空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

高層オフィスビルの風力・重力併用型自然換気設計手法に関する研究
（その 1）ボイド切替階と外部風速が自然換気量に及ぼす影響の評価
Design Method of Wind and Buoyancy Induced Natural Ventilation System for High-Rise Office Building
(Part 1) Influence of Switching Floor of Void and External Wind Velocity on Natural Ventilation Rate

○佐藤　可奈　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　崔　ナレ　（大阪大学）
布上　亮介　（竹中工務店）　　中北　直樹　（竹中工務店）
田中　英之　（竹中工務店）　　三畑　一　（竹中工務店）

Kana SATO[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]
Ryousuke HOGAMI[*2]　Naoki NAKAKITA[*2]　Hideyuki TANAKA[*2]　Makoto MIHATA[*2]
[*1]Osaka University　[*2]Takenaka Corporation

In recent years, the number of high-rise office buildings that introduce natural ventilation (NV) is increasing. However, general NV design method is not yet been sufficiently established. To do this, understanding of the impact of both wind and buoyancy on natural ventilation rate needs to be acquied and it needs to be organized more systematically. This study presents a parametric study assuming a realistic high-rise office building with wind and buoyancy induced NV system by using flow network model. In this paper, we focus on the "switching floor" of NV void and external wind velocity, and their impact on natural ventilation rate is to be shown.

1. はじめに

近年、高層オフィスビルで自然換気導入の試みが増加している。しかし、高層建築の自然換気設計手法は確立されているとは言い難く、多数の項目について詳細な検討を繰り返して確認を行う必要がある。そのため、重要な設計パラメータに関する設計手法の体系的な整備が必要と考える。これまでにも自然換気の計画及び性能予測手法に関する研究事例は見られるが[1)]、風力の影響も含めた知見は十分にまとめられてはいない。本研究では現実的な重力・風力併用型の高層自然換気建物を想定し、逆流防止のために自然換気ボイドを複数本設置する場合の高層ボイドの開始階（以降､切替階）と外部風速に着目したパラメータ解析を回路網計算により実施した結果を報告する。

2. 対象建物概要

Fig. 1 に対象建物の概要を示す。対象建物は 30 階建のオフィスビルで、天井高は 2.9 m で東側コアとし、立地は大阪市内を想定する。自然換気ボイドは 2 本とし、うち 1 本は 4 ~ 8 F の低層フロアと 12 F 以上の中層フロアに接続して自然換気を行う屋外の低層ボイドとした。他方は 29 F までの高層フロアの自然換気用の高層ボイドとするが、ここではその開始階をボイドの「切替階」と呼称して解析パラメータとする。4 ~ 8 F の低層ボイド下部の面積は上部の約 1/3 を想定する。低層ボイドの 14 F 以上では偶数階のボイド中央部にテラスを想定した。一方、高層ボイドはボイド中央部に室、テラス、ボイドのみの三層 1 組構成とする。自然換気口は天井下部の横型スリット及びと窓面中央下部の縦型スリットとし、低層フロアには東面以外の 4 面に、中高層フロアには 5 面全てに設置する。

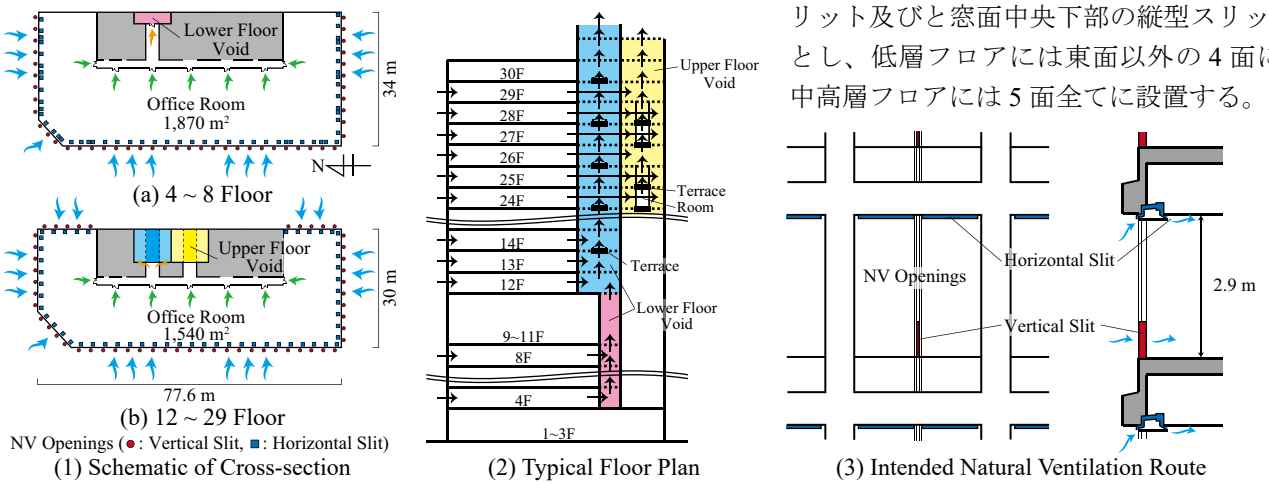


Fig. 1　Schematic of the Target Office Building

3. 風洞実験による風圧係数の取得

3.1 実験概要

換気回路網計算のための風圧係数取得を目的として風洞実験を行った。実験は **Fig. 2** に示す回流型風洞で行い、実街区を想定して対象建物から半径 400 m の範囲を 1/400 で模型化した。また、半径 400 m ~ 560 m の範囲でも規模が大きい建物は再現した。模型を設置せずに I 型熱線風速計を用いて 1.0 kHz で 66 秒測定した風洞内アプローチフローを **Fig. 3** に示す。風洞内風速は対象建物模型の最高高さ（373 mm）で 10 m/s に設定し、この動圧を風圧係数の基準動圧とした。また、風洞内基準静圧は風洞上流に設置したピトー管静圧とした。**Fig. 4** に対象建物模型の風圧測定点を示す。測定点は概ね 3 ~ 4 フロアに 1 階の割合で、水平方向には北面 3 点 , 南面 3 点 , 西面 5 点 , 東面 7 点 , 北西面 2 点とし、ボイド内部については低層ボイド内の 13, 20, 30 F の 3 点と屋上の測定点を含めた計 346 点を微差圧計 (メロンテクノス , 多点圧力センサ MT-MP-64-R) により 1.0 kHz で 66 秒測定した。

3.2 実験結果

16 風向に対応する風圧係数を **Fig. 5** に示す。各フロアで水平方向に複数ある測定点の結果は平均し、測定点が存在しないフロアは上下階の線形補間により算出した。また、ボイド内の風圧係数については、3 点の値が概ね一致していることから、3 点を平均したグラフ (直線) を掲載している。ボイド内は概ね大きな負圧となったが、剥離位置がボイドから遠くなる S や西側に想定した高層建物が影響する W, WNW でボイドの負圧が小さくなった。低層階では周辺建物の影響から各壁面間での風圧係数の差が小さく、ボイドによる重力換気が期待される。一方、上層階では風力・重力換気の両者の効果が期待できる。

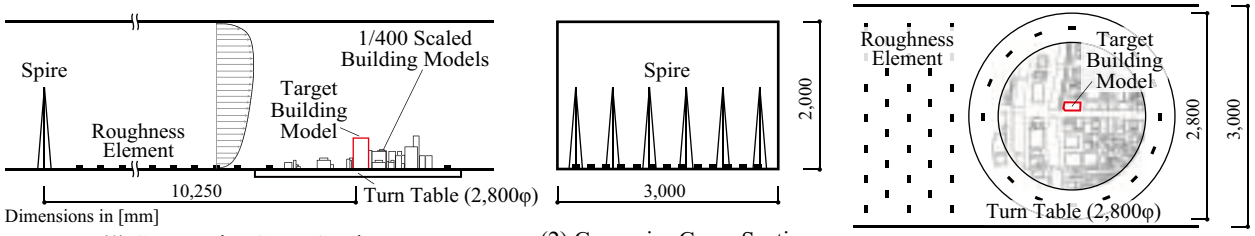


Fig. 2 Wind Tunnel Experimental Set-up

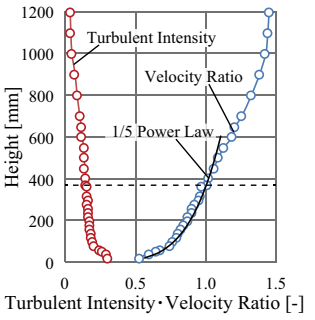


Fig. 3 Approaching Flow

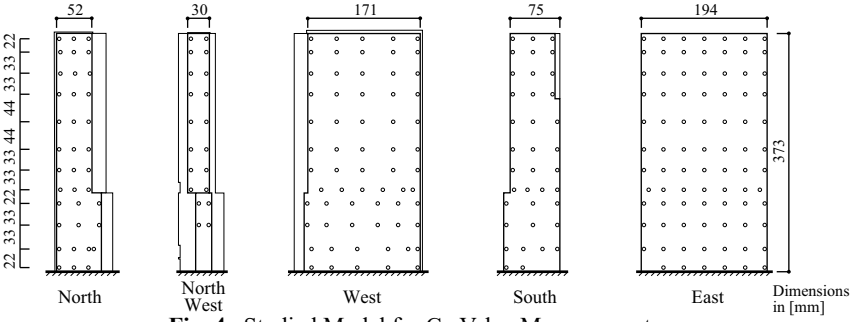


Fig. 4 Studied Model for Cp Value Measurement

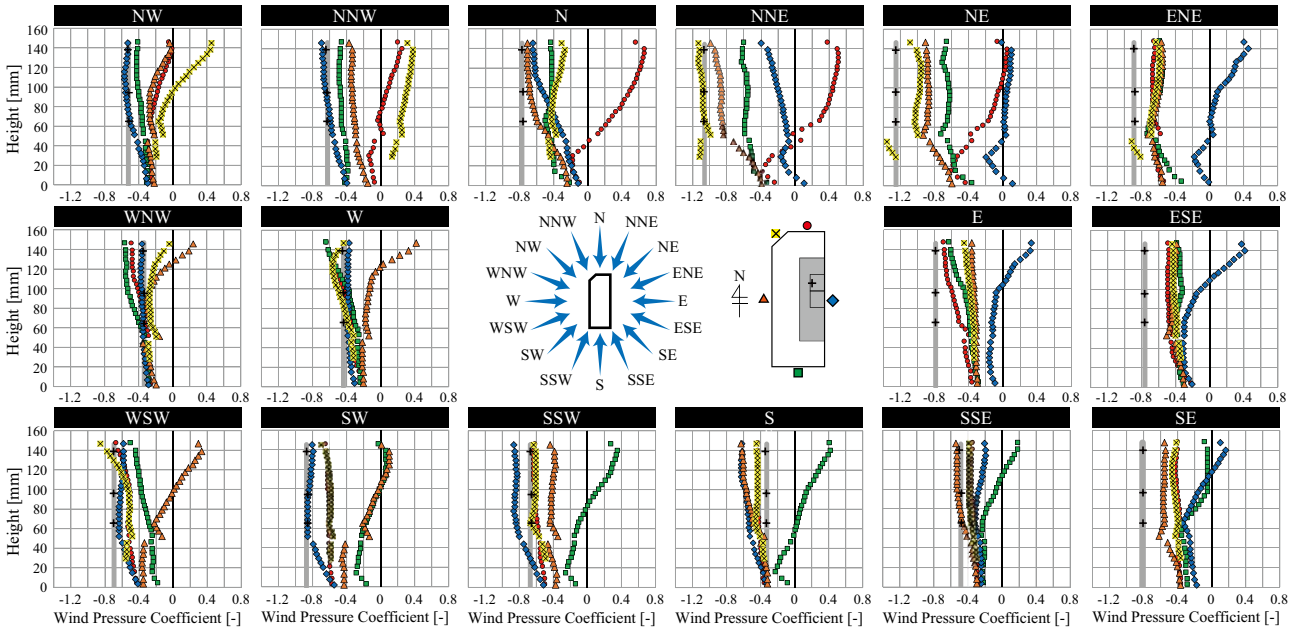


Fig. 5 Wind Pressure Coefficient obtained from Wind Tunnel Test

4. 換気回路網計算

4.1 回路網計算概要

熱・換気回路網計算 [2] により各階執務室の自然換気量を評価する。**Fig. 6** に回路網モデルを示す。中間期を想定し、外気温は 20℃、執務室は 24℃で固定した。執務室以外では内部発熱と日射の影響は無視した。執務室の北・南・東・西・北西面及びボイド東面にある外壁は全てガラスで構成されており、熱抵抗を考慮した。気流は執務室から廊下を介してボイドへ流入するが、執務室－廊下間と廊下－ボイド間はそれぞれ流路の有効開口面積を結合して 0.84 m^2 と 1.54 m^2 (4 ~ 8 F), 1.25 m^2 (12 ~ 29 F) とした。自然換気口の有効開口面積は横型 0.026 m^2, 縦型 0.00086 m^2 であり、基準階合計 1.49 m^2 (4 ~ 8 F), 1.42m^2 (12 ~ 29 F) である。これは床面積の 1/1000 程度に相当する。ボイド内の換気抵抗は摩擦損失と断面積の拡大・縮小、流路内の障害物とみなした形状抵抗を考慮することで簡易的に再現した。

4.2 ボイド切替階が自然換気量に及ぼす影響

まず無風時を対象に切替階とボイドトップの有効開口面積に着目したパラメータ解析を行う。**Table 1** に解析条件を示す。切替階が 18, 21, 24, 27 階及び切替なしの 5 条件について、両ボイド上部の排気口の有効開口面積 αA_{void} を最大の 84 から 42, 28, 14, 7.0 m^2 と 5 段階で変化させた。さらに高層ボイド上部の排気経路もパラメータとし、上部でそのまま排気する条件（接続なし）と、低層ボイドに合流させた後に排気する条件（接続あり）の 2 条件を設定した。接続あり条件では接続部の有効開口面積を 3.9 m^2 とした。**Fig. 7** に計算結果を示す。ここでは 5 面の外周部換気口からの流入量の合計値を換気量として示し、負値はボイドからの流入を表す。グラフ上部には全フロアで室容積を 4,613 m^2 とした換気回数を併記する。

接続なし条件では αA_{void} が大きければ切替階の影響が小さく、ボイドからの逆流が見られない結果となった。一方 αA_{void} が小さくなると逆流が生じる条件も見られ、切替階の設定が重要となり、各階における換気量のばらつきが大きくなる。これに対して、接続ありでは αA_{void} が小さいほど切替階の影響が小さく、αA_{void} = 7.0, 14 m^2 の条件では切替階をどのように設定しても逆流が生じる結果となった。一方 αA_{void} が比較的大きい 28, 42, 84 m^2 では、ボイド頂部での接続部の有効開口面積が小さいためにこれが抵抗となり排気が抑制され、結果的に逆流の発生を促進してしまう結果も見られる。これらの結果から、概して接続なしの条件の方がボイド上部で逆流が生じ難いという結果が示されたと言える。

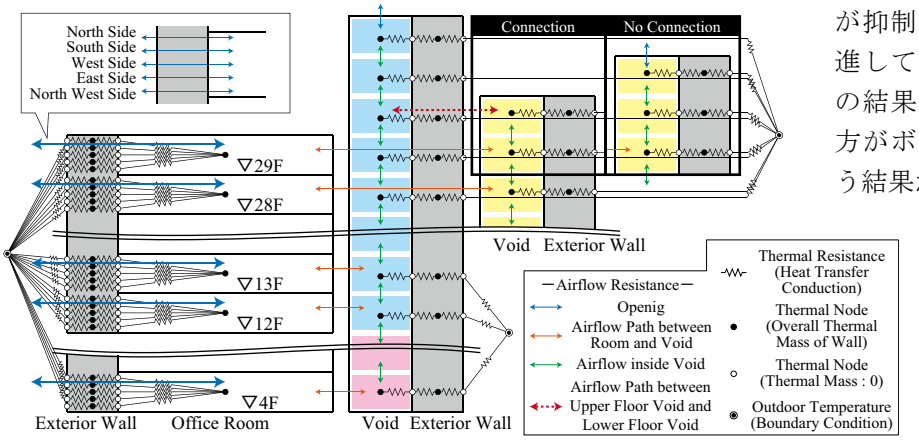


Table 1 Studied Cases in Parametric Study

αA_{void} [m^2]	84 , 42 , 28 , 14 , 7.0
Switching Floor	18 , 21 , 24 , 27 , ×
Connection	○, ×
External Wind	×

Fig.6 Thermal and Flow Network Model

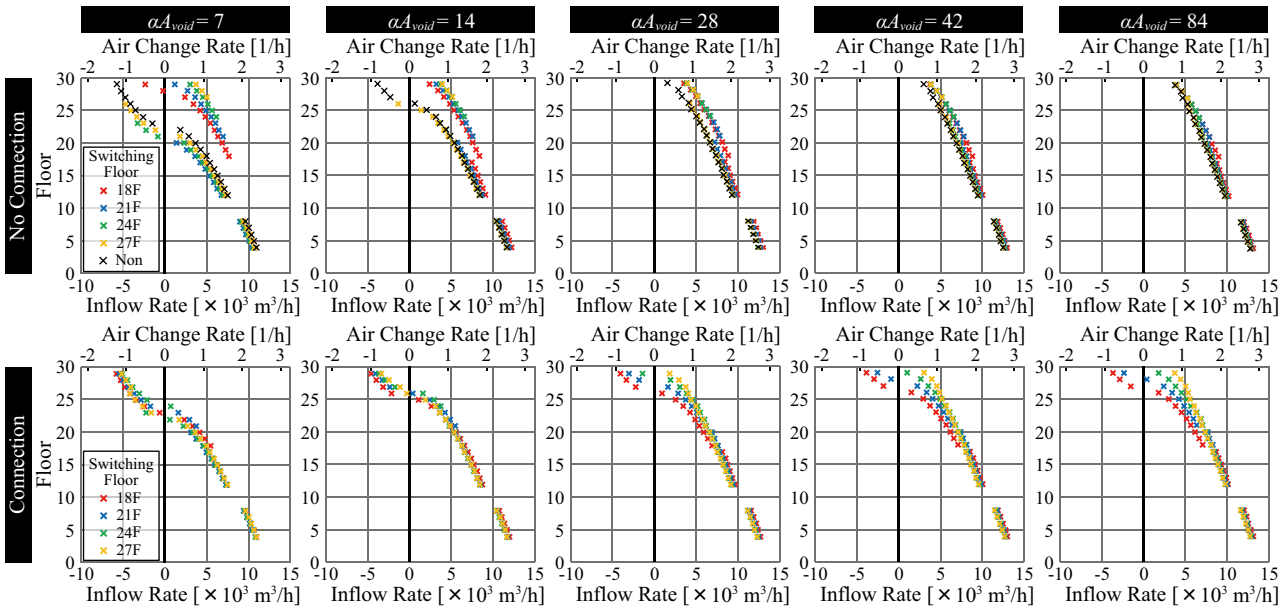


Fig. 7 Estimated Natural Ventilation Rate (Switching Floor of Void)

4.3 外部風速が自然換気量に及ぼす影響

本節では外部風速に着目して計算を行う。ここではボイド接続なしで切替階を 24 階に、低層ボイドトップの αA_{Void} を 84 m^2、高層ボイドトップの αA_{Void} を 28 m^2 と想定する。外部風速条件は無風、1.0, 3.0, 5.0 m/s の 4 条件として風向を 16 風向で変化させ、執務室の自然換気量を算定した。結果を **Fig. 8** に示す。なお、ここでは風力による水平換気が生じるため外周部の自然換気口は流入出のどちらも起こり得る。そのため、5 面の外周部自然換気口のうち、流入する換気量のみを抽出してその合計値を執務室の換気量として算定した。風速 1.0 m/s では無風時とほとんど差異がないが、5.0 m/s では多くの風向で特に上層階の自然換気量が大きく、風力換気の効果が顕著に見られる。その中でも風向 WNW や W では、西側に高層の建物を想定したことから特に上層階で風圧係数が正圧側に大きくなるため上層階の換気量増加のみが顕著になっている。また、風向 S では風速による換気量の変化が小さいが、これは、風圧係数が大きい南側の自然換気口が少ないこととに加えて、ボイド内風圧係数の負圧が小さいために風力換気の影響が小さいためと考えられる。

Fig. 9 に拡張アメダス標準年気象データの中間期 (4 ~ 6, 9 ~ 11 月) の就業時間帯 (9:00 ~ 18:00) における大阪の風配図を示す。**Fig. 10** には **Fig. 8** の換気量を算術平均した結果と風配図の風向発生頻度で重みづけ平均した結果を示す。主風向は NNE と WSW であり、算術平均と重みづけ平均の結果を比較すると同様の傾向が得られたが、わずかに重みづけ平均の値の方が大きくなった。また、風速が大きくなるにつれて特に高層フロアでの換気量が大きく増加しており、今回対象とした自然換気口面積の条件では軒高風速 5.0 m/s で上層階の換気回数が 1 回 /h 程度上昇した。

5. まとめ

本報では高層自然換気建物の換気回路網計算を行い、ボイドの切替階及び外部風速に着目した解析を行った。今後はより一般的な建物を対象に、重力・風力の影響を考慮した検討を行う所存である。

【参考文献】
1) 下ノ薗慧、郡公子：自然換気利用建物の実態調査と温度差換気の基本解析 , 日本建築学会環境系論文集 , No.755, pp.55-63, 2019.1.
2) 奥山博康：建築物の熱回路網モデルに関する理論的研究, 早稲田大学博士号学位請求論文 , 1987 年 12 月

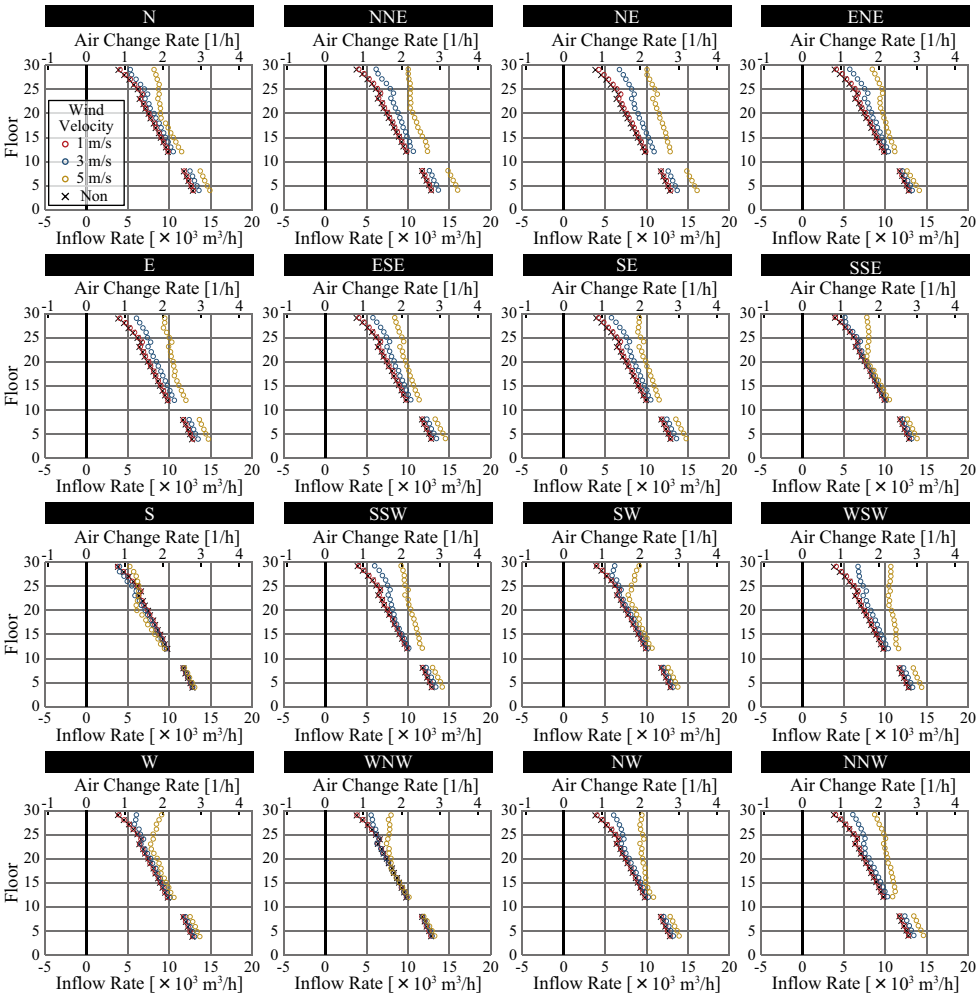


Fig. 8 Estimated Natural Ventilation Rate (External Wind Velocity)

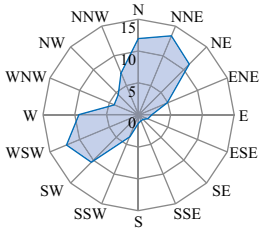


Fig. 9 Wind Rose

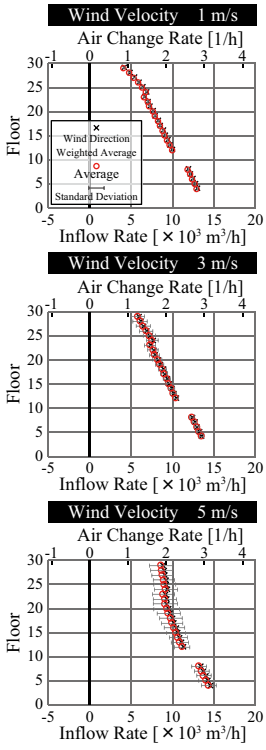


Fig. 10 Average Natural Ventilation Rate

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021.3.8）

損傷鉄筋コンクリート壁の通気特性に関する研究
その 4 ひび割れを有する RC 壁の隙間換気量予測式の提案

Airtightness of Damaged RC Walls

Part 4 Ventilation Rate Prediction Formula for RC Walls with Cracks

○小川　景（福井大学）　　桃井　良尚（福井大学）
真田　靖士（大阪大学）　　尹　ロク現（大阪大学）
Kei OGAWA*1　Yoshihisa MOMOI*1　Yasushi SANADA*2　Rokhyun YOON*2
*1　University of Fukui *2　Osaka University

In buildings with damaged RC walls, air infiltration can worsen the indoor thermal environment. Even though the quadratic equation for ventilation rate has a better evaluation of air leakage, the power law for ventilation rate is commonly used. The quadratic equation has almost no effect on the pressure range compared to the power law. A prediction model for ventilation rate based on the quadratic equation was suggested. In this paper, the prediction model was applied to damaged RC walls and the indoor thermal environment was examined.

１．はじめに

近年、日本では地震災害が頻発しており、その被害の一つに RC 建物の非構造壁の損傷が挙げられる [1), 2)]。RC 壁が損傷すると生じたひび割れから空気の移動が可能になり、室内の空気環境や温熱環境への影響が懸念される。しかし、ひび割れは一般的な開口に比べ、開口の形状や流路が複雑であり、換気量を適切に評価する方法は確立されていない。また、従来隙間開口からの通気は指数式モデルを用いて評価されているが、本来隙間開口の圧力損失と通気量の関係は二次式モデルを用いて表される [3)-5)]。既報 [6)]にて、指数式モデルは圧力範囲の影響を受け圧力損失と通気量の関係が変化し、一方で、二次式モデルは圧力範囲によらず圧力損失と通気量の関係が表されることを明らかにした。本研究は、損傷した RC 壁の換気量の評価方法を確立することを最終目標する。本報では、二次式モデルを用いた隙間換気量予測式を提案し、定常的な熱収支を計算することで、損傷 RC 壁を有する室内の熱環境の検討を行う。

２．評価式モデル

本研究では隙間開口の圧力損失と通気量の関係を式(1)で表される二次式モデルで評価する [3)-5)]。

$$\Delta P = c_1 \cdot \frac{Q}{3600} + c_2 \cdot \left(\frac{Q}{3600}\right)^2 \quad (1)$$

ここで、c_1 :定数[(Pa･s)/m^3]、c_2 :定数[kg/m^7]である。上式は、平行平板間の層流流れでは式(2)で表される。

$$\Delta P = \frac{12\mu z}{D^3 L} \cdot \frac{Q}{3600} + \frac{C\rho}{2D^2 L^2} \cdot \left(\frac{Q}{3600}\right)^2 \quad (2)$$

ここに、z :流れ方向長さ[m]、D :隙間幅[m] 、L :奥行き長さ[m]、μ :粘性係数[Pa･s]、ρ :流体密度[kg/m^3]である。C[-]は形状による定数であり、スリットの場合には 1.5 となるとされている [3)]。流量の一次の項は摩擦抵抗による圧力損失、二次の項は形状抵抗による圧力損失である。

３．換気量予測式の提案

3.1　CFD 解析概要

既報 [7), 8)]及び前報 [9)]でスリット開口及びひび割れ開口を対象に CFD 解析を行った。Fig.1 に D =4[mm]のときのひび割れ開口の解析空間及びメッシュレイアウトを示す。Table1 に解析条件を示す。解析の詳細については既報 [7), 8)]及び前報 [9)]を参照されたい。

3.2　ひび割れ開口におけるパラメータの推定

既報 [7), 8)]及び前報 [9)]で行ったスリット開口及びひび割れ開口の CFD 解析より、スリット開口に比べ、ひび割れ

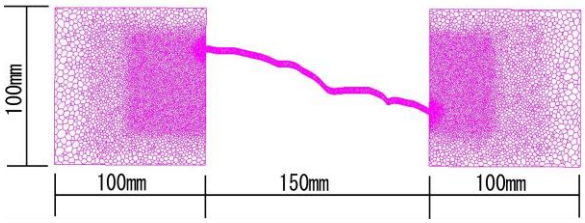


Fig.1 Analytical domain and Mesh layout of Crack(D =4[mm])

Table1 CFD simulation conditions

Analytical Code	scFLOW version14.1,2020	
Fluid Property	Air, Imcompressible Fluid	
Algorithm	Steady-state, SIMPLE	
Turbulence Model	Laminar flow	
Discretization Scheme for Advection Term	Blending Scheme (1st upwind+2nd upwind)	
Convergence Criteria	1.0×10^{-5}	
Inflow and Outflow Boundary	Volume flow rate	
Opening Shape	Slit	Crack
Wall Boundary	No slip	No slip
Width of Crack D[mm]	1, 2, 3, 4	1, 2, 3, 4

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

開口では圧力損失が大きくなることが得られている。Fig.2 に、各開口の解析結果に式(1)を適用し得られた c_1、c_2 の値を比較した結果を示す。いずれの係数もスリット開口に比べひび割れ開口での値の方が大きい。さらに、各係数は式(2)の係数と等しいことから、z 及び C は以下の式で表される。

$$z = c_1 \cdot \frac{D^3 L}{12\mu} \tag{3}$$

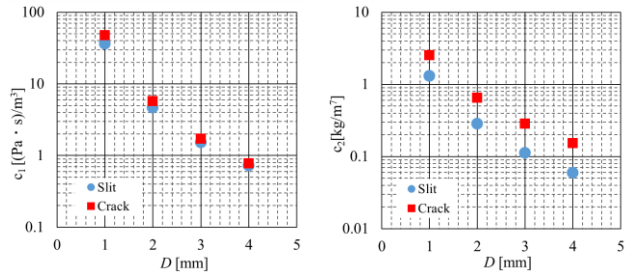
$$C = c_2 \cdot \frac{2D^2 L^2}{\rho} \tag{4}$$

上式より、ひび割れ開口での z 及び C の算出を試みる。なお、算出には、D =1, 2, 3, 4[mm]、L =250[mm]、μ =1.83 ×10^{-5}[Pa・s]、ρ =1.206[kg/m^3]を用いた。Fig.3、Fig.4 に算出結果を示す。z は全隙間幅条件で約 0.19m となり、設定の壁厚 0.15m を上回った。また、C は 3.3 程度となり、スリット開口の 1.5 を上回った。

3. 3　隙間換気量予測式

評価式(1)より隙間開口の換気量は式(5)にて表される。

$$Q = \frac{c_1}{2c_2}\left(\sqrt{1 + 4\frac{c_2}{c_1^2}\Delta P} - 1\right) \cdot 3600 \tag{5}$$



(1) Value of c_1　　(2) Value of c_2

Fig.2 Values of c_1 and c_2

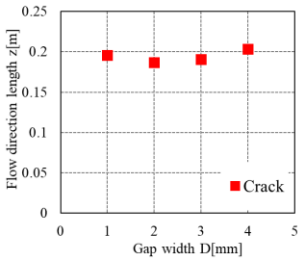


Fig.3 Flow direction length z

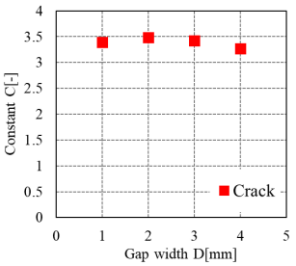


Fig.4 Constant C

式(5)から、換気量 Q は c_1、c_2 より求められるため、流れ方向長さ z、定数 C を決定することでひび割れ開口における換気量が算出されると考える。前述の結果より、z 及び C は、それぞれ D =1~4[mm]の平均値である z =0.192[m]、C=3.28[-]を用いることとする。

4. 実大損傷 RC 壁による隙間換気量予測式の適用の検討

4. 1　計算概要

本報では、提案した換気量予測式の適用性を検討するために、実際に行われた 1050mm(W)×150mm(D)×1800mm(H)の実大の損傷 RC 壁の気密性能の測定実験[10]の結果から、隙間換気量の計算を行った。測定の詳細は既往の研究[10]を参照されたい。Fig.5 に残留変形角 R=1.37[%]時の RC 壁の破壊状況を示す。壁をグリッドに分割し、各グリッド内に生じたひび割れ開口が並列結合していると考え、計算を行った。算出には換気量測定が行われた R=0.18, 1.37, 2.26[%]時の最大ひび割れ幅 W_{max}、最小ひび割れ幅 W_{min}、両者の算術平均である平均ひび割れ幅 W_{ave} をそれぞれ用いる。ただし、R=2.26[%]時は、ひび割れに対し比較的大きな開口が目立ったため、式(5)ではなく式(6)に示す通常開口での換気量の計算式を用いた。

$$Q = \alpha A\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta P} \tag{6}$$

ここに、α ：流量係数[-]、A：開口面積[m^2]とする。

4. 2　計算結果

Fig.6 に計算結果を示す。R=0.18[%]時には最大ひび割れ幅 W_{max} を用いた計算値、R=1.37[%]時には平均ひび割れ幅 W_{ave} を用いた計算値がそれぞれ測定値に近い値を示した。また、R=2.26[%]時には式(6)にて換気量が予測できている。損傷量が小さいときは、比較的大きなひび割れからの換気が支配的であり、損傷が大きくなると、微小であったひび割れも拡幅し、換気量に影響を与えると考えられる。損傷した RC 壁の換気量予測式に用いるひび割れ幅は、最大ひび割れ幅 W_{max} から平均ひび割れ幅 W_{ave} へと移行していくことが示唆された。また、換気量予測を行うにはひび割れ幅を壁の損傷に対応して決定する必要があることがわかった。

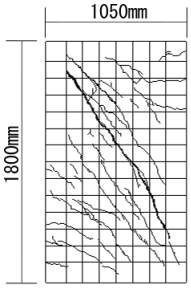
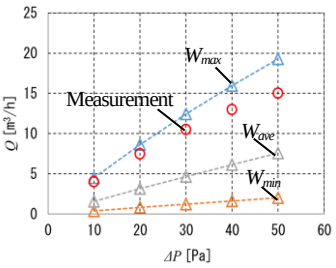
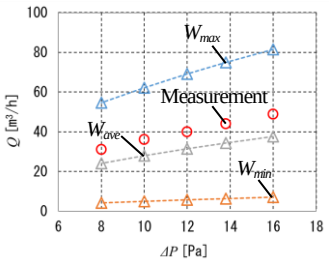


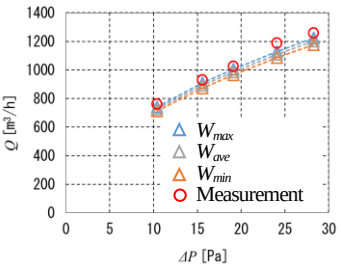
Fig.5 Damaged RC wall(R=1.37[%])



R=0.2[%]



R=1.37[%]



R=2.26[%]

Fig.6 Ventilation rate of damaged RC wall calculated from real size measurement

５．隙間換気量予測式の再構築

本研究では、壁の変形角に対応するひび割れを算定し、換気量計算を行うために、尹らが壁の対角線に沿う一本のひび割れを想定してモデル化したひび割れ[11]を、壁内に分布させるモデルを考案した。ひび割れ幅が最大 D_{im} [mm]となるとき、ひび割れ長さが最長 L [mm]になると仮定する。単位分級幅あたりの最長ひび割れ長さ L_{im} [mm/mm]として、分布を式(7)で表す。

$$L_i = L_{im} e^{-\frac{(D-D_{im})^2}{2\sigma^2}} \quad (7)$$

式(7)より、ひび割れ幅 D_{im} までの積分値が壁の損傷面積と等しくなるように標準偏差を決定する。以上より求めたひび割れ分布を用いて、隙間換気量を再計算する。Fig.7 に算出結果を示す。算出された換気量は、測定換気量[10] の±10%程度の値となった。ひび割れ分布モデルにおいて R=0.18, 1.37[%]の D_{im}, L_{im}, σ の値はそれぞれ測定値を用いて決定する。ただし、R=1.37[%]のときは D_{im} が 9mm となり、その他のひび割れ幅に対し極端に大きくなるために、D_{im} を 9mm の 1/2 程度となる次点の 5mm とした。0.18～1.37%間の値は、それぞれに変形角に対応する分布を作成する。D_{im} は Fig.8 中の実線で示すように線形で補間する。L_{im}, σ の値は Fig.9、Fig.10 に示す回帰式を用いて決定した。

６．全国における損傷 RC 壁の室内の熱環境の検討

6.1　計算概要

計算対象は、71m(W)×27m(D)×30.9m(H)の集合住宅の 1 室、6.45m(W)×9m(D)×27.5m(H)とし、RC 壁が損傷し隙間換気が生じた場合の定常的な熱収支を、拡張アメダス気象データを用いて、式(8)にて計算する。

$$U_A A_W(\theta_i-\theta_o)+c_p\rho Q_{0.5}(\theta_i-\theta_o)+c_p\rho Q_c(\theta_i-\theta_o)=G \quad (8)$$

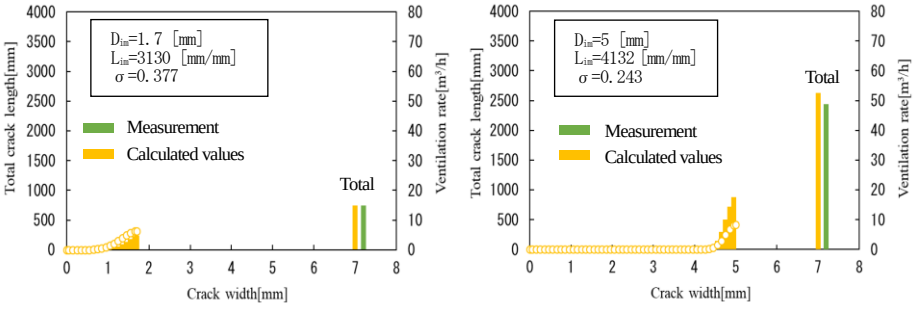
ここに、U_A:外皮熱貫流率[W/(m²・K)]、A_W　:外皮面積[m²]、θ_i:室温[℃]、θ_o:外気温[℃]、c_p:空気の定圧比熱[J/(kg・K)]、$Q_{0.5}$:常時換気量[m³/s]、Q_c:隙間換気量[m³/s]、G :室内発熱量[W]とする。計算期間は冬季とし、外気に接する壁二面にひび割れが生じるときの隙間換気量を算出する。隙間換気は風力換気のみを想定した。建物の風圧係数は、国土交通省国土技術政策総合研究所による風圧係数データ管理プログラム CP-X より対象建物と最もアスペクト比の近い建物の正面気流による風圧係数差が最大となる点を代表して用いる。また、常時換気として 0.5 回/h を設定し、室温条件は、損傷が生じても常に室温 θ_i =20[℃]を維持する一定室温条件、隙間換気が生じない場合に室温 θ_i =20[℃]となる発熱量 G [W]を損傷が生じた室にも与える一定発熱量条件の 2 条件とした。Table2 に基本計算条件、Table3 に断熱性能を示す。

6.2　一定室温条件による隙間換気量の影響

Fig.11 に R=0.2, 2.0[%]時の次世代省エネルギー基準において各地点の熱負荷が最大となる各熱損失の割合を、その時点の隙間換気量と併せて示す。全地点で R=0.2[%]のときにはほとんど隙間換気の影響が表れず、損傷量が大きくなるにつれ隙間換気による熱損失は大きくなった。R=2.0[%]のときには、常時換気による熱損失よりも隙間換気による熱損失が大きくなる傾向を示した。また、Ⅰ地域の夕張市とⅦ地域の福岡市は、隙間換気量にはほとんど差異が見られなかったが、隙間換気による熱損失量は夕張市の方が大きくなった。隙間換気には風向・風速の影響が、熱損失には外気温の影響が表れていると考えられる。

6.3　一定発熱条件による最低室温

壁に損傷がなく、室に隙間換気が生じない場合に室温 θ_i =20[℃]となる発熱量 G [W]を設定し、壁に損傷が発生して隙間換気が生じたときの室温 θ_i[℃]を算出した。



(1) R =0.18%　　(2) R =1.37%

Fig.7 Total crack length distribution and Ventilation rate

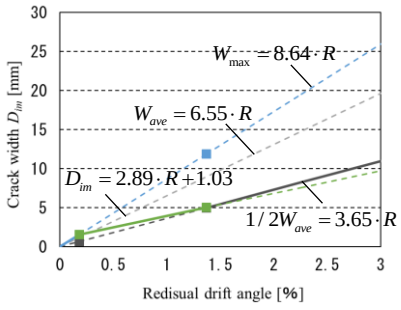


Fig.8 Crack width

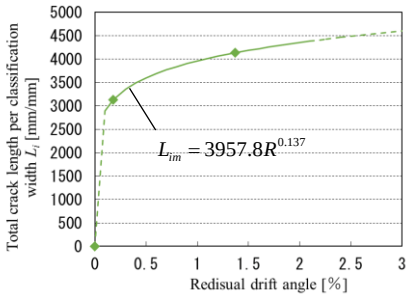


Fig.9 Total crack length per classification width

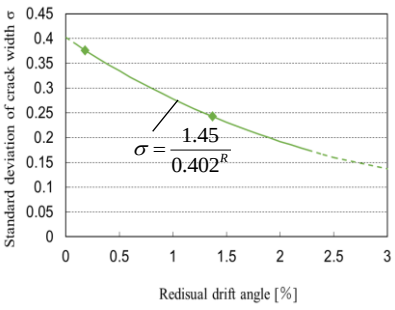


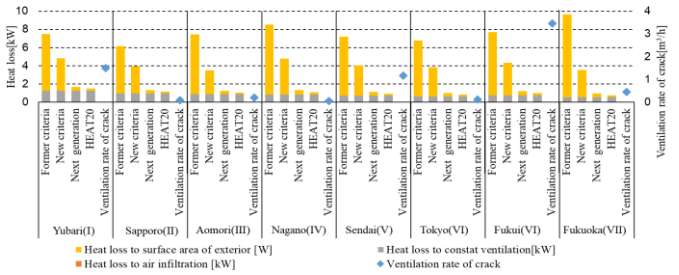
Fig.10 Standard deviation of crack width

Table 2 Basic calculation conditions

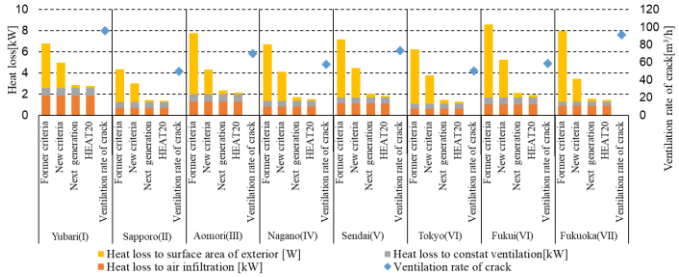
Area	I	II	III	IV	V	VI	VI	VII
	Yubari	Sapporo	Aomori	Nagano	Sendai	Tokyo	Fukui	Fukuoka
Weather Data	Expanded AMeDAS Weather Data reference year 2010							
Calculation period	December-February(in winter)							
Thermal condition	Constant indoor temperature(20℃)、 Constant heat rate (no air infiltration from crack, θ_i=20℃)							
Thermal insulation performance	former criteria for energy saving, new criteria for energy saving, criteria for the next generation of energy saving, HEAT20							
Radisual drift angle R[%]	0.1, 0.2, 0.5, 1.0, 1.5, 2.0							

Table 3 Thermal insulation performance

	Area classification	I	II	III	IV	V	VI	VII
Q値 [W/(m²・K)]	former criteria for energy saving(S55)	2.8	4	4.7	5.2	8.3	8.3	8.3
Q値 [W/(m²・K)]	new criteria for energy saving(H11)	1.6	1.6	2.4	2.7	2.7	3.7	3.7
U_A値 [W/(m²・K)]	criteria for the next generation of energy saving(H25)	0.46	0.46	0.56	0.75	0.87	0.87	0.87
U_A値 [W/(m²・K)]	HEAT20 G2	0.28	0.28	0.28	0.34	0.34	0.46	0.46



(1) R=0.2%



(2) R=2.0%

Fig.11 Heat loss at each area and criteria at maximum heat load in the criteria for next generation energy of energy saving

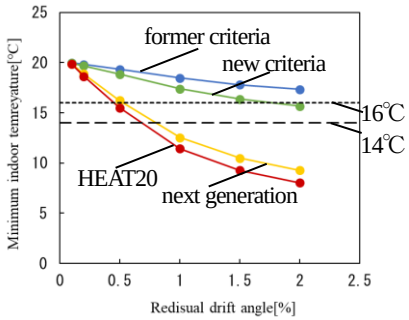


Fig.12 Minimum indoor temperature at constant heat gain in Fukui(VI)

Fig.12 に福井市の次世代省エネルギー基準における最低室温の算出結果を示す。また、本報では室温の基準を呼吸疾患のリスクが高まるとされる θ_i <16℃、さらに、非常時を想定した θ_i <14℃とし、Fig.12 に併せて示す。当然であるが、損傷が大きくなるにつれ最低室温は低下した。特に、次世代省エネ基準、HEAT20 では最低室温の低下が著しく、残留変形角 R=1.0[%]を超えると 14℃を下回った。一方で、新省エネ基準、旧省エネ基準では最低室温の低下は小さく、新省エネ基準は R=2.0[%]を超えると最低室温が 16℃を下回り、旧省エネ基準では 16℃に達しなかった。断熱性能が高くなると、通常、室を使用する際の発熱量を抑えることはできるが、最低限の発熱量だけでは災害時に RC 壁が損傷し、隙間換気が生じた場合、十分な室温を維持できない可能性がある。

7．まとめ

本報では、二次式モデルを用いた隙間換気量予測式から損傷 RC 壁の換気量計算を行い、室内の熱環境の検討を行った結果、以下の知見を得た。

(1) 二次式モデルより流れ方向長さと形状抵抗係数を決定することで隙間換気量予測が行える可能性を示した。

(2) 換気量計算に用いるひび割れは最大のひび割れ幅から平均のひび割れ幅に移行していくことが示唆された。

(3) 断熱性能が高い場合、室内の発熱量が最低限では RC 壁が損傷し、隙間換気が生じた場合に十分な室温が維持できない可能性を示した。

今後、より詳細な壁内のひび割れのデータを取得し、換気量の検討を行う必要があると考える。

謝辞

本研究の一部は、日本学術振興会の科学研究費補助金（基盤研究(A)17H01306, 研究代表：真田靖士）及び特別研究員奨励費（15J00625, 尹ロク現）の助成を受けたものです。また、本解析の一部は第 58 回（2019 年度）竹中育英会建築研究助成金の助成を受けたものです。

参考文献

1) 国土交通省 国土技術政策総合研究所，国立研究開発法人建築研究所：平成 28 年(2016 年)熊本地震建築物被害調査報告(速報)，国土技術政策総合研究所資料 建築研究資料，No. 929，No. 173，pp. 5. 5-1-5. 5-96，2016. 9
2) 国土交通省 国土技術政策総合研究所，国立研究開発法人建築研究所：平成 23 年(2011 年)東北地方太平洋沖地震建築物被害調査報告，国土技術政策総合研究所資料 建築研究資料，No. 674，No. 136，pp. 6. 1-1-6. 2-32，2012. 3
3) R. W. Fox and A. T. MacDonald：Introduction to fluid mechanics，2nd ed.，pp. 329-339，1978
4) P. H. Baker，S. Sharple，I. C. Ward：Air Flow Through Cracks，Building and Environment，Vo. 22，No. 4，pp. 293-304，1987
5) D. Etheridge：A Note on Crack Flow Equations for Ventilation Modelling，Building and Environment，Vo. 33，No. 5，pp. 325-328，1998
6) 小川景，桃井良尚，真田靖士，尹ロク現：ひび割れを有する鉄筋コンクリート壁の気密性能に関する研究 その 5 スリット開口における換気量の回帰式の検討，日本建築学大会学術講演梗概集(関東)，pp. 1525-1526，2020. 9
7) 小川景，桃井良尚：損傷鉄筋コンクリート壁の通気特性に関する研究 その 2 単一スリット開口の通気特性，空気調和・衛生工学会近畿支部学術講演論文集，A-15，pp. 57-60，2020. 3
8) 小川景，桃井良尚：損傷鉄筋コンクリート壁の通気特性に関する研究 その 1 CFD 解析による単一ひび割れの流量係数及び隙間特性値の算出，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，J-32，pp. 129-132，2019. 9
9) 小川景，桃井良尚：損傷鉄筋コンクリート壁の通気特性に関する研究 その 3 二次式モデルを用いた単一ひび割れの圧力損失に関する検討，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，D-35，pp. 137-140，2020. 9
10) 尹ロク現，水谷駿介，松尾啓斗，真田靖士，桃井良尚：ひび割れを有する鉄筋コンクリート壁の気密性能に関する研究：その 3 実大スケールの方立壁の気密性能評価，日本建築学大会学術講演梗概集，pp. 633-634，2019. 9
11) 尹ロク現，真田靖士，張政：二次壁を有する単層単スパン RC 架構の損傷挙動：実験結果と二次壁ひび割れ幅の評価，日本建築学会構造工学論文集，Vol. 64B，pp. 383-390，2018. 3

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

中高層建物の自然換気制御のための建物上空風速のモニタリング手法に関する研究 （その 5）1:1:2 建物を対象とした外部風向・風速のモニタリング特性の資料整備

Wind Velocity Monitoring above Mid- to High-Rise Building for Natural Ventilation Control (Part 5) Technical Data for Monitored External Wind Velocity and Direction for 1:1:2 Shaped Building

○明石　大　（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）

Hajime AKASHI[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]

[*1] Osaka University

In order to measure external wind velocity and direction for controlling natural ventilation (NV), anemometers are often installed at the roof top of mid- to high-rise buildings. However, for the complex flow field caused by separation flow, the accuracy of the measurement is not well-known. The final goal of this research is to propose an advanced method for controlling NV operation by enabling accutate monitoring of wind velocity and direction. This paper organizes technical data for monitoring point of wind velocity and direction above 1:1:2 shaped building by investigating instantaneous horizontal distribution of velocity fields using Large Eddy Simulation (LES).

はじめに

本研究では中高層建物屋上近傍の水平面気流場に着目し、建物屋上部における外部風向・風速計設置想定位置での風向・風速のモニター結果と実際の外部風との差を風洞実験および CFD 解析により評価を行い、風向風速計の適切な設置位置を検討可能にするための基礎的な知見の提供を目的とする。これにより、自然換気口の高度な制御手法の提案へ繋がると考える。

本報では、Large Eddy Simulation (以下 LES) を用いて既報 [1] で報告した風洞実験を再現した CFD 解析を行い、1:1:2 単体角柱模型を対象に外部風向や塔屋の有無をパラメータとして各風速モニター点での結果から実用的な外部風向判定を行い、風向風速計を屋上一か所に設置する際の妥当性について検討し整備した結果について示す。

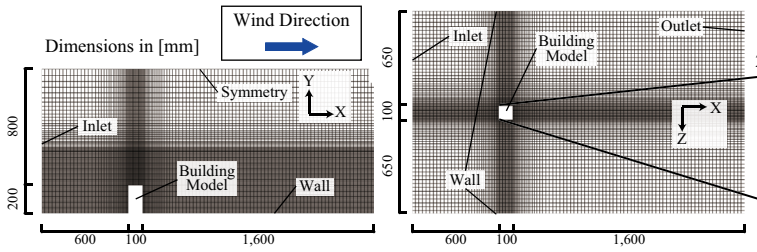
1. CFD 解析概要

LES を用いて既報 [1] の風洞実験を再現した CFD 解析を行う。解析領域は主流方向 (X) に 2,300 mm, 高さ (Y) 方向に 1,000 mm, 奥行き (Z) 方向に 1,400 mm とした。対象模型は縮尺を 1/300 と想定し、屋上平面寸法 (L) が 100 mm 角の正方形で、建物高さ H = 200 mm の 1:1:2 単体建物とし、屋上に塔屋が無い条件 (Case 1M) と屋上中央部に塔屋 (25 mm 角の立方体) がある条件 (Case 1M-P1) の 2 条件を対象とした。外部風向 θ は 0°, 22.5°, 45° の 3 条件で解析を行った。**Fig. 1** に θ = 0° での解析領域およびメッシュレイアウトを、**Fig. 2** に外部風向条件を示す。

Table 1 に LES の解析概要を示す。一般に屋上近傍気流は剥離域内で乱れが強くなるが、本研究では風向と風速の時間変動の把握を目的としているため LES を用いた。Subgrid scale (SGS) 渦粘性モデルには Smagorinsky-Lilly モデルを用い、Smagorinsky 定数 (C_S) は 0.1 とした。標

Table 1　CFD Analysis Condition

CFD Code	Fluent 19.2			
Turbulence Model	Large Eddy Simulation (Smagorinsky-Lilly Model : C_s=0.1)			
Algorithm	Case 1M	SIMPLE		
	Case 1M-P1	PISO		
Discretization Scheme for Advection Term	Case 1M	Central Differencing		
	Case 1M-P1	Bounded Central Differencing		
Time Step	0.0005 sec. (2 kHz)			
Pre-conditioning Term	2,000 time steps (1 sec.)			
Total Calculation Time	Case 1M	22,000 time steps (11 sec.)		
	Case 1M-P1	12,000 time steps (6 sec.)		
Boundary Condition	Inlet	Smirnov's Method [3] based on Experimental Value		
	Outlet	Gauge Pressure : 0 [Pa]		
	Walls	Two Layer Model of Linear-Log Law		
	Symmetry	Free slip		
Total Number of Cells		0°	22.5°	45°
	Case 1M	1,353,980	3,781,842	3,757,000
	Case 1M-P1	2,398,560	4,411,872	3,339,008



(1) Air-flow Direction　(2) Crossed Air-flow Direction

Fig. 1　Mesh Layout for CFD Analysis

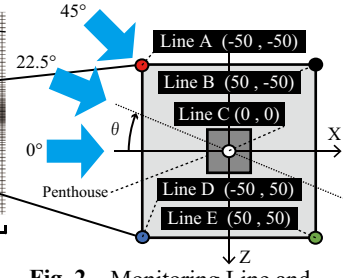


Fig. 2　Monitoring Line and External Wind Direction (θ)

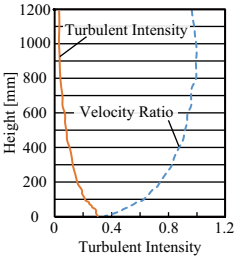


Fig. 3　Approach Flow

準 k-ε モデルの計算結果を初期条件として、時間刻み幅 5.0×10^{-4} sec. (2.0 kHz) で、2,000 time steps (1.0 sec.) の助走計算の後、Case 1M では 20,000 time steps (10.0 sec.) の、Case 1M-P1 では 10,000 time steps (5.0 sec.) の本計算を行った。流入境界条件として、既往の研究[2]で同じ風洞内環境下で測定されたアプローチフローの風速と乱流エネルギーと乱流散逸率の算定値を高さごとに与え、Smirnov ら[3]の手法に基づき風速変動を与えた。**Fig. 3** に用いたアプローチフローの風速比と乱流強度の鉛直分布を示す。

Fig. 2 に評価を行う際の建物屋上平面の座標設定および風向・風速のモニター点の平面位置を示す。検討水平断面は、屋上面からの高さを Y 座標として Y = 0.05L (5 mm), 0.1L (10 mm), 0.2L (20 mm), 0.3L (30 mm) の 4 面とした。5 つの平面位置で鉛直方向に 4 点、計 20 点のモニター点を想定する。ここでは 1 つの平面位置で鉛直方向に 1 列で 4 点存在するモニター点をまとめて 1 つのラインと称し、Line A から Line E と表記する。

2. 解析結果

2.1 外部風向判定

実用的な外部風向判定を意図して、屋上近傍の各モニター位置での局所的な風向を 16 方位 (分級幅を 22.5°) に分類したヒストグラムと各モニター点での最頻風向を示した図を **Fig. 4** に示す。各ラインで高さごとに 16 方位に分類し、瞬時の風向判定を行っており、ヒストグラムの横軸は各モニター点で示す風向、縦軸はその風向を示す確率である。ここでは便宜上 Z 軸の負の方角を北と設定し、θ = 0° は西風、θ = 45° は北西風に対応するよう表す。なお、ヒストグラム中の網掛け部は外部風向を示し、グラフの右隣に併記する図は各測定点での最頻風向と確率

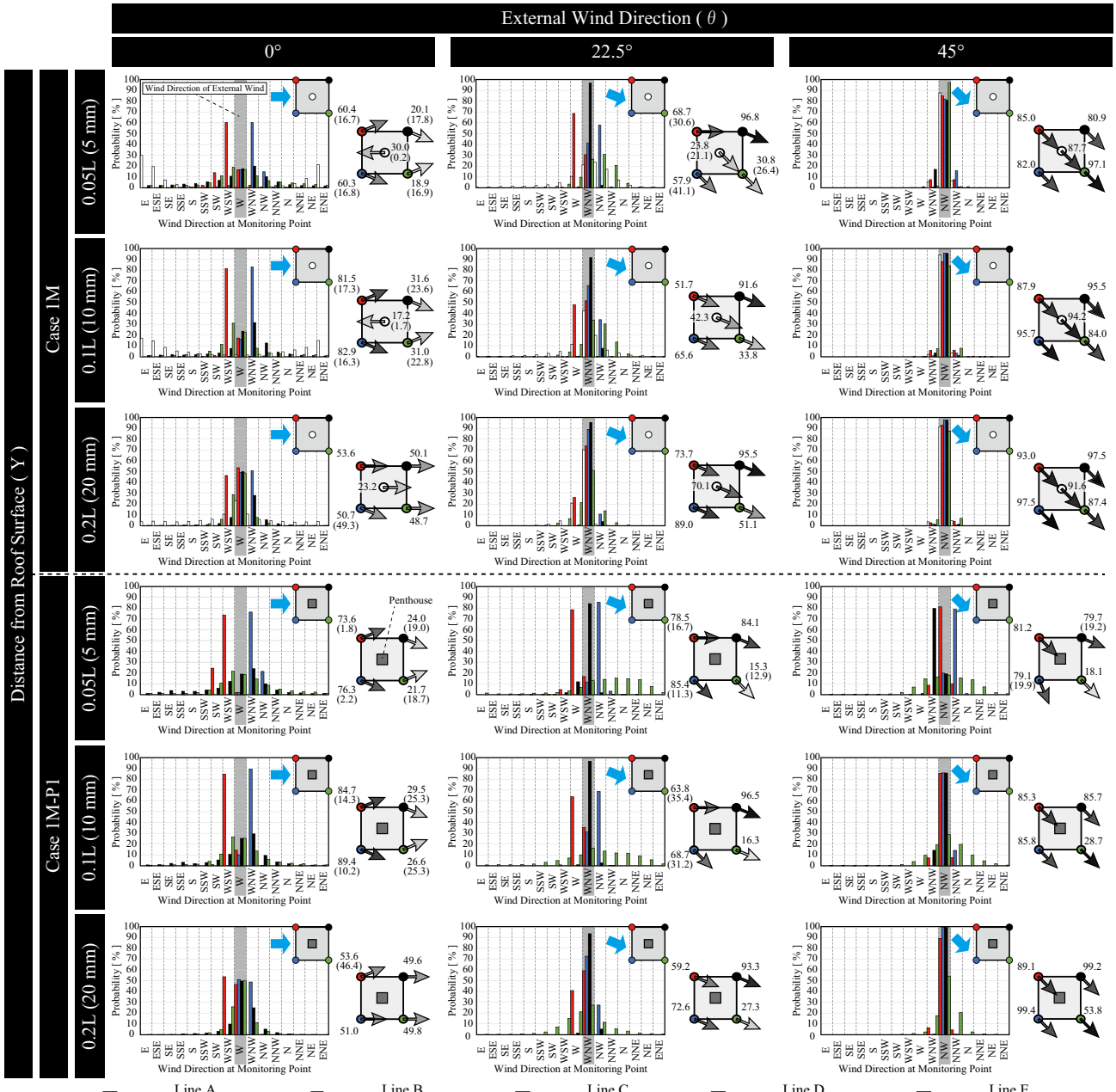


Fig. 4 Histogram of Monitoring Wind Direction and Most Frequent Direction

を示す。確率については上段に最頻風向、下段括弧内に外部風向を示す確率を記載しており、括弧書き無しは最頻風向が外部風向と等しいことを意味する。

まず、Case 1M の θ = 0° では、Y = 0.1L 以下では全点で最頻風向が外部風向と異なるため低い設置位置では個々の測定点から外部風向の判定は困難である。Y = 0.2L では外部風向を示す測定点が多いが、その確率は 50 % 程度のため最頻風向が外部風向を示す確率が高いとは言えない。θ = 22.5° では、Y = 0.05L では Line B を除いて外部風向である西北西から 22.5° 異なる風向が最頻値となり、Line B では高い確率で西北西を示している。Y = 0.1L 以上ではどの測定ラインにおいても最頻風向が西北西を示し外部風向と一致するが、Y = 0.1L では外部風向を十分高い確率で正しく計測可能とは言い難い。θ = 45° では、今回検討を行った全てのモニター位置で 80 % 以上の確率で外部風向と同じ風向を示す結果となった。

Case 1M-P1 では、Case 1M と概ね類似した傾向を示すが、θ = 45° の風下側 Line E では外部風向を示す割合が Case 1M より低下しており、θ = 22.5° の風上側 Line A, D の Y = 0.1L や θ = 45° の Line B, D の Y = 0.05L では最頻風向が Case 1M と異なることから、θ = 22.5° の Line B 以外や θ = 45° の風上以外では塔屋の側壁を沿う気流や後流が風向変動に多少の影響を及ぼした可能性がある。

2.2 外部風向と測定風向の相関性

前節では外部風向 3 条件について考察を行ったが、実際は外部風はどの方角からも接近し得るため、本節では測定ラインを Case1M では隅角部の Line A と平面中心部の Line C の 2 ラインに、Case 1M-P1 では LineA の 1 ラインに固定し、16 方位から気流が接近する際にモニター点で計測される風向と実際の外部風向の相関性について検討を行う。これは風向風速計を屋上に一か所のみ設置する際の設置位置の妥当性を検討するための一助となる基礎的な技術資料の提供を意図している。以降のモニター風向については、CFD 解析を行った 3 つの風向条件の結果から屋上平面の対称性を用いて算出した。

Fig. 5 に Case 1M の、**Fig. 6** に Case 1M-P1 の各ラインにおけるモニター風向と外部風向の相関について示す。本節で示す最頻風向は分級幅 4.5° でモニター風向を分割した際の最頻値で、横軸は外部風向 θ、縦軸は各モニター点における局所的な風向を設定しており黒色のプロットが θ における最頻値を示す。なお、図中には各モニター点における確率密度分布を併記しており、プロット位置がグラフのピークになるように配置した。図の 1:1 の直線上にプロットが存在するときはその位置で外部風向が正しく計測できる可能性が高いことを示す。

Case 1M における、建物隅角部である Line A の最も低い検討高さである Y = 0.05L では、最も差があったモニター点で 22.5° の差があり、多くのモニター点で 1:1 の直線上に最頻風向が存在しない。Y = 0.1L では最大で 18° の差があり、Y = 0.05L と比べると改善が見られる。Y = 0.2L では屋根面に近い断面の結果と比較して 1:1 の直線に点が集結しており、確率密度分布も全モニター点で明確なピークが見られることから信頼性の高い外部風向計測が可能と考えられる。Y = 0.3L でも概ね同様の結果が見られた。一方、屋上中央部である Line C の Y = 0.05L では、1:1 の直線から最頻風向が大きく離れている点が 4 点見られるが、建物に垂直に気流が接近する風向であり、剥離域内の渦の影響で真逆の風向を計測すると考えられ

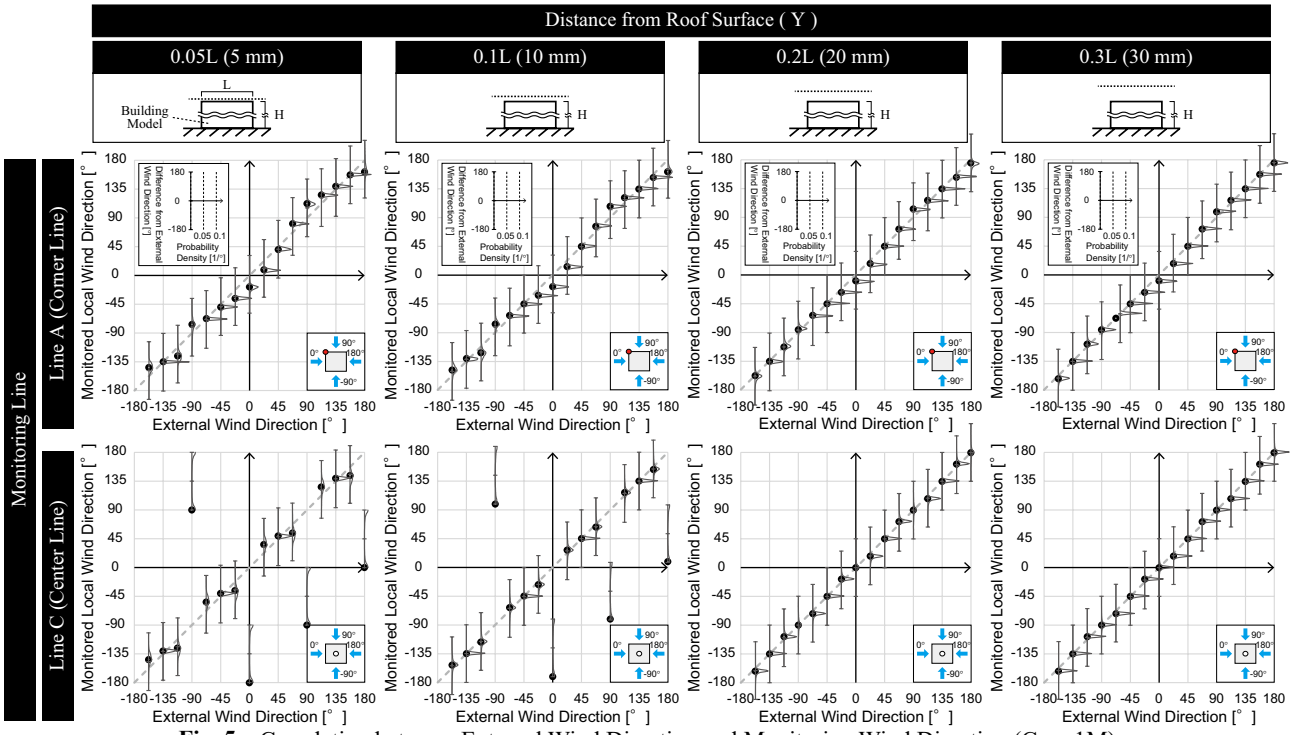


Fig. 5 Correlation between External Wind Direction and Monitoring Wind Direction (Case 1M)

る。その他の外部風向でも 1:1 の直線から多少のずれが見られる。Y＝0.1L でも Y＝0.05L 同様、直線から離れた点が見られるが、Y＝0.2L, 0.3L では外部風向 16 風向のうち 8 風向で 1:1 の直線上に点が存在し、他の 8 風向でもずれが 4.5° であり、高確率で風向計測が可能と言える。

Case 1M-P1 の Line A の Y＝0.05L の高さでは、θ＝-157.5°, -112.5° の条件において 1:1 の直線から 67.5° のずれが見られ、他の風向でも Case 1M より直線上からプロットが乖離している。Y＝0.1L で最も差があったモニター点で 22.5° の差があり、Case 1M の Y＝0.05L と同等の結果であったが、Y＝0.2L 以上では類似した結果となった。

2.3 外部風向と測定風速の相関性

前節に次いで本節ではモニター風速と外部風向の相関性について検討を行う。これは、前節における相関性から外部風向を予測した後、計測された風速から外部風速を補正して予測するための資料提供を意図している。

Fig. 7 に各測定ラインにおけるモニター風速と外部風向の関係を示す。横軸は外部風向 θ、縦軸は無次元風速の時間平均値とした。無次元風速は各モニター点での XZ 平面 2 次元スカラー風速をアプローチフローの建物高さ位置 (床上 200 mm) での風速で除したものである。

Case 1M 条件の Line A では、モニター点が風下側となる θ (-135° を除く) で Y＝0.05L, 0.1L では無次元風速が 0.8 以下を示しているが、他の風向・検討高さでは概ね 1.1 程度を示し過大評価をしており、1.0 程度を示す位置が少ない。このため、風圧係数が既知として実際のモニター値から風圧を予測するには補正が必要である。Line C の Y＝0.2L までは屋上平面の対角線方向に気流が流入する条件では 1.1 程度を示すが、その他の風向では過小評価をしており、これは剥離域内の低風速域に位置するためと考えられる。

Case 1M-P1 の Line A では、モニター点が塔屋の風上側に位置する θ ではやや過大評価をするが、風下側の際には Y＝0.2L までで Case 1M より過小評価をしている。

3. まとめ

本報では 1:1:2 単体角柱模型屋上の水平面気流場を対象に LES を用いた CFD 解析を行い、外部風向と塔屋の有無をパラメータとして風向・風速について各モニター点での結果と外部風との差を評価した上でその資料整備を行った。今後は、建物形状を変更した条件資料整備や外部風向・風速の簡易予測手法の提案が必要と考える。

【謝辞】
本研究の一部は JSPS 科研費 (若手研究 A, 課題番号 JP16H06110, 研究代表者 : 小林知広) の助成を受けた。

【参考文献】

1) 佐藤 , 小林 , 山中ら : 中高層建物の自然換気制御のための建物上空風速のモニタリング手法に関する研究（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 , 2020.3
2) 福山 , 山中ら : 高密度街区における建物の通風設計に関する研究（その 1）風洞実験による壁面風圧及び建物間風速分布 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , 2019.3, 論文番号 : A-30
3) A.Smirnov,S. Shi,I. Celik : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.123, Issue2, pp.359-371, 2001.6

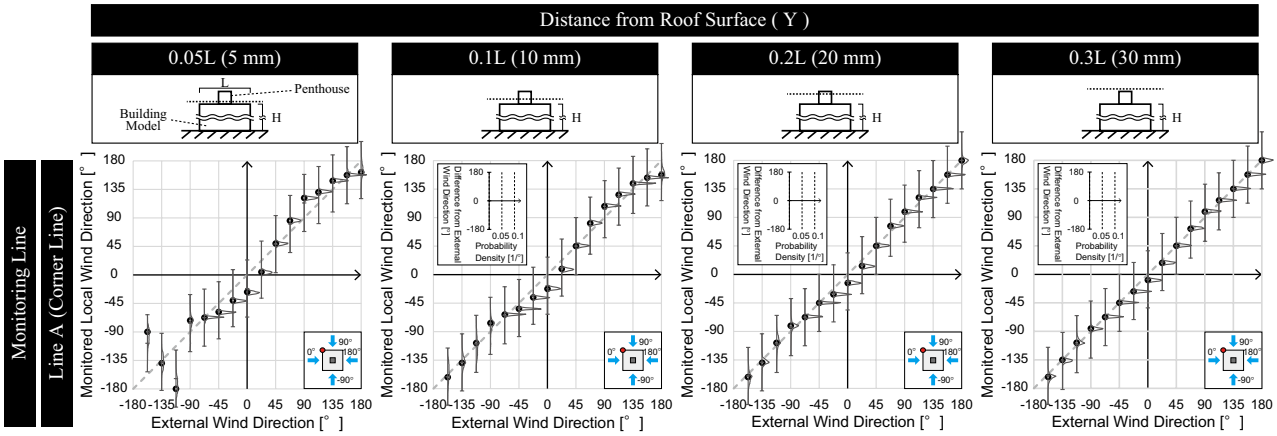


Fig. 6 Correlation between External Wind Direction and Monitoring Wind Direction (Case 1M-P1)

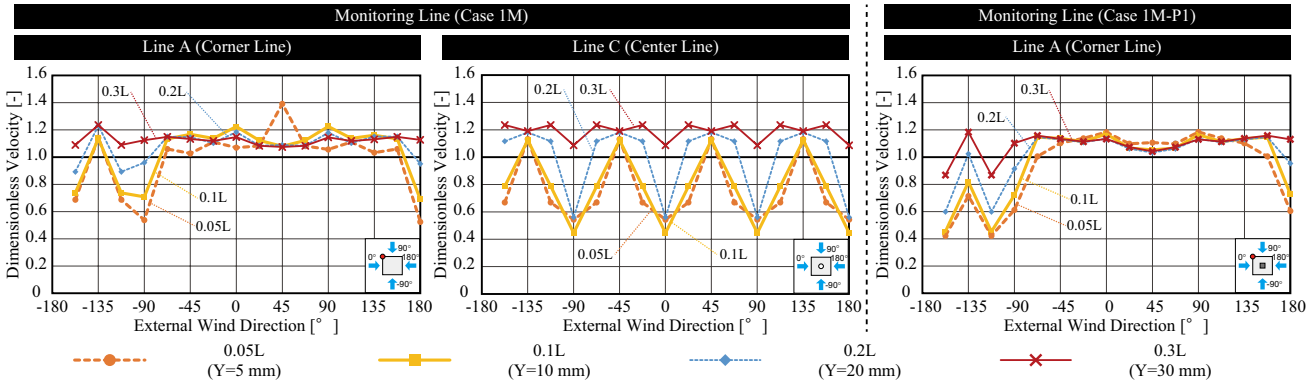


Fig. 7 Correlation between External Wind Direction and Monitoring Dimensionless Velocity

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

オフィスにおけるブース型置換換気を用いた感染症対策パーソナル空調に関する研究
（その 1）ブース形状と給気量が温度・人体発生汚染質分布に及ぼす影響

Booth Type Displacement Ventilation for Prevention from Infectious Diseases in Office
(Part1) Influence of Booth Shape and Supply Airflow Rate on Temperature and Human-originated Contaminants Distributions

○鹿野　奈々　（大阪大学）
崔　　ナレ　（大阪大学）
田邊　陽一　（大和ハウス工業（株））
廣畑　友隆　（大和ハウス工業（株））
山中　俊夫　（大阪大学）
小林　知広　（大阪大学）
広沢　建二　（大和ハウス工業（株））

Nana SHIKANO[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Narae CHOI[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Yoichi TANABE[*2] Kenji HIROSAWA[*2] Tomotaka HIROHATA[*2]
[*1]Osaka University [*2]Daiwa House Industry Co., Ltd.

As the coronavirus disease 2019 (COVID-19) pandemic continues spreading around the world, people are focusing on how society can coexist with the virus. In offices, various methods are being tried, such as installing partitions and wearing masks full-time. However, these methods may disturb supplying fresh air to the occupants, so we need a new way to supply fresh air individually. In this research, we propose the booth-type displacement ventilation system and examine its performance. This paper presents the experimental results, which investigated influence of booth shape and supply airflow rate on temperature and contaminants concentration distribution.

はじめに

新型コロナウイルスの流行の長期化から昨今では感染症対策として、感染症の収束だけでなく、感染症との共存が目指されている。特に長時間を執務空間内で過ごすことが想定される執務者については、マスクやパーティションを利用することで感染症との共存を目指した対策が講じられていることが多いと思われる。しかしこの方法では新鮮空気が執務者に供給されにくく、執務者の健康や快適性、知的生産性などへの悪影響が考えられる。そこで本研究ではブースごとに新鮮空気を供給する、ブース型置換換気を用いたパーソナル空調を提案し、その性能の把握を目的として実大実験および数値流体力学 (Computional Fluid Dynamics) を用いた解析を行う。本報では、給気量やブース形状をパラメータとして実大実験を行い、温度・汚染物濃度分布を比較した結果について報告する。なお、本実験では体臭や呼吸による飛沫核を汚染物の対象とする。

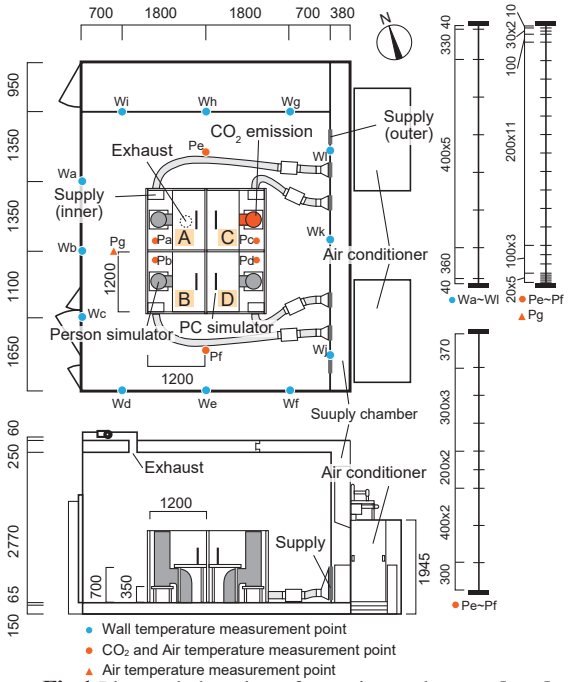


Fig.1 Plan and elevation of experimental set-up [mm]

1. 実験概要

1. 1　実験方法

実験室の構成を **Fig. 1** に示す。本実験ではブースを設置したオフィスの一部を再現しており、ブース A ～ D には発熱源として模擬人体[1)]と模擬 PC を設置している。発熱量は模擬人体 1 体あたり 75 W、模擬 PC 1 台あたり 50 W[2)] である。また、ブース内にはスチレンフォームによって作成した机と椅子も設置した。給気は各ブース 1 か所ずつとブース外 2 か所の計 6 か所から行った。

Table 1 Experimental condition

Cases	Booth partition height H_B [mm]	Supply airflow rate in each booth Q_{SA}-*in* [m³/h]	Supply airflow rate in each outer Q_{SA}-*out* [m³/h]	PC
Case 1	1200	80	60	○
Case 1-NoPC				–
Case 2	1500	50	120	○
Case 3		80	60	○
Case 4		110	0	○
Case 5	1800	80	60	○

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

排気は天井面 1 か所から行った。また、ブース C 内の模擬人体の呼吸高さから汚染物として CO_2 をスポンジにより染み出すように発生させた。CO_2 の発生量は 2 L/min[3] である。

1. 2　実験条件

実験条件を **Table 1** に示す。実験はブース高さ H_B を 1200, 1500, 1800 mm、ブース一か所あたりの給気量 $Q_{SA\text{-}in}$（以降ブース内給気量とする）を 50, 80, 110 m^3/h とした計 5 条件について行った。給気量については室内の総給気量を 440 m^3/h に固定した上でブース内給気量を変更した。よってブース内給気量が 110 m^3/h の場合はブース外給気量は存在しない。また、本実験は冬期に実施したことから壁面付近の熱損失と下降気流の発生を防ぐために給気温度を 10 ℃とした。

1. 3　測定方法

実験では温度と CO_2 濃度を測定した。測定点を **Fig. 1** に示す。温度測定は壁面温度を Wa ～ Wl、空気温度を Pa ～ Pg について鉛直方向に測定した。CO_2 濃度は Pa ～ Pf について鉛直方向に測定した。温度・CO_2 濃度は実験中常に 1 分おきに測定を行っていた。温度測定には T 型熱電対を用い、CO_2 濃度測定には CO_2 おんどとり（T&D）を用いた。温度・汚染物濃度が定常になったのち、30 分間の値を平均し実験結果とする。また、給排気口における温度と CO_2 濃度についても測定を行った。温度測定には測定点と同様に熱電対を用い、CO_2 濃度測定には CO_2 濃度測定計 (GM70PUMP、ヴァイサラ株式会社) を用いた。

2.　実験結果

2. 1　温度の結果

Fig. 2 に Case 1 ～ Case 5 における鉛直温度分布の結果を示す。各グラフはブース内測定点 Pa ～ Pd (Inner)、ブース外測定点 Pe ～ Pg (Outer)、壁面測定点 Wa ～ Wl (Wall) についてそれぞれ平均したものを比較している。

Fig. 2 より 5 条件とも温度成層が形成されており、置換換気が可能な状態であるといえる。

Case 2, 3, 4 を比較すると、ブース高さが高いほどブース内部の温度が特にブース高さ付近で高くなっており、ブース内部と外部の温度差も大きくなっている。このことから、ブース高さが高いほどブース外空気による温度低下が少なくなったと考えられる。

Case 1, 3, 5 を比較すると、ブース内給気量が大きいほど Outer と Wall の温度が高く、ブース内とブース外の温度差が小さくなっていた。これは総給気量が等しいことから、ブース内給気量が大きいほどブース外給気量が小さくなったことが原因と考えられる。また、給気温度が等しいことから、床面付近の測定場所による温度差はほとんど見られなかったが、Case 5 ではブース外給気がなかったため、ブース外の床面付近温度差が高くなっている。

2. 2　ブース高さによる比較

ブース高さによる比較を行うために **Fig. 3** に Case 2 ～ Case 4 を比較した結果を示す。**Fig. 3 (a)** に温度分布の比較、**(b)** に測定点ごとの CO_2 濃度分布の比較を示す。**(a)** は **Fig. 2** で用いた平均値によってブース内、ブース外ごとに条件間の比較を行っている。

Fig. 3 (a) よりブース高さによる温度分布の大きな違いは見られなかった。これは Case 2 ～ 4 において、置換換気に影響を与える発熱条件と給気条件が等しかったためである。

Fig. 3 (b) よりブース高さが高いほど汚染源以外のブース内測定点 Pa, Pb, Pd において汚染物濃度が低かった。よってブースが高いほど、汚染源からの汚染物の拡散が抑制され、より効率的に汚染物が排出されたと考えられる。さらに、Case 2 において Pa, Pb, Pd の結果を比較すると Pb, Pd に比べ Pa の濃度が低くなっている。これは汚染源と Pa の間に模擬 PC が設置されていたことから、PC 発熱による上昇気流が汚染物の拡散を防いだと考えられる。また、排気口が Pa の上部付近に設置されていたことも一因と考えられる。しかし、この傾向は Case 3, 4 では見られなかった。これはブースが高くなるとブースの影響が高まる代わりに、PC 発熱による影響が弱まる事が考えられる。また、Case 3, 4 の結果は類似しており、ブース高さがある程度高くなると、汚染物の拡散を抑制する効果の差は小さくなると考えられる。

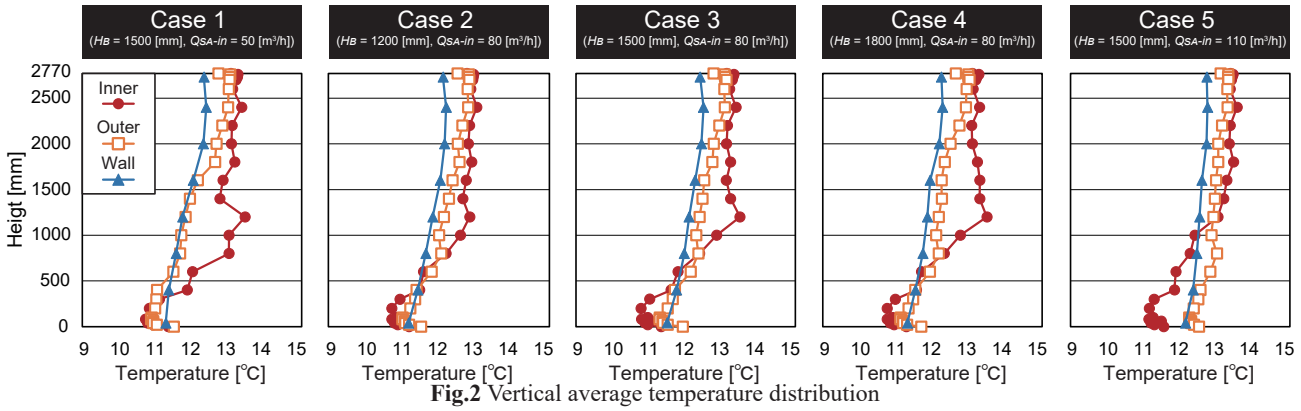


Fig.2 Vertical average temperature distribution

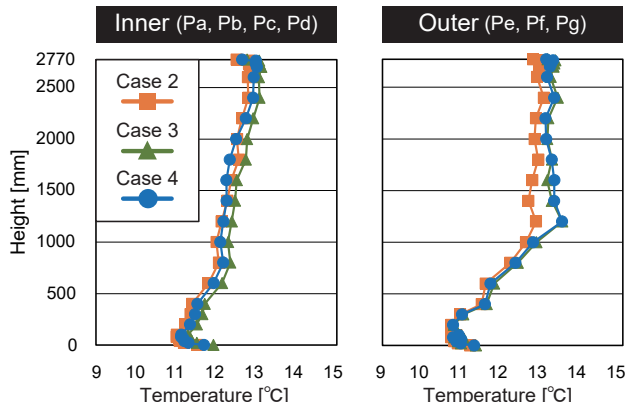


Fig. 3 (a) Vertical temperature distribution (H_B = 1200, 1500, 1800 [mm])

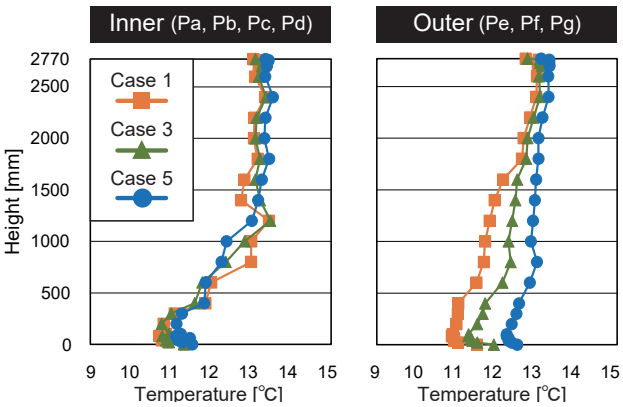


Fig. 4 (a) Vertical temperature distribution ($Q_{SA\text{-}in}$ = 50, 80, 110 [m^3/h])

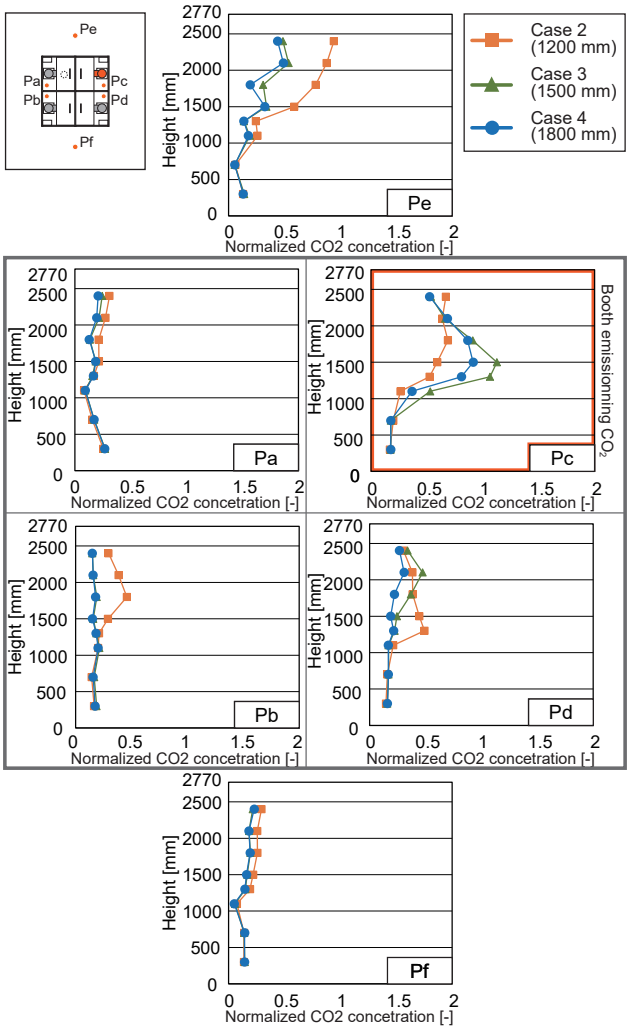


Fig. 3 (b) Vertical CO_2 concentration distribution at each measurement point (H_B = 1200, 1500, 1800 [mm])

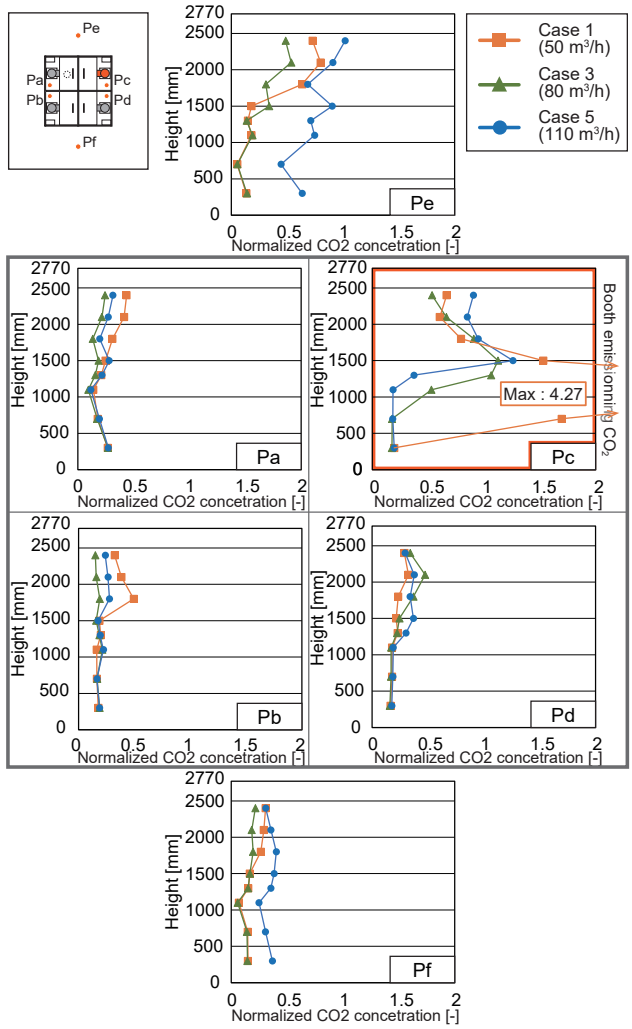


Fig. 4 (b) Vertical CO_2 concentration distribution at each measurement point ($Q_{SA\text{-}in}$ = 50, 80, 110 [m^3/h])

また、ブース全体の濃度分布を比較すると、Pe, Pc において濃度境界面が形成されているが、他の測定点では室下部から上部にかけて一様に濃度が低く濃度境界面が形成されていない。これは一般的な置換換気と異なり、ブース型置換換気では室上部の汚染領域が平面的には偏ることが考えられる。これには PC 発熱や、ブースの効果が理由としてあげられるが、今回汚染源ブースから排気口が近かったために汚染物がより効率的に排気されやすかったことも考えられる。

2. 3　給気量による比較

ブース内給気量による比較を行うために **Fig. 4** に Case 1, 3, 5 を比較した結果を示す。

Fig. 4 (a) より、Outer については室下部においてブース内給気量が大きいほどブース外給気量は小さく、温度が高くなっている。一方、Inner においては高さ 500 ～ 1200 mm においてブース内給気量が大きいほどわずか

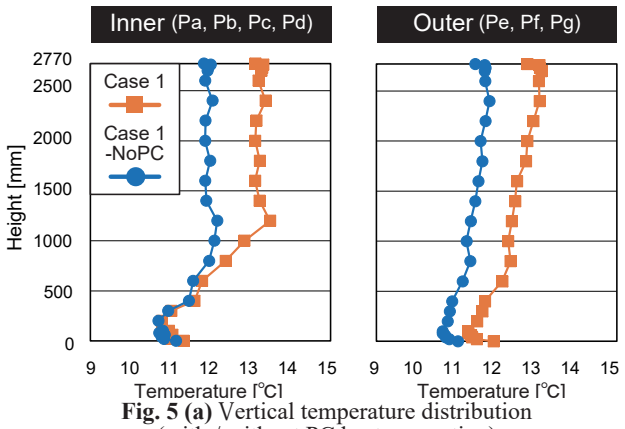


Fig. 5 (a) Vertical temperature distribution (with / without PC heat generation)

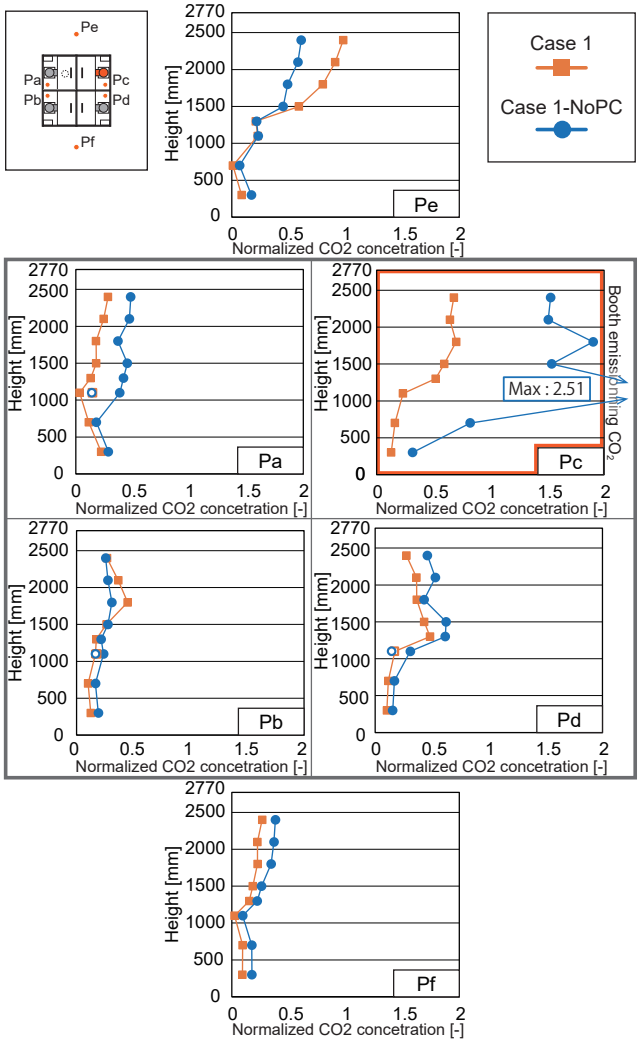


Fig. 5 (b) Vertical CO_2 concentration distribution at each measurement point (with / without PC heat generation)

に温度が低くなっていることがわかる。

Fig. 4 (b) より、汚染源以外のブース内測定点 Pa, Pb, Pd での汚染物濃度に、条件間の大きな違いはなく、測定点によってブース内給気量と汚染物濃度の大小関係も一定でない。ただ、これらの測定点における汚染物濃度は全体的に低くなっている。これは給気量による影響より、ブースが汚染物を抑制する効果の方が強く、汚染物の拡散が一様に抑制されたためと思われる。

また、ブース全体の濃度分布を比較すると **Fig. 3 (b)** と同様に Pe, Pc において濃度境界面が形成されているが、他の測定点では室下部から上部にかけて一様に濃度が低く濃度境界面が形成されていない。これも同様にブース型置換換気では PC 発熱やブース、排気口位置の影響により汚染物が拡散せず、効率的に排出されたことが考えられる。

2. 4　PC 発熱の有無による比較

前述の結果から、特に Case 1 においてオフィスにおけるブース型置換換気では PC からの発熱が汚染物の拡散を抑制する可能性が確認されたため、ここで PC 発熱の有無による結果を比較する。Case 1 において模擬 PC の発熱量を 0 とした条件を Case 1-NoPC とする (**Table 1**)。**Fig. 5** の **(a)** に Case 1 と Case 1-NoPC のブース外、ブース内の平均温度分布を比較したものを、**(b)** に測定点ごとの CO_2 濃度分布を比較したものを示す。

Fig. 5 (a) より PC 発熱がない場合の温度は発熱がある場合より、床面付近を除いて全体として約 1 ℃低くなっていた。Case 1-NoPC は Case 1 より総発熱量が 200 W 小さいことから、温度差 1 ℃は妥当であるといえる。

Fig. 5 (b) より Pa において PC 発熱がない Case 1-NoPC では Case 1 より濃度が高くなっており、Case 1 において PC 発熱よる上昇気流が汚染物の拡散を抑制していたことが考えられる。また、Case 1-NoPC において Pb の濃度が最も低くなっていたことから PC 発熱がない場合でも模擬人体発熱による上昇気流やブースが汚染物の拡散を抑制したと考えられる。さらに Pc において濃度が大きく異なることから、PC 発熱による上昇気流が汚染物を効率的に室上部に運んだことが考えられる。

まとめ

本報では実大実験によりブース高さと給気量がブース型置換換気に及ぼす影響について検討した。汚染物は体臭や呼吸による飛沫核を対象とした。実験ではブースと発熱源による上昇気流が汚染物の拡散を抑制したことが確認された。今後は汚染源の位置を変更した場合や咳飛沫核の分布について検討を行う所存である。

ー参考文献ー

1) M. Matttsson: On the efficiency of displacement ventialtion, with particular reference to the influence of human physical activity, doctoral dissetation of University of Gavle, 1999, pp.117-120

2) 黄 孝根、吉富透悟、加藤信介：機器単体からの対流・放射放熱に関するシミュレーション解析、生産研究、66 巻 (2014)1 号、pp.47-51

3) 伊濱大晟：置換換気を導入した 4 病床室内の温度・汚染物濃度分布に関する研究（第 8 報）間仕切りカーテンが汚染物濃度分布に及ぼす影響、空衛近畿大会 2020.2

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

有孔ダクト天井を用いた自然換気システムの設計手法に関する研究
（その 3）緩和法を用いた換気回路網計算によるシャフト内排熱利用効果に関する検討
Design Method of Natural Ventilation System with Perforated Metal Duct Ceiling
(Part3) Influence of Waste Heat Utilization in Shaft using Flow Network Calculation with Relaxation Method

○若狭　弥保（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
小林　知広（大阪大学）　桃井　良尚（福井大学）
田中　宏明（日建設計）　藤井　拓郎（日建設計）
守　雅俊（日建設計）　崔　ナレ（大阪大学）

Miho WAKASA[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Yoshihisa MOMOI[*2]
Hiroaki TANAKA[*3] Takuro FUJII[*3] Masatoshi MORI[*3] Narae CHOI[*1]

[*1] Osaka University [*2] University of Fukui [*3] Nikken Sekkei Ltd.

Installing natural ventilation system in high-rise buildings helps us to save energy consumption of heating, ventilation and air conditioning (HVAC). In this study, we propose to provide two ventilation shafts of the building with waste heat from cogeneration system in order to enhance the effect of buoyancy-driven ventilation. To estimate the effect, we create flow network calculation model with relaxation method and examined the best way of the distribution rate of waste heat by using the model.

1. はじめに

一般的なオフィスにおいて換気空調にかかる消費エネルギーは全体の約 50% に及び [1)]、自然換気導入による大きな省エネルギー効果が期待されている。しかし多くの自然換気口開放条件では 15℃ 程度が下限値と設定されるが、コールドドラフトによる快適性への影響が懸念される [2)]。また、間仕切壁などの室をまたぐ部分では、換気経路の確保の為自然換気用の欄間やパスダクトが必要となる [3)]。本研究では下面部がパンチングメタルで構成された角ダクトを室の天井空間に設置し、ダクト内を新鮮外気が通過することで水平方向の換気経路を確保するシステムを提案する。しかし本システムでは、換気経路内で生じる抵抗が一般的な自然換気システムと比べて大きく換気量が減少する可能性がある。そこで換気量の促進を図って、重力換気を行うシャフト内にコージェネレーションで生じた排熱を投入する。本報では自然換気口～室内給気面の合成有効開口面積の算定手法及び緩和法を用いた熱・換気回路網計算手法の提案を行う。

2. 自然換気システム概要

研究対象とする自然換気導入建物では、風力とシャフト内の浮力を換気駆動力としており、下記に挙げる 2 つのシステムを導入予定である。

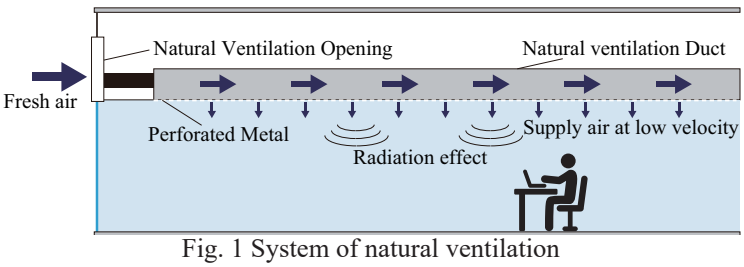


Fig. 1 System of natural ventilation

2. 1 自然換気用ダクト

自然換気システムと自然換気用ダクトの概念図を Fig.1 に示す。自然換気口から給気された新鮮空気は有孔ダクトを通って室の奥まで運ばれる。自然換気用ダクトの下面部はパンチングメタルで構成されているため、新鮮空気はこの開孔から室内に低風速で給気される。本

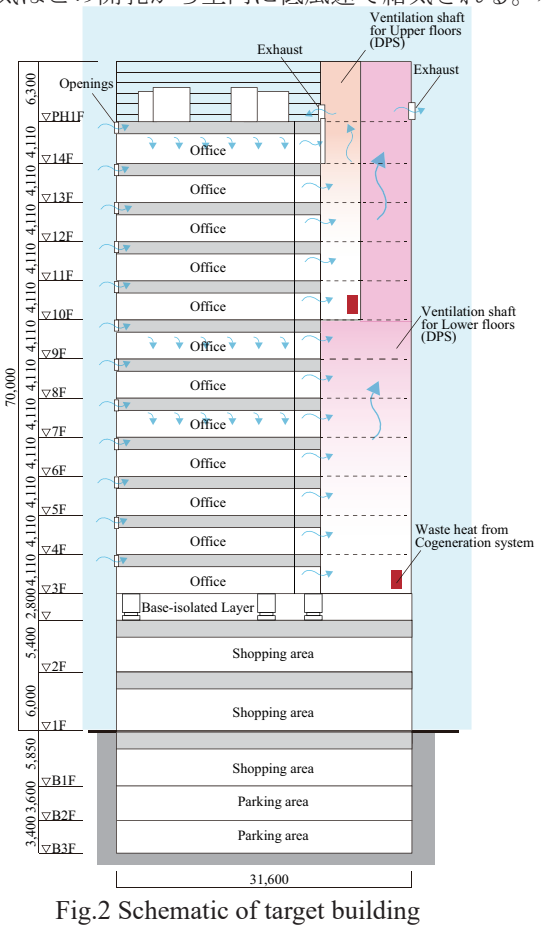


Fig.2 Schematic of target building

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

システムのメリットは主に 3 つ挙げられる。
・ドラフトリスクの抑制による自然換気可能期間の拡大
・冷却されたパンチングメタルからの放射による快適性
・間仕切り壁のある室空間でも自然換気の導入可能

2. 2 シャフト内排熱利用

コージェネレーションシステムから生じる排熱をシャフト内下部に投入し、重力換気を促進する。

2. 3 建物概要と換気経路

本システム導入予定の建物概要図を Fig.2 に示す。自然換気口から導入された外気は、有孔ダクトから微気流で室内へ給気される。排気は天井面に設置された排気用パネルから行われ、天井チャンバーからパスダクトを通ってシャフトへと誘引される。シャフトは壁で隔たれて低層階・高層階用に二つに分離しており、3 ～ 9 階では低層階用シャフト、10 ～ 13 階では高層階用シャフトから排気が行われる。シャフトから室内への空気の逆流を防ぐため、14 階の排気は単独ダクトから行われる。

3. 自然換気口～室内給気面までの有効開口面積

対象とする自然換気システムでは、自然換気口から自然換気用ダクトのパンチングメタルを通じて室内へ給気が行われるため、有効開口面積の算出を行う必要がある。Fig.3 に自然換気口～室内給気面までのアイソメ図を示す。自然換気口と自然換気用ダクトの間には大梁の梁貫通、小梁との干渉回避のため、曲がりのある直径 350 mm の円形の接続用ダクトが存在している。Fig.3 の自然換気口～接続用ダクトで生じる圧力損失 Δp_i は Table 1 に示す 12 点が考えられる [4),5)]。これらの合計 Δp_{all} は、ζ_i、流量 Q、密度 ρ、断面積 A_i を用いて以下の式で表される。

$$\Delta p_{all} = \sum_{i=1}^{n} P_i = \sum_{i=1}^{n} \zeta_i \cdot \frac{\rho}{2}\left(\frac{Q}{A_i}\right)^2 \quad (1)$$

ここでダクト内を通過する風量と密度が一定であるから Q を左辺へ移項すると、流量 Q と圧力差 Δp_{all} の関係は

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} \frac{\zeta_i}{A_i^2}}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p_{all}} \quad (2)$$

よって合成有効開口面積 αA は以下で表すことができる。

$$\alpha A = \frac{1}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} \frac{\zeta_i}{A_i^2}}} \quad (3)$$

ダクト平面図を Fig.4 に示す。17 個の自然換気用ダクトが存在し、接続ダクトの長さや曲がりはダクトごとに異なるため、パターン分けを行って計算した。計算結果より、自然換気口 1 つあたりの自然換気口～接続用ダクト流量係数は平均 0.35(有効開口面積 0.098m^2) となった。自然換気用ダクトの有効開口面積は上記の計算手法で求めることは困難である。そこで既報 [6)] で構築した一列法と呼ばれる回路網計算手法を用いたダクト内の吹出し風量分布を求めるモデルにより各ダクトの室内外差圧と換気量の関係を求めて有効開口面積を求め、これを並列結合して 1 フロアごとの有効開口面積を求めた。その結果、吹出し風量分布が均一となり、換気量が最大となる 1 フロアごとの有効開口面積は 1.53 m^2 と算定された。計算

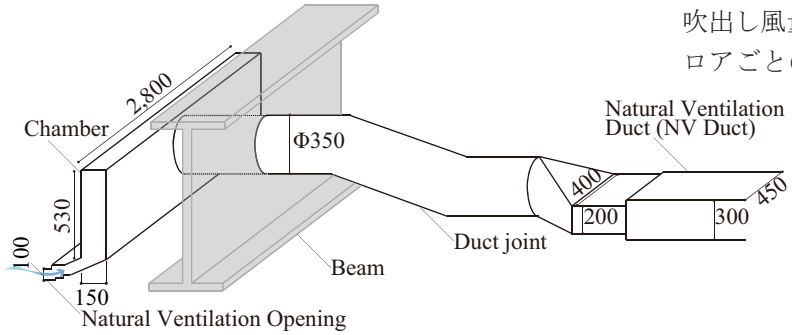


Fig.3 Natural ventilation opening, duct joint, and natural ventilation duct (mm)

Table 1 List of resistance and pressure loss factor (ζ)

Type	Site	Symbol	ζ
Birdproofing net, Inflow	Opening	ζ_1	1.2
Friction 1	Opening, Chamber	ζ_2	0.026
Friction 2	Duct joint	ζ_3	0.15
Bent 1	Opening → Chamber	ζ_4	0.40
Bent 2	Chember → Duct joint	ζ_5	0.83
Bent 3	Duct joint	ζ_6	0.13
Bent 4	Duct joint	ζ_7	0.13
Extension 1	Opening → Chamber	ζ_8	0.11
Extension 2	Chamber	ζ_9	0.51
Extension 3	Duct joint → NV Duct	ζ_{10}	0.29
Reduction 1	Chamber → Duct joint	ζ_{11}	0.87
Reduction 2	Duct joint	ζ_{12}	0.028

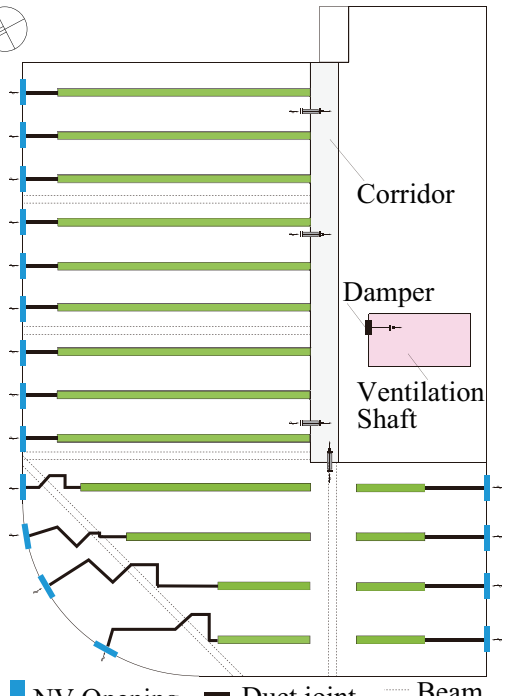


Fig.4 Plan of NV ducts

手法は既報[6]を参照されたい。1 フロアの実開口面積の合計 4.76 m^2 で除した流量係数は 0.32 となり、計算上自然換気用ダクトにより流量係数が 10% 減少した。

4. 緩和法を用いた換気回路網モデル

4.1 ガウスザイデル法

連立方程式の近似解は反復法を使用した収束計算により求めたが、収束の安定性とプログラミングの簡便性から、緩和法の一種であるガウス・ザイデル法を用いた。ガウス・ザイデル法とは、計算時点までに得られた最新の近似解によって、次の近似解を計算し、収束を早める方法である。例えば、Fig.5 の場合、矢印の順に計算を行う場合節点 P(i,k) の j+1 回目の近似解 $P(i,k)^{j+1}$ を得るとき、周囲の枝で繋がれた 4 点を用いて計算するが、節点 P(i,k+1) と P(i+1,k) では j 回目の近似解を用いる一方で、P(i-1,k) と P(i,k-1) では既に j+1 回目の計算が終了しているため最新の近似解を用いて $P(i,k)^{j+1}$ の計算を行う。

4.2 換気回路網計算モデル

研究対象建物のモデルを Fig.6 に示す。低層用・高層用シャフトで換気経路が完全に分離していることから、二つのモデルを作成して計算を行う。フローチャートを Fig.7 に示す。各室の圧力、温度を仮定し、流量収支計算を行って圧力を修正した後、熱量収支計算を行って温度を修正する。全ての室の流量・熱量収支式が収束判定値を満たすまでこれを繰り返す。例えば、Fig.8 において、隣り合う室 (i-1, k) から室 (i, k) へ流入する流量 $Q_{i-1,k}$ は、（流入を正とする）

$$Q_{i-1,k} = sgn\left(\left(P_{i-1,k}^{j+1} - \rho_{i-1}^{j+1}\cdot g\cdot h_{(i-1,k),E}\right) - \left(P_i - \rho_i\cdot g\cdot h_{(i,k),W}\right)\right) \cdot \alpha A_{(i,k),W}\cdot\sqrt{\frac{2}{\rho_{i-1,k}^{j+1}}\left|\left(P_{i-1,k}^{j+1} - \rho_{i-1}^{j+1}\cdot g\cdot h_{(i-1,k),E}\right) - \left(P_i - \rho_i\cdot g\cdot h_{(i,k),W}\right)\right|} \quad (4)$$

となり、定常状態では室 (i,k) で流量収支が成り立つから、以下の式 $E(P_i^{j+1})$ が成立するはずであり、これが成立するシャフト内圧力 P_i を二分法により求める。

$$E(P_{i,k}^{j+1}) = \sum Q_{i,k} = Q_{i-1,k} + Q_{i+1,k} + Q_{i,k-1} + Q_{i,k+1} = 0 \quad (5)$$

同様に室 (i-1, k) から室 (i, k) へ流入する熱量 $H_{i-1,k}$ は、

$$H_{i-1,k} = (sgn(Q_{i-1,k})+1)/2\cdot C_p\cdot\rho_{i-1,k}^{j+1}\cdot Q_{i-1,k}\cdot T_{i-1,k}^{j+1} - (sgn(Q_{i-1,k})-1)/2\cdot C_p\cdot\rho_{i,k}\cdot Q_{i-1,k}\cdot T_{i,k} \quad (6)$$

となり、シャフト i 内で熱量収支が成り立つから、

$$E\left(T_{i,k}^{j+1}\right) = \sum H_{i,k} = H_{i-1,k} + H_{i+1,k} + H_{i,k-1} + H_{i,k+1} = 0 \quad (7)$$

となるシャフト i 温度 T_i の近似解を二分法で求める。

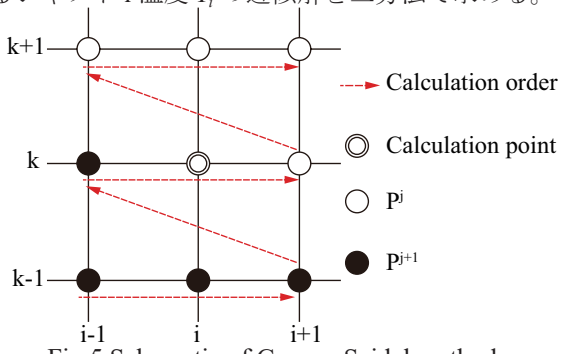


Fig.5 Schematic of Gauss - Seidel method

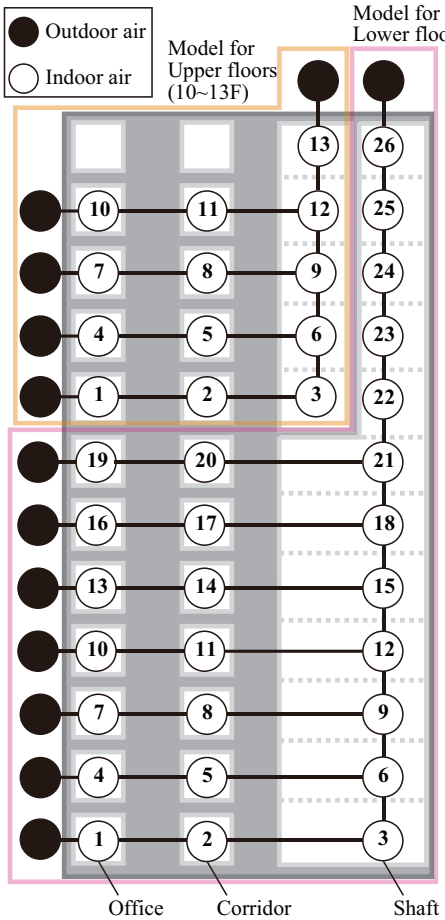


Fig.6 Network calculation model

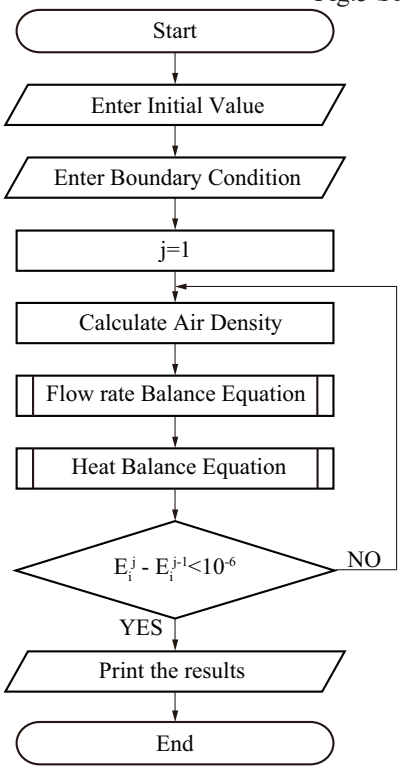


Fig.7 Flowchart of network calculation

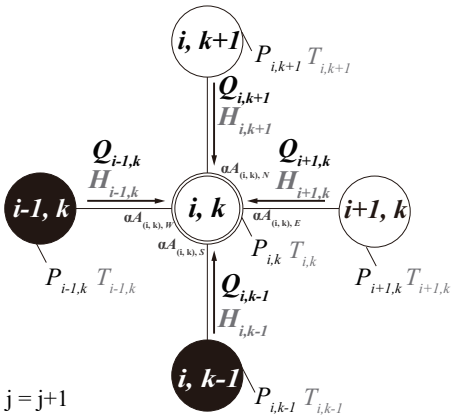


Fig.8 Calculation example

なお、室 (i,k) 内の空気密度 $\rho_{i,k}$ は温度 $T_{i,k}$ を用いて以下の式で求められる。

$$\rho_{i,k} = \frac{373.25}{273.17+T_{i.k}} \quad (8)$$

4. 3 計算条件

境界条件、開口条件を Table 2,3 に示す。外気温 18℃、無風条件とした。排熱量は合計 130,000W とし、発熱量は執務室で 1 フロア当たり 10,120W とした。計算条件を Table 4 に示す。低層・高層用シャフト投入する排熱の割合を変化させ、排熱を行わない場合との比較検討を行った。排熱投入は各シャフト内の 3 階、10 階の床面高さで行うこととする。

4. 4 計算結果

各階換気量を Fig.9 に示す。シャフト内への排熱利用により、3 階・10 階の室内換気量が大きく増加する。排熱利用を行う場合、各階換気量の分布が大きくなるため、上層階のハイブリッド空調の採用や下層階の排気ダンパーの開度調整など、各階で最適制御を行うことが省エネルギー性能向上に繋がると考えられる。また、排熱投入を行わない Case1 と比較して総換気量が最大となる Case3 では約 30% の換気量の増大が予測された。

5. まとめ

本報では、有孔ダクト天井を用いた自然換気システムにおける有効開口面積の算定手法及び緩和法を用いた換気回路網計算手法の提案を行った。得られた知見に示す。

・シャフトを含む換気回路網計算による自然換気量予測にも緩和法の適用が可能である。

・シャフト内への排熱投入により換気量が促進される。

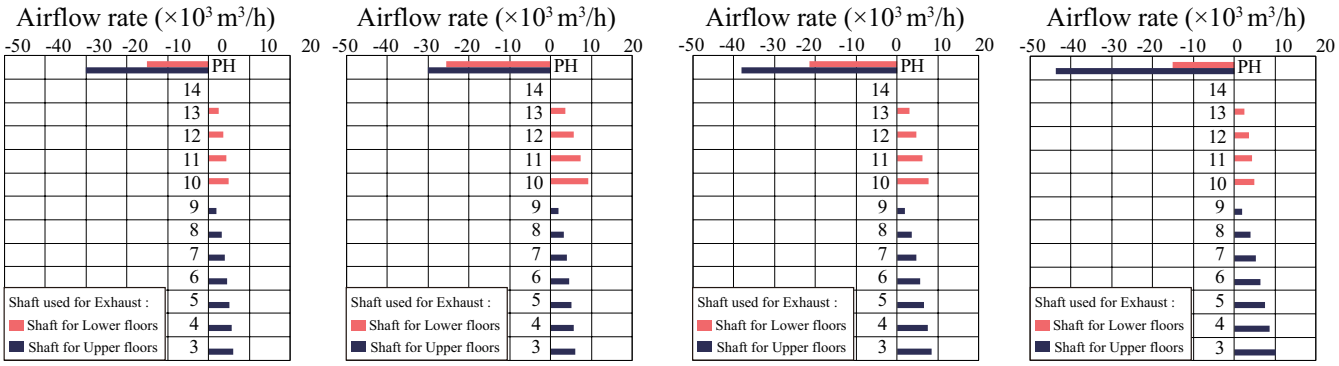
今後は風力が各階換気量分布に与える影響の把握や室内気流性状の予測を行う予定である。

Table 2 αA of openings

αA_{inlet}[m^2]	1.53
αA_{pass}[m^2]	0.80
αA_{damper}[m^2]	0.71
$\alpha A_{exhaust,lower}$[m^2]	4.45
$\alpha A_{exhaust,upper}$[m^2]	4.45

Table 3 Boundary condition

Outside Temperatute [℃]	18
Wind	Windless
Specific heat [J/kg・℃]	1,006
Heat generation (Office)[W/floor]	10,120
Heat generation (Total Waste Heat)[W]	130,000



(1) Case1　(2) Case2　(3) Case3　(4) Case4

Fig. 9 Airflow rate distribution

Table 4 Calculation condition

	Shaft for Lower floors	Shaft for Upper floors
Case1	0[W]	0[W]
Case2	0[W]	130,000[W]
Case3	65,000[W]	65,000[W]
Case4	130,000[W]	0[W]

参考文献

1) 経済産業省資源エネルギー庁 省エネルギー対策課：ＺＥＢロードマップ検討委員会における ＺＥＢの定義・今後の施策など (2015), p.5
2) 山本佳嗣 , 田辺新一：自然換気システムの換気口開放条件に関する研究 (2016), 日本建築学会環境系論文集 , pp.375-384
3) 日本建築学会：実務者のための自然換気ハンドブック , 技報堂出版 (2013), pp.41-43
4) 空気調和・衛生工学会　空気調和・衛生工学便覧　3 空気調和設備編　p.181
5) 石原正雄　建築換気設計 (1969) p.282, 朝倉書店
6) 若狭ら (2020)　有孔ダクト天井を用いた自然換気システムの設計手法に関する研究 (その 2) 等分布吹出しとなる開孔率分布の計算手法 , 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 ,D-21

記号表

Δp_{all}	:自然換気口～接続ダクトの圧力損失	[Pa]
Δp_i	:位置 i で生じる圧力損失	[Pa]
ζ_i	:位置 i の損失係数	[-]
ρ	:管内を流れる空気密度	[kg/m^3]
Q	:管内を流れる流量	[m^3/s]
A_i	:断面積	[m^2]
αA_{all}	:自然換気口～接続ダクトの有効開口面積	[m^2]
$P_{i,k}^{j}$	:室 (i, k) の床面静圧 (j 回目の計算結果)	[Pa]
$\rho_{i,k}^{j}$	:室 (i, k) の空気密度 (j 回目の計算結果)	[kg/m^3]
g	:重力加速度	[m/s^2]
$h_{(i,k),W}$	:室 (i, k) の床面から左側開口の高さ	[m]
$h_{(i,k),E}$	:室 (i, k) の床面から右側開口の高さ	[m]
αA_{damper}	:排気ダンパーの有効開口面積	[m^2]
αA_{shaft}	:シャフトの有効開口面積	[m^2]
αA_{inlet}	:自然換気口～室内給気面の有効開口面積	[m^2]
αA_{pass}	:パスダクトの有効開口面積	[m^2]
$\alpha A_{exhaust,\ lower}$	:低層用シャフト排気口の有効開口面積	[m^2]
$\alpha A_{inlet,\ upper}$	:高層用シャフト排気口の有効開口面積	[m^2]
$H_{i,k}$	:室 (i, k) へ流入する熱量	[W]
C_p	:空気の比熱	[J/kg℃]
$T_{i,k}^{j}$	:室 i の温度 (j 回目の計算結果)	[℃]
$Sgn()$	:符号関数 ()＞0 のとき +1, ()＜0 のとき -1	

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究
（第５報）実大実験による置換換気・IJV の暖房条件下での熱環境及び換気効率評価
Prediction of Indoor Environment for Impinging Jet Ventilation System
(Part 5) Experimental Investigation of Thermal Environment and Ventilation Effectiveness under Heating Operation with DV and IJV

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

The impinging jet ventilation (IJV) system is considered to be adaptable for both cooling and heating operation, while displacement ventilation (DV) is considered to be only limited to cooling operation. In order to accumulate the fundamental feature of IJV and DV under heating operation, and investigated their applicability for heating, full-scale experiments were conducted in a climate chamber. Different ventilation systems and supply air conditions were investigated along with indoor temperature distribution, and ventilation effectiveness. For DV, the temperature and contaminant distribution differed significantly depending on the supply conditions, while that of IJV remained almost the same.

はじめに

冷房時、低温低速給気により温度・濃度成層を形成して居住域における高い換気効率を実現する置換換気方式 (Displacement Ventilation System：以下、DV) は、給気運動量の小ささから暖房への適用が難しいとされる。そこで、冷房運転において DV 同様の高い換気効率を有し DV より大運動量で床面に対して給気し、床面衝突後に床に沿って給気する Impinging Jet Ventilation System (以下、IJV) が考案された [1]。IJV は暖房に適用可能とされるが、研究例は未だ少ない [2]。既報 [3] の冷房実験では小流量条件で近しい温度・濃度性状を呈した IJV と DV について、本報では暖房運転への適用を実大実験により検討する。

１．実験条件

2020 年 7 月ー 8 月にかけて大阪大学大実験棟内の人工気候室にて実大実験を行なった。人工気候室概要を Fig. 1 に示す。壁面の熱貫流率 (以下、U 値) が 0.3 W/m^2 ·K 程度で断熱された人工気候室を、U 値が 4.6 W/m^2 ·K) 程度の壁（以下、OC 壁）で仕切り、測定対象室（内寸 5.00 × 5.45 × 2.77 m）と仮想外気室（以下､OC）に分けた。この OC を冷却し、OC 壁を介して測定対象室の熱を奪い冬期の暖房負荷を模擬した。OC 壁及び OC の対面には下端面が床から 0.6 m の位置となるよう直径 0.15 m の IJV 給気装置が、天井の概ね中央には排気口が設置された。DV 条件の実験を行う際は、既報 [3] 同様 IJV 給気装

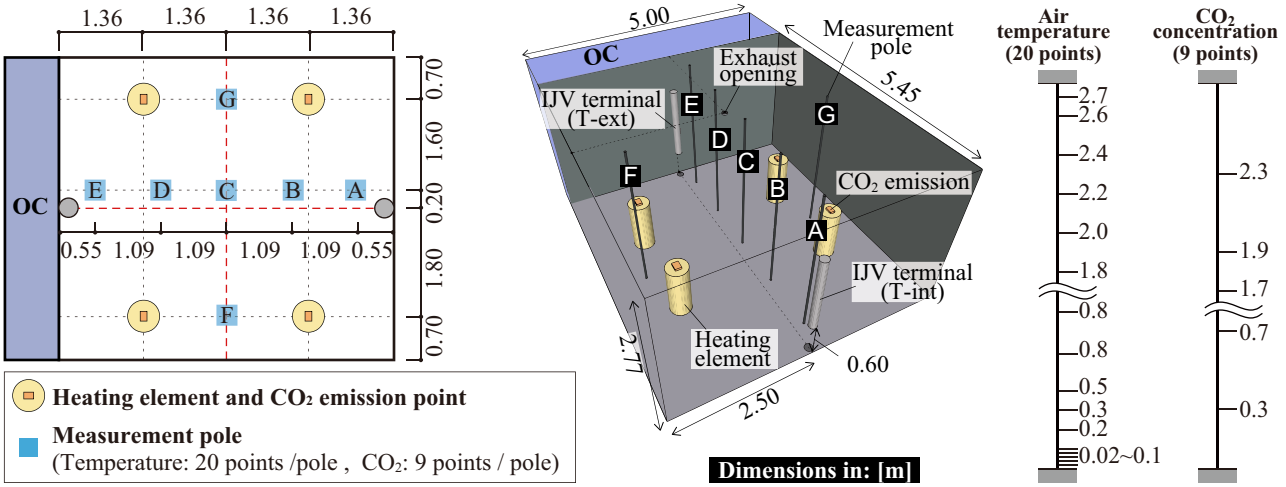


Fig. 1: Plan of climate chamber and measurement point

－ 記 号 －

Ar_{room}：アルキメデス数 [-]	C_s：給気濃度 [ppm]	T_h：高さ h における温度 [°C]	β：体膨張率 [1/K]
C_e：排気濃度 [ppm]	g：重力加速度 [m/s^2]	T_{OC}：OC の空気温度 [°C]	$\Delta T_{e-0.1}$：室鉛直温度差 [°C]
C_h：高さ h での濃度 [ppm]	H_C：部屋の高さ [m]	T_s：給気温度 [°C]	$\Delta T_{OZ,1.1-e}$：座位時の居住域平均温度 [°C]
C_n：規準化居住域濃度 [-]	T_e：排気温度 [°C]	v_s：給気速度 [m/s]	$\Delta T_{1.1-0.1}$：座位時居住域鉛直温度差 [°C]

置の下に Fig. 2 に示す DV 給気口を接続した。給気装置の吹出し面積は、IJV で 0.0177 m^2、DV で 0.467 m^2 である。室内熱負荷として座位人体を模擬した円柱型発熱体 (発熱量 50 W、直径 0.4 m、高さ 1.0 m) を 4 台設置し、人体からの汚染質発生を想定して発熱体上部から各 30 L/h で CO_2 を発生させた。OC 壁以外の壁面を完全断熱とみなし、OC からの暖房負荷は 600 W、室内熱発生は 4 つのシリンダーから計 200 W、換気による熱供給は、完全混合を仮定すると 400 W となるよう設定した。

給気装置は、OC 壁側 (Exterior 側) 給気装置 (T-ext) のみを使う場合と他方（Interior 側）の装置 (T-int) のみを使う場合を設定した。給気位置に加え、Table 1 に示す換気システム、給気流量・温度の組み合わせの 3 項目で合計 12 条件の実験を行なった。このとき、空調装置の能力特性のため、OC 温度を冬季外気温まで低下させることができなかった。そこで、OC 空気との温度差による温度評価及び気流性状には大きな影響を与えないとして、全体的に温度を高温側へ平行移動して実験を行なった。そのため、Table 1 に OC 温度基準の給気温度も併記した。

測定点を Fig. 1 に示す。室中央断面における鉛直分布を測定するために合計 7 本のポールを設置し、そのポールに沿って鉛直方向に空気温度は 20 点、CO_2 濃度は 9 点で測定した。給気装置を含む室内中央断面については、噴流の発達を妨げないよう、中央よりも 0.2 m だけ OC 壁に向かって右側にポールを並行移動させた。

2. 評価指標の定義

室内温度・濃度環境の評価指標を (Eq. 1) ー (Eq. 4) に、給気条件を表現する無次元数を (Eq. 5) に定義する。

1）座位時の居住域平均温度：$\Delta T_{OZ,1.1-e}$ [℃]

IJV と DV は居住域内に直接給気するため、座位時居住域高さを 1.1 m、基準を排気温度として定義した。

$$\Delta T_{OZ,1.1-e} = \frac{1}{1.1}\int_0^{1.1} T_h dh - T_e \qquad \text{(Eq. 1)}$$

2）座位時上下温度差：$\Delta T_{1.1-0.1}$ [℃]

各種規準[4,5]において、足元と頭高さにおける上下温度差は、3 ℃ を越えるべきではないとされているため、座位時の頭と足元の温度差として定義した。

$$\Delta T_{1.1-0.1} = T_{1.1} - T_{0.1} \qquad \text{(Eq. 2)}$$

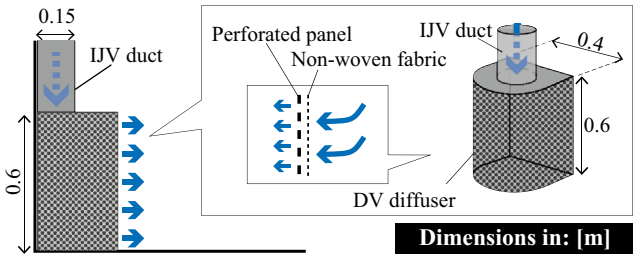


Fig. 2: Supply terminal of DV

3）室鉛直温度差：$\Delta T_{e-0.1}$ [℃]

室全体での温度成層の強さを確認するため、$\Delta T_{e-0.1}$ を定義した。(Eq. 2) において快適性評価のための鉛直温度差が定義されているのに対し、(Eq. 3) は物理現象としての鉛直温度性状を評価するために定義した。

$$\Delta T_{e-0.1} = T_e - T_{0.1} \qquad \text{(Eq. 3)}$$

4）規準化居住域濃度：C_n [-]

居住域における換気効率の指標として、SHASE-S 102[6] において規準化居住域濃度 C_n が定義されている。

$$C_n = \frac{\frac{1}{1.8}\int_0^{1.8} C_h\, dh - C_s}{C_e - C_s} \qquad \text{(Eq. 4)}$$

5）室アルキメデス数：Ar_{room} [-]

既報[3]において、層状換気方式では給気条件が重要なパラメータとなることが示されている。そこで、今回の暖房運転においても給気条件を含む Ar_{room} を、給気条件の特徴を表すために定義した。

$$Ar_{room} = \frac{g\beta H_C (T_s - T_e)}{v_s} \qquad \text{(Eq. 5)}$$

3. 結果と考察

3. 1 温度・濃度測定結果

本報で流量が最小・最大の条件について、中心断面における温度・濃度コンターを Fig. 3 ー 4 に示す。温度は OC 空気温からの差で、濃度は基準化濃度 C^* で示した。

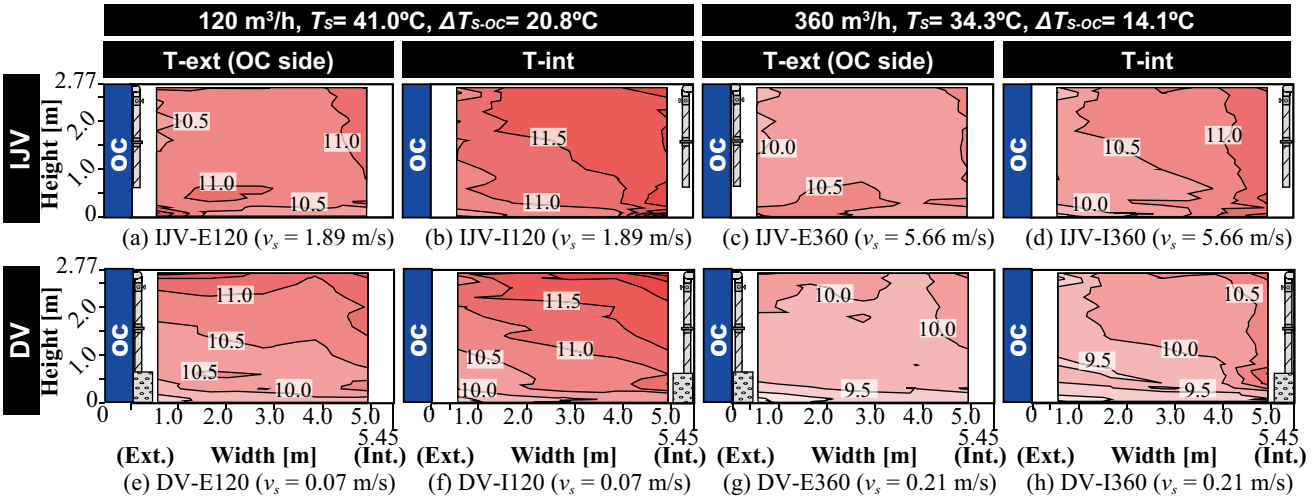
$$C^* = \frac{C - C_s}{C_e - C_s} \qquad \text{(Eq. 6)}$$

DV 条件において、全ての条件で温度・濃度ともに鉛直方向に分布が生じたが、大流量条件では小流量条件に比べて分布が比較的均一となった。また、T-int を用いた場合で水平方向に温度分布が生じた。これは、冷却壁面と Interior 側壁面との距離が遠く、DV の給気運動量が小さいため、冷却壁面からの下降冷気流を T-int からの給気暖気が処理しきれなかったためと考えられる。

IJV 条件では全条件で明確な鉛直温度分布は生じず T-int を用いたとき水平に温度分布が生じた。これは DV 同様、冷却壁面と T-int が離れていたためと考えられる。汚染質は全条件で概ね完全混合され、値に注目すると、概ね T-ext で $C^* \leqq 1.0$、T-int で $C^* \geqq 1.0$ となった。

Table 1: Experimental conditions

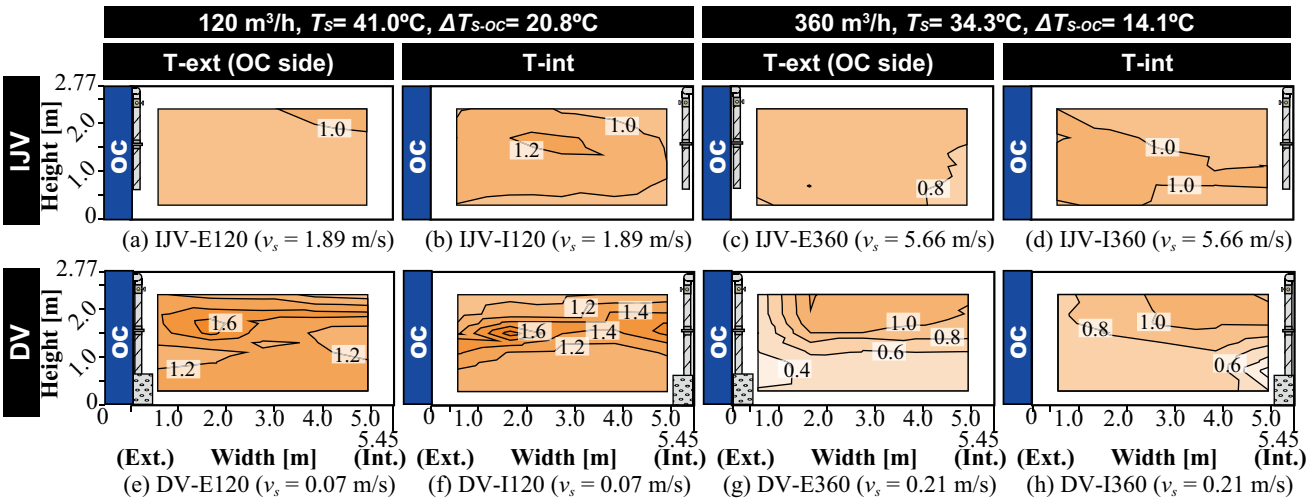
Case	Supply flow rate and temperature (T_s , T_s - T_{OC})			Supply velocity [m/s]
	120 m^3/h 41.0 , 20.8 ℃	240 m^3/h 36.0 , 15.8 ℃	360 m^3/h 34.3 , 14.1 ℃	
IJV-120	X			1.96
IJV-240		X		2.36
IJV-360			X	2.95
DV-120	X			0.37
DV-240		X		0.44
DV-360			X	0.55



(a) IJV-E120 (v_s = 1.89 m/s) (b) IJV-I120 (v_s = 1.89 m/s) (c) IJV-E360 (v_s = 5.66 m/s) (d) IJV-I360 (v_s = 5.66 m/s)

(e) DV-E120 (v_s = 0.07 m/s) (f) DV-I120 (v_s = 0.07 m/s) (g) DV-E360 (v_s = 0.21 m/s) (h) DV-I360 (v_s = 0.21 m/s)

Fig. 3: Distributions of air temperature at North-South cross section



(a) IJV-E120 (v_s = 1.89 m/s) (b) IJV-I120 (v_s = 1.89 m/s) (c) IJV-E360 (v_s = 5.66 m/s) (d) IJV-I360 (v_s = 5.66 m/s)

(e) DV-E120 (v_s = 0.07 m/s) (f) DV-I120 (v_s = 0.07 m/s) (g) DV-E360 (v_s = 0.21 m/s) (h) DV-I360 (v_s = 0.21 m/s)

Fig. 4: Distributions of CO_2 concentration at North-South cross section

IJV と DV を比較すると、IJV においてより均一な温度・濃度分布となることが示された。

水平断面で平均した温度・濃度の鉛直分布を Fig. 5 ー 6 に示す。IJV 条件において温度・濃度ともに流量の影響はあまりみられず、T-ext を用いた 240 m³/h 条件で足元温度が排気温度程度まで増加することが示された。DV 条件においては流量による変化が顕著であった。小流量条件では温度成層が明確になり、濃度は居住域において 1.0 を超えた。一方、比較的大流量条件においては温度成層が緩やかに、濃度は居住域で 1.0 以下となり、完全混合よりも良好な濃度分布となることが示された。

3. 2　アルキメデス数との相関

2 において示した Ar_{room} を横軸にとり、4 種類の評価指標との相関を Fig. 7 に示す。$\Delta T_{OZ,1.1-e}$、$\Delta T_{1.1-0.1}$、$\Delta T_{e-0.1}$ について、(i) DV よりも IJV を用いる条件で、(ii) T-int よりも T-ext を用いる条件で、(iii) Ar_{room} がより大きい条件で、値が 0 に近く、すなわち完全混合状態に近くなった。特

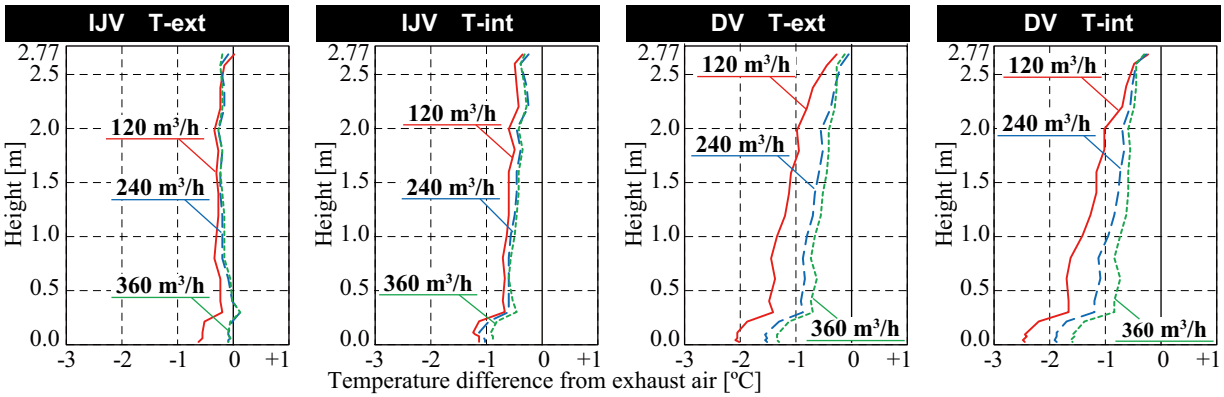


Fig. 5: Vertical distribution of temperature difference from exhaust air (T_h-T_e)

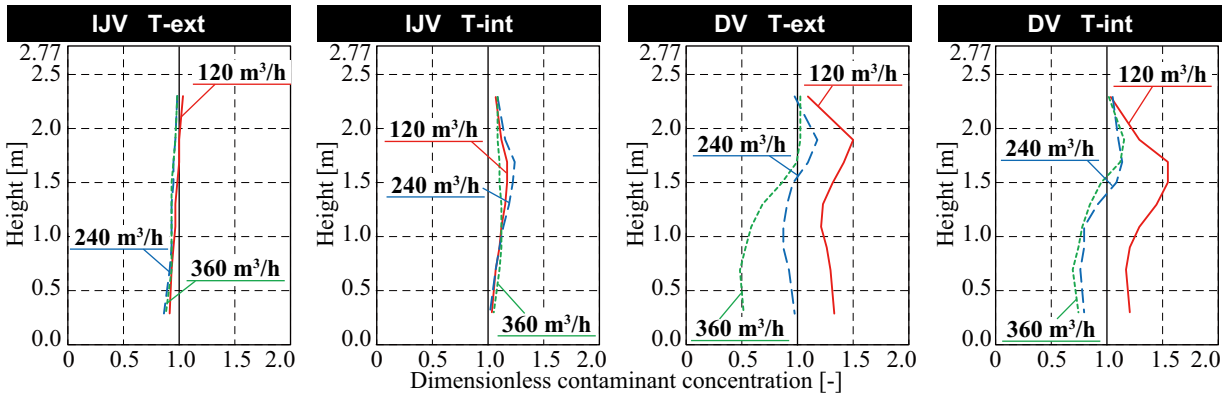


Fig. 5: Vertical distribution of normalized CO_2 concentration

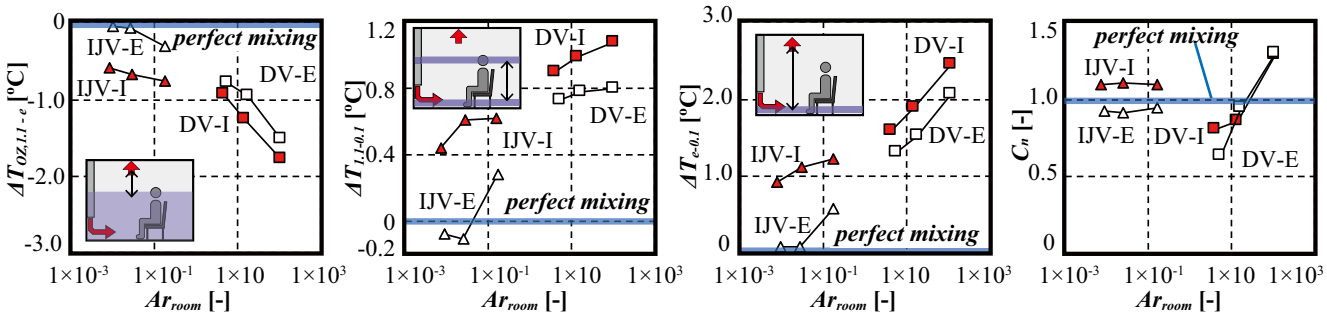


Fig. 7: Correaltion between Ar_{room} and various indices

に IJV について、T-ext を用いて Ar_{room} を 0.1 以下にすると、$\Delta T_{OZ,1.1-e}$ と $\Delta T_{e-0.1}$ は概ね完全混合状態と等しくなった。また、全条件において $\Delta T_{1.1-0.1}$ は推奨値の 3℃ を下回り、IJV、DV それぞれの平均値は 0.6℃、1.1℃ となった。

C_n について、IJV の条件において結果は 1.0 程度となり、流量に関わらず概ね完全混合と同じ換気効率を有することが示された。ただし、給気位置については、T-int を用いる場合で C_n が 1 を上回り、T-ext を用いる場合で C_n が 1 を下回った。一方で、DV の条件においては流量によって C_n が大きく変化し、Ar_{room} が 10 以上の条件では給気位置による差異はほとんどみられなかった。また、Ar_{room} が 10 以下の条件においては IJV 及び完全混合状態での換気効率を超えた。

参 考 文 献

1) T. Karimipanah ら : Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, Build. and Env. Vo. 37 (2002) 1329-1347.
2) X. Ye ら : Temperature distribution and energy consumption in impinging jet and mixing ventilation heating rooms with intermittent cold outside air invasion, Energy Build. 158 (2018) 1510–1522.
3) H. Yamasawa ら : Experimental Investigation of Difference in Indoor Environment using Impinging Jet Ventilation and Displacement Ventilation Systems, Int. J. Vent. (2021).
4) ASHRAE, ASHRAE Standard 55-2013: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy (2013).
5) ISO, ISO-7730: Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, (2005).
6) SHASE : SHASE-S 102: 換気基準・同解説 . (2011).

謝 辞

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

4. 結論

暖房時の IJV・D V による室内温度性状と換気効率を検討するため、換気方式、給気流量・温度の組み合わせ、給気位置をパラメータに実大実験を行なった。対象室の壁面のひとつを冷却し、冬季暖房負荷を模擬した。また、給気条件を表現したアルキメデス数 (Ar_{room}) を定義して室内環境との相関をみた。得られた知見を以下に示す。

1) 温度分布：DV では鉛直温度成層が形成されたが、IJV では鉛直方向の明確な分布は見られなかった。ただし、冷却壁面から離れた位置で給気するとき、IJV・DV ともに水平方向に分布が生じた。
2) 濃度分布：IJV では流量に関わらず概ね完全混合と同様となった。DV では流量により分布が変化し流量が大きい条件では居住域で基準化濃度が 1 を下回った。
3) 温度性状の評価指標：(i) DV よりも IJV を用いる条件で、(ii) 冷却壁面に近い給気口を用いる条件で、(iii) Ar_{room} がより大きい条件で、完全混合状態に近い温度性状となった。ただし、全条件において頭と足元高さの温度差は 3℃ 以内となった。
4) 換気効率：IJV では Ar_{room} によらず概ね完全混合と同様となり、DV では Ar_{room} が小さいとき向上した。
5) まとめ：IJV では冷却壁面側から給気し $Ar_{room} < 0.1$ のとき温度性状は概ね完全混合と同様となり、DV では $Ar_{room} > 10$ のとき換気効率が完全混合よりも向上した。

今後は、IJV における風速分布の把握及び更なる温度・流量・室形状などにおける検討を行う。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

業務用厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究
（その 23）4 方向付加噴流噴流による竜巻状吸引気流の形成と汚染物捕集性能の向上効果
Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen (Part 23)Formation of Tornado-like Suction Flow and Improvement of Capture Performance for Pollutants using Four Directional Jets

○寺 本 大 智（大阪大学）　　山 中 俊 夫（大阪大学）
小 林 知 広（大阪大学）
Daichi TERAMOTO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]
[*1] Osaka University

In this study, capture performance of local exhaust hood using tornado-like suction flow in commercial kitchen is evaluated. An exhaust hood and a cooking appliance which generates updraft flow and four fans which generate angular momentum are used on experimental device. As a result of measurement for capture efficiency, it is found that capture performance decreases when the updraft flow from the cooking appliance is prevented by the jet from the fan. On the other hand, it is found that capture performance improves by using tornado-like suction flow under air disturbance.

はじめに

前報 [1] では、付加噴流を用いた高効率排気フードの提案として、2 方向付加噴流装置を用いた排気フードについて報告した。本報では、排気フードの捕集性能を向上させる新たな方法として竜巻状気流を用いた。竜巻は積乱雲に伴って発生する上昇気流が地上付近の渦を巻きこむことで形成されるが、詳細な形成要因は未だ解明されていない。そこで本研究では、竜巻状気流の形成要因及び竜巻状気流を用いた排気フードの捕集性能について評価を行った。

1. 実験概要

1.1　実験装置周辺

本研究で使用した装置の写真を Fig. 1 に示す。既往研究 [2] では、竜巻の形成要因として上昇気流 (updraft flow) と角運動量 (angular momentum) が挙げられている。本実験装置には、排気フードと調理機器及び 4 つのファン (以下、竜巻発生ファン) があり、前者の 2 つは上昇気流の役割を担い、後者は角運動量の役割を担っている。使用した竜巻発生ファンを Fig. 2 に示す。吹き出し風速の下限値を下げるため、吹き出し口に抵抗として市販の医療用ガーゼを取りつけた。また実験空間の平面図及び断面図を Fig. 3 及び Fig. 4 に示す。実験空間の壁面には床からの高さ 2150mm の位置に PAC 型空調機が設置されている。

1.2　厨房機器

本研究では厨房機器として業務用の IH 調理器及びガス調理器の 2 種類を使用した。使用した厨房機器を Fig. 5 及び Fig. 6 に示す。各調理機器の出力はそれぞれ 2.5kW、9.3kW であり、共に出力 100% で実験を行った。

Fig.1　Experimental Device

Fig.2　Fan

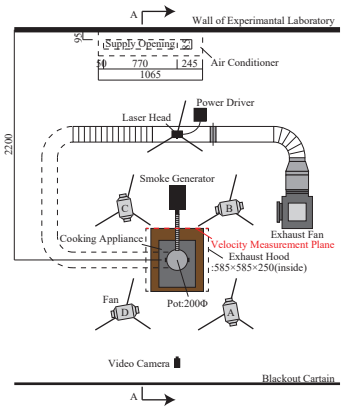


Fig.3　Plan of Experimantal Set-up

Fig.5　IH Range Cooker

Fig.6　Gas Cooking Stove

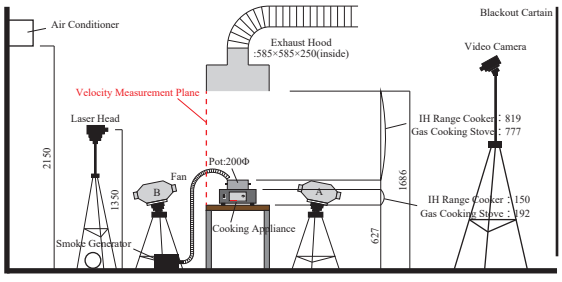


Fig.4　Cross-Section along the Line A-A

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

2. 評価手法

2.1 捕集率

捕集率を算出するにあたり、本研究ではトレーサーガスに CO_2 を用いた。IH 調理器使用時は、鍋上に設置した供給リングから CO_2 を発生させ調理生成物質を模擬した。ガス調理器使用時は、供給リングを設置せず機器からの燃焼排ガスを対象とした。実験機器の接続経路を Fig. 7 に示す。調理生成物質を想定したときの CO_2 発生量はマスフローコントローラーで制御し、燃焼排ガス発生量は、不燃性の板を用いてフード下端から調理機器周辺までを囲い、燃焼排ガスを完全に捕集できる状態で測定を行い、そのときのダクト内汚染物通過量とした。捕集率及びダクト内汚染物通過量の算出式を Eq. 1 及び Eq. 2 に示す。

$$\eta = \frac{q}{M} \tag{1}$$

$$q = (C_d - C_r) \times Q \times \frac{273.15}{273.15 + t} \tag{2}$$

η：捕集率 [-]
q：ダクト内汚染物通過量 [Nm³/h]、M：発生量 [Nm³/h]
C_d：ダクト内 CO_2 濃度 [-]、C_r：室内 CO_2 濃度 [-]
Q：実流量 [m³/h]、t：測定点温度 [℃]

排気量の測定手順を説明する。Fig. 7 において、三方弁により経路 C を閉じ、ガスボンベから発生する CO_2 を完全に捕集できる状態で、測定点の濃度 C_d 及び温度 t を得る。続いてボンベからのガス発生を停止し、室内空気の誘引により室内 CO_2 濃度 C_r を得る。このとき Eq. 2 におけるダクト内汚染物通過量 q はマスフローコントローラーで制御した発生量 M と等しくなるため、実流量 Q を求めることができる。なおガス調理器使用時の排気量を求める測定中は調理機器は稼働させていない。ゆえにガス調理器使用時の排気量は非燃焼時のものを使用することになるが、予備実験により、温度差が約 30℃ のときの燃焼時と比燃焼時の実流量の誤差が 3% 程度であることを確認している。

2.2 測定手順

IH 調理器及びガス調理器使用時それぞれの測定手順を Fig. 8 に示す。捕集率の算出には各測定の最後の 5 分間のデータを使用した。測定開始から最初の 20 分間は前述の排気量を求める操作である。

2.3 竜巻状気流の挙動

レーザー及び煙発生器を用いて煙の可視化を行った。レーザーは床から 1350mm の高さで照射した。また、気流の挙動を把握するために 5cm 間隔で格子状に線を引いた板を用意した。これを実験空間に設置しビデオカメラで撮影し画像処理ソフトで編集したものと、別に撮影した各条件の動画を画像処理ソフトに 10 フレームごとに読み込み、読み込んだ画像を 10 枚ずつ合成したものを重ね合わせることで気流の挙動を評価した。

3. 実験条件

3.1 フード排気量

排気量はフード下端面風速をもとに、IH 調理器使用時は 0.3m/s(369.6m³/h)、ガス調理器使用時は 0.45m/s(554.4m³/h) に設定した。

3.2 竜巻発生ファン

竜巻発生ファンの諸条件を Fig. 9 に示す。本研究では、竜巻発生ファンの実験条件を絞り込むための予備の可視化実験を行っている。本報ではフード中心と竜巻発生ファンの吹き出し口までの距離 L を 40cm とし、吹き出し高さ h を IH 調理器使用時は 80cm、ガス調理器使用時は 120cm に設定した条件の結果のみ示す。

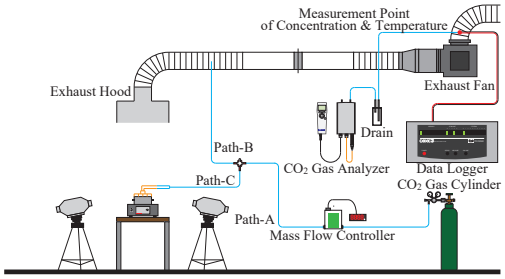
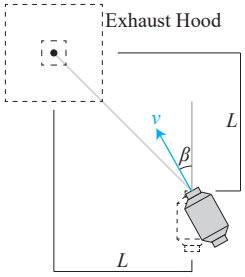
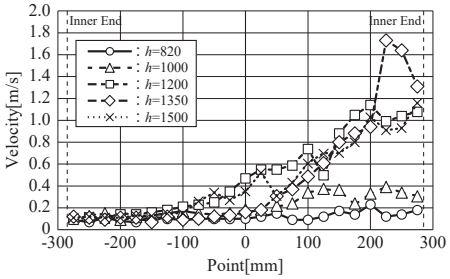


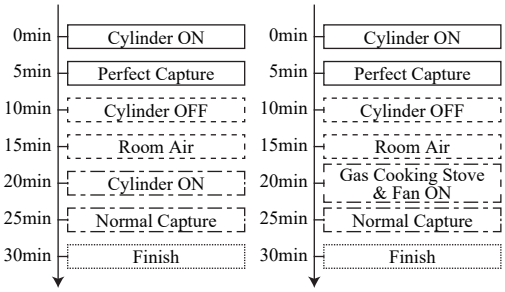
Fig.7 Connection Paths of Measurement Device



a) Plane Surface

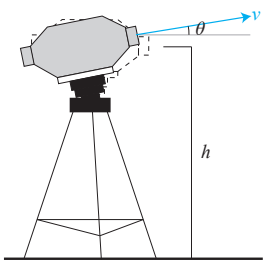


a) Plane Surface



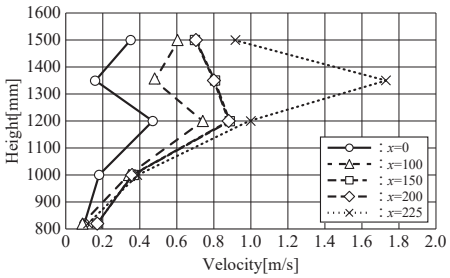
a) IH Range Cooker　b) Gas Cooking Stove

Fig.8 Measurement Schedule



b) Elevation Surface

Fig.9 Parameter of Fan



b) Elevation Surface

Fig.10 Air Velocity near Cooking Appliance due to Air Conditioner

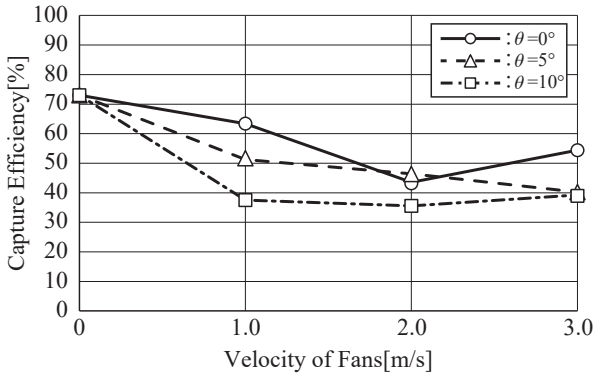


Fig.11 Capture Efficiency on IH Range Cooker

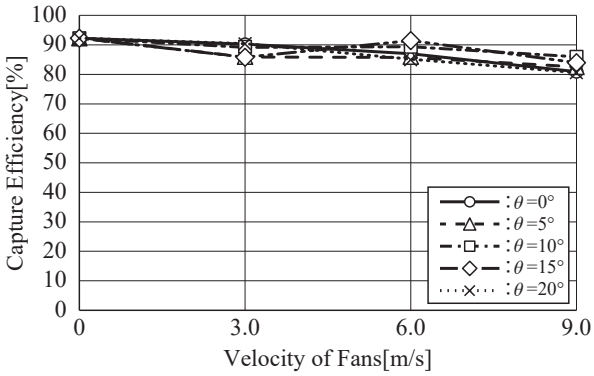


Fig.12 Capture Efficiency on Gas Cooking Stove without Air Conditioner Flow

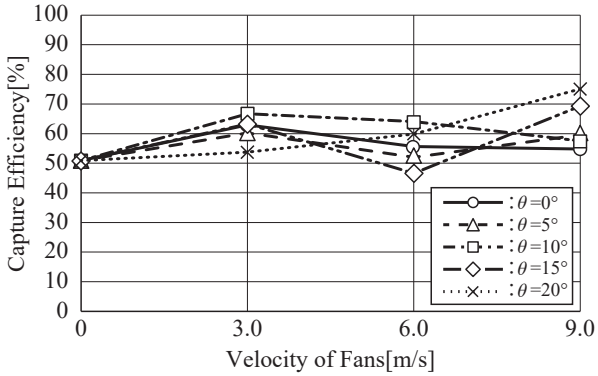


Fig.13 Capture Efficiency on Gas Cooking Stove with Air Conditioner Flow

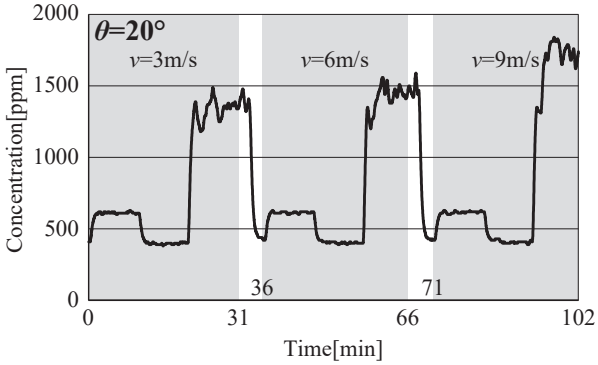


Fig.14 Variation of CO_2 Concentration with Air Conditioner Flow

3.3 空調擾乱

Fig. 3 及びFig. 4 に示す範囲で各高さごとの風速を測定した。水平及び任意の鉛直断面における結果をFig. 10 に示す。結果には 1 分間の測定の平均値を使用している。水平面の結果の横軸はフード面の中心を原点とし、竜巻発生ファン B 側を負、C 側を正としている。なお、空調機はガス調理器使用時のみ運転させた。

4. 結果

4.1 捕集率

IH 調理器使用時の捕集率結果をFig. 11 に示す。このときの竜巻発生ファンの水平角度 β は 0° に設定した。また、β=5° に設定し、調理機器をガス調理器に変更したときの結果をFig. 12 に、同条件で空調を稼働させたときの結果をFig. 13 に示す。ガス調理器への変更に伴う上昇気流の増大を想定し、IH 調理器使用時よりも竜巻発生ファンの風速を大きくした。なお、ガス調理器使用時のファン風速 0m/s の結果は 5 回の測定の平均値で、IH 調理器使用時の結果を含むその他の結果は 1 回のみの測定結果である。さらに空調擾乱条件下で竜巻発生ファンの鉛直角度 θ を 20° に設定したときの濃度の時系列変化をFig. 14 に示す。

4.2 竜巻状気流の挙動

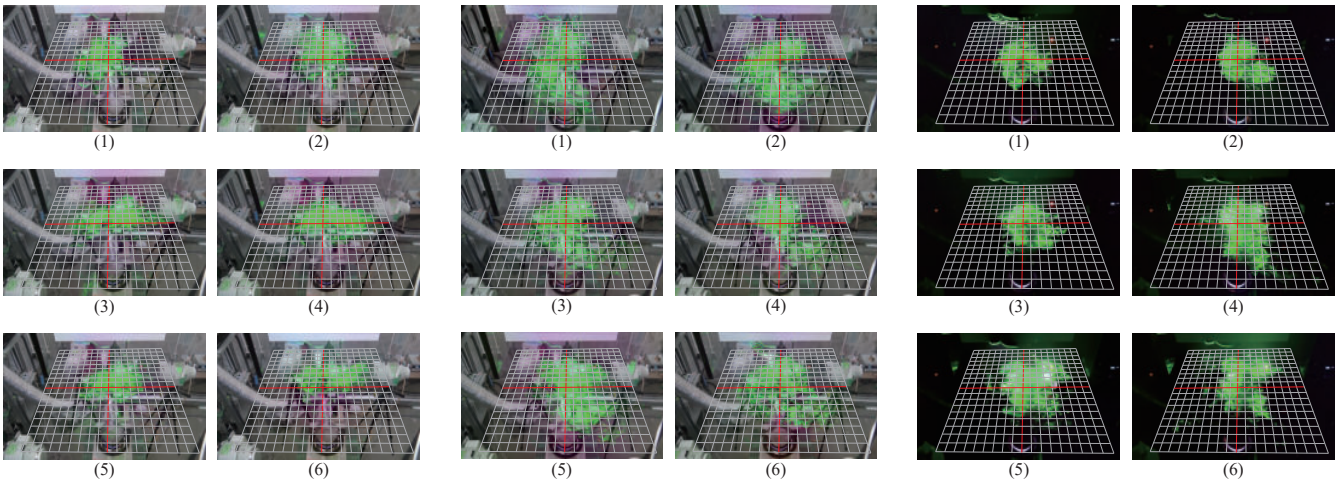
本実験はガス調理器使用時のみ行った。空調擾乱のない条件の結果をFig. 15 に、空調擾乱のある結果をFig. 16 に示す。各図の () で示された番号の間隔は 3 秒に相当する。

5. 考察

Fig. 11 より、IH 調理器を使用した条件において竜巻状気流を使用した場合、捕集率の著しい低下が見られた。これは竜巻発生ファンの設置位置が原因であると考えられる。実際の厨房での利用を想定し、調理者の作業を妨げないために可能な限りファンが調理機器に近くなるように設置したが、それにより鍋からの上昇気流が乱れ捕集率が低下したと考えられる。

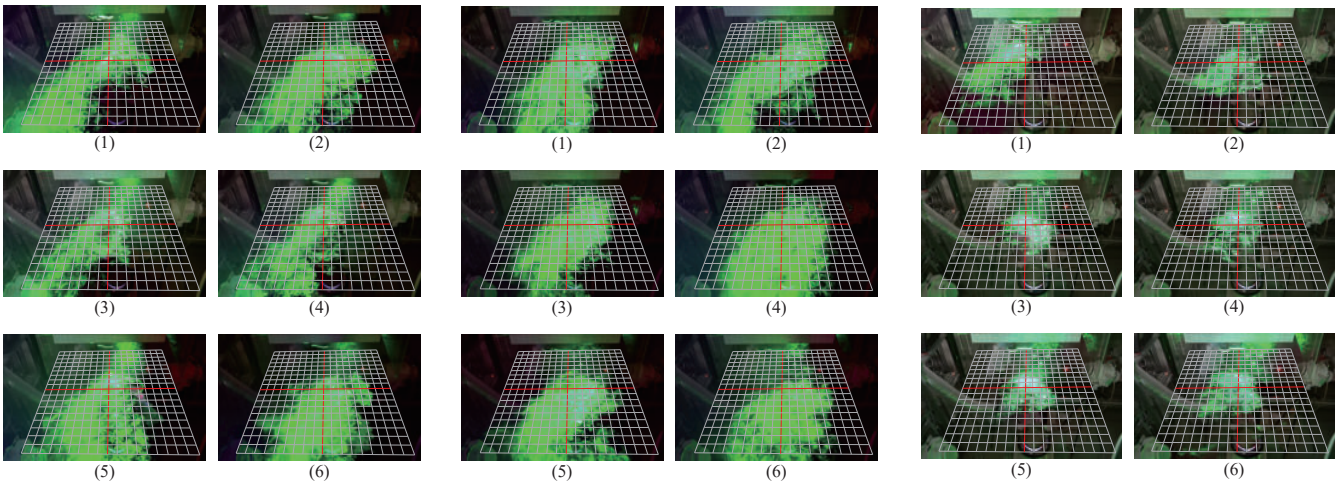
上昇気流をより安定したものにするために調理機器及び排気量を変更し、さらに竜巻発生ファンの吹き出し高さ h を変え捕集率を測定した結果、Fig. 12 に示すように排気フード単体の捕集性能が向上した。フード単体での捕集率が高いため竜巻状気流による捕集率の大きな向上は見られず、逆に擾乱となり捕集率が低下する条件も見られた。一方でFig. 13 に示す結果より、擾乱条件下で竜巻状気流を発生させた場合、ほとんどの条件で捕集率の上昇が見られ、中には最大で 75% まで上昇したものもあり、竜巻状気流の有効性を示すことができた。ただし、Fig. 14 に示すように空調擾乱と竜巻状気流が同時に存在する場合、ダクト内に設けた測定点における濃度の振動が大きいという結果も得られた。この傾向は空調擾乱条件下で行った全ての条件で見られ、測定点の濃度が安定していないことから、今後は再現性について検討する必要がある。

Fig. 15 に示す竜巻状気流の挙動を見ると、θ=0° のときは渦の形状が安定せず大きく広がっているのが確認できる。



Without Jet of Fan　　v=3m/s_θ=0°　　v=3m/s_θ=20°

Fig.15 Transformation of Tornado-like Flow without Air Conditioner Flow



Without Jet of Fan　　v=3m/s_θ=20°　　v=9m/s_θ=20°

Fig.16 Transformation of Tornado-like Flow with Air Conditioner Flow

一方、θ を 20° と大きくすると、0° のときと比較して渦の形状が小さく安定することも確認できた。同様の知見が既往研究[2]にも示されており、本研究でも安定した竜巻状気流の形成には鉛直角度 θ が重要であることが示された。また撮影した動画を確認すると、捕集率の高い条件での気流は挙動が小さく、中心に穴の開いたドーナツ型の形状をしているものが多かった。Fig. 16 より、擾乱に対して竜巻発生ファンの吹き出し風速をある程度大きくすれば安定した渦が形成されることが確認できた。さらに捕集率の大幅な改善が見られた条件では、渦が瞬時的に擾乱に流されても元の位置に戻る傾向が見られた。

おわりに

本研究では、付加噴流を用いた高効率排気フードの提案を目的として、竜巻状気流を用いた排気フードの捕集性能について報告した。その結果、角運動量の成分を担う竜巻発生ファンの位置によっては吹き出したジェットが擾乱となり捕集率が低下する可能性が示唆された。一方で、擾乱条件下において竜巻状気流を用いることで排気フードの捕集性能を改善できる可能性があり、竜巻状気流の有効性を示すことができた。

今後は人体擾乱を含む擾乱条件下での捕集率改善の再現性について検討し、竜巻状気流の有効性をより確固たるものにする必要がある。次に実験及び CFD 解析により、上昇気流や竜巻発生ファンの吹き出し口形状などの条件を加え、より安定した竜巻状気流を形成できる条件を探っていく。そして、実際の厨房空間での利用を想定した機器配置について考慮した提案を行っていく必要があると考える。

謝辞

本研究は大阪ガス (株) との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた関係者各位に謝意を表します。

参考文献

1) 千田紗恵、山中俊夫、小林知広、袁継輝、寺本大智：業務用厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究 (その 22) 人体擾乱下における 2 方向付加噴流を用いた排気フードの捕集性能向上手法、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、D-4、2020.09

2)Zhixiang Cao、Yi Wang、Mengjie Duan、Huaxin Zhu：Study of vortex principle for improving the efficiency of an exhaust ventilation system、Energy and Buildings 142、pp.39-48、2017

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

高効率捕集性能を有する局所排気装置の設計手法に関する研究
（その 3）横風風速及びフード形状が汚染物捕集性能に及ぼす影響
Development of a Design of Local Exhaust Hood with High Capture Efficiency
(Part3) Effect of Passing Air Flow and Hood Type on Capture Performance

○小森　美晴　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）
小林　知広　（大阪大学）　崔　　ナレ　（大阪大学）
小林　典彰　（大阪大学）　鈴木　悠太　（大阪大学）

Miharu KOMORI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Tomohiro Kobayashi[*1]
Narae CHOI[*1]　Noriaki KOBAYASHI[*1]　Yuta SUZUKI[*1]

[*1]Osaka University

In the conventional method of designing local exhaust hoods, the design requirements for the properties of contaminant source and disturbances are vague, and depend on designer's experience. Therefore, capture performance in operation tends to vary. So this study purpose to proposing a more accurate design method for local exhaust hoods. In order to examine the capture performance under disturbances, the effects of passing airflow and hood type on capture performance are studied. In this report, the results of capture efficiency and distribution of velocity and contaminant concentration under the hood were presented.

はじめに

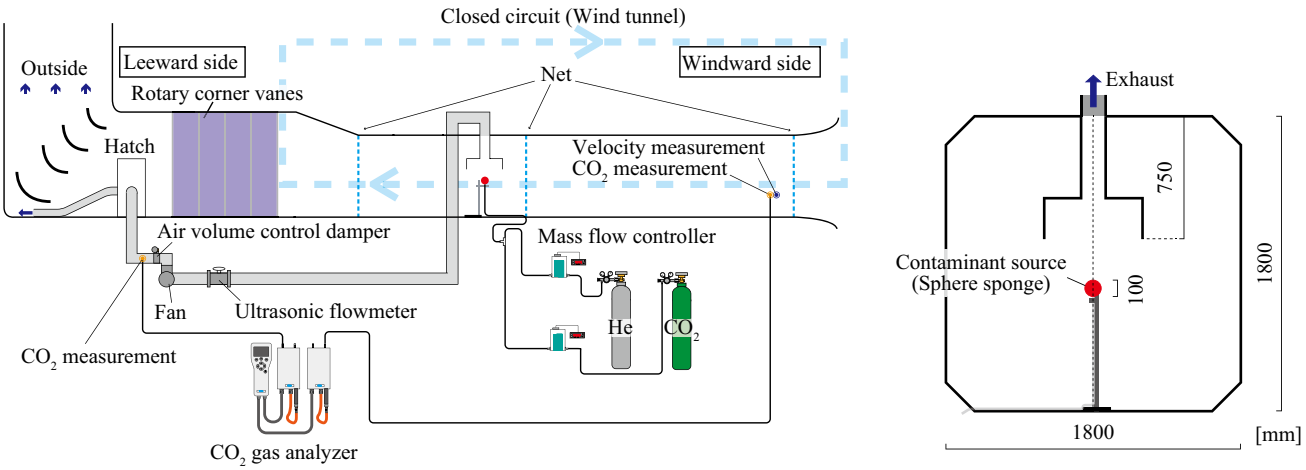
工場など生産活動を行う空間では様々な汚染物質が発生し、空気中に拡散することで作業者の健康や作業空間の快適性の悪化につながる。したがって、汚染物質は空気中に発散する前に取り除く必要があり、一般的に局所排気装置が用いられる。局所排気装置においては必要排風量の設計が重要な項目であり、設計の際外乱条件や汚染源の性状を考慮する必要があるが、従来の設計手法[1)]では設計要項が不明瞭で設計者の経験に依存する部分が多く、捕集性能にばらつきが発生する。そこで本研究では局所排気装置のより精度の高い設計手法の提案を最終目的としている。実用上、外乱条件下における局所排気装置のフード捕集性能の把握が重要であるが、本研究では外乱条件として横風気流に着目し、実験による検討を行った。本報では横風気流及び排気フード形状が汚染物捕集性能に及ぼす影響について検討するため、捕集率測定及びフード下部の風速・濃度空間分布測定を行った結果を報告する。

1.　捕集率測定

1. 1　実験概要

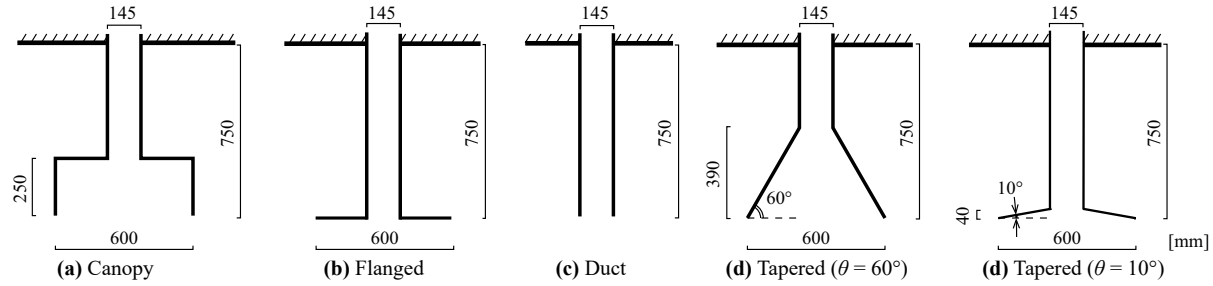
(1) 実験施設及び実験機器

実験は大阪大学の研究用風洞にて行った。風洞断面図及び実験機器の配置図を **Fig. 1** に示す。低風速で安定した横風気流を与えるため風洞は回流型とし、整流のため測定胴の間隙 3 か所に目合 0.3 mm × 0.3 mm の網を設置した。横風風速の測定は測定胴上流にて超音波風速計 (演算機 :DA-700、プローブ :TR-92T、株式会社ソニック) を用いた。使用した排気フード形状の断面図を **Fig. 2** に示す。フード形状は Canopy Hood、Flanged



(1) Air flow direction　　**(2)** Crossed air flow direction

Fig. 1 Wind tunnel section and equipment layout for capture efficiency measurement



(a) Canopy **(b)** Flanged **(c)** Duct **(d)** Tapered (θ = 60°) **(d)** Tapered (θ = 10°)

Fig. 2 Cross section of local exhaust hood

Table 1 Experimental condition for capture efficiency measurement

Hood type	Canopy, Flanged, Duct, Tapaered (θ = 60°), Tapered (θ = 10°)
Exhaust air flow rate [Nm^3/h]	382
Contaminant source	CO_2 + He
Distance from the hood bottom [mm]	100, 300, 500
Passing airflow velocity [m/s]	0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5

Hood、Duct (フランジ無しフード)、Tapered Hood (θ = 60°)、Tapered Hood (θ = 10°) の 5 形状を用いた。フードは全て高さ 750 mm、ダクト内径は 145 mm、厚みは 3 mm である。局所排気装置により測定胴上部から吸込み、変流翼下流側へ排気することで、排気したガスが測定胴内へ影響を与えないようにした (**Fig. 1** 参照)。排気量は超音波流量計 (TRZ-100、愛知時計電機) の電流をテスター (DT4253、日置電機) で測定し、風量調整ダンパーにより Canopy Hood の下端面風速が 0.3 m/s となるよう設定した (排気量 : 382 Nm^3/h)。汚染源は等温の Passive Scalar Contaminant を意図し、空気と同比重になるよう 1.2 NL/min の He と 2 NL/min の CO_2 の混合ガスとし、混合ガス発生用チューブを直径 100 mm のスポンジに差し込み発生させた。汚染源はフード中心軸上に固定し高さを変化させた。汚染物濃度は CO_2 濃度測定器 (GM70PUMP、ヴァイサラ株式会社) を用い、測定胴上流と風量調整ダンパーの 400 mm 下流の排気ダクト内にて測定し (**Fig. 1** 参照)、2 点の濃度差から算出した。

(2) 測定手順

汚染物発生用のチューブを局所排気装置の上部奥まで入れ発生させ、汚染物が周囲に漏れず 100 % 捕集できた場合の汚染物濃度 (CO_2 濃度) を測定し (完全捕集)、その後、条件設定を行い汚染物濃度を測定し (通常捕集)、捕集率を算出した。完全捕集及び通常捕集は定常待ち 3 分、測定時間 3 分とし、平均値を捕集率の算出に用いた。

捕集率 η の算出式を以下に示す。

$$\eta = \frac{Q \times (C_e - C_r)}{Q_p \times (C_{e_p} - C_{r_p})} \qquad \text{(Eq.1)}$$

η ：捕集率 [-]
Q ：排気量 (通常捕集) [Nm^3/h]
Q_p ：排気量 (完全捕集) [Nm^3/h]
C_e ：排気ダクト内 CO_2 濃度 (通常捕集) [ppm]
C_{e_p} ：排気ダクト内 CO_2 濃度 (完全捕集) [ppm]
C_r ：測定胴内 CO_2 濃度 (通常捕集) [ppm]
C_{r_p} ：測定胴内 CO_2 濃度 (完全捕集) [ppm]

(3) 実験条件

実験条件を **Table 1** に示す。排気量は 382 Nm^3/h、フード形状は 5 条件、横風気流風速は 0.1 ～ 0.5 m/s を 0.1 m/s 刻みで 5 条件、汚染源高さはフード下端面から 100 mm、300 mm、500 mm の 3 条件の計 75 条件で実験を行った。

1. 2 結果と考察

測定値から算出した捕集率と横風気流風速の関係を汚染源高さの条件ごとに **Fig. 3** に示す。

(1) 汚染源 – フード間距離 100 mm

全ての条件でほぼ 100 % となった。これは全形状について汚染源とフードの距離が非常に近く、汚染源位置においてフード下を通過する横風気流風速よりも吸込み気流風速の影響が大きいためと考えられる。

(2) 汚染源 – フード間距離 300 mm

捕集率は Flanged Hood、Duct、Tapered Hood (θ = 10°)、Canopy Hood、Tapered Hood (θ = 60°) の順に高く、ダクト - 汚染源間距離が捕集率に大きく影響することが分かる。また Duct の捕集率が Flanged Hood、Tapered Hood(θ = 10°) より低い原因としては、フードの有無が考えられる。フード有りの場合、フード無しの場合に比べてダクトから離れた位置での吸込み気流が大きくなること、また汚染物の捕捉が可能になることが影響したと考えられる。

(3) 汚染源 – フード間距離 500 mm

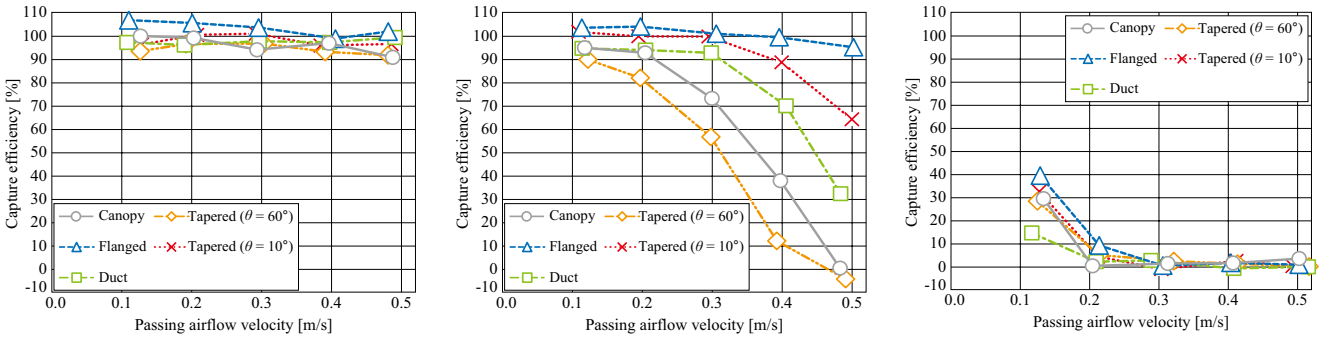
いずれのフード形状においても、横風気流風速が 0.2 m/s を超えると捕集率が約 0 % となり、汚染物の捕集が困難となった。これより、ある排気量、汚染源 - フード間距離の条件下において、捕集率が大きく低下する横風風速の値が存在することが示唆される。

2. フード下部の風速・濃度空間分布測定

2. 1 実験概要

(1) 実験施設及び実験機器

フード下部の空間特性の把握のため、風速分布及び汚染物濃度分布の測定を行った。実験は捕集率測定と同様、大阪大学研究用風洞にて行った。風洞断面図及び実験機器の配置図を **Fig. 4** に示す。実験施設、フード形状、局所排気装置の設置方法、排気方法、排気量の測定方法、汚染源は捕集率測定と同じである。測定はフード中心を



(1) Distance between contaminant source and hood bottom 100 mm

(2) Distance between contaminant source and hood bottom 300 mm

(3) Distance between contaminant source and hood bottom 500 mm

Fig. 3 Relationship between passing air flow and captuer efficiency

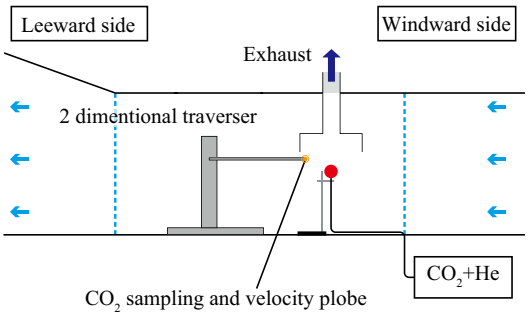


Fig. 4 Equipment layout for velocity and contaminant distribution

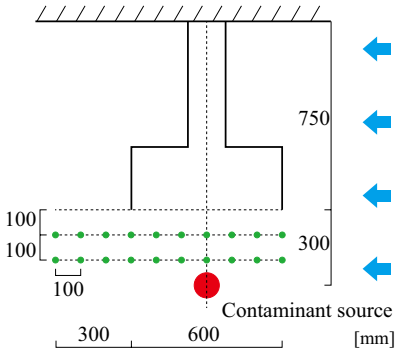


Fig. 5 Velocity measurement

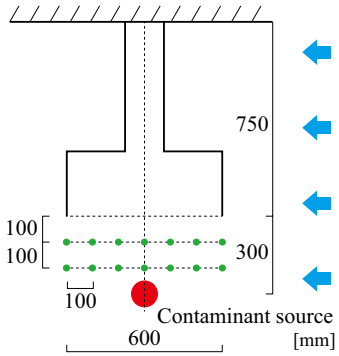


Fig. 6 CO_2 measurement

Table 2 Experimental condition for velocity and contaminant distribution

Hood type	Canopy, Flanged, Duct, Tapaered (θ = 60°), Tapered (θ = 10°)
Exhaust air flow rate [Nm³/h]	382
Contaminant source	CO_2 + He
Distance from the hood bottom [mm]	300
Passing airflow Velocity [m/s]	0.4

通る流れ方向鉛直断面上に、**Fig. 5** 及び **Fig. 6** に示す測定点にて風速及び CO_2 濃度を測定した。測定点の移動は二次元トラバーサで行い、風速・CO_2 濃度は捕集率測定と同じ機器で測定した。CO_2 濃度は測定胴上流と各測定点にて同時に測定し、2 点の濃度差を測定点での濃度とした。

(2) 測定手順

風速の測定は、条件設定・測定点の移動を行った後、気流が安定するのを確認してから 3 分間測定し、風洞主流方向成分と鉛直方向成分の平均値から 2 成分の合成風速及び水平面からのなす角を算出した。

濃度分布の測定は、条件設定・測定点の移動を行った後、7 分間の定常待ちを行い、10 分間測定し、平均値を各測定点の濃度の算出に用いた。

(3) 実験条件

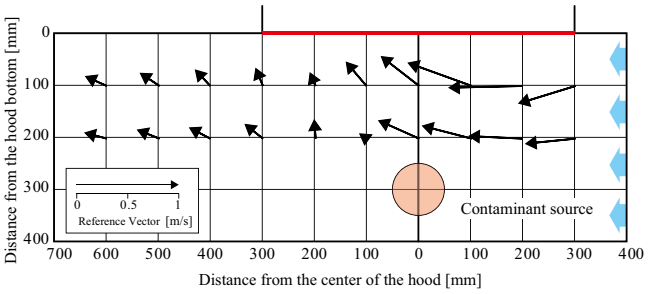
実験条件を **Table 2** に示す。排気量は 382 Nm^3/h、汚染源高さはフード下端面から 300 mm、横風気流風速は 0.4 m/s に固定し、フード形状を 5 条件変化させ実験を行った。

2. 2 結果と考察

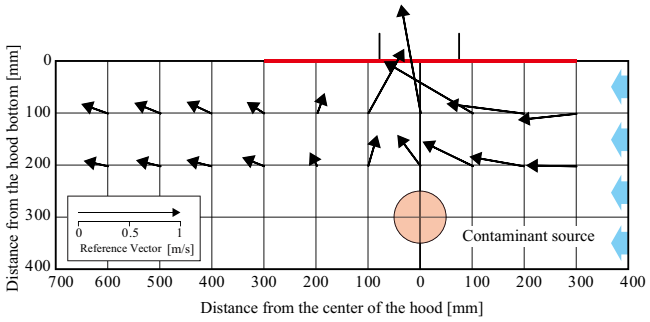
排気フード形状ごとの風速ベクトル図を **Fig. 7** に、CO_2 濃度分布図を **Fig. 8** に示す。**Fig. 8** のマーカーについて、CO_2 濃度測定器の計測精度保証範囲である 5000 ppm を超えた点は塗りつぶしで表している。

Fig. 7 (1) ～ **(5)** においてフード下端面近くの風速ベクトルを見ると、ダクト吸込み面の位置が低い Flanged Hood、Duct、Tapered Hood (θ = 10°) の 3 形状においては比較的大きな風速でダクト吸込み面に向かっているが、Canopy Hood、Tapered Hood (θ = 60°) は下流側に向かっている点、また、**Fig. 8 (1)** では、Canopy Hood、Tapered Hood (θ = 60°) は他 3 形状よりも濃度のピークが下流側となった点から、Canopy Hood 及び Tapered Hood (θ = 60°) は他 3 形状よりも横風気流風速の影響を強く受けていることが分かる。Canopy Hood 及び Tapered Hood (θ = 60°) はダクト吸込み面と測定点が他 3 形状と比べ大きく離れているために、測定点における吸込み気流風速が小さくなり、横風気流風速が支配的となったと考えられる。

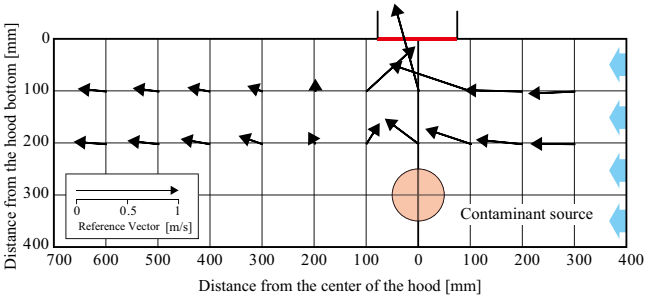
さらに、**Fig. 7 (2)**、**(3)**、**(5)** のフード下端面から 100 mm、フード中心から 200 mm 下流において、Flanged Hood、Duct、Tapered Hood (θ = 10°) の風速ベクトルを比較すると、3 形状は汚染源に対するダクト開口の位置がほぼ同じであるにも関わらず、Flanged Hood、Tapered Hood (θ = 10°) は横風気流風速よりも吸込み気流風速の影響が大きく、風速ベクトルはフード中心向きとなったが、Duct は横風気流風速の影響を受け風速ベ



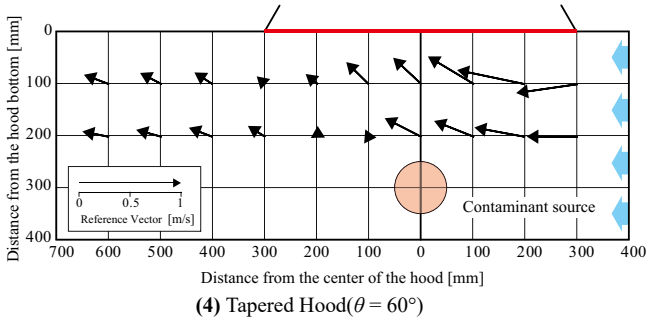
(1) Canopy Hood



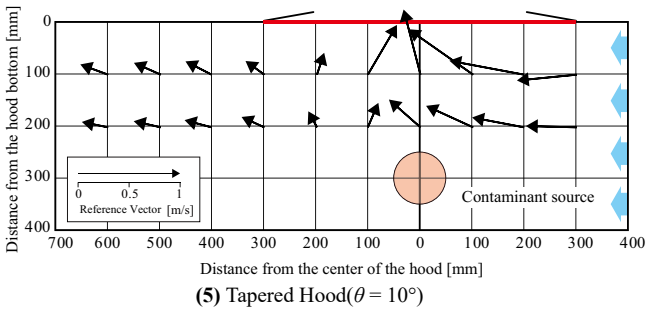
(2) Flanged Hood



(3) Duct



(4) Tapered Hood($\theta = 60°$)

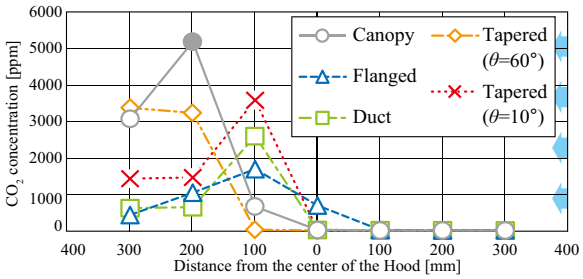


(5) Tapered Hood($\theta = 10°$)

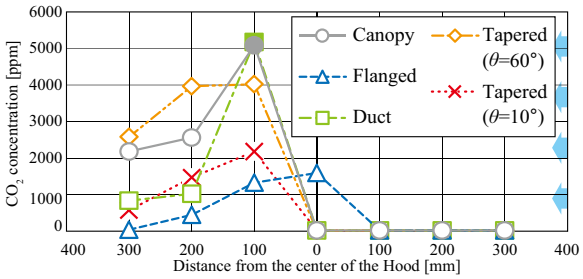
Fig. 7 Velocity vecter diagram under the hood

クトルがフード中心からずれた方向に向かっているのが見られる。Flanged Hood と Tapered Hood ($\theta = 10°$) に存在する排気フードにより測定点での吸込み気流風速が大きくなったためと考えられる。

また、**Fig. 8 (2)** を見ると、Flanged Hood のみ濃度ピークがフード中心となっており、本実験の条件においては横風気流風速よりも吸込み気流風速の影響が大きく、発生した汚染物が横風気流に流されずに排気できることが示唆される。Flanged Hood はダクト - 汚染源間の距離が小さく、さらに排気フードの効果により排気フード無しの形状より、ダクトから離れた位置での吸込み気流を大きく出来ることが原因と考えられる。



(1) 100 mm below the hood bottom



(2) 200 mm below the hood bottom

Fig. 8 CO_2 concentration distribution

以上より、局所排気装置において汚染源に対するダクト開口の位置及びフードの有無が汚染物の捕集性能に大きく影響すると考えられる。

また Flanged Hood、Duct、Tapered Hood ($\theta = 10°$) の風速・濃度空間分布測定の結果と捕集率測定の結果から、風速ベクトル図においてフード下端面付近での風速ベクトルがフード中心向きとなり、濃度分布において濃度ピークがフード中心に近ければ、捕集率が高くなることが示唆される。

おわりに

本報では、横風気流及びフード形状が捕集性能に及ぼす影響について実験で検討した結果について報告した。汚染源に対するダクト開口の位置及びフードの有無が汚染物捕集性能に大きく影響すること、また、ある排気量・汚染源高さの条件において捕集率が大きく低下するような横風気流風速の値が存在することが示唆された。今後は、汚染源が発熱する場合について検討する予定である。

謝 辞

本研究は科研費挑戦的研究 (萌芽)19K22011 の助成を受けたものである。

参 考 文 献

1) 社団法人　空気・調和衛生工学会編著：新版工場換気、第 3 章局所排気装置 3.3 節、3.4 節、pp.23-pp.33

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

高効率捕集性能を有する局所排気装置の設計手法に関する研究
（第４報）CFD 解析による横風気流下の汚染物捕集性能の検討
Development of a Design of Local Exhaust Hood with High Capture Efficiency
(Part4) Study on Capture Performance under Passing Airflow Condition by CFD Analysis

○　鈴木　悠太（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
小林　知広（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
小林　典彰（大阪大学）　小森　美晴（大阪大学）
Yuta SUZUKI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Narae Choi[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1]　Miharu KOMORI[*1]
[*1] Osaka University

In this report, CFD analysis was performed that reproduced the wind tunnel experiment in the previous report. The accuracy of CFD analysis was verified from the measured Capture Efficiency, airflow velocity distribution, and concentration distribution of passive contaminant. Although it is possible to get a rough idea from the results, there is still a big problem in its accuracy. It can be said that the future task is to identify an appropriate analysis model by examining the turbulence model in the analysis and the pollutant generation method.

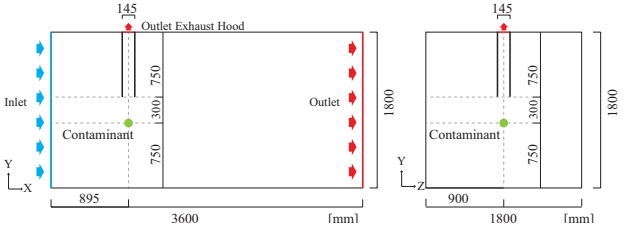
はじめに

工場など生産活動を行う空間では有害物質を含む空気の除去に局所排気装置を用いて排気する方法が主流である。この際、必要排風量の設計が性能に影響する重要なパラメータであるが、従来の必要排風量の設計[1)]では経験的数値に基づいて一律に設定されている。フード捕集性能に影響を及ぼす要因が多数存在する現場において、一律に定められた設計値では最適な性能要件になりえるとは言い難い。よって本研究ではフード捕集性能を示す指標である捕集率に着目し、外乱条件下における局所排気装置のフード捕集性能を実験、CFD 解析により評価を行い、多様な環境条件の中で決定されるフード捕集性能を直接的に把握する設計指標の提案へ繋げることを目的とする。本報では前報[2)]で報告した実験での捕集率、分布測定実験を再現した CFD 解析を行い、等温パッシブ汚染源における CFD 解析の精度検証を行った結果について報告する。

1．解析概要

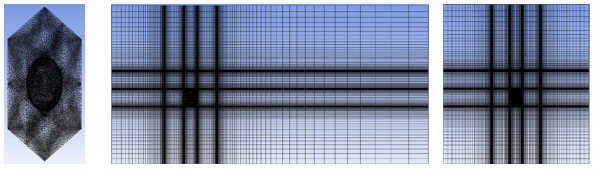
1.1　解析領域

解析領域を **Fig.1** に、メッシュレイアウトを **Fig.2** に示す。本解析は前報[2)]の風洞実験を概ね再現した CFD 解析を行う。解析時間の削減のため、解析領域は局所排気装置を設置した測定胴下流空間のみをモデル化した。再現する実験環境は汚染物性状を等温パッシブ汚染源、汚染源フード下端面間距離 30cm 条件とした。風洞風による横風気流を流入境界、局所排気装置排気口（145mm×145mm）および風洞最下流面を流出境界としている。解析メッシュは前報[2)]で汚染源を球形スポンジ（直径 100mm）としたため、汚染源近傍をテトラ（正四面体）メッシュで作成し、球形を再現した。(Fig.2 i)Contaminant) また直交格子メッシュとの整合性を図るため汚染源近傍領域を中心とした 3 方向全ての要素は三角柱メッシュで作成している。解析に用いた局所排気装置の形状を **Fig.3** に示す。全ての形状で板厚は 3mm である。前報[2)]で局所排気装置は 5 形状で実験を行っているが本解析ではより普遍的と思われる 3 形状のみとした。局所排気装置は実験時と同様の位置に設置している。解析概要を **Table1** に示す。乱流モデルには標準 k-ε モデル（以下 SKE モデル）及び一部条件で Realizable k-ε モデルを用いている。壁面近傍処理については



i) X-Y section　ii) Y-Z section

Fig.1 Analysis domain

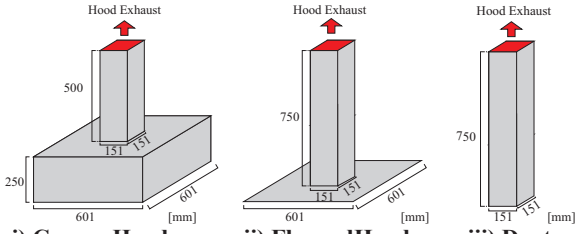


i) Contamintant　ii) X-Y section　iii) Y-Z section

Fig.2 Mesh Layout

Table1 Summary of CFD Analysis

Hood type		Canopy Hood / Flanged Hood	Duct
CFD code		Ansys Fluent 19.2	
Turbulence Model		Standard k-ε model（SKE） Realizable k-ε model	
Species Model		Species Transport	
Contaminant Condition		Physical characteristics:Air Mass Diffusivity:3.7625e-05 [m^2/s]	
Algorithm		Steady State（SIMPLE）	
Discretization Scheme		QUICK	
Boundary Condition	Inlet	Table2 Reference : Analysis Condition	
	Outlet: Exhaust Hood	5.0515 [m/s]	
	Outlet: Wall	Gauge Pressure : 0 [Pa]	
	Walls	Standard Wall Function(SWF)(Case1~5) Enhanced Wall Treatment(EWT)(Case4)	
Total Number of Cells	CanopyHood	5,960,687	
	FlangedHood	4,916,928	
	Duct	4,897,118	

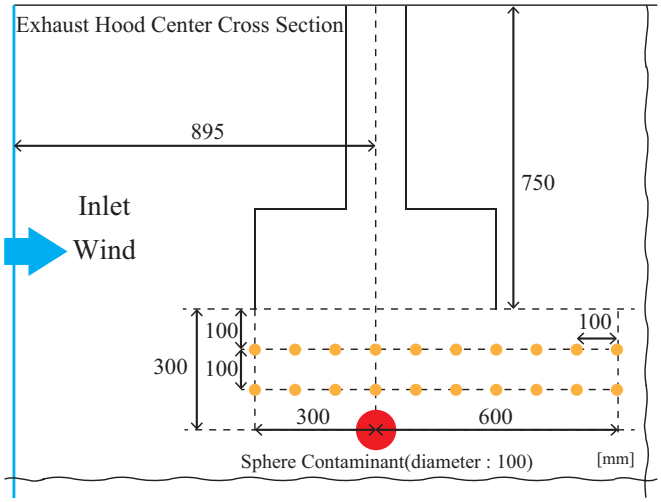


i) CanopyHood　ii) FlangedHood　iii) Duct

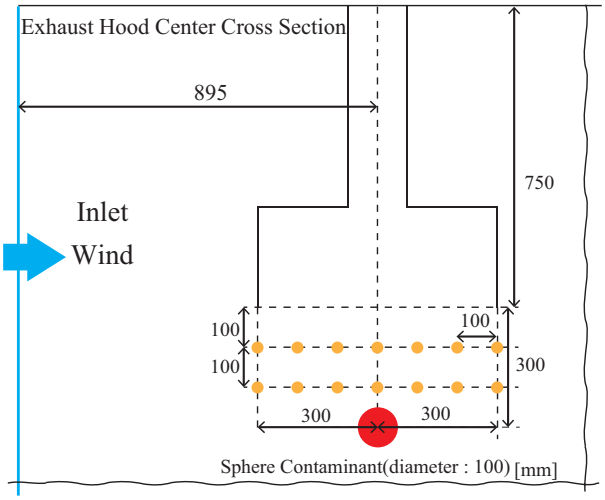
Fig.2 Type of Local Exhaust Hood

Table2 Analysis Condition

Analysis Condition	Inlet Boundary		
	Velocity [m/s]	Turbulent Kinetic Energy k[m^2/s^2]	Turbulent Dissipation Rate ε[m^2/s^3]
Case1	0.1	8.69656E-06	3.61.E-06
Case2	0.2	3.09442E-06	4.13229E-07
Case3	0.3	1.9495E-06	1.172903E-07
Case4	0.4	1.48829E-06	3.58974E-08
Case5	0.5	2.76107E-06	3.35614E-08



i) Velocity distribution



ii) Concentration distribution

Fig.3 Monitoring Point

SKE モデルでは標準壁関数を、Realizable k-ε モデルは壁面からの距離に基づく乱流レイノルズ数によって粘性の影響を考慮するモデルと壁関数を使い分ける改良型壁面処理（Enhanced Wall Treatment）を採用した。また既報[3]では汚染源領域に空間発生を規定し、Passive Scalar Contaminant を想定したが、本解析では実験時のスポンジが気流場へ与える影響を考慮し、汚染物内部を計算対象外とし、汚染物発生を汚染物表面からの面発生とした。発生量は実験と同等（3.20L/min）となるよう発生風速を与えた。（0.001697653m/s）汚染物ガス性状は空気とし、周辺空気における拡散係数には以下に示す式の通り、CO_2 と He の空気に対する拡散係数を実験時の両ガスの体積発生量で重みづけ平均した値とした。（**Eq.1**）以上により、実験時における汚染源ガスの発生方法を再現している。

$$D = \frac{D_{CO2} \times V_{CO2} + D_{He} \times V_{He}}{V_{CO2} + V_{He}} \quad \text{D:Diffusivity[m}^2\text{/s]} \quad \text{V:Volume Flow Rate[L/min]} \quad \text{(Eq.1)}$$

1. 2　解析条件

解析条件を **Table2** に示す。本解析は横風気流風速と局所排気装置形状をパラメータとして解析を行った。各条件における流入風の乱流諸量には風洞実験時に熱線風速計で測定した結果を用いている。Case4 条件のみ Realizable モデルで解析を行った。また実験時の風速分布、汚染物濃度分布測定との比較を行うため、流れ方向フード中心断面上に実験と同様の箇所にモニター点を設置した。（風速分布 20 点、濃度分布 14 点）（**Fig.3**）

2. 解析結果

2. 1　汚染物捕集率の比較

解析結果から算出した捕集率を **Fig.4**,**Table3** に示す。**Table3** には壁面処理を変化させた条件の捕集率結果も記載している。解析結果には前報[2]にて測定した 3 つの形状の実験結果も合わせて記載している。捕集率は

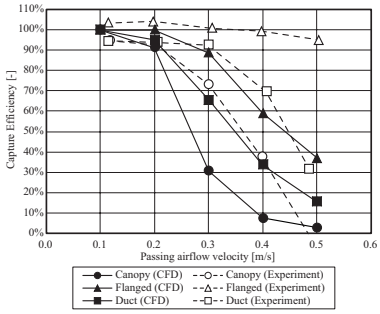
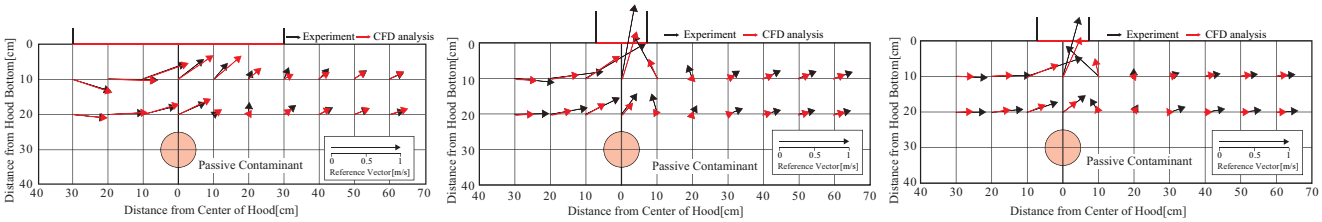


Fig.4 Relationship between passing airflow velocity and Capture Efficiency

Table3 Concentration of Outlet Boundary and Capture Efficiency

Concentration of Contaminant [ppm]		CanopyHood			FlangedHood			Duct		
		Hood	Leeward Outlet	Capture Efficiency	Hood	Leeward Outlet	Capture Efficiency	Hood	Leeward Outlet	Capture Efficiency
Case1		1876.62	0.00	1.00	2479.21	0.00	1.00	2006.34	0.00	1.00
Case2		2718.73	50.48	0.91	3353.29	0.93	1.00	2689.57	28.47	0.95
Case3		1564.85	433.30	0.31	3972.91	62.68	0.89	2518.29	162.48	0.66
Case4	SKE	536.24	582.46	0.08	3568.52	221.14	0.59	1745.33	306.13	0.34
	Realizable k-ε	858.23	1193.47	0.06	9039.31	189.62	0.81	4032.12	532.01	0.40
Case5		268.92	609.49	0.03	2769.53	330.63	0.37	1014.52	384.98	0.16

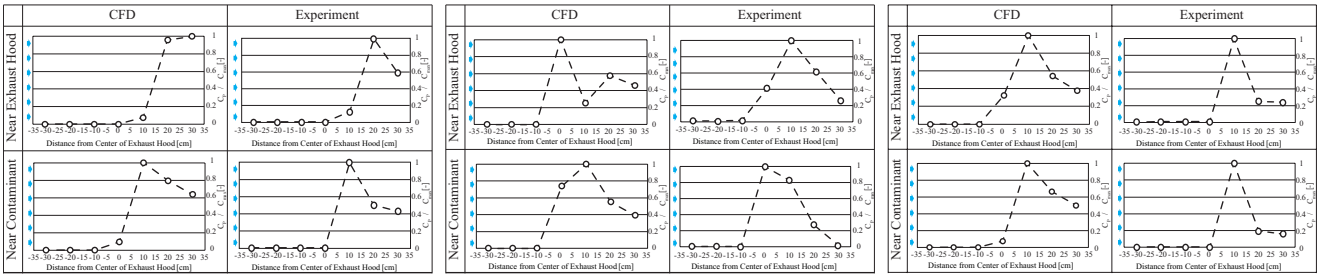


i)Canopy Hood **ii)Flanged Hood** **iii)Duct**

Fig.5 Velocity Distribution

Table4 Concentration Distribution

i)Canopy Hood **ii)Flanged Hood** **iii)Duct**

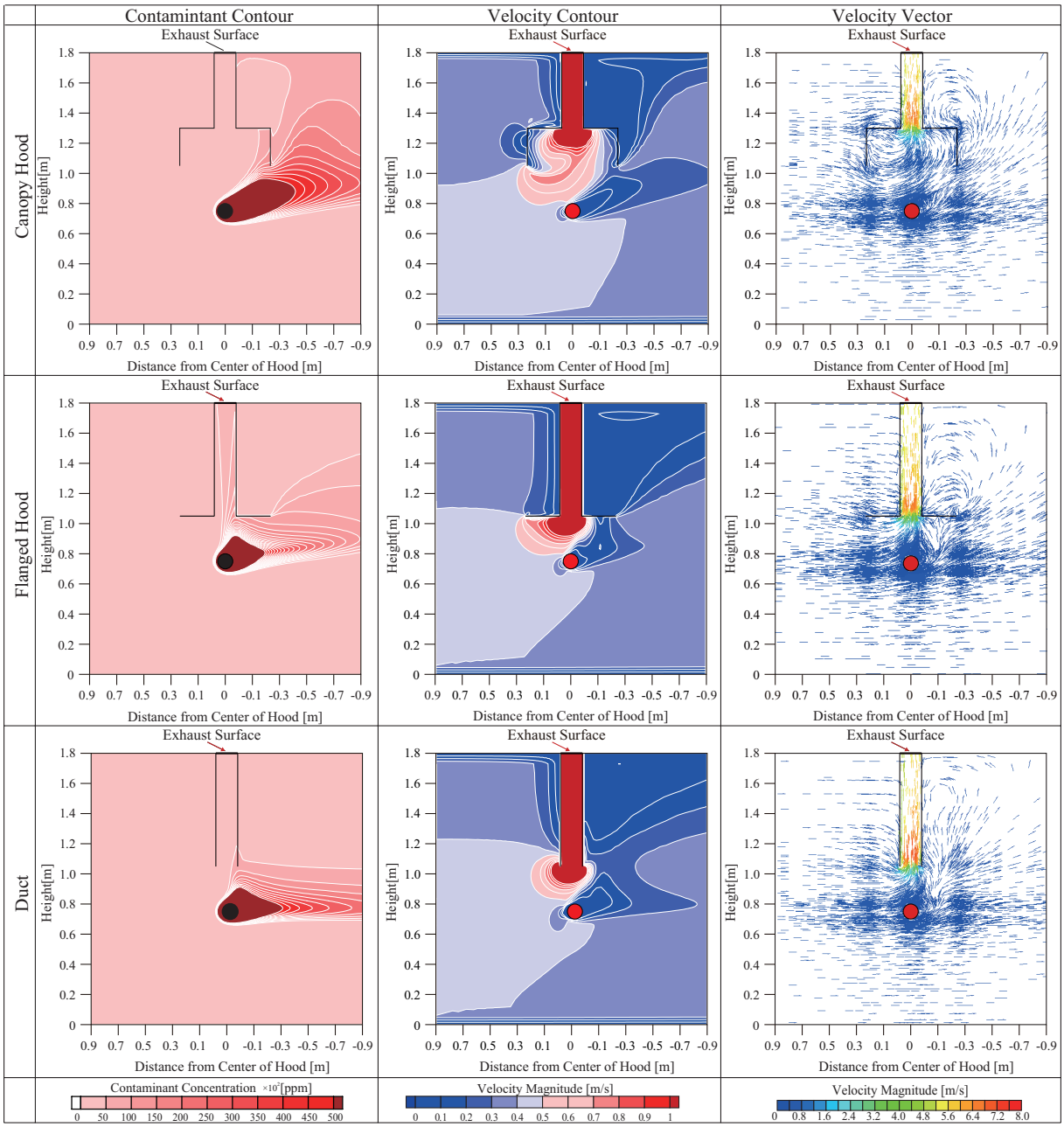


局所排気装置面を通過する汚染物量を局所排気面、下流側壁面を通過する汚染物量の和で除すことで算出した。実験時同様、横風気流風速が大きくなるにつれ、局所排気面で捕集される汚染物量は小さくなっていく傾向が確認されたが、3 形状とも実験値を正確に再現することが出来ない結果であった。しかし、捕集率は FlangedHood、Duct、CanopyHood の順に高い結果であり、これは実験と同様の傾向であるため、本解析においては形状ごとの相対的な評価は可能であると言える。また Realizable k-ε モデル、壁面処理 EWT モデルの場合では SKE モデルに比べ捕集率が向上し、解析モデルの依存性が大きいことが明らかとなった。

2. 2　フード下部空間分布の比較

Case4 条件でのモニター点における風速分布の実験値と解析値の結果を **Fig.5** に、濃度分布の結果を **Table4** に示す。風速分布では各モニター点における x、y 方向成分風速から算出した合成風速とそのなす角を示している。濃度分布については汚染源近傍断面、排気フード近傍断面ごとに各モニター点での濃度 C_p を同断面での最大濃度 C_{max} で基準化した値を示す。風速分布を見ると全測定点において、実験時の風向を概ね再現できている。しかし、排気フード中心軸上において排気フード方向への風速に実験値との誤差が発生しており、捕集率に影響を与えたものと示唆される。濃度分布でも実験同様、各断面にて横風気流の影響を受けていることが確認され、各測定断面における濃度最大値を概ね再現することが可能であると言える。しかし、ここには示していないが汚染物濃度自身は実験と大きな差がみられた。また **Table5** に Case4 での SKE モデルでの風洞中心断面排気フード近傍の汚染物、風速コンター図、風速ベクトル図を示す。汚染物コンター図より、FlangedHood の汚染物拡散が他形状よりも小さいことが確認できる。これはベクトル図から水平方向に伸びたフランジにより排気気流の水平方向の吸込み効果を向上させ、横風気流により流された汚染物を下流側にて捕集するためと考える。また、Case4 での横風気流風速 0.4m/s では汚染源は排気気流の影響を直接受けず、横風気流に流された汚染物が捕集されていることが確認された。これら実験値との整合性が良好ではない原因として乱流モデルの影響と汚染物発生方法の差異が考えられる。本解析では主に SKE モデルを用いていることから球体後流の乱れの生成が過大評価され、そのことから乱流拡散が過大に評価されたものと考えられる。また、前報 [2] の実験では多孔質性であるスポンジを用いた汚染物発生のため、スポンジ表面の気流場へ

Table5 Analysis result (Case4 , passing airflow velocity:0.4m/s)



の影響およびスポンジ内部を通過する気流による汚染物拡散の影響が考えられるが本解析では内部を通過する汚染物拡散の影響を考慮出来ていないことも要因として示唆される。

おわりに

本報では CFD 解析を用いて、前報で行った球形の等温パッシブ汚染源を用いた汚染物捕集実験の精度検証結果について報告した。結果より、本解析モデルでは大まかな気流性状､汚染物挙動の把握は可能であるものの､その精度としては不十分な結果であると言える。よって今後はモデルの依存性を考慮し、適切な乱流モデルの同定を行った上で再度精度検証を行った後、パラメトリックスタディを行っていく所存である。

謝辞

本研究は科研費挑戦的研究（萌芽）19K22011 の助成を受けたものである。

参考文献

1) 社団法人 空気調和・衛生工学会編著：新版工場換気，第 3 章局所排気装置 3.3 節、3.4 節、pp.23-pp.33
2) 小森、山中、小林ら：高効率捕集性能を有する局所排気装置の設計手法に関する研究（第 3 報）横風風速及びフード形状が汚染物捕集性能に及ぼす影響，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表論文集 , 2021 年 3 月掲載予定
3) 鈴木、山中、小林：高効率捕集性能を有する局所排気装置の設計手法に関する研究 (第 2 報) 吸い込み口形状が横風条件下における排気性能に及ぼす影響 , 令和二年度空気調和・衛生工学会学術講演会光栄論文集 , 講演番号 D-36

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021.3.8）

縦型誘引吹出空調を有する４床病室の換気性能に関する研究
その１ CFD による室内気流、温度、汚染物質濃度分布の検討

Study on ventilation performance of four-bed ward with vertical induction air-conditioning
Part I Examination of indoor airflow, temperature and concentration distribution by CFD

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

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

Inductive air conditioning, which has advantages such as non-reheating and transfer power saving, attracts attention as the image of an energy-saving air conditioning system. However, due to the spread of the Covid-19, to maintaining a healthy and safe indoor air environment, especially in the hospital ward, improving the ventilation performance of the air conditioning system, is becoming the top priorities for air conditioning equipment design. Therefore, from the view of the displacement ventilation method, which is favorable in energy-saving and ventilation performance, this study will test the displacement ventilation effects when the vertical types of inductive air conditioning was used in a four-bed ward, and the improved method of increase the ventilation efficiency will also be examined.

1. はじめに

縦型誘引吹出空調では、従来型の天井設置誘引空調の搬送動力節約、再熱不要などの利点を保つ一方、部屋の四隅に縦設置し、置換換気の成り立つことより換気性能の向上を期待される。本研究では、空気環境に対する緊迫な要求を持つ４床病室を対象として、４床病室における縦型誘引空調の換気、温熱環境性能を評価する上、既存製品の換気性能を高める改良法を検討する。本報では、実大実験の先行研究として、CFD 解析による本空調方式の４床病室での換気効果評価、また病床周囲のカーテンの有無、形状が換気性能と汚染物質拡散防止性能に対する影響、そして、誘引ディフューザの開口位置（面積）調整により、換気性能を改善する可能性について検討を行った。

2. 縦型誘引空調について

実験対象とした縦型誘引空調では、空調機で冷却除湿・加熱加湿した空気を給気ユニット(KM-200E、木村工機株式会社製)に搬送する。Fig.1 に示すように、空調機からの一次空気が給気チャンバーに入り、帯状ノズルから高風速(3~5m/s)で吹出されることにより室内空気を誘引する。空調給気量と誘引空気量の比は 6:4（メーカー値）である。混合した空気はアルミプレートで整流され、パンチングパネルを通して緩やかな風速で室内に吹出す。また、給気ユニットは細長い形状と吹出し面積を持ち、部屋の四隅/柱での縦設置により、省スペースと室内空気環境の向上を両立させると見込める。

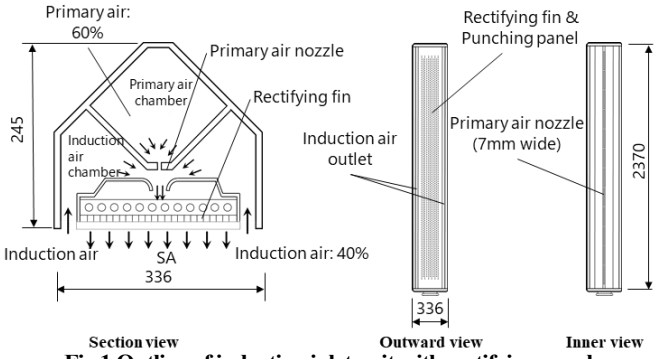


Fig.1 Outline of induction inlet unit with rectifying panel

3. 解析概要

室内の詳細な気流性状と温度・汚染物濃度分布を予測するため、CFD 解析を行った。使用した乱流モデルと解析条件などを Table.1 に示す。CFD モデルは、縦型誘引空調が実際に設置している、四床病室を模擬する部屋（木村工機株式会社大阪ショールーム）に基づいて作ったものである。Fig.2 に示すように、内寸 7m×7m、高さ 2.6m の病室に、縦型誘引空調ユニット4台を四隅の柱に設置され、また病床、模擬人体、カーテン（形状可変、Fig.2 は U 字カーテン、Fig.3 は L 字カーテン）と機器発熱と見慣れる発熱体 4 セットを設置した。模擬人体と機器発熱それぞれの発熱量は一体あたり 50W と 60W、室内総発熱量は 440W である。なお、カーテンは、床上 300mm から天井までで、天井から 400mm は通気性のメッシュとしている。

吹出風量（強風モード 880m^3/h、全外気モード 325m^3/h）

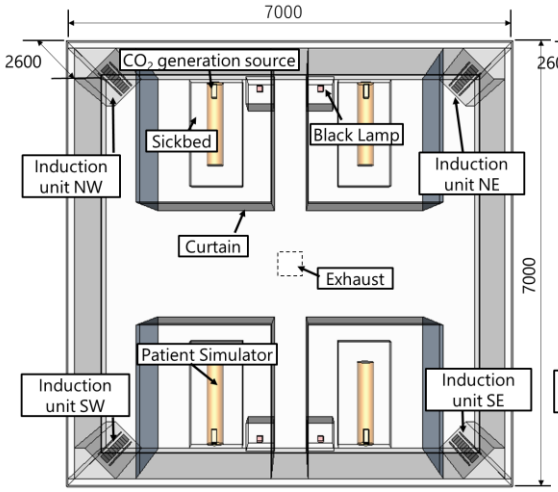


Fig.2 Overview of ward's CFD model (U curtain)

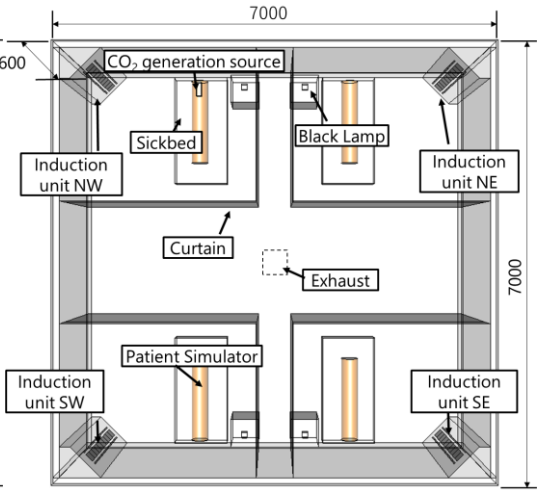


Fig.3 Overview of ward's CFD model (L curtain)

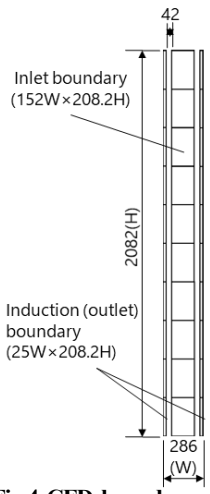


Fig.4 CFD boundary of the induction diffuser

Table.1 Calculation Conditions used in CFD

Analysis Method	CFD code			STREAM V14.1
	Turbulence Model			Standard k-ε model
	Algorithm			SIMPLER
	Discretization Scheme			QUICK
	Number of Mesh			3,175,200
	First mesh from wall			50mm wide
Envelope Boundary	Outer surface			Adiabatic
	Wall material			ALC concrete
	Inner surface	Wall boundary		No-slip
		Heat boundary	Radiation	View factor analysis; Emissivity of wall=0.9
			Convective heat transfer rate regulations,	Wall's α_c =3.06[W/m²K] Ceiling's α_c =0.967[W/m²K] Floor's α_c =4.04[W/m²K]
Curtain	Top	Mesh; Pressure loss coefficient regulation		400mm from the ceiling, C_p=3.27
	Central	Panel		1900mm height
	Lower	Free space		300mm from the floor
Flow Boundary	Inlet			Volume regulation
	Exhaust			Natural outflow
Turbulence statistics	Turbulence intensity I			1%
	Turbulence length scale l			7mm
	Kinetic energy k			Calculated by u, I
	Turbulence Eddy Dissipation ε			Calculated by u, I, l

Table.2 Analysis Case

Volume of the supply air [m³/h]	Shape of curtain	1/1 outlet	Lower half (1/2) outlet
880	No	○	○
	L	○	○
	U	○	○
325	NO		○
	L		○
	U		○

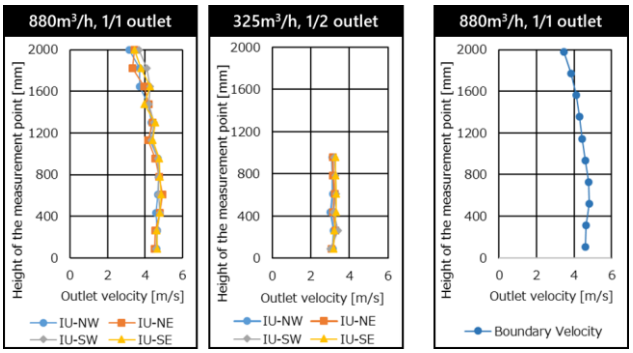


Fig.5 Outlet velocity (Experiment)

Fig.6 Boundary velocity of case 880m³/h,1/1 outlet

と吹出面積 (全面吹出、下半分吹出)、また病床周りにあるカーテンの形状 (無し、L 字、U 字) をパラメータとして、Table.2 に示すよう、計 9 ケースの解析を行った。誘引吹出面の温度を 20℃に合わせて、空調から（一次給気）の温度を規定（880m³/h 時 19℃、325m³/h 時 18℃）した。

縦型誘引ユニットの境界面設置は、Fig.4 のように、両側にある誘引 (吸込み) 境界面と中心の吹出境界面より組成し、また、鉛直方向の温度、濃度分布差を配慮することより、各境界面を高さ方向に 10 等分（下半分のみ吹出の場合は 5 等分）した。各境界面は独自の流量、乱流、濃度条件があり、流量と乱流データは実験データより計算する値、吹出濃度は誘引された空気の濃度（解析値）と給気濃度（規定値、本報は 0）から式（1）で計算する値を使用した。

$$C_{SA} = 0.6 \times C_{PA} + 0.4 \times C_{IA} \qquad (1)$$

吹出流量の実験データは、熱式風速計（Model6501、カノマックス社製）で帯状ノズル表面の等間隔の 12 点（下半分のみ吹出の場合は 6 点）の風速データ（1Hz、60s 間平均) を測定し、ノズル面積と掛け算するものである。

各ノズルの吹出風速分布は Fig.5 に示す。CFD の境界条件として使用した風速分布は、全面吹出の場合、4 つのユニットの風速分布の平均値の近似曲線を描き、各吹出面の中心の風速を算出し（Fig.6)、面の吹出風速データとして使用した。下半分吹出の場合、概ね均一な風速であるため、全吹出境界面同様な風量（325m³/h 給気のケースは約 27m³/h、880m³/h 給気のケースは約 37m³/h）を使用した。乱流統計量は、乱流強度 I を 1%、乱れの長さスケール l をノズルの幅と同様 (7mm) に規定し、式（2）と（3）より算出するものである。

$$k = \frac{1}{2} \times (u \times I)^2 \qquad (2)$$

$$\varepsilon = C_D \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \qquad (3)$$

4. 解析結果と考察

今回の解析では、汚染物質発生源はグラフ (Fig.2、Fig.3) の左上の一か所のみである。室内スカラー風速 (Fig.9)、温度 (Fig.10、Fig.11) と汚染物濃度分布 (Fig.12) の定常解析結果をコンター図と折れ線図で示す。

(1) 解析データのピックアップ位置と計算方法

一人の患者から発生した汚染物が別の患者と病室全体に与える影響を検討するため、四床病室を Fig.7&Fig.8 に示すように、全室を 6 種類のエリアに分割し、温度データはエリア 1~5、濃度データはエリア 1~4 とエリア 6 とする。各エリアの同じ高さのデータを平均し、鉛直分布を示す折れ線図を作る。また、室内汚染物濃度分布は、式 4 を用い、規準化濃度の形で結果を示す。

$$C_P^* = \frac{C_p - C_{SA}}{C_{EA} - C_{SA}} \qquad (4)$$

(2) カーテンの形状が与える影響

Fig.10 と Fig.11 により、室内温度に対して、カーテンの有無と形状にかかわらず、同じ吹出条件のケースでは概ね同様な温度分布であり、微弱な吹き出し風速（880m³/h、全面吹き出し時約 0.3m/s、下半分吹き出し時約 0.6m/s、Fig.9）とカーテン上下の空間（上 400mm、下 300mm）により、対流と拡散があることによると考えられる。Fig.9 により、スカラー風速分布に対してもカーテンの影響は大きくないが、カーテンの形状は上昇気流の向きに多少影響があり、その影響は吹出し風量（換気回数）が多いほど大きくなる傾向がある。

Fig.12 により、汚染物濃度分布には、カーテンが無い場合、どの吹出し条件でも、発生源があるエリア 1 の上下濃度分布差が一番小さい（2 倍以内）一方、エリア 1 の隣にあるエリア 2 とエリア 3 にも顕著な汚染物濃度が観測された。また、U 字カーテンが L 字カーテンより良い置換換気効果があり、誘引吹出口近傍にあるカーテンが病床からの汚染物質を遮断し、誘引空気に混合しないことが理由だと考えられる。

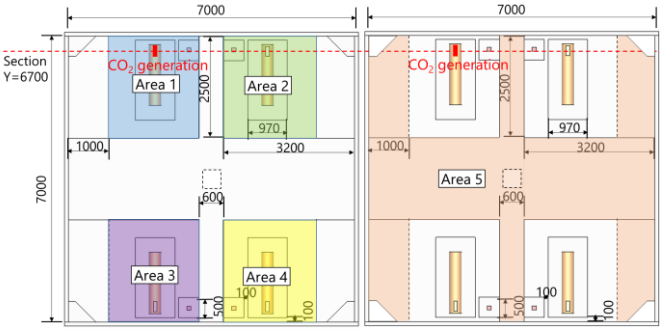


Fig.7 Location of the temperature data's pick up area

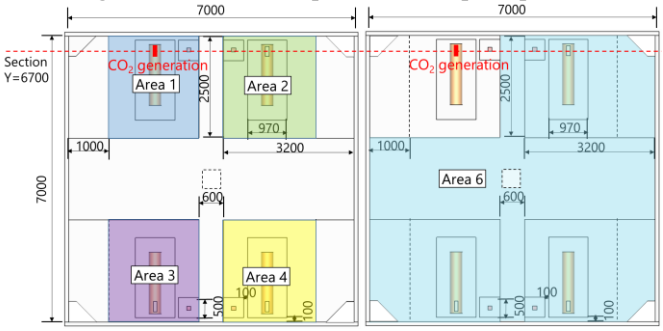


Fig.8 Location of the concentration data's pick up area

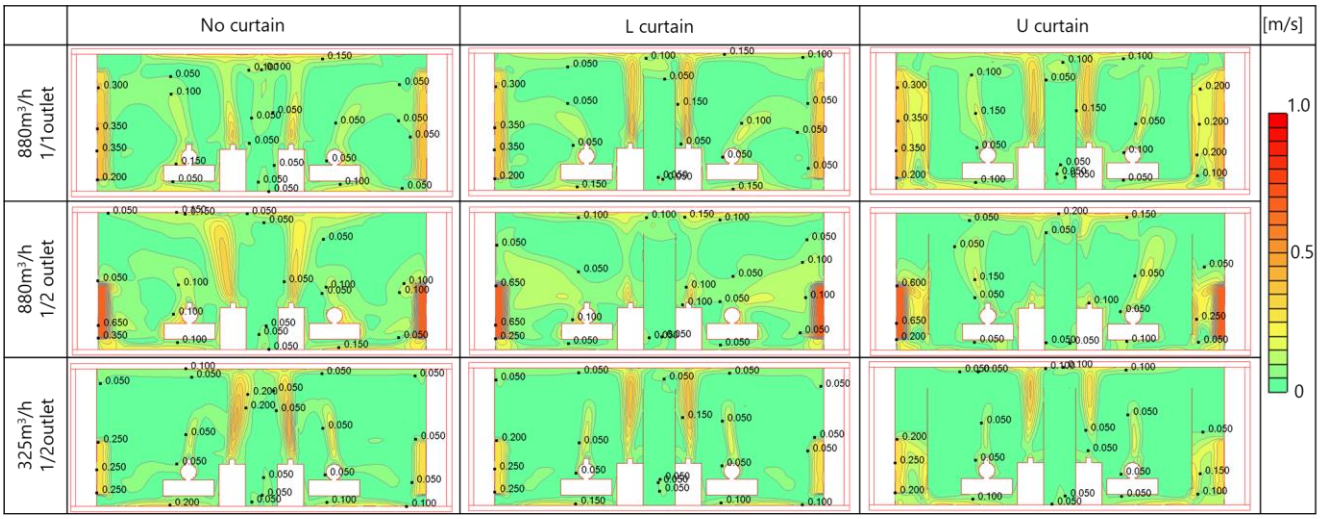


Fig.9 Scalar velocity distribution on section Y=6700

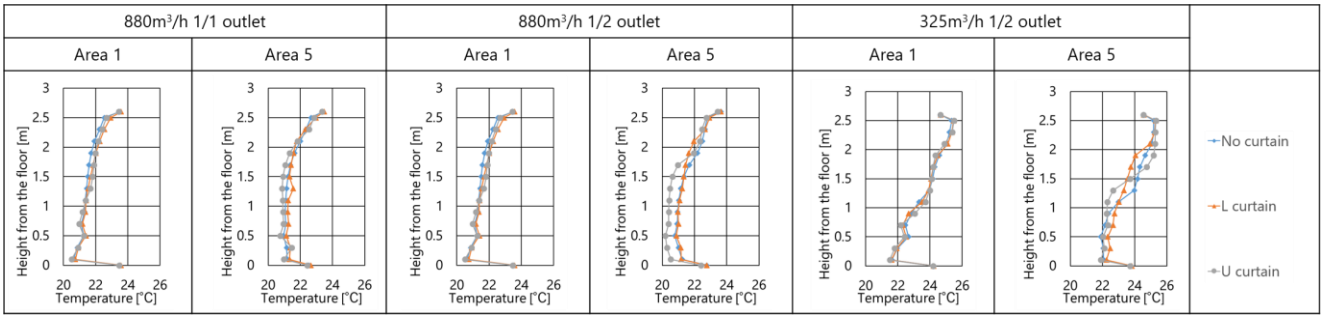


Fig.10 Temperature distribution

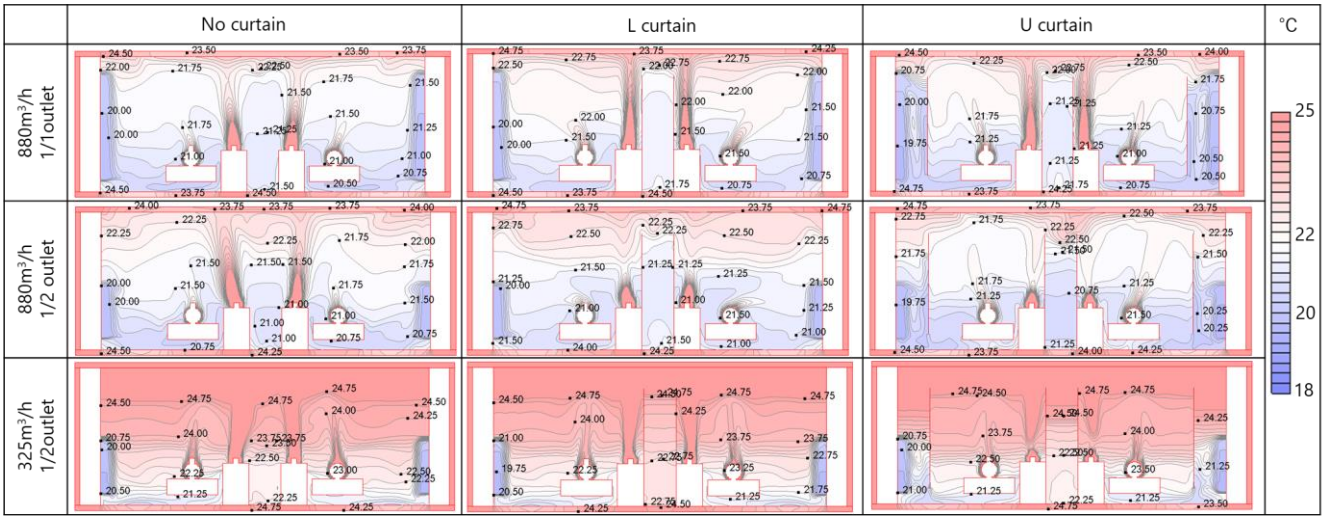


Fig.11 Temperature distribution on section Y=6700

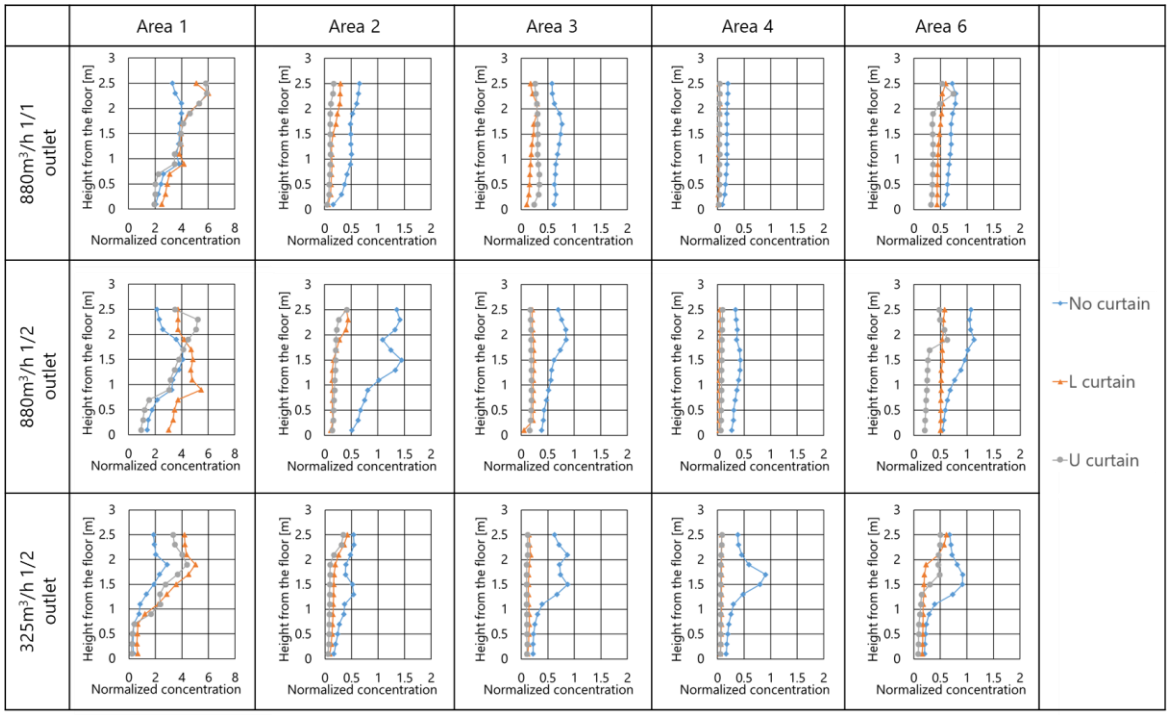


Fig.12 Normalized concentration distribution

(3) 吹出面積と風量が与える影響

全面吹出の場合、上下温度差が小さく、均一な温度分布を持つものの、天井近くに滞留している汚染物が誘引吹出口に誘引され、冷房気流と共に再び居住域に供給されることから、置換換気の効果が比較的小さい。同様な風量で下半分の吹出口からにすると、天井近傍の汚染物の誘引がなくなり、置換換気の性能を向上することができる。そして、小風量（325m³/h）で下半分から吹出す場合、最も顕著かつ安定した下温度分布となり、最適な置換換気効果を発揮すると言える。

5. まとめ

CFD 解析により、現存の縦型誘引空調ユニットは一定の置換換気効果はあるものの、下半分のみ適切な風量で吹出ことにより換気効率を高めることが期待できる。また、U字カーテンの汚染物拡散防止と置換換気性能向上効果が分かった。今後は実大実験での解析精度検証、また、壁温度が本空調方式の換気効果に対する影響を検討する予定である。

【記号表】

I: Turbulence intensity [%]
u: Average velocity [m/s]
k: Kinetic energy [m²/s²]
l: Disturbance length scale [m]
C_D: Model coefficient= 0.09
ε: Turbulence Eddy Dissipation [m²/s³]
C_p^*: Normalized concentration of measurement point
C_p: Concentration of measurement point [ppm]
C_{SA}: Concentration of supply air [ppm]
C_{EA}: Concentration of exhaust air [ppm]

【謝辞】

本研究は、木村工機(株)との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた同社関係者各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

1) Ying Li, Toshio Yamanaka, Hisashi Kotani, Kazunobu Sagara, Yoshihisa Momoi, Mari Kuranaga : Experimental study on Indoor Environmental Quality for Four-bed Ward with Ceiling Induction Diffusers under Heating Condition, 空気調和･衛生工学会論文集, No.256, pp1-10, 2018

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

大学講義室内における置換換気性能に関する研究
在室者パターンが室内の熱・汚染物濃度分布に及ぼす影響
Performance of displacement ventilation in a university Lecture hall
Effect of occupation pattern on distribution of temperature and contaminant concentration

○ESSA Aya（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
小林　知広（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
Aya ESSA*1　Toshio YAMANAKA*1　Tomohiro KOBAYASHI*1　Narae CHOI*1
*1　Osaka University

This paper aims at evaluating the effect of occupants' seating pattern and interpersonal spacing on the air temperature and contaminants concentration in the occupied zone of a lecture hall with displacement ventilation. An analysis was carried out for 5 seating scenarios including a full room case and two different arrangements of social distancing cases.

Introduction

Displacement ventilation is considered an energy saving air conditioning system that is recommended for classrooms for providing clean air [1,2]. In displacement ventilation, warm air ascends above occupant zone carrying contaminants depending on the convection flow produced by humans and other warm objects [1]. In this paper, the effect of different occupants' arrangements on the air quality and temperature in a lecture hall is studied, addressing cases where social distancing is in effect.

1. Analysis Conditions

For the study, medium-sized lecture hall was selected. With a capacity of 120 students, the 14 m×12 m×5 m hall is totally enclosed by adjacent air-conditioned rooms.

The ventilation system is composed of inlet fans, perforated metal panel diffusers, and exhaust outlets as shown in Fig.1a. Inlet fans are located along the front and side walls at the ceiling height, blowing the 22 °C air through 20 cm wide ducts as per Fig.1b. Secondly, the diffusers are 0.9 m high positioned at the bottom of the three walls with 7.7 m and 10.7 m length at the front wall and side walls respectively. As shown in Fig.1a, the nine 0.6 m× 0.6 m exhaust openings are equally spaced in the room ceiling. The system's inflow rate is 11910 m^3/h in total, divided as 4830 m^3/h for side fans and 2850 m^3/h for the front ones.

Regarding the occupants, 120 seated students and one standing teacher are modeled as 0.2 m x0.4 m cuboids with heights of 1.2 m and 1.7 m respectively as shown in Fig.1c. Students are split into two 10-rows seating zones separated by a 1 m aisle. All occupants emit 60 W heat from the whole body surface area, and CO_2 from a 0.05 m× 0.05 m mouth surface. CO_2 concentration of exhalation is set to 1000 ppm and the emission rate to 0.25 m^3/h.

Standard k-ε turbulence model was used for the CFD simulation. Heat, radiation, and diffusion calculations were

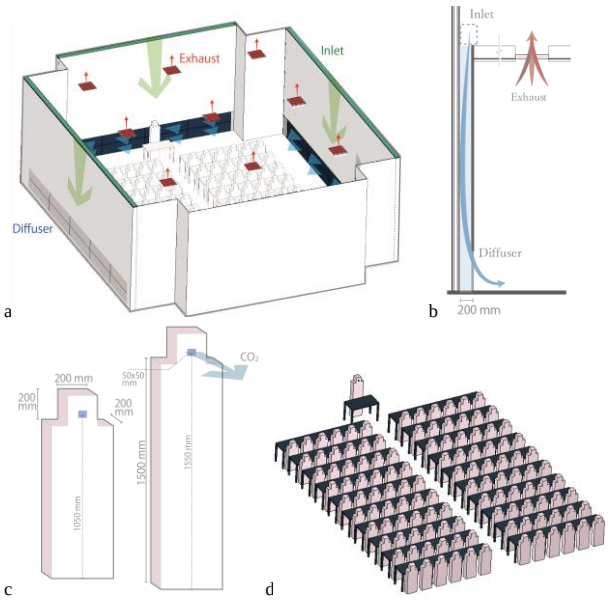


Fig.1 Lecture hall model attributes

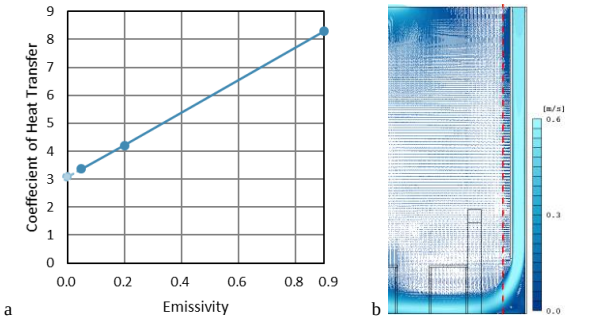


Fig.2 Analysis conditions, a. coefficient of heat transfer vs emissivity. b. Low Reynolds number simulation section

carried out. Thermal boundary conditions were set to adiabatic for ceiling, floor and external walls. 3.06 of heat transfer coefficient was deducted from ASHRAE Handbook [3] for the duct walls, Fig.2a.

Finally, the model meshing resulted in 4,856,000 meshes. The main mesh size was set to 40 mm with a geometric ratio of 1.15. However, the mesh layer adjacent to the walls was increased to 100 mm wide to include the near wall down draft based on a test with low Reynolds number simulation as shown in Fig.2b. Table.1 and Table.2 sum up the analysis and boundary conditions discussed in this section.

To compare the effect of occupational pattern, 5 cases were simulated. Table.3 is an enlistment of the cases and the changed variables. Case1 (C1) is a case testing the full room scenario with double the occupation and flow rate compared to the other cases. The arrangements of C2 and C3 are designed to test the dispersed occupants scenarios, i.e. social distancing, once aligned, C3, and another in complete scattering (C2). Finally, C4 and C5 are made to test the occupation of the front section, C4, vs the back section, C5.

Table.1 Analysis conditions

Analysis Software	Stream 20
Turbulence model	Standard k- ε model
Calculations	Heat, Radiation, Diffusion (CO_2)
Mesh count	4,841,200

Table.2 Boundary conditions

Wall Boundary	Duct wall	Heat transfer coefficient, 3.06 W/m K
	Exterior	Adiabatic
Outflow Boundary	Natural outflow	
Heat generation	60 W/ person	
CO_2 generation	0.25 m^3/h . person (Concentration: 1000 ppm)	

unoccupied one. Zone2 (Z2) and Zone4 (Z4) are the back section's occupied and unoccupied areas respectively.

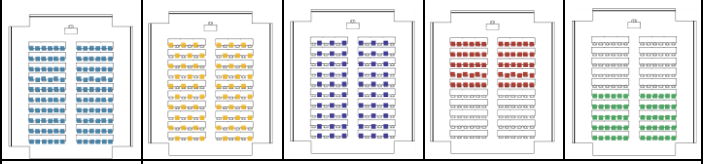
Table.4 and Table.5 show temperature and CO_2 concentration contours in one longitudinal section, two cross-sections, and two plan sections at seated and standing occupants heights. Table.6 shows the corresponding velocity contours. By comparing the velocity and temperature contours, it is clear that both contours reflect thermal plumes similarly. Thus, temperature contours are considered sufficient for exploring thermal plumes trends.

Analyzing the 5 cases' sections, it can be noted that C1 and C5 show plume interaction increasing the temperature around occupants especially in C1. In accordance, CO_2 concentrations in breathing level in C1 are higher compared to the widely spaced occupants cases, C2 and C3 where thermal plumes are separate. C4, as well, exhibits no plume interaction as occupants are seated nearer to the front diffuser providing cool fresh air. Regarding C2 and C3, only minimal differences can be noted.

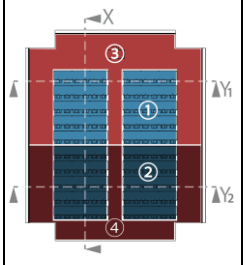
Average temperature and normalized CO_2 concentration data for each zone are plotted in Fig.3 and Fig.4 respectively. To start with, the temperature plot in Z1 shows variations between the cases, especially C4 having higher readings than the full room case, C1. On the contrary, in Z2, all cases are similar, ignoring C4 in which this zone is empty. As for the unoccupied zones, Z3, reveals lower temperature in C1 at all heights with differences reaching 1 °C at 1.7 m.

Secondly, in CO_2 concentration plots in Z1 and Z2, appears a spike in 1.1 m height in all cases. However, the spike is much milder in the dispersed occupants cases, C2 and C3, with C2 showing the least CO_2 concentration in Z1. In addition, it is worth mentioning that C1 exhibits the highest levels in both

Table.3 Occupants arrangements and room zoning

Cases		Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
Occupants seating pattern						
Number of students		120	60			
Inflow boundary	Diffuser 1	4530 m^3/h	2265 m^3/h			
	Diffuser 2	2850 m^3/h	1425 m^3/h			
	Total	11910 m^3/h	5955 m^3/h			

Zones



2. Results

The hall plan was divided into 4 zones as shown in Table.3. Zone1 (Z1) and Zone3 (Z3) are the hall's front section, Z1 being the occupied area containing 60 seats, and Z3 is the zones at seated occupant level. Furthermore, Z3 has less CO_2concentration in C1 and C5. Finally, in Z4, all cases experience the same trend in temperature and CO_2 concentration revealing C4 and C5 to be slightly advantageous.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

Table.4 Temperature contours

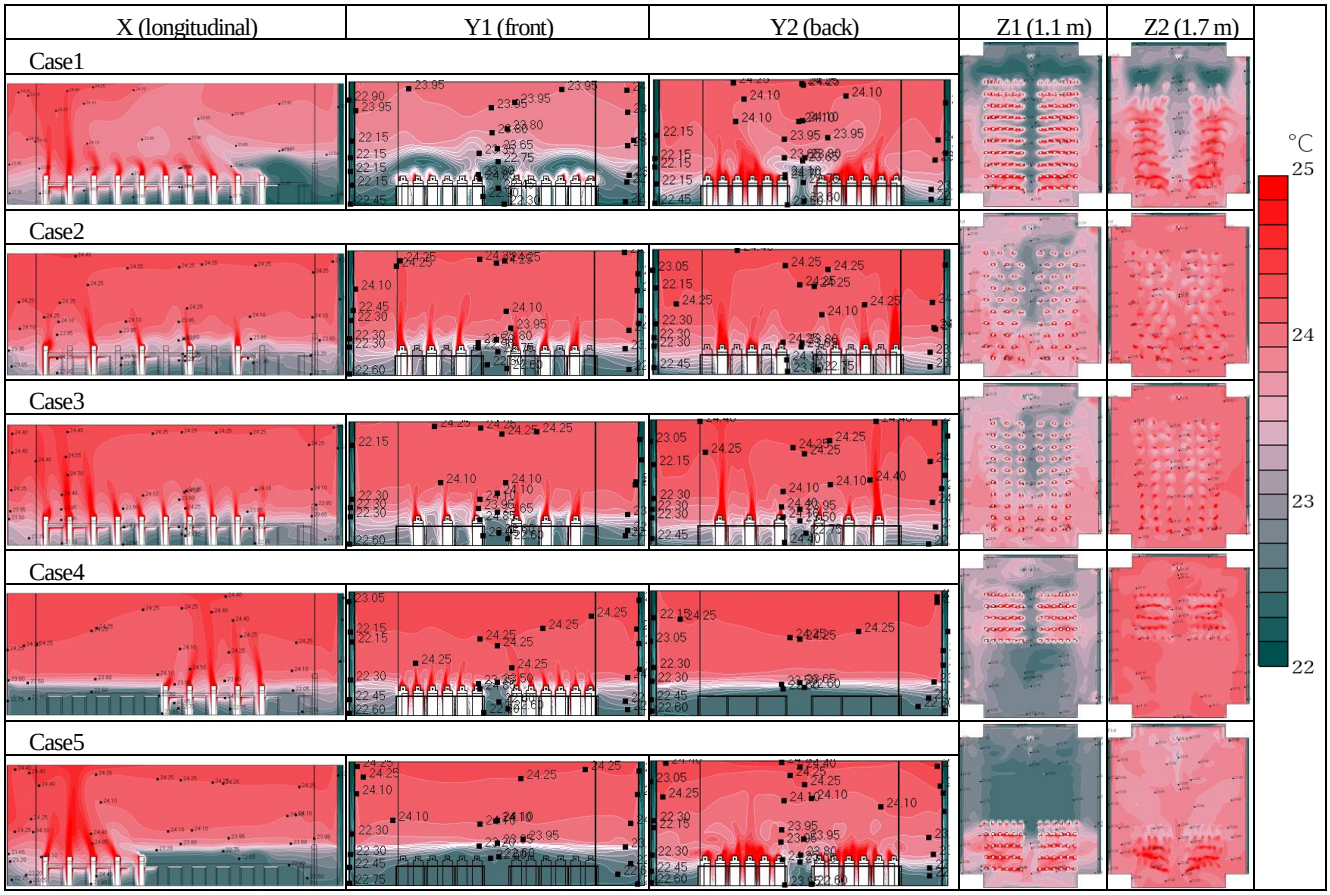


Table.5 Normalized CO_2 concentration contours

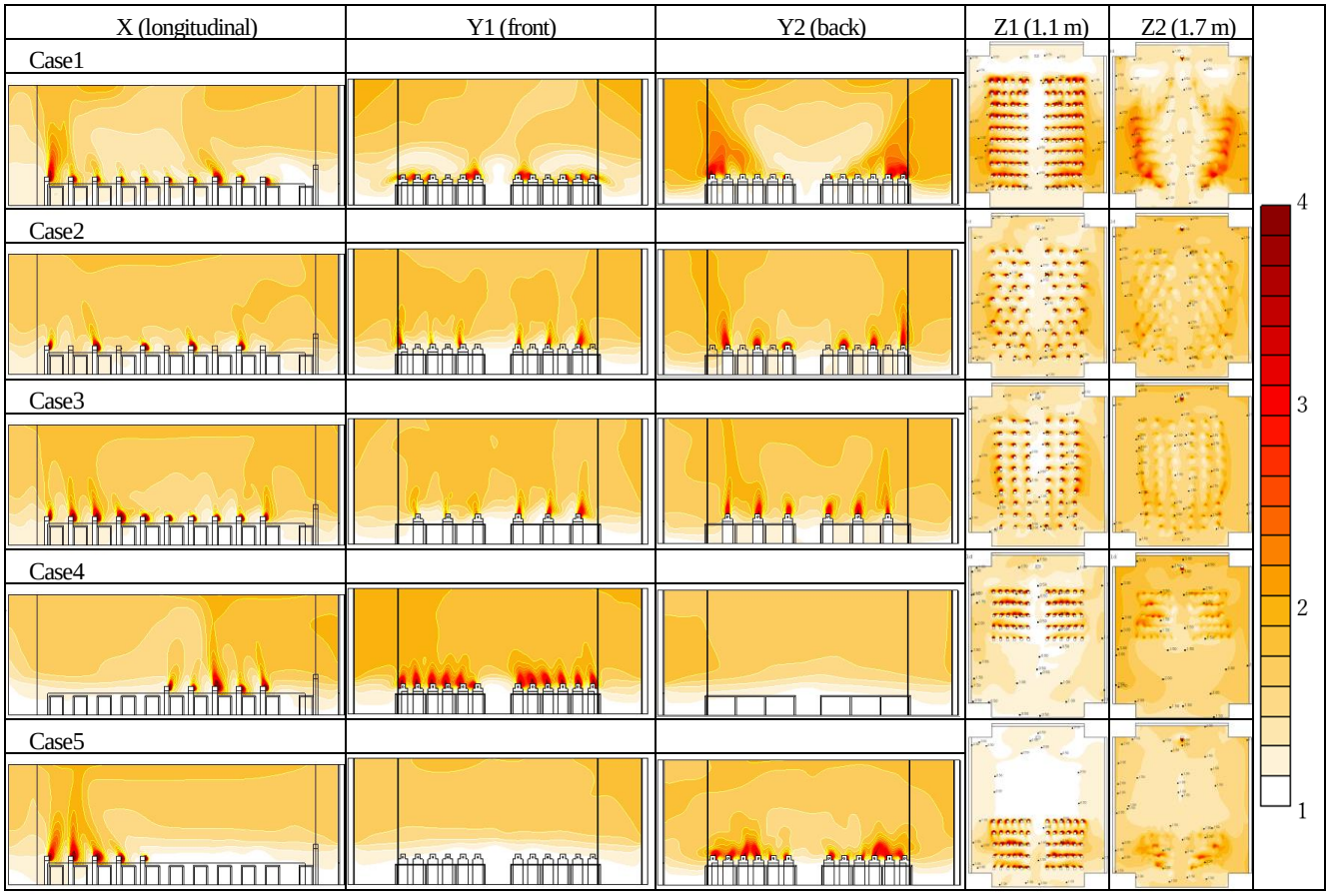
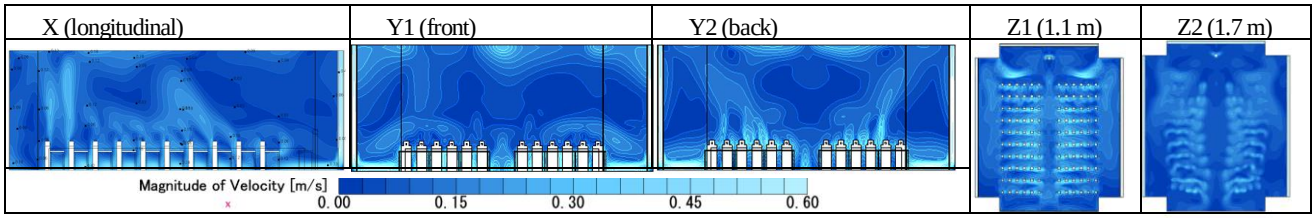


Table.6 Velocity contours for C1



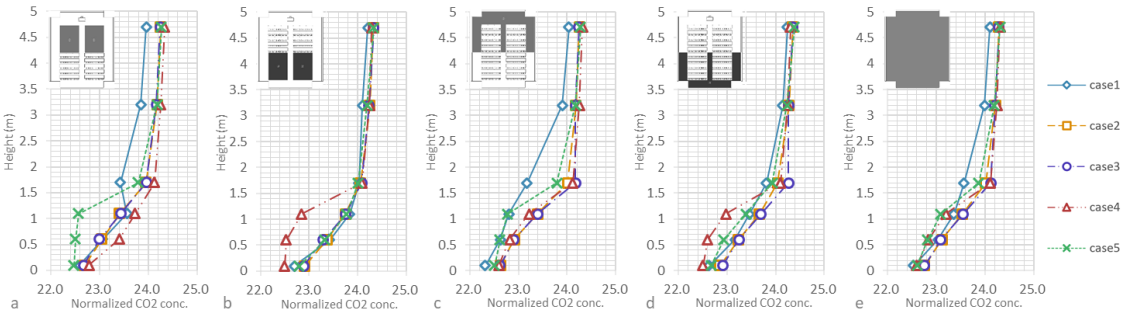


Fig.3 Zonal average temperature: a. Z1, b. Z2, c. Z3, d. Z4, e. Whole room average

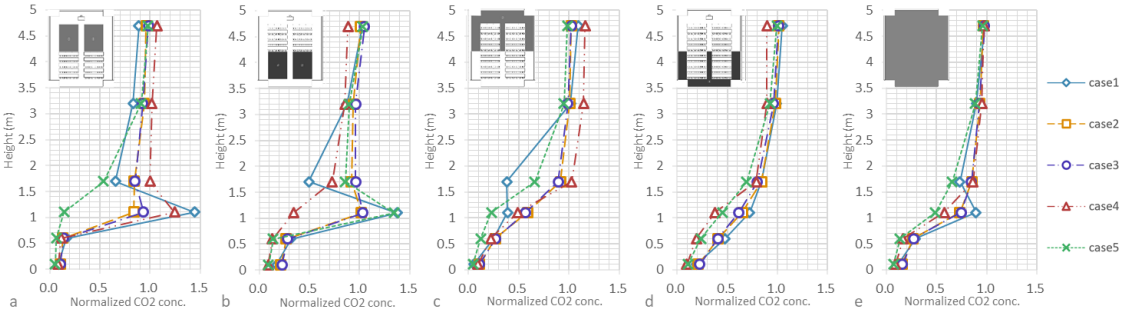


Fig.4 Zonal average normalized CO_2 concentration: a. Z1, b. Z2, c. Z3, d. Z4, e. Whole room average

To get a clearer picture of the inhaled CO_2 concentration in the different cases, Table.7 sums up the average normalized CO_2 concentration at 5 cm under occupant's mouth, and 5 cm above. The concentrations in the inhaling level are found quite high, ranging between 4 and 3 times the CO_2 concentration at exhaust. Further inspection of the velocity contours suggests the following deduction. As shown in Fig.5, the occupants were modeled with no space separating them from their desks. Such an arrangement hindered the up-flow from sweeping the contaminants up. Instead, a downward swirl was produced pushing contaminants to the breathing level fighting against side flow and buoyancy forces.

Table.7 Average normalized CO_2 concentration in breathing level

	C1	C2	C3	C4	C5
1 m	4.09	4.21	3.81	3.35	3.85
1.1 m	12.36	17.29	16.48	14.24	15.60

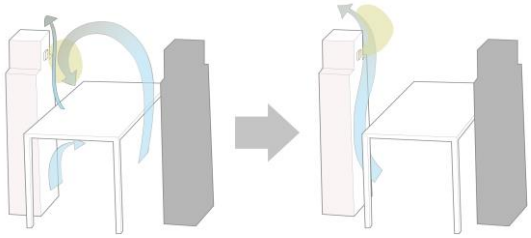


Fig.5 Effect of spacing between occupants and desks

3. Conclusion

This paper addressed the effect of occupation pattern on air temperature and contaminants concentration in a displacement ventilated lecture hall. It was deducted that position of occupants with respect to diffusers is critical to both factors. It was also noted that dispersed occupants patterns outperforms closely seated occupants cases in terms of heat and air quality.

Acknowledgement

This study is funded by Daikin Industries LTD. The authors are appreciative of the support provided.

References

1) Melikov, Arsen, Elisabeth Mundt, Panu Mustakallio, and Peter V. Nielsen: Displacement Ventilation. Edited by Risto Kosonen. REHVA, 2017.

2) Kosonen, Risto, and Panu Mustakallio: "Ventilation in classroom: A Case-study of the performance of different air distribution methods." In Proceedings of 10th REHVA World Congress-Clima, 2010.

3) ASHRAE Standard Committee: ASHRAE Handbook: Fundamentals, 2013.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021.3.8）

CFDとソース・レセプター関係を用いた室内希薄ガス濃度制御のための発生器の最適配置・最適制御手法の開発

Development of a Method to Optimize the Location and Operation of Indoor Trace Gas Generators to Control Its Concentration by Using CFD and Source-Receptor Relationship

○鈴木　絢子（大阪大学）　松尾　智仁　（大阪大学）
嶋寺　光　（大阪大学）　近藤　明　（大阪大学）
Ayako SUZUKI*1　Tomohito MATSUO*1　Hikari SHIMADERA*1　Akira KONDO*1
*1 Osaka University

In order to diffuse trace gas such as fragrance into a room with an appropriate concentration distribution, it is necessary to control the conditions of the gas generators. This study used the Source-Receptor (SR) method to determine the optimum source placement and intensity to satisfy the target concentration. The SR method made it possible to optimize the source intensity of source candidates. In addition, the method successfully determined the optimum arrangement by selecting the optimum three sources out of eight source candidates.

はじめに

薬剤などの希薄ガスを居住域に散布させる際には，その濃度分布を適切に制御する必要がある．しかし，室内には空調や換気による気流が存在するため,室内の濃度分布を制御するためには，それらの影響を加味して発生源の位置と発生量を決定する必要がある．また，目標とする濃度分布に対して最適な発生源の配置と最適な制御を求める計算は逆問題であり，一般に不良設定問題であるため，解くためには特別な工夫を要する．本研究では以下に述べるようにSR法（Source-Receptor 法）を利用した．

発生源の推定に発生源ととある場所での濃度との線形関係を仮定した手法が用いられることがある．Cai ら [1] は，発生源のもともとの位置が既知の場合，複数発生源の推定は可能であり，汚染物質放出源の推定に SR（Source-Receptor）関係を用いて，同時に放出される複数の汚染源を特定する手法を提案した．また，加藤ら [2] は CRI（Contribution Ration of Indoor Climate : 室内温熱環境形成寄与率）を開発した．これは該当する熱源の発熱量から空間の温度分布がどれほど上昇・下降するかをデータとし保持し，それぞれの熱源が複数同時に発熱・吸熱をした際に室内の温度分布を推定する手法である．筆者ら [3]は室内温熱環境の推定手法としてSR法を利用した．上記の加藤らが熱源分布から室内温度分布を予測するのに対し，SR 法は観測された温度から室内の熱源分布を推定する，いわゆる逆解析である．この手法を室内濃度制御に適用し，目標の濃度分布に応じた発生源の条件を逆推定することを本研究の目的とする．また，逆推定された発生源条件の精度検証のために数値流体力学（CFD）によるシミュレーションを行い，目標濃度分布と SR 法を用いて求めた発生源分布による目標点度分布を比較する．

1．SR 法について

本研究で用いたソース・レセプター関係は式（1）で表される．ここで，$\boldsymbol{A}$ はソース・レセプター関係を表す因果行列であり，$\boldsymbol{\Delta S}$ は各発生源における発生量 0 ppm/s からの変化量を示す発生源ベクトルである．$\boldsymbol{\Delta C}$ は目標点における発生量 0 ppm/s を基準としたときの濃度上昇量を示すベクトルである．発生源の数を N，目標点の数を M とすると，行列 $\boldsymbol{A}$ は $M \times N$ の行列となる．式（1）から事前の CFD 計算によって行列 $\boldsymbol{A}$ が算出される．行列 $\boldsymbol{A}$ が既知である場合，濃度上昇量 $\boldsymbol{\Delta C}$ が与えられた際，式（1）を解くことで発生源ベクトルである $\boldsymbol{\Delta S}$ が求められる．式（1）の残差を用いて評価関数 $\boldsymbol{I}$ を式（2）の

ように定義し，最急降下法を用いて $\boldsymbol{I}$ を最小化する $\boldsymbol{\Delta S}$ を式（3），（4）から求めた．

$$\boldsymbol{A\Delta S} = \boldsymbol{\Delta C} \tag{1}$$

$$\boldsymbol{I} = \| \boldsymbol{A\Delta S} - \Delta \boldsymbol{C} \|^2 \tag{2}$$

$$\frac{\partial \boldsymbol{I}}{\partial \boldsymbol{S}} = 2(\boldsymbol{A})^{\mathrm{T}}(\boldsymbol{A\Delta S} - \Delta \boldsymbol{C}) \tag{3}$$

$$\boldsymbol{\Delta S_{k+1}} = \boldsymbol{\Delta S_k} - \frac{\partial \boldsymbol{I}}{\partial \Delta \boldsymbol{S}}\Big|_{\Delta S = \Delta S_k} \tag{4}$$

ここで，$\boldsymbol{\Delta S_k}$ は $\boldsymbol{k}$ 回目の繰り返し計算における $\boldsymbol{\Delta S}$ である．

2. 計算対象領域

計算領域と発生源候補の位置，そして観測点の配置を Fig. 1 に示す．領域は X 方向 7.5 m, Y 方向 15 m, Z 方向 2.6 m である．格子解像度は 0.05 m であり，格子数は約 234 万（X=150 Y=300 Z=52）である．室内には 1 m 立方の箱が 8 個あり，その上に 0.2 m 立方の箱型の発生源が設置されている．また, Z 方向 1.5 m に 70 点の観測点を配置した．この観測点の濃度を目標の濃度にするために発生源の制御を行った．天井中央に 4 方向吹き出しの空調が 2 個ある．Table 1 に空調または計算領域の境界条件を示す. Fig. 2 に詳細な空調機の寸法を示す．本研究では，空調吸い込み口にて吸い込んだ空気は排気され，吹き出し口からは濃度 0 ppm の新鮮空気が給気される．

3. 計算条件

CFD 計算には，オープンソース CFD ツールボックスである OpenFOAM のバージョン 4.0 を適宜修正して用いた．非圧縮性定常流れを仮定し，乱流モデルには標準 k-ε モデルを用いた．支配方程式は運動方程式，連続の式である．速度と圧力の連成解法には SIMPLE 法を用いた．希薄ガスの輸送は流れ場に影響を与えないため，流れ場ははじめに一度だけ計算し，以降は固定された流れ場における物質の移動のみを計算した。境界条件を Table 1 に示す．放出される物質の分解や沈着は考慮しない．

4. SR 法による最適制御の流れ

本研究における SR 法を用いた発生源最適制御の流れは以下の通りである．

まず、CFD 計算により任意の発生量変化 $\boldsymbol{\Delta S}$ に対する目標点濃度変化 $\boldsymbol{\Delta C}$ を計算することで式（1）より因果行列 $\boldsymbol{A}$ を得る．次に室内の目標濃度分布 $\boldsymbol{\Delta C}$ と因果行列 $\boldsymbol{A}$ を用いて，任意の数の発生源に対して, SR 法を適用することで，発生源の発生量（発生源ベクトル $\boldsymbol{\Delta S}$）を決定する．そして，得られた発生量をもとに CFD 計算を行い，観測点濃度分布を得る．数値実験では，観測点濃度分布と目標濃度分布を比較し，ばらつきの度合いを評価する．また，目標濃度分布はすべての観測点で 1 ppm である．

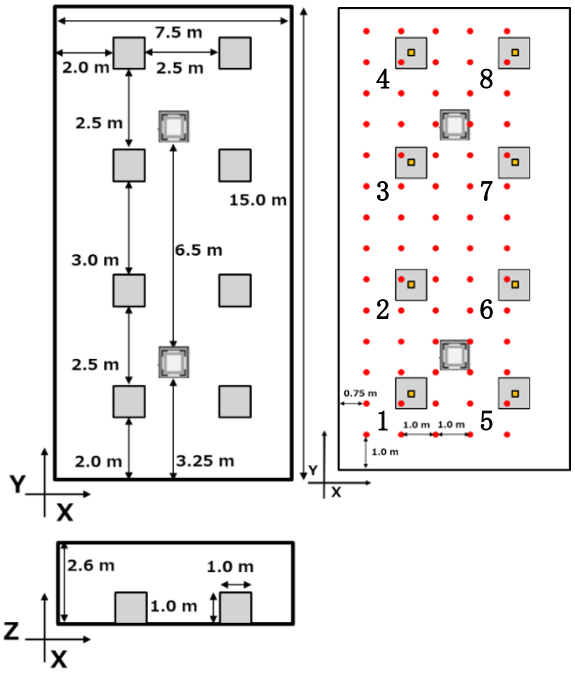


Fig. 1 Calculation domain（left）and Candidates of generators and objective points（right）

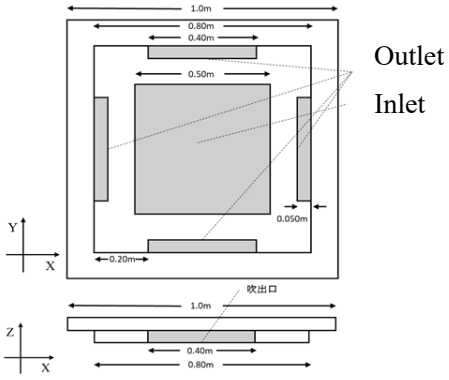


Fig. 2 The size of AC（Air Conditioner）

5. 計算ケース

計算ケースを以下に示す．

1. Source8_Uniform: 8 個の発生源候補に同量の発生量を与えた.
2. Source8_SR: 8 個の発生源候補に対して SR 法を適用し, 適切な発生量を与えた.
3. Source3_SR_Highest3: Source8_SR で与えられた発生量のうち発生量が大きかった 3 つの発生源を選択し, 最適配置を決定したのちに, その 3 つの発生源に対して SR 法を適用し, 適切な発生量を与えた,
4. Source3_SR_RoundRobin: 8 個の発生源候補のうち 3 つを選ぶ組み合わせすべてに対して適切な発生量を与えた.

Table 1 Boundary condition

Boundary	Boundary condition
Inlet	Velocity: 2.64 m/s Angle to ceiling: 30 ° Temperature: 293 K
Outlet	Guage pressure: 0 Pa
Walls	Velocity: No slip

これらの発生源情報を入力条件とする CFD 計算を実施し, 観測点濃度分布を出力した.

また, 観測点濃度分布と目標濃度分布の誤差を定量的に評価するため, 平均絶対誤差（Mean Absolute Error: MAE）を用いた. MAE は観測点 i における目標濃度をC_i, 計算値をC'_iとし, 式（5）で定義される.

$$MAE = \frac{1}{N}\sum|C_i - C'_i| \qquad (5)$$

6. 結果と考察

6.1 事前計算の結果

まず, 因果行列 A の作成のための事前計算の結果を Fig. 4 に示す. 発生源 2, 3, 6 と 8 では物質が滞留せず拡散している. 一方で, 発生源 1, 4, 5 と 7 では比較的物質が発生源近くに滞留している. つまり, 気流場の影響により後者の発生源からは物質が周囲にあまり輸送されない.

6.2 得られた発生量

Source8_Uniform と Source8_SR と Source3_SR_Highest3 の発生量を Table 2 に示す.

6.3 Source8_Uniform と Source8_SR の比較

二つのケースの観測点濃度分布を Fig. 4 に示す. MAE は Source8_Uniform が 0.263 ppm, Source8_SR が 0.206 ppm であった. Fig. 5 に示す観測点濃度分布と MAE の値より, Source8_SR の方が濃度分布のばらつきが小さいという結果になった. これによって, SR 法による最適制御の決定は有効であると言える.

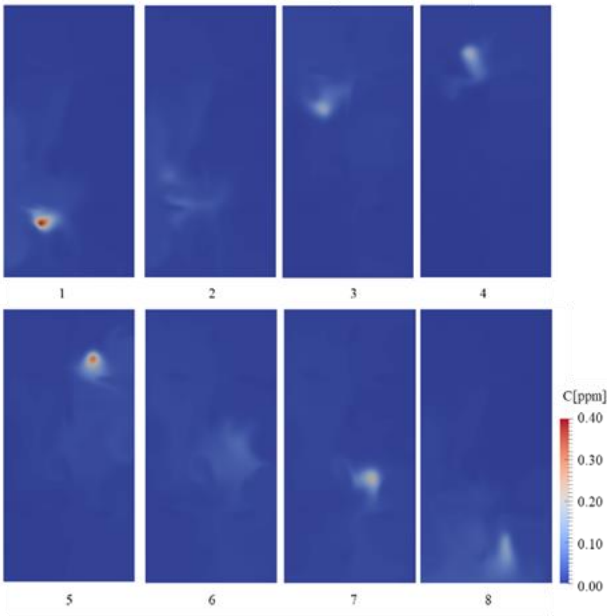


Fig. 3 Concentration distribution calculated by pre-calculation（Height 1.50 m）（The number below each panel indicates the source number）

Table 2 Amount of emission（ppm/s）

Source	Source8_ Uniform	Source8_ SR	Source3_SR_ Highest3
1	10.18	0.130	
2	10.18	18.80	26.0
3	10.18	4.11	
4	10.18	32.34	36.5
5	10.18	2.22	
6	10.18	18.35	25.7
7	10.18	2.77	
8	10.18	11.37	

6.4 Source3_SR_RoundRobin の結果

すべての発生源組み合わせの観測点濃度分布の MAE と観測点濃度分布を Fig. 5 に示す. Fig. 5 より, MAE の値が最も小さく目標濃度分布に近い発生源の配置は 2, 4, 6 の結果になった.

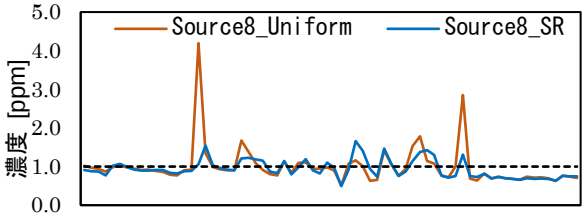


Fig. 4 Comparison of Source8_Uniform and Source8_SR

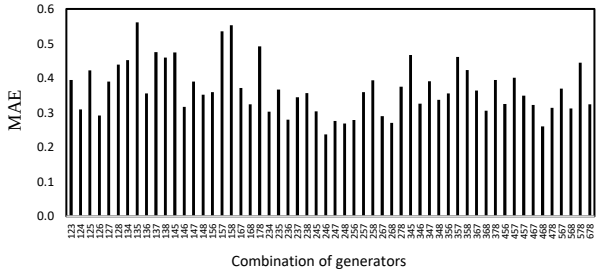


Fig. 5 MAE of all cases

6. 5 Source3_SR_Highest3 と Source3_SR_RoundRobin の比較

Source3_SR_Highest3 の最適配置の決定の際に，Source8_SR で発生量の寄与が大きかった 3 つの発生源の 2, 4, 6 の発生源配置が選択された．一方，先に示した Source3_SR_RoundRobin より，もっとも目標濃度分布に近い発生源配置は 2, 4, 6 であった．よって，2 つのケースで選択された最適な発生源配置が一致した．したがって，Source3_SR_Highest3 で，すべての発生源配置の組み合わせの中から最も精度の高い組み合わせが選択できた．したがって，SR 法による最適配置の決定は有効であったと言える．

6. 6 Source8_SR と Source3_SR_Highest3 の比較

両ケースの観測点濃度分布の比較を Fig. 6 に示す．MAE は，Source3_SR_Highest3 が 0.237 ppm，Source8_SR が 0.206 ppm であった．観測点濃度分布と MAE を比較すると，Source8_SR の方がわずかに目標濃度分布に近い結果となったが，観測点濃度分布より，発生源数が 8 個と 3 個では似たような観測点濃度分布を得られた．

6. 7 SR 法による最適制御の評価

上記の結果から SR 法による最適制御は有効であり，最適配置の決定は，今回の選択肢の中から最も精度の高い配置を選択することができた．また，発生源の数に関しては，8 個と 3 個ではあまり濃度分布が変わらなかった．また，最適な発生源数の決定に関しては今回のケースだけでは比較ができないため，今後の課題としたい．

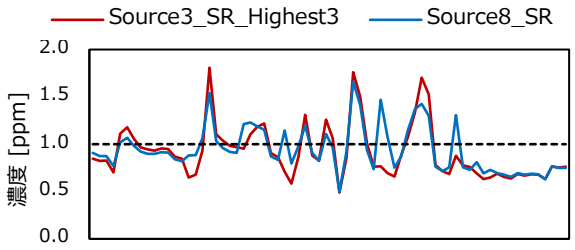


Fig. 6 Comparison of Source3_SR_Highest3 and Source8_SR

7. まとめ

室内濃度分布を制御するために SR 法を用いて発生源条件の逆推定を行った．そして，推定された発生量を入力値として CFD の再計算を行い，観測点濃度分布と目標濃度分布との比較を行い，推定結果の精度を評価した．その結果，SR 法による最適制御，最適配置の決定により，最適化を行わなかった場合よりも目標に近い観測点濃度分布が得られた．

参考文献

1) H. Cai, X. Li, Z. Chen, M. Wang, Rapid identification of multiple constantly-released contaminant sources in indoor environments with unknown release time, Build. Environ., 81, 7-19, 2014
2) 加藤信介，小林光，村上周三．不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成効率評価指標に関する研究 第 2 報一一CFD に基づく局所領域の温熱環境形成寄与率評価指標の開発．空気調和・衛生工学論文集，Vol.69，pp.39-47，1998
3) 松尾智仁，嶋寺光，近藤明.連続的データ同化法（VCA 法）を用いた室内環境推定手法の開発 第 7 報 ソース・レセプター関係を用いた初期推定場の作成．平成 30 年度空気調和・衛生工学会大会，名古屋， 2018

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

領域分割法を用いたLESによる室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究
（その1）単室モデルを対象とした風洞実験
Unsteady Analysis of Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique with LES
(Part 1) Wind Tunnel Test for a Generic Isolated Building Model

○佐野　香之　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　丹原　千里　（大林組）
小林　典彰　（大阪大学）　　崔　　ナレ　（大阪大学）
田中　佑亮　（大阪大学）

Kayuki SANO[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Chisato TAMBARA[*2]
Noriaki KOBAYASHI[*1] Narae CHOI[*1] Yusuke TANAKA[*1]
[*1] Osaka University　　[*2] Obayashi Corporation

In recent years, the use of LES, which can analyze unsteady airflow with high accuracy, has been expanding. However, in general, in cross-ventilation analysis, it is necessary to analyze both inside and outside of the building at the same time, which increases the computational load. In this study, the application of the Domain Decomposition Technique to LES, which can reduce computational load by analyzing only indoor airflow using outdoor airflow data is investigated. This paper presents the wind tunnel test to obtain experimental data for verifying the accuracy of LES analysis are reported.

はじめに

近年 Large Eddy Simulation（LES）を用いた気流解析の利用拡大が見られ、室内換気・通風分野の研究においてもLESを利用する例が見られるようになった[1)]。しかし、一般にLESでの通風解析は建物内外を同時に解析する必要があり、計算負荷が大きいため現状では複雑形状への適用は現実的ではない場合が多い。一方、屋外風環境分野ではLESを含むガイドラインが整備され[2)]、LESの利用が拡大している。そこで本研究では、屋外気流の解析データの利用を想定し、倉渕ら[3)]がRANSで検討した建物開口部を流入境界として室内のみを解析領域とする「領域分割法」をLESの非定常計算で適用する手法の検討を行う。既に堂本ら[4)]やHoangら[5)]により同様の検討がなされているが、適用条件は未だ少なく手法の確立には至っていない。そこで本研究ではより多くの条件での検証と課題抽出のため、実験とCFD解析から基礎的な検討を行い、解析精度を保ちながら計算負荷を抑える手法の確立を目的とする。本報では「領域分割法」の検討に用いるLESの精度検証用の実験値の取得を目的として、風洞実験により風圧係数・換気量・建物周辺風速および気流場の測定を行った結果について報告する。

1. 風洞実験概要

実験は大阪大学研究用風洞にて実施した。対象とする室モデルは外寸一辺200 mm、板厚2 mmの角柱とし、開口を有しない模型（以下、シールドモデル）と、**Table 1**に示す条件で、20 mm × 20 mmの開口を床上100 mmにそれぞれ2箇所設けた模型を用いて、風圧係数・換気量・建物周辺風速・建物周辺気流場の測定を行った。**Fig.1**に示すように風洞内に模型を設置した。風洞内風速は、PIV測定実験においては床上1,000 mm高さで5.0 m/s、その他の測定では同位置で10 m/sに設定して境界層流下で実験を行った。**Fig.2**に模型を設置しない状態でI型熱線風速計（日本カノマックス, 0241R-T5）を用いて1 kHzで60 s測定した風洞内アプローチフローを示す。測定時の風洞内風速は10 m/sに設定し、結果は床上700 mmでの風速で基準化して示した。測定の結果、概ね1/4.55乗のべき乗則に従う境界層流となっていた。

2. 風圧係数測定

2.1 実験概要

まずはシールドモデルを用いて、風圧係数の測定を行った。**Fig.3**にシールドモデルの風圧測定点と外部風

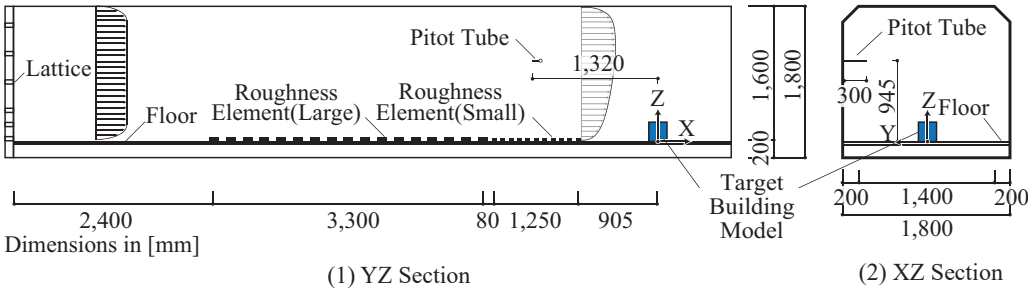


Fig. 1 Wind tunnel section

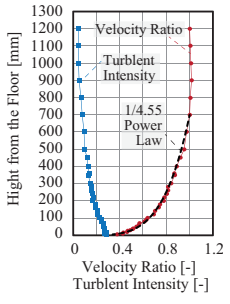


Fig. 2 Approaching flow

向条件（θ）を示す。測定点は壁面 3 面の床上 100 mm 高さ（開口中心高さを想定）で 10 mm 間隔で各面 19 点、計 57 点設置し、対称性を考慮して測定を行った。風圧は微差圧計（Validyne 社 , DP45）を用いて各点 100 Hz で 30 s 測定した。風圧係数の基準速度圧は軒高 (床上 200 mm) のアプローチフロー速度圧とし、風洞内基準静圧は **Fig.1** に示すピトー管位置での静圧とした。なお、実験時は風洞を回流型で運転した。

2.2 実験結果

Fig.4 に対象モデルの各面における風圧係数の水平分布を風向別に示す。なお、風向に対し対称となる面での結果は省略している。全体的な傾向として風上面は正圧、上流側から見た側面及び風下面は負圧となっている。次報では、ここで取得した風圧係数の実験値と比較することで、LES での屋外気流解析の精度検証を行う。

3. 換気量測定

3.1 測定概要

Table 1 に開口を有する模型を用いた換気量測定実験の条件を示す。なお、同表には後述する実験結果を併せて記載する。**Fig.5** に測定概要を示す。実験時は風洞を吹放し型で運転し、CO_2 を用いたトレーサーガス定常発生法により換気量測定を行う。実験はまず CO_2 を発生させない通風状況下で、マルチガスモニター（LumaSense Technologies, Innova 1412i, 較正濃度 3,000 ppm）を用いて室モデル内の空気を吸引し、5 分間測定した濃度の平均値を外気濃度 c_o とした。その後、マスフローコントローラー（フジキン , FCST 1005 LC）で 150 sccm に流量を制御して CO_2 を模型内に供給し、定常状態に到達後 10 分間測定した濃度の平均値を室内濃度 c_r とした。空気の吸引は、室平均濃度の測定を意図して中心に設置した配管の 50 mm, 100 mm, 150 mm の高さで四方に設けた計 12 の吸引孔から行った。また、CO_2 は室内一様発生を想定して、模型内の 4 箇所に設けた配管から供給した。

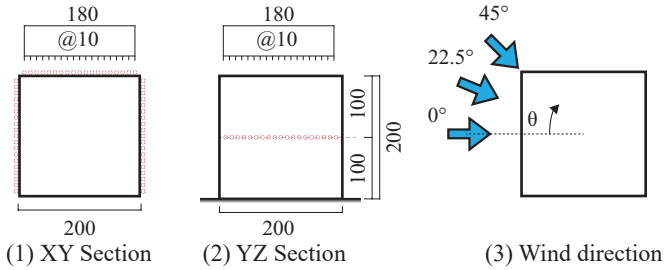


Fig. 3 Measurement points of wind pressure

3.2 実験結果

Fig.6 に Case A-1, $\theta = 0°$の CO_2 濃度応答を示す。外気濃度と室内濃度は共に安定しており、測定した全条件で同様に概ね定常に達していることを確認した。換気量は、対象領域内で汚染源の希釈・排出に有効な換気量を示す Purging Flow Rate (PFR)[6] により評価する。

$$PFR = \frac{m}{c_r - c_o}[m^3/s] \quad (1)$$

ここで m は単位時間当たりの室内 CO_2 発生量 [m^3/s]、c_r は室内濃度 [-]、c_o は外気濃度 [-] である。**Table 1** に各条件での 2 開口間の風圧係数差（ΔC_p）と PFR の測定結果を示す。風に対し開口が対称な位置関係にあり $\Delta C_p = 0$ となる条件（CaseA-1, $\theta = 0°$ 等) においても換気が行われることが示され、気流の乱れによる非定常な換気が行われたと考えられる。次報では、ここで取得した実験値と比較することで、LES での全域計算の精度検証を行う。

Table 1 Experimental conditions and obtained results

Case	Description	θ [°]	ΔC_p [-]	PFR [10^{-4}m³/s]
A-1	θ	0	0.966	13.2
		45	0.868	9.34
		90	0	5.17
B-1	θ	0	0.847	10.4
		45	0.716	7.12
		90	0	3.78
		270	0	6.41
		315	0.931	12.4
B-2	θ	0	0.930	10.7
		45	0.643	6.97
		90	0.508	6.80
		135	1.05	12.5
G	θ	0	0	5.64
		90	0.508	6.77
		180	0	3.84
D	θ	0	0	3.92
		90	0.301	5.48
		180	0	3.18
A-2	θ	0	1.37	14.9
		90	0.400	6.47
B-3	θ	0	1.43	13.1
		90	0.0856	3.96
B-4	θ	0	0.937	11.6
		90	0.582	6.83

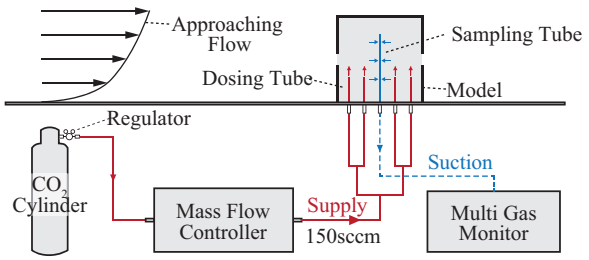


Fig. 5 Schematic of ventiration rate measurement

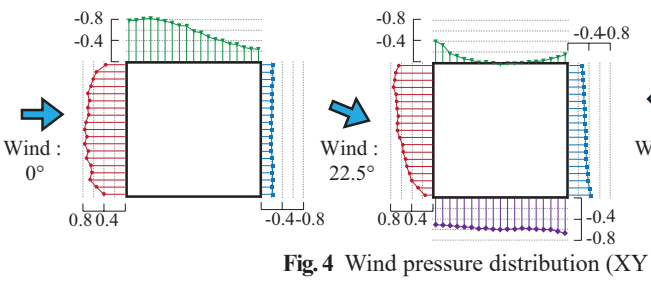


Fig. 4 Wind pressure distribution (XY Section)

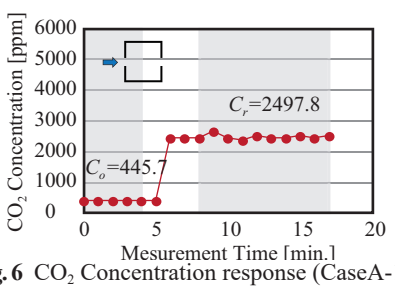


Fig. 6 CO_2 Concentration response (CaseA-1, 0°)

4. 建物周辺風速測定

4.1 測定概要

LES および次項の PIV 測定の精度検証用の実験値の取得を目的として、平行流型熱線風速計（日本カノマックス , 0247R-T5）を用いてシールドモデルの側面近傍の風速測定を行った。外部風向は $\theta = 0°$ とし、測定面は上流側から見た左側面の 1 面とした。**Fig.7** に風速測定点を示す。測定は床上 100 mm 高さにおいて、主流方向に 40 mm 間隔と側面中心位置、側面からの法線方向に 10 mm 間隔の計 70 点で各点 1 kHz で 60 s 測定した。プローブはワイヤーの向きが鉛直になるよう設置して水平面風速を測定し、トラバーサーを用いて測定点を移動した。なお、実験時は風洞を回流型で運転した。

4.2 実験結果

Fig.8 に建物周辺風速の測定結果を示す。なお、図には後述する PIV 測定の測定結果を併せて示している。風速は、x = -100 mm、y = -200 mm 位置の測定値で基準化して示した。壁面付近での風速低下、上流側での縮流による風速増加が見られ、剥離の様子が確認できる。次報では、ここで取得した風速の実験値と比較することで、LES での屋外気流解析の精度検証を行う。

5. 建物周辺気流場測定

5.1 測定概要

LES の気流場を検証するための実験値取得のため、PIV によるシールドモデルの周辺気流場の測定を行う。PIV は、トレーサーを注入した気流にレーザー光を照射して可視化し、微小時間間隔で撮影した 2 枚の連続画像間でのトレーサーの移動距離から風速ベクトルを算出する手法である。可視化は、煙発生器（ダイニチ工業 , PS-2006）を用いて模型上流側で煙を気流に注入することで行った。光源には CW レーザー（日本カノマックス , CW 532-10-3W）を用いて風洞内の模型側方から模型中心高さの床上 100 mm の水平断面を照射し、風洞上部に設置した高速度カメラ（カトウ光研 , K8）で可視化画像を撮影した。外部風向 $\theta = 0°$ とし、模型の上流側・下流側・側面片面をそれぞれ撮影した。壁面上部の写り込みにより投影断面での壁面近傍が隠れるのを避けるため、カメラ位置は測定面の直上となるよう設置した。また、上流面では 800 fps、下流面および側面では 500 fps の撮影間隔で 1 s の連続撮影を 5 度行い、合計 5 s の画像を取得した。なお、実験時は風洞を吹放し型で運転した。

Table 2 に PIV 解析概要を示す。画像処理には、Davis 8.3（La vision 社）を使用し、風速ベクトルの算出には直接相互相関法を用いた。また、データの信頼性および画像解像度を向上させるため再帰的相関法を用いており、瞬時の速度場を計算するために必要な相互相関係数を算出するプロセスは 20 回とした。

5.2 測定結果

Fig.9 に、PIV による建物周辺の風速ベクトルの測定結果を示す。ここで、図の表示ベクトル数は解析で得られた総ベクトル数の 1/2 に省略して示している。また、各図では赤色で示す面の近傍のみを測定対象としている。上流面では壁面表面で風速が低下し、壁に沿って両側に流れる様子が確認できる。側面では、風上側隅角部で風速が大きくなり、壁面近傍では風速が低下し逆流が見られる。下流面では後流域に大きな渦が確認できる。これらは一般的な角柱周りの気流性状と一致しており、PIV 測定によりシールドモデル周辺の気流場の性状は比較的正確に捉えられていると考えられる。

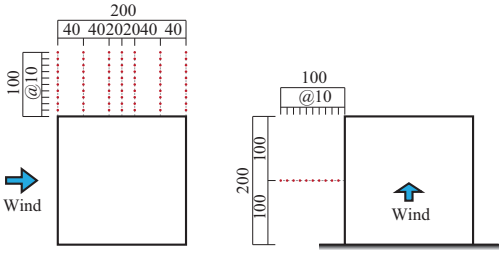


Fig. 7 Measurement points of velocity

Table 2 Summary of PIV

Program	Davis 8.3
Algorithm	Direct Cross-Correlation Method
Camera Flame Size	1024 [pixel]×768 [pixel] (500 fps) 800 [pixel]×600 [pixel] (800 fps)
Interrogation Window Size	Pass1:48 [pixel]×48 [pixel] Pass2-20:16 [pixel]×16 [pixel]
Overlap	0 [%]
Sampling Frequency	500 or 800 [Hz]
Sampling Time	1 [s] × 5 = 5 [s]

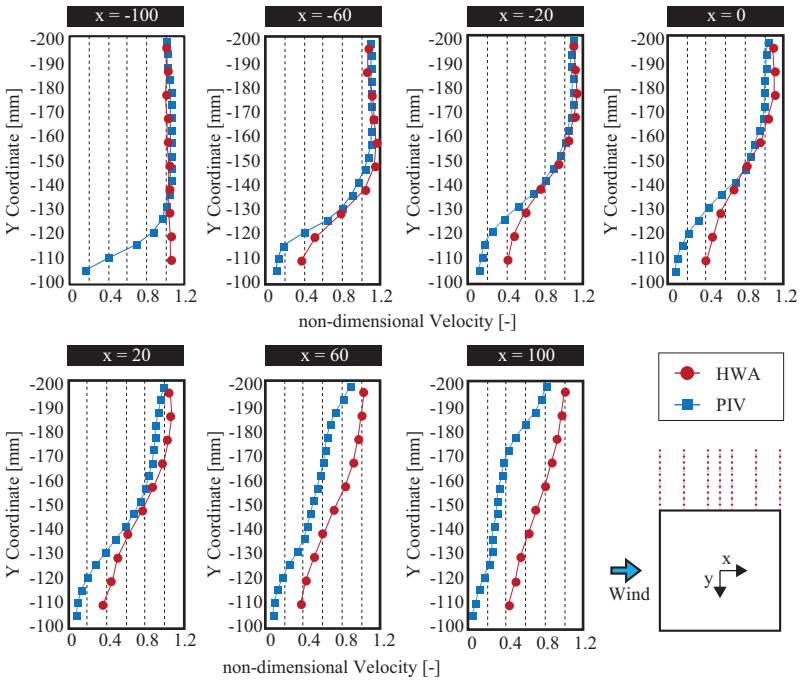


Fig. 8 Velocity distribution near the model

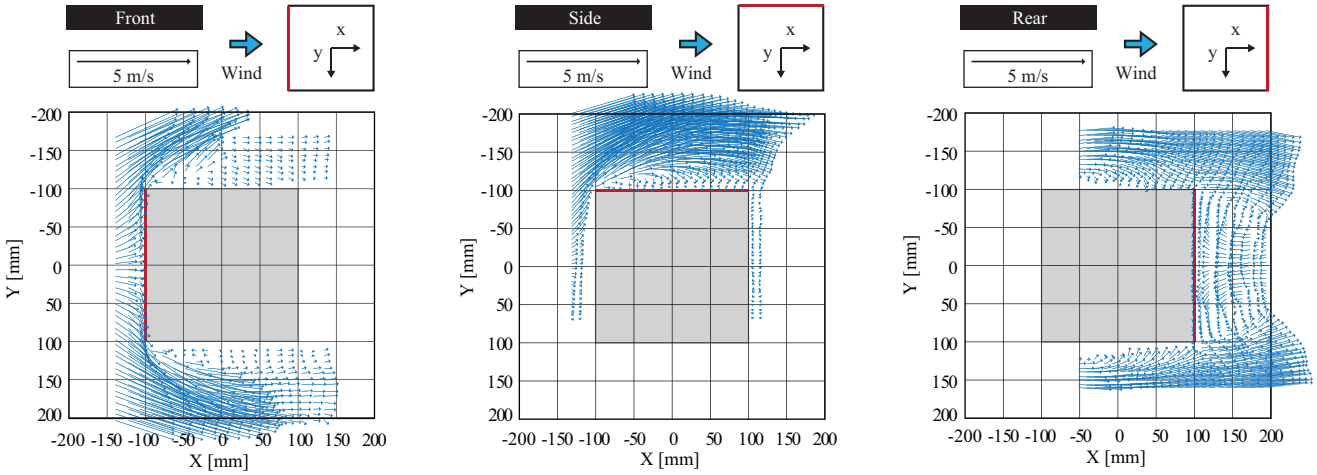


Fig. 9 Velocity Vector field obtained from PIV measurement

5.3 PIV 測定の精度検証

熱線風速計での建物周辺風速の風速の測定結果を真値として比較することで、PIV 測定の精度検証を行う。**Fig.8** に熱線風速計および PIV での測定結果を併せて示す。比較は熱線風速計で測定を行った模型側面周辺での 70 点で行い、前述のとおり、風速は x = -100 mm、y = -200 mm 位置の測定値で基準化して示した。なお、熱線風速計での測定値はワイヤーに直交する x、y 方向の瞬時風速 2 成分の合成風速であると仮定して、PIV においても同様に風速を算出し比較する。また PIV での測定結果では、熱線風速計での風速測定点と同じ x 座標での測定結果を得られなかったため、最も近い点の風速を用いて比較を行う。

上流側の模型から離れた位置では、PIV と熱線風速計が一致している。一方、壁面近傍では PIV が風速を過小評価している。これは、壁面付近では速度勾配が大きく画像間で検査領域内の輝度値パターンが変化するため、正確にベクトルを算出できなかったことが要因の一つと考えられる。本研究で風速ベクトルの算出に用いた直接相互相関法では、設定した検査領域の輝度値パターンが微小時刻後の画像で移動した位置を検出し移動量を算出するため、2 画像間で輝度値パターンが大きく変化しないことが解析の前提となる [7]。既往研究 [8] においても、直接相互相関法を用いた PIV 測定により壁面近傍付近の風速を過小評価することが示されている。この領域で測定精度を向上させるためには、検査領域サイズをさらに小さくすることが有効と考えられる。

また下流側では、全体を通して PIV が風速を過小評価している。これは、気流の乱れにより煙が拡散し、トレーサーである煙が存在しないまたは少量である時間があったこと要因と考えられる。煙が十分に存在しない時間がある場合、その時刻では風速を適切に算出することができず、平均風速は低く算出されたと考えられる。

以上より、次報では PIV 測定がスカラー風速を過小評価している点に留意して LES の精度検証を行う。

6. まとめ

本研究では領域分割法を用いた LES 解析手法の確立を目的とし、本報ではその前段階として、LES の精度検証用の実験値の取得を目的として行った風洞実験の結果について報告した。実験では、風圧係数・換気量・建物周辺風速・建物周辺気流場を測定した。また、熱線風速計と測定結果と比較し PIV 測定の精度検証を行った結果、PIV の測定結果が風速を過小評価することが確認されため、LES との比較を行う際には留意する必要がある。次報では、本報で取得した実験値を用いて領域分割法の検討に必要となる LES 解析の精度検証を行う。

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

【参考文献】

1) 高野康夫 , 赤林伸一 , 富永禎秀ら : 単純住宅モデルを対象とした変動気流場における室内外通風性状の解析 , 日本建築学会環境系論文集 , 第 80 巻 , 第 716 号 , pp.925-934, 2015.10
2) 日本建築学会編 : 都市の風環境予測のための CFD ガイドブック , 日本建築学会 , 2020.1
3) T. Kurabuchi, M. Ohba, T. Nonaka : Domain Decomposition Technique Applied to the Evaluation of Cross-Ventilation Performance of Opening Positions of a Building, *The International Journal of Ventilation*, Vol.8, No.3, pp.207-217, 2009
4) 堂本浩規 , 小林知広 , 梅宮典子 : LES による領域分割法を用いた室内通風気流解析法に関する研究（その 1）2 開口を有する単室モデルを対象とした検証 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , 2020.3
5) Hoang Minh Hung, 小林知広 , 山中俊夫 : LES による領域分割法を用いた室内通風気流解析法に関する研究（その 3）集合住宅の一室を対象とした検討 , 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 , D-15, 2020.9
6) D. Etheridge, M. Sandberg : BUILDING VENTILATION - Theory and Measurement, John Wiley & Sons Ltd, 1996
7) PIV ハンドブック　可視化情報学会編 , 森北出版株式会社 , 2010
8) H.Kotani, T.Kobayashi : Accuracy Verification of Processing Methodology in Particle Image Velocimetry for Flow around Building, *Journal of Environmental Engineering*, Vol.80, No715, pp741-749, 2015

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

領域分割法を用いた LES による室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究
（その 2）単室モデルを対象とした LES の解析精度検証
Unsteady Analysis of Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique with LES
(Part 2) Validation of LES for a Generic Isolated Building Model

○田中　佑亮　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　丹原　千里　（大林組）
小林　典彰　（大阪大学）　　崔　　ナレ　（大阪大学）
佐野　香之　（大阪大学）

Yusuke TANAKA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Chisato TAMBARA[*2]
Noriaki KOBAYASHI[*1]　Narae CHOI[*1]　Kayuki SANO[*1]
[*1] Osaka University　　[*2] Obayashi Corporation

Large Eddy Simulation (LES) will be widely used in cross ventilation.However, it takes an enormous amount of time to predict the indoor airflow of a complex-shaped building by cross ventilation if high accuracy is required. Therefore, a method is required for reducing the calculation load while maintaining the accuracy.This study presents CFD analysis using domain decomposition technique by LES and clarifies the issues.Following the previous paper, this paper validates CFD analysis in Sealed Model and Whole Domain by comparing them with Experiments[3].

はじめに

近年、屋外風環境分野では LES 利用の現実性が高まっており [1]、換気・通風分野でも Large Eddy Simulation (LES) の利用拡大が予想される。しかし、室内外を同時に解析する必要のある自然換気・通風解析では複雑形状建物への適用は計算負荷の観点から容易ではない。河内・倉渕ら [2] は RANS で計算負荷を低減する手法として室内のみを解析する「領域分割法」を提案しているが、本研究ではその手法を LES で適用し、計算負荷を抑制しつつ非定常で室内気流を予測する手法の検討を行う。本報では前報 [3] の風洞実験を再現した CFD 解析を行い、室内外を同時に解析する全域計算の換気量と、開口を有さないモデル (以下、シールドモデル) における風圧係数・建物周辺風速を対象として、CFD 解析の精度検証を行う。

1. 全域計算による CFD 解析

1.1 解析概要

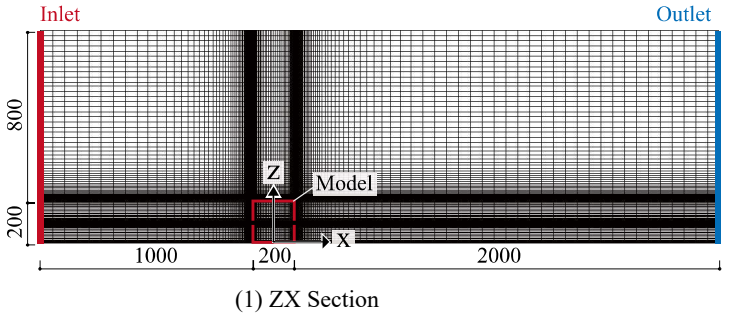
風洞での縮小模型実験を再現した CFD 解析を行った。解析領域は幅、高さ、長さがそれぞれ、1,400 mm、1,000 mm、3,200 mm の流路とし、外寸 1 辺 200 mm、壁厚 2 mm、上流及び下流の建物壁面中央部に 1 辺 20 mm の開口を有する建物を配置し室内床面中央を原点とした。**Fig. 1** に解析領域及びメッシュレイアウトの一例を示す。

1.2 解析条件

LES による CFD 解析を行う。標準 k - ε のモデルの結果を初期条件とし、計算時間間隔は 1/2,000 s 、計算開始後の 2,000 タイムステップ (=1.0 s) を LES への移行期間として計算結果を破棄し、その後の 5.0 s を本計算とみなして統計データを取得した。なお LES の流入境界には **Fig. 2** に示す前報の 1/4.55 べき乗則の境界層流に Smirnov ら [4] の手法を適用して作成した変動風を与えた。**Table 1** に CFD 解析条件について一覧で示す。

1.3 Purging Flow Rate (PFR) を用いた換気量評価方法

トレーサー粒子を発生させ換気量の評価を行う。**Fig. 3** に粒子発生の概要を示す。風洞実験 [3] でのトレーサー供給部と同一点から 1/2,000 s 毎に粒子を発生させ、建物内 (-98 < x < 98, -98 < y < 98, 0 < z < 198) の粒子個数の推移から粒子個数濃度 C_r [個 /m^3] を算出する。また、5.0 s では



(1) ZX Section　　(2) YZ Section

Fig. 1 Computational Domain and Computational grid on ZX and YZ section (Whole Domain)

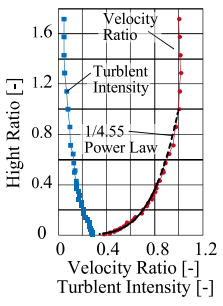


Fig. 2 Approaching flow

C_r が定常状態に達しないと考えられるため、**Eq. (1)** の非定常濃度予測式を用いて LES 解析結果との濃度の誤差の二乗和が最小となる換気回数 n [1/s] を求めて PFR (= nV) を算出した。ここで、m は発生量 [個 /s] である。

$$C_r(t) = \frac{m}{nV}(1-e^{-nt}) \qquad (1)$$

1.4 PFR を用いた換気量評価による精度検証

Fig. 4 に LES における粒子個数濃度の時系列変化のグラフを示す。解析を終了した 5.0 s 時点においても濃度は上昇傾向にあり、定常に達していないため、**Eq. (1)** に基づき換気回数 n を同定した。**Fig. 5** に前報の風洞実験 [3] と LES で算出された換気量を示す。ここで、実験では室中央に設置した配管の 3 つの高さ位置から計 12 点で吸引して濃度を測定している。このため、室平均濃度の測定を意図したものであるが、実際は完全混合状態でないことから平面中央位置の濃度の影響が大きく、室平均濃度を算出した CFD と厳密に比較が可能なものではないが、換気量のオーダーは概ね一致したと言える。

Table 1 Calculation Condition (Whole Domain)

CFD Code	Fluent 19.2	
Turbulence Model	Large Eddy Simulation (Smagorinsky-Lilly Model : C_s=0.12)	
Algorithm	PISO	
Discretization Scheme for Advection Term	Central Differencing	
Time Step	0.0005 sec. (2 kHz)	
Pre-conditioning Term	2,000 time steps (1 sec.)	
Mian Calculation Term	10,000 time steps (5 sec.)	
Boundary Condition	Inlet	Smirnov's Method based on Experimental Value
	Outlet	Gauge Pressure : 0 [Pa]
	Walls	Werner and Wengel Wall Function
	Symmetry	Free slip
Total Number of Cells	3,264,244	

2. シールドモデルによる CFD 解析

2.1 解析概要および解析条件

シールドモデルを用いて風圧係数を測定した風洞実験を再現した CFD 解析を行った。解析領域は全域計算と同様で、流路内に外寸 1 辺 200 mm の開口を持たない建物を配置した。**Fig. 6** に解析領域及びメッシュレイアウトを示す。ここで、総計算格子数は 2,284,272 である。CFD 解析の手法は **Table 1** に示した全域計算時と同様であるが、総計算時間は 12 s（24,000 タイムステップ）として、うち最初の 1 s を助走計算とした。

2.2 風圧係数評価方法

建物の壁面静圧である風圧を、建物の影響を受けない上流アプローチフローの建物高さでの動圧で除した風圧係数を用いて LES と風洞実験 [3] の結果を比較し、LES の解析精度を評価する。ここでは風洞実験で得られた時間平均の風圧係数を比較することとし、建物の対称性を考慮して **Fig. 7** に示す 57 点において全計算タイムステップで壁面静圧を記録した。CFD においても風洞内基準静圧を全タイムステップで記録し、そのモニター点を (x, y, z) = (-600, 400, 945) に設置した。各タイムステップで得た瞬時の壁面静圧から瞬時の基準静圧を減じることで瞬時風圧求めた。また、瞬時の基準動圧は点 (x, y, z) = (-1100, 0, 200) で取得し、瞬時風圧をこれで除して得られる瞬時の風圧係数を助走計算を除く全タイムステップで時間平均することで平均風圧係数を算出した。

2.3 風圧係数分布評価による精度検証

Fig. 8 に LES 解析による本計算開始後 11 s 間の測定点における時間平均風圧係数と風洞実験 [3] で取得した時間平均風圧係数を示す。図より建物風上面と風下面において LES と実験値は非常に良く一致したと言える。一方、

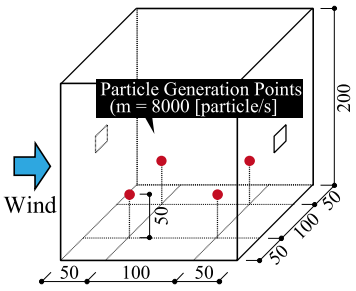


Fig. 3 Particle generation points

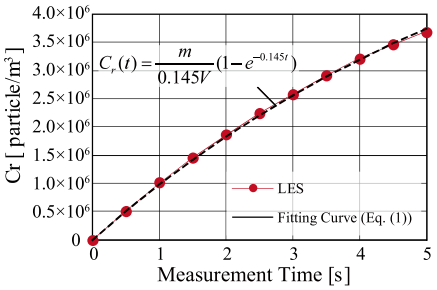


Fig. 4 Particle concentration C_r

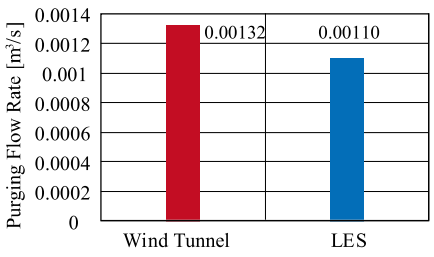
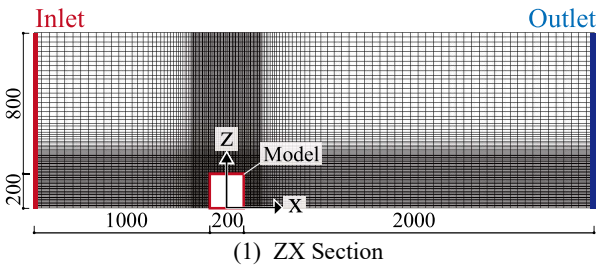
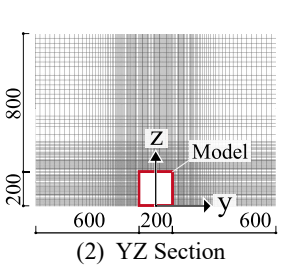


Fig. 5 Purging flow rate (PFR) obtained from Wind Tunnel Test and LES

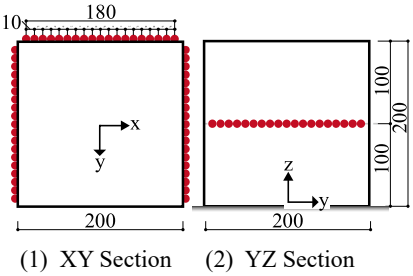


(1) ZX Section



(2) YZ Section

Fig. 6 Computational Domain and Computational grid on ZX and YZ section (Sealed Model)



(1) XY Section (2) YZ Section

Fig. 7 Monitoring point of Cp Value

側面においては若干の差異が見られるが実験値と同様の分布傾向を示しており、比較的解析精度の良い結果が得られたと考えられる。なお、ここで見られた若干の差異の原因の一つとして、クーラン数 (CFL) が考えられる。**Fig. 9** に本計算開始後 11 s 時点の CFL が 1 を超える範囲をコンターで示す。本解析では建物近傍のメッシュを比較的細かく施したが、主に剥離による縮流域で瞬時的に CFL が 1 を超えてしまう領域が出現しており、計算タイムステップをさらに細かく設定することで一層の精度向上を図ることができる可能性もある。

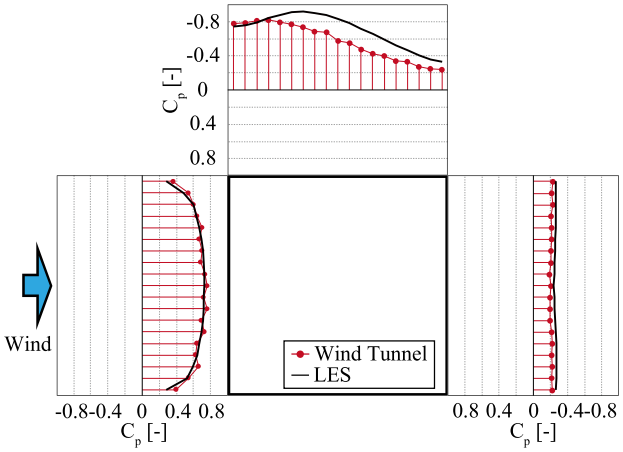


Fig. 8 Cp Value obtained from LES and experiment

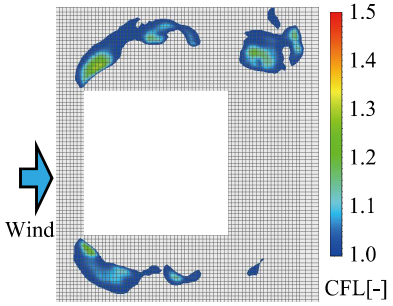


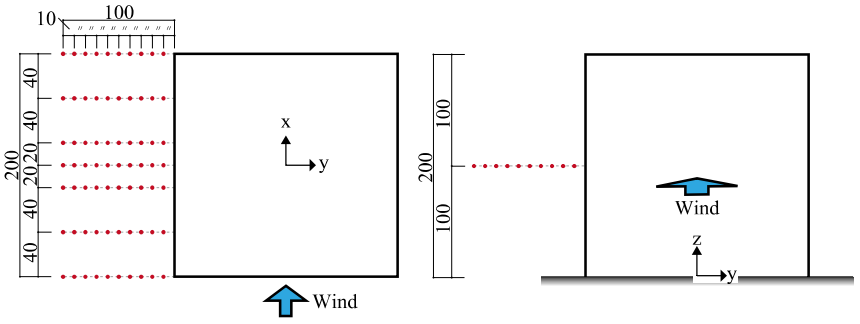
Fig. 9 Countour of CFL

2.4 建物周辺風速の評価方法

本節では LES における建物周辺風速の解析精度検証を行う。ここでは対称性を考慮し、建物側面の片側でのみ平均風速の比較を行う。**Fig. 10** に示す 70 点に瞬時風速のモニター点を設置した。得られた瞬時風速の水平成分を合成することで算出される各点での 2 次元スカラー風速を本計算中の全タイムステップ で時間平均し、これを点 (x, y, z) = (-100, -200, 100) における時間平均スカラー風速で無次元化して評価を行う。なお、前報 [3] の熱線風速計の測定結果は水平方向 2 成分の合成風速であると仮定している。

2.5 建物周辺風速評価による精度検証

Fig. 11 に風洞実験 [3] での熱線風速計 (HWA) 及び粒子画像測定法 (PIV) による風速測定で得た結果と、本報の LES で得た建物周辺風速の結果を示す。この結果から、HWA の測定結果と LES の解析結果が非常によく一致したと言える。一方 PIV と LES の結果を比較すると、上流側の壁面から離れた位置ではよく一致しているが、壁面近傍と下流側ではあまり一致していない。これは PIV による測定の際、該当箇所で煙粒子が十分に存在しない時間帯があったために、PIV が過小評価をしていた可能性が考えられる。ここでは誤差要因が少ないと思われる



(1) XY Section (2) YZ Section

Fig. 10 Position of monitoring velocity

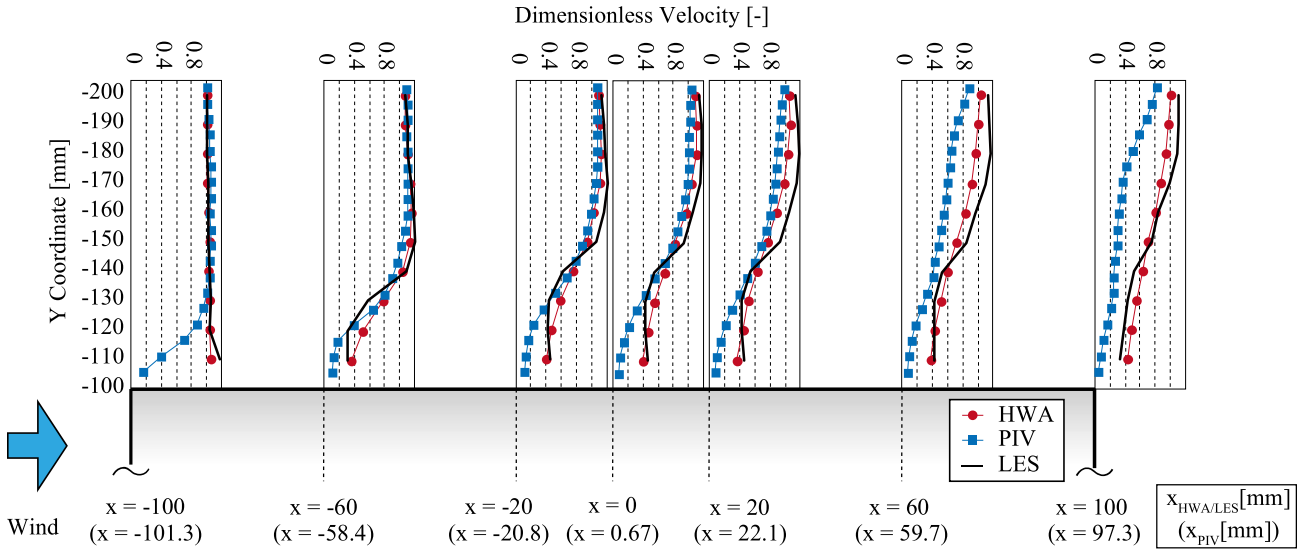


Fig. 11 Velocity in LES and experiment

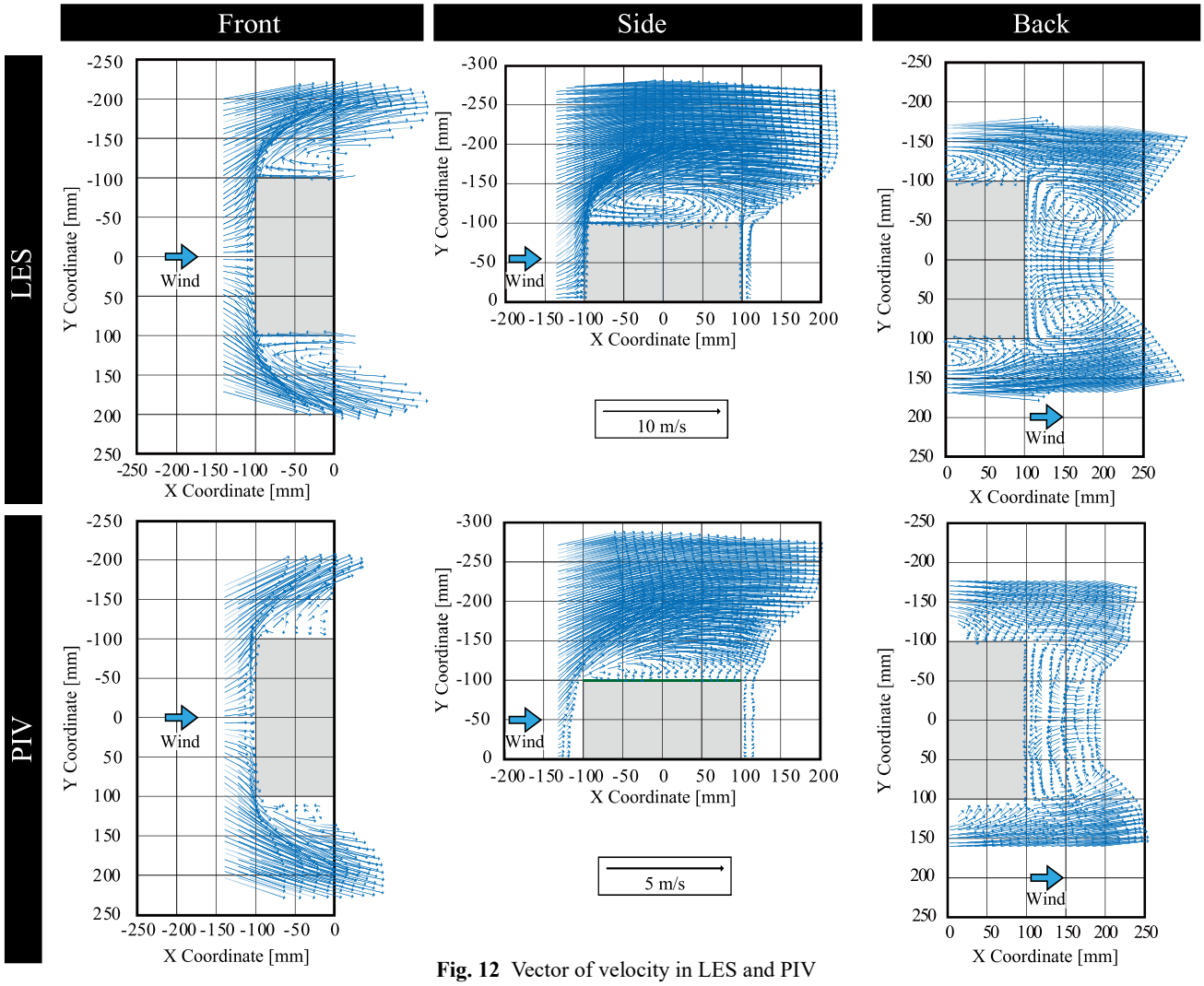


Fig. 12 Vector of velocity in LES and PIV

HWA での測定結果の信頼性が高いものと考え、この結果から建物周辺風速についても LES の解析精度は概ね良好と判断した。

2.6 建物周辺風速ベクトル場による評価

本節では建物周辺の気流場の精度を確認することを目的として、PIV と LES の比較を行う。**Fig. 12** に建物周辺における平均風速ベクトル分布をそれぞれ示す。なお、PIV ではアプローチフロー風速を 5.0 m/s と半減させて測定されたため、基準ベクトルの長さを変更して表示している。上流部分・下流部分ではベクトル方向が非常に良く一致している事が分かる。また、側面部分では壁面近傍位置では概ね一致、壁面から離れた位置ではよく一致している。近傍位置での差異は、前報[3]で示した通り PIV で壁面近傍位置に十分にトレーサーが入り込んでいなかったことなどにより測定精度が高くない可能性がある。しかしながら、剥離流や縮流、循環流といった気流パターンは全体的によく一致しており、本研究で実施した LES が概ね精度良く解析できていると考える。今後はシールドモデルで得られた瞬時風圧と瞬時風速のモニター結果を用いて LES で領域分割法の検討を行う。

3. まとめ

本研究では LES による領域分割法の提案を目的とし、本報ではその前段階として LES の全域計算とシールドモデルの計算結果を風洞実験結果と比較して精度検証を行った。その結果概ね精度良く解析できていることを確認した。今後は本報の解析結果を用いて LES による領域分割法を適用した解析を行う所存である。

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

【参考文献】
1) 日本建築学会編 : 都市の風環境予測のための CFD ガイドブック, 日本建築学会 , 2020.1
2) 河内悠磨 , 倉渕隆 , 大場正昭 , 遠藤智行 , 塚本健二 , 野中俊宏 , 鶴田久美子 : 領域分割法を用いた数値シミュレーションによる通風室内気流予測に関する研究（第 1 報） 領域分割法の精度検証 , 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 , D-21, pp.1043-1046, 2009.9
3) 佐野香之 , 小林知広 , 山中俊夫 , 丹原千里 , 小林典彰 , 崔ナレ , 田中佑亮 : 領域分割法を用いた LES による室内通風気流の非定常解析法に関する基礎的研究 , (その 1) 単室モデルを対象とした風洞実験 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , 掲載予定
4)A.Smirnov, S.Shi, I.Celik : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.123, Issue 2,pp359-371, 2001.6

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

LES による領域分割法を用いた室内通風気流解析法に関する研究
(その４) 開口面における流入出風速分布考慮による精度向上手法の検討
Analysis of Indoor Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique by LES
(Part 4) Improvement of Accuracy by Considering Inlet/ Outlet Velocity Distribution at Opening

○ HOANG Minh Hung（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
HOANG Minh Hung　Tomohiro KOBAYASHI　Toshio YAMANAKA

In the previous paper, an unsteady CFD analysis method to analyze indoor airflow using LES was proposed, which called Domain Decomposition Technique (DDT). Although the DDT with LES worked relatively well for the case of the wind direction of 45 degree, some discrepancies could be seen for the wind direction parallel to the opening. This paper presents a enhanced DDT with LES which could work well by considering wind velocity distribution at the inlet/outlet opening surfaces as boundary conditions, and relatively good agreement with whole domain calculation is to be shown.

1. はじめに

本研究では、建物の通風性状を CFD を用いて予測する際に屋外気流解析の結果から室内のみの解析を行う領域分割法 [1] に着目し、LES で適切に実施する方法を検討している。前報 [2] では集合住宅を想定した建物の 1 室を対象として 3 種の領域分割法を用いた解析を行い、全域計算の計算結果と比較することで手法を検証した。結果として、開口法線方向成分の風速が大きな風向では適切に解析が行われたものの、開口面と平行な外部風向条件（90°）で精度の低下が見られた。前報 [2] の領域分割法では開口面で一様な風速分布を与えたことがこの精度低下の原因の一つであった可能性があるため、本報では開口面での風速分布を再現することが可能な領域分割法での境界条件の与え方を再検討した結果について報告する。

2. 解析概要

本報で解析対象とした建物及び室モデルを **Fig.1** に示す。当該モデルは前報 [2] 及び既往研究 [3] の建物形状に基づくが、より現実的な集合住宅形状を想定するために、バルコニーと住戸間のパーティションを設置した。まずは前報 [2] と同様に風洞を模擬して LES により全域計算を行った。解析領域と計算格子を **Fig.2** に示す。また、**Table 1** に CFD 解析手法の概要を示す。解析領域は幅 1,800 mm、高さ 1,800 mm、長さ 5,430 mm であり、解析対象建物は 3 住戸× 6 層で計 18 住戸が含まれる建物を想定した。ここでは 5 層目の 1 室を解析対象とし、この室のみ開口を開放している状況を想定した。アプローチフローは開口面に平行な風向とし、解析対象室が風下側に位置する風向とした。この室モデルはリビングを想

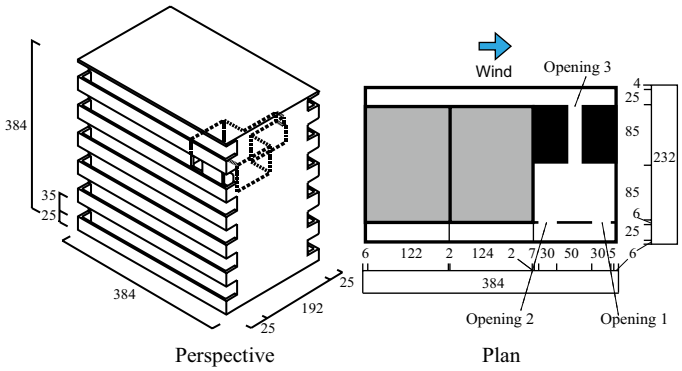
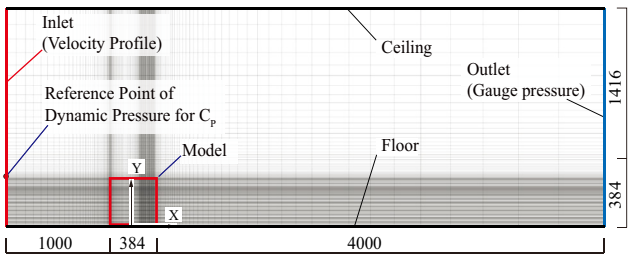


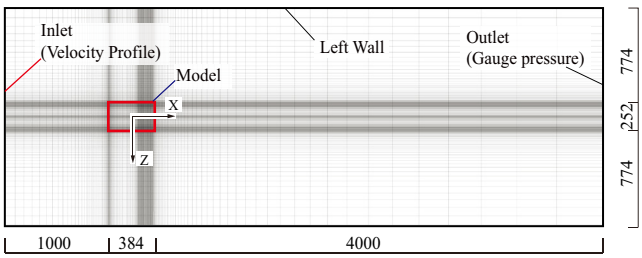
Fig.1 Target Building and Room Model

Analysis Method		Whole Domain	Domain Decomposition Technique (Method 1)
Turbulence Model		Large Eddy Simulation (Smagorinsky Model, Cs = 0.1)	
CFD Code		Fluent 19.2	
Algolithm		SIMPLE	
Discretization Scheme for Advection Term		Central Differencing	
Time Step		0.0005 [s]	
Transition Term		2,000 time step (=1.0 [s])	
Main Calculation Term		12,000 time step (=6.0 [s])	
Boundary Condition	Inlet	1/4.5 Power law (Smirnov's method)	Based on the instantaneous velocity calculated by the procedure shown in Fig.6
	Outlet	Gauge Pressure :0 [Pa]	
	Walls	Two Layer Model of Linear-Log Law	
Total Number of Cells	90degree (Case 3)	6,963,328	114,432

Table 1 Calculation Conditions in CFD Anaylsis



(1) XY Cross-Section



(1) XZ Cross-Section

Fig.2 Computational Domain,Mesh Layout and Detail of Model (Whole Domain)

定する面に 30 × 40 mm の開口が 2 つ（開口 1、開口 2）、その対面に入口を想定して 20 × 40 mm の開口が 1 つ（開口 3）設けられている。計算にあたっては、SST k-ω モデルの結果を初期条件として LES による計算を開始した。LES の計算時間間隔は 1/2,000 s とし、計算開始後の 2,000 time step (=1.0 s) を LES への移行期間として結果を破棄してその後の 6 s を本計算とみなした。なお、LES の流入境界は **Fig.3** に示す境界層流に Smirnov ら[4] の手法で変動風を与えた。また、本計算中の全 time step で **Fig.4** に示す開口面上の計 210 点で瞬時風速 3 成分をモニターし、後述する通気量（AFR）の算出に用いた。また、領域分割法による室内気流の検証のため、**Fig.5** に示す室内 15 点でも瞬時風速をモニターした。

2.2 局所相似モデルを用いた領域分割法

前報[2] で検討した 3 種の領域分割法のうち、局所相似モデルを用いた手法（Method 1）を改良することで開口面の風速分布を考慮することとした。当該手法の基本的な手順を **Fig.6** に示す。まず **Fig.1** の解析領域で開口の無いシールドモデルを用いて気流解析を行い、開口想定位置の瞬時壁面静圧と開口位置から外側に 5 mm 離れた位置の壁面接線方向の瞬時風速 2 成分を取得する。このとき、前報[2] では開口中心位置の 1 点でモニターしたが、本報では開口を **Fig.7** に示すように分割してそれぞれの位置に対して瞬時の風圧と壁面近傍風速 2 成分をモニターすることで、開口面での風速分布を領域分割法で考慮できるよう改良を試みた（STEP 1）。

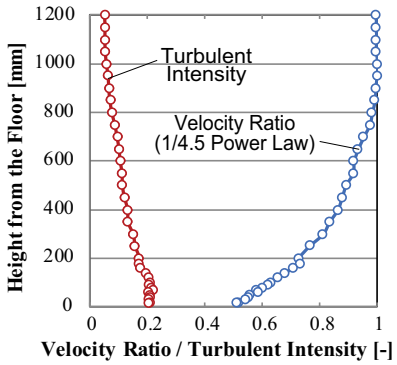


Fig.3 Velocity Ratio and Turbulent Intensity of Approaching Flow

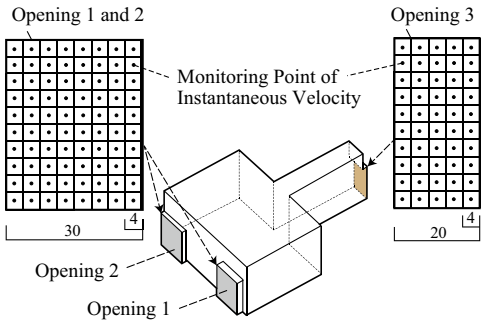


Fig. 4 Points to Monitor Instantaneous Velocity at Openig for Whole Domain Analysis

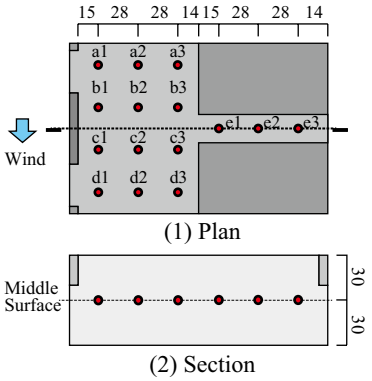


Fig.5 Monitoring Points of Instantaneous Indoor Velocity

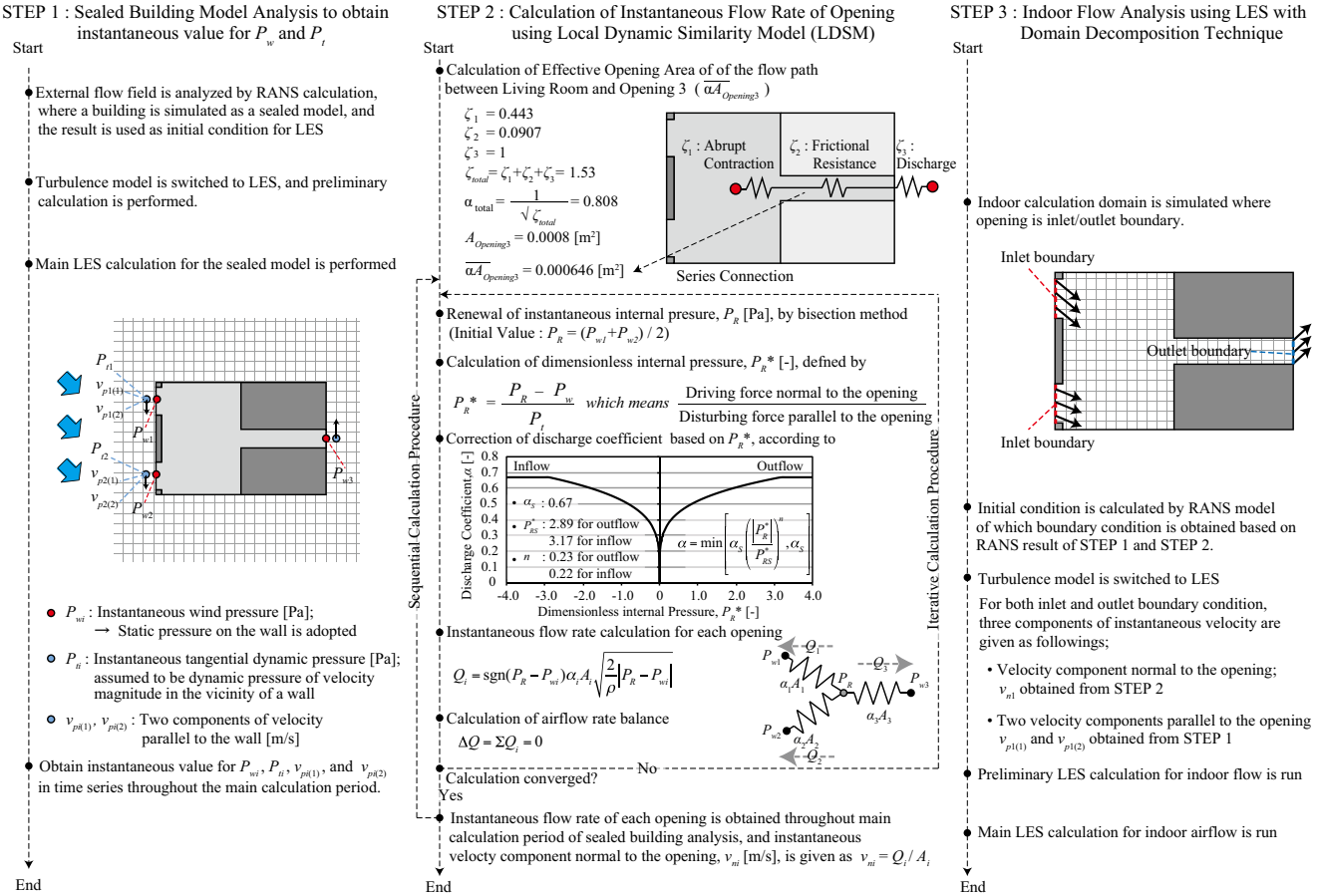


Fig.6 Calculation Procedure of LES using Domain Decomposition Technique with Local Dynamic Similarity Model (DDT-LDSM)

STEP 1 で得られたモニター値を用いて開口 1 と開口 2 は各分割位置について局所相似モデル [1] を適用して流量係数を算出する。リビングから開口 3 までの流路の有効開口面積は **Fig.6** に示す固定値を用いて、各 time step の開口ごとの瞬時風量を算出する。この時流量バランスが取れる室内圧を求めることで各開口の瞬時風量を求めるが、前報 [2] では 1 室 3 開口であった手法を本報では 1 室 112 開口に相当する換気計算を実施していることに相当する（STEP 2）。

次に室内のみを解析領域とし、STEP 2 で算出した部位ごとの瞬時風量を面積で除した各部位の法線方向瞬時風速と、シールドモデルの解析で取得した接線方向の瞬時風速 2 成分を各 time step で流入境界に与えて室内気流を解析した（STEP 3）。室内解析では SST k-ω モデルで領域分割法による室内解析を行った結果を初期条件とし、全域計算と同様に計算時間間隔は 1/2,000 s、計算開始後の 2,000 time step (=1.0 s) を移行期間として結果を破棄し、その後の 6 s を本計算とみなした。

3. 結果と考察

Fig.8 に全域計算と領域分割法における開口面のスカラー風速の時間平均値を示す。分布性状自体は領域分割法で全域解析を再現できたとは言えないが、風速の値の範囲は全域解析と同程度であり、一様ではない分布が形成された。**Fig.9** に開口 1 と開口 2 の各分割部位での流入風向の頻度分布を示す。開口上部では全域計算と領域分割法で分布傾向が異なる位置もあるが、全体的な傾向としては概ね似た分布が再現されている。

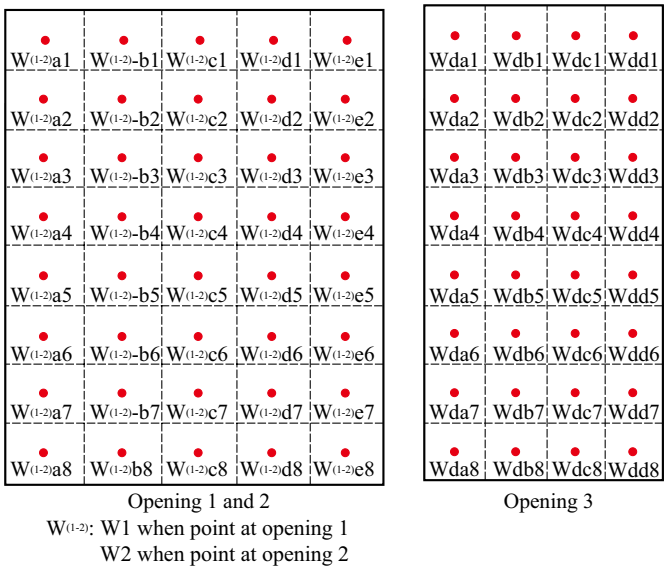


Fig.7 Opening Separating and Monitoring Point Position

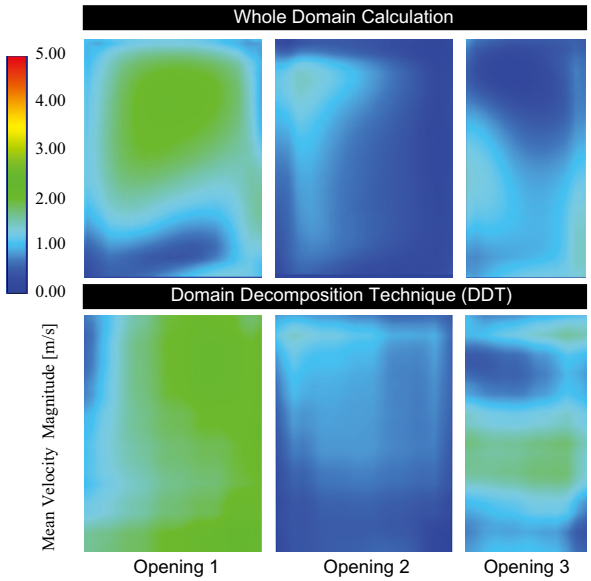


Fig.8 Wind Velocity Distribution at Opening Surface

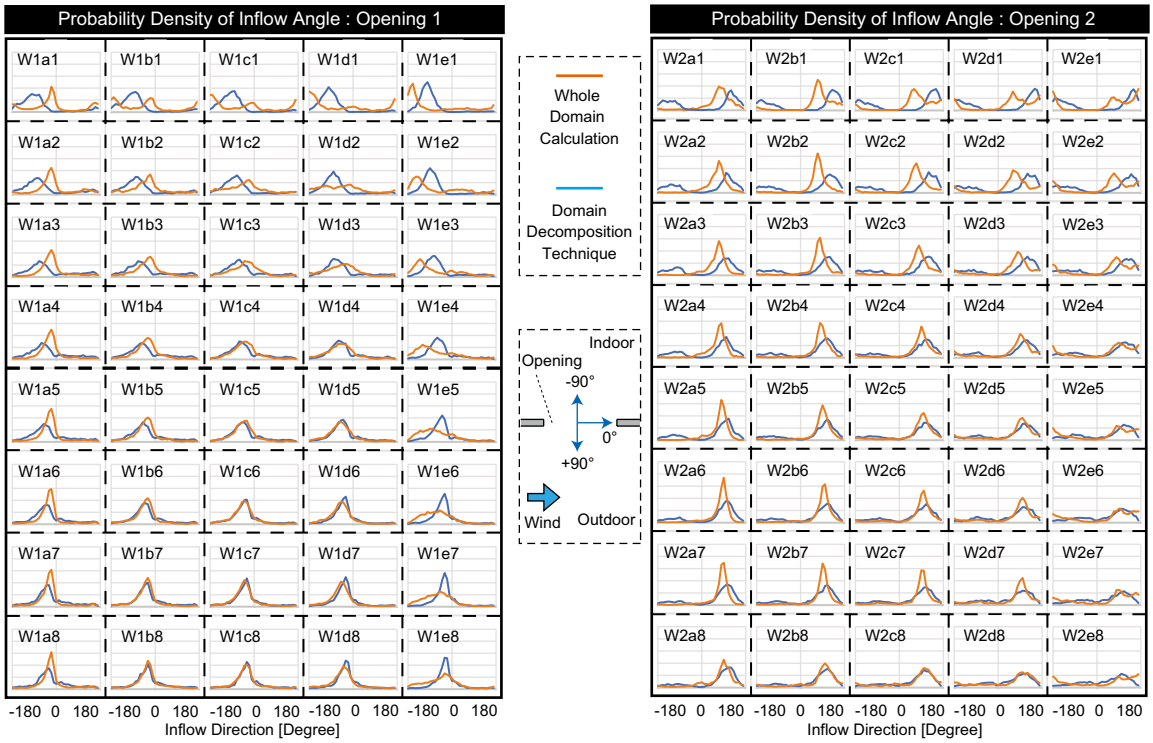


Fig.9 Incoming Jet Angle Distribution by Whole Domain Calculate and DDT for Opening 1 (left) and Opening 2 (right)

Fig.10 の左側に平面、右側に中心断面上のスカラー風速の時間平均値の室内分布を示す。なお、ここでは開口面から得られる瞬時の流入風量合計と流出風量合計の絶対値の平均値を時間平均した通気量（Air Flow Rate : AFR）の計算結果も併記する。室内の風速分布は全域計算の結果と良く一致しており、定性的な気流場を非定常で予測する上で当該手法が有効に使用できる可能性が示されたと考える。ここで AFR の値に着目すると、領域分割法の値が小さく、6.7% 程度過小評価している。これは境界条件を作成する際の STEP 2 における抵抗係数の見込み方に起因すると考えられ、室全体の抵抗を過大に見込んでしまった可能性がある。このため、今回は局所相似モデルを組み込んだ領域分割法の計算を実施したが、より精度の高い予測を行うには流れ場の特性に応じて、通風量の予測式を適宜使い分ける必要がある。

Fig.11 に室内スカラー風速の時間平均値と標準偏差を示す。領域分割法では概ね全域解析と同様の傾向が得られたが、e1、e2、e3 では風速を過大評価している。これは、開口 3 について気流が流入する時間帯における開口面風速分布の再現精度に起因すると考えられる。

4. まとめ

本報では LES で領域分割法を適用して室内気流を解析する手法として、前報で十分な精度が得られなかった風向について、流入風向を与える開口部を分割することにより精度を改善する手法の検討を行なった。今後は様々な気流場に対して種々の通風量予測モデルの適切な組み込み方についての検討が必要と考える。

【参考文献】

1) 河内悠磨 , 倉渕隆 , 大場正昭ら：領域分割法を用いた数値シミュレーションによる通風室内気流予測に関する研究 (第 1 報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 , D-21, pp1043-1046, 2009.9
2) Hoang M. Hung, 小林知広 , 山中俊夫：LES による領域分割法を用いた室内通風気流解析法に関する研究（その 3）集合住宅の一室を対象とした検討 , 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 , 第 4 巻 , pp.57-60, 2020.9
3) 丹原千里 , 甲谷寿史 , 山中俊夫ら：集合住宅の nLDK 型住戸における通風量予測に関する研究 (その 3)PIV 測定と CFD 解析による室内気流性状の比較 , 空気調和・衛生工学会大会 , 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 , 第 4 巻 , pp.105-108, 2014.9
4) A. Smirnov, S. Shi, I. Celik : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, Journal of Fluids Engineering, Vol.123, Issue2, pp359-371, 2001.6

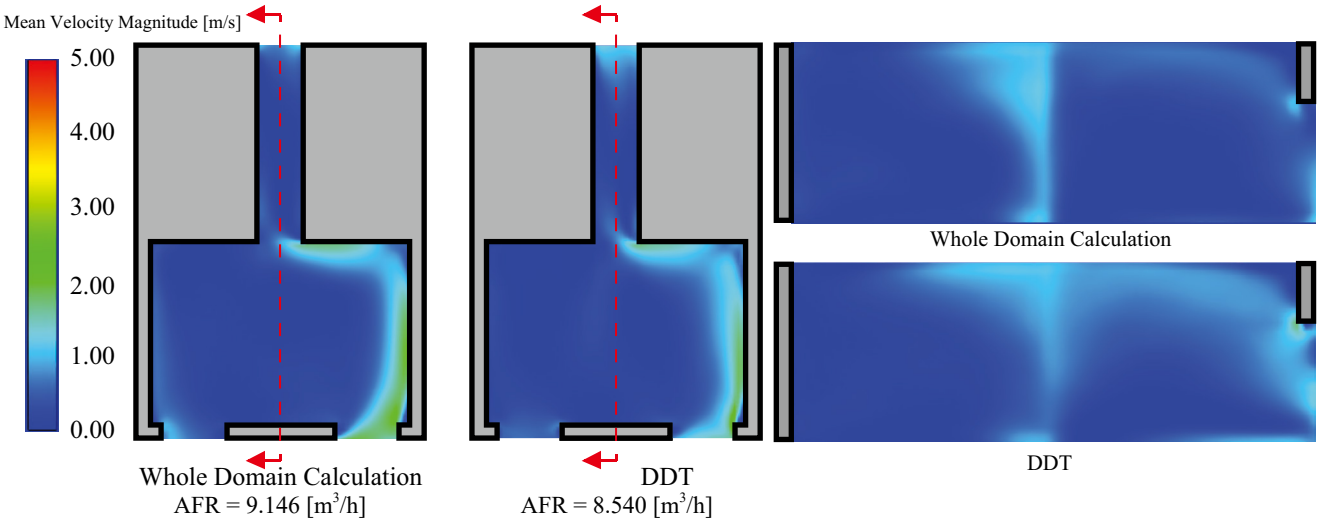


Fig.10 Indoor Scalar Velocity Contour

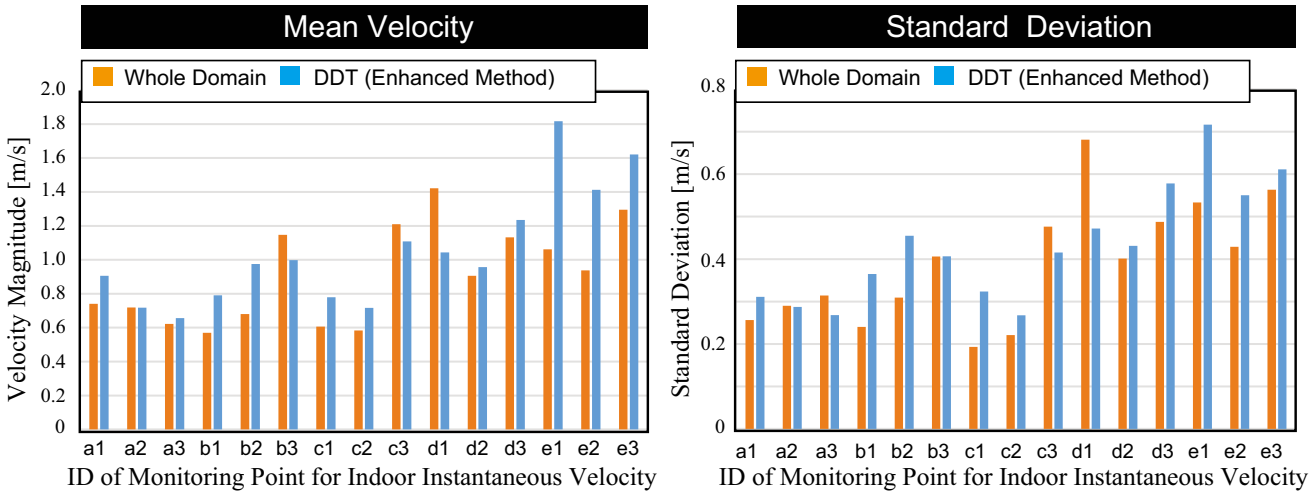


Fig.11 Mean Velocity and Standard Deviation of Indoor Monitoring Point

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

高密度街区における建物の通風設計に関する研究
（その 6）二次精度陰解法を用いた LES による模型縮尺の影響に関する検討
Ventilation Design Method of Buildings Located in High Density Block Area
(Part 6) Consideration of Building Model Scale's Effect Based on LES Analysis with Second Order Implicit

○福山　莞爾　（大阪大学）　　山中　俊夫　（大阪大学）
Eunse　Lim　（東洋大学）　　小林　知広　（大阪大学）

Kanji FUKUYAMA[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Eunsu LIM[*2]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]
[*1] Osaka University　[*2] Toyo University

This paper is devoted to the study of flow distribution in dence city block. The up-to-date literature shows lack of detailed evaluation of important factors for ventilation, wind pressure and wind velocity between buildings. Therefore, the ventilation designs have difficulty in caluculating airflow-rate accurately. Firstly, these values based on wind tunnel tests are presented and evaluated. Wind tunnel tests are conducted under three conditons, under different modeled building scales. Then, the result of CFD analysis by LES were compared with the experimental value. Furthermore, the correlation between Reynolds number and data obtained by wind tunnel tests or CFD are examined.

はじめに

近年では、オフィスビルや商業施設など大規模建築の省エネルギー化を目的として自然換気を導入するケースが多くみられる。その際、重要になってくるのは街区内での建物間における風圧の分布であるが、袖壁の利用や回転窓など壁から突出する部材の利用を考えると、建物の壁面に沿って流れる気流も重要な予測対象と言える。筆者らはこれまで、街区内の建物間の空隙に対して換気量を算出する上で重要となる建物壁面の風圧係数及び建物間の風速分布の検討[1)]を行ってきた。本論文では市街地の気流場の局所的なレイノルズ数[注1)]の影響の把握を目的として、実在する高密度街区[注2)]に着目し、モデル化を行い、その街区に対し縮尺をパラメータとして街区模型を作成した。はじめに、風洞実験を通して風圧係数や風速のデータを取得し、建物周辺気流の分布性状を把握する。続いて、風洞実験を再現した CFD 解析を行い、実験と同様に風圧係数及び風速を取得し、風洞実験の値との比較を行う。既報[1)]では一次精度であった LES の時間進行において、本報は二次精度陰解法を用いている。

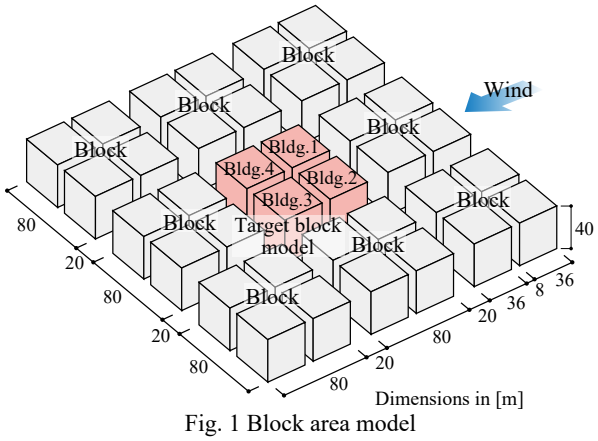


Fig. 1 Block area model

1. 街区のモデル化の概要

本研究では大阪市中央区の中高層建物が立ち並ぶ地域を対象として、Fig. 1 のように街区をモデル化した。その際、グロス建蔽率を用いた都市部の研究例[2)]を参考にして、街区は平面が 80m×80m、高さ 40m、道路幅 20m とし、グロス建蔽率を 51.8% とみなした。

2. 風洞実験による風圧係数・風速の取得

2. 1 風洞実験の概要

都市を模擬した模型群の中央に位置する街区を測定対象街区とし、Fig. 2 に測定対象街区を、Table.1 に実験条件を示す。基準建物間距離 (1/1000 のスケールで 8mm) に対して縮尺をパラメータとして 1/1000、1/500、1/250 の 3 条件設定した。測定対象街区周辺の街区の数は 8 である。周辺街区に関しては、1/1000 のスケールで 8mm となる建物間距離で統一しており、測定対象街区の建物間距離のみを変更させている。これらの模型を風洞内の境界層流下に設置し、風圧係数及び建物間の風速の取得を目的とした風洞実験を行った。風洞実験は大阪大学構内の研究用風洞で行われた。Fig. 3 に風洞断面図及び模型配置図を示す。また、Fig. 4 に風洞内境界層流の鉛直速度分布、乱流エ

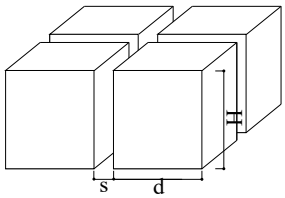
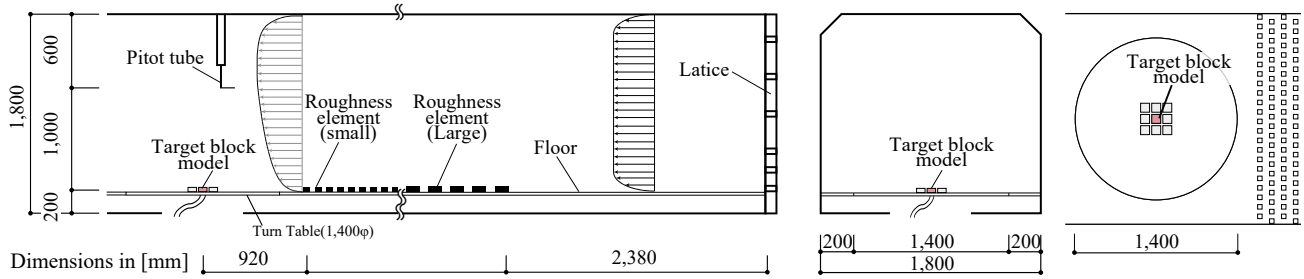


Fig. 2 Target block model

Table.1 Experimental conditions

Case	Dimensions(mm) (H_R, d, s)	Gross Building coverage(%)	Model Scale	Surrounding Blocks
Case1-1	(40, 36, 8)		1/1000	
Case1-2	(80, 72, 16)	51.8	1/500	8
Case1-3	(160, 144, 32)		1/250	



(1) Wind tunnel cross-section (along-wind directions)　(2) Wind tunnel cross-section (across-wind directions)　(3) Model layout

Fig. 3 Geometry of wind tunnel test

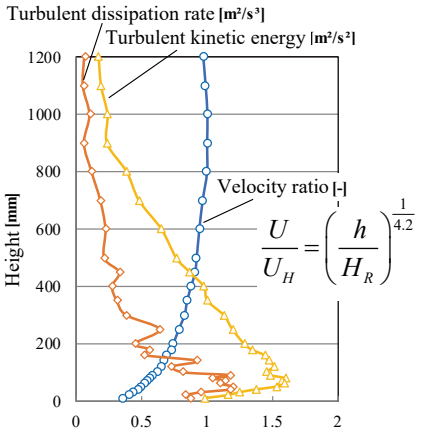


Fig. 4 Approach flow profiles of dimensionless mean velocity , turbulent kinetic energy and turbulent dissipation rate

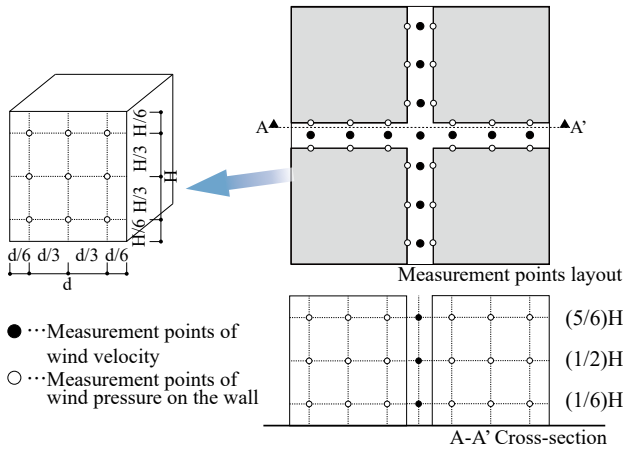
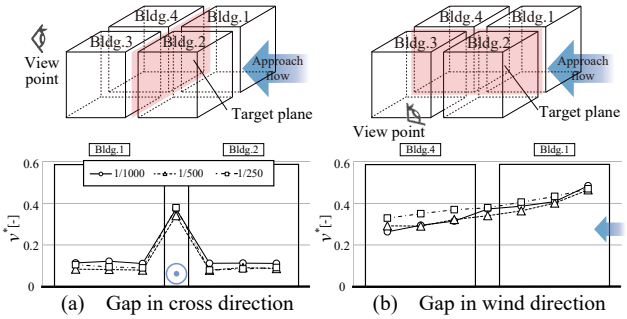
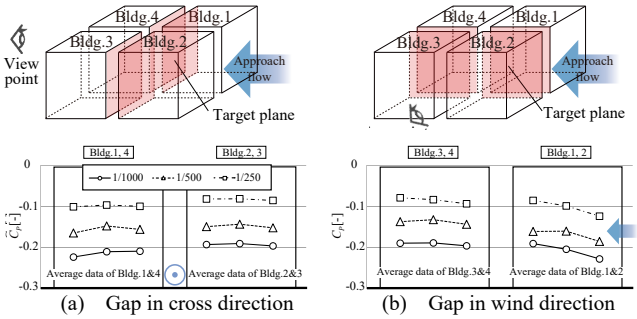


Fig. 5 Configuration of wind pressure and wind velocity measurment points



(a)　Gap in cross direction　(b)　Gap in wind direction

Fig. 6 Distribution of wind velocity between buildings (Experimental value)



(a)　Gap in cross direction　(b)　Gap in wind direction

Fig. 7 Distribution of wind pressure coefficient between buildings on facing wall averaged value (Experimental value)

ネルギー及びエネルギー散逸率を示す。風速は図中に記載したべき乗則におおよそ従う。ただし、U_H=10[m/s]、H_R=1,000[mm] である。

2. 2 実験条件

境界層流の風速は風洞内に模型を設置しない状態で I 型熱線風速計を用い 1,000Hz で 60s 間測定し、風洞の床上 1,000mm の高さのピトー管位置で 10m/s になるように設定した。また、風洞内基準静圧はピトー管静圧とした。Fig. 5 に対象建物模型の風圧係数及び風速の測定点を示す。各建物模型には、1 つの面にのみ 9 点の測定孔を設けており、90° 回転させることで順次 2 面の測定を行った。風圧は微差圧計 (Validyne 社 DP45) を用いて各点 500Hz で 60s 間測定した。また、風速は応答性 7 秒の無指向性熱式風速計 (KANOMAX Model 1570) を用いて風圧測定点近傍で各点 200Hz で 60s 間測定した。また、風圧係数はアプローチフローの軒高風速から算出した速度圧を基準とし、規準化風速は同じくアプローチフローの軒高風速を基準としている。

2. 3 風洞実験の結果

(1) 規準化風速

Fig. 6 に建物軒高で規準化した風速分布を示す。値は高さ 3 点の平均を取っている。主流直行方向においては建物の間においての風速の低減がみられたが、主流方向の流れとなる中央部との風速の差については最大で 4 倍程度となっていた。また、主流方向では模型の縮尺による風速の差異は僅かであり、下流側では上流側に比べて 6 割程度まで値が小さくなる。これは主として壁面の摩擦抵抗によるものと考えられる。Case 間の比較では差があまり見られず、レイノルズ数による影響は小さいものと言える。

(2) 風圧係数

Fig. 7 に軒高風速規準の風圧係数の街区内の建物間における分布を示す。値は高さ 3 点の平均を取っている。上流側で壁面に当たった風が要因となる剥離流の影響で、主流方向である Surface2 の上流側の測定点において風圧係数が負圧側に 1.25 倍程度大きくなっている。

Table.2 Conditions of CFD analysis

CFD Code		Fluent19.2
Turbulence Model		Large Eddy Simulation Smagorinsky-Lilly Model(Cs=0.1)
Transient Formulation		Second Order Implicit
Discretization Scheme for advection Term		Central Differencing
Time Step Size		0.001sec. (1,000Hz)
Time Step		5,000
Boundary Condition	Inlet	Velocity: Profile(Experimental value)
	Outlet	Gauge Pressure:0
	Wall	Two Layer Model of Linear-Log Law
Total Number of Cells	1/1000	2,597,400
	1/500	4,374,400
	1/250	4,327,870

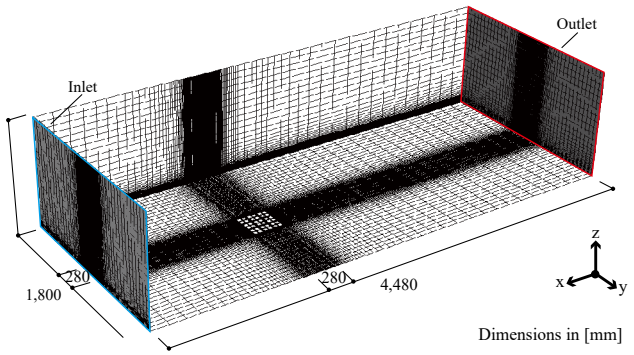


Fig. 8 Caluculation area for CFD analysis and details of mesh (Scale: 1/1000)

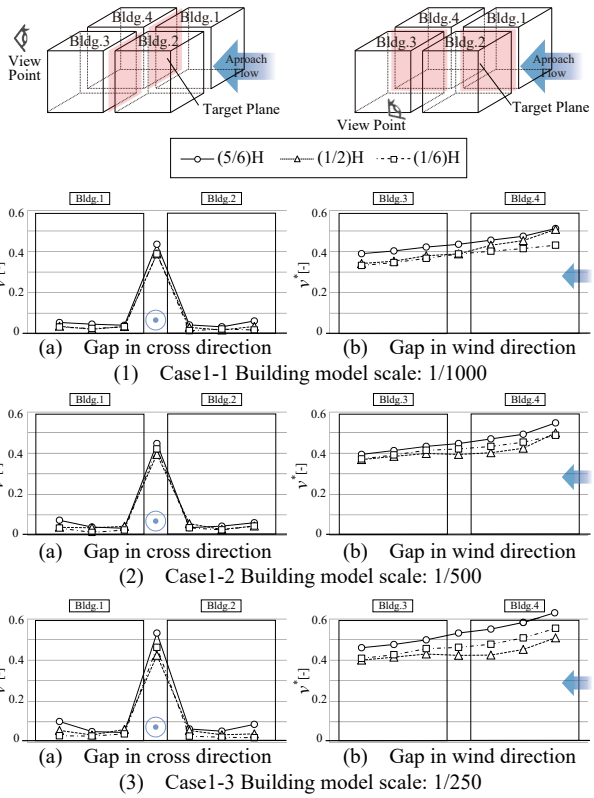


Fig. 9 Distribution of wind velocity between buildings (CFD analysis value)

どちらの面においても風圧係数はスケールが小さいほど負圧側に大きくなる。風圧係数の値の分布形状については、模型の縮尺の影響は見られない。Case 間の比較では、各条件間で差が大きくでており、レイノルズ数の影響を受けている可能性はある。ただ、この原因については、アプローチフローの静圧の鉛直分布に起因している可能性が考えられる。例えば、1/1000 の模型では、風上のラフネスの高さと同じであり、境界層の静圧自身が低下していることが考えられる。

3. CFD 解析による風圧係数・風速の取得

3. 1 LES の解析概要

Table.2 に解析条件を示す。LES(Large Eddy Simulation) を用いて CFD 解析の精度検証を行うため、風洞実験を再現したモデルを対象とし、実験と同条件で計算を行った。解析は初めに標準 k-ε モデルを用いて十分に計算を収束させた後、その結果を初期条件とした LES による計算を行った。LES での計算時間間隔は 0.001s とし、計算開始後 1,000 time step(1.0s) を標準 k-ε モデルからの移行期間として計算結果を破棄、その後の 5,000 time step(5.0s) を本計算とした。流入境界条件は Fig. 4 に示す境界層流（基準高さ 1,000mm で 10m/s）を与えた。また本報では、既報 [1] より計算精度向上を目指し、時間差分項において過去の時点での計算結果も用いる二次精度の計算を用いた。

3. 2 解析空間の概要

Fig. 8 に Scale:1/1000 条件の LES 解析における流入・流出境界及びメッシュを示す。解析空間は各条件で共通で、z 軸方向（高さ）は境界層流が十分に発達しており、また計算負荷を考慮し 1,000mm とした。x 軸方向 (幅) は風洞の幅に等しい 1,800mm とした。また、メッシュサイズは計算負荷を考慮し、模型縮尺と比例させている。

3. 3 LES の解析結果

(1) 規準化風速

Fig. 9 に建物軒高で規準化した風速分布を示す。Surface1 及び Surface2 について、風洞実験と同様の傾向の分布が見られた。また、どの測定点においても測定点高さが高いほど、風速は速くなる。

(2) 風圧係数

Fig. 10 に軒高風速規準の風圧係数の街区内の建物間における分布を示す。風圧係数においても風洞実験と同様の傾向がみられる。ただし、風速と異なり測定点高さによる風圧係数の値の違いは見られない。また、Surface2 では、上流側の壁面で剥離した気流の影響で、上流側のプロットにおいて風圧係数が負圧に寄る。

4. CFD 解析と風洞実験の比較

4. 1 規準化風速とレイノルズ数の相関

Fig. 11 に規準化風速の CFD 解析と風洞実験との比較及びレイノルズ数との相関を示す。模型縮尺が大きくなるにつれて、風速が僅かではあるが速くなる傾向であり、レイノルズ数の影響は小さいと言える。また、赤色の実験の値の全条件の平均値と比較すると、傾向及び値が、特に Surface2 において概ね一致していることが分かる。更に、青色の破線で示している既報の一次精度の値と比較すると大幅に解析精度が改善されたことが分かる。

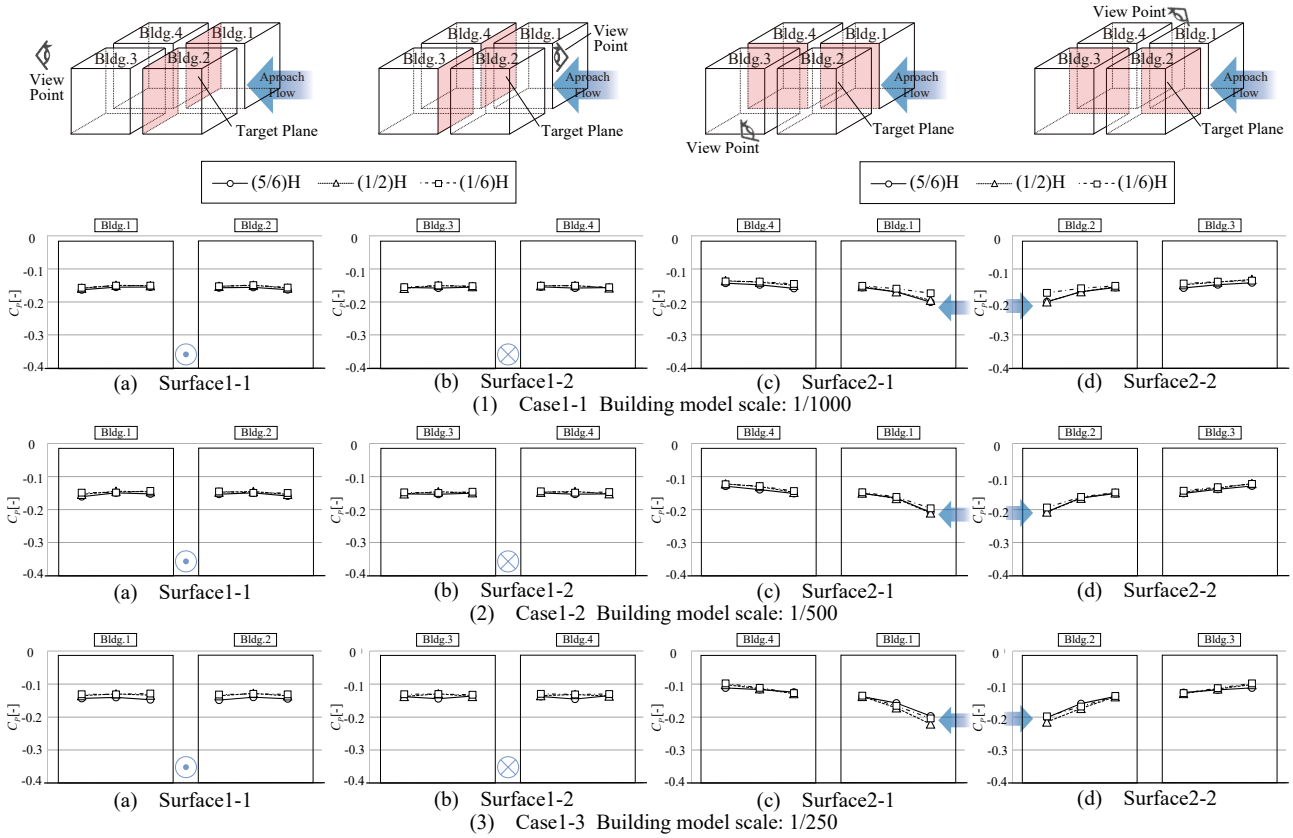


Fig. 10 Distribution of wind pressure coefficient between buildings (CFD analysis value)

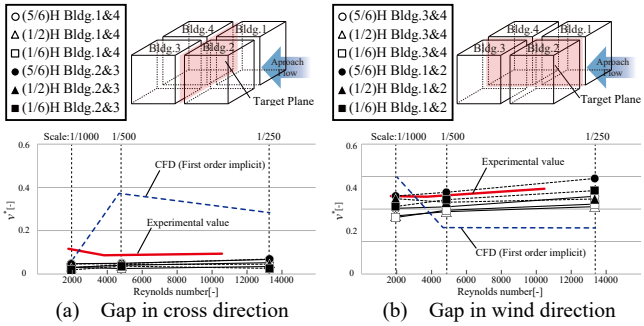


Fig. 11 Correlation of Reynolds number (building model scale) and mean wind velocity in the gap on facing wall averaged value

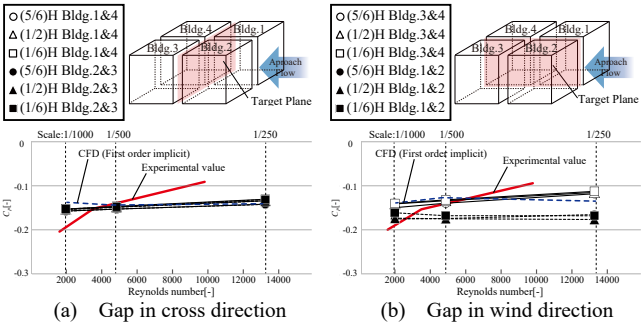


Fig. 12 Correlation of Reynolds number (building model scale) and pressure coefficient in the gap on facing wall averaged value

4. 2 風圧係数とレイノルズ数の相関

Fig. 12 に風圧係数の CFD 解析と風洞実験との比較及びレイノルズ数との相関を示す。模型縮尺が大きくなるにつれて、風速が僅かではあるが正圧に寄る傾向であり、風速と同様にレイノルズ数の影響は非常に小さい。また、実験の値の平均値と比較すると、正圧に寄るという傾向は同じであるが、値が異なる。2.3 節で考察したように、静圧の影響が CFD 解析では風圧係数の値に影響を与えるほどではなかったことが原因と考えられる。また、一次精度と二次精度の差は大きくはなかった。

5. おわりに

風圧係数及び風速のどちらについてもレイノルズ数の影響は小さいながらも見られたが、風洞内の鉛直静圧分布が起因するとも考えられた。また、CFD 解析と風洞実験の値は、風圧係数に少し差はあるものの概ね一致しており、気流特性も概ね再現出来ていたことより、精度よく再現できたと言える。

【記号】

A：流路の面積 [m^2]、D：水力直径 [m]、H：建物軒高 [m]、H_R：基準高さ [m]、L：流路の周長から上部の開放部を除いた長さ [m]、R_e：レイノルズ数 [-]、V：街区中心上下 3 点の平均風速 [m/s]、ν：動粘性係数 [m^2/s]

【注釈】

注 1) 街区中心の平均風速と水力直径から算出した。(Eq. 1)

$$R_e = \frac{D \times V}{\nu} \quad (1)$$

また、水力直径は Eq. 2 のように流路の面積 A と流路の周長から上部の開放部を除いた長さ L で定義される。

$$D = \frac{4A}{L} \quad (2)$$

注 2) 中高層建物が密集している地域における街区を指す。

【参考文献】

1) 福山莞爾、山中俊夫、LimEunsu、小林知広：高密度街区における建物の通風設計に関する研究（その 5）風洞実験と LES 解析を用いたモデルの縮尺と Re 数の検討，令和 2 年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，D-11, 2020. 9

2) 竹林ら：気候資源としての風の利用を目的とした街路形態街路空間の風通しの関係の分析，日本建築学会環境系論文集，74(635), pp. 77-82, 2009. 1

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

TiO_2光触媒によるNO_X除去がストリートキャニオン内の大気質に与える影響のCFD解析および経済性評価

CFD Analysis and economic evaluation of the impact of NO_X removal due to TiO_2 photocatalyst on air quality in street canyon

○中 川　雅 也（大阪大学）　　松 尾　智 仁（大阪大学）
嶋 寺　　光（大阪大学）　　近 藤　　明（大阪大学）
Masaya NAKAGAWA*1　Tomohito MATSUO*1　Hikari SHIMADERA*1　Akira KONDO*1
*1 Osaka University

In urban area, roadside air pollution in street canyon still exists. In order to reduce NOx concentration in the canyon, NOx removal using TiO_2 photocatalyst is sometimes proposed. In this study, the effectiveness of installation of TiO2 photocatalyst was assessed by using CFD simulations and economic evaluation. In this study, a CFD model was used to simulate roadside air quality in idealized street canyon. I conducted a set of air quality simulations using the CFD model with different installation position and range of TiO_2 photocatalyst panel, and economic evaluation of the influence of them on air quality in the street canyon was conducted. The results showed that the highest concentration of NO_X occur on the wall surface facing the emission source and located on the windward side. In addition, cost benefits of air purification by TiO_2 photocatalyst are smaller than the installation cost in all cases.

はじめに

都市部沿道では，ストリートキャニオンと呼ばれる高い建物に囲われた換気の悪い形状と自動車排出により，周辺よりも大気が汚染されている [1]．都市部沿道の大気浄化のため，光触媒によってNO_Xを沈着除去する技術がある [2]．一方で，光触媒の設置は比較的高コストな手法であるため，設置に先立って費用対効果を見積もることが望ましい．

光触媒に関する研究では，TiO_2光触媒を建築物に設置し、NO_X除去性能を求める研究が行われてきた．しかし，いずれについても，TiO_2光触媒が効果的に作用するための設置範囲やその範囲について検討されておらず，またその費用便益についても評価していない．

そこで本研究では，数値シミュレーションによってストリートキャニオン内の大気汚染物質の動態解析を行いTiO_2光触媒による沈着除去量を推定し，沈着除去量の貨幣価値および設置費用を比較することで光触媒設置の費用対効果を推計した．また，キャニオン内の濃度分布を考慮することで，光触媒の効果的な設置位置を検討した．

1．計算条件

1.1　計算領域

計算領域は，**Fig. 1**，**2** に示すようにx，y，z方向に460 m，460 m，240 m，解析領域は，計算領域中央のx，y，z方向に160 m，160 m，80 mの範囲とした．総要素数は749,232である．建物は全て幅40 m，奥行き40 m，高さを40 mとした．建物の間に南北方向に伸びる幅24 mの車道を配置した．排出源は車道のみとし，排出高さは0～0.5 mとした．また，光触媒を設置する場合の計算ケースでは，光触媒は **Fig. 1** に示すように，解析領域内の建物側面に設置した．

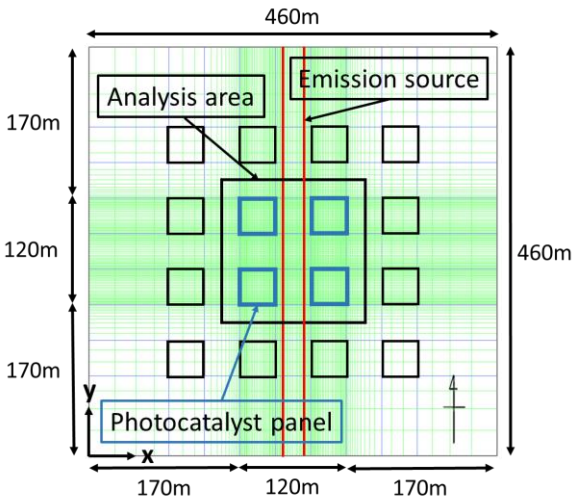


Fig. 1 Calculation area (x-y)

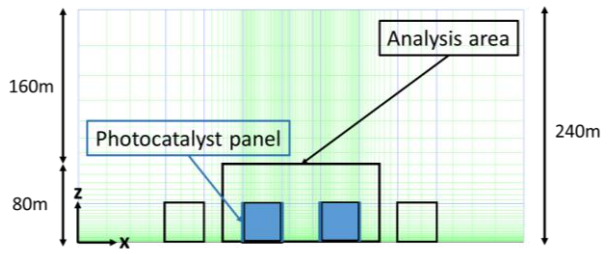


Fig. 2 Calculation area (x-z)

1. 2　計算条件

式（1）に示すべき乗則を用いて、風速の境界条件を決定した．風向は東向きに固定した．

$$V_Z = V_R(Z/Z_R)^{\frac{1}{n}} \qquad \text{式（1）}$$

ここで，V_Z，V_Rはそれぞれ地上からの高さ Z [m]，Z_R [m]における風速を表し，n は大気安定度によって変化する．本研究では，基準高さ（Z_R）は 10 m，その高さでの風速（V_R）は 3 m/s とし，n = 4 とした．

NO_X 排出量は, JATOP[3] の排出インベントリデータベースから大阪府梅新南交差点周辺の 2010 年 1 月 1 日～12 月 31 日の NO, NO_2 について毎月の平均をそれぞれとり，その合計値を NO_X 排出量とした．その結果，NO_X 排出量は 49.7 ppb/s であった．また，本研究における沈着条件について，O_3 が過多である場合，NO は NO_2 にただちに酸化され，ベースラインの沈着速度を 0 と仮定し，NO_X の TiO_2 光触媒への沈着速度を，NO_2 の沈着速度である 0.4 cm/s とした[4]．

また本研究では，光触媒による大気質改善効果を評価するため，費用便益分析を行った．NO_X 除去便益，NO_X 沈着量および TiO_2 光触媒設置費用を，それぞれ以下の式（2, 3）に示す．貨幣評価原単位とは，人口密集地区（DID 地区）における汚染物質排出による被害費用である．なお、NO_X の貨幣評価原単位を 292×10^{-6} 万円/g[5]，TiO_2 光触媒施工単価を 0.5 万円/m^2[7] とし，また光触媒耐用年数を 15 年と仮定した．

NO_X 削減便益 [万円]
= NO_X 沈着除去量 [g]×
　　貨幣評価原単位 [万円/g]　　式（2）

NO_X 沈着除去量 [g]
= 沈着速度 [m/s]×光触媒面積 [m^2]×
　　光触媒表面における濃度 [g/m^3]×
　　光触媒耐用時間 [s]　　式（3）

TiO_2 光触媒設置費用 [万円]
= TiO_2 光触媒設置単価 [万円/m^2]×
　　光触媒面積 [m^2]　　式（4）

1. 3　計算ケース

各計算ケースの概要を **Table 1** に示す．設置場所やその範囲を変更してシミュレーションを行った．計算領域や境界条件など，TiO2 光触媒の設置場所とその範囲についての変更点以外の計算条件については PP None と同じ条件を用いた．PP None 以外のケースに関しては，光触媒は Fig.1 に示すように解析領域内の建物側面に設置した．

Table 1 Overview of cases

ケース名	光触媒の設置場所とその範囲
PP None	光触媒設置なし
PP All	壁面全体（地表から 40 m）
PP All Half	壁面下半分（地表から 20 m）
PP All Quarter	壁面下部 1/4（地表から 10 m）
PP East	東側建物の壁面全体（地表から 40 m）
PP West	西側建物の壁面全体（地表から 40 m）
PP West Quarter	西側建物の排出源に面した 壁面下部 1/4（地表から 10 m）

2．結果と考察

2. 1　ストリートキャニオン内の風速ベクトル，濃度分布および壁面における濃度

まず PP None について，解析領域における z = 1.25 m（歩行者レベル），y = 210.5 m（排出源に垂直な南側壁面およびそれらに挟まれたストリートキャニオン），y = 190（南側の建物の中心）の風速ベクトルと濃度分布を，それぞれ **Fig. 3** ~ **5** に示す．**Fig. 3** より，V 字型に高濃度が発生している．これは，西から流入した風と，**Fig. 5** のようにキャニオン内で渦巻き，**Fig. 3** のようにキャニオン内から西へ放射状に吹き出した風が衝突するためであると考えられる．また **Fig. 4**，**5** より，キャニオン内では風速が小さくなり，地表付近で高濃度が発生している．

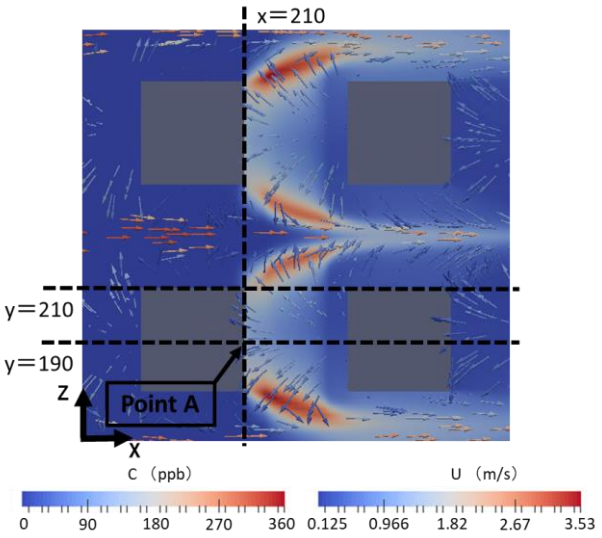


Fig. 3 Wind vector and concentration (z = 1.25)

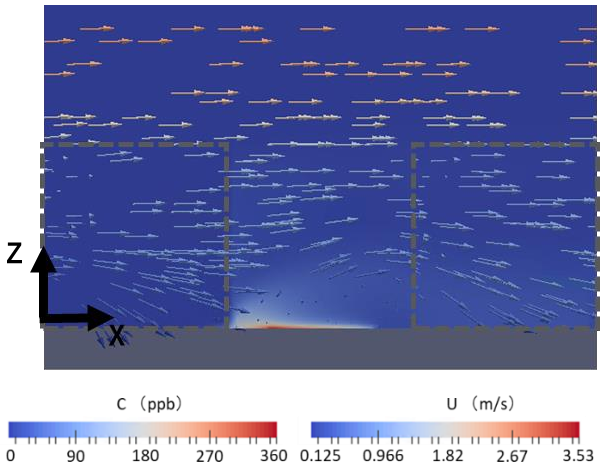


Fig. 4 Wind vector and concentration (y = 210.5)

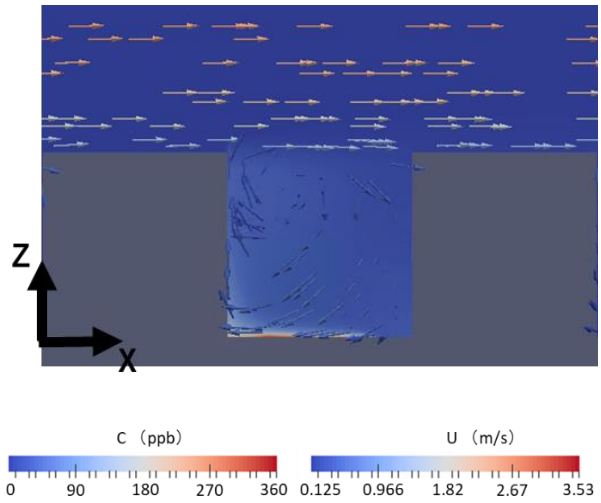


Fig. 5 Wind vector and concentration (y = 190)

また PP None において，各壁面における濃度を示す．壁面における濃度とは，壁面に隣接したセル（壁面から 1.2 m まで）の濃度である．壁面の番号を **Fig. 6**，その各壁面における濃度を **Fig. 7** に示す．**Fig. 7** に示す各壁面における濃度は，**Fig. 6** に示す同じ番号の壁面における濃度の平均値である．

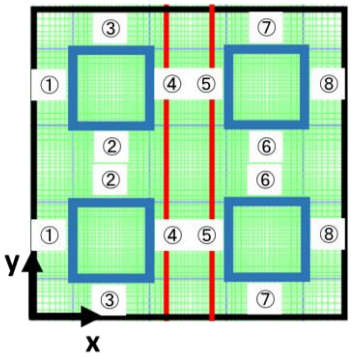


Fig. 6 Wall number

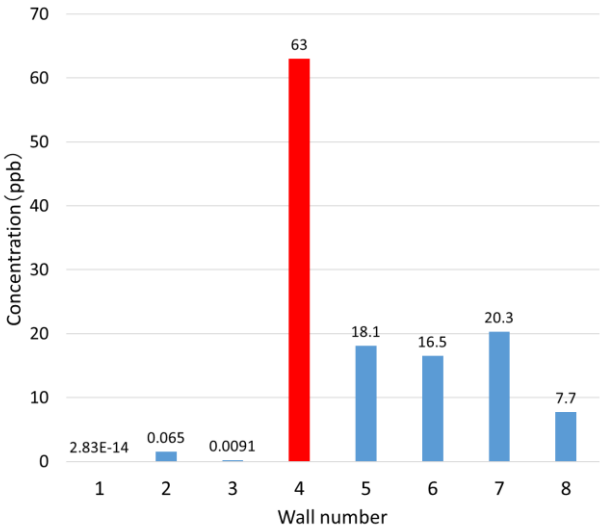


Fig. 7 Concentration of pollutants on each wall number

さらに，**Fig. 7** において，高濃度が発生している壁面 4 の中心である（x, y）=（210, 190）地点（**Fig. 3** での Point A）での z 方向による濃度の変化を **Fig. 8** に示す．汚染物質は地表から 10 m までに集中している．

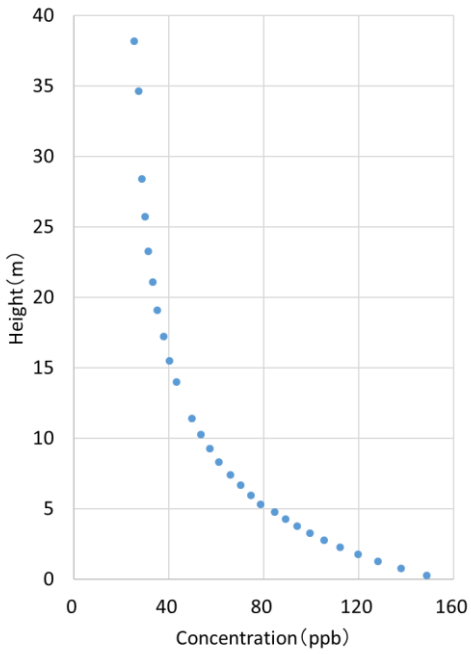


Fig. 8 Concentration of pollutants of vertical profile at Point A

2. 2　TiO_2 光触媒による大気質改善効果とその経済性評価

PP None 以外の光触媒を設置した計算ケースにおける NO_X 除去量および光触媒面積を **Table 2** に示す．また PP None 以外の光触媒を設置した計算ケースにおける NO_X 除去便益および TiO_2 光触媒設置費用を **Table 3** に示す．これらのケースの中で，TiO_2 光触媒面積に対する NO_X

除去量，TiO_2 光触媒設置費用に対する NO_X 削減便益ともに最も大きくなったのは，PP West Quarter であった．この理由は 2 点考えられる。まず **Fig. 7** のように，壁面 4 のような風の流入する西側建物の排出源に面した壁面上で高濃度が発生するためである。また **Fig. 8** のように，地表から 10 m の範囲に汚染物質が集中しているためであると考えられる．また，PP East と PP West で比較した場合，TiO_2 光触媒面積に対する NO_X 除去量は PP East の方が大きくなった．これは **Fig. 7** のように，壁面 4 における濃度が最も高いが，壁面 1～3 における濃度がかなり低いため，東側と西側でそれぞれ合計すると東側の方が高くなったためであると考えられる．これらの計算ケースでは，NO_X 削減便益は TiO_2 光触媒設置費用より小さくなったが，今回の実験条件の中では特に PP West Quarter で NO_X 除去便益が最も TiO_2 光触媒設置費用に近づいた。PP West Quarter の次に TiO_2 光触媒設置費用あたりの NO_X 除去便益が高い PP All Quarter と比較すると，その値は約 4 倍向上した．さらに光触媒の沈着能を向上させたりすることで，NO_X 除去量およびその便益も高くなると考えられるため，TiO_2 光触媒による NO_X 除去技術はストリートキャニオン内の大気質改善方法として期待できると言える．

Table 2 Amount of NO_X removal and photocatalyst area in each calculation case

Case name	Amount of NO_X removal (g)	Photocatalyst area (m^2)
PP All	1.10×10^6	25600
PP All Half	7.67×10^5	12800
PP All Quarter	5.23×10^5	6400
PP East	5.73×10^5	12800
PP West	5.31×10^5	12800
PP West Quarter	2.42×10^5	800

Table 3 Benefits of NO_X removal and costs of TiO_2 photocatalyst installation in each calculation case

Case name	Benefits of NO_X removal ($\times10^4$ yen)	Costs of TiO_2 photocatalyst installation ($\times10^4$ yen)
PP All	322.4	12800
PP All Half	224.1	6400
PP All Quarter	152.8	3200
PP East	167.4	6400
PP West	155.0	6400
PP West Quarter	70.8	400

３．結論

本研究では，数値シミュレーションによってストリートキャニオン内の大気汚染物質の動態解析を行い TiO_2 光触媒による沈着除去量を推定し，沈着除去量の貨幣価値および TiO_2 光触媒設置費用を比較することで光触媒設置の費用対効果を推計した．またキャニオン内の濃度分布を考慮することで，光触媒の設置位置を検討した．

本研究の結論を以下にまとめる．

- キャニオン内で高濃度汚染が排出源に面した風上側壁面かつ地表近くで発生する．
- 高濃度汚染が発生する場所に TiO_2 光触媒を設置することで，NO_X を効果的に除去できる．
- 今回の実験条件では，NO_X 削減便益は TiO_2 光触媒設置費用より小さくなったが、光触媒の沈着能を向上させたりすることで，NO_X 除去量およびその便益は高くなると考えられるため，TiO_2 光触媒による NO_X 除去技術はストリートキャニオン内の大気質改善方法として期待できる．

参 考 文 献

1) 島正之:自動車排出ガスによる大気汚染の健康影響，千葉医学 81, 1-9, 2005
2) 竹内浩士: 光触媒による大気環境浄化と安全大気環境学会誌, 33, 6, 393-399, 1998
3) （一財）石油エネルギー技術センター，JATOP 技術報告書「自動車排出量推計」JPEC-2011AQ-02-06
4) M. Palacios, L. Núñez, M. Pujadas, J. Fernández-Pampillón, M. Germán, B. S. Sánchez, J. L. Santiago, A. Martilli, S. Suárez, B. S. Cabrero, Estimation of NOx deposition velocities for selected commercial photocatalytic products, WIT Transactions on The Built Environment 168, 729–740
5) 国土交通省，鉄道プロジェクトの評価手法マニュアル（2012 年改訂版）
（https://www.mlit.go.jp/tetudo/tetudo_fr1_000040.html）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

開口上部設置型エアカーテンの性能予測法に関する研究 等温場における縮小模型実験による外気遮断性能の基礎評価

Performance of Air Curtain Located at the Top of Large Opening Prevention Performance of Outdoor Air Inflow by Means of Scaled Model Test under Isothermal Condition

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

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

Large openings of industrial or commercial buildings are often used open, which results in heat loss due to intrusion of outdoor airflow and leakage of indoor air. To reduce air-conditioning load and improve indoor thermal environment in such a building, installing an air curtain at the entrance can be a beneficial technique, which blocks off two spaces by blowing out airflow at a constant velocity. The factors that can affect the performance of air curtain seem to be, e.g, differential pressure, external wind, and temperature difference, of which interaction have not sufficiently been formulated to date. Thus, as a fundamental study, this work starts from analyzing basic features, and this paper presents the visualization, measurement of veloity distribution, and p-Q curves of air curtians.

はじめに

工場や商業施設等の出入口は通行のため開放状態で利用されることがあり、外気の侵入や室内空気の漏洩による熱損失が問題となり得る。このような場合、出入口での外気侵入の抑制は温熱環境や省エネルギーの観点から重要な課題と言え、その手法の一つにエアカーテン (Air curtain 以下 : AC) を設置する方法がある。AC は開口部で一定速度の気流を吹き出すことで通行を妨げることなく空気の漏洩を抑制するものである。AC の性能予測に関する研究はこれまでにも多く見られ、例えば Hayes ら [1, 2] は噴流の撓み係数を表している。国内では例えば渡邉・永田ら [3] が縮小模型実験と CFD 解析により AC の遮断性能を評価している。また、李 [4] は非定常 CFD 解析により熱遮断効率を評価している。飯田・近藤 [5] は AC を屋外側と室内側の両方に設置する二重 AC の効果検証を行なっている。このように、AC の研究事例は近年でも多いことに加え、実建物での性能予測にあたっては内外差圧・温度差・外部風の相互影響など知見が十分でない点もある。そこで本研究ではこれらを考慮した種々の条件下で AC 気流の挙動を明らかにし、さらに空調負荷削減性能を簡易的に予測することを目的とする。本報ではその初期段階として、大空間の開口部に取り付けられた AC 気流の基礎性状を明らかにするため、縮小模型を用いて等温場で気流の可視化、風速分布測定、内外差圧と外気侵入量の関係（p-Q 特性）の測定実験を行った結果を報告する。

1. 実験概要

1.1　実験項目と実験装置の概要

縮小模型実験により、1) 気流の可視化、2) AC 気流の風速分布測定、3) 内外差圧と外気侵入量の関係（p-Q 特性）の測定の 3 種の実験を行った。

実験には外寸 1 辺 500 mm で 5.0 mm 厚のアクリル製立方体模型を用いた。模型には 100 × 100 mm の開口部を一箇所設け、縮尺 1/30 を想定したため開口部は実大寸法で 3.0 m に相当する。縮小模型の平面図及び立面図を **Fig. 1** に示す。開口部の外側と内側にはそれぞれ AC を模擬した吹出口 (5.0 × 100 mm) を設け、屋外側 AC 及び室内側 AC とした。AC にはそれぞれブロワを使用して送風した。室内側 AC の吸込口は、実際のエアバランスを再現するため模型内の吹出口付近に設け、ブロワを介して吹き出す仕様とした。AC 用のブロワの風量はインバータを用いて制御した。ここでは既往研究 [3] 同様に冬季に室内が負圧になるような状況を想定し、模型上部の排気口からファンに接続して排気することで模型内を負圧にし、オリフィス流量計で風量を計測するとともに模型壁面 2 点にて内外差圧を測定した。なお、ファンの後流にはダンパーを取り付け、室からの排気風量 (内外差圧) を調節可能とした。**Fig. 2** に実験装置全体の構成を示す。

1.2　AC 気流の可視化実験概要

AC 気流の基礎的性状を定性的に把握することを目

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

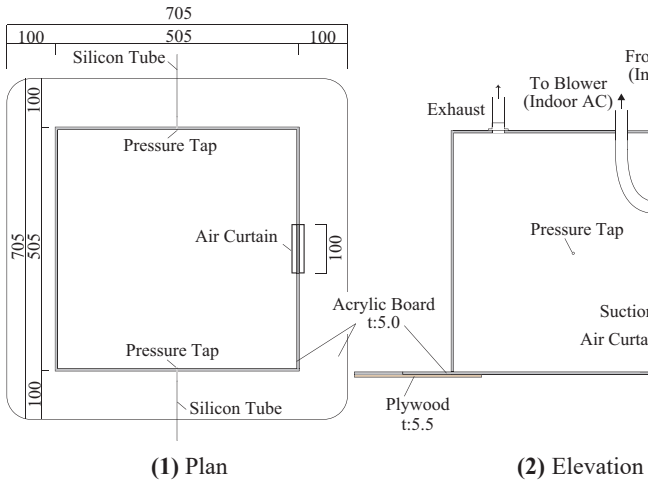


Fig. 1 Scaled Model

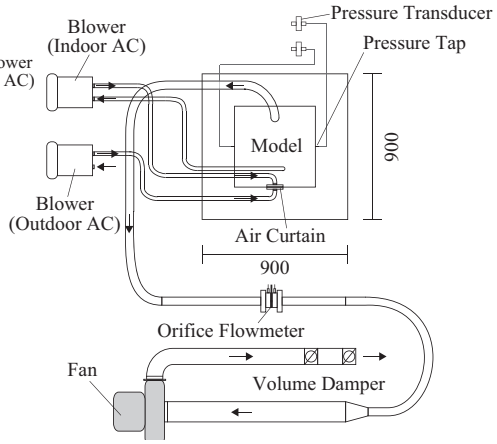


Fig. 2 Experimental Set-up

的として、内外差圧と AC の吹出風速を変更して吹出気流の可視化を行った。ここでは屋外側 AC のみ吹き出す条件とし、室からの排気風量を調整することで内外差圧を変更した。実験条件は **Table 1** の通り、AC 吹出風速 4 条件と排気量 5 条件を組み合わせた計 20 条件で行った[註]。煙発生器で発生させた煙を屋外側 AC のブロワ吸込口から流入させ、AC 吹出口からの気流を可視化した。光源には CW:YAG レーザー（日本カノマックス , CW 532-10-3W) を用い、開口正面から中心断面上にレーザーシートを照射し、模型側面に設置した高速度カメラ (カトウ光研 , K8) により、画像を撮影した。

1.3 AC 気流の吹出風速分布の測定

AC 吹出気流の基礎性状の定量的な把握と今後実施する CFD 解析と比較する実験値取得を目的として風速分布の測定を行った。実験条件は AC の吹出気流を 6.0 m/s とし、屋外側 AC のみと屋外・室内両側で吹き出す条件の 2 種とした。室からの排気はない条件で実施した。風速測定には I 型熱線風速計（日本カノマックス , 0251R-T5）を用い、**Fig. 3** に示す開口中心上の床上 4 断面を測定した。測定点は床上 50 , 75 , 90 mm 断面では 1.0 mm 間隔、25 mm では 2.0 mm 間隔で設け、測定周波数 1,000 Hz で 60 秒間測定を行った。

1.4 AC 運転時の p-Q 特性の測定実験

AC の気流遮断性能を評価することを目的として内外差圧と室からの排気量（開口部通気量）を測定し、両者の関係（p-Q 特性）を複数の AC 吹出風速の条件下で評価する。つまり、AC 気流が存在することによる開口部通過時の通気抵抗の変化を評価する。模型上部のホースに接続したファンにより排気を行うことで模型内を負圧として前述の壁面 2 点で内外差圧を微差圧計（バリダイン社 : DP-45）により測定した。その際の排気量はオリフィス板前後差圧を差圧計（コスモ計器 : DM-3500）により測定して算出した。内外差圧とオリフィス板の前後差圧は 100 Hz で 30 秒間測定した。実験条件は **Table 2** の通り、AC 吹出風速 5 条件と排気量 8 条件、AC 設置位置は屋外側、室内側、両側の 3 条件を組み合わせた計 120 条件で行った。

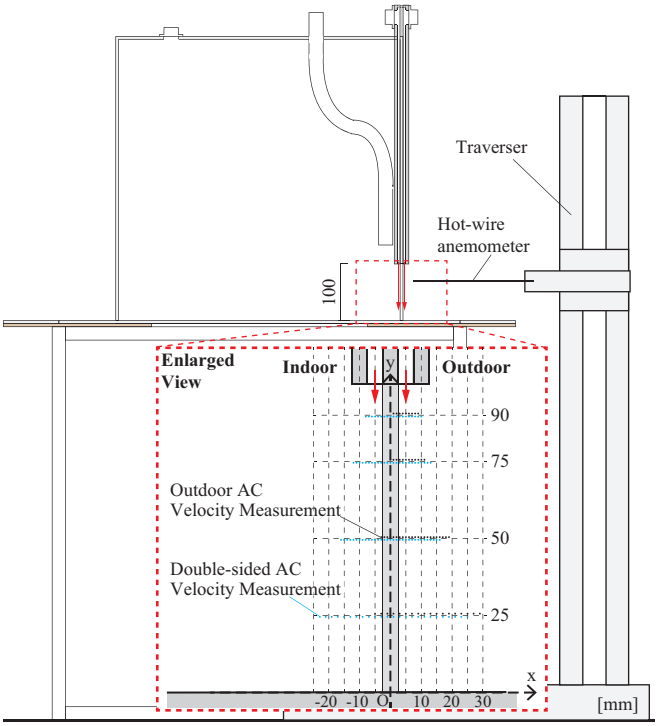


Fig. 3 Measurement point

Table 1 Experimental Condition of Flow Visualizasion

Blowing Speed	1.5 , 3.0 , 4.5 , 6.0 [m/s] (3 , 6 , 9 , 12 [Hz])
Air Flow Rate	0 , 15 , 30 , 44 , 53 [m^3/h]

Table 2 Experimental Condition of p-Q Characteristics

Blowing Speed	0 , 1.5 , 3.0 , 4.5 , 6.0 [m/s] (0 , 3 , 6 , 9 , 12 [Hz])
Air Flow Rate	0 , 15 , 21.5 , 30 , 35 , 44 , 50 , 53 [m^3/h]
Installation Position	Outdoor , Indoor , Double-sided

2. 結果と考察

2.1　AC 気流の可視化

Fig. 4 に可視化実験の結果を示す。排気量が 0 の条件 (Q = 0 m³/h) では、全ての風速で AC が模型床面まで到達し、2 つの空間を遮断している様子がわかる。一方で、排気量が最大の条件 (Q = 53 m³/h) では全ての風速で AC の気流が室内側に湾曲し、模型床面まで気流が到達していない。また、同じ排気量条件でも風速が大きいほど床面に到達する傾向が定性的ではあるが顕著に示された。後述する p-Q 特性により開口部の抵抗としての AC 性能を定量的に評価する。

2.2　AC 気流の風速分布の測定

Fig. 5 に屋外側 AC 及び両側 AC 条件での風速分布測定結果を示す。この結果から、排気量が 0 であるにも関わらず屋外側 AC 条件では吹出気流が屋外側に向かって湾曲していることがわかる。これは、屋外の空気を吸引して吹き出された屋外側 AC 気流が床面に衝突した後に室内に流入することにより、室内側が正圧となり結果的に内外で圧力差が生じたことが原因と考えられる。また、両側 AC 条件では 2 つの AC からの吹出噴流が合流し、1 つ山を持つなだらかな曲線となっている。1 つの吹出面からの AC 吹出風量は変わらないため、両側 AC 条件の総吹出風量は片側 AC 条件の 2 倍であるが、合流後の最大風速に大きな差異はなく、風速の水平方向の拡散が大きくなっている様子がわかる。このことから、両側 AC 条件では単純に片側吹き出しで風量を 2 倍にした場合とは異なる空気遮断性能を示すと予想される。

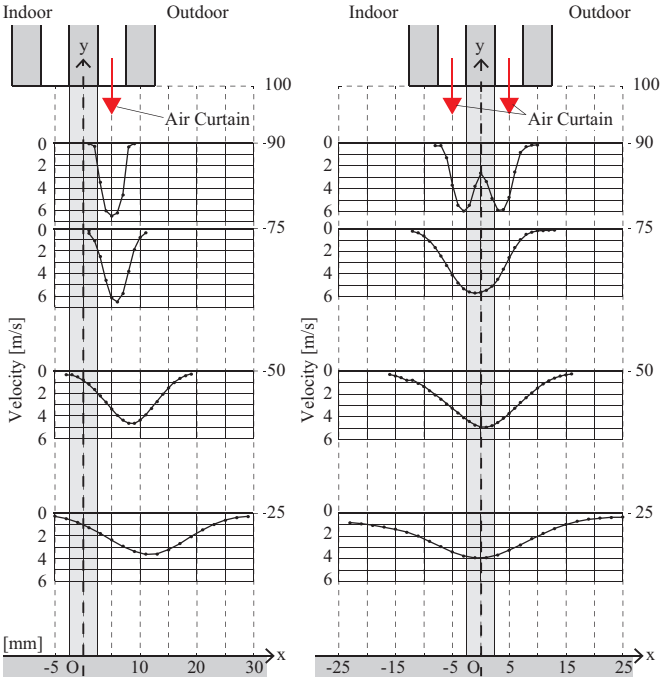


Fig. 5　Velocity distribution of Air Curtain

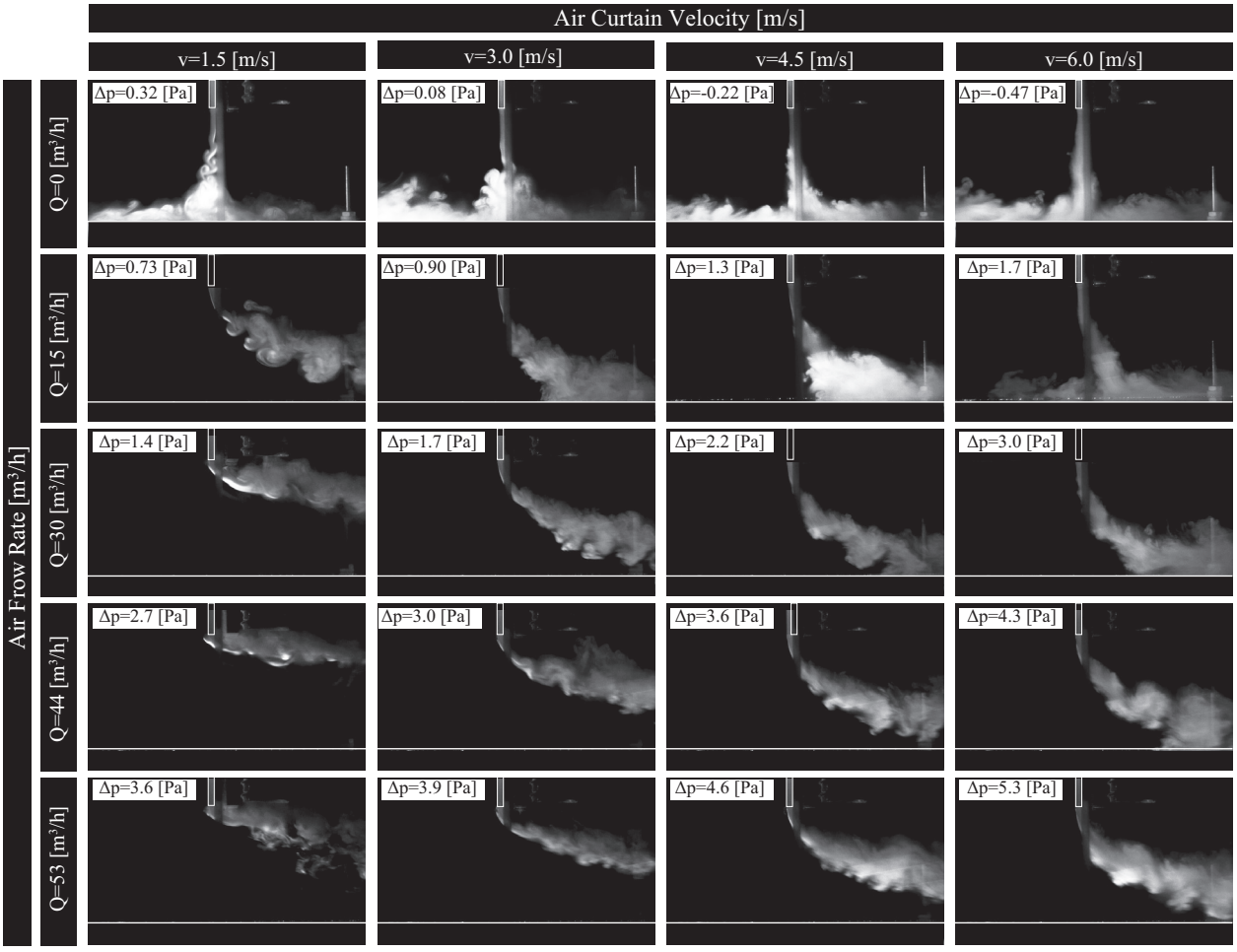


Fig. 4　Flow Visualizasion

2.3　AC による開口部の p-Q 特性

Fig. 6 に、内外差圧と外気侵入量の関係（p-Q 特性）を AC 設置位置ごとにまとめた結果を示す。結果から、同じ排気量において AC の風速が速くなるほど内外差圧が上昇していることがわかる。これは、温度差や風力により内外差圧が発生している場合でも、AC の吹出風速が早いほど外気侵入量が少なくなると言い換えることができる。つまり、AC 気流は外気が侵入する際の抵抗として働き、実質的に開口部の有効開口面積を小さくする効果があると考えられ、AC の吹出風速が早くなるほどその効果が大きくなる。

屋外側 AC と室内側 AC の結果を比較すると、排気量が 0 の条件では前述の通り屋外側 AC の 6.0 m/s 条件で室内が正圧となっていることが確認できる。逆に室内側 AC 条件では高風速で吹き出すほど室内空気が排気されるため負圧となっている。一方、他の排気量条件では設置位置による違いは確認できなかった。両側 AC の条件では片側条件に比べて内外差圧がより大きくなったことから、AC の効果が大きくなっており、片側条件に比べて風量が倍増したことによる効果が示されたが、片側 AC で吹出風速が 2 倍の条件と比べると遮断効果は低いと言える。ただし、これは気流通過時の抵抗としてであり、例えば先行研究 [5] で着目する内外での気流の混合を抑制する効果を評価するものではなく、その効果検証のためには例えばトレーサガス法により室内外の空気を区別して漏洩量を評価する必要があると考えられる。

Fig. 7 に AC の吹出風速条件ごとに AC 設置位置の条件を比較した結果を示す。1.5 m/s では、設置位置による大きな差異はない。吹出風速が大きい条件では AC なし・片側 AC・両側 AC で明らかな差異が見られ、通気抵抗を増加させる効果が見られた。

3. まとめ

本報では AC の基礎性状を把握するため、気流の可視化、風速分布測定、p-Q 特性測定実験を行い、AC が開口部の有効開口面積を低減させる効果を示した。また、両側 AC による抵抗の増加も示されたが、片側 AC で風速を倍増させる方が抵抗は大きくなった。今後はトレーサガスを用いた正味の外気侵入量の評価を行った上で CFD 解析を実施する所存である。

【参考文献】
1) F. C. Hayes, W.F.Stoecker : Heat Transfer Characteristics of the Air Curtain ,*ASHRAE Transactions*,Vol.75,Part2, pp.153-167,1969
2) F. C. Hayes, W. F. Stoecker : Design Data For Air Curtains, *ASHRAE Transactions*, Vol. 75, Part 2, pp.168-180, 1969
3) 渡邉久 , 永田明寛 : 内外差圧が開口部上部設置型縦吹降式エアカーテンの熱・気流遮断性能に与える影響 - 模型実験・CFD 解析による検証 , 日本建築学会環境系論文集 , 第 83 巻第 743 号 , pp.29-37, 2018.1
4) 李時桓 : 非循環型吹き下ろし式エアカーテンの熱遮断特性に関する数値的検討 , 日本建築学会学術講演梗概集 , 環境工学 II, pp.1361-1362, 2018.7
5) 飯田恵美 , 近藤靖史 : 冷凍倉庫モデルにおける二重エアカーテンの有効性に関する CFD 解析 , 日本建築学会大会学術講演梗概集 , 環境工学 II, pp.707-708, 2018.9

【註】
ここでは風速の相似比を 1/2 と想定して吹き出し風速の条件設定を行なったため、吹出風速が最大となる条件の 6.0 m/s は実際には 12.0 m/s に相当する。また、開口部気流が十分な乱流であり差圧が風速の 2 乗に相当すると仮定すると、実際の内外差圧は本実験の 4 倍の状況に相当すると言える。

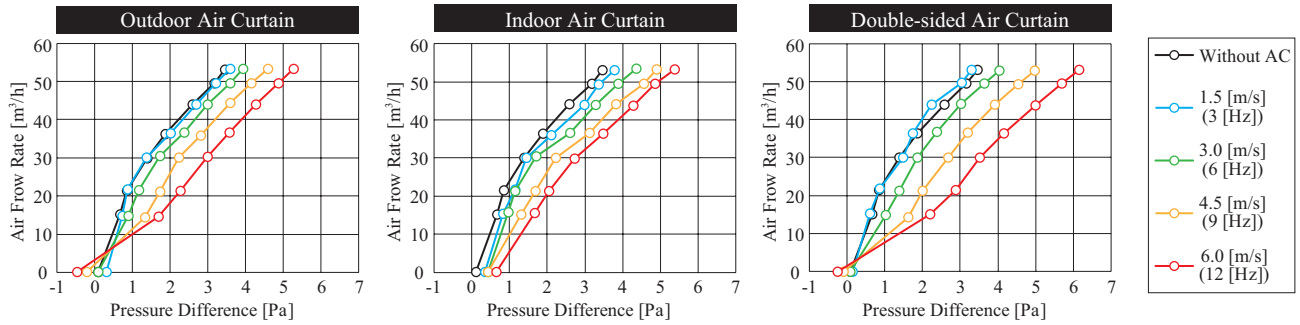


Fig. 6　Correlation between Pressure Difference and Flow Rate (p- Q Curve)
- Effect of Inlet Velocity of Air Curtain -

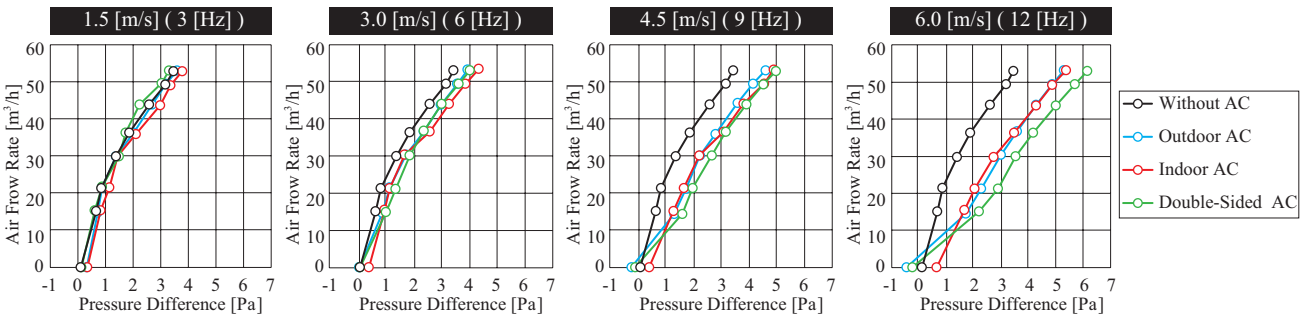


Fig. 7　Correlation between Pressure Difference and Flow Rate (p- Q Curve)
- Effect of the Location of Air Curtain

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

天吊形 PAC を利用した膜天井空調方式に関する研究
（その 6）窓面からの日射・貫流熱がペリメータ環境に与える影響

Study on Membrane Ceiling Air-Conditioning System Using Ceiling Suspended PAC
(Part 6) Effects of Heat Transfer and Solar Heat Load from Window Surface on Perimeter Environment

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

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

The ceiling cassette unit of packaged air conditioner (PAC) may bring a high cold-draught risk to occupants. To solve this problem, the mixing ventilation system can be improved by stretching the non-flammable membrane under the ceiling with PAC. In this study, when using split-type membrane ceiling air conditioning, the effects of solar heat from the window surface and thermal transmission heat on the perimeter environment will be examined. Experiments were conducted using various membrane arrangement conditions to confirm the behavior of the thermal plume in the perimeter environment.

1. はじめに

既存の天吊形パッケージエアコン (PAC) 下部に布の膜を張り、PAC の課題であるドラフトを解消し快適性を高める新空調方式、膜天井空調方式がある [1)]。本研究は分割型膜天井空調方式（膜を分散配置し、天井裏空間との相互換気による対流を促進し、空気質・空調性能の向上を図る空調方式）の導入された実大実験室を用いて、窓面からの日射熱・貫流熱がペリメータ環境に与える影響について検討した。既報 [2)] では、分割型膜天井空調を導入した実大実験室を用いて冷房性能の検討を行った。その結果、膜敷設率を上げることによりドラフトの改善が見られるものの、膜上下交換空気量が低下することによる冷房効率の悪化が確認された。本研究では分割型膜天井空調を導入することでペリメータ環境で発生する暖気がどのように移動するか、また PAC の熱処理にどのように影響を及ぼすかについて検討する。

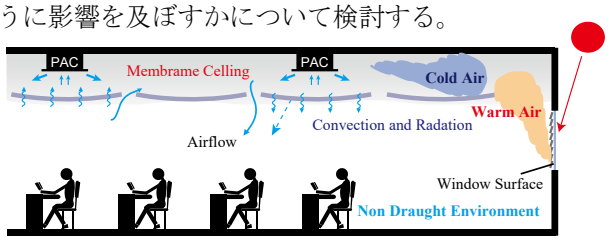


Fig.1 Membrane air-conditioning system

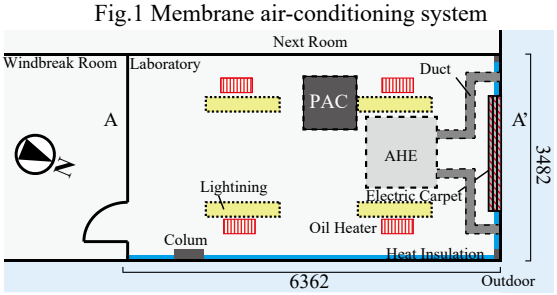


Fig.2 Plan View

2. 実験概要

2.1 実験室構成

夏期を想定した冷房実験を 2021 年 2 月 11 日～ 16 日に行った。実験室平面図を **Fig.2** に、断面図を **Fig.3** に示す。実験室内寸は 3428mm×6362mm×4070mm である。室の北・東面は屋外空間に面した外壁で、材質はコンクリートであり、40mm 厚さのスタイロフォームにより、床～ FL+3500mm にかけて断熱改修を行った。なお、外壁の FL+3500m~ 天井にかけて、及び柱は非断熱である。また、室の南・西面はそれぞれ非空調室の風除室、隣室に面しており、材質はプラスター合板で、断熱改修は行っていない。

室内には 4 方向吹出し PAC（PLZ-ZRP140EFF ; 三菱電機株式会社、以下、PAC) が 1 台導入されている。PAC の運転設定はそれぞれ、吹出し角度 : 俯角 30°C、設定温度 : 19°C（下限値）、風量 : 強 599m^3/h×4 とした。吸込み温度でコンプレッサを制御し、ON-OFF 運転を行う。

また、室外への貫流熱損失が大きいことが予想されたためオイルヒータ (1.2kW/ 台)×4 台、計 4.8kW という比較的大きな熱負荷を室内に与えた。更に夏期における窓面からの日射熱・貫流熱を模擬するため、縦横の長さが

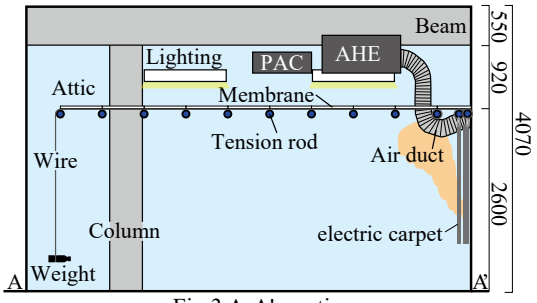


Fig.3 A-A' section

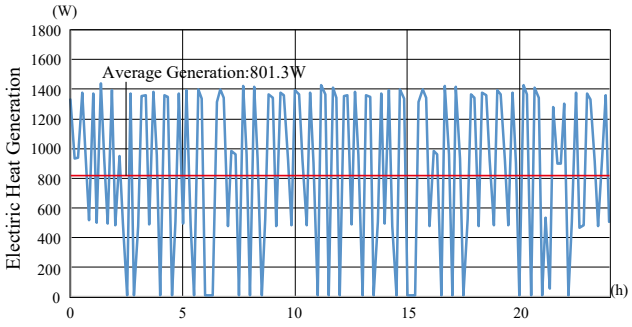


Fig.4 Electiric carpet output

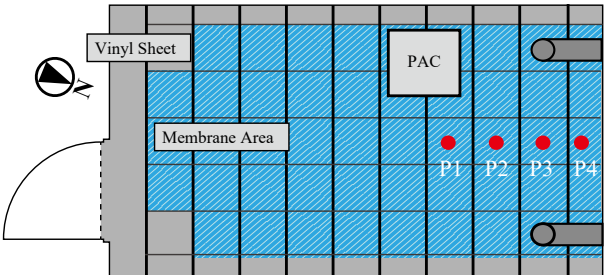


Fig.5 Membranes installation and Measurepoints

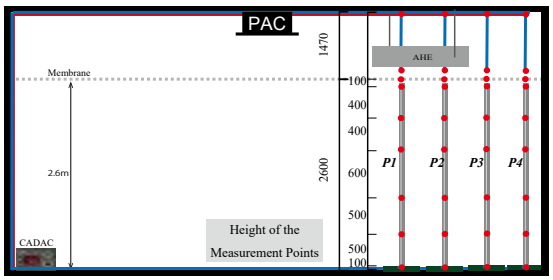
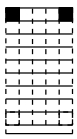
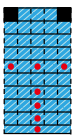
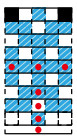
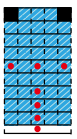
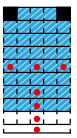


Fig.6 Vertical measurement point of Air Temperature

Table 1 Experimental condition

Case	PO	MF			
		1	2	3	4
	0%	100%	59%	95%	83%
Laying Ratio [%]					
Permability	-	with Non-woven Fablic Permability : 140[cm3/cm2・s]			

1.7 mのホットカーペット 3 枚を室北の壁面付近に取り付け、計約 800W(277W/ ㎡) の熱を発生させた **(Fig.4)**。また、ホットカーペットで熱負荷を発生させる際、本来備わっている安全装置により 12 時間が経過すると自動的に電源が切れる設定となっていたため、プログラムタイマーを用いて ON-OFF 制御を追加し、6 時間経過すると自動的に電源を落とし、1 分後に再起動するようにした。実験室の FL +2.6m 高さにワイヤーと突っ張り棒で 60cm 角、5 行 9 列のグリッドフレームを組み、その上に膜を敷設した。膜敷設率 100% の場合の図を **Fig.5** に示す。グリッド外部分は、ビニールにより目張りを行い、膜敷設率 100% の時、膜上空間と膜下空間が膜以外の部分で遮断されるようにした。室南側のグリッド両端部は、南北の対称性を考え目張りを行った。その為、膜は最大で 41 枚が敷設可能である。またペリメータ付近と想定される室北側には膜を更に細かく分割し、形状に合わせて膜を配置した。

測定点の平面配置、鉛直配置を **Fig.5**、**Fig.6** に示す。空気温度測定は T 型熱電対で行い、図中の P1~P4 の測定ポールに設置した。加えて、PAC 吹出し口 4 点 + 吸込み口 1 点、風除室側の実験室扉位置にも熱電対を設置した。壁面・床・天井温度にも同じく T 型熱電対を用い、黒いアルミテープ (放射率 :0.93) により接着した。

2.2 実験条件

実験条件を **Table. 1** に示す。パラメータは膜敷設率と膜の通気性とし、全 5 条件である。膜の材質はガラス繊維で編まれた三軸織物 (SG シリーズ ; サカセ・アドテック株式会社) に、織物 + 不織布（以下、MF 膜）を張り通気抵抗を大きくした MF 膜を用いた。膜の通気性 **(Table.1)** は JIS-L 1096 A に従い測定された。また、膜表面温度を測定するため、**Table.1** 図中の 7 点、膜下側に T 型熱電対を貼り付けた。

2.3 実験手順

夏期冷房時の負荷条件（特に建物の躯体温度）を冬期に再現するため、室内の PAC の設定温度を 28℃、オイルヒータ 4 台計 4.8kw、ホットカーペット計約 800W を発熱させ、12 時間躯体によく蓄熱させた。その後冷房（設定温度：19℃）に切り替えて冷房開始後 5 時間の温度分布を計測した。**(Fig.7)**

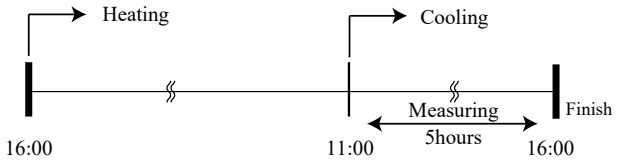


Fig.7 Experiment Time Schedule

2.4 ペリメータ環境の熱負荷の再現

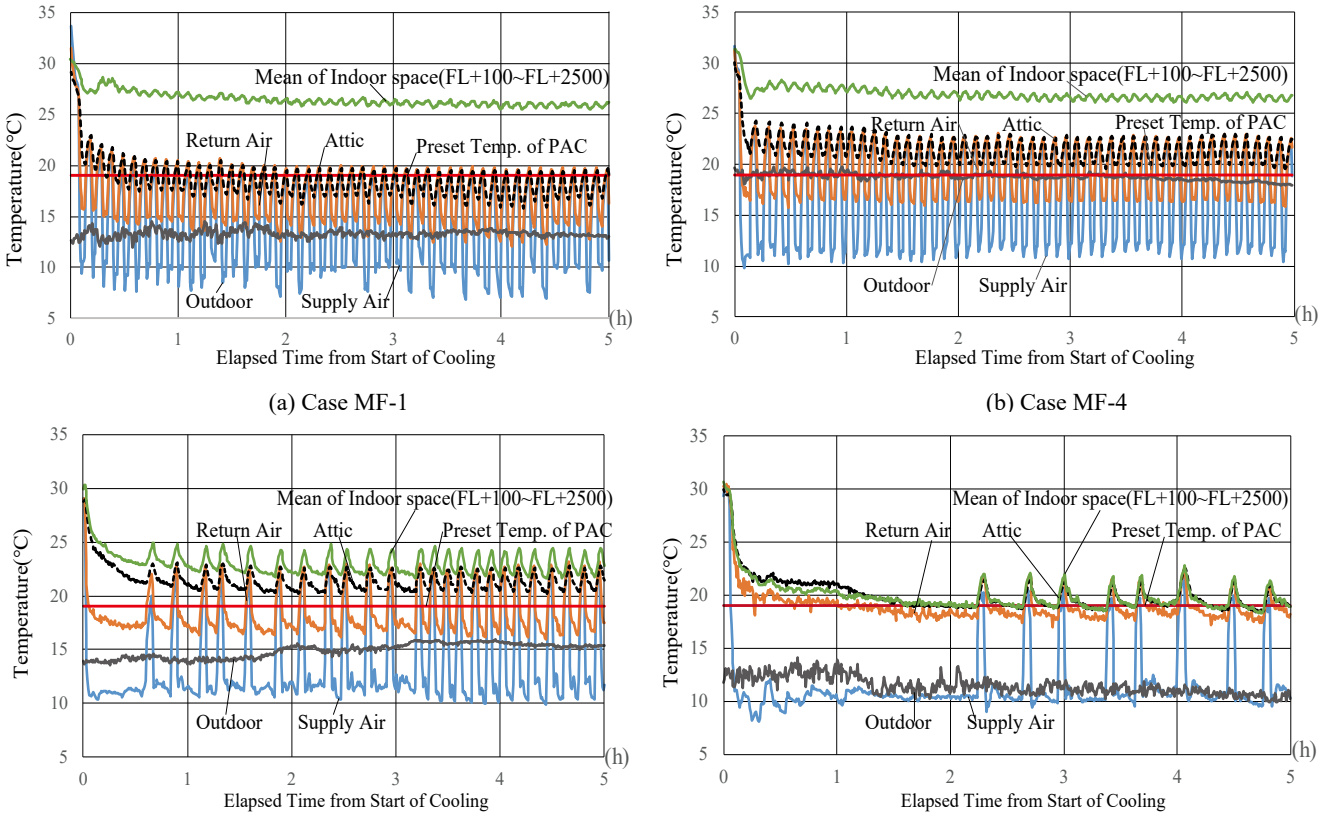
ペリメータ環境における熱負荷を算定するために窓面からの貫流熱と日射熱取得の 2 つの合計として求めた。

- 窓面からの日射熱負荷については東京都、夏期（7/23）12 時における南面の値 180W/m^2 を用いる。
- 窓面からの貫流熱を算定する際には以下の式（Eq.1）を用いた。

$$q_n = K \cdot \Delta\theta \qquad \text{Eq.1}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{l_g}{\lambda_g} + \frac{1}{\alpha_i}} \qquad \text{Eq.2}$$

本実験ではガラス窓からの貫流熱を求めるため、室内外温度差 $\Delta\theta$=**10**[℃] として算定し、α_o=23[W/m^2]、α_i=9[W/m^2] とした。また窓ガラスの厚さ、熱伝導率をを



(a) Case MF-1　(b) Case MF-4

(c) Case MF-2　(d) Case PO

Fig.8 Change of SA, OA, RA, Indoor Air Temperature

れぞれ l_g=0.003[m]、λ_g=1.0[W/m·K] として算定を行い、結果、窓面の貫流熱負荷は 63.4W/m^2 となった。

よって、窓面からの日射熱負荷・貫流熱負荷を合計して 243.4W/m^2 となる。ホットカーペット計 3 枚の熱負荷が 277W/m^2 となるため、本研究ではこれらを用いてペリメータ環境の再現を行った。

3. 結果と考察

3.1 温度経時変化

Fig.8 に Case MF-1, 4, 2, PO の各点での温度経時変化を示す。ここで attic とは膜上空間の事を指す。PAC の吸込み温度が 14℃ から 23℃ で振動する、ハンチングが発生した。

CaseMF-1、CaseMF-4 は膜敷設率が大きいためハンチング周期は 6 分程度と短いスパンで発生した。これは PAC からの吹出し気流が膜上で滞留し、ショートサーキットが発生したことが原因であると考えられる。また、膜敷設率の増加により膜上と膜下の温度分布の差が大きくなり、居住域で発した熱は膜下で滞留し、膜上では PAC の吹出し気流がショートサーキットを引き起こすことから、膜敷設率の増加による冷房効率の悪化が見られた。

CaseMF-2 では膜敷設率を小さくすることにより、ハンチング周期が 12 分となり、膜敷設率を高く設定した CaseMF-1、CaseMF-4 と比べて長くなった。これにより膜敷設率を低くすることでショートサーキットの発生を低減できることがわかる。ただし、膜を設置しなかった CasePO ではハンチング周期が 22.5 分と 2 倍近く大きいことがわかる。また、CasePO と比較して全体的に温度は高くなるが、膜上と膜下の温度分布の差はおおよそ一致し、全体的に冷房効率の改善が見られた。

3.2 鉛直温度分布

Fig.9 に冷房に切り替えてから 2 時間後の P1 ～ P4 各点におけるハンチング 1 周期間で平均化した鉛直温度分布を示す。全 Case においてペリメータに近接した P3 ～ P4 の温度は P1 ～ P2 より高いことがわかる。膜を設置しない CasePO とその他の Case では膜上下で温度分布に大きな差が生じた。更に膜敷設率を増加させることにより鉛直温度分布が不均一になりやすく、膜敷設率の増加によってペリメータ付近の冷房効率に影響を及ぼすことが考えられる。また、CaseMF-1、CaseMF-2、CaseMF-4 を比較すると、窓面付近から距離がある P1~P2 ではほとんど鉛直温度分布に差がなかったが、窓面付近の P3~P4 では膜付近で温度に差異が見られることがわかる。窓面付近の膜を設置しないことで、窓面で発生した熱が膜上空間に流入し、効果的に処理されると言える。

Fig.10 に冷房に切り替えてから 4 時間後の P1 ～ P4 各点におけるハンチング周期間で平均化した鉛直温度分布を示す。膜敷設率が高い CaseMF-1、CaseMF-3、CaseMF-4 では 2 時間後と 4 時間後で膜上空間で温度差

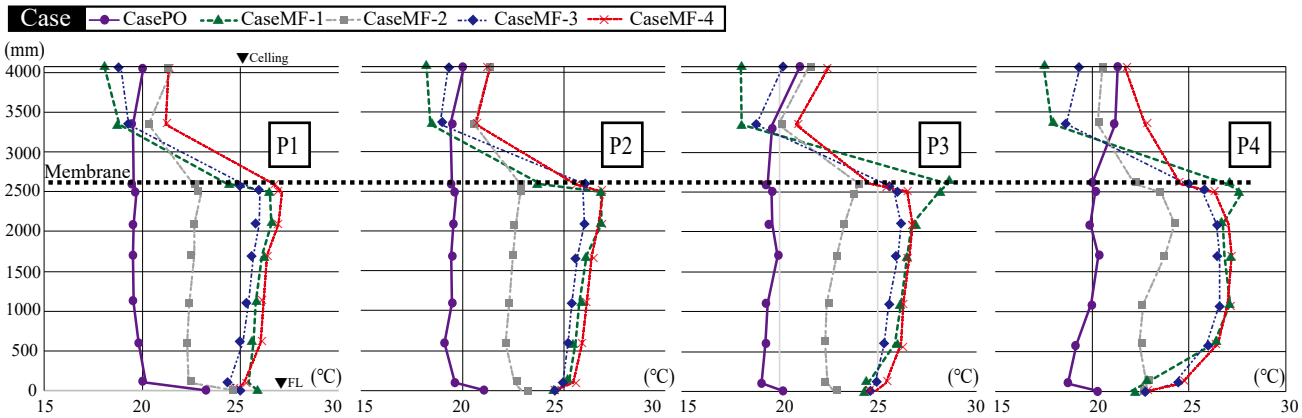


Fig.9 Vertical temperture distribution averaged over hunting cycles (after 2hours cooling)

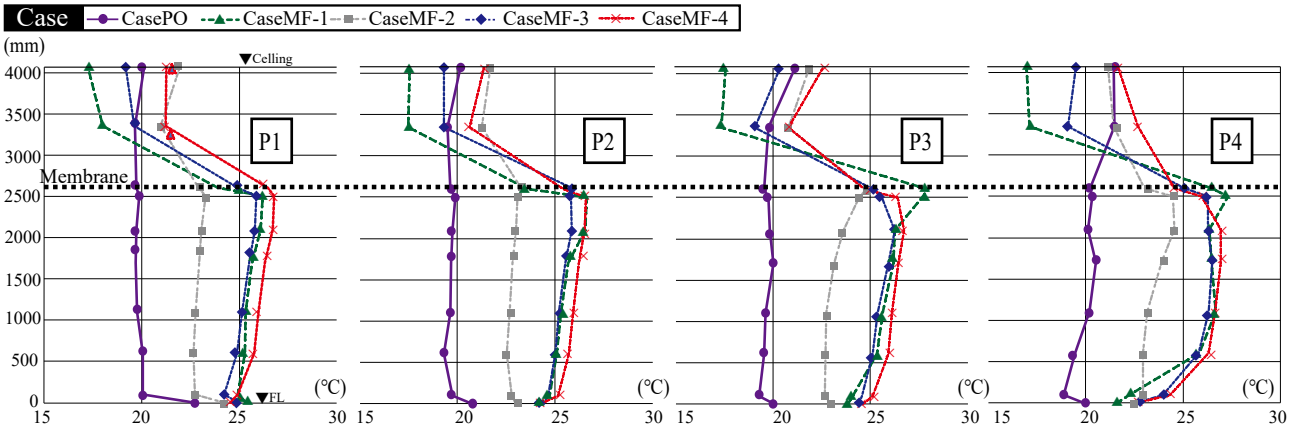


Fig.10 Vertical temperture distribution averaged over hunting cycles (after 4hours cooling)

が見られた。このことから膜敷設率が高い時、窓面付近では定常状態になるのに時間を要することがわかった。また、CasePO、CaseMF-2、CaseMF-3 では P2 ～ P4 地点の天井面付近で温度が上昇するが、CaseMF-4 では P4 の天井付近で温度が低下し、P2 ～ P3 の天井付近で温度が上昇したことから、今後は膜敷設条件の変化による暖気の移動経路を検討していく予定である。

CaseMF-1、CaseMF-3、CaseMF-4 のペリメータ環境に着目すると、P1~P2 地点ではこれらの 3 つの Case 間において温度差はほとんど見られなかったが、窓面に近い P3~P4 で大きな温度差が見られた。膜を窓面付近にも設置した CaseMF-1 では膜設置位置である FL+2.6m 近傍で温度が上昇していることから膜下で暖気が滞留していることが考えられ、CaseMF-3、CaseMF-4 の様に膜敷設率が高い場合でも窓面付近の膜を取り除くことにより鉛直温度分布が改善されることがわかった。

記号

q_n ：壁体通過熱負荷 [W/m^2]　K ：熱通過率 [W/m^2]

l_g ：ガラスの厚さ [m]　α_i ：内表面熱伝達率 [W/m^2·K]

α_o ：外表面熱伝達率 [W/m^2·K]　λ_g ：ガラスの熱伝導率 [W/m·K]

略字

SA ：PAC 給気　PO : PAC Only　MF : Membrane and Fabric
MO : Membrane Only

4．終わりに

本報では夏期を想定した実大実験を行い、本空調方式がペリメータ環境に及ぼす影響を検討を行い、以下のような知見を得た。

- 膜上に生じる PAC のショートサーキットは膜敷設率の減少に応じて低減させることができる。
- 膜敷設率を低下させることによって鉛直温度分布の均一化を図ることができ、冷房効率の改善が図れる。

また、今後の展望は以下の通りである。

- トレーサーガスを発生させ、窓面における熱上昇気流の挙動を確かめる。
- ファンを設置して窓面の暖気を膜上に誘導させ、温度分布の変化を確かめる。

謝辞

本研究はダイキン工業（株）との共同研究であり、ここに記して謝辞を表します。

参考文献

1) 蔵永真理、山中俊夫、前田龍紀、北風春都：PAC を用いた膜天井放射空調の冷房性能に関する実験的研究、日本建築学会環境系論文集 Vol.84 No.757、pp255-262、2019.3
2) 淀野修司、山中俊夫、小林知宏、崔ナレ、伊藤彰吾：天吊形 PAC を用いた分割型膜天井空調方式に関する研究(その 5) 実大実験による冷房空調時の室内環境の検討

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021.3.8）

PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究
（その 16）暖房時において外皮負荷が定常時室内熱環境に及ぼす影響
Cooling and Heating Performance of Ceiling Radiant Membrane Air Conditioning System with PAC
(Part16) Effect of the Perimeter Zone Heat Load on Steady-State Indoor Thermal Environment under Heating Condition

○安江　楽人（竹中工務店）　山中　俊夫　（大阪大学）
小林　知広（大阪大学）　崔　　ナレ　（大阪大学）
前田　龍紀（竹中工務店）　上村　芙美子（大阪大学）
新宮　浩丈（竹中工務店）

Rakuto YASUE *1　Toshio YAMANAKA *2　Tomohiro KOBAYASHI *2　Narae CHOI *2
Tatsunori MAEDA *1　Fumiko KAMIMURA *2　Hirotake SHINGU *1
*1Takenaka Corporation　*2Osaka University

The authors propose a new air conditioning system combining PAC and membrane ceiling. In the previous study, the air flow rate through membrane was small. Therefore, in this study, the heating performance verification experiments were conducted in an experimental room where the membrane with low flow resistance are installed to increase the air flow rate through membrane. We obtained the knowledge about steady-state indoor thermal environment under heating condition.

1. はじめに

近年、建設業において省力化・省人化は重要な課題である。本研究では、省エネルギー性と快適性を両立させた放射空調に、ダクト工事を不要とする天井カセット方式を用いた新たな空調方式を提案し、実大実験と実測によりその効果を検証する。

既報 [1]では、夏季の利用を想定した冷房実験を行い、その効果を検証した。本報では、冬季の利用を想定して行った暖房実験結果について報告する。

2. 実験概要

2.1 実験室概要

実大実験を 2020 年 11 月 4 日～ 2020 年 12 月 25 日に行った。平面図を Fig.1、断面図を Fig.2 に示す。実験室は既報 [1]と同様で、加えて暖房負荷として冷却壁面 Wall(1) を設置した。冷却壁面（プラスターボード

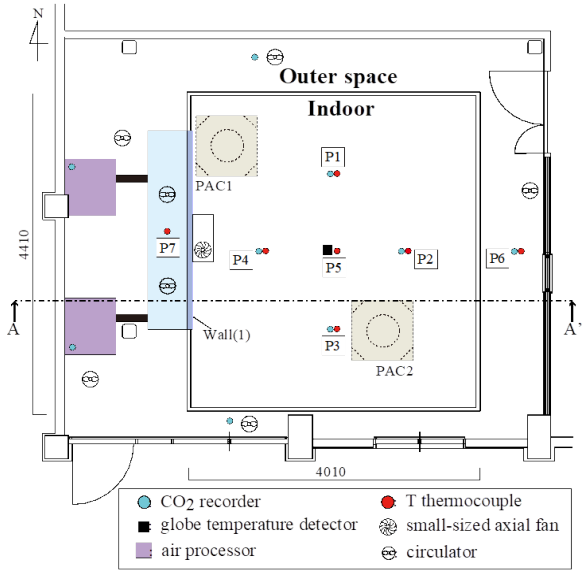


Fig.1　Plan of experiment room [mm]

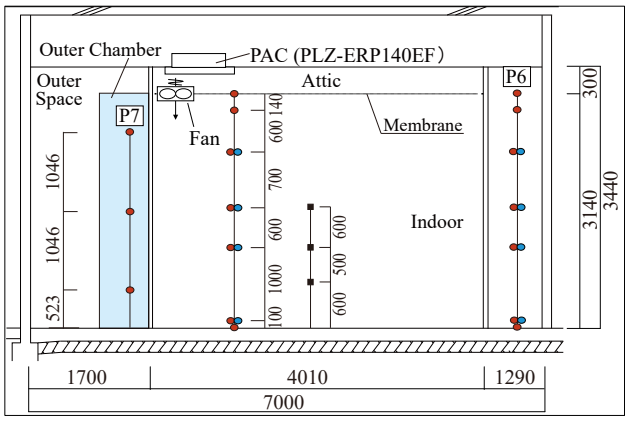


Fig. 2 A-A' cross section [mm]

12.5mm） は他の壁面より断熱性が低くなっている。冷却壁面の外側に仮想外気室を建設し、ダクトにより循環型温制御装置（C-750MVK-A）と仮想外気室を接続し、仮想外気室への給気温度を制御することで Wall(1)を冷却した。仮想外気室内はファンにより攪拌し、空気温度を均一にしている。実験室の外側空間は、ルームエアコン（三菱電機株式会社、MSZ-GV3620-W、以下 AC） を使用することで、循環型温度制御装置の排熱処理をしながら、膜下空間と同温になるように空調した。

2. 2 測定点

各測定項目と測定点を Fig.1、Fig.2 に示す。温度測定には T 型熱電対を使用し、測定点は Fig.2 の P1～P6 に鉛直方向 7 点を設けて測定を行った。ただし、後述する膜なし条件（PO 条件）では、天井面を加えた鉛直方向 8 点で測定した。また、各 PAC の吸込み口に 1 点、吹出し口に 4 点、膜上に 3 点設けた。壁温度は、Wall(1)を除く 3 壁面の内外それぞれを水平方向に 3 分割、鉛直方向に 3 分割した区画の中心を測定点とし、1 つの壁につき計 9 点で温度測定を行った。P7 は、壁温度の測定点と同様の鉛直高さ 3 点で測定した。室中央では黒球の中に熱電対を挿し込み、グローブ温度の測定を鉛直方向 3 点で行った。いずれの測定項目も測定間隔 30 秒として測定を行った。

2. 3 実験条件

実験条件を Table 1~3 に示す。膜が室内環境に与える影響を検討するため、実験のパラメータとして、膜なし（PO 条件）、不織布無し膜（MO 条件）、不織布有り膜（MF 条件）の 3 条件設定した。各膜材の仕様は既報 [1]と同様である。加えて、PAC 設定温度と仮想外気室の室温差をパラメータとして 3 条件設定し、計 9 条件の実験を行った。今回の暖房実験では、PAC 吹出し角度・吹出し風量が与える影響は小さいと考えられることから、上記 2 項目は全条件で Table 3 に示す設定とした。また、実験室内での発熱量はなしとした。

2. 4 実験手順

実験室を冷やすために、前日夕方から PAC と AC の冷房運転（設定温度 19℃）を開始、同時に温度・グローブ温度の測定を開始し、実験当日の朝に PAC 暖房運転を開始した。また本実験では、CO_2 濃度測定も実施しており、その実験手順については次報 [2]にて報告する。

3. 実験結果

3. 1 PAC の運転状況

Fig.3 に各条件の Case1 について、PAC 暖房運転開始後からの各部の温度経時変化を示す。温度は周期的に変動しているが、これは PAC が ON-OFF を繰り返して運転したためと考えられる。時間経過後に着目すると、約 5

Table 1 The Characteristics of membrane

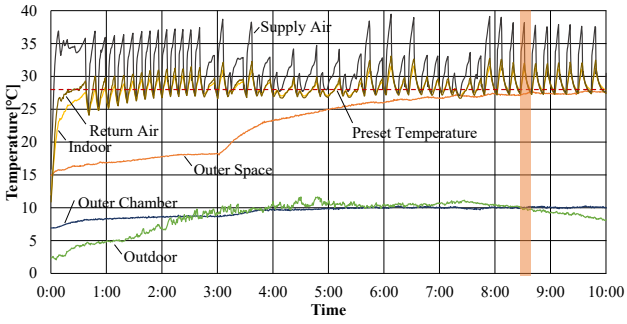
	Kind of Membrane	Permability [cm3/cm2/s] (Air Flow rate at 125Pa)	Materials
CasePO	PAC Only	-	-
CaseMO	Membrane Only	452	Glass fiber
CaseMF	Membrane and Fablic	140	Glass fiber, Nonwoven fabric

Table 2 Set temperature in each case

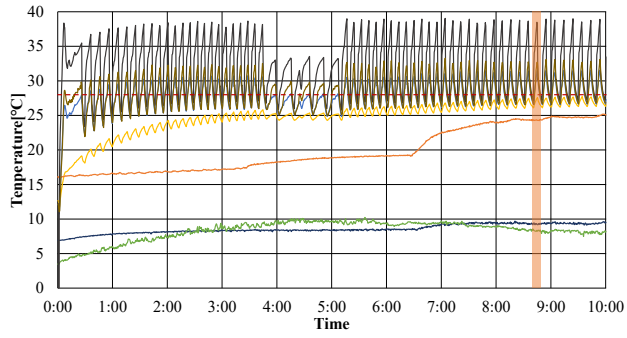
	Preset Indoor Temperature [°C]	Outer Chamber Temperature [°C]	Temperature difference between PAC and Outer Chamber[°C]
Case1	28	8	20
Case2	22	8	14
Case3	22	14	8

Table 3 Conditions of experiments

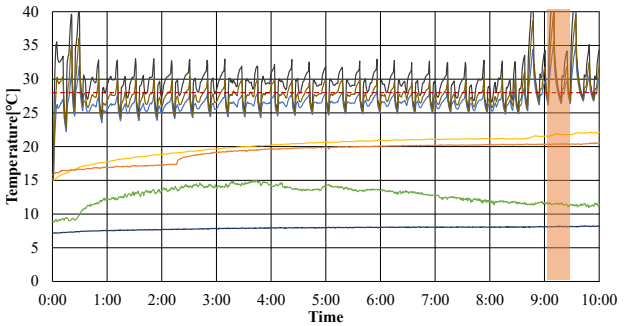
Condition	
Airflow Rate of PAC [m3/h]	1016+1002
Angle of supply [°]	60
Total Heat Generation [W]	0



(a) Case PO-1



(b) Case MO-1



(c) Case MF-1

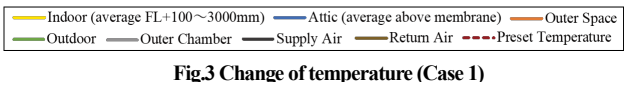


Fig.3 Change of temperature (Case 1)

時間後の室内温度・膜下温度は、CasePO-1：約 28℃、CaseMO-1：約 25℃、CaseMF-1：約 21℃となっている。PAC の設定温度は、全て 28℃である。膜の通気抵抗により、暖房気流が膜下空間まで到達しないことで、室内温度が設定温度まで達していないことが考えられる。膜が設置される場合における、膜下温度制御方法の検討が必要であることが示されている。なお、同じ条件内でもこの PAC の ON-OFF の温度振れ幅が変化しているときがある。例えば、CasePO-1 で実験開始後 3:40～5:20 の間では、温度振れ幅は他の時間に比べて小さい。この間、外気温が約 10℃よりも高くなっており、振れ幅が大きい時、外気温は約 10℃より下回っている。外気温が低い時に早く設定温度に到達させようと室外機が能力を大きく出す運転となり、外気温によって温度振れ幅に変化が出ると考えられる。

3. 2 鉛直温度分布

Fig.4 に各ケースの鉛直温度分布（定常時の PAC 一周期分のデータ平均、Fig.3 内の橙範囲）を示す。PO 条件では、FL+100mm と FL+1700mm 間での温度差が ASHRAE55[3] 推奨の 3℃以内となっている。また、均一な鉛直温度分布を形成しており、膜下空間が十分暖められていることがわかる。これは、室容積に対して PAC 容量・吹出風量が大きく、換気回数が約 33 回/h 程度となることから、既報 [4]にて示されているように、床下まで暖気が行き届いて空気交換が大きく行われるためだと考えられる。一方、MO 条件では鉛直温度分布が高さによって顕著に異なっている。これは、上部のみ暖房気流が到達し、下部は到達しにくいためと考えられる。また、MF 条件は、MO 条件に比べて FL+100～1700 間の鉛直温度分布への影響が少ない。MF 条件では、膜の通気抵抗が大きいことから、さらに暖房気流が下部へ到達しにくいためと考えられる。暖房気流の到達高さについては CO_2 濃度の測定結果から示唆できると考えられ、次報 [2]にて報告する。

それぞれの Case におけるグラフの傾きに着目すると、MO 条件・MF 条件では、Case1＞Case2＞Case3 の順に傾きが小さくなり、鉛直温度分布の高さによる差異が少なくなる傾向となっている。これは、Case1＞Case2＞Case3 の順に膜と仮想外部室との温度差が小さくなることに対応している。膜の通気性能が変わっても、膜と仮想外部室との温度差が鉛直温度分布へ与える影響の傾向は同じであることが分かる。また、設定温度が同じである Case2

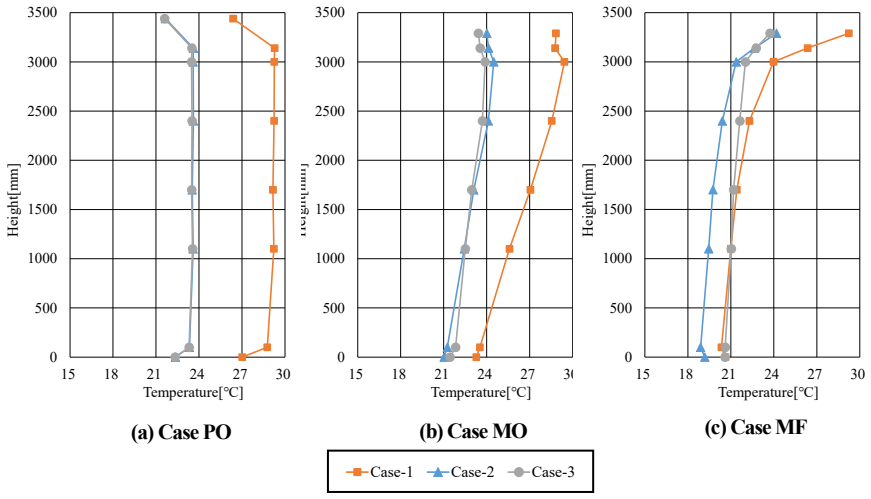


Fig.4 The vertical distribution of temperature

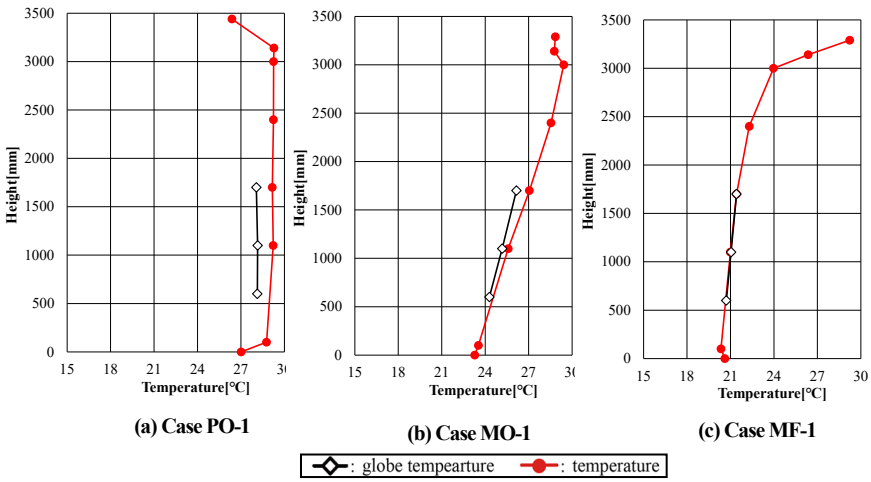


Fig.5 Vertical distribution of temperature and globe temperature (Case 1)

Table 4 The difference of indoor temperature on the period between PAC on and off

(a) Case PO-1

Height [mm]	Temperature[℃] MAX	MIN	Δt (MAX-MIN)	Standard Deviation
3290	27.7	25.6	2.1	0.65
3140	32.3	27.5	4.8	1.42
3000	31.9	27.5	4.3	1.34
2400	31.2	28.0	3.2	0.99
1700	30.8	28.0	2.9	0.89
1100	31.3	27.8	3.5	1.04
100	30.2	27.8	2.4	0.74
0	27.2	26.8	0.4	0.11

(b) Case MO-1

Height [mm]	Temperature[℃] MAX	MIN	Δt (MAX-MIN)	Standard Deviation
3290	31.5	26.6	5.0	1.57
3140	31.2	26.6	4.6	1.46
3000	32.1	27.3	4.8	1.47
2400	29.9	27.3	2.6	0.82
1700	27.4	26.6	0.8	0.19
1100	25.9	25.3	0.5	0.17
100	23.6	23.5	0.1	0.03
0	23.3	23.2	0.1	0.02

(c) Case MF-1

Height [mm]	Temperature[℃] MAX	MIN	Δt (MAX-MIN)	Standard Deviation
3290	35.6	26.4	9.2	2.79
3140	29.6	24.8	4.8	1.49
3000	24.4	23.5	0.9	0.30
2400	22.3	22.0	0.3	0.10
1700	21.4	21.2	0.2	0.07
1100	21.0	20.8	0.2	0.06
100	20.3	20.2	0.2	0.06
0	20.6	20.5	0.2	0.05

と Case3 において、CaseMO-2 と CaseMO-3 での FL+1100 の温度は大きな違いがない一方、CaseMF-2 と CaseMF-3 での同じ FL+1100 の温度は、約 1.5℃異なる。PAC 設定温度が同じであっても、膜の通気性能の大小によって、仮想外部空間からの冷熱に対する追従性が異なることが示唆されている。

Table 4 に Fig.3 と同じ PAC の ON-OFF 1 周期内での温度変化幅を示す。PO-1 では、1 周期の間で FL+1100 において最大と最小の差が 3.5℃である一方、MO-1・MF-1 ではそれぞれ 0.5℃・0.2℃となっている。これは、膜があることで PAC の ON-OFF 周期内における温度変化が少ない膜下温熱環境を作り出せていることを示している。

3. 3 グローブ温度

Fig.5 に各条件の Case1 のグローブ温度を示す。CaseMO-1・CaseMF-1 において、高い位置ではグローブ温度が高いことから、室上部では温められた膜からの放射効果による影響が大きいことが考えられる。膜の条件間で比較すると、MO 条件・PO 条件では、グローブ温度＜空気温度であることから、暖房負荷の冷却面からの冷放射による影響が大きいことが考えられる。一方、MF 条件では、グローブ温度と空気温度が概ね近しい値であることと、床面温度が直近の空気温度よりも高いことから、膜からの熱放射による効果が大きいことが示唆される。

3. 4 ファン実験との比較

前項では、MF 条件において、暖房気流が膜下空間まで到達せず、膜下空間の温度が低い状態になっていることが示唆された。そこで、膜表面に小型軸流ファン（三洋電機、109P1348S101、230CMH、以下ファン）を設置し、膜上空間の暖房気流を膜下空間へ送り込むことを試みた。実験条件は、CaseMF-1 と同条件である。

Fig.6 に温度経時変化を示す。CaseMF-ファンでは、PAC の ON-OFF 頻度が多くなっている。これは、膜上空間の温度が下がりやすくなっているためと考えられる。次に、MF-ファンでは、膜下温度が MF-1 に比べて高くなっており、設定温度 28℃に対して、室内温度は 22～24℃となっている。ファンにより膜上空間の暖気が膜下空間へ送り込まれて膜下空間が暖かくなっている。ただし、設定温度 28℃には達していないため、MF-1 と同様、温度制御方法の開発が必要と考えられる。

続いて、Fig.7 に鉛直温度分布、Table 5 に PAC の ON-OFF 1 周期内での温度変化幅を示す。MF-ファンでは、鉛直温度分布での温度差が少なく、PO-1 と同様の傾向を示す。暖気を膜下空間へ送り込むことで、良好な空間が形成できている。また、周期内の温度変化は、MF-1 と MF-ファンで膜下空間では大きな違いはない。ON-OFF 周期内での温度変化が少ない環境は、ファンありでも形成できることが示唆されている。よって、小型ファンにより膜上空間の暖房気流を膜下へ送り込むことにより、鉛直温度分布の温度差が少なく、時系列での温度変化も少ない良好な環境を形成できることが考えられる。

4. まとめ

本報では、PAC を用いた膜天井放射空調方式において、膜の通気性能が暖房定常時の室内温度分布に与える影響を検討し、知見を得た。次報では立ち上がり時の結果および CO_2 濃度測定結果を報告する。

謝 辞

本研究は大阪大学との共同研究であり関係者各位に謝意を表します。

参 考 文 献

1) 安江、山中、小林、袁、崔、前田、上村、新宮：PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究（その 12）～（その 15）空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 2020. 9
2) 上村、山中、小林、崔、前田、新宮、安江：PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究（その 17），空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2021. 6 掲載予定
3) ASHRAE STANDARD55-92 : Environmental Condition for Human Occupancy
4) 伊藤、横井、中原：暖房空間の温度分布特性とその評価−空調空間の熱的特性に関する研究第 1 報−, 日本建築学会計画系論文報告集 pp37～47, 1987. 12

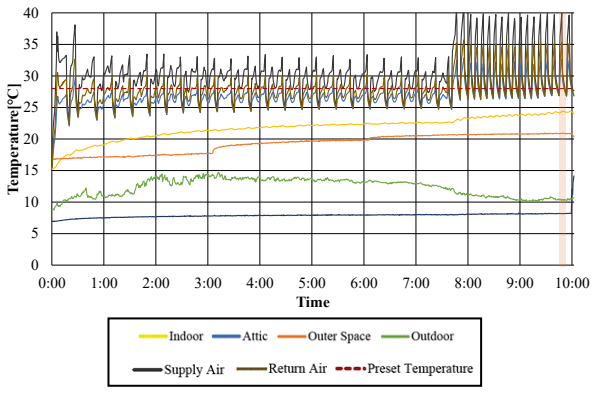


Fig.6 Change of temperature (Case MF-fan)

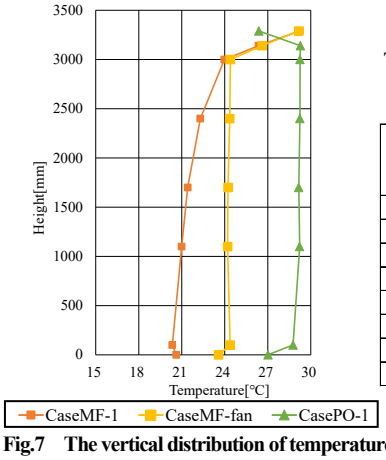


Fig.7 The vertical distribution of temperature

Table 5 The difference of indoor Temperature on the period between PAC on and off (Case MF-fan)

Height	Temperature[℃]			
	MAX	MIN	Δt (MAX-MIN)	Standard Deviation
3290	32.6	26.8	5.8	1.91
3140	28.1	25.5	2.6	0.84
3000	24.6	24.2	0.4	0.12
2400	24.5	24.2	0.3	0.08
1700	24.3	24.1	0.3	0.08
1100	24.3	24.1	0.3	0.09
100	24.5	24.2	0.4	0.09
0	23.6	23.5	0.1	0.04

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究
（その 17）暖房時立ち上がり運転における室内熱環境の経時変化に関する研究
Cooling and Heating Performance of Ceiling Radiant Membrane Air Conditioning System with PAC
(Part17) Transient Status of Indoor Thermal Environment under Starting Time of Heating

○上村　芙美子（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
小林　知広　（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
前田　龍紀　（竹中工務店）　新宮　浩丈（竹中工務店）
安江　楽人　（竹中工務店）
Fumiko KAMIMURA[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Narae CHOI[*1]
Tatsunori MAEDA[*2] Hirotake SHINGU[*2] Rakuto YASUE[*2]
[*1] Osaka University [*2] Takenaka Corporation

In the previous study, a cooling experiment was conducted, and the heating performance verification is necessary for practical use. Therefore, the purpose of this study is to investigate the heating performance of this air conditioning system in a full scale room and to develop an optimal method of using this system. In order to clarify the indoor thermal environment under starting time of heating, the temperature and the concentration change were measured under several conditions.

はじめに

本研究では、パッケージエアコン (以下、PAC) を用いた膜天井放射空調 [1] の冷暖房性能の検討を行うことを目的とする。本報では、前報 [2] と同様の実験室において行った暖房性能の検証実験の結果より、立ち上がり時の温熱環境特性・室内濃度変化について報告する。

1. 実験概要

実験室概要､測定概要については前報 [2] と同様である。実験室平面図を **Fig. 1**, 断面図を **Fig. 2** に示す。各測定点を **Fig.1**, **2** に示す。温度測定点は前報 [2] と同様であり、CO_2 濃度は CO_2 濃度計 (T&D、RTR-576) を用いて、P1 ～ P4, P6 で鉛直方向 4 点、膜上 3 点、外側空間の北 1 点・南 1 点・西 2 点で測定した。測定間隔は全て 30 秒とした。

実験手順としては、実験当日の朝に PAC 暖房運転を開始した。同時に立ち上がり運転時の濃度変化をみるために PAC 吹出し口から CO_2 を発生させ、CO_2 濃度測定を開始し、発生開始 3 時間後にガス発生を一時停止した。躯体温度を含めた室内温度が定常に達したと判断した後、定常時の濃度変化をみるために、再度 PAC 吹出し口から CO_2 を発生させた。発生 3 時間後にガス発生を終了し、全実験を終了した。常にガス流量はマスフローコントローラにより 1L/min に調節した。**Fig. 3** に測定手順の概要図を示す。

実験条件は前報と同様の 9 条件＋ファン条件の計 10 条件である (**Table 1,2,3**)。

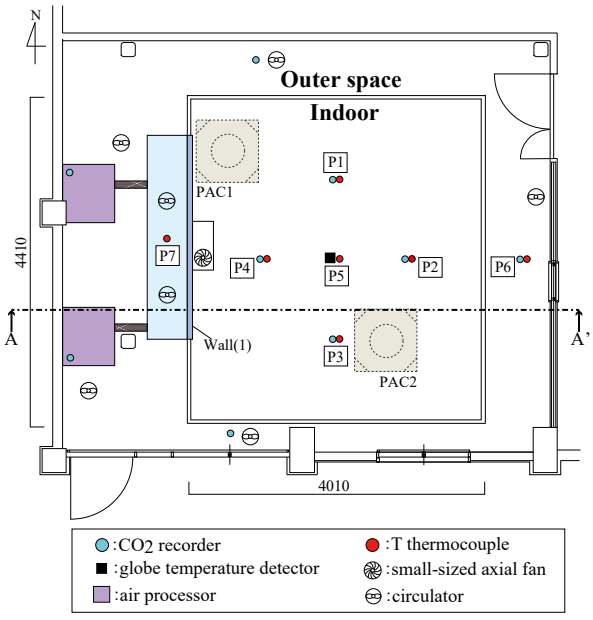


Fig. 1 Plan of experiment room [mm]

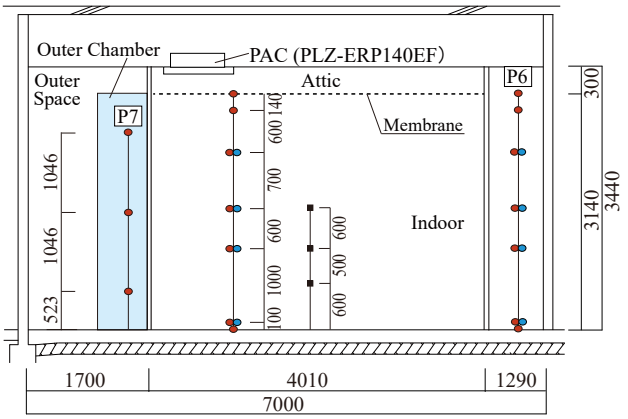


Fig. 2 A-A' cross section [mm]

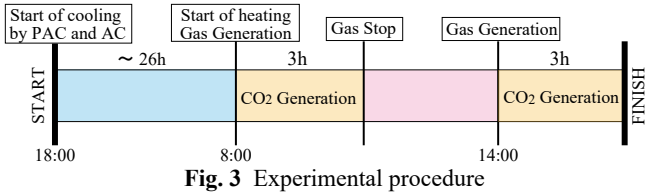


Fig. 3 Experimental procedure

Table 1 The Characteristics of membrane

	Kind of Membrane	Permability [cm³/cm²/s] (Air flow rate at 125Pa)	Materials
CaseMF	Membrane and Fablic	140	Glass fiber, Nonwoven fabric
CaseMO	Membrane Only	452	Glass fiber
CasePO	PAC Only	-	-

Table 2 Set temperature in each case

	Preset Indoor Temperature [°C]	Outer Chamber Temperature [°C]	Temperature difference between PAC and OC [°C]
Case1	28	8	20
Case2	22	8	14
Case3	22	14	8

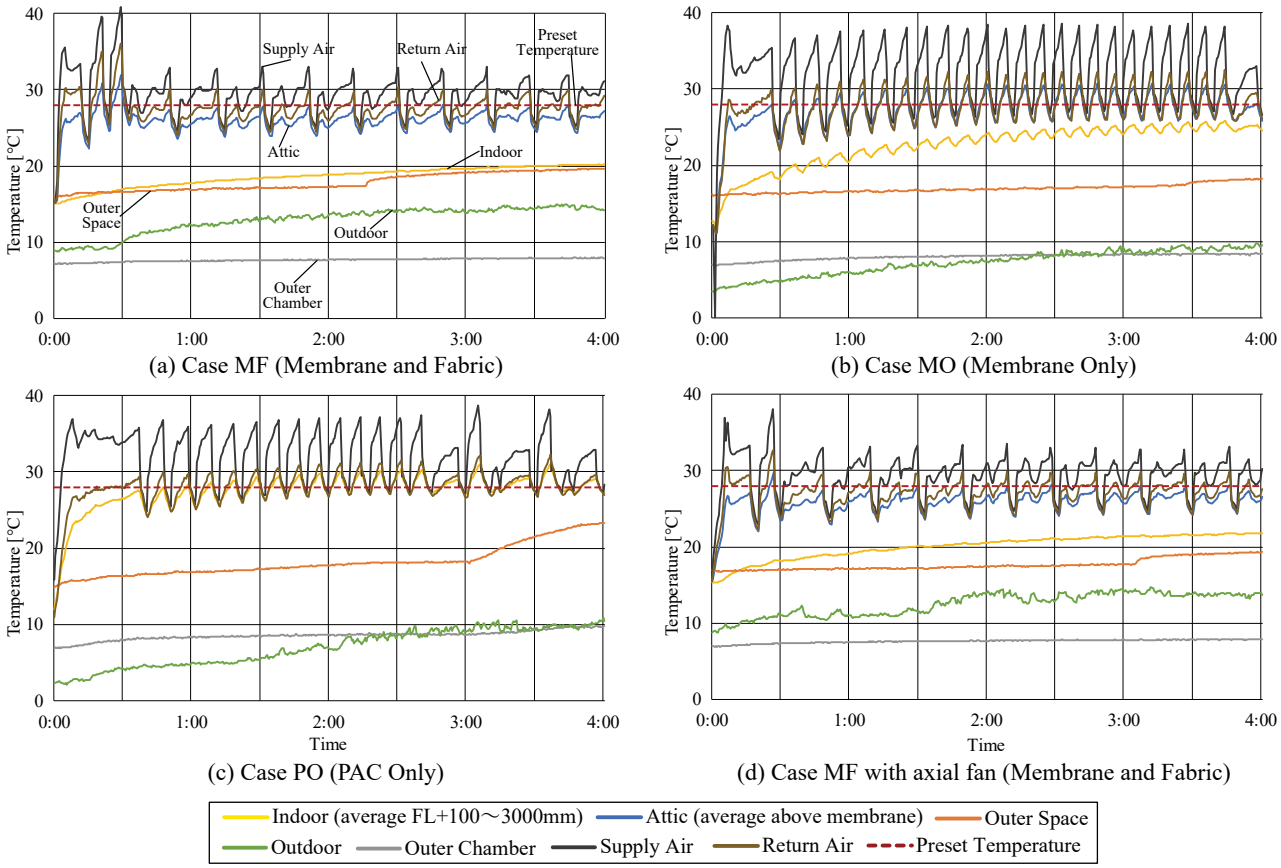
Table 3 Conditions of experiments

Condition	
Airflow Rate of PAC [m³/h]	1016+1002
Angle of supply [°]	60
Total Heat Generation [W]	0

2. 実験結果

2.1 温度経時変化

Fig. 4 に各膜条件の Case1 における、暖房運転開始から 4 時間後までの温度経時変化を示す。温度が周期的に変動するハンチングが発生した。これは、膜があることによって、膜上に到達する暖房負荷に対し、機器容量が過剰になるためと考えられる。ハンチング周期は Case MF のみ 20 分と長く、他の Case MO, PO は概ね 10 分程度であった。これは Case MF は最も膜の通気抵抗が大きい条件であり、暖房負荷となる冷気が膜下空間に溜まっているためと考えられる。ハンチング周期が短いほど多くの熱が処理できていると考えられることから、膜の通気性が良いほど、暖房効率は向上すると考えられる。また、膜下温度の変化を膜条件間で比較すると、Case MF では緩やかに温度上昇し、4 時間後も PAC 設定温度に到達していない。一方で Case MO, PO では、温度が急激に上昇し、PAC 吹出し温度・吸込み温度と連動して温度変化しながら、4 時間後には PAC 設定温度に近い温度になった。これより、膜の通気性が立ち上がり時間に及ぼす影響は大きいことが考えられる。Case MF でファンを稼働し、膜上の暖気を強制的に膜下へ降ろすと、4 時間後の膜上下の温度差が Case MF よりやや小さくなった。これより、ファン稼働が立ち上がり時間の短縮に繋がる可能性が示唆された。



(a) Case MF (Membrane and Fabric)

(b) Case MO (Membrane Only)

(c) Case PO (PAC Only)

(d) Case MF with axial fan (Membrane and Fabric)

Fig. 4 Change of temperature (Case 1)

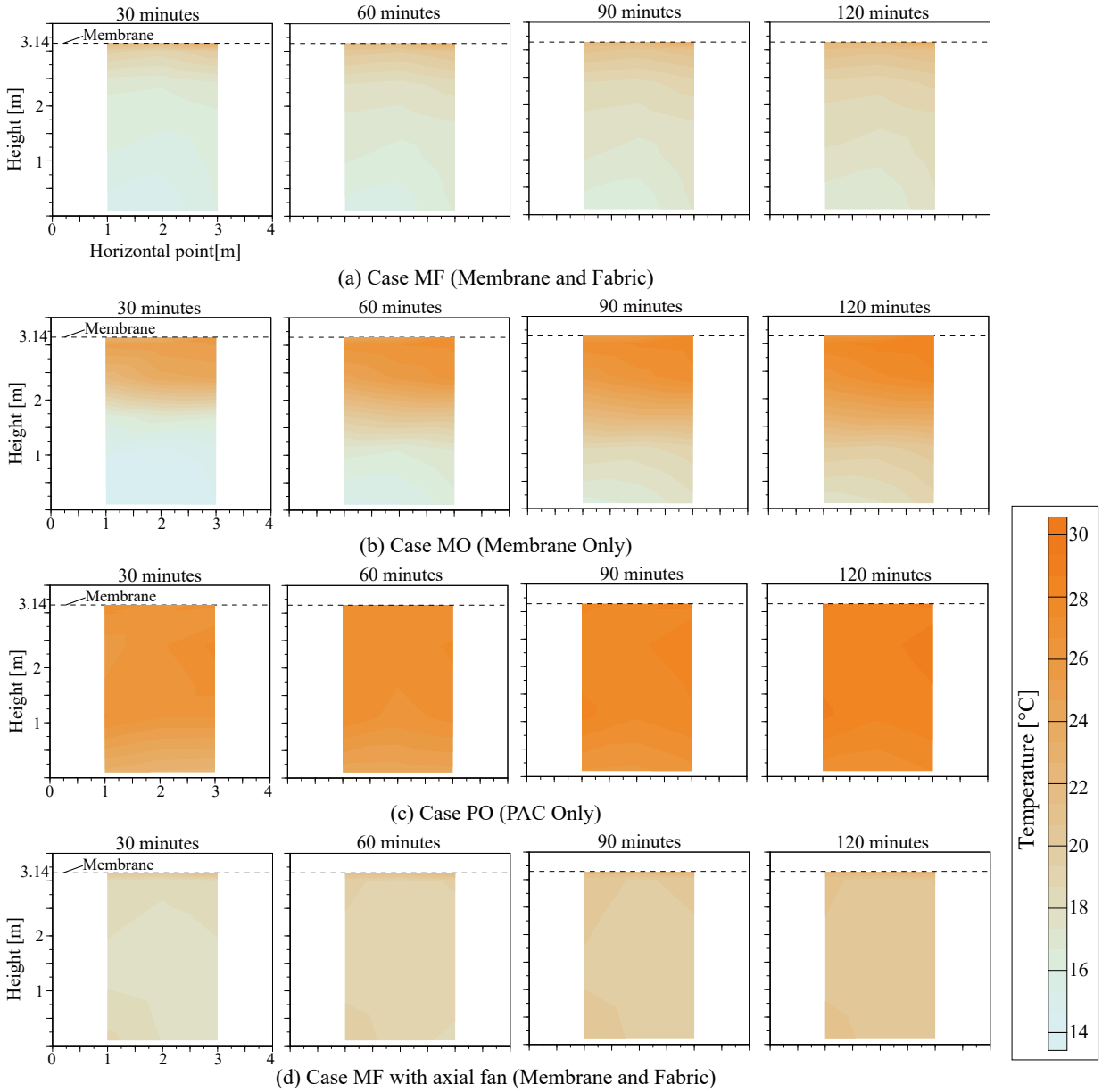


Fig. 5 Vertical distribution of temperature (Case 1)

2. 2 温度分布

Fig. 5 に温度分布図を示す。分布図範囲は断面図 **Fig. 6** に橙色の四角で示し、P2, P4, P5 の温度測定結果を用いた。立ち上がり時の検討をするために、PAC 暖房運転開始後の 30, 60, 90, 120 分後でのハンチング 1 周期分を平均した結果を示す。

Case MF, MO 共に、室上部から下部の順に温められていることがわかる。また、図中の左壁面に暖房負荷となる冷却壁面があるため、室下部では右側より左側の温度が低いことがわかる。膜の条件間で比較すると、120 分後時点での Case MF は、膜直下では温度上昇しているが、室下部までは温められておらず、PAC 設定温度に達するまでには更に時間を要すると考えられる。一方で Case MO では、色の変化から Case MF よりは室下部まで暖気が降りていることがわかるが、室上下での温度差が大きい点も見受けられた。Case PO, MF- ファンでは室温は異なるものの室全体が均一に温められた。以上より、膜設置により室全体の暖房には時間を要すること、及びファン稼働により素早く温度ムラの小さい環境の実現に繋がることが示唆される。

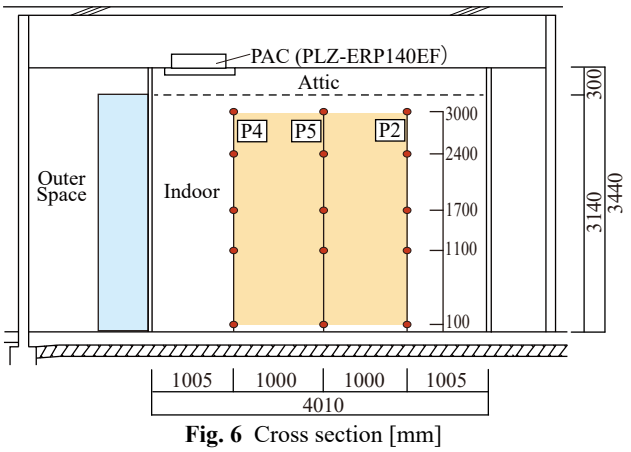


Fig. 6 Cross section [mm]

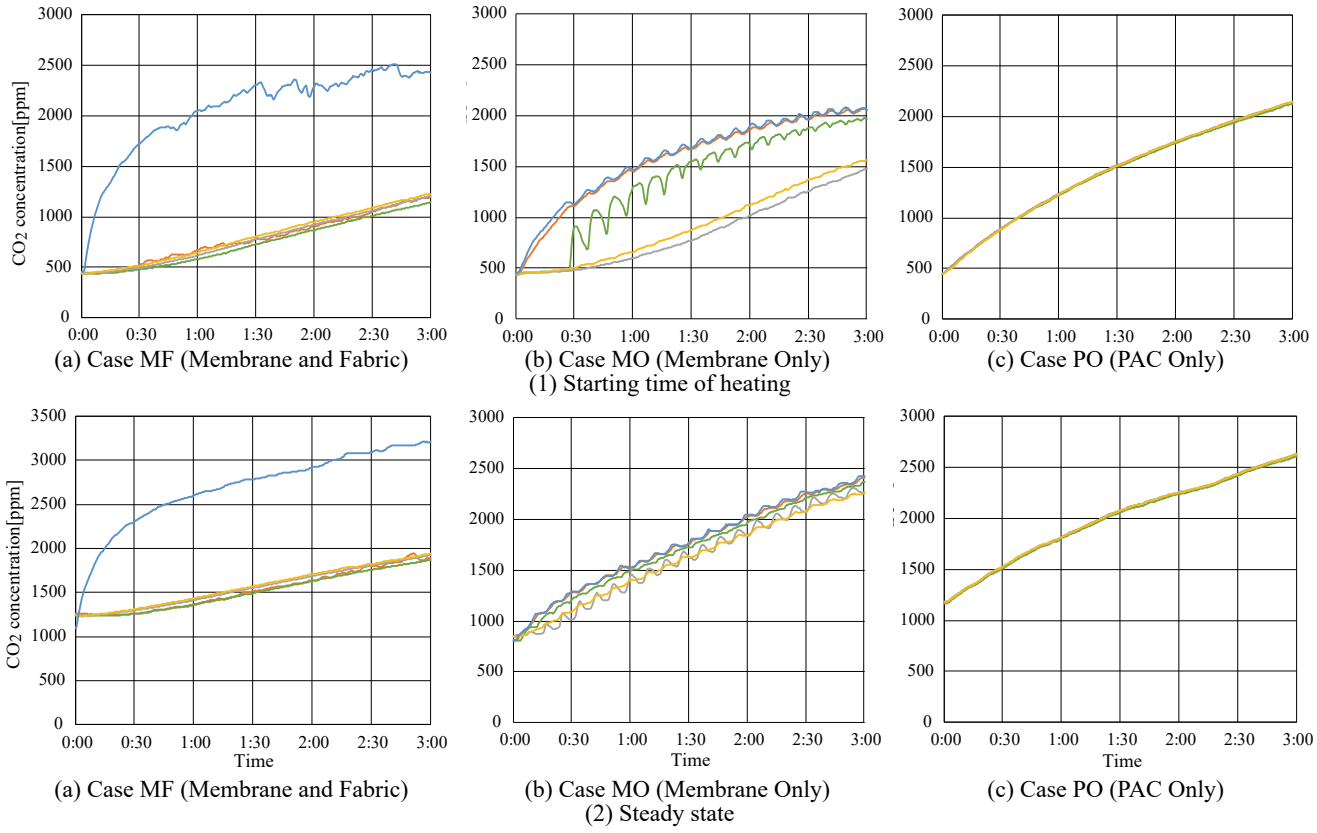


Fig. 7 CO_2 concentration change (Case 1)

2.3 CO_2 濃度の経時変化

Fig. 7 に各膜条件での Case1 の CO_2 濃度経時変化を測定高さごとに平均し、(1) 立ち上がり時、(2) 定常時に分けて示す。膜条件間で膜上下の濃度差を比較すると、CasePO ＜ MO ＜ MF の順で濃度差が小さくなっており、濃度差が小さいほど膜上下の空気がより混合していると考えられる。**2.1 温度経時変化**の項と併せて比較すると、Case MF, MO で膜上下濃度差が大きいと暖気が膜下空間に行き渡らず、膜上下の温度差も大きくなると考えられる。次に、立ち上がり時と定常時で比較すると、Case MO では立ち上がり時より定常時の方が濃度差が小さく、時間経過と共に膜上下の空気が混合され、膜下空間に暖気が降りたことが示唆される。一方で Case MF では、立ち上がり時と定常時で膜上下濃度差に変化はなく、依然として大きい結果となった。これより、膜の通気性が良いほど膜を通じた交換空気量が大きくなり、膜上下濃度差は小さくなることがわかる。

Case MF 立ち上がり時では、測定高さ 100 ＞ 1100 ≒ 2400 ＞ 1700mm の順に濃度が高くなった。これより、冷却面由来の下降気流と混合した暖気が、逸早く室下部に到達した可能性が示唆される。同様の現象が Case MO の立ち上がり時でもみられ、測定高さ 2400 ＞ 1700 ＞ 100 ＞ 1100mm の順に濃度が高く、室上部 2400, 1700mm では膜上からの暖気、室下部 1100, 100mm では冷却面に沿った下降気流由来で濃度変化したことが考えられる。

3. まとめ

本報では PAC を用いた膜天井放射空調方式において、膜条件を変えた実験を行い、暖房立ち上がり運転時において、以下のような知見を得た。

(1) 膜の通気性が立ち上がり時間に及ぼす影響は大きい。
(2) ファン稼働により、立ち上がり時間の短縮と温度ムラの小さい環境の実現に繋がる可能性が確認された。
(3) 膜の通気性が良いほど膜を通じた交換空気量が大きくなり、膜上下濃度差・温度差は小さくなる。
(4) Case MF では膜を通じた交換空気量は大きくないものの、冷却面由来の下降気流により、室下部に逸早く早く暖気が到達する。

今後は実用化に向け、換気設備併用の実大実験を行い、最適な膜選定についての検討を進めていく所存である。

【謝辞】
本研究は、(株) 竹中工務店との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

【参考文献】
1) 蔵永真理 , 北風晴都 , 山中俊夫 , 甲谷寿史 , 前田龍紀 , 中野諒 : PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究（その 1）～ (その 5), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文 , pp409-420, 2018.9
2) 安江楽人 , 山中俊夫 , 小林知広 , 崔ナレ , 前田龍紀 , 上村芙美子 , 新宮浩丈 : PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究（その 16) 暖房時において外皮負荷が定常時室内熱環境に及ぼす影響 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , 2021.6 掲載予定

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021.3.8）

オフィスビルにおけるデスク一体型パーソナル空調の実験・実測評価
Experiment and Measurement Evaluation of Personal Air-Conditioning System built into the Desk

○小林　直樹（竹中工務店）　粕谷　敦（竹中工務店）
和田　一樹（竹中工務店）　桑山　絹子（竹中工務店）
近本　智行（立命館大学）　矢田　うさぎ（立命館大学）
森元　和也（新晃工業）

Naoki KOBAYASHI*1　Atsushi KASUYA*1　Kazuki WADA*1　Kinuko KUWAYAMA*1
Tomoyuki CHIKAMOTO*2　Usagi YADA*2　Kazuya MORIMOTO*3
*1 Takenaka Copration　*2 Ritsumeikan University　*3 Sinko Industries Ltd.

This study is aimed to evaluate the thermal environment and intellectual productivity of the personal air-conditioning system built into the office desk. In this paper, we report on physical evaluation by experiments and actual measurements using thermal mannequins and psychological evaluation based on the results of questionnaires by workers.

はじめに

環境負荷低減と快適性を両立する空調方式として、個々の執務者の活動状態や好みに応じてタスク環境を調整できるパーソナル空調が注目されている。本研究は、人体の近傍からパーソナル気流を供給することが可能なデスク一体型パーソナル空調における温熱環境や知的生産性を含めた評価を目的としている。本報では、サーマルマネキンを用いた実験・実測による物理的評価及び執務者のアンケート評価について報告する。

1．対象システム

評価対象システムの概念図を Fig.1 に示す。システムは、空間全体を対象としたアンビエント空調と、人体に対するパーソナル空調を組み合わせている。パーソナル吹出口はデスク表面に組み込み、執務を阻害しにくい配置とした。吹出口風向ガイドは、上下左右方向を任意に調整可能で、未使用時は全閉できる。給気風量は 1 箇所当たり 50 ㎥/h で設定している。

2．サーマルマネキンを用いた実験

2.1　実験目的

デスク一体型パーソナル空調システムによる人体冷却効果の確認を目的として、冷房環境を再現した室内にてサーマルマネキンを用いた実験を行った。

2.2　実験概要

実験システム概念図を Fig.2 に、実験室平面図を Fig.3 に示す。

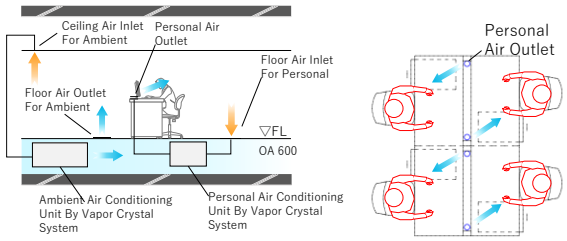


Fig.1 System conceptual diagram

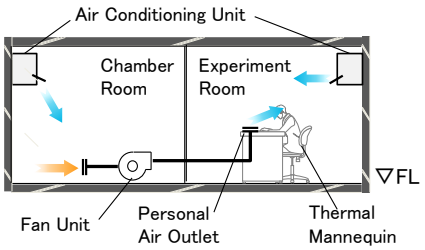


Fig.2 Laboratory system conceptual diagram

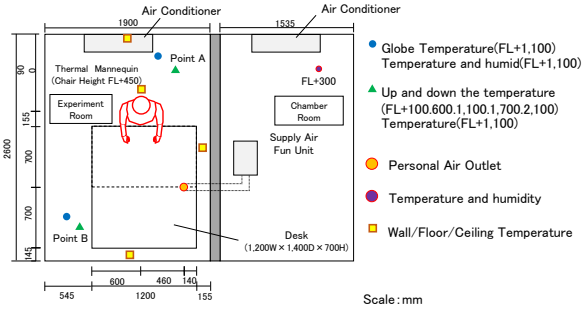


Fig.3 Laboratory room plan

実験室内にサーマルマネキン 1 体とパーソナル吹出口を組込んだデスクを配置した。空調は、室内環境を整える空調と、パーソナル空調の 2 種類とした。測定項目は、サーマルマネキン各部位の皮膚表面温度，顕熱損失量及び周囲空気温度とし、設定温度 28℃でパーソナル吹出無しのパターンを標準条件[1)]として等価温度を算出した。サーマルマネキンの制御はコンフォート制御とした。測定値は、室内温度及びサーマルマネキンが安定状態となってから、30 分間の測定データの平均値とした。

2. 3　実験条件及びパーソナル吹出口の仕様

実験の各条件を Table.1 に示す。パーソナル吹出の有無と吹出温度をパラメーターとした。空調条件は夏季の冷房を想定し、室内温度設定は 28℃とした。着衣は COOLBIZ を想定した軽装条件とした。

また、本実験で使用したパーソナル吹出口の仕様を Table.2 に示す。実験中の風向は、パーソナル気流の中心点がサーマルマネキンの胸部から顔面部付近となるように調整した。

2. 4　実験結果

(1)　人体周辺の気流速度

サーマルマネキン周辺の気流速度を Table.3 に示す。パーソナル吹出気流は、顔面部から胸部付近に到達しており、顔面部で 0.41～0.69m/s，胸部で 0.36～0.49m/s となった。また、左腕上腕部の風速平均値は 0.77m/s となり、右上腕部の 0.15m/s に対して約 5 倍程度大きくなっている。これは、パーソナル吹出口が人体の左前方に位置するためである。

(2)　室内温熱環境

室内温熱環境の代表結果として、Case-1,3 における測定点 A の時刻別上下温度を Fig.4 に示す。時刻別に温度変化が生じているのは、空調の温度制御の応答のよるものだと考えられる。また、FL+2100mm の温度は Case-1 より Case-3 の方が低い温度となっている。これは、Case-3 はパーソナル吹出気流が FL+2100mm 地点まで到達している可能性が推察される。

(3)　人体の顕熱損失量と等価温度

サーマルマネキン各部位及び全身の顕熱損失量を Fig.5 に示す。部位別に評価すると、Head，Crown，Chest，L.Hand ，L.fore.arm，L.upper.arm の顕熱損失量は、Case-1 より Case2～4 の方が大きくなっている。局部的に評価すると、Head では、Case-1 で 39W/㎡，Case-2～4 で 63～67W/㎡となっている。

パーソナル吹出気流が到達している部位の冷却効果を確認した。

Table.1 Experimental case

Case	Personal Air Outlet Temperatune[°C]	In the laboratory Temperatune[°C]
Case-1	-	28
Case-2	18	28
Case-3	22	28
Case-4	26	28

Clothing condition is Short sleeve Y-shirt, Short sleeve T-shirt, Slacks, Underwear, Socks, Leather shoes.

Table.2 Personal air outlet specification

Personal Air Outlet Specification (All in common)	
Air Volume	50 ㎥/h
Diameter	81 mm
Opening rate	90 %
blowout speed	2.99 m/s

Table.3 Wind speed around thermal mannequins

	Crown	Head	Chest	Stomach	R.upper arm	L.upper arm	R.Hand	L.Hand
MAX	0.51	0.69	0.49	0.24	0.18	0.92	0.15	0.81
Min	0.33	0.41	0.36	0.09	0.1	0.53	0.08	0.36
Ave	0.42	0.58	0.44	0.14	0.15	0.77	0.12	0.53

Scale [m/s]

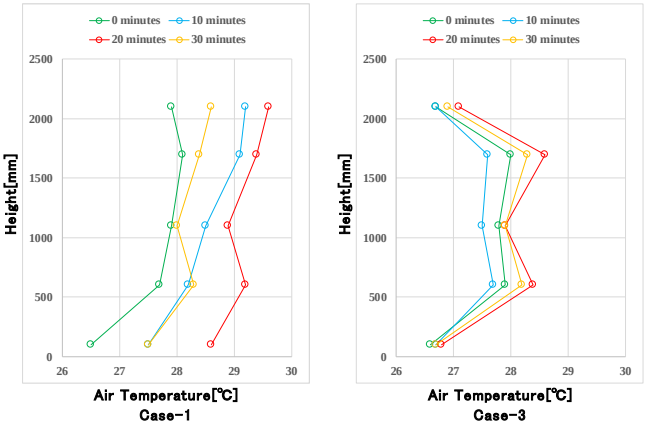


Fig.4 Up and down temperature by time

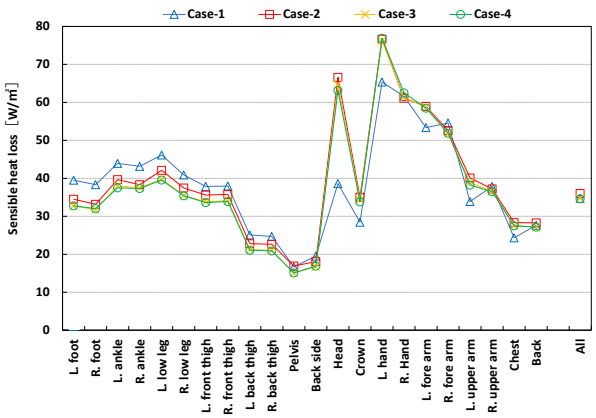


Fig.5 Sensible heat loss amount of thermal manikin

Case2～4 の中で比較すると、Head の顕熱損失量は Case-2 で 67W/㎡，Case-3 で 65 W/㎡，Case-4 で 63 W/㎡ となっている。パーソナル吹出温度の差による顕熱損失量の違いが見られる。

各部位及び全身の等価温度は顕熱損失量と同様の傾向がみられた。全身の等価温度は Case-1 で 28.2℃，Case-2 で 27.9℃，Case-3 で 28.2℃，Case-4 で 28.2℃となった。Case-2～4 の下半身部位の等価温度が Case-1（標準条件）より高くなっているため、全身の等価温度の差が 0℃～0.3℃になったと考えられる。

3．対象システムの建物への導入計画

地上 3 階建て、延床面積 2,820 ㎡の大阪府内某オフィス・ショールームの執務室部分（約 360 ㎡）に対象システムを導入した。OA フロア高さを H= 600mm 確保し、アンビエント及びパーソナル系統の冷媒自然循環システム室内ユニットを床下に隠ぺいしている（Fig.1）。アンビエント系統は、OA フロア内を給気チャンバーとし、床面に給気口を設置したアンダーフロア空調方式としている。パーソナル系統は、室内ユニットから各執務者のデスク上吹出口までダクトで接続し、冷風を供給している。

4．サーマルマネキンを用いた実測と温熱環境評価

4. 1　実測目的

デスク一体型パーソナル空調を導入した実建物での室内温熱環境と人体冷却効果を評価するために、実測を行った。人体冷却効果の評価は、実験と同様にサーマルマネキンを用いた。

4. 2　実測概要

実測は 2020 年 8 月 17～21 日の夏季冷房環境下で行った。約 360 ㎡の執務室内に計 4 箇所の測定点を設置した。その内の 1 箇所にサーマルマネキンを設置し、実験と同様の測定を行った。実測対象室のマネキン周辺平面図を Fig.6 に示す。各測定点では FL+100, 600, 1100, 1700, 2100, 2600mm の空気温度を測定している。また、実測期間中は室内温度設定を 2 条件とした。17～19 日は 27℃(Case-2), 20～21 日は 25℃(Case-1)とし、それぞれの代表日に従業員アンケート調査を実施した。

4. 3　サーマルマネキン実測条件

サーマルマネキン実測の各条件を Table.4 に示す。アンビエント温度設定とパーソナル吹出の有無をパラメーターとして合計 4 条件とした。パーソナル吹出口の仕様は実験と同一としている。

4. 4　サーマルマネキン実測結果

（1）　人体周辺の気流速度

サーマルマネキン周辺の気流速度を Table.5 に示す。

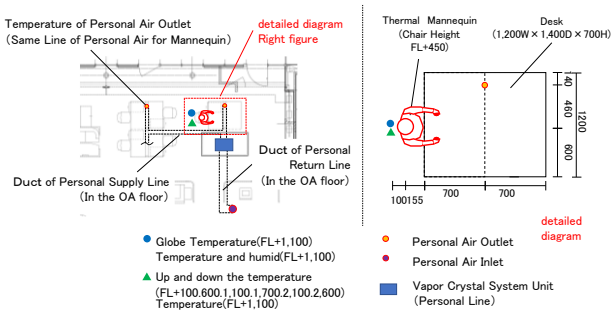


Fig.6 In the Center under the figure

Table.4 Overview of actual measurements

Case	In the Room Temperatune[℃]	Personal Air Outlet ON/OFF
Case-1-A	25	OFF
Case-1-B	25	ON
Case-2-A	27	OFF
Case-2-B	27	ON

Table.5 Wind speed around thermal mannequins

	Crown	Head	Chest	Stomach	R.upper arm	L.upper arm	R. Fore arm	L. Fore arm	R.Hand	L.Hand
MAX	0.29	0.60	0.71	0.18	0.17	0.46	0.64	0.39	0.18	0.51
Min	0.16	0.39	0.37	0.04	0.07	0.13	0.39	0.25	0.10	0.21
Ave	0.21	0.50	0.56	0.12	0.10	0.26	0.54	0.31	0.13	0.29

Scale [m/s]

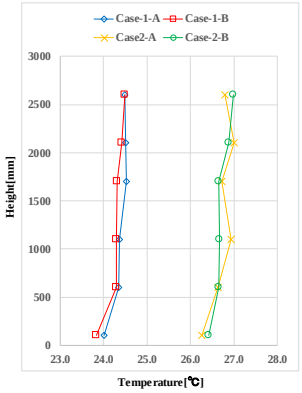


Fig.7 Each Case Up and down the temperature（Average）

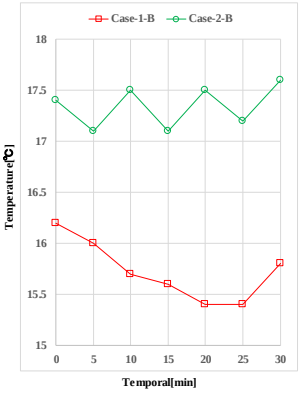


Fig.8 Each Case Temperature of Personal Air Outlet

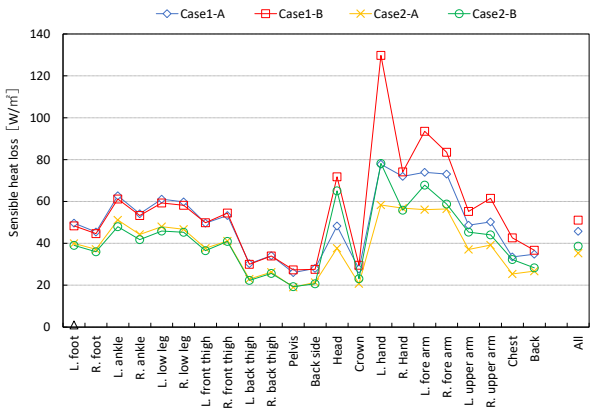


Fig.9 Sensible heat loss amount of thermal manikin

顔面部で 0.39～0.60m/s, 胸部で 0.37～0.71m/s となり、実験時と概ね変わらない結果となった。また、左腕付近と右腕付近の風速の大小関係も実験時と同様で、パーソナル吹出口に近い左腕付近の方が風速は大きくなった。

(2)　人体周辺温熱環境・パーソナル吹出温度

各実験 Case の室内上下温度(30 分計測平均値)を Fig.7 に、時刻別パーソナルの吹出温度を Fig.8 に示す。Case-1-B のパーソナル吹出温度は Case-2-B に対して約 1～2℃程度低下している。これは、Case-1-B の室内温度が Case-2-B より低く、それに伴いパーソナル空調のレタン温度が低下した影響だと考えられる。

(3)　人体の顕熱損失量と等価温度

サーマルマネキン各部位及び全身の顕熱損失量を Fig.9 に示す。Head の顕熱損失量は、Case-2-B が Case-2-A より約 27W/㎡大きくなっており、パーソナル吹出の有無による冷却効果の差を確認できる。パーソナル吹出温度の差について比較すると、Head の顕熱損失量は、Case-1-B が Case-2-B より約 7W/㎡大きくなっている。

全身の等価温度は、Case-1-A で 23.7℃, Case-1-B で 22.2℃, Case-2-A で 26.6℃, Case-2-B で 25.7℃となった。Case-1 と 2 で比較すると、Case-1 は Case-2 より約 2～4℃低い値となっており、アンビエント空調による室内温度の差が影響していると考えられる。Case-2-A と 2-B で比較すると、2-B が 2-A より 1.1℃低い値となっている。

4. 5　アンケート調査概要と室内温熱環境実測結果

各 Case 代表日に実施したアンケート概要を Table.6 に示す。アンケート期間中、パーソナル空調の操作は特に制限していない。また、実測期間中の各計測ポイントにおける FL+1100mm の空気温度を箱ひげ図（Fig.10）に示す。いずれの Case も、室内温度は設定値より約 1～1.5℃程度低下している。Case-1 と 2 で比較すると、Case-2 の方が Case-1 より温度変動幅が大きくなっている。

4. 6　アンケート調査結果

(1)　対象者属性

アンケート回答者数は Case-1 : 18 人(内男性 13, 女性 5 人)、Case-2 : 21 人(内男性 16, 女性 5 人)であった。

(2)　パーソナル空調

申告によるパーソナル空調認知度は Case-1 : 100%, Case-2 : 95%であった。また、パーソナル空調を利用した人数割合は Case-1 : 67%, Case-2 : 63%となり、室内温度設定の差は、利用割合に殆ど影響しなかった。

(3)　温冷感申告と温熱満足度

温冷感申告を Fig.11 に、温熱満足度を Fig.12 に示す。温冷感申告では、やや暖かいから暑い側の意見が、Case-1 は全体の 11%、Case-2 は 43%となり、Case-2 の方が多い。

温熱満足度は「どちらでもない」を含めた満足側の申告が、Case-1 では全体の 56%、Case-2 は 67%となり、Case-2 の方が高い結果となった。Case-2 は暑い側の意見が Case-1 に対して多いが、執務者がパーソナル空調を利用することにより、不満足度が軽減された可能性が推察される。

Table.6 In the Center over the table

実施期間	2020年8月18日(Case-2), 8月20日(Case-1)
業務内容	事務作業
個人属性	性別、年齢、温度感覚、在室時間、外出有無、服装
執務環境	温熱環境感覚、温熱環境満足度、空気環境感覚、空気環境満足度
パーソナル空調	認知度、運転有無、気流感、満足度
室内温度条件	Case-1 : 25[℃], Case-2 : 27[℃]

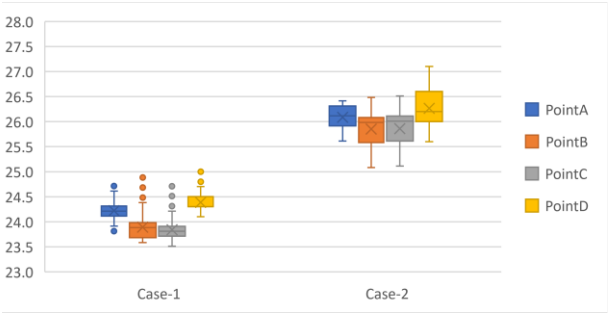


Fig.10 Box plot of temperature

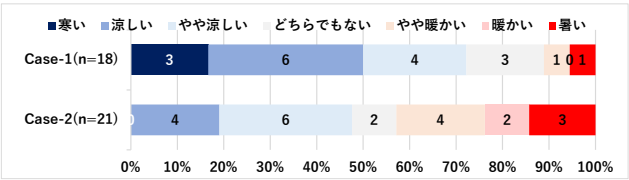


Fig.11 Thermal sensation

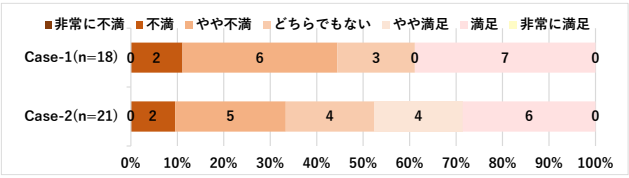


Fig.12 Satisfaction of thermal sensation

5. まとめ

サーマルマネキンを用いた実験及び実測評価、夏季における室内温熱環境評価により、以下の事が確認された。

1) 実験により、デスク一体型パーソナル空調による部位別の人体冷却効果を確認した。
2) 実測により、デスク一体型パーソナル空調の人体冷却効果で全身の等価温度が約 1℃低下することを確認した。
3) 室内温度設定を 27℃としても、温熱満足度は低下しなかった。

参 考 文 献

1) 田辺 他 : サーマルマネキンを用いた室内温熱環境評価法規準・同解説, 日本建築学会環境基準 AIJES-H0005-2015

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021.3.8）

気流感可変制御システムを有するオフィスの実測・実験評価（その２）
Field Measurement and Subject Experiment of the Office with HVAC System with Short Cycle Variable Airflow Feel (Part2)

○矢田　うさぎ（立命館大学）　近本　智行（立命館大学）　粕谷　敦（竹中工務店）
和田　一樹（竹中工務店）　増田　恭大（竹中工務店）　桑山　絹子（竹中工務店）
Usagi YADA*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1　Atushi KASUYA*2
Kazuki WADA *2　Hiroyasu MASUDA *2　Kinuko KUWAYAMA *2
*1　Ritumeikan University　*2　Takenaka Corporation

The purpose of this study is to validate an HVAC system with variable airflow feel (HVAC system giving a feeling of the air moving at different speeds) developed to improve the thermal environment throughout the target area. This study reports the observation results obtained in an office building equipped with the HVAC system with variable airflow feel and the results of a questionnaire conducted during the actual measurement.

はじめに

近年、知的生産性やウェルネスなどの意識が高まり、空調分野においてもオフィス内温熱環境の向上が必要になっている。現在、オフィス空調の主流である変風量制御システムでは、室内負荷が小さい場合、風量低下に伴い気流・温度分布が悪くなる傾向があり、快適性の低下も懸念される。これに対して、熱負荷が変動していない状態であっても、気流感が一定ではなく変動する空調システム＝気流感可変制御システム）を構築することで、対象エリア全体の温熱環境の向上と快適性を図る。

本研究では、気流感可変制御システムの概要と導入したオフィスビルを対象とした実測・執務者へのアンケート結果について報告する。

１．気流感可変制御システム概要

従来の変風量制御システムは、給気温度を一定とし、変風量装置の風量を変更することで、目標室内温度となるように制御している。本研究における気流感可変制御システムは、機器構成は変風量制御システムと同一であるが、制御手法が異なる。制御の考え方をFigure.1に示す。室内の熱負荷が変動しない状態であっても、給気風量及び給気温度を可変させることで、室内温熱環境の快適性向上と室内温度補償の両立を意図している。制御としては、目標室内温度から求められる基準給気温度と風量をベースとして、同じ処理熱量となるように給気温度と給気風量を周期的かつ強制的に変化させることで、室温変動を抑えつつ空調気流にゆらぎを与えて気流感を確保する。具体的な制御は下記の通りである。

1)　気流感可変制御で演算された風量を要求風量として給気温度設定の最適化制御を行い、得られた値に任意定数を加減算し強制的に給気温度を可変させる。給気温度可変の周期は、任意に変更可能とする。
2)　室内温度計測値と設定値による演算により算出された風量に任意定数を乗算し強制的に出力する。給気風量可変の周期は、任意に変更可能とする。
3)　対象範囲は、VAV制御単位毎に制御判断を行う。

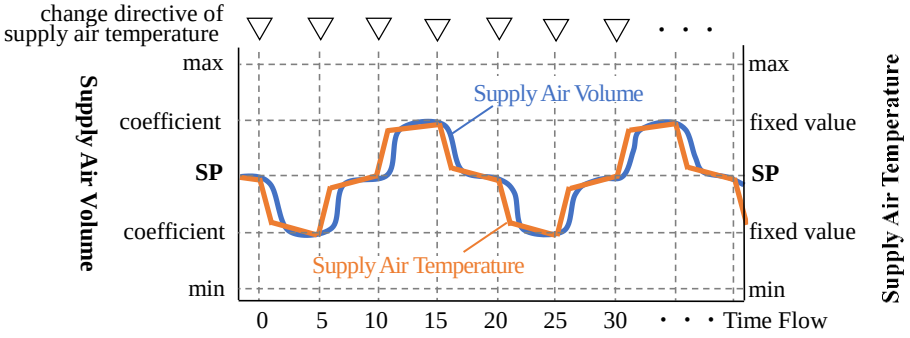


Figure.1 Control Method of the HVAC System with Variable Airflow Feel

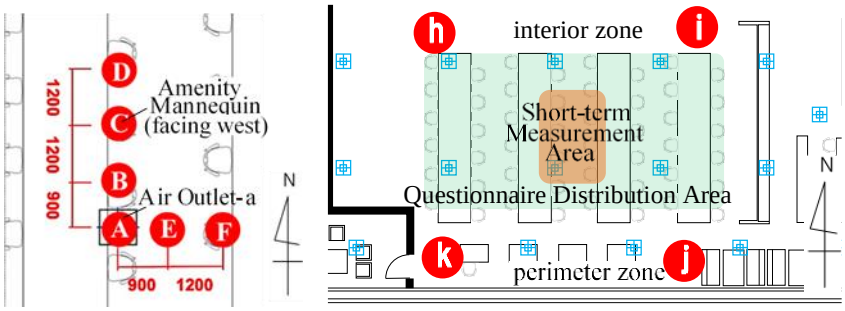


Figure.2 Measurement Position and Measuring Point Name　(left) Short-termn Measurement　(right) Long-term Measurement

Table.1 Actual Measurement Case

	HVAC system with variable airflow feel	Supply air volume	Supply air temperature	Room temperature setting	Fluctuation cycle
CASE1	×	-	-	26℃	20min.
CASE2	○	**±50%**	**±5℃**		
CASE3	○	**±100%**	**±10℃**		

2．実測概要

実測は大阪市中央区に位置するY新社屋14階の執務エリアにて実施した。実測は人体負荷を想定し約33W/㎡の熱負荷をかけて休日に実施した集中実測(2020年8月2日12:00～17:00)と、実運用におけるオフィスの温熱環境を検証する期間実測(2020年8月3日～7日)を実施した。集中実測では吹出口周りの室内温度・気流環境の検証を目的とし、期間実測では8月4日～6日にかけて執務者へのアンケートを実施した。Figure.2に各実測の測定位置・測定点名称、Table.1に実測ケースを示す。

3．実測結果

3.1　集中実測結果

(1)　制御状況

集中実測で計測した給気風量、給気温度、FL+1100の水平温度分布をFigure.3～5に示す。給気風量に関して、気流感変動制御なしのCASE1において給気風量が風量上限に達しており、CASE2以降の室内温度がCASE1より高いこと、および、基準給気温度が下がっている様子が見受けられないことから、基準給気風量が下がる事はないと判断でき、基準給気風量が終始風量上限に達していることが分かる。これにより給気風量は実質＋の制御に入れていないが、CASE2で約-50%、CASE3で約-100%以下(風量下限に到達)と設定通り変動していることが確認できる。一方、給気温度はCASE2で約±2.5℃、CASE3で約±5℃と設定値の半分程度の幅で変動している。これはバルブの応答性及び制御のタイムラグ等が原因と考えられ、もとよりそれらを考慮し、バルブと風量の制御幅と応答時間を調整する等の方法で解決が期待できる。また、給気風量が実質＋の制御に入れていないことによりCASE2で0.25℃、CASE3で0.5℃ほど室温の周期変動が見られ、CASE3では処理できなかった熱が溜まり室温が上昇している。ただし、測定エリアには会議室や休憩室などが多く設けられており、エリア面積と比べ執務者が少ないのに対し、模擬負荷をかけすぎていたことも室温上昇の要因と考えられる。

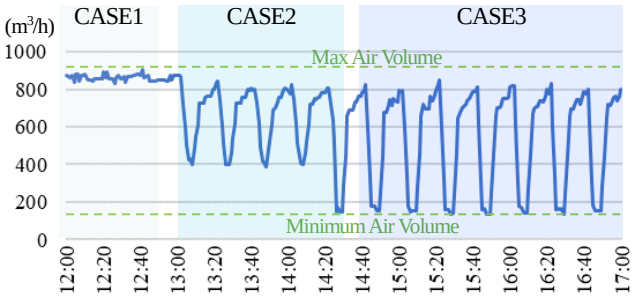


Figure.3 Supply Air Volume

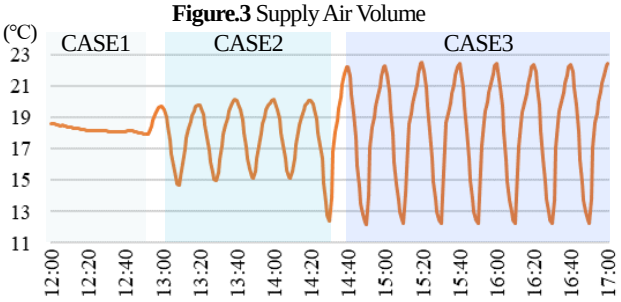


Figure.4 Supply Air Temperature

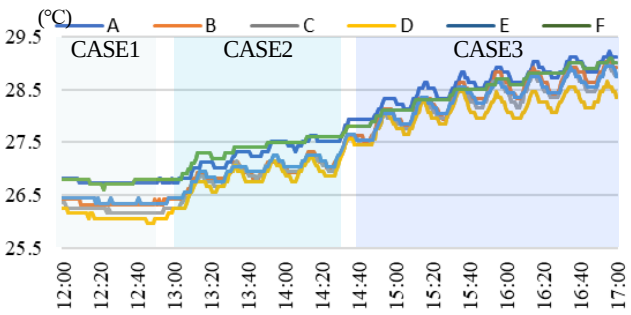


Figure.5　FL+1100 Temperature Distribution

(2)　気流特性

吹出気流の可視化実験結果を Figure. 6 に示す。給気風量上限時、吹出気流は勢いよく広がりながら居住域まで下降し、給気風量下限時ではゆっくりと下降したが居住域までは到達しなかった。また、吹出気流は給気風量に関わらずペリメータ側に流されていた。FL+1100 の水平風速分布を Figure. 7 に示す。気流感可変制御ありの CASE では計測風速は給気風量におおよそ比例し、主に 0～0. 4m/s の間で周期的に変動しており、FL+1100 において測定点 C, D, B, A の順に強い気流を受けていることが分かる。ただし、C, D 点は吹出口 a と、その 1 つ北側の吹出口(以降、吹出口 g とする)の中間に位置し、気流がペリメータ側(南)に流されていることより、吹出口 g からの気流を主に受けていると考えられる。C 点に設置したアメニティマネキンの風速計測結果を Figure. 8 に示す。給気風量上限時、上半身に最も強い気流を受けており、吹出口 g からの気流を主に受けていると仮定すると、給気風量上限時は吹出口から南に 3300㎜ の地点において気流が居住域に下降する傾向があることが分かる。

3. 2　期間実測結果

(1)　制御状況

期間実測で計測した給気風量・給気温度、FL+1100 の水平温度分布を Figure. 9, Figure. 10 に示す。実運用時、勤務時間(9:30～17:30)における目標室内温度からの差は、CASE3 で±1℃、CASE2 では主に±0. 5℃ほどに収まっていることが確認できる。8 月 4 日の 9 時頃から基準給気温度の低下が見られるのは、その日時以降に測定対象の空調機と同じ空調機系統の小部屋が使用され、その熱負荷処理のため給気温度を下げて VAV が運転していたことより、それにつられたものと考えられる。

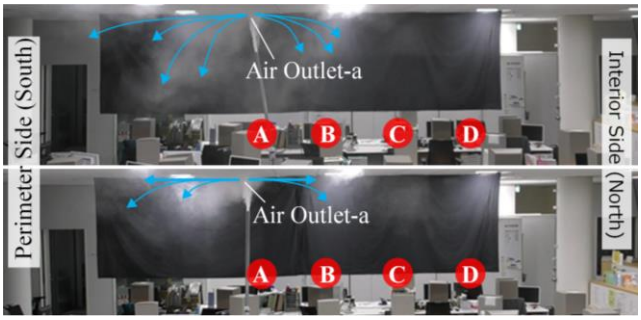


Figure.6 Airflow Visualization　(top) maximum supply air volume (bottom) minimum supply air volume

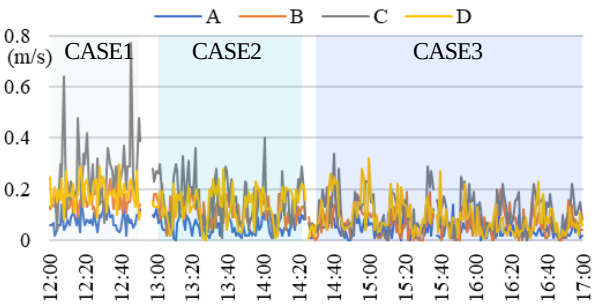


Figure.7　FL+1100 Wind Speed Distribution

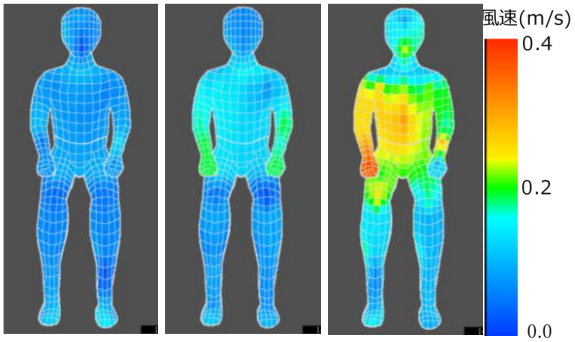


Figure.8 Wind Speed Measurement Result by Amenity Mannequin (left) maximum supply air volume　(middle) air volume 400m³/h (right) minimum supply air volume

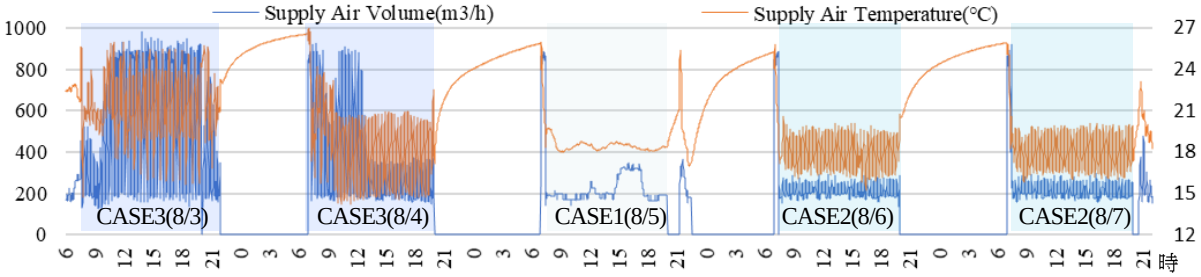


Figure.9 Supply Air Volume and Supply Air Temperature

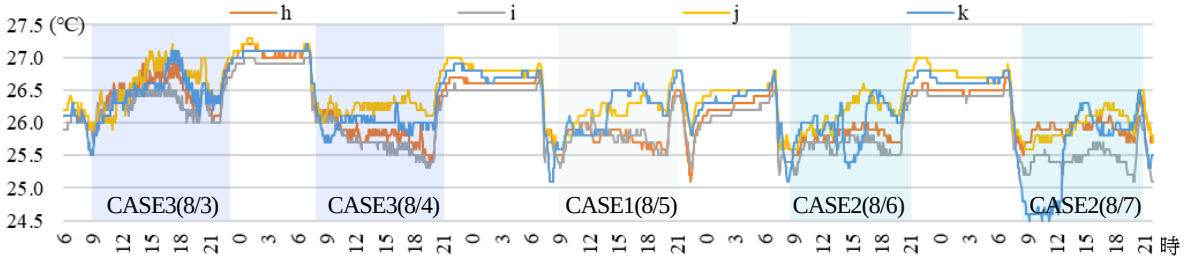


Figure.10　FL+1100 Temperature Distribution

(2)　アンケート結果

期間実測で執務者に実施したアンケートの回答者数[注1)]を Table.2 に示す。気流の揺らぎの感じ方[注2)]、気流感可変空調の満足度[注3)]、温熱環境の感じ方[注4)]、温熱環境の満足度[注3)]の回答結果を Figure.11～14 に示す。女性は男性と比較し気流の揺らぎを適格に感じており、女性は CASE 間で評価の差が大きいのに対し、男性は CASE 間で評価の差があまり表れていないことから、気流感の変動が評価に寄与していると考えられる。また、気流感可変空調の満足度において、CASE3 では女性の満足度が低い一方で、CASE2 では気流感可変制御なしの CASE1 より女性の満足度が高く、制御設定が空調制御の満足度に与える影響が大きいことが分かる。

4．まとめ

本研究では、気流感可変制御システムを導入したオフィスビルにて制御状況・気流特性の確認とアンケート評価を行い、以下の事柄が確認できた。

1)　居住域の風速が周期的に変化しており、その範囲は 0～0.4m/s と、オフィス内の気流速度に適している。
2)　居住域では南北方向において吹出口から南に 3300mm の地点において最も強い気流を受ける。
3)　給気温度：基準給気温度±2.5℃、給気風量：基準給気風量±50%の制御状況下において、給気風量に関わらず室温変動が抑えられている。
4)　女性は気流の揺らぎを適格に感じる傾向があり、気流感の変動が評価に寄与している。

本研究で確認できた以上の内容をもとに、今後は以下の調整・検証を行うことで最も有用な制御方法を模索していく予定である。

1)　給気温度が設定通り変動するよう調整
2)　熱負荷が小さい状態における気流特性、および、吹出口から東西方向における居住域の風速の確認
3)　執務者によるアンケート評価

注釈

注1) 新型コロナウイルスの影響でテレワークが導入されており、従来の執務者の半分ほどの回答率であった。

注2) 「よく感じた、感じた、少し感じた」を気流の揺らぎを感じた、「感じなかった」を気流の揺らぎを感じなかったと区分して、気流の揺らぎを感じたと判断した人の人数比率(%)を算出した。

注3) 「非常に不満、不満、やや不満」を不満域、「非常に満足、満足、やや満足」を満足域と区分して、満足と判断した人の人数比率(%)を算出した。

注4) 「寒い、暖かい、暑い」を不快域、「涼しい、やや涼しい、どちらでもない、やや暖かい」を快適域と区分して、快適と判断した人の人数比率(%)を算出した。

Table.2 Number of Respondents

	CASE3 (8/4)	**CASE1** (8/5)	**CASE2** (8/6)
MEN	12	14	16
WOMEN	10	10	11
TOTAL	22	24	27

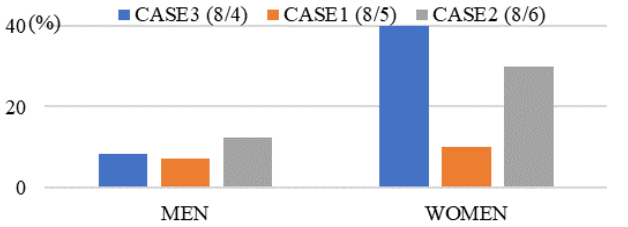


Figure.11 Feeling of the Variable Airflow

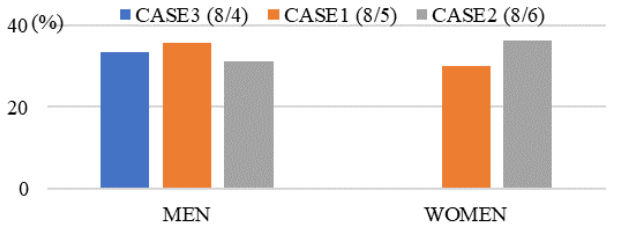


Figure.12 Satisfaction of the HVAC System with Variable Airflow Feel

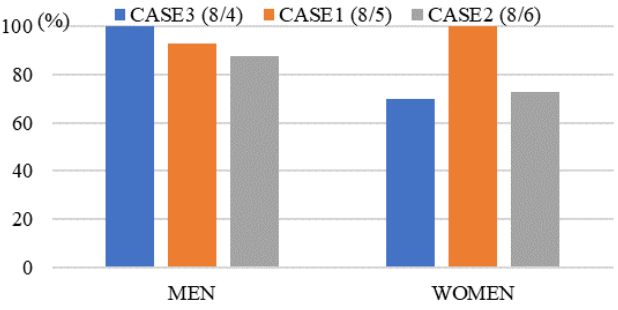


Figure.13 Feeling of the Thermal Environment

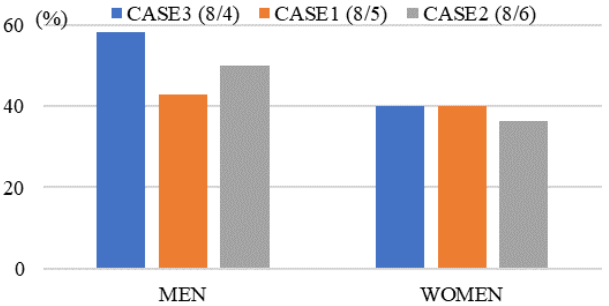


Figure.14 Satisfaction of the Thermal Environment

参 考 文 献

1)　「空気調和設備等の維持管理及び清掃等に係る技術上の基準」『厚生労働省ホームページ』〈https://www.mhlw.go.jp/bunya/kenkou/seikatsu-eisei10/01.html〉（2021年1月20日閲覧）
2)　温熱感覚の快適域に関する参考資料（ASHURAE　米国空調学会）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2021. 3. 8）

放射を考慮するCFDモデルを用いた平均放射温度の空間分布が居住者の熱的快適性に与える影響の評価

Assessment of the Impact of Spatial Distribution of Mean Radiant Temperature on Participants' Thermal Comfort by Using a Radiation-Coupled CFD Model

○望 月　大 地（大阪大学）　　松 尾　智 仁（大阪大学）
嶋 寺　　光（大阪大学）　　近 藤　　明（大阪大学）
Daichi MOCHIZUKI*[1]　Tomohito MATSUO*[1]　Hikari SHIMADERA*[1]　Akira KONDO*[1]
*[1]　Osaka University

Thermal comfort in a room is evaluated with environmental factors such as air temperature, mean radiant temperature (MRT), wind velocity and relative humidity. Conventional evaluation methods, however, usually use the spatially uniform MRT calculated by the area-weighted mean surface temperature or view factor. In this study, indoor thermal comfort was evaluated with the spatially distributed MRT using Computational Fluid Dynamics (CFD). The results showed that the MRT distribution has large influence on the distribution of thermal comfort indices such as Predicted Mean vote (PMV).

はじめに

温熱環境による室内の居住者の快適性は，気温，相対湿度，気流，放射温度 (MRT)，着衣量，代謝量の 6 要素によって決定される．室内の快適性は，気温，気流だけではなく，これらの要素をすべて考慮して評価をする必要がある [1)]．例えば従来の対流式の空調は主に気温を制御するが, 相対湿度や放射温度は必ずしも制御できない．そのため，室内気温が一様に制御されている場合でも，局所的に不快な場所が生じている可能性が考えられている．あるいは，冷暖房の吹出し気流が直接居住者に当たる場合，それが熱的に不快である場合がある [2)]．そのような場合，放射空調の利用による風速の抑制と放射温度の制御が，温熱快適性の向上に寄与すると考えられ，放射空調の利用が検討されている．

室内温熱環境の評価によく用いられる快適性指標には例えば PMV が存在し，これは 6 要素をすべて考慮している．気温，気流は測定や CFD により取得したデータを入力することが多いが，MRT，相対湿度，着衣量，代謝量は固定の値を入力する場合がある [3)]．着衣量と代謝量を除く要素には空間分布が存在するため，温熱快適性の空間分布を正確に評価するためには，気温分布だけではなく MRT などのすべての要素について，同様に空間分布を考慮する必要がある．また，放射冷房はその性質上，部屋に放射パネルを設置する必要がある．パネル配置は MRT 分布に大きな影響を与える．Maxime et al[4)]は，放射パネルの配置やサイズが快適性や温度場に与える影響を調査したが，パネル配置による放射温度の空間分布の変化が，快適性分布に与える影響については明らかになっていない．そのため，放射冷房が室内温熱環境に与える影響を正確に評価するためには，パネル配置の影響についても検討する必要がある．

本研究では，放射冷房使用時における MRT の空間分布の変化が室内快適性の分布に与える影響について，MRT 計算手法による影響とパネル配置による影響の観点から検討する．

１．方法

1.1　放射モデル

本研究では, OpenFOAM-4.1 を利用し CFD シミュレーションを行った．OpenFOAM-4.1 には形態係数を用いた放射モデルが搭載されているが，このモデルでは，固体の吸収率や反射率を考慮できない．そこで本研究では，面の幾何学的位置関係、放射率，吸収率，反射率，面での多重反射を考慮することのできる分配係数放射モデルを開発し，これを用いて計算を行った．

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

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

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

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

Variable	Definition	Unit

F_{ji}	View Factor	[-]
A_i	Area of surface *i*	[m²]
r	Distance between surface *i* and *j*	[m]
σ	Stefan-Boltzmann constant	[W/m²K⁴]
T	Surface temperature	[K]
Q	Heat transfer	[W]

分配係数放射モデルでは，形態係数を用いて分配係数を算出しており，放射，吸収，反射を考慮に入れて計算することができる．放射率が既知であり，かつ波長による変動がないと仮定し，式(3)，(4)に示す関係式から吸収率，反射率を算出した．式(5)は面 *i* から出射される放射熱流束を表している．式(6)は面 *i* に入射する放射熱流束を表している．式(7)に示すように面 *i* が受ける正味放射熱流束は式(5)と式(6)の差で表される．

式(6)で使用したDが分配係数行列であり，式(8)はその定義式を表している．この式は循環方程式であるため，分配係数行列を求めるには繰り返し計算を行うことが必要である．各式の変数の定義を **Table 2** に示す．

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

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

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

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

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

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

Table 2 Definition of the variable in equation (3)〜(8)

Variable	Definition	Unit
ε	Emissivity	[-]
α	Absorptivity	[-]
ρ	Reflectivity	[-]
Q_{Ei}	Radiatve heat flux emitted from surface *i*	[W/m²]
Q_{Ii}	Incident radiative heat flux to surface *i*	[W/m²]
Q_{Ni}	Net incident radiative heat flux to surface *i*	[W/m²]
D	Distribution factor matrix	[-]

本研究での MRT の定義式を式(9)に示す．MRT はセルと壁の幾何学的位置のみを考慮したものが使われることもあるが，式(9)の MRT では，幾何学的位置に加え，壁面での反射放射熱流束を考慮する．この MRT は持田ら[5]によって示された Absorption Factor で加重平均したふく射温式と同じ意味をもち，放射率の影響が反映されている．式(10)は反射放射熱流束の算出，式(11)は反射係数行列の算出を示している．式(11)においても式(8)同様の繰り返し計算が必要である．

$$MRT_i = \left(\frac{\sum_{j=1}^{n} F_{ji} \left(Q_{Ej} + Q_{Rj} \right)}{\sigma} \right)^{1/4} \tag{9}$$

$$Q_{Ri} = \sum_j^N \frac{A_i}{A_j} R_{ji} Q_{Ij} \tag{10}$$

$$R_{ij} = \rho_j F_{ij} \left(1 + \sum_{k=1}^{N} R_{jk} \right) \tag{11}$$

Table 3 Definition of the variable in equation (9)〜(11)

Variable	Definition	Unit
MRT_i	mean radiant temperature in cell *i*	[℃]
Q_{Ej}	Radiatve heat flux emitted from surface *j*	[W/m²]
Q_{Rj}	Reflected radiant heat flux at surface j	[W/m²]
R_{ji}	Reflection factor matrix	[-]

1.2 計算条件

本研究は，**Fig.1** に示す形状モデルに対して，**Fig.2** に示す 3 種類のパネル配置を検討し，CFD シミュレーションを行った．室内の大きさは 6 m×10 m×2.9 m で，外側を壁に覆われている．内壁面温度は，温度が固定された外壁面からの一次元熱伝導，室内での対流熱伝達，放射を考慮して熱収支を解くことで，算出される．外部温度は日射が当たると仮定した南面を 50℃, その他壁面を 26℃, 放射パネルを 18℃とした．給気口からは 34℃の外気が鉛直下向きに 0.61 m/s で吹き込んでいる．

本計算は非圧縮性定常流れを仮定し、計算格子サイズは 1 辺 10 cm，格子数は約 17 万とした．

MRT は 2 つの手法で算出された．1 つ目は均一な空間を想定し, 各壁面温度の面積加重平均により, 1 つの MRT を算出する手法である．この手法では MRT の分布を考慮できない．2 つ目はセルごとに各面から受ける放射熱流束を算出する手法で，幾何学的位置に加え，壁面での反射放射熱流束を考慮する．この 2 つの MRT 算出方法

での比較を south ケースで行った後，セルごとに MRT を算出する方法で south、center、north ケースの比較を行う．

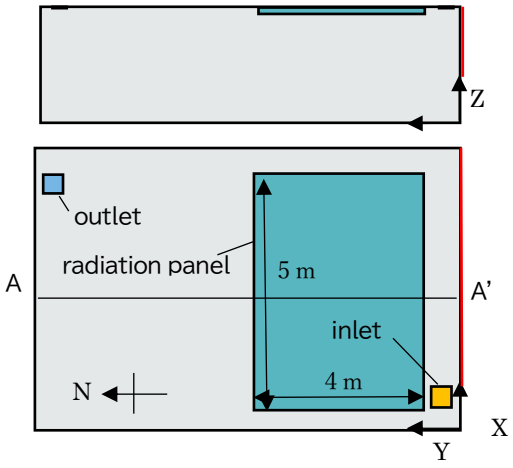


Fig.1 Geometric model (south-case)

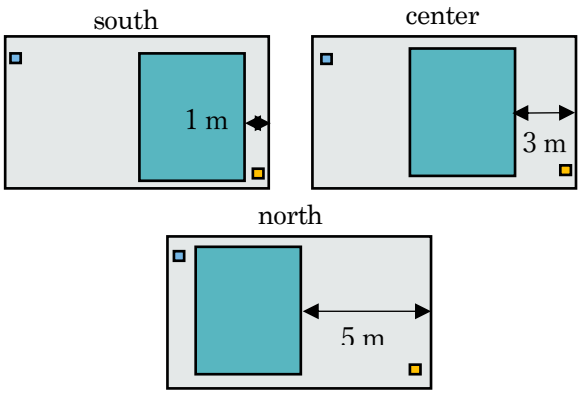


Fig.2 Panel layouts

2. 結果と考察

MRT の算出方法を変更した際と，その算出方法でパネル位置を変えた際の，室内快適性への影響を評価した．**Fig.3** に，気温と風速とセルごとに算出した MRT（以下セル MRT）を示す．気温の分布では，外気が流入している南側上部では気温が高い．風速の分布では，換気の給気口から天井付近に風速の影響が確認できる．共に居住域には分布が少ないため，影響は居住域まで及ばないと考えられる．セル MRT 分布では，南面と放射パネルからの熱が面に対して放射状に伝播しており，縦に温度分布が形成されている．また，セル MRT の平均は 24.5℃であった．**Table 4** に示す通り，各壁面の平均温度の面積加重平均をとった場合の MRT（以下均一 MRT）は 26.1℃であった．**Fig.4** にセル MRT，均一 MRT を利用して算出した PMV を示す．相対湿度，代謝量，着衣量はそれぞれ定数で与え，50%，1.0 met，0.6 clo とした．PMV に大きな影響を与えているのは MRT 分布であることが示され，またセル MRT を使用した結果では PMV に顕著な空間分布が見られた．

Table 4 mean wall temperature in south-case

	mean temperature[℃]	area[m²]
ceiling	27	39.68
floor	25.9	60
north	26.4	17.4
east	26.2	29
west	26.2	29
south	33.4	17.4
panel	18.2	20
entire wall	**26.1**	**212.48**

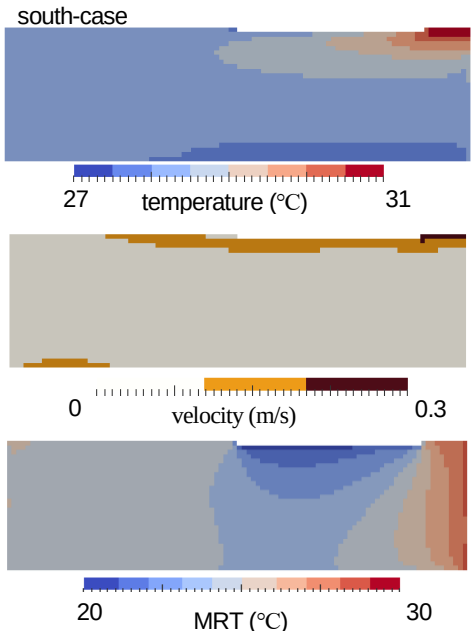


Fig.3 Distributions of temperature, wind velocity, and MRT in south-case (AA' section in Fig.1)

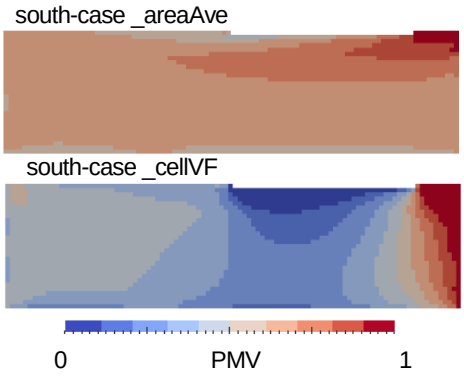


Fig.4 PMV distributions (AA' section in Fig.1)

次にパネル位置を変更したケースの気温，風速，MRT 分布を **Fig.5~6** に示す．気温と風速では，放射パネルが北へ移動するに従って影響域が拡大している．MRT 分布を見ると south，center，north ケースの順に高温壁面からの

高温域が拡大しており，**Fig.7** では平均 PMV がそれぞれ，0.43, 0.47, 0.51 と MRT 分布に準じて大きくなっている．また，放射パネルの下は冷やされているが，south ケースでは MRT の低温域のエリアが小さい一方，north ケースでは低温域のエリアが大きく，MRT もより低い値を取っている．このことから，パネルを高温壁面に近づけた south ケースでは，パネルが高温壁面からの放射熱を打ち消すはたらきをしたということができる．これは south ケースの放射パネルが高温壁面の MRT 緩和に寄与したことで快適なエリアの拡大に繋がったと考えられる．

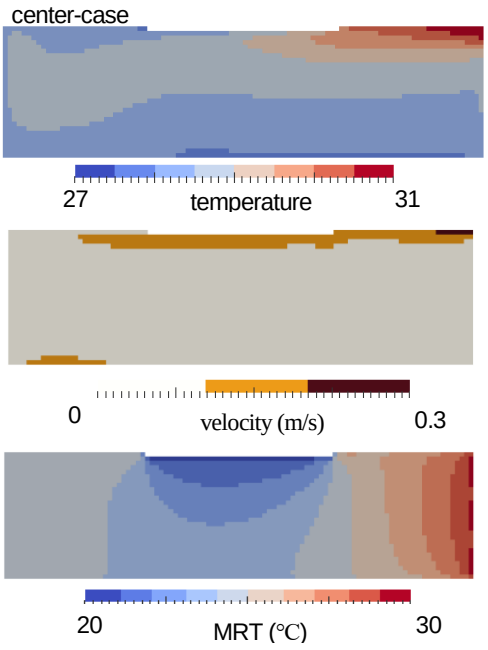


Fig.5 Distributions of temperature, wind velocity and MRT in center-case (AA' section in Fig.1)

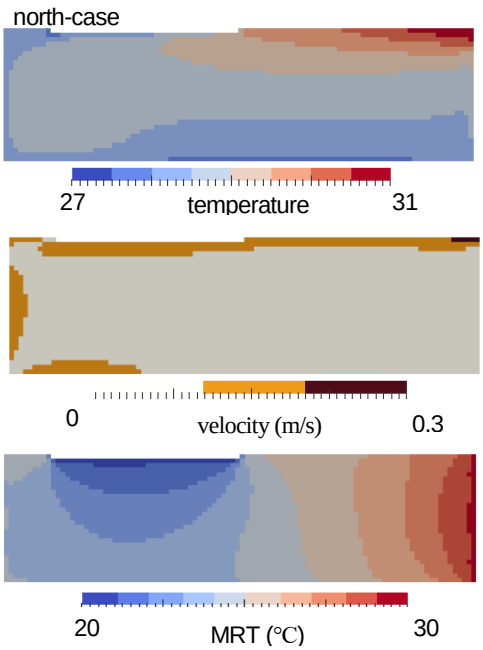


Fig.6 Distributions of temperature, wind velocity and MRT in north-case (AA' section in Fig.1)

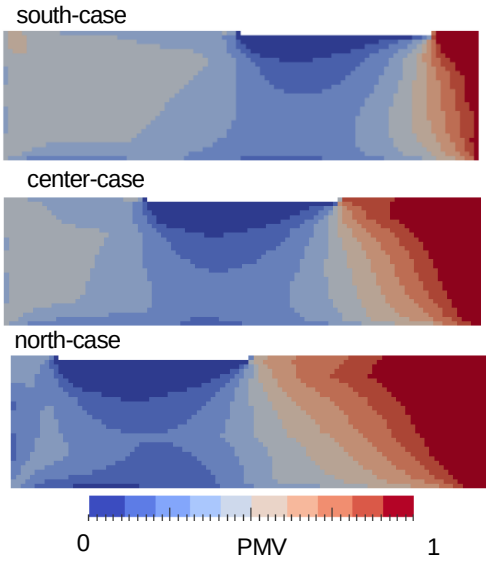


Fig.7 PMV distributions in each cases (AA' section in Fig.1)

3. まとめ

分配係数を用いて放射を考慮した CFD シミュレーションを行い，放射冷房使用時における MRT の空間分布の変化が室内快適性の分布に与える影響について，MRT 計算手法による影響とパネル配置による影響の観点から評価を行った．以下にその結果を示す．

- 各格子の形態係数を用いて MRT 分布を正確に求めることで，PMV 分布をより正確に評価できた．
- パネル位置を高温壁面に近づけると壁面の MRT が減少し，PMV が冷涼側に遷移した．

参考文献

1) 空気調和・衛生工学会編：新版 快適な温熱環境のメカニズム，豊かな生活空間を目指して，2006
2) Feustel HE, Stetiu C: Hydronic radiant coolingdpreliminary assessment. Energy and Building, 22, pp.193-205, 1995
3) 今野雅，桑沢保夫，赤嶺嘉彦：暖房方式による室内気流分布を考慮した暖房負荷補正方法に関する検討 その 1 ルームエアコンディショナー及びセントラル空調による室内温熱環境の CFD 解析，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，D-25, 2017
4) Maxime T-G. et al. : Comfort and energy consumption of hydronic heating radiant ceilings and walls based on CFD analysis, Building and Environment, 54, pp.1-13, 2012
5) 持田徹，射場本勘市郎：熱ふく射効果の評価法に関する研究-AbsorptionFactor 加重の平均ふく射温-，空気調和・衛生工学会論文集,No.2, 1976