

天井吹出し型誘引ユニットによる室内環境制御手法に関する研究
 —暖房時病室における室内熱環境および換気性能の事例
Controlling Method of Indoor Environment in Sickroom with Ceiling Induction Diffusers
Effect of Position of Exhaust Openings on Indoor Thermal Environment
and Ventilation Characteristics

○陳 贇 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学)

Yun CHEN^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1}
 Yoshihisa MOMOI^{*1} Kazunobu SAGARA^{*1}
^{*1} Osaka University

In sickrooms, there is the odor problem from patients and diapers. In this study, as a means of obtaining high indoor air quality in sickrooms, the authors propose the air-conditioning method with Ceiling Induction Diffuser (CID) on the ceiling. In previous study, thermal environment and thermal comfort of occupants in the room with this diffusers were investigated by experiments. However, the air flow distributions or temperature distribution were not clarified. In this study, the effect of position of exhaust openings and thermal environment and ventilation characteristics were investigated by CFD.

1. はじめに

病室は、入院患者にとっては療養生活の大半を過ごす空間となるため、温冷感を与える温熱環境、感染の危険性やにおいの問題のある空気環境ともに、快適で健康影響のないレベルに維持されなければならない。しかし、病室の換気については、最低換気回数で2回/hを維持することが目標になってはいるが、室内の濃度、温度分布に関する十分な検討はなされることなく、空調設備の設計が行われることも多い。

PACなどの対流式空気調和システムを採用している一般的な病室における問題として、空調吹出し口から発生する気流が直接患者にあたるドラフト・温度の不均一・入院患者から発する汚染物やおむつ交換の際の臭気が挙げられる。そこで、筆者らは、冷房時26℃の室内に13℃の低温空気を吹出し、誘引作用によって室内空気と混合し、18℃程度の混合空気を整流後低速で吹き出す天井設置型誘引ディフューザー (Ceiling Induction Diffuser, 以下CIDと) を用いる空調吹出し方式¹⁾に着目し、CIDを有する室内での室内熱環境と換気特性を明らかにすることを目的として研究を行うこととした。なお、本ディフューザーは、コイルを持たず、放射効果も期待されることから、全空気式放射ユニット (誘引エアビーム) と呼ばれ、市販されているものである。

本報では、CIDを有する4床病室において人体から発生した顕熱と臭気などの汚染物がどの様に移流、拡散し室内分布を形成するか、また、それらに排気口の位置がどのような影響を及ぼすものであるのかについてCFDによる検討を行った結果について報告する。なお、汚染物については、一次拡散性状についてのみ検討を行った。

2. 解析概要

2.1 CID方式

前述の通り、CID方式 (Ceiling Induction Diffuser) はコイルを持たない全空気式で、放射効果も狙った吹出し方式である。Fig.1に示す通り、リターンを含む外調機からの給気が細いノズルから吹き出され、室内の空気を誘引して混合し、さらに整流された後に大面積から低速で吹き出されるしくみである。外調機からの給気と誘引空気の流量比は20 : 13である。また、整流後の吹出し面には、多数の直径5mmの孔が開けられたパネルが取り付けられている。(ADu-180、木村工機株式会社製)

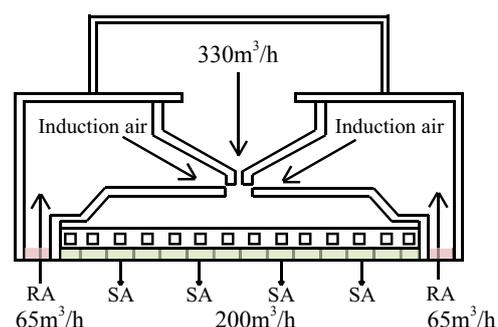


Fig.1 Section of CID

2.2 解析空間

Fig.2に示す4床室を解析対象としてCFDによる定常解析を行った。解析空間は7500×5400×2500mmの一室であり、実物の室では2面に窓を有するがCFD上では再現していない。

2.3 解析条件

CFDによる解析手法をTable1に、給気条件をTable2、排気条件をTable3に示す。給気は各ベッド上部の天井面に設置した1000×600mmの面(SA1～SA4)から均一

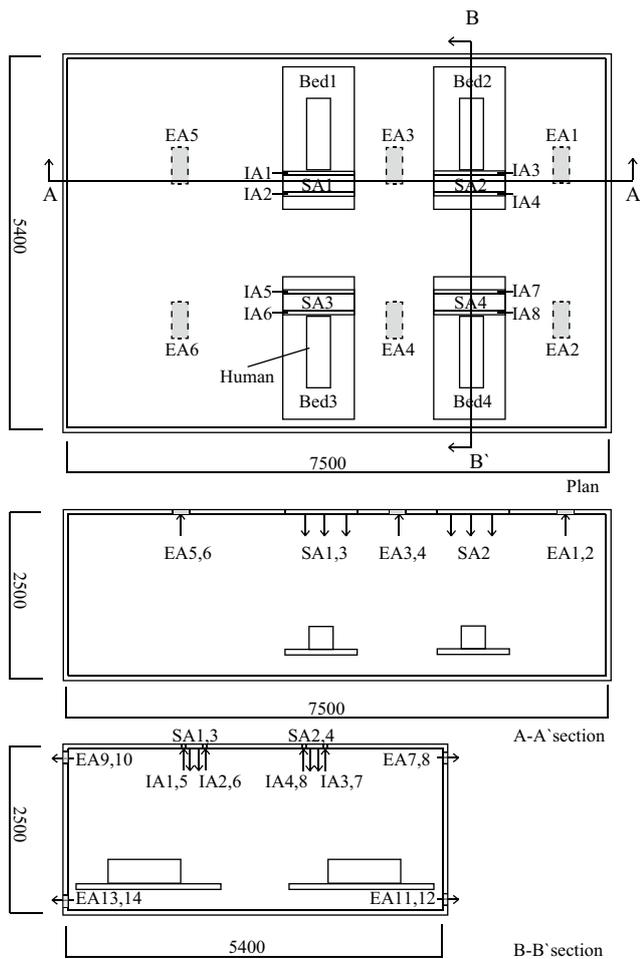


Fig. 2 Dimensions of Room Model for CFD

な低風速で行う。実際のディフューザーは多孔パネルであるが、ここでは均一な風速とした。流量は1ユニットにつき 330 m³/hである。給気口の両側には、室内の空気を誘引する開口 (100 × 1000mm) が存在し (1ユニットにつき 65m³/h × 2 個)、実際には給気 (200 m³/h) と混合して再度室内に吹き出されるが、解析上は排気口として取り扱った。排気 (EA) としては、他に天井面に設置した 300 × 500mm の排気口から 400m³/h、或いは、壁面に設置した 300 × 300mm の排気口から 200m³/h の排気を行う。ユニットの排気口を固定した上で、他の排気口 (天井と壁面) の位置を検討パラメータとして、Case1 - Case5 の5条件で解析を行った。各 Case での EA 条件を Table3 に、人体からの発熱条件を Table2 に示す。

なお、ここでは夏の冷房時を想定したが、窓や壁を通した貫流熱はないものとし、放射計算はせず、壁面は完全断熱とした。室内の発熱は人体からの発熱 40W × 4 (= 160 W) だけであり、機器発熱、照明発熱などはないものとした。従って、平均の排気温度は 18.5°C となる。なお、人体の発熱面積は 1.05m² とし、発熱量は 38.1W/m² となる。また臭気を代表するトレーサガスとして、模擬人体 (0.3 × 0.3 × 1m) の上面の一部 (0.1 × 0.3m) から CO₂ を 1 体あたり 15 L/min 発生させた。メッシュサイズ

Table 1 Summary of Analysis

CFD code	Fluent14.5
Turbulence model	Standard k ε model
Density	Boussinesq approximation
Discretization scheme	QUICK
Calculation algorithm	SIMPLE
Number of mesh	85643

Table 2 Inlet Condition

	SA1	SA2	SA3	SA4
Flow rate(m ³ /h)	330			
Velocity(m/s)	Vy= 0.2291			
Temperature (°C)	18.2			
Size(mm)	1000×400			
Boundary condition	$k \frac{3}{2} (IU)^2, \epsilon \frac{C_{\mu} k^3}{L}$ (I 1%, C _μ 0.09, L 0.005m)			

Table 3 Outlet Condition

		Position	Size(mm)	Flowrate(m/s)	Velocity(m/s)
Case1	EA1	Perimeter Zone of Ceiling	300×500	400	Vy=0.7041
	EA2				
Case2	EA3	Center of Ceiling	300×500	400	Vy=0.7041
	EA4				
Case3	EA5	Interior zone of Ceiling	300×500	400	Vy=0.7041
	EA6				
Case4	EA7	Upper of wall	300×300	200	Yz= ± 0.6173
	EA8				
	EA9				
	EA10				
Case5	EA11	Lower of wall	300×300	200	Yz= ± 0.6173
	EA12				
	EA13				
	EA14				

Table4 Induction Air Condition

	IA1	IA2	IA3	IA4	IA5	IA6	IA7	IA8
Flow rate(m ³ /h)	65							
Velocity(m/s)	0.181							
Size(mm)	100×1000							

Table 5 Heat Generation Rate

	Human(w/person)
Heat generation	40
Human model size (mm)	300×300×1000

は 50mm でメッシュ数は約 80 万である。

3. CFD 解析結果

3.1 温度・風速ベクトル・CO₂ 濃度分布

Fig. 3 に、床上高さ 100mm、900mm の断面での室内温度及び床上 900mm での CO₂ 濃度分布を、Fig. 4 に A-A' 断面及び B-B' 断面 (Fig. 1 参照) における温度分布と A-A' 断面における CO₂ 濃度分布を示す。CO₂ 濃度は、体積比で表現している。

温度分布 (Fig. 3(1) (2)、Fig. 4(1) (2)) から Case 間の分布性状自身に大きい差異はみられないが、Case1, 2 では、他の Case より全体的にやや低い温度となっており、Case5 は全体的に最も高い温度分布となっている。これは、Case1, 2 はベッド上部に近い位置に排気口が位置していることから人体からの発生熱の排出効率が高いのに対して、Case5 の排気は壁面上の床に近い高さに設置されており、室上部に滞留する人体から発生した熱を直ぐ

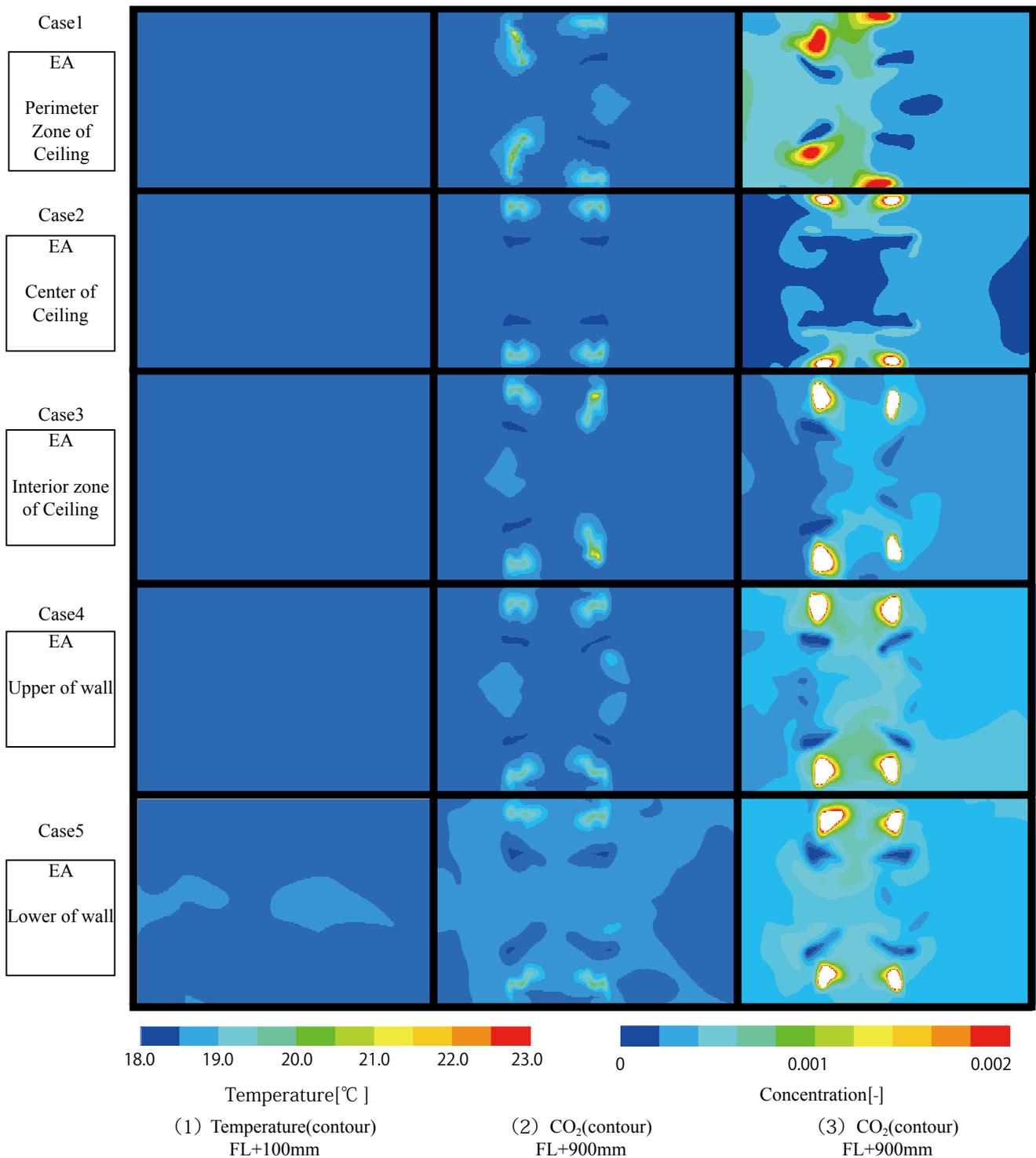


Fig.3 Distribution of Temperature and CO₂ Concentration in Plan

に排出できないために、排熱効率が相対的に悪いものと考えられる。

室内の CO₂ 濃度分布は、基本的には、温度分布と同様の分布性状を示している。今回は、発熱部位と CO₂ ガスの発生部位がほぼ同じであることから、当然の結果とも言えるが、熱については、室内 CID ユニットに誘引された熱が平均的に混合されて 18.2°C で給気されると設定しているが、CO₂ については、給気と混合して再給気さ

れることはなく、そのまま排気されると仮定している。従って、CO₂ 濃度分布については、ユニットでの再循環を考慮できていないことになり、人体から発生して直接移流・拡散した CO₂ による濃度分布であることに注意が必要である。一方、温度についても、誘引された空気の温度に関わらず、吹出し温度を 18.2°C と設定しており、このことは、内部発熱として約 2400W を想定していることになるが、実際には、室内に 160W の発熱しか設定し

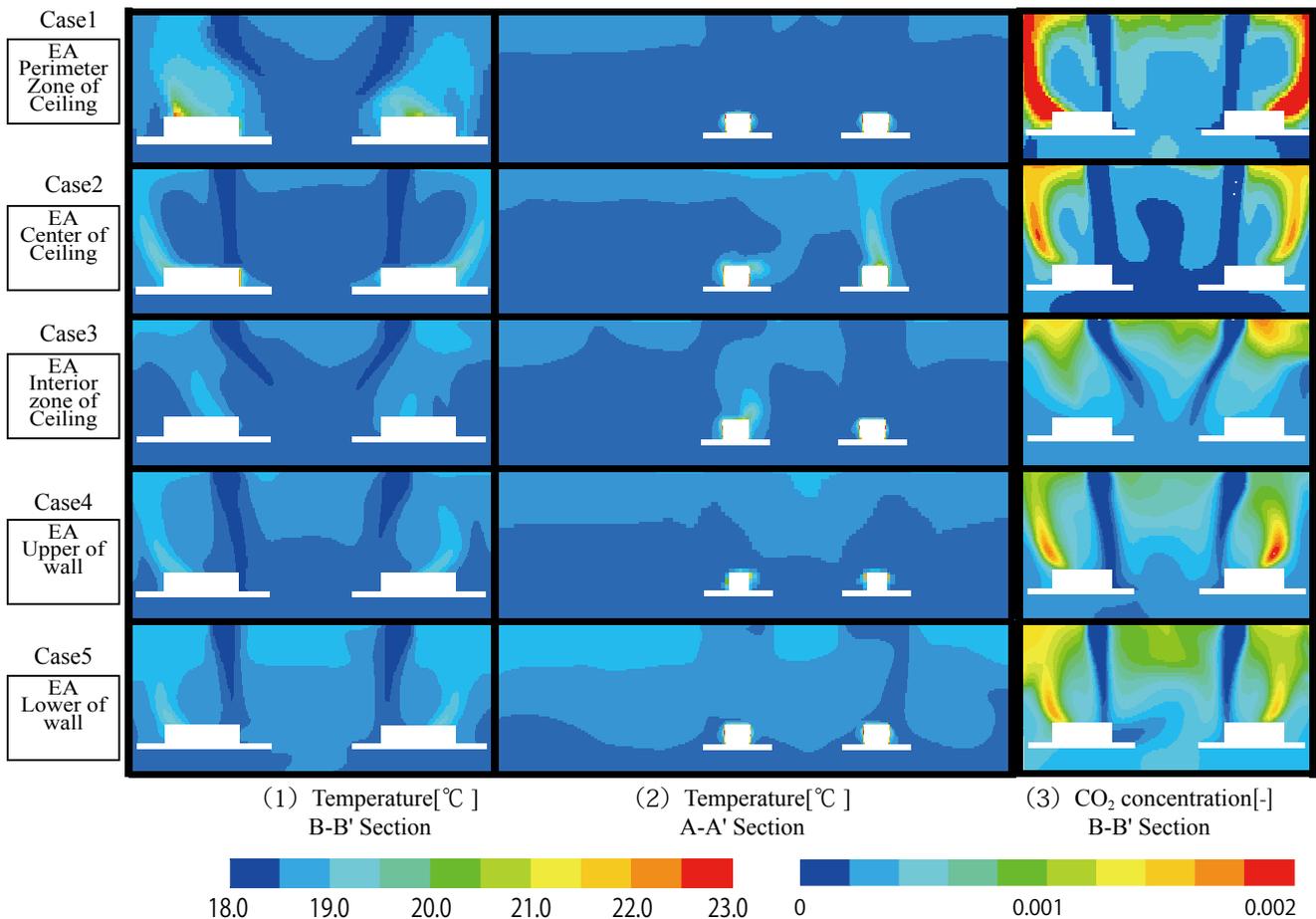


Fig.4 Distribution of Temperature and CO₂ Concentration in Sections

ていないことから、実際の室内温度は、計算値よりは大幅に小さいものとなる。従って今回の計算で得られた温度分布は、室内に均一な 2240W の発熱が生じた場合の結果と考えることができる。本来は、誘引された室内空気と外調機からの給気との混合を考慮した計算が必要である。

3.2 居住域平均温度

床面から、床上 1800mm までの領域を居住域（但しベッド上方の空間は除く）と設定し、それより床上 1800mm から天井までを非居住域と設定し、それぞれの平均温度を各ケースごとに求めたものを Fig. 5 に示す。どの Case においても、居住域の温度に比較して、室上部の非居住域の方が平均的に 0.2 °C 程度高いことがわかる。これは、Fig. 4 に見られた、室内の上下温度分布に起因するものである。平均温度の大小について見ると、Case1<Case2<Case3<Case4<Case5 の順に高くなっていることがわかる。壁より天井、かつベッドに近いほど、排熱の効率が高いと言え、これは同時に人体発生の汚染物濃度も同様の傾向であることを示唆している。いずれにしても、今回想定した CID 方式の室内ユニットを用いる場合、排気口の位置が室内の温度と汚染物濃度の分布に影響を与えることが確認できたと言える。

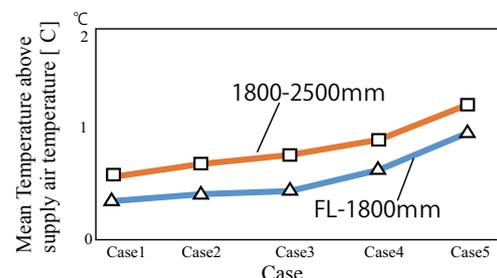


Fig.5 Mean Temperature in occupancy zone and non-occupancy zone in each case (above supply air temperature) [°C]

4. まとめ

CID 方式を採用した 4 床病室内での温度分布と人体発生汚染物濃度分布について CFD を用いて検討をした結果、排気口の位置によって、室内の温度・濃度分布が影響を受けることを明らかにすることができた。今後は、誘引の効果を検討した CFD 解析、間仕切りカーテンや外気導入量の影響も検討する所存である。

【参考文献】

- 丸山茜, 齋藤輝幸: 「病室における全空気式誘引放射空調の熱的快適感評価に関する研究 (第 1 報) 冬期着座姿勢と就寝姿勢における検討」, 平成 26 年度空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 CD, C-43, 2014 年

放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究

(その5) 非等温場における CFD 解析の精度検証

A Study on Semi-Displacement Ventilation using Radial Wall Jet (Part 5) Accuracy of CFD Analysis under Non-Isothermal Condition

○杉田 雄希 (大阪市立大学) 小林 知広 (大阪市立大学)
梅宮 典子 (大阪市立大学) 岸本 孝志 (きんでん)
Mats Sandberg (イエブレ大学)

Kazuki SUGITA *¹ Tomohiro KOBAYASHI *¹ Noriko UMEMIYA *¹ Takashi KISHIMOTO *² Mats SANDBERG *³
*¹ Osaka City University *² Kinden Corporation *³ University of Gävle

The Impinging Jet Ventilation (IJV) System is an air-conditioning method to form thermal stratification within a room as well as Displacement Ventilation (DV) System. The strength of the IJV system seems that it is less likely to generate horizontal temperature distribution even when large heat load exists in the room because of higher momentum than DV system. The final objective of this work is to establish a simplified prediction method of vertical temperature distribution which can be used in the design phase. Since numerical experiments using CFD are needed in this procedure, accuracy of CFD for IJV system is studied under non-isothermal condition in this paper, and the effects of turbulence model and wall treatment are to be shown.

1. はじめに

室内の居住域のみを対象とする空調方式は非居住域の空調制御条件の緩和ができるため、省エネルギーの観点から有効と考えられる。そのような効率的な空調方式の一つとして置換換気方式^{1,2)}(Displacement Ventilation 方式、以降 DV 方式)があるが、DV 方式は低温・低速で給気を行うため、大きな熱負荷がある場合にはその周辺で気流が上昇して水平方向に温度分布が生じるという問題点がある。また、室下部での急な温度勾配による足下付近の過剰冷却の問題も存在する。一方、DV 方式と同様に上下温度分布を形成し、水平方向の温度分布が生じにくい方式として、床面付近に設置したダクトから鉛直下向きに給気し、床近傍で水平方向に広がる衝突噴流により空調を行う方式^{3,4)}(Impinging Jet Ventilation 方式、以降 IJV 方式)が提案されている。この方式は DV 方式に比べて室下部が適度に混合するため、足下付近の過剰冷却を解消し、冬期の暖房にも適用できる可能性を有するが、その詳細な性状は十分には明らかにされていない。

既往の研究^{5,6)}では DV 方式と IJV 方式における気流分布および鉛直温度分布の基礎的性状の比較を行い、初期段階として等温場における CFD 解析の精度検証を行った。本研究では、非等温場における CFD 解析のケーススタディを行い、最終的には数値実験に基づく鉛直温度分布の簡易予測モデルの提案を行うことを目的とする。そのためには非等温場での CFD 解析の精度検証が必要であるため、本報では実験室実験による結果と CFD 解析の結果を比較して精度検証を行う。

2. 実験室実験

2.1. 実験概要

実験は 2014 年 7 月 19 日～7 月 20 日に行った。Fig.1 に示す実験室(幅 9,000mm×奥行き 5,000mm×高さ 2,700mm)において、直径 300mm の半円筒型の IJV 吹出口(Fig.2)を下端が床上 600mm の高さになるように設置し、実験室外の空調機に接続した。ここでは、冷房時を想定した熱負荷として室中央に発熱体(2kW)を設置し、IJV 方式における風速測定および温度測定の実験を行った。

2.2. 測定概要

CFD 解析の精度検証時の真値の取得のため、吹出風量 600m³/h、吹出温度 20℃の実験条件で、空調開始後概ね定常状態となったところで、吹出口付近における風速・温度測定および空間温度測定を行った。風速測定は、I 型熱線流速計(日本カノマック

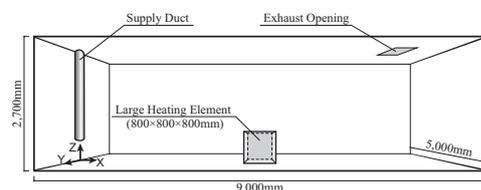


Fig.1 Experimental Setup

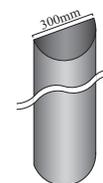
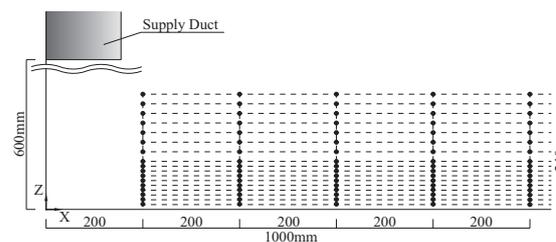


Fig.2 IJV Inlet



● Measurement Point for Vertical Velocity Profile with Hotwire Anemometer (10points at every 10mm up to Z=100mm, and 7points at every 20mm above Z=100mm)

Fig.3 Measurement Point of Velocity around Diffuser

ス、0251R-T5 型 $\phi 5\mu\text{m}$ タングステン) を用いて行った。測定点は全て中心断面 ($Y=0\text{mm}$) 上とし、サンプリング周波数 1,000Hz、平均化時間 30 秒とした。吹出口付近における測定点は、 $X=200\text{mm}$ から水平方向に 200mm 間隔で高さ $Z=240\text{mm}$ までの風速の鉛直分布 85 点 (17 点 \times 5) とした (Fig.3)。温度測定は、T 型熱電対 (旭産業, T-0.32-PVC-VKF) を用いて、Fig.4 に示す位置の鉛直温度分布を測定した。測定点は $X=250\text{mm}$ から水平方向に 100mm 間隔かつ鉛直方向に 100mm 間隔で高さ $Z=600\text{mm}$ までの 78 点 (6 点 \times 13) とした。また、吹出口近傍以外の空間温度測定も実施し、水晶温度計 (九州計測器, TempLAN) を用いて Fig.5 のプロットで示す位置の鉛直温度分布を測定した。図中の黒プロットで表す中央断面 ($Y=0\text{mm}$ および $X=4500\text{mm}$) 上においては鉛直方向に 250mm 間隔で 12 点 (ただし最上部のみ 200mm 間隔)、白プロットの点は 500mm 間隔を基本として $Z=250\text{mm}$ も追加して 6 点とした。CFD の温度境界条件の取得を目的として、Fig.5 の灰色プロット位置で表面温度の鉛直温度分布を T 型熱電対により測定した。なお、温度測定のサンプリング

周波数は 0.1Hz、平均化時間は 30 秒とした。

3.CFD 解析の精度検証

3.1.CFD 解析概要

Table1,2 に CFD 解析条件を示し、Fig.6 に解析に用いた実験室の解析領域およびメッシュレイアウトを示す。メッシュの分割幅は最小 3mm とし、吹出口・発熱体等の流れが複雑になると考えられる領域から離れる方向に分割領域が大きくなるように設定した。乱流モデルには標準 k- ϵ モデル (SKE)、RNGk- ϵ モデル (RNG)、せん断応力輸送 k- ω モデル (SST)、Large Eddy Simulation (LES) の 4 種を用いた。RANS モデルの解析空間は計算負荷を軽減するために Free Slip 境界を用いて実験室の半分のみを再現した。流入境界面の位置は吹出口下端とし、吹出風量 $600\text{m}^3/\text{h}$ を吹出口面積で除した風速および実験から得られた給気温度を境界条件に与えた。発熱体表面の熱的境界条件は熱流束で与え、発熱量 2kW を表面積で除した $625\text{W}/\text{m}^2$ とした。室の壁面については実験により得られた鉛直温度分布を与えたが、給気口が設置された壁のみ断熱境界とした。解析は非等温場とし、移流項の差分スキームには QUICK を用いた。LES では Smagorinsky-Lilly モデルを用い、瞬時値の非定常計算であるため、対称面を設けず、解

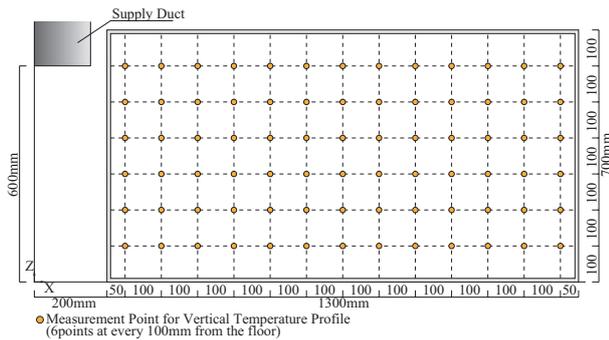


Fig.4 Measurement Point of Temperature around Diffuser

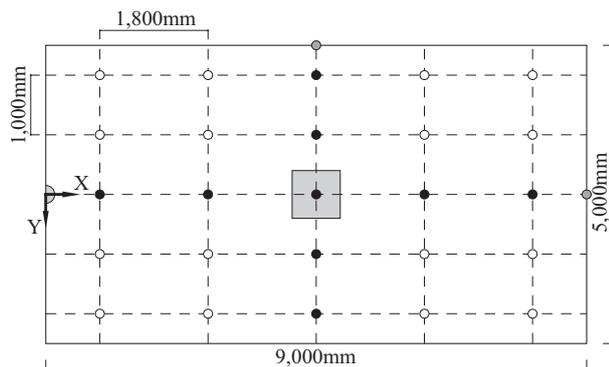


Fig.5 Measurement Point of Indoor Temperature

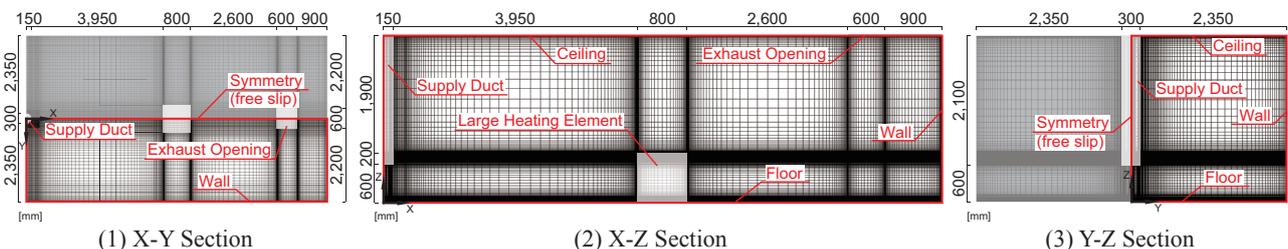


Fig.6 CFD Calculation Domain and Mesh Layout (RANS Model)

Table1 CFD Analysis Condition (RANS Model)

CFD code		Fluent 14.5
Turbulence Model		Standard k- ϵ Model (SKE)
		RNG k- ϵ Model (RNG)
		Shear-Stress Transport k- ω Model (SST)
Algorithm		SIMPLE
Discretization Scheme for Advanction Term		QUICK
Boundary Condition	Inlet	Velocity Magnitude : 4.716m/s Turbulent Intensity : I=10% Turbulent Length Scale : L=21mm
	Outlet	Velocity Magnitude : 0.463m/s
	Walls (Heat)	Wall (X=0) : Adiabatic Boundary Other Walls : Temperature Boundary
	Walls (Velocity)	Heating Element Surface : Heat Flux Boundary Symmetry : Free Slip
	Other Walls	Generalized Log Law
Total Number of Cells		2,023,362

Table2 CFD Analysis Condition (Large Eddy Simulation)

CFD code		Fluent 14.5
Turbulence Model		Large Eddy Simulation (Smagorinsky-Lilly Model)
Algorithm		Implicit Method (SIMPLE)
Discretization Scheme for Advanction Term		Bounded Central Differencing
Time Step		0.01s (100Hz)
Total Calculation Term	Preconditioning	3,000 time step (30s)
	Main Calculation	30,000 time step (300s)
Boundary Condition	Inlet	Velocity Magnitude : 4.716m/s (Constant)
	Outlet	Velocity Magnitude : 0.463m/s (Constant)
	Walls	Warner & Wengle's linear-power law
Smagorinsky Coefficient		0.1
Total Number of Cells		2,423,104

析空間は実験室全体とした。SKE の解析結果を初期条件とし、計算時間間隔は 0.01 秒 (100Hz) とし、3,000 ステップ (30 秒) までを助走計算として結果を破棄し、その後の 30,000 ステップ (300 秒) の結果を用いて時間平均値の算出を行った。

3.2. 乱流モデルに関する検討

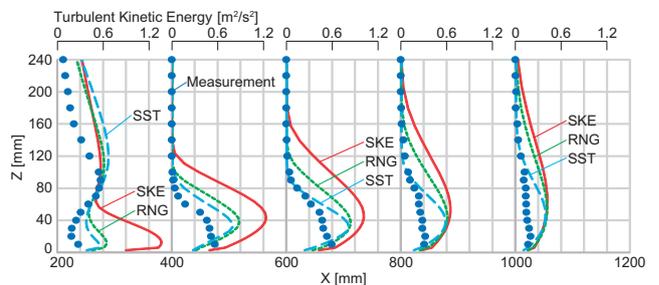
4 種の乱流モデル SKE、RNG、SST、LES の解析結果および実験結果の比較を行う。Fig.7 に吹出口付近の風速・乱流エネルギー k ・エネルギー消散率 ε の分布を示す。風速分布において $X=200\text{mm}$ では LES で差が生じており、給気直後に下向きの運動量の拡散を過大評価している。また、 $X=400\text{mm}$ では SKE を除く乱流モデルでは全体的に実験結果に概ね一致しており、それ以降では床面付近で差が生じる傾向が見られる。SKE では概して差が大きいことが示され、全体的には SST が実験結果と概ね一致する傾向を示す。また、吹出口付近における鉛直温度分布の比較結果を Fig.8 に示し、中心断面 ($Y=0\text{mm}$) 上における空間温度分布の結果を Fig.9 に示す。温度分布においては SST, LES が実験結果に比較的良く一致し、SST では発熱体上部の熱プルームの影響が適切に再現されている。吹出口のごく近傍では LES が RANS モデルに比べてよく混合している傾向が見られる。

本検討では、吹出口近傍あるいは床面のごく近傍の風速・乱流統計量の過大評価が見られた。実験における風速の過小評価もあり得るが、この領域の解析精度向上の可能性を探るため、次節では床面の速度の壁面境界条件の取り扱いに関する検討を行う。

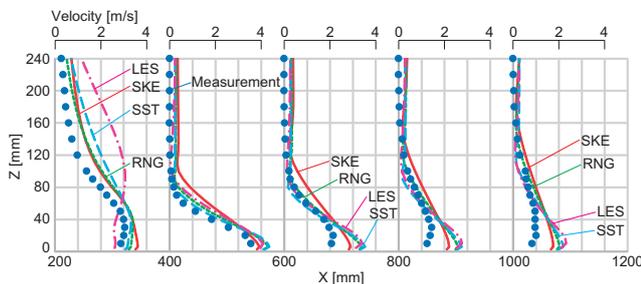
3.3. 床面粗度の検討

CFD 解析では比較的粗度の小さな床面を想定した境界条件を設定したのに対し、実験では床面にタイルカーペットが敷設されており、床近傍で摩擦が働き、風速が低減された可能性が考えられるため、床面の粗度の影響を考慮した検討を行う。本研究では、次式のように標準壁関数を ΔB を用いて補正することで壁面粗さを考慮する⁷⁾。

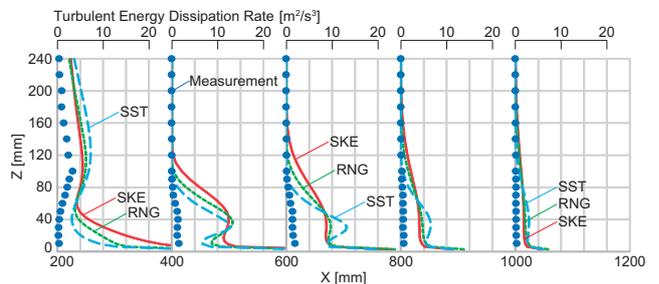
$$\frac{u_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(\frac{E y_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{v} \right) - \Delta B$$



(2) Turbulent Kinetic Energy (RANS)



(1) Velocity Resultant of X and Z Components



(3) Turbulent Energy Dissipation Rate (RANS)

Fig.7 Velocity, Turbulent Kinetic Energy and Turbulent Energy Dissipation Rate Distribution on the Central Cross-Section

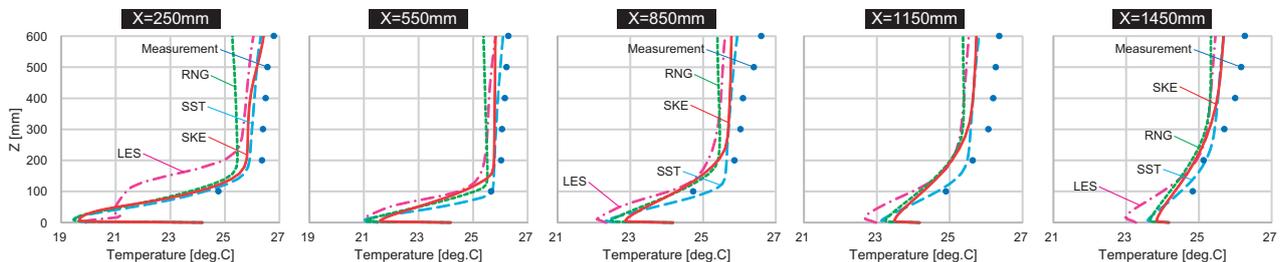


Fig.8 Vertical Temperature Distribution on the Central Cross-Section around Diffuser

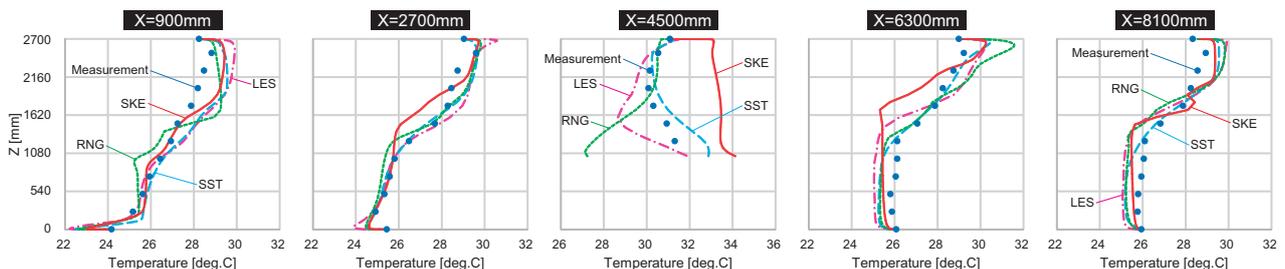


Fig.9 Vertical Temperature Distribution on the Central Cross-Section

なお、 ΔB は粗度 Re 数 K_s^+ の関数であり、粗さの程度により挙動が異なり、次のように K_s^+ に応じて算出される。

・滑らかな領域 $K_s^+ < 2.25 : \Delta B = 0$

・遷移域 $2.25 < K_s^+ < 90 :$

$$\Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln \left(\frac{K_s^+ - 2.25}{87.75} + C_s K_s^+ \right) \sin[0.4258 \{ \ln(K_s^+) - 0.811 \}]$$

・粗い領域 $K_s^+ > 90 : \Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln(1 + C_s K_s^+)$

なお、 C_s は粗度定数であり、 $0.5 \sim 1$ の値を取り、不均一な粗さを持つ壁面ほど大きい値を与える必要がある。また、粗度 Re 数 K_s^+ は次式のように定義されており、絶対粗度 K_s を与えることにより算出される。

$$K_s^+ = \frac{K_s C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{\nu}$$

K_s は第一メッシュの寸法より小さい値を与える必要があるため、Table3 のように床面の境界条件を与えた。解析には SST を用いた。吹出口付近における風速分布の比較結果を Fig.10 に示し、空間温度分布の結果を Fig.11 に示す。床面のごく近傍の風速が実験結果に近づく傾向を示すが、吹出口近傍の風速の過大評価の大幅な改善は見られない。温度分布は多少実験結果から遠ざかる傾向が見られたが、Case 毎に大きな差異は見られない。

4. まとめ

本研究では非等温場における IJV 方式を対象とした CFD 解析の精度検証を目的として、実験室実験および CFD 解析を行った。ケーススタディに最も

Table3 Roughness Height and Constant of the floor

	Roughness Height K_s	Roughness Constant C_s
Case1 (Default)	0 [mm]	0.5
Case5	2 [mm]	0.5
Case6	2 [mm]	1

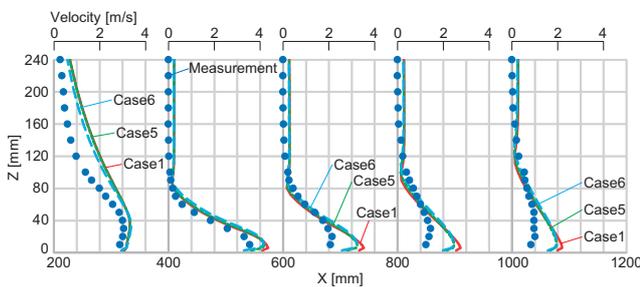


Fig.10 Vertical Velocity Distribution on the Central Cross-Section

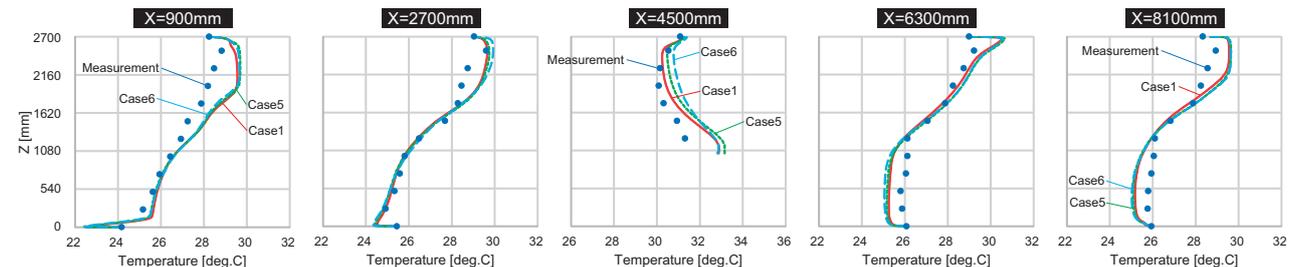


Fig.11 Vertical Temperature Distribution on the Central Cross-Section

精度が重要な温度分布に関して SST, LES とともに実験結果と比較的良好に一致していたと言える。このため、計算負荷と精度の観点から、IJV 方式のケーススタディに最も適した乱流モデルは SST であると言える。今後の課題として、IJV 方式の冬期における暖房での風速分布・空間温度分布の基礎的性状の把握を行うとともに、室内負荷の条件や空調吹出条件を変更した CFD 解析を行う必要がある。将来的には、ケーススタディに基づく鉛直温度分布の簡易予測モデルの提案を行う所存である。

[記号表]

- u_p : 壁面第 1 セルの壁面接線方向速度 [m/s]
- k_p : 壁面第 1 セルの乱流エネルギー k の値 [m^2/s^2]
- y_p : 壁面第 1 セルの中心までの距離 [m]
- τ_w : 壁面せん断応力 [$kg/m \cdot s^2$]
- ρ : 流体密度 [kg/m^3]
- C_μ : モデル定数 [-] (=0.09)
- ν : 動粘性係数 [m^2/s]
- E : 経験定数 [-] (=9.0)
- κ : カルマン定数 [-] (=0.4)
- K_s^+ : 粗度 Re 数 [-]
- K_s : 絶対粗度 [m]
- C_s : 粗度定数 [-]

[謝辞]

実験器具をお貸し頂いた大阪大学建築環境・設備 Gr に深謝申し上げます。なお、本研究の一部は科学研究補助金（若手研究 B、課題番号 24760476（研究代表：小林知広））の助成を受けた。

[参考文献]

- 1) P.V.Nielsen : DISPLACEMENT VENTILATION-theory and design, Aalborg University, 1993
- 2) Daid Etheridge, Mats Sandberg : BUILDING VENTILATION Theory and Measurement, John Wiley & Sons, 1996
- 3) T.Karimipannah, H.B.Awbi : Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ven-tilation, *Building and Environment*, Vol.37, Issue 12, pp.1329-1342, 2002
- 4) H.Chen and B.Moshfegh : Comparing k- ϵ Models on Predictions of an Impinging Jet for Ventilation of an Office Room, *Proceedings of Roomvent 2011*, In Digital Media, 2011.6
- 5) 宇佐美亮太, 小林知広ら : 放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究 (その 1), 空気調和衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp.277-280, 2013.3
- 6) 富田篤, 小林知広ら : 放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究 (その 3), 空気調和衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp.413-416, 2014.3
- 7) T.Cebeci and P.Bradshaw : "Momentum Transfer in Boundary Layers", Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1977

無菌治療室を対象とした垂直及び水平層流換気システムの換気効率評価

Ventilation Efficiency of Vertical/Horizontal Ventilation for Bio-Clean Sickroom

○徳原 盛孝 (大阪市立大学)

小林 知広 (大阪市立大学)

梅宮 典子 (大阪市立大学)

雉鼻 一郎 (日本医化器械製作所)

飯田 哲司 (日本医化器械製作所)

Moritaka TOKUHARA *¹ Tomohiro KOBAYASHI *¹ Noriko UMEMIYA *¹ Ichiro KIJIHANA *² Tetsuji IIDA *²

*¹ Osaka City University *² Nippon Medical & Chemical Instruments

After the guideline regarding bioclean sickroom by Ministry of Health, Labour and Welfare was revised, and it shall now be provided with vertical/horizontal laminar ventilation system. Nevertheless, details of these ventilation system have not been sufficiently defined. Consequently, the performance of bioclean sickroom has not been evaluated quantitatively. This work conducts CFD analysis for four cases of vertical/horizontal laminar ventilation system, and evaluates their ventilation performance in terms of ventilation efficiency.

1. はじめに

平成 24 年 4 月より無菌治療室の空調設備は垂直層流方式、水平層流方式またはその双方を併用した方式をとることが義務化された^{1,2)}。「垂直層流方式」「水平層流方式」に関しては、厚生労働省による疑義解釈は見られるものの、明確に定義されているとは言い難い。無菌治療室に関する研究事例³⁾はこれまでも見られるものの、前述の背景から各方式の評価手法も確立されていないため、定量的な性能評価はあまり見られない。そこで本研究では各種垂直・水平層流換気方式の定量的な性能評価を行うことを目的とする。本報では、一般的な垂直層流換気

方式、水平層流方式、さらに床面にブロック式吸引ユニットを敷設した垂直換気層流方式を対象として CFD 解析により性能評価を行う。ここでは各換気方式を「病室に対する換気システムの効率」という観点からの定量的評価を目的とする。そのため具体的な汚染物質発生を想定する手法ではなく空気齢に基づく評価手法を採用し、各方式の空気交換効率と局所空気交換指数⁴⁾の評価を行った結果を報告する。

2. 対象とする無菌病室の換気システム

Fig.1 に本研究で想定した無菌治療室の換気システムの概要を示す。Case1, 2 は壁面ダクトから排気す

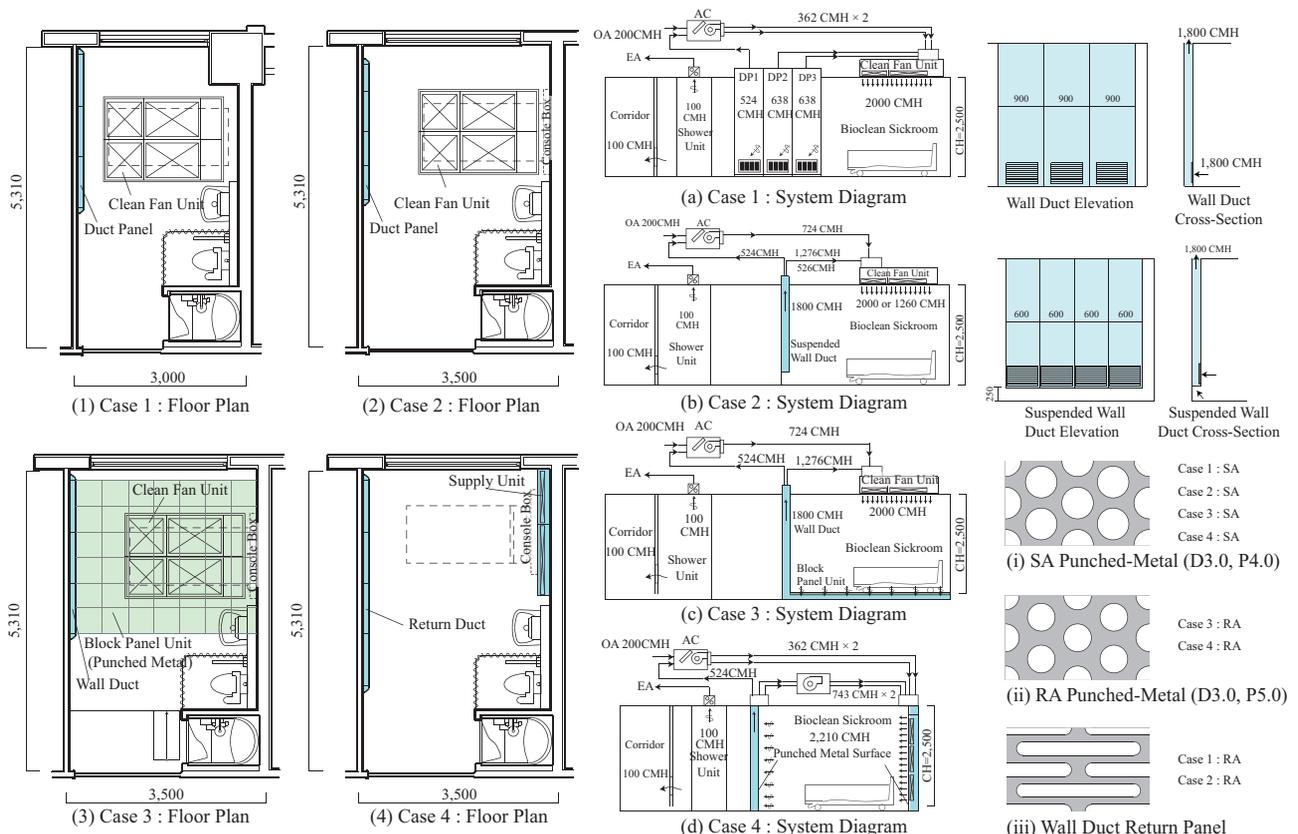


Fig.1 Figure of Sickroom for The Analysis

る垂直層流方式、Case3 は表面がパンチングメタルのブロック式吸引ユニットから下方向に吸い込み、その下部で水平に気流を移動させて壁ダクト内で排気する垂直層流方式、Case4 は主にベッド付近で壁面から給気し、対面する壁面から排気する水平層流換気方式を想定した。各条件の SA または RA 部にはパンチングメタルやパネルが用いられており、これを CFD 解析で再現しつつ室全体を解析することは計算負荷の観点から難しい。そこで、一様流下のパネル部の圧力損失特性を明らかにした上で病室全体を対象とした計算の構造格子に特性を組み込む。

3. 給排気パネルのみを詳細に再現した CFD 解析

3.1 CFD 解析概要

SA/RA パネルの圧力損失特性を明らかにするため、各パネルを非構造格子によって詳細に再現して一様流下での CFD 解析を行う。Fig.2 及び Fig.3 に断面図及び解析領域のメッシュレイアウトを示す。また、Table1 には給気、排気部に用いられたパンチングメタル及びダクトパネルの詳細、Table2 に CFD 解析条件を示す。ここでは対称となる位置で主流方向に直向する解析空間の境界を Free Slip 境界とすることで無限に続く平板を再現して圧力損失の評価を行う。格子分割幅は最小 0.4mm とし、対象とするパネル部から主流方向に離れるにつれて分割幅が大きくなるように設定した。流入境界では一様流入流速の値を 10 段階に変化させ、0.1m/s から 1.0m/s まで 0.1m/s 刻みとした。流出境界は圧力規定とし、乱流モデルは標準 k-ε モデルを用いた。

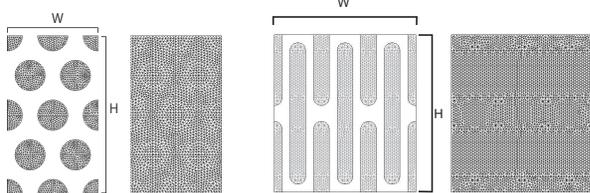


Fig.2 Mesh Layout on Cross-Section for RA-1 and RA-2

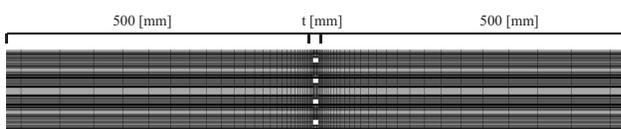


Fig.3 Calculation Domain and Mesh Layout

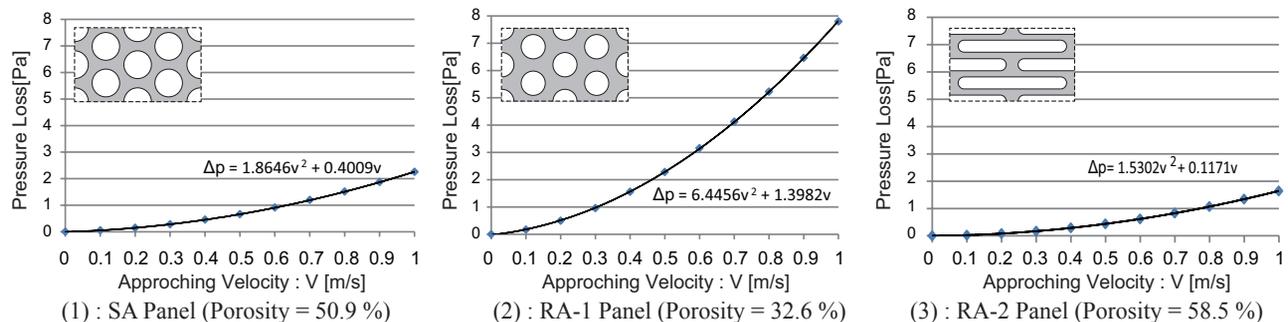


Fig.4 Correlation between velocity and Pressure Loss for each case of SA/RA panel

3.2 解析結果と圧力損失特性式

Fig.4 に各パネルに関するアプローチフロー風速と圧力損失（流入境界の静圧差）を示す。ここで得られた流速と圧力損失の特性式は、次章に示す CFD 解析でその設置が想定される位置の構造格子において、運動量保存式に損失項を加えることで考慮される。なお、圧力損失の特性式は風速の 2 次式で与えることを想定するため、Fig.4 には得られた特性式の 2 次の近似式も併記しており、この 2 次式は次章の CFD 解析のパネル位置では以下の式により粘性抵抗係数と慣性抵抗係数に基づいて運動量損失項として反映することとする。

$$\Delta p_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha_i} v + C_{2i} \frac{1}{2} \rho v^2 \right) \Delta n \quad (1)$$

右辺第 1 項はダルシー則に基づく粘性による損失項で右辺第 2 項は慣性による損失項を表す。ここで α_i [m²] は浸透率で、その逆数の $(1/\alpha_i)$ [1/m²] が粘性抵抗係数を表す。また、 C_{2i} [1/m] は慣性抵抗係数を表す。 Δn は格子の厚みである。本研究では、ここで得られた圧力損失特性式の 1 次と 2 次の係数に基づき算

Table 1 Basic Information of SA/RA Panel

	Panched Metal	Duct Panel
ID	SA	RA-1 RA-2
Diameter : D	3.0 mm	3.0 mm
Pitch : P	4.0 mm	5.0 mm
Porosity : ϕ	50.9 %	32.6 % 58.5 %
W	8 mm	10 mm 54 mm
H	13.856 mm	17.32 mm 60 mm
T	1.2 mm	3.0 mm 1.2 mm
Total number of grids	205,920	338,988 649,704

Table 2 CFD Analysis Condition

CFD Code	ANSYS Fluent 14.5	
Discretization Scheme for Advection Term	QUICK	
Algorithm	Steady State (SIMPLE)	
Boundary Condition	Inlet	Velocity : 0.1 to 1.0 m/s (every 0.1 m/s) k, ϵ : based on Turbulent Intensity and Length Scale $I=1.0\%, L=10\text{mm}$
	Outlet	Gauge Pressure : 0 Pa
	Wall	Metal Wall : Standard Wall Function (Generalized Log Law) Symmetry : Free Slip
Total Number of Grids	205,290 ($D=3.0, P=4.0$ Porosity 50.9%)	
	338,988 ($D=3.0, P=5.0$ Porosity 32.6%)	
	649,704 (Porosity 58.5%)	
Turbulence Model	Standard k-epsilon Model (SKE)	

出された α_i と C_{2i} を使用して、運動量保存式に (1) 式に示した損失を付加することでパネルにする方向の圧力損失係数を与えた。なお、パネル部に平行な方向には固体が存在するため圧力損失係数は理論的には無限大であるが、ここでは計算の安定のため主流方向の 1,000 倍の抵抗係数を設定した²⁵⁾。

4. CFD 解析による無菌治療室の換気効率評価

4.1 換気効率の評価方法

本研究では、換気効率の観点から垂直層流換気または水平層流方式を「ピストンフローに近い換気システム」と解釈して対象システムの評価を行う。そのため、性能評価指標は空気齢に基づく指標が妥当と判断し、室の空気交換効率及び局所空気交換指数を用いた評価を行う。室全体の平均空気齢を $\langle \tau \rangle$ とすると、室全体の空気交換効率 ϵ^a は以下のように空気交換時間と名目換気時間の比となる。

$$\epsilon^a = \frac{\text{Nominal Time Constant}}{\text{Air change time}} = \frac{V_r / Q}{2 \langle \tau \rangle} \quad (2)$$

また、同様の考えにより室内の特定の位置 P における平均空気齢の 2 倍の値を分母とすると、

$$\epsilon_p^a = \frac{V_r / Q}{2 \tau_p} \quad (3)$$

が局所空気交換指数を表す。(2) 式の空気交換効率は理想的なピストンフローで 1.0、完全混合で 0.5 で、(3) 式の局所空気交換指数はその点の指標である。

4.2 CFD 解析概要

Fig.5 に Case3 の垂直層流方式（ブロック式吸引ユニット）の格子分割を示す。また、Table3 に解析条件を示す。本研究では Case1 ~ 4 の 4 条件に関して原則として等温場で解析を行い、空気交換効率とベッド付近の領域の平均的な局所空気交換指数を評価する。また、Case3,4 については発熱体を設置した非等温場の CFD 解析も行い、等温条件との比較も行う。非等温解析では、ベッド上に仰臥人体を想定した発熱体 (300 × 200 × 1,600mm) を設置し、発熱量は 60 W とした。また、ベッドの側方の窓側の発熱量 100 W の 300 mm 角の発熱体を設置し、吹出温度は 20°C、壁面は断熱境界とした。室表面に

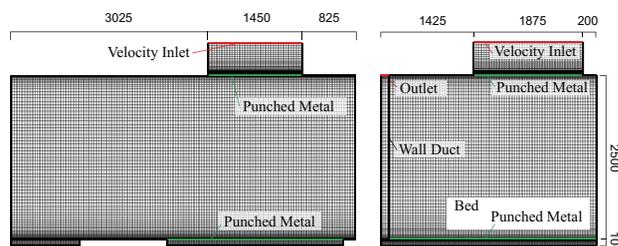


Fig.5 Mesh Layout for Case 3

露出しているパネルは前章で得られた特性式を組み込み、これらの格子分割は主流方向に 2 分割とした。

4.3 等温での解析結果と換気効率評価比較

Table 4 に等温条件での室全体の平均空気齢と空気交換効率を示す。また、Fig.6 にベッド中央断面の空気齢分布を示す。どの条件も平均空気齢が名目換気時間より大きく、空気交換効率は 0.3 程度となった。この結果は空気の滞留域が存在し、室全体で見た際にショートサーキットが発生していることになるが、対象としたシステムはどれも主にベッドが配置された病室奥側の領域で一方向流が形成されるよう意図されている。このため、シャワーブースや入口付近では気流が滞留しやすい傾向にある。

ここで、ベッド周辺領域のみに着目して、鉛直方向は床面から床上 2,100mm まで、水平方向にはベッドから 500 mm（壁面が存在する場合には壁面まで）の領域を抽出して同様に平均空気齢を算出し、領域内平均の局所空気交換指数を算出した (Table 5)。この結果、最も重要なベッド周辺領域では垂直層流方式ではどの条件も大差なく平均局所空気交換指数が 0.8 以上となり、水平層流方式については、2.26 となった。このことから、本研究で対象としたシステムでは、患者の居住域として清浄に保つことを意図したベッド周辺領域ではあまり混合されずに新鮮な空気で満たされており、垂直層流方式と比較すると水平層流方式の方が明らかに局所的な空気交換効率が高いと言える。これは対象とした水平層流方式の吹出し面積が大きいことに対して、垂直層流方式の Case 1 ~ 3 では天井の一部から吹出したためと言え、床面からある程度の高さでは、吹出口直下以外で空気齢の値が大きくなったためと言える。したがって、さらに性能を向上させるためには天井面全体から吹出しに近づけることが望ましいと言える。

Table 3 CFD Analysis Condition

CFD Code	ANSYS Fluent 14.5	
Discretization Scheme for Advection Term	QUICK	
Algorithm	Steady State (SIMPLE)	
Boundary Condition	Inlet	Case 1 : Vertical Laminar (Wall Duct)
		Case 2 : Vertical Laminar (Suspended Wall Duct)
		Case 3 : Vertical Laminar (Block Panel Unit)
		Case 4 : Horizontal Laminar
		2,000 CMH
		2,210 CMH
		k, ε : based on Turbulent Intensity and Length Scale I=5.0 %, L=10mm
Outlet	Based on Flow Rate and Outlet Area	
Wall	Room Wall : Standard Wall Function (Generalized Low Law)	
Total Number of Grids	Case 1 : 4,239,620 (Vertical Laminar Flow: Wall Duct)	
	Case 2 : 4,084,259 (Vertical Laminar Flow: Suspended Wall Duct)	
	Case 3 : 2,835,802 (Vertical Laminar Flow : Block Panel Unit)	
	Case 4 : 3,797,340 (Horizontal Laminar Flow)	
Turbulence Model	Standard k-epsilon Model	
Modeling Method of Punched Metal	Source Term for Momentum Equation based on Pressure Loss Characteristics	

4.4 非等温での解析結果と換気効率評価比較

非等温計算の結果に関して、前節と同様に Table 6 に室全体での平均空気齢と空気交換効率を示す。また、Table 7 にはベッド周辺の領域の平均空気齢と局所空気交換指数の平均値を示す。室全体で見た際には空気交換効率は等温時と変わらないオーダーであり、水平層流方式では効率の低下が見られる。ベッド付近に着目した場合でも平均の局所空気交換指数は低下している。これらの結果は熱上昇流の存在が影響していると考えられる。Fig.7 に非等温計算条件での温度分布と空気齢分布を示すが、垂直層流方式 (Case 3) では熱上昇流と吹出気流が衝突することでベッド付近での混合が若干促進されることや、水平層流換気 (Case 4) では新鮮な空気がベッド上の患者足下付近で上昇しやすいため空気齢の小さな気流が居住域外に移動した可能性が考えられる。本研究で想定した熱負荷はあまり大きくないが、ベッド周辺の熱負荷は周辺空気齢を増加させる傾向にあると言える。また、等温時と同様に、ベッド周辺の局所空気交換指数は、ここで想定した条件では垂直層流方式よりも水平層流方式の方が良いと言える。

Table 4 Air Change Efficiency for Whole Room (Isothermal)

Case	Room Volume [m ³]	Ventilation Rate [m ³ /h]	Nominal Time Constant [s]	Air Change Rate [-/h]	Average Age of Air [s]	Air Change Efficiency [-]
Case 1 Isothermal	38.3	2,000	68.9	52.2	112	0.307
Case 2 Isothermal	43.7	2,000	78.7	45.7	116	0.339
Case 3 Isothermal	44.6	2,000	80.2	44.9	137	0.293
Case 4 Isothermal	43.7	2,210	71.2	50.5	159	0.224

Table 5 Air Change Efficiency for Vicinity of Bed (Isothermal)

Case	Room Volume [m ³]	Ventilation Rate [m ³ /h]	Nominal Time Constant [s]	Air Change Rate [-/h]	Average Age of Air [s]	Average Local Air Change Index [-]
Case 1 Isothermal	38.3	2,000	68.9	52.2	41.0	0.840
Case 2 Isothermal	43.7	2,000	78.7	45.7	44.8	0.878
Case 3 Isothermal	44.6	2,000	80.2	44.9	45.9	0.874
Case 4 Isothermal	43.7	2,210	71.2	50.5	15.8	2.261

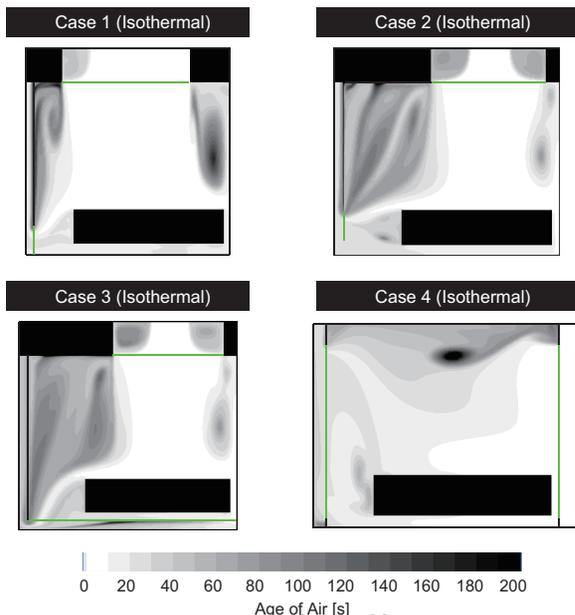


Fig.6 Air Age Distribution by iso Thermal

4 まとめ

本報では3種の垂直層流換気方式と水平層流換気方式の無菌治療室を対象として、CFD解析を実施することで換気効率の観点からその性能評価を行った。どの条件においても入口付近で空気が滞留しやすい領域が発生したが、患者の主たる居住域と想定するベッド付近の領域では空気齢が小さい値に保たれていた。また、垂直層流方式と比較して水平層流方式で概して局所空気交換指数が高くなった。

[参考文献]

- 文1) 平成24年厚生労働省告示第77号:「基本診療料の施設基準等の一部を改正する件」
- 文2) 平成24年厚生労働省通知(保医発0305第2号):「基本診療料の施設基準等及びその届出に関する手続きの取り扱いについて」別添3第12の3
- 文3) 例えば、山下礼二, 伊藤修一, 森岡雅代:「垂直層流型無菌病室における塵埃拡散シミュレーションと実測」, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.553-556, 1996.9.
- 文4) 例えば, REHVA編, 空気調和・衛生工学会誌・編, :「換気効率ガイドブック-理論と応用」空気調和・衛生工学会, 2009.10.
- 文5) 樋口彩子, 小林知広, 岩田剛, 相良和伸ら: 温度成層型水蓄熱槽のCFD解析-ディフューザー吐出部のパンチングメタルのモデル化手法の検討-, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.149-152, 2013.9

Table 6 Air Change Efficiency for Whole Room (Non-Isothermal)

Case	Room Volume [m ³]	Ventilation Rate [m ³ /h]	Nominal Time Constant [s]	Air Change Rate [-/h]	Average Age of Air [s]	Air Change Efficiency [-]
Case 3 Non-Isothermal	44.6	2,000	80.2	44.9	127.5	0.315
Case 4 Non-Isothermal	43.7	2,210	71.2	50.5	242.0	0.147

Table 7 Air Change Efficiency for Vicinity of Bed (Non-Isothermal)

Case	Room Volume [m ³]	Ventilation Rate [m ³ /h]	Nominal Time Constant [s]	Air Change Rate [-/h]	Average Age of Air [s]	Average Local Air Change Index [-]
Case 3 Non-Isothermal	44.6	2000	80.2	44.9	60.6	0.662
Case 4 Non-Isothermal	43.7	2210	71.2	50.5	17.8	1.997

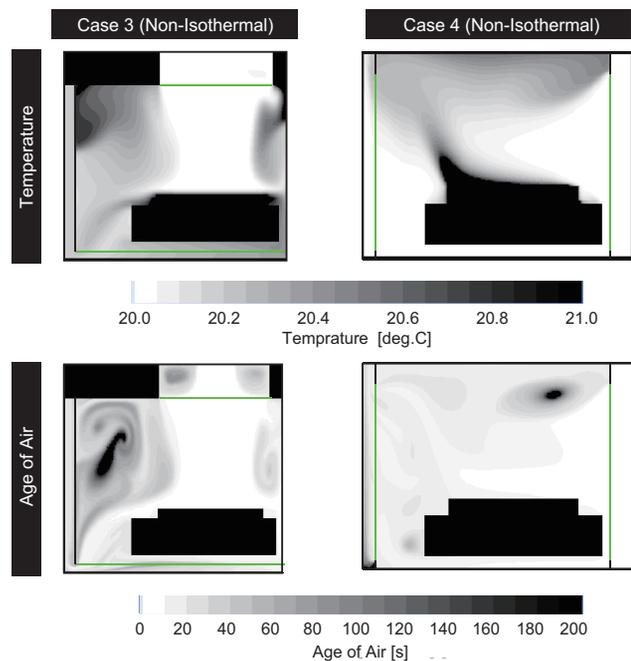


Fig.7 Air Age and Temperature Distribution by non-iso Thermal

低風速天井吹出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究
 (その5) 実大実験室を用いた暖房時の室内温度・汚染物濃度分布の検討

Ventilation and Air Conditioning Design of Sickroom by Low Velocity Fabric Air Diffuser on Ceiling
 (Part5) Temperature and Contaminant Concentration Profiles
 of Heating Condition Using the Full-scaled Mock-up Sickroom

○本田 雄樹(大阪大学) 山中 俊夫(大阪大学)
 甲谷 寿史(大阪大学) 桃井 良尚(大阪大学)
 相良 和伸(大阪大学) 巽 大輝(大阪大学)
 上田 真也(竹中工務店) 前田 龍紀(竹中工務店)

Yuki HONDA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹ Yoshihisa MOMOI*¹
 Kazunobu SAGARA*¹ Daiki TATSUMI*¹ Shinya UEDA*² Tatsunori MAEDA*²
 *¹Osaka University *²Takenaka Corporation

In this study, we propose to use the air-conditioning method of low velocity fabric air diffuser on ceiling which works like displacement ventilation as a means of obtaining high indoor air quality in sickrooms. The previous paper showed the results of the experiment to examine temperature and contaminant concentration profiles of cooling condition using the full-scaled mock-up of four-beds sickroom. In this paper, we report on the abstract of experiments and effects of rolling screen and contaminant source position on temperature and contaminant concentration profiles of heating condition.

1. はじめに

本研究では、低風速天井吹出し空調を病室に導入することの可能性を検討する。その際、低風速天井吹出し空調を導入することにより、置換換気効果及び放射冷暖房効果を同時に得ることができないかを検討する。近年、医療従事者と患者の両方の視点からより快適で、院内感染に対してもより安全な空間であることが病室に対して不可欠となってきている。既報¹⁾²⁾では、実大実験室を用いて、冷房時における低風速天井吹出し方式の可能性について検討を行った。そこで、本研究では実大実験室を用いて、低風速天井吹出し方式の暖房時の可能性について検討を行った。本報では、実験概要とロールスクリー

ンの長さ・位置、汚染発生源位置が室内温度・汚染物濃度分布に及ぼす影響を検討した結果を報告する。

2. 実験室概要

実験は、大空間内に設置された実験室において2014年11月10日～11月20日、2015年1月6日の期間で行った。実験室の平面図、断面図をFig. 1、Fig. 2に示す。実験室は温度制御できる緩衝空間を周囲に有し、幅5.35m×奥行7.18m×高さ2.5mである。4つのベッドそれぞれの上部の天井面に排気口、ペリメータ側の天井面に長方形排気口(20mm×1640mm)を2つ設けている。また、天井吹出口としてソックダクトを用いている。本実験では、カーテンの有無による影響を確認するため、取り外しが可能な病室用のカーテン(上部はメッシュ状)を設置した。また、ペリメータの窓面の影響を確認するため、窓面からの位置が可変なロールスクリーンを設置した。

3. 実験手法

実際の病室において、温度・汚染物濃度分布には様々な要因が影響を及ぼすと予想される。本実験では天井吹出口配置、汚染源発生位置、カーテンの有無、ペリメー

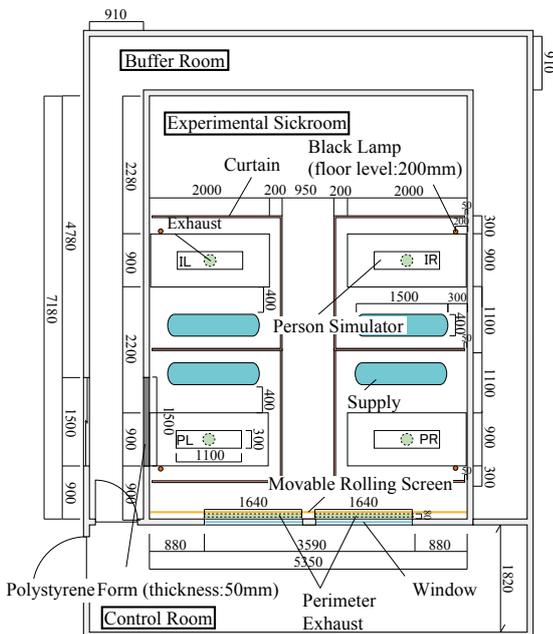


Fig. 1 Plan of experimental sickroom [mm]

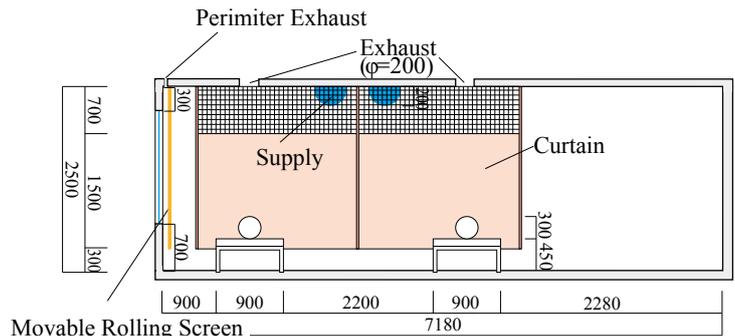


Fig. 2 Section of experimental sickroom [mm]

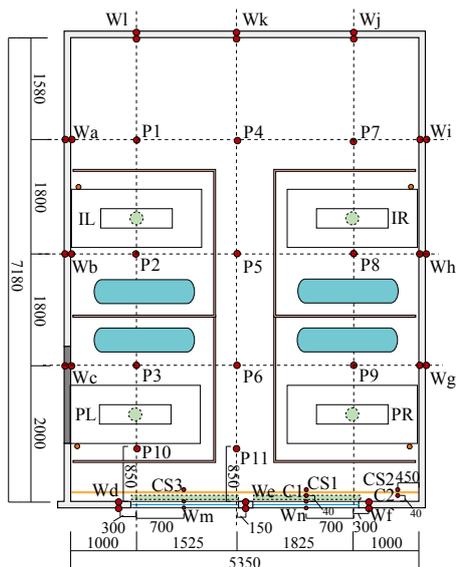


Fig. 3 Measurement points [mm]

タに設置したロールスクリーンの位置と高さ、室内外の温度差をパラメータとして、15の条件下で実験を行った (Table 1)。なお、再現性の検討のため case3 を 3 回、case4、case9 は 2 回ずつ行った。汚染源発生位置は、IR: インテリア側発生、PR: ペリメータ側発生を示す。ロールスクリーンは窓側の壁から 0cm、10cm、20cm の位置に設置した。ロールスクリーンを下ろす長さを室高さに対する割合で表し、88% は下端高さが 300mm でカーテンの下端と同じ高さ、72% は 700mm で窓面の下端と同じ高さを表している。内部発熱は、40W を模擬人体の発熱量とし、ベッド中央部に設置した。また、機器発熱としてブラックランプを用い、発熱量を 90W に設定し、各ベッド近傍に設置した。天井吹出口は、室中央天井部に直径 400mm、長さ 4000mm (室中央給気)、また、各ベッド脇の天井部に直径 400mm、長さ 1500mm (ベッド上給気) の半円筒形のソックダクトを配置している。室中央給気の詳細は、既報¹⁾を参照されたい。また、室内外温度差とは、実験室と制御室との温度差のことを示し、室内外温度差が条件に沿うように給気温度を調整した。

3.1 温度測定

測定点を Fig. 3 に示す。温度は T 型熱電対を用いて 1 分ごとの瞬時値の測定をした。実験室平面 11 点 (P1 ~ P11) について、それぞれ天井面から床面にかけての鉛直方向 13 点の空気温度を測定した。カーテンの有無や人体近くの分布を確認するために平面における 11 点のうち 5 点をカーテンの内側に設けた。また、壁面の室内・室外で、それぞれ鉛直方向 4 点の壁面温度 (Wa ~ Wl)、窓面の室内・室外で、それぞれ鉛直方向 3 点の窓面温度 (Wm, Wn)、給気口と各排気口で、給気温度と排気温度を測定した。さらに、ペリメータの温度分布を確認するため、ロールスクリーンの表面 (CS1, CS2, CS3) に鉛直方向に 5 点、ロールスクリーンと窓面の間 (C1, C2) に鉛直方

Table 1 Experimental conditions

case	supply arrangement	ventilation rate (1/h)	contaminant source position	curtain	rolling screen	temperature difference between the indoor and outdoor [°C]	supply air temperature [°C]	exhaust air temperature [°C]	temperature difference between supply air and exhaust air [°C]
case1	center	4	PR	C*	0%	15	27.03	26.08	+0.95
case2	center	4	PR	C*	88%-10cm	15	26.16	25.51	+0.65
case3-1	bed	4	PR	C*	0%	15	26.06	25.86	+0.20
case3-2	bed	4	PR	C*	0%	15	25.04	24.68	+0.36
case3-3	bed	4	PR	C*	0%	15	25.99	24.54	+1.45
case4-1	bed	4	IR	C*	0%	15	25.82	25.75	+0.07
case4-2	bed	4	IR	C*	0%	15	25.73	25.03	+0.70
case5	bed	4	PR	C*	88%-10cm	15	25.15	25.30	-0.15
case6	bed	4	IR	C*	88%-10cm	15	26.22	25.45	+0.77
case7	bed	4	PR	C*	72%-10cm	15	26.03	24.38	+1.65
case8	bed	4	IR	C*	72%-10cm	15	26.08	25.17	+0.91
case9-1	bed	4	PR	N*	0%	15	26.01	25.34	+0.67
case9-2	bed	4	PR	N*	0%	15	25.24	25.17	+0.07
case10	bed	4	PR	N*	88%-10cm	15	25.40	24.86	+0.54
case11	bed	4	PR	C*	0%	20	30.05	28.66	+1.39
case12	bed	4	PR	C*	88%-10cm	20	30.11	29.12	+0.99
case13	bed	4	PR	C*	88%-20cm	15	26.52	25.70	+0.82
case14	bed	4	PR	C*	72%-20cm	15	25.30	25.59	-0.29
case15	bed	4	PR	C*	72%-0cm	15	24.30	25.25	-0.95

C*: with curtain N*: without curtain

向に 6 点をそれぞれ測定した。なお、結果は測定温度と給気温度との差で表すが、条件により損失熱量が異なるため、給気温度が異なっていることに注意されたい。

3.2 汚染物濃度測定

各ベッド上の模擬人体のうち 1 体から汚染質に見立てたトレーサガス (CO₂) を発生量 1.5L/min で発生させ、それを室内平面 9 点について、鉛直方向 6 点で CO₂ 濃度の瞬時値を測定する。なお濃度については、測定濃度と給気濃度との差を給気濃度と排気濃度の差で除することにより規準化を行った。これを規準化濃度と呼ぶことにする。また、各排気口での CO₂ の排気量を室の全排気量で除したものを汚染物の各排気口への分配率とする。

4. 実験結果

4.1 ロールスクリーンの長さが温度・濃度分布に及ぼす影響

ベッド上給気、4 回換気、汚染源位置 PR、カーテン有、ロールスクリーンが 10cm、室内外温度差が 20°C の条件でロールスクリーンを下ろさないケース (case11) と 88% まで下ろすケース (case12) について、鉛直温度分布を Fig. 4 に、汚染物濃度分布を Fig. 5 に、汚染物の各排気口への分配率を Table 2 に示す。Fig. 4 より、両条件ともほとんど点で、緩やかな温度成層が形成されているが、88% (case12) の条件の方が足下近くの床上 300mm 以下を除けば上下温度差は小さい。また、窓面に近い点 P3, P6, P9, P10, P11 では床面高さ 300mm 付近で給気温度との差が大きく、窓面からの冷気流が影響を及ぼしている。Fig. 5 より、両条件ともに、P1, P2, P3 では規準化濃度が 1 以下で汚染物の拡散の程度は小さい。P4, P5, P6 では、床上高さ 1800mm 付近で濃度が高くなっており、これはカーテンの上端がネット状になっているため、その部分から汚染物が漏れだした可能性が考えられる。さらに、0% の条件では床上高さ 700mm 付近も規準化濃度が高くなっており、カーテン下部から拡散していると考え

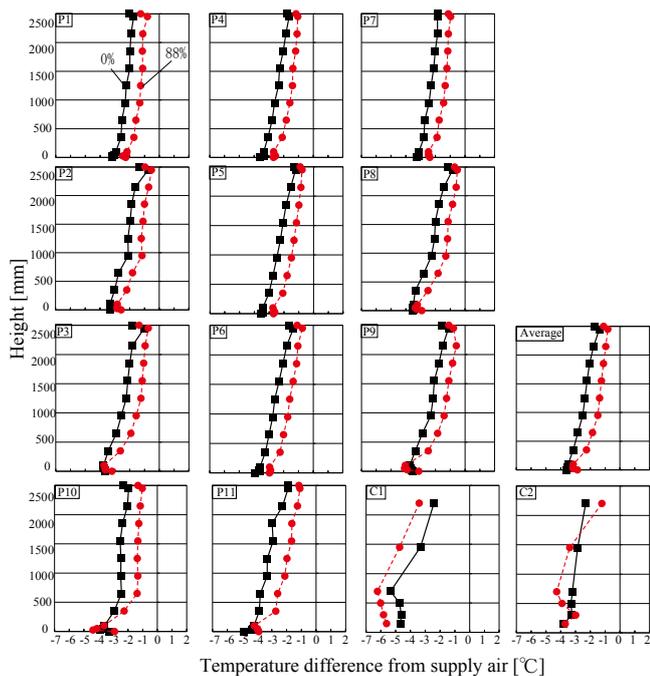


Fig. 4 Vertical temperature distribution (contaminant source position:PR, with curtain, rolling screen:10cm, different temperature:20°C)

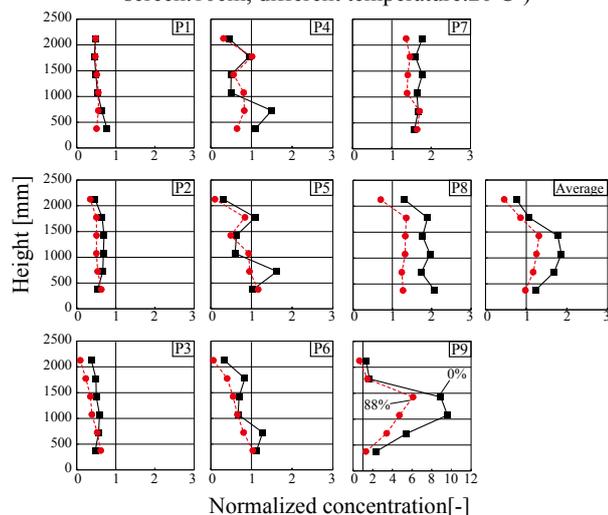


Fig. 5 Vertical concentration distribution (contaminant source position:PR, with curtain, rolling screen:10cm, different temperature:20°C)

Table 2 Exhaust distribution ratio

Exhaust distribution ratio[%]		
case	0%	88%
Exhaust IL	2	4
Exhaust IR	6	12
Exhaust PL	1	2
Exhaust PR	11	20
Exhaust Perimeter	80	62
Total	100	100

られる。Table 2 より、0%の条件では、ペリメータの排気口で分配率が高く、発生した汚染物がペリメータに排気される過程でカーテン上部から拡散していると考えられる。室全体では88%の条件の方が規準化濃度が低い傾向が見られる。

4.2 ロールスクリーンの位置が温度・濃度分布に及ぼす影響

ベッド上給気、4回換気、汚染源位置 PR、カーテン有、ロールスクリーン 88%、室内外温度差 15°Cの条件で、ロー

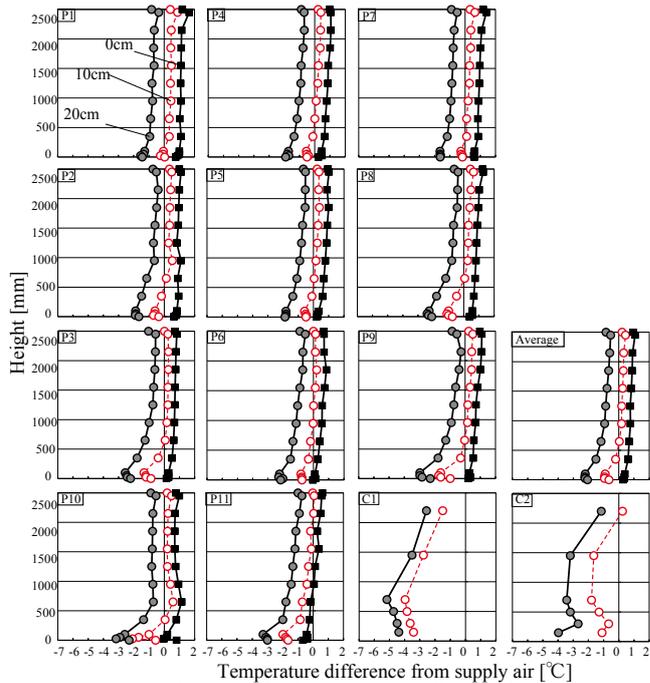


Fig. 6 Vertical temperature distribution (contaminant source position:PR, with curtain, rolling screen:88%, different temperature:15°C)

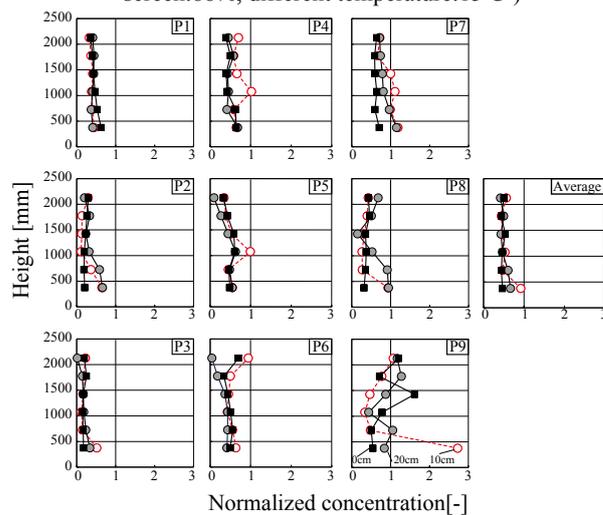


Fig. 7 Vertical concentration distribution (contaminant source position:PR, with curtain, rolling screen:88%, different temperature:15°C)

Table 3 Exhaust distribution ratio

Exhaust distribution ratio[%]			
case	0cm	10cm	20cm
Exhaust IL	3	3	4
Exhaust IR	6	7	10
Exhaust PL	3	3	2
Exhaust PR	24	28	22
Exhaust Perimeter	65	60	62
Total	100	100	100

ルスクリンが0cm(case15)、10cm(case5)、20cm(case13)について鉛直温度分布を Fig. 6、汚染物濃度分布を Fig. 7、汚染物の各排気口への分配率を Table 3 に示す。Fig. 6 より、いずれの条件においても、緩やかな温度成層を形成している。また、10cm、20cmの条件では、窓面に近い点の床上高さ 300mm 付近で給気温度との差が大きくなっている。Fig. 7 より、いずれの条件においても、汚染発生源近傍点以外の点では、規準化濃度が概ね1を下

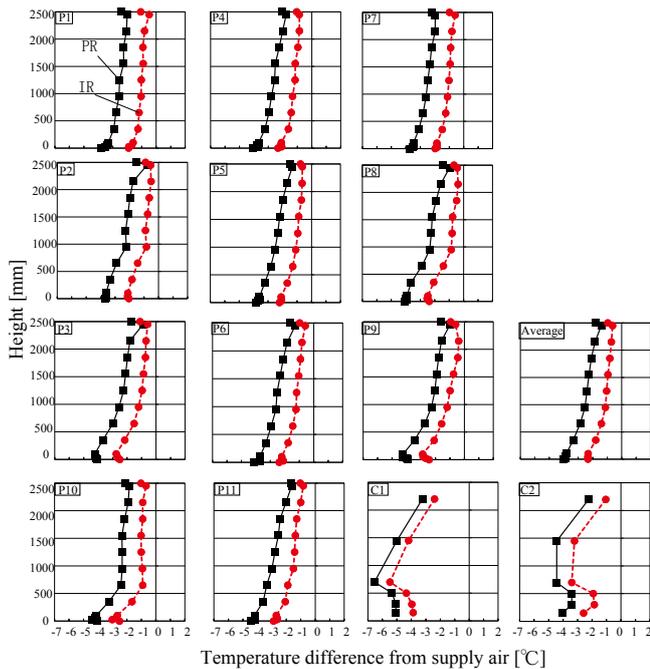


Fig. 8 Vertical temperature distribution (with curtain, rolling screen:72%-10cm, different temperature:15°C)

回っており、汚染物の拡散の程度は小さく、良好な空気環境を保つことができていると言える。P7,P8 では床上高さ 700mm 以下の点で規準化濃度がやや高くなっており、カーテン下部からの拡散が考えられる。汚染発生源近傍の P9 では、各条件で異なっており、0cm の条件では床上高さ 1500mm 付近で汚染物の滞留が見られる。10cm,20cm の条件では、床上高さが高くなると濃度が高い傾向が見られるが、10cm の条件では床上高さ 300mm 付近で濃度が高くなっている。

4.3 汚染発生源位置が温度・濃度分布に及ぼす影響

ベッド上給気、4回換気、カーテン有、ロールスクリーン 72%-10cm、室内外温度差 15°C の条件で、汚染発生源が PR(case7) と IR(case8) の場合について、鉛直温度分布を Fig. 8 に、汚染物濃度分布を Fig. 9 に、汚染物の各排気口への分配率を Table 4 に示す。Fig. 8 より、両条件ともに緩やかな温度成層を示している。Fig. 9 より、両条件ともに汚染発生源近傍点では汚染物の停滞が見られ、床上高さ 700mm から 1000mm で境界面が形成されている。IR 発生の条件では P4,P5,P7 へカーテン上部からの拡散が見られる。また、P4,P5,P6 ではカーテン下部からの拡散も見られる。PR 発生の条件では Table 4 より、ペリメータの排気口と発生源直上の排気口で効率よく排気され、汚染物が拡散しにくいことがわかる。

5. まとめ

本報では、実大実験室を用いて、低風速天井吹出し空調を有する病室において、暖房時の温度・汚染物濃度分布を把握するために行った実験の概要とロールスクリーンの位置と高さ、汚染物発生源位置が室内環境に及ぼす影響について検討を行った。ロールスクリーンを設置す

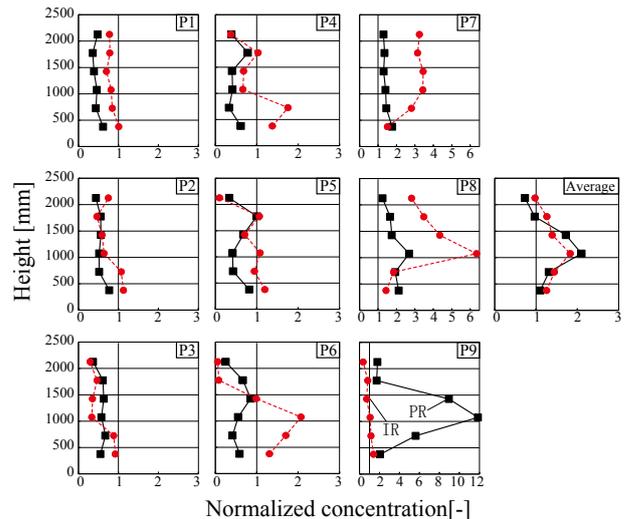


Fig. 9 Vertical concentration distribution (with curtain, rolling screen:72%-10cm, different temperature:15°C)

Table 4 Exhaust distribution ratio

Exhaust distribution ratio[%]		
case	PR	IR
Exhaust IL	1	7
Exhaust IR	4	34
Exhaust PL	2	3
Exhaust PR	15	13
Exhaust Perimeter	78	42
Total	100	100

ることによって、室内の上下温度差は足下を除くと小さくなった。さらに、窓面に近い方に取り付ける方がその効果は大きかった。室内環境では、ロールスクリーンを設置することで汚染物の拡散の程度を小さくすることができるが、設置位置では大きな差はないということがわかった。また、汚染源が PR の場合、ペリメータの排気口で多く排気され、汚染物が拡散しにくいという結果を得た。次報³⁾では、カーテンの有無が温度・汚染物濃度分布に及ぼす影響の検討と CFD による解析結果について記す。

謝辞

実験にご協力いただいた関係各位および日本フロダ(株)田敏夫様に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 花田潤, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 巽大輝, 上田真也, 前田龍紀: 低風速天井吹出し空調を有する病室の室内環境に関する研究 (その 1) 実験概要及びカーテンの有無が温度・汚染物濃度分布に与える影響, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演会講演論文集, pp.329-332,2014.3
- 2) 巽大輝, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 花田潤, 上田真也, 前田龍紀: 低風速天井吹出し空調を有する病室の室内環境に関する研究 (その 2) 天井吹出口の配置及び換気量が温度・汚染物濃度分布に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演会講演論文集, pp.333-336,2014.3
- 3) 巽大輝, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 本田雄樹, 上田真也, 前田龍紀: 低風速天井吹出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究 (その 6)CFD 解析を用いた暖房時の室内温度・汚染物濃度分布の検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演会講演論文集, 2015.3(掲載予定)

低風速天井吹出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究
 (その6)CFD解析を用いた暖房時の室内温度・汚染物濃度分布の検討

Ventilation and Air Conditioning Design of Sickroom by Low Velocity Fabric Air Diffuser on Ceiling
 (Part6) Temperature and Contaminant Concentration Profiles of Heating Condition Using CFD Analysis

○ 巽 大輝 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 本田 雄樹 (大阪大学)
 上田 真也 (竹中工務店) 前田 龍紀 (竹中工務店)

Daiki TATSUMI*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹ Yoshihisa MOMOI*¹
 Kazunobu SAGARA*¹ Yuki HONDA*¹ Shinya UEDA*² Tatsunori MAEDA*²
 *¹Osaka University *²Takenaka Corporation

In sickrooms, there is the odor problem from patients and diapers. In this study, as a means of obtaining high indoor air quality in sickrooms, the authors propose the low velocity fabric air diffuser on ceiling. In the previous paper, the results of the experiment to examine temperature and contaminant concentration profiles in four-bed sickroom with this diffuser was figured out. Therefore, this paper shows the rest of the results and the results of CFD analysis of indoor airflow patterns.

1. はじめに

前報¹⁾では、低風速天井吹出し空調を有する4床病室を模擬した実大室実験を行い、その実験概要及びロールスクリーンの位置・長さ、汚染源発生位置が室内温度・汚染物濃度分布に及ぼす影響について検討を行った。本報では、カーテンの有無が室内温度・汚染物濃度分布に及ぼす影響についての検討を行う。また、実験を行った実験室をCFD解析空間として再現し、室内の流れ場、温度場及び濃度場の解析を行い、実験の再現性の検討も行う。

2. 実験結果

実験結果について、室内温度は測定温度と給気温度との差で表記し、CO₂濃度は測定濃度と給気濃度との差を給排気濃度差で除することにより規準化して表す。すなわち、規準化濃度1は、室内が完全混合時(発生汚染物の瞬時一様拡散)の濃度に等しいことを意味する。なお、実験室の平面図・断面図、測定点は前報¹⁾に記す。

ベッド上給気、換気回数4回/h、CO₂発生源位置PR(ペリメータ側)、ロールスクリーン0%、室内外温度差15℃とした条件下で(前報¹⁾のcase3とcase9)、カーテンの有無が温度・濃度分布に及ぼす影響を検討する。室内鉛直温度分布をFig.1に示し、鉛直汚染物濃度分布をFig.2に示し、汚染物の各排気口への分配率と完全混合時の流量比をTable1に示す。

Fig.1より、室内鉛直温度分布を比較すると、いずれの条件も、床から天井にかけて概ね同様の上下温度分布を示しており、上下温度差は1℃程度であった。また、窓面に近いP3,6,9の点で、どちらの条件も、給気温度との差が大きくなっている。これは、窓面からの冷気流が一因と考えられる。

Fig.2より、鉛直汚染物濃度分布を比較すると、いずれの条件も、CO₂を発生させたベッドのカーテン内部では、同じ高さにも濃度境界面が形成されるものの非常に高濃度となっている。また、カーテンがない場合は、床上高さ1000mm以下の濃度が高くなっている。CO₂発生源ベッド以外の場所では、カーテンがない場合の方が、カーテンがある場合よりやや高濃度になっている。このことから、カーテンがない場合の方がCO₂発生源ベッド以外への汚染物の拡散がやや大きくなることがわかった。

Table1より、カーテンの有無に関わらず、汚染物の各排気口への分配率の割合は概ね同じ傾向を示しており、CO₂発生源直上の排気口とペリメータの排気口以外は完全混合時の流量比を下回り、CO₂発生源直上の排気口と

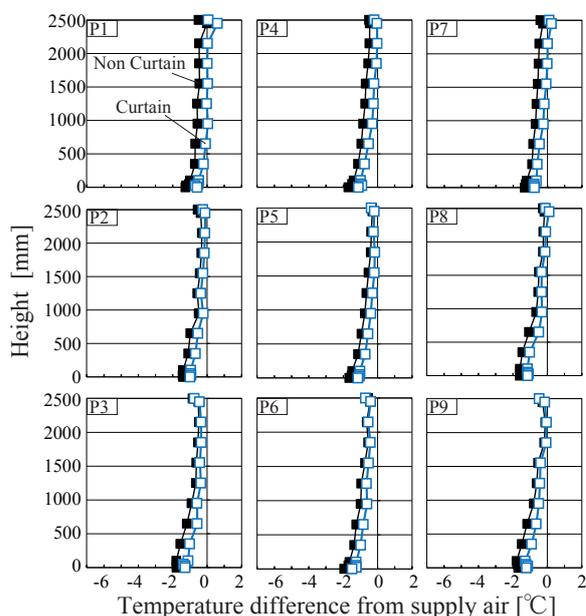


Fig. 1 Vertical temperature distribution

ペリメータの排気口は完全混合時の流量比を上回っており、高濃度になっている。しかし、カーテンがない条件の方が、CO₂ 発生源直上とペリメータの排気口以外の排気口の分配率が少し高くなっている。したがって、どちらの条件も、CO₂ 発生源ベッドから発生した汚染物が拡散せず、直上の排気口とペリメータの排気口で排気されているが、カーテンを取り付けた方がその傾向が顕著に見られることがわかった。

3. CFD 解析を用いた室内気流解析

3.1 解析概要

室内の詳細な気流性状の把握及び実験の再現性の検討を行うため、実験を行った実大実験室を CFD 解析空間として再現し、室内の流れ場、温度場、濃度場の解析を行った。解析空間を Fig. 3、平面図及び測定点を Fig. 4、断面図を Fig. 5 に示す。人体モデルは実験と同様の円筒型ではなく、メッシュの品質改善のため、実験の模擬人体の長さと同様にし、形状は直方体になっている。なお、ベッド上の排気口は実験では円形であるが、置換換気される室内における温度成層の形成に大きな影響はないものと考えて、同じ面積をもつ正方形で再現し、実験と同様の位置に作成した。間仕切りカーテンは、解析空間上では 1mm の厚みで作成した。ブラックランプの大きさは 1 辺が 100mm の立方体で、下面を除く 5 面に発熱面を設けた。密度はブシネスク近似を用い、基準密度及び熱膨張係数には、給気の平均温度における密度、熱膨張係数を用いた。収束条件は特に定めず、各成分の残差が安定するまで (10000 回程度) 計算を行った。解析条件を Table 2 に示す。

流入境界の風速は、吹出し面に対して一様に与えた。乱流統計量は、乱流強度と乱流長さスケールから設定した。人体の発熱量に関しては、実験を行った際に与えた発熱量を設定し、40W を模擬人体 1 体分として設定した。機器発熱を想定したブラックランプの発熱量に関しても、実験を行った際に与えた発熱量を設定し、90W をブラックランプ 1 個分として設定した。CO₂ の発生方法に関しては、実験では人体上部中央に設置した多孔質媒

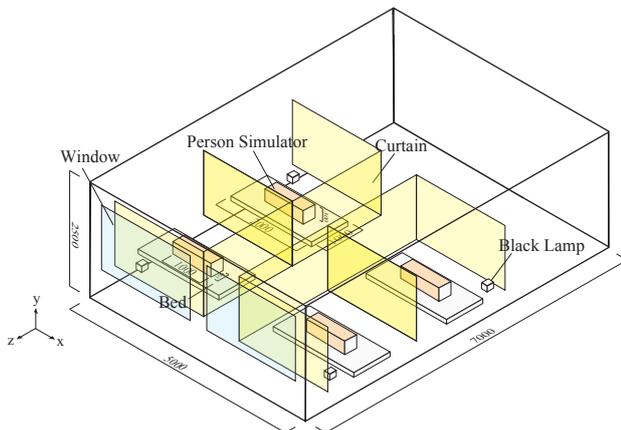


Fig. 3 Analysis domain[mm]

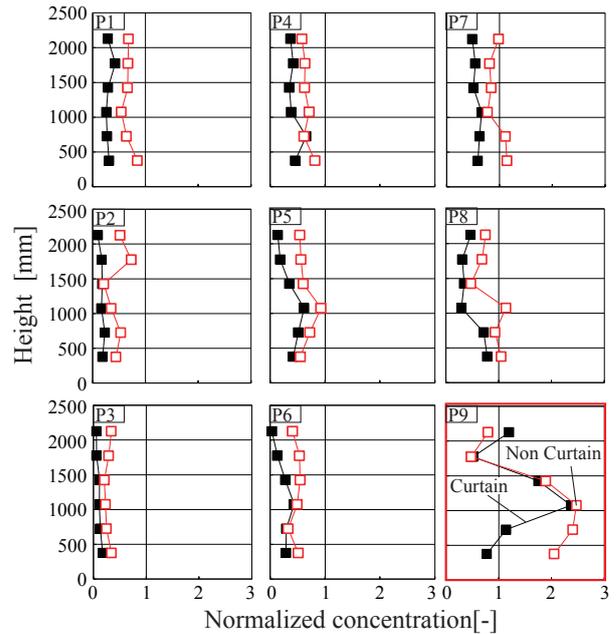


Fig. 2 Vertical concentration distribution

Table 1 Exhaust distribution ratio[%]

Case	With curtain		Without curtain	
	Flow rate ratio [%]	Exhaust distribution ratio [%]	Flow rate ratio [%]	Exhaust distribution ratio [%]
Exhaust IL	11	2	11	6
Exhaust IR	11	8	11	11
Exhaust PL	12	1	12	4
Exhaust PR	11	21	11	19
Exhaust Perimeter	54	68	54	60
Total	100	100	100	100

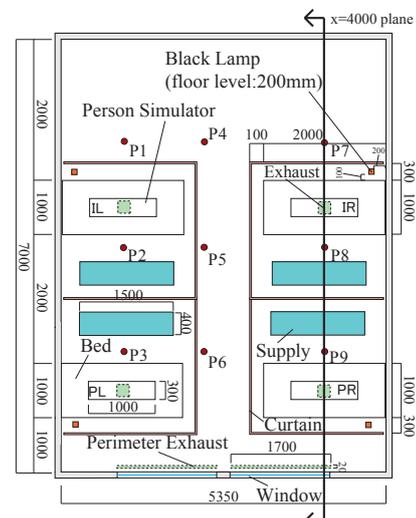


Fig. 4 Plan of experimental sickroom and measurement points[mm]

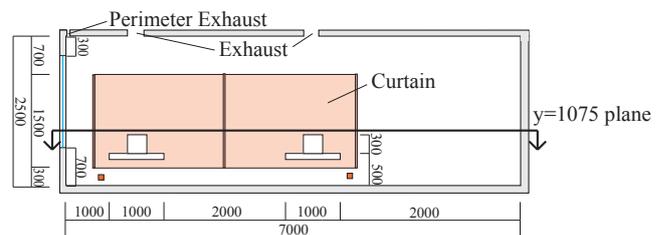


Fig. 5 Section of experimental sickroom[mm]

Table 2 Analysis method

CFD code	Fluent 15.0
Turbulence model	Standard k-epsilon model
Density	Boussinesq approximation
Calculation algorithm	SIMPLE
Discretization scheme	QUICK
number of mesh	716928

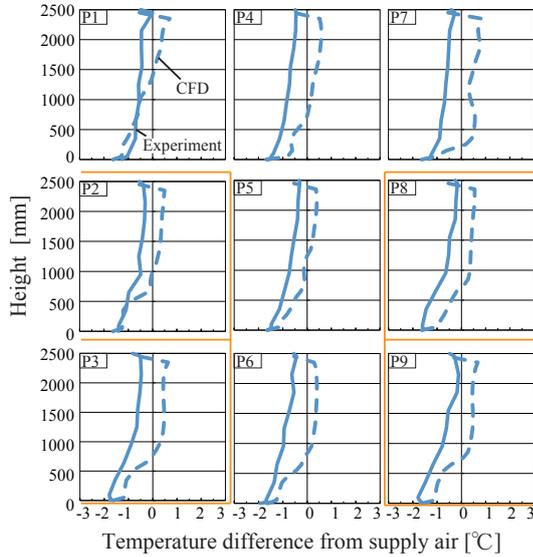


Fig. 6 Vertical temperature distribution (each four air outlets, ventilation rate 4[1/h], rolling screen 0%, contaminant source position PR, temperature difference between the inside and outside 15°C, with curtain)

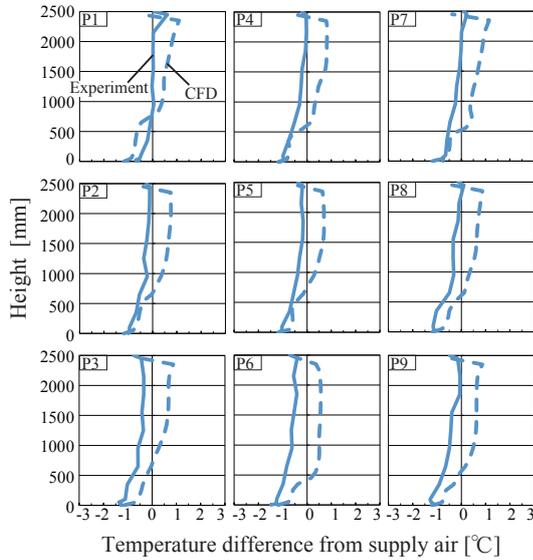


Fig. 8 Vertical temperature distribution (each four air outlets, ventilation rate 4[1/h], rolling screen 0%, contaminant source position PR, temperature difference between the inside and outside 15°C, without curtain)

体から発生させたが、その方法を解析空間で再現するとメッシュ生成及び境界条件の設定が非常に複雑になるため、実験と同様の位置である模擬人体の中心に発生口を作成し、発生させている面積を実験と同様の面積にして代用した。境界条件を Table 3 に示す。

また、計算負荷軽減を目的としてセルは、一辺が概ね 50mm の立方体になるようにメッシュを生成し、壁面境界近傍の第一メッシュも 50mm である。

Table 3 Boundary conditions

Wall	Generalized log law Surface temperature: Experimental value
Inlet	$U = 0.0463$ [m/s] (400m ³ /h) $k = \frac{3}{2} (U)^2$, $\epsilon = \frac{C_\mu k^2}{L}$ T: Experimental value (I=1%, $C_\mu=0.09$, $L=0.001$ m)
Outlet	Exhaust: $U = 0.347$ [m/s] (50m ³ /h) Perimeter Exhaust: $U = 0.0817$ [m/s] (200m ³ /h)
Heat generation	Body: 37.0 (PL, IL), 38.1 (PR, IR) [W/m ²] Black Lamp: 1800 [W/m ²]
Tracer gas generation rate	Mass fraction 100% (I=1%, $L=0.00049$ m, $T=26^\circ\text{C}$) $U = 0.000833$ [m/s] (1.5t/min)

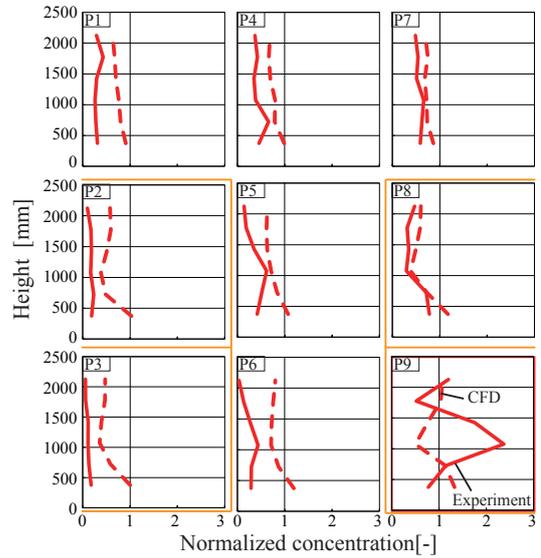


Fig. 7 Vertical concentration distribution (each four air outlets, ventilation rate 4[1/h], rolling screen 0%, contaminant source position PR, temperature difference between the inside and outside 15°C, with curtain)

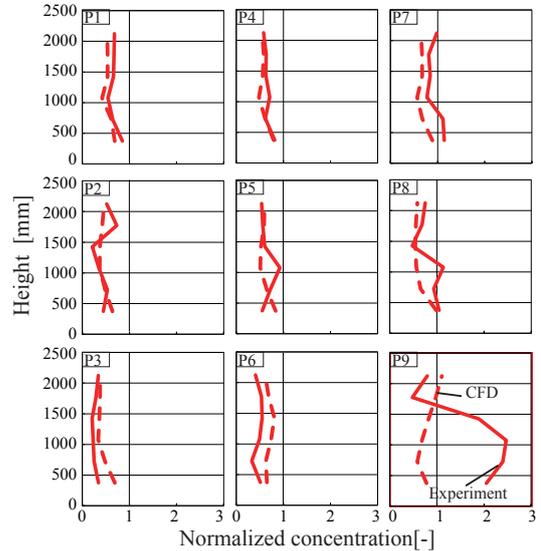


Fig. 9 Vertical concentration distribution (each four air outlets, ventilation rate 4[1/h], rolling screen 0%, contaminant source position PR, temperature difference between the inside and outside 15°C, without curtain)

Table 4 Supply and exhaust temperature and Exhaust distribution ratio

	Supply and exhaust temperature [°C]				Exhaust distribution ratio [%]			
	Case3		Case9		Case3		Case9	
	Experiment	CFD	Experiment	CFD	Experiment	CFD	Experiment	CFD
Supply	25.0	25.0	25.2	25.2				
Exhaust IL	24.9	25.7	25.4	26.2	2	7	6	6
Exhaust IR	24.9	25.4	25.4	26.1	8	9	11	8
Exhaust PL	24.7	25.8	25.2	26.2	1	6	4	6
Exhaust PR	24.9	25.7	25.2	26.2	21	15	19	24
Exhaust Perimeter	24.5	25.8	25.1	26.1	68	63	60	56
Total					100	100	100	100

3.2 解析結果

3.2.1 実験結果との比較

前章で示した2つの実験条件(ベッド上給気、換気回数4回/h、CO₂発生源位置PR(ペリメータ側)、ロールスクリーン0%、室内外温度差15°C、カーテン有とベッド上給気、換気回数4回/h、CO₂発生源位置PR(ペリメータ側)、ロールスクリーン0%、室内外温度差15°C、カーテン無(前報¹⁾のcase3とcase9))について、解析結果と実験結果を比較した鉛直温度分布をそれぞれFig. 6、Fig. 8、鉛直汚染物濃度分布をそれぞれFig. 7、Fig. 9に示す。温度・汚染物濃度は、Fig. 4で示す測定点P1～P9の9点について示す。また、Table 4に実験時とCFD時における給排気温度と汚染物の各排気口への分配率を示す。

Fig. 6、Fig. 8より、どちらの条件においても、解析結果と実験結果に同じ様な差が見られる。これはTable 4を見ても明らかで、壁面・床面・天井面・窓面のそれぞれに実験では分布があったのに対し、今回のCFD解析では、それらの値を平均した値を各面に与えているので、貫流熱がうまく再現できておらず、排気温度が実験結果と解析結果で一致していないことが一因と考えられる。また、壁面・窓面・床面・天井面近傍の第一メッシュサイズや人体まわりのメッシュサイズを検討することより、再現精度を向上させる必要があると言える。

Fig. 7より、全体的に解析結果と実験結果に差が見られる。Fig. 9より、発生源近傍以外の点において、解析結果と実験結果が概ね一致しているが、汚染物発生源近くのP9で実験結果と解析結果に差が見られる。どちらの条件とも解析結果と実験結果で差異が見られる点があるが、これはCFD解析において、CO₂の発生源をうまく再現できていないことが一因と考えられる。また、人体まわりのメッシュサイズを検討することにより、再現精度を向上させる必要があると言える。ただ、Table 4を見ると、汚染物の各排気口への分配率は概ね傾向が一致していることが分かった。

3.2.2 室内気流性状の検討

前項3.2.1で示した2つの実験条件(ベッド上給気、換気回数4回/h、CO₂発生源位置PR(ペリメータ側)、ロールスクリーン0%、室内外温度差15°C、カーテン有とベッド上給気、換気回数4回/h、CO₂発生源位置PR(ペリメータ側)、ロールスクリーン0%、室内外温度差15°C、カーテン無(前報¹⁾のcase3とcase9))について、x=4000及びy=1075断面における濃度分布をそれぞれFig. 10に示す。断面の詳細はFig. 4.5に示す。

Fig. 10より、汚染発生源がペリメータ側にある場合、発生源カーテン内とペリメータ排気口側に多くの汚染物が拡散し、他の患者への汚染物の拡散を抑えることができていない。しかし、カーテンがない条件では、隣の患者のところに汚染物が少し拡散してしまっていることが

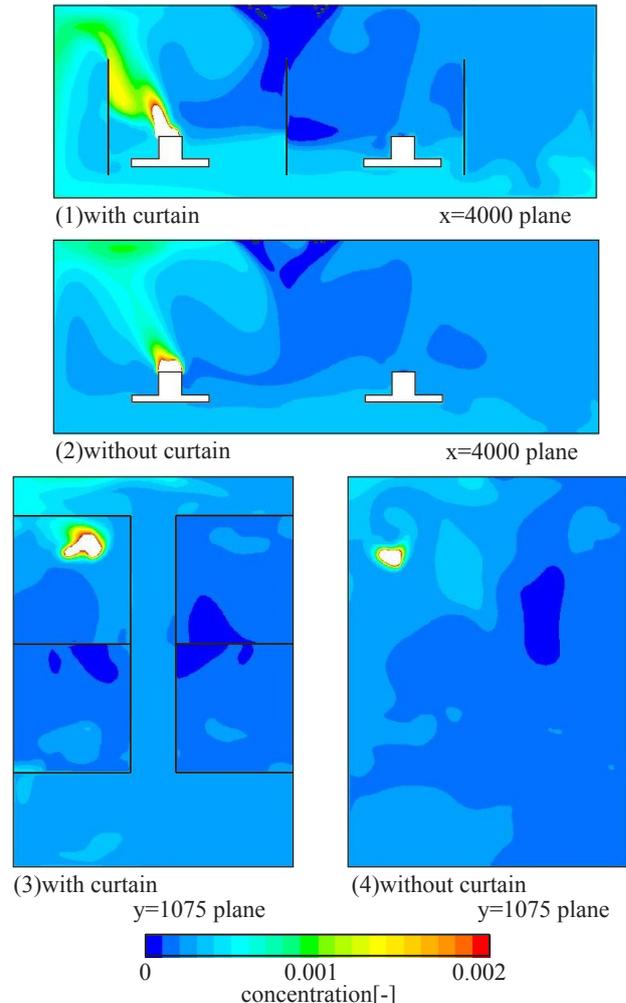


Fig. 10 Contaminant concentration profile (each four air outlets, ventilation rate 4[1/h], rolling screen 0%, contaminant source position PR, temperature difference between the inside and outside 15°C, (1)(3)with curtain and (2)(4)without curtain)

わかった。よって、カーテンの設置により汚染物が他のベッドまで拡散することを防げるとわかった。

4. まとめ

本報では、低風速天井吹出し空調を有する4床病室を模擬した実大室実験を行い、カーテンの有無が室内温度・汚染物濃度分布に及ぼす影響についての検討を行った。また、実験を行った実験室をCFD解析空間として再現し、室内の流れ場、温度場及び濃度場の解析を行い、実験の再現性の検討も行った。

今後は、CFD解析においてモデル・メッシュの改良を行い、再現精度を向上させていく予定である。

【謝辞】

本研究の実験に多大なるご協力を賜った日本フロダ(株)村田敏夫様に感謝の意を表します。

【参考文献】

- 1) 本田雄樹, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 巽大輝, 上田真也, 前田龍紀: 低風速天井吹出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究(その5) 実大実験室を用いた暖房時の室内温度・汚染物濃度分布の検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演会講演論文集, 2015.3(予定)

風力換気促進装置を有する住宅の換気性能に関する研究
 (第6報) 越屋根の勾配が換気特性曲線及び年間換気量に及ぼす影響

Ventilation Performance of Residential Buildings with a Device Promoting Passive Ventilation
 (Part 6) Effect of Monitor roof Pitch on p-Q Curve and Annual Ventilation Rate

○越 智 実 登 (大阪市立大学) 小林 知 広 (大阪市立大学)
 梅 宮 典 子 (大阪市立大学)

Manato Ochi*1 Tomohiro KOBAYASHI*1 Noriko UMEMIYA*1
 *1 Osaka City University

The objective of this work is to evaluate the ventilation performance of residential buildings with a device promoting natural ventilation. This paper focuses on the effect of a monitor roof pitch on the p-Q characteristics and annual ventilation rate. Therefore, the natural ventilation rate is calculated throughout the year based on the p-Q characteristics obtained from CFD for the case of flat-roof and that from wind tunnel test for pitched-roof.

1. 研究の背景と目的

住宅の高気密・高断熱化が進み、風圧係数差が小さい密集市街地では自然換気量の確保が難しいため、本研究では自然換気の促進が期待できる越屋根に注目している。越屋根は風向や風量により全体の抵抗係数が複雑に変化するため換気量の予測にはp-Q特性が必要となる^{文1)}。小林ら^{文2,3)}は風洞実験により勾配越屋根のp-Q特性を作成し、算出された風圧係数を用いて換気量を算出し、CFDにより換気量算定手法の妥当性及び越屋根を用いた換気性状の検証及び評価を行った。それに基づき竹本ら^{文4)}は現実的な換気経路において年間換気量計算を行っているが、異なる屋根勾配では換気計算は行われていない。本研究では屋根勾配のケーススタディとして最もp-Q特性が変化すると考えられる勾配0°(以降、陸屋根型越屋根)の条件に関してCFDによりp-Q特性を作成する。解析する上で越屋根付設住宅に関するCFDの精度検証を行い、その後作成したp-Q特性を用いて年間換気量計算を行い勾配越屋根条件と比較する。なお、本研究ではFig.1に示す住宅を対象に検討を行う。

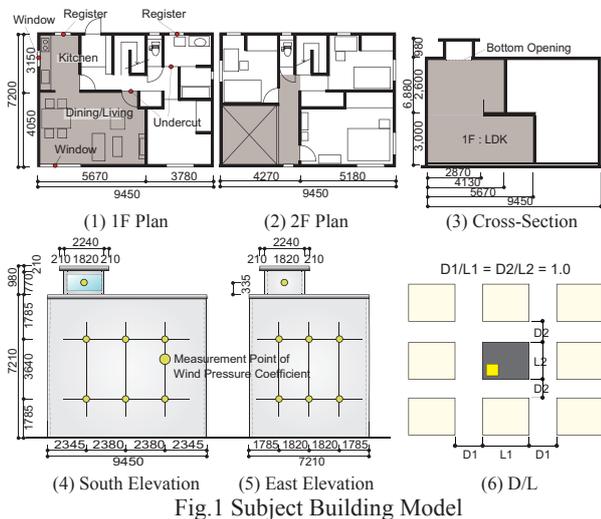


Fig.1 Subject Building Model

2. 越屋根付設住宅に関するCFDの精度検証

2.1 解析概要

越屋根付設住宅に関するCFD解析の精度検証を目的とし、既往実験^{文5)}を再現してFig.2の建物外壁面の風圧係数を算出し、実験値の風圧係数と比較する。アプローチフローの平均風速及び乱流強度をFig.3に、CFDの解析条件をTable1に示す。

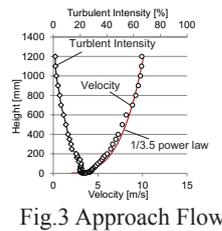


Fig.3 Approach Flow

CFD code	Ansys Fluent 14.5
Turbulence Model	Standard k-ε Model Reynolds Stress Model
Boundary Condition	Inlet: Velocity, k, ε: Based on Wind Tunnel Test
	Outlet: Gauge Pressure: 0 [Pa]
Wall	Standard Wall Function
Roughness degree	1/3.5 power law
Convergence condition	10 ⁻⁵
Wind direction	0°/45°/90°
Total number of Grids	2,186,804

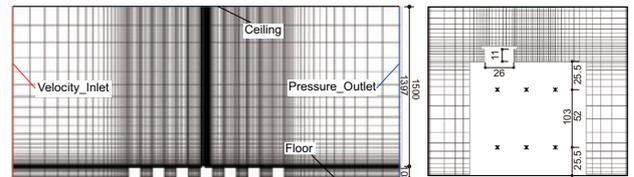


Fig.2 Calculation Domain and Evaluation point of Cp value

2.2 検証結果

風圧係数の実測値^{文5)}と計算値をFig.4に示す。風圧係数の分布性状としてその傾向が良く再現されており、乱流モデルでは応力方程式モデルに比べ標準k-εモデルが実験値に近い結果となった。

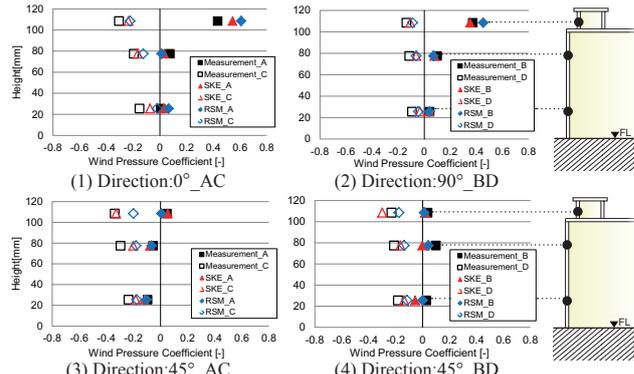


Fig.4 Comparison of Cp value between CFD and Measurement

3.CFD 解析による越屋根の p-Q 特性の作成

3.1 p-Q 特性

越屋根の p-Q 特性は越屋根付建設物模型の越屋根開口部両側のみに開口を設け、室下部から強制的に給排気を行うことで、室内圧と越屋根基部通過風量の関係を求め、室内圧を外部風による速度圧、越屋根基部通過風量を越屋根基部面積及び外部風速により無次元化して表現する。このときの無次元室内圧 (P_i^*) と無次元基部風量 (Q_{mo}^*) の関係が越屋根の換気特性を表すことになる。

3.2 解析概要

室下部に強制給排気を行う風洞実験を再現した CFD 解析により、風向 0° 、 45° 、 90° における陸屋根型越屋根に関する p-Q 特性を作成する。CFD の解析条件を Table2 に、解析領域を Fig.5 に示す。アプローチフローの平均風速及び乱流強度は Fig.3 と同様の条件で解析を行った。なお乱流モデルは、2章で精度が高かった標準 k-ε モデルを使用した。

Table2 CFD Condition

CFD code	Ansys Fluent 14.5
Turbulence Model	Standard k-ε Model
Boundary Condition	Inlet1 Velocity, k, ε: Based on Wind Tunnel Test Forced supply/exhaust : $Q^* = 1.0 \sim 1.0$
	Inlet2 Turbulent Intensity: 1.0% Turbulent Length: 7.9655 [mm]
	Outlet Gauge Pressure: 0 [Pa]
	Wall Standard Wall Function
Roughness degree	1/3.5 power law
Convergence condition	10^{-5}
Wind direction	$0^\circ/45^\circ/90^\circ$
Total number of Grids	2,097,148

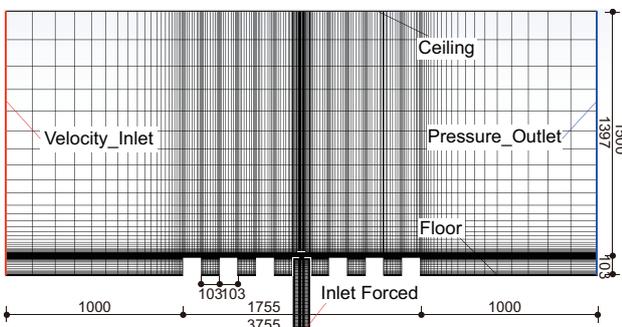


Fig.5 Calculation Domain

3.3 解析結果

Fig.6 に CFD により得られた陸屋根型越屋根及び風洞実験により得られた勾配越屋根の p-Q 特性を示す。最も p-Q 特性が変化すると考えられる両者の傾向に大きな差がないことが確認されたが、現実的に頻度が高いと考えられる無次元室内圧が ± 1 程度の領域では風向 45° で比較的大きな差が生じている。このため、風向だけでなく屋根勾配によっても p-Q 特性を使い分ける必要があると言える。

4. 年間換気量計算

4.1 換気量計算概要

拡張アメダス標準年データ及び既往研究^{文5)}の風圧係数及び p-Q 特性に基づき、風力と重力を考慮し

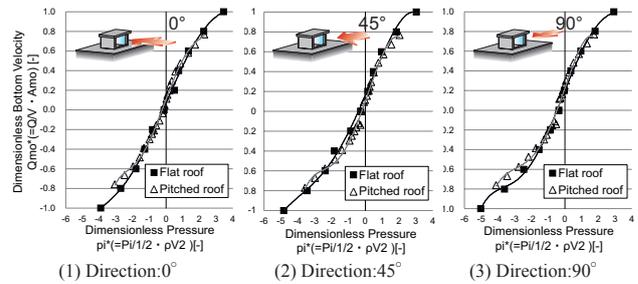


Fig.6 p-Q Curves for Flat and Pitched roof

た年間換気量計算を行う。前章で算出した無次元の p-Q 関係をグラフにプロットして多項式近似を行い、得られた近似式の係数を用いてアメダス気象データの時刻ごとに有次元の p-Q 関係に戻し、基部通過風量 (Q_{mo}) を室内圧 (P_i) の関数として表す。なお、本研究では多項式近似については、全ケースにおいて 5 次式近似とする。換気経路は、換気を想定した 150φ レジスター (RS) - アンダーカット (UC) - UC - 越屋根 (Case1)、100φRS - UC - UC - 越屋根 (Case2)、150φRS - UC - UC - L 側窓 (Case3)、LDK150φRS - 越屋根 (Case4)、通風を想定した L 側窓 - 越屋根 (Case5)、L 側窓 - K 側窓 (Case6) の 6 パターンとした (Fig.7)。越屋根を換気経路に含む条件では片側開放と両側開放を考慮する。計算に用いる風圧係数及び開口条件を Table3 及び Table4 に示す。なお、片側開放条件では越屋根通過時の曲がり抵抗と拡大/縮小の抵抗を考慮した。

(1) 風力換気：圧力損失を考慮し越屋根片側開口時と両側開口時を計算する。両側開口時の換気量計算に

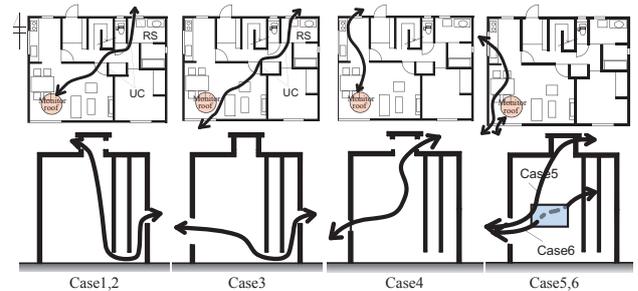


Fig.7 Natural Ventilation Flow Path

Table3 Wind Pressure Coefficient for Each Wind Direction

Wind direction	Wind Pressure Coefficient				
	Register	Monitor roof (South)	Monitor roof (North)	Living Window	Kitchen Window
N	-0.041	-0.177	0.430	-0.090	-0.103
NE	-0.072	-0.290	0.040	-0.163	-0.191
E	-0.107	-0.253	-0.251	-0.077	-0.095
SE	-0.343	0.047	-0.338	-0.103	-0.183
S	-0.089	0.432	-0.306	0.003	-0.075
SW	-0.165	-0.088	-0.517	-0.070	0.055
W	-0.076	-0.367	-0.364	-0.108	0.055
NW	-0.121	-0.431	-0.100	-0.348	0.020

Table4 Area, Resistance and Height of Opening

	Area [m ²]	Discharge Coefficient [-]	Height above GL [m]
Monitor Roof	1.4×1.4	p-Q curve	5.9
Side Window	1.4×0.7	0.65	6.4
Living Window	0.98	0.65	1.4
Kitchen Window	0.98	0.65	1.4
Undercut	90×1.5×10 ⁻⁴	0.65	-
Register 150φ	0.05×0.05×π	0.434	1.6
Register 100φ	0.075×0.075×π	0.429	1.6

は、3章で作成した越屋根の p-Q 特性を用いる。
 (2) 風力+重力換気: 圧力損失を考慮し風力と重力を考慮した年間換気量計算を行う。室内温度は夏期(6~9月)、中間期(4~5、10~11月)、冬期(12~3月)によって26、24、22°Cと季節毎に一定とした。なお、両側開放時の計算では越屋根基部高さの室内圧と静止外気圧をそれぞれ P_i と基準静圧とすることにより p-Q 特性は温度によらず共通の式を用い、風向変化の場合のみ異なる p-Q 特性を用いた。

4.2 換気量計算結果と考察

Fig.8にCase1~6における風力換気、風力+重力換気計算の換気回数[回/h]の年間換気計算結果を示す。ここで、Case6では両側窓の床面高さを等しくしたため重力の影響はない。なお、本研究で対象としたLDKは、天井高が5.8[m]を超える居室であり、建築基準法で求められる24時間換気の換気回数は0.2[回/h]となる。Case1、2において、150φRS、100φRSでそれぞれ約0.3[回/h]、0.2[回/h]の換気回数を得られたことから、レジスターの直径は換気性能に大きく影響することが確認された。Case1に対しCase4において、越屋根の近くにレジスターを設置し単室換気経路とすることで平均で0.5[回/h]、年間を通して常に0.2[回/h]以上の換気回数を得られた。Case1、Case3においてレジスターやアンダーカットを通した場合、換気経路に越屋根

を含むことで風力換気のみを考慮すれば約2倍、風力+重力換気を考慮すれば約3.6倍の換気回数を得られた。同様にCase5、Case6において単室換気経路の場合、換気経路に越屋根を含むことで風力換気のみを考慮すれば約1.3倍、風力+重力換気を考慮すれば約3.2倍の換気回数を得られた。Case1とCase3の関係から換気促進効果、Case5とCase6の関係から通風促進効果が確認されたと言える。Table5に換気量 $Q[m^3/h]$ 及び換気回数[回/h]の年間平均値をまとめて示す。

5. 勾配越屋根との換気性能の比較

5.1 比較手法

陸屋根型越屋根と勾配越屋根における換気性能を比較するため、基部面積と越屋根鉛直側窓面積を統一して検討を行う。ただし、ここでは勾配越屋根と陸屋根型越屋根で軒高を統一することとし、傾斜のため基部高さは勾配越屋根の方が必然的に大きくなっている。Fig.9及びTable6に、それぞれの断面図及び計算条件を示す。また換気回数の算定においては室容積は陸屋根型越屋根、勾配越屋根条件ともに100.9[m²]とし、越屋根の内部及び小屋組部は室容積に含めなっていない。

5.2 計算結果と考察

Fig.10にCase1~6における風力換気、風力+重力換気の換気回数[回/h]の年間計算結果を示す。

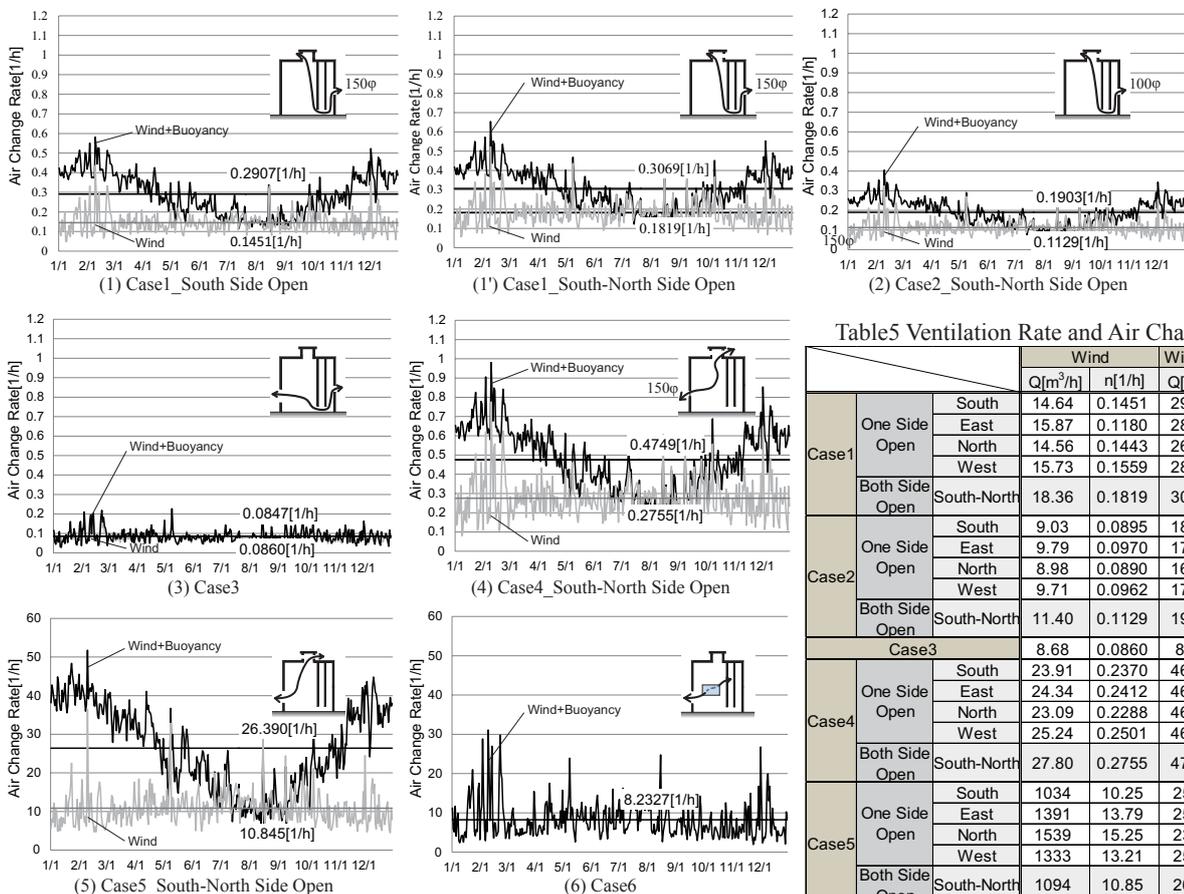


Fig.8 Air Change Rate throughout the Year (Flat roof)

		Wind		Wind + Buoyancy		
		Q[m ³ /h]	n[1/h]	Q[m ³ /h]	n[1/h]	
Case1	One Side Open	South	14.64	0.1451	29.33	0.2907
		East	15.87	0.1180	28.11	0.2785
		North	14.56	0.1443	26.50	0.2626
	West	15.73	0.1559	28.82	0.2856	
	Both Side Open	South-North	18.36	0.1819	30.97	0.3069
Case2	One Side Open	South	9.03	0.0895	18.06	0.1790
		East	9.79	0.0970	17.31	0.1715
		North	8.98	0.0890	16.32	0.1617
	West	9.71	0.0962	17.75	0.1759	
	Both Side Open	South-North	11.40	0.1129	19.21	0.1903
Case3			8.68	0.0860	8.55	0.0847
Case4	One Side Open	South	23.91	0.2370	46.39	0.4597
		East	24.34	0.2412	46.63	0.4621
		North	23.09	0.2288	46.73	0.4631
	West	25.24	0.2501	46.57	0.4615	
	Both Side Open	South-North	27.80	0.2755	47.93	0.4750
Case5	One Side Open	South	1034	10.25	2556	25.33
		East	1391	13.79	2500	24.78
		North	1539	15.25	2361	23.40
	West	1333	13.21	2539	25.16	
	Both Side Open	South-North	1094	10.85	2663	26.39
Case6			830.8	8.233	-	-

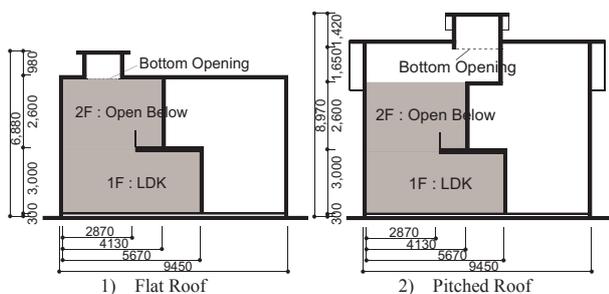


Fig.9 Cross-Section of Subject Building Model

Table6 Comparison of Area, Height and Room Volume

		Flat Roof	Pitched Roof
Area [m ²]	Monitor Roof	1.4×1.4	1.77×1.11
	Side Window	1.4×0.7	1.77×0.555
Height [m]	Monitor Roof	5.9	7.5
	Side Window	6.4	8
Room Volume for air change rate [m ³]		100.9	100.9

風力換気のみの場合、各 Case において陸屋根型越屋根と勾配越屋根条件の換気回数には大きな差が見られなかったが、アメダスデータにおいて発生頻度の高い風向において、各開口部における風圧係数差の絶対値が大きい条件の方が換気回数が多い結果となった。一方、風力+重力換気では、全 Case において越屋根基部高さの大きい勾配越屋根を用いることで、陸屋根型越屋根に比べ換気回数が多い結果となり、重力換気が換気回数に大きく影響することが示された。

6. まとめ

本報では、CFD 解析により陸屋根型越屋根の p-Q 特性を作成し、それに基づき異なる屋根勾配において年間換気量計算を行った。風力換気において換気駆動力の高い陸屋根が、風力+重力換気において勾配屋根が大きい換気回数を得る結果となった。また屋根勾配に関わらず越屋根を換気経路に含む場合、複雑な経路において 0.3[回/h] 以上、単室経路において 0.5[回/h] 以上の換気回数を得られた。本研究で対象としている住宅において建築基準法で設置が義務付けられる 24 時間換気装置の換気回数を考慮すれば、越屋根は自然換気口と併用することでパッシブな自然換気補助装置として十分期待できると言える。

[参考文献]

- 文 1) 石原正雄：建築換気設計，朝倉書店 1969
- 文 2) 小林知広他：勾配屋根を有する独立住宅に設置された越屋根の換気特性、日本建築学会環境系論文集、第 653 号、pp.595-601、2010.7
- 文 3) T.Kobayashi et al. : Evaluation of Ventilation Performance of Monitor roof in Residential Area based on CFD Analysis, *Building and Environment*, vol.63, pp.20-30, 2013.5
- 文 4) 竹本梨花他：風力換気促進装置を有する住宅の換気性能に関する研究 (第 5 報)、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、pp.309-312、2014.3
- 文 5) 長田啓志他：風力換気促進装置を有する住宅の換気性能に関する研究 (第 1 報)、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、pp.1151-1154、2011.9

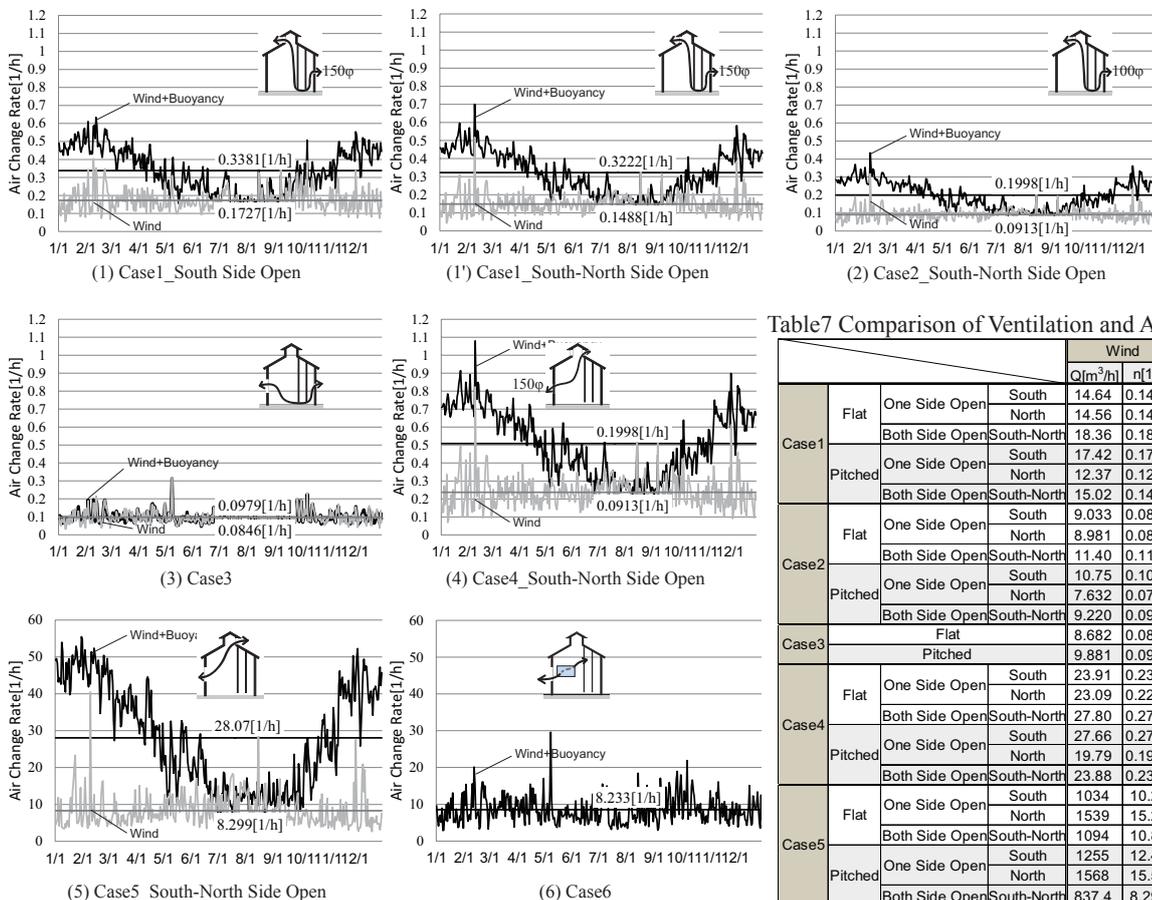


Fig.10 Air Change Rate throughout the Year (Pitched roof)

Table7 Comparison of Ventilation and Air Change Rate

				Wind		Wind+Buoyancy	
				Q[m ³ /h]	n[1/h]	Q[m ³ /h]	n[1/h]
Case1	Flat	One Side Open	South	14.64	0.1451	29.33	0.2907
			North	14.56	0.1443	26.50	0.2626
	Both Side Open	South-North	18.36	0.1819	30.97	0.3069	
		South-North	17.42	0.1727	34.12	0.3381	
Case2	Flat	One Side Open	South	9.033	0.0895	18.06	0.1790
			North	8.981	0.0890	16.32	0.1617
	Both Side Open	South-North	11.40	0.1129	19.21	0.1903	
		South-North	10.75	0.1065	21.01	0.2082	
Pitched	One Side Open	South	7.632	0.0756	18.55	0.1838	
	Both Side Open	South-North	9.220	0.0914	20.16	0.1998	
Case3	Flat			8.682	0.0860	8.547	0.0847
	Pitched			9.881	0.0979	9.975	0.0989
Case4	Flat	One Side Open	South	23.91	0.2370	46.39	0.4597
			North	23.09	0.2288	46.73	0.4631
	Both Side Open	South-North	27.80	0.2755	47.93	0.4750	
		South-North	27.66	0.2741	53.87	0.5338	
Case5	Flat	One Side Open	South	19.79	0.1962	54.11	0.5363
			North	23.88	0.2367	51.31	0.5085
	Both Side Open	South-North	1034	10.25	2556	25.33	
		South-North	1539	15.25	2361	23.40	
Case6	Pitched	One Side Open	South	1094	10.85	2663	26.39
			North	1568	15.54	2643	26.19
	Both Side Open	South-North	837.4	8.299	2832	28.07	
		South-North	830.8	8.233	-	-	
Pitched			860.6	8.529	-	-	

トレーサガス法による二室間換気量同定手法に関する研究
 (その1) LES 気流解析に基づく換気量同定精度の検討
Ventilation Rate Measurement of Two Zones Using Tracer Gas Method
(Part 1) The Accuracy of Ventilation Rate Estimation Based on Large Eddy Simulation

○森井 祐介 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学)

Yusuke MORII*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹

Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹

*¹ Osaka University

In order to measure ventilation rates, tracer gas technique is frequently used. Ventilation rates including interzonal flow rates can be calculated by identification technique using the gas concentrations of a single gas presented by Okuyama. However, there are various conditions that could cause accidental error or systematic error. This paper shows the accuracy of ventilation rate using the predicted concentration data created by adding virtual randomized error and calculated concentration data by CFD with Large Eddy Simulation.

1. はじめに

トレーサガス法は、建物の内部にトレーサガスを発生させ、換気によるそのガス濃度の時間変化を測定することにより、間接的に換気量を算定する手法である。トレーサガス法は一般に各ゾーンでトレーサガスが完全混合されて一様な濃度を持つ多節点系モデルとし、システムパラメータを同定する。李らの既往研究¹⁾では、決定論的にシステムパラメータ同定を試みたが、測定誤差が大きくなると、換気量を算定することが出来なくなり、事実上実際の換気量測定には供し得ないということが明らかとなった。

本報では、濃度減衰法を対象として、奥山²⁾³⁾により提案されている多数室換気測定システムである「最小二乗法の二回適用による解法」²⁾と、「最小二乗法の一回適用による解法」³⁾を二室モデルに適用し、CFD解析の乱流モデルにLESを用いて解析を行い、それぞれの換気パラメータ同定理論について検討した結果を報告する。

2. 換気パラメータ同定理論の定式化

2.1 最小二乗法の二回適用による解法 (奥山²⁾)

この解法システムは最小二乗法の一回適用に比べ、換気量の算定精度が高く、不確かさの評価が可能であるといったメリットがあると考えられる。

トレーサガス質量流における状態空間方程式の一般系は(1)式((2)式は各要素についての式)で表される。

$$\mathbf{V} \cdot \dot{\mathbf{c}} = \mathbf{Q} \cdot \mathbf{c} + \mathbf{Q}_0 \cdot \mathbf{c}_0 + \mathbf{m} \quad \dots(1)$$

$$v_i \cdot \dot{c}_i = \sum_{j=1}^{n+n_0} q_{i,j} \cdot c_j - \sum_{j=1}^{n+n_0} q_{j,i} \cdot c_i + m_i \quad \dots(2)$$

ここで、 c_i は室*i*の濃度、 v_i は室*i*の容積、 q_{ij} は室*j*から室*i*への風量、 m_i は室*i*のガス発生量、 n は室数、 n_0 は外気数である。(2)式の既知パラメータだけから

なる項を左辺に移項し、未知パラメータとの積であらわされる項は右辺に移項する。左辺の項を \mathbf{y} とし、右辺のシステム同定パラメータを \mathbf{a} として、これに係るマトリックスを \mathbf{Z} と定める。

$$\mathbf{y} = \mathbf{Z} \cdot \mathbf{a} \quad \dots(3)$$

測定時間間隔 Δt 、総測定時点数は n_t で測定期間は T とする。 $(k-1)\Delta t$ から $k\Delta t$ までの線形補間積分により、次式の \mathbf{y}_k 、 \mathbf{Z}_k を定義し、パラメータの観測方程式とする。

$$\mathbf{y}_k = \int_{(k-1)\Delta t}^{k\Delta t} \mathbf{y} dt \quad \dots(4)$$

$$\mathbf{Z}_k = \int_{(k-1)\Delta t}^{k\Delta t} \mathbf{Z} dt \quad \dots(5)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} \quad \dots(6)$$

(6)式より、 Δt の時間毎に(7)式で定義される観測方程式の誤差を算出する。

$${}_n \mathbf{e}_k = \mathbf{y}_k - \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} \quad \dots(7)$$

この二次形式を測定期間にわたって総和したものを評価関数 J_n とする。

$$J_n = \sum_{k=1}^{n_t} {}_n \mathbf{e}_k \cdot {}_n \mathbf{e}_k \quad \dots(8)$$

評価関数をシステム同定パラメータ \mathbf{a} で微分し $\mathbf{0}$ と置く。

$$\frac{\partial J_n}{\partial \mathbf{a}} = 2 \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} - 2 \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{y}_k = \mathbf{0} \quad \dots(9)$$

(9)式は風量収支が考慮されていないので、適切な解が得られない。そこで流量収支式に対しても最小二乗法を適用するために、まず(9)式の方程式誤差 \mathbf{e}_a を定義する。

$$\mathbf{e}_a = \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{y}_k - \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} \quad \dots(10)$$

次に、風量収支で表現される拘束条件式などを最小二乗に寄与する式とし、これらの拘束条件はマトリックス \mathbf{S} とベクトル \mathbf{d} によって (11) 式で表現する。この方程式誤差 \mathbf{e}_s は (12) 式で定義される。

$$\mathbf{S} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{d} \quad \cdots(11)$$

$$\mathbf{e}_s = \mathbf{d} - \mathbf{S} \cdot \mathbf{a} \quad \cdots(12)$$

ここまで算出した誤差ベクトル \mathbf{e}_a 、 \mathbf{e}_s の最小二乗に寄与する重みを等しくする。観測方程式だけからの最小二乗解に関する (10) 式に現れる \mathbf{a} に係るマトリックス $\sum {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k$ の各行について最大絶対値を探して、この逆数をとる。 $\sum {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k$ の i 行目であれば、この逆数を (i, i) に代入し、対角線上に重みマトリックス \mathbf{W}_z を構成していく。ただし、行の値すべてが 0 になる場合は 0 のままとする。

$$\mathbf{W}_z = \begin{bmatrix} \text{abs max}(1\text{st row in } \sum {}^t \mathbf{Z} \cdot \mathbf{Z})^{-1} & & & 0 \\ \vdots & & & \vdots \\ 0 & & 0 & \text{abs max}(n\text{-th row in } \sum {}^t \mathbf{Z} \cdot \mathbf{Z})^{-1} \end{bmatrix} \quad \cdots(13)$$

拘束条件式に関する方程式誤差についても、同様に \mathbf{a} に係るマトリックスに関する重みマトリックス \mathbf{W}_s を作成する。システムパラメータの観測方程式だけからの最小二乗解に関する (10) 式に、(12) 式の同定パラメータの拘束条件式を、それぞれ重みマトリックスを乗じた後に、行を増やす方向に加えて、次式の複合回帰式誤差を定義する。

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} \mathbf{W}_z \cdot \mathbf{e}_a \\ \mathbf{W}_s \cdot \mathbf{e}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{W}_z \cdot \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{y}_k \\ \mathbf{W}_s \cdot \mathbf{d} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \mathbf{W}_z \cdot \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k \\ \mathbf{W}_s \cdot \mathbf{S} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{a} \quad \cdots(14)$$

この (14) 式の上半分マトリックス \mathbf{W}_z 、また下半分にマトリックス \mathbf{W}_s を左から乗じることは、それぞれのマトリックスの各行で最大絶対値を探し、これで各行を割ることに等しい。マトリックス \mathbf{F} とベクトル \mathbf{b} を定義することで (14) 式は (15) 式のように書き換えられる。

$$\mathbf{e} = \begin{bmatrix} \mathbf{W}_z \cdot \mathbf{e}_a \\ \mathbf{W}_s \cdot \mathbf{e}_s \end{bmatrix} = \mathbf{b} - \mathbf{F} \cdot \mathbf{a} \quad \cdots(15)$$

前項で算出した複合回帰方程式の誤差評価関数を (16) 式の二次形式で定義する。

$$J = {}^t \mathbf{e} \cdot \mathbf{e} = {}^t (\mathbf{b} - \mathbf{F} \cdot \mathbf{a}) \cdot (\mathbf{b} - \mathbf{F} \cdot \mathbf{a}) \quad \cdots(16)$$

これをシステム同定パラメータベクトル \mathbf{a} で微分して (17) 式を得る。

$$\frac{\partial J}{\partial \mathbf{a}} = 2 \cdot {}^t \mathbf{F} \cdot \mathbf{F} \cdot \mathbf{a} - 2 \cdot {}^t \mathbf{F} \cdot \mathbf{b} = 0 \quad \cdots(17)$$

以上のように、二度の最小二乗法を適用してシステム同定パラメータベクトルの推定値が解かれる。

$$\hat{\mathbf{a}} = ({}^t \mathbf{F} \cdot \mathbf{F})^{-1} \cdot ({}^t \mathbf{F} \cdot \mathbf{b}) \quad \cdots(18)$$

2.2 最小二乗法の一回適用による解法³⁾

この解法システムは最小二乗法の二重適用に比べ、単純であること及び風量収支が確実にとれることといった

メリットがあると考えられる。

前項の (2) 式において、各室の風量収支式を代入することで、同定パラメータの数を減らす。この式の既知パラメータだけからなる項を左辺に移項し、未知パラメータとの積であらわされる項は右辺に移項する。左辺の項を \mathbf{y} とし、右辺のシステム同定パラメータを \mathbf{a} とし、これに係るマトリックスを \mathbf{Z} と定める。

$$\mathbf{y} = \mathbf{Z} \cdot \mathbf{a} \quad \cdots(19)$$

測定時間間隔 Δt 、総測定時点数は n_t で測定期間は T とする。 $(k-1)\Delta t$ から $k\Delta t$ までの線形補間積分により、次式の \mathbf{y}_k 、 \mathbf{Z}_k を定義し、パラメータの観測方程式とする。

$$\mathbf{y}_k = \int_{(k-1)\Delta t}^{k\Delta t} \mathbf{y} dt \quad \cdots(20)$$

$$\mathbf{Z}_k = \int_{(k-1)\Delta t}^{k\Delta t} \mathbf{Z} dt \quad \cdots(21)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} \quad \cdots(22)$$

(22) 式より、 Δt の時間毎に (23) 式で定義される観測方程式の誤差を算出する。

$${}^n \mathbf{e}_k = \mathbf{y}_k - \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} \quad \cdots(23)$$

この二次形式を測定期間にわたって総和したものを評価関数 J_n とする。

$$J_n = \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{e}_k \cdot {}^n \mathbf{e}_k \quad \cdots(24)$$

評価関数をシステム同定パラメータ \mathbf{a} で微分し 0 と置く。

$$\frac{\partial J_n}{\partial \mathbf{a}} = 2 \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} - 2 \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{y}_k = 0 \quad \cdots(25)$$

あらかじめ風量収支式についても考慮した式となっているため、(26) 式から、システム同定パラメータ \mathbf{a} が解かれる。

$$\mathbf{a} = \left(\sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k \right)^{-1} \cdot \sum_{k=1}^{n_t} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{y}_k \quad \cdots(26)$$

3. 換気パラメータ同定理論の精度検討

実際の濃度測定データには、様々な誤差 (偏差) が含まれる。本報では、測定値に含まれる偶然誤差及び、測定時に室内が不完全混合であることにより、完全混合と仮定した際の理論値と測定値の間に生まれる差異 (本報では混合偏差と呼ぶ) について、検討を行った。なお、本報では、有効混合容積を既知 (有効混合容積 = 空間全体の容積) として検討している。

3.1 偶然誤差が同定精度に及ぼす影響

Fig. 1 に示す二室モデルを使用し、偶然誤差を再現した濃度データを作成し、換気パラメータ同定理論の検討を行う。以下に検討方法の詳細を示す。

1) Fig. 1 に示す風量、容積、初期濃度を用いて、(27) 式に示す差分式から、各室の濃度経時変化を算出する。ここで、 δ_{ij} はクロネッカーのデルタであり $i=j$ のと

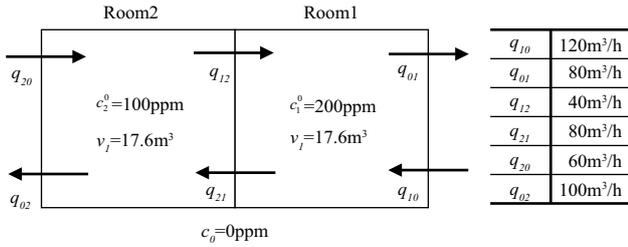


Fig. 1 Two Zones Model

き 1、 $i \neq j$ のとき 0 である。また、 Δt は計算時間間隔であり $\Delta t = 1s$ とし、5400s まで計算を行った。

$$c_i^t v_i = c_i^{t-\Delta t} v_i + \left[\sum_{j=0}^N q_{ij} c_j^{t-\Delta t} (1 - \delta_{ij}) \right] - \left[\sum_{j=0}^N q_{ji} c_i^{t-\Delta t} (1 - \delta_{ij}) \right] \Delta t \quad \dots(27)$$

2) 求めた濃度データに標準偏差 σ の正規乱数分布に従う誤差を加え、偶然誤差検討用データとした。この時、10 組の異なる濃度データを作成した。また、 σ の値はガス濃度の最大値である 200ppm の 0.5% (1ppm), 1% (2ppm), 1.5% (3ppm), 2% (4ppm) の 4 通りとした。

3) 作成した検討用データに、それぞれの解法を適用することで、換気量を算定する。

4) 換気量誤差率を (算定値 - 真値 / 真値) より求める。

5) 10 組のデータの内、換気量が算定可能であったものから求められた換気量誤差率の平均値を算出する。

Fig. 2 に換気パラメータ同定時の換気量誤差率を示す。なお、最小二乗法二重適用による解法と最小二乗

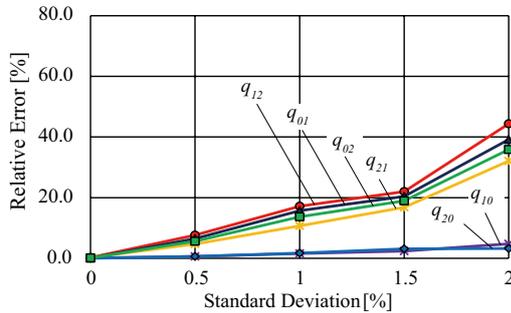
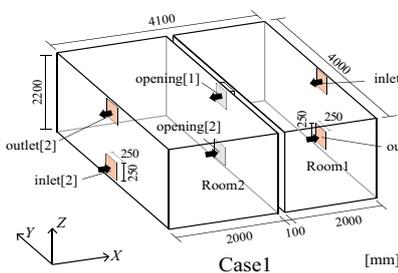
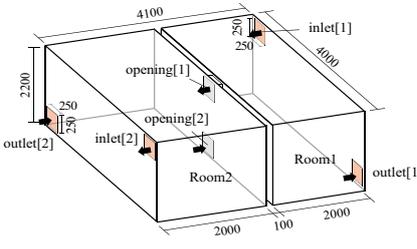


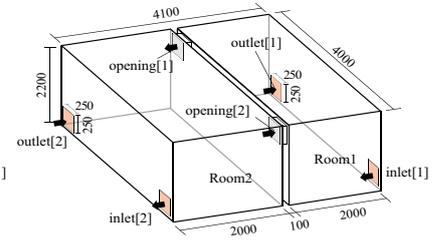
Fig. 2 Relative Error of Airflow



Case1 [mm]



Case2



Case3

Fig. 3 Test Case

Table 1 Analysis Conditions

CFD Code	FLUENT14.5	
Algorithm	SIMPLE	
Turbulence Model	Smagorinsky-Lilly Model	
Smagorinsky Coefficient	0.16	
Momentum	Central Differencing	
Transient Formulation	Second Order Implicit	
Time Step	1[s] ^(Annotations)	
Number of Time Step	5400Time Step (5400s)	
Total Number of Cells	Case1	41,018
	Case2	43,018
	Case3	43,018

Boundary Condition	inlet[1]	0.533m/s(=120m ³ /h)*
	inlet[2]	0.267m/s(=60m ³ /h)*
	outlet[1]	0.355m/s(=80m ³ /h)*
	outlet[2]	0.445m/s(=100m ³ /h)*
	opening[1]	-
	opening[2]	0.178m/s(=40m ³ /h)[+X Direction]*
Initial Concentration of Tracer Gas	Room[1]	200[ppm]
	Room[2]	100[ppm]
Turbulent Schmidt Number	1.0	

* No Perturbation and Tracer Gas Generation Amount = 0

法の一回適用による解法による結果に差異が殆ど見られなかったため、まとめて記載している。 $\sigma=0.5\%$ 程度であれば、比較的高い精度で換気量を算定できている。また、 $\sigma=2\%$ になると約半分もの組で換気量の算定が不可能となった。

3.2 CFD による混合偏差が同定精度に及ぼす影響

3.2.1 解析空間

Fig. 3 に解析空間を示す。4000×2000×2200mm の室が二つ並んだ空間で、各室間をつなぐ開口部と給気口及び排気口は全て 250×250mm とした。濃度測定点は各室の空間を 8 分割したそれぞれのゾーンの中心点とし、それぞれの室における 8 点平均値を測定データとして、換気量同定時のデータとして用いた。

3.2.2 解析条件

Table 1 に解析条件を示す。LES である Smagorinsky-Lilly モデルを用いて、気流場と濃度場の解析を行った。解析空間のメッシュ間隔は基本的に 100mm^(註) の等間隔メッシュとした。Smagorinsky 定数は既往研究⁴⁵⁾ を参考に 0.16 とした。また、乱流シュミット数も既往研究⁶⁾ を参考に 1.0 とした。特に助走計算を行わずに、計算を開始した。

3.2.3 解析結果

Fig. 4 に各解析条件における濃度経時変化を示す。Fig. 4 中の〈測定平均値〉とは、それぞれの室における 8 点の測定ガス濃度の平均値、〈理論値 (完全混合)〉とは、CFD 解析により求めた換気量を用いて、空間が完全混合状態であると仮定した上で、算出した理論上の濃度減衰値、〈同定値〉とは、算定された換気量を用いて、空間が完全混合状態であると仮定した上で、算出した理論上の濃度減衰値である。

Case1 は、室が完全混合していないため、トレーサガス濃度の減衰速度が〈理論値 (完全混合)〉に比べ

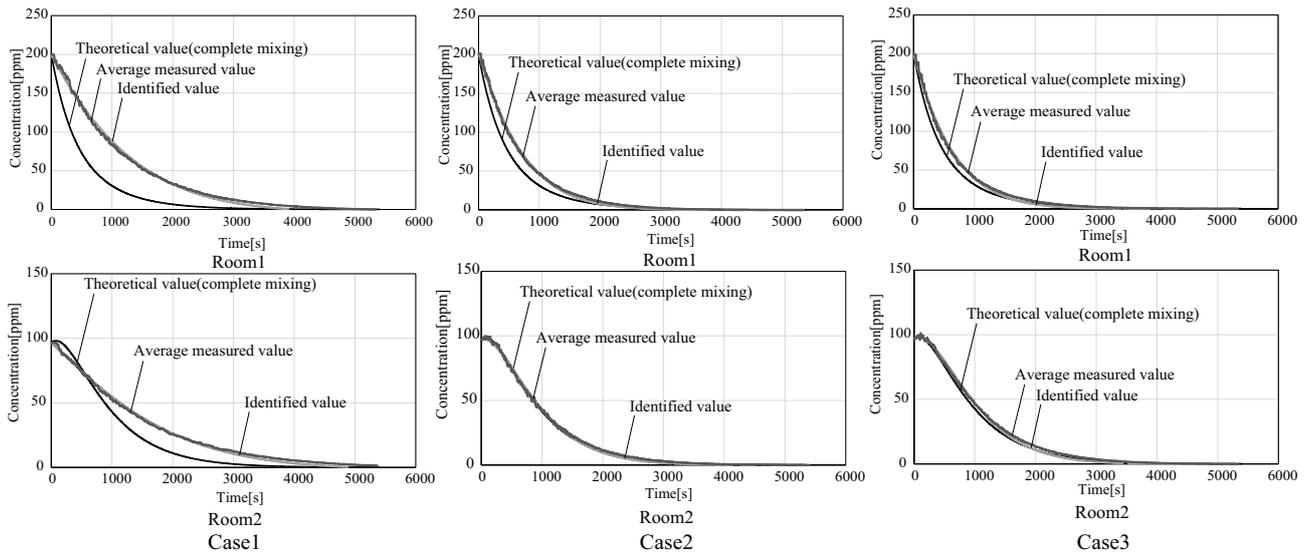


Fig. 4 Value of Concentration Decay

Table 2 Identified Value of Airflow Rate

[m ³ /h]	Case1			Case2			Case3		
	Analysis Result	Double Least Squares Method	Single Least Squares Method	Analysis Result	Double Least Squares Method	Single Least Squares Method	Analysis Result	Double Least Squares Method	Single Least Squares Method
q_{10}	117.9	79.4	79.4	117.9	106.4	106.4	117.9	105.5	105.5
q_{01}	78.5	-8.5	-8.5	78.5	-40.0	-40.0	78.5	-0.5	-0.5
q_{12}	37.6	-63.1	-63.1	40.0	-53.2	-53.2	40.4	-28.0	-27.9
q_{21}	78.7	24.7	24.7	78.7	93.2	93.2	79.8	78.0	78.0
q_{20}	59.1	56.2	56.2	59.1	89.3	89.3	59.1	64.3	64.3
q_{02}	98.4	144.1	144.1	98.4	235.7	235.7	98.4	170.3	170.3

て、遅いことが分かる。一方、Case2,Case3は室平均値と理論値が概ね一致しており、室が完全混合状態に近いものであったと考えられる。

Table 2に換気量算出結果を示す。全ての条件で、負の換気量が算出されており、確からしい風量が算定されているとは言えない。しかし、Fig. 4に示す通り、<測定平均値>と<同定値>は概ね同じ値を示しており、この換気パラメータ同定理論は濃度変化に合った風量を算定できていると言える。

また、本検討についても、最小二乗法二回適用による解法と最小二乗法の一回適用による解法による結果に差異が見られなかった。今回、負の換気量が算出された要因の一つとして挙げられるものが有効混合容積である。有効混合容積は、室が完全混合状態であるとすれば、室容積と一致する。しかし、実際の測定では室が完全に混合している事は無く、有効混合容積を室容積を同じ値とすれば、有効混合容積を過大に評価する事となるので、確からしい換気量を算定することが出来ない。また、ショートサーキット流の影響も考えられる。ショートサーキット流の影響については、有効混合容積の考慮で解決するか検討が必要である。

今回の検討では、Case2,Case3はFig. 4を見ても分かるように、完全混合状態に近い状態であったが、確からしい換気量を算定することが出来なかった。

4. おわりに

二室を対象とし、濃度減衰法による換気量同定法の検討を行った。濃度減衰過程では、ある程度(2%以下)の偶然誤差が測定値に含まれていても、換気量を算定

することが出来るが、測定濃度が混合偏差を含む場合は、換気量の算定が困難であることが分かった。今後は奥山²⁾の提案にある非負最小二乗法の採用、有効混合容積の同定及びガス発生を行う場合について検討を行う所存である。

【注釈】

CFD解析に用いたメッシュのサイズ及びTime Step間隔は、より細かいメッシュ、Time Step間隔での解析を行い、それぞれの結果が概ね一致していることを確認し、決定している⁷⁾。

【参考文献】

- 1) 李林芮, 山中俊夫, 相良和伸, 甲谷寿史, 桃井良尚: トレーサガス法を用いた多数室間換気量測定法に関する研究(その3) 決定論的手法におけるサンプリング時点及びトレーサガス発生の有無が換気量精度に及ぼす影響, 空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp.57-60, 2012.3
- 2) Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi: System parameter identification theory and uncertainty analysis methods for multi-zone building heat transfer and infiltration, Building and Environment, Vol.54, pp.39-52, 2012
- 3) HIROYASU OKUYAMA: System Identification Theory of the Thermal Network Model and an Application for Multi-chamber Airflow Measurement, Building and Environment, Vol.25, No.4, pp.349-363, 1990
- 4) 倉淵隆, 松尾陽, 李政宰, 鎌田元康: 乱流構造が室内濃度拡散場に及ぼす影響に関する研究(その1) k-εモデル, LESによる室内等温気流場の解析と実験, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1993年
- 5) 笠原啓史, 村上周三, 加藤信介, 土屋直也: LESによる人体周辺微気象の解析 単純化した人体モデル周囲に形成される上昇流の非定常解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2003年
- 6) Eunsu LIM, 伊藤一秀: 換気効率指標 Net Escape Velocityを用いた不均一濃度場の形成構造解明に関する研究 第2報 -3次元流れ場・汚染物質拡散へのNEVの適用-, 空調調和・衛生工学会論文集, No.187, 2012年10月
- 7) 森井祐介: トレーサガス法による多数室間換気量算定手法に関する研究-最小二乗法による算定手法の精度検討-, 大阪大学大学院修士論文 2015.3

コーナーボイドを有する高層オフィスビルの自然換気性能に関する研究
(その10) トレーサガス法を用いた小割オフィス内の局所平均空気齢分布測定
Natural Ventilation Performance of High Rise Office Building with Corner Voids
(Part 10) Measurement of Local Mean Age of Air Distribution in Partitioned Office Room
by Using Tracer Gas Method

○環 翼(大阪大学) 山中 俊夫(大阪大学)
甲谷 寿史(大阪大学) 桃井 良尚(大阪大学)
相良 和伸(大阪大学) 高山 眞(日建設計)
田辺 慎吾(日建設計)

Tsubasa TAMAKI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1} Yoshihisa MOMOI^{*1}
Kazunobu SAGARA^{*1} Makoto KOUYAMA^{*2} Shingo TANABE^{*2}
^{*1} Osaka University ^{*2} Nikken Sekkei Ltd.

Utilization of natural energy attracts attention from a rise of energy conservation demand. Natural ventilation is one of methods for utilizing natural energy in high-rise building. Recently one office building uses natural ventilation system which is combination of buoyancy ventilation and wind ventilation. This paper will report the effect of Corner Void in partitioned office room.

はじめに

近年建築において省エネルギー・BCP対応の志向が高まり、自然換気を採用する建物が増加している。前報¹⁾では、建物全体の自然換気装置として建物隅部に堅穴シャフトを用いた高層建物を対象として、そのシャフト(コーナーボイドと称する(以下、CV))により自然換気が行われている大空間オフィス(いわゆるワンフロア貸)の、実運用時における中間期の室内環境について明らかにした。また、既報²⁾では、自然換気の基本性能を明らかにするため、トレーサガスステップダウン法による大空間オフィスの室内各所の新鮮外気の分配性状について検討を行い、コーナーボイドの有無により、風力のみを駆動力とした自然換気と重力を併用した自然換気のパフォーマンスを把握を行った。結果、風力換気のみでは室内の分布が大きくなるのに対して、重力を併用することで一様な分布となることや外部風が小さい場合も重力換気による自然換気が有効であることを明らかにした。しかしながら、テナントビルで、フロア内を間仕切りやパーティションで区切り複数のテナントで利用する、いわゆる小割オフィスでの使用も多い。小割オフィスでは、風上面と風下面の風圧差を駆動力とする水平風力換気が期待できない室も発生するため、CV及び別途設置されているコア部の堅穴シャフト(センターボイドと称する)を用いることで、小割オフィスの自然換気量を確保する意図で対象建物が設計されている。本報は、小割オフィスにおいて大空間オフィスと同様にトレーサガス法を用いた局所平均空気齢分布測定を行い、基本的な換気性能と室内の換気効率分布について検討することを目的とする。

1. 測定方法

測定は2014年10月8日に、対象建物の16階(38階建のうち、12~37階が自然換気対象オフィス)の南西角に位置する小割オフィスで行った。対象建物の基準階平面図をFig.1に示す。建物隅部に設けられたCVおよびコア部のセンターボイドにより重力換気を行う。測定対象オフィスの平面図及び測定点をFig.2に、断面図をFig.3に示す。対象オフィスは南西にCV、北側にセンターボイドを有しており、外皮およびCV面の窓上部には自然換気口が計10個設けられている。執務室からセンターボイドへは、天井レタチャンパーと廊下間をパスダクトで接続し、その後、廊下からコア部へ流れる換気経路が設計されている。本測定では、Table1に示す自然換気(以下、NV)運転時及びハイブリット空調(以下、HV)運転時の5条件においてトレーサガスステップダウン法による室内各点での濃度減衰測定を行った。測定は大空間測定時²⁾と同様の手法³⁾を用いた。なお、ハイブリット空調とは自然換気と空調を併用させたシステムを指す。Table1に示す外気条件は、同建物8階に設置したCO₂濃度計により得られた測定値の減衰期間の平均値としている。Fig.4の測定手順に沿って、トレーサガスとしてCO₂を発生させ、室内濃度が均一になるまで室内に設置した扇風機にて攪拌した。なお、ハイブリット空調時には空調機の内気循環運転により天井チャンパーも含めて濃度を均一にした。空間内濃度が均一となっていることを確認した後、自然換気口を開放し室内CO₂濃度を減衰させた。室内9点(FL+1100)での濃度応答をCO₂濃度計(TR-76Ui及びRTR-576)を用いて測定した。また、自然換気

口部にも CO₂ 濃度計を設置し、得られた温度および CO₂ 濃度変動より流出入状況を把握した。

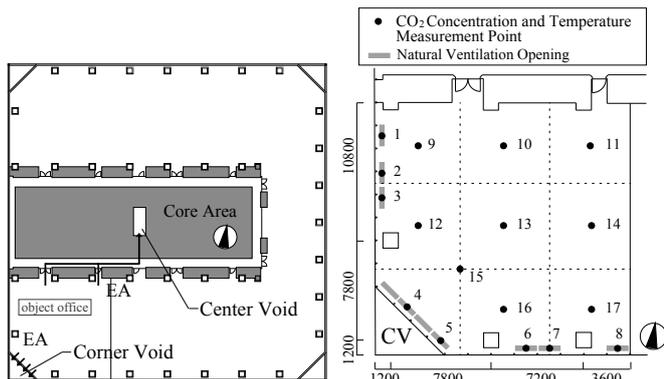


Fig.1 16th Floor Plan View

Fig.2 16th Floor Partitioned Office Plan View

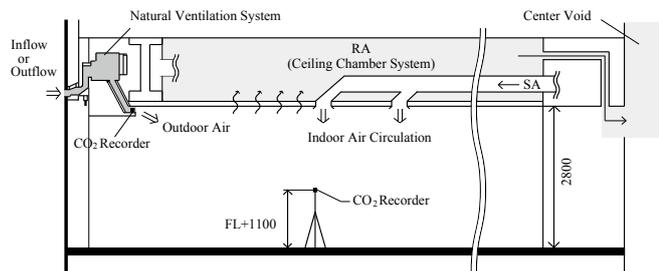


Fig.3 16th Floor Sectional View

Table 1 Measurement Condition

	case1	case2	case3	case4	case5
Operation Mode	NV	NV	NV	NV	HV
Corner Void (○:opened ×:closed)	○	×	○	×	○
Center Void (○:opened ×:closed)	○	○	×	×	×
Start Time of CO ₂ Emission and Mixing	10:00	13:35	15:09	17:17	19:38
End Time of Mixing	10:22	13:50	15:20	17:24	20:00
Open Time of Natural Ventilation Openings	10:35	13:57	15:35	17:29	20:12
Close Time of Natural Ventilation Openings	10:58	14:45	16:07	18:15	20:45
Duration of Decay [min]	23	48	32	46	33
Number of Occupants [person]	6	2	4	5	3
Outdoor CO ₂ Concentration [ppm]	414	406	408	401	416
Outdoor Air Temperature [deg. Celsius]	17	19	20	20	19
Outdoor Air Humidity [%]	44	35	35	39	43

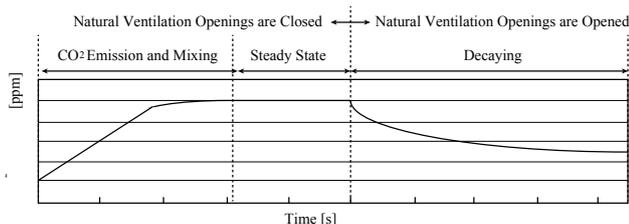


Fig.4 Measurement Procedure

2. 評価指標

本測定ではトレーサガスステップダウン法を用いて新鮮外気分配性状の検討を行っている。ステップダウン法における局所平均空気齢の算出式を (1) に示す。

$$\tau_p = \int_0^{\infty} \frac{C_r - C_o}{C_{r0} - C_o} dt \quad (1)$$

τ_p : 局所平均空気齢[h]
 C_r : 時刻tにおける室内濃度[ppm]
 C_{r0} : 減衰開始時における室内濃度[ppm]
 C_o : 外気濃度[ppm]
 t : 時間[s]

室内 9 点の濃度減衰データから算出された局所平均空気齢を比較し、室内各所への外気分配性状の検討を行う。Fig.5 に示すように、測定データから濃度減衰曲線を外気濃度まで回帰し区分求積法により局所平均空気齢を算出

する。なお、回帰に用いた測定データは減衰開始 1 分後から自然換気口閉鎖時刻までであり、初期濃度も回帰を行った。

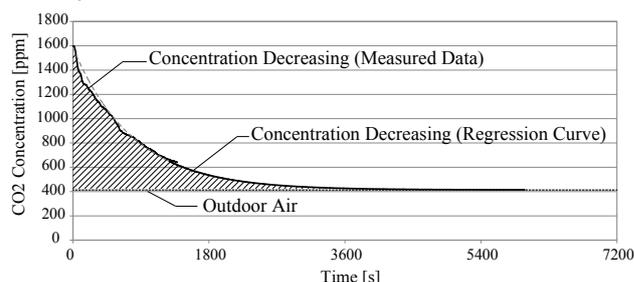


Fig.5 Local Mean Age of Air Calculation

3. 結果と考察

Table1 に示す 5 条件は以下を意図し、これらの比較により CV によって重力換気を併用する影響を明らかにする。

case1: CV 開放による重力換気併用 (センターボイド開放での重力換気も追加=実運用時と同様)

case2: CV 閉鎖による風力換気のみ (センターボイド開放での重力換気も追加=実運用時と同様)

case3: CV 開放による風力換気のみ (センターボイド閉鎖= CV のみの影響を把握)

case4: CV 閉鎖による重力換気併用 (センターボイド閉鎖= CV のみの影響を把握)

case5: CV 開放時のハイブリッド空調 (センターボイド閉鎖)

case1 と 2、及び case3 と 4 の比較により、それぞれ CV の影響を検討する。case5 は自然換気と空調を同時運転するモードで、実運用時に用いられている。

3.1 自然換気口の CO₂ 濃度・温度からの換気経路の推定

Fig.6 に、トレーサガス減衰期間の各自然換気口の CO₂ 濃度・温度の時間変化を大阪管区気象台の外部風条件と併せて示す。以降、全ての図において時刻 0 は、自然換気口の開放時刻である。厳密な判定は行っていないが、温度が外気温に近い場合は流入であり、外気温よりも高温の場合には流出であると推察できる。外部風向を示しているが、測定時に同フロアの他の自然換気口の開閉までは把握できておらず、風向から流出入の把握は容易ではない。

case1 は、西面と南面の換気口での濃度・温度低下に比して、CV の濃度・温度低下が小さく、西面と南面から外気が流入し、CV から排気されていることが分かる。ただし、南面では 5 分程度まで変動が見られ、流出入が変化していた可能性もある。case2 は、南面での変動が見られ、多少の流出入の変化は推察されるが、西面・南面とも流入し、センターボイドへ流出していくことが推察される。本 case と case4 では CV を閉鎖しているため、CV での濃度・温度は、直前までの室内空気濃度・温度に近いものであり、本推定に

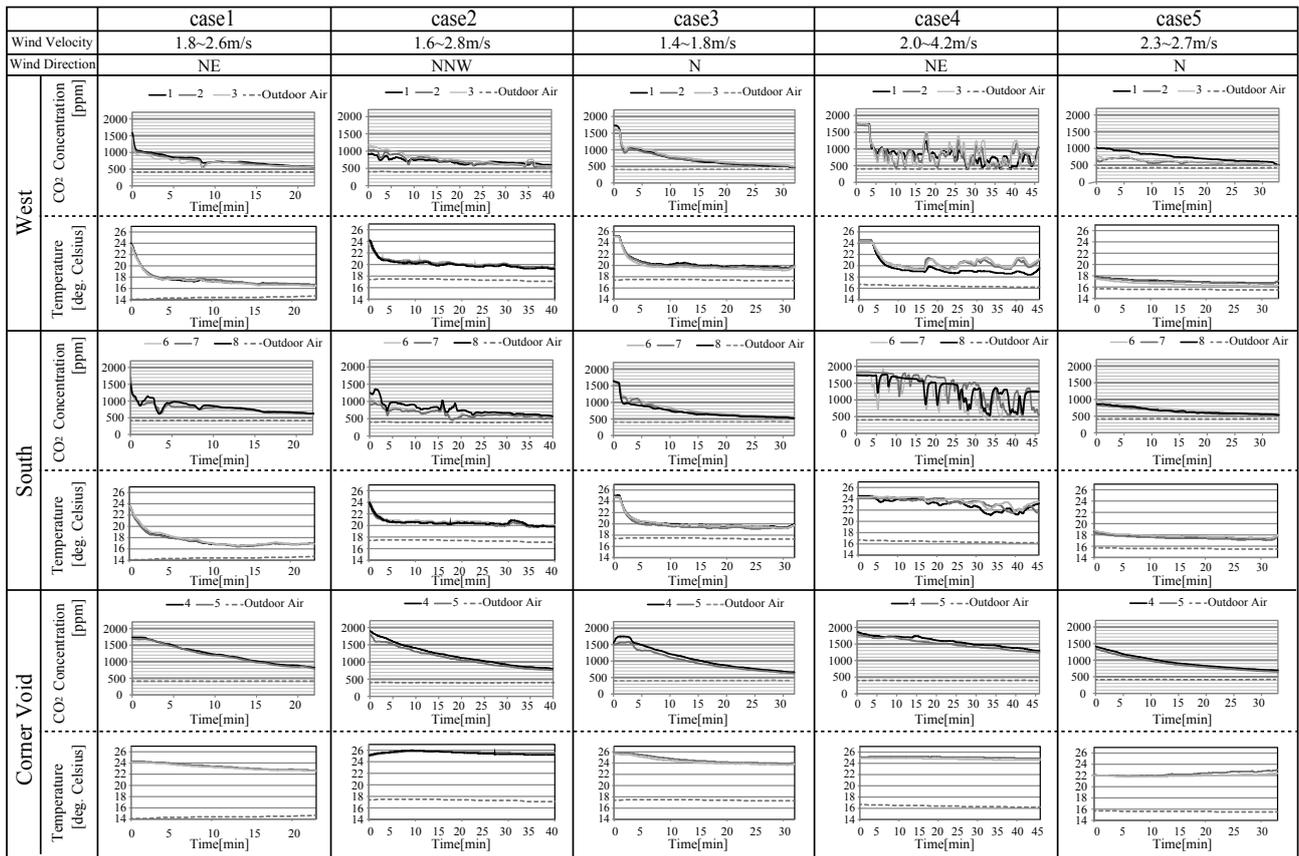


Fig.6 CO₂ Concentration and Temperature in the Natural Ventilation Openings

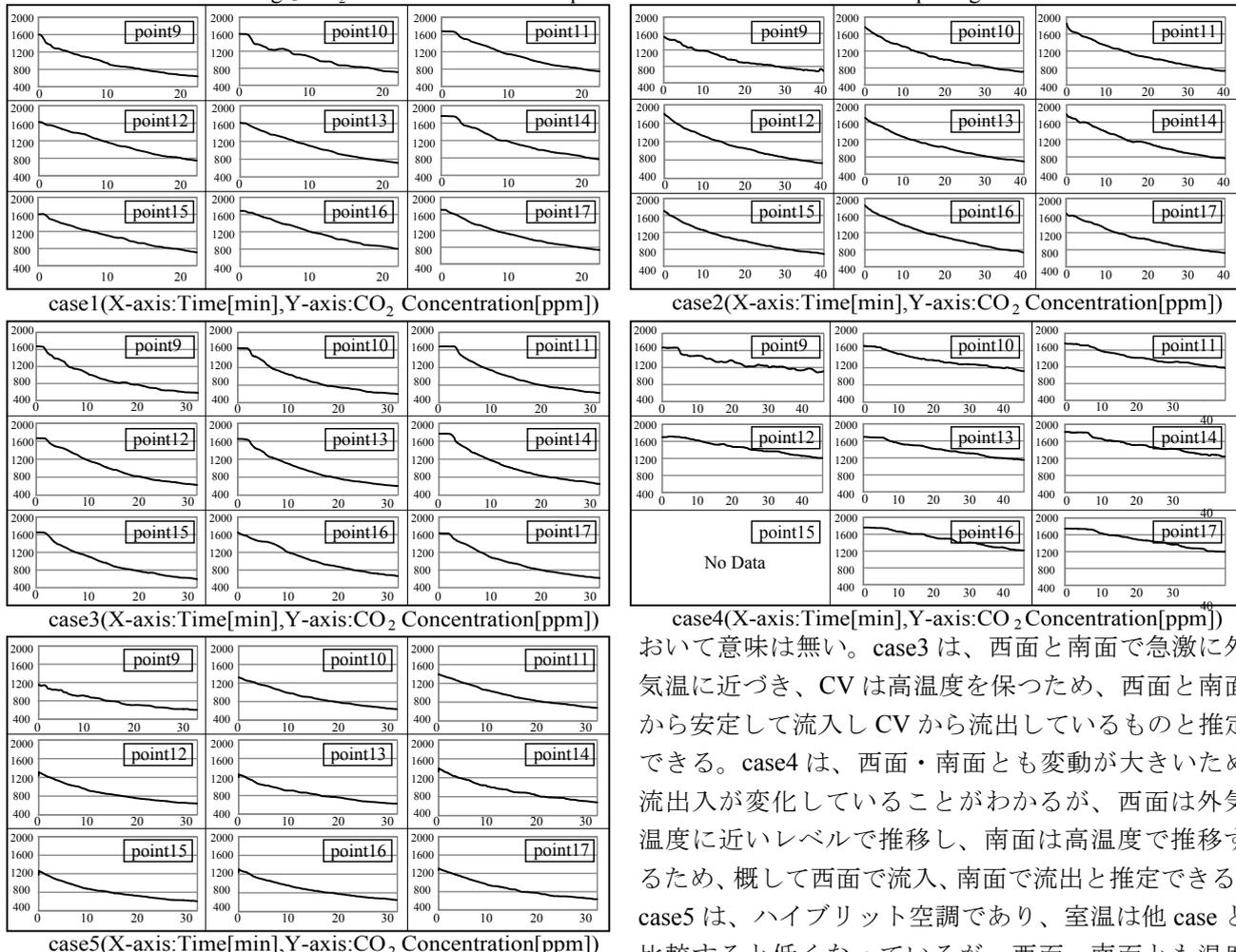


Fig.7 CO₂ Concentration Variation at Each Measurement Point in Concentration Decreasing

において意味は無い。case3は、西面と南面で急激に外気温に近づき、CVは高温度を保つため、西面と南面から安定して流入しCVから流出しているものと推定できる。case4は、西面・南面とも変動が大きいため流出が変化していることがわかるが、西面は外気温に近いレベルで推移し、南面は高温度で推移するため、概して西面で流入、南面で流出と推定できる。case5は、ハイブリット空調であり、室温は他caseと比較すると低くなっているが、西面・南面とも温度が外気温に近づいておりCVは高温度を保つため、本

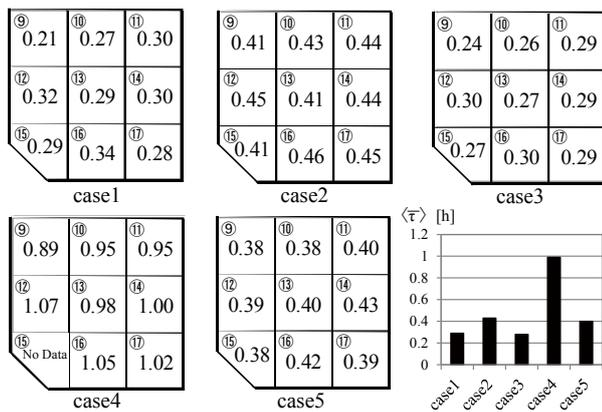


Fig.8 Distribution of Local Mean Age of Air [h] and Room Mean Age of Air

case においても西面・南面両面から流入し、CV から流出していると考えられる。

3.2 室内 CO₂ 濃度の減衰履歴

Fig.7 に、トレーサガス減衰期間の室内 9 点の CO₂ 濃度の時間変化を示す。一般的な指数減衰となっているが、条件ごとに傾きが異なること、測定点ごとに特に初期減衰付近の状況が異なることが分かる。例えば、case3 と 4 では明確に case3 の減衰が早く換気回数が大きいことが分かる。また、case1 ではインテリア側の point10,11,14 の初期減衰が遅いことが分かる。西面と南面から流入した外気が CV へ向かう気流を考えると、この 3 点で多少遅れることは理解できる。

3.3 局所平均空気齢の分布

Fig.8 に、各条件の室内 9 点での局所平均空気齢 τ_p および室平均空気齢 $\langle \tau \rangle$ を示す。図は、Fig.2 の測定点位置に対応して描画した空間分布であり、左下の斜め切欠部が CV の位置に対応する。全条件で大きな空間分布は見られず、均一な外気導入がなされていることが分かる。条件ごとに多少の分布が見られる点について、以下に考察する。

case2 は、南側と比較して西側の τ_p がやや小さくなっている。これは主風向が北北西であり、南面よりも西面からの流入が大きかったためと考えられる。

case3 は外部風向が北であるため、わずかではあるが南面よりも西面からの流入が大きくなっていることにより、西側ペリメータの τ_p が小さくなっている可能性がある。

case4 では、流入側と考えられる西側の point9 において τ_p が小さく新鮮外気が早く到達していることがわかるが、室内各点の τ_p に分布が見られる。CV およびセンターボイドが閉じられており、外部風のみ依存している本 case においては、安定した室内環境を形成しにくいことがわかる。

case5 についても τ_p の分布は見られず、ハイブリッド空調時でも分布のない室内環境が形成されていることがわかる。

3.4 室平均空気齢の比較

Fig.8 に示した室平均空気齢 $\langle \tau \rangle$ は各条件で室内 9 点の τ_p を平均することにより得た値である。 $\langle \tau \rangle$ の逆数は、およそ室の換気回数に近い目安の値となるが、特に初期減衰が遅れる場合にはその影響が大きい。換気回数と同一ではないことに注意されたい。

case2 は case1 の約 1.5 倍、case4 は case3 の約 3.5 倍であり、CV を開放することで明確に換気量が増加し、換気性能が向上していることが分かる。前者の比較ではセンターボイドが開放している、すなわち case2 の風力換気時でもセンターボイドでの重力換気も併用されるためその違いが小さく、後者の比較は純粋な風力換気のみと重力換気併用との比較であるため、その違いは明確であると推察される。センターボイドの影響は、CV 閉鎖時の風力換気時の case2 と case4 との比較でも明らかである。case4 は case2 の約 2.3 倍であり、センターボイドを開放することで換気性能が向上する。

case5 のハイブリッド空調は、case3 に室内空調が併用された条件であるが、case5 は case3 の約 1.4 倍である。これは、Fig.6 で CV の温度と外気温との差が他条件に比して小さくなっていることから、空調による室温低下で重力換気の駆動力が減少することによるものと推察される。

Fig.6 に示した通り、全 case において風速はそれほど大きくないが、 $\langle \tau \rangle$ を見ると十分に換気が行われていることが確認できた。

4. まとめ

本報では、小割りオフィスでの自然換気時における室内各所の換気性能指標の分布をトレーサガス法により測定し、ボイドによる重力換気併用の有効性について述べた。今後は小割りオフィスの実態調査として中間期の室内環境について環境測定、居住者評価調査を行っていく予定である。

【謝辞】

本研究の一部は、日本学術振興会平成 26 年度科学研究費(基盤研究(A) 26249082、研究代表者: 甲谷寿史) による。

【参考文献】

- 1) 環翼, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 大森啓充, 田辺慎吾, 高山眞, 岡本尚, 田中規敏, 和田一樹: コーナーボイドを有する高層オフィスビルの自然換気性能に関する研究(その 9) 秋期における環境測定と居住者評価に基づく室内熱・空気環境の実態, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第 4 巻 pp.73-76, 2014.9
- 2) 田中俊祐, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 大森啓充, 高山眞, 田辺慎吾, 田中規敏, 和田一樹, 岡本尚: コーナーボイドを有する高層オフィスビルの自然換気性能に関する研究(その 5) トレーサガス法に基づく室内の自然換気性能分布, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第 4 巻 pp.137-140, 2013.9
- 3) 空気調和・衛生工学会 SHASE-S 115-2010: 室内換気効率の現場測定法・同解説, 2010

水平換気システムを有する高層オフィスビルにおける 実運用下での空気・熱環境の検証及び運用改善 Air and Thermal Environment in the High-Rise Office Building with the Cross Ventilation System and Operational Improvement

○五明遼平（立命館大学） 近本智行（立命館大学） 田中宏昌（日建設計） 後藤悠（日建設計）
藤田尚志（大林組） 井守紀昭（大林組） 原嶋寛（大林組）
Ryohei ITSUAKI*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹ Hiromasa TANAKA*² Yu GOTO*²
Hisashi FUJITA*³ Noriaki IMORI*³ Hiroshi HARASHIMA*³
*¹ Ritsumeikan University *² Nikken Sekkei Ltd. *³ Obayashi Corporation

Natural ventilation is focused on as a way of use natural energy because of energy-saving and BCP. However, it is seriously affected with outside environment. This paper shows room environment and perception for the workers in the high-rise office building with the cross ventilation system. Also it shows the diagrams which designate seasons and times when natural ventilation is available, and it was utilized for operational improvement.

はじめに

近年、省エネ・低炭素化社会の実現と節電時におけるBCPの観点から自然換気を取り入れた建物が注目されている。しかし、自然換気時の室内環境は、外気条件や内部発熱の大小によって異なるため、有効に活用するためには、快適に利用可能な条件の目安を示す必要がある。

既往研究¹⁾では、水平換気が可能な空調システムを導入している高層オフィスビルであるAビルの未入居テナントを用いた実測により、自然換気口の性能と室内換気分布を明らかにした。

本研究では実運用下での検証と運用改善として、Aビルの実運用中のテナントを対象に、自然換気の利用実態の把握および空気環境・快適性の調査を行った。また、自然換気の利用促進のために、自然換気が利用可能な期間とその時刻を示した目安を作成し、その上で再度調査を実施し有効活用に向けたデータを蓄積した。

1. 研究対象建物およびシステムの概要

対象建物は、大阪市中心部に位置する地下3階・地上38階建（高さ約175m）の複合施設である。オフィスは10～37階に位置し、Figure.1に示す自然換気口が建物四方側面に設置されており、これを用いることで水平換気が可能である。本研究は、間仕切り等での空間の分断が少なく、大きな執務空間として利用しているという理由から23階テナントを対象に行った。研究対象建物に導入されている空調システムの概要をFigure.2に示す。テナントは、各階6系統に分割された空調ゾーン毎に、自然換気モードと空調モードのどちらを行うかを各時刻におい

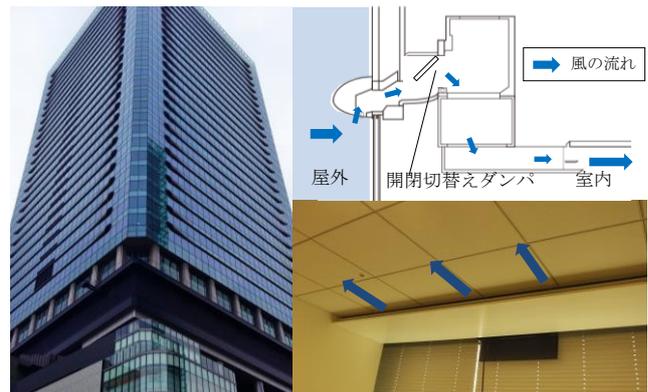


Figure.1 Outside and Detail of Ventilation Opening

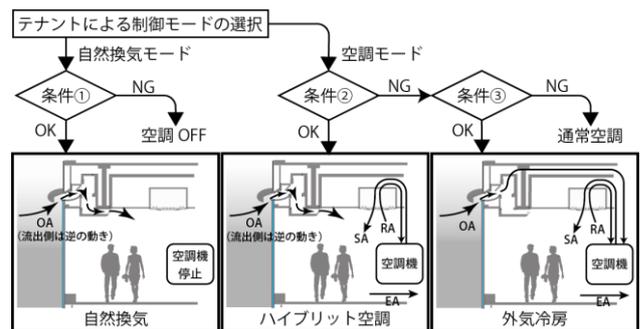


Figure.2 System Flow of HVAC

Table.1 Conditions of the HVAC System

		条件①	条件②	条件③
外気温	コアタイム	16℃以上	16℃以上	10～24℃
	コアタイム外	10℃以上		
外気湿度		90℃以下		
外部風		15m/s以下		
エンタルピー		還気>外気		

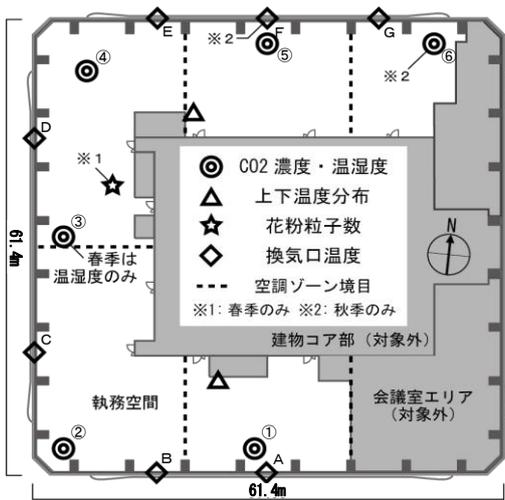


Figure.3 Floor Plan and Measurement Points

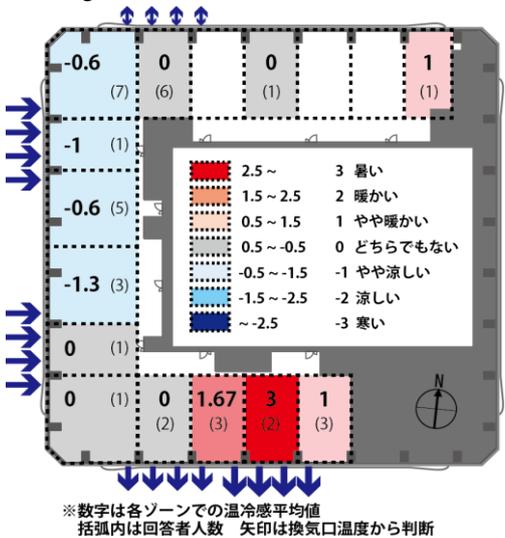


Figure.6 Thermal Sensation of Each Zones

て選択する。2014年11月より、ハイブリッド空調と外気冷房が空調モード選択時に条件を満たす場合利用可能となった。

2. 春季調査

2.1 概要

期間は2014年4月30日～6月2日であり、自然換気モードと空調モードの切り替えはテナントの任意とした。Figure.3に測定内容及び測定機器設置位置を示す。また、空調制御の状況などはBEMSデータにより確認している。WEBアンケート調査は回答者の属性・温冷感・空気環境(汚れなど)の感じ方・音環境・環境意識を執務者に問う内容であり、期間中何度でも回答できる。

2.2 自然換気利用時の結果と考察

春季調査期間において、テナントは5/15から6/2にかけての平日すべての日において、12～14時の間フロアすべての空調ゾーンで自然換気モードを選択していた。

Figure.4に12～14時の間自然換気を行った5月22日^{注1)}の換気口温度と室内温度を示す。西側2つの換気口温度は外気温に近い値まで低下し、外気が流入している。こ

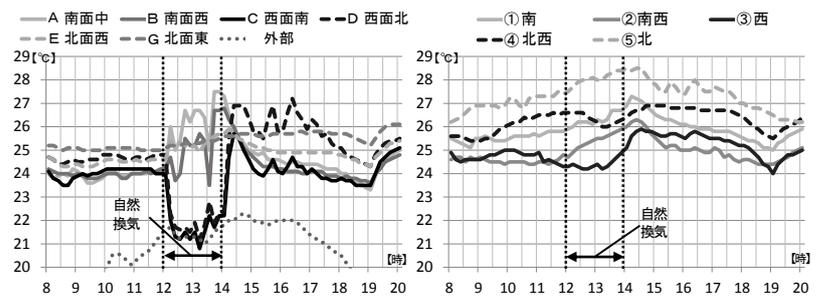


Figure.4 Temperature of Ventilation Openings (Left) and Room (Right)

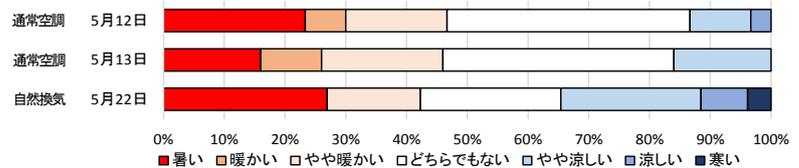


Figure.5 Questionnaire Results of Thermal Sensation

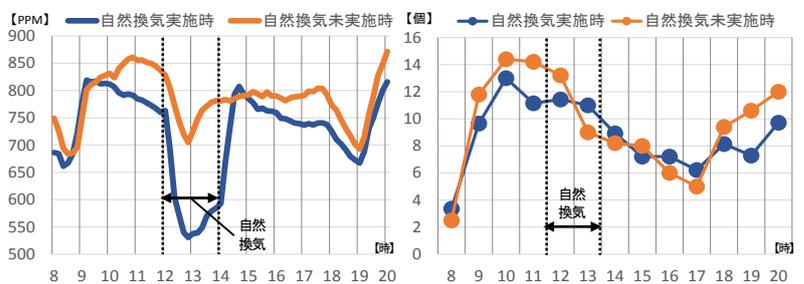


Figure.7 Alteration of CO2 Density

Figure.8 Alteration of Pollen Counts

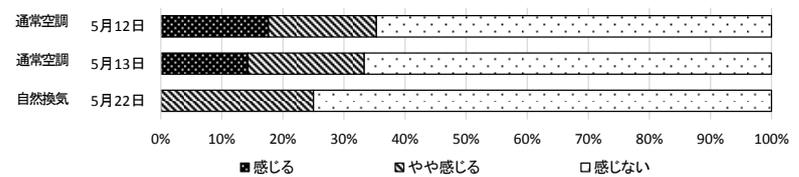


Figure.9 Rate of Perception for Pollen

の間の室内温度は緩やかに上昇しているものの急激な変化はない。14時ごろの温冷感を問うアンケート結果(Figure.5)は、通常空調の日^{注1)}と比較すると、若干寒い側の申告があるものの大きな差はない。また、この日アンケート結果を在籍位置と関連させ平面図上に表すと(Figure.6)、風上側と風下側で差が見られる。風上側ではやや涼しいとの評価があるが、極端な寒いといった評価はない。風下側である南側のエリアでは暖かい側の評価が多く一部エリアでは暑いといった評価が見られる。快適な範囲で暖かいのであるならば自然換気は可能と思われ、極端に暑いという評価が多数みられる場合は、風下側のゾーンのみ空調モードを選択しハイブリッド空調を行う^{注2)}ことで、自然換気経路の確保と快適性の維持の両立が可能であると思われる。

Figure.7に示すように自然換気実施時にはCO₂濃度が大幅に低下している。未実施時においてもこの時間でのCO₂濃度の低下は見られるが、これは昼食時間帯で人員密度が低下しているため、自然換気時の方がより低くなり、13～14時の間も低い値を保っている。

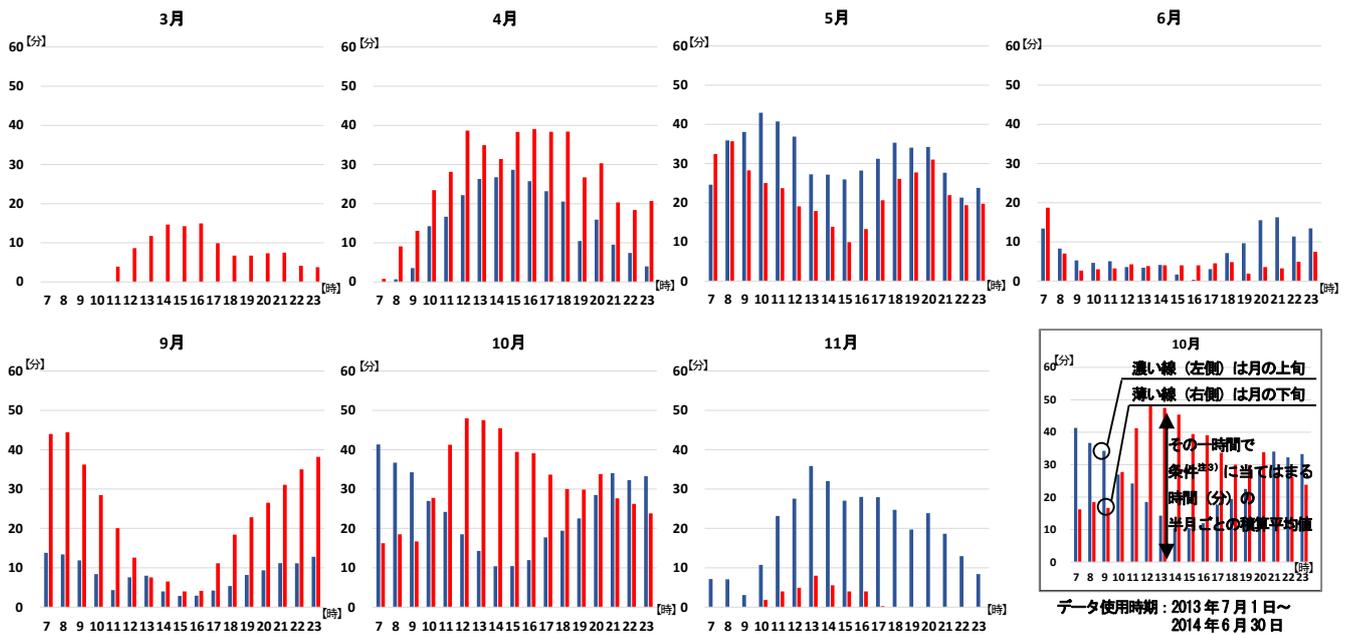


Figure.10 Seasons and Times when Natural Ventilation is available

2.3 花粉の影響に関する考察

Figure.8 に自然換気を 12～14 時の間行った日 (13 日分) と、自然換気を全く行わなかった日 (9 日分) のそれぞれを平均した室内の花粉粒子数の推移を示す。どちらもほぼ同じカーブを描き、自然換気の有無による変化よりも、その他の要因の方が、花粉粒子数の推移に影響していることが分かる。これは、豊村ら^{文2)}が述べているように、室内への人の出入りに伴い衣服や鞆の表面などに付着した花粉が室内へ持ち込まれることの方が、自然換気口からの流入よりも支配的であるからと考えられる。また、花粉粒子の重みなどの影響で、ある程度の高層域では地表付近と比較して花粉が飛散している量が少ないといったこともあり、自然換気の実施に関する影響は限定的であると考えられる。

また、アンケート調査で花粉症であると答えた人に自然換気を実施した日に花粉を感じるかといった質問を行った結果 (Figure.9) からは、自然換気の実施に伴い花粉を感じる人が増えるといった相関性は見られない。

3. 自然換気モードの最適利用に向けての目安の作成

室内環境を快適な範囲に保ちながら自然換気を行うためには、時期やその日の外気条件に合わせて使用する時間帯を調整して利用することが望ましい。しかし、春季調査期間において、テナントは自然換気を行った全ての日において同じ時刻でのみ自然換気モードを選択していた。また、自然換気モードを選択すべき時間が分からないとのテナントの声をうけた。そこで、Figure.10 に示す自然換気を最適に利用するための目安を作成した。

これは、2013 年 7 月の A ビル竣工から 1 年間の BEMS データを利用し、自然換気モード実行条件 (Table.1 の条件①) とほぼ同じ条件^{註3)} にあてはまる時

間を半月ごとに積算平均したものである。横軸は時刻を表し、グラフの値が高いほど自然換気の利用可能性が高いと考えることができる。たとえば、10 月においては上旬では朝晩に高い値を示しているが、下旬になると昼間の方が高い値となるなど、時期によって利用可能な時間が大きく変化することが可視化された。

この目安では、室外のエンタルピが室内よりも低いときに、自然換気を行うことになるが、執務者の温冷感の好みや人員密度などを考慮し、このグラフの示す範囲の暖かい側や涼しい側のどの部分において自然換気を行うかを選択することで、より快適感を保ちながら自然換気を行うことが可能と考える。

4. 秋季調査

4.1 概要

期間は 2014 年 10 月 8 日～12 月 2 日であり、アンケート内容は春季と同等のものである。秋季調査期間では自然換気モードの選択時間を作成した Figure.10 の利用目安をもとに、調査時期の外気温の推移などを考慮しながら Table.2 のように設定した。なお、Figure.3 に示す北側の一部エリアにおいてはテナントの都合で自然換気モードは選択されておらず、他の部分でのみ自然換気が行われた。また、本調査中の 11 月 3 日より全てのエリアにて空調モード選択時に自動制御にて条件にあてはまる場合はハイブリッド空調・外気冷房が選択されるようになった。

4.2 自然換気時の結果と考察

Figure.11 の室内温度の推移を見ると、朝夕に自然換気を行った 10 月 10 日^{註1)} は 10 時ごろまで室内温度が上昇している。しかし、Figure.12, 13 のアンケート結果からは、不快という評価はなく、比較的不満の少ない状況であ

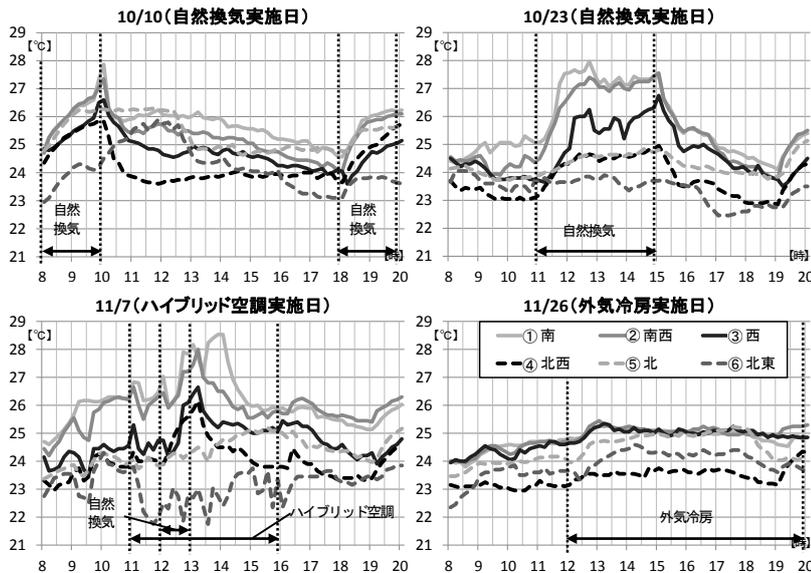


Figure.11 Alteration of Room Temperature

Table.2 Times to Select Natural Ventilation Mode

10/6~10	8:00-10:00/18:00-20:00
10/20~24	11:00-15:00
11/3~7	12:00-14:00

ったことが分かる。しかし、昼間に自然換気を4時間連続して利用した10月23日^{注1)}は南側のエリアでは27℃以上となり、自然換気を行っていない北側のエリアと比較すると2℃以上の差があるなど、熱負荷が十分に除去できていないことが分かる。アンケート結果からは、許容できないという評価がほかの日よりも多く見られる。通常空調の場合と比較すると自然換気時は両日とも不快との評価が減り、快適だという評価が多く見られる。そのため、このテナントの場合は自然換気目安の涼しい側を中心に自然換気を行うと多くの人が快適と感じる環境下での運用が可能であると思われる。

4.3 ハイブリッド空調・外気冷房時の結果と考察

ハイブリッド空調が行われた11月7日^{注4)}は一部時間帯において短い時間に細かな温度差が生じている。これは外気の流入量やその方位などの変化に伴い、一部エリアにて短い時間で細かな温度変化が生じ、それに伴い空調機が細かく制御され、その応答に若干の時間差があるためと考えられる。

また、外気冷房が行われた11月26日^{注5)}の室内温度の推移は大きなブレがなく、通常空調と同じように作用している。自然換気モードが利用できない場合はこれらを活用することで本システムが有効に利用可能である。

6. まとめ

- 適切な時期や時間において自然換気を行うと、居住者にとって快適な環境を維持しながら自然換気を行うことが可能である。
- 自然換気利用時には室内のCO₂濃度が大きく低下する。

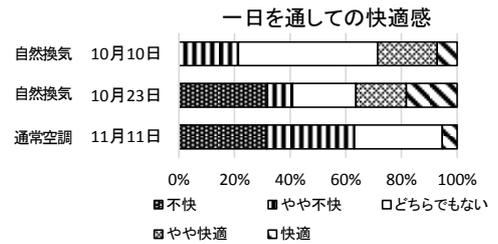


Figure.12 Comfortable Sensation

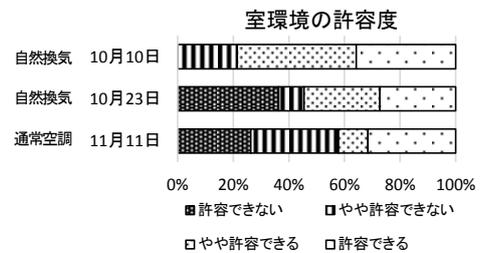


Figure.13 Room Environment Tolerance

- 自然換気時の花粉の影響は限定的であると思われる。
- 自然換気時に風下側で暑いとの評価が多い場合、そのエリアのみ空調モードを選択しハイブリッド空調を実施することで自然換気経路を確保しながら、快適性の維持が可能と思われる。
- 本システムのさらなる有効活用のために自然換気利用目安を作成した。これにより、対象フロアにおいて時期ごとに自然換気を選択可能な時間を明らかにすることができた。
- これに加え、室内の発熱状況や執務者の暑い・寒いといった志向などを加味し、その目安の示すような範囲において自然換気を行うと、より快適性を保ちつつ自然換気が可能なのかを明らかにする必要がある。

注釈

- 注1) アンケートの回答が多い日を選択
 注2) 自然換気を利用可能な場合、ハイブリッド空調も実行条件が同じため利用可能
 注3) Table.1の条件①に加え、外気温が室内温度より低いという条件が加えられている
 注4) 連続して長時間ハイブリッド空調が実施された日を選択
 注5) 連続して長時間外気冷房が実施された日を選択

参考文献

- 文1) 後藤、田中、近本、井守、土屋：高層オフィスビルにおける風力換気併用空調システムに関する研究（第1報）システム概要および換気性能・室内環境実測，空気調和衛生工学会学術講演梗概集 pp.61-64, 2014, 秋田
 文2) 豊村、山中、甲谷、桃井、相良、長谷川、落合：太陽熱・ファン併用型シャフトを有するテナントオフィスビルの自然換気に関する研究（その4）竣工後実測による自然換気性能の検証，日本建築学会学術講演梗概集 OS, pp.799-802, 2014

水平型風力換気システムを有する高層オフィスビルの中間期室内 CO₂ 濃度分布の実態

Field Survey on CO₂ Concentration Distribution in Office Room of High-Rise Office Buildings with Wind-Forced Cross Ventilation System in Moderate Season

○筒嶋 良平 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 林 英人 (関西電力)
 山口 弘雅 (関西電力) 岩井 良真 (関西電力)
 牛尾 智秋 (日建設計) 豊村 幸毅 (日建設計)

Ryohei TSUTSUSHIMA* 1 Hisashi KOTANI* 1 Toshio YAMANAKA* 1 Yoshihisa MOMOI* 1
 Kazunobu SAGARA* 1 Hideto HAYASHI* 2 Hiromasa YAMAGUCHI* 2
 Yoshimasa IWAI* 2 Tomoaki USHIO* 3 Koki TOYOMURA* 3

* 1 Osaka University * 2 The Kansai Electric Power Co. Inc. * 3 Nikken Sekkei Ltd.

In high-rise office buildings with wind-forced ventilation system, we measured CO₂ concentration in office room. The CO₂ concentration was compared in the office room at two different cases, natural ventilating opening is open or closed, to research on the effect of wind-forced ventilation. As a result, we found that wind-forced ventilation can reduce CO₂ concentration and wind direction and velocity have actual impact on distribution of CO₂ concentration in office room.

1. はじめに

水平型風力換気システムを有する高層オフィスビル (Kビル、大阪市) を対象として、これまでに自然換気時の室内温度¹⁾²⁾³⁾、気流性状⁴⁾⁵⁾⁶⁾ などについての研究が行われてきた。しかし、室内の各点の CO₂ 濃度を直接測定しておらず、自然換気の有無が室内の CO₂ 濃度に与える影響は明らかになっていない。そこで本報では、2014 年の秋期に行った室内 CO₂ 濃度の測定結果について自然換気口の開閉状況と併せて報告する。

2. 対象建物概要

Kビルは大阪の卓越風である西風を中間期に効果的に利用する水平型風力換気システムが 14～17 階及び 27～35 階に導入されている。対象階は大空間執務室

を有する 32 階である。窓面上部に設置されている自然換気口のうち、Fig. 1 に示すように北東・東北・北西・西北は 2 つの自然換気口の開閉が連動しており、8 ゾーンに分けて自然換気口の開閉は制御され²⁾、開閉状況が 1 分間隔で記録されている。また、自然換気口の全閉時に、外気と室内のエンタルピー等を判断して、通常の空調運転から外気冷房運転に切り替わる。外気冷房運転の動作状況は、1 時間間隔で記録されている。空調機は 8 時から 18 時の間、運転する。

3. 測定概要

2014 年 10 月 6 日 (月) から 11 月 7 日 (金) までの約 1 か月間、月曜日から金曜日における執務室内の温湿度・CO₂ 濃度を、T&D 社製ポータブル CO₂ 濃度計 RTR-576 および TR-76Ui を用いて同時に測定を行った。測定時間間隔は全て 1 分である。測定点は Fig. 1 に示す 32 点である。Fig. 2 に示すように、測定器は全て高さ 900mm に固定して設置している。なお図中の※1 の測定点は 10 月 6 日の週で欠測、※2 の測定点は 10 月 20 日以降の週で欠測となっている。

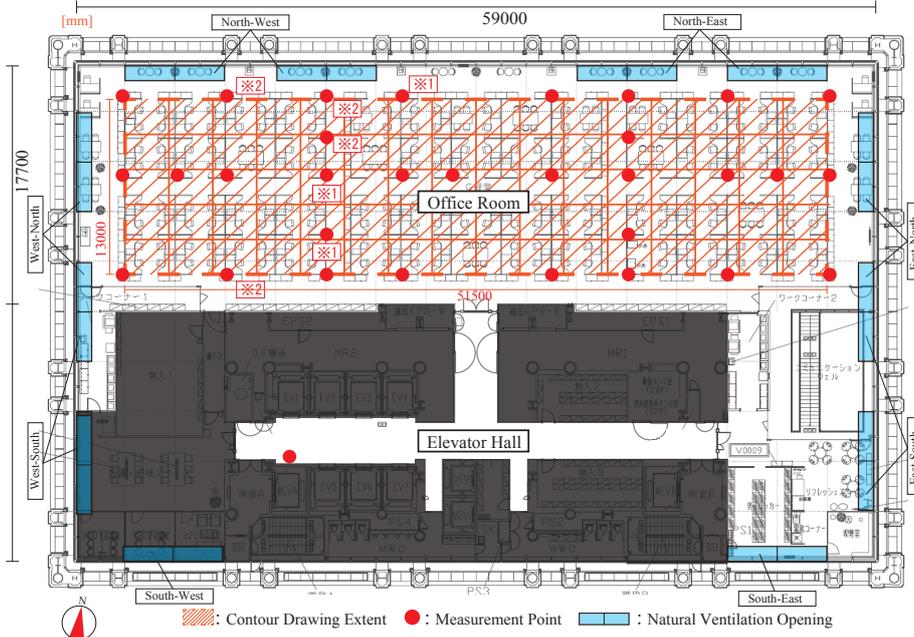


Figure1 Floor Plan and Measurement Point



Figure2 Setup of Measurement Device

4. 自然換気口の開閉状況

就業時間（8時50分～17時30分）、非就業時間（22時～6時）における自然換気口の開放時間（分）を同時開放されたゾーン数（以下、開口数）別にFig.3に示す。また、全ての時間における開口数の割合をTable.1に示す。なお、外気冷房のみ1時間データのため、記録時から1時間前の全閉までを外気冷房とみなし、OAと表記する。これらが示すように、開口数7-8か全閉がほとんどの時間を占めるため、本報では開口数7と8を「開」、0を「閉」として扱う（Fig.3）。

5. 自然換気と室内CO₂濃度の関係

5.1. 自然換気口の開閉と時間帯における比較

CO₂濃度の執務室内全測定点での平均値の出現頻度分布を時間帯（就業時間/非就業時間）、換気モード（自然換気口開/自然換気口閉/外気冷房）で分けてFig.4に示す。左軸に出現頻度を、右軸に累積出現確率を示し、参考までに80%出現確率のCO₂濃度を図中に示している。自然換気口の開閉状況で比較すると、就業時間と非就業時間のいずれも自然換気口「開」では「閉」よりも低濃度側の発生頻度が高い。就業時間の外気冷房時にはCO₂濃度は自然換気口「開」と「閉」の間になっている。時間帯別で比較すると、CO₂の発生源が存在する就業時間帯の方が非就業時間よりも高濃度側の発生頻度が高くなっている。特に、自然換気口「開」では、非就業時間帯において500ppm以上の発生頻度が極端に少ない。また、非就業時間帯では、自然換気口「閉」の方が「開」よりも500ppm以上の発生頻度が高い。これは、22時の数時間前から自然換気口の「閉」状態が継続されていることが多く、在室者由来のCO₂濃度上昇分が計測されているためである。また、この濃度上昇分は、次節で示す通り朝方に

かけて減衰していく。

5.2. 自然換気口の開閉と室内CO₂濃度の推移

Fig.5に実測を行った全期間における換気口の開閉状況と、執務室内の全測定点におけるCO₂濃度の平均値の推移を示す。外気冷房の時間と就業時間を色分けと網かけで示している（10月13日は祝日）。以下、自然換気口の開閉が執務室内のCO₂濃度に影響を及ぼすと考えられる日時を取り出して考察を行う。

(1) 10月7日と10月9日（図中period(1)）

就業時間中、ほぼ自然換気口が開の10月7日と、常に閉の10月9日を比較すると、7日の方が安定して執務室内のCO₂濃度が低く、9日はCO₂濃度が高いことがわかる。また、7日は徐々にCO₂濃度が低下しているのに対し、9日では上昇している。

(2) 10月8日夜から10月9日朝（図中period(2)）

8日の20時付近に自然換気口が開くと、非就業時間であるためすぐにCO₂濃度が急激に下がっている。その後自然換気口が閉じ、在室者が増え始める翌日9日の8時ごろから上昇している。

(3) 10月14日（図中period(3)）

就業時間において、自然換気口の開閉に対応して執務室内のCO₂濃度が上下していることがわかる。温度も同様の傾向で推移している。

(4) 10月17日（図中period(4)）

10時ごろに自然換気口が開いた直後に執務室内CO₂濃度が下がり、18時ごろに閉まった直後には上昇している。

(5) 10月22日と10月27日（図中period(5)）

14時付近に自然換気口が閉じてからCO₂濃度が上がり始め、18時に空調が停止してからは再度上昇する、同様の傾向を示す。

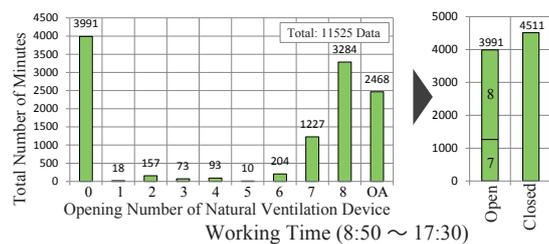


Figure3 Total Number of Minutes in Each Cases
Table1 Percentage of Data in Each Cases

	Opening Number of Natural Ventilation Device									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	OA
Number of Data	23602	86	176	84	131	19	338	1677	7419	2468
Percentage [%]	65.6	0.2	0.5	0.2	0.4	0.1	0.9	4.7	20.6	6.9

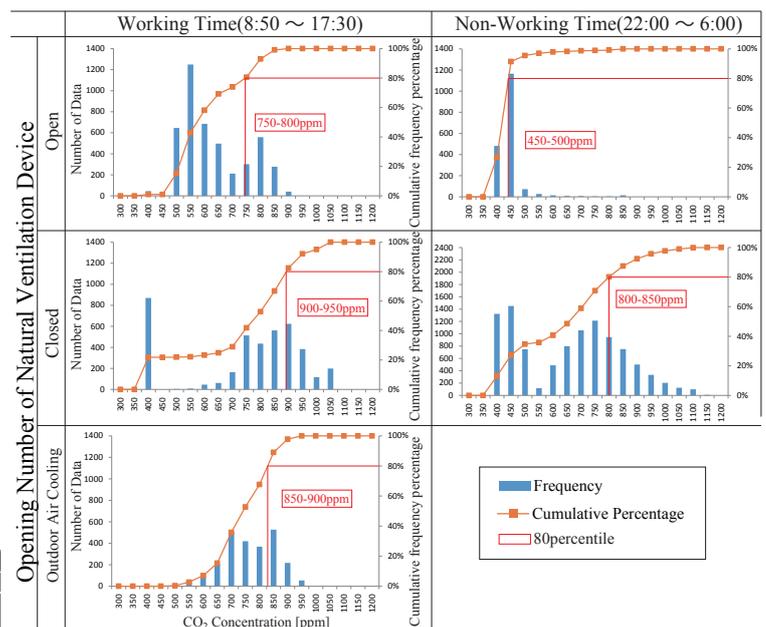


Figure4 Frequency Distribution of CO₂ Concentration

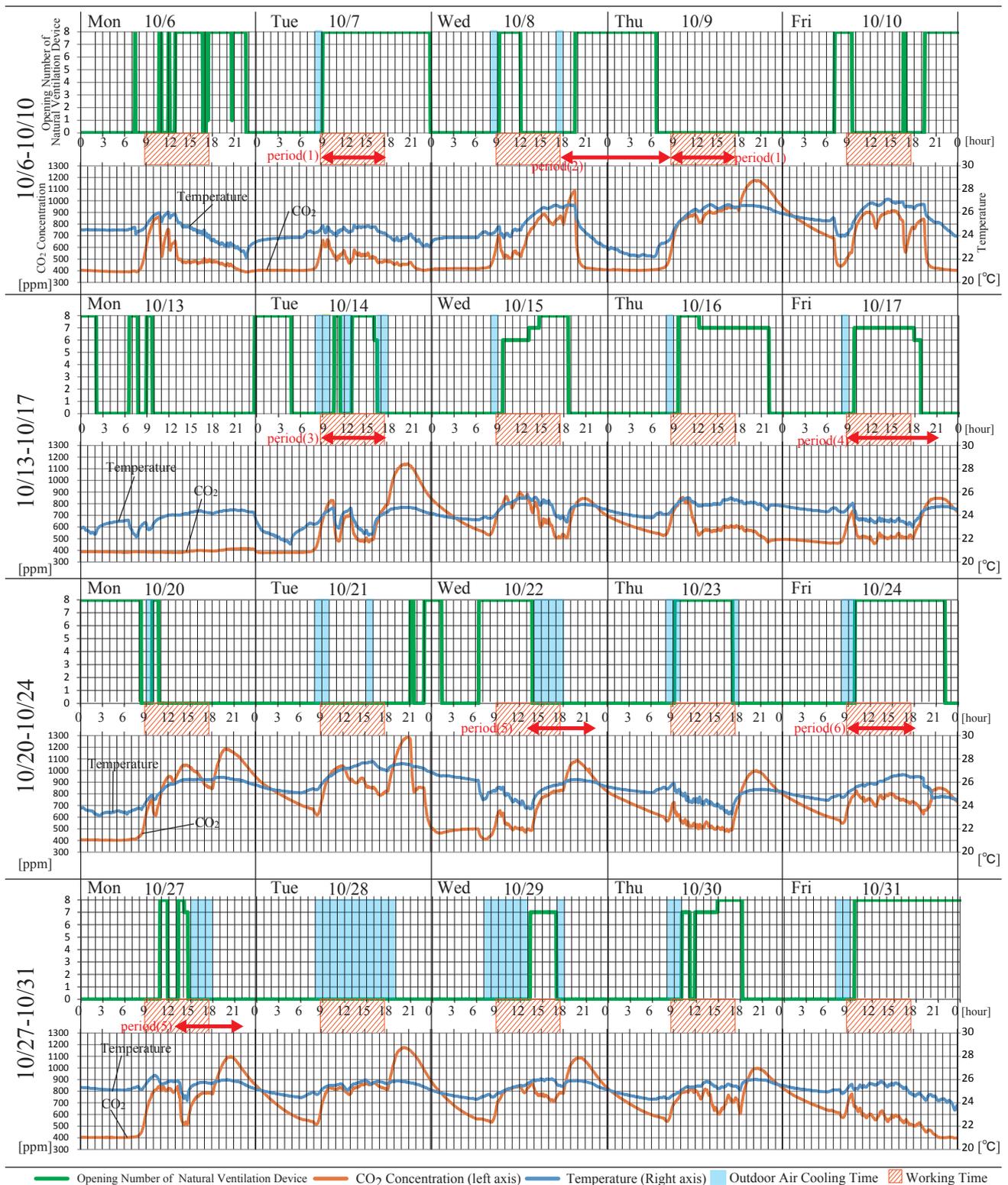


Figure5 Opening Number of Natural Ventilation Device and CO₂ Concentration and Temperature in Office

(6) 10月24日(図中 period(6))

就業時間から22時まで長時間自然換気口が開いており、全日にわたり、比較的低いCO₂濃度が保たれている。

以上のように、自然換気口が室内のCO₂濃度に大きな影響を与えている時間帯が多く見られた。また、自然換気口が「開」の時に執務室内の平均CO₂濃度が1000ppmを超えることは自然換気口が開いた直後を除

けば、実測期間中一度もなかった。概して、自然換気により明確に室内CO₂濃度が低下するとの予測通りの結果である。

5.3. 自然換気口の開閉の前後の室内CO₂濃度分布

前節では(1)～(6)の各時間帯において執務室内の測定点全体での平均値の推移について考察した。本節ではCO₂濃度と温度の空間分布について考察する。Fig. 6は前節の(1)で述べた、自然換気口が「開」と「閉」

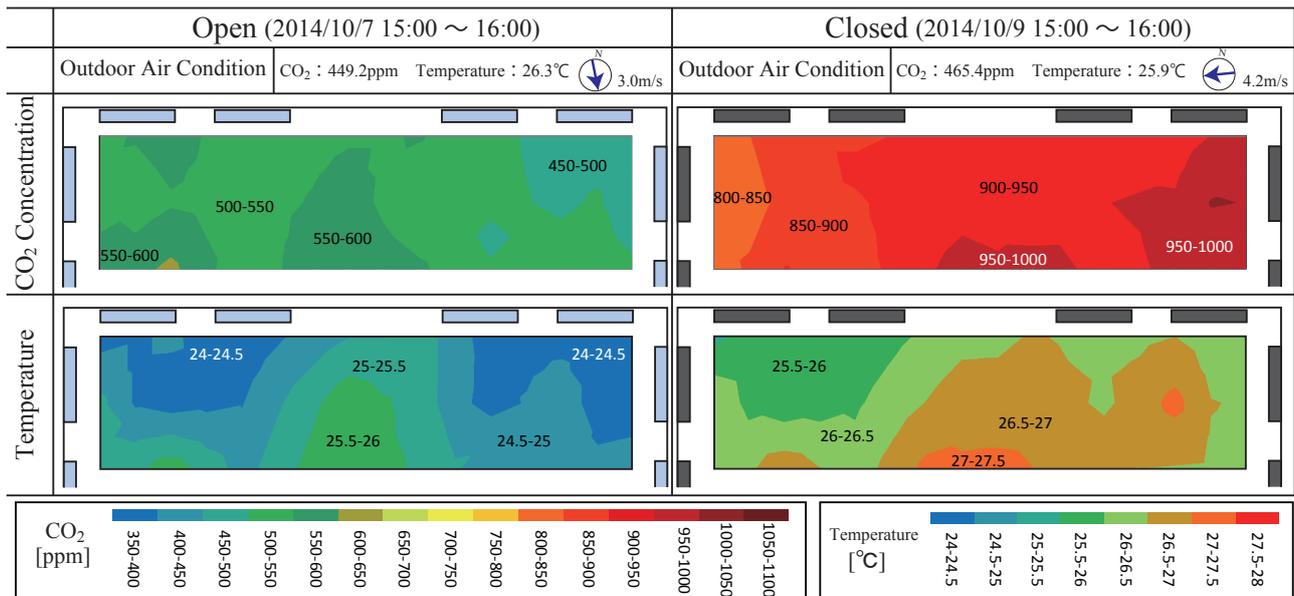


Figure6 Spatial Distribution of CO₂ Concentration and Temperature in Office Room

の各状態で、濃度が長時間安定している時間帯である10月7日と10月9日の15時から16時における各測定点の時間平均値による空間分布である。風向・風速にはアメダスの同時時間帯の大阪市のデータを用い、外気温と外気CO₂濃度は7階の外部に設置したCO₂濃度計のデータを用いた。自然換気口が「開」ではCO₂濃度も温度も同様の分布となる。北北西からの流入自然換気気流が東西で流出すると想定され、南側中央インテリア部で多少高濃度・高温度となるものの、大きな分布は形成されない。自然換気口「閉」では一様分布になると予想されたが、発生源・発生熱源分布に起因すると思われる多少の分布が見られる。

6. まとめ

水平型風力換気システムを有する高層オフィスの32階執務室において、風力換気が室内のCO₂濃度に与える影響について中間期に調査を行った。8つの自然換気ゾーンのうち7,8個が開の場合を「開」、全て閉の場合を「閉」として、各条件における室平均CO₂濃度、室内温度・CO₂濃度分布を比較した。時間帯別、自然換気口の開閉別で比較すると、非就業時間-自然換気口開、就業時間-自然換気口開、非就業時間-自然換気口閉、外気冷房時、就業時間-自然換気口閉、の順に80%出現確率のCO₂濃度は低くなった。自然換気口の開閉状況と執務室内全体のCO₂濃度の平均を時系列で比較すると、自然換気口の開閉で執務室内のCO₂濃度が変動していると思われる状況が多く見られた。自然換気口の開閉ごとの各測定点の1時間の時間平均値による空間分布を比較すると、「開」では温度・CO₂濃度が同様の分布を示し、外部風の影響を受けた分布となった。「閉」では異なる分布になっており、室内のCO₂発生源・発生熱源の影響と思われる分布となった。

7. おわりに

本報では主に執務室内のCO₂濃度について考察を行ったが、今後は自然換気口及び建物内外の各扉に設置した差圧計のデータを用い、実際の自然換気の換気量を把握する。

【謝辞】

本研究の一部は、日本学術振興会平成26年度科学研究費（基盤研究(A) 26249082、研究代表者：甲谷寿史）による。

【参考文献】

- 堀川晋、相良和伸、山中俊夫、甲谷寿史、杭瀬真智子、林英人、山際将司、市山論、山下植也、磯村隆司、牛尾智秋：高層オフィスビルにおける自然換気併用タスクアンビエント空調に関する研究（第4報）オフィスビルへの導入の概要と初回実測結果、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp. 1033-1036，2005年8月
- 堀川晋、牛尾智秋、相良和伸、山中俊夫、甲谷寿史、山際将司、市山論、山下植也、Lim Eunsu：高層オフィスビルにおける自然換気併用タスクアンビエント空調に関する研究（第8報）自然換気に関する春と秋の実測結果、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp. 1373-1376，2006年9月
- 山根唱司、相良和伸、山中俊夫、甲谷寿史、Lim Eunsu、山際将司、市山論、堀川晋、牛尾智秋：高層オフィスビルにおける自然換気併用タスクアンビエント空調に関する研究（第9報）タスクアンビエント空調に関する夏期と冬期の実測結果、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp. 1377-1380，2006年9月
- LIM EUNSU、相良和伸、山中俊夫、甲谷寿史、武田尚吾、山際将司、堀川晋：自然換気併用型タスク・アンビエント空調を有する室の温熱・空気環境の形成メカニズムに関する研究（その9）高層オフィスの執務室全域における局所空気齢分布、日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2，pp. 789-790，2006年9月
- LIM EUNSU、相良和伸、山中俊夫、甲谷寿史、山際将司、堀川晋：高層オフィスビルにおける自然換気併用タスクアンビエント空調に関する研究（第13報）外気温・風向及び自然換気口形状が室内気流性状に及ぼす影響、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp. 239-242，2006年9月
- 甲谷寿史、相良和伸、山中俊夫、Lim Eunsu、武田尚吾、山際将司、堀川晋：高層オフィスビルにおける自然換気併用タスクアンビエント空調に関する研究（第10報）執務室全域を対象とした新鮮外気の分配性状、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp. 1381-1384，2006年9月

高層オフィスビルにおける自然換気用シャフトの設計手法に関する研究 (その3) シャフトサイズ及び外壁開口面積が自然換気性能に及ぼす影響 Design Method of Natural Ventilation Shaft in High-Rise Office Building (Part3) Effect of Shaft Size and Intake Opening Size on Natural Ventilation Performance

○姜 森 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
小林 知広 (大阪市立大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
桃井 良尚 (大阪大学) 相良 和伸 (大阪大学)

Miao JIANG*¹ Hisashi KOTANI*¹ Tomohiro KOBAYASHI*²
Toshio YAMANAKA*¹ Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹

*¹Osaka University *²Osaka City University

Recently the energy conservation for building has become serious problem all over the world. Using natural energy has a profound impact on planning office building. Natural ventilation consists of “wind-induced” and “buoyancy-induced” ventilation in terms of the driving force. Actually, the variation of different shaft size and opening size, shaft position and opening position, has a large effect on the ventilation rate and the temperature inside each room. This report shows the effect of the shaft type of 15 storied buildings on the natural ventilation performance whose main driven force is temperature differences. Airflow network model and heat transfer model are used to calculate the natural ventilation rate and the room temperature of a simplified building in the moderate season.

1. はじめに

近年の高層オフィスビルに代表される非住宅建築のビッグプロジェクトにおいて、自然換気は設計時にその採用が検討される項目の上位に挙げられる。実際にはシャフトサイズ、シャフト位置、建物サイズ、建物高さなどの組み合わせにより、温度差換気と風力換気の影響の程度や、高さ方向の換気量分布のパターンが異なることとなる¹⁾。これらの影響は計算や実測に基づき、古くから数多くの研究で示されているものの、換気力学に基づいた体系的な整理は不十分であると考えられる。本研究は、シャフトサイズや建物条件と、自然換気量の大小・高さ方向分布、自然室温等との関係を整理することで、自然換気建物を体系的に分類し、今後の自然換気設計に資することを目的とする。既報²⁾では、極端な仮定下での限られたケースについての例題計算で、シャフトサイズが自然換気量や自然室温に及ぼす影響について検討を行った。本報では、自然換気用シャフトのサイズと外壁開口部のサイズが換気性能に及ぼす影響についての検討を行う。

2. 解析条件

(1) 対象建物

Fig.1 に断面及び基準解平面を示す 15 階建て (最高高さ 60 m) の高層オフィスビルを想定する。基準階平面は 30 m × 30 m、階高は 4m とし、南面中央に 1 面のみが外部に面した自然換気用シャフトを 1 階から 15 階まで連続した竪穴として設置する。

(2) 躯体構成及び熱的条件

シャフトは南面に正対する 1 面が普通コンクリート 100mm (無断熱)、それ以外の 3 面は普通コンクリート 100mm + 断熱材 (押出法発泡スチレン) 50mm とし、シャフト外壁面の日射吸収量は無しとする。シャフト以外の執務室外壁面は、普通コンクリート 100mm + 断熱材 (押出法発泡スチレン) 50mm とする。ここではシャフトサイズと開口面積が自然換気量に及ぼす基本的な影響を明らかにすることを目的とするため、窓ガラス面は無しとした。主な換気駆動力は内部発熱によるオフィス内温度上昇に起因する室外との温度差を意図する。なお、内部発熱は基準階からコア想定部を差し引いた執務室面積 (30m × 18m) 内で 23.8 W/m² と設定し³⁾、各基準階で 12,852 W とした。

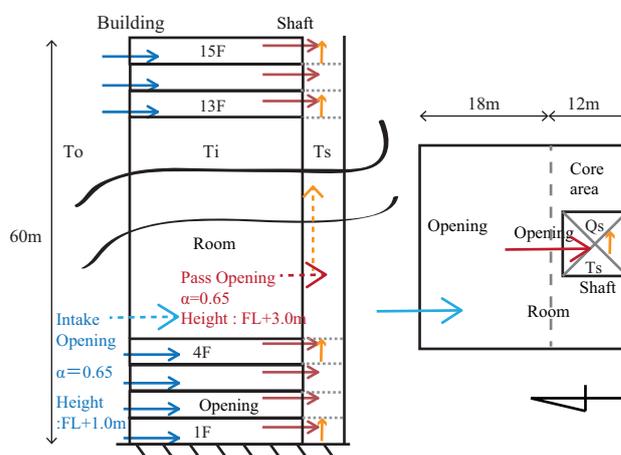


Fig.1 Schematic of Studied "Shaft-Type" Office Building

(3) 換気経路及び計算条件

各階の執務室の北面外壁に自然換気口が設置されているものとする。自然換気口から執務室に流入した外気は内壁面に設置した通気開口を經由してシャフトに流入した後に、最終的にシャフト上部から建物外へ流出するという一般的なシャフト型の自然換気建物における換気経路を意図した。ここではシャフト上部開口の面積はシャフト面積と同じとする。

自然換気口及び執務室 - シャフト間の通気開口は隙間換気とは考えず、意図した換気開口を想定するため、換気量は圧力損失と流量の関係式（いわゆる換気の式）で求め、いずれの開口部も流量係数は0.65とする。また、自然換気口の高さはペリカウスタップを想定してFL+1.0 m、シャフトへの通気開口FL+3.0 mとした。全てのケースで外気温20℃、南風3.0 m/sの定常計算を実施し、風圧係数は北面自然換気口で-0.3、シャフト上部開口で-0.5とした。ここではシャフトサイズと自然換気口面積をパラメータとして、シャフトサイズは1m × 1m から 12m × 12m の6段階に変化させた。各階の自然換気口の面積は0.5 m² から 10m² までの5段階に変化させており、発熱量設

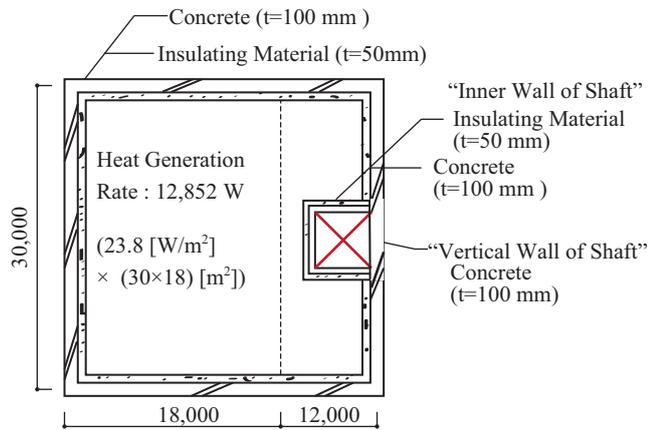


Fig.2 Composition of the wall

定時に想定した執務室床面積（540 m²）に対しての比率を考えると、およそ0.1%から1.9%まで変化させたことになる。なお、全条件で執務室 - シャフト間の通気開口は1 m²で固定する。Table 1に計算条件をまとめて示す。計算はFig.3に示す換気回路網とFig.4に示す熱回路網の連成計算とし、NETS Ver.9.12.4を使用して熱回路網の各質点における温度、換気回路網における各質点間の換気量と差圧の定常値を求めた。

Table1. Studied Cases and Analysis Condition

	Shaft		Intake Opening		Weather Condition			
	Size [m×m]	Location	Opening Area	Location	Velocity	Wind Direction	Temp.	
Case 1	1×1	South	1.0 m ²	North	3.0 m/s (at 11.0 m above GL)	South	20.0 deg.C	
Case 2	2×2							
Case 3	3×3							
Case 4	4×4							
Case 5	6×6							
Case 6	12×12							
Case 7	6×6							0.5 m ²
Case 8								2.0 m ²
Case 9								4.0 m ²
Case 10								10.0 m ²

* Shaded area indicates basic condition

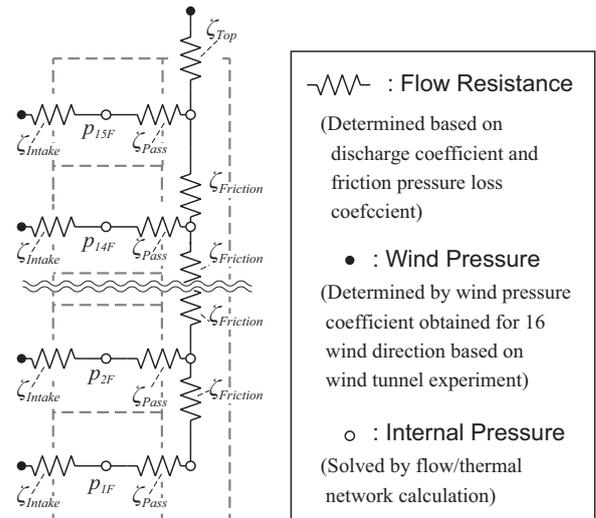


Fig.3 Flow Network Model for Studied Building

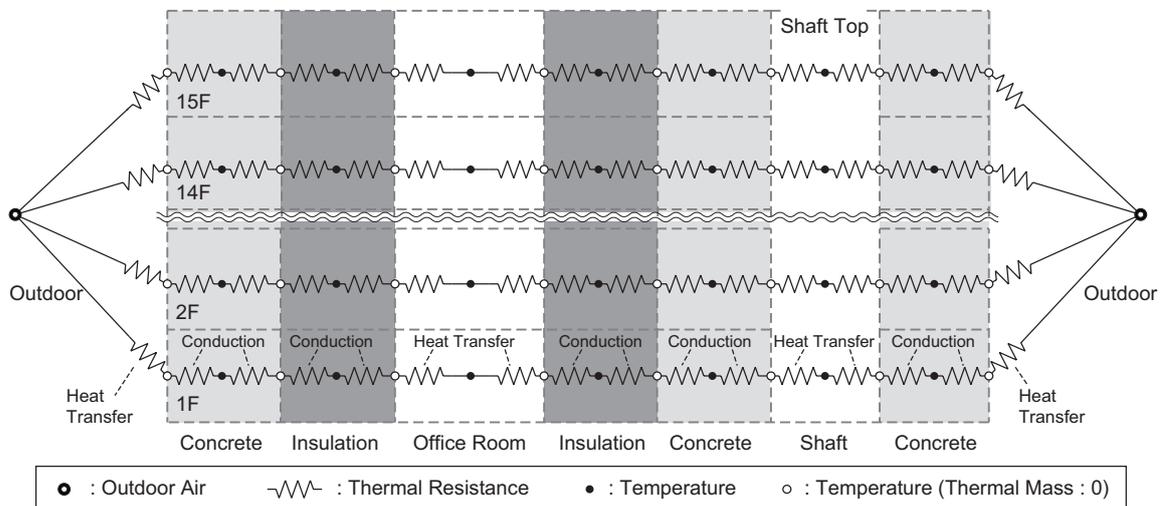


Fig.4 Thermal Network Model for Studied Building

3. 結果と考察

3.1 シャフトサイズが換気量及び室温に及ぼす影響

Fig.5 に熱・換気回路網計算により得られた各階執務室の自然温度及びシャフト内温度を示す。非空調で窓ガラス面の無い執務室を想定したため、Fig.5(1)の室温の値自体は非現実的に高くなる条件も見られるが、これによりシャフトサイズによる影響の傾向が明確になっている。例えば、どの条件でも概して上層階になるにつれて自然室温は高くなる傾向にあるが、シャフトサイズが小さい条件である Case1 から Case3 までの条件においては、比較的上層に位置する中間階で温度が最大となるフロアが見られる。一方、シャフトサイズが十分に大きくなるとそのような傾向は見られなくなっている。また、シャフト内温度に関しては、どの条件でも上部になるほど温度は上昇し、シャフトサイズが小さいほど温度が高くなる傾向にあるが、室温が最大となったフロアより上部に位置するシャフトでは鉛直方向の温度勾配が異なり、温度上昇があまり見られないと言える。

このような室温およびシャフト内温度の分布が得られた要因については換気回路網計算の結果と併せた考察が必要と言える。Fig.6 に各階における換気量と執務室-シャフト間の開口前後の差圧を示す。こ

の結果、前述の Case1 から Case3 では室温の最大値がみられたフロアにおいて換気量の正負が入れ替わっており、差圧の符号もそれと同様となっている。このため、上部のフロアではシャフトから執務室内に空気が流入し、自然換気口を介して室外に空気が流出していることになり、中性帯が存在していることになる。このため、中性帯に近い高さに位置するフロアでは内外差圧も小さいことから換気量が小さくなり、室温が大幅に上昇するという結果になる。

言うまでもなくこれは意図した換気経路ではなく、室温の上昇だけではなく下層の執務室及びシャフトを経由した空気が執務室に流入することから換気にも有効とは言えないため、シャフト型の自然換気設計時にはこのように中間階で中性帯が発生しないようシャフトサイズを十分に確保するよう配慮が必要といえる。

大まかな傾向としては、基本的に上層になれば大気基準圧は上昇するが、シャフト頂部の有効開口面積が小さくなるとシャフトの排気能力が不足して上層の執務室からも排気となるような室内圧に定まることになる。そのため、シャフト面積が小さいままの条件で、執務室の自然換気口面積をさらに増加させても逆流の改善は難しいと推測される。

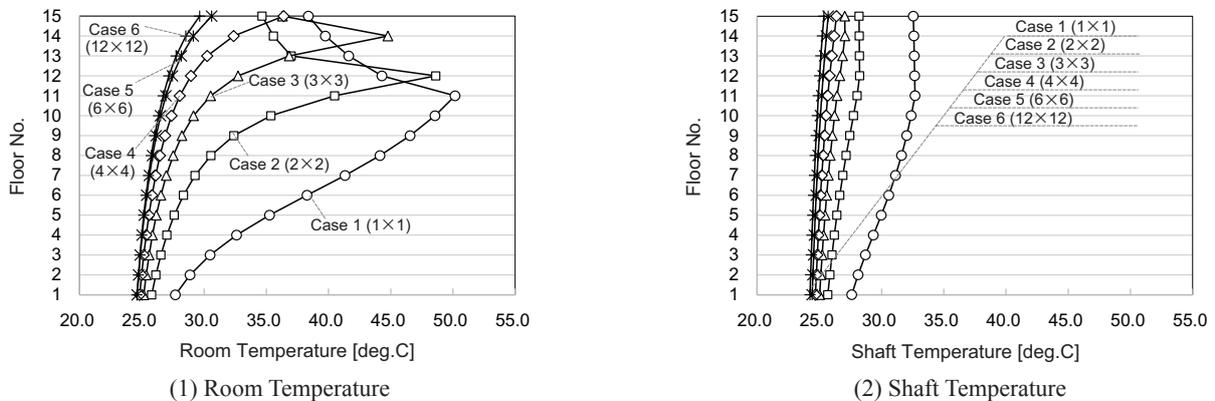


Fig.5 Temperature at each Floor for the Cases where Shaft Size was Varied (Intake Opening Area : 1.0 m²)

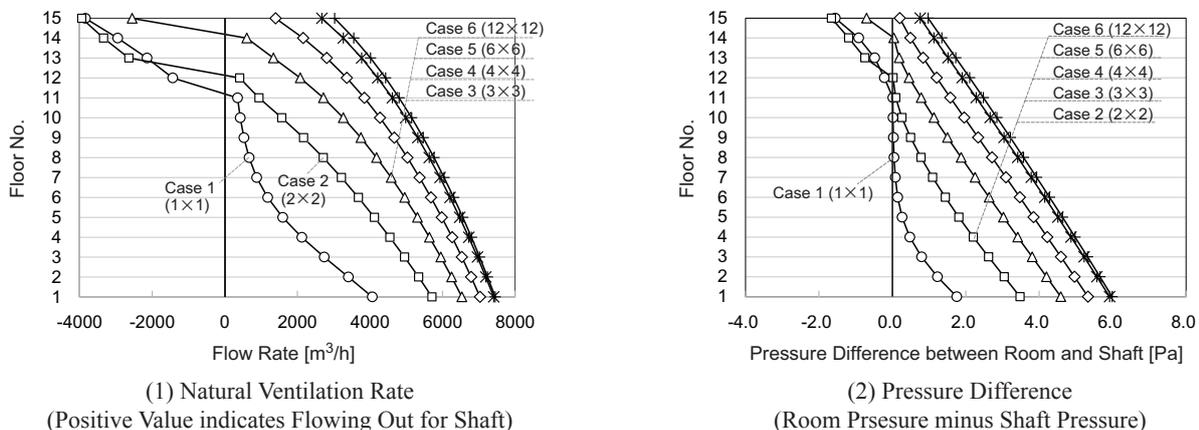


Fig.6 Natural Ventilation Rate and Pressure Difference at each Floor for the Cases where Shaft Size was Varied (Intake Opening Area : 1.0 m²)

また、得られた換気量の値としては基本条件とした Case 5(シャフトサイズ6m×6m)において、1Fで7,400 m³/h、15Fで2,600 m³/h程度となっている。気積2,430 m³ (30 m×30 m×2.7 m) とすると、それぞれ3.0回/h、1.1回/h程度の換気回数が得られていることとなり、十分なシャフトサイズを確保することで、意図した換気経路で一定の換気量が得られることが示された。

3.2 自然換気口面積が換気量及び室温に及ぼす影響

自然換気口面積による影響を把握することを目的として、比較的大きなシャフトサイズ条件下で開口サイズを変化させた検討を行う。Fig.7に基本条件である Case 5と自然換気口サイズを変化させた Case 7～10における各階室温とシャフト内温度の結果を示す。また、Fig.8に各階の換気量及び差圧を示す。

シャフトサイズが十分に確保されていることから前述の中性帯による逆流はみられない。開口面積が小さい条件では換気量が減少することから、自然室温は特に上層階で高くなっているが、自然換気口面積2.0 m²以上(想定執務室床面積の0.37%以上)の条件では大きな差異はみられず、これ以上開口面積を増加させても効果は効果は期待されない。また、Case 8(自然換気口面積2.0 m²)では1Fで3.6回/h、15Fで1.3回/h程度の換気回数が得られる結果となった。

4. まとめ

本報ではシャフト型オフィスビルを対象とした熱・換気回路網計算によりシャフトサイズと自然換気口面積が換気量や自然室温に及ぼす影響について検討を行った。自然換気口の面積に対するシャフト頂部の開口面積が相対的に小さい条件で中間階に中性帯が出現し、意図した換気経路が形成されない等の基本的な傾向が示されたが、今後は、シャフト位置の変更や非定常での計算を実施し、自然換気設計に有用となる体系的なデータの整備を行う所存である。

【謝辞】

熱・換気回路網計算プログラム NETS (研究教育版) は、奥山博康先生(神奈川大学)のご厚意で利用させていただいた。記して謝意を表します。本研究の一部は、日本学術振興会平成26年度科学研究費(基盤研究(A)26249082、研究代表者:甲谷寿史)によった。

【参考文献】

- 1) 大森、山中、甲谷、桃井、相良、環、高山、田辺、岡本、和田、田中：コーナーポイドを有する高層オフィスビルの自然換気性能に関する研究(その6)熱・換気回路網計算による自然換気特性の検討、平成25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、pp.277-pp.280、2014.3
- 2) 姜、甲谷、山中、桃井、相良：高層オフィスビルにおける自然換気用シャフトの設計手法に関する研究(その1)シャフトサイズが自然換気性能に及ぼす影響、日本建築学会近畿支部研究報告集、2014.6掲載予定
- 3) 空気調和・衛生工学会編：空気調和設備計画設計の実務の知識、オーム社、2010

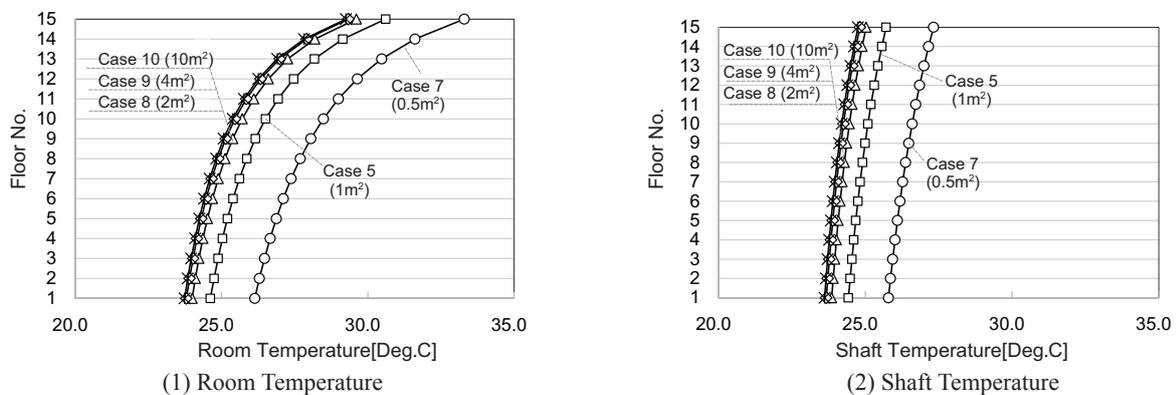


Fig.7 Temperature at each Floor for the Cases where Intake Opening Area was Varied (Shaft Size : 6.0 m × 6.0 m)

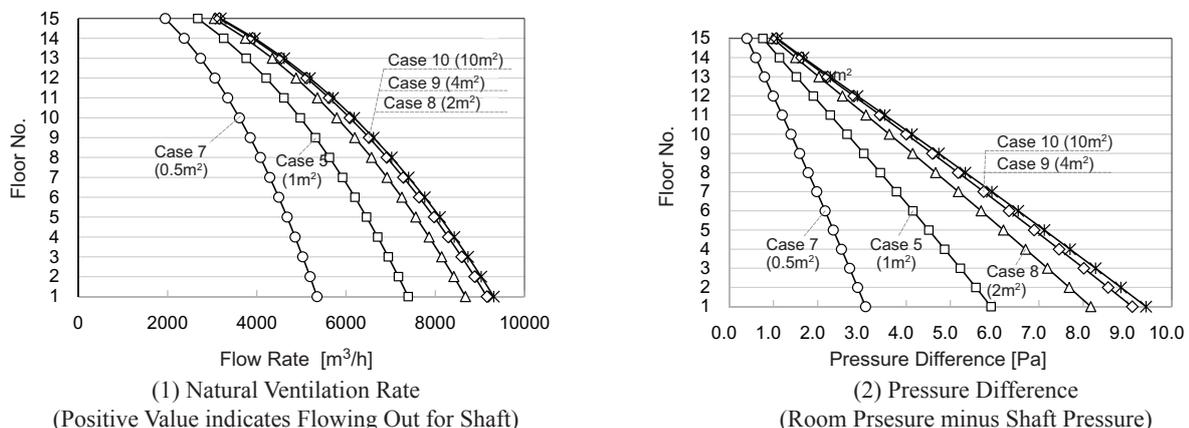


Fig.8 Natural Ventilation Rate and Pressure Difference at each Floor for the Cases where Intake Opening Area was Varied (Shaft Size : 6.0 m × 6.0 m)

大面積窓を有する居室における冷暖房・換気方式に関する研究
 (その1) エネルギーシミュレーションと連成した CFD 解析を用いた
 上下温度分布に関する検討

Air Conditioning & Ventilation Method in Room with Large Window
Part.1 Analysis on Vertical Temperature Profile
by means of Coupled Building Energy and CFD Simulation

○張 成 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学)

Cheng ZHANG*¹ Toshio YAMANAKA*¹
 Hisashi KOTANI*¹ Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹

*1 Osaka University

In the living rooms with large windows, vertical temperature distribution in wintertime is considered as an unsatisfactory factor in thermal environment. In this study, coupled simulation between building energy simulation (BES) and computational fluid dynamics (CFD) is applied to discuss the factors which are responsible for the vertical temperature distribution. Energy consumption of the air conditioner in the heating operation is also examined.

1. はじめに

大面積窓を有する居室では、冬期の室内上下温度分布は在室者の温熱快適性を損なう。この室内上下温度差の影響要素を解明し、快適な居室環境ができるような室内空間設計手法の提案が本研究の目的である。本報では、エネルギーシミュレーションと連成した CFD 解析ツール CADIEE-Airflow を用い、窓の種類、パッケージエアコンの位置、24 時間換気口サイズと位置、室内温度制御点位置が室内上下温度分布に及ぼす影響について検討した。また、暖房時にエアコンの処理熱量も算出し、設計手法の省エネルギー性を検討した。

2. 連成計算概要

本報では、電力中央研究所が開発した「気流伝熱の計算プログラム (Airflow)」と「温熱環境の質点計算プログラム (CADIEE)」を用いて、連成計算を行う。Fig. 1 に連成計算の仕組みを示す。連成開始時

刻まで CADIEE で温熱環境の質点シミュレーションを行う。CADIEE は計算時間ステップごとに組み込んだパッケージエアコンの吸込み温度制御により吹出温度を決定する。連成時刻以降は、CADIEE と Airflow の連成シミュレーションを行う。両者で 360 秒ごとに境界条件をやり取りしながら気流環境の経時変化をシミュレートする。CADIEE の計算時間ステップは 360 秒、Airflow では 0.05 秒とした。360 秒ごとに、CADIEE から Airflow へは壁面温度と PAC 吹出温度、Airflow から CADIEE へは壁面近傍の気温と PAC 吸込み温度を相互に受け渡し、続けて計算を行う。

3. 解析モデル

Fig. 2 に CADIEE に使用したモデルの基準階平面図を示す。このモデルは三階建の建物全体を模擬したものである。中央に廊下があり、南側と北側それぞれ三室が並んで、廊下の東端には階段室を模擬した吹き抜けがある。Table 1 に CADIEE 解析モデルの建材条件

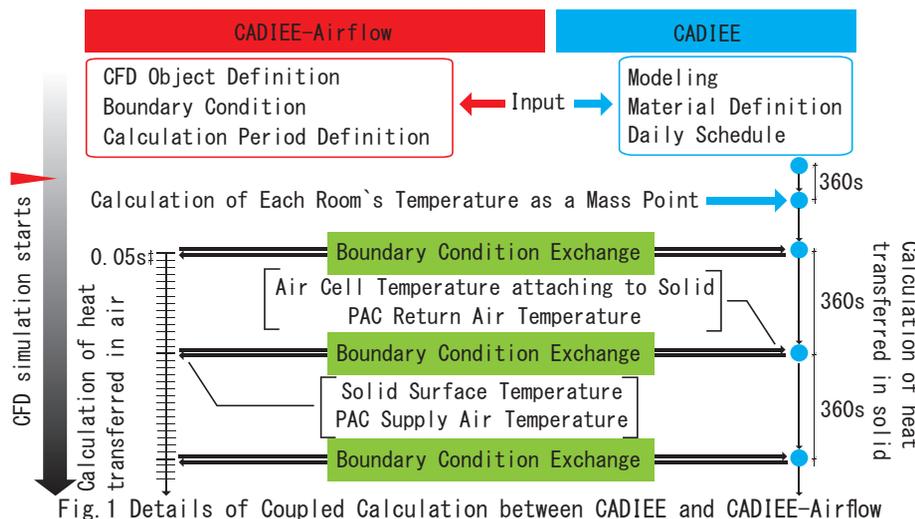


Fig. 1 Details of Coupled Calculation between CADIEE and CADIEE-Airflow

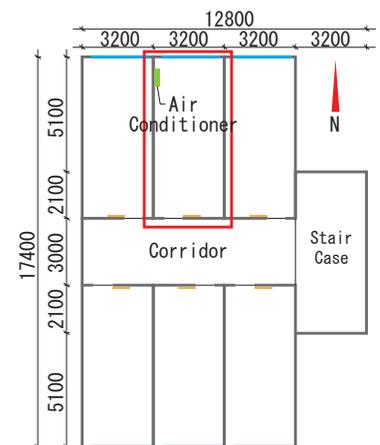


Fig. 2 Standard Floor Plan of Building Model for CADIEE

Table 1 Material Information in CADIEE Model

Layer	Material	Thickness	Thermal Conductivity	Layer	Material	Thickness	Thermal Conductivity
Roof	Plain Concrete	0.3m	1.60W/m ² C	Inner Wall	Plasterboard	0.0125m	0.22W/m ² C
Outer Wall	Plain Concrete	0.2m	1.60W/m ² C		Plasterboard	0.0095m	0.22W/m ² C
Base	Plain Concrete	0.3m	1.60W/m ² C		Plain Concrete	0.07m	1.60W/m ² C
Ceiling	Plain Concrete	0.15m	1.60W/m ² C	Floor	Tile	0.01m	1.30W/m ² C
					Plain Concrete	0.15m	1.60W/m ² C

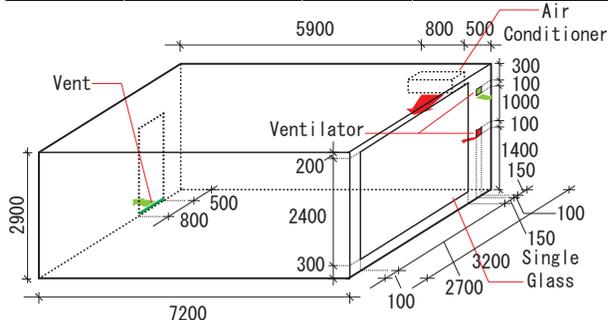


Fig. 3 Detailed Model for CADIEE-Airflow
Table 3 Case Condition in Group 1

CASE	Vent Size [mm]	Velocity [m/s]	Height [mm]
1-1	100 100	0.557	1400
1-2	150 150	0.247	1400
1-3	200 200	0.139	1400
1-4	100 100	0.557	2500
1-5	150 150	0.247	2500
1-6	200 200	0.139	2500
1-7	None		

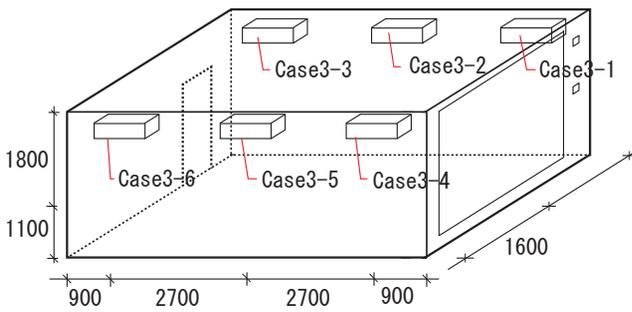


Fig. 4 Case Condition in Group2

を示す。

Fig. 3 に Airflow 用モデルの寸法と詳細を示す。このモデルは上下温度分布を模擬する 2 階北側真ん中の対象室 (Fig. 2 中赤枠の部屋) の室内空間とした。解析空間には、ダイキン製 S40NTEP エアコン一台が設置されており、吹出風量は常に 0.24m³/s とし、暖房設定温度は 22℃ とした。廊下側の壁に扉が設置されており、扉下に 800mm × 50mm の自由流出口を設けた。また、窓側の壁に 6.48m² の大面積窓を設置し、2 つの換気扇を設けた。下の換気扇は給気用換気扇であり、上のは排気用換気扇である。換気扇風量は室内換気回数を 0.3 回 / h に設定して計算したものである。また、在室者人数と室内発熱量は 0 とした。外気条件は、1995 年の四国地方高松観測点の拡張アメダスデータを利用した。

Table 2 に解析計算に関わる主な計算条件を示す。解析空間を、エアコン吹出口サイズに合わせ、0.05m × 0.05m × 0.05m のメッシュで等間隔に分割した。

Table 2 Calculation Condition

Turbulence Model	Standard k-epsilon Model (High Reynolds Number)	
Temperature Dependency of Air Density	Boussinesq Approximation	
Algorithm on Time	Euler's Implicit Method	
Algorithm on Momentum Equation	SIMPLE	
Difference Method Scheme	Velocity	QUICK Scheme
	Temperature	Upstream-weighted/Central Difference Hybrid Scheme
	Turbulence Energy	Central Difference Scheme
Computational Grid	Staggered Grid	
Boundary Condition (Solid Surface)	Advective Term & Turbulence Energy	Wall Function (Standard Logarithmic Law)
	Temperature	Fixed Convective Heat Transfer Coefficient

Table 4 Glass Type in Group 2

	Glass Type	Thermal Conductivity	Thickness
CASE2-1	Single Glass	0.803W/m ² C	3mm
CASE2-2	Double Glass	0.578W/m ² C	12mm
CASE2-3	Low-E Double Glass	0.082W/m ² C	12mm

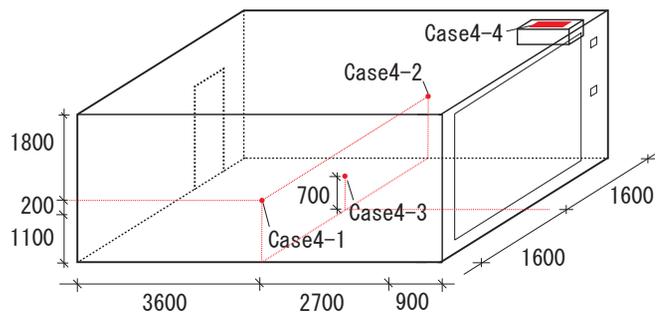


Fig. 5 Case Condition in Group4

4. 解析ケース

上節で述べた条件を基本条件とし、24 時間換気口のサイズと位置、窓の種類、エアコン設置位置、温度制御点位置をそれぞれパラメータとし、検討を行った。解析時間帯は 2 月 12 日の朝 9 時の暖房運転開始からの 1 時間とした。

4. 1 24 時間換気口が室内上下温度分布への影響

24 時間換気口の位置とサイズをパラメータに 7 条件の解析を行う。Table. 3 に解析条件を示す。

4. 2 窓の種類が室内上下温度分布への影響

窓の種類をパラメータに 3 条件の解析を行う。Table. 4 に窓の種類を示す。

4. 3 エアコン位置が室内上下温度分布への影響

エアコンの位置をパラメータに 6 条件の解析を行う。Fig. 4 に解析条件となるエアコン位置を示す。

4. 4 温度制御点が室内上下温度分布への影響

室内温度制御点位置をパラメータに 4 条件の解析を行う。Fig. 5 に温度制御点位置を赤点で示す。

5. 解析結果と考察

室内温度がある程度安定した暖房開始1時間後の室内上下温度差を評価する。Fig. 6に室内上下温度差の算出に用いた基準点を示す。室内上下温度差はエアコン吹出気流の影響を受けないと考えられる基準点の床上100mmと床上1100mm、また床上100mmと床上1700mmの二つの温度差をそれぞれ算出し、平均したものである。

また、エアコンからの吹出気流と吸込気流の温度差から、式1を用い、計算期間におけるエアコン処理熱量を算出した。

$$Q = \int_0^{3600} C_p \cdot \rho \cdot (T_{OUT} - T_{IN}) \cdot V_{OUT} \cdot dt \quad \text{式1}$$

Q : エアコン処理熱量 [kWh] C_p: 空気比熱 [kJ/kgK]
 T_{OUT}: エアコン吹出温度 [K] ρ: 空気密度 [kg/m³]
 T_{IN}: エアコン吸込温度 [K] dt: 計算時間間隔 [s]
 V_{OUT}: エアコン吹出風量 [m³/s]

5.1 24時間換気口が室内上下温度分布への影響

Table 5にCASE1-1～1-7の暖房1時間後におけるCFD数値結果を示す。24時間換気口を床上2500mmに設置した場合(CASE1-4、CASE1-5、CASE1-6)に、エアコン処理熱量は床上1400mmに設置したケースよりやや多い傾向が見られる。これは、2500mmのところ設置された換気口がエアコンの吸込口に近く、冷たい外気の一部がエアコンの吸込気流に巻き込まれ、エアコンのPID温度制御に影響を及ぼしていると考えられる。Fig. 7に暖房1時間後にCASE1-1とCASE1-4のエ

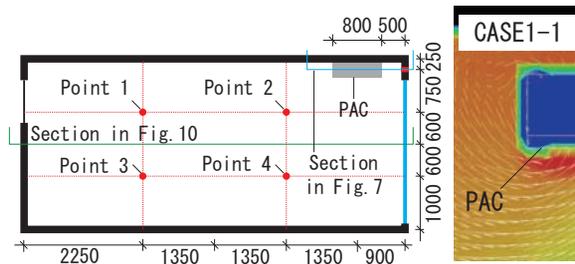


Fig. 6 Set Points Position

アコン付近気流性状(断面位置はFig. 6の青線で示す)を示す。

また、24時間換気口サイズについては、換気口からの気流がエアコン吹出気流と比べると非常に小さいため、換気口周辺にしか影響しない。よって、24時間換気口サイズが室内全体上下温度差に及ぼす影響は見られなかった。

5.2 窓の種類が室内上下温度分布への影響

Fig. 8にCASE2-1～2-3の暖房1時間後における室内上下温度分布を示す。Table 6に計算の数値結果を示す。Low-Eガラスを使うCASE1-3のエアコン処理熱量が最も小さいことが分かった。

また、複層ガラスを用いるCASE1-2は単板ガラスを用いるCASE1-1より、断熱性能が高いと考えられるが、結果を見ると、CASE1-2はCASE1-1よりエアコン処理熱量も多く、居住域における上下温度差も大きい。これは室内初期温度の影響と考えられる。

5.3 エアコン位置が室内上下温度分布への影響

Fig. 9に、CASE3-1～3-6の暖房1時間後における室内上下温度分布を、Table 7に数値結果を示す。エアコンを部屋中央部に設置したCASE3-2では暖房1時間後に室内平均温度が高く、居住域の上下温度分布も比較的小さいため、エアコン気流により、室内空気がより混合していると考えられる。CASE3-5では、上下温度差が負数となる結果はエアコン吹出し気流の影響と考えられる。

Fig. 10に、CASE3-3とCASE3-6の暖房1時間後に

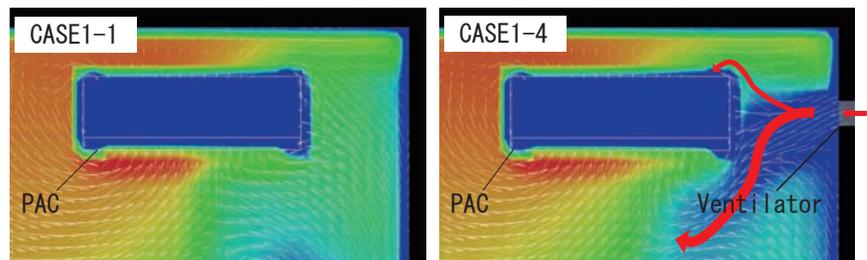


Fig. 7 Flow Pattern near PAC in CASE1-1 & CASE1-4

Table 5 Summary of Group1 Result

Group1 Result	Average Temperature [°C]		Vertical Temperature Difference between 100mm and 1100mm [°C]	Vertical Temperature Difference between 100mm and 1700mm [°C]	Energy Consumption of Air Conditioner [kWh]
	3600s	3600s	3600s	3600s	0s~3600s
CASE1-1	21.41		3.65	4.65	6.28
CASE1-2	20.40		3.17	4.04	6.08
CASE1-3	20.69		3.37	4.20	6.15
CASE1-4	21.33		3.98	4.76	6.32
CASE1-5	21.66		3.43	4.39	6.41
CASE1-6	21.11		3.22	4.25	6.21
CASE1-7	20.67		4.19	4.88	6.07

Table 6 Summary of Group2 Result

Group2 Result	Average Temperature [°C]		Vertical Temperature Difference between 100mm and 1100mm [°C]	Vertical Temperature Difference between 100mm and 1700mm [°C]	Energy Consumption of Air Conditioner [kWh]
	360s	3600s	3600s	3600s	0s~3600s
CASE2-1	14.59	20.26	3.15	3.64	6.07
CASE2-2	14.26	20.72	4.48	4.39	6.17
CASE2-3	15.69	20.49	3.36	3.15	5.63

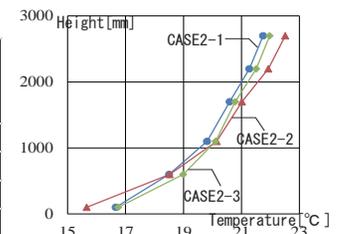


Fig. 8 Indoor Vertical Temperature Distribution in Group2

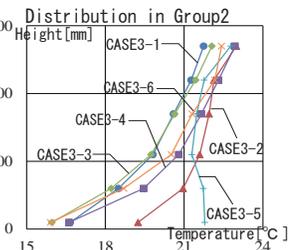


Fig. 9 Indoor Vertical Temperature Distribution in Group3

おける上下温度分布断面図（断面位置はFig. 6の緑線を示す）を示す。CASE3-6のエアコン吹出気流はCASE3-3より広く拡散しているため、後者の上下温度差は前者より大きく、エアコン処理熱量も大きくなっている。

5.4 温度制御点が室内上下温度分布への影響

Fig. 11に、CASE4-1～4-4の暖房1時間後における室内上下温度分布を、Table 8に数値結果を示す。吸込空気平均温度を基準に温度制御を行うCASE4-4では、室内上下温度分布が小さいが、室内空間の平均温度が明らかに設定温度22℃に達しておらず、ショートサーキット現象が生じたと考えられる。

Fig. 12に、CASE4-1とCASE4-2の暖房1時間後における等温区域の比較図を示す。エアコンからの吹出気流は室内温度分布に支配的な影響を与えている。エアコンからの吹出気流はCASE4-1とCASE4-2の温度制御点を順次通過しており、同時刻にCASE4-1の制御点温度はCASE4-2より高いため、CASE4-2のエアコン処理熱量がCASE4-1より多く、温度差もCASE4-1より大きい。

6. おわりに

本報では、エネルギーシミュレーションと連成したCFD解析ツールを用い、24時間換気口、窓の種類、

エアコン位置及び温度制御点位置が室内上下温度分布に及ぼす影響を検討し、以下の知見を得た。

24時間換気口からの冷気流がエアコンに吸込まれると、エアコンのPID温度制御に影響し、室内上下温度差とエアコン処理熱量を増大させる恐れがある。Low-Eガラスの使用により、上下温度差の減少とエアコン処理熱量の低減が果たせることが分かった。エアコンの設置位置により、上下温度差が大きく変化することがわかった。温度制御点を気流が安定し、かつ、混合が十分に行っているところに設定しないと、エアコン処理熱量と上下温度差も大きくなることがわかった。

【謝辞】

本研究の解析について、(一財)電力中央研究所の宮永俊之氏、安岡絢子氏、同電力計算センターの前田幸司郎氏に多大なご協力とご指導いただきました。深く御礼申し上げます。

【参考文献】

- 1) 宮永他：厨房の熱放射環境評価モデルの検討，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，平成18年(2)，pp.1197-1200, 2006.09
- 2) 澤田他：パッケージエアコンを使用する中小規模建物の室内環境に関する研究，(その4)パッケージエアコン吹出し気流のショートサーキットに関する研究，空気調和・衛生工学会学術講演論文集，平成23年(2)，pp.1343-1346, 2011.08
- 3) 張他：階段室型チムニーを有する学校建築の自然換気に関する研究(その8)冬期室内上下温度分布形成要因の検討，2013年空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，pp.289-292, 2014.03

Table 7 Summary of Group3 Result

Group3 Result	Average Temperature[°C]	Vertical Temperature Difference between 100mm and 1100mm[°C]	Vertical Temperature Difference between 100mm and 1700mm[°C]	Energy Consumption of Air Conditioner [kWh]
	3600s	3600s	3600s	0s~3600s
CASE3-1	20.26	3.15	3.94	6.07
CASE3-2	21.77	2.35	2.71	6.46
CASE3-3	20.26	3.78	4.68	6.07
CASE3-4	21.07	4.14	5.04	6.17
CASE3-5	21.60	-0.49	-0.31	6.31
CASE3-6	20.97	4.61	5.40	6.16

Table 8 Summary of Group4 Result

Group4 Result	Average Temperature[°C]	Vertical Temperature Difference between 100mm and 1100mm[°C]	Vertical Temperature Difference between 100mm and 1700mm[°C]	Energy Consumption of Air Conditioner [kWh]
	3600s	3600s	3600s	0s~3600s
CASE4-1	21.37	4.18	4.18	6.44
CASE4-2	22.71	5.50	5.50	6.67
CASE4-3	24.88	7.94	7.94	7.24
CASE4-4	20.26	3.64	3.64	6.07

【備考】

本報告では、グループ2における窓の種類が室内上下温度分布に及ぼす影響の検討結果は、モデリングの扉下部における自由流出口からの外部気流の影響も含まれている。

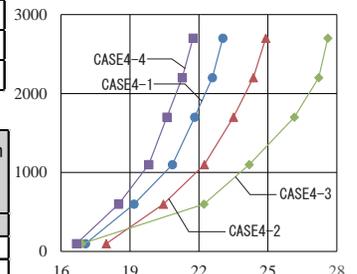


Fig. 11 Indoor Vertical Temperature Distribution in Group4

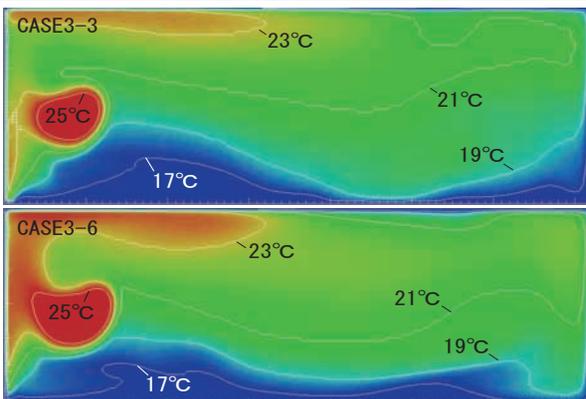


Fig. 10 Temperature Distribution in CASE3-3 and CASE3-6

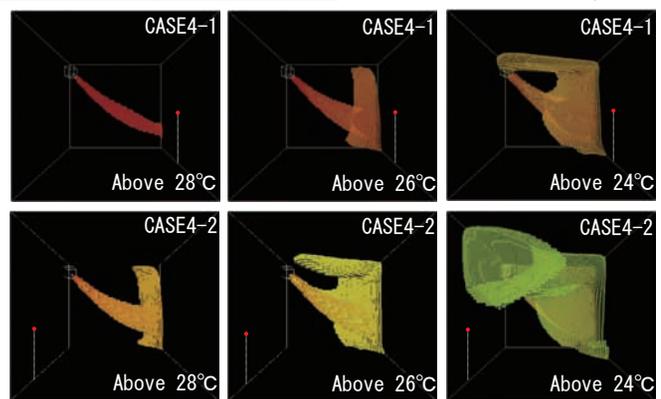


Fig. 12 Particular Temperature District

超高断熱・高気密住宅の室内熱・湿気性状と冷・暖房・換気負荷削減に関する研究

(3) 潜熱蓄熱材と充填断熱材の負荷平準化効果と数値検証

Numerical prediction on hygrothermal indoor environment and HVAC load of passive houses having improved characteristics against hot and humid by using Wufi Plus

(3) Numerical validation of the improved thermal stability for the PCM mixed gypsum board and cavity insulation.

○中野さやか（京都工芸繊維大学） 芝池英樹（京都工芸繊維大学）

脇日出海（京都工芸繊維大学大学院）

Sayaka NAKANO Hideki SHIBAIKE Hideumi WAKI

Kyoto Institute of Technology

In this paper, the measured hygrothermal performance of the sloped highly insulated roof and walls are validated. The roof is covered by the interior gypsum board including organic PCM powders. Besides, in order to verify the effects of light weight thermal inertia and temperature stabilization provided by the PCM material, the numerical comparison has been carried out for two envelope assemblies covered by the PCM gypsum board and the normal gypsum board by using Wufi Plus 2.5 multi zone hygrothermal simulation program. The interior surface temperature, the storage heat and moisture fluxes are the more smoothly fluctuated in the PCM board than that of the normal board.

1. はじめに

室温の調整は快適性を求めるうえで重要な要素の一つである。しかし、改正省エネルギー法（平成 26 年 4 月施行）の制定、建築環境総合性能評価システム（平成 26 年 8 月改訂、通称 CASBEE）の普及等もあり、快適性のためにただ莫大なエネルギーを費やす建築はもはや必要とされていない。快適な居住環境を創るうえで空調機器に全てその役割を任せるアクティブな手法だけでなく、建築自体の工夫によって必要とするエネルギー量を減らすパッシブな手法が期待されている。高断熱・高気密住宅では屋内熱容量を増やすことができれば室内の温熱環境を安定させることが可能となる。しかし、熱容量を増やし重構造化とすることは、コスト増が前提となり、躯体蓄熱や熱容量と高断熱の組み合わせを実現する上での大きな壁となっている。

本研究では、コスト効率の優れた高断熱外皮と熱容量の組み合わせを探るために相変化材料(PCM: Phase Change Materials)を混入させた内装用石膏ボードの冷暖房負荷削減効果の評価を目的とし、実測結果とシミュレーションを組み合わせ検証を進める。まず超高断熱・高気密実験住宅にて、数年間測定した外界気象条件、室内空気温・湿度等を用いて、充填断熱材、潜熱蓄熱材等の温・湿度や表面熱流の測定値を計算により再現し、計算方法や物性値、モデルパラメータの妥当性を検証する。次に実際に建設された超高断熱・高気密住宅を検討

対象として、外壁および屋根の内装仕上げ材を PCM を混入させた内装用石膏ボードに変更した場合等で、室内熱・湿気性状のシミュレーションを実施し、PCM の負荷平準化効果や外皮断熱性能設計値の妥当性を検討する。

2. 計算による再現

埼玉県さいたま市内の超高断熱・高気密実験住宅に関して、気象条件、PCM 材の表面熱流、表面温度等の実測結果を得ている。この実験住宅では天井内装材として PCM 材を使用し、その両表面（通気層側、室内仕上げ面側）の熱流・表面温度が記録されている。また、風向・風速、そのほか屋根傾斜面日射量、降水量、外気乾球温度、相対湿度も実測されている。

多層外皮の非定常熱・湿気同時移動解析アプリケーション Wufi Pro Ver.5.3 を用いて、実測結果の計算による再現を試みた。設計図面をもとに屋根の壁体構成をモデ

Table.1 Thermal property of the PCM Board

Property	Value
Shift temperature	23 °C
Temperature gradient	8 Wh/(m ² K)
Latent heat capacity	330 kJ/m ² = 100 Wh/m ²
Specific heat capacity	1200 J/(kgK)
Thermal conductivity	0.20 W/(mK)

ル化し材料物性は組み込み値を用いる(Figure.1). 計算に用いる PCM 材の基本物性を Table.1 に示す. なお, この PCM 材の温度に依存したエンタルピー特性線を Figure.2 に示す. 21~24°C でみられる勾配の変化は相変化によるものである. 即ち, この PCM 材の融解潜熱が発現するのは 23°C である.

PCM 材の表面温度 (通気層側と室内側) の計算値と実測値の相関を Figure3 に, 夏期の表面熱流差の比較を Figure4 に各々示す. 表面温度に関しては計算値と実測値は良い一致を示した. 夏期の熱流差に関しては, 実測値に微弱な短周期変動はあるが, 概ね変動傾向が計算で再現できている. 実測値は毎分値の 1 時間平均である.

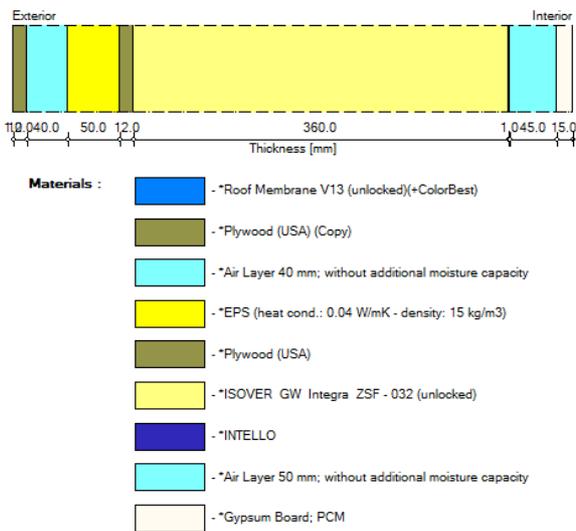


Figure1 Component and Materials (Roof)

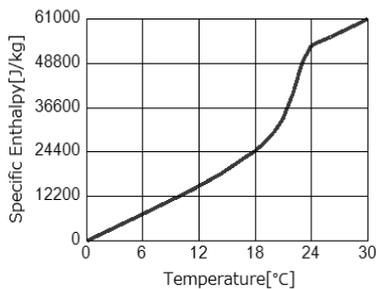


Figure2 Temperature dependency of PCMBoard Enthalpy

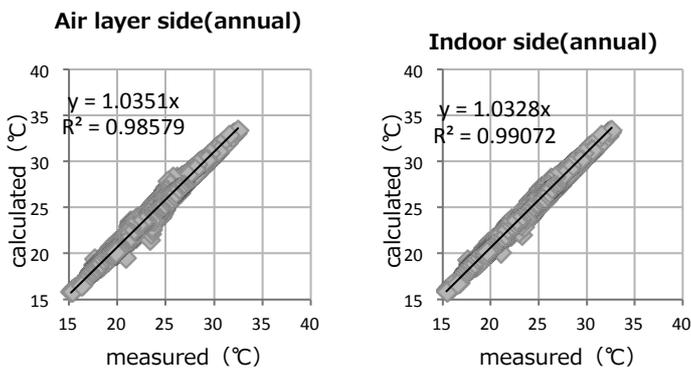


Figure3 Comparison measured and calculated surface temperature

また, 利用する断熱材 (ロックウール, グラスウール, セルロースファイバー) についても計算による熱・湿気性状の再現性を検証した. 既報¹⁾の外皮構成がより精密になるよう修正し, 断熱材の初期含水率および含水率曲線の調整するにより再現精度を向上させた.

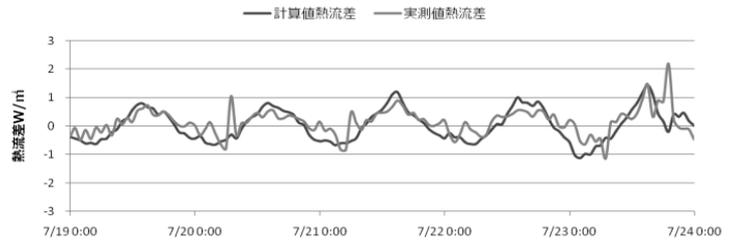


Figure.4 Comparison measured and calculated heat flux

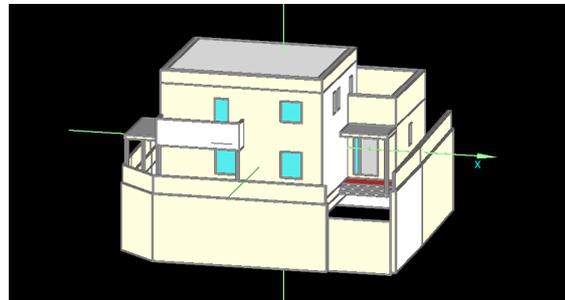


Figure5 perspective drawing(simulation model)

Homogenous layers						
Thermal resistance: 6.91 m²K/W						
Heat transfer coefficient(U-Value): 0.14 W/m²K						
Thickness: 0.338 m						
Nr.	Material/Layer (from outside to inside)	ρ [kg/m³]	c [J/kgK]	λ [W/mK]	Thickness [m]	Color
1	Mineral Plaster (stucco, A-value: 0.1 kg/m²h0.5)	1900	850	0.8	0.021	Light Blue
2	Air Layer 20 mm; without additional moisture capacity	1.3	1000	0.13	0.02	White
3	weather resistive barrier (sd=0,1m)	130	2300	2.3	0.001	Blue
4	Mineral Wool (heat cond.: 0,04 W/mK)	60	850	0.04	0.1	Yellow
5	Plywood (USA)	470	1880	0.084	0.009	Grey
6	Cellulose Fibre Insulation	30	1880	0.036	0.14	White
7	INTELLO	115	2500	2.4	0.001	Dark Blue
8	Air Layer 30 mm; without additional moisture capacity	1.3	1000	0.18	0.03	White
9	Gypsum Board	850	850	0.2	0.013	White
10	Lime Plaster (stucco, A-value: 3.0 kg/m²h0.5)	1600	850	0.7	0.003	Light Blue

Figure6 Component and Materials (Wall)

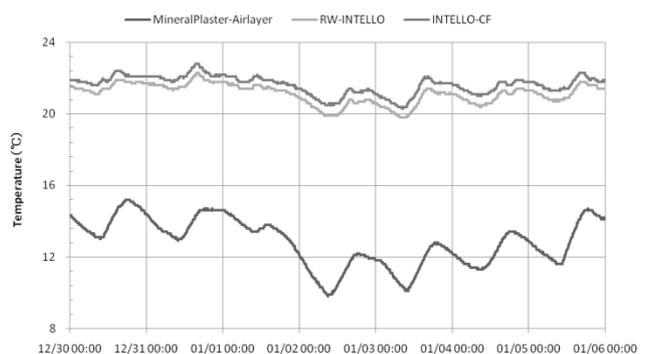


Figure7 Measured temperature of the wall

4. 戸建て住宅での性能数値予測とモニタリング

4.1 住宅における実測

実際に施工された高断熱高气密住宅をモデル化し、室内仕上げ材を PCM ボードとした場合の影響を検討する。モデルとする住宅の外観パースを Figure5 に示す。検討箇所は天井と外壁とし、対象とするのは断熱材でグラスウールとセルローズファイバー、仕上げ材で PCM ボードと石膏ボードである。外壁及び屋根の構造体を Figure6 に示す。なお、外壁の壁体内温度及び湿度を測定した。それぞれ乾球温度を Figure7 に、絶対湿度を Figure8 に示す。

4.2 計算条件

多数室非定常熱・湿気同時移動解析アプリケーション Wufi Plus Ver.2.5.3 を用いて計算をする。2種類の外壁充填断熱材（グラスウール、セルローズファイバー）の断・調湿性状を比較検討する。ただし、外壁断熱は外気側連続断熱層（ロックウール）と室内側充填断熱層の2層構成であり、室内側充填断熱層の2択の影響を検討す

Table2 Four Sets of the Parameter Combination for Case Studies

	Insulation	Interior Finish
Case1	GW	PCM
Case2	GW	Gypsum
Case3	CF	PCM
Case4	CF	Gypsum

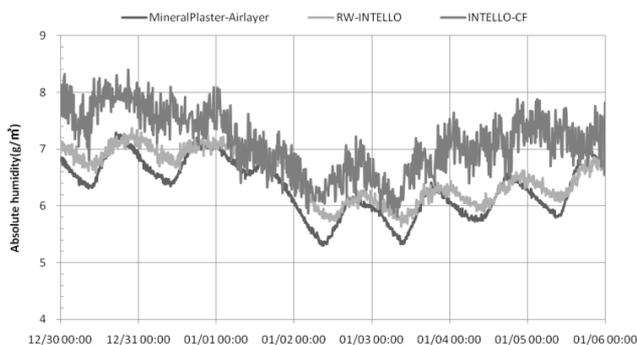


Figure8 Measured absolute humidity ratio

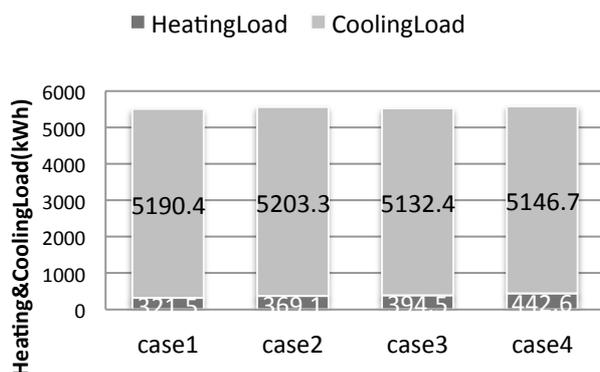


Figure9 Annual Heating and Cooling Loads (case1~4)

る。充填断熱材と内装材の組み合わせを Table2 に示す。ただし、CF:セルローズファイバー、GW:グラスウール、Gypsum:石膏ボードである。なお、屋根の充填断熱材は、設計通りセルローズファイバーに固定し、内装仕上げ材は2択とする。計算開始は蒸暑期や寒冷期を避け、初期含水率の影響が表れ難い10月に設定した。

4.3 計算結果

4事例の年間暖・冷房負荷を比較すると(Figure9)、PCM材の利用により暖・冷房負荷ともに減少することが分かる。充填断熱材にグラスウール、セルローズファイバーの何れを選んでも同じ傾向を示すが、その影響は僅かで大差はない。

4.4 熱貫流率による影響

熱貫流率による影響を調べるため、外壁および屋根の断熱材厚を変化させて比較する。断熱層の設計値は屋根

Table3 Heat conductance of cavity insulation layer(W/m² K)

InsulationLevel (Thickness)	Wall		Roof
	GW	CF	
100%	0.1322	0.1412	0.0835
90%	0.1454	0.1552	0.0920
80%	0.1615	0.1723	0.1025
70%	0.1817	0.1937	0.1157
60%	0.2076	0.2210	0.1327
50%	0.2422	0.2573	0.1557

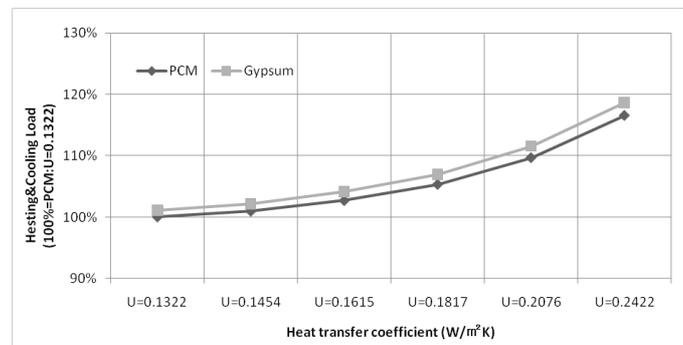


Figure10 Annual heating and cooling load (heat conductance change)

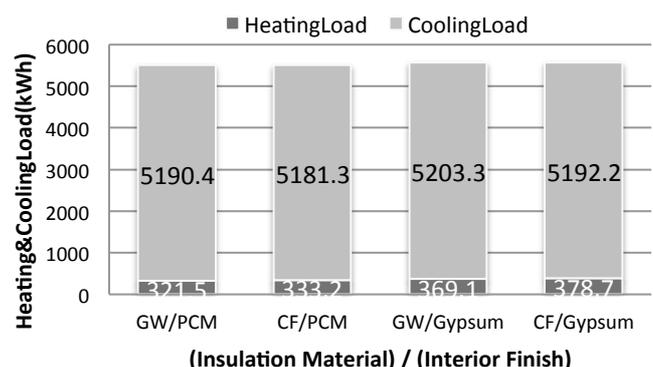


Figure11 Heating and Cooling Loads (insulation change)

で400mm, 外壁外気側連続断熱層100mm, 室内側充填断熱層140mmである。この断熱厚を100%(設計値)~50%に変更して比較検討する。それぞれの断熱厚における外皮熱貫流率はTable3の通りである。

断熱厚を変更した場合における結果をFigure10に示す。即ち、断熱厚の変更で熱コンダクタンスが変わる場合の年間冷・暖房負荷合計である。検討したいずれの断熱厚においてもPCM内装材使用による若干の年間冷・暖房負荷削減効果が確認できた。断熱厚を設計値とし、PCM内装材を使用した場合の年間冷暖房負荷合計を100%としている。ただし、外壁充填断熱材はグラスウールである。セルロースファイバー利用時にも同じ傾向がみられた。

4.5 断熱材種類による影響

断熱材の種類による影響を検討するため断熱厚を変更し、グラスウールを使用した場合とセルロースファイバーを使用した場合における外壁の熱貫流率を合わせた。グラスウールは設計値通り140mmとし、セルロースファイバーは157.5mmとする。熱貫流率はいずれも0.1322[W/m²K]である結果をFigure11に示す。断熱材をセルロースファイバーにした場合、グラスウールの場合と比較して年間暖房負荷が増加し、年間冷房負荷が減少した。これは仕上げ材をPCMボードにした場合も石膏ボードにした場合も同じ傾向がみられた。除・加湿負荷に関しては(Figure12), セルロースファイバーにした場合の方が年間の除湿負荷・加湿負荷ともに減少することが分かった。また、PCMボードにすることによって若干の加湿負荷の減少がみられた。

5. まとめ

超高断熱・高気密住宅の実測調査結果をもとに、測定された多数室熱・湿気性状の再現を計算プログラムWufi Plus 2.5により試みた。また、実際に住居として新築さ

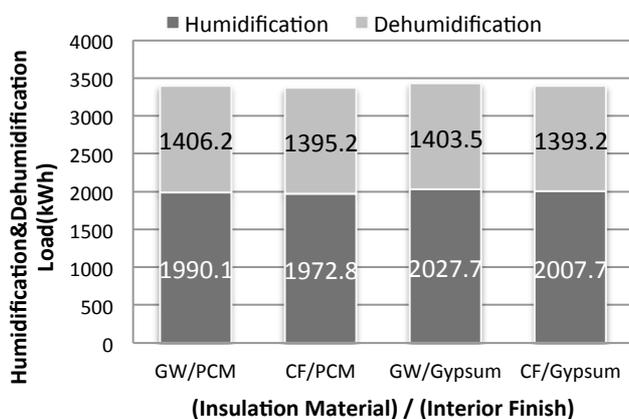


Figure12 Humidification and Dehumidification Loads

れた高断熱・高気密住宅を検討対象として多数室熱・湿気非定常シミュレーションを行い、計画案の妥当性を検証し、PCM内装材の負荷削減・平準化効果を検討した。

先ず、Wufi Pro 5.3を用いた1次元多層外皮の非定常熱湿気性状の数値予測により、PCM内装材の温・湿度と熱流の数値的再現を検証した。次に、Wufi Plus 2.5を用いた多数室熱・湿気性状の数値予測によりPCM内装材の熱負荷削減効果を事例比較し僅かしか分からないことが分かった。外壁充填断熱材の各種厚さとの複合影響に関しては、どの断熱厚さでも年間冷・暖房負荷の削減効果を確認した。グラスウールとセルロースファイバーの二者択一による充填断熱材種別の影響は、どちらの場合でもPCM内装材の利用による熱負荷削減効果は僅かしか表れなかった。

本研究の検討では、相変化温度23°CのPCM内装材を高断熱・高気密住宅に用いても、室内温熱環境改善効果は僅かなことが分かった。異なる相変化温度のPCM内装材による効果の検討は今後の課題である。

参考文献

- 1) 中野さやか, 芝池英樹, 脇日出海, 超高断熱・高気密住宅の室内熱・湿気性状と冷・暖房・換気負荷削減に関する研究(その3) WufiProによるPCM天井材の実測性状再現と負荷平準化効果の検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2014
- 2) 中野さやか, 高断熱高気密住宅の熱・湿気性状と負荷平準化効果に関する研究-充填断熱材と潜熱蓄熱材の実測効果と数値検証-, 京都工芸繊維大学平成26年度卒業論文, 2015
- 3) 近藤武士, 他3名, 潜熱蓄熱壁体による躯体蓄熱システムに関する研究 潜熱蓄熱ボードの性能把握および適用効果の検討, 日本建築学会計画系論文集, 2009
- 4) 三浦貴弘, 蒸暑地域における高断熱高気密住宅の適応性に関する研究, 神戸大学大学院修士論文, 2011
- 5) 脇日出海, 超高断熱・高気密住宅の熱・湿気性状に関する実験結果の数値的検証, 京都工芸繊維大学卒業論文, 2014
- 6) 日本建築学会編, シリーズ地球環境建築専門編2 資源・エネルギーと建築, 彰国社, 2004
- 7) 日本建築学会編, シリーズ地球環境建築専門編3 建築環境マネジメント, 彰国社, 2004
- 8) 宇田川光弘, パソコンによる空気調和計算法, オーム社, 1986
- 9) 長谷川一郎, 天体起動論, 恒星社, 1986
- 10) <http://www.hyoukakyoukai.or.jp/teitanso/gaihi.html>, 住宅性能評価・表示協会
- 11) 日本サステナブル協会, 外皮平均熱貫流率、及び平均日射熱取得率算定のための補助資料

可視化による中村家住宅の小屋裏換気に関する研究

A study on roof surface - attic ventilation of Nakamura House with PIV visualizing technology

○石田 愛子 (関西大学) 宮崎 ひろ志 (関西大学)

Aiko ISHIDA*¹ Hiroshi MIYAZAKI*¹

*¹ Kansai University

Nakamura House is the National important cultural properties in Okinawa. The purpose of this study is to reveal existence of weak air flow around roof surface. We visualized the weak air flow by using Particle Image Velocimetry (PIV) technology in this research. In PIV observation, we fill very small particles into a flow, then make a light sheet by irradiating green laser beams. As the result, we could quantify the air flow velocity at 0.032 [m/sec]. And we obtained air flow image from a slit in ceiling, when air temperatures in attic space was lower in comparison with the air temperature in living space in the house.

1. はじめに

1.1 研究背景

国指定重要文化財中村家住宅（以下中村家住宅）は、大きな屋根を持つ伝統建築である。外皮の多層化などにより夏季にも空調機なしで比較的快適に過ごすことができる優れたパッシブ住宅である。2010年、近傍にあった現代的セメント瓦葺き木造住宅と小屋裏気温を比較したところ、中村家住宅は10℃以上低く、ほぼ外気温と同等であった¹⁾。これまで小屋裏の換気について、超音波風速計、熱線式小型風速計を用いて軒先換気孔からの換気を対象に風速を求め換気量の推定を行ってきた^{2,3,4)}。文献では、これは小屋裏換気量が非常に大きいことによるものと考えられるとしている。ところで、瓦師奥原崇典氏へのヒアリングなどによると、屋根面は隙間を残した琉球赤瓦、葺き土、琉球竹で構成され、面外方向に通気確保が図られているという。ところが小屋裏内面での風速計を用いた測定では、軒先などからの気流と面外方向気流の判別が困難であり、面外方向気流の確認ができていない。面外方向とは、屋根面に対して垂直な方向のことを指す。これとは別に2010年に行った、ご当主中村國宏氏へのヒアリングにあった、琉球風床の間上部開口から小屋裏から流入する冷気についても、風速計による観測では他の気流と判別ができていない。

1.2 研究目的

本研究では風速計での測定が困難な中村家住宅の屋根面外方向と床の間上部開口部から室内への微少気流の存在を明らかにし、その上で中村家住宅に学ぶ現代に活かす技術を抽出する足がかりとなることを目的としている。粒子イメージ流速計測法 (Particle Image Velocimetry、以下PIV) による流体可視化により、スモーク発生器で発生させた微小粒子にレーザー光を照射し、その反射を捉えることで、気流を可視化する。

1.3 研究対象

中村家住宅は18世紀中頃、に建てられた豪農の住宅である。建築構造は鎌倉、室町時代の日本建築の流れを伝えており、戦前の沖縄住居建築の特徴の全てを残している、現在では貴重な歴史遺産である。南向きの緩い傾斜を切り開いて作られており、東、南、西を琉球石灰岩の石垣で囲み、その内側にはフクギを植え、夏場の台風に耐えていた。このフクギは防風林の役割も持っている。今回の研究対象は中村家住宅の母屋である。母屋はウフヤと呼ばれていて、ウフヤの座敷には一番座（客間）、二番座（仏間）、三番座（居間）が並び、それぞれの部屋の裏側にウラザと呼ばれる部屋が配置されている。小屋裏そのものがとても大きく、外部空間とつながる部分が多いことがその特徴であり、現代の閉鎖的な小屋裏とは違い、開放的な造りとなっている。

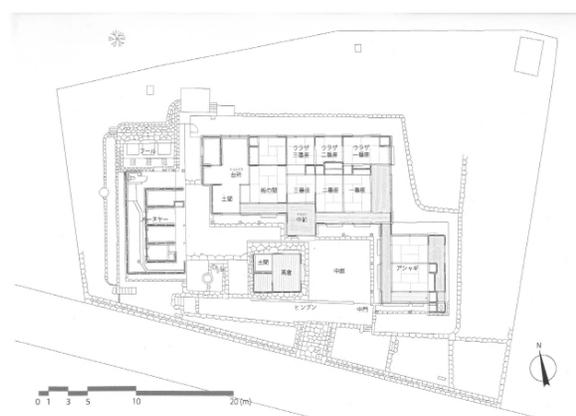


図-1 中村家住宅平面図

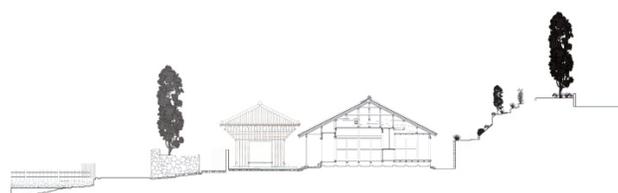


図-2 中村家住宅断面図

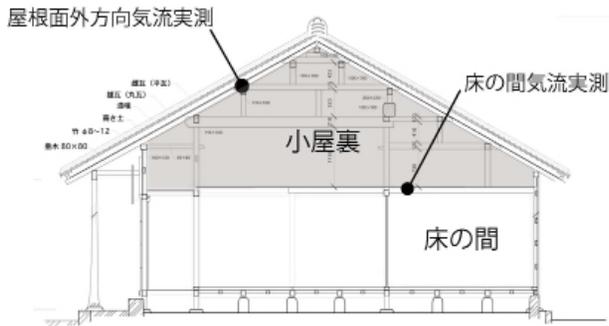


図-3 中村家住宅母屋断面図

2. 実測概要

2.1 実測期間・天候

測定は2014年9月3日(水)～5日(金)の3日間に行った。近傍にあるAMeDAS胡屋における降水量10分間隔測定値を図-3に示す。9月3日に短時間降雨、その他の時間は曇りであった。また小屋裏気流実測を行った、9月4日、5日の日中は晴天日であった。

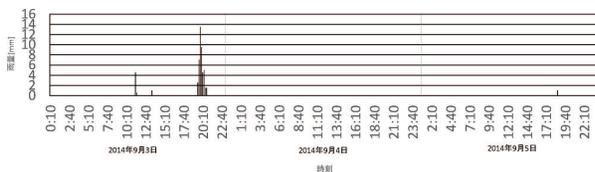


図-4 沖縄県胡屋 実測期間降水量

表-1 実測項目・日時

	実測項目	実測日時
床の間気流実測	気流可視化 開口部風速測定	3日18時34～44分
		4日0時10～20分
		4日2時30～40分
		4日5時00～10分
屋根面外方向気流実測	気流可視化 屋根面付近外部風速測定	4日10時29～49分
		5日10時42～51分

2.2 実測器具

下表に実測器具および測定項目を表に示す。

表-2 実測器具と測定項目

実測器具リスト	実測内容、実測項目
①PIVレーザー	床の間気流可視化、屋根面外方向気流可視化
②ポータースモーク発生器	床の間気流可視化、屋根面外方向気流可視化
③連続写真用カメラ	床の間気流可視化、屋根面外方向気流可視化
④温度データロガー	床の間温度、小屋裏温度、外気温度
⑤熱線風速計	床の間開口部風速、屋根面付近風速

(1)PIV 概要

PIVは、粒子によって可視化された流れ場のイメージから、速度と方向を同時に解析する流体画像計測方法である。まず観測対象流れ場にトレーサ粒子を混入される。2次元PIVの計測原理では、まず可視化用レーザーシート光源を、トレーサ粒子に照射して、ライトシートを作る。ライトシートで切り出された流れをカメラで撮影し記録する。近年では高速度カメラの飛躍的な技術向上によ

り、カメラ側での露光時間を短くし、鮮明な画像を数[m/sec]～数[μ/sec]間隔で動画として取り込み時系列での解析が可能である。

微小時間差をもって記録された2つの画像の差(微小粒子群の移動量)からベクトル(速度・角度)が計算できる。今回の調査ではスモーク発生器で煙を発生させ、その煙にPIVレーザーを照射して気流の可視化を試みた。画像はデジタルカメラの連続写真機能を用いて1秒間に5枚、6秒間(撮影間隔0.2秒、計30枚)の連続撮影を行った。

2.3 屋根面・床の間気流

(1) 屋根面外方向気流

屋根面外方向気流とは、外屋根面に垂直な方向から外部より小屋裏に流入すると考えられる気流のことである。中村家住宅修復に関わった瓦師である奥原崇典氏、現地の左官職人である大城幸祐氏への過去に行われたヒアリング調査では、「屋根面は隙間を残した琉球赤瓦、葺き土、琉球竹で構成され、面外方向にも通気確保がなされている。」という話が記録されている。しかし微小な気流であるため、軒先などから流入する他の気流と分離・判別ができなかったことから、これまでの風速計による測定では確認できていない。

(2) 床の間気流

床の間気流は、中村家住宅母屋ウラザー一番座の床の間上部にある開口部(幅一間×開口高さ約50mm)で、小屋裏から室内に流入すると考えられる気流のことである。中村家当主である中村國宏氏への過去に行われたヒアリング調査では「夏の暑い時期は雨戸を開けていたが夜間は基本的に雨戸を締切っていた。床の間上部にある開口部から涼しい風が入ってきて快適な夜を過ごしていた。」という話が記録されている。しかしこちらも風速計による測定では確認できていなかった。

2.4 測定概要、測定結果と考察

(1) 屋根面外方向空気流入実測

トレーサ粒子をスモークマシンにより発生させて小屋裏面気流場投入した。トレーサ粒子は若干気温よりも高い温度で、浮力を持つが、今回は浮力の影響は考慮していない。屋根上面には空気孔(クキミ)が設けられている。本測定ではこの空気孔入口に熱線風速計センサーを設置し、空気孔付近の風速測定も試みた。

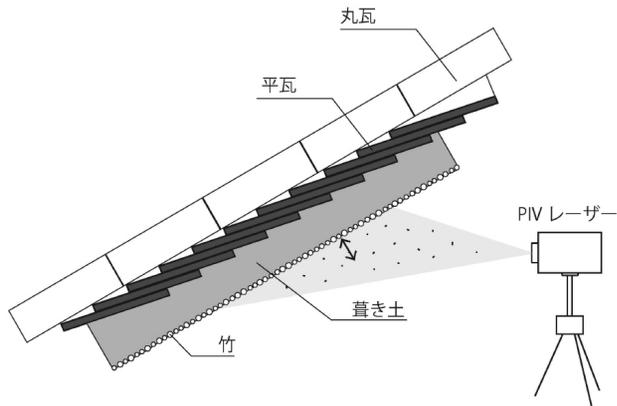


図-5 屋根面外方向気流実測図

図-6はPIVレーザーにより屋根面付近の空気を可視化し、0.2秒差で撮影した2枚の連続写真を半透明にして重ねたものである。このように矢印の方向に空気が流れており、屋根面外方向の空気の流入を確認することができた。

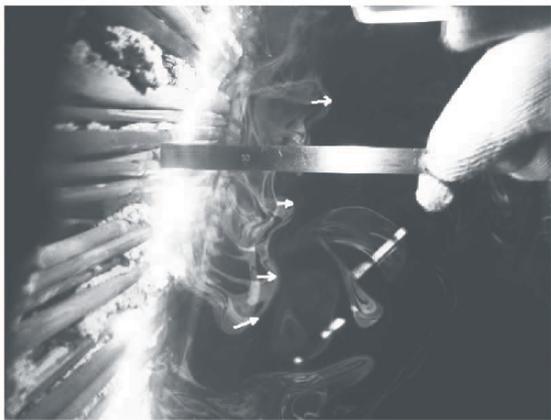


図-6 屋根面外方向気流可視化図

まず連続写真より風速推定を行った。連続写真を重ね、数カ所に定めた粒子の動きをベクトルで表し、屋根面に垂直な成分の長さの平均から風速を求めた。その結果、風速は0.032[m/s]と求めることができた。

風速0.032[m/s]の面外方向気流による屋根面換気量の評価を以下のとおり試みた。PIVにより推定された屋根面外方向気流の風速は0.032[m/s]であった。この風速値より、屋根面外方向換気による換気回数の推定を行った。丸瓦と平瓦の屋根面に占める面積比が約2:1である。丸瓦は漆喰で密封されるが、平瓦は漆喰の密封は行われぬ。このため屋根面外方向気流は平瓦端部で行われるものと推定できる。実測時同様南東風で、屋根南面、東面から空気が流入すると仮定した。屋根の平瓦部分が比較的閉じたガラリ窓同等と仮定して流量係数を0.1とすると、この風速値の場合、換気量は457[m³/h]となった。小屋裏容積が約419[m³]であるので、風速は微小であるが、屋根面外方向気流による換気回数は

1.1[回/h]となった。目安の推測値ではあるが、屋根面積の大きさから、屋根面外方向気流による換気量は意外に大きな値である可能性がある。

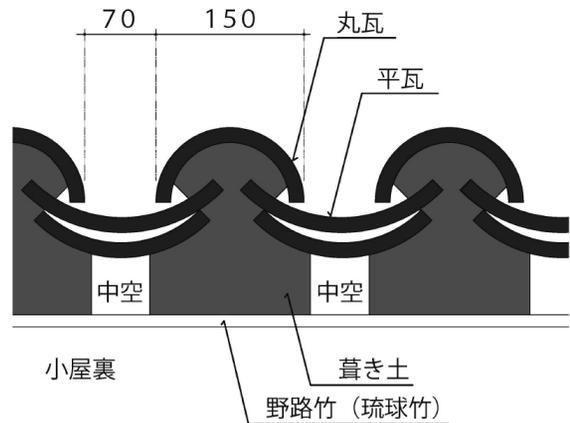


図-7 屋根面横断面図

(2) 床の間気流実測

一番座ウラザの床の間上部通気口を通して小屋裏から流入する気流観測を2014年9月3日夕方から翌日未明かけて行った。通気口からの気流はヒアリングより図-7のようなものであると推定し、PIV測定を行った。PIV測定方法は小屋裏測定と同様である。おんどとりT&D社RTR52により一秒間隔で小屋裏と室温の測定も併せて行った。

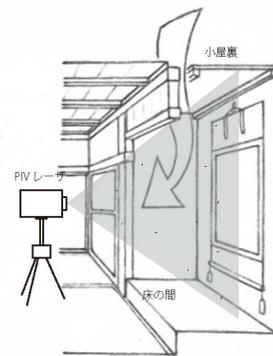


図-8 床の間気流実測図



図-9 床の間気流可視化図

測定は、①日の入り直後の9月3日18時34分と、②翌4日未明の0時10分、③2時30分、④日の出直前の5時00分の計4回である。それぞれ10分間、測定を行った。この結果、図-8に示したような気流が見られたのは、④の時だけであった。この時のPIV画像を図-9に示す。

図-10に小屋裏・室温の気温差を示す。4回の観測で、①～③の時刻では小屋裏気温が室温より高かった。④の測定時のみ小屋裏気温が室温よりも低くなった。小屋裏気温が室温よりも低い時、この気温差（空気重力差）が駆動力になり、床の間気流が発生した可能性が示唆された。なお、床の間気流の測定では、気流速度のかんそくは行っていない。

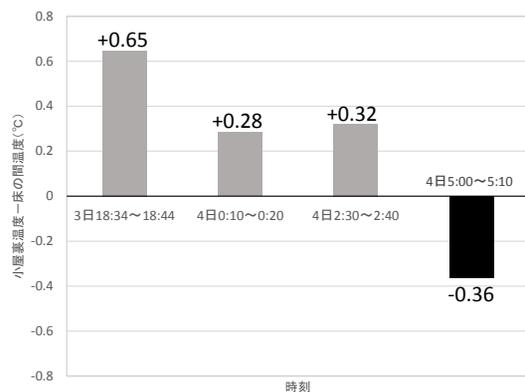


図-10 小屋裏気温・室温 温度差グラフ

表-3 小屋裏気温・室温平均

	18:34	0:10	2:30	5:00
小屋裏平均気温(°C)	30.4	27.5	27.8	27.6
床の間平均気温(°C)	29.7	27.2	27.5	27.9

4. まとめ

伝統建築の知恵を学ぶことを目的として、国指定重要文化財中村家住宅を対象に、粒子画像流速計測法 (Particle Image Velocimetry: PIV) により、微小気流を可視化し、これまで観測できなかった屋根面外方向空気流、床の間上部通気口気流の観測を試みた。その結果、以下の知見を得た。

1) 屋根面外方向空気流は、PIV 高速連続写真より、風速は 0.032[m/s] と推定された。

2) 床の間上部通気口気流は、小屋裏気温が室温よりも低い時間に PIV により確認できた。

5. おわりに

現代住宅は、高気密高断熱化が推し進められ、また冷暖房装置を使うことを前提としたものが多い。一方、中村家住宅は2014年9月上旬に訪れた際、屋外は暑かったが、冷房が無いにも関わらず室内に入ると涼しく、快適であった。琉球赤瓦が葺かれた大きな屋根がつくる小

屋裏が緩衝空間として快適な室内環境を形成していることを改めて体感した。現代建築は、屋根面に断熱材を入れるなど、小屋裏を室内空間として扱うことが多い。また建物外皮は、どこであっても気密性を確保することが多い。東京、大阪の建築を考える上でも、空調熱負荷の低減を図る際に、中村家住宅のような緩衝空間の活用と、雨水はしのぎながら、通気性を確保する工法に学ぶ点があるのではないかと考えている。

謝辞

深夜 - 早朝の観測にもかかわらず、た中村國宏氏には快くご協力いただいた。ここに記し、謝意を表します。

参考文献

- 1) 中村知紗子、宮崎ひろ志：「琉球島瓦とセメントの小屋裏環境に関する研究～ 中村家を対象とした実測調査～」
- 2) 松川啓介、宮崎ひろ志：「国指定重要文化財中村家住宅における通風に関する研究」
- 3) 油田泰輝、水沼真佳、宮崎ひろ志、木下光、玉井 悠嗣：「瓦屋根の断熱性能に関する実験的研究 - 試験体を用いた温度実測 -」
- 4) 松下結、宮崎ひろ志：「中村家住宅における夏季室内通気の実測」
- 5) 埴倫太郎、宮崎ひろ志：「伝統技術に学ぶ建物外皮の熱貫流抑制に向けた研究」
- 6) 岡本祐樹、宮崎ひろ志：「粘土瓦のクールルーフ効果に関する研究 - 蒸発冷却効果による検討 -」
- 7) 坂本喬亮、宇野勇治、太田昌宏、堀越哲美：「愛知県における伝統構法住宅の室内温熱環境特性に関する調査」
- 8) 中村家住宅ホームページ：http://www.nakamura-ke.net/
- 9) カトウ光研ホームページ：http://www.kk-co.jp/
- 10) 気象庁：報道発表資料

温度成層型蓄熱槽の鉛直流入ディフューザーにおける空気混入限界の検討

Study on Air Mixing Limit in Temperature-stratified Water Thermal Energy Storage Tank with Vertical Inlet/Outlet Diffuser

○多良 俊宏 (大阪大学) 相良 和伸 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 桃井 良尚 (大阪大学)

Toshihiro TARA*¹ Kazunobu SAGARA*¹
 Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹ Yoshihisa MOMOI*¹
 *¹ Osaka University

Water Thermal Energy Storage (TES) system is used to cut down heating and cooling cost in the daytime. In the temperature-stratified water TES tank, a diffuser is used as an inlet/outlet for mixing restraint. The upper diffuser in water tank sucks water near water surface in a storage mode of chilled water, and can entrain air from near water surface. Water could not flow through pipe system smoothly under air-mixing condition. This study aims to show a limit condition of air mixing in inlet/outlet diffuser of water TES tank and to provide a design procedure on the safe side.

1. はじめに

蓄熱式空調システムとは、夜間の安価な電力を利用して熱エネルギーを蓄え、昼間の冷暖房負荷の処理に利用する空調システムである。本研究では、水蓄熱式空調システムの内、水の密度差に着目し、温度の異なる水を混合させずに蓄える温度成層型水蓄熱槽を対象とした。ここでは、蓄熱槽内の水を循環させる際、流出入口に用いられるディフューザーの内、安価で蓄熱性能の良い鉛直流入ディフューザーについての検討を行っている。

蓄熱槽を運転管理するにあたり、蓄熱過程に吸い込み側となる槽内の水面近くに設置されたディフューザーが水と同時に空気を吸い込むことによって、水の循環が効率良く行えなくなり蓄熱性能が低下する不具合が懸念されてきた。本報では空気の混入が発生し始める限界状態の吸い込み流量を理論的に検討し、空気と水を同時に解くVOF法¹⁾を用いた二次元と三次元CFD解析によって理論値の検証を行いその結果を示した。また、それらの結果を踏まえて実際に設計する際のディフューザー設置水深と流量の関係を検討した。

2. 空気混入限界の理論的検討

単純化のため、円筒形ディフューザーの上端を環状のせきと見なし水理学のせきの理論²⁾を適用する。ディフューザー上端のせきを越流する際の流量 Q [m³/s]は、せきの両側の水位差 H_d [m]とディフューザー設置水深 H_u [m]との関係式としてディフューザーの縁の周長 W [m]と流量係数 C 、重力加速度 g [m/s²]を用いて式(1)で表され、それを図解しFig. 1に示した。この時、 H_d における両側の水位差とは、せきの十分上流にある初期の水面と同じ高さの位置と、ディフューザーの中央部での水位の差のことを指す。

$$Q = CW(H_u - \frac{1}{3}H_d)\sqrt{2gH_d} \quad (1)$$

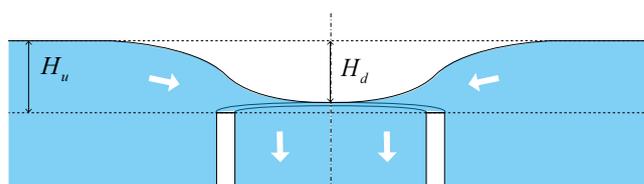


Fig. 1 Schema of dam theory

せき両側の水位差が大きくなるにつれて越流流量は多くなるが、越流流量には限界があり、せき両側の水位差がディフューザー設置水深と同じ値になると越流流量は限界に達し一定となる。水面近くに設置されているディフューザーから、その限界流量以上で吸い込もうとすると、空気が混入することが予想される。したがって、せき両側の水位差がディフューザー設置水深と同じ値の、 $H_d = H_u$ になる際の吸い込み流量を理論限界流量とすれば、限界流量と設置水深の関係式は以下の通りになる。

$$Q = \frac{2}{3}CW\sqrt{2gH_u^{\frac{3}{2}}} \quad (2)$$

3. 二次元CFD解析

3.1 解析空間概要

(1) 解析空間

CFD解析において槽内の一部を模擬した領域を想定して解析対象としFig. 2に示した。解析空間の幅はディフューザーの半径 r の4倍または3倍、高さは265mmとした。計算負荷軽減のためディフューザーの中心を軸とした軸対称の二次元空間を解析空間とした。ディフューザーの形状には様々なものが存在するが、本報では解析を容易にするために円筒形で解析を行った。解析の際のディフューザー設置水深は15mmとした。

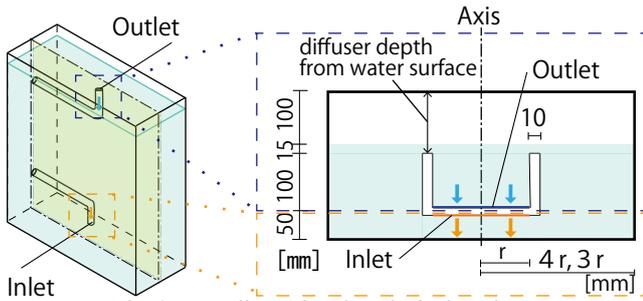


Fig. 2 Two-dimensional analysis domain (axisymmetric cylindrical coordinates)

(2) 解析手法と解析条件

CFD 解析手法を **Table 1** に示す。本報では水面の位置を解析する手法として、空気と水を同時に解く VOF 法を用いた。VOF 法とは CFD 解析空間におけるセル内の流体の体積率（以下 F 値とする）について輸送方程式を解くことによって界面を求める手法のことである。本報では空気で満たされたセルの F 値を 1、水で満たされたセルの F 値を 0 として、その間の数値を持つセルの内、最も F 値が 0.5 に近いセルを水面と見なした。

ディフューザーの直径について **Table 2** に示す 3 条件を設定した。それぞれの直径に対して理論限界流量とその流量に 10% ずつ 30% まで増減させた 7 条件について解析を行った。計算時間間隔は 0.00001 秒で 2 万回の非定常計算を行い 0.0001 秒ごとの画像を保存し動画を作成した。また、中心軸上での初期条件における水面の位置から、上に 15mm、下に 30mm の範囲に 1mm 間隔で計 46 個の測定点を設定し、それぞれの測定点で各計算ステップ毎に F 値の計算を行い、結果をファイルとして保存した。

3.2 二次元 CFD 解析結果と考察

(1) 画像による空気混入限界の検討

それぞれのケースにおける画像から目視で、空気混入の有無について判定を行った。本報では、気泡がディフューザー内にできた時点で空気が混入しているものとした。どのケースでも理論限界流量の前後の流量で空気の混入の様子に大きな違いが見られた。例としてディフューザーの直径が 200mm の case B の結果を **Fig. 3** に示す。吸い込み流量が理論限界流量よりも小さい場合には空気の混入はほとんど見られず、大きい場合には流量が多くなるにつれて混入する空気が多くなった。このことより、せきの理論から求めた限界流量が空気混入限界時の条件として適しているといえる。また、同じ吸い込み流量ではディフューザーの半径が小さくなるにつれて空気の混入量が多くなるのがわかった (**Fig. 4**)。空気混入は、水面付近で水が空気を巻き込むことで発生するため、水面の乱れが大きければ大きいほど多くの空気が混入すると考えられる。本報の解析空間は、二次元円筒座標を用いているため、中心軸を対称面として扱っている。そのため、水がディフューザー端部を越流した際に生まれる波が中心軸で衝突し水面に大きな乱れが発生する。径の小さなディフューザーは中心軸まで距離が短いため波の減衰が

Table 1 CFD analysis condition

CFD code		Fluent14.5			Fluent15.07		
Turbulence model		Laminar					
Number of mesh		case A	case B	case C			
		205,600	415,600	623,620			
Discretization Scheme		Second order upwind					
Algorithm		Unsteady state(Fractional Step)					
Calculation time		2 s					
Time step size		0.0001s					
Boundary condition	Inlet/Outlet [m/s]	1	0.0956	0.0478	0.0239		
		2	0.1093	0.0547	0.0273		
		3	0.1230	0.0615	0.0307		
		4	0.1366	0.0683	0.0342		
		5	0.1503	0.0752	0.0376		
		6	0.1640	0.0820	0.0410		
		7	0.1776	0.0888	0.0444		
Water surface		Symmetry					

Table 2 CFD analysis case

Case	Diffuser diameter	Flow rate [m ³ /s]	Variation to theoretical limit	
A	100mm	1	0.751×10^3	-30%
		2	0.859×10^3	-20%
		3	0.966×10^3	-10%
		4	1.073×10^3	Theoretical limit
		5	1.180×10^3	+10%
		6	1.288×10^3	+20%
		7	1.395×10^3	+30%
B	200mm	1	1.502×10^3	-30%
		2	1.717×10^3	-20%
		3	1.932×10^3	-10%
		4	2.146×10^3	Theoretical limit
		5	2.361×10^3	+10%
		6	2.576×10^3	+20%
		7	2.790×10^3	+30%
C	400mm	1	3.005×10^3	-30%
		2	3.434×10^3	-20%
		3	3.863×10^3	-10%
		4	4.293×10^3	Theoretical limit
		5	4.722×10^3	+10%
		6	5.151×10^3	+20%
		7	5.580×10^3	+30%

少なく水面の変動が激しいことが原因で空気の混入が多くなると考えられる。

(2) 水面の変位による空気混入限界の検討

中心軸上に設定した 46 の測定点で各計算ステップ毎に F 値を保存し、その値を元に水位を検出した。例として case B について、吸い込み開始から 2 秒間における、せき両側の水位差と経過時間の関係を **Fig. 5** に示した。水面が 15mm 下がるとせき両側の水位差がディフューザー設置水深と同じ値となるため空気混入限界に達したと考えることにする。全体的な傾向として理論限界流量以下の場合には水面がディフューザー設置水深以下まで下がることはなく、流量が大きくなるにつれ変位も大きくなる

ため、せきの理論から求めた理論限界流量がある程度の精度を有していることがわかった。しかし、一部では理論限界流量以下の場合でも水位がディフューザー設置水深以下になっていることがわかった。これは、本報での解析空間では中心軸が対称軸となっているために中心軸付近での解析結果が実際の状況と異なることが原因だと考えられる。そのため、三次元解析による、より実際の状況に近い空間で解析を行うことにより限界流量の理論値と二次元 CFD 解析の精度を検討することとした。

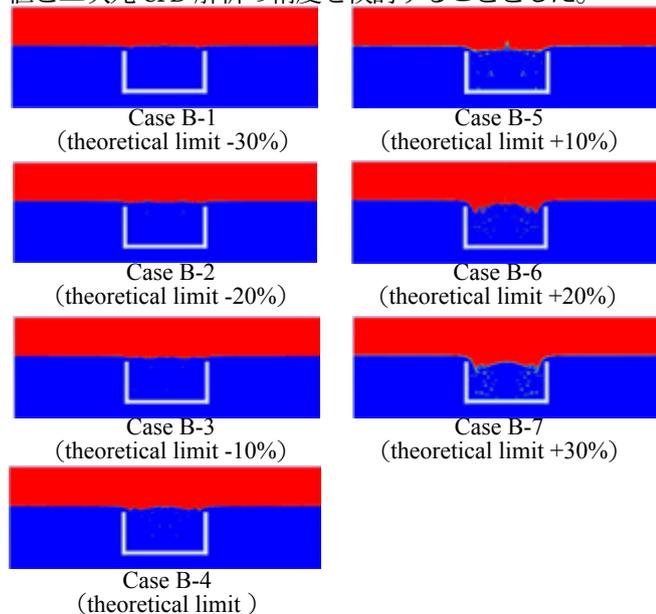


Fig. 3 Transient behavior of water surface under different flow rate (time: 2.0s, diameter: 0.2m)

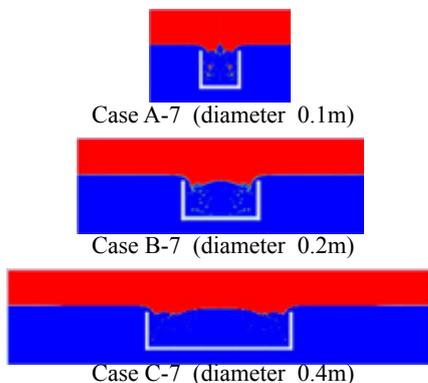


Fig. 4 Transient behavior of water surface under different diameter of diffuser (time: 2.0s, theoretical limit+30%)

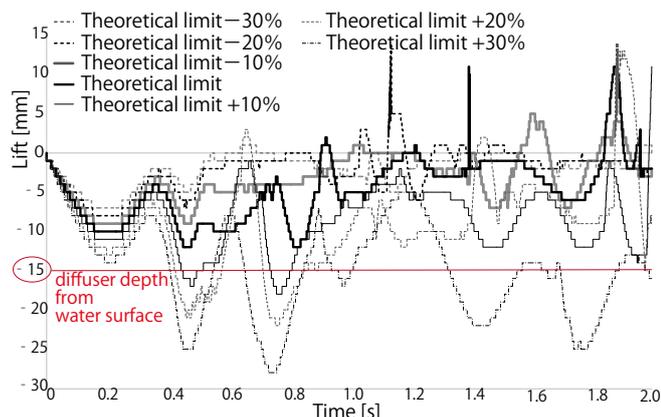


Fig. 5 Comparison of transient change in water surface (case B)

4. 三次元 CFD 解析

4.1 解析空間概要

(1) 解析空間

二次元 CFD 解析を想定したものと同様の条件の蓄熱槽の内、ディフューザーの直径が 200mm のもの (case B) を対象として解析を行った。計算負荷を軽減するためディフューザーの中央から 90 度の範囲で解析を行い、それぞれの断面において左右対称の空間とした (Fig. 6)。

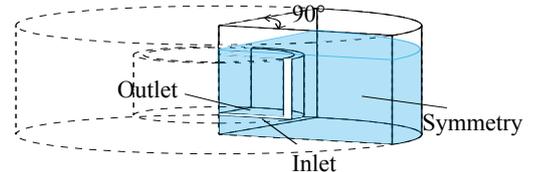


Fig. 6 Three-dimensional analysis domain

(2) 解析手法と解析条件

詳細な計算が求められるディフューザー内部と水面付近のメッシュ間隔を 1mm とし、そこから徐々に大きなメッシュ間隔に変化させていくことで計算負荷を軽減した。メッシュ数は 697,776 である。境界条件は二次元解析の case B と同様の条件で 7 通りの流量を設定した。解析空間内の 2 つの断面それぞれで吸い込み開始から 2 秒間の計算結果を保存し動画を生成した。水面の変位も中心軸で二次元 CFD 解析と同様の方法で F 値を計算し保存した。

4.2 三次元解析結果と考察

Fig. 7 に示す画像をもとに空気混入の有無を確認した。三次元 CFD 解析でも二次元 CFD 解析と同様に理論限界流量の前後で空気混入量に変化があったため、理論限界流量がある程度正確なものであると言える。三次元解析では、同じケースでも二つの異なる断面で空気の混入の様子に違いが見られた。このことから、3 次元 CFD 解析は円筒軸対称座標を用いた二次元 CFD 解析のような結果になることはなく、二次元 CFD 解析は三次元 CFD 解析ほど正確な解析はできていないと言える。しかし、理論限界流量以下ではその違いがほとんど見られなかったため空気混入限界を検討するという観点では二次元円筒座標 CFD 解析を用いても問題は無いと考えられる。

次に、水面の変化による空気混入限界の検討を行った。顕著な例として理論限界流量とその前後 30% 増減させた 3 つのケースに関して、吸い込み開始から 2 秒間における水面の変位の二元解析と三次元解析の比較を Fig. 8 に示した。二次元 CFD 解析と同様に理論限界流量以下の場合では、せき両側の水位差がディフューザー設置水深より大きくなることは無かった。また、対称面の影響を受けなくなったため、二次元 CFD 解析結果で見られた中心軸上で波がぶつかり水滴が空中に跳ね上がる現象や大きな気泡が発生する現象が見られなくなった。その結果、二次元解析と比較すると、水面の変動は穏やかになり、水滴が空中に跳ね上がる現象が原因と思われる上方への極端な水面の変動は無くなった。

これらの結果から、安全側の検討を行う際には計算負荷の少ない二次元円筒座標を用いたCFD解析でも十分に空気混入限界の検討を行うことが出来ると言える。また、二次元と三次元の両解析結果より、吸い込み流量が理論限界流量より30%少ない場合には空気の混入が見られず、水面もディフューザーの上端以下には下がらなかった。そのため、設計用の流出入量としては理論限界流量より30%程度少ない流量を上限とするのが良いと考えられる。

5. おわりに

本報では温度成層型水蓄熱槽の鉛直流入ディフューザーにおける空気混入発生時のディフューザー設置水深と吸い込み流量の関係をせきの理論によって求め、二次元円筒座標CFD解析と三次元CFD解析によってその理論値の検証を行った。その結果、限界流量の理論値以下の場合にはほとんど空気が混入しておらず、水面もディフューザーの上端以下には下がらないということが確認できた。また、軸対称円筒座標を用いた二次元CFD解析は対称軸

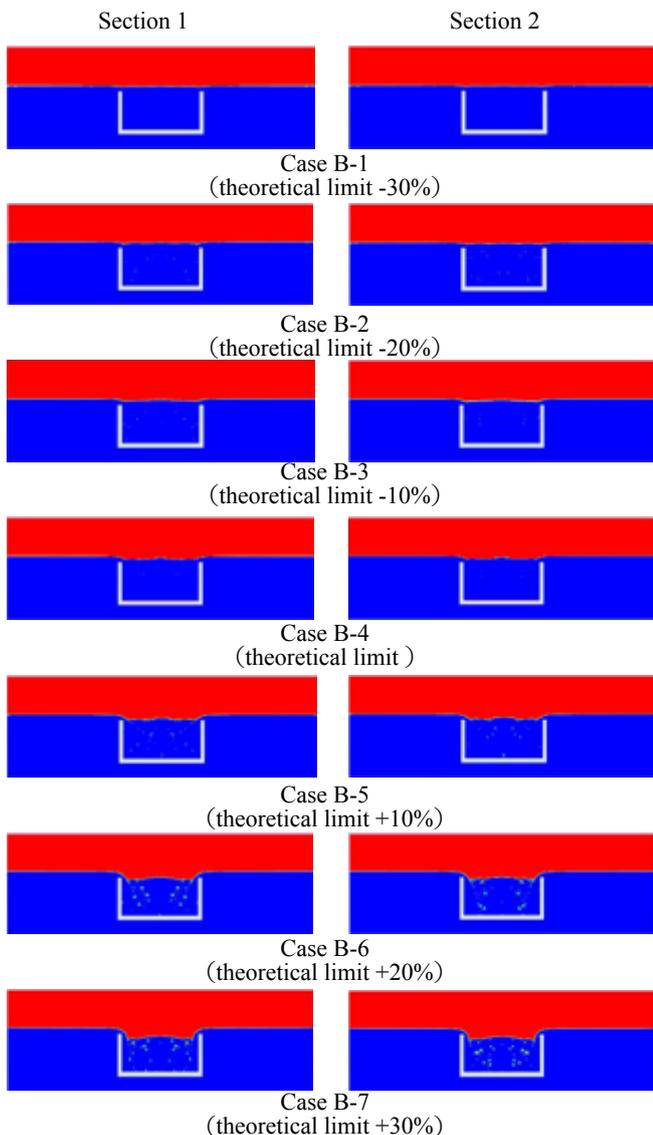


Fig. 7 Transient behavior of water surface under different flow rate (time: 2.0s, diameter: 0.2m)

の影響を受けるため三次元CFD解析よりも空気の混入量が多く水面の変動も大きいことがわかったが、安全側で設計用の流量を検討する場合には二次元解析でも十分な検討が行えると推察できた。その設計用の流出入量は解析の結果から理論限界流量より30%少ない流量を限界とするのが良いと考えた。

今後の課題として、ディフューザーを実際に多く用いられている形状に変化させるなどして実際の状況に近い条件での解析を行うことなど、様々な条件で解析を行うことで、より高い精度で空気混入限界を検討することが挙げられる。

謝辞

本研究の一部は文部科学省平成26年度科学研究費補助金(基盤研究(B)(一般)24360236研究代表:相良和伸)によった。

参考文献

- 1) 数値流体力学編集委員会編(1995)『移動流体流れ解析』(数値流体力学シリーズ4)東京大学出版会
- 2) 丹波健蔵(1971)『水理学詳説』理工図書株式会社

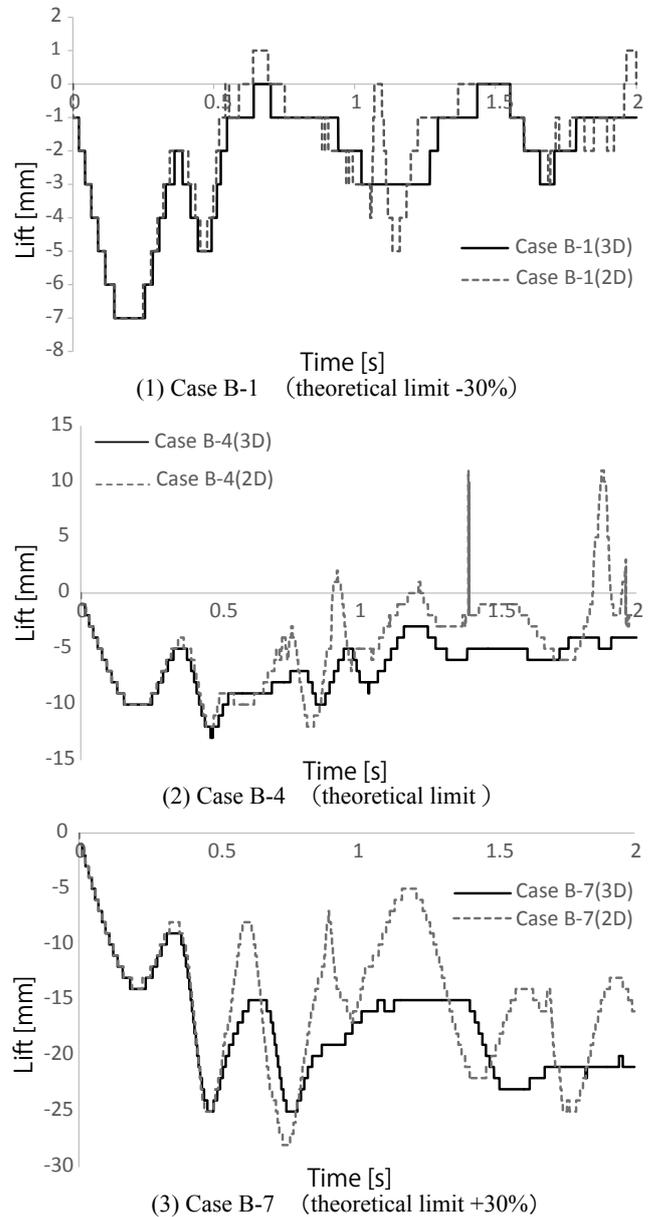


Fig. 8 Comparison of transient change in water surface

指向性気流・拡散性気流切換型吹出口を用いたパーソナル空調システムに関する研究
 (その3) 実建物での夏期及び冬期における温熱環境と温冷感評価
**Personal Air-Conditioning System with Outlet can be switched Directivity or Diffusibility
 (Part3) Thermal Environment and Evaluation of Thermal Sensations in an Actual Building
 during Summer Season and Winter Season**

○小崎 麻莉菜 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)
 林 英人 (関西電力) 熊田 瑤子 (関西電力)
 岡本 茂 (東畑建築事務所) 横川 彩香 (東畑建築事務所)
 Marina KOZAKI*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹ Hideto HAYASHI*²
 Yoko KUMATA*² Shigeru OKAMOTO*³ Ayaka YOKOKAWA*³

*¹ Ritsumeikan University *² The Kansai Electric Power Co., Inc. *³ Tohata Architects & Engineers, Inc.

In this study, personal air-conditioning system using outlets that can supply the alternative of directed air flow or diffusive air flow was investigated about the effectiveness in the actual building by thermal environment measurement and subjective experiment in summer and winter. As a result, personal air-conditioning system improves personal thermal sensations than conventional air-conditioning system.

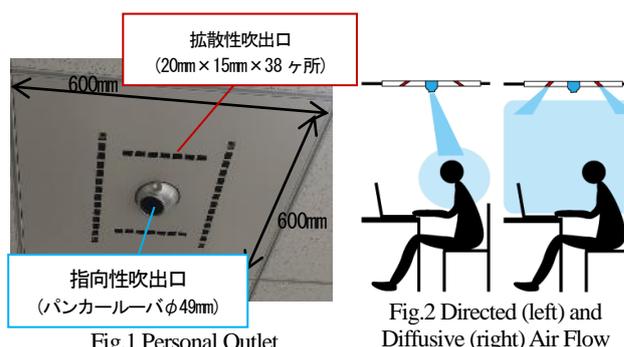
はじめに

近年オフィスビルでは省エネルギー化が進められており、室内の空調設定温度は夏期で28℃、冬期で20℃が推奨されている。しかしオフィスでは、個人の快適性が異なるため、天井カセット形エアコンに代表される従来の拡散型空調では推奨設定温度で個人差に対応することは難しい。そこで個人の快適性に対応できるパーソナル空調システムを提案した^{文1)}。既報^{文2)}では、実際に吹出口を運用する前段階として、パーソナル吹出口を設置する室内(パーソナル空調室)と、在来空調システムを運用する室内(在来空調室)の温熱環境をCFD解析によって把握し、温冷感指標であるPMVを算出して比較を行った。

本研究では、パーソナル吹出口を実建物に設置し、被験者実験による温熱環境測定およびアンケート調査を行うことで、温熱環境と人体の快適性について確認する。また、在来空調室においても同様の実験を行い、比較を行うことで、本システムの有効性について検証する。

1. 指向性気流・拡散性気流切換型吹出口

本システムは人体に直接気流が到達する指向性吹出口と人体周りに気流が拡散する拡散性吹出口を1つの吹出パネルに集約したものである。吹出口の外観をFig.1に示す。指向性吹出口はパンカールーバを採用することで吹出方向を調節可能とし、拡散性吹出口はドラフト感を抑えるため天井面に対し45°の角度で送出できるようにした。Fig.2に気流性状のイメージを示す。また、指



向性と拡散性の気流は、個人PCの操作でLANを経由して切換が可能である。

2. 被験者実験による温熱環境測定の概要

2.1 対象室

実験は、立命館大学びわこ・くさつキャンパス「トリシア」低層棟 3Fにある建築環境・設備研究室で行った。パーソナル吹出口が9台、アンビエント吹出口が2台設置されているパーソナル空調室と、同レイアウトでアネモ吹出口が3台設置されている在来空調室の2室を対象とした(Fig.3)。

2.2 温熱環境測定概要

2.1で示した対象室において、アメニティメータ・熱電対を用いて温熱環境測定を行った。測定点と測定項目はFig.4の通りである。アメニティメータは、人体の影響を受けにくい位置(中央壁際)と、人体付近(西側)に設置した。また、熱電対は各壁面、ブラインドの上下温度に加え、室内中央の3地点において上下温度分布を測定した。

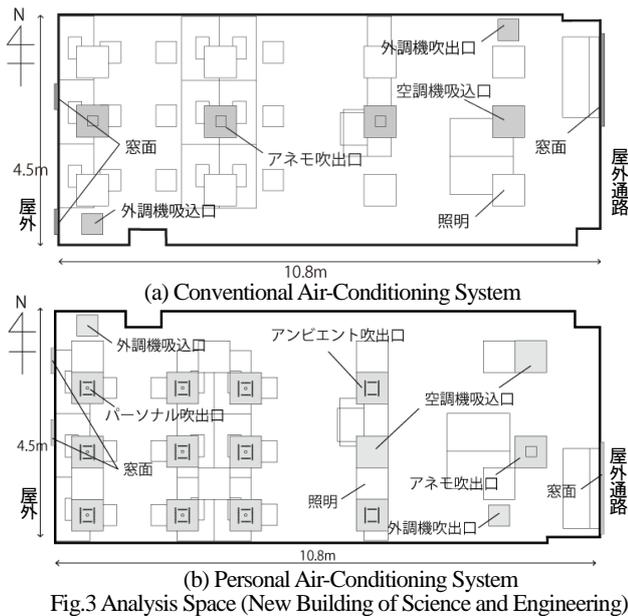


Fig.3 Analysis Space (New Building of Science and Engineering)

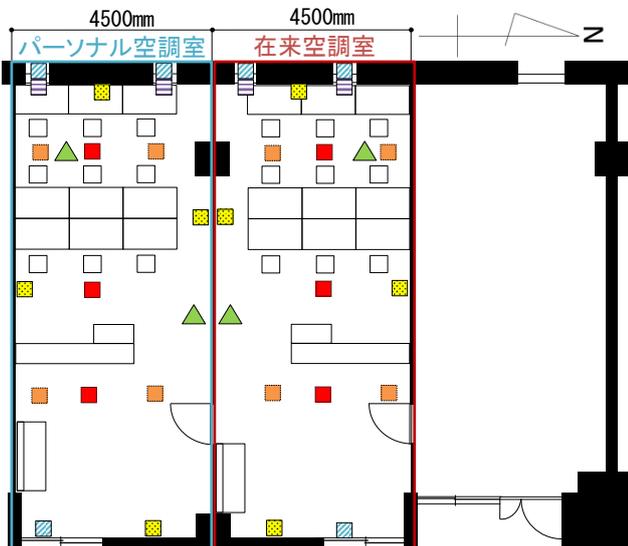


Fig.4 Measuring Points of Thermal Environment

2.3 被験者実験 概要

(1) 実験ケース

実験期間は、夏期が2014年7月31日～8月8日の内5日間、冬期が2014年12月4日～12月10日の内3日間を実施した。実験ケースをTable.1に示す。夏期は、在来空調室の室内温度設定が26℃と28℃の2ケース、パーソナル空調室の室内温度設定が28℃でパーソナル吹出口の吹出温度が22℃と24℃の2ケースの計4ケース、冬期は、在来空調室の室内温度設定が22℃の1ケース、パーソナル空調室の室内温度設定が20℃、22℃の2ケースの計3ケースを比較する。被験者はパーソナル吹出口台数と同じ9名とし、男女が混在するようにした。

(2) 実験手順

実験手順をFig.5、Table.2に示す。外出先からの帰社時を想定し、徒歩により代謝量を上げた後、室内に入室してもらった。パーソナル空調室では、夏期において、入室後に各PCにて吹出気流の設定(指向性・拡散性)を随時行うように指示した。冬期においては、指向性吹出口のみを使用し、ドラフト感を与えないように吹出方向を事前に調節した。また、入室5分後にアンケート、その後は15分おきにアンケートに答えてもらった。アンケート項目をTable.3に示す。入室時間は、3名ずつのグループに分かれて15分おきに入室することで、在室人数による室内環境変化を再現した。被験者の被服量は、夏期：0.5clo程度、冬期：1.0clo程度とした。

Table.1 Experimental Cases

Case	時期	対象室	室内設定温度[°C]	パーソナル吹出温度[°C]	男性[人]	女性[人]
1-1	夏期	在来	26		4	5
1-2			28		6	3
2-1		パーソナル	28	22	7	2
2-2			28	24	7	2
3-1	冬期	在来	22		7	2
4-1		パーソナル	20	24	6	3
4-2			22	28	4	5

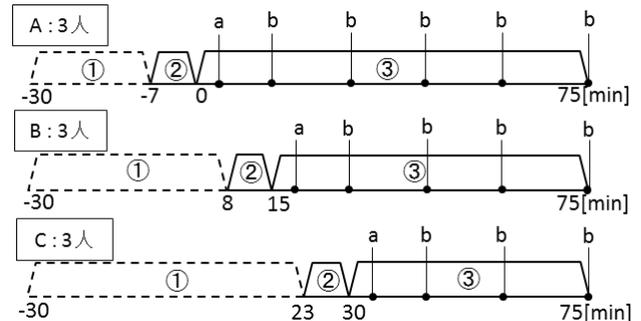


Fig.5 Experiment Procedure

Table.2 Contents of Experiment Procedure Table.3 Questionnaire Item

記号	内容	在席位置/性別/吹出気流/気流感/快適感/温冷感/満足感/自由記述/発汗/足元(冬期のみ)
①	控え室、着座・安静	
②	外部環境、徒歩(500m程度)	
③	実験室入室、着座・軽作業	
a	アンケート①(入室5分後)	
b	アンケート②～(15分毎)	

3. 夏期実験結果

3.1 Case1-1・Case2-1

Case1-1(在来空調・設定温度26℃)とCase2-1(パーソナル空調・設定温度28℃・吹出温度22℃)について比較を行う。被験者が集中する西側の室内温湿度の推移をFig.6に示す。室温は、Case1-1は室温26℃～26.5℃、Case2-1では28℃～28.5℃付近を推移している。被験者が時間差で入室するために、時間と共に徐々に温度が上昇している。湿度に関しては、Case2-1では室内温度設定を優先したために、湿度が高くなったと考えられる。

快適性アンケートの結果をFig.7に示す。アンケートは、各グループの入室時間を0分に統一し、Cグループの最終アンケートである入室経過45分までを集計した。

室内温度は Case1-1 のほうが約 2℃低いにも関わらず、Case2-1 の方が快適申告の割合は高くなっている。また、Fig.8 に示す発汗の時間推移をみると、Case1-1 は入室 30 分後まで発汗ありと申告している被験者がいるのに対して、Case2-1 では入室 15 分後には全被験者が発汗なしと申告している。これにより、パーソナル吹出口の指向性気流が直接被験者に届くことで、入室時に上昇していた代謝量を在来空調よりも早く下げることができ、快適性が向上したと考えられる。

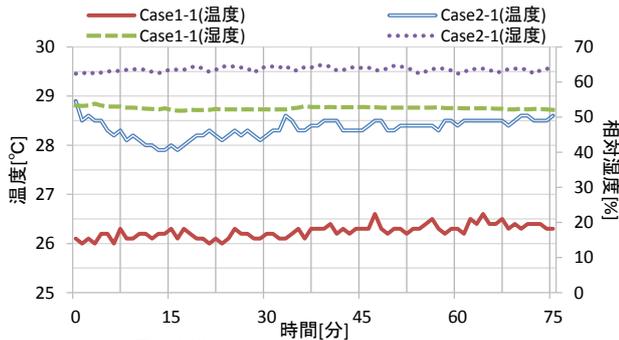
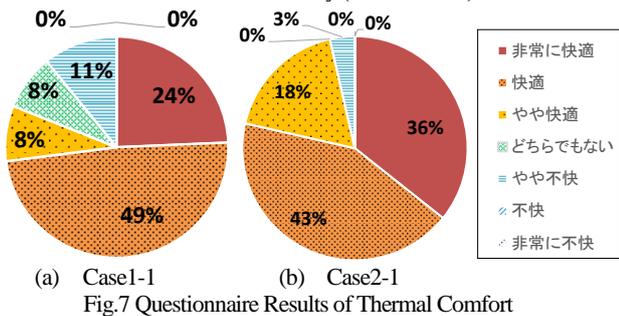
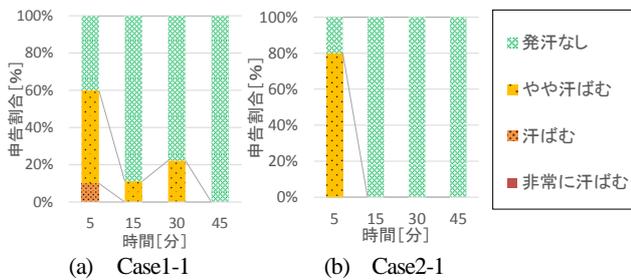


Fig.6 Change of the indoor temperature and Relative Humidity (FL+1100mm)



(a) Case1-1 (b) Case2-1
Fig.7 Questionnaire Results of Thermal Comfort



(a) Case1-1 (b) Case2-1
Fig.8 Questionnaire Results of Sweat State

また、快適性アンケートのグループごとの推移を Fig.9 に示す。これは、グループごとに申告数値を平均化したものである。この推移から、入室後、次のグループが入室した直後の申告は不快側に推移していることがわかる。これにより、快適性は在席人数の増減の影響もあると考えられる。

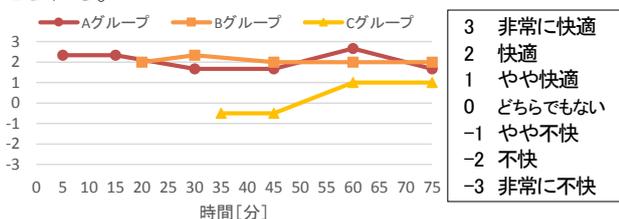
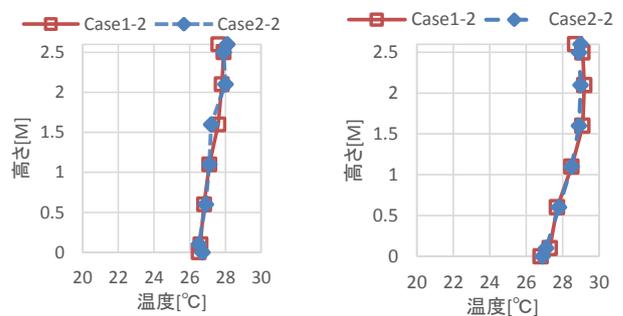


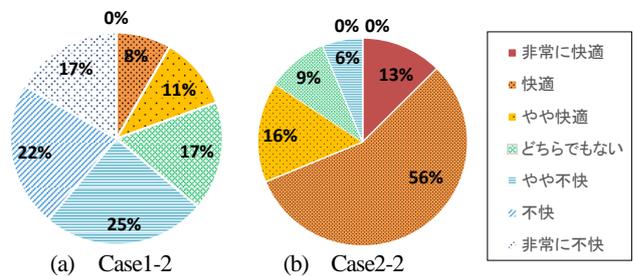
Fig.9 Thermal Comfort Change in each Group

3.2 Case1-2・Case2-2

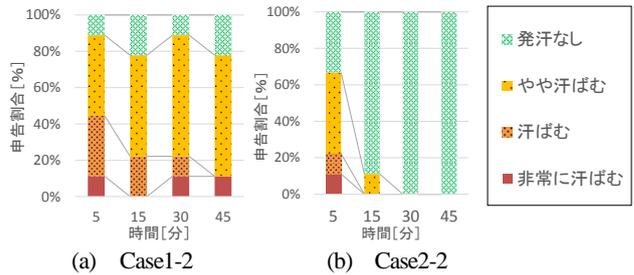
Case1-2(在来空調・設定温度 28℃)と Case2-2(パーソナル空調・設定温度 28℃・吹出温度 24℃)について比較を行う。被験者付近(西側中央)の室内上下温度分布の時間推移(実験開始時及び終了時)を Fig.10 に示す。室内上下温度分布は、両ケースとも同じような推移となっているが、快適性の申告で比較すると、Case1-2 では不快申告が 6 割強を占めており、Case2-2 の快適性が高いことが明らかである (Fig.11)。さらに、Fig.12 に示すように、Case1-2 では時間が経過しても発汗が続いているが、Case2-2 では 30 分経過時には全被験者が発汗なしになっている。これは、Case2-1 と同様、パーソナル吹出口の指向性気流を用いることで、気流が直接届き、発汗が治まったことが影響していると考えられる。



(a) Experiment Start (b) Experiment End
Fig.10 Vertical Temperature Distribution (West)



(a) Case1-2 (b) Case2-2
Fig.11 Questionnaire Results of Thermal Comfort



(a) Case1-2 (b) Case2-2
Fig.12 Questionnaire Results of Sweat State

3.3 パーソナル吹出口使用割合

夏期のパーソナル空調室でのケースでは、事前に吹出方向を調節してもらい、実験開始後は PC によって指向性気流と拡散性気流を自由に選択してもらった。その際のパーソナル空調の使用状況を Fig.13 に示す。男女共に、入室直後は指向性気流を選択しており、時間経過と共に拡散性気流に切り替えている。このことから、気流の切替によって快適感が向上していると考えられる。

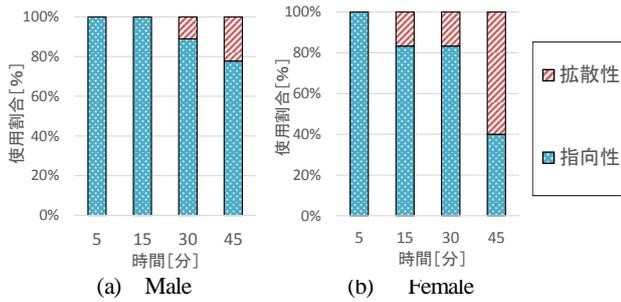


Fig.13 Ratio of Air Flow Pattern (Male and Female)

4. 冬期実験結果

Case3-1(在来空調・設定温度 22℃)、Case 4-1(パーソナル空調・設定温度 20℃・吹出温度 24℃)、Case 4-2(パーソナル空調・設定温度 22℃・吹出温度 28℃)における被験者付近(西側中央)の室内上下温度分布の時間推移(実験開始時および終了時)を Fig.14 に示す。Case3-1 の在来空調室においては、天井面から床面にかけて温度差が見られるのに対し、Case4-1、4-2 のパーソナル空調室には、在来空調室ほど目立った温度差は見られない。これは、パーソナル吹出口の指向性気流が床面まで到達することで、床面温度が高くなっていると考えられる。

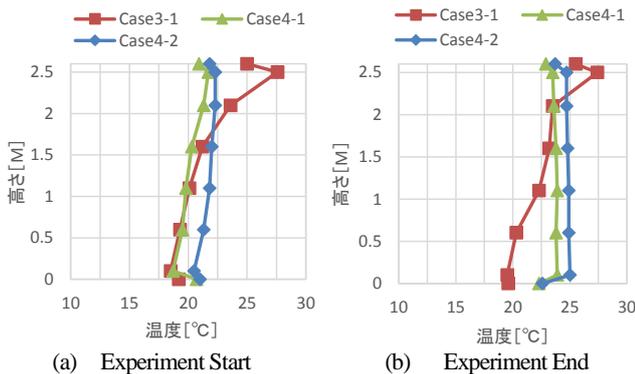


Fig.14 Vertical Temperature Distribution (West)

Case4-1 および 4-2 は、パーソナル空調室の室温が実験ケースの設定温度よりも高い結果となった。Case3-1 と Case4-1 の高さ 1.5m 地点の温度が比較的一致するような分布であるため、アンケートはこの 2 ケースを比較する。快適性の申告割合を Fig.15 に、足元の温冷感についての申告割合を Fig.16 に示す。快適性については、ケースごとの差異はあまり見られない。足元の温冷感については、Case3-1 は不快申告が約 8 割であるのに対し、Case4-1 は不快申告が約 5 割となっており、パーソナル空調室において足元の温熱環境が改善されていると言える。

また、パーソナル室では指向性気流を用いていたため、気流を感じる部位および気流を感じている被験者の快適性についてアンケートを行った (Fig.17)。およそ 8.5 割が気流を感じていたが、その中で不快申告は 1 割であった。このことから、吹出気流によるドラフト感にはさほど感じていないと考えられ、冬期においてもパーソナル空調は有効であると判断される。

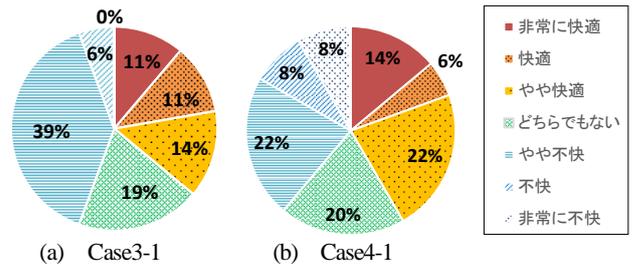


Fig.15 Questionnaire Results of Thermal Comfort

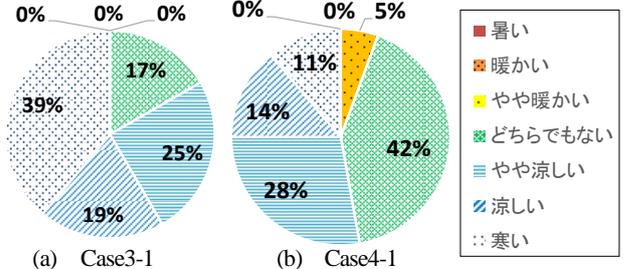


Fig.16 Questionnaire Results of Thermal Sensation of Foot

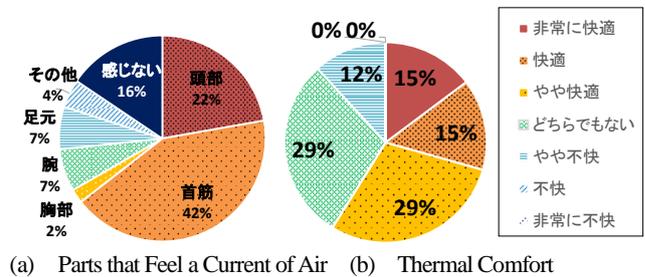


Fig.17 Questionnaire Results of Air Current Feeling

5. まとめ

本研究では、パーソナル空調システムの実運用に際して、夏期及び冬期に温熱環境測定を兼ねた被験者実験を行うことにより、システムの有効性について検証した。夏期において、パーソナル吹出口の指向性気流が直接人体に到達することで、入室時に増加する代謝量が短時間で低下し、快適性が向上することが確認できた。さらに、個人の好みに応じて気流を切替えることによる快適性の影響も見られた。

冬期においては、パーソナル吹出口の指向性気流を用いることで、床面まで気流が到達し、足元の快適性が向上することがわかった。気流によるドラフト感にはあまり見られず、不快申告も少なかった。

以上から、パーソナル空調システムは在来空調システムと比べて快適性が高いことが見込めると考えられる。今後は、本システムの吹出気流が人体に与える影響について検証する予定である。

参考文献

- 文 1) 岡本他：個別分散型エアコンを用いたパーソナル空調の検討(その1) 建築学会大会、D-2、pp.927-928、2012.9
- 文 2) 小崎他：個別分散型エアコンを用いたパーソナル空調の検討(その7) 空衛学会大会、I-53、pp.105-108、2014.9

シーリングファンの簡易空調設計に関する研究 (その1) CFDによるシーリングファン周辺気流特性に関する予備検討 Simplified Design Method of Air-conditioning using Ceiling Fan in Room (Part1) Preliminary Studies on Airflow Pattern around Ceiling Fan by CFD Simulation

○花川 拓 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
相良 和伸 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
甲谷 寿史 (大阪大学)

Taku HANAKAWA*¹ Yoshihisa MOMOI*¹
Kazunobu SAGARA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹
*¹ Osaka University

The purpose of this study is to simplify design method of air-conditioning using ceiling fan by airflow pattern data of CFD simulation. There are two purposes in this paper. One is to discuss the adequacy of analyzing about one ceiling fan in analysis domain when ceiling fans are distributed equally in the room. The other is to clarify the velocity distribution for the different ceiling height. This paper shows that CFD simulation is conducted and these studies are discussed.

1. はじめに

近年、室内温熱環境改善効果や省エネルギー効果などを目的として、シーリングファン(以下、CFとする)を利用する事例が見られる。既報¹⁾では、エアコンとCFを併用した際の設計手法の確立を目的とし、CFDを用いてエアコンとCFの位置関係が空間の気流及び温熱環境に与える影響について検討を行ったが、室のパラメータを変化させた際の検討は十分でない。そこで、本研究では、室容積や風量といったパラメータを変化させた時のCFによる室内気流性状を把握し、その気流性状のデータを用いて空調設計を簡易化することを目的としている。本報ではその第一段階として、中間期を想定した等温場でのCFの気流性状を把握することを目的とした解析を行うにあたり、室に均等にCFが設置された際の気流性状を把握する場合に解析空間にCFを1台配置した解析と、周囲に8台(計9台)配置した空間での解析を比較し、1台のみで解析することの妥当性について検討した(以下、台数検討とする)。また室の高さを2.6mと2.8mの解析を行い、天井高が気流分布に及ぼす影響を検討した(以下、高さ検討とする)。室のパラメータを変化させCFの気流特性を把握するためにはCFD解析による検討が有効であると考えられるが、CF気流の数値解析を行うには、形状が複雑な回転体として取り扱う必要があり、計算負荷が大きくなる。そこで本報では、φ1100mmのCFを対象として既報²⁾のCF気流のモデルを入力値とした定常CFD解析を行い、条件間での比較を行った。

2. CFD解析に入力するCF気流モデルの概要

Fig. 1に、CFD解析に入力したCF気流モデルを示す。

既報²⁾のデータを用いて、室内気流のCFD解析に際し、CFの下200mmの位置に一辺が1200mmの仮想平面を設定し、各方向の平均風速及び乱流統計量の測定値を与えた。風速と乱流統計量は空間の同一点で固定する。

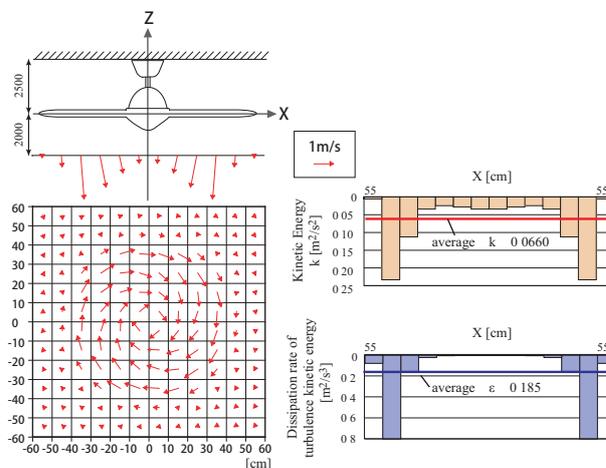


Fig. 1 CF airflow model
(F-M111W-W, φ1100mm)

3. 解析概要

3.1 解析対象

Fig. 2に解析空間を示す。台数検討を目的として、3600×3600×2600mmの解析空間(実線部分。以下、Case 1とする)、10800×10800×2600mm(破線部分。1台あたりの容積は実線部分と等しい。以下、Case 2とする)の解析空間を想定した。また、高さ検討を目的として、実線部分における高さを2800mmとした場合(以下、Case 3とする)の解析空間を想定した。いずれの解析空間でも、CF気流は前述のCF気流モデルを用いた。

3.2 解析条件

Table 1 に解析条件、メッシュ数を示す。標準 k-ε モデルを用いて、CF の気流方向を下向きとした際の流れ場の等温解析を行った。解析空間のメッシュは、水平方向には 50mm、高さ方向には 100mm の等間隔メッシュである。

3.3 CF の運転モード

Table 2 に CF の運転条件を示す。冷房時を想定し、CF の気流方向は下向きで、回転方向は時計回りとした。また、弱運転を想定し、回転数は 160rpm とした。

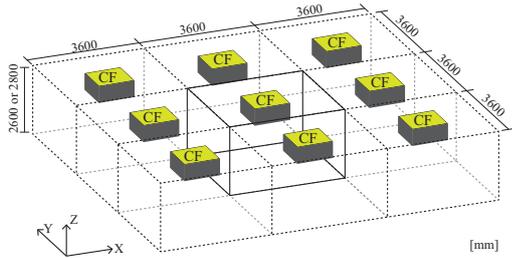
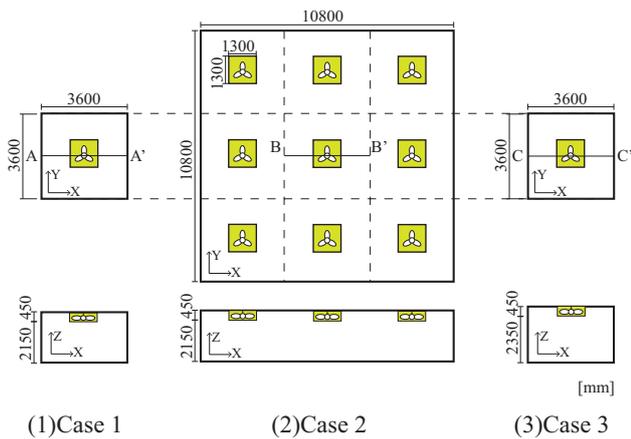


Fig. 2 Calculation Domain



(1)Case 1

(2)Case 2

(3)Case 3

Fig. 3 X-Y Plan and X-Z Section

Table 1 CFD Condition

CFD Code	FLUENT14.5
Turbulence Model	Standard k-εModel
Finite Difference Scheme	QUICK
Wall Condition	Generalized Log Law
Algorithm	Steady State(SIMPLE)

Table 2 Condition of CF

Airflow direction	Downward flow
Rotation speed[rpm]	160

Table 3 Analysis Case

	Room size [m]	Number of CF [-]	Number of mesh [-]
Case 1	3.6×3.6×2.6	1	134,784
Case 2	10.8×10.8×2.6	9	1,213,056
Case 3	3.6×3.6×2.8	1	145,152

4. 解析結果

Table 3 に各条件におけるパラメータをまとめて示す。CF 台数、室における居住域高さをパラメータとした 3 条件について解析を行った。なお、Case 2 に関する結果は、Case 1 と比較を行うため、Fig. 2 における実線部分の対象領域に関して考察を行う。

4.1 気流性状の把握

Fig. 4 に、Fig. 3 に示す A-A' 断面 (Case 1)、B-B' 断面 (Case 2)、C-C' 断面 (Case 3) および各断面における高さ FL+600, 1100, 1600mm での風速ベクトルを示す。

(1) 台数検討 (Fig. 4: Case 1 と Case 2)

Case 1 と Case 2 の比較を行う。断面全体での分布に関しては、室中央部における気流の分布は概ね同様となっていることがわかる。しかし、対象領域の左右端 (X=-1.8, +1.8) 近傍のベクトルに注目すると、Case 2 の上向きベクトルに比べ Case 1 の上向きベクトルの方がより高い位置まで大きな値を示していることが見て取れる。このことは、高さごとに抽出したベクトルから

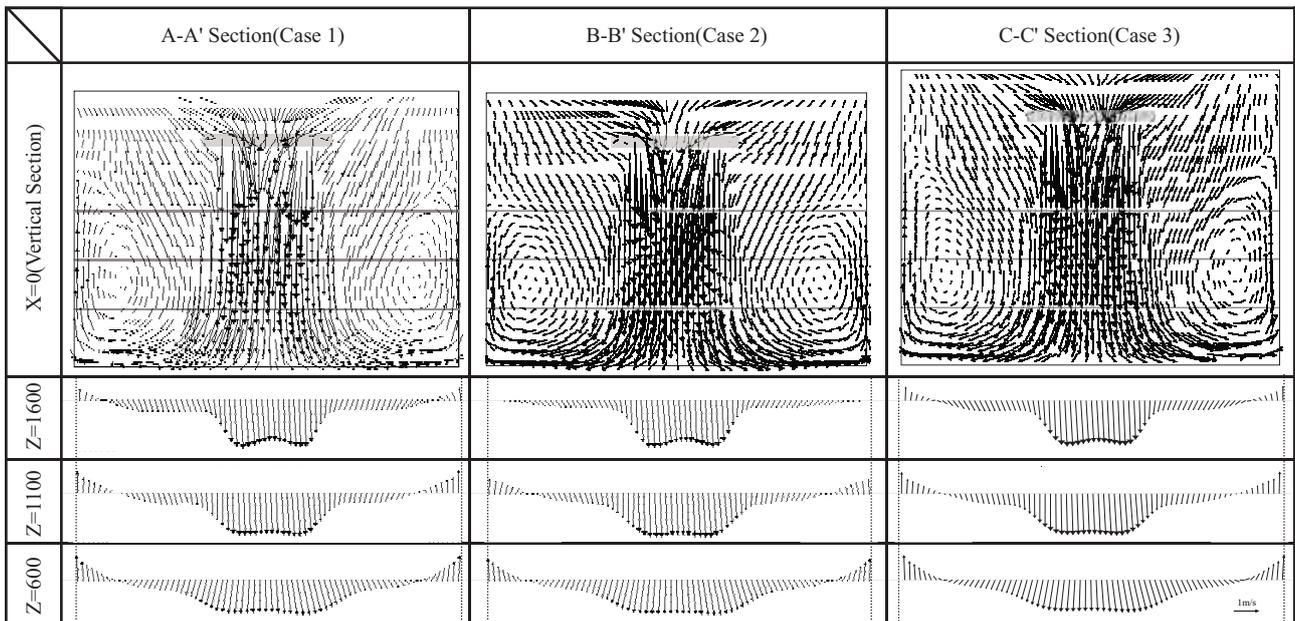


Fig. 4 Velocity Vector

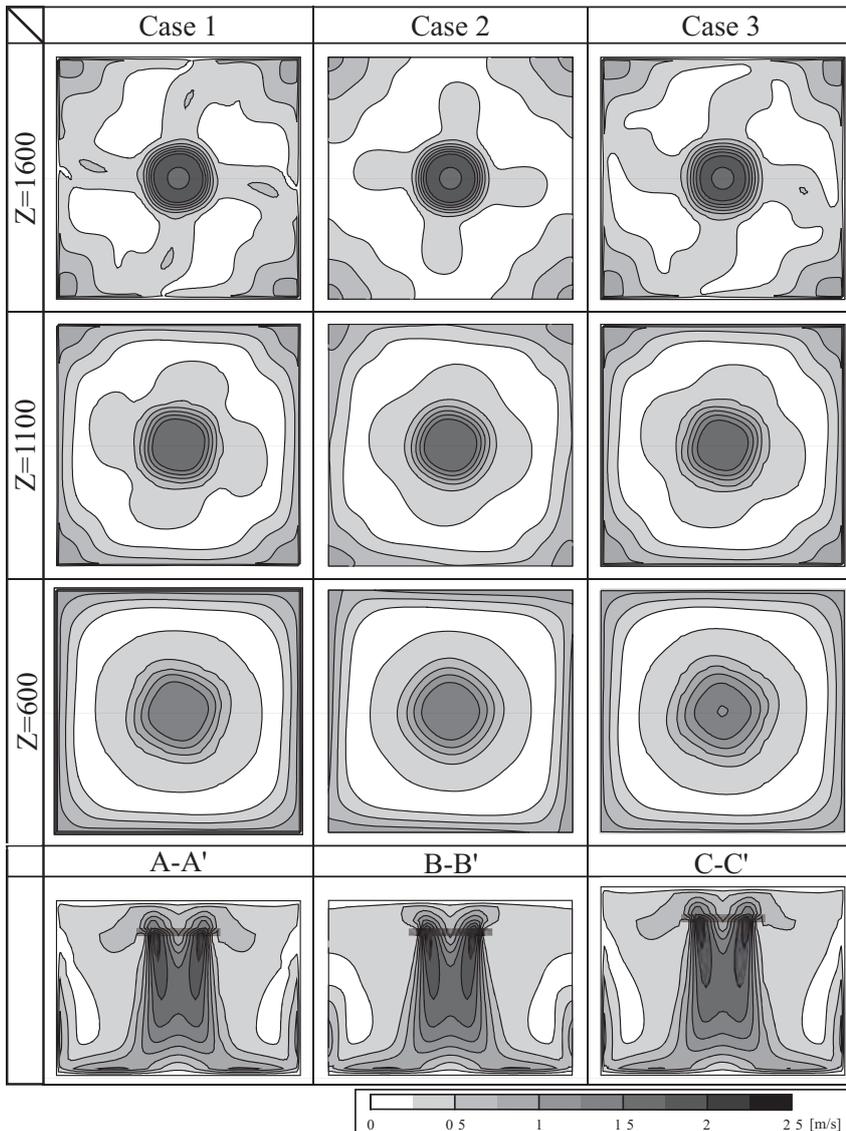


Fig. 5 Velocity Contour

も見て取れる。このような結果となった要因として、対象領域の境界面の扱いが異なることが挙げられる。Case 1 に関しては、境界面外の扱いはシンメトリーとなっているため、領域外の気流の影響は受けない。それに対し Case 2 では、隣り合う CF 同士は同様の旋回をしており、気流同士の衝突面では気流の勢力が弱められる。その結果、室中央部での風速分布に差はないものの、領域端部の風速に関しては Case 1 の方が大きな値を示したと考えられる。

(2) 高さ検討 (Fig. 4: Case 1 と Case 2)

Case 1 と Case 3 の比較を行う。断面全体での分布に関しては、室中央部における気流の分布においても、そして対象領域端部の壁近傍での風速ベクトルの大きさにおいてもほぼ同様の結果が得られているということがわかる。また、高さごとに抽出したベクトルを比較しても、ベクトルの大きさ、分布ともに同様の結果が得られていることがわかる。

4.2 風速分布

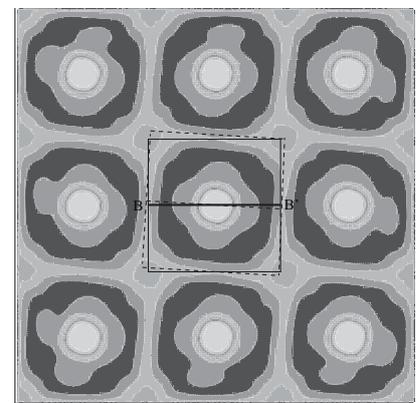
Fig. 5 に Z=600, 1100, 1600mm、及び鉛直断面にお

Table 4 Flow Area[m²]

		Case 1	Case 2	Case 3
Z=1600	Upward	7.01	63.41	7.02
	Downward	5.95	53.22	5.94
Z=1100	Upward	6.43	58.45	6.55
	Downward	6.53	58.19	6.41
Z=600	Upward	6.17	55.83	6.26
	Downward	6.80	60.81	6.70

Table 5 Flow Rate[m³ /h]

		Case 1	Case 2	Case 3
Z=1600	Upward	8339	68563	8341
	Downward	8488	70234	8469
Z=1100	Upward	9935	85522	9834
	Downward	10047	86497	9948
Z=600	Upward	9767	86669	10107
	Downward	9804	86995	10172



— Target Domain
 - - - - - Airflow Confliction Plane

Fig. 6 Velocity Contour

(Case 2, Z=1100mm)

ける風速分布の解析結果を表す。また、Table 4、Table 5 に各高さごとの上向き気流、下向き気流の風量ならびに領域面積を示す。

(1) 台数検討 (Fig. 5: Case 1 と Case 2)

Case 1 と Case 2 の比較を行う。風速そのものに関しては大差ないが、分布に関しては若干異なる結果を示している。その原因に関し考察するために、Fig. 6 に Case 2 での解析空間全体の風速スカラー (Z=1100mm) をコンター図で示す。本報では、解析空間内に 1 台の CF を設置した Case 1 と比較するために、解析空間内に 9 台の CF を設置した Case 2 の解析空間を CF1 台辺りの室容積が Case 1 と等しくなるように 9 等分した。しかし、幾何学的に 9 等分したため、対象とした Fig. 6 の実線部分で示すような領域となった。これは、実際は旋回気流の影響により、CF の気流同士の衝突面が Fig. 6 の破線部分で示すような位置になるためである。このことと、前述した境界面の扱いの違いによって気流同士の衝突面における風速が異なることから、風速分布に差が生じたと考えられる。

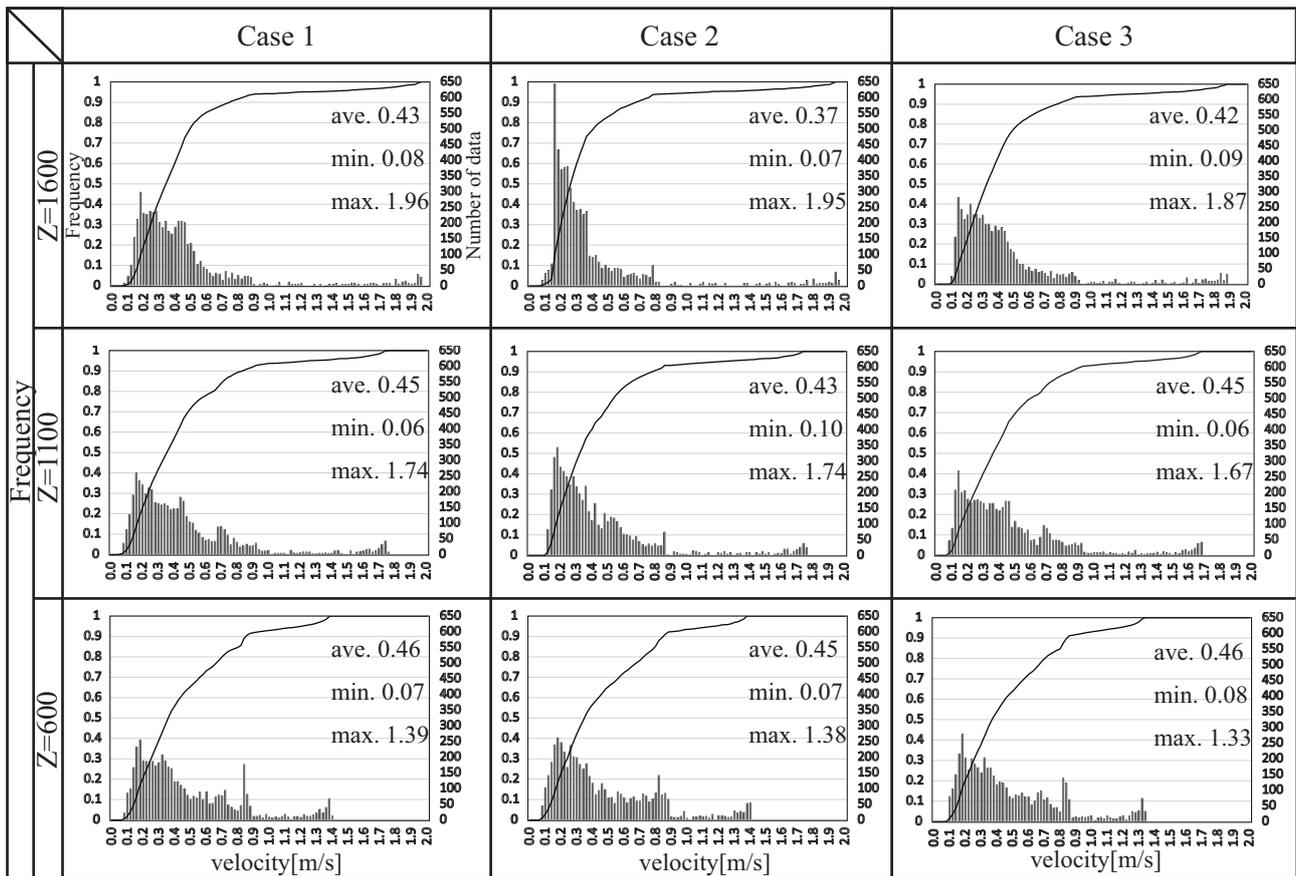


Fig. 7 Velocity Histogram

(2) 高さ検討 (Fig. 5 の Case 1, Case 3)

Case 1 と Case 3 の比較を行う。CF の高さが異なれば、本来床面への衝突風速は異なるはずであるが、Fig. 5 に示す分布においても、Table 5 に示す上下風量においても結果に大差はない。そのため、20cm 程度の高さの違いであれば、3.4% 程度のわずかな差異はあるものの、すべての断面で概ね同様な結果が得られることが示された。

4.3 風速度数分布 (Fig. 7)

Fig. 7 に Z=600, 1100, 1600mm 断面における風速の度数分布ならびに累積度数を示す。データ数は各断面における全メッシュ数 5184 (50mm 等間隔) に等しい。

(1) 台数検討

Case 1 と Case 2 の比較を行う。Z=600, 1100mm ではほぼ同様な結果であったのに対し、Z=1600mm での平均値に多少差異が生じたのは、床上高さが高くなるほど気流衝突面での風速に生じる差異が大きくなることが考えられる。全体としては概ね同様な結果が得られた。

(2) 高さ検討

Case 1 と Case 3 の比較を行う。平均値、最小値、最大値のほぼすべてが同様な結果となっている。ただし、Z=1100, 1600mm の最大値に注目すると、やはり CF からの距離により微小な差が生じている。しかし平均値としてはほぼ等しいため、全体としては同様な結果が得られた。

5. まとめ

本報では、CF を用いた解析空間における気流性状、風速分布、風速度数分布に関して考察を行うことにより、今後の研究を進めるにあたり解析領域および天井高が風速分布に及ぼす影響についての検討を行った。解析領域に関しては、CF9 台分の領域に関し解析した結果と比較して CF1 台分の領域では解析空間端部での結果に多少の差異は生じるものの、居住域では概ね同様な結果が得られた。旋回流の大きさに応じて境界面の摩擦を大きくすることなどの対策を行っていくことにより CF1 台分の領域で精度よく検討が可能であると考えられる。また、天井高に関しては、天井高が 20cm 高くなっても同様な結果が得られた。今後は、主に CF の回転数と室容積をパラメーターとして等温場での風速分布を整理するとともに、夏期・冬の非等温解析も行う予定である。

謝辞

本研究は日本学術振興会平成 26 年度科学研究費補助金(若手研究 (A)24686065 研究代表: 桃井良尚) による。

参考文献

- 山口麻有, 桃井良尚, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史: シーリングファンを用いたオフィス空間内の熱環境調整に関する研究 (その 1) CFD 解析による室内空気の攪拌効果の基礎的研究, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会, pp.71-74, 2012.3
- 桃井良尚, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史, 杭瀬真知子: CFD 解析を目的とした風速測定値に基づく天井扇気流のモデル化に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, No. 595, pp. 41-48, 2005. 9

建物屋上における空調室外機のショートサーキットに関する研究 (その6) PIV測定による室外機周辺気流の把握

Study on Short-Circuit Phenomenon around Outdoor Air-Conditioning Units

Part 6 Measurement of Air Flow Pattern around Outdoor Air-Conditioning Units by PIV

○菅原 彬子 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 桃井 良尚 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 藤原理 紗 (大阪大学)

Akiko SUGAHARA*¹ Hisashi KOTANI*¹ Yoshihisa MOMOI*¹
 Toshio YAMANAKA*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Risa FUJIWARA*¹

*¹ Osaka University

On the building roof, installed penthouses, screen walls and outdoor air-conditioning units are crowded. In addition, the layout plans of these equipments have been decided by building plannings and equipment carrying in and out. Therefore, the design on the building roof has not been established at all. The operating efficiency of the outdoor units is affected by ambient temperature. Therefore, the layout plans of these equipments for optimization generate energy savings significantly. The ultimate goal of this study is saving energy planning on the building roof.

1 はじめに

建物屋上には、塔屋や空調室外機等の設置物が所狭しと並んでいる。また、近年環境共生技術が注目されており、屋上への自然換気装置、屋上緑化パネル等の設置が普及しつつある。これらの設備は周辺温度環境によってその運転効率が大きく変化するため、その高効率化のための配置計画が為されれば大きな省エネルギー効果が生まれる。しかし、屋上設置物の配置計画の多くは建物建築設計画や設置・搬入の都合上のみから決定されており、建物屋上デザインは依然として進歩していないといえる。本研究は総合的な屋上の省エネデザイン研究として、建築設備の最適配置を提案することが最終目的である。その前段階として、空調室外機のショートサーキット現象を防止する配置計画を提案するために、その吹き出し、吸い込み性状について実験及びCFD解析によって検討することとする。既報¹⁾²⁾では、風洞実験により、架台、室外機間距離、塔屋の有無、風向が屋上近傍気流場及び吸い込み温度に与える影響の検討を行っている。本報では、ショートサーキット現象の要因として室外機周辺の空気の停滞に着目し、風洞実験においてPIV解析を行い、塔屋・目隠し壁が屋上近傍気流場及び室外機周辺気流場に与える影響を解析・検討した結果を報告する。

2 実験概要

2.1 実験模型

実験には大阪大学の吹き流し式風洞 (1.8(W) × 9.5(D)

× 1.8(H) [m]) で行い、実験装置を Fig. 1 に、模型寸法図を Fig. 2 に示す。本研究においては模型は実寸の 1/30 を想定している。また、既報¹⁾の風洞実験で示した通り閉塞効果を考慮し、建物再現範囲を淀み点高さより上であると考えられる建物上部 1/4 とした。アプローチ風速は風洞内に設置したピトー管の測定動圧から、約 5[m/s] になるよう設定した。

2.2 検討ケース

Fig. 3 に検討ケースを示す。室外機は Fig. 2 に示す通り 4 台 × 4 列配置、室外機間隔は 20mm、塔屋・目隠し壁を設置しない場合を最も基本的な設置条件とし、AC1PH0SW0 とする。これに塔屋と目隠し壁の有無、更に下方に開口を有する開口率 25% の目隠し壁の有無の条件を加えた、計 6 条件について検討を行った。目隠し壁は屋上の四方を囲んだものとした。本研究においては風向は 0° のみの一条件とし、剥離流に晒された場合の屋上近傍気流場及び室外機周辺の気流性状を検討した。

2.3 PIV 解析条件

Table 1 に PIV 解析条件を示す。PIV による測定では撮影時間間隔 dt[s] の 2 枚の画像間の粒子の移動距離が 5 ~ 7[pixel] になるよう dt を調整し、Fig. 4 に示すように上流側・下流側・室外機周辺の 3 つの視野に分けて撮影を行った。測定は 14[Hz] で 150 フレーム (約 10 秒) を 3 回ずつ行った。それらをつなげてフレーム数 450 として平均風速ベクトルを算出した結果を用いて、上下流 2

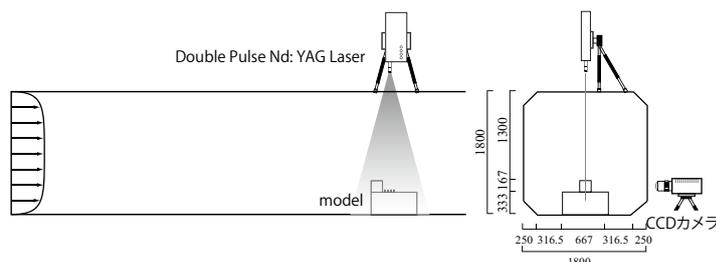


Fig. 1 Wind Tunnel and PIV Set-up

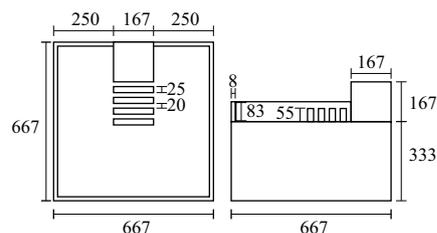


Fig. 2 Dimensions of models

視野の測定結果を繋げた屋上近傍気流場と、室外機周辺の2つの気流場について気流性状を比較する。また、室外機間への空気の流出入が上面からのみ行われると仮定して二次元的に室外機間への流出入流量を比較する。このとき、室外機間上面を通過する流量は、単位奥行き長さあたりの流量として、Eq. 1(Fig. 5 参照) で表す。

$$Q_{in} = \sum v_{inj} l_j \quad (Eq. 1)$$

$$Q_{out} = \sum v_{outj} l_j$$

$Q_{inj(outj)}$:inflow(outflow) rate[m³/(s·m)]
 $v_{inj(outj)}$:j-th inflow(outflow) velocity[m/s]
 l_j :j-th length per pixel[m]

3 PIV 解析結果

3.1 平均風速ベクトル

Fig. 6 に各条件における屋上近傍気流場の平均風速ベクトル、Fig. 7 に室外機周辺気流場の平均風速ベクトルとを示し、考察を行う。本実験では撮影を上下流に分けて行ったため、Fig. 7 の図中央に継ぎ目ができている。またその継ぎ目で風速が大きく異なる箇所があり、このような撮影面端部では正確な測定ができていないと考えられる。

(1) 塔屋の影響

Fig. 6(a)AC1PH0SW0 と (b)AC1PH1SW0 を比較する。(a) では剥離域が小さく順流の影響が大きいので室外機周辺の風速が大きいのにに対し、(b) では塔屋を設置することで形成される剥離域が大きくなり下流側で逆流が発生し、渦を生じる。これにより室外機周辺で風速が低下し、それが塔屋により遮られることでさらに室外機周辺の風速が低下する。したがって、塔屋を設置すると室外機周辺で風速が低下し気流が停滞しやすくなると考えられる。

(2) 目隠し壁の影響

塔屋を設置しない場合、Fig. 6(a)AC1PH0SW0 と比較

して (c)AC1PH0SW4 では、目隠し壁による剥離が発生するため剥離域が大きくなる。(c) ではこの剥離により建物後方で発生した逆流が屋上面内に再度流入して渦を生じ、室外機周辺の風速が低下する。上流側まで到達した逆流がさらに目隠し壁により再度逆流を発生させ、室外機の上下流両側で逆流が発生することになる。Fig. 7(c) AC1PH0SW4 より室外機周辺の風速が目隠し壁を設置することで低下していることがわかる。また、塔屋を設置した場合、(d)AC1PH1SW4 では建物後方で発生した逆流が屋上面内に再度流入し、これが塔屋に遮られる。Fig. 7(d)AC1PH1SW4 から室外機周辺の風速が目隠し壁を設置することで低下していることがわかる。以上より、目隠し壁を設置すると気流は停滞しやすくなると考えられる。

(3) 目隠し壁の開口の影響

塔屋を設置しない場合、Fig. 6(c)AC1PH0SW4 と (e) AC1PH0SW4AR25 より、ともに剥離は目隠し壁により形成され剥離域は大きく、建物後方で生じた逆流は屋上面内に再度流入する。しかし、(e) では目隠し壁を越えて流入する逆流は渦を生じるが下部の開口からの逆流は屋上面近くを通過するため剥離流の影響を受けず渦を生じない。そのため Fig. 7(e)AC1PH0SW4AR25 からわかるように室外機周辺を風速を保ったまま逆流する。この逆流が Fig. 6(e)AC1PH0SW4AR25 より上流側の開口から流入して室外機に沿って上方の剥離流に合流する流れに誘引され高い位置でまた順流となって流れていくため、室外機周辺の気流は停滞しにくいと考えられる。一方、塔屋を設置する場合も目隠し壁の開口から流入する逆流がその風速を保ったまま室外機周辺を通過する。Fig. 7(d) AC1PH1SW4、(f)AC1PH1SW4AR25 より (f) の方が室外機間の風速が大きく気流は停滞しにくいと考えられる。以上より、目隠し壁に開口を設けることで室外機周辺の気流は停滞しにくくなると考えられる。

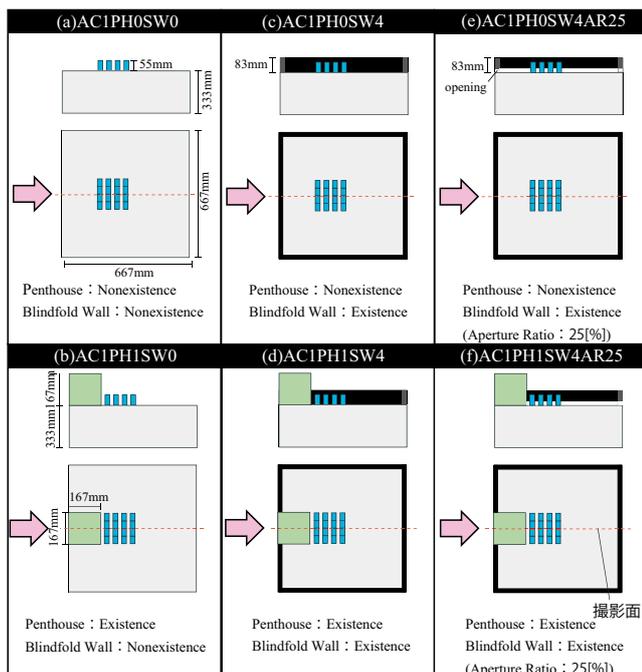


Fig. 3 Test Cases

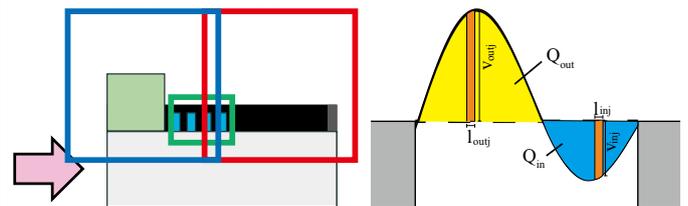


Fig. 4 Three Planes of Photographs

Fig. 5 Flow Rate of In- and Outflow

Table 1 Analysis Condition of PIV

analysis software		DaVis 8.0.5
measuring instrument	CCD camera	ImagerProX(LaVision)
	laser	Nd:YAG Laser:DPIV-L50(LaVision)
analyzed image	number of frames	150
	frequency	14
analysis condition	analysis algorithm	direct cross correlation method (recursive cross correlation method)
	inspection area	32×32[pixel](passes:1)→16×16[pixel](passes:5)
	overlap	0[%]
	max.shift(first)	15
	max.shift(other)	7

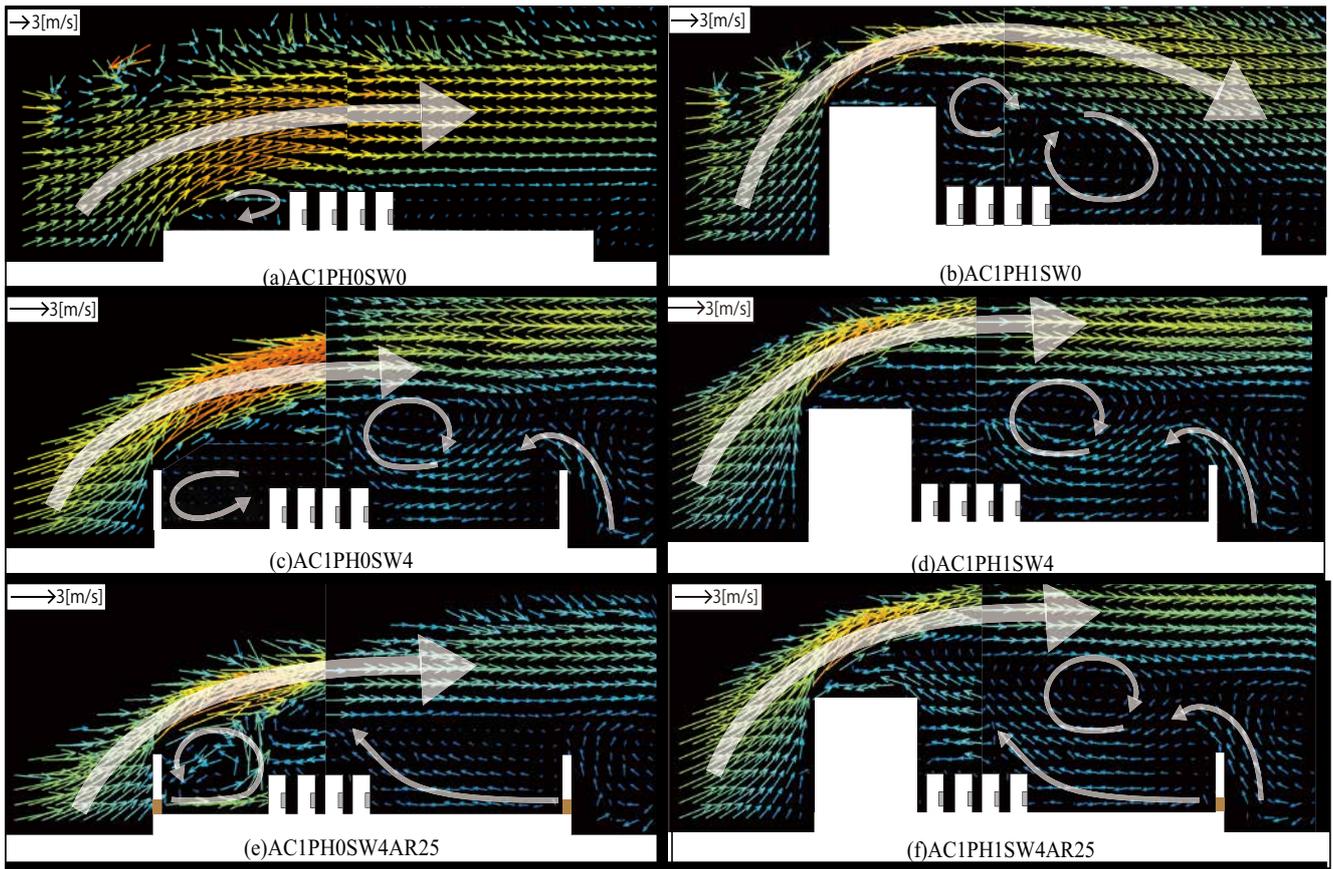


Fig. 6 Wind Velocity Vectors Around the Building Roof

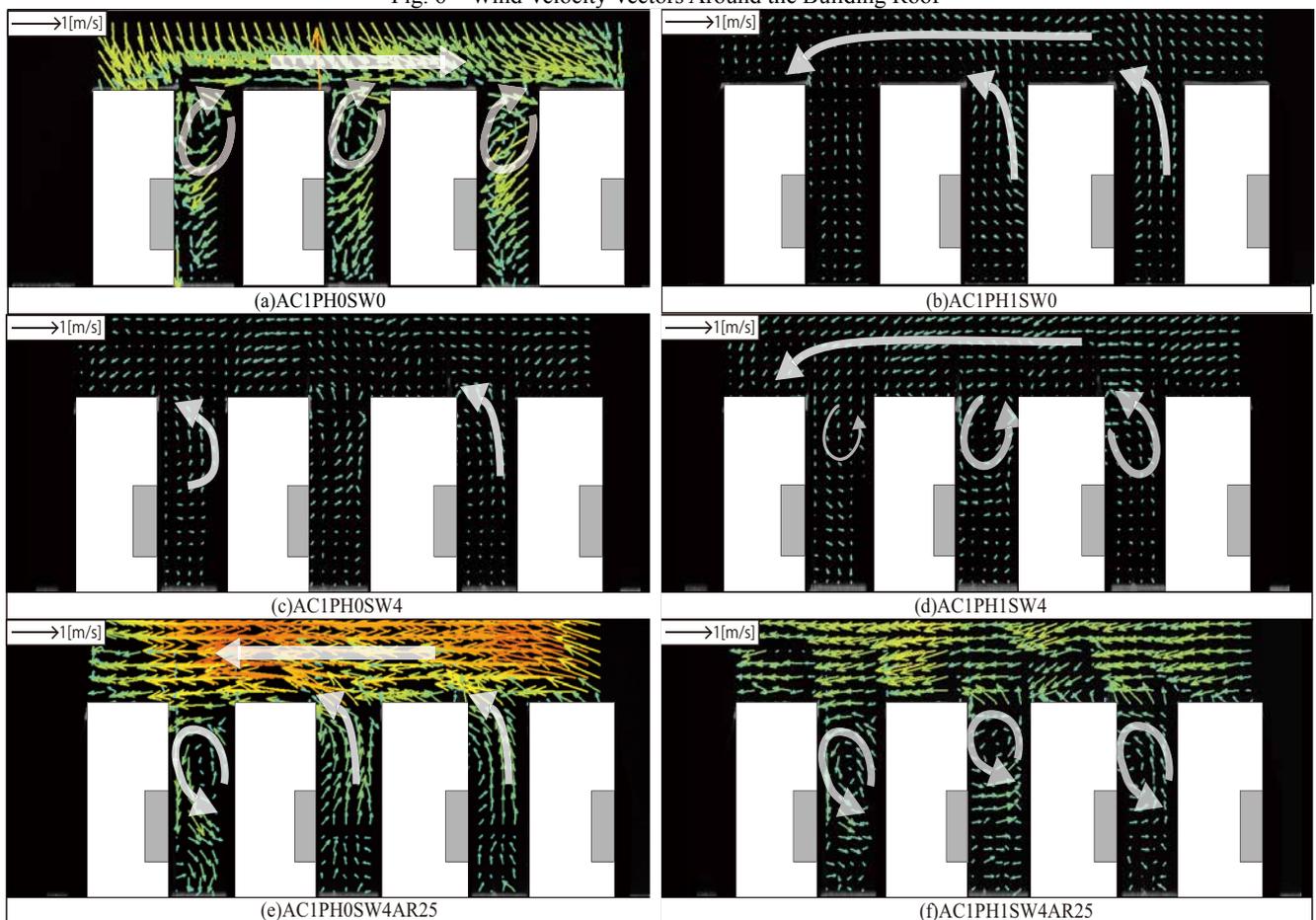


Fig. 7 Wind Velocity Vectors Around Air-Conditioning Units

3.2 室外機間上面流入流出量

Fig. 8 に室外機間上面における単位奥行き長さあたりの流量を示す。流出を正、流入を負とし、上流側、中央、下流側の室外機間をそれぞれ US、MD、DS と表す。室外機間への流入流出量が大きいほど空気の入れ替わりが激しく、気流は停滞しにくいと考えられる。特に (a) AC1PH0SW0 以外の室外機間直上を逆流が通過する 5 条件では、流出流量が大きい方が排気を再度吸い込む危険性が低いと考えられる。ただし、本来の流量は撮影断面外からの流入も含む複雑な 3 次元流れにおけるものである。しかし本報では撮影断面内流れのみによる考察を行うため、CFD 解析により同様の検討を行う必要がある。

(1) 塔屋の影響

(a)AC1PH0SW0 と (b)AC1PH1SW0 を比較する。(a) は MD では流出が大きく、室外機間の気流は停滞しにくいと考えられる。また、室外機直上を新鮮な順流が通過し、また風速が大きいため US で流入が大きいが排気は停滞しにくいと考えられる。一方、(b) では 3 つの室外機間で流入もともに小さく、塔屋を設置することで気流は停滞しやすくなると考えられる。

(2) 目隠し壁の影響

塔屋を設置しない場合について、(a)AC1PH0SW0 と (c)

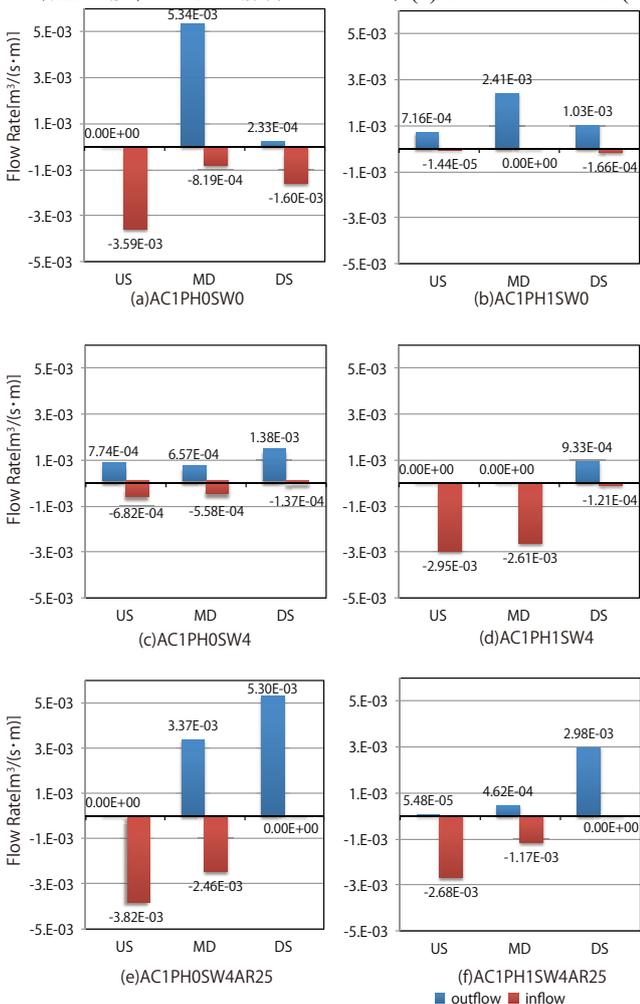


Fig. 8 Flow Rate of In- and Outflow At the Top of Space Between Units

AC1PH0SW4 の比較を行う。(c)の方が全ての室外機間で通過流量が小さく、目隠し壁により室外機間に気流が停滞しやすくなると考えられる。一方、塔屋を設置する場合について、(b)AC1PH1SW0 と (d)AC1PH1SW4 を比較すると、(d)では特に MD、US で流出がなく流入流量が大きいため、目隠し壁によって排気は停滞しやすくなると考えられる。

(3) 目隠し壁の開口の影響

塔屋を設置しない場合について、(c)AC1PH0SW4 と (e)AC1PH0SW4AR25 を比較する。(e)では MD で流入流量ともに大きく、DS でも流出流量が大きいため排気は停滞しにくいと考えられる。しかしながら、US では流入流量が大きく気流の停滞が起こりやすと考えられる。一方、塔屋を設置する場合について、(d)AC1PH1SW4 と (f)AC1PH1SW4AR25 を比較すると、ともに MD、US で流入流量が大きく塔屋の影響で排気が停滞しやすと考えられる。しかし、DS を比較すると、(f)では目隠し壁下部の開口からの逆流の風速が大きいためこれに引っ張られて流出流量が大きく、目隠し壁の開口により排気の停滞は抑えられると考えられる。

5 おわりに

本報では、ショートサーキット現象の原因として室外機周辺気流の停滞に着目し、風洞実験で PIV 解析を行い塔屋・目隠し壁が屋上近傍気流場及び室外機周辺の気流性状に与える影響を検討した結果、以下の知見を得た。(1) 塔屋の設置により室外機周辺の風速が小さくなるため下流で生じた逆流により排気が室外機周辺に停滞しやすくなる。ただし、目隠し壁（開口無し）を設置する場合、塔屋がなくても上下流両側での逆流により室外機周辺の風速は非常に小さく排気は停滞しやすくなる。(2) 目隠し壁の設置により室外機周辺の風速が小さくなり、逆流した排気が室外機周辺に停滞しやすくなる。(3) 目隠し壁下部に開口を設けると逆流が風速を保ったまま室外機周辺を通過するため、空気の停滞が軽減される。(4) 塔屋を設置する場合上流側の室外機間で空気は停滞しやすくなりショートサーキットが起こりやすと考えられる。今後は室外機模型から実際に排熱・吸気させる非等温実験を行い、屋上設置物配置計画が室外機周辺温度環境に与える影響について検討を行う予定である。

【謝辞】本研究の一部は、日本学術振興会平成 26 年度科学研究費（挑戦的萌芽研究 25630238、研究代表者：甲谷寿史）による。また、一部は大阪ガス（株）との共同研究によるものであり、関係各位に感謝いたします。

【参考文献】

- 1) 甲谷寿史, 山中俊夫, 桃井良尚, 相良和伸: 建物屋上の空調室外機のショートサーキットに関する研究 (その 3) 風洞実験による吸い込み温度を用いたショートサーキット率の検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp. 2901-2904, 2012 年 9 月
- 2) 桃井良尚, 甲谷寿史, 山中俊夫, 相良和伸: 建物屋上の空調室外機のショートサーキットに関する研究 (その 4) PIV 及び CFD 解析による室外機周辺の気流性状把握, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp. 2905-2908, 2012 年 9 月

建物屋上における空調室外機のショートサーキットに関する研究
 (その7) CFDによる室外機周辺気流場の詳細解析

Study on Short-Circuit Phenomenon around Outdoor Air-Conditioning Units

Part 6 Detailed Analysis of Airflow around Outdoor Air-Conditioning Units by CFD

○藤原 理紗 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 桃井 良尚 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 菅原 彬子 (大阪大学)

Risa FUJIWARA*¹ Hisashi KOTANI*¹ Yoshihisa MOMOI*¹
 Toshio YAMANAKA*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Akiko SUGAHARA*¹
 *¹ Osaka University

At the building roof, the penthouse, screen wall and outdoor air-conditioning units are installed crowdedly. However it has been arrangement plan in only the circumstances of the building plan, equipment installation and equipment loading. Therefore, the design of the building roof has not been made at all. The efficiency around the outdoor air-conditioning units is affected by ambient temperature environment, arrangement plans for increasing the efficiency of the outdoor air-conditioning units produce significant energy savings.

1. はじめに

建物屋上には、塔屋、目隠し壁、空調室外機等の設置物が所狭しと並んでいる。空調室外機は周辺温度環境により効率が変化するため、空調室外機の効率を上げるための配置計画は大きな省エネルギー効果を生む。本研究では、屋上に設置される空調室外機のショートサーキット現象を防止する配置計画を提案するために、空調室外機の吹き出し、吸い込み性状について実験及びCFD解析によって検討していく。既報¹⁾では室外機の設置状況(間隔、台数)に着目したCFD解析及び実験を行った。前報²⁾では風洞実験により、建物周辺及び室外機周辺の気流場を対象としたPIV測定を行い、屋上近傍気流場が室外機のショートサーキット現象に与える影響を確認した。本報では建物周辺及び室外機周辺の気流場を対象としたCFD

解析を行い、前報で得られたPIV測定結果と比較することでCFD解析の再現精度の検証を行う。

2. CFD解析概要

前報と同様に、屋上面に16台の室外機が4台×4列で各列20mm間隔で設置されている条件を基本条件とし、そこに塔屋の有無、目隠し壁の有無、更に目隠し壁の開口の有無を加えた計6条件について検討する。Table1にCFD解析条件を、Fig.1に解析空間を示す。なお、本報では等温定常解析を行った。

3. CFD解析結果及び考察

建物及び室外機周辺の気流場を対象としたCFD解析結果を示す。なお本報では代表的な流れとなる、塔屋設置条件のCase-AC1PH1SW0、目隠し壁設置条件のCase-AC1PH0SW4、下1/4(面積約25%)に開口を設けた目隠し壁設置条件のCase-AC1PH0SW4AR25の結果のみを示す。また、前報のPIV測定結果からは得ることの出来なかった、平面流れ場からもショートサーキット現象について考察することとする。

3.1 平面流れ場

Fig.2に屋上近傍の平面流れ場を示す。全条件において、塔屋または目隠し壁により剥離が起り、室外機群の側面に巻き込むような逆方向の気流が生じている。この影響を受けて、室外機群の外側に位置する室外機は、温度の低い巻き込み流を吸込み、中央に位置するものに比べて吸込み温度が低くなると考えられる。続いて塔屋、目隠し壁及び目隠し壁の開口が屋上近傍気流場に与える影響について順に考察を行う。

(1) 塔屋の影響

Fig.2より、Case-AC1PH1SW0は塔屋により剥離が起り、屋上面全体に巻き込み流が生じている。室外機の高温排気が下流域へと流されていくが、巻き込み流が屋上面全体に形成されるため、室外機周辺に高温排気が停滞しやすく、ショートサーキット現象

Table 1 Analysis condition

CFD Code			Fluent14.5
Turbulence Model(Near-Wall Treatment)			Standard k-ε Model(Enhanced Wall Treatment)
Algorithm			Steady State (SIMPLE)
Discretization Scheme for Advection Term			Second Order Upwind
Boundary-Condition	Wind Tunnel	Inlet	$u : 5\text{m/s}$ (measured value) $T : 1[\%]$ $L : 126[\text{mm}]$
		Outlet	Gauge Pressure : 0[Pa]
Cell numbers			AC1PH0SW0: 214,428 AC1PH1SW0: 295,038 AC1PH0SW4: 378,729 AC1PH1SW4: 351,456 AC1PH0SW4AR25: 360252 AC1PH1SW4AR25: 338510

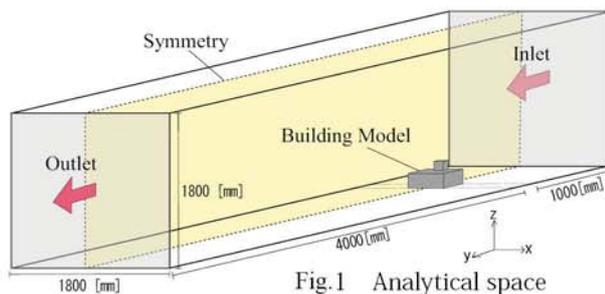


Fig.1 Analytical space

が起りやすいと考えられる。

(2) 目隠し壁の影響

Fig.2 より、Case-AC1PH0SW4 は目隠し壁により剥離が起り、屋上面全体に巻き込み流が生じている。この流れの影響により室外機周辺に高温排気が停滞しやすく、ショートサーキット現象が起りやすいと考えられる。またこの巻き込み流は、室外機の上流側にまで達しており、そこで渦が形成されている。この流れの影響を受けて、室外機の高温排気は上流側に流され、ショートサーキット現象はやや低減されるのではないかと考えられる。

(3) 目隠し壁の開口の影響

Fig.2 より、Case-AC1PH0SW4AR25 は目隠し壁により剥離が起り巻き込み流が生じている。また目隠し壁に開口を設けたことで、屋上面付近に外気が流入する様子が分かる。次に Fig.3 より室外機周辺の平面流

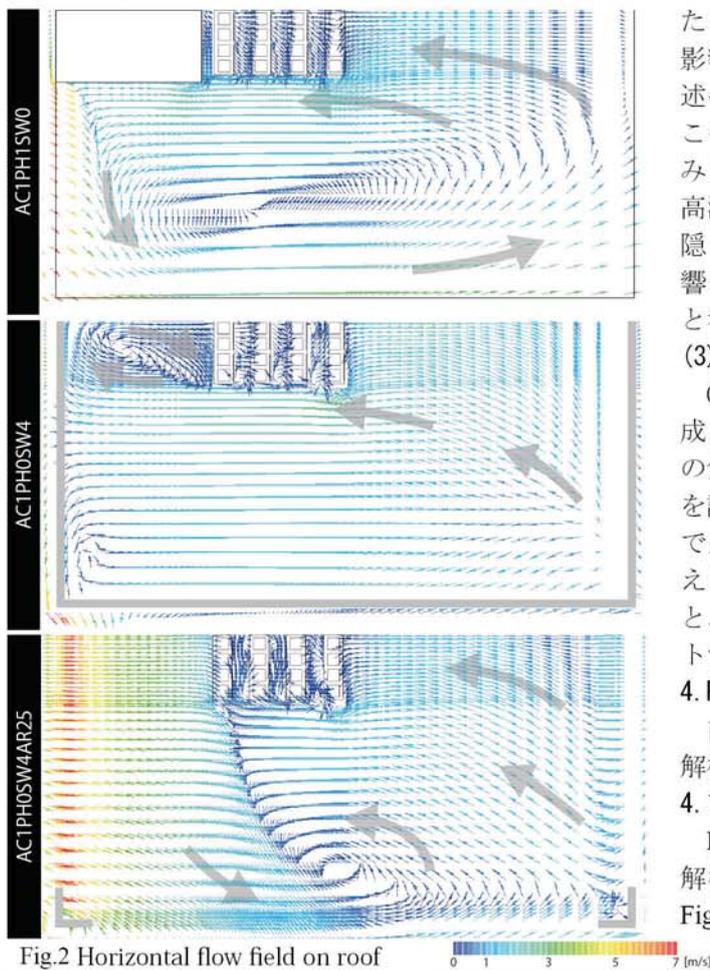


Fig.2 Horizontal flow field on roof

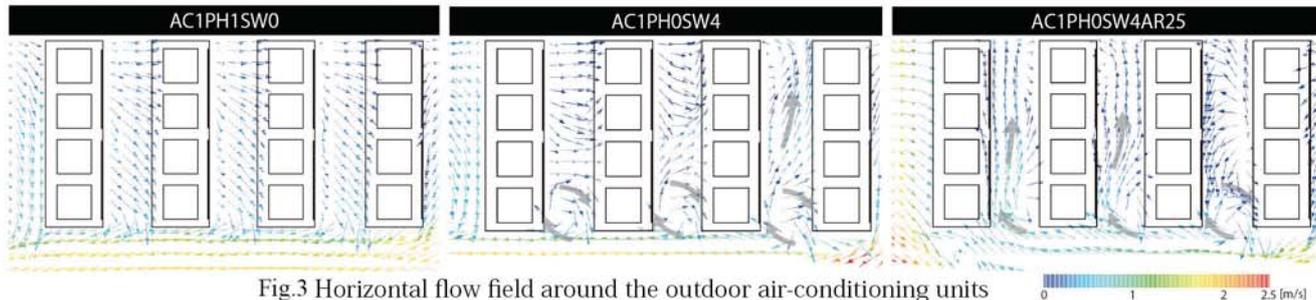


Fig.3 Horizontal flow field around the outdoor air-conditioning units

れ場を見ると、Case-AC1PH0SW0AR25 は他の条件と比較して室外機間に流れが生じている。以上より、目隠し壁に開口を設けることで、屋上面付近及び室外機間に外気がより流入し、ショートサーキット現象が低減されることが考えられる。

3.2 空調室外機周辺詳細

Fig.4 に室外機周辺の詳細な風速分布を示す。

(1) 塔屋の影響

Case-AC1PH1SW0 は、塔屋により剥離域が形成され室外機直上で逆流が生じている。この流れの影響を受けて、室外機間に大きな渦が形成されている。この渦は室外機の吸い込み口付近まで形成されているため、室外機の高温排気を吸い込みやすく、ショートサーキット現象が起りやすいと考えられる。

(2) 目隠し壁の影響

Case-AC1PH0SW4 は、目隠し壁により剥離が起るため、室外機直上で逆流が生じている。この流れの影響で、室外機間に渦が形成されている。3.1 節でも述べたように室外機の上流側では逆流が生じており、この影響を受けて最も上流側の室外機間では吸い込み口より高い位置で小さな渦が形成されているため、高温排気を吸い込みにくいと考えられる。以上より、目隠し壁を設置することで、室外機上流側の逆流の影響を受けショートサーキット現象はやや低減されると考えられる。

(3) 目隠し壁の開口の影響

Case-AC1PH0SW4AR25 は目隠し壁により剥離域が形成され室外機直上で逆流が生じており、また室外機間の気流が流出している。これは目隠し壁の下方に開口を設けたことで、目隠し壁を設置した際に建物下流側で生じる逆流が室外機間に流入しやすくなったと考えられる。以上より、目隠し壁の下方に開口を設けると、室外機間に新鮮な外気が入り込みやすく、ショートサーキット現象が低減されることが考えられる。

4. PIV 測定結果との比較

前報で行った PIV 測定結果と比較することで、CFD 解析結果の精度検証を行う。

4.1 屋上近傍気流場

Fig.5 に PIV 撮影断面における風速ベクトルを、CFD 解析結果と PIV 測定結果を比較する形で示す。また Fig.6 に X 成分風速鉛直分布と Y 成分風速水平分布

を示す。Fig.5 より、全ての条件において PIV 測定で剥離の様子や渦の形成が明確に見られ、その様子は CFD 解析で精度良く再現されている。しかし Case-AC1PH1SW0 については、PIV 測定においても CFD 解析においても、塔屋の手前で渦が形成されているが、そ

の渦が形成されている位置が CFD 解析よりも PIV 測定の方が高くなっている。また Case-AC1PHOSW4AR25 については、屋上面付近で大きな渦が形成されているが、この渦の大きさが PIV 測定と CFD 解析で異なる。PIV 測定において上流側の室外機直上に形成される渦の大きさは CFD 解析と一致しているように見えるが、下流側の渦は CFD 解析の結果よりも小さく、位置も多少低い。また Fig.6 より Case-AC1PH1SW0 については、建物下流側で CFD 解析結果と PIV 測定結果に違いが見られる。Case-AC1PH1SW0 及び Case-AC1PHOSW4AR25 において、PIV 測定と CFD 解析で渦が形成される位置や下流側での風速分布がやや異なったのは、PIV 測定の際に建物の上流側から発生させた煙が、塔屋及び建

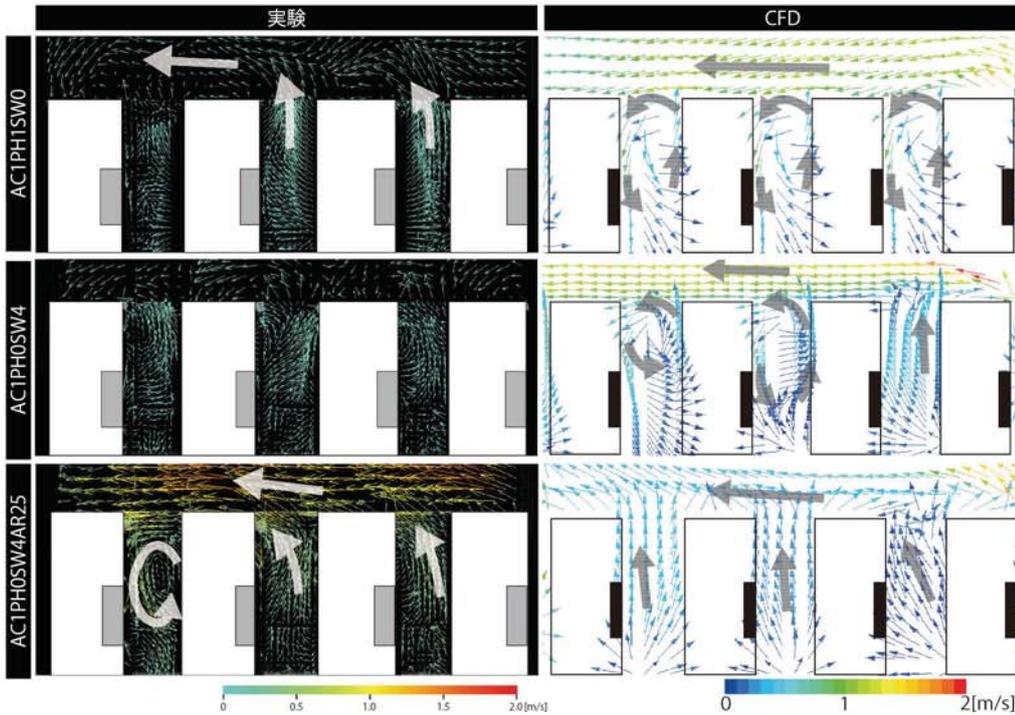


Fig.4 Comparison between

CFD analysis results and PIV measurements of wind velocity distribution around the outdoor air-conditioning units

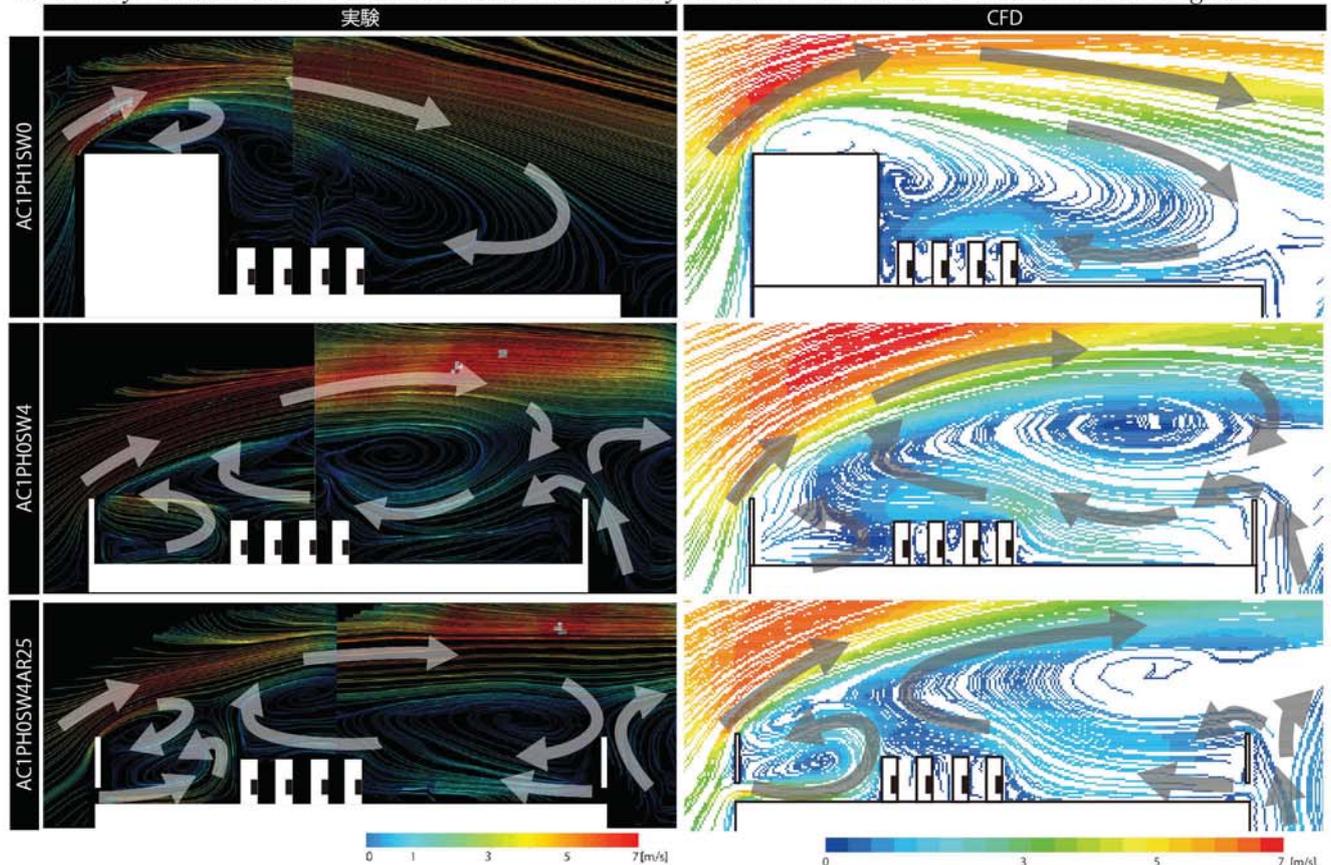


Fig.5 Comparison between CFD analysis results and PIV measurements of wind velocity distribution near building roof

物の下流側に十分に届かず、PIV 測定の精度が低いと
 ためと考えられる。次に Case-AC1PHOSW4 については、
 PIV 測定では屋上面付近に大きな渦が形成されてい
 るが、CFD 解析の方が形成される渦がやや大きい。また
 Fig.6 より、Case-AC1PHOSW4 及び Case-AC1PHOSW4AR25
 において、CFD 解析結果の方がやや剥離高さが高いこ
 とが分かる。剥離高さや剥離域の大きさについては、
 乱流モデルなどの解析手法の検討が更に必要である
 と考えられる。しかし、一般に剥離気流の予測精度が
 極端に低下すると言われる標準 $k-\epsilon$ モデルでも、こ
 の程度の精度での予測が出来ているとも言える。

4.2 空調室外機周辺詳細

Fig.4 に PIV 撮影断面における風速ベクトルを、
 CFD 解析結果と PIV 測定結果を比較する形で示す。
 また Fig.7 に X 成分風速鉛直分布と Y 成分風速水平
 分布を示す。Fig.4 より Case-AC1PH1SW0 及び Case-
 AC1PHOSW4 については、CFD 解析においては室外機間
 に渦が形成されている。しかし PIV 測定においては、
 室外機間に渦が形成される様子は見られない。また
 Fig.7 より Case-AC1PH1SW0 については PIV 測定と CFD
 解析の結果が大きく異なっており、PIV 測定精度が低
 いと考えられる。PIV 測定において、空調室外機の吹
 き出し近辺は反射光が見られたので、そのレーザーの
 反射により正確にベクトル値を算出出来なかった可
 能性もあるので、十分に考慮する必要がある。また上
 流側に塔屋や目隠し壁を設置するため室外機間に煙
 が巻き込まれにくかったことが原因で PIV 測定の精
 度が低下したと考えられる。今後は屋上面付近から
 煙を発生させるなどして、室外機間に十分に煙を充
 填させる工夫が必要である。また Fig.4 より、Case-

AC1PHOSW4AR25 については、PIV 測定においては最も
 上流側の室外機間で渦が形成されているが、CFD 解析
 においては渦の形成が見られない。更に Fig.7 より、
 Case-AC1PHOSW4AR25 については、PIV 測定結果では明
 らかに渦が形成されていることが分かるが、CFD 解析
 結果では風速がかなり小さく渦の形成が見られない。
 室外機間の渦の形成は建物自体の剥離の大きさと関
 係しているため、今後 CFD 解析において更に乱流モ
 デルなどの検討を行う必要があると考えられる。また、
 室外機周辺の詳細な風速分布を見るには、壁面近傍
 のメッシュサイズや計算方法など更に解析手法の検
 討が必要である。

5. おわりに

本報では建物周辺及び室外機周辺の気流場を対象
 とした CFD 解析を行い、前報で得られた PIV 測定結
 果と比較することで CFD 解析の再現精度の検証を行
 った。今後は CFD 解析及び PIV 測定の精度を上げる
 工夫が必要となる。更に、CFD 解析によりショートサ
 キット現象を低減するために有効な目隠し壁の配置
 や開口率を模索する予定である。

【謝辞】本研究の一部は、日本学術振興会平成 26 年度科学研究費（挑
 戦的萌芽研究 25630238、研究代表者：甲谷寿史）による。また、
 一部は大阪ガス（株）との共同研究によるものであり、関係各位
 に感謝いたします。

【参考文献】

- 1) 桃井良尚, 甲谷寿史, 山中俊夫, 相良和伸: 建物屋上の空調室
 外機のショートサーキットに関する研究 (その 4) PIV 及び CFD 解
 析による室外機周辺の気流性状把握, 空気調和・衛生工学会近畿
 支部学術研究発表会論文集, pp. 2905-2908, 2012 年 9 月
- 2) 菅原彬子, 甲谷寿史, 桃井良尚, 山中俊夫, 相良和伸, 藤原理紗:
 建物屋上の空調室外機のショートサーキットに関する研究 (その 6)
 PIV 測定による室外機周辺気流の把握, 空気調和・衛生工学会近畿
 支部学術研究発表会論文集, 2015 年 3 月 (掲載予定)

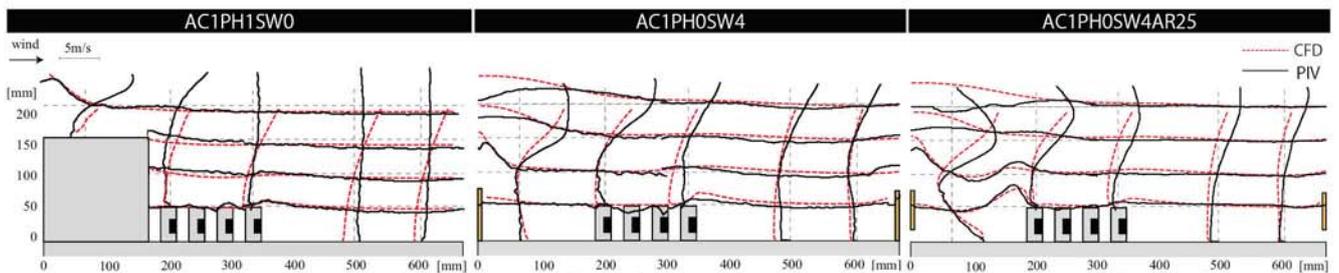


Fig.6 Vertical and Horizontal Distribution of Component Velocity near the Building Roof

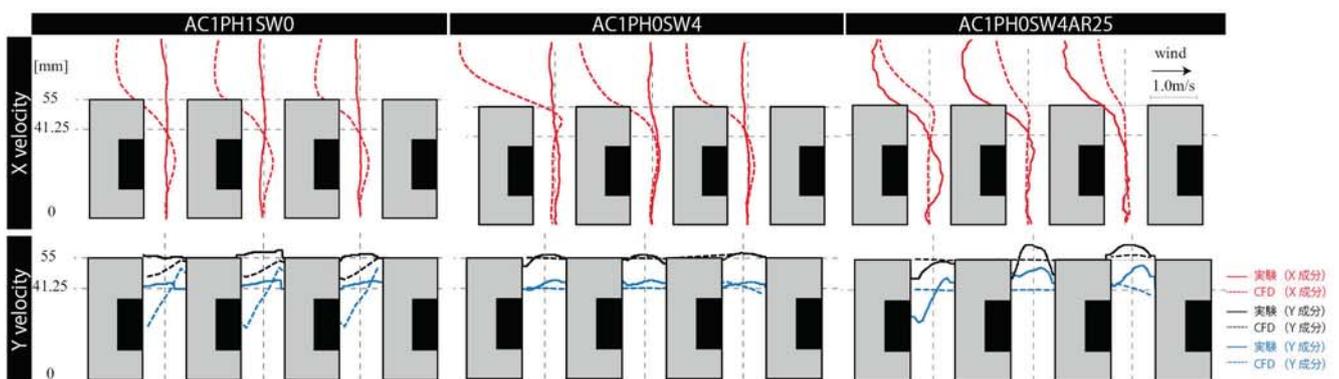


Fig.7 Vertical and Horizontal Distribution of Velocity Scalar around the Outdoor Air-Conditioning Units

ライン型ディフューザを用いた室の CFD 解析手法に関する研究 (その 1) 吹き出し近傍のメッシュ解像度が気流性状に及ぼす影響

CFD Analysis on Airflow in Room with Linear Slot Diffuser

Part 1. Effect of Mesh Resolution in Vicinity of Diffuser on Airflow Pattern

○ 丹原 千里 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 安本 浩江 (大阪大学)
 Chisato TAMBARA*¹ Hisashi KOTANI*¹ Toshio YAMANAKA*¹
 Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Hiroe YASUMOTO*¹
 *¹ Osaka University

Many building service designers today are becoming to use Computational Fluid Dynamics(CFD) analysis when they take account of how indoor environment are achieved by HVAC equipment in the process of diffuser layout design. However there are some problems using CFD analysis for the room which has complicated shape diffusers. One is difficulty of setting boundary conditions for CFD analysis. The other is requiring too much computational time because of its huse number of computational grid to represent the shape of diffuser and supply jet from it faithfully. The purpose of this study is make a study of mesh resolution.

1. はじめに

複雑形状の空調吹き出し口を有する室の CFD 解析では、詳細なメッシュ分割を要するため計算負荷が増大し、実用性に欠ける。そのため計算負荷の軽減を目的とした吹き出し口のモデリングに関する様々な研究が行われており、その代表に仮想境界面上に気流分布等の境界条件を規定して解析を行う方法がある^{1)~5)}。本研究で用いた空調吹き出し口は、ライン型ディフューザであり、部屋寸法に対し吹き出し口幅寸法が非常に小さいとの問題がある。それにより、メッシュ数が膨大となってしまう、実際の設計で膨大なメッシュを用いることは現実的ではない。吹き出し口寸法より大きいメッシュ分割とした際の境界条件の与え方を検討する為に、本報では吹き出し口近傍の

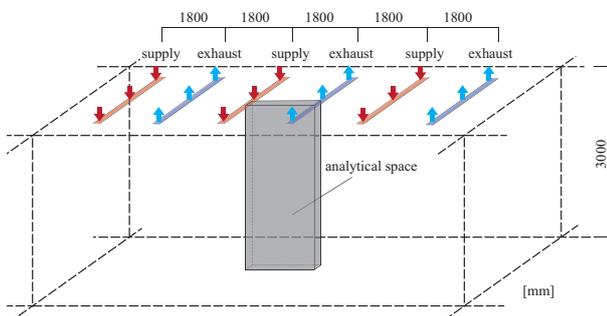


Fig. 1 Detail of Analysis Room

Table 1 Analysis Condition for CFD

CFD Code	ANSYS FLUENT 14.5
Finite difference scheme	QUICK
Algorithm	SIMPLEC
Turbulent model	Standard k-ε model (SKE)
Turbulent intensity (I)	1%
Turbulent length scale (L)	21mm
Total number of cell	352980

メッシュ解像度が室内気流性状に与える影響について考察を行う。その後、乱れの強さや長さスケールの境界条件の与え方が室内気流性状に与える影響についても考察を行う。

2. 詳細解析

2.1 解析概要

1800mm 間隔でライン型ディフューザと排気口が並ぶ大空間 (Fig. 1) のインテリア部分を切り出した一部分のみで解析を行った。解析空間は Fig. 2 に示しており、側

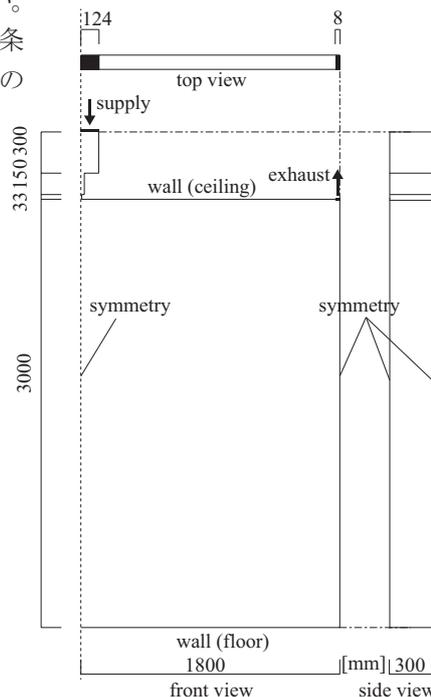


Fig. 2 Detail of Analysis Domain

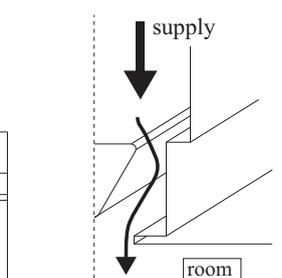


Fig. 3 Detail of Diffuser

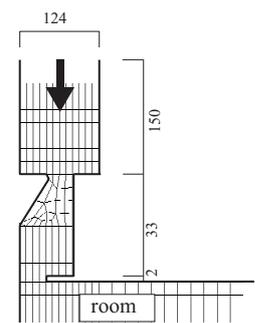


Fig. 4 Detail of Mesh

面の4面を対称として計算を行った。ディフューザの上部にあるチャンバーの上面にダクトが接続されると考え、室内に気流が流入する時点で風速が4m/sになるよう境界流入条件を設定した。吹出し口近傍の詳細図をFig. 3で示し、吹出し口近傍のメッシュはFig. 4の通りである。また、床面による影響を考慮する為に、自由空間とみなせるレベル(吹出し口から10m)まで床面を離れた同様のモデルでも解析を行った。解析条件をTable 1に示す。

2.2 解析結果

床面を考慮した場合のスカラー風速分布をFig. 5に、風速ベクトルをFig. 6に示す。チャンバー上面のダクトから流入した気流はディフューザを通り、風速が大きくなり室内へと流入しており、床面付近まで流速を保って到達している。室内へ流入した気流は拡散し床面付近まで到達した後、床面に沿って流れ、上昇していき、排気口から室外へと流出する様子が見られる。また、室中央部には循環気流も見られる。また、ディフューザから室内へと気流が流入する部分での乱れの強さ(I)と長さスケール(L)はそれぞれ30%、1.5mmとなっており、チャンバーに流入する前のダクト部分より乱れの強さが大きくなり、渦の大きさが小さくなっている。また、床面を離れた場合の、吹出し口から鉛直方向下向きに5000mmまでの範囲のスカラー風速分布をFig. 7に示す。Fig. 5では床面付近での風速は小さいが、Fig. 7では鉛直方向下向きに5000mm程度まで風速を保ったまま気流が到達している様子が見られ、床面の影響が大きいことが分かる。インテリア部分

Table 3 Analysis Condition for CFD

CFD Code	ANSYS FLUENT 14.5
Finite difference scheme	QUICK
Algorithm	SIMPLEC
Turbulent model	Standard k-epsilon (SKE)
Turbulent intensity (I)	30%
Turbulent length scale (L)	1.5mm

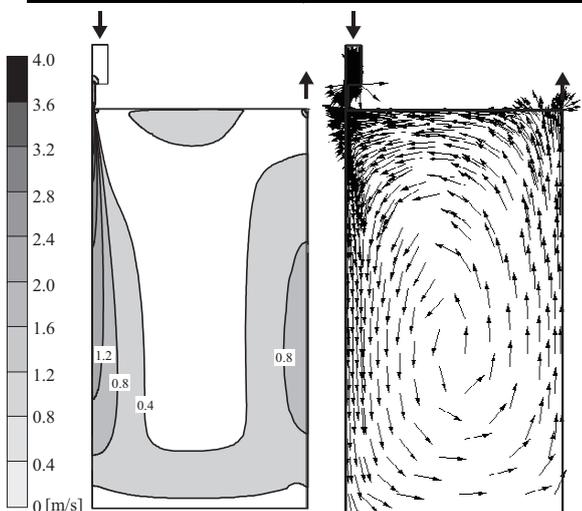


Fig. 5 Velocity Scalar Distribution Fig. 6 Vector Distribution

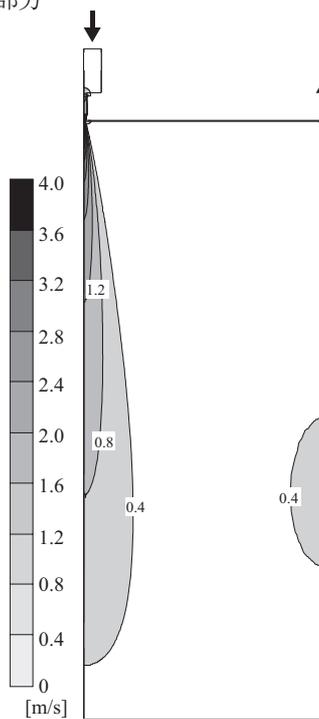


Fig. 7 Velocity Scalar Distribution

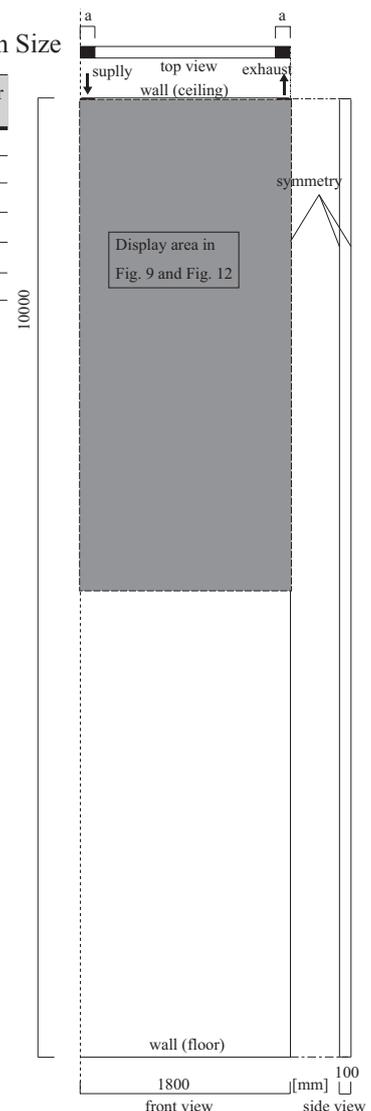


Fig. 8 Detail of Analysis Domain

を対象としているためモジュール想定で吹出しと吸い込みを設置したいが、床面があると到達距離や拡散幅に大きな差が見られないため、3章からはあえて自由空間とみなせるレベルまで床面を離れた解析を行い、乱れの強さ(I)と長さスケール(L)の影響について考察する。

3. メッシュ解像度による検討

3.1 解析概要

吹出し口のメッシュ寸法が実際の吹出し口寸法(8mm)より大きくなった際の気流性状について検討を行う。詳細解析と同じようにFig. 1に示す部屋を想定し解析を行ったが、床面の影響をなくすため、自由空間とみなせるレベルまで床面を離し、高さ1000mmの空間で解析を行った。さらにディフューザやチャンバー部分を省略し、室内空間に直接流入境界条件を与えるFig. 8に示す解析空間を用いた。側面の4面は対称として計算を行っている。ここからは、吹出し口部分のメッシュ数が全て1になるようにし、吹出し口のメッシュ寸法(Fig. 8で示すa)を実際の吹出し口寸法である8mmから、Table 2で示す

Table 2 Inlet Size and Mesh Size

Case	Supply size [mm]	Total number of meshes
mesh_8	8	97010
mesh_16	16	28520
mesh_32	32	9840
mesh_50	50	7920
mesh_100	100	5400
mesh_200	200	1350

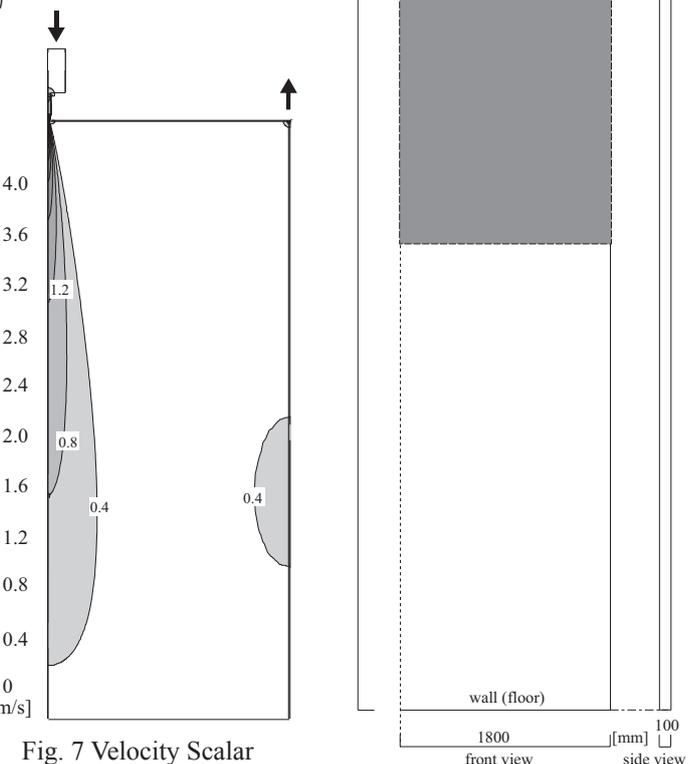


Fig. 7 Velocity Scalar Distribution

Fig. 8 Detail of Analysis Domain

6条件で変化させた。本来の吹出し口寸法から変化させた3条件(8mm,16mm,32mm)と室全体のCFDにおいて実用的と考えられる3条件(50mm,100mm,200mm)であり、同時に高さ方向のメッシュ寸法も変化させた。また、吹出し口寸法が8mmの時に風速4m/sで室内に気流が流入

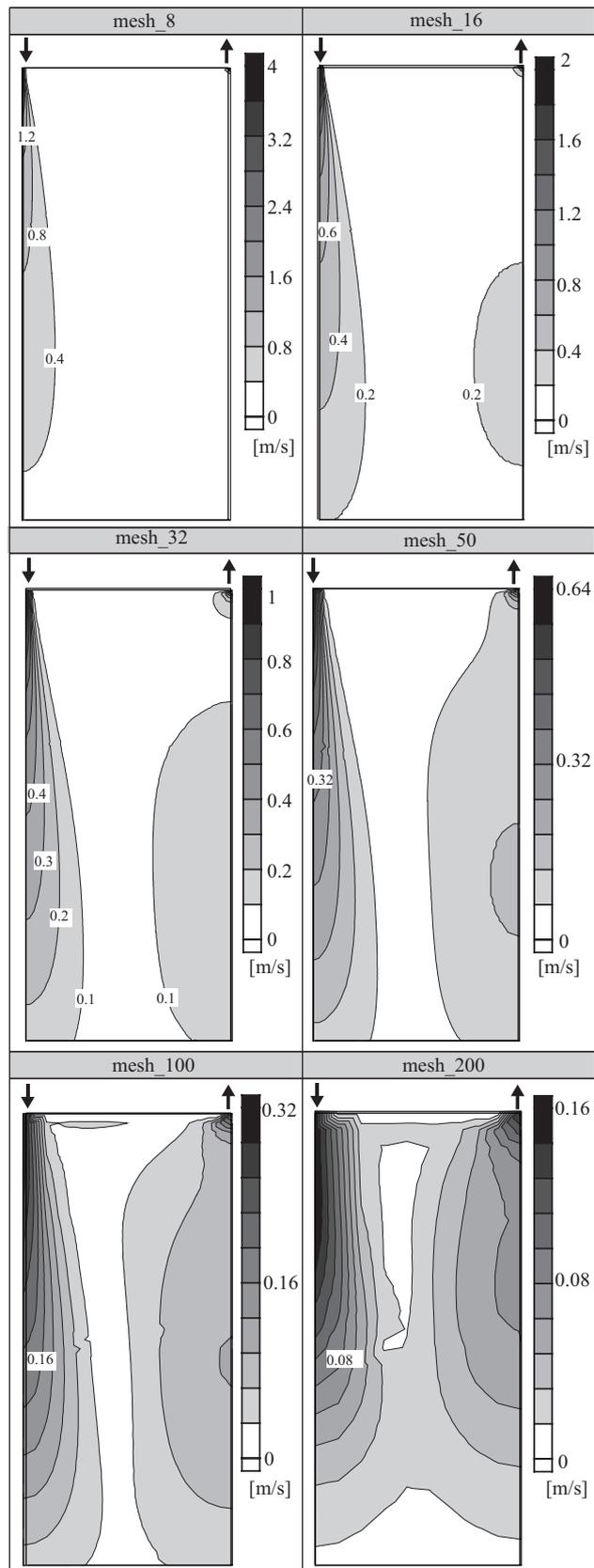


Fig. 9 Velocity Scalar Distribution

するように、風量一定で風速を変化させた。解析条件はTable 3に示す通りで、乱れの強さ(I)と長さスケール(L)の値は、全章の詳細解析で吹出し口該当位置にて得られた値を丸めた値を使用した。

3.2 解析結果

吹出し口のメッシュ寸法が気流性状に及ぼす影響を検討する。スカラー風速分布をFig. 9に示す。吹出し口が大きくなるにつれ流入速度が小さくなり、風速分布に大きな差異が見られる。また、吹出し口サイズが100mmまでの間は吹出し口が大きくなるにつれて流入速度に対する高風速域が大きくなり、比較的流入速度を保ったまま床面に向かって流れていく様子が見られるが、吹出し口サイズが200mmの場合は流入風速に対する高風速域は小さく、噴流の性状を適切に再現できていないことが分かる。詳細解析の結果(Fig. 5)と比較すると、全体的な気流性状には大きな差異は見られないが、詳細解析の方が高風速域が大きく、拡散もしており、メッシュ解像度による違いが現れている。また、それぞれの吹出し口メッシュ寸法において、残風速が0.1m/sで定義した到達距離と拡散幅をFig. 10、Fig. 11に示す。到達距離、拡散幅共に、吹出し口サイズが8mmの場合が最大である。また、吹出し口サイズが大きくなるにつれて到達距離・拡散幅共に小さくなり、これは吹出しの初速度が小さく設定されるため、当然の結果である。吹出し口サイズが200mmの場合は特に小さい値である。

4. 乱れの強さ、長さスケールによる検討

4.1 解析概要

Fig. 8に示す解析空間で、吹出し口サイズ(Fig. 8で示すa)が実的に用いられると考えられる100mmの時、乱れの強さ(I)と長さスケール(L)をそれぞれ10倍、0.1倍に変化させた解析を行った。解析条件等は3章と同一である。各ケースの名前と、各ケースの解析に用いた乱れの強さ、長さスケールの値をTable 4に示す。

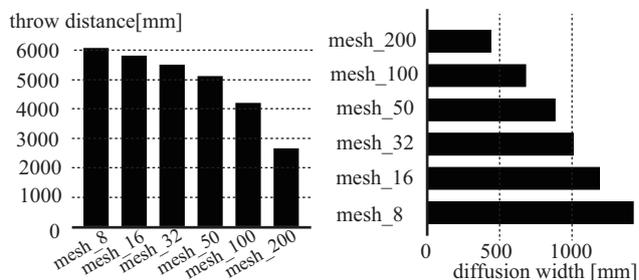


Fig. 10 Throw Distance Fig. 11 Diffusion Width

Table 4 Turbulent Intensity and Length Scale

		I [%]		
		0.3	3	30
L [mm]	0.15	I_0.01 L_0.1	I_0.1 L_0.1	I_1 L_0.1
	1.5	I_0.01 L_1	I_0.1 L_1	I_1 L_1
	15	I_0.01 L_10	I_0.1 L_10	I_1 L_10

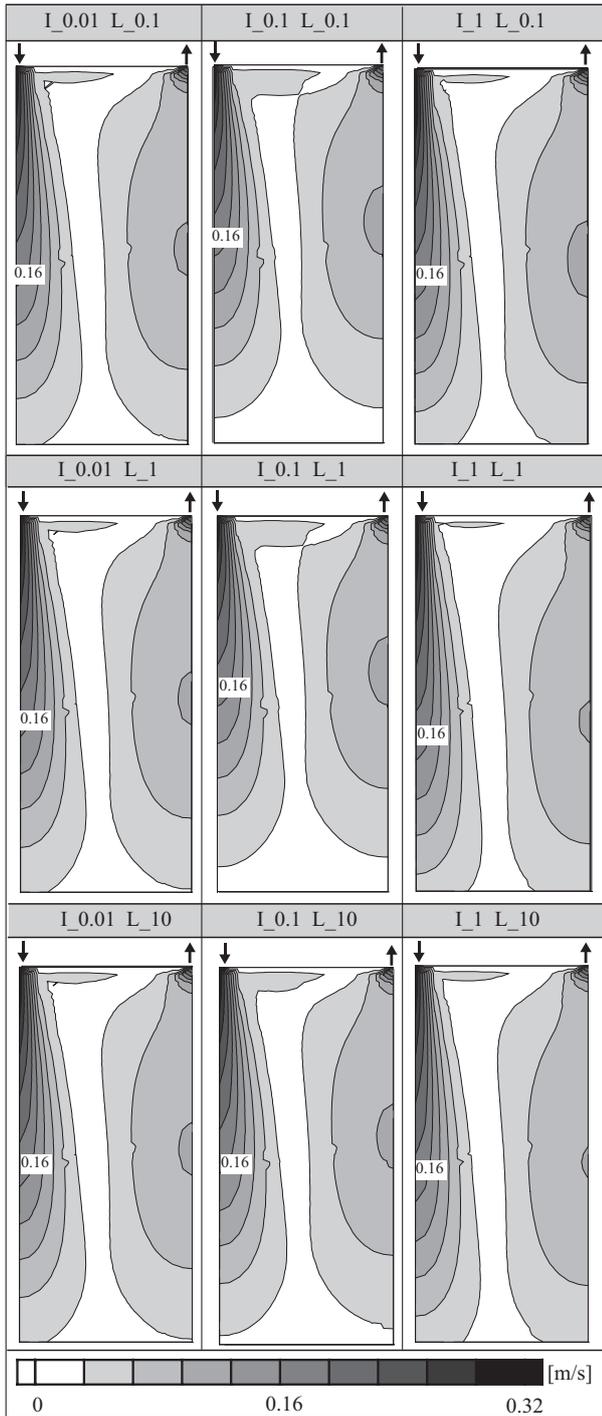


Fig. 12 Velocity Scalar Distribution

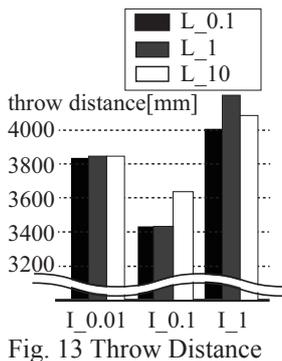


Fig. 13 Throw Distance

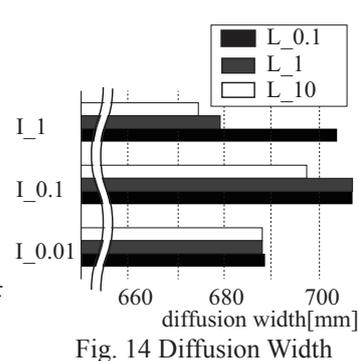


Fig. 14 Diffusion Width

4.2 解析結果

乱れの強さ、長さスケールを変化させた際のスカラー風速分布を Fig. 12 に、到達距離・拡散幅を Fig. 13、Fig. 14 に示す。Fig. 12 より、全体的な気流性状に差異はないが、高風速域や拡散の程度に差異が見られ、乱れの強さが3%の場合は特に到達距離が小さくなるのが分かる。また、Fig. 13、Fig. 14 より、到達距離と拡散幅の値それぞれに差異が見られる。到達距離は、乱れの強さが3%の場合に最小、30%の場合に最大となる。長さスケールによる違いはあまり見られず、特に乱れの強さが小さい場合には長さスケールの違いが到達距離へ及ぼす影響は小さいことがわかる。拡散幅は到達距離と比較すると傾向が逆で、乱れの強さが3%の場合に最大となる。また、到達距離と同様に、乱れの強さが小さい場合には長さスケールが及ぼす影響は小さい。しかしながら、乱れの強さが30%の場合は長さスケールによる差異が明確で、到達距離・拡散幅ともに乱れのスケールの影響が大きいことが分かる。これらの結果は、統一した傾向を示しておらず、メッシュサイズとの関係も検討する必要がある。本報では、実用的かつ直感的に分かりやすいことから乱れの強さと長さスケールをパラメータとしたが、結局その組み合わせにより決まる渦動粘性係数 ν_t により今後は説明を行う必要がある。

5. おわりに

本報では、ライン型ディフューザを有する室の詳細解析を行い室内気流性状を確認した後に、風速コンター図と到達距離、拡散幅からメッシュ解像度による気流性状の検討を行った。その後、乱れの強さと長さスケールの値の変化による気流性状の比較・検討を行った。それより、メッシュ解像度により気流性状に違いが見られ、また、乱れの強さと長さスケールを変化させることにより到達距離や拡散幅に違いが見られること、特に乱れの強さの影響が大きいことが分かった。今後の継続検討により、合理的かつ簡易な境界条件の模索を行う予定である。

参考文献

- 1) P.V.Nielsen: Description of Supply Openings in Numerical Models for Air Distribution, ASHRAE Transaction, Part1, pp.963-971, 1992.2
- 2) J.Srebric, Q.Chen: Simplified Numerical Models for Complex Air Supply Diffusers, HVAC&R Research, pp.277-294, 2002.6
- 3) 岡市敦雄, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚: 複雑な形状の吹出し口を有する室内気流のCFD解析に関する研究(その2) 冷房設定時のアネモ型ディフューザ近傍気流性状, 空気調和・衛生工学会近畿支部 学術研究発表会論文集, pp.133-136, 2001.3
- 4) 近藤靖史, 長澤康弘, 張本和芳, 守屋賢志: 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 等温実大実験と数値シミュレーション(その1), 日本建築学会計画系論文集, No.557, pp65-72, 2002.7
- 5) 澤田昌江, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 山中俊夫: 複雑な形状の吹出し口を有する室内気流のCFD解析に関する研究(その5) 吹出し気流のBOX法における仮想境界面に関する検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.2207-2210, 2012.9

複雑な形状の吹出し口を有する室内気流のCFD解析に関する研究
 (その12) 複数のアネモ型ディフューザーを有する室内空間のCFD解析
 CFD Analysis on Airflow in Room with Complicated Shape Diffuser

(Part 12) CFD Analysis on Airflow in Room with multiple Anemostat type diffuser

○安本 浩江 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 丹原 千里 (大阪大学)

Hiroe YASUMOTO*¹ Hisashi KOTANI*¹ Toshio YAMANAKA*¹
 Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Chisato TAMBARA*¹

*¹Osaka University

Many building service designers today are becoming to use Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis when they take account of how indoor environment are achieved by HVAC equipment in the process of diffuser layout design. However there are some problems using CFD analysis for the room which has complicated shape diffusers. One is difficulty of creating complicated shape diffuser model and setting boundary conditions for CFD analysis. In previous study, the method for creating complicated shape diffuser model was proposed, but it didn't adapt to multiple diffuser situation. In this study, we adapt complicated shape diffuser model to CFD analysis on airflow in room with multiple Anemostat type diffuser.

1. はじめに

複雑形状の空調吹出し口を有する室のCFD解析では詳細なメッシュ分割を要するため計算負荷が増大し、実用性に欠ける。そのため計算負荷の軽減を目的とした吹出し口のモデリングに関する様々な研究が行われており、その代表に吹出し口周辺に設定した仮想境界面上に気流分布等の境界条件を規定して解析を行うBOX法やPV法がある。これらの手法を適用するには吹出し口周辺の詳細なデータが必要であり、岡市ら¹⁾は測定により境界条件の作成を行い、澤田ら²⁾はその測定結果を用いてCFD上で吹出し気流のモデル化を行った。本論文では、それらのモデル化手法を実際の空間に適用し、その性能について検証する。

2. 境界条件の作成を目的とした詳細解析

次章以降でアネモ型ディフューザーを複数有する室の室内気流について、モデル化手法を適用した解析を行う。そのため、本章ではモデル化手法に使用するための境界条件作成を目的としたCFD詳細解析を行った。

2.1 アネモ型ディフューザー

今回解析対象としたアネモ型ディフューザーの断面図をFigure1に示す。アネモ型ディフューザーは内部に数枚の羽根があり、内部コーンの位置を変化させることで、暖房時と冷房時で吹出し気流パターンを変えることができる。本報では冷房用設定時について解析を行う。

2.2 解析条件

解析空間をFigure2に示す。解析空間は自由場での気流測定に使用した実験装置³⁾を模擬している。計算負荷軽減のため、ディフューザーの中心角を6等分したもののについて解析を行う。解析条件をTable1に示す。吹

出し気流温度は等温とし、流出条件は十分に離れた位置に境界面を設定し圧力規定流出とした。流入条件は2.3, 3.72, 4.3m/sの3条件とし、乱流エネルギー、エネルギー散逸率は管内流の経験式に基づき算出した値とする。メッシュは非構造格子とし、ディフューザー近傍を細かくした。

2.3 解析結果

Figure3に解析結果とPIVによる測定結果³⁾の風速分布図を示す。解析および測定結果のいずれにおいても、中央の小穴から小風量の鉛直方向の軸流と天井面に沿ったふく流が発生している。また、流入風量が増加に伴ってディフューザー周囲の誘引気流が大きくなっていることが分かる。解析結果と測定結果を比較すると、噴流幅に多少の違いが見られるが

Table1 Analysis Condition

ネック径	#20			
メッシュ数	393,808			
流入境界条件 (inlet)	$v = 2.3$ [m/s] $k = 0.05$ [m ² /s ²] $\epsilon = 0.18$ [m ² /s ³]	$v = 3.72$ [m/s] $k = 0.14$ [m ² /s ²] $\epsilon = 0.61$ [m ² /s ³]	$v = 4.3$ [m/s] $k = 0.18$ [m ² /s ²] $\epsilon = 0.9$ [m ² /s ³]	$k = \frac{u^2}{100}$ $\epsilon = \frac{0.09^3 \cdot k^3}{0.07D}$ <small>D: 直径 [m]</small>
流出境界条件 (side, bottom)	圧力規定流入出 基準圧力: 0 [Pa]			
壁面境界条件	標準壁関数 (対称面以外) Free-slip (対称面)			
温度条件	等温			

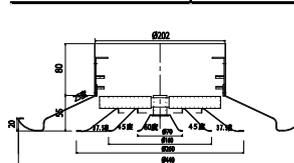


Figure1 Dimensions of Anemostat type diffuser

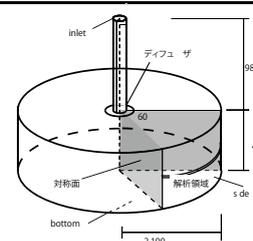


Figure2 Analysis Area

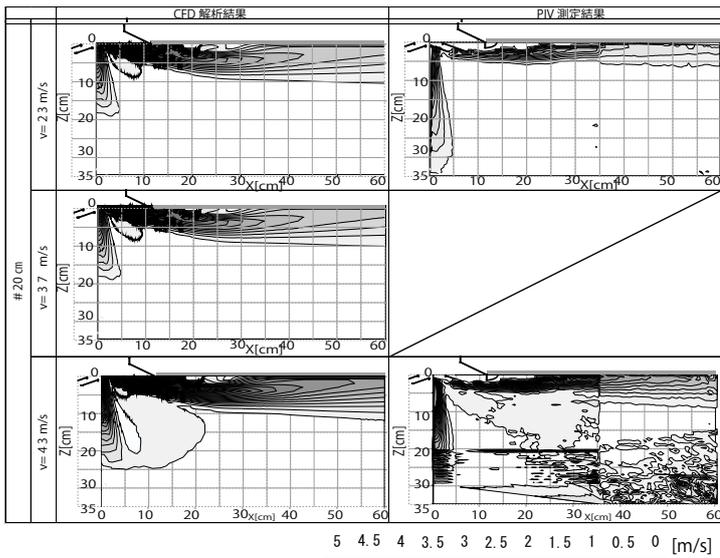


Figure 3 velocity distribution

両結果ともアネモ型ディフューザーの吹出し気流の傾向を再現出来ているといえる。

3. 複数のディフューザーを有する室のCFD解析

本章では実際に存在する複数のアネモ型ディフューザーを有する室内空間を対象に、気流測定、モデル化手法を適用したCFD解析を行い、実際の室のCFD解析におけるモデル化手法の性能について検証した。

3.1 解析対象

本研究では大阪大学理工学図書館ホールを解析対象として測定および解析を行った。その見取り図をFigure5に示す。解析対象は17m × 10m × 天井高3.5mの比較的大きな室内空間であり、ネック径20cmのアネモ型ディフューザーを15個有している。

3.2 超音波風速計による室内気流測定

次節以降のCFD解析結果を検証するため、超音波風

速計を用いて室内気流測定を行った。測定に用いた風速計はDA-700型超音波式風向風速計、WA-390型超音波風速計、WA-590型超音波風速計の3種である。測定は2014年12月25日～26日に行った。測定点をFigure5に示す。室中央のディフューザーを中心として隣接するディフューザー間を6等分した断面について、鉛直方向1.2m～2.7mを0.5mごとの測定点を定め、4台の風速計でV1～V13まで、1断面につき4点を同時に測定した。測定値は、1断面ごと3分間の測定で得られた1800のサンプルを平均して求めた。各測定点の平均風速値をTable3に、乱れ強さをTable4に示す。今回はアネモ型ディフューザー冷房設定時について測定を行っているた

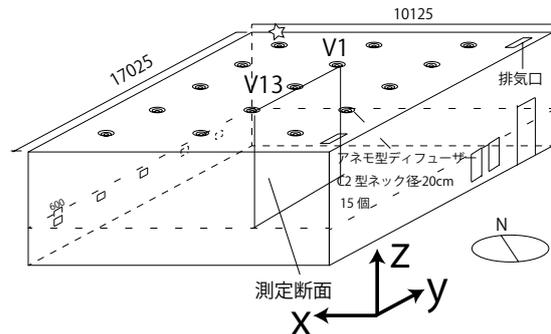


Figure 4 Analysis area

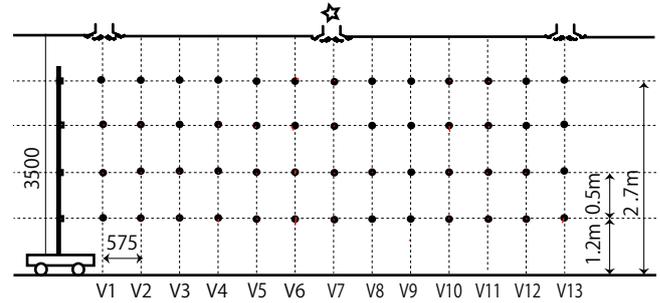


Figure 5 measurement point

Table2 velocity measurement

	V1			V2			V3			V4			V5			V6			V7		
	y	x	z	y	x	z	y	x	z	y	x	z	y	x	z	y	x	z	y	x	z
H=270	0.031	0.0053	0.03	0.1211	0.029	0.056	0.157	0.047	0.008	0.1263	0.0361	0.005	0.148	0.028	0.0065	0.013	0.112	0.0211	0.1409	0.006	0.018
H=220	0.0985	0.061	0.0409	0.083	0.047	0.0401	0.1004	0.014	0.018	0.0882	0.0404	0.055	0.0203	0.0347	0.021	0.006	0.0119	0.0636	0.0678	0.031	0.001
H=170	0.0775	0.031	0.096	0.0698	0.025	0.082	0.0682	0.0034	0.02	0.0442	0.0441	0.0075	0.0464	0.0419	0.029	0.0384	0.0222	0.053	0.062	0.048	0.078
H=120	0.0763	0.068	0.075	0.0748	0.04	0.075	0.0545	0.016	0.024	0.033	0.0116	0.0196	0.0407	0.016	0.004	0.0571	0.0269	0.034	0.0649	0.0615	0.083
	V8			V9			V10			V11			V12			V13					
	y	x	z	y	x	z	y	x	z	y	x	z	y	x	z	y	x	z			
	0.1176	0.0773	0.029	0.0943	0.0765	0.008	0.076	0.021	0.024	0.0339	0.163	0.008	0.1361	0.045	0.025	0.093	0.02	0.009			
	0.1059	0.023	0.06	0.0948	0.028	0.072	0.048	0.021	0.035	0.0265	0.007	0.0275	0.0552	7E 04	0.0259	0.0693	0.0164	0.0227			
	0.0823	0.065	0.061	0.067	0.0739	0.047	0.0727	0.0558	0.049	0.0635	0.0393	0.033	0.0492	0.0287	0.029	0.0473	0.0322	0.03			
	0.0666	0.0723	0.06	0.0745	0.0778	0.061	0.0696	0.067	0.036	0.0743	0.0742	0.033	0.059	0.0545	0.024	0.0428	0.0566	6E 04			

Table3 Turbulent intensity

	V1			V2			V3			V4			V5			V6			V7		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
H=270mm	4.160	8.950	1.688	0.578	1.238	0.672	0.283	1.351	5.926	0.492	1.865	14.322	1.171	3.715	18.213	9.629	1.268	4.718	0.420	15.020	3.173
H=220mm	0.315	0.569	0.902	0.502	0.596	0.662	0.502	1.939	2.217	0.547	0.962	0.733	2.455	1.207	1.850	8.660	3.150	0.853	0.613	0.823	23.902
H=170mm	0.549	1.641	0.566	0.617	1.687	0.618	0.774	17.501	3.209	1.104	1.431	8.211	1.169	1.470	2.134	1.461	3.121	1.393	0.797	1.425	0.904
H=120mm	0.432	0.843	0.522	0.393	1.027	0.354	0.715	2.741	1.457	1.032	3.199	1.903	0.900	2.270	6.323	0.641	1.414	0.908	0.542	0.789	0.617
	V8			V9			V10			V11			V12			V13					
	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z			
	0.346	0.613	1.288	0.674	0.786	7.253	1.790	3.690	3.906	3.431	0.673	10.993	0.379	1.691	2.101	0.685	2.737	4.940			
	0.497	1.057	0.617	0.504	0.865	0.583	0.709	1.227	0.757	1.173	3.208	1.055	0.579	#####	1.000	0.559	1.898	1.417			
	0.631	0.873	1.101	0.787	0.908	1.374	0.620	1.072	1.296	1.005	1.867	1.890	1.015	2.104	2.294	1.153	2.253	2.145			
	0.473	0.683	0.787	0.492	0.631	0.706	0.472	0.723	1.276	0.555	0.678	1.495	0.638	0.832	1.994	1.112	0.771	100.197			

め、天井面近くに強い気流が発生していると考えられる。今回風速測定を行った測定点は天井から 80 cm 以上離れていたため、全ての測定点で気流は 0.15m/s 以下の比較的小さい値のみが測定された。2つのディフューザーの中間点で鉛直下向きの気流が発生していることが分かる。また、平均風速が小さい点について、乱れ強さが大きくなる傾向があることが分かる。

3.3 単純開口モデルによる室内気流解析

計算負荷軽減手法の検討の一つとして、室内に設置されている複雑な形状の空調吹出し口であるアネモ型ディフューザーを全て単純な矩形開口に置き換えて気流解析を行った。矩形開口は 22.5 cm × 22.5 cm × 2.5 cm の箱型の側面より吹出す吹出し口とし、流入条件として主流方向の風速は総流入量を流入面積で除して算出した。乱流統計量 k, ϵ は第2章の詳細解析における同位置の平均値を規定する。解析空間を Figure6、解析条件を Table2 に示す。メッシュ分割は天井近傍は 2.5 cm 間隔、それ以降は 1m ごとに 5cm、10cm と段階的に大きくする。

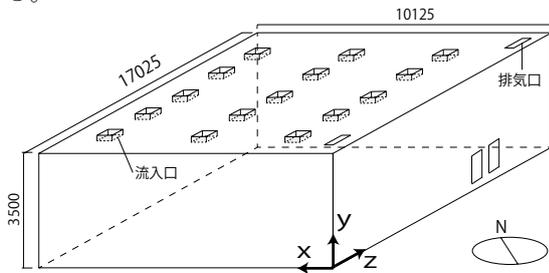


Figure 6 Analysis Area

Table4 Analysis Condition

解析ソフト	Fluent 15.0.7
メッシュ数	2,903,458
乱流モデル	標準k-ε乱流モデル
移流項差分	QUICK
解析方法	定常解析 (SIMPLE)
流入境界条件	2.59m/s
流出境界条件	天井側排気口: 2.3m/s 側壁排気口: 1.6m/s
壁面境界条件	標準壁関数 (対称面以外) Free-slip (対称面)
温度条件	等温

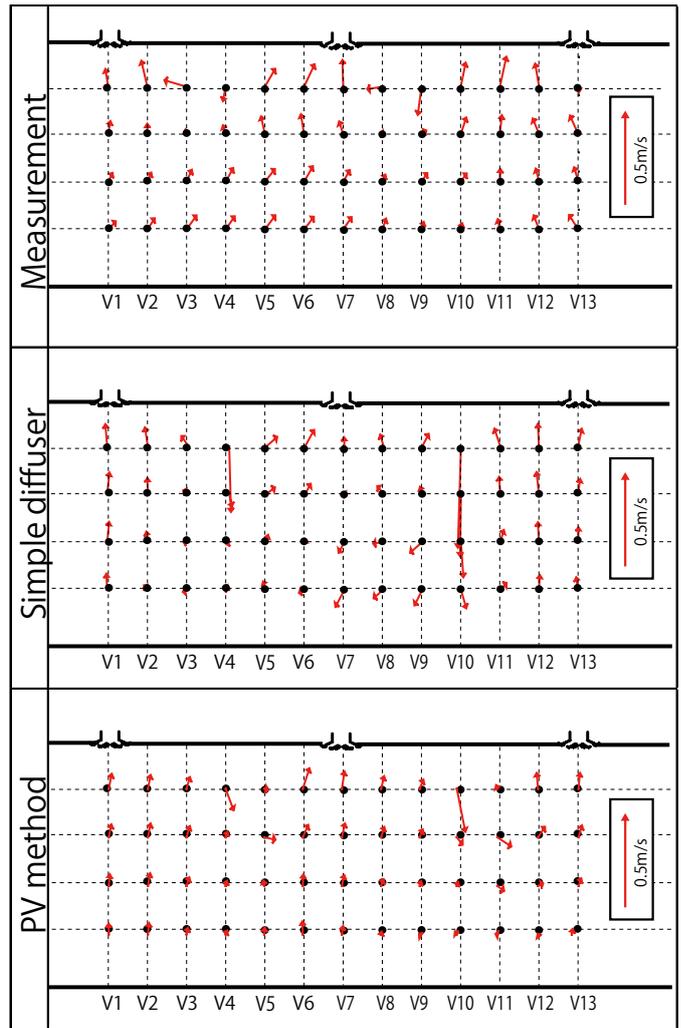


Figure14 Velocity vector

3.4 P. V. 法を適用した室内気流解析

BOX 法と同様 PV 法は吹出し口近傍に吹出し境界を設定し、ある程度離れた距離に主流に直交する風速規定面を設定するものである⁴⁾。風速規定面では風速 x 軸成分および z 軸成分について、同位置における第2章の詳細解析結果を規定する。流入境界は前項と同様に単純な矩形として天井面中央に設け、流入条件も同様に規定する。仮想境界として風速を規定する点を Figure7 に示す。仮想境界面はディフューザー中央を中心とした 60cm × 60 cm の正方形型に規定する。仮想境界面の鉛直方向の厚さは 10cm とし、2.5 cm ごとに計 4 点の風速規定点を定める。この仮想境界点は 15 個の吹出し口についてそれぞれ吹出し口の中心を原点として1つのディフューザーにつき計 384 点規定する。解析空間、解析条件およびメッシュ分割は前項と同様である。

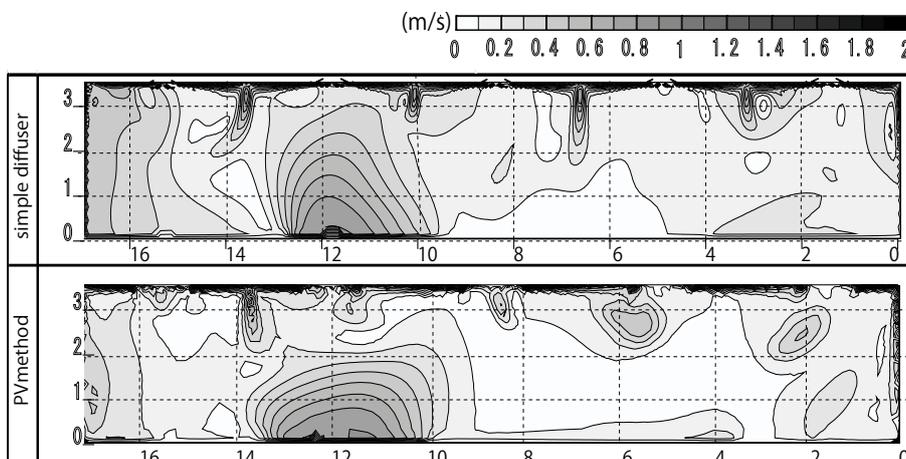


Figure11 yz velocity distribution (x=5.175m)

3.5 結果

Figure11 に天井面からの距離が 1.25cm の xy 断面における風速分布結果を示す。単純開口モデルでは、開口部から直進的に気流分布が広がっており、本来ならば放射状に吹出すと思われるアネモ型ディフューザーの風速分布を再現できているとは言い難い。P.V. 法を適用した解析ケースでは、単純開口モデルの結果と比較すると放射状に広がるアネモ型ディフューザーの風速分布をよく再現できていることが分かる。x=517.5cm 断面における yz 風速分布図を Figure12 に、風速ベクトル図を Figure13 に測定結果と共に示す。測定、解析結果ともにディフューザーから発生する壁面流の衝突により、吹出し口の間で下向きに強い風速が発生していることが分かる。また、側壁に設置された吸込み口の周囲で強い気流が発生し

ている。

4. おわりに

本報では、複雑な形状の空調吹出し口を有する室内気流の CFD 解析について、アネモ型ディフューザーを対象に計算負荷軽減手法の適用について検討した。まず、モデリング手法に使用する境界条件を作成するため、詳細解析を行いディフューザーの吹出し気流性状を把握した。次に、実際に存在する複数のアネモ型ディフューザーを有する室を対象に、計算負荷軽減手法を適用した室内気流解析を行った。その結果、モデリング手法を適用した解析結果はある程度精度よく室内の気流分布を再現できていることが分かった。今後は、複数の複雑な空調吹出し口を有する室の室内気流の詳細解析を通して、計算負荷軽減手法の精度検証を行い、実際の計算負荷を比較

することで性能検証を行う。また、モデル化手法の仮想境界面の適切な位置や形状について検討を行う予定である。

参考文献

- 1) 岡市敦雄, 佐藤隆二, 山中俊夫, 甲谷寿史: ディフューザー吹出し噴流の閉鎖空間内性状に関する研究, 日本建築学会大会近畿支部研究報告集第 39 号 pp181-184, 1999. 5
- 2) 澤田昌江, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 山中俊夫: アネモ型ディフューザーを空調吹出し口に用いた室の気流解析に関する研究 (その 11) 非構造格子 CFD 解析に基づく吹出し気流の BOX 法, 日本建築学会近畿支部研究報告集第 52 号, 環境系 pp. 201-204, 2012, 6
- 3) 安本浩江, 甲谷寿史, 山中俊夫, 桃井良尚, 相良和伸: 複雑な形状の吹出し口を有する室内気流の CFD 解析に関する研究 (その 8) 噴流理論を用いたアネモ型ディフューザー冷房設定時の吹出し気流性状把握複雑な形状の吹出し口を有する室内気流の CFD 解析に関する研究, 空気調和・衛生工学会学術講演会論文集, 第 5 巻 pp. 173-176, 2013. 9
- 4) 澤田昌江, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 山中俊夫, 安本浩江: 複雑な形状の吹出し口を有する室内気流の CFD 解析に関する研究 (その 6) 吹出し気流のモデル化における境界条件の検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp101-104

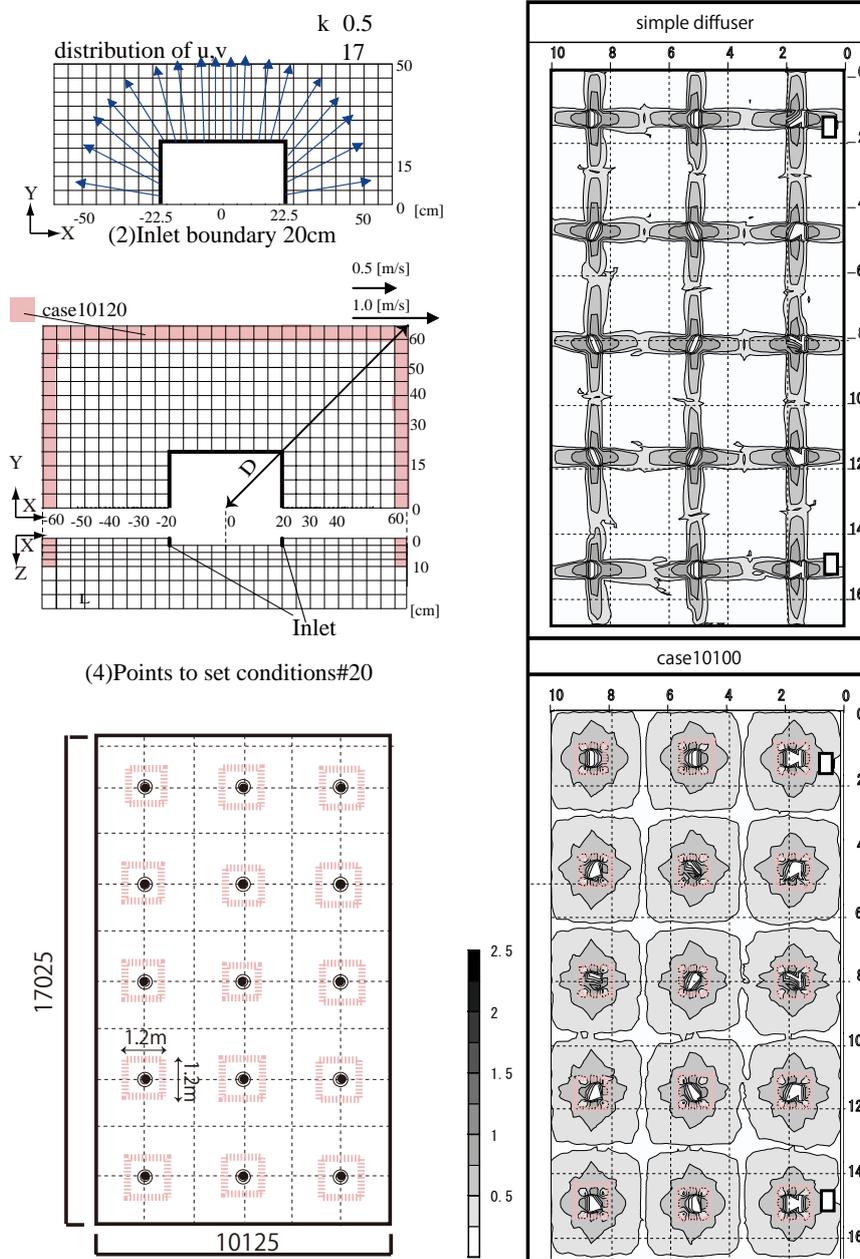


Figure10 Virtual face to set condition

Figure11 xz velocity distribution (y=3.875m)

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
Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen
(Part3) Influence of Hood Size on Capture and Containment Efficiency
of Combustion Gas and Cooking Effluence

○藤村 倫子 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 増井 一徳 (大阪大学)
 Noriko FUJIMURA *¹ Toshio YAMANAKA *¹ Hisashi KOTANI *¹
 Yoshihisa MOMOI *¹ Kazunobu SAGARA *¹ Kazunori MASUI *¹
 *¹ Osaka University

In a commercial kitchen, a large ventilation rate is needed and energy consumption becomes large because a large amount of effluence of heat and cooking substances need to be removed. To make kitchen comfort and reduce the energy, it is important to remove them efficiently by minimum exhaust flow rate. In this paper, the change of capture and containment efficiency was measured in different size of hood. And also, in order to know the details of the situation, wind velocity and concentration of combustion gas and cooking effluence were measured.

はじめに

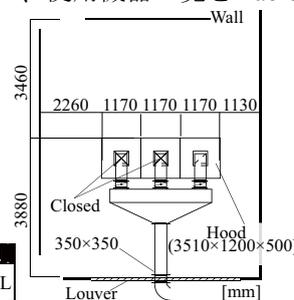
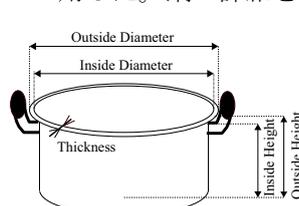
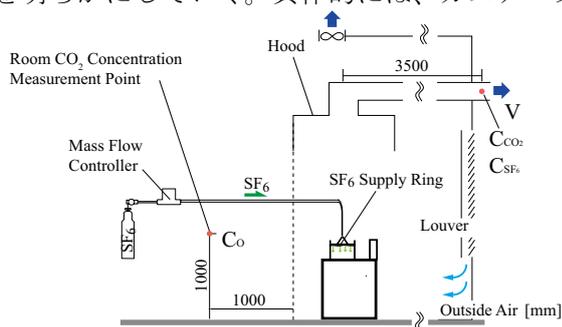
業務用厨房では調理作業により、食材から発生する揮発成分や油分を含んだ蒸気等の調理生成物質が発生したり、燃焼を伴う調理器具を用いる場合には燃焼廃ガスが発生するため、これらが厨房内に滞留しないよう除去する必要がある。山中¹⁾はフード捕集現象を、捕捉と保持に分けて扱うことを提案した。本研究では、これらの原理を明らかにすることを目的として、フードサイズ及びフード排気量を変化させることにより、フードの捕集率の変化を把握し、捕集メカニズムを明らかにしていく。具体的には、ガステーブル

コンロ使用時のキャノピーフードの捕集現象を対象とし、同一排気量でフード面積の大小、すなわちフード面風速の大小がフード捕集率に及ぼす影響を実験により把握する。また、捕集メカニズムをさらに明らかにするため、捕集率測定に加え、フード下端周辺の濃度及び風速も測定する。

1. 実験概要

1.1 実験室及び実験機器

実験空間の立面図及び平面図を Fig. 1 及び Fig. 2 に示す。実験に用いる調理機器は百瀬²⁾と同じコンロを対象とした。鍋は百瀬²⁾と同一器具を使用できなかったため、数種の鍋の上昇気流を PIV(Particl Image Velocimetry) により測定し、最も性状に近いものを使用した。鍋の詳細を Table 1、使用機器一覧を Table 2、



Pot for Commercial Kitchen AZT0736	Outside Diameter	Inside Diameter	Outside Height	Inside Height	Capacity	Thickness	Material
	392[mm]	360[mm]	166[mm]	164[mm]	17[L]	1[mm]	SUS304L

Measurement Item	Measuring Equipment	Manufacturer	Measurement Interval
Room CO ₂ Concentration	Gas Analyzer VIA-510 Sampling Unit ES-510	Horiba Corp.	1[s]
In-duct CO ₂ Concentration	Gas Concentration Measurement Device URA-107	Shimadzu Corp.	1[s]
In-duct SF ₆ Concentration	Real-time Gas Monitor Type 1311	INNOVA	1[s]
Indoor Temperature	φ0.32mm T Type Thermocouple	—	1[s]
In-duct Temperature	φ0.32mm T Type Thermocouple	—	1[s]
SF ₆ Flow Rate Measurement	Mass Flow Controller FC 7710C	Advanced Energy Corp.	—
Wind Velocity	Ultrasonic Anemometer WA-590	KAIJO	0.1[s]

レンジの詳細を Table 3 に示す。

1.2 測定方法

燃焼廃ガス捕集率は、燃焼廃ガス中の CO₂ を対象とした。また、調理生成物質捕集率は、最大出力で連続沸騰状態を保った湯面に、鍋上面の供給リングより均等に供給した SF₆ をトレーサガスとした。排気 CO₂ 濃度および SF₆ 濃度は排気ダクト内にて定常確認後約 5 分間測定し、その平均値を捕集率算出に用いた。フード下端周辺での濃度・風速測定においても定常確認後約 5 分間測定した。捕集率測定の詳細概要を Fig. 3、濃度・風速の測定箇所を Fig. 4 に示し、各捕集率算出式を式 (1)、(2) にそれぞれ示す。

$$\eta_{\text{gas}} = \frac{V(C_{e(\text{CO}_2)} - C_{r(\text{CO}_2)})}{M_{\text{CO}_2}} = \frac{V(C_{e(\text{CO}_2)} - C_{r(\text{CO}_2)})}{V_p(C_{E_p(\text{CO}_2)} - C_{R_p(\text{CO}_2)})} \quad (1)$$

$$\eta_{\text{cook}} = \frac{VC_{e(\text{SF}_6)}}{M_{\text{SF}_6}} = \frac{VC_{e(\text{SF}_6)}}{V_p C_{E_p(\text{SF}_6)}} \quad (2)$$

1.3 実験条件

実験条件は、フードサイズ、排気量についての影響を検討できるように設定した。調理機器については、鍋の中心を排気口の中央下に設置し、SF₆ 供給リングの中心が鍋の中心と一致するように設置した。

1.3.1 フードサイズ条件

排気フードは大きさを 3 段階に変更できるようになっており、今回の測定では最大幅である 3510mm×1200mm×500mm(hood_3) 及び、その約 1/3 の大きさである 1170mm×1200mm×500mm(hood_1) のものを使用した。フードサイズの概要を Fig. 5 に示す。

Table 3 Details of The Gas Range

Heat Source	Gas Range for Commercial Kitchen
Input Capacity	14.5[kW]
Appliance Shape	899(Width)×602(Depth)×807(Height)
Appliance Name	RSB-096(For City Gas)
Manufacturer	Rinnai Corp.

Table 4 Conditions of The Experiment

Hood Size	Exhaust	KQ Value	Face Velocity
1170 × 1200 mm	540m ³ /h	40KQ	0.11m/s
	861m ³ /h	64KQ	0.17m/s
	1003m ³ /h	74KQ	0.2m/s
	1183m ³ /h	88KQ	0.24m/s
	1504m ³ /h	111KQ	0.3m/s
3510 × 1200 mm	540m ³ /h	40KQ	0.04m/s
	861m ³ /h	64KQ	0.06m/s
	1183m ³ /h	88KQ	0.08m/s
	1504m ³ /h	111KQ	0.1m/s
	3041m ³ /h	225KQ	0.2m/s
	3897m ³ /h	289KQ	0.26m/s

1.3.2 フード排気量条件

実験条件の一覧を Table 4 に示す。排気量は、hood_1 については 540 ~ 1504m³/h を 5 段階に分け、hood_3 については 540 ~ 3897m³/h を 6 段階に分けた。これらの条件はガス機器使用時の必要換気量である 40KQ(KQ: 理論廃ガス量 [m³/h])、フード幅 1170mm の場合において設計で多く使用される面風速 0.3m/s を含む条件であり、フードの大小の違いにより面風速が異なることの影響を明らかにすることを意図している。しかし、装置の都合により、最大風量でも

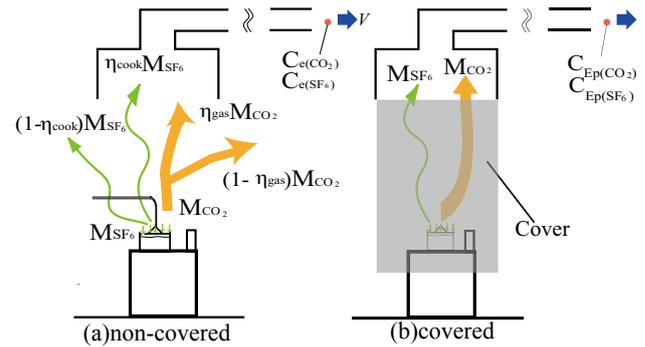


Fig. 3 Outline of Capture Efficiency

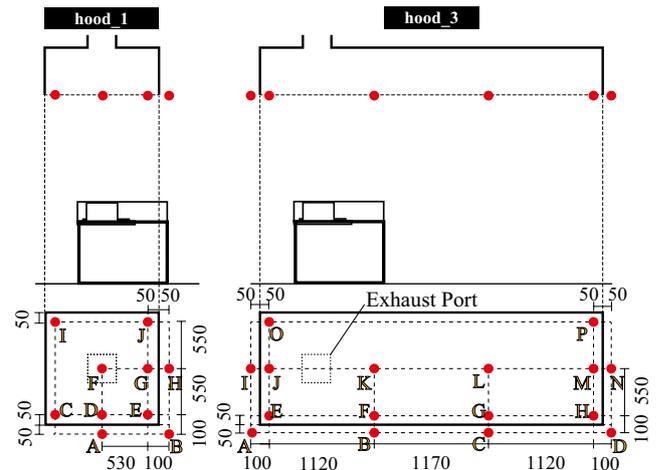


Fig. 4 Measuring Points

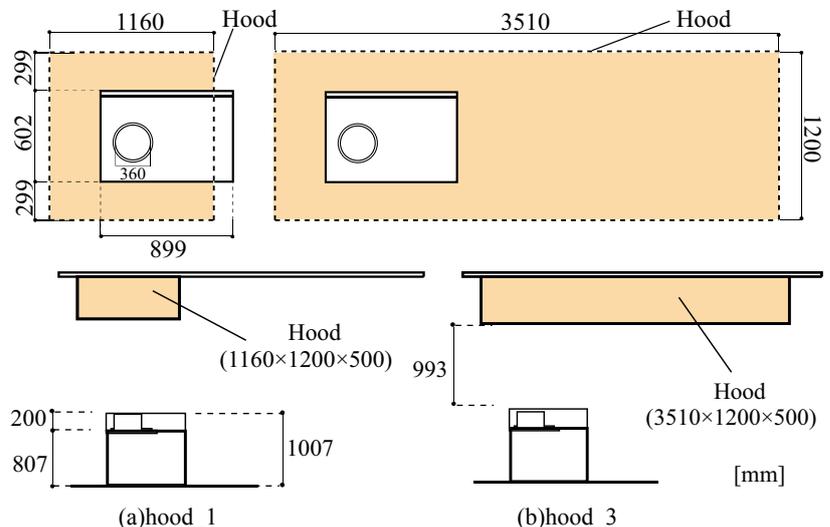


Fig. 5 Hood Size

hood_3 の面風速 0.3m/s の条件である 4562m³/h を達成できなかったため、3897m³/h での測定となった。濃度・風速測定においては捕集率測定で用いた排気量のうち、540m³/h、1504m³/h の場合のみ行った。

2. 結果と考察

捕集率測定結果を Table 5 及び Fig. 6 に示す。また、濃度・風速測定結果を Fig. 7、Fig. 8 に示す。

2.1 フード排気量の影響

フード排気量が小さくなると、フードサイズによらず捕集率は低下した。同じフードサイズの濃度分布を比較すると、フード排気量が小さい場合の方が大きい場合よりも排気口下の濃度は低く、フードの端の濃度は高くなっている。また、風速分布を比較すると、フードの端での風速がフード排気量が小さい場合はほとんど下向きであるのに対し、大きい場合は上向きになる傾向が見られる。これらのことから、フード排気量が小さくなるにつれて燃焼廃ガス及び調理生成物質の捕捉効率、保持効率が低下したと推察される。

2.2 フードサイズの影響

フードサイズの違いは捕集率にほとんど影響を与えなかった。フード排気量 540m³/h の場合、フードの端の濃度は hood_1 と hood_3 でほとんど変わらないことが濃度分布を比較することにより分かる。hood_3 の幅は hood_1 と比較すると 3 倍ほど大きくなっている

Table 5 Capture Efficiency

Case	Experiment	
	SF ₆ Capture Efficiency [%]	CO ₂ Capture Efficiency [%]
hood_1_540	67.6	68.2
hood_1_861	92.3	92.3
hood_1_1003	98.2	96.6
hood_1_1183	98.1	98.2
hood_1_1504	99.5	99.1
hood_3_540	71.7	70.6
hood_3_861	95.2	94.0
hood_3_1183	100.8	99.7
hood_3_1504	100.2	99.9
hood_3_3041	99.9	99.1
hood_3_3897	99.8	100.0

ため、hood_3 のフードの端に到達する燃焼廃ガス及び調理生成物質の下向き風速は hood_1 と比べ小さくなる。そのため、hood_1 はフードの端で大きな下向き風速が発生し、hood_3 は広範囲に緩やかな下向き風速が発生する。また、フード排気量 1504m³/h の場合、hood_1 の濃度は全体的に高く、風速はフード内で全て上向きであるのに対し、hood_3 はフード内に下向き風速が存在するが、フードの端の濃度は非常に小さくなっている。よって、これらのことから、フードサイズが捕集率に影響を与えなかったと推察される。

おわりに

本報では、フード排気量及びフードサイズと捕集性能の関係を捕集率測定及び濃度・風速測定により把握した。今後は捕捉と保持を分離する手法、擾乱気流下における面風速と捕集性能の関係について検討する予定である。

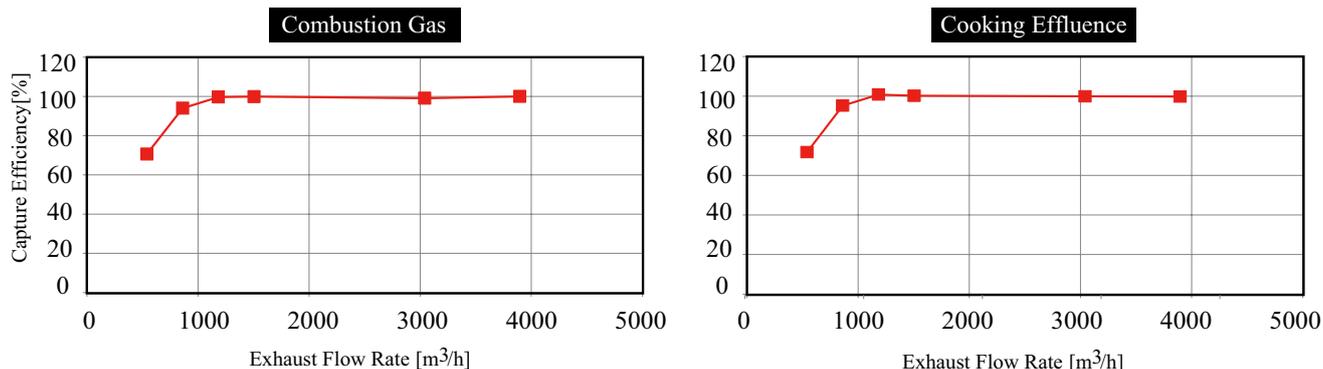
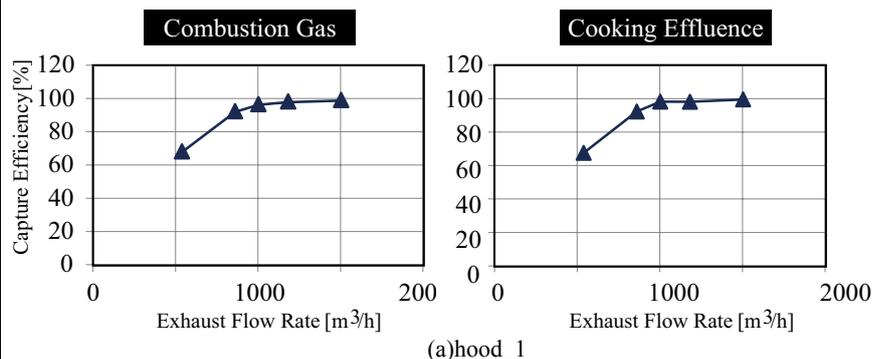
【謝辞】

本研究の一部は大阪ガス(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関係者各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

- 1) 山中：厨房の局所排気フードの捕集率と制御面風速、日本建築学会近畿支部研究報告集、pp.309-312、2014.06
- 2) 百瀬：室内環境予測に基づく業務用厨房の換気設計法に関する研究、大阪大学大学院工学研究科博士論文、2004.11

η_{gas} : 燃焼廃ガス捕集率 [-]	η_{cook} : 調理生成物質捕集率 [-]
M_{CO_2} : CO ₂ 発生量 [m ³ /h]	V : フード排気量 (通常捕集) [m ³ /h]
$C_{e(CO_2)}$: ダクト内 CO ₂ 濃度 (通常捕集) [ppm]	V_p : フード排気量 (完全捕集) [m ³ /h]
$C_{e(SF_6)}$: ダクト内 SF ₆ 濃度 (完全捕集) [ppm]	M_{SF_6} : SF ₆ 発生量 [m ³ /h]
$C_{i(CO_2)}$: 室内 CO ₂ 濃度 (通常捕集) [ppm]	$C_{e(SF_6)}$: ダクト内 SF ₆ 濃度 (通常捕集) [ppm]
$C_{i(SF_6)}$: 室内 SF ₆ 濃度 (完全捕集) [ppm]	$C_{e(CO_2)}$: ダクト内 CO ₂ 濃度 (完全捕集) [ppm]



(b) hood_3
Fig. 6 Capture Efficiency

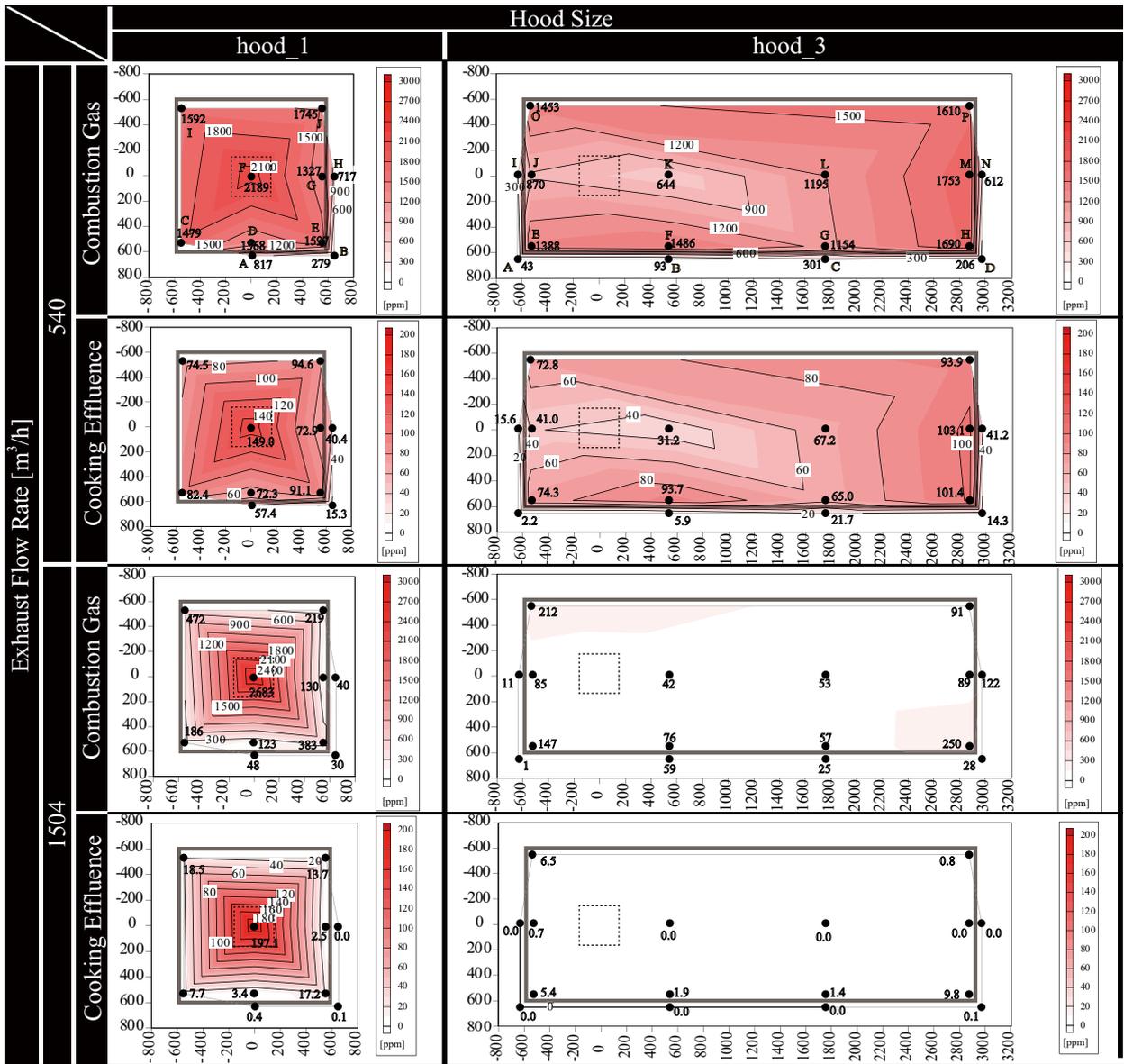


Fig. 7 Comparison of Concentration

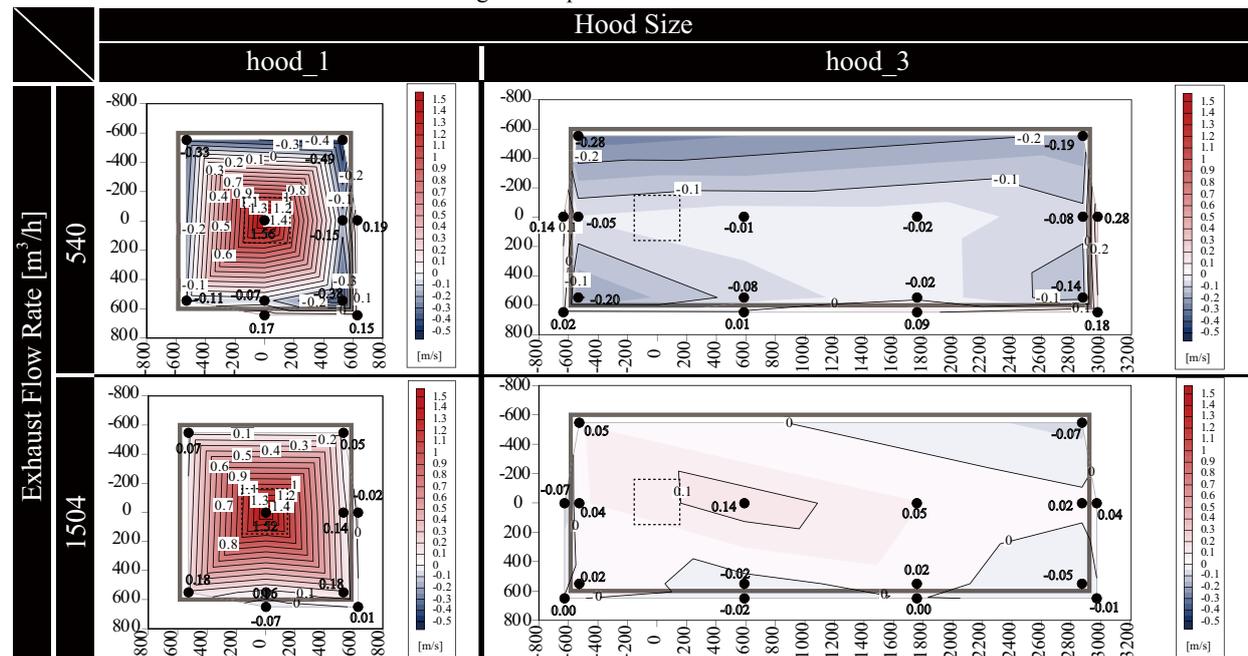


Fig. 8 Comparison of The Wind Velocity of The Height Direction

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4) 室内擾乱気流が捕集性能に及ぼす影響に関する CFD 解析
Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen
(Part4) CFD Analysis on Influence of Disturbing Airflow on Capture Performance

○増井 一徳 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 藤村 倫子 (大阪大学)
 Kazunori MASUI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1}
 Yoshihisa MOMOI^{*1} Kazunobu SAGARA^{*1} Noriko FUJIMURA^{*1}
^{*1}Osaka University

In a commercial kitchen, a large ventilation rate is needed and energy consumption can be large because a large amount of effluence of heat and cooking effluence need to be removed. To maintain a better kitchen condition, and save the energy consumption, it is important to remove them efficiently by minimum exhaust flow rate. Accordingly, ventilation rate principle comprised of the face velocity and KQ is taken into consideration. In this paper, the change of face velocity, which is caused by a different hood size and leads to a different capture efficiency, is discussed by means of CFD analysis.

はじめに

業務用厨房における必要換気量については、理論廃ガス量や電気容量に基づくもの、換気回数に基づくもの、フードの面風速に基づくもの等、種々の基準や指針がある。これら種々の基準・指針の根拠となる局所排気フードの捕集率に関する研究も枚挙にいとまがない。筆者らは、フード排気量の設計手法の現状調査により、設計者はフード面風速 0.3m/s での設計を行っていることが多いことを明らかにした¹⁾。これは、面風速 0.3m/s 以上確保されることで十分にフード捕集が行われることを、設計者が経験的に把握しているためと推察され、研究者による種々の捕集率測定実験でも示されている。しかしながら、このフード面風速を必要換気量の基準・指針とする物理的根拠は明確ではないため、フードの捕集メカニズムを明らかにする必要がある。前報²⁾では、フードサイズを変更させて捕集率及びフード下端周辺における風速・濃度を実験により測定し、捕集性状の考察を行った。本報では、既報³⁾の CFD モデルに改良を加えて精度

を検証した後、様々なデータから詳細に捕集性状について考察を行い、さらにそのモデルに室内移送流を追加した CFD 解析も行うことで、擾乱気流下における、フード面積の大小、すなわち面風速の大小がフード捕集率に及ぼす影響を把握する。

1 解析概要

1.1 解析空間

解析空間の平面図、立面図及びパースを Fig. 1 に示す。既報³⁾にて作成した CFD モデルでは、4 方向の壁の床面から高さ 800mm までの位置で解析空間への給気を行っていたが、hood_3 において、鍋からの上昇気流が給気の影響を受けて傾いていたため、今回は給気を床面から高さ 2000mm までの位置から行うことで給気風速を小さくするモデルにした。境界条件については既報³⁾と同様に設定した。

1.2 解析ケース

前報²⁾における捕集率測定時と同様に、フード幅が 1200mm 及び 3600mm の 2 つ、排気量は 40KQ と面風速 0.1m/s、0.2m/s、0.3m/s を含む条件で行った。

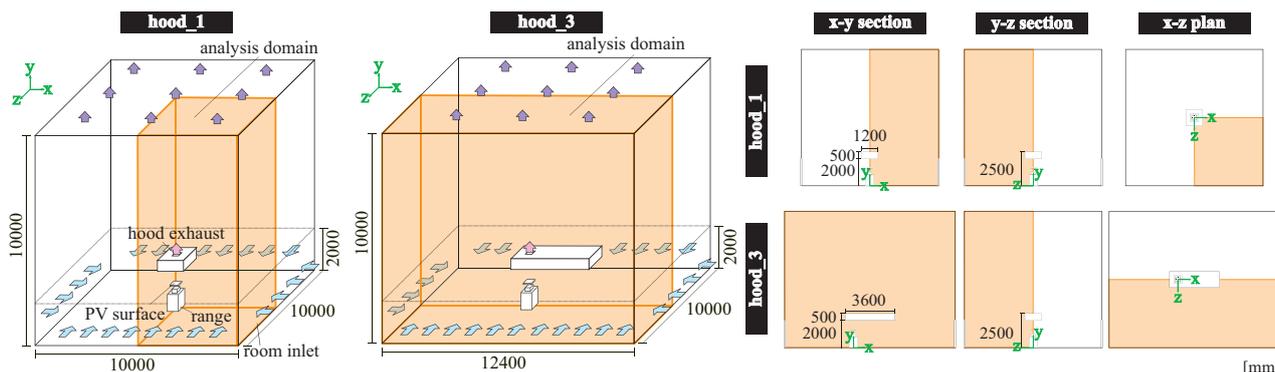


Fig. 1 Analysis domain

1.3 機器条件

本解析においても既報⁴⁾の上昇気流モデルを用いた。また、既報³⁾では燃焼廃ガスのみを対象としていたが、本報では調理生成物質のトレーサガスも発生させた。境界面に入力した条件を Table 1 に示す。

2 結果と考察

解析ケース及び捕集率結果を Table 2、実験で得られた捕集率の結果²⁾との比較を Fig. 2 に、フード下端面における上向き風速及び燃焼廃ガスのトレーサガス濃度を Fig. 3 に、床からの高さ 1.6 m から 2.4 m ま

Table 1 Boundary condition

Cell	Distance [m]	Velocity [m/s]	Temperature [°C]	Combustion Gas Mass Fraction [-]	Cooking Effluence Mass Fraction [-]	k [m ² /s ²]	ε [m/s ²]
A	0.057	1.017	88.66	0.0888	0.1388	2.33E-02	1.16E-02
B	0.126	0.744	66.41	0.0475	0.0434	1.24E-02	4.54E-03
C	0.170	0.544	51.37	0.0250	0.0135	6.65E-03	1.77E-03
D	0.204	0.397	41.20	0.0130	0.0041	3.55E-03	6.92E-05
E	0.233	0.290	34.33	0.0067	0.0013	1.90E-03	2.70E-04
F	0.283	0.155	26.55	0.0018	0.0001	5.41E-04	4.12E-05

mesh for modified PV method

Table 2 Analysis case and capture efficiency

Case	Hood Width [mm]	Exhaust [m ³ /h]	KQ Value [KQ]	Face Velocity [m/s]	Combustion Gas Capture Efficiency [%]	Cooking Effluence Capture Efficiency [%]
hood_1_540	1200	540	40	0.11	71.2	73.6
hood_1_861		861	64	0.17	91.4	93.4
hood_1_1003		1002	74	0.20	95.5	97.2
hood_1_1183		1183	88	0.24	98.4	99.8
hood_1_1504		1504	111	0.30	100.9	101.8
hood_3_540	3600	540	40	0.04	66.7	67.7
hood_3_861		861	64	0.06	90.1	90.1
hood_3_1183		1183	88	0.08	94.8	94.5
hood_3_1504		1504	111	0.10	97.4	96.8
hood_3_3041		3008	225	0.20	100.8	99.2
hood_3_4562	4562	338	0.30	100.5	98.2	

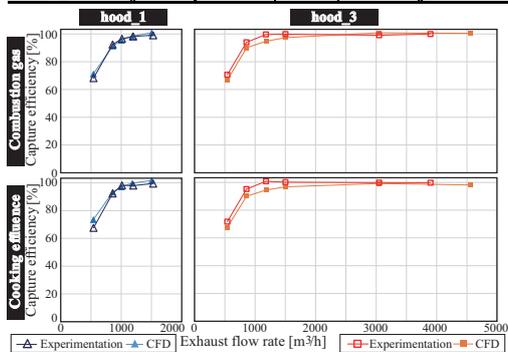


Fig. 2 Capture efficiency

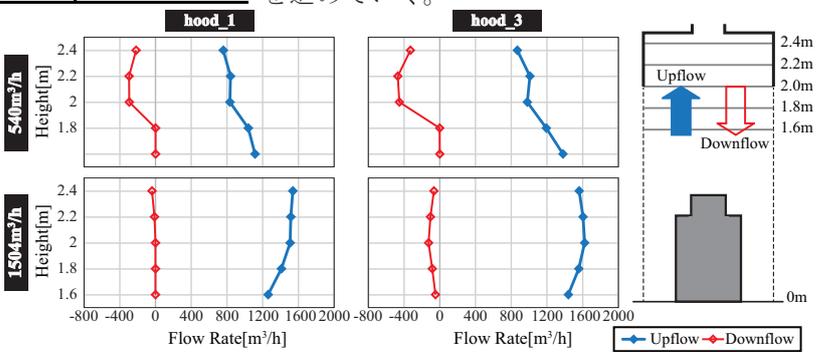


Fig. 4 Flow rate of upflow and downflow on horizontal plane

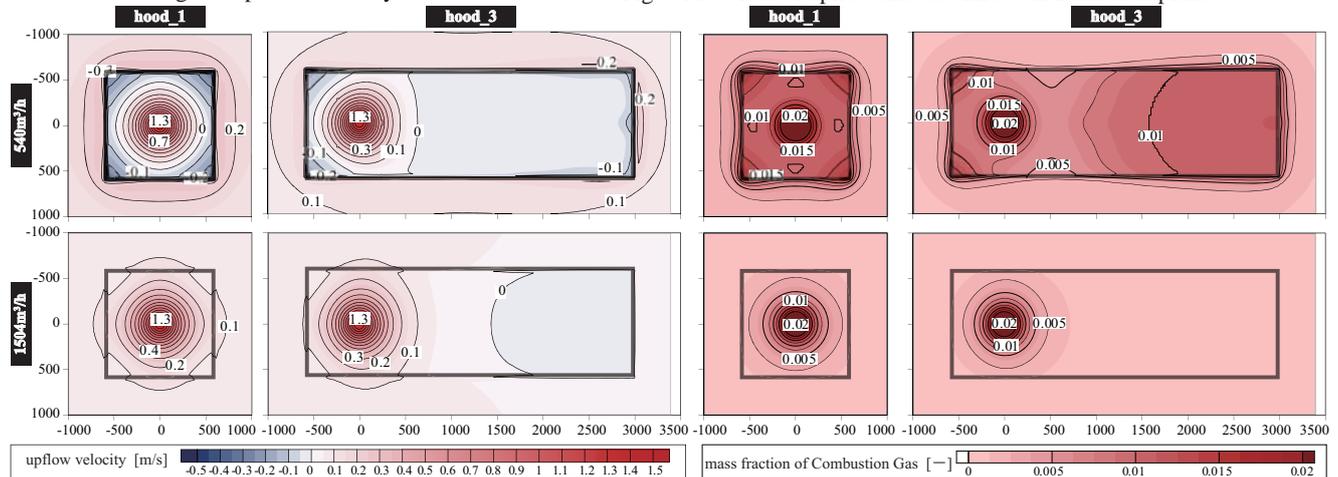


Fig. 3 Distribution of upflow velocity and combustion gas concentration on y=2000 horizontal plane

での 5 つの水平面におけるフードの範囲内での鉛直方向の気流の通過流量を Fig. 4 に示す。

2.1 CFD 解析の精度検証

Fig. 2 の通り全体の傾向として概ね一致しており、十分に現象を再現していると考えられる。したがって、このモデルに擾乱気流の条件を追加して解析を行った場合も、十分な精度を保つことが期待できる。

2.2 排気量の影響

Fig. 2 の通り、排気量が小さくなると捕集率は低下する。Fig. 3 より、同じフードサイズの条件において、排気量が小さくなることでフード下端における鉛直風速は小さくなっており、Fig. 4 より、フード下端より溢流する流量も増加していることから、保持効率が低下していると考えられる。

2.3 フードサイズの影響

Fig. 2 の通り、フードサイズが変化しても捕集率は同様の値を示す。しかし Fig. 3 より、フードサイズが大きくなると、下向きの風速が多く現れる傾向があり、Fig. 4 より、下向き流量も増加している。したがって、フード内に滞留する汚染物を誘引する気流がフード付近に存在する場合、hood_3 の方が影響を受けやすいと考えられる。したがって次章では、擾乱気流を加えた条件にて解析を行い、フードサイズと捕集性能の関係についてさらなる検討を進めていく。

3 解析概要

3.1 解析空間

前節で用いたモデルと同様の空間にて解析を行う。

3.2 解析条件

解析条件の一覧を Table 3 に示す。

3.2.1 排気量

hood_1 において、40KQ である 540m³/h 及び面風速 0.3m/s となる 1504m³/h を対象とした。

3.2.2 擾乱気流

Fig. 5 に示した仮想厨房における、カウンターから Table 3 Analysis case with disturbing flow

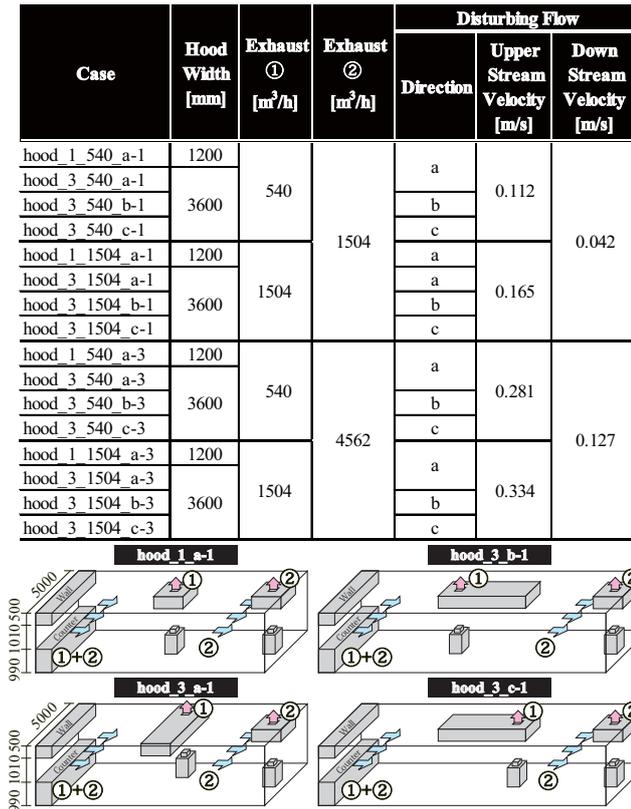


Fig. 5 Commercial kitchen sketch

Table 4 Capture efficiency with disturbing flow

Case	Combustion Gas Capture Efficiency [%]	Cooking Effluence Capture Efficiency [%]
hood_1_540_a-1	70.3	71.4
hood_3_540_a-1	58.7	59.0
hood_3_540_b-1	58.6	60.0
hood_3_540_c-1	59.6	61.0
hood_1_1504_a-1	95.8	95.6
hood_3_1504_a-1	88.4	87.1
hood_3_1504_b-1	90.3	90.6
hood_3_1504_c-1	90.7	91.0
hood_1_540_a-3	63.4	65.1
hood_3_540_a-3	49.4	49.7
hood_3_540_b-3	51.5	52.9
hood_3_540_c-3	58.4	59.9
hood_1_1504_a-3	89.4	89.7
hood_3_1504_a-3	80.9	79.9
hood_3_1504_b-3	83.5	83.9
hood_3_1504_c-3	89.4	89.8

の移送流を条件に追加した。移送流の流量は、解析対象とするフードと、壁際に設置されたフードの排気量によって決定した。室中央の排気量は 540m³/h と 1504m³/h、奥のフードの排気量はフード幅が 1200mm または 3600mm である場合に、それぞれで面風速が 0.3m/s となる 1504m³/h と 4562m³/h とした。また、既報⁵⁾によると、カウンターからの流入風速は約 0.1m/s ~ 0.2m/s 程度であるため、奥の排気量が 1504m³/h の時に、流入風速がその範囲内に収まるように、カウンター幅を 5000mm とした。また、hood_3 ではフードの長手方向に擾乱気流が流れる条件を追加した。

4 結果と考察

捕集率結果を Table 4、前章における同フードサイズ・排気量条件との捕集率の差を Fig. 6 に、移送流の向きと平行する方向の調理機器の中央断面における

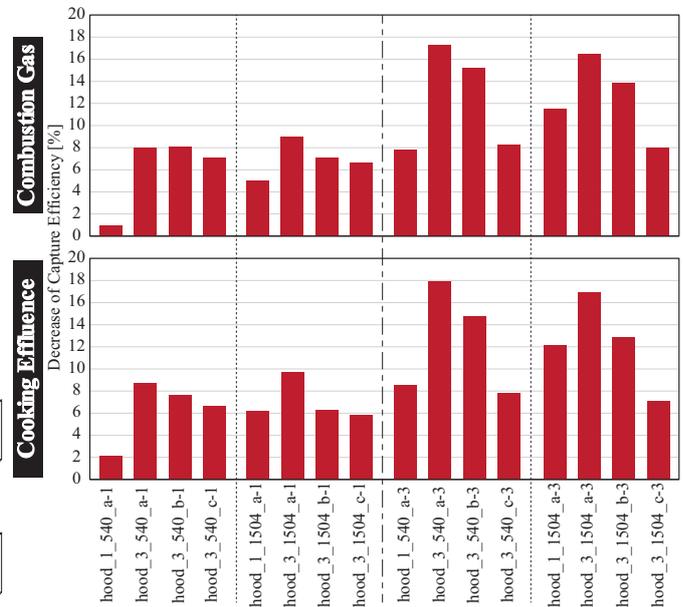


Fig. 6 Decrease of capture efficiency from the condition without disturbing flow

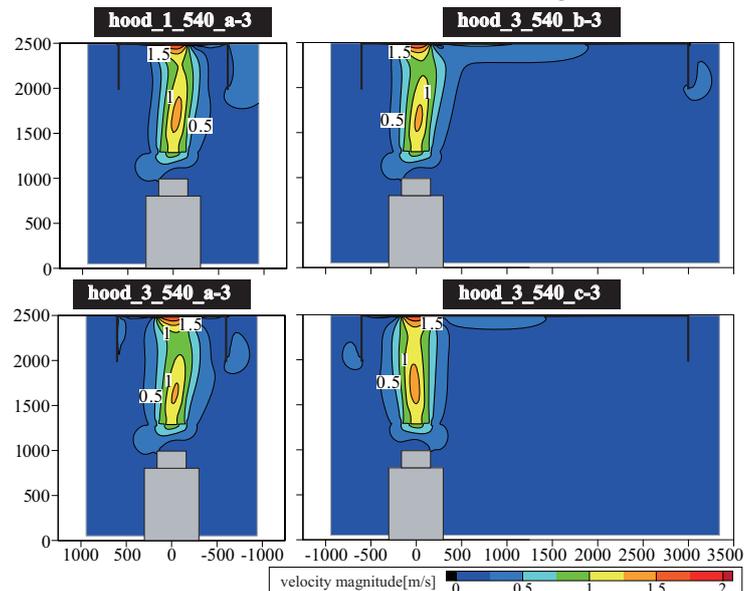


Fig. 7 Distribution of velocity magnitude on central plane of the current of disturbing flow direction

風速スカラー分布を Fig. 7 に、フード下端面における上向き風速のスカラー分布を Fig. 8 に示す。床からの高さ 1.6 m から 2.4 m までの 5 つの水平面におけるフード範囲内での鉛直方向の気流の通過流量を Fig. 9 に、各トレーサガスの質量流量を Fig. 10 に示す。

4.1 排気量の影響

排気量の大小により捕集率へ現れる影響に大きな差は見られないが、hood_1 では、排気量が低い方が捕集率の低下が小さくなっている。これは Fig. 7、8 より、擾乱気流が上昇気流を変形させ、擾乱気流の風下側での捕捉を妨げると同時に、風上側で発生していた溢流を抑える役割を果たすことで捕集率の低下を防いでいる。しかし 1504 m³/h の場合は、擾乱無し条件時に溢流が生じておらず、捕集率の低下を防ぐ要因が無いためであると考えられる。

4.2 フードサイズの影響

Fig. 6 の通り、フードサイズが大きくなると、擾乱気流によって捕集率が大きく低下した。Fig. 3 と Fig. 8 で、擾乱の有無による上向き風速分布の違いを比較すると、hood_3 では調理機器による上昇気流から離れた箇所でも風速が低下しているため、フード内に滞留する汚染物が擾乱気流によって誘引されている。Fig. 4 と Fig. 9 を比較すると、hood_1 では鉛直方向の流量に変化が見られないため、捕捉効率の低下が主な原因となり、捕集率が下がっていると考えられる。しかし、hood_3 においては下向き流量が増加しているため、捕

捉効率の低下に加えて保持効率の低下も作用し、捕集率に大きな差が現れたと考えられる。

おわりに

本報では、前報³⁾の結果との比較により改良を加えた CFD 解析の精度の確認後、捕集性状の考察を行い、同モデルに移送流の条件を加えることで、擾乱気流下では面風速が下がると、捕集率が低下することが分かった。今後は、捕捉と保持を分けて算出する手法を開発することで、面風速と捕集性能の関係についてさらに正確に把握する予定である。

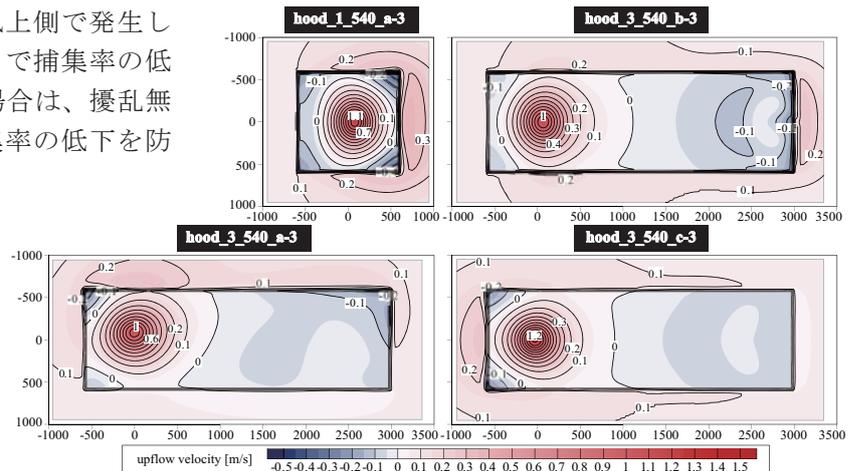


Fig. 8 Distribution of upflow velocity on y=2000 horizontal plane

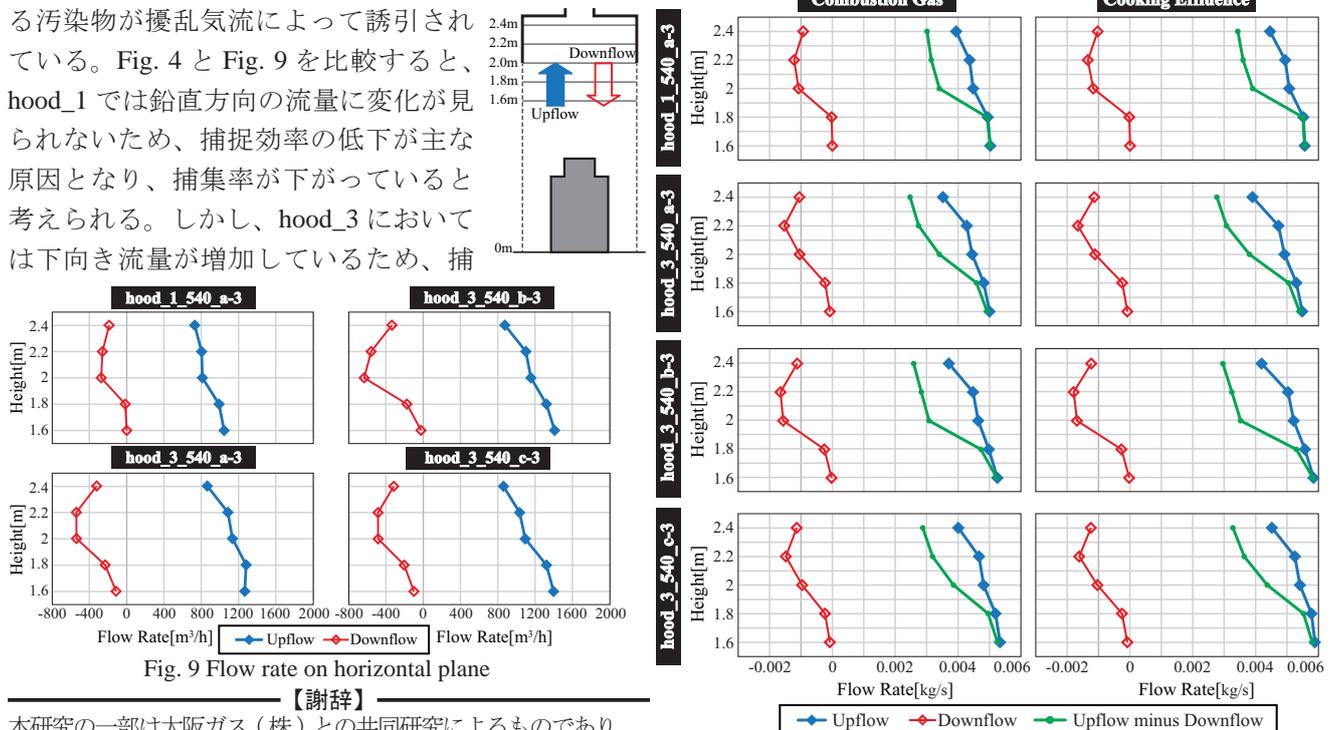


Fig. 9 Flow rate on horizontal plane

【謝辞】

本研究の一部は大阪ガス（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関係者各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

- 1) 豊村、甲谷、山中、桃井、相良：食堂を併設した業務用厨房の換気・空調システムに関する調査研究（その2）フード排気量設計手法に関するアンケート及び図面調査、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.1957-1960、2011.9
- 2) 藤村、山中、甲谷、桃井、相良、増井：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2）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・衛生工学会学術講演会講演論文集、2015.3（掲載予定）
- 3) 増井、山中、甲谷、桃井、相良：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2）CFDを用いたフード捕集性能に関する検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、第4巻 pp.161-164、2014.9
- 4) 百瀬、山中、甲谷：業務用レンジから発生する上昇気流の性状把握およびモデル化、日本建築学会環境系論文集、pp.49-56、2003.5
- 5) 北村、甲谷、山中、桃井、相良：食堂を併設した業務用厨房の換気・空調設計手法に関する研究（その4）実厨房においてエアコン吹き出し気流がフード吹出気流に及ぼす影響、日本建築学会大会学術講演梗概集 D-2、pp.683-684、2012.9

Fig. 10 Flow rate of tracer gas on horizontal plane

連続的データ同化法(VCA 法)を用いた屋外汚染の発生源位置と強度推定

Estimation of outdoor pollutant source by using variational continuous assimilation method

○松本 貴也 (大阪大学)
 松尾 智仁 (大阪大学)
 井上 義雄 (大阪大学)

近藤 明 (大阪大学)
 嶋寺 光 (大阪大学)

Takaya MATSUMOTO*¹ Akira KONDO*¹ Tomohito MATSUO*¹ Hikari SHIMADERA*¹ Yoshio INOUE*¹

*¹ Osaka University

For the case where hazardous pollutants are emitted to the outdoor environment, accurate information on pollution, especially the on pollutant source, is important for not only our safety but also the conservation of surrounding environment. In this study, the Variational Continuous Assimilation (VCA) method which modifies the numerical calculations by observed data was utilized to estimate the location and intensity of air pollutant source. The VCA method captured the location of contaminant source and the intensity with an overestimation less than 10%.

1. はじめに

化学薬品工場での薬品漏洩、移動タンク貯蔵所の輸送中の事故をはじめとして、汚染物質が外部に放出されるような事例は数多く存在する。我々の安全や周辺環境の保全のためにも、これらの汚染事故における汚染状況を把握する研究に関心が高まっている。

これらの事故における汚染状況を詳細に把握するためには、大気汚染物質の濃度分布だけでなく、発生源に関する情報が必要となる。これまで、観測や数値計算により得た情報から大気汚染濃度に対する推定が試みられてきた。

観測と数値計算にはそれぞれ長所と短所が存在する。観測では、用途に応じたセンシング技術の発達により、比較的精度が高精度、かつリアルタイムでデータを得ることが可能である。しかし、対象全域からデータを得ることはできず、データに欠損が生じてしまう。一方、数値計算では、対象全域を推定することが可能であるが、適切な初期条件や境界条件を与えることが難しく、モデル化による誤差といった様々な要因から推定精度が下がりやすい。

こうした観測と数値計算の欠点を補い合う手法として、本研究では Derber¹⁾が気象場の推定精度向上のために開発した連続的データ同化法 (Variational Continuous Assimilation method : VCA 法)に着目した。VCA 法を大気汚染濃度推定ために修正することで、汚染濃度分布だけでなく、発生源の位置と放出強度の推定が可能となり、汚染物質の放出事故の実態把握へのアプローチとして有効な手段となる。

2. VCA 法の概要

VCA 法は、観測値を用いて計算値を修正し、観測値に近づくように支配方程式に修正項を付加する方法である。修正項を求めるために、VCA 法では観測値と計算値の誤差からなる(1)式で定義される評価関数を用いる。

$$I = \frac{1}{2} \sum_{p=1}^P (\Psi^p - \tilde{\Psi}^p)^T (\Psi^p - \tilde{\Psi}^p) \quad (1)$$

ここで p は観測ステップ、 P は観測回数、 Ψ^p 、 $\tilde{\Psi}^p$ はそれぞれ時刻 t_p における計算値ベクトル、観測値ベクトル $()^T$ は転置行列を表す。

観測値と計算値の誤差を小さくするために、修正項を加えた支配方程式を式(2)に示す。

$$\Psi^n = A^n (\Psi^{n-1}) + \lambda^n \varphi \quad (2)$$

ここで n は計算ステップ、 A^n は Ψ^{n-1} から Ψ^n への変換行列、 $\lambda^n \varphi$ は修正項である。

支配方程式に加えた修正項 $\lambda^n \varphi$ は、物質輸送方程式のアナロジーから、汚染源の発生項とみなすことができる。 λ^n は時間的な分布を示す行列で、放出があるときは単位行列、放出がないときには零行列とした。また、 φ は空間的な分布を示すベクトルである。VCA 法では、評価関数 I を最小化するようなベクトル φ を決定する。評価関数 I のベクトル修正ベクトル φ の導関数は式(3)で表される。

$$\frac{\partial I}{\partial \varphi} = \sum_{p=1}^P \frac{\partial \Psi^p}{\partial \varphi} (\Psi^p - \tilde{\Psi}^p) \quad (3)$$

ここで、 φ は式(4)に示す最急降下法による繰り返し計

算により、式(3)の導関数が0になるように最適化を行う。

$$\varphi^{k+1} = \varphi^k + \alpha \frac{\partial I}{\partial \varphi} \Big|_{\varphi=\varphi^k} \quad (4)$$

ここで、 k は繰り返し回数であり、 α は修正ベクトルの変化幅を定める学習係数である。

3. 発生源推定モデルの検証手法

3.1 検証における VCA 法と数値計算

VCA 法の妥当性の検証には、数値計算を用いた。正しい発生源情報を用いた数値計算結果を正解値とし、正解値から抽出した観測位置の濃度情報を観測値として用いた。発生源に関する情報を与えず計算を行った数値計算結果に対して、観測値を同化させ、数値計算を修正した。

ここで、数値計算から得られた情報を観測値として与えることで観測誤差も計算誤差も存在せず、VCA についての評価を行うことができる。VCA の検証では、得られた計算結果が、正解値をどの程度再現できるのか、また、発生源の位置と放出強度がどの程度再現されたのかを評価した。

数値計算には、有限体積法により離散化を行い、圧力解法には、SIMPLE 法²⁾を用いた。移流・拡散項の差分法にはべき乗則を用い、乱流モデルには、標準 $k-\varepsilon$ モデルを用いた。

3.2 計算条件

計算領域の平面図と立面図を Fig.1 に示す。計算対象領域として、3 次元屋外での汚染物質の貯蔵区画を想定した。9 m×5.25 m×3 m の区画を 0.25 m 均一のメッシュで分割し、x 方向に 1.0 m/s の一様な風を与えた。貯蔵所として直方体の建物を配置した。発生源位置は、貯蔵所の上部の 1 メッシュに、放出強度を 1 g/m³/s とし、汚染物質が 1 秒間連続放出されたと仮定した。全計算時間は放出開始から 20 秒とした。

発生源の存在する $z = 1.625$ m 面、および $x = 3.375$ m 面の流れ場を Fig.2 に示す。

観測点は Fig.3 のように 3 ケースの配置を想定した。観測点は、発生源から x 方向に 1 m, 3 m, 5 m 離れた x-z 面に、それぞれ 0.75 m 間隔に 3×3 の 9 か所設け、1 秒間隔で観測が実施されるとした。正解値の計算結果から、これらの観測点のあるメッシュの濃度情報から、観測値を作成した。

発生源の放出開始時刻を 0 s とした正解値の計算結果濃度場分布の時間変化を Fig.4 に示す。

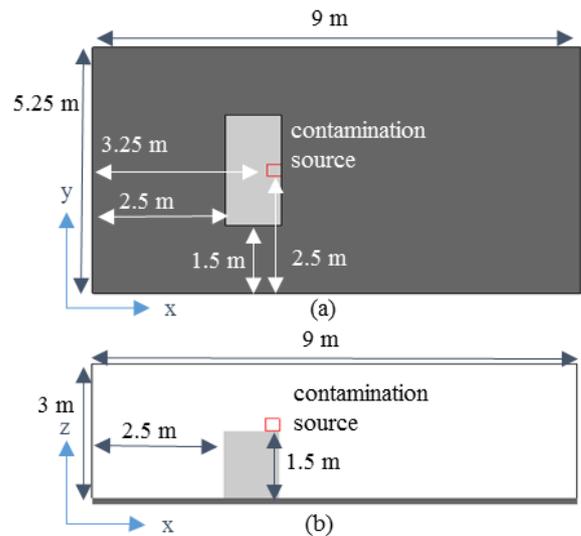


Figure.1 Object domain (a) plan (b) elevation

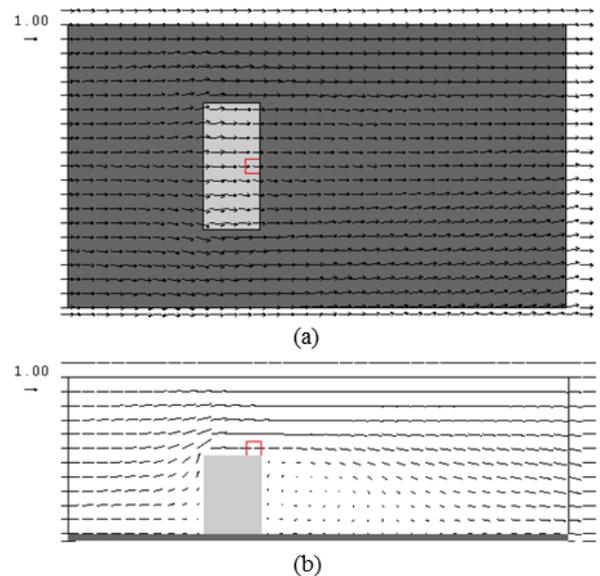


Figure.2 Flow field (a) $z = 1.625$ m (b) $x = 3.375$ m

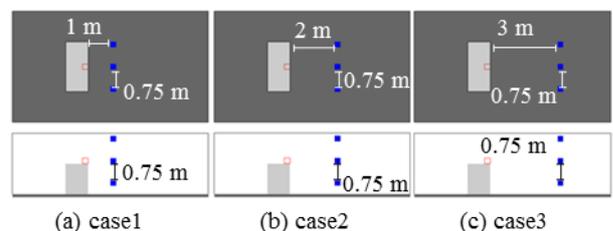


Figure.3 Observation point

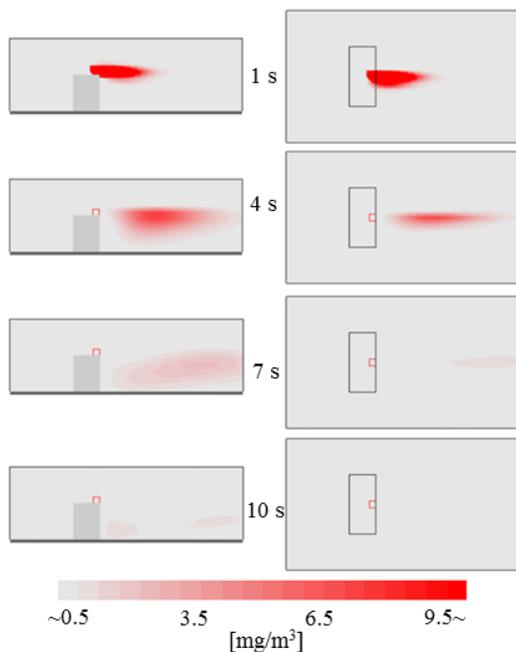


Figure.4 Contamination field (True value)

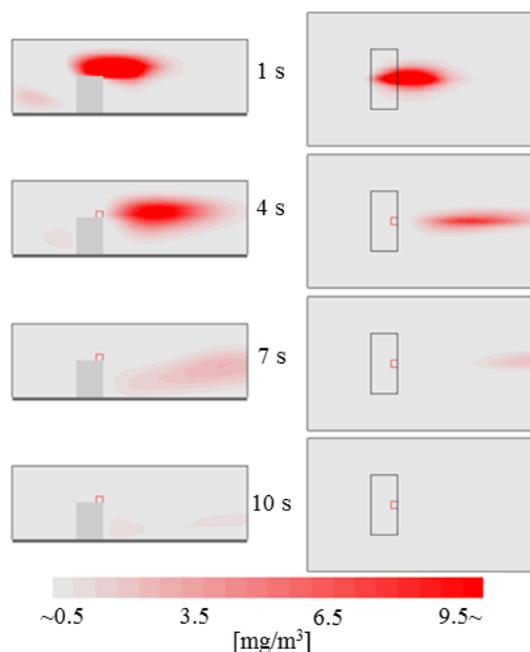


Figure.6 Estimated Contamination field (case2)

4. 結果と考察

4.1 大気汚染濃度分布

VCA 計算により推定された 3 ケースにおける濃度分布を Fig.5 から Fig.7 に示す。観測点が発生源に近いほど濃度分布はよく再現されているが、発生源よりも風上側にも濃度分布が生じた。これは風上側に観測点を配置していないことや、発生源に近いと観測点が鉛直方向の濃度分布を捉えることができないことが理由として推測される。

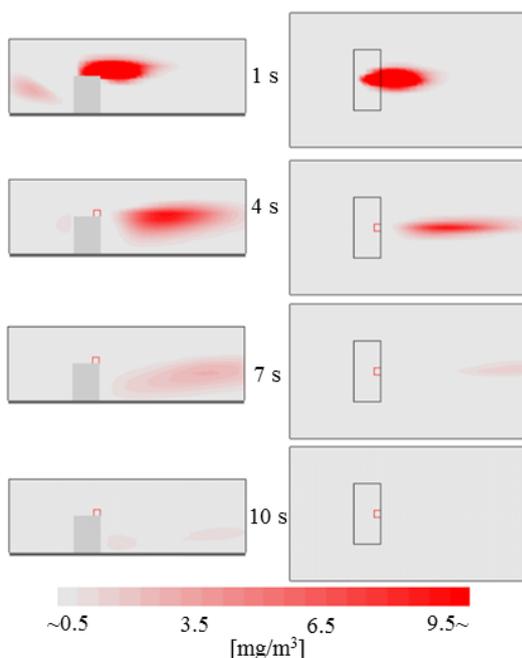


Figure.5 Estimated Contamination field (case1)

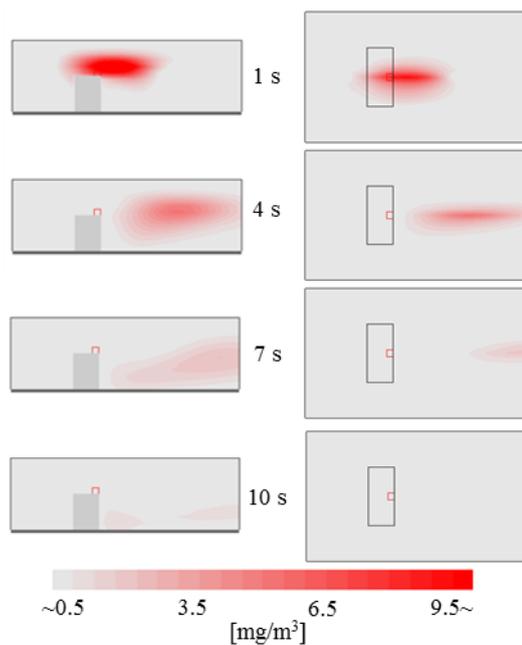


Figure.7 Estimated Contamination field (case3)

濃度場の推定結果の評価には、式(6)および(7)に示す計算対象領域全体における濃度の平均二乗誤差(Root Mean Square Error: RMSE)と平均絶対誤差(Mean Absolute Error: MAE)を用いた。

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{M_{all}} \sum_{l=1}^{M_{all}} (\psi_{l,true} - \psi_{l,calc})^2} \quad (6)$$

$$MAE = \frac{1}{M_{all}} \sum_{l=1}^{M_{all}} |\psi_{l,true} - \psi_{l,calc}| \quad (7)$$

ここで、 M_{all} は計算対象メッシュの総数、 $\psi_{l,true}$ 、 $\psi_{l,calc}$ はそれぞれ l 番目のメッシュにおける濃度の正解値と、

計算値を示す。また、修正前の計算値の誤差に対する VCA 法を適用した場合の誤差の大きさは、推定結果の RMSE を VCA 法の適用による修正を行う前の計算値の RMSE で除すことで、正規化して用いた。正規化を施した RMSE を正規化 RMSE と呼ぶことにする。Fig.8 に各時 3 ケースの正規化 RMSE と MAE の時間変化を示す。

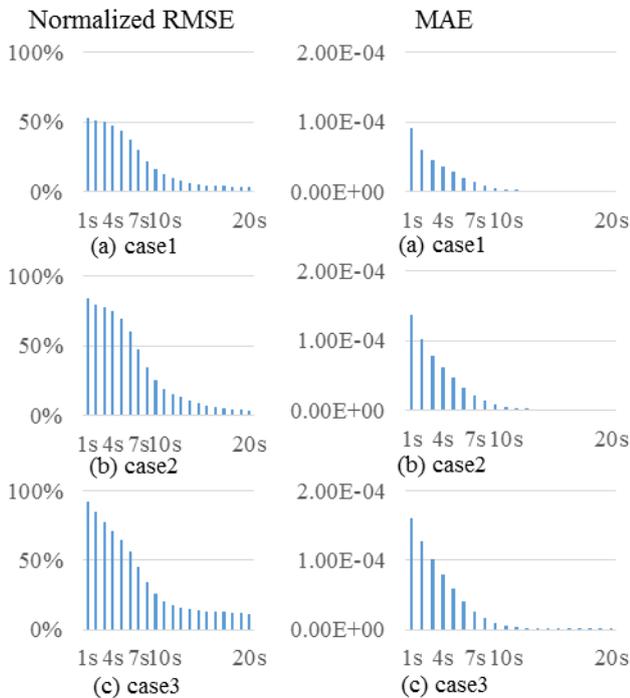


Figure.8 Normalized RMSE and MAE

発生源と観測点が近いほど放出開始時の濃度がよく再現されていた。時間が経過するほど拡散と境界外への流出量が大きくなるため全体として、誤差は小さくなった。

4.2 発生源の位置と放出強度の推定

放出強度は、修正ベクトルの総計として表した。3 ケースにおける放出強度を Figure.9 に示す。case1 で比較的よく再現されているが、全体として過大評価であった。また、case2 と case3 では観測距離による違いは見られなかった。

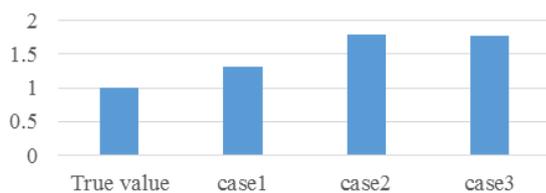


Figure.9 Source intensity

放出位置の推定には、全体に占める修正の大きさを示すために、全修正項に占める割合が 50% と 90% を閾値として用いた。修正項が大きいものから順にメッシュを抽出し、全修正項に占める割合が合計で 50% と 90% となる

範囲を Figure.10 に示す。case1 では位置がよく推定されており、観測距離が離れるほど放出位置が広がり、発生源位置以外にも修正項が生じる。

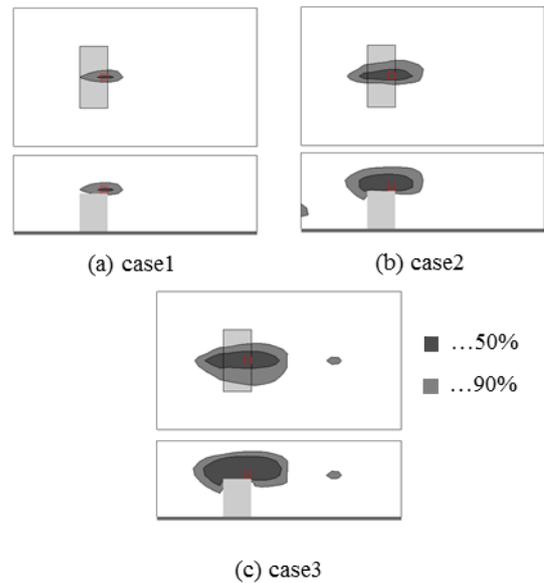


Figure.10 Source location

5. 結論

本研究では 3 次元空間の汚染状況把握のため、VCA 法を用いて未知の汚染物質発生源の推定を行った。単一瞬時放出源に関して、発生源との距離が近いほど、位置をよく推定できたが、汚染濃度分布と放出強度の精度は高いとはいえない。今後の展望として、同一平面での観測点間隔のといったセンサ配置の再検討等により、より高精度で推定が行えるような条件を模索するとともに、常時放出の発生源や複数の発生源についても検証を試みる。

参考文献

- 1) Derber, J.C.: A Variational Continuous Assimilation Technique, Mon. Weather Rev., 1989, 117, 2437-2446.
- 2) スハス V. パタンカー (著)、水谷幸夫 (訳)、香月正司 (訳) : コンピュータによる熱移動と流れの数値解析, 130-136, 1985