空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

IoTを用いた水道使用時の音と振動による高齢者見守りに関する研究
Study on the elderly monitoring by sound and vibration when using water supply using IoT

○奥村　大樹（大阪電気通信大学）　　添田　晴生（大阪電気通信大学）
Taiki OKUMURA*1　Haruo SOEDA*1
*1　Osaka Electro-Communication University

To watch over the elderly by IoT, we focused on the use of water supply and conducted research on watching using vibration sensors and sound sensors. Experiments will be conducted on two types of sinks, one made of stainless steel and the other made of enamel, and whether they can be used for monitoring. As a result, the vibration sensor detected vibration when attached to the lever handle. The sound sensor detected sound when attached to a stainless-steel sink. It was found that the sound sensor is more effective than the vibration sensor in monitoring when the water supply is in use.

1. はじめに

現在、我が国の高齢者人口は増加し、それに伴い孤独死も増加傾向にある。孤独死における体調変化の前兆を発見する為にIoTを用いた見守り技術の開発が求められる。しかし正確な情報を得る為に設置するセンサが多くなり得られる情報量は増えるが、それに対応して見守られる側のプライバシー懸念も大きくなる問題がある。そこで、最低限の情報取得量で効果的に見守りが行えるよう、人が生活する上で欠かす事のできない水道使用に着目する。

水道使用による見守りには、スマート水道メーターを活用した研究[1]がある。これはスマート水道メーターにより得られるリアルタイムの水道使用データを収集、分析し水道の連続使用・不使用時間から見守りサービスとしての活用の可能性を見出している[2]。他にも、水道メーターから得られる水道使用状況データによる一人暮らし高齢者見守りサービス「KIZUKI」[3]が導入されている。見守り対象者の自宅に専用水道メーターと通信装置を設置し、クラウドサービスを活用して見守りを行っている。これらのサービスでは、どちらも水道メーターを設置するための専門の工事が必要であり個人が容易に設置できるものではない。

そこで本研究では、専門の工事を必要とせず家庭で簡単にできる見守りとして、水道使用を振動で検知する方法と音で検知する2種類の方法で研究する。センサによって得られた水道使用データをクラウドに送信するシステムを構築し、それらが見守りに活用可能であるか検討することを目的とする。

2. 使用機器

本研究では、マイコンとしてFig.1の「ESP32-DevKitC」を使用する。Wi-Fi通信機能に加えBluetooth通信機能が搭載されている。内蔵のADコンバータは0～3.3Vの電圧が入力できる。これをUSBケーブルでパソコンと接続し、プログラムを作成してマイコンに動作を命令できる。

また振動センサとして、Fig.2のピエゾフィルムセンサ「Piezo Film Senser 1005940-1」を使用する。これは圧電効果を使用したアナログセンサであり、センサ自体に電源は必要ない。電圧感度は1100mV/gであり、それをESP32にて0-4095の値で出力する。

また音センサとして、Fig.3の「VKLSVAN　Sound Senser Module」を使用する。デジタルセンサであり、周囲の音の強度が設定した閾値に達しない場合、高レベルである1を出力する。閾値に達した場合、低レベルである0を出力する。閾値は音センサ内のボリュームで調整できる。本研究では、感度の調整を行った結果、印が最も左下にある状態を0度とし時計回りに回し132度のところに調節している。

Fig.1　ESP32-DevKitC

Fig.2　Piezo Film Senser 1005940-1

Fig.3　VKLSVAN Sound Senser Module

3. 実験

3.1 実験概要

各センサから得た出力値をESP32に通しインターネット上のクラウドサービス「Ambient」に送信した。Ambientは、IoTデータの可視化サービスで、マイコンから送信されたデータを受信しグラフ化することができる。

マイコンと各センサとは、ジャンプワイヤによって接

続する。振動センサと音センサの配線とマイコンの接続についてはそれぞれ Table.1、Table.2 に示す。

3.2 振動センサを用いた実験

（1）実験条件

本研究では、2 種類のシンクに対して、振動センサを用いて実験を行った。使用したシンクはステンレス製の実験室シンク、ホーロー製の自宅シンクである。実験室と自宅のシンクの詳細はそれぞれ Table.3、Table.4 に示す。センサ取り付け位置は実験室、自宅シンクともに吐水口先端部、シンク裏面、レバーハンドル先端部の 3 カ所として検討した。設置の様子はそれぞれ Fig.4-～Fig9 に示す。

実験は全て 5 分間で行う。水道開放の時間は、吐水口先端部・シンク裏面の 2 カ所では、実験室シンク・自宅シンクどちらについても 1 分間水を流さず、3 分間水を流し、再度 1 分間水を流さない時間を設ける。センサのレバーハンドル設置時については 2 種類どちらのシンクにおいても、5 分間の間に 1 分毎に蛇口の開閉を繰り返す。レバーハンドルは、普段使用しているハンドルをひねる角度を測り、実験室シンクは 30 度、自宅シンクでは 15 度とする。センサは 0.5 秒間隔でデータを検知するようプログラムを行う。

（2）実験結果

結果として、実験室シンク、自宅シンクともに、吐水口先端部、シンク裏面にそれぞれ振動センサを設置しても、振動を検知することはできなかった。おそらく吐水口先端部、シンク裏面ともにほとんど振動は発生していないためと考えられる。Fig.10、Fig.11 にそれぞれ、実験室と自宅に対して、水道のレバーハンドルに設置された振動センサのデジタル出力値を示す。

Table.1 Connecting Sensor1

ESP32	振動センサ
39	+ピン
GND	-ピン

Table.2 Connecting Sensor2

ESP32	音センサ
15	OUT
3V3	VCC
GND	GND

Table.3 Sink in the lab

幅	約 80 cm
奥行き	約 50 cm
高さ	約 25 cm
材質	ステンレス

Table.4 Sink at home

幅	約 75 cm
奥行き	約 60 cm
高さ	約 25 cm
材質	ホーロー

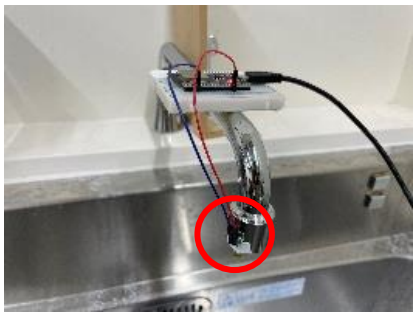


Fig.4 Vibration sensor installed at the tip of the spout（lab）

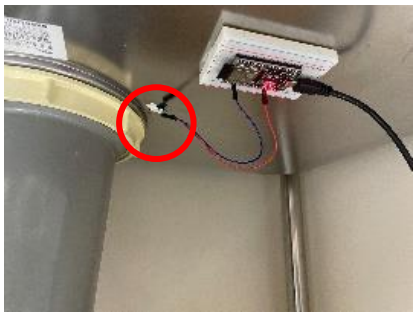


Fig.5 Vibration sensor installed on the back of the sink（lab）

Fig.6 Vibration sensor installed at the tip of the spout（home）

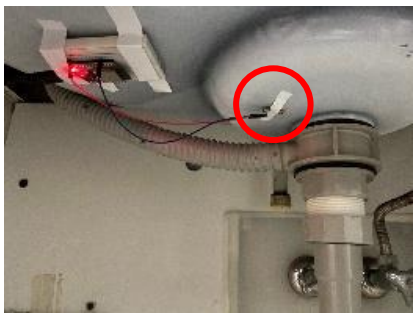


Fig.7 Vibration sensor installed on the back of the sink（home）

Fig.8 Vibration sensor installed on lever handle（lab）

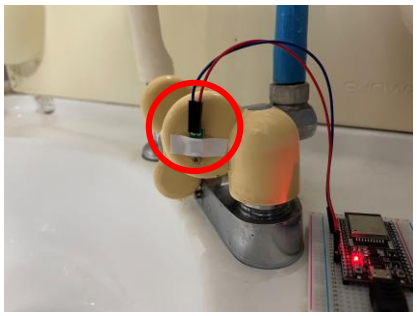


Fig.9 Vibration sensor installed on lever handle（home）

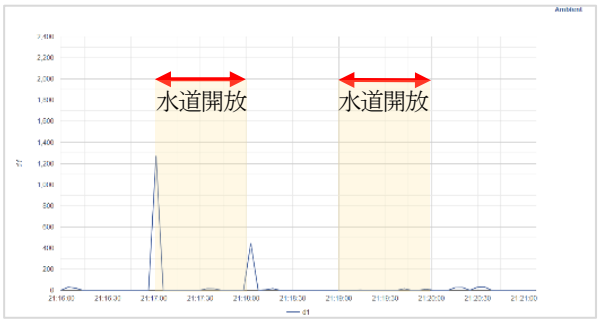


Fig.10 Digital output results of the vibration sensor (lab，Installed on lever handle)

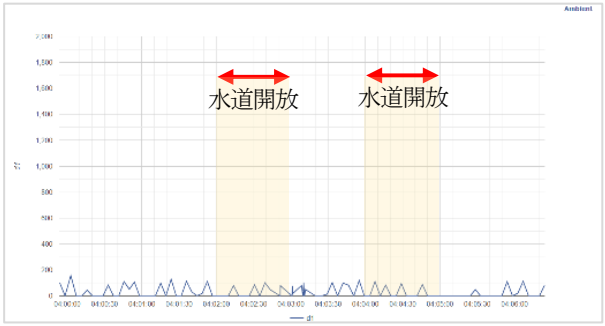


Fig.11 Digital output results of the vibration sensor (lab，Installed on lever handle)

(3) 考察

振動センサでの水道使用における見守りは、水の流れの振動が検知されず、困難であると判断した。しかし、人の手による振動は検知する場合があり、レバーハンドルに取り付けた際に振動の値を検知した。振動センサは、水の流れではなく蛇口の開閉の検知に使用できる可能性がある。

3.3 音センサを用いた実験

(1) 実験条件

振動センサと同様に、音センサを用いて実験を行った。設置の様子はそれぞれ Fig.12～Fig.15 に示す。

(2) 実験結果

音センサは通常時 1.0 を出力し、音を検知した場合 0 を出力する。Fig.10～Fig.11 にそれぞれ、実験室と自宅に対して、吐水口先端部とシンク裏面の出力値を示す。

実験室ステンレス製のシンクでは、吐水口先端部、シンク裏面どちらにおいても、まばらではあるが音の検知がされている。自宅ホーロー製シンクでは、蛇口を開放している時間であっても音の検知をしない時間がほとんどであった。

Fig.12 Sound sensor installed at the tip of the spout（lab）

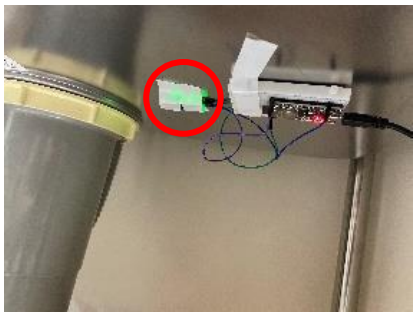


Fig.13 Sound sensor installed on the back of the sink（lab）

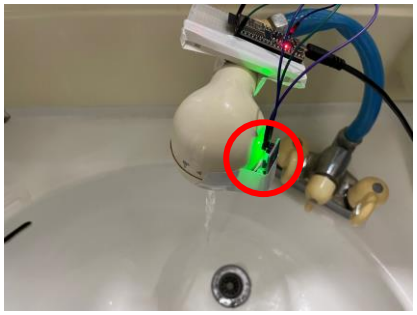


Fig.14 Sound sensor installed at the tip of the spout（home）

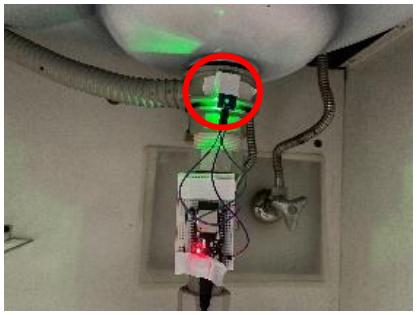


Fig.15 Sound sensor installed on the back of the sink（home）

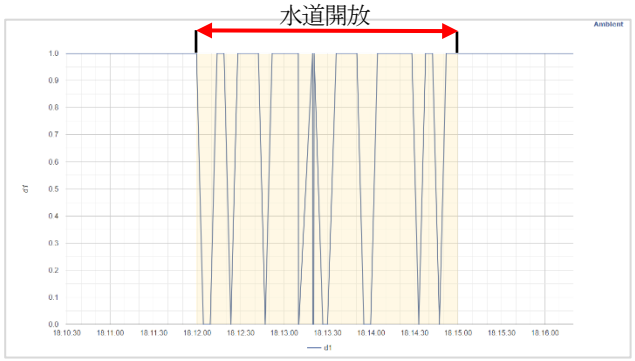


Fig.16 Sound sensor output result
(lab, Installed on tip of the spout)

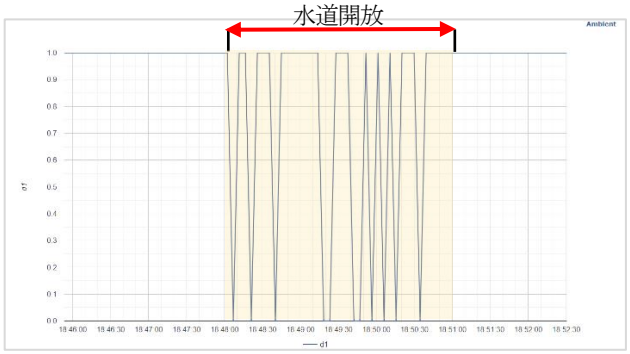


Fig.17 Sound sensor output result
(lab, Installed on the back of the sink)

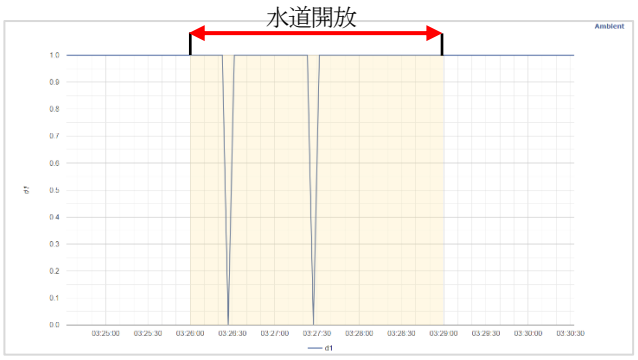


Fig.18 Sound sensor output result
(home, Installed on tip of the spout)

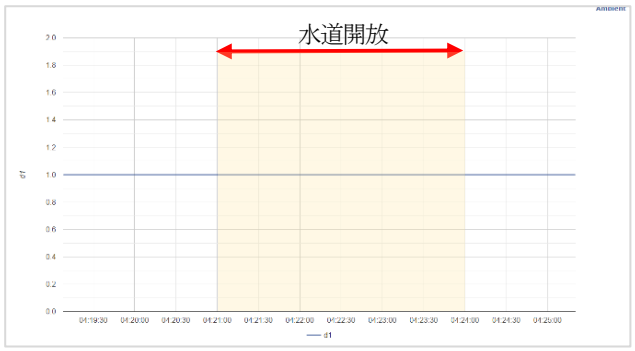


Fig.19 Sound sensor output result
(home, Installed on the back of the sink)

(3) 考察

ステンレス製のシンクでは吐水口先端部とシンク裏面どちらであっても水道使用状況が判別しやすく見守りに使える可能性が十分にある。

ホーロー製のシンクについては、吐水口先端部、シンク裏面どちらも水道使用中であることの判別は難しい。

2つのシンクで音の検知に違いがあることについて、音センサは吐水口からシンクへ流れ出す水の音ではなく、流れ出た水がシンクにぶつかり響いた音を検知しているのではないかと考えられる。音センサがどの音を検知しているのか解明する必要がある。

4. 二つのセンサ比較

音センサでの水道使用における見守りは、振動センサと比べ水道使用間の検知が容易であると考えられる。また、音センサは水道不使用時の音の検知も少ないので、水道使用のタイミングが判別することが可能である。したがってゆるやかな見守りを行う上では十分に音センサが活用できると判断した。

5. 課題

振動センサにおいては、レバーハンドルの操作による振動検知としての実験を行ったが、加速度センサ活用の可能性が考えられ、加速度センサとの比較が必要となる。

音センサにおいては、水道使用中のシンクにおいてどの音を検知しているのか識別し、いかなるシンクでの見守りができるよう工夫する必要がある。

6. おわりに

本研究では水道使用を判別する為に振動センサ・音センサを2種類のセンサで見守りを行えるか検討を行った。振動センサにおいては水の流れの振動を検知するというよりは人の手を加えた結果の振動検知の可能性がある。音センサにおいては、ステンレス製のシンクでは水が当たる音が響き検知しやすく、ホーロー製のシンクでは水が当たる音が響かないため検知しにくいという結果となった。

参 考 文 献

1) 白波瀬武志　木下智史　森本賢　西浦康彦　生島康教　土山俊司, スマート水道メーターによる使用量データを活用した見守り・ヘルスケアサポートへの適用性に関する研究 令和元年度全国会議（水道研究発表会, pp678-679, 2019年

2) 木下智史　白波瀬武志　森本賢　西浦康彦　生島康教　土山俊司, スマート水道メーターによる使用量データを活用した見守り・ヘルスケアサポートへの適用性に関する研究(Ⅱ), 令和2年度水道研究発表会, pp530-531, 2020年

3) 佐野武, 水道の使用状況による見守り, ひと見守りテクノロジー　遠隔地の高齢者を中心とした、異変察知の機器開発から各種事例、次世代展望まで, 株式会社エヌ・ティー・エス　, pp139-148, 2017年

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

非住宅建築物における外皮・設備設計仕様の解明と省エネ基準引き上げによる技術変化の考察

Technical Changes Associated with Enhanced Energy Consumption Efficiency Standards for Non-Residential Buildings

○篠 原　里 穂 子（大阪大学）　　山 口　容 平（大阪大学）
宮 田　征 門（国土交通省国土技術政策総合研究所）　内 田　英 明（大阪大学）　下 田　吉 之（大阪大学）
Rihoko SHINOHARA*1　Yohei YAMAGUCHI*1
Masato MIYATA*2　Hideaki UCHIDA*1　Yoshiyuki SHIMODA*1
*1　Osaka University　*2　National Institute for Land and Infrastructure Management

This study was conducted to quantify what technological changes an increase in energy conservation standards would bring about and how much CO_2 emissions could be reduced as a result. Cluster analysis was used to categorize buildings by similar characteristics of envelope and equipment design specifications. The technical changes associated with the increase in energy conservation standards will be discussed by comparing the characteristics of the exterior skin and equipment design specifications of each cluster. In addition, the probability of belonging to a cluster is calculated based on building attributes such as location and size.

はじめに

2021 年に我が国で閣議決定された地球温暖化対策計画[1]は業務部門における 2030 年度までの温室効果ガス排出量を 2013 年度比 51%とする削減目標を定めている。2050 年までにカーボンニュートラルの実現を目指しており，この排出量削減目標の強化が論じられるなど，建築物の温室効果ガス排出量の削減は喫緊の課題となっている。これらの目標を達成するため，2017 年には建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律（建築物省エネ法）[2]が施行され，延床面積 2,000 ㎡以上の新築非住宅建築物を対象とした省エネルギー基準の適合義務化や，ネット・ゼロ・エネルギービルの認証等が開始された。改正建築物省エネ法が 2021 年 4 月に施行され，省エネルギー基準の適合義務化の対象が延床面積 2,000 ㎡以上から 300 ㎡以上へと拡大されたことに加え，2024 年度以降，適合義務化が先行している延床面積 2,000 ㎡以上の非住宅建築物の省エネルギー基準が引き上げられることが決定している[3]。省エネルギー基準では，エネルギー性能指標として BEI（Building Energy Index）が用いられているが，本研究が対象とする事務所ビルは，基準強化によって BEI ≦ 1.0 から BEI ≦ 0.80 に引き上げられる予定である。

省エネルギー基準の引き上げによる効果を評価するためには，データに基づいて建築物の実態を詳細に把握する必要がある。建築物のエネルギー性能や採用技術に関して，客観的な根拠データを得るための実態調査は多数行われている。国土技術政策総合研究所では，今後の更なる建築物の省エネルギー化のための施策検討に必要な実態データの収集を目的とし，非住宅建築物の省エネルギー基準申請データを 2018 年より収集している。本申請データは建築物省エネ法が定める省エネルギー基準への適合性を判定するためのプログラム[4]（Web プログラム）の入出力データであり，基準適合評価結果に加えて，建築物の外皮・設備設計仕様に関する詳細なデータが含まれている。延床面積 300 ㎡以上の非住宅建築物については省エネルギー基準の適合義務が課せられているため，当該データは新築・増改築が行われる延床面積 300 ㎡以上の非住宅建築物の全数調査が可能であり，また，Web プログラムの入出力データは所管行政庁もしくは民間機関の審査を受けた信頼性の高い情報である。宮田ら[5]はこのデータを詳細に集計し，新築事務所ビルを対象として，BEIm の水準，太陽光発電設備の有無により対象建築物をグループ分けし，各グループにおいて採用されている建築物の標準的外皮・設備設計仕様を明らかにした。鳴川ら[6]は，事務所・宿泊・医療福祉・小売用途の非住宅建築物を対象として，ロジスティック回帰分析を行い，施設規模や立地等の建物属性による設備設計仕様の階級別採用率を定量化した。しかし，外皮・設備設計仕様がどのような建物がどれほど存在するかは解明されておらず，省エネルギー基準引き上げによって建築物の外皮・設備設計仕様がどのように変化していくか明らかでない。このような背景から，本研究は，建築省エネ法における省エネルギー基準の引き上げがいかなる技術変化をもたらすか考察することを目的とする。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

1．研究の方法

1.1　分析に用いたデータ

本研究では非住宅建築物省エネルギー基準申請データを用いた。2018 年度に所管行政庁等に適合性判定や届出の申請があった事務所建築物のうち，評価法がモデル建物法であるデータ 1175 件を分析対象とした。対象データには建築物延床面積，用途，地域区分，建築物のエネルギー性能指標，設備毎のエネルギー性能指標，外皮・設備設計仕様が含まれている。地域区分は建築物省エネ法における気候区の地域区分により区分されている。

前処理として BEIm について 3 標準偏差の範囲外を外れ値として扱い 21 件を除外し，残りの標本を平均値が 0，標準偏差が 1 となるように標準化して用いた。

1.2　分析方法

BEIm は空調，給湯，照明，換気，外皮性能それぞれの仕様により決まる。その組み合わせは多様であるが，外皮・設備設計仕様がどのような建物がどれほど存在するか明らかにするため，これらの性能を表す BEImAC，BEImHW，BEImL，BEImV，BPIm に基づいて標本を分類する。一方で，各変数には有意な相関が観測されたことから，主成分分析を行い次元削減を行った。

次に，外皮・設備設計仕様の特徴により分類するため K-means 法によるクラスター分析を行った。クラスター数の決定にはエルボー法を用いた。エルボー法とは，クラスター数に応じてデータからクラスター重心までの距離の二乗和（SSE）を計算してグラフ化し，その形状から最適と思われるクラスターの数を選択する手法である。

最後に，ロジスティック回帰分析を行い，前のステップで得られた各クラスターへの所属確率を算出する多項ロジスティック回帰モデルを作成した。回帰モデルの説明変数は建物の立地地域，規模といった建築属性とし，得られた回帰モデルを用いて，立地，規模などの条件によりクラスターの所属確率がどのように変化するか分析した。Table.1 に説明変数を示す。延床面積，窓面積率，延床面積当たりの外皮面積（Shape factor）は標準化した値を用いた。

Table.1 Predictors of logistic regression analysis

Items	Objective variables
Cold	Dummy variable of cold region (the regions 5 to 8 are 0, whereas the regions 1 to 4 are 1)
Hot	Dummy variable of warm region (the regions 1 to 6 are 0, whereas the regions 7 and 8 are 1)
Total floor area	Standardized building total floor area
Window area rate	Standardized window area rate
Shape factor	Standardized envelope area per total floor area
Bathroom	Dummy variable of bathroom (not having a bathroom is 0, having a bathroom is 1)
Parking	Dummy variable of parking (no parking is 0, parking available is 1)

2．結果

2.1　主成分分析

事務所の設備の BEIm・BPIm を変数とした主成分分析の累積寄与率を Fig.1 に示す。第 3 主成分までの累積寄与率が約 70%となるため，第 3 主成分までを分析に用いることとした。

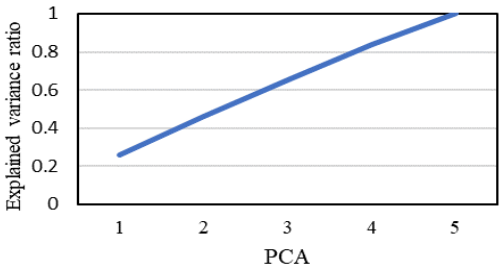


Fig.1 Explained variance ratio of PCA

主成分と変数の相関行列を Table.2 に示す。第 1 主成分は BEImHW 以外の変数と正の相関が見られたため，空調，照明，換気設備のエネルギー性能，外皮性能を示しており，主成分得点が小さいほどエネルギー性能が高いことを表す。第 2 主成分は BEImHW と正の相関が見られたため給湯設備のエネルギー性能を示しており，主成分得点が小さいほどエネルギー性能が高い。第 3 主成分は BPIm と正の相関が，BEImAC と負の相関が見られたため外皮性能と空調のエネルギー性能を示している。

Table.2 Correlation between predictors and principal components

	PC1	PC2	PC3
BEImAC	0.44	-0.15	-0.79
BEImHW	0.15	0.88	-0.05
BEImL	0.41	0.34	-0.02
BEImV	0.58	-0.29	0.09
BPIm	0.52	-0.07	0.60

2.2　クラスター分析

Fig.2 にクラスター分析のエルボー図を示す。横軸はクラスター数，縦軸は各クラスターの重心から各点までの距離の二乗和（SSE）である。SSE の減少がゆるやかになる点が最適なクラスター数であるので，クラスター数は 5 が適していると考えられる。

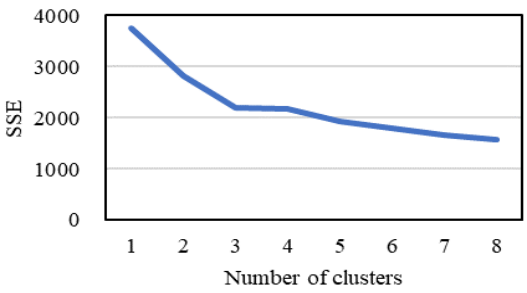


Fig.2 Elbow curve

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

Fig.3 に事務所におけるクラスター分析の結果を示す。主成分から解釈すると，PC1 が高い Cluster1，2，4 は比較的エネルギー性能が低い建物群である。Cluster1 は空調の BEIm が小さく，Cluster2 は BPIm が小さく，Cluster4 は空調の BEIm と BPIm が小さい傾向にある。Cluster3，5 はエネルギー性能が比較的高い物群であり，Cluster3 は給湯設備の BEIm は大きいが，その他の設備の BEIm と BPIm が小さい傾向にあり，Cluster5 は BPIm と設備の BEIm が小さい傾向にある。このように外皮・設備設計仕様により標本を分類することができた。

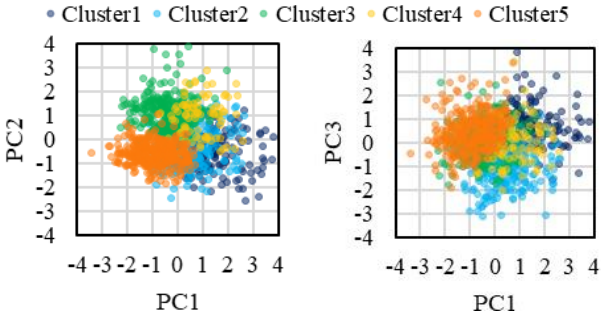


Fig.3 Distribution of principal components

2.3　クラスター別の BEIm の分布

クラスターごとの BEIm の頻度分布を Fig.4 に示す。事務所では省エネルギー基準が BEIm≦0.80 に引き上げられるが，Cluster5 は BEIm≦0.80 の範囲にあり，引き上げ後の省エネルギー基準を満たしている。Cluster1，3 は BEIm が 0.80 を超えるものがある程度存在するため，省エネルギー基準引き上げによる設備設計仕様の技術変化によりクラスターの分布が変化すると考えられる。Cluster2，4 は大部分が BEIm＞0.80 の範囲にあるため，他のクラスターに移動する可能性が考えられる。

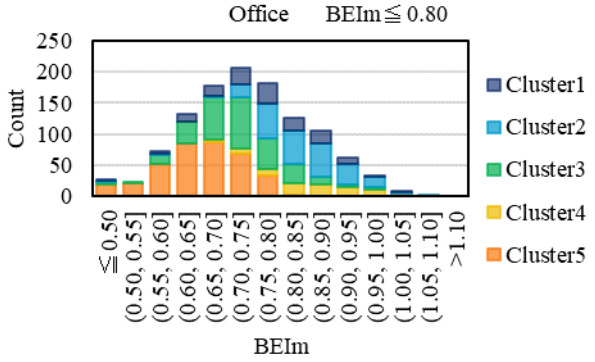


Fig.4 Distribution of BEIm

Fig.5 に各クラスターにおける変数の頻度分布を示す。地域区分ごとに色を塗り分けている。引き上げ後の省エネルギー基準を満たしている Cluster5 はすべての変数が低い領域での頻度が高く，設備・外皮仕様のエネルギー性能が高い。Cluster1 は換気設備の BEIm と BPIm が他のクラスターよりも大きく，換気設備のエネルギー性能と外皮性能が低い。Cluster3 は BEImHW が他のクラスターよりも大きく，給湯機のエネルギー性能が低い。

クラスターの大部分が BEIm＞0.80 の範囲に存在する Cluster2 は，EImAC が大きいため，調のエネルギー性能が低く，空調のエネルギー性能を向上させることで Cluster5 に近づくと考えられる。Cluster4 は BEImL が大

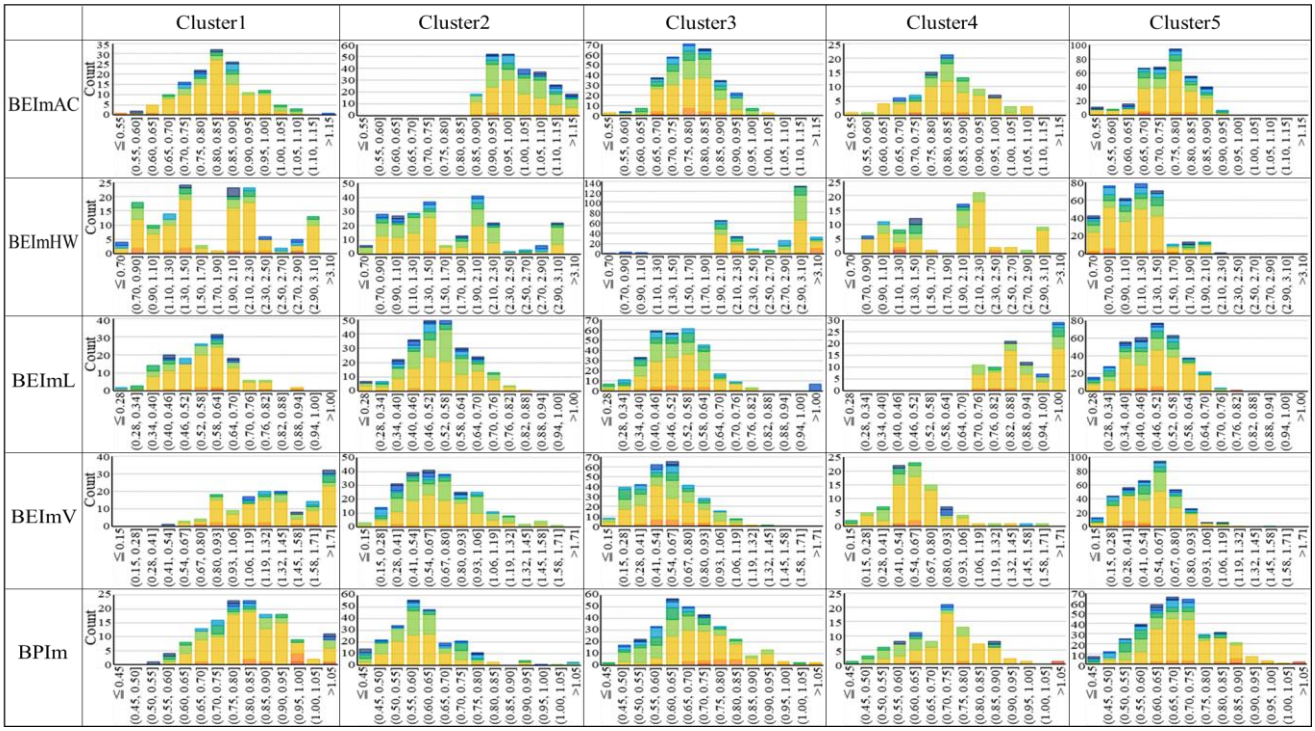


Fig.5 Distribution of BEIm of equipment and BPIm

きく照明のエネルギー性能が低い。照明のエネルギー性能を向上させることで Cluster5 に近づくと考えられる。引き上げ後の省エネ基準を満たしている Cluster5 と，クラスターの大部分が BEIm＞0.80 の範囲に存在し，空調の BEIm が大きい Cluster2 を比較すると，Cluster2 は Cluster5 よりも冷暖房の熱源容量が大きいことがわかった。また，同じくクラスターの大部分が BEIm＞0.80 の範囲に存在し，照明の BEIm が大きい Cluster4 を Cluster5 と比較すると，Cluster4 は単位床面積当たりの照明消費電力が大きいことが分かった。単位床面積当たりの照明の消費電力が 10 W/m^{2}以下の場合 LED 照明が利用されていると考えられるが Cluster4 は 10 W/m^{2}以上であるので LED でない照明が使用されていると考えられる。

2. 4　ロジスティック回帰分析

ロジスティック回帰モデルにより推計されたクラスターへの所属確率と建物属性の関係を Fig.6 に示す。立地地域が寒冷地であれば冷暖房の熱源容量が大きい Cluster2 となる確率が高くなり，給湯機の熱源効率が大きい Cluster3 となる確率は低くなる。温暖地であれば反対の結果となる。延床面積が大きくなるにつれて換気設備の消費電力が大きい Cluster1 への所属確率が高くなり，

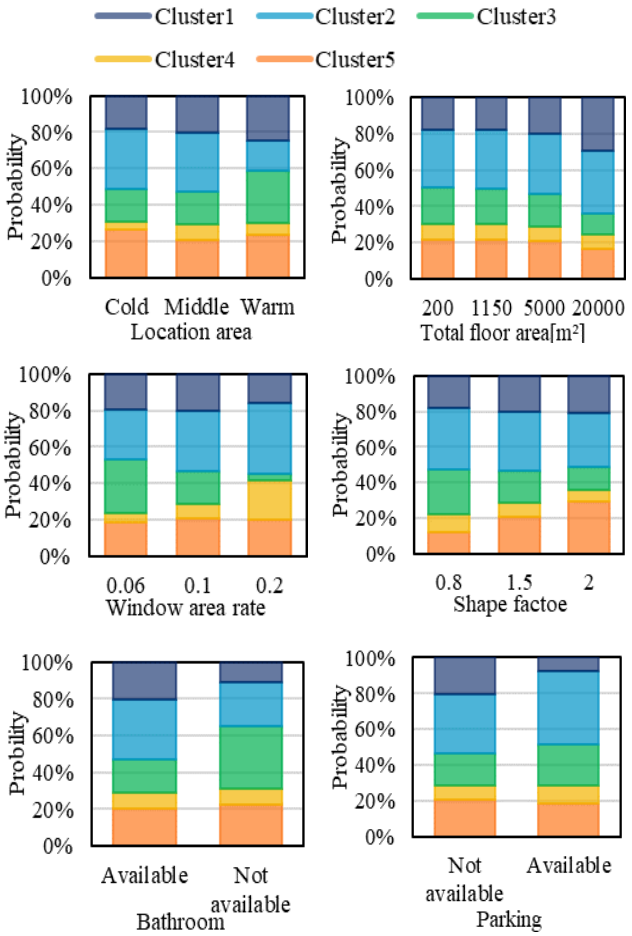


Fig.6 Change in the probability of being included in each cluster

Cluster3 への所属確率は低くなる。また，窓面積率が小さいほど Cluster3 となる確率が高くなり，LED 照明が用いられていない Cluster4 となる確率は低くなる。Shape factor は小さくなるにつれて Cluster3 への所属確率は高くなり，　引き上げ後の省エネルギー基準を満たす Cluster5 への所属確率は低くなる。

3．おわりに

本論文は Web プログラムの入出力データをクラスター分析し，省エネルギー基準引き上げによる外皮・設備設計仕様の技術変化を考察した。事務所では省エネルギー基準引き上げ後の基準を満たす建物群はどの設備や外皮においてもエネルギー性能が高いことが分かった。大部分が BEIm＞0.80 の範囲に存在する建物群は，冷暖房の熱源容量が大きいもの，LED 照明が用いられていないものであり，空調の熱源容量を小さくしたり，照明を LED に替えることで引き上げ後の基準を満たすようになると考えられる。今後の課題として，クラスターへの所属確率と建物属性の関係を考察すること，本研究での分析結果をもとに省エネルギー基準引き上げに伴う二酸化炭素排出削減量を定量化することが挙げられる。

謝 辞

本研究は JSPS 科研費 20H02312 の助成を受けたものである。

参 考 文 献

1)　環境省：地球温暖化対策計画　2021.10 (参照：2023.2.9)
https://www.env.go.jp/earth/ondanka/keikaku/211022.html
2)　国土交通省：建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律　2015.7
https://elaws.e-gov.go.jp/document?lawid=427AC0000000053_20220617_504AC0000000069　（参照：2023.2.9）
3)　国土交通省：大規模非住宅建築物の省エネ基準の引き上げについて 2021.8
https://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/shoene_shinene/sho_energy/kenchikubutsu_energy/pdf/016_05_00.pdf (参照:2023.2.9)
4)　建築研究所：建築物のエネルギー消費性能に関する技術情報　https://www.kenken.go.jp/becc/　（参照：2023.2.9）
5)　宮田征門，平川侑：省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データを活用した非住宅建築物の外皮・設備設計の実態分析（その 1）：新築事務所ビルを対象とした省エネ基準評価結果別の標準的な設計仕様の解明，日本建築学会環境系論文集，第 85 巻，第 777 号，pp.859-869，2020.11.
6)　鳴川公彬他 3 名：省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データを活用した非住宅建築物の外皮・設備設計の実態分析（その 2）：ロジスティック回帰による規模・立地別の設計仕様の分析，日本建築学会環境系論文集，第 87 巻，第 797 号，pp.448-459，2022.7.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

Research on quantification of the effects of compliance with residential energy conservation standards by Total Residential End-use Energy Simulation model

○江守　勇貴（大阪大学）　　下田　吉之（大阪大学）
藤原　みさき（大阪大学）
Yuuki EMORI[*1]　Yoshiyuki SHIMODA[*1]　Misaki FUJIWARA[*1]
[*1] Osaka University

One of the challenges of TREES, which allows for realistic estimates in the residential sector, is the lack of representation of residential energy efficiency standards in the 'energy efficiency of housing'. This standard consists of thermal insulation standards and primary energy consumption, which represent the overall energy performance of a house. The aim of this study is to review the effectiveness of the measures by adding a primary energy consumption standard to the conventional method that deals only with the thermal insulation standards.

１．緒論

2021 年 10 月に政府が決定した第 6 次エネルギー基本計画[1)]において、家庭部門では 2030 年度における温室効果ガス排出量を 2013 年度比で約 66%削減するという削減目標が定められている。この目標の確実な達成には、各削減対策の毎年の進捗状況と対策効果の定量的な評価が必要である。本研究室では、世帯や地域による多様性や経年的な気象や住宅の変化を考慮可能な家庭部門エネルギー最終需要モデル（TREES）が開発されているが、家庭部門における対策効果をデジタルツインで現実的に推計することが可能であるこのモデルは、対策の進捗状況の確認と将来のエネルギー計画を立てるのに十分に役立つ。

TREES による政策評価の課題の一つに、「住宅の省エネルギー化」を評価するための、住宅省エネルギー基準に準拠した新築住宅モデルが構築できていないことがある。この基準は住宅の総合的なエネルギー性能を表す一次エネルギー消費量と外皮熱性能の二本柱の基準で成り立つ。しかし、従来の TREES における推計方法は、基準適合のための省エネルギー手法の導入組み合わせの複雑さを鑑みて、一次エネルギー消費量基準を導入せず、外皮基準適合住宅のストックを増やすことで新築住宅の省エネルギー基準準拠による対策効果を計算している。これを政府想定と同じ一次エネルギー消費量と外皮性能の二本柱の評価方法へと変更し、対策の省エネルギー効果を正しく評価することを本研究の目的とする。また、従来のモデルで得られた推計結果と本研究で正しく評価した結果を比較し、従来モデルの信頼性を確認することも目的とする。加えて、本研究では「住宅の省エネルギー化」以外の対策効果も評価し、2030 年における全国のエネルギー消費量と温室効果ガス排出量の推計を行う。

２．TREES モデルの概要

TREES モデルは、世帯及び世帯員の属性、機器の保有状況、住宅仕様、居住者行動、気象条件などの多様な条件を考慮した、家庭部門における用途別、エネルギー源別のエネルギー消費量の現実的な推計が可能であるボトムアップ型のシミュレーションモデルである。また、暖冷房のエネルギー消費を熱負荷計算に基づいて推計している点から、断熱効果とルームエアコンディショナーのエネルギー性能における評価を整合的に行うことができる。これらの特徴によって、国家スケールで世帯ごとのエネルギー需要特性の多様性の再現が可能である。TREES モデルの概要を Fig. 1 に示す。

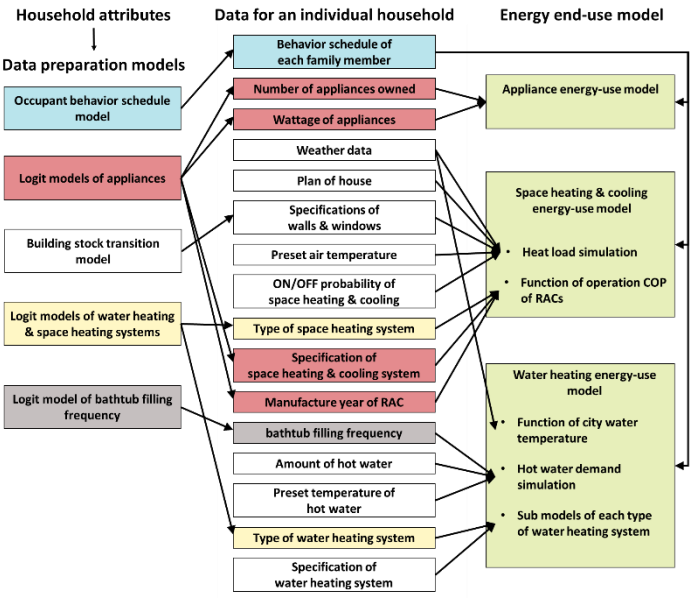


Fig.1　Summary of TREES

3．住宅省エネルギー基準の内容と基準適合設備機器

住宅省エネルギー基準は Fig. 2 のように、順次基準の改正・強化が行われ、現在最新の平成 28 年基準では、外皮熱性能に関する基準と住宅の総合的なエネルギー性能を表す一次エネルギー消費量基準の二本柱の基準を定めている。この住宅省エネルギー基準は 2025 年から新築住宅に義務化され、本研究でその対策効果を定量化する。

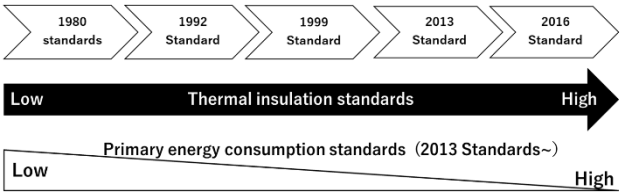


Fig.2 Changes in residential energy conservation standards

本研究では、住宅省エネルギー基準に適合する新築住宅をモデル化した。住宅省エネルギー基準に適合するためには、外皮熱性能基準と一次エネルギー消費量基準を満たす必要があり、外皮熱性能基準については平成 11 年基準を満たすことが条件となっている。一次エネルギー消費量基準は暖冷房・換気・照明・給湯部門の合計一次エネルギー消費量で定められており、これに適合するための各部門における省エネルギー手法の組み合わせは複数考えられる。本研究ではこの導入組み合わせについて、各部門で BEI が 1.0 となるような設備機器を設定し、全体でも基準に適合するように住宅モデルを構築した。BEI とは、設計一次エネルギー消費量を基準一次エネルギー消費量で除して得られる値であり、値が 1.0 以下であれば基準に適合しているといえる。

本研究では、暖冷房や給湯といった各部門で基準一次エネルギー消費量に適合するために導入が必要な設備機器を「エネルギー消費性能計算プログラム【住宅版】」[2)] を用いて決定する。プログラムの計算方法は平成 28 年省エネルギー基準に準拠している。エネルギー消費性能計算プログラムでは、住宅の建て方や床面積、地域区分といった住宅モデルを入力することによって対象住宅の基準一次エネルギー消費量を計算することが可能である。これに加えて、対象住宅の外皮性能と各部門の設備機器・省エネルギー手法を入力することで設計一次エネルギー消費量を出力することができる。このプログラムを用いて、各部門においてどのような設備機器が基準に適合するかを確認した。得られた結果の例として、給湯部門における設備機器の決定を **Fig.3** に示す。給湯用途の場合、潜熱回収型ガス給湯器が基準一次エネルギー消費量の値に最も近いため、これを基準適合のための設備機器として設定した。

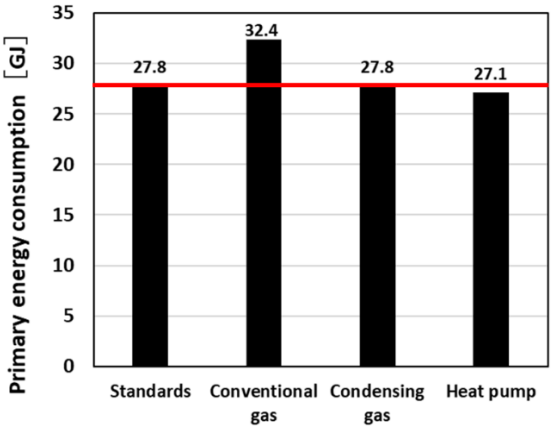


Fig.3 Determination of equipment for hot water supply applications.

給湯部門と同様に設定した各部門における基準適合のための設備機器を **Table.1** に示す。暖冷房部門におけるルームエアコンディショナーには 3 段階の性能区分が設定されており、（い）・（ろ）はより高性能な 2 区分に該当する。給湯部門は **Fig.3** で示したように潜熱回収型ガス給湯器を、換気部門では壁付け第 2・3 種換気設備、照明部門では LED と蛍光灯の組み合わせ導入とする。

Table.1 Standard-compliant equipment in each sector

Target Applications	Equipment for compliance with standards
Thermal insulation performance	1999 Standard
Heating and cooling	Air conditioner performance category（い）・（ろ）
Hot-water supply	Condensing gas water heater
Ventilation	Wall-mounted Type 2 and 3
Lighting	Combination of LED and fluorescent lamps

4．省エネルギー基準に適合した新築住宅のモデル化

本研究では、住宅省エネルギー基準に適合した新築住宅をモデル化するために、従来の TREES モデルでは行われなかった新築住宅の分類を行い、独立して評価を行う。TREES では、経年的な熱性能世帯数割合の変化を予測することが可能であり、これを用いて新築住宅の分類を行う。外皮熱性能基準である平成 11 年基準の外皮性能を持つ住宅の 2013 年から 2030 年にかけた増加数を新築住宅と分類した。**Fig.4** に示すように、本研究における 2030 年の推計では、全体の約 19%を新築住宅と分

類した。
これらの新築住宅に **Table.1** で示した設備機器を導入し、住宅省エネルギー基準に適合するのと同等のエネルギー性能を持つものとした。

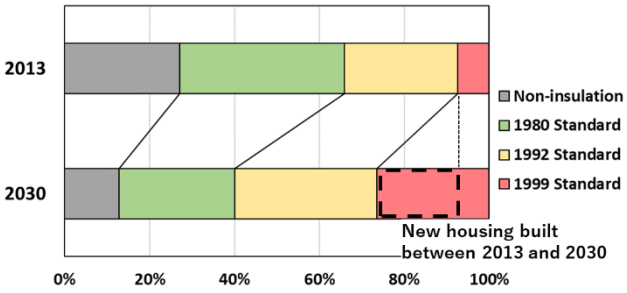


Fig.4 Percentage of households by housing thermal insulation

5．評価を行う他の対策と住宅の省エネルギー化の関係

本研究では、新たな対策評価を行う「住宅の省エネルギー化」に加えて他の政府対策による省エネルギー効果の評価も行い、2030 年における消費エネルギー量と二酸化炭素排出量を推計する。このために、本研究で推計の対象とするケースは以下の 2 つである。

① 2013 年ケース：温室効果ガス・エネルギー消費量の削減目標の基準年である 2013 年を対象とするケース
② 2030 年対策実行ケース：2030 年において、第 6 次エネルギー基本計画で掲げられている対策を実行したケース

本研究で評価の対象とする政府対策は「住宅の省エネルギー化」に加えて、「高効率給湯器の導入」と「高効率照明の導入」、トップランナー制度による「機器の省エネ性能向上」である。本研究では政府の計算方法と同様に、新築住宅に導入する高効率な給湯器と照明設備の導入による省エネルギー効果は「住宅の省エネルギー化」に含めて定量化する。

それぞれの省エネルギー対策について、政府が掲げる対策導入量に可能な限り近づけたケース別の設定条件を **Table2** に示す。「住宅の省エネルギー化」を除いたそれぞれの設定条件について以下に述べる。

「高効率給湯器の導入」では、2030 年における潜熱回収型給湯器とヒートポンプ給湯器、燃料電池の導入目標台数が設定されている。新築住宅で住宅省エネルギー基準を達成するために導入する給湯器は、**Table.1** で潜熱回収型ガス給湯器と設定している。そのため、新築住宅数分の潜熱回収型ガス給湯器を目標台数から差し引き、残りの台数を 2013 年以前から存在する既存住宅に設備改修として導入する。また、潜熱回収型給湯器以外の高効率給湯器は既存住宅で起こる設備改修として導入されるものとした。

「高効率給湯器の導入」では、2030 年までに LED 照明の 100%導入を目標としている。これに対して、**Table.1** で定めた基準適合のための照明設備の導入方法は LED 照明と蛍光灯の組み合わせであり、「高効率照明の導入」における目標に及んでいない。よって、本研究では新築住宅における住宅省エネルギー基準への適合に関する追加対策として、LED 照明の完全導入も検討する。

「機器の省エネ性能向上」では、トップランナー制度によるテレビと冷蔵庫、ルームエアコンディショナー等の機器における性能向上を目指している。テレビ及び冷蔵庫に関しては、2021 年省エネカタログ最高性能機器[3]が 2026 年以降の平均性能になると想定して、過去の省エネカタログをもとに消費電力を推計した。**Table.2** では、これらの機器性能について、各世帯が保有する 1 台目の平均性能を記載している。

ルームエアコンディショナーに関しては、政府目標や統計値[4]に基づいて APF を設定し、省エネカタログやメーカーカタログ[5]から機器性能を決定した。ここで設定したルームエアコンディショナーの性能は、**Table.1** で基準適合のために必要であると示した性能区分（い）・（ろ）を満たすため、新築住宅にはこれらの設備機器を導入する。また、既存住宅においても 2030 年までに全て設備改修が起こり、同じ性能を有するルームエアコンディショナーが導入されるとした。**Table.2** では、最も採用数が多い冷房能力 2.2kW のルームエアコンディショナーの APF 値を記載している。

Table.2 Detailed conditions for each case

		2013	2030 Measures
water heaters (units)	Heat pump	4.42 million	15.9 million
	Condensing	4.48 million	newly: 10.1 million already:20.4 million
	Fuel cell	50 thousand	3 million
LED		0%	100%
Appliance energy efficiency	Television	157 W	74 W
	Refrigerator	871 kWh/year	330 kWh/year
	Air Conditioner APF	3.7	5.2
	PC	36.1 W	20.4 W
	VTR equipment	35.7 W	26.4 W

6．TREES モデルによる推計結果

本章では、これまでに示した設定条件をもとに推計を行った結果を示す。

全国の新築住宅を対象に住宅省エネルギー基準に適合させたときの二次エネルギー消費量の変化を **Fig.5** に示

す。全部門において二次エネルギー消費量を削減することが可能であり、全体用途では 28%の削減が見込まれることがわかった。特に、暖冷房部門のエネルギー削減率が最も大きく、47%であった。追加対策として照明設備すべてに LED を導入した場合、更に 2%の削減が得られた。

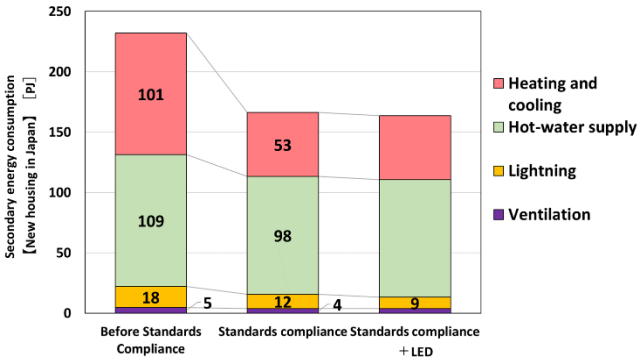


Fig.5 Energy savings benefits of compliance with energy conservation standards for new housing

各省エネルギー対策による省エネルギー効果について、従来モデルと本研究のモデルで得られた推計結果を **Fig.6 (a), (b)**で比較する。

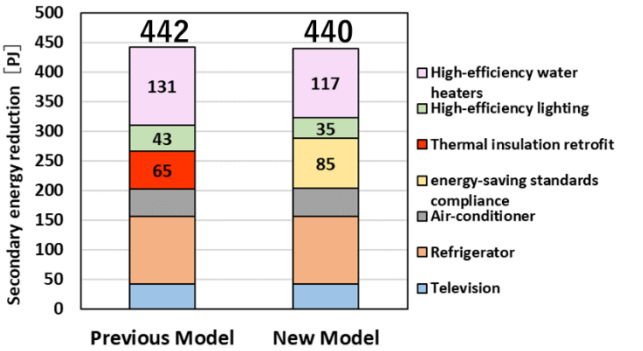


Fig.6 (a) Comparison of secondary energy reductions between models

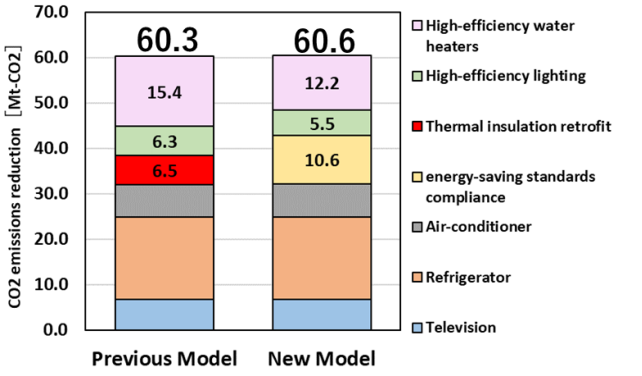


Fig.6 (b) Comparison of CO_2 emissions reductions between models

従来と本研究のモデルで推計された二次エネルギー削減量と二酸化炭素削減量を確認すると、それらの結果には殆ど差が無かった。各対策による高効率な設備機器を導入する住宅について、従来モデルでは住宅特性を考慮しながら無作為に選択していたが、本研究においては新築住宅モデルにまとめて導入した。そのため、全体としての対策導入量は両モデルで同じであり、削減量も殆ど同じとなった。これより、従来のモデルを用いた推計でも政府の対策効果の総量を正しく推計可能であり、得られた推計結果を信頼できることがわかった。

本研究で得られた 2013 年と 2030 年対策ケースの全国二酸化炭素排出量を **Fig.7** に示す。この図では、電気排出係数変化を考慮しており、2013 年から 2030 年で 0.57[kg-CO2/kWh]から 0.25[kg-CO2/kWh]に変化することを考慮している。但し、**Fig.6 (b)**では 2013 年の電気排出係数を用いている。

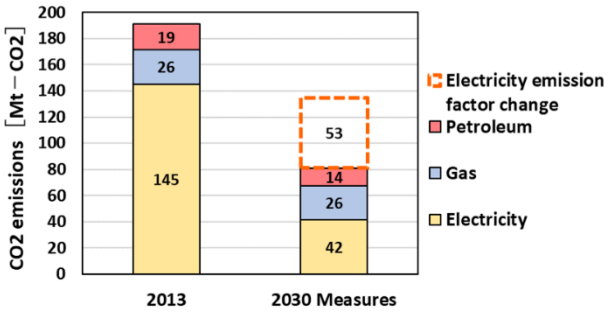


Fig.7 CO_2 emissions in each case

Fig.7 より、家庭部門における 2030 年の温室効果ガス排出量は 2013 年度比で 57%削減することが可能であるものの、政府目標である 66%の削減には届かないことがわかった。これより、今後は削減目標に達するために必要な追加対策を検討しつつ、継続的な対策の進捗評価を行っていく必要がある。

謝辞

本研究は、（独）環境再生保全機構の環境研究総合推進費（JPMEERF20212005）により実施した。

参 考 文 献

1) 経済産業省 資源エネルギー庁；2030 年度におけるエネルギー需給の見通し，https://www.enecho.meti.go.jp/category/others/basic_plan/

2) 一般財団法人住宅・建築 SDGS 推進センター；エネルギー消費性能計算プログラム【住宅版】

3) 経済産業省 資源エネルギー庁；省エネカタログ https://seihinjyoho.go.jp/frontguide/pdf/catalog/2021/catalog2021.pd

4) 経済産業省 資源エネルギー庁；エアコンディショナーの次期目標基準の方向性について（案）https://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/shoene_shinene/s

5) DAIKIN ； 空調製品情報検索サイト， https://d-search.daikin.co.jp/open/top

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

温泉熱の面的利用システムに関する研究

-無断熱・直埋設方式の熱源水地域配管からの熱損失-

STUDY ON HEAT SOURCE WATER NETWORK SYSTEM UTILIZING UNUSED HEAT FROM HOT SPRINGS
- EVALUATION OF THE AMOUNT OF HEAT TRANSFERRED BETWEEN FANCILITIES VIA THE NETWORK-PIPE-

○戴　錦承　(大阪市立大学)　　鍋島　美奈子　(大阪公立大学)
西岡　真稔　(大阪公立大学)　　中尾　正喜　(大阪公立大学)
Jincheng DAI*1　Minako NABESHIMA*2　Masatoshi NISHIOKA*2　Masaki NAKAO*2
*1 Osaka City University　*2 Osaka Metroplitan University

A heat source water network system was proposed as a system that utilizes hot spring heat across the area. In order to reduce the initial cost of regional piping, it is necessary to consider in advance whether the heat source water piping with a low-temperature level needs insulation. In this study, we proposed an unsteady heat transfer model that approximates the thermal properties of soil, and evaluated the effects of different soil conditions on non-insulated direct-buried pipes. As a result, when the heat demand of a small-scale facility is increased in the piping of the non-insulated direct-buried system, the amount of heat acquired in the small-scale facility increases overall. And the received heat of a small-scale facility via the network in the non-insulated direct-buried system becomes almost the same value as the heat demand in the case with insulation.

1. はじめに

1.1. 背景

温泉大国である日本では、未利用エネルギーとしての温泉熱や排湯熱のポテンシャルは高い。しかし、温泉街では高温の源泉井戸を保有し熱が余っている事業者と、自前の源泉井戸がなく熱が足りない事業者が混在している場合でも、地域全体で面的な再エネ熱の有効活用を促進する取組みは進んでいない。柊本ら[1)]は温泉熱を面的に活用するシステムとして、各施設でのヒートポンプ給湯機の導入を前提とした無断熱・直埋設シングルループ方式の分散熱源による熱源水ネットワークシステム（以降、熱原水 NMS と記す）を提案し、その効果の試算を行った。結果として、温泉（源泉及び排湯）の熱利用量の増加に伴って各宿の施設内熱源水の温度が上昇し、一次エネルギー消費量が削減され、SCOP が増加するという結果を示した。また、冬期では全ての条件において、熱源水 NWS は集中型や個別給湯システムに対して一次エネルギー消費量の削減効果があることを明らかにした。しかしながら、検証に用いた NWS の数値シミュレーションモデルについて詳細な検討がなされておらず、施設間の融通熱量や配管熱損失について再検討が必要である。

1.2. 目的

本研究では、土壌の熱特性を近似する非定常伝熱モデルを Modelica 言語で記述し、熱源水 NWS の評価をおこなうための設備シミュレーションモデルに組み込み、各施設および熱源水 NWS 全体の熱収支を明らかにしたうえで、1 次エネルギー消費量、成績係数等により評価する。

2. 熱源水ネットワークシステム概要

2.1. システム導入街区の基本状況

本研究では、10 軒の温泉宿が存在する仮想街区に熱源水 NWS を導入した際の施設間熱融通量を分析する。大規模な温泉宿と小規模の温泉宿の 2 種類、それぞれ 5 軒ずつ計 10 施設が接続する熱源水ネットワーク配管モデルを構築し、全長 3.5km の配管ネットワークに大規模宿と小規模宿を交互に等間隔で配置する（Fig.1）。大規模宿のみ敷地内に源泉井戸を保有している。給湯熱需要量については、給湯熱需要量原単位に各宿の延床面積（大規模温泉宿 11,500 m^2、小規模温泉宿 2,160 m^2）を乗じて算出する[2)]。

2.2. 宿内システムの構成

各施設には、温泉や排湯と熱交換した熱源水を循環させる施設内配管が設置され、熱交換器を介して余った熱が複数の温泉宿を繋いだ長さ 3.5 km の基幹ネットワーク配管（以降、基幹 NW と記す）を通じて他の施設に融通され、ヒートポンプ式給湯機（以降、HP 給湯機と記す）の熱源として利用するシステム（Fig.1）

である。大規模温泉宿内のシステム（Fig.2）は排湯用熱交換器、源泉用熱交換器、水熱源 HP 給湯機、上水予熱用熱交換器、基幹 NW と熱授受を行う熱交換器とこれらを繋ぐシングルループ配管で構成されている。小規模温泉宿内のシステム（Fig.3）は大規模温泉宿内から源泉用熱交換器を除いたシステムである。温泉熱は当該宿内で優先的に利用し、余った熱を基幹 NW に放出することを基本とする。

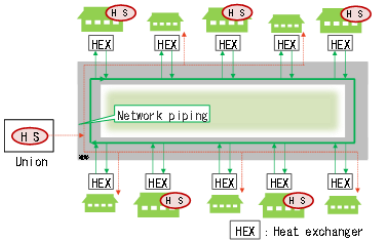


Fig.1　Block introduced heat source water network system

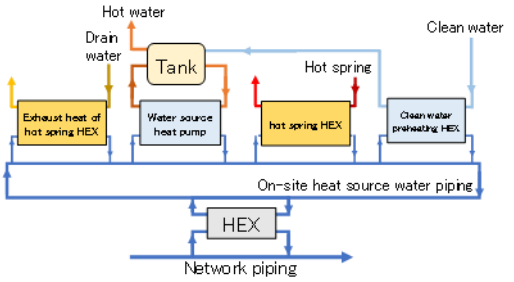


Fig.2　System diagram of large-scale facility

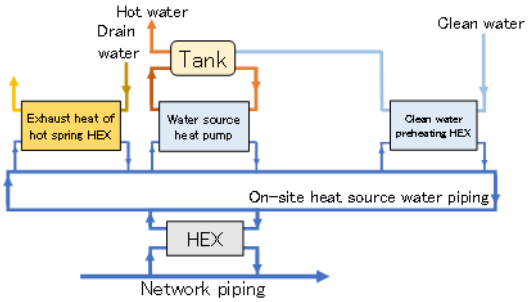


Fig.3　System diagram of small-scale facility

3.　熱源水ネットワークシステムの与条件

3.1.　モデルの与条件

実測結果より、熱源水 NWS のシミュレーションモデルの要素は戴ら[2]と同様に設定する。本報では源泉温度 53℃とし、大規模温泉宿では源泉は 45℃まで熱利用可能として上水予熱をおこなう。熱交換後の源泉は浴槽に投入され、オーバーフローの排湯は 38℃とする。38℃の排湯からも熱回収を行う。

3.2.　埋設配管の熱損失計算

埋設配管の配管外表面から地表面までの土壌の熱抵抗は Eq.1 で計算される（Fig.4）[3]。本研究では、計算を簡易化する方法として、ある埋設深さの配管を想定し、　Fig.5 のように配管周囲の土壌厚さ分の熱抵抗および熱容量のみを考慮する円筒モデルにより計算をおこなう。Eq.1 からで求めた熱抵抗R_sを Eq.2 に代入し、Eq.3 より熱抵抗値が等しくなるように相当土壌厚さΔrを決定する。従って、この円筒モデルの定常特性は埋設配管と一致する。この円筒モデルを Modelica 言語で記述し、すでに構築している設備システムシミレーションに組み込んだ。これにより、土壌の非定常熱特性を考慮した熱源水温度の変化について従来の非定常計算方法（応答係数法など）より簡便に検討することが可能になった。円筒モデルは配管周りの土壌の計算範囲を相当土壌厚さに限定し、土壌表面温度境界としているため、配管近傍の非定常伝熱の精度が高いが、従来方法より非定常誤差が大きくなると予想される。

$R_s = ln\left\{\frac{2h_1}{d} + \sqrt{\left(\frac{2h_1}{d}\right)^2 - 1}\right\} \times \frac{1}{2\pi\lambda_s}$	Eq.1
$R_s = \frac{\ln\left((d+\Delta r)/d\right)}{2\pi L\lambda_s}$	Eq.2
$\Delta r = e\hat{}[2\pi L\lambda_s R + \ln(d)] - d$	Eq.3

R_s：soil heat resistance	K/W	h_1：burying depth	m
λ_s：soil thermal conductivity	W/K	L：piping length	m
Δr：equivalent soil thickness	m	d：piping radius	m

4.　土壌熱容量を考慮した土壌分割モデル

4.1.　モデル構築

土壌分割モデルを Fig.6 のように三つの部分に分けて、それぞれを①地表面温度境界部分、②土壌分割部分と③配管境界部分とする。①～③モデルの概要は以下の通り。

① 地表面温度境界部分は土壌分割モデル上部の境界条件、ここでは地表面温度を指定する。

② 土壌分割部分は境界条件として設定した温度または熱流を受けて、分布定数系の分割モデルにより土壌温度の収束計算を行う。

③ 配管境界部分は配管内の熱原水温度を土壌分割モデルの下部境界条件にする。配管部分の材質の熱抵抗によりの断熱計算もこの部分で計算する。

4.2.　モデルの検証

建物の非定常熱負荷計算に用いられる応答係数法（Response factor method）を埋設管路の非定常伝熱計算に利用し、異なる土壌条件によるモデルの誤差評価を行う。Table 1、Table 2 は吸熱と貫流それぞれの誤差の RMSE と CVRMSE（Eq.8、Eq.9）を示す。全体的に吸熱応答の誤差は小さいが、貫流部分の誤差が比較的に大きい。しかし、熱源水 NWS の導入を想定した山形県鶴岡市では地表面温度境界条件の一日最大温度変化が約 1.5℃程度、埋設配管の温度変化が最大 10℃程度と予想されるため、貫流応答の誤差影響は小さいと考えられる。

5.　土壌条件による施設間融通熱量の比較

熱源水 NWS において、異なる土質条件による無断熱、直埋設方式の配管への影響を評価する。土壌分割モデルを熱源水ネットワークシステムに実装し、施設間融通熱量の変化について比較分析を行う。想定する各 Case の条件を Table 4 に示す。寒冷地の外気条件として、拡張アメダス気象データ 2010 より山形県鶴岡市の標準年データを用いる。

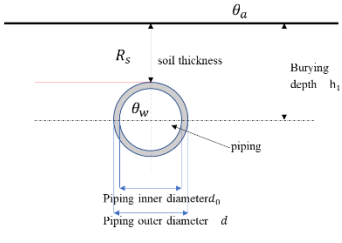


Fig.4 Buried piping

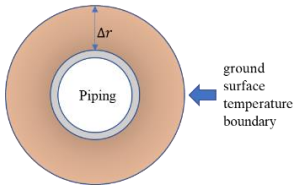


Fig.5 Equivalent soil thickness

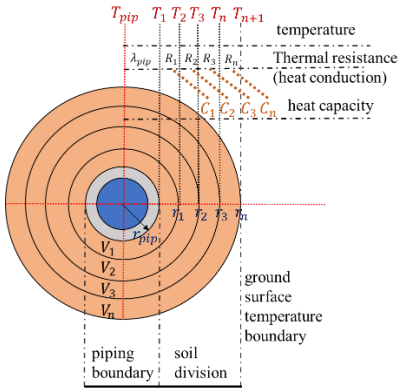


Fig.6 soil division model

$$c_\rho V_n \rho \frac{dT_{n+1}}{dt} = \frac{1}{R_n}(T_n - T_{n+1}) + Qflow_{air} \quad \text{Eq.4}$$

$$c_\rho V_i \rho \frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{R_{i-1}}(T_{i-1} - T_i) + \frac{1}{R_i}(T_{i+1} - T_i), \quad i \in (2:n) \quad \text{Eq.5}$$

$$c_\rho V_n \rho \frac{dT_1}{dt} = Qflow_{water} + \frac{1}{R_1}(T_2 - T_1) \quad \text{Eq.6}$$

$$Qflow_{water} = \lambda_{pip} \times (T_{water} - T_1) \quad \text{Eq.7}$$

T：temperature	℃	$Qflow$：heat flow	W
$water$：water boundary	-	n：division number	-
c_ρ：specific heat	J/kgK	V：volume	m³
Δr：small radius	m	r_p：piping radius	m
λ：thermal conductivity	W/mK	L：longitudinal length	m
air：ground boundary	-	R：thermal resistance	K/W
ρ：density	kg/ m³		

$$RMSE(x,y) = \sqrt{\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}(x_i - y_i)^2} \quad \text{Eq.8}$$

$$CVRMSE(x,y) = \sqrt{\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}(x_i - y_i)^2} \Big/ \frac{1}{m}\sum_{i=1}^{m}|y_i| \quad \text{Eq.9}$$

m	: number of samples	x	: soil division model calculated value	y	: calculated response

Table 1 24 hours RMSE, CVRMSE (absorption heat)

Sand	moisture content 0%	moisture content 23.3%	moisture content 0 %	moisture content 0 %
depth	0.33m	0.33m	1m	1.5m
RMSE	0.06693	0.03325	0.01513	0.01818
CVRMSE	4.89%	0.48%	1.11%	1.33%

Table 2 24 hours RMSE, CVRMSE（transmission heat）

Sand	moisture content 0%	moisture content 23.3%	moisture content 23.3%
depth	0.33m	0.33m	1m
RMSE	0.13880	1.27693	0.79496
CVRMSE	29.35%	32.07%	35.88%

5.1. 結果と考察

大規模宿、小規模宿、期間 NW 配管の 1 日単位の熱収支（Table 3）を算出し、Table 4 に示すケーススタディの結果を考察する。SCOP は Eq.10 から算出する。

（１）土壌条件の影響

Fig.8 から見ると、S1、S2、S3 各条件において SCOP は共に 1.17 になる。そして、一日中の融通熱量もほぼ同じになる。埋設深さから、全体の融通熱量への影響が薄いと考えられる。S4、S5、S6 には、SCOP それぞれ 1.12、1.11、1.15 になる。土壌条件の違いは SCOP に影響を及ぼすことがわかる。一日の融通熱量変化から見ると、S4、S5、S6 の条件において、基幹 NW 配管による熱損失が大きく、小規模宿がほとんど熱を取れなくなる。土壌条件の視点から、熱拡散率増加に伴い熱損失が大きくなる。寒冷地においては、土壌条件による熱源水ネットワークシステムへの影響が大きいことがわかる。

（２）小規模宿の熱回収設備の有無

Fig.7 のように S3～S4 における小規模宿の熱回収設備を無くすと、小規模宿の熱取得が増えるか確認する。Fig.9 に融通熱量一日積分値を示す。熱回収設備を無くにすると S3～S6 における SCOP はそれぞれ 1.30、1.08、1.08、1.11 になった。土壌熱拡散率が低い S3 には熱回収設備あり場合より SCOP が高くなった。それ以外には約 0.3～0.4 に低下した。しかし、基幹 NW 配管熱損失は低下し、小規模施設の融通熱量は全体的に上昇した。

Fig.7 は基幹 NW 配管と小規模規模施設の温度計測点を示す。施設間内温度と NW 配管温度差を Fig.10 に、NW 配管が小規模施設経過前後の温度差を Fig.11 に示す。Fig.10 より、小規模宿の熱回収設備ありの温度差を見ると小規模施設と NW 配管温度差が最大 2℃しかない、つまり小規模宿での熱取得が小さいことを意味している。熱回収設備なしの場合は、小規模宿の熱源水温度が低下し、小規模宿 T1 と NW 配管温度 T2 の差が最大 6℃になる。小規模宿での熱取得が増えるた

め、小規模宿の前後 T2 と T3 での温度差が大きくなり、NW 配管の水温低下が大きくなって（Fig.11）、T3 と土壌内表面との温度差が減少した（Fig.12）。小規模宿の熱回収設備を外すことによって、小規模宿の熱取得が断熱あり（S4）の場合と同程度まで増加し、配管熱損失も減少した。無断熱の基幹 NW 配管の場合は、大規模宿からの NW への放熱量は増えるが、断熱配管と同等に小規模宿に熱融通できることを確認した。

6. まとめ

本研究で得られた知見を以下に示す。

① 土壌の条件によって，無断熱配管における小規模宿取得熱量への影響が大きい。NW 配管の断熱有無は、小規模宿の取得熱量への影響が小さい。

② 小規模宿内の熱回収設備をなしにすると、大規模宿から NW への放熱量、小規模宿の NW からの熱取得がともに増え、無断熱配管でも断熱配管と同程度の熱取得量になることがわかった。

$$SCOP = \frac{Q_{con,sys}}{E_{sys}} \qquad \text{Eq.10}$$

$Q_{con,sys}$: system generated heat	GJ	$SCOP$: System COP	-
E_{sys} : System power consumption((includes HP and water pumps)			GJ

Table 3 Character definition

QNW	Heat exchange with network Amount of heat from facilities to network (positive) Amount of heat from network to facilities (negative)
Enthalpy diff.	Pipe heat loss and change in internal energy by water temperature change (negative)

補記：本研究は NEDO 補助事業「再生可能エネルギー熱利用にかかるコスト低減技術開発：温泉熱等の再エネ熱を活用した分散熱源による熱源水ネットワークシステムのトータルコスト低減技術開発（2020 年 11 月～2022 年 7 月）」終了後に実施した研究の成果である．

Table 4 soil conditions

		Moisture content	Thermal diffusivity	Burying depth
No.	Substance	%	m2/s	m
S1	sand	0	0.0002	0.33
S2	sand	0	0.0002	1
S3	sand	0	0.0002	1.5
S4	sand	23.3	0.0008	1
S5	sand + clay	21.6	0.0009	1
S6	loam	36.6	0.0003	1

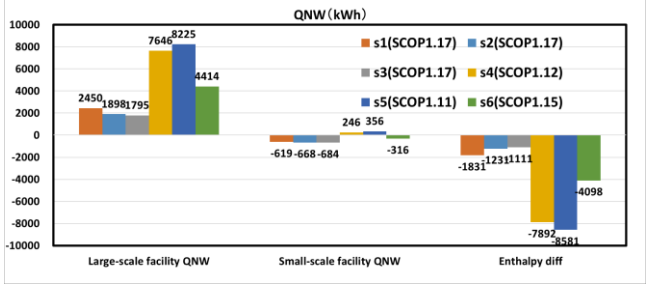


Fig.8 Daily integral value in S1~S6

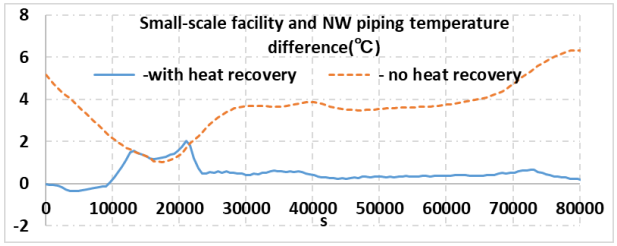


Fig.10 Temperature difference in T2-T1

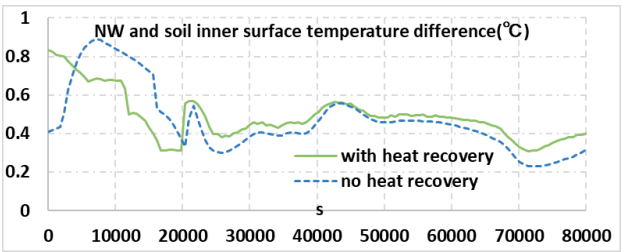


Fig.12 Temperature difference between T3 and soil inner surface

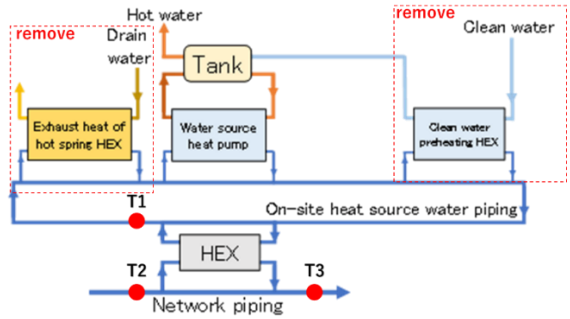


Fig.7 Small-scale facility（Temperature measuring point）

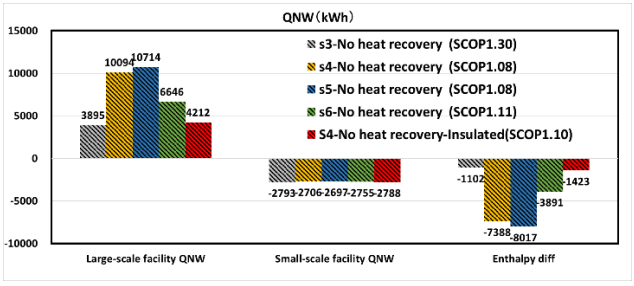


Fig.9 Daily integral value in S3~S6（No heat recovery）

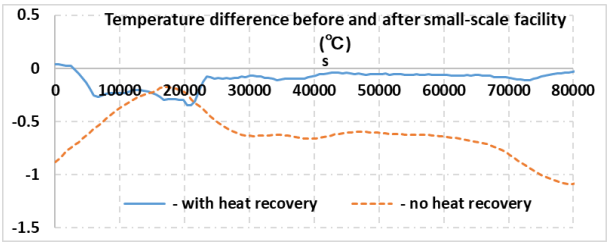


Fig.11 Temperature difference in T3-T2

【参考文献】

1) 柊本ら：温泉未利用熱の面的利用システムに関する研究熱源水ネットワークシステムと集中型の熱供給システムの導入効果の比較，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，A-82，2019

2) 戴ら：温泉熱の面的利用システムに関する研究-熱源水ネットワークシステム内の熱収支の確認-、空気調和・衛生学会近畿支部学術研究発表会論文集、2022

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
（第 10 報）熱源井及び観測井温度を基にした帯水層蓄熱特性推定
Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating
-(Part 10)Estimation of Aquifer Thermal Storage Characteristics Based on Heat Source Well and Observation Well Temperatures-

○山﨑　尊（大阪市立大学）
崔　林日（三菱重工サーマルシステムズ株式会社）
鍋島　美奈子（大阪市立大学）
西岡　真稔（大阪公立大学）
中尾　正喜（大阪市立大学）

Takeru YAMAZAKI*1
CUI Linri*3
Minako NABESHIMA*2
Masatoshi NISHIOKA *2
Masaki NAKAO*2

*1 Osaka City University *2 Osaka Metropolitan University *3 Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

When planning the interseasonal operation of an aquifer thermal energy storage system (ATES), predicted values of the pumping temperature for the next season are required. In this study, for the purpose of predicting the pumping temperature, a method to estimate the heat storage characteristics of the aquifer in question from actual pumping temperature values during ATES operation is continuously investigated. In this report, we compare the estimation accuracy of the method using the pumping temperature of a heat source well and the temperature of an observation well.

1．はじめに

従来[1)]の昼夜間蓄熱における帯水層の熱流動特性推定では、熱源井戸の揚水温度の時間変化を実測値から得て、これと対応する数値計算を行い、その入力変数を変化させて実測値と最も適合する計算結果を得た時の入力変数を推定値とする推定方法を用いてきた。帯水層の熱流動特性として主要な変数は帯水層厚さ、熱伝導率、容積比熱、熱分散長、環境流れ(地下水流れ)の 5 種であるが、帯水層厚さは推定できないため熱源井戸のスクリーン長と同じと見做す。また、熱伝導率と容積比熱が熱源井戸の揚水温度に与える影響は小さいため推定項目から除外し、残り 2 種の変数の組み合わせとして推定を行った。

これに対して筆者らは、対象地[2)](後述)において季節間蓄熱を行い、熱源井戸から隔離した位置に観測井戸を設けて帯水層内水温を観測し、水温観測値により帯水層の熱流動特性推定を行う。熱伝導率と容積比熱は観測井戸温度に与える影響も小さいと分かったため、残り 3 種の変数を独立に推定した。

本研究では、熱源井戸の揚水温度を実測から得て、対象地における熱流動特性の推定を行った。そして、熱源井戸の揚水温度と観測井戸温度による熱流動特性推定値を用いた際の熱回収率の計算値を比較し、帯水層厚さと環境流れを独立に推定することの意義について検討する。

2. 対象地における ATES 運用

2.1　対象地

兵庫県神戸市和田岬に所在する工場の冷暖房を目的として 2019 年 12 月より ATES の運用が開始された。設置された熱源井戸 1(冷水井戸)と熱源井戸 2(温水井戸)の 2 つの熱源井戸の隔離距離は 154m であり、熱源井戸 1 から西に 27m、40m 離れた地点に観測井戸 1 と観測井戸 2 を設け、両者ともに深度 46.5m と 51.0m に熱電対を設置し 10 分間隔で測定した。また、対象地の帯水層は 2 層に分かれているが、上下帯水層の流量割合が不明であるため、本研究では一体として見做し、帯水層厚さはスクリーン長 6.2m とした(Fig.5 参照)。なお、熱源井戸 1 については運用開始後揚水量不足が判明したため、新たに熱源井戸 3 が追加されたが、両者は近接しており共通の帯水層を利用しているため、本研究では 2 本の熱源井戸は一体として見做して分析を行う。

2.2　ATES 運用実績と観測井戸温度の時間推移

本研究では熱源井戸 1 を中心として広がる蓄熱水塊の広がりについて分析する。Fig.1 に熱源井戸 1 の還水温度・揚水温度、Fig.2 に熱源井戸 1 の還水流量・揚水流量、Fig.3 に熱源井戸 1 の積算蓄熱量・積算採熱量(注 1)の式(1)参照)、Fig.4 に観測井戸 1 と 2 における帯水層内温度実測値、Table.1 に冬期・夏期の運転開始日・終了日を

示す。図における赤色は揚水時、青色は還水時を表し、揚水時の流量を正で図示した。Table.2 より ATES の運転は平日に行われ、冬期の還水温度の設定値は 10℃である。Fig.1・Fig.2 より設定値を外れている箇所があるものの、全体として概ね設定通りに運転されている。このような ATES 運転の結果、帯水層内の水温が変化し、観測井戸 1 においては Fig.4 に示すように冬期の熱源井戸 1 への冷水注水に伴う温度低下、春期停止～秋期停止期間における温度上昇が現れた。

3. 熱源井戸の揚水温度による帯水層蓄熱特性の推定

3.1 帯水層モデル概要

本研究では土壌中の熱の移動や拡散を解析するために、独 WASY 社の FEFLOW を使用した。Fig.5 を参考に数値計算時に作成したモデルの空間分割を Fig.6、モデル平面図は Fig.7、境界条件を Fig.8、物性値を Table.3 に示す。Fig.6 におけるスライス番号は空間分割における境界面番号を表す。層厚は 0.65m（一部は調整のために変更した）で設定した。Fig.7 に示すように、500m×500m の計算領域のうち熱源井戸周辺（234m×176m の領域内）のみ計算精度向上のためにメッシュサイズを一辺 2.5m と小さくし、それ以外は一辺約 10m とした。Table.3 に示す物性値に関して、初期地中温度は実測値であるが、それ以外の項目は熱源井戸の揚水温度への影響が小さいため、文献値を引用した。ただし、帯水層全体の熱伝導率と容積比熱の値は、砂礫と水の物性値を間隙率で重み付けした値であり、それぞれ等価熱伝導率、等価容積比熱と呼ぶ（注 2）参照）。文中で述べる熱分散長は縦熱分散長であり、横熱分散長は縦熱分散長の 1/10 とした。入力運転条件として 1 日ごとの熱源井戸の流量・注水温度を与える。

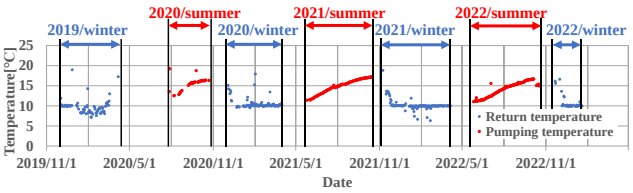


Fig.1 Water temperature of heat source well 1

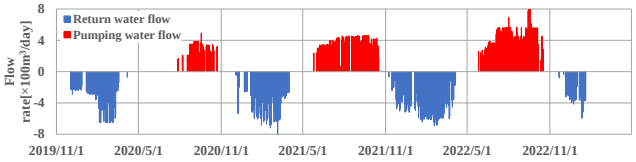


Fig.2 Water flow rate of heat source well 1

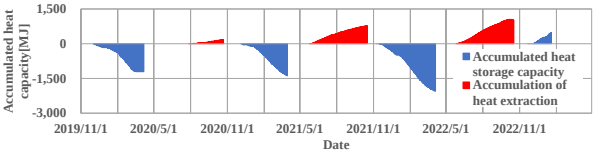


Fig.3 Total accumulated heat rate of heat source well 1

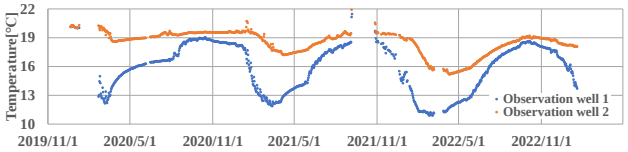


Fig.4 Water temperature in Observation Well 1 and Observation Well 2

slice	depth(m)	thickness(m)	classification
1	0		
		34.5	Impermeable layer
2	-34.5		
		6.4	Impermeable layer
3	-40.9		
		1.6	Impermeable layer
4	-42.5		
		0.4	Impermeable layer
5	-42.9		
		0.1	Impermeable layer
6	-43		
		0.65	Aquifer
7	-43.65		
		0.65	Aquifer
8	-44.3		
		0.65	Aquifer
9	-44.95		
		0.65	Aquifer
10	-45.6		
		0.5	Aquifer
11	-46.1		
		0.5	Aquifer
12	-46.6		
		0.65	Aquifer
13	-47.25		
		0.65	Aquifer
14	-47.9		
		0.65	Aquifer
15	-48.55		
		0.65	Aquifer
16	-49.2		
		0.1	Impermeable layer
17	-49.3		
		0.4	Impermeable layer
18	-49.7		
		1.6	Impermeable layer
19	-51.3		
		6.4	Impermeable layer
20	-57.7		

Fig.6 Ground Structure Diagram

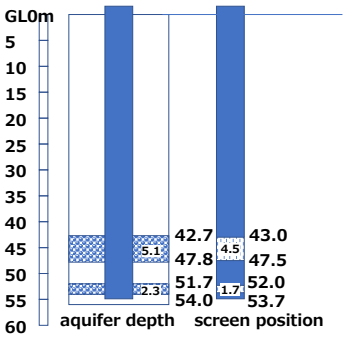


Fig.5 In heat source well 1 Aquifer depth and screen location

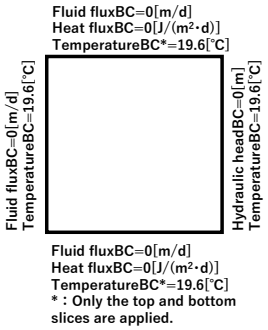


Fig.7 Boundary conditions

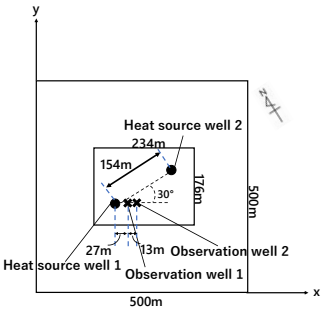


Fig.8 Plane figure

Table.1 Operation Cycle

year・season	date
2019・winter	2019/12/02～2020/03/18
2020・summer	2020/07/27～2020/10/22
2020・winter	2020/12/03～2021/03/31
2021・summer	2021/05/25～2021/10/18
2021・winter	2021/11/08～2022/04/05
2022・summer	2022/05/26～2022/10/17

Table.2 Operation method

matter	contents
operation schedule	weekdays and Saturdays , Sundays and holidays (stop)
summer return temperature	23℃(8:00~20:00 operation)
winter return temperature	10℃(8:00~29:00 operation)
return flow rate	200~600m^3/day

Table.3 Physical property

Name	water	Aquifer	Impermeable layer
Porosity [-]	-	0.3	0.3
Original ambient temperature [℃]	19.6	19.6	19.6
Volmetic heat capacity [MJ/(m^3･K)]	4.2	3.18	3.06
Equivalent volmetic heat capacity [MJ/(m^3･K)]	-	3.48	-
Thermal conductivity [J/(m･s･K)]	0.6	2.7	1.2
Equivalent thermal conductivity [J/(m･s･K)]	-	2.07	-
Coefficient of permeability [m/s]	-	1.73×10^{-3}	1.0×10^{-8}

Table.4 RMSE(FY2021)

RMSE [℃]		Heat dispersion length[m] 0.5	1.0	2.0	5.0
Darcy velocity [m/year]	0	1.46	1.32	1.08	0.54
	20	0.91	0.81	0.62	0.17
	40	0.51	0.45	0.38	0.56
	60	1.30	1.24	1.22	1.32

Table.5 Estimated thermal hydraulic properties

	Pumping temperature of heat source well 1	Temperature of observation well 1
Aquifer thickness	(Screen length 6.2m)	3.1m
Darcy velocity	20m/year	40m/year
Heat dispersion length	5.0m	1.0m

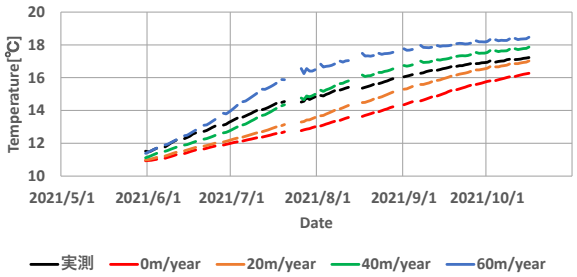


Fig.9 Comparison of measured and calculated values in heat source well 1 (Heat dispersion length 0.5m, Effect of groundwater velocity)

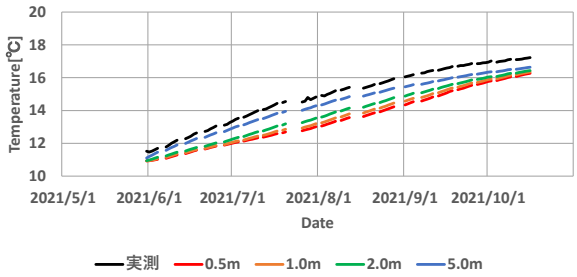


Fig.10 Comparison of measured and calculated values in heat source well 1 (Groundwater velocity 0m/year, Effect of heat dispersion length)

3.2　環境流速と熱分散長の値の範囲

環境流れと熱分散長を4水準ずつ計16通りの組み合わせについて数値計算を行った(Table.4参照)。環境流れの流向は観測井戸から熱源井戸1へ向かう方向を正とし、その他の流速成分は0とした。各物性値は、推定問題において取り得ると思われる変化幅を設定した。

3.3　推定結果

2021年度の熱源井戸1における揚水温度の実測値と計算値の比較について、Fig.9に縦熱分散長0.5mに固定した場合を示し、Fig.10に環境流速0m/yearに固定した場合を示す。Fig.9より環境流速を大きくすると揚水温度が高くなり、夏期運転開始時は計算値に殆ど差はないが、しばらくすると差が大きくなり、終了時にはその差は小さくなる。Fig.10より計算値の差の現れ方は環境流速を大きくした場合と同様であるが、その差は環境流れより小さく、熱源井戸の揚水温度に与える影響は環境流れよりも小さい判断できる。

このような熱流動特性の値による計算結果の差を確認した上で、実測値と計算値の誤差についてRMSEを算出して比較した。2021年度のRMSE算出結果をTable.4に示す。Table.4より、環境流速20m/year、縦熱分散長5.0mでRMSE0.17℃という結果を得た。なお、2020年度と2022年度の運転では共に環境流速40m/year、縦熱分散長2.0mでRMSE最小となり、それぞれ0.57℃、0.42℃という結果を得た。3年間の運転の中で2021年度の推定結果が実測値との誤差が最も小さいため、環境流速20m/year、縦熱分散長5.0mを熱源井戸1における揚水温度による推定結果とした。

4.　熱回収率の分析

本章では、観測井戸及び熱源井戸の水温分析により得た対象地の熱流動特性値を用いた際の熱回収率を実測値と比較し、観測井戸を設けることで明らかになったことについて述べる。また、既往研究では明らかになっていない環境流れの有無により帯水層厚さと熱回収率の関係がどのように変化するのかについても言及する。なお、熱回収率の算出式は(注3)の式を参照する。

4.1　熱流動特性推定値を使用した際の熱回収率

対象地の熱流動特性値に関して、筆者らが文献[2)]において観測井戸温度により推定した値と熱源井戸の揚水温度により推定した値をTable.5にまとめる。この推定値を用いた際の熱回収率の実測値と計算値の比較をTable.6に示す。Table.6より観測井戸温度による推定値を用いた際の熱回収率は、実測値と計算値の誤差が約1%以内であったが、熱源井戸の揚水温度を用いた際は、最大約8%の誤差が生じた。熱源井戸の揚水温度を用いた分析では帯水層厚さを推定出来ないため推定項目から除外したが、その結果、観測井戸温度を用いた場合よりも推定誤差が大きくなった。このことから帯水層厚さと環境流れ

が熱回収率に与える影響が大きく、精度高く推定するためには観測井戸温度を用いた推定のようにそれぞれ独立に推定できることが重要であると判断できる。

4.2 帯水層厚さが熱回収率に与える影響

Doughty ら[3]の知見によれば、「環境流れがない条件下で帯水層厚さが大きくなると熱回収率が向上する」と推測できるが、本研究では以下 2 つの理由から環境流速の有無で帯水層厚さが熱回収率に与える影響について分析する。

①本研究の帯水層条件における帯水層厚さと熱回収率の関係を分析する

②対象地では環境流速が 0 ではないので、熱回収率に与える環境流速の影響を分析する

Table.7 に計算条件を示す。Table.7 の計算条件について、条件 1 は帯水層厚さ 3.1m の時と共通の流量条件として与える場合であり、条件 2 は帯水層厚さ 3.1m の時の 2 倍の流量を与える場合であり、両帯水層厚さで蓄熱半径が等しくなる。なお、帯水層モデルや物性値は 2.1 節を参照する。

熱回収率を分析する。帯水層厚さが熱回収率に与える影響について、環境流速が 0m/year の場合を Fig.11、環境流速が 60m/year の場合を Fig.12 に示す。ただし、縦熱分散長は 1.0m として計算を行った。Fig.11 より環境流速がない場合、帯水層厚さと熱回収率の間に正の相関があり、Doughty らの知見と一致する。Fig.12 で帯水層厚さ 3.1m と 6.2m(条件 1)より、環境流れがある場合、帯水層厚さと熱回収率の関係は単純な正の相関では説明できない。しかし、帯水層厚さ 3.1m と 6.2m(条件 2)より、蓄熱半径が等しいという条件下では環境流れの有無に関わらず、帯水層厚さが大きくなると熱回収率も向上することが分かる。このことから、帯水層厚さが大きくなると蓄熱水塊の水平方向の大きさが小さくなるため、水平に流れる環境流れの影響を大きく受けて熱回収率が低下すると推測できる。

5. まとめ

本研究では、ATES 運用に伴う熱源井戸の温度や流量の実測値を用いて、熱源井戸の揚水温度により環境流れと熱分散長を組み合わせて推定する従来の手法を用いて対象地の熱流動特性を推定した。そして、熱回収率について観測井戸温度による推定結果[2]と比較した。その結果、帯水層厚さと環境流れを独立に推定することが出来る観測井戸温度を用いる推定方法が精度高く熱回収率を推定できることが分かった。

注 1）：蓄熱量の定義式

$$V = C_w \rho_w Q_{in} (\theta_0 - \theta_{in}) \quad (1)$$

注 2）：等価容積比熱と等価熱伝導率の定義式

$$C\rho^* = C_w \rho_w \times n + C_{aq} \rho_{aq} \times (1 - n) \quad (2)$$

$$\lambda^* = \lambda_w \times n + \lambda_{aq} \times (1 - n) \quad (3)$$

注 3）：熱回収率の定義式

$$\eta[\%] = \frac{c_w \rho_w \sum_i Q_{out_i} (\theta_{out_i} - \theta_0)}{c_w \rho_w \sum_i Q_{in_i} (\theta_{in_i} - \theta_0)} \times 100 \quad (4)$$

参 考 文 献

1) 竹口ら：「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究-(第 2 報)うめきた地区における熱回収率の実験値と熱分散長の同定値」、空気調和衛生工学会大会学術講演論文集第 2 巻、2020 年 9 月

2) 山﨑ら：「熱源井戸近傍に設けた観測井の水温変化及び帯水層内の水温分布推定」、Kansai Geo-symposium 2022 論文集、2022 年 11 月

3) Doughty Christine ら:A dimensionless parameter approach to the thermal behavior of an aquifer thermal energy storage system、Water Resources Research、vol.18、No.3、pp571-587、1982

Table.6 Comparison of measured and calculated heat recovery rates

Year / Season	Heat recovery rate [%]					
	Measured value		Observation well 1 temperature		Pumping temperature of heat source well 1	
	Heat source well 1	Heat source well 2	Heat source well 1	Heat source well 2	Heat source well 1	Heat source well 2
2019/Winter						
2020/Summer	25.03		25.86		28.37	
2020/Winter		50.08		51.66		58.00
2021/Summer	56.34		55.46		58.94	
2021/Winter		50.96		51.73		55.89
2022/Summer	51.52		50.89		54.47	

Table.7 Calculation conditions and heat storage radius

	Aquifer thickness 3.1m	Aquifer thickness 6.2m	
		terms 1	terms 2
Flow rate	500m^3/day	500m^3/day	1000m^3/day
Heat storage radius	78.14m	39.07m	78.14m
Initial ground temperature	19.6°C		
Return temperature	Heat source well 1：14.6°C、Heat source well 2：24.6°C		
Period of operation	Winter and summer operation period, spring and fall stop period: 90 days each (total 360 days)		

Table.8 Symbol table

(*1: Measured value, *2: Calculated value, *3: Literature value)

θ_0	Initial ground temperature[°C]*1
θ_{in}	Return temperature[°C]*1
θ_{out}	Pumping temperature[°C]*2
Q_{in}	Return flow rate[m^3]*1
Q_{out}	Pumping flow rate[m^3]*1
V	Thermal storage capacity[MJ]*2
f^*	Equivalent physical property value*2
n	Porosity[-]*3
f_w	Physical properties of water*3
f_{aq}	Physical properties of gravel*3
$C\rho$	Specific heat by volume*3
λ	Thermal conductivity*3
η	Heat recovery rate*3

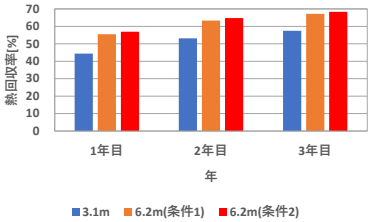


Fig.11 Effect of aquifer thickness on heat recovery rate (Groundwater velocity 0m/year)

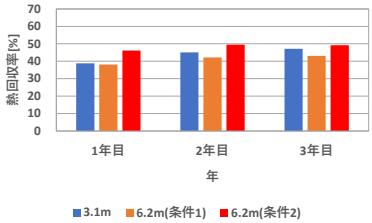


Fig.12 Effect of aquifer thickness on heat recovery rate (Groundwater velocity 60m/year)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
（第 11 報）冬期冷水製造方法の検討
Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating
- (Part 11) Examination of the Method of Increasing Cold Water Storage in Winter-

正会員　○西岡　真稔（大阪市立大学）　非会員　安田　結香（大阪市立大学）
正会員　崔　林日（三菱重工サーマルシステムズ株式会社）
技術ﾌｪﾛｰ　中尾　正喜（大阪市立大学）　正会員　鍋島　美奈子（大阪市立大学）
Masatoshi NISHIOKA [*1]　Yuka Yasuda [*1]
Linri CUI[*2]　Minako NABESHIMA[*1]　Masaki NAKAO[*1]
[*1] Osaka City University　[*2] Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

When aquifer thermal energy storage (ATES) is operated in areas such as Osaka, where the heating load is smaller than the cooling load, the amount of cold heat stored is insufficient compared to the amount of warm heat stored, resulting in an annual heat storage imbalance. To solve this problem, this study proposes an operation method that additionally produces cold water at night during the winter season. In this study, the model is improved to a realistic model that controls the pump flow rate, and a comparative analysis between a cooling tower system and a heat pump system is conducted.

1. 研究背景・目的

震災による電力供給不足を背景に省エネルギー化、再生可能エネルギーの活用などが重要視されている。そこで効率的に熱エネルギーを冷暖房の熱源として利用する帯水層蓄熱空調システム(ATES)に着目した。

ATES の季節間運転を行う場合、暖房の冷排熱を冷房用熱源として使用するため暖房負荷が冷房負荷より小さい地域では冬期の蓄熱量が不足する。このような問題に対し Martin Bloemendal[1)]らは ATES を長期間にわたり持続的に運用するために熱収支平衡を図ることの重要性を指摘した。以上の背景の下で本研究では冬期の冷水製造により冷排熱量の不足を補い、熱収支平衡を図る方法として、次の 2 つを採り上げ比較検討する。（Fig.1,2）

1)高効率ターボヒートポンプ蓄冷方式（HPS）
2)フリークーリング蓄冷方式（FCS）

仲西 [2)]はこの 2 つの運転方式を注水温度成り行き条件で比較した。その結果、Fig.3 のように外気湿球温度が 13℃以下のとき FCS は HPS よりも SCOP が高いことを示し、湿球温度 13℃を閾値として 2 方式を切り替える運転方法を提案した。また Fig.4 に示されるように HPS では冷却水ポンプの消費電力が大きく、これを適切に制御し消費電力を小さくすべきとの検討課題を残した。この結果を踏まえ、採熱時の利点から注水温度一定、そしてポンプの消費電力を小さくするモデルの改良を行い、仲西 [2)]の検討をさらに展開することを目的とする。

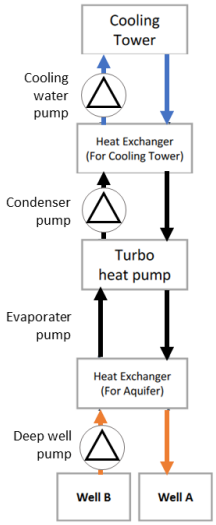


Fig. 1 High efficiency turbo heat pomp System

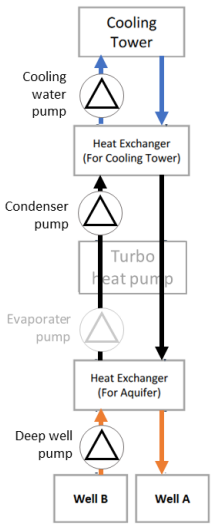


Fig. 2 Free-cooling System

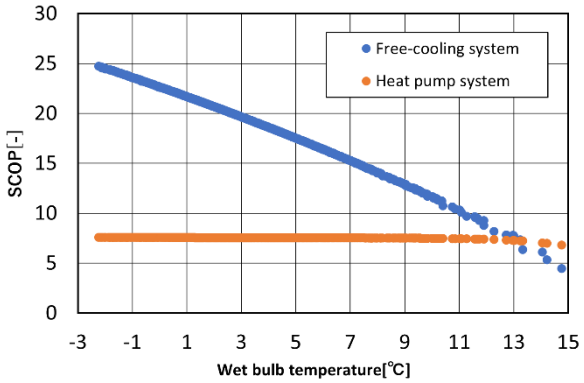


Fig. 3 SCOP(Nakanishi)

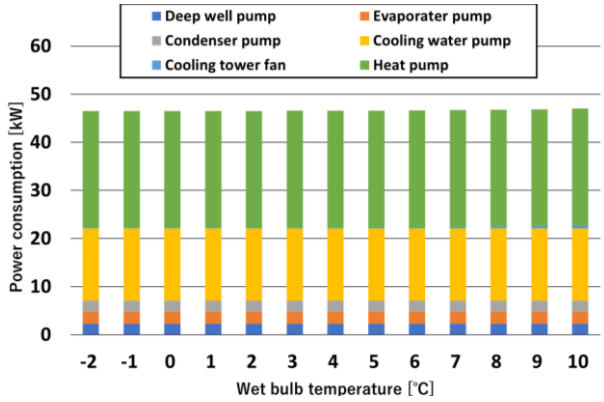


Fig.4 Power consumption (HPS)(Nakanishi)

2. モデルの改良点

以下に HPS と FCS のモデルに施したポンプ制御等の改良点を示す。

①注水温度を一定のための深井戸ポンプの流量制御

②凝縮器入口温度（FCS は熱交換器出口温度）一定のための冷却水ポンプの流量制御

③冷却塔出口温度一定のための冷却塔ファン制御

以下改良前のモデルを「注水温度成り行きモデル」、この改良後のモデルを「注水温度一定モデル」と呼ぶ。

3. 運転条件

各機器性能は帯水層蓄熱システムの実機の仕様に準じた。機器の仕様と用いた Modelica Buildings Library のモジュールを Table.1 に示す。

3.1 外気湿球温度

大阪の 12~2 月の外気湿球温度 [3]を想定して、−5~15℃の範囲（1℃刻み）で運転を行った。

3.2 ポンプ流量

2 つの運転方式のポンプ流量は以下に示す。

深井戸ポンプ：注水温度を 10℃一定にするために流量制御

蒸発器ポンプ：60.3m³/h、凝縮器ポンプ：70.4m³/h

冷却水ポンプ(HPS)：凝縮器入口温度を 14℃一定にするために流量制御

冷却水ポンプ(FCS)：熱交換器出口温度を 9.9℃一定にするために流量制御

3.3 揚水温度

蓄熱されていない常温井戸である熱源井 B から熱源井 A へ冷水を蓄熱する運転を想定し、揚水温度は 18℃で固定とする。

3.4 冷却塔ファン

冷却塔ファンは 2 台あり、HPS では冷却塔の冷却塔出口温度を 13.5℃になるように、FCS では冷却塔出口温度を 9.5℃になるよう冷却塔ファンの台数制御を行うことを想定している。

Table 1 Equipment list

機器	仕様		動力	機器	仕様		動力	機器	仕様		動力
Turbo heat pump	Capacity	200 USRt(703.3kW)	127.5 kW	Heat exchanger (for Aquifer)	Exchange heat quantity	818.0kW	-	Deep well pump	Flow rate	100m³/h	18.5 kW
	Coolled water	Input:12.0℃			High temperature side condition	26℃/21℃			Lift	60mAq	
		Output:7.0℃				140.7m³/h			module	Buildings.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow	
		Flow rate:120.6m³/h			Low temperature side condition	20℃/25℃		Evaporater pump	Flow rate	127m³/h	11 kW
	Cooling water	Input:33℃				140.7m³/h			Lift	28mAq	
		Output:38℃			module	Buildings.Fluid.HeatExchangers.PlateHeatExchangerEffectivenessNTU			module	Buildings.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow	
		Flow rate:140.7m³/h									
	module	Buildings.Fluid.chillers.ElectricReformulatedEIR		Heat exchanger (for Cooling tower)	Exchange heat quantity	818.0kW	-	Condenser pump	Flow rate	150.2m³/h	18.5 kW
Cooling tower	Capacity	814.0kW	-		High temperature side condition	38℃/33℃			Lift	27mAq	
	Flow rate	140.7m³/h				140.7m³/h			module	Buildings.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow	
	Cooling water temperature	32℃/37℃			Low temperature side condition	32℃/37℃		Cooling water pump	Flow rate	140.7m³/h	11 kW
	Outside wet bulb temperature	27℃				140.7m³/h			Lift	20mAq	
	module	Buildings.Fluid.HeatExchangers.CoolingTowers.YorkCalc			module	Buildings.Fluid.HeatExchangers.PlateHeatExchangerEffectivenessNTU			module	Buildings.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow	

4. 結果

HPS、FCS どちらも蓄熱量が 350kW になるよう運転を行った。

4.1 注水温度・蓄熱量

注水温度の結果を Fig.5 に、蓄熱量の結果を Fig.6 に示す。HPS は注水温度を 10℃一定に保つことができた。一方 FCS は湿球温度が高くなると、注水温度も高くなってしまった。

本研究では深井戸ポンプを制御したことにより湿球温度が 4℃を超えると、蓄熱量は非常に小さくなった。FCS では外気湿球温度に運転条件として上限値を設け、その範囲内で運転すれば、この問題を回避できよう。

4.2 消費電力

HPS の消費電力内訳について Fig.7 に示す。システム全体での消費電力算出において、対象とする機器はポンプ、ヒートポンプ、冷却塔ファンとする。外気湿球温度 9℃以上のとき消費電力が大きくなってしまった。この原因として湿球温度 9℃以上では冷却塔出口温度 13.5℃、凝縮器入口温度 14℃設定という制御条件は機器の仕様に対して能力を上回る条件であり、冷却水ポンプの消費電力が大きくなったためだと考えられる。そこで、消費電力を抑える方法として冷却塔出口温度・凝縮器入口温度を高くし、制御条件を緩和する方法について検討を行った。

冷却塔出口温度・凝縮器入口温度を上げた場合の消費電力内訳を Fig.8 に示す。凝縮器入口温度を上げたことで冷却水ポンプの消費電力を小さくすることができた。ただし凝縮器入口温度を高くしたことにより冷凍機の消費電力は増加している。また注水温度成り行きモデル(Fig.4)と比較すると、冷却水ポンプを制御したことで冷却水ポンプの消費電力は小さくなった。

FCS の消費電力内訳を Fig.9 についても注水温度成り行きモデル(Fig.10)と比較すると、冷却水ポンプを制御したことで湿球温度 4℃以下のとき冷却水ポンプの消費電力は小さくなった。

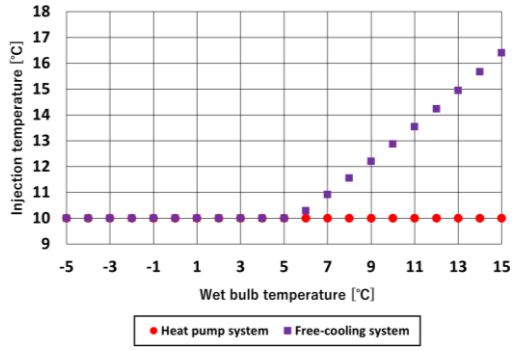


Fig.5 Injection temperature

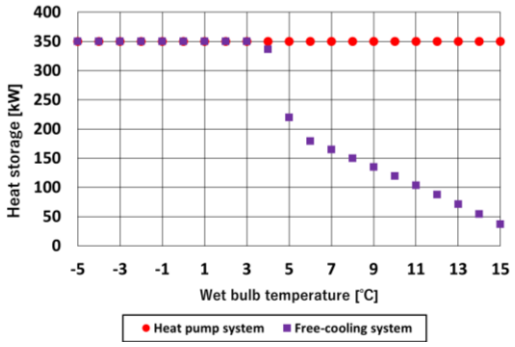


Fig.6 Heat storage

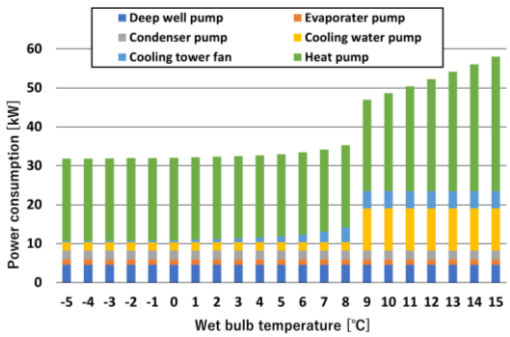


Fig.7 Power consumption (HPS)

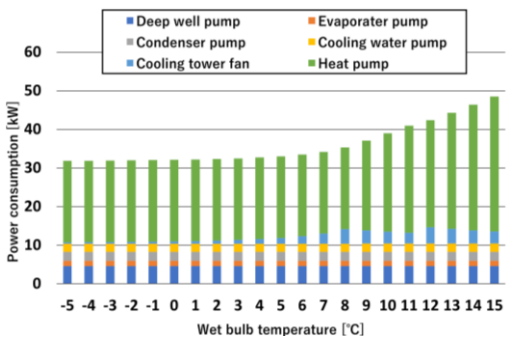


Fig.8 Power consumption (HPS)

(When temperature raised)

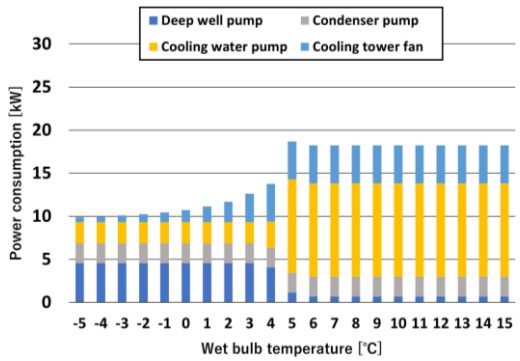


Fig.9 Power consumption (FCS)

(Constant injection temperature model)

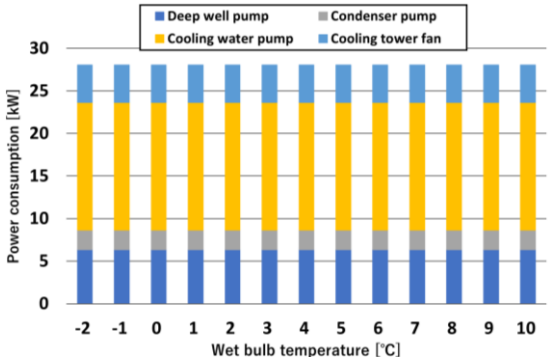


Fig.10 Power consumption (FCS)

(No constant injection temperature model)

4.3 SCOP・切り替え温度

SCOP [注1] について Fig.11 に示す。HPS では消費電力が小さくなったことで、注水温度成り行きモデルよりも SCOP は高くなった。

FCS の湿球温度 5℃以下のときもポンプ制御を行ったことで注水温度成り行きモデルよりも SCOP は高くなった。一方、湿球温度 6℃以上のとき注水温度一定制御を行ったことで蓄熱量が小さくなり、SCOP は低くなった。湿球温度 6℃以上のときは FCS の不利な部分を補うために HPS で運転を行う。また FCS から HPS への切り替えの温度は 13℃から 6℃に変わった。

※注 1：蓄熱量に対する SCOP=$\frac{\text{蓄熱量}}{\text{設備全体動力}}$

蓄熱量=(揚水温度 − 注水温度)×深井戸ポンプ流量

設備全体：ポンプ、ヒートポンプ、冷却塔ファン

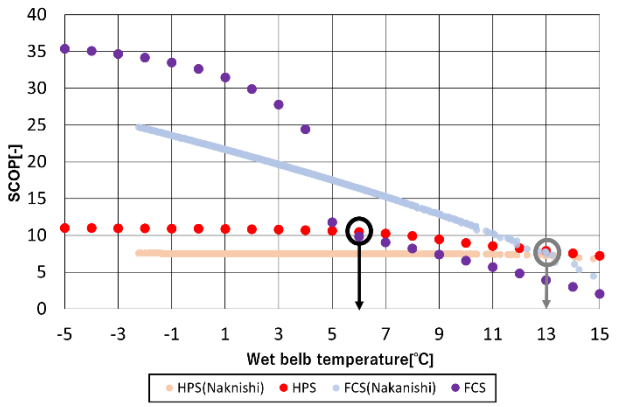


Fig.11 SCOP

5. まとめ

冬期冷水製造運転の 2 方式について、注水温度一定のための制御とポンプの消費電力を小さくするような制御を行った。次の結果が得られた。

1)ポンプの改良をしたことで、仲西と比べて本研究の HPS の SCOP が向上した。FCS についても外気湿球温度 4℃以下で向上した。

2)本研究では、FCS から HPS への切り替えは湿球温度 6℃まで低くなった。

3)FCS の SCOP は、注水温度成り行きから一定条件に変更したことにより、湿球温度 5℃を超えると 6 程度低下する。

蓄熱量や注水温度などの運転パラメータを変化させたときの SCOP についての検討は今後の課題とする。

参考文献

1) Martin Bloemendal，Theo Olsthoorn，Frank Boons:How to achieve optimal and sustainable use of the subsurface for Aquifer Thermal Energy Storage， Energy Policy 66(2014) 104-114

2) 仲西 琴音,「帯水層を利用した蓄熱空調システムの研究－帯水層蓄熱システムの長期持続的運用を目的とした冬期冷水製造方法の検討－」，大阪市立大学修士論文, 2022 年 3 月

3) 日本建築学会編，拡張アメダス気象データ 1981-2000. 2005 年 8 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価
（その 5）給気方式ごとのガス発生によるエアロゾル感染リスクの評価

Performance of Local Exhaust System as Prevention Measure of Infection in Consulting Room (Part5) The Effect of Air Supply Systems with Gas Generation on Aerosol Infection Risk

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

In this paper, a local exhaust ventilation system that combines a floor-supply ventilation with a local exhaust system (hood) is intrduced as a countermeasure against aerosol infection during close-range conversation. The capture efficiency was caluculated to examine the effectiveness of the combination of hood and floor-supply ventilation.In addition, the quanta concentration in front of non-infected person's mouth and the time to reach 5% risk of infection to non-infected person is calculated to evaluate infectious risk in each condition.

はじめに

今なお多くの感染者を生み出す新型コロナウイルス（COVID-19）の感染経路の一つに飛沫核・微小飛沫によるエアロゾル感染があり、換気による対策が求められる。しかしながら、1~2 m 以内の特にマスク未着用時の近接会話時において全般換気の効果に限界がある[1)]。そこで、近接会話時の感染対策として、局所排気装置（フード）の導入を提案し、フードの性能は周辺気流の影響を大きく受ける[2)]ことから、給気方式として静穏な気流を形成する全面床吹出し方式を組み合わせた「局所排気併用換気システム」を提案する。導入場面として、本研究では感染者の位置が特定できる診察室と、感染者の位置が不明な診察室以外の面談室や会議室、飲食店などを想定する。また、診察室に導入した局所排気装置の性能評価に関連する既往研究が少なく、不明な点が多いことを受け本報では、全面床吹出し方式とフードの組み合わせの有効性を明らかにすることを 1 つ目の研究目的とし、3 つの給気方式を比較する実大実験を行う。その後、2 つ目の研究目的として、提案システムの感染対策としての性能評価を行う。フードと給気方式の有効性を検討するためにフード捕集率を算定し、感染対策性能を評価するために在室者口前 quanta 濃度 nd、対面在室者の感染リスクが 5 % に達するまでの時間 $t_{5\%}$ を算定した。本報では、それらの結果を報告する。

1. 実験概要

1. 1　実験設備

実験室の断面図を **Fig.1** に示し、実験空間のアイソメ図を **Fig.2** に示す。実験室は 2,400 × 3,800 × 2,200 mm の実験空間とその床下チャンバー、周辺空間によって構成される。HEPA フィルターにより清浄化した外気を実験空間床下に給気し、その後 3 通りの床吹出しにより室内に給気する。ここで、給気量は 1000 m³/h（50ACH）で固定されている。排気は、局所排気装置（フード）と流量バランスをとるための一般的な天井給気口により合計風量 990 m³/h で行われる。局所排気装置の詳細な寸法を **Fig.3** に示す。以上の通り、実験室は室内を正圧に保つクリーンルームとして設計されている。また、実験室内には感染者と非感染者を模擬する人体 2 つを口前間隔 1200 mm で配置した。実験中人体 1 体あたり 75 W で発熱させた。

実験条件を **Table.1** に示す。診察室と診察室以外を想定し、それぞれの想定においてフード排気量を 8 通り変化さ

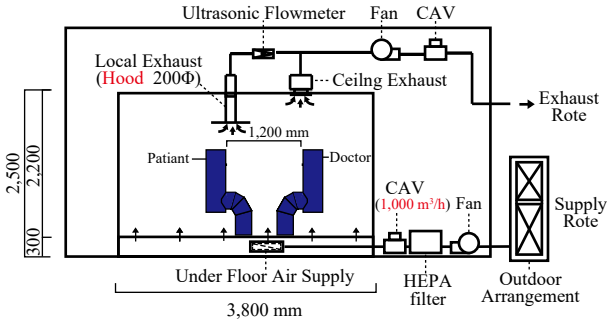


Fig. 1 Cross section of full scale experimental room

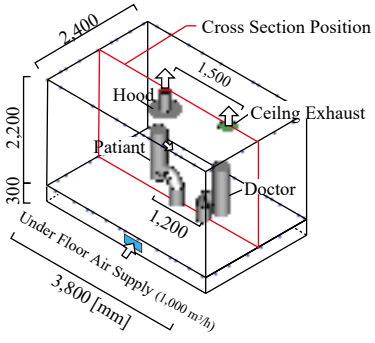


Fig. 2 Isometic view of experimental room

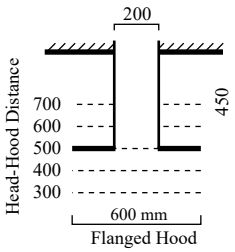


Fig. 3 Detailes of hood

Table 1 Details of Experiment Parameter

	Air Supply Method from Under Floor Chamber	Air Flow Rate [m3/h] (Air Change Rate [/h])	Hood Horizontal Position	Hood Flow Rate [m3/h]	Hood-Head Distance [mm]
Case A-1	Floor-supply ventilation	1,000 m3/h(50 /h)	above the infected person (patient)	0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case A-2	8 Swirling flow type diffusers	1,000 m3/h (=125m³/h/diffuser×8) (50 /h)		0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case A-3	12 Displacement flow type diffusers	1,000 m3/h (=83.3m³/h/diffuser×12) (50 /h)		0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case B-1	Floor-supply ventilation	1,000 m3/h(50 /h)	middle of manikins	0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case B-2	8 Swirling flow type diffusers	1,000 m3/h (=125m³/h/diffuser×8) (50 /h)		0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case B-3	12 Displacement flow type diffuser	1,000 m3/h (=83.3m³/h/diffuser×12) (50 /h)		0,50,100,150,200,300,400,500	500

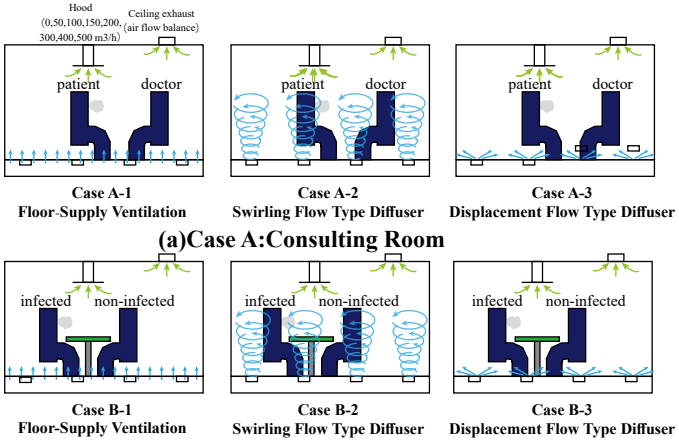


Fig.3 Images of Experimental Conditions

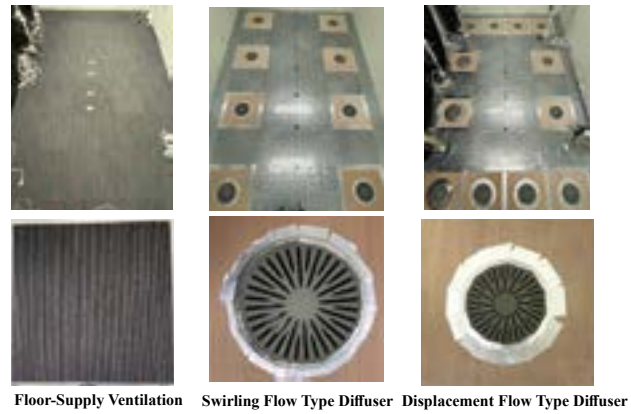


Fig. 4 Floor Surfaces for each Air Supply Method

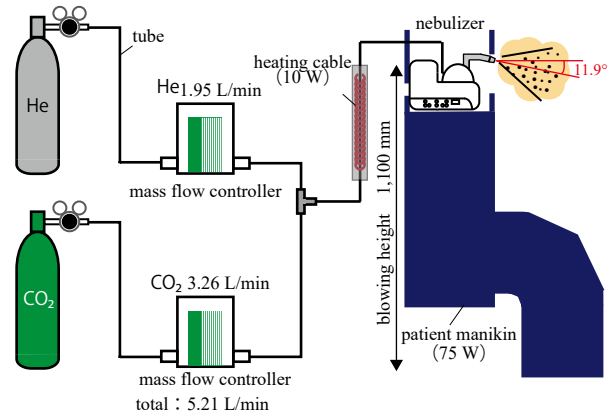


Fig.5 Method of Exhalation Generation

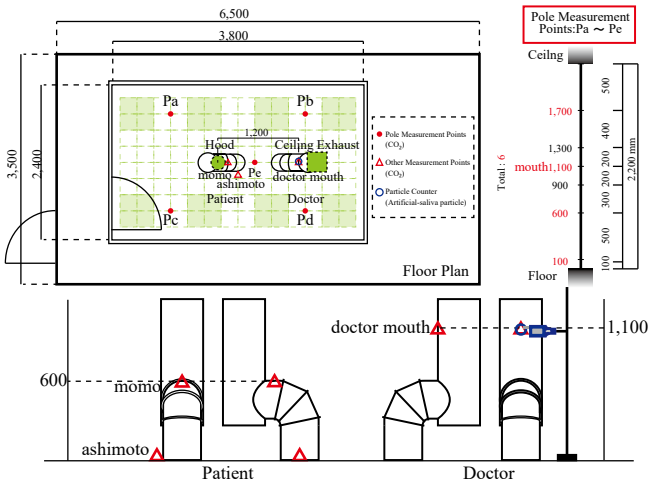


Fig.6 Measurement Points (CO_2 Concentration,Particle number)

せる実験を給気方式 3 通りに対して行う。実験概念図を **Fig.3** に示す。診察室では患者が感染した状態で医者と会話する場面を想定し、既報のフード位置に関する検討において患者頭上にフードを設置した際最も高い性能を示した[3]ことから、フードを患者頭上に固定する。診察室以外においては、感染者の位置が特定できないため、現実的な導入位置としてフードを人体間に固定し、机を介しての対面が一般的であることから机を設置して検討を行う。次に、比較する 3 通りの給気方式における床面を **Fig.4** に示す。比較する給気方式は全面床吹出し方式、旋回流型床吹出し方式、置換換気型床吹出し方式の 3 通りである。全面床吹出しでは、床全面から低風速（0.3 m/s）で給気することで静穏な気流を形成する。一方旋回流型床吹出しでは、旋回流型床吹出しディフューザー 8 個からの風速 3.58 m/s の給気により室内気流を形成し、置換換気型床吹出しでは、置換換気型床吹出しディフューザー 12 個により床面に沿った角度で給気する。

1. 2 呼気の発生条件・測定点

本研究では、感染者呼気の再現を CO_2 トレーサーガス、ネブライザーによる模擬唾液噴霧の 2 通りの方法で行い、それらの同時発生を行ったが、本報では CO_2 トレーサーガスによる結果を報告する。呼気発生の概念図を **Fig.5** に示す。空気と密度を等しくするために CO_2 とヘリウムを 5:3(CO2:He=3.26 L/min:1.95 L/min) で混合し、ネブライザーにより霧化した模擬唾液粒子とともに感染者口前（高さ 1,100 mm）から発生させる。なお、呼気風速、吹出し角度は既報の被験者実験[4]により得られた値を使用し、それぞれ 0.3 m/s、下向き 11.9° とした。その後、発生した CO_2 濃度、

模擬唾液粒子数をそれぞれ **Fig.6** に示す測定点で測定した。

2. 評価指標

2.1 フード捕集率評価

フードと給気方式の組み合わせの有効性を検討するために式(1)よりフード捕集率を算定する。式(1)は、発生トレーサーガス流量のうちフードで捕集した割合を示す。

$$\eta = \frac{Q_h(C_h - C_{SA})}{Q_h C_h + Q_e C_e - Q_{SA} C_{SA}} \quad (1)$$

η ：フード捕集率［−］　C_h：フードのトレーサーガス濃度［−］
Q_h：フード排気量［m³/h］　C_e：天井排気口のトレーサーガス濃度［−］
Q_e：天井排気口排気量［m³/h］　C_{SA}：給気（床下）トレーサーガス濃度［−］
Q_{SA}：床面給気量［m³/h］

2.2 感染リスク評価

本報では、Wells&Riley model[5]に基づく感染リスク評価式を用いて各換気方式の感染対策性能を評価する。モデルでは、1 quanta を閉鎖空間において 63.2% の新規感染者を生む感染力の単位と定義し、基本式は式 (2) で表される。

$$P = \frac{C}{S_0} = \frac{S_0 - S}{S_0} = 1 - e^{-n} \quad (2)$$

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

モデルを前提に、式 (3) より医者（在室者）の口前 quanta 濃度 nd を算定した。この際、感染者の quanta 生成率として REHVA[1]が会話時において算定した 42 quanta/h を使用した。その後 nd の値を用いて医者（在室者）の感染リスクが 5% に達するまでの時間 $t_{5\%}$ を式 (4) より算定する。REHVA[1] がオフィスにて十分低い感染リスクと述べる際に 5% という値を使用したことから、本報では十分低い感染リスクして 5% を採用した。

$$n_d = q_{pm} \cdot \eta = \frac{q}{Q} \cdot \frac{C_d}{C_{pm}} \quad (3)$$

n_d ： 医者の口前quanta濃度［quanta/m³］
q ： 感染者の単位時間当たりのquanta生成量［quanta/h］
q_{pm} ： 完全混合時の室quanta濃度［quanata/m³］
η ： 完全混合濃度に対する医者の口前トレーサーガス濃度比
Q ： 室換気量［m³/h］
C_d ： 医者の口前トレーサーガス濃度
C_{pm} ： 完全混合時の室平均トレーサーガス濃度

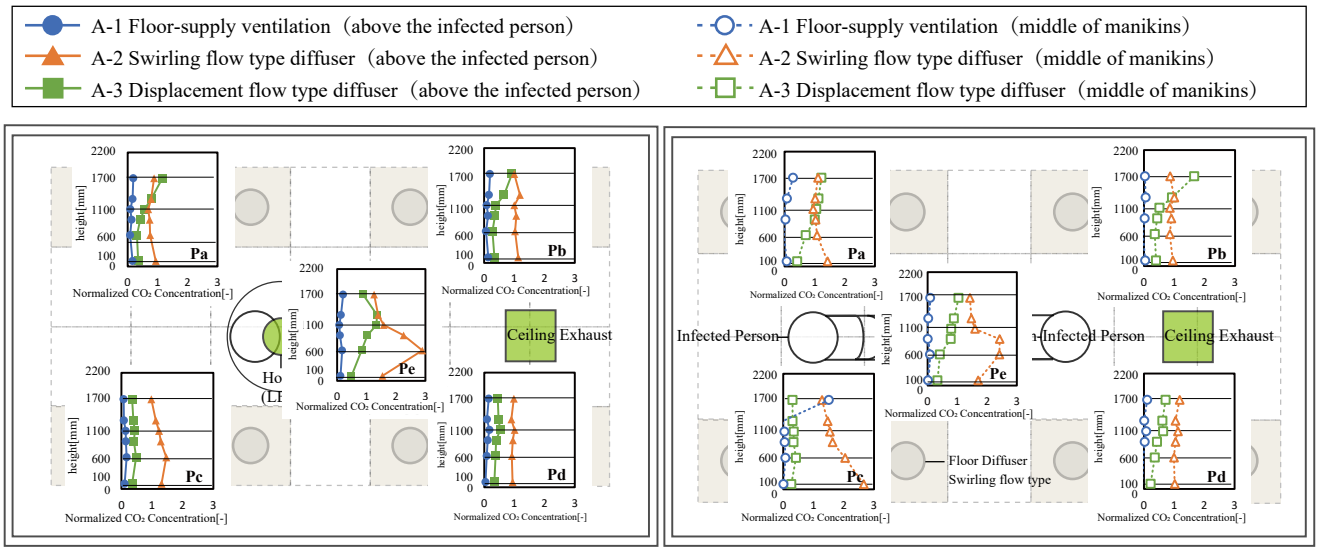
$$t_{P\%} = -\frac{\ln(1 - P/100)}{n_d \cdot P_d} \quad (4)$$

$t_{P\%}$ ： 医者(在室者)の感染リスクがP%に到達するまでの時間［h］
n_d ： 医者(在室者)の口前quanta濃度［quanta/m³］
P ：閉鎖空間における新規感染者の増加率
P_d ： 医者（在室者）の呼吸量［m³/h］

3. 結果・考察

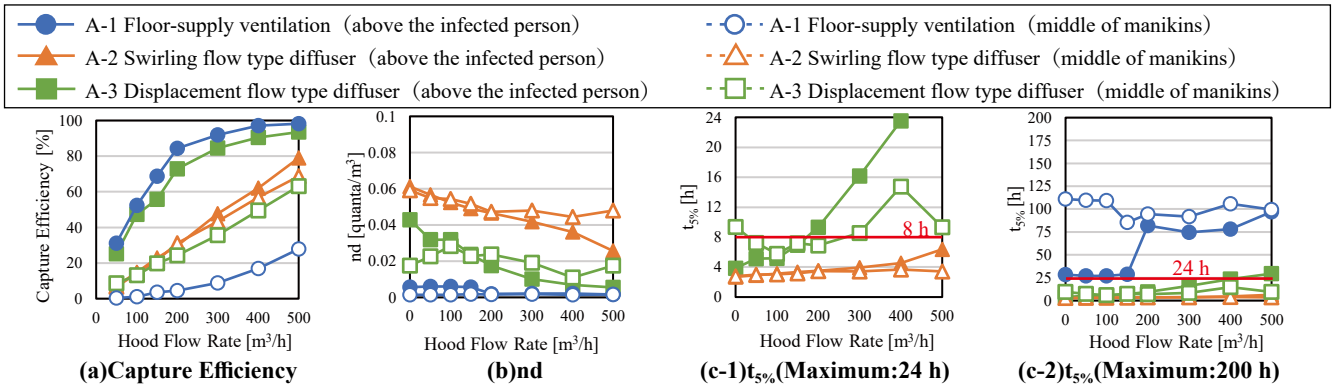
3.1 CO_2 規準化濃度の空間分布

フード排気量 100 m³/h（天井排気量 890m³/h）の条件において、排気口における流量重みづけ濃度で規準化した CO_2 トレーサーガス濃度の空間分布を **Fig.7** に示す。全面床吹出しでは、Case A,Case B どちらも規準化濃度が 0 に近く、フードで捕集できない場合に関しても一方向に排気されることが分かる。置換換気型では、濃度成層が確認され上昇気流の形成が示唆されるが、全面床吹出しより室内気流に乱れが確認できる。旋回流型では、呼気発生点付近（Case A:Pe、Case B:Pa,Pc,Pe）で下降気流の存在が示唆され、その他測定点では規準化濃度が 1 に近いことから呼気は下降後に混合すると考えられる。旋回流型では、ディフューザー 1 つ当たり 125 m³/h という大きな給気量により、ディフューザー間で循環流による下降気流が生じると考えられる。



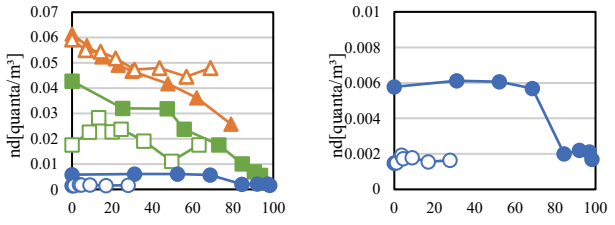
(a)Case A (Hood Flow Rate:100 m³/h)　　**(b)Case B (Hood Flow Rate:100 m³/h)**

Fig.7 Space Distribution of Normalized CO_2 Concentraton



(a)Capture Efficiency　(b)nd　(c-1)$t_{5\%}$(Maximum:24 h)　(c-2)$t_{5\%}$(Maximum:200 h)

Fig.8 Experimental Results of Capture Efficiency,nd and $t_{5\%}$



(a)3 Air Supply Method　(b)Floor-Supply Ventilation

Fig.9 Relationship between Capture Efficiency and nd

3.2　捕集率、感染リスクの算定結果（Case A 診察室）

Case A,Case B におけるフード捕集率、感染リスクの算定結果を **Fig.8** に示し、本節では Case A の結果に着目する。まず、捕集率は「全面床吹出し＞置換換気型＞旋回流型」の順番になる。このことから、やはりフードの捕集性能は周辺気流の乱れを大きく受け、静穏な気流を形成する全面床吹き出しとフードの組み合わせの有効性は明らかである。感染リスクを給気方式毎に比較すると、全面床吹出しでは $t_{5\%}$ の値は常に 24 時間を超え、感染に対して十分に安全と言え、置換換気型では、フード導入時（フード排気量 200 m³/h 以上）$t_{5\%}$ の値は一般的な勤務時間の最大値を想定した 8 時間を超え、比較的安全と言える。一方、旋回流型では、$t_{5\%}$ の値は常に 8 時間を超えず、安全とは言い切れない。以上の結果から全面床吹出しにおいて感染リスクが最も低く、提案システムの高い感染対策性能が確認できる。

3.3　捕集率、感染リスクの算定結果（Case B 診察室以外）

本節では Case B の結果に着目する。捕集率は「旋回流型＞置換換気型＞全面床吹出し」の順番になり、全面床吹出しとフードの組み合わせの有効性は確認できない。Case A と Case B を比較すると、上向き気流が生じる全面床吹出し、置換換気型ではフード位置の影響が大きく、上昇した呼気を捕集する位置にフードを導入することが必要だと考えられる。また、旋回流型では下降流と混合の影響により、フード位置の影響をほとんど受けないことがわかる。

感染リスクを給気方式毎に比較する。全面床吹出しでは、$t_{5\%}$ の値は常に 24 時間を超え感染に対して十分安全と言え、置換換気型では、概ね $t_{5\%}$ の値は 8 時間付近であり比較的安全と言える。一方、旋回流型では、$t_{5\%}$ の値は 4 時間を超えず安全とは言えない。以上から全面床吹出しにおける高い感染対策性能が示される。ここで、フード排気量に伴う感染リスクの変化の仕方に着目する。Case A では全面床吹出しと置換換気型においてフードを導入することによる感染リスクの低下が確認できるが、Case B においてフード排気量の変化に伴う感染リスクの変化はわずかであり、フード導入による効果はほとんど見られない。フード捕集率と nd の関係を示す **Fig.9** からも、Case B においてはフード捕集率の上昇に伴う感染リスクの低下は小さく、フード導入後も在室者口前に届く呼気を捕集できないと分かる。以上から、診察室以外において全面床吹出しとフードの組み合わせによる効果は得られず、全面床吹出しの示す高い感染対策性能は給気量 1000 m³/h における全面床吹出し単体の性能によるものと考えられる。そのため、一般的な給気量の室への局所排気フードの導入には慎重な検討が求められる。

4　．まとめ

本報では、診察室への導入において全面床吹出しとフードの組み合わせの有効性を確認し、診察室と診察室以外における提案システムの高い感染対策性能を確認した。しかし、診察室以外においては 1000 m³/h の給気量による影響が大きく、導入には慎重な検討が必要だと考えられる。今後は換気量に関する検討が求められる。

謝 辞

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

参 考 文 献

1) REHVA：COVID-19 guidance document version4, 2021
2) 小森、山中、小林智広、崔ナレ、小林典彰：横風気流下における局所排気装置の汚染物捕集性能に関する研究（その 2）フード形状及び汚染源の発熱の有無が汚染物捕集性能に及ぼす影響，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp1453-1454, 2021.9
3) 張 靭，山中 俊夫，小林 知宏，崔 ナレ，小林 典彰，吉原 隼：診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究（その１）CFD 解析によるヒト由来飛沫核の拡散挙動と換気による除去性能の検討，令和３年度（第 51 回）空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，A-16
4) 吉原 隼，山中 俊夫，小林 知宏，崔 ナレ，小林 典彰，張 靭：診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究（その２）対面者からの飛沫核暴露による在室者の感染リスクに関する検討，令和３年度（第 51 回）空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，A-17
5) Riley EC, Murphy G, Riley RL. Airborne spread of measles in a suburban elementary school. American Journal of Epidemiology 1978; 107: 421-432.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究 （その 6）各給気方式における模擬唾液飛沫による感染リスク評価

Performance of Local Exhaust System as Prevention Measure of Infection in Consulting Room (Part6) The Effect of Air Supply Systems on Infection Risk Using Artificial Saliva

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

In this paper, a local exhaust system is introduced into the consultation room to explore more effective ventilation measures in order to prevent infection. In order to reveal the effect of the combination of floor-supply ventilation and hoods, we compared the case of air supply system using a swirling-type floor diffuser and a decplacement type floor diffuser. This study caryyied out the experiment in a full-scale model and infection risk due to exposure to droplet nuclei from infected person in front was estimated by using artificial saliva.

はじめに

2019 年秋より感染が確認された新型コロナウイルス感染症 (Coronavirus disease 2019: COVID19) の感染経路の一つとして、空気中を漂う飛沫核による空気感染が挙げられる。一般に室全般換気は近接会話時には効果が期待されない [1] ことから、本研究では咳や会話によって排出された飛沫核に対し、局所排気装置（フード）を用いて除去することを狙う。小森ら [2] によりフードの捕集性能は周辺気流に大きく影響されることから、静穏な気流場を形成することのできる全面床吹き出し空調との併用換気システムを提案する。既報 [3] において、全面床吹き出し空調と組み合わせた場合、給気量 1,000 m^3/h（50 ACH）において発生源（患者）の頭上に適切な排気量でフードを設けることで対面者（医者）の COVID19 に対する感染リスクは十分に小さくなることが示された。本報では、前報 [4] に引き続き、全面床吹き出し空調とフードの組み合わせの効果を検証するため、旋回流型床吹き出しディフューザー及び置換換気型床吹き出しディフューザーを用いて給気した場合と比較する。また発生源の位置が特定しやすい診察室（フード位置:患者頭上）以外にも、診察室以外への応用（フード位置：人体間）を検討する。前報 [4] ではフードの捕集率及び医者の口前濃度について、会話による飛沫核として発生させたトレーサーガス（CO_2 : He = 5 : 3）を用いて算出した結果について記載したが、本報では、飛沫・飛沫核の挙動を蒸発や沈着も考慮して評価するために、トレーサーガスと同時に噴霧化し発生させた、模擬唾液粒子から算出した感染リスクの結果について、前報 [4]（CO_2 から算出）との比較も踏まえて報告する。

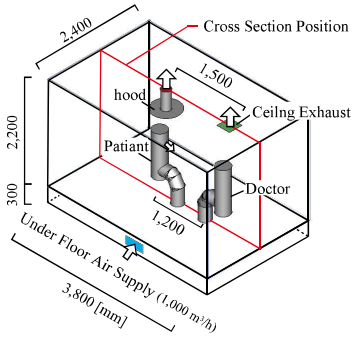


Fig.1 Experiment Room

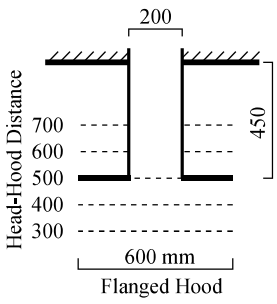


Fig.2 Details of Hood

1. 実験概要

1. 1 実験設備及びパラメーター

実験空間の鳥観図を **Fig.1** に示す。室内に HEPA フィルターを通した空気を給気することで、クリーンルームとして機能するチャンバーを構築した。また既報 [3] に引き続き、給気量は 1,000 m^3/h (50 ACH) で固定される。フード形状は小森ら [2] において、横風気流下で捕集性能の最も高かったフランジ型を用いる **(Fig.2)**。実験条

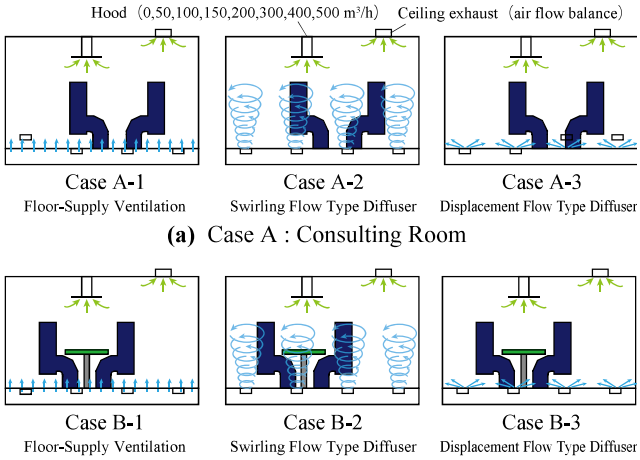
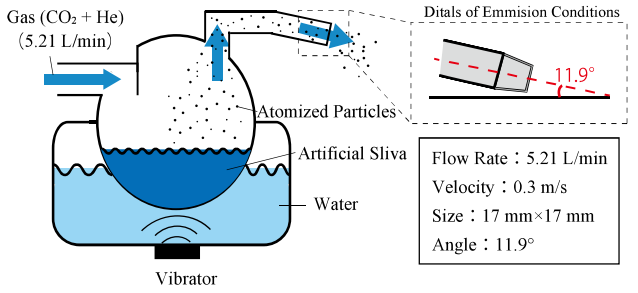


Fig.3 Concepts of Experomental Conditions



(a) Atomized System　　**(b)** Emmision Conditions

Fig.4 Emmision Conditions

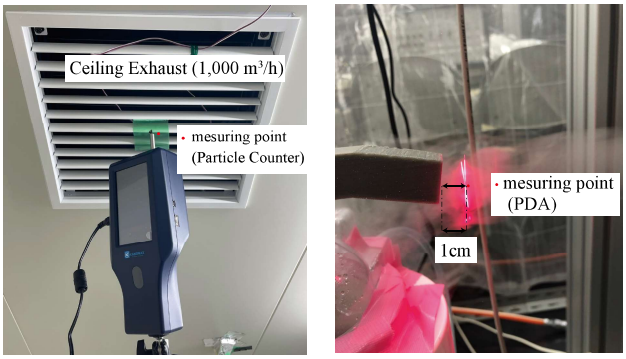
件の概要を **Fig.3** に示す。実験条件は前報 [4] と同じであり、全面床吹き出し空調、旋回流型床吹き出しディフューザー、置換換気型床吹き出しディフューザー、の三種類の換気手法を比較する。発生源の位置が特定しやすい診察室（フード位置：患者頭上（**Fig.3 (a)**）及び診察室以外への応用（フード位置：人体間（**Fig.3 (b)**）を検討する。それぞれの条件に対してフードの排気量を 8 段階で変化させる（計 48 条件）。

1. 2　実験条件及び模擬唾液飛沫・飛沫核発生方法

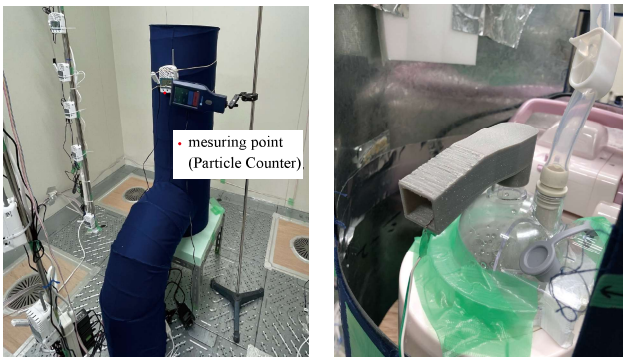
トレーサーガス及び模擬唾液粒子の発生条件を **Fig.4** に示す。会話により患者の口から発生した飛沫核を、気流と共に挙動するものとして、空気と同じ密度とするため CO_2 : He = 5 : 3 として混合させる。また蒸発、沈着の影響を考慮するために、模擬唾液粒子を噴霧化させて発生する。ネブライザーにトレーサーガスを吹き込むことでトレーサーガスと模擬唾液粒子を同時に発生させる。模擬唾液は尾方ら [5] を参考にし水 1L に対して、塩化ナトリウム 12 g とグリセリン 76 g を加え、粘性を調整した。風速、風量は前報 [3] に記載する発話時の呼気風速及び呼吸量の測定実験により得られた風速 0.30 m/s、角度 11.9 °（鉛直下向き）、呼吸量 5.21 L/min（口の大きさ 17.04 mm × 17.04 mm）を再現するため、吹き出し口を 3D プリンターで作成した（**Fig.5(d)**）。また呼気風速及び呼吸量の測定実験 [3] はマスクをせずに行ったことから、マスクをしない場合の会話を再現する。実験に用いたネブライザーの会話の再現性を確認するため、天井排気口（**Fig5 (a)**）、発生直後（**Fig5 (b)**）、医者口前（**Fig5 (c)**）での粒径及び個数の測定を行った。また測定には天井排気口及び医者口前はハンドヘルドパーティクルカウンター（3889-01 KANOMAX）、発生直後の点においては PDA (Dantec Fiber PDA) を用いた。PDA 装置及び測定原理については同報 [6] に記載する。また計測した全粒子の代表粒径として、D_s : ザウター径算を式 (1) を用いて算出した。

$$D_s = \frac{\sum n_i \cdot D_i^3}{\sum n_i \cdot D_i^2} \tag{1}$$

D_s　：ザウター径　［μm］
n_i　：各粒形範囲の個数　［-］
D_i　：各粒形範囲の代表粒形［μm］



(a) Ceiling Exhaust (Particle Counter)　　**(b)** Emission point (PDA)



(c) Front of Doctor Mouth (Particle Counter)　　**(d)** Emmision (Nebrizer)

Fig.5 Picture of Mesurment

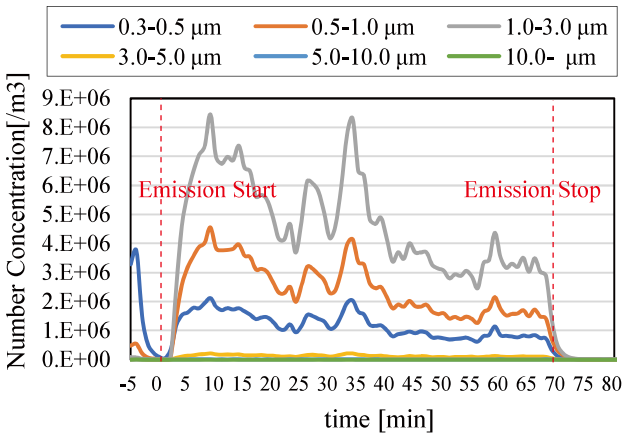


Fig.6 Number Consentration at Ceiling Exhaust
(Hood 0 m³/h, Ceiling Exhaust 1,000 m³/h, Swirng Typr Diffuser)

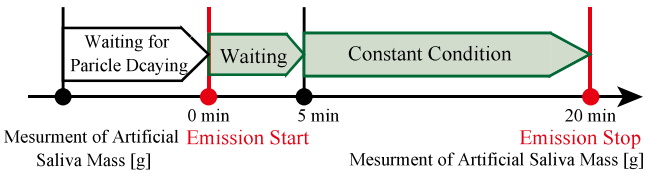
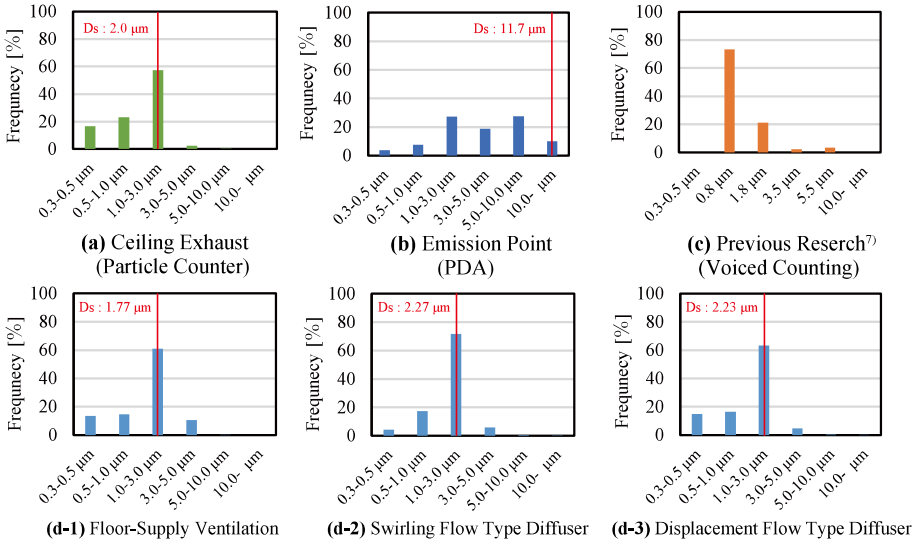


Fig.7 Experiment Time Schedule

また各粒径区分ごとの代表粒径は式 (2) で算出した。代表粒径は 0.41, 0.78, 2.15, 4.08, 7.77, 10 μm である。

$$r_r = \sqrt[3]{\int_a^b r^3 dr \cdot \frac{1}{b-a}} \tag{2}$$

r_r　：代表粒形　［μm］
a　：粒形範囲の最小値　［μm］
b　：粒形範囲の最大値　［μm］



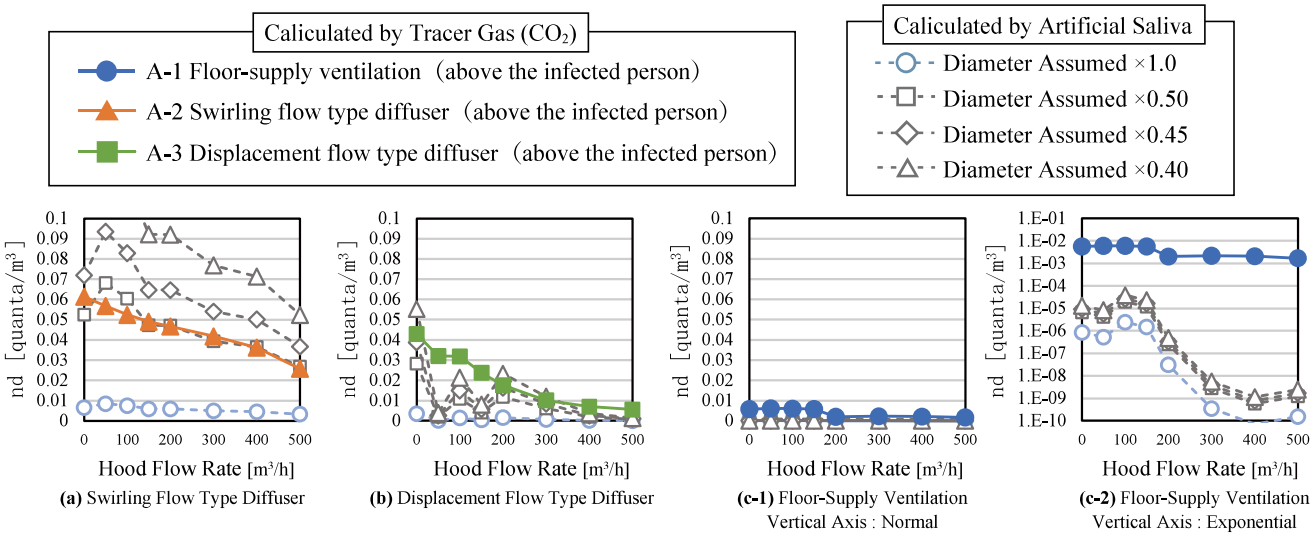
(a) Ceiling Exhaust (Particle Counter)
(b) Emission Point (PDA)
(c) Previous Reserch[7] (Voiced Counting)
(d-1) Floor-Supply Ventilation
(d-2) Swirling Flow Type Diffuser
(d-3) Displacement Flow Type Diffuser
(d) In front of Doctor Mouth (hood 0 m³/h, Ceiling Exhaust 1,000 m³/h)

Fig.8 Frequency Distribution of Diffrent Mesurment Point (Comparsion to Previous Reserch[7])

Table 1 Droplet Size Transformation (Source : W, Yang et al.[8])

RH	Experimentally Derived D_{eq}/D_i* ratios
10%	0.391
20%	0.395
30%	0.398
40%	0.401
50%	0.427
60%	0.437
70%	0.499
80%	0.464
90%	0.502

*D_{eq} : Equilibrium, or final, diameters
D_i : Initial droplet diameter



(a) Swirling Flow Type Diffuser
(b) Displacement Flow Type Diffuser
(c-1) Floor-Supply Ventilation Vertical Axis : Normal
(c-2) Floor-Supply Ventilation Vertical Axis : Exponential

Fig.9 Comparsion of n_d (quanta Consentraton in front of Doctor Mouth) Calculated by Tracer Gas and by Artificial Saliva

測定結果より算出した粒径分布及びザウター径を **Fig. 8 (a), (b), (d)** に示す。また既往研究[7]における数字をカウントした場合の粒径分布を **Fig.8 (c)** に示す。結果より、発生直後（**Fig. 8 (b)**）は既往研究と比較してかなり粒径が大きい。これは咳の粒形分布にも近く、速度は呼気を再現できている（0.30 m/s）が、一般に気流に乗るとされない、大きな粒径（10 μm 以上）のものが多く発生していたことが分かる。また定常状態の確認及び粒子のバックグラウンドノイズの測定として、70 分間発生させた場合の排気口で測定した個数濃度の時刻応答変化を **Fig.6** に示す。結果から、HEPA フィルターを通しての給気及び大きな換気量（1,000 m³/h = 50 ACH）の影響によりバックグラウンドノイズは非常に小さい事が分かる。また個数濃度は変化し続けており、名目換気時間は 1.2 分であることから、ネブライザーが定常的に粒子を発生していないことが考えられる。このことから **Fig. 7** に示す様にノイズが十分に小さくなることを確認した後、定常待ち 5 分間、定常 15 分間で実験を行った。

2　感染リスク評価手法

感染リスク評価には前報[4]同様、Welles&Riley Model を用い、n_d：医者の口前 quanta 濃度及び、REHVA[4]が用いた 5% という値を基準に、$t_{5\%}$：感染リスクが 5% に達するまでの時間を算出した。n_d：医者の口前 quanta 濃度は式（3）で与えられる。

$$n_d = q_{pm} \cdot \eta = \frac{q}{Q} \cdot \frac{C_d}{C_{pm}} \qquad (3)$$

n_d ： 医者の口前quanta濃度 [quanta/m³]
q ： 感染者の単位時間当たりのquanta生成量 [quanta/h]
q_{pm} ： 完全混合時の室quanta濃度[quanata/m³]
η ： 完全混合濃度に対する医者の口前模擬唾液粒子体積濃度比
Q ： 室換気量 [m³/h]
C_d ： 定常状態での医者の口前模擬唾液粒子質量濃度 [g/m³]
C_{pm} ： 完全混合時の室平均模擬唾液粒子質量濃度[g/m³]

模擬唾液粒子の発生量は発生前後の模擬唾液の減少量を測定することにより推定する **(Fig. 7)**。C_d：医者の口前模擬唾液粒子質量濃度及び、C_{pm}：完全混合時の室平均模擬唾液粒子質量濃度の算出のためには、水分が蒸発し液的平衡状態になった状態での密度及びその粒

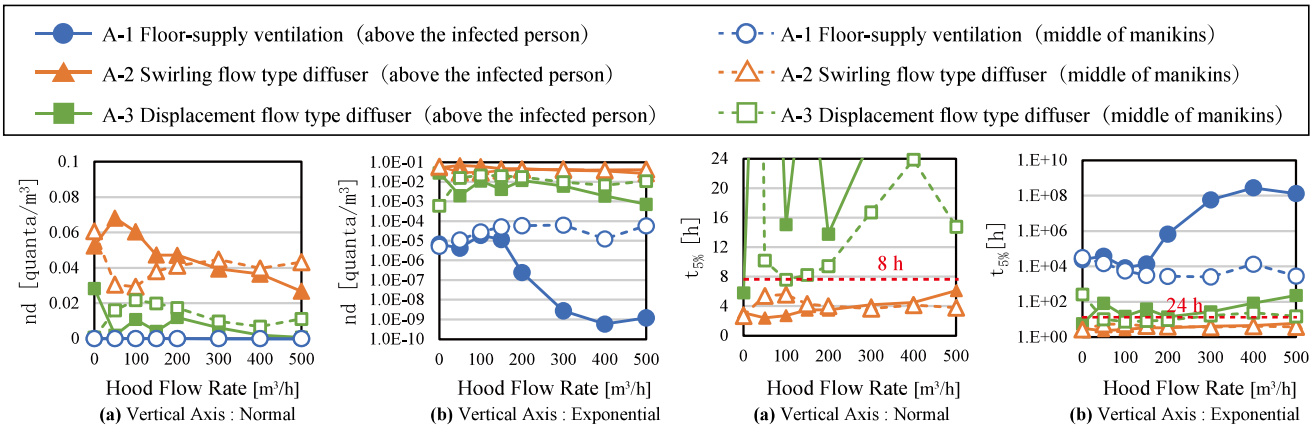


Fig.10 Comparsion of n_d (quanta Consentraton in front of Doctor Mouth) between each Cases (Assuming Diameter : D×0.5)

Fig.11 Comparsion of $t_{5\%}$ (Time to Reach Infection Risk 5% between each Case (Assuming Diameter : D×0.5)

径が必要となり、既往研究[8]では、相対湿度 10~90% で 0.391~0.502 倍となるとされている（**Table 1**）ことから、最終粒粒径を 1.0, 0.40, 0.45, 0.50 倍として計算した場合の n_d : 医者の口前 quanta 濃度及び CO_2 から算出した n_d の算出結果を **Fig. 9** に示す。最終粒径が 1.0 倍（変化しない）場合は、CO_2 から算出した場合より大きく下回っており、この状態では発生量を過大に評価しているため、評価方法として適していないことが分かる。一方 0.4 倍とした場合、旋回流型床吹き出し（**Fig. 9(a)**）で、CO_2 から算出した場合を上回る結果となった。沈着、付着の影響を考えると、模擬唾液粒子から算出した結果は CO_2 から算出した結果より小さくなると予測されるが、これは、ネブライザーの発生量が一定ではないこと（**Fig. 6**）や、模擬唾液粒子では最終粒径が 0.4 倍とは限らない事が原因だと考えられる。実際 0.5 倍で計算した場合は旋回流型吹き出し（**Fig 9. (a)**）の場合でもよく一致しており、本報では最終粒径が、初期粒径によらず 0.5 倍になるとして計算する。

3　感染リスクの算定結果と考察

最終粒径が、初期粒径によらず 0.5 倍になるとして計算した、各条件における、n_d : 医者の口前 quanta 濃度の算出結果を **Fig. 10** に $t_{5\%}$: 感染リスクが 5% に達するまでの時間の算出結果を **Fig. 11** に示す。**Fig. 9** に示すように、全面床吹き出しの場合において、CO_2 から算出した結果よりも感染リスクを低く算出しているものの、その傾向は前報[4]と変わらず、「全面床吹き出し空調＞置換換気型床吹き出しディフーザー＞旋回流型床吹き出しディフーザー」の順番で感染リスクが低くなっている。またフードが患者頭上の場合と、人体間にある場合とを比較すると、全面床吹き出し空調においてフード流量が 200 m^3/h 以上で患者頭上にある場合、感染リスクの低下（フードの効果）が非常に大きくなり、全面床吹き出し空調とフードとの組み合わせの効果が読み取れる。またフードが人体間にある場合は、フード排気量を上昇させても効果があまりないことから、診察室以外への応用にはさらなる改善が必要だと考えられる。また $t_{5\%}$: 感染リスクが 5% に達するまでの時間は全面吹き出し空調では、フード導入以前から十分に低い（24 h 以上）事や、換気量が一人当たり 500 m^3/h と大きいことから、フード導入の効果より、換気方式の効果の方が大きいという結果となった。

おわりに

本報では前報[4]と同様の実験について、模擬唾液飛沫から算出した感染結果に基づき考察した。結果、全面床吹き出し空調とフードの組み合わせの効果が示され、またフードが人体間にある場合で大きな効果は見られなかった。今後は一般的な換気量の場合の実験が求められる。

謝　辞

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

参 考 文 献

1) REHVA : COVID-19 guidance document version 4, 2021
2) 小森美晴、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰： 横風気流下における局所排気装置の汚染物捕集性能に関する研究 （その 2）フード形状及び汚染源の発熱の有無が汚染物捕集性能に及ぼす影響，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp1453-1454, 2021. 9
3) 吉原集、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰、張靭：診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究，（その 4）CFD 解析及び実大模型実験による会話飛沫核に伴う対面感染リスクに関する検討，空気調和 ・衛生工学会大会学術研究発表会論文集 {2022. 9. 14 ～16（神戸）}, pp 85-88
4) 藤原碧海、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰、吉原集、張靭：診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究，（その 5）各給気方式におけるトレーサーガスによる飛沫核感染リスク評価，空気調和 ・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2023. 3, 掲載予定
5) 尾方壮行、市川真帆、堤仁美、有賀隆男、堀賢、田辺新一：模擬咳発生装置による飛沫沈着量分布の測定、日本建築学会環境系論文集，83-743 (2018-1), pp. 57-64
6) 張靭、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰、吉原集、藤原碧海：診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究，（その 7）咳による飛沫の拡散特性とその対策の検討，空気調和 ・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2023. 3, 掲載予定
7) L. Morawska, G.R. Johnson, Z.D. Ristovski, M. Hargreaves, K. Mengersen, S. Corbett, C.Y.H. Chao, Y. Li, D. Katoshevski : Size distribution and sites of origin of droplets expelled during expiratory activities, 2009, Journal of Aerosol Science, 40(3). pp. 256-269
8) Wan Yang, Linsey C. Marr : Dynamics of Airborne Influenza A Viruses Indoors and Dependence on Humidity, PLoS ONE, June 2011,Volume 6, Issue6, e21481

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究
（その 7）咳による飛沫の拡散特性とその対策の検討

Performance of Local Exhaust System as Prevention Measure of Infection in Consulting Room
(Part 7) Study of Spreading Characteristics of Droplets from Coughing and the Countermeasures

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

In order to understand the generation characteristics of cough droplets while wearing a mask and thus be able to reproduce the behaviour of droplets realistically. This paper used PDA (phase doppler anemometer) to measure the velocity and diameter of droplets escaping from the front and side slits of the mask. Also, the pressure loss characteristics of the mask material were also measured in order to investigate the effect of the passability of the mask material on the particle generation characteristics.

1. はじめに

コロナの空気感染、飛沫感染が明らかになり、感染換気対策の重要性が認識された。また、コロナの初確認から 3 年が経過した、海外で“脱マスク”が進んでおり、アフターコロナを見据えた対策が必要になる。本研究では、流行中及び流行後の診療室における感染予防策に着目し、局所換気の導入を提案する。

前報[1)]より、マスク着用しない場合は、局所排気システムは咳によって生じる飛沫の拡散抑制に十分ではないことが示唆された。局所排気システムの能力範囲を更に検証する為に、マスクから漏れた咳飛沫について考察する必要がある。そこで、本報では、マスク着用時の咳飛沫の発生性状を把握することを目的とし、PDA 位相ドップラー流速計を用いてマスクの正面及び側面隙間から漏れた飛沫の発生性状を計測した。また、マスク素材の圧力損失特性を測定し、素材の通過性が飛沫の発生性状に与える影響を検討した。

2. マスク素材の圧力損失特性

本研究では同社製の 3 種類医療用マスク及び一般的な不織布マスクを使用した。3 種類医療用マスクは横 175mm ×縦 95mm と同じであり、それぞれは「JIS T9001 ： 医療用マスク・一般用マスクの性能要件及び試験方法」に定めた医療用マスククラスⅠ（MS1）、クラスⅡ（MS2）、クラスⅢ（MS3）に適合する。簡易不織布マスクの寸法（SNW）は横 175mm ×縦 94mm である。各マスク素材の通気特性を定量的に比較するために、自由場とみなせる大空間を有する大阪大学の実験室内にて測定を実施した。

マスク圧損実験で使用する測定システムを **Fig.1**、に示す。アクリルパイプの片端にマスクをかけ、先端から 20mm の壁面に 4 つの穴を開け、4 つの測定孔はそれぞれビニルチューブに接続され、コネクタを

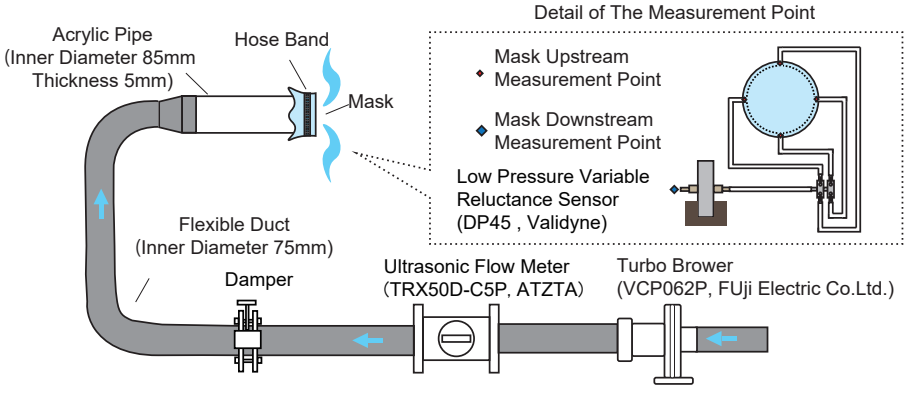
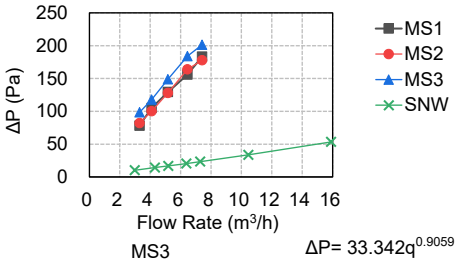


Fig.1 Pressure loss measurement system

介して1本のチューブに収束し、微差圧計（DP45, Validyne 社製）の片側に接続されている。微差圧計の反対側は、室内の自由場に直接接続されており、流量を変えてマスク前後の圧力差を計測した。測定システムには、動力源にダクトファンを使用し、風量は超音波流量計（TRX50D-C/5P、ATZTA）を用いて測定する。超音波流量計の信号は電流の形で、微差圧計の信号は電圧の形で出力され、データロガー（NR-500, KEYENCE 社製）を用いて記録される。

マスク素材の圧力損失特性は **Fig.2** に示す。図に示すように、マスクの圧力損失ΔPは通常的な配管の場合と異なり、V^2 に比例せず、低レイノルズ数の流れ特性を示す。結果から、3種類の医療マスクの圧損特性が近く、簡易マスクの圧力損失が医療用マスクより小さく、通過性が高いことがわかった。



MS3 (Medical Surgical Mask ClassⅢ)	$\Delta P = 33.342q^{0.9059}$, $R^2 = 0.9959$
MS2 (Medical Surgical Mask ClassⅡ)	$\Delta P = 25.306q^{0.9852}$, $R^2 = 0.9928$
MS1 (Medical Surgical Mask ClassⅠ)	$\Delta P = 24.297q^{1.0094}$, $R^2 = 0.994$
SNW (Sample No-woven Mask)	$\Delta P = 3.4181q^{0.9807}$, $R^2 = 0.9979$

Fig.2 Pressure loss properties of each masks

3. 位相ドップラー流速計 PDA

位相ドップラー流速計 PDA とはレーザー流速計（LDV、LDA）の応用技術の一種である。他のレーザー流速計と同様に、2本のレーザーの交差点に通過した粒子からのドップラ信号を検出器で測って、周波数差から流速を計測する。それに加え、PDA は空間的に離れた2台の検出器を使い、2つ検出器のドップラ信号に位相差が粒径に比例することで粒径と速度を同時に測定できる。本研究では PDA（FiberPDA, Dantec 社製）を使い、レーザーの交差点での粒子一方向速度成分を測定する。精度高い粒径測定範囲は 0.5 μm ～ 1mm である。PDA 装置の構成は **Fig.3** に示す。

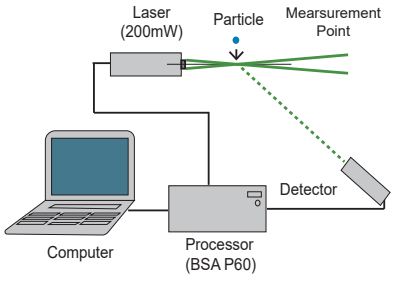


Fig.3 Phase doppler anemometer (PDA)

4. 実験方法

PDA を用いて、マスク着用して咳をする際にマスクの正面及び側面隙間から漏れた飛沫の速度と粒径を計測した（**Fig.4**）。実験で使用した PDA のレーザーによる人体への傷害を考慮し、模擬咳発生装置を使用して咳を発生した。また、顔輪郭を再現するために、咳発生装置はマネキンと組み合せた。咳発生装置には蒸留水を使用して、飛沫を模擬した。

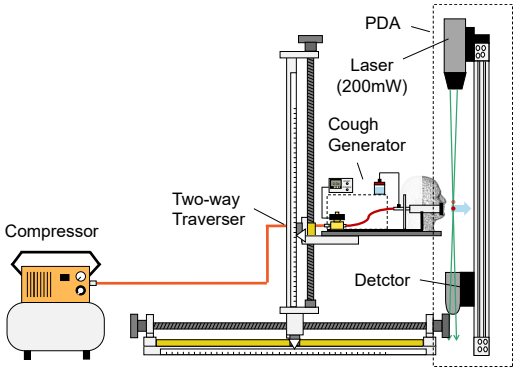


Fig.4 Droplet measuring device

本実験の測定点はマスク正面での一箇所、及びマスク側面隙間での一箇所である。**Fig.5** 示すように、正面測定点はマスク正面から 5mm にあり、前向き速度を測定した。側面隙間測定点は開口部の中心高さで、医療用マスクの端から 5mm（簡易マスクは 15mm）の距離で離れ、横向き及び後向きの速度を測定した。正面測定点では、4種類のマスクをつける条件とマスクなしの参照条件、計5条件、側面測定点では、4種類のマスクごとに2方向速度、計8条件を測定した（**Table1**）。

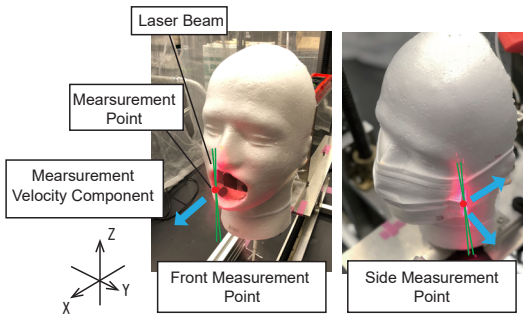


Fig.5 Measurement points and the direction

Table1 Measurement condition

Point	Case	Direction	Mask
Front	FX_N	X	No Mask
	FX_MS1	X	Medical Mask Class Ⅰ (MS1)
	FX_MS2	X	Medical Mask Class Ⅱ (MS2)
	FX_MS3	X	Medical Mask Class Ⅲ (MS3)
	FX_SNW	X	Sample No-woven Mask(SNW)
Side	SY_MS1	Y	Medical Mask Class Ⅰ (MS1)
	SY_MS2	Y	Medical Mask Class Ⅱ (MS2)
	SY_MS3	Y	Medical Mask Class Ⅲ (MS3)
	SY_SNW	Y	Sample No-woven Mask(SNW)
	SX_MS1	-X	Medical Mask Class Ⅰ (MS1)
	SX_MS2	-X	Medical Mask Class Ⅱ (MS2)
	SX_MS3	-X	Medical Mask Class Ⅲ (MS3)
	SX_SNW	-X	Sample No-woven Mask(SNW)

咳発生に伴うマスクの濡れを考え、3 秒間隔で咳を発生、5 回咳ごとにマスクを交換した。十分なデータを取るために、正面測定点では 50 回以上、側面測定点では 75 回以上の咳を計測した。

5. 測定結果

5.1 流速と粒径との相関性

マスクによって妨げられる飛沫の速度は、飛沫の大きさに影響される可能性を考え、マスクから漏れた飛沫の速度と粒子径の相関性を検討した。**Fig.6** の横座標は粒径、縦座標は速度、点の色はカーネル密度を表す。図より、今回測定したすべての条件において、粒子径と速度の相関は有意ではなく、異なるサイズの飛沫の速度は、それぞれ広く分布している。

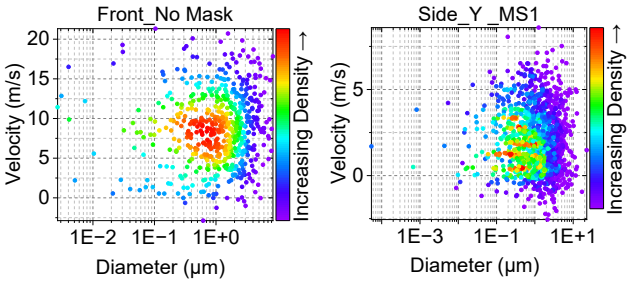


Fig.6 Kernel density for particle velocity-size

5.2 飛沫速度分布

1）正面測定点

正面測定点ににおいては、マスクなし条件での速度測定結果は **Fig.7** に示し、平均値は 8.74m/s、最大値 21.33m/s と測定し、正規分布が見られた。3 種類の医療マスク条件に粒子は検出されなかった。簡易不織布マスク条件には少量の粒子データを得たが、平均速度は 0.31m/s までに大幅に低下し、マスクが正面への飛沫拡散防止に有効であることが分かった。

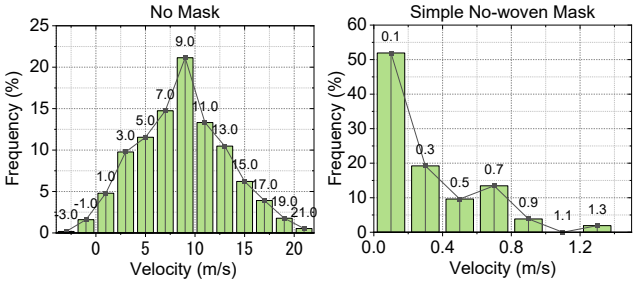
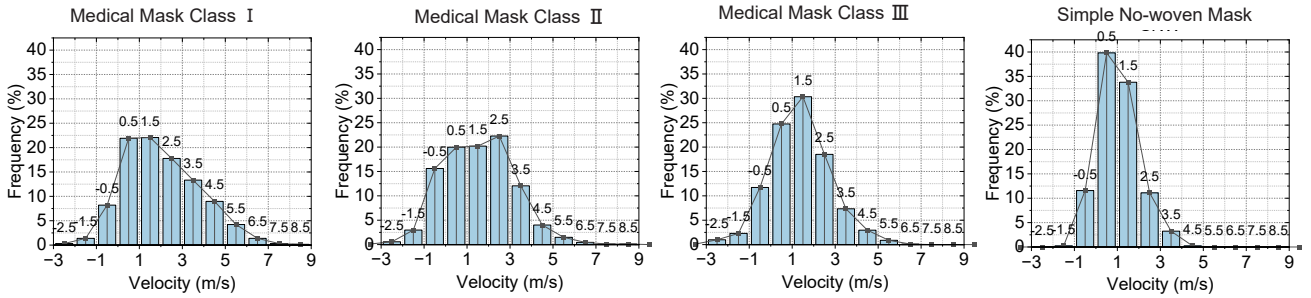


Fig.7 Velocity distribution at the front measurement point

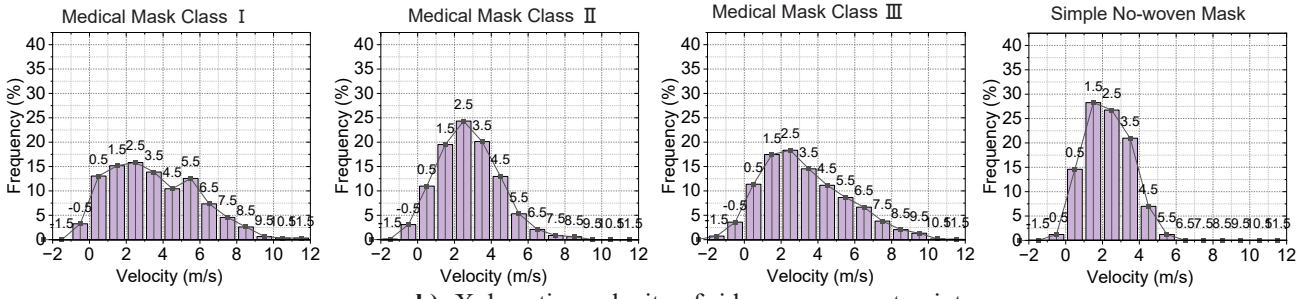
2）側面測定点

側面測定点においては、各条件の横方向速度分布を **Fig.8a**、後ろ向き速度分布を **Fig.8b** に示す。側面測定点での平均横向き速度は、外向き SY_MS1(2.32m/s)>SY_MS2(2.08m/s)>SY_MS3(1.75m/s)>SY_SNW(1.05m/s)、平均後ろ向き速度は SX_MS1(3.49m/s)>SX_MS3(3.27m/s)>SX_MS2(2.78m/s)>SX_SNW(2.28m/s) となっている。また、最大速度は、横向き速度は 8.93m/s、後ろ向き速度は 11.42m/s に達す。マスクを着用して咳をする際、側面隙間から漏れる飛沫の初速度が速く、飛沫拡散の再現にはその影響を無視できないと考えられる。素材通過性が飛沫流速に及ぼす影響については、通過性がより良い簡易マスクの速度は著しく小さいが、3 つの医療マスクの速度が近似しており、速度と通過性との相関は明らかになっていない。

横方向速度は、各条件で 10 ～ 20% の v<0 データが見られ、マスクなしの条件より頻度高い。マスク側面隙間から漏れた粒子の運動は、完全に外向きではなく、一定の広がり角度を持っている拡散することを分かった。しかし、本実験で用いた PDA 流速計は多方向速度成分を同時に測定できない為に、広がり

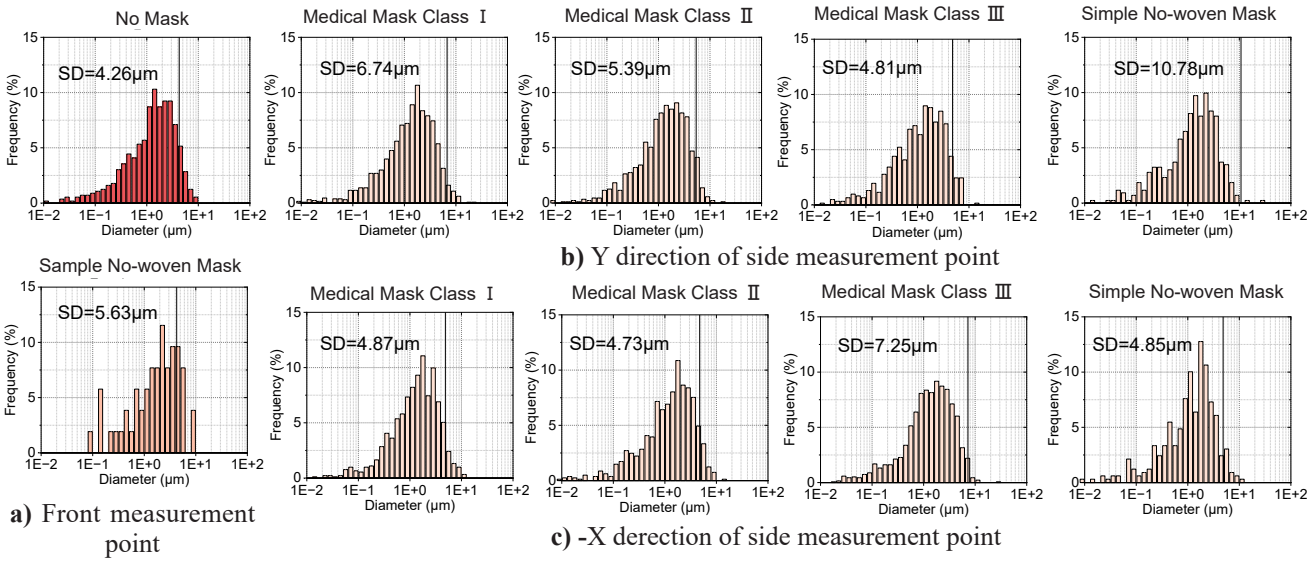


a) Y direction velocity of side measurement point



b) -X derection velocity of side measurement point

Fig.8 Velocity distribution of each condition at the side measurement point



a) Front measurement point

b) Y direction of side measurement point

c) -X derection of side measurement point

Fig.10 Size distribution of each condition at the front and side measurement point

角度を検討し難い。

飛沫発生角度 A 及び速度大きさは **Fig.9** のように定義され、それぞれは式 1 と 2 により横向き及び後向き平均速度から算出した。3 種類マスクの平均飛沫発生角度 A は 27.39°、速度は 3.59m/s、簡易はマスク発生角度 A は 24.71°、速度は 2.51m/s と得られた。

$$|v| = \sqrt[2]{\overline{v_x}^2 + \overline{v_y}^2} \quad (1)$$

$$A = \tan^{-1}\frac{\overline{v_y}}{\overline{v_x}} \quad (2)$$

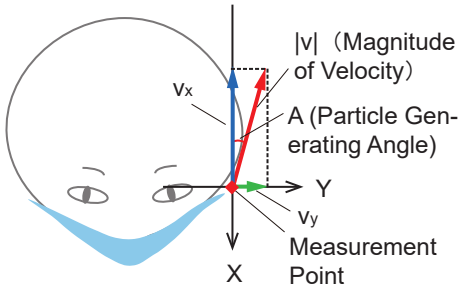


Fig.9 Definition of occur angle and velocity magnitude

5.3 飛沫粒径

本実験のすべての条件での粒径分布は **Fig.10** に示しように、マスクなしとマスク側面隙間（MS1、Y 方向）の分布が近い。マスクが側面隙間から漏れる飛沫の粒径分布に及ぼす影響は薄いことが示唆された。本実験で得られた粒径データ全体を用いて、咳による発生される飛沫の粒径平均値は 1.89 μm、平均ザウター径は 6.18 μm（式 (3) より）と算出した。

$$\text{ザウター径} \quad 2D = \frac{\sum q_S}{\sum q_3} \quad (3)$$

6. まとめ

本文で、位相ドップラー流速計 PDA を用いて、4 種類のマスクを着用する時にマスクの正面及や側面隙間から漏れた咳由来飛沫の速度と粒径を計測し、以下の結果を得られた。

1）マスクが正面からの飛沫拡散防止には非常に有効である。しかし、防護性が高いと思われる医療用マスクでも、側面から漏れ出す粒子の平均速度は 3.59m/s で、最大速度は 11.42m/s を超える。医療用マスクの場合は平均飛沫発生角度 A は 27.39° である。

2）マスクが側面隙間から漏れる飛沫の粒径分布に及ぼす影響は薄く、咳による発生される飛沫の粒径平均値を 1.89 μm、飛沫の平均ザウター径は 6.18 μm である。

7. 考察

本論文では、マスク正面と側面から漏れる飛沫の速度と粒径のみを測定しているが、実際にはマスクの上下の隙間を無視できず、さらなる測定しなければならない。

また、本実験でマスクの隙間から飛散する飛沫には拡散角を持つことが分かったが、PDA の特性上、その角度を求めることができなかったため、可視化などの手段でさらに検討する必要がある。

そして、本文ではマスク素材の通過性が飛散飛沫の流速に及ぼす影響を検討したいと考えるが、3 種類の医療用マスクの通過性が類似しているため、流速結果の差は少なく、より広範囲のマスクの試用が必要である。

謝辞

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

参考文献

1) 張，山中，小林，崔，小林，吉原：診察室における感染予防対策としての局所換気システム性能評価に関する研究（その 1）CFD 解析に基よる人由来飛沫核の拡散挙動と換気による除去性能，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2022.3，I17

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

卓上熱上昇気流を用いた感染予防対策に関する研究
（その 1）置換換気室に導入した場合の会話発生飛沫の挙動
A Study on Infectional Prevention Measures Using Table Top Thermal Plume Airflow
(Part1) Behavior Prediction of Droplets Generated by Conversation in Room with Displacement Ventilation

○難波　和佳子　（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）
盛　紹宇　（大阪大学）

Wakako NAMBA*1　Toshio YAMANAKA*1　Tomohiro KOBAYASHI*1　Narae CHOI *1
Shaoyu SHENG*1
*1 Osaka University

Since the coronavirus pandemic, masks and partitions have been used to deal droplet infection, but those methods have many problems. Therefore, we aimed to block the spread of droplets and droplet nuclei by an thermal plume. In this study, CFD analysis was used and exhaled air and droplets were assumed. The results showed that droplet and exhalation diffusion could be intercepted at 2 m/s exhalation, as in conversation. In addition, it is expected that the droplets will be carried on the upward airflow, which will improve ventilation efficiency.

はじめに

新型コロナウイルス感染拡大以降、感染症対策が注目されている。飲食空間や会議室等の会話空間における飛沫感染や空気感染には、マスクやパーテーションで物理的に遮る対策が多く採られるが、視界が遮られたり相手に声が届きにくい等、問題点があると考えられる。

また、換気効率の点で評価される置換換気は、上昇気流を用いることで汚染空気を希釈することなく室上部へ移動できる。しかし、会話により発生した飛沫は呼気気流により上昇気流から外れる場合もあると予想される。

そこで、会話をする感染者から発生した飛沫・飛沫核が対面する非感染者へ到達することを防ぐ方法として、人体間に上昇気流を発生させることを提案する。本研究では、置換換気と組み合わせ、卓上に熱源を置くことで熱上昇気流を発生させた。また、会話時に人の口から発生する飛沫・飛沫核のうち、飛沫については瞬時に水分を失い飛沫になると仮定し、全てを飛沫核として扱った。上昇気流が飛沫核の挙動に及ぼす影響について CFD 解析で検討した結果を報告する。

1. 解析概要

1. 1　解析領域

Fig. 1 に解析空間、**Table 1** に解析手法、**Table 2** に境界条件を示す。解析空間は 4 人がテーブルを囲む会話空間を再現した。放射解析は行わず、壁面条件は断熱とした。模擬人体の発熱量は対流熱のみを想定し 40 W/ 人とした。さらに、幅 50 mm のパネルを机の中央に設置し、

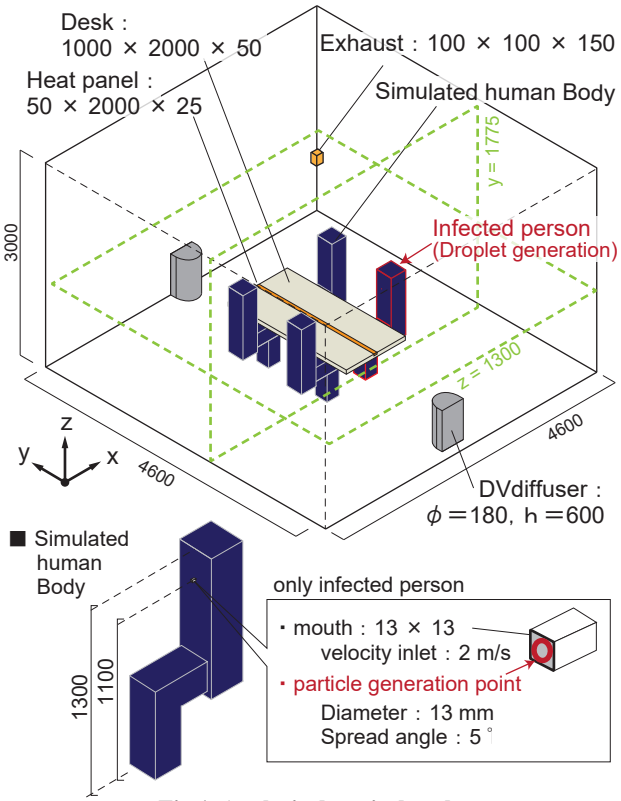


Fig.1 Analysis domain [mm]

Table 1 Boundary condition

Software	Cradle STREAM V2022
Turbulence model	Standard k- ε model
Algorithm	SIMPLE
Discretization scheme of convection component	QUICK
Number of cells	1,388,618

Table 2 Boundary condition

Radiation			No radiation
Wall			Non slip
Inlet	DV diffuser	Flow rate	300 [m³/h] × 2 = 600 [m³/h]
		Temperature	20 [℃]
	Mouth	Velocity	2 [m/s]
		Temperature	32 [℃]
Particle	Diameter		0.01, 0.1, 1 [μm]
	Density		1,375 [kg/m³] (Fig. 3)
	Coefficient of restitution		0
	Resistance coefficient		0.44
	Velocity		2 [m/s]
	Generation time		10 [s]
	Amount	Actual number	100,000
		Parcel number	300
Outlet	Exhaust		Natural outflow
Heat load	Simulated human body		40 [W/person] × 4 = 160 [W]
	Heat panel		0, 50, 100, 200 [W]

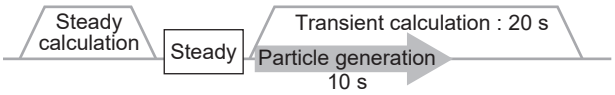


Fig. 2 Analysis procedure

面発熱させることで上昇気流を発生させた。換気手法は、気流場の乱れが少ない置換換気を採用し、壁面下部のDV ディフューザー 2 つから給気、天井中央 1 か所で排気した。濃度境界面を上昇気流に影響がない高い高さに設定するため、給気量は 600 m³/h とした。模擬人体のうち一体は感染者で会話によりウイルスを発生する場合を想定した。感染者の口（床上 1100 mm）から呼気を模擬した給気を 2 m/s [3] で行い、飛沫を模擬した粒子を発生させた。解析はパネルの発熱量と粒径を変化させた。解析条件を **Table 3** に示す。

1. 2 粒子解析概要

解析手順を **Fig. 2** に示す。定常解析で気流場を求めた後、20 秒間非定常解析を行った。非定常解析でも気流場は解いている。粒子は前半 10 秒のみ発生させ、後半 10 秒は挙動を追った。**Fig. 3** に想定した飛沫の蒸発過程を示す。粒径 D の模擬飛沫 [2]（水 1L に対し、塩化ナトリウム 12 g とグリセロール 76 g）に含まれる水分が完全に蒸発し、粒径 0.4D の飛沫核になるとした。粒子密度には飛沫核密度を設定し、式 (1) より算出した。

粒子吹き出し速度は呼気と等しく、広がり角は 5 度とした。沈着した粒子は不活性化するとし、反発係数は 0、抵抗係数は 0.44 とした。基本的な粒子挙動を検討するため、粒子解析に乱流拡散の影響は考慮していない。

$$\rho_{nuclei} = \frac{M_{nuclei}}{V_{nuclei}} = \frac{M_{NaCl}+M_{Glycerol}}{0.4^3 \cdot V} \quad -(1)$$

ρ_{nuclei}：飛沫核密度［kg/m³］
M_{NaCl}：飛沫1L当たりのNaclの質量［kg］
$M_{Glycerol}$：飛沫1L当たりのグリセロールの質量［kg］
V：0.001［m³］

Table 3 Analysis cases

		Steady	Transient
Heat load of heat panel [W]	0	Case S_0W	Case T_0W
	50	Case S_50W	Case T_50W
	100	Case S_100W	Case T_100W
	200	Case S_200W	Case T_200W

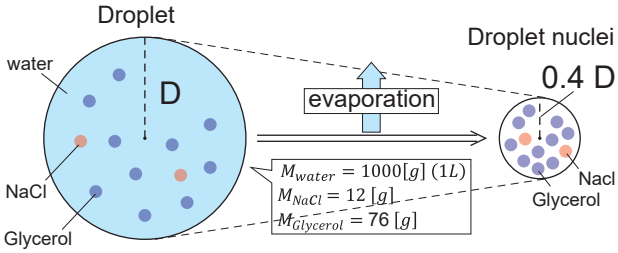


Fig. 3 Calculation of droplet density

2. 解析結果と考察

2. 1 呼気分布

定常解析結果の温度・風速の鉛直分布、規準化呼気濃度の水平分布を **Fig. 4** に示す。発熱体により上昇気流が発生し、温度成層が形成され置換換気の温度・濃度分布となっている。呼気濃度の分布より、Case S_0W では排気気流により排気口の方向に呼気が流れているのに対し、Case S_50W, 100W, 200W の発熱を行った条件では発熱を行った位置で水平方向の呼気拡散が止まっている。呼気は上昇気流の巻き込み気流により、上昇気流と共に室上部へ運ばれたと考えられる。

次に、発熱を行った 3 条件を比較する。温度分布及び風速分布より、パネルの発熱量が多くなるほど上昇気流が強く発生し、気流の到達高さも高いことがわかる。濃度分布をより、Case S_50 Wで室周辺の呼気濃度が高くなった。よって、Case S_100W, 200W 等発熱量が多い場合には呼気衝突後も上昇気流を維持することができ、呼気を効果的に排気できると考えられる。反対に、Case S_50W のように上昇気流が弱い場合は、呼気は誘引されるものの、低い高さに呼気を拡散してしまうと考えられる。本報の条件では 50 W と 100 W の間に有効な発熱量の境界値が存在すると予測する。

2. 2 粒子分布

非定常解析で粒子の挙動を考察した。**Fig. 5** に粒子数の時系列変化を示す。計測面は図に示す直方体である。**Fig. 6** に平常解析 10, 15, 20 秒後の粒子分布を示す。

2. 2. 1 0. 01 μm の粒子について

全条件において沈着は見られなかった。**Fig. 5(b)** より、発熱量が多くなるにつれて直方体領内に浮遊する粒子数が早く減少した。**Fig. 6** の粒子分布より粒子がより多く気流に乗り室上部に排出されるためであると考えられ、換気性能の向上が示唆される。

2. 2. 2 0. 1 μm の粒子について

Fig. 6 より、Case T_0W では徐々に沈降するものの空気中に長時間滞留するが、Case T_50W, T_100W,

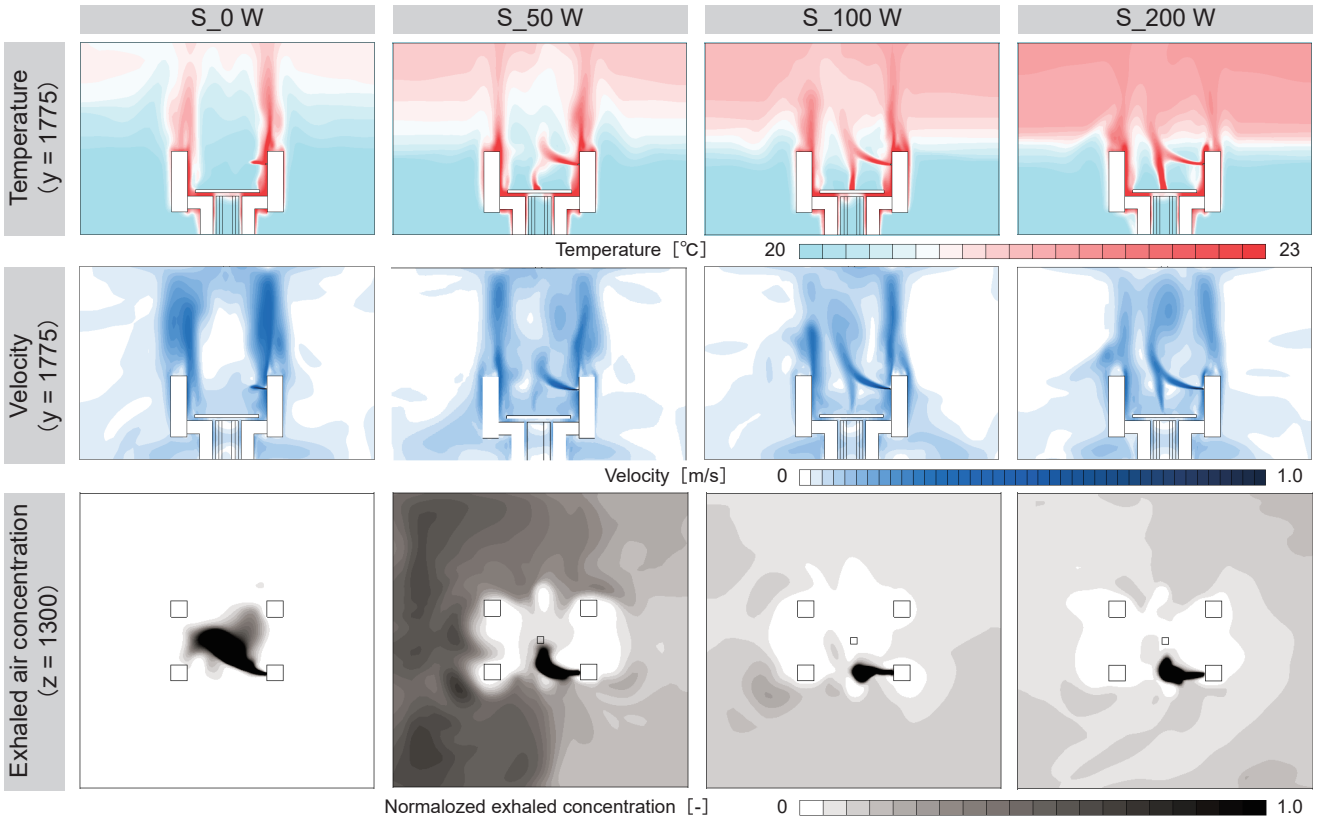
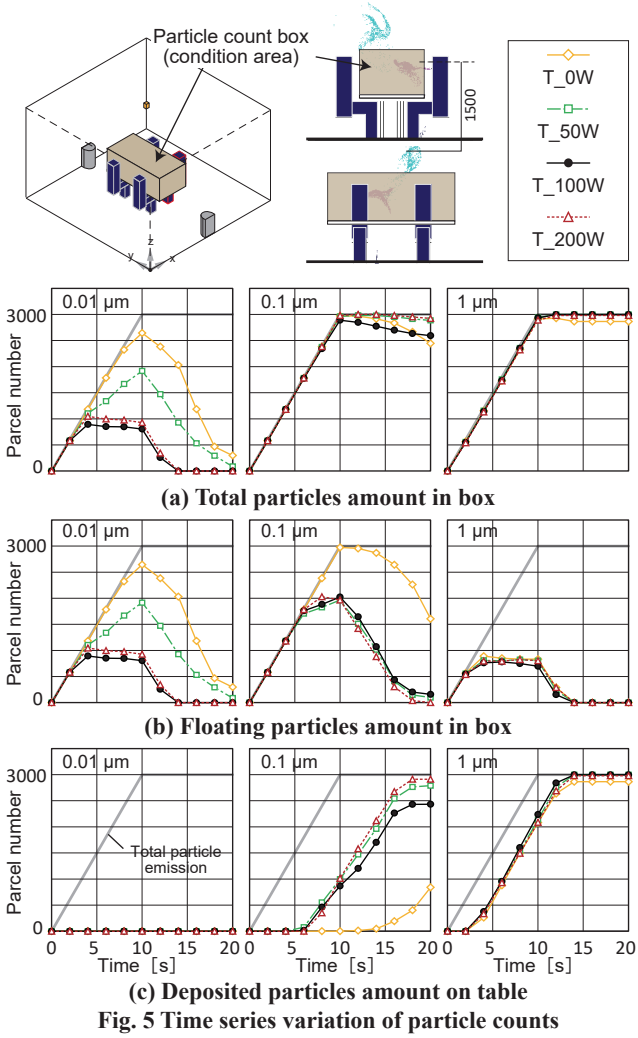


Fig 4 Temperature, velocity, normalized exhaled air concentration distribution



(a) Total particles amount in box

(b) Floating particles amount in box

(c) Deposited particles amount on table

Fig. 5 Time series variation of particle counts

T_200W では上昇気流位置で急激に沈降している。**Fig. 5(c)** より噴霧から沈着までに要する時間に着目すると、Case T_0W では約 14 秒であるのに対し、発熱を行うと約 6 秒である。早く沈着することで空気中の粒子濃度を低くすることができると考えられる。**Fig. 6** より、発熱パネル付近に沈降した粒子が、上昇気流に乗り室上部に排気される様子が確認できる。対面人体側への拡散を制御できたといえ、飛沫拡散遮断効果があると考えられる。

2. 2. 3　1 μm の粒子について

1 μm の粒子は、**Fig. 6** の 10 秒の結果より、パネル発熱の影響はなく噴霧後すぐに沈着することがわかる。

まとめ

本研究では、熱上昇気流が会話発生飛沫の挙動に及ぼす影響について、CFD 解析で検討した。結果、会話程度の呼気粒子速度では、飛沫拡散を抑制し換気効率が向上する可能性が示唆された。今後は、咳を想定した解析や他の空調方式との併用について検討する予定である。

ー謝辞ー
本研究は、大阪ガス (株) の助成を受けたものである。ここに記して謝意を表す。

ー参考文献ー

1) 清輔ら：空調方式の違いによる微粒子挙動に関する研究，空気調和・衛星工学会論文集 No.305(August 2022)
2) 尾方ら：模擬咳発生装置による飛沫沈着領分布の測定，日本建築学会環境系論文集 83 巻 743 号，pp.57-64，2018.1
3)Z.T.Ai, A. K. Melikov Airborn spread of expiratory droplet nuclei between the occupants of indoor environments:A review, Indoor Air 2018;28 500-524

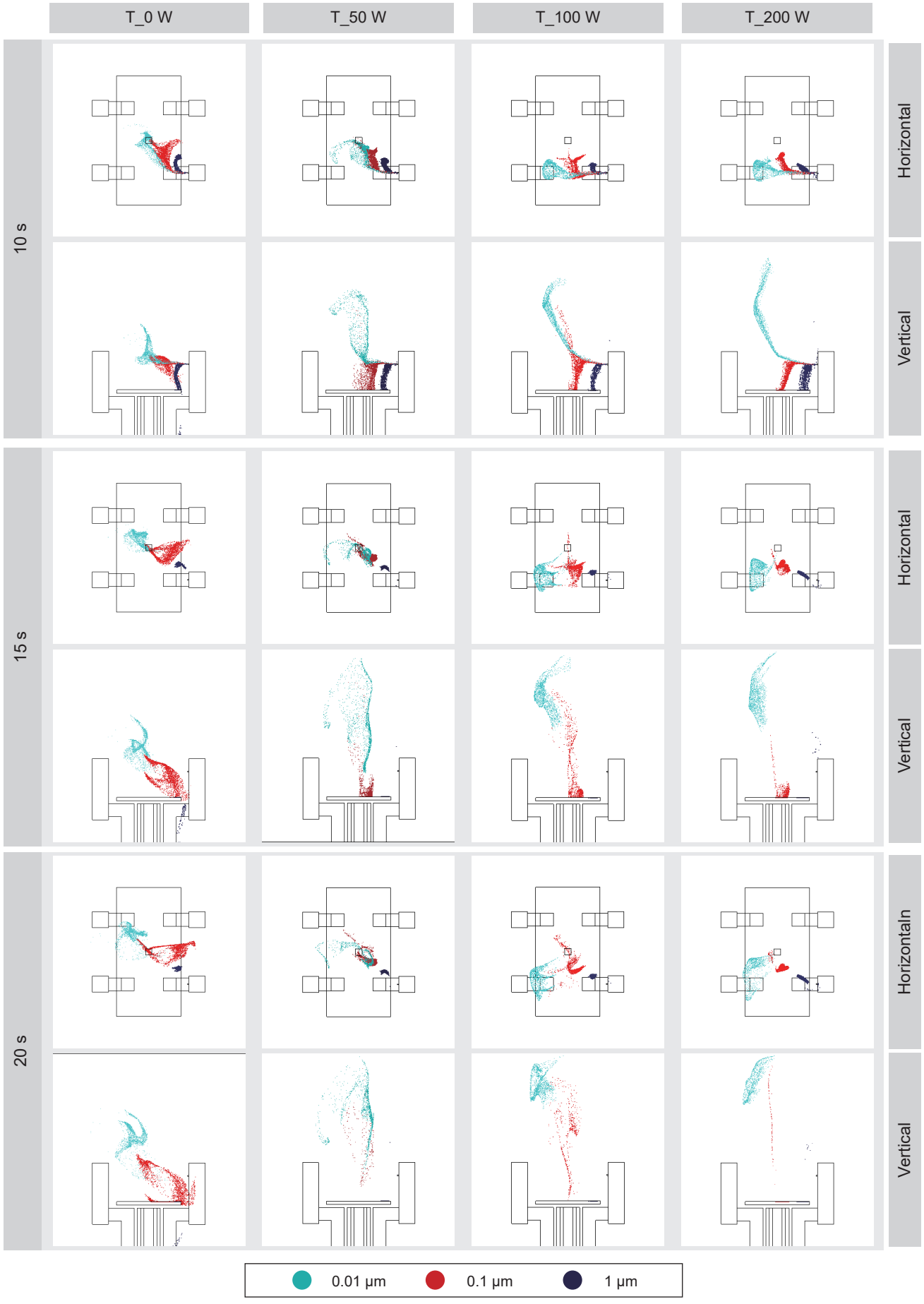


Fig. 6 Particle distribution

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

エアロゾル拡散防止パーティションに関する基礎的研究（その 2）
Basic Research on Partition Wall to Prevent Aerosol Diffusion (Part2)

○古川　涼吾（摂南大学）　堀江　昌朗（摂南大学）
Ryogo FURUKAWA*1　Masaaki HORIE*1
*1　Setsunan University

Partition boards (sneeze guard) are installed at various locations to prevent direct inhalation of aerosols. Exhaled air, such as a cough or sneeze, flows toward the partition and then impinges on the wall surface. Aerosols disperse into the air and remain suspended in the air for a long time. The purpose of this study is to prevent or reduce the diffusion of aerosols in exhaled air impinging on partitions. In this report, numerical simulations and flow visualization experiments were conducted to study the effect of a new partition with a function to reduce aerosol diffusion at the tip.

1. はじめに

2019 年に初めて国内に感染が確認された COVID-19 によって感染拡大により私たちの生活様式は大きく変化した。私たち個人が行える感染対策としてマスクの着用、アルコール消毒の徹底などが挙げられる。しかし、COVID-19 の感染種別が変更される予定により、私たちの生活は徐々に元に戻ると期待されているが、感染防止の意識は低くなると思われる。そのため、私たちが普段の生活で意識することなく、社会全体で感染防止の維持や向上といった対策が重要になると考えられる。例えば施設や室内の換気の徹底，飛沫感染を防止するためのパーティションの設置などが挙げられる。施設や室内の換気は，部屋の大きさや、換気装置の性能、窓や家具の配置などにより、十分な換気が行えない場合があり空気がよどむ場所ではウイルスが含まれるエアロゾルが長時間浮遊する可能性があるため注意が必要である。また、飲食店をはじめ、様々な場所で使用されている平板タイプのパーティションだが、直接対面に位置する人にはエアロゾルが接触しない利点がある。しかし、エアロゾルがパーティションに衝突した後に室内に拡散してしまい、十分な換気が困難な室内では、二次感染を引き起こす恐れがある。また、寸法の大きなパーティションでは相手の声が聞き取りにくいという新たな問題も生じている。スーパーコンピューター「富岳」を用いた飛沫の飛散に関するシミュレーションでは [1]、特に換気扇が動作している空間においてはパーティションを設置することにより感染リスクが大きく減少 [2]するとされているが空気のよどむ場所が発生し扇風機などで換気のムラを減らすことが重要であるといわれている。そこで著者らは呼気に含まれるエアロゾルの拡散を防止するため、エアロゾル拡散防止機構を設けたパーティションを考案した（特願 2021-088900）。本研究では、このエアロゾル拡散防止部の有効性を検証するため、数値解析と可視化実験を行った。

２．エアロゾル拡散防止パーティション

粒形の大きいエアロゾルは空気中に拡散することなく重力加速度の影響を受け机上や床などに落下する。また、粒形の小さいエアロゾルはパーティションに衝突した後、壁面に沿って四方に拡散する。そのため、パーティション越しにエアロゾルが直接吹きかかることがないようにするために、高さや幅を大きくしたものが数多く利用されている。しかし、エアロゾルは空気中に拡散され、浮遊したままの状態となる。そこで、パーティションに衝突したエアロゾルの拡散を低減するために、拡散防止パーティションを考案した。このパーティションを用いた場合、呼気はエアロゾル拡散防止部に流入した後に滞留するため、空気中への拡散を低減することができると考えられる。

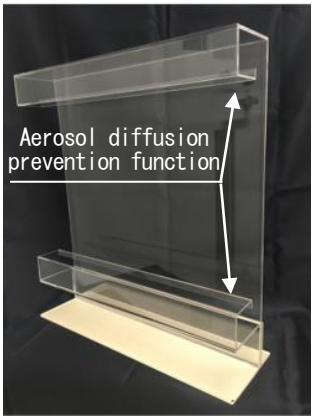
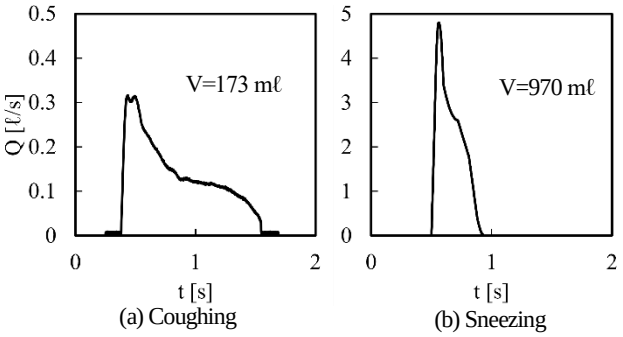


Fig.1 Prototype partition

３．数値シミュレーションおよび可視化実験方法

3・1　呼気量

数値シミュレーションで使用する咳、くしゃみの呼気量を Fig.2 に示す。図の横軸は時間 t[s]、縦軸は流量 Q[ℓ/s]であり、V は呼気の総流量である。実際の呼気量を設定するために、人為的な咳(以下「咳」という)の呼気量の測定実験を行った。測定は 2021 年 8 月 2 日に摂南大学で 20 代の成人 9 名を対象に実施した。ここでは測定した代表的な咳の呼気量を(a)と設定する。くしゃみについてはGupta ら[3]の研究で測定された呼気量を(b)と設定した。くしゃみは咳に比べ流量は約 5.6 倍で流速は瞬間的に約 10 倍であった。

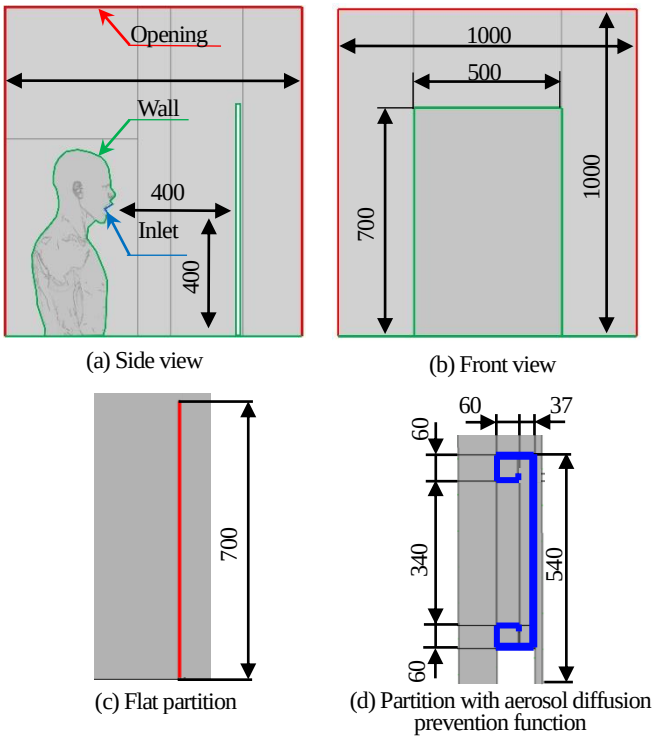


(a) Coughing (b) Sneezing

Fig.2 Exhaled air flow rate

3・2 数値シミュレーションモデル

Fig.3 に本研究で使用した数値シミュレーションモデルを示す。本研究では、人の口腔から発せられた呼気がパーティションに衝突した後の流動状態を確認するために数値シミュレーションを行った。解析モデルは、人体とパーティション、自由空間で構成されている。人体モデルの形状は、Bondware 社製 3D-CG ソフトウェア Poser11 の男性モデルを使用した。数値シミュレーションにおいては、ANSYS 社製汎用熱流体解析ソフトウェア CFX2021 R1 を使用した。本解析モデルは成人が椅子に座った状態を模擬しており、図の底部は机上を表している人体モデルの口腔から入口境界面(3cm²)[3]を設け、Fig.2 の咳とくしゃみの流量を設定し、呼気の温度を 37℃にした。なお、人体モデルからパーティションまでの距離と床からの高さを 400mm とし、噴出角度は水平に対して約 15° 下方にした。口腔内部の境界面以外の人体モデル表面と床及びパーティションは壁面とし、計算領域の外周部は気体の流入出が可能である設定をした。本解析モデルの要素数は約 400 万であり、有限体積法によるレイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式を採用し、乱流モデルには SST(Sheer Stress Transport)モデルを用いた。ここで、計算領域内の空間はすべて 25℃の空気で満たされており、無風の状態で呼気のみによる空気の流れを算出した。なお、空気が室内に拡散する様子を詳細に解析するため、拡散係数を設定しており、鈴木ら[4] が行った給気量の少ない室内空間での数値シミュレーションで用いられる値($\alpha=5\times10^{-5}$m²/s)を使用した。



(a) Side view (b) Front view

(c) Flat partition (d) Partition with aerosol diffusion prevention function

Fig.3 Outline of calculation model

3・3 可視化実験概略

可視化実験装置について Fig.4 に示す。咳の流量を疑似的に発生させるため、コンプレッサー、レギュレータ、電磁弁、スモークチャンバーを用いた模擬呼気発生装置を構成した。呼気のトレーサーには煙発生装置で生成されたグリコールを主成分とするスモークをスモークチャンバーに溜めている。さらにスモークチャンバーの先に人体モデルの口腔を模擬したパイプを数値シミュレーションと同様の条件で撮影領域に接続し、撮影領域上方から波長 532nm、出力 500mW のグリーンのレーザーシートを照射させる。レーザーシート面に垂直な方向から一眼レフカメラで 30fps の動画で呼気中のスモークの流動状態を撮影した。なお、本装置によって生成された呼気量は Fig.2(a)の呼気量と近いものであった。

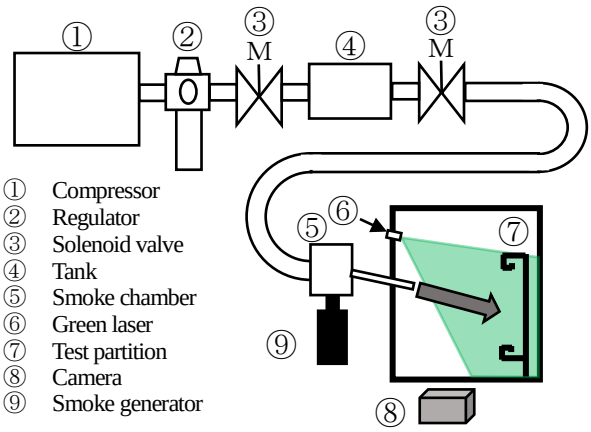


Fig.4 Outline of experimental apparatus

4．数値シミュレーションの流動状態

Fig. 5 の(i)は平板パーティションの場合、(ii)は拡散防止パーティションである。(i)の場合、壁面に衝突した呼気は壁面に沿って四方に拡散され、底部に拡散した呼気は机上に滞留することが確認された。また、くしゃみの場合、咳に比べ短時間で四方に拡散しパーティション最上部付近まで呼気が拡散した。一方、(ii)を用いた場合、呼気は壁面に沿って拡散した後に拡散防止部に流入し、平板パーティションのように四方に拡散することも、机上に滞留することもないことが確認された。また、くしゃみのような流量と流速が大きい呼気でも拡散防止部に流入していることから、咳やくしゃみに関わらず拡散を防止していることが明らかになった。

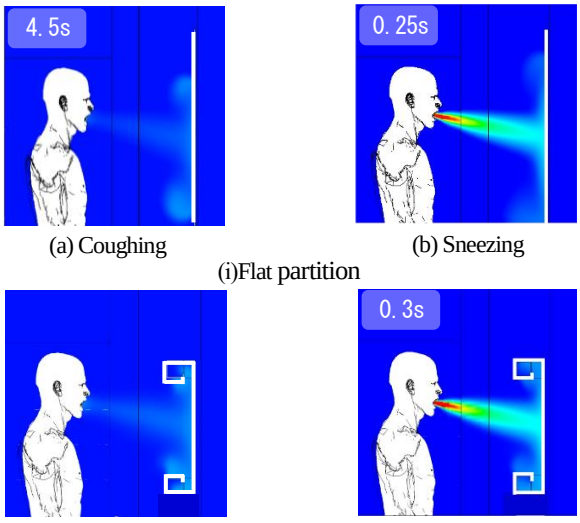


Fig.5 Flow pattern of exhaled air

5．可視化実験の流動状態

Fig. 6 の(i)は平板パーティション、(ii)は拡散防止パーティションを用いた場合の流動状態について数値シミュレーションと可視化実験の結果を示す。(i)の場合、可視化実験において壁面に衝突した模擬呼気は、数値シミュレーション結果と同様に壁面に沿って四方に拡散し、底部に拡散した呼気は机上に滞留され、呼気が壁面に衝突した際に発生する、渦輪も可視化実験より確認することができた。それに対して(ii)の場合は、拡散防止部にスモークが滞留しており、周囲に拡散していないことが明らかになった。この可視実験結果より、呼気の流動状態は数値シミュレーションとほぼ一致しておりエアロゾル拡散防止パーティションの有効性が検証された。

今後、拡散防止部にエアロゾルが効率的に流入するように、形状の最適化や拡散防止部に吸引条件を設けた数値シミュレーションと可視化実験を実施する計画である。

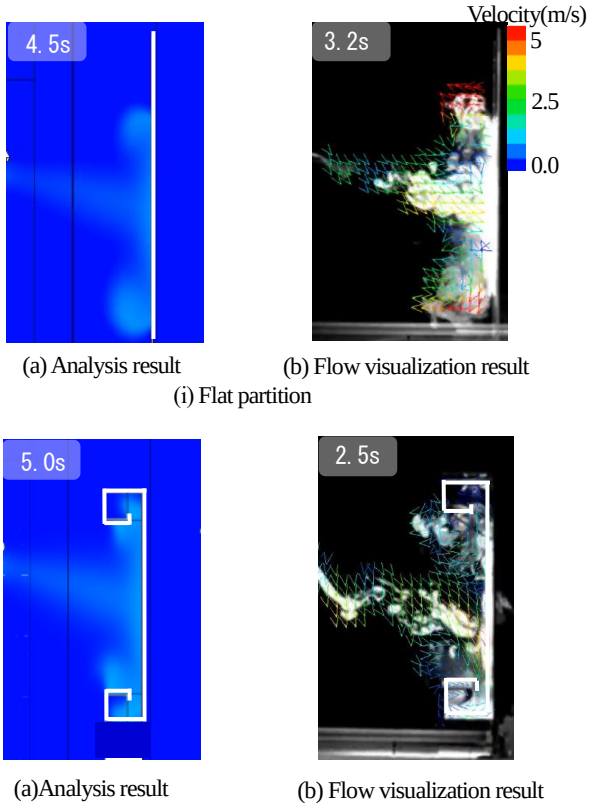


Fig.6 Comparison of flow pattern of exhaled air and flow visualization experiment

6．結言

本研究では、エアロゾル拡散防止部の有効性を確認するため、数値シミュレーションと可視化実験を行い以下の結果が得られた。

- 平板パーティションの場合、呼気は壁面に沿って四方に拡散され、最上部付近まで拡散した。また、底部に拡散した呼気は机上に滞留することが確認された。
- エアロゾル拡散防止パーティションの場合、呼気が拡散防止部に流入しエアロゾルの拡散を低減することが明らかになった。
- 可視化実験と数値シミュレーションを比較した結果流動状態はほぼ一致した。

参 考 文 献

1) 坪倉誠，「富岳」によるウイルス飛沫・エアロゾル飛散シミュレーションと感染リスク低減対策の提案，ながれ：日本流体力学会誌 40(2)，pp. 86-93，2021
2) 坪倉誠，室内環境におけるウイルス飛沫感染の予測とその対策，理化学研究所計算科学研究センター，2020. 8. 24，https://www.r-ccs.riken.jp/outreach/formedia/200824Tsubokura/ (参照 2022.2.14)
3) Gupta, J.K., Lin, D.-H., Chen, Q., “Flow Dynamics and Characterization of a Cough”, *Indoor Air*, 19, pp.517-525, 2009.
4) 鈴木智也 相良和伸 山中俊夫 甲谷寿史 山下植也，“置換喚起と放射パネルを併用した病室のセミパーソナル空調に関する研究(その 3)病室における置換喚起時の汚染物濃度分布予測”，空気調和・衛生工学会学術講演論文集(長野)，pp.1413-1416, 2006.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

金属強化ポリエチレン管を用いた天井レス冷暖房システムの性能評価
Performance Evaluation of Skeleton ceiling Heating and Cooling System Using Metal Reinforced Polyethylene Pipe

○中 村　厚 太（安井建築設計事務所）　　小 林　陽 一（安井建築設計事務所）
Kota NAKAMURA*1　Yoichi KOBAYASHI*1
*1　YASUI Architects & Engineers, Inc.

This study proposes skeleton ceiling heating and cooling system using metal reinforced polyethylene pipes. Cold and hot water is run through a simple system, and heat transfer from the pipes is utilized.

The purpose of this study is to verify whether a simple system can be used to achieve this effect. The system is measured in both summer and winter environments. As a result, some effects were observed in both the summer and winter seasons. Further improvement of the system's performance will be the subject of future work.

1．はじめに

ZEB を実現するための方法として、金属強化ポリエチレン管を用いた天井レス冷暖房システムの検討を行う。

天井レス冷暖房システムは、既存建物にも容易に設置可能かつ導入コストを削減できる方法として、スケルトン天井に金属強化ポリエチレン管を設置し、その内部に冷温水を循環させるという冷暖房システムである。

本システムの特徴は以下に示す通りである。

① パッケージエアコンは15年程度で更新が必要となるが、本システムは管内に冷温水を通すだけのシンプルな構造のため、更新頻度が減少する。
② 冷水 15℃、温水 30℃というように水温を一定に保つため、熱源の COP が上がり省エネに寄与できる。
③ 冷温水を直接搬送するため、空気を搬送する場合と比べ搬送動力を削減できる。

本研究では、天井レス冷暖房システムが実際に設置された空間について夏期、冬期２つの季節について実測を行い、結果を確認する。

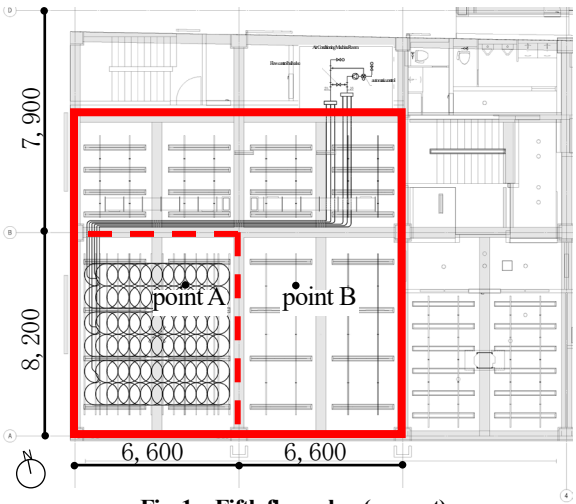


Fig. 1　Fifth floor plan (excerpt)

2．実測概要

2.1　対象建物概要

安井建築設計事務所、本社･大阪事務所５階の一室（Fig. 1、実線部）にて実測を行った。本建物は RC 造 7 階建てであり、実測を行った室は中間階に位置している。実測を行う室のシステム設置部分の床面積は 54.12 ㎡、天井高は 3.4mである。Fig. 1 上の点線で囲んだ西側の空間は簡易冷暖房システムあり、東側の空間はシステムなしとする。測定室は、Fig. 2 に示すような一室を西側の空間と東側の空間にパーティションとポリエチレンシートを用いて２室に分割し、測定を行った。

2.2　システム概要

Fig. 3 上段に本システムの模式図を示す。熱源は既存の外気処理空調機用の冷温水を用いる。冷温水を循環させる金属強化ポリエチレン管は天井下地材に固定する。

管内に、夏期は冷水を冬期は温水を循環させ、室内と熱交換を行う。管は Fig. 1 に示すような、弧を描く配置と

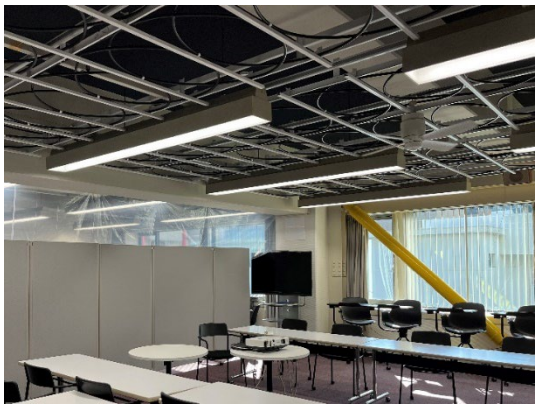


Fig. 2　Interior view of measurement room

することで、室内の総延長が長くなるよう配慮した。管は 6 つの系統に分かれており、系統 1 つあたりの長さは約 38 メートルとした。

室中央部にはシーリングファンを設置し、回転方向は自由に設定できる。シーリングファンを設けることで、天井下地より上部に伝わる熱を撹拌し居住域へ伝えることができる計画となっている。

2.3 測定概要

測定点を Fig. 1（平面）、Fig. 3（断面）に示す。Fig. 1 上の A、B、2 点について 1～3 の高さの異なる位置にそれぞれ 3 台の計測器を設置する。各測定点は「測定点 A-1」「測定点 B-2」のように定義する。各点では室温、相対湿度について測定を行う。それぞれの測定高さについて、point1 は FL+0m、point2 は FL+0.7m、point3 は FL+2.7m に設置する。point2 の高さは、着席時における居住域を想定する。 室温、相対湿度の他、管内の往きと還りの水温、ポンプ流量についても測定を行う。

実測を行う室には、Fig. 3 に示すような外気処理空調機用の吹き出し口が設置されており流量の調整が行える。今回の実測では、床面積と、人員密度 0.2［人/㎡］、単位外気量 30［㎥/ｈ・人］から換気量を計算し、350［㎥/ｈ］とした。

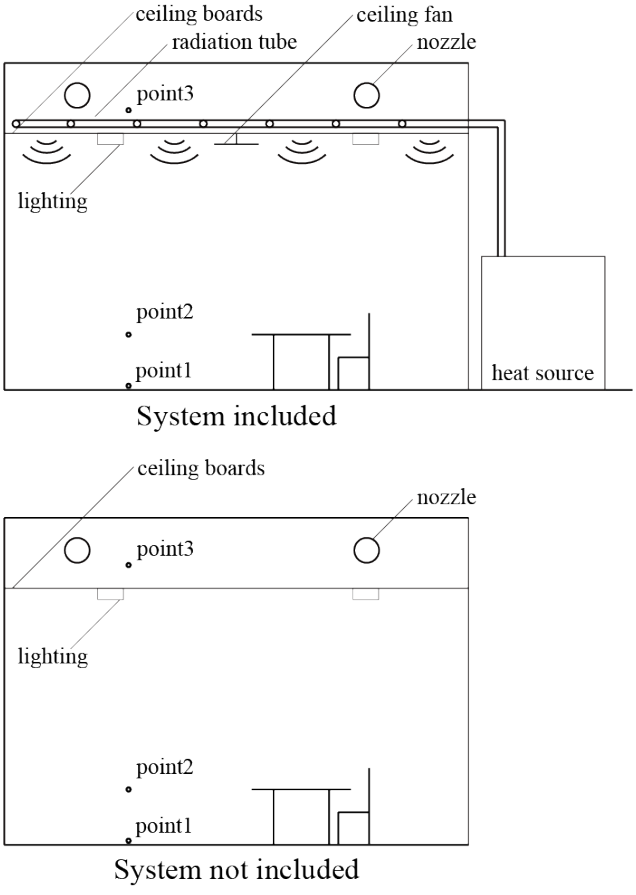


Fig. 3　Measurement Room Overview

3．夏期冷房時の実測

管内に冷水を流す夏期の検討を行うにあたり、まず基礎検討を行う。基礎検討は管内水温を変動させ、その効果を確認するものとする。

管内水温を 14℃、16℃、18℃とし検討した。各ケース検討時には、対流により冷やされた空気を効率的に居住域へ伝えるため、天井部には Fig. 4 のようなシーリングファンを設け、上向きに 4020 ㎥/h で風が送られるよう運転させた。

検討のうち最も水温の高い 18℃のケースでは、室温の下がり幅は最も小さくなった。一方、最も水温が低い 14℃のケースでは室温の下がり幅は大きくなったが、外気処理空調機で除湿しきれなかった空気中の水分が結露し、Fig. 5 のような水滴が管表面に発生した。また、基礎検討時の室内温度、相対湿度より露点温度を確認したところ約 15℃となった。これらの基礎検討結果より、管内温度は結露がなく、室温に与える効果の大きい 16℃とし、日中の実測を行った。管内の往き還りの温度差及び管内流量を Fig. 6 に示す。システムを作動させた 9 時から 17 時 30 分の実測結果における、往き還りの温度差と流量より、管の冷却能力を計算すると、1.3kW となる。この熱量は、伝導、対流、放射を含めた値であり、天井面方向、居住域方向など全方位に放出されているため、居住域へ伝わる熱量はこの値より少ないものと考えられる。

室内測定結果及び外気温を Fig. 7 に示す。

システムは 9 時から 17 時 30 分の間稼働させた。稼働を開始した 9 時から A-1～A-3 の室温は下がり始め、天井面付近に設置した A-3 と B-3 の温度差は平均して 1.0℃となった。

また、測定点 A-1～A-3 の 3 点は、B-1～B-3 と比較し温度ムラの少ない結果となった。

Fig. 4　Ceiling Fan

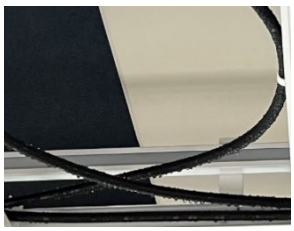


Fig. 5　Pipe Condensation

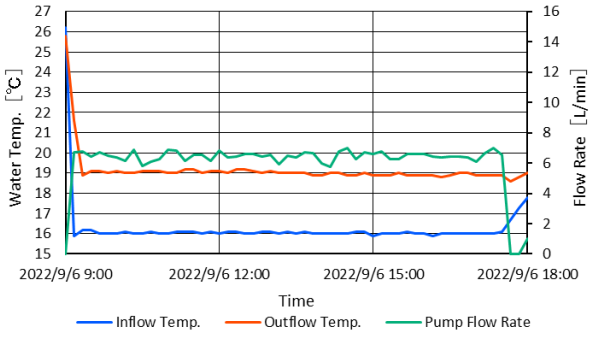


Fig. 6　Water Temp. and Pump Flow Rate (Summer)

4．冬期暖房時の実測

続いて冬期の実測を行う。夏期の実測と同様に、あらかじめ基礎検討を行った。測定位置、シーリングファンの向きなどは、夏期実測時と同様の設定とした。管内水温を30℃、35℃、40℃とし実測を行った。検討の結果、往きと還りの温度差はついたため放熱は行われていたものの、外調機の吹き出し温度が高く、本システムによる、室内温度への影響はほとんど見られない結果となった。

基礎検討の結果より、管内温度を、今回の実測で行える最高温度である45℃に設定し、実測を行った。Fig. 8に管内の往き還り温度差及び管内流量を示す。システムを作動させた9時から17時30分の実測結果における、管の暖房能力は2.6kWなる。

室内測定結果及び外気温をFig. 9に示す。本システムにより温められた空気は天井部に溜まり、A-3点の温度は上昇したものの、居住域への効果はほとんど見られなかった。シーリングファンを回していたが、居住域より上部で空気が循環するにとどまっていたと考えられる。風量を上げすぎると不快な気流感や騒音が発生するためシーリングファンの風量を変更して改善させることは難しい。

また、室温は全測定点において、同一の周期で上下動する結果となった。これは、夏期には見られなかった結果である。Fig. 10に吹出し口の温度測定結果を示す。この結果より、温度差は外調機の吹き出し温度の上下動が原因と考えられる。自動制御による温度コントロールが行わ

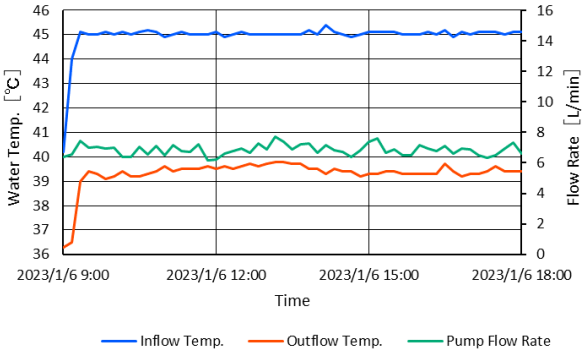


Fig. 8　Pump Flow Rate and Water Temp. (Winter)

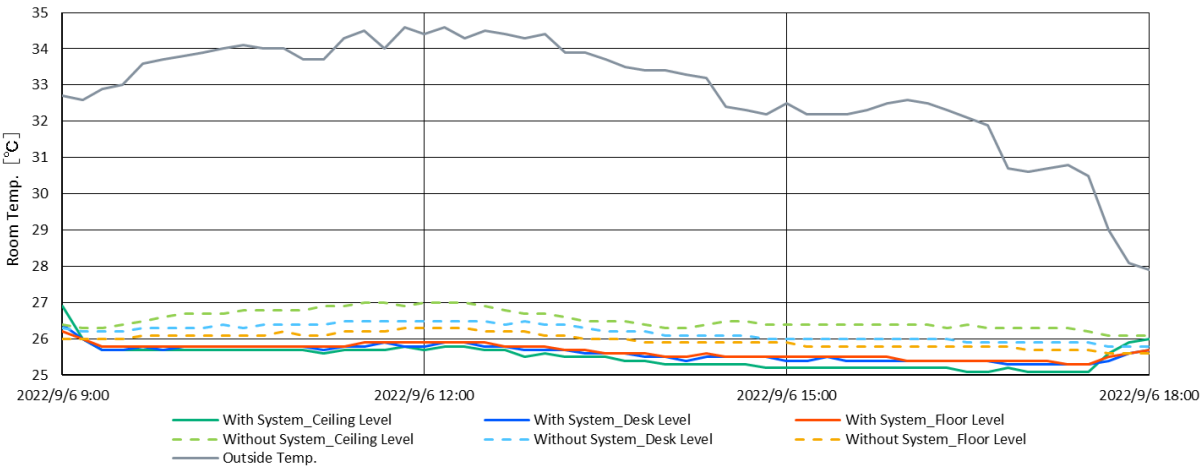


Fig. 7　Summer measurement results and temperature

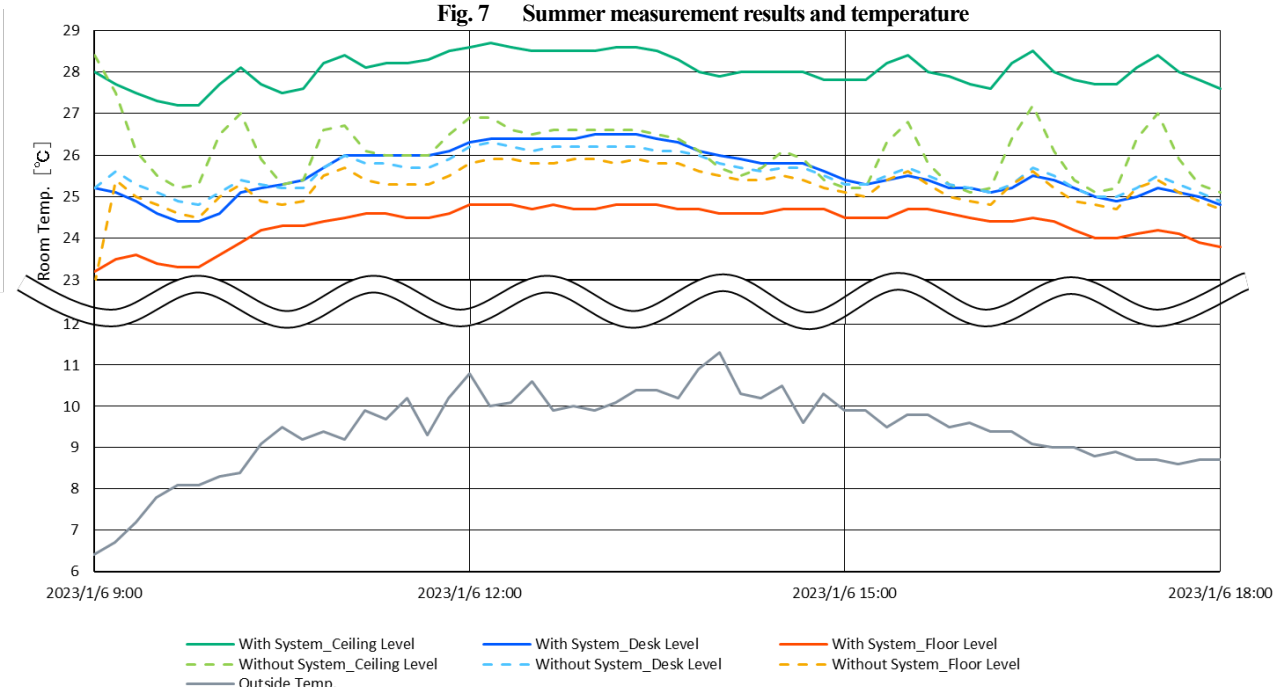


Fig. 9　Winter measurement results and temperature

れた結果室温に上下動が見られたと考えられる。

そこで、追加実測としてファンを下向きに設置。外調機の影響で室温が波打つ結果となったため外調機の運転も停止し、実測を行った。また、管内水温も 30 度とした。

実測結果を Fig. 11, Fig. 12 に示す。管内水温、流量の実測結果より、管の暖房能力は 0.9kW となる。 A-1～A-3 点の測定結果より、本システムを設置した側の室温は、使用していない側と比較し、高い傾向が見られた。その結果、設置した側の各高さでの室温差は小さくなった。これは、シーリングファンを下向きに吹かせ、室全体の空気が撹拌されたためであると考えられる。また、管の暖房能力が冷房時より小さくなった原因としては、躯体の蓄熱によりシステム稼働前から室温が外気よりも高くなっており、暖房負荷が小さくなったためであると考えられる。

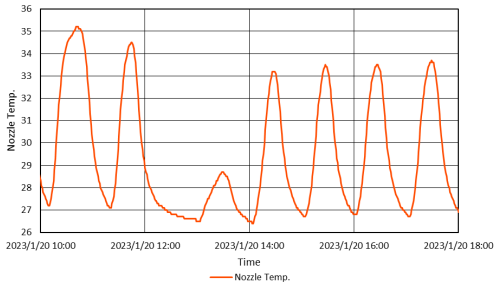


Fig. 10　Nozzle Temp. (Winter)

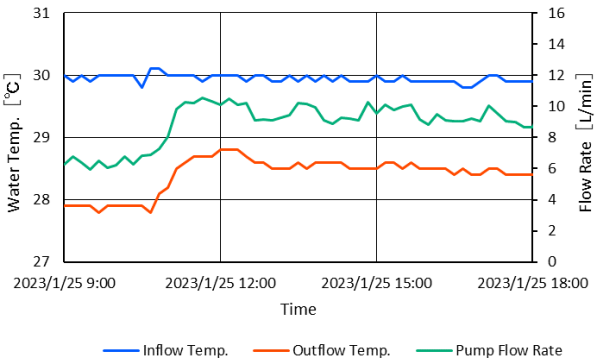


Fig. 11　Pump Flow Rate and Water Temp. (Winter_Additional measurements)

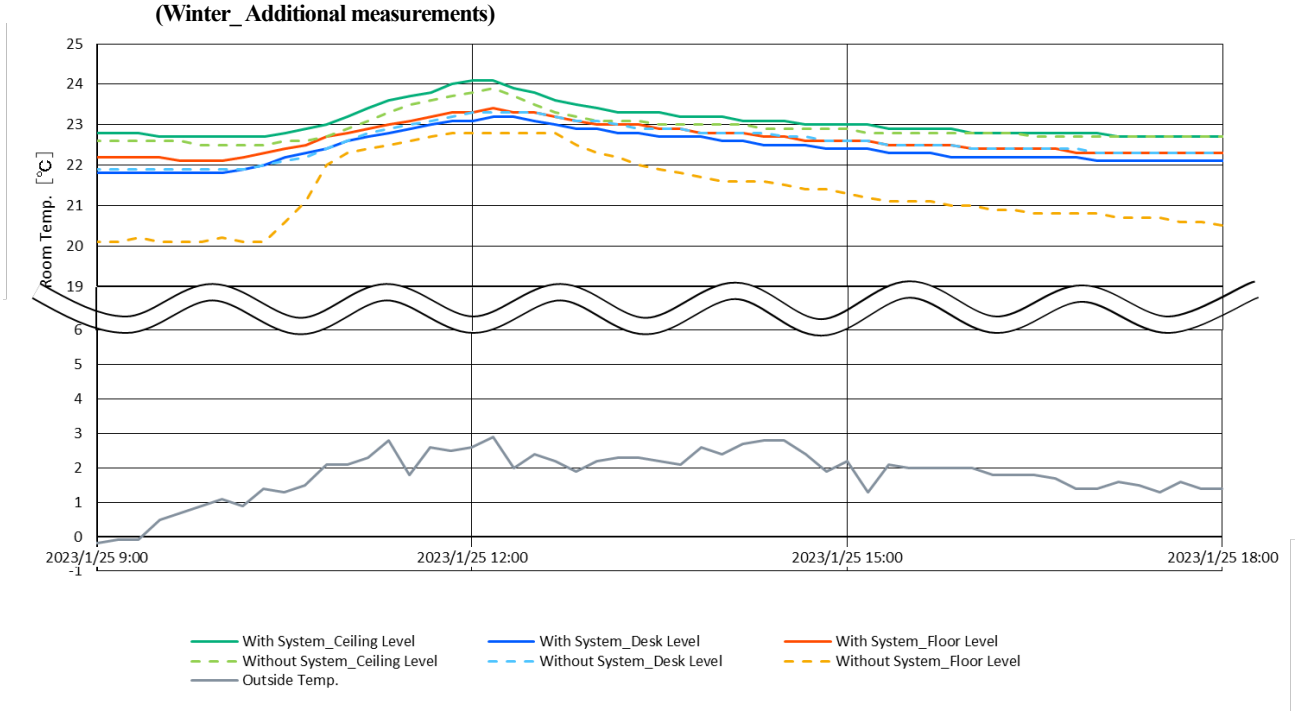


Fig. 12　Winter measurement results and temperature　(Winter_Additional measurements)

５．まとめ

金属強化ポリエチレン管を用いた簡易冷暖房システムを設置し、夏期、冬期それぞれの実測を通して性能の検証を行い、以下の知見を得た。

1) 今回の条件の場合、夏季で 0.024kW/㎡(0.0048kW/m)、冬期で 0.017kW/㎡（0.0033kW/m）の能力となった。
2) 本システムを用いることで夏期・冬期ともに温度ムラを抑制できるなど、一定の効果が見られた。
3) 夏期は冷やされた空気が下へ下がるため居住域の温度変化が大きく出たが、冬期は温められた空気が上へ上がるため、居住域での効果は薄い結果となった。
4) 現状の測定環境では室全体の温度分布が分からず、また、グローブ温度や壁体表面温度が測定できないため、システムの効果確認が難しい部分もあった。

今後の課題として、「梅雨時期など高湿な日には結露が予想されるため、温湿度センサーを設け自動制御する」「スケルトン天井上部に伝わる無駄な熱を抑制する」などの検討が必要であると考える。

謝 辞

本実測の遂行にあたり、大西 泰輔　氏（積水化学工業株式会社）をはじめ、多数の方にご協力頂きました。

ここに感謝の意を表します。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

一般病棟におけるパンデミック時の感染リスクを低減する換気システムの開発
Development of Ventilation System to Reduce the Risk of Infection during Pandemic in General Ward

○日浅　英成（竹中工務店）　上田　真也（竹中工務店）
萩平　隆司（竹中工務店）　天野　健太郎（竹中工務店）
土屋　直也（竹中工務店）　谷　英明（竹中工務店）
野村　佳緒里（竹中工務店）

Hidenari HIASA*1　Shinya UEDA*1　Takashi HAGIHIRA*1　Kentaro AMANO*1
Naoya TSUCHIYA*1　Hideaki TANI*1　Kaori NOMURA*1
*1　Takenaka Corporation

During the COVID-19 infection spread, it is necessary to accept infected patients not only in infectious disease wards but also in general wards. As a measure to reduce the risk of infection in general wards during a pandemic, we developed a "switching ventilation system" to create negative pressure in the hospital rooms by a simple operation of adjusting a volume damper installed in the air supply duct. And we installed it in a new hospital. In this report, we confirmed the negative pressure and sufficient ventilation performance of the hospital rooms by CFD analysis and measurement survey.

はじめに

新型コロナウイルス感染症（COVID-19）の流行は長期化し、多くの医療施設で感染患者の受け入れが行われ、感染リスク低減対策として様々な施設計画や運用改善がなされてきた。感染拡大期は、指定感染症病床だけでなく一般病室での受け入れも必要となった。

病院設備設計ガイドライン(空調設備編)HEAS-02-2022では、COVID-19のエアロゾル（マイクロ飛沫）を介した伝搬様式をエアロゾル感染と呼び、その対策としては換気回数2回/h以上の換気が有効とされている。また、陽圧を避け、陰圧とすることが望ましいとされている。

COVID-19 発生時に実施設計中であった第二種感染症病棟や結核病棟を有する感染症に特化した新築病院において、パンデミック時に感染患者を受け入れる一般病棟の感染リスク低減対策の一つとして、給気ダクトに設けたダンパーの開度調整というシンプルな操作により病室を陰圧化する「切替え換気システム」を開発・導入した。

本報では、システムの概要、CFD 解析と実測による気流性状や換気性能の検証結果を報告する。

1．計画概要

1.1　建築計画

建物概要を図1に示す。大阪はびきの医療センターは、呼吸器・アレルギー性疾患、肺がん、感染症の中核的役割を担う基幹病院である。2019 年 12 月より実施設計に着手、2021 年 2 月に工事着工、2022 年 12 月に竣工した。

1.2　病室計画

一般病棟 4 床室の病室プランを図 2、空調換気設備概要を図 3 に示す。清浄度の高い外気処理給気口を医療従事者の動線となる通路部分に設け、排気口は洗面上に配置している。換気回数 2 回/h、換気量 200 ㎥/h である。また、室中央の 4 方向天井カセット型エアコンを室に対して 45 度回転させて設置することで、各ベッドに対して空調空気が行き渡りやすくなるように配慮している。

用途	病院
建築地	大阪府
構造	鉄骨造
階数	地上6階、塔屋1階
延床面積	34,199.70㎡
病床数	405床（一般354床、第二種感染症6床、結核45床）

図1　建物概要

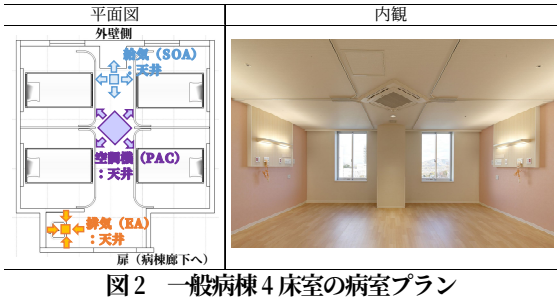


図2　一般病棟4床室の病室プラン

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

1.3　病室陰圧切替え換気システム

従来、パンデミック等の緊急時に一般病棟の病室を陰圧化する方法として、陰圧用の排気ファン・ダクトを設けることが多い。しかし、平常時は使用しない設備となるため、コストやスペースが余分にかかり、外調機の風量アップにより設備容量やエネルギー消費量が増大するといった点が課題であった。そこで、できるだけ平常時の設備を活用し、換気量を増やさずに簡易に病室を陰圧化するシステムを開発した。

病室陰圧切替え換気システムを図4に示す。外調機からの給気ダクトに分岐ダクトと風量調整ダンパーを設け、パンデミック時に給気先を病室から廊下に切り替えることで病室を陰圧化する。これにより、パンデミック時も平常時の設備をそのまま活用できるため、専用のファン・ダクトや外調機の風量アップが不要である。

平常時の病室は給排気を同風量とし、1種換気、等圧としている（図4(a)）。パンデミック時には、給気ダクト分岐部のダンパーについて、病室側を閉鎖し、廊下側を開放することで3種換気、陰圧に変更できる（図4(b)）。また、ダンパーは手動で開度調整が可能であり、ダンパー開度を50%にすることで、平常時の50%のSOAを供給しつつ病室を陰圧とすることもできる（図4(c)）。

大阪はびきの医療センターでは、第二種感染症病棟6床に隣接した一般病棟に今回開発した病室陰圧切替え換気システムを導入し、パンデミック時に感染患者受け入れ病棟を段階的に拡張可能な計画とした。

また、既存病院で従来方式の陰圧用ファン・ダクトを導入するには病棟全体の改修が必要であったが、今回開発したシステムは廊下天井内の給気ダクト部分に改修範囲を限定しており、病室に入らない工事で導入することができる。

2．CFD解析概要と結果

2.1　CFD解析概要

病室の確実な陰圧化と室内の換気性能が十分確保されているかを検証するため、4床室のCFD解析を行った。

解析モデルを図5、解析概要を表1、解析ケースを表2に示す。少ないメッシュ数で形状近似精度が高い非構造格子を用いて、定常解析を行った。

ケースA-1～3は、エアコンの吹出角度を冷房時の下向き30°としている。ケースB-1～3は暖房時の下向き55°としている。換気回数は全ケース2回/hである。ケースA-1、B-1は平常時の設定で1種換気、等圧である。ケースA-2、B-2は、パンデミック時の設定で3種換気、陰圧である。ケースA-3、B-3は、パンデミックの設定で1種換気だが、天井給気口からのSOA量を平常時の50%にすることで、陰圧としている。実際の運用を想定し、各ケースともカーテンを閉じた状態で解析を行った。

		システム図
換気方式	外調機にて2回/h分の新鮮外気を導入	
換気量	200㎥/h	
室間差圧	平常時：等圧 パンデミック時：陰圧	
空調方式	個別エアコン （天井カセット型4方向） 冷房4.5kW　暖房5.0kW	

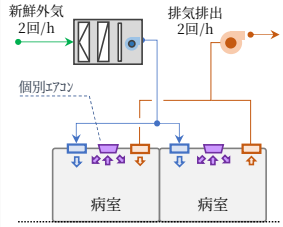
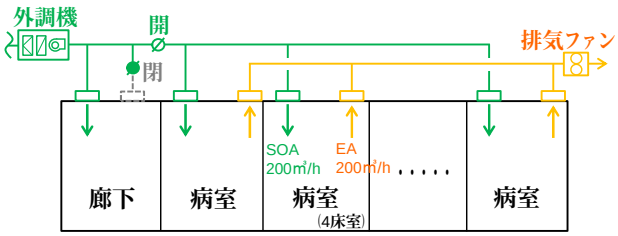
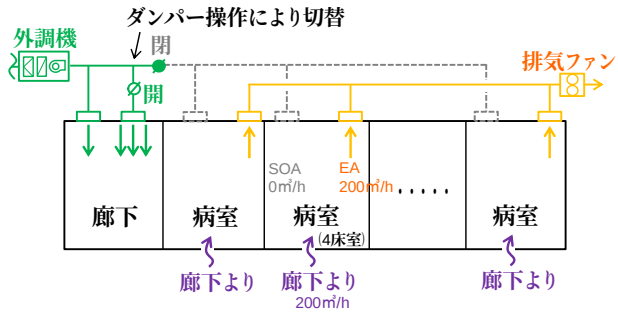


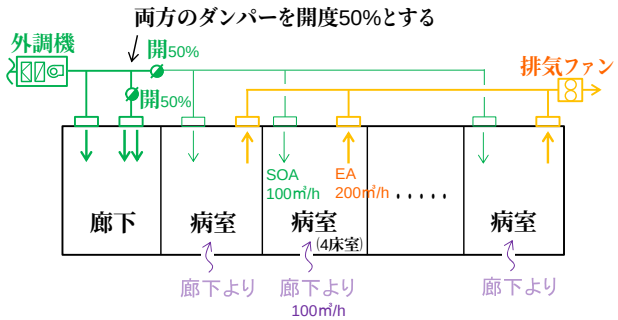
図3　一般病棟4床室の空調換気設備概要



(a)平常時（病室SOA：100%）



(b)パンデミック時（病室SOA：0%）



(c)パンデミック時（病室SOA：50%）

図4　病室陰圧切替え換気システム

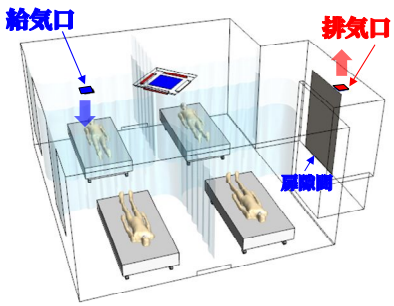


図5　CFD解析モデル

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

2.2　CFD 解析結果

解析結果を図 6 に示す。気流は、質量や体積を持たない仮想粒子の軌跡を流線で示している。ケース A-2,3、B-2,3 で廊下の空気が扉隙間を通じて室内に流入しており、パンデミック時の病室陰圧化を確認した。

空気齢は床上 1,300㎜ の分布である。ケース A と B を比較すると、エアコンの吹出角度がより下向きとなる暖房時のケース B において空気齢分布に偏りが見られた。ケース A-2、B-2 では 3 種換気で給気が扉隙間からのみとなるため、ケース A-1、B-1 と比較して空気齢が長くなった。特にケース B-2 では、エアコンからの下向きの吹出気流が扉隙間からの給気と干渉し、室奥の空気齢がケース A-2 と比較して長くなった。ケース A-3、B-3 では、天井給気口から平常時の 50%の SOA を供給することで、ケース A-2、B-2 と比較して空気齢が短くなり、病室を陰圧化すると同時に、換気効率の改善を図ることができた。

表 1　CFD 解析概要

ソフトウェア	STAR-CCM（Siemens社）
乱流モデル	低Re数型Realizable k-ε モデル
メッシュ数	215万（非構造格子）

表 2　CFD 解析ケース

ケース	運用モード	病室差圧	換気回数	給気量		排気量	エアコン	
				天井(SOA)	扉隙間	天井(EA)	運転モード	循環風量
			回/h	㎥/h	㎥/h	㎥/h		㎥/h
ケースA-1	平常	等圧	2	200	0	200	冷房（下向き30 ° 吹出）	720
ケースA-2	パンデミック	陰圧	2	0	200	200	冷房（下向き30 ° 吹出）	720
ケースA-3	パンデミック	陰圧	2	100	100	200	冷房（下向き30 ° 吹出）	720
ケースB-1	平常	等圧	2	200	0	200	暖房（下向き55 ° 吹出）	720
ケースB-2	パンデミック	陰圧	2	0	200	200	暖房（下向き55 ° 吹出）	720
ケースB-3	パンデミック	陰圧	2	100	100	200	暖房（下向き55 ° 吹出）	720

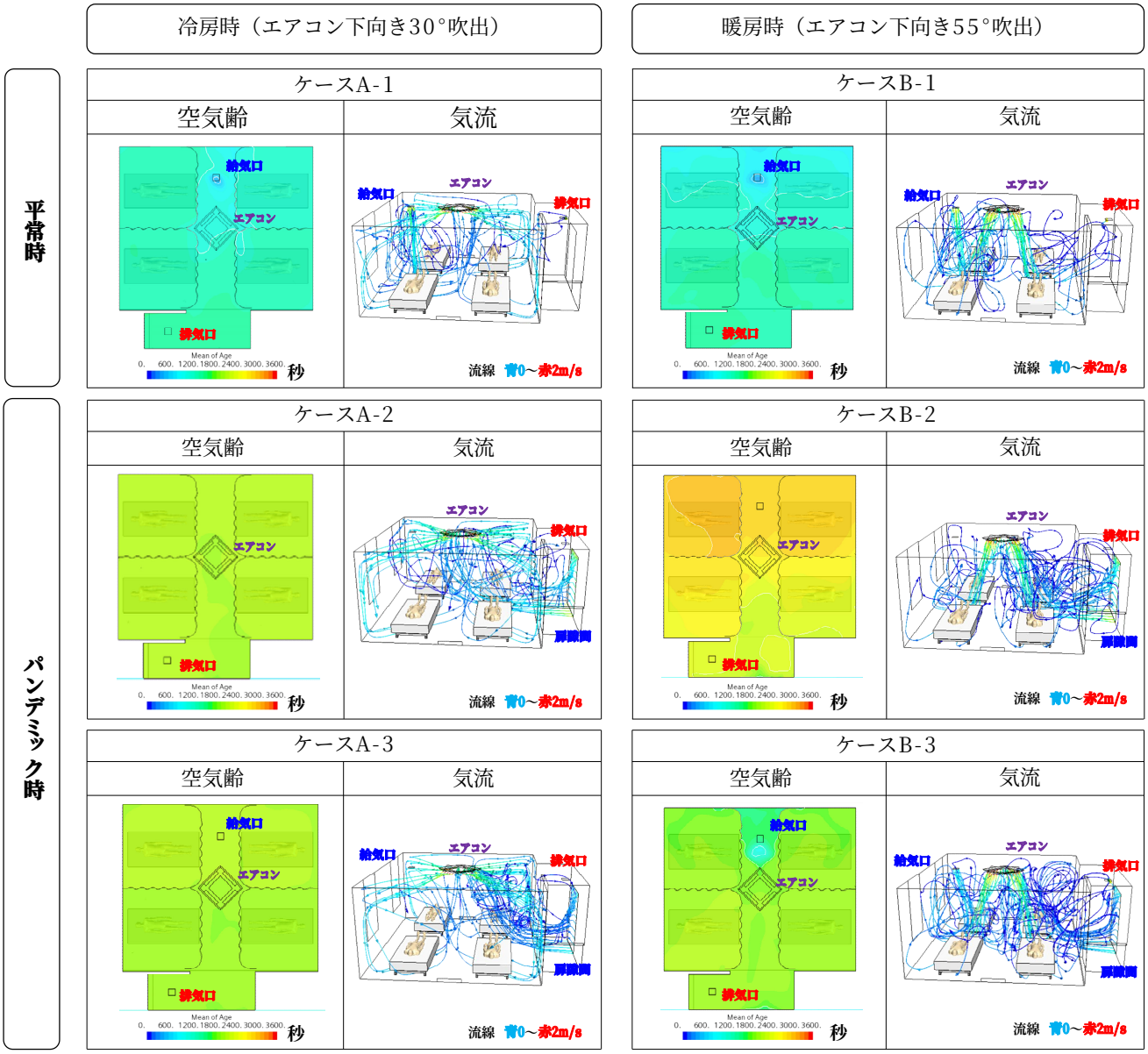


図 6　CFD 解析結果

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

表3　実測概要

測定期間	2023年1月17日～24日
対象室	病室陰圧切替え換気システムを導入した一般病棟の4床室、1床室
測定内容	換気量、空気齢、差圧、気流性状、温熱環境
空調設定	暖房23℃
換気設定	2回/h…平常時（病室等圧）、パンデミック時（病室陰圧）

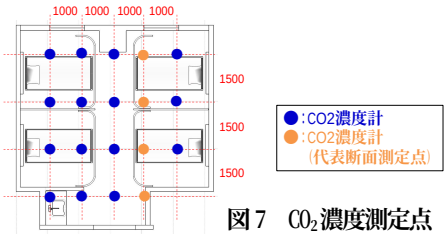


図7　CO_2濃度測定点

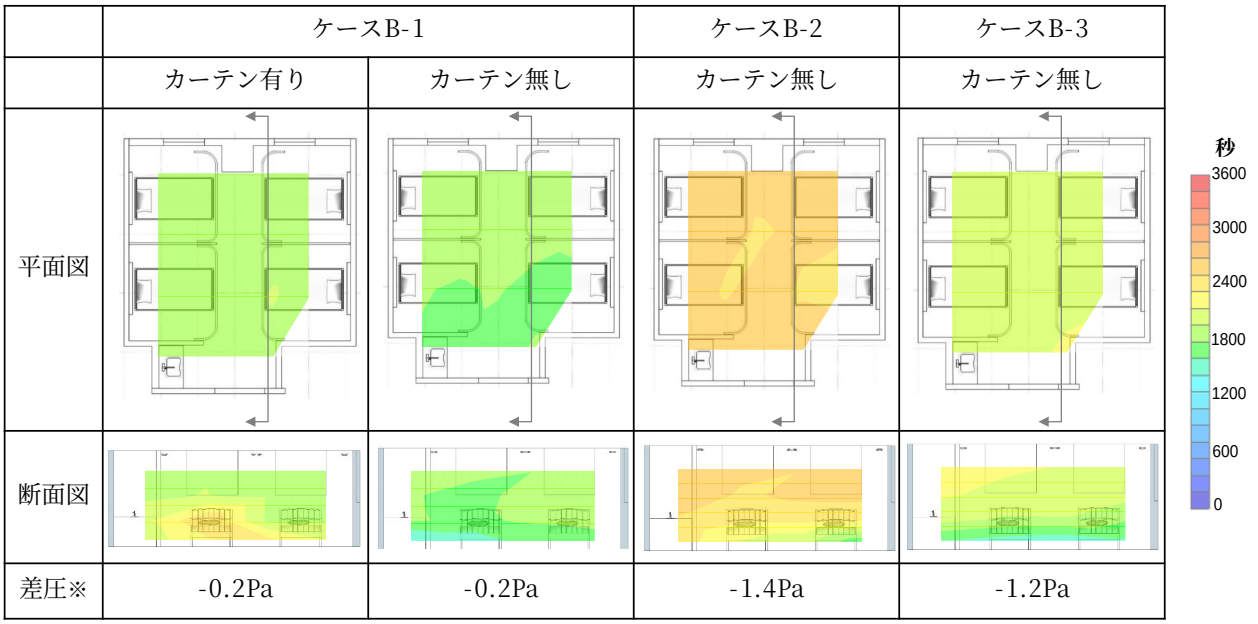


図8　空気齢・差圧の実測結果　　※測定精度 ±0.5Pa

3．実測概要と結果

3.1　実測概要

実測概要を表3に示す。2023年1月の暖房期において、病室陰圧切替え換気システムを導入した一般病棟の4床室、1床室を対象に実測調査を行った。本報では、4床室（表2のケースB-1～3）の空気齢、病室と廊下との差圧の実測結果について示す。実測では、カーテンを開けた状態での陰圧切替えによる各ケースの換気効率の差異について検証した。

CO_2を用いたトレーサガスステップダウン法[1]により空気齢を測定した。CO_2ガスを3,000 ppmを目処に室内で均一に充満させたのち、ガス発生を止めて空調換気を運転、濃度測定を開始した。CO_2濃度計（T&D社製，TR-76Ui）の測定点を図7に示す。測定高さは床上1,200 mmとした。代表断面では床上100、600、1,200、1,800mmで測定した。各点の無次元内外濃度差を区分求積法により求め、測定時間以降の濃度減衰は回帰式を用いて定積分により求め、空気齢を算出した[2]。微差圧計はtesto521-3を用いた。

3.2　実測結果

空気齢・差圧の実測結果を図8に示す。差圧はケースB-2で-1.4Pa、ケースB-3で-1.2Paであり、病室が陰圧になっていることを確認した。空気齢はCFD解析結果と同様、ケースB-2はケースB-1と比較して長く、ケースB-3はケースB-2と比較して短くなっており、病室に一部SOAを給気することで、換気効率が改善していることを確認した。カーテンを閉じた場合についてケースB-1で検証したところ、室平均空気齢は3分程度長くなった。

4．まとめ

パンデミック時に一般病棟への感染患者のスムーズな受け入れを実現する病室陰圧切替システムを開発し、COVID-19感染拡大時に実施設計中であった病院に導入した。CFD解析と実測調査により、病室の確実な陰圧化と換気性能が十分に確保できていることを確認した。今後発生しうる新たな感染症に対しても感染リスク低減対策として有効な技術であり、新築だけでなく既存建物への導入にも十分対応できることから、医療スタッフへの安全安心な環境提供に寄与できると考えている。

謝辞

本調査の実施にあたり、大阪府立病院機構 大阪はびきの医療センターの関係者皆様に多大なるご協力を、また計画と検証において貴重なご指導をいただきました。心よりお礼申し上げます。

参考文献

1) 空気調和・衛生工学会規格：「トレーサガスを用いた単室の換気量測定法」，SHASE-S 116-201
2) REHVA，空気調和・衛生工学会：「換気効率ガイドブック－理論と応用－」，丸善，2009.10

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

クール&ヒートピットの省エネルギー性能に関する評価
Evaluation of the energy-saving performance of the Cool & Heat Pit

非会員　○陳　贇（竹中工務店）　　正会員　北村　俊裕（竹中工務店）
Yun CHEN*1　Toshihiro KITAMURA*1
*1　Takenaka Corporation

The LEED GOLD-certified foreign-owned office building has implemented a variety of environmental technologies. This paper provides an overview of one of these energy-saving technologies, the Cold & Heat Pit, and energy conservation evaluation details. We analyzed the data of temperature and humidity measured by BMS for one year, Able to verify the energy-saving effect of the Cold & Heat Pit.

１．はじめに

対象建物は、滋賀県野洲市に位置する外資系企業の化粧品工場における従業員用の厚生棟であり、工場の玄関としての機能も持つ。そこで本件では、工場の玄関にふさわしい意匠性、従業員への福利厚生、環境配慮をコンセプトとして計画した。様々な環境配慮技術を導入し、LEED V4 にて NC（新築）の GOLD 認証を取得した。

本稿では、導入した環境配慮技術の一つである「クール&ヒートピット」(以降 CHP とする)の計画概要及び性能検証結果について報告する。

表-１　建物概要

所在地	滋賀県野洲市
設計・施工	株式会社竹中工務店
用途	工場（事務所）
工期	2020 年 4 月～2021 年 6 月
敷地面積	131,176m^2
建築面積	2,886m^2
延床面積	4,952m^2
構造	S 造
階数	地上 2 階

写真-1　外観

２．計画概要

２.１　建築概要

写真-１に本建物の外観、表-１に建物概要について示す。外装には縦ルーバーを全面に配置している。設計段階で日射シミュレーションを実施し、ルーバー面毎に異なる日射遮蔽に最適な角度を検討の上実装した。日射を有効に遮蔽すると共に、眺望確保にも配慮した。窓ガラスには全面 Low-E ペアガラスを使用し、断熱性を確保している。

２.２　設備概要

（１）電気設備

受変電設備：敷地内既存変電所より 6.6KV1 回線受電
発電設備：防災用 3φ220V35KVA

（２）衛生設備

給水設備：敷地内既存受水槽より加圧給水方式
給湯設備：局所給湯方式
（電気瞬間湯沸器+貯湯式電気湯沸器）
排水設備：汚水雑排水合流方式

（３）空調設備

空調設備：空冷ヒートポンプパッケージエアコン
換気設備：外気処理エアコン、全熱交換器、給排気ファン
排煙設備：自然排煙

（４）昇降機設備

乗用エレベーター：750Kg、11 人、車いす仕様

２.３　環境配慮技術概要

本建物は環境負荷低減のため、意匠・構造・設備が融合した様々な工夫を行い、LEED V4 にて NC (新築) の GOLD 認証を取得した。図-1 に LEED GOLD 認証取得のために採用した要素技術を示す。

３．クール&ヒートピット技術

３.１　クール&ヒートピット及び測定の概要

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

本建物は敷地に隣接する新幹線からの振動影響を低減する対策として建物全域にピットを設けており、そのピットを外気取入経路とした。ピットの構造概要を表-2 に示す。外気は建物南西側の屋外に設けた給気口から取入れ、ピットを経由しピット内に立ち下げた 4 本の縦ダクトを経由して全熱交換器などの換気機器を介して各室へ供給される。また、屋外給気口からピットまでは、600 φの VU 管を 6 本埋設し風洞として利用した。また、本建物周囲は地下水位が高いため、湧水浸入によるカビの発生などが懸念されたため、ピット内には防水を施した。取り入れ経路の概念図を図-2 に、ピット内部の状況を写真-2 に、外気取入口を写真-3 に示す。

今回の CHP の効果を検証するため、ピット内に 4 箇所、屋外に 1 箇所温湿度センサーを設け、温度・湿度測定を行った。測定点を図-2 のピット平面図に示す。竣工直後の 2021 年 12 月から 2022 年 9 月までの 10 か月の実測データを分析した結果を以下に示す。

3.2　測定結果と考察

（1）温度の緩和効果

冬期及び夏期の外気温度、ピット内平均温度（①～④の平均）、ピット内測定点①と④の温度実測値を図-3、図-4 に示す。測定点①は外気取入口から最も近く、測定点④は外気取入口から最も遠い測定点となる。実測結果より冬期、夏期共に外気温度と比較してピット内温度が安定していることが分かる。空調運転時間内で温度緩和効果は冬期では、室内取入段階で外気温度より平均 9℃の昇温効果が確認できた。夏期においては 4℃程度の冷却効果が確認できた。これらより夏期より冬期の方がクール＆ヒートピットの外気温度の緩和効果が大きいことが確認できた。一方冬期・夏季共に、時間帯によってはピット内温度と外気温度が、空調負荷低減という視点に対して逆効果になる時間帯が見受けられた。

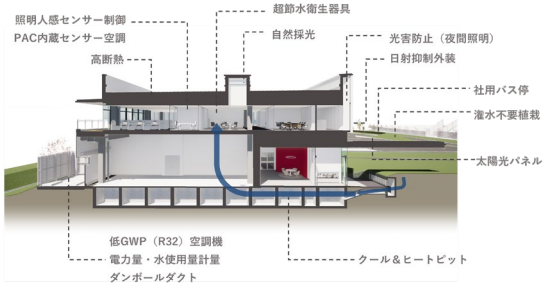


図-1 LEED GOLD 実現ための様々な取り組み

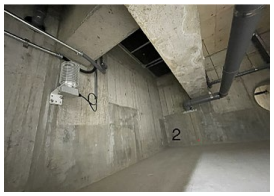


写真-2 ピット内部

写真－3 外気取入口

表-2　ピットの構造概要

ピット内平均有効高さ		1850 ㎜
人通孔直径		600 ㎜
仕様	床	コンクリート 300 ㎜
	天井	コンクリート 150 ㎜
	側壁	コンクリート 320 ㎜

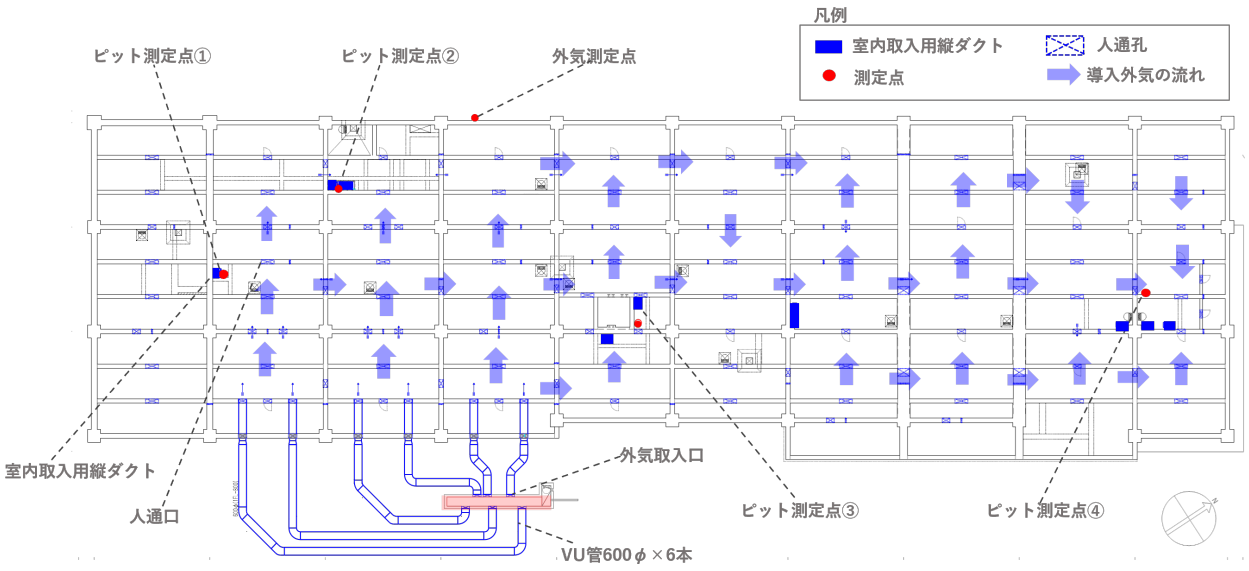


図-2　CHP 平面図

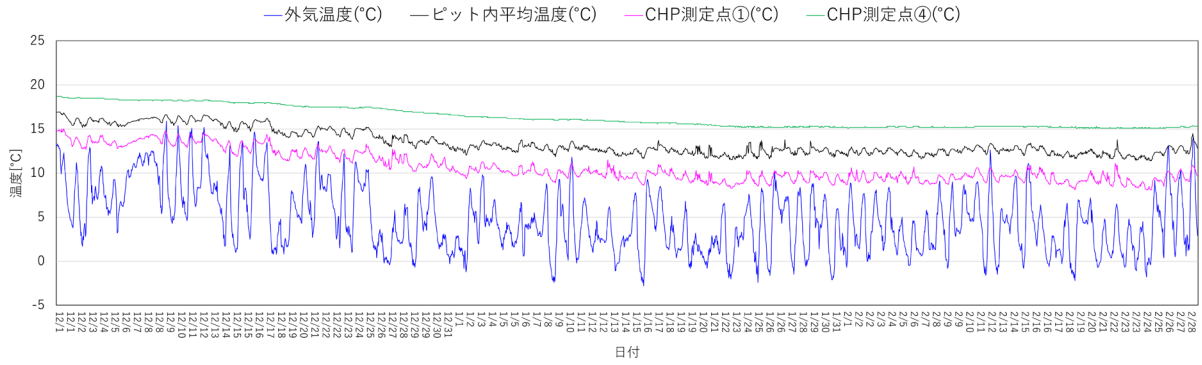


図-3　外気及びCHP空気の温湿度の変化(冬期2021/12～2022/2)

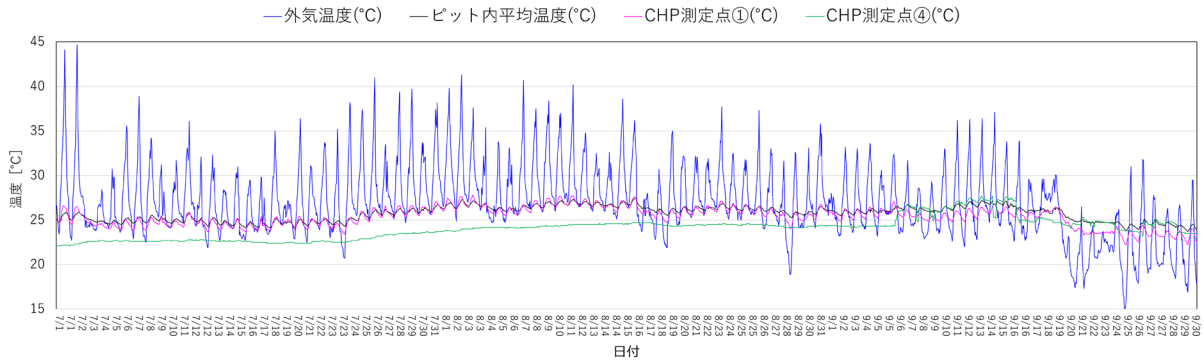


図-4　外気及びCHP空気の温湿度の変化(夏期2022/7～2022/9)

また図-3 より、外気取入口から最も遠い測定点④は、測定点①と比較し、冬期は5℃程度高く、夏期は2℃程度低くなっていることが確認できた。測定点④は①と比較し約60m導入経路が長い。経路が長いほどCHP効果が大きいことを併せて確認できた。

(2) 夏期における湿度検証

夏期の外気及びピット内の相対湿度及び絶対湿度をそれぞれ図-5、図-6に示す。夏期の外気平均相対湿度は大きく変動しているのに対して、ピット内平均相対湿度は安定しているが 70～90%近くと高くなっていることが確認された。

(3) 外気温度とピット内温度との関係

外気温度とピット内温度との関係について、図-7に示す。外気温度をX軸、ピット内日平均温度をY軸としたところ、単回帰では次の式による関係が認められた。

$$y = 0.5467x + 10.103(℃) \quad \cdots\cdots (1)$$

相関係数は0.96と高く、外気温度とピット内温度に高い相関が確認でき、類似条件でのCHPの効果予測に有効なデータとなった。

(4) CHPの外気負荷削減効果

外気温度及びピット内温度の実測データに基づき、冬期及び夏期の空調稼働時間内での外気全熱負荷、潜熱負

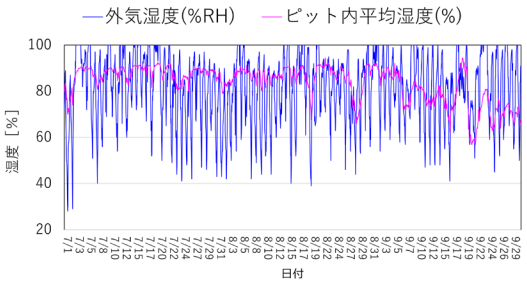


図-5　外気及びピット内の相対湿度の変化

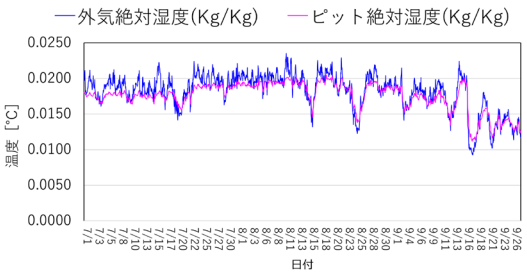


図-6　外気及びピット内の絶対湿度の変化

荷の削減効果を算出した。負荷計算条件は表-3 に示す。冬期の CHP 有無による月積算外気顕熱負荷を図-8、夏期の CHP 有無による月積算外気全熱負荷を図-9 に示す。冬期は 12 月における外気顕熱負荷削減率は 50%、夏期は 7 月における外気全熱負荷削減率は 32%となった。

また夏期の CHP による外気負荷削減効果における顕熱、潜熱の割合を表-4 に示す。7、8 月は顕熱削減効果割合が大きく、9 月は潜熱削減効果割合が大きくなった。これは 9 月に外気温度が降下したことにより、ピット内温度が外気温より高い時間帯が長くなり、温度緩和効果が減少したことが原因と想定する。

4．建物全体エネルギー消費量分析

2021 年 12 月から 2022 年 11 月までの 1 年間の建物全体のエネルギー消費量を集計し図-10 に示す。本建物は内装が半分程度未実装となっているため、エネルギー消費量は参考程度と捉える必要があるが、年間 723MJ/m2 年となった。このうち、空調に関わるエネルギーは全体の 53%となった。オフィスがなく、厚生施設主体の用途のため、空調エネルギーの占める割合が大きい結果となった。照明に関するエネルギー消費量は全体の 18%になり、自然採光や人感センサー制御などの省エネ技術の効果があったと推測する。

5．おわりに

今回 CHP における年間実測により以下の結果を得ることができた。

1）冬期平均で約 9℃、夏期平均で約 4℃の外気温度緩和効果を確認することができた。

2）外気取入口に最も近い位置と、最も遠い位置の温度差は、冬期では 5℃程度、夏期では 2℃程度となり、経路が長いほど CHP 効果が大きいことを確認できた。

3）空調稼働時間帯（8 時～18 時）において冬期 3 か月平均で外気顕熱負荷を約 46%削減、夏期 3 か月平均で外気全熱負荷を約 27%削減することができた。

謝辞

本論の取りまとめにあたって、建築主をはじめ多くの方々に多大なる御支援・御協力を賜りました。ここに記して謝意を表します。

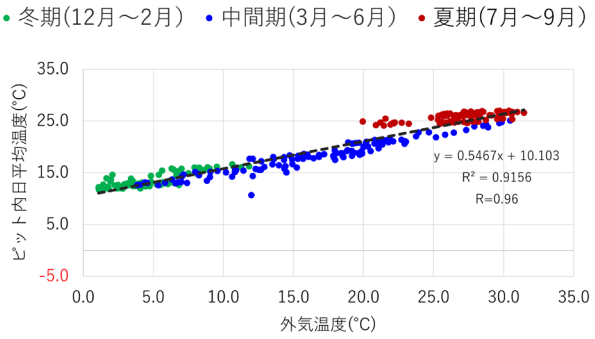


図-7　外気温度とピット内日平均温度との関係

表-3　CHP 外気負荷削減計算条件

	冬期	夏期
室内温度(℃)	22	26
風量(m^3/h)	22,000	
空調稼働時間	8:00～18：00	
空気密度(kg/m^3)	1.2	
空気比熱(J/kg K)	1006	

表-4　夏期における外気負荷削減効果の内訳

	顕熱	潜熱
2022 年 7 月	60%	40%
2022 年 8 月	69%	31%
2022 年 9 月	36%	64%

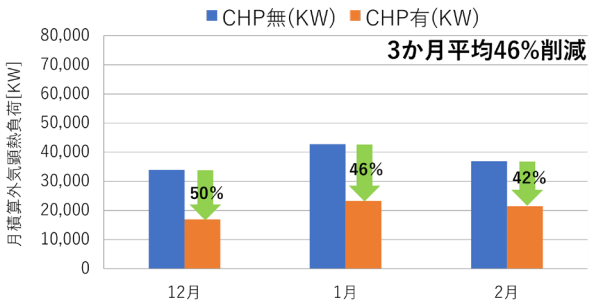


図-8　CHP による冬期外気顕熱削減効果(2021/12～2022/2)

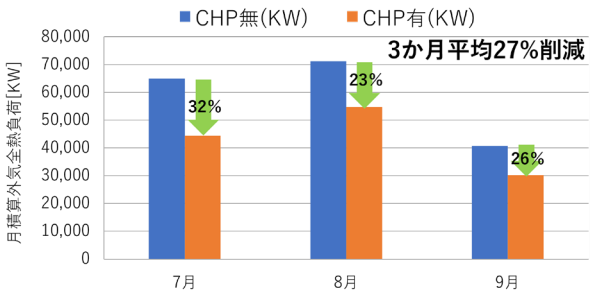


図-9　CHP による夏期外気全熱削減効果(2022/7～2022/9)

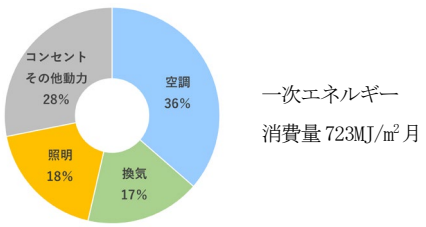


図-10　建物全体エネルギー消費量(2021/12～2022/11)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

社員寮における寝室内環境制御システムの睡眠への効果検証
Effectiveness of a Bedroom Environment Control System on sleep quality in an Employee Dormitory

○小川　裕子（竹中工務店）　越村　翔（竹中工務店）　君塚　尚也（竹中工務店）
堀　翔太（ダイキン工業）　安本　千晶（ダイキン工業）　加藤　隆史（大阪大学）
Yuko OGAWA*1　Sho KOSHIMURA*1　Naoya KIMIZUKA*1
Shouta HORI*2　Chiaki YASUMOTO*2　Takafumi KATO*3
*1　Takenaka Corporation　*2　Daikin Industries Ltd.　*3　Osaka University

In this study, we verified the effectiveness of the "sleep environment control system" for creating a good sleeping space. In the experiment, we compared sleep in a specialized sleep room and in our own room. Actigraph, OSA-MA, and other questionnaires were used as sleep indices. As a result, the OSA-MA score was significantly improved in the sleep-specialized room compared to the home room. Other sleep evaluation indices also tended to improve.

はじめに

睡眠は、日中の生産性向上や健康状態に与える影響が大きいため、睡眠の質を向上させることに対する社会的ニーズは高くなっている。良い睡眠を得るためには睡眠環境を整えることが重要である。

そこで、某社員寮において、睡眠状態に合わせて各種設備を制御し、最適な睡眠環境を提供する睡眠特化室：ウェルネスルーム（以下、WR）を導入した。その有効性を検証するために、被験者 10 名を対象とした夏季実測を行い、自室での睡眠と比較した。本報ではその結果を報告する。

1. 概要

1.1　建物概要

Fig.1.1.1 に外観、Table.1.1.1 に建築概要を示す。本施設は、新入社員約 200 名が 1 年間の共同生活を行う研修寮である。寮内は共用リビング、大浴場、食堂に加え、集団研修等に利用する大研修室を備えており、寮生同士の活発な交流を促進するために、各寮室はコンパクトなつくりとなっており、ロフト上の空間が寝床となっている。

1.2　ウェルネスルーム(WR)概要

ウェルネスルーム(WR)の概要を Fig.1.2.1 に示す。空間の基本コンセプトは「天蓋膜(ベッドキャノピー[注1)])に包まれた最高の睡眠空間」である。天蓋膜により空調によるドラフトや照明のグレアを緩和しつつ、膜に「包まれている」という心理的効果も同時に期待した。天蓋膜の形状については、実大モックアップを製作し、開口率の異なる 3 種類の膜と、膜の傾斜角として“足側に傾斜”“頭側に傾斜”“水平”の 3 条件で場合分けをし、最適

Fig.1.1.1　Building photo

Table.1.1.1　Building outline

所在地	兵庫県神戸市
用途	寄宿舎（独身寮）、研修所
構造	RC 造、S 造、SRC 造、免震
規模	地上 3 階、建築面積：3,463.92 ㎡、 延床面積：6,189.97 ㎡、寮室：275 室

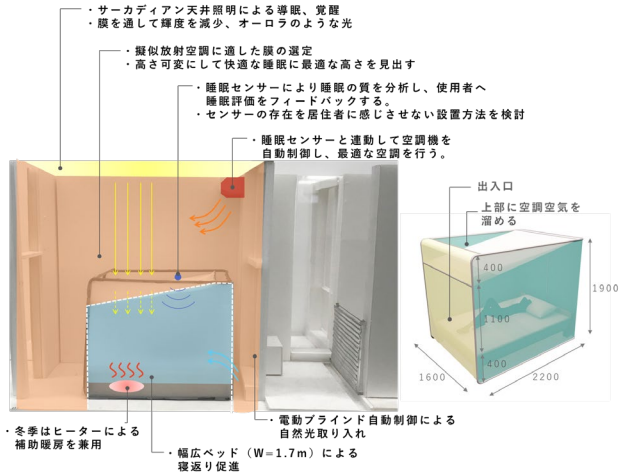


Fig.1.2.1　Wellness room outline drawing

Table.1.3.1 Equipment in the wellness room

ルームエアコン	入眠～起床までの深部体温の変化を考慮し、設定温度から±1℃の範囲で膜内温度を調整
光天井照明	太陽光に近似したスペクトルを持つ超高演色（Ra99）の白色 LED 素子を敷き詰めた光天井を睡眠状況に応じ照度(0.3lx~2000lx)、色温度(2700K~5000K)を変化
電動ブラインド	起床予定時に開放し、外光を寝室に取り入れる
換気扇	常時換気とするが、室内 CO_2 濃度より強または弱運転
サーキュレータ(暖房)	入室までの余剰時間に運転し、室温を安定化させる
加湿器(暖房)	WR 利用時に運転し、冬季の湿度を安定化させる
遮音扉	リビングに面する入口扉を二重扉とし、通常の寝室より静音性を向上

Table.2.1.1 Experiment case

Case1	自室での睡眠
Case2	WR での睡眠（天蓋膜有り）
Case3	WR での睡眠（天蓋膜無し）

形状の検証を行った。検証概要を Fig.1.2.2 に、結果を Fig.1.2.3 に示す。結果として、「開口率 26%の膜×頭側に傾斜」のケースで最も評価の高い結果となった。特に温冷感への影響が高い気流感を抑えることができた。このケースに対する更なる改善案として、吹出角度を変更し、頭部の膜をダブルスキンにすることで、顔～脚の温度差を小さくし、気流速度を抑えることができた。この条件に基づき WR へ設置した。加えて、文献[1]に基づき、Fig.1.2.4 の睡眠環境制御アルゴリズムを構築し、WR に導入した。予め利用者が設定した就寝・起床スケジュールと、非接触センサによる入床・入眠・覚醒の検知により、Table.1.3.1 の設備を制御した。

2. 実測概要

2022 年 7 月～9 月中旬に、成人 10 人(男性 6 人、女性 4 人、平均年齢 24.7±1.2 歳)を対象とし実施した。

2.1 実測ケース

実測ケースを Table.2.1.1 に示す。Case1 では自室での睡眠、Case2 は天蓋膜有りの WR での睡眠、Case3 は天蓋膜無しとした場合の WR での睡眠とした。この 3 ケースの実測について WR での順応夜を含む 4 日間で実施した。尚、自室の実測環境については、通常の生活通りに自身の好みで照明や空調を操作してもらった。

2.2 測定項目

(1) 環境測定

枕元に設置した環境センサ(オムロン社製　2JCIE-BL)により室温、照度、騒音を測定した。

(2) 睡眠評価

客観指標としてアクチグラフ(AMI 社製 マイクロモーションロガー時計型)により、睡眠効率、入眠潜時、中途覚醒を測定した。また、実測日の就寝前と起床後にアンケートを実施した。就寝前アンケートを用いて、温冷感と快適感を評価した。また、当日の生活(疲労、ストレス、食事など)や、寝具・着衣状況について確認した。起床後

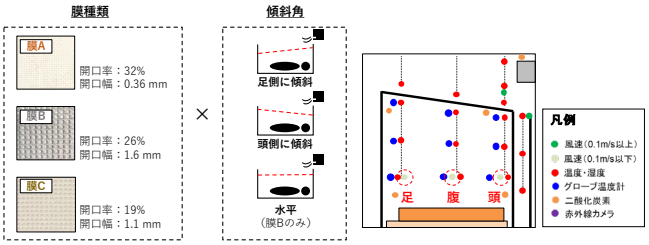


Fig.1.2.2 Outline of mockup experiments

	ケース① 膜種類：A 傾斜：足側傾斜	ケース② 膜種類：B 傾斜：足側傾斜	ケース③ 膜種類：C 傾斜：足側傾斜	ケース④ 膜種類：A 傾斜：頭側傾斜	ケース⑤ 膜種類：B 傾斜：頭側傾斜	ケース⑥ 膜種類：C 傾斜：頭側傾斜	ケース⑦ 膜種類：膜なし 傾斜：ー	ケース⑧ 膜種類：B 傾斜：水平
空気温度	○	△	○	○	△	△	△	△
平均温度（10～30分時） 顔－足 温度差	顔：20.0℃ 足：20.3℃ -0.3℃	顔：22.5℃ 足：21.6℃ 0.9℃	顔：22.1℃ 足：21.8℃ 0.2℃	顔：20.7℃ 足：20.5℃ 0.2℃	顔：21.6℃ 足：20.3℃ 1.3℃	顔：20.9℃ 足：19.7℃ 1.2℃	顔：22.4℃ 足：20.9℃ 1.5℃	顔：22.4℃ 足：21.6℃ 0.8℃
放射温度	△	△	△	△	○	○	△	○
顔付近平均温度（10～30分時） 空気温度との差	放射：20.9℃ 空気：20.9℃ 0.0℃	放射：22.3℃ 空気：22.7℃ 0.4℃	放射：21.8℃ 空気：22.2℃ 0.4℃	放射：21.2℃ 空気：21.3℃ 0.1℃	放射：21.2℃ 空気：22.1℃ 0.9℃	放射：20.6℃ 空気：21.4℃ 0.8℃	放射：22.3℃ 空気：22.6℃ 0.3℃	放射：22.2℃ 空気：22.9℃ 0.7℃
CO_2濃度	△	○	○	×	○	○	○	○
平均濃度（10～30分時） 膜内外濃度差	膜内：947ppm 膜外：807ppm 140ppm	膜内：852ppm 膜外：807ppm 45ppm	膜内：894ppm 膜外：831ppm 63ppm	膜内：1165ppm 膜外：902ppm 263ppm	膜内：931ppm 膜外：872ppm 59ppm	膜内：913ppm 膜外：855ppm 59ppm	膜内：954ppm 膜外：918ppm 35ppm	膜内：832ppm 膜外：803ppm 29ppm
気流速度	×	△	×	○	○	△	×	○
顔付近平均風速	0.28 m/s	0.15 m/s	0.26 m/s	0.10 m/s	0.12 m/s	0.17 m/s	0.24 m/s	0.13 m/s
顔付近最大風速	0.77 m/s	0.44 m/s	0.46 m/s	0.35 m/s	0.31 m/s	0.37 m/s	0.63 m/s	0.33 m/s

Fig.1.2.3 Results of mockup experiments

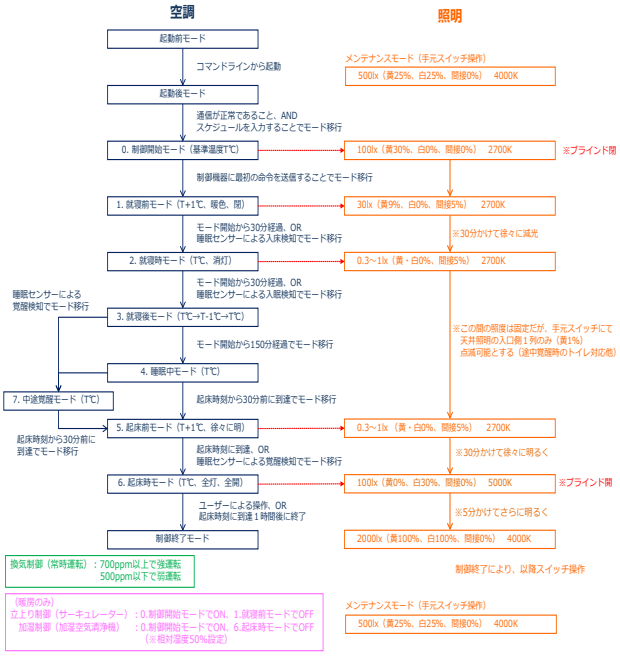


Fig.1.2.4 Algorithm of sleep control

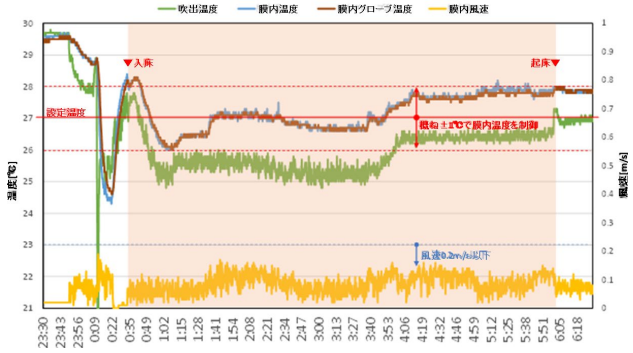


Fig.3.1.1 Results of indoor environment measurement

アンケートを用いて、就寝時・起床時の就寝環境についての主観評価を行った。OSA-MA[2)]を用いて睡眠の主観評価を行った。また、実測最終日には、これらの評価内容を WR と自室とで比較した。

3. 実測結果（Case1，2 の比較）

3. 1 環境測定

室内温度は、入眠前後の体温の変化に合わせて、入眠のタイミングで 1.0℃上昇し、その後低下する温度制御とした。Fig.3.1.1 に示すように、室内環境測定の結果、この温度制御ができていたことを確認した。また、照度と騒音の結果について Fig.3.1.2 に示す。照度については、就寝前に明るく点灯させ、ある一定時間を過ぎると照度が落とすという照明制御が正しく稼働したことを確認した。騒音については、常に約 37dB を保った環境とした。

3. 2 睡眠評価（アンケート）

(1) 就寝前評価

就寝前アンケートにて、当日の生活や着衣等が各ケースで大きく差がないことを事前に確認した。温冷感・快適感申告の結果を Fig.3.2.1 に示す。温冷感については、自室の方が「どちらでもない」と感じた人が多かった。WR で不快側の回答が見られた理由として「身体の一部が暑い」などがあった。これは、入床前に室温を上昇させて末梢の血流を促進させることを狙った今回の制御によるものと考えられる。また快適感について WR の方が「快適」側の回答が多くみられた。自室で不快とした理由に「気流を感じる」という回答があった。

(2) 起床後評価

睡眠環境についての起床後評価の結果を Table.3.2.2 に示す。起床時の光環境のみ WR の方が有意に明るいという結果だった。これは光天井照明と電動ブラインドによる効果と考えられる。また、就寝中の気流感では WR の方が気流を感じにくい傾向(P<0.1)であった。これは天蓋膜によってルームエアコンからの気流を抑制できた効果と考えられる。OSA-MA では(Fig.3.2.3)、「起床時眠気」、「疲労回復」、「睡眠時間」の 3 つの因子において WR の方が有意に高かった。また、各室での覚醒要因について確認すると、自室では 9 人が「目覚まし時計」による覚醒だったのに対し、WR では「自然と目が覚めた(2 人)」や「光(3 人)」によって起床した人が半数を占めた(Fig.3.2.4)。これはサーカディアンリズムに基づいた空調制御や照明制御の効果であると推察できる。

(3) 総合評価

実験最終日に自室と WR を総合的に比較したアンケートでは 8 割の被験者から「WR の方が良い」と回答があった。その要因として、「気流感がない」「照明」「ベッド」「空間の広さ」が特に多く挙げられた。一方で、「音(騒音)」が WR の悪かった項目として多く挙がった。音環境については、自室とは異なり遮音性の優れた WR では室外からの音を遮断したものの、かえって室内エアコンの音が気になったという回答が多かった。以上の主観評価より、WR の睡眠効果を確認できた。

3. 3 睡眠評価（アクチグラフ）

データが欠損した 2 人を除外し、8 人を解析対象とし

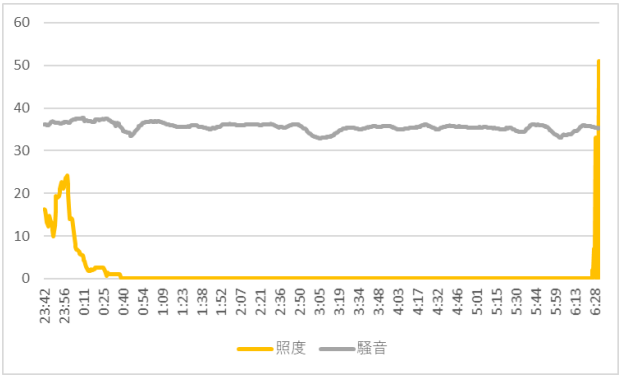


Fig.3.1.2 Trend of illumination and noise

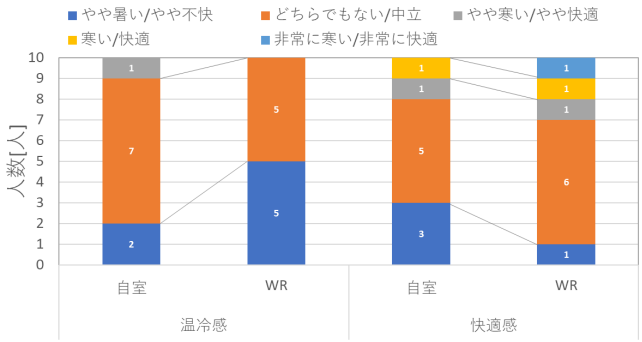


Fig.3.2.1 Questionnaire before sleep

Table.3.2.2 Questionnaire after waking up about environment

		自室		WR		Wilcoxon
		平均	SD	平均	SD	
就寝中	温冷感	3.10	0.57	3.00	0.47	0.564
	快適感	3.30	1.64	3.90	1.10	0.245
	気流感	0.80	0.79	0.20	0.42	0.084
	光環境	1.20	1.14	1.90	0.88	0.141
	音環境	2.10	1.37	2.20	1.48	0.722
起床時	温冷感	2.90	0.57	2.90	0.32	1.000
	快適感	3.50	1.35	4.20	1.14	0.288
	光環境	1.60	0.97	2.80	0.92	*0.031

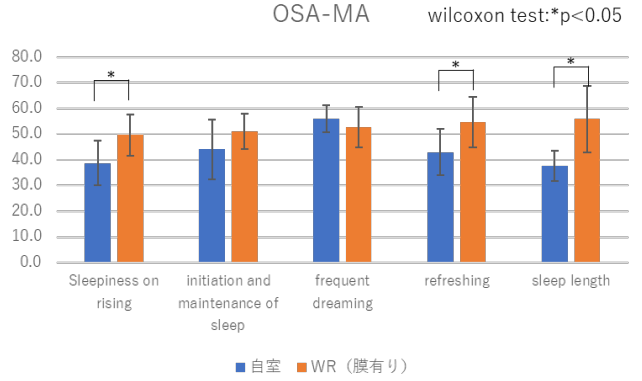


Fig.3.2.3 OSA-MA score

た睡眠効率の結果を Fig3.3.1 に示す。自室では平均 92.4%、WR では平均 97.8%だった。20 代は平均 96.0%[3]と言われており、自室においても睡眠効率が高かったため、改善の余地は少ないが、WR では 20 代平均を下回る人がおらず、被験者は全員が高い睡眠効率であった。入眠潜時及び中途覚醒についての結果を Fig.3.3.2 に示す。入眠潜時は、自室では平均 13.0 分、WR では平均 6.1 分であった。「若年では 20 分以上」という臨床的な目安[4]を参考に、自室で入眠潜時が 20 分以上の 2 人に着目すると、いずれも 15 分以内に入眠した。また、中途覚醒は自室では 25.3 分、WR では 8.6 分であった。20 代平均値が 15 分[3]であることを参考に、自室で中途覚醒が 15 分以上の 3 人に着目すると、WR で大きく改善した。以上の客観的評価からも、WR での睡眠効果を確認することができた。

4. 実測結果（Case2，3 の比較）

天蓋膜の有無による比較実測では、風速に大きく差があった。天蓋膜が有る Case2 では、人体周りの平均風速が 0.1m/s 程度で、不感気流とされている 0.2m/s 未満[5]であった。天蓋膜が無い Case3 では平均風速が 0.4m/s 程度であり、天蓋膜により寝具上への気流を緩和できた。また、膜無し条件で得られた 7 人を対象としたアクチグラフの結果を Table.4.1 に示す。入眠潜時、中途覚醒のいずれも平均値は天蓋膜有りの方が良好であり、5 人の睡眠効率が向上した。以上の結果より、天蓋膜による気流感の低減や、空間としての安心感等の効果を確認した。

5. まとめ

良質な睡眠空間を創出するための「睡眠環境制御システム」を導入した睡眠特化室(WR)にて、被験者 10 名による夏季実測を実施し、その有効性を検証した。

自室と WR の比較実測結果より、主観アンケート評価(OSA-MA)から WR で睡眠が改善したことを確認できた。アクチグラフによる評価では、元々の睡眠が良く改善の余地が少ない被験者が多く難しい中で、一部の睡眠に課題のある人に対しては、改善効果が期待できることが示唆された。

また、WR による天蓋膜の有無による比較実測により、睡眠効率、入眠潜時、中途覚醒のいずれにおいても天蓋膜「有り」の条件にて、睡眠指標が良好な結果となり、就寝時の気流感を抑制することの重要性を確認できた。

以上の結果から、睡眠環境を整えることで睡眠の質が向上することが確認でき、「睡眠環境制御システム」を導入した WR の有効性を示唆することができた。

【 謝 辞 】

本研究は独立行政法人科学技術振興機構(JST)の研究成果展開事業「センター・オブ・イノベーション(COI)プログラム:グラント番号 JPMJCE1310」の支援によって行われた。

【 注 釈 】

注1） 特許出願済:特開 2022-83917

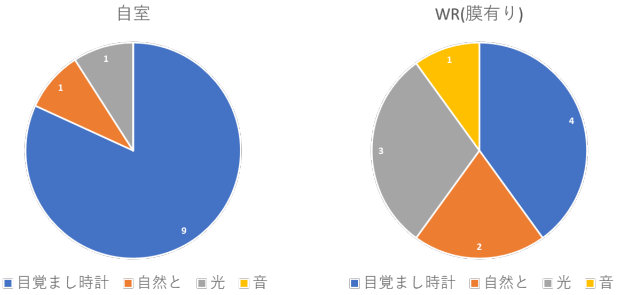


Fig.3.2.4 Awaking reason

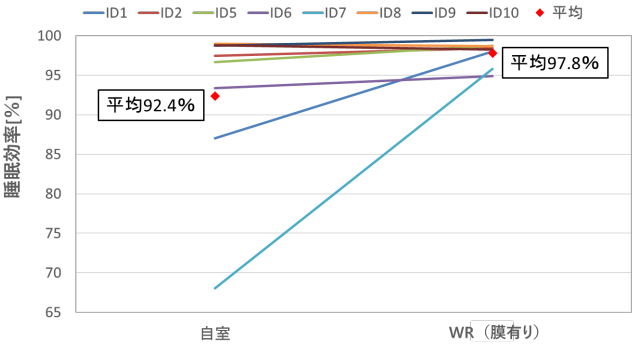


Fig.3.3.1 Sleep efficiency by actigraphy

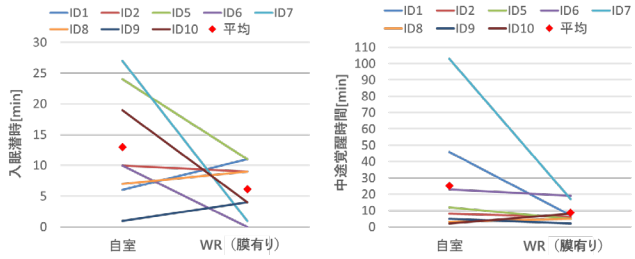


Fig.3.3.2 Sleep onset latency and wake time by actigraphy

Table.4.1 Sleep efficiency (comparison of Case2 and Case3)

	睡眠効率[%]		入眠潜時(min)		中途覚醒(min)	
	膜有り	膜無し	膜有り	膜無し	膜有り	膜無し
ID2	98.4	93.8	9	7	6	20
ID5	98.8	95.4	11	1	5	16
ID6	94.9	88.0	0	2	19	49
ID7	95.8	93.3	1	9	17	25
ID8	98.7	99.0	9	12	5	4
ID9	99.5	99.3	4	31	2	3
ID10	98.2	99.4	4	12	8	2
平均	**97.7**	**95.4**	**5.4**	**10.6**	**8.9**	**17.0**
SD	1.7	4.2	4.3	10.0	6.5	16.8

【 参 考 文 献 】

1) 安本, 堀, 加藤:「入床前からの室温制御が夜間睡眠に与える影響」,第 60 回日本生気象学会大会, 2021

2) 小栗, 白川ら:「OSA 睡眠調査票の開発ー睡眠感評価のための統計的尺度構成と標準化」,精神医学 27,pp791-799, 1985

3) 平沢, 渥美：「睡眠の加齢変化　第一報：各睡眠パラメータの変化について」, 日本老年医学会雑誌, 1997

4) 睡眠障害国際分類第 3 版, P4, 2018

5) Morito, Tsuzuki, Mori, Nishimiya: Effects of two kinds of air conditioner airflow on human sleep and thermoregulation, Energy Build, 2017

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

スマートウェルネスオフィスへの取り組み（計画・設計）
Design of the Smart Wellness Office

○齋 藤　悠 輔（大林組）　　井 守　紀 昭（大林組）
名 倉　宏 明（大林組）
Yusuke SAITO*1　Noriaki IMORI*1　Hiroaki NAGURA*1
*1 Obayashi Co.

1．はじめに

農業機械や建設機械を中心にクボタの研究開発機能を堺市に集約させた「グローバル技術研究所」のスマートウェルネスオフィスへの取り組みについて紹介する。

建物概要
地上 7 階　塔屋 1 階
延べ面積　94,047 ㎡
用途：研究所
竣工　2022 年 7 月

2．スマートウェルネスオフィスへの取り組み

本計画は、「ZEB」、「知的生産性向上」、及び「感染症対策と省エネルギー」の 3 つの課題を軸に取り組んだ。

2.1 ZEB

主に管理および厚生の施設である共用棟は ZEB、実機の組立を行う研究現場や研究に関わる事務室、設計室を含めた建物全体では Nearly ZEB の認証を取得した。

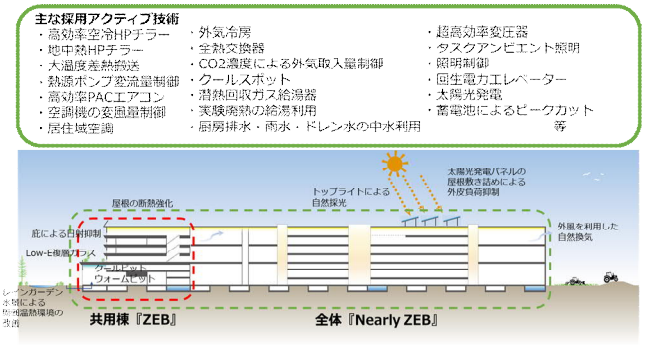


図 1　主な導入技術

2.2 知的生産性向上

研究のコアとなる設計室は研究者同士の出会いを自然に促すために、1 つのフロアにすべての部門の研究者が集うことができる「ワンプレート型ワークプレイス」を構築した。設計室は吹抜空間を包み込むように中 2 階を配置した 80m × 180m の 2 層吹き抜けの大空間となっており、パーソナル床吹出やノズル吹出等 5 つの気流でワーカーの居住域を包み込むような空調システム「エア・ラップフロー」を計画した。人のいる空間を効率よく空調し、上昇気流を利用し空調効率を高めると共に一人ひとりの好みで空調気流を選択できるようにすることで個人の満足度を高め知的生産性の向上を図っている。

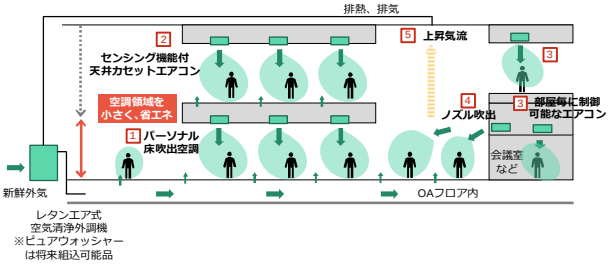


図 2　大空間の空調システム「エア・ラップフロー」

2.3 感染症対策と省エネルギー

昨今のコロナ禍では対策として換気量を十分に確保する必要があるが、一方で省エネルギーの観点からは CO2 濃度等により外気量を適正に減らすことも重要である。そこで本件ではクボタ製の空気清浄機ピュアウォッシャーを組み込んだ「レタンエア式空気清浄外調機」を開発※1 した。ピュアウォッシャーはエアワッシャーにより捕捉した菌やウイルスを、次亜塩素酸を主成分とした微酸性電解水にて不活化する効果がある。還気をピュアウォッシャーにて洗い再循環することで、感染症対策としての換気量の確保と適正外気量による省エネルギーの両立を目指している。共用棟のエントランスや来客用会議室等に開発機として設置した。

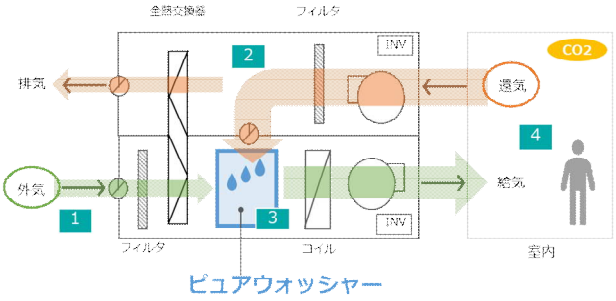


図 3　感染症対策「レタンエア式空気清浄外調機」概念図

※1　㈱大林組、㈱クボタ、クボタ空調㈱の共同開発。特許出願

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

某放送局の設備計画
Facility Planning of a certain Broadcasting Station

○佐 藤　慎 （竹中工務店）　　花 田　博 （竹中工務店）
Shin SATO*1　Hiroshi HANADA*1
*1　TAKENAKA Corporation

はじめに

新築複合用途建物へのテレビ局移転計画に関し、テレビ局部分の設備計画の特徴・BELS 取得について述べる。着工後も多数の変更要望に対応し、テレビ局機能を充足するよう検討を重ねた。建築設備概要を Table.1 に示す。

Table.1 建築設備概要

延面積	約 8,000 ㎡（テレビスタジオ用途部分）
空調方式	空冷 HP パッケージエアコン主体
換気方式	熱回収外調機等による第一種換気主体
受電方式	本予備（異変電所）高圧 2 回線
非常用発電機	1,000kVA(原動機出力 1,076kW)
燃料タンク	A 重油 20,000L
UPS	待機冗長 300kVA

１．全体計画

1．1　建築計画の特徴

放送局フロアは低層に、放送送出アンテナ等の放送設備は屋上部に計画された。他用途階には放送専用 EPS を設け基幹通信線ルートを確保している。また、屋上には放送アンテナ直近に放送機器用シェルターを設け、導波管が短くなる計画とし、お天気カメラの主要な方向と画角に対して、屋上造営物の映り込みや航空障害灯からの光漏れに配慮した計画としている。

放送機器サーバー室は、将来の大規模な機器更新（以下、遷宮と呼ぶ）用の空間と隣接して配置し、将来壁位置を設定し遷宮後の設備漏水配慮等まで行っている。

1.2　設備計画の特徴・BCP 対応

万一の際や受変電設備点検時にも放送局としての機能を維持するため、次に挙げる対応等を行っている。

電力については、受電方式を異変電所による本予備２回線受電とし、非常用発電機は放送継続機器およびスタジオ１室運用分を賄う容量としている。UPS は待機冗長システムとし無停電で更新可能としている。UPS 容量は一部のサーバー群が二重で稼働する遷宮期間中の機器容量で設定している。電源ノイズ対策等を考慮して一般系と放送系で変圧器をバンク分けし、特殊接地を５系統(放送機器用，シールドケーブル用等）用意している。

空調については、放送機器の冷却を担う空調機器を複数台での冗長化構成としている。電源送りはメイン機を発電機回路、予備機を一般回路とし、受変電設備の点検中も本線受電と予備線受電を切り替えて空調可能である。万一の停電時のメイン機の故障に備え、予備機へ発電機回路から送電が可能なように開閉器と端子台を設けた。

衛生については受水槽を２基設け、緊急遮断弁を設置し、給水ポンプを発電機回路とし、ピットに緊急排水槽を設けている。

２．省エネ計画・BELS 認証

機能性が重視される放送局であるが、着工後放送機器等の負荷の詳細が明らかになった段階で環境性能向上提案を実施し、テレビスタジオ用途で BELS★５つを目指した。建物の一部分での申請となるため対象エリアに効果的な要素技術を導入することがポイントとなる。

2.1　外皮計画

着工後の外皮性能の向上策として一般的な Low-e ガラスから高日射遮蔽ガラスに変更している。壁断熱増も提案したがコスト対 BPI 評価により不採用となった。着工時 BPIm=0.87 から BPI=0.81 へ向上し申請中。

2.2　一次エネルギー計画

BELS★５を目指し消費エネルギーの見直しを行った。具体的には、①スタジオの照明を削減・高効率化、②PAC 室外機は高効率型に変更、③外調 PAC から熱回収外調機へ変更、④予備機の考え方や諸元を見直し空調容量を削減（空調予備機は評価対象外となる)、等を行っている。放送サーバー室等は、“その室の使われ方が様々であり現時点では標準的な使用条件を定めることが困難である建築物の部分”とみなされ空調評価対象外とされた。同 BEIm=0.88 から BEI=0.67 に向上し★５にて申請中。

３．まとめ

某放送局の設備計画について紹介した。着工後に負荷詳細が明らかになった時点から受変電設備計画を含めた電源計画の整理と環境提案を継続して行った。昨今の省エネ技術の発展や環境性能向上に対する社会の変化に注視し、機能性と環境性能に優れた放送局を実現した。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

ソース･レセプター関係を用いた既設空調の最適制御手法の推定

Estimation of Optimal Operation Control of Established Air Conditioner by Using Source-Receptor Relationship

○ルディ　愛（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）
Mana LUEDI*1 Tomohito MATSUO*1 Hikari SHIMADERA*1 Akira KONDO*1
*1 Osaka University

Abstract: In this study, to optimize blowout temperatures of air conditioners for a comfortable thermal environment, this study used the modified source-receptor (SR) method, which assume a linear relationship between the blowout temperature and the indoor temperature field. For reducing errors in the methods caused by nonlinearity due to buoyancy, a correction approach based on linear interpolation was developed. To evaluate the effect of the correction, a set of numerical experiments was conducted using three kinds of SR methods, and second CFD simulations were performed by giving the optimized blowout temperatures. Compared the SR methods with the second CFD simulations, the results did not show the superiority of the SR method with correction at the prediction accuracy compared to the SR methods without the correction. To obtain more obvious results, conditions for computation should be modified.

はじめに

空調を制御することで快適な温熱環境を構築することが求められている。目標温度分布を再現できるように様々に空調吹き出し温度を変更して計算する方法は計算量が膨大になる。一方，目標温度分布から逆推定することで計算量を減らすことができる。松尾ら[1]は実在の講義室での測定実験をもとに計算流体力学 (CFD) モデルを作成し，ソース･レセプター (SR) 関係を用いて，室内温度分布を目標温度分布に近づけるような空調吹き出し温度を決定する逆解析を行った。従来の SR 法は線形関係を仮定しているが，熱源と温度分布の関係は線形ではない問題点がある。そこで本研究では，SR 法において浮力による誤差を減らす手法を提案し，その効果を評価することを目的とする。

1. 研究手法

1.1. 従来の SR 法

従来の SR 法は，熱源発熱量（本研究においては空調吹き出し温度）の変化量と，室内各点における温度変化の間に線形関係を仮定する。SR 関係を式 (1) に示す。

$$A\Delta Q = \Delta T \tag{1}$$

ここで A は SR 関係を表す因果行列，ΔQ は空調吹き出し温度の変化量を表すベクトル，ΔT は観測点での室温変化量を表すベクトルである。行列 A が既知となると、温度上昇量ΔTが与えられた際、式(1)を解くことで吹き出し温度ベクトルである ΔQ が求められる。本研究においては最急降下法による解法により吹き出し温度ベクトル Q を求めた。

ここで，式(1)の残差を用いて評価関数 I を式（2）のように定義する。

$$I = \| A\Delta Q - \Delta T \|^2 \tag{2}$$

式（3）に示す最急降下法により吹き出し温度 Q を求める。

$$\Delta Q_{k+1} = \Delta Q_k - \left.\frac{\partial I}{\partial Q}\right|_{\Delta Q=\Delta Q_k} \tag{3}$$

1.2. 浮力の影響を考慮した場合の SR 法

しかし，実際には吹き出し温度の変化により浮力の大きさが変わり流れ場に変化が生じるため，この線形関係は成り立たない。そこで本研究では，複数の吹き出し温度に応じて SR 行列を複数作成し，それらの SR 行列の線形補間（補外）により最適吹き出し温度の最適化を行うように手法を修正した。行列 A を補正する手法においては，最急降下法のステップごとに推定されたΔQ を用いて行列 A を補正しながら計算を行った。

2. SR 法の適用方法

2.1. SR 法の評価の流れ

本研究における SR 法の適用の流れは以下のとおりである。まず，室内温熱環境の基準となるケースと基準ケースから空調吹き出し温度を変更したケースの計算を複数行い，吹き出し温度変化に伴う観測点での室温変化の応答を得る。本研究では，+2℃ケースと+4℃ケースのそれぞれについて SR 行列を得た。次に，目標温度分布を決定し，式(2)～(3)の適用により最適吹き出し温度 Q を決定する。同時に，そのときの各観測点の温度分布が得られる。SR 法による予測温度分布の検証のため，推定された最適吹き出し温度 Q を入力値として CFD シミュレーションを行い，得られた温度分布と SR 法による予測値の比較を行う。

2.2. CFD 計算条件

CFD シミュレーションには，OpenFOAM を用いた。

室温の制御を行う点として，66 の観測点を設定した。計算領域と観測点の位置を Fig.1 に示す。

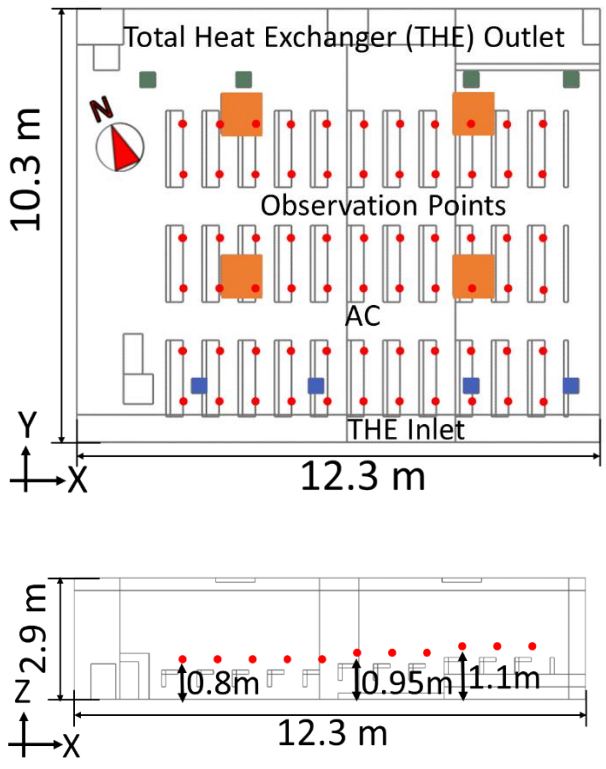


Fig.1 Observation Points and Computation Field

計算領域は大阪大学吹田キャンパスの講義室を模擬している。計算条件は夏季を想定した。室内には 4 つの空調機（風量 18.5 m^3/min）があり，天井に平行な向きを 0° として 54°で下向きに吹き出す設定とした。全熱交換器（風量 10.8 m^3/min）からは 31℃の外気が吹き出されていることとした。Fig.1 の南側に全熱交換器の吹き出し口，北側に吸い込み口それぞれ 4 つずつある。

すべての空調機の吹き出し温度が 22℃のケースを基準とし，基準ケースから吹き出し温度が 2℃高いケースと 4℃高いケースを計算した。基準ケースからの変化量から 2℃変化時の SR 行列 α と 4℃変化時の SR 行列 β を作成した。Fig.2 から基準ケースの平均室温は 24.97℃になり，冷風は観測点まで到達した。

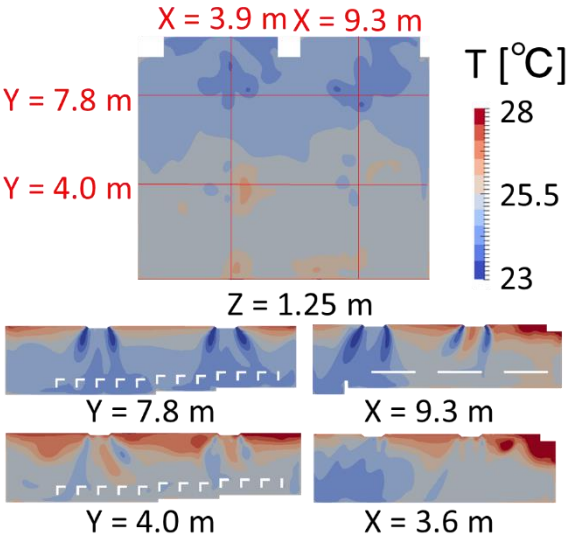


Fig.2 Base Case Temperature

3. SR 法を用いた吹き出し温度推定

目標温度分布（Fig.3）を北側 44 点は 26℃，南側 22 点は 28℃の分布とした。

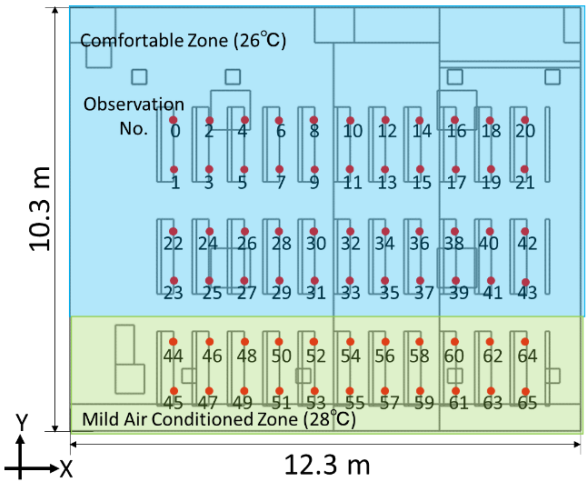


Fig.3 Target Temperature Field

SR 行列の修正の効果を評価するため，以下の SR 法 α～SR 法 γ の 3 通りの逆推定を行い，予測精度を比較する。

SR 法 α ：SR 行列 α のみを用いる

SR 法 β ：SR 行列 β のみを用いる

SR 法 γ ： 吹き出し温度に応じて SR 行列 α と SR 行列 β を線形補間して用いる

目標温度分布から SR 法を用いて最適吹き出し温度の逆推定を行った。逆推定によって得られた吹き出し温度を Fig.4 に示す。

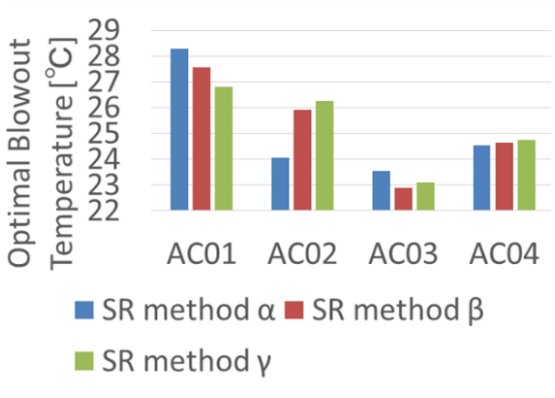


Fig.4 Optimal blowout temperature from SR method

SR 法 β と γ から求めた最適吹き出し温度の高さは 01 > 02 > 04 > 03，SR 法 α から求めた吹き出し温度は 01 > 04 > 02 > 03 となっており，SR 法 β と γ は似た傾向があるが，SR 法 α は傾向が異なることが見て取れる。

4. 結果と考察

SR 法の逆推定によって求められた最適空調吹き出し温度を空調機の境界条件として与え，再度 CFD 計算を実行した (Fig.5)。

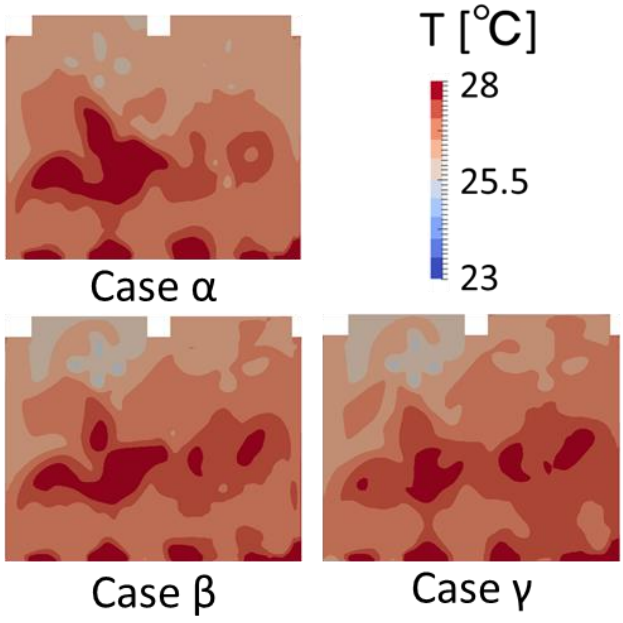


Fig.5 Temperature of Recalculation Cases (Z = 1.25 m)

基準ケースと比べると(Fig.6)，SR 法による温度分布のほうが目標温度分布に近いが，空間の室温分布に差をつけるという点だけを考慮すると基準ケースのほうが優れる結果となった。

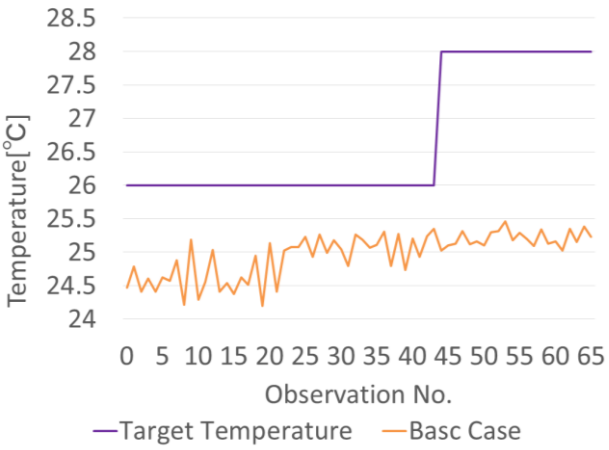


Fig.6 Target Temperature and Base Case

最適吹き出し温度から SR 法を用いて求めた室温について (Fig.7)，快適ゾーンではばらつきが大きいものの 26℃を含めて温度が分布した。一方，弱冷ゾーン(28℃を目標とする)ではばらつきが小さいものの，目標より下回った温度となった。

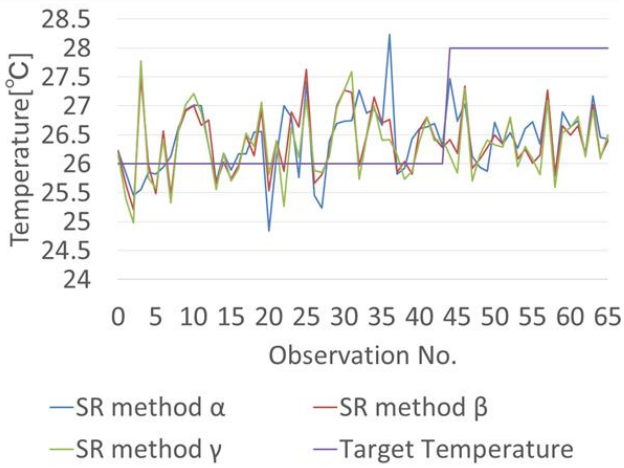


Fig.7 Target Temperature and Temperature from SR method

CFD 再計算ケースから，観測点室温を抽出し，Fig.8 にプロットした。再計算ケースのほとんどの観測点での室温は快適ゾーンの目標と弱冷ゾーンの目標の間に分布しており，目標温度は分布に含まれていなかった。また，SR 法と再計算のどちらにおいても快適ゾーンの観測点での室温は弱冷ゾーンの観測点での室温よりばらついた。

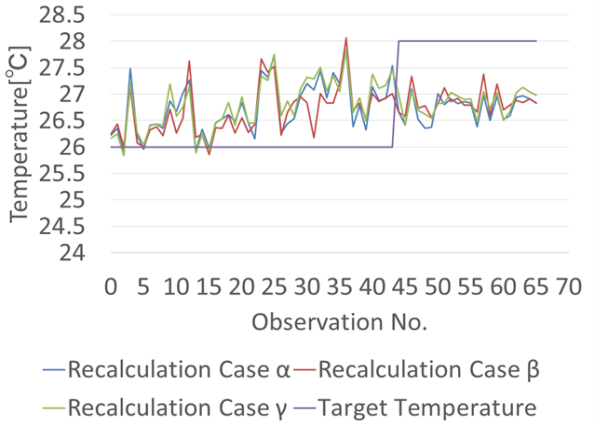


Fig.8 Target Temperature and Recalculation Cases

再計算によって得られた室温 T と式 (1) に最適吹き出し温度を与え SR 法によって得られた室温 T'の差から式 (4) を用いて二乗平均平方根誤差 (RMSE) を求めた。

$$\mathrm{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n-1}(T_i - T'_i)^2} \qquad (4)$$

RMSE の値が小さいほどその SR 法は再計算ケースに近いと言える。Fig.9 に再計算ケースと SR 法の差から求めた RMSE を示す。

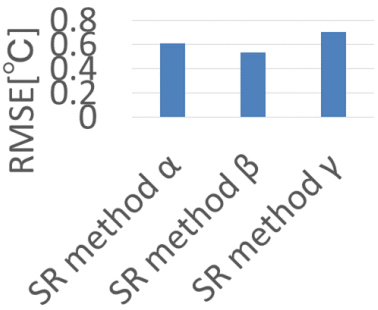


Fig.9 RMSE between Temperature of Recalculation Case and that of SR method

CFD 再計算による温度分布は SR 法によって得られた温度分布に比べ，より詳細な条件を用いた。したがって，右のグラフの RMSE が小さいほど，その SR 法はより実際に即した予測をしており，予測精度が高いと評価する。SR 法と CFD 再計算ケース間の RMSE はケース β で最も小さくなった。

式 (4) の T に各ケースの観測点室温を，T'に目標温度分布を代入し，RMSE を求めた。Fig.10 は RMSE が小さいほど，ケースと目標温度分布が近く，ケースが目標温度分布を再現していることを表す。

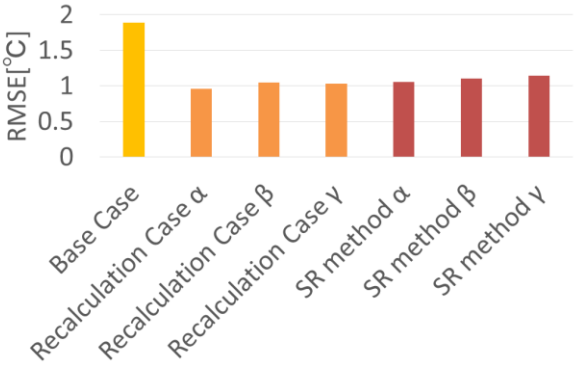


Fig.10 RMSE between Target Temperature and each case Temperature

CFD 再計算，SR 法どちらにおいてもケース α が最も RMSE が小さかったが，基準ケースと比較すると他のケースと目標温度分布の差は十分に現れていないと考えられる。

5. まとめ

快適な温熱環境を構築するために，室内温度分布を目標温度分布に近づけるような空調吹き出し温度を決定する逆解析として，発熱量と温度分布の間の線形関係を仮定する SR 法の適用を検討した。本研究では SR 法において吹き出し温度に応じて SR 行列を線形補間して用いることで，浮力による誤差を減らす手法を提案し，その効果を評価した。3 通りの SR 法を用いて逆推定し，得られた最適空調吹き出し温度を空調機の境界条件として与え，再度 CFD 計算を実行した。今回の研究の条件では，吹き出し温度に応じて動的に SR 行列を変更した場合の SR 法の予測精度が最も高いという結果は得られなかった。また，基準ケースと比較して各ケースと目標温度分布の RMSE の差が明確に現れなかった。目標温度分布の条件を変更したり，より細かく多くの SR 行列を作成したりするなど改善の余地があると考えられる。

謝辞：本研究は JSPS 科研費 21K14303 の助成を受けたものです。

参 考 文 献

[1] 松尾 智仁，鹿山 和真，嶋寺 光，近藤 明，ソース・レセプター関係を用いた空調機群の最適制御手法の逆推定，第 32 回環境工学総合シンポジウム(2022), pp. 2411-14-02，高松，2022 年 7 月 7～8 日

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

機械学習を用いたルームエアコンのエネルギーシミュレーション （その 1）暖房時における検討

Energy Simulation of Room Air Conditioner by using Machine Learning — (Part 1) Examination about Heating —

○北村　祥子（大阪電通信大学）　　平田　智洋（大阪電気通信大学）
添田　晴生（大阪電通信大学）
Sachiko KITAMURA *1　Tomohiro HIRATA *1　Haruo SOEDA*1
*1　Osaka Electro-Communication University

In this study, we predicted compressor frequency, heat capacity, overall power consumption, and COP of room air conditioner by using Random Forest of machine learning using actual measurement data during heating. Here, the prediction results for one day were shown, and it can be said that they were roughly reproduced.

はじめに

ルームエアコンの性能評価には、JISC9612 に規定されている APF(通年エネルギー消費効率)が用いられている。しかしながら、APF は中間能力と定格能力の能力と消費電力の定常値から、COP(エネルギー消費効率)を線形的に補間して算出されている。つまり、エアコンの制御を再現している訳ではなく、あくまで簡易的な推定を行っている。特に低負荷運転時において、エアコンは、圧縮機が ON、OFF を繰り返す断続運転が発生するが、APF の算出において、これらの考慮はなされているものの、非常に簡易的な扱いとなっている。以上の理由から、JIS で規定されている APF がどこまで実態に即しているのかは不明であり、明らかにされていない。

そこで、本研究では、APF がどこまで実態に即しているのかを明らかにするために、ルームエアコンの制御ロジックを考慮したシミュレーションを行ってきた[1]~[3]が、制御ロジックを完全に再現することが難しいことが課題であった。そのために最近では、ルームエアコンの実測データから熱量、消費電力、運転制御を機械学習により学習して予測することを試みている。

本研究の目的は、ルームエアコンの熱量、消費電力、運転制御を機械学習により再現させ、それを熱負荷計算コード SCIENCE-Macro[4]に組み込み、精度良く消費電力、熱量、COP を予測できるようなシミュレーターを開発して、APF の検証を行うことである。

本報告では、暖房時の実測を行い、実測データを機械学習により学習させて、ある一日を予測した結果について報告する。

1.　実験概要

本研究で使用するルームエアコンの仕様を Table1 に示し、Fig.1 に室内機の測定風景を示す。Fig.2 に実験室(床面積 16.8m^2)の概要を示す。また，Table2 に測定に用いたセンサーを示す。

Table 1 Room air conditioner specifications
(For 10 tatami mats, made in 2012)

冷房定格能力	2.8 kW (0.9 ～ 3.2 kW)
冷房定格消費電力	0.710 kW（0.200 ～ 0.900 kW）
冷房 COP	3.94
暖房定格能力	3.6 kW（0.9 ～ 4.8 kW）
暖房定格消費電力	0.845kW（0.170 ～ 1.400 kW）
暖房 COP	4.26
APF	5.8

Fig.1 experiment of room air conditioner

室内機吸い込み口と吹き出し口には、それぞれ 3 つの熱電対を設置し、さらに温湿度プローブを一つずつ設置している。測定される平均温度, 相対湿度から吸い込み口と吹き出し口の比エンタルピーを算出して風量から熱量を求める。ただし、暖房時について、このエアコンは加湿機能がなく湿度変化がないため、温度と風量から熱量を

算出している。また風量は事前に風量5段階の風量1、3、5の条件に対して、それぞれ吸い込み口の132個の格子枠に対して、それぞれ1本の熱線風速計を5秒間測定し、それを移動させながら平均風速を求め，吸い込み口面積を掛けて風量を算出し、さらにその時の室内機ファンの回転数を測定し、回転数と風量の線形式を算出している。普段の実験では、ファン回転数を測定し、この線形式を用いて、風量を算出している。

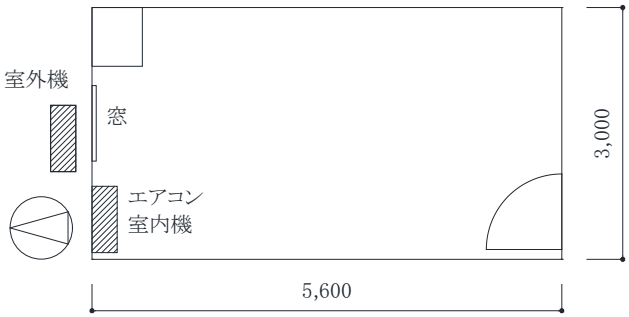


Fig.2　room for experiment

Table 2　Measurement items and sensors

	測定項目	センサー
室内機	吹き出し温度	T型熱電対（3点）
	吹き出し温湿度	温湿度プローブ(1点) 白金測温抵抗体（±0.3℃） 静電容量式 (0～100% ±3%RH at25℃)
	吸い込み温度	T型熱電対（3点）
	吸い込み温湿度	温湿度プローブ(1点)
	ファン回転数	回転計 [表示値×(±0.02%)±1カウント]
	全体消費電力	電力トランスデューサー (±2%FS)
室外機	冷媒蒸発温度 (冷媒管表面)	T型熱電対（1点）
	冷媒凝縮温度 (冷媒管表面)	T型熱電対 (1点)
	圧縮機周波数	電力計(±0.5%rdg. ±1dgt.)
室内	温湿度	温湿度センサー 温度(平均±0.3℃) 湿度(±5%RH at 25℃,50%RH)
室外	温湿度	温湿度センサー

また室内の温湿度センサーは実験室の中心に高さ1.2mの位置に設置している。ルームエアコン全体の消費電力の測定には電力トランスデューサーを使用した。

また室内機と室外機の冷媒管の温度については四宮らの研究[5]を参考にして、室内機の冷媒管に熱電対を貼ることが難しかったため、Fig.3に示すように室外機出入口の太い冷媒管(ガス)の表面に熱電対を貼り付けて保温材で巻いた。この温度は暖房時では室内機(凝縮器)入口温度に相当し、冷房時では室内機(蒸発器)出口温度に相当する。また、もう一つはFig.4に示すように室外機の熱交換器の上から3段目内側のU字湾曲部に熱電対を貼り付けた。四宮らは冷房時において、この位置で冷媒が凝縮していることを確認しているため、本研究でも同じようにした。

また、室内外の温湿度センサーの測定間隔は1分であるが、それ以外のセンサーの測定間隔は5秒としている。

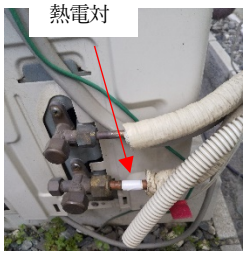


Fig.3 Refrigerant pipe measurement point

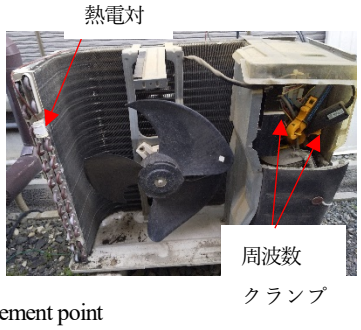


Fig.4 Refrigerant pipe measurement point and compressor frequency measurement

2.　機械学習(Random　Forest)

機械学習の代表的な手法であるSVM(サポートベクトルマシン)とRandom　Forestを用いて、エアコンの圧縮機周波数の予測を行ってみたところ、SVMの予測精度が良くなく、Random　Forestを用いるとかなり精度が良かったため、ここではRandom　Forestを用いることにした。

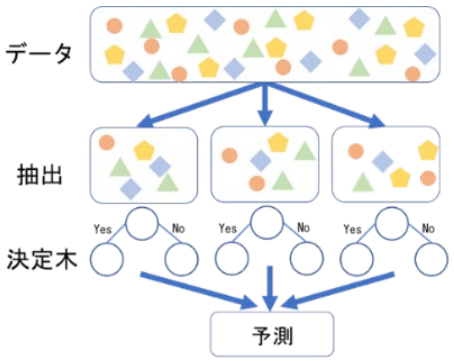


Fig.5　The Concept of Random Forest

Fig.5に示すようにRandom　Forest[6]は、学習データから復元抽出を行い、同じサイズのデータ集合を複数作成し、各データ集合に対して、識別器として決定木を作成する。この決定木の数が多いほど、予測精度は向上する。さらに、ノードでの分岐特徴を選ぶ際に、全特徴からあらかじめ決められた数だけ特徴をランダムに選び出し、その中から最も分類能力の高い特徴を選び、この操作を再帰的に行う。本研究では、Pythonのscikit-learnのライブラリを用いている。

3. ルームエアコンの機械学習

ルームエアコンの実測データからルームエアコンの熱量と消費電力を予測して、最終的に COP を予測することを考える。冷凍機の理論を考えると、圧縮機の動力(電力)と熱量は圧縮機周波数、冷媒の蒸発温度、凝縮温度に依存していることから、これらを説明変数として選んだ。また、一般にルームエアコンの圧縮機周波数は吸い込み温度と設定温度の温度差を偏差として制御しているはずであるため、ここでも説明変数として選んだ。また、もう一変数としては、一般に PID 制御を考えたときに偏差の微分を用いるため、ここでも微分、つまり傾きに近い考えから、吸い込み温度の時間変化を用いることにした。

Table 3 Objective Variable of Machine Learning

	目的変数
f	圧縮機周波数
cap	熱量
pow	全体消費電力

Table 4 Explanatory Variable of Machine Learning

	説明変数
t_r-t_{set}	吸い込み温度-設定温度
t_r-$t_{r,old}$	吸い込み温度-1 分前の吸い込み温度
t_{evp}	冷媒の蒸発温度
t_{cnd}	冷媒の凝縮温度

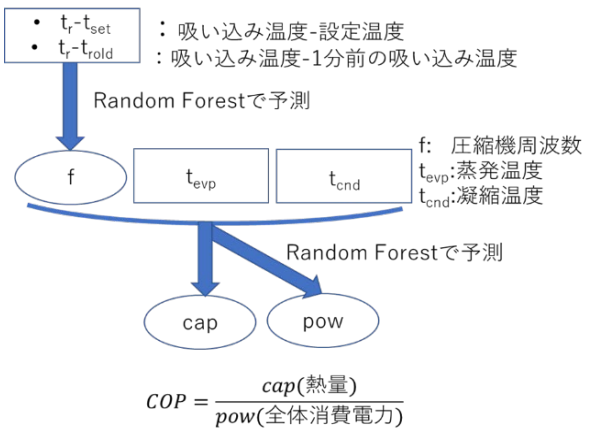


Fig.6 Machine Learning Flow of room air conditioner

ここでは Table3、Table4 にそれぞれ本研究の機械学習の目的変数と説明変数を示し、Fig.6 に全体の流れを示す。まず、目的変数を圧縮機周波数 f として、説明変数に t_r-t_{set}(吸い込み温度-設定温度)と t_r-$t_{r,old}$(吸い込み温度-1 分前の吸い込み温度)を用いて予測を行う。続いて、目的変数をルームエアコンの熱量 cap と全体消費電力 pow として，それぞれに対して、説明変数に先ほど予測された圧縮機周波数 f、冷媒の蒸発温度 t_{evp}、冷媒の凝縮温度 t_{cnd} を用いて予測を行う。最終的に、COP(=cap/pow)を計算して、COP を算出する。

4. ルームエアコンの機械学習の予測結果

ルームエアコンの暖房時の運転条件として、設定温度 20℃、風量 5(5 段階)として、夜の 0 時～7 時まで運転させて、実測データを取得した。ここでは 38 日分のデータを用いて機械学習を行い、この学習データに含まれない ある 1 日あるいは数日間のデータに対して予測を行い、精度検証を行った。

Fig.7 に 38 日分の圧縮機周波数の実測値と学習結果を示す。決定係数 R^2 は 0.716 となり、それほど悪くはないと考えられる。

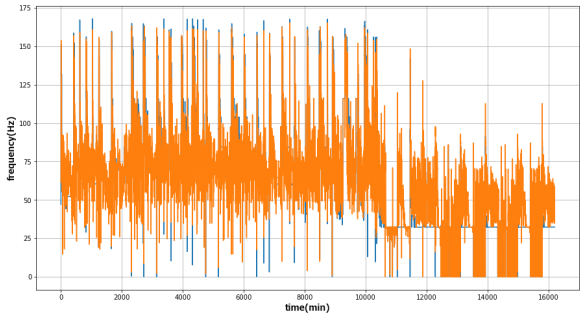


Fig.7 Comparison of actual compressor frequency and learning results by Random Forest (for 38days)

次に Fig.8～Fig.11 に 2022/1/20 における圧縮機周波数 f、熱量 cap、全体消費電力 pow、COP の実測と予測の比較結果を示す。

結果から圧縮機周波数、熱量、全体消費電力、COP ともにおおよそ実測値と予測値は一致していることがわかる。予測値の波形の変動が大きいが、これは 5 秒間の計測値を 1 分平均にして学習しているものの、それでも変動していることが影響したと考えられる。

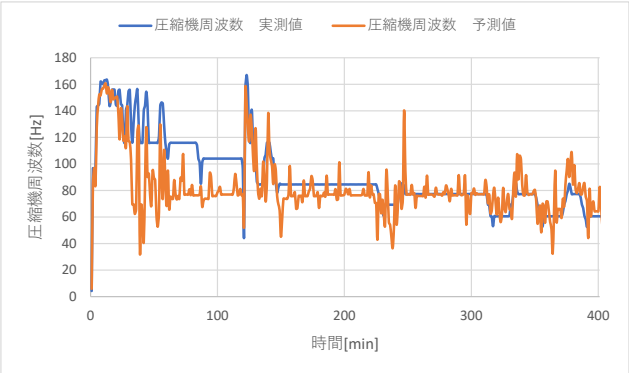


Fig.8 Comparison of actual compressor frequency and predicted results by Random Forest (2022/1/20)

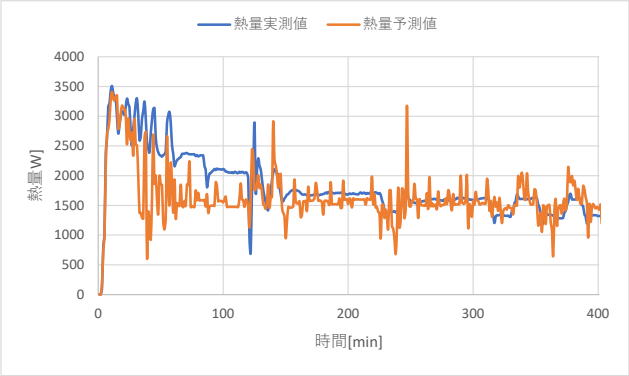


Fig.9 Comparison of actual heat capacity and predicted results by Random Forest (2022/1/20)

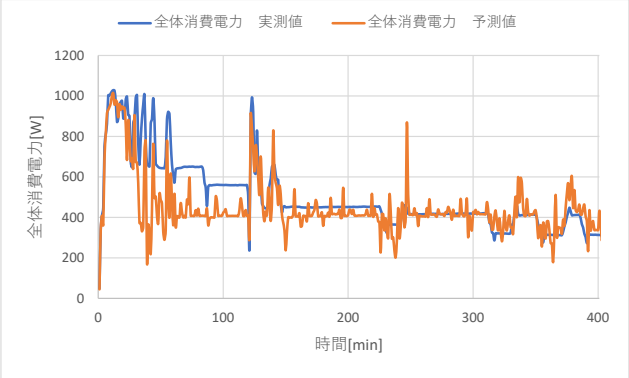


Fig.10 Comparison of actual overall power consumption and predicted results by Random Forest (2022/1/20)

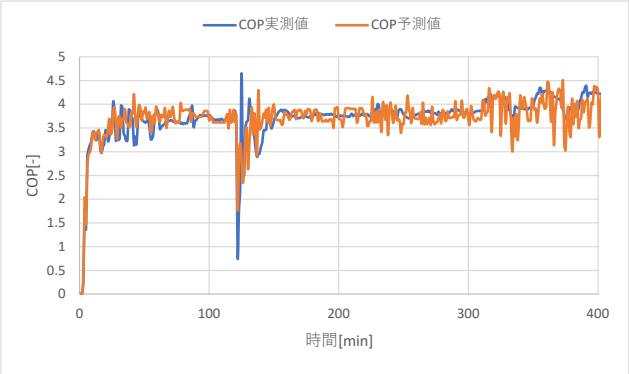


Fig.11 Comparison of actual COP and predicted results by Random Forest (2022/1/20)

Table 5 RMSE(Root Mean Squared Error)

周波数 [Hz]	熱量 [W]	消費電力 [W]	COP [－]
21.2	442	132.7	0.294

Table 6 Relative RMSE by the average value

周波数 [%]	熱量 [%]	消費電力 [%]	COP [%]
23.4	24.3	26.6	7.9

Table5 はそれぞれの RMSE(2 乗平均平方根誤差)をまとめたものでり、Table6 は RMSE をそれぞれの変数の平均値で割って相対化した値である。結果から、COP を除くと、20%程度の誤差が生じているが、おおむね妥当ではないかと考えられる。

5. まとめ

本研究では暖房時におけるルームエアコンの実測データを用いて、機械学習の Random Forest により学習させて、圧縮機周波数、熱量、全体消費電力、COP を予測した。ここではある一日の実測値と予測値の比較を示したが、おおよそ再現できたと言える。

しかしながら、今後の課題としては、データ数を増やすと精度が上がるのか、また断続運転時の予測精度はどうか、また設定温度を変えた場合も同じ精度で予測できるのかなど調べていく必要がある。また冷房時の検討については次報で報告する。

参 考 文 献

[1] 池西友樹，添田晴生，下田吉之，高岡大造，中田亮生：ルームエアコンの制御ロジックを連成した CFD による冷暖房計算に関する考察，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp.665-668,2012

[2] 池西友樹，添田晴生，下田吉之，高岡大造，中田亮生：ルームエアコンの制御ロジックを連成したエネルギーシミュレーション(第 1 報)JIS 基準における期間エネルギー消費効率との比較，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会演論文集,pp.189-192,2013

[3] 池西友樹，添田晴生，下田吉之，高岡大造，中田亮生：ルームエアコンの制御ロジックを連成したエネルギーシミュレーション(第 2 報)JIS 基準における通年エネルギー消費効率との比較，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会演論文集,pp.177-180,2014

[4] 添田晴生，鳴海大典，羽原宏美 : CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討　第 1 報―SCIENCE-Macro の概要と SMASH との比較, 空気調和･衛生工学会論文集, No.183, pp.67-75,2012-6

[5] 四宮 徳章, 西村 伸也, 伊與田 浩志, 倉田 理:ヒートアイランドに関する空調機の実運転特性および排熱特性の調査研究　第 1 報：ニューラルネットワークによるルームエアコンの実性能簡易測定手法の提案，日本冷凍空調学会論文集, Vol.26, No.1, pp.93-104, 2009

[6] 荒木雅弘：フリーソフトではじめる機械学習入門(第 2 版) 森北出版、p.171、2018

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

機械学習を用いたルームエアコンのエネルギーシミュレーション （その 2）冷房時における検討

Energy Simulation of Room Air Conditioner by using Machine Learning —（Part2）Examination about Cooling —

○平田　智洋（大阪電通信大学）　　北村　祥子（大阪電気通信大学）
添田　晴生（大阪電通信大学）
Tomohiro HIRATA*1　Sachiko KITAMURA*1　Haruo SOEDA*1
*1　Osaka Electro-Communication University

In this study, we used Random_Forest, which is one of machine learning using actual measurement data during Cooling to predict Compressor frequency, Heat capacity, Overall power consumption and COP. In this report, we present the prediction results for one day, and it can be said that the results were roughly reproducible.

1.　はじめに

ルームエアコンには機器自体に、エネルギー消費効率（COP、APF）等の性能が値として記載されている。しかし、実際の運転時では、室内外温湿度は刻々と変化すること、日射量や温度上昇等の非定常な影響も受ける点から、定格運転能力が常に発揮されるとは限らない。また APF は年間を通し、一定条件から運転させた時の冷暖房能力と消費電力を使用した簡易な計算方法により算出されているため、あくまでも推定値に過ぎなく、エアコンの制御を再現している訳ではない。故に、記載値が幾分実態に即しているのかは不明である。そこで、過去の研究からルームエアコンの制御ロジックを考慮したシミュレーション[1][2]が行われていたが、完全再現は困難である課題があった。そのため現時点の検討では、ルームエアコンの実測データを機械学習で学習し、予測することを試みている。

本報告では機械学習の一つである Random_Forest を使用したルームエアコン実測結果を機械学習により再現することを検証している。前報では、暖房時による検討が行われ、機械学習を用いた検討結果について提示し、また学習が首尾良くできたことを確認した。本報は冷房時の検討を行い、前報同様に実測データを機械学習で学習させ、ある一日の予測結果を提示し、冷房時も機械学習による検討は有効であることを確認する。

2.　概要

2.1　検討フロー

検討をした機械学習のフローを説明する。検討の流れは、学習データの作成、Random_Forest による学習状況、1 日分の予測結果出力の 3 つで構成している。第一に実測調査から得た値を集約して、傾向毎に分類を行い、学習データとして複数の検討材料を作成する。作成したものを基に、Random_Forest から学習結果を表示し、最終的には予測する変数 1 日分のエアコン運転時間分（6～7 時間）を出力する。但し COP は予測ではなく、機械学習から出力された熱量 cap と電力 pow を用いて算出している。
次の Table.1 は予測する目的変数で、Table.2 は説明変数であり、Fig.1 は前報同様の機械学習フローの詳細図を指している。

Table.1　Objective Variable of Machine Learning

	目的変数
f	周波数
cap	熱量
pow	消費電力

Table.2　ExplanatoryVariable of Machine Learning

	説明変数
t_r-t_{set}	吸い込み温度-設定温度
t_r-$t_{r,old}$	吸い込み温度-1 分前の吸い込み温度
t_{evp}	冷媒蒸発温度
t_{cnd}	冷媒凝縮温度

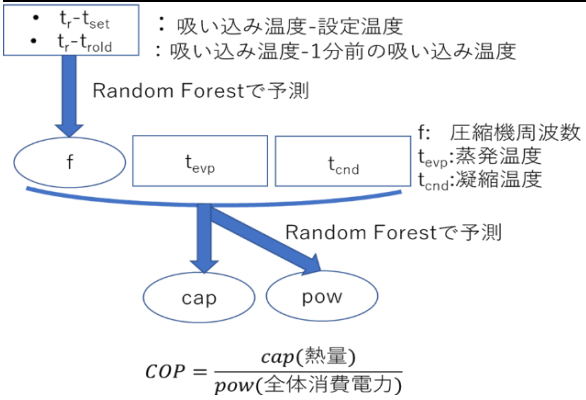


Fig.1　Machine Learning Flow of room air conditioner

2.2　学習データ作成

学習データには先ほど記述していた通り、複数の検討材料を作成し、その中で最も良い条件について模索する。何故ならば、現段階で取り扱う変数を既に設定しており、学習データの傾向から最も良い条件を見出すためである。第一に機械学習が適切であることを確認するため、特化型として予測する運転結果と学習に用いるデータが酷似した状態で予測を行う。例えば予測するものが「定常」の場合、学習に用いるデータは定常のみであることを指す。

当然だがエアコン運転制御には定常や断続、低負荷と一律ではないため、仮に定常の予測が首尾良くできたとしても、断続や低負荷には対処できないことが起こり得る。また学習データ次第では、類似した運転結果であろうとも結果に差異が生じることが推測され、真正を得るには複数の日付で行う必要がある。更に学習データに用いたサンプル数も、予測に影響を及ぼすことは想像が付く。少数では予測に信憑性が薄いこと、多数では検討に不適合な情報が込まれる可能性があり、予測誤差の増加が懸念されることから、巧みに調整を行う必要がある。

それらを踏まえた上で、次の Table.3 が指すものは作成した学習データの内訳とサンプル数である。
またサンプル数には予測をする日付を含めていない。

Table.3　Training data Condition - 1

番号	学習データ内訳	サンプル数（日数）
A	定常 10 割、断続なし	10140（25 日分）
B	定常なし、断続 10 割	19140（50 日分）
C	全学習データ（定+断+低負荷）	53121（135 日分）

3.　機械学習 - 検証

3.1　機械学習 - 適正確認

予測するものが定常運転、断続運転の各自に対し、Table.3 に挙げた番号 A、番号 B または番号 C を活用して機械学習の適正を確認する。次の Fig.2 は、定常運転時における一日の予測結果例であり、Fig.3 は断続運転時における予測結果例を指す。図には順番に周波数 f、熱量 cap、電力 pow、COP の 4 つを出力している。予測をした結果例の日付とコンディションを以下に示す。

- 定常：2021 年 8 月 26 日 - 設定温度 26℃ - 風量 5
- 断続：2021 年 7 月 21 日 - 設定温度 26℃ - 風量 5

上記の風量とはルームエアコンのリモコンから設定できる風量が 1～5 であることを指す。運転期間は 10～17 時、或いは 16 時迄の 6～7 時間とし、評価方法には誤差を測定する RMSE を使用した。定常運転時の評価を Table.4、断続運転時の評価を Table.5 で結果を纏める。

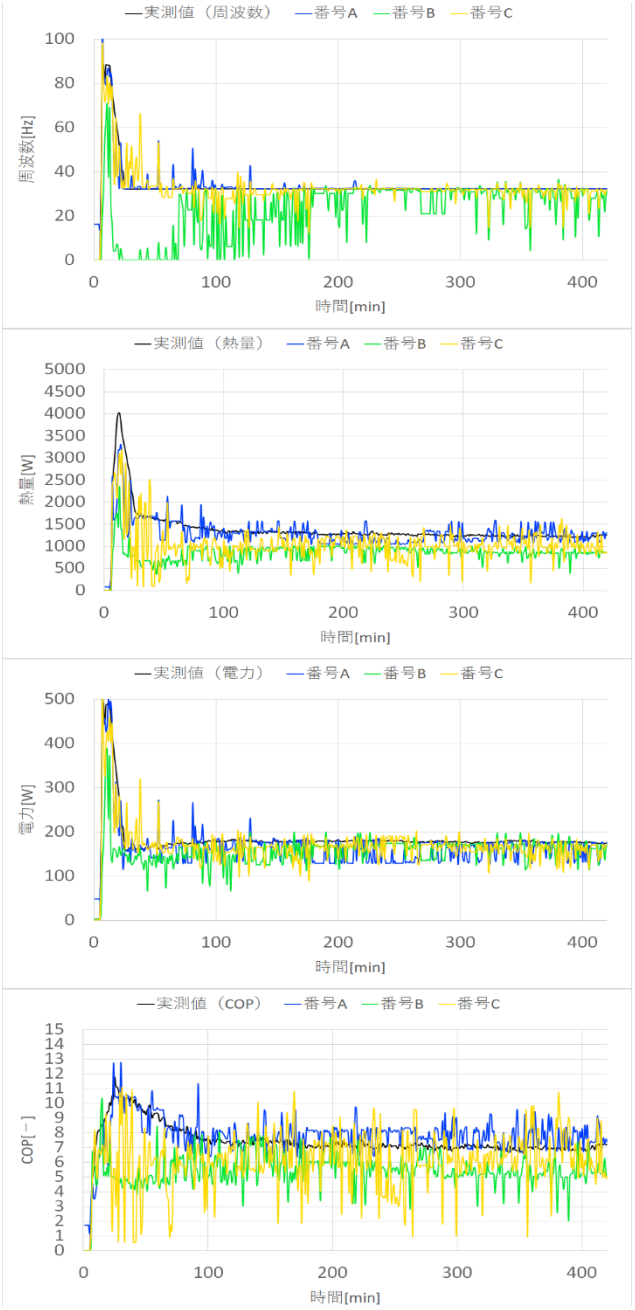


Fig.2　Comparison of actual measurement and prediction results by Random_Forest (set temperature of 26°C, air volume of 5[2021/8/26])

Table.4　Steady operation－ RMSE(Root Mean Squared Error)

運転名	条件	周波数[Hz]	熱量[W]	電力[W]	COP[-]
定常運転	A	**3.69**	**286**	31.4	**1.05**
	B	17.8	650	51.1	2.47
	C	5.39	510	**30.1**	2.55

定常運転の予測では、案の定、番号 A の定常データのみの学習が誤差の少ない結果となり、逆に番号 B の断続データのみの学習では誤差の多い結果となった。番号 C では番号 A の要素は含まれているが、番号 B も兼ねているため、番号 B による影響が生じた可能性がある。

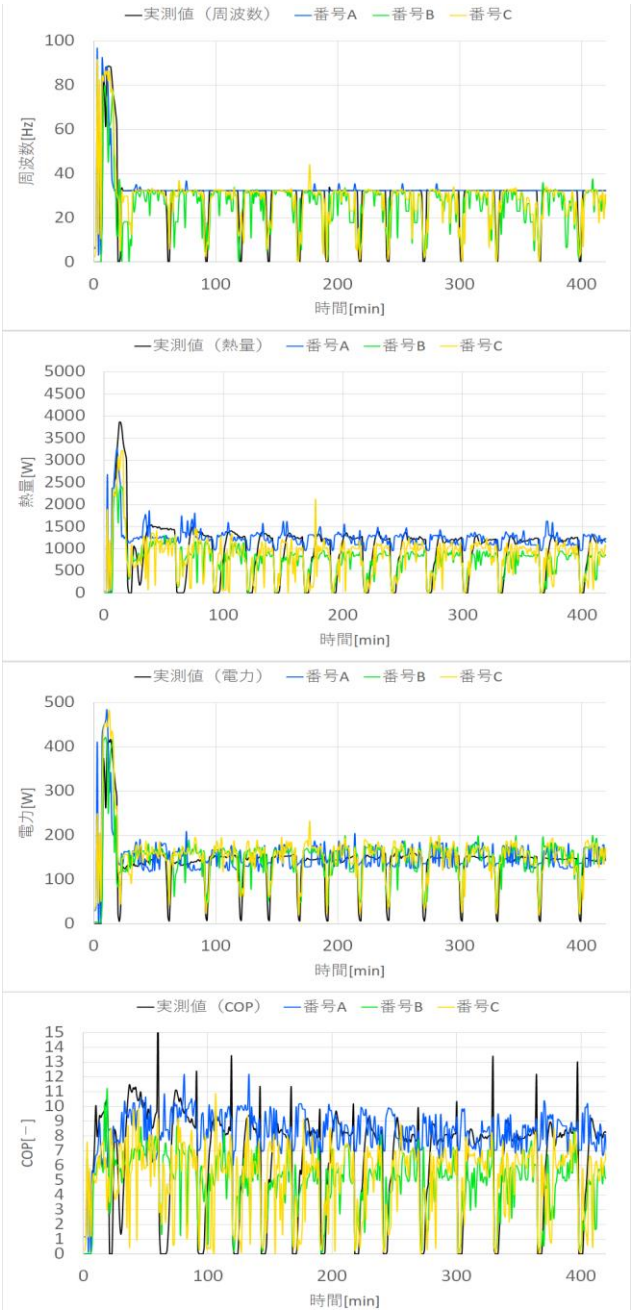


Fig.3 Comparison of actual measurement and prediction results by Random_Forest (set temperature of 26°C, air volume of 5[2021/7/21])

Table.5 Intermittent operation ― RMSE(Root Mean Squared Error

運転名	条件	周波数[Hz]	熱量[W]	電力[W]	COP[－]
断続運転	A	12.4	617	55.0	3.79
	B	10.5	**440**	**34.3**	**3.17**
	C	**10.2**	468	36.8	3.42

断続運転に関しては、先程で述べたことに類似した結果となり、断続運転に対して番号 B の断続データのみでは誤差が少ない結果となり、番号 A の定常のみでは誤差の多い結果となった。番号 C では番号 B と比べて僅かに誤差が高くなる場合がある。

だが現段階では 1 日分の予測結果のみであり、確証を得るため、10 日分の検討を行う。Table.6 は結果を示したものであり、括弧表記は10 日分を平均化したものを指す。

Table.6 RMSE(Root Mean Squared Error)－Prediction result of Steady operation and Intermittent operation for 10 days using Training data Condition - 1

名称	条件	周波数 [Hz]	熱量 [W]	電力 [W]	COP [－]
定常運転	A	1.30～6.36 **(4.65)**	140～336 **(272)**	10.0～63.9 **(32.5)**	0.868～3.02 **(1.57)**
	B	11.0～28.5 (15.86)	392～650 (476)	37.9～61.5 (49.2)	2.05～3.57 (2.63)
	C	5.32～7.14 (6.24)	258～510 (365)	17.8～36.1 (30.6)	1.27～3.27 (2.04)
断続運転	A	12.3～28.8 (19.5)	617～1006 (814)	54.9～112 (81.1)	3.79～7.03 (5.46)
	B	5.87～12.5 **(10.2)**	162～542 **(357)**	15.2～35.0 **(28.1)**	1.79～4.96 **(3.18)**
	C	6.03～14.4 (11.3)	176～550 (370)	19.2～53.2 (32.1)	2.17～4.47 (3.27)

全体を確認すると、何れの運転も同じ学習条件を使用したところ、日付によって誤差が大きく変動する場合がある。特筆すべき点を挙げると、定常運転時の予測は何れも類似した予測傾向であり、傾向に沿っている場合は比較的に誤差の小さい予測結果となる。稀に Fig.4 に挙げている電力値において、定格能力に大した変化がないのにも関わらず、普段よりも大きい、或いは、小さいことが発生し、その日付を予測検討した場合は、番号 A ですら対処できないことが判明した。定常時の電力予測で誤差範囲が大きい理由は、この事が該当する可能性がある。

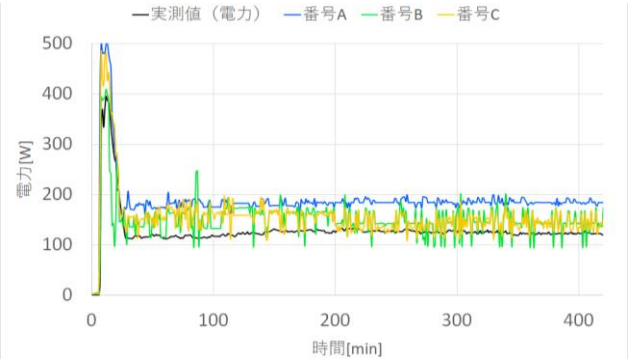


Fig.4 Power Value - Exceptional Case

また断続運転の周波数予測おいて、番号 A の定常データのみの学習データを用いると、実際の予測は殆どの場合が次に示す Fig.5 の通りであった。

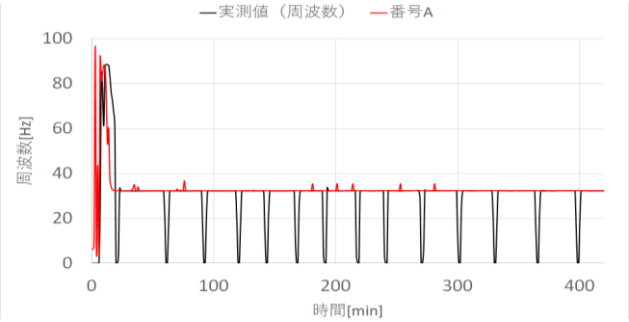


Figure 5　Stationary data only - Predicted Trend（frequency）

何れも ON/OFF が切り替わる間歇部分には対処できず、断続運転の予測は定常運転時と酷似した予測が為された。電力と熱量において、変動があったものの、同様に間歇部分には十分な対処ができていない。そのため厳密に予測を検討する場合は定常データのみである番号 A は断続運転の予測には不適合である。断続運転のみである番号 B も Fig.2 のグラフから定常運転の周波数予測が合わない。故に番号 B も不適合である。以上から番号 A、番号 B の特化型では、複数の運転に対して柔軟に対処できない。残った番号 C は、特化型と比べて若干誤差は増加するものの、複数の運転に対して対処できており、誤差を抑えられていることから番号 C が予測に適正を持つ可能性がある。

3.2　機械学習 - 学習データ調整

3.1 節より、番号 C が複数の運転に対して予測に適正を持つ可能性があると述べたが、あくまでも一つ残らず全てのデータを使用したため、一部の不適切なデータが、誤差を増加させていることが推測される。故に本節では番号 C の学習データから幾分か調整を行い、誤差の減少を目指せる否かを確認する。次の Table.7 は新たに作成した学習条件である。

Table 7　Training data Condition - 2

番号	学習データ内訳	サンプル数（日数）
D	定常 5 割、断続 5 割	19701（50 日分）
E	定常 7 割、断続 3 割	20241（50 日分）
F	定常 3 割、断続 7 割	19941（50 日分）

Table.8　RMSE(Root Mean Squared Error)－Prediction result of Steady operation and Intermittent operation for 10 days

名称	条件	周波数[Hz]	熱量[W]	電力[W]	COP[-]
定常運転	D	**6.68**	**318**	35.5	**1.95**
	E	7.33	342	40.7	2.16
	F	6.99	352	**32.1**	2.10
断続運転	D	11.5	350	32.9	3.14
	E	12.3	382	38.8	3.50
	F	**10.9**	**340**	**28.0**	**2.94**

Table 9　Mean absolute error compared to number C

名称	条件	周波数[%]	熱量[%]	電力[%]	COP[%]
定常	C	8.94	19.2	11.5	20.3
	D	9.52	17.6	14.0	20.6
	E	8.06	17.0	15.7	22.2
	F	11.8	19.7	13.3	22.8
断続	C	41.0	59.3	27.4	60.1
	D	40.9	56.8	27.5	58.1
	E	40.7	55.2	28.2	56.6
	F	42.1	56.4	27.2	58.0

Table.8 は定常・断続の 10 日分の予測誤差を平均化したもの、Table.9 は予測値と実測値の差の絶対値を平均した平均絶対誤差を指す。番号 C を基準として、その他の学習条件と比較すると、結果には大きな差は生じなかった。番号 C より優れる場合も存在したが、誤差抑えは雀の涙程度であり、逆に誤差の増加は多くのケースで発覚した。

上記から機械学習による検討は、現時点において、番号 C を用いたとしても差し支えない可能性がある。

4.　まとめ

本報では冷房時において、複数の学習条件から、圧縮機周波数、熱量、消費電力、COP の予測をした。定常運転における平均絶対誤差は 10～20%台と概ね再現できた可能性があるが、断続運転では、電力を除いて平均絶対誤差は 40～50%台と再現性に劣ることが判明した。

機械学習の理論上、あるデータに特化すると、特化部分には対処できるが、その他は多くの場合で対処ができないため、番号 C のあらゆるデータを含んだ学習データを作成し、その中で更なる誤差の縮小を目指す試みをした。しかしながら、結果の大半は誤差の縮小を見込める可能性が薄く、逆に増加するケースが目立ち、サンプル数の多い全学習を用いても予測に差し支えない可能性がある。

今後は更なる誤差の縮小を目指す必要があり、Fig.**4** の例外事例を取り除く等の学習データ見直しを検討する。

5.　参考文献

[1] 池西友樹，添田晴生，下田吉之，高岡大造，中田亮生：ルームエアコンの制御ロジックを連成したエネルギーシミュレーション(第 1 報)JIS 基準における期間エネルギー消費効率との比較，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会演論文集,pp.189-192,2013

[2] 池西友樹，添田晴生，下田吉之，高岡大造，中田亮生：ルームエアコンの制御ロジックを連成したエネルギーシミュレーション(第 2 報)JIS 基準における通年エネルギー消費効率との比較，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会演論文集,pp.177-180,2014

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会
機械学習を用いた既存建物の空調負荷予測手法
Cooling Load Prediction Method using Machine Learning for Existing Buildings

正 会 員 ○大原 誠（神戸大学／大阪国際工科専門職大学）
技術ﾌｪﾛｰ 磯崎 日出雄（神戸大学）
Makoto OHARA*1*2 Hideo ISOZAKI*1
*1 Kobe University *2 International Professional University of Technology in Osaka

This study aims to predict air conditioning loads for existing buildings using operational data, e.g. weather forecasts and visitor forecasts. The proposed prediction method is based on a neural network approach, which is a type of machine learning. However, not all loads are subject to learning in the proposed method. The loads are divided into load elements that can be mathematically predicted and other load elements that are subject to learning. The proposed method has been applied to an example instance using operational data from an underground mall in Kobe, and its validity has been confirmed.

はじめに

本研究の目的は，運用データの存在する既存建物に対して，気象予報・入館者数予測などのデータを用いて，翌日の将来負荷予測を行うことである。予測手法としてニューラルネットワーク（以下NN）法を利用したアルゴリズムを提案する。神戸にある地下街で運用データを入手する機会を得たので，過去時点に立ち戻ってこの予測手法を適用し，実測負荷との比較を行ってその予測精度を検証した。

今後の展開としてはこの負荷予測値を使い，2次側空調設備の特性（空調機能力，温度，流量の関係式，文献[3]参照）と組み合わせて，既存建物の冷水送水温度変温設定，運転する熱源機種選定・運転時間設定を許容される温熱環境幅の中で最大限省エネルギー的に立案することを狙っている。

１．既存建物負荷予測の特徴と検討範囲

既存建物に対する空調負荷予測であるが故に従来行われてきた新築建築用の負荷計算とは異なる下記のような条件がある。

1) 過去の運転データと対応する負荷データ実績を学習して予測に生かすことができる。その際，必ずしも負荷計算条件（説明変数と呼ぶ）と負荷の間に数理的な因果関係を立てずとも，大量の学習データを使って統計的に算出することも可能である。
2) 建物の使われ方については設計時の想定を超えて実態に合わせて入力する必要がある
3) 予測の当否について結果がすぐ出るのでパラメータを変更して予測精度を改善していくプロセスを期待できる

本研究の検討範囲は以下のように設定した。

1) 既存建物の翌日の1時間ごとの熱源負荷を予測する
2) 負荷予測対象は予測による省エネ効果がより多く見込める冷房負荷に限定し暖房負荷は扱わない
3) 負荷推定の目的変数となる冷房負荷をゾーン分けするなどして細分化すれば，空調運転方式検討上の利用価値は上がるが，そのためには負荷実績モニターポイントも同粒度で採る必要がある。近年IT技術の進歩で詳細な計測が現実的になってきてはいるが，ストック建物の省エネ化を視野に入れているので，改修工事費の抑制を考え，当面の対象を建物全体の冷房負荷予測とした。

２．空調負荷要素

応答係数法に基づく動的負荷計算法に関する既往研究を参照して，空調負荷を表-1に示す10負荷要素ごとにその説明変数を想定し，建物全体負荷の説明変数を探索する資料とした。なお負荷要素ごとの説明変数は一般的な建物において計測可能かどうかを基準として選出した。後述するように負荷要素ごとに負荷予測が可能な網掛をした項目の負荷については別途計上し，最終的に足し合わせる計算方法を採用している。

表－1 空調負荷分類と説明変数

No	空調負荷要素	説明変数	備考
1)	内外温度差による外壁貫流熱負荷（ガラスからの貫流負荷を含む）	現在外気温度，過去外気温度（50h 程度遡る），過去日平均外気温度（3 か月程度遡る），現在水平面日射量，過去水平面日射量（50h 程度遡る）	・ 外気温度は，代表的な室内設定室温との偏差を説明変数とする ・ 過去日平均外気温度は躯体蓄熱要素の影響が大きい場合に必要
2)	隣室よりの内壁貫流負荷	現在外気温度，過去外気温度（50h 程度遡る）	
3)	ガラスを透過する日射による負荷	現在日時，水平面日射量，過去水平面日射量（10 h 程度遡る）	・ 現状において簡単に入手できる気象予報の内容を考え，説明変数を左記のようにした ・ 窓面日射負荷については，方位・窓形状・ブラインドの使用率など，従来の負荷計算上は複雑な I/P が必要であるが，実績負荷に基づく機械学習であるので簡便に考えた
4)	隙間風による負荷	現在外気温度，現在外気湿度，現在外部風向・風速，建物の開口状態（スケジュール）	・ 建物の開口状態（スケジュール）は出入口の開放状態が定期的に変動する場合に利用する
5)	人体の代謝による負荷	現在人員，過去人員（10h 程度遡る），平均作業強度	・ 潜熱負荷は即時負荷と考える ・ 顕熱負荷については，重み係数により蓄熱負荷を考慮する
6)	照明器具の放熱による負荷	現在消費電力，過去消費電力(10h 程度遡る)	・ 重み係数により蓄熱負荷を考慮する。
7)	その他の室内機器類の放熱による負荷	現在発熱量（顕，潜），過去発熱量（顕）(10h 程度遡る)	・ 潜熱負荷は即時負荷と考える ・ 顕熱負荷については，重み係数により蓄熱負荷を考慮する
8)	間欠的空調運転に起因する蓄熱負荷	過去当該室室温（20h 程度遡る）	・ 代表的な室内設定室温との偏差を説明変数とする。
9)	外気負荷	外気取入れ量，外気温度，外気エンタルピー	・ 外気温度，外気エンタルピーは代表的な室内設定室温・エンタルピーとの偏差を説明変数とする
10)	システム損失（ファン再熱，ダクト損，混合損失等）		

注）表中に「現在」とあるのは，予測対象時点を表す。予測を行う時点はこれより 1～24 時間程度手前になる。

３．機械学習を用いた負荷予測手法

機械学習（NN 法）を用いた既存建物全体の空調負荷の予測手法を提案する。建物の全体負荷Lは、

$$L = f^1(\mathbb{X}^1) + f^2(\mathbb{X}^2) + \cdots + f^{10}(\mathbb{X}^{10})$$

と表せる。ここでiは負荷分類番号，$\mathbb{X}^i = (x_1^i, x_2^i, \ldots, x_{n^i}^i)$は表−1 で示した分類ごとの説明変数群、$f^i$は負荷と説明変数の関係（写像）とする。一般に各要素別の実績負荷値 $L^i = f^i(\mathbb{X}^i)$は知り得ないため NN 法における建物全体の空調負荷予測として、全体負荷を出力（学習・予測対象）とし、各空調負荷要素の説明変数を入力とする方法が考えられる。すなわち、

$$L = G(\mathbb{X}^1, \mathbb{X}^2, \ldots, \mathbb{X}^{10})$$

で表される関数（写像）Gを学習する方法である。しかし、空調負荷要素の中には負荷と説明変数の関係が明らかなものがあり，例えば 9）外気負荷は，説明変数である外気取入れ量，外気温度，外気エンタルピーから簡単に計算できる。簡単といっても負荷予測時には外気温度などを予測しなければならないがそれらについては天気予報などを活用することができる。このように理論解によって妥当な推定が可能な空調負荷要素を以降，数理計算要素と呼ぶ。本研究では学習対象の単純化のため，数理計算要素は NN 法の対象外とする。そのほかの要素，例えば 1)，2)のような多数室問題を含む伝熱負荷は，理論的に解けなくはないが，入力として計測点を多く必要とし，建物形状の正確なモデル化も煩雑であり，既存建物の負荷予測としては過去データの学習によって算出するのが適当だと思われる。よって本研究では、以降これらを学習推論要素と呼び、

$$L - \sum_{j\in\{5,6,7,9\}} f^j(\mathbb{X}^j) = g(\mathbb{X}^1, \mathbb{X}^2, \mathbb{X}^3, \mathbb{X}^4, \mathbb{X}^8, \mathbb{X}^{10})$$

で表される関数（写像）gを学習する。

3.1 学習フェーズ

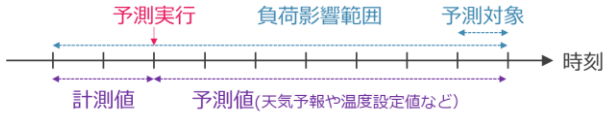
計測データを用いた学習時には以下のようにデータセットを構成する。

出力）学習負荷量=全体負荷量 - 要素 5-7, 9 の負荷量

入力）要素 1-4, 8, 10 の説明変数

3.2 予測フェーズ

空調負荷の予測時には、学習済みの NN モデルに要素 1-4, 8, 10 の説明変数の計測値または予測値を入力し、得られた出力に要素 5-7, 9 の説明変数の計測値または予測値から算出された負荷量を足し、建物全体の空調負荷の予測値とする。計測値と予測値の使い分けについては、1)の過去外気温度（50h 程度遡る）のように予測対象時間帯の空調負荷に履歴が影響する場合、予測実行時刻から見て計測できているかどうかで分ける（図-1 参照）。



図－1 入力における計測値・予測値の使い分け

4. 計算機実験

4.1 例題

神戸にある地下街「さんちか」（表-2 参照）の全体空調負荷と各空調負荷要素の説明変数の計測データ（2019, 2020 年の 6～9 月。1 時間値）を用いて空調負荷予測実験を行った。データセットの一部（8 割）を用いて学習し、一部（1 割）は学習の進捗状況の判定（過学習が起きていないか、など）に用いた。残り（1 割）の説明変数のデータを用いて空調負荷を推論し、予測精度の検証とした。これは実予測の代替で、実使用の際は計測データだけでなく天気予報などを用いる必要がある。また、事例のシステム上の都合で全体空調負荷は空調機群へ送られる 2 次側冷水往・還管間の熱量差の測定値とした。従って熱源負荷を議論するためには，若干の割り増しを考える必要がある。

4.2 学習設定

対象が地下街のため、表－1 の空調負荷要素のうち、日射による影響は無視した。よって数理計算要素は、現在人員（※計測方法については文献[4]を参照），過去人員（10h），現在照明用消費電力，過去照明用消費電力（10h），現在その他発熱量、過去その他発熱量（顕）（10h），外気取入れ量，外気温度，外気エンタルピーから算出した（表-3 参照）。

学習推論要素の説明変数は現在外気温度，過去外気温度（50h），過去日平均温度（3 か月），現在外気湿度，現在外部風向・風速，過去当該室室温（20h）をとした。当該建物は空調時間帯において常に開口しているため開口状態は対象外とした。なお各変数の値は対象期間における最大値が 1 となるように正規化して与えた

NN 法の設定を表-4 に示す。

表－2 対象地下街概要

※環境省・平成 26 年度大規模 CO2 削減ポテンシャル調査報告書より抜粋

名称	三宮地下街（さんちか）
建設年度	1963 年（第 1 期）
	1966 年（第 2 期）
経営主体	神戸地下街株式会社
延床面積	19,109m^2
商業面積	10,145m^2
営業時間	10:00～20:00（物販）
	11:00～21:00（飲食）
	6:00～24:00（通路）
流動人口	1 日 約 15 万人

表－3 例題における数理計算要素の算出方法

人体の代謝による負荷

顕熱負荷＝（1 人当たりの想定瞬時顕熱放熱量×予測現在通行時間総和）＋（過去の人体由来予測顕熱取得を人体用重み係数で畳み込んだ値）

潜熱負荷＝一人当たりの想定瞬時潜熱放熱量×現在予測通行時間総和

照明器具の放熱による負荷（その他の機器類発熱もこれに準ずる）

顕熱負荷＝（現在想定照明消費電力（実績値ベース）×照明用重み係数初項）＋（過去の照明由来想定熱取得を照明用重み係数で畳み込んだ値）

外気負荷

全熱負荷＝外気風量（測定実績値ベース）×（予測外気比エンタルピー－室内設定比エンタルピー）

表－4 NN 法設定

入力層	入力サイズ	28
中間層	層数	2
中間層共通	種類	全結合
	活性化関数	ReLU（ランプ関数）
中間層 1	ユニット数	20
中間層 2	ユニット数	10
出力層	種類	全結合
	出力サイズ	1
その他	バッチサイズ	10
	エポック数	30
	試行数	10

4.3　予測設定

今回は純粋にNN法の性能を確認するため，過去のデータセットを使って計算を行った。実使用であれば予報値，予測値を使うべきところも計測値を用いた。実使用の際には適宜説明変数の値として空調温度の設定値、天気予報などを利用する（人員に関する予測手法については文献[5]を参照)。

4.4　結果

提案手法による推定結果を図-2に示す。縦軸が推定結果、横軸が対応する実測値であるため、赤点線（斜め45度の先）に近ければ精度が高いことを表す。NN法の学習済みモデルによる推定結果を実測値と比較した結果R2係数で0.62となった。またNN法の推定結果にあらかじめ差し引いていた数理計算要素の負荷を足し戻した場合、つまり数理計算要素の予測が完全だと仮定した場合の負荷全体の推定結果はR2係数で0.88となった。

推定結果と実測値のずれが大きかった所（図-2の左下部分）について調べた所、朝7時～朝9時の所が多く、現状の提案手法では空調の立ち上がり時の考慮が不十分な可能性がある。

5. おわりに

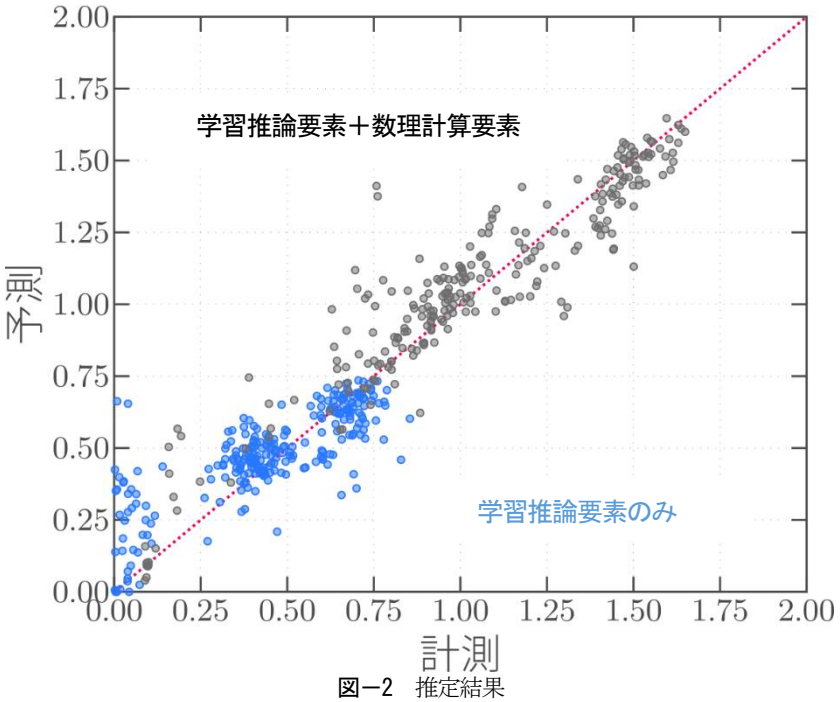
本研究では，開放部を持つ地下街の効率的な空調運用を目標に，空調負荷の予測手法を検討した。また神戸の地下街の実際のデータに基づき学習手法を検討した。今後の課題として，実使用時を想定した予測評価および異なる手法との精度検討などが挙げられる。

謝辞

フィールドとして使わせて頂いた神戸地下街株式会社の方々には大変お世話になりました。ここに記して謝意を表します。本研究は，JSPC科研費　JP18K04456の助成を受けたものです。また本研究に使用したデータは平成30年度　環境省CO2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業にて収集されたものです。

参 考 文 献

1) 松尾陽，横山浩一，石野久弥，川本昭吾，空調設備の動的熱負荷計算入門　，（社）建築設備技術者協会，1980年3月
2) 岡谷貴之，深層学習，講談社，2015年4月
3) 小田久人，中尾正喜，藤堂聖真，磯崎日出雄，空気調和機の冷却コイル特性同定モデルの研究（第1報）グレーボックスモデルの設定と同定精度の検討，空気調和・衛生工学会大会講演論文集，2020年9月，E-6
4) 大原誠，松本卓也，鈴木義康，長廣剛，玉置久，LRFを用いた地下街における人流推定手法，システム制御情報学会研究発表講演会2018，2018年5月
5) 大原誠，松本卓也，榊原一紀，鈴木義康，長廣剛，玉置久，開放部を持つ地下街での空調運用のための人密度予測手法，計測自動制御学会　システム・情報部門学術講演会2020 (SSI2020), 2020年11月



図－2　推定結果

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

さいたま市内公立小・中学校教室の高性能化改修に関する検討
空調負荷削減と校舎長寿命化に向けた改修効果の数値評価
Research on High-Performance Retrofit of Classrooms in Public Elementary and Junior High Schools in Saitama City
Numerical Evaluation of Retrofit Effects for Reducing Air Conditioning Load and Extending the Life of School Buildings

○脇　日出海（ハイシマ工業㈱）　芝池　英樹（建築都市科学ラボ）　葩島　一弘（ハイシマ工業㈱）
Hideumi WAKI*1　Hideki SHIBAIKE*2　Kazuhiro HAISHIMA*1　Hanako EISEI*3
*1　Haishima Industry Co. Ltd.　*2　Building and Urban Science Lab.

Taking into account the renovation principles for extending the service life of school buildings published by MEXT and MLIT of GOJ, numerical simulations are carried out for choosing effective high performing retrofitting strategies to reduce cooling and heating energy consumptions as well as to provide the comfort indoor hygrothermal conditions with the necessary ventilation rate against COVID-19 prevention. The classroom with 35 children located in the top floor and west end (CaseTW) shows 65% reduction of annual air-conditioning energy consumption based on the current reference model.

１．はじめに

文部科学省、国土交通省等からは学校建築の長寿命化改修の方向性が示され指針等が公開されており、その流れと一致する具体的検討を進めることが求められている。

一方で、昨今の公立学校では、新型コロナ禍への感染防止対策に配慮した対面での授業運営が不可避となり、窓・入口開放により自然換気量の最大化を計ることが常態化しており、猛暑期や厳寒期の冷・暖房エネルギー消費量が鰻のぼりに増えている。

さらに気候変動の影響を受けて、学休期間前後の学期中にも猛暑日、もしくは冬日や真冬日が生起することが頻発し、解放教室で冷・暖房を利用するとエアコン消費電力が激増し、電力需給をひっ迫させる要因とも成り得る。

これらを踏まえて、35 人学級で必要十分な換気量を確保しながら、期間の冷・暖房エネルギー消費量（電力消費量）やピーク時の消費電力（契約電力）を抑制できる教室の高性能化改修を検討し、同時に学校建築の長寿命化を実現できる方策を導き出すことが本研究の目的である。

ここで言う「高性能化改修」とは、教室棟外皮の各種改修と空調設備システム（全熱回収型換気システム＋冷・暖房 HP エアコン）の組合せ改修を意味し、空調設備システムの運用条件等も含めて検討を行うものであり、多数室非定常熱・湿気同時移動計算が可能な Windows アプリケーション WUFI Plus 等による数値予測結果を比較する。

２．検討対象とする高性能化改修方策

本稿で検討対象とする高性能化改修方策の概要を Fig.1 に示す。主要な方策は、①全熱回収型換気装置（ERV）の導入、②外皮用高反射塗料の使用、③窓面の日射遮蔽対策、④Low-E 複層ガラスへの交換、⑤EIFS 外断熱工法による断熱改修の 5 種類である。学校建築の長寿命化も目的の一つとしており、断熱改修方策については、内断熱工法よりも建物外皮の保護効果が高く、工事期間中も教室利用が可能な EIFS 外断熱工法を採用することとする。

３．数値評価方法

多数室に生じる非定常熱・湿気同時移動を数値予測できる Windows アプリケーション WUFI Plus Ver3.2 を用いて教室の熱・湿気性状について比較評価する。

本稿では、さいたま市の現存学校建築の教室形状を参照して作成した 3×3 の南面するモデル教室棟を想定し（Fig.2）、上下左右に教室がある「CaseMM:規準教室モデル」と最上階西妻壁のある「CaseTW:周辺教室モデル」2 モデルを数値評価の対象として、各モデルに対し高性能化

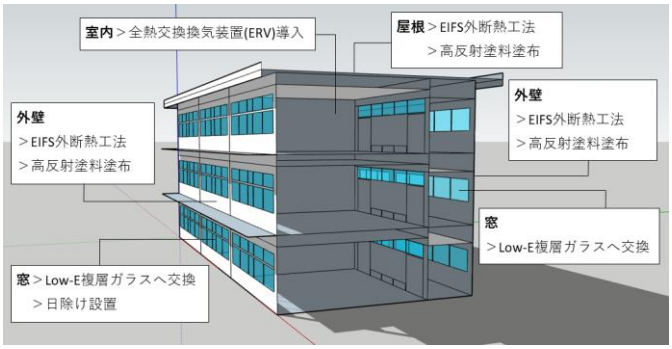


Fig.1 High performance retrofit strategy

Table.1 Computational conditions for CaseMM

	ERV 常時	ERV バイパス+ ナイトパージ	日除け	Low-E 断熱	Low-E 遮熱	EIFS t=40mm	EIFS t=80mm	
MM-0'	-	-	-	-	-	-	-	➡ 現状　ACH7.0（窓全開放を想定(CDC基準より)）
MM-0	-	-	-	-	-	-	-	➡ 現状　ACH3.8（厚労省コロナ感染症対策基準）
MM-1	●	-	-	-	-	-	-	➡ ERV（潜熱・顕熱65%回収）追加
MM-2	-	●	-	-	-	-	-	➡ ERV追加（夏期バイパス換気+ナイトパージ）
MM-3	-	-	●	-	-	-	-	➡ 教室南面窓のみ日除け設置（冷房期間のみ）
MM-4	-	-	-	●	-	-	-	➡ 断熱型Low-E複層ガラスに交換
MM-5	-	-	-	-	●	-	-	➡ 遮熱型Low-E複層ガラスに交換
MM-6	-	-	-	●	-	●	-	➡ 断熱型Low-E複層ガラス+EIFS（t=40mm）
MM-7	-	-	-	-	●	●	-	➡ 遮熱型Low-E複層ガラス+EIFS（t=40mm）
MM-8	-	●	●	●	-	●	-	➡ 全対策（断熱型Low-E+EIFS（t=40mm））
MM-9	-	●	●	●	-	-	●	➡ 全対策（断熱型Low-E+EIFS（t=80mm））

Table.2 Computational conditions for CaseTW

	ERV 常時	ERV バイパス+ ナイトパージ	高反射	日除け	Low-E 断熱	Low-E 遮熱	EIFS t=40mm	EIFS t=80mm	
TW-0'	-	-	-	-	-	-	-	-	➡ 現状　ACH7.0（窓全開放を想定(CDC基準より)）
TW-0	-	-	-	-	-	-	-	-	➡ 現状　ACH3.8（厚労省コロナ感染症対策基準）
TW-1	●	-	-	-	-	-	-	-	➡ ERV（潜熱・顕熱65%回収）追加
TW-2	-	●	-	-	-	-	-	-	➡ ERV追加（夏期バイパス換気+ナイトパージ）
TW-3	-	-	●	-	-	-	-	-	➡ 屋根面のみ高反射塗料使用
TW-4	-	-	-	●	-	-	-	-	➡ 教室南面窓のみ日除け設置（冷房期間のみ）
TW-5	-	-	-	-	●	-	-	-	➡ 断熱型Low-E複層ガラスに交換
TW-6	-	-	-	-	-	●	-	-	➡ 遮熱型Low-E複層ガラスに交換
TW-7	-	-	-	-	●	-	●	-	➡ 断熱型Low-E複層ガラス+EIFS（t=40mm）
TW-8	-	-	-	-	-	●	●	-	➡ 遮熱型Low-E複層ガラス+EIFS（t=40mm）
TW-9	-	●	●	●	●	-	●	-	➡ 全対策（断熱型Low-E+EIFS（t=40mm））
TW-10	-	●	●	●	●	-	-	●	➡ 全対策（断熱型Low-E+EIFS（t=80mm））

改修の各方策を採用した場合の冷・暖房・除湿負荷および消費電力を算出して比較検討する。

3.1　基本計算条件

各種ケースに共通する計算条件を以下に記す。

(1)室内条件

1クラス35人学級を想定し、8時～16時まで教師1人と生徒35人の計36人が在室しているものとする。

毎週土曜・日曜を休日とし、3/25～4/7を春休み、7/21～8/25を夏休み、12/24/～1/5を冬休みとして、学休期間中の教室は在室なし、照明も未使用状態とする。

(2)空調設定条件

温度設定は18～26℃とし、湿度設定は上限70%とする。

暖房稼働期間は12/1～3/31、冷房稼働期間は6/1～9/30として、休日を除く教室在室時（8時～16時）のみ稼働させるものとする。

除湿に関しては、エアコンによる除湿を想定して冷房稼働中のみ除湿が発生するものとする。

(3)換気設定

大人1人当たりの換気量30 m³/h（厚生労働省の新型コロナ感染症対策基準）、子供1人当たりの換気量20 m³/h（大人の2/3倍）として、教室在室時のみ730 m³/h（≒ACH3.8）の換気を行うものとする。

ただし、窓や入口を全開放することを新型コロナ感染症対策として実施している学校での現状を鑑み、「医療施設における環境感染管理のための CDC ガイドライン」を参考に、1時間のうちに99.9%空気汚染粒子を除去するのに必要な換気回数（ACH7.0）を入力した場合についても併せて評価する。

漏気回数は0.3回/hとする。

(4)バイパス換気・ナイトパージ採用時

バイパス換気・ナイトパージを行うケースに限り、6/1～9/30の期間（夏休みを除く）、終日バイパス換気を行い、教室在室時間外も在室時の0.5倍の風量で換気を行う。

3.2　各種計算条件

高性能化改修の各方策の効果と、それらを組み合わせた場合の効果を比較・検討するため、CaseMMについては10ケース、CaseTWについては11ケースの数値評価を行う。CaseMMの各ケースの高性能化改修方策の採用状況をTable.1に、CaseTWの各ケースの高性能化改修方策の採用状況をTable.2に示す。

高反射塗料を使用する場合（TW-3）は、防水工事に伴う屋根塗装工事を想定し、屋根面の日射吸収率のみを0.85から0.40に変更し、外壁面は現状のままで計算する。

また、EIFS外断熱工法を採用する場合について、外壁

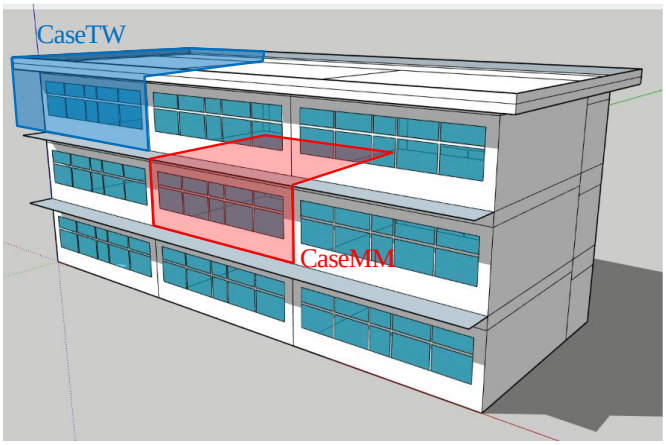


Fig.2 3×3 classroom building model

塗装を高反射塗料で行うと想定して日射吸収率を0.85から0.40に変更し、屋根面は現状のままとして計算する。

4. 計算結果の評価

4.1 標準教室モデル：CaseMMの結果

CaseMMの計10ケースに関する冷・暖房・除湿負荷年間積算値の比較結果をFig.3に示す。

現状の学校建築で厚労省の新型コロナ感染症対策基準を満たす換気量を確保した場合の計算（MM-0）を基準とすると、ERVを使用することで暖房負荷を削減することが可能だが（MM-1）、夏期はそれが排熱を回収して冷房負荷を増加させる結果となるため、バイパス換気とナイトパージを行う必要があることが読み取れる（MM-2）。

夏期に日除けを設置すること（MM-3）については、当然のことながら冷房負荷削減が期待できて効果的な対策となるが、Low-E複層ガラスを採用することについては、断熱型（MM-4）、遮熱型（MM-5）ともに冷房負荷削減には効果がある反面、暖房負荷を増加させてしまうことになり、結果として年間の空調負荷総量は増加している。この原因としては、現状のアルミサッシの単板ガラス窓の方が日射を多く取得することと、日射取得のある時間帯が主な利用時間帯であるという学校建築の特性が主因であり、学校の高性能化改修として窓の改修のみを単独で行うことは効果的でないことを示している。

EIFS外断熱工法とLow-E複層ガラスの組み合わせ（MM-6, MM-7）については、断熱型Low-E複層ガラスを使用した場合（MM-6）のほうが年間の空調負荷総量を削減できていることが読み取れる。そのため、すべての対策を講じた場合の計算（MM-8, MM-9）については断熱型Low-E複層ガラスを採用することとしている。

MM-8とMM-9の違いは断熱厚の違いであるが、外皮面積の比較的少ないCaseMMの計算では、断熱厚が2倍となっても年間の空調負荷総量に大きな違いは見られない。

既存の学校に導入されているエアコンのCOP（（冷房/暖房）2.97/3.45）から消費電力を算出した場合、MM-0を基準としてMM-9は57.3%消費電力を削減できる。

4.2 周辺教室モデル：CaseTWの結果

CaseTWの冷・暖房・除湿負荷の年間積算値のグラフをFig.4に示す。

基本的には3.1のCaseMMの結果の傾向と似ているが、CaseMMにはない屋根面に高反射塗料を使用した場合の計算（TW-3）を取り上げると、現状の計算（TW-0）と比較して冷房負荷が削減される反面、暖房負荷が増加してしまい、年間の空調負荷総量はほとんど変わらない結果となっている。屋根スラブの厚さは200mmの設定であるが、コンクリートの蓄熱性能の高さも相まって屋根スラブから熱が流入し、夏期は冷房負荷の増加に、冬期は暖房負荷の削減に寄与していた分を、高反射塗料を使用することで抑えた結果だと読み取ることができる。

高反射塗料を屋根に使用することについても、Low-E複層ガラスを採用することと同様に、高性能化改修としてそれ単独で導入することは難しいと判断できる。

CaseMMの場合と同様に消費電力を算出した場合、TW-0を基準としてTW-10は65.0%消費電力を削減できる。

5. EIFS外断熱工法と内断熱工法の数値的比較評価

学校建築の長寿命化を目指すために、本稿では建物外皮の保護効果が高いEIFS外断熱工法を採用しているが、学校の省エネルギー化と教室の温熱環境改善を目的として内断熱工法による実験的改修工事例の報告が見られる。ここでは、EIFS外断熱工法と内断熱工法の省エネルギーと室内温熱環境への効果の比較検討を行うこととする。

5.1 計算条件

外皮の断熱効果比較のためCaseTWを検討対象とし、同時に窓改修も想定しTW-7の条件を規準に計算する。内断熱と外断熱で使用できる断熱材料は違い性能も異なるので、各部位熱貫流率が各々等しくなるよう厚さ調整する。

5.2 数値評価結果

内断熱と外断熱の夏期1週間の各部時系列温度変動を各々Fig.5、Fig.6に、冬期1週間の各部時系列温度変動を各々Fig.7、Fig.8に示す。夏期・冬期に共通する特徴として、内断熱と比べて外断熱は教室非使用時間帯の温

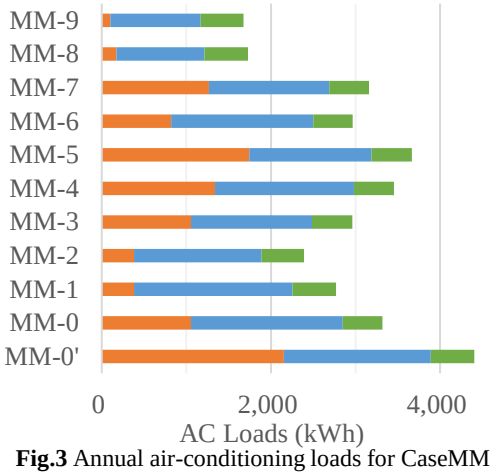


Fig.3 Annual air-conditioning loads for CaseMM

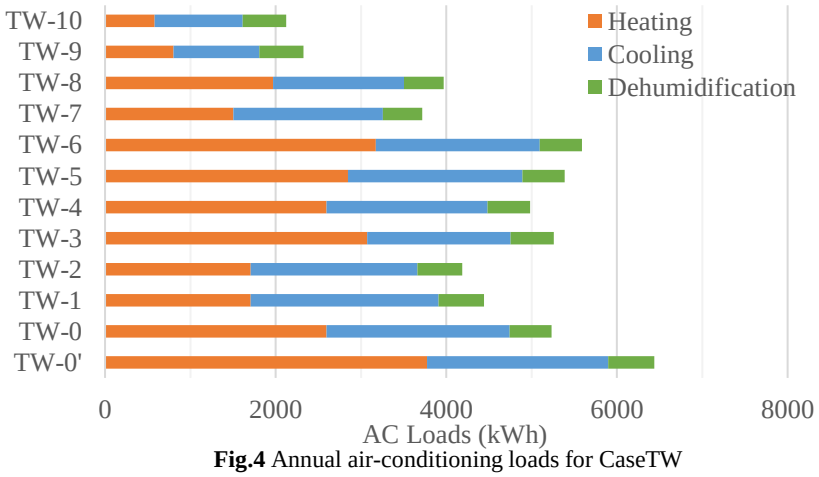


Fig.4 Annual air-conditioning loads for CaseTW

熱環境が改善されるという利点がある。現実の学校運用では放課後や休日に数教室が使用されることが想定されるので、非空調時間帯の温熱環境改善は利用者の快適性向上への効果が期待できる。また、外断熱により教室の使用・未使用に関わらず室内表面温度変動が安定し、躯体の温・湿度変動幅が限定され、熱・湿気的な膨張・収縮の抑制効果が期待できる。省エネルギー面では、年間の冷房と暖房負荷について、内断熱は 1802.2kWh と 972.2kWh であるのに対し、外断熱は 1718.0kWh と 1300.6kWh になっており、内断熱のほうが負荷総量は小さい。この違いは躯体への蓄熱分が少ないためである。

6. まとめ

文部科学省、国土交通省等で指導されている学校建築の長寿命化改修の方向性を念頭に、35 人学級でコロナ禍において必要十分な換気量を確保しながら、期間の冷・暖房エネルギー消費量（電力消費量）を抑制できる教室の高性能化改修を検討した。周辺教室モデル（CaseTW）では、全対策を組み入れた高性能化改修により、現状計算結果（換気回数 3.8 回）の年積算電力消費量を 65.0%、上下左右に教室がある規準教室モデル（CaseMM）では年積算電力消費量を 57.3%削減できることを確認した。

また、これまでに実験的実証事例（内断熱工法による改修）と比べ、EIFS 外断熱工法は学校利用者により快適な室内温熱環境が提供でき、躯体の外乱による膨張・収縮を抑制し建物長寿命化に寄与できる可能性を示した。

今後もさらなる検討を続け、本稿で示した高性能化改修による建物躯体の長寿命化について定量的な評価を行うとともに、コスト評価の精度向上を計る必要がある。

謝辞 本稿の一部は、公立学校施設の運営管理に関わるさいたま市関係各位から寄せられたご意見を参考にした。

参 考 文 献

1) 文部科学省，学校施設の長寿命化計画策定に係る手引，2015 年 4 月.
2) 文部科学省，小学校施設整備指針，2022 年 6 月.
3) さいたま市，さいたま市公共施設マネジメント計画・第 1 次アクションプラン，2018 年 3 月.
4) H.M.Künzel, Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components One- and Two-Dimensional Calculation Using Simple Parameters, IRB Verlag, 1995.
5) H.M.Künzel et al, Simulation of Indoor Temperature and Humidity Conditions Including Hygrothermal Interactions with the Building Envelope, Solar Energy 78, 2005.
6) CDC, Guidelines for Environmental Infection Control in Health-Care Facilities, 2003.

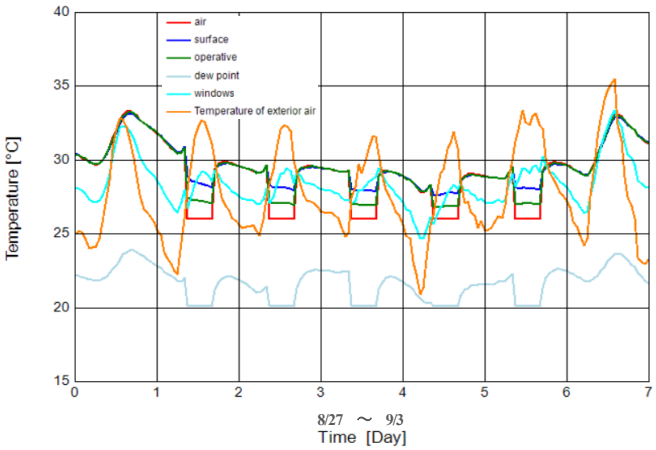


Fig.5 Temperature profiles for internal wall insulation in summer

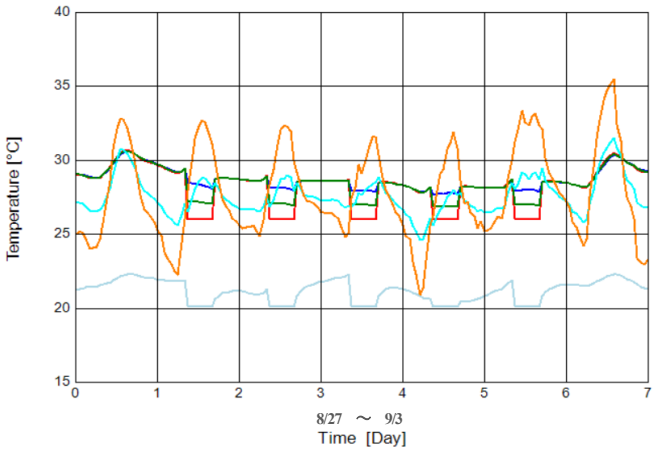


Fig.6 Temperature profiles for EIFS in summer

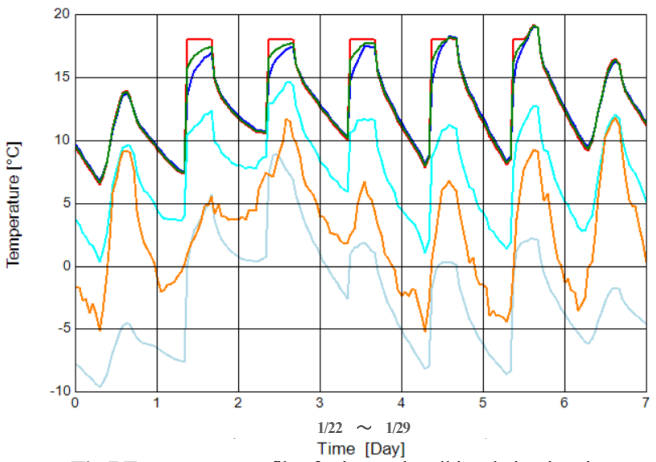


Fig.7 Temperature profiles for internal wall insulation in winter

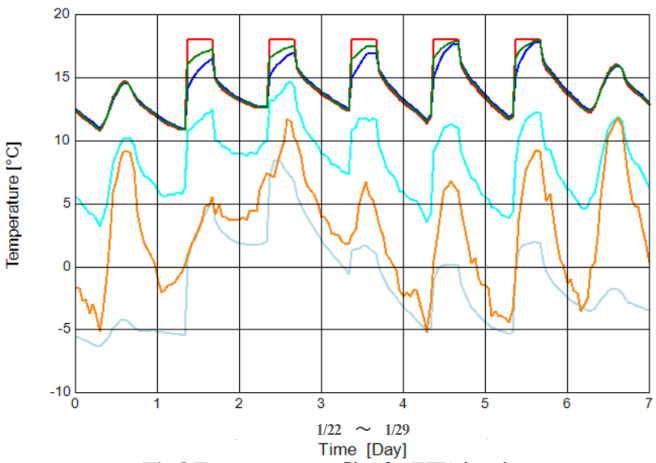


Fig.8 Temperature profiles for EIFS in winter

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

都市の熱環境計画やインフラ計画のための時系列人流データの分析手法の検討

Investigation of methods for analyzing timeseries human flow data for urban thermal environment planning and infrastructure planning

○早川　大地（神戸大学）　　竹林　英樹（神戸大学）
Taichi HAYAKAWA[*1]　Hideki TAKEBAYASHI[*1]
[*1]Kobe University

In this study, a cluster analysis using SPSS was conducted on the passenger count data of nine locations in the Sannomiya area, which were measured and disclosed by Kobe City, to explore the analysis method of passenger count data for thermal environment planning and infrastructure planning. The clusters were classified on the basis of the number of passengers throughout the day and the difference in number of passengers around 8:00 a.m. on different days of the week, and the classification results reflected the characteristics of each location, similarities among locations, and the characteristics of people flow in the Sannomiya area.

1.　はじめに

近年，IT 技術の普及・拡大により人流データが計測・利用され始め，2020 年の新型コロナウイルス流行をきっかけにその重要性が広く認識されるようになった．こうしたデータは一般に公開されるものも増えており，交通機関や店舗などでの利用のほか，行政機関における防災・交通・観光などの地域課題への利用など，官民問わず多様な分野での活用が進みつつある[1,2]．

本研究では，都市の熱環境計画やインフラ計画への人流データの活用を想定し，神戸市により公開された三宮地区の 9 地点の通過人数のデータを対象として，時系列特性や空間分布の特徴を分析する．具体的には，通過人数の時系列データをクラスター分析し，分類結果の特徴を考察することで，通過人数に影響を与える要因を分析する．さらに地点間での通過人数の変化の特徴の関係を分析し，地域全体の特性を考察する．

2.　分析の概要

2.1 分析データの概要

本研究では，神戸市と連携して関西電力株式会社と株式会社オプテージが赤外線センサーを用いて計測し，神戸市により公開されている通過人数のデータを用いた（図 1）．提供期間は 2020 年 2 月 1 日から 2021 年 3 月 23 日で，一時間ごとの通過人数のデータである．このうち 2020 年 7 月 25 日から 9 月 30 日は欠測であり，各地点でセンサーの停止やデータの欠損が見られる日は分析対象外とする（表 1）．

2.2 分類方法

各日一時間毎の通過人数を 24 次元の多変量データとみなして SPSS を用いたクラスター分析を行った．出発行列には相関行列を用いた．固有値が 1 以上になる主成分を採用した．次に主成分得点を計算し，その得点を用いて階層クラスター分析を行った．サンプル間距離にはユークリッド距離を用い，グループ間平均連結法により分類した．得られたデンドログラム（樹形図）より，3～10 個のグループ数となるように一定の距離で線引きを行い，グループに分類した．

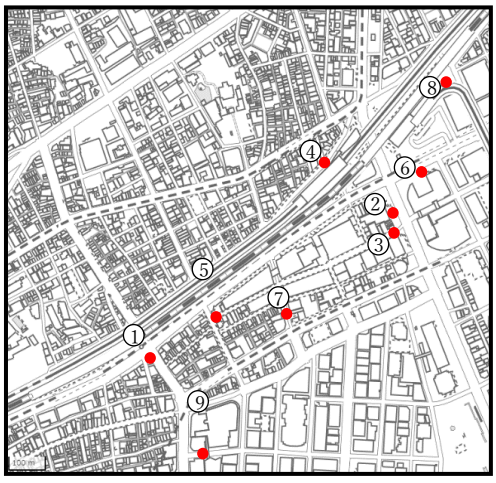


Fig.1 Location of infrared sensors

Table.1 Number of measurement days and average number of daily passengers at each location

measuring point	No.	Number of measurement days	Average number of passengers per day
Koikawa-suji	1	318	41,225
Flower rode	2	325	28,649
Center Gai Shopping St 1 East end	3	333	23,943
Sunset-dori	4	335	20,661
Center Gai Shopping St 2 West end	5	329	19,242
Deck in front of Hankyu	6	331	14,291
Ikuta rode in front of the first torii gate of Ikuta Shrine	7	341	11,662
2F above JR Sun City Pedestrian Bridge	8	340	7,263
Nakamachi-dori	9	278	6,901

3. 通過人数の時刻変化の分類

3. 1 各地点の通過人数の時刻変化

各地点の主成分分析結果より，どの地点でも寄与率の高い主成分として，一日を通した通過人数，8 時頃の通過人数などが推察された（図 2）.

第一主成分は，すべての時刻において正で，11 時～24 時に 0. 8 以上となる．また，緊急事態宣言期間の主成分得点が小さい．したがって，一日を通した通過人数を表していると解釈される（図 3）.

第二主成分は，7 時～9 時に 0. 8 以上となり，他の時刻は小さい. また, 主成分得点は正負の変動が大きい. したがって，平日と休日の 8 時頃の通過人数の差を表していると解釈される（図 4）.

多くの地点で，平日と休日のクラスターが複数分類された．鯉川筋の分類結果を図 5 に示す．平日のクラスター（実線）と休日のクラスター（破線），第一回緊急事態宣言期間(2020 年 4 月 7 日～5 月 21 日)を多く含むクラスター（一点鎖線）が確認される．平日は朝夕の通勤，通学時にピークを持つものが多く，休日は 14 時～16 時にピークを持つものが多い．平日，休日のクラスターは通過人数の大小により更に分類された.

3. 2 分類結果の特徴

鯉川筋のクラスター分類結果（図 5）より，第一回緊急事態宣言期間の日が多く分類されたクラスター7 の通過人数は, 他のクラスターと比較して, 休日は約 68%, 平日は約 66%減少した．他の地点でも，緊急事態宣言期間の日が多く分類されたクラスターの通過人数は，約 45%～80%減少した.

サンセット通りの分類結果（図 6）では，クラスター1 には金曜日と土曜日，クラスター2，4 には日曜日から木曜日，クラスター3 には第一回緊急事態宣言期間の日，クラスター5（二点鎖線）には第二回緊急事態宣言期間(2021 年 1 月 14 日～2 月 28 日)の日が多く分類された．飲食街であるサンセット通りでは，翌日が休日である金曜日と土曜日の特徴が抽出された.

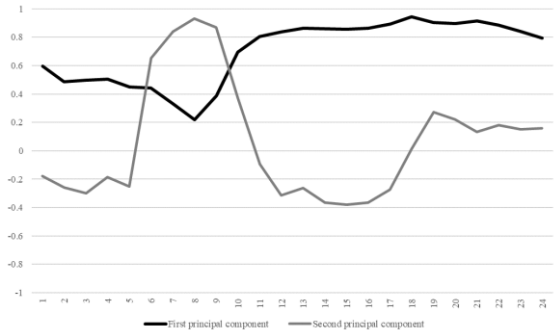


Fig.2 Contribution by each principal component at Koikawa-suji

Fig.3 First principal component score at Koikawa-suji

Fig.4 Second principal component score at Koikawa-suji

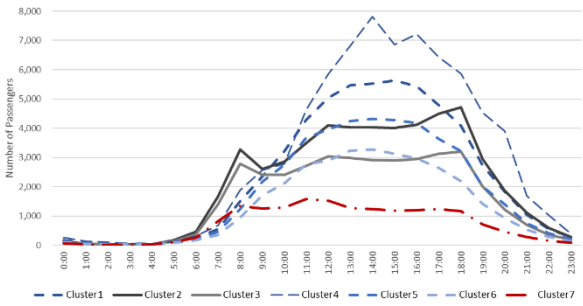


Fig.5 Cluster classification results at Koikawa-suji

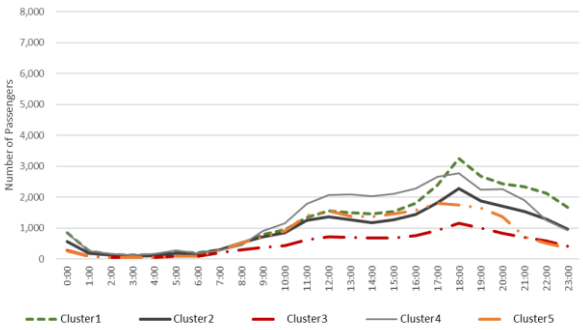


Fig.6 Cluster classification results at Sunset-dori

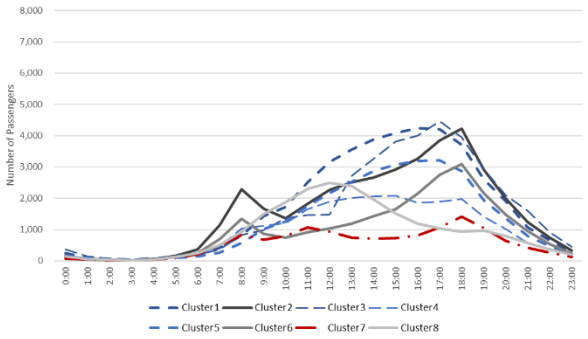


Fig.7 Cluster classification results at Flower rode

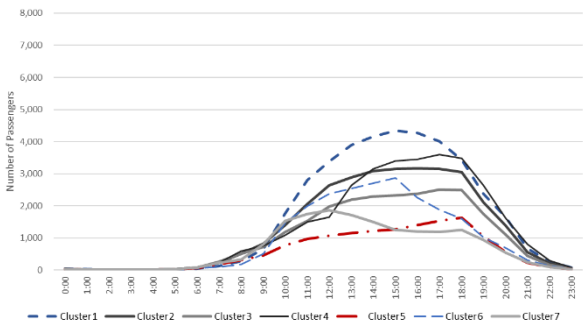


Fig.8 Cluster classification results at Center Gai Shopping St 2 East end

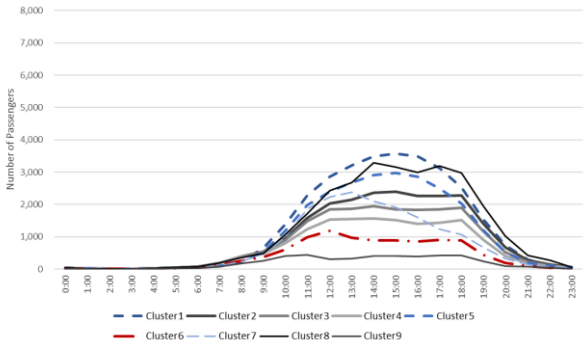


Fig.9 Cluster classification results at Center Gai Shopping St 2 West end

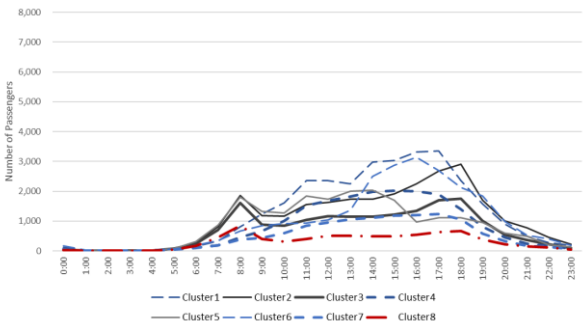


Fig.10 Cluster classification results at Deck in front of Hankyu

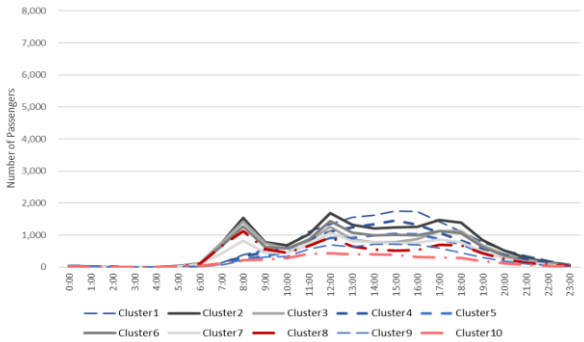


Fig.11 Cluster classification results at Ikuta rode in front of the first torii gate of Ikuta Shrine

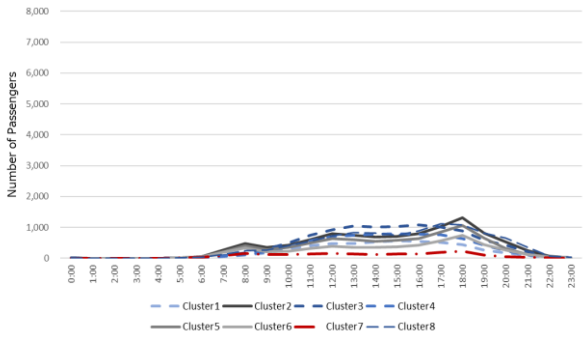


Fig.12 Cluster classification results at 2F above JR Sun City Pedestrian Bridge

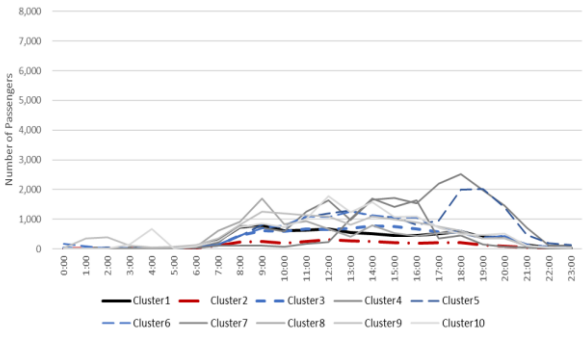


Fig.13 Cluster classification results at Nakamachi-dori

4. 通過人数の特徴に基づく測定地点の分類

地域全体の通過人数の特性を考察するために，測定地点の分類を行った．各地点の主成分分析結果やクラスター分類の結果より，4 つの時刻変化の特徴量（平日クラスター，休日クラスターの最大値，平日クラスター，休日クラスターの 8 時の通過人数）を選定し，これらの特徴量により代表される 4 次元の多変量データとみなし，主成分分析，クラスター分析を行ったところ，5 つのクラスターに分類された（図 7，表 2）．

主に一日を通した通過人数により分類された．クラスター4 には，平日 8 時の通過人数を特徴として，いくたロードが分類された．

クラスター1 に分類された鯉川筋とフラワーロードは，それぞれ元町駅，三宮駅から南下する大通り沿いで，平日の 8 時と 18 時にピークが出現する．クラスター4 のいくたロードでも同様のピークが出現し，3 地点はすべて南北道路である．駅とのアクセスの特徴は南北方向の道路で顕著に確認される．

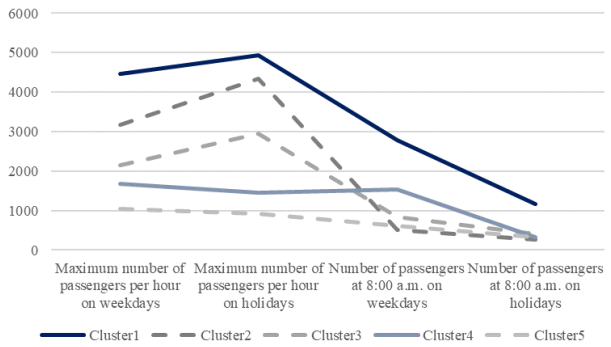


Fig.14 Cluster classification results at 9 sites

Table2 Cluster classification results at 9 sites

Location	Cluster Number
Koikawa-suji	1
Flower rode	1
Center Gai Shopping St 1 East end	2
Sunset-dori	3
Center Gai Shopping St 2 West end	3
Deck in front of Hankyu	3
Ikuta rode in front of the first torii gate of Ikuta	4
2F above JR Sun City Pedestrian Bridge	5
Nakamachi-dori	5

5. まとめ

本研究では，神戸市により公開された三宮地区の 9 地点の通過人数のデータ（人流データ）を，SPSS を用いて統計的に分類し，時刻変化の特徴を考察した．

各地点での分類結果は，主に平日と休日のクラスターに分類され，第一回緊急事態宣言期間を多く含むクラスターも確認された．平日，休日のクラスターは一日を通した通過人数により更に分類された．主成分分析の結果から，各地点での分類の主な要因は一日を通した通過人数であり，他の要因は平日と休日の 8 時の通過人数の差と推測された．熱環境計画やインフラ計画においても，平日と休日の通過人数の差を想定した計画や運用が求められる．

通過人数の時刻変化の特徴量を用いてクラスター分類を行い，計測地点が 5 つに分類された．平日と休日ともに一日を通した通過人数の大きい地点は熱環境計画やインフラ計画の中心地となる．平日の通勤，通学時に明確なピークが出現する地点はその時間に特化した対策が有効である．

本研究で検討した通過人数の時刻変化の特徴を抽出する統計的な分類方法は，より多くの計測地点のデータに適用することで，都市や街区における熱環境計画やインフラ計画の検討などに有効に活用できる可能性がある．

参考文献

1）今井龍一，深田雅之，重高浩一，矢部努，牧村和彦，足立龍太郎，多様な動線データの組合せ分析による都市交通計画への適用可能性に関する考察，第 47 回土木計画学研究発表会・講演集，2013

2）国土交通省，地域課題解決のための人流データ利活用の手引き，25，2022

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

RANS による定常解析及び LES による非定常解析に基づく街区形態と風通し環境の関係に関する研究

Study on the relationship between urban block characteristics and the ventilation environment of the city based on RANS and LES

○山腰　和希（神戸大学）　　竹 林　英 樹（神戸大学）
Kazuki YAMAKOSHI *1　Hideki TAKEBAYASHI *1
*1　Kobe University

In this study, we analyzed the relationship between urban block properties and wind environment in downtown Kobe based on RANS model, and analyzed in some districts with different urban block properties within the target area by LES model. LES model can reproduce eddies and time fluctuations that cannot be detected by RANS model. The analysis results by LES model follows those by RANS model, except of roads along the main wind direction. LES model reproduced the air flow into the street canyon along the main wind direction caused by high-rise buildings, which was not reproduced by RANS model. RANS model evaluated the risk of weak winds highly, while LES model evaluated it low.

1. はじめに

上空風を市街地内に取り入れて風通しを促進し，地表付近の熱を上空へ拡散させることは，ヒートアイランド対策の一つである．街区形態と風通しの関係を分析した既往研究では，計算負荷の観点から乱流モデルにレイノルズ平均（RANS）モデルが用いられる場合が多い．RANS による分析では，実測結果より弱風リスクが過大評価されると指摘されている[1)]．本研究では，神戸市中心部を対象として RANS の定常解析を実施し，街区の特性と風環境の関係を分析し，対象領域内の幾つかの領域で LES による非定常解析を行い，RANS モデルでは探知できない渦や時間変動を分析した．

2. 数値計算の概要

2.1 計算領域と格子間隔

Fig.1 に神戸市中心部の解析対象領域を示す．Fig.2 に異なる街区特性を持つ LES による非定常解析の対象領域を示す．2011 年に構築された建物形状データを，google earth より得られる 3 次元モデルデータに基づいて 2022 年時点の街区形状に更新した．

水平方向の格子間隔は，解析対象領域内で RANS は 2.0m，LES は 0.8m，解析対象領域外で徐々に広がる不等間隔とし，鉛直方向は最高建物高さまで 0.8m，それ以上は徐々に広がる不等間隔とした．

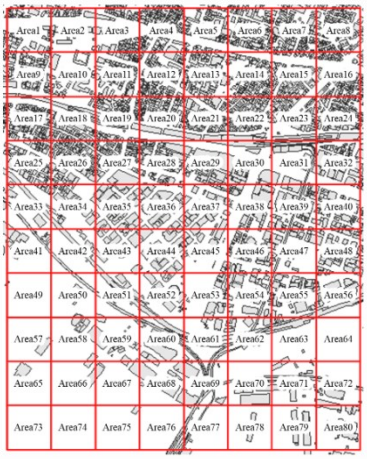


Fig1. Objective site for RANS model

Fig2. Objective site for LES model

2.2 計算方法

流入・流出境界は自然流入流出条件，上空及び側面境界は free-slip 条件，地面及び壁面境界は一般化対数則条件を設定した．流入境界は高さ 100m の風速を 4.1m/s としたべき乗則で与え，風向は南西とした．RANS には k-ε 型 2 方程式乱流モデルを用い，LES には Smagorinsky モデルを用いた．

3. 精度検証

3.1 測定の概要

2022 年 8 月 14 日の 10 時から 12 時，15 時から 17 時に Fig.3 に示す測定地点（高層建築物が多く道路幅の広い交差点周辺）において，地表面からの高さ 1.5m における風速を，各地点 1 秒間隔で 1 分間測定した．

3.2 数値計算結果

当該交差点付近の RANS，LES の風速比（地上風速/上空風速）分布，LES の標準偏差分布を Fig.4～6 に示す．LES により建物隅角での剥離が再現されている．Fig.7 に示す通り，LES による風速比の標準偏差が大きいと，両計算結果の差が大きい．建物隅角部の剥離や逆流領域で RANS の結果は過小評価する傾向にある．

3.3 実測結果と計算結果の比較

各測定点における実測結果，RANS，LES による計算結果から算出した平均風速比を Fig.8,9 に示す．RANS の結果はいずれの測定点でも小さく，特に交差点や高層建物の隅角部などで著しく乖離した．LES の結果は実測値より変動は小さいが，平均風速比はよく一致した．今回実測調査を行ったような風速比の小さい街区では，RANS による数値計算結果は風速比を過小評価する可能性があることに注意が必要である．

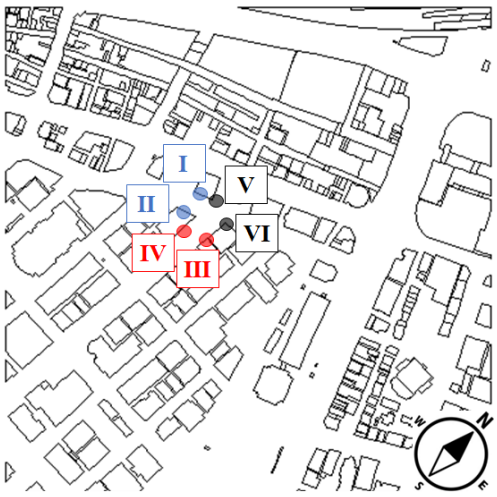


Fig.3 Measurement points for wind velocity

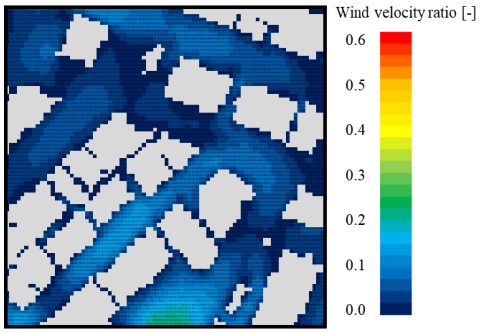


Fig.4 Average wind velocity ratio by RANS model

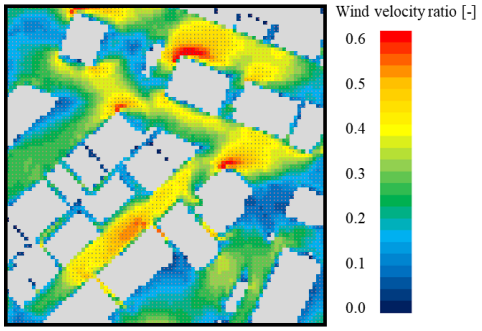


Fig.5 Average wind velocity ratio by LES model

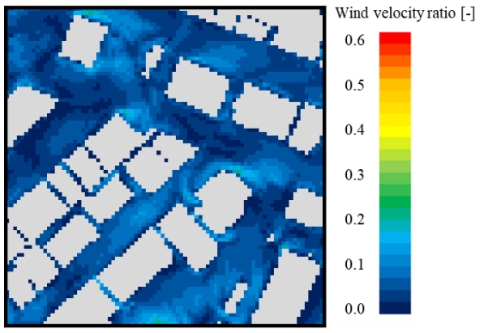


Fig.6 Standard deviation of wind velocity ratio by LES

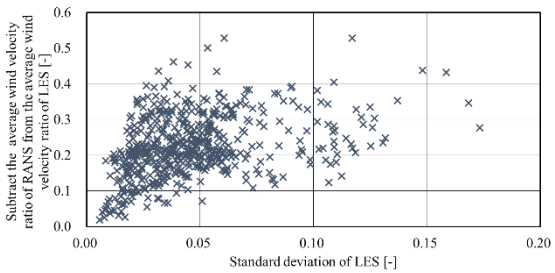


Fig.7 Relationship between subtraction the average wind velocity ratio of LES from the average wind velocity ratio of RANS, and standard deviation from LES model

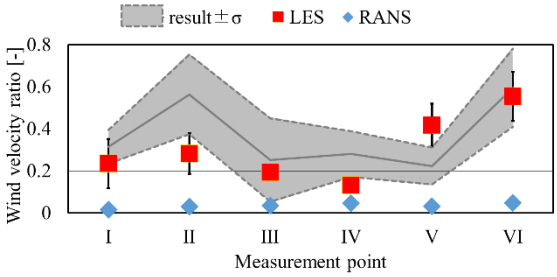


Fig.8 Average wind velocity ratios from 10:00 to 12:00 by measurement and calculation results

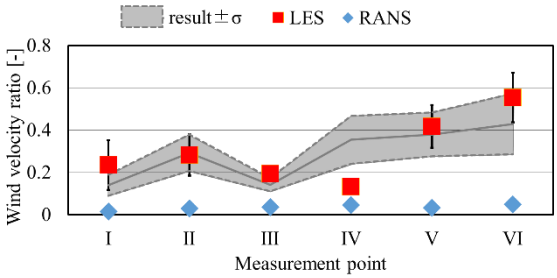


Fig.9 Average wind velocity ratios from 15:00 to 17:00 by measurement and calculation results

4. 街区特性と風通し環境の関係

4.1 面的な建物特性と風通し環境の関係

RANS では，グロス建蔽率や平均建物高さ基準の高さ方向グロス建蔽率が小さい領域では平均風速比と負の相関関係が確認されるが，それらの指標が大きい領域では平均風速比が一様に小さく，明確な関係が確認されない．グロス建蔽率が 40%未満の場合に，建物高さのばらつきと平均風速比に負の相関関係が確認される．Fig. 10 に示すように，LES ではグロス建蔽率が 25%未満の場合に RANS と同等の平均風速比であるが，25%以上の場合には RANS より 0. 17～0. 25 程度大きい．

4.2 街路形態の特性と風通し環境の関係

RANS では道路幅，道路周辺オープンスペース率，平行道路以外での道路周辺平均建物高さと平均風速比に正の相関関係が確認される．Fig. 11 に示すように，LES の平均風速比は街路全体で RANS より 0. 15～0. 25 ほど大きい．LES では，平行道路においても上空風が高い建築物の影響で街区内に流れ込む様子が再現され，Fig. 12 に示すように平行道路の場合でも，道路周辺平均建物高さと平均風速比に正の相関関係が確認される．

4.3 交差点形態の特性と風通し環境の関係

RANS では，交差点隣接最大道路幅，交差点周辺オープンスペース率と平均風速比に正の相関関係が確認される．交差点隣接最大道路幅が 20m 未満では，交差点周辺平均建物高さと平均風速比に正の相関関係，20m 以上では負の相関関係が確認される．狭い交差点では，交差点周辺の建築物により上空風が交差点内に引き込まれる影響が表れ，広い交差点では，交差点周辺の建物による抵抗の影響が支配的になると考察される．Fig. 13 に示すように，LES の平均風速比は，交差点全体で RANS より 0. 15～0. 25 程度大きい．

4.4 弱風リスク

村上ら[2)]が提案した風環境評価尺度を参考に「弱風による非適風」は風速 0. 7 m/s 以下とし，弱風リスクを評価対象範囲内で「弱風による非適風」に該当する割合と定義する．弱風リスク 70%以上を高リスク，40%～70%を中リスク，40%以下を低リスクと分類する．RANS では全体的に弱風リスクが高く，LES ではほぼすべての場合で RANS と同等か低い．精度検証を行った交差点付近の RANS，LES の「弱風による非適風」の範囲，弱風リスクの評価結果を Fig. 14，15 に示す．RANS で低リスクと評価された街路が，LES では高リスクに評価される場合もあり，更に多くの LES による検討が必要である．

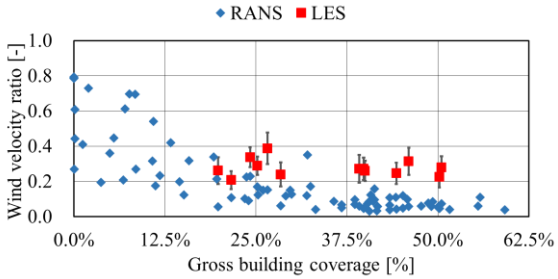


Fig.10 Relationship between gross building coverage ratio and average wind velocity ratio

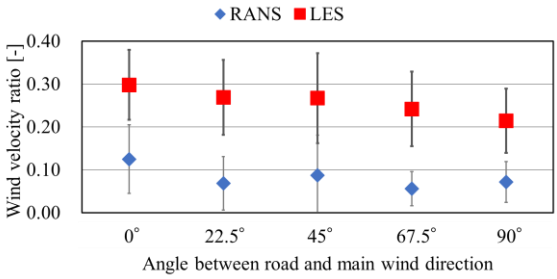


Fig.11 Relationship between direction of roads and average wind velocity ratio

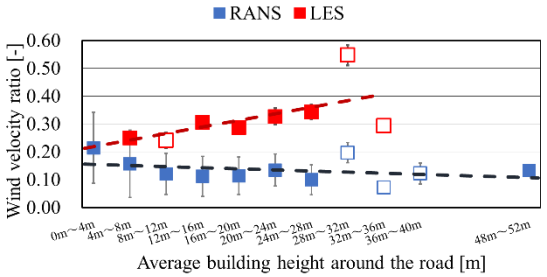


Fig.12 Relationship between average building height around the road along the main wind direction and wind velocity ratio

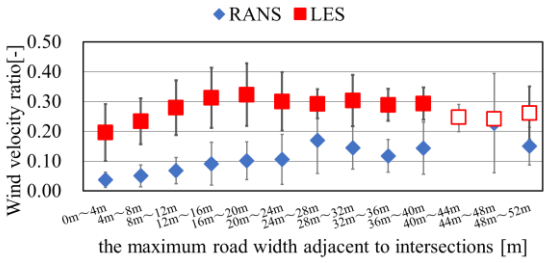


Fig.13 Relationship between the maximum road width adjacent to intersections and average wind velocity ratio

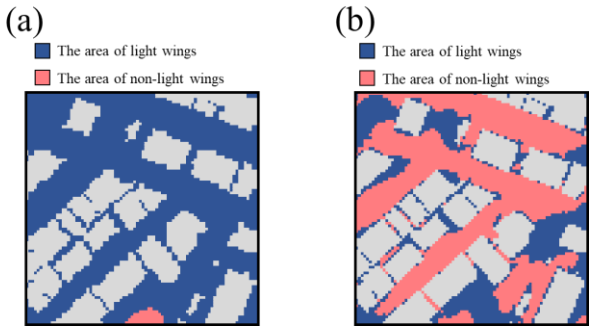


Fig.14 The area of weak wind (a)RANS (b)LES

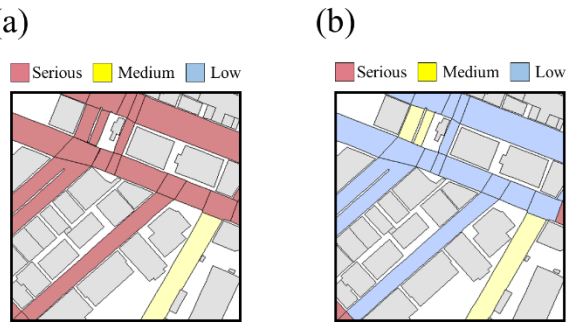


Fig.15 The risk of weak wind (a)RANS (b)LES

5. まとめ

神戸市中心部の街区を対象として実測結果と比較し，RANS の定常解析，LES の非定常解析の精度を検証した．実測対象街区の様に風速比の小さい街区では，RANS は風速比を過小評価する可能性が高い．LES は実測値より変動は小さいが，平均風速比はよく一致した．

RANS により対象領域全体の風環境を評価し，LES により特定の領域で詳細な検討を行った．LES による街区形態と風通し環境の関係は概ね RANS による分析結果を追随し，RANS では再現されなかった，平行道路において高い建築物が上空風を街区内に引き込む様子が再現された．

RANS では全体的に弱風リスクが高いが，LES では RANS と同等か低く評価された．RANS で低リスクと評価された街路が，LES では高リスクに評価される場合もあり，更に多くの LES による検討が必要である．

参考文献

1) H. Takebayashi, M. Okubo, H. Danno, Thermal Environment Map in Street Canyon for Implementing Extreme High Temperature Measures, Atmosphere 2020, 11, 6, pp.550-562, 2020.5

2) 村上周三，森川泰成：気温の影響を考慮した風環境評価尺度に関する研究－日平均風速と日平均気温に基づく適風，非適風環境の設定－，日本建築学会計画系論文報告集，第 358 号，pp9-17，1985.12

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

海洋-大気-波-堆積物結合モデル COAWST を用いた播磨灘の気象流動場の推定と再現性評価

Assessment of Reproducibility of Estimation of Meteorological Flow Field in Harimanada Using COAWST:Coupled-Ocean-Atmosphere-Wave-Sediment Transport Modeling System

○安賀　優人(大阪大学)　PINTOS Andreoli Valentina(大阪大学)　嶋寺　光(大阪大学)
古賀　佑太郎(兵庫県環境研究センター)　松尾　智仁(大阪大学)　近藤　明(大阪大学)
Hiroto YASUGA*[1]　PINTOS Andreoli Valentina*[1]　Hikari SHIMADERA*[1]
Yutaro KOGA*[2]　Tomohito MATSUO*[1]　Akira KONDO*[1]
*[1] Osaka University　*[2] Hyogo Prefectural Institute of Environmental Sciences

Harimanada is in the eastern of the Seto Inland Sea, and it has been suggested that the reduction of nutrients in water negatively influences fishery. This study used the Coupled-Ocean-Atmosphere-Wave-Sediment Transport Modeling System（COAWST） to simulate meteorological fields over Harimanada and evaluated the validity of simulated meteorological variables to be exchanged to the ocean and wave models. The model system successfully simulated the meteorological fields, such as temperature, humidity, wind speed, and rainfall, indicating that they can be used to predict and assess oceanographic fields in the study region.

はじめに

瀬戸内海は紀伊水道, 豊後水道および関門海峡で外海とつながる我が国最大の閉鎖性水域である。当海域では1960 年代の高度経済成長期には陸域からの栄養塩類（窒素・リン）負荷の増大により水質が悪化し赤潮が頻発した。そこで環境省が 1978 年に瀬戸内海環境保全特別措置法で排水規制を行った結果, 1980 年代に溶存無機態窒素（DIN）濃度は大きく減少した。 一方, 1990 年代から瀬戸内海東部の播磨灘においてイカナゴ類やイワシ類に代表される漁獲量の減少も確認されている。DIN をはじめとする栄養塩は, 海洋生物の餌である植物プランクトンの成長に必須である。そのため, 栄養塩濃度の低下が, 漁獲量の減少につながっているとの指摘もある [1)]。そこで, 播磨灘東部海域に面する兵庫県では「豊かで美しい瀬戸内海の再生」をかかげ, 栄養塩類管理計画を策定している [2)]。しかし, 海域中の栄養塩類は, 植物プランクトン等の生態系に形態を変化させながら取り込まれるなど, 複雑に循環しているため, その動態については不明な部分が多い。そのため, 適切に栄養塩類を管理するための栄養塩類量の動態解析が必要である。このような環境動態を予測するためには数値モデルの利用が有効である。播磨灘のような浅海域の海水流動は摩擦速度, 潜熱, 及び顕熱フラックスなどが影響するなど) [3] 大気環境と密接に相互作用している。 そのため, 正確な海洋のシミュレーションのためには, 正確な気象場の再現が不可欠である。

そこで本研究では高解像度のシミュレーションが可能である海洋-大気-波-堆積物結合モデル COAWST（ Coupled-Ocean-Atmosphere-Wave-Sediment Transport Modeling System）を用いて播磨灘における栄養塩類の動態解析を最終的な目標として、まずは気象の予測精度を検証するため, COAWST 内の気象モデル WRF の再現性の評価を行った。

１．モデル概要

COAWST の概要を Fig.1 に示す [4)]。気象場の計算には気象モデル WRF（Weather Research and Forecasting model）, 海洋場の計算には ROMS（Regional Ocean Modeling System）, 波浪場の計算には SWAN（Simulating WAves Nearshore）が用いられている。また, 堆積物輸送モデルは ROMS に統合されている。そしてこれらのモデルがモデル結合ツールキットによって結合され, 様々な変数が送受信され計算が行われる。各モデル間で送受信される変数を Table 1 に示す [4)]。

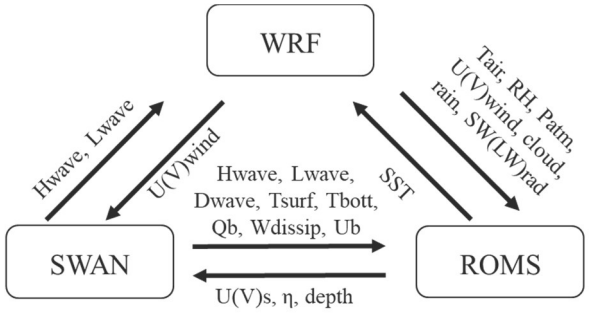


Fig.1 Overview of COAWST and variables[4)]

Table 1 Variable description in Fig.1[4)]

	Symbol	Explanation
WRF→ROMS	Tair	temperature
	RH	relative humidity
	Patm	atmospheric pressure
	U(V)wind	East-West(North-South) wind speed
	cloud	cloud ratio
	rain	Precipitation
	SW(LW)rad	short wave(long wave) net heat fluxes
WRF→SWAN	SW(LW)rad	short wave(long wave) net heat fluxes
ROMS→WRF	SST	sea surface temperature
ROMS→SWAN	U(V)s	East-West(North-South) surface currents
	η	free surface elevation
	depth	bathymetry
SWAN→WRF	Hwave	wave height
	Lwave	wave length
SWAN→ROMS	Hwave	wave height
	Lwave	wave length
	Dwave	wave direction
	Tsurf	surface periods
	Tbott	bottom periods
	Qb	percent wave breaking
	Wdissip	wave energy dissipation
	Ub	bottom orbital velocity

2．計算条件

2.1　大気モデル

本研究では COAWST のバージョン 3.7 および WRF のバージョン 4.2.2 を使用した。

計算条件を Table 2 に示す。

Table 2 Calculation condition

Item		Detail
Horizontal grid (resolution)		219×179 (3 km)
Vertical grid		50
Timestep		20 s
Initial and boundary condition		NCEP_CFSR (6h, 0.3°)
Physics option		
1	Microphysics option	Morrison 2-moment sheme
2	Cumulus option	no cumulus
3	PBL option	YSU sheme
4	Land-surface option	Noah LSM
5	Radiation option	rrtmg sheme

2.2　計算領域・計算期間

計算領域および観測地点（気象官署）の位置を Fig.2 に示す。解析対象期間は 2010 年 10 月 1 日から 2010 年 10 月 30 日までとした。

2.3　計算項目

COAWST 内の気象モデル WRF によって計算された気温(Tair)，比湿(SH)，東西風速(Uwind),南北風速(Vwind)，大気圧（Patm），降水量（rain），日射量（SWrad）を気象観測月報 [6)] より入手した観測値と時系列変化を比較し，統計指標および空間分布についても検討を行うことによってモデルの再現性評価を行い，播磨灘周辺における気象場の推定を行った。

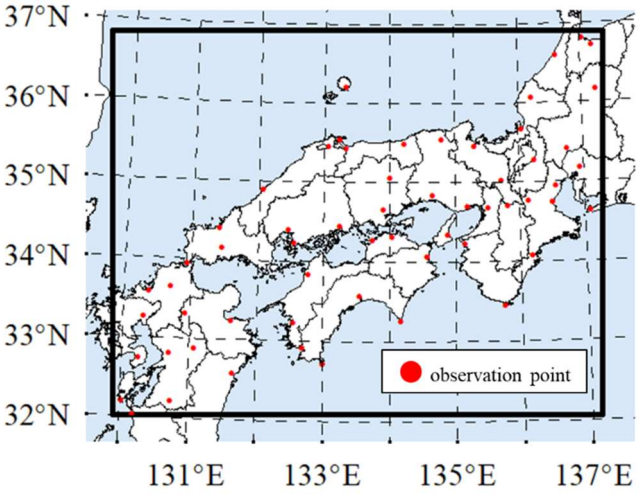


Fig.2 Calculation domain and observation point

3．結果および考察

Tair, SH, Uwind, Vwind, Patm, rain, SWrad の全観測地点の平均値と計算値の計算領域全体の平均値の時系列変化を Fig. 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 に示す。全期間の全観測地点におけるそれらの観測値と計算値の平均値および統計指標を Table 3 に，また Emery らによる 統計指標のベンチマークを Table 4 に示す[5)]。Fig.3 より気温が下がる夜間と，前線の影響で実際の気温が下がった降水があった期間（10/3, 10/8-10/9, 10/24-10/25）の日中はやや過大評価が見られ，Table 4 の MBE のベンチマークを満たさない結果となった。しかし，モデル計算値は観測値の時間変動を捉え他のベンチマークを満たし R が 0.9 と強い相関を示しているため，気温の推移をよく再現できているといえる。Fig. 4 より，比湿のモデル計算値は 10/11-10/20 に過小評価が見られたがおおむね観測値の時間変動を捉えている。また Table 3 および Table 4 より，すべてのベンチマークを満たしているため計算領域の湿度を良好に再現している。Fig.5 および Fig.6 より東西風速および南北風速のモデル計算値は観測値の時間変動を捉えている。また Table 3 および Table 4 より，風速はすべてのベンチマークを満たしているため計算領域の風速を良好に再現している。Fig.7 より，大気圧の計算値は観測値の時間変動を捉えている。Fig.8 より，計算値は降水イベントをよく再現しているが大きな降水イベント中（10/3, 10/8-10/9）の降水量についてはやや過小評価がみられた。Fig.9 より，日射量については 10/3 や 10/9 などの雨天時も含めて正確に再現できていることがわかる。このことから雲の割合の再現性についても良好であることがわかる。

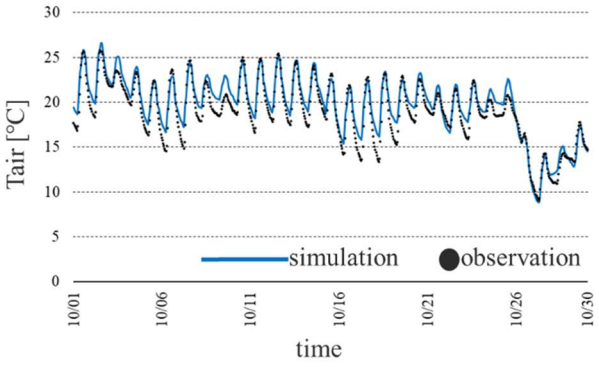


Fig.3 Hourly time series of spatially averaged Tair

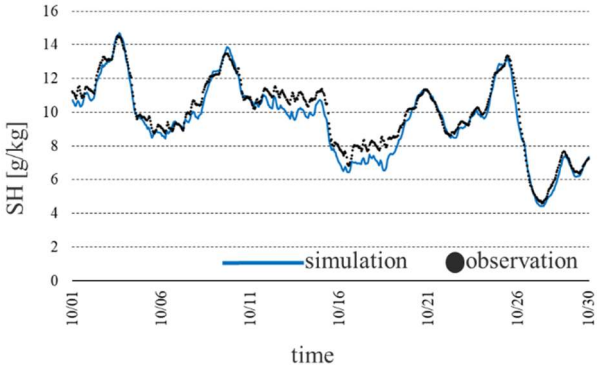


Fig.4 Hourly time series of spatially averaged SH

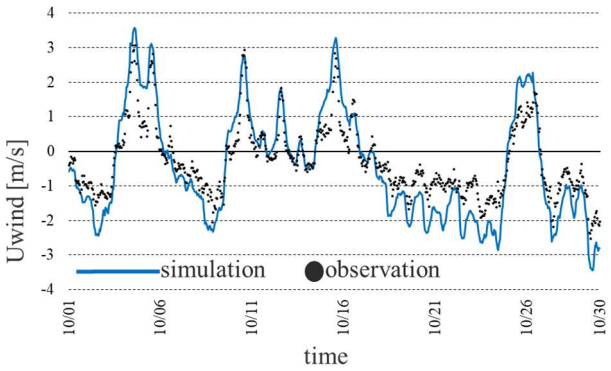


Fig.5 Hourly time series of spatially averaged Uwind

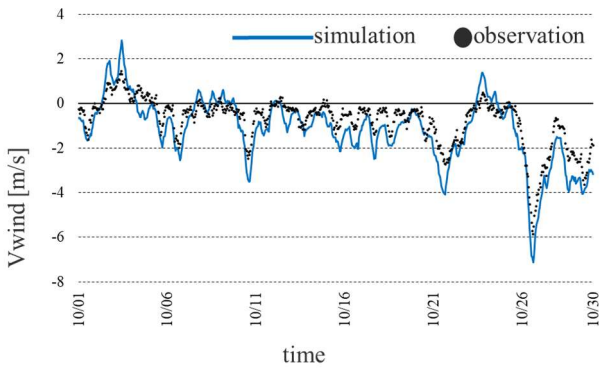


Fig.6 Hourly time series of spatially averaged Vwind

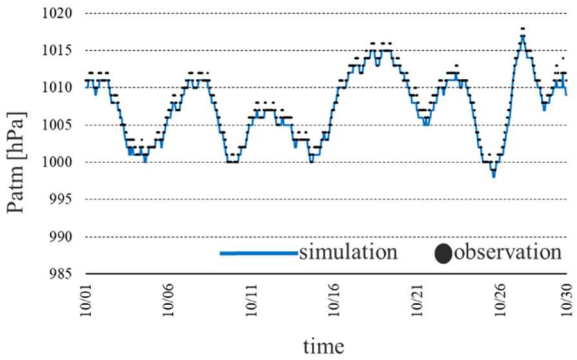


Fig.7 Hourly time series of spatially averaged Patm

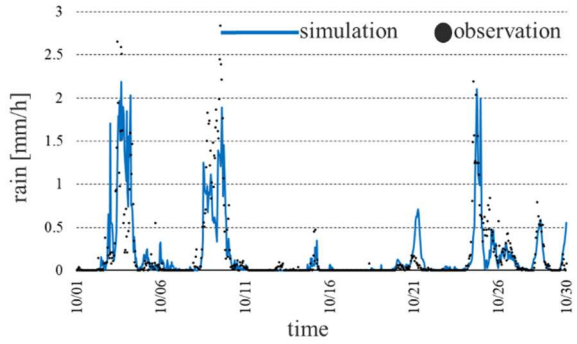


Fig.8 Hourly time series of spatially averaged rain

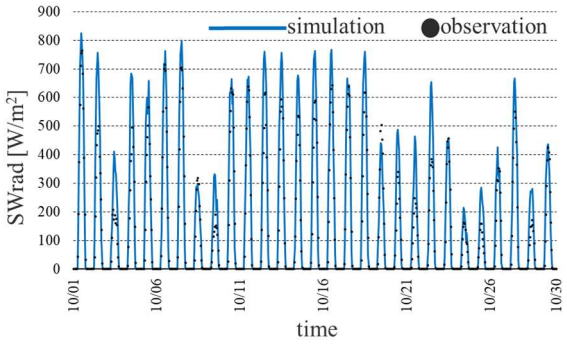


Fig.9 Hourly time series of spatially averaged SWrad

全期間の気温および風速の空間分布をFig.10およびFig. 11 に示す。Fig.10 より，陸域では標高に応じて気温が低下しているが， 瀬戸内海や太平洋では気温がほぼ一定であるなど， 海上の気温分布の傾向をよく表現できている。また, Fig.11 より，陸域に比べて地表面粗度の小さい海上では風速が大きくなっているなど， 海上の風速の特徴をよく表現できている。また周囲を中国山地と四国山地に囲まれている瀬戸内海は太平洋や日本海と比べ，風速が小さくなっていることもわかる。

以上の結果より，COAWST 内の気象モデル WRF は気象場をよく再現しており，海洋場を計算するために使用される WRF の結果が信頼できるものであることが示された。

Table 3 Statistical indicators of variables

	number of data	Observation mean	Calculated mean	R	MBE	MAE	RMSE	IA
T_{air} [˚C]	35486	19.0	19.8	0.90	0.78	1.51	1.93	0.94
SH [g/kg]	35435	9.93	9.57	0.90	-0.36	0.89	1.17	0.94
WS [m/s]	35483	2.52	2.87	0.63	0.34	1.19	1.61	0.78
P_{atm} [hPa]	35492	1007.93	1007.31	0.97	-0.62	3.39	4.92	0.98
rain [mm/h]	35408	0.19	0.18	0.27	-0.01	0.25	1.49	0.44
SWrad [W/m^2]	11134	129.40	160.30	0.89	30.90	57.69	117.61	0.93

Table 4 Benchmark of meteorological element[5)]

Meteorological element	Benchmark
Temperature	|MBE| ＜0.5 ˚C MAE ＜2 ˚C IA ＞0.8
SH	|MBE| ＜1 g/kg MAE ＜2 g/kg IA ＞0.6
Wind speed	|MBE| ＜0.5 m/s RMSE ＜2 m/s IA ＞0.6

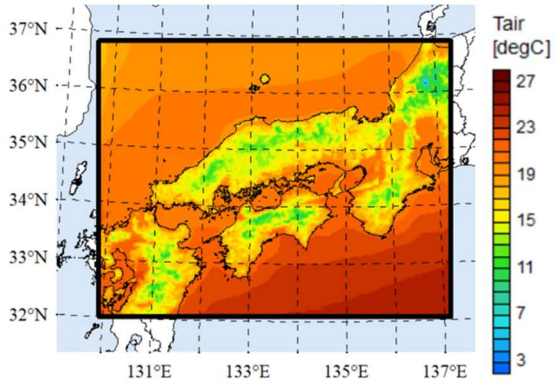


Fig.10 Spatial distribution of the estimated temperature in the domain

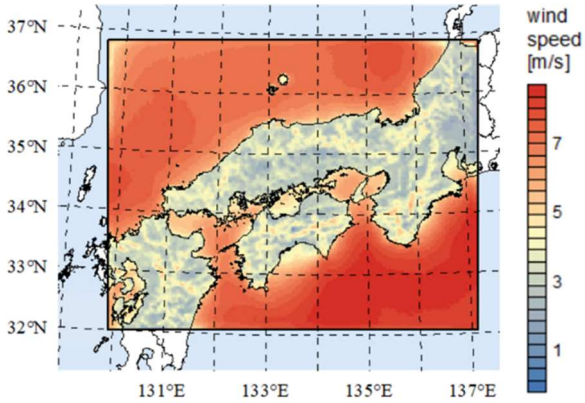


Fig.11 Spatial distribution of the estimated wind speed in the domain

4. 結論

本研究では, COAWST を用いた播磨灘周辺域における気象場の推定および再現性評価を行った。その結果, 以下のような結論を得た。

1) COAWST 内の気象モデル WRF から海洋モデル ROMS および波浪モデル SWAN に送信される気温, 湿度, 風速, 大気圧, 降水量, 日射量の時間変動および気温と風速の空間変動について精度よく計算でき, 海洋場の計算に使用できる可能性が示された。
2) COAWST 内の気象モデル WRF は瀬戸内海周辺の気象場を良好に再現した。

参 考 文 献

1) 山本民次, 瀬戸内海の貧栄養化について（再考）, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 第 49 巻, 第 4 号, 2014.
2) 兵庫県栄養塩類管理計画～豊かで美しい里海を目指して～-兵庫県環境部 https://www.kankyo.pref.hyogo.lg.jp/jp/mizu_dojo/leg_249/22996 （accessed 11 February 2023）.
3) 村上智一, 川崎浩司, 山口将人, 水谷法美, 気象場に支配される伊勢湾を対象とした大気-海洋-波浪結合モデルの精度検証, 海洋開発論文集, 第 22 巻, 2006.
4) John C. Warner, Brandy Armstrong, Ruoying He, Joseph B. Zambon, Development of a Coupled Ocean–Atmosphere–Wave–Sediment Transport （COAWST） Modeling System, Ocean Modelling 35, pp. 230–244, 2010.
5) Emery C., Tai E, Yarwood G. Enhanced Meteorological Modeling and Performance Evaluation for Two Texas Ozone Episodes, Prepared for The Texas Natural Resource Conservation Commission 12118 Park 35 Circle Austin, Texas 78753. 2001.
6) 一般財団法人 気象業務支援センター. 気象観測月報, http://www.jmbsc.or.jp/jp/offline/cd0061.html （accessed 13 February 2023）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

モンテカルロ法を用いた食物連鎖モデルによる播磨灘における窒素負荷量に対する生態系の応答性評価

Assessment of Ecosystem Response to Nitrogen Loading in the Harimanada Using Food Chain Model by Monte Carlo Method

○髙畠　知樹（大阪大学）　古賀　佑太郎（兵庫県環境研究センター）
嶋寺　光　（大阪大学）　松尾　智仁　（大阪大学）
近藤　明　（大阪大学）

Tomoki TAKABATAKE*1　Yutaro KOGA*2　Hikari SHIMADERA*1　Tomohito MATSUO*1　Akira KONDO*1
*1　Osaka University　*2　Hyogo Prefectural Institute of Environmental Sciences.

Harimanada, the eastern part of the Seto Inland Sea, has recently faced oligotrophication. As a countermeasure, operation controls are being carried out to increase the discharge of nutrients, including nitrogen, at sewage treatment plants. This study evaluated the response of ecosystems in Harimanada to nitrogen load from inflowing rivers by using a food chain model. The model well reproduced the concentration levels of total nitrogen, phytoplankton, and zooplankton in Harimanada in 2010s. Increasing nitrogen loading decreases the proportion of biomass of phytoplankton in response to increased nutrient in seawater; however, the composition of biomass remains unchanged, indicating that phytoplankton is the rate-determining step in the ecosystem of the Harima-nada.

はじめに

瀬戸内海では，高度経済成長期に富栄養化をはじめとする水質の悪化が進行したが，瀬戸内環境保全特別措置法の制定以降は様々な対策によって水質が改善されてきた。一方で近年は，漁獲量の減少や海苔の品質低下などの問題が発生しており，原因のひとつとして貧栄養化が挙げられている[1]。その対策として，瀬戸内海東部の播磨灘への流入河川流域では，下水処理場において栄養塩の放流濃度を高める運転管理が実施されている。適正な栄養塩供給を行うためには，栄養塩供給に対する水域生態系の応答性を把握しておく必要がある。そこで本研究では食物連鎖モデルを用いて，陸域からの窒素負荷量の変化が播磨灘の生態系に及ぼす影響を評価した。

1．生態系モデル

1.1　モデル概要

本研究では，佐藤ら[2]が開発したNPZFF（N：栄養塩，P：植物プランクトン，Z：動物プランクトン，F：魚（プランクトン食生魚及び魚食性魚））モデル（**Fig.1**）を播磨灘に適用した。佐藤らによるNPZFFモデルは1ボックス型のモデルであるため，播磨灘に適用するにあたり，沿岸と沖合を表現する2ボックス型のモデルに変更した。また，栄養塩については播磨灘が窒素制限の環境であるため，一次生産の主な律速因子となる全窒素（TN）を対象とした。

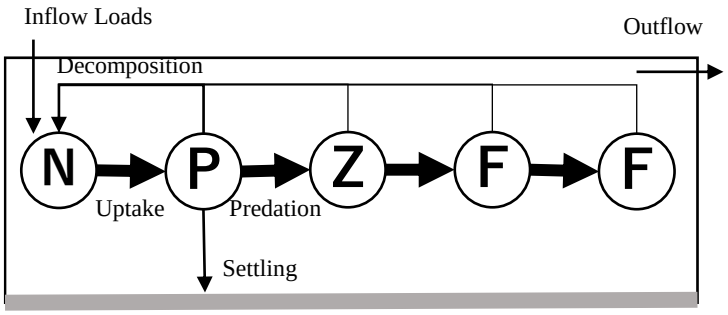


Fig.1 Structure of food chain model, N: Nutrients , P: Phytoplankton, Z: Zooplankton, F: Fish (Planktivorous and Piscivorous)

1.2　モデル式

モデル内ではTN濃度と各バイオマス濃度を（1）式～（5）式で表す。

$$\frac{dC_N}{dt} = L_N - O_N + DP_N + DZ_N + DF1_N + DF2_N - I_N \quad (1)$$

$$\frac{dM_p}{dt} = G_p - P_p - E_p - R_p - D_p - O_p + L_p \quad (2)$$

$$\frac{dM_z}{dt} = G_z - P_z - E_z - R_z - O_z + L_z \quad (3)$$

$$\frac{dM_{f1}}{dt} = G_{f1} - P_{f1} - E_{f1} - R_{f1} \quad (4)$$

$$\frac{dM_{f2}}{dt} = G_{f2} - E_{f2} - R_{f2} \quad (5)$$

ここで C_N は窒素濃度，I_N は植物プランクトンの窒素摂取速度，DX_N は各バイオマス（X は P：植物プランクトン，Z：動物プランクトン，$F1$：プランクトン食性魚，$F2$：魚食性魚）由来の窒素量 M_i は各バイオマス濃度，G_i は成長量，P_i は捕食量，E_i は消滅量，R_i は呼吸及び死滅量，D_i は沈着量，O_i は流出量，L_i は流入量，，i は各栄養段階（N：栄養塩，P，Z，$F1$，$F2$）を表す。

2．計算方法

2.1　計算手順

モデルパラメータは一意に定めることが困難であるため，モンテカルロ法を用いたシミュレーションにより以下の手順で設定した。

STEP1：モデルパラメータを文献等から定めた幅の範囲内でランダムに設定し，20 年間の計算を行う。

STEP2：計算結果が以下の条件を満たす場合にそのモデルを採用する。採用されなかった場合は STEP1 に戻る。①計算された栄養塩濃度および各バイオマス濃度の平均値が 2010 年代の観測値等から設定した範囲内にあること。（現況再現条件）②10 年目の栄養塩濃度および各バイオマス濃度の変動係数（＝標準偏差/平均値）が 0.2 以下であること。（定常条件）

STEP3：計算値を 20 年目の平均値に置き換える。その後、栄養塩の流入負荷量を変化させて 10 年間の計算を行うことで流入負荷量の変化に対する栄養塩濃度および各バイオマス濃度の感度を求める。

STEP4：1000 パターンの結果が得られるまで STEP1～3 を繰り返す。

パラメータセットの取得期間である 10 年は，本モデルによる計算結果が定常状態に落ち着くまでに必要となる期間を鑑みて決定した。変動係数が 0.2 以下というのは，推移が概ね安定しているということの判断に使われる慣用上の基準である。採用されたモデルについては，STEP3 で富栄養化・貧栄養化シナリオの解析を行ったのち，栄養塩濃度および各バイオマス濃度の応答性をみた。陸域からの負荷量は 0.1 倍から 100 倍までの 20 段階の変化倍率で変化させた。本モデルのパラメータは，植物プランクトンに関するものが 10 個，動物プランクトン，プランクトン食生魚，魚食性魚に関するものがそれぞれ 6 個の計 28 個ある。パラメータの例として，最大成長速度，死亡率などを採用している。

2.2　計算条件

計算領域を **Fig.2** に示す。赤線に囲まれた北部を沿岸，オレンジの線に囲まれた南部を沖合として以降扱う。

本モデルで採用した初期値を **Table 1** に，インプットデータを **Table 3** に示す。

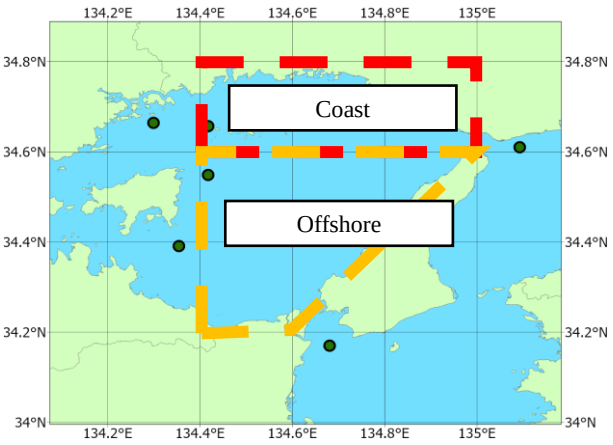


Fig.2 Calculating area in Harimanada

Table 1Initial conditions

Name	Unit	Coast	Offshore
Phytoplankton	gC/m^3	0.14	0.078
Zooplankton	gC/m^3	0.03	0.03
Planktivorous Fish	gC/m^3	0.07	0.07
Piscivorous Fish	gC/m^3	0.035	0.035
Nutrients	gN/m^3	0.18	0.17

Table 2 Model input data

Name	Unit	Value	
		Coast	Offshore
Volume	m^3	1.76×10^{10}	6.45×10^{10}
Average　Depth	m	22.5	29.6
Production Layer Depth	m	17.3	19.4
Inflow Load of TN from Land	gN/day	2.30×10^{7}	1.59×10^{5}
Inflow from Bisanseto to Harimanada	m^3/day	3.29×10^{8}	1.70×10^{9}
Outflow from Harimanada to Bisanseto	m^3/day	1.84×10^{8}	1.01×10^{9}
Inflow from Osaka Bay to Harimanada	m^3/day	3.68×10^{8}	-
Outflow from Harimanada to Osaka Bay	m^3/day	4.77×10^{8}	-
Inflow from Kii Channel to Harimanada	m^3/day	-	2.55×10^{8}
Outflow from Harimanada to Kii Channel	m^3/day	-	9.91×10^{8}
Inflow from Coast to Offshore	m^3/day	-	1.08×10^{9}
Inflow from Offshore to Coast	m^3/day	1.04×10^{9}	-

2.4　棄却条件

STEP2 で棄却条件として設定した各濃度について **Table 3** に示す。STEP2 において現況再現計算を行ったときに表の範囲に無い場合，そのモデルを採用せず改めて

パラメータセットの取得から行われる。

Table 3 Value range of Nutrient and Biomass

Name	Unit	Coast		Offshore	
		Min	Max	Min	Max
Phytoplankton	gC/m^3	0.01	0.45	0.01	0.23
Zooplankton	gC/m^3	0.006	0.09	0.006	0.09
Planktivorous Fish	gC/m^3	0.01	0.25	0.001	0.25
Piscivorous Fish	gC/m^3	0.001	0.25	0.001	0.25
Nutrients	gN/m^3	0.1	0.4	0.1	0.4

3．計算結果

3. 1　現況再現計算

2010 年代で 1000 パターンの現況再現計算を行った結果を **Fig.3** に示す。沿岸の平均濃度がより高くなっているという状況を再現できているため，再現性が良いことが分かった。

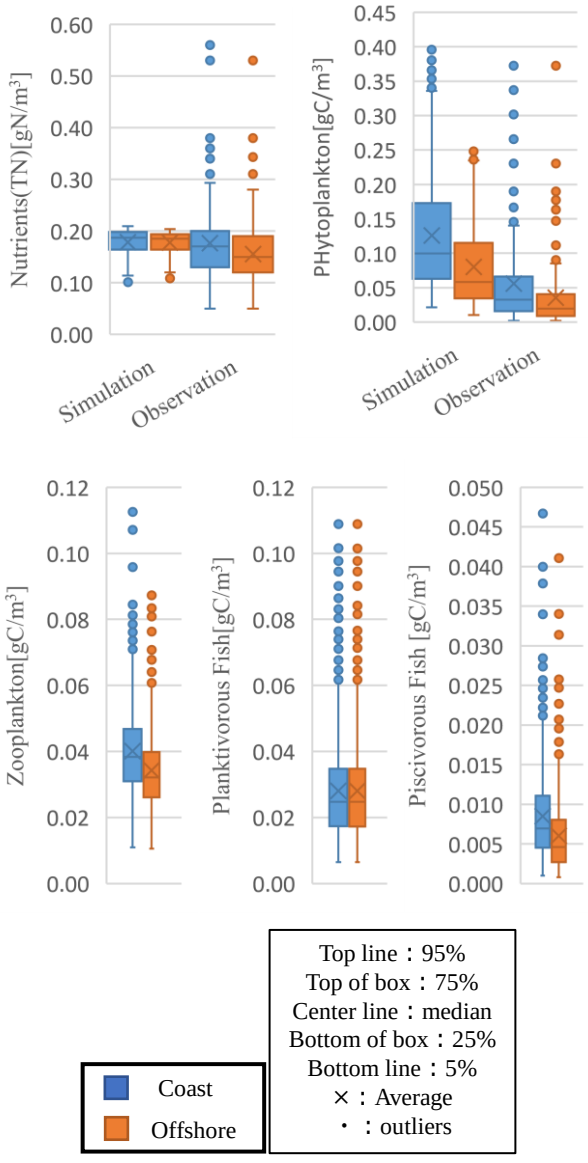
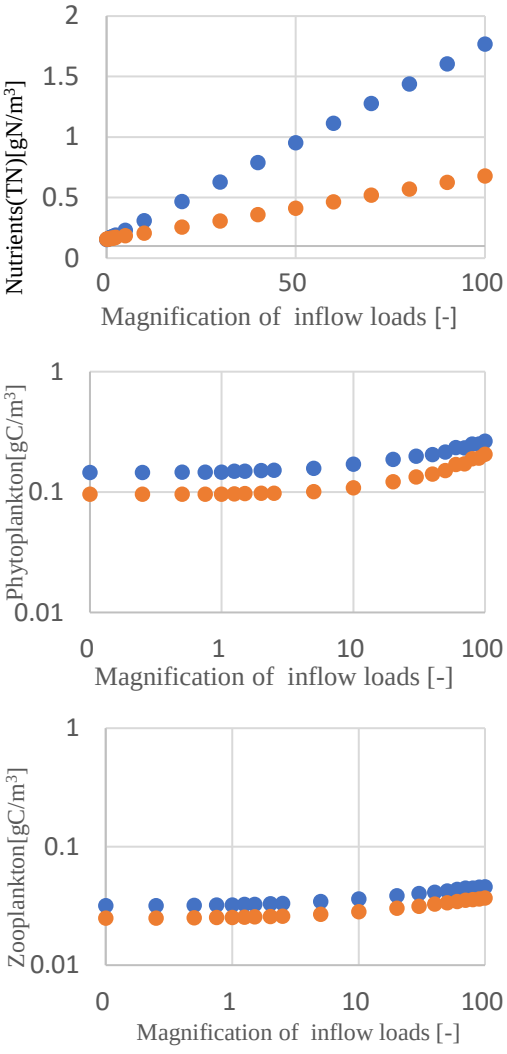


Fig.3 Simulation results, Observation is average from2010 to 2019[3].

3. 2　陸域負荷変化計算結果

陸域からの負荷量を変化させた場合の栄養塩濃度および各バイオマス濃度の平均値を **Fig.4** に，窒素量で比較した栄養塩濃度と各バイオマス濃度の構成比率の変化を **Fig.5** に，バイオマスのみの構成比率の変化を **Fig.6** に示す。負荷量を変化させたときに TN 濃度は線形の応答性を示したが，あまり大きな変化は見られなかった。植物プランクトンの陸域からの負荷量に対する感度は全窒素よりさらに小さくなっていたが，負荷量が増えるにつれ増加の変化率は減少していた。また，栄養段階が上位になるにつれ増加率が減少していることがわかる。また，特異な応答を示しているものとして，プランクトン食性魚バイオマスがあげられる。沿岸沖合ともに同じようなバイオマス濃度で応答を示している。魚食性魚のバイオマス濃度については，沖合と沿岸の差が，プランクトン食性魚よりも大きくなっていることが見て取れる。**Fig.5** と **Fig.6** をみると，バイオマスの構成比率は負荷量の影響をあまり受けていないが，負荷量が増えたときのバイオマス濃度の海水中の窒素の存在量に対する比率は，減少している。



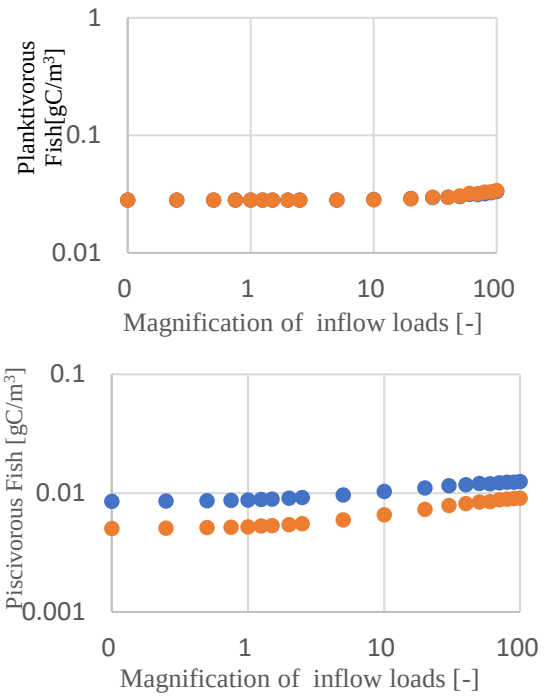


Fig.4 Simulation results: Average of each biomass and TN concentration at inflow loads fluctuation. Graph of biomass is log-log graph. Blue: coast, orange: offshore.

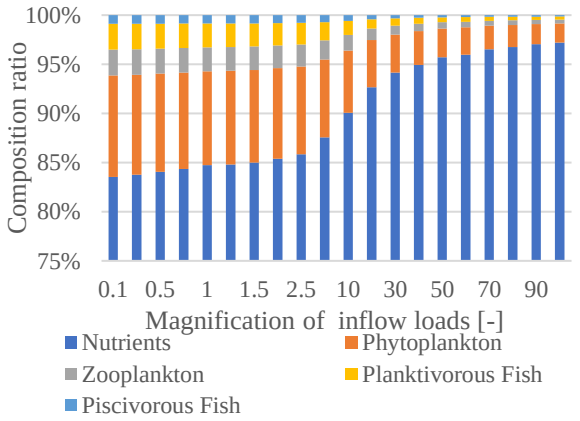


Fig.5 Composition ratio

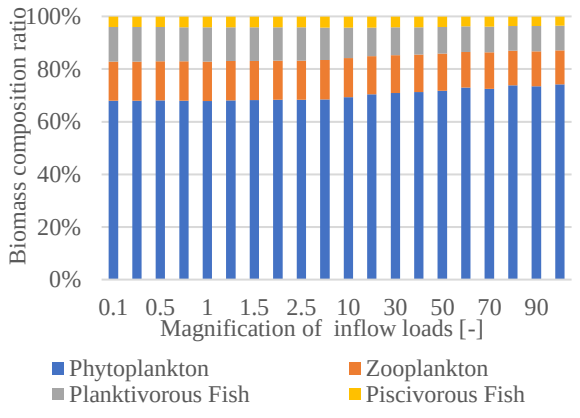


Fig.6 Biomass composition ratio

3.3 考察

栄養塩類の増加率が大きく変化しなかったことの原因として，隣接海域とのやり取りが定常であるため、流出したものの一部が再び流入することを再現できていないということ，および，底質に沈降した植物プランクトンはモデルから除去されることが原因として考えられる。このモデルでは、底質を考えていないため、底質からの湧出量の変化は考慮していない。改善のためには，隣接海域のモデル化により，負荷量の変化に対してやり取りをより正確に再現すること，モデルに底質を表現するボックスの追加が考えられる。植物プランクトンの増加率の減少については，(2) 式における唯一の増殖項である成長量に起因すると考えられる。成長量は，(6) 式で定義される。

$$G_p = g_p \cdot \left(1 - \frac{\gamma_{min,p}}{\gamma_p}\right) \cdot \exp(-\beta_p \cdot M_p) \cdot \frac{H_p}{H} \cdot M_p \qquad (6)$$

ここで g_p が最大成長率，γ_p が N:C 比，$\gamma_{min,p}$ が最小 N:C 比，β_p が混雑効果定数，H_p が補償水位，H が水深である。バイオマス M_p が増加すると，混雑効果を意味する $\exp(-\beta_p \cdot M_p)$ が小さくなり，成長量が減少する。そのため，増殖が抑制されたと考えられる。また，負荷量増加時にバイオマスの構成比率は大きく変わらないが，窒素比率がバイオマス比率より大きくなるため，播磨灘における食物連鎖の律速段階が植物プランクトンであることが考えられる。そのため，播磨灘の生態系をコントロールするためには植物プランクトンのコントロールが必須である。

4．総括

以下に本研究の結果をまとめる。

1) 栄養塩類の再現性を高めるため，沈降を再現するための底質を表現するボックスの追加や，隣接海域のモデル化によって改善が見込まれる。
2) 植物プランクトンは，負荷量が増えるとバイオマスが増加する傾向にあったが，バイオマスが増加すると，増加率が減少した。この原因として植物プランクトンは成長率が関係していると考えられる。
3) 植物プランクトンが播磨灘の生態系の律速段階と判明した。そのため，播磨灘の生態系をコントロールするためには植物プランクトンをコントロールする必要がある。

参 考 文 献

1) 漁獲量の推移及び変化の要因に係るこれまでの知見について、環境省、2023/01/20 参照、https://www.env.go.jp/content/900530597.pdf
2) 佐藤祐一、早川和秀、栄養塩負荷の増減が琵琶湖の高次生態系に与える影響：モンテカルロ法を用いた食物連鎖モデルによる解析、水環境学会誌、42、No.4、pp.133-143、2019
3) 広域総合調査、環境省、https://water-pub.env.go.jp/water-pub/mizu-site/mizu/kouiki/dataMap.asp

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

日本とアメリカ西海岸の沿岸都市における海風の影響を受けた気温分布の比較

Comparison of Air Temperature Distributions Affected by Sea Breezes in Coastal Cities in Japan and the U.S. West Coast

○山 田　健 士 朗（神戸大学）　　竹 林　英 樹（神戸大学）
Kenshiro YAMADA*[1]　Hideki TAKEBAYASHI*[1]

In this study, air temperature distribution in Los Angeles, a city of similar size and urban distribution to Tokyo, where sea surface temperatures are lower than in Japan, was analyzed using a mesoscale Weather Research Forecast (WRF) model to examine the effects of incoming sea breeze wind speed and temperature on air temperature rise in the urban area in comparison with Tokyo. The hypothesis was that air temperature rise in Los Angeles would be larger than that in Tokyo, but in fact it was similar to that in Tokyo, indicating that sea surface temperature has little effect on air temperature rise.

１．はじめに

既往研究[1)]において，海風の影響を受けた沿岸都市の気温分布は，市街地が十分に広い都市では，海岸からの距離の 1/2 乗に比例して上昇し，比例定数は都市によって異なるが，地表面からの顕熱が大きい場合，流入する風速が小さい場合に大きくなると考察された．本研究では，流入する海風の風速と温度が気温上昇に与える影響を考察することを目的とし，海風の温度は低く，風速は大きくなると考えられる，日本と比べて海面水温の低いロサンゼルス地域を対象として，海岸からの距離と気温上昇の関係を東京地域と比較して考察する．

２．メソ気象モデル WRF の概要と計算条件

2.1　メソ気象モデル WRF の概要

メソスケールの気象モデル WRF（Weather Research & Forecasting）は，米国大気研究センター（NCAR）などの研究機関により開発された完全圧縮の非静力学モデルで，支配方程式は，運動方程式，連続の式，ジオポテンシャル式，温位保存式，スカラー保存式などで構成され，乾燥大気の静水圧地形準拠座標（η 座標）系によって記述される．地表面付近の現象は，地表面過程と大気境界層過程によって解かれ，下端境界条件が設定される．都市域には，(1) 都市形状を表現するストリートキャニオンのパラメタリゼーション，(2) 建物による影と建物間の相互放射，(3) キャノピー層内の指数ウインドプロファイル，(4) 屋根面，壁面，道路面からの多層伝熱方程式を特徴とする都市キャノピーモデル（UCM）を組み込むことで，建物によって形成される地表面の凹凸の影響を考慮する．

2.2 計算条件

WRF version3.7.1-ARW を用いた．計算条件を表 1 に示す．計算期間は 2021 年 8 月の 10 日間とした．計算対象領域を図 1 に示す．ネスティング手法を用い Domain1，2 を設定した．考察対象領域は Domain2 である．

都市キャノピーモデル（UCM）では，都市を 3 分類まで設定することができる．そこで，土地利用データ（NLCD）に基づき，都市化の程度に応じて都市 A，B，C と分類した．ロサンゼルス地域と東京地域の土地利用設定，考察対象領域（黒の太枠），連続する都市のメッシュ数を図 2 に示し，両地域の海岸からの距離 1km 毎の都市の土地利用の頻度を図 3 に示す．また，土地利用分類別の物性値を表 2 に，都市カテゴリーの設定値を表 3 に示す．

Table.1 Calculation condition

Calculation period		19-28,August,2021
Vertical grid		28 layer (surface-100hPa)
Horizontal grid		Domain1：3km (120×120grids)
		Domain2：1km (103×103grids)
Metological data		NCEP:final analysis
		(6 hourly,1 degree grid,17 layer)
Geographical data		United States Geological Survey
		(about 100×100 resolution)
Microphisics process		Purdue Lin et al.scheme
Radiation process	Long wave	RRTM Longwave scheme
	Short wave	Dudhia Shortwave scheme
Planetary boundary layer process		Mellor-Yamada-Janijic PBL scheme
Surface process	Urban area	UCM（Urban Canopy Model）
	Non urban area	Noah LSM
Cumulus parametarization		None
Four-dimensional data assimilation		None

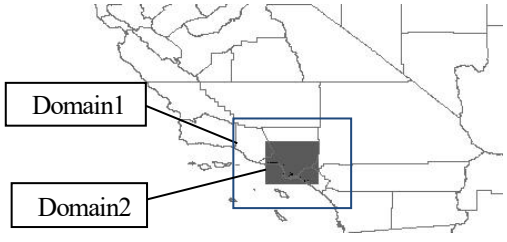


Fig.1 Calculation area

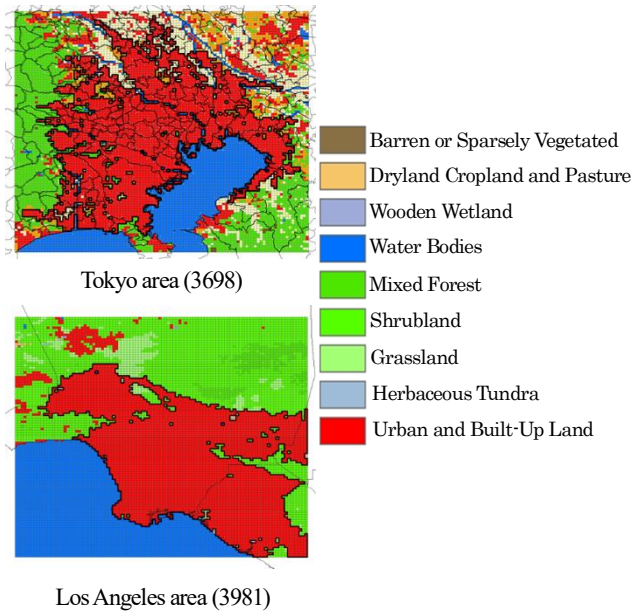


Fig.2 Land use condition

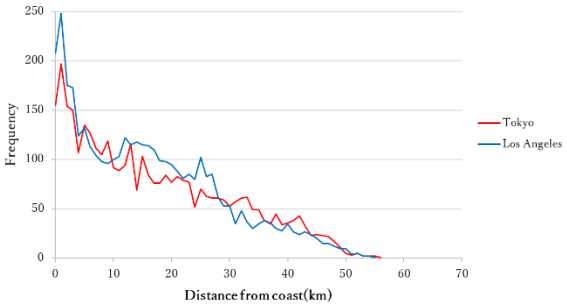


Fig.3 Frequency of urban land use every 1 km away from coast

Table.2 Physical property on each land use

USGS		Albedo	Evaporation efficiency	Emissivity	Roughness length	Thermal inertia
Land use code	Land use	[%]	[%]	[%]	[cm]	[kJ/m²・K・s$^{0.5}$]
1	Urban	15	10	88	80	1.26
2	Dry Cultivated Land	17	30	98.5	15	1.68
3	Irrigated Cultivated Land	18	50	98.5	10	1.68
7	Grassland	19	15	96	12	1.26
8	Shrubland	22	10	93	5	1.26
15	Mixed Forest	13	30	97	50	1.68
16	Water	8	100	98	0.01	2.52
17	Herbaceous Wetland	14	60	95	20	2.52
18	Wooden Wetland	14	35	95	40	2.1
19	Barren or Sparsely Vegetated	25	2	90	1	0.84

Table.3 Setting for urban canopy model

Urban category	Dimensionless building height[-]	Building resistance coefficient[-]	Building volume parameters [m-1]	Roof surface evaporation efficiency[%]	Wall evaporation efficiency[%]	Ground surface evaporation efficiency%]	Anthropogenic heat [W/m²]
A	0.5	0.1	0.4	0	0	0	90
B	0.4	0.1	0.3	0	0	0	50
C	0.3	0.1	0.2	0	0	0	20

Urban category	Building height [m]	Roughness length of momentum on canyon[m]	Heat roughness length on the canyon[m]	0 surface displacement height[m]	Sky factor (initial value)[%]	Building coverage[%]
A	10	1	1	2	48	50
B	7.5	0.75	0.75	1.5	56	50
C	5	0.5	0.5	1	62	50

3. 計算値と観測値の比較

数値計算に用いるメソ気象モデル WRF の計算結果を検証した．検証に用いた観測データは，アメリカの NCEI（National Centers for Environmental Information）のデータである．

3.1 晴天日・海風日の抽出

晴天日，海風日を定義し，観測値に基づき抽出した．晴天日，海風日の定義を表 4 に示す．

3.2 精度検証

2021 年 8 月の晴天海風日に，ロサンゼルス地域の Domain2（1km×1km メッシュ）内にある NCEI の観測値と計算値の比較を行った．表 5 に各観測点の風速と気温の Bias，RMSE，Correlation を示す．図 4 に風配図を示す．

風速，風向は，比較的良い精度で計算結果が得られた．気温は，沿岸部で精度は良くないが，内陸部との関係の傾向は再現している．計算値と観測値の差の主な原因は，海面水温の再現性が低いことであると考察される．夜間（21 時～8 時）の気温は観測値との差が大きい．日中（9 時～20 時）の計算結果を解析対象とした．

Table .4 Definition of sunny day and sea breeze day

Sunny day	
Weather	Mostly Sunny or Sunny
Sunshine hours	7.0 hours or more
Total amount of solar radiation	19[M/m²] or more
Precipitation	0.5[mm] or more

Sea breeze day	
wind speed	2.0[m/s] or more
wind direction	Each region's main 2 wind direction
hour	The time that satisfies the above two conditions is 6 hours or more per day after 12 o'clock

Table .5 Bias, RMSE, Correlation of air temperature and wind speed

Temperature	Bias[℃]	RMSE[℃]	Correlation	Wind speed	Bias[m/s]	RMSE[m/s]	Correlation
Los Angeles International Airport	2.61	2.73	0.72	Los Angeles International Airport	-0.43	0.80	0.82
Cable	0.88	1.51	0.96	Cable	0.96	1.84	0.75

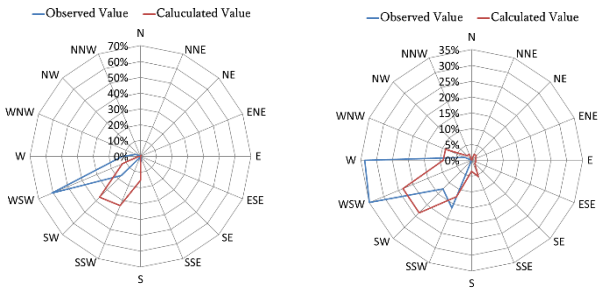


Fig.4 Wind Rose

4. 気温分布の分析

海面水温に注目して海岸からの距離と気温分布の関係を分析した．東京地域は 2010 年 8 月における晴天海風日の日中（9–20 時），ロサンゼルス地域は 2021 年 8 月における晴天海風日の日中（9–20 時）の計算結果を用いた．

4.1 海岸からの距離と気温分布

晴天海風日における海岸からの距離と 14 時の気温（地上 2m）の関係を図 5 に示す．著しく気温の低い地域が存在する．近似曲線はその地域を除いた値で作成した．著しく気温が低い理由は，地域の北側に山脈があり，標高が高いためである．図 5 の近似曲線を抜粋して図 6 に，さらに近似曲線の y 切片を 0 にした海岸からの距離と気温上昇の関係を図 7 に示す．各日の 14 時の気温分布を図 8 に示す．

ロサンゼルス地域においても海岸からの距離とともに気温が上昇する傾向が確認された．22 日，23 日は上昇傾向が小さく，25 日，27 日と順に大きくなる．以降では，23 日，25 日，27 日を対象として考察した．

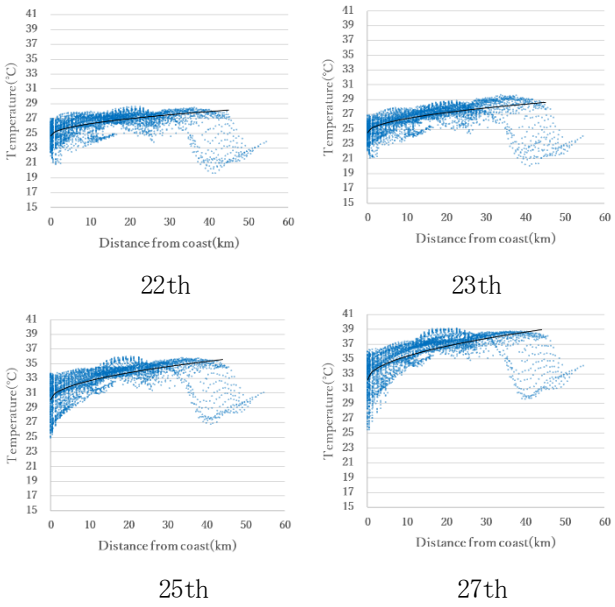


Fig.5 Relationship between distance from coast and air temperature

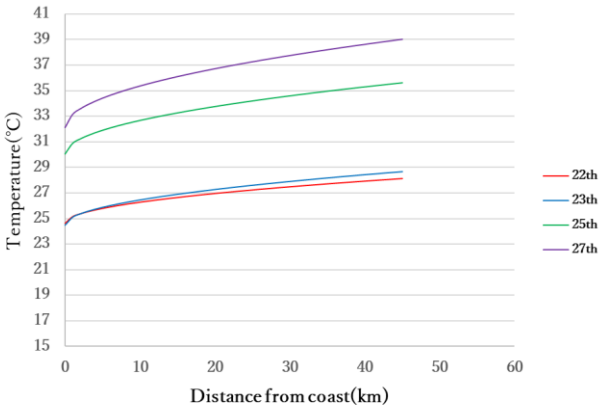


Fig.6 Relationship between distance from the coast and air temperature

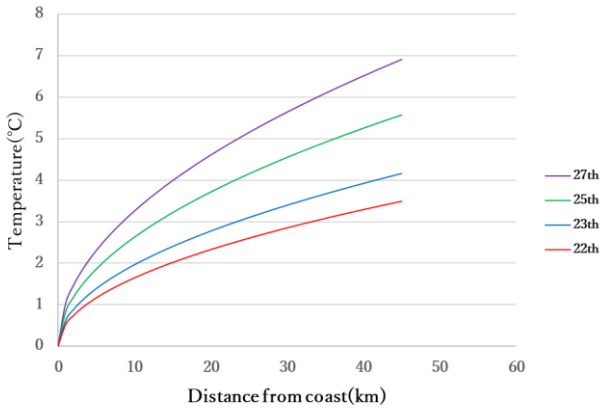


Fig.7 Relationship between distance from coast and air temperature rise

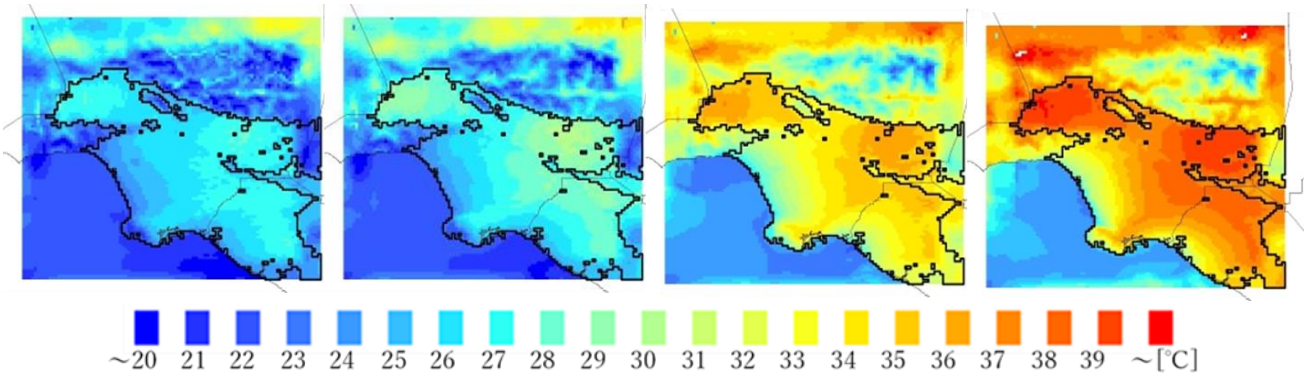


Fig.8 Air temperature distribution in Los Angeles area at 14:00 (from the left: on Aug. 22, Aug. 23, Aug. 25, Aug. 27)

4.2 海面水温と気温上昇の関係

東京地域とロサンゼルス地域における晴天海風日の海岸からの距離と気温上昇の関係を図 9 に示す．東京地域は晴天海風日の平均，ロサンゼルス地域は 23 日，25 日，27 日を示す．

気温上昇の傾きは，25 日，27 日は東京地域よりロサンゼルス地域が大きいが，23 日は東京地域と同程度である．

東京地域とロサンゼルス地域において，海表面温度 SST，都市表面温度 Tu，海風の風速 U，温度 Ta，地表面からの顕熱流束 H，海岸からの距離 x と気温上昇 ΔT の傾きの関係を考察した（表 6，式 1，式 2）．都市表面温度と海風の温度の差 Tu-Ta が大きくなると，U と H がともに大きくなり，東京地域とロサンゼルス地域では，海表面温度が大きく異なるにも関わらず，気温上昇の傾きにあまり差が生じないと考察された．

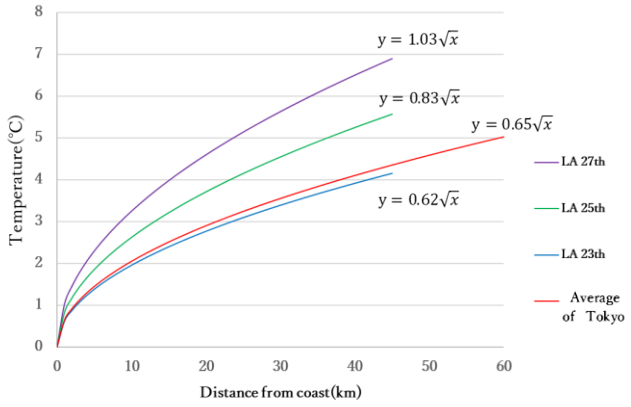


Fig.9 Relationship between distance from the coast and air temperature rise

$$\Delta T = (0.0032\sim0.0045)\sqrt{H/U}\sqrt{x} \qquad (1)$$

$$H = f(U, T_u - T_a) \qquad (2)$$

ΔT: Air temperature rise
H ：Sensible heat from surface to air
U ：Wind velocity of sea breeze
x ：Distance from coast
Tu: Urban surface temperature
Ta: Air temperature of sea breeze

5. 結論

本研究では，流入する海風の風速と温度が気温上昇に与える影響を考察することを目的とし，日本と比べて海面水温の低いロサンゼルス地域を対象として，海岸からの距離と気温上昇の関係を東京地域と比較して考察した．

都市表面温度と海風の温度の差が大きくなると，海風の風速と地表面からの顕熱がともに大きくなり，海表面温度が大きく異なる東京地域とロサンゼルス地域の気温上昇の傾きにあまり差が生じないと考察された．

参考文献

1) H. Takebayashi, et al., Relationship between City Size, Coastal Land Use, and Summer Daytime Air Temperature Rise with Distance from Coast, Climate 2018, 6(4), 84.

Table .6 Sea surface temperature (SST), Urban surface temperature (Tu), Wind velocity of sea breeze (U), Air temperature of sea breeze (Ta), Temperature difference between surface and air (Tu-Ta) of Tokyo and Los Angeles area

		SST(℃)	Tu(℃)	U(m/s)	Ta(℃)	Tu-Ta(℃)
Tokyo area	Average	26.5	44.5	4.7	27.7	16.8
LA area	23th	22.2	35.8	5.3	21.2	14.6
	25th	22.2	39.9	4.9	24.2	15.7
	27th	22.2	42.3	4.7	25.7	16.6

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

オフィスにおける天井給気型置換換気の換気性能に関する研究
（その 1）給気量及び給気気流への周辺空気の巻き込みが室内濃度分布に与える影響
Performance of Ventilation with Ceiling-Supplied Displaced Ventilation in Office
(Part 1) Effect of Supply Airflow Rate and Ambient Air Entrainment into Supply Airflow on Concentration Distribution

○石川　慎之助 (大阪大学)　山中　俊夫 (大阪大学)　崔　ナレ (大阪大学)
小林　知広 (大阪大学)　小林　典彰 (大阪大学)　永井　優太 (大阪大学)
松井　伸樹 (ダイキン工業(株))　岡本　哲也 (ダイキン工業(株))　荒川　武士 (ダイキン工業(株))
矢本　勇樹 (ダイキン工業(株))　大高　将悟 (ダイキン工業(株))

Shinnosuke ISHIKAWA[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Narae CHOI[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1] Yuta NAGAI[*1] Nobuki MATSUI[*2] Tetsuya OKAMOTO[*2]
Takeshi ARAKAWA[*2] Yuki YAMOTO[*2] Shogo OTAKA[*2]
[*1]Osaka University [*2]Daikin Industries LTD

Recently, DV system has received much attention in terms of infectious disease control. However, DV system is not widely used because of its specialized nature, which requires air supply from the lower part of the room at low temperature and low speed. In this study, we propose a new type of DV system that improves design and construction issues by installing air supply ports on the ceiling. In this paper, we report the results of a full-scale experiment to investigate the effect of the supply airflow rate and the entrainment of ambient air into the airflow by the air supply.

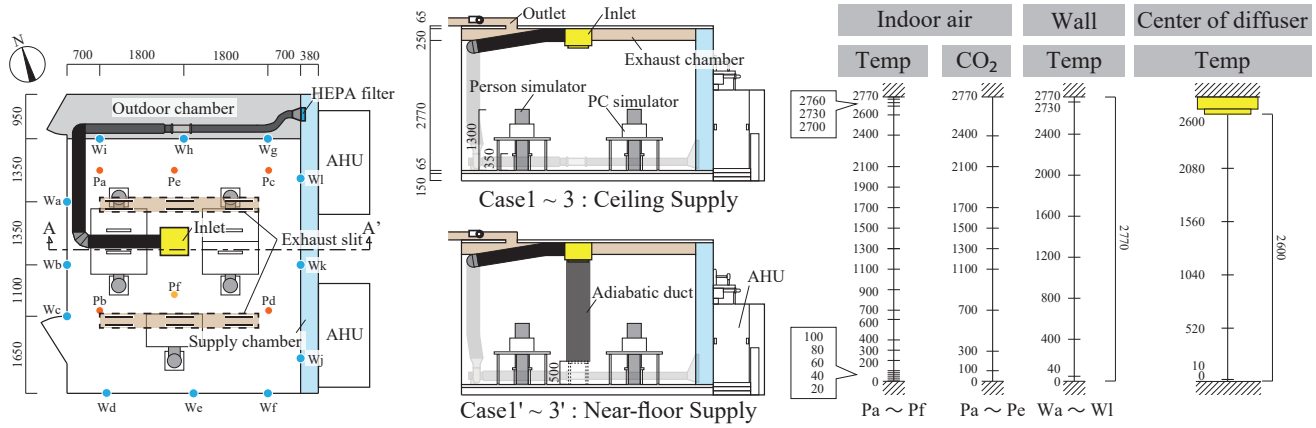
はじめに

近年、新型コロナウイルス感染症の流行に伴い、感染症対策の面から置換換気方式が注目されている。しかし、実際に講義室に置換換気を導入した例[1)]も見られるが、室下部の床置き型のディフューザーなどから低温・低速の給気を必要とする給気設備の特殊性によりあまり普及が進んでいない。そこで、本研究では普及型置換換気として天井から真下に吹き出す給気口を設置し、設計・施工面での課題を改善した給気方式を提案し、実大実験及び CFD 解析から有効性を検討する。本報では実大実験において給気量及び給気による給気気流への周辺空気の巻き込みが室内温度・濃度分布に与える影響について検討した結果について報告する。

1. 実験概要

1. 1　実験室概要

実験室の構成を **Fig. 1** に示す。本実験では一般的なオフィスを想定し、スチレンフォームによって作成した机および椅子を設置した。給気口は室の天井中央部付近（**Fig. 1** 参照）に設置した。給気は直径Φ 460 mm の吹き出し口から、Φ 0.05 mm とΦ 0.04 mm のメッシュシートと、内径がΦ 13 mm で厚さが 26 mm のハニカム形状の整流板を通じて均一な風速で鉛直下向きに吹き出した。発熱源は 75 W / 体 の模擬人体を 5 体、50 W / 台 の模擬 PC を 5 台設置した。汚染質は CO_2 を使用し、人の呼気を再現するため空気と同比重になるよう 3 NL/min の CO_2 と 1.8 NL/min の He を混合した



(a) Floor plan　**(b)** A-A' Cross-Section　**(c)** Overview of measuring points

Fig. 1 Plan of the chamber [mm]

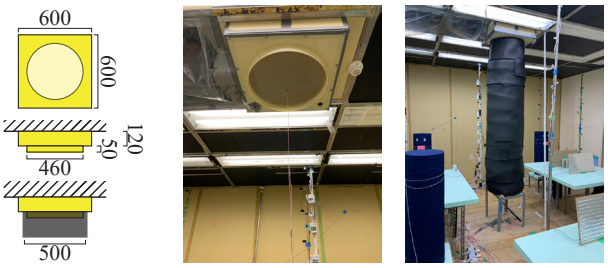
気体を、5 体の模擬人体の口を想定したスポンジ（高さ 1,100 mm）から室温より高い約 13℃で分けて発生させた。排気は 25 mm × 580 mm のスリット状の排気口 12 箇所を通り、天井裏の排気チャンバーから排気した。

1. 2　実験条件

実験条件を **Table. 1** に示す。Case1-C ～ 3-C では給気量を 750、600、400 m³/h と変化させ、天井給気型置換換気における給気量と置換効果の関係性を検討した。また、室上部から鉛直下向きに吹き出すと、給気が室上部にある周辺空気（汚染質）を巻き込みながら室下部に到達する可能性が考えられる。そこで Case1-F ～ 3-F では周辺空気の混入を防ぐため、**Fig. 2 (c)** に示すように天井高さの給気口を内径が Φ 500 mm の縦型の断熱ダクトで覆い、床面から 500 mm の高さまで延ばしてから給気を行うことで、周辺空気の巻き込みが室内温度・濃度分布に与える影響を検討した。給気量は Case1-C ～ 3-C と同様に 750、600、400 m³/h と変化させて検討した。なお、本実験では冷房運用を想定しており外気負荷は考慮しておらず、給気温度は実験時の外気温度 + 1 ℃～ − 1 ℃とした。

1. 3　測定概要

本実験では温度と CO_2 濃度を測定した。測定点を **Fig. 1 (a), (c)** に示す。温度測定には T 型熱電対を用い、室内温度は Pa ～ Pf、壁面温度は Wa ～ Wl で測定した。



(a) Diffuser

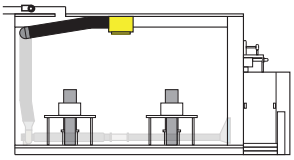
(b) Ceiling Supply

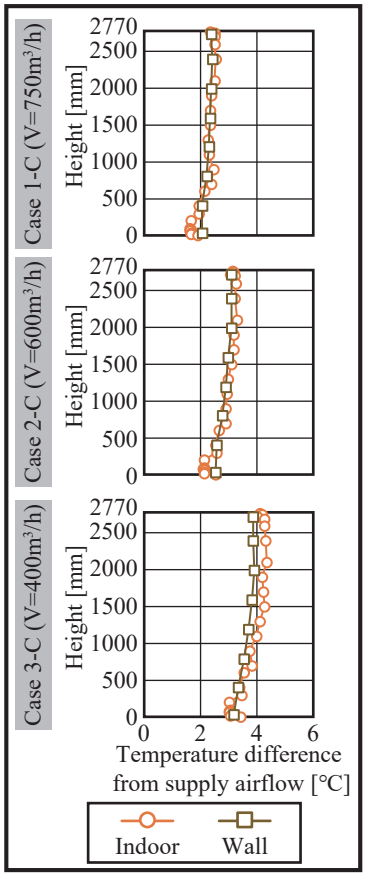
(c) Near-floor Supply

Fig. 2 Overview of diffuser and air supply conditions

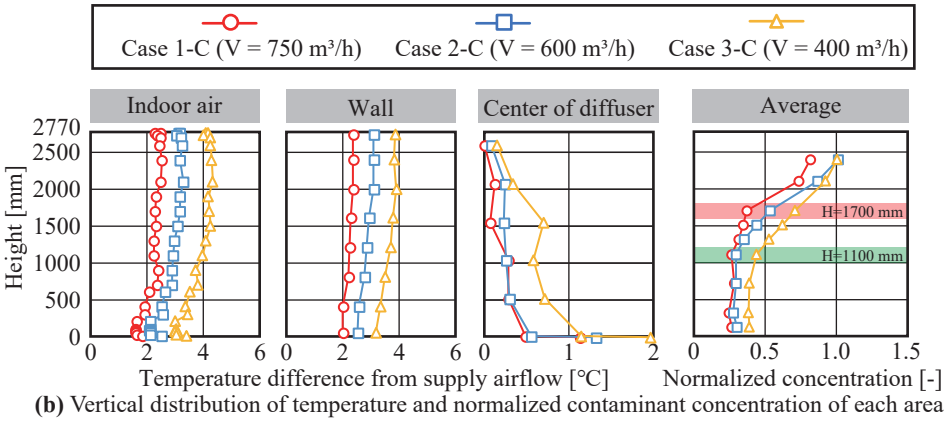
Table. 1 Experimental conditions

	Supply condition	Airflow rate [m³/h]
Case 1-C	Ceiling Supply	750
Case 2-C		600
Case 3-C		400
Case 1-F	Near-floor Supply	750
Case 2-F		600
Case 3-F		400

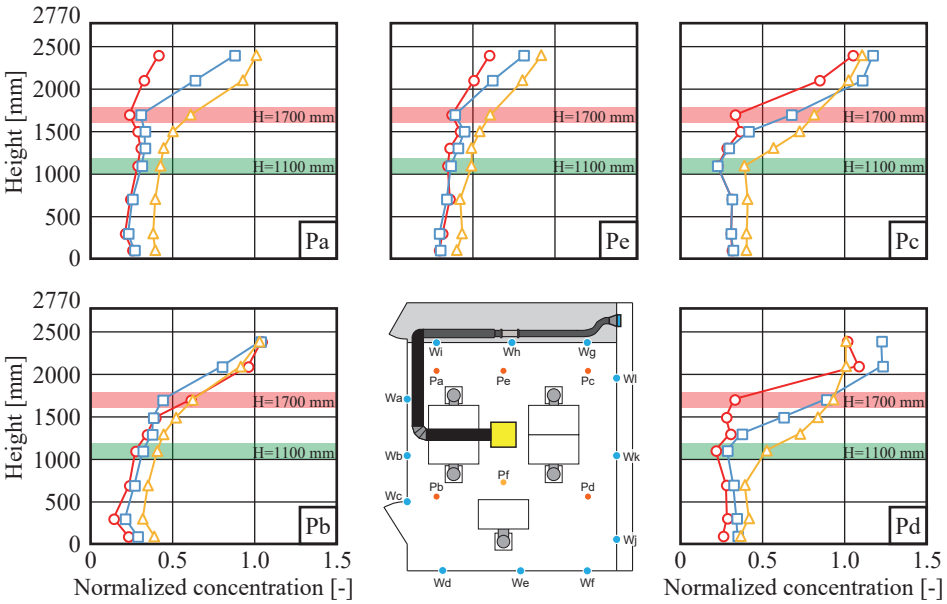




(a) Comparison of indoor and wall temperature

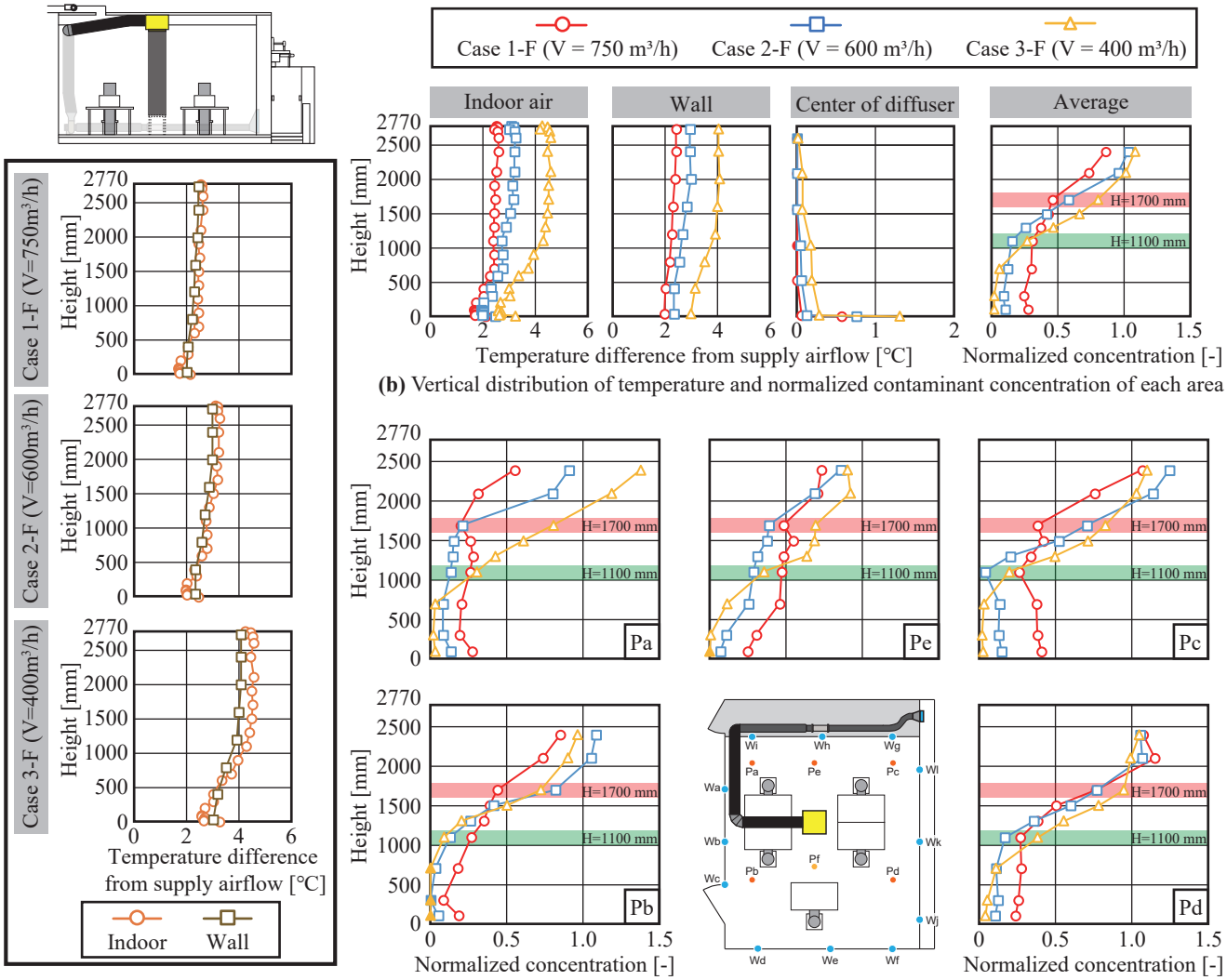


(b) Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration of each area



(c) Vertical distribution of normalized contaminant concentration

Fig. 3 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Case 1-C ~ 3-C)



(a) Comparison of indoor and wall temperature

(b) Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration of each area

(c) Vertical distribution of normalized contaminant concentration

Fig. 4 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Case 1-F ~ 3-F)

また、給気口の中心直下にもT型熱電対を設置する事で床面に到達するまでの給気内の鉛直温度分布を測定した（**Fig. 1 (c)** 参照）。CO_2 濃度分布の測定には CO_2 データロガー（RTR-576、（株）T&D ）を用い、室内濃度はPa ～ Pe で測定した。給排気の CO_2 濃度は CO_2 濃度測定器（GM70PUMP、ヴァイサラ（株））を用いた。測定間隔は全て30秒とした。実験時は温度定常後に CO_2 を発生させ、温度・CO_2 濃度の定常後30分間の平均値を測定結果として用いた。

2. 実験結果

室内温度分布および壁面温度分布は高さごとにおける全測定点（室内温度分布：Pa ～ Pf、壁面温度分布：Wa ～ Wl）の平均値を結果として用いた。なお、Case 1, 3での床・天井面温度の結果（0 mm、2770 mm）は表面温度ではなく空気温度の測定結果となっている。給気温度との差・規準化濃度の値が測定器の誤差等により負になる場合は値を0とし、マーカーを塗りつぶして表示している。

2. 1. 給気量による違い（天井給気）

Fig. 3 (a) に Case 1-C ～ 3-C それぞれの室内温度分布と壁面温度分布を比較した結果を示す。結果から、Case 1-C（給気量 750 m^3/h）では室内と壁面の温度差は見られないが給気量を減少させると室上部において室内と壁面に温度差が僅かに発生しており、壁面下降流が生じている可能性がある。

Fig.3 (b), (c) に Case 1-C ～ 3-C の間で鉛直温度・濃度分布を比較した結果を示す。結果から、全条件で温度・濃度成層が形成されており、天井給気としても室下部の規準化濃度は0.5より低く、汚染質濃度境界面が形成されていた事から天井給気型置換換気の有効性が示された。また、通常の置換換気の性質と同じく、給気量が大きいほど濃度境界面高さが高くなったが、給気速度が速い事によって床面衝突後の給気の運動量が大きくなり、濃度成層に影響を与え置換性能が悪化する可能性が考えられる。そこで床上高さ 1,100 mm（座位人体を想定）、1,700 mm（立位人体を想定）での濃度を各給気量で比較すると、給気量の最も小さい Case 3-C が

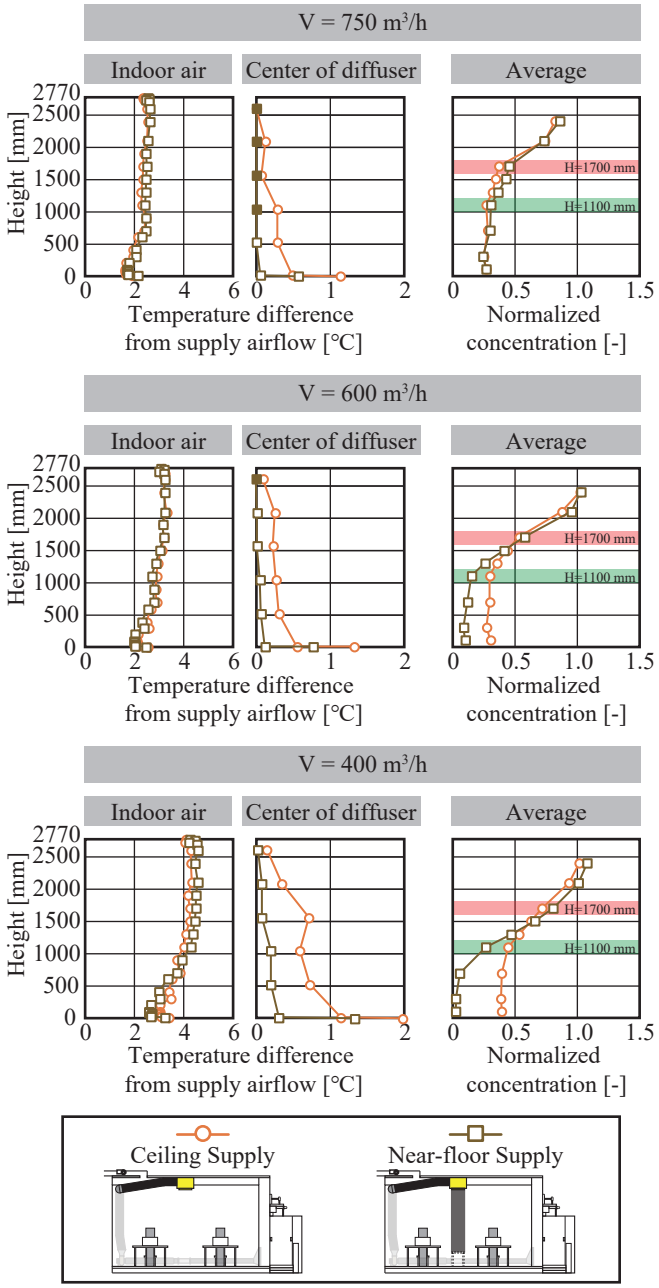


Fig. 5 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Comparison of Supply conditions)

ともに最も濃度が高かった。これより、給気速度による置換性能の悪化よりも給気量による境界面高さの影響の方が大きいことが考察される。

各測定点の鉛直濃度分布に注目すると Pa, Pe において他の測定点よりも汚染質濃度境界面高さが高くなっている。これは給気口の位置が完全に室中央とはなっておらず、給気口と壁面との距離が近く発熱体も少ない Pa, Pe において、床面に衝突した給気が壁面到達後に上昇し濃度境界面高さに影響を与えている事が原因として考えられる。

Fig. 3 (b) の給気口直下の鉛直温度分布から、給気口から離れるにつれて徐々に給気温度よりも温度が高くなっており、給気による周辺空気の巻き込みが発生し温度が上昇している事が確認された。また、給気量が小さいほどその温度変化が大きくなる事から、給気量または給気速度が周辺空気の巻き込みに影響を及ぼしている事が示唆される。

2. 2. 給気量による違い（床面近傍給気）

Fig. 4 (a) に給気高さを床面近傍とした Case 1-F ～ 3-F それぞれの室内温度分布と壁面温度分布を比較した結果を、**(b), (c)** に Case 1-F ～ 3-F 間で鉛直温度・濃度分布を比較した結果を示す。結果から、全条件で温度・濃度成層が形成されており、天井給気時と同様に給気量が大きいほど温度成層が弱くなり、濃度境界面高さが高くなる事が確認出来た。また、給気量が 400 m^3/h では室下部の規準化濃度がほとんど 0 になっており、給気量を増やすほど室下部の濃度が高くなった。

2. 3. 給気高さによる違い

Fig. 5 に給気量ごとに天井給気（Case 1-C ～ 3-C）と床面近傍給気（Case 1-F ～ 3-F）の鉛直温度・濃度分布を比較した結果を示す。縦型断熱ダクトを設置し周辺空気の巻き込みを防止したことで給気口直下の温度変化が小さくなった。しかし、室内温度分布に関しては給気口の高さによって温度成層に大きな違いは見られなかった。鉛直濃度分布からは、給気量 600、400 m^3/h では床面近傍給気の方が天井給気と比べて室下部の濃度が低くなっており、天井給気では天井からの給気によって室上部にある周辺空気（汚染質）を巻き込みながら室下部に到達し、室下部の CO_2 濃度を高くしていた事が考察される。また、給気量 750 m^3/h では給気口の高さによる違いがほとんど見られない事から、給気による周辺空気の巻き込み以外に本換気方式の置換効果に影響を及ぼすパラメーターの存在を示唆された。給気量を徐々に減らすにつれて床面近傍給気と天井給気の室下部の濃度の差が大きくなったことから、給気速度などの給気量と関係がある要素がそのパラメーターとなっている可能性が考えられる。

3. まとめ

本報では、実大実験において給気量が天井給気型置換換気の換気性能に与える影響と、給気口の高さを変化させて給気による給気気流への周辺空気の巻き込みが室内温度・濃度分布に与える影響を検討した。結果から、天井給気型置換換気の有効性と置換効果に影響を及ぼすパラメーターが存在している可能性を確認した。今後は CFD 解析を通じてそのパラメーターを解明するとともに、外気負荷を考慮した際の本換気方式の性能について検討を行う予定である。

参 考 文 献

1) 小森、山中、小林、崔、ESSA、石川：大学講義室における置換換気性能の評価（その 4）実講義室における人体発生汚染質の移流拡散性状に関する検討、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集（2022. 3）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

オフィスにおける天井給気型置換換気の換気性能に関する研究
（その 2）CFD 解析による室内換気特性に関する検討
Performance of Ventilation with Ceiling-Supplied Displaced Ventilation in Office
(Part 2) Study of the Ventilation Perforemance by CFD simulation

○永井　優太（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
小林　知広（大阪大学）　小林　典彰（大阪大学）　石川　慎之助（大阪大学）
松井　伸樹（ダイキン工業(株)）　岡本　哲也（ダイキン工業(株)）　荒川　武士（ダイキン工業(株)）
矢本　勇樹（ダイキン工業(株)）　大高　将悟（ダイキン工業(株)）

Yuta NAGAI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Narae CHOI[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1] Shinnosuke ISHIKAWA[*1] Nobuki MATSUI[*2] Tetsuya OKAMOTO[*2]
Takeshi ARAKAWA[*2] Yuki YAMOTO[*2] Shogo OTAKA[*2]
[*1]Osaka University [*2]Daikin Industries LTD

This study proposes a ceiling-supplied displacement ventilation system consisting of only ceiling-mounted equipment and components, and examines its effectiveness through full-scale experiments and computional fluid dynamics. In the previous report, we examined the effects of supply airflow rate and the entrainment of ambient air into the supply airflow through full-scale experiments. In this paper, we present a more detailed study of this system by CFD analysis based on the full-scale experiment.

はじめに

本研究では普及型置換換気として、天井設置の機器や部材のみから構成される天井給気型の置換換気方式を提案し、実大実験及び数値流体力学 (Computional Fluid Dynamics) から有効性を検討する。前報 [1] では実大実験により、給気量が天井給気型置換換気の換気性能に与える影響と給気高さを変えることにより給気気流への周辺空気の巻き込みが室内温度・汚染物濃度分布に与える影響を検討した。本報では実大実験を元にした CFD 解析により、温度・汚染物濃度・風速ベクトルの平面分布を予測することで、本システムのより詳しい検討を行う。

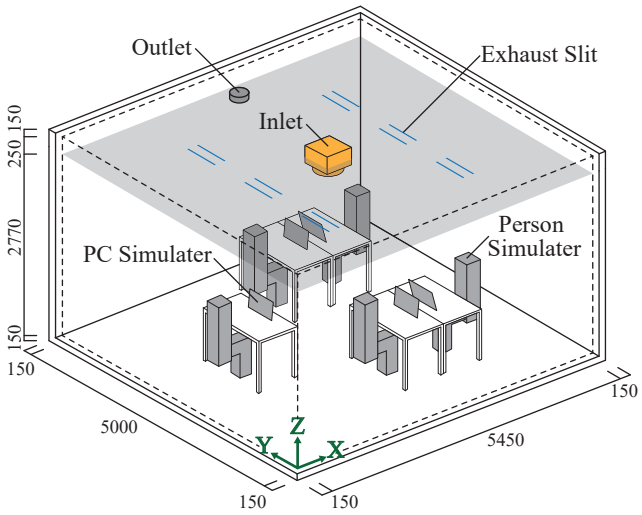


Fig. 1 Analytical model [mm]

1. 解析概要

1. 1　解析空間

解析空間は **Fig. 1**、**Fig. 2** に示す 5450 × 5000 × 2770 mm のオフィスを想定した実大実験室を再現し、発熱源として人体（発熱量:75 W）× 5 体および PC（発熱量 : 50 W）× 5 台を配置した。人体は実験で用いた円筒型の模擬人体と表面積が近い直方体を組み合わせた形とした（**Fig. 3**）。室中央部の天井付近に設置された 1 か所の給気口から下向きに給気される。また、**Fig. 1** に示すように、システム天井用 LED 照明を想定した排気スリットが天井面（z = 2770 mm）に 12 か所設置されており、これらの排気スリットを通過した後、天井裏の排気チャンバーに設置された直径 200 mm の円形排気口（z = 3020 mm）から排気される。壁面部材（**Fig. 4**）は厚さ 150 mm の木材を設定し、壁面部材の外側は解析領域面に等しい。

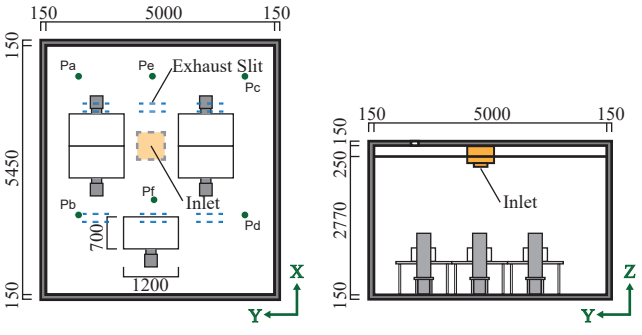


Fig. 2 Plan of the chamber [mm]

1. 2　解析条件

解析手法を **Table 1**、境界条件を **Table 2**、解析条件を **Table 3** に示す。天井、壁の局所対流熱伝達率は文献[2]を基に、放射率を 0 と仮定することで推定した値（**Table 2**）とし、床の局所対流熱伝達率を比較した再現 CFD 解析において実験と温度分布がよく一致した 10 W/(m^{2}K) を床の局所対流熱伝達係数に設定した。Case C1-C ～ C3-C では給気量を 750, 600, 400 m^3/h と変化させ、天井給気型置換換気における給気量と置換換気効果の関係性を検討した。また、室上部から鉛直下向きに吹き出すと、室上部にある周辺空気（汚染物）を巻き込みながら室下部に到達する現象が起こると考えられる。そこで Case C1-F ～ C3-F では、床面近傍から給気を行うことで周辺空気の巻き込みが室内温度・汚染物濃度分布に与える影響を検討する。実験を再現した解析を行うため、実験の壁面温度測定点に合わせて壁面を 3 分割し、天井、壁、床に実験において測定した壁面温度を壁面部材の温度固定として設定した。

2．解析結果

解析結果の鉛直分布は **Fig. 2** に示す実験と同様の測定点において測定を行い、それらの平均を結果に示す。温度は Pa ～ Pf、汚染物濃度は Pa ～ Pe の測定点で測定を行った。解析結果を **Fig. 5 ～ Fig. 9** に示す。**Fig. 5** はすべての条件の実験結果と CFD 解析結果の比較、**Fig. 6** は各条件での温度、汚染物濃度、風速ベクトルの平面分布を表す。また、**Fig. 7** は天井給気の条件での給気量による比較、**Fig. 8** は床面近傍付給気の条件での給気量による比較、**Fig. 9** は給気量ごとの給気高さによる比較を表す。

Table 1 Analysis Condition

CFD Code	STREAM ver.2022
Total Number of Mesh	2,952,486 ～ 3,074,238
Turbulence Model	Standard k-ε model
Algorithm	SIMPLE
Discretization Scheme	QUICK
Number of Cycles	5,000

Table 2 Boundary Condition

Wall	Wall Boundary	no-slip	
	First Mesh from Wall	100 mm wide	
	Local convective heat transfer rate	Ceiling[2]	4.2633 W/(m^{2}K)
		Wall[2]	3.0667 W/(m^{2}K)
		Floor	10 W/(m^{2}K)
	Temperature	Experimental Data	
Emissivity		0.9 [-]	
Inflow Boundary*		$k = 3/2(U \cdot I)^2$ $\varepsilon = (C\mu^{3/4} \cdot k^{1/2})/ L$	
Heat Generation	Human	75W × 5	
	PC	50W × 5	
Contaminant	Temperature	13 ℃ (Experimental Data)	
	Flow Rate	3.0 L/min	
	Mouth Size	110 × 70 mm	
Supply Air Temperature		Experimental Data	

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

2. 1　CFD 解析の精度検証

Fig. 5 より、実験結果と CFD 解析結果で概ね同様の傾向が見られたが、天井給気など一部の条件での鉛直濃度分布では差が大きくなった。全体を通して結果には違いがあったものの実験と CFD 解析による温度・汚染物濃度分布の傾向は近く、解析結果同士を比較して得られる結果は有用であると考えられる。

2. 2　天井給気時の給気量による比較

Case C1-C ～ C3-C の解析結果から給気量による比較を行う。**Fig. 6, 7** より、すべての条件で温度成層が形成され、給気量が 400 m^3/h の場合（Case C3-C）で上下温度差が大きくなった。また、3 条件で濃度境界面が形成されたが、給気量による濃度境界面高さや室下部の規準化濃度の大きな違いは見られなかった。汚染物濃度、風速ベクトルの平面分布から、発生した汚染物が給気口に巻き込まれている様子が確認できる。z = 1100, 2000 mm 断面から、給気量が大きいほど発生した汚染物が横向きに広がり給気気流に巻き込まれ、小さいほど汚染物が上昇していることがわかる。これは、給気気流の速度が大きいほど巻き込まれる空気の混入速度が大きくなるため、汚染物が給気気流に誘引されていることや、給気量が大きいほど床面に衝突する給気の速度が大きく、床に衝突した後、壁面を沿って給気が室上部へと上昇し呼吸域高さの空気を混合していることが原因であると考えられる。給気量が 400 m^3/h の場合（Case C3-C）でも、他の 2 つの条件と同程度の置換換気効果が得られたことから、本システムは低換気量で室内を清浄に保つことができる省エネルギーな換気システムであることが示唆された。また、給気気流が壁面に衝突していることが置換換気に影響を与えていると考えられたため、今後は天井高さや床面積を変化させた検討を行う必要がある。

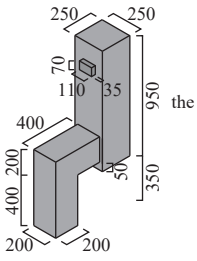


Fig. 3 Person Simulater [mm]

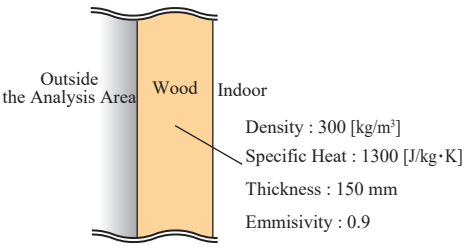


Fig. 4 Wall Material

Table 3 Parameter

	Supply Condisiton	Airflow Rate [m^3/h]
Case C1-C	Ceiling Supply	750
Case C2-C		600
Case C3-C		400
Case C1-F	Near-floor Supply	750
Case C2-F		600
Case C3-F		400

2. 3　床面近傍給気時の給気量による比較

Case C1-F ～ C3-F の解析結果から、床面近傍給気時の給気量による比較を行う。**Fig. 6, 8** より、すべての条件で温度成層が形成され、給気量が小さくなるほど上下温度差が大きくなった。また、3 条件で濃度境界面が形成され、給気量が小さいほど室下部の規準化濃度が小さく、濃度境界面が低くなっている。汚染物濃度の平面分布より給気量 750 m^3/h の条件（Case C1-F）において、濃度境界面が乱れていることが確認できる。風速ベクトルの平面分布からわかるように、給気が壁面を沿って給気が室上部へと上昇し、室上部の空気を下部へと誘導していることが原因であると考えられる。床面近傍から給

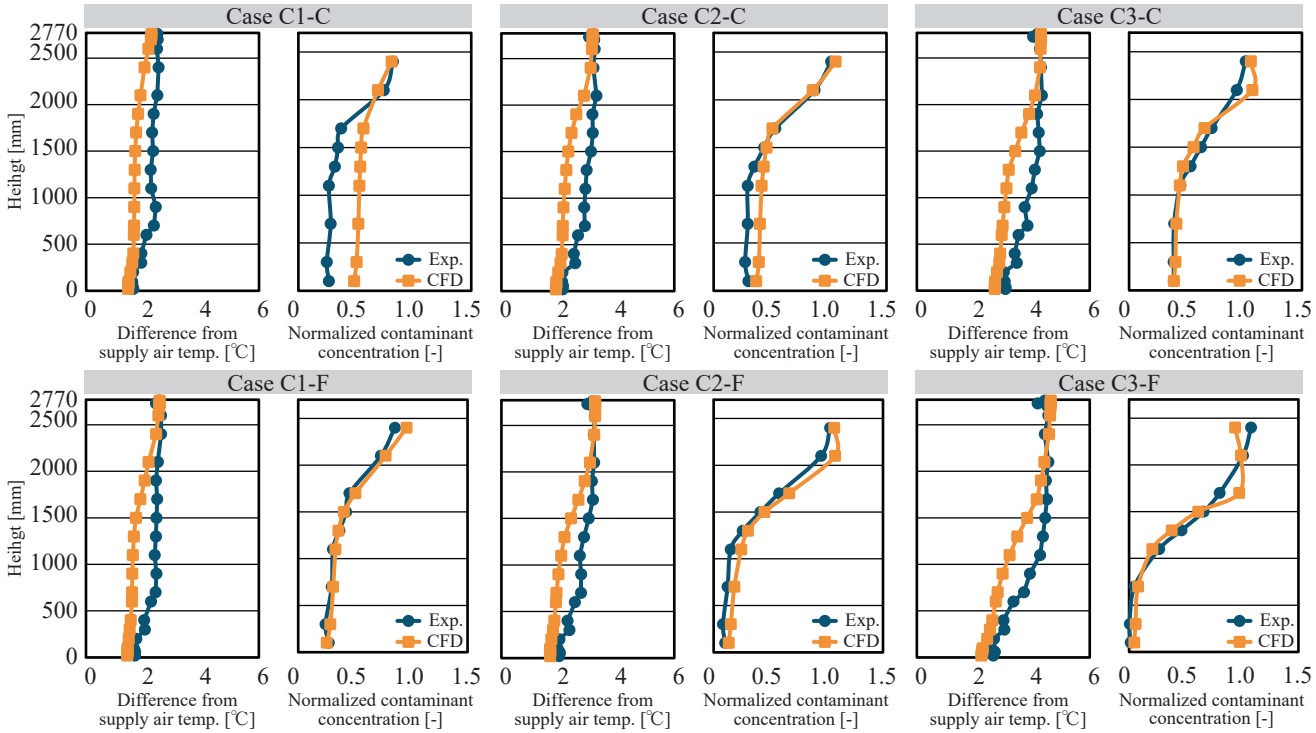


Fig.5 Comparison of Experiment Results and CFD Analysis Results

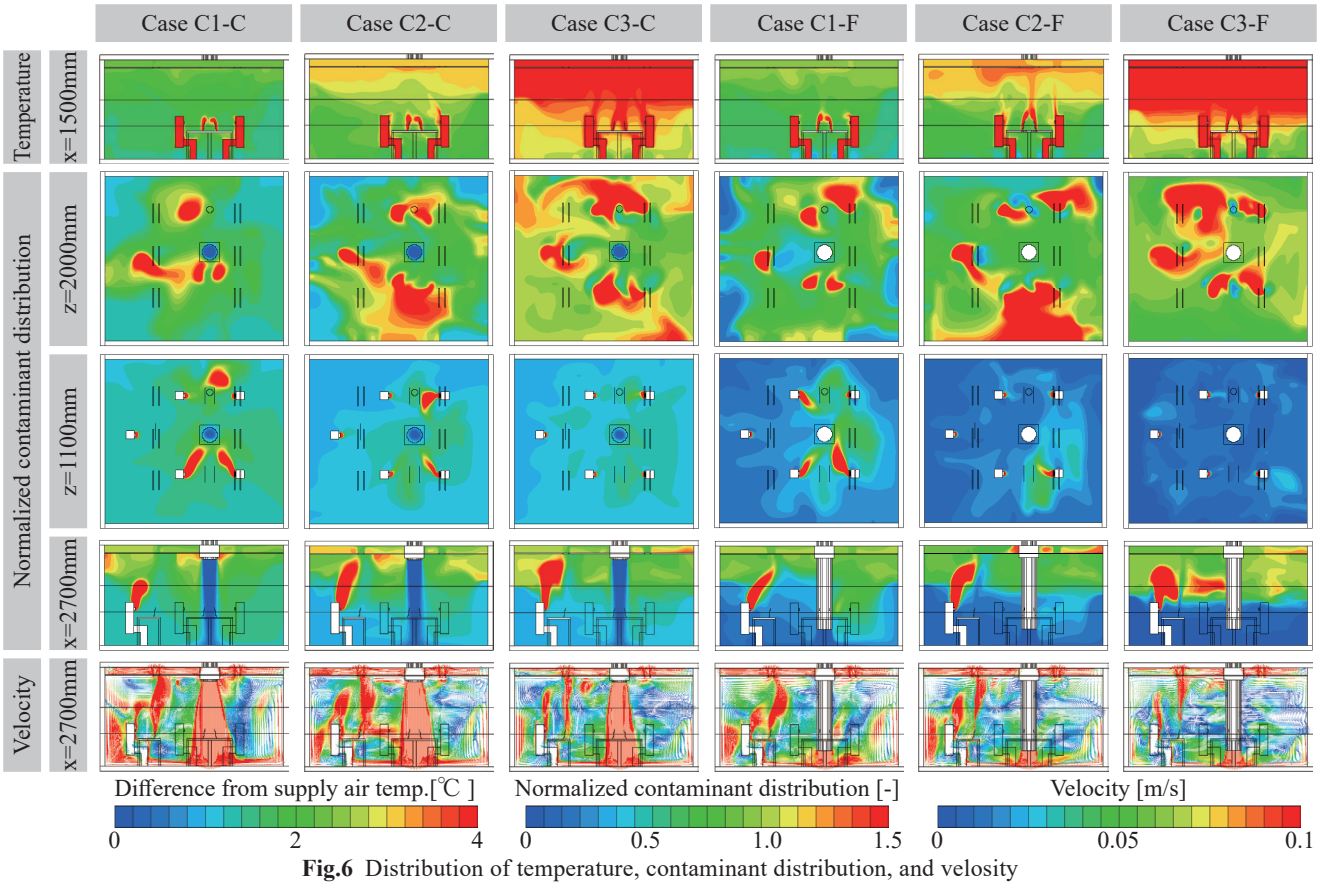


Fig.6 Distribution of temperature, contaminant distribution, and velosity

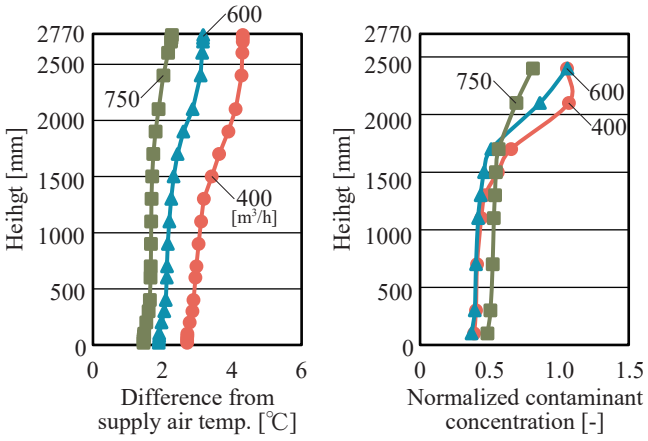


Fig.7 Vertical distribution (Case C1-C ～ C3-C)

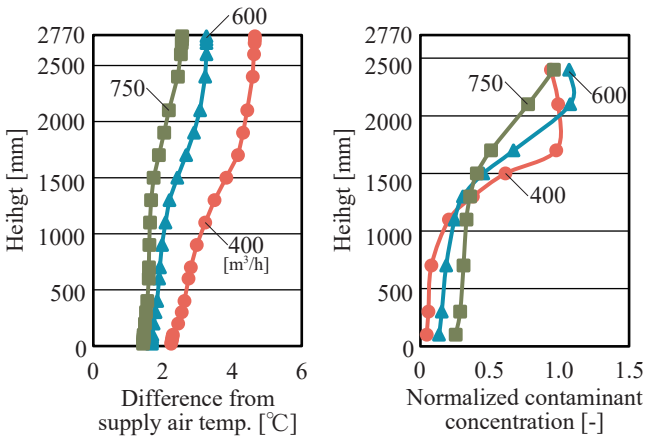
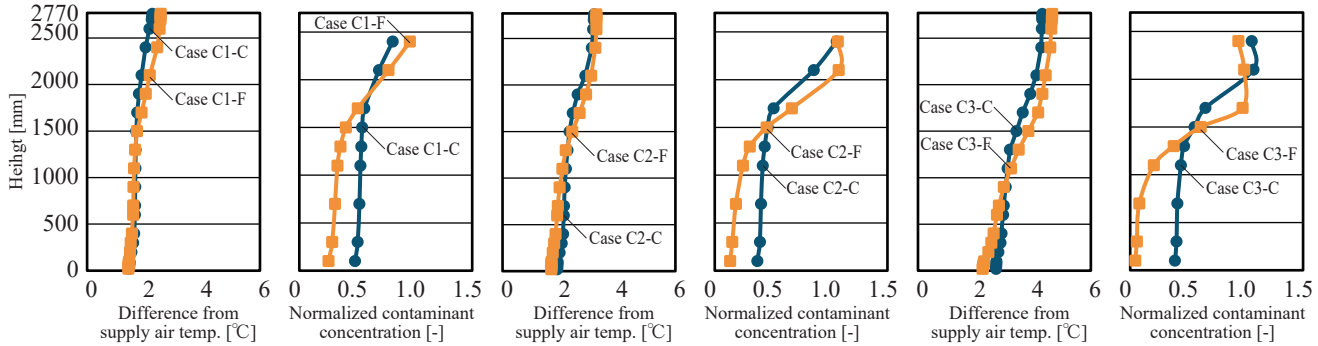


Fig.8 Vertical distribution (Case C1-F ～ C3-F)



(a) Airflow rate : 750 m^3/h　(b) Airflow rate : 600 m^3/h　(c) Airflow rate : 400 m^3/h

Fig.9 Vertical distribution (Comparison of Supply Conditions)

気しているため、床面付近の規準化濃度は 0 程度になると考えられるが、鉛直濃度分布より、給気量が大きいほど室下部の規準化濃度が大きくなっていることから、給気気流が室上部へと上昇した影響により室内空気が混合されていることが示唆される。

2. 4　給気高さによる比較

Case C1-C ～ C3-F の解析結果から、給気量ごとの給気高さによる比較を行う。**Fig. 6, 9** より、給気量が等しいことから温度分布においては給気高さによる大きな違いは見られず、床面近傍から給気する場合のほうが巻き込みが無いことから上下温度差がやや大きくなるという結果が得られた。汚染物濃度分布を比較すると、給気量が 400 m^3/h の場合（Case C3-C, C3-F）で給気高さによる違いが顕著に見られ、給気量が大きくなるほど給気高さによる違いは小さくなった。このことから、給気量が大きいと給気高さ以外に濃度分布に影響を与える要因が存在していると考えれられる。風速ベクトルの平面分布から、天井給気では給気が床面に到達する間に周辺空気を巻き込み流量が増加し、床面に衝突した気流が壁面を沿って室上部へと上昇しているのに対し、床面近傍給気では給気が床面に広がる間に給気の運動量が減少し、給気が室上部まで到達していないことが確認できる。そのため、巻き込みがない床面近傍給気時に室下部での規準化濃度が小さくなり置換換気の効果が増加したと考えられる。加えて、天井給気では上部の汚染空気を巻き込むため、床付近に到達する給気気流の濃度は床面近傍給気に比べて高くなるが、巻き込みにより室下部に到達する給気量が増加するため、濃度境界面の高さは高くなる傾向が見られた。

まとめ

本報では CFD 解析により給気量が本システムの換気性能に与える影響と、給気高さを変化させることで給気気流への周辺空気の巻き込みが室内濃度分布に与える影響を検討した。結果から、CFD 解析により実験の平面分布を予測できていること、温度分布は給気量に依存することが明らかになった。一方、給気量が大きいと給気気流への周辺空気の巻き込み以外に壁面に到達して上昇する気流が室内濃度分布に影響することが示唆された。今後は外気負荷が換気効果に与える影響の検討や、給気量と濃度境界面高さの関係性を調べることで、最適な給気条件の検討を行う予定である。また、CFD 解析の実験再現の精度を上げることが必要である。

参 考 文 献

1) 石川、山中、崔、小林知、小林典、永井、松井、岡本、荒川、矢本、大高：オフィスにおける天井給気型置換換気の換気性能に関する研究（その 1）給気量及び給気気流への周辺空気の巻き込みが室内濃度分布に与える影響、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集（2023. 3 掲載予定）
2) 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（2023.3.7）

置換換気のための空気清浄機能を有するポータブル冷房ユニットの開発研究（その１）ゾーンモデルと CFD 解析による飛沫核濃度分布及び温度成層形成に関するパラメトリックスタディ

A Study on a Novel Portable Cooling Unit with Air Purification for Displacement Ventilation (Part 1) Parametric Study with Zonal Model and CFD Analysis for PM Concentration and Temperature Distribution

Aya ESSA*1　Toshio YAMANAKA*1　Narae CHOI*1　Tomohiro KOBAYASHI*1
Noriaki KOBAYASHI*1　Miharu KOMORI*1　Nobuki MATSUI*2
Tetsuya OKAMOTO*2　Takeshi ARAKAWA*2　Yuki YAMOTO*2　Shougo OTAKA*2
*1　Osaka University　*2　Daikin Industries Ltd.

Displacement ventilation (DV) is a promising energy saving alternative ventilation system. Despite the fact that numerous studies along the years have proven it superior to the dominant mixing ventilation, some factors can lower its efficiency and thus confining its applicability, such as room size and geometry, furniture arrangement, and seating pattern. Hence, in this study a novel portable DV cooling unit that enhances DV performance and expands its applicability is proposed. The proposed unit should enhance the DV system by strengthening the temperature gradient through supplying filtered cool air at low height and exhausting hot air above the occupied zone.

Introduction

In displacement ventilation (DV), the target zone for providing thermal comfort and good air quality is the occupied zone which is defined as the lower section of a space until the 1.8 m height. The mechanism of DV is to supply cool air at low heights at low velocity and as air passively gains heat from heat sources in the space and gets lighter, it rises upwards carrying the contaminants. Thus, the system induces temperature stratification that clarifies the occupied zone air as well.

Although, the system functions in the typical case where heat sources are within the occupied zones, it was found that if a heat source is present in the upper section, the temperature gradient is increased improving the system performance (1). Fig. 1 shows one example of heated roof case.

Despite achieving better air quality compared to mixed ventilation (2) and being more energy saving (3), DV performance can be affected by multiple factors. For example, the room size, heat loads, and heat source location affect the interface level (1). In addition, movement, presence of obstacles, and unequal distribution of heat sources, i.e. occupants and machines, can cause an imbalance in the temperature distribution. Such imbalance weakens the stratification, causes horizontal flow, or result in pockets of unrenewed air (4,5).

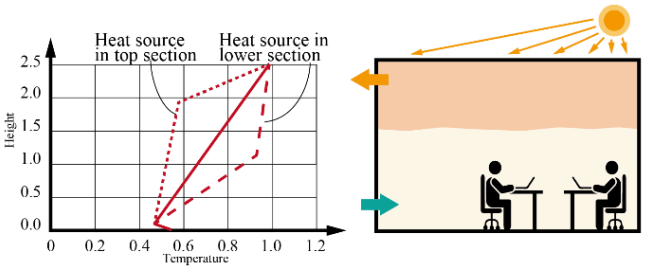


Fig.1 Heated roof temperature distribution (Adapted from 1)

Hence, a novel portable cooling unit aiming at enhancing DV is proposed in this study. Acting as a standalone DV system, supply diffuser is in the lower section of the unit while the suction port in the top section as shown in Fig. 2. Placement and functioning method of the portable DV unit (PDVU) are illustrated in Fig.3.

Since the unit intakes air from the upper zone, air purification is needed in order to avoid mixing the ascended contaminants back into the occupied zone. This can also be considered as an added advantage as portable air purifiers have been proven to generally enhance air quality, in some cases reducing the particulate matter (PM) by 50% (6).

1. Zonal Model

A simplified zonal model, illustrated in Fig. 4, was adopted in this stud. The model assumes stratification in two layers and neglects radiation from the different surfaces. The equation set consists of two thermal balance equations (1-2), PDVU's cooling power equation (3), and the unit's heating power equation (4).

$$(n+1)I + \eta H_s + C_p\rho(Q_s+Q_{sm})T_l - C_p\rho Q_s T_u - C_p\rho Q_{sm} T_u = 0 \quad (1)$$

$$-nI + (1-\eta)H_s + C_p\rho Q_s T_s + C_p\rho Q_{sm} T_u - C_p\rho(Q_s+Q_{sm})T_l = 0 \quad (2)$$

$$nI - C_p\rho Q_{sm}(T_u - T_{sm}) = 0 \quad (3)$$

$$(n+1)I - C_p\rho Q_{hm}(T_{hm} - T_u) = 0 \quad (4)$$

where for the DV system, Qs is the supply flowrate and Ts is the supply temperature. For the room, T_u and T_l are the air temperature of upper and lower sections respectively. C_p stands for specific heat of air while ρ is the air density. Representing heat sources in the room, human and computer devices, Hs is the heat load generated and η is the ratio of the heat that ascends to the upper part of the room. Regarding the PDV unit, n is the unit's coefficient of performance, COP, I: input power (W), Q_{sm} and Q_{hm} are the machine's supply flowrate and hot air flow rate respectively which are assumed to be equal. T_{sm} and T_{hm} are the supply temperature and hot-air temperature respectively.

1.1 Parametric analysis

In this calculation, the settings of the DV system were assumed fixed, and some of the PDVU specifications were changed to study the effect of each variable on the unit's performance and the room temperatures. Table 1 summarizes the set of values used in the study. The factors studied in this section are: 1- the effect of changing Q_{sm} and Q_{hm} on the required I, and 2- the effect of changing I with different COP values on the required supply flow rate.

1.2 Results

(1) PDVU supply flow rate

As shown in Fig. 5, zonal model calculations with Q_{sm} varying from 100 m³/h to 300 m³/h were performed. The 100 m³/h case requires a relatively small wattage of around 40 W. It can be observed as well that increasing the flow volume requires an increase in the input power of the machine. Increasing I thus results in exhausting air at higher temperature (T_{hm}). However, in all cases, assuming the idea situation, η is 1, keeps the occupied zone temperature, T_l, equal to the supply temperature, 20 °C.

(2) PDVU Input power and COP

Fig. 6.a shows its effect of increasing I at a COP of 3.5 on the temperatures. Increasing the unit's COP enhances the performance and decreases the exhausted heat as can be

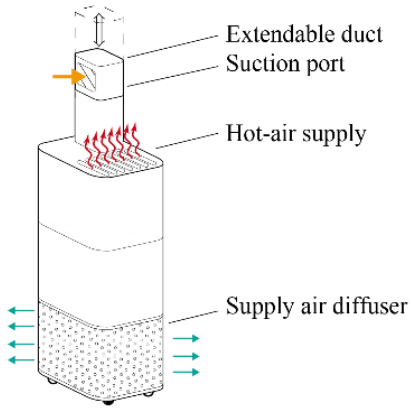


Fig.2 PDVU proposed design

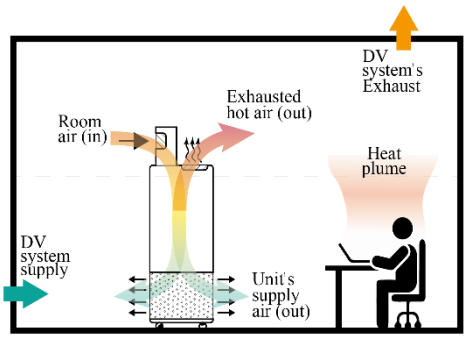


Fig. 3. PDVU placement and functioning in a DV room

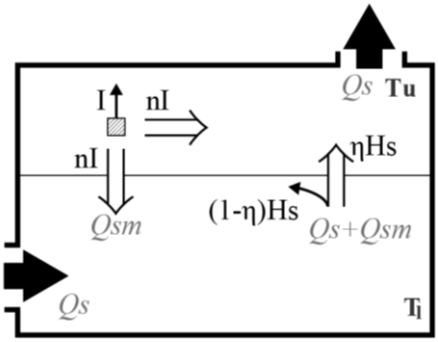


Fig. 4. Zonal model for a DV room with PDVU

Table 1. Zonal model calculation conditions

Heat	From occupants	150 W (75 W × 2)
	From computer devices	100 W (50 W × 2)
	Total *Hs*	250 W
	η	1
DV	Q_s	200 m³/h
	T_s	20 °C
PDVU	**COP, *n***	***3.0 – 4.0***
	I	***50 – 150 W***
	Q_{sm}, Q_{hm}	***100 – 300 m³/h***
	T_{sm}	20 °C
	T_{hm}	*Dependant*
Room air	C_p	1.2 kg/m³
	ρ	1004 J/K.kg
	T_l	*Dependant*
	T_u	*Dependant*

observed from Fig. 6.b, where *I* was assumed 100 W. In addition, Fig. 6.c shows how changing the COP affects the *I* - Q_{sm} relation. Iincreasing the COP from 3 to 4 reduces the required input power by a third to provide a fixed flow rate.

2. CFD analysis

The analysis was carried out, first, to visualize the effect of installing the PDV unit, and secondly, to investigate the impact of the unit's position in respect to the exhaust opening. To match the planned field measurements, presented in part 2, the analysis was set to a relatively small space as shown in Fig. 7.a.

To visualize the zonal model calculation, as summarized in Table 2. Table 3 show the CFD analysis conditions and boundary conditions. It should be noted that CO_2 was assumed as the contaminant instead of PM to simplify the simulation, and since the PDVU is an air purifier as well as a cooling unit, the supplied air is assumed to have no CO_2. On the other hand, the hot air exhaust has the same CO_2 concentration as the intake air at the suction port.

2.1 Results

The results are divided into two sections in accordance to the analysis cases; 1- comparing the with and without PDVU cases, and 2- comparing the exhaust opening location. The vertical distribution of temperature and contaminant concentration are plotted for each case. Sections of temperature and concentration contours are shown as well. Regarding the vertical temperature distribution curves, he floor and ceiling surface temperatures as plotted as well. To differentiate from exhaust temperature, the ceiling temperature is a darker shade separate point. As for the concentration contours and graphs, all figures are normalized by the exhaust concentration.

The effect of installing the PDVU can be seen mainly in the temperature distribution as shown in Fig. 8.a. At lower heights, the temperature is decreased slightly while in the top section increased by about 4 degrees. In other words, the stratification has been enhanced as aimed for. This increase in gradient can be visually observed from the sections in Table 6. The contaminant concentration on the other hand, has not been affected much in averaged horizonal planes, Fig. 8.b, although an increase in concentration can be observed around the hot air exhaust of the PDVU, Table 6.

The exhaust location change had negligible effect on the temperature distribution. However, the concentration was significantly affected. As shown in Fig.10.b, the concentration, maintained the expected stratification but with a decrease of about 10 times compared to the near exhaust case. This effect can also be seen in the sections in Table 7.

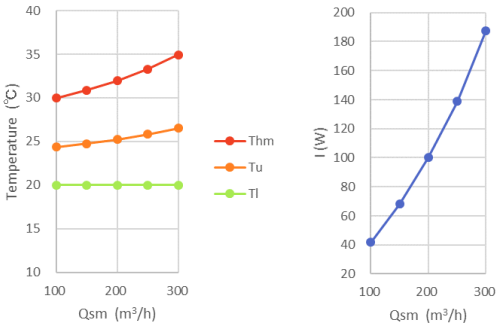


Fig. 5. a. PDVU supply flow rate vs temperatures, b. PDVU supply flow rate vs required input power

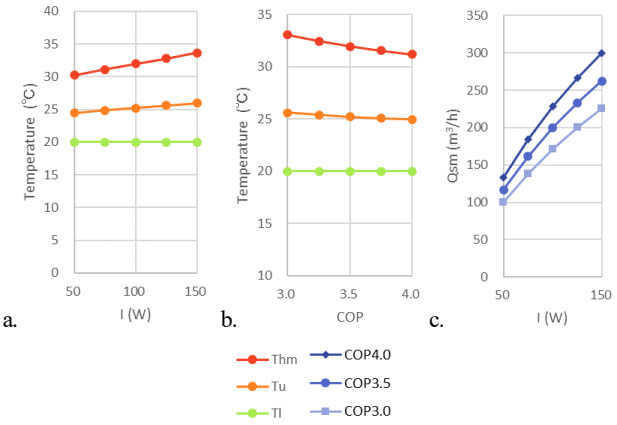


Fig. 6. a. PDVU input power vs temperatures, b. PDVU COP vs temperatures, c. PDVU input power at different COP vs required supply flow rate

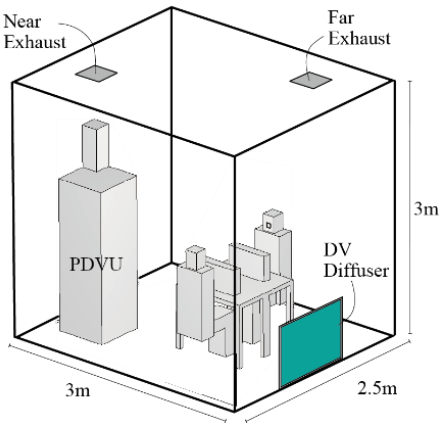


Fig. 7. Analysis model

Table 2. Zonal model calculation conditions.

Heat generation				
From occupants		150 W (75 W × 2)		
From computer devices		100 W (50 W × 2)		
DV system		**PDV unit**		
Q_s 200 m³/h	T_s 20 °C	Q_{sm} 200 m³/h	T_{sm} 20 °C	T_{hm} 31.95 °C

3. Conclusion

Integrating the merits of air purifiers, high heat sources, and movable diffusers, the proposed PDVU should both boost

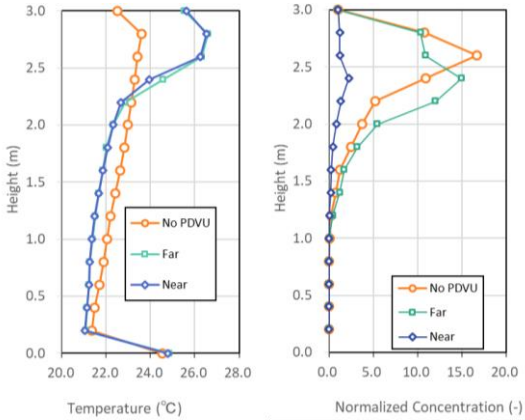
Table 3. CFD analysis conditions.

Analysis software	Stream v.22	
Turbulence model	RNG k-ε model	
Analysis type	Steady state	
Calculations	Heat, radiation, and diffusion	
Mesh settings		
Default size	30 mm	
Growth rate	1.15	
Cells count	~760,000	
Thermal Boundaries		
Solid- Fluid	log law	
External surfaces	Adiabatic	
Heat Generation		
Source	2 Seated Occupants + 2 computers	
Surface Area	1.745 m^2	
Heat load	75 W	
Contaminant Settings		
Contaminant	CO_2	
Emission rate	10 L/min	
Emission Temperature	34 °C	
Emission Surface	Mouths	2× 0.025 m^2

thermal comfort and improve air quality as well as make DV system more versatile and efficient in various space types. Preliminary analyses show great potential of the PDVU. Minimal effect of its position to the exhaust openings on its performance which indicates that its mobility is not restricted. Further more intensive parametric study should be carried out to explore optimum settings and specifications of the unit.

Acknowledgement

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



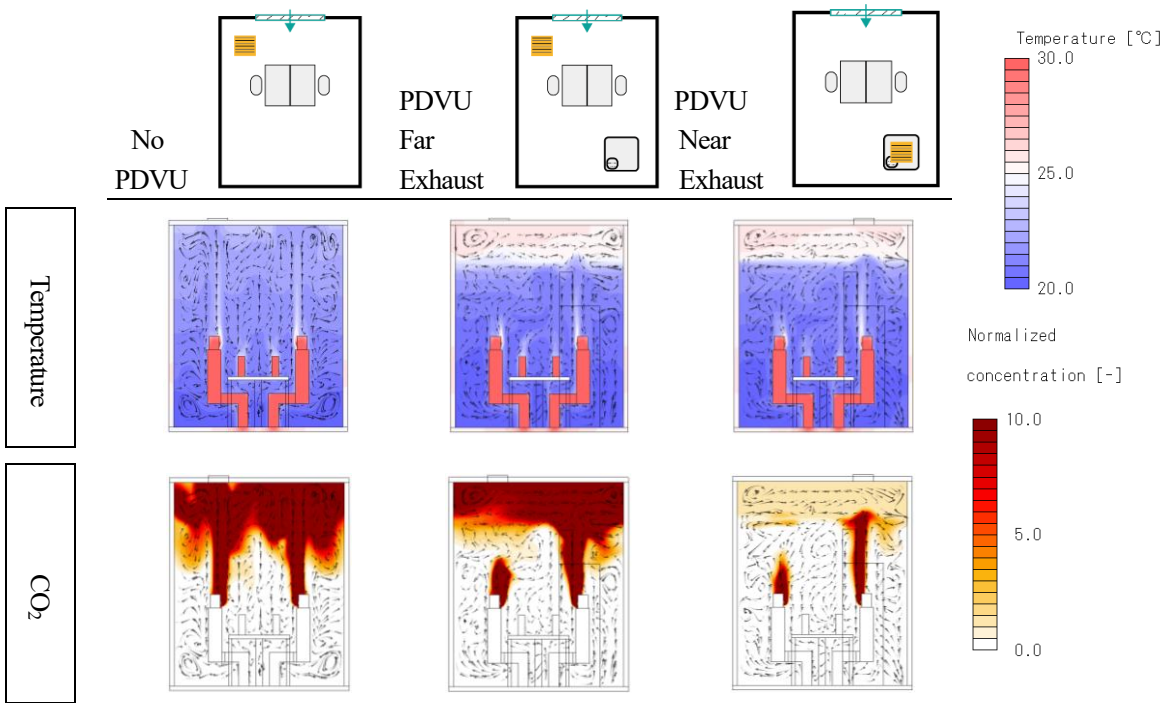
a) Vertical temperature distribution　　b) Normalized concentration vertical distribution

Fig. 8. Vertical distribution of temperature and normalized concentration

References

1) Kosonen, R., Melikov, A. K., Mundt, E., Mustakalio, P., & Nielsen, P. V. (2017). Displacement ventilation. Federation of European Heating and Air-Conditioning Associations, REHVA.
2) Melikov, A., & Kaczmarczyk, J. (2007). Measurement and prediction of indoor air quality using a breathing thermal manikin. Indoor air, 17(1), 50-59.
3) Lin, Z., Lee, C. K., Fong, S., Chow, T. T., Yao, T., & Chan, A. L. S. (2011). Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling. Energy and Buildings, 43(1), 130-136.
4) Lin, Z., Chow, T. T., & Tsang, C. F. (2007). Effect of door opening on the performance of displacement ventilation in a typical office building. Building and Environment, 42(3), 1335-1347.
5) Lin, Z., Chow, T. T., Tsang, C. F., Fong, K. F., & Chan, L. S. (2005). CFD study on effect of the air supply location on the performance of the displacement ventilation system. Building and environment, 40(8), 1051-67
6) Aldekheel, M., Altuwayjiri, A., Tohidi, R., Jalali Farahani, V., & Sioutas, C. (2022). The Role of Portable Air Purifiers and Effective Ventilation in Improving Indoor Air Quality in University Classrooms. International Journal of Environmental Research and Public Health, 19(21), 14558.

Table 4. Temperature and concentration contours



空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

置換換気のための空気清浄機能を有するポータブル冷房ユニットの開発研究
（第 2 報）実験による温度成層形成及び飛沫核除去効率の検討
A Study on a Novel Portable Cooling Unit With Air Purification for Displacement Ventilation
(Part 2) Experimental Investigation of Temperature Gradient and Droplet Nuclei Removal Effectiveness

○小森　美晴（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
小林　知広（大阪大学）　小林　典彰（大阪大学）　ESSA Aya（大阪大学）
松井　伸樹（ダイキン工業(株)）　岡本　哲也（ダイキン工業(株)）　荒川　武士（ダイキン工業(株)）
矢本　勇樹（ダイキン工業(株)）　大高　将悟（ダイキン工業(株)）

Miharu KOMORI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Narae CHOI[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1] Aya ESSA[*1] Nobuki MATSUI[*2] Tetsuya OKAMOTO[*2]
Takeshi ARAKAWA[*2] Yuki YAMOTO[*2] Shogo OTAKA[*2]
[*1]Osaka University [*2]Daikin Industries, Ltd.

This study focuses on the displacement ventilation (DV) method, which is capable of both energy conservation and ventilation efficiency, and is a ventilation method that can form a thermal stratification in a room and efficiently exhaust pollutants. In this study, we propose a portable displacement ventilation unit (PDVU), which is a mobile diffuser that not only enhances thermal stratification but also purifies the air. In the previous paper, block model calculations and CFD analysis were conducted. In this paper, experiments in a small chamber are conducted to verify the performance of this unit.

はじめに

近年の新型コロナウイルスの流行に伴い、高効率な換気手法に注目が集まっており、本研究では省エネと換気効率を両立出来る置換換気 (DV) 方式に着目する。DV は室内に温度成層を形成し、効率的に汚染物を排気出来る換気方式であるが、室形状や室内発熱源の配置などにより、均一な給気が行えず室内の温度成層形成に悪影響を与える可能性がある。そこで本研究では温度成層形成の強化に加え空気清浄も可能な可動式ディフューザーである、ポータブル置換換気ユニット (Portable DV unit、以下 PDVU) を提案する。**Fig. 1** に PDVU の概要図を示す。前報 [1] において、簡易なゾーンモデル計算及び CFD 解析による検討を行ったが、本報では実験を行い、性能検証を行う。

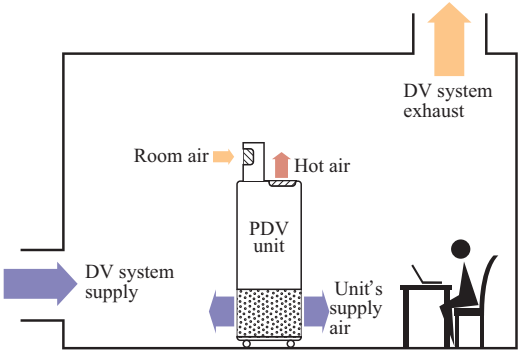


Fig. 1 PDVU

1. 実験概要

1. 1　実験室と実験機器

実験室の平面図を **Fig. 2** に示す。室内には、座位人体を模擬した φ 400mm、高さ 1000 mm の発熱体 [2](発熱量 100 W / 体) を 2 体、換気用 DV ディフューザー、PDVU の機能試作機を図のように設置した。換気用 DV ディフューザーは吹出風速が低くなるよう高さ 600 mm、φ 300 mm のソックダクトを使用した。PDVU の機能試作機はフレーム内に上から順に、吸込みユニット、温風吹出ユニット、冷風吹出ユニットが組み込まれている。吸込みユニットは側面の内 3 面に吸込み用のフィルターを貼り、側面の残り 1 面と上面にダクトがそれぞれ 1 本ずつ接続されている。温風吹出ユニット、冷風吹出ユニットは換気用 DV ディフューザーと同様、吹出風速が小さくなるようソックダクトを使用した。各ユニットの寸法は、吸込みユニットが 300 mm 角の立方体、温風吹出ユニットは高さ 300 mm、φ 300 mm、冷風吹出ユニットは高さ 600 mm、φ 300 mm である。DV ディフューザー、PDVU の系統図を **Fig. 3** に示す。DV ディフューザーはチャンバー外の空気を吸込み、HEPA フィルターを通した後、循環型温度制御装置 (AP-750M-C、オリオン機械 (株)) で温度調節、アイリスダンパー (φ 150 mm) で流量調節し室内に給気する。PDVU は、吸込みユニットに繋がっている 2

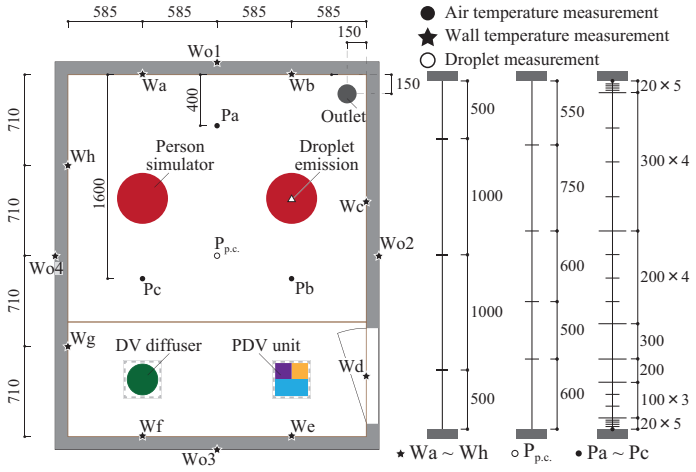


Fig. 2 Plan view

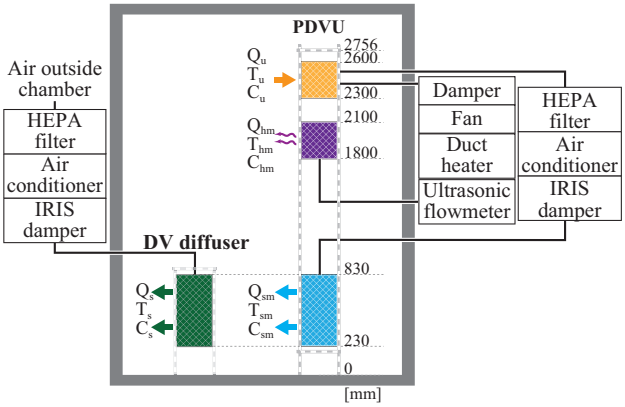


Fig. 3 Equipment layout

Table 1 Experimental condtion

Case name	DV200	DV200 - PDVU200	DV300 - PDVU300
Supply air flow rate from DV diffuser Q_s [m^3/h]	200	200	300
Supply air temperture from DV diffuser T_s [℃]	6.0	6.0	6.0
Supply air flow rate from PDV unit Q_{sm} [m^3/h]	-	200	300
Supply air temperature from PDV unit T_{sm} [℃]	-	6.0	6.0
Hot - air temperature from PDV unit Q_{hm} [m^3/h]	-	200	200
Supposed COP of PDV unit	-	3.5	
Supposed input power of PDV unit I [W]	-	100	
Heat emission rate of duct heater [W]	-	450	

Fig. 4 PDVU

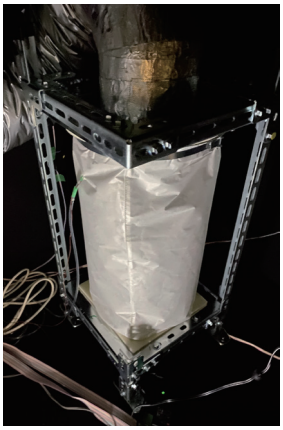


Fig. 5 DV diffuser

本のダクトの内、1 本からファン (FY-23DZ4、パナソニック (株)) を用いて室内空気を引っ張りダクトヒーター (DM-11N、日本ヒーター (株)) で加熱した後、超音波流量計 (TRZ150D-C、愛知時計電機 (株)) と接続し、温風吹出ユニットから給気する。なお超音波流量計はデータロガー (RTR-505、T&D (株)) で電流を測定間隔 1 分で測定し、流量換算を行うことで流量を測定する。吸込みユニットに接続された残り 1 本のダクトから引っ張った空気は、飛沫核除去用の HEPA フィルターを通した後、循環型温度制御装置 (AP-750M-D、オリオン機械 (株)) に接続して冷却を行い、アイリスダンパー (φ 125mm) と微差圧計 (DP-45、バリダイン社)

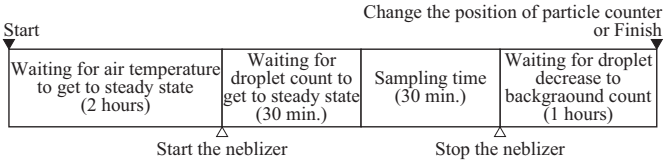


Fig. 6 Measurement procedure

で流量を調節し室内に給気する。排気口は **Fig. 2** に示す位置の天井面に設置し、自然排気を行った。温度成層の形成及び飛沫核除去性能について検討を行うため、温度分布及び飛沫核濃度分布を測定した。温度分布は、**Fig. 2** に示す Pa ～ Pc で、T 型熱電対 (データロガー : cadac3、江藤電気 (株)) を用いて各点鉛直方向 22 点の空気温度と天井面･床面温度を測定間隔 1 分で測定した。壁面温度は、同じ T 型熱電対を用いて Wa ～ Wh において、各点鉛直方向 3 点で測定した。また、参考値として、全壁面の室外側表面温度を各壁面の中央 1 点で測定間隔 1 分で測定した。飛沫核除去性能の評価のため、**Fig. 2** に示す右側の発熱体の上部にネブライザー (オムロン (株)) を設置し飛沫を発生させ測定を行った。飛沫核の沈下防止のため、空気より密度の小さい N_2 ガスを 2 NL / min 注入して飛沫を発生させた。ネブライザーには穴を空けたペットボトルを被せることで発生速度を小さくし、さらにペットボトルにヒーター (発熱量 12.3 W) を巻き付けることで温めてから飛沫を発生させた。飛沫には既往研究 [3)4)] を参考に、水 1 L に対して塩化ナトリウム 12 g とグリセリン 76 g を加えて粘性を調整した模擬唾液を使用した。飛沫核の濃度分

布はパーティクルカウンター (KC-52、リオン (株)) を用いて、**Fig. 2** に示す $P_{p.c.}$ にて鉛直方向 4 点で測定間隔 1 分で測定を行った。なお、床から 2450 mm の高さは PDVU の吸込みユニットの中央高さとなっている。また換気用 DV ディフューザー、排気口、PDVU の吸込みユニット、温風吹出ユニット、冷風吹出ユニットの温度は T 型熱電対、飛沫核濃度はパーティクルカウンターで測定した。パーティクルカウンターの可測粒形範囲は 0.3 ～ 0.5 μm、0.5 ～ 1.0 μm、1.0 ～ 2.0 μm、2.0 ～ 5.0 μm、＞ 5.0 μm、定格流量は 2.83 L / min である。

1. 2　実験条件

実験条件を **Table 1** に示す。PDVU の有無による検討のため、DV のみ 200 m^3/h で行う DV200 条件、DV 200 m^3/h に加えて PDVU の冷風・温風給気を 200 m^3/h ずつ行う DV200 - PDVU200 条件、さらに給気量の違いによる検討のため、DV 300 m^3/h 行った上で PDVU の冷風給気を 300 m^3/h (温風給気 : 200 m^3/h) 行う DV300 - PDVU300 条件の計 3 条件行った。PDVU 使用条件の PDVU は両条件とも COP を 3.5、入力電力量 I を 100 W と想定しダクトヒーター加熱量を決定した。

2. 結果と考察

2. 1　温度

各条件の鉛直温度分布の結果を **Fig. 7** に示す。結果より、DV200 条件ではなだらかな温度成層を形成しているのに対し、PDVU を使用した 2 条件では室上部ではより高く、室下部ではより低い分布となり、PDVU による温度成層の強化が示唆された。また室下部では、DV のみ行った条件よりも PDVU を使用した 2 条件の方が 1 ～ 2 ℃程度低くなり、対して、室上部では、DV200 - PDVU200 条件は DV200 条件よりも温度が高くなり、PDVU による冷却・加熱能力の効果が見られた。しかし室上部での DV 条件と PDVU 使用条件間の温度差は非常に小さく、特に DV300 - PDVU300 条件においては、Pb のみで DV200 条件よりも室上部温度が高くなり、Pa・Pc では DV200 条件よりも室上部温度が低い結果となった。そこで、PDVU の熱収支について確認を行うため計算を行った。結果を **Table 2** に示す。なお、計算には全て測定値を用いた。PDVU の加熱量の結果を見ると、DV300 - PDVU300 条件では 444.59 W 加熱出来ているが、DV200 - PDVU200 条件では 329.15 W しか加熱出来ていないことが確認出来た。PDVU を使用した 2 条件とも熱損失が大きかったことから、原因として、壁からの貫流熱やダクトからの熱損失が考えられる。**Fig. 8** に壁面温度と近くの空気温度を比較したグラフを示す。グラフからも分かるように室内外の壁面温度に大きな差が見られ、壁面からの貫流熱は大きかったことが考えられる。

2. 2　飛沫核

Fig. 9 に、DV200 - PDVU200 条件の、DV からの給

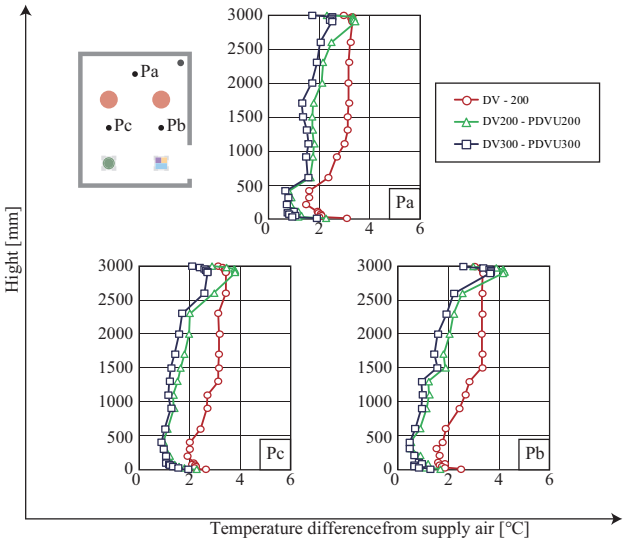


Fig. 7 Air temperature distribution

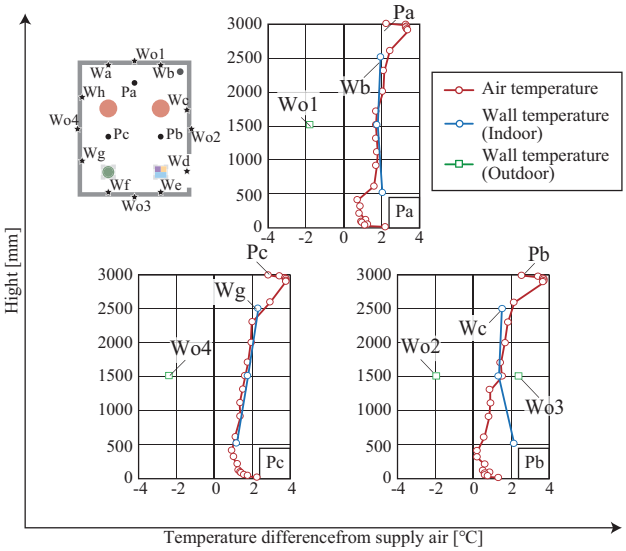


Fig. 8 Air and wall temperature (DV200 - PDVU200)

Table 2 Heat balance

	Cooling power of PDVU	Cooling power of DV	Heating power of PDVU	Heat emission rate of person simulator	Heat loss	Input power of PDVU I
	$Q_{sm}\times(T_u-T_{sm})\times C_p\rho$ [W]	$Q_s\times(T_e-T_s)\times C_p\rho$ [W]	$Q_{hm}\times(T_{hm}-T_u)\times C_p\rho$ [W]	100 × 2 [℃]	[W]	(Heating power of DV)-(Cooling powerof DV) [W]
DV200	-	183.56	-	200	16.44	-
DV200 - PDVU200	315.72	121.65	329.15		91.78	13.43
DV300 - PDVU300	289.81	159.25	444.59		195.54	154.78

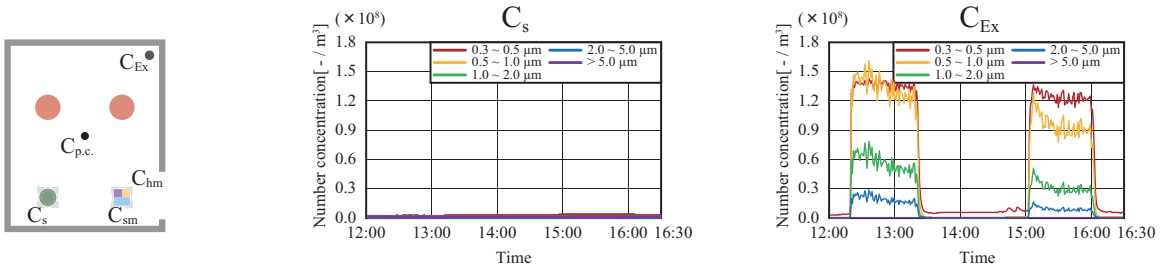
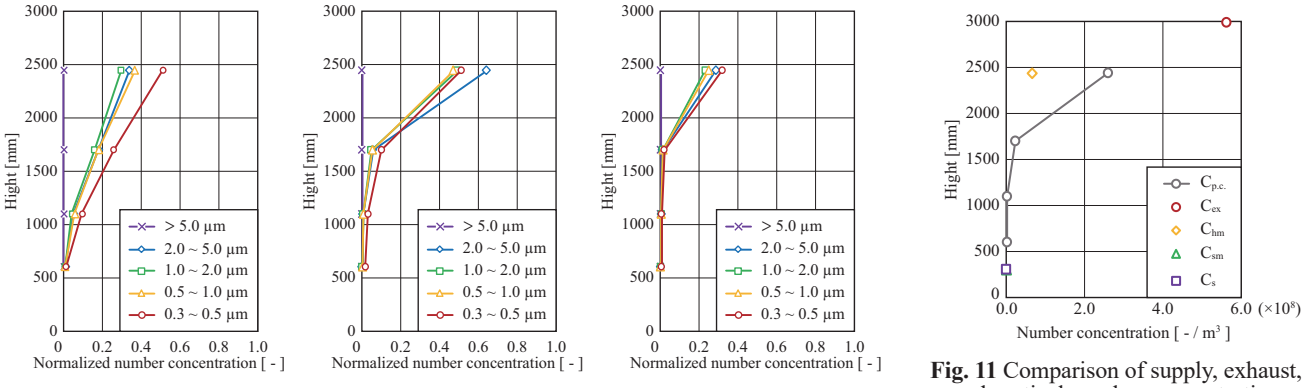


Fig. 9 Variation of droplet count (DV200 - PDVU200)



(a) DV200　(b) DV200 - PDVU200　(c) DV300 - PDVU300

Fig. 10 Vertical number concentration of droplet nuclei

Fig. 11 Comparison of supply, exhaust, and vertical number concentration (DV200 - PDVU200)

気と排気の飛沫核個数濃度の経時変化を示す。グラフより給気の個数濃度が十分に小さいことを確認した。**Fig. 10** に各条件の飛沫核測定結果を示す。評価には各測定点の個数濃度を排気の個数濃度で規準化した規準化個数濃度を用いる。結果からも DV300 - PDVU300 条件、DV200 - PDVU200 条件、DV200 条件の順に濃度が高い結果となり、PDVU による飛沫核除去効果が見られた。また、上下方向の分布を見ると、DV200 条件では床から 600 mm の高さまで、DV200 - PDVU200 条件では床から 1100 mm の高さまで規準化飛沫核個数濃度をほぼ 0 に抑えられているが、DV300 - PDVU300 条件では床から 1700 mm の高さまで規準化個数濃度をほぼ 0 に抑えられている。以上より、DV のみ行うより PDVU を設置する方が、さらに、PDVU の冷風給気量 Q_{sm} を大きくする方が居住域の飛沫核濃度を小さく抑えることができ、さらに濃度境界面を上昇させることができる可能性が考えられる。**Fig. 11** に DV200 - PDVU200 条件の給排気の飛沫核個数濃度 (> 0.3 μm) を比較したグラフを示す。グラフより、PDVU の吸込みユニット中央高さである、$P_{p.c.}$ の 2450 mm 高さの個数濃度と PDVU の冷風給気の個数濃度 P_{sm} を比較すると、P_{sm} が非常に小さい個数濃度となっていることから、室上部で吸込んだ空気を HEPA フィルターにより概ね浄化出来ていることが確認出来る。

3. おわりに

本報では置換換気の温度成層強化及び空気清浄機能を有する PDVU の性能検証を行うため、小規模チャンバーによる実験を行った結果について報告した。得られた知見を以下に示す。

- 鉛直温度分布：DV 条件ではなだらかな温度成層を形成していたのに対し、PDVU を使用した条件では室上部でより高く、室下部ではより低い温度分布となり、PDVU による温度成層強化が確認できた。
- 飛沫核：DV のみ行うよりも PDVU を使用する、さらに PDVU からの冷風給気量を大きくすることでことで室内の飛沫核個数濃度を小さくでき、加えて、濃度境界面の高さも上昇させられることが明らかになった。

今後は、DV 及び PDVU の給気量や PDVU の能力をパラメータとして、引き続き実験を行い検討を行う予定である。

参 考 文 献

1) A. Essa et al. : A Study on a Novel Portable Cooling Unit With Air Purification for Displacement Ventilation (Part 1) Parametric Study with Zonal Model and CFD Analysis For PM Concentration and Temperature Distribution, 2023. 3, The Society of Heating, Air - Conditioning and Sanitary Engineers of Japan
2) 除鳴、山中俊夫、甲谷寿史、東本丈明：置換換気される室内において冷却・加熱壁面が温度及び汚染物濃度の鉛直分布に及ぼす影響、日本建築学会計画系論文集 No.544、pp.17 -23、2001.6
3) Wan, M. P., C. Y. H. Chao, Ng, Y. D., Sze To, G. N., and Yu, W. C.: Dispersion of Expiratory Droplets in a General Hospital Ward with Ceiling Mixing Type Mechanical Ventilation System, Aerosol Science and Technology, 41:3, 244-258, 2007
4) 尾方壮行、市川真帆、堤 仁美、有賀隆男、堀賢、田辺新一：模擬咳発生装置による飛沫沈着量分布の測定、日本建築学会環境系論文集第 83 巻、pp.57 - 64、2018.1

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

オフィスにおける感染症対策のための呼吸域給気併用置換換気に関する研究
（その 4）呼吸域給気条件が飛沫核分布に及ぼす影響
Displacement Ventilation with Breathing Zone Air Supply for Prevention from Infectious Disease in Office
(Part 4) Distribution of Droplet Nucleus in Full-scaled Experimental Chamber

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

Nana SHIKANO[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Narae CHOI[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1] Namba Wakako[*1]

[*1] Osaka University

As the coronavirus disease 2019 (COVID-19) pandemic continues, displacement ventilation can efficiently exhaust contaminants. However, to maintain cleanliness at the height of the breathing zone, a certain amount of air supply and energy are required. This study proposes a displacement ventilation with breathing zone air supply. This method aims at intensive cleaning of the breathing zone and energy-saving ventilation. In the previous paper[1)], CFD simulation showed that the effect of supply air to thermal plume is important. In this paper, we present a more detailed study of this system by a full-scale experiment emitting droplets and CO_2 at the same time.

はじめに

近年、長期化する新型コロナウイルスの流行から、感染症との共存を前提とした感染症対策が求められており、空調換気システムが重要となる。中でも置換換気は、室下部から低温低速の給気を行うことで温度成層を形成し、汚染物を効率的に排気することができる。しかし呼吸域高さでの清浄性を保つためには、一定以上の給気量と、給気温度を低くするためのエネルギーが必要である。そこで本研究では、呼吸域給気併用置換換気を提案する。この手法は従来の置換換気と同時に、呼吸域高さから温度成層を考慮した温度で別途給気 (呼吸域給気) を行い、呼吸域の集中的な清浄化と省エネの実現を目指す。前報 [1)] では CFD 解析により発熱源の上昇気流に与える影響によって本システムの性能が左右されることがわかった。本報では実際に飛沫核を発生させる実験実大により、本システムの感染症対策としての詳しい検討を行う。

1. 実験概要

1.1 実験室概要

実験室の構成を **Fig. 1**, **2** に示す。本実験ではオフィスの一部を再現しており、机 A ～ D には発熱源として模擬人体（75 W/ 体）と模擬 PC（50 W/ 台）を設置した。給気口は呼吸域給気（以降 SV 給気）を行う 4 個と、置換換気給気（以降 DV 給気）を行う壁面下部の給気口 6 個を設置し、全て HEPA フィルターを通して給気を行う。排気は天井面 1 か所で行った。また、机 C の模擬人体を感染者とし呼吸高さ（1,100 mm）から、模擬唾液（水 1 L、グリセリン 76 g、塩化ナトリウム 12 g を混合）を用いて会話による飛沫核を、呼気を模擬した CO_2 と同時に発生させた。発生方法を **Fig. 3** に示す。CO_2 は 2 NL/min、約 30 ℃でチューブを通して発生し、同じチューブの先端に模擬唾液を入れたネブライザーキット（オムロン（株））を取り付けることで、飛沫核も同時に発生させた。

1.2 実験条件

実験条件を **Table 1** に示す。実験は呼吸域給気の給気量・温度を変更した。全条件とも総給気量は 400 m^3/h とし、DV 給気と SV 給気量 (Q_B) の割合または、SV 給気温度を変更した。SV と DV を併用する条件では DV 給気口のうち両端 2 カ所と SV 給気口 4 カ所全てを使用し、全ての給気を DV とする従来型置換換気条件 Case 8 では DV 給気口 6 カ所のみを用いた。

1.3 測定方法

測定の流れを **Fig. 4** に示す。測定は温度、室内粉塵濃度を順に定常化させたのちに、チューブを 10 W で 5 分間予熱してから、飛沫核と CO_2 を同時に 15 分間発生させた。発生終了後は 1 時間の飛沫核数減衰時間を設けた。実験では飛沫核個数濃度と温度と CO_2 濃度を測定した。測定点を **Fig. 1, 2** に示す。飛沫核個数濃度は顔前濃度 Ha, Hb, Hd と汚染源前方濃度 Hc、汚染源頭上濃度 Pc_Head、呼吸高さと室上部濃度 Pe (高さ 1,100 と 1,800 mm)、その他の呼吸高さ濃度 Ph (高さ 1,100 mm)、給排気濃度を測定した。測定機器はパーティクルカウンターを用いた。主に用いたパーティクルカウンターは KC-52（リオン（株））であり、4 区分の粒径範囲（0.3-0.5, 0.5-1.0, 1.0-2.0, 2.0-5.0, 5.0- [μm]）ごとに粒子の個

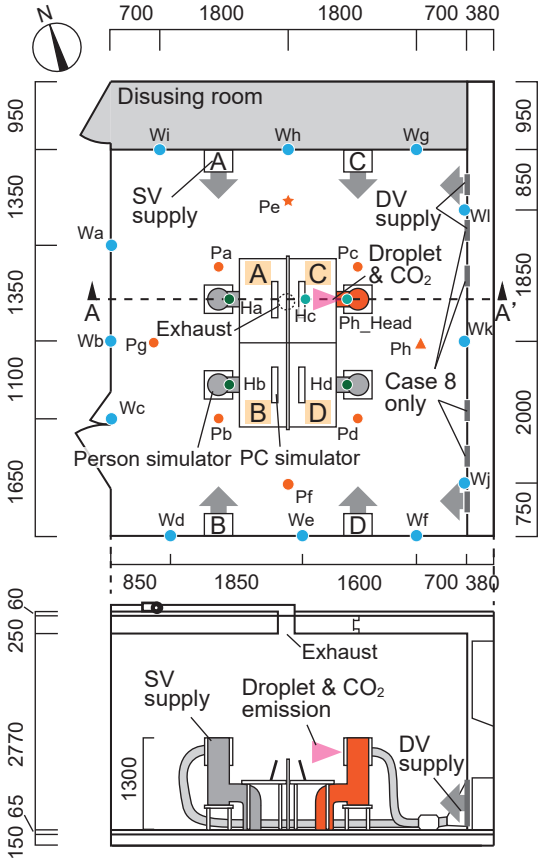


Fig. 1 Plan and A-A' section of experimental set-up

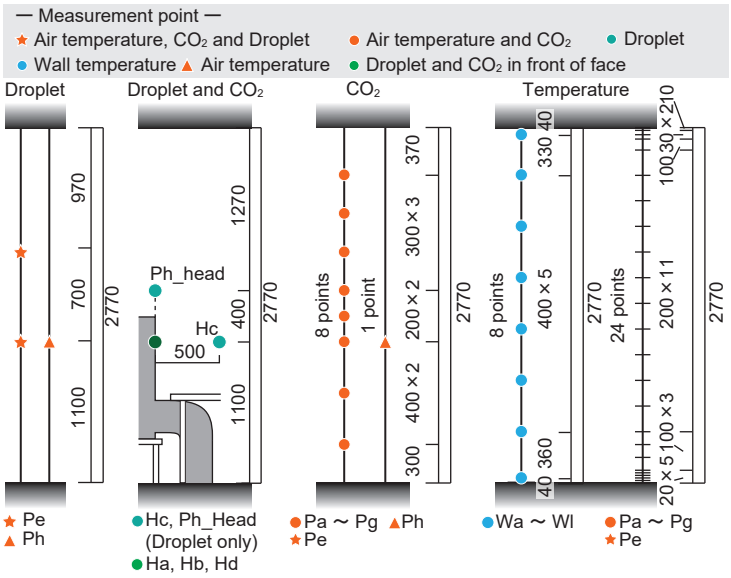


Fig. 2 Vertical positions of mesurement points [mm]

Table 1 Experimental condition

DV supply airflow [m³/h]	SV supply air-flow Q_B [m³/h]	SV supply airflow temperature θ_B [℃]			
		20	22	24	25
0	400	Case 5			
120	280	Case 6			
200	200	Case 1	Case2	Case 3	Case 4
280	120	Case 7			
400	0	Case 8			

※DV supply airflow temperature is 20 ℃ in all cases

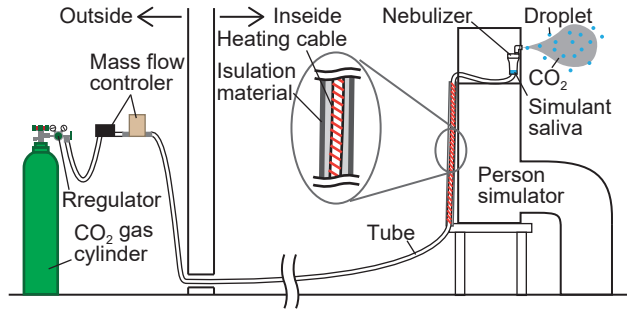


Fig. 3 The way of Droplets and CO_2 emission

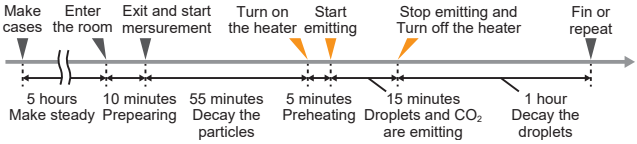
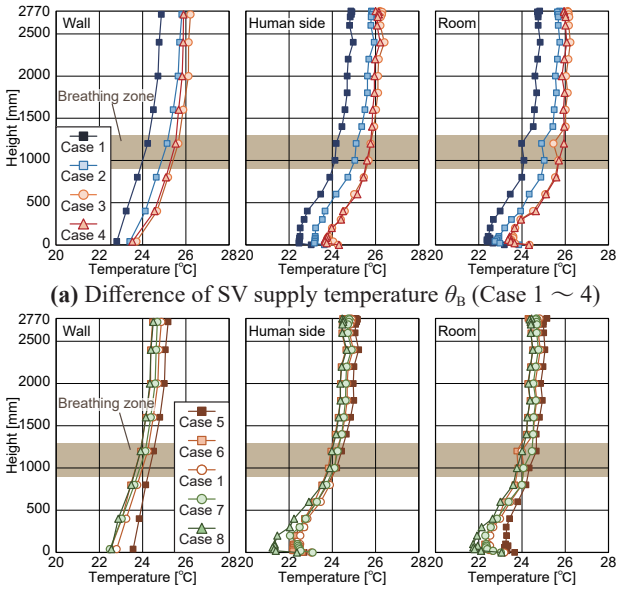


Fig. 4 The schedule of mesurement

数を測定する。今回の実験では測定点数に対して測定機器の個数が少なかったため、測定機器の位置を変更し各条件 2 回ずつ測定することで、全測定点の測定を行った。温度は壁面 Wa ～ Wl と室内 Pa ～ Pg の鉛直方向について、CO_2 濃度は Pa ～ Pg の鉛直方向と、Ph の高さ 1,100 mm、顔前測定点 Ha, Hb, Hd について測定した。温度測定には T 型熱電対を用い、CO_2 濃度測定には小型 CO_2 データロガー（RTR-576、T&D 社）を用いた。測定間隔はすべて 1 分とし、飛沫核濃度と CO_2 濃度は時系列の変化を、温度は定常になった後の 30 分間の平均を算出した。また、給排気の温度と CO_2 濃度も測定を行った。この温度測定には前述と同様の熱電対を用い、CO_2 濃度測定には同様に、小型 CO_2 データロガーを用いた。



(a) Difference of SV supply temperature θ_B (Case 1 ～ 4)

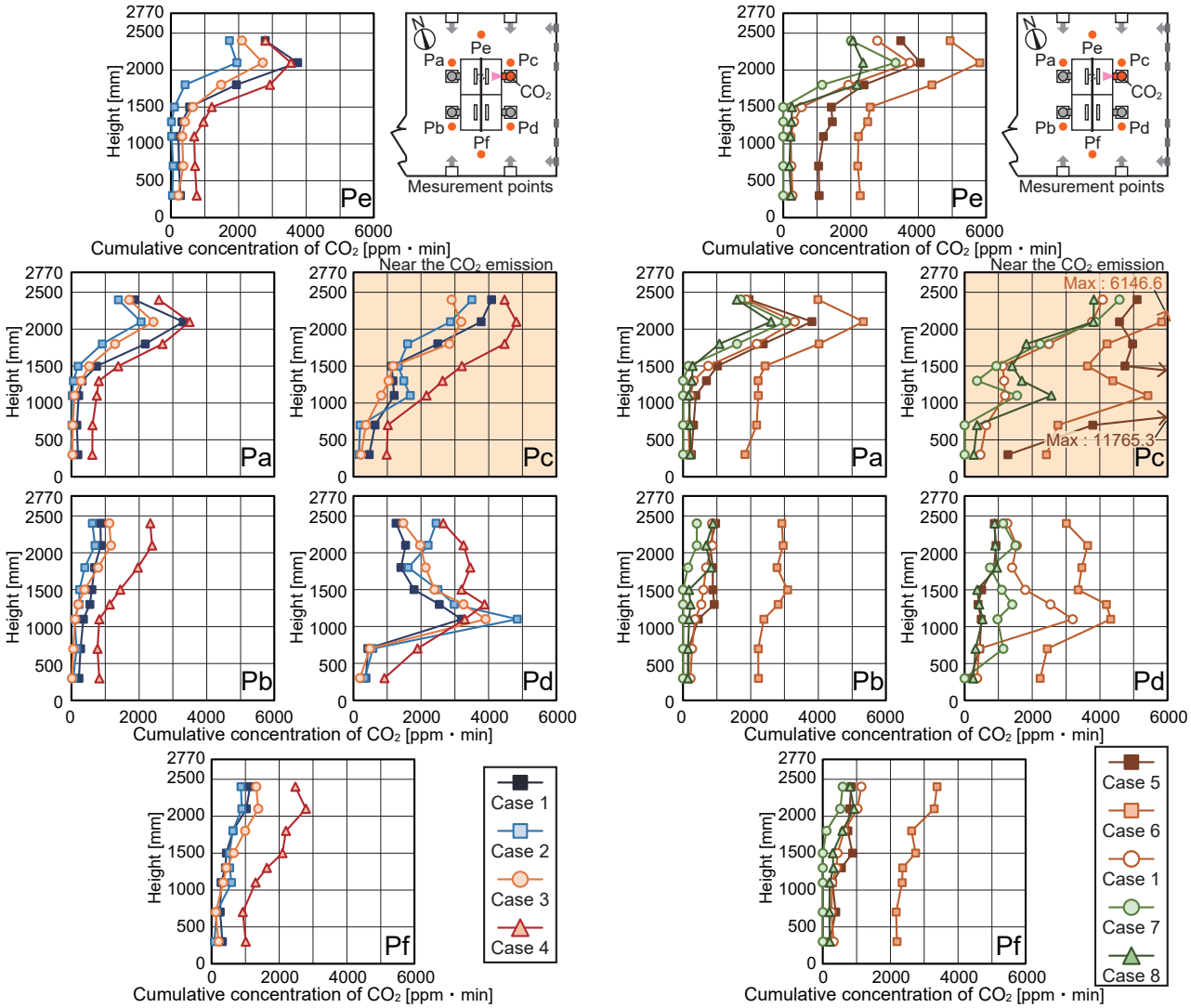
(b) Difference of supply Air flow rate (Case 1, 5 ～ 8)

Fig. 5 Vertical average temperature distribution of each area

2. 実験結果

2. 1 室内鉛直温度分布

室内鉛直温度分布を **Fig. 5** に示す。各グラフは壁面測定点 Wa ～ Wl (Wall)、人体横測定点 Pa ～ Pd (Human side)、周辺域測定点 Pe ～ Pg (Room) について平均したものを示しており、**Fig. 5** の **(a)** は SV 給気温度による比較を、**(b)** は給気量による比較を示す。**Fig. 5** より全条件のほとんどのエリアで傾きの近い温度成層が形成されており、条件間の差は小さい。Case 1 ～ 3 の Room



(a) Difference of SV supply temperature θ_B (Case 1 ～ 4)　　**(b)** Difference of supply Air flow rate (Case 1, 5 ～ 8)

Fig. 6 Vertical distribution of total concentration of CO_2 at each measurement point

測定点については高さ 1,200 mm で温度が低下しているが、測定点ごとの鉛直温度分布（本梗概に記載なし）より Pg の高さ 1,200 mm での測定に不備があった可能性が考えられた。よって既報[2]の鉛直温度分布で見られた給気条件により鉛直温度分布が異なるという結果は、本報ではあまり見られなかった。

2. 2　累計 CO_2 濃度の鉛直分布

累計 CO_2 濃度の鉛直分布を **Fig. 6** に示す。本実験では汚染物発生時間が短く、汚染物濃度が定常化する前に発生を終了している。よって定量的な評価を行うために平均値ではなく、累計濃度を算出した。累計濃度の算出式を **Eq. 1** に示す。累計濃度は CO_2 発生前の 20 分間の室内 CO_2 濃度の平均値を CO_2 発生後の測定値から引き、発生開始から 75 分間の値を合計したものである。

$$D = \sum_{t=0}^{74} (P_t - P_o) \qquad \text{— (Eq. 1)}$$

D ：累計濃度 [ppm・min]
P_t ：t分に測定した濃度 [ppm]
P_o ：汚染物発生前の濃度の平均値 [ppm]

グラフは測定点の位置に合わせて配置した。Pg での結果は省略する。**(a)** は SV 給気温度による比較、**(b)** は給気量による比較を示す。**Fig. 6** より室全体として Case 6 の濃度が最も高い。Case 6 の CO_2 濃度の時系列変化を確認すると、実験室外の影響により飛沫核数減衰中に給気濃度が増加していたため、室全体の濃度も増加し、累計濃度が過大に評価された可能性がある。また、**Fig. 6 (a)** より、θ_B が最も高い Case 4 において濃度が最も高い傾向がみられる。また、**Fig. 6** 全体よりほとんどの条件で汚染源付近測定点 Pc を除くと、測定点 Pd における濃度が高い傾向がある。これは PC 発熱により汚染源前方の測定点 Pa, Pb への汚染物拡散が抑制され、代わりに Pd に汚染物が拡散したと考えられる。また呼吸域給気によって汚染物が拡散した可能性も考えられる。

2. 3　累計 CO_2・飛沫核個数濃度による比較

本節では同一測定点で測定した CO_2 濃度と飛沫核個数濃度について、**Eq. 1** と同様に累計濃度を算出し比較する。累計飛沫核個数濃度については CO_2 とは異なり、

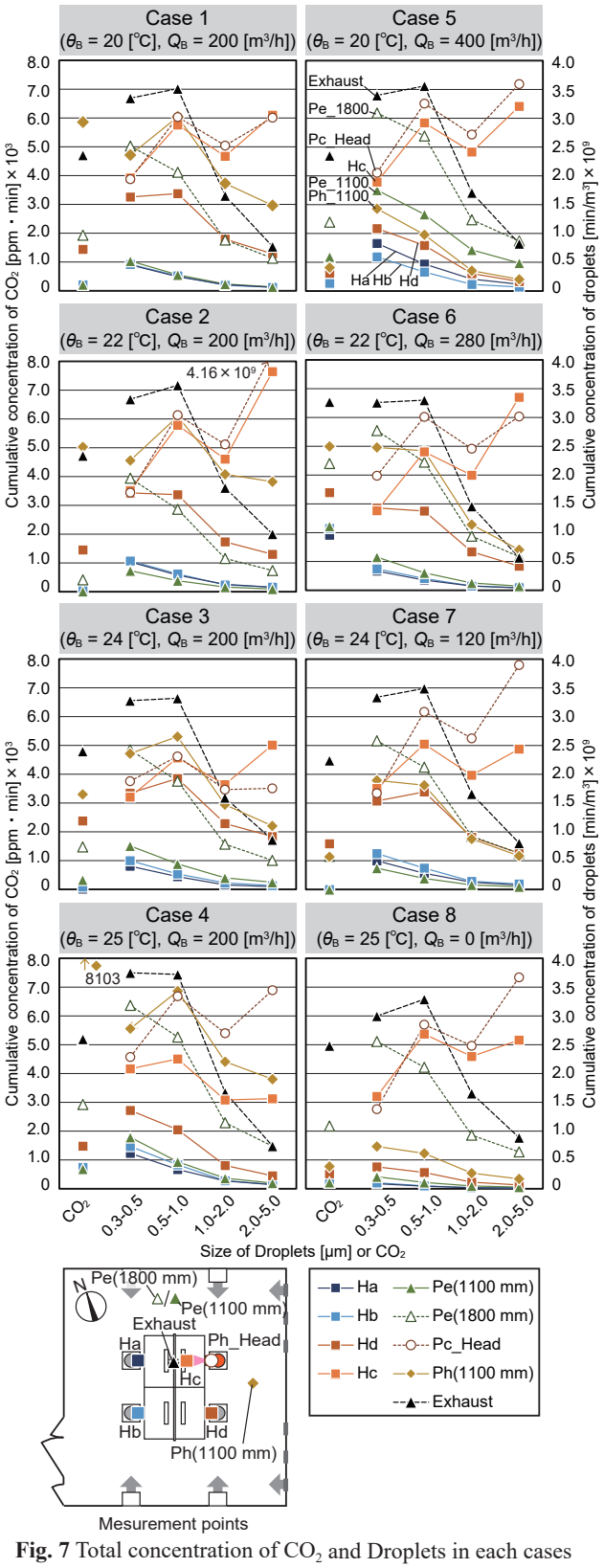


Fig. 7 Total concentration of CO_2 and Droplets in each cases

発生前 30 分間の値を用いて発生前平均濃度を算出し、計算した。**Fig. 7** に各条件の累計濃度を測定点・汚染物の種類（飛沫核の粒径の大きさ、または CO_2）ごとに比較した結果を示す。今回は飛沫核を汚染物の対象とするため、5.0 μm 以上の粒子は飛沫と考えグラフには記載していない。また、測定点 Hc、Pc_Head では CO_2 濃度を測定しなかったため、グラフには模擬唾液による飛沫核測定の結果のみを記載した。

Fig. 7 より、排気濃度に条件間の大きな違いは見られず、汚染物が安定して発生していたと考えられる。また、どの条件も Ha、Hb での濃度が飛沫核・CO_2 ともに低く、前述の通り、PC 発熱の流上昇気流が汚染部の拡散を抑制したと考えられる。Case 1 ～ 4 より SV 給気温度による違いを比較すると、θ_B が高いほど、汚染源付近測定点 Hc、Hd での累計飛沫核濃度が低い。また、θ_B が最も高い Case 4 で飛沫核・CO_2 ともに、Ha、Hb、Ph (1,100 mm)、Pe (1,800 mm) での累計濃度が Case1 ～ 3 より高い。Case 4 において CO_2 と飛沫核がどちらも汚染源外に拡散しやすかったと考えられる。よって SV 給気温度が高いと呼吸域に汚染物が拡散しやすい可能性がある。Case 1, 5 ～ 8 より、給気量による違いを比較すると、Case 5 の呼吸高さ測定点 Ha, Hb, Pe (1,100 mm) は濃度が高い傾向がみられる。また、測定点間の濃度の差も他条件に比べて大きい。Case 5 は DV 給気を行わなかったため、呼吸高さに汚染物が拡散し、平面分布の偏りも大きかったと考えられる。全条件を比較すると、DV 給気のみを行う Case 8 で飛沫核・CO_2 ともに室全体の濃度が最も低い傾向が見られた。よって本実験では従来型の置換換気条件が感染症対策として性能が最も高かったと考えられる。また、**Fig. 7** より、飛沫核の粒径の大きさによる挙動の違いを比較すると、ほとんどの測定点では粒径が小さいほど累計濃度が高い傾向が見られるが、汚染源付近測定点 Hc と Pc_Head では粒径が大きいほど累計濃度が高い傾向が見られる。これは汚染源から発生した大きい粒径の飛沫核が、拡散するとともに沈着・蒸発し濃度が減少するためと考えられる。また、この蒸発に伴い粒径の大きさが変化することで、小さい粒径の飛沫核の濃度が増加したと考えられる。

3. まとめ

本報では模擬唾液を用いた飛沫核と CO_2 を同時に発生させる実験を行い、呼吸域給気併用置換換気の性能を検討した。実験の結果、呼吸域給気温度が高い場合には飛沫核・CO_2 がともに拡散する傾向が見られた。また、従来型の置換換気の方が汚染物の拡散を抑制した。今後は汚染物の発生時間や実験時期による本システムの性能の違いを検討する必要がある。

－謝辞－

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

－参考文献－

1) 鹿野ら：オフィスにおける感染症対策のための呼吸域給気併用置換換気に関する研究（その 3）CFD 解析に基づく室内換気性能に関する検討、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、2022.09

2) 難波ら：オフィスにおける感染症対策のための呼吸域給気併用置換換気に関する研究（その 2）実大実験室実験に基づく室内換気性能に関する検討、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、2022.09

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究
（その 9）給気高さが執務室における温度分布と換気効率に及ぼす影響
Prediction of Indoor Environment for Impinging Jet Ventilation System
Effect of Supply Terminal Height on Temperature Profile and Ventilation Efficiency in Office Room

○越田　萌恵（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）
山中　俊夫（大阪大学）　崔 ナレ（大阪大学）
山澤　春菜（九州大学）
Moe KOSHIDA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1]
Narae CHOI[*1] Haruna YAMASAWA[*2]
[*1]Osaka University [*2]Kyusyu University

The effect of the inlet height of an impinging jet ventilation (IJV) system on the indoor environment was investigated by experiments and CFD analysis. The results showed that the effect of inlet height on the vertical temperature profile is limited, while that on the vertical contaminant profile is relatively large. It is assumed that there is a threshold of inlet height that contaminant profile change between stratified and mixed conditions .

はじめに

近年、エネルギー問題の深刻化により、高効率な空調・換気手法に注目が集まっている。比較的高効率な準置換換気方式として Impinging Jet Ventilation 方式（IJV）[1] が挙げられる。IJV では、壁面に設置したダクトから鉛直下向きに給気を行い、床面で衝突させた後に天井付近で排気を行うことで、温度・濃度の成層を形成する。IJV は、置換換気方式と比較して給気運動量が大きいため、足元の過冷却や暖房適用の難しさ等の置換換気方式の有する問題を解消できると考えられている。しかし、IJV の性能に影響が大きいと考えられる給気ダクトの設置条件が室内環境に及ぼす影響に関する検討は未だ十分ではない。そこで本報では、執務室を模擬した空間において給気口高さに着目し、温度分布・換気効率に及ぼす影響を実大実験及び CFD 解析により検討する。

1. 実験概要

2023 年 7 月 1 日から 7 月 18 日の期間に、大阪大学実験棟内の人工気候室にて実大実験を行った。**Fig. 1** に人工気候室の概要を示す。本研究では一般的な執務室を想定し、模擬座位人体、机、テーブル、模擬 PC を 4 セット配置し、向かい合う机の間に FL+1100 mm の高さでパーテーションを設置した。直径 150 mm の円形ダクトに断熱を施し、給気チャンバーから壁面に沿わせて、北側壁面の中央から床面に向かって給気した。ここで、この給気口高さ h をパラメータとし、300、600、900、1,500、2,100 mm の 5 条件で変化させた。

人工気候室に隣接する給気チャンバー内で空調された 20℃の空気を、給気ダクトより室内に供給し、概ね室中央に位置する排気口より排気した。換気量はファンと超音波流量計を用いて 270 m^3/h に設定し、測定を行った。

内部発熱は既往研究[2] を参考に、人体発熱量を 75

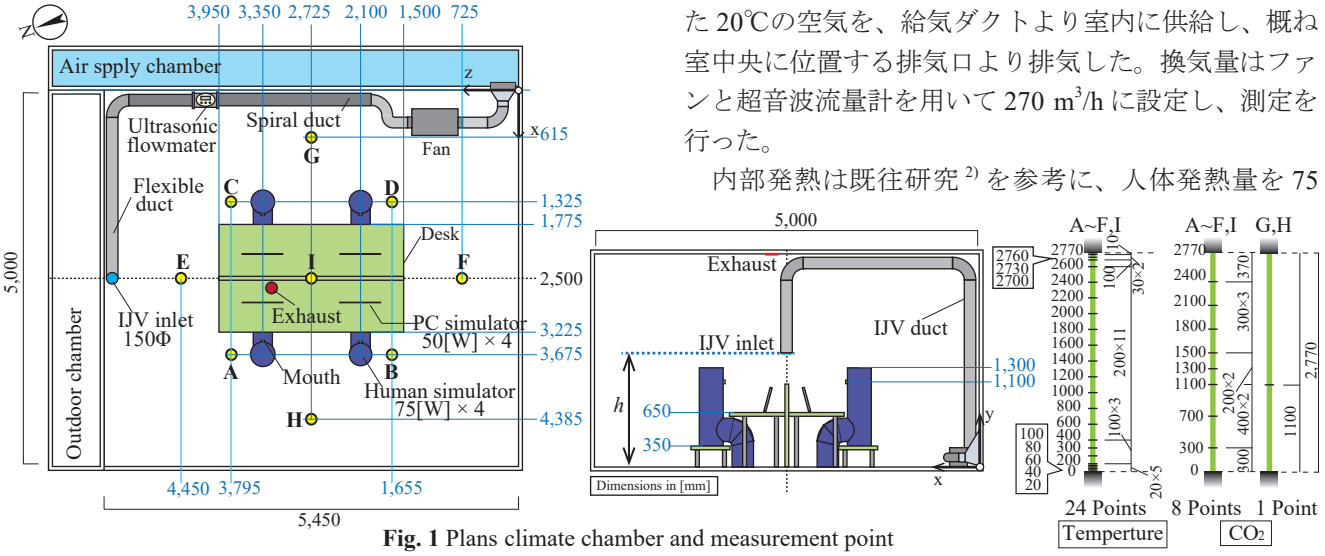


Fig. 1 Plans climate chamber and measurement point

W/ 体、PC 発熱量を 50 W/ 台の計 500 W とした。また、換気効率を評価するため、全座位人体の口から汚染質を模擬してトレーサーガスを発生させた。空気と密度をそろえることを意図して CO_2 とヘリウムを 5:3 の比率で混合し、模擬座位人体の口 (床上 1,100 mm) に取り付けたスポンジより、0.8325 NL/(min・体)、計 3.33 NL/min で発生させた。

本実験では温度と CO_2 濃度を測定した。**Fig.1** に測定位置を示す。A ～ I の 9 ヶ所にポールを設置し、A ～ F、I では鉛直方向に 24 点で温度を、8 点で CO_2 濃度を測定した。G、H においても FL+1,100 mm の高さで CO_2 濃度を測定した。温度測定には T 型熱電対を用い、濃度測定には小型 CO_2 データロガー（RTR-576、T&D 社）を用いた。給排気と外気の温度・CO_2 濃度の測定も併せて行っており、その際 CO_2 濃度測定には上記とは異なる測定器 (GM70PUMP、ヴァイサラ社）を用いた。測定間隔は 1 分とし、温度・CO_2 濃度が定常に達してから 30 分のデータを平均したものを結果として用いる。

2. 実験結果と考察

2.1 評価指標

測定条件ごとに測定日が異なるため、外気温度の影響を考慮し、以下の式で無次元化して評価を行う。

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

ここで T^* [-] は無次元温度、T_s [℃] は給気温度、T_e [℃] は排気温度を表す。また、CO_2 濃度についても同様に給排気濃度で無次元化した規準化濃度を用いて評価を行う。また、換気効率を評価するために、以下の式から汚染質除去効率 [3] を算出する。汚染質除去効率 ε^c は、定常状態における排気及び室内平均の汚染質濃度を c_e [ppm] および $\langle c \rangle$ [ppm] とすると、ε^c [-] は次式で示される。

$$\varepsilon^c = \frac{c_e - c_s}{\langle c \rangle - c_s} \quad (\text{Eq.2})$$

また、居住域内に注目し、居住域内の汚染質除去効率として ε^c_{oz} [-] を以下のように定義する。

$$\varepsilon^c_{oz} = \frac{c_e}{\langle c \rangle_{oz}} \quad (\text{Eq.3})$$

ただし、$\langle c \rangle_{oz}$ [ppm] は汚染質濃度の居住域内平均であり、本報では高さ 1,300 mm までを座位時の居住域とした。

2.1 鉛直温度分布

Fig.2 に、鉛直無次元温度分布を各ポールと全ポールの平均値で分けて示す。今回の条件では全ての測定点において、温度成層が形成されいることが確認できた。また、給気口高さ h が大きいときに温度が高くなる傾向があったが、h の影響は比較的小さいと考えられる。

2.2 CO_2 濃度分布及び換気効率

Fig.3 に、鉛直規準化濃度分布を各ポールと全ポールの平均値で分けて示す。全ての測定点で濃度成層が形成され、ダクトから離れるほど規準化濃度が小さくなることがわかった。同じ断面内の測定点 E、I、F を比較すると、ダクトからの距離が離れるほど濃度境界面が高くなっていることが確認できた。このことから、ダクト方向に汚染質が向かう気流が生じていると考えられる。また、給気口高さの低い 3 条件と高い 2 条件

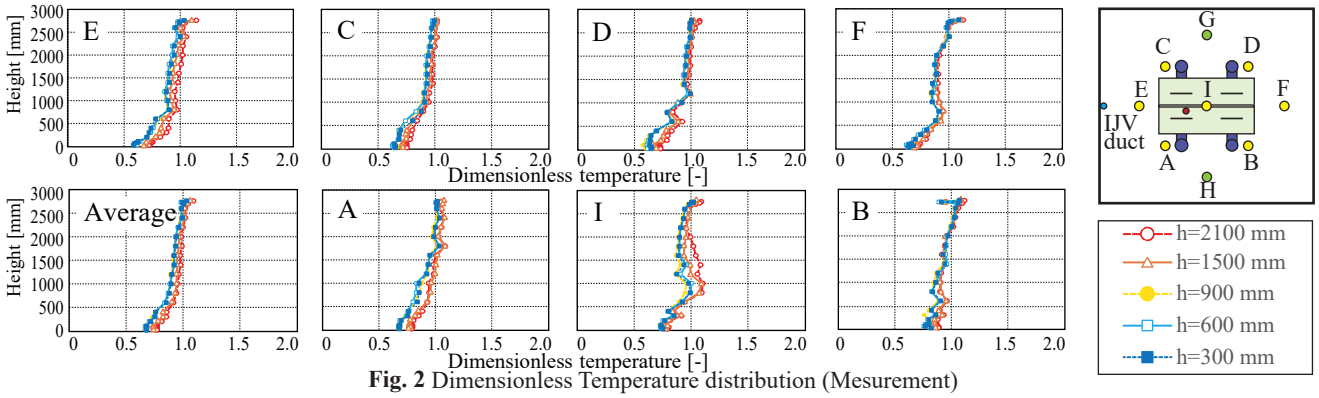


Fig. 2 Dimensionless Temperature distribution (Mesurement)

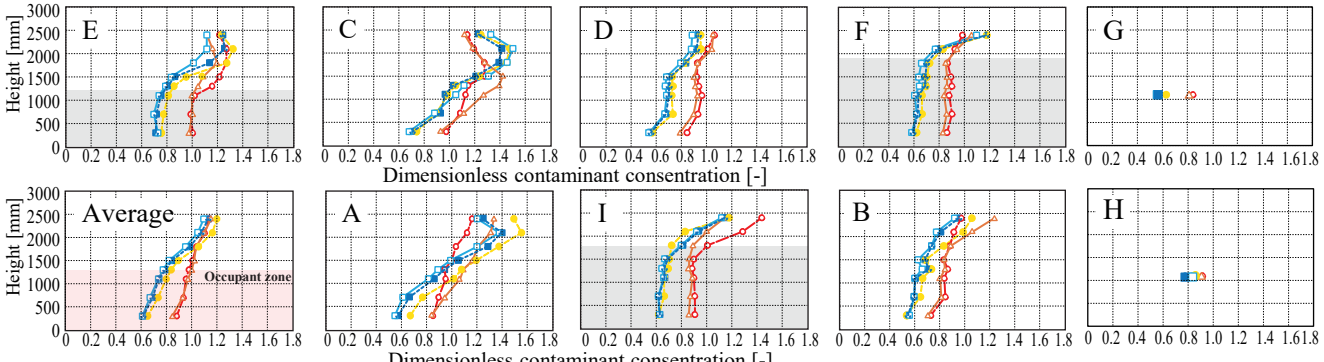


Fig. 3 Dimensionless contaminant cosentration distribution (Mesurement)

で鉛直分布の傾向に違いが見られた。これは、給気口高さが高いとき、人体プルームに乗って上昇した汚染質が給気で室下部に輸送されやすくなったために、混合換気に近い濃度場となったものと考えられる。

3. CFD 解析概要

本研究では、より詳細な室内環境を確認するためCFD 解析を行うが、本報では、**Fig.4** に示す人工気候室を模擬した空間を対象に解析を行い、実験と結果を比較をすることで、解析精度を検証した。解析手法を **Table 1** に、境界条件を **Table 2** に示す。前節で超音波流量計により測定した換気量 270 m^3/h を、直径 150 mm の円形ダクト下端面より 4.24 m/s で給気し、天井面の排気口より排気した。発熱条件及び汚染質発生条件は実験と同様で、模擬座位人体と模擬 PC 各 4 台より計 500 W で発熱させ、座位人体の口からは空気と同じ物性の汚染質を計 3.3 L/min ソース項により発生させた。

まず、乱流モデルによる影響を確認するために、SST k- ωモデル、RNG k- εモデル、Standarad k- εモデルの 3 種類[4]について、給気口高さ h = 600 mm 条件で解析を行った。また、その後最も適切な乱流モデルを用いて、実験と同様に給気口高さ 5 条件の解析を行う。

4. CFD の結果・考察

4.1 乱流モデルの検討及び精度検証

Fig.5 に h = 600 mm 条件における実験と CFD 解析の鉛直温度分布の結果を示す。乱流モデルによる大きな差異は見られなかったが、乱流モデルごとの結果と実験値を比較すると、SST k- ωモデルによる結果が比較的実験値に近いことがわかった。したがって、この SST k- ωモデルを採用して、以降の解析を行った。また、温度分布において、CFD 解析の精度が十分であると判断した。

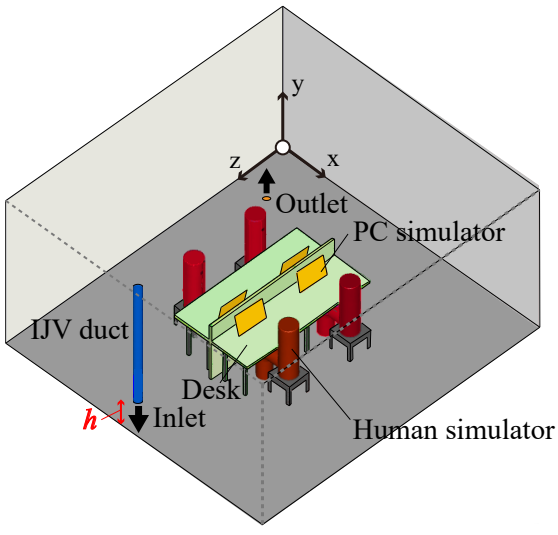


Fig. 4 Isometic view (CFD model)

Table 1 CFD method

Software	ANSYS Fluent 2022 R1
Turbulence model	SST k- ω , RNG k- ε , Standard k- ε
Algorithm	SIMPLE
Gradient scheme	Green-Gauss Cell Based
Pressure interpolation sheme	Body Force Weighted
Scheme of convection component	QUICK
Number of cells	h = 300 mm : 1,280,356 h = 600 mm : 1,271,202 h = 900 mm : 1,269,769 h = 1,500 mm : 1,261,879 h = 2,100 mm : 1,259,358

Table 2 Boundary condition

Inlet	4.24 m/s, 21.44 ℃			
	Turbulance model	SST k-ω	RNG k-ε	Standard k-ε
	C_μ	0.090	0.085	0.090
	k	0.287 m^2/s^2		
	ε	0.666 s^{-1}	0.635 s^{-1}	0.666 s^{-1}
	ω	25.75 m^{-2}/s^{-1}	26.16 m^{-2}/s^{-1}	25.75 m^{-2}/s^{-1}
Outlet	9.549 m/s			
Walls	floor	Ex.temp: 30.5 ℃, Emis.:0.9		
	ceiling	U-value : 0.442 W/(m^2・K), Emis.: 0.9		
	wall-east	Ex.temp : 20.0 ℃, U-value : 0.275 W/(m^2・K), Emis.: 0.9		
	wall-west	Ex.temp : Experimental data, U-value : 0.277 W/(m^2・K), Emis.: 0.9		
	wall-south	Ex.temp : Experimental data, U-value : 0.277 W/(m^2・K), Emis.: 0.9		
	wall-north	Ex.temp : 24.88 ℃, U-value : 0.649 W/(m^2・K), Emis.: 0.9		
	Human simulator	1.54 m^2/person × 4 × 48.65 W/m^2 = 300W		
	PC simulator	0.17 m^2/per × 4 × 294.75 W/m^2 = 200 W		
Contam	0.337 kg/(m^3・s) ×0.00005 m^2 ×4 = 1.348 kg/(m・s)			

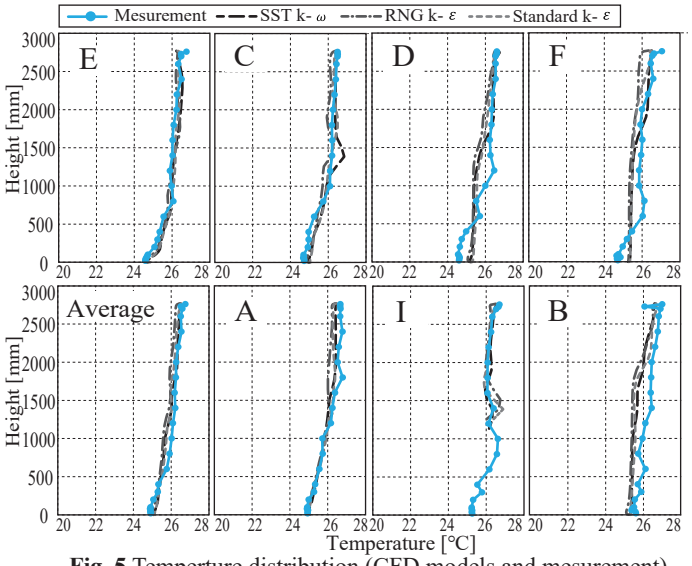


Fig. 5 Temperture distribution (CFD models and mesurement)

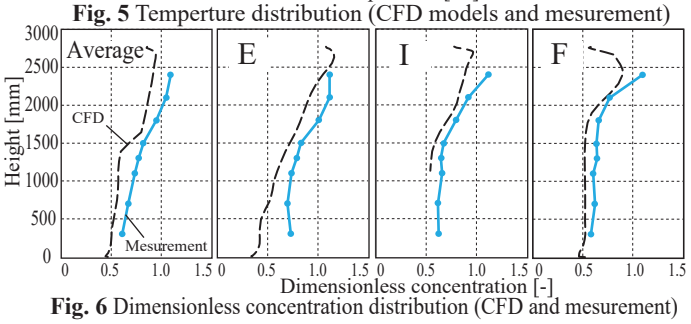


Fig. 6 Dimensionless concentration distribution (CFD and mesurement)

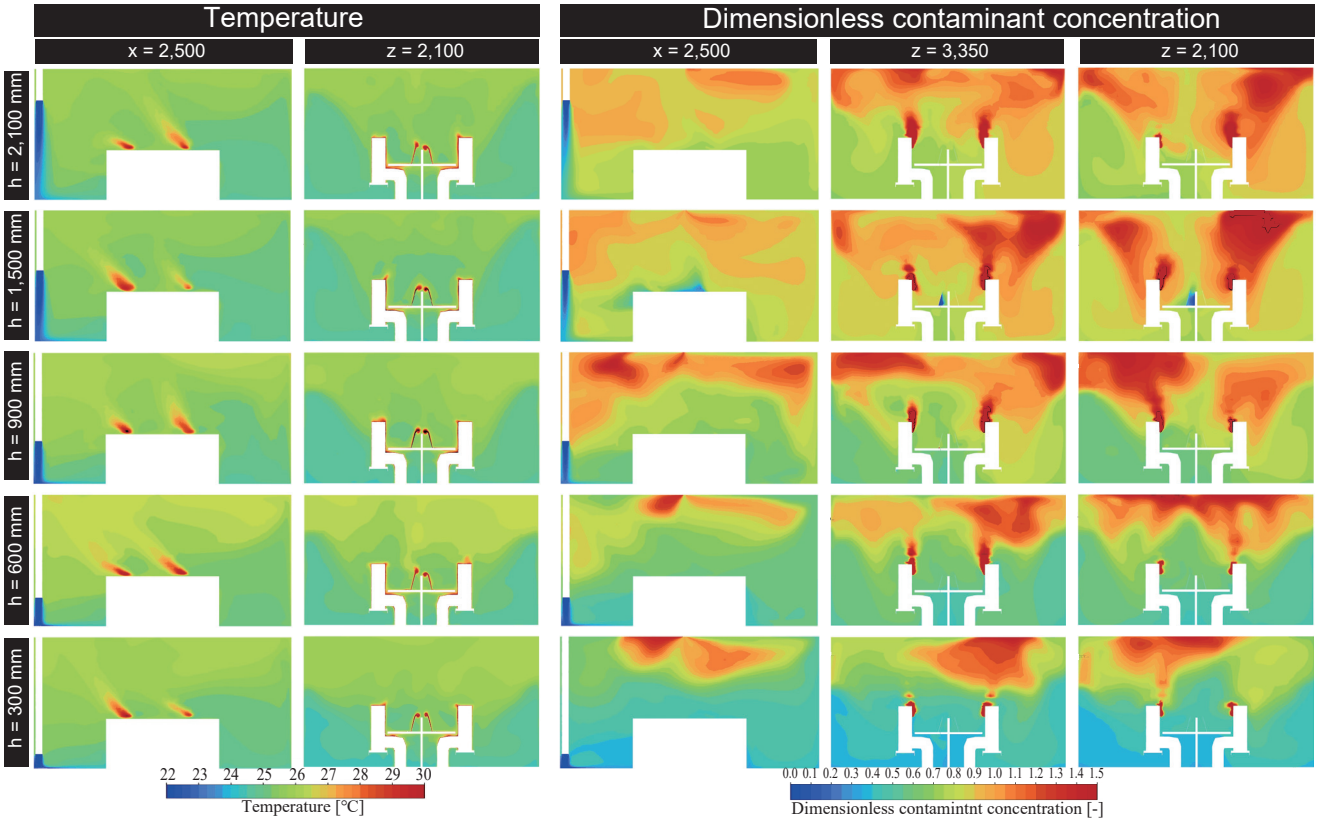


Fig. 7 Temperature distribution and Dimensionless concentration distribution (CFD)

Table 3 Dimensionless contaminant concentration and CRE

h [mm]			300	600	900	1500	2100
Dimensionless contaminant concentration	Mesurement	$\langle c \rangle$	0.86	0.83	0.91	1.00	1.00
		$\langle c \rangle_{oz}$	0.70	0.69	0.74	0.93	0.93
	CFD	$\langle c \rangle$	0.62	0.73	0.87	0.98	0.93
		$\langle c \rangle_{oz}$	0.47	0.59	0.72	0.88	0.83
CRE	Mesurement	ε^c	1.17	1.20	1.10	1.00	1.00
		ε^c_{oz}	1.43	1.46	1.35	1.08	1.08
	CFD	ε^c	1.60	1.37	1.14	1.02	1.08
		ε^c_{oz}	2.14	1.68	1.38	1.13	1.21

Fig.6 に h = 600 mm 条件における CFD と実験の規準化濃度分布を示す。CFD では若干濃度を過少に評価しているが、傾向は概ね再現できていることを確認した。

4.2　給気口条件ごとの結果・考察

Fig.7 に各条件において CFD 解析より得られた温度・規準化濃度分布を示す。実験結果同様、給気口高さの温度分布への影響は比較的小さいことが確認できた。x = 2,500 断面の分布において、PC によるプルームがダクト方向に流れていることから、床に沿って進んだ給気気流が南側壁面で跳ね返り、北側に向かう気流が形成されたと考えられる。

規準化濃度分布においても、実験結果と同様に給気口高さ h = 900 mm 以下でより明確に濃度成層が形成されており、h = 1,500 mm 以上で混合状態に近い濃度分布となることが確認された。**Table 3** に各条件の規準化濃度と汚染質除去効率の結果を示す。実験・CFD ともに特に給気口高さの低い 3 条件で高い居住域汚染質除去効率が示された。これは **Fig.7** からもわかる通り給気口高さが高い 2 条件では、床面到達前の給気気流が汚染質と混ざり床付近で濃度が高くなったためと言える。

おわりに

本報では実大実験及び CFD 解析によって IJV の給気口高さが温度分布及び換気効率に与える影響についての検討を行った。給気口高さが温度分布に与える影響は小さいものの、汚染質濃度分布については、h = 900 mm 以下の結果と h = 1,500 mm 以上の結果に傾向の違いが見られた。したがって、任意の給気口高さ前後で換気効率が大きく変化することが示唆された。

今後は、ダクトの本数・配置条件やダクト付近の障害物の有無等の影響を、CFD 解析を用いてさらに検討を行う予定である。

記号

T^* [-] : 規準化温度　T_s [℃] : 給気温度　T_e [℃] : 排気温度
ε^c [-] : 汚染質除去効率　c_e [ppm] : 排気濃度
$\langle c \rangle$ [ppm] : 室内平均濃度　ε^c_{oz} [-] : 居住域清浄度指数
$\langle c \rangle_{oz}$ [ppm] : 居住域平均濃度

謝辞

本研究は JSPS 科研費 (特別研究員奨励費 JP20J10608, 研究代表者：山澤春菜) の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

1) T.Karimipanah, H.Awbi : Theoretical and rxperimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, Building Environment. 37, 1329-1342.1, 2002,11
2) 鹿野ら：オフィスにおけるブース型置換換気を用いた感染症対策パーソナル空調に関する研究 (その 1) ブ響・ブ、日本建築学会 2021 年度近畿支部研究報告集、第 61 号・環境系、pp.153~156、2021.6
3) 社団法人空気調和・衛生工学会 : REHVA・換気効率ガイドブック - 理論と応用 -
4) H.Yamasawa, T.Kobayashi, T.Yamanaka, N.Choi, M.Cehlin, A.Ameen : Effect of supply velocity and heat generation density on cooling and ventilation effectiveness in room with impinging jet ventilation system, Building Environment, 108299, 205, 2021

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

夏季の温熱環境調節類型と冷房、扇風機、および自然通風に対する気流感評価の関係
Relation between summer thermal control use types and air movement sensation of air-conditioner, electric fan, and natural ventilation

○平本　詩織（大阪市立大学）　梅宮　典子（大阪市立大学）
朝岡　勇登（大阪市立大学）　孫　琳（大阪市立大学）
Shiori HIRAMOTO*　Noriko UMEMIYA*　Yuto ASAOKA*　Lin SUN*
*　Osaka City University

For this study, with the aim of clarifying the actual use of airflow and airflow sensation, including natural ventilation, in actual life, residents of 318 family-friendly housing complexes in Osaka City and its suburbs were asked about usage during summer and the airflow sensations of air conditioning, electric fans, and natural ventilation. We 1) classified dwelling units based on the use of air conditioning, electric fans, and natural ventilation, and 2) clarified the airflow sensation characteristics of the respective types.

1. 背景と目的

近年のエネルギー消費量削減の傾向の強まりから、室内の快適な温熱環境は、空調設備だけでなく、効果的に気流を導入することにより、実現することが求められている。気流感について窪田（1981 年）は各流速の気流評価実験をもとに、気流の快適さが解放感、自然らしさ、爽やかさ、涼しさで表現できることを明らかにし[1)]、木村ら（1986 年）は通風・室内気流が人体に与える影響を調べるための実験をおこなって、高温では、気流は人体熱負荷を低下させる以上に不快感を減少させることを示した[2)]。

本報は夏季において自然通風を含めた気流の使用実態と気流感を調査して、1)冷房、扇風機、および自然通風の使用状況にもとづいて住戸を類型化し、2)類型ごとの気流感の特徴について報告する。

Table.1 main questions

contents	main questions
summer thermal control	[summer] frequency of ac use,ac usage time,frequency of ef use,frequency of window opening(during daytime and sleep) [winter] presence of 12 types of heating appliances
air movement sensation	**air movement sensation of air conditioner、electric fan、natural ventilation** at 19 measuring expression（「cool」,「comfy」,「natural」,「monotonous」,「bright」,「expansive」）
personal attributes	age, sex, jobs, heat resistance, susceptibility to colds, sensitivity to cold, life style, environmental awareness
dwelling unit attributes	living floor, building age, direction of the window, evaluation of living environment
electric bill	electric bill in May, August, january, february

2. 方法

2021 年に 189 戸と 2022 年に 129 戸の大阪市と近郊の家族向き集合住宅の居住者を対象に、1)夏季における冷房、扇風機、および自然通風の使用状況を尋ね、2)冷房、扇風機、および自然通風の気流感をそれぞれ、19 対の 5 段階 SD 尺度で評価させた。さらに 3)暑さ耐性や冷え性などの体質や、地球温暖化への関心や環境にやさしい商品の使用、節電のこころがけなどの節電環境意識・行動などの居住者属性、4)居住階数や方位などの住戸属性と、風通しや日射熱の煩わしさなどの居住者による住環境評価、5)電気料金を尋ねた[注 1)]。暖房の使用状況も尋ねた。表 1 に評価項目を示す。

3. 気流感の因子分析

気流感評価には 19 対の 5 段階尺度を使用し、因子分析の結果、緊張・弛緩、快適性、自然らしさ、単調さの 4 因子に分類した。表 2 に因子数 4 の場合の因子分析結果を

Table.2　factor analysis result

		Factor1	Factor2	Factor3	Factor4	contribition	contribution rate
factor of tension and relaxation	hard-soft	0.813	-0.027	-0.166	-0.103	0.700	0.080
	distract-calm	0.697	-0.170	-0.146	-0.001	0.535	0.061
	cloudy-clear	0.608	-0.287	-0.168	0.004	0.479	0.055
	heavy-light	0.582	-0.199	-0.133	0.027	0.397	0.046
	stay inside-diverge outside	0.496	0.019	-0.204	0.259	0.355	0.041
factor of comfort	cool hot	-0.221	0.757	0.064	-0.141	0.646	0.074
	fresh-annoying	-0.275	0.694	0.348	-0.129	0.694	0.080
	stable-unstable	-0.229	0.592	-0.027	0.162	0.430	0.049
	moving-stagnant	-0.101	0.493	0.361	-0.367	0.519	0.060
	comfortable-unpleasant	-0.277	0.481	0.390	0.017	0.461	0.053
	dry-moist	0.073	0.414	0.130	0.052	0.196	0.023
factor of naturalness	natural-artificial	-0.239	0.073	0.729	-0.155	0.617	0.071
	friendly-unfriendly	-0.313	0.268	0.627	0.114	0.576	0.066
	bright-dark	-0.095	0.133	0.536	-0.040	0.315	0.036
	favorite-hate	-0.277	0.457	0.485	-0.153	0.544	0.063
	expansive-limited	-0.080	0.336	0.392	-0.296	0.361	0.041
factor of monotonous	monotonous-changeable	-0.033	0.031	-0.107	0.567	0.335	0.038
	faint-distinct	0.089	-0.067	0.066	0.450	0.219	0.025
	regular-irregular	0.306	-0.108	0.261	-0.390	0.326	0.037

示す。因子数が3の場合も検討したが、尺度の共通性の数値の平均は因子数4の方が高く、因子数3の場合での自然らしさの因子が、因子数4の場合で自然らしさの因子と単調さの因子に分けることができた。単調さの因子は他の因子に比べて因子負荷量が低いため、自然らしさの因子に含めることも可能であるが、単調さの因子として意味のまとまりがあるので、因子数4を採用した。窪田による気流の解放感は本研究での緊張・弛緩、爽やかさと涼しさは快適性、自然らしさのほか、単調さは窪田の研究に新たに加わった因子である。

4. 夏季の温熱環境調節による住戸の類型化

孫ら（2020）は、2004年から2014年までの5回の調査の1616住戸の回答者について、夏季における冷房、扇風機、通風の使用状況をもとにクラスター分析によって8類型に分類した。さらに32.3%を占める類型Sw4を就寝中の窓開放頻度によって3分割して、10類型とした[3)]。2021年と2022年の住戸にこの10類型を適用することとし、冷房使用（以下AC）の頻度と設定温度、扇風機使用（以下EF）頻度、自然通風利用（以下NV）頻度にもとづき、図1のフローチャートを使用して類型を判定した。

出現頻度が高い順に、AC頻度が高く設定温度が低くEF頻度が高く就寝中のNV頻度が低いSw7（出現率19.9%）、AC頻度が高く設定温度が高く日中のNV頻度が低いSw2（同17.4%）、AC頻度が高く設定温度が高くNV頻度が日中高く就寝中低いSw4-3（同15.4%）、AC頻度が高く設定温度が低く就寝中のNV頻度が高いSw5（10.4%）、AC頻度が低く、就寝中のNV頻度が低いSw6（10.0%）、AC頻度が高く設定温度が低くEF頻度が低く就寝中のNV頻度が低いSw8（7.9%）、AC頻度が高く設定温度が高く日中と就寝中のNV頻度が高いSw4-2（7.9%）などの類型が抽出された。類型の温熱環境調節の特徴を表3に示す[注2)]。

5. 主な類型の住戸属性と居住者属性

主な類型の特徴を図2にレーダーチャートで示す。住戸属性のうち、住戸の日当たりや湿気のこもりやすさなどの住環境を評価したものを住環境主観評価と定義し、それも示す。主な類型とは度数が10人より多い7類型のうち、気流感が全類型平均と比較して特徴のある5類型（Sw2、5、6、7、8）とする。年齢、居住階数、築年数は、類型の値を全類型の平均値と標準偏差で基準化して示す。

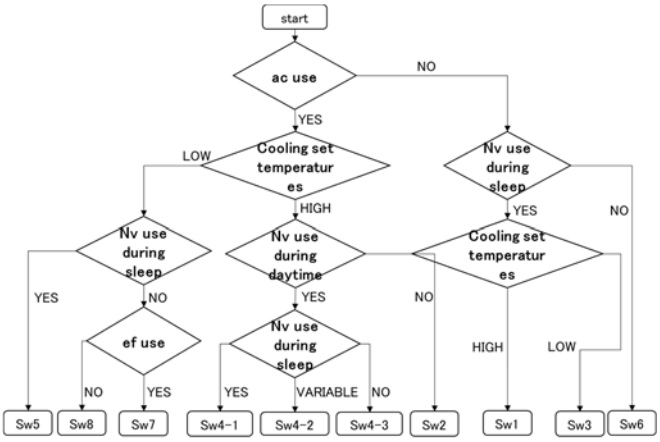
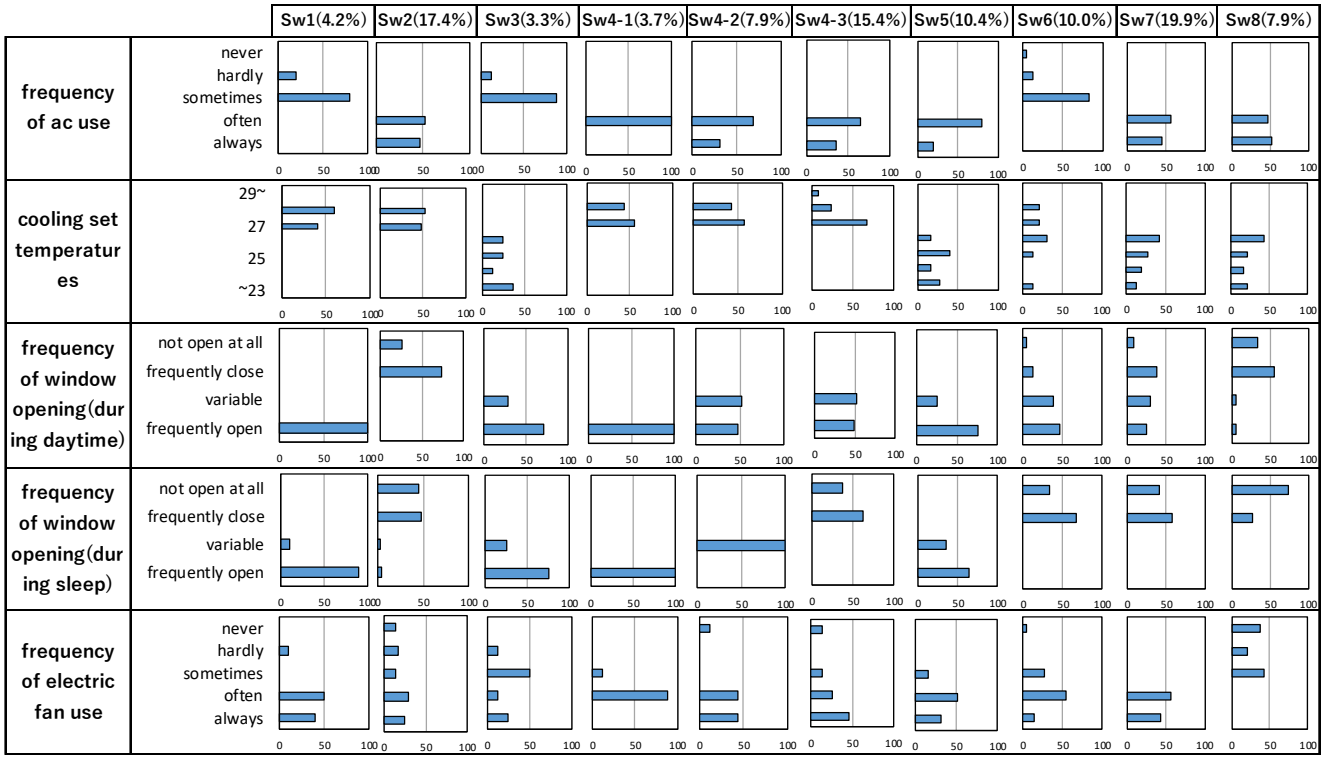


Fig.1 classification by thermal control use

Table.3 Frequency Distribution of Thermal Control Use



性別は男性の割合を、職業は有職（フルタイム＋パートタイム＋学生）の割合、窓の向きは、東、西、南に当てはまる割合で示す。その他の項目においては、項目に当てはまるほど高い得点とする。

Sw2 は居住階数が高く築年数が長く、居住者は風邪をひきやすく時間的ゆとりがない。

Sw5 は住環境が室内外とも良好で、居住者は年齢が高く生活が規則的で体質が強く、金銭的心理的にゆとりがあり環境意識が高い。

Sw6 は住戸の室内環境が良好で、居住者は男性が多く年齢が高く暑さに強く健康で、金銭的時間的心理的ゆとりがあり環境意識が高い。

Sw7 は住環境が不良で、居住者は若く有職で風邪をひきやすく生活時間が不規則で、金銭的ゆとりが特にない。

Sw8 は住戸の日射環境がよく室内外環境が悪く、若く有職で健康で暑さに弱く生活時間が不規則で、暑さ寒さに敏感で環境意識が特に低い。

6. 類型の気流感の特徴

主な類型の気流感を図 3 にプロフィル図で示す。

6.1 冷房の気流

Sw2 は快適性の因子で平均より良い方に、Sw6 は快適性の因子で冷房の気流を悪く評価する。Sw6 の特徴は Sw2 と比較して時間的ゆとりがあり風邪をひきにくい。居住人数が少なく、2 人以下の世帯である割合が高い。環境意識や住環境は冷房の気流感評価に関係はない。

6.2 扇風機の気流

Sw8 は単調さの因子以外で扇風機の気流を悪く評価する。Sw8 は全類型と比較して、若く、寒さに弱く、環境意識が低い。居住年数が短い傾向があり、住環境評価では湿気やにおいがこもらない、にのみ差がある。

6.3 自然通風

Sw5 は快適性の因子と自然らしさの因子において、自然通風を全類型平均よりよく評価する。Sw8 は快適性の因子において自然通風を平均より悪く評価する。

自然通風を良く評価する Sw5 は Sw8 と比較して、年齢が高く、有職でなく、環境意識が顕著に高い。住環境は湿気やにおいがこもりにくく、体質や住戸属性には関係しない。

以上のように、環境意識は冷房の気流感に関係しない、湿気やにおいのこもりやすさが自然通風や扇風機の気流感に関係する、居住階数や住戸の断熱性能は気流感に関係しないなど、実態調査をもとに、夏季の温熱環境調節類型ごとに気流感に関係する特徴があることを明らかにすることができた。

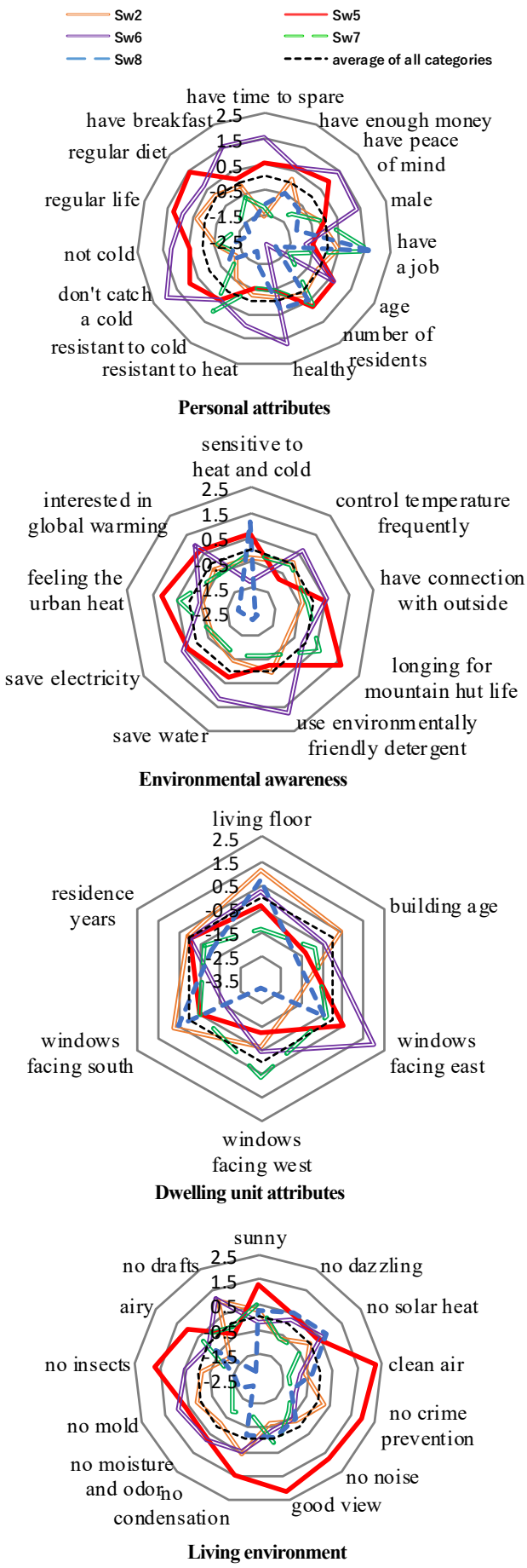


Fig.2 Characteristics of summer thermal control use types

7. 結論

大阪市と近郊の家族向き集合住宅 318 戸を対象に、夏季の温熱環境調節の 10 類型における冷房、扇風機、および自然通風の気流感評価を分析した結果、類型ごとの気流感について以下を明らかにした。

1) 高い設定温度で冷房をよく使い日中に通風を使わない類型(Sw2、出現率 17.4%)は、冷房気流の評価が高い、

2) 低い設定温度で冷房をよく使い就寝中は通風をよく使う類型（Sw5、10.4%）は、自然通風の評価が高い、

3) エアコンをあまり使わず就寝中に通風を使わない類型(Sw6、10.0%)は、冷房気流の評価が低い、

4) 低い設定温度で冷房をよく使い扇風機をよく使い就寝中に通風を使わない類型(Sw7、19.9%)は、扇風機気流の評価が高い、

5) 設定温度が低く冷房をよく使い扇風機を使わず就寝中に通風を使わない類型(Sw8、7.9%)は、扇風機気流の評価が低い。

気流感に関係する要因については以下を明らかにした。

6) 冷房の気流感は、時間にゆとりがあり、風邪をひきにくく、居住人数が少ないと冷房の気流を悪く評価する、

7) 扇風機の気流感は、年齢が低く、寒さに弱く、環境意識が低く、湿気やにおいがこもりやすいと扇風機の気流を悪く評価する、

8) 自然通風の気流感は、年齢が高く、有職でなく、環境意識が高く、湿気やにおいがこもらないと自然通風の気流をよく評価する。

参考文献

1) 窪田英樹：気流感の因子分析と建築気候、人間工学 17 巻、50-51、1981 年

2) 木村建一、田辺新一、光岡賢一、川原井大、原俊広：通風・気流の体感効果に関する試行実験、空気調和・衛生工学会大会論文集、241-244、1986 年

3) 孫琳、梅宮典子：冷房・扇風機および自然通風の使用頻度にもとづく個人の類型化における類型数の検討、日本建築学会近畿支部研究報告集、第 60 号環境系、105-108、2020 年

注

注 1) 調査票の配布に際して、家族のうちで在宅時間の最も長い人が回答するように依頼した。

注 2) 主な 6 種の暖房器具の使用頻度にもとづいて冬季についても類型化をおこない、Sw4-2 はエアコン暖房を使わず電気ストーブまたはガスファンヒーターを使う類型 W7 が多い、Sw5 や Sw8 はガス床暖房を使う類型 W5 が多いなど、夏の類型と冬の類型の関係を分析した。冬の類型については別途報告する予定である。

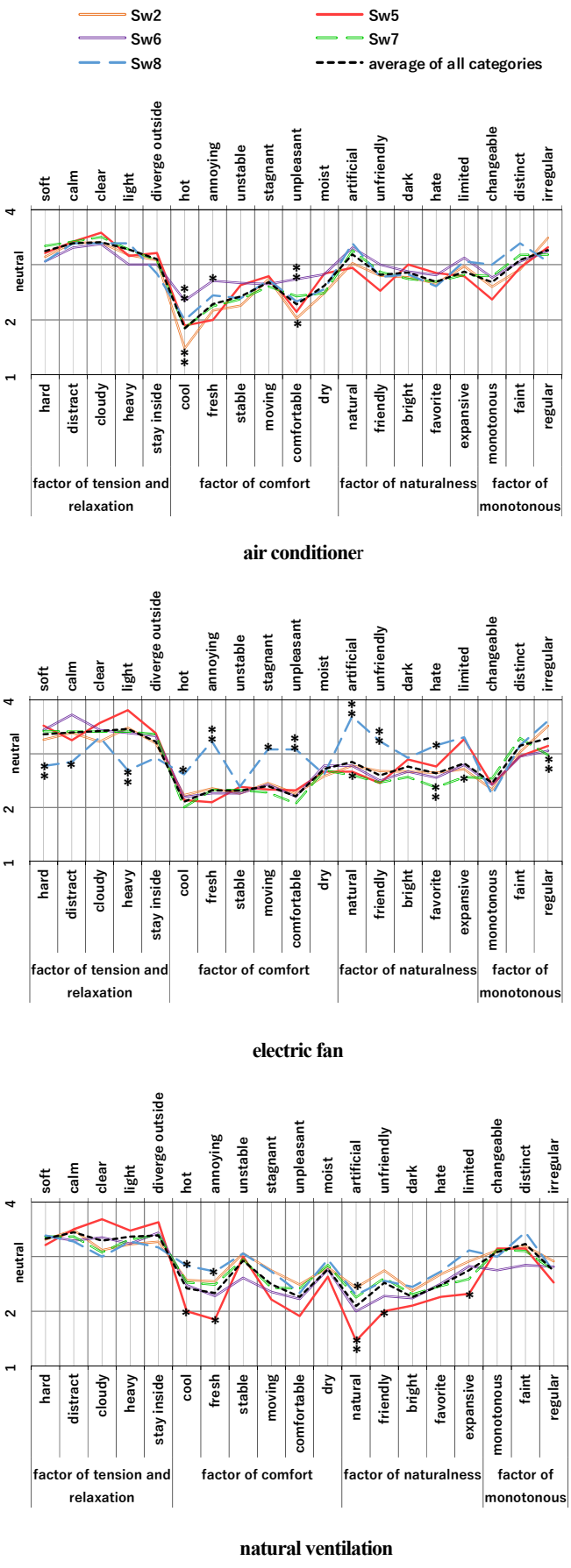


Fig.3 Air flow sensation of summer thermal control use types

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

夏季における在宅率と温熱環境調節行為選択率の曜日による変化と日内変動
Day of the week changes and diurnal variation in occupied ratio and thermal environment regulation action selection and in summer

○前 田 明 穂（大阪公立大学）　梅 宮 典 子（大阪公立大学）
Akiho MAEDA*1　Noriko UMEMIYA*1
*1　Osaka Metropolitan University

We measured indoor environments, cooling, and opening and closing windows. Characteristics of the 10 dwelling units differ, but they show common points related to cooling (AC) and window opening (WO). 1) From the cooling season (C) to the late cooling season (LC), the main adjustment act changes from AC to WO or from AC to do nothing (FR). 2) Dwelling units with a low rate of staying at home during the daytime are similar in terms of changes of being at home and AC. The rate of AC at night is higher than in the morning. 3) On holiday, the rate of AC during (C) and WO during (LC) increases.

1. 背景と目的

エアコンの普及率が近年も上昇を続けている一方で[1]、住宅では自然通風も冷房と同程度に頻繁に利用されている[2]。光熱費の節約だけでなく住環境を整えて快適に過ごすためと考えられるが、熱中症も懸念される。渡部ら（2020年）は、9月下旬以降の冷房終了期においては、冷房時が窓開放時より熱中症の発症リスクが高いことを示している[3]。

大阪都市部の賃貸集合住宅の同じ棟の同じ間取りの10住戸において冷房発停と窓開閉を冷房期から冷房終了期にかけて20秒間隔で連続記録したデータをもちいて、在宅率や、冷房や通風の選択率、冷房使用率や窓開放率の 1)曜日による違い、2)日内変動を分析したので報告する。

1. 方法

調査対象として大阪市内の築35年のSRC造11階建て賃貸集合住宅を選定し、同じ住棟の10住戸に協力いただいた[注]。住棟はタクシー会社の駐車場を介して幹線道路に面している。住戸は間取りが単純な2DKで同じ位置にエアコンが設置され、比較的に冷房発停と窓開閉の関係が単純で温熱環境の分布が小さい。グローブ温度と上下3点の気温の測定位置は住戸の都合にあわせて決めた。玄関を含む全開口部にマグネットスイッチを設置して開・閉を記録し、全開口部が閉の場合を住戸が「閉鎖」、それ以外を「開放」と定義する。エアコン吹出し温度と室温から冷房発停を、玄関の開閉スイッチと照度の記録、居住者へのヒアリングをもとに住戸の在・不在を判定する。室内は湿度と照度以外は20秒間隔で同じデータロガーに記録し、外気温熱環境には住棟から西に約1km離れた建物屋上の気象観測システムの1分間隔の観測値を用いる。

Fig.2の住戸合計の冷房使用時間率の推移にもとづいて冷房期と冷房終了期を区分する。Table1のように、冷房使用・不使用と窓開・閉の組み合わせによって、「冷房使用（AC）」、「冷房使用＋窓開放（AW）」、「窓 開放（WO）」、「なにもしない（FR）」の4分類を在宅時について定義する。

Table.1 The control of thermal environment

		Cooling	
		ON	OFF
Window	Open	AW	WO
	Close	AC	FR

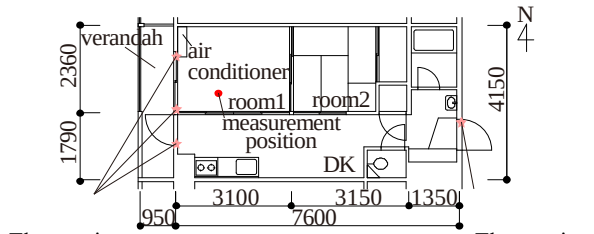


Fig.1 Floor Plan

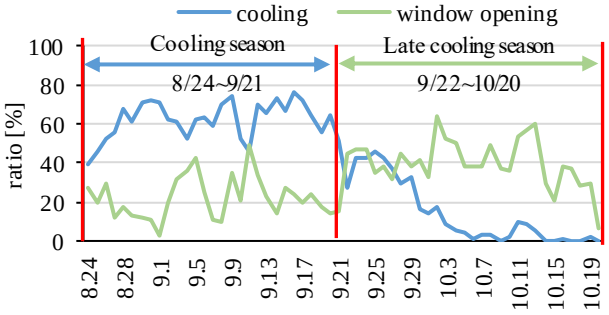


Fig.2 Analysis period

2. 実測対象住戸

住戸の階と方位、居住者の年齢、性別、職業を Table2 に示す。単身が 5 住戸、2 人世帯が 5 住戸で、年齢や職業はさまざまである。

Table.2 feature of unit

Unit name (floor, direct)	Residents sex and age	Job	Remarks
A : 2, W	M,30s	PC worker	EF use: frequently
B : 5, W	M, F,20s	Laborer & wife	Amer. & Chinese
C: 6, :W	M, F,20s	Freeter	Pregnant
D: 8, W	M, 30s	Laborer	With a cat
E: 8, W	M, 70s	Driver	EF use: frequently
F: 9, W	M, F,30s	Laborer & wife	With two squirrels
G: 9, W	M,30s,F,20s	Students	EF use: frequently Chinese
H:10, W	F,20s	Medical worker	EF use: frequently irregular work
I: 7, S	M,F,40s	Restaurant	irregular night work
J: 8, S	M, 20s	Medical worker	Regular work

3. 在宅率

住戸の在･不在は前述のように20秒ごとに判定した。Fig.3 に住戸の在宅時間率を季節別に示す。どちらの季節でも、住戸 B,F は在宅が多く、住戸 D,J は少なく 50%を下回る。同じ住戸では冷房期と冷房終了期の在宅率は似ている。

Fig.4 に住戸の曜日別の在宅率を示す。曜日による傾向は顕著ではなく、冷房期と冷房終了期の違いに住戸間で共通した傾向がない。住戸 D は日曜日の差が 45.32%であった。

Fig.5 に月-金曜日(以降「平日」)と土日・祝日(以降「土日」)に分けて在宅率を示す。日々の在宅状況はアンケートでも尋ねたが、不規則勤務も多い。全住戸平均では、冷房期は土日が平日より、冷房終了期は平日が土日より在宅する。しかし住戸 C,D は冷房期に平日が土日より在宅し、住戸 B,F,I は冷房終了期に土日が平日より在宅するなど、平日と土日の在宅傾向は住戸による。どの住戸も土日も平日と同じように外出しており、土日が休日とは限らないものの休日に自宅でくつろいで過ごす習慣はないようである。

4. 温熱環境調節行為の出現割合

4. 1 冷房期

Fig.6 に、冷房期において調節行為の出現割合を住戸別に示す。10 住戸合計(Total)では、AC が最多で 62.9%である。住戸 A,B,C,D,E,F では AC が 55.3%～95.2%を占めている。AC が 17.3%の住戸 G は冷房の電気代を気にして扇風機を頻繁に使用すると回答していた。住戸 G,H,I,J は AC が

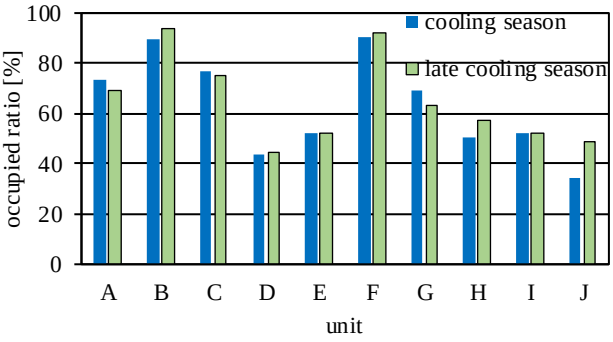


fig.3 Occupied ratio of each unit

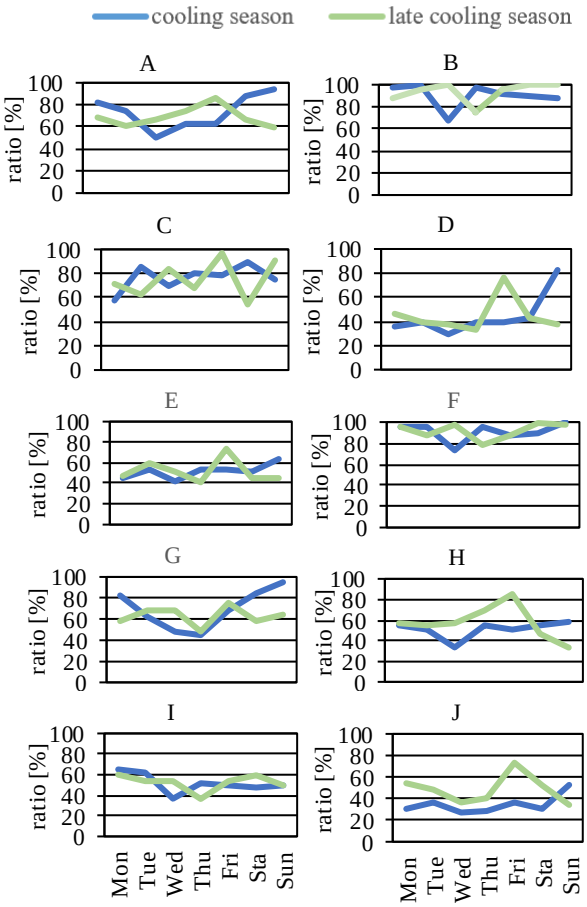


fig.4 Occupied ratio by day of week

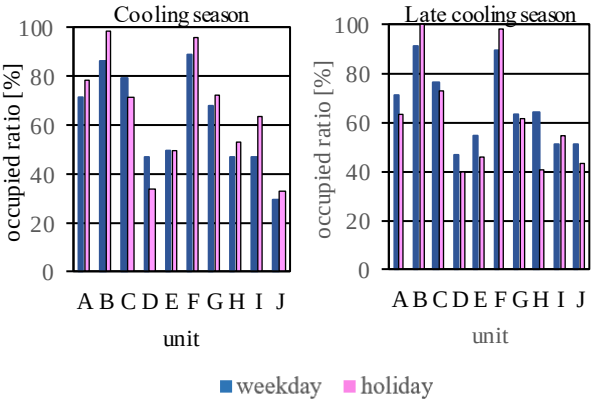


Fig.5 Occupied ratio for weekday and holiday

17.3%～42.8%と少なく、住戸 G,H,J では FR が 26.5%～65.3%占めている。

4.2 冷房終了期

Fig.7に冷房終了期について示す。10住戸合計(Total)はACが16.4%である。冷房期と比べるとFRが15.2%から44.7%に、WOが18.0%から38.5%に増加する。住戸A,C,D,H,Iではwoが主に選択され53.1%～86.5%、住戸B,E,F,Jではfrが主に選択され50.5%～69.5%である。住戸B,E,Fはwoが2.0%～6.2%と少なく、冷房終了期になっても窓を閉鎖して冷房を使わないFRを選択する。住戸Fは冷房期も冷房終了期もACが95.3%、47.4%で住戸中最も高い。住戸DのACは冷房期には90.0%で住戸中9位であるが冷房終了期に8.7%に減少し、季節による違いが大きい。

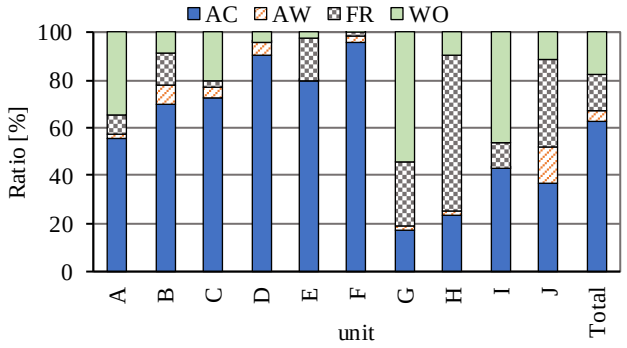


Fig.6 Thermal environment regulation action selection in the cooling season

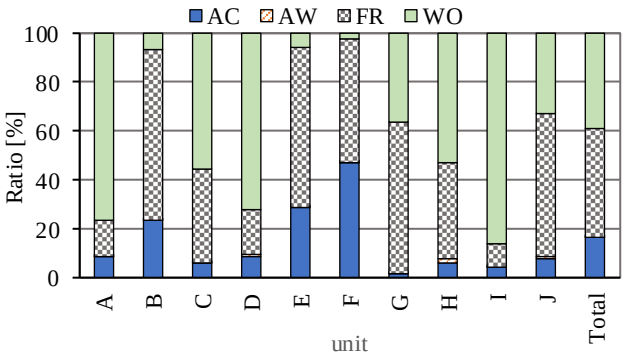


Fig.7 Thermal environment regulation action selection in late cooling

5. 調節行為選択の日内変動

5.1 冷房期

5.1.1 冷房使用率

Fig.8 に冷房期における冷房使用(AC+AW)の日内変動を住戸ごとに示す。前述のように在宅時のみが対象である。昼間の在宅が少ない住戸 D,E,J は在宅状況に応じた冷房使用が行われる傾向にあり、他の住戸よりも在宅時間が朝と夕方以降に限られており、在宅時の10住戸合計では、7時に最小52.8%、19時に最大72.2%であり、夕方以降の冷房使用率が高い。

5.1.2 窓開放率

Fig.9 に窓開放(AW+WO)の日内変動を示す。10住戸合計の窓開放率は21時台に最小13.4%、17時台に最大29.4%である。住戸 B,C,D,E,I,J は時刻は異なるが、ある時間のみ一時的に窓を開放している時間がある。

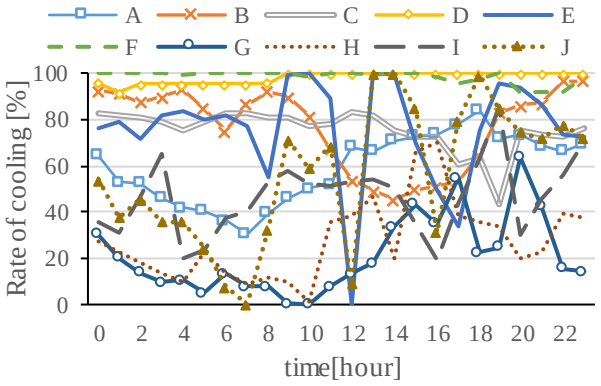


Fig.8 Diurnal variation of cooling ratio in cooling season

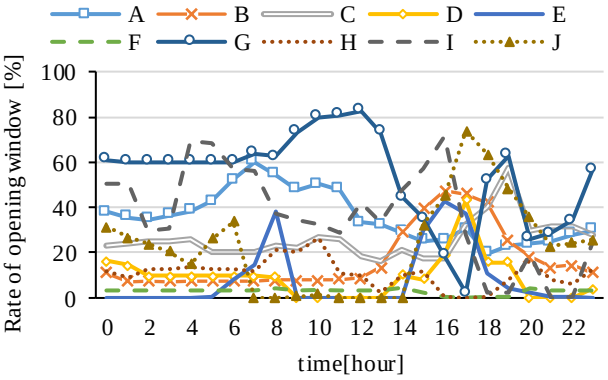


Fig.9 Diurnal variation of window opening in cooling season

5.2 冷房終了期

5.2.1 冷房使用率

Fig.10 に冷房終了期における冷房使用の日内変動を示す。10 住戸の平均値は 11.7%～17.7%であり、わずかではあるが、夕方以降の冷房使用率が高い。

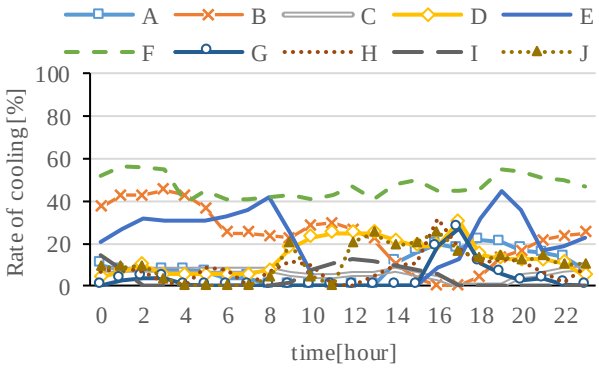


Fig.10 Diurnal variation of cooling ratio in late cooling season

5.2.2 窓開放率

Fig.11 に窓開放の日内変動を示す。3.2 より住戸 B,E,F は

日平均の窓開放率は低いが、16時から18時に窓開放率が上昇し、冷房期と一致する。いずれも窓を開ける理由は「ベランダに出るため」と回答しており、温熱環境の調節ではなく家事のための開放と言える。住戸A,C,Gは正午にWOが最大になる。住戸AとCは窓を開ける理由は「空気の入れ替え」「風通し」、住戸Gは「室内が暑いため」と回答している。

冷房期と冷房終了期ともに、夕方以降にACやWOの選択率が高い住戸が存在すると言える。

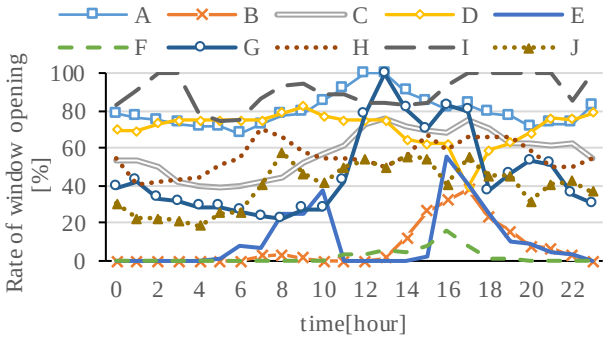


Fig.11 Diurnal variation of window opening ratio in late cooling season

6. 曜日による調節行為選択の比較

Fig.12に、曜日別季節別の調節行為出現率を示す。冷房期はACが木曜日で最小、月曜日で最大であるが、冷房終了期は曜日による差がない。3. より曜日ごとの在宅率に季節感で共通した傾向はないことを示したが、調節行為にも曜日による違いはない。

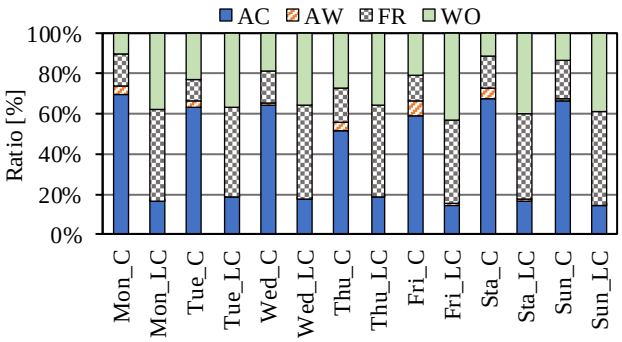


Fig.12 Thermal environment regulation action selection for day of the week in cooling season and late cooling season

7. 平日と土日・祝日の調節行為選択の比較

Fig.13に、冷房期の平日と土日の調節行為選択率を示す。10住戸合計(Total)では、ACとAWを合わせた冷房使用率は土日が平日より約10%高い。住戸B,G,H,Iでは平日が1.3%～8.2%土日よりも高い。

Fig.14に冷房終了期について示す。冷房使用率は平日と土日で有意な差がないが、窓開放率は土日が平日より約10%高い。どの住戸でも平日と土日のあいだで調節行為に有意な差がある。冷房期は土日に冷房使用が多く窓開放が少なく、冷房終了期は土日に窓開放が多い。

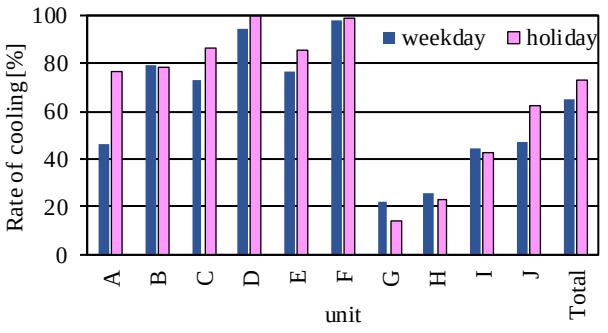


Fig13. Cooling ratio for weekday and holiday in cooling season

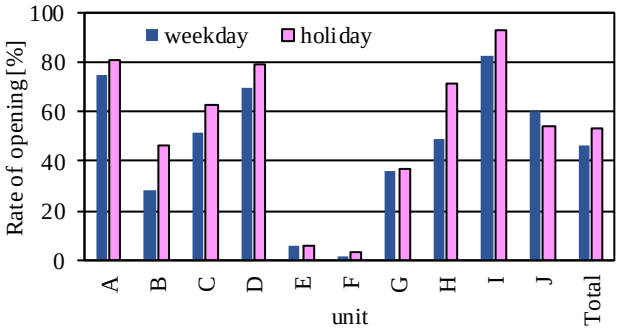


Fig14. Opening ratio for weekday and holiday in late cooling season

8. 結論

大阪都市部の賃貸集合住宅1棟の住戸属性が異なる10戸において20秒間隔で冷房発停、窓開閉、室内温熱環境を実測し、在宅率と温熱環境調節行為選択率について、曜日や平日と土日の違い、日内の時刻変動を、冷房期と冷房終了期について分析した結果、

1) 冷房期から冷房終了期の調節行為の変化として、ACからWOもしくはACからFRを主に選択される住戸に分けられる。

2) 調節行為の日内変動には、住戸差があるが、夕方以降にACやWOの選択率が高い住戸が存在。

3) 曜日による調節行為の違いは見られないが、土日に冷房期では冷房使用、冷房終了期では窓開放が多い。

参考文献

1) エアコンディショナーの現状について,経済産業省資源エネルギー庁,令和元年12月 2)朝岡ら：夏季の住宅における冷房、扇風機、および自然通風の使用程度の相互関係, 空・衛・近 A-43, 2021 年3月 3) 渡部ら:熱中症発症リスクと冷房・通風の選択, 空・衛・近, A-48, 2020年3月 4)井上ら:集合住宅における冷房使用と窓開閉の関係に関する研究, H. 16 空・衛・近, 153-156, 2005 年 5) N. Umemiya, G. Inoue and X. Lin: Survey of control usage for apartments in Japan in summer and autumn: air conditioner and window opening, Proceedings of the Windsor Conference for Comfort and Energy Use in Buildings, Windsor, 6F, pp. 1-10, 2006

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

ABW 指向型のオフィスにおける執務空間が知的生産性と心理・生理量に及ぼす影響に関する研究
（第２報）夏期における被験者実験の模擬作業成績と心理・生理量の評価

Effects of Workplace in ABW-Office on Intellectual Productivity, Psychological, and Physiological Response
Part 2　Evaluation of Work Performance and Psychological and Physiological Quantities in the Subject Experiment in the Summer

○田 中　哲 平（立命館大学）　　近 本　智 行（立命館大学）
小 林　佑 輔（竹中工務店）

Teppei TANAKA*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1　Yuusuke KOBAYASHI*2
*1　Ritsumeikan University　*2　Takenaka Corporation

This paper reports the results of an experiment on intellectual productivity in ABW—Activity Based Working oriented offices. Recently, there has been an increase in the number of instances in which offices have been set up with multiple different workspaces. A variety of workspaces in the office can be expected to have a significant impact through improved worker performance and increased worker productivity. Many previous studies on ABW have focused on questionnaires to office workers.　In this study, several simulated office workers were subjected to the same test at different locations to objectively compare productivity and communication, psychological and physiological quantities, and work environment. The study suggests that establishing multiple workspaces may contribute to increased productivity.

はじめに

既報[1)]では、ABW 指向型オフィスにおいて、集中作業と比べて特に創造作業の知的生産性が向上している可能性を報告した。本報では、既報で報告した 2021 年の実験に引き続き、2022 年に行った被験者実験の結果から、異なる執務空間が被験者の知的生産性と心理･生理量に与える影響について報告する。

１．実験概要

本研究の対象とした A 社 B サイト内の 2 棟は、従来型の研究オフィス棟と、ABW 指向型の研究オフィス棟である。**Table4** に示す 9 つの実験地点で、執務空間の違いが知的生産性と生理･心理量に与える影響を明らかにすることを目的とした被験者実験を行った。

２．被験者実験概要

2.1　実験概要

Table1 に実験概要を示す。22 歳～23 歳の大学生男性 6 名を対象とした[注1]。2022 年 8 月に実施し、A 社 B サイト内の 9 か所の執務場所で被験者実験を行った[注2]。　**Table3** に実験ケースを、**Figure1** にケース内のスケジュールを示す。実験者が執務場所を指定するケース（Case 1, Case 2）と被験者が執務場所を自由に選択できるケース（Case 3,

Table1 Outline of Experiments

	Details
Target	6 University Students (age.22~23)
Experiment Period	23-25, August, 2022
Experiment Points	9 Points
Clothes	Short Sleeve Shirt, Suit Trousers

Table2 Measurements List

Subjects	Evaluation items		Evaluation Method
Intellectual Productivity	Objective WEf	Concentration WEf	Typing Test
		Creation WEf	Mind Map Test
Psychological Quantity	WEn Satisfaction Level (Table 7)		Questionnaire Survey
Physiological Quantity	Salivary Amylase Activity (Table 6)		Salivary Amylase
Communication Evaluation	Conversation Time		Conversation Recording

※ WEf means Work Efficiency,　WEn means Work Environment

Table3 Experimental Case

	Select Points	Group / One Person	Times in the Case
Case 1	Disable	One Person	12 / 12
Case 2	Disable	Group	15 / 8
Case 3	Able	One Person	2 / 2
Case 4	Able	Group	11 / -

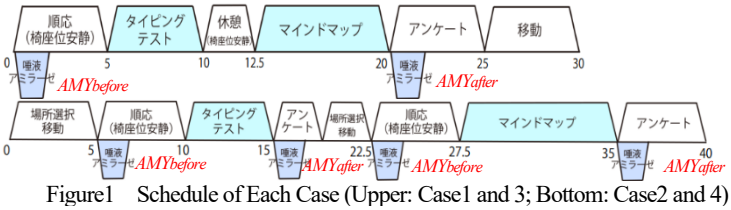


Figure1　Schedule of Each Case (Upper: Case1 and 3; Bottom: Case2 and 4)

Case 4）のそれぞれについて個人のケース（Case 1, Case 3）とグループのケース（Case 2, Case 4）を設け、**Table4** に示す異なる条件のケースで実施した。ケース中、被験者は模擬集中作業（タイピングテスト）と模擬創造作業（マインドマップテスト）を行い、模擬作業終了後にアンケートを行った。**Table2** に測定項目を示す。

2.2 執務場所の概要

Table4 に執務場所の概要を示す。C～F・J・K 地点は新棟にあり、新棟の実験地点はいずれも設計段階で ABW を目的とした設えを取り入れた執務場所である。

C 地点は共用スペースにあるテーブル席、D 地点は北側窓面に接する会議室、E 地点は共用スペースにあるハイカウンター席、F 地点は窓のない和風会議室、G 地点は共用部会議スペース、H 地点は窓のない会議室、J 地点は窓のない共用スペース、K 地点は南側窓面に接する共用スペース、L 地点は窓のない会議室である。

2.3 測定項目

2.3.1 知的生産性

知的生産性評価として作業効率の測定を実施した。作業は集中模擬作業（タイピング）と創造模擬作業（マインドマップ[注3]）の 2 種類とした。

2.3.2 心理量

執務環境の満足度と疲労度及び執務地点の印象評価に関する、**Table5** に示す項目のアンケート調査を実施した[注4]。

2.3.4 生理量

被験者の唾液アミラーゼ活性を測定することによるストレス評価を行った[注5]。**Figure1** に測定のタイミングを示す。それぞれの模擬作業前の測定値をAMY_{before}、模擬作業後の測定値をAMY_{after}とし、**Table6** に示すテストでの唾液アミラーゼ活性$sAMY$とテスト前後での唾液アミラーゼ変化量ΔAMYを以下のように定義する。

$$sAMY = AMY_{after} \ , \ \Delta AMY = AMY_{after} - AMY_{before}$$

3. 被験者実験の結果と考察

3.1 知的生産性

Figure2 に、地点別の集中作業成績（上図）・創造作業成績（下図）を示す。

3.2 心理量

Table5 に、心理量評価と作業成績の分析結果を示す。すべての心理量評価項目で心理量申告の評価が満足や適などの回答が多い上位 3 地点を高群、評価が不満や不適などの回答が多い下位 3 地点を低群として、地点の群分けを行い、2 群間の作業成績を比較して作業成績と心理量申告の間で良い相関がみられた項目に○、逆の相関がみられた項目に×、関係がみられない項目は空欄として**Table5** にまとめた。例えば、誤タイプ数はその値が大きいほど作業成績は良くないことから、環境満足度の心理量申告が高い地点のうち、誤タイプ数の少ない項目に○を、多い項目に×を表記している。疲労度に関しては、疲労を感じている項目に×を、疲労を感じていない項目に○を表記している。ただし、すべての作業成績で空欄となった心理評価項目は除外した。

集中作業成績（KPM）について、成績が高い地点（D・

Table4 Working Place List

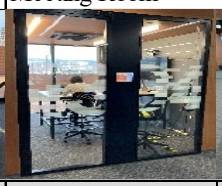
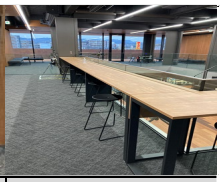
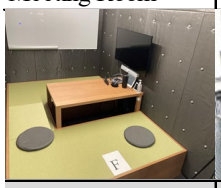
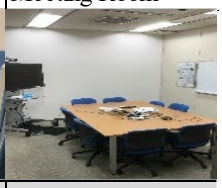
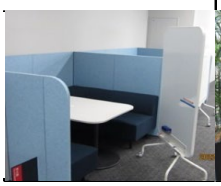
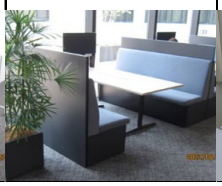
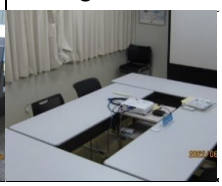
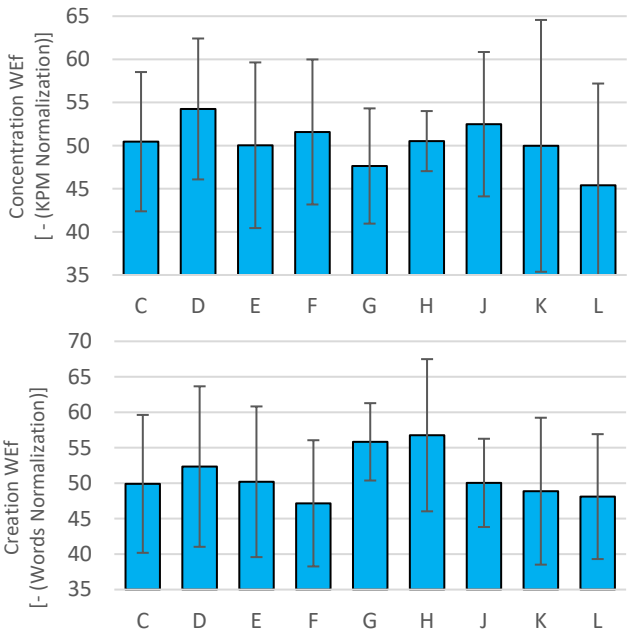
C	D	E
3rd Floor North	3rd Floor North	3rd Floor Center
Common Space	Meeting Room	High Counter
		
F	**G**	**H**
3rd Floor Center	1st Floor North	2nd Floor North
Meeting Room	Meeting Space	Meeting Room
		
J	**K**	**L**
2nd Floor West	1st Floor South	3rd Floor North
Restaurant-Style Seating	Restaurant-Style Seating	Meeting Room
		

Figure2 Working Efficiency Results by Working Place



K 地点）の心理量評価項目は「日差し」が共通している。これらの地点は大きな窓に面しており、これを介して地点に入った自然光が集中作業に良い影響を与えた可能性がある。

集中作業成績（誤タイプ数）について、成績が高い地点（D・F・K 地点）で共通して○が付されている心理評価項目は、「家具の使い心地」「空間の使い心地」などがみられ、これらが×の地点では集中作業成績(KPM)も高群ではないことから、この 2 項目が誤タイプ数や集中作業成績に影響を与える可能性がある。

また、2 つの集中作業成績の双方で成績が良い地点（D・K 地点）で共通する心理量評価項目は、「場所全体の満足度」「肩がこる」「不安な感じ」「イライラする」「居心地の良さ」「集中度」であった。特に D 地点は良い申告であった心理量評価項目が多く、より集中作業に適した地点である可能性がある。

創造作業成績（有効回答数）について、成績が高い地点（D・H・J 地点）では、「温熱環境」「風環境」などの申告が良い。また、「横になりたい」「頭が痛い」など身体疲労に関する申告が低いことから、創造作業成績は、室内の温熱環境・風環境から影響を受ける身体疲労が少ないほど、成績が良くなる可能性が示唆された。

印象評価項目のうち、2 つの集中作業成績と創造作業成績で共通していた心理量評価項目は「集中度」であった。また、集中作業成績では「居心地の良さ」が、創造作業成績では「閉塞感」であったことから、集中作業と創造作業で異なる印象を持つ地点が適していることが分かった。一方で、D 地点では作業内容によって印象評価の申告が変わることから、作業ごとに感じやすい・気になりやすい項目が異なる可能性が示唆された。

3.3 生理量

Figure3 に *sAMY* の、**Figure4** に *ΔAMY* の地点ごとの生理量測定結果を示す。D・H 地点について、他の地点に比べて sAMY が高く且つ *ΔAMY* が 0 に近い値であるから、ストレスが大きい状態からの変化が小さく、ストレスを感じている状態を維持している可能性が示唆された。また、G・J 地点について、*ΔAMY* が負の値でその絶対値が大きいことから、ストレスの減少が大きく、リラックス状態になりやすい可能性が示唆された。

9 つの地点を生理量の高い地点と低い地点の 2 つの群に分け、それぞれの群の創造作業成績を **Figure5** に示す。*sAMY* と *ΔAMY* のどちらも生理量の高群で作業成績が高いことから、ストレスが大きい状態でストレスの変化が少ないと作業成績が高い可能性が示唆された。これはストレス状態が良い緊張感につながっている可能性があり、作業時間中に多くの単語を書き出すテストの性質上、集中力が減少するリラックス状態では回答数が減り作業成績に影響するのではないかと考えられる。なお、集中模擬作業では成績と *sAMY* および *ΔAMY* の高群と低群の間に差はみられなかった。

Fig.6~8 にコミュニケーション時間と *ΔAMY* の散布とその近似線を示す。**Fig.6** では被験者が話す時間が長いほど *ΔAMY* が減少・**Fig.7** では被験者が聞く時間が長いほど

Table5 Psychological Survey Results

		心理量評価項目	評価方法	C	D	E	F	G	H	J	K	L
集中作業成績（KPM）	環境満足度	温熱環境	（不満）1-5（満足）		○	×		○				×
		日差し	（不満）1-5（満足）		○		×			×	○	×
		室内全体の明るさ	（暗い）1-5（明るい）	○		×				○		×
		インテリアの色	（不満）1-5（満足）		○	○		×				×
		場所全体の満足度	（不満）1-5（満足）		○	×	○	×		×		
	疲労度	肩がこる	（不適）1-5（適）		○	×	×		×			
		不安な感じがする	（不適）1-5（適）		○			×			○	○
		憂鬱	（不適）1-5（適）		○	×			○			
		イライラする	（不適）1-5（適）		○			×	○			○
	印象評価	集中度	百分率	×	○			×				
		居心地の良さ	（悪い）1-10（良い）		○		○	×				×
	○の数(作業成績と心理量申告の間で良い相関)			1	10	1	1	1	2	1	2	2
	×の数(作業成績と心理量申告の間で良くない相関)			1	0	5	2	6	1	2	0	5
	集中作業成績(KPM)に適していると考えられる地点			D・K地点								
集中作業成績（誤タイプ数）		心理量評価項目	評価方法	C	D	E	F	G	H	J	K	L
	環境満足度	家具の使い心地	（不満）1-5（満足）	×	○		○			○		×
		インテリアの色	（不満）1-5（満足）									
		空間の使い心地	（不満）1-5（満足）		○		○	×	×	×		
		場所全体の満足度	（不満）1-5（満足）		○	×	○	×		×		
	疲労度	横になりたい	（不適）1-5（適）	○			○	×	×			
		やる気が乏しい	（不適）1-5（適）	×	○		○	×	○			
		肩がこる	（不適）1-5（適）		○	×	○		×			
		腕がだるい	（不適）1-5（適）	×		○		○	×	○		
		腰が痛い	（不適）1-5（適）		○	×			×			○
		目が痛い	（不適）1-5（適）	×	○	○		×	×	○		
		不安な感じがする	（不適）1-5（適）		○			×			○	○
		イライラする	（不適）1-5（適）		○			×	○			○
	印象評価	集中度	百分率	×	○			×				
		居心地の良さ	（悪い）1-10（良い）		○		○	×				×
	○の数(作業成績と心理量申告の間で良い相関)			1	11	2	7	1	2	3	1	3
	×の数(作業成績と心理量申告の間で良くない相関)			5	0	3	0	9	6	2	0	2
	集中作業成績(誤タイプ数)に適していると考えられる地点			D・F・K地点								
創造作業成績（有効回答数）		心理量評価項目	評価方法	C	D	E	F	G	H	J	K	L
	環境満足度	温熱環境	（不満）1-5（満足）		○	×		○				×
		風環境	（不満）1-5（満足）	×		×		○	○		×	
		室内全体の明るさ	（暗い）1-5（明るい）	○		×				○		×
	疲労度	横になりたい	（不適）1-5（適）	×			×	○	○			
		目が乾く	（不適）1-5（適）			×	×		○		○	
		頭が痛い	（不適）1-5（適）	×		×		○	○			
		憂鬱	（不適）1-5（適）		○	×			○			
	印象評価	集中度	百分率	×	○			×				
		開放感	（閉塞感）1-10（開放感）	×		×			○		×	○
	○の数(作業成績と心理量申告の間で良い相関)			1	3	0	0	4	6	1	1	1
	×の数(作業成績と心理量申告の間で良くない相関)			5	0	7	2	1	0	0	2	2
	創造作業成績(有効回答数)に適していると考えられる地点			D・H・J地点								

ΔAMY が増加することから、話をするとリラックスし、話を聞くと緊張する可能性が示唆された。

4．まとめと今後

本報では、執務空間の違いが知的生産性と心理・生理量に及ぼす影響を明らかにすることを目的として行った被験者実験の概要と、知的生産性評価結果及び生理・心理量の分析結果を示し、以下の知見が得られた。

1) 心理量分析より、集中作業は窓からの光や家具・空間の使い心地が良く、居心地の良さを感じる地点が適している可能性がある。創造作業は室内の環境要素により身体疲労を感じない地点が適している可能性がある。特に、D 地点はすべての模擬作業で、成績が高い地点に含まれていたことから、集中作業と創造作業のいずれの作業も適した地点である可能性が示唆された。
2) 生理量分析より、D・H 地点（会議室）ではストレス状態が維持されやすく、G・J 地点（共用スペース）ではリラックスしやすい可能性が示唆された。さらに、創造作業では、ある程度のストレスが作業成績に良い影響を与える可能性が示唆された。また、コミュニケーションを伴う作業では、話をするとリラックスし、話を聞くと緊張する可能性が示唆された。

今後は、本報で報告できなかったコミュニケーション量および環境測定の結果と知的生産性及び生理・心理量の関係を明らかにする必要がある。

謝 辞

本研究の遂行にあたり被験者実験にご協力いただいた皆様に深く感謝の意を表す。また本研究は、コニカミノルタビジネスアソシエイツ（株）から学校法人立命館への受託研究費により実施した。本実験に多大なご協力を頂いたコニカミノルタ株式会社倉澤佳織様、小林健之様、栗飯原述宏様はじめ社員の皆様に深く感謝の意を表す。また本研究の実施にあたっては久保田千尋氏、芝崎真杏那氏、高木望羽氏、田中菜々味氏（当時、立命館大学卒論生）によるところが大きい。ここに記して謝意を表する。

注 釈

注1　被験者は非喫煙者で習慣飲酒のない標準体型（BMI が 18.5 以上 25.0 未満）とし、半袖シャツとスーツパンツを着用し、0.5clo で統一した。

注2　新型コロナウイルス感染防止のため、被験者は実験 1 週間前に PCR 検査を受け陰性を確認した。またすべての実験ケースで被験者は不織布マスクを正しく着用し、1m 以上の身体的距離を確保した。

注3　与えられた単語から連想される単語を可能な限り多く書き出す作業。時間内に回答した単語の数（有効回答数）で評価

注4　疲労度・ストレス度の質問項目は既往研究[2]を基に、環境満足度の質問項目は既往研究[3]を基に作成。

注5　唾液アミラーゼ活性は 1 分間に 1μ molのマルトースに相当する還元糖を生成する酵素量を 1 単位（U）として測定する。なお本研究では sAMY を個人毎に正規化した値を用いて分析した。

注6　独立したサンプルの t 検定を実施。p は有意確率である。
*：p＜0.10、**：p＜0.05、***: p＜0.01

参 考 文 献

1) 田中、近本ら：ABW 指向型オフィスにおける執務空間の違いが知的生産性と心理・生理量に及ぼす影響に関する研究（第 1 報）中間期及び夏期被験者実験の概要と模擬作業成績の結果，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，2022.9
2) 羽田ら：夏季に室温を高めに設定したオフィスにおける知的生産性，日本建築学会環境系論文集，74 巻，646 号，p.1329-1337，2009.12.30
3) 杉浦ら：ワークプレイスプロダクティビティの評価方法第 1 報プロダクティビティ評価方法の生理と標準的な評価法の提案，空気調和・衛生工学会論文集 Vol.32, No.123, pp.11-22, 2007.6

Table6 Description of Salivary Amylase

唾液アミラーゼ値	*sAMY*	そのケースでのストレス値。 値が高いほど不快＝ストレスを感じている。
唾液アミラーゼ値変化量	*ΔAMY*	そのケースでのストレス値の変化量。 値が大きいほどストレスの上昇が大きい。 値が小さいほどストレスの下降が大きい。

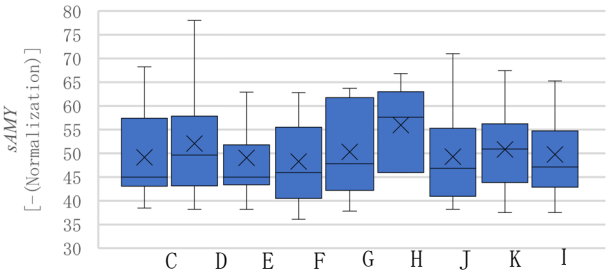


Figure3 *sAMY* Results by Working Place

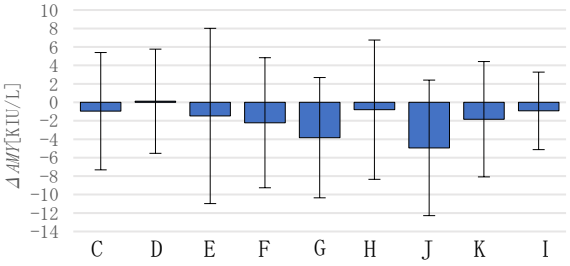


Figure4 *ΔAMY* Results by Working Place

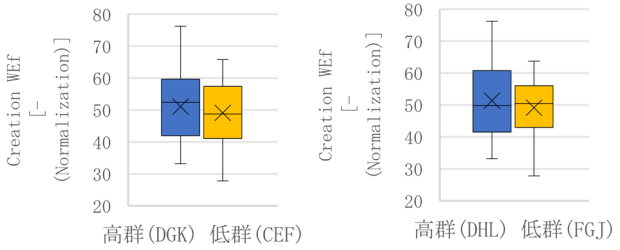


Figure5 Amylase and Work Efficiency（Left:sAMY***, Right:ΔAMY***）

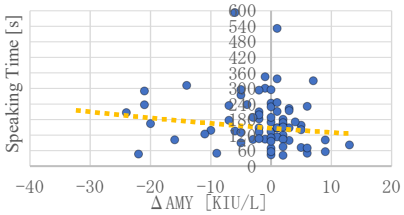


Fig.6 *ΔAMY* and Speaking Time

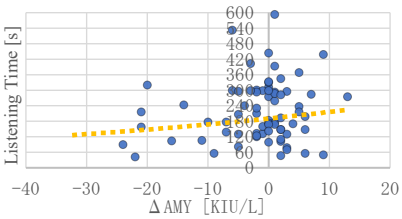


Fig.7 *ΔAMY* and Listening Time

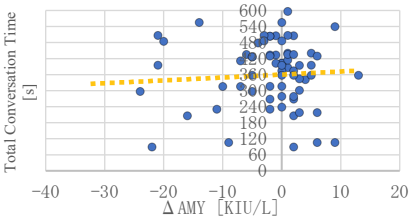


Fig.8 *ΔAMY* and Total Conversation Time

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

ボイドを有する市庁舎における換気制御の効果検証
（第１報）換気制御の有効性及びエネルギー消費量の分析と環境実測による通風効果検証

Verification of the Effectiveness of Ventilation Control in a City Hall with Void
(Part1) Analysis of Effectiveness and Energy Consumption of Ventilation Control and Verification of Ventilation Effectiveness by Actual Environmental Measurement

○石 川　翼（立命館大学）　　近 本　智 行（立命館大学）
田 村　富 士 雄（佐藤総合計画）　　土 岐　達 美（佐藤総合計画）
篠 原　正 樹（佐藤総合計画）
Tsubasa ISHIKAWA*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1　Fujio TAMURA*2
Tatsumi DOKI*2　Masaki SHINOHARA*2
*1　Ritsumeikan University　*2　AXS SATOW INC.

In this study, we will investigate the effectiveness of natural and hybrid ventilation control, energy consumption, and ventilation effectiveness of natural and hybrid ventilation in a city hall with void. A city hall with void in the center of the building is the subject of this study. It has a hybrid ventilation system that combines natural ventilation with mechanical ventilation when natural ventilation is not feasible. This paper presents an overview of the building, energy consumption and effectiveness of ventilation control in the interim period, and verification of each ventilation effect through actual environmental measurements.

はじめに

近年、室内の快適性や省エネの観点から自然換気を環境計画として採用する建物が増加している。しかし、自然換気は外気温度、外部風速・風向等の外部条件によって大きく左右されるため、室内の熱除去効果や空調負荷削減を目的に自然換気を行うには、計画時の制御設定値や、換気性能が発揮できているかの検証が重要である。

Fig.1 に自然換気とハイブリッド換気の仕組みを示す。安定した換気量を得るため建物中央にボイドを設け、更に自然換気が難しいと判断された場合は、トップライト部分のアシストファンによってハイブリッド換気を行う仕組みを導入した市庁舎を対象とする。既往研究では、建物建設前に外部条件を変化させた上で換気の有効性を判断した。また、上昇搬送能力の有効性を判断するため、風洞実験、換気回路網計算、CFD 解析を用いて評価を行い、自然換気（以下、NV）、ハイブリッド換気（以下、HV）が可能な制御設定値を検討した[1)、2)]（**Fig.2**）。

本研究では、自然換気・ハイブリッド換気の換気制御に着目し、空調負荷の削減や換気による熱除去効果を目的としたボイドを有する市庁舎において、建物建設後のエネルギー消費量および換気制御設定の有効性の分析、NV・HV の通風効果について明らかにする。

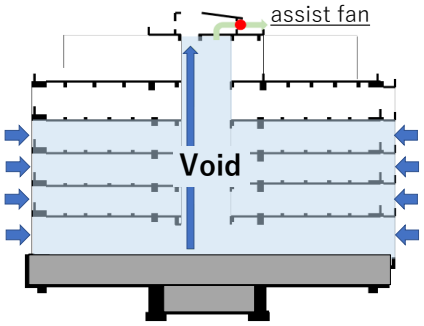


Fig.1 How each ventilation system works

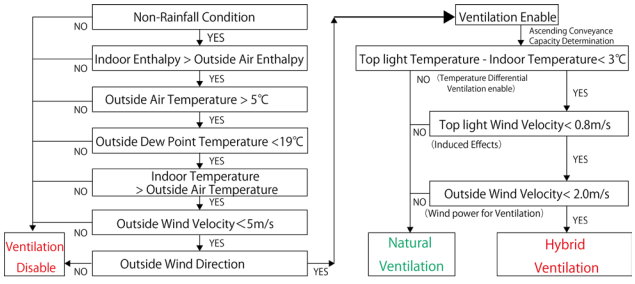


Fig.2 Ventilation Control Flow

本報では、（1）本研究の対象となる建物の概要、（2）中間期を対象とした BEMS データによる換気制御の把握、換気制御による空調負荷の違いについての比較とエネルギー削減量の把握を行う。また、（3）現地での環境

実測を行い、NV 時・HV 時の室内環境を調査する。その実測値を基に（4）換気回路網計算を行い、NV・HV による換気量比較と除去熱量比較を行う。これらの結果より、換気制御による換気の有効性と NV・HV 時の通風効果検証について報告する。

1. 研究対象建物概要（市庁舎）

対象建物は、山口県に位置する地上 6 階、塔屋 1 階の市庁舎である。中央にボイドを有し、南北面の窓から空気が流出入し、一部の空気はエコボイドを経由してトップライトから排出される[注1]。敷地周辺は、高さ 6～10m 程度の低層建物、南側 500m 付近に海が広がり、風の通り抜けを防げない環境となっている。

対象建物を調査するにあたり、BEMS データ（エネルギー管理システム）を用いて自然換気のみ・ハイブリッド換気の制御実態の把握及び有効性の評価を行う。研究の対象期間は、市庁舎の運用開始が 2022 年 5 月からであるため、5 月 6 日～6 月 3 日、10 月 11 日～11 月 29 日[注1]である。6 月のデータは 3 日間と少ないため、分析を行う際は 5 月と 6 月を合わせて扱う。

2. 換気の制御実態

2. 1 自然換気のみ・ハイブリッド換気の制御把握

Fig.3 に 5,6 月、10,11 月の自然換気のみ、ハイブリッド換気の各制御時間を示す。1 日の最大換気有効時間は 5,6 月が 9 時間、10,11 月は 9 時間 45 分であった。

最大換気有効時間に対する 5,6 月、10,11 月の割合は、5,6 月は 59.8%、10,11 月は 90.6%と違いが大きく、全体では 79.5%と高い割合で換気が有効であることが確認できた。10,11 月はハイブリッド換気の割合が自然換気のみより高かった。10,11 月のトップライト室内温度差の制御を 5,6 月と比較すると、換気不十分の割合が高かった。これは 10,11 月の室内温度が低いため、温度差換気に必要な温度差が発生しなかったからだと考えられる。また、トップライト風速の制御も同様に温度差換気が不十分であったため、10,11 月はハイブリッド換気を必要とする時間が増加したと考えられる。

2. 3 換気制御による実態把握

換気制御の実態把握を行うために複数の換気制御で換気無効となる 5 月 26 日を例とする。**Fig.4** に 5 月 26 日の換気制御のフローを示す。換気制御は降雨、室内外エンタルピー差、外気露点温度であり、降雨の制御は 15:40～16:10 で無効、室内外エンタルピー差の制御は 13:50～15:10 で無効、外気露点温度の制御は 11:50～17:00 で無効であり、換気有効時間は 3 時間 40 分であった。

3. 換気制御の有効性

3. 1 換気の有無による空調負荷の比較

換気の有無で空調負荷に違いが生じるかを示すために、

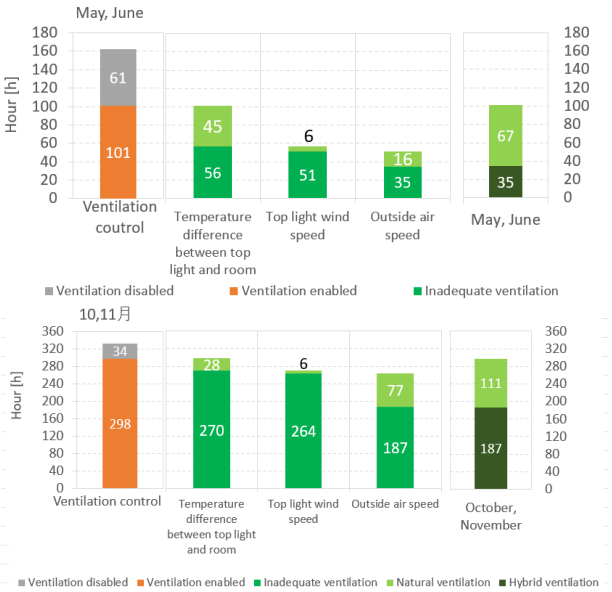


Fig.3 Each Ventilation Control Time in May,June, October and November

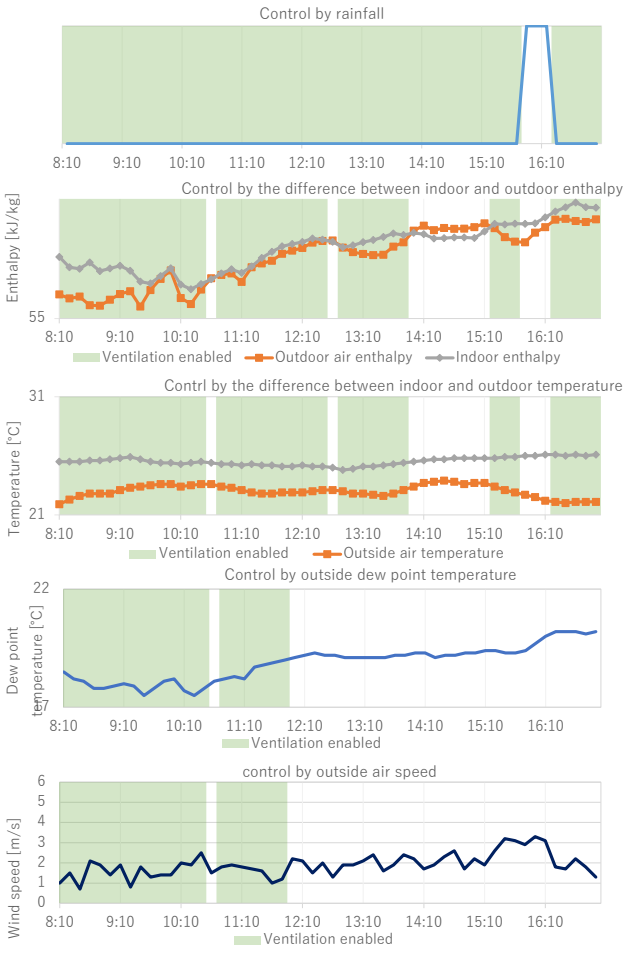


Fig.4 Example of Ventilation Control (May 26)

1 時間のあいだの外気温度の平均を用いて自然換気のみ、ハイブリッド換気、換気無効に分けて比較する。

Fig.5に1時間のあいだの外気温度の平均と空調負荷の相関とその近似線を示す。研究の対象期間は冷房が主であったため、空調負荷の分析をするにあたり、暖房期間を除き冷房期間を対象とした。この図は、換気無効の時より NV･HV の時に空調負荷が小さいことを示しており、換気を行うことで空調負荷を軽減していることがわかる。

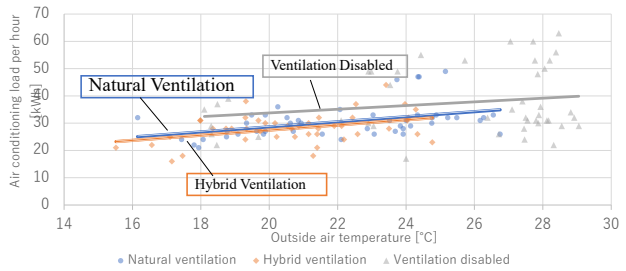


Fig.5 Correlation between Outside Air Temperature and Air Conditioning Load

3. 2　換気による空調負荷削減量

自然換気のみ、ハイブリッド換気、換気無効の 3 要素の空調負荷を比較するため、外気温度が同じ条件となるときの 3 要素で比較を行った。

Fig.6 に 1 時間のあいだの外気温度の平均が 22～24℃時の空調負荷を自然換気のみ、ハイブリッド換気、換気無効に分けて示す。換気無効時は 40.1kWh であり、これを基準とすると自然換気のみは 28.7 kWh で 11.4kWh の削減、ハイブリッド換気は 32.7kWh で 7.4kWh の削減が確認できた。換気による省エネルギーを期待できる結果となり、換気の有効性を示せた。

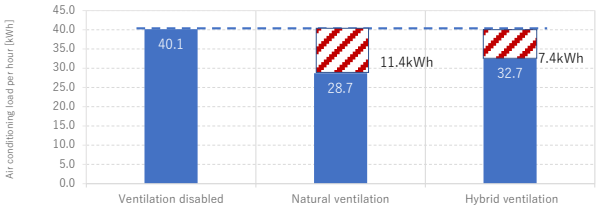


Fig.6 How each ventilation system works

4.　環境実測

4. 1　実測概要

市庁舎 4F、1～5F のボイド、RF のトップライトにて環境実測を行った。**Table.1** に実測 Case と換気方法を、**Fig.7** に測定位置を示す[注5、注6]。Day1 は自然窓である引き違い窓を半分だけ開放し、Day2 では窓を全て開放している。また、BEMS データより、Day1、2 の平均外部風速が 2.4m/s、1.5m/s と Day1 が大きいことが確認できた。

4. 2　実測結果

Fig.8 に Case 毎に平均したボイド空間の鉛直温度分布を示す。NV 時の昼は RF と室内の温度差が概ね 3℃であり、夕方は 1℃程度と低めであることが確認された。一方、HV 時では昼と夕方ともに 3℃未満であった。

Table.1 Measured Case and Ventilation Method

Measured Case	Case No.	Time	Ventilation Method
Day1（10/12）	1, 5	10:00~12:00	NV
Case1-4	2, 6	12:00~14:00	HV
Day2（10/13）	3, 7	14:00~16:00	NV
Case5-8	4, 8	16:00~18:00	HV

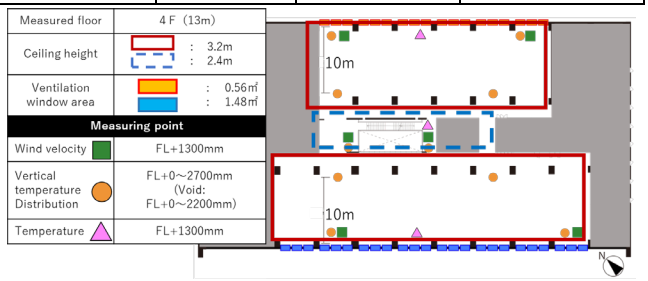


Fig.7 Measurement position

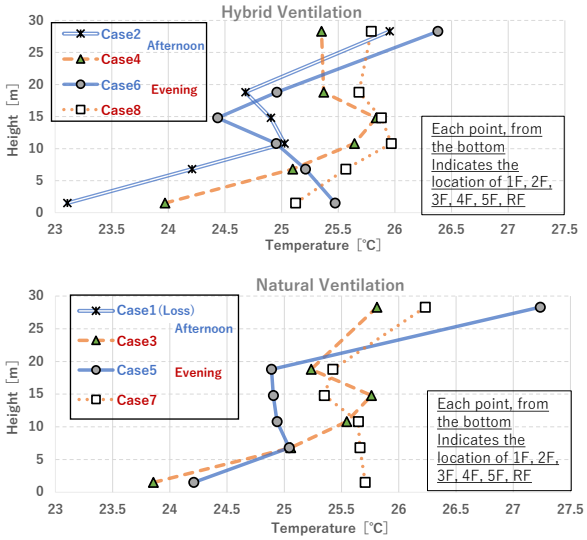


Fig.8 Vertical temperature distribution in void averaged by Case

Fig.9 に室内風速と外部風速の相関を示す。RF-トップライト風速は、NV、HV 時ともに概ね 0.6~0.8m/s と安定した風速であることが確認できた。前報の CFD 解析結果より、外部風速や外気温度を変化させた上でトップライト風速制御値の下限が 0.6m/s であったことから、トップライト風速の基準は 0.8m/s で妥当と考えられる。また、外部風速 2m/s 未満では 4F の南北間の室内風速差が大きく、2m/s 以上で差が小さくなることが確認できた。

この実測結果から鉛直温度差と外部風速基準を評価するため、以下換気回路網計算を用いて換気量を算出し、換気による除去熱量を用いて検討していく。

5.　換気回路網計算

5. 1　概要

各室をインテリア･ペリメータゾーンで分割した換気回路網モデルを作成し、①換気回路網計算ソフトにて実測 Case 毎の室内外条件を変化させ換気量を算出、②利用人数、機器数、照明電力量を用いた室内熱負荷より、熱除

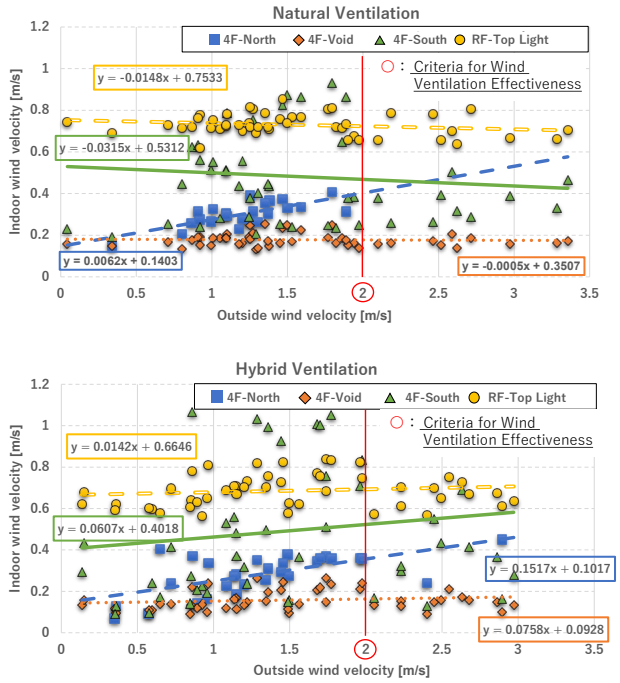


Fig.9 Correlation of Indoor wind velocity to Outside wind velocity

去の為の必要換気量を算出し、実測時での換気の有効性を把握、③求めた換気量と実測データを基に、除去熱量を算出し、各換気時の通風効果を検証する。

5. 2　自然換気・ハイブリッド換気の換気量・除去熱量

Fig.10 に NV 時、HV 時の各換気量比較を示す。4F-換気量とトップライト風量は、各換気時ともに同程度であった。また、ほとんどのケースで必要換気量を上回っており、換気が有効であることが確認された。

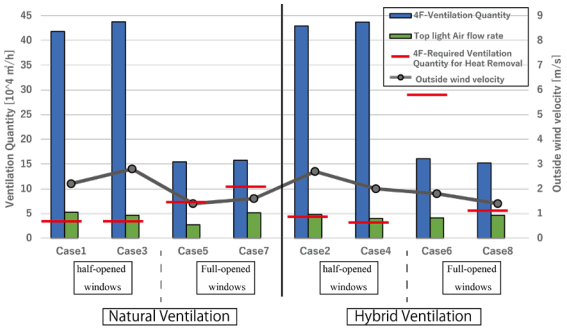


Fig.10 Correlation of Indoor wind velocity to Outside wind velocity

Fig.11 に NV 時、HV 時の除去熱量比較を示す。NV、HV 時ともに同等の除去熱量である結果となった。この結果と実測結果を踏まえ、鉛直温度差基準に関して、NV 時の昼は鉛直温度差が 3℃程度、かつ除去熱量が NV 時の夕方より大きいため、概ね妥当である。また、外部風速条件に関して、**Fig.10** 中の Case 毎の平均外部風速は NV、HV 時と比較して大きな差はなく、鉛直温度差が低い HV 時でも通風効果が同等であるため、基準である 2m/s は概ね妥当であると考えられる。

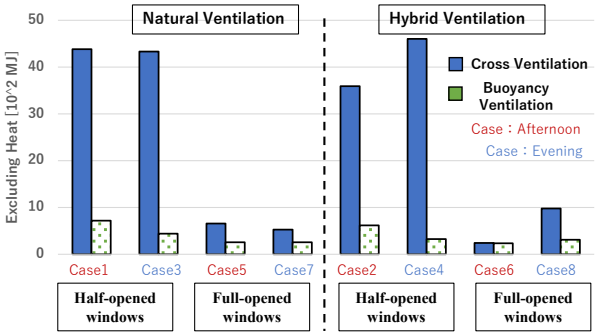


Fig.11 Correlation of Indoor wind velocity to Outside wind velocity

6.　まとめ

本報では、ボイドを有する市庁舎において、建物建設後のエネルギー消費量および換気制御設定の有効性の分析、NV・HV の通風効果について明らかにすることを目的として行った BEMS データによる換気制御の分析と、環境実測結果および換気回路網計算を用いた換気量・除去熱量の分析結果を示し、以下の知見が得られた。

1）換気の有効性について、BEMS データを用いて 1 時間あたりの NV、HV の空調負荷削減量を比較し、換気無効時を基準とすると NV は 11.4kWh、HV は 7.4kWh の省エネ効果が確認できた。
2）各換気の通風効果について、除去熱量の比較から NV と HV は同等の通風効果であることが確認できた。
3）HV 有効判断基準について、より多くのサンプル数が必要ではあるが、概ね妥当であると結論付けた。

謝　辞

本研究の遂行にあたり BEMS データの提供や環境実測にご協力頂いた日本管財（株）　曽利秀雄様をはじめ、（株）佐藤総合計画 脇田隆雅様、市庁舎社員の皆様に深く感謝の意を表す。

注　釈

注1 換気有効時、RF トップライト内の窓が自動で開く。
注2 6 月 4 日～10 月 10 日は冷房運転のため換気を行っていない。
注3 室内温度と室内エンタルピーは 4 階の北の執務室を扱う。
注4 22～24℃内が最もデータの数が多かったため代表とした。
注5 空調設備は 4F の対象エリアのみオフとしている。また、窓の開閉に関して、室内に配置された換気有効ランプが点灯する時のみ利用者が自由に開閉出来る。
注6 鉛直温度分布に関する測定位置は 1～5 階、R 階それぞれの FL+1.3m、FL+1.5m の位置に相当する。

参　考　文　献

1） 近本智行他：ボイドを有する市庁舎における換気制御の効果検証（その 1）、日本建築学会大会学術講演梗概集、40683、pp1491-1492、2022 年 9 月
2） 田中哲平他：ボイドを有する市庁舎における換気制御の効果検証（その 2）、日本建築学会大会学術講演梗概集、40684、pp1493-1494、2022 年 9 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

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 5）トレーサガス法を用いた実建物における室内空気齢分布の評価
Design Method of Natural Ventilation System with Perforated Metal Duct Ceiling
(Part 5) On-site Measurement of Age of Air Distribution by Tracer Gas Method

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

Kenryu NIWA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Yoshihisa MOMOI[*2]
Narae CHOI[*1]　Hiroaki TANAKA[*3]　Takuro FUJII[*3]　Masatoshi MORI[*3]
[*1]Osaka University　[*2]University of Fukui　[*3]Nikken Sekkei Ltd.

Installing natural ventilation system in high-rise building helps save energy consumption for ventilation and air conditioning (HVAC). In this study, Perforated Metal Duct Ceiling, the ceiling-mounted rectangular ducts are proposed for installing natural ventilation system in high-rise buildings. Its bottom surface is made of perforated metal so that fresh outdoor air passes through the ducts and the air gradually supplied to the room below at low velocity. This paper presents results of the field measurement evaluating distribution of local mean age of air obtained from the tracer-gas decay method.

1. はじめに

近年、省エネルギーのためにオフィスへの自然換気導入例が増加しているが、自然換気は外気条件によっては熱的快適性損失の低下を招く可能性もある[1)]。本研究では、下面がパンチングメタルの角ダクト（以降、有孔ダクト）を天井面に設置する自然換気システムを提案している。本システムでは低速での流入に加えて放射による空調も期待される。既報[2)]では有孔ダクトからの自然換気吹出し風量を水平方向に均一にするためのパンチングパネルの開孔率の検討を行った。また、一連の研究で重力換気を行う換気用シャフト内にコージェネレーションシステム (以下、CGS) の排熱を投入するシステムと組み合わせることで一層の換気効果の促進を図る検討[3,4)]も行った。本報ではこの自然換気システムを導入した実建物を対象に実測により実性能を評価することを目的とする。**図 1** に対象建物の外観写真 (撮影：株式会社 川澄・小林研二写真事務所) を示す。ここでは有孔ダクトとともに自然換気シャフトを換気経路として利用することの有無及びその際の CGS 発熱の有無を変更し、主に執務室内の空気齢分布を評価した結果を報告する。

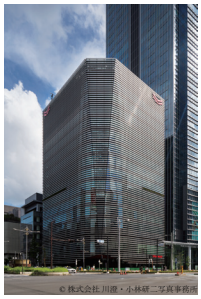


Fig.1　Building exterior

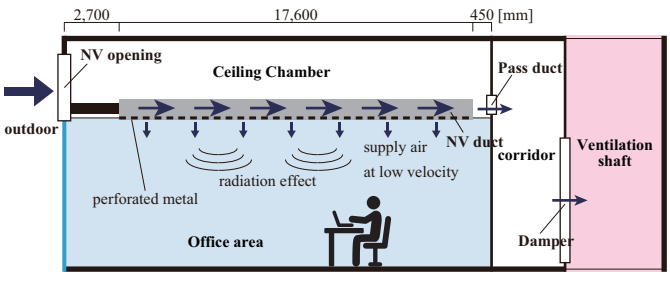


Fig.2　Schematic of natural ventilation system

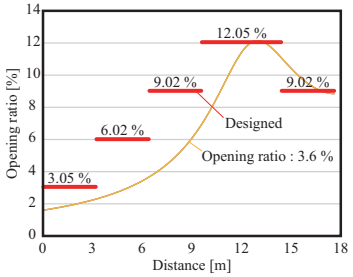


Fig.3　Opening ratio of perforated metal

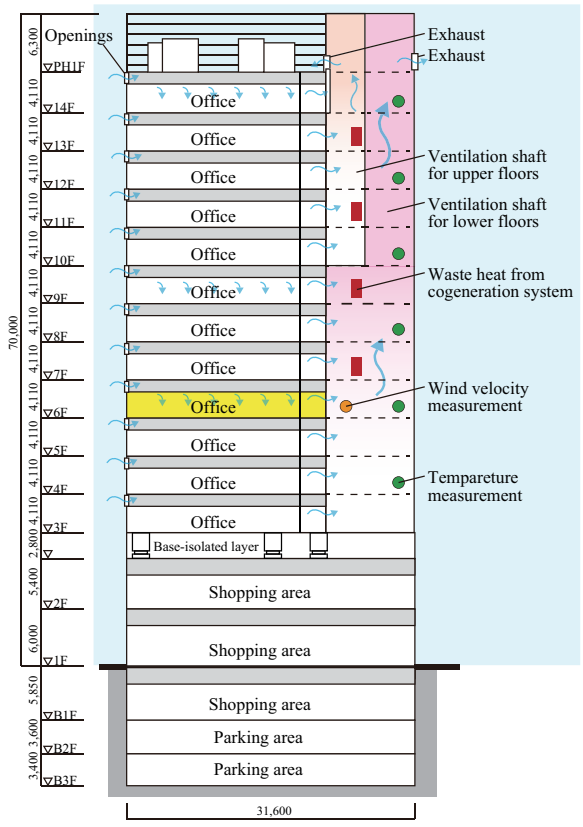


Fig.4　Schematic of the target building and intended flow path

2. 自然換気システムの概要

自然換気システムの概略を**図 2** に示す。外壁部から流入した新鮮空気は有孔ダクトを経由して室内に給気される。有孔ダクト下面の開孔率は既報[2]で示した計算モデルで吹出し風量が均一となる開孔率分布の計算を行った結果[5]に基づき決定した。有孔ダクトの距離と開孔率の関係を**図 3** に示す。図の曲線は開口率 3.6% で均一な有孔ダクトの場合と総風量が同等で、ダクト奥行き方向の風量分布が均一になる開口率の計算値である。また、5 本の直線は実設計で採用した開口率を示す。建物全体の断面概要と想定した自然換気経路を**図 4** に示す。自然換気シャフトは高層用と低層用に分けて設けられ、CGS 排熱は各シャフト内 2 箇所の計 4 箇所に投入して重力換気を促進する。なお、本報の実測は 6 階執務室で実施した。

3. 測定手法と測定条件

3.1 測定概要及び測定手法

実測は 2022 年 11 月 12 日に行った。気象庁・地域気象観測システムの気象データ (東京) を**表 1** に示す。トレーサガス法により、自然換気時の空気齢分布を測定した。対象階は実運用前であり室内に什器はなく、照明以外の内部発熱は 15 W/m^2 になるようブラックランプとドライヤーで代替した。

空気齢測定は換気口を閉鎖した室内で空気を攪拌しながら CO_2 を発生させて濃度を上昇させた後に発生・攪拌を止め、自然換気口とシャフト入口ダンパーを開放してステップダウン法により行った。執務室内にはポータブル CO_2 濃度計 (T&D, RTR-576) を設置し、測定点数は執務室内 36 点、NV ダクト内 3 点、天井内 1 点、外気濃度測定のためにバルコニー 1 点で計 41 点とした。執務室内では平面分布の確認のため床上 1,100 mm 高さの 6 点（**図 5**：A-01 – A-06）に加えて、有孔ダクト直下の断面上の分布を把握するために集中エリア（**図 6**）を設け、**図 5** に示す B-01 – B-05 の 5 箇所で床上 100, 600, 1,100, 1,700, 2,400, 2,700 mm の 6 点の計 30 点で測定した。また、有孔ダクト内では上流、中央、下流の 3 点で測定した。

空気齢の算出手法を**図 7** に示す。各点での無次元内外濃度差を区分求積法により求め、測定時間以降の CO_2 濃度応答は回帰式を積分して算出した。なお、無次元内外濃度差は換気口を開放した初期値を 1 とし、測定終了後の濃度減衰の近似曲線は換気口開放より 15 分後以降のデータを用いて回帰した。また、空気齢分布に加えて**図 4** に示す位置でシャフトへの流入風速とシャフト内温度も測定した。風速測定では風速計 (KANOMAX, climomaster) を 6F シャフト内の流入口モーターダンパー前に設置した。シャフト内温度はポータブル温湿度計 (T&D, RTR-503) を低層階用シャフトの隔階 (4 - 14F) に設置して測定した。

3.2 測定条件

測定条件は、対象階の自然換気口のみを開放する水平換気条件を Case 1、これに加えて低層階用シャフト開口を開放した重力換気条件 (CGS 無) を Case 2、さらに低層階用シャフト内にて CGS による排熱を投入した重力換気条件 (CGS 有) を Case 3 として計 3 条件を設定した。

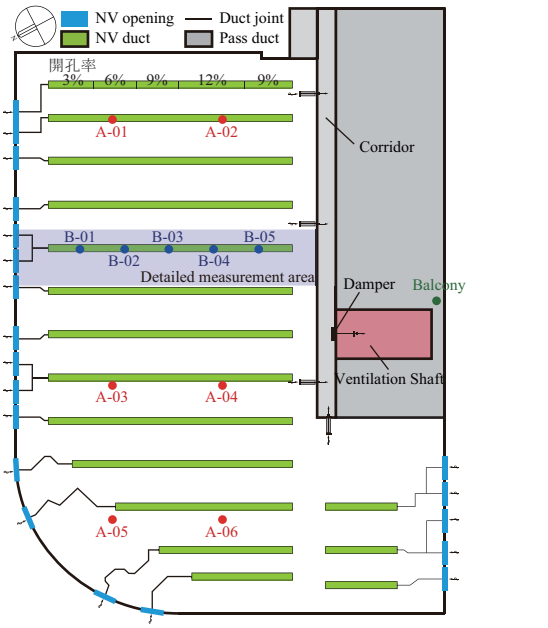


Fig.5 Floor plan of portable CO_2 concentration recorder

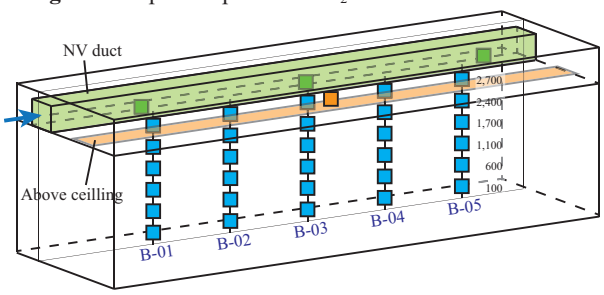
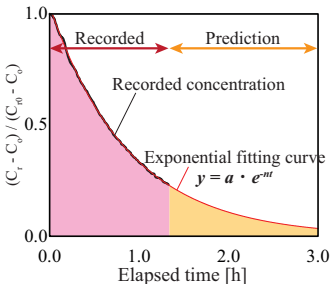


Fig.6 Plan of portable CO_2 concentration recorder (Detailed measurement area)



$$\tau_P = \int_0^\infty \frac{C_r(t) - C_o}{C_{r0} - C_o} dt$$

τ_p : Local mean age of air [h]
C_r : Room concentration [-]
C_{r0} : Initial room concentration [-]
C_o : Outdoor concentration [-]
t : Elapsed time [h]

Fig.7 Estimation method of local mean age of air

Table 1 Case and weather conditions

Case ID	Date and time	Prevailling wind direction	Mean velocity [m/s]	Temperature difference [℃]
Case 1	2022/6/12 14:00	N	0.8	20.8
Case 2	2022/6/12 11:00	NNE	2.1	19.8
Case 3	2022/6/12 19:00	WWE	1.3	16.7

4. 実測結果と考察

4.1 濃度減衰及び空気齢分布

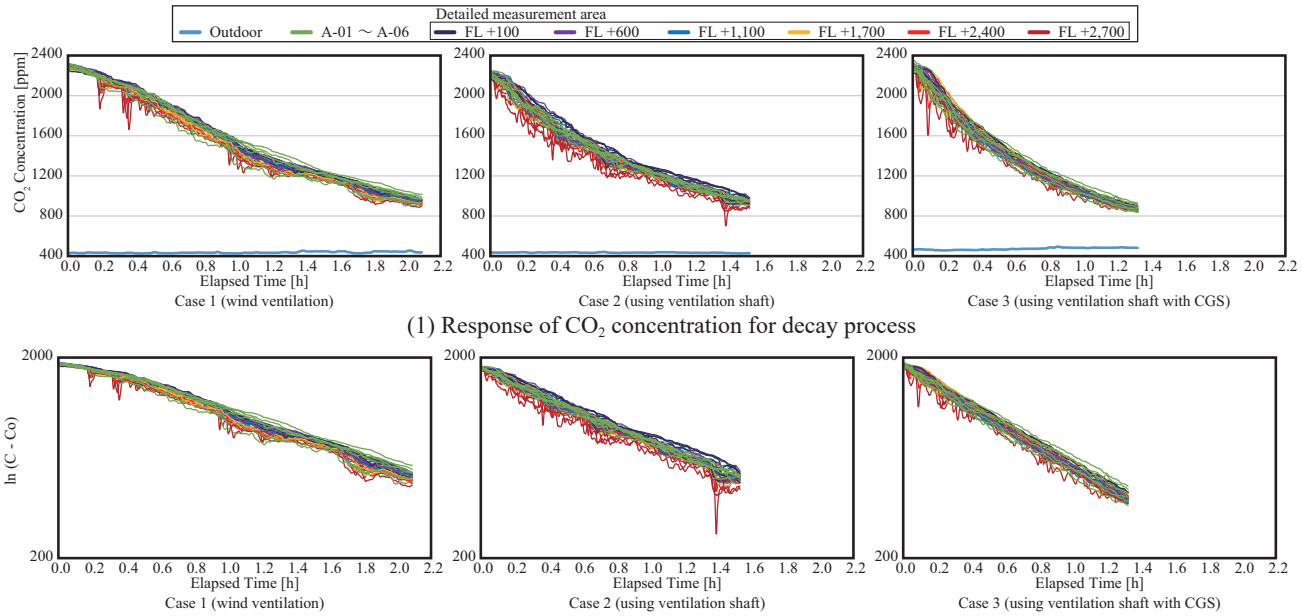
空気齢測定時の執務室内の CO_2 濃度の減衰の様子及び外気濃度との差の自然対数のデータを**図 8** に示す。この結果から減衰が極端に遅い箇所は見られず、室内で外気が概ね均等に分配されていると言える。また、対数表示の結果では Case 3, Case 2, Case 1 の順に傾きが大きくなっており、シャフトの利用と CGS 排熱の利用で換気量が増加したと言える。なお、Case 2 では室上部の FL+2700 mm では天井からの給気により減衰が若干早く開始する傾向が確認される。

有孔ダクト内 3 点・天井内・外気の計 5 点の CO2 濃度の変化を**図 9** に示す。Case 1 では有孔ダクト内の上流と中央で濃度が極端に変動している。これは換気経路が水平方向のみであるため外部風の変動に応じて有孔ダクトで流入出を繰り返したためと言える。また、下流側では高濃度となる時間帯が長く、この条件ではダクト内の奥までは外気が到達しづらいと言える。一方 Case 2 と Case 3 では上流と中央では常時外気濃度と同程度となり、シャフトを利用した重力換気により安定して有孔ダクトから外気が流入していたことが確認された。また、下流では低濃度になる時間帯も見られ、水平換気時と比較して室奥まで外気が供給されやすいことが確認された。これらの結果から、シャフトによる重力換気と組み合わせたことで有孔ダクトを用いた自然換気システムの狙い通り安定して室奥まで外気が運搬されやすくなると言える。

床上 1,100 mm の空気齢の水平分布を**図 10** に示す。また、集中エリアの鉛直断面上の空気齢分布を**図 11** に示す。空気齢の値は Case 1, Case 2, Case 3 の順に高い値となっており、水平面の空気齢の平均値は Case 1 で 1.663 h、Case 2 で 1.202 h、Case 3 で 0.868 h であった。濃度減衰の結果同様、空気齢分布からもシャフトの利用と CGS 排熱の利用が自然換気促進に有効に働いたことが定量的に示された。

4.2 シャフト流入風速

低層階用シャフトへの流入風速の測定結果を**図 12** に示す。Case 1 では低層階用シャフトのモーターダンパーを閉鎖しているため、当然ながらほぼ無風の結果となっている。Case 2 と Case 3 では常時一定の風速が見られ、平均風速はそれぞれ 0.98 m/s と 0.88 m/s であり Case 2 の方が高風速となった。前述の空気齢分布からは Case 3 で換気量が増加したことを示す結果



(1) Response of CO_2 concentration for decay process

(2) Natural logarithm of difference between CO_2 concentration and outdoor air concentration for decay process

Fig.8 Response of CO_2 concentration for decay process (Measurement points in office room)

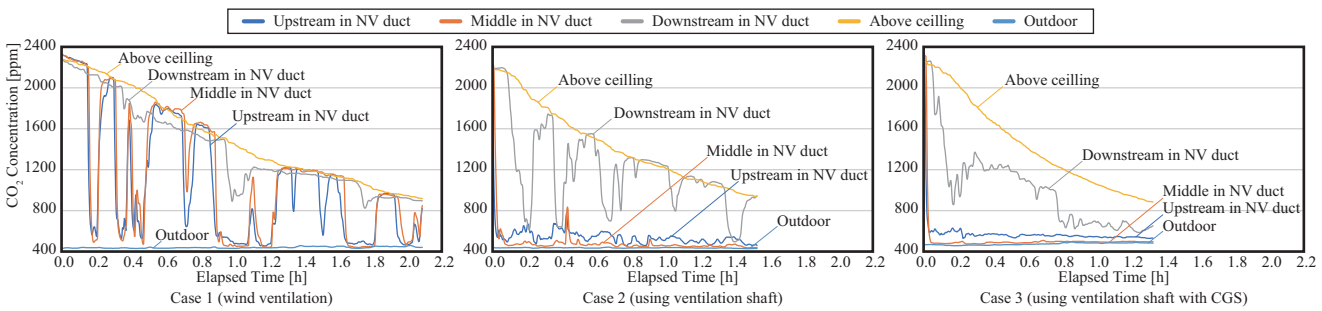


Fig.9 Response of CO_2 concentration for decay process (NV duct, above ceilling, outdoor)

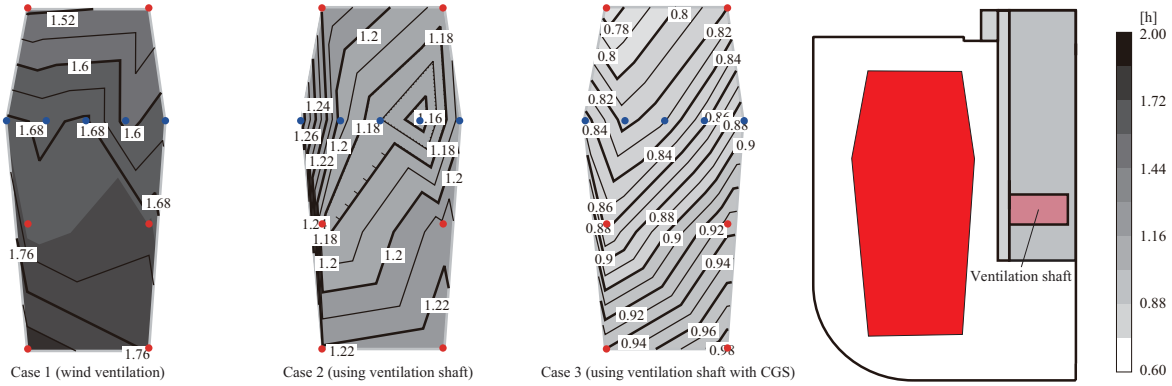


Fig.10 Horizontal distribution of local mean age of air (FL+1,100 mm)

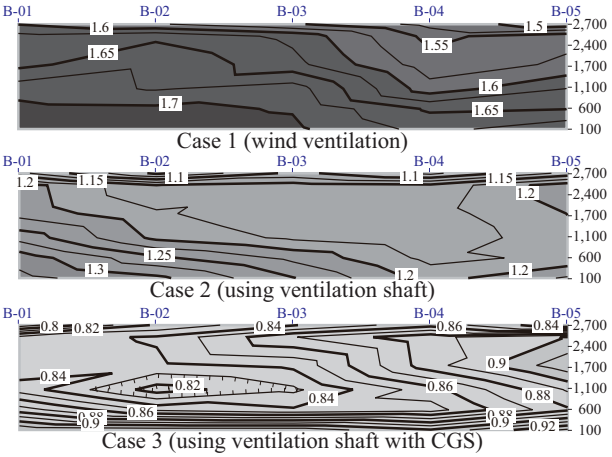


Fig.11 Distribution of local mean age of air (Cross-section)

であったが、これとは逆の傾向を表す結果となった。この原因として、Case 2 の測定時には階段室扉の隙間など執務室以外のスペースから廊下に流入してシャフトに流れる風量が大きかった可能性が考えられる。

4.3 シャフト内鉛直温度分布

シャフト内の鉛直温度分布を**図 13** に示す。なお、結果はCase 1, Case 2 Case 3 でそれぞれ測定開始後 1.02 h、0.52 h、1.11 h 時点の測定値で、図中には外気温も併記する。シャフト内平均温度と外気温度との差は Case 2 で 2.6 ℃、Case 3 で 8.8 ℃であり、CGS 排熱を投入することで重力換気の換気駆動力の増大が期待できる結果が示された。ただし、Case 3 では 9F で排熱を投入しているが、シャフト内の平面温度分布は測定できておらず、直上の 10F では熱上昇流内部で特に高温になる位置で測定していた可能性もある。

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の換気性能検証のため、実建物において実測を行い主に空気齢分布を評価した。その結果、執務室の奥まで比較的均等に外気が到達していたことと、シャフト利用及びシャフト内への CGS 排熱投入が自然換気促進に有用に働いたことが示されたと言える。

【参考文献】

1) 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，日本建築学会環境系論文集，第 81 巻，第 722 号，pp.375-384, 2016.4
2) 若狭弥保ら：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), 空気調和・衛生工学大会学術講演論文集，第 4 巻，pp.77-80, 2020.9
3) 若狭弥保ら：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 4), 空気調和・衛生工学大会学術講演論文集，第 4 巻，pp.109-112, 2021.9
4) 桃井良尚ら：排熱利用ボイド型自然換気の最適設計に関する研究（その 2），空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第 4 巻，pp.9-12, 2022.9
5) 若狭弥保：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，大阪大学大学院工学研究科 修士論文，2021.3

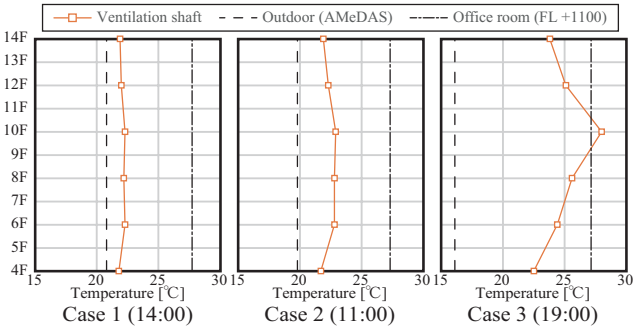


Fig.13 Distribution of vertical temperature in ventilation shaft

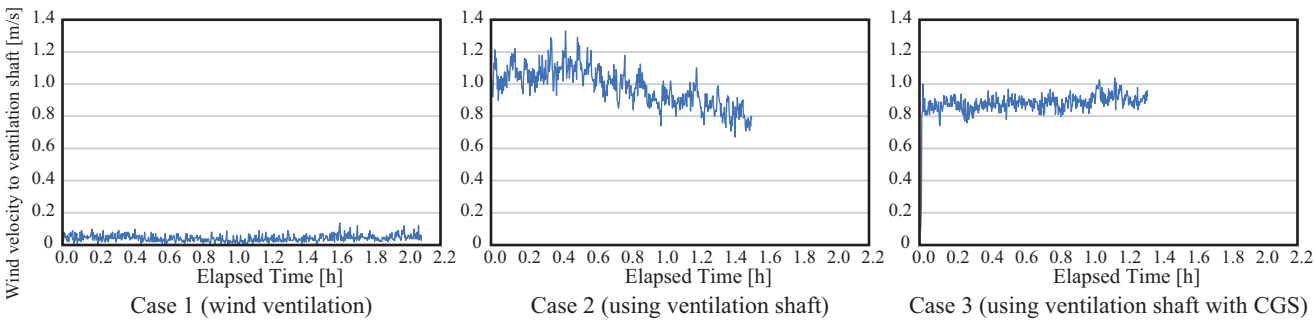


Fig.12 Inlet wind velocity to ventilation shaft

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

手動開閉窓を用いたオフィスビルの自然換気設計手法に関する研究
（その 1）窓開放面積がハイブリッド空調時の室内環境評価に及ぼす影響
Natural Ventilation Design of Office Building with Manually-Operated Window
(Part 1) Effect of Window Aperture Ratio on Indoor Environment under Hybrid Air-Conditioning Operation

○譚　　盾（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）
粕谷　　敦（竹中工務店）　君塚　尚也（竹中工務店）
増田　恭大（竹中工務店）　三木　僚子（竹中工務店）

Dun TAN[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Narae CHOI[*1]
Atsushi KASUYA[*2] Naoya KIMIZUKA[*2] Yasuhiro MASUDA[*2] Ryoko MIKI[*2]
*1 Osaka University *2 Takenaka Corporation

For an office building with manually-operated windows, this study analyzed the flow field outside using CFD to get the wind coefficient of every wind direction. Then, for a office room of this building, we calculated the air exchange rate at the dominant wind direction(NNE), and analyzed the indoor environment by changing different window aperture ratios and air-condition. Finally, the relationship between indoor temperature or velocity and window aperture ratio are shown.

1. はじめに

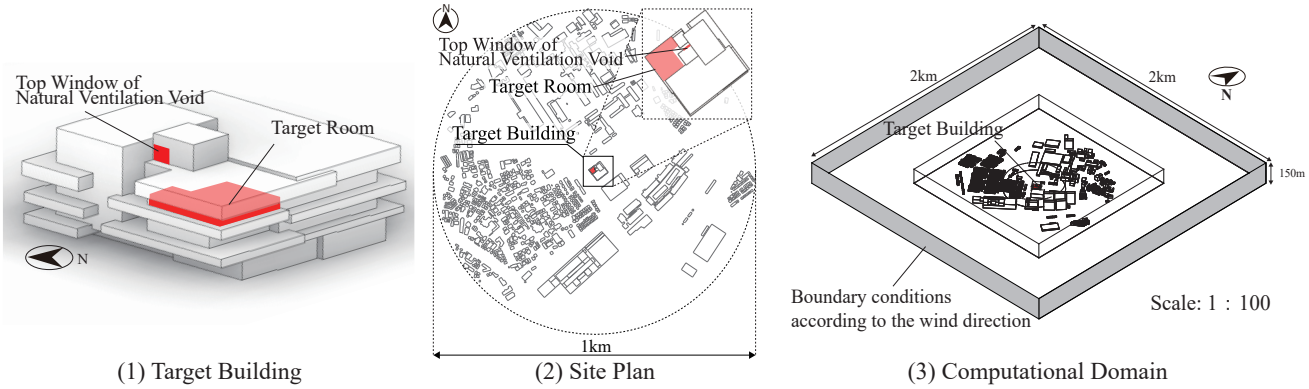
近年、冷房負荷低減や快適性向上を目的として非住宅建築で自然換気を導入した事例が増えている[1)]。自然換気の性能は変動する外気条件に大きく依存するため、自然換気口は一定の許可条件[2)]を設定した上で自動制御することが望ましい。この際、開閉のみ自動制御される事例が多いが[3)]、一層の性能向上を目指して開度も含めて制御するための検討も見られる[4)]。しかし、社会全体で省エネルギーを推進するためには、高度な自動制御のみならず手動開閉による自然換気利用も積極的に導入されることが望ましい。そこで、本研究では手動の窓開閉による自然換気設計を行うオフィスにおいて、外気条件に応じて快適性を大きく損なうことのない窓開度の目安を提示することを可能にするための手法の提案を目的とする。本報では、その基礎的な段階として現実的な低層オフィスビルを想定し、水平方向の風力換気を行う執務室を対象に、CFD を用いて外気温と外部風速を変更した際の室内の気流と温度分布を評価した結果を報告する。

2. 屋外 CFD 解析による風圧係数の取得

2.1 CFD 解析の概要

本報では主に外界条件を変更して自然換気時の室内環境評価を行うが、この検討は室内のみを解析領域として行う。その際自然換気窓を流入出境界とするため、境界条件となる自然換気量算定のためにまずは屋外気流の解析を行い風圧係数分布を取得する。

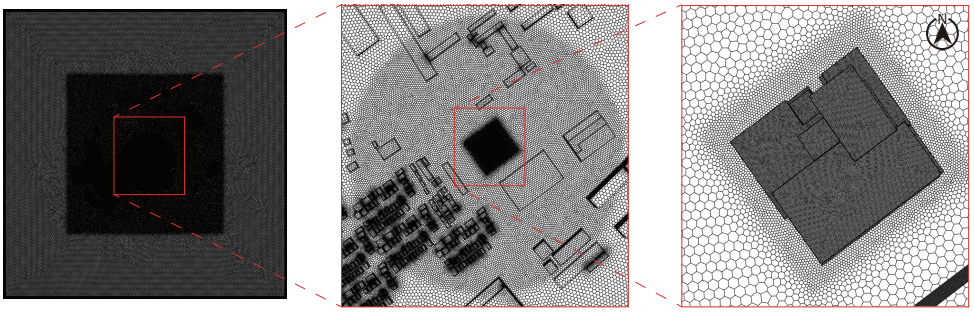
Fig.1 に対象建物と配置図、解析領域を示す。対象建物は地上 4 階建で南北軸に対して 36° 傾いた配置とし、建物の自然換気を促進するために上部に自然換気口があるボイドを有する建物を想定したが、本報ではまずボイドを利用せずに水平方向に風力換気を行う室(次章参照)を対象に検討を行う。解析にあたっては、建物周辺の直径 1km の範囲の建物を再現した。



(1) Target Building　(2) Site Plan　(3) Computational Domain

Fig.1 Target Building and Computational Domain

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）



(1) Mesh of zone　(2) Mesh around Building　(3) Enlarged View around Building

Fig.2 Mesh layout

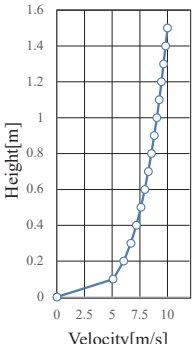


Fig.3 Approach Flow

Table 1 CFD analysis condition

CFD code	Ansys Fluent 2022R2
Turbulence Model	SST *k-ω* Model
Algorithm	Coupled
Discretization Scheme for Advective Term	2nd Order Upwind
Number of cells	7,092,806

Table 2 Inlet and outlet boundry conditions

Inlet	Velocity	$U(z) = U_S(\frac{z}{z_s})^{\alpha}$	U_s=10 z_s=1.5 z_G=1.5 α=0.25 C_μ=0.09
	k	$k(z) = (I(z)U(z))^2 = \left(0.1(\frac{z}{z_G})^{(-\alpha-0.05)}U_S(\frac{z}{z_s})^{\alpha}\right)$	
	ε	$\varepsilon(z) = {C_\mu}^{1/2}k(z)\frac{U_S}{z_s}\alpha(\frac{z}{z_s})^{\alpha-1}$	
	ω	$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} = {C_\mu}^{-1/2}\frac{U_S}{z_s}\alpha(\frac{z}{z_s})^{\alpha-1}$	
Outlet		Pressure outlet　Gauge pressure = 0[Pa]	

解析領域は 1,500 m 四方の範囲で高さ 150 m の領域を想定し、縮小模型による風洞実験を模した数値計算として 1：100 の縮尺で計算を行った。計算負荷低減のため、メッシュレイアウトは **Fig.2** に示すように対象建物周辺が細かくなるよう配置した。また、対象建物表面には 3.0 mm のメッシュを施した。格子の種別には Poly-Hexacore の非構造格子を採用し、総計算格子数は 7,092,806 であった。

屋外 CFD 解析の条件を **Table 1** に示す。乱流モデルには SST *k-ω* モデルを用い、等温定常解析を行った。ここでは建物の基本情報として 16 風向での風圧係数取得を行うこととし、風向に応じて **Fig.1 (3)** に示す領域側面 2 面または 1 面に流入境界を与え、残る側面を自由流入出境界とした。流入境界には **Table 2** に示す分布式 [5] に基づいて諸量を与えた。**Fig.3** に境界条件として与えたアプローチフローの風速分布を示す。

2.2 解析結果

前述の計算で得られた 16 風向の建物表面の風圧係数分布を **Fig.4** に示す。なお、風圧係数算定時の基準静圧位置は建物中心位置から風向風上方向の直線上の流入境界で軒高位置とした。風向 NW においては **Fig.1 (1)** で示したボイド開口想定位置は正圧となっているが、その他の条件では大きな正圧にはならなかった。本報の検討では水平方向の風力換気のみ検討を行うため、次章では対象室の自然換気窓想定位置の風圧係数を用いて換気計算を行い境界条件を与える。

3. 室内気流解析

3.1 CFD 解析の概要

前述の風圧係数を用いて対象建物 3 階に位置する執務室を対象に非等温の CFD 解析を行い、室内の気流と温度分布の評価を行う。想定した平面図を **Fig.5** に示す。また、自然換気窓の位置を含む対象室の平

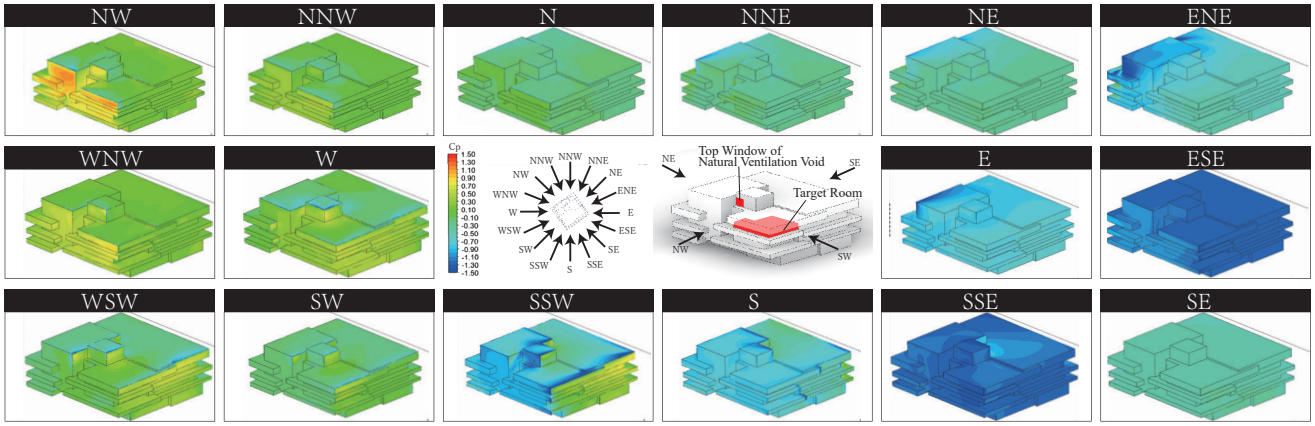


Fig.4 Wind coefficient at surface of building

面を **Fig.6** に示す。ここでは北西及び南西面に各 4 つ、計 8 つの手動開閉自然換気窓が設置されていることとした。また、本報ではこの自然換気と **Fig.6** に位置を示す角アネモ型吹出口からの空調吹出しと併用したハイブリッド空調を行うことを想定して CFD 解析を行った。**Fig.7** に解析モデルを示す。対象室内には在室者 30 名を配置して表面熱流束を与えて発熱させるとともに、机上の PC 及び天井の照明パネル想定面からも発熱を与えた。与えた発熱量を **Table 4** で示す。アネモ型吹出口は文献 [6] を参考に **Fig.8 (1)** に示すように流入境界を天井直下に設け、1 箇所あたりの吹き出し風量 128 CMH を底面と側面それぞれ 76.8CMH、51.2CMH で分配した。**Table 5** に吹出し条件を示す。手動開閉の自然換気窓は片引き窓とし、解析に当たっては開度を **Fig.8 (2)** に示す 25%、50%、100%の 3 条件設定した。秋の昼間の卓越風である NNE 風向を想定し、外気温は 20℃に固定し、外部風速、窓開口率、アネモからの空調吹出しの有無の条件を変更して、**Table 6** に示す 10 条件で解析を行った。窓面からの流入出境界条件は流速で規定し、**(1)** 式及び **(2)** 式から算出した各窓の自然換気量を窓面積で除した風速を窓面法線方向の流入 / 流出風速成分とした。

$$Q_i = \mathrm{sign}\left(P_i - Cp_i \frac{1}{2}\rho v^2\right) * \alpha A \sqrt{\frac{2}{\rho}\left|P_i - Cp_i \frac{1}{2}\rho v^2\right|} \quad (1)$$

$$\Sigma Qi = 0 \quad (2)$$

窓面と平行な風速成分の境界条件は、屋外気流解析の窓面近傍（開口寸法の 1/4 法線方向に離れた位置）の接線方向風速を与えて斜め方向に流入させ、室内のみの解析 [7] を行った。**Table 7** に例として NV-1-100 での換気量算出結果をその他の境界条件と共に示す。

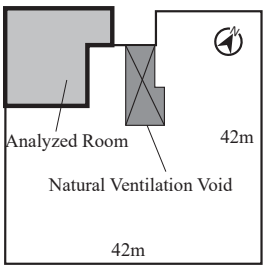


Fig.5 Floor plan (3rd floor)

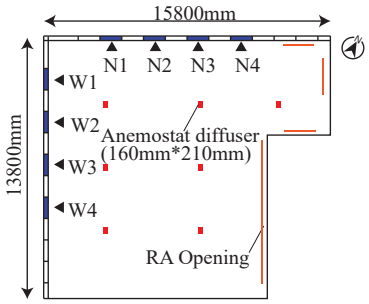


Fig.6 Plan of the room and position of windows

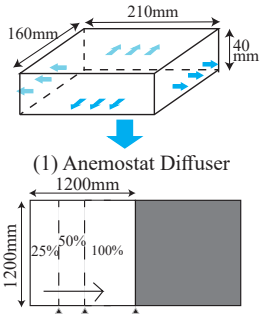


Fig.8 Size of the window and inlet boundary for anemostat diffuser

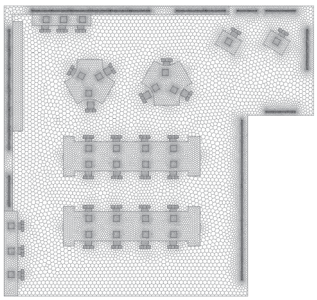


Fig.9 Mesh layout (y=1200mm)

3.2 解析結果

Fig.10 (1) に FL+1,300mm の温度分布を示す。自然換気のみで開度を絞った NV-1-50、NV-1-25、NV-2-25 では熱負荷を処理しきれず比較的高温となり、開度 100% の NV-2-100 では低温の領域が広く分布している。空調を併用した 4 条件の結果（**Fig.10 (2)**）では

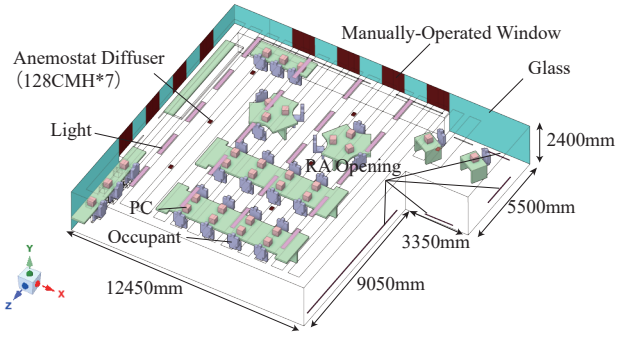


Fig.7 Computational domain for indoor analysis

Table 4 Internal thermal load

Internal Occupants	54 [W/person] * 30 [persons] = 1620 [W]
PC Heat Generation Rate	20 [W/m2] *Floor Area [m2] = 4000 [W]
Light Heat Rate	10 [W/m2] *Floor Area [m2] = 2000 [W]

Table 3 CFD analysis condition

CFD Code	Ansys Fluent 2022R2
Turbulence Model	SST *k-ω* Model
Algorithm	Coupled
Discretization Scheme for Advective Term	QUICK
Number of Cells	1616690

Table 5 Anemostat conditions

Anemo	Ventilation Flowrate [CMH]	128*7
	Turbulent Intensity	5%
	Hydraulic Diameter[m]	0.181
	Temperature [C]	16

Table 6 Case and parameter

Air-condition methor		Anemostat OFF			Anemostat ON	
Aperture Ratio		100%	50%	25%	50%	25%
Velocity of Eave Level	1m/s	NV-1-100	NV-1-50	NV-1-25	HV-1-50	HV-1-25
	2m/s	NV-2-100	NV-2-50	NV-2-25	HV-2-50	HV-2-25

Table 7 Natural ventilation conditions

Windows	Natural Ventilation Flowrate [CMH]	N1	N2	N3	N4
		-627.7	-766.5	-861.6	-910.7
		W1	W2	W3	W4
		788.6	794.7	794.7	788.6
	Turbulent Intensity	5%			
	Hydraulic Diameter[m]	1.2			
	Outdoor Air Temperature [C]	20			

どの条件でも室温は 26℃程度に保たれた。

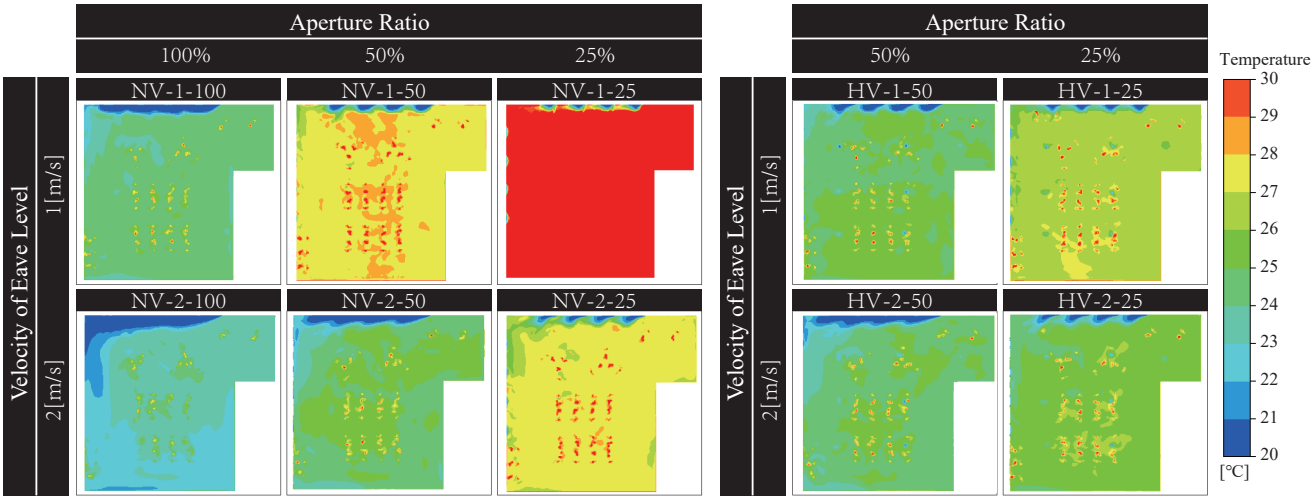
解析を行った 10 条件の居住域平均温度と標準偏差を **Fig.11** に、居住域平均風速と標準偏差を **Fig.12** に示す。なお、居住域の範囲は窓面の壁から 1m のペリメータを除外した FL+0~1900mm の空間とした。なお、CFD 解析で取得した風速は各成分のレイノルズ平均値であるため、ここでは Popiolek ら[8]式に基づくスカラー平均風速に換算したものを示している。ここでは総処理熱量が条件間で異なるため、平均温度に際が生じるが、温度のばらつきは条件間で大きな際がない。風速については開口率を絞るにつれて平均風速に加えて標準偏差も小さくなっていることがわかる。

4. まとめ

本報では、手動開閉自然換気窓を有するオフィスビルを対象に外部風向と外気温を固定して軒高風速、窓の開口率、空調併用の有無の条件を変更して室内の非等温 CFD 解析を行い、温度と速度の標準偏差で室内環境を評価した。これらは基礎段階の基本情報ではあるが、今後諸条件を変更した解析を行い、手動開閉窓による自然換気を対象に快適性を大きく損なわないための窓開度目安の提示方法の検討を行う。

【参考文献】

1) 日本建築学会編:実務者のための自然換気設計ハンドブック , 技報堂出版 , 2013.8
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 , 日本建築学会環境系論文集 , 第 81 巻 , 第 722 号 , pp.375-384, 2016.4
3) 藤田有香 , 小林知広 , 山中俊夫ら：自然換気・放射併用パーソナル空調を導入したテナントオフィスビルの評価研究（第 3 報）, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 , 第 6 巻 , pp.225-228, 2018.9
4) 田辺慎吾 , 山中俊夫 , 小林知広：ボイドを有する高層オフィスビルにおける自然換気性能評価に関する研究 第 2 報 - 室温分布を考慮した開度制御が自然換気利用時間及び除去熱量に与える影響 , 空気調和・衛生工学会論文集 , No. 307, pp.11-17, 2022.10
5) 日本建築学会編:建築物荷重指針・同解説 , 日本建築学会 , 2015.2
6) 村上有美 , 植田俊克：CFD におけるアネモスタット型吹出し口の簡易近似法 :(第 2 報) 近似法の適用範囲の拡大 , 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 ,G-68, pp.2335-2338, 2010.9.
7) 田中佑亮 , 小林知広 , 山中俊夫ら：領域分割法を用いた LES による室内通風気流の 非定常解析手法に関する研究 (その 5), 2021 年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会梗概集 , A-6
8) Z.Popiolek, and Arsen K. Melikov:Improvement of CFD predictions of air speed turbulence intensity and draught discomfort, 11th International conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2008;Vol.paper 718



(1) Natural ventilation (Anemostat diffuser OFF)　　(2) Hybrid ventilation (Anemostat diffuser ON)

Fig.10 Temperature contour (y=1300mm)

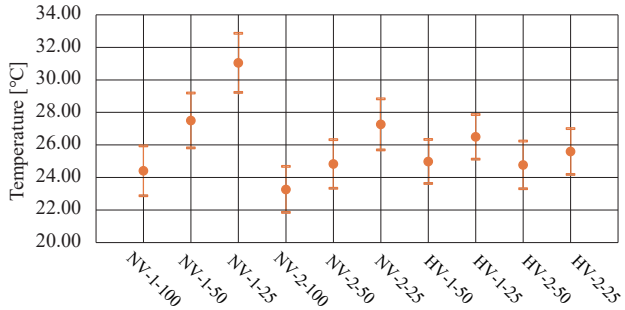


Fig.11 Average temperature with standard deviation

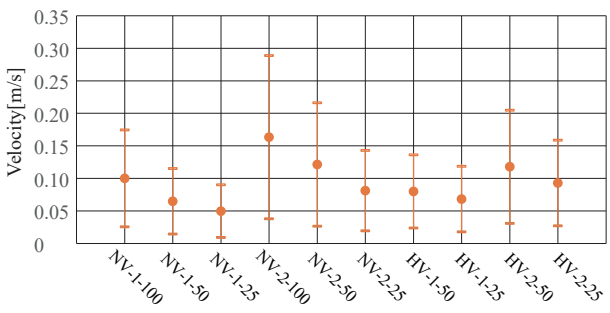


Fig.12 Average velocity with standard deviation

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究
（その 18）風洞実験による周辺建物が片側 2 開口時の換気効果に与える影響の検討
Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part 18) Wind Tunnel Investigation for Effect of Sheltered Conditions on Ventilaton Rate of a Room with Single-Sided Two Openings

○豊澤　恒太　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　小林　典彰　（大阪大学）
崔　　ナレ　（大阪大学）　　蒋　　子韜　（大阪大学）
佐野　香之　（大阪大学）

Kota TOYOSAWA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1] Narae CHOI[*1] Zitao JIANG[*1] Kayuki SANO[*1]
[*1] Osaka University

In recent years, the use of natural ventilation, which can be effective for energy conservation and infection control, has been expanding. However, the standard Orifice equation which is used to predict the ventilation rate underestimate in cases which the differernce in the mean wind pressure coefficient is tiny value. Considering that introducing natural ventilation in practice, the influence of surrounding buildings cannot be ignored. It is necessary to analyze the airflow in sheltered condition and to clarify the imfluence of surrounding buildings. This paper presents the wind tunnel test to obtain experimental data for clarifying the airflow properties in actual situation.

はじめに

近年、省エネルギー化や感染症対策のため自然換気の重要性が高まっている。その換気量算定において、特に 2 開口の風力換気の場合には以下の式が用いられる。

$$Q = (\alpha A)_{connected} V \sqrt{\Delta C_p} \qquad \text{- (1)}$$

ここで、α は流量係数 [-]、A は開口面積 [m^2]、$(\alpha A)_{connected}$ は有効開口面積の直列結合値 [-]、V は基準風速 [m/s]、ΔC_p は風圧係数差の時間平均値 [-] である。しかし、この式では ΔC_p が微小で風の乱れにより非定常な換気が発生する場合には、予測精度が悪化するという問題がある。そこで、本研究では風の乱れによる換気効果の解明を目的とし、既報 [1)2)] では単体建物を対象として換気効果の検討及び気流の乱れによる換気量予測式の提案を行った。ここで、実際に自然換気を導入する際、周囲に建物が存在することがほとんどで、その影響による気流の変化によって ΔC_p が小さくなると考えられる。そこで本報では、周辺建物が風の乱れによる換気に与える影響の検討を目的として、風洞実験により風圧係数及び換気量の評価を行う。

1. 風洞実験概要

1.1 風洞仕様

実験は大阪大学研究用風洞にて実施した。**Fig.1** に示すように風洞内に模型を設置し、風速は床上 1000 mm 高さで 10 m/s として、境界層流下で風圧係数・換気量・建物周辺風速を測定した。模型を設置しない状態で I 型熱線風速計を用いて 1 kHz で 60 s 測定した風洞内のアプローチフローの風速分布を **Fig.2** に示す。測定の結果、概ね 1/4.5 乗のべき乗則に従う境界層流となっていた。

1.2　使用模型

測定対象は **Fig.3** に示すような外寸一辺 100 mm の角柱で、開口を有しない模型 (以下、シールドモデル) と、15 mm × 15 mm の開口を 2 箇所設けた模型を用いた。開口中心高さは模型中心高さとなる床上 50 mm、開口中心間距離は 60 mm とした。

1.3　実験条件

Fig.4 に示すように周辺建物を想定して、測定対象模型の周囲に一辺 100 mm の立方体を等間隔で設置した。周辺建物条件として、建物間隔 d を 50 mm とした Case 0.5H、100 mm とした Case 1.0H、150 mm とした Case 1.5H

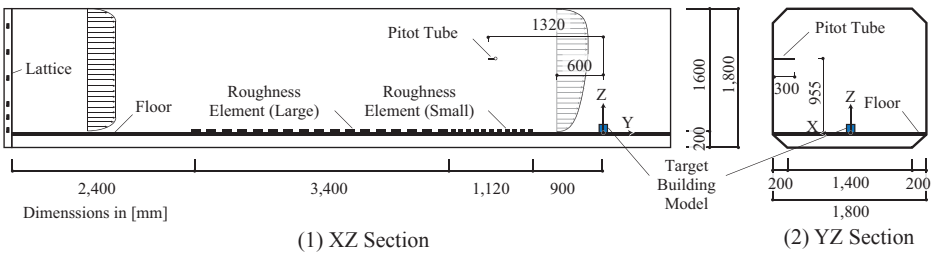


Fig. 1 Wind Tunnel Section

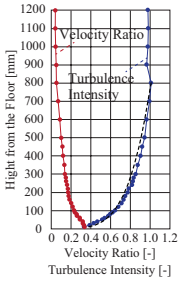


Fig. 2 Approaching Flow

に加え、周辺建物のない Case N の計 4 条件を設定した。また、**Fig.5** に示すように、0°ー 180°の 30°間隔に 45°及び 135°を加えた計 9 風向を測定風向条件とした。

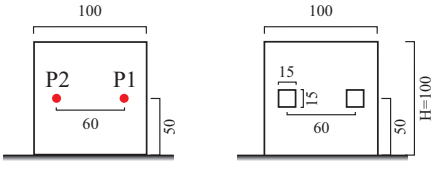
2. 風圧係数測定

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。風圧は、**Fig.3** に示す測定点 P1 及び P2 において微差圧計 (Validyne 社 , DP45) を用いて各点 1.0 kHz で 60 s 測定した。風圧係数の基準速度圧は軒高 (床上 100 mm) のアプローチフロー速度圧とし、風洞内基準静圧は **Fig.1** に示すピトー管位置での静圧とした。

2.2 実験結果

Fig.6 に、各周辺建物条件における、角度と風圧係数差の時間平均値 ΔC_p の関係を示す。なお、ΔC_p は P1 - P2 として算出する。風向に対し左右対称となる 0°及び 180°では、全条件で ΔC_p が 0 となった。また、全体的な傾向として、周辺建物間隔が狭くなるほど ΔC_p の値が 0 に近付くことが確認できる。特に、30°ー 60°の風上条件ではこの傾向が顕著である。測定点が側面にある 90°では、建物間隔が広がるにつれ、ΔC_p が負の値として絶対値が大きくなる。これは風上側の隅角部での気流の剥離の影響と考えられる。120°ー 150°の風下条件では、ΔC_p は 0 に近い値となり、建物間隔による変化は比較的小さい。**Table 1** に測定条件及び ΔC_p の結果を示す。なお、表には後述する PFR の算出結果も併記している。



(a) Shield Model (b) Opening Model

Fig. 3 Model Elevation

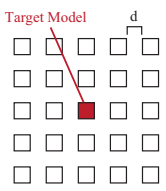


Fig. 4 Sheltered Condition

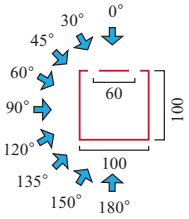


Fig. 5 Wind Direction

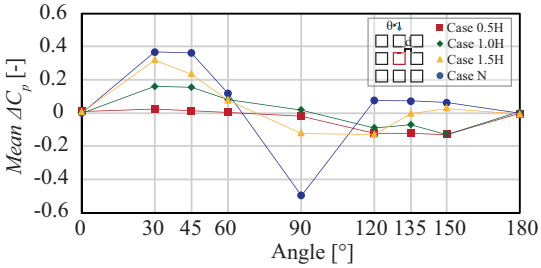


Fig. 6 ΔC_p - Angle

3. Purging Flow Rate 測定

3.1 実験概要

開口を設けた室モデルの換気量評価のため、**Fig.7** に示すように CO_2 を用いたトレーサーガス定常発生法による測定を行った。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) を用いて室モデル内の空気を吸引し、5 分間測定した濃度の平均値を外気濃度 C_o とした。その後、マスフローコントローラー（フジキン , FCST 1005 LC）で 20 sccm に流量を制御して CO_2 を模型内に供給し、定常状態に到達後 10 分間測定した濃度の平均値を室内濃度 C_r とした。ガスの発生は室内の 4 点から、吸引は室中心の 1 点から行った。

3.2 実験結果

換気量は、汚染源の希釈・排出に有効な換気量を表す Purging Flow Rate (PFR)[3] を次式で算出して評価する。

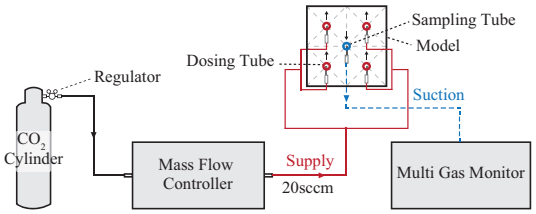


Fig. 7 Vemtilation overview

Table 1 Sheltered Condition

Case	Description	θ [°]	ΔCp [-]	PFR' [-]
0.5H	d=50mm	0	0.012	0.143
		30	0.027	0.123
		45	0.016	0.111
		60	0.008	0.106
		90	-0.019	0.105
		120	-0.117	0.245
		135	-0.119	0.283
		150	-0.122	0.259
		180	-0.003	0.160
1.0H	d=100mm	0	0.000	0.212
		30	0.164	0.210
		45	0.156	0.212
		60	0.080	0.153
		90	0.020	0.141
		120	-0.086	0.224
		135	-0.069	0.210
		150	-0.124	0.223
		180	0.008	0.142
1.5H	d=150mm	0	0.010	0.265
		30	0.324	0.324
		45	0.243	0.227
		60	0.082	0.152
		90	-0.113	0.200
		120	-0.124	0.238
		135	0.004	0.131
		150	0.035	0.151
		180	-0.003	0.157
N	Unsheltered	0	0.001	0.309
		30	0.367	0.419
		45	0.364	0.316
		60	0.118	0.246
		90	-0.495	0.415
		120	0.076	0.165
		135	0.072	0.151
		150	0.065	0.170
		180	-0.001	0.176

$$PFR = \frac{m}{C_r - C_o} \quad \text{- (2)}$$

ここで m は単位時間あたりの室内 CO_2 発生量 [m^3/s] である。**Fig.8** にそれぞれ建物間隔ごとの風向と PFR' の関係を示す。なお、測定結果は次に示す式で無次元化した PFR' を用いる。

$$PFR' = \frac{PFR}{A_{eff} U_H} \qquad A_{eff} = \frac{A_1 A_2}{\left(A_1^2 + A_2^2\right)^{\frac{1}{2}}} \quad \text{- (3)}$$

ここで U_H は軒高風速 (6.4 m/s)、A_1、A_2 は開口面積である。**Fig.8** から、0°ー 90°では建物間隔が広くなるにつれ換気量が増加する傾向が示された。30°ー 180°では、PFR は ΔC_p と概ね同じ傾向となっていることから、ΔC_p が駆動力となり換気が行われていると考えられる。また、0°では、全条件で ΔC_p が 0 であるにも関わらず PFR に差があることから、開口部付近での気流の乱れによる換気が行われていると考えられる。

4. 換気効率の検討

4.1 自然換気における換気効率評価指標

自然換気における換気効率の評価のため、以下の式で開口部に流入した気流の室内居住域空間への有効分配率 ε を算出する。

$$\varepsilon = \frac{\text{PFR'}}{\text{AFR'}} \quad \text{- (6)}$$

ここで、AFR は開口部風速に基づいて評価される換気量 (Airflow Rate) を表す。なお、PFR は前章でトレーサーガス法により取得した実験値を用いるが、AFR は実験での取得が困難であるため、以下の式により算出した $\text{AFR}_{orifice}$ を用いて評価を行う。

$$AFR_{orifice} = (\alpha A)_{connected} \cdot V \sqrt{|\Delta C_{p\,ins}|}^{\,t} \quad \text{- (7)}$$

ここで、$(\alpha A)_{connected}$ は有効開口面積の合成値 ($\alpha = 0.65$)、V は基準風速 (6.4 m/s)、$\Delta C_{p\,ins}$ はそれぞれの測定点で個別に同時に測定した風圧係数の差の瞬時値である。

上式では、瞬時風圧係数差から換気の式で瞬時の AFR を算出し、その時間平均値を $\text{AFR}_{orifice}$ として評価する。

4.2 換気効率の評価

Fig.9 に ε の算出結果を示す。周辺建物の有無による明確な差は見られなかったが、120°ー 180°の風下側では、建物間隔が狭いほど ε が大きくなる傾向が見られた。また、0°ー 60°の風上側では基本的に 0°で ε が最大となり、風向が傾くにつれ小さくなることが確認された。なお、本来 ε は開口部を通過する風量のうち、汚染物の希釈に有効に働いた換気量を表すため、1 より小さい値になると考えられるが、ε が 1 を超える条件が見られた。これは PFR の測定における室内の濃度分布が PFR の過大評価に影響したためであると考えられる。

5. 換気の式の精度の評価

本報では、様々な条件下における風圧係数及び PFR を測定した。そこで、PFR の実験値と換気の式での計算値を比較することで、換気の式の予測精度の評価を行う。

Fig.10 に、実験での風圧係数差の時間平均値 ΔC_p と PFR' の関係を示す。図にはα =0.65 とした換気の式による予測値を共に示している。ΔC_p が 0.05 以上の範囲では実験値と予測値が概ね一致している一方、ΔC_p が 0 に近い範囲では、実験値と予測値に差があり、換気の式で

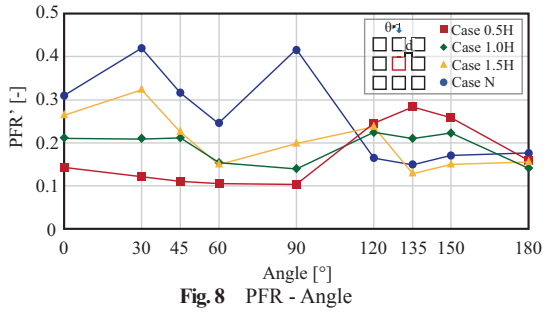


Fig. 8 PFR - Angle

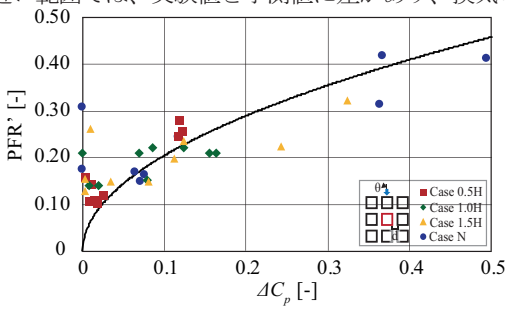


Fig. 10 PFR' - ΔC_p

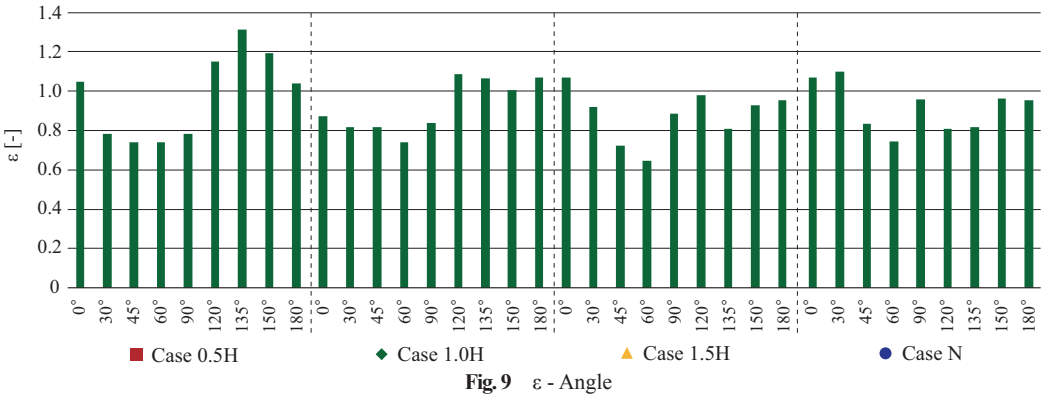


Fig. 9 ε - Angle

は正確に予測できないことが確認される。

Fig.11 に、換気の式による予測値と実験で得られた PFR' の相対誤差と風向の関係を示す。相対誤差は以下の式で表される。

$$Error = \frac{|Q_{predicted} - Q_{measured}|}{Q_{predicted}} \quad \text{- (7)}$$

ここで、$Q_{predicted}$ は換気の式による予測値、$Q_{measured}$ は実験により得られる実験値である。0°及び 180°の条件では相対誤差は大きく、その他の風向では 0 に近い値をとることが確認できた。

6. 建物周辺風速測定

6.1 実験概要

本報では周辺建物が換気効果に与える影響の検討のため、模型を用いた風洞実験を行った。しかし、周辺建物による開口部付近の気流性状は複雑で、実験のみによる検討は困難であるため、今後のより詳細な検討には LES による非定常解析が必要であると考えられる。そこで、LES 解析の精度検証用のデータ取得及び周辺建物間の気流の性状の把握・検討を目的とし、測定対象模型周辺の風速を測定する。

Fig.12 に測定点を示す。風向は 0°とし、周辺建物間隔は他の測定と同様の 4 条件とした。各条件において、x 方向 (主流方向)、y 方向 (主流と直交方向)、z 方向 (高さ方向) の 3 ラインで、室モデルの壁面から 25 mm 離れた位置での風速を 10 mm 間隔で測定した。なお、x 方向及び y 方向の測定ラインは床上高さ 50 mm に設定する。測定では、Split Film Probe (SFP) を用い、フィルムが主流方向に直交するように設置した。測定した風速と角度から、主流方向 (x 方向) 風速を算出し、評価を行う。

6.2 実験結果

Fig.13 に測定結果を示す。風速は＋x 方向を正、- x 方向を負とする。x 方向では、周辺建物のない Case N では剥離の影響により風上側の隅角付近で風速が大きくなる。一方、周辺建物のある条件では概ね風速は一様となるが、建物間隔が大きくなるにつれ風速も大きくなる傾向が見られる。y 方向では、周辺建物のある条件では風上側壁面の前方となる 0 ー 50 mm で風速が負の値となり、逆流が発生している。これは風上側周辺建物の後流域であるため循環流の影響によるものと考えられる。z 方向では、Case N では正の値となるのに対し、周辺建物がある条件では建物高さ付近で負の値となっている。これは、y 方向風速と同様、風上側周辺建物による循環流の影響を受けていると考えられる。

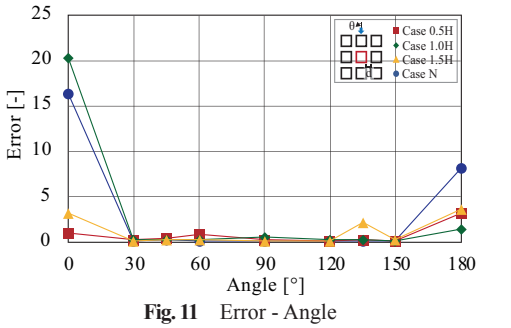
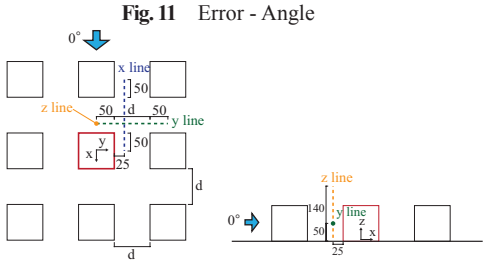


Fig. 11 Error - Angle



(1) Plan View (2) Vertical Section

Fig. 12 Velocity measurement point

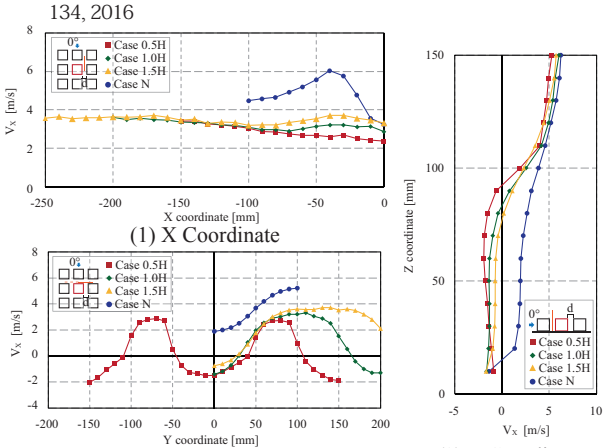
7. まとめ

本研究では、片側 2 開口条件において周辺建物が換気効果に与える影響の検討を行った。風洞実験により、周辺建物間隔と風向を変化させ、風圧係数・換気量・周辺風速の測定を行った。また、換気量の実験値と従来の換気の式による予測値を比較したところ、風向が 0°、180°において精度が低下することが確認できた。今後は LES による詳細な解析により、気流性状や換気効率に関するより詳細な検討を行う。

【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) 佐野香之 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ , 蒋子韜 : 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究 (その 14) 片側二開口の単室を対象とした流入出風速及び換気量測定 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , A-25, 2022.03
2) 蒋子韜 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ , 佐野香之 : 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究 (その 15) 片側及び対面二開口の単室の換気量測定とその影響要素の検討 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , A-26, 2022.03
3) D. Etheridge, M. Sandberg : BUILDING VENTILATION - Theory and Measurement, John Wiley & Sons Ltd, 1996
4)N.C.Daish et al. : Impact of aperature separation on wind-driven single-sided natural ventilation, Building and Environment, Vol.108, pp.122-134, 2016



(1) X Coordinate (2) Y Coordinate (3) Z Coordinate

Fig. 13 Outdoor Velocity Distribution

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究
（その 19）風洞実験による間仕切り壁が片側 2 開口時の換気量に及ぼす影響の検討

Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part 19) Wind Tunnel Investigation for Effect of Internal Partition on Ventilation Rate of a Room with Single-Sided Two Openings

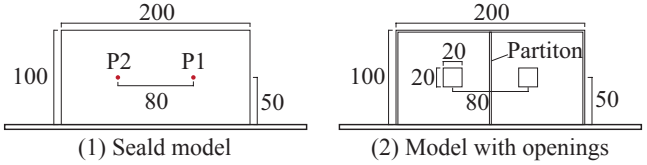
○佐野　香之　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　小林　典彰　（大阪大学）
崔　　ナレ　（大阪大学）　　蒋　　子韜　（大阪大学）
豊澤　恒太　（大阪大学）

Kayuki SANO[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1] Narae CHOI[*1] Zitao JIANG[*1] Kota TOYOSAWA[*1]
[*1] Osaka University

The purpose of this study is to clarify the ventilation effects caused by external wind turbulence. In this paper, focusing on changes in the ventilation effects due to room conditions, wind tunnel test was conducted on a isolated building model with single-sided two openings which has a partition wall in the room. The ventilation rates of the whole room and one of the rooms separated by a partition wall were measured by changing the position of the partition wall opening and the wind direction, and the differences in the ventilation effects are discussed.

はじめに

複数開口を有する室における風力換気量は主に時間平均の風圧係数差で予測されるが、風圧係数差が微小である場合にも風の乱れが駆動力となり換気が生じる。風の乱れによる換気の研究として、単一開口に関する研究は多く見られ、その換気の原理は室内空気の圧縮性による脈動現象と乱流拡散による混合現象の 2 種とされている[1]。また、複数開口においても風圧変動により流入出方向が変化する脈動[2]と混合により換気が行われ、風圧係数差が微小な 2 開口を対象とした研究例[3)-5)]も見られるが、その換気効果には未だ不明な点も多い。そこで既報[6]では、乱れによる換気効果の解明を目的として片側 2 開口 (SS2) の単室模型を対象とした風洞実験を実施し、開口間距離や室の平面アスペクト比の違いによる換気効果の検討を行った。また前報[7]では、SS2 の建物を対象として、周辺建物が換気効果に与える影響を検討した。そこで本法では、室内状況による換気効果の変化に着目し、室内に間仕切り壁をもつ単体建物モデルを対象とした風洞実験を実施し、換気量や換気効率の検討を行う。



(1) Seald model　(2) Model with openings

Fig.1 Building models

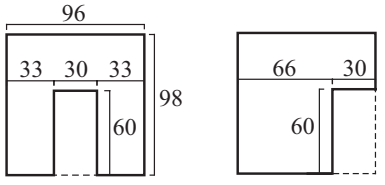


Fig.2 Partitions

1. 風洞実験概要

実験は、前報[7]と同様に大阪大学研究用風洞で実施し、床上 1000 mm 高さで風速を 10 m/s に設定した境界層流下で風圧係数・換気量・室内風速の測定を行った。対象とする室モデルは、**Fig.1** に示すような 200 mm × 100 mm × 100 mm の角柱とし、開口のないシールドモデルと片側壁面に 20 mm × 20 mm の開口を 2 つ有する「開口モデル」を用いた。開口モデルでは開口中心高さは模型中心高さの床上 50 mm とし、開口間距離は 80 mm とした。また、長辺方向の模型中心断面に、**Fig.2** に示す 30 mm × 60 mm の開口を有する 2 種類の間仕切り壁を設置できる。**Fig.3** に間仕切り壁の設置条件を示す。Case A を間仕切り壁を設置しない基本条件とし、Case B では間仕切り壁の開口が開口側に、Case C では中央に、Case D では壁面側になるように設置する。なお、風洞は風圧係数・室内風速測定では回流型、換気量測定では吹放型とした。

2. 風圧係数測定

2.1 実験条件

シールドモデルを用いて、模型壁面の風圧係数及び風圧係数差の瞬時変動を測定する。**Fig.4** に測定点及び測定風向を示す。測定点は開口中心点を想定した 2 点とし、風向は 0°～ 180°の間で 30°間隔 7 風向とした。風圧は微差圧計 (Validyne 社 , DP45) を用いて 1.0 kHz, 60 s で測定し、風圧係数算出に用いる基準動圧は軒高 (床上 100 mm) の

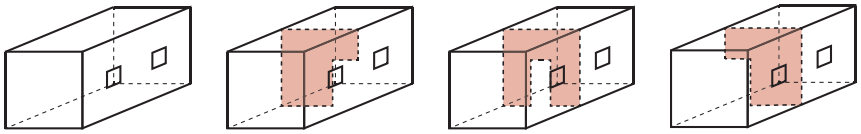

(1) Case A　(2) Case B　(3) Case C　(4) Case D

Fig.3 Partition cases

アプローチフロー速度圧とした。各点の風圧係数は、前報と同様に風洞壁面に設置したピトー管の静圧を基準として測定した。また、風圧係数差の瞬時変動の測定では、2 点の風圧差を同微差圧計により直接測定した。

2.2 測定結果

Fig.5 に、2 点間の風圧係数差の時間平均値Δ C_p の測定結果を示す。なお、Δ C_p は P1 の値から P2 の値を引いた値を示している。結果より、90°以外ではΔ C_p の絶対値は 0.2 以下となり、SS2 では風向を変化させてもΔ C_p が小さくなる場合が多い考えられる。また、90°では剥離の影響でΔ C_p の絶対値は大きくなると考えられる。

また、**Fig.6** に風圧係数差の瞬時変動を示す。全ての条件で風圧係数差の正負が時間により入れ替わることが確認された。特に測定点が風上側にある 0°～ 60°と 150°、180°では正負の入れ替わりが多く、開口部間で流入出する気流の向きが入れ替わる脈動的な換気が顕著になると考えられる。また、90°及び 150°では正負の入れ替わりが発生するが概ね負の値となり、風下側開口から風上側開口への流れが主流となると考えられる。

3. Purging Flow Rate 測定

3.1 実験条件

開口ありモデルにおける換気量を評価するため、前報と同様に CO_2 を用いたトレーサーガス定常発生法により Purging Flow Rate（PFR）[8] を測定した。**Table 1** に PFR の測定条件を示す。なお、表には PFR の測定結果を併記している。PFR は、Case A ～ D の 4 つの間仕切り壁条件に対して、風圧係数測定と同様の 7 風向で測定した。Case A では室全体の PFR である PFR_{Whole} を測定し、間仕切り壁のある Case B ～ D では PFR_{Whole} に加え、間仕切り壁で区切られたそれぞれの室の PFR も測定する。なお、風向 0°の時に風上側に向かって左側にある室の PFR を PFR_{Left}、右側にある室の PFR を PFR_{Right} とする。また、**Fig.7** に室モデル内の CO_2 の発生点及び吸引点を示す。PFR_{Whole} の測定では、模型内 8 点に設置された配管から CO_2 を模型内に供給し、2 点から室内空気を吸引し濃度を測定した。PFR_{Left} 及び PFR_{Right} の測定では、測定対象室内の 4 点から CO_2 を供給し、 1 点から室内空気を吸引した。

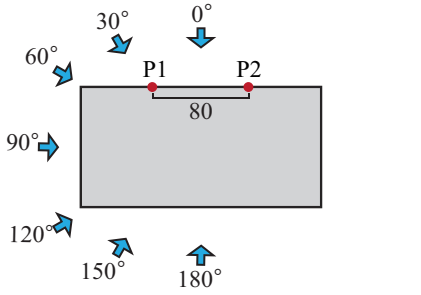


Fig. 4 Measurement point and angle

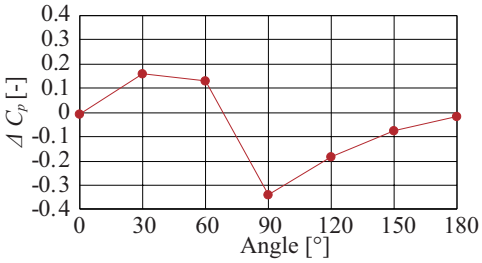


Fig. 5 Averave wind puressure difference

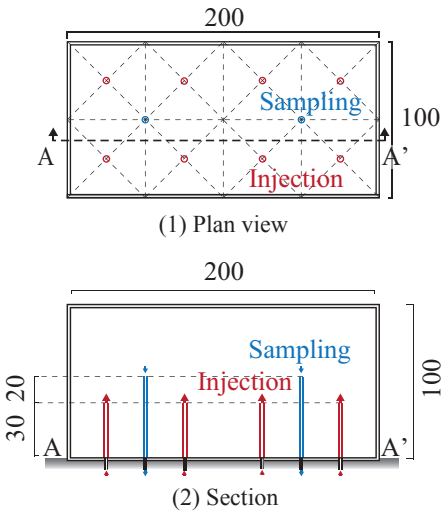


Fig. 7 Model for PFR measurement

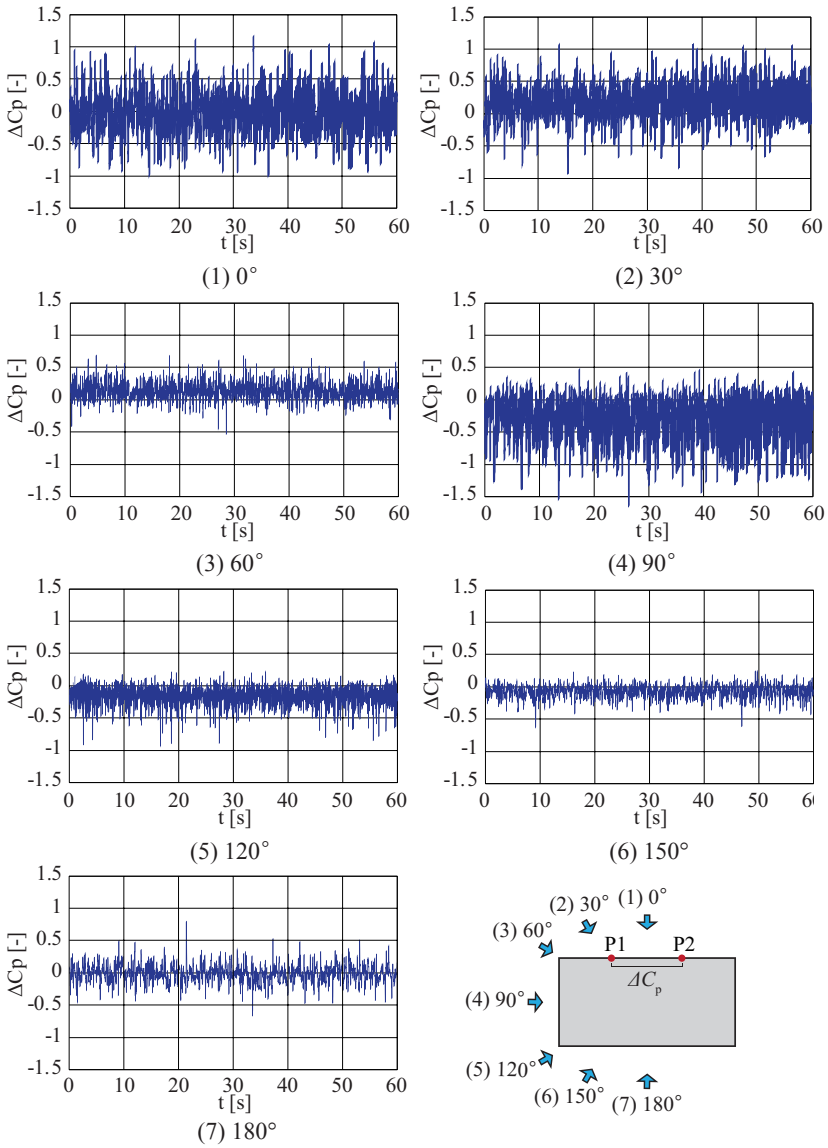


Fig. 6 ΔC_p fructuation

3.2 実験結果

Fig.8 に、PFR_{Whole}・PFR_{Left}・PFR_{Right} の測定結果をそれぞれ示す。なお、0°及び 180°では対称性を考慮して、片室の換気量は PFR_{Left} のみで測定した。

PFR_{Whole} は、開口が風上側にある 0°～ 60 °、及び 150 °、180 °では間仕切り壁の開口位置に関わらず概ね一定となった。これらの条件では風圧係数差の瞬時変動から流入出が変化する非定常な換気が行われると考えられ、乱れによる換気下では間仕切り壁による換気効果の違いは小さい可能性が考えられる。一方 90 °と 120 °では条件によって差が見られ、間仕切り壁のない Case A と比較し、壁面開口に近い位置に間仕切り壁の開口がある Case B で小さく、壁面開口から離れた位置に間仕切り壁の開口がある Case C、Case D では同等以上となった。これは、本報の模型では外壁開口と比較し間仕切り壁の開口の面積が大きく、室内の通気量は間仕切り壁の有無によってほとんど変化しないと考えられるため、室内の換気効率が影響している可能性が挙げられる。これらの条件では開口部間の流れの方向が定まる換気が行われると考えられ、間仕切り壁の開口を通過するような換気経路が形成されることで換気効率が変化する可能性と考えられる。

また、間仕切り壁で区切られた片室では、同一開口内での瞬時の流入・流出は一様であると仮定すると 2 室の通気量は等しくなると考えられる。しかし、90°～ 150° では PFR_{Left} と PFR_{Right} に差が見られ、PFR_{Left} では室奥側に間仕切り壁の開口がある Case C、D で大きくなる一方、PFR_{Right} では全条件で一定となる。これは、2 室の換気効率の違いが結果に違いを与えたと考えられる。これらの条件では右室から流入した気流が間仕切り壁の開口を通過し左室から流出する流れが主流になると考えられるが、右室では一定の風速を有する気流が流入するため間仕切り条件に関わらず概ね室内に新鮮空気が行き渡る一方、間仕切り壁の開口から左室に流入する気流は低速となるため、間仕切り壁の開口位置により換気経路が大きく異なり、換気効率が変化する可能性が挙げられる。

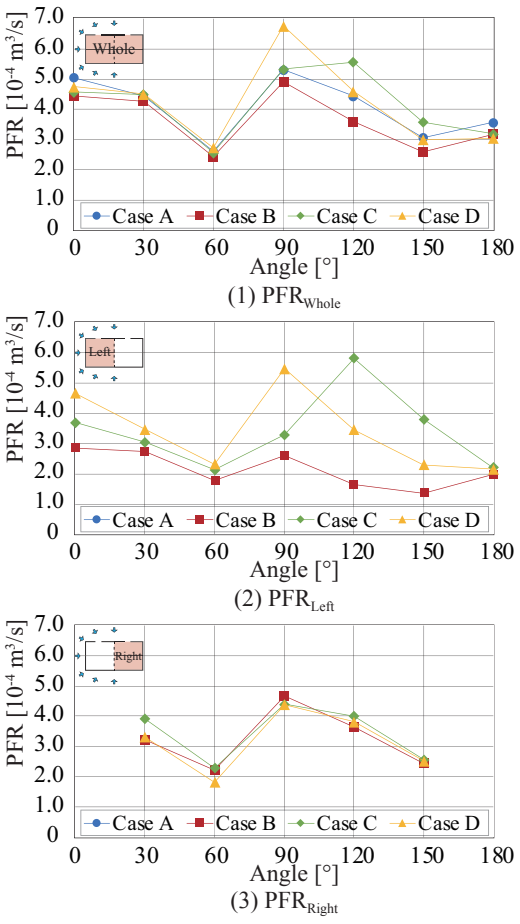


Fig. 8 Relationship between Angle and PFR

4. 換気効率の検討

前報 [7] と同様の手法で、開口部に流入した気流の室内空間への有効分配率を示す ε を評価する。**Fig.9** に、室全体の $AFR_{orifice}$ の算出結果を、PFR_{Whole} の測定結果と共に示す。なお、間仕切り壁の開口の有無により抵抗が異なるため、Case A と Case B ～ D でそれぞれ $AFR_{orifice}$ [7] を算出した。結果より、AFR より PFR の方が大きくなる条件がみられる。AFR は開口部を通過した空気流量を表し、PFR はそのうち汚染物の排出に有効に働いた量を表すため、AFR は PFR より大きくなると考えられるが、これは PFR 測定における室内の濃度分布により PFR が過大評価されている可能性が挙げられる。

また、**Fig.10** に PFR を AFR で除した換気効率 ε の算出結果を示す。同一風向では、壁面開口から離れた位置

Table 1 Experimental conditions and obtained results

Case	Angle [°]	Descripton	PFR_{Whole} [10^{-4} m³/s]	PFR_{Left} [10^{-4} m³/s]	PFR_{Right} [10^{-4} m³/s]	ΔCp [-]
SS2-A	0	θ	5.05			-0.006
	30		4.45			0.160
	60		2.61			0.131
	90		5.31			-0.340
	120		4.44			-0.183
	150		3.07			-0.073
	180		3.57			-0.017
SS2-B	0	θ	4.45	2.86		-0.006
	30		4.27	2.75	3.22	0.160
	60		2.44	1.79	2.22	0.131
	90		4.92	2.61	4.67	-0.340
	120		3.60	1.66	3.64	-0.183
	150		2.60	1.37	2.44	-0.073
	180		3.18	1.97		-0.017
SS2-C	0	θ	4.58	3.70		-0.006
	30		4.49	3.05	3.92	0.160
	60		2.56	2.13	2.28	0.131
	90		5.33	3.30	4.39	-0.340
	120		5.57	5.83	4.01	-0.183
	150		3.58	3.80	2.57	-0.073
	180		3.19	2.21		-0.017
SS2-D	0	θ	4.75	4.66		-0.006
	30		4.51	3.47	3.31	0.160
	60		2.73	2.32	1.82	0.131
	90		6.75	5.48	4.38	-0.340
	120		4.60	3.46	3.81	-0.183
	150		3.00	2.30	2.53	-0.073
	180		3.04	2.16		-0.017

に間仕切りの開口がある Case C, D で換気効率は高くなり、間仕切りのない Case A よりも大きくなる条件も存在する。また、全体を通して換気効率は 80 ～ 90%程度となったが、60°では全条件で 60% 程度となった。これは、開口部からの気流の流入角度が影響し、室奥に気流が到達しずらい換気経路が形成された可能性が考えられる。

5. 室内風速測定

5.1 実験条件

LES の精度検証用データの取得及び室内気流性状の把握を目的として、I 型熱線風速計を用いて開口ありモデルの室内風速を測定する。測定点は **Fig.11** に示すように、Case C の風向 0°における右側の開口中心を通る鉛直断面での 45 点と、Case B ～ D の各条件の間仕切り開口面での鉛直方向 5 点とし、各点 1.0 kHz で 60 s 測定した。測定は、模型の天井面と床面に設置したスロットから室内に熱線風速計を挿入して行い、鉛直断面では xz 方向風速、間仕切り開口面では yz 方向風速を測定した。

5.2 実験結果

Fig.12 に示す鉛直断面の測定結果より、外壁開口付近では流入出気流の影響で最大 0.8 m/s 程度の風速が存在するが、天井及び床面付近や室奥に近づくにつれほとんど風速はなくなることが確認できる。また、間仕切り開口面での風速は条件間で差が見られ、これは開口面内での風速分布の影響に加え、条件により間仕切り開口を通過する風量が異なる可能性も考えられる。

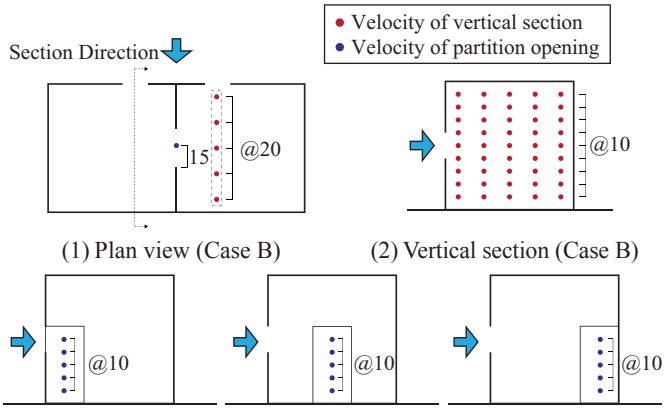


Fig. 11 Indoor measurement points

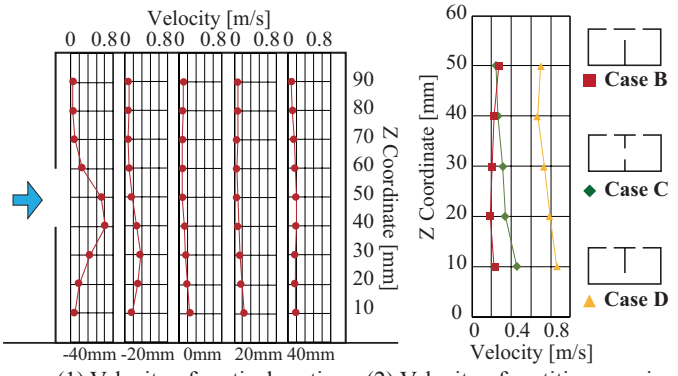


Fig. 12 Indoor velocity

おわりに

本報では、室内に間仕切り壁をもつ片側 2 開口建物を対象とした風洞実験により室全体・片室の PFR や換気効率を検討し、間仕切り開口の位置により換気効果は異なることを確認した。今後は LES 解析を用いてより詳細な気流性状や換気効率に関する検討を行う。

【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) F. Haghighat, J. Rao, and P. Fazio:The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, Building and Environment, Vol.26, No2, pp.95-109, 1991
2) F. Haghighat, H. Brohus, and J. Rao:Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, Building and Environment, Vol.35, pp.377-385, 2000
3) 楢崎正也 , 山中俊夫 , 樋口祥明 : 風の乱れを考慮した換気設計法 に関する研究 第 1 報 風の乱れによる換気効果とそのメカニズム , 空気調和・衛生工学会論文集 , pp.25-34, 1989.2
4) T. Yamanaka, H. Kotani, K. Iwamoto, and M. Kato:Natural, Wind- Forced Ventilation caused by Turbulence in a Room with a Single Opening, International Journal of Ventilation, Vol. 5, No.1, pp.179- 187, 2006.6
5) 河野良坪 , 加藤信介 , 大岡龍三 , 高橋岳生 : 横風時における片側開口居室の換気量予測 片壁面上のみに開口を有する居室の換気性状に関する研究 (その 3), 日本建築学会環境系論文集 第 73 巻 第 626 号 , pp.437-443, 2008.4
6) 佐野香之 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ , 蒋子韜 : 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究 (その 14) 片側二開口の単室を対象とした流入出風速及び換気量測定 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , I-5, 2022.3
7) 豊澤恒太 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ , 蒋子韜 , 佐野香之 : 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究 (その 18) 風洞実験による周辺建物が片側 2 開口時の換気効果に与える影響の検討 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , 2023.3 掲載予定
8) D. Etheridge, M. Sandberg : BUILDING VENTILATION - Theory and Measurement, John Wiley & Sons Ltd, 1996

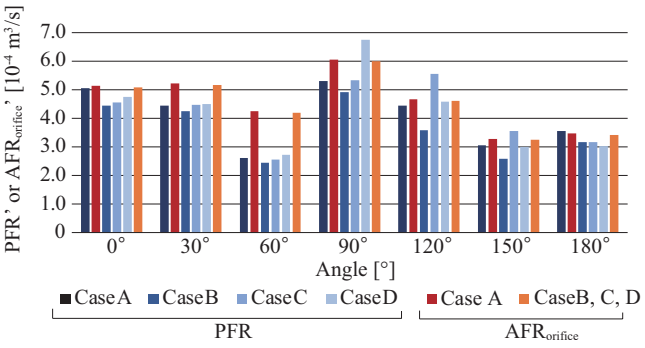


Fig. 9 AFR$_{orifice}$ calculation results

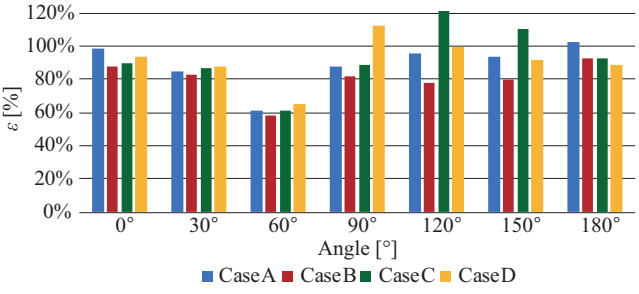


Fig. 10 ε calculation results

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究
（その 20）LES を用いた粒子追跡による片側二開口の単室内外における流跡線解析
Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part 20) Trajectory Analysis of Single-sided Ventilation Using Particle Tracking Method in LES Simulation

○蒋　子韜　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　小林　典彰　（大阪大学）
崔　ナレ　（大阪大学）　　佐野　香之　（大阪大学）
豊澤　恒太　（大阪大学）

Zitao JIANG[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1]　Narae CHOI[*1]　Kayuki SANO[*1]　Kota Toyosawa[*1]
[*1] Osaka University

The main objective of this study is to investigate the airflow characteristics in single-sided ventilation. A CFD method of large eddy simulation (LES) using particle track technique was conducted in this study, and the simulation results are validated by experiment results. The probability density function of the residence time and indoor travel distance is used to depict airflow characteristics of the ventilation path of single-sided ventilation.

はじめに

平均風圧係数差が小さい二開口の室では、風の乱れにより換気されている。乱れによる換気として単一開口を扱った研究はこれまでにも見られ、そのメカニズムは室内空気の圧縮性による脈動現象と開口部での乱流拡散による混合現象の 2 種とされている[1,2]。しかし、風圧係数差が微小な場合の片側二開口では気流の変動特性が十分に理解されていない。本報では、前報[3]の実験結果を用いて数値解析の結果を検証し、LES シミュレーションにおける粒子流跡線の統計の観点から、自然換気気流の特性の分析手法を検討する。

1. 解析概要

1.1 解析対象および解析条件

縮小模型による風洞実験を模擬して解析領域は 1,700 mm × 6,000 mm × 1,300 mm の流路とし、**Fig.1** に示すような 100 mm (L) × 100 mm (W) × 100 mm (H) と 200 mm (L) × 100 mm (W) × 100 mm (H) の角柱で、片面に 15 ㎜ × 15 ㎜の開口を 2 つ有するモデルを 2 風向で解析した。

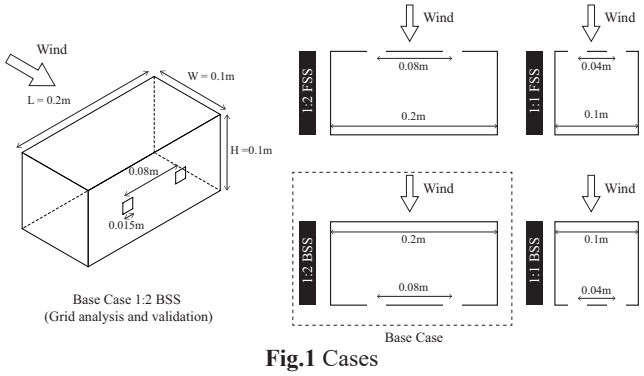


Fig.1 Cases

1.2 CFD 解析手法

全 4 条件で LES による CFD 解析を行った。まず標準 k-ε モデルを用いて解析を行い、その結果を初期条件として LES の計算を開始した。計算時間間隔は 1/10,000s、計算開始後の 2,0000 time step(=2.0 s) を LES への移行期間とみなして結果を破棄し、その後の 10s を本計算とした。LES の流入境界には前報の 1/4.41 べき乗則のの境界層流に Smirnov らの手法[4]を適用して作成した変動風を与えた。**Table1** に CFD 解析概要をまとめて示す。

1.3 建物周辺風速評価による精度検証

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。対称性を考慮し、建物周辺平均主流方向風速の比較を行う。**Fig.2** に風洞実験でスプリットフィルムプローブ（SFP）により測定した平均風速と、LES 本計算で得られた瞬時風速の時間平均値を軒高風速（U_H = 6m/s）で無次元化した結果を示す。結果から、SFP の測定結果と LES の解析結果が比較的よく一致したと言える。

Table1 CFD Setting

Simulation Model	Reynolds-averaged Navier-Stokes	Large-eddy Simulation
Turbulence model	Standard k-ε model	Standard Smagorinsky-Lilly model (Cs=0.1)
Velocity pressure coupling	SIMPLE	PISO
Discretization scheme for convective terms	QUICK	Bounded Central Differencing
Inlet Boundary Condition	u,k,ε profile	Smirnov’ s method
Outlet Boundary Condition	Gauge Pressure: 0 [Pa]	Gauge Pressure: 0 [Pa]
Wall	Standard Wall Function	Werner and Wengle Wall Function
Time step size	-	0.0001s
Pre-condition calculation time steps	-	20,000 (=2s)
Main calculation time steps	-	100,000 (=10s)

2. 換気量評価手法

本報では、開口部風速に基づく通気量（Air Flow Rate, AFR）と濃度に基づく正味の換気量（Purging Flow Rate, PFR）を用いて評価を行う。AFR については、開口面における法線方向の瞬時風速を流入出で区別して積分して瞬時流入出風量（$Q_{AFR\text{-}in}(t)$, $Q_{AFR\text{-}out}(t)$）を算出してその絶対値の平均を (1) 式の通り瞬時通気量 $Q_{AFR}(t)$ とし、これを本計算の期間に渡って平均することで各条件の通気量 Q_{AFR}[m³/s] として算出する。

$$Q_{AFR}(t) = \frac{|Q_{AFR-in}(t)| + |Q_{AFR-out}(t)}{2} \quad 1$$

一方、濃度に基づく PFR の評価では、空気と同物性のガスを室内全域から一様発生させ、室内ガス濃度から時間平均的な換気量を求めた。ただし、本計算中には定常濃度に達しないと思われたため、(2) 式により CFD 解析における瞬時の室内体積平均ガス濃度 $C(t)$[kg/m³] の応答との差の二乗和が最小となる Q_{PFR} を算出した。

$$C(t) = \frac{M}{Q_{PFR}}(1 - e^{-\frac{Q_{PFR}}{V}t}) \quad 2$$

換気量（AFR、PFR 共）は、軒高風速（U_H= 6 m/s）に有効開口面積（A_{eff} = 0.0159 m²）を乗じたでの基準風量によって基準化に評価を行う（$Q'=Q/A_{eff}U_H$）。

有効換気量 PFR と通気量 AFR の割合を換気量換気効率（ε_v）と定義し、(3) 式から求める。**Table.2** に有効換気量、通気量、換気効率の結果を示す。

$$\varepsilon_v = \frac{Q_{PFR}}{Q_{AFR}} \quad 3$$

Table.2 AFR, PFR and ventilation efficiency

Case	Q'_{AFR}	Q'_{PFR}	ε_v
1:1 FSS	0.117	0.106	90.2%
1:1 BSS	0.112	0.092	81.9%
1:2 FSS	0.129	0.119	92.5%
1:2 BSS	0.124	0.100	80.7%

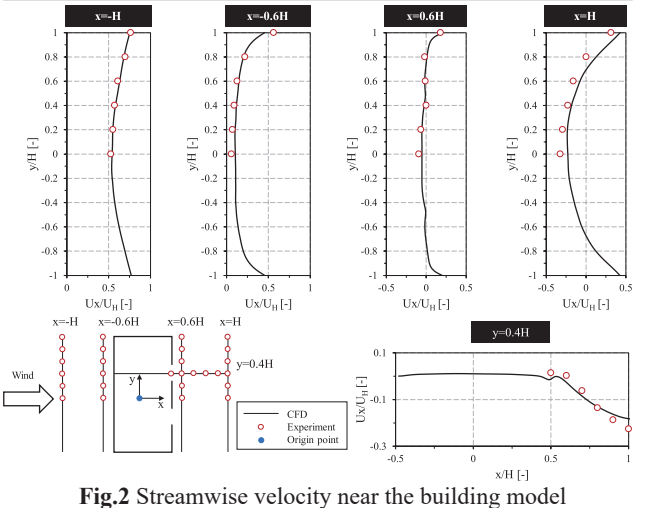


Fig.2 Streamwise velocity near the building model

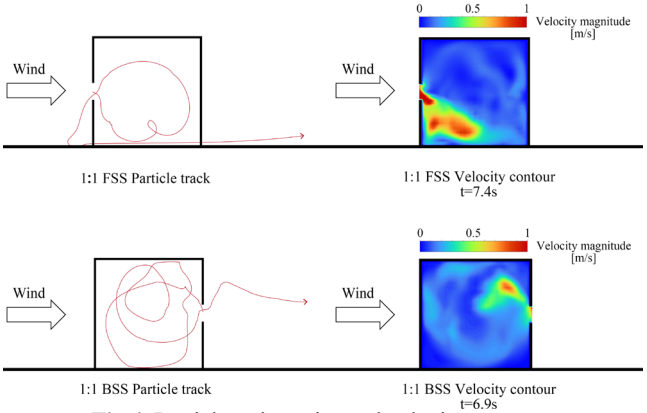


Fig.4 Particle trajectories and velocity contours

開口設置の比較では、FSS ケースの AFR、PFR、換気効率が BSS ケースより高いことが分かる。これは風上面の高風速衝突気流と風下面の低風速な循環流に対応する異なる乱流性状が換気効果に影響したと考えられる。アスペクト比の比較では、同様の開口位置で、1:1 より 1 : 2 の換気量ほうが大きいが、換気効率の差はほぼないと言える。

3. 粒子発生条件

LES の本解析開始直後の 2 s の間に、**Fig.3** に示すように、各ケースの片側開口の 5 点から、計 100,000 個無質量粒子を発生させ、10 タイムステップごとに全粒子の座標を記録して各粒子の流跡線を同定した。

4. 気流特性

Fig.4 に FSS と BSS の瞬時気流特性の違いの例を示す。FSS の流入気流は下向きに流れ、BSS の流入気流は上向きに流れる傾向が見られる。これは、開口部の近くに生成された渦に影響されると考えられる。**Fig.5** に

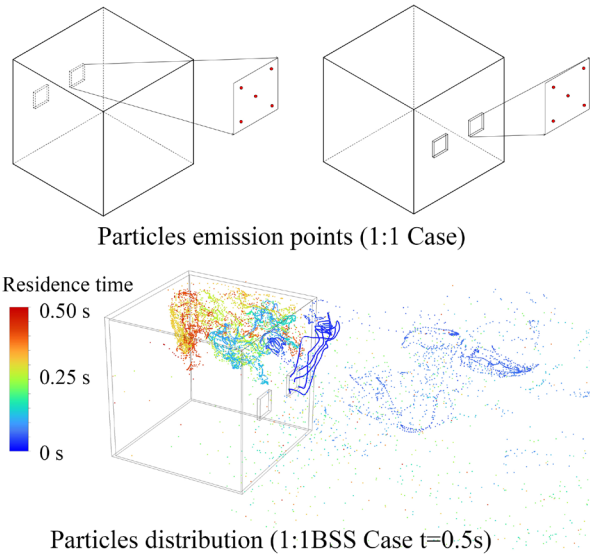


Fig.3 Particle emission points

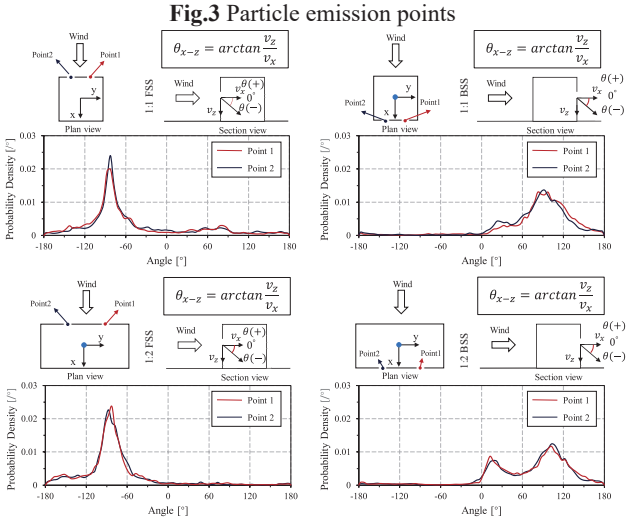


Fig.5 Probability density distribution of velocity angles

開口部における風向の確率密度分布を示す。FSS のケースで最も高い確率は -90°（鉛直下向き方向）、BSS では +90°（鉛直上向き方向）付近に集中し、粒子流跡線と風速コンター図の結果と同様な傾向が見られる。

今回解析した条件では、瞬時の圧力差により、空気が開口部から流入出することで、室内の汚染物を希釈する。**Fig.6**(a) は、1-2BSS の一つの開口部における瞬間流入風量 $Q_{in}(t)$ および流出風量 $Q_{out}(t)$ を示す。重なっている部分は、流入と流出が同じ開口部で起こっていることを示している。**Fig.6**(b) は 1 つの開口部で法線方向風速を積分した風量で、流入量を負の値、流出量を正の値として示しているが、脈動流の周期的な変化が見られる。**Fig.6**(c) は 1-2BSS の開口部での速度ベクトル図であり、開口部での渦がよく見られる。この渦のにより流入した空気は即座に室外に排出されるため、新鮮な空気が部屋の奥まで運ばれず、通気量としては算入されたとしても、有効換気量への貢献小さいと言える。一方、周波数の低い非定常脈動流は、部屋の奥まで行き渡りやすく、より効率的に部屋を換気することができる。

5. 粒子運動の確率分析

5.1 粒子挙動の特性

Fig.7 に、室内の水平面での 2 種類の粒子移動パターンを示す。一つは、粒子が主に部屋の半分で再循環し、流入した開口と同じ開口から流出する再循環流タイプである。もう一方は、室内空間を通り、反対側の開口部から室外に流出する、クロスフロータイプと呼ぶ。**Table3** に再循環型タイプ粒子とクロスフロータイプ粒子の割合を示す。再循環型粒子の割合が高く、今回解析した条件では再循環流が支配的であった。このため、流入開口部を形成する 2 つの開口部の風圧差が変動し、気流が反対側の開口部に移動する前に気流の方向が変化していると考えらる。

5.2 粒子の再帰率

不安定な乱流のために室外に流出した粒子が部屋に再帰することもある。粒子が再帰する回数に基づいて、3 つ

Table3 Percentage of two types of movement

Case	Recirculate flow types	Cross flow types
1:1 FSS	61.91%	38.09%
1:1 BSS	74.58%	25.42%
1:2 FSS	73.99%	26.01%
1:2 BSS	75.59%	24.21%

Table4 Return probability

Case	r_0	r_1	r_2	r_3
1:1 FSS	94.21%	5.43%	0.34%	0.02%
1:1 BSS	96.18%	3.61%	0.21%	0.01%
1:2 FSS	98.42%	1.57%	0%	0.02%
1:2 BSS	94.36%	5.53%	0.21%	0%

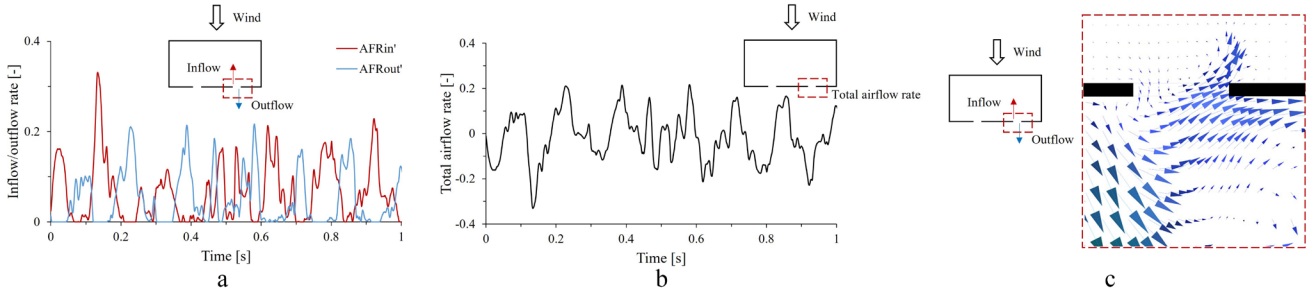


Fig.6 (a) Inflow and outflow of one opening, (b) Total airflow rate of one opening; (c) the velocity vector

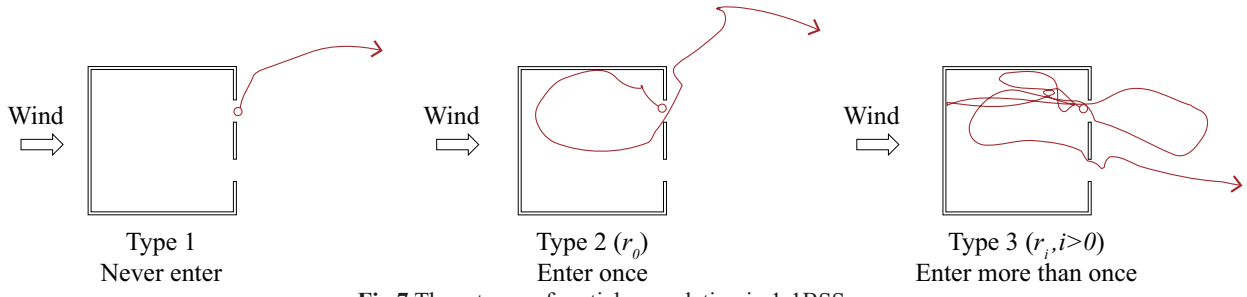


Fig.7 Three types of particle population in 1-1BSS case

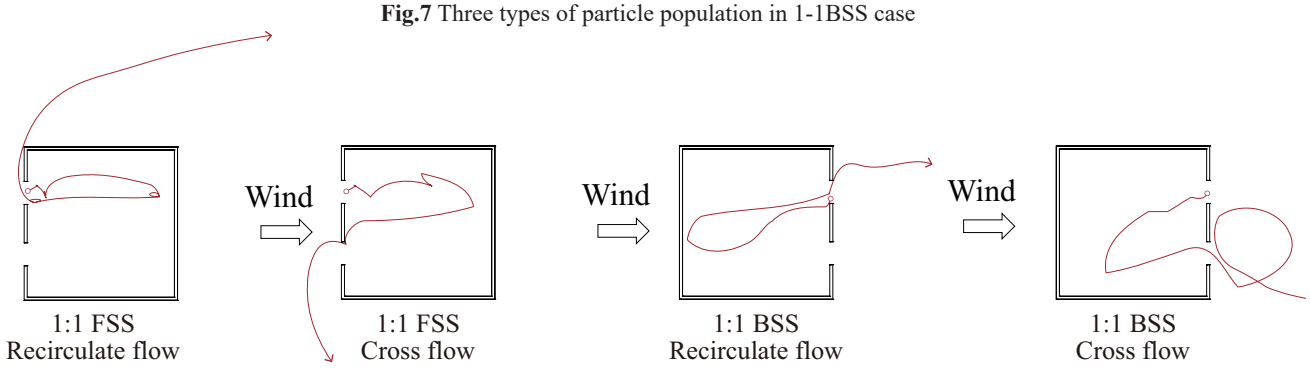


Fig.8 The example of recirculate flow types and cross flow types

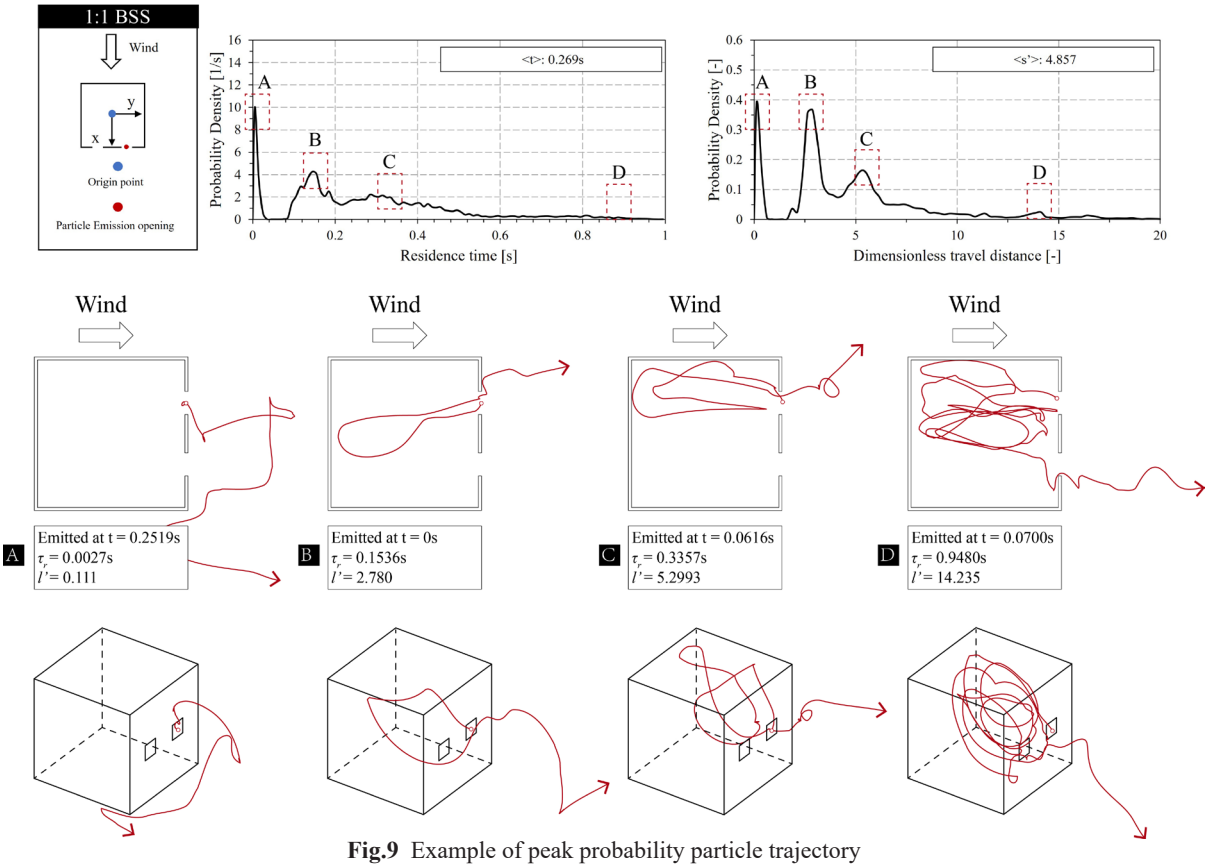


Fig.9 Example of peak probability particle trajectory

の主な異なる種類を分ける。(1) 粒子は流入しない、(2) 粒子が 1 回だけ流入する (r_0)、(3) 粒子が流入し、複数回室内に再帰する (r_i, i>0)。**Fig.7** に 1-1BSS の場合の 3 種類の粒子の流跡線を示す。再帰率 (r_i) は、室内に流入する粒子の総数に対する i 回室内に再帰する粒子の数として定義される。室内に流入しない粒子は統計分析から除外し、**Table4** に再帰率をまとめて示す。開口部周辺の空間的な渦と時間的な速度の変動が、粒子が再循環して一時的に離れた後に室内に戻ることの主な理由と考えられ、条件を増やした追加検討により再帰率と換気効率の関係を整備できれば乱れによる換気効果の予測に有用と考える。

5.3 粒子の流跡線

粒子の流跡線情報から粒子の室内滞留時間 (τ_r) と室内移動距離 (l) を計算した。 室内滞留時間 (τ_r) は、粒子ごとに室内で経過した時間を測定し、各時刻におけるすべての粒子の位置に基づいて、時間ステップ間の各粒子の変位を加算することにより、屋内の移動距離 (l) を取得した。無次元屋内移動距離 (l') は、屋内移動距離 (l) を建物の高さ (H) で基準化した。**Fig.9** に 1-1BSS ケースの室内滞留時間と無次元移動距離確率密度の例を示す。粒子の流跡線 A、B、C に対応する 3 つのピークがある。ピーク B の l' は 2. 78 で、建物の高さの 2. 78 倍で、粒子は部屋の奥まで流れ、空気の流出とともに室外に出る。ピーク C の l' は 5. 2993 で、粒子は室外にる前に再循環する。D は、長時間再循環する長い軌道を持つ粒子の例である。短い滞留時間と短い無次元移動距離の高いピークが片面二開口換気の特徴と考えられる。

6. まとめ

本報では LES と粒子追跡法を用いて、片側二開口を有するアスペクト比の異なる二つの室モデルを対象として、通気量 AFR と有効換気量 PFR を比較し、片側二開口換気の気流特性を検討した。今後の課題として、さらなる周辺建物と開口配置条件での風洞実験と CFD 解析を実施し、開口及び建物の周りの乱流特性を表す変数と換気量、換気効率との関係に関してより詳細な検討を行う所存である。

【謝辞】
本研究の一部は JSPS 科研費 (基盤研究 (B) JP20H02311, 研究代表者：小林知広) の助成を受けた。

【参考文献】
1) F. Haghighat, J. Rao, and J. Fazio : The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, Building and Environment, Vol.26, No2, pp.95-109, 1991
2) F. Haghighat, H. Brohus, and J. Rao : Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, Building and Environment, Vol.35, pp.377-385, 2000
3) 佐野香之 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ , 蒋子韜 : 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に 関する研究 (その 14) 片側二開口の単室を対象とした流入出風速及び換気量測定 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , I-5, 2022.3
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（2023.3.7）

開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する基礎的研究
（その 6）CFD 解析における P.V. 法を用いたエアカーテン気流の再現手法に関する検討
Performance of Air Curtain located at the Top of Large Opening
Part 6. Investigation of Reproduction Method of Air Curtain Airflow in CFD Analysis by P.V. Method

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

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

Large openings opened which causes increase of the heat loss due to intrusion of the outdoor airflow and corresponding leakage of the indoor air. As a method of reducing the air conditioning load in the building, there is a solution installing an air curtain at the entrance. Air curtains block off two spaces by blowing out the airflow with a constant velocity.For the practical application of AC, it is necessary to perform CFD analysis in a simple manner while ensuring accuracy. This paper reports CFD analysis using the P.V. method is performed in order to propose a simplified analysis method for AC.

はじめに

人や物の通行によって扉が開放状態になりがちな開口部では建物の出入口では、建物内外の空気の移動による熱損失が問題となる。これは室内の温熱環境や空調負荷を考える上での課題と言え、解決策のひとつとして、エアカーテン（Air Curtain 以下 : AC）を出入口に設置して、膜状の気流を吹出し空気の移流を妨げる方法がある。適切な AC の運用のためには CFD 解析等による事前の性能検証の実施が好ましい。高橋ら [1] は、実験と CFD 解析により AC を屋外側と室内側の両方に設置する二重 AC の効果検証を行った。室内冷房条件では二重 AC の方が片側 AC より移流遮断性能が高いことを明らかにした。田中・近藤 [2] は出入口を通過する人体による擾乱気流が温度分布や気流遮断性能に与える影響を CFD 解析により検討した。このように、CFD での評価例は多い一方で、解析精度や解析負荷に関する検討は十分とは言い難い。メッシュ数の多い解析では、精度の高い結果が得られる一方で、解析負荷が大きくなるデメリットがあり大空間への適用が難しい。精度を担保しつつ簡易的に CFD 解析を行う手法として P.V. 法（Prescribed Velocity Method) の適用が有効と言えるが、AC のモデリング手法として P.V. 法の適用を検討した研究例は少ない。そこで本研究では、適切な AC の簡易解析手法の提案を目的として P.V. 法を適用した CFD 解析を行う。本報では、P.V. 面の幅を変えた 2 条件の解析を行い、実験結果及び詳細解析の結果との比較を行った結果を報告する。

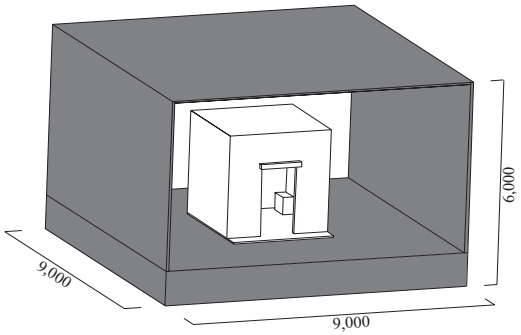


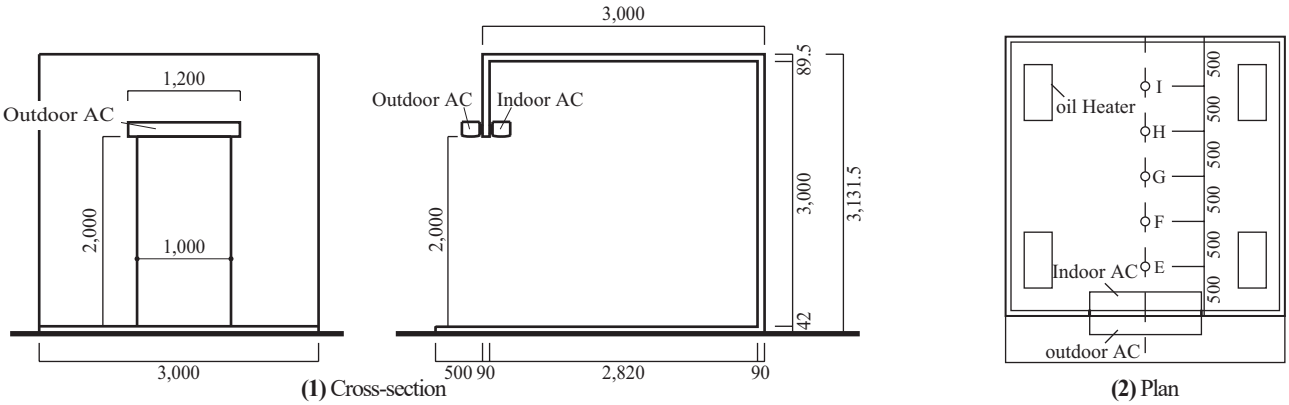
Fig. 1　Analysis Zone

Table 1　Analysis Condition

CFD Code		Cradle STREAM 2022
Analysis Zone		9,000(X) 9,000(Y) 6,000(Z) mm
Turbulence Model		Standard k-ε Model
Algorithm		SIMPLE
Discretization Scheme for Advection Term		QUICK
Number of Cells	Detailed Analysis	4,698,200
	P.V. Method	761,256
Heat Load		4,250 W
Installation Position of AC		Indoor AC
Wall	Heat Transfer Coefficient	0.16 ~ 0.269 W/m^{2}K
	Emissivity	0.85
Inflow Boundary		0.1 m/s 7.84 ℃
Outflow Boundary		Fixed flow velocity
Number of cycles		5000

Table 2　AC inflow Condition

Name		Outlet size	Velocity	Turbulence
Detailed Analysis		Values in the experiment under the condition of 1,710 m^3/h blow out flow rate		
P.V. Method	150×1,200 mm	150×1,200 mm	2.64 m/s	k = 2.48 m^2/s^2
	200×1,200 mm	200×1,200 mm	1.98 m/s	ε = 23.1 m^2/s^3

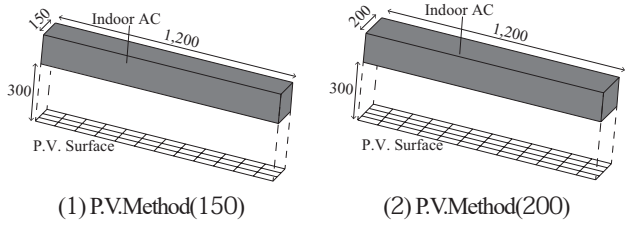


(1) Cross-section　　**(2)** Plan

Fig. 2　Experimental building

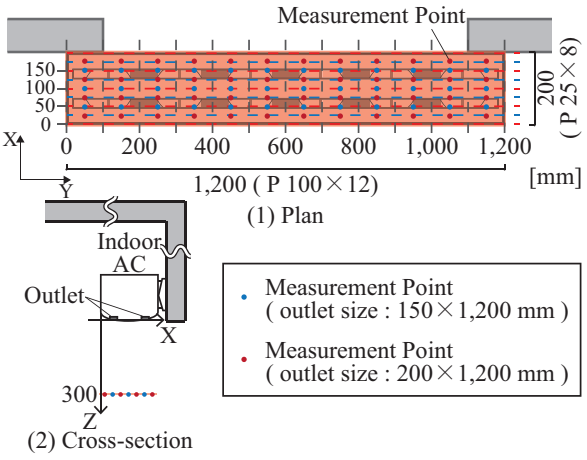
2.　解析概要

本研究では、**Fig.1** に示す 9,000 × 9,000 × 6,000 mm の解析空間で **Fig.2(1)** に示す 1 つの開口を有する外寸 3,000 × 3,000 × 3131.5 mm で AC が設置された実大実験建屋[3] を再現した。ここでは実験時の放射熱の影響を考慮するため、流入出面を除く三面にコンクリート壁を配置した。AC は実験を再現して開口上部の室内側に設置した。室内には **Fig.2(2)** に示す 4 台のオイルヒーターを再現し、合計 4140 W 発熱した。AC 吹出風量は詳細解析、PV 法いずれも実験[4] と同じ 1710 ㎥/h である。詳細解析では、**Fig.3** に示す AC 吹出面上の 6 × 12 点で I 型熱線風速計により測定した吹出風速を鉛直下向きに与えた。P.V. 面を 150 × 1,200 mm、200 × 1,200 mm とした P.V. 法をそれぞれ P.V. 法(150)、P.V. 法(200) とする。P.V. 面は既往研究[4] より **Fig.4** に示す AC 吹出面から 300 mm 下の位置とした。室内側 AC の平面寸法は P.V. 面と一致させた。P.V. 面には、**Fig.5** に示す測定点で X 方向に 50 mm, Y 方向に 100 mm ごとに超音波風速計により測定した平均風速 3 成分[4]**(Fig.6)** を与える。P.V. 面の幅 150 mm の場合は 3 × 12 点，200 mm の場合は 4 × 12 点で風速を固定した。**Table 1** に解析概要、**Table 2** に AC 吹出の解析条件をまとめて示す。



(1) P.V.Method(150)　　(2) P.V.Method(200)

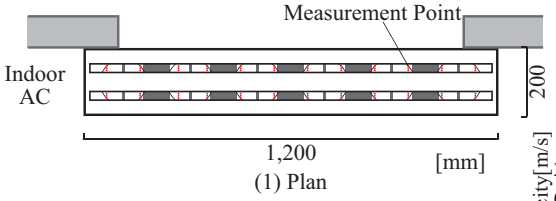
Fig. 4　Indoor AC



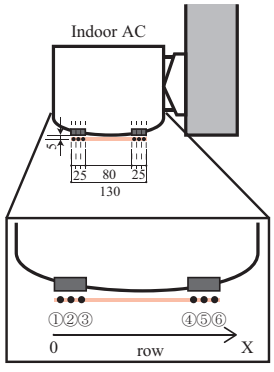
(1) Plan

(2) Cross-section

Fig. 5　Measurement point



(1) Plan



(2) Cross-section

Fig. 3　Measurement point

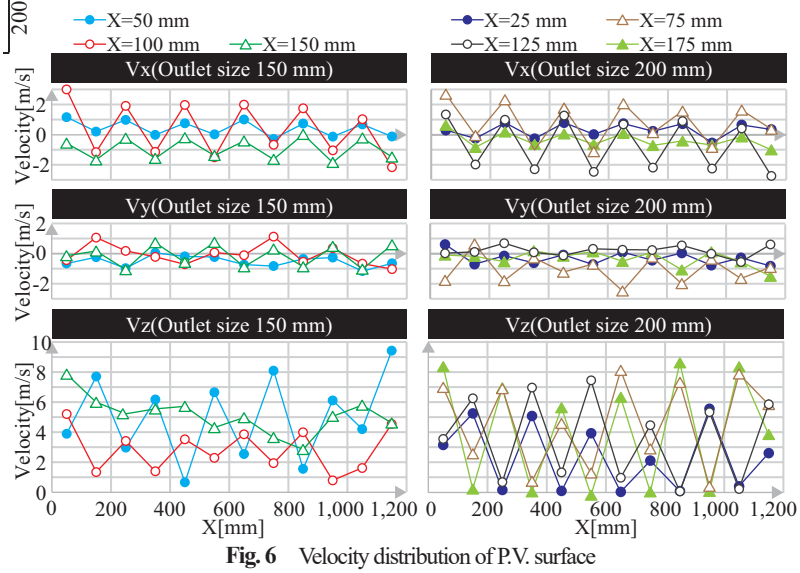


Fig. 6　Velocity distribution of P.V. surface

3. 解析結果

3.1 AC 吹出風速分布

Fig.7 に詳細解析及び P.V. 法を適用した解析で得られた AC 中心断面の風速ベクトルを示す。詳細解析の風速分布は実測値と概ね一致しており、解析精度が高いことが分かった。実験で用いた AC には 25mm 幅の吹出口が 2 つあるが、簡易解析である P.V. 法 (150)、P.V. 法 (200) では AC からの流入境界面の幅を **Fig.8** に示すそれぞれ幅 150、200 mm の 2 つの吹出口とした。このため P.V. 法では AC からの流入風速が小さくなり P.V. 面より上部では風速分布が実験及び詳細解析より小さくなる。しかし、P.V. 面で正確な風速に補正されるため、P.V. 面より下部では実測値及び詳細解析と風速分布がほぼ一致しており、メッシュ数を減らしても風速分布は比較的精度よく再現されたといえる。また、P.V. 面の幅の違いによる風速分布の大きな差異は見られなかった。

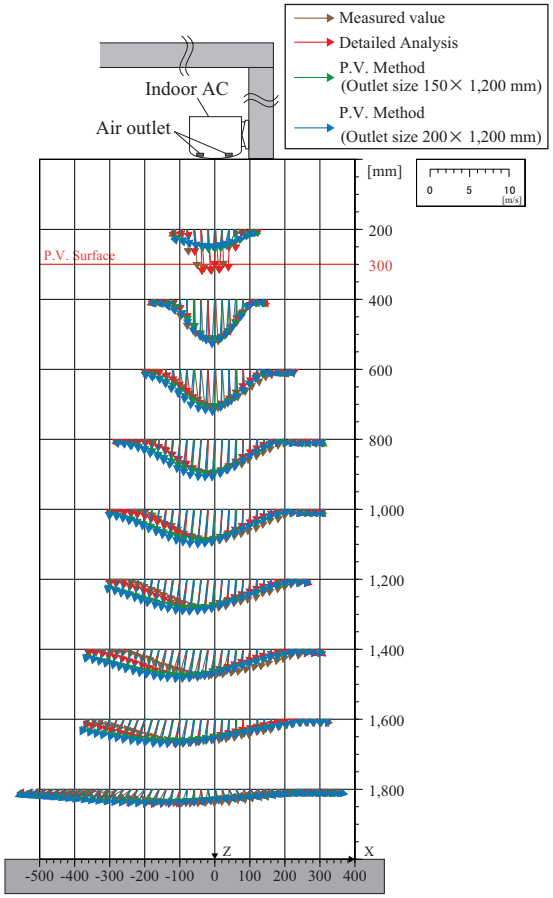
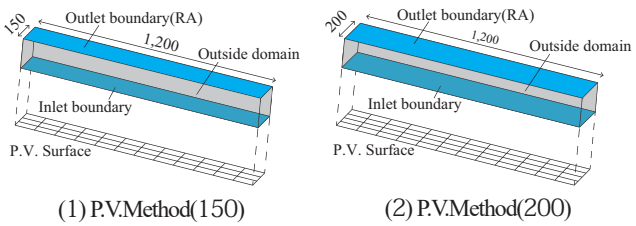


Fig. 7 Velocity distribution of AC center cross-section



(1) P.V.Method(150) (2) P.V.Method(200)

Fig. 8 Outlet and Inlet of Indoor AC

3.2 鉛直温度分布

Fig.9 に **Fig2(2)** の E, F, G, H, I の 5 点の平面位置における鉛直温度分布を外気温からの温度差として示す。ここでは各高さにおける 5 点の平均温度の鉛直分布も合わせて示す。P.V. 法 (150)、P.V. 法 (200) では、鉛直温度分布は実測値や詳細解析に比べて内外温度差がそれぞれ 2、3℃程度小さい結果となり、P.V. 法 (150) より P.V. 法 (200) の方が温度分布を再現できなかった。今回検討を行った P.V. 法では実験ならびに詳細解析と比較して室内の暖気の漏出と屋外の冷気の侵入を過大評価し、AC の遮断性能を過小に評価したと言える。この原因として、P.V. 法では風速を規定する P.V. 面において気流が加速する際に流量バランスを取るために建物内屋外から気流を巻き込むと考えられるが、この際に屋外側から吸い込む風量が本来の AC からの噴流が屋外から巻き込む風量と比較して大きくなっている可能性が考えられる。また、P.V. 面上部では、AC 吹出気流が実際より小さいため AC 遮断性能が悪化している可能性もある。そのため、次章では AC 吹出風速を大きくする調整を行い、再解析を行う。

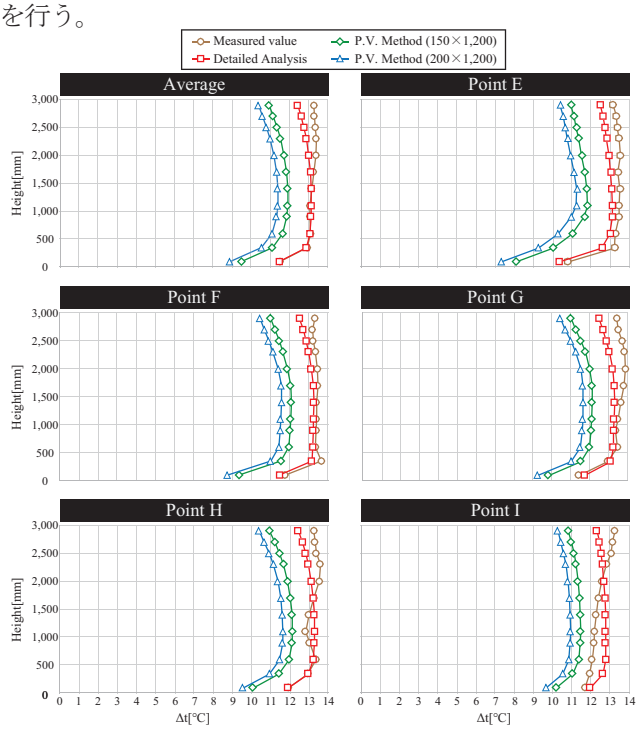
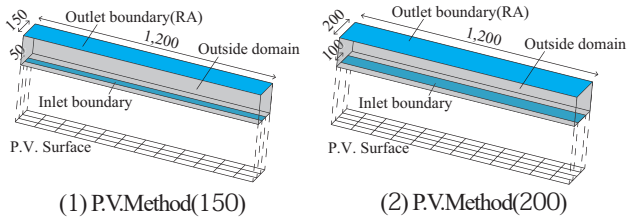


Fig. 9 Temperature difference



(1) P.V.Method(150) (2) P.V.Method(200)

Fig. 10 Outlet and Inlet of Indoor AC

Table 3 AC inflow Condition

Name		Outlet size	Velocity	Turbulence
P.V. Method	150×1,200 mm	50×1,200 mm	7.92 m/s	$k = 2.48\ m^2/s^2$
	200×1,200 mm	100×1,200 mm	3.96 m/s	$\varepsilon = 23.1\ m^2/s^3$

4　P.V. 法（AC 吹出風速調整）

4.1　解析条件

AC 吹出風量を 1710 [m³/h] にしているため、AC 吹出口を小さくすれば､AC吹出風速は大きくなる。そのため、**Fig.10** に示す P.V. 法（150）では AC 吹出口を 50 × 1,200 mm、P.V. 法（200）では AC 吹出口を 100 × 1,200 mm に調整した。P.V. 面の格子の大きさに合わせて吹出口の大きさを調整しているため、メッシュ数は吹出口調整前と変わらない。**Table 3** に AC からの流入境界条件を示す。

4.2 結果と考察

Fig.11 に P.V. 法（150）、P.V. 法（200）の AC 中心断面の風速分布の結果を示す。AC 吹出風速を大きくした場合、詳細解析の風速分布と比べて、P.V. 面上部は改善され、P.V. 面下部は概ね一致した。**Fig.12** に鉛直温度分布を示す。内外温度差も改善されたが、吹出風速を大きくしても P.V. 法 (150) では 1 ℃程度、P.V. 法 (200) では 2℃程度、小さい結果となった。P.V. 法 (150) の方が、P.V. 法 (200) より温度分布が改善されたが、吹出風速が P.V. 法 (150) では 3 倍、P.V. 法 (200) では 2 倍になっており、P.V. 法 (150) の方が吹出風速が大きくなったことが原因と考えられる。吹出風速を大きくした場合でも、詳細解析を正確に再現できなかった原因として、吹出口が実際は 2 つであるが 1 つで再現していることや、メッシュが粗いために数値粘性の影響が大きく出ていることが可能性として考えられる。

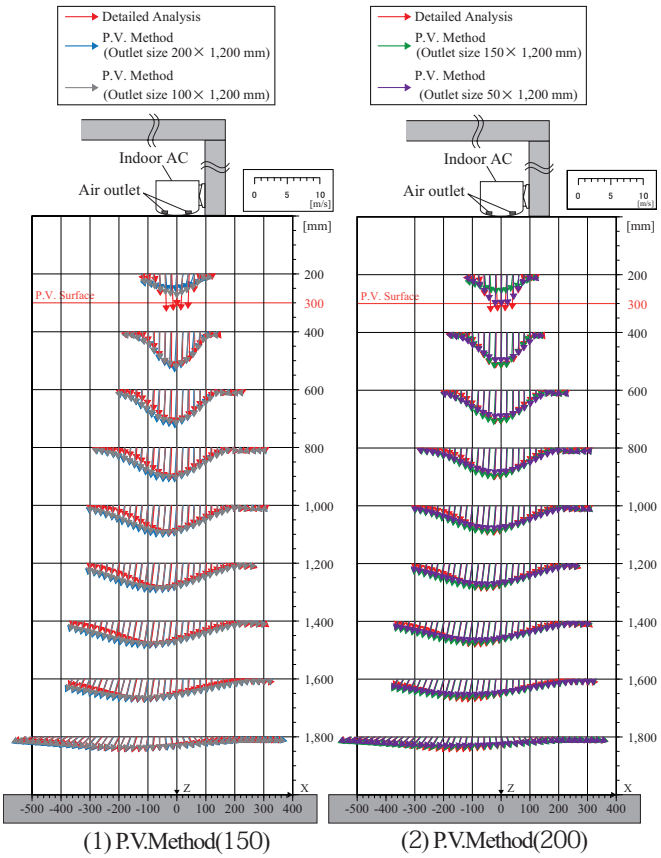


Fig. 11　Velocity distribution of AC center cross-section

おわりに

本報では、適切な AC の簡易解析手法の提案を目的として P.V. 法を適用した CFD 解析と実験結果及び詳細解析との比較を行った。

その結果、以下の知見が得られた。

- P.V. 面で風速を補正するため、P.V. 面より下部の風速分布は概ね一致する
- P.V. 法の AC 吹出風速が実際より小さいため、P.V. 面上部の風速分布は小さくなる
- P.V. 法の内外温度差は小さくなったが、P.V. 面の周辺空気の巻き込みや、P.V. 面上部のエアカーテンの遮断性能が悪化することが原因と考えられる。

今後は、さらに P.V. 法の解析結果を実験結果及び詳細解析に近づけるために、P.V. 面位置の検討、開口部での圧力分布・気流の流れの分析などを行っていく。

【参考文献】

1. 高橋祐貴 , 田中優汰 , 近藤靖史 : 空調・換気効率向上に寄与する二重エアカーテンに関する研究 (その 7) 夏季・冬季条件の実験と CFD 解析 , 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 ,pp141-144,2020.9
2. 田中優汰 , 近藤靖史 : 建物出入り口に設置するエアカーテンの高効率化に関する研究 , 日本建築学会環境系論文集 第 86 巻 第 790 号 , pp.899-908, 2021.12
3. 千田 , 小林 , 山中ら : 開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する研究（その 4） 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , A-11, 2022.3
4. 古谷 , 小林 , 山中ら : 開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する研究（その 3）， 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , A-10, 2022.3

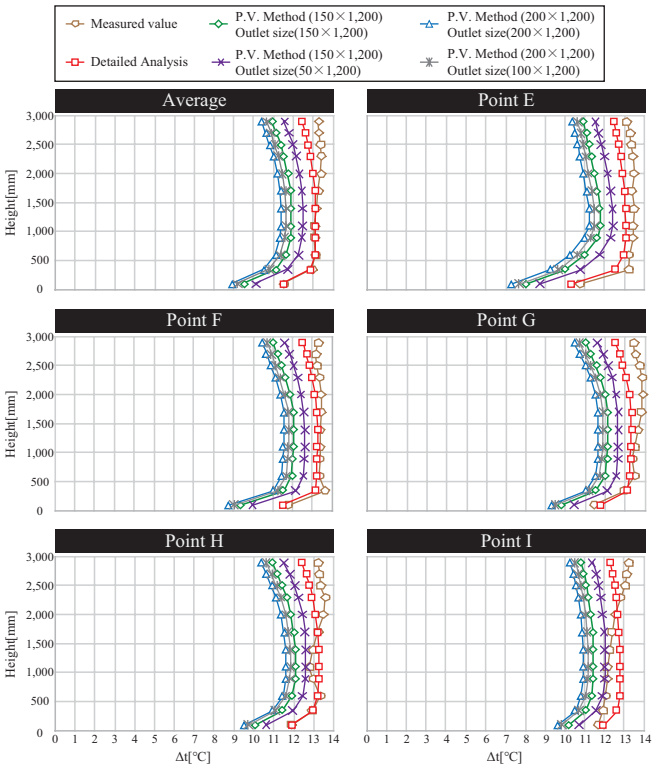


Fig. 12　Temperature difference

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する基礎的研究 （その 7）内外差圧が存在する条件下での暖房時室内環境の評価

Performance of Air Curtain Located at the Top of Large Opening Part 7. Indoor Environment under Heating Conditions with Pressure Difference between Indoor and Outdoor

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

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

To reduce air-conditioning load and to improve thermal environment in a building, installing an air curtain at the opening can be a beneficial technique. The air flow blowing out of the device suppresses the heat exchange by buoyancy induced convection through the opening. The impact of exhaust quantity by fan and installation position of the air curtain on temperature distribution and invasion flow rate of outdoor air was investigated by full-scale experiment under heating operation. Thermocouples were installed to measure vertical temperature distribution. Outdoor air infiltration was measured using tracer-gas method. The amount of outdoor air infiltration was evaluated based on both temperature difference and CO_2 concentration performance of air curtain decreased.

はじめに

建物の出入口など、人の出入りや積み荷の通行などによって開放状態で利用される場所では、屋外空気の侵入や室内空気の漏出などによる熱損失が生じ得る。これは室内の温熱環境や空調負荷を考える上での課題と言え、その解決方法のひとつとして、2 つの空間の境界部分に一定速度の気流を吹出すことにより空気の移動を抑制するエアカーテン（Air Curtain 以下：AC）があげられる。AC の性能予測に関する研究事例はこれまでにも多く行われているものの、熱環境に着目した研究が多く、物質の遮断性能との違いに着目した例は少ない。また実際の AC 運用時は、出入口以外にも窓や建物の隙間風による内外差圧が生じ得る。しかし差圧が AC に与える影響を調査した研究は少ない。そこで本研究では内外差圧が存在する条件における熱及び物質の遮断性能を評価したうえで、室内環境の評価を行うこととする。本報では、暖房時に差圧が存在する条件における AC の気流遮断性能及び熱環境改善効果を把握するため、実大実験により排気時の鉛直温度分布及び外気侵入量を測定した結果について報告する。併せて AC の気流遮断性能の評価を行う。

2.　実験項目と実験装置の概要

実験には大阪大学実験棟内に設置した **Fig.1** に示す内寸 1 辺 3,000 mm の建屋を用いた。建屋の外側と内側には **Fig.2** に示す AC（三菱電機 , GK-3012S）を開口上部に設置し、それぞれ屋外側 AC、室内側 AC と呼称する。ここで用いた AC は 6 台の軸流ファンの気流を 25 mm 幅の吹出口 2 箇所から吹出すものである。排気は **Fig.1 (4)** に示すファン（昭和電機 , AH-H10-L313）を用いて建屋の天井中心から行い、実験棟屋外に排気した。

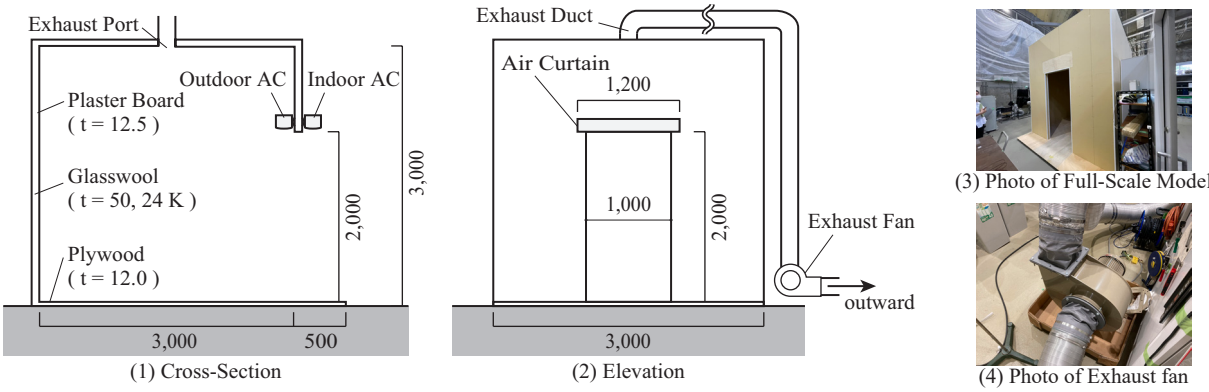


Fig. 1 Full-Scale Model

Fig. 2　Photo of AC

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

3. 鉛直温度分布測定

3.1 測定概要

AC の設置位置と隙間風や第三種換気方式による排気を模したファンによる排気量を変更した際の熱環境改善効果の把握を目的として鉛直温度分布測定を行った。**Table1** に実験条件を示す。設置位置 3 条件に AC なしを加えた計 4 条件、発熱量 4250 W、吹出風速は既往研究において最も気流遮断性能の高い結果が得られた 4 m/s とした。排気量 Q_{EX} は 0, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1400 m^3/h の 8 条件で行った。このときの実流量を排気ダクトに設けた超音波流量計（愛知時計電機 , TRZ200D-C/5P）により測定し、定常後 30 分間の平均値を実際の排気量として採用した。室内の暖房にはオイルヒーター（アイリスオーヤマ , IWH-1210M-W）を用い、発熱量 4,250 W で定常的に発熱させた。温度は T 型熱電対を用いて室内 A~E、屋外 F 点において鉛直方向に室内 12 点、屋外 4 点で測定した。測定点を **Fig.3** に示す。測定間隔は 1 分とし、定常後 30 分間の平均値を結果として採用した。

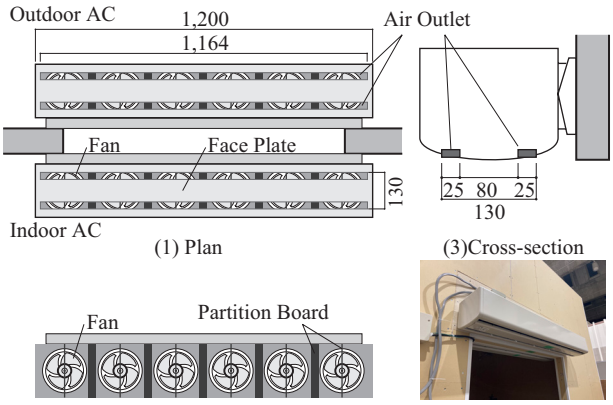


Fig.2 Detailed drawings

Table1 Experimental condition

Heat Wattage	4,250 [W]
Installation Position	Indoor AC, Outdoor AC, Double-sided AC without AC
Blowing Speed	4 [m/s]
Air Flow Rate	0, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1400 [m^3/h]

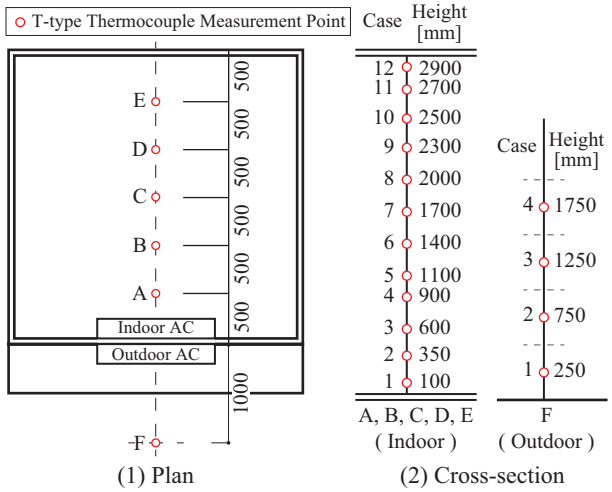


Fig.3 Temperature measurement point

3.2 結果と考察

Fig.4 に排気量ごとの鉛直温度分布の結果を示す。グラフの横軸は室内 A ～ E の高さごとの平均温度と屋外温度 F との温度差である。いずれの排気量 Q_{EX} においても AC なし条件では室下部において外気温との温度差が小さく、外気が室内に侵入していると考えられる。一方で AC を吹出した場合、比較的排気量の小さい Q_{EX} = 0 ～ 600 m^3/h では AC なし条件に比べて内外温度差が大きくなり、また鉛直温度差も小さくなったことから、AC を吹出すことで良好な室内環境が形成されたことが確認された。また暖房時に排気なしで実施した既往研究[4]で示された結果と同様に、室内側 AC が最も内外温度差が大きくなった。しかし排気量の増加に伴い、いずれの AC あり条件でも内外温度差が小さくなり、排気量 Q_{EX} = 1000 m^3/h 条件以降では特に室上部で設置位置ごとの内外温度差が概ね等しくなった。これは排気により開口からの外気侵入量が増加することで、AC による気流遮断効果に対して換気駆動力が大きくなったことが考えられる。また室内側 AC、両側 AC については排気量が増加しても鉛直温度差は小さく、加えて AC なしと比較して居住域で室温が高いことから、室内の熱的快適性は比較的保たれており、AC の気流遮断効果が確認された。

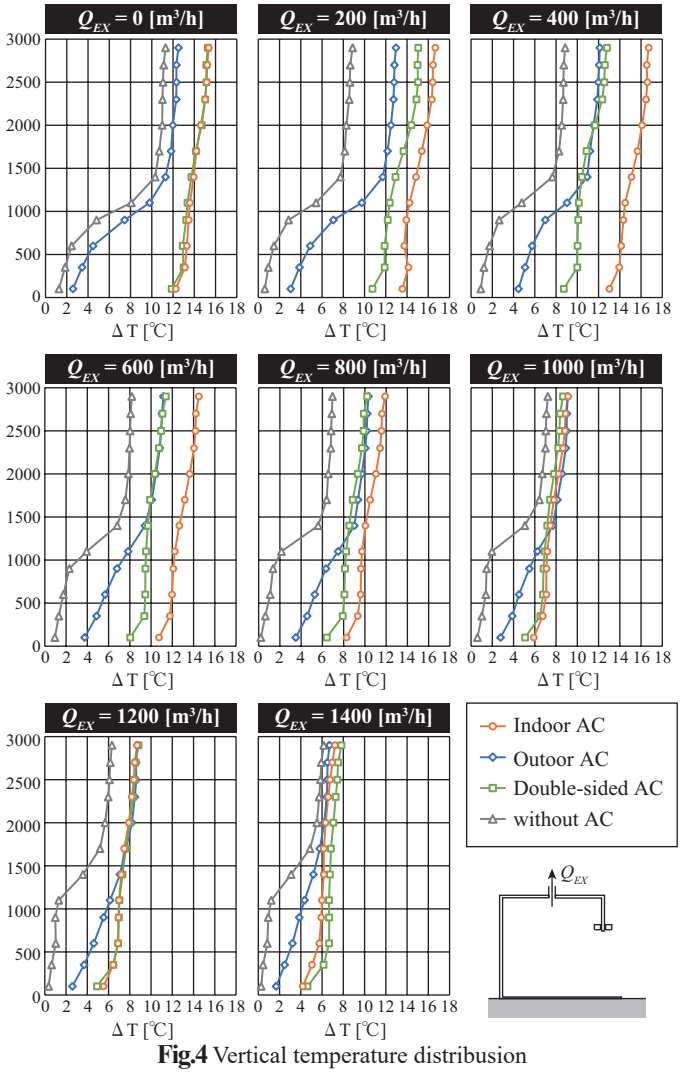


Fig.4 Vertical temperature distribusion

4. 外気侵入量測定

4.1 測定概要

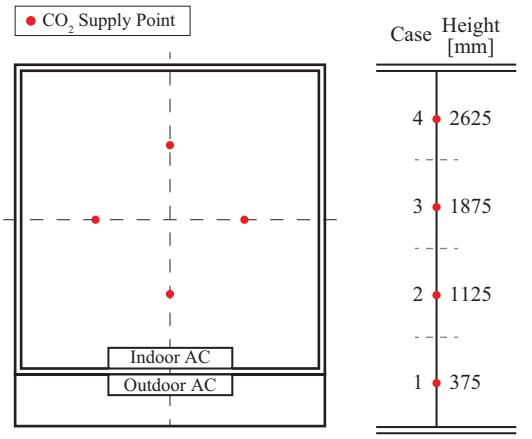
熱とは別に、汚染質などの遮断性能の評価を目的として、前節同様の建屋にて CO_2 を用いてトレーサーガス定常発生法により外気侵入量を測定した。実験は **Fig.5** に示す 16 点で CO_2 を同時に発生させた。測定点を **Fig.6** に示す。室内 a ～ e、屋外 f の測定点において鉛直方向に 5 点で、定常に達した後に室内濃度 C_i 及び屋外（実験棟内）濃度 C_o を CO_2 濃度計（T&D, RTR-576）を用いて 30 分間測定した。なお、測定間隔は 1 分とした。実験条件は前章と同様に発熱量 4250 W、吹出風速 4 m/s、設置位置 4 条件、排気量 8 条件とした。

4.2 結果と考察

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

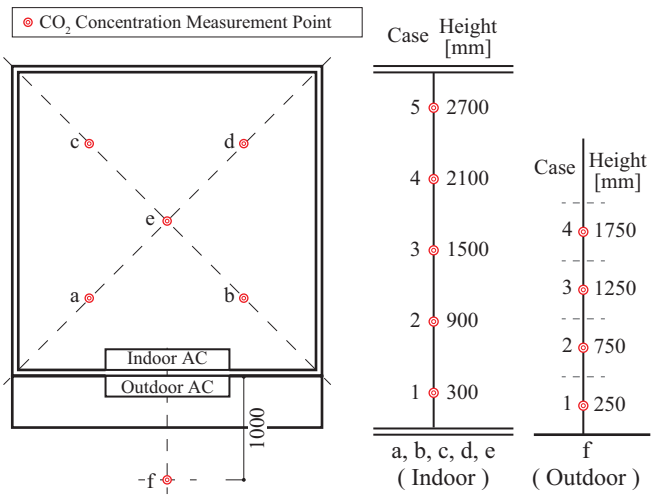
$$Q_{TG} = \frac{M}{C_i - C_o} \qquad (1)$$

Q_{TG}：外気侵入量 [m³/h]　C_i：室内濃度 [-]
M：室内 CO_2 発生量 [m³/h]　C_o：屋外濃度 [-]



(1) Plan　(2) Cross-section

Fig. 5 CO_2 supply point



(1) Plan　(2) Cross-section

Fig. 6 CO_2 concentration measurement point

Fig.7 に排気量 Q_{EX} と外気侵入量 Q_{TG} の関係を示す。全ての設置位置条件について、排気量の増加に伴い、外気侵入量が増加した。排気量に比べて外気侵入量が大きい原因として、開口下部から外気が侵入するのに対して開口上部から室内空気が漏出することで室全体としての外気侵入量が増加していることが考えられる。AC あり条件に注目すると、前章と同様に排気量の小さい条件では室内側 AC が最も外気侵入量の小さい結果が得られたが、Q_{EX} = 1000 m³/h 以降は設置位置ごとの外気侵入量は概ね等しくなった。また、屋外側 AC の排気量 400 m³/h 条件にて外気侵入量に一部減少傾向がみられる。この原因については、今後 CFD 解析等により詳細な検討を行うことで要因を明確にできる可能性がある。

5. AC の性能評価

5.1 評価指標

温度測定とトレーサーガスの実験結果を用いて (1) 熱量に基づく移流量の比、(2) CO_2 濃度に基づく移流量の比をそれぞれ算出し、AC の気流遮断性能を評価する。

(1) 熱量に基づく移流量の比　$Q_{AC\text{-}H}/Q_{0\text{-}H}$

以下に示す熱収支の式 (2) より熱量に基づく移流量を算出し、AC の有無による移流量の比を求める。

$$C_p\rho Q_{AC\text{-}H}\Delta\overline{T_{AC}} - \sum UA\Delta T_{AC} - W = 0$$
$$C_p\rho Q_{0\text{-}H}\Delta\overline{T_0} - \sum UA\Delta T_0 - W = 0 \qquad (2)$$

$C_p\rho$：空気の体積熱容量 [J/(m³・K)]　A：壁の面積 [m²]
U：熱貫流率 [W/(m²・K)]　W：発熱量 [W]
ΔT_{AC}：AC 稼働時の内外温度差 [K]
ΔT_0：AC 非稼働時の内外温度差 [K]
$Q_{AC\text{-}H}$：AC 稼働時の熱量に基づく移流量 [m³/h]
$Q_{0\text{-}H}$：AC 非稼働時の熱量に基づく移流量 [m³/h]

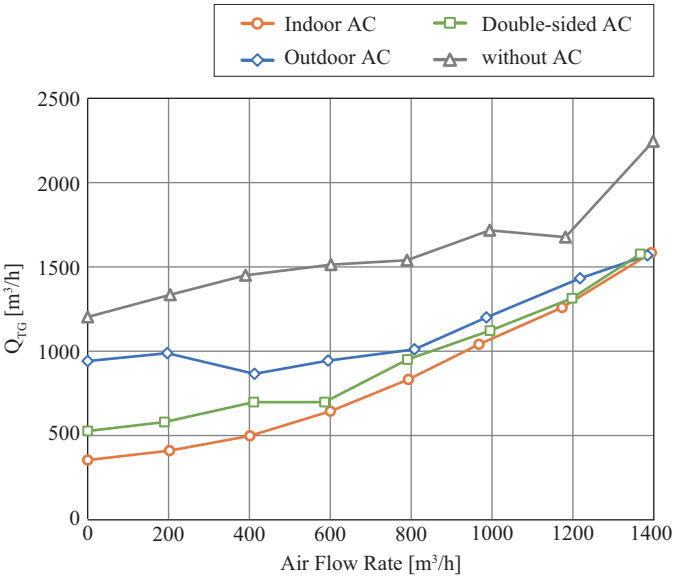


Fig. 7 Relationship between Q_{TG} and air flow rate

(2)CO_2 濃度に基づく移流量の比　$Q_{AC\text{-}TG}/Q_{0\text{-}TG}$

$Q_{AC\text{-}TG}$：AC 稼働時の外気侵入量 [m^3/h]
$Q_{0\text{-}TG}$：AC 非稼働時の外気侵入量 [m^3/h]

5.2　結果と考察

(1) 式及び (2) 式で得られた移流量の比を **Fig.8** に示す。ここで横軸は各条件における 2 つの指標を、縦軸は AC なしに対する移流量の比を表しており、値が小さいほど気流遮断性能が高いことを表している。結果から、全ての条件で AC を吹き出すことにより AC なし条件に対する移流量比が減少し、AC による気流遮断効果および室内環境改善効果が見られた。また、ほとんどの条件で (1)、(2) いずれの結果も室内側 AC を吹き出した条件が最も気流遮断性能が高く、次いで両側 AC、屋外側 AC、AC なしの順で気流遮断率が高くなった。同じ条件においても (1) と (2) の移流量比の結果が異なる原因としては、熱量と CO_2 の輸送メカニズムの違いが考えられる。すなわち、熱量は開口からの移流に加えて、壁面への伝達が考えられるのに対して、CO_2 などの汚染物質は主に移流のみで輸送されるという違いがあげられる。したがって、これら 2 つの指標を用いる場合、適切に使い分けることが必要であり、(1) 熱量に基づく移流量の比は空調負荷削減や室内の熱的快適性の評価に用い、(2)CO_2 濃度に基づく移流量の比はウイルスや埃などの汚染物質の遮断性能の評価に用いることが好ましいと考えられる。

7.　おわりに

本報では、暖房時に排気を行った場合の AC の気流遮断性能および熱環境改善効果の把握を目的として、実大実験により、鉛直温度分布及び外気侵入量の測定を行った。結果から以下の知見が得られた。

・排気量が増加するにつれて、AC あり条件においても内外温度差が小さくなり、気流遮断性能が低下した。
・室内側 AC、両側 AC ではいずれの排気条件でも鉛直温度差は比較的小さく、室内の熱的快適性は保たれた。
・一定の排気があった場合でも AC なし条件と比較して AC あり条件で気流が遮断され、AC の効果が見られた。

今後は本実験で得られた値を真値として、CFD 解析を用いて AC の性能評価を行う予定である。

【参考文献】

1. 渡邉久，永田明寛：内外差圧が開口部上部設置型縦吹降式エアカーテンの熱・気流遮断性能に与える影響－模型実験・CFD 解析による検証，日本建築学会環境系論文集，第 83 巻第 743 号，pp.29-37，2018.1
2. 田中優汰，近藤靖史：建物出入り口に設置するエアカーテンの高効率化に関する研究，日本建築学会環境系論文集 第 86 巻 第 790 号，pp.899-908，2021.12
3. 千田ら：開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する基礎的研究（その1）縮小模型を用いた等温実験による通気抵抗の評価，日本建築学会 2021 年度近畿支部研究報告集，pp.177-180，2021.6
4. 古谷ら：開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する基礎的研究（その3）暖房時の吹出風速および設置位置が熱及び物質の遮断性能に及ぼす影響，日本建築学会 2022 年度近畿支部研究報告集，pp.189-192，2022.6

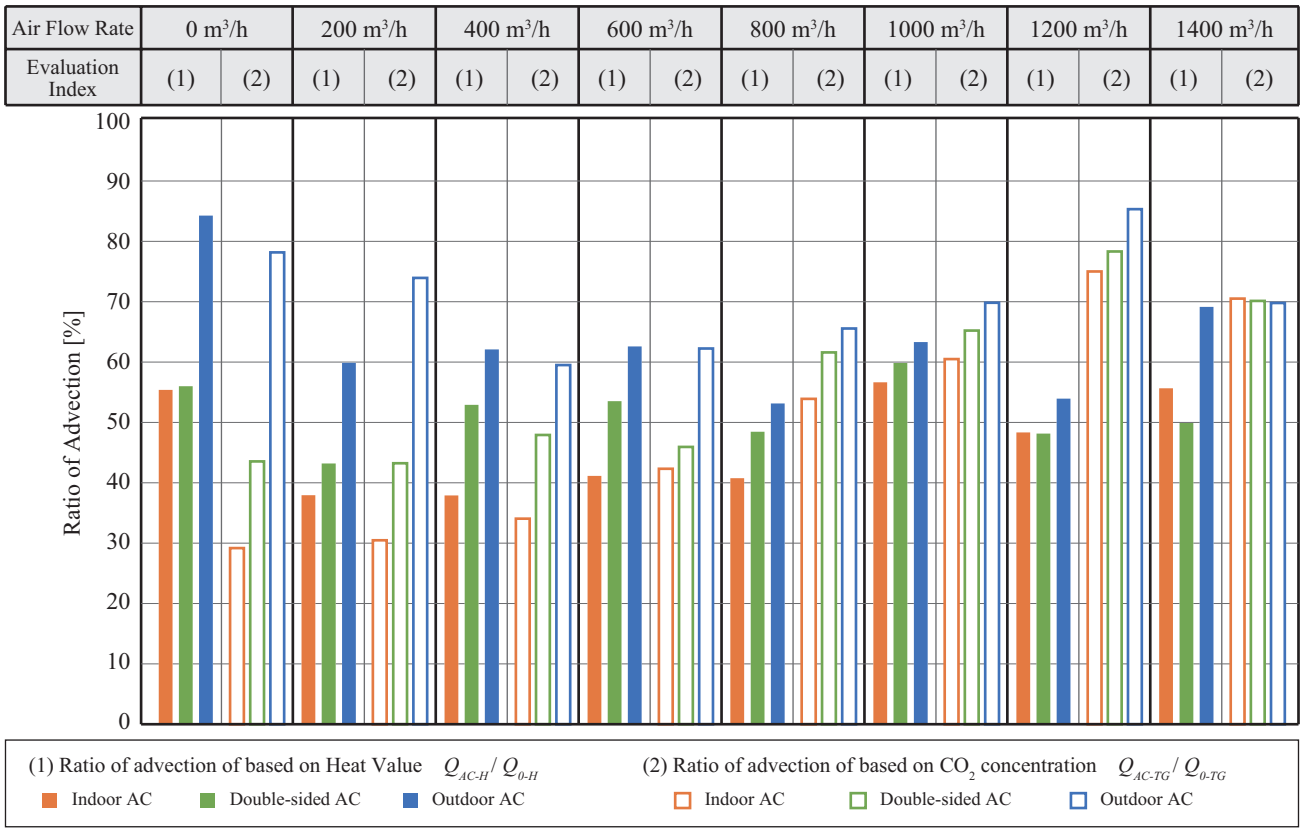


Fig. 8 Bar graph of the ratio between AC and without AC

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

換気量の変化が室内温熱環境/空気質分布に与える影響の CFD による評価
Evaluation of the Effect of Ventilation Volume on Indoor Thermal Environment and Air Quality by Using CFD

○佐々木　圭吾（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）
Keigo SASAKI[*1]　Tomohito MATSUO[*1]　Hikari SHIMADERA[*1]　Akira KONDO[*1]
[*1] Osaka University

Indoor ventilation needs to be enhanced because the standard for indoor CO_2 concentration is not attained in 24.4% of designated buildings according to Ministry of Health, Labour and Welfare. This study conducted CFD simulations to evaluate the effect of ventilation volume on ITE (indoor thermal environment) and IAQ (indoor air quality) in summer and winter. It was found that increasing ventilation volume made ITE worse and IAQ better in both seasons, and the effect of that was larger in winter than summer. In addition, by operating air conditioners to offset increased heat load because of the enhanced ventilation, temperature of breathing zone was excessively cooled in summer, and ITE was not improved in winter.

はじめに

厚生労働省によると，室内 CO_2 含有率に係る建築物衛生管理基準に違反している特定建築物の割合は，2020 年度で 24.4%と報告されており [1]，換気強化の必要性が示されている。一般に，室内の換気を強化したとき，外気の流入量が増加し室内空気質は改善されるが，特に夏季と冬季においては外気負荷が増加するため，室内温熱環境は悪化する。そこで，換気強化と同時に，増加した外気負荷を解消する空調を行えば，室内環境のさらなる改善が望める。本研究では実空間を対象として，夏季と冬季における換気量の増加が室内温熱環境および室内空気質に与える影響を CFD シミュレーションによって評価し，また換気量増加時の外気負荷の増加分を空調機処理熱量に加えたときの室内温熱環境の変化を評価し，室内環境の改善可能性の検討を目的とする。

1．CFD モデル

1.1　モデル概要

本研究では対象空間を大阪大学吹田キャンパス M3 棟 211 講義室とした。(以下 M3-211 と記す。)M3-211 のモデル図を **Fig.1** に示す。M3-211 には空調機と全熱交換器が各 4 か所ずつ設置されている。空気質解析にあたって，M3-211 の定員の 2/3 である 66 人の学生の居住を想定し，それぞれからの CO_2 排出を設定した。

Fig.2 に，空調機と全熱交換器の吹き出し方向，角度を示す。空調機の吹き出し方向は，空調機の吹き出し口 4 か所についてすべて，水平を 0° として 60° の角度で下向きに吹き出すように設定し，全熱交換器の吹き出し方向は，吹き出し面を 4 分割して，それぞれが斜めに吹き出すように設定し，吹き出し角度は水平を 0° として 45° の角度で下向きに吹き出すように設定した。

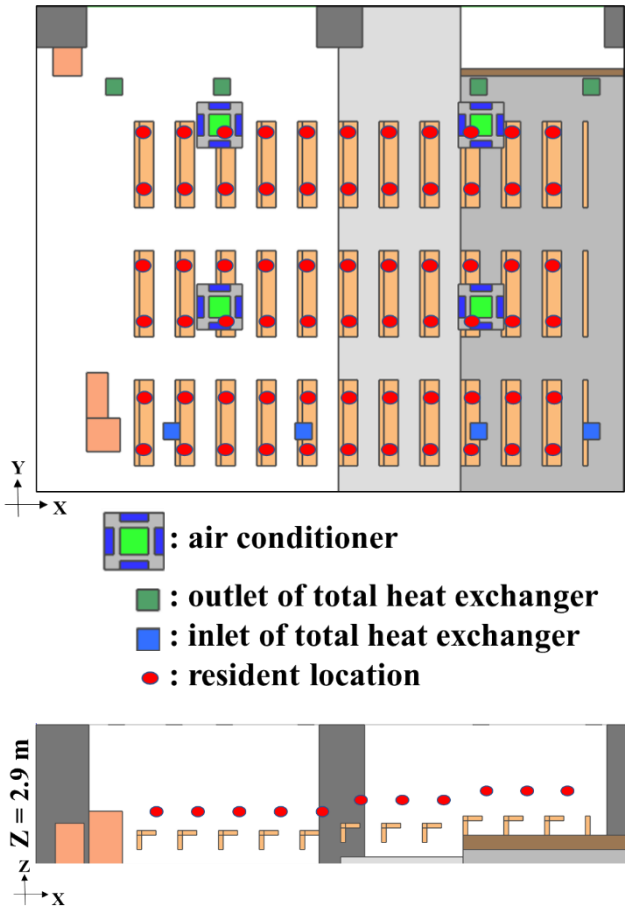


Fig.1 M3-211 layout

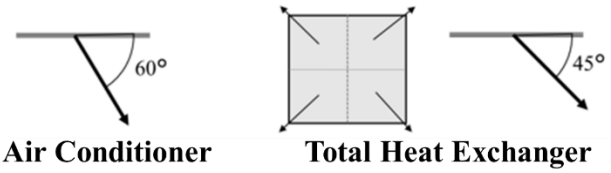


Fig.2 Angles of inlets of Air Conditioner and Total Heat Exchanger

1.2 計算条件

本研究の CFD 計算には OpenFOAM-4.1 を使用した。非圧縮性流体を仮定し，温度変化による浮力を考慮するため Boussinesq 近似を導入した。乱流モデルには標準 k-ε モデルを使用した。

Table 1 に本研究の計算ケースを示す。夏季冬季で換気風量をカタログ値としたケース，20%増加させたケース，換気量増加時の外気負荷の増加分を空調機の処理熱量に加えたケースの計 6 ケースを行った。SMR20R，WTR20 では，SMR20，WTR20 の空調機吹き出し温度を変更し，再計算を行った。

Table 1 Calculation cases

Ventilation volume \ Season	Summer	Winter
Catalog value 650×4 [m³/h]	SMR00 (base case)	WTR00 (base case)
20% up 650×1.2×4 [m³/h]	SMR20	WTR20
20% up (offset heat load) 650×1.2×4 [m³/h]	SMR20R	WTR20R

SMR00 の空調機群の境界条件を **Table 2**，夏季の壁面の境界条件を **Table 3** に，WTR00 の空調機群の境界条件を **Table 4**，冬季の壁面の境界条件を **Table 5** に示す。空調機および全熱交換器の吹き出し風量はそれぞれカタログ値を参照した。また，空調機 4 か所と全熱交換器 4 か所の境界条件はそれぞれ統一した。壁面温度はすべての面について統一し，机や椅子，教卓などの物体はすべて断熱条件とした。

Table 2 Boundary conditions of air conditioner group (SMR00)

Air conditioner group	Inlet volume [m³/h]	Inlet temperature [℃]	Outlet volume [m³/h]
Air conditioner	750	20	750
Total heat exchanger	650	Equation(1)	Gradient 0

Table 3 Boundary conditions of wall and objects in summer case

Wall	Boundary condition
east, west, south, north	26 ℃
Objects	Thermal insulation

Table 4 Boundary conditions of air conditioner group (WTR00)

Air conditioner group	Inlet volume [m³/h]	Inlet temperature [℃]	Outlet volume [m³/h]
Air conditioner	750	36	750
Total heat exchanger	650	Equation(1)	Gradient 0

Table 5 Boundary conditions of wall and objects in winter case

Wall	Boundary condition
east, west, south, north	22 ℃
Objects	Thermal insulation

全熱交換器の吹き出し温度は，式(1)により決定される。式(1)で使用した変数の定義を **Table 6** に示す。式(1)における外気温は，気象庁より夏季ピークの 8 月，冬季ピークの 2 月の 2022 年度日平均気温を使用し，それぞれ 30 ℃，5.5 ℃とした。交換効率は 0.6 とした。

$$T_{THE_inlet} = \eta T_{room} + (1-\eta) T_{THE_outlet} \quad (1)$$

Table 6 Variable definitions

Variable	Definition	Unit
T_{THE_inlet}	Inlet temperature of total heat exchanger	[K]
T_{THE_outlet}	Outlet temperature of total heat exchanger	[K]
T_{out}	Outside temperature	[K]
η	Exchange efficiency	[-]

本研究では湿度輸送を考慮していないため，熱負荷は顕熱負荷のみ考慮した。外気負荷，空調負荷の計算式を式(2)に示す。式(2)で使用した変数の定義を **Table 7** に示す。空気密度と空気比熱については，空気温が 20 ℃の時の値であるc_a＝1.0 × 10^3，ρ_a＝1.2 を採用した。

$$Q_{THE_s} = V c_a \rho_a |T_{inlet} - T_{outlet}| \quad (2)$$

Table 7 Variable definitions

Variable	Definition	Unit
Q_{THE_s}	Sensible heat load	[W]
Q_{AC_s}	Amount of sensible heat removal	[W]
V	Inlet volume	[m³/s]
c_a	Air specific heat	[J/kg/K]
ρ_a	Air density	[kg/m³]
T_{inlet}	Inlet temperature of air conditioner	[K]
T_{outlet}	Outlet temperature	[K]

外気 CO_2 濃度は 400 ppm とした。居住者による CO_2 排出については，室内の居住者一人あたりから 20 L/h の CO_2 を，居住者の呼吸域である z＝0.9 m から，速度勾配 0 で排出した。居住者からの人体発熱はないものとした。

2．計算結果

M3-211 は階段教室であるため，呼吸域を考慮して，水平断面の結果は各地点の床から高さ 0.9 m の結果を示す。

2. 1　SMR00，SMR20，WTR00，WTR20 の計算結果

Fig.3 に SMR00，SMR20 の水平および鉛直の温度分布と CO_2 濃度の水平分布を示す。対象空間の全熱交換器の吹き出し口の直下で顕著な温度上昇が現れた。また，教室後方の全熱交換器の直下の CO_2 濃度が著しく減少した。これらは，M3-211 が階段教室で教室後方の領域と全熱交換器吹き出し口の距離が近いため，外気が呼吸域に到達しやすいためである。SMR00 と SMR20 では全熱交換器直下以外の呼吸域の温度分布，CO_2 濃度分布に変化は示されておらず，夏季における換気量増加が温熱環境の悪化および空気質改善に与える影響は小さいことが示された。

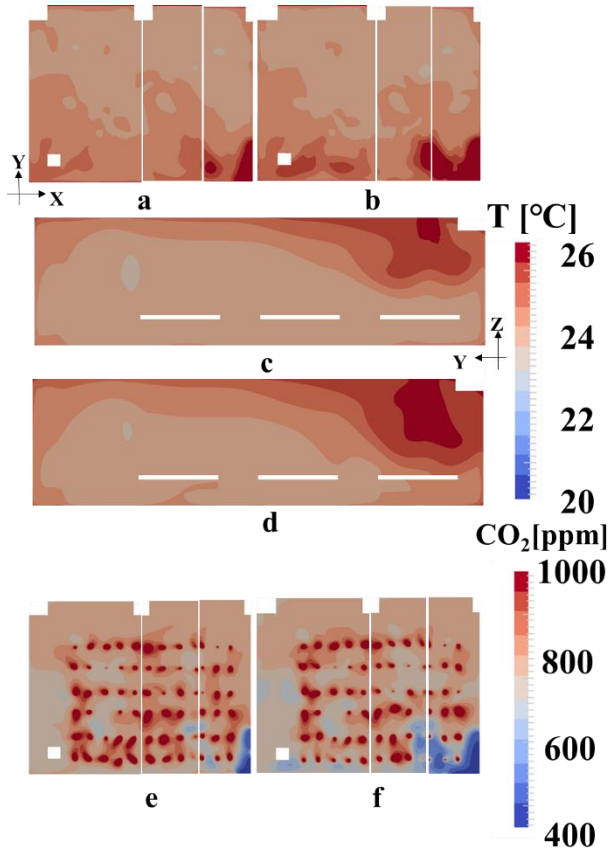


Fig.3 Temperature field at Z = 0.9 m (a,b), and X =5.6 m (c,d), and CO_2 concentration field at Z = 0.9 m (e,f) for SMR00 (a,c,e) and SMR20 (b,d,f)

Fig.4 に WTR00，WTR20 の水平および鉛直の温度分布と CO_2 濃度の水平分布を示す。冬季では全熱交換器からの吹き出し温度が室温より低温であり，外気は浮力によって室内下方を這うように広がる。そのため，夏季と比較して換気量増加が呼吸域の温熱環境悪化に与える影響は大きいことが示された。同様の理由で，冬季において，換気量増加が呼吸域の空気質改善に与える影響は大きいことが示された。夏季と比較して換気量に対する CO_2 濃度の感度が高いのは，空調機の還気に含まれる外気量が減少したことによるものと考えられる。

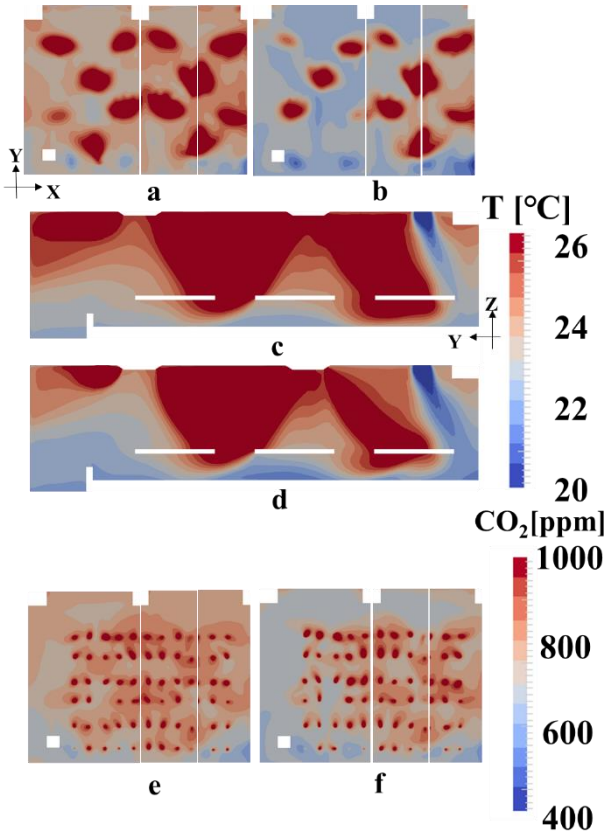


Fig.4 Temperature field at Z = 0.9 m (a,b), and X =9.3 m (c,d), and CO_2 concentration field at Z = 0.9 m (e,f) for WTR00 (a,c,e) and WTR20 (b,d,f)

2. 2　SMR20R，WTR20R の境界条件

式(2)を用いて，換気量増加時の外気負荷の増加を解消する空調吹き出し温度を求めた。ただし，空調吹き出し温度の変化による吸い込み温度の変化は無視した。

SMR00 で全熱交換器による外気負荷は 1973 W であった。SMR20 における外気負荷は 2471 W であり，また空調負荷は 4554 W であった。増加した外気負荷は 498 W であるため，外気負荷の増加分を解消するために空調吹き出し温度を 0.6 ℃低下させれば良いと求められた。

同様に，WTR00 から WTR20 にかけて増加した外気負荷の増加分を解消するためには空調吹き出し温度を 1.2 ℃上昇させれば良いと求められた。

以上の結果から，SMR20R，WTR20R の境界条件を **Table 8** に示す。

Table 8 Boundary conditions of air conditioner group (SMR20R, WTR20R)

Air conditioner group	Inlet volume [m^3/h]	Inlet temperature[℃]	Outlet volume [m^3/h]
Air conditioner	750	19.4 (SMR20R) 37.2 (WTR20R)	750
Total heat exchanger	650×1.2	Equation(1)	Gradient 0

2.3 SMR20R，WTR20R の計算結果

Fig.5 に SMR20R の水平および鉛直の温度分布，水平 CO_2 濃度分布を示す。SMR20R の呼吸域の温度分布は SMR00 の呼吸域の温度分布より約 0.5 ℃程度の低下が示された。夏季では換気量増加が教室後方の窓側を除いた呼吸域の温度分布に与える影響は小さく，また今回の対象実空間のように全熱交換器が窓側に設置されていると外気負荷が窓側に集中するため，外気負荷増加分と同量の熱量を加えた空調負荷を設定すると，呼吸域を過剰に冷却することが示された。したがって，夏季において，外気負荷を解消する程度に空調吹き出し温度を低下させると，温熱環境の改善につながらない結果となった。

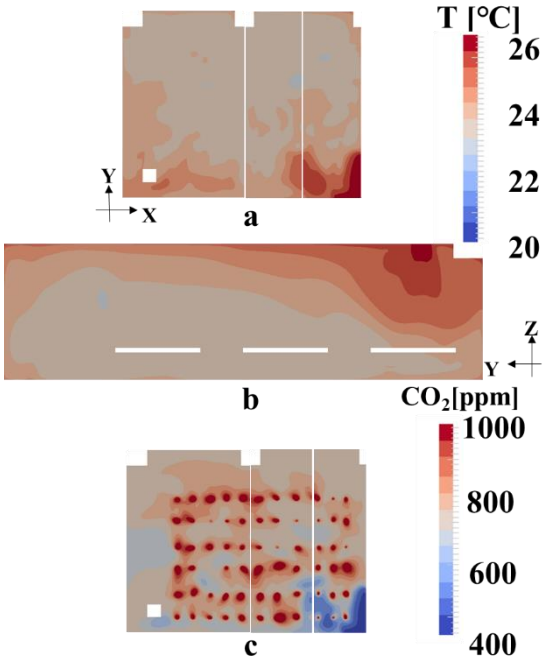


Fig.5 Temperature field at Z = 0.9 m (a), and X =5.6 m (b), and CO_2 concentration field (c) for SMR20R

Fig.6 に，WTR20R の水平および鉛直の温度分布，水平 CO_2 濃度分布を示す。WTR20R の呼吸域の温度分布は，特に室内前方および全熱交換器が設置されている窓側において改善傾向が示されなかった。これは，浮力によって外気が呼吸域まで到達し，室内の温度成層がより強化されるため，空調機からの暖気が呼吸域まで十分に届きにくくなっていることによるものである。したがって，外気負荷の増加分と同量の熱量を空調負荷に加えて空調を行う手法は，冬季における温熱環境の改善に有効ではないことが示された。冬季における熱的快適性をさらに改善するためには，空調機の風速を大きくしてより多くの暖気が呼吸域に到達できるようにする手法や，室内上部にサーキュレーターを設置し室内上部にたまっている暖気を呼吸域まで送り込む手法が考えられる。さらに，今回のような窓側への局所的な外気負荷の集中を避けるために，全熱交換器の吹き出し口を室内中央と窓側に分散させるなど，空調機群の配置を検討することも有効と考えられる。

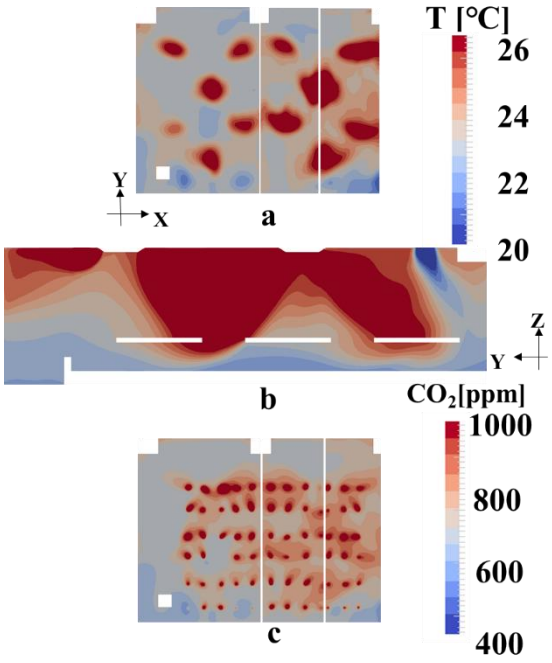


Fig.6 Temperature field at Z = 0.9 m (a), and X =9.3 m (b), and CO_2 concentration field (c) for WTR20R

3．結論

本研究の結論を以下にまとめる。

1) CFD 計算によって，換気量の変化が室内温熱環境/空気質分布に与える影響を評価し，換気量増加時の外気負荷の増加分と同量だけ空調機の処理熱量に加えたときの温熱環境の変化を評価した。

2) 夏季では全熱交換器から吹き出す外気の温度が高く，室内上部へ外気が移流するため，換気量増加が呼吸域の温熱環境/空気質に与える影響は小さいことが示された。冬季では全熱交換器の吹き出し風の温度が低く，呼吸域まで外気が到達するため，温熱環境/空気質に与える影響が大きいことが示された。

3) 夏季において，外気負荷を解消する程度に空調機の吹き出し温度を低下させると，全熱交換器が設置されている窓側を除く呼吸域の温度分布が過剰に冷却され，温熱環境の改善にはつながらなかった。

4) 冬季において，外気負荷を解消する程度に空調吹き出し温度を上昇させると，浮力によって呼吸域まで到達している外気との温度差が広がって室内の温度成層が強化され，空調機から吹き出す暖気が呼吸域まで届きにくくなるため，温熱環境の改善につながらないことが示された。

謝辞：本研究は JSPS 科研費 21K14303 の助成を受けたものです。

参 考 文 献

1) e-Stat 政府統計の総合窓口 https://www.e-stat.go.jp/ (2023/02/18 確認)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

随伴変数法による CFD 逆解析を用いた空調吹出し気流の予測手法
（その１）単一及び複数ターゲット領域による斜め吹出し気流の予測精度

Prediction Method of Supply Airflow using CFD Inverse Analysis by Adjoint Variable Method
(Part1) Prediction Accuracy of Diagonal Airflow with Single and Multiple Target Areas

○桃 井　良 尚（福井大学）
Yoshihisa MOMOI*1
*1　University of Fukui

The ultimate goal of this study is to establish airflow visualization technology with combined EFD and CFD so that airflow simulation in an air-conditioned room can be performed with high accuracy and efficiency. In this paper, the computational accuracy of CFD inverse analysis by adjoint variable method for prediction of diagonal supply air velocity at the outlet was investigated.

１．はじめに

近年、航空宇宙分野において実験流体力学（EFD：Experimental Fluid Dynamics）と数値流体力学（CFD：Computational Fluid Dynamics）を連携させ、相互に欠点を補完する EFD/CFD 融合気流可視化技術[1)]が実用化されつつある。本研究では、建築室内気流の可視化に EFD/CFD 融合技術を適用し、高精度かつ高速な気流分布予測を行うことを最終目標とする。本報では、随伴変数法による CFD 逆解析[2)]を用いて、任意点の温度から斜め吹出し気流場の予測精度について検討した結果を報告する。

２．計算概要

本研究では、CFD 解析ソフトとして FlowDesigner（アドバンスドナレッジ研究所）を用いた。本ソフトは、随伴変数の感度解析結果から、任意の領域（以降、ターゲット領域と記す）における物理量が目標値になるよう、境界条件を最適化する逆解析機能を有している。本報では、この逆解析機能を用いて、より少ない観測点の物理量から室内全体の気流分布を予測する手法についての検討を行う。Fig.1 に、随伴変数法による逆解析を用いた室内気流分布予測の手順を示す。まず、吹出し温度は既知とし、任意の吹出し初期風速を与えて、室内風速及び温度分布の CFD 順解析を行う（計算 1 回目）。次に、ターゲット領域を設定し、測定等で得られたターゲット領域温度を目標値に設定して、逆解析を行う（計算 2 回目）。これにより、ターゲット領域の温度が目標温度に近付くとともに、吹出し風速も実際の風速に近付くことになる。この手順を複数回繰り返すことで、比較的短時間で吹出し風速の最適解が得られ、同時に室内風速及び温度分布が得られる。ターゲット領域温度については、最終的には測定値から設定することを想定しているが、本報では、第一段階として、測定誤差の影響を排除するため、正解値となる室内風速及び温度分布を CFD 順解析で求め、任意の領域における温度の計算結果をターゲット領域温度に設定し、逆解析を実施した。検討にあたっては、まず初めに、等温場においてターゲット領域の風速を目標値とした逆解析により吹出し風速の最適化検討を行い、その後非等温場においてターゲット領域の温度を目標値とした逆解析により吹出し風速の最適化検討を行った。

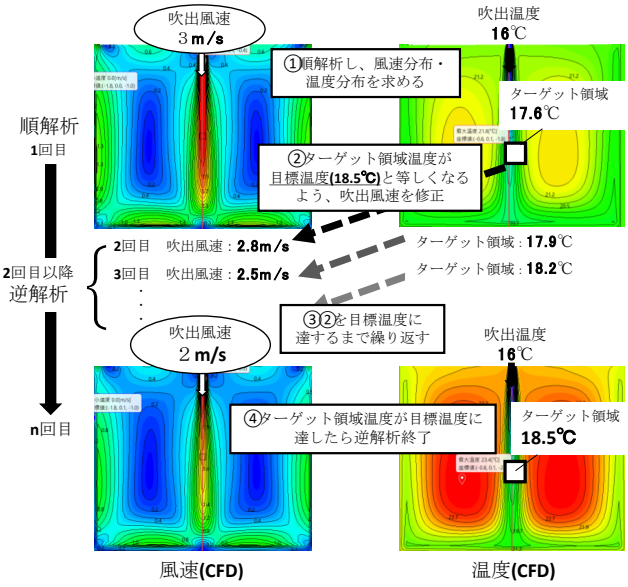


Fig.1 Schematic diagram of CFD inverse analysis

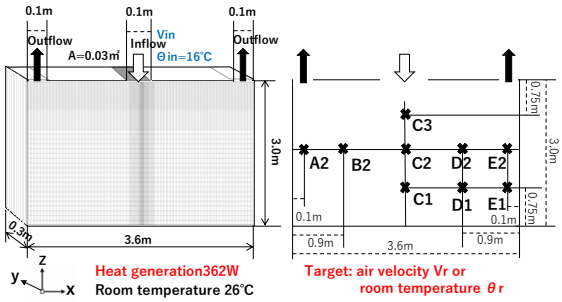


Fig.2 Calculation domain and target position

解析対象は、Fig.2 に示す天井面にライン状の吹出し口と吸込み口を有する 2 次元流れ場とした。Table1 に解析条件を示す。計算メッシュは、吹出し口周辺を 10mm 間隔で細かく分割し、周辺部では 50mm 間隔とし、室全体で約 6 万メッシュとした。乱流モデルには標準 k-ε モデルを用いて定常解析を行なった。正解値となる順解析での吹出し風速は、鉛直吹出しでは鉛直下向きに 2.0m/s、斜め吹出しで鉛直下向きと水平右方向にそれぞれ 1.7m/s と 1.0m/s を設定した。逆解析時の初期吹出し風速は、鉛直下向きに 3.0m/s（水平方向は 0m/s）とした。吹出し温度は 16℃で固定し、室温（吸込み温度）が 26℃になるよう、362W の空間発熱を与えた。床と天井は壁関数を設定し、それ以外の面は Free Slip（対称面）とした。ターゲット領域は、Fig.2 に示す位置のうち、単一ターゲットでは 7 条件（A2、B2、C2、D2、E2、C1、C3）、複数ターゲットは 8 条件（2D2E、2C2D、2A2D、2B2D、1D2D、2D3D、1E2E、2E3E）の組み合わせを設定した。

3．順解析の計算結果（鉛直吹出し、斜め吹出し）

Fig.3 に、順解析の結果を示す。鉛直吹出しでは、床面に衝突した気流が床に沿って流れた後、対称面で上昇気流に変化し、解析領域両端の吸込み口に流れていく様子が見られる。そのため、吹出し気流の左右の循環領域に滞留域が生じ、温度が高くなる傾向が見られた。一方、斜め吹出しでは、時計回りの大きな循環流が生じていることが分かる。鉛直吹出し同様、循環気流の中心付近では室内空気が滞留し、温度が高くなる傾向が見られた。

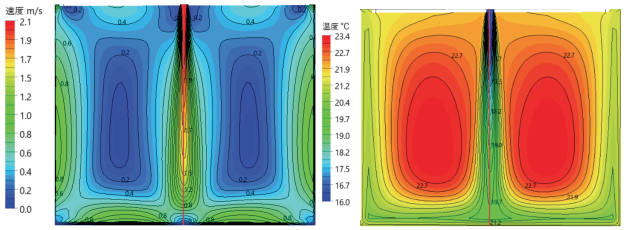
4．逆解析の計算結果と考察

4.1 等温場・単一ターゲットによる逆解析（鉛直吹出し）

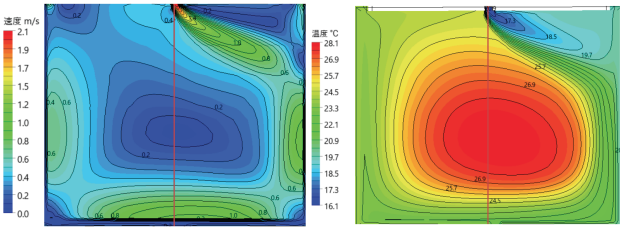
Fig.4 に、等温場において、ターゲット領域の風速を目標値とした逆解析でのターゲット領域風速の収束結果を示す。いずれのターゲット領域風速も目標値にほぼ到達していることがわかる。ただし、B2、D2 は循環気流の中心付近であるため、風速がほとんど 0 に近い値であった。Fig.5 に、逆解析によって得られた吹出し風速の予測値を、順解析時の設定条件と併せて示す。順解析での風速の境界条件と比較して、A2 や E2 ではやや大きく、C1、C2、C3 ではやや小さい結果となったが、ほぼ順解析と同じ結果が得られた。しかし、B2 と D2 では順解析の値を大きく下回った。また、収束までの反復計算回数は、B2 が最大で 10 回、D2 が 7 回、A2 と E2 が 4 回で最も小さくなった。これは、B2、D2 は循環気流の中心付近で風速が小さかったため収束性が悪くなったと考えられる。一方で、下流の A2 や E2 では風速分布が小さく比較的流れが安定しており、収束しやくなったと考えられる。

Table1 Calculation condition

CFD code	FlowDesigner2022		
Calculation domain	3.6m(X) × 0.3m(Y) × 3.0m(Z)		
Meshes	59,904 (96(X) × 12(Y) × 52(Z))		
Turbulence model	Standard k-ε		
Algorithm	SIMPLEC		
Diff scheme	Hybrid		
		Vertical supply	Diagonal supply
Heat generation	isothermal	—	
	non-isothermal	362W	
Inflow condition	isothermal	Uz=2.0m/s (Initial 3.0m/s in Iinverse CFD)	Ux=1.0m/s Uz=1.7m/s (Initial 3.0m/s in Iinverse CFD)
	non-isothermal	θin=16℃ in addition to the above	
Outflow condition	Flow rate		
Wall condition	Free-slip (All walls except the ceiling and floor)		



Vertical supply



Diagonal supply

Fig.3 Air velocity and temperature distribution in forward CFD simulation (non-isothermal)
(Left: air velocity, Right: air temperature)

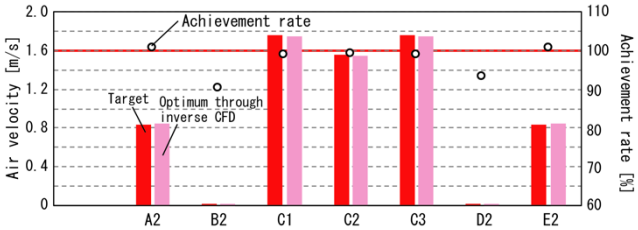


Fig.4 Air velocity at target area in inverse CFD simulation (isothermal, vertical airflow)

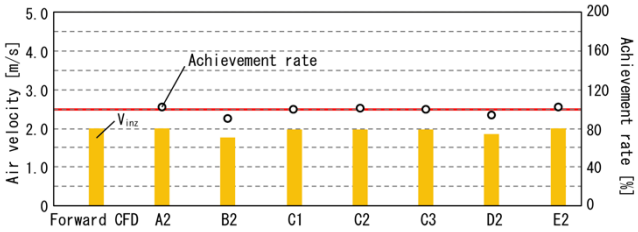


Fig.5 Air velocity at supply opening in inverse CFD simulation (isothermal, vertical airflow)

4.2 等温場・単一ターゲットによる逆解析（斜め吹出し）

Fig.6 に、等温場・単一ターゲット領域で斜め吹出しの逆解析を行った際のターゲット領域風速の収束結果を示す。いずれのターゲット領域風速も目標値にほぼ到達していることがわかる。Fig.7 に、逆解析によって得られた吹出し風速の鉛直成分 *Vz* と水平成分 *Vx* の予測値を、順解析時の設定条件と併せて示す。A2 では順解析の値とほぼ一致する結果が得られたが、それ以外のターゲット領域では値が大きく異なる結果となった。Fig.8 に解析結果から得られた風速分布を示す。A2 では風速分布も順解析結果とほぼ一致する結果が得られた。これは、前述の鉛直吹き出し同様、A2 が下流の風速分布が安定した領域であることが影響していると考えられる。C2 では大きな循環流の中心付近であるため、吹き出し風速が大きく変わってもターゲット領域への影響が小さく、D2 では吹出し気流の外縁であるため風向が若干異なる解に収束してしまっていることが原因と考えられる。

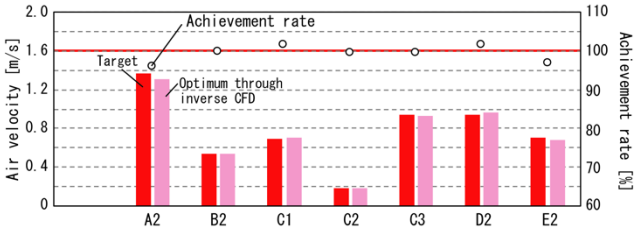


Fig.6 Air velocity at target area in inverse CFD simulation (isothermal, diagonal airflow)

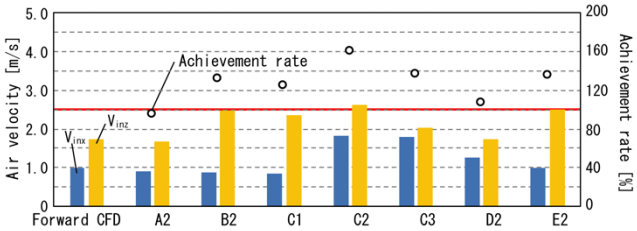


Fig.7 Air velocity at supply opening in inverse CFD simulation (isothermal, diagonal airflow)

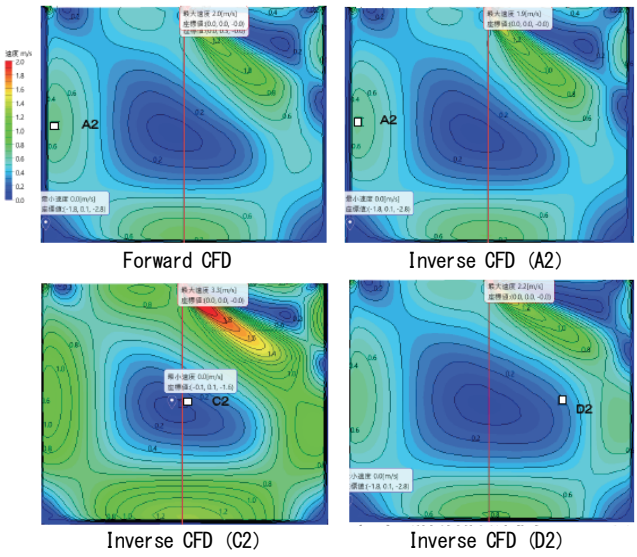


Fig.8 Comparison of air velocity distribution between forward and inverse CFD simulation (isothermal, diagonal airflow)

4.3 非等温場・単一ターゲットによる逆解析（斜め吹出し）

Fig.9 に、非等温場・単一ターゲット領域で斜め吹出しの逆解析を行った際のターゲット領域温度の収束結果を示す。B2 と C2 ではターゲット領域温度を下回ったが、それ以外はターゲット領域温度に達した。Fig.10 に、逆解析によって得られた吹出し風速の鉛直成分 *Vz* と水平成分 *Vx* の予測値を、順解析時の設定条件と併せて示す。全ての条件で、順解析の吹出し風速より大きい結果となった。特に、C1 と D2 では吹出し風速が大きくなり、室内温度分布も異なる傾向が見られた。Fig.11 に示す温度分布では、A2 や E2 は Fig.3 に示した順解析の結果と比較しても

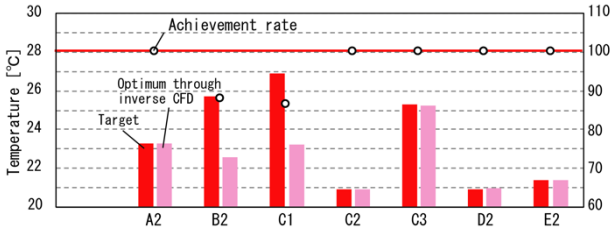


Fig.9 Air temperature at target area in inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow)

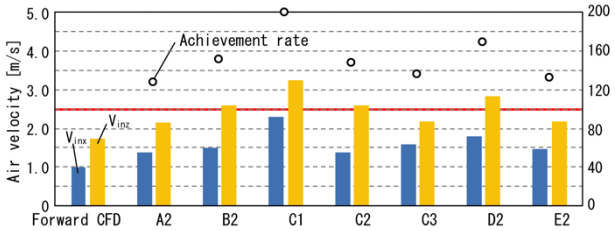


Fig.10 Air velocity at supply opening in inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow)

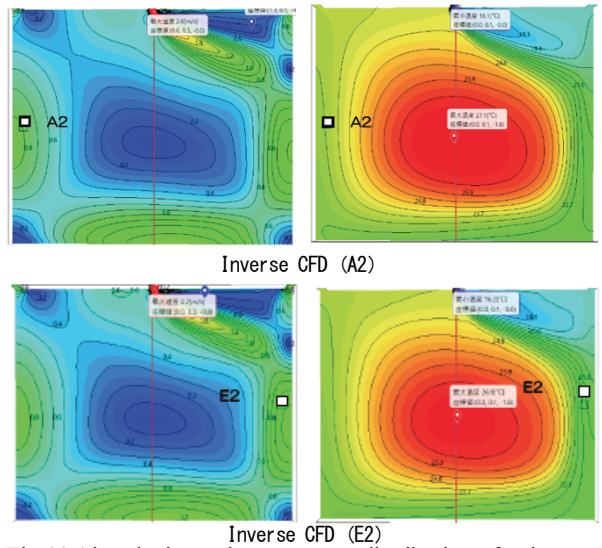


Fig.11 Air velocity and temperature distribution after inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow) (Left: air velocity, Right: air temperature)

よく一致しており、ターゲット領域が吹出し気流の循環流の中にあるため予測精度が高くなったと考えられる。また、等温条件に比べて非等温条件では、温度をターゲット量に変えたことにより、制約条件の拘束性が高まることで、条件によって大きく異なる流れ場の結果になりにくいと推察される。

4.4 非等温場・複数ターゲットによる逆解析（斜め吹出し）

Fig.12 に、非等温場・複数ターゲット領域で斜め吹出しの逆解析を行った際のターゲット領域温度の収束結果を示す。ターゲット領域温度が全条件でほぼ目標値に達していた。Fig.13 に、逆解析によって得られた吹出し風速の鉛直成分 *Vz* と水平成分 *Vx* の予測値を、順解析時の設定条件と併せて示す。C2D2、B2D2、D1D2 で順解析の設定条件と大きく異なる結果となった。これらの条件はいずれも、2 点ともが吹出し気流の大きな循環流の中にあり、比較的低風速かつ高温の地点であった。Fig.14 に D2E2 と D1D2 条件の温度分布を示す。D2E2 条件では吹出し気流の主流域に 1 点、それ以外の周辺域に 1 点ターゲット領域があることで順解析とほぼ同じ解析結果が得られている。一方、D1D2 では、流れ場が全く異なる局所解に収束してしまっている。

以上のことから、随伴変数法を用いた逆解析では、ターゲット領域を吹出し気流の主流域から周辺域にかけて複数設定することで、室温をターゲット物理量にして室内流れ場の予測が可能であることが示された。

5. まとめ

本研究では EFD/CFD 融合技術による建築室内気流の高精度かつ高速な気流分布予測を目的として、本報では随伴変数法による CFD 逆解析を用いた斜め吹出し気流場の予測精度について検討を行った。その結果、室内の任意点の温度を目標値（拘束条件）として、吹出し風速及び室内風速・温度分布の予測が可能であることを示した。本報では、CFD 順解析で得られた室温を目標値に設定したが、室温の測定値を目標値にすることも可能であり、CFD と連携することで風速測定なしに温度測定のみで室内風速分布を予測することが期待できる。今後は、ターゲット領域を 3 点以上設定した場合や吹き出し風速に分布がある場合、より複雑な吹出し気流などについても検討を進めていく予定である。

謝辞　本研究の解析を進めるにあたり、早川日菜氏（当時、福井大学卒論生）に多大なご尽力を頂いた。ここに謝意を表します。

参 考 文 献

1）　渡辺重哉,口石茂：EFD/CFD 融合技術の現状と可能性（<特集>先進的空力技術 第 2 部: 流れの制御と実験・計測 第 24 回）Current Status and Future of EFD/CFD Integration Technology, 日本航空宇宙学会誌, pp.113-120, 2014.4

2）　眞下茜, 河野良坪, 中川純, 桃瀬一成, 池島薫：随伴変数法を用いた CFD 逆解析の活用に関する研究　風速低減を目的とした樹木の最適配置に関する設計手法の提案, 日本建築学会環境系論文集 80 巻 715 号, pp.803-813, 2014.12

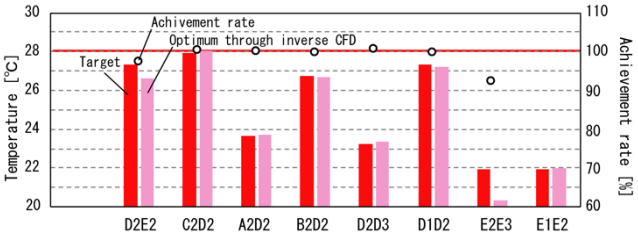


Fig.12 Air temperature at target area in inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow, multi target)

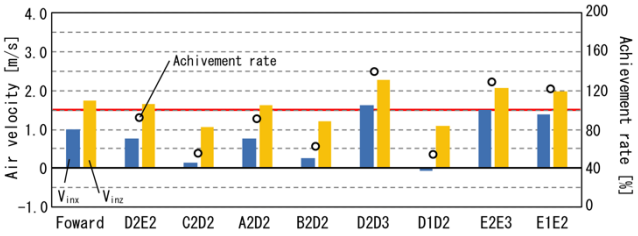
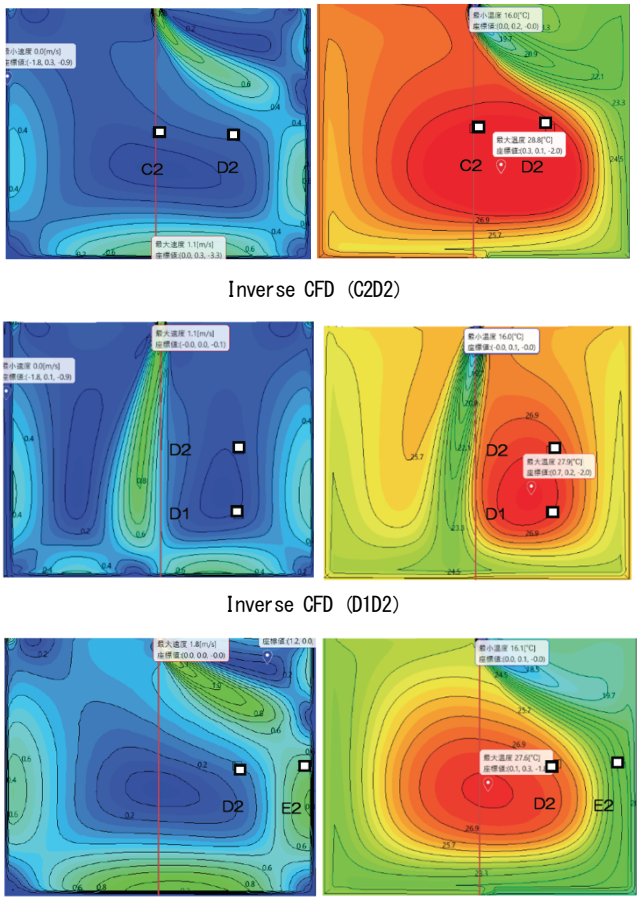


Fig.13 Air velocity at supply opening in inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow, multi target)



Inverse CFD (C2D2)

Inverse CFD (D1D2)

Inverse CFD (D2E2)

Fig.14 Air velocity and temperature distribution after inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow, multi target) (Left: air velocity, Right: air temperature)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

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研究
（その6）風洞実験による風力と浮力が作用する場での室内気流及び換気量の測定
Unsteady Analysis of Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique with LES
(Part 6) Measurement of Indoor Airflow and Ventilation Rate in a Wind Tunnel Experiment where Wind and Buoyancy Force act

○宮澤　昇平　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　小林　典彰　（大阪大学）
崔　　ナレ　（大阪大学）　　松原　暢　　（大阪大学）
蒋　　子韜　（大阪大学）　　丹原　千里　（大林組）

Shohei MIYAZAWA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Noriaki KOBAYASHI[*1]
Narae CHOI[*1] Toru MATSUBARA[*1] Zitao JIANG[*1] Chisato TAMBARA[*2]

[*1] Osaka University　　[*2] Obayashi Corporation

The use of LES, which can analyze unsteady airflow with high accuracy, has been expanding. However, generaly, in cross-ventilation analysis, it is necessary to analyze both inside and outside of the building simultaneously, which increases the computational load. In this study, the application of the Domain Decomposition Technique to LES is studied to reduce computational load, which analyzes only indoor airflow using previously investigated outdoor airflow data. This paper shows the wind tunnel test to obtain experimental data for CFD validation under non-isothermal condition.

1. はじめに

近年の屋外気流解析では、非定常かつ高精度な気流予測が可能なLarge Eddy Simulation (LES) の利用が拡大している[1)]が、通風解析に適用するには建物内外の同時解析が必要となり計算負荷が膨大となる。田中ら[2)]は屋外気流の解析データを利用し、建物開口部を流入出境界として室内のみを解析領域とする領域分割法[3)]をLESで適用し、解析精度を保ちつつ計算負荷を抑える検討を等温環境下で行った。しかし、室内外温度差による浮力を主たる換気駆動力として期待した自然換気設計が行われることも多いため、内外温度差が存在する場合を対象とした検討も必要と言える。本報ではその初期段階として非等温環境下で風洞実験を行い、CFDの境界条件及び精度検証用データを取得した結果を報告する。

2. 風洞実験概要

実験は**Fig.1**に示す大阪大学研究用風洞にて実施した。風洞内風速は床上1,000 mm高さで1.0 m/sに設定したが、後述する風圧係数の測定時のみ10 m/sに設定した条件でも実験を行った。**Fig.2**に1.0 m/s及び10 m/sで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及び乱流強度の鉛直分布を示す。風速は高さ600mm位置の風速で基準化したものをアプローチフローとして採用した。測定の結果、1.0 m/s条件では概ね1/3.73乗のべき乗則に10 m/sの条件では概ね1/4.20乗のべき乗則に従う境界層流となっていた。

本研究で対象とする模型は**Fig.3**に示す4種類で、外寸一辺300 mm、板厚5 mmの立方体である。開口の無いシールドモデルと、30 mm × 30 mmの開口を2箇所(風上・風下面上で開口中心高さ15 mm、280 mm)設けた単室モデル(温度測定用、換気量測定用、PIV測定用)をアクリル板を用いて作成した。シールドモデルでは風圧係数の測定、単室モデルでは温度分布・床面熱流束、室内風速分布及び換気量の測定を行った。

単室モデルでは等温条件で風向を真逆とした2条件（Case 1, 2）に加えて、換気駆動力として浮力も作用する非等温条件で風向を同様に変更した2条件（Case 3,4）も設定し、計4条件で実験を行った。**Table 1**に実験条件を示す[注1)]。ここで、Case 3では風力と浮力による同程度の差圧が同方向に作用し、Case 4では逆方向に作用する実験条件を意図して設定した。模型床面はアルミ板と

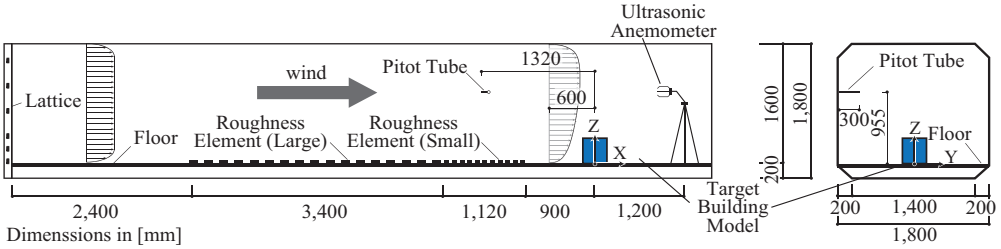


Fig. 1 Wind tunnel cross-section

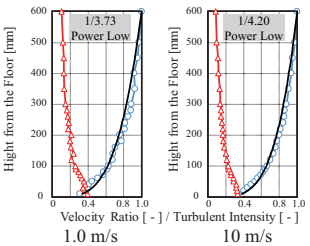


Fig. 2 Approaching flow

Table 1 Experimental Setting

	Assumed full-scale condtion					Scaled experimental conditon				
	Length [m]	Bilding Hight Velocity [m/s]	Outdoor Temperature [℃]	Indoor Temperature [℃]	Ar Number	Length [m]	Bilding Hight Velocity [m/s]	Outdoor Temperature [℃]	Indoor Temperature [℃]	Targetted Ar Number
Case1	3.0	2.0	15.0	15.0		0.3	0.88	15.0	15.0	
Case2							0.84			
Case3			10.0	25.0	0.388		0.86	17.0	44.6	0.388
Case4					6.113		0.79	16.4	47.2	6.113

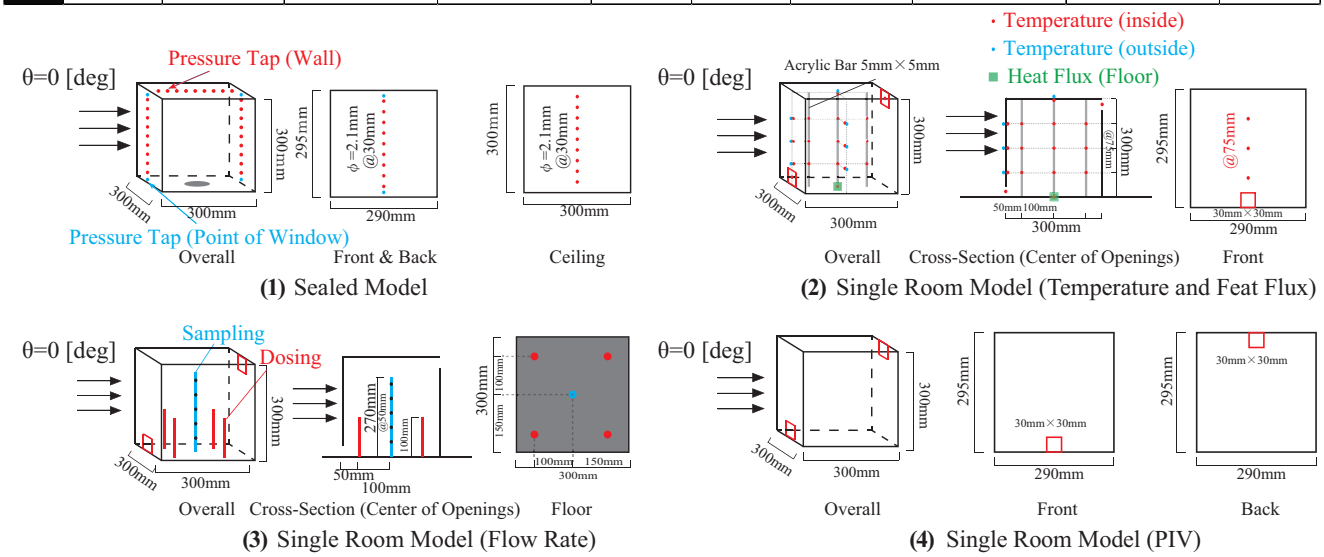


Fig.3 Test Models

し、その下部にシリコンラバーヒーターと断熱材を敷設して床面からの発熱により通風状態で内外温度差を発生させた。ヒーター発熱量は想定した室温となるよう調節し、流入出温度差と **Eq.1** で算定した換気量を開口面積で除した流入風速による Ar 数 (**Eq.2**) が **Table 1** の想定条件と一致するよう設定した。なお、室温は T 型熱電対により定常温度をモニターして確認し、室温の測定点は Case 4 では模型中心、Case 3 では流出開口中心とした。

$$Q_{predicted} = (\alpha A)_{connected} \sqrt{\frac{2}{\rho_o} \left| P_W - P_L + (\rho_o - \rho_i) g \Delta h \right|} \quad (1)$$

$$Ar = \frac{g \beta L \Delta T}{(u_{in})^2} = \frac{g \beta \Delta h (T_i - T_o)}{(Q_{predicted} / A_{opening})} \quad (2)$$

ここで、$(\alpha A)_{connected}$ は有効開口面積の直列結合値 [m^2]、ρ は空気の密度 [kg/m^3]、P_W、P_L は風上及び風下面の風圧 [Pa]、g は重力加速度 [m/s^2]、Δhは開口中心間の高低差 [m]、β は体膨張率 [1/K]、u_{in} は流入風速 [m/s]、T は空気温度 [K] である。添字 i, o はそれぞれ室内と屋外(風洞内)を表す。

3. CFD 精度検証用のデータ取得

3.1 風圧係数の測定

Fig. 3 (1) に示すシールドモデルを用いて風圧係数の測定を行った。測定点は模型中心断面上の風上・風下・上面の各面 30 mm 間隔で 9 点と風上・風下の開口中心想定位置（床上 15 mm, 280 mm）の 4 点の計 31 点設けた。風速は風洞床上 1,000 mm の位置で 1.0 m/s 及び 10 m/s で測定を行った。風圧は 10 m/s では微差圧計 (Validyne 社 ,DP45) を 1.0 m/s では沈鐘式微差圧計 (SIBATA IPS-350) を用いて各点 1 kHz で 60 s 測定した。風圧係数の基準速度圧は軒高 (床上 300mm) 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。

3.2 温度分布・熱流の測定

Fig.3 (2) に示す単室モデルにて温度・熱流束の測定を行った。図中に記す通り、中心断面上の高さ方向と主流方向にそれぞれ 3 点、計 9 点で模型内の空気温を測定し、室の平面中央位置では床面と屋根面の内表面温度も測定した。また、側面 1 面と Case 3 における風上面では高さ方向 3 点で内外表面温度も測定した。また、熱流束は床面中央部 1 点で測定した。実験は模型温度を測定して定常状態に達したことを確認した後、1 秒間隔で測定した温度の 10 分間平均値を各測定点での温度とした。この一連の流れを三回繰り返し行った平均値をその点での定常温度の結果として最終的に採用した。なお、実験中は風洞を回流型で運転した。

3.3 換気量の測定

Fig. 3 (3) に示す単室モデルを用い、**Fig. 4** に示すように CO_2 を用いたトレーサーガス定常発生法により換気量測定を行った。実験は前述の通り室内温度をモニターして定常状態を確認し、CO_2 を発生させない通風状況

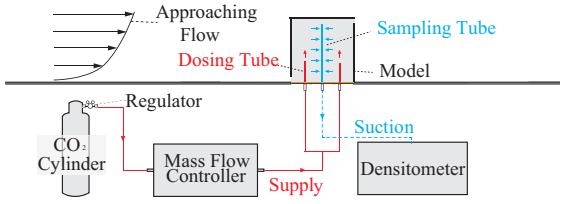


Fig.4 Schemstic of ventilation rate Measurement using Tracer Gas

下で、CO_2 濃度計（Vaisala, GM70PUMP）により測定した濃度の時間平均値を外気濃度 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）で流量を 20 または 40 Nccm に制御して模型内に CO_2 を供給した。室内の CO_2 濃度が定常状態に達した後、10 min 間測定を行った平均値を室内濃度 C_r とした。ここで、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床面から 50 mm, 100 mm, 150 mm, 200mm, 250mm の高さで四方に設けた計 20 点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 箇所に設けた高さ 100mm の配管上端から供給した。得られた平均濃度と **Eq. 3** から換気量Q [L/min] の算定を行った。

$$Q = \frac{M}{C_r - C_o} \quad [L/min] \qquad (3)$$

ここで、M は CO_2 の発生量 [L/min]、C_o、C_r はそれぞれ外気及び室内 CO_2 の体積濃度 [-] である。ここでは同じ実験手順を三回繰り返し、その平均値を最終的な実験結果として採用した。また、実験時は発生させたトレーサーガスが模型上流側のアプローチフローに混入しないよう風洞を吹放し型で運転した。

3.4 PIV 測定

Particle Image Velocimetry (PIV) により屋外、及び屋内の気流場を測定した。実験は前述の **Table 1** の 4 条件で行い、内外温度差がある Case3, 4 では室温が定常状態に達したことを確認した後に煙発生器により模型上流で煙を発生させ、模型上部に設置したダブルパルスレーザー (日本カノマックス , DPIV-L50) を鉛直下向きに 2.0 Hz で照射し、2 開口の中心を通る鉛直面の可視画像を撮影した。

Table 2 Summary of PIV Setting

Program	Davis 8.3 (La vision)	
Algorithm	Direct Cross-Correlation Method	
Camera Flame Size	1600 [pixel] × 1200 [pixel]	
Interrogation Window Size	Pass1:48 [pixel]× 48 [pixel]	
	Pass2:32 [pixel]× 32 [pixel]	
Overlap	50 [%]	
Sampling Period	2 [Hz]	
Sampling Time	60 [s]	
Laser Output	50 [mJ/Pulse]	
Interval Time betweem 2 Flames	Case1, 2, 4	7500 [μs]
	Case3	10000 [μs]

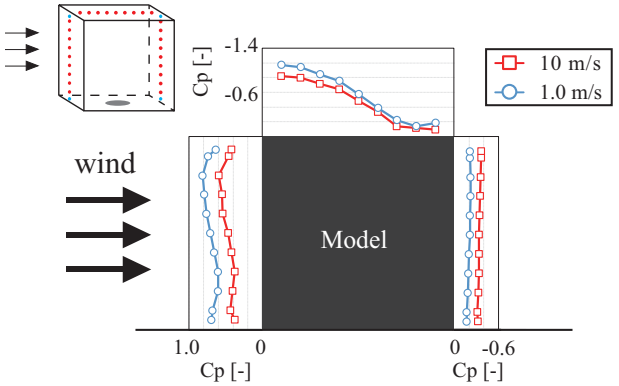


Fig.5 Distribution of Wind Pressure Coefficient

また、風洞外に CCD カメラ (LaVision, Imager ProX 2M) を設置し、レーザーと同期させて模型内部を 60 s 撮影した。PIV の解析には直接相互相関法を用い、再帰的相関法により精度向上を図った。**Table 2** に解析概要を示す。なお、当該実験時は実験中は風洞を吹放し型で運転した。

4. 実験結果と考察

Fig. 5 に風圧係数の測定結果を示す。全体的な傾向として、風上面では正圧、模型上部及び風下面では負圧となっている。また、本報の実験では内外温度差と風圧のバランスから風速 1.0 m/s の条件を基本としたが、風速 10 m/s の条件と比較すると風圧係数が小さな値となっており、低レイノルズ数効果が見られたと言える。**Table 3** に当該実験時の底面からの熱流束、風洞内温度、室温の結果を示す。これらは次報 [4] の CFD 解析の境界条件として利用する。**Fig. 6** に非等温条件で実験を行った Case 3 及び Case 4 における室内温度分布測定の結果を示す。室内の空気温は概ね 50 ℃程度となっている。なお、室温は Case 3 では排気温度、Case 4 では室中央で測定した。

Fig. 7 にトレーサーガス法により得られた換気量の測定結果を示す。風力のみが換気駆動力として作用する条件（Case 1, Case 2）では概ね同程度の風量となっている。これは **Fig. 5** に示した開口部中心位置間の風圧係数差の絶対値が両条件で同程度であったためと言える。これに対して、Case 3 では風力と浮力による同程度の差圧が同

Table 3 Temperature (Indoor/Outdoor) and Heat Flux

	Outdoor Temperature [°C]	Indoor Temperature [°C]	Heat Flux from the Floor [W/m]
Case3	17.4	45	1077.5
Case4	17.8	48.6	1072.3

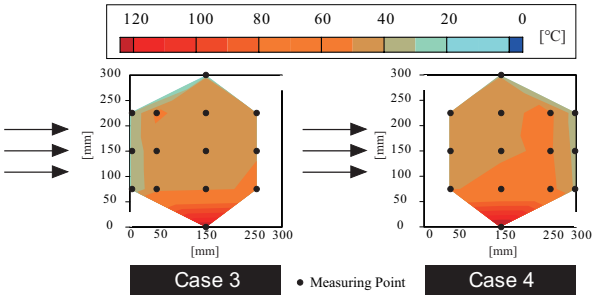


Fig.6 Indoor Temperature Distribtion

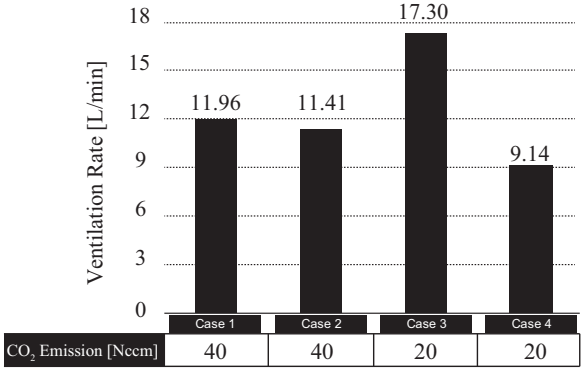


Fig. 7 Ventilation Rate obtained by Tracer Gas Measurement

方向に働くことから換気量が大きくなった。換気量の値は Case 1 の 1.45 倍という結果となったが、圧力差が概ね 2 倍となるため換気量がその圧力差の平方根に比例することからも概ね想定通りの値が得られたと言える。一方、Case 4 では浮力と風力による同程度の差圧が逆方向に作用することから、平均的に作用する圧力差は 0 に近い値となる。このため、通常の換気計算式に基づくとこの条件では換気量も概ね 0 と算定されることになるが、実際の換気量は同じ風向で等温条件である Case 2 に対して 80 % 程度という結果となった。これは逆方向に作用する浮力と風力により室内の気流場が不安定となり、風上・風下の両開口で流入出が生じたためと推測される。

Fig. 8 に PIV 測定により得られた室内の風速コンターと風速ベクトルを示す。なお、Case 4 では繰り返し測定を行った際に異なる 2 種の傾向が見られたため、その両者の結果を併記する。Case 1 と Case 3 と比較すると、等温条件の Case 1 では床面及び風下壁面に沿った風速分布が見られたが、床面での発熱がある非等温条件の Case 3 では流入直後から斜め上に向かう気流が見られ、風下壁面に衝突後は壁面から剥離する傾向となった。Case 2 と Case 4 を比較すると、等温条件の Case 2 では流入後概ね水平な気流を形成し、風下側壁面に衝突して図中で時計回りの循環流を形成している。これに対して Case 4 では反時計回りの循環流を形成する傾向となり、風力が優勢な場合には風上側の上部開口から流入した気流が循環流と衝突した後に鉛直下方向に向かう気流分布を示す。一方、浮力が優勢な場合には上部開口からの流入気流は見られず、不明瞭ではあるが風下側の下部開口から循環流に巻き込まれるような気流パターンを示している。Case 4 では前述の通り浮力と風力による逆向きの換気駆動力が働き、実験を行った 60 s の間では平均化時間が十分ではなかったために片方の換気駆動力の影響が平均速度場の結果に比較的顕著に現れたものと考えられる。

5. まとめ

本報では単室を対象に等温及び非等温条件下で風洞実験を実施し、風圧係数、室内温度、換気量、室内気流場の測定を行った結果を報告した。次報では LES の前段階として RANS を用いて非等温条件下での領域分割法の検討を行い、精度検証を行った結果を報告する。

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

【注】
1) 表中の実験時温度と目標 Ar 数は PIV 測定時ものである。

【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) 田中佑亮 , 小林知広 , 山中俊夫ら : 領域分割法を用いた LES における室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究（その 5） 単室開口モデルを対象とした外部風向毎の各種領域分割法の解析精度検証 , 令和 3 年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , A-6, 2022.03
3) T. Kurabuchi, M. Ohba, T. Nonaka : Domain Decomposition Technique Applied to the Evaluation of Cross-Ventilation Performance of Opening Positions of a Building, International *Journal of Ventilation*, Vol.8, No.3, pp.207-217, 2009
4) 松原暢 , 小林知広 , 山中俊夫ら : 領域分割方を用いた LES による室内通風気流の非定常解析手法に関する研究(その 7) 令和 4 年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , 2023.03, 掲載予定

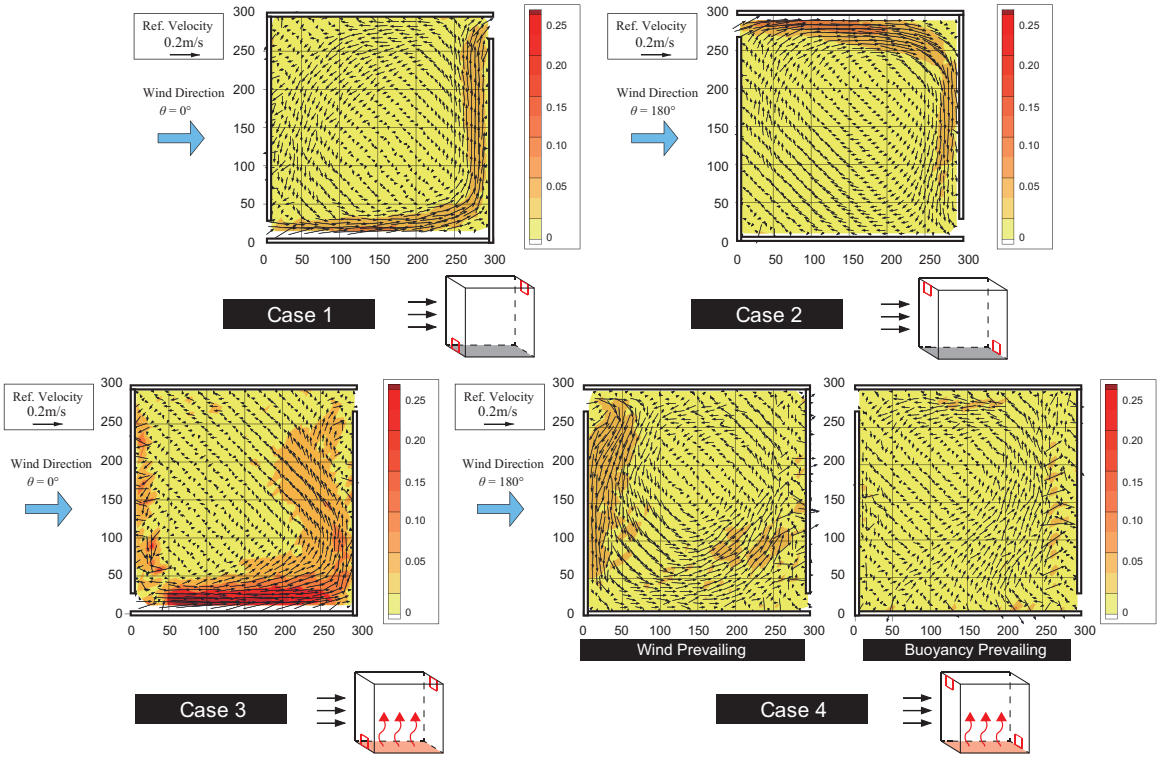


Fig.8 Indoor Airflow Pattern observed by PIV Measurement

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

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研究
（その7）RANSを用いた非等温条件での基礎検討
Unsteady Analysis of Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique with LES
(Part 7) Basic Study of the Non-isothermal Condition with RANS

○松原　暢　（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　小林　典彰　（大阪大学）
崔　　ナレ　（大阪大学）　宮澤　昇平　（大阪大学）
蒋　　子韜　（大阪大学）　丹原　千里　（大林組）

Toru MATSUBARA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Noriaki KOBAYASHI[*1]
Narae CHOI[*1] Shohei MIYAZAWA[*1] Zitao JIANG[*1] Chisato TAMBARA[*2]
[*1] Osaka University [*2] Obayashi Corporation

In recent years, the use of Large Eddy Simulation (LES) is expanding. However, the computational load becomes much more enormous when LES is used. In the previous study , the Domain Decomposition Technique was applied to LES under isothermal condition. In this paper,the wind tunnel experiment described in the previous paper was reproduced. Additionally, as a previous step the technique is applied to RANS under nonisothermal condition and varified.

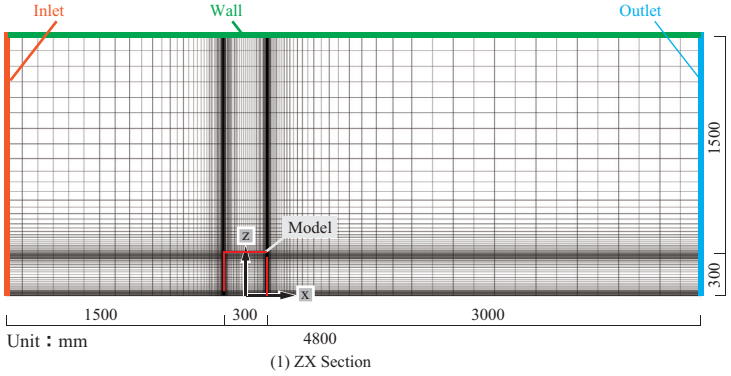
1. はじめに

近年の屋外気流解析では、Large Eddy Simulation (LES)の利用が徐々に拡大している。しかし、建築環境分野の通風解析に適用する場合には、計算負荷が大きく容易ではない。既往研究[1)]では屋外気流の解析データを利用し、建物開口部を流入出境界として室内のみを解析領域とする「領域分割法」にLESを適用し、解析精度を保ちつつ計算負荷を抑える検討を等温環境下で行った。しかし、現実の自然換気設計では風力換気に加えて内外温度差による重力換気の効果も同時に期待して設計されることが多い。本報ではLESの前段階としてReynolds Averaged Navior-Stokes (RANS)を用いて前報[2)]の非等温条件の風洞実験を再現した室内外の解析を行った上で、領域分割法を適用して精度検証を行う。なお、本報では前報[2)]で検討を行った条件のうち、非等温条件(Case3,4)を対象に検討を行うこととする。

2. CFD解析の概要

2.1 室内外同時計算（全域計算：Whole Domain)

前報[2)]の風洞実験を再現し、模型内外を同時に解析するCFD解析（以降、全域計算）を行い、室内気流分布、温度分布、換気量を比較する。本解析は領域分割法を用いた解析の比較対象と位置付ける。**Fig.1**に解析領域とメッシュレイアウトを示す。解析領域は長さ、幅、高さがそれぞれ4,800mm、1,800 mm、1,800 mmの流路とした。**Fig.2**にアプローチフローを示す。流入境界は床上1.0 mで風速1.0 m/sとした際の実験値を与えた。アプローチフローは概ね1/ 3.73べき乗則に従う境界層流となっていた。**Table 1**に熱境界条件の詳細を示す。熱流束は熱流計の測定値を用い、床面から発生させた。模型の室内側表面の熱境界条件は、外気温17.4°C (Case3)、17.8°C (Case4)を想定し、5.0 mmのアクリル板のコンダクタンスと屋外側対流熱伝達率（風下側6.0 W/(m^2·K)、その他



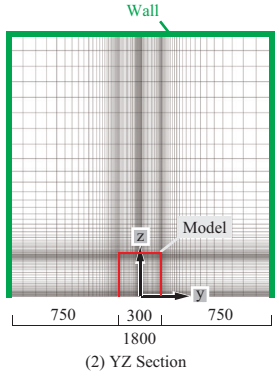


Fig. 1 Domain and Mesh (Case3：Whole Domain)

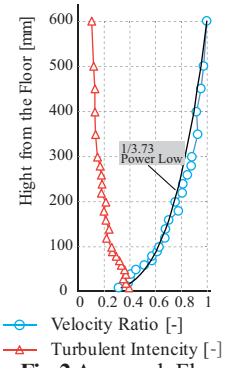


Fig. 2 Approach Flow

Table1 Analysis Thermal Conditions

Conditions		Case3	Case4
Heat Flux [W/m^2]		1077.5	1072.3
Outdoor Temperature [℃]		17.4	17.8
External Heat Transfer Coefficiet [W/m^{2}K]	Leeward Wall	6.0	
	Other Walls	10	

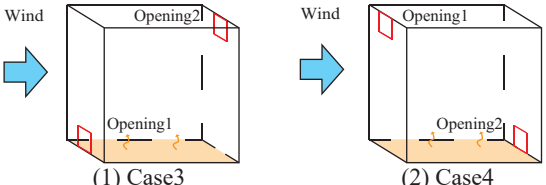


Fig. 3 Building Model

10 W/(m^2·K)）を仮想的に与えた。また、境界から第一格子の伝熱には温度壁関数を用いた。なお、屋外側の計算格子における室内からの熱貫流量は解析結果に及ぼす影響が小さいと判断して無視した。**Table2** に全域計算の解析概要を示す。総計算格子数は 1,133,140 で、乱流モデルには Reynolds Stress Method Model (RSM) を用いた。また、放射連成解析を行い、壁面の放射率は 0.9 とした。**Fig.3** に全域計算に用いた建物モデルを示す。建物モデルは外寸一辺 300 mm、壁厚 5 mm とし、一辺 30 mm の開口を模型の前面と背面に一箇所ずつ設けた。本報では、解析領域内の模型位置は同様とし、開口位置（風向条件：0°, 180°）をパラメーターとした計 2 条件を対象とした。

2.2 領域分割法 (シールドモデル：Outdoor Domain)

領域分割法での流入境界条件算出のための風圧係数と壁面近傍風速を取得するため、前述の全域計算の建物モデルを開口の無いシールドモデルに変更した室外のみの解析を行う。解析手法は前節の全域解析と同様とし、総計算格子数は 1,052,170 とした。流入境界は全域計算と同様とし、等温解析を行った。この解析結果より、モデル壁面での風圧係数と開口想定位置の壁面から 7.5 mm の点での y 方向と z 方向の風速成分 (Vy・Vz) を取得した。**Fig.4** に風圧係数の解析結果を前報[2] と合わせて示す。解析の結果は 10 m/s の実験結果と比較すると風上側で若干過小評価しているが、全体的な傾向は良く一致した。なお、開口想定位置間の風圧係数差は Case 3 では 0.92、Case 4 では 0.74 であった。

2.3 領域分割法 (室内計算：Indoor Domain)

Fig.5 にメッシュレイアウトを示す室内空間のみを解析領域とした計算を行う。解析領域は 300 mm (290 mm + 開口部の厚み 5 mm) × 290 mm × 295 mm とし、開口面を流入及び流出境界とした。ここでは前節で得たシールドモデル近傍風速 (Vy・Vz) と、**Eq.(1)-(4)** で算出した換気量を窓面積で除した風速 (x 方向の風速 Vx) を合成して流入境界条件として与えて室内領域のみ解析を行う。

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho V_{ref}^2 \Delta C_p + \Delta\rho g \Delta h \quad (1)$$

$$\Delta\rho = \frac{353.25}{T_o} - \frac{353.25}{T_i} \quad (2)$$

$$Q = \alpha A_{connected}\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta P} \quad (3)$$

$$W = C_p \rho Q (T_i - T_o) + KS(T_i - T_o) \quad (4)$$

ここで、開口の流量係数は 0.65 に固定した。また、熱量収支式では、室内温度は一様と仮定した。収束計算より、開口部法線方向風速の Vx は Case 3 で 0.599 m/s、Case 4 で 0.254 m/s であった。また、乱流エネルギーとエネルギー散逸率は Vy、Vz と同じ点で値を取得し、室内計算の境界条件とした。**Table3** に解析概要を示す。乱流モデル、壁面境界条件、モデル床面からの熱流束は全域計算と同様とした。総計算格子数は 107,000 とした。

Table 2 Summary of Analysis (Whole Domain)

CFD Code	Fluent 2022		
Turblence Model	Reynolds Stress Model		
Algorithm	SIMPLE		
Boundary Condition	Inlet		Based on Boundary Layer Flow shown in Fig.2
	Outlet		Gauge Pressure : 0 [Pa]
	Walls(velocity)		Standard Wall Functions
	Walls(Heat)	Floor	Heat Flux
		Other Walls	Thermal Conductance
Total Number of Cells	1,133,140		

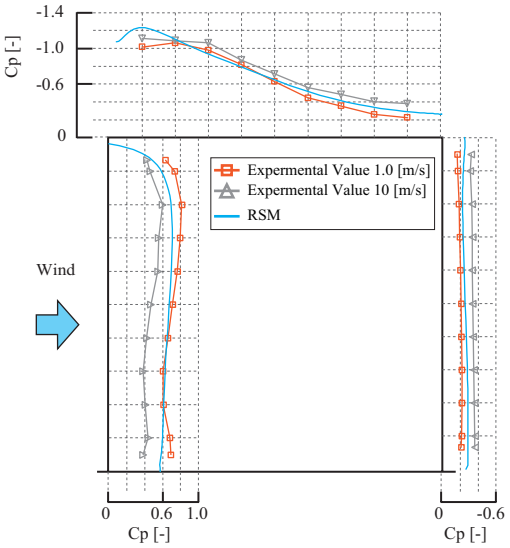


Fig.4 Comparison of Wind Pressure Coefficient

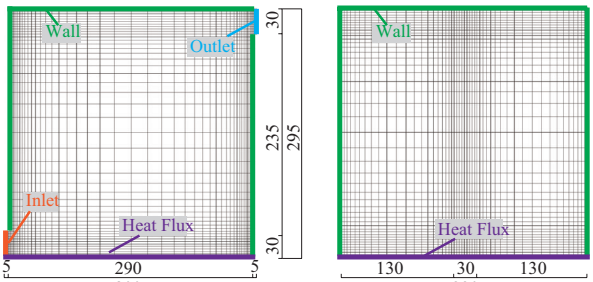


Fig. 5 Domain and Mesh (Case3：Indoor Domain)

Table3 Summary of Analysis (Indoor Domain)

CFD Code	Fluent 2022			
Turblence Model	Reynolds Stress Model			
Algorithm	SIMPLE			
Boundary Condition	Inlet	Vx [m/s]	Case3	0.599
			Case4	0.254
		Vy [m/s]	0	
		Vz [m/s]	Case3	0.4
			Case4	0.029
	Outlet	Vx [m/s]	Case3	0.599
			Case4	0.254
		Vy [m/s]	0	
		Vz [m/s]	Case3	0.026
			Case4	0.007
	Walls(velocity)			Standard Wall Functions
	Walls(Heat)	Floor		Heat Flux
		Other Walls		Thermal Conductance
Total Number of Cells	107,000			

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

3. 解析結果

3.1 風洞実験と全域計算結果の比較

Fig .6 に室内気流分布を示す。Case 3 の室内気流分布は、PIV と全域計算で風下部分に壁からの剥離がみられ、ほぼ一致していた。Case 4 において PIV でみられた風下側から流入する気流分布は見られなかった。また、Case 4 の PIV 測定結果では反時計回りの循環流がみられたが、全域計算では時計回りの循環流がみられた。両ケースにおいて全域計算で流入付近の風速が PIV より大きくなる傾向がみられた。**Fig.7** に室内温度分布の比較を示す。両ケースにおいて、風下側ほど実験値と全域計算の温度差が大きくなる傾向が見られた。この原因としては、全域計算が流入風量を若干過大評価している可能性や、壁面の熱貫流量を CFD 解析で適切に再現できていない可能性が考えられるが、全体的な傾向は一致した。水平面の平均値を比較すると、Case 3 より Case 4 で差が大きくなった。**Fig.8** に換気量の比較を示す。全域計算の換気量は実験値と同じく、Case 3 が Case 4 より大きくなる傾向にあった。また、実験値と全域計算の換気量を比較すると両ケースで全域計算で若干過大評価をしている。

3.2 全域計算と領域分割法の比較

本研究では領域分割法を適用した際の全域計算との差異を評価することが目的であるため、その両者を比較する。Case 3 の領域分割法では風下側壁付近での風速を過大評価していた。これは、室内の領域を解析する際の流入境界条件に用いた換気量の算定結果が全域計算と比較して大きかったことを意味する。この原因としては流量係数が妥当でなかった可能性もあるが、室内温度分布を一様と仮定したことが影響したと考えられる。Case 4 では両者の気流分布の傾向は一致した。**Fig.9** に全域計算と領域分割法の温度分布を示す。**Fig.7** の平均値をみると、両ケースとも領域分割法の温度分布は全域計算とよく一致していた。しかし、**Fig.9** をみると、両ケースの流入開口付近では、領域分割法の室内温度がより低くなった。これも領域分割法で流入風速を過大評価しているためと考えられる。**Fig.8** より、両ケースで領域分割法が換気量を過大評価しており、特に Case 3 でその差が大きい。Case 4 では全域計算と領域分割法で室内の温度分布の差が比較的小さかったため、Case3 程の換気量の過大評価が見られなかったと考えられる。

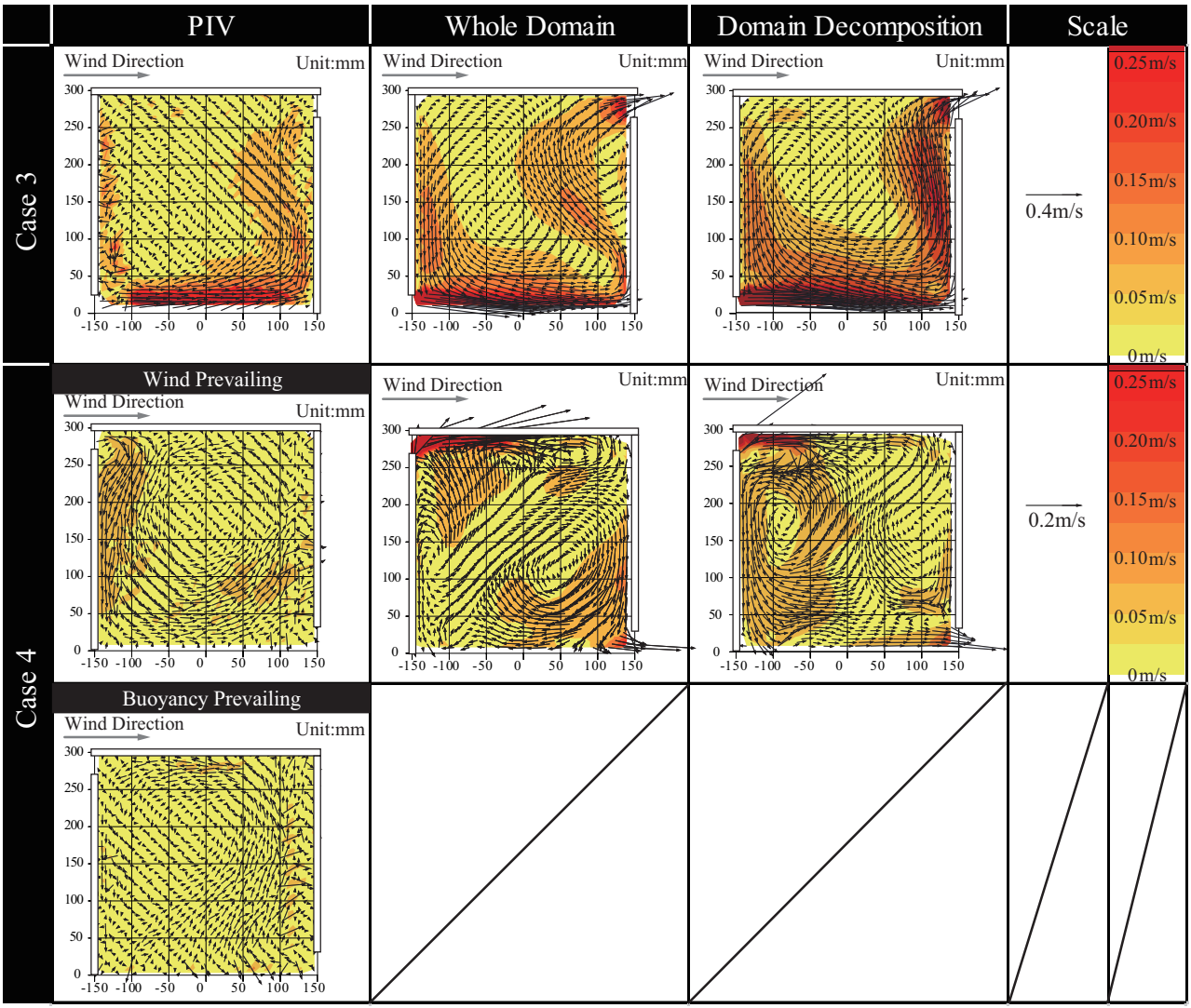


Fig. 6 Comparison of Indoor Air Flow Distribution

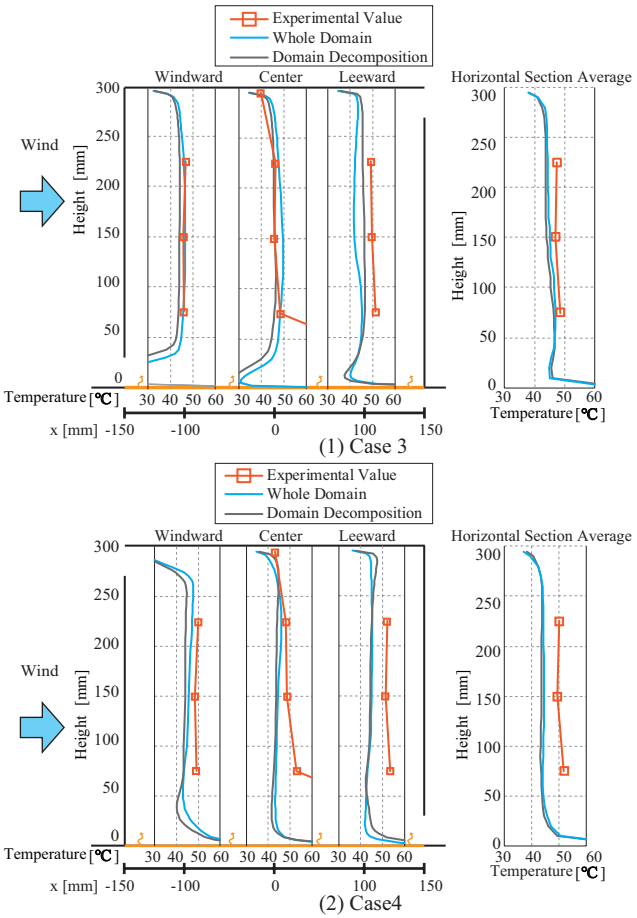


Fig. 7 Comparison of Indoor Temperature

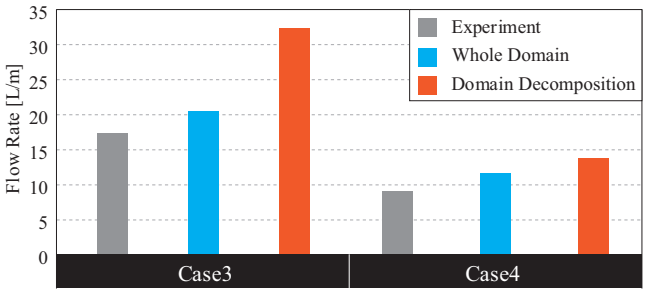


Fig. 8 Comparison of Air Flow Rate

【記号表】

Q：Air Flow Rate [m³/s]
$\alpha A_{connected}$：Connected Effective Opening Area [m²]
ρ：Density of Air [kg/m³]
ΔP：Pressure Difference [Pa]
V_{ref}：Reference Velocity [m/s]
ΔC_p：Wind Pressure Coeffcient [-]
$\Delta \rho$：Density Difference [kg/m³]
g：Gravitational Acceleration [m/s²]
Δh：Distance between Centers of Openings [m]
T_o：Outdoor Temperature [K]
T_i：Indoor Temperature [K]
W：Heat Generation Rate [W]
C_p：Specific Heat Capacity [J/kg･K]
K：Heat Transfer Coefficient [W/m²･K]
S：Model SurfaceArea [m²]

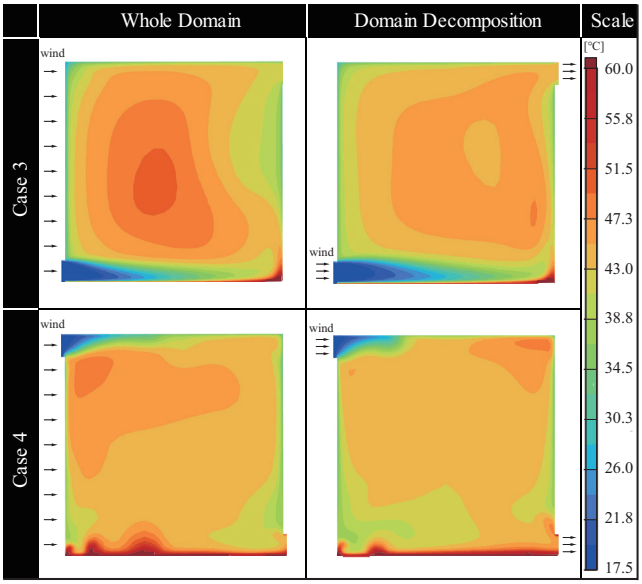


Fig. 9 Comparison of Indoor Temperature Contour

4. まとめ

本研究は、風力と浮力が作用する場での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 LES を実施する前段階として、風洞実験の結果と RANS による全域解析結果の比較と RANS を用いた領域分割法について報告した。室内気流分布の結果は、全域計算と風洞実験では、Case3 はほぼ一致していた。領域分割法では、室内気流の風速を過大評価している傾向にあった。温度分布は実験値が全域計算の値より大きくなる傾向にあった。全域計算と領域分割法の比較では、両ケースの流入開口部分で差がみられたが、平均値を比較するとよく一致していた。実験値の換気量と全域計算の換気量を比較すると、全域計算で換気量が増加していた。全域計算と領域分割法で比較すると、領域分割法でさらに換気量が増加していた。これらの結果より、領域分割法では流入風速を過大に与えてしまっていることが分かった。よって、領域分割法を非等温条件下で適用する際は、流量係数だけでなく、室内の温度分布も考慮することで精度向上が期待される。今後は、非等温条件で領域分割法を用いた LES 解析の精度検証を行う予定である。

【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) 田中佑亮 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ : 領域分割法を用いた LES における室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究（その 5） 単室開口モデルを対象とした外部風向毎の各種領域分割法の解析精度検証 , 令和 3 年度 (第 51 回) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , A-6, 2022.03
2) 宮澤昇平 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ , 松原暢 , 蒋子韜 , 丹原千里 : 領域分割法を用いた LES におけ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 6） 風洞実験による風力と浮力が作用する場での室内気流及び換気量の測定 , 令和 4 年度 (第 52 回) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 ,2023.03, 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（2023.3.7）

ベクトル放射温度計と照度計によるビニールハウス内の放射環境計測
Measurement of radiant thermal environment in plastic greenhouses by vector radiation thermometers and illuminometers

○辻田　裕雅（大阪公立大学）　　鍋島　美奈子（大阪公立大学）
西岡　正稔（大阪公立大学）　　小倉　久弥（東レ建設株式会社）
Yuga TSUJITA*1 Minako NABESHIMA*2 Masatoshi NISHIOKA*2 Hisaya OGURA*3
*1 Osaka City University *2 Osaka Metropolitan University *3 TORAY CONSTRUCTION Co., Ltd.

This paper aims to measure the thermal environment in plastic greenhouses with heat protection by installing evaporative cooling panels. A measuring instrument is created using a cubic acrylic box with six vector radiation thermometers and six illuminance meters, and the radiation temperature and illuminance in each direction are measured. Since there is a correlation between solar radiation and illuminance, shortwave radiation can be estimated. It is shown that the instrument is useful for measuring longwave and shortwave radiation separately from each direction. The mean radiation temperature, MRT, is calculated by using the measured values and is compared with MRT calculated by using a glove thermometer to investigate their characteristics. In addition, the thermal sensation votes of 5 subjects are examined.

はじめに

ビニールハウス農業において、天候の影響を受けずに農作物を栽培できるメリットがある一方で、夏季には高温障害や農業従事者熱中症の恐れがある。ハウス内の温熱環境を改善する手法として、多くの手法が用いられてきたが、本研究では黒川ら [1)]の提案する透湿性防水膜を用いた蒸発冷却パネルの設置に着目した。このパネルは、透湿性防水膜の内部に水を貯留し表面からの蒸発を促す構造であり、特徴として、水面を露出せず広範囲に蒸発面積を確保できることや、作業空間上部に設置することで日射遮蔽装置としても機能することが挙げられる。これをビニールハウス内に設置することで蒸発による暑熱緩和対策効果が期待できる。そこで、本研究ではこのパネルを設置するなどの暑さ対策を施したビニールハウス内で温熱環境の評価を行う。また、被験者への調査により人が感じる温熱環境の改善効果について評価を行う。

放射環境の計測を行う際、ベクトル放射温度計 [2)]を作成し用いる。この測器は立方体の各面に長波長センサーと照度センサーの 2 種類のセンサーを取り付けることで、従来使用されてきた長短波放射収支計と比較して、安価でかつ 1 台で 6 面の計測できる。また、グローブ球を用いた放射環境計測ではできなかった長波と短波を分けて方向別に放射環境を分析することが可能になる。

1．測器作成

温熱環境を計測・評価するにあたり、平均放射温度（MRT）は重要な温度指標である。MRT とは、周囲の全方向から受ける熱放射を平均化した温度表示である。MRT を計測する方法はいくつか存在するが、現場調査ではグローブ球を用いることが一般的である。計測が容易であることが大きな利点であるが、時定数が大きく、また対流熱伝達による風速の影響を受けやすいという弱点が考えられる。

Table1 Sensors Specification

	Long-wave Sensor	Illumination Sensor
Name	MLX90614	BH1750FVI
Dimensions	32×24×8 mm	32×24×8 mm
Measuring Range	5.5~14 μm	1-65535 lx
Viewing Angle	90°	180°

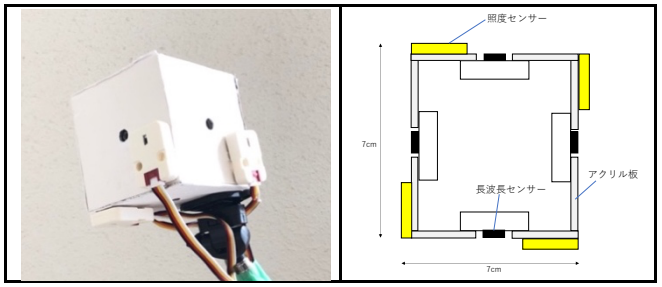


Fig.1　Image of Vector Radiation Thermometers (left)
Fig.2　Diagram of Vector Radiation Thermometers (right)

そこで本研究では、放射温度センサーと照度センサーを六面体に取り付けたベクトル放射温度計を作成し、放射環境の計測を行う（**Fig.1**）。本報で提案するベクトル放射温度計は高柳・土川ら [2)]のベクトル放射温度計を基に照度

センサーを追加したものである。放射温度センサーでは長波放射量を計測し、照度と短波放射量は比例関係にあることから、照度センサーで短波放射量を推定する。これにより、6方向の長波と短波の成分が既知となったMRTの算出が可能となる。

２．実験概要

前述のベクトル放射温度計を用い、2022年9月11～13日に黒川らの提案する蒸発冷却パネルを設置したビニールハウス内で物理環境の計測を行なった。また、被験者への温冷感申告調査も実施した。

本実験は、京都府相楽郡精華町にあるビニールハウスD棟及びE棟にて行った。D、E棟両方ともにハウス天井付近には遮光率 50%の遮光ネットが設置されており、D棟の半分程度、高さ2000㎜の位置に蒸発冷却パネルを設置した。物理環境の計測項目は、乾球温度、相対湿度、グローブ温度、風速、日射量とベクトル放射温度計での放射温度と照度である。ベクトル放射温度計を用いた方法で各条件におけるMRTを算出し、従来の方法であるグローブ温度を用いて算出したMRTと比較を行うことで、それぞれの特徴を明らかにする。

被験者への調査では、実際に作業者が感じる作業環境の改善効果について検証するため、全身温冷感について温冷感申告値を用いて 9 段階で評価を得た。実験条件においてファンを設置する際は被験者に風が当たるようにして設置を行うこととする。被験者は実験参加に同意の得られた普段からビニールハウスで農作業を行なっている40代～70代の男性2名女性3名の計5名の方であった。

＜被験者実験の流れ＞

① 前室にて椅座安静(15分)
② D棟(p0n1f1)で立位滞在(15分)
③ 前室にて椅座安静(15分)
④ D棟(p2n0f0)で立位滞在(15分)
⑤ D棟(p2n1f1)で立位滞在(5分)

Table2 Experiment Conditions

Experiment No.	Shading Net	Evaporative Cooling Panel		Fan
		panel	Evaporation	
p0n1f0	○			
p2n0f0		○	○	
p1n0f0		○		
p2n0f1		○	○	○

※実験番号は、パネル無しをp0、設置(蒸発無し)をp1、設置(蒸発あり)をp2、遮蔽ネット無しをn0、ありをn1、被験者に向け設置したファン無しをf0、ファンありをf1とする。

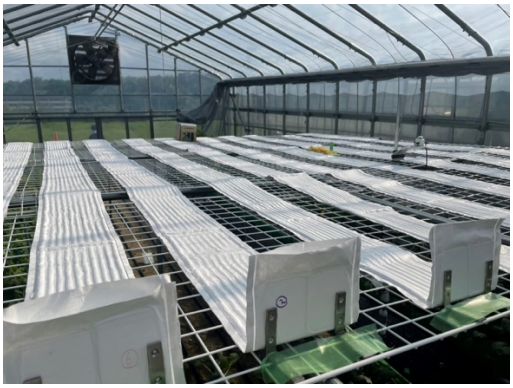


Fig.3 Evaporative Cooling Panel

３．結果と考察

3.1 物理環境計測

気温、グローブ球、パネル上での日射量の計測結果をFig.4に、実験条件 p0n1f0 のベクトル放射温度計での計測結果をFig.5に示す。Fig.5より、ベクトル放射温度計の上面の温度は遮光ネット表面温度を計測しており、平均41.1℃であることがわかる。Fig.4 より、ハウス内気温は平均 36.1℃なので、5.0℃程度遮光ネット表面温度が高くなっていることがわかる。また、Fig.5 よりベクトル放射温度計上面の照度は 5472～37300klx の変動があり、この間の日射量は242～435W/m²の変動があった。

これらの実測で得られた結果から従来のグローブ温度からとベクトル放射温度計からの二つの計測方法での平均放射温度の算出を行う。グローブ温度から算出する関係式を式１に、ベクトル放射温度計から算出する関係式を式２～４に示す。

$$MRT = \theta_g + 2.35\sqrt{v}\left(\theta_g - \theta_a\right) \quad (1)$$

$$L_i = \varepsilon_{NCIR}\sigma T_i^4 \quad (2)$$

$$S_i = \alpha I_i \quad (3)$$

$$MRT = \frac{\sum_{i=1}^{6} \sqrt[4]{(\varepsilon_L L_i + \varepsilon_S S_i)/\sigma}}{6} \quad (4)$$

θ_g：グローブ温度(℃)，v：風速(m/s)，θ：気温(℃)，L_i：長波放射量(W/m²)，T_i^4：各面の放射温度(℃)，ε_{NCIR}：センサーの放射率(=1)，S_i：短波放射量(W/m²)，I_i：各面の照度(lx)，ε_L：長波吸収率(=0.95)，ε_S：短波吸収率(=0.9)，α：回帰係数

Fig.6 グローブ球とベクトル放射温度計から算出したMRTを示す。日射量推定の回帰係数は既往研究[3]からα=0.0093を引用する。Fig.6より、ベクトル放射温度計の方が、時定数が小さい為、反応が早く値に差が生じているものの、温度変化の傾向も概ね一致していると言える。しかし、グローブ球とベクトル放射温度計の算出値に5℃程度の差が見られた。算出値に差が生まれた要因として、照度と短波放射量の関係式があると考えた。そこで、日射量推定の回帰係数をα=0.0140とし、MRTの再算出を行う。算出したMRTを計測時間で平均した値を

Table3 に示す。回帰係数を変更することで、MRT 平均値が 5.79℃小さくなり、グローブ球から算出した MRT 平均値とほぼ一致した。よって、日射量推定の回帰係数は改めて実測をおこない、算出し直す必要がある。

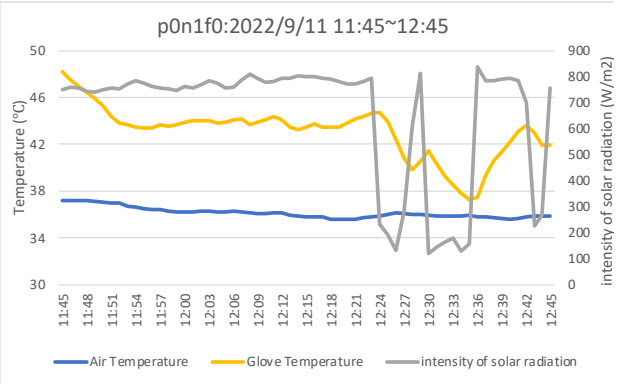


Fig.4 Measurement Results (p0n1f0：2022/9/11 11:45~12:45)

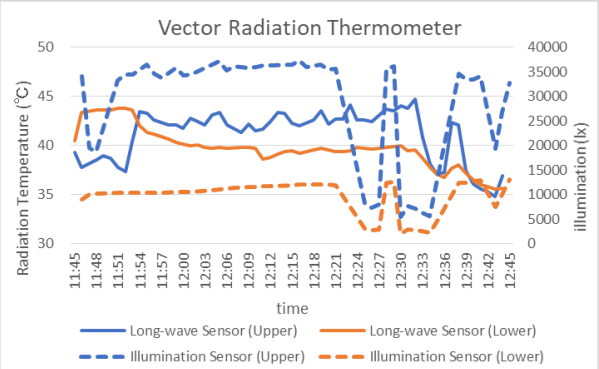


Fig.5 Measurement Results (p0n1f0：2022/9/11 11:45~12:45)

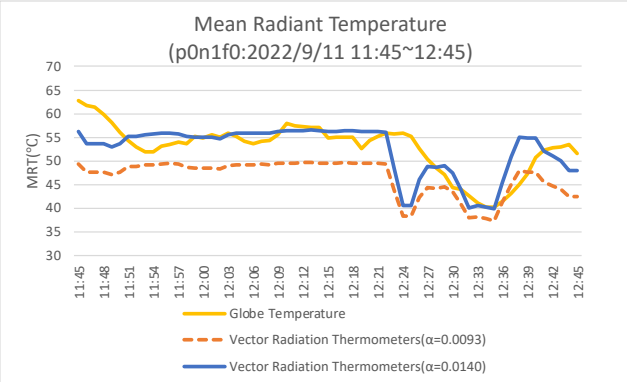


Fig.6 Mean Radiant Temperature (p0n1f0：2022/9/11 11:45~12:45)

Table3 Measuring Time Average of MRT (p0n1f0:2022/9/11)

9/11 11:45~12:45	Glove Temperature	Vector Radiant Temperature	
		α=0.0093	α=0.0140
MRT	52.8	46.6	52.4

3. 2 被験者実験

被験者実験と同時にベクトル放射温度計での計測を行い、平均放射温度を算出する。算出した平均放射温度と気温、相対湿度、風速の実測値と代謝量（1.2met = 69.84W/m^2）、着衣量（0.5clo）から標準有効温度 SET*を算出した。実測により得られた平均値を **Table4** に、時系列データを **Fig.7** と **Fig.8** に、SET*と温冷感申告値(TSV)の関係を **Fig.9** に示す。実験条件（p0n1f1，p2n0f0）の TSV は 15 分経過後の申告値である。

Table4 SET* Components

	Air Temperature	Mean Radiant Temperature	Relative Air Velocity	Relative Humidity
	[deg.C]	[deg.C]	[m/s]	[%]
p0n1f1	33.6	47.1	0.29	54.4
p2n0f0	34.2	40.3	0.31	52.9
p2n1f1	34.5	42.0	0.36	52.3

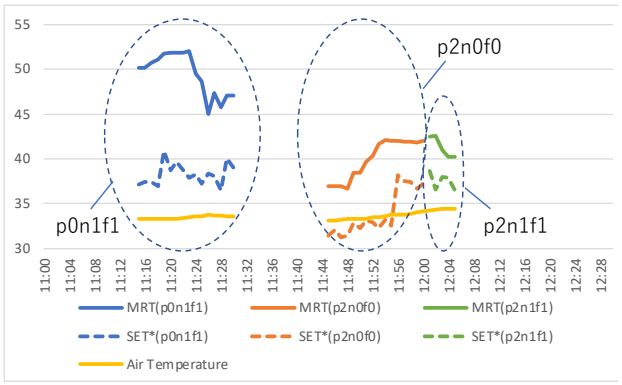


Fig.7 Result of Subject Experiments (2022/9/13 11:15~12:05)

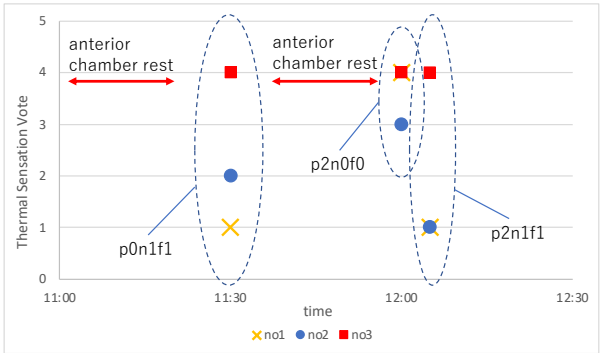


Fig.8 Result of Subject Experiments (2022/9/13 11:15~12:05)

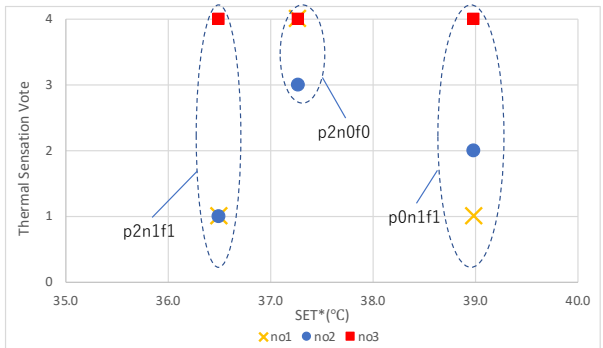


Fig.9 Result of Subject Experiments (2022/9/13 11:15~12:05)

被験者 no1,no2 の申告結果は実験条件変化に伴い、同様の傾向を示しているのに対して、被験者 no3 の申告結果

は条件に関わらず一定の値を示す結果であった。以降は、被験者 no1, no2 について考察する。実験条件（p0n1f1, p2n0f0）から蒸発冷却パネルの有無で比較すると、MRT は 6.8℃低下、SET*も 1.7℃低下したものの、TSV は上昇していた。これはファンの有無が体感温度に大きく影響していると考えられる。実験条件（p0n1f1，p2n1f1）から、ファンあり条件同士で比較すると、蒸発冷却パネルにより MRT は 5.1℃低下、SET*は 2.5℃低下したが、被験者 no1 の TSV は変わらず、no2 の TSV は 1 低いという結果になった。冷却パネルによる放射環境の改善効果は物理的には明らかでも、TSV の変化として観察することは難しいことがわかる。

また、Fig.9 より SET*と温冷感申告値に明確な相関は見られなかった。今回の計測では、被験者に向けて設置した小型のファンありの実験条件で、被験者近傍での風速が計測できていなかったことがひとつの要因と考えられる。

4．暑さ対策の評価

4. 1　物理環境計測による評価

前章で仮に設定した日射量推定の回帰係数 α を用いて、蒸発冷却パネルを設置したハウスD棟と、従来用いられている遮光ネットを設置したハウスE棟との比較を行う。ベクトル放射温度計を用いて算出した MRT と上面の放射温度を **Table5** に示す。

Table5 MRT of workspace

9/11 11:45~12:45	Vector Radiant Temperature	
	MRT	MRT of the upper side (Long-wave Radiation Temperature of upper side)
p2n0f0	43.7	77.3(35.7)
p0n1f0	52.4	78.7(41.2)

ベクトル放射温度計を用いて算出した MRT を計測時間で平均した値を比較すると、パネルを設置したハウスの方が低く 8.67℃の差が見られた。この差が生じた要因を方向別に分析すると、上面での長波放射温度は 35.7℃と 41.2 度で 5.42℃の温度差が見られるのに対し、長短波合わせた上面 MRT では 77.3℃と 78.7 度で 1.41℃の差しかなかった。これより、MRT に対する短波放射量の影響を、蒸発冷却パネルを設置したハウス D 棟の方が大きく受けていると言える。これはパネルによる日射遮蔽が不均一であり、透過率が高かったことが考えられる。

4. 2　被験者への調査による評価

被験者 no1,no2 の申告結果より、蒸発冷却パネルのみを設置した条件が、一番温冷感申告値が大きく、暑いと感じる状況であったことが分かる。これに対し、比較的涼しいと感じる条件は、no1 の結果では遮光ネットとファンの設置(p0n1f1)、蒸発冷却パネルと遮光ネット、ファンの設置(p2n1f1)の 2 条件と、no2 では条件 p2n1f1 であった。蒸発冷却パネル、遮光ネット、ファンの 3 点を設置した条件 p2n1f1 では MRT は一番小さい値を示し、３名のうち２名が涼しいと感じる結果であった。

これらの結果より、蒸発冷却パネルの設置のみでは人体が感じる温冷感にほとんど変化が見られなかったが、小型ファンを被験者にあてた場合には温冷感が低下することがわかった。要因の考察として、蒸発冷却パネルの設置面積を遮光ネットの遮光率と等しく設置していたが、日射遮蔽が不均一であり直接日射が被験者に当たってしまっていたために、暑いと感じる状況であったと推測する。また、ファンは被験者がかく汗を蒸発潜熱として放熱するために、涼しいと感じる条件であったと推測する。

5．おわりに

5. 1　本研究での到達点

・ベクトル放射温度計で計測を行なった結果、時定数の違いを考慮するとグローブ球と似た温度変化を捉えることが出来ていた。

・MRT の結果から、蒸発冷却パネルを設置することで遮光ネットを設置した環境と比較して、表面温度が下がり放射環境の改善効果を得ることができた。ただし、遮光ネットなしで蒸発冷却パネルを設置する場合は、設置間隔が広いとパネル下の作業者に日射があたり体感温度が上がってしまう恐れがある。

・被験者への調査から、蒸発冷却パネルの設置だけでは温冷感を改善することはできなかった。小型ファンを作業者に向けて設置することで改善できることがわかった。

参 考 文 献

1) 黒川航太郎ほか：透湿性防水布を用いた蒸発冷却パネルに関する研究―(その 3)屋外暑熱環境下における暑熱緩和効果― 日本建築学会大会学術講演梗概集 2021 年 9 月
2) 高柳幸奈ほか：車いす乗車者の体温調節支援のためのベクトル放射温度計の試作　令和 4 年度日本建築学会近畿支部研究発表会
3) 田中千尋：ビニールハウスにおける葉菜類の生育環境に関する研究―実測調査に基づく照度及び室温の推定― 大阪市立大学大学院 工学研究科 修士論文 2019 年 3 月

謝 辞

本研究を進めるにあたり、多くの方々にご支援いただきました。ベクトル放射温度計の作成にあたりご協力を頂いた高柳幸奈さん、蒸発冷却パネルの設置をはじめとする実験準備、実施をサポートして下さった黒川航太郎さん、被験者実験の際にご協力を頂いたビニールハウスで農業従事されている 5 名の方々に、記して謝意を示します。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

夏季ビニールハウス内における透湿性防水膜蒸発パネルの熱的効果
Thermal Effects of Moisture Permeable Waterproof Membrane Evaporation Panel in Summer Greenhouse

○黒川　航太郎（大阪市立大学）　西岡　真稔（大阪公立大学）
鍋島　美奈子（大阪公立大学）　小倉　久弥（東レ建設株式会社）
Kotaro KUROKAWA*1　Masatoshi NISHIOKA*2　Minako NABESHIMA*2　Hisaya OGURA*3
*1　Osaka City University　*2　Osaka Metropolitan University　*3　Toray Construction Co., Ltd.

In this study, the evaporation cooling function of a bag-shaped moisture permeable waterproof membrane (evaporation panel) with a water was examined in a case study of its use for thermal environment control in summer greenhouse. We installed evaporation panels in the greenhouse and measured various items. As a result, about 144 g/m^{2}h evaporated from the panel and surface temperature decreased by about 4.3℃. An analysis of the heat balance of the panels was also conducted, and it was inferred that longwave radiation has a significant effect on panel evaporation.

1．はじめに

夏季ビニールハウス内の気温は40℃を超えることもあり、作物の生育不良を防止するためにも、ビニールハウス農業における高温対策は重要な課題である。そこで、比較的安価で効果がある熱環境調整手法として水の蒸発冷却作用を利用した蒸発冷房システムがある[1)]。本研究では、ビニールハウス農業における高温対策として、筆者ら[2)]が提案する透湿性防水膜蒸発パネルの利用に着目する。これは、液水を通さず水蒸気のみを貯留する透湿性防水膜を袋状とし、その内部に水を貯留し、表面からの蒸発を促すものである。Fig.1 のようにハウス上部にパネルを設置し、パネルの遮光・蒸発冷却によってハウス内で発生する顕熱量を減少させ、パネルからの蒸発により発生した水蒸気は換気扇で排気する仕組みである。本研究では、実際に夏季のビニールハウス内にパネルを設置し、ハウス内外の気温、日射量、パネル表面温度、蒸発量を測定した。そして、パネルの蒸発の有無が気温、表面温度に与える影響の分析や、パネルの熱収支に関する検討を行った。

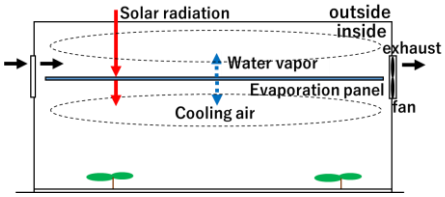


Fig.1 Mechanism of cooling in greenhouse by panel

2．実測概要

2022/8/28、9/5、9/7、9/10、9/11、9/13 に京都府相楽郡の国際電気通信基礎技術研究所敷地内にある高床式砂栽培が行われているビニールハウス 2 棟（高さ 4m、幅 6m、長さ 11m）を利用して測定を行った。Fig.2 のように、一方のビニールハウスには何も設置せず（「パネルなしハウス」）、もう一方のビニールハウスには北側の高さ 2m の位置にパネル（幅 150mm, 長さ 3000mm）を 10 枚設置する（「パネルありハウス」）。本来であれば、ハウス全体にパネルを設置することが望ましいが、本研究においては実測を簡易化するための Fig.2 の赤枠部分を実験範囲としてパネルを設置した。このハウスに既設の遮光ネットの遮光率に合わせるために実験範囲のハウス床面積に対するパネルの面積率を 0.5 とした。パネル蒸発の有無による効果を比較する目的で 8/28、9/10 は「水なしパネル」、9/5、9/7、9/11、9/13 はパネル内に水を供給した「水ありパネル」で測定を行った。なお、「水ありパネル」での測定の際は同一気象条件下でのパネル表面温度を比較するために、1 枚のみ「水なしパネル」としている。測定項目及びセンサー位置について Table.1、Fig.3 に示しており、1 分間隔で測定を行った。表面温度はパネル 1 枚のみを代表して測定する。代表日として、日射量が大きい時間が長い 8/28（給水なし日）と 9/7（給水あり日）の結果を中心に述べる。

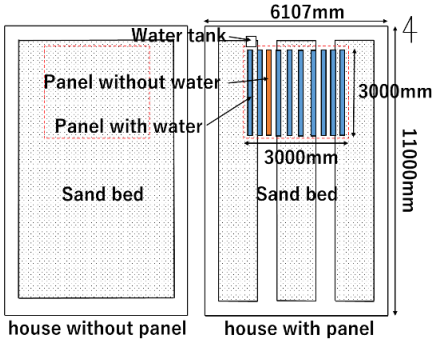


Fig.2 Ground plan of greenhouse for actual measurement

3. 実測結果

3.1 日射量

実験日における天候条件として、8/28 と 9/7 の水平面全天日射量の時刻変化を Fig.4、Fig.5 に示す。

3.2 気温

パネルの蒸発の有無によるハウス内気温を比較する。パネル給水あり日とパネル給水なし日の各ハウス内、屋外の気温の時刻変化を Fig6、Fig.7 に示す(8/28 の屋外気温は欠測)。測定時間における「パネルありハウス」と「パネルなしハウス」の平均気温差は給水あり日、給水なし日ともにほぼ同程度(約 1.3℃)となっていた。そのため、蒸発によるハウス内気温上昇抑制効果は確認できなかった。パネルを設置した面積が小さく、十分な効果を得ることができなかったと考えられる。

3.3 蒸発量

蒸発量の実測値はパネルに水を供給するタンクの重量測定により求めた。パネルと給水用タンクを水で充填したチューブでつなぎ、サイフォンの原理によりパネルとタンクの水位を常に一定に保つ。パネルからの蒸発によってタンク内の水量が減少していくため、タンクの減少量を 10 分間隔で電子天秤により測定し、それを蒸発量の実測値とした。なお、蒸発量もパネル 1 枚を代表して測定した。蒸発量の実測値と、パネル表面温度・ハウス内気温・ハウス内相対湿度の実測値から式(1)を用いて算出した蒸発量の推定値を比較する。式(1)においてR'_fは、別途測定した値である 5.33×10^{-5}(kg/kg')m²h/g を用いる。一方でR'_cの実測は行えていないため、蒸発量の実測値と推定値の値が一致する時の値として 1.02×10^{-4}(kg/kg')m²h/g を用いた。Fig.8 を見ると、蒸発量の実測値と推定値が同じような傾向で推移しており、R'_cの値によって蒸発量の実測値と推定値が一致することから、次で述べるパネル表面温度測定の妥当性を示すことが出来る。また、測定時間の平均で 144g/(m²h)程度の蒸発量を得られていることが分かった。

$$E_c = \frac{1}{R'_f + R'_c}\left(x_s(t_{sp}) - x_a\right) \quad (1)$$

3.4 パネル表面温度

蒸発の有無によるパネル表面温度を比較する。Fig.9 にパネル下面表面温度・パネル直下気温の時刻変化を示す。「水ありパネル」下面表面温度は「水なしパネル」下面表面温度よりも約 4.3℃低下し、また、気温よりも約 1.6℃低下していた。蒸発によってパネル表面温度の上昇が抑制されていることを確認できた。

4. パネルの熱収支分析

日射量・気温・パネル表面温度・蒸発量の実測値を使用し、ビニールハウス内における「水ありパネル」の熱収支について分析する。なお、熱収支分析は日射量が大きい 9/7 の 11：38～12:38 の 1 時間の平均値を用いて行った。

4.1 パネルの熱収支式

ビニールハウス内のパネルの熱収支の概念図について Fig.10 に示し、式(2)のような熱収支式で表す。ここでは、パネルに入射する熱量として、日射量と反射日射量のみを考えている。

Table.1 Measurement items

Measurement items	Measuring instruments		Symbol
Solar radiation outside house	Pyranometer	MS802	I
Solar radiation avobe the panl in house		PCM-01N	I_{in}
Upper Surface temperature of panel	Thermocouple	Type T	t_{sp1}
Bottom Surface temperature of panel			t_{sp2}
Temperature derectly above the panel		Type K (superfine)	t_{ap1}
Temperature derectly below the panel			t_{ap2}
Temperature and humidity outside house	Temperature /Humidity sensor	HMP-110	t_a h_r
Temperature and humidity in house			$t_{a,in}$ $h_{r,in}$

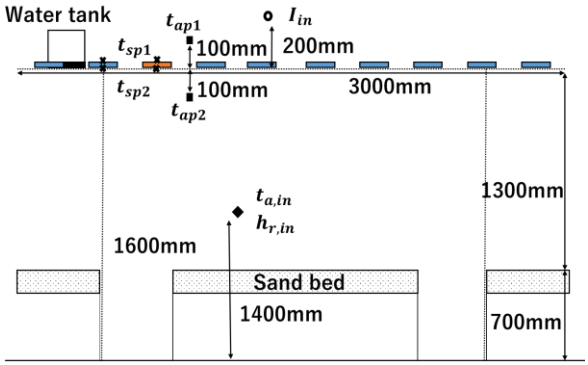


Fig.3 Sensor arrangement diagram

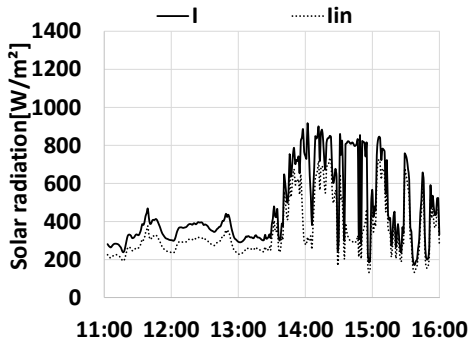


Fig.4 Time change of solar radiation
(2022/8/28 day without water supply)

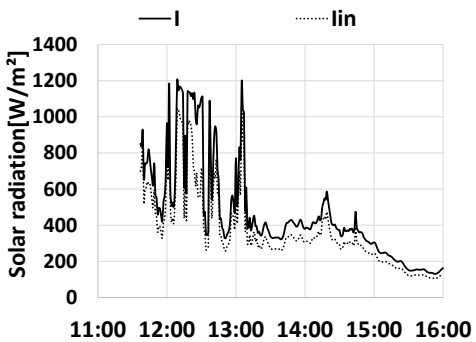


Fig.5 Time change of solar radiation
(2022/9/7 day with water supply)

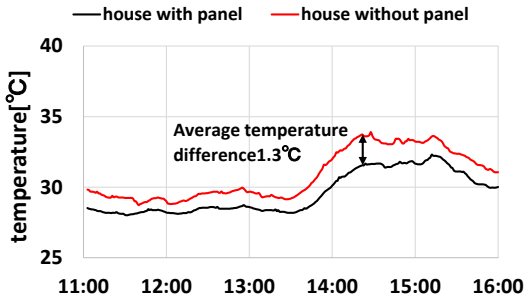


Fig.6 Time change of temperature
(2022/8/28 day without water supply)

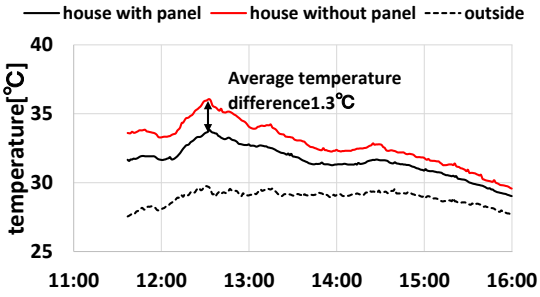


Fig.7 Time change of temperature
(2022/9/7 day with water supply)

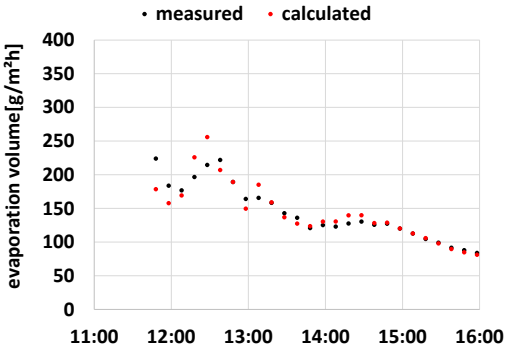


Fig.8 Measured and calculated evaporation volume
(2022/9/7 day with water supply)

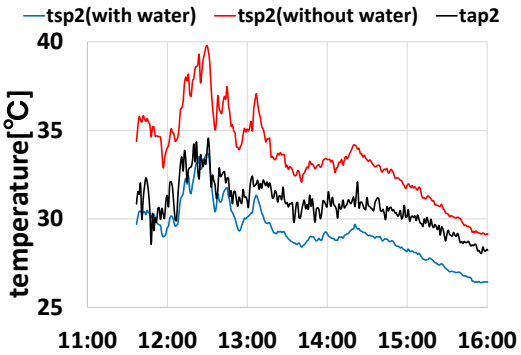


Fig.9 Time change of surface temperature of panel
(2022/9/7 day with water supply)

$$K_{p1} + K_{p2} - H_{p1} - H_{p2} - l_e E_m = 0 \quad (2)$$

パネルへの日射量 $K_{p1} = a_{Kp} I_{in}$ (3)

パネルへの反射日射量 $K_{p2} = (1 - A)\rho_{Kg} a_{Kp} I_{in}$ (4)

パネル上面からの顕熱 $H_{p1} = \alpha_{c,in}(t_{sp1} - t_{ap1})$ (5)

パネル下面からの顕熱 $H_{p2} = \alpha_{c,in}(t_{sp2} - t_{ap2})$ (6)

4. 2　熱収支結果

式(2)における各項の値と熱収支残差を Table.2 に示す。結果、-143.6W/m²の熱収支残差が生じた。Table.2 を見ると、パネルは日射をほとんど吸収しておらず、パネルが受け取った熱量に対して発生した蒸発潜熱量が多くなっている。このことから、パネルへの長波放射を考慮していないため熱収支残差が生じたと推察される。

Table.2 Value of each term and residual in equation (2)

Items[W/m²]	value	Items[W/m²]	value
Solar radiation	2.5	Latent heat	140.9
Reflected solar radiation	0.1	Sensible heat from bottom of panel	-0.3
Sensible heat from upper of panel	5.5	Residual error of heat balance	-143.6

4. 3　熱収支残差に関する検討

熱収支残差が生じた原因として、式(2)ではパネルに入射する長波放射量を考慮できていないことが挙げられた。そこで, パネル上面、下面への長波放射を加えた熱収支の概念図を Fig.11 で示し、式(7)のような熱収支式で表す。式(7)について分析し、熱収支残差が少なくなるか検討する。なお、実測では、パネル蒸発の熱源は日射が主であると考えており、長波放射の測定を行っていなかったため、パネルに入射する長波放射量は推定によって求める。

$$K_{p1} + K_{p2} - H_{p1} - H_{p2} - l_e E_m + L_{fp} + L_{gp} + L_{ap} - L_{p1} - L_{p2} = 0 \quad (7)$$

フィルムからパネルへの長波放射量 $L_{fp} = \varepsilon_{Lf}\varepsilon_{Lp}\sigma(t_{sf} + 273.15)^4$ (8)

床面からパネルへの長波放射量 $L_{gp} = \varepsilon_{Lg}\varepsilon_{Lp}\sigma(t_{sg} + 273.15)^4$ (9)

フィルム透過大気放射量 $L_{ap} = \tau_{Lf}\varepsilon_{Lp}\sigma(t_a + 273.15)^4(0.526 + 0.0065\sqrt{f_a})$ (10)

パネル上面からの長波放射量 $L_{p1} = \varepsilon_{Lp}\sigma(t_{sp1} + 273.15)^4$ (11)

パネル下面からの長波放射量 $L_{p2} = \varepsilon_{Lg}\varepsilon_{Lp}\sigma(t_{sp2} + 273.15)^4$ (12)

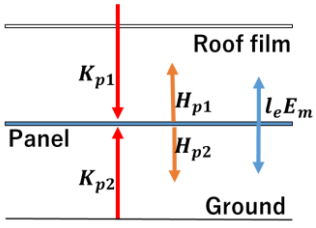


Fig.10 Heat balance of a panel

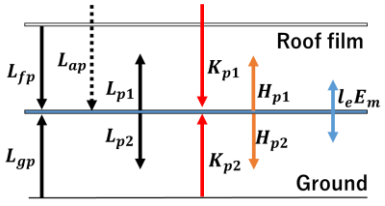


Fig.11 Heat balance of a panel with long-wave radiation

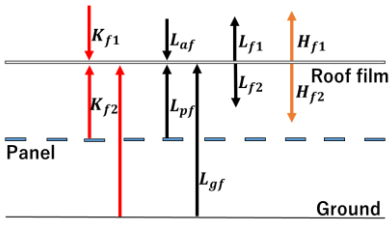


Fig.12 Heat balance of roof film

(1) パネル上面への長波放射について

パネル上面への長波放射として、屋根面フィルムからの長波放射とフィルム透過大気放射量が考えられる。まず、フィルムからの長波放射量はフィルム表面温度によって決定するため、Fig.12 をもとに式(13)のようなフィルム熱収支式を立て、フィルム表面温度を求める。結果、フィルム表面温度は 36.0℃となり、これをもとに式(8)よりフィルムからの長波放射量を求めた。また、フィルム透過大気放射量は Brunt の式より算出した大気放射量にフィルムの長波放射透過率をかけることで求めた(式(10))。

$$K_{f1}+K_{f2}+L_{af}+L_{pf}+L_{gf}-L_{f1}-L_{f2}-H_{f1}-H_{f2}=0 \quad (13)$$

フィルムへの日射量 $$K_{f1}=a_{Kf}I \quad (14)$$

フィルムへの反射日射量 $$K_{f2}=a_{Kf}\rho_{Kp}I_{in}A+a_{Kf}\rho_{Kg}I_{in}(1-A)^2 \quad (15)$$

大気放射量 $$L_{af}=\varepsilon_{Lf}\sigma(t_a+273.15)^4\left(0.526+0.0065\sqrt{f_a}\right) \quad (16)$$

パネルからフィルムへの長波放射量 $$L_{pf}=\varepsilon_{Lf}\varepsilon_{Lp}\sigma\left(t_{sp1}+273.15\right)^4A \quad (17)$$

床面からフィルムへの長波放射量 $$L_{gf}=\varepsilon_{Lf}\varepsilon_{Lg}\sigma\left(t_{sg}+273.15\right)^4(1-A) \quad (18)$$

フィルム上面からの長波放射量 $$L_{f1}=\varepsilon_{Lf}\sigma\left(t_{sf}+273.15\right)^4 \quad (19)$$

フィルム下面からの長波放射量 $$L_{f2}=\varepsilon_{Lf}\sigma\left(t_{sf}+273.15\right)^4 \quad (20)$$

フィルム上面からの顕熱 $$H_{f1}=\alpha_c\left(t_{sf}-t_a\right) \quad (21)$$

フィルム下面からの顕熱 $$H_{f2}=\alpha_{c,in}\left(t_{sf}-t_{ap1}\right) \quad (22)$$

(2) パネル下面への長波放射量について

パネル下面への長波放射として、ハウス床面からの長波放射が考えられる。しかし、蒸発潜熱や地中熱伝導などがあるため、熱収支から床面の表面温度を算出することは困難である。そこで、式(7)にフィルムからの長波放射量、フィルム透過大気放射量を代入し、熱収支が閉じるときの床面長波放射量より、床面表面温度を求める。それが妥当な値であれば、熱収支残差の原因は屋根面と床面からの長波放射にあると結論付けられる。結果、熱収支が閉じるときの床面表面温度は 59.0℃であり、床面表面温度として扱うには過度な温度となった。原因として、ビニールハウスは骨格となる鉄製のパイプで構成されているが、式(3)ではその骨格からの長波放射量が考慮できていないことが挙げられる。骨格からの長波放射量が床面からの長波放射量の中に含まれており、床面表面温度が過度な値となったと推察される。

5. おわりに

透湿性防水膜蒸発パネルをビニールハウスの熱環境調整に活用する事例について検討を行い、以下の結果を得た。

List of Symbols

Symbol	
A	Percentage of area of panels to ground area[-]
a_{Kp}	Solar radiation absorption rate of panels[-]
a_{Kf}	Solar radiation absorption rate of film[-]
E_c	Calculated evaporation[g/(m²h)]
E_m	Measured evaporation[g/(m²h)]
l_e	Latent heat of evaporation of water[J/g]
R'_c	Moisture transfer resistance[(kg/kg')m²h/g]
R'_f	Moisture permeable resistance of membrane [(kg/kg')m²h/g]
t_{sg}	Surface temperature of ground surface[℃]
t_{sf}	Surface temperature of film[℃]
$x_s(t_{sp})$	Saturated absolute humidity at t_{sp}[kg/kg']
x_a	Absolute humidity in the house[kg/kg']
α_c	Convective heat transfer coefficient outside house [W/(m²K)]
$\alpha_{c,in}$	Convective heat transfer coefficient in house[W/(m²K)]
ε_{Lg}	Longwave emissivity of ground surface[-]
ε_{Lp}	Longwave emissivity of panel[-]
ε_{Lf}	Longwave emissivity of film[-]
τ_{Lf}	Longwave radiation transmittance of film[-]
ρ_{Kg}	Solar reflectance of ground surface[-]
ρ_{Kp}	Solar reflectance of panel[-]
σ	Stefan-Boltzmann constant[W/(m⁴K)]

1) 「パネルありハウス」と「パネルなしハウス」の平均気温差は給水あり日、給水なし日ともに同程度であり、蒸発によるハウス内気温上昇抑制効果は確認できなかった。
2) 「水ありパネル」の表面温度は「水なしパネル」の表面温度よりも約 4.3℃低下し、ハウス内気温よりも約 1.6℃低下していた。また、パネルからは約 144g/(m²h)の蒸発がみられた。
3) パネル熱収支残差についての検討として、長波放射を加えた熱収支について考えたが、フィルムからの長波放射、フィルム透過大気放射、床面からの長波放射だけでは残差についての説明はつかなかった。他の要因として、ハウス骨格からの長波放射が考えられた。

参 考 文 献

1) 山口智治：特集　風と気流を利用する温室　パッドアンドファン冷房方式,日本風工学会誌,第 45 巻,第 1 号,13-16,2020 年 1 月
2) 黒川航太郎,西岡真稔,鍋島美奈子：透湿性防水膜を用いた蒸発冷却パネルの試作と屋外実験による暑熱緩和効果の検証,日本建築学会技術報告集,第 28 巻,第 70 号,1301-1306,2022 年 10 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

オフィスにおける温熱環境と乾湿感に関する調査
Survey on Thermal Environment and the Humidity Sensation in Offices

○河村　優果（武庫川女子大学大学院）　　宇野　朋子（武庫川女子大学）
波多江　崇（中国学園大学）　　都築　和代（関西大学）
今川　光（大阪工業大学）

Yuka KAWAMURA*1, Tomoko UNO*2, Takashi HATAE*3
Kazuyo TSUZUKI*4, Hikaru IMAGAWA*5
*1　Mukogawa Women's University of Architecture Graduate School　*2　Mukogawa Women's University
*3　Chugoku Gakuen University　*4　Kansai University　*5　Osaka Institute of Technology

The purpose of this study is to determine the factors that influence the humidity sensation. An ordinal logistic regression analysis was conducted using the data obtained from the field surveys at the offices in Kansai region. The gender, sensitivity to heat, relative humidity, thermal sensation, sweating condition, environmental adjustment behaviors, and amount of clothing influence on the humidity sensation were investigated. The following was revealed about the degrees to which the humidity sensation is affected: men feel 3 times wetter than woman, the person who sensitive to heat felt 2 times wetter, the person who was clothed more felt drier, high humidity influenced sensation for the wetness.

1.　はじめに

湿度は、温度と比べると日常生活の中で意識されることは少ないが、人の健康に大きな影響を与えており、室内の環境に応じて適切な湿度調整が求められる。

「湿っている」、「乾燥している」といった湿度の感じ方の評価である乾湿感に関して、年齢差[1)]や男女差[2)3)]、気温[4)]、相対湿度[5)]、発汗[6)]との関係についての研究はあるが、その他の要因に関する研究事例は少ない。乾湿感に影響を与える要因については部分的にしか研究されておらず、それらの影響度も明らかになっていない。また、既往研究の多くは人工気候室で行った被験者実験の結果[3)~6)]の比較であり、フィールド調査をもとにした乾湿感の研究は行われていない。

そこで本研究では、オフィスを対象としたフィールド調査により、アンケートと環境測定を行い、得られたデータを統計的に分析することで、乾湿感に影響をおよぼす要因とその影響度を明らかにする。

Table.1 Investigated buildings information

No	1	2	3	4	5
Location city	Nishinomiya	Nishinomiya	Nishinomiya	Nishinomiya	Ibaraki
Structure	RC	SRC	RC	RC	SRC
Reseach floor	B1F	4F	4F	1F	6F
Survey period	2021.11～2022.10	2021.10～2022.9	2021.9～2022.10	2021.9～2022.9	2022.4～2022.11
Number of respondents	36	13	11	16	48
Number of votes	212	50	43	114	230

2.　調査概要

調査は兵庫県と大阪府内の5棟のオフィスビルにおいて2021年9月～2022年11月に行い、649個の回答数が得られた(表1)。1ヵ月に1度、対象オフィスの執務中に訪問し、普段着や実際の作業環境で行った。調査項目を表2に示す。申告調査では、執務者に基本項目と調査時の主観評価項目をアンケート用紙に回答させた。温熱環

Table.2 Survey items

Basic items	Environmental survey items
Gender	Air temperature (T_a)
Age	Relative humidity (RH)
Constitution	CO_2 concentration
Cooling preference	Globe temperature (T_g)
Heating preference	Mean radiant temperature*
Frequently spent environment	Absolute humidity**

*Calculated from T_a and T_g.
**Calculated from T_a and RH.

Subjective evaluation items	
Modified thermal sensation	Air quality
Thermal preference	Fatigue
Thermal acceptability	Sweating condition
Humidity sensation	Metabolic rate
Humidity preference	Environmental adjustment behavior
Airflow sensation	Amount of clothing
Airflow preference	Thermal sensation

境調査については、執務者がアンケート回答中に、その付近に測定機器を設置し、一定時間後の測定値を記録した。

3. 単純集計結果

調査項目の単純集計を行い、データの特徴を概観する。

本研究において、目的変数とする乾湿感の月ごとの回答を図 1 に示す。湿潤側より乾燥側の回答が多かった。相対湿度の月ごとの測定結果、グローブ温度の月ごとの測定結果を図 2、3 に示す。オフィスでは温度幅は小さいが、相対湿度の変化が非常に大きくなっている。

4. 乾湿感に影響をおよぼす要因の検討

4.1 統計解析の方法

本研究では、乾湿感に影響をおよぼす要因とその影響度を明らかにするために、多変量解析の手法として、順序ロジスティック回帰分析を用いた。多変量解析に用いる項目について記入不備のあった回答を除外し、630 件のデータを用いて解析を行った。

天井効果・床効果や多重共線性の確認、単変量解析による乾湿感との相関の確認を行い、多変量解析に用いる項目を抽出した。抽出結果を表 3 に示す。このうち、網掛けで示した 16 項目を多変量解析に用いることとした。

4.2 結果

多変量解析を行い、乾湿感に影響をおよぼしている要因とその影響度を求めた結果を表 4 に示す。性別、暑が

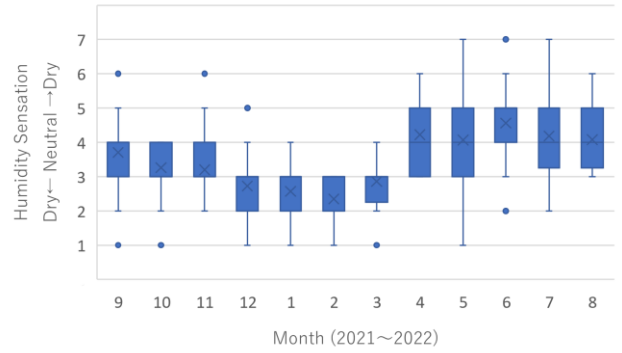


Fig.1 Variation of responses for the humidity sensation

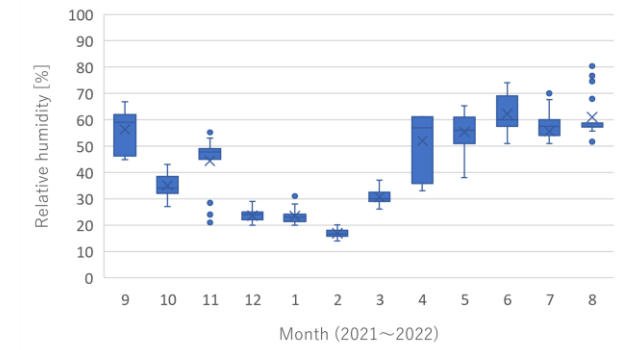


Fig.2 Variation of relative humidity

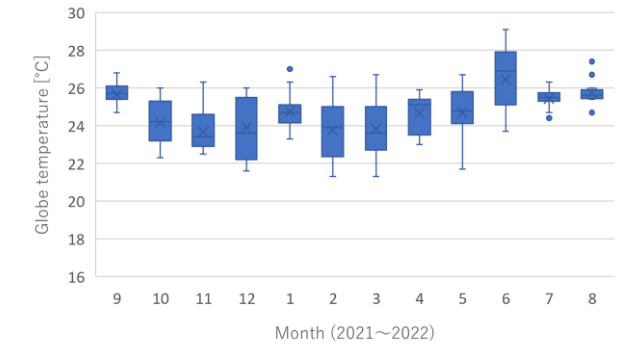


Fig.3 Variation of globe temperature

Table.3 Extraction results of items for multivariate analysis

Basic items	
Gender	
Age***	
Constitution	Sensitivity to heat
	Neither***
	Sensitivity to cold
Cooling preference	Prefer
	Neither****
	Dislike***
Heating preference	Prefer***
	Neither***
	Dislike
Frequently spent environment	Neutral ventilation
	Air-conditioning

Environmental survey items	
Air temperature****	Globe temperature
Relative humidity	Mean radiant temperature****
CO_2 concentration***	Absolute humidity****

Subjective evaluation items	
Modified thermal sensation	Air quality
Thermal preference****	Fatigue ***
Thermal acceptability	Sweating condition
Humidity preference**	Metabolic rate***
Airflow sensation***	Amount of clothing
Airflow preference***	Thermal sensation****

Subjective evaluation items	
Environmental adjustment behavior to cool	Environmental adjustment behavior to warm
Ate/drank something cold	Ate/drank something hot ****
Washed hands/face*	Used a blanket over knees *
Rolled up shirt sleeves*	Put on a jacket*
Took off clothes*	Buttoned up own shirts*
Rolled up the hems of pants and skirts*	Moved to a location without air movement*
Used a paper fan*	Closed the doors and windows*
Used an electric fan*	Opened the blinds*
Opened the doors and windows*	Turned on the air-conditioning*
Closed the blinds*	Turned on the heater*
Turned on the air-conditioning*	Moved to a place with more sunlight*
Moved to a location not exposed to solar radiation*	Sat in closed posture*
Took off shoes*	Wore slippers*
Was barefoot*	Rubbed own hands together*
Sat down in open posture*	Used a heat pad*
Tied up own hair*	No action
No action****	Other*
Other*	

Asterisks in the table indicate the reason for exclusion.
*Floor effect.
**Synonymous with the objective variable.
***Univariate analysis showed no significant relationship between the hygro-thermal sensation.
****Multicollinearity with other items.

り(体質)、寒暑感、発汗、冷たいものを飲食した、暖かくするための行動は何もしていない、着衣量、相対湿度の8項目が、乾湿感への影響が有意にあることが明らかになった。

各要因の影響度はオッズ比から読み取ることができる。オッズ比は説明変数の値の増加が1のときの変化量を表す。今回の解析では、乾燥を1、中立を2、湿潤を3と設定したことから、数値が1より大きい場合は、湿潤に感じやすくなる程度が大きいことを示している。また、オッズ比の逆数は、乾燥を感じている程度を示す。たとえば、性別のオッズ比は2.85であり、これは女性に比べて男性の方が約2.9倍湿潤に感じやすいことを示している。他の要因に関しても、同様に影響度の解釈ができる。

また、定数項が有意であったため、今回検討した表3の項目以外にも、影響する項目が存在する。

5. 考察

性別、発汗、相対湿度は、既往研究[2)3)5)6)]においても、乾湿感との関係性が指摘されていたものである。これら以外の5項目(暑がり、寒暑感、冷たいものの飲食、暖かくするための行動の有無、着衣量)は、本研究により乾湿感との関係が示されたものである。それぞれについて考察する。

性別:女性に比べて男性の方が約2.9倍湿潤に感じやすいという結果は、陳ら[2)]が実験により明らかにしている、高湿度環境において男性が女性よりも許容できない人が多い事実と一致する。これは、性別による乾湿感の差が出ているといえる。

Table.4 Odds ratio of factors affecting hygro-thermal sensation

Items	Number (Ratio [%])			Odds ration	P value
	Dry	Neutral	Wet		
Gender					p <0.001
Women	253 (40.2)	121 (19.2)	65 (10.3)	1.00	
Men	53 (8.4)	73 (11.6)	65 (10.3)	2.85	
Sensitivity to heat					p <0.001
No	204 (32.4)	100 (15.9)	54 (8.6)	1.00	
Yes	102 (16.2)	94 (14.9)	76 (12.1)	1.85	
Modified thermal sensation					0.0090
Cold	74 (11.7)	16 (2.5)	9 (1.4)	1.00	
Neutral	178 (28.3)	145 (23.0)	48 (7.6)	1.54	
Hot	54 (8.6)	33 (5.2)	73 (11.6)	2.37	
Sweating condition					0.0381
No sweating	211 (33.5)	116 (18.4)	35 (5.6)	1.00	
Sweating	95 (15.1)	78 (12.4)	95 (15.1)	1.49	
Ate/drank something cold					0.0264
No action	270 (42.9)	147 (23.3)	77 (12.2)	1.00	
Action	36 (5.7)	47 (7.5)	53 (8.4)	1.56	
Environmental adjustment behavior to warm					0.0131
Action	113 (17.9)	17 (2.7)	12 (1.9)	1.00	
No action	193 (30.6)	177 (28.1)	118 (18.7)	1.91	
Amount of clothing					p <0.001
Increase by 0.1clo	-	-	-	0.86	
Increase by 1clo	-	-	-	0.22	
Relative humidity					p <0.001
Increase by 1pt	-	-	-	1.04	
Increase by 10pt	-	-	-	1.48	
Constant term	-	-	-	-	p <0.001

発汗:松尾ら[6)]は、肌のべたつきの感じやすさと乾湿感の相関が高いことを示している。今回の結果で発汗が乾湿感の説明変数として有意であったのは、発汗が増加すると皮膚が湿った状態になりべたつきを感じるためであると考えられる。

相対湿度:相対湿度が高いほど湿潤に感じられる結果は、松本ら[5)]により実験的に示されている。今回の環境調査結果でも相対湿度との関係はいずれの説明変数よりも乾湿感との相関関係が強く、乾湿感に最も影響を与えている要因といえる。

寒暑感:寒暑感は、4月から9月は暑い側、12月から2月が寒い側と年間で差が見られた。今回は1年分の結果をまとめて分析したため、寒暑感の暑い側で湿潤に感じやすくなるのは、相対湿度の影響を受けていることが考えられる。ただ、寒暑感と相対湿度の相関係数は0.3程度であり高くはなく、また、寒暑感で暑い側でも乾燥に感じる人もいる。暑いと感じる状態は、体から熱を逃がす働きが機能しており、発汗が増えていると考えられる。そのため湿潤に感じやすいと考えられる。

暑がり(体質):尾山ら[7)]は、暑がりの人はそうでない人よりも発汗量が大きいことを示している。また、松尾ら[2)]は発汗が増加するほど湿潤に感じることを示している。これらの研究より、暑がりの人がより湿潤に感じやすいという結果は、発汗しやすいためであると考えられる。

冷たいものを飲食した(涼しくするための行動):冷たいものを飲食したという回答は、4月から10月が中心であり、その時期のほとんどの測定で相対湿度 30%以上を記録していた。冷たいものを飲食した回答は、他の要因との相関関係もいずれも低い。相対湿度や季節での分類が必要と考えられる。

暖かくするための行動は何もしていない(暖かくするための行動):同様に、暖かくするための行動をしたという回答は、8月以外のすべての月で見られたが、10月から3月が特に多い。暖かくする行動は、寒さを感じたときに行われると考えると、暖かくするための行動をしていない回答は、体が暖かい状態と考えられる。そのため、発汗量は多いことが予想され、湿潤に感じていると考えられる。

着衣量:相対湿度と相関が比較的強いために、有意差がついた可能性もある。着衣量が増える(厚着である)ことは、肌部分では水分が保たれることにつながり、湿潤に感じると考えられ、本結果と矛盾する。着衣量が大きいのは、冬期の低温の時期であり、この時期に低湿のデー

タが多いことが、結果に影響している可能性がある。また、冬期においては、着衣量が増えることで体部の保湿がある一方、周囲の相対湿度が低いため、着衣に覆われず露出される手や顔などで乾燥を感じる程度が相対的に高くなることも考えられる。高田ら[3]が示す、肌で感じる乾燥感の影響が、着衣量が増えることで大きくなったとも考えられる。

年齢について姜ら[1]が乾湿感に影響する要因であると示していたが、本研究では有意な影響を与えている要因にならなかった。既往研究では60～90代と20～30代の比較を行い、その差を示していたが、今回は20～60代が主な回答者であり、この範囲においては年齢による差はないといえる。

今回、定数項が有意なまま残ったため、本調査の調査項目・解析項目以外にも、乾湿感に影響をおよぼしている有意な要因が存在する。この未知の有意な要因として、空調モードや外気温が考えられる。

暑がり(体質)や寒暑感については、発汗との関係が考えられた。発汗状態と乾湿感の関係は、尾山ら[7]が実験で示しており、今回の結果により実フィールドでもその傾向が示された意味は大きい。

また、最も乾湿感との関連が強い相対湿度の影響が考えられる項目もある。本研究では1年を通して考えたため、年間の相対湿度の差の影響を見ることができていない。相対湿度域を分けて分類することや、絶対湿度により分類することで、他の要因との関係を明らかにできる可能性がある。さらに、相対湿度の差は、今回データの個数の関係から分析対象にできていない空調モードや外気とも関係していることから、分類方法の検討が必要である。

乾燥と湿潤については、感じ方や反応機構が異なると考えられ、今回のように乾燥と湿潤の感覚を同軸で扱うことに限界があることがうかがえた。乾湿感を乾燥感と湿潤感に分けることも、研究の展開として考えられる。

6. おわりに

本研究では、乾湿感に影響をおよぼす要因とその影響の大きさを明らかにすることを目的として、オフィスでのフィールド調査においてアンケートと環境測定を実施し、得られたデータを用いて、乾湿感に影響する要因についての解析を行った。得られた知見は以下の通りである。

1) 多変量解析により、乾湿感に影響をおよぼしている要因は性別、暑がり、相対湿度、寒暑感、発汗、冷たいものを飲食した、暖かくするための行動は何もしていない、着衣量の8項目であることが明らかになった。
2) 男性は女性よりも約2.9倍、相対湿度は10ポイント増加すると約1.5倍、発汗によって約1.5倍湿潤に感じやすい。暑がりの人は、そうでない人に比べて約1.9倍、寒暑感は暑い側に移行することで約1.5倍、冷たいものを飲食すると約1.6倍、暖かくするための行動をしていない場合は約1.9倍湿潤に感じやすい。また、着衣量は、0.1clo増加すると約1.2倍乾燥を感じやすくなる。

現状、湿度調整は乾燥や湿気を感じてから個人で行っているが、このように湿気を感じやすい・乾燥を感じやすい人の条件について整理することで、感覚の鈍い人には、湿気や乾燥を感じていなくても積極的な湿度調整するように促すなど、オフィスの湿度環境改善の提案につなげることができる。

謝 辞

本研究は科研費基盤研究(B)（21H01496-1）の助成を受けたものである。フィールド調査において、武庫川女子大学、武庫川女子大学附属中学校高等学校、茨木市役所にご協力いただいた。ここに深謝の意を表する。

参 考 文 献

1) 姜燕、龍有二、香川治美:高齢者福祉施設における温熱環境と利用者および入居者の生理心理に関する研究:その2通所施設における冬季および夏季の調査結果、日本建築学会環境系論文集、第73巻、第624号、pp.191～197、2008.2
2) 陳啓敏、中野慎哉、垣鍔直:相対湿度一定における心理・生理反応の日内変動の性差に関する実験的研究―高湿度条件の場合―、人間-生活環境系シンポジウム報告集、第42巻、pp.87～90、2018.12
3) 高田暁:低湿度条件下での乾燥感に関する被験者実験、人間-生活環境系シンポジウム報告集、第42巻、pp.113～116、2018.12
4) 田辺新一、堤仁美、鈴木孝佳:オフィス空間における湿度が熱的快適性に与える影響に関する研究　第1報空気温度・相対湿度の組み合わせによる温冷感の違い、空気調和・衛生工学会論文集、109号、pp.1～9、2006.4
5) 松本泰輔、福田英司:全身温冷感中立付近の室温における湿度の温冷感、乾湿感ならびに快適感に及ぼす影響に関する実験的研究、日本建築学会技術報告集、第17巻第37号、pp.931～936、2011.10
6) 松尾朋浩、窪田英樹、竹内崇、堀井崇司、鎌田紀彦:夏期室内暑熱環境の評価(2)―空気の湿度感に関する一考察―、日本建築学会大会学術講演梗概集(関東)、pp.373～374、1997.9
7) 尾山誠、永村一雄、深井一夫:「暑がり」「寒がり」と発汗量、日本生気象学会雑誌、第30巻、第3号,p.150、1993

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

日射遮蔽物が室内熱環境に及ぼす影響
—（その 1）すだれを用いた模型実験—
Effect of solar shading on indoor thermal environment
—（part1）Model experiments using bamboo blind—

○白川　智也（大阪電通信大学）　　添田　晴生（大阪電通信大学）
Tomoya SHIRAKAWA*1　Haruo SOEDA*1
*1　Osaka Electro-Communication University

In this study, by clarifying the shielding effect and the energy saving effect of shielding such as bamboo blinds, we conducted a comparative study of shielding such as bamboo blinds in the natural environment for the purpose of promoting heat shielding measures. Experiments have shown that when a bright color is used, the performance as a solar radiation shield is inferior to that of a dark color, since solar radiation may be transmitted.

はじめに

現在地球温暖化が進行しており、多くの地点で異常気象が観測されている。地球温暖化の影響により気温が上昇し、さらに夏場の高熱化が予想される。高熱化に伴い室内温度が上昇し、昨今、室内においても熱中症が増加しており、エアコンの使用とともに、省エネルギー化を図るためにも遮熱対策がますます重要になると考えられる。

住宅の遮熱対策として、古くからすだれが用いられている。すだれは安価で設置収納が容易で、災害時にも簡単に用いることができる。また、最近ではすだれ以外に、プラスチックすだれやサンシェードなど様々な種類の遮蔽物があるが、すだれを含めて、それらの省エネルギー効果を明らかにされている研究例[1]があるが、まだ知見が少ないのが現状である。そこで、本研究では、すだれなどの遮蔽物の遮熱効果また省エネルギー効果を明らかにすることで、遮熱対策を促進させることを目的とする。

本報告では、模型実験により、すだれ、プラスチックすだれ、サンシェードを用いて比較実験を行った。

1. 模型実験条件

実際に用いた模型を Fig. 1 に示す。実験の方法として、模型（奥行き 400㎜, 幅 395㎜, 高さ 400㎜）に夏至の太陽高度を考慮し、庇（長さ 75㎜）を取り付けたものを 3 つ用意し、その下に断熱材（厚さ 50㎜）を配置した。それぞれ模型 1、模型 2、模型 3 とした。熱電対の位置は模型の中心を T_1, T_4 , T_6, 断熱材と地面の間を T_2, T_5, T_7, 地表を T_3, ガラス（高さ 350㎜, 幅 200㎜）の表面の中央部を T_9, T_{10}, T_8, に設置した。

設置場所は大阪電気通信大学寝屋川キャンパス D 号館屋上で模型が他の設置物に日射が遮られないように考慮し、設置した。模型の木材はすべてファルカタ材（厚さ 13㎜）を用いた。本実験で用いた日射遮蔽物はすだれ、プラスチックすだれ（明色）、プラスチックすだれ（暗色）、サンシェード（明色）、サンシェード（暗色）である。日射遮蔽物はそれぞれ高さ 400㎜, 幅 400㎜ の寸法である。

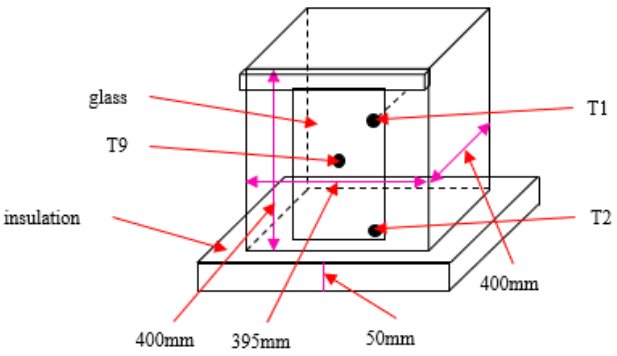


Fig. 1 model and Layout of thermocouple

2. 模型実験結果

2.1 複層ガラスと Low-E ガラスの比較実験

一般的に住宅やビルに使用される複層ガラスと、日射遮蔽型の Low-E ガラスを比較することにした。熱的性能は Low-E ガラスの方が優れているのは明らかであるが、実際どれくらいの温度差が出るのかを検証することにした。

実験で用いた複層ガラスの熱的性能は遮蔽係数 0.90、熱還貫流率 3.3W/(m²·K) あり、Low-E ガラスの熱的性能は遮蔽係数 0.44、熱貫流率は 2.5W/(m²·K) である。

模型実験の様子を Fig. 2 に示す。模型 1（複層ガラス）と模型 2（Low-E ガラス）として、2022 年 8 月 25 日から 8 月 29 日まで実験を行った。8 月 26 日の実験結果と D 号館屋上で実測した外気温と全天日射量を Fig. 3 に示す。

結果から、模型中心温度において大きな差異は見られ

なかった。5 日間における模型中心の最高温度を比較すると、模型 1（複層ガラス）を用いた場合で 44. 3℃、模型 2（Low-E ガラス）を用いた場合で 43. 3℃であり、最高温度の温度差は 1. 0℃であった。

本実験では、薄曇りであり日射量も十分ではないということから、複層ガラスと Low-E ガラスではあまり性能差が見られなかった可能性がある。

Fig. 2 Model experiment of model 1 (double glazing) and model 2 (Low-E glass)

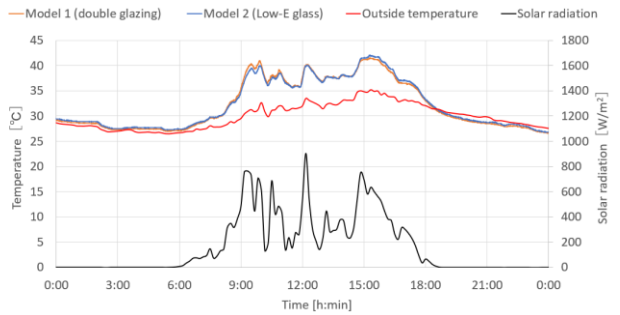


Fig. 3 Model test results for model 1 (double glazing) and model 2 (Low-E glass) on August 26, 2022 (central temperature)

2. 2 日射遮蔽物の種類と色による比較検討

古くから遮熱対策として、すだれが用いられており、最近ではすだれ以外に、プラスチックすだれやサンシェードが用いられるようになってきた。これは日射遮蔽物が個々の住宅に合わせて使用できるように種類だけでなく色も明るめのものと暗めのものがある。本実験では、これらの比較実験を行いそれぞれの遮熱効果を明らかにしていくために、種類と色の比較実験を行うことにした。

2. 2. 1 すだれとプラスチックすだれ（明色）の比較検討

まずは、古くから用いられてきたすだれと、プラスチックすだれ（明色）の比較実験を行い、その様子を Fig. 4 に示す。模型 1（プラスチックすだれ明色）と模型 2（すだれ）と模型 3（遮蔽物無し）として、2022 年 11 月 2 日から 11 月 7 日まで実験を行った。11 月 3 日の実験結果を Fig. 5 に示す。以降の実験は、すべて複層ガラスを用いて実験を行った。

結果から、模型中心温度においてすだれの方がプラスチックすだれ（明色）よりも常に低い温度を示している。6 日間における模型中心の最高温度を比較すると、模型 1（プラスチックすだれ明色）を用いた場合で 30. 5℃、模型 2（すだれ）を用いた場合で 29. 7℃、模型 3（遮蔽物無し）を用いた場合で 36. 2℃であり、プラスチックすだれ（明色）を用いた場合、すだれを用いた場合よりも、0. 8℃高かった。また、遮蔽物を用いなかった場合、すだれを用いた場合よりも、5. 7℃高かった。プラスチックすだれ（明色）を用いた場合に模型中心温度が高かった原因としては、色が明るいためか、日射を透過している可能性が考えられる。

サーモグラフィカメラより、プラスチックすだれ（明色）の表面温度はすだれの表面温度よりやや低いことが確認される。これは色が明るいことにより、日射が反射、あるいは透過している為ではないかと考えられ、日射遮蔽物としてあまり良くないと考えられる。

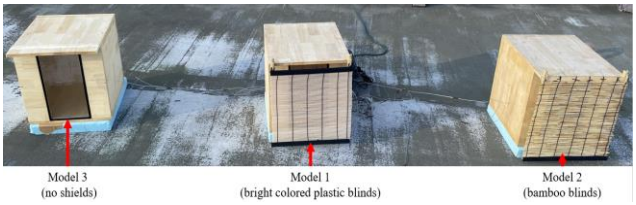


Fig. 4 Model experiment of model 1 (bright colored plastic blinds), model 2 (bamboo blinds), and model 3 (no shields)

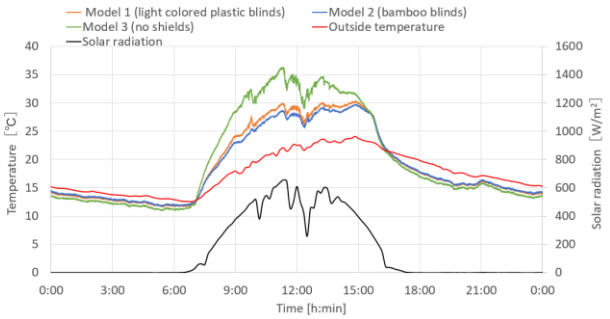


Fig. 5 Model test results for model 1 (light colored plastic blinds), model 2 (bamboo blinds), and model 3 (no shields) on November 3, 2022 (central temperature)

Fig. 6 Thermography camera of model 1 (bright colored plastic blinds), model 2 (blind blinds) and model 3 (no shields) at 12:17 on November 7, 2022

2. 2. 2 プラスチックすだれの色の違いによる比較検討

次にプラスチックすだれの色の違いによる比較実験を行い、その様子を Fig. 7 に示す。模型 1（プラスチックすだれ明色）と模型 2（プラスチックすだれ暗色）と模型 3

（遮蔽物無し）として、2022 年 10 月 18 日から 10 月 21 日まで実験を行った。10 月 20 日の実験結果を Fig. 8 に示す。

結果から、模型中心温度においてプラスチックすだれ（暗色）の方がプラスチックすだれ（明色）よりも常に低い温度を示している。4 日間における模型中心の最高温度を比較すると模型 1（プラスチックすだれ明色）を用いた場合で 30. 9℃、模型 2（プラスチックすだれ暗色）を用いた場合で 30. 1℃、模型 3（遮蔽物無し）を用いた場合で 37. 4℃であり、プラスチックすだれ（明色）を用いた場合、プラスチックすだれ（暗色）を用いた場合よりも、0. 8℃高かった。また遮蔽物を用いなかった場合、プラスチックすだれ(暗色)を用いた場合よりも 6. 3℃高かった。

サーモグラフィカメラより、プラスチックすだれ（明色）の表面温度はプラスチックすだれ（暗色）の表面温度より低いことが確認される。これは暗色の場合、熱を吸収しており、明色の場合、2. 2. 1 と同様の原因で日射が反射、あるいは透過している為ではないかと考えられる。

この結果からプラスチックすだれ(明色)を用いた場合透過して、模型内に直接日射が届いている可能性があり、プラスチックすだれ(暗色)を用いた場合熱を吸収して室内に影響を与えなかったと考えられる。

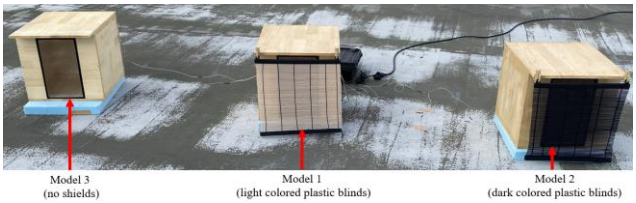


Fig. 7 Model experiment of model 1 (light colored plastic blinds), model 2 (dark colored plastic blinds) and model 3 (no shield)

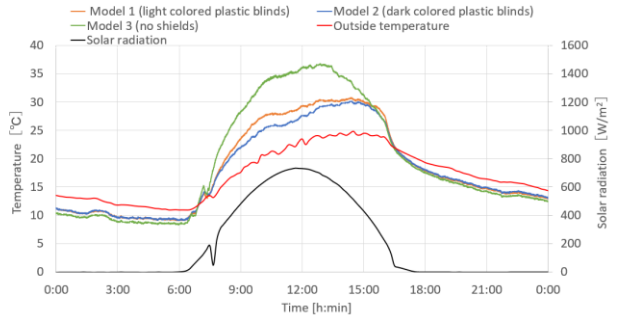


Fig. 8 Model test results for model 1 (bright colored plastic blinds), model 2 (dark colored plastic blinds) and model 3 (no shield) on October 20, 2022 (central temperature)

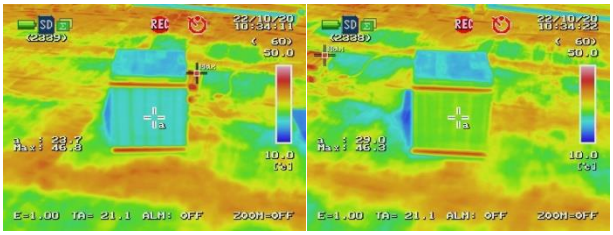


Fig. 9 Thermography camera of model 1 (light colored sunshade) and model 2 (light colored plastic blinds) at 10:34 on October 20, 2022

2. 2. 3 サンシェード(明色)とプラスチックすだれ(明色）の比較検討

次にサンシェード(明色)とプラスチックすだれ(明色)の比較実験を行い、その様子を Fig. 10 に示す。模型 1（サンシェード明色）と模型 2（プラスチックすだれ明色）と模型 3（遮蔽物無し）として、2022 年 11 月 24 日から 11 月 28 日まで実験を行った。11 月 25 日の実験結果を Fig. 11 に示す。

結果から、模型中心温度において大きな差異は見られなかった。5 日間における模型中心の最高温度を比較すると模型 1（サンシェード明色）を用いた場合で 28. 1℃、模型2(プラスチックすだれ明色)を用いた場合で29. 2℃、模型 3（遮蔽物無し）を用いた場合で 34. 4℃であり、プラスチックすだれ（明色）を用いた場合、サンシェード（明色）を用いた場合よりも、1. 1℃高かった。13:00～16:00 の間、サンシェード（明色）の方がプラスチックすだれ（明色）より温度が低くなっているが、午前はわずかにサンシェード(明色)の方が高くなっている。以上から、サンシェード（明色）とプラスチックすだれ（明色）の性能差があまりないと考えられる。また遮蔽物を用いなかった場合、サンシェード(明色)を用いた場合よりも 6. 3℃高かった。

この実験結果から、サンシェード（明色）とプラスチックすだれ（明色）は、同等の性能であると考えられる。

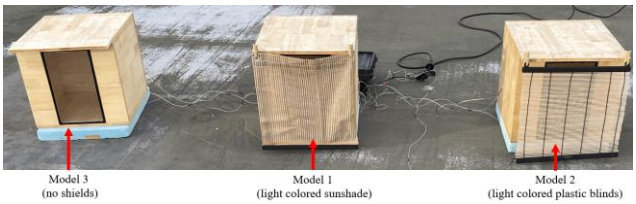


Fig. 10 Model experiment of model 1 (light colored sunshade), model 2 (light colored plastic blinds), and model 3 (no shield)

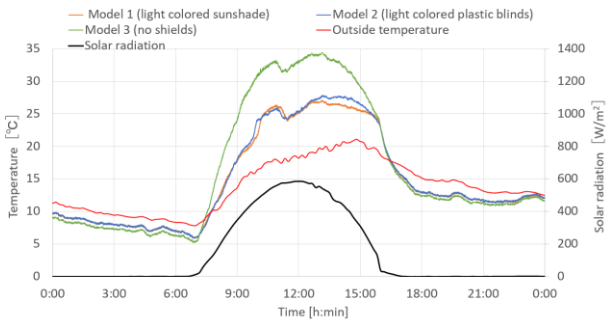


Fig. 11 Model test results for model 1 (light colored sunshade), model 2 (light colored plastic blinds), and model 3 (no shield) on November 25, 2022 (central temperature)

2. 2. 4 サンシェードの色の違いによる比較検討

次にサンシェードの色の違いによる比較実験を行い、

その様子を Fig. 12 に示す。模型 1（サンシェード暗色）と模型 2（サンシェード明色）と模型 3（遮蔽物無し）として、2022 年 11 月 15 日から 11 月 18 日まで実験を行った。11 月 16 日の実験結果を Fig. 13 に示す。

結果から、模型中心温度においてサンシェード（暗色）の方がサンシェード（明色）よりも常に低い温度を示している。4 日間における模型中心の最高温度を比較すると模型 1（サンシェード暗色）を用いた場合で 25. 8℃、模型 2（サンシェード明色）を用いた場合で 26. 7℃、模型 3（遮蔽物無し）を用いた場合で 34. 2℃であり、サンシェード（明色）を用いた場合、サンシェード（暗色）を用いた場合よりも、0. 9℃高かった。また遮蔽物を用いなかった場合、サンシェード（暗色）を用いた場合よりも 8. 4℃高かった。

サーモグラフィカメラより、サンシェード（明色）の表面温度はサンシェード（暗色）の表面温度より低いことが確認される。これはプラスチックすだれの色による比較検討の結果と同じ現象がサンシェードでも起きている為ではないかと考えられる。

この結果から、プラスチックすだれの色による検討と同様の傾向が見られた。

Fig. 12 Model experiment of model 1 (dark colored sunshade), model 2 (light colored sunshade), and model 3 (no shield)

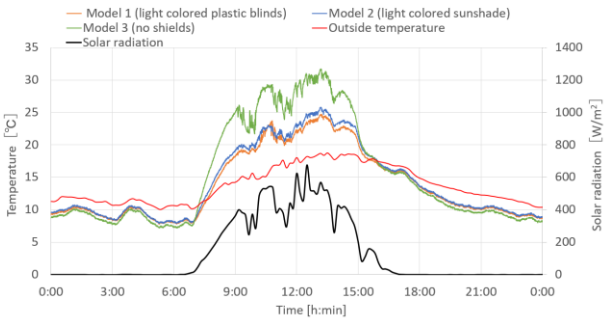


Fig. 13 Model test results for model 1 (dark colored sunshade), model 2 (light colored sunshade), and model 3 (no shield) on November 16, 2022 (central temperature)

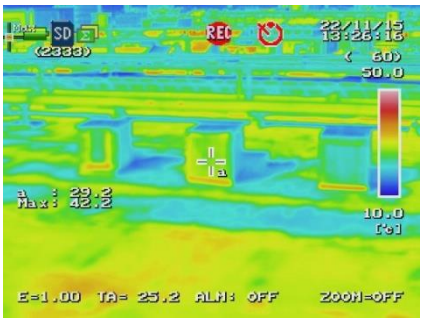


Fig. 14 Thermal cameras of model 1 (dark colored sunshade), model 2 (light colored sunshade), and model 3 (no shield) at 13:26 on November 15, 2022

まとめ

本研究では、窓の外側に日射遮蔽物を設置し自然環境下の模型内の温度を測定し、比較検証を行った。その結果は以下通りである。

⑴ ガラスの比較検討を行った結果、薄曇りであり日射量も十分ではないということから、複層ガラスと Low-E ガラスでは性能差が見られなかった可能性がある。

⑵ 日射遮蔽物の種類の検討を行った結果、模型中心の最高温度がプラスチックすだれ（明色）よりも、すだれの方が 0. 8℃低い結果が得られた。これは、プラスチックすだれの色が明るく、日射が反射、あるいは透過している為ではないかと考えられる。

⑶ 日射遮蔽物の色の違いによる検討を行った結果、プラスチックすだれとサンシェードともに暗色の模型中心の最高温度が低い結果が得られた。また、サンシェード（明色）とプラスチックすだれ（明色）の比較検討の結果からサンシェード（明色）とプラスチックすだれ（明色）は同等の性能であると考えられる。

明色を用いた場合、日射が透過している可能性があるため、日射遮蔽物として暗色よりも劣るという結果であったが、実際に使用する際には照度も考慮すべきであるので、照度も計測する必要がある。

また、今後シミュレーションも行い、精度の検証を踏まえて、エネルギー消費の低減効果について明らかにしていきたい。

参 考 文 献

[1] 長谷川 智: 東北地方と新潟県に建つ住宅におけるエアコンの連続運転およびすだれによる夏期の節電効果の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.225-228,2016 年

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

CFD 解析による LDK の空間構成と台所での熱中症リスクの評価
Evaluation of effect of LDK layout on heat stroke risk in a residential kitchen using CFD analysis

○鈴 木　乙 葉（奈良女子大学）　　吉 田　伸 治（奈良女子大学）
Otoha SUZUKI*1　Shinji YOSHIDA*1
*1　Nara Women's University

In this paper, we evaluated effects of space configurations of a kitchen in LDK on the hazard against heatstroke using CFD analysis. Four types of kitchen layout were examined in the present analysis: I row facing a wall with a partition (Case 1), I row facing a wall without a partition (Case 2), peninsula type layout (Case 3), and island type layout (Case 4). Meteorological data measured at Nara regional meteorological observatory were applied in the present analysis. Through the investigations, it was found that the thermal environment in the summer season degrades when installing the island type kitchen.

１．はじめに

近年、夏季の暑熱環境悪化に伴い、熱中症発症者は増加傾向にあり、そのなかでも令和 4 年の消防庁の統計によると[1)]、熱中症発生場所は約 4 割が住宅内である。特に住宅内の台所は調理によって熱や湿気の発生があるにも関わらず、温熱環境を制御する空調設備がないため、暑熱障害を引き起こす危険性が懸念される。

しかし、台所における温熱・空気環境の評価に関する研究は、業務用厨房を対象としたものが多く、住宅を対象としたものは換気や冬季の温熱・空気環境に着目したものがほとんどである。

また、近年の住宅 LDK の空間構成は多様であり、その違いによる温熱環境の差が現れることが考えられる。そこで本研究では数値流体力学 CFD による LDK の空間構成の違いにおける住宅台所内の熱中症リスクを評価することを目的とする。

２．解析概要

2.1　解析対象

本解析では南面に窓を設けた 16 畳の仮想 LDK 空間（7,280㎜[X]×3,640㎜[Y]×2,500㎜[Z]，X 軸：南北方向，Y 軸：東西方向）をモデルとする。

2.2　解析ケース

解析はキッチンレイアウト条件を変えて全 4 ケースの解析を行った。まず、基本ケースとして I 列背面型とし、リビングとダイニングキッチンとの間に隔壁を設けたものを case1 とする。case1 から隔壁を取り除いたものを case2、キッチンレイアウトをペニンシュラ型にしたものを case3、アイランド型にしたものを case4 とする。解析対象の外観図、平面図、断面図をそれぞれ Fig.1、Fig2、Fig3 に示す。

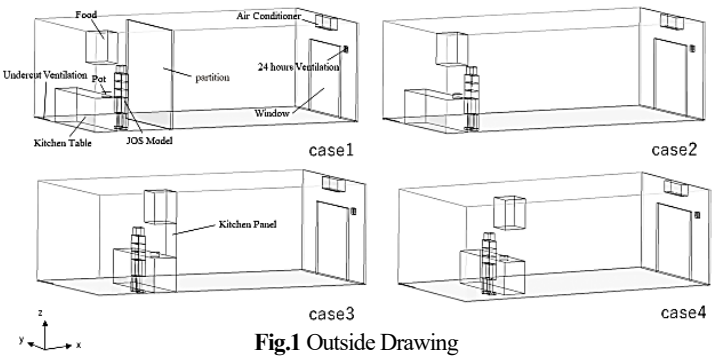


Fig.1 Outside Drawing

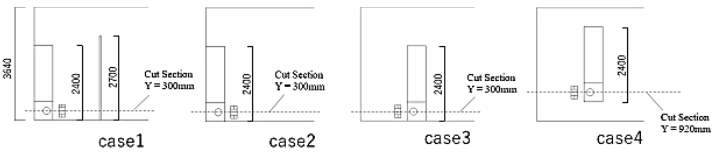


Fig.2 Floor Plan

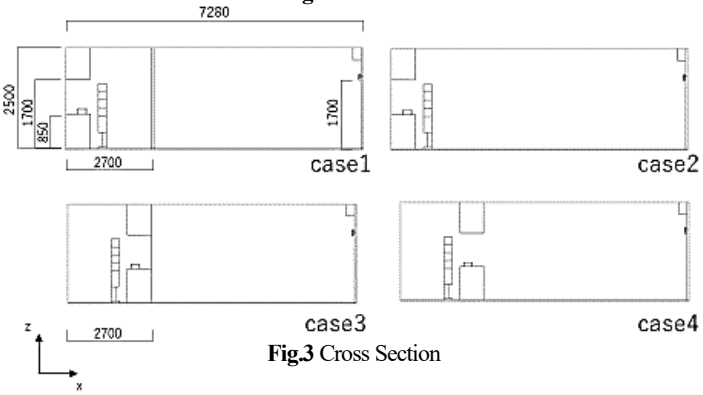


Fig.3 Cross Section

2.3　解析条件

本解析は、仮想の LDK 空間を解析対象とするが、外部条件には過去 3 年で奈良県奈良市においてもっとも高い外気温を記録した 2020 年 8 月 20 日 15 時の 37.8℃を設定した[4]。計算条件は Table.1 に示す。

Table.1 analysis condition

Wall Condition	Temperature	Xmin, Ymin, Ymax： temperature logarithmic law heat transfer, external temperature 32°C, emissivity 0.9 Xmax： heat conduction, external temperature 37.8°C Zmin： heat conduction, external temperature 32°C Zmax： temperature logarithmic law heat transfer, external temperature 30°C, emissivity 0.9
	convective heat transfer	surface of a pot：100W/(㎡・K), moisture generation：6.96×10^{-4}[kg/m^2・s]
Inflow Condition	24 hours Ventiation	60㎜×150㎜×150㎜ Qin＝100㎥/h θin=37.8°C
	Undercut Ventilation	900㎜×20㎜ Qin＝200㎥/h θin=32°C
Outflow Condition	Food	600㎜×600㎜×400㎜ Qout＝300㎥/h
Heat Condition	Pot	100°C
	Human Body	JOS model
Air Conditioner	Size	Main Body：200㎜×900㎜×300㎜ Outlet：50㎜×900㎜ Inlet：900㎜×300㎜
	Outlet	Qin＝7.5㎥/min
	Inlet	Qout＝7.5㎥/min
Pot	Size	ϕ=230mm, H=110mm
etcetra		Initiation Temperature：28°C

3．解析結果

結果に示すベクトル分布図、コンター図の表示断面は case1，2，3 では Y=300㎜，case4 では Y=920 ㎜の鍋・人体熱モデル中心で切断した面である。

3.1　気流・気温

Fig. 4 の気流に着目する。case1 では、エアコンから出た気流はリビングから台所方向に向かって床付近を進み、隔壁にぶつかった後、鉛直・水平方向へと流れる様子が見られる。鍋からの上昇流はフードにほとんど捕集され、わずかに台所の天井付近へと流れる。case2 では隔壁がないため台所までエアコンの気流が進み、ぶつかった後鉛直方向に流れ、台所壁面方向と台所方向へ分かれる。case1 同様鍋からの上昇流はほとんどフード捕集されるものの、捕集されなかった上昇流は台所へ届いたエアコンの循環気流と合流する。これが人体頭部、天井付近へと流れるため、気流が case1 よりも増速する。case3 では case1 と台所にたどり着くまでは類似しているが、調理台にぶつかった後は台所方向へ多く流れ、台所床方向へと進む様子が見てとれる。フード捕集される鍋からの上昇流が多いとともに、人体頭部付近での増速が見られる。case4 ではエアコンから出た気流は、台所方向へと床付近を通って進み、調理台にぶつかった後はキッチンの人体頭部付近の高さまで流れ、循環している。また、鍋とリビングダイニングとの間に遮るものがないためにエアコンの気流が大きく作用し、鍋からの上昇流は人体顔付近を通ってフード捕集される。

次に気温に着目する。case1 では、台所天井付近にわずかに熱が溜まってはいるものの、鍋上昇流のフード捕集効率はいいが、人体熱モデル周辺の気温が周囲に比べて高い。case2 ではフードで捕集しきれなかった鍋上昇流による熱が天井付近に流れ、リビングダイニングへと進む様子が見てとれる。case3 では人体熱モデル周辺において case1 と似た特徴が見られるが、天井付近に溜まる熱は少なく、台所中心の気温も case1 と比べて低い。case4 では鍋からの熱はエアコン気流に影響され、人体の顔付近へと流れ、フード捕集率も悪く、台所、リビングダイニングの両方向へと流れ、特に台所側にその傾向は強い。

次に、リビングダイニング中央と台所（人体熱モデルと調理台の間）の 2 地点における上下温度分布を Fig.5 に示す。各地点高さ 0.1m，0.6m，1.1m，1.6m，2.1m の地点で比較する。

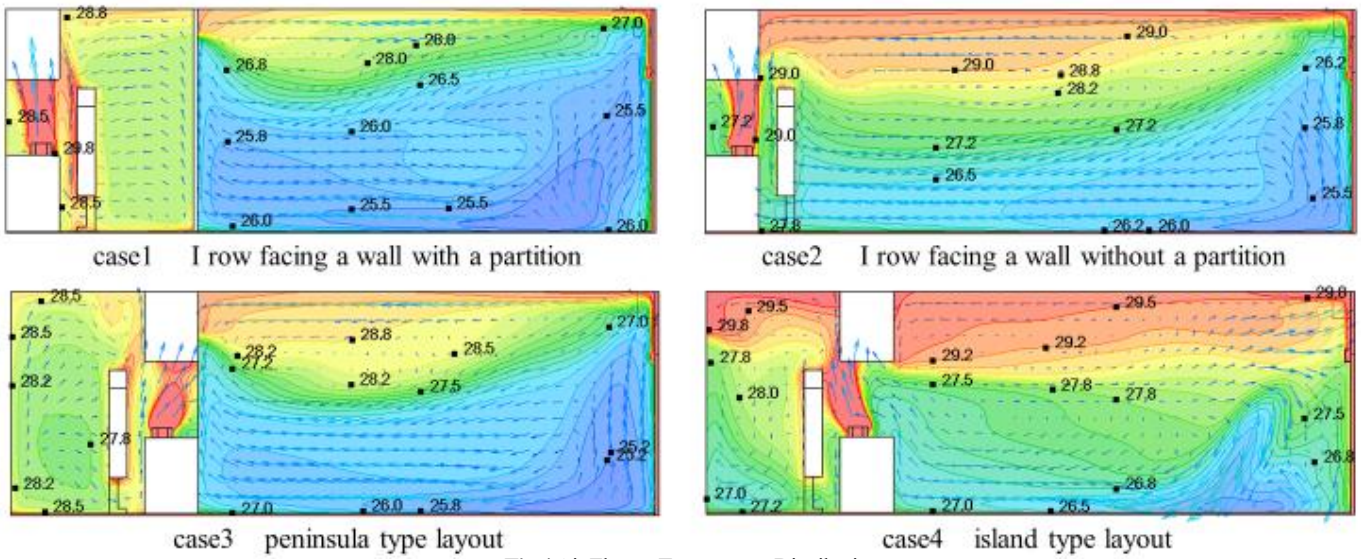


Fig.4 Air Flow・Temperature Distribution

リビングダイニングにおいてはおおよそ高さに比例して気温が高くなっている。case2，4 では 1.1m の地点においては比例関係をはずれて低いのは、両ケース共にフードとリビングダイニングとの間に遮るものがないケースであるため、エアコン気流が関係していると考えられる。台所では case2 のみリビングダイニングと同様に天井に近づくにつれて気温が高い。case2 はリビングダイニングと台所の間の隔壁がないために同様の温度分布になっていると考えられるが、リビングダイニングに比べて 2.1m 地点での温度が高く、鍋からの熱の影響を大きく受けることがわかる。高さ 1.6m までは他のケースに比べて気温は低い。case1，3，4 では人体熱モデルの頭部付近に位置する 1.6m において最も高く、case4 でその傾向が強い。これは鍋からの熱が大きく人体側に流れているためだと考えられる。また、case3 で最も上下温度差が小さい。

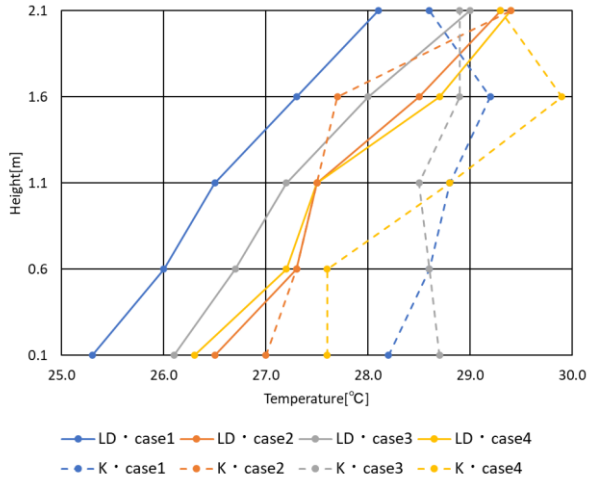


Fig.5 Upper and Lower Temperature Distribution Chart

3.2 MRT

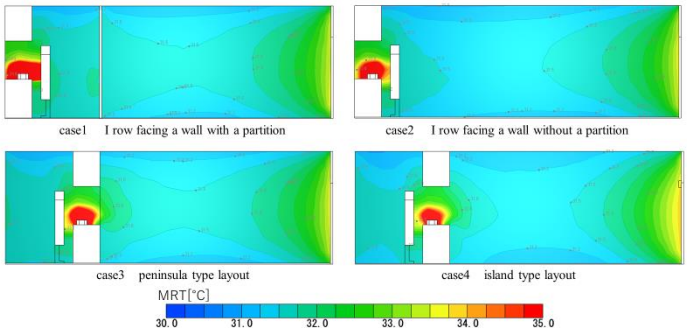


Fig.6 MRT Distribution

Fig.6 より、MRT は鍋の影響によって人体熱モデル腹部付近で高くなっていることがわかる。中でも case1 でその傾向が強く、38.1℃、case2 で 34.2℃、case3 で 34.0℃、case4 で 33.7℃と台所での作業者の鍋から受ける熱放射が大きいことがわかる。

3.3 皮膚温度

Fig.7 をみると、全ケースにおいて頭や首の皮膚温度に対して鍋からの熱の影響を受けやすい胸から下が高くなる傾向にあった。ケース間を比較すると、全身では大きく差は見られないものの胴に比べて末端部では差が生じた。case4 において頭や首が高いものの全身でみると影響があまりないことから脚部の皮膚温度が全身には大きく影響すると考える。

Table2 より、全身の平均皮膚温度では快適感覚の範囲内であるが、35℃から温かさや暑さを感じ始めることから、部位ごとで見ると鍋の熱を受けやすい胸や腰は温かく、人によっては暑く感じることがわかった。

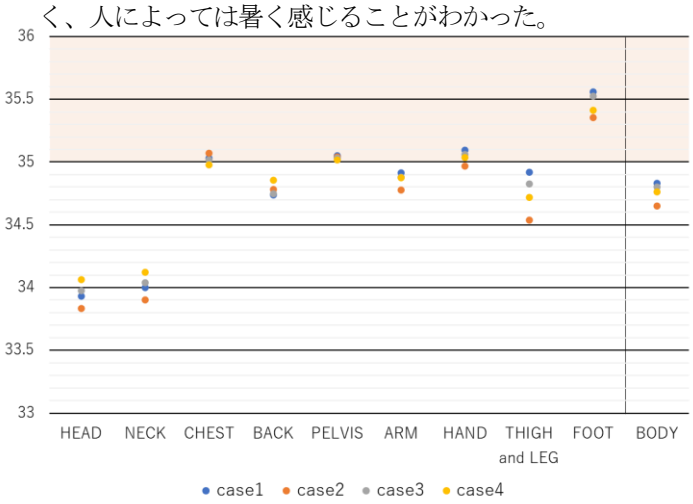


Fig.7 The Average Skin Temperature

Table2 Relation between Skin Temperature and Psychological Condition [5)]

皮膚温度	状態
45°C以上	皮膚組織の急速な損傷
43~41°C	灼けるような痛さ
41~39°C	痛みに移行する閾値
39~35°C	暑さの感覚
37~35°C	温かさを感じ始める
34~33°C	休息時に中立の感覚、快適感覚
33~32°C	2~4metで身体活動時，快適感覚
32~30°C	3~6metで身体活動時，快適感覚
31~29°C	いす座時，不快な寒さ

3.4 皮膚ぬれ率

Fig.8 をみると、全ケース胸や背中、腰の胴体が他の部位に比べて平均皮膚ぬれ率が高く、ケース間では case2 のみ低くその他ケースは大きな差は見られなかった。

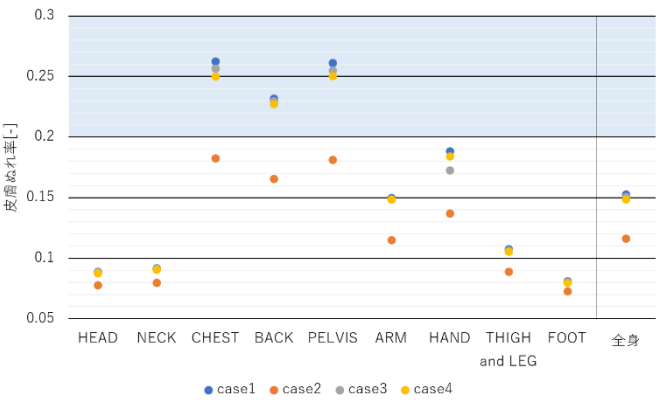


Fig.8 Skin Wettedness

早川，磯田，梁瀬ら[6]の調査において皮膚ぬれ率と快適感の関係は、皮膚ぬれ率が 0.2 を超えると不快側の申告が増えることが報告されており、そのことから全身では不快感はあまりないと予想されるが、case1，3，4 における胸や背中、腰に関しては部分的に不快さを感じる可能性があるといえる。台所での気温が case2 で最も低いことが大きく影響していると考える。

3.5 WBGT

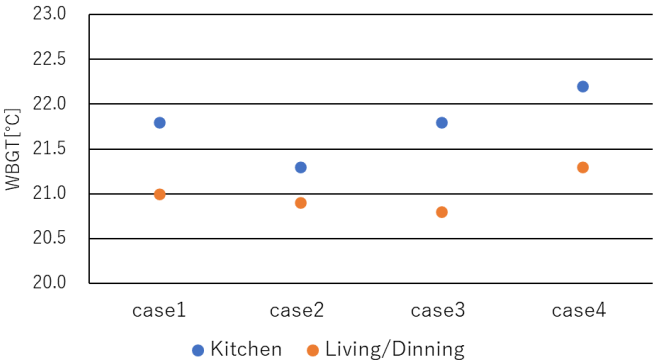


Fig.9 WBGT of Kitchen and Living Dinning

Fig.9 において WBGT と生活活動の関係を表した Table3 を見ると、今回の解析条件ではどのケースも「注意（WBGT25℃未満）」のレベルであった。

Table3 Guiding Principles of Daily Life

温度基準（WBGT）	注意すべき生活活動の目安	注意事項
危険（31以上）	すべての生活活動でおこる危険性	高齢者においては安静状態でも発生する危険性が大きい。外出はなるべく避け、涼しい室内に移動する。
厳重警戒（28～31）※1		外出時は炎天下を避け、室内では室温の上昇に注意する。
警戒（25～28）※2	中等度以上の生活活動でおこる危険性	運動や激しい作業をする際は定期的に充分に休息を取り入れる。
注意（25未満）	強い生活活動でおこる危険性	一般に危険性は少ないが激しい運動や重労働時には発生する危険性がある。

※1 28以上31未満、※2 25以上28未満を示します。

日本生気象学会「日常生活における熱中症予防指針Ver.3」（2013）より

しかし台所とリビングダイニングを比較すると、隔壁のない case2 では差は少ないが、どのケースもリビングダイニングに比べて台所の WBGT が高く、case3 において最大で 1.0℃の差があり、リビングダイニングに比べて台所の熱中症リスクは高いといえる。特に case4 のアイランド型における WBGT は台所もリビングダイニングも高く、最も熱中症リスクが高いと考えられる。

4．まとめ

本解析では LDK の空間構成の違いによる台所の熱中症リスクについて検討した。本解析により得られた知見を以下に示す。

1) LDK の空間構成の違いに関わらず、台所における気温や WBGT がリビングダイニングに比べて高く、温熱環境が悪いことが示された。
2) 皮膚温度、皮膚ぬれ率は全身では不快感が生じる値ではなかったが、胸や背中、腰の鍋からの熱の影響を受けやすい部位に関しては高く、不快さを感じる可能性があることが示された。
3) アイランド型でエアコン気流が影響して鍋からの上昇流がうまくフード捕集されず熱が天井付近に溜まる様子が顕著にみられ、WBGT も最も高い値を示しており、他の空間構成と比べて熱中症リスクは高いことが示された。

5．今後の課題

今回は LDK の空間構成の違いにおける夏季の住宅台所の熱中症リスクを評価するにあたって、仮想の LDK 空間を対象に解析を行った。今回のモデルの壁面条件は壁や床、天井の熱移動や熱伝導率を簡易的に設定したもので実際の住宅はより複雑であり、さらに今回は温度・気流・放射・湿度について解析を行ったが、日射については行っていない。また、解析部材の条件に関しても十分に検討できたとはいえない。今後は日射についても考慮したうえで、解析条件に関してはより実際の様子に近づけられるよう、実生活に近い空間や条件での実測を試みたい。

参 考 文 献

1) 総務省，消防庁：令和４年（５月から９月）の熱中症による救急搬送状況
2) 近藤，阿部，藤野，太田：キッチンレイアウト・排気フード形状・暖房方式に着目した CFD 解析-住宅厨房と隣接するリビング空間の温熱・空気環境に関する研究(第３報)，日本建築学会環境系論文集，第 669 号 963-972，2011
3) 有波，赤林，志賀，斎木，小前：住宅用厨房を対象とした高効率換気・空調方式の開発研究(その３)，日本建築学会学術講演梗概集，2017
4) 気象庁，過去の気象データ，奈良，2020/8/20 https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/view/hourly_s1.php?prec_no=64&block_no=47780&year=2020&month=8&day=20&view=
5) 社団法人空気調和・衛生工学会：快適な温熱環境のメカニズム-豊かな生活空間をめざして，丸善，1997
6) 早川和代，磯田憲生，梁瀬度子：気温と強度が運動時の人体に及ぼす影響に関する研究，日本建築学会径角形論文報告集，第 394 号，pp.10-19，1988

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

室内温湿度場推定のための超音波式加湿器のモデル化と風洞実験による検証
Modeling of an ultrasonic humidifier for the estimation of indoor temperature and humidity fields, and validation using wind tunnel experiments.

○石原　裕貴（大阪大学）　　大屋　那央（大阪大学）
松尾　智仁（大阪大学）　　嶋寺　光　（衛生大学）
近藤　明　（大阪大学）

Yuki ISHIHARA*1　Naoto OOYA*1　Tomohito MATSUO*1　Hikari SHIMADERA*1　Akira KONDO*1
*1　Osaka University

In order to control the indoor thermal environment when using a humidifier, it is essential to accurately estimate the effects of the humidifier on ambient temperature and humidity. In this study, a phase change model originally developed for a meteorological model was modified and incorporated into a CFD model. The CFD model was validated by comparing it with wind tunnel experiments, in which the thermal environment with an ultrasonic humidifier was measured. The CFD model reproduced the tendency of temperature change associated with humidification though the temperature decrease was overestimated in some cases.

はじめに

冬季にヒートポンプ暖房を使用すると室内の相対湿度が低下する。低湿度の環境下では COVID-19 などのウイルスの不活化率が低下するほか，呼吸器官の防御機構に悪影響が及ぶため，感染症の拡大リスクが高まる[1)]。そこで室内の乾燥を防ぐため超音波加湿器が用いられることがある。超音波加湿器から放出される微小な液滴は蒸発により湿度を上昇，温度を低下させるため，温熱環境を制御するためには加湿器が温湿度分布に与える影響の考慮が必要となる。そこで本研究では，気象分野で用いられる相変化モデルを室内用に修正して CFD モデルに導入するとともに，検証のためモデルの計算値を風洞実験結果と比較した。

1．風洞実験

風洞内に超音波加湿器を設置し，加湿器の風下内の温度変化を測定した。実験は大阪大学工学研究科研究用風洞で行った。本実験で用いた超音波加湿器の仕様は **Table 1** に示す通りであり，加湿量は家庭用のものと比べて 2 倍から 3 倍程度となっている。超音波加湿器の寸法を **Fig. 1** に示す。吹出口は直径 60 mm の円である。風洞実験のレイアウト図を **Fig. 2** に示す。風洞の寸法は x，y，z 方向に 9.5 m，1.8 m，1.8 m である。風洞入口に風速計と温湿度計を設置し，流入空気の状態を測定した。加湿器は風洞入口から 1.0 m の位置に設置した。温度の測定点は，x 方向について加湿器吹出口との距離が 0.10 m から 1.00 m までは 0.10 m 間隔で，1.00 m から 7.00 m までは 0.50 m 間隔で 22 点，y 方向について加湿器を中心として 0.40 m 幅，z 方向について高さ 0.20 m から 1.20 m の 1.00 m 幅とし，y，z 方向は 0.10 m 格子で測定した。実験は加湿量と風洞風速を変更して 4 ケース行った。実験時の条件を **Table 2** に，　実験の様子を **Fig. 3** に示す。

Table 1 Properties of the ultrasonic humidifier

Size	width:290 mm, length:190 mm, heith:1120 mm			
Mode	1	2	3	4
Amount of humidification [mL/h]	380	550	740	850

Table 2 Experiment case

	Humidifier			Wind tunnel		
Caes name	Wind velocity [m/s]	Water temperature [°C]	Amount of humidification [g/h]	Wind velocity [m/s]	Air temperature [°C]	Humidity ratio [g/kg]
h1w0.5	0.74	23.2	389.3	0.49	24.9	13.5
h1w2	0.74	24.1	443.4	1.98	26.7	13.6
h3w0.5	0.74	24.5	897.7	0.49	25.8	13.4
h3w2	0.74	24.3	888.1	2.01	27.3	14.6

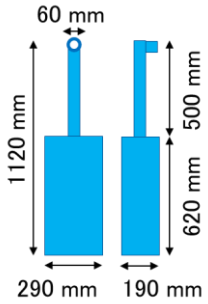


Fig. 1 Humidifier dimensions

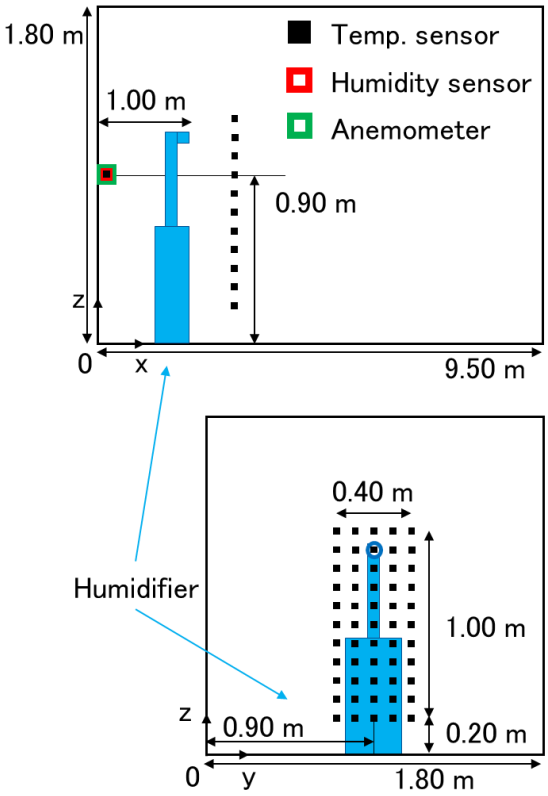


Fig. 2 Wind tunnel experimental layout

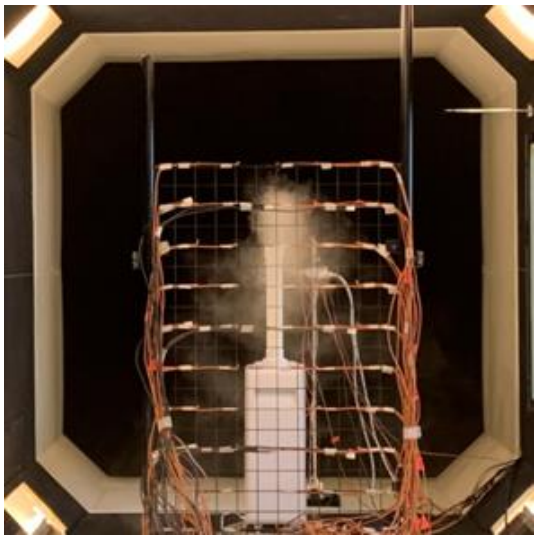


Fig. 3 Experimental scene

2. CFD モデル

2.1 相変化モデル

相変化モデルとして Kessler[2]によって気象モデル向けに開発された相変化モデルを CFD モデルに組み込んだ。このモデルは空気中の水分を水蒸気，重力沈降しない微小液滴，重力沈降する粗大液滴の 3 相に分類し，3 相間の相変化を扱う。気象モデル向けの相変化モデルを室内温熱環境のモデルに移植するに当たり，原モデルにおける微小液滴の瞬時蒸発仮定を破棄し，微小液滴の存在量によって蒸発速度が変化するように変更した。モデル式を式(1)～(5)に示す。

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

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

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

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

$$EP_m = (q_{vs} - q) * \left(\frac{m}{m_0}\right)^{\frac{1}{3}} * f(T) * k \quad (5)$$

t は時間，M は粗大液滴混合比，m は微小液滴混合比，q は水蒸気混合比である。v は風速，U_{rf}は粗大液滴の終端落下速度，K_{eff} は実効拡散係数，AC は微小液滴から粗大液滴へのオートコンバージョンを表す項，CC は粗大液滴が微小液滴を捕集する効果，EP_M は粗大液滴の蒸発項，EP_m は微小液滴の蒸発項である。また，a_{eff} は実効温度拡散率，C_p は定圧比熱，ρは空気の密度，Q_p は相変化による潜熱発生量，Q_oは外部からの加熱量，q_{vs}は飽和水蒸気混合比，m_0は微小液滴混合比の初期値，$f(T)$は温度に関する補正項，k は蒸発時間に関する係数である。

2.2 計算条件

モデルの検証のため，風洞実験を模擬する CFD シミュレーションを行った。シミュレーションには OpenFOAM-4.0 を適宜修正して用いた。非圧縮性定常流れを仮定し，温度変化による浮力の影響を考慮するためにブジネスク近似を導入した。乱流モデルには標準 k-ε モデルを用いた。計算領域は風洞を再現し，格子数は約 66 万である。超音波加湿器の吹き出し風速，水温，加湿量，及び風洞入口の風速，気温，乱流諸量，水蒸気混合比の境界条件には，風洞実験における測定値を用いた。風洞入り口の微小・粗大液滴混合比は 0 とした。

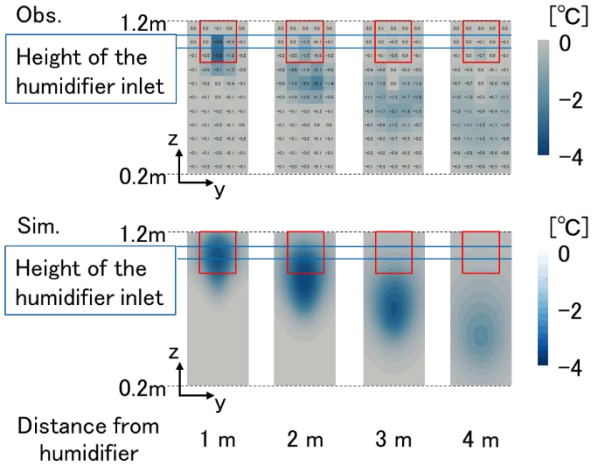
3. 結果

各ケースにおける温度分布の測定値と計算値を，加湿器からの距離が 1 m，2 m，3 m，4 m の 4 地点について **Fig. 4** に，また測定面内の平均温度分布を **Fig. 5** に示す。

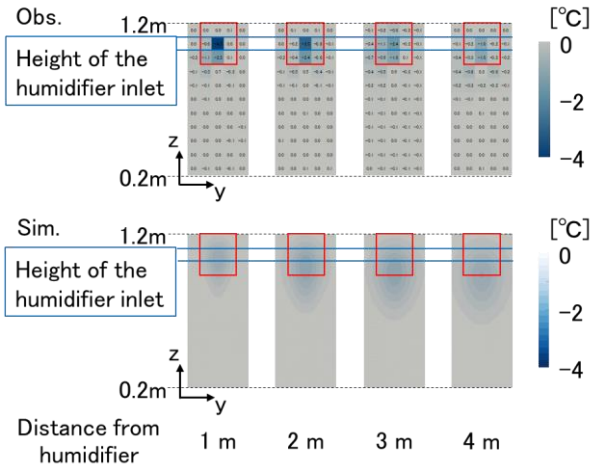
なお，温度分布は風洞入り口からの温度低下量で表した。また加湿器の吹き出し口高さ周辺の熱電対では，熱電対の端子に液滴が付着したことで空気温度が正しく測定されていないと疑われる箇所が見られた。そのため，それらの位置については，**Fig. 5** の平均温度低下量の算出からは除外した。

測定面での温度変化分布によると，計算値と測定値の双方において，風洞風速が小さいケースの方が，温度低下が見られる部分の幅はより広がり，その中心位置の高さは低下した。これは，液滴の密度が上昇することにより蒸発による温度低下が激しくなること，また冷やされた空気の滞留時間が長くなるため，相対的に沈降及び拡散の寄与が増大することが原因だと考えられる。一方，風洞風速が大きいケースでは，冷気が沈む前に遠くまで運ばれる。風洞風速が小さいケース（**Fig. 4**(a,c)）での加湿器からの距離が 3 m，4 m の地点に着目すると，計算値の方が拡散の影響が比較的弱い。

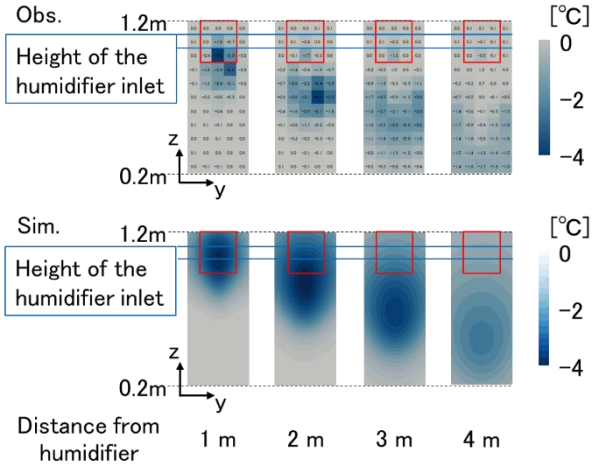
平均温度変化分布によると，風洞風速が大きいケースでは，平均の算出時に除外した部分に冷気がとどまっているため（**Fig. 4**(b,d)），平均温度変化は小さくなった（**Fig. 5**(b,d)）。しかし，拡散により冷気が広がることで，風下ほど温度が低下する傾向が見られる。風洞風速が小さいケースでは，冷気の沈降及び拡散が大きいため（**Fig. 4**(a,c)），平均温度変化は大きくなった（**Fig. 5**(a,c)）。なお，温度低下のピークは加湿器から 3.0 m 離れた地点となっているが，これは液滴が 3.0 m 輸送されるまでの間に蒸発が完了し，以降は拡散により冷気が測定範囲の外に広がるためだと考えられる。



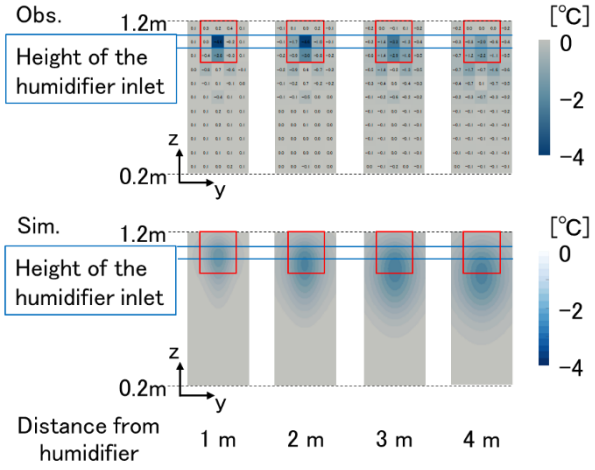
(a) h1w0.5



(b) h1w2



(c) h3w0.5



(d) h3w2

Fig. 4 Comparison of air temperature decrease in the experiment (upper) and the simulation (lower) of (a) h1w0.5, (b) h1w2, (c) h3w0.5, and (d) h3w2. (Red square shows the area in which the temperature might not measure correctly due to the adhesion of water droplets.)

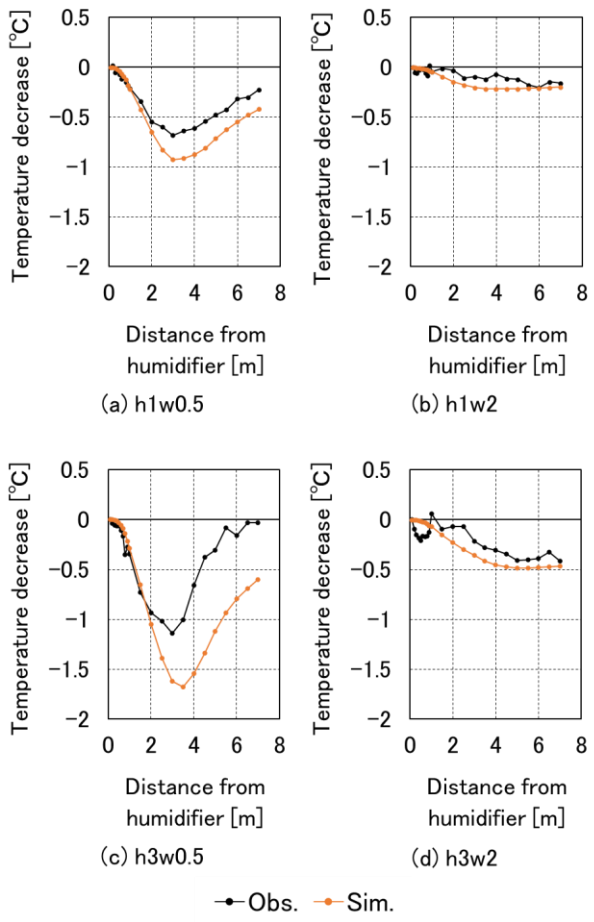


Fig. 5 Comparison of air temperature decrease averaged in observation slice in the experiment and the simulation of (a) h1w0.5, (b) h1w2, (c) h3w0.5, and (d) h3w2.

いずれのケースでもCFDモデルは平均温度変化の傾向を概ね再現したが，特に風洞風速が小さいケース（**Fig. 5**(a,c)）の，加湿器からの距離が 2 m 以降の部分において，温度低下の過大評価が顕著に見られる。これは，拡散の影響を過小評価したことで，冷気が測定面にとどまったためだと考えられる。この原因としては，超音波加湿器の吹出口における乱流エネルギーを過小評価した可能性や，プラントル数，微小液滴のシュミット数を過大評価した可能性が考えられる。

蒸発過程について検討するために，CFD 計算の結果について，風洞の中央断面における温度変化分布と微小液滴混合比分布を **Fig. 6**，**Fig. 7** に示す。なお，粗大液滴混合比分布については計算領域全域でほぼ 0 だったため割愛する。加湿量が多いケースの方が，単位体積空気あたりに供給される液滴量が多くなるため，温度低下は大きくなる。風洞風速が大きいケースでは，液滴の蒸発によって冷やされた空気の沈降があまり見られず，流れに沿って帯状の温度変化が見られた。また，微小液滴が蒸発する前に運ばれる距離は風洞風速が大きい方が長くなるが，風速の違いによる到達距離の差は加湿量が多い方が大きくなった。これは，加湿量が多いほど超音波加湿器から放出される微小液滴が多くなるためだと考えられる。

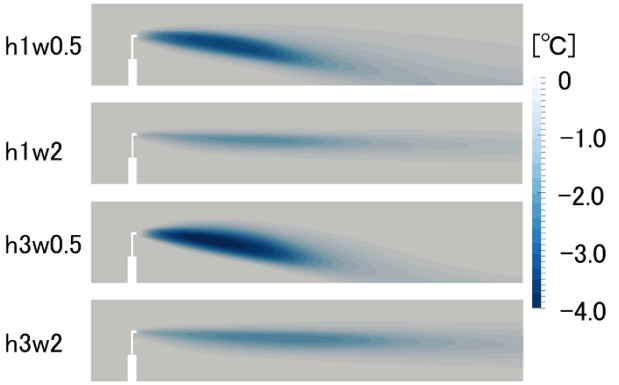


Fig. 6 Temperature decrease at the center of the wind tunnel

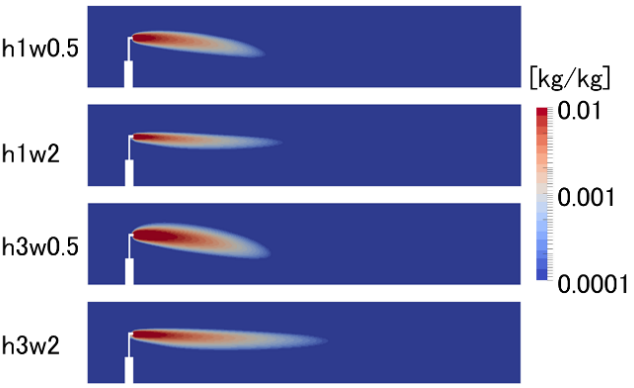


Fig. 7 Fine droplets mixing ratio at the center of the wind tunnel

4. 結論

本研究の結論を以下にまとめる。

1）風洞実験にて液滴の蒸発による温度変化を測定し，加湿量や風洞風速が与える影響を分析した。

2）水の相変化モデルを導入した CFD モデルは，風洞実験で測定した温度変化の傾向を概ね再現したが，特に風洞風速が小さいケースで，測定面の平均温度低下を過大評価した。

3）CFD 計算の精度向上のためには，拡散過程の改善が必要となると考えられる。

謝辞：本研究は JSPS 科研費 21K14303 の助成を受けたものです。

参 考 文 献

1） Takashi Kurabuchi, U. Yanagi, Masayuki Ogata, Masayuki Otsuka, Naoki Kagi, Yoshihide Yamamoto, Motoya Hayashi, Shinichi Tanabe, Operation of air-conditioning and sanitary equipment for SARS-CoV-2 infectious disease control, Japan Architectural Review, vol.4, pp.608-620, 2021.

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

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

PCMによる手足冷却が生理量変化に与える影響評価
Investigation of Effect of Limb Cooling by PCM on Physiological Changes

○肥田　弘明（大阪府立大学）　　吉田　篤正（早稲田大学）　　木下　進一（大阪公立大学）
Hiroaki HIDA*1　Atsumasa YOSHIDA*2　Shinichi KINOSHITA*3
*1　Osaka Prefecture University　*2　Waseda University　*3　Osaka Metropolitan University

The effect of limb cooling by PCM on physiological changes was examined by subject experiments and a human body thermal model. Experiments were conducted in an artificial climate chamber under two conditions: a basic condition (air temperature, relative humidity, and walking speed of 30℃, 50%, 4.0 km/h), and a high load condition (35℃, 60%, 4.0 km/h). Calculations using the human body thermal model were also performed under the same conditions. From the experiments and calculations, the positive effect of limb cooling by PCM was shown in core temperature, blood flow rate, and sweat rate under the high load condition.

1．緒言

近年ヒートアイランド現象により都市空間の暑熱化が進行している。暑熱化に対する適応策として，局所冷却が挙げられ，効果的な冷却部位として手足が注目されている。掌や足裏にはAVA（動静脈吻合）血管と呼ばれる，体温が上昇したときに拡張し血流量を増加させることで放熱を促す特殊な血管がある。AVA血管のある部位を冷却することで冷えた血液を体内に循環させ深部温度を下げる効果が期待されており，水冷による手掌冷却効果は報告されている[1)]。しかし水冷は運動が制限されるため活用範囲が限られる。冷却材として，水ではなく保冷剤を用いることで実用性を高める可能性があるが，一般的な保冷剤では温度が低く，逆に血管を収縮させてしまうことや，冷刺激が強すぎることが問題であった[2)]。そこで本研究では，相転移温度が 12℃の相転移型蓄冷材料（Phase-Change Materials，PCM）を用いて手足冷却を行う。

2．被験者実験による評価

2.1　被験者実験と実験条件

実験は2022年の9月～2023年の1月の10時から16時に大阪公立大学中百舌鳥キャンパスA15棟人工気候室（温熱環境生理実験室）で実施した。被験者は健康な男子学生2名で身長は185 cmと172 cm，体重は83 kgと74 kg，BMIは両者25であった。被験者において歩行運動実験を，運動終了後にPCMによる手足冷却を行う場合と行わない場合で2回実施し，生理量の測定結果の比較検討を行った。被験者は前日の夕食以降の食事を制限し，当日は実験場所に移動する前に気温 25℃に設定された待機室で 30 分間の座位安静をとり，食事及び運動の制限を行った。生理量測定装置は待機室で装着した。また，被験者毎の体内の水分量を同等にするために排泄及び300 g の水分摂取を行い，実験時の服装としては着衣量0.3 cloの白色Tシャツ，白色半ズボン，サンダルで統一した。

2.2　実験方法

実験プロトコルを図1に示す。実験場所に移動後，深部体温をモニタリングしながら最低 30 分間の座位安静をとり，身体を環境に順化させてから実験を開始した。環境順化後，運動負荷としてトレッドミルによる速度4.0 km/hの歩行運動を30分間行い，その後冷却時間として座位安静状態でPCMによる手足冷却を30分間行い，最後に回復時間として30分間の座位安静を行う実験を，真夏の平均的な環境条件に設定された基本条件として気温 30℃，相対湿度 50%，基本条件に対して人体への熱負荷を上げた高負荷条件として気温 35℃，相対湿度60%の2条件で実験を実施した。冷却剤としては市販の12℃のPCMを両手足に4個使用した。 手の冷却は冷却剤を握り，足の冷却は足裏とサンダルの間に挟むことで行った。測定項目は，環境要素として気温，相対湿度，PCM冷却剤の温度，生理要素として皮膚温度(7点)，深部温度(直腸温)，血流量(上腕)，発汗量(体重変化量)，心拍数，血圧を測定した。

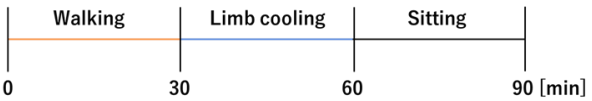


Fig.1 Protocol of subject experiment for limb cooling by PCM

2.3 実験結果

環境条件の測定結果は，基本条件で，気温が 30.8 ± 0.4℃，相対湿度が 45 ± 1%，冷却剤の温度が 13.6 ± 4.2℃，高負荷条件で，気温が 34.2 ± 1.2℃，相対湿度が 57 ± 4%，冷却剤の温度が 15.2±1.7℃であった。

図 2 に深部温度の測定結果を示す。運動開始時の深部温度に対する冷却終了時(経過時間 0～60 分)の深部温度変化の平均値で比較した。基本条件では冷却なしの場合に比べて冷却ありの場合の方が，深部温度上昇が 0.1℃程度大きく，高負荷条件では深部温度上昇が 0.1℃程度抑制された。高負荷条件では PCM による手足冷却によって熱負荷が軽減されたと考えられる。

図 3 に血流量の測定結果を示す。血流量は 1 分間の時間平均をとり，運動終了時の血流量を基準として，冷却終了時(経過時間 30～60 分)の血流量変化の平均値で比較した。基本条件では冷却なしの場合に比べて冷却ありの場合の方が血流量は小さくなり，高負荷条件では血流量変化に冷却による差異は見られなかった。基本条件では手足冷却による冷刺激により血管が収縮し，高負荷条件では環境による熱負荷が大きいため血管拡張による放熱の影響が大きく，手足冷却の冷刺激では血管が収縮しなかったと考えられる。

図 4 に発汗量の測定結果を示す。発汗量は冷却中(経過時間 30～60 分)の 1 分間当たりの体重変化量の平均値で比較した。基本条件では冷却なしの場合に比べて冷却ありの場合の方が 15%程度増加し，高負荷条件では 15%程度減少した。基本条件では深部温度上昇が冷却ありの場合の方が大きいことから，熱負荷が大きく発汗量も増加し，高負荷条件では深部温度上昇が冷却ありの場合の方が小さいことから，熱負荷が手足冷却によって軽減され発汗量が減少したと考えられる。

平均皮膚温度は運動開始時の平均皮膚温度に対する冷却終了時の平均皮膚温度変化の平均値で比較した。心拍数は 1 分間の時間平均をとり運動終了時の心拍数に対する冷却終了時の心拍数変化の平均値で比較した。両条件において平均皮膚温度，心拍数に手足冷却による差異は見られなかった。

基本条件のような熱負荷の小さい環境下において，PCM による手足冷却を行うことで，冷刺激により血管が収縮し血流量が低下し，血流による放熱が小さくなり深部温度上昇が大きくなり，発汗量が増加したと考えられる。一方，高負荷条件では環境からの熱負荷が大きいため，手足冷却による冷刺激では血管が収縮せず，血流量が低下しないため，PCM による手足冷却の効果によって熱負荷が軽減され，深部温度が約 0.1℃低下し発汗量が減少したと考えられる。

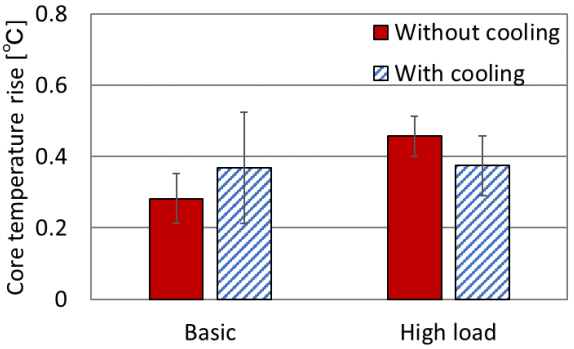


Fig.2 Effect of limb cooling by PCM on core temperature rise

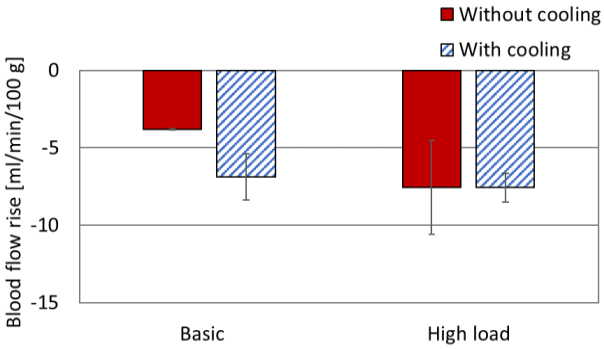


Fig.3 Effect of limb cooling by PCM on blood flow rise

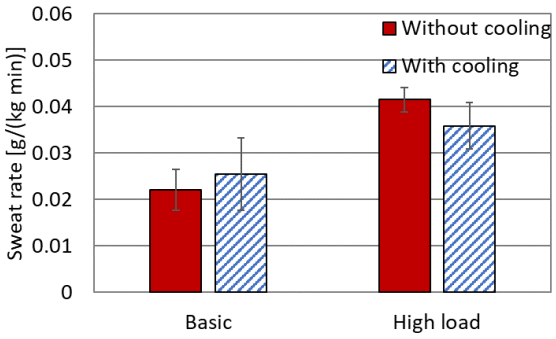


Fig.4 Effect of limb cooling by PCM on sweat rate

3．冷却量の妥当性評価

高負荷条件において，手足冷却により運動終了後の深部温度上昇が 0.1℃程抑制されたことの妥当性について，人体と冷却剤において理想的な条件を設定し，その冷却量によって評価した。人体と冷却剤の間に接触熱抵抗はなく，冷却剤と人体の表面がすべて断熱状態を仮定し，冷却剤の融解熱をすべて人体熱から奪う場合を想定すると，冷却剤による冷却量と人体の温度変化は式(1)で示される。

$$mh_f = MC\Delta T \qquad (1)$$

m：冷却剤の質量[kg]（=46.6 g），h_f：冷却剤の融解熱

[kJ/kg]，M：人体の質量[kg]（=70.0 kg），C：人体の比熱[kJ/kg/K]（=3.47 kJ/kg/K），ΔT：人体の温度変化[K]

本研究で使用したPCMの融解熱は214.2 kJ/kgであった。式(1)より

$$46.6\times10-3\times214.2\times10^{3}=3.47\times103\times70.0\times\Delta T$$

$$\therefore \Delta T=0.04\ [℃]$$

試算によりPCMによる冷却によって体温を0.1℃低下させるには実験に使用したPCMでは3個以上使用する必要があるとわかった。現在実験で使用した冷却材は4個であり試算と一致している。

4．人体熱モデルによる評価

PCMによる手足冷却について，人体熱モデルを用いた検討を行った。本研究では人体熱モデルとしてJOS-3モデルを使用した[3]。このモデルはAVA血管による熱放散機能も反映しているため，本研究で使用した。計算は被験者実験と同様の条件で行い，計算間隔は1分で計算を行った。また12℃のPCMによる手足冷却については，冷却時間中，手足にあたる4部位の作用温度のみ12℃と入力することで冷却を再現した。なお，着衣量は0 cloとし，身長と体重は被験者実験を行った被験者の平均値，179 cm，79 kgを入力値とした。

実験では深部温度として直腸温度を測定したことから，腰の深部温度変化を比較した。図5に腰の深部温度の計算結果を示す。被験者実験同様に，冷却なしの場合に比べて冷却ありの場合の方が，基本条件では深部温度が0.03℃程高くなり，高負荷条件は深部温度が0.03℃程低くなった。

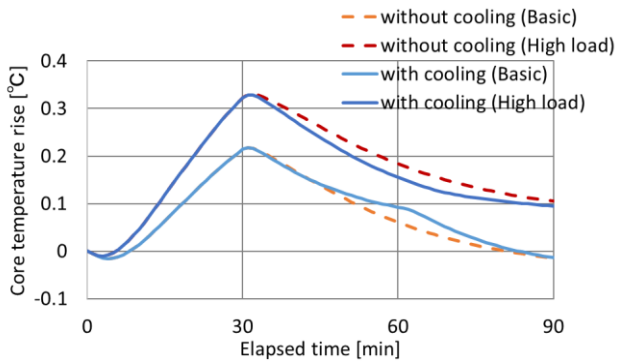


Fig.5 Calculation of effect of limb cooling by PCM on core temperature rise by JOS-3

5．考察

本研究において，基本条件では手足冷却により血流量が低下し，深部温度が上昇し，発汗量が増加した。一般に気温が29℃以上の暑熱環境においては皮膚血管が拡張され，皮膚血流の増加により全身の熱放散が促進される[4]。また，手足などの四肢抹消部皮膚における皮膚血流は温，冷刺激による血流変化が著しい[5]ことから，基本条件のような熱負荷の小さい環境下では冷刺激によって血流量が減少し，熱放散が抑制され，深部温度が上昇すると考えられる。

手足冷却の効果は皮膚温度及び深部温度が上昇し，AVA血管が拡張され，血流量が増える場合に発揮されると考えられる。Khomenokらの報告[1]では，10分間10℃の水による手掌冷却により深部温度が0.5℃程低下しており，この報告において冷却開始時の平均皮膚温度37℃，深部温度（直腸温）は38℃と高い。本研究における基本条件では冷却開始時の平均皮膚温度が33.2～33.4℃，深部温度は37.2～37.3℃と低く，AVA血管が十分に拡張されていない可能性がある。

一方，高負荷条件では冷却開始時の平均皮膚温度35.0～35.3℃，深部温度は37.3～37.4℃と基本条件より高く，AVA血管が基本条件より拡張していると考えられ，冷却効果が出やすく，熱負荷の大きい環境下で冷刺激による血管収縮の影響は小さく，深部温度と発汗量を抑制することが示唆された。

以下にJOS-3モデルで用いられているAVA血管の開口率に関する式を示す。

$$O_{ava[i]}=0.265\cdot\left[T_{sk,whole}-\left\{T_{setpt,\ sk,whole}+\begin{pmatrix}0.43\\0.997\end{pmatrix}\right\}\right]$$
$$+0.953\left[T_{cr,\ body}-\left\{T_{setpt.cr,\ body}-\begin{pmatrix}0.1905\\0.0095\end{pmatrix}\right\}\right]$$
$$+0.9126\quad\begin{pmatrix}\text{Hand}\\\text{Foot}\end{pmatrix}\qquad(2)$$

$O_{ava[i]}$：AVA血管の開口率，$T_{sk,\ whole}$：平均皮膚温度[℃]，$T_{setpt.sk,\ whole}$：平均皮膚温度の閾値[℃]，$T_{cr,\ body}$：胸，背，腰の深部温度の平均値[℃]，$T_{setpt.cr\ body}$：胸，背，腰の深部温度の閾値の平均値[℃]

これに冷却終了時の平均皮膚温度，深部温度の計算結果を代入すると，基本条件では$O_{ava[i]}$ = 0.96 (Hand), 0.64 (Foot)，高負荷条件では$O_{ava[i]}$ = 1.31 (Hand), 0.99 (Foot)である。AVA血管の開口率は0～1で表され，1を超える場合はAVA血管が最大限開いていることを示す。高負荷条件は冷却終了時においても，手で100%，足で99%AVA血管が開いているのに対し，基本条件では手で96%，足で64%しか開いておらず，高負荷条件は基本条件よりもAVA血管が十分に開口される状態であることがわかった。この開口率が十分に大きくなる環境下では，PCMによる手足冷却の効果が出やすいことが示唆された。

図6と図7に各条件の血液による熱交換量の計算結果を示す。冷却なしの場合に比べて冷却ありの場合の方が，

基本条件では血液循環により奪われる熱量が小さくなり，高負荷条件では大きい。これが手足冷却によって，基本条件で深部温度が上昇し，高負荷条件で深部温度が低下した要因であると考えられる。

手足冷却がより効果的な条件としては熱負荷の高い環境が考察された。そのため，JOS-3 モデルを用いて高負荷条件において長袖長ズボンを着用した場合（着衣量を 1 clo に変更）と夏の晴天日の屋外で実施した場合（作用温度を 50℃に変更）を想定し，深部温度の計算結果を図 8 に示す。手足冷却の効果として長袖長ズボンを想定した場合で 0. 06℃程，屋外を想定した場合で 0. 1℃程深部温度が低下した。着衣量が大きい場合や日射を受ける屋外の暑熱環境においては更なる冷却効果が期待される。

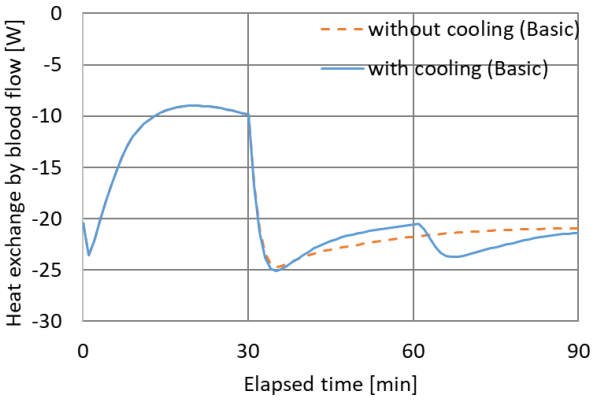


Fig.6 Effect of limb cooling by PCM on heat exchange by blood flow under the basic condition

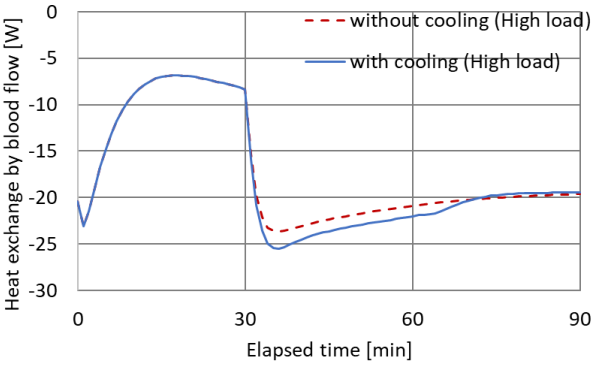


Fig.7 Effect of limb cooling by PCM on heat exchange by blood flow under the high load condition

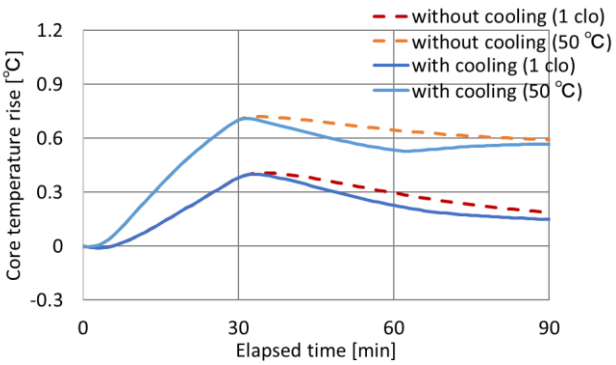


Fig.8 Effect of limb cooling by PCM on core temperature rise under two higher thermal load conditions

６．結言

PCM による手足冷却効果は，熱負荷の大きい環境下では冷却中も AVA 血管が十分に拡張し，血液を冷やすことで深部温度は低下し，発汗量も減少する。一方，熱負荷の小さい環境下では手足冷却中に AVA 血管が収縮し，AVA 血流によって奪われる熱量が減少することで，深部温度が上昇し，発汗量が増加する可能性があると示唆された。

謝辞

本研究を進めるにあたり，実験に必要な人工気候室をお貸しいただいた大阪公立大学大学院現代システム科学研究科の飛田国人准教授に深く感謝いたします。

参 考 文 献

1） Gennadi A. Khomenok, Amir Hadid, Orahn Press-Bloom, Ran Yanovich, Tomer Erlich, Osnat Ron-Tal, Amir Peled, Yoram Epstein, Daniel S. Moran; “Hand immersion in cold water alleviating physiological strain and increasing tolerance to uncompensable heat stress”, European Journal of Applied Physiology, 104(2008) 303-309.

2） 時澤健，岡龍雄；「相転移型蓄冷材料を用いた手足冷却」，労働安全衛生総合研究所特別研究報告, 49(2019) 35-37.

3） Yoshito Takahashi, Akihisa Nomoto, Shu Yoda, Ryo Hisayama, Masayuki Ogata, Yoshiichi Ozeki, Shin-ichi Tanabe：”Thermoregulation model JOS-3 with new open source code”, Energy & Buildings, 231, 110575(2021) 1-15.

4） Horiba Yosuke, Endo Shinya, Kamijo Masayoshi, Inui Shigeru, Takatera Masayuki, Shimizu, Yoshio; “Influence of the subjective thermal sensitivity and cooling temperature on the psychological and physiological local cooling response”, Journal of Textile Engineering, 57, 6(2011) 153-161.

5） 入來正躬；「体表面温度生理学」，特集：サーモロジー, Bio Medical Engineering, 3, 7(1989) 9-15.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

暑熱環境における生理反応の季節適応
－秋季と冬季の比較－
Seasonal Adaption of Physiological Reaction under Hot Environment, Comparison between Fall and Winter Results

○上田　龍馬（大阪府立大学）　　安田　龍介（大阪公立大学）
吉田　篤正（大阪公立大学）　　木下　進一（大阪公立大学）
Ryoma UEDA*1　Ryusuke YASUDA*2　Atsumasa YOSHIDA*2　Shinichi KINOSHITA*2
*1　Osaka Prefecture University, *2　Osaka Metropolitan University

Physiological responses to the same hot environment in fall and winter were investigated by subject experiments using an artificial climate chamber and a human thermal model. The results of the subject experiments showed that the amount of perspiration was lower and the tympanic temperature increased more in winter than in fall. The human thermoregulation model analysis showed that setpoint temperature in core layer was estimated to be lower and the amount of sweating was higher in winter than in fall. Further study seems to be required on the estimation method of set point temperature and seasonal differences in sweating function.

1．研究背景

近年熱中症患者の増加が問題となっている．人体の暑熱への適応として，暑熱順化と呼ばれる生理変化がある．これは体が一定期間暑熱曝露されることで起きる生理変化であり，発汗量の増加や血流の増加を通じて放熱機構の働きが向上する．順化の一型として，日常生活における暑熱曝露や寒冷暴露により体が暑さや寒さに適応能力をもつ季節順化と呼ばれる生理変化があり，人体の熱負荷に対する適応能力は年間を通して変動することが考えられる．総務省による調査[1)]によれば，熱中症による救急搬送人員数と日最高気温の関係は5月から9月の間で時期により違いが見られるが，熱中症の発症にこの季節順化が影響していることを示唆している．

本研究では，人工気候室を利用した被験者実験により，暑熱順化が解消されたと考えられる秋季と冬季において，熱負荷を与えた際の生理応答を測定し，暑熱への適応能力がどのように変化するかを調べた．さらに，そのデータをもとに人体熱モデルにより両季節における暑熱応答をシミュレートし，実験結果と比較することで，モデルで表現される生理応答の妥当性について考察した．

2．実験概要

2.1　実験条件

被験者実験は大阪公立大学中百舌鳥キャンパス内の人工気候室(縦 1.97 m，横 2.1 m，高さ 1.97 m)にて，22~24 歳の男性 3 人を対象に行った(表 1)．測定時期は 2022 年 10 月 27 日から 12 月 16 日であり，10 月 27 日から 11 月 4 日の測定を秋季，12 月 7 日から 12 月 16 日の測定を冬季とみなした．次の図 1 に大阪府堺アメダス測定局における，6 月 1 日から 12 月 31 日までの日平均気温，日最高気温および日最低気温の推移を示す．なお，グラフは 7 日間の移動平均をとっている(日付は平均値の最終日)．実験開始前 30 日間の平均気温について，秋季は 19.5℃，冬季は 12.9℃であった．2002 年から 2022 年の 20 年間の平均気温は 16.7℃であり，実験時はそれぞれの季節に適応した身体であると判断した．

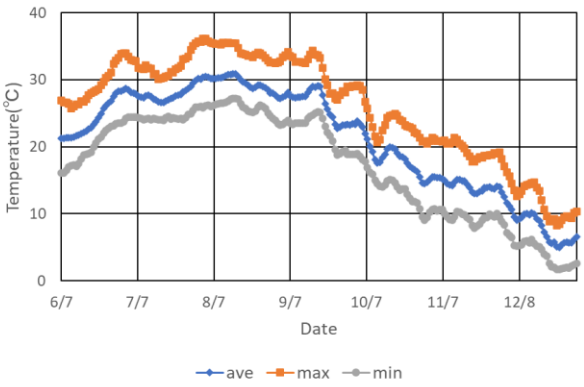


Fig.1 Air temperature at Sakai AMeDAS station

Table.1 Subject data

Subject	Height [cm]	Weight [kg]	Age	BMI	Experiment date
A	185	80	22	23.4	Nov. 4 / Dec. 15
B	176	83	23	26.8	Oct. 28 / Dec. 16
C	175	76	24	24.8	Oct. 27 / Dec. 7

表 2 に示す通り被験者が待機室と人工気候室を出入りすることで周囲温度のステップ状変化とみなした．出入りに要する時間は 30 秒程度であり，それを除く時間は座位安静状態にある．なお，相対湿度は人工気候室内でのみ制御可能であり 50%とした．

測定項目は皮膚温度(額，上腕，手背，腹部，大腿，下腿，足背)，直腸温度，耳内温度，血流量，局所発汗量，全身発汗量(体重)とした．測定間隔は皮膚温度，直腸温度，耳内温度を 10 秒，血流量を 1 秒，局所発汗量を 2 秒，体重を 15 分とした．表 3 に測定機器の一覧を示す．

被験者は体調管理のために測定の 1 週間前から 25 時までに就寝，9 時までに起床する生活を続けるとともに，測定日前日はアルコール摂取を控えた．実験当日は起床から絶食とした．また，測定開始の 1 時間前から 25℃に空調設定された待機室に入室し，排せつ，測器の装着および 300g の水分摂取を行った．実験中の服装は白色 T シャツ，白色半ズボン，サンダル(0.3 clo)とした．

Table.2 Experiments protocol

Phase	Time (min)	Air temperature (℃)	Measuring point
1	0~30	25	Waiting room
2	30~120	38	Climate chamber
3	120~150	25	Waiting room

Table.3 Measurement instrument

Items	Instrument
Skin temperature [℃]	Gram / LT-ST08-12
Rectum temperature [℃]	Gram / LT-ST08-11
Tympanic temperature [℃]	TECHNO NEXT / DBTL-S
Blood flow [g/min/100g]	ADVANCE / ALF2
Sweat rate [g/min/m^2]	Rousette Strategy / SNT-200
Weight [g]	AND / GP-100K
Room temperature [℃]	T&D / RTR-53
Relative humidity [%]	T&D / RTR-53
Wind speed [m/s]	KANOMAX / ANEMOMASTER

2. 2　環境要素の測定結果

周囲環境の変化の例として被験者 A の測定結果の例を示す．Ta は室温，RH は相対湿度を表す（秋季の相対湿度は欠測）．また，人工気候室内の風速は 0.1～0.4 m/s であった．図より，人工気候室の室温は秋季と冬季でほぼ同じであるが，待機室の気温は秋季より冬季の方が 1 ℃程度低くなっている．

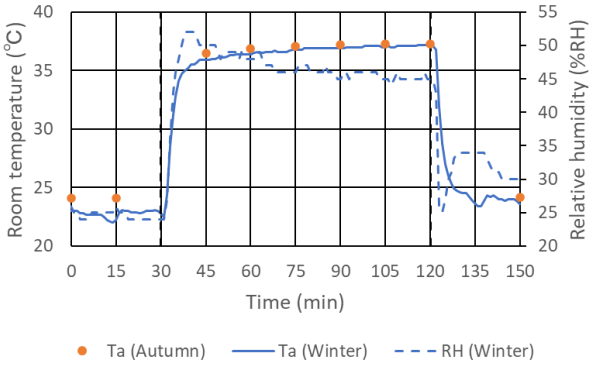


Fig.2 Variation of room temperature and relative humidity

2. 3　生理量の測定結果

（1）　耳内温度

被験者 3 人の耳内温度の平均値を図 3 に示す．測定結果について，0~30 分の冬季の耳内温度は秋季と比較して低い傾向がみられる(統計的に有意ではない)．一般に基礎代謝量は夏季に低く冬季に高いことが知られており[2)]，深部温度は冬季の方が高くなることが予想されたが，耳内温度は低くなる結果となった．また，熱負荷を開始した 30 分時点で耳内温度が低下する様子が見られたが，これは熱負荷により血流量が増加し，脳内の放熱が盛んになったことが原因であると考えられる．図 4 に血流量(被験者の平均値)の時間変化を示す．測定値は上腕の皮膚血流量であるが，熱負荷開始時に 0~30 分間と比較して血流量が増加している様子が見られる．

熱負荷を与えたときの生理応答として，45~120 分の間における耳内温度の上昇度と発汗量について被験者ごとの値を図 5 に示す．各被験者について見ると，冬季の方が耳内温度の上昇幅が大きく発汗量は少ないことが一致している．また被験者全体の傾向からも耳内温度の上昇と発汗量には負の関係が見られ，両者の相関係数は -0.79 であった（ただし統計的に有意ではない）．これは気温と体温が近く，顕熱による放熱量の影響が小さいため，発汗による潜熱放出量が体温上昇を支配していることによる．以上のことから，冬季は秋季と比較して発汗量が小さく，耳内温度が上昇しやすいと考えられる．

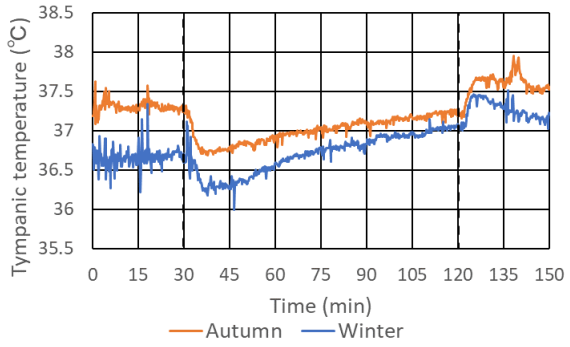


Fig.3 Variation of tympanic temperature

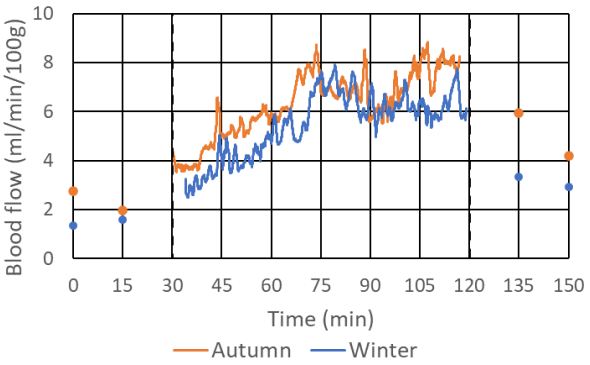


Fig.4 Variation of blood flow

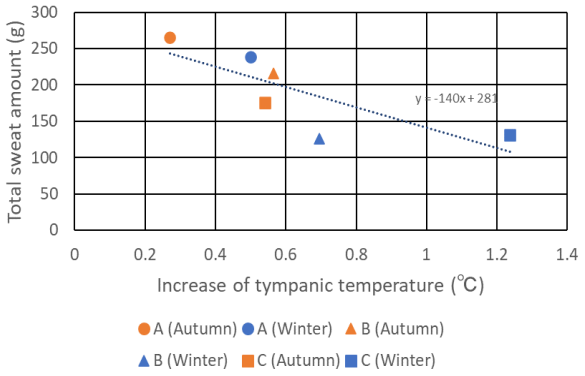


Fig.5 Correlation between increase of tympanic temperature and body perspiration

(2)　発汗開始時間と皮膚温度について

図 6 に局所発汗量の測定結果の例を示す(被験者 A). 測定部位は上腕である．局所発汗計では測定開始時点から多くのパルス状の発汗波が断続的に記録されているが，0-30 分の待機室在室中（25 ℃）には実質的な発汗が生じていなかったため，この時間帯の発汗波の標準偏差の 2 倍（0.12 g/min/m²）以上の発汗波が初めて現れた時間を発汗開始とした．発汗開始時間と上腕の皮膚温度の関係を表 4 に示す．有意差はないが，秋季の方が冬季より早く発汗波が現れる様子が見られる．また，発汗開始時の上腕の皮膚温度は冬季の方が高くなっており，発汗閾値は冬季の方が高温側にあり，発汗しにくくなっているといえる．

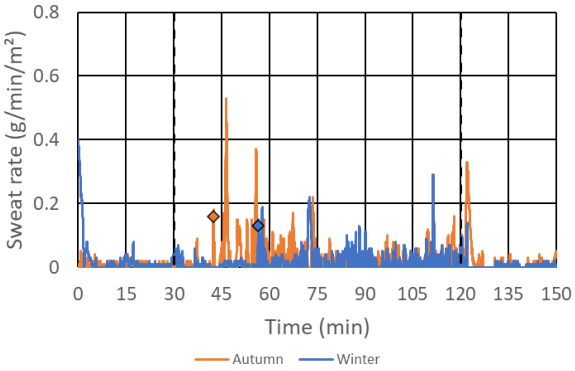


Fig.6 Variation of sweat rate (Subject A)

Table.4 Start time of sweating and shoulder skin temperature

Subject	Autumn		Winter	
	Time(min)	Tsh(℃)	time(min)	Tsh(℃)
A	42	34.81	57	35.49
B	46	35.36	75	35.70
C	84	36.34	92	36.79

3.　数値モデル解析

被験者実験で見られた暑熱負荷に対する生理応答の季節による違いが人体熱モデルでどの程度再現可能かを検証するため，被験者を対象に JOS-3 モデル [3]を用いて解析を行った．手順としては，実験開始時（暑熱負荷前）の環境条件でモデルの生理パラメータを実験結果に合うよう調整した後，暑熱負荷を与えてモデルの応答の時間変化を被験者実験の結果と比較した．

3. 1　解析方法

瀬川ら [4] は夏季から秋季にかけて暑熱順化解消の要因として皮膚層と深部層のセットポイント温度の変化(0.2 ℃)および基礎代謝量の変化（10%）を仮定し，JOS-3 モデルを用いてこれらを調整することで暑熱環境に対する季節順化を表現しようと試みた．その結果，「基礎代謝量の変化の影響は小さく，一方 ，セットポイント温度の変化は発汗のタイミングおよび発汗量を通じて熱負荷に大きな影響を及ぼす」と述べている．そこで本解析では瀬川らにならい，皮膚層と深部層のセットポイント温度のみを調整することとした．解析の対象は被験者 A とした．

セットポイント温度の推定では，被験者実験で得られた 0~30 分の平均皮膚温度および直腸温度の平均値にモデルの計算結果が一致するように，試行錯誤的にセットポイント温度を求めた．環境条件は被験者実験に合わせ

て作用温度を秋季で 24 ℃, 冬季は 22 ℃とした. 相対湿度と風速は両季とも同じで 60%, 0.2 m/s に設定し, 10 時間計算を行った.

暑熱負荷条件のシミュレーションでは, 上記で求めたセットポイント温度を用いて被験者実験と同等の実験プロトコルで環境条件を変化させた. 作用温度は 0~30 分が 25 ℃, 30~120 分は 38 ℃, 120~150 分は 25 ℃とし, 相対湿度は 60%, 風速は 0.2 m/s とした.

3.2 解析結果と考察

被験者 A の秋季の皮膚層および深部層のセットポイント温度はそれぞれ 33.70 ℃, 37.05 ℃であり, 冬季はそれぞれ 34.55 ℃, 36.92 ℃となった. 中山ら[5]によると, 皮膚温度は暖候期に高く, 寒候期に低くなるとされているが, モデルにおける皮膚層のセットポイント温度は冬季の方が高くなった. 深部のセットポイント温度は, 生理学の観点では年間を通じて変動しないとされているが, モデルにおいては冬季の方がわずかに低くなった.

暑熱負荷条件の計算結果について, 頭部の深部温度と, 1 分当たりの発汗量をそれぞれ図 7, 8 に示す. 頭部の深部温度は冬季の方が高く, また発汗量は冬季の方が大きくなったが, これは被験者実験とは逆の傾向である. モデルにおける発汗量はセットポイント温度と体温との差で決まるため, セットポイント温度が低いほど発汗量が大きくなる. また, モデルにおける計算では深部層のセットポイント温度の影響は皮膚層よりも大きいため, 深部層のセットポイント温度を推定する際, 発汗量などを考慮に入れる方法も検討の余地がある.

また, 被験者実験より冬季の発汗開始は秋季より遅く, 発汗量が少ないことが示唆されたが, モデルの発汗機能には季節による違いが組み込まれていないため, 熱負荷への応答が実際とは異なっていることが考えられる. したがって, この機能の季節差をモデルに組み込むことで人体の生理応答をより正確にシミュレートできる可能性がある.

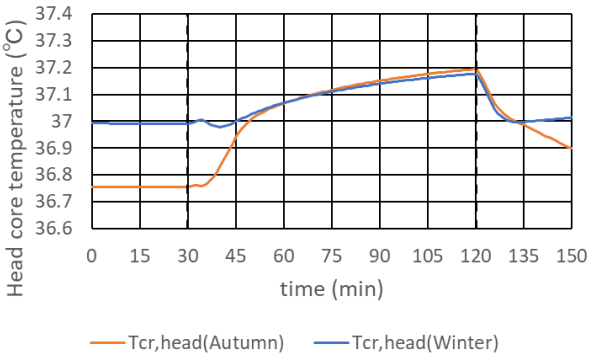


Fig.7 Variation of head core temperature

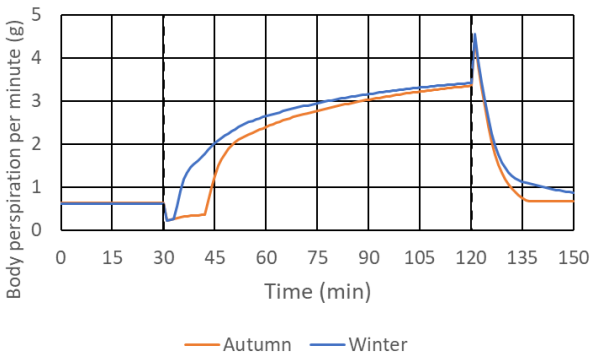


Fig.8 Variation of body perspiration per minutes

4. まとめ

被験者実験において, 冬季の方が発汗量は小さく, また発汗閾値が高くなる結果が得られたほか, 耳内温度の上昇幅は冬季の方が大きい傾向が見られた. 既往の知見では, 暑熱順化により発汗量や血流量の増加を通じて熱負荷への適応能力が強くなることが分かっているが, 本被験者実験では順化の解消された秋季と冬季で比較することで, 冬季は熱負荷への適応能力が弱まっている可能性が示唆された.

モデルを用いた解析については, セットポイント温度の推定に発汗量などを含めて検討することや, 発汗機能の季節差をモデルに組み込むことで, より正確な生理応答のシミュレーションが可能であることが考えられる.

参 考 文 献

1) 国土交通省気象庁 HP, http://www.jma.go.jp/jma/kishou/know/kurashi/twoweek_netsu.html (2023/2/18 参照)
2) 松本ら;「熱帯暑熱環境への適応」, 日生気誌, 36(2)(1999)65-69.
3) Takahashi et al., "Thermoregulation model JOS-3 with new open source code", Energy & Buildings, 231 (2021)110575.
4) 瀬川ら;「季節順化が暑熱環境下の生理反応に及ぼす影響の基礎的検討」, 空気調和・衛生工学会第 50 回近畿支部学術研究発表会論文集, (2022) A-42.
5) 中山ら;「温熱生理学」, 中山昭雄編 第 1 版(1981) 500-501, 理工学社

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

非侵襲的な深部温度の測定精度に関する検討

Examination of non-invasive measurement accuracy of core temperature

○新宮　宏教（大阪府立大学）吉田　篤正（早稲田大学）木下　進一（大阪公立大学）

Hironori Shinmiya*1　Atsumasa Yoshida*2　Shinichi Kinoshita*3

*1 Osaka Prefecture University　*2 Waseda University　*3 Osaka Metropolitan University

Observation of core temperature is important for human life activities. However, conventional methods are invasive and uncomfortable to the human body. Therefore, this study was based on Dual-Heat-Flux, which allows non-invasive measurement of core temperature. We aim to improve the accuracy of measurement in terms of heat transfer. As a result, the improvement in measurement accuracy was confirmed.

1.　緒言

深部温度の監視は熱中症や低体温症の予防に繋がる．従来の深部温度測定方法は侵襲的であり，不快感を伴う．そこで，非侵襲的に深部温度が計測可能な双熱流法[1]を基に，深部体温計の開発，測定精度の評価を行う．

2.　測定原理

体内深部から皮膚へと向かう熱流を図 1 に示す．ここでは熱流は一次元的であると仮定する．厚さが異なる断熱材で皮膚を覆い，定常状態が実現されると各上下面の温度差から，各断熱材を通過する熱流束を求めることができる．この場合，皮膚を通過する熱流束と断熱材を通過する熱流束が等しい．これらから，皮膚の熱抵抗の情報なしに深部温度を求めることができる．その結果を式(1)に示す．

$$T_{core} = T_1 + \frac{(T_1 - T_2)(T_1 - T_3)}{S(T_2 - T_4) - (T_1 - T_3)} \quad \left(S = \frac{R_2}{R_1}\right) \quad (1)$$

R_1 , R_2 ： 断熱材の熱抵抗値[$(m^2 \cdot K)/W$]

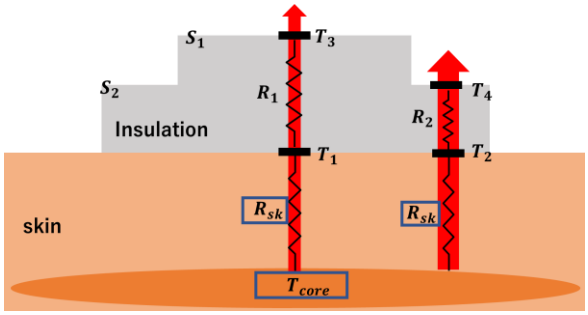


Fig. 1 Outline of heat flow in dual-heat-flux system

3.　実験方法

皮膚を模した寒天をアクリル製のシャーレに作成して．その上に断熱材を固定する(図 2)．温度測定にはサーミスタを使用した．周囲気温は空調機を用い，27℃に制御した．

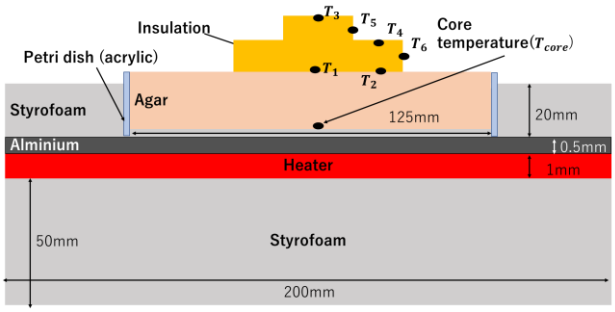


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

断熱材はポリスチレンフォームを使用し，寸法は半径 15 mm，厚さ 9 mm と半径 30 mm，厚さ 5 mm とした．測定は 60 分間行い，定常状態が確認できた実験終了前 10 分間のデータを用いて評価した．双熱流法は周囲気温による変化が測定精度に影響する．本研究ではその対策を施した．図 3 に深部温度の測定値と Method A(提案法)，Method B(従来法)による予測値の差平均と標準偏差を示す．共に精度向上が認められた．

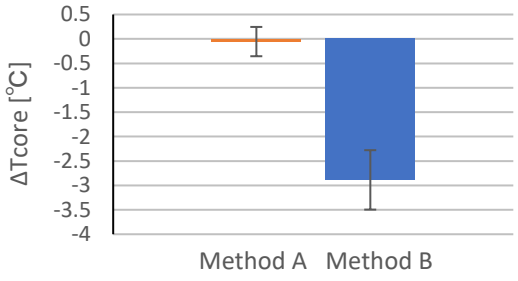


Fig. 3 Comparison data of Method A and B

1)　R.H. Fox et al, “A new method for monitoring deep body temperature from the skin surface” Clinical Science 44.1(1973):pp.81-86

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

駅前クールスポットの温熱環境改善効果の計測
（第 1 報）WBGT による対策有無の比較検証
Measurement of the effect of improving the thermal environment for cool spots in front of stations
(Part 1) Comparative verification with and without measures by WBGT

○高柳　幸奈（大阪公立大学）　三野　慶輝（大阪市立大学）
鍋島　美奈子（大阪公立大学）　西岡　真稔（大阪公立大学）
Yukina TAKAYANAGI*1　Yoshiki MINO*2　Minako NABESHIMA*1　Masatoshi NISHIOKA*1
*1　Osaka Metropolitan University　*2　Osaka City University

The temperature, humidity, wind velocity, black-bulb temperature, solar radiation, etc. were measured at the cool spots in front of stations installed as an adaptation measure to the heat island phenomenon. The measured data were compared and verified for each location and time. As a result, it was found that the effect of the countermeasure at location C was the greatest in 3 locations under the environment where mist evaporates appropriately and that the WBGT differences during cloudy weather were calculated to be larger than the other because of wetting sensors by spraying mist, which could lead to overestimation.

はじめに

近年進行しているヒートアイランド現象により都市部の高温化が進み、その影響として熱中症患者が増加している。ヒートアイランド現象への適応策として、暑熱環境対策が実施された場所や樹木や河川のそばなど、周辺よりも涼しく感じる場所をクールスポットと定義し、大阪府では森林環境税を活用した駅前広場などの猛暑対策事業として、クールスポットの整備が進められている。より効果的なクールスポットの創出にあたり、適応策としての効果を簡易的に評価し把握できる手法の確立は重要である。ランク付けが可能な評価システムとしてはCASBEE-HI[2)]があるが、これは暑熱環境対策の実施内容の有無や程度に伴う評価を行うものであり、実際にどの程度体感温度が低下するか温熱環境の実測結果を用いた評価方法ではない。また、松井ら[3)]はクールスポットの設置者を利用対象とした評価システム(CSLsys-G1)とさらに改善を加え被験者評価に関する重みを加えた評価システム(CSLsys-G2)の提案を行った。しかし、自然的要因が少なく小規模なクールスポットにこの評価システムが妥当であるかの検証がなされていない。そこで本研究では、現在検証がなされていないミスト噴霧だけではなく、暑熱環境改善設備(主にミスト噴霧、プランター緑化、日射遮蔽屋根)が複合的に設置されている駅前クールスポットを対象とし対策項目ごとの客観的かつ定量的な評価システムの確立を目指す。その第一段階として駅前クールスポットでの現地実測を行い、得られた結果から湿球温度と自然湿球温度の違いを分析したうえで、場所ごと・時間ごとの比較を行う。比較結果からその差を生む要因について分析を行うことを目的とする。

1.　現地実測

ミスト噴霧による気温の低下や日射遮蔽による放射温度の低下など、設置した対策による効果検証を行うため気温、湿度、風速、黒球温度、日射量等の実測調査を行った。測定項目、測定機器を Table 1 に示す。実測対象地は「令和 2 年度森林等環境整備事業(都市緑化を活用した猛暑対策事業)の実績に係る評価及び令和 3 年度実測況について」から 3 地点(以下、地点 A、地点 B、地点 C)を選定。

Table 1 Measuring items and senser and instrument

Mesurement item	Senser	Mesurng insrument
radiation temperature	Radiation temperature sensor	Vector radiation thermometer
	Globe ball(5cm)	Amenity
	Globe ball(15cm)	Logger(made by campbell)
temperature	Platinum temperature resistant body	Logger(made by campbell)
	Thermistor	Amenity
	Ultrafine thermocouple(Ttype)	Logger(made by Tand)
wind speed	Hot wire anemometer	Amenity
humid	Humidity sensor	Amenity
	Thermo-hygrometer	Logger(made by campbell)
solar radiation	Pyranometer	Logger(made by campbell)

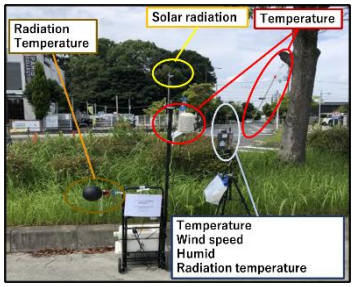


Fig.1 Measuring equipment

実測期間は各地点で 2 日間の測定日を設け、2022 年 8 月 18 日 14:30-15:00、19 日 12:00-13:00 及び 13:30-14:30、22 日 11:00-12:00 及び 13:30-14:30、23 日 10:40-12:00 及び 13:15-14:30、24 日 11:25-12:40、25 日 10:30-11:45 の晴天時又は曇天時に行った。暑熱環境改善設備の有無(以下、対策あり・なし)による温熱環境の比較を行うため、対策あり・なしの 2 地点において Fig.1 に示す測定機器を設置した。測定機器はグローブ球が南を向く方向に設置し、対策なしは常に測定機器が影にならない場所とした。

2. 結果と考察

本研究では WBGT を評価指標として湿球温度と自然湿球温度の違いを分析した上で、クールスポットを場所毎、時間毎の比較検証を行う。また、その差が生まれた要因について測定時の温熱環境の違いや対策項目の効果の観点から考察を行う。WBGT 算出の際に PMV 計（京都電子社製 アメニティーメータ AM101）の測定値(乾球温度、相対湿度、風速、MRT)を使用する。黒球温度は PMV 計(5cm 黒球)では測定値として記録されないため、測定値 MRT から公式 ISO7726 より 15cm 黒球温度を換算した値を用いる。これら測定値から算出した湿球温度(T_w)、自然湿球温度(T_{nw})を用いて WBGT を指標とした分析を行う。WBGT をそれぞれ $WBGT_w$、$WBGT_{nw}$ と表記する。

2.1 湿球温度と自然湿球温度の比較

WBGT は定義上では「自然湿球温度」が用いられる。しかし、実際の現場では代用として「湿球温度」が簡易的に用いられている。湿球温度は自然湿球温度に比べ測定項目が少なく、測器設置の負担が少ない。そこで自然湿球温度と湿球温度の差の比較から湿球温度の値が WBGT 算出の際に適当であるか考察を行う。各地点の 1 時間分の測定値(①地点 A:8/22 13:35-14:35、②地点 B:8/19 12:00-13:00、③地点 C:8/18 14:30-15:30、以下①、②、③と表記)を抜粋し比較検証を行う。Fig.2 は①、Fig.3 は②、Fig.4 は③のそれぞれ対策有無での $WBGT_w$ と $WBGT_{nw}$、及び気温の変動を示す。Fig.5 は①、②の $WBGT_w$ と $WBGT_{nw}$ の対策有無の差を示す。Fig.6 は地点 C の異なる時間帯(8/25 10:30-11:45、以下④と表記)での $WBGT_w$ と $WBGT_{nw}$ の対策有無の差を示す。Fig.5 と Fig.6 右図よりすべての地点において、温度差の大小はあるものの $WBGT_w$ より $WBGT_{nw}$ の WBGT 差が大きい結果となった。②では $WBGT_w$・$WBGT_{nw}$ ともに対策有無での差が見られ、特に $WBGT_{nw}$ ではおよそ 2.3℃の WBGT 差がみられた。③は②と同様、対策なしの $WBGT_{nw}$ が最も高い WBGT 差を示し、$WBGT_w$ で 2℃、$WBGT_{nw}$ で 3.2℃の温度差がみられた。Fig.2 から、①は対策有無での気温差がほとんど見られず、$WBGT_{nw}$ 対策なし、$WBGT_{nw}$ 対

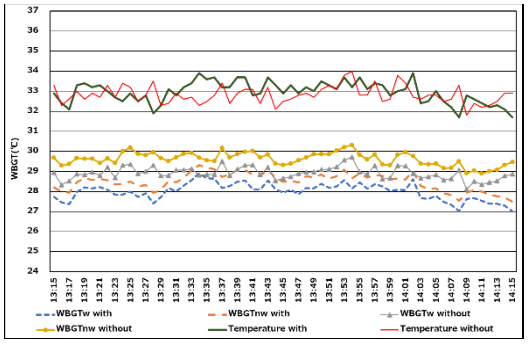


Fig.2 Variation in WBGT@A-spot(①2023/8/23 13:15-14:30)

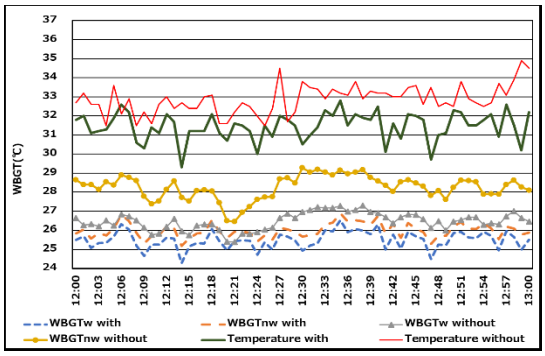


Fig.3 Variation in WBGT@B-spot(②2022/8/19 12:00-13:00)

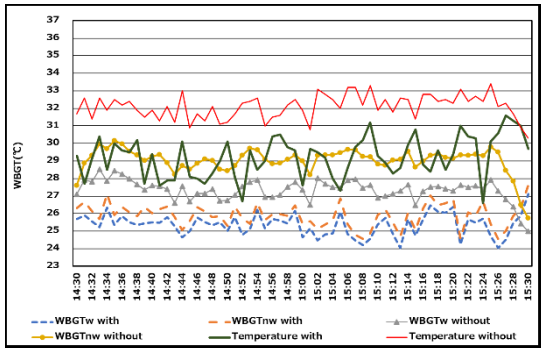


Fig.4 Variation in WBGT@C-spot(③2022/8/18 14:30-15:30)

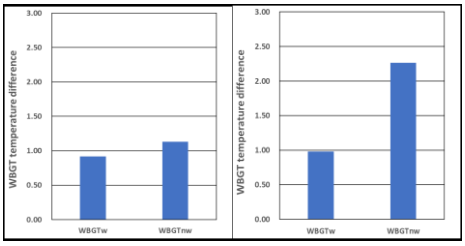


Fig.5 WBGT difference with and without countermeasures

(right:① ,left:②)

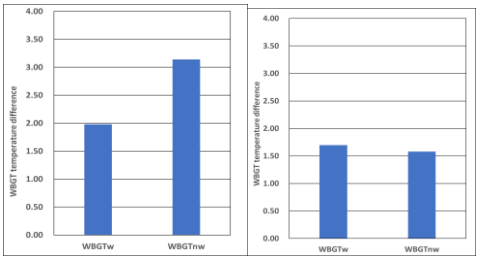


Fig.6 WBGT difference with and without countermeasures

(right:③,left:④)

策あり、$WBGT_w$ 対策なし、$WBGT_w$ 対策ありの順に温度が高いことが分かる。対策あり・なしともに $WBGT_w$ と $WBGT_{nw}$ の差が 0.5～1℃程度みられ、差は大きいとは言えない。Fig.5 より、対策あり・なしでの WBGT 差も 0.8～1℃程度と差が小さいことから、地点 A はミストの蒸発効果による気温の低減はほとんど観測できず、日射遮蔽等による MRT の低減は多少あるものの対策効果として大きいとは言えない。Fig.3 より、②地点 B は対策ありで多少の気温低下がみられ、WBGT は 2～3℃程度低下した。$WBGT_w$ と $WBGT_{nw}$ の差が対策なしで 2℃と大きく（Fig.5 右図）、対策ありでは 0.5℃と温度差の違いが大きかった。対策なしでは直達日射等の影響で MRT が高くなり、対策ありでは日射遮蔽がしっかりできていたため、$WBGT_w$ は $WBGT_{nw}$ に比べて MRT 差が出にくかったことがわかる。Fig.4 から③は対策有無での気温差、$WBGT_w$ 差、$WBGT_{nw}$ 差がすべて確認できた。地点 C はクールスポットが L 字型に配置されており、日射遮蔽屋根のほか外壁による側面の影がみられる。この形状によりミストが風に流されず滞留することから蒸発効果による気温低下が最も大きい。②、③ともに対策なしの日射が当たる環境下で $WBGT_w$ と $WBGT_{nw}$ の差が大きい。

以上より、自然湿球温度は MRT の違いが $WBGT_{nw}$ 差に反映されるが、$WBGT_w$ 差では MRT を考慮していないため、$WBGT_w$ 差で評価すると、日射遮蔽の対策を過小評価する恐れがあると考えられる。

2.2 同地点における対策有無での比較

前章での自然湿球温度と湿球温度の比較を踏まえ、同地点での比較を行う。また、その差が生まれた要因について WBGT 算出に必要である温熱環境項目について考察する。前章でミスト噴霧の効果がみられた地点 C について、気象条件の違う③と④の結果から考察する。地点 C は広場を囲う壁と屋根による影がくられており、③の条件ではミストの蒸発効果が最も得られていた。同じ地点 C でも④は曇天時であり、湿度が高く、ミストが蒸発しにくく水滴として地面が濡れている状況であった。そのため設置した測器に水滴が付着し濡れた状態での測定となった時間もあった。Fig.7 は④における $WBGT_w$ と $WBGT_{nw}$ 及び気温の変動を示す。これらと Fig.4 の変動、Fig.6 の温度差について比較を行う。Fig.6 右図より④は $WBGT_{nw}$ と $WBGT_w$ の WBGT 差がほとんどない。理由として曇天時の測定のため日射の影響が小さくなり、MRT の影響が小さいことが考えられる。Fig.8 は③の、Fig.9 は④の対策有無での気温、黒球温度、湿球温度、自然湿球温度の変動を示す。Fig.8、Fig.9 より対策なしの黒球温度を比較すると、③は大きな温度変化は見られないが④では 32℃まで温度が下がっていることが分かる。2 地点で気温に大きな変化はないものの黒球温度の低下が大きく見られ、黒球がミ

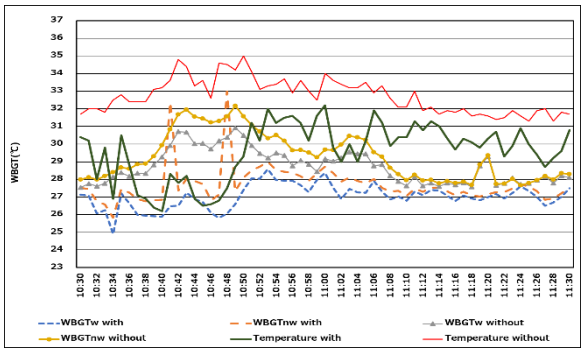


Fig.7 Variation in WBGT@C-spot

(④2022/8/25 10:30-11:45)

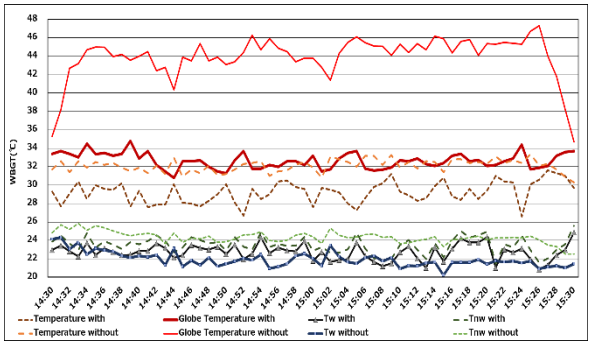


Fig.8 Variation in environmental element@C-spot

(③2022/8/18 14:30-15:30)

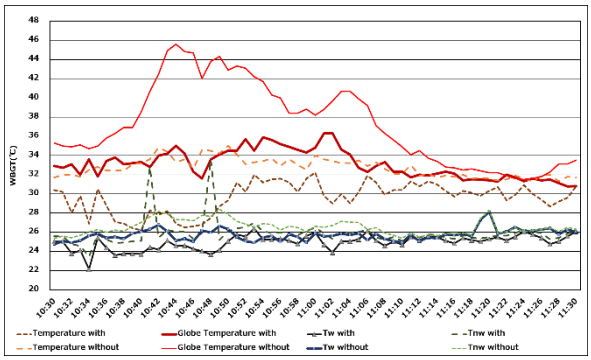


Fig.9 Variation in environmental element@C-spot

(④2022/8/25 10:30-11:45)

ストや雨で濡れていることが実測の中で確認できた。対策あり湿球温度を③、④で比較すると、③の湿球温度の方が 2℃ほど低くく、顕著に変動を繰り返していることが読み取れる。さらに対策ありでの気温も減少と増加がみられる。ここから蒸発が盛んに行われるため湿度が一定の間隔で変化し、気温が一時的に低下しているといえる。一方で④は湿球温度の変動があまりなく、湿度が変化しにくい環境であったと考えられる。③は前述したとおり WBGT 差が最も大きく出ており、クールスポットとしての効果は高く評価された。④は対策なしでも $WBGT_{nw}$ が 28 程度（乾湿球温度 32℃、相対湿度 65%程度）で、危険な暑さ環境ではなかった。むしろ湿度が高く、蒸発がおこりにくい環境下でミストを晴天日と同様に噴霧したことで、適切な蒸発効果が得られていなかった。地点 C はク

ールスポットとしては成功しているが、ミスト発停の制御するための湿度センサーの位置を改善する必要がある。

2.3 WBGT 差の変動要因

Fig.10 から Fig.13 は縦軸に対策有無での WBGT 差、横軸に対策なし地点の $WBGT_w$、$WBGT_{nw}$、湿球温度、乾湿球温度差をプロットしたグラフである。地点 ABC すべての測定時間での結果から各項目と WBGT 差の関係とその傾向を考察する。Fig.10、Fig.11 より、$WBGT_w$、$WBGT_{nw}$ と WBGT 差は比例関係にあり、$WBGT_w$ より $WBGT_{nw}$ の温度変動幅が大きく、近似式の傾きが大きくなることがわかる。また、地点 A が $WBGT_w$、$WBGT_{nw}$ ともに高い位置にあるが、地点 C より WBGT 差が小さい位置に分布している。Fig.12 は湿球温度と WBGT 差の関係を示す。湿球温度と WBGT 差にはやや弱い比例関係がみられた。地点 A と地点 C の④条件で湿球温度が高く、④は曇天時の測定のため湿度が高く湿球温度が上昇していたと考えられる。地点 A で湿球温度が高いのは、対策なしでの MRT が高く湿球温度が上昇したと考えられる。Fig.13 は乾湿球温度差と WBGT 差の関係を示す。乾湿球温度差が大きい時に WBGT 差が大きくなる傾向はあるが、地点 C④は乾湿球温度差が低い時に WBGT 差のばらつきが大きい結果となった。この時黒球は過剰なミストで水滴が付着しており、WBGT 差が高く算出されることが分かった。

以上より、WBGT 差と 4 つ項目の関係から、地点毎の対策有無による WBGT 差の特徴を把握することができた。地点 A、B に比べて、地点 C は晴天時、曇天時ともに WBGT 差が大きいが、曇天時では黒球温度が濡れていたために WBGT 差が高く算出されたと考えられる。

まとめ

本研究では以下 3 点について明らかにした。

（1）湿球温度から算出する $WBGT_w$ では MRT が考慮されないため、自然湿球温度から算出する $WBGT_{nw}$ に比べ、日射遮蔽対策有無の WBGT 差が過小評価されることがある。

（2）高い湿度環境でミスト噴霧されて黒球などのセンサーが、濡れた場合、WBGT 差が過大評価されることがある。

（3）対策有無での WBGT 差と $WBGT_{nw}$、$WBGT_w$、湿球温度、乾湿球温度差との関係をグラフより、気象条件と WBGT 差の傾向をつかむことができた。

参 考 文 献

1) 村上周三ら：ヒートアイランド現象緩和に関する評価システム CASBEE-HI の開発-評価システムの枠組みと概要(非住宅系建物の場合)-,日本建築学会技術報告集,第 23 号,p247-252,2006

2) 松井香奈ら：街中の屋外クールスポットを対象とした評価システムの開発　その 2 被験者実験による評価項目の選定と重み係数の検討,空気調和・衛生学会近畿支部学術研究発表会論文集 ,60 巻, pp.69-72, 2020

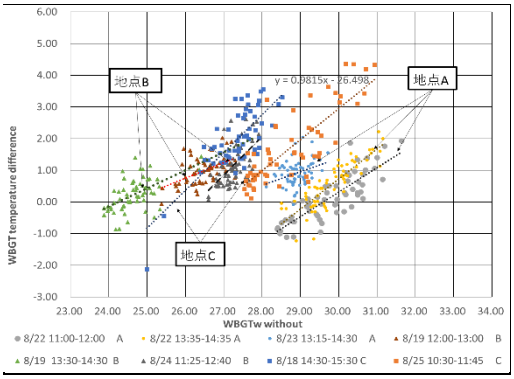


Fig.10 Scatter plots of WBGT difference and $WBGT_w$ without countermeasures

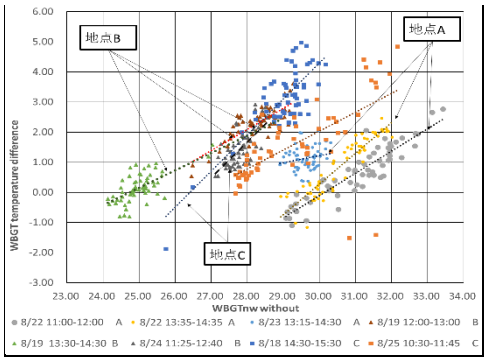


Fig.11 Scatter plots of WBGT difference and $WBGT_{nw}$ without countermeasures

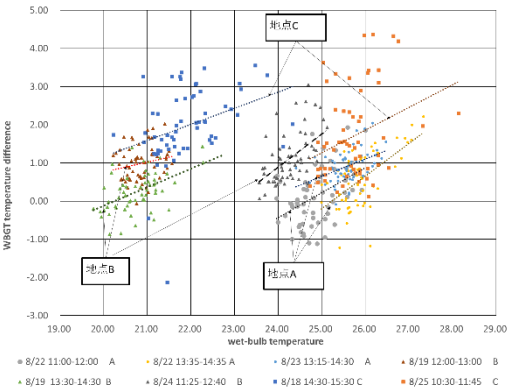


Fig.12 Scatter plots of WBGT difference and wet-bulb temperature

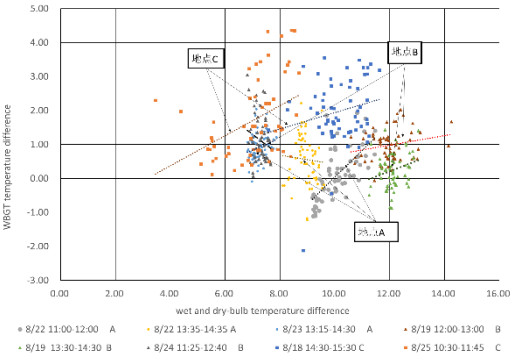


Fig.13 Scatter plots of WBGT difference and difference between dry -bulb temp. and wet-bulb temp.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

駅前クールスポットの温熱環境改善効果の計測
（第２報）ベクトル放射温度計の活用方法の検討

Evaluation of thermal environment improvement effect of cool spots near stations:
Part2 Utilization method of vector radiation thermometers

○三野　慶輝（大阪市立大学）　　高柳　幸奈（大阪公立大学）
鍋島　美奈子（大阪公立大学）　　西岡　真稔（大阪公立大学）　　土川　忠浩（兵庫県立大学）
Yoshiki MINO*1　Yukina TAKAYANAGI*2　Minako NABESHIMA*2
Masatoshi NISHIOKA*2　Tadahiro TSUCHIKAWA*3
*1　Osaka City University　*2　Osaka Metropolitan University　*3　University of Hyogo

The paper aims to measure the radiation environment by direction at cool spots near stations using vector radiation thermometers and to estimate the effect of improvements. Especially the effect of temperature reduction by evaporation of mist adhering to the surface of people and objects under mist spray. The sum value of latent heat of evaporation and heat storage was obtained from the heat balance equation of the blackbody tape surface on the vector radiation thermometer, and the cooling effect of the mist was measured based on the differences of each sum value with and without mist spraying.

はじめに

近年、都市部ではヒートアイランド現象が進行しており、熱中症などの健康被害が増加している。これに伴い、大阪府では森林環境税を活用した駅前広場などの猛暑対策事業として、クールスポット整備が進められている。

本研究では、主にミスト、プランター緑化、日射遮蔽屋根の対策技術が採用されることが多い駅前クールスポットの温熱環境改善効果を計測し、評価、改善案の検討を行うことを目的とする。また、計測の際、ベクトル放射温度計（Fig.1）を導入することで、方向別の放射環境を計測し、日よけ屋根やプランター緑化の放射環境改善効果を評価する。また、複数台のベクトル放射温度計を用いることでミスト冷却の効果推定を試みる。ここで、ミスト冷却効果には、空気中で蒸発して気温を下げる効果と、人や物の表面に付着して蒸発し、表面温度を下げる効果があるが、主に後者を対象にする。

１．ベクトル放射温度計

1.1　ベクトル放射温度計の概要

高柳・土川らによって提案されているベクトル放射温度計[1)]を参考に、一辺 7 ㎝の立方体アクリルケースの 6 面にそれぞれ長波の放射温度を測定する M5Stack 用非接触温度センサユニット NCIR （視野角：90°、精度：±0.5℃、測定波長範囲：5.5～14μm）を内側から取り付けた機器を作成する（Fig.2）。外側には内部の温度上昇を防ぐため、日射を透過しないアルミテープと、反射率の高い白い画用紙を順に貼り付けている。また、NCIR センサ上部に黒色テープを貼り、6 面の短波（日射）と長波を考慮した放射温度を小さい時定数で測定することができる。

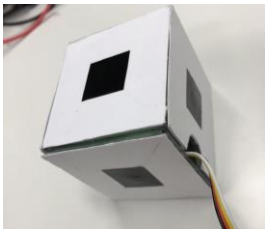


Fig.1 Vector radiation thermometer

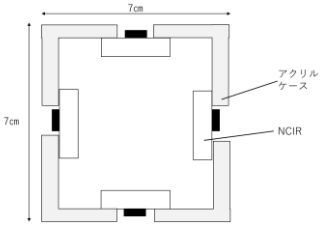


Fig.2 Cross section of vector radiation thermometer

ベクトル放射温度計を導入することで、グローブ球を用いて放射環境を計測する従来の方法では分からない方向別の放射温度をリアルタイムに計測することができる。また、方向別の放射環境を測定する際に用いられている長短波放射収支計を複数台使う方法[2)]よりも安価かつ容易に測定することができる。本研究では、黒体テープを貼らないベクトル放射温度計 1 台と、黒色と白色の黒体テープを貼ったベクトル放射温度計を 1 台ずつ、計 3 台をミスト噴霧下で使用し、測定される放射温度の違いから、黒体テープ表面の熱収支式からミスト冷却の効果である蒸発潜熱を推定する。

以下、ベクトル放射温度計の黒色黒体テープ、または白色黒体テープ表面の熱収支式を式 1～式 4 に示す。ミスト噴霧なしの場合は蒸発潜熱 $LE = 0$ となる。

・ミスト噴霧あり

$$\varepsilon_{pbL}L+\varepsilon_{pbS}S=\alpha_c(T_{sbw}-T_a)+\varepsilon_{pbL}\sigma T_{sbw}^4+LE_{bw}+St_{bw} \quad (式１)$$

$$\varepsilon_{pwL}L+\varepsilon_{pwS}S=\alpha_c(T_{sww}-T_a)+\varepsilon_{pwL}\sigma T_{sww}^4+LE_{ww}+St_{ww} \quad (式２)$$

・ミスト噴霧なし

$\varepsilon_{pbL}L+\varepsilon_{pbS}S=\alpha_c(T_{sbd}-T_a)+\varepsilon_{pbL}\sigma T_{sbd}^4+LE_{bd}+St_{bd}$ (式３)

$\varepsilon_{pwL}L+\varepsilon_{pwS}S=\alpha_c(T_{swd}-T_a)+\varepsilon_{pwL}\sigma T_{swd}^4+LE_{wd}+St_{wd}$ (式４)

ε_{pbL},ε_{pwL}：黒色、白色黒体テープの長波放射率（0.95）、ε_{pbS}：黒色黒体テープの短波吸収率（0.97）、ε_{pwS}：白色黒体テープの短波吸収量（0.09）、 L：長波放射量（W/m²）測定値、S：短波放射量（W/m²）上面のみ測定、他面は未知数、α_c：対流熱伝達率　未知数、T_{sb}, T_{sw}：ベクトル放射温度計の測定値（K）測定値、T_a：気温（K）測定値、σ：ステファンボルツマン定数（5.67×10^{-8}）、St_b, St_w：ベクトル放射温度計内部への蓄熱量（W/m²）未知数、LE_b, LE_w：蒸発潜熱（W/m²）未知数

上記の熱収支式は未知数が多く連立方程式として解くことができないため、対流熱伝達率は理論式から算出することとし、ミスト冷却の効果推定は蓄熱量と蒸発潜熱の合計値（以後、*LE*+*St* と記載）を用いて考察する。

1.2 ベクトル放射温度計の検証実験

前述の方法で作成した 3 体のベクトル放射温度計について、2 通りの精度検証①と②を行う。①使用した 18 個の放射温度計 NCIR の個体ごとの誤差を調べ、測定値の正確性を確認する器差実験と、②黒体テープを貼ったベクトル放射温度計が長波と短波を考慮した値をどの程度測定できているのかを調べる実験を行う。

NCIR の個体ごとの誤差を調べる器差実験①は、恒温恒湿槽内で行い、現地実測で使用した NCIR を 6 個ずつハブに取り付けたものを 3 個（Hub3、4、5）の計 18 個の NCIR を使用し、恒温恒湿槽の内壁上面を向けて設置して行う（Fig.3）。また、恒温恒湿槽内にロガーに繋いだ熱電対を内壁上面に貼り付け、熱電対の測定値を真値として、NCIR の測定値との誤差の有無も同時に確認し、誤差を補正する式を算出する。現地実測を行ったときの環境下での NCIR 同士の誤差の有無を調べるため、恒温恒湿槽の内部環境は、温度 30 度、湿度 50%と、温度 40 度、湿度 50%の 2 条件で測定する。得られた補正式を Table 1 に示す。

また、ベクトル放射温度計が、日射と長波の両方を考慮した放射温度をどの程度測定できているのかを調べる実験②では、自作ビニールハウス（Fig.4）内にベクトル放射温度計（黒色黒体テープ）と長短波放射収支計を設置し、上面の放射温度を測定する。建物屋上の日当たりの良い場所で、12 月 7 日の午前 12 時から 60 分間測定を行った。

ベクトル放射温度計の測定値は Table1 上記の表の補正式で補正を行い、各面ごとの誤差は生じないとして、代表の 1 面のみを測定する。長短波放射収支計とベクトル放射温度計の測定した放射量を比較するため、長短波放射収支計の長波、短波放射量の測定値に黒色黒体テープの長波、短波放射率を掛けた値から放射温度を算出する（式 3 左辺）。また、自作ビニールハウス内には微風（0.5m/s）が生じているものとし、対流熱伝達成分を考慮するため式 3 に示す熱収支式より T_{sbd} の推定値を求める。ただし、ベクトル放射温度計への蓄熱成分 *St* および潜熱成分 *LE* は無視している。

Fig.3 NCIR instrumental experiments

Table1 Correction Formula for Vector Radiation Thermometers

Hub3	0	y=1.2x-7.7	Hub4	0	y=1.2x-7.3	Hub5	0	y=1.2x-7.4
	1	y=1.2x-7.4		1	y=1.2x-7.3		1	y=1.2x-7.4
	2	y=1.2x-7.4		2	y=1.2x-7.2		2	y=1.2x-7.0
	3	y=1.2x-7.3		3	y=1.2x-7.3		3	y=1.2x-7.1
	4	y=1.2x-7.7		4	y=1.2x-7.3		4	y=1.2x-7.1
	5	y=1.2x-7.4		5	y=1.2x-7.5		5	y=1.2x-6.6

y：熱電対測定値（℃）　x：ベクトル放射温度計測定値（℃）

Fig.4 Self-built plastic greenhouse

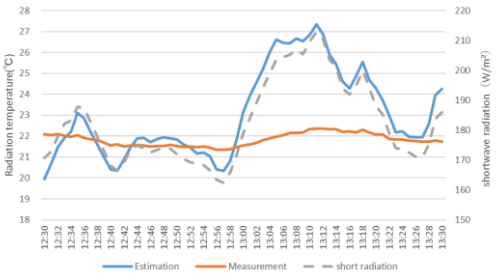


Fig.5 Comparison between estimations and measurements by vector radiation thermometer

Fig.5 は、長短波放射計の計測値から算出した放射温度推定値と、補正後のベクトル放射温度計の測定値を左軸で示し、短波放射量を右軸に示している。放射温度推定

値と短波放射量の変動は類似しているが、ベクトル放射温度計の測定値と短波の変動の形は異なっており、短波放射量の変動に追随していないことが分かる。この要因として、ベクトル放射温度計は、周辺からの長波と短波の放射量を一度黒体テープ面で吸収し、その黒体テープから放射される長波を測定しているため、長波に比べて変動の大きい短波の変動が捉えにくいことや、ビニールハウス内の温度上昇のセンサ基板への影響も考えられる。また、ベクトル放射温度計への蓄熱量を考慮できておらず、式 3 右辺の LE_{bd}+St_{bd} の項を 0 として放射温度を算出しため、差が生じていることが考えられ、今後さらに検証方法も含めて詳細に検討する必要がある。

2．クールスポット実験概要

ミスト噴霧による気温の低下、日射遮蔽による放射温度の低下などを計測し、暑さ対策の有無による結果を比較することで、温熱環境改善効果を定量的に確認することを本実験の目的とする。本報では主にミスト噴霧効果について述べる。

測定点は、「令和 2 年度森林等環境整備事業(都市緑化を活用した猛暑対策事業)の実績に係る 評価及び令和 3 年度実施状況について」に記載されている場所から 3 箇所（地点A、地点B、地点C）を選定し、2022 年 8 月 18 日から 8 月 25 日に測定した。詳細は第 1 報を参照されたい。測定項目は、放射温度、気温、風速、湿度、日射量とし、第 1 報に示した測定機器類の他、ベクトル放射温度計 3 台と極細熱電対（φ 0.125 ㎜, K 型）を用いた。

3. ミスト噴霧による冷却効果

現地実測の結果から、ミストが付着した際の温度変化、ミストの蒸発潜熱について評価を行う。

3. 1 極細熱電対による測定

ミストが付着した際の温度変化は、極細熱電対を用いて短い間隔で空気中の温度を測定することによって確認する。晴天日でミストの蒸発が活発に生じていたと考えられるC駅（8/18 14:30～15:30）の地面から 120 ㎝の高さに設置した極細熱電対の測定値と自然通風シェルター内で計測した乾球温度、湿球温度を Fig.6、Fig7 に示す。極細熱電対は 5 秒、乾球温度、湿球温度は 1 分間隔で測定している。湿球温度は相対湿度の計測値から算出した。

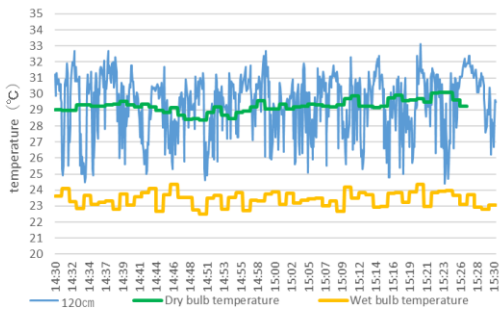


Fig.6 Comparison of temperatures every 5 seconds in cool spot (8/18 14:30～15:30)

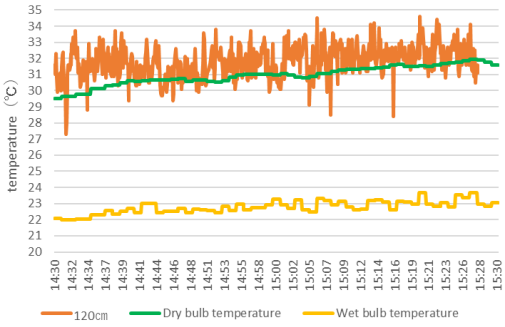


Fig.7 Comparison of temperatures every 5 seconds in non-cool spot (8/18 14:30～15:30)

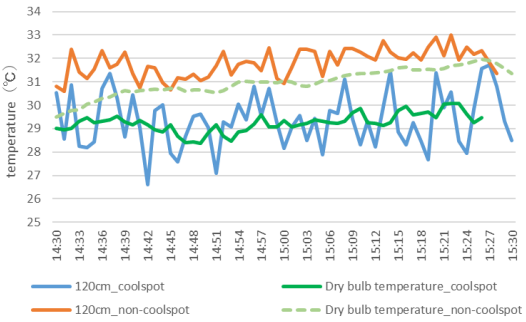


Fig.8 Temperature comparison with and without cool spot (8/18 14:30～15:30)

暑さ対策のある場所（以下、対策あり）、暑さ対策のない場所（以下、対策なし）のそれぞれについて、Fig.6、7 は極細熱電対の測定結果（5 秒間隔）を示し、Fig.8 は極細熱電対、乾球温度の測定値を 1 分平均にしたものを示している。

Fig.6、7 より、対策ありのミスト噴霧下では極細熱電対にミストが付着しているとき極細熱電対の値が大きく下がっており、湿球温度に近くなっていることから、極細熱電対が濡れと蒸発を繰り返していることが分かる。対策なしではミスト噴霧がないときは極細熱電対の測定値の変動は対策ありに比べて小さく、乾球温度よりやや高い温度で推移している。また、対策あり、対策なしのそれぞれについて、極細熱電対の平均値と標準偏差の値から変動係数を算出すると、対策ありで 0.04、対策なしで 0.02 となった。ここから、対策ありのミスト噴霧下では濡れと蒸発を繰り返して変動係数が大きくなることがわかる。Fig.8 より、対策ありの自然通風シェルター内の乾球温度と極細熱電対は平均 29.2℃、平均 29.3℃とほぼ同等であったが、対策なしは平均 30.9℃、平均 31.8℃と極細熱電対の方が高くなった。

以上より、対策ありのミスト噴霧下において極細熱電対を用いると蒸発の過渡的な変動を捉えることができ、自然通風シェルター内の乾球温度でも平均的なミスト噴

霧効果を捉えられていると言える。また、対策なしの極細熱電対は直達日射の影響で高めに計測されているため、対策あり・なしの比較は自然通風シェルター内の乾球温度差で評価する方がよいと判断できる。

3. 2 ベクトル放射温度計による測定

日射遮蔽やミスト噴霧による暑熱対策を行った場所で 3 体のベクトル放射温度計を設置し、黒色黒体テープと白色黒体テープのベクトル放射温度計の熱収支の違いを明らかにしたうえで、ミストの有無による *LE*+*St* の値を比較考察する。現地実測において同じ場所でミストの噴霧の有無を比較できる地点Ｂの 8/22（ミスト噴霧なし）、23（ミスト噴霧あり）の測定値から算出した熱収支式の各項の値を 1 時間平均で以下に表す。

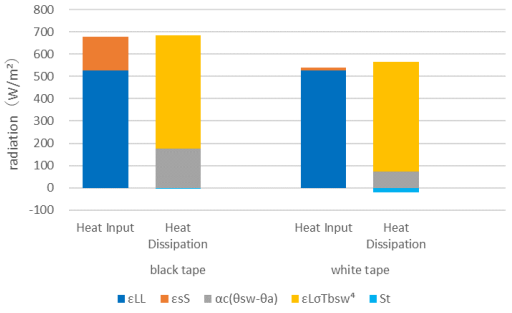


Fig.9 Value of each term(8/22 11:00～12:00 No mist spray)

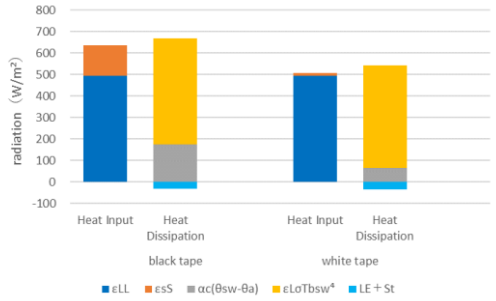


Fig.10 Value of each term(8/23 13:15～14:15 Mist spraying)

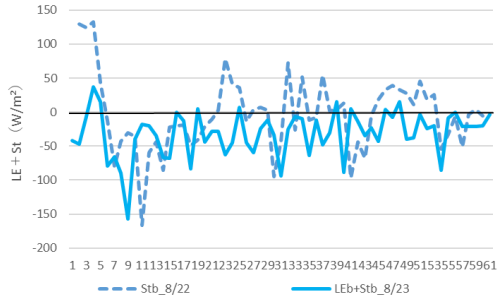


Fig.11 Time trend of LE_b＋St_b with mist spraying

Fig.9、10 は 1 時間平均の熱収支を、Fig.11 は黒色黒体テープの *LE*+*St* の時間推移を表している。

Fig.9 より、ミスト噴霧がない日は蒸発潜熱 *LE*=0 であり、St_{bd}、St_{wd} の値が-4, -20 W/m²と 0 に近い負の値になっており、入射熱と放熱のバランスはとれている。黒色テープと白色テープは日射吸収率が 0.97、0.09 と大きく異なり、入射熱量の違いが生じている。また、黒色テープ St_{bd} より白色テープ St_{wd} の方がやや負の値が大きいことから、ベクトル放射温度計内部の熱が僅かに奪われていると考えられる。ただし、今回は内部温度のモニターをおこなっていなかったので、検証はできなかった。

Fig.10 より、ミスト噴霧がある日は LE_{bw}+St_{bw}、LE_{ww}+St_{ww} の値が-31、-35 W/m² とミスト噴霧がない日より大きな負の値となっており、蒸発潜熱として放熱が行われることで、ベクトル放射温度計内部の熱が奪われ蓄熱量が負となったと考えられる。

以上の結果から、*St*、*LE*+*St* を黒体テープ表面の熱収支式各項の値から算出することでミストの有無による値の変化を確認できており、間接的にミストの効果を測定することができたと考える。ただし、直接的に蒸発潜熱を明らかにできていないため、改良の余地があることがわかった。

4. まとめ

本研究では、駅前のクールスポットに設置されているミスト噴霧装置などの暑さ対策効果を極細熱電対や複数のベクトル放射温度計を用いて試算した。その結果、極細熱電対の 5 秒間隔の温度変化から、ミスト噴霧下の過渡的な現象を明らかにできた。また、ベクトル放射温度計の黒体テープ表面の熱収支式からミスト噴霧の有無による蒸発潜熱＋蓄熱成分の違いを示した。

今後の課題として、ミスト噴霧による蒸発潜熱のみの値を定量的に求めるためには、ベクトル放射温度計内部の温度をモニターして蓄熱成分を把握するか、アクリル箱の表面に断熱材を塗布して内部に蓄熱をしないよう改良することが必要である。

参 考 文 献

1） 高柳幸奈、土川忠浩、近藤恵美；「車いす乗車者の体温調節支援のためのベクトル放射温度計の試作」令和４年度日本建築学会近畿支部研究発表会, 25-28, 2022

2） 内田悠介、鍋島美奈子、西岡真稔；「歩行者空間における街路樹の放射温度低減効果の実測調査」日本建築学会大会学術講演会梗概集　環境工学 Ⅰ, 635-636, 2015

謝辞

本実測調査は大阪ヒートアイランド対策コンソーシアム都市デザイン WG の活動の一環として実施した. 黒体テープの日射吸収率および透過率の計測については、大阪産業技術研究所森之宮センター大江猛氏、吉村由利香氏にご協力いただいた。また現地実測調査については、大阪狭山市の宮﨑剛志氏、藤井寺市の池田晃誠氏にご協力いただいた。記して謝意を表します。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

遮光の有無と寝室環境および睡眠の質との関係

Relation between opaque curtain and thermal environment of bedrooms or sleep quality

○吉 見　周（大阪市立大学）　　梅 宮　典 子（大阪市立大学）
Shu YOSHIMI*1　Noriko UMEMIYA*1
*1　Osaka City University

For this study, we used surveys of 770 nights administered to 137 residents of apartment complexes in Osaka city during 2015–2017 and 2019 in summer (July–September). The survey included sleep quality using the OSA sleep questionnaire, behavioral records kept at 30-min intervals (regarding use of air conditioning and opening and closing of windows), and bedroom temperatures recorded at 10-min intervals. We analyzed effects of opaque curtains on sleep quality and the thermal environment from 2 hr before bedtime to 4 hr after bedtime and from 1 hr before waking up to waking up time. Results of this study show that, in bedrooms with opaque curtains, the average room temperature before waking up does not differ from that in continuous use of AC even if AC is turned off at 4 hr after bedtime.

1.　背景と目的

日本では特に1990年代以降、熱帯夜数が増加している[文1)]。熱帯夜にはおおよそ4人に1人が睡眠中に中途覚醒している、との環境省の報告もある[文2)]。冷房使用の睡眠への影響について、新井ら（2005）[文3)]は、睡眠障害のない健康な成人男性を対象として被験者実験を行い、睡眠中の室温を一定に制御するより、V字型に制御する方が深睡眠時間が増加することを示した。垣鍔ら（2010）[文4)]は、4人の青年を対象として人工気候室実験を行い、4種類の温熱環境下での睡眠の質を比較し、室温を就寝時に28℃より低めに制御して睡眠中に上昇させることが睡眠の質に効果的であったと述べている。

実際の寝室では、住戸の断熱性や方位、エアコンの設置位置や、就床前の冷房の使用など複数の要因が睡眠の質に影響する。例えば、実際の寝室では隣室のエアコンで寝室を冷房する場合が意外と多い。部屋が寝室専用とも限らない。床に寝る場合も多い。温熱環境以外の外光の変化も睡眠の質に影響しうる。

筆者らは夏季における睡眠の質の実態を明らかにすることを目的に、寝室の温熱環境測定と温熱環境調節、睡眠の質の調査を継続しておこなってきた。本研究は冷房を連続運転した晩を対象に、遮光カーテンの有無と1）温熱環境、2）睡眠の質、3）温熱環境と睡眠の質の関係の違いを明らかにすることを目的とする。

2.　方法

大阪都市部の集合住宅を対象とし、各住戸連続7日、寝室温度は10分間隔、湿度は就床前と起床時に記録した。居住者には冷房や扇風機の使用、窓開・閉、寝室の在室、睡眠の30分間隔の記録（冷房使用日誌）と、起床時に前晩の睡眠の質5段階15尺度（OSA）と温熱感覚申告をとった。2014年44戸、2015年44戸、2016年37戸、2017年63戸、2019年29戸のデータを収集した[注1) 2)]。

Fig.1に5年合計の日ごとの調査数と日平均外気温の5年平均値の推移を示す。夏全体に偏りなく調査している。

測定期間中に 1）ストレス「非常にあった」、2）健康「不良」、3）睡眠の質が悪い側で理由が体調、4）2歳以下の乳幼児と同室で就寝、5）睡眠3時間以下、就床20時以前、起床3時以前の晩は除いた。さらに、OSA総合得点の上位下位 5%ずつを除いた OSA 総合得点 36.6～60.4点の770晩を本研究の分析対象とする。

3.　分析対象の構成

分析対象は25～88歳、平均57.0±16.3歳の男性52名、女性85名である（Fig.2）。就床時刻は23：25±1：08、起床時刻は6：27±1：07、睡眠時間は7時間1分±1時間10分である(Fig.3)。就床から4時間後までの間において、窓閉鎖かつ扇風機不使用かつ冷房使用は290晩（全体の37.7%、以下「全時間冷房」）である。290晩のうち、睡眠全時間において窓閉鎖かつ扇風機不使用かつ冷房使用は209晩（全体の27.1%、以下「一晩中全時間冷房」）、「全時間冷房」であるが4時間以降にタイマー等で冷房停止は81晩（全体の10.1%、以下「タイマー使用（4時間以上）」）である(Fig.4)。

睡眠の質を表すOSA総合得点は、60.4～60点1.0%、55～59点10.5%、54～50点28.7%、45～49点34.7%、44～40点18.7%、39-36.6点6.4%で、平均48.6±SD5.3点である(Fig.5)。

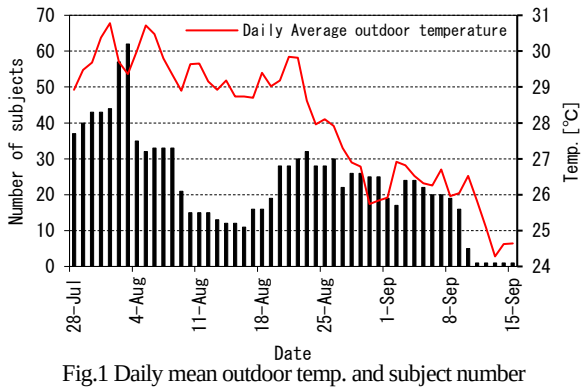


Fig.1 Daily mean outdoor temp. and subject number

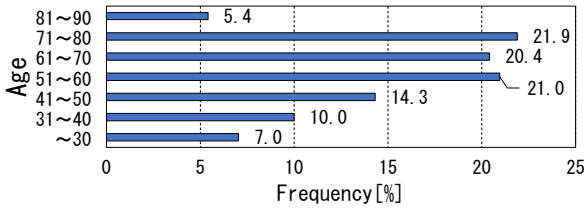


Fig.2 Age propotion

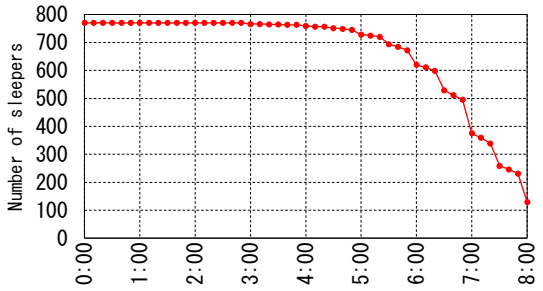


Fig.3 Number of sleepers change

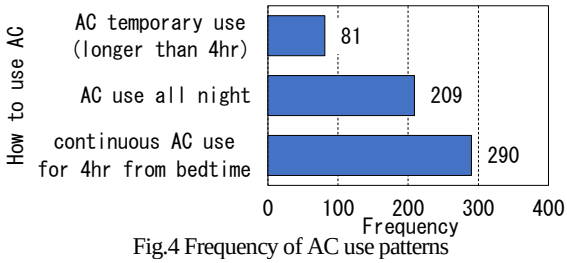


Fig.4 Frequency of AC use patterns

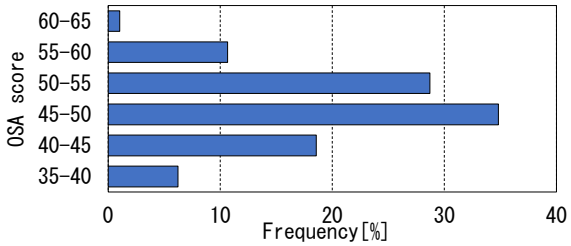


Fig.5 Frequency of OSA total score

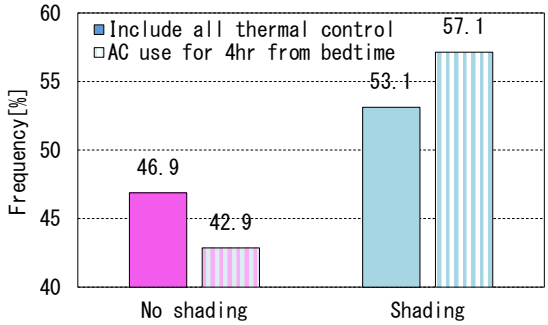


Fig.6 Frequency of Shading and Cooling

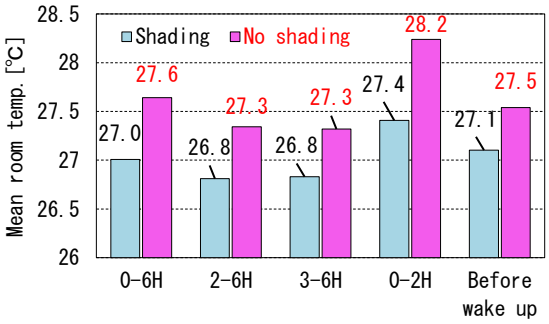


Fig.7 Mean room temp. for different durations

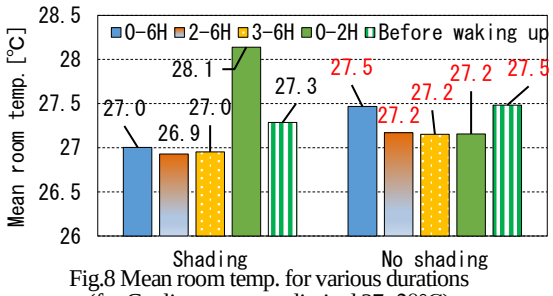


Fig.8 Mean room temp. for various durations
(for Cooling set temp._limited 27- 28℃)

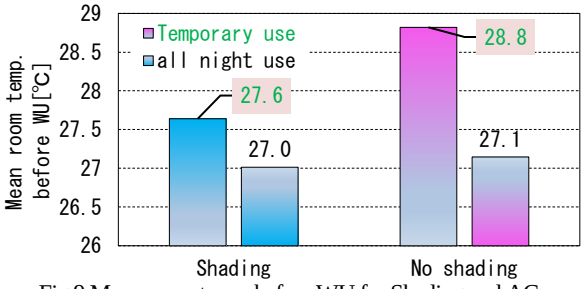


Fig.9 Mean room temp. before WU for Shading and AC use
(for Cooling set temp. limited 27- 28℃)

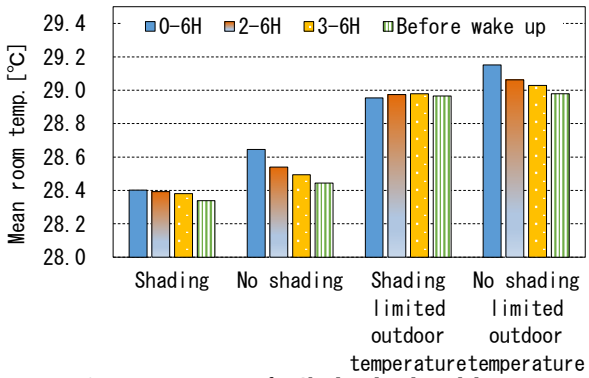


Fig.10 Mean room temp. for Shading levels and durations

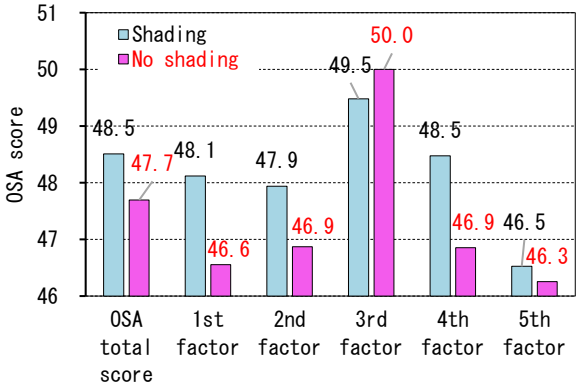


Fig.11 OSA scores with Shading

4. 遮光カーテン

遮光カーテンを寝室に設置している「遮光あり（Shading）」は53.1%（361晩）、「遮光なし(No Shading)」は46.9%（409晩）である。この中で「全時間冷房」すなわち就床から4時間の間冷房を連続運転した晩は、「遮光あり」が58.0%（167晩）、「遮光なし」が42.0%（121晩）である(Fig.6)。なお遮光カーテンは遮光率99%以上と定義されているが、回答者の判断にゆだねている。

5. 就床時刻との関係による睡眠時間帯の区分

冷房発停の室温への影響を考慮し、個々の晩の就床2時間前を時刻0とし、就床時刻との関係で睡眠時間帯を区切る。「0-6H」は就床2時間前から就床4時間後まで睡眠のほぼ全時間、「2-6H」は就床から就床4時間後までの比較的安定した時間帯、「3-6H」は就床1時間後から4時間後までの安定した時間帯、「0-2H」は就床2時間前から就床までの冷房発停の影響が大きい時間帯、「起床前」は個々の晩の起床1時間前から起床までとする。

6. 遮光の有無と室温

6.1 時間帯による室温の違い

Fig.7に、時間帯別の寝室温を示す。就床前後では全ての時間帯において、遮光ありがなしより低い。「起床前」は遮光ありがなしより低いが、冷房設定温度は遮光ありがなしより低くなっている(p<.0001)。

Fig8に、設定温度の70.8%を占める27- 28℃の晩について示す。就床前を含む0-6Hや0-2Hでは、遮光ありがなしより室温が低い(p=.0075、<.0001)。遮光カーテンが日中の直射日光を防ぎ、冷房の効果を上げたと考えられる。一方、起床前後においては遮光の有無による室温の差はない。遮光では朝日の熱的影響が防げないと考えられる。

6.2 遮光の有無と就床から4時間以降の冷房使用

遮光ありのうち、就床から就床4時間後まで冷房を連続運転する「全時間冷房」は71.6%（63晩）、就床から4時間は冷房し4時間以降タイマーなどで冷房が停止した「タイマー使用」は28.4%（25晩）である。遮光なしのうち、「全時間冷房」は74.0%（71晩）、「タイマー使用」は26.0%（25晩）である。

Fig.9に遮光有無と「全時間冷房」／「タイマー使用」を組み合わせて室温を比較する。起床前1時間の室温は、冷房設定温度27- 28℃の「タイマー使用」の晩では遮光の有無による差がない(p=.5862)。「全時間冷房」の晩では遮光なしがありより低い(p=.0218)。遮光なしでは「全時間冷房」が「タイマー使用」より低いが(p<.0001)、遮光ありでは「タイマー使用」と「全時間冷房」で差がない(p=.0218)。すなわち、遮光によって冷房停止後も室温を低く維持できたと言える。

6.3 冷房を使用しない晩との比較

Fig10に冷房を使用しない晩について、遮光の有無の室温への影響を比較する。全ての時間帯において、遮光の有無によって室温に差はない。外気温が26-28℃台の晩に限っても、全ての時間帯において、遮光の有無によって室温に差はない。

7 睡眠の質への遮光の影響

7.1 「全時間冷房」の晩と「タイマー使用」の晩

「全時間冷房」の晩では、OSA第1因子（起床時眠気）と第4因子（疲労回復）において、遮光ありが遮光なしより睡眠の質が高い(それぞれ p=.0497、.0231)(Fig.11)。

「全時間冷房」のうち冷房設定温度27- 28℃の晩に限定すると、OSA総合、第1因子、第4因子のいずれも、遮光ありが遮光なしより睡眠の質が高い(それぞれ p=.0386、.0088、.0027)(Fig.12)。

冷房設定温度27- 28℃の晩に限定して「全時間冷房」と「タイマー使用」を比較すると、遮光ありかつ「タイマー使用」の睡眠の質が最も高い(Fig.13)。すなわち、通常の冷房設定温度では、遮光し、就床から4時間まで冷房を連続運転し、さらに4時間以降に冷房を停止する場合の睡眠の質が最も高い。就床4時間以降に冷房を停止しても温熱環境は維持され、睡眠の質がよいと言える。

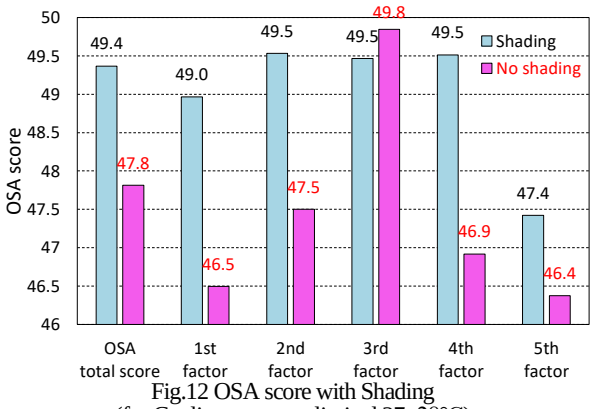


Fig.12 OSA score with Shading
(for Cooling set temp. limited 27- 28°C)

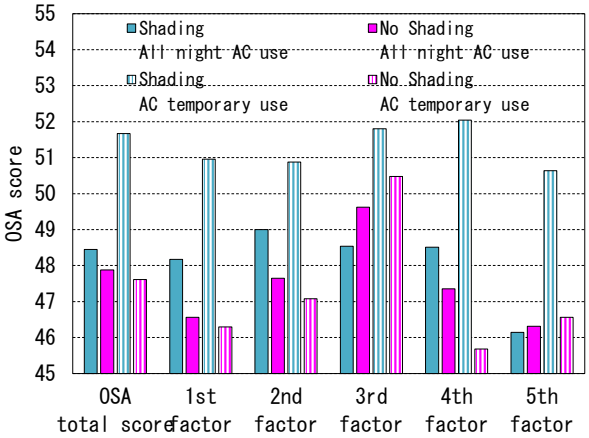


Fig.13 OSA score with shading and AC use
(for Cooling set temp. limited 27- 28°C)

Fig.14に睡眠中の平均室温を27- 28℃に限定し、「全時間冷房」/「タイマー使用」と遮光有無の組み合わせに対するOSA得点を比較する。「全時間冷房」の晩は、睡眠の質に遮光の有無による質に差がない。一方、「タイ

マー使用」の晩は、第 3 因子において遮光なしがありより睡眠の質が高い (p=.0304)。

Fig.15 は冷房設定温度 28℃台で「全時間冷房」し、起床前 1 時間における室温平均値が 28℃台の晩について、遮光の有無による OSA 得点を比べている。冷房発停も室温も同条件のもとにおいて、遮光ありがなしより OSA 総合、第 2 因子（入眠と睡眠維持）が高い (p=.0241,0.045)。温熱環境以外の要因が睡眠の質に影響した可能性を示す。遮光の室内の光環境への影響が考えられる。

7. 2　冷房を使用しない晩との比較

冷房を使用しない晩について、遮光の有無によって OSA 各因子得点を比較すると、第 3 因子（夢見）においてのみ遮光ありがなしより睡眠の質が高い (p=.0004)（図略）。Fig16 に睡眠時平均外気温において全体の 80.0%を占めている 26- 28℃台に限定した場合の遮光の有無での OSA 得点の比較を示す。OSA 総合点、第 1 因子、第 2 因子、第 4 因子において、遮光ありが遮光なしより睡眠の質が高い (p=.0477、.005、.0275、.0069)。冷房を使用しない晩では、夢見以外は遮光ありがなしより睡眠の質が高いと言える。

温熱環境が安定する 3-6H において睡眠時の寝室温が 27-28℃である晩の OSA 得点を示す。どの因子も遮光の有無による差は有意ではない。すなわち冷房しない場合に寝室の温熱環境が同等であれば、睡眠の質に遮光の有無による差はない。

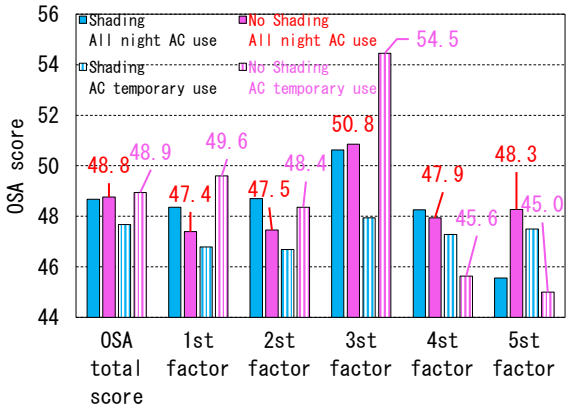


Fig.14 OSA scores by Shading and AC use
(for Room temp. limited 27- 28℃)

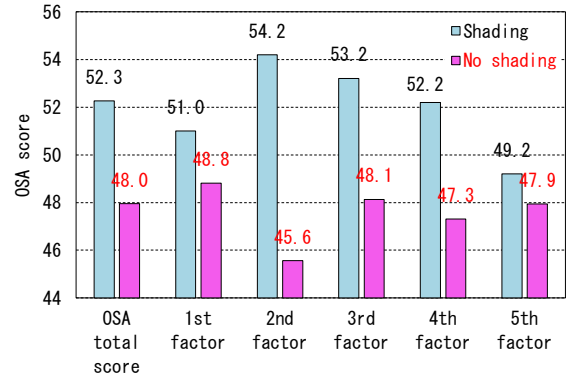


Fig.15 OSA total score with Shading for AC use all night
(for Cooling set temp. limited 28℃)

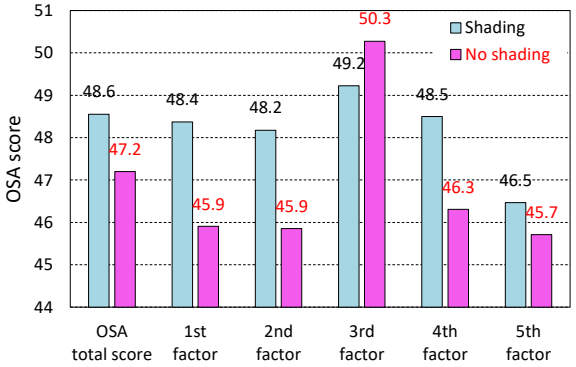


Fig.16 OSA score without AC use
(for Outdoor temp. limited 26- 28℃)

8.　結論

大阪の集合住宅137戸770晩の寝室の温熱環境測定と、冷房・通風・扇風機の使用と睡眠の時間帯の 30 分単位での申告や睡眠の質の調査をおこなって、寝室の遮光の有無に着目して、起床前の冷房使用別や睡眠時間帯別に、寝室温熱環境と睡眠の質について以下を明らかにした。

1）就床から就床 4 時間後まで冷房を使用する場合では、遮光がある場合はない場合より、就床 2 時間前- 就床や、就床 2 時間前- 就床 4 時間後における寝室温平均値が低い。

2）遮光する場合、就床から起床まで冷房を連続使用する晩と、就床から 4 時間以降に冷房を停止する晩のあいだで、起床前 1 時間の寝室温には差がない。

3）冷房を使用しない晩の寝室温には、遮光の有無による差がない。

4）冷房設定温度が 27-28℃であれば、遮光して就床 4 時間以降に冷房を停止する晩の睡眠の質が最も高い。

5）冷房設定温度 28℃で就寝から起床まで冷房連続使用する場合、起床前 1 時間の平均寝室温が 28℃台であれば、遮光するほうが OSA の総合得点、入眠・睡眠維持因子の得点が高い。

6）冷房を使用しない晩は、外気温が 26～28℃台であれば、遮光するほうが OSA の総合得点、起床時眠気因子、入眠・睡眠維持因子、疲労回復因子の得点が高い。

参考文献

1)気象庁：http://www.jma.go.jp/jma/menu/menureport.html
2)環境省：気温の上昇が睡眠に及ぼす影響，ヒートアイランド対策の環境影響等に関する調査業務報告書，1-50，2009 年 2 月
3) 垣鍔直、川島庸：体温のサーガディアンリズムを考慮した夏季の睡眠時の温熱環条件の評価，体温のサーガディアンリズムを考慮した夏季の睡眠時の温熱環条件の評価,2010 年　4)新井潤一郎ら：温熱環境制御による快眠誘導　睡眠中の環境温度の動的制御による「深部体温」，「睡眠深度」コントロール，日本生理人類学会誌，特別号(1) 第 53 回大会要旨集，長崎 2005 年 6 月 5)山本ら：中高年・高齢者を対象とした OSA 睡眠感調査票(MA 版)の開発と標準化，脳と精神の医学，10，401-409，1999 年 6)日本生気象学会編，日常生活における熱中症予防指針，Ver.3，2021 年 3 月

注
1) 2019 年調査は 29 住戸のうち戸建住宅が 19 戸含まれるが、本研究では戸建て住宅は除いて分析した。　2) 複数年協力いただいた住戸があり、17 戸が 2 年、18 戸が 3 年協力している。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

ABW 指向型オフィスにおける空調設備の運用実績

Operational performance of air conditioning systems in ABW- office

○冨 岡　雅 弘 （竹中工務店）　　小 林　佑 輔 （竹中工務店）

Masahiro TOMIOKA *1　Yusuke KOBAYASHI *1

*1　Takenaka Corporation

This study reports on the operational performance of air conditioning systems in ABW-oriented offices. The analysis showed that ABW enables workers to autonomously and spontaneously select the optimal location for their work according to their work environment, functions, and comfort requirements, and that architectural and environmental facility planning for ABW has the potential to reduce energy consumption compared to standard buildings.

はじめに

オフィスビルに求められる環境性能は省エネルギー性に加えてオフィスワーカーの知的創造、健康・快適性への配慮など範囲が拡大している。Activity-Based-Working（以下 ABW）指向型のオフィスは業務環境・機能や快適性要求に応じて、ワーカーが自律自発的に最適な場所を選択して働くことができる。一方、ABW 指向型オフィスにおけるエネルギー消費量実績などや空調設備の運用実績の報告は少ない。そこで本研究では ABW 指向型オフィスにおける空調設備の運用実績について報告する。

1.　建築計画概要

本研究の評価対象は大阪府内に立地する延床面積約 12,000m2 の ABW 指向型オフィスビルである。Fig.1 に外観写真を示す。上下階をずらした積層型の断面構成であり、階ごとに堀の深い軒やプライバシーに配慮した閉鎖的なバルコニー、開放的なテラスが配置されている。Fig.2 に内観写真を示す。建物内外に計画した様々な場について社員が自由に働く場所として選択可能であり、さらに社員同士や来訪者との自発的な交流を促進する場としての機能を有する。

北面開口部は高性能 Low-E ペアガラス及びバルコニー部の水平庇により日射遮蔽性能を高めており、南面は高断熱サンドイッチパネルにより外皮性能を高めている。建物全体の外皮性能を示す BPI は 0.78 である。

2.　環境設備計画概要

Fig.3 に環境設備計画の概念図を示す。北側外周部に計画した庇・垂れ壁・開口形式・トップライトは自然光による「明るさのむら」を作り出す。明るさによって働く場の印象も変わり、その時の気分に合わせて場所を選択することができる。自然換気はトップライト及び 1 階に自然換気開口を計画し、室内外の環境計測による自動開閉制御により自然換気の効果を高めている。事務室は直天井であり、天井吊り下げのレースウェイに高効率 LED 照明（設計照度は 600lx）を計画し、開口部周辺に計画した明るさセンサにより照明エネルギーを抑制する。事務室エリアの空調設備として高顕熱運転が可能な電気式ヒートポンプビル用マルチを導入している。冷房時について機器発熱（顕熱）が少ない場合は冷媒の蒸発温度を上げて圧縮機のエネルギーを抑える。ペリメータ側はビルトイン型室内機、インテリア側は天井カセット型室内機とし、空気搬送動力を抑えた計画としている。CO_2 濃度に応じた換気風量制御により、外気負荷を低減する。

Fig.1 Exterior view

Fig.2 Interior view

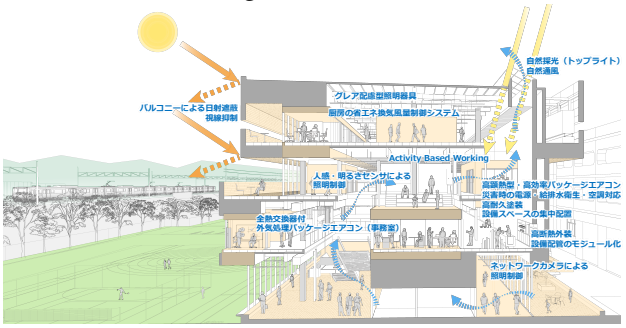


Fig.3 Environmental and MEP plan

3. 事務室、共用部の電力消費量実績

Fig.4 に事務室フロアの平面図を示す。東西に事務室、中央部に共用部を配置している。事務室のコンセント容量は西側が 50VA/m2、中央が 36VA/m2 東側が 80VA/m2 である。社員は事務室、共用部問わず自由に働く場所を選択している。

Fig.5、Fig.6、Fig.7 に 2021 年 11 月～2022 年 10 月平日における西側事務室、中央共用部、東側事務室の電灯負荷による時刻別年間電力消費量実績を示す。西側事務室の最大最小幅が中央部分、東側事務室にくらべ小さい。これは自席に滞在して業務をする社員が多いことが理由として考えられる。中央共用部は 8 時から 11 時の値が高くなる。これは出勤から 11 時にかけて中央共用部を利用する社員が多くなるためと考えられる。14 時から 17 時の時刻変動は小さいことから、コラボエリアや会議室 MTG エリアの活用が定常的に利用されたと推察される。加えて中央共用部のコンセント容量が 3 つのエリアで最小なのに対し平均値が高いことから利用度が高いことが想定される。これらより社員は中央共用部を積極的に活用していることがうかがえる。

Fig.8 に事務室フロアの一次エネルギー消費量内訳を示す。室内機の電力消費量は各エリアについて概ね同等であるが、照明、コンセント、室外機は東側事務室が最も多い。東側事務室は高負荷機器が集中配置しており稼働が多いことが理由として考えられる。

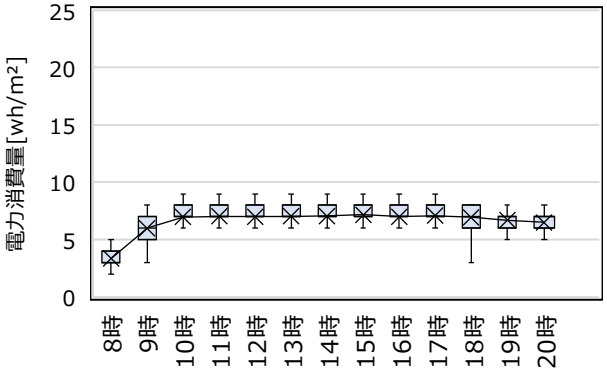


Fig.5 Annual electricity consumption (West side)

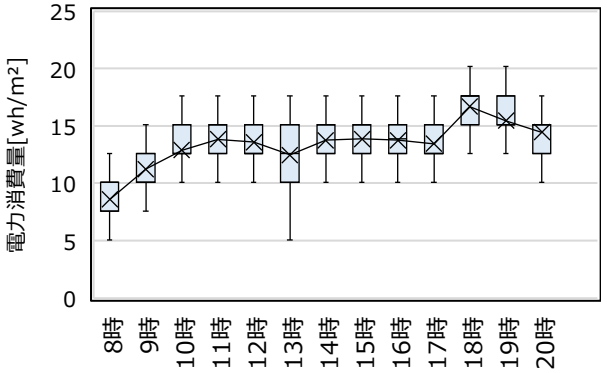


Fig.6 Annual electricity consumption
(Central public workspace)

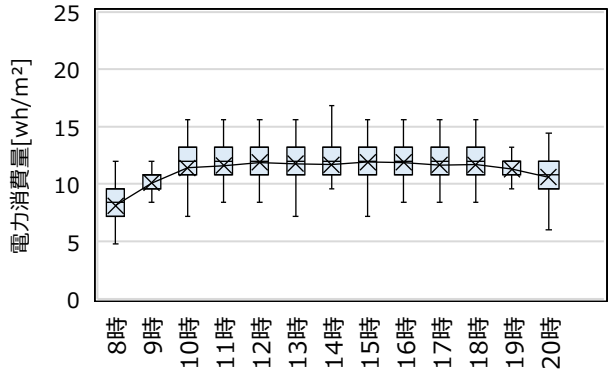


Fig.7 Annual electricity consumption (East side)

4. 空調設備の運用実績

Fig.9 に事務室フロアの空調ゾーニングを示す。東西に高顕熱運転が可能な機器を導入し、中央共用部は部屋ごとの冷暖需要に対応するために冷暖同時型の機器を導入している。Fig.10 に事務室フロアにおける空調設備の月別電力消費量実績を示す。暖房時期の 1 月が最も電力消費量が多く、室内機の電力消費量は変化がない。北面が開口部、南側が高断熱サンドイッチパネルにより構成された外装計画であるため、冬期の暖房負荷が大きく、夏期の冷房負荷が小さいことが理由と考えられる。

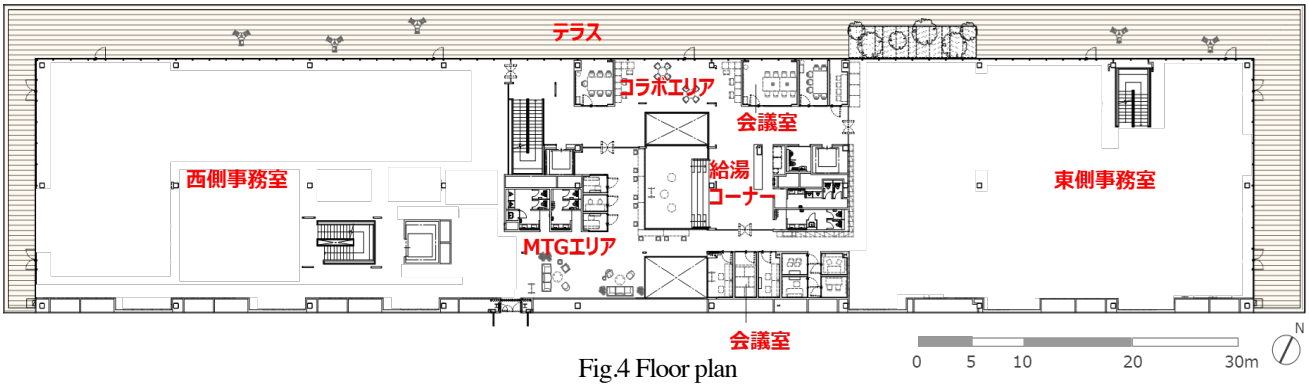


Fig.4 Floor plan

5. 高顕熱運転実績

5.1 概要

高顕熱運転とは冷房運転中の室内ユニットを流れる冷媒の蒸発温度を上げて圧縮機の冷媒圧縮に要するエネルギーを抑えることができる運転状態を指している。
本計画では外気処理ユニットによる目標絶対湿度と室内湿度の情報（潜熱負荷）をもとに、目標蒸発温度の「高（Hi）」「低（Lo）」を切り替えている。加えて、室内ユニットによる設定温度と室内吸込温度の情報（顕熱負荷）をもとに、目標蒸発温度を可変させている。設定温度と室内吸込温度の差が小さい（すなわち顕熱負荷が低い）場合に蒸発温度を上げる。一方、差が大きい場合には目標蒸発温度を下げることにより室内顕熱負荷処理を優先している。
本章は事務室における 2022 年 8～10 月の高顕熱機器実績値を示す。運転時間の計測方法は機器内部に設置されているセンサ等の運転データ計測により行っている。

5.2 運転実績

Fig.11 に室外機運転時間と圧縮機運転比率を示す。冷房運転での室外機運転時間は圧縮機停止時も含めた総運転時間を示している。中間期に移行するにつれて冷房負荷が小さくなるため圧縮機運転比率は減少傾向である。8 月、9 月の室外機運転時間は西側と東側に差はないが、圧縮機運転比率は東側が小さい。これは東側の空調負荷は大きいが変動が大きいためサーモ OFF の頻度が多いことが理由と考えられる。
Fig.12 は蒸発温度目標に対する蒸発温度実績の運転時間を示す。運転時間合計は圧縮機運転時間を指している。夏季（8, 9 月）と中間期（10 月）の蒸発温度は中間期に移行すると蒸発温度帯（低）の割合がやや大きくなるが、概ね一定の割合で推移している。
Fig.13 に空調一次エネルギー消費量実績値を示す。設計値は建築物エネルギー消費性能算定プログラム（WEBprogram）により求めた。各エリアの実績値は設計値を下回り、特に東側事務室は大幅に下回る。夏季、中間期を問わず蒸発温度制御が機能的に働き、空調エネルギーの削減に貢献していると見られる。

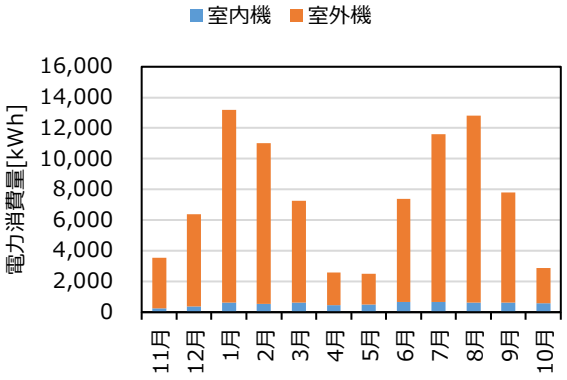


Fig.10 Monthly Electricity Consumption(A/C)

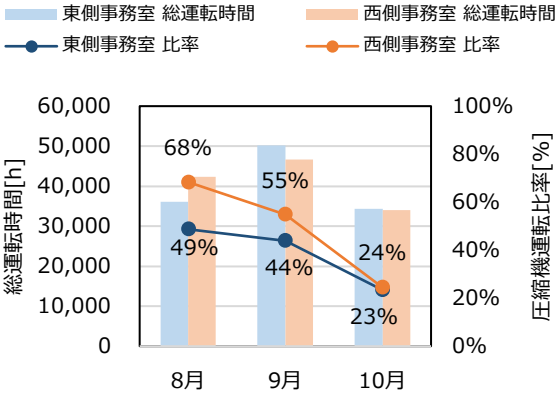


Fig.11 Outdoor unit operation time and compressor operation ratio

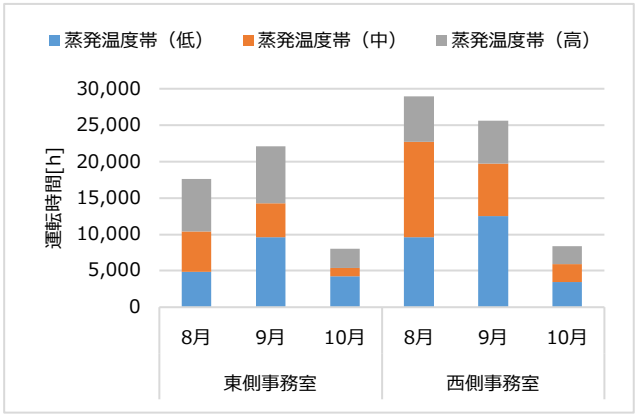


Fig.12 Operating time accumulation by evaporation temperature

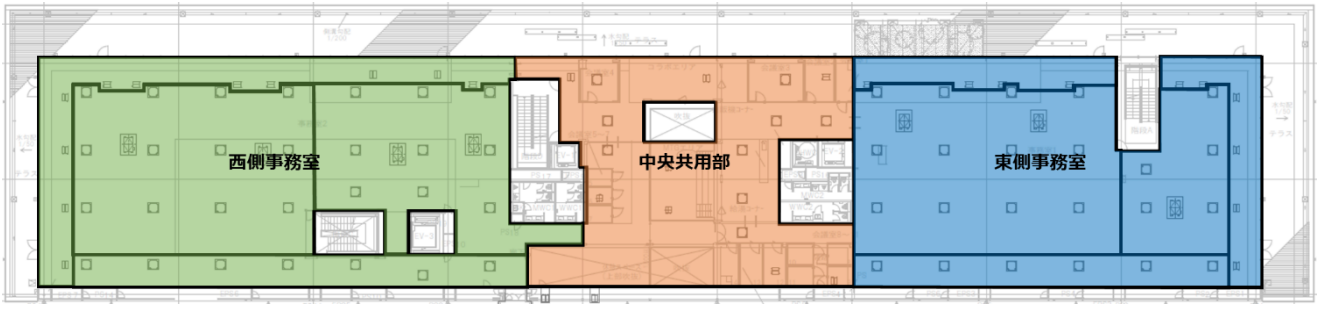


Fig.9 Air-conditioning zoning

6. 建物全体の一次エネルギー消費量

Fig.14 に月間一次エネルギー消費量実績値を示す。室外機動力を除いた一次エネルギー消費量は年間を通じて概ね一定で推移している。一方、室外機動力の変動は月により変動が大きく、建物全体の一次エネルギー消費量の変動に大きく寄与している。

Fig.15 に年間一次エネルギー消費量構成を示す。電灯（照明、コンセント、空調ファン関係）が 50%以上、室外機動力が 27%程度を占めている。

Fig.16 に年間一次エネルギー消費量比較を示す。基準値及び設計値は WEBprogram により求めた。基準値、設計値、実績値いずれもコンセント負荷を含めて比較している。ただし、厨房、サーバー室に関わる一次エネルギー消費量は WEBprogram の基準値、設計値に含まれないため、実績値から除外して比較している。基準値と比較して設計値は 42.9%減、実績値は 40.5%減であった。本計画では CO_2 濃度に応じた換気風量制御を備えているが、感染症対策として制御 OFF とし、外気導入量を最大量として供給して運用している。制御 ON の場合には外気導入量を抑えることができるため、大幅な省エネルギーにつながると見られる。

7. まとめ

本研究では ABW 指向型オフィスにおける空調設備の運用実績に加えて、電力消費量実績および建物全体の一次エネルギー消費量実績について示し、以下の知見が得られた。

1) 電力消費量実績から、社員は事務室、共用部問わず自由に働く場所を選択した結果、エリアにより時刻変動が異なる傾向が見られた。特に社員は中央共用部を積極的に活用している傾向が見られた。
2) 堀の深い軒やバルコニー、開放的なテラスが配置された北側開口部と南側の高断熱外装により構成された建築計画により、冬期の暖房負荷が大きく、夏期の冷房負荷が小さい傾向が見られた。
3) 事務室エリアの高顕熱運転が可能な電気式ヒートポンプビル用マルチは夏季、中間期を問わず顕熱負荷の変動に応じて蒸発温度制御が機能的に働き、空調エネルギーの削減に貢献した。
4) 建物全体の一次エネルギー消費量実績値は電灯（照明、コンセント、空調ファン関係）が 50%以上、室外機動力が 27%程度を占めており、基準値より 40.5%減であった。

ABW に対応した建築、環境設備計画は標準的な建物と比較してエネルギー消費量を抑制できる可能性が示された。

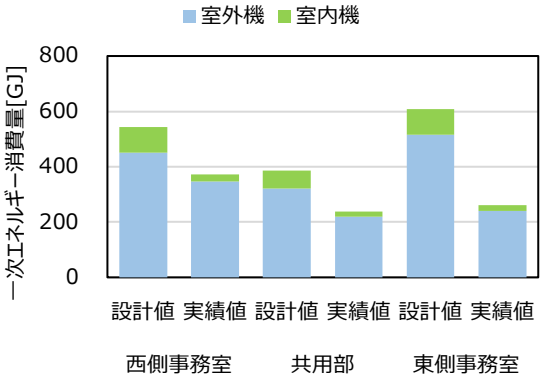


Fig.13 Actual primary energy consumption (A/C)

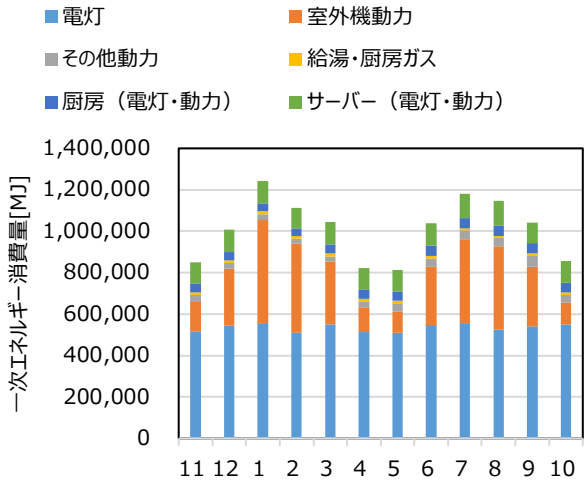


Fig.14 Actual Monthly Primary Energy Consumption

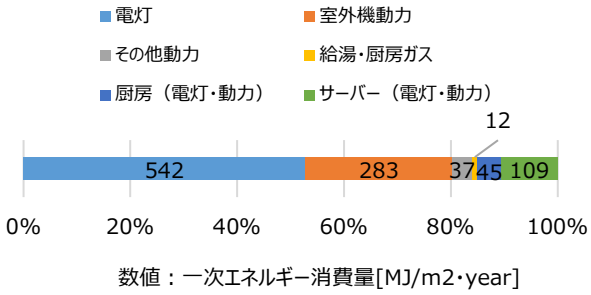


Fig.15 Annual Primary Energy Consumption Composition

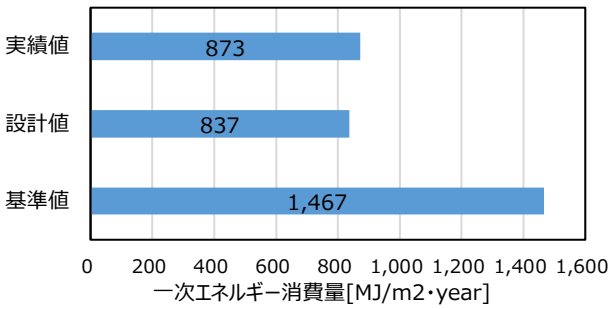


Fig.16 Annual primary energy consumption

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

某イノベーションオフィスにおける環境設備計画

Environmental facility planning in a innovation office

○三木　僚子（竹中工務店）　　増田　恭大（竹中工務店）
Ryoko MIKI*1　Yasuhiro MASUDA*1
*1　Takenaka Corporation

1. はじめに

本建物は、某企業の自社ビルとして計画されたイノベーションオフィスである。新規開発プロジェクトの拠点としての役割を担う。地域市民が利用可能な施設を内包し、「企業と市民・地域が“つながる“ことで“健康的な暮らし”を体験・共有する場をつくる」を施設コンセプトに掲げ、健康とイノベーションを目指す取り組みを行っていく。近年、脱炭素社会実現への取り組みに加え、働き方改革、知的生産性の向上やウェルネスなどへの意識が高まっている中で、オフィスにおいても様々な技術が開発・導入されている。本建物でも、執務者が仕事内容に応じて最適な場所を選択して執務することで知的生産性の向上を図る ABW(Activity Based Working)の考え方を取り入れ、建築・設備計画に反映している。

そうしたことから、「健康・知的生産性の向上と脱炭素社会への取り組みに両立」を環境コンセプトとして、執務者の心と体を整える健康オフィスを実現する ABW に配慮した設備計画、脱炭素を実現する先進的な空調システムに取り組んでいる。本報では、計画概要と設備計画について報告する。

2. 建築概要

建物概要を **Table.1** に示す。本建物はスキップフロアで、吹抜を介して 1～3 階がひとつながりの空間となっている（**Fig.1**）。断面構成を **Fig.2** に示す。1 階に一般市民が利用できるクリニック・カフェ・ヘルスケアスタジオ、2 階にイベントが出来るセミナースタジオ、協業企業との交流ができる共創スタジオ、事業を紹介する展示スペース、3 階にオフィスという構成となっている。

Table.1 建築概要

建　築　地	大阪府摂津市
主 要 用 途	事務所、飲食店・クリニック
敷 地 面 積	3,663.61㎡
建 築 面 積	1,937.94㎡（設計時）
延 床 面 積	4,745.38㎡（設計時）
構　　造	S造
規　　模	地上4階
最 高 高 さ	19.300m
工　　期	2022年6月1日～2023年6月30日

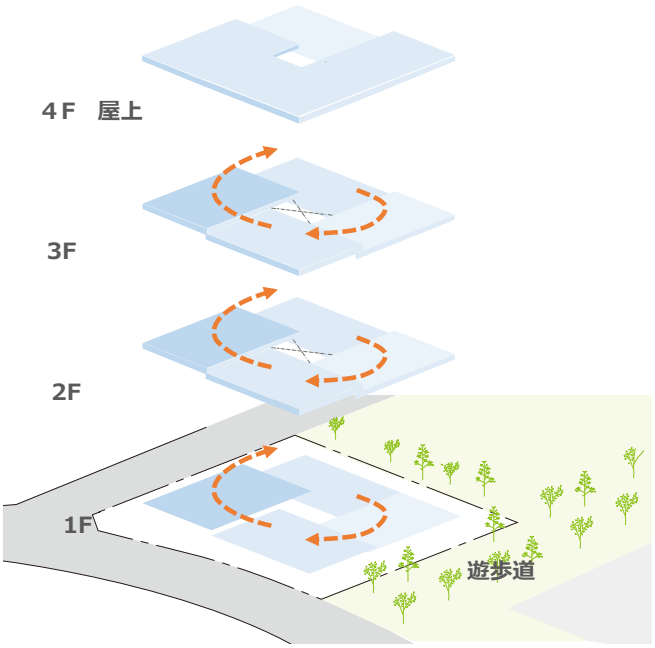


Fig.1 建物構成

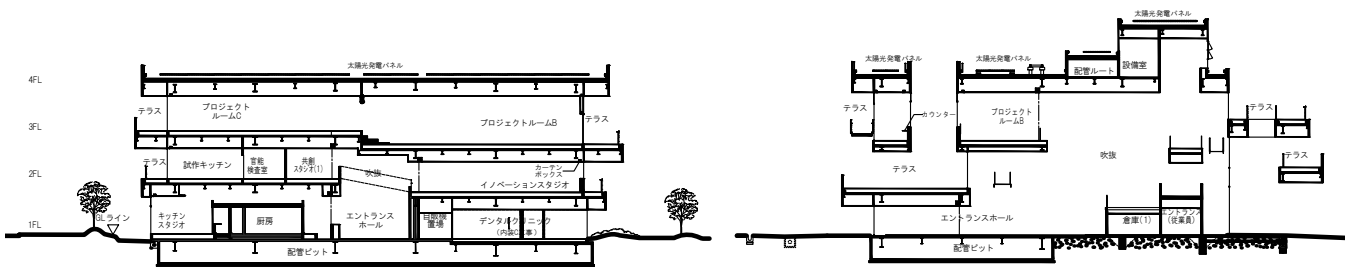


Fig.2 断面図

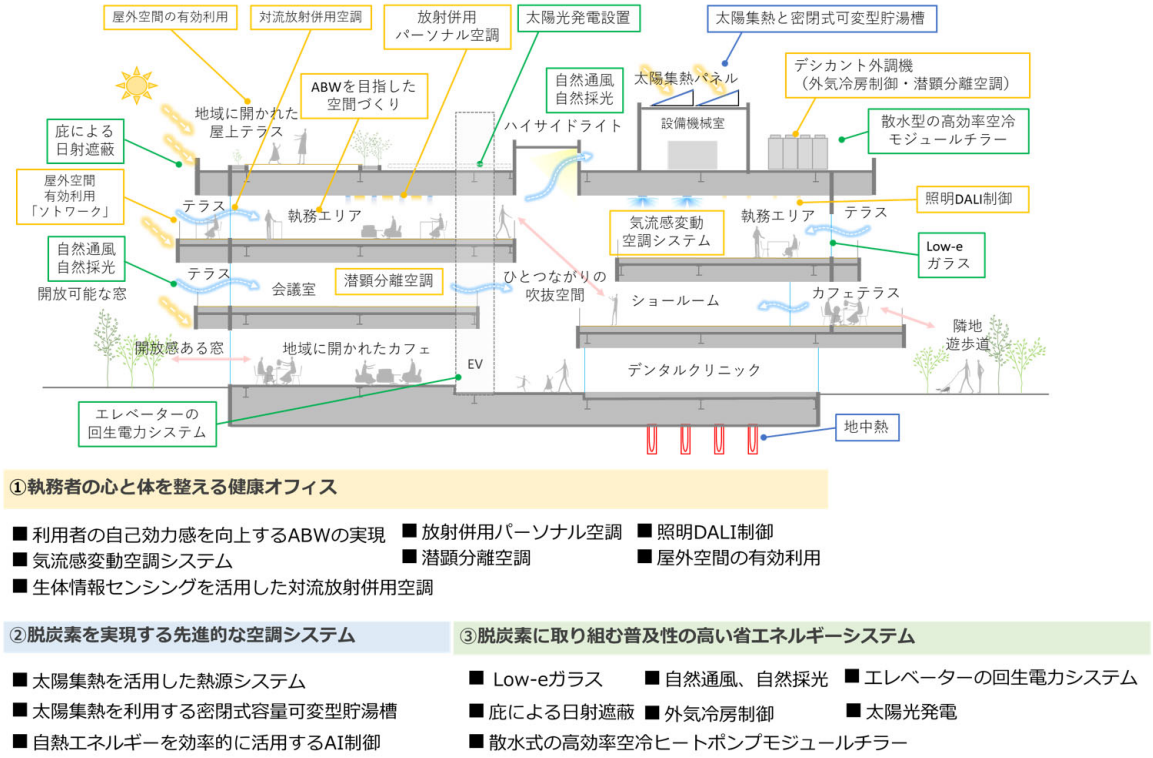


Fig.3 健康・知的生産性向上と脱炭素社会への取組み

3. 設備概要

設備概要を **Table.2** に示す。また、本計画における健康・知的生産性向上と脱炭素社会への取り組みを **Fig.3** に示す。ABW への配慮だけでなく、省 CO_2・省エネルギーにも配慮した設備計画になっている。

Table.2 設備概要

電気設備	受電方式	高圧３Φ3W　6600V
	非常発電	ディーゼル　25kVA
	電灯	執務室：500Lx 照明制御（DALI方式）：昼光制御、人感制御
空気調和設備	熱源	空冷ヒートポンプチラー354ｋW 太陽集熱、地中熱、空冷PACエアコン
	空調	執務室、会議室、カフェ、エントランス等：単一ダクト方式 ペソメーターゾーン、クリニック等：ファンコイルユニット 守衛室、救護室：空冷パッケージエアコン
	換気	カフェ・エントランス等：空調機 執務室・会議室等：デシカント外調機 守衛室・救護室：全熱交換器
	中央監視	BACnet
給排水衛生設備	給水	直結増圧給水方式
	給湯	ミニキッチン・トイレ洗面：電気温水器
	排水通気	汚水・雑排水系統、厨房排水系統
	消火	屋内消火栓、送結送水管
昇降機		乗用：15人乗×1台

4. 執務者の心と体を整える健康オフィスを実現する ABW に配慮した設備計画

本建物では、執務者が自身の好みに応じて最適な場所を選択して執務することで、知的生産性の向上を図る ABW の考え方が取り入れられている。3 階のオフィスでは、4 つあるプロジェクトルームごとにそれぞれ異なる空間のテーマが設けられている。温熱環境・光環境のシミュレーション結果をもとにプロジェクトルーム A はガレージエリア、B はバイオフィックエリア、C はベースキャンプ、D はラウンジエリアと性格付けを行った建築計画としている（**Fig.4**）。このような ABW の事例は増加傾向にあるが、これまでハード面での対応は選択制のある家具計画のみが行われる事例が多かった。本建物では、設備計画においても ABW の方針を踏襲し、執務者の満足度の向上を意図して好みの場所を自由に選択できる均質でない快適空間を目指した計画としている。また、執務者の生体情報を取得して制御に活用することで、執務者の快適性向上を図っている。

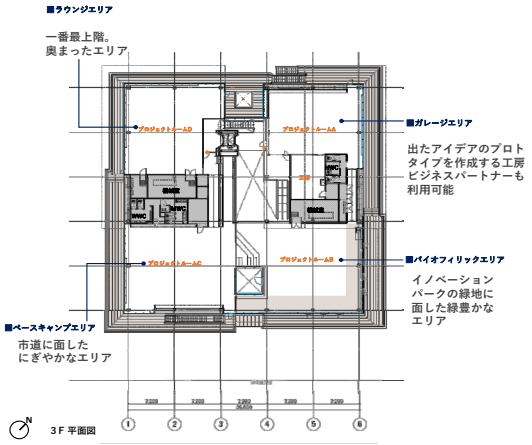


Fig.4 プロジェクトルーム ABW 計画

4.1 ABW に配慮した空調計画

既往の研究[1]から、温熱環境・空気環境・空間の満足度と知的生産性への影響度に相関関係がみられた。知的生産性の低下に寄与する環境要因の中で温熱環境は大きな割合を占めており、知的生産性への影響度と温熱環境満足度の相関が高くなる可能性が示された。

これらのことから、家具・建築空間だけでなく、温熱環境についても執務者に選択制を持たせることで、満足度・知的生産性が向上する可能性が考えられる。

本建物の 3 階オフィスではエリアごとに異なる空調方式を採用している（**Fig. 5**）。

プロジェクトルーム A･B では気流感変動空調制御システムを採用している。吹出口からの風量・温度を周期的かつ強制的に変化させることにより、執務者に気流感を与え、快適性を高める計画としている（**Fig. 6,7**）。また、執務者の生体情報によって室内負荷から算出される基準給気風量に対して風量を増段する制御も設けている。

プロジェクトルーム C では、執務者の生体情報を活用した放射・対流併用空調システムを採用している。空気式放射空調をベースとしながら、執務者の生体情報によって放射用と対流用の VAV 風量の調整やアンビエントファンの運転を可能な計画としている。（**Fig. 8**）

プロジェクトルーム D では、放射併用パーソナル空調を採用している。水式放射空調で放射環境を整えるとともに、個人で操作可能なパーソナルファンにより自己効力感のある空調を実現し、快適性の向上を図っている。また、エリア内のパーソナルファンの稼働台数により、室内温度を可変させる制御を設けている（**Fig. 9**）。

このようにエリア毎に異なる空調を採用し、執務者が好みに合わせて自由に選択をすることができる計画としている。

4.2 ABW に配慮した照明計画

照明計画においても ABW の考えを踏襲し、ダウンライト・直管などエリア毎に異なる器具や配置計画を行っている。また、バイオフィリックエリアであるプロジェクトルーム B にはサーカディアン照明を導入し、エリア毎に特色のある照明計画としている。

4.3 ABW を促進する見える化システムの採用

本建物では､温湿度センサーやビーコンの情報を活用し、エリアごとの温湿度や混雑度をディスプレイに表示している。温熱環境の見える化、混雑度の見える化を行うことで、執務者の場所選びに役立てることができる。屋外の快適性についても指数で表示を行い、建物周囲を囲むテラス空間の有効利用を促している。また、アプリを用いて生体情報を活用したストレス度の見える化も行

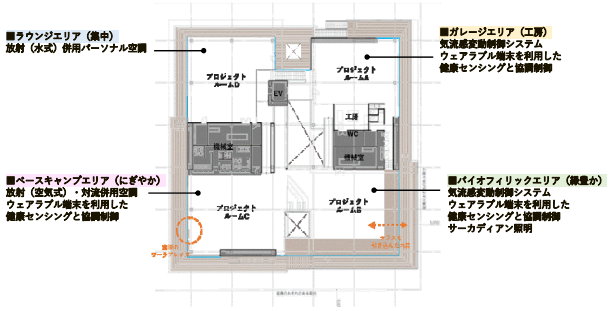


Fig.5 エリア別の空調方式

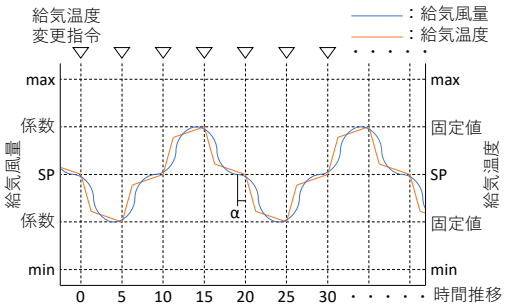


Fig.6 気流感変動空調制御システム制御概念図

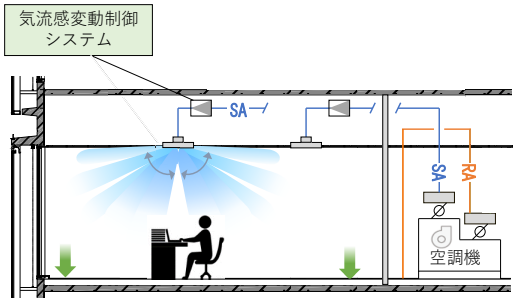


Fig.7 気流感変動制御イメージ図

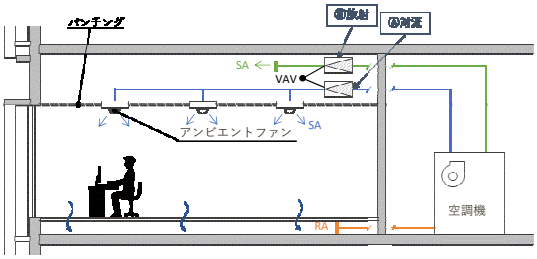


Fig.8 放射・対流併用空調システム

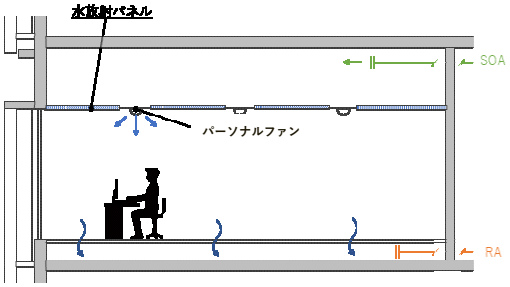


Fig.9 放射併用パーソナル空調

っており、執務者の場所選びの動機付けを支援する計画としている。

5. 脱炭素を実現する先進的な空調熱源システム

脱炭素の実現に向け、本建物では地中熱と太陽熱を活用している。熱源システムの概念図を **Fig.10** に示す。

地中熱はボアホールのダブルUチューブ方式を採用している。直送利用で、放射パネルとデシカント外調機のプレ・アフターコイルへの送水が切り替えられる計画としている。太陽集熱は真空2重ガラス管方式を採用しており、冬期には暖房、夏季にはデシカント外調機の再生熱に利用している。これにより、地中熱・太陽熱を年間通して利用可能な熱源システムとしている。地中熱・太陽集熱が取得できない場合には、空冷ヒートポンプモジュールチラーで対応している。また、これらの自然エネルギーをより有効に活用するため、以下の取り組みを実施している。

5.1 太陽集熱を有効利用する密閉式容量可変型貯湯槽

太陽集熱をより多く利用するため、集熱量が少ない場合でも、利用可能温度まで槽内温度を上昇させる工夫を行っている。概念図を **Fig.11** に示す。貯湯タンクの必要容量を分割し、小容量タンクを組み合わせて制御を行っている。集熱するタンクを順次バルブで切替え、放熱側も同様に1槽ずつタンクを切替えている。

5.2 自然エネルギーを効率的に活用するAI制御

エネルギー消費量の最適化を目指し、自然エネルギーの予測も含めたAI熱源制御の構築を計画している。概念図を **Fig.12** に示す。建物の使用状況から負荷予測を行い、気象条件等によって取得量が変化する自然エネルギーをより省エネルギーに寄与するタイミングで効率的に活用することを可能としている。また、空冷ヒートポンプモジュールチラーの送水温度もAI制御により変更することで、熱源システム全体での省エネルギー性能の向上を図っている。

6. まとめ

本建物は、BELS認証★★★★★ Nearly ZEBを取得しており、標準建物と比較し約52%のエネルギー削減と太陽光発電パネルによる約23%の創エネルギーと試算している。また、CASBEE建築評価認証において、Sランク（着工時）も取得している。今後は、運用データ収集や導入した技術の検証を実施していく予定である。

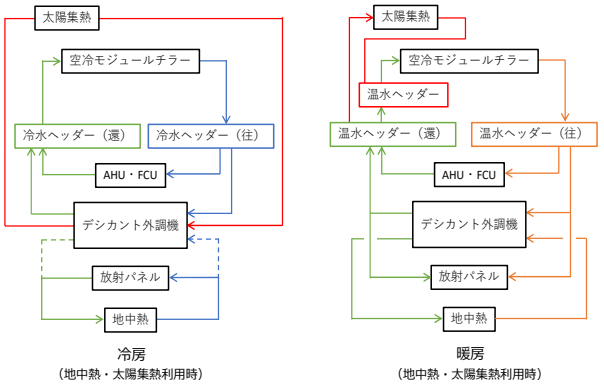


Fig.10 熱源フロー概念図

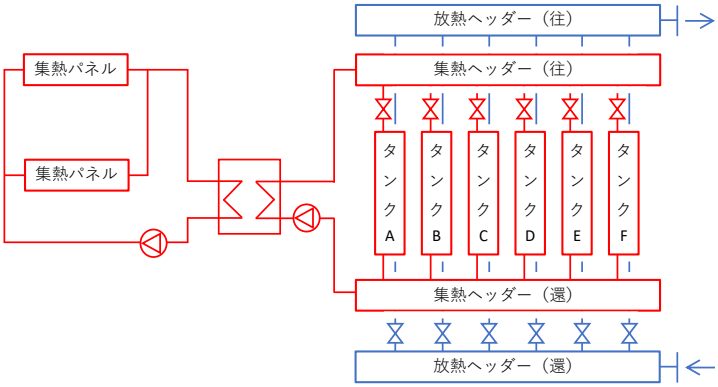


Fig.11 密閉式容量可変型貯湯槽の概念図

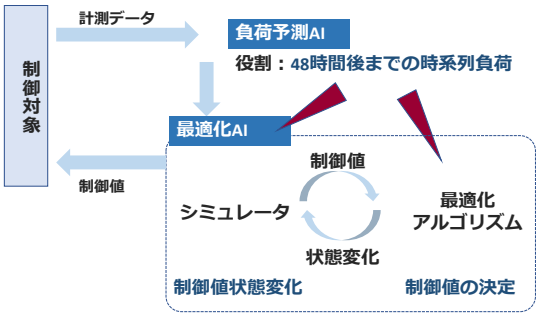


Fig.12 AI制御の概念図

【参考文献】

1）妹尾ら：オフィスの複合的な室内環境条件の改善による知的生産性および健康性の向上に関する研究（第1報）実務空間における知的生産性に関する夏季の主観および客観評価分析 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2019, 9

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

木質系オフィスにおけるダブルスキン内温度の実測結果検証
Verification of Measurement Temperature Data in Double-skin of the Wood-based Office

○小山　健太郎（竹中工務店）　　尾﨑　空奈（竹中工務店）
松本　健（竹中工務店）
Kentaro OYAMA*1　Sorana OZAKI*1　Ken MATSUMOTO*1
*1　TAKENAKA CORPORATION

はじめに

本稿では、建物全周にダブルスキンを有する木質系オフィスにおいて、ダブルスキン内温度実測の検証を行った。ダブルスキン内及び外気温の計測結果について、夏期として8月度、冬期として12月度の2021年、2022年それぞれの検証を行った。

1．建物概要 [1)]

1.1　建築計画

建物の外観パースをFig. 1、基準階内観写真をFig 2、基準階平面図をFig. 3に示す。Fig. 3は、紙面上方が北である。計画建物は、基礎免震構造を有し、アイランド型コアの耐震壁・仕上げ材に直行集成材を用いた鉄骨・木造のハイブリッドオフィスである。6階建ての1，2階には会議室、3～6階はオフィスのフロア構成となっている。

Fig. 1　外観パース

Fig. 2　内観写真

1.2　設備計画

Table 1に計画建物の設備概要を示す。空調熱源は電気式ヒートポンプエアコンとし、640×640グリッドのオフィス天井には、システム天井用4方向天井カセットを採用した。南面ペリメータ部となるホワイエには、埋込ダクト型のパッケージエアコンを採用している。

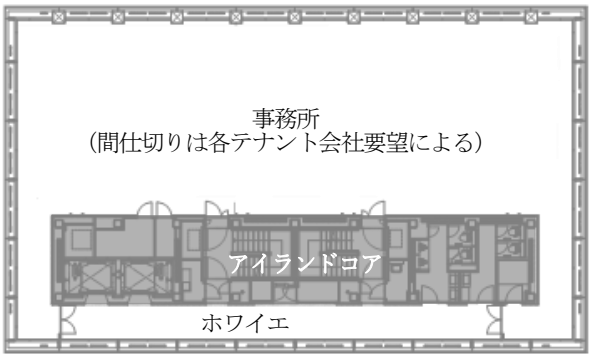


Fig. 3　基準階平面図

Table 1　設備概要

電気	受変電設備	高圧6,600V 60Hz 動力トランス：300kVA、電灯トランス200kVA
	照明設備	オフィス：システム天井LED照明 共用部：LEDダウンライト
	その他設備	業務用放送設備（アンプ既存利用） 研修室他AV設備 デジタルサイネージ設備 自動火災報知設備
空気調和	熱源	電気式空冷ヒートポンプエアコン（EHP）
	空調	オフィス：システム天井用天井カセット 共用部：隠蔽ダクト型天井カセット
	換気	オフィス：調湿型外気処理機 会議室・研修室：全熱交換器 喫煙室：排気ファン
	排煙	機械排煙
衛生 給排水	給水設備	受水槽＋加圧給水方式（既存利用）
	給湯設備	貯湯式小型電気温水器
	排水設備	汚水・雑排水合流方式（敷地内雨水分流）
	衛生器具	各所ユニットトイレ
昇降機		乗用　900kg　13人乗　60m/min　2台

1.3　ダブルスキン詳細

Fig.4 に、ダブルスキンの１フロアの断面詳細を示す。計画建物は、6 階建てであり、2 階底部から 6 階頂部までが、四周ダブルスキン構造となっている。室内側のガラスに Low-E 6mm の複層ガラス、屋外側にフロート 15mm ガラスとし、屋外側ガラスと室内側ガラスの間に中間色ブラインドを設置している。Low-E ガラスは長時間高温状態となると性能が劣化するを言われており、70℃が閾値となる。各階の床部分は、集成材パネルのメンテ床となっており、自然通気スリットを設け、年間を通じて温度差換気が行われている計画とした。

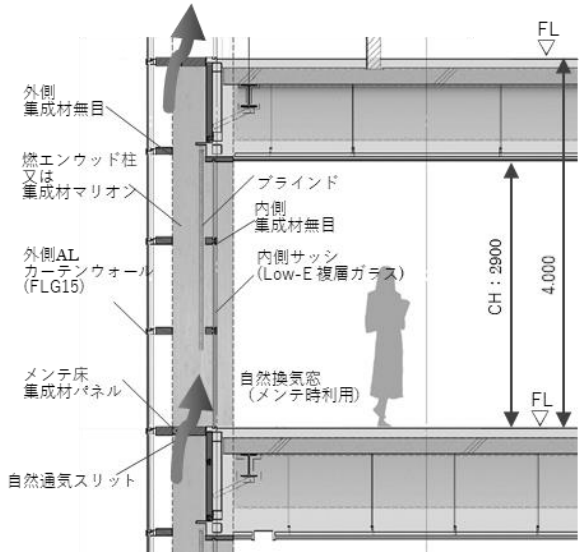


Fig. 4　ダブルスキン詳細図

２．夏期の計測結果（2021 年-2022 年）

2.1　8 月度 1 か月の計測結果

Fig. 5 に、2021 年、2022 年それぞれの各方位の 8 月度 1 か月の時刻別温度計測結果を示す。夏期の代表として、8 月の結果とした。2021 年、2022 年それぞれの共通事項として、南北の温度よりも、東西の温度の方が、最高温度が高い結果となった。夏期の日射量は、南北面よりも午前中の東面、午後の西面の方が多いため、ダブルスキン内のブラインドによってダブルスキン内が暖められた結果が表れていると考えられる。いずれの年においても、ガラスの閾値 70℃には到達していないことが確認された。ダブルスキンの最低部 2 階と頂部 6 階との温度差は、ダブルスキン内が最高温度になっている 2021/8/5 で 16.4℃、2022/8/6 で 19.4℃となった。

2.2　8 月度計測結果の 3 日間抜粋

Fig. 6 に、2021 年 8 月 5～7 日、2022 年 8 月 13～16 日の時刻別の温度推移を示す。前述した通り、方位毎の夏期の日射量の傾向が、温度の傾向と合致している。また、夜間には、各方位、２階・６階も外気温とほとんど温度差が生じない結果となった。本建物の運用は、夏期は特にダブルスキン内のブラインドを下ろしていることがほとんどであり、ダブルスキン内の温度が、日射量によって影響していることがこのことからも分かる。

３．冬期の計測結果（2021 年-2022 年）

3.1　12 月度 1 か月の計測結果

Fig. 7 に、2021 年、2022 年それぞれの各方位の 12 月度 1 か月の時刻別の温度計測結果を示す。冬期の代表として、12 月の結果とした。夏期は、日射量の方位別の傾向が最高温度に表れたが、冬期は各方位の温度差が夏期ほどは生じておらず、日射量の多い南面が東西面よりも最高温度が低い結果となった。南面は、共用部の眺望を優先し、ブラインドを上げた状態としていることが多いため、ダブルスキン内で日射による発熱が生じず、温度上昇が大きくなかったと推測される。また、ガラスの閾値となる 70℃には到達しない悔過となった。

3.2　12 月度計測結果の 3 日間抜粋

Fig. 8 に、2021 年 12 月 10～12 日、2022 年 12 月 2～5 日の時刻別の温度推移を示す。前述した通り、日射量の傾向が温度に表れていない。一般的には、冬期の日射量は、南＞東・西となるが、南面のブラインドが下りていないことが影響し、南面の温度上昇が少なかったと考えられる。西面の温度が、東面に比べて高くなる傾向が 3 日間共にみられる。日射量としては、東面と同程度のはずだが、温度差が生じた要因として、計画建物のダブルスキンは全周が一体空間となっている。そのため、南面が午前中から緩やかに温度上昇している空気が西面にも流れ込み、直達日射が発生する午後から南面と温度差がついて温度上昇につながったと考えられる。

４．まとめ

本検証では、木質系オフィスビルにおけるダブルスキン内の温度計測結果について、2021 年、2022 年の夏期（8 月）、冬期（12 月）の結果を示した。ガラスの性能劣化となる 70℃には到達していないことを確認し、日射量によってダブルスキン内の温度が多大な影響を受けることを確認した。

参 考 文 献

1）小山、松本　ダブルスキンを有するオフィスの設備計画
空気調和・衛生工学会 近畿支部 第 51 回学術研究発表会

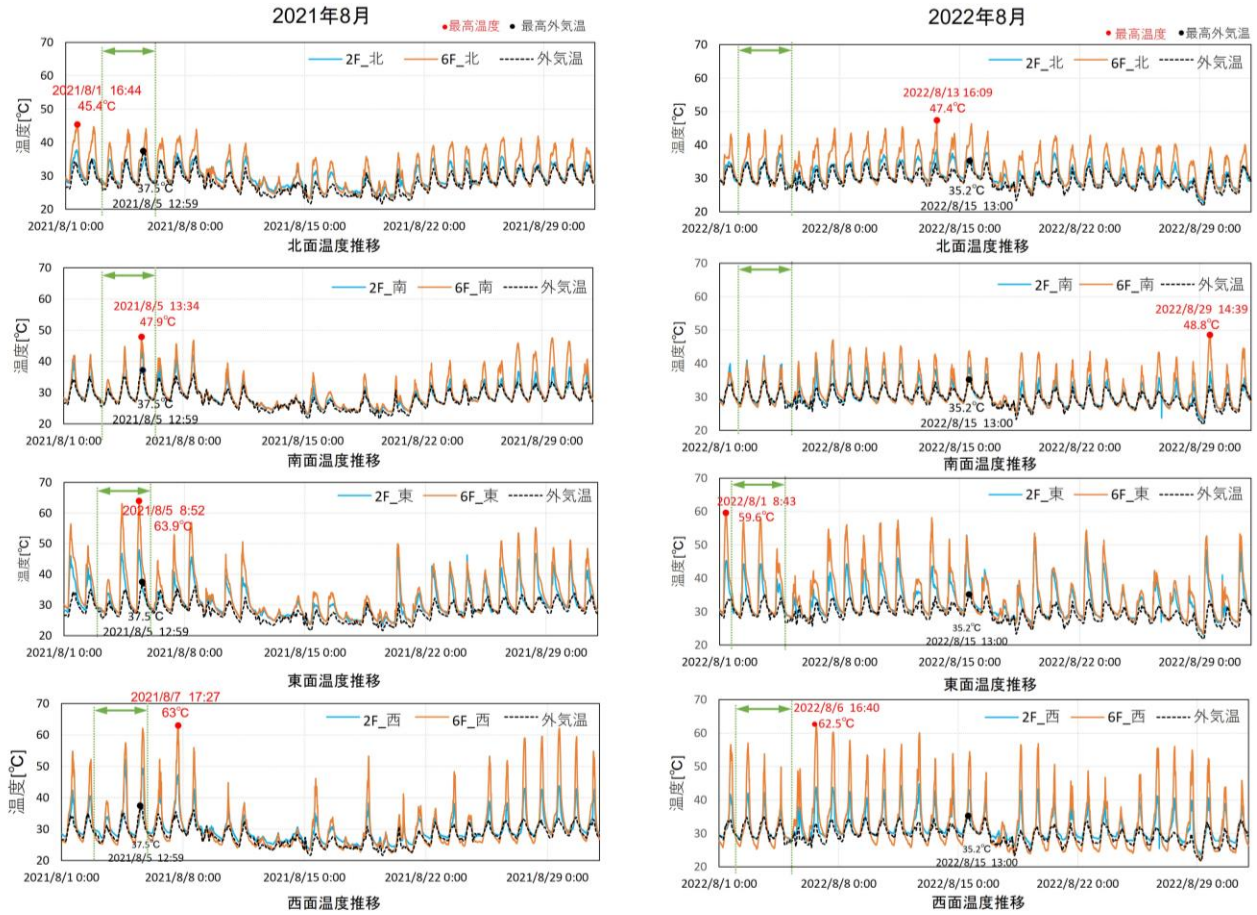
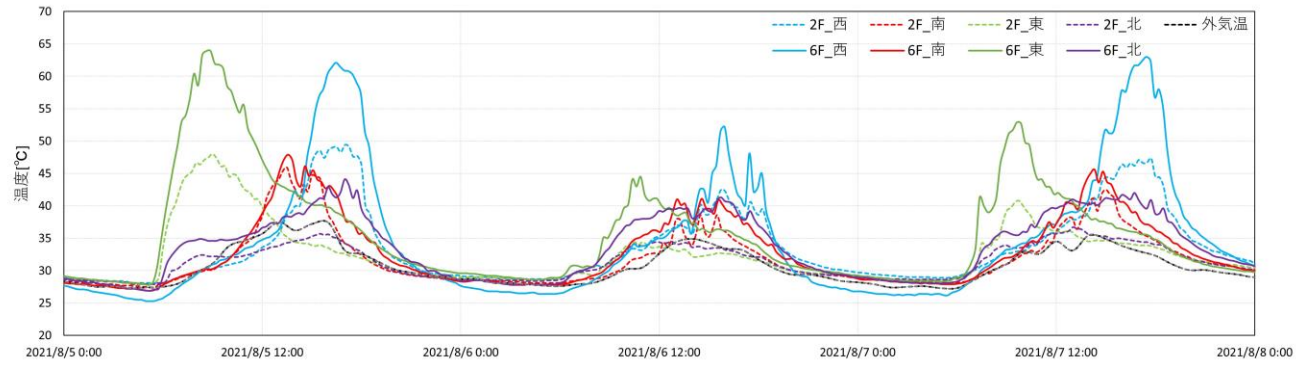
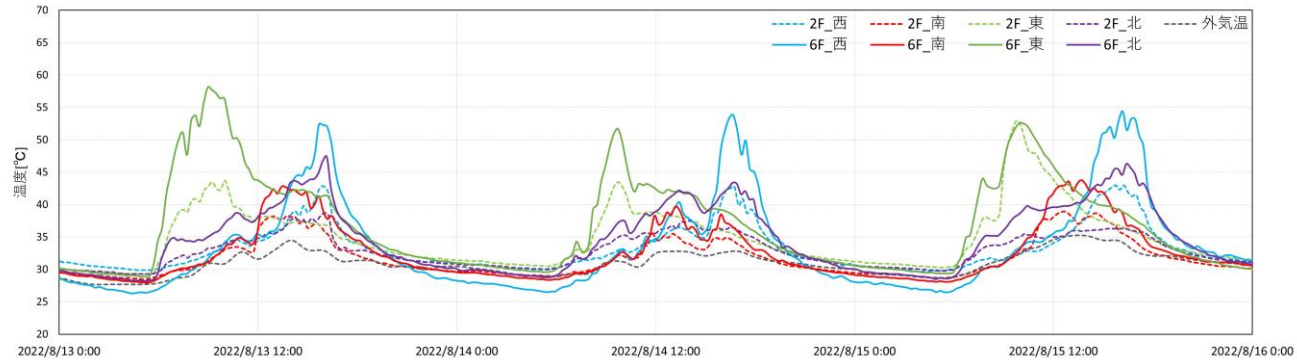


Fig. 5　夏期８月度の各方位・時刻別温度計測結果



内部温度推移（2021/8/5-2022/8/7）



内部温度推移（2022/8/13-2022/8/16）

Fig. 6　夏期温度計測結果の３日間抜粋

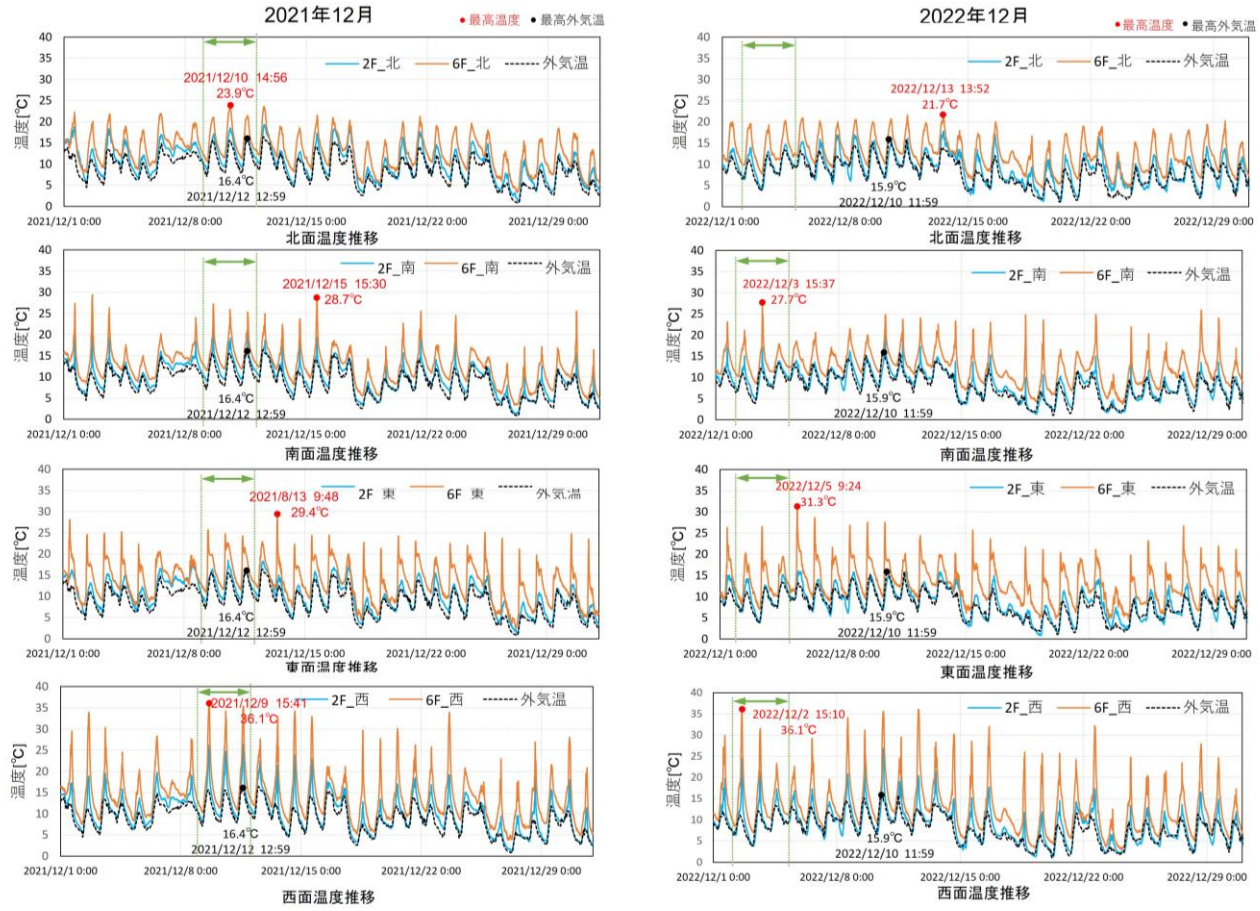
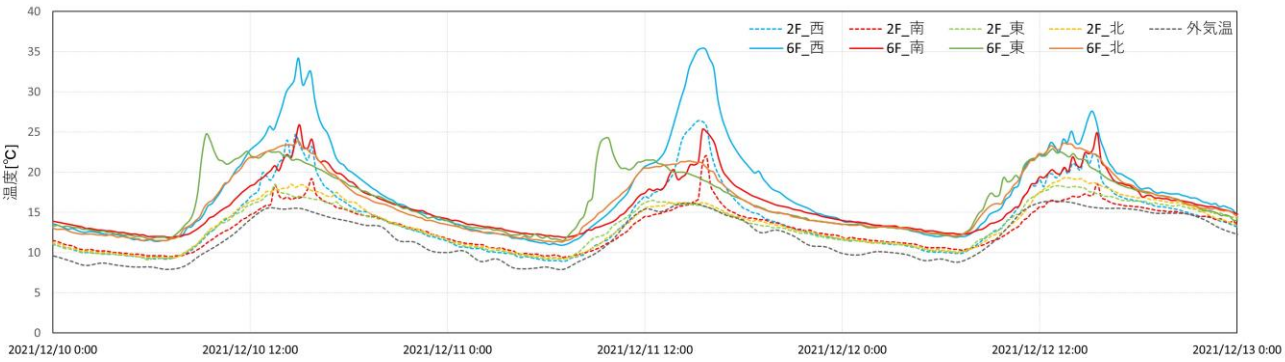
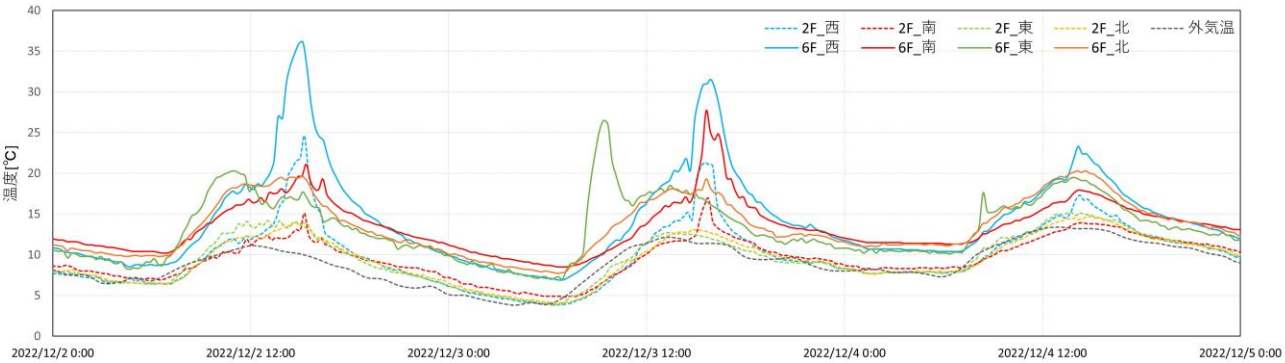


Fig. 7　冬期 12 月度の各方位・時刻別温度計測結果



内部温度推移（2021/12/10-2021/12/12）



内部温度推移（2022/12/2-2022/12/15）

Fig. 8　冬期温度計測結果の 3 日間抜粋

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

某国際高級ホテルの設備概要及び省エネ認証評価対応について
Facilities planning for international luxury Hotel and the Energy Efficiency Rating

○田中　健人（竹中工務店）　　正木　保弘（竹中工務店）
Kento TANAKA*1　Yasuhiro MASAKI*1
*1　TAKENAKA Corporation

はじめに

本計画は、ZEB Oriented の達成を目標に掲げている高級ホテルである。地域の歴史や文化・風土といった魅力を積極的に取り入れ、かつ、環境負荷の低減、省エネルギーによるランニングコストの低減や高い BCP 対応を有する高い快適性を備えたホテルを計画している。

本稿では、計画段階での、設備計画の特徴とエネルギー削減を実現するために導入する省エネルギー技術や建築物省エネルギー性能表示制度についての取り組みについて報告を行う。

１．全体計画

1．1　建築・設備計画の特徴

延 床 面 積	：39,000 ㎡　（容積率 690%）
構成	：地下 3 階、地上 20 階 S 造
構造	：（地下 RC・SRC）
用 途 地 域	：商業地域（主用途　ホテル）
受電方式	：高圧 1 回線受電
非常用発電機	：1,250kVA（A 重油 18,000L）
常用発電機（CGS）	：400 kW（中圧ガス）
空調熱源	：EHP チラー・GHP チラー・排熱投入型吸収式冷温水機
空調方式	：FCU・AHU
換気方式	：OHU・AHU
給湯方式	：潜熱回収ボイラー

220 室強の客室を有しスパ・プール・フィットネスエリアや、バーやレストラン、MICE にも対応した会場・チャペルなどフルサービスホテルの計画である。

1.2　設備計画の特徴

電源構成は、通常の電力供給に加え、常用発電機（以降 CGS）を設置している。停電時は、非常用発電機及び CGS を稼働させ発電余力に応じて、あらかじめ決められた保安負荷を投入可能としている。BCP 対応は約三日間を可能としている。

熱源構成は、空調ベース負荷の負担として、CGS 排熱利用の排熱投入型吸収式冷温水機を設置し、空調ピーク負荷の負担として、EHP チラー及び、GHP チラーを設置している。また BCP の観点で、GHP チラーの割合は、EHP チラーと GHP チラーの合計能力の 40%以上としている。

給湯熱源は、潜熱回収温水器、及び CGS からの発電排熱としている。潜熱回収温水器および貯湯槽は、各ゾーンに複数台設置した冗長構成としている。

２．省エネ計画・ZEB 認証

高い快適性・BCP 対応が重視される本計画であるが、各設備の環境性能向上技術を計画に盛り込み、ホテル用途で ZEB Oriented（BEI 値 0.7 以下）を目指している。

建物の外装には、採光が不要な箇所は高断熱パネルを採用した、採光部は開口面積を最小限に抑えながら十分な採光と眺望が得られる高透過 Low-E 複層ガラスで構成し、眺望･採光･断熱性を確保している。

設備側の施策としては、空調負荷となる建物内外からの要因を最小化し、空調容量を軽減した。そして、予備機の考え方、照明・空調制御を整理することにより、エネルギー量を削減した。自動制御については、室内の CO2 濃度に応じて換気量を制御し外気導入による空調負荷を低減させた。そして、本件ではエネルギー見える化設備も導入を予定しており、運用での省エネ実現をサポートし、省エネ性･快適性の双方を満足する計画としている。

また、省エネ計算上有利となるようにした点がある。まず一点目はプール・ジャグジー・水風呂などの循環加熱量を空調熱源と共用することで、循環加熱量分を熱源容量から差し引き計算を行った。こちらは熱源の冗長化にも寄与している。二点目は、各室のエアバランス・エアフローを検討し、地下駐車場の換気方式を第三種機械換気方式とすることで、「工場等の屋外駐車場」扱いにし省エネ計算上有利にした。上記二点は一例であるが、様々な環境配慮項目・計算手法を盛り込み、費用対効果を施主と協議をしながら、ZEB Oriented（BEI 値 0.7 以下）取得見込みである。

３．まとめ

某国際高級ホテルの設備計画と省エネ認証評価の計算手法の事例を示した。快適性を追求すると設備負荷が大きくなるため、認証取得のための手法と運用面での実用的な省エネ方策の両面を考慮する必要があると考える。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

アリーナ建築における ZEB Ready 実現に向けた省エネ手法に関する技術報告
Technical report on energy-saving methods for achieving ZEB Ready in arena architecture

○杉山　侑司（安井建築設計事務所）　　小林　陽一（安井建築設計事務所）
福谷　　周　（安井建築設計事務所）
Yuji SUGIYAMA*1　Youichi KOBAYASHI*1　Hiroshi FUKUTANI*1
*1　Yasui Architects & Engineers, Inc.

1．はじめに

サロンパスアリーナは、久光製薬株式会社子会社である SAGA 久光スプリングス株式会社が運営する女子バレーボールチーム「久光スプリングス」の練習拠点として佐賀県鳥栖市に建設されている。バレーボールの国際試合基準のタラフレックスを敷設することに加え、各種イベントにも対応できる総合的な施設である。本アリーナは２階建て、延べ面積約 8,500 ㎡であり、練習や各種イベントを行うメインアリーナと一般利用できるサブアリーナを有している。メインアリーナは１階に移動観客席、２階に固定席があり、最大収容人数は 1,500 人である。

久光製薬株式会社は地域協調・社会貢献に重きを置いており、取り組みの一環としてはZEB Ready を目指した。

2．省エネルギー手法

2.1　大空間における省エネルギー技術

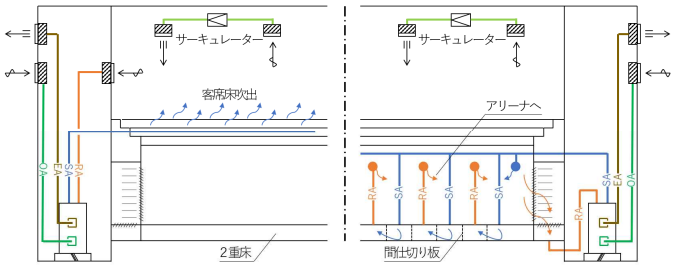
大空間は空調負荷が大きく、エネルギー消費量が膨大となるため、省エネルギーを図る際の大きな要素になる。

空調システムの概要としてメインアリーナは１階系統に送風量 15,000 ㎥/h×2 台の空調機、２階観客席系統に送風量19,000 ㎥/h×2 台の空調機による可変風量方式を採用している。空調機の制御は温湿度、収容人数による CO2 濃度を計測し、不要な外気導入を抑制している。

１階系統の給気は気流が競技に影響しないよう、また、冬期の底冷え防止に配慮し、ノズル吹出及びアリーナ 2 重床内に吹出することで床放射冷暖房を行い、ダクトを介してアリーナ空間に供給する方式に分割している。還気は移動観客席の収納スペース床面スリットを通り空調機に戻している。2 階系統は座席下より吹き出すことで居住域空調としており、還気はアリーナ四隅に設置している換気塔のスリットを通り空調機に戻している。

また、アリーナ上部には、冬期の暖房立ち上がり効果を高め、大空間の温度分布を均一化する目的でサーキュレーターファンを設置している。

中央熱源は高効率の運転が可能で省エネ性能の高い散水型空冷モジュールチラーを採用し、変流量制御を行っている。空調機は全熱交換器を組み込むことで外気負荷を低減させ、省エネルギー性能を向上させている。



（左：２階系統　右：１階系統）

図１．メインアリーナ空調フロー図

2.2　その他省エネルギー技術

アリーナ以外の一般諸室やロッカールームには省エネルギー性能の高い電気式 HP エアコンと外気負荷を低減させる全熱交換器を採用している。室内機及び全熱交換器は消費電力を考慮し、原則カセット型を採用した。

給湯は高効率型業務用ガス給湯器を採用し、シャワー室や浴室、厨房等給湯量の多い施設であるため、使用時間や用途で系統分けをしている。

ZEB Ready の計算としては対象外であるが、環境配慮として太陽光発電パネル(60KW)をアリーナ屋根面に設置している。また水資源の節約を目的として雨水再利用設備を採用し、中水として便所洗浄水や屋外散水に使用している。想定年間雑用水使用量は 6,500 ㎥であり、雨水利用により約 46%の上水を削減することが可能である。

3．ZEB Ready の計算結果と認証

上記で示した省エネルギー技術を用いてエネルギー消費性能計算プログラムの標準入力法にて算出したところ、BEI 値は 0.46 となり、ZEB Ready の認証を受けている。これは標準的な同施設と比較すると 54%の省エネが実現出来ていることを指す。体育館やアリーナの ZEB Ready 到達は事例としてはまだ希少である。

4．さいごに

アリーナ建築における取り組みを紹介した。本アリーナでは種々の技術的な ZEB 化手法を採用することで ZEB Ready を達成しており、今後サロンパスアリーナを参考に ZEB 建築が普及することを期待する。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

夏季に窓を開けて寝る場合の睡眠の質
Summer sleep quality with natural ventilation

○宮下　篤也（大阪市立大学）　梅宮　典子（大阪市立大学）　吉見　周（大阪市立大学）
Atsuya MIYASHITA*[1]　Noriko UMEMIYA*[1]　Shu YOSHIMI*[1]
*[1] Osaka City University

Tropical nights in summer have increased in recent years. Earlier studies have indicated that people who sleep with windows open tend to have better sleep quality than those who use air conditioners. We can elucidate the reasons for this. The method consisted of a 7-day questionnaire survey and measurements of the temperature and humidity in the subject's bedroom during sleep. In conclusion, findings show that the bedroom WBGT is inferior with the window open. However, respondents with open windows who answered that they were unconcerned about sunlight or heat in the bedroom scored higher on the OSA.

１．背景と目的

都市化が進んでいく現代においてヒートアイランド現象に伴う気温上昇は問題となっている。大阪では熱帯夜が増え、夏季に睡眠の質を確保するのが困難になっている。熱中症予防のために冷房使用が推奨されているが、睡眠時は冷房使用よりも自然通風のほうが睡眠の質が良いという調査結果もある。そこで本研究は寝室の温熱環境測定と冷房使用日誌、OSA 睡眠調査にもとづいて、睡眠時に窓を開放して寝る場合の 1)温熱環境、2)温熱感覚、3)個人、住戸、寝室属性、環境意識と OSA 得点の関係　を分析したので報告する。

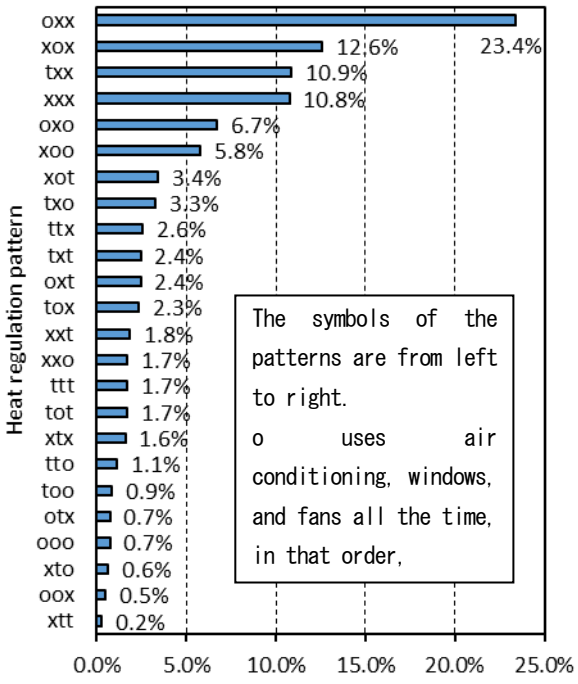
２．調査方法

大阪市と近郊の家族向き集合住宅居住者（2014 年 44 人、2015 年 44 人、2016 年 37 人、2017 年 34 人、2019 年 29 人、2021 年 11 人、2022 年 13 人）を対象とした寝室温熱環境測定と睡眠アンケートを分析する。調査は 7 月末から 9 月まで夏季の全期間に調査をおこなった。

寝室の温度（10 分間隔）と湿度は連続 7 日測定し、冷房や扇風機の使用、窓開・閉、寝室の在室、「冷房使用日誌」(30 分間隔）と OSA 睡眠調査）と温熱感覚の申告（起床時）を取り、住戸属性や、居住者属性も調査した。温熱環境記録に問題がない 206 戸のべ 1143 晩のうち、1)ストレスが「非常にあった」、2)健康状態が「不良」、3)睡眠が悪い側で、悪い理由が温熱環境以外、4)2 歳以下の子と就寝を除き、165 戸の 817 晩を分析する。

Table1 Definition of WO and AC

	Acts of regulating the thermal environment during sleep	27 patterns
WO (n=198)	No air conditioning, windows open (including temporary use), fan use or not.	xox xoo xot xtx xto xtt
AC (n=191)	Full-time air conditioning, no windows open, no fans	oxx



Fie.1　Freqency of thermal control use during summer

３．温熱調節パターンの出現割合

冷房、窓、扇風機の使用を温熱環境調節行為として睡眠時における全時間使用(o)、一時使用(t)、不使用(x)の組み合わせ 27 パターンの出現状況を**図１**に示す。記号は左から冷房、窓、扇風機を示す。oxx(冷房全時間使用、通風不使用、扇風機不使用)が 198 晩(23.4%)、xox(冷房不使用、通風全時間使用、扇風機不使用)が 103 晩(12.6%)、txx(冷房一時使用、通風不使用、扇風機不使用)が 89 晩(10.9%)と多い。以下、表１に定義する窓を開放して寝る WO(198 晩)と全時間冷房の AC(191 晩)を比較する。

4．睡眠の質

各因子の OSA 得点の平均値±標準偏差は、第 1 因子(起床時眠気)は WO51.6±6.5、AC49.1±6.3。第 2 因子（入眠・睡眠維持）は WO51.4±7.4、AC50.2±7.3。第 3 因子（夢見）は WO54.3±6.8、AC51.9±7.4。第 4 因子（疲労回復）は WO52.1±7.0、AC50.0±5.7。第 5 因子（睡眠時間）は WO49.6
±7.4、AC48.1±7.4。総合得点は WO51.4±4.6、AC49.6±4.5。すべての因子で WO が AC より良い(それぞれ p=.0003,.1188,.002,.0031,.0469,.0003)。

5．温熱環境と温熱感覚

睡眠時の温熱環境の平均値±標準偏差は、室温は WO28.8±1.6℃、AC26.4±1.5℃、外気温は WO26.5±2.2℃、AC27.2±1.5℃、室湿度は WO67.2±7.2%、AC60.7±10.1%。外気湿度は WO77.2±6.4%、AC67.2±7.2%である。室内 WBGT の出現頻度を図 2 に示す。室内 WBGT は WO26.3±1.8℃、AC23.4±1.7℃で、28℃以上が 3 割近い。室温、室湿度、室内 WBGT は WO が有意に高く（ともに p<.0001)、外気温は WO が有意に低い（p=.0004)。

温冷感、熱的快適感、湿度感はいずれも p<.0001 で差があり、WO が AC より暑く、快適で、湿っている。

WO は寝室の睡眠時平均 WBGT が高いと暑く感じるが(R^2=0.2438)、AC は WBGT と温冷感に関係がない(R^2=0.0027)（図略)。

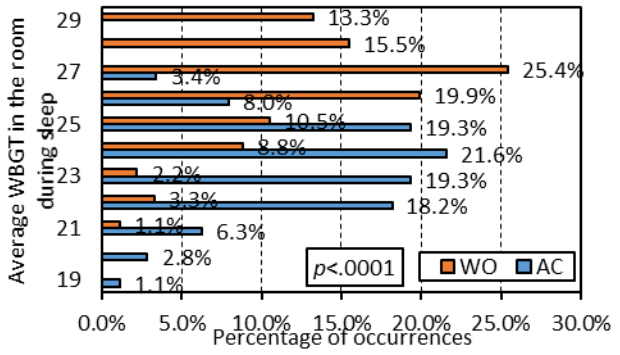


Fig.2　Frequency distribution of WBGT

6．個人属性、住環境、寝室環境と OSA 得点

6.1　単純集計

年齢は WO59.6±sd13.8 歳、AC52.7±15.6 歳で WO の方が高い(p<.0001)。男女比は WO と AC に差はない(p=.668)。職業は WO が働いていない人の割合が少ない(p<.0001)。年収は WO446.8±sd189.7 万、AC547.3±sd297.9 万で WO の方が低い(p=.0151)。体質は p<.0001 で WO が AC より暑さ耐性がある、風邪をひかない、喫煙しない、ストレスがない、時間の余裕がある、お金の余裕がない。また WO は ac より体力がある(p=.0035)、食事時間が規則的(p=.0037)、運動習慣がある(p=.0015)、心の余裕が無い(p=.0083)。体型、生活の型、生活時間の規則性、飲酒の習慣、発汗や冷え性の傾向には差がない。

住戸方位は WO に西向きが 27.2%と多く、AC に南向きが 73.9%と多い(p<.0001)。竣工年から推定した住宅の断熱水準は WO と AC で差がない(p=0.186)。居住階数は WO5.7±3.5 階、AC5.8±3.3 階と差がない(p=0.6801)。住戸の住環境主観評価のうち、p<.0001 で、WO が AC より結露、カビ、虫が少なく、上下階や隣戸の騒音が静か、外からの視線が気にならない、防犯を気にしていない、通風だけで暑さをしのげる。また WO は AC より日当たりが良い(p=.021)、暖房が効きにくい(p=.0013)、においがこもりにくい(p=.0053)。風通し、ベランダからの眺め、外の空気、冷房の効きやすさ、日射熱の煩わしさ、窓からの日ざし、外の騒音、満足度には WO と AC で差がない。

寝室の住環境主観評価のうち、p<.0001 で、WO が AC より風通しが良い、日当たりが良い、冷房が効きやすい、外の騒音が静か、上下階や隣戸の騒音が静か、防犯を気にしない、寝室満足度が低い。また WO は AC よりにおいがこもりにくい(p=.0308)、カビが発生しにくい(p=.0009)、日射熱が煩わしくない(p=.0149)、外からの視線が気にならない(p=.0006)。ベランダからの眺め、暖房の効きやすさ、結露の発生頻度、窓からの日ざし、虫の多さには WO と AC で差がない。

居住者の環境意識のうち、p<.0001 で、WO が AC より外とのつながりを感じたい、自然の暮らしに憧れる、暑さは気の持ちようで変えられる。また WO は AC より暑さ寒さに敏感でない(p=.0043)、環境に優しい商品を使用(p=.027)、原発に頼りたくない(p=.0035)、地球温暖化問題に関心がある(p=.0094)、電気料金の値上げ値下げが気になる(p=.0283)。こまめな温度調節、節水節電の心がけ、自宅の省エネに気配り、2011 年の震災以降の節電意識、都市高温化の実感には WO と AC で差がない。

8 月の電気料金と 5 月の電気料金の差は、WO2,065 円、AC4,253 円と WO が AC より少ない(p<.0001)。

6.2　OSA 得点の比較

「調査前 2 週間の気分」を示す POMS は、WO3.6±sd4.6 点、AC5.1±sd5.5 点で、WO が AC より気分がよい(p=.00292)。一方で POMS を 3 段階に分けた時の得点上位(POMS-3~2)の OSA 総合得点の平均値は WO52.3±sd5.3、AC50.1±sd4.3 で、p=0.06 で、AC が WO より気分が良い。

図 3 に個人属性ごとの OSA 総合得点を示す。4 本の折れ線は WO や AC でその属性の図に示す表現の側に当てはまる場合と当てはまらない場合の OSA 総合得点の平均値を示す。図の＊は 5%、＊＊は 1%有意水準で WO の OSA 得点に、★は 5%、★★は 10%有意水準で AC の OSA 得点に差があることを示す。

時間の余裕、お金の余裕、心の余裕がある、ストレスがない、冷え性ではない人は WO を選択すると OSA 得点が

高い。よく風邪をひく、生活時間や食事時間が不規則、汗かき、の人はACを選択するとOSA得点が低い。

図4に住戸属性ごとのOSA総合得点を示す。住環境の風通し、日当たり、ベランダからの眺め、冷暖房の効きが良い、虫が少ない、防犯を意識、不満が少ない、ベランダが南向き、竣工1992年以降、防犯を意識している住戸はWOを選択するとOSA得点が高い。カビが発生しやすい住戸はACを選択するとOSA得点が低い。

図5に寝室属性ごとのOSA総合得点を示す。寝室環境のベランダからの眺め、暖房の効き、日射光と日射熱の遮蔽が良い、外の騒音がうるさい、外からの視線が気にならない、防犯を意識している、隣戸の騒音が静かな寝室ではWOを選択するとOSA得点が高い。カビが発生しやすい寝室はACを選択するとOSA得点が低い。

図6に環境意識ごとのOSA総合得点を示す。暑さ寒さに敏感でない、節電意識が低い、自宅の省エネに興味がない、電気料金の変動が気にならない人がWOを選択するとOSA得点が高い。

7．結論

大阪市と近郊の家族向き集合住宅居住者212人を対象に、寝室の温熱環境を測定し、睡眠の質のOSA調査を行って、得られた1095晩のうち窓を開放して寝た781晩のうち窓を開放して寝た198晩を就床から起床まで冷房を使用した191晩と比較して、以下を明らかにした。

1) 窓を開放して寝るほうが閉めて冷房するより、睡眠の質が高く、寝室の睡眠時平均の室温、湿度、WBGTが高く、温熱感覚は暑く熱的に快適で湿っている。

2) 窓を開放して寝る住戸は、西向きが多く、結露、カビ、虫が少なく、隣戸が静か、外の視線が気にならない、防犯を気にしていない。居住者の年齢は高く、有職が多く、年収が低く、暑さ耐性があり、風邪をひかず、ストレスが無く、時間の余裕があり、お金の余裕が無い。「室内にいても外とのつながりがあるのがいい」、「山小屋のような自然の暮らしに憧れる」、「暑さ寒さは気の持ちようで変えられる」と考え、POMSで測定した調査中の気分状態がよい。8月と5月の電気料金の差が小さい。

3) 窓を開放して寝ることとa)住戸の風通し、眺望、外気清浄、冷房の効き、日射熱や日ざしの遮蔽、騒音、b)寝室の眺望、暖房の効き、結露、日ざしのまぶしさや日射熱の煩わしさ、虫の多さ、c)居住者の体型、朝型夜型、生活時間の規則性、発汗や冷え性、節水や節電の意識・習慣、自宅の省エネへの興味関心、都市高温化の実感は関係がない。

4) 居住者が「心のゆとりがある」、「お金のゆとりがある」、「時間のゆとりがある」、冷え性、ストレスがない、「暑さ寒さに敏感でない」、自宅の省エネに興味関心がない場合、住戸は断熱性が高く、「日当たりが良い」場合、、寝室が「日ざしがまぶしくない」、「日射熱が煩わしくない」、寝室の「防犯に気をつけている」場合は、窓を開放して寝るほうが睡眠の質が高い。

参考文献

1) https://www.data.jma.go.jp/cpdinfo/himr/himr_tminGE25.html「大阪の熱帯夜数」 2023年2月14日閲覧

2) 山形胡桃ら：盛夏季における就寝時および起床時までの寝室温熱環境の変化と温熱感覚や睡眠の質との関係、平成30度(第47)空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、A-65、2018年3月

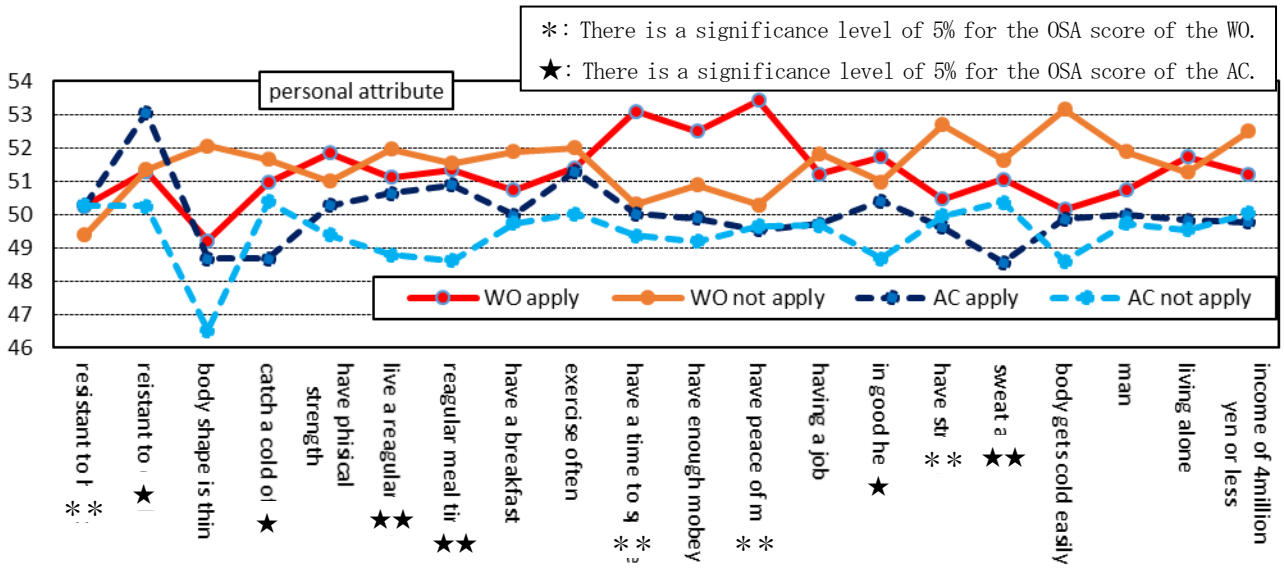


Fig.3 Personal attributes and OSA overall score

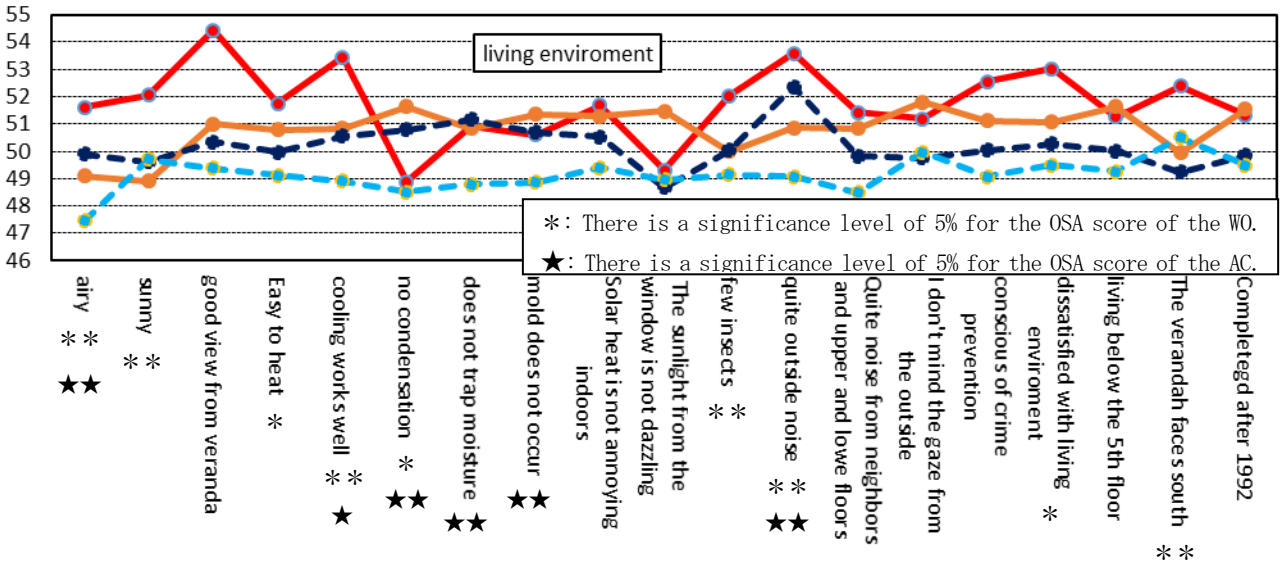


Fig.4 Living environment and OSA overall score

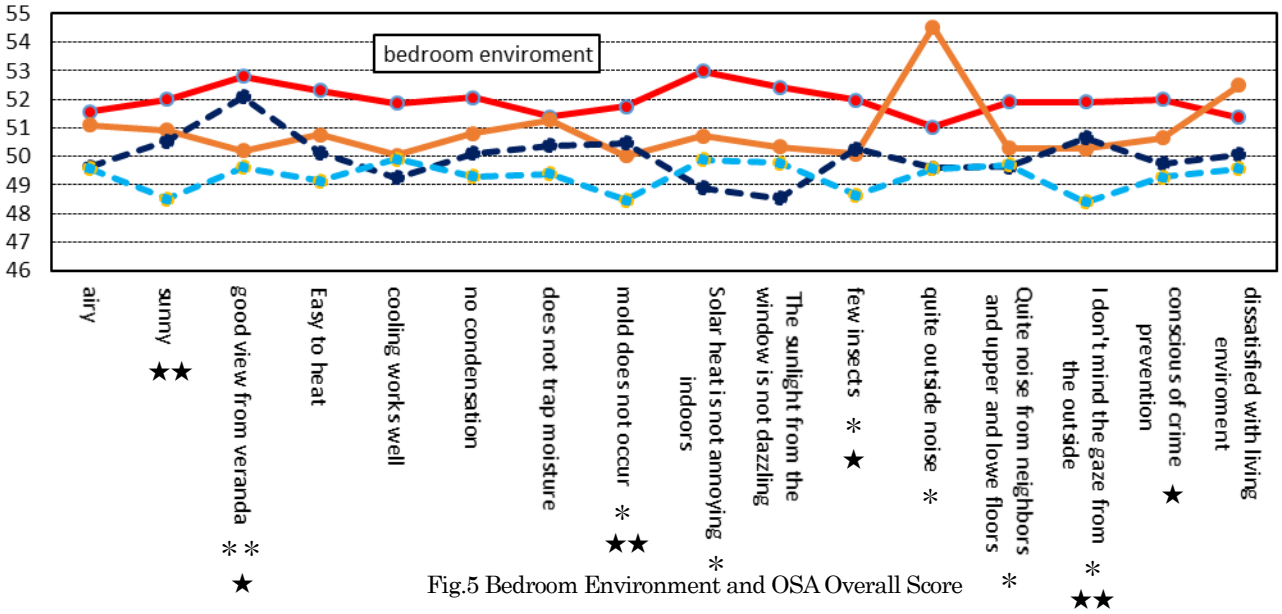


Fig.5 Bedroom Environment and OSA Overall Score

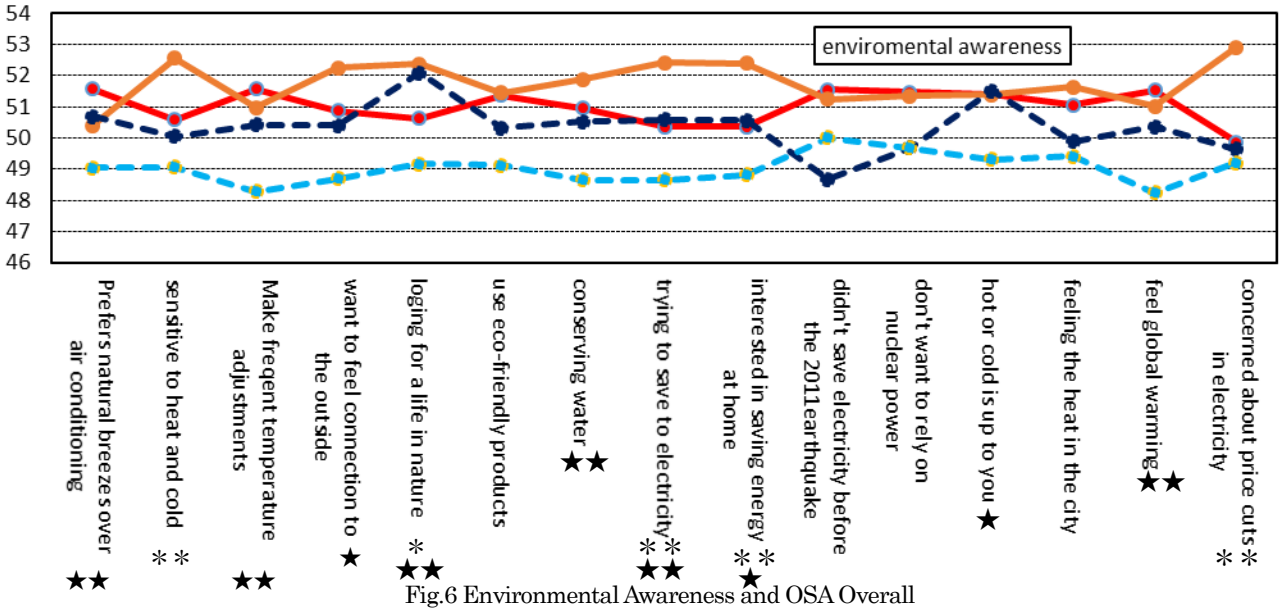


Fig.6 Environmental Awareness and OSA Overall

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

冷房と扇風機の使用頻度がともに高い住戸の住戸属性
Dwelling unit attributes for units with both high cooling and fan use

○朝岡　勇登（大阪市立大学）　梅宮　典子（大阪市立大学）
平本　詩織（大阪市立大学）　孫　琳（大阪市立大学）
Yuto ASAOKA*1　Noriko UMEMIYA*1　Siori HIRAMOTO*1　Lin SUN*1
*1　Osaka City University

Synopsis：Numerous studies have specifically examined primarily cooling and natural ventilation, but few have emphasized investigations of fans. Therefore, the author used five questionnaires to investigate factors leading to the combined use of cooling and fans. The results revealed that 1) the pattern of combining air conditioning use with other adjustment behaviors is mainly selected in recent years, and 2) the combination of a fan with cooling was found to be related to solar heat, solar glare, thermal sensation, and thermal comfort. These items were interrelated in the window directions.

1. 研究の背景と目的

扇風機はエアコンに比べ電力使用量が格段に少なく、節電効果が期待できる。2011年3月に発生した東日本大震災のあと、4 月には扇風機の販売台数が増加し始め、夏の電力需給の逼迫から政府によって節電が呼びかけられると、売り切れる店舗が続出した。2011年の扇風機輸入台数は2010年の2.25倍に急増している[1)]。2011年以降も家庭の扇風機所有台数は減っていない[2)]。

気流を上げることによる暑熱感の緩和について英国の D.A.Maclntyre(1978)[3)]は、男女 11 人を対象に 22℃～30℃の実験室で気流評価実験をおこない、気温 28℃までは気流によって熱的不快感を軽減できると述べている。

酒井ら(2007)[4)] は、WEB アンケートで収集した全国の3981人について、地域によっては扇風機はエアコンより1 日の使用時間が長く、在室時間に対する使用時間の割合も10～20%高いことを示した。岩井ら(2018)[5)] は長野県、山梨県、新潟県の193住戸を対象に節電に関する調査を実施して、「冷房に扇風機を併用する」住戸が多いと明らかにした。筆者ら(2020) [6)] は扇風機が通風や冷房と併用されることが多いことを明らかにした。本報は縦断的調査と最新の調査にもとづき、冷房の使用頻度のみ高い住戸と冷房と扇風機の使用頻度がともに高い住戸について、住戸属性、居住者属性、エネルギー使用の比較をおこなったので報告する。

2. 方法

縦断的調査(以降、調査A)として、2004年、2011年および2017年に大阪市住吉区周辺の6～14階建て、片廊下型の家族向け集合住宅の3年とも同じ住棟26棟にアンケート票を配布し、2004年257通、2011年185通、2017年191通の計633通を回収した（回収率16.3%、11.1%、10.4%)。またその後の使用状況の調査として(以降、調査B)2021年に大阪市住吉区、2022年に大阪市阿倍野区周辺の集合住宅にアンケート票を配布し、2021年は計30棟に対して189通、2022年は計18棟に対して129通の計318通を回収した(回収率9.0%、12.8%)。

調査項目は 1)住戸属性(窓方位や築年や居住階数、風通しや日当たりや騒音などの居住者による住環境評価)、2)居住者属性(年齢・性別・職業と、暑さ耐性・などの体質や健康状態、節電習慣・環境配慮意識・自然指向性、環境問題への関心などの環境意識)、5)8月及び5月の電力使用量、冷房、扇風機、自然通風の使用状況ほかである。本研究は5年の調査データを合計して分析を行う。

3. 調査対象の構成

居住階は平均 6.3±SD3.7 階、面積は 50～69 ㎡が54.5%、居間を含め4室が69.6%、南向き64.7%・東向き34.7%・西向き32.2%、竣工は平成3年以前26.0%、平成4～10年41.4%、平成11年以降32.6%で、回答者は56.8±15.8歳、世帯人数2.4±1.1人、女性62.9%、有職36.7%・無職43.1%・主婦20.2%である。

4. 温熱環境調節パターンの出現頻度（図1）

人数比が均等に近くなるように、扇風機や冷房の使用程度(以降 EF、AC)の「非常によく使う」と「よく使う」を「○:使う」、それ以外の 3 カテゴリーを「×:使わない」とし、起床中の通風利用程度(以降、NV(A))は「開が多い」を「○:開」、それ以外の3カテゴリーを「×:閉」、

就寝中の通風利用程度(以降、NV(S))は「開が多い」と「日によって異なる」を「○：開」、それ以外の 2 カテゴリーを「×：閉」とする。4 種の調節行為の組み合わせを○○××のように表し、○or×による 16 パターンの出現頻度を fig.1 に示す。○×は左から順に EF、AC、NV(A)、NV(S)を示す。調査 B のほうが冷房を使うパターンが多い。以下、EF○・冷房○・通風××（以降「EF○」）と EF×・冷房○・通風××（「以降 EF×」）を比較する。

5. 扇風機の使用に関係する項目(単独)

5.1 住戸属性（図 2）

窓方位は窓がその方位に面しているかどうかを 2 択で尋ねた。東に窓「面していない」は EF○が 68.2%、EF×は 57.6%で、EF○が×より面していない傾向がある(p=.0799)。窓方位西や南は EF○と×で差がない。

部屋数「3 室」は EF○が 26.3%、EF×が 15.2%で、EF○が×より多く、「2 室」及び「4 室」は EF○が 0.7%・66.5%、EF×が 4.8%・70.5%で、EF○が×より少ない傾向がある(p=.0658)。しかし平均室数には EF○と EF×のあいだで差がない。住戸面積、居住階、断熱水準は、EF○と EF×のあいだで差がない。

5.2 住環境評価（図 2）

日射熱「煩わしい」は EF○が 33.1%、EF×が 21.7%で、EF○が×より煩わしい(p=.0452)。日射熱が煩わしいほうが冷房に扇風機を併用する。

日差し「眩しい」は EF○が 29.4%、EF×が 12.4%で、EF○が×より眩しい(p=.004)。日差しが眩しいほうが冷房に扇風機を併用する。「日当たり」、「冷房の効き」、「風通し」は、EF○と EF×のあいだで差がない。

5.3 温熱感覚

「お宅の夏の暑さ」は調査 B で、暑いから涼しいまで 7 段階で尋ね、暑い側、中立側、涼しい側に集約すると、室内の夏の暑さ「暑い側」は EF○が 83.3%、EF×が 97.9%で、EF○が×より暑くない(p=.0442)。冷房に扇風機を併用する住戸は暑くない、または暑くない住戸では冷房に扇風機を併用する、と言える。

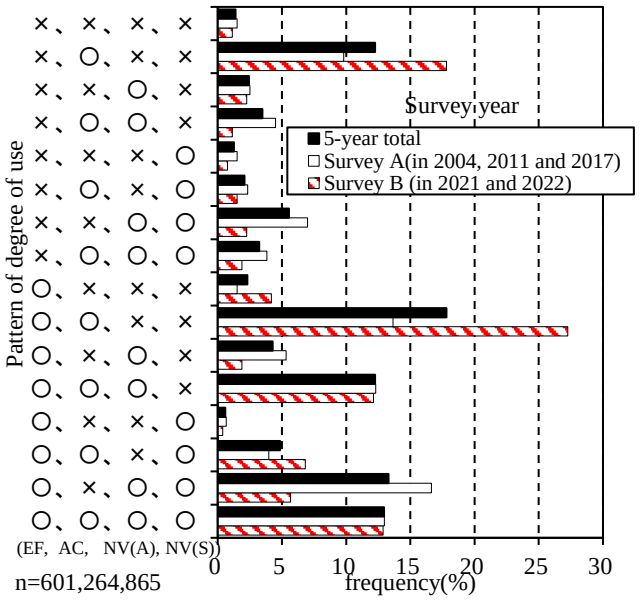
住戸の熱的快適感は調査 B で、快適から非常に不快まで 4 段階で尋ねた。住戸の熱的快適感「快適」は EF○が 15.3%、EF×が 2.2%で、EF○が×より快適である(p=.0313)。冷房に扇風機を併用する住戸のほうが快適、または熱的に快適な住戸では冷房に扇風機を併用する、と言える。

5.4 居住者属性

年齢、性別、職業、体質のうち、EF○と EF×のあいだで差がある項目はない。環境意識のうち、節電「かなり心がける」は EF○が 17.7%、EF×の 7.1%で、EF○が EF×より多い傾向がある(p=.0648：図略)。節電意識以外の環境意識には、EF○と EF×のあいだで差がない。

5.5 エネルギー使用

8 月と 5 月の電力使用量、冷房使用量(8 月と 5 月の電



* "○×" indicates the degree of use of EF, AC, NV(A), and NV(S) from left to right

Figure 1. Distribution of patterns of degree of use

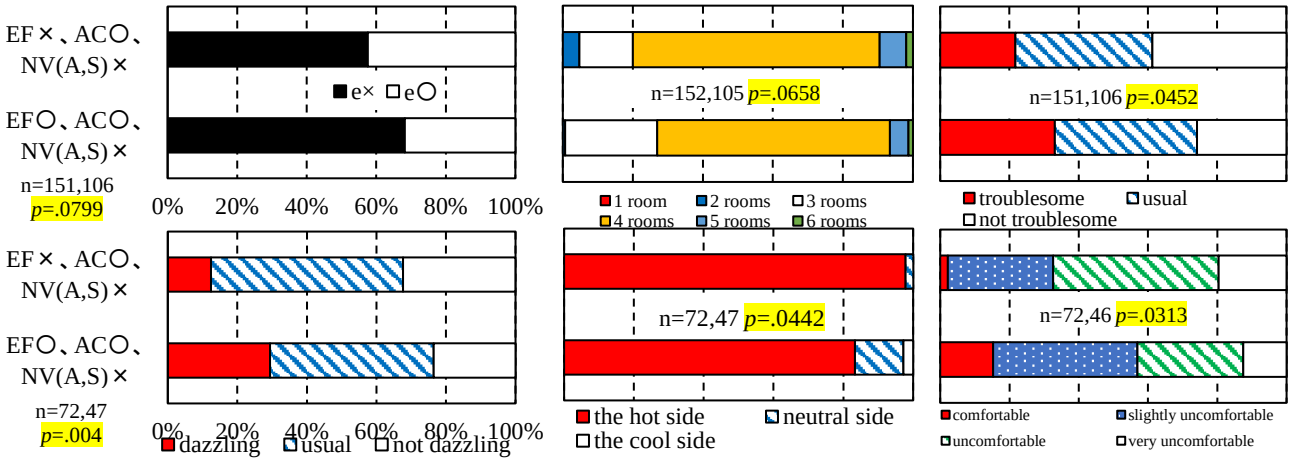


Figure 2. Dwelling unit attributes related to using/not using fans together AC use

力使用量の差)、冷房設定温度のいずれも、EF○と EF×のあいだで差がない。

以上より関係の強いものから順にまとめると、日差しが眩しい、室内が熱的に快適、室内が暑くない、日射熱が煩わしい、節電意識がかなり高い、東に窓が面していないと冷房に扇風機を併用する。

6. 扇風機併用に関係する項目の掛け合わせ（図 3～5）

5 章で EF○EF×のあいだで差があった項目を詳しく調べるために、項目どうしをかけ合わせる。図では 2 択で尋ねた項目は○×、3 択は○△×（温冷感は Warm と Cool、熱的快適感は○（快適）、△（少し不快）、×（不快＋非常に不快）で示す。

6.1 窓方位と日射熱（図 3）

窓方位(2 択)と日射熱(3 択)は 2×3=6 択となる。図 3 では窓方位東は e、日射熱は sh で示す。「東に窓なしかつ日射熱煩わしい」は EF○が 19.6%、EF×が 10.4%で、EF○が×より多い傾向がある(p=.0734)。窓方位西や南は、EF○と EF×とで差がない。

6.2 窓方位と日差しの眩しさ（図 3）

窓方位(2 択)と日差しの眩しさ(3 択)は 2×3=6 択となる。図 3 では窓方位南は s、東は e、西は w、日差しの眩しさは sg で示す。EF○が×より窓方位に関わらず「日差し眩」が多い(p=.032, =.0005, =.0229)。

6.3 窓方位と温冷感（図 3）

窓方位(2 択)と室内の夏の暑さ(3 択)は 2×3=6 択となる。図 3 では窓方位南は s、東は e、西は w、室内の夏の暑さは ts で示す。EF×が○より「南に窓あり・暑い」は EF○が 52.9%で EF×が 74.5%、「東に窓なし・暑い」は EF○が 42.9%で EF×が 59.6%、「西に窓なし・暑い」は EF○が 47.1%、EF×が 74.5%で EF×が○より多い(それぞれ、p=.0739, =.0787, =.0289)。

6.4 窓方位と住戸の熱的快適感（図 3）

窓方位(2 択)と住戸の熱的快適感(3 択)は 2×3=6 択となる。図 3 では　窓方位南は s、東は e、西は w、住戸の熱的快適感は tc で示す。EF×が EF○より「南に窓ありかつ不快」は EF○が 28.6%で EF×が 47.8%、「東に窓なしかつ不快」は EF○が 21.4%で EF×が 39.1%、「西に窓なしかつ不快」は EF○が 27.1%、EF×が 50.0%で EF×が○より多い(それぞれ、p=.0707, =.0942, =.0516)。

6.5 温冷感と日射熱の煩わしさ（図 4）

室内の夏の暑さ(3 択)と日射熱(3 択)は 3×3=9 択となる。図 4 では温冷感は ts、日射熱は sh で示す。「暑いかつ日射熱が煩わしい」は EF○が 31.0%、EF×が 17.0%で、EF○が EF×より多い傾向がある(p=.06)。暑くかつ日射熱が煩わしい場合に扇風機を併用する、または、扇風機を併用する場合は暑くかつ日射熱が煩わしい、と言える。

6.6 温冷感と日差しの眩しさ（図 4）

室内の夏の暑さ(3 択)と日射熱(3 択)は 3×3=9 択とな

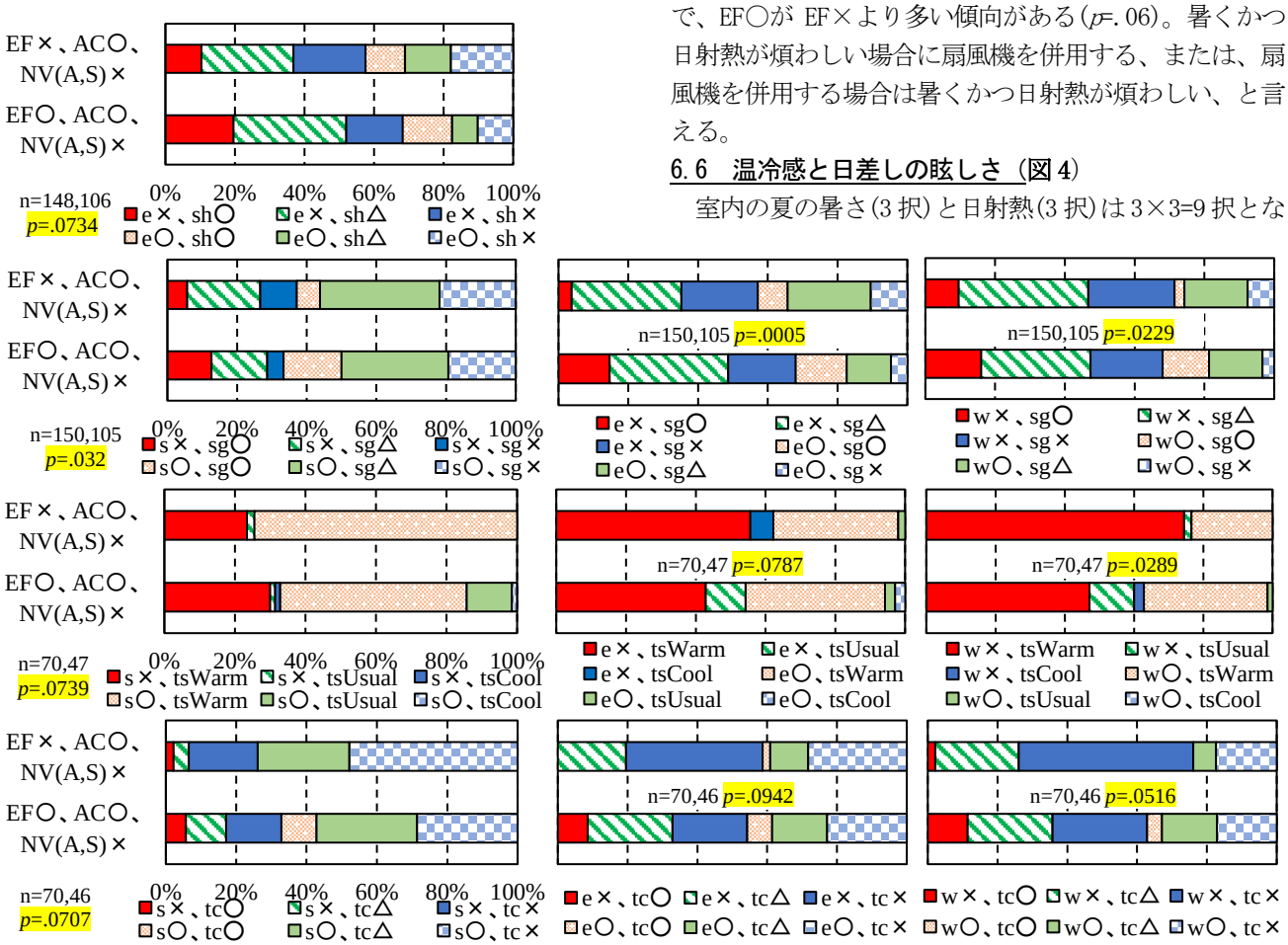


Figure3. Window direction and other Factors related to using/not using fans together AC use

る。図4では室内の夏の暑さはts、日差しの眩しさはsgで示す。「暑いかつ日差し眩しい」はEF○が29.2%、EF×が12.8%でEF○がEF×より多い(p=.0377)。暑くかつ日差しが眩しい場合に扇風機を併用する、または、扇風機を併用する場合は暑くかつ日差しが眩しい、と言える。

6.7 住戸の熱的快適感と日射熱の煩わしさ（図5）

住戸の熱的快適感(3択)と日射熱(3択)は3×3=9択となる。図5では住戸の熱的快適感はtc、日射熱はshで示す。「不快かつ日射煩わしい」はEF○が25.4%、EF×が17.4%で、EF○がEF×より多い(p=.0141)。熱的に不快でかつ日射熱が煩わしい場合に扇風機を併用する、または、扇風機を併用する場合は熱的に不快でかつ日射熱が煩わしい、と言える。

6.8 住戸の熱的快適感と日差しの眩しさ（図5）

住戸の熱的快適感(3択)と日差しの眩しさ(3択)は3×3=9択となる。図5では住戸の熱的快適感はtc、日差しの眩しさはsgで示す。「不快かつ日差し眩しい」はEF○が20.8%、EF×が10.9%で、EF○がEF×より多い(p=.0182)。不快かつ日差しが眩しい場合に扇風機を併用する、または扇風機を併用する場合に不快かつ日差しが眩しい、と言える。

6.9 住戸の熱的快適感と断熱性（図5）

住戸の熱的快適感(3択)と断熱性(3択)は3×3=9択となる。図5で住戸の熱的快適感はtcで示し、断熱性は竣工年H3とH11で分割する。「不快かつH4～H10」はEF○が14.1%、EF×が37.0%で、EF×がEF○よりが多い傾向がある(p=.0912)。不快かつ新省エネルギー基準の住戸の場合、扇風機を併用しないと言える。

以上より、窓方位と日差しの眩しさ、住戸の熱的快適感と日射関係、温冷感と窓方位西・日差しの眩しさは冷房に扇風機を併用する/しないに強く関係する。

7. 結論

大阪都市部の家族向き集合住宅951戸を対象に2004年～2022年における調査をもとに、冷房のみ使用する住戸と冷房に扇風機を併用する住戸を比較した結果、1) 室内で日差しが眩しい、室内が熱的に快適、室内が暑くない、室内で日射熱が煩わしいと併用する 2)節電をこころがけている、東に面する窓がないと併用する傾向がある、3)住戸の面積、居住階、断熱水準、居住者の年齢、性別、職業や、冷え性や暑さ耐性などの体質、環境配慮意識、節電習慣は、単独では扇風機の併用と関係しない、4)エネルギー使用量に有意な差はない、5)室内が暑い人や不快である人のみに注目すると、日射に関する評価が悪い人が冷房に扇風機を併用し、日射に関する評価が良い・普通である人は扇風機を併用せず冷房のみ使用することを明らかにした。

参考文献 1)財務省貿易統計、2)朝岡ら：扇風機の所有台数に関係する住環境要因、第51回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、A-43、2021年、3)D.A.MacIntyre：Preferred air speeds for comfort in warm conditions, 1978(2), 264-277、1978年 4)酒井ら：H-6アンケートによる一般家庭での冷房使用実態調査:(第2報)居間の冷房使用実態と冷房エネルギー消費量の分析、空気調和・衛生工学会大会論文集、第2巻、pp. 1439-1442、2007年 5)岩井ら：震災前後の長野県、山梨県、新潟県における戸建て住宅のエネルギー消費量と節電実態に関する研究、日本建築学会環境系論文集、第83巻、pp. 87-96、2018年、6)朝岡ら：夏季の住宅における冷房、扇風機、および自然通風の使用程度の相互関係、第50回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、A-43、2020年

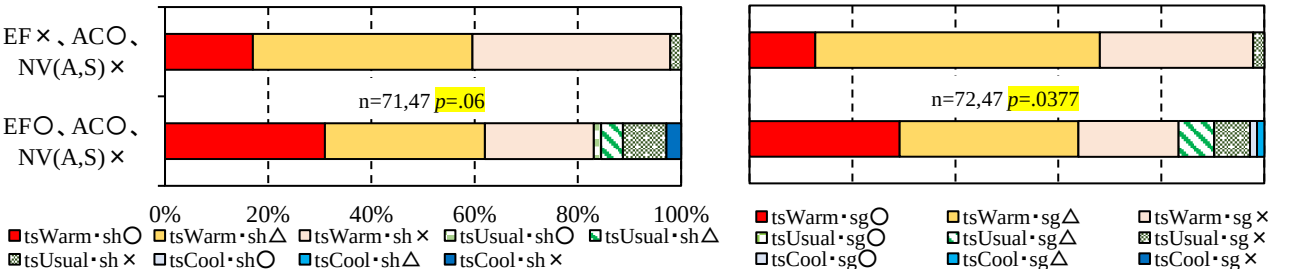


Figure 4. Thermal sensation and other Factors related to using/not using fans together AC use

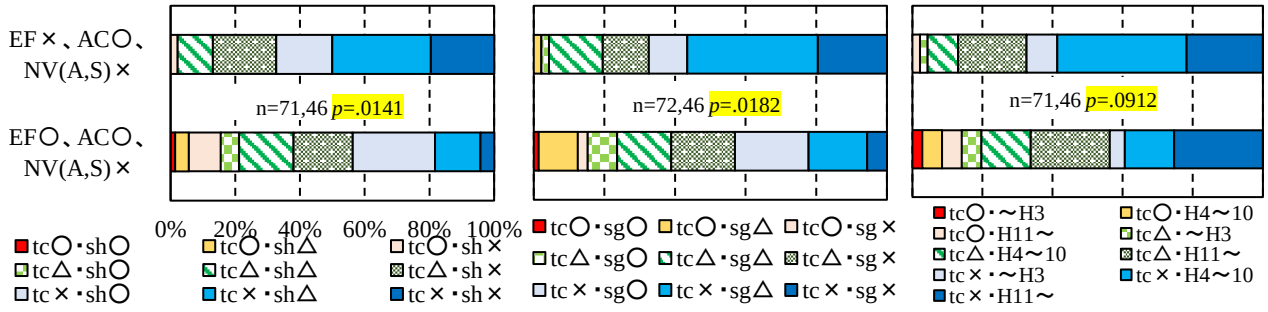


Figure 5. Thermal comfort and other Factors related to using/not using fans together AC use

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

自然換気時の RC 集合住宅と伝統的町家における居心地に関する研究
（その１）被験者実験概要と実験結果

Stay Comfort in RC Apartment Building and Traditional Townhouses during Natural Ventilation
(Part1) Subjects Experimental Summary and Results

○長續　仁志（大林組）　　山中　俊夫（大阪大学）
崔　ナレ（大阪大学）　　竹村　明久（摂南大学）
小林　知広（大阪大学）　宗　菜津未（大阪大学）
大野　成陽（大阪大学）
Hitoshi NAGATSUGU*1 Toshio YAMANAKA*2 Narae CHOI*2 Akihisa TAKEMURA*3
Tomohiro KOBAYASHI*2 Natsumi SO*2 Shigeharu OHNO*2
*1 Obayashi Corporation *2 Osaka University *3 Setsunan University

Natural ventilation has long been practiced in Japan, and it has attracted attention in recent years from the perspective of carbon neutrality and as a preventive measure against infectious diseases. The purpose of this study is to understand the factors affecting the coziness of residents during natural ventilation from psychological and physiological points of view. In this paper, we present a summary and results of human subject experiments conducted in a room of a traditional townhouse where natural ventilation has a significant influence and in a room of a regular RC apartment building.

はじめに

日本では古くから夏の暑熱対策で通風が行われてきたが、空調技術の発展により、自然換気を行わない建物が増加してきた。そして近年はカーボンニュートラルや感染症対策の手段として自然換気の注目が高まっており、自然換気建物の性能検証や CFD 解析等の研究は多く見られる[1)]。一方、自然換気時における在室者の快適性を心理・生理学的観点からアプローチした知見は多くないと言える。また、機械空調と比して自然換気の大きな利点は省エネルギーであり、さらに屋外の風を取り入れるが故の外部環境との繋がりが生じることが挙げられる。例えば伝統的町家建築の居心地の良さは、自然換気による気流以外の、視覚や聴覚を含めた総合環境評価によるものと想像できる。

本研究は、自然換気時における在室者の快適性へ影響の与える要因を心理・生理学的観点から解明することを目的としている。本報では、伝統的町家の書斎及び一般的な RC 造集合住宅の一室を対象とし実施した被験者実験の概要と結果について報告する。

１．実験概要

実験は大阪市内に位置する伝統的町家である適塾 1 階の書斎 (Fig. 1) 及び一般的な集合住宅 (O社社員寮)5 階の一室 (Fig. 2) で実施された。実験期間は 2022 年 10 月 24 日から 11 月 24 日であった。実験時の様子を Fig. 3 及び Fig. 4 に示す。

被験者は、大阪大学学生の女性 3 名及び男性 1 名の計 4 名 (21 歳～ 23 歳) を採用した。採用時にスクリーニングとして接触抵抗値の事前確認を行い、支障なく計測できた被験者のみを採用した。被験者へ適切な謝礼を実験各日ごとに支給した。

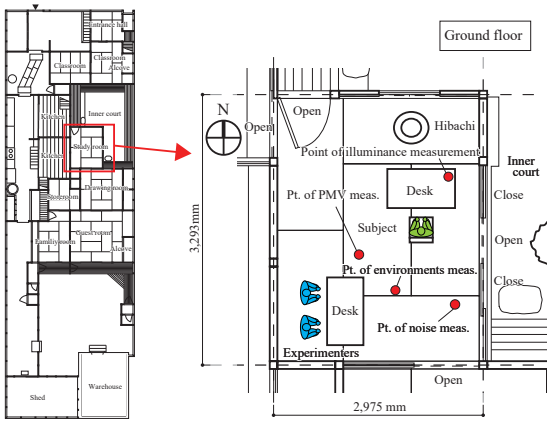


Fig. 1 The Plan of the Townhouse

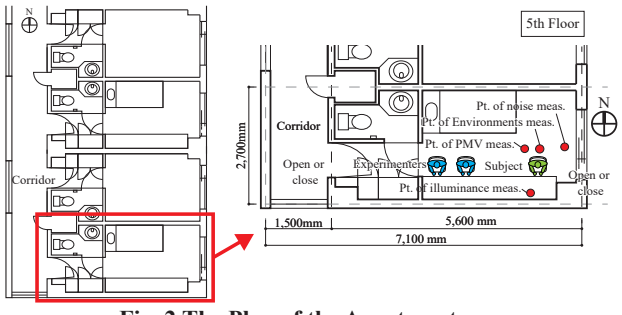


Fig. 2 The Plan of the Apartment

Fig. 3 Experiment in the Townhouse

Fig. 4 Experiment in the Apartment

Table 1 Conditions of the Experiment

Case	Exp. Room	Window state	Exp. times
Top	Townhouse	Open(on Natural ventilation)	4 times/pers.
Aop	Apt. building		2 times/pers.
Acl		Close	2 times/pers.

Table 2 Mesurement Items of Physical Environments and Physiological Parameters

Classification	Contents	Position	Device
Physical environment	Indoor temp., humidity	FL+100,600,1100	T&D Co., TR-76Ui
	Illuminance	On the desk	Co., TR-74Ui
	Noise	Top:FL+600, Aop,Acl:FL+1100	Rion Co., NL-52
	Air velocity	FL+100,600,1100	Testo、Smart probe testo 405i
	PMV	Top: FL+600, Aop,Acl: FL+1100	Kyoto Electronics Manufacturing Co., AM-101
Physiological	Brain waves	2 pt. on the back of head, 2 pt. on the frontal pole	Miyuki Giken Co., MP208
	Heat rate, chest temp.	Chest	TDK Co., Silmee Bar type Lite

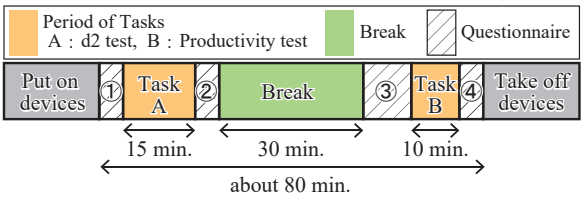


Fig.5 Timetable of the Experiment

実験条件を Table 1 に示す。町家書斎の自然換気実施時 (以下条件 Top)、社員寮の一室の自然換気実施時 (以下条件 Aop) 及び社員寮の一室の窓全閉時 (Acl) の 3 条件とした。いずれの条件も機械空調を行っていない。一人当たりの実験回数は、Top を 4 回、Aop を 2 回、Acl を 2 回の合計 8 回である。同じ被験者で各条件が連続しないよう実験を行った。

実験スケジュールを Fig. 5 に示す。被験者は実験室入室後、実験説明を受けたのち心拍計及び脳波計を装着した。その後 1 回目のアンケート回答を行い、温冷感の調節 (上着着用、ブランケットの貸し出し、風通し調節の有無) を確認し､続けて集中力を測る d2 テスト[2](作業 A) を 15 分間実施した。d2 テスト終了後、2 回目のアンケート回答を行い、再び温冷感調節の確認を実施し、30 分間の休憩を取らせた。休憩時は携帯電話等の使用を禁止し、リラックスして過ごすよう指示した。休憩後 3 回目のアンケート回答を行い、温冷感調節の確認し、続けて発散的思考力を測る生産力テスト[3](作業 B) を 10 分間実施した。その後、4 回目のアンケート回答を行い、機器を取外して実験終了とした。

各条件において被験者を外の景色等、屋外環境を感じやすい位置に座らせた。Fig. 1 ~4 に示した実験室の特性を考慮して、条件 Top は座椅子に、条件 Aop 及び Acl は椅子に座らせた。

実験時の物理環境測定項目及び生理量測定項目を Table 2 に示す。

温湿度及び風速は FL+100、600、1100mm の各 3 点、照度は被験者の作業机机上面、騒音及び PMV は被験者頭部位置とし、条件 Top では FL+600、条件 Aop 及び Acl では FL+1100 とした。

生理量は、心拍数、胸部温度及び脳波を測定した。心拍数及び胸部温度は、被験者胸部にワイヤレス端末を装着させて測定した。脳波測定は、国際式 10 － 20 法に従い、O 1 及びO 2（後頭部)、FP1 及び FP2（前頭極）の 4 点を採用した。

次に、アンケート項目を Table 3 に示す。本研究の目的は自然換気時における在室者の快適性へ影響の与える要因を心理・生理学的観点から解明することであるため、温冷感や気流感等自然換気に関連した項目だけではなく、においや明るさ、音等の環境特性、実験室内及び屋外空間の印象、作業に対する項目などを調査した。

Table 3 Contents of Questionnaire

Contents of Questionnaire			Scale		
Environmental characteristics of the room	sensitivity	Brightness of the whole room	7 pts.	Bright ~	Dark
		Thermal	7 pts.	Cold ~	Hot
		Dryness of the air	7 pts.	Humid ~	Dry
		Freshness of the air	7 pts.	Fresh ~	Stuffy
		Sound	7 pts.	Noisy ~	Quiet
	Degree of sensitivity	Current of the air	4 pts.	Sensitive ~	Insensitive
		Direct sunlight	4 pts.	Sensitive ~	Insensitive
		Brightness of Natural sunlight	4 pts.	Sensitive ~	Insensitive
		Odor	4 pts.	Sensitive ~	Insensitive
	Comfort	Odor	7 pts.	Comfort ~	Discomfort
		Current of the air	7 pts.	Comfort ~	Discomfort
		Brightness	7 pts.	Comfort ~	Discomfort
		Sound	7 pts.	Comfort ~	Discomfort
		Thermal comfort	7 pts.	Comfort ~	Discomfort
		Overall Comfortableness	7 pts.	Comfort ~	Discomfort
	Satisfaction	Brightness	7 pts.	Satisfied ~	Unsatisfied
		→Reason of dissatisfaction	Free writing		
		Thermal environment	7 pts.	Satisfied ~	Unsatisfied
		→Reason of dissatisfaction	Free writing		
		Air quality	7 pts.	Satisfied ~	Unsatisfied
		→Reason of dissatisfaction	Free writing		
		Sound	7 pts.	Satisfied ~	Unsatisfied
		→Reason of dissatisfaction	Free writing		
		Overall Satisfaction of the Environment	7 pts.	Satisfied ~	Unsatisfied
Impressions of the room	surroundings	Liveliness	7 pts.	lively ~	Inert
		Esthetics	7 pts.	Refined ~	Unrefined
		Openness	7 pts.	Opened ~	Closed
		Familiarity	7 pts.	familiar ~	Unfamiliar
		Calmness	7 pts.	Calmed ~	Un-calmed
	Ambient nature	Sense of Nature, Season	4 pts.	Sensitive ~	Insensitive
	Satisfaction	Overall Satisfaction of Scenery and Impression	7 pts.	Satisfied ~	Unsatisfied
	Comments	Corrent of air, Sound, Blightness, Odor, Scenery	Free writing		
Overall	Current state	Degree of fatigue	7 pts.	Not tired at all ~	Very tired
		Degree of relaxation	7 pts.	Relaxed ~	Stressed
	Easiness of tasks	Easiness of relaxation	7 pts.	Relaxed ~	Stressed
		Simple task (d2 test)	7 pts.	Easy ~	Difficult
		istributed task（Productivity test)	7 pts.	Easy ~	Difficult
		Concentration on the tasks	7 pts.	Easy ~	Difficult
Acceptability	Tasks	Simple task (d2 test)	4 pts.	Acceptable ~	Unacceptable
		Divergent task（Productivity test)	4 pts.	Acceptable ~	Unacceptable
Importance		Usability of the work	7 pts.	Important ~	Unimportant
		Impression of the room	7 pts.	Important ~	Unimportant
		Overall environment	7 pts.	Important ~	Unimportant

Table 4 Contents of Productibity Test

Order of Experiments	Theme		
1	Trash can	Hanger	Bag
2	Umbrella	Earphone	Mask
3	Bed	Tape measure	Mug
4	Notebook	Gloves	Plate
5	Shoes	Pen	Dining table
6	Camera	Piggy bank	Bath salts
7	Purse	Wardrobe	Bandages
8	Cap and Hat	Spoon	Vacuum cleaner

また、作業 A 及び B の内容と評価項目は以下のとおりである。作業 A の d2 テストは、集中力と反射神経を測定する目的としたテストで、上下に 1 から 4 つの点が付いた「d」と「p」のうち、点 2 つが付いた「d」のみを選択するテストである。横 47 文字、縦 14 行で構成されており、テスト 1 試行は各行 12 秒の制限で 14 行続けて解答する。本実験では、15 分間の間に各試行 12 秒のインターバルを挟んで 5 試行実施した。d2 テストは、回答数及びミス率を評価項目とした。

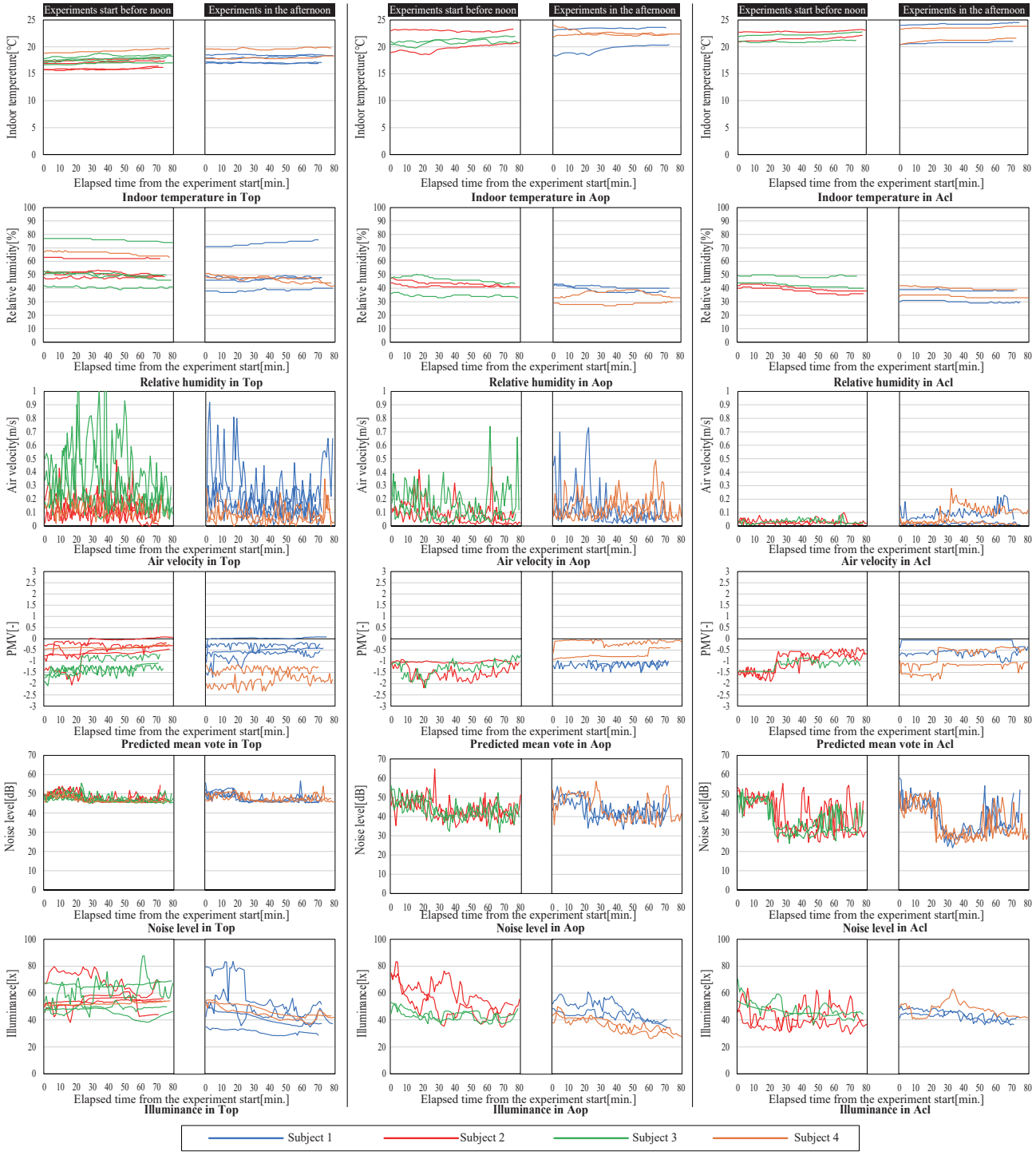


Fig.6 Time Variation of Indoor Temperature, Humidity, Air Velocity, Noise and Illuminance in Each Condition of Top, Aop, Acl

作業 B の生産力テストは、創造性のパフォーマンスを定量化する目的で開発されており、「新しい○○を考えてください」という問いに対し、被験者が自由に回答する形式である。本実験では 1 施行において 3 題の問題が与えられ (Table 4)、10 分間の制限時間内に何個でも回答させた。評価項目は新規性及び適切性の 2 項目とし、実験者自らが評価した。

2．実験結果

Fig. 6 に各実験それぞれの室内温度、相対湿度、風速、騒音レベル及び照度の経時変化を 1 分平均値にて示す。実験実施時間帯が午前､午後と分かれているため、各実験時間帯で分類し、条件ごとに実験中の環境条件での差異を確認する。被験者 1 及び 4 は午後、被験者 2 及び 3 は午前での実験が多くを占めている。

2. 1　測定結果

2. 1. 1　室内温度

いずれの条件においても、実験開始から大きな変動は見られず、午前午後の時間帯の差異もみられなかった。条件ごとの差は､Top が 20℃以下であったのに対し、Aop 及び Acl は 2 回を除いて 20℃を超えていた。

2. 1. 2　相対湿度

室内温度同様にいずれの条件においても、実験開始から大きな変動は見られなかった。時間帯による差異は、Top において午前の日ごとのばらつきが大きく、Acl において午後の値がやや低い結果となった。条件ごとの差は、Top は 50% 程度が多くを占め、40% から約 80% まで実験ごとに差異があるのに対し、Aop 及び Acl は 40% から 50% 付近で実験ごとの差異は小さい結果となった。

2. 1. 3　風速

Top が最も日変動が大きく 1.0m/s を超える時間もあり、次いで Aop,Acl という結果となった。時間帯による差異は、Top は午前の、Acl は午後の変動が大きく、Aop は大きな差異は見られなかった。条件ごとの差異は、Top は最も風速が大きく、0.5m/s を超える時間帯も見られた。Aop は 0.5m/s を超える時間帯も見られたが、Top と比較すると低風速であり、0.3m/s 以下の範囲で推移していた。Acl は、午前は 1 条件を除いて 0.1m/s 以下であったが、午後は 0.1m/s から 0.2m/s の値を示していた。

2. 1. 4　PMV

PMV は、代謝量を座位安静時として 1.0met、clo 値は実験中の着衣調節を考慮して計算した。日変動はいずれの条件もみられなかったが、被験者 2 の条件 Top や Tcl に実験途中での PMV+1 程度の増加がみられた。時間帯による差異は、条件 Aop 及び Acl はは午後の方が高い値を示した一方、条件 Top は午後の方が低い値を示した。条件ごとの差異は、Acl が最も温暖側であったがいずれの条件も冷涼側の PMV となり、特に条件 Top は -2 程度の値を示した。

2. 1. 5　騒音レベル

Top は実験開始から大きな変動は見られなかったが、Aop 及び Acl は実験途中に低下し、再度上昇する結果となった。時間帯による差異は、いずれの条件でも見られなかった。条件ごとの差異は、Top は 50dB 程度で推移していたが、Aop は 40dB から 50dB の間で、Acl は 30dB から 50dB の間で変動していた。

2. 1. 6　照度

照度は各実験日でばらつきが大きく、一貫の傾向は見られなかった。時間帯による差異は、全体として午後の方がやや低い値を示した。条件ごとの差異は、Top と Aop 及び Acl で大きな違いが見られた。Top は 100lx 以下であったのに対し、Aop 及び Acl は 700lx から 1500lx の時間が多く、実験室による照度の差異が見られた。

2. 2　風速及び室内温度の上下分布

Fig. 7 に代表日の風速及び室内温度の上下 3 点 (FL+100, 600, 1100) の 1 分平均値を示す。代表日は、自然換気の影響が最も大きいと考えられる上下 3 点の平均風速が最大となる日を選んだ。

Top は、いずれの高さも風速変動が大きく、床面に近いほど大きい風速を示した。一方、室内温度は上下による差異はみられなかった。

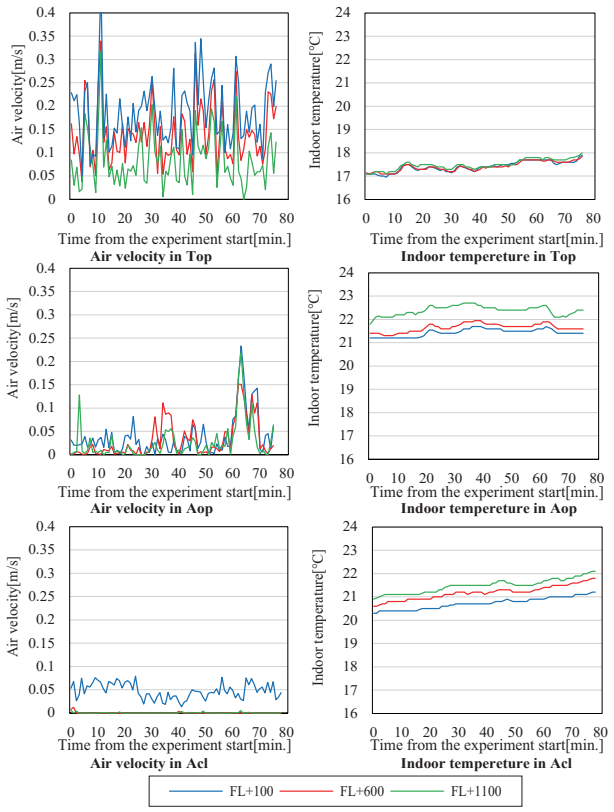


Fig.7 Time Variation of Three Points(FL+100, 600, 1100 above and below the Air Velocity and Indoor Temperature)

Aop は、風速の時間変動はあるものの、測定高さと風速に一貫した傾向はみられなかった。一方、室内温度は FL+1100 が最も高い値となり、FL+100 と 1℃～ 2℃の差異が見られた。

Acl は、FL+600、+1100 は 0m/s であり、床面近くの FL+100 のみ 0.05m/s の微風を計測した。室内温度は、Aop と同様に FL+1100 が最も高い値を示し、FL+100 と 1℃程度の差異が見られた。

おわりに

自然換気時における在室者の快適性へ影響する要因を心理・生理学的観点からの解明を目的とし、本報では歴史的町家及び RC 造集合住宅における被験者実験概要及びその環境測定結果を示した。次報にて、実験結果の詳細分析を示す。なお、本研究は共同研究先の大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得て実施した。

謝辞

本研究にて実験施設を提供頂いた適塾並び適塾記念センター関係者各位に謝意を表します。

参考文献

1) 小林 : 我が国における建物の自然換気及び通風に関する研究の 130 年の歴史 , 日本建築学会環境系論文集 , Vol.83, No.751, pp.749-759, 2018
2)Brinckenkamp, R., Zillmer, E.: d2 Test of Attention, Hogrefe & Huber Publishers, 1998
3) 黒木ら：高層オフィスビルにおける分散型ワークスペースの知的生産性・快適性に関する研究　その 3 各ワークスペースでの知的生産性 , 日本建築学会大会学術講演梗概集 (近畿), pp.47-48, 2014

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

自然換気時の RC 集合住宅と伝統的町家における居心地に関する研究
（その 2）被験者の違いに対する心理・生理学的検討

Stay Comfoet in RC Apartment and Traditional Townhouses during Natural Ventilation
(Part 2) Psychological and Physiological Considerations for the Difference between Subjects

○宗　菜津未　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）　崔　ナレ　（大阪大学）
竹村　明久　（摂南大学）　小林　知広　（大阪大学）　大野　成陽　（大阪大学）
長續　仁志（大林組）

Natsumi SO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]　Akihisa TAKEMURA[*2]
Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Shigeharu OHNO[*1]　Hitoshi NAGATSUGU[*3]
[*1] Osaka University　[*2] Setsunan University　[*3] Obayashi Corporation

There is a wide variety of factors that affects the comfort of natural ventilation in a house, including airflow, room temperature, outside sound, natural light, smells, and outside views. In this study, the effects of these factors on the psychological and physiological responses of occupants were investigated through subject experiments. Experiments were conducted in two locations.One is a traditional townhouse "Tekijuku" and the other is a general apartment building.This report discusses the psychological evaluation and EEG characteristics of each subject.

はじめに

住宅における自然換気は室内の換気効果があるだけでなく、在室者に快適さをもたらす。その要因は、室温、風、音、自然光、におい、外の景色など多岐に渡る。また、住宅の中でも、伝統的町家建築における自然換気と現代の一般的なマンションにおける自然換気では快適性が異なると考えられる。本研究では、伝統的町家建築である「適塾」と一般的なワンルームマンションで被験者実験を実施し、のんびりとした休憩や学習を模擬した作業を行わせた。その際に被験者の心理量や脳波を測定し、住宅における自然換気が在室者に与える影響について検討した。前報では[1]、本研究にて行った実験の概要と実験中の環境データについて報告した。本報では、被験者ごとの心理量、脳波、作業成績の特徴について報告する。

1. 実験概要・測定項目

Fig.1 に実験スケジュールを示す。概要については前報で述べた通りである。

2. 脳波の測定結果と考察

生理反応を定量化する目的で、脳波 ((株) ミユキ技研、ポリメイトミニ AP108 およびポケット MP208 を使用) を測定した。脳波は国際式 10-20 法に従い、O1・O2 (後頭部)、Fp1・Fp2（額部）を測定し、高速フーリエ変換を施してα波 (8 ～ 13 Hz) とβ波 (13 ～ 30 Hz) のパワー値 (μV^2)、β波のパワー値をα波のパワー値で割ったβ / αを求めた。なお、作業課題時などの集中が必要なときにβ / αは増加する[2]とされる。前報[1]に示した条件に、Top ○という形で、○には同一条件で何回目に行った実験かを記載する。

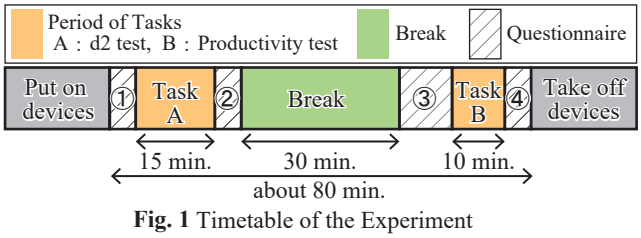


Fig. 1 Timetable of the Experiment

Fig.2(a) ～ (d) に、被験者 1 ～ 4 の条件 Top1 ～ 4 のβ / αを示す。これらは全て O1,O2 の平均値を 1 分間で平均したものである。一般的には被験者が心身ともにリラックスするとα波が発生し、β波が抑制されるため、β / αは低下するとされている。**Fig.2**(a)~(c) より、被験者 1 ～ 3 はβ / αが休憩時にわずかに低下している。一方で、**Fig.1**(d) より、被験者 4 のグラフは休憩時にβ / αが大きく低下している。このように、同じ休憩状態であっても、リラックスしている様子が脳波に表れる程度は個人によって大きく異なる。

Fig.3(a) ～ (d) に被験者 1 ～ 4 の条件 Top のα波のパワー値の経時変化を示す。**Fig.3**(c) より、被験者 3 は休憩時においてもα波のパワー値の大きな変化は見受けられないが、**Fig.3**(d) より被験者 4 は休憩時に大きく増加している。**Fig.3**(a)(b) より被験者 1 と 2 の結果も被験者 3 と同じようにあまり変動がなかったことから、被験者 4 は休憩中にα波が強く発生するという特徴があることが確認された。また、被験者 2 や被験者 3 の Top のα波はおおむね 2~5 μV^2 の範囲で変動しているが、被験者 4 の Top のα波は 5~12 μV^2 程度の範囲で変動しており、α波の絶対的な量にも大きな個人差が見られる。

Fig.4(a) ～ (b) に被験者 1 ～ 4 の条件 Aop のβ波のパワー値の経時変化を示す。**Fig.4**(a) より、被験者 1 はβ波のパワー値がほぼ変化していないのに対して、

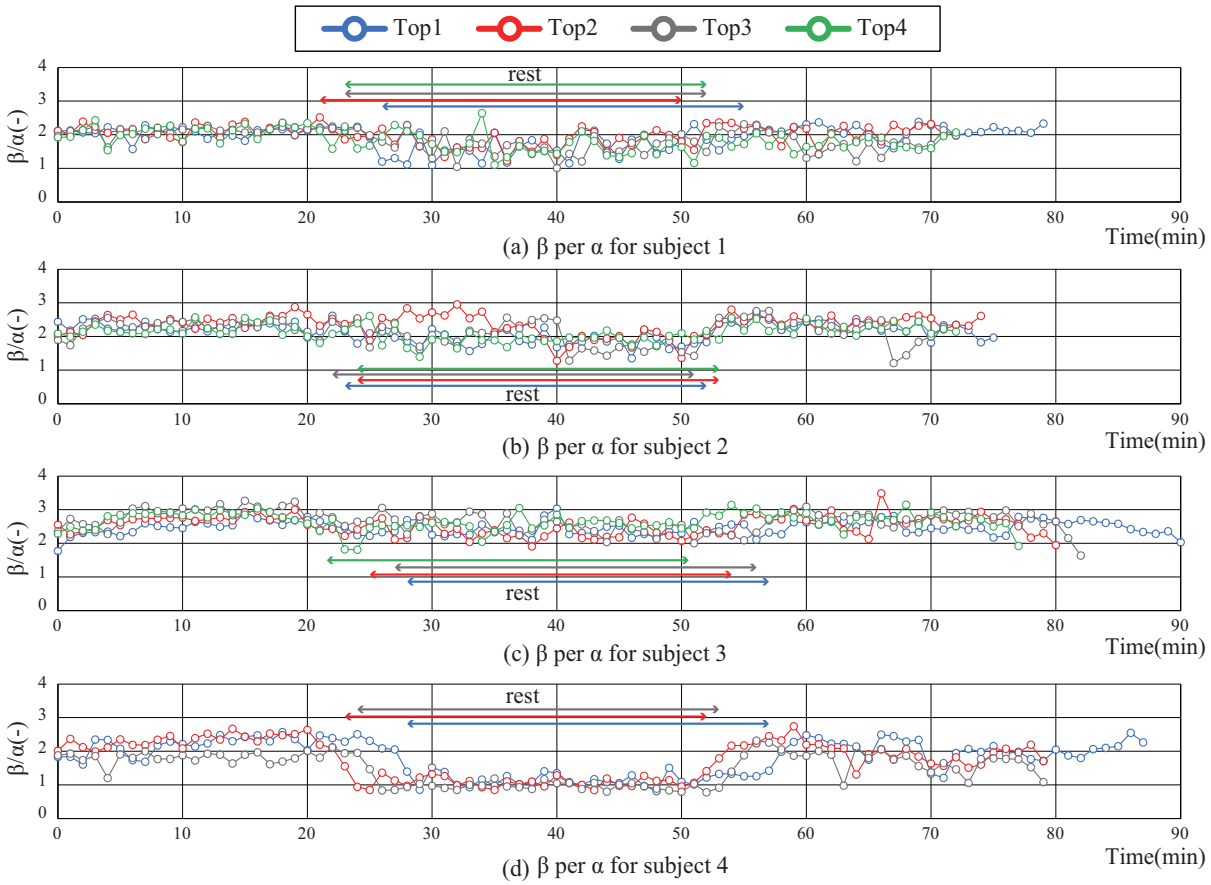


Fig.2 β per α(Top1~Top4)

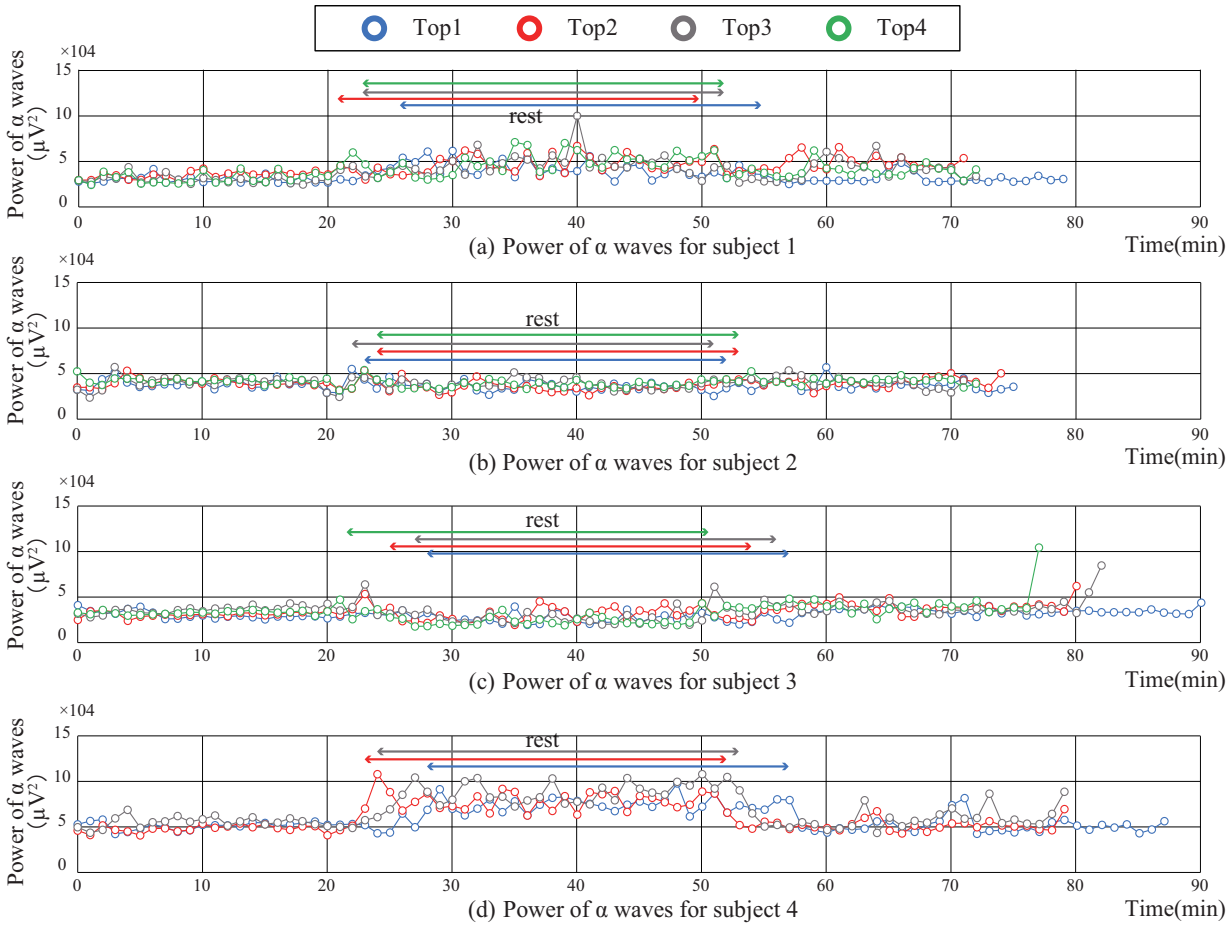


Fig.3 Power of α wave(Top1~Top4)

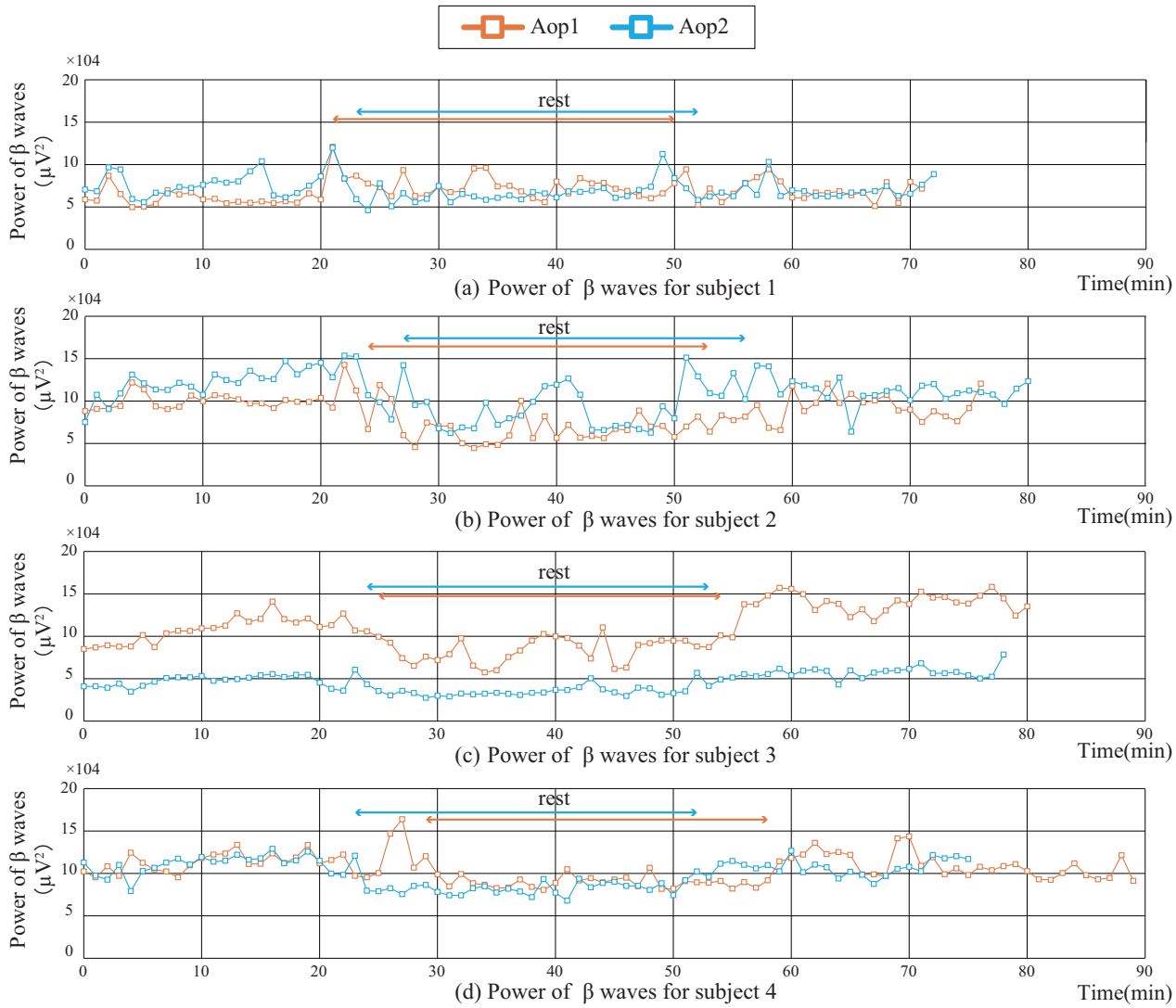


Fig.4 Power of β wave(Acl1~Acl4)

Fig.4(b) ～ (d) より、被験者 2 ～ 4 は休憩中に β 波のパワー値が低下している。このことから、被験者 1 はリラックスしても β 波のパワー値が大きく変化しない特徴がある可能性が示された。

3. 心理評価の測定結果と考察

4 回の心理評価において、空間の環境要素について、空間の印象について、作業のしやすさについてなどの項目を回答させた。本報では、その中でも各被験者を特徴付ける項目を抜粋して報告する。

Fig.5(a) ～ (d) に被験者 1 ～ 4 の作業性（A）と集中度（A）及び作業性（B）と集中度（B）の全 8 条件の回答の平均を示す。（A）は d2 テスト後、（B）は生産力テスト後の回答である。**Fig.5** より、被験者 1 は作業性と集中度のどちらにおいても（B）の方がしやすいという回答をしており、被験者 1 にとって、素早く情報処理を行う d2 テストよりもじっくり考える生産力テストの方が取り組みやすい可能性が示された。

Fig.6 に被験者 3 の条件 Top1 ～ 4 の音環境の快不快度の回答を示す。グラフより、早い時期に実験を行った条件 Top1 から遅い時期に実験を行った条件 Top4 にかけて徐々に評価が不快な方向に寄っていることが分かる。また、音に関して感じたことの自由記述より、全 4 回いずれも近隣の工事に伴う騒音を感じていたようだが、回を重ねるごとに「静かにしてほしい」等の記述も見受けられる。このことから、被験者 3 は、最初はあまり気にならなかった音でも徐々に気になって不快に感じていく傾向がある可能性が示された。

Fig.7(a)~(d) に被験者ごとの全実験日程の 1 分間の PMV の経時変化を、**Fig.8**(a)~(d) に温冷感の推移を示す。なお、met 値は 1.0、clo 値は服装の着脱に応じて適宜変化している。**Fig.7** より、全体を通して条件 Top において PMV は低く、これは開口部の多さが関係していると考えられる。**Fig.7**(a)(b)、**Fig.8**(a)(b) より、被験者 1 と被験者 2 に関しては PMV の変動と温冷感の変動が大方一致していると考えられる。**Fig.8**(c)(d) より、被験者 3 と被験者 4 は 1 回の実験の中で、温冷感の評価が徐々に寒い側に寄っていく傾向が見られた。**Fig.7**(c)、Fig.8(c) より、PMV の値は条件 Aop1 が最も低いように見えるが、温冷感に着目すると、Aop1 ほど PMV が低くない

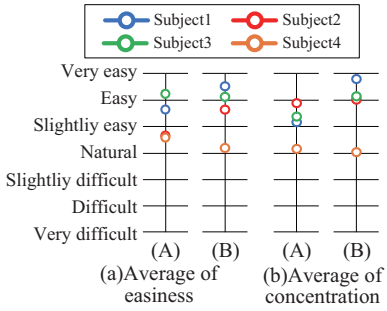
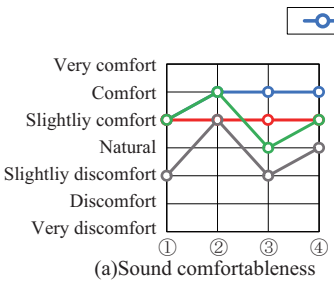


Fig.5 Easiness and concentration of tasks



	音について感じたこと
Top1	工事の人工的な音の中に風や葉の音が入ると中和される。
Top2	前回同様ずっと音が鳴っている。工事か車の音なのか気になる。
Top3	落ち着いた空間にだからこそ音が気になる。静かにしてほしい。
Top4	相変わらず工事の音がずっとしている。ビルがない時代の適塾であればより静かに落ちついて過ごせたかと思うともったいない。

(b)Free Writing

Fig.6 Result of subjective evaluation about sound(subject3)

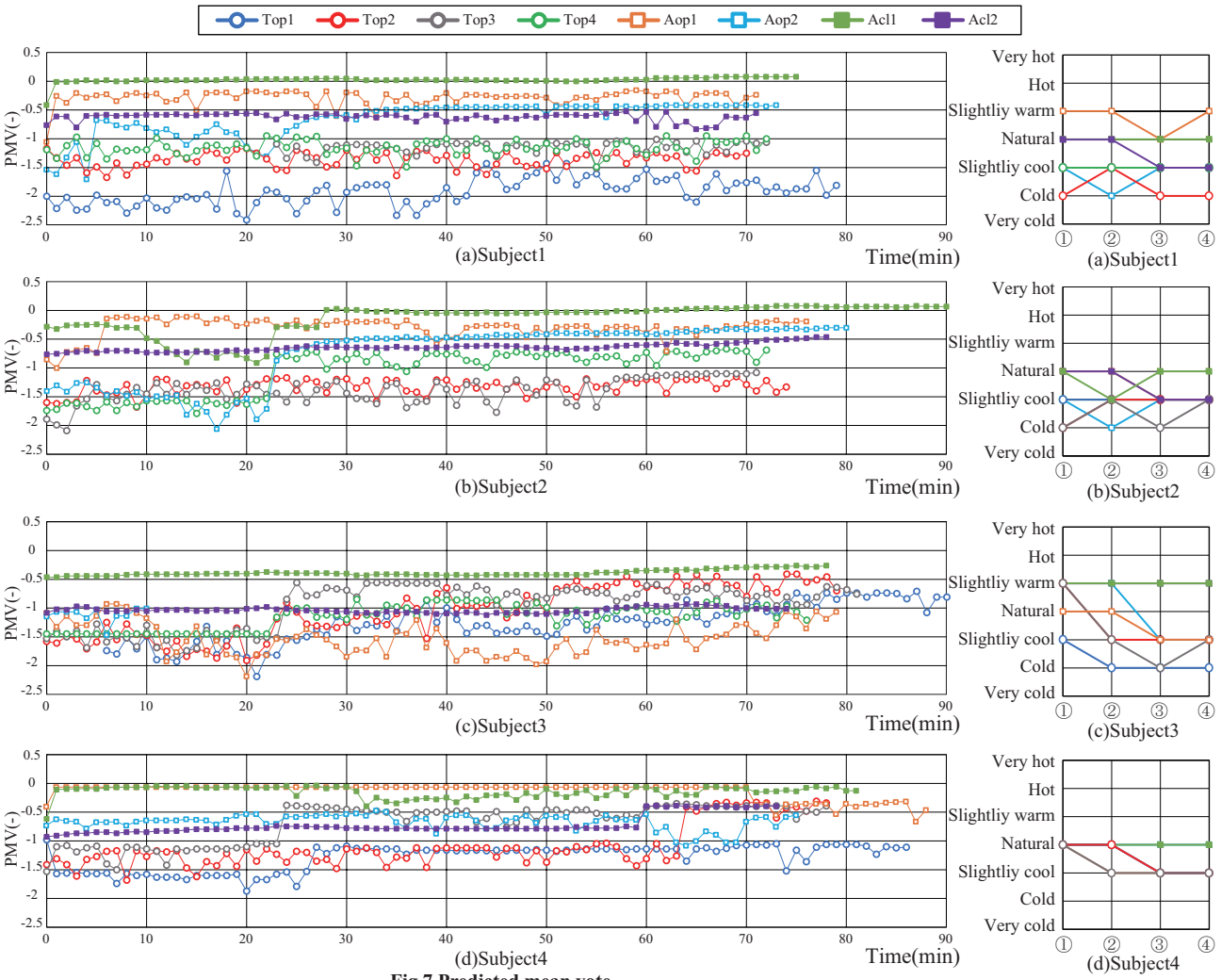


Fig.7 Predicted mean vote

Fig.8 Thermal sensation

条件 Top1 や条件 Top3 でより寒い側の回答となっている。**Fig.8**(d) より、被験者 4 は温冷感の評価の幅が狭く、温冷感に対する許容度が高い可能性が考えられる。

おわりに

本報では、脳波と心理評価における被験者ごとの傾向や特徴について報告した。脳波においては、全体的に休憩時に β / α は低下したが、その要因は被験者によって異なっていた。心理評価においては、各被験者の性格や感じ方で特徴のある項目も異なる結果となった。したがって、一般化を進める上では、個人差に注意を払いながら進めていく必要がある。次報にて、住宅や窓開閉条件による実験結果の違いについて報告する。なお、本研究は大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得て実施した。

ー謝辞ー

本研究は、株式会社大林組との共同研究であり、関係位各位に謝意を表します。

本研究にて実験施設を提供頂いた適塾、適塾記念センター及び大林組花壇寮関係者各位に謝意を表します。

ー参考文献ー

1) 長續ら：自然換気時の RC 集合住宅と伝統的町家における居心地に関する研究（その 1）被験者実験概要と実験結果 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表論文集 ,2023.3（掲載予定）

2) 平井ら：簡易脳波計による学習時の思考と記憶の比較分析 , マルチメディア , 分散協調とモバイルシンポジウム 2013 論文集 , pp.1441-1446, 2013.7

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

自然換気時の RC 集合住宅と伝統的町家における居心地に関する研究
（その 3）環境の違いに対する心理・生理学的検討
Stay Comfort in RC Apartment Building and Traditional Townhouses during Natural Ventilation
(Part3) Phychological and Physiolosical Considerations for Environmental Differences

○大野　成陽　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）
崔　ナレ　（大阪大学）　竹村　明久　（摂南大学）
小林　知広　（大阪大学）　宗　菜津未　（大阪大学）
長續　仁志　（大林組）

Shigeharu OHNO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]　Akihisa TAKEMURA[*2]
Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Natsumi SO[*1]　Hitoshi NAGATSUGU[*3]
[*1] Osaka University　[*2] Setsunan University　[*3] Obayashi Corporation

With the recent spread of novel coronavirus infections, natural ventilation has been the focus of much attention. However, few studies have investigated the comfort in the rooms of houses during natural ventilation from the aspect of physiological quantities. In addition, it is thought that there are differences in comfort between natural ventilation in general apartment building and traditional townhouse, where occupants can strongly feel the nature outside.

In this study, we conducted a subjective experiment to clarify the comfort of occupants in a naturally ventilated house in the vew of a psychological and physiological point. In this paper, we report on the effects on the subjects of environmental differences such as housing and window opening/closing conditions.

はじめに

昨今の新型コロナウイルス感染症の感染拡大に伴い、自然換気に注目が集まっている。しかし、自然換気時の住宅室内における居心地について生理量の側面から研究しているものは少ない。また、一般的な集合住宅と、外部の自然を強く感じることのできる伝統的町家建築における自然換気では、居心地にも違いがあると考えられる。

本研究では、自然換気時の住宅室内における在室者の居心地を心理・生理学的な観点から解明することを目的として被験者実験を実施した。本報では、住宅及び窓開閉条件の違いが被験者に与える影響について報告する。

1. 実験概要

実験概要は前報 [1] で述べた通りである。実験スケジュールを **Fig. 1** に示す。

2. 測定項目

測定項目は前報 [1] で述べた通りである。

3. 脳波測定結果

被験者 1、2、3、4 の国際式 10-20 法に基づいた測定点、後頭部の O1、O2 において測定された β / α の平均を作業 A 時、休憩時、作業 B 時において平均した状態別平均を、**Fig. 2**、**Fig. 3**、**Fig. 4**、**Fig. 5** に示す。心身ともに落ち着いた状態及び閉眼時の脳波を α 波 (8 ～ 13 Hz のパワーの平均値)、緊張・興奮時に出現する脳波を β 波 (13 ～ 30 Hz) と定める [2]。

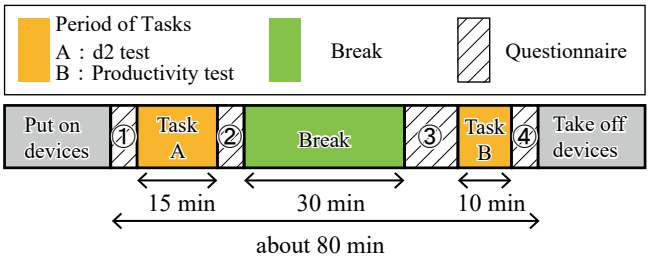


Fig. 1 Timetable of the Experiment

3.1 被験者 1 の傾向

殆どの条件において作業 A 時に比べて休憩時に β / α が低下する傾向が見られた。条件 Top では全ての条件で減少量が安定しているが、条件 Aop では Aop1 であまり減少しておらず、条件ごとに変動していた。減少量を比べた時、先述した通り安定はしていないが条件 Aop でより休憩時に β / α が低下している傾向が見られた。従って住宅の違いにより、町家条件では安定したリラックスができ、集合住宅条件では安定はしないが窓を開放することでよりリラックスできる可能性が示唆された。

3.2 被験者 2 の傾向

全条件で休憩時に β / α が減少する傾向が見られた。条件 Top では安定して減少しているが、条件 Aop、Acl にでは減少量が安定していない。従って、住宅の違いによる影響により町家条件で安定してリラックスできた可能性が示唆された。しかし、条件 Aop、Acl において安

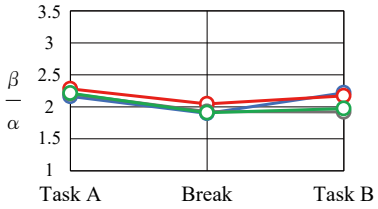


Fig. 2 (a) case Top

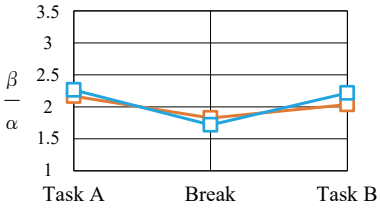


Fig. 2 (b) case Aop

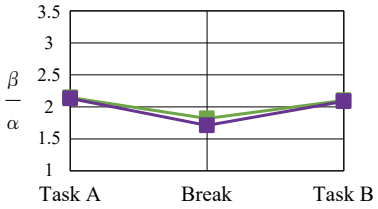


Fig. 2 (c) case Acl

Fig. 2 β per α Average by state (Subject 1)

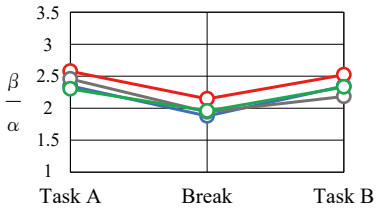


Fig. 3 (a) case Top

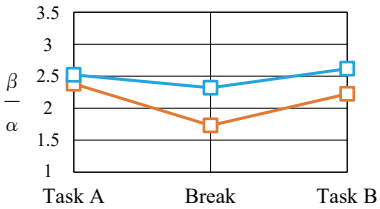


Fig. 3 (b) case Aop

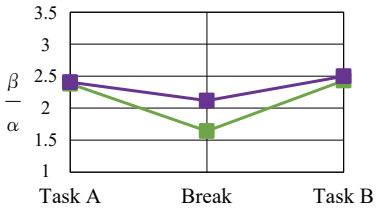


Fig. 3 (c) case Acl

Fig. 3 β per α Average by state (Subject 2)

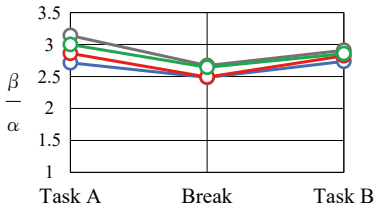


Fig. 4 (a) case Top

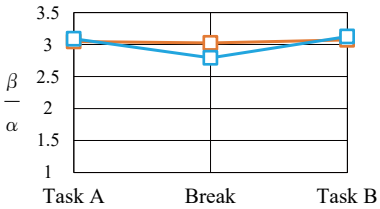


Fig. 4 (b) case Aop

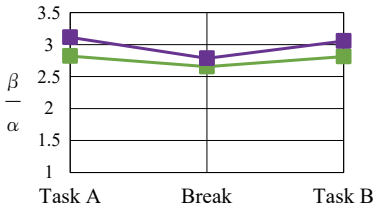


Fig. 4 (c) case Acl

Fig. 4 β per α Average by state (Subject 3)

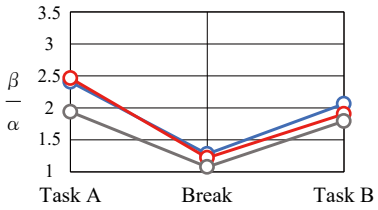


Fig. 5 (a) case Top

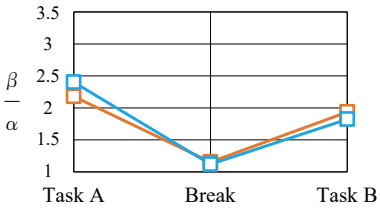


Fig. 5 (b) case Aop

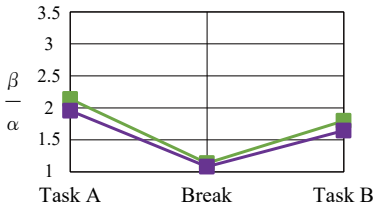


Fig. 5 (c) case Acl

Fig. 5 β per α Average by state (Subject 4)

定はしていないが、条件 Top よりも減少している条件があるため、被験者 2 は場合によっては集合住宅条件でよりリラックスできる可能性が示唆された。

3. 3 被験者 3 の傾向

全条件において同程度の値で、殆どの条件で休憩時に作業 A 時よりも減少していた。しかし、条件 Top である程度安定して減少しているのに対して、条件 Acl では比較的減少量が小さい。また、条件 Aop では条件 Aop2 ではある程度減少しているものの条件 Aop1 では殆ど低下しておらず、条件間で差が生まれていた。従って住宅の違いにより町家条件では安定してリラックスができ、窓開閉条件により自然換気時には安定しなかったがよりリラックスできる可能性が示唆された。

3. 4 被験者 4 の傾向

全条件で作業 A 時から休憩時にかけて β / α が減少する傾向が見られた。しかし、条件 Acl で条件 Top、Aop に比べて比較的減少量が小さい傾向が見られた。従って条件 Top、Aop では条件 Acl に比べて休憩時にリラックスしていた可能性が示唆された。

3. 5 全体の傾向

個人差が多く見られたが、被験者 1、被験者 2、被験者 3 において、条件 Top で作業 A 時から休憩時にかけての減少量が安定しているのに対して、条件 Aop、Acl で比較的不安定、もしくは減少値が小さい傾向が見られたため、住宅の違いによる影響で条件 Top で休憩時により安定してリラックスできる可能性が示唆された。また、被験者 1 と被験者 4 において休憩時の減少値が条件 Acl に比べて条件 Aop でより減少している傾向が見られたため、、窓開閉条件による影響で条件 Aop においてより休憩時にリラックスできる可能性が示唆された。

4. 心理評価

被験者 1、2、3、4 における自然光による明るさ、気流感、自然を感じる程度、周囲の印象（開放性）の結果を **Fig. 6**、**Fig. 7**、**Fig. 8**、**Fig. 9** に示す。

4. 1 被験者 1 の傾向

Fig. 6 より、条件 Top に比べて条件 Aop、Acl でより自然光による明るさを感じていた。**Fig. 7** より、気

流感において条件 Acl で感じる程度が低く、次に条件 Aop、条件 Top でより気流を感じていた。**Fig. 8** より、条件 Aop、Acl に比べて条件 Top でより自然を感じていた。**Fig. 9** より、条件 Top で開放的に感じており、条件 Aop、Acl では条件 Aop で比較的開放的に感じていた。

4.2 被験者 2 の傾向

Fig. 6 より、条件 Top に比べて比較的条件 Aop、Acl で自然光による明るさを感じていた。**Fig. 7** より、条件 Acl に比べて条件 Top、Aop でより気流を感じていた。**Fig. 8** より、条件間に大きな差は見られないものの、条件 Top1 でより自然を感じていた。**Fig. 9** より、条件 Top でより開放的と回答しており、条件 Aop、Acl では、条件 Aop で比較的開放的と回答をしていた。

4.3 被験者 3 の傾向

Fig. 6 より、条件間に大きな差は見られないものの、条件 Aop、Acl で比較的自然光を感じていた。**Fig. 7** より、条件 Acl に比べて条件 Top、Aop で気流を感じていた。**Fig. 8** より、条件 Aop、Acl に比べて条件 Top でより自然を感じていた。**Fig. 9** より、条件 Acl で閉鎖的に感じており、条件 Top、条件 Aop では条件 Aop でより開放的に感じていた。

4.4 被験者 4 の傾向

Fig. 6 より、条件 Acl に比べて条件 Top、Aop で比較的自然光を感じていた。**Fig. 7** より、条件 Acl に比べて条件 Top、Aop で気流を感じていた。**Fig. 8** より、条件間に大きな差は見られないものの、条件 Top1 で自然を感じていた。**Fig. 9** より、条件 Top で開放的に感じており、条件 Aop、Acl では条件 Aop でより開放的に感じていた。

4.5 全体の傾向

個人差が大きく見られたものの、住宅の違いにより、町家条件ではより自然を感じることができ、より開放的に感じる可能性が示唆され、集合住宅条件では自然光をより感じる可能性が示唆された。また、自然換気時には気流を感じ、より開放的に感じる可能性が示唆された。

5. 脳波と心理評価の関係

5.1 被験者 1 の傾向

Fig. 2、**Fig. 6**、**Fig. 7** より、全条件において自然光、気流を強く感じている条件 Aop2 で他条件に比べて休憩時に β / α が低下していた。

5.2 被験者 2 の傾向

Fig. 3、**Fig. 6** より、条件 Aop、Acl において自然光

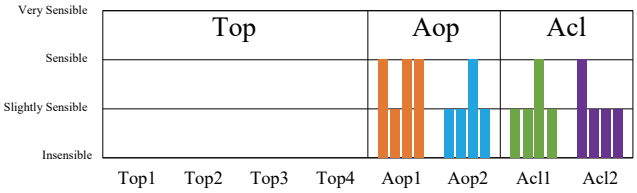


Fig. 6 (a) Subject 1

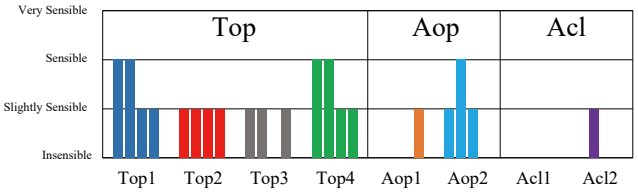


Fig. 7 (a) Subject 1

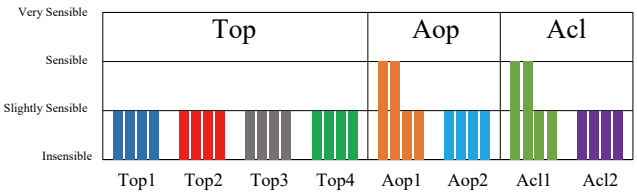


Fig. 6 (b) Subject 2

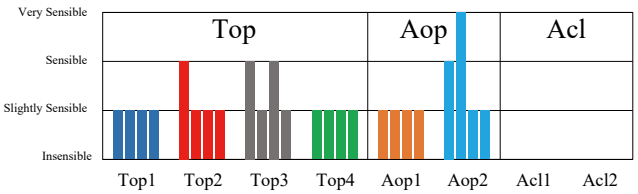


Fig. 7 (b) Subject 2

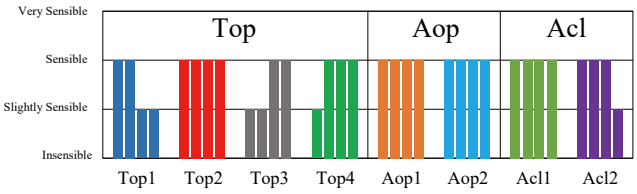


Fig. 6 (c) Subject 3

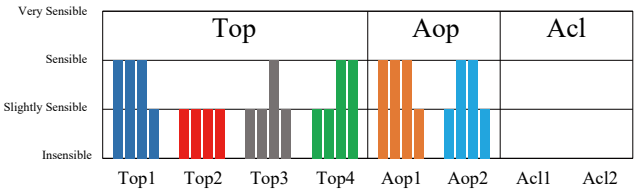


Fig. 7 (c) Subject 3

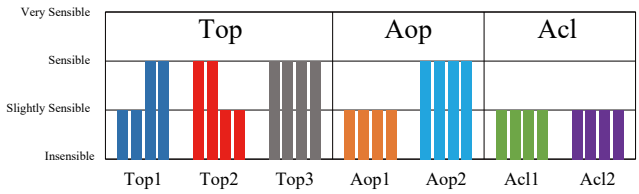


Fig. 6 (d) Subject 4

Fig. 6 Skylight

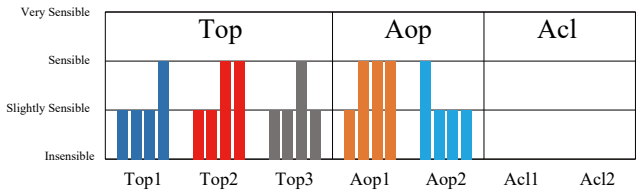


Fig. 7 (d) Subject 4

Fig. 7 Sence of air flow

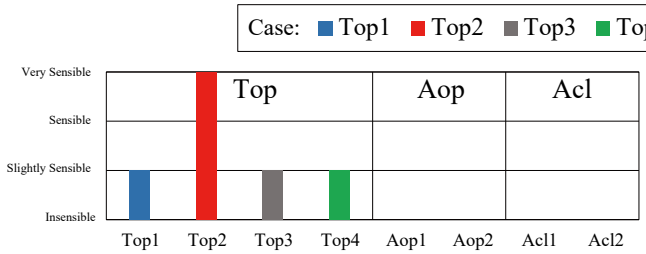


Fig. 8 (a) Subject 1

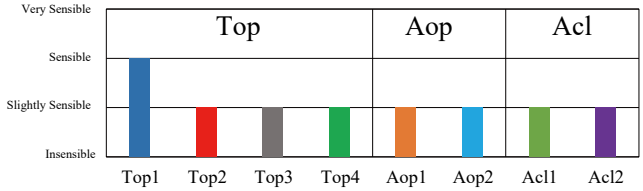


Fig. 8 (b) Subject 2

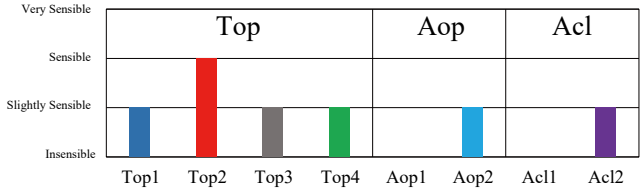


Fig. 8 (c) Subject 3

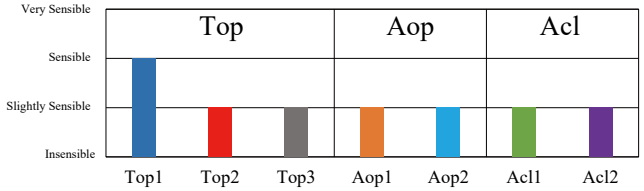


Fig. 8 (d) Subject 4

Fig. 8 Sence of Nature

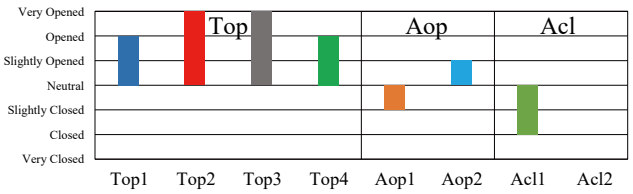


Fig. 9 (a) Subject 1

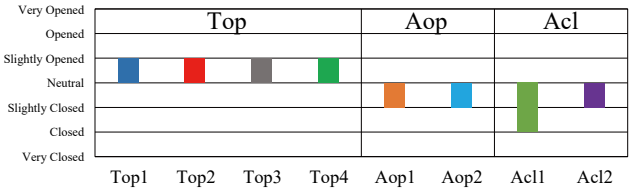


Fig. 9 (b) Subject 2

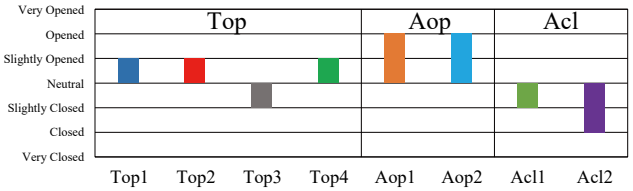


Fig. 9 (c) Subject 3

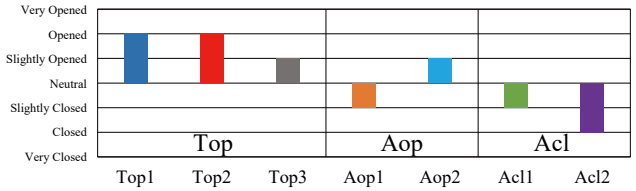


Fig. 9 (d) Subject 4

Fig. 9 Openness

の明るさをより感じると回答した条件 Aop1、Acl1 で休憩時に β / α が低下していた。条件 Top に比べ条件 Aop、Acl で自然光の明るさを感じる傾向が見られた。

5.3 被験者 3 の傾向

Fig. 4、**Fig. 8** より、条件 Aop、Acl において、自然をより感じると回答した条件 Aop2、Acl2 で休憩時に β / α が低下していた。また、自然を感じる程度において「やや感じる」以上を安定して回答した条件 Top では、休憩時に β / α が安定して低下していた。

5.4 被験者 4 の傾向

Fig. 5、**Fig. 9** より、条件 Aop、Acl において、周囲の印象（開放性）の評価が比較的開放的であった条件 Aop2、Acl1 において休憩時に β / α が低下していた。また、**Fig. 9** より条件 Aop、Acl に比べ条件 Top で周囲の印象（開放性）の評価がより開放的であった。

5.5 全体の傾向

個人差が多く見られたが、住宅の違いにより、町家条件では印象の評価が向上することで、集合住宅条件では自然光による明るさを感じることで休憩時によりリラックスできる可能性が示唆された。また、窓開閉条件による影響で自然換気時に気流を感じ、周囲が開放的な印象となることで、よりリラックスできる可能性が示された。

6. おわりに

本報では自然換気時の居心地について、住宅及び窓開閉条件の違いが被験者に与える影響を心理・生理学的な観点から考察した。結果より、伝統的町家では周囲の印象評価が向上し、また、自然を感じられることでよりリラックスできる可能性が示唆された。一般的な集合住宅では自然光を感じられることでよりリラックスできるが、伝統的町家に比べてリラックス度が安定しない可能性が示された。また、自然換気を行うことで気流を感じ、周囲が開放的な印象となることでよりリラックスできる可能性が明らかになった。今後はより詳しくデータを分析し、更に自然換気時の居心地を心理・生理学的な観点から解明していく予定である。なお、本研究は大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得て実施した。

－謝辞－

本研究は、株式会社大林組との共同研究であり、関係位各位に謝意を表します。

本研究にて実験施設を提供頂いた適塾、適塾記念センター及び大林組花壇寮関係者各位に謝意を表します。

－参考文献－

1) 長續ら：自然換気時の RC 集合住宅と伝統的町家における居心地に関する研究（その 1）被験者実験概要と実験結果 , 令和 5 年度 (第 53 回) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , 2023.3, 搭載予定

2) 仁科，中本 : 観葉植物，花，香りが人間に及ぼす生理・心理的効果の脳波および SD 法による解析，日本建築学会計画系論文集 ,1998 年 63 巻 509 号 p. 71-75

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

休憩空間における室内環境変化が在室者のリラックス・リフレッシュ効果に与える影響
（その 5）環境選択権の有無が在室者の心理・生理反応と知的生産性に及ぼす影響

Influence of Indoor Environment Changes in Relaxation Space on Relaxation and Refreshment Effects of Occupants (Part 5) Option of Indoor Environmental on Psychological and Physiological Responses and Productivity

○藤江　智暉（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
崔　ナレ（大阪大学）　竹村　明久（摂南大学）
小林　知広（大阪大学）

Tomoki FUJIE[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]
Akihisa TAKEMURA[*2]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]
[*1] Osaka University　[*2] Setsunan University

Recently, the importance of human health and well-being has been emphasized, as in the case of the WELL Building Standard. In office design, the environmental design of break spaces is attracting attention because taking effective break can enhance workplace productivity. This study aims to investigate the option of the change in the indoor environment during break on occupants' performance. Both the psychological and physiological responses of panel were observed under five different conditions of indoor break environment and the responses without break were also examined for comparison.

はじめに

近年、WELL 認証の様に人間の健康面が重要視される傾向が続き、オフィスでの休憩空間の必要性が増している。休憩空間の室内環境に関しては、既に研究[1)]が行われているが、休憩空間での環境選択権が利用者の心理・生理や作業効率に及ぼす影響についてはまだ解明されていない。本研究は、在室者の快適性・生産性が向上する休憩環境の提案を目的とし、本実験では、休憩空間の照明・におい・気流環境に着目し、その複合環境などが利用者の心理・生理反応および休憩後の作業効率に与える影響の検討を目的とする。前報[2)]では、休憩終了時に、リフレッシュ度向上を目的とした環境変化を行い、休憩中の環境変化の有無が利用者の心理・生理・知的生産性に与える影響を調べた。しかし、実験者側で設定した室内環境で実験を行ったため、急な環境変化を不快に感じる利用者も見られた。そこで、本報では利用者が休憩時の環境を設定できる条件を加え実験を行い、環境選択権の有無が与える影響について調べた結果を報告する。

1. 実験概要

実験は本学学内の実験室で行った（**Fig. 1**）。パネルには本学学生の男性 6 名（19 ～ 22 歳）を採用した。実験スケジュールを **Fig. 2** に示す。本実験では 2 回の作業の間に 10 分間の休憩時間を設け、休憩空間のにおい・照明・気流環境の変化が休憩中のパネルの心理・生理反応に及ぼす影響を調べた。実験条件を **Table. 1** に示す。リラックスすることを目的で設定した環境で 10 分間過ごす条件を Relax 条件とし、室内環境条件を実験者側で決め

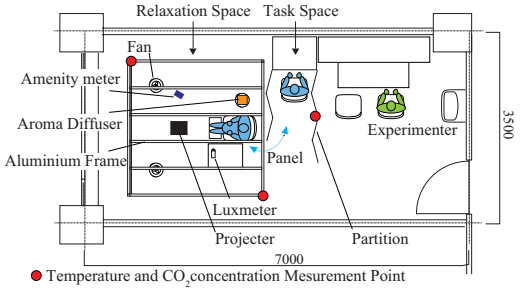


Fig. 1 Experimental room plan

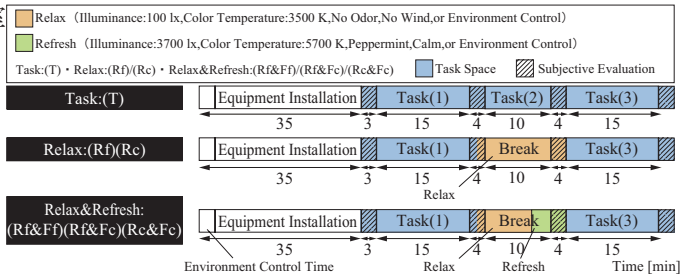


Fig. 2 Experimental process of each case

Table. 1 Environmental conditions of each phase

	Relax				Refresh			
	Illuminance(lx)	Color Temparature(K)	Wind(m/s)	Odor	Illuminance(lx)	Color Temparature(K)	Wind(m/s)	Odor
Task(1)(2)(3)								
Relax-fix(Rf)	100	3500	Calm	No Aroma				
Relax-control(Rc)	Environment Control							
Relax-fix&Refresh-fix (Rf&Ff)	100	3500	Calm	No Aroma	3700	5700	1.06	Peppermint
Relax-fix&Refresh-control (Rf&Fc)	100	3500	Calm	No Aroma	Environment Control			
Relax-control&Refresh-control (Rc&Fc)	Environment Control				Environment Control			

Table. 2 List of measurement items

Contents	Item
Environment	Temperature・Humidity・CO_2 concentration
Psychological Reaction	Relax Level・Refresh Level・Fatigue Level
	Two-Dimentional Mood Scale（Stability・Activity）
	Odor Intensity ・Odor Pleasantness Level・Thermal Comfort
	Brightness・Glare・Wind comfort hedonics
	Indoor environment comfort hedonics
Physiological Reaction	Electroencephalogram
Task	Achievement Rate・Error Rate of d2 test

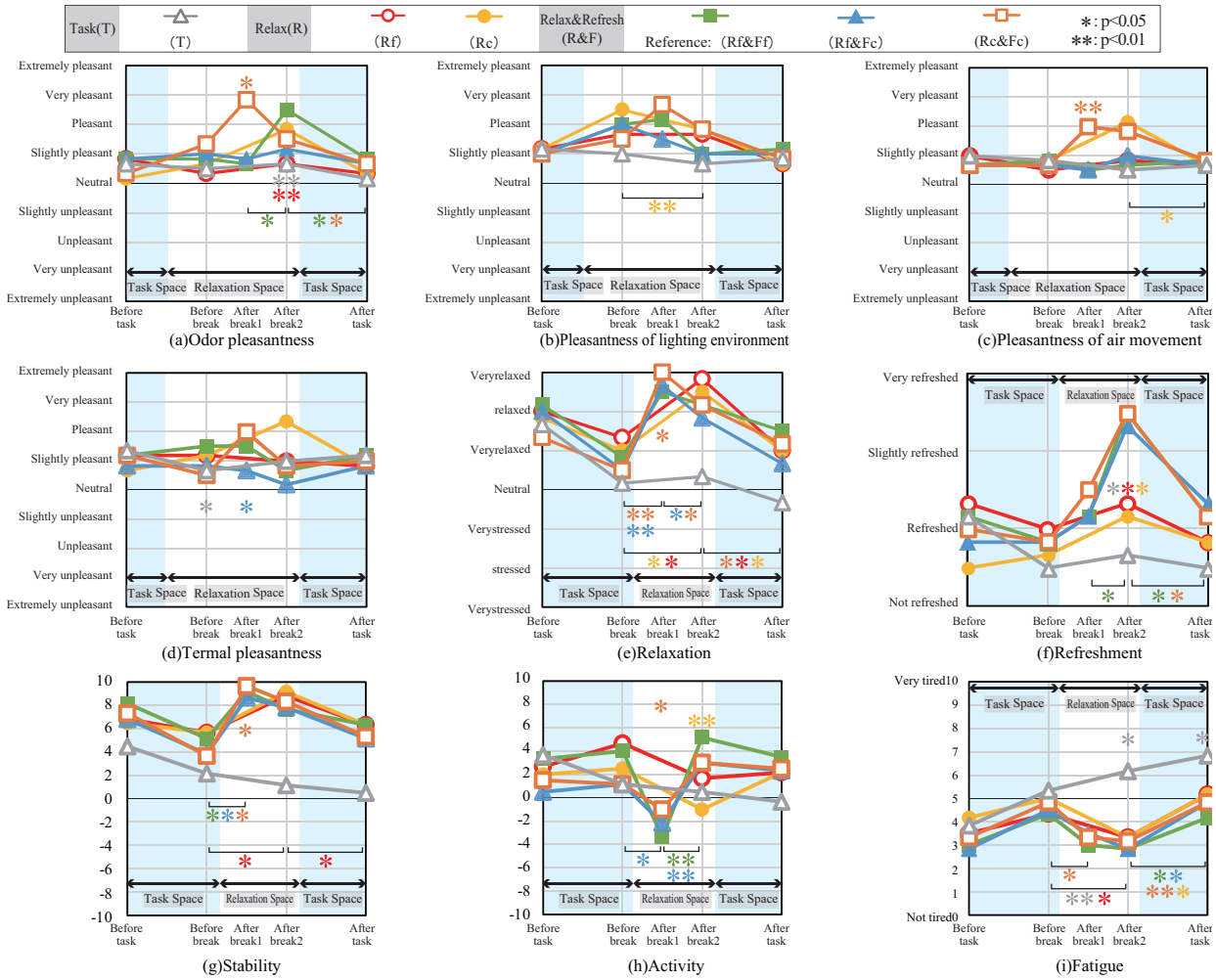


Fig. 3 Result of subjective evaluation (mean value of all panels)

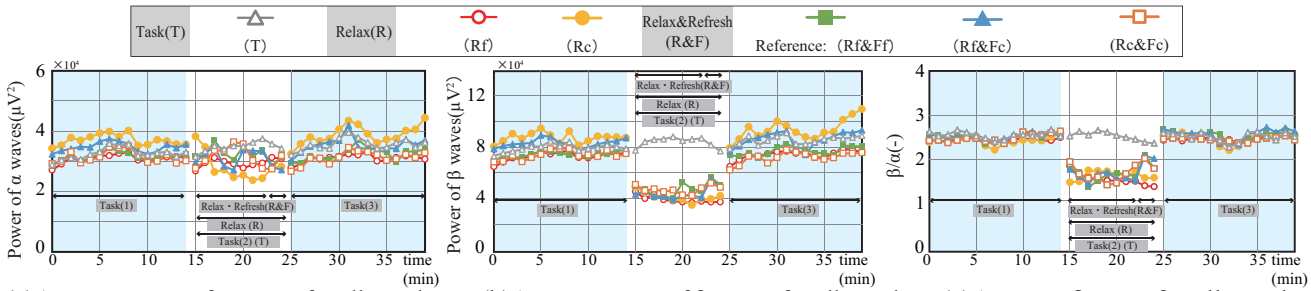
た条件を Rf（Relax 固定）、パネルが選択した条件を Rc（Relax 選択）とする。10 分間の休憩の間、最初 8 分はリラックスするが、最後の 2 分はリフレッシュし、覚醒した状態で次の作業に入れるように環境を変化させた条件を Relax & Refresh 条件とする。全ての環境を実験者側で決めた条件（Relax 固定 & Refresh 固定）を Rf & Fc とし、パネルが 2 分間の Refresh 時の環境のみを選択できた条件（Relax 固定 & Refresh 選択）を Rf & Fc、両方ともパネルが選択した環境に設定した条件（Relax 選択 & Refresh 選択）を Rc & Fc とする。また、比較とためにに、10 分間の休憩なしで作業を続けた作業条件（条件 T）を追加し、計 6 条件で実験を行った。実験開始後、パネルは休憩空間にて室内環境を 10 分間調整しながら、Rc 及び Fc の環境条件を設定する。その後、作業空間に移動し、生理反応測定機器を装着した後、1 回目の心理評価を行った。合計 15 分間作業（作業 (1)）を実施した後、2 回目の心理評価を行い、休憩空間で 10 分間休憩を行った。休憩終了後、3 回目の心理評価を実施した。ただし、2 分間のリフレッシュ休憩が入っている条件では、リラックス休憩時を思い出した心理評価も実施した。

実験室に関しては、日光の影響を避けるため、窓は遮光フィルムで覆った。作業空間は机上面照度を 750lx、色温度 3500K に統一し、実験者が見えないようパーティションで区切った。休憩空間には照度と色温度が変更可能な電球を取り付けた。リラックス状態の休憩環境は顔面照度 100lx、色温度 3500K、におい噴霧無し、気流無しの条件で統一した。心理生理反応の測定項目を **Table. 2** に示す。生理反応として、脳波 ((株) ミユキ技研 ,MP208) を測定し、心理反応としてアンケートを回答させた。脳波は国際法 10-20 法に従い、O1.O2(後頭部)、Fp1. Fp2(前頭部) を測定した。

2. 実験結果と考察

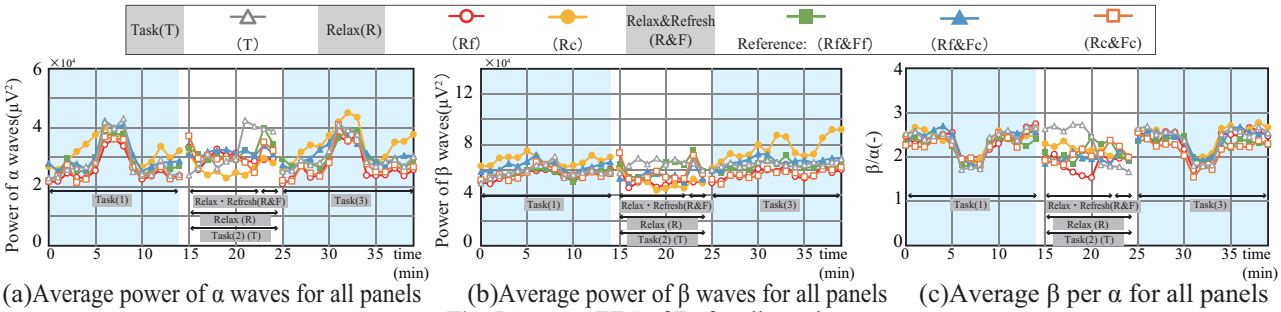
2. 1 心理量測定結果と考察

心理量の結果を、**Fig. 3** に示す。室内環境の快不快度やにおいの快不快度 **(Fig. 3(a) ～ (d))** より、条件 (Rc&Fc) において、リラックス中、リフレッシュ後について高い評価が見られた。よって、休憩中の環境を選択することが、固定された環境で過ごす場合よりも、休憩空間の室内環境を快適に感じる可能性が示された。また、リフレッシュしやすさ **(Fig. 3(f))** より、条件 (Rf&Ff) については休憩前から作業後にかけて有意差がみられ、休憩中に大きく環境を変化させることで休憩中十分にリフレッシュできる可能性が示された。リラックス度、リフレッシュ度 **(Fig. 3(e)、(f))** について条件 (Rc&Fc) では、リ



(a)Average power of α waves for all panels (b)Average power of β waves for all panels (c)Average β per α for all panels

Fig. 4 Average EEG of O for all panels



(a)Average power of α waves for all panels (b)Average power of β waves for all panels (c)Average β per α for all panels

Fig. 5 Average EEG of Fp for all panels

ラックス中、リフレッシュ後において高評価がみられた。特にリラックス度では有意差も見られており、安定度 (**Fig. 3(g)**) についても、同様に条件 (Rc&Fc) において有意に高い評価が見られた。よって、休憩中の環境を選択することが休憩空間で利用者をリラックスさせやすくなる可能性が示された。活性度 (**Fig. 3(h)**) について、条件 (Rf&Ff)、(Rf&Fc) では活性度がリラックスからリフレッシュにかけて有意に上昇しており、休憩終了時に利用者がリフレッシュできるように室内環境を変化させることによって利用者が活性化していた可能性が示された。疲労度 (**Fig. 3(i)**) について、条件 (T) では、他条件と比較して実験中有意に値が高いことから休憩することが作業後の疲労度の軽減につながる可能性が示された。

2. 2 生理量測定結果と考察

脳波は FFT を施して α 波 (8 ～ 13 Hz) と β 波 (13 ～ 30 Hz) のパワー値 (μV^2)、α 波および β 波のパワー値を α 波と β 波、θ 波 (4 ～ 8 Hz)、δ 波 (0.5 ～ 4 Hz) それぞれのパワー値の総和で割った α 波含有率、β 波含有率、β 波のパワー値を α 波のパワー値で割った β/α を求めた。なお、作業課題時などの集中が必要なときに β/α は増加するとされる。

考察にあたっては、全条件で、作業 (1) の評価はいずれの条件でも環境条件は同じであることから比較対象とせず、作業 (1) 以降の評価のみ条件間比較を行った。

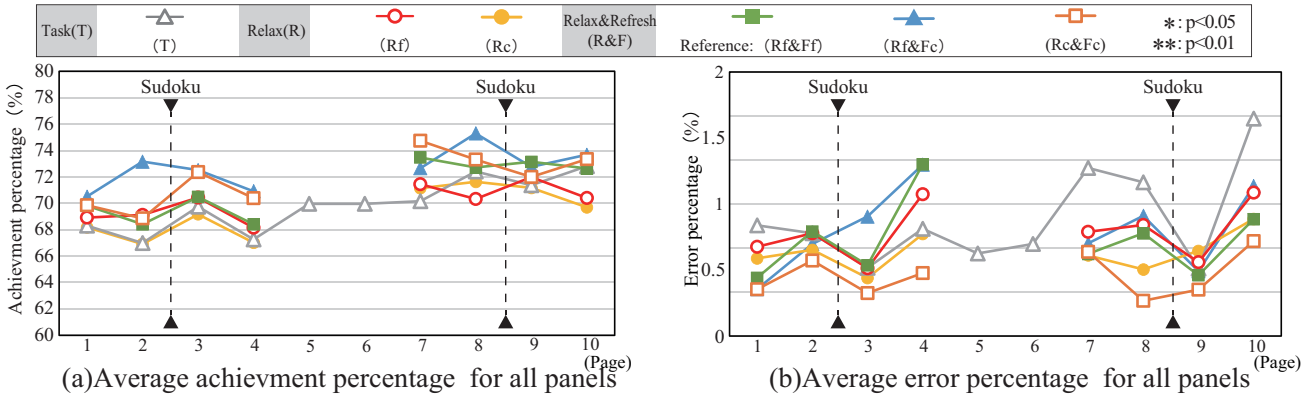
O1・O2 の脳波の β/α の平均のパネル平均、α 波のパワー値のパネル平均、β 波のパワー値のパネル平均を **Fig. 4**、それぞれの Fp1・Fp2 の脳波の平均を **Fig. 5** に示す。脳波は実験中連続測定 (1000Hz) しており、1 分毎に平均した値を示している。プロットは 1 分間平均を示しており、0 ～ 14 点目は作業 (1)、15 ～ 22 点目はリラックス、23 ～ 24 点目はリフレッシュ (条件 (Rf)、(Rc) では 15 ～ 24 点目はリラックス、条件 (T) では 15 ～ 24 点目は作業 (2))、25 ～ 39 点目は作業 (3) である。

既往研究と同様に、脳波 O の β/α(**Fig. 4(c)**) の値が d2 テスト時に比べて休憩時では減少しており、パネルは休憩時はリラックスしていたと考えられる。また、条件 (Rf&Ff)、(Rf&Fc) は条件 (Rf)、(Rc) と比較して、β/α 、β 波パワー値 (**Fig. 4(b)、(c)**) の値がリフレッシュ開始時に上昇しており、室内環境を変化させた影響により、パネルが覚醒状態になっていた可能性が考えられる。一方で、脳波 Fp の β/α(**Fig. 5(c)**) から作業の途中で値が大きく低下していた。また、この原因として α 波パワー値 (**Fig. 5(a)**) が作業時間中の数独を解いている間上昇していることが認められ、数独作業中に解くことによって前頭部の脳波の α 波パワー値が上昇することが示された。しかし、脳波 O についてはこの現象は見られず、脳波 O と Fp で異なる結果が得られ、同じ行動でも脳波の測定部位によって異なる反応を示す可能性が分かった。

2. 3 作業成績結果と考察

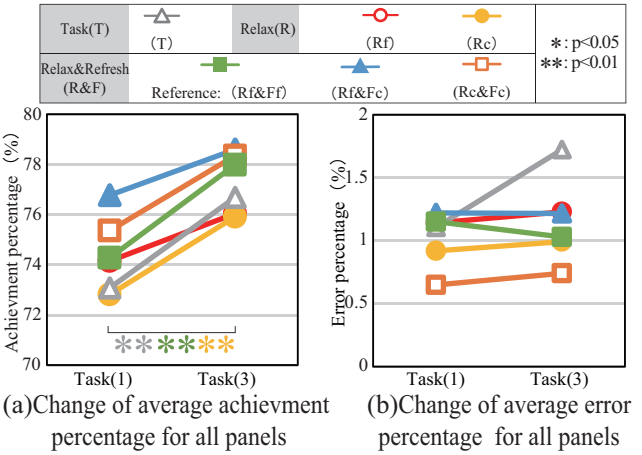
本実験では作業として d2 テストと数独を行った。d2 テストは、上下に 1 ～ 4 個の点が付いた d と p の 47 文字、14 行で構成されており、文字の上下の点が合計 2 つの d の文字に斜線で印をつける。テスト 1 回の内容は、各行 12 秒の制限時間で 14 行続けて実施する。作業 (1)、作業 (2)、作業 (3) における作業時間中のスケジュールは以下の通りである。作業 (1)、(3) では d2 テストを 2 回解かせた後に、数独を行い、その後 d2 テストを再度 2 回解かせた。作業 (2) では d2 テストを 1 回解かせた後に、数独を行い、その後 d2 テストを再度 1 回解かせた。これらを組み合わせ、条件 (T) では d2 テスト 10 回、条件 (T) 以外では d2 テストを 8 回実施した。

d2 テストは、達成率及びミス率で評価した。達成率



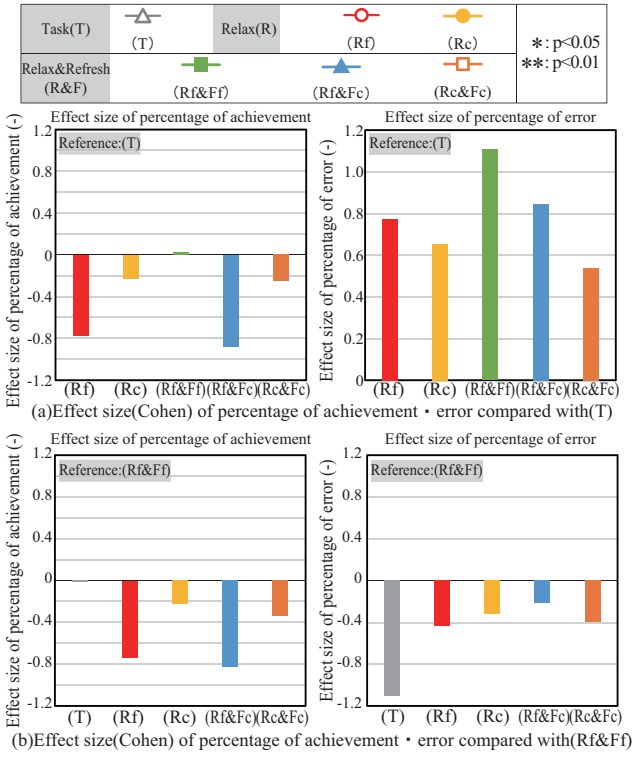
(a)Average achievment percentage for all panels　(b)Average error percentage for all panels

Fig. 6 Average achievment/error percentage for all panel



(a)Change of average achievment percentage for all panels　(b)Change of average error percentage for all panels

Fig. 7 Change of Average achievment/error percentage for all panel



(a)Effect size(Cohen) of percentage of achievement・error compared with(T)

(b)Effect size(Cohen) of percentage of achievement・error compared with(Rf&Ff)

Fig. 8 Effect size(Cohen) of percentage of achievment and error

とは、総回答数を総文字数で割った値、ミス率は間違えた文字数を総回答数で割った値を d2 テスト 1 枚ごとに算出し、各条件で全パネル平均したものを結果として採用した。考察にあたっては、条件 (Rf&Ff) と他の条件間、作業 (1) での d2 テスト 4 回の成績の平均値を前半平均、作業 (2) での d2 テスト 4 回の成績の平均値を後半平均として前半と後半の平均の間で t 検定を行った。

Fig. 6 に作業成績として d2 テスト 8 回 (条件 (Rf)(Rc)(Rf&Ff)(Rf&Fc)(Rc&Fc))、または 10 回 (条件 (T)) の達成率、ミス率を示す。また、達成率とミス率の作業前半の平均値と作業後半の平均値の比較を行った結果を **Fig. 7** に示す。達成率（**Fig. 7(a)**）では、作業 (1) と作業 (3) について、条件 (T)、(Rc)、(Rf&Ff) では有意に達成率が上昇していた。一方で、ミス率（**Fig. 7(b)**）では条件 (T) について、他条件と比べて上昇しており、作業の合間に休憩しないことが作業のミス率に影響する可能性が示された。達成率とミス率の前後半平均の比率について条件 (T)、条件 (Rf&Ff) を基準にして算出した各条件の効果量の結果を **Fig. 8** に示す。効果量とは効果の大きさを統計的に表す指標で、帰無仮説が正しくない程度を量的に表している。本研究では、作業成績に対する作業の有無と、環境選択権の有無の差を検討するため、群の平均値の差を標準化した効果量である Cohen の d を用いた。条件 (T) を基準にしたミス率の効果量（**Fig. 8(a)**）では全条件で一定の効果量がみられ、休憩することがミス率の抑制に影響する可能性が示された。また、条件 (Rf&Ff) を基準にした達成率・ミス率の効果量（**Fig. 8(b)**）では全条件である程度の負の効果量が認められ、休憩中の環境を選択することや、休憩中の環境を変化させることが作業成績に与える影響は大きくないことが示された。

3. おわりに

本報では作業間の休憩中の環境選択権の有無による生理反応・作業成績への影響について報告した。休憩中のにおい・照明・気流環境の選択がパネルに心理的に良い影響を与える可能性が示された。なお、本研究は大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得て、実施した。

【参考文献】

1) 伊藤稔：休憩時の照明環境がリラックス度に与える影響の検証，同志社大学ハリス理化学研究報告 59(4), pp.211-216, 2019,1
2) 藤江ら：休憩空間における室内環境変化が在室者のリラックス・リフレッシュ効果に与える影響（その 4）照明・気流・におい環境の変化時の生理反応及び知的生産性，空気調和・衛生工学会大会学術講演梗概集 ,pp.17-20, 2022.9

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

ペアリング消臭試行における想起するにおい名に関する研究

Study on Conjuring Name of Odor in Case of Pairing Deodorization Trial

○ 竹村　明久（摂南大学）　木野元　俊介（摂南大学）

Akihisa TAKEMURA Shunsuke KINOMOTO
Setsunan University

There is significantly less knowledge about pairing deodorization method, which is a method for improving the comfort of the malodor by adding chemical substances so that the sniffers perceive it as a different smell. We conducted the experiment that the thirty participants sniffed three malodors and nine mixed odors and so on. It was investigated what smells the participants judged to be, and consequently, was revealed there was slightly relationship between the odor impression and the pairing effect, and the part of the mechanism for recognizing participants' odor sources.

1. はじめに

ペアリング消臭は変調法[1)]とも呼ばれ、悪臭成分に異なるにおい成分を付加して総合的に異なるにおいであると認識させて不快感を改善する手法である。この手法は、悪臭除去を伴わない点がマスキング消臭と同一だが、悪臭を覆う高濃度での空間噴霧は必要とせず、付加したにおい成分との混合臭としての総合的な評価が悪臭と異なることに主眼が置かれる点が特徴である。付加後に想起させたいにおい成分の構成が既知で、悪臭がその構成成分の一部であることが実施の前提になるが、公開されたペアリング消臭に関する研究は多くはなく[2)]、基礎資料が著しく少ない現状にある。また、におい名の認識には必ずしも一定のにおい成分が完備されなくとも評価者が「それっぽい」と認識できることも経験的に知られている。ペアリング消臭を今後活用するにあたっては、基礎データ整備と、検臭時のにおい名の認識に関するさらなる知見が不可欠である。本研究では、3種の生活悪臭のペアリング試行を実施して、印象評価とにおい名認識の関係を把握することを目的とする。

2. 実験概要

実験は2022年11月7～24日に会議室（温湿度：19.1～23.8 ℃、33～50%RH）にて31名の学生に実施して、1名の嗅覚検査不合格者を除いた30名（男性19、女性11名：平均21.6歳）で分析することにした。

においは「悪臭（MLO）」3条件（イソ吉草酸 Ia：第一薬品産業、アセトアルデヒド Aa、ジアセチル Da：和光純薬）、「悪臭」に1種ずつ付加した「ペアリング臭（PAR）」3種について3濃度段階を用意した9条件（バニラエッセンス v1～3：浅古香料化学、酢酸エチル e1～3、酢酸イソペンチル i1～3：和光純薬）と、それらの「混合臭（MIX）」9条件（Ia_v1～3、Aa_e1～3、Da_i1～3）、そして混合後に目指したにおいモデルとして「想定臭（TRG）」3条件（チョコレートエッセンス Ch、アオリンゴエッセンス Ae、バナナエッセンス Be：浅古香料化学）を設けた総計24条件とした。提示試料は試料採取袋（PET製10L：近江オドエアーサービス）に注入した原臭を活性炭槽を通した室空気で希釈して作製した。各濃度は表1に示す。

実験はMLO条件とPAR条件の1stフェーズ、TRG条件の2ndフェーズ、MIX条件の3rdフェーズの順に実施し、フェーズ内でラテン方格にて試料提示順を決定した。1stフェーズでは、

Table 1 Odor conditions and each concentration

Malodor	[MLO]	Paring odor	[PAR]	Target odor	[TRG]
Isovaleric acid	[Ia] 0.11 [ppm]*	Vanilla ess.	[v1] 2.3×10^{8} [-]	Chocolate ess.	[Ch] 7.3×10^{5} [-]
Acetaldehyde	[Aa] 0.20 [ppm]		[v2] 9.7×10^{8} [-]	Aoringo ess.	[Ae] 9.7×10^{3} [-]
Diacetyl	[Da] 17 [-]		[v3] 1.3×10^{9} [-]	Banana ess.	[Be] 5.5×10^{4} [-]
		Ethyl acetate	[e1] 0.38 [ppm]		
			[e2] 1.1 [ppm]		
			[e3] 3.8 [ppm]		
		Isoamyl acetate	[i1] 0.025 [ppm]		
			[i2] 0.074 [ppm]		
			[i3] 0.25 [ppm]		

(Odor concentration [-], * : Theoretical concentration)

Mixed odor	[MIX]
Isovaleric acid × Vanilla ess.	[Ia_v1], [Ia_v2], [Ia_v3]
Acetaldehyde × Ethyl acetate	[Aa_e1], [Aa_e2], [Aa_e3]
Diacetyl × Isoamyl acetate	[Da_i1], [Da_i2], [Da_i3]

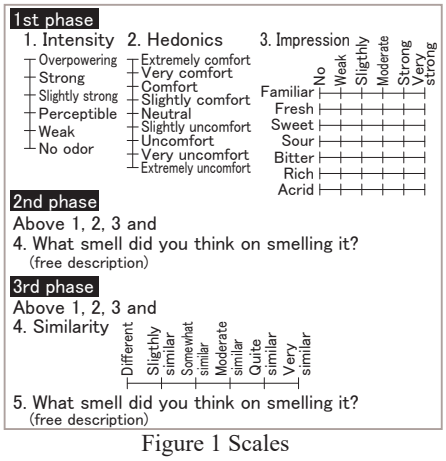


Figure 1 Scales

評価項目はにおいの強さ、快・不快と印象（親しみやすさ、さわやかさ、甘さ、酸っぱさ、苦さ、深み、ツンとした）とした。2nd フェーズでは、上記に加えて検臭して認識したものを自由記述で回答させた。3rd フェーズの混合臭提示時には、対になる想定臭袋も検臭して確認させて、上記に加えて混合臭と想定臭の類似度を評価させた。評価項目を図 1 に示す。

3. 結果と考察

3.1 におい条件の評価傾向

図 3 ～ 10 に、全条件のにおい評価を示す。横軸はにおい条件、縦軸は各評価尺度とし、プロットで平均評価、円の面積で度数を示した。図 3 のにおいの強さ評価は、Ia と v の混合試行では MIX 評価は MLO と PAR の中間ないしは PAR に近い評価だったが、Aa と e、Da と i の混合試行では MIX 評価が MLO と PAR より高い条件が散見された。また、TRG 評価は Ia と v の混合試行では Ch がいずれの条件より著しく低かった。Aa と e、Da と i の混合試行でも、MIX 評価よりは TRG 評価は低い傾向だった。

図 4 の快・不快評価は、MLO の 3 条件のうち Ia は不快側評価だったものの、Aa と Da は中庸に近かった。PAR の 3 × 3 条件のうち v と i は快側で、e は中庸程度だった。MIX 評価は、Ia と v の混合試行では MLO と PAR 評価の中間程度で不快感は MLO より改善したものの Ia_v3 以外は不快側評価だった。Aa と e、Da と i の混合試行では、いずれも中庸付近の評価だった。TRG 評価は 3 条件ともわずかに快側評価だった。

図 4 の印象「親しみ」評価は、MLO の 3 条件のうち Aa と Da では「かすかに感じる」程度の評価だった。PAR の 3 × 3 条件のうち v と i は「軽度に感じる」程度だったが、e は「かすかに感じる」程度で MLO である Aa と同等だった。MIX 評価は Ia と v、Da と i の混合試行では MLO と PAR 評価の中間程度だったのに対し、Aa と e の混合試行では MLO と PAR 評価より高い評価だった。これは、評価者が混合臭に対して異な

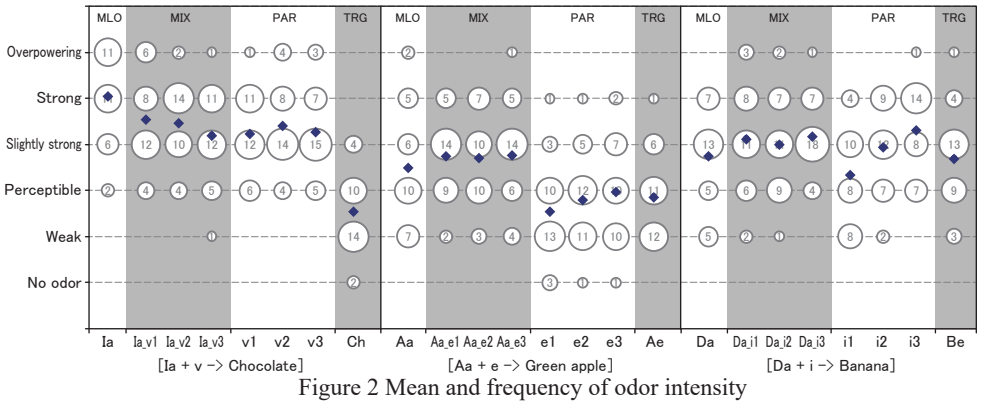


Figure 2 Mean and frequency of odor intensity

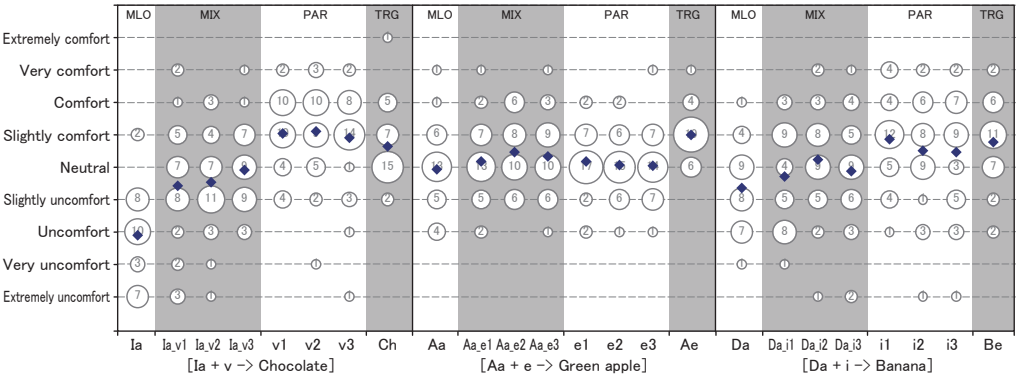


Figure 3 Mean and frequency of odor hedonics

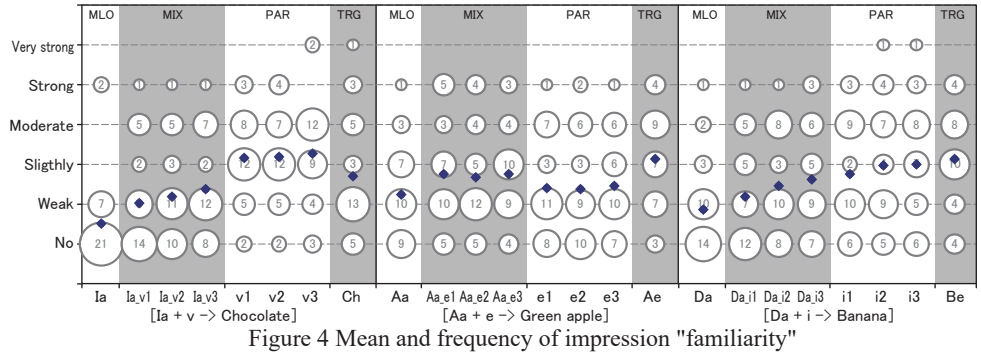


Figure 4 Mean and frequency of impression "familiarity"

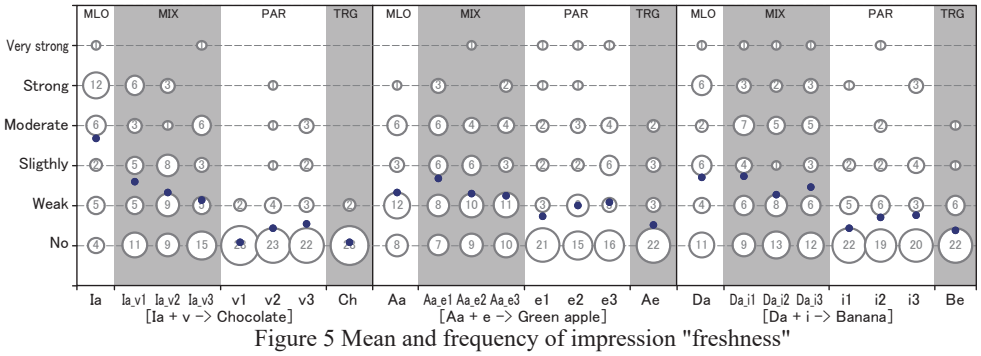


Figure 5 Mean and frequency of impression "freshness"

る発生源を想起した可能性を示唆すると考える。

図5の「さわやかさ」評価は、MLOは高くTRGは低い評価だった。PARはeがvとiよりやや高いものの「かすかに感じる」程度だった。MIX評価はIaとvの混合試行ではMLOとPAR評価の中間程度で、他の2試行ではMIXがMLO評価と同等だった。

図6の「甘さ」評価は、MLOで低くTRG評価は比較的高かった。PAR評価はvで「強く感じる」程度と非常に高く、続いてiも比較的高かったがeは低くMLOのAaと同程度だった。MIX評価はIaとv、Daとiの混合試行ではMLOとPAR評価の中間程度で、Aaとeの混合試行ではMLOとPARが同程度だったためかMIX評価も両者と同程度だった。

図7の「酸っぱさ」評価は、MLO評価は3条件とも「軽度に感じる」程度で、TRG評価は対になるMLOより低評価だったが、Aaとeの混合試行ではAaとAeは比較的近い評価だった。PAR評価はvでほぼ「感じない」だったが、eとiは「かすかに感じる」程度だった。MIX評価はMLOとPAR評価の中間かMLOに近い傾向だった。

図8の「苦さ」評価はIaとv1、v2が「かすかに感じる」程度であるほかはほぼ「感じない」だった。

図9の「深み」評価は、MLO評価は3条件とも「かすかに感じる」で、TRGと近い評価だった。PAR評価はvで高かったが、eとiはMLOと同程度だった。

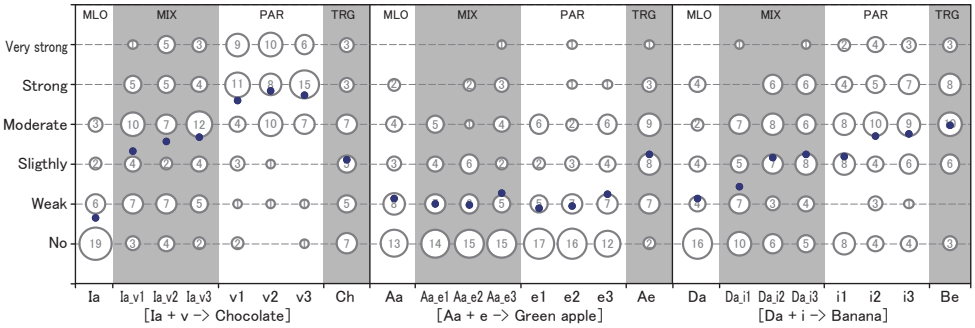


Figure 6 Mean and frequency of impression "sweetness"

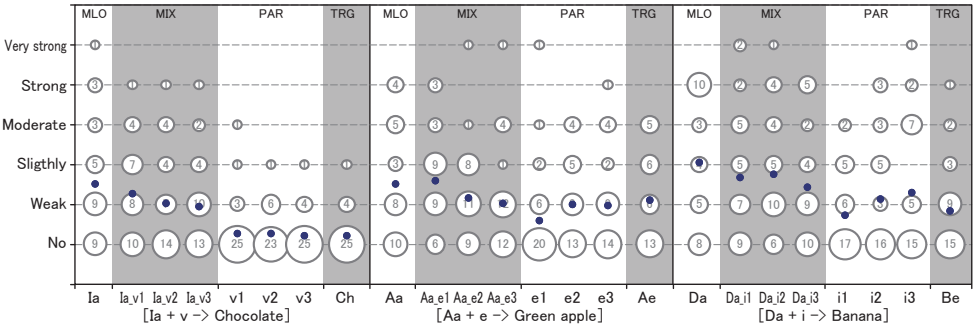


Figure 7 Mean and frequency of impression "sourness"

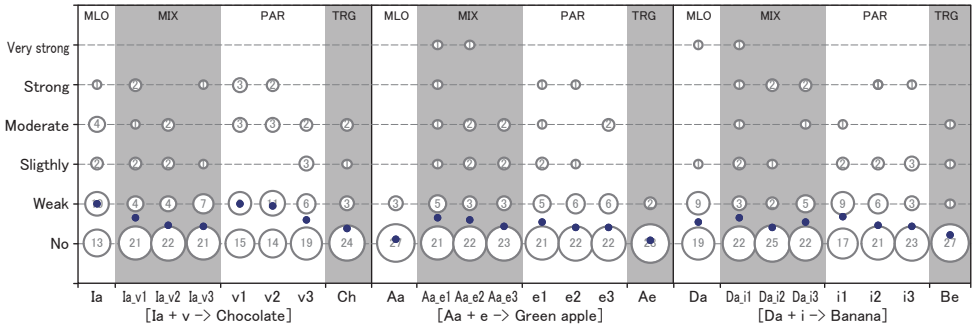


Figure 8 Mean and frequency of impression "bitterness"

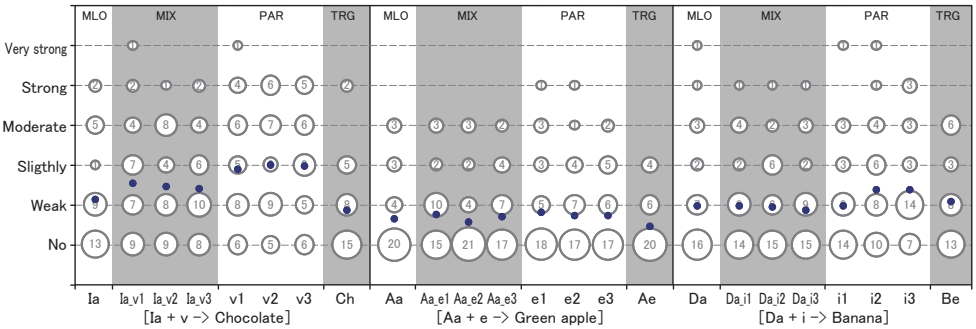


Figure 9 Mean and frequency of impression "richness"

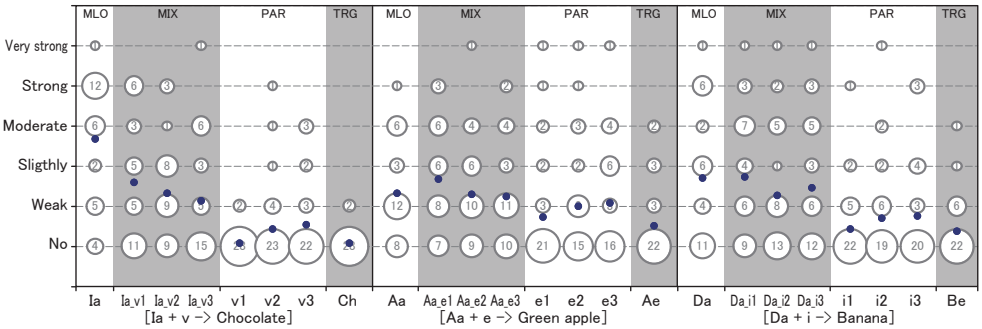


Figure 10 Mean and frequency of impression "acridity"

MIX評価はMLOとPARの中間程度だった。

図10の「ツンとした」評価は、MLO評価ではIaが「感じる」程度と高く、DaとAaでは「軽度に感じる」程

度だった。TRG は 3 条件とも「感じない」で、PAR 評価も e のみわずかに感じられたもののほぼ「感じない」だった。MIX 評価は、Ia と v の混合試行では MLO と PAR 評価の中間程度だったが、他の 2 試行では MLO 評価と同程度だった。

3.2 MIX と TRG の類似度評価

図 11 に MIX と TRG の類似度評価を示す。横軸は MIX 条件、縦軸が類似度尺度とした。プロットは平均値を、円の面積で度数を示す。MIX 条件間の多重比較を実施したが有意差は検出されなかった。Da と i の混合試行では他の 2 試行よりわずかに高い傾向だが、類似度は総じて高くなかった。図 4 ～ 10 の印象評価のうち、Da と i の混合試行では MIX と TRG が類似し、他の 2 試行で異なる項目は見当たらず、両者の印象の類似が類似度評価に影響するかはわからなかった。

3.3 MIX 試料の発生源認識

MIX と TRG 試料には、検臭して想定した発生源名を自由記述で回答させた。その結果を実験者が分類して図 12 に示す。横軸は TRG と MIX 条件、縦軸は回答度数を示す。TRG 試料は市販の食品香料としたが、Ch と Ae は正答が 25% 程度で最高の Be でも 2/3 だった。MIX 試料では、Ia と v の混合試行はいずれの混合比の場合にも Ch と同程度の正答率だった。両条件は「バニラ」回答も同程度だったが、MIX の方が「バナナ」と「悪臭」が多く見られ、特に「悪臭」は Ch では見られない回答だった。Ia_v2 の「病院」も特徴的だった。Aa と e の混合試行では、Aa_e1 は Ae よりやや低い正答率だったが、e の混合比が高い方が正答率が低かった。反対に、「接着剤」回答は e の混合比が高い方が多く見られ、e（酢酸エチル）の混合比が高い影響だったことがわかる。「接着剤」回答は Ae では見られなかったことから、これが図 11 の類似度が高くなかった理由だったと推定される。Da と i の混合試行では、MIX の「バナナ」回答は 50% 程度あって、Be に比較的近かった。「悪臭」と「接着剤」は Be になく MIX に見られた回答だった。

多様な生活空間の悪臭に対してペアリング消臭を行う状況を考えると、比較的単純化したペアリング臭が要求され、完全に想定臭であるとは認識されなくとも、認識する発生源が元の悪臭ではない状況が求められると考える。図 12 における Ia と v、Da と i の混合試行のように、悪臭を想定する回答者が少数であればペアリング消臭は成功とするのが現実的と考えられる。一方で、Aa と e の混合試行のように接着剤が多く回答された状況は避けたい状況と考えられるが、図 4 ～ 10 の印象評価を振り返ると、MIX と PAR 評価が比較的近かったことから MIX で酢酸エチルの接着剤様が卓越したことと、MLO（アセトアルデヒド）と PAR（酢酸エチル）の評価がかなり類似したことの 2 点が MIX に化学物質を想起させた可能性があり、MLO と PAR の印象が異なる試料同士でのペアリングが有用ではないかと予想された。一方で、Aa と e、Da と i の混合試行は単一化学物質であったものの、図 12 に示したように食品香料に比較的近い割合の発生源認識が得られたことから、においの印象の特徴を把握することで非常に少数の化学物質でも、ある程度の発生源認識の変化を期待できる一端を示すことができたともいえる。今後、印象評価を軸にした混合組合せについても検討を進める必要があろう。

4. おわりに

本報では、3 種の単一化学物質を生活悪臭とみなし、食品香料または単一化学物質でのペアリング試行を行い、においの印象を軸に発生源認識、および想定臭との類似度の側面から混合臭に対するにおい評価を検討した。引続き、印象を軸にパラメトリックに整理した組合せでケーススタディを進める必要がある。

参考文献

1) 光田恵，岩橋尊嗣，棚村壽三：きちんと知りたいにおいと臭気対策の基礎知識，日刊工業新聞社，pp. 142-143，2018
2) 例えば，日浦遼介，高村秀紀：老人ホームのおむつ保管室における消臭剤の効果検証，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp. 21-24，2022

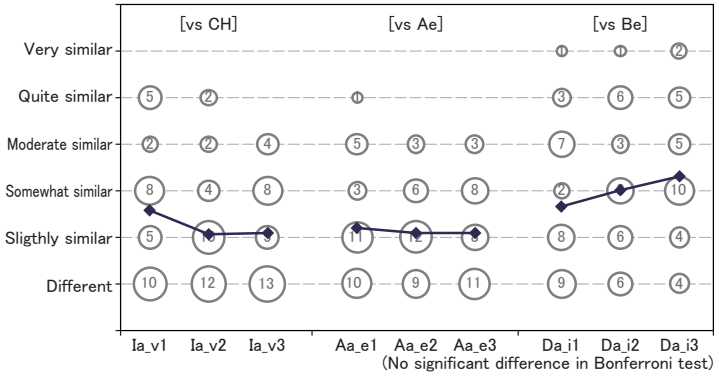


Figure 11 Comparison of similarity among MIXs and TRG

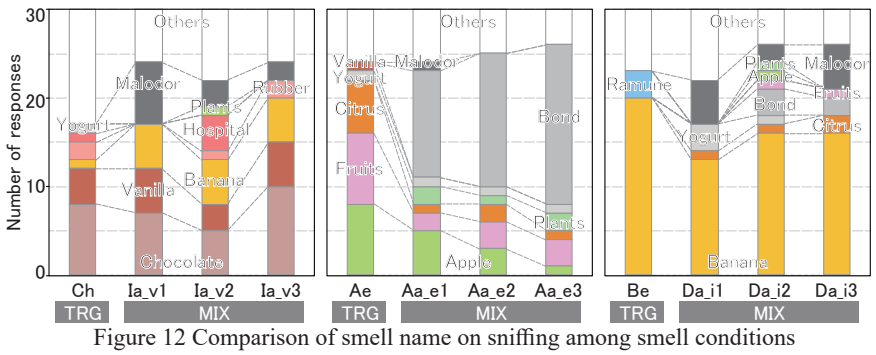


Figure 12 Comparison of smell name on sniffing among smell conditions

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

香り環境下における学習効率に関する研究
（その 10）精油噴霧時の臭気濃度と香りの心理評価特性

Learning Performance in Odor Environment with Aroma Oils
(Part10)Odor Concentration and Psychological Evaluation under Aroma Oils Spraying

○福本　柊一郎（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
竹村　明久（摂南大学）　小林　知広（大阪大学）　山口　剛毅（大阪大学）
Shuichiro FUKUMOTO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]
Akihisa TAKEMURA[*2]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Koki YAMAGUCHI[*1]
[*1]Osaka University　[*2]Setsunan University

In this study, we have investigated the effects of odors on learning spaces. In this report, we conducted an experiment to investigate the effects of different odor concentrations on psychological evaluation. Measurement odor concentrations and psychological evaluation of odor under different odor concentration conditions with 10 kinds of essential oils. In the psychological evaluation measurement, panels were asked to respond to the evaluation under the normal condition and the evaluation under the assumed learning. As a result, the evaluation tended to be more severe during the assumed learning condition than during the normal condition.

1. はじめに

建物の環境性能に関する総合評価指標として利用が進む Well 認証では、建物の環境・エネルギー性能の評価に加え、利用者の健康・心理状態を評価項目としてあげている。近年、建築環境によって省エネ性や温熱快適性だけでなく、利用者の健康や心理状態を向上させることが求められつつある。そのような社会背景の中で「香り」は在室者のリラックス効果や作業効率の向上[1)]を促す室内環境の新たな付加価値として注目されている。

そこで、本研究では、未だに香りの適用例が少ないとされる学習空間に着目し、香りが学習空間の在室者の心理に及ぼす影響を調査してきた。昨年度に大学自習室で行った既往研究[2)]では、臭気強度の違いによる香りの評価への影響がみられた。本報では既報で用いた精油の臭気濃度測定および臭気濃度と心理評価の関係に関する実験の結果を報告する。

2. 実験概要

本実験は 2022 年 11 月～12 月の期間で実施し、本学学生 12 名 (男性 6 名、女性 6 名、22 ～ 24 歳) をパネルとし、いずれのパネルも喫煙習慣はなかった。パネルには、参加時間に応じて適切な報酬を支払った。

精油は、既報[2)]で使用された、レモン (LE)、ローズマリー (RM)、ペパーミント (PM)、ラベンダー (LA)、ヒノキ (CY)、ゼラニウム (GE)、ユーカリ (EU)、ベルガモット (BE)、ティートリー (TT) と比較としてこれらの香りと質が異なるジンジャー (GG) の合計 10 種類 (生活の木製) を選定した。

本実験では、初めに精油を用いて各香りの原臭を作成し、臭気濃度測定を **Fig.1** に示す実験室 1 にて行った。測定の結果をもとに臭気濃度条件を設定し、各香りの臭気濃度が心理評価に及ぼす影響を **Fig.2** に示す実験室 2 にて行った。各測定はそれぞれ、室由来のにおいの影響を考慮して換気を十分行い、実施した。

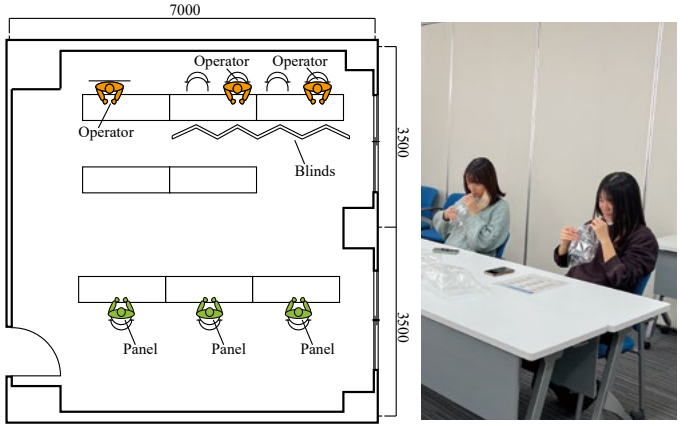


Fig.1 Experiment Room 1

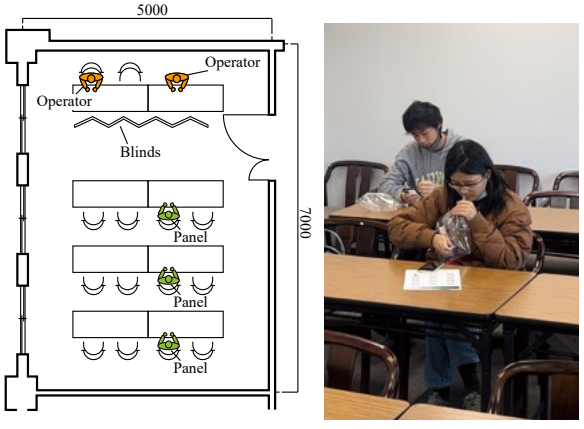


Fig.2 Experiment Room 2

2.1 臭気濃度測定

本実験では、公定法の三点比較式臭袋法に準じて、各精油を用いて作成した原臭の臭気濃度測定、すなわち各精油の閾値測定を行った。臭気濃度測定前に全パネルに対して嗅覚検査 (T&T オルファクトメータ) を実施し、パネルの嗅覚が正常であることを確認した。

原臭は竹村らの実験 [3] を参考に無臭空気を充填した 10L の試料採取袋 (PET 製、近江オドエアーサービス) に精油を 0.14mL 注入したのち、十分に揮発させて作成した。同様に無臭空気を充填した 3 つの 3L におい袋の一つに所定の希釈倍数となるように原臭を注入後、におい袋 3 つをパネルに提示し、においがある袋の番号及び臭気強度を回答させた。希釈倍数はパネルの疲労を考慮し 3 倍系列とした。臭気濃度算定時には、パネルの当日の体調や誤回答の可能性を考慮して、全パネルの閾値の上下 20% ずつをカットした。

各香りの臭気濃度測定結果を **Table1** に示す。性別間で閾値に有意な差が見られた香りはなく、香りの検知能力に関しては男女差が少ない可能性が示された。

2.2 心理評価測定

各香りの臭気濃度が心理評価に及ぼす影響を調査するため、臭気濃度測定の結果をもとに、希釈倍数が 10^5 倍の臭気濃度が 10 程度になるように 10 倍または 100 倍系列で臭気濃度条件を 5 段階で設定した。臭気濃度条件の詳細を **Table2** に示す。また、パネルは臭気濃度測定に参加したパネルと同様とした。

パネルに試料を提示する際は、嗅覚疲労を考慮して 1.5 分以上提示間隔をあけ、順序効果を低減するため、ラテン方格に基づき作成した提示順で評価させた。

評価項目は臭気強度 (6 段階尺度)、嗜好度 (7 段階尺度)、快不快度 (7 段階尺度)、受容度 (強制二者択一方式で選択後、11 段階で程度を回答) の 4 項目とした。また、Fanger らの実験 [4] を参考に各項目において「今の袋のにおいに関する質問です。」及び「あなたがこのにおいのする室内で毎日学習すると想像してください。」といった評価の条件を設定し、通常時と学習想定時の 2 つの状況における心理評価を回答させた。評価項目の詳細を **Fig.3** に示す。

Table 1 Odor Concentrations

	Odor concentration		
	Male	Female	Total
LE	2.34×10^5	7.41×10^5	3.09×10^5
RM	7.41×10^7	2.34×10^8	1.12×10^8
PM	7.41×10^6	9.77×10^6	8.51×10^6
LA	5.50×10^6	9.77×10^6	6.31×10^6
CY	3.09×10^5	3.09×10^5	2.69×10^5
GE	5.50×10^6	1.74×10^6	3.09×10^6
EU	5.50×10^8	7.41×10^7	1.51×10^8
BE	4.17×10^6	9.77×10^6	7.41×10^6
TT	9.77×10^5	1.74×10^5	3.55×10^5
GG	4.17×10^5	4.17×10^6	9.77×10^5

Table 2 Conditions of Odor Concentrations

	Dilution ratio from original odor				
	10^5	10^4	10^3	10^2	1
LE	3.09	3.09×10	3.09×10^2	3.09×10^3	3.09×10^5
RM	11.20	11.20×10	11.20×10^2	11.20×10^3	11.20×10^5
PM	8.51	8.51×10	8.51×10^2	8.51×10^3	8.51×10^5
LA	6.31	6.31×10	6.31×10^2	6.31×10^3	6.31×10^5
CY	2.69	2.69×10	2.69×10^2	2.69×10^3	2.69×10^5
GE	3.09	3.09×10	3.09×10^2	3.09×10^3	3.09×10^5
EU	15.10	15.10×10	15.10×10^2	15.10×10^3	15.10×10^5
BE	7.41	7.41×10	7.41×10^2	7.41×10^3	7.41×10^5
TT	3.55	3.55×10	3.55×10^2	3.55×10^3	3.55×10^5
GG	9.77	9.77×10	9.77×10^2	9.77×10^3	9.77×10^5

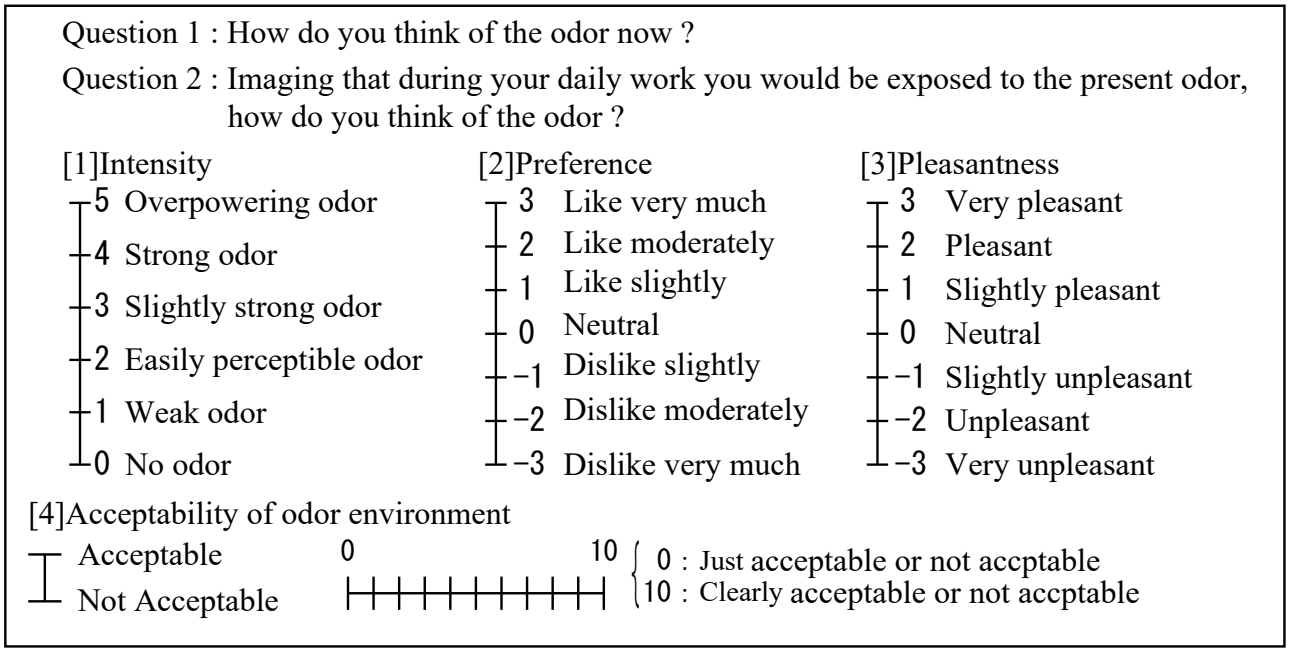


Fig.3 Subjective Evaluation Items

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023.3.7）

3. 実験結果と考察

3.1 各香りの臭気濃度と臭気強度の関係

各香り条件の臭気濃度と臭気強度の関係を **Fig.4** に示す。プロットは臭気濃度条件ごとの臭気強度の平均値を示す。既往研究[3]で示されたように本実験においても全ての香り条件で臭気濃度の対数値と臭気強度との間に線形関係がみられた。近似曲線の傾きも GE 条件以外では 0.3 程度と香り条件間で臭気濃度と臭気強度との関係に大きな差は見られなかった。しかし、GE 条件では低濃度条件と高濃度条件との両方で臭気強度の評価がばらつき、他の香り条件と異なる傾向がみられた。

3.2 各香りの臭気濃度と非容認率の関係

各香り条件の臭気濃度と非容認率の関係について通常時の評価結果を **Fig.5** に学習想定時の評価結果を **Fig.6** 示す。図中の曲線は臭気濃度条件ごとの非容認率について回帰したロジットモデルに基づく回帰線を示す。通常時の評価では全香り条件で臭気濃度が高くなるにつれて非容認率が上昇する傾向がみられたが、GG 条件以外の既往研究[2]で使用した香り条件では最高の濃度条件においても受けいれられるパネルが存在した。一方で、学習想定時の評価では CY 条件において非容認率が 100% に達し、他の条件でも非容認率の上昇がみられた。

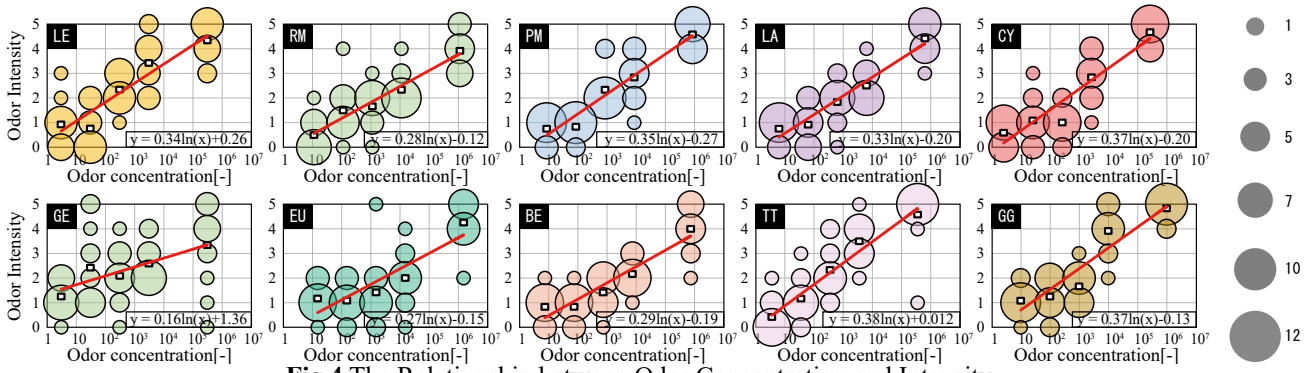


Fig.4 The Relationship between Odor Concentration and Intensity

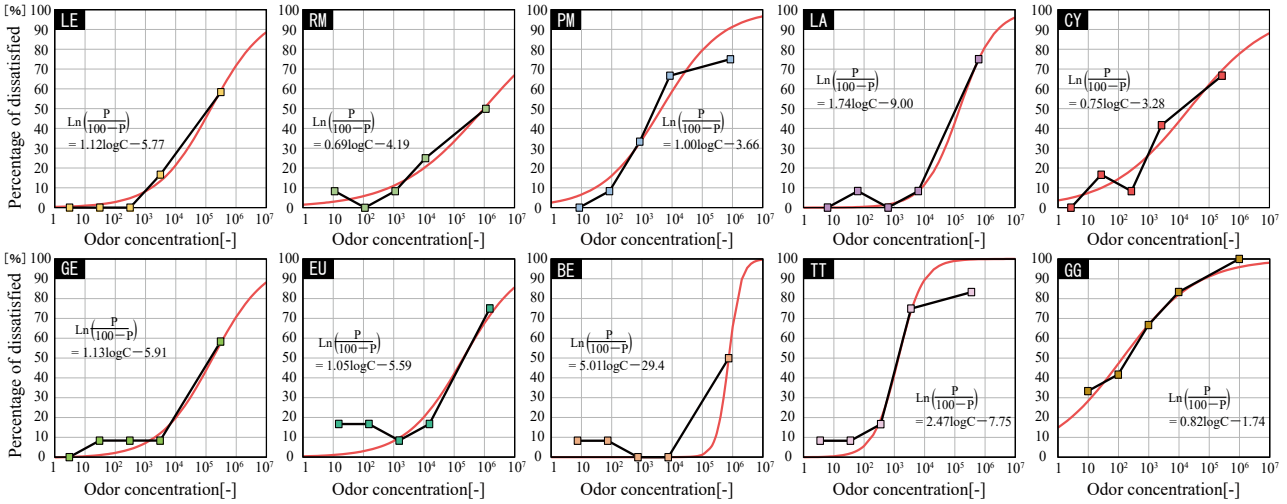


Fig.5 The Relationship between Odor Concentration and Dissatisfied (Normal condition)

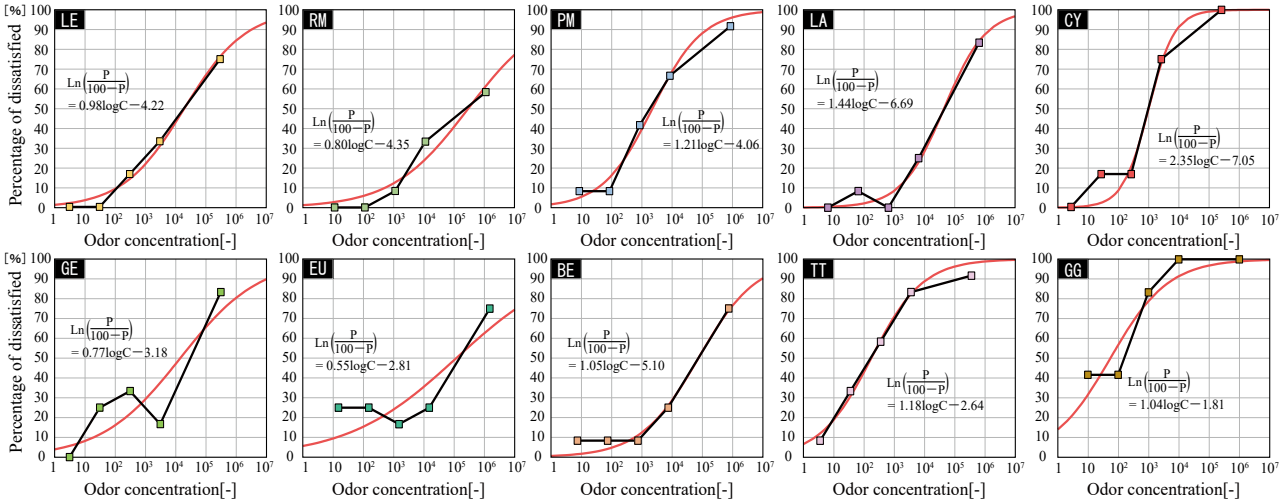


Fig.6 The Relationship between Odor Concentration and Dissatisfied (Assuming learning condition)

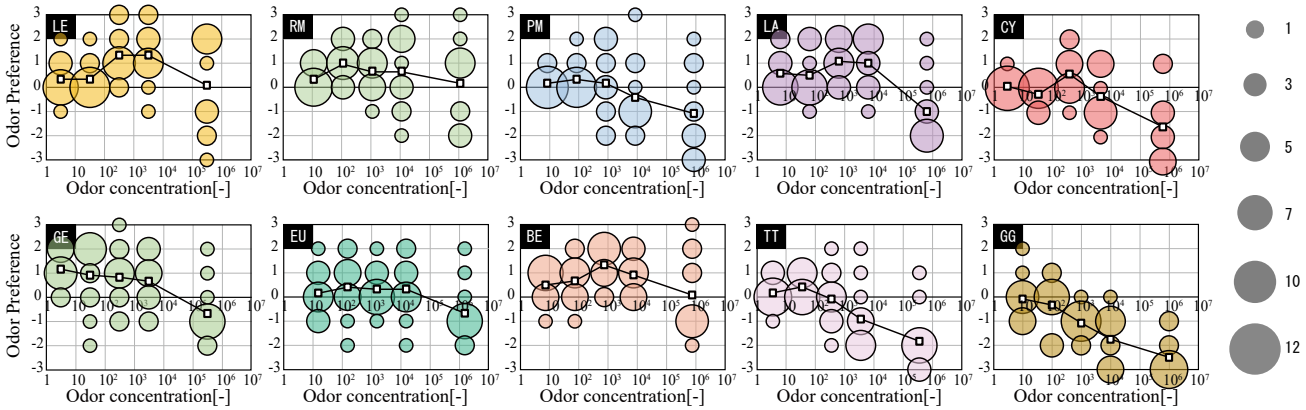


Fig.7 The Relationship between Odor Concentration and Preference (Normal condition)

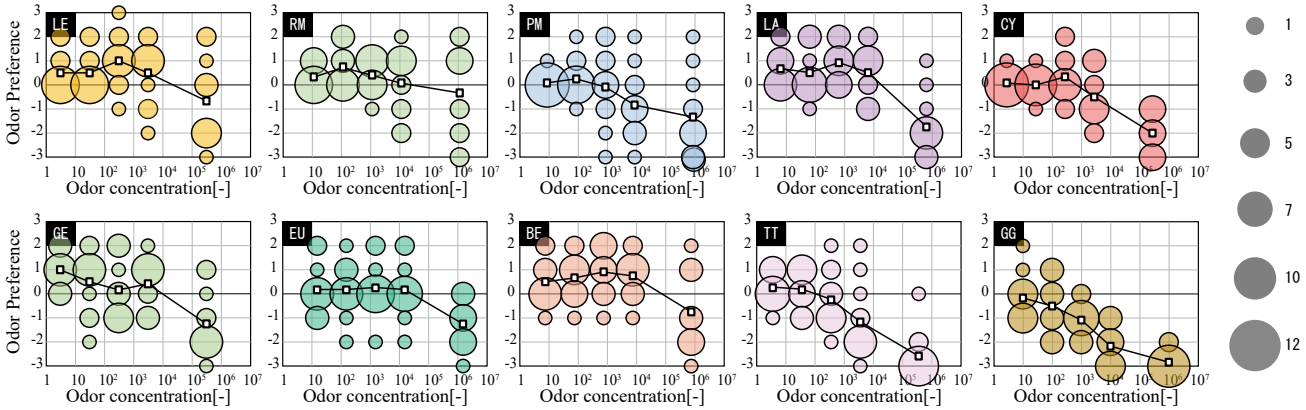


Fig.8 The Relationship between Odor Concentration and Preference (Assuming learning condition)

3.3 各香りの臭気濃度と嗜好度の関係

各香り条件の臭気濃度と嗜好度の関係について通常時の評価結果を **Fig.7** に、学習想定時の評価結果を **Fig.8** 示す。プロットは臭気濃度条件ごとの嗜好度の平均値を示す。通常時の評価では、LE、LA、BE 条件といった昨年度の既往研究[2]で嗜好度が比較的高かった香り条件において、嗜好度が高濃度、低濃度、中濃度の順で高くなる「への字」型のグラフとなった。一方で、その他の香り条件では臭気濃度が高くなるにつれて、嗜好度が低下する傾向が多く見られた。また、「への字」型のグラフ傾向がみられた LE、LA、BE 条件では最高濃度条件以外ではほとんど全てのパネルが好き側の嗜好度評価をしていることから、アロマの間欠噴霧によって香りの濃度が変化していた既報の研究[2]においても、比較的嗜好度が高い結果につながった可能性が示唆される。

通常時の最高濃度条件に対する嗜好度評価では受容度評価と同様、GG 条件以外の香り条件では最高濃度においても好き側の評価を行うパネルが見られた。このことから、一般的に建築空間に導入されるような良い香りであってもにおいが強い場合には評価が個人差に影響される可能性が高いことが示唆された。

学習想定時の評価では、全臭気濃度条件で通常時の評価と比較して、嗜好度が低下する傾向がみられ、「への字」型の傾向についても減少した。要因としては、学習空間で毎日、長時間嗅ぐことを想定したことが考えられる。

4. おわりに

本報では、香りの臭気濃度の違いが心理評価に及ぼす影響を調べるため、10 種類の精油を用いて、臭気濃度測定及び臭気濃度条件を設定した香りの心理評価測定を行った。心理評価測定においては、通常時の評価に加え、学習想定時の評価も同時に行ったが、学習想定時は通常時に比べ評価が厳しくなる傾向が見られた。

次報では、本報で測定した精油の臭気濃度の結果をもとに、実際の自習室で香りを噴霧し、香りの種類と噴霧期間が学習空間の在室者の心理に及ぼす影響を調査した結果を報告する。

【謝辞】

本研究は、ダイキン工業 (株) との共同研究であり、関係各位に謝意を表します。また、実験に参加していただいた本学学生の皆様に感謝いたします。

【参考文献】

1) 高橋、加藤、樋口、石黒、天野、谷：香り・においが知的作業時・安静時の執務者の心理・生理に与える影響、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.453-456、2010.9
2) 福本、山中、崔、竹村、小林：大学自習室における香り噴霧が在室者の室内環境及び学習効率の主観評価に及ぼす影響に関する検討、第 35 回におい・かおり環境学会講演要旨集、pp.24-25、2022.09
3) 竹村：濃度をパラメータとしたアロマ精油のかおり評価特性 (その 2) 閾値測定と回帰モデルに基づく心理評価傾向の把握、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.93-96、2016.09
4) Fanger、Lauridsen、Bluyssen and Clausen:Air Pollution Sources in Offices and Assembly Halls、Quantified by the olf Unit、Energy and Buildings、pp.7-19、1988.12

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2023. 3. 7）

香り環境下における学習効率に関する研究
（その 11）精油噴霧下の大学自習室における香りの種類と噴霧期間が在室者の心理に与える影響

Learning Performance in Odor Environment with Aroma Oils
(Part11) Impact of the Type of Aroma Oils and Spray Duration on Psychology of Occupats in a Study Room Sprayed with Aroma Oils

○山口　剛毅（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）
竹村　明久（摂南大学）　小林　知広（大阪大学）　福本　柊一郎（大阪大学）
Koki YAMAGUCHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*1]
Akihisa TAKEMURA[*2]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Shuichiro FUKUMOTO[*1]
[*1]Osaka University　[*2]Setsunan University

While odor is a decisive factor for evaluating perceived indoor air quality, its effects on human responses and performance have yet to be revealed. In this study, the effects of odors on learning spaces were investigated, to find efficient spraying methods of odor. In this paper, the results of subjective evaluation for students who used the self-study room where the odor was sprayed were analyzed. The room was divided into three parts (short term booth, blend booth and long term booth) for experiment. As a result, it was suggsted that a blend of aromas might improve the evaluation.

1. はじめに

近年､健康で快適な室内環境の提供が求められており、においは室内空気質にとって重要な要素の 1 つであると言われている [1]。本研究では、未だに香りの導入例があまり見られない学習空間に着目し、適した香りの導入方法の提案を目的としてパネル実験により検討を行う。既報 [2] では本学自習室において香りの種類および噴霧間隔に着目したパネル実験を行い、ラベンダーの香りで 30 分に 1 度の噴霧を行った際に主観評価、学習効率ともに高い評価が得られた。しかし、噴霧されたアロマの臭気強度が異なっており、主観評価に影響を与えている可能性が考えられた。そこで本年度は臭気強度をそろえたアロマ噴霧を行うために予備実験を行い、前報でその結果と考察の報告を行った。本報では、既報に引き続き同自習室において試験的にアロマを噴霧させ、香りの種類及び噴霧期間が室内環境及び学習効率に及ぼす影響について考察した結果を報告する。

2. 実験概要

本実験は 2023 年 1 月 16 日～ 1 月 31 日にかけて、本学箕面キャンパスの自習室にて実施した。パネルについては自習室を利用する外国語学部の学生を対象に募集し、1 時間以上の自習室の利用を参加条件とした。パネルには Google フォームでの回答の際にインフォームドコンセントによる同意を得て、適切な報酬を支払った。

自習室の平面図を **Fig.1** に示す。自習室内は薄いカーテンにより席がおおまかに分割されており、日ごとにアロマを変えて噴霧を行う「日替わり席」、期間中同じアロマを噴霧する「長期席」､それらの間に位置しする「ブレンド席」と設定し考察を行う。また、自習室は細長い平面形状のため、図中の 2 箇所にディフューザー（アットアロマ社製、all-in-one-type) 及びサーキュレータ（ダイキン工業社製、MPF08WS-W) を設置し、アロマの噴霧と撹拌を行った。使用したディフューザー及びサーキュレータとその配置を **Fig.2** に示す。

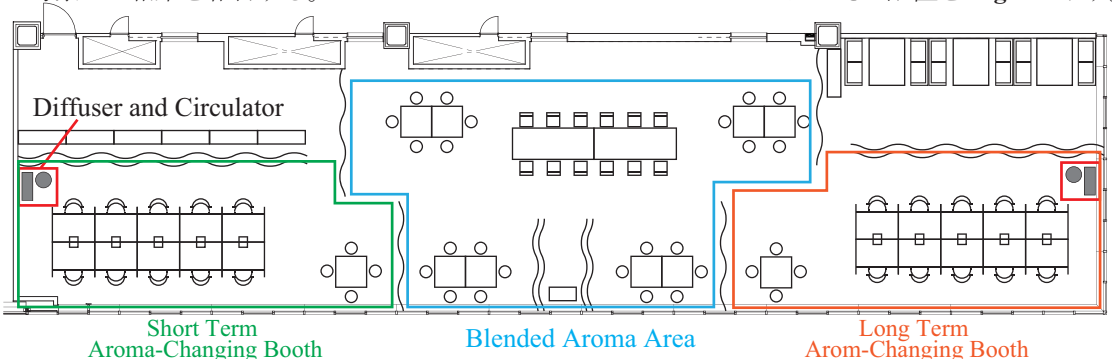


Fig. 1 Plan of study room

Fig. 2 Diffuser and circulator

2. 1 実験条件

本実験では、香りの種類と噴霧期間をパラメータとして実験条件の設定を行い、日替わり席のディフューザーから噴霧するアロマは 1 日 1 条件、長期席では期間中 1 条件を実施した。実施条件の詳細を **Table 1** に示す。

日替わり席で使用したアロマについては、既報[2)]で用いたレモン (LE)、ローズマリー (RM)、ペパーミント (PM)、ラベンダー (LA)、ヒノキ (CY)、ゼラニウム (GE)、ユーカリ (EU)、ベルガモット (BE)、ティートゥリー (TT)、の計 9 種類とした。また、比較のために事前に香りの噴霧を行わないことを告知しない無臭条件 (N_CO 条件) と告知を行う無臭条件 (CO 条件) を設定した。噴霧は 30 分に 1 度行い、1 度の噴霧秒数は予備実験により臭気強度が「らくに感知できるにおい」程度となるように各アロマで設定した。長期席において噴霧を行うアロマは、既報で嗜好度が高く、非容認率が低かった LA を選定した。ブレンド席では長期席から噴霧する LA と日替わり席から噴霧するアロマが混合していると考えて考察を行った。

Table 1 Experimental conditions

Aroma Condition	Time of Spraying [sec]	Number of Panels			
		Male	Female	Non-answer	Total
Lemon (LE)	60	3	7	0	10
Rosemary (RM)	30	4	8	0	12
Peppermint (PM)	12	4	8	0	12
Lavendar (LA) (Short Term Aroma-Changing Booth)	18	2	8	0	10
Lavendar (LA) (Long Term Aroma-Changing Booth)	18	9	43	1	53
Cypress (CY)	60	0	11	0	11
Geranium (GE)	45	0	12	1	13
Eucalyptus (EU)	50	1	8	0	9
Bergamot (BE)	30	2	10	0	12
Tea Tree (TT)	35	0	10	0	10
Control Not Anounced (N_CO)	-	1	7	0	8
Anounced Control (CO)	-	1	10	0	11

2. 2 主観評価項目

本実験では自習室の入室時と退室時の 2 回、Google フォームにより香りについてと香り環境下で行った作業について主観評価を行う。主観評価項目を **Fig.3**、**Fig.4** に示す。入室時はパネルの属性に加え、香りに対する評価項目として嗜好度、快不快度、臭気強度、受容度の 4 項目について評価させた。退室時は香りに対する 4 項目に加え、学習効率についての評価として捗り度、疲労度、体感時間の 3 項目についても評価させた。

3 結果・考察

3. 1 香り環境に対する非容認率及び受容度

各条件における香り環境に対する受容度の結果を **Fig.5** に示す。また、図中の縦線分は標準偏差を示す。日替わり席では RM 以外のアロマ条件で非容認率が 0% という結果となったが受容度の評価は PM が最も低く、TT や BM が高い結果となった。RM と PM はどちらもハーブ系に分類されるアロマであり関連性が見られる。長期席では、参加回数が 3、4、5 回において人数が明らかに少なく、4 回参加者の非容認率 25%は人数が少なく個人の影響が大きくなったためだと考えられる。1 回目、2 回目においては非容認率が 6 ~ 8% 見られたが、日本建築学会の臭気基準が定める空間の臭気の許容限界の 20% と比べると十分低い値だと言える。受容度に着目すると参加回数が増えるごとに評価が微小ながら低下しているが 3 回参加した 5 人の評価の推移は大きな変化はなく、有意差も見られなかった。受容度においては長期曝露による順応の影響はあまり見られなかったが、パネル数を増やした検討が必要である。

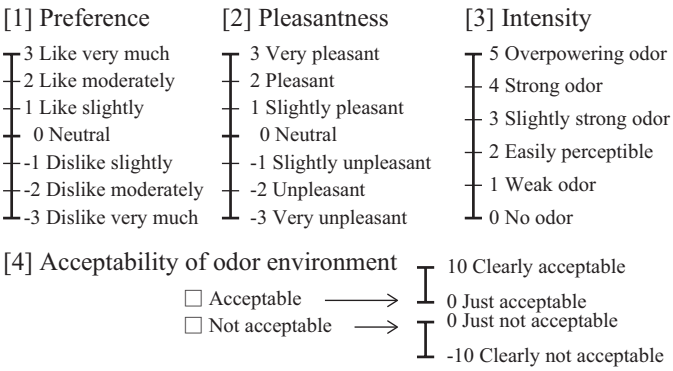


Fig. 3 Subjective evaluation scales for odor

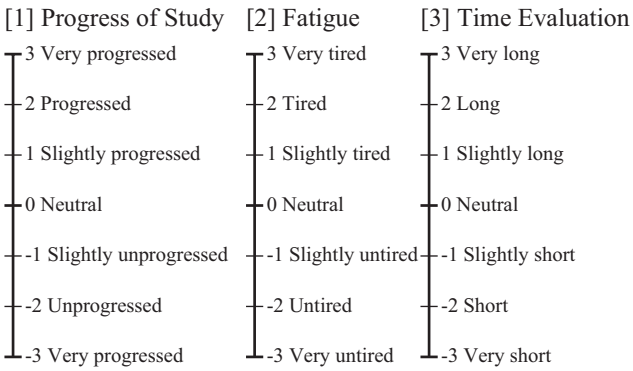


Fig. 4 Subjective evaluation scales for learning performance

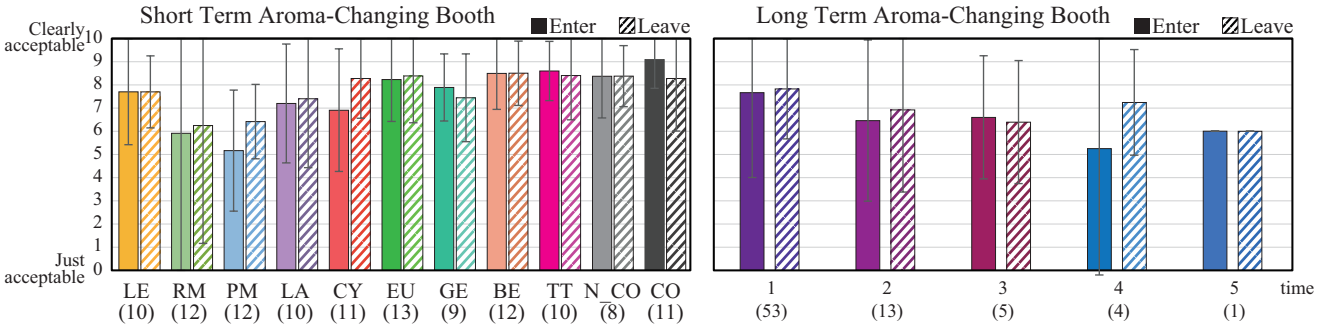


Fig. 5 Acceptability of odor environment

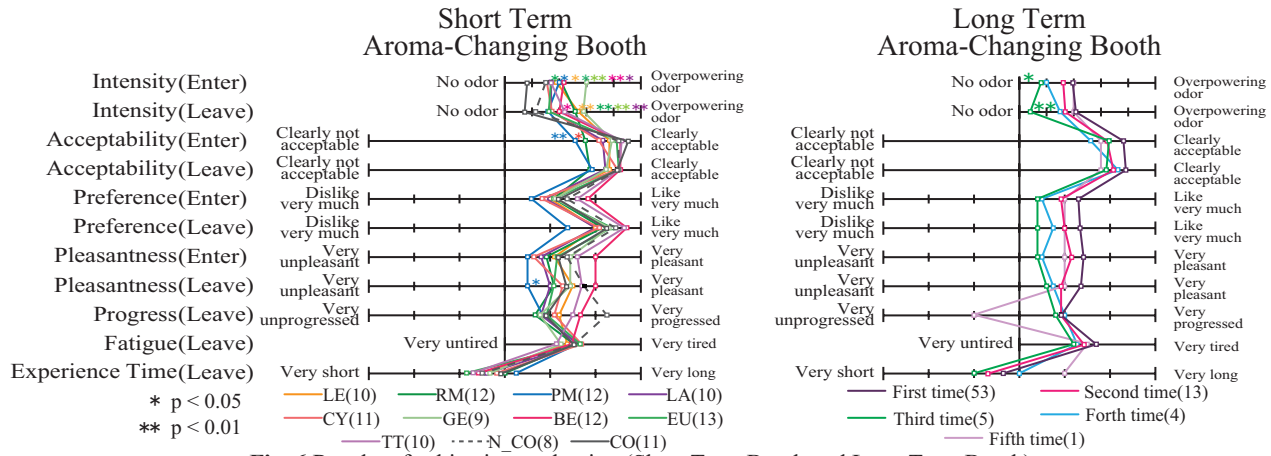


Fig. 6 Results of subjective evaluation (Short Term Booth and Long Term Booth)

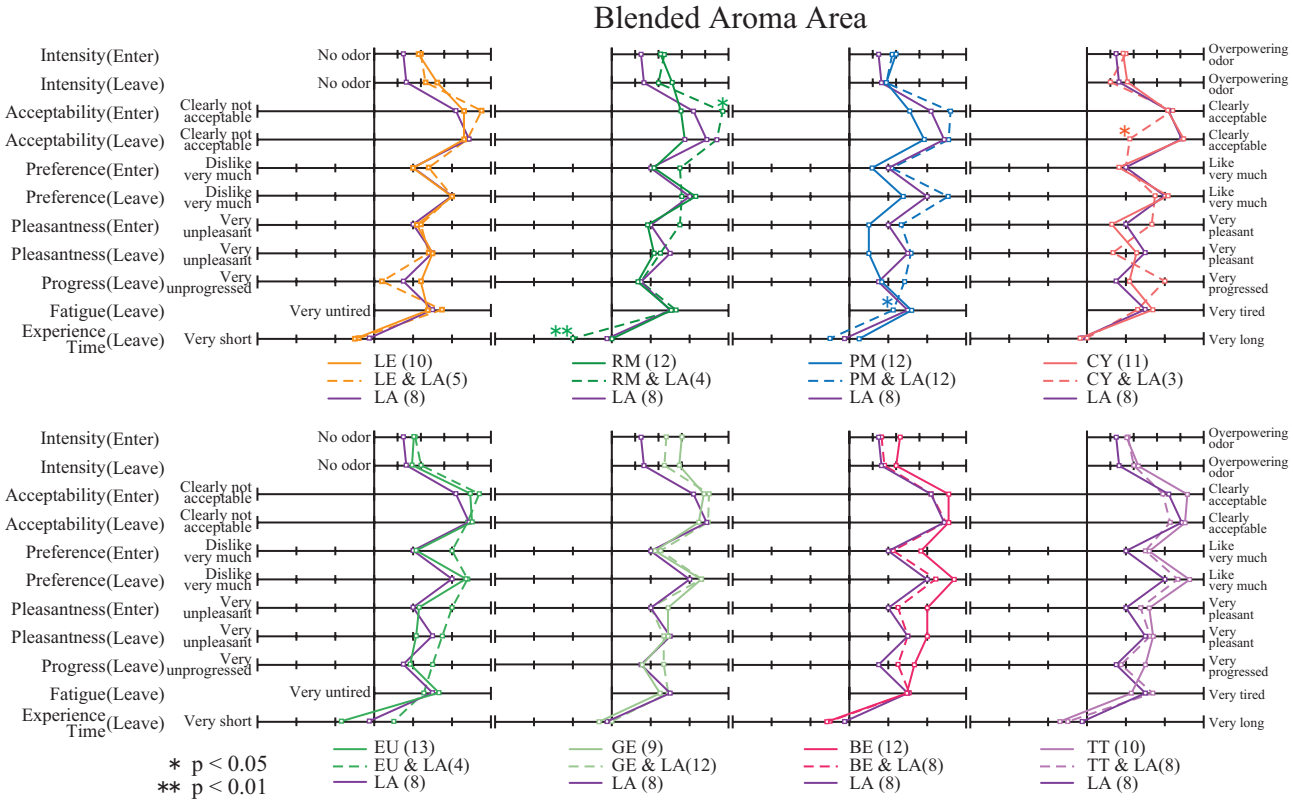


Fig. 7 Results of subjective evaluation (Blend Booth)

3. 2　各条件における主観評価の平均値の比較

各条件における主観評価の平均値の比較を **Fig.6** に示す。また CO 条件の平均値と比較した T 検定の結果についても図中に示す。日替わり席では BE や TT において評価が全体的に上昇し、各項目で上位の結果となった。一方、PM や RM においては評価が低下し、PM の受容度の評価ではマイナス側に有意差が見られた。N_CO 条件ではアロマ噴霧を行わなかったにもかかわらず、臭気強度が 1 を超える結果となり、捗り度の評価においては評価が大きく上昇した。CO 条件よりも臭気強度の評価が高いことから、室の背景臭の影響だけでなくアロマが存在しているという思い込みによる影響があると考えられる。長期席では臭気強度の評価で 1 回目と比較し、3 回目の評価が有意に低下した。全体的な評価は 1 回目の評価が高く、長期的曝露におる順応の影響が考えられる。

3. 3　香りのブレンドが主観評価に及ぼす影響

本自習室では長期席で LA、日替わり席で 9 種類のアロマ噴霧を行い、室中央部の席では両側の香りが混合されていたと想定した。そこで、ブレンド席における主観評価に着目し、日替わり席の主観評価及び 2 箇所から LA を噴霧した日のブレンド席の評価との比較を行った。その結果を **Fig.7** に示す。RM や PM、EU では全体的な評価の上昇が見られた。特に RM の受容度、体感時間及び PM の疲労度において有意差が見られた。一方で BE や TT では全体的に評価の減少が見られたが有意差は見られなかった。しかし、ブレンド席において実際にどの程度の割合でアロマが混合されていたかは不明である。今後、トレーサーガスを用いた席ごとの濃度測定を行い詳しく検討する必要があるが、ブレンドの方法によって、個々で噴霧を行う際の評価よりも学習環境に適した評価になる可能性が示唆される。

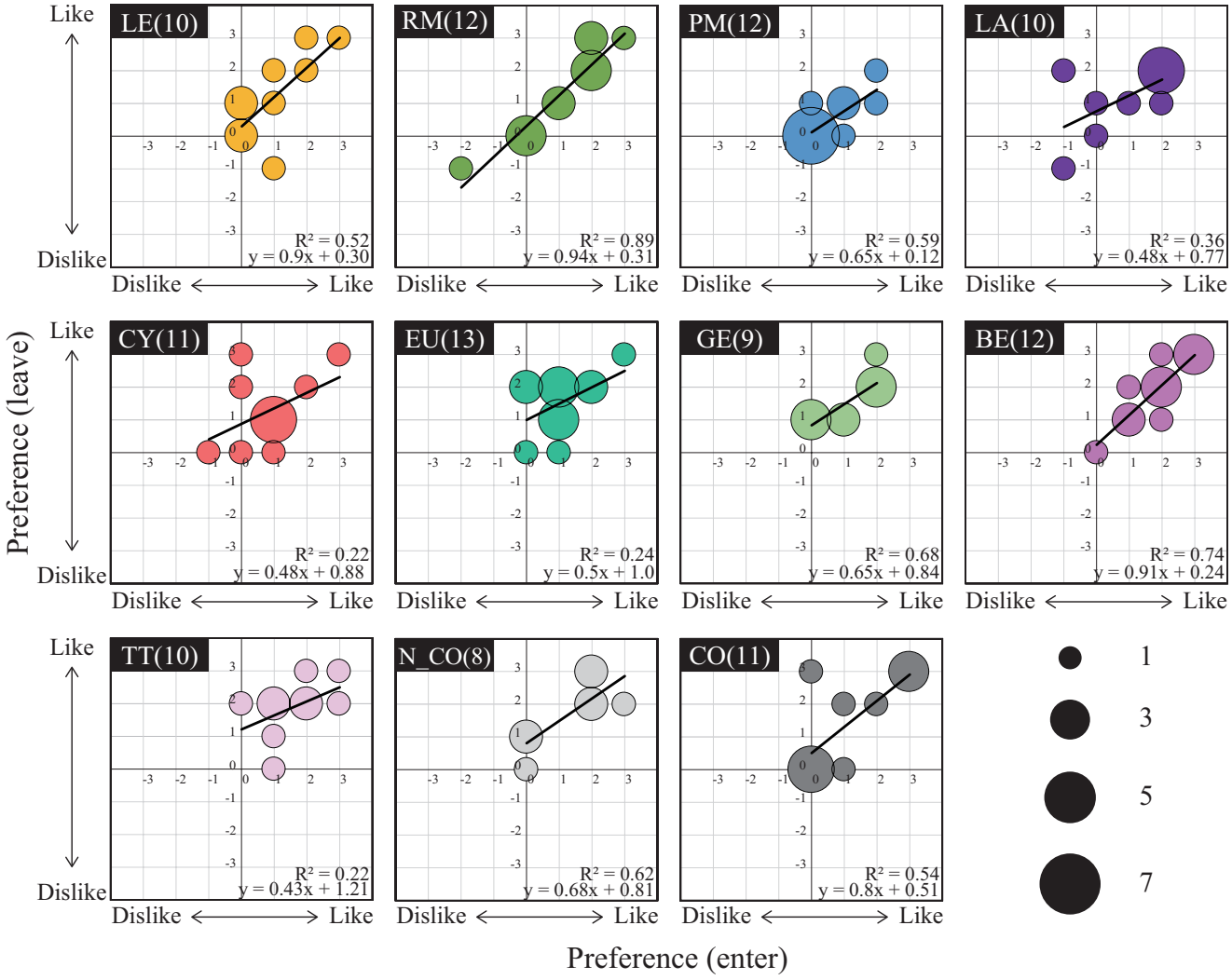


Fig. 8 The relationship between preference at the time of entering and leaving

3. 4　入退室時の嗜好度の推移

既報[2)]において嗜好度と捗り度には正の相関が見られることは報告されている。本実験でも同様の相関が見られ、本報では嗜好度における入室時と退室時の評価の比較の結果を報告する。日替わり席における入室時と退室時の嗜好度の関係を Fig.8 に示す。全アロマ条件で回答はおよそ y = x の直線上に分布が見られるが、やや入室時と比較して退室時の評価が上昇する傾向が見られる。これは無臭条件でも同様の結果となることから、アロマが嗜好度及び捗り度に悪影響は与えていないといえる。TT では参加者の 8 割が退室時の評価で「好き」以上の回答をしており、捗り度の評価も N_CO 条件に次いで 2 番目の評価となったことから長期的な噴霧が期待できる。一方、嗜好度の評価が最も低かった PM は「どちらでもない」に評価が集まり、捗り度も低い評価となったため自習室噴霧に適していない可能性が示唆される。CO 条件においては評価が「どちらでもない」と「非常に好き」の部分に集中した。これは無臭条件を好むパネルの存在がいることを表しており、実際に学習空間に導入する際にはアロマ噴霧を行わない空間も設置する必要があると考えられる。

4 おわりに

本報では、前報で測定した精油の臭気濃度の結果をもとに、香りの種類と噴霧期間に着目して、自習室においてパネル実験を行った。無臭条件と比較すると、評価が上昇するアロマと減少するアロマが見られ、学習空間においては噴霧するアロマの選定が重要だと考えられる。また、個々で噴霧した際に低い評価となったアロマも適切なブレンドを行うことで学習空間に適したアロマになる可能性があることが示唆された。今後は、パネル数を増やした検討や、ブレンドの特性に関する検討が必要であると考えられる。

【謝辞】

本研究は、ダイキン工業 (株) との共同研究であり、関係各位に謝意を表します。また、実験に参加していただいた本学学生の皆様に感謝いたします。

【参考文献】

1) P. Wargocki, H.N. Knudsen, A. Rabstajn, A. Afshari :Measurements of perceived air quality: correlations between odor intensity, acceptability and characteristics of air Healthy Buildings 2009 : Proceedings of the 9th International Healthy Buildings Conference and Exhibition (2009)

2) 福本、山中、崔、竹村、小林 : 大学自習室における香り噴霧が在室者の室内環境及び学習効率の主観評価に及ぼす影響に関する検討、第 35 回におい・かおり環境学会講演要旨集、pp.24-25、2022.09