

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究

—第 15 報 温度実測に基づく帯水層中の蓄熱特性の分析—

Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating

-Part 15 Analysis of Thermal Storage Characteristics in Aquifer

Based on Temperature Responses-

○高橋 知己(大阪公立大学)

西岡 真稔(大阪公立大学)

鍋島 美奈子(大阪公立大学)

崔 林日(三菱重工サーマルシステムズ(株))

三原 信治(三菱重工サーマルシステムズ(株))

Tomoki TAKAHASHI*1 Masatoshi NISHIOKA*1 Minako NABESHIMA*1 CUI Linri*2 Shinji Mihara*2

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

In Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) system, aquifer thickness is a critical parameter governing the heat recovery rate. In this study, temperature sensors were installed in a heat source well, where direct water injection was conducted during the construction of a new well, and in an observation well located at a distance from the heat source well for the purpose of temperature monitoring. Based on the measured temperature variations and numerical simulation results, the thermal storage behavior in the aquifer was evaluated, and stratigraphic classification was performed.

1. はじめに

1.1 研究背景

2050 年のカーボンニュートラル社会の実現を目指中、夏期に空調時の排熱を地中に蓄熱し、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)は重要な技術の一つである。ATES は空調時の排熱を地中に蓄熱・回収することで、大幅な省エネルギー効果により二酸化炭素排出量削減が期待できる。

1.2 研究背景

Fig.1 に示す井戸配置において、山崎¹⁾は直接注水を行う熱源井戸(冷水、温水井戸)から離隔した地点に温度観測のみを目的とした観測井戸を設け、帯水層の水温の観測を行い、温度変化の測定データと、シミュレーションより、帯水層厚さは熱回収率(蓄熱量に対する回収熱量の割合)を決める重要な指標であることを示した。すなわち、帯水層中の蓄熱塊の広がり形状が重要であることを示唆している。従来の認識では、帯水層位置全体に均等に蓄熱水塊が広がると仮定し、地盤モデルを与え、シミュレーションで計算していた。これに対し、本研究では、Fig.2 に示すような井戸配置における

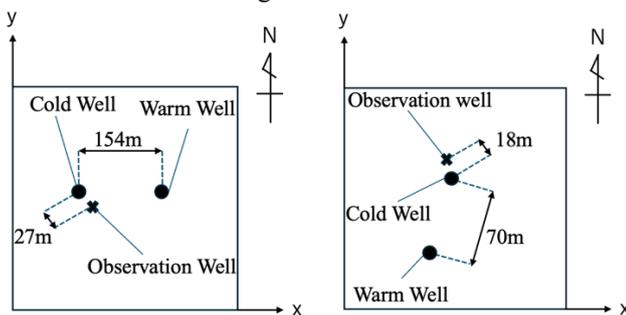


Fig.1 Previous well layout

Fig.2 Well layout in this study

熱源井戸と、観測井戸に温度センサーを上下方向に設置し、この仮定が正しいかどうかを検討するものである。帯水層及び近傍の不透水層の温度を測定し、蓄熱水塊の広がり状況を把握する。

2. 熱源井戸における蓄熱状況の分析

Fig.3 に対象地の温度センサー設置位置を示す。井戸は地下に冷水(温水)を輸送するパイプであり、帯水層部分ではパイプから帯水層へ水を通すための通水孔(スクリーン)を設ける構造である。一般に、スクリーンの設置位置は各井戸の構築仮定において、掘削土壌の粒径と粘土含有率から決定される。本研究では、スクリーン及びその上下を含む領域の深度別の温度測定を行うため、温度センサーを 20 点設置した。冷水、温水井戸は、井戸構築時に管側面に直接貼り付け、観測井戸は、井戸構築後に管内に吊るす形で設置した。Fig.4 に運転開始後の水と熱の動きを示す。冷水(温水)を注水すると、帯水層部分では水塊が広がっていく。帯水層におけるパイプ側面に設置した熱電対は、注水された冷水(温水)の影響を受け、速やかに温度変化するのに対し、不透水層に設置

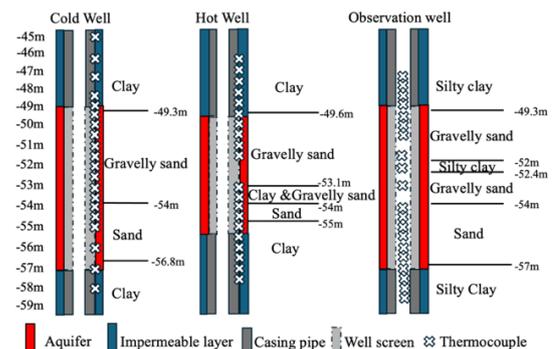


Fig.3 Locations of thermocouple at the study site

A-1
した熱電対は、帯水層の温度変化の影響を受け、緩やかに温度変化すると予想される。温度の時間変化により、温度測定位置が帯水層、不透水層の何れであるかの判別を試みる。

2.1 冷水井戸における蓄熱状況の推定

冷水井戸に初めて冷水の注水が行われた 2024/12/12 の測定結果を Fig.5 に示す。帯水層部分(-50m~54.5m)は注水に伴い直接注水温度の影響を受け、温度は速やかに注水温度まで低下する。不透水層部分(-45.5m~49.5m)では、帯水層部分の温度低下の影響を受け、温度は緩やかに低下する。また、-49.5m、-55m~58m の位置では、温度低下の開始時刻が、帯水層部分よりも遅れるが、一旦温度低下が始まると、帯水層同様速やかに低下する層が発見された。帯水層、不透水層の何れにも分類が困難なため、本研究では、中間層と称する。

直接注水を行う冷水、温水井戸では注水初日における温度変化を一次遅れ系の近似関数^{註1)}を用いて、最小二乗法から決定した時定数 T 及び温度勾配のピーク時(初めに大きく変化した時刻)の違いから分類を行う。Fig.6 に示すように、温度が速やかに収束する変化は T が小さく、温度が緩やかに収束する変化は T が大きくなる。冷水、温水井戸における実測の温度勾配のピーク時を近似関数の始点とし、温度変化開始から 90 分間の温度変化の近似を行う。

Fig.7 に 1 分あたりの温度勾配を示す。そこから得られた、

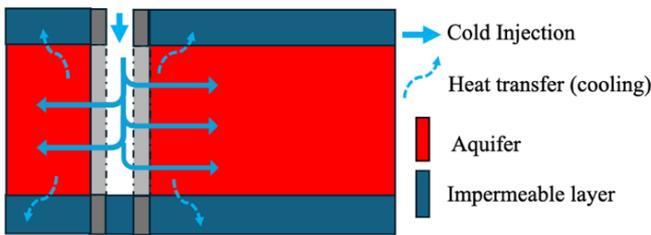


Fig.4 Heat transfer

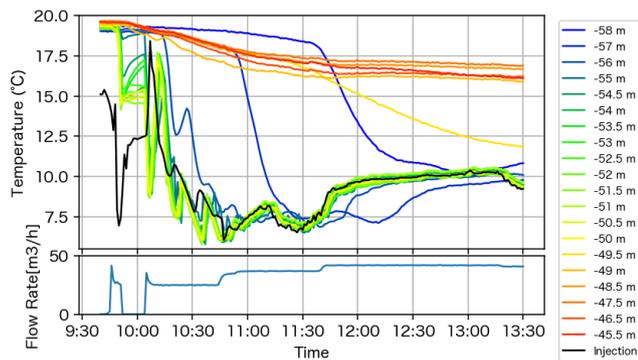


Fig.5 Time-series variation of temperature and flow rate (12/12)

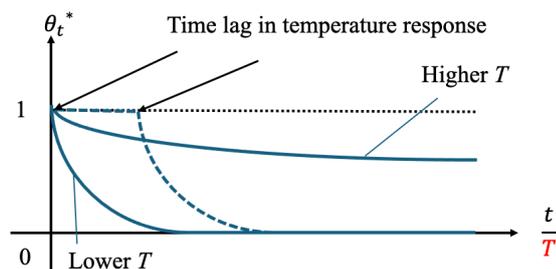


Fig.6 Effect of time constant on thermal response

温度勾配のピーク時を近似関数の始点とし、90 分間の近似を行ったものと、実測を比較したものを Fig.8 に示す。帯水層、不透水層部分はそれぞれ同様の温度変化を示すため、代表して -52m、-49m、の近似との比較を示す。また、中間層は -49.5m、-55m~58m を示す。各深度における時定数と、注水してから温度勾配のピークまでの時間を Fig.9 示す。地層の成り立ちを考慮すると、帯水層と不透水層の境界には中間的な領域が存在すると推測され、前述した「中間層」はこの存在を示唆するものと考えられる。

2.2 温水井戸における蓄熱状況の推定

温水井戸に初めて温水の注水が行われた 2025/6/19 の測定結果を Fig.10 に示す。帯水層部分(-52m~56m)は注水に伴い直接注水温度の影響を受け、温度は速やかに注水温度まで上昇する。不透水層部分(-47.5m~51m)では、帯水層部分の温度上昇の影響を受け、温度は緩やかに上昇する。また、-51.5m、-56.5m~58m の位置では温度上昇の開始時刻が帯水層部分より遅れるが、一旦温度上昇が始まると、帯水層同様速やかに上昇した。冷水井戸と同様に近似を行い、各深度における時定数と、注水してから温度勾配のピークまでの時間を Fig.11 示す。冷水井戸同様、帯水層と不透水層の境界には中間層が見られた。

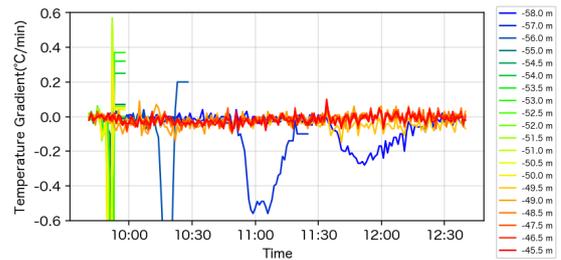


Fig.7 Time-series variation of temperature gradient (12/12)

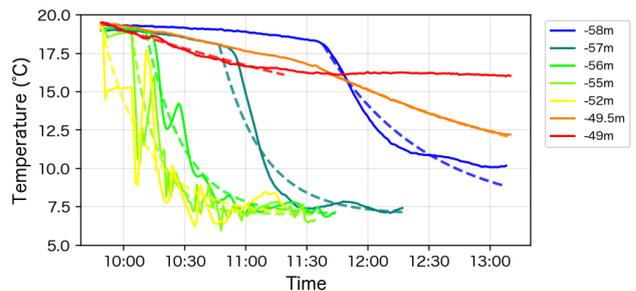


Fig.8 Comparison of measured and fitted curve (12/12)

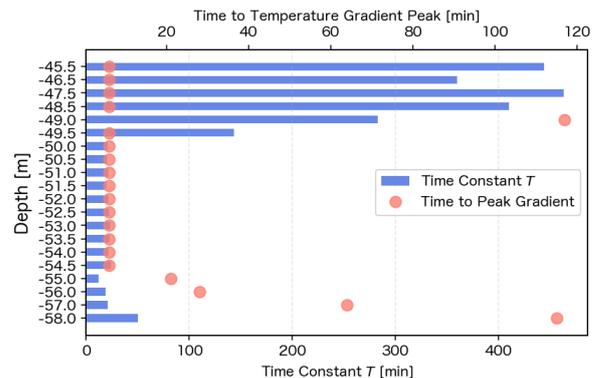


Fig.9 Time constant and time to peak gradient (12/12)

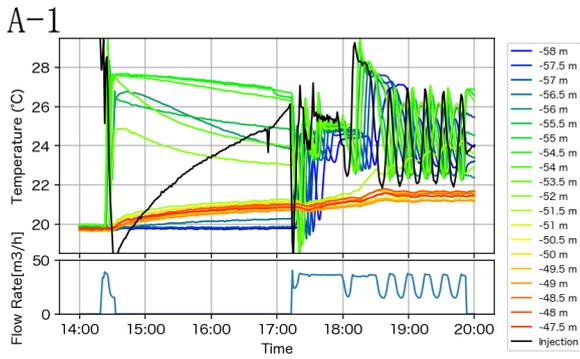


Fig.10 Time-series variation of temperature and flow rate (6/19)

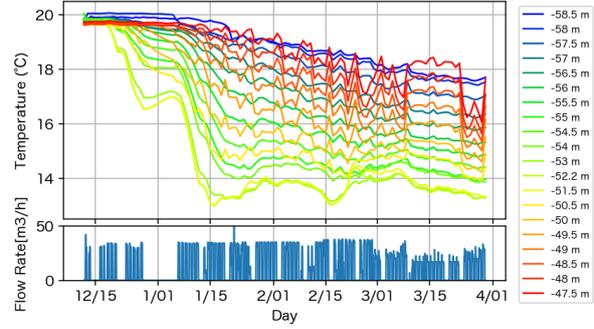


Fig.12 Time-series variation of temperature and flow rate (2024/12/12~2025/3/31)

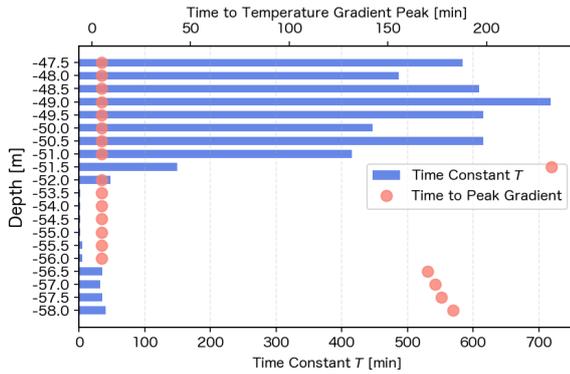


Fig.11 Time Constant and Time to peak Gradient (6/19)

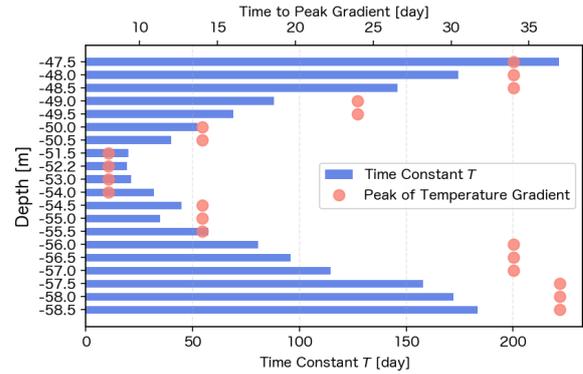


Fig.13 Time Constant and Time to peak Gradient (2024/12/12~2025/3/31)

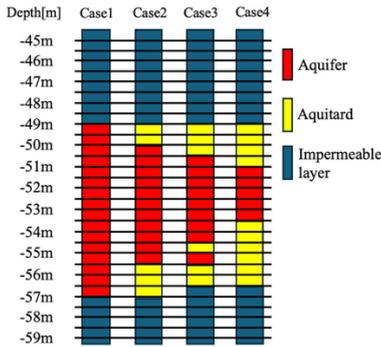


Fig.14 Ground conditions

Table 1 Physical Properties

		Aquifer	Aquitard	Impermeable layer
Volumetric Heat Capacity	[MJ/(m³K)]	3.18	3.18	3.06
Thermal Conductivity	[J/(msK)]	2.7	2.7	1.2
Hydraulic Conductivity	[m/s]	1.73×10^{-3}	1.0×10^{-5}	1.0×10^{-8}

Table 2 Operational Overview

Item	Description
Operation Schedule	Weekdays: 08:00 - 18:00 Weekends: Standby
Injection Temperature (Winter)	11°C
Injection Temperature (Summer)	28°C
Injection Flow Rate	30m³/h
Winter Operation Period	2024/12/12~2025/03/31
Standby Period	2025/04/01~2025/06/18
Summer Operation Period	2025/06/19~2025/11/03
Standby Period	2025/11/04~2025/11/27
Winter Operation Period	2025/11/28~

3. 観測井戸における蓄熱状況の推定

観測井戸は冷水井戸から 18m 離れているため、注水された水塊が帯水層内を拡散・移流して到達するまでに時間を要するため、温度変化は熱源井戸と同程度に現れない。観測井戸では、実測の温度勾配のピーク時(初めに大きく変化した日時)を近似関数の始点とし、温度変化開始から 90 日の温度変化の近似を行う。

3.1. 観測井戸における実測

Fig.12 に 2024/12/12~2025/3/31 に温度変化を示す。注水が 2024/12/12 に開始され、-51.5m~54m において、2024/12/20 に初めて温度が到達したと考えられる。Fig.13 に深度別時定数及び注水してから温度勾配のピークまでの時間を示す。観測井戸では、熱源井戸と比較して温度勾配のピーク到達時間および時定数の深度方向のばらつきが大きく、近似関数からの区分することは困難であったため、時定数、温度勾配のピーク時から層を予測し、シミュレーションで観測井戸における温度傾向と熱回収率が実測と一致するものから層の分類を行う。

3.2. シミュレーションモデル

三次元熱流動解析ソフト FEFLOW²⁾を用いて数値シミュレーションを行った。Case1(中間層なし)、Case2(帯水層 5.5m 中間層 2.5m)、Case3(帯水層 4m 中間層 3.5m)、Case4(帯水層 2.5m 中間層 5m) の 4 ケースで分析を行う(Fig.14)。Table 1 に物性値を示す熱源井戸で中間的な特徴を持つ層の存在が確認されたため、地層は概ね一様に広がっていると考え、中間層は帯水層、不透水層の中間的な値として設定した。温度変化に影響を与えるのは、透水係数であるため、透水係数以外は帯水層と同様の条件にした。Table 2 に運転条件を示し、これらは実測地と同様の条件である。また、井戸配置の条件は Fig.2 と同様のものとする。

3.3. シミュレーションにおける分析

Fig.15 に冬季運転期間(2024/12/12~2025/3/31)までの 1 週間おきの深度別時系列分布の比較を示す。Case1 と Case2~4 を比べると、スクリーンの境界部分における温度変化の傾向が中間層を加えた場合の方実測に近いことがわかる。Fig.16 に-53m(帯水層)における実測と計算値の比較、Fig.17 に-

A-1
 56m(中間層)における実測と計算値の比較を示す。Fig.18 に
 実測と計算値の熱回収率比較を示す。温度傾向、熱回収率から
 Case3 が実測に近いと考えられる。

4. まとめ

Fig.19 に熱源井戸の分類を示す。①は冬期注水開始日②は
 夏期注水開始日における分析からの層の分類である。熱源
 井戸では、帯水層、不透水層の温度変化に明瞭な差が見られ
 た。時定数 T と、温度勾配のピーク時から層を分類した。
 温度勾配のピーク時が、帯水層部分よりも遅れるが、温度変
 化が帯水層同様速やかに変化するものを中間層として扱っ
 た。Fig.20 に観測井戸の分類を示す。③は冬期注水期間にお
 ける分析からの層の分類である。観測井戸では、熱源井戸の
 ように、帯水層、不透水層の温度変化に明瞭な差が見られな
 かった。時定数 T と、温度勾配のピーク時を参考に、4パ
 ターンのシミュレーションモデルを構築し、温度変化の傾向
 と、熱回収率が近いものから分類した。帯水層位置全体に均
 等に蓄熱水塊が広がるという従来の仮定の妥当性を、実測

温度データに基づき検討した。その結果、帯水層および不透
 水層のいずれにも分類されない中間的な温度応答を示す層
 の存在が確認された。この中間層を考慮した数値シミュレ
 ーションでは、実測温度に近づき、蓄熱状況の再現性が向上
 した。これにより、蓄熱水塊の広がり の把握が、帯水層厚さ
 および熱回収率評価において重要であることが示された。
 また、熱源井戸、観測井戸ともに、ボーリング調査結果に基
 づき粒径から判断したスクリーン位置と比較すると、本研
 究の温度観測によって分類した「帯水層」と「中間層」の位
 置はほぼ一致していることがわかった。

注 1) $\theta_t^* = e^{-t/T}$ (1)

θ_t^* : 時刻 t における基準化温度 T : 時定数

参考文献

- 1) 山崎尊ほか, 「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」, 地下水地盤環境・防災・計測技術に
 関するシンポジウム. 2022, pp. 188-193
- 2) DHI-WASY Software: FEFLOW 7.2 Reference Manual, 2018

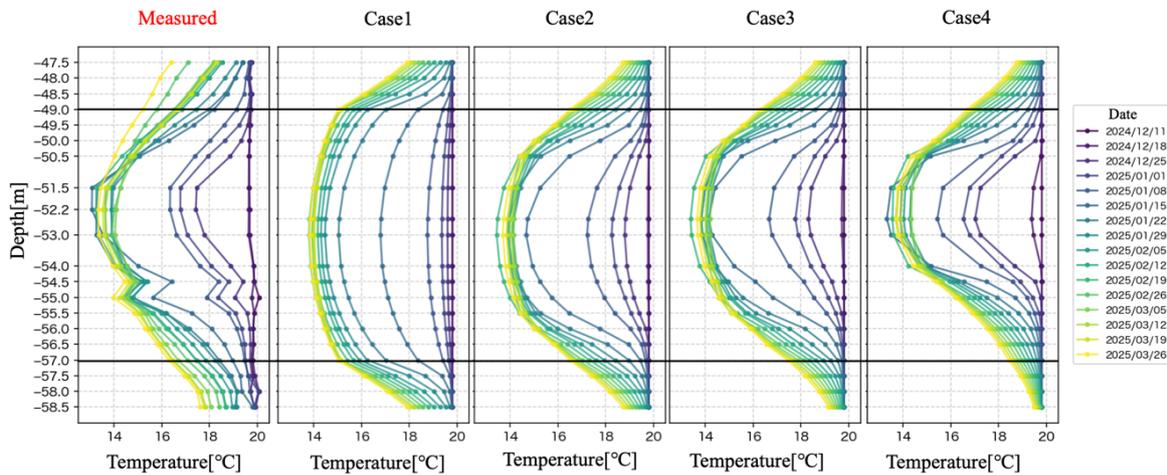


Fig.15 Comparison of Weekly Temperature Profiles by Depth

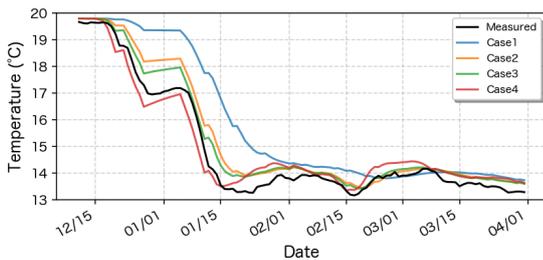


Fig.16 Comparison of Measured and Calculated Values at -53 m

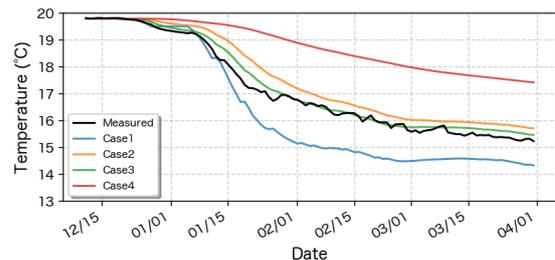


Fig.17 Comparison of Measured and Calculated Values at -56 m

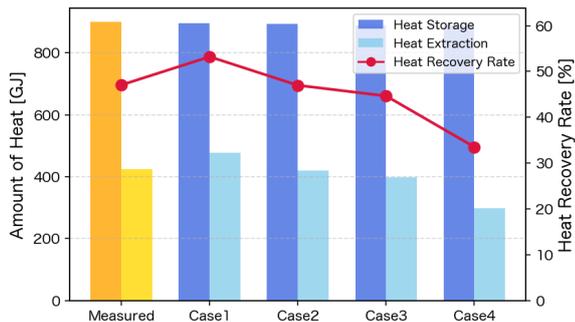


Fig.18 Comparison of Measured and Calculated Heat Recovery Rates

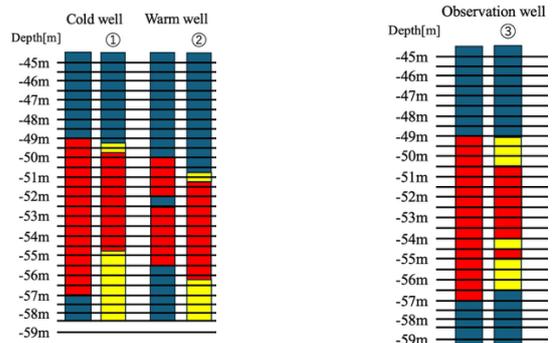


Fig.19 Results of Heat Source Wells

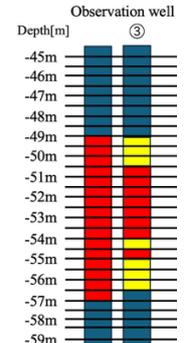


Fig.20 Results of Observation Well

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
(第 16 報) 観測井戸の温度計測に基づく層構造の推定

**Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating: (Part16)
Estimation of Subsurface Layer Structure Using Temperature Monitoring Data in Observation
Well**

○長谷川 麟太郎 (大阪公立大学) 高橋 知己 (大阪公立大学)

西岡 真稔 (大阪公立大学) 鍋島 美奈子 (大阪公立大学)

三原 伸治 (三菱重工サーマルシステムズ株式会社) 崔 林日 (三菱重工サーマルシステムズ株式会社)

Rintaro HASEGAWA*¹ Tomoki TAKAHASHI*¹ Masatoshi NISHIOKA *¹ Minako NABESHIMA*¹

Shinji MIHARA*² Linri CUI*²

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

This study aims to improve the accuracy of heat recovery estimation in Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) systems by identifying subsurface layer structures. Temperature variations observed in a monitoring well were compared with FEFLOW simulations. A uniform aquifer assumption failed to reproduce observed temperatures, whereas introducing an intermediate layer significantly improved agreement. Parameter analyses showed that permeability strongly influences temperature evolution, while thermal diffusivity has a minor effect

1. はじめに

帯水層蓄熱システム (Aquifer Thermal Energy Storage : ATES) は、地下の帯水層を熱エネルギーの貯蔵に利用し、冷温排熱を季節間で蓄積し、揚水・還水を通じて回収・利用するシステムである。このシステムは、建物の空調負荷の低減やエネルギー利用効率の向上、二酸化炭素排出量の低減に寄与することが期待されており、研究が進められている。

2. 研究背景・目的

既往研究¹⁾により、帯水層の厚さが大きいほど熱回収率が向上することが明らかにされている。このことから、帯水層の厚さおよび層構造を詳細に把握することは、熱回収率をより高精度に算定する上で重要であると考えられる。そこで本研究では、観測井戸で計測された深度別温度の時間変化の実測値と、地下水流動解析ソフト FEFLOW を用いた数値シミュレーションによる計算値を比較することで、帯水層の層構造の推定を行う。これにより、ATES における熱回収率算定精度の向上を目的とする。

3. 研究方法・内容

本研究では、観測井戸において取得された観測データを用いて解析を行う。観測井戸の配置を Fig.1 に示す。解析に用いるデータは、2024 年 12 月 12 日から 2025 年 3 月 31 日までの冷水注入期間 (冬季運転) におけるものである。観測井戸の計測点は、スクリーンが設置されている深度 -49 m から -57 m の区間およびその上下 2 m の範囲に、計 20 点設置されている。既往研究²⁾では計測点が 2 点のみであったのに対し、本研究では計測点数を大幅に増やすことで、より詳細な深度方向の温度変化の把握を可能としている。ここでスクリーンとは、井戸内に設置され、地下水の揚水および還水を行うための多孔管である。本研究対象のスクリーン位置は、粘土含有率が 10% 以下の層に設置されている。地質的観点から、この層において蓄熱が行われると仮定されているが、本研究ではボーリング調査の地質情報に基づくのではなく、温度観測結果を用いて蓄熱状況の実態、層構造を推定し、その仮定の妥当性を検討する。層構造の推定にあたっては、温度の時間推移に着目し、帯水層中央部に相当すると考えられる深度 -52 m における温度の実測値と数値シミュレーションによる計算値を比較する。なお、比較には深

度ごとの温度変化が顕著に現れる冷水注入期間のデータを用いる。

3.1 スクリーン位置を均一な帯水層とした場合

これまでの既往研究²⁾の大半と同様に、スクリーン位置を均一な帯水層として仮定した数値シミュレーションを実施し、観測井戸における温度の時間推移を算出した。シミュレーションに用いた帯水層および不透水層の物性値を Table.1 に、運転条件を Table.2 に示す。なお、還水流量および還水温度については、実測条件と同一の値を用いている。実測値と計算値における温度の時間推移の比較結果を Fig.2 に示す。Fig.2 より、両者の温度変化には顕著な差異が認められ、均一な帯水層を仮定したシミュレーションでは、実際の温度挙動を十分に再現できてい

ない。さらに、深度ごとの温度の時間推移について、実測値と計算値を比較した結果を Fig.3 に示す。計算値では、不透水層に近接する層において一部熱が不透水層側へ移動することで温度のわずかな低下が確認されるものの、全体として深度による差は小さく、ほぼ様な温度変化を示している。一方、実測値ではスクリーン中央部において温度変化が大きく、不透水層に近い位置ほど温度変化が小さくなる傾向が確認された。このように、深度ごとの温度変化の分布は、実測値と計算値とで明確に異なり、実地の帯水層が深度方向に対して均質ではないことを示している。以上の結果から、本研究対象地における層構造は、従来仮定されてきた均一な帯水層ではなく、透水性や熱移動特性が深度方向に異なる不均一な層構造を有している可能性が高いと推定される。

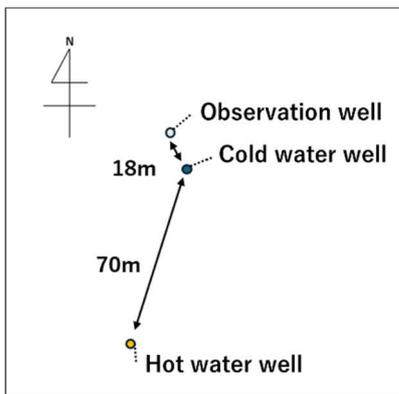


Fig.1 well arrangement

Table.1 physical properties

Name		Value	Unit
common	Initial ground temperature	19.8	°C
	porosity	0.3	-
Aquifer	Volumetric heat capacity	3.18	MJ/(m ³ · K)
	Thermal conductivity	2.7	J/(m · s · K)
	Hydraulic conductivity	1.73 × 10 ⁻³	m/s
Impermeable layer	Volumetric heat capacity	3.06	MJ/(m ³ · K)
	Thermal conductivity	1.2	J/(m · s · K)
	Hydraulic conductivity	1.0 × 10 ⁻⁸	m/s

Table.2 operating conditions

		Value	Unit	Remarks
Cumulative injected/extracted volume	Winter operation	2.9 × 10 ⁴	[m ³]	
	Summer operation	4.7 × 10 ⁴	[m ³]	
Initial ground temperature		19.8	[°C]	
Average reinjection temperature	Winter operation	11	[°C]	
	Summer operation	28	[°C]	
pipe diameter		0.303	[m]	
operating period		Weekdays 8:00~18:00 2024/12/12~2025/03/31		
operation overview		No operation on weekends and holiday		

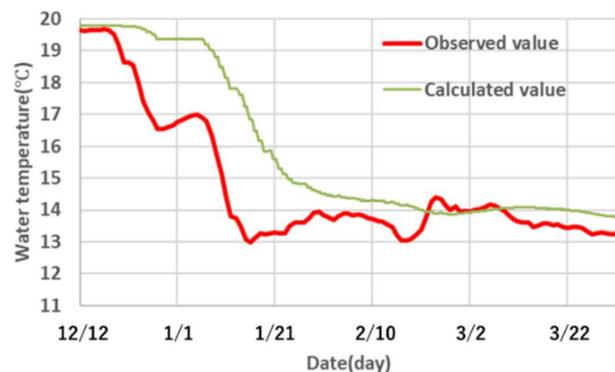


Fig.2 Comparison of observed and simulated temperatures at the central position

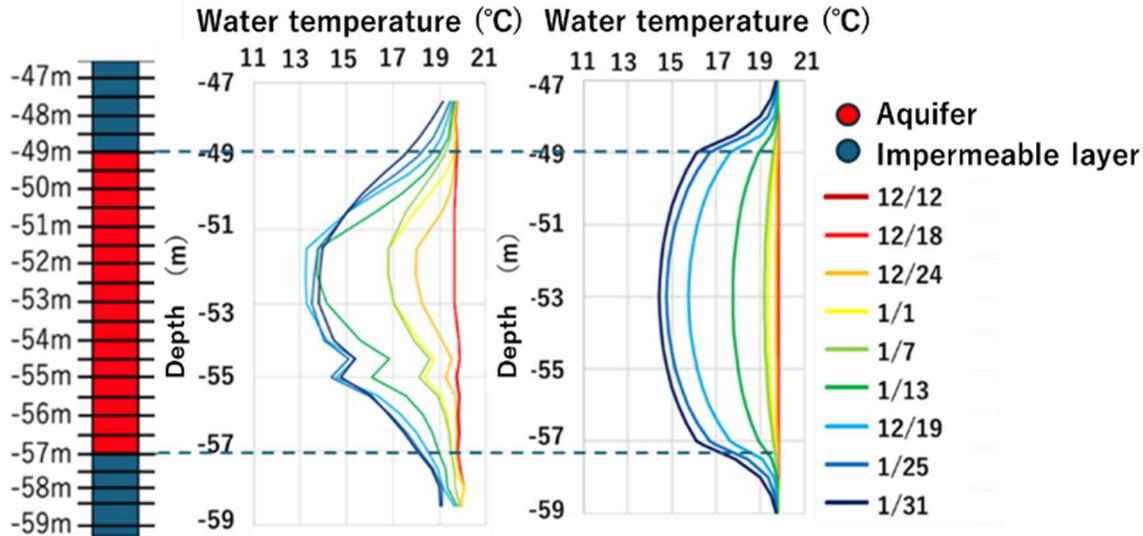


Fig.3 Comparison of temporal temperature variations at different depths

3.2 中間層を設定した場合・中間層の物性値の影響

本研究では、帯水層と不透水層の間に位置し、両者の中間的な特性を有する層（以下、中間層）が存在すると仮定し、新たに中間層を設定した層構造モデルを構築する。中間層の分類方法については、前報（第15報³⁾）に基づいて、Fig.4に示すように分類した。分類方法は観測井戸の温度の時間推移より実態把握を行った結果を用いている。これにより得られた層構造の分類結果をFig.5に示す。この層構造モデルを用いて数値シミュレーションを実施する。なお、層構造以外の運転条件および解析条件については、前節3.1と同一とした。中間層に設定した物性値をTable.3に示す。中間層は帯水層の一部であるものの、帯水層中央部と比較して地下水の流動性が低い層であると仮定し、透水係数のみを帯水層と不透水層の中間的な値として設定し、その他の物性値については帯水層と同一とした。この層構造モデルにおける計算値と実測値の温度の時間推移の比較結果をFig.6に示す。Fig.6より、中間層を考慮したシミュレーションでは、均一な帯水層を仮定した場合と比較して、計算値が実測値に近い温度変化を示していることが確認された。さらに、深度ごとの温度の時間推移を比較した結果をFig.7に示す。中間層を設定することで、スクリーン位置全体が一般的な温度変化を示すのではなく、実測値と同様に、スクリーン中央部において温度変化が大きく、不透水層に近い位置ほど温度変化が小さくなる傾向が再現された。以上の結果から、中間層を導入することで、観測された温度の時間推移をより

適切に表現することが可能となり、本研究で設定した層構造モデルは、実際の地下の層構造により近づいていると推定される。

次に、層構造推定の妥当性を検討するため、中間層における透水係数および熱拡散率（容積比熱に対する熱伝導率の比）を変化させ、温度の時間推移に与える影響について検討を行った。まず、熱拡散率を $3.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 、 $6.3 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 、 $8.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ に変化させ、透水係数は表-3と同様の値を与えた。比較結果をFig.8に示す。Fig.8より、熱拡散率の違いによる温度の時間推移への影響は小さく、顕著な差は認められなかった。このことから、本研究では中間層の熱拡散率として、帯水層と同一の値を用いることとした。一方、透水係数については、 $1.73 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ 、 $1.0 \times 10^{-4} \text{ m/s}$ 、 $1.0 \times 10^{-5} \text{ m/s}$ 、 $1.0 \times 10^{-6} \text{ m/s}$ 、 $1.0 \times 10^{-8} \text{ m/s}$ に変化させ、その他の物性値および運転条件は前節3.1と同一とした。これらの条件における温度の時間推移の比較結果をFig.9に示す。Fig.9より、透水係数の違いは温度の時間推移に大きな影響を及ぼすことが確認された。一方で、透水係数が $1.0 \times 10^{-5} \text{ m/s}$ 以下の場合には、温度変化に顕著な差は見られなかった。このため、本研究では $1.0 \times 10^{-5} \text{ m/s}$ をそれ以下の代表値として採用した。また、透水係数が $1.0 \times 10^{-4} \text{ m/s}$ および $1.0 \times 10^{-5} \text{ m/s}$ の場合に、実測値に近い温度変化が得られたことから、本章で用いた層構造、物性値において中間層の透水係数は、この範囲に存在すると推定される。

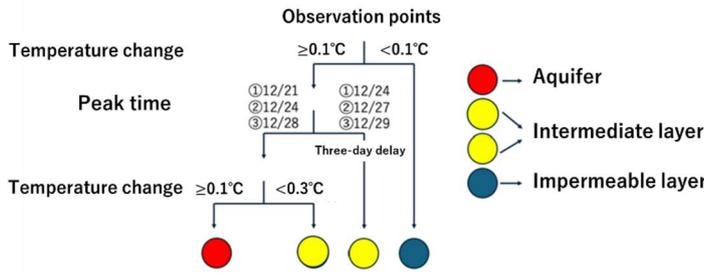


Fig.4 classification method

Table.3 Physical properties of the intermediate layer

Volumetric heat capacity	Thermal conductivity	Hydraulic conductivity
3.18	2.7	1.0×10^{-5}
MJ/(m ³ · K)	J/(m · s · K)	m/s

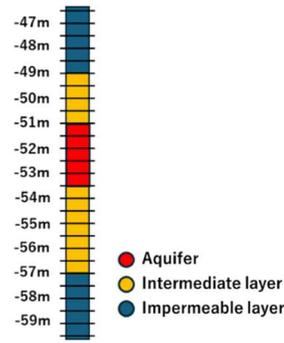


Fig.5 classification results

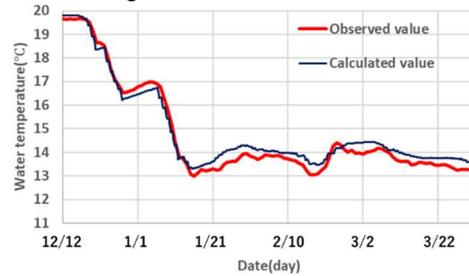


Fig.6 Comparison of observed and simulated temperatures at the central position

4. まとめ

本章では、スクリーン位置を均一な帯水層と仮定した従来モデルと実測値の比較を行った結果、温度の時間推移に大きな差が生じ、均一な帯水層仮定では実際の温度挙動を再現できないことが明らかとなった。このことから、対象地のスクリーン位置は均質な帯水層ではないと推定される。そこで、実測された深度別温度の時間推移に基づき中間層を設定した層構造モデルを構築したところ、計算値は実測値に近い温度変化を示し、深度方向の温度分布についても実測値の特徴を良好に再現した。以上より、対象地の帯水層には全体が均質ではなく、本報で導入したような中間層が存在する不均質な層構造であると考えられる。

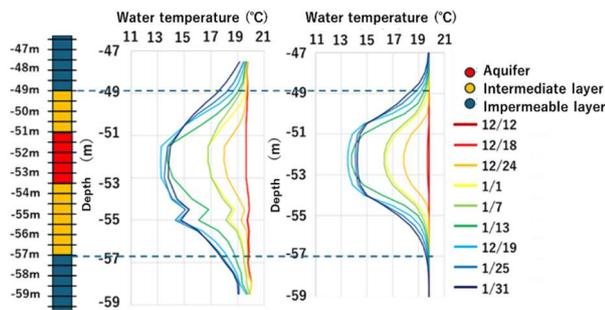


Fig.7 Comparison of temporal temperature variations at different depths

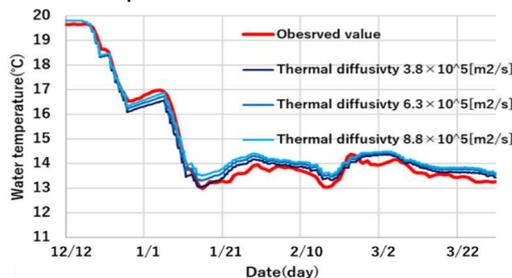


Fig.8 Temperature variations with different thermal diffusivities

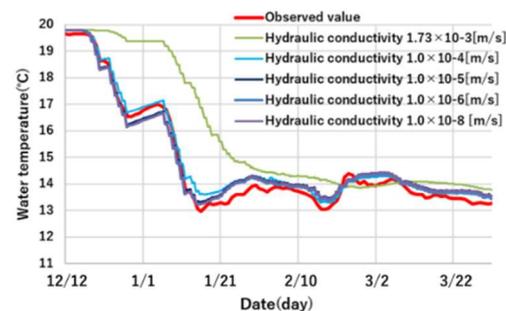


Fig.9 Temperature variations with different hydraulic conductivities

参考文献

- 1) 高橋知己ほか、「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 第 13 報 温度時系列変化に基づく帯水層厚さ及び未回収熱の所在推定」、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2024 年 3 月
- 2) 山崎尊ほか、「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」、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2023 年 3 月
- 3) 高橋知己ほか、「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究—第 15 報 温度実測値に基づく帯水層中の蓄熱特性の分析」、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2026 年 3 月

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 —第17報 熱干渉の発生位置と損失量の分析—

Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating : Part17 Analysis of Thermal Interference Loss Locations and Quantities

○寺本 理 玖 (大阪公立大学) 西岡 真 稔 (大阪公立大学) 鍋島 美 奈 子 (大阪公立大学)

Riku TERAMOTO*1 Masatoshi NISHIOKA*1 Minako NABESHIMA*1

*1 Osaka Metropolitan University

Aquifer Thermal Energy Storage (ATES) systems are among the technologies that contribute to energy conservation and the reduction of carbon dioxide emissions. In ATES operations for heating and cooling, both hot and cold thermal energy are stored within the same aquifer. However, these thermal energies can spread and mix due to diffusion and advection within the aquifer. This phenomenon is referred to as thermal interference, and when thermal interference occurs, the amount of thermal energy available for air-conditioning use decreases. In this study, thermal interference loss locations and quantities are quantitatively analyzed.

1. 研究背景・目的

2050年のカーボンニュートラル社会の実現にむけて、現在、脱炭素に向けた再生可能エネルギーの利用の普及や省エネルギー技術の開発が進められている。帯水層蓄熱空調システム(ATES)は冷暖房の排熱を地中に蓄熱し、季節間で蓄えた熱エネルギーを活用することで、二酸化炭素排出量削減が期待できる。

ATESの運用では暖冷房に使用する排熱をそれぞれの井戸から帯水層へ蓄熱するため、同一の帯水層内に冷熱と温熱が存在する。実際のATESの運用では限られた敷地内で2つの井戸間を十分に離せず、蓄熱した熱は拡散や移流の影響で広がるため、温熱と冷熱が混ざることがある。この混合(本研究では熱干渉と呼ぶ)により地中温度との温度差が小さくなり、空調に利用できる熱エネルギーが減少する。¹⁾ また、帯水層内に発生する熱干渉の具体的な発生位置と発生量に関する知見は十分ではないため本報の研究課題とした。

2. 研究方法

本研究では、三次元熱流動解析ソフトFEFLOWを用いて数値シミュレーションを行い、熱干渉による熱損失の発生位置および発生量の分析を行う。シミュレーション条件はTable.1に示すATESの運転条件で、1年を1サイクルとし、合計5サイクルのシミュレーションを行った。

帯水層厚さは5m、初期地中温度が20°CでATESの井戸間が75mと150m(Fig.2)の2通りの分析を行った。また、帯水層および不透水層の地盤の構成はTable.2に示すように帯水層部分を5分割し、その上下に不透水層である粘土層を50mずつ配置し、全体を31 layerとして地盤を構成した。Fig.2に地盤平面方向のメッシュサイズについて示す。井戸の周囲(250m×200m)はメッシュを細かく区切り(1.2m²)、その他の範囲は一つのメッシュサイズを10.9m²としてシミュレーションを行った。

帯水層蓄熱空調システム(ATES)では、冷房時に温熱を、暖房時に冷熱を帯水層に蓄えることで、季節間におたる熱エネルギーの有効利用を図っている。その結果、帯水層内には冷水塊と温水塊が共存することとなるが、これらの熱塊はシステムの長期運転によって拡大し、相互に接触することで熱干渉が生じる。

このときの地盤内の熱干渉を分析するために解析条件として、Fig.3に示すように冷水井および温水井を同時に運用する2井戸運用と、比較対象として冷水井単独運用のシミュレーションを行い、このふたつのシミュレーションから得られた地盤内の温度差データを作成する。ここで、温度差とは2井戸運用による熱干渉によって生じた地盤内の温度変化量を意味しており、本研究ではこの温度差を熱干渉による影響量とする。冷水井単独運用においては、帯水層内の井戸の還水・揚水による帯水層内

Table. 2 Operation schedule

Thermal storage cycle	Runnig mode	Running schedule	Injection temperature	Injection, Pumping flow rate[m ³ /day]
				cumulative Flow 50k[m ³]
cycle1~cycle5	Winter period[day]	122	15°C	410[m ³ /day]
	Stoppage period[day]	61		
	Summer period[day]	122	25°C	410[m ³ /day]
	Stoppage period[day]	60		

Table.1 Ground composition

Category	Layer thickness(m)	Layer	
Clay layer	50	5	1
		5	2
		5	3
		5	4
		5	5
		5	6
		5	7
		5	8
		3.5	9
		3.5	10
		2.5	11
		0.4	12
		0.1	13
Aquifer	5	1	14
		1	15
		1	16
		1	17
		1	18
		1	18
Clay layer	50	0.1	19
		0.4	20
		2.5	21
		3.5	22
		3.5	23
		5	24
		5	25
		5	26
		5	27
		5	28
		5	29
		5	30
		5	31
		5	31

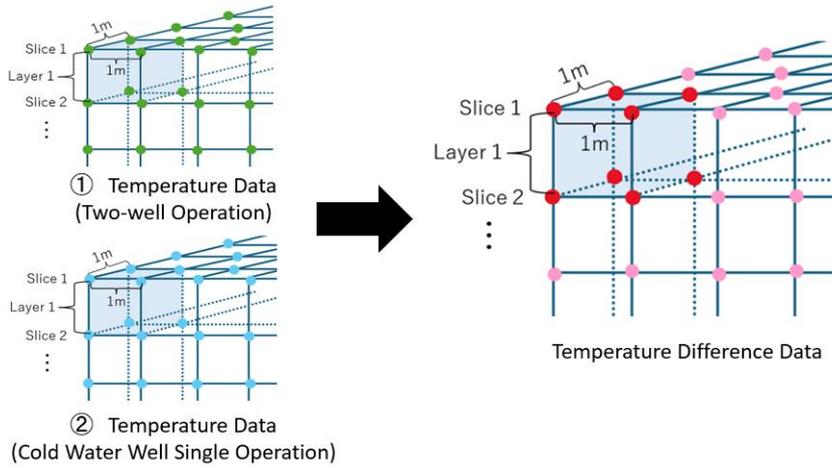


Fig. 3 Creation of temperature difference data

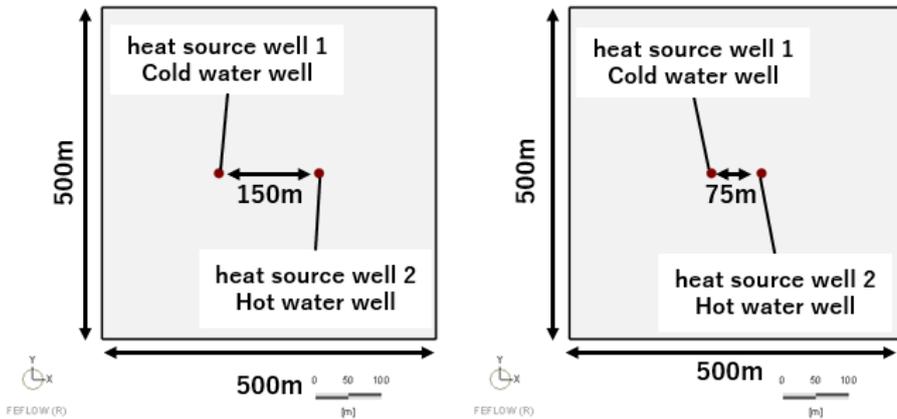


Fig. 1 Well layout (well spacing 75m, 150m)

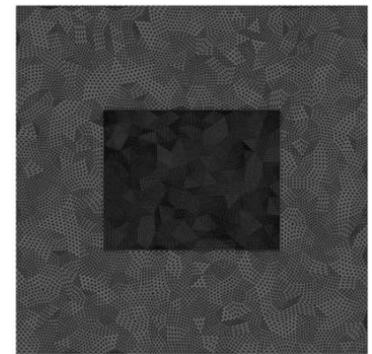


Fig. 2 Mesh size

の流れを 2 井戸運用ケースと可能な限り一致させるため、運用していない井戸に対しても揚水・注水流量のみを設定し、熱の蓄熱・採熱は行わない条件として行った。

3. 熱干渉位置の分析

3.1. 帯水層内平面方向の分析

Fig.4 に 5 サイクル目冬期運転終了時 (1582 日) と夏期運転終了時 (1765 日) の井戸間 75m の条件における帯水層内平面方向の熱干渉位置の分析結果をそれぞれ示す。青と赤の丸は冷水井および温水井の位置を示し、 $\Delta\theta$ は 2 井戸運用と冷水井単独運用の温度差であり、熱干渉位置をコンター図で示している。冬期運転終了時では温水井付近で熱干渉が生じている一方で、夏期運転終了時では冷

水井付近で発生していることが確認できた。冬期運転時、帯水層内では冷水井では還水によって冷水塊が拡大、温水井では揚水によって温水塊が縮小し、夏期運転では冷水塊が縮小、温水塊は拡大する。運転の切り替えによって帯水層内に存在する蓄熱塊は拡大・縮小を繰り返すため、帯水層内の熱干渉位置もこの動きに伴って移動すると考えられる。また、井戸間が 75m の条件では、熱干渉の分布形状は折れ曲がるように形成されている。井戸間内の領域では冬期運転に冷水井から温水井へ、夏期運転に温水井から冷水井へ流れる流速が発生する。そのため、熱干渉の分布形状はこの流れの向きに沿って折れ曲がるように発生する。

A-3

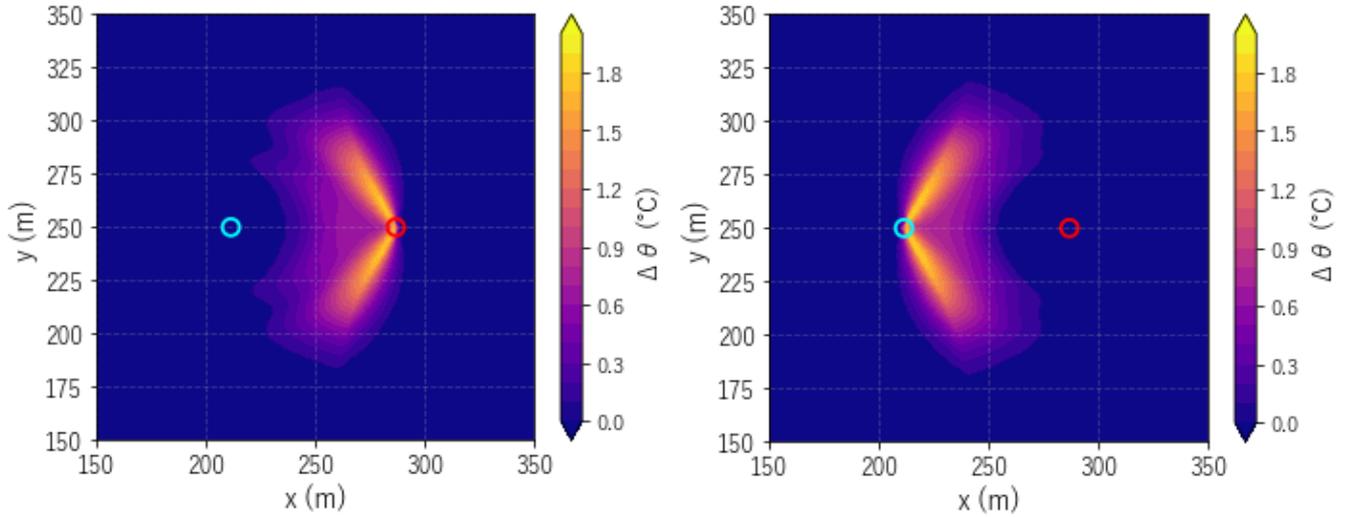


Fig.4 Aquifer center depth thermal interference loss location (well spacing: 75m)

Day 1582 (Left) Day 1765 (Right)

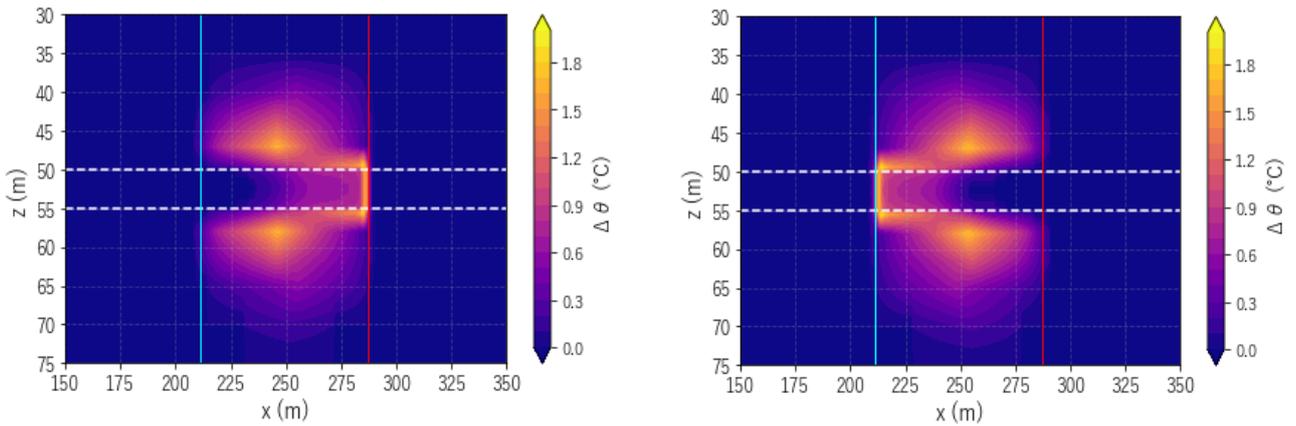


Fig5 depth direction thermal interference loss location (well spacing: 75m)

Day 1582 (Left) Day 1765 (Right)

3.2. 深度方向断面の分析

Fig.5 に井戸間距離 75m 条件における深度方向断面の熱干渉による温度差コンターを示す。青と赤の線はそれぞれ冷水井と温水井の井戸位置を示し、白い点線は帯水層と不透水層の境界位置を示し、深度 50m から 55m が帯水層に該当する。帯水層は運転時期によって熱干渉位置が移動する一方で、不透水層では運転時期によらず常に井戸間の中央を中心として熱干渉が発生していることが確認できた。これは、不透水層内では透水性が極めて小さく、水が流れにくいいため、熱移動が帯水層からの熱伝導によって支配されているためである。そのため、不透水層内に残留した熱に運転期間が切り替わることで帯水層からもう一方の熱が伝達され重なり合うことで、熱干渉が形成されるため、熱干渉位置は移動せず井戸間の中央を中心として発生している。

4. 熱干渉量の分析

シミュレーションによって得られた、帯水層、不透水層の温度データから熱干渉量の算出を行った。シミュレーション開始から τ 日目に発生した熱干渉量を式(1)に示す。

$$q_{loss}(\tau) = c\rho \cdot V \cdot \Delta\theta(\tau) \quad (1)$$

$q_{loss}(\tau)$: τ 日目に発生した熱干渉量 [GJ]

$c\rho$: 容積比熱 [GJ/(m³ · K)]

V : 体積 [m³] (1m × 1m × layer)

$\Delta\theta(\tau)$: τ 日目の熱干渉によって生じた温度変化[K]

$\Delta\theta(\tau)$ は 2 井戸運転の温度データと冷水井単独運用の温度データの差をとる。

$$\Delta\theta(\tau) = \theta_{both}(\tau) - \theta_{cold}(\tau) \quad (2)$$

$\theta_{both}(\tau)$: 2 井戸運転の温度データ[K]

$\theta_{cold}(\tau)$: 冷水井単独運用の温度データ[K]

A-3

シミュレーション開始から t 日までに発生した熱干渉量(積算値)は開始日から t 日目までにそれぞれ発生した熱干渉量を積算することで求める。

$$Q_{loss}(t) = \sum_{\tau=0}^{\tau=t} q_{loss}(\tau) \quad (3)$$

Fig.6, Fig.7 に井戸間 75m, 150mの各サイクルの夏期運転終了時におけるシミュレーション開始からの帯水層および不透水層の積算の熱干渉量と各サイクルで発生した熱干渉量をそれぞれ示す。なお, 夏期運転終了時を基準にして前サイクルの夏期運転終了時から次の夏期運転終了時まで発生した熱干渉量を1サイクルで発生した熱干渉量と定義する。

$$Q_{loss,cy(i)} = Q_{loss}(t_i) - Q_{loss}(t_{i-1}) \quad (4)$$

$Q_{loss,cy(i)}$: 第 i サイクル目に発生した熱干渉量

t_i : 第 i サイクル目夏期運転終了時

棒グラフは帯水層と熱干渉で生じた熱干渉量の積算値をそれぞれ示しており, 緑の散布図は各サイクルで発生した熱干渉量を表している。ここで, 第1サイクル目の熱干渉量について, 第1サイクル開始(シミュレーション開始)時は地盤内に熱が存在しないため, 冬期の冷水還水時には地盤内に温熱が存在せず, 熱干渉は発生しない。そのため, 熱干渉は, 夏期運転以降において温水が還水され, 地盤内に温熱が蓄熱された後に初めて生じると考えられるため, 第1サイクルの熱干渉量は小さくなっていると思われる。

Fig.6, Fig.7 より井戸間が 75m, 150mどちらの場合でも熱干渉は帯水層よりも不透水層で発生していることが明らかとなった。井戸間が 75m, 150mのいずれの条件においても, 熱干渉は帯水層よりも不透水層で大きく発生していることが明らかとなった。これは, 帯水層では揚水により蓄熱された熱の一部が回収される一方で, 帯水層から不透水層に伝達した熱は透水性が低く, 揚水によ

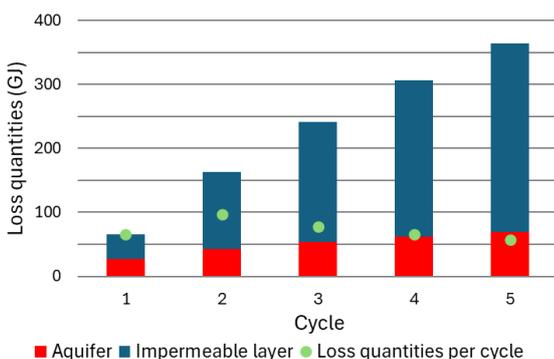


Fig.6 per cycle and cumulative loss quantities
 (well spacing: 75m)

って回収されず, 層内に残留するためである。この残留熱は運転サイクルを重ねるごとに蓄積され, 運転期間の切り替えに伴って帯水層側から伝わるもう一方の熱と重なり合うことで, 不透水層において顕著な熱干渉を生じさせる。

また, 井戸間距離 75m の条件では, 各サイクルの熱干渉量は第 2 サイクルで最大となり, その後はサイクル経過に伴って減少する傾向を示した。これは初期のサイクルでは不透水層への熱干渉領域の拡大が大きい, サイクルを重ねることにより, 周期定常に近づき, 熱干渉領域の拡大が低下することによると思われる。

一方, 井戸間距離 150m 条件では, 各サイクルで発生する熱干渉量は 75m 条件と比較して小さく, 帯水層および不透水層のいずれにおいても抑制されていた。井戸間距離が十分に確保されていることで顕著な熱干渉が発生しない一方, サイクルの進行に伴って未回収熱が帯水層内に残留し, 蓄熱塊が徐々に拡大するためだと考えられる。

5. まとめ・今後の方針

熱干渉の発生位置について, 帯水層では運転切り替えによる蓄熱塊の拡大・縮小の動きに伴って熱干渉位置が移動する一方で, 不透水層では透水性が低く熱移動が主として熱伝導で行われるため, 熱干渉は移動せず, 井戸間の中央付近で形成される特徴があることが明らかとなった。また, 熱干渉量は帯水層よりも不透水層側で多く発生する。今後の方針としては帯水層伝熱について, 計算負荷の小さい簡易集中定数モデルの研究が行われているが, 本研究で得られた熱干渉の特性をモデルに組み込むことを目標とする。

<参考文献>

- 1) 唐睿光ら「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究(第14報)帯水層厚さと環境流速が熱回収率に及ぼす影響」, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2024年

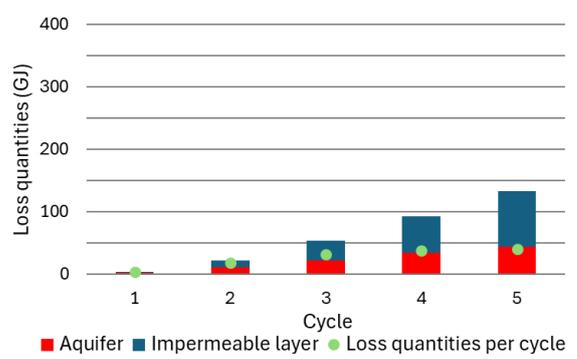


Fig.7 per cycle and cumulative loss quantities
 (well spacing: 150m)

季節間蓄熱利用シミュレーションを目的とした簡易集中定数モデルの作成 —環境流影響のモデル化—

Development of a Lumped-Parameter Model for Simulation of Interseasonal Heat Storage Utilization - Modeling of Environmental Flow Impacts -

○折戸 日向子(大阪公立大学)

西岡 真稔(大阪公立大学)

鍋島 美奈子(大阪公立大学)

崔 林日(三菱重工サーマルシステムズ(株))

三原 信治(三菱重工サーマルシステムズ(株))

Hinako ORITO*1 Masatoshi NISHIOKA*1 Minako NABESHIMA*1 CUI Linri*2 Shinji Mihara*2

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

In order to analyze the introduction of an aquifer thermal energy storage system using simulations that couple the equipment model with the aquifer model, it is desirable for the aquifer model to have a low computational load. In previous studies, the models had an issue of low accuracy when environmental flow was introduced. In this study, the model was improved by incorporating the effects of hot water wells, and when the thermal recovery rate was compared with FEFLOW, it was confirmed that the model achieved high accuracy, with a maximum difference of about 2%.

1. 研究背景と目的

都市部の地下には蓄熱に利用できる帯水層が存在している。帯水層を用いた蓄熱システム(以下 ATEs と略す)は、帯水層内に温水や冷水を蓄熱し、空調等の熱源に利用することで、排熱を帯水層に蓄えて熱エネルギーとして活用することができるため省エネ・省 CO₂・ヒートアイランド現象緩和の効果が期待できる。ATEs の利用は、オランダが先行しているが、日本でも研究と実証実験が行われ実用化へと進みつつある。ATEs について、その利用方法や省エネ性能を検討するためには、熱源やポンプなどの設備モデルと帯水層モデルを連成したシミュレーションによる分析が有用であるが、連成モデルを実用的なものとするためには、帯水層モデルの計算負荷を小さくする必要がある。

そこで深田ら(2024)は、季節間蓄熱利用シミュレーションを目的とし、精度向上のため不透水層部を非定常熱伝導に拡張した簡易集中定数モデルを作成し、FEFLOW 値と熱回収率で最大 2%程度のずれの精度で環水・揚水特性を再現した。また、折戸ら(2025)はより現実に即した条件に適用できるモデルにすることを目的とし環水・揚水流れに加え、現実の帯水層では無視できない環境流の影響を加えたモデルに改良を行ったものの熱回収率の再現性が低いモデルであった。そこで本研究では、さらに改良を行うことでより精度の高いモデル(以下、改良モデルと略す)にすることを研究目的とし、長期間シミュレーションを実施した際の熱回収率を FEFLOW と比較することでモデルの精度検証を行う。

2. 簡易集中定数モデルと FEFLOW

簡易集中定数モデルは、環水・揚水される井戸を中心として冷水塊が円筒状に広がるので Fig.1 のように円筒系のモデルとして見なすことができる。そこで、簡易集中定数モデル

ルでは平面上を円筒座標系に n 分割し、セルにおける隣接セルとの熱収支を立てることで、1 次元の熱方程式を解くモデルとして扱う。熱収支は、環水・揚水に伴う移流、隣槽への熱伝導、上下不透水層への伝熱を考慮する。また、上下不透水層への伝熱は非定常伝熱である。その伝熱モデルは Fig.2 に示す。

また、熱回収率で比較対象となる FEFLOW について述べる。地下水流動解析ツール FEFLOW は、平面上を三角形メッシュで分割し深さ方向は平面を重ねる形で構成されたモデルを用いた三次元の熱流体解析ツールである。本研究では、FEFLOW の計算値を真値として、簡易集中定数モデルの開発を行う。

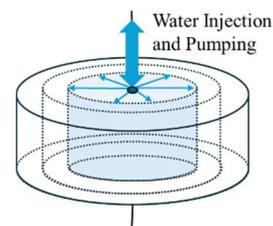


Fig.1 Conceptual diagram of the cylindrical model

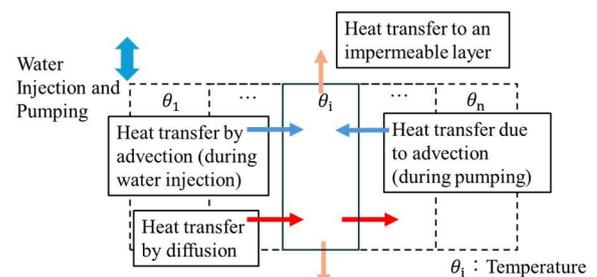


Fig.2 Heat transfer model

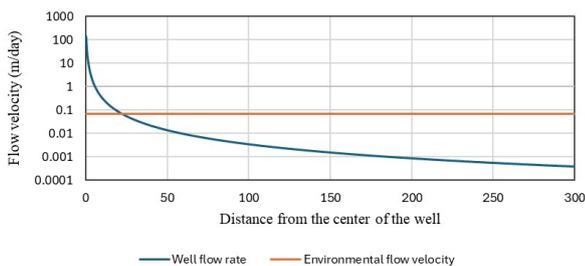
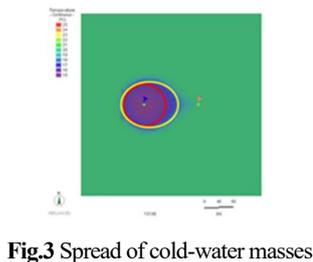
3. A-4 モデルの改良

3.1. 温水井による影響

簡易集中定数モデルは冷水井または温水井のいずれか一方のみを持つ単一井戸モデルである。Fig.3の赤丸のように円形に冷水塊が広がるが、FEFLOWでは冷水井と温水井を持つモデルであり、冷水井で環水を行う場合は、これと同時に温水井で揚水が行われており、その影響によって冷水井から温水井に向かう方向に流れが生じ、冷水塊はFig.3の黄色のように温水井側に引っ張られるような広がり方をする。帯水層厚さ10m、揚水流量1111 m³/day、環境流速25 m/yearの条件で、揚水に伴う帯水層の断面流速をFig.4に示す。揚水に伴う流れは井戸を中心とする同心円状流れとみなしている。Fig.4に示すように井戸からの距離が20 m以下になると揚水流速が環境流速よりも大きくなる。そこで、揚水・環水流れと環境流れの両方を簡易集中定数モデルに組み込むことでモデルの改良を行った。

3.2. 導入方法の概要

環境流の導入においては既往研究で示された方法を用いる。Fig.5のように環境流を半径方向成分と周方向成分に分割し、半径方向成分では環水・揚水温度に組み込み、周方向成分では新たに隣接セルでの熱移動を考慮したセル*[i, k]*での熱収支式を解くようなモデルであった。このモデルをもとに冷水井を例として温水井による流れの影響を導入する方法について示す。Fig.6のように温水井が冷水井の横に位置し、冷水井で温水井の環水・揚水流が流れる場合を考える。環水・揚水流の流速はFig.6のように井戸中心では流れが速く、中心から離れるにつれ緩やかになる。つまり環境流が平面的に一樣な方向・流速の流れを持つことに対し、冷水井の位置により方向・流速が異なる流れである。そこで、環境流と同様の扱いをするため式(1)のように冷水井のセル*[i, k]*と温水井の位置との距離と温水井側の環水(揚水)流量を用いて冷水井のセル*[i, k]*がもつ温水井による流速を算出する。



$$q_{h,i,k} = \frac{Q}{r_{i,k}^2 \times \pi \times H_a} \quad (1)$$

この流速を半径方向成分と周方向成分に分割することで環境流同様に半径方向成分では環水・揚水温度に組み込み、周方向成分では新たに隣接セルでの熱移動を考慮することができる。

3.3. 半径方向成分への導入

半径方向成分では冷水井の環水・揚水流量に影響を与える。環境流や温水井による流れは速度で与えられることから式(2)によって、それぞれの半径方向成分での流れを流量に変換してモデルに用いる。流量に変換するためには各セルでの側面積をかけているため各セルでの流量が算出される。

$$Q_{e,\alpha,i,k} = (q_e \times \cos\left((k-1) \times \frac{360}{k}\right) + q_{h,i,k}) \times \cos\left((k-2) \times \frac{360}{k}\right) \times A_{\alpha,i,k} \quad (2)$$

ここで、従来のモデル式では環水流量 $Q_{pi} \geq 0$ の時、揚水流量 $Q_{pu} = 0$ 、 $Q_{pu} > 0$ の時 $Q_{pi} = 0$ となる。改良モデルでも既往研究と同様定式化を行うことにする。すなわち Q_{pi} と Q_{pu} を環水方向を正とし、式(3)のように切り換え環水方向の流量、揚水方向の流量としてモデルに代入する。

$$\begin{cases} Q_1 = Q_{pi} - Q_{pu} - Q_{e,\alpha,i,k} \\ \begin{cases} Q'_{pi} = Q_1, Q'_{pu} = 0 (Q_1 \geq 0) \\ Q'_{pi} = 0, Q'_{pu} = -Q_1 (Q_1 < 0) \end{cases} \end{cases} \quad (3)$$

3.4. 周方向成分への導入

冷水井では環境流や温水井の流れによって周方向成分への流れが発生する。周方向成分でも環境流や温水井による流れは速度であることから半径方向成分同様、式(4)で流量に変換し使用する。

$$Q_{e,\beta,i,k} = (q_e \times \sin\left((k-1) \times \frac{360}{k}\right) + q_{h,i,k}) \times \sin\left((k-2) \times \frac{360}{k}\right) \times A_{\beta,i,k} \quad (4)$$

ここで、 $Q_{e,\beta,i,k} = Q_2$ とおき、半径方向成分と同様に正負を判断し、正であれば右回り流量 Q_{en} 、負であれば左回り流量 Q_{er} として定義する。

$$\begin{cases} Q_{en} = Q_2, Q_{er} = 0 (Q_2 \geq 0) \\ Q_{en} = 0, Q_{er} = -Q_2 (Q_2 < 0) \end{cases} \quad (5)$$

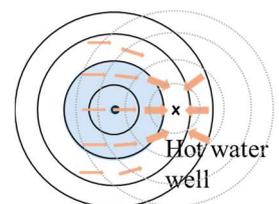
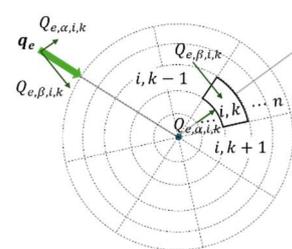


Fig.5 Environmental flow splitting

Fig.6 Flow of the hot water well

A-4

さらに、式(2)で環境流速を流量に変換するために側面積をかけたが、側面積は円筒モデルの内側の方が小さいため半径方向成分での流量差が発生する。そのため、流量の差分が隣接セルへ流れるような項を追加する。その流量については式(6)に示す。また、この流れは流れの向きに関係なく、両隣に1/2ずつ流れるものとする。

$$\begin{aligned} Q_{dn} &= (Q_{e,\alpha,i,k} - Q_{e,\alpha,i-1,k}) \\ &\quad - (Q_{e,\alpha,i,k+1} - Q_{e,\alpha,i-1,k+1}) \\ Q_{dr} &= (Q_{e,\alpha,i,k} - Q_{e,\alpha,i-1,k}) \\ &\quad - (Q_{e,\alpha,i,k-1} - Q_{e,\alpha,i-1,k-1}) \end{aligned} \quad (6)$$

3.5. 改良モデルでの熱収支式

3.3. と 3.4. 節で示された流量を組み込んだ式(7)を環境流の影響を組み込んだ本研究での改良モデルでのセル $[i, k]$ における熱収支式とする。従来の簡易集中定数モデルでの熱収支式をもとに還水・揚水流量を変更し、周方向への項が追加された形となっている。不透水層部では流れがないので環境流の影響を直接受けず、隣接するセルへの熱移動は考慮せず垂直方向への伝熱のみを考える既往研究と同様の熱収支式を用いた。

$$\begin{aligned} (c\rho)_a V_{i,k} \frac{d\theta_{i,k}}{dt} &= (c\rho)_w Q'_{pi} (\theta_{i-1,k} - \theta_{i,k}) \\ &\quad + (c\rho)_w Q'_{pu} (\theta_{i+1,k} - \theta_{i,k}) \\ &\quad + \frac{\theta_{i-1,k} - \theta_{i,k}}{R_{a,i-1,k}} - \frac{\theta_{i,k} - \theta_{i+1,k}}{R_{a,i,k}} \\ &\quad - 2 \frac{\theta_{i,k} - \theta_{c,i,k,1}}{R_{c,i,k}} \\ &\quad + k(c\rho)_w Q_{er} (\theta_{i,k+1}^{\#} - \theta_{i,k}) \\ &\quad + k(c\rho)_w Q_{en} (\theta_{i,k-1}^{\#} - \theta_{i,k}) \\ &\quad + \frac{1}{2} (c\rho)_w Q_{dr} (\theta_{i,k+1}^{\#} - \theta_{i,k}) \\ &\quad + \frac{1}{2} (c\rho)_w Q_{dn} (\theta_{i,k-1}^{\#} - \theta_{i,k}) \end{aligned} \quad (7)$$

4. シミュレーションの実施

4.1. シミュレーション条件

シミュレーションに使用した計算条件は Table 1、物性値は Table 2 にまとめた。計算スケジュールは冷水注水期間 90 日、停止 90 日、温水注水期間 90 日、停止 90 日を 1 サイクル (1 年) とし、5 サイクル実施した。冷水井戸/温水井戸

Table 1 Calculation Conditions

Porosity [-]	0.3
Initial ground temperature [°C]	20
Water-pouring temperature [°C]	15
Thickness of impermeable layer [m]	15.6

Table 2 Material properties

	gravel	water	Clay
Thermal conductivity [W/mK]	2.7	0.6	1.2
Heat capacity [MJ/m ³ K]	3.18	4.18	3.06

間距離を 150m、帯水層内の空間分割数は 4 とし計算負荷の低いモデルを保っている。シミュレーションは Table 3 に示すように 4 ケースで実施し、ケース 1 を基本条件とし、各ケースで帯水層厚さ、環境流速、積算流量のみを変更した。また、すべての条件で比較対象として環境流なしのシミュレーションも実施した。

4.2. 評価方法

モデルの評価には熱回収率を用いる。熱回収率とは注水された熱量に対して回収できた熱量のことであり、式(8)で算出される。揚水温度は各サブモデルの平均値をとる。

$$\eta = \frac{\frac{1}{k} ((c\rho)_w \sum_k \sum_t q_{out}(t) (\sum_k \sum_t T_{out}(t) - T_0))}{\frac{1}{k} ((c\rho)_w \sum_k \sum_t q_{in}(t) (\sum_k \sum_t T_{in}(t) - T_0))} \quad (8)$$

4.3. 比較結果

ケース 1-4 でのシミュレーションにより算出された熱回収率と FEFLOW との比較結果を示す。実線が改良モデル、破線が FEFLOW により算出した値となる。

ケース 1: 比較結果を Fig.7 に示す。改良モデルと FEFLOW の値を比較するとその差は 2%程度であり従来のモデルと同等の精度が得られている。また、環境流の影響によって熱回収率に影響を与えるが、5 サイクル目の結果を見ると、FEFLOW では環境流を導入することで熱回収率が約 9%低下しているが、改良モデルでも約 8%低下しており、環境流を導入することによる低下傾向についても差が 1%の精度が得られるモデルとなった。さらに冷水井戸位置を 95m とした帯水層内の温度分布を Fig.8 に示す。Fig.8 より温度分布においても FEFLOW と同様の結果が得られた。

Table 3 Each case

case	Aquifer thickness [m]	Environmental flow velocity [m/year]	Cumulative flow [m ³]
1	10	25	100,000
2	5,15,20,30	25	100,000
3	10	50	100,000
4	10	25	50,000

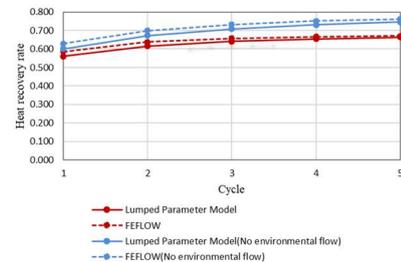


Fig.7 Comparison of Case 1

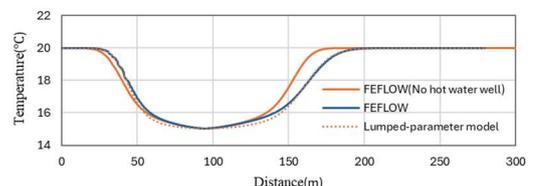


Fig.8 Temperature distribution

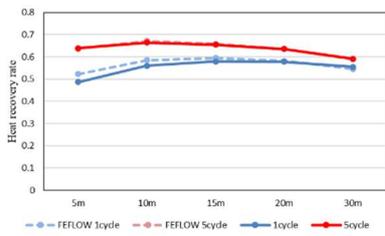


Fig.9 Comparison of aquifer thickness

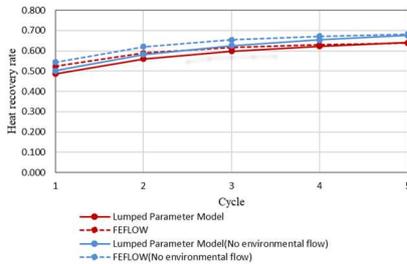


Fig.10 Comparison of aquifer thickness of 5 m

・ケース2：帯水層厚さのみを変更し、各厚さについて1サイクル目と5サイクル目の熱回収率の比較を行ったものがFig.9である。帯水層厚さによる熱回収率の影響について、FEFLOWと同様の傾向を再現できるモデルであることが分かる。しかし、厚さ5mの1サイクル目を見ると差が5%と少し大きい。そこで、Fig.10に帯水層厚さ5mでの環境流0との比較を示す。帯水層厚さ5mでは環境流が0の場合でも1サイクル目で5%程度の差がみられる。よって、この差はモデルに環境流の影響を組み込むことで発生したのではなくもとのモデルがもつ差であると考えられる。

・ケース3：環境流速を変更し、比較を行ったものがFig.11である。環境流が大きくなると熱回収率にもたらす影響も大きくなる。環境流速50m/yearでは、FEFLOW値と比較して最大で約2%の差となっており、5サイクル目の熱回収率の低下傾向についても同様の精度が得られている。

・ケース4：積算流量を変更してシミュレーションを実施し、熱回収率を比較したものがFig.12である。積算流量を5万 m^3 に変更してもこれまでのケースと同様の精度が得られた。以上のシミュレーションより、改良モデルではすべてのケースでFEFLOW値と2%程度の精度で熱回収率を再現できるモデルであることが示された。

5. まとめ

本研究で得られた成果を以下にまとめる。

- ・改良モデルを作成し、熱回収率をFEFLOWと比較することで精度検証を行った
- ・温水井の影響を組み込むことで、FEFLOWと2%程度の差で熱回収率の低下を再現でき、FEFLOW値との差も2%程度の精度が得られるモデルとなった
- ・作成した簡易集中定数モデルは特定下の条件のみでなく、帯水層厚さ5~30m、環境流速0~50m/year、積算流量5~10万 m^3 の条件で同様の精度が得られた。

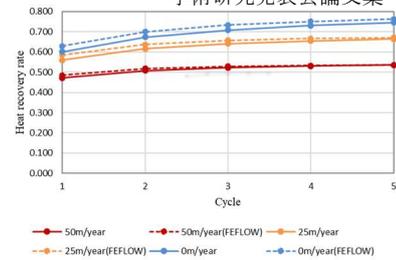


Fig.11 Comparison of Case 3

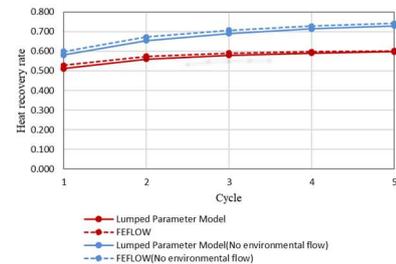


Fig.12 Comparison of Case 4

付録 記号表

- $q_{h,i,k}$: 温水井による流速 [m/s]
- Q' : 温水井側の環水 (揚水) 流量 [m^3/s]
- $r_{i,k}$: セル i,k と温水井の距離 [m]
- H_a : 帯水層高さ [m]
- $Q_{e,\alpha,i,k}$: 半径方向成分の環境流量 [m^3/s]
- $Q_{e,\beta,i,k}$: 周方向成分の環境流量 [m^3/s]
- q_e : 環境流速 [m/s]
- $A_{a,i,k}$: 円筒の側面積 [m^2]
- Q_{pi} : 環水流量 [m^3/s]
- Q_{pu} : 揚水流量 [m^3/s]
- $A_{b,i,k}$: 周方向成文の環境流が流れる断面 [m^2]
- Q_{en} : 右回りの流量 [m^3/s]
- Q_{er} : 左回りの流量 [m^3/s]
- $(c\rho)_a$: 等価容積比熱 [J/m^3K]
- $(c\rho)_w$: 水の熱容量 [J/m^3K]
- $V_{i,k}$: セル i,k の体積 [m^3]
- $\theta_{i,k}$: セル i,k の温度 [$^{\circ}C$]
- $R_{a,i}$: セル i とセル $i+1$ の間の熱伝導抵抗 [W/K]
- $\theta_{c,i,k,1}$: 不透水層第1層目の温度 [$^{\circ}C$]
- $R_{c,i}$: 上下不透水層への熱伝導抵抗 [W/K]
- $q_{out}(t)$: 時刻 t の揚水量 [m^3/day]
- $q_{in}(t)$: 時刻 t の注水量 [m^3/day]
- $T_{out}(t)$: 時刻 t の揚水温度 [$^{\circ}C$]
- $T_{in}(t)$: 時刻 t の注水温度 [$^{\circ}C$]
- T_0 : 初期地中温度 [$^{\circ}C$]

参考文献

- 1) 深田峻介, 西岡真稔, 鍋島美奈子, 中尾正喜, 「A-33 空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第12報) 季節間蓄熱利用シミュレーションを目的とした簡易集中定数モデルの作成」, 空気調和・衛生工学会大会 近畿支部発表会論文集, 2024年3月18日
- 2) 折戸日向子, 西岡真稔, 鍋島美奈子, 中尾正喜, 「帯水層簡易集中定数モデルの作成 -環境流の組み込み-」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp45-48, 2025年9月3日

高温帯水層蓄熱システムに関する研究
—温熱井・冷熱井間の熱干渉による冷熱井熱回収率低下の評価
Study on High-Temperature Aquifer Thermal Energy Storage Systems
Evaluation of Reduced Heat Recovery Efficiency in Cold Wells Due to Thermal Interference
Between Hot and Cold Wells

学生会員 ○森 颯汰 (大阪公立大学) 正会員 鍋島 美奈子 (大阪公立大学)
 技術フェロー 中尾 正喜 (大阪公立大学) 正会員 亀谷 茂樹 (大阪公立大学)
 正会員 西岡 真稔 (大阪公立大学)

Sota MORI *¹ Minako NABESHIMA *¹ Masaki NAKAO *¹

Shigeki KAMETANI *¹ Masatoshi NISHIOKA *¹

*¹Osaka Metropolitan University

High-temperature aquifer thermal energy storage (HT-ATES) stores hot water above 50 °C in an aquifer and enables direct heat use without heat pumps. However, practical applications remain limited due to reduced thermal recovery caused by heat loss during storage. Buoyancy-driven flow and thermal interference between hot and cold wells are key factors of heat loss. In Japan, where cooling demand is high, thermal recovery at cold wells is a critical performance indicator, and thermal interference must therefore be considered. This study conducts numerical simulations assuming ATES application conditions in Japan to evaluate thermal recovery efficiency.

1. はじめに

高温帯水層蓄熱システム (高温 ATES) は、冷房時に発生する温排熱を太陽熱により加熱し、50°C以上で帯水層へ貯蔵することで、ヒートポンプを介さずに温熱を利用可能とする技術である。従来の帯水層蓄熱システム (ATES) と比較して、高い省エネルギー効果や設備費用削減効果が期待されている。一方で、浮力流や熱干渉による熱損失が課題で実用例は少ない。

既往研究¹では、ドイツの高温 ATES (帯水層厚さ 40m) を対象に、シミュレーション結果の報告があるが、温熱のみの利用を前提としているため、温熱井側の蓄放熱性能に関する解析に限られている。

日本で ATES を導入する場合、ヨーロッパよりも冷房需要が大きく、冷熱井の熱回収率が重要な指標となる。また、日本はヨーロッパと比べて帯水層が薄いといった特徴があるのに加えて、都市域では井戸間距離の確保が困難であることから、温熱井・冷熱井間の熱干渉の影響が相対的に大きくなると考えられる。本研究では、日本の条件における、温熱井・冷熱井間の熱干渉の影響を考慮したシミュレーションを行う。その結果より、従来の帯水層蓄熱システムとの比較を通じて熱回収率を評価し、浮力および熱干渉が熱回収率に及ぼす影響を明らかにするとともに、その改善可能性について検討する。

2. シミュレーションモデル

3次元熱流動解析ツールである FEFLOW を用いて温熱井へ 50°C で注水するシミュレーションを実施する。さらに、温熱井へ 23°C で注水した場合との比較も行う。帯水層モデルの作成及び透水係数などの物性値は既往研究²のものを参考とする。Fig.1 に帯水層モデルの平面図、Fig.2 に帯水層モデルの断面図を示す。Table1 には基本となるシミュレーション条件を示す。日本における ATES 導入を想定し、帯水層厚さは 10m、井戸間距離は 100m とした。帯水層の透水係数には既往研究³において計測された平均値を用いる。Fig.3 に運転条件を示す。冷房期間開始を 1 日目とし、揚水・還水期間を 120 日、中間期の休止期間を 60 日と設定して 360 日を 1 サイクルとする。また、シミュレーションは 15 サイクル行うこととする。

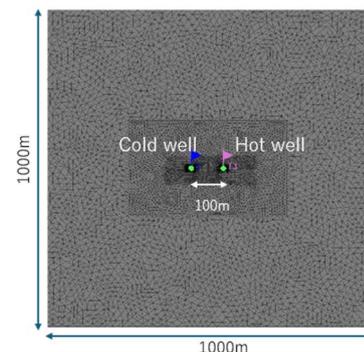


Fig.1 Plan view of the aquifer model

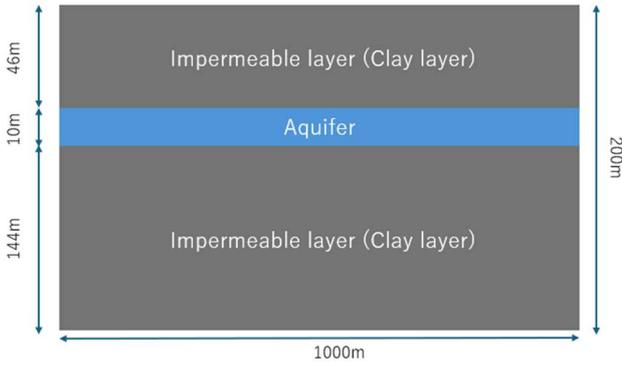


Fig.2 Cross-sectional view of the aquifer model

Table1 Basic simulation conditions

Thickness of aquifer	10m
Distance between wells	100m
Pumping and injection flow rate	50000m ³
Injection temperature at the hot well	23°C and 50°C
Injection temperature at the cold well	15°C
Initial ground temperature	18°C
Hydraulic conductivity of the aquifer	1.73 × 10 ⁻³ m/s ³

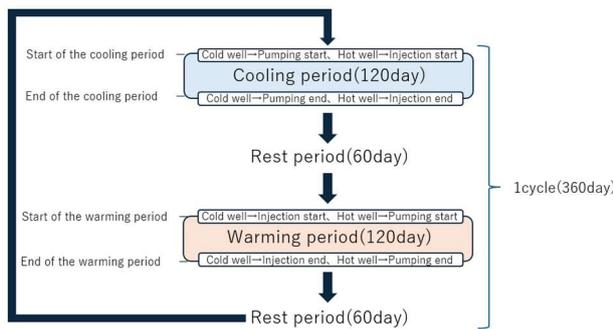


Fig.3 Operating conditions

3. 熱回収率の計算

本研究では熱回収率により、ATES の蓄熱性能評価を行う。熱回収率は初期地中温度を基準として蓄熱量に対する採熱量の割合であり、次式で定義される。

$$\eta = \frac{c\rho_w \sum q_{out}(t)(T_{out}(t) - T_0)}{c\rho_w \sum q_{in}(t)(T_{in}(t) - T_0)} \dots (1)$$

η : 熱回収率、 $c\rho_w$: 水の比熱、 $q_{out}(t)$: 時間 t の揚水量、 $q_{in}(t)$: 時間 t の注水量、 $T_{out}(t)$: 時間 t の揚水温度、 $T_{in}(t)$: 時間 t の注水温度、 T_0 : 初期地中温度

4. 従来 ATES と高温 ATES との比較

4.1. 浮力が熱回収率に及ぼす影響

FEFLOW では温度変化による密度変化(浮力)を式(2)に示す体膨張係数により計算する。

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \dots (2)$$

また、シミュレーション内で体膨張係数を考慮するかどうかを選択することが可能である。既往研究²⁾では体膨張係数が考慮されていない帯水層モデルであった。しかし、高温 ATES においては高温水を注水することにより、浮力の影響が顕著となり、熱回収率に影響を及ぼすと考えられる。そこで以下の4ケースでケーススタディを行い、熱回収率の比較及び温度分布の比較を行う。

- (a) 温熱井へ 23°C で注水し体膨張係数を考慮しない (以下 23°C_浮力なし)
- (b) 温熱井へ 23°C で注水し体膨張係数を考慮する (以下 23°C_浮力あり)
- ▲— (c) 温熱井へ 50°C で注水し体膨張係数を考慮しない (以下 50°C_浮力なし)
- ▲— (d) 温熱井へ 50°C で注水し体膨張係数を考慮する (以下 50°C_浮力あり)

体膨張係数を考慮したケースでは $\beta=3.424 \times 10^{-4}(\text{K})$ とした。Fig.4、Fig.5 に結果を冷熱井と温熱井ごとに示す。

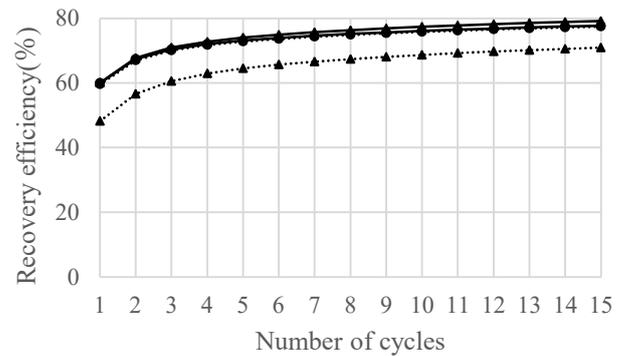


Fig.4 Thermal recovery efficiency of the warm well

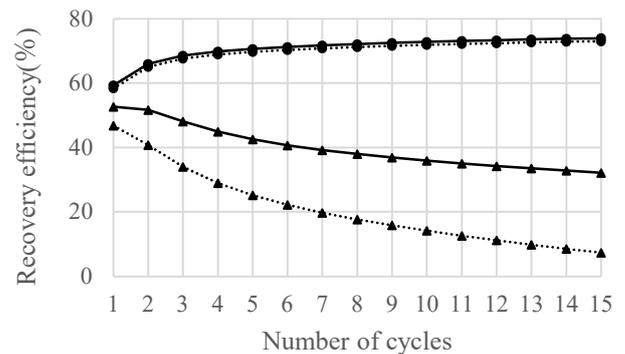


Fig.5 Thermal recovery efficiency of the cold well

Fig.5 より、温熱井の注水温度が 23°C のケースは浮力を考慮した場合であっても、考慮しない場合と比較して体膨張係数が熱回収率に及ぼす影響は 1% 以下であった。

一方、温熱井の注水温度 23°C から 50°C に上げることで、体膨張係数を考慮しない条件であっても、冷熱井の熱回収率が大きく低下することが確認された。さらに、体膨張係数を考慮すると温熱井・冷熱井ともに熱回収率が低下することが明らかとなった。特に冷熱井における熱回収率の低下が顕著であり、体膨張係数を考慮した場合、15

サイクル目の熱回収率は7.4%となった。

以上の結果より、高温 ATES のシミュレーションでは浮力の影響を考慮することが重要となることが明らかとなった。

4.2. 温度分布図比較

Fig.6、Fig.7 に温熱井へ 23°C_浮力ありと 50°C_浮力ありの15 サイクル目の冷房期間開始時(5400 日目)における帯水層の断面温度分布図をそれぞれ示す。これらの図より、注水温度を上げることで、浮力の影響により熱干渉の発生位置付近において冷熱塊が帯水層の下方へ沈み込み、温熱塊が上方へ浮上する挙動が見られた。

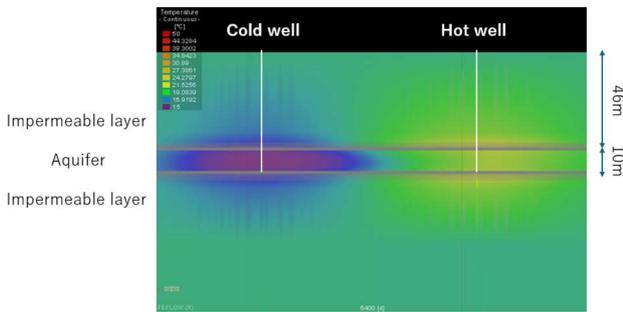


Fig.6 Temperature distribution at cooling start (23°C)

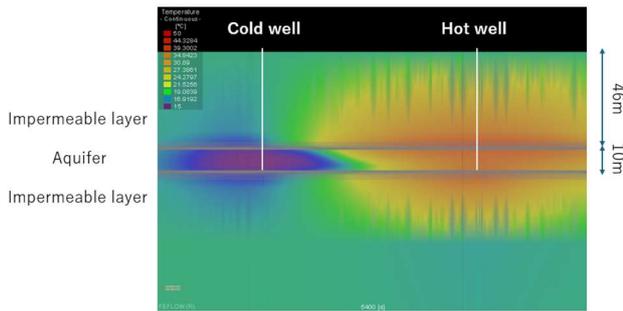


Fig.7 Temperature distribution at cooling start (50°C)

4.3. 冷熱井単一井戸との比較

4.1 節の結果より、温熱井の注水温度を上げることで、温熱井からの熱干渉の影響により冷熱井の熱回収率が低下することが明らかとなった。そこで、温熱井への注水温度が —■— 23°C、.....●..... 50°C の場合に加えて —■— 温熱井への注水を行わない冷熱井単一井戸の条件についてシミュレーションを行った。ただし、いずれも冷熱井への注水温度は 15°C とし、体膨張係数を考慮するものとする。

冷熱井単一井戸は完全に熱干渉が生じない条件であることから、その結果を基準として、熱干渉が冷熱井の熱回収率に及ぼす影響を定量的に評価する。

Fig.8 にシミュレーション結果を示す。注水温度が 23°C の場合、15 サイクル目の熱回収率は冷熱井単一井戸と比較して約 6% の差にとどまった。注水温度が 50°C の場合は単一井戸の結果と約 75% 差に達しており、高温注水に伴う熱干渉による熱損失が顕著であることが確認された。

以上の結果から、井戸間距離 100m の高温 ATES におい

ては温熱井からの熱干渉による、冷熱井の熱回収率の低下が課題となることが明らかとなった。

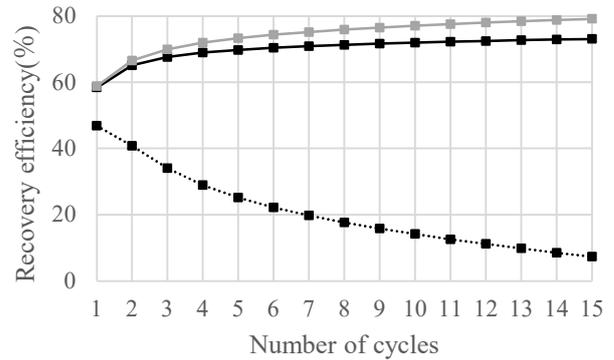


Fig.8 Comparison with a single cold well

5. スクリーン長の変更

温度分布図より、温熱井へ 50°C で注水した場合には、浮力の影響で冷熱塊は帯水層の下部、温熱塊は帯水層の上部にそれぞれ滞留していることが分かった。そこで、井戸間距離を変更せずに熱回収率の改善を図る手法としてスクリーン長の変更に着目する。既往研究¹⁾では高温帯水層蓄熱の温熱井において、浮力の影響が大きい場合に帯水層の上部のみを用いて揚水することで、熱回収率が向上することが報告されている。ただし、帯水層厚さは 40m の条件下である。

本研究では、帯水層厚さ 10m の条件下で、温熱井は帯水層上部のみ、冷熱井は帯水層の下部のみにスクリーンを設けた場合、熱回収率は向上するかの検討を行う。

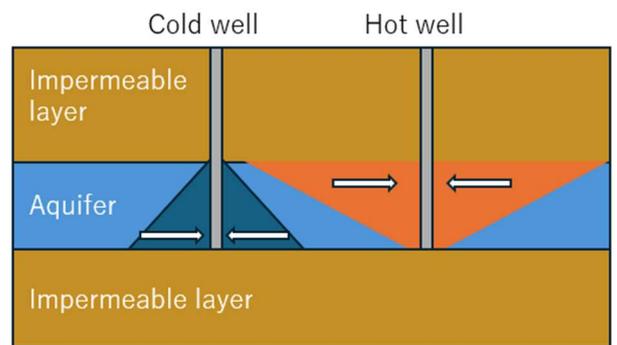


Fig.9 Schematic of screen length variation

スクリーン長の変更に関するケーススタディは以下の 4 ケースで行う。

- ① 温熱井・冷熱井ともにスクリーン長 10m
-●..... ② 温熱井のスクリーン長：帯水層上部 5m かつ冷熱井のスクリーン長：10m
- ③ 温熱井のスクリーン長：10m かつ冷熱井のスクリーン長：帯水層の下部 5m
-●..... ④ 温熱井のスクリーン長：帯水層の上部 5m かつ冷熱井のスクリーン長：帯水層の下部 5m

Fig.10、Fig.11 に計算結果を冷熱井と温熱井ごとに示した。

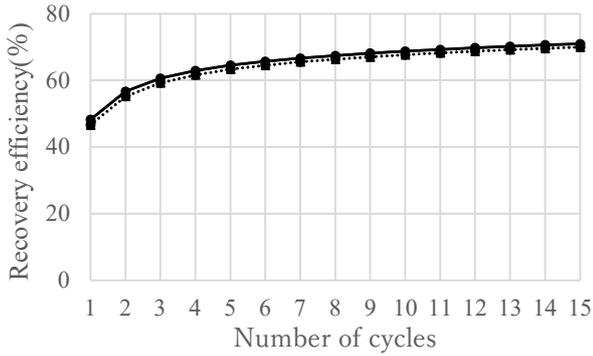


Fig.10 Thermal recovery efficiency of the warm well

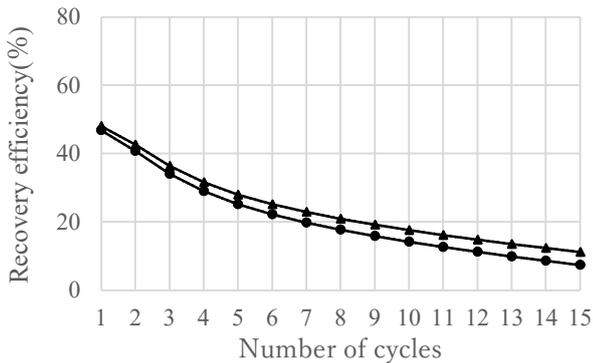


Fig.11 Thermal recovery efficiency of the cold well

スクリーン長を変更したシミュレーションを行い、温熱井・冷熱井の熱回収率を検討した。冷熱井のスクリーン長を5mとした③、④の冷熱井の熱回収率は①、②と比べて約4%向上したものの、熱回収率の大きな改善は冷熱井・温熱井ともに見られなかった。

以上より、帯水層厚さ10mの条件では既往研究で対象とされている帯水層厚さ40mと比較して浮力の影響が相対的に小さく、温熱井、冷熱井においてスクリーンを短くしても熱回収率が向上しないという結論が得られた。

6. 井戸間距離の変更

井戸間距離100mの条件下での高温帯水層蓄熱システムでは、温熱井からの熱干渉の影響により冷熱井の熱回収率が低下することが明らかとなった。

高温ATESの運用には、十分な井戸間距離が必要であると考え、井戸間距離を—●—100m、—◆—125m、……◆……150m、……◆……175m、-◆-200mと設定したシミュレーションをそれぞれ行う。Fig.12、Fig.13に計算結果を冷熱井と温熱井ごとに示す。

井戸間距離を大きくすると、熱干渉が緩和され、冷熱井の熱回収率が大きく改善されることが確認された。一方、温熱井の熱回収率は井戸間距離を変えても熱回収率がほとんど変わらないことから、井戸間距離に対する依存性が小さいことが明らかとなった。

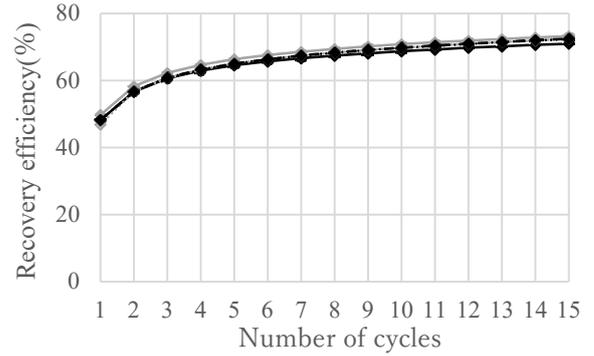


Fig.12 Effect of well spacing on heat recovery efficiency of cold Well

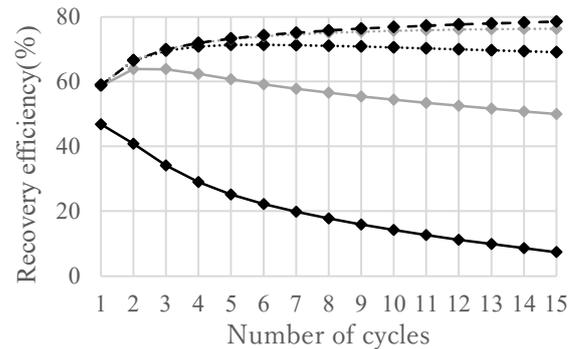


Fig.13 Effect of well spacing on heat recovery efficiency of warm Well

7. まとめ・今後の課題

本研究で設定した高温帯水層蓄熱モデルを対象としたシミュレーションの結果、浮力・熱干渉の影響により、冷熱井の熱回収率が大きく低下することが示された。熱回収率の改善を図りスクリーン長の変更を検討したが、顕著な改善は確認されなかったが、井戸間距離を拡大することで、冷熱井の熱回収率が改善することが確認された。

検証したスクリーン長の検討は、温熱井を帯水層の上半分5m、冷熱井を下半分5mとした条件のみであり、7m、8mなどの中間的な条件については検証できていない。

透水係数などの地質条件、注水流量など運転条件を変更したケーススタディを行い、それらのパラメータを含めた簡易な熱回収率予測を今後の課題としている。

参考文献

- 1) H. Gao et al. (2024) Estimation of Recovery Efficiency in High-Temperature Aquifer Thermal Energy Storage Considering Buoyancy Flow, Water Resources Research,60(11), DOI:10.1029/2024WR037491
- 2) 中尾正喜ら (2022) 帯水層蓄熱システム企画のための揚水温度予測方法 (第2報)井戸間の熱干渉を考慮したモデル, 空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第2巻, pp.49-52
- 3) 中谷公亮ら (2018) 空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第1報) うめきた地区における地下水流速の計測値とシミュレーションによる同定値の比較, 空調調和・衛生工学会大会 学術講演論文集, pp.205-208

地下水熱利用による工場熱源システムの高効率化に関する研究 —帯水層蓄熱および地下水熱利用方式の性能比較

Simulation Study on Enhancing the Efficiency of Factory Heat Source Systems Using Groundwater Heat Performance Comparison of Aquifer Thermal Storage and Groundwater Heat Utilization Methods

学生会員 ○丸井 駿（大阪公立大学） 正会員 鍋島 美奈子（大阪公立大学）
技術フェロー 中尾 正喜（大阪公立大学） 正会員 亀谷 茂樹（大阪公立大学）
正会員 西岡 真稔（大阪公立大学）

Shun MARUI*¹ Minako NABESHIMA*¹ Masaki NAKAO*¹

Shigeki KAMETANI*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹

*¹ Osaka Metropolitan University

This study investigates the applicability of groundwater-based thermal energy systems for reducing energy consumption and CO₂ emissions in the industrial sector. Two heat source systems are considered: a system combined with aquifer thermal energy storage (ATES), which enables seasonal thermal energy exchange, and a system that directly uses groundwater as a heat source. The target facility is an air-conditioning equipment manufacturing plant equipped with fuel cells, where waste heat from the fuel cells is utilized for air-conditioning purposes. Numerical simulations are conducted under assumed site and operational conditions to compare the performance characteristics of the two systems.

1. はじめに

近年、未利用エネルギーの一つである地下水熱を活用した空調用熱源システムは注目されている。地下水は年間を通じて温度変動が小さく、地下水を熱源とする空調方式は空気熱源方式と比較して高いエネルギー効率を期待できる。地下水流速条件が適切な場合には、帯水層蓄熱（Aquifer Thermal Energy Storage: ATES）を用いた季節間熱融通が可能である。一方、地下水流速が大きい条件下では地下水を空調用熱源水として直接利用する方式が有効になる。

工場分野ではBCP対策の一環としてとして、燃料電池を導入する事例が報告されており、燃料電池コジェネシステムに関する既往研究は数多く報告されている。燃料電池は発電と同時に排熱が発生するエネルギー変換機器であり、その排熱の有効利用はシステム全体の省エネルギー性に大きく影響する。しかし、排熱検討のほとんどがの利用先を給湯や空調負荷に限定した検討¹⁾であり、地下水熱利用と組み合わせた空調用熱源システム全体としての高効率化については十分に検討されていない。

そこで本研究では、燃料電池排熱のある空調設備機器製造工場を対象として、空気熱源空調システム、ATES利用システム、および熱源水利用システムを設定し、地下水利用方法の違いが空調用熱源システムのエネルギー消費

特性に与える影響を明らかにすることを目的とする。

2. シミュレーション条件

地下水利用方法の違いが空調用熱源システムの性能に与える影響を明確にするため、地下水を利用しない空気熱源空調システムを基準ケース（ケース0）とし、地下水を利用する2つの方式を比較対象としてケーススタディを行った設定した。空調負荷条件を共通とすることで、地下水利用方法の違いのみがシステム性能に及ぼす影響を評価する。地下水利用方式としては、帯水層蓄熱（ATES）を利用する方式（ケース1）と、地下水を直接空調用熱源水として利用する方式（ケース2）を設定した。

シミュレーション条件（Table 1）として、中間期を設けず冷房期および暖房期をそれぞれ6ヶ月とする二運転区分とした。また、外気温についても気象庁のデータ²⁾をもとに2025年における外気温の冷房期、暖房期の平均値を算出し、それらを6か月ごとに切り替えるように設定した。ケース1ではATES蓄熱効果の長期挙動を把握するため、複数年運用を想定した。また、空調用熱源システムを構成する主要機器条件（Table 2）については、定格能力や運転条件などの設定値を全ケースで共通とした。さらに、燃料電池排熱の回収温度を65°C、熱源水と熱交換後の出口温度が60°Cとなるように流量制御を設定し、排熱を空調用熱源として利用する条件を与えた。これら

の条件のもと、地下水利用方法の違いが空調用熱源システムのエネルギー消費特性に与える影響を比較・評価する。

Table 1 Simulation Conditions for Each Case

Item	Case 0: Air-Source	Case 1: ATES	Case 2: Direct Groundwater
Groundwater Temperature	-	Calculated by model	19° C
Initial Ground Temperature	-	19° C	-
Return Water Temperature (Warm Well)	-	25° C	-
Operation Mode	Switched every 6 months	Same as left	Same as left
Simulation Period	1 year	15 years	1 year
Outdoor Air Temperature	27.2° C / 7.6° C	Same as left	Same as left

Table 2 Equipment Specifications

Item	Setting
HP Chiller Type	Cooling and Heating (Reversible Type)
Rated Cooling Capacity	80 kW
Rated Heating Capacity	80 kW
Cooling Operation Condition	Chilled water inlet 22° C / outlet 15° C
Chilled Water Flow Rate	1.4 kg/s
Heating Operation Condition	Hot water inlet 28° C / outlet 35° C
Heat Source Water Flow Rate	1.6 kg/s
Fuel Cell Exhaust Heat Recovery Temperature	65° C
Temperature After Exhaust Heat Utilization	60° C

3. モデル概要

地下水利用方法の違いが空調用熱源システムの性能に与える影響を定量的に評価するため、動的シミュレーションモデルを構築した。解析には、物理モデリングツールである Dymola を用い、ATES と熱源機器、配管系、制御系を含む空調用熱源システム全体の挙動を一体的に表現した。建物側の熱源設備システムモデルは、米国カルフォルニア大学 LBL が提供する Buildings Library のコンポーネントを使用する。また、帯水層モデルについては、深田ら³⁾の上下不透水層への非定常伝熱を考慮した簡易集中定数モデルによる ATES コンポーネントを用い、建物側の熱源設備システムと連成し、シミュレーションを行う。

Figure 1~3 に各ケースのシステムモデル図を示す。建物側の設備システムモデルは、水冷 HP チラー、ポンプ、熱交換器などの主要設備要素から構成される。ケース 1 では、ATES 温熱井への還水温度を 25°C に制御する役割とより低温で環水させる役割の冷却塔を 2 つ加えたモデルとなっている。なお実機では 1 基を切替運転する想定であるが、本モデルでは機能を分離して表記した。ケース 2 では、地下水温度は年間を通じて 19°C 一定と仮定した。ケース 1、2 ともに、燃料電池排熱は水冷 HP チラーの熱

源水と熱交換することを想定した。各図における赤字は与条件で変動しないものとなっており、ケース 0 のモデルには帯水層と燃料電池はなく、空気熱源として外気を利用して空調を行う。

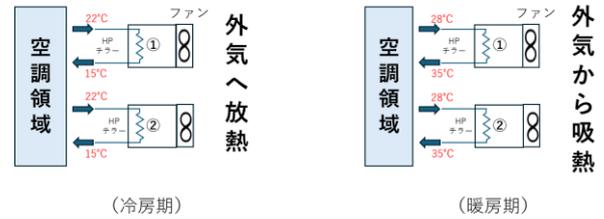


Figure 1 System Overview (Case 0)

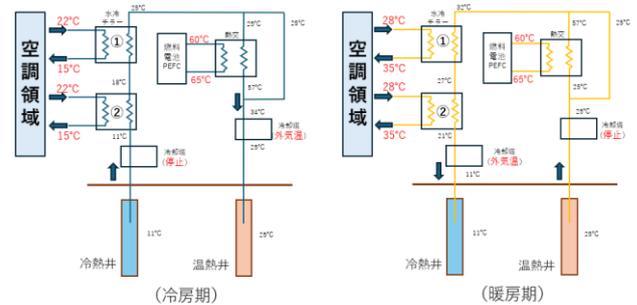


Figure 2 System Overview (Case 1)

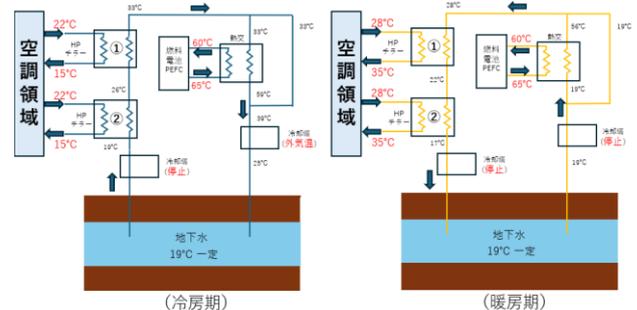


Figure 3 System Overview (Case 2)

4. 結果

4.1. 各ケースにおける結果

前述した 3 ケースを対象に年間シミュレーションを行い、各ケースにおける年間消費電力の推移を Figure 4~6 に示す。

Figure 4 に示す空気熱源を用いるケース 0 では、外気温および空調負荷を一定条件として設定している。このため、外気から外気を熱源としてヒートポンプ運転を行う本ケースでは、各季節において消費電力の時間的変化は見られず、一定の値を示している。

Figure 5 に示す ATES を用いるケース 1 では、蓄熱された地下水が利用されるにつれて地下水温度が徐々に初期地中温度に近づく。この影響により熱源水温度が時間的に変動し、それに対応して空調用熱源システムの消費電

力も変化している。

Figure 6 に示す熱源水として利用するケース 2 では、地下水温度及び空調負荷を一定条件として設定している。このため、地下水をそのまま熱源水として空調に利用する本ケースでは、ケース 0 と同様に各季節において消費電力の時間的変化は見られず、一定の値を示している。

また、Figure 4~6 により地下水を利用する 2 つのケースはいずれも、空気熱源空調システムと比較してチラー消費電力が低減される傾向が確認された。

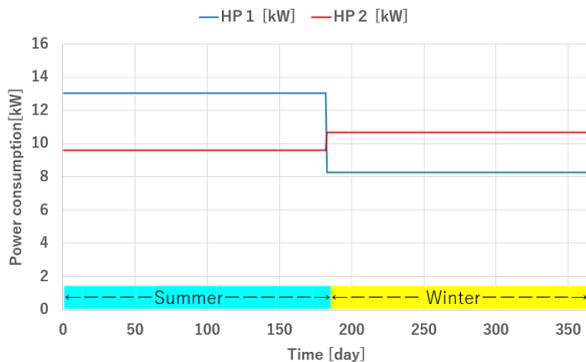


Figure 4 Annual Profile of Power Consumption Case 0 [kW]

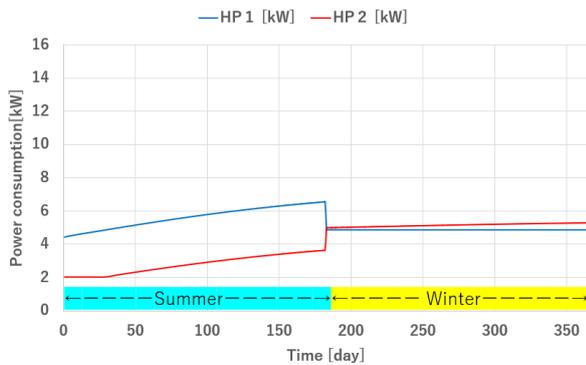


Figure 5 Annual Profile of Power Consumption Case 1 [kW]

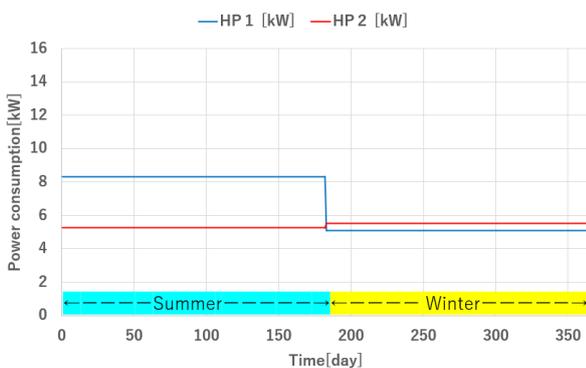


Figure 6 Annual Profile of Power Consumption Case 2 [kW]

4.2. 各ケースの比較

Figure 7 に各ケースにおける消費電力の年間推移を示

す。

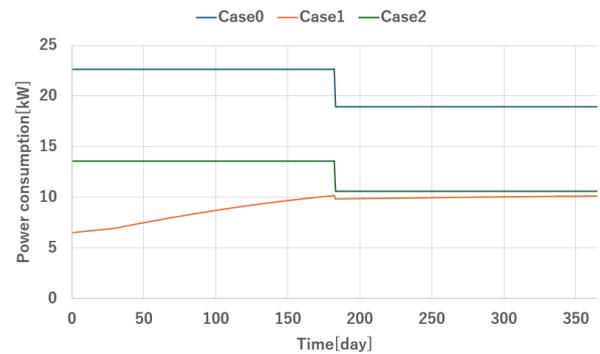


Figure 7 Annual Profile of Power Consumption for Each Case [kW]

Figure 7 より、ケース 0 の消費電力を基準に比較すると、年間でケース 1 では約 56%、ケース 2 では約 42%削減できることが算出された。また、ケース 0 では、外気温が高い冷房期において熱源条件が悪化しやすく、ヒートポンプの運転効率が低下する。このため、冷房期の消費電力量が最も大きくなる結果となっており、地下水利用が冷房期のエネルギー消費低減に有効であることが示された。

4.3. 季節別のケース比較

Figure 8 に各ケースにおける季節別消費電力量の積算結果を示す。Figure 8 より、ケース 0 と 1, 2 を比較すると、ケース 1, 2 ともに夏期・冬期のいずれにおいても省エネの効果が確認された。また、ケース 1, 2 の比較を行うと、ATES を用いるケース 1 では冷房期において、熱源水として利用するケース 2 に比べて、より大きな消費電力量の削減効果が現れやすい一方、暖房期においては燃料電池排熱の寄与が大きいため、地下水利用方式の違いによる消費電力量の差は小さくなる傾向が確認された。

また、Figure 9 に各ケースにおける HP に入る熱源水の温度の推移を示す。ここで、S は夏期、W は冬期を示す。HP への入口温度とは冷房期における HP チラー②への入り口温度、暖房期における HP チラー①への入り口温度である。Figure 9 より、各ケースにおける HP への入口温度の差が冷房期のほうが大きくなっていることが確認された。これにより、冷房期にはケース 1, 2 間で効率に大きな差がみられ、暖房期にはケース 1, 2 間で効率にあまり差がみられなかったと考えられる。

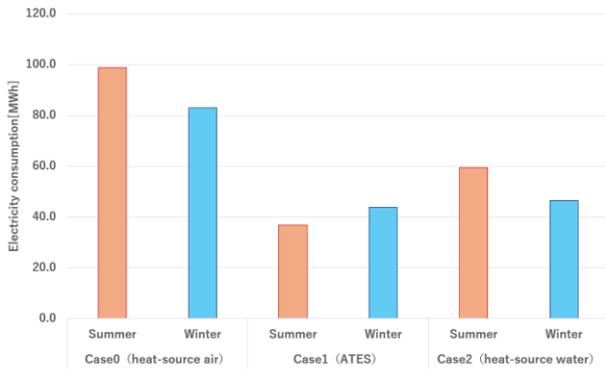


Figure 8 Accumulated Seasonal Energy Consumption for Each Case [MWh]

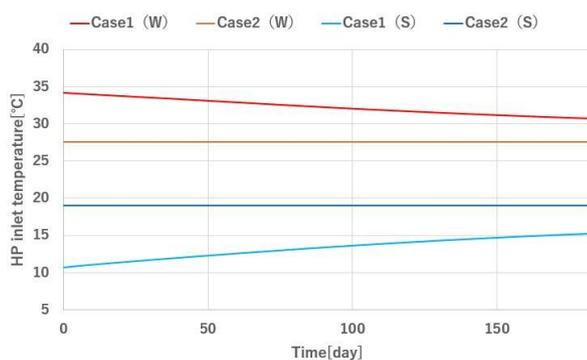


Figure 9 Heat Source Water Inlet Temperature to the Heat Pump Chiller for Each Case

5. 考察

本研究の結果より、冷房期においては ATES を利用するケース 1 が、他の方式と比較して最も大きな消費電力削減効果を示した。これは、暖房運転時に発生する空調機器からの冷排熱や冷却塔における外気との熱交換により低温な熱源水を帯水層に蓄積することで、地下水温の上昇を抑え、安定した冷熱源条件を維持できたためと考えられる。一方、地下水を直接熱源水として利用するケース 2 では、暖房時に発生する冷排熱を蓄積できず 19°C 一定の利用となるため、冷房期における省エネルギー効果は限定的であった。また、空気熱源方式であるケース 0 は、外気温が高い冷房期に熱源条件が悪化し、消費電力量が最も大きくなった。以上より、冷房期では地下水熱利用に ATES を併用することが、空調用熱源システムの省エネルギー化に特に有効であることが示唆される。

また、暖房期においてケース 1 とケース 2 では、冷房期に比べ大きな削減効果に違いがないことが示された。

ケース 1 の冷房期においては、空調設備および燃料電池から発生する温排熱が存在するものの、帯水層への還水温度が 25°C に制約されているため、これらの温排熱を十分に帯水層へ投入することができない。また、暖房期には、両ケースとも地下からくみ上げられた熱源水は HP で

利用する前に燃料電池の排熱を受け取ることとなる。その結果、ケース 1 の冷房期に有効活用されなかった温排熱が暖房期の熱源として利用されにくくなり、暖房運転時における空調用熱源機器の運転効率低下を招くと考えられ、暖房期においてケース 1 とケース 2 では、冷房期に比べ大きな削減効果の違いがないことが示唆される。

6. まとめと今後の課題

本研究では、地下水利用方法の違いが空調用熱源システムのエネルギー消費特性に与える影響を明らかにするため、空気熱源方式、帯水層蓄熱 (ATES) 方式、地下水直接利用方式の 3 ケースを対象に数値シミュレーションによる比較評価を行った。その結果、空気熱源方式と比較して、年間消費電力量は ATES 方式で約 56%、地下水直接利用方式で約 42% 削減されることが確認された。ケース 1 では、特に冷房期には、排熱を帯水層に蓄積できる ATES の有効性が示された一方、冷房期に発生する空調設備および燃料電池からの温排熱は、蓄熱層への還水温度が 25°C に制約されているため十分に蓄熱・活用できず、その結果、冷房期と比較して大きな消費電力削減には至らなかった。

また、ケース 2 では特に暖房期において、燃料電池を組み込むことで温排熱を有効に利用することができ、今後は、実気象条件や工場特性を反映した年間評価に加え、燃料電池排熱のより有効な利用方法の検討や、ポンプやファン等の補機類を含む工場全体でのエネルギー評価、ならびに商用電力利用時との経済比較が必要である。

参考文献

- 1) 住友俊哉, 秋澤淳, 池上貴志, 中山政行: 業務用建物における固体酸化物形燃料電池コージェネレーションの導入効果, 日本エネルギー学会誌, 98 巻, 7 号, pp. 148~156, 2019
- 2) 国土交通省 気象庁 「過去の気象データ」
閲覧日: 2026/02/11 (<https://www.data.jma.go.jp/stats/etm/>)
- 3) 深田峻介, 西岡真稔, 鍋島美奈子, 中尾正喜: 空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第 12 報) 季節間蓄熱利用シミュレーションを目的とした簡易集中定数モデルの作成, 空気調和・衛生工学会大会 近畿支部発表会論文集, A-33, 2024

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11) 3種の冬期外皮負荷対策方式における換気性能の比較

Performance of Ventilation with Ceiling-supplied Displacement Ventilation in Office
(Part 11) Comparison of Ventilation Performance in 3 Countermeasures
against Heat Transfer through Building Envelope in Winter

○加藤 稜也 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
 山澤 春菜 (大阪大学) 小林 典彰 (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))
 矢本 勇樹 (ダイキン工業 (株)) 大高 将悟 (ダイキン工業 (株))

Ryoya KATO*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Toshio YAMANAKA*¹

Narae CHOI*¹ Haruna YAMASAWA*¹ Noriaki KOBAYASHI*¹

Nobuki MATSUI*² Tetsuya OKAMOTO*² Yuki YAMOTO*² Shogo OTAKA*²

*¹The University of Osaka *²Daikin Industries, Ltd.

In this study, we propose ceiling-supplied displacement ventilation system to improve design and installation issues of conventional displacement ventilation systems. In the previous work, the ventilation performance with heat transfer through building envelope in summer and winter was investigated, and it was found that the ventilation performance was sufficient for summer conditions, but not sufficient for winter conditions. Therefore, this paper compares ventilation performance through full-scale experiments, focusing on 3 countermeasures against heat transfer through building envelope: ceiling radiant panels, perimeter heaters, and heated air supply along ceiling surface.

はじめに

本研究では、従来型置換換気の課題である設計・施工面の難易度の高さを改善するため、天井給気型置換換気方式を提案し、実大実験・CFD解析によってその有効性を検討する。既報¹⁾では、夏期・冬期外皮負荷が存在するときの換気性能について検討し、夏期条件では十分な換気性能を有し、冬期条件では十分とはいえないことが分かった。そこで、本報では冬期外皮負荷対策を施した場合の換気性能に焦点を当てる。REHVA Guidebook²⁾によると、冬期外皮負荷対策として天井放射パネルやペリメータヒーター等が挙げられている。しかし、これらのシステムは換気システムとは異なるシステムを設置する必要がある。そこで、本研究では天井面水平温風吹き出しを提案している³⁾。概要を Fig. 1 に示す。室空気を加熱

して天井付近から水平に吹出し、循環させることで天井や壁面を暖め、冬期外皮負荷による影響を低減することが狙いである。前報まででは、他の冬期外皮負荷対策との比較検討を行っていなかった。そこで本報では、前述の天井放射パネル、ペリメータヒーターおよび天井面水平温風吹き出しの3種の冬期外皮負荷対策を対象とし、実大実験により換気性能を比較検討した結果を報告する。

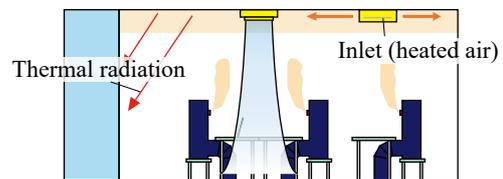


Fig. 1 Concept of ceiling-supplied DV with heated air supply

Table 1 Experimental conditions

	Q_s [m ³ /h]	Q_h [m ³ /h]	Assumed condition ($t_{o,g} = 22$ [°C])					Actual experimental condition						
			t_s [°C]	t_h [°C]	$t_h - t_s$ [°C]	t_o [°C]	$t_o - t_s$ [°C]	q [W]	t'_s [°C]	t'_h [°C]	$t'_h - t'_s$ [°C]	t'_o [°C]	$t'_o - t'_s$ [°C]	
Case N	600	-	20.3	-					585	20.7	-			
Case W- NC				27.1	-		17.2	-9.9						
Case W- CR				27.7	-		19.1	-8.6						
Case W- PH				19.2	-		11.9	-7.3						
Case W- 120				120	38.1	17.8	13.0	-7.3		22.8	41.5	18.7	14.6	-8.2
Case W- 240				240	30.8	10.5	13.0	-7.3		24.0	34.1	10.1	15.6	-8.4

※ NC : No Countermeasure CR : Ceiling Radiant panel PH : Perimeter Heater 120, 240 : heated air supply (Each number indicates Q_h)

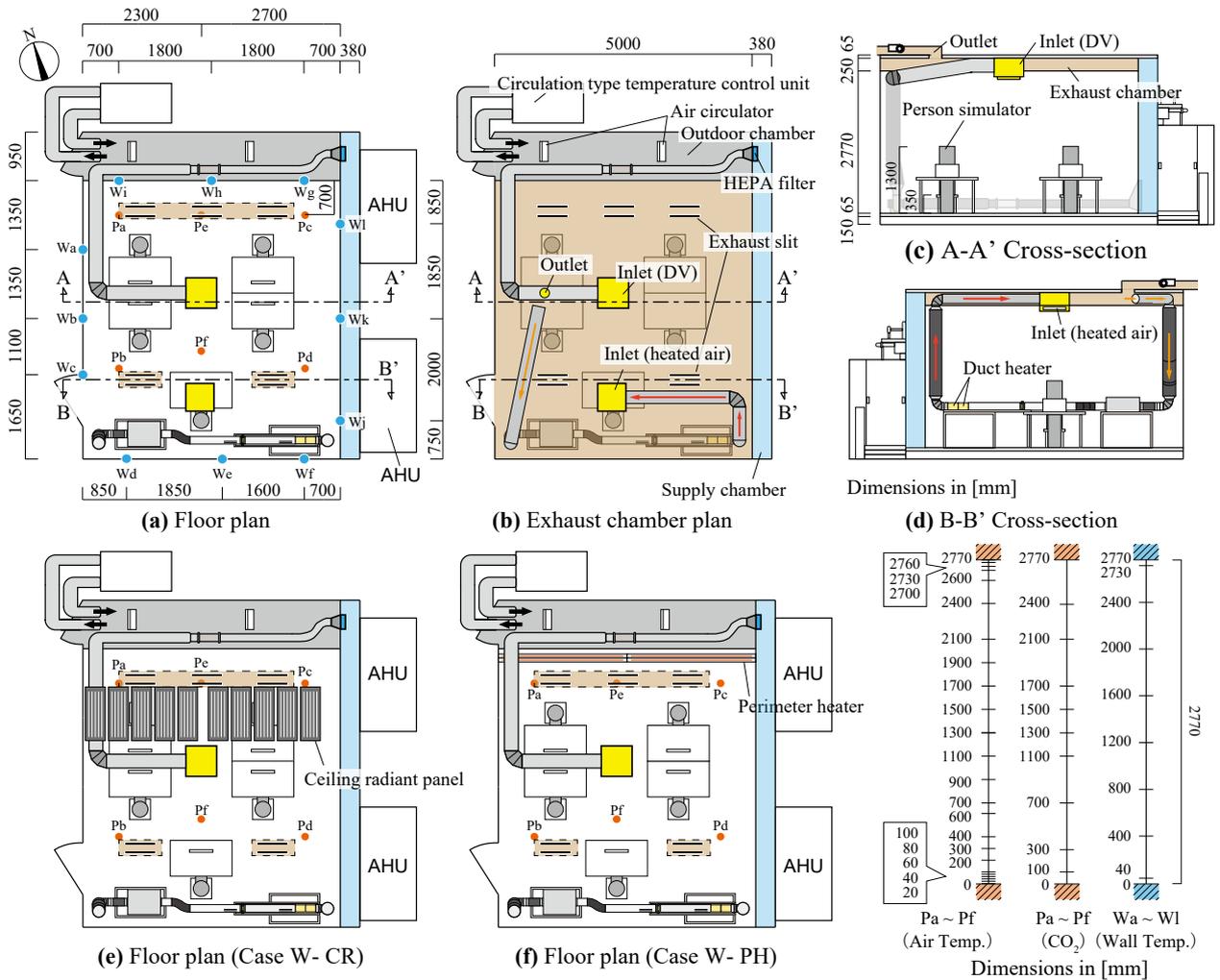


Fig. 2 Plan of chamber

Fig. 5 Measuring points

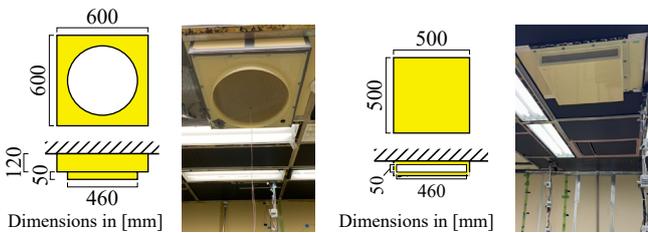


Fig. 3 Supply diffuser

Fig. 4 Heated air supply diffuser

1. 実験概要

1.1 実験方法

実験は大阪大学人工気候室にて、小規模なオフィスを想定して行った。Fig. 2 に実験室の概要を示す。給気は室の天井中心付近に設置した Fig. 3 に示す給気口から 600 m³/h で鉛直下向きに給気した。排気は天井の 25 × 580 mm のスリット状排気口 10 箇所を介して天井裏の排気チャンバーから排気した。発熱源は 75 W/体の模擬人体を 5 体、50 W/台の模擬 PC 5 台を設置し、計 625 W とした。汚染質は CO₂ を使用し、空気と同比重となるよう CO₂ と He を 5 : 3 で混合したガスをトレーサガスとした。この混合ガス計 4.8 NL/min を 5 体の模

擬人体の口 (高さ 1,100 mm) において、呼気温度に浮力を想定し、室温より約 2 °C 高い温度でスポンジを通して発生させた。外皮負荷は、仮想外気室に循環型温度制御装置 (AP-1500-MV-E1, オリオン機械 (株)) をダクトを介して接続し、冷気を送風するとともに室内を 2 台のサーキュレーターで攪拌して再現した。

1.2 冬期外皮負荷対策

(1) 天井放射パネル

REHVA Guidebook²⁾ によると、天井放射パネルは冬期外皮負荷対策として極めて有効な手法であるとされており、一般に用いられている対策方式の一つである。本研究では、Fig. 2 (e) に示すように、450 × 1,200 mm のアルミ箔ヒーターを天井面に設置することにより再現した。発熱量は計 585 W とした。

(2) ペリメータヒーター

ペリメータヒーターは一般的に用いられている冬期外皮負荷対策の一つである。本研究では、Fig. 2 (f) に示すように、2,500 × 48 × 56 mm のペリメータヒーター 4 台を仮想外気室側壁面から 40 mm 離れた位置に 2 列に並べて設置した。発熱量は天井放射パネルと同様、計 585 W とした。

(3) 天井面水平温風吹出し

本方式は、前報³⁾で提案した冬期外皮負荷対策方式である。実験では、Fig. 2 (b), (d)に示すように、天井裏排気チャンバー内の排気口周辺から Fig. 4 に示す天井面水平温風吹出し用給気口までをダクトで接続し、排気口周辺の空気をダクトヒーターにより加熱して天井に沿うように4方向に均等に吹出す温風吹出し装置を再現した。本方式の給気量および給気温度は、「1.3 実験条件」にて後述する。

1.3 実験条件

実験条件を Table 1 に示す。実験は計6条件実施し、冬期外皮負荷対策の比較および温風吹出し流量 Q_h をパラメータとした。給気温度等の各条件の決定にあたっては、冬期の東京において実験室と同寸法のオフィスを想定し、外気温度 1.7 °C、熱貫流率 2.0 W/m²・K の全面窓を対象に外皮負荷量を算出した。この値と実験室における外皮負荷量が一致するよう、給気温度 t_s および仮想外気室内温度 t_o を決定した。各対策の発熱量は、天井放射パネル (Case W- CR) およびペリメータヒーター (Case W- PH) では、算出された外皮負荷量と等しく設定した。温風吹出しについては、処理熱量が算出された外皮負荷量と一致するよう、給気量と給気温度の組み合わせを変更した2条件 (Case W- 120, Case W- 240) を設定した。なお、実験時には仮想外気室側壁面以外での外皮負荷の発生を防ぐため、給気温度を実験時の人工気候室が設置されている非暖房大空間建屋内温度と概ね一致させ、天井面水平温風吹出しの給気温度と DV 給気温

度の差 $t_h' - t_s'$ および仮想外気室内温度と DV 給気温度の差 $t_o' - t_s'$ が想定条件と一致するよう、各機器の設定値を調整した。また、これらの条件との比較のため、冬期外皮負荷対策を導入しない Case W- NC、および仮想外気室内を非空調とすることで外皮負荷の影響を最小化した Case N についても実験を実施した。

1.4 測定概要

本実験では、Fig. 2 および Fig. 5 に示す測定位置と高さで温度と CO₂ 濃度を測定した。温度測定には T 型熱電対を用い、室内温度は Pa ~ Pf で、壁面温度は Wa ~ Wl で測定した。また、水平温風吹出しの給気 CO₂ 濃度と、室内の CO₂ 濃度測定には CO₂ データロガー (RTR-576、(株) T&D) を用い、Pa ~ Pf で測定した。給排気の CO₂ 濃度測定にも同様の機器を用いた。測定間隔は温度・濃度ともに 30 秒とし、定常後 30 分間の平均値を結果として用いた。

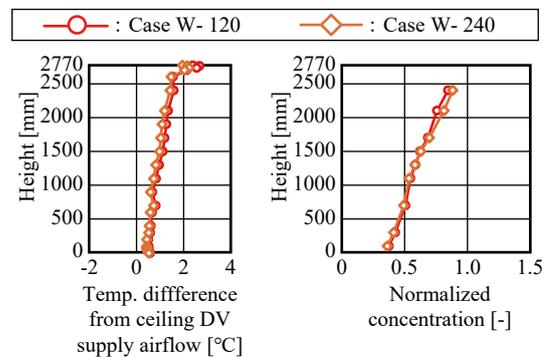
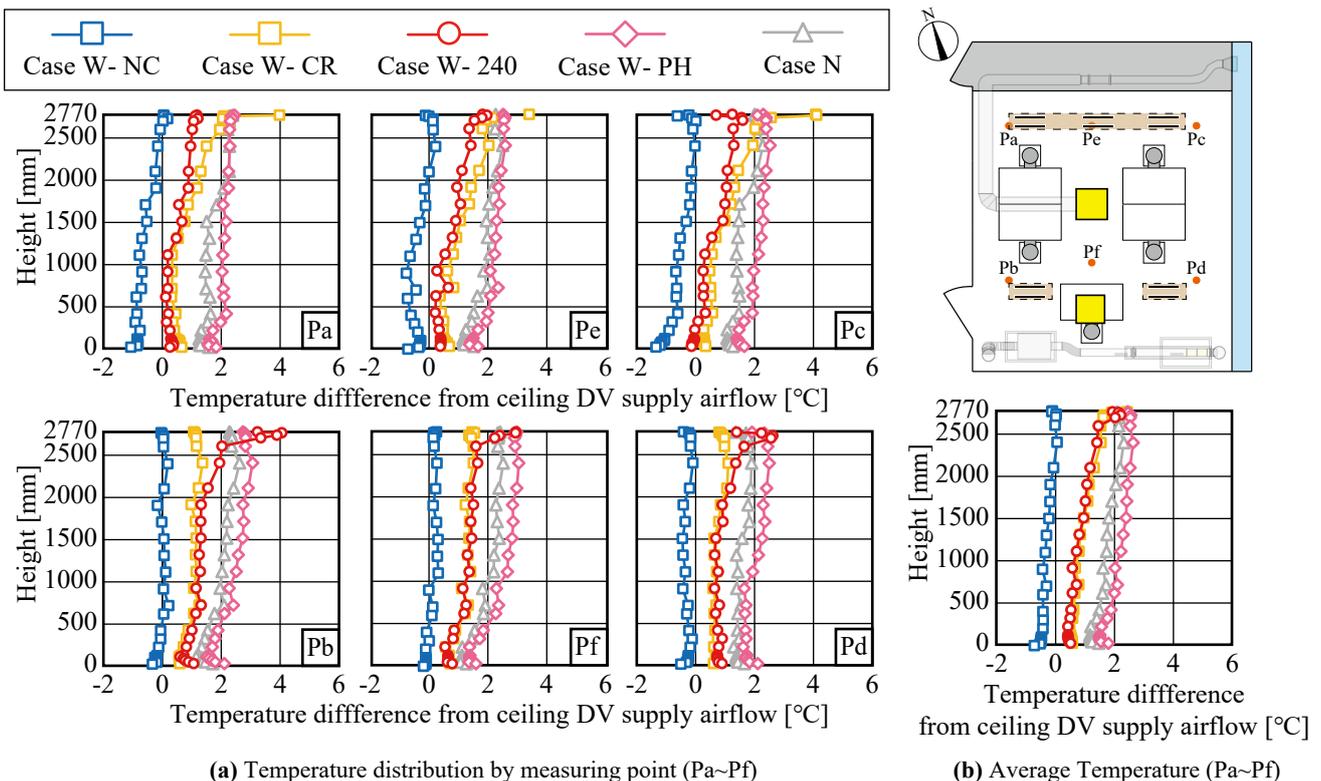


Fig. 6 Vertical distribution of temp. and contaminant conc. (Comparison of airflow rate of heated air supply)



(a) Temperature distribution by measuring point (Pa~Pf)

(b) Average Temperature (Pa~Pf)

Fig. 7 Vertical distribution of temperature (Comparison of airflow rate of heated air supply)

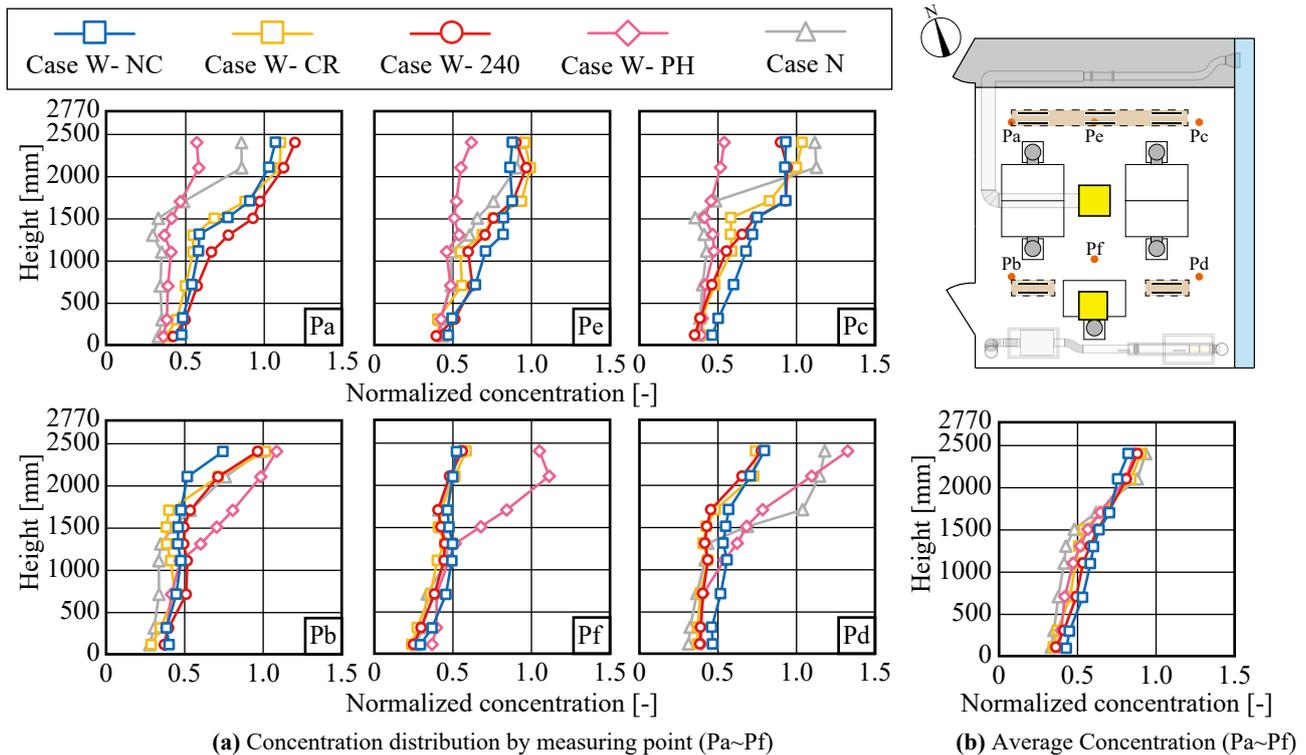


Fig. 8 Vertical distribution of normalized contaminant concentration (Comparison of airflow rate of heated air supply)

2. 実験結果

2.1 温風吹出し流量の比較

Fig. 6 に Case W- 120 と Case W- 240 における水平面平均温度・汚染質濃度分布の鉛直分布の比較を示す。なお、温度は天井 DV の給気温度からの差、汚染質濃度は給気からの濃度差を給気濃度と理論排気濃度の差で除して表現している。温度・汚染質濃度ともに差はほとんど見られず、温風吹出し流量が温度・汚染質濃度分布に与える影響は小さいと考えられる。

2.2 3種の冬期外皮負荷対策の比較

Fig. 7 に Case N、Case W- NC、Case W- 240、Case W- CR、Case W- PH における温度分布の比較を示す。冬期外皮負荷対策を導入していない Case W- NC では、全高さにおいて空気温度が給気温度を下回り、温度分布が悪化していることが確認された。一方、Case W- 240、Case W- CR、Case W- PH では、全高さにおいて空気温度が給気温度を上回り、温度成層も形成されている。このことから、温度については3種すべての対策方式が有効であると考えられる。

Fig. 8 に Case N、Case W- NC、Case W- 240、Case W- CR、および Case W- PH における汚染質濃度分布の比較を示す。Case W- NC と各対策方式を比較すると、いずれの対策方式でも汚染質濃度は低下し、濃度境界面もわずかに確認された。一方で、Case W- NC との差はいずれの対策方式においても小さく、対策方式間の差も小さい。この要因として、本実験における外皮負荷量が小さかったことが考えられる。各対策の有効性を比較するには、より大きな外皮負荷条件での実大実験や CFD

解析による追加的の検討が必要である。

3. まとめ

本報では、天井給気型置換換気を導入した実験室において、3種の冬期外皮負荷対策を対象とし、温度分布および汚染質濃度分布の比較を行った。結果から、温風吹出しについては、今回行った条件では投入熱量が等しければ風量による影響は小さい結果となった。また、すべての対策方式によって室内温度分布の改善が見られたものの、濃度分布においては各対策間の差が小さく、外皮負荷をより大きくした場合の検討など、さらなる検討が必要であることも明らかとなった。今後は引き続き実大実験および CFD 解析によって、3種の対策の有効性の比較および冬期外皮負荷対策の効果に影響を与える因子の解明に取り組む予定である。

凡例

- Q_s : DV supply airflow rate [m^3/h]
- Q_h : Heated supply airflow rate [m^3/h]
- t_s : Supply air temperature [$^{\circ}\text{C}$]
- t_h : Heated supply air temperature [$^{\circ}\text{C}$]
- t_o : Outdoor chamber temperature [$^{\circ}\text{C}$]
- $t_{0.9}$: Indoor temperature at 0.9 meter height [$^{\circ}\text{C}$]
- q : heat generation for each countermeasure [W]

参考文献

- 1) 山中ら：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7）実大実験室実験における外皮負荷が換気性能に及ぼす影響，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第3巻，pp. 141-144, 2024.09
- 2) R. Kosonen et al. : Displacement Ventilation, REHVA, pp. 60-61, 2017
- 3) 加藤ら：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10）冬期における天井面水平温風吹出しが室内温度・汚染質濃度分布に及ぼす影響，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第3巻，pp. 105-108, 2025.09

Fluidic oscillator を利用した周期変動吹出口に関する研究
 (その6) ノズル吹出型吹出口との比較による大空間における温度分布の検討
On the Air Supply Terminal Generating Periodic Airflow using Fluidic Oscillator System
(Part 6) Investigation of Temperature Distribution in Large Spaces through Comparison with
Nozzle-Type Diffusers

○中川 虎太郎 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 蔣 子韜 (大阪大学)

崔 ナレ (大阪大学) 山澤 春菜 (大阪大学)

竹島 健一朗 (鹿島建設) 加藤 正宏 (鹿島技術研究所)

Kotaro NAKAGAWA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Zitao JIANG^{*1}

Narae CHOI^{*1} Haruna YAMASAWA^{*1}

Kenichiro TAKESHIMA^{*2} Masahiro KATOH^{*3}

^{*1}The University of Osaka ^{*2}Kajima Corporation ^{*3}Kajima Technical Research Institute

Compared with the conventional air outlets that blow steady airflow, the outlets that generate periodic airflow have been attracting both academic and technical attention from a point of view of improving ventilation efficiency. This study focuses on the fluidic oscillator which generates the periodic airflow, and investigates its applicability as air supply terminal. In the previous report, the applicability of fluidic oscillator as air supply terminal is clarified through several experiments. In this paper, CFD analysis using Large Eddy Simulation (LES) is carried out to clarify the temperature distribution in large space. The usage of fluidic oscillator in large space is investigated through comparison with Nozzle-Type diffusers.

はじめに

近年、環境問題などから高効率な空調方式に注目が集まっており、その一つとして吹出気流を周期変動させる方式が挙げられる。例えば吹出口内部のプロペラの自立回転により風向板を周期的に回転させることで、変動風を送出する吹出口の研究などが行われている¹⁾。

本研究では、駆動部を用いず周期変動風を発生させる Fluidic Oscillator (以下、FO) の仕組みに着目し、空調吹出口への適用性を検討する。Fig. 1 に FO の概念図を示す。① 流入した気流がコアンダ効果により壁面に沿って下流側に流れ、その際に一部が Feedback Channel (以下、FBC) を通り上流側へ逆流する。② 逆流した気流が Mixing Chamber に再流入する際、主流と壁面の間に渦を形成する。③ 発生した渦により主流が壁面から剥離され逆側の壁面に沿い、一部が逆側の FBC に流入する。④ 逆側の壁面にも②と同様に FBC からの逆流により渦が形成され、主流が押し出される。FO 内部ではこれが繰り返され、吹出気流が周期変動する。既報²⁾では FO の空調吹出口サイズでの利用可能性が示された。そこで本報ではより具体的な利用用途の検討を目的とし、室内

温度の均一性が求められるラック倉庫への導入について検討する。ノズル吹出口と比較し、FO が大空間の温度分布およびその均一性へ与える影響を検討する。

1. 解析概要

1.1 解析空間

解析空間を Fig.2 に、解析空間の平面図・断面図を Fig.3 に示す。大規模ラック倉庫からワンスパン分を切り取り、9,900 × 7,000 × 20,000 mm の空間を解析対象とし、天井面に2か所の吹出口、室下部の壁面に2か所の排気口を設けた。また一部の解析条件では、Fig.2 に示すような1つ1,100 × 1,100 × 1,500 mm の荷物を180個再現した。吹出口詳細および FO 近傍メッシュを Fig.4 に示す。FO 吹出口の形状は、既往研究³⁾を基に平面寸法を決定し、奥行きは通常用いられているノズル吹出口と吹出風速(7 m/s)を揃えるため、840 mm とした。

1.2 解析条件

解析ケースを Table 1 に示す。吹出口形状を FO 吹出口とノズル吹出口の2条件とし、それぞれ荷物あり・なしの条件で解析を行い、合計4条件で検討を行った。解析手法を Table 2 に示す。乱流モデルとして LES を用いており、計算にあたってまず SST k- ω モデルを用いて解析を行い、その結果を初期状態として LES の計算を開始した。LES は計算開始直後の 10,000 time steps (20 sec) を LES への移行期間とみなし、その後の 30,000

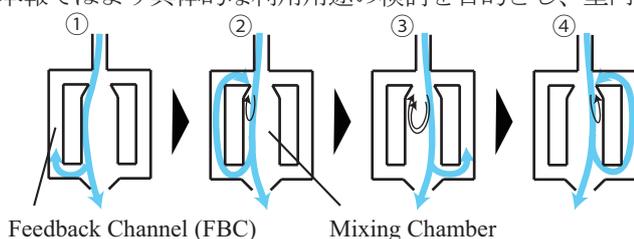


Fig. 1 Working principle of a fluidic oscillator

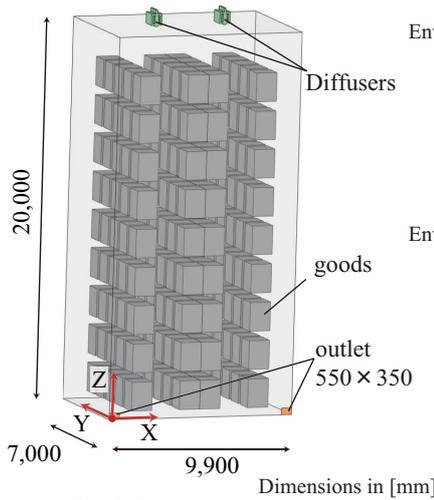


Fig. 2 Computational domain

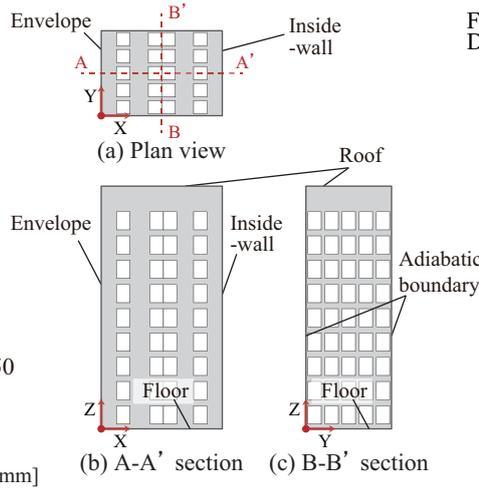


Fig. 3 Floor plan and cross-sections

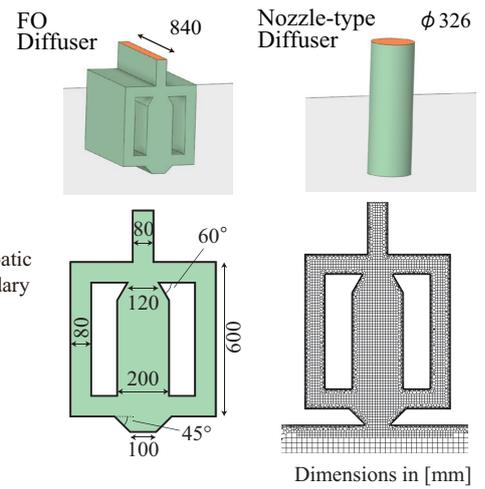


Fig. 4 Enlarged views of studied diffusers

Table 1 Simulation cases

Case name	Diffuser Type	Presence of stored goods
Case 1	FO	No
Case 2	Nozzle	No
Case 3	FO	Yes
Case 4	Nozzle	Yes

Table 3 Heat transfer rate

	Heat Transfer Coefficient [W/m ² K]	Area [m ²]	External Temperature [°C]	Heat Transfer Rate [W]
Envelope	0.36	140	-3.3	1314.5
Inside-wall	1.55	140	9.8	2864.4
Roof	0.45	69.1	-3.3	818.18
Floor	0.92	69.3	4.6	1174.4
Sum				6171.4

Table 2 Summary of CFD analysis

CFD code	Ansys Fluent 2025 R1			
Simulation model	Pre-Conditioning Calculation : Reynolds-Averaged Navier-Stokes Model		Main Calculation : Large Eddy Simulation	
Turbulence model	SST <i>k-ω</i> model		Standard Smagorinsky-Lilly model (Cs=0.1)	
Algorithm	SIMPLE		PISO	
Discretization scheme for advection term	Second-order up wind		Bounded Central Differencing	
Boundary condition	inlet	Velocity Magnitude : [Case 1, 3 : 8.68 m/s Case 2, 4 : 6.99 m/s] / 27.38 [°C]		
	outlet	Velocity Magnitude:[-3.03 m/s] / Gauge Pressure:0 [Pa]		
	wall	Emissivity = 0.9 Werner and Wengle wall function		
Iteration	2,000		20	
Time step size	-		0.002 sec	
Preconditioning period	-		10,000 time steps (20 sec)	
Main calculation period	-		30,000 time steps (60 sec)	
Total number of cells	Case 1 : 1,486,805	Case 2 : 881,417	Case 3 : 1,566,915	Case 4 : 1,012,237

time steps (60 sec) の結果を本計算として採用した。吹出風量は吹出口 1 つにつき 2,100 m³/h、合計 4,200 m³/h とする。室内温度が 23 °C であると仮定し、後述する貫流熱量を処理するため吹出温度を 27.38 °C とした。冬季の東京を想定した Table 3 に示す熱負荷計算結果を前提とし、CFD 解析ではそのピーク時に想定した壁の反対側の温度と外壁の熱コンダクタンスを与え、壁面第一セルの温度は温度場壁関数により解析を行った。Fig. 3 に示す通り解析空間における壁面のうち 2 面については、大規模ラック倉庫からの切り取り面であるため断熱境界面とし、その他の 2 面および天井・床からの貫流熱を想定している。ただし解析結果では室内温度分布の違いにより、貫流熱および室内平均温度に差が生じる。

2. 周期変動の確認

本検討で用いた形状の FO が CFD 解析において周期変動風を発生させていることを確認するため、FO 吹出直後における瞬時風向変動の把握を行う。ここでは Case1 における 2 つの FO のうち、X 座標が大きい方の FO での結果を示す。

Fig. 5 に吹出面中心における瞬時風向の時間変動を、本計算開始直後 5 s 分を示す。この結果から、FO からの吹出気流が明確に周期変動していることが確認できた。また、Fig. 6 に風向変動のパワースペクトル密度を、Parzen ウィンドウを用いて平滑化したものを示す。この結果からも明確な周期が確認でき、本検討で用いた FO での周期はおおよそ 0.8 s であった。

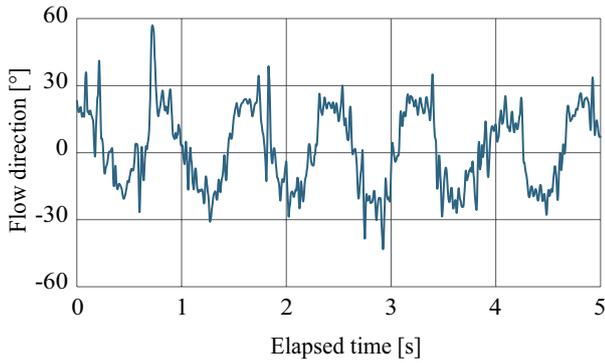


Fig. 5 Instantaneous flow direction

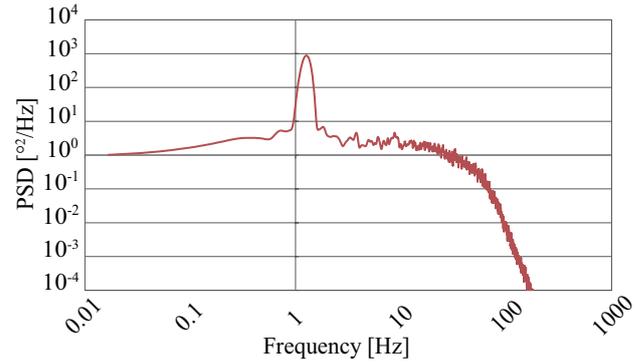


Fig. 6 Power spectral density of velocity fluctuation

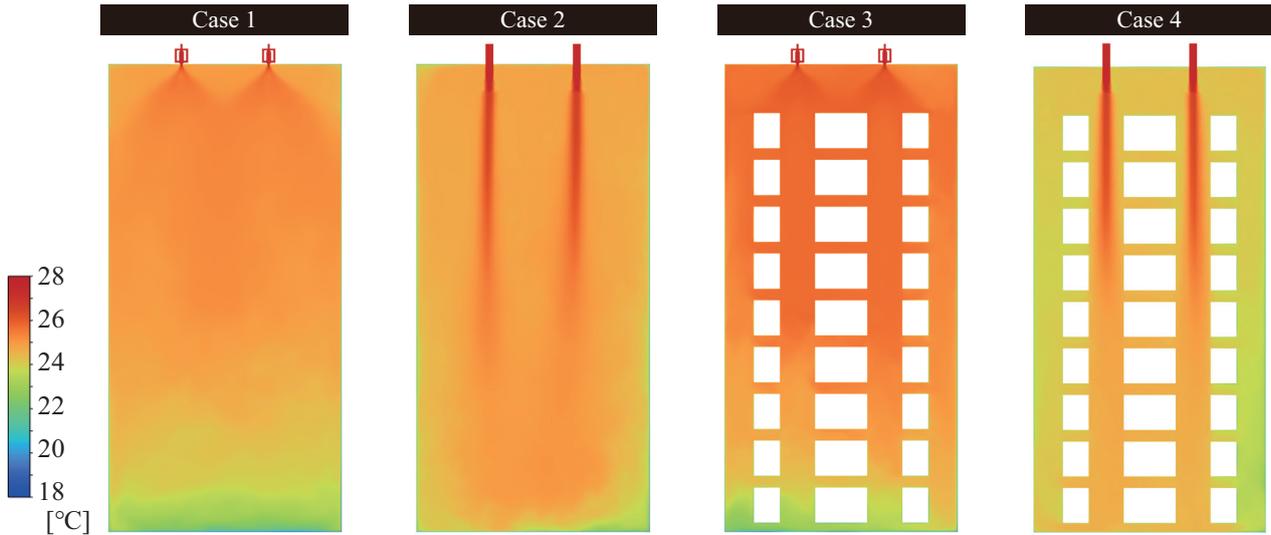


Fig. 7 Temperature distribution at A-A' cross section

3. 温度分布の結果と考察

3.1 吹出口中心断面における温度分布

Fig. 7 に 4 条件での吹出口中心断面における温度分布の時間平均値を示す。また、Table 4 に 4 条件での室内平均温度を示す。この結果から FO 吹出では吹出直後から気流が拡散しており、ノズル吹出に比べて室上部での温度分布の均一性が高いという傾向が得られた。ノズル吹出では、高温の空気が定常的に吹き出されるため、吹出口直下で周辺に比べて高温となり均一性が低いことが確認できる。FO 吹出では周期変動により、高温の吹出気流が一部の空間に集中することなく均一な温度分布を形成している。これらから、室上部特に吹出口直下では FO 吹出による温度均一性の向上が示唆された。

一方で、室下部では FO 吹出の場合気流の到達距離が短くなり、室上部に比べて低温となり温度均一性が低いことが確認できた。ノズル吹出では気流が室下部にも到達しており、室下部での温度均一性はノズル吹出の方が高いと考えられる。これらのことから、FO 吹出では室上部で周期変動による気流の拡散から温度均一性の向上がみられたが、室下部では気流が到達せず鉛直方向での温度の均一性が低下することが示された。また荷物を再現した Case 3 および Case 4 では、室内平均温度におおよそ 1°C の差が生まれた。これは室内温度分布の違いに

Table 4 Indoor mean temperature

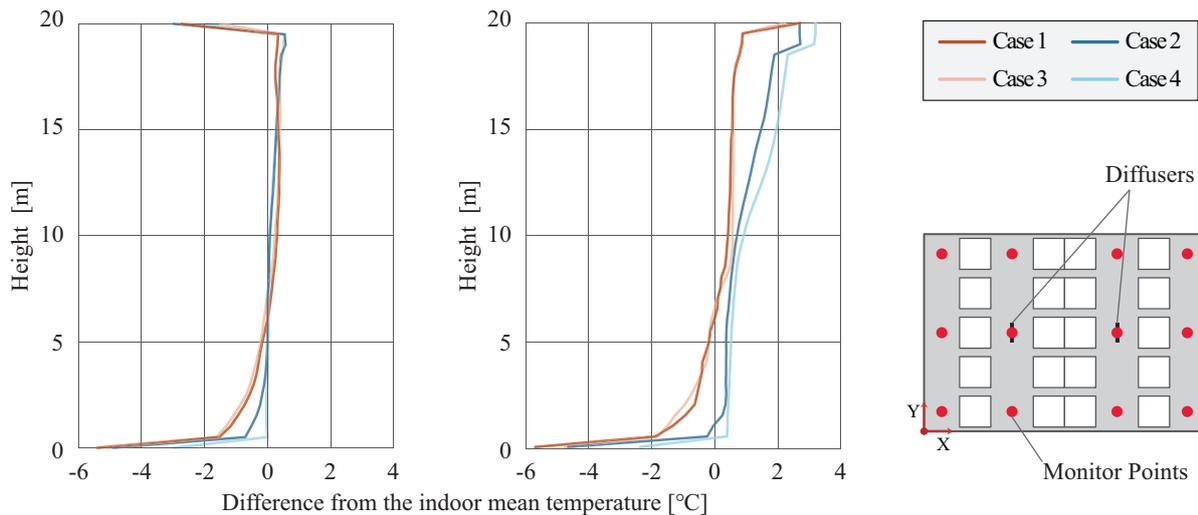
	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Mean temperature [°C]	24.65	24.66	25.16	24.19

より、貫流熱量が異なったことが原因として考えられる。室内平均温度に差はあるが、温度分布およびその均一性に関しては荷物なしの条件と同様の傾向を示した。

3.2 鉛直温度分布

Fig.8 (a) に、室内の各高さにおいて図中に示す 12 点で平均した温度から室内全体の平均温度を差し引いた温度差の鉛直分布を示す。高さ方向については、 $Z = 0$ m から 20 m まで 0.5 m 間隔で 41 点取得した。Fig.8 (b) では、同様に吹出口直下 2 点での測定値のみを平均した鉛直分布を示す。

まず室上部について、平面全体では FO 吹出とノズル吹出で温度分布の傾向に大きな差異は見られず、どちらもある程度の均一性が確認できる。一方で吹出口直下について、FO 吹出では吹出直後の高さから室平均温度に近づき、ノズル吹出に比べ温度均一性の向上が示された。また室下部では平面全体および吹出直下ともに、FO 吹出で温度均一性が低下していることが確認できた。これらの傾向からも、FO 吹出では高い拡散性により吹出口



(a) Average of 12 points

(b) Average of under diffusers

Fig. 8 Vertical distribution of temperature difference from the indoor mean temperature

直下では温度均一性が向上するが、到達距離の低下により室下部で温度均一性が低下することが示された。

3.3 水平温度分布

Fig. 9 に室内各点温度から室内平均温度を差し引いた温度差の X 方向水平分布を示す。Z = 5, 10, 15 m の各高さにおいて、同一 X・Z 座標上で Y 方向に 4 点温度を取得し、その平均値を当該 X・Z 座標における温度とした。X 方向については、X = -4.95 m から 4.95 m まで 0.495 m 間隔で 21 点取得した。

この結果からすべての高さで、FO 吹出では壁面近傍を除き均一な温度分布となり、温度均一性が高いことが示唆された。一方でノズル吹出では高さによっては吹出口直下や室中央で周辺に比べて高温となっており、FO 吹出に比べ、温度均一性が低いと考えられる。この結果から、FO 吹出により水平方向には温度均一性が向上する可能性が示された。

4. まとめ

本報では、温度均一性が求められる大空間での FO の利用可能性を検討するため、ノズル吹出型吹出口と温度分布およびその均一性の比較を行った。結果として、FO 吹出では吹出直後の気流拡散性が高く、吹出直後の室上部では温度均一性が向上することが確認できた。また、水平方向には周期変動によって広い範囲に気流が到達するため、水平方向の温度均一性が向上することが示された。一方で、ノズル吹出と比べ気流の到達距離が低下するため、室下部に気流が到達せず温度均一性の低下が確認できた。今後は FO 形状の変更・小型化を行い、より小規模な恒温室での利用可能性の検討を行う。

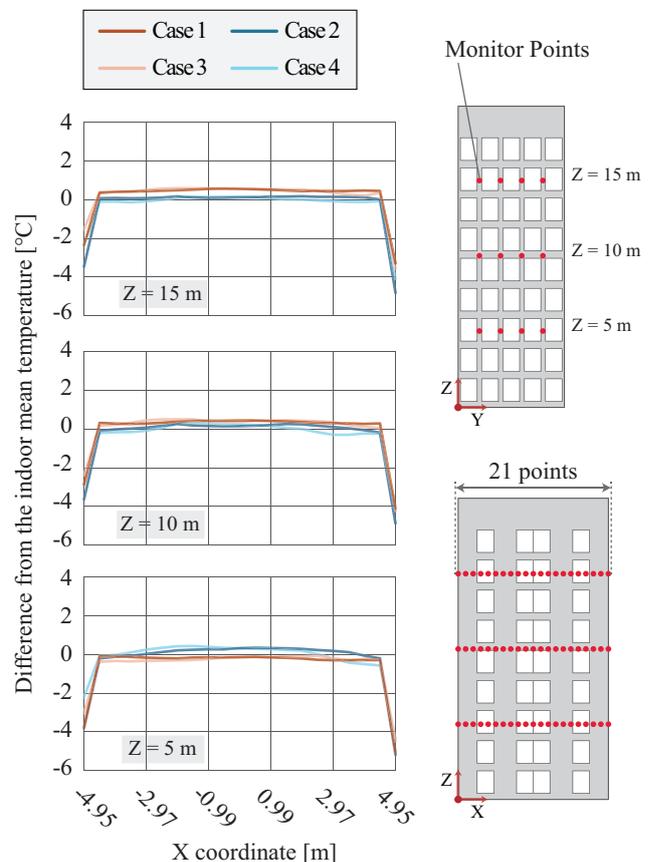


Fig. 9 Horizontal distribution of temperature difference from the indoor mean temperature (X-direction)

参考文献

- 1) 民秋、近本、宮崎、中島、井守：周期変動風を伴った可変風量吹出口の開発 温熱環境性能および快適性の評価、(空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 (2022.3.11))
- 2) 中川、小林、山澤、蔭、酒井：Fluidic oscillator を利用した周期変動吹出口に関する研究 (その 3) 実験室実験による装置形状と風量が風速分布と変動特性に及ぼす影響の把握、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2025.3
- 3) Z. Yu, H. Gao, H. Wang : Experimental study on the periodic pulsating ventilation by fluidic oscillator on pollutant dispersion and ventilation performance in enclosed environment, International Journal of Ventilation, Volume 23, Issue 4, pp.365-380, 2024

謝辞

本研究の一部は JSPS 科研費 25K22125 の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

ルームエアコンのエネルギーシミュレーション (その2) 機械学習モデルとPID制御を用いた検討

Energy Simulation of Room Air Conditioners

(Part 2) Study Using Machine Learning Models and PID Control

学生会員 ○山川 大貴 (大阪電気通信大学) 正会員 添田 晴生 (大阪電気通信大学)

Daiki YAMAKAWA*¹ Haruo SOEDA*¹

*¹ Osaka Electro-Communication University

To enable users to use room air conditioners efficiently, we have attempted to reproduce room air conditioner control by incorporating machine learning into the heat load calculation code "SCIENCE-macro." In this paper, based on the knowledge gained from the study in the previous paper, we have constructed a new method using machine learning and PID control, and verified its accuracy by comparing it with the results in the previous paper. As a result, we found that accuracy improved in many operating modes, and that the results were not significantly different from the results with the best accuracy.

はじめに

本研究室では、ユーザーがルームエアコンを効率良く使用できるようにするために、ルームエアコンの運転制御を考慮したシミュレーターの開発に注力してきた。これまで、熱負荷計算コード「SCIENCE-macro」¹⁾に機械学習を組み込み、ルームエアコンの制御を定常・断続等の運転形態を問わず再現することを試みてきた²⁾が、その精度には課題を残している。

前稿³⁾では、機械学習を一時的に保留し、上野らの先行研究⁴⁾である家庭用エアコンの熱源特性モデルとPID制御をSCIENCE-macroに導入した。結果として、冷房時の断続運転、暖房時運転では、熱量、電力、COPの数値がよく一致していた。しかし冷房時の定常運転については、その誤差がやや大きくなるという課題が残った。

その知見を踏まえ、本稿では再び機械学習を用いた検討に立ち戻る。PID制御で熱量を決定、COPを機械学習で予測し、熱量を予測COPで除することで電力を求める新たな手法を構築した。その精度検証結果と、前稿³⁾の手法の結果との比較検証を以て、新手法モデルの提案を行う。

1. 実測対象室概要

本稿で用いる検証対象室である本学実験室の平面図とエアコン機器配置を次の図1に、ルームエアコンの仕様を表1に示す。なおエアコン実験条件、測定項目、センサー種別の一覧などについては既報¹⁾に示しているため、ここでは割愛する。なお平面図中の青丸は温湿度センサーの位置関係、橙丸はシミュレーションの境界条件に用いる壁表面温度（東西南北壁面、北側ガラス面の各1点ずつ）を測定しているセンサーの位置関係を表す。また床と天井の中央にもセンサーを各1点ずつ設置している。

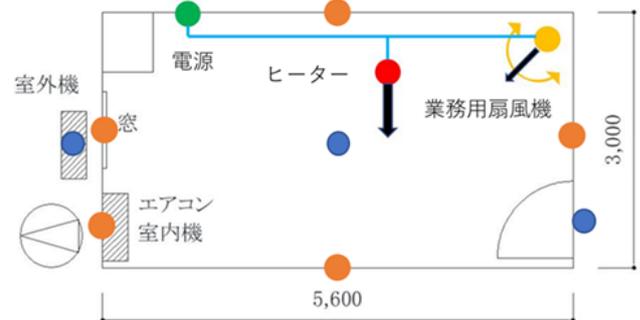


図-1 実験室平面図とエアコン機器配置 (床面積約 16.8 m²)

表-1 ルームエアコン仕様 (2012年製・冷媒R410A)

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

2. シミュレーション概要 (PID制御と機械学習)

比較を行う前稿³⁾の手法で用いた、エアコン熱源特性モデルは、カタログスペックから消費電力やCOP等を算出できる汎用モデルである⁴⁾。なおSCIENCE-macroにおけるPID制御の導入について前稿³⁾から再述すると、PID制御によりルームエアコンの冷却熱量(加熱量) Q を制御している。ここでは時間ステップ Δt は5秒とした。PID制御に関する式は文献⁶⁾を参考にして作成しており、次の式(1)~(3)に示す。

$$e_n = t_r - t_{set} \quad (\text{冷房}) \quad \dots\dots(1)$$

$$e_n = t_{set} - t_r \quad (\text{暖房}) \quad \dots\dots(2)$$

$$u_n = u_{n-1} + K_p \left\{ \begin{aligned} &(e_n - e_{n-1}) + \frac{T_s}{T_I} e_n \\ &+ \frac{T_D}{T_S} (e_n - 2e_{n-1} + e_{n-2}) \end{aligned} \right\} \dots\dots(3)$$

ただし e_n は、ルームエアコンの設定温度 t_{set} と平均室温 t_r の偏差であり、 n はタイムステップ数である。また u_n は、ルームエアコンの最高周波数における冷却熱量 (加熱量) Q_{max} の操作量 (0~100%) であり、 $K_p = 15$, $T_s = \Delta t = 5$, $T_I = 18$, $T_D = 2.4$ と設定した。また機械学習では、本研究室の従来検討²⁾と同様の Fortran 言語によるランダムフォレストを使用する。ここで指定した説明変数については以下の表 2 に示すとおりである。

表-2 COP 予測に用いる説明変数

t_{out}	外気温度
t_{set}	設定温度
t_{evp}	蒸発温度 (冷媒管表面)
t_{cnd}	凝縮温度 (冷媒管表面)
wind	ルームエアコン風量
Q	熱量データ

外気温度は温湿度センサーのデータ、設定温度はエアコンのリモコンにおける表示値を使用している。蒸発温度、凝縮温度は冷媒管表面に貼り付けた熱電対にて測定したデータを使用している。エアコン風量はエアコン吹出口前面に設置している回転計の値から算出し、熱量は、エアコンの吹出温度・吸込み温度それぞれの比エンタルピーの差と、風量を乗算した値から求めている。

以上の説明変数から、機械学習ランダムフォレストにより COP を予測し、PID 制御によって決定した熱量 Q を、予測した COP で除することで消費電力 pow を求める。

以上の内容より、機械学習モデルと PID 制御を導入したシミュレーションフロー図 (冷房) を図 2 に示す。前稿⁴⁾にて示したフロー図の、熱源特性モデルパートが機械学習 (ランダムフォレスト) パートに置き換わった形となる。

また冷房時の学習データ概要を以下表 3、暖房時の学習データ概要を以下表 4 にまとめる。

表-3 学習データ概要 (冷房)

データ内容	サンプル数
2024 年度 7~9 月変則冷房 実験データ※より抜粋	約 18720 (約 52 日分)

※「変則冷房実験データ」とは、風量や室内熱負荷等を計測中に変更して運転を行った場合のデータを指す。

表-4 学習データ概要 (暖房)

データ内容	サンプル数
2022~2024 年度 12~2 月 暖房実験データより抜粋	約 39000 (約 92 日分)

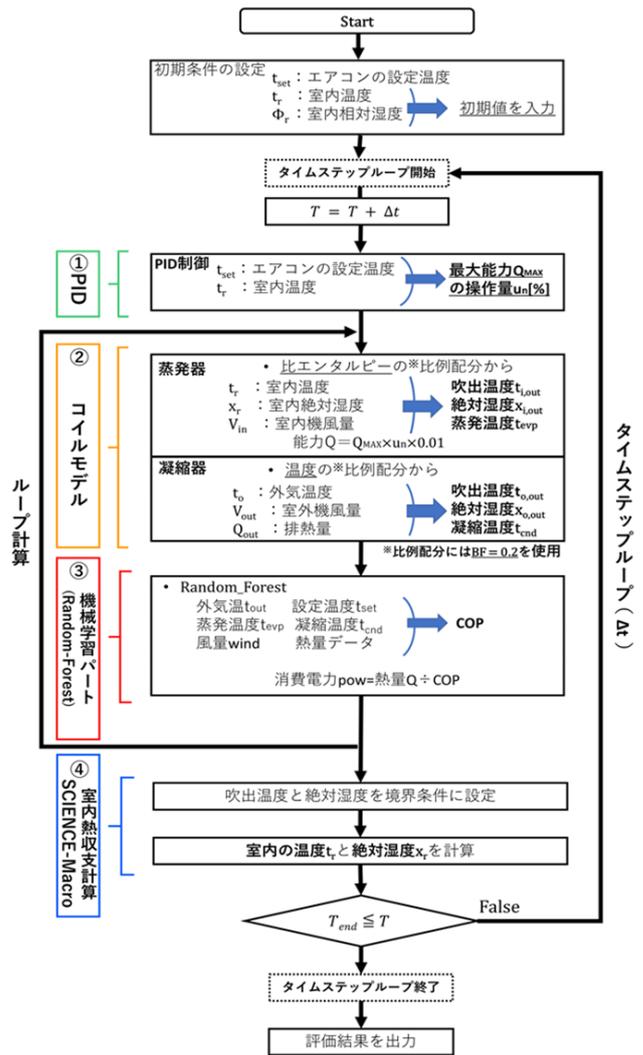


図-2 シミュレーションフロー図 (冷房)

3. 冷房時シミュレーションの検証結果比較

比較のため、本稿において冷房検討を試みた日については前稿³⁾同様、以下に示すとおりである。

- 2022/7/31-設定 26°C-室内 26°C-外気 36.5°C-定常運転
- 2022/9/7-設定 26°C-室内 26°C-外気 29.4°C-断続運転

風量設定はどちらも 5 段階中の 5 である。後述する暖房時の、エアコン設定温度と実測の室温の差より、冷房時でもシミュレーションの設定温度には実測のエアコンの平均吸込温度 (室温) を与え、室内の壁などの表面の対流熱伝達率には低 Re 数型モデルで算出した値を用いた。また実測の壁、床、天井の表面温度をシミュレーションの境界条件として与えたが、各面 1 点での測定につき、特に吹出気流が直接当たる面には温度分布が生じている可能性がある。そのため実測とシミュレーションのエアコンの熱量が同等になるように、壁などの全ての実測表面温度を一律に調整し、室内熱負荷調整を行った。精度評価については、熱量と電力は積算値 [Wh] と平均値 [W]、COP は熱量積算値/電力積算値の値で評価している。以上の点は、前稿³⁾の手法の検討とほとんど変わっていない。

2022/7/31 (定常運転) の検証結果の比較 (消費電力・COP) を図3と表5に示す。また2022/9/7 (断続運転) の検証結果の比較を図4と表6に示す。図及び表中の「PID_熱源」が前稿⁴⁾の手法を用いた時の結果、「PID_RF」が本稿の手法を用いた時の結果を表す。図3 (定常運転) において、どちらの手法も壁など全ての実測表面温度に一律+2°Cの値を与えた場合(W+2)の結果である。PID_熱源では電力が実測を上回り、COPが実測より低いことに対し、PID_RFでは実測値との一致率が良い。次に図4 (断続運転) ではどちらの手法も実測表面温度に一律+1°Cを与えた場合に熱量が同等となり、その条件で比較を行った。モデルは、最小能力以下となる度に運転停止するモデル「min」を共通して使用し比較したが、どちらの手法でも実測の挙動までは再現できていない。表5の定常運転(負荷率 0.46)の結果から積算電力量は実測が1218Wh、計算(PID_RF)値は1153Whとなり誤差は-5.3%、COPは実測が6.08、計算値は6.23となり誤差が小さい結果となった。また表6の断続運転の結果(負荷率 0.21)から、積算電力量は実測が600Wh、計算(PID_RF)値は561Whとなり誤差は-6.5%、COPは実測が5.91、計算値は6.47となり誤差が小さい結果となった。COPではPID_熱源の方がやや精度は良いが、PID_RFでも殆ど遜色ない精度である。

4. 暖房時シミュレーションの検証結果比較

前稿³⁾同様に、暖房で検討を試みた日を以下に示す。

- 2023/1/12-設定20°C-室内22°C-外気2.8°C-定常運転
 - 2022/11/23-設定20°C-室内23.5°C-外気14.0°C-断続運転
- 風量設定、精度評価も冷房と同様である。ただし暖房時は、設定温度よりも吸込温度(室温)が2~4°Cほど高くなる傾向があり、PID制御の設定温度は室温に合わせた。この点も前稿³⁾と変わらない。

2023/1/12 (定常運転) の検証結果の比較を図5、表7に示す。また2022/11/23 (断続運転) の検証結果の比較を図6、表8に示す。図5 (定常運転) において、どちらの手法も壁など全ての実測表面温度に一律-1.75°Cの値を与えた場合(W-1.75)で比較した結果、どちらも熱量、電力、COP全てで実測と計算が概ね一致した。次に図6 (断続運転) ではどちらの手法も実測表面温度に一律+0.5°Cを与えた場合に熱量が同等となり、その条件で比較を行った。モデルは、この暖房の断続運転時の検証では、冷房の断続運転時の検証で用いた「min」モデルではなく、最小能力以下で運転を止め1分間運転停止するモデル「min_1min」の方で精度が良くなったため、両手法で共通して使用し比較した。しかしどちらの手法でも実測の挙動までは再現できていない。表7の定常運転(負荷率 0.46)の結果から積算電力量は実測が2255Wh、計算(PID_RF)値は2426Whとなり誤差は+7.5%となった。COPは実測が4.53、計算値は4.23となり、結果は十分に近い。

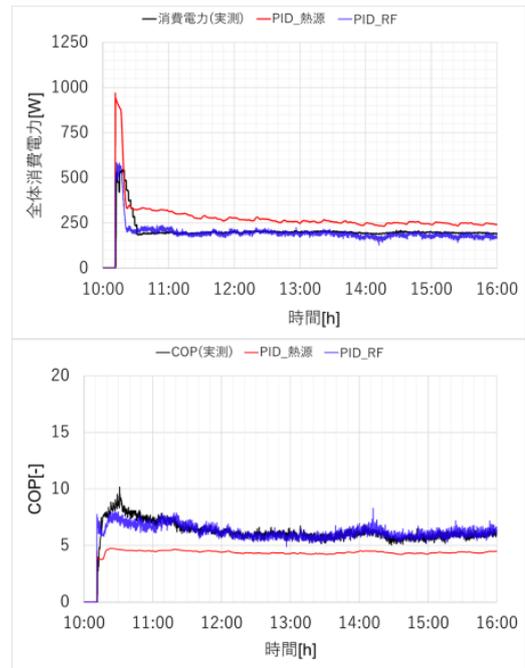


図-3 冷房一定常運転-2022/7/31-検証結果比較

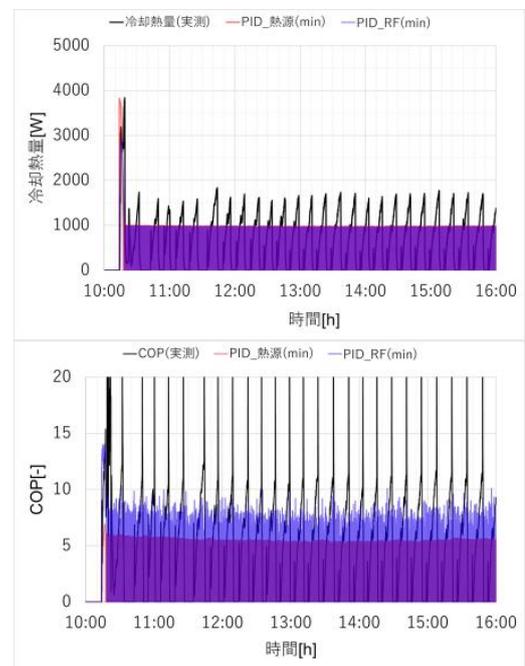


図-4 冷房断続運転-2022/9/7-検証結果比較

表-5 冷房一定常運転-2022/7/31-積算[Wh]・平均(W)結果比較

項目	熱量[Wh] (W)	電力[Wh] (W)	COP [-]
実測値	7700(1283)	1218(203)	6.08
PID_熱源	7185(1198)	1637(273)	4.39
PID_RF	7186(1198)	1153(192)	6.23

表-6 冷房断続運転-2022/9/7-積算[Wh]・平均(W)結果比較

項目	熱量[Wh] (W)	電力[Wh] (W)	COP [-]
実測値	3543(590)	600(100)	5.91
PID_熱源	3660(556)	669(111)	5.47
PID_RF	3632(605)	561(93.6)	6.47

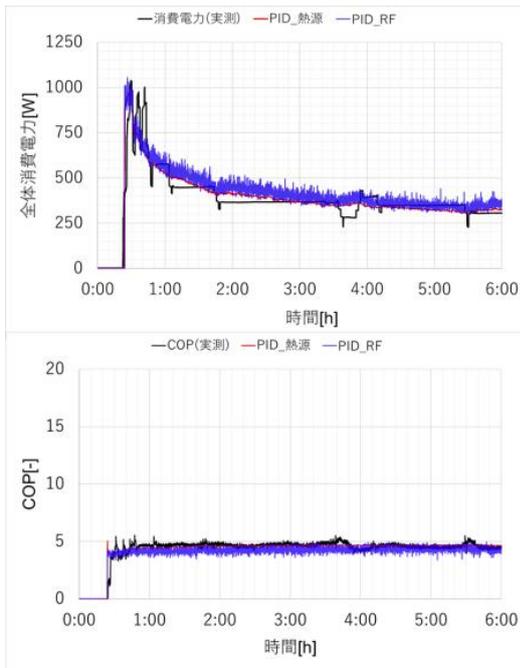


図-5 暖房-定常運転-2023/1/12-検証結果比較

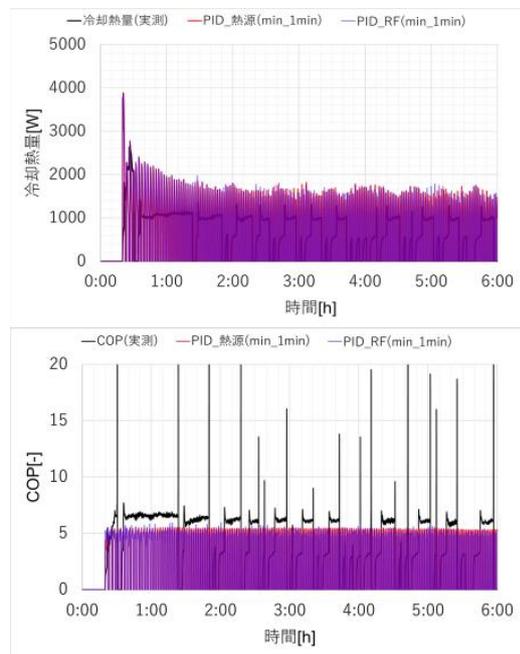


図-6 暖房-断続運転-2022/11/23-検証結果比較

表-7 暖房-定常運転-2023/1/12-積算[Wh]・平均(W)結果比較

項目	熱量[Wh] (W)	電力[Wh] (W)	COP [-]
実測値	10221(1460)	2255(322)	4.53
PID_熱源	10297(1471)	2266(324)	4.54
PID_RF	10297(1471)	2426(348)	4.23

表-8 暖房-断続運転-2022/11/23-積算[Wh]・平均(W)結果比較

項目	熱量[Wh] (W)	電力[Wh] (W)	COP [-]
実測値	3849(609)	797(130)	4.84
PID_熱源	3710(610)	707(116)	5.24
PID_RF	3708(611)	765(126)	4.85

また表 8 の断続運転(負荷率 0.17)の結果から、積算電力量は実測が 797Wh、計算(PID_RF)値は 765Wh となり誤差は -4.0%、COP は実測が 4.84、計算値は 4.85 となり、非常に近い結果となった。

以上 3, 4 章に示すような本稿の提案手法の検討より最終的に、運転種別ごとに検証データを統合し、積算電力量および平均 COP の実測値に対する絶対値誤差の平均を算出した。その結果を以下表 9 にまとめる。

表-9 運転種別ごとの積算電力量と平均 COP の

実測との絶対値誤差の平均結果

運転種別	積算電力の実測との絶対値誤差平均[%]		平均 COP の実測との絶対値誤差平均[%]	
	PID_熱源	PID_RF	PID_熱源	PID_RF
冷房-定常	34.5%	7.10%	28.0%	4.20%
冷房-断続	8.80%	17.3%	10.7%	30.8%
冷-高負荷	72.5%	24.5%	45.0%	13.8%
暖房-定常	6.25%	7.30%	6.60%	7.15%
暖房-断続	4.83%	2.07%	4.57%	0.83%
暖-高負荷	4.10%	4.25%	6.05%	6.00%
全体平均	21.8%	10.4%	16.8%	10.5%

表 9 からわかるように、本稿の手法では特に冷房の定常・高負荷運転時の精度が大幅に改善し、暖房時でも運転問わず精度が十分高い。全体平均を見ても、電力では 10%程度、COP では 6%程度の誤差改善が見られた。

まとめ

本稿では SCIENCE-macro に機械学習モデルと PID 制御を導入して新たな手法 (PID_RF) を構築し、前稿の手法 (PID_熱源) と結果を比較検証した。総評として PID_熱源と比較して精度の良い結果や、同等に精度が優れる結果を多く得ることができた。今後は実測エアコンの対象拡充、最適な学習データ構築法の模索が主な課題である。

参考文献

- 1) 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, 空調調和・衛生工学会論文集, No.183, pp.67-75, 2012-6
- 2) 山川大貴, 添田晴生: 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 5) 暖房時におけるシミュレーションの検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1555-1556, 2024 年 8 月
- 3) 山川大貴, 添田晴生: ルームエアコンのエネルギーシミュレーション (その 1) エアコンの熱源特性モデルと PID 制御を用いた検討一, 空調調和・衛生工学会大会学術講演梗概集, pp.178-182, 2025 年 9 月
- 4) 上野剛・北原博幸: 家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発, 電力中央研究所研究報告, 平成 27 年 7 月
- 5) 正田英介・春木弘: アルテ 21 自動制御(平 10), pp.102-103, オーム社

標準オフィスを対象とした空調・換気方式による温熱・空気環境の比較 Comparison of Thermal Environment and IAQ among Air-conditioning and Ventilation Methods for Standard Office

○楠 あいか (福井大学)

桃井 良尚 (福井大学)

小林 知広 (大阪大学)

イム ウンス (東洋大学)

Aika KUSUNOKI*¹ Yoshihisa MOMOI*¹ Tomohiro KOBAYASHI*² Eunsu LIM*³*¹ University of Fukui *² Osaka University *³ Toyo University

Various air-conditioning and ventilation systems have been proposed; however, practical HVAC design usually assumes a perfectly mixed indoor environment and rarely considers differences in ventilation efficiency among systems. This study applies CFD analysis to a standard office model to quantitatively compare thermal comfort, draft sensation, and indoor air quality for different air-conditioning and ventilation systems, providing fundamental data for system selection.

1. はじめに

居住者を対象とした空調・換気方式について、さまざまな方法が提案されている¹⁾。実務の空調設備設計では、一般に室内を完全混合状態と仮定し、室内汚染質濃度を基準値以下にするための必要換気量を確保する設計が行われ、各空調・換気方式に応じて室内の汚染質濃度分布を考慮して換気効率による外気導入量の削減まで検討することは稀である。外気導入量の削減は、空気搬送動力や外気熱負荷の削減につながり、大幅なエネルギー消費量の削減が期待できる一方、局所的な空気質の悪化やドラフト、温熱環境の悪化を招くおそれがある。

そこで本研究では、CFD解析に用いる標準オフィスモデルを文献等を参考にして設定し、解析条件や室内の設定を整理する。次に、異なる空調・換気方式で標準オフィスを対象にCFD解析を行い、居住域での温熱環境、ドラフト感、空気環境を各評価指標により定量的に比較・評価し、設備設計者が空調・換気方式を総合的に検討する際の基礎データとして整理することを目指す。

2. 標準オフィスモデルの設定方法

2.1 空間の寸法と天井仕様 (グリッド天井)

Fig.1に対象とする空調・換気方式を示す。標準オフィスは、オフィスビルにおける基準階平面及び立面形状に関する実態把握と標準形状の作成²⁾を参考に、幅7.2m、奥行12.6m、天井高2.8m(床面積90.72m²、室容積254.016m³)とした。中小規模オフィスで最も用いられる600グリッドの天井モジュールを基準とした。Fig.2にレイアウトを示す。

2.2 人員密度と座席配置

Fig.2に示すとおり、標準オフィスのインテリア部に合計12席を配置した。対称面で断熱条件である。人員密度は12人÷90.72m²=0.132人/m²であった。低負荷条件として、在席率50%の6人の場合についても設定を行った。

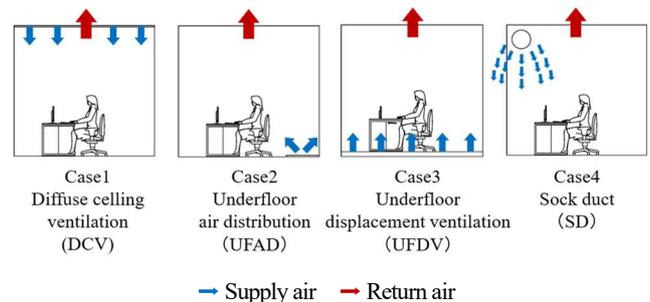
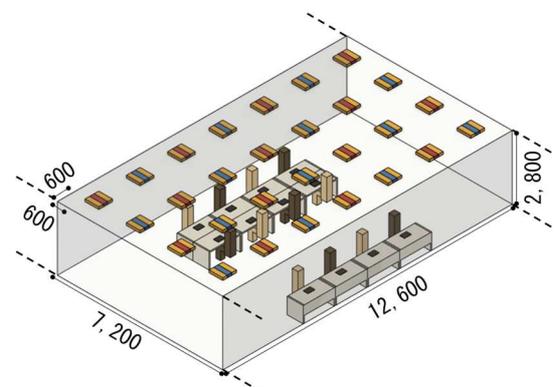


Fig.1 Target air-conditioning and ventilation methods



■ Air diffuser ■ Exhaust air grille ■ Lighting

■ Human ■ Human (Occupancy rate 50%)

■ Desk (1,400mm*700mm) ■ PC

Fig.2 Perspective view of standard office

2.3 内部発熱

解析対象のオフィスモデルの内部負荷は、人体、機器 (PC)、照明から生じる熱負荷を考慮し、人体発熱 53W/人、機器 (PC) 発熱 100W/台、照明発熱 10W/本を設定した。**Table 1** に内部発熱を示す。これに、床面に 10W/m²のコンセント発熱を与えた高負荷条件 (L)、コンセント発熱なしの中負荷条件 (M)、コンセント発熱なしで在席率 50%の低負荷条件 (S) の 3 パターンを設定した。

Table 1 Internal heat gain condition

Conditions	Occupants [W]	PC [W]	Lighting [W]	Electrical outlet [W]	Total [W]
L	53*12=636	100*12=1200	10*56=560	907	3303
M	53*12=636	100*12=1200	10*56=560	0	2396
S	53*6=318	100*6=600	10*56=560	0	1478

2.4 空調・換気方式ごとの吹出し位置

Case1 の DCV のレイアウトを **Fig.3 (1)** に示す。天井面にアネモ型吹出し口を 14 個配置した。パネルを吹出し直下に設定し、天井に沿って水平方向に吹出す。Case2 の床吹出し空調のレイアウトを **Fig.3 (2)** に示す。12 人の座席の間の床面に単純開口の吹出し口を 9 個配置した。Case3 の全面床吹出し空調のレイアウトを **Fig.3 (3)** に示す。床面全体を吹出し口とした。Case4 のソックダクト空調のレイアウトを **Fig.3 (4)** に示す。机 2 列の間に 1 本のダクトを配置するのが一般的であることを踏まえ、机 1 列の島については、机の列の間に半分のダクトを配置した。机 2 列の島については、600 グリッドの天井に適合させるため、ダクトの位置が机の島の中心より 550mm ずれている。全面均等吹出しである。

Table 2 Summary of CFD conditions

CFD Code	Cradle CFD 2025.2
Analysis Domain	12,600mm(x)*7,200mm(y)*2,800mm(z)
Number of Cells	222(x)*139(y)*103(z)=3,178,374
Turbulence Model	Standard k-ε Model
Finite difference scheme	QUICK
Evaluation indicators	Temperature, PMV, SVE3, DR, EDT

Table 3 Simulation conditions in 24 cases

No.	Case	Total internal heat gain [W]	Supply air temperature [°C]	Airflow rate [m3/h]	Air velocity [m/s]	
1	Case1 DCV	Case1-L-1	3303	22	2477	0.410
2		Case1-L-2	3303	18	1239	0.205
3		Case1-M-1	2396	22	1797	0.297
4		Case1-M-2	2396	18	899	0.149
5		Case1-S-1	1478	22	1109	0.183
6		Case1-S-2	1478	18	554	0.092
7	Case2 UFAD	Case2-L-1	3303	22	2477	1.91
8		Case2-L-2	3303	18	1239	0.956
9		Case2-M-1	2396	22	1797	1.39
10		Case2-M-2	2396	18	899	0.693
11		Case2-S-1	1478	22	1109	0.855
12		Case2-S-2	1478	18	554	0.428
13	Case3 UFDV	Case3-L-1	3303	22	2477	0.008
14		Case3-L-2	3303	18	1239	0.004
15		Case3-M-1	2396	22	1797	0.006
16		Case3-M-2	2396	18	899	0.003
17		Case3-S-1	1478	22	1109	0.003
18		Case3-S-2	1478	18	554	0.002
19	Case4 SD	Case4-L-1	3303	22	2477	0.015
20		Case4-L-2	3303	18	1239	0.008
21		Case4-M-1	2396	22	1797	0.011
22		Case4-M-2	2396	18	899	0.006
23		Case4-S-1	1478	22	1109	0.007
24		Case4-S-2	1478	18	554	0.003

3. 解析方法

Table 2 に解析条件を示す。解析領域は、2.1 で示した空間全体である。評価指標は、室内全体では、温度、風速、空気齢を用いる。座席位置に注目し、居住者の評価をする評価指標としては、温度、PMV、空気齢 SVE3、ドラフト率 DR、有効ドラフト温度 EDT を用いる。

Table 3 に解析ケースを示す。2.3 での内部発熱の合計の 3 パターンを元に解析ケースを 24 ケース作成した。温度の条件としては、室温は全て 26°C で設定し、吹出し温度が 22°C の場合と 18°C の場合で解析を行った。

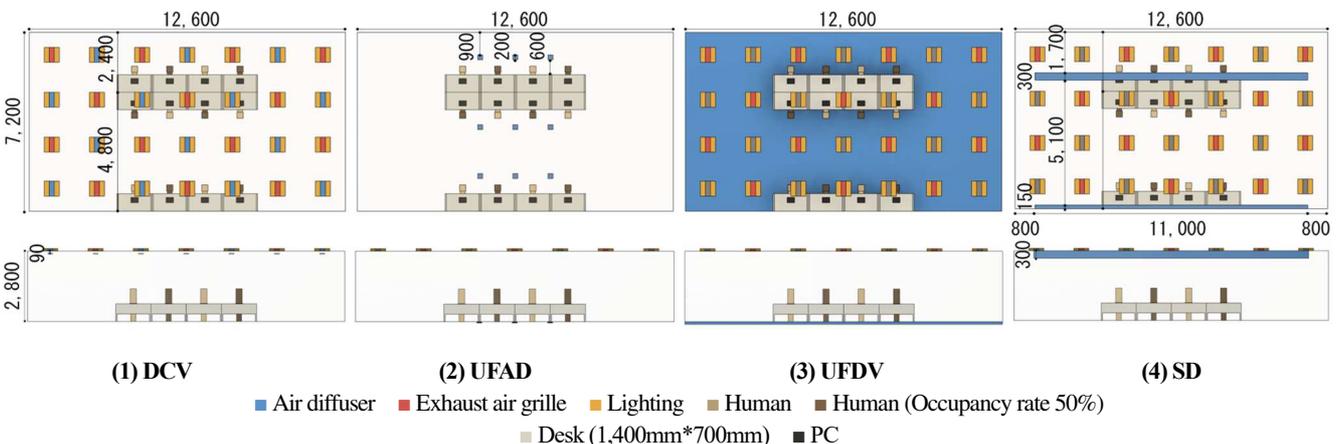


Fig.3 Air diffuser locations for each air-conditioning and ventilation methods

4. 解析結果

4.1 室内の温度分布と風速分布と空気齢分布

Fig.4 に温度、風速、空気齢のコンター図を示す。

Case1-L-2 のDCV は、他の方式に比べて空気齢の値が全体的に大きく出ていることが分かる。Case2-L-2 のUFAD は、他の方式に比べて風速が大きいことが分かる。Case3-L-2 のUFDV は、床面は、空気齢は低い、床面から離れれば離れるほど空気齢が大きくなっている。Case4-L-2 のSD は、他の方式に比べ、拡散が早く、居住域では低風速になるため、人体からの上昇気流に影響を受ける領域が見られた。

このように、各方式を比較するとそれぞれに特徴的な分布傾向が確認できる。

4.2 各座席位置での各種空調・換気方式の比較

Fig.5 に全12席の温度、PMV、空気齢SVE3、ドラフト率DR、有効ドラフト温度EDT、風速の平均値と標準偏差を示す。グレーの網掛けが快適範囲を示す。

温度は、全体的にDCVが高くて出ている、座席による偏りも大きい。PMVは、方式ごとに大きな差はないが、DCVではやや高い値で暑さを感じやすい傾向が確認された。気流による冷却効果が弱いことが要因と考えられる。空気齢は、DCVが全体的に1番高く出ている。全面床吹出し空調では座席による偏りが大きい。ドラフト率DRは、UFADが大きく、有効ドラフト温度EDTは、UFADが小さい。これは、EDTが温度と風速の影響を同時に評価する指標であり、風速が大きいと考えると。

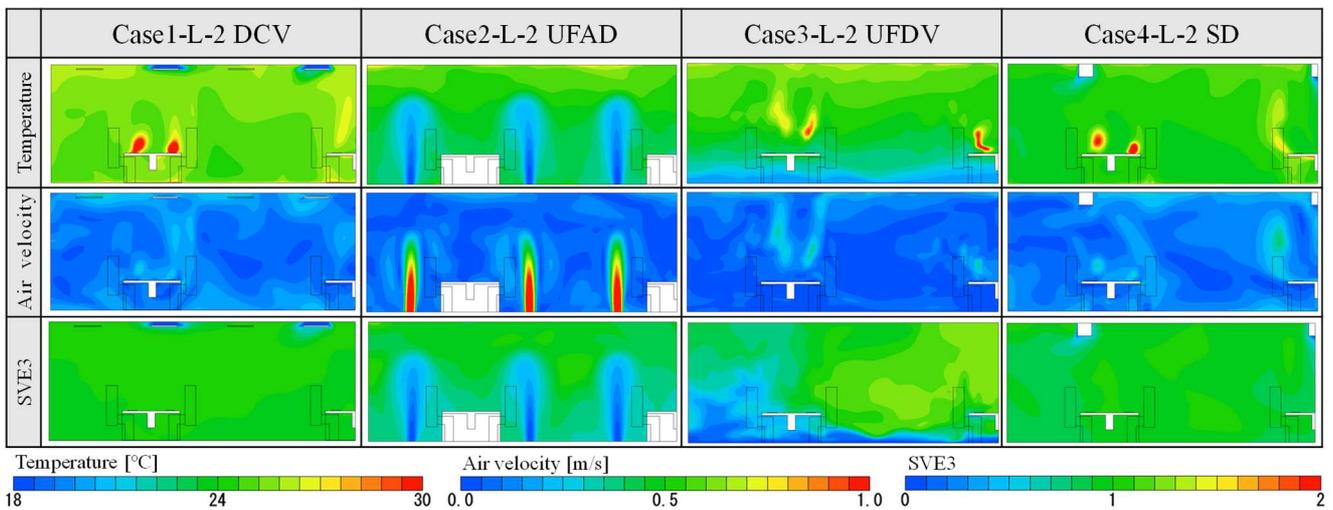


Fig.4 Indoor distribution for each air-conditioning and ventilation methods

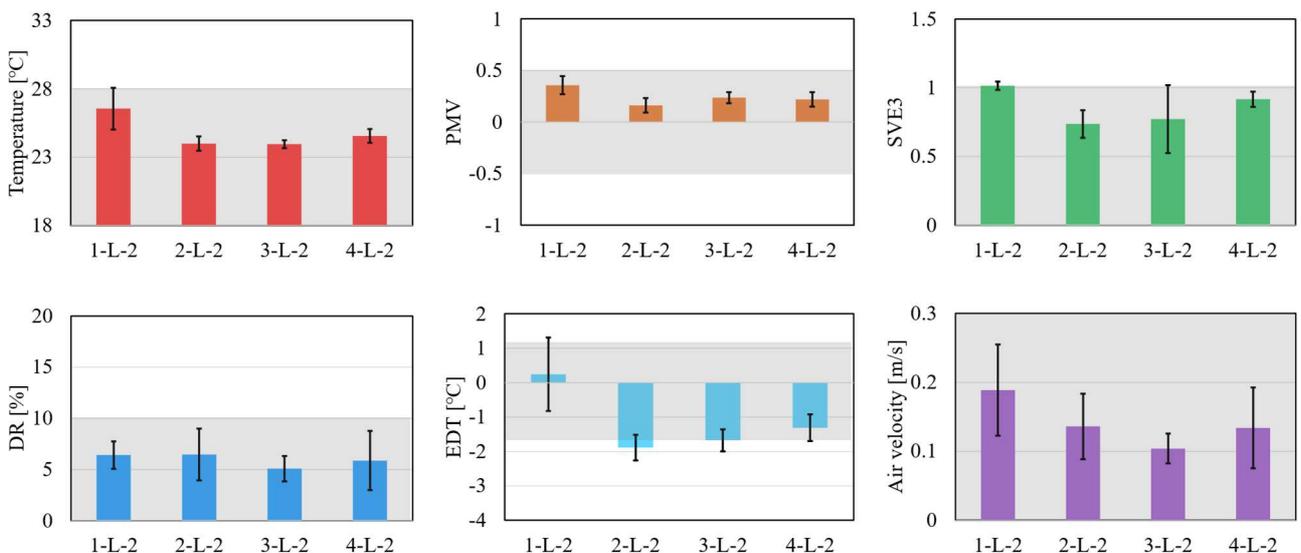


Fig.5 Average values and standard deviation at seating positions for each air-conditioning and ventilation methods

4.3 室内環境評価指標の平均値とアルキメデス数

アルキメデス数は、重力加速度 g [m/s^2]、体積膨張係数 β [$1/K$]、吹出し代表長さ L [m]、給排気温度差 $T_e - T_s$ [$^{\circ}C$]、給気風速 v_s [m/s]に基づき以下のように定義する。

$$Ar = \frac{g\beta L(T_e - T_s)}{v_s^2} \quad (Eq.1)$$

吹出し代表長さ L [m]は、吹出し口の幅に基づいて、DCV とUFAD では0.2m、UFDV では7.2m、SD では0.3mとした。

PMV、空気齢SVE3、有効ドラフト温度EDTとアルキメデス数の関係を Fig.6 に示す。

(1) PMV とアルキメデス数

DCV は混合しているため、アルキメデス数に対する変化が小さい。UFDV とSD はアルキメデス数が大きくなるほどPMVは小さくなっていて、逆にUFAD は大きくなっている。UFAD は浮力と温度、風速により居住域に熱が滞留しやすいためである。

(2) 空気齢SVE3 とアルキメデス数

DCV やSD は混合や緩やかな給気により、アルキメデス数に対してほぼ一定の空気齢を示している。UFDV はアルキメデス数が小さいと浮力支配により空気齢は大きくなり、アルキメデス数が大きいと上昇気流が明確になり、空気齢は小さくなっている。UFDV はアルキメデス数が小さいと直接居住域に給気され、空気齢は小さくなり、アルキメデス数が大きいと給気が上昇や短絡により、空気齢は大きくなっている。

(3) 有効ドラフト温度 EDT とアルキメデス数

UFDV 以外の方式では、アルキメデス数が小さいと慣性力支配となり風速は大きくなるが、混合や拡散効果により局所的な冷却は抑制され、EDT は高い。アルキメデス数が大きいと浮力支配となり、風速が低下し、ドラフト感が緩和され、EDT は低い。UFDV はもともと風速が小さいため、温度低下の影響が支配的になる。この結果、他の方式とは異なり、UFDV ではEDT が上昇する傾向を示した。

5. まとめ

本研究では、標準的なオフィスを対象に CFD 解析を行い、空調・換気方式における室内環境を比較・評価した。また、アルキメデス数に基づく評価は、空調・換気方式の特性を整理する上で有効であることが示された。今後は、他の空調・換気方式でも解析を行う予定である。

謝辞

本研究の一部はJSPS 科研費 25K01377 の助成を受けたものです。

参考文献

- 1) Arsen Melikov, Angui Li, Risto Kosonen, Xianting Li : Occupant targeted ventilation brings clean air to occupants, The REHVA European HVAC Journal, 2022. 4
- 2) 金森美紀, 長井達夫, 金城瑞希, 小林美紗 : オフィスビルにおける基準階平面及び立面形状に関する実態把握と標準形状の作成, 日本建築学会環境系論文集, Vol. 83 No. 745, pp. 313-319, 2018. 3
- 3) 国立研究開発法人建築研究所 : 平成 28 年省エネルギー基準に準拠したエネルギー消費性能の評価に関する技術情報 (非住宅建築物) , 2016. 4

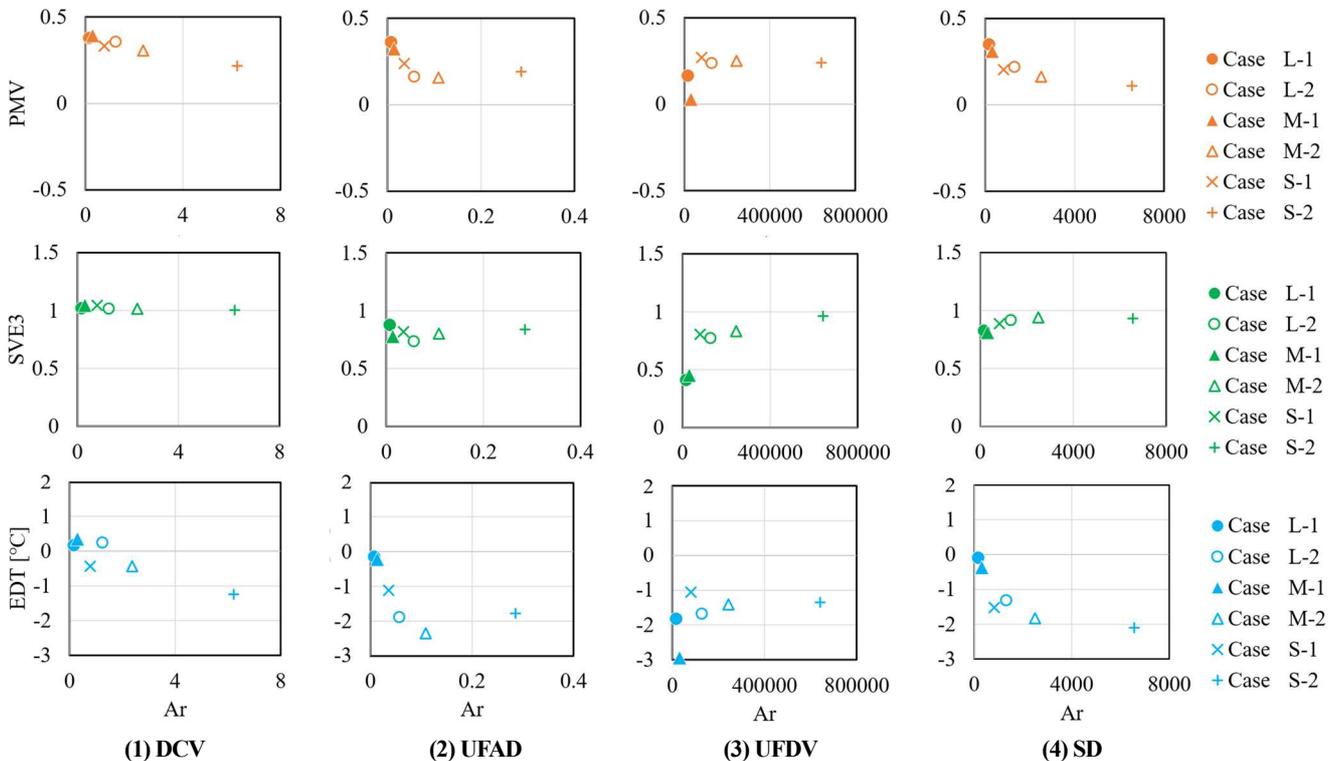


Fig.6 Average value of evaluation indicators and Ar

Momentum 法を用いたラインディフューザ気流の CFD モデリングに関する研究
(その 6) 詳細 CFD 解析による冷房吹出し気流分布の予測

CFD Modeling of Line Diffuser Airflow using Momentum Method
(Part6) Prediction of Air Velocity Distribution in Cooling Condition
using Detailed CFD Simulation

○竹 森 藍 人 (福井大学) 桃 井 良 尚 (福井大学)
河 野 良 坪 (大阪工業大学)
Aito TAKEMORI*1 Yoshihisa MOMOI*1 Ryohei KONO*2
*1 University of Fukui *2 Osaka Institute of Technology

Building service designers often use CFD simulation in order to predict airflow pattern in room for the optimization of the diffuser layout design. However, there are some problems such as too much computational time. This is because that they need a huge number of computational grids to predict precisely supply jets from complicated shape diffusers. The purpose of this study is to perform a detailed CFD of the airflow characteristics of air conditioning jets to validate CFD model with Momentum method that reproduces a single liner diffuser under cooling condition, and to clarify the relation between the Constant K and Archimedes number A_r for calculating the throw distance at the supply opening.

1. はじめに

空調吹出し気流は室内の気流性状や温度分布に非常に大きく影響する。近年では、室内の気流性状を把握するために CFD が用いられている。気流のモデル化手法を CFD 解析に組み込んだ CFD パーツによって、空調吹出し気流の再現精度を担保した上で、解析空間全体の空間分割数を削減し、計算負荷を軽減することが求められている。前報¹⁾では暖房を想定した気流の風速・温度分布について詳細 CFD 解析を行い、気流性状を把握した。本報では冷房を想定した詳細 CFD 解析を行い、スロー定数について整理を行うことで、空調吹出し気流の予測のための特性評価を行った。

2. CFD 解析概要

垂直吹出し風速及び吹出し温度をパラメータとし、吹出し口形状を非構造格子で詳細に再現し、詳細 CFD 解析を行った。Fig.1 に解析対象のシングルラインディフューザ (空研工業、VTL-1 型) の詳細寸法を示す。また、Fig.2, Fig.3 に解析空間及び吹出し口周辺メッシュの詳細を示す。シングルラインディフューザの垂直吹出し気流は対称性を考慮し、解析空間に対称面を設定し、1/4 領

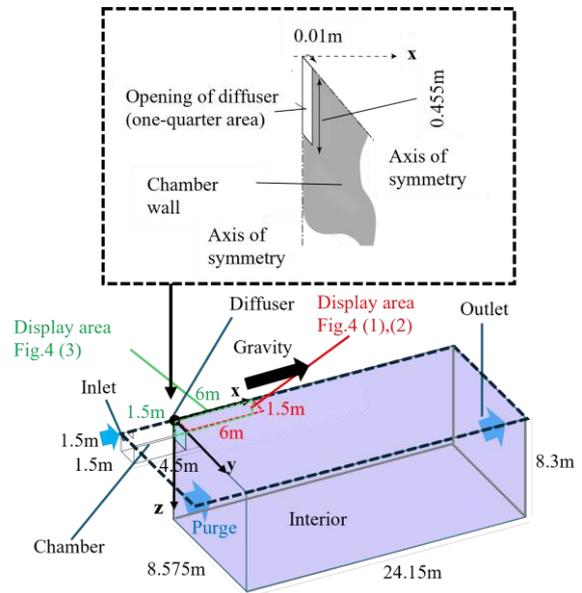


Fig.2 Schematic Diagram of Analysis Domain

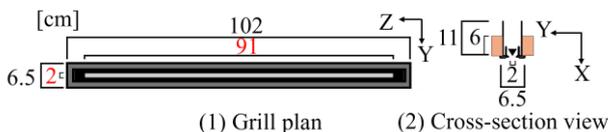


Fig.1 Dimension of liner diffuser

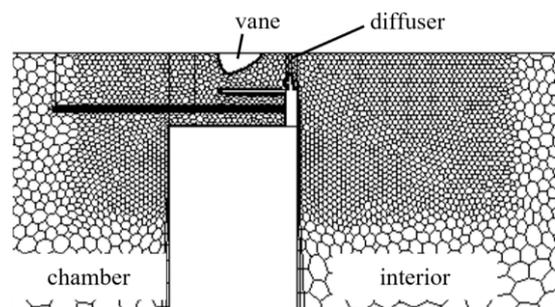


Fig.3 Detail of Meshes Around Supply Opening of Diffusers

域である 1.5m×1.5m×4.5m のチャンバー空間と室空間 8.3m×8.575m×24.15m を設定した。空間をポリヘドラルメッシュで分割し、メッシュ幅を吹出し口近傍で最小 2.5mm、吹出し口から離れるに従いメッシュを粗くして最大 16cm とし、メッシュ総数は約 1674 万個を設定した。また、天井吹出しを想定するため、X の正方向に重力を設定した。Table1 に解析条件を示す。前報¹⁾の暖房条件と同様の解析方法及び境界条件を設定した。

3. 解析結果

3.1 風速・温度差分布の可視化

Fig.4 に吹出し中央 XY 断面の風速と吹出し温度差、中央 XZ 断面の風速の空間分布を Fig.2 の赤色と緑色破線の範囲で示す。風速分布は各条件の吹出し風速を最大値と

Table1 CFD Condition

CFD Code		scFlow v2024		
Analysis Domain	Chamber [m]	4.5(x)×1.5(y)×1.5(z)		
	Interior [m]	24.15(x)×8.575(y)×8.3(z)		
Diffuser(1/4) [m]		0.455(z)×0.01(y)		
Turbulence Model		Standard k-ε model		
Finite Difference Scheme		QUICK		
Algorithm		SIMPLEC		
Turbulent Intensity		10%		
Volumetric Flow Rate [m ³ /h]	Inlet	49.9 (3.0m/s)	33.3 (2.0m/s)	16.2 (1.0m/s)
	Purge	2481(0.01m/s)		
	Outlet	2531	2514	2497
Temperature Difference Between Supply Air and Surrounding [°C]		0,5,10		

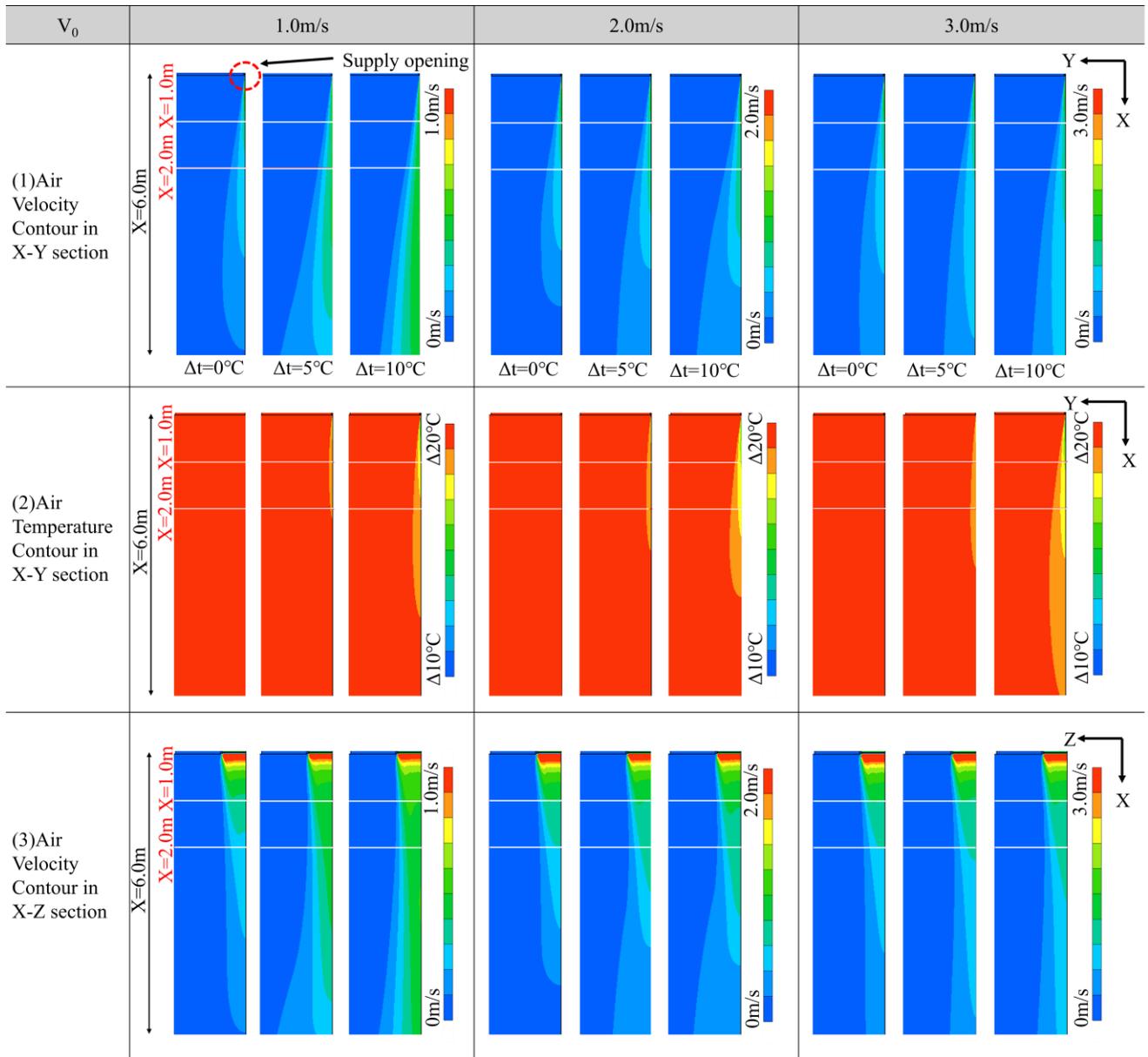


Fig.4 Scalar Velocity and Temperature Distribution

し、温度差分布は10°C差を最大値として示す。Z=0断面の風速分布について温度差条件ごとに比較すると、温度差が大きくなるにつれ気流の加速が大きくなる様子が確認された。温度分布について10°C差の条件で吹出し風速ごとに比較を行うと、吹出し風速が大きくなるにつれて、低温域の分布が吹出し口近傍から下方へ広がる傾向がみられた。これは、冷房条件では浮力が噴流方向と同方向に作用し、周辺空气の誘引が促進され、到達距離が延びると考えられる。また、Y=0断面においては、温度差が大きくなるにつれて、吹出し気流中心部の加速が周辺部と比較して相対的に小さくなる傾向が確認された。これは、気流と周囲空間との温度差に起因する浮力の影響が気流周辺部でより顕著に作用し、周囲空气との混合が促進されたためであると考えられる。さらに、吹出し気流の二次元性が下流方向に向かって徐々に弱まっている可能性が示唆される。

3.2 中心軸風速分布

(1) 噴流理論式

スロット吹出し口における中心軸風速の2次元自由噴流式を式1に示す²⁾。

$$\frac{V_x}{V_0} = \sqrt{K \frac{d}{X}} \left\{ 1 + 1.6 \frac{A_r}{\sqrt{K}} \left(\frac{X + X_0}{d} \right)^{\frac{2}{3}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

(2) 中心軸風速分布の回帰

Fig.5にそれぞれの条件における中心軸(x軸)風速分布を示す。また、それぞれの条件における中心軸風速分布を回帰した曲線と併せて示す。ここで横軸は風速 V [m/s] を吹出し風速 V_0 [m/s] で除し、縦軸は吹出し口からの距離 X [m] を吹出し口幅 d [m] で除して基準化を行った。なお、回帰は吹出し口から下流方向 $X=2.0\text{m}$ までの範囲を対象として実施した。冷房条件における中心軸風速分布では、吹出し口近傍の運動量支配領域と、下流域における混合促進領域から成る二段階の減衰挙動が確認された。同一の温度差条件で比較すると、吹出し風速が1.0 m/sの条件では中心軸風速分布および回帰結果における差異が大きく表れるのに対し、吹出し風速が3.0 m/sの条件ではその差は小さいことが確認された。これは、吹出し風速が小さい条件では慣性力に対する浮力の寄与が相対的に大きく、温度差の影響が中心軸風速分布に顕著に影響するためと考えられる。また、温度差が生じる条件において、中心軸下流域における回帰曲線が解析結果の風速分布を

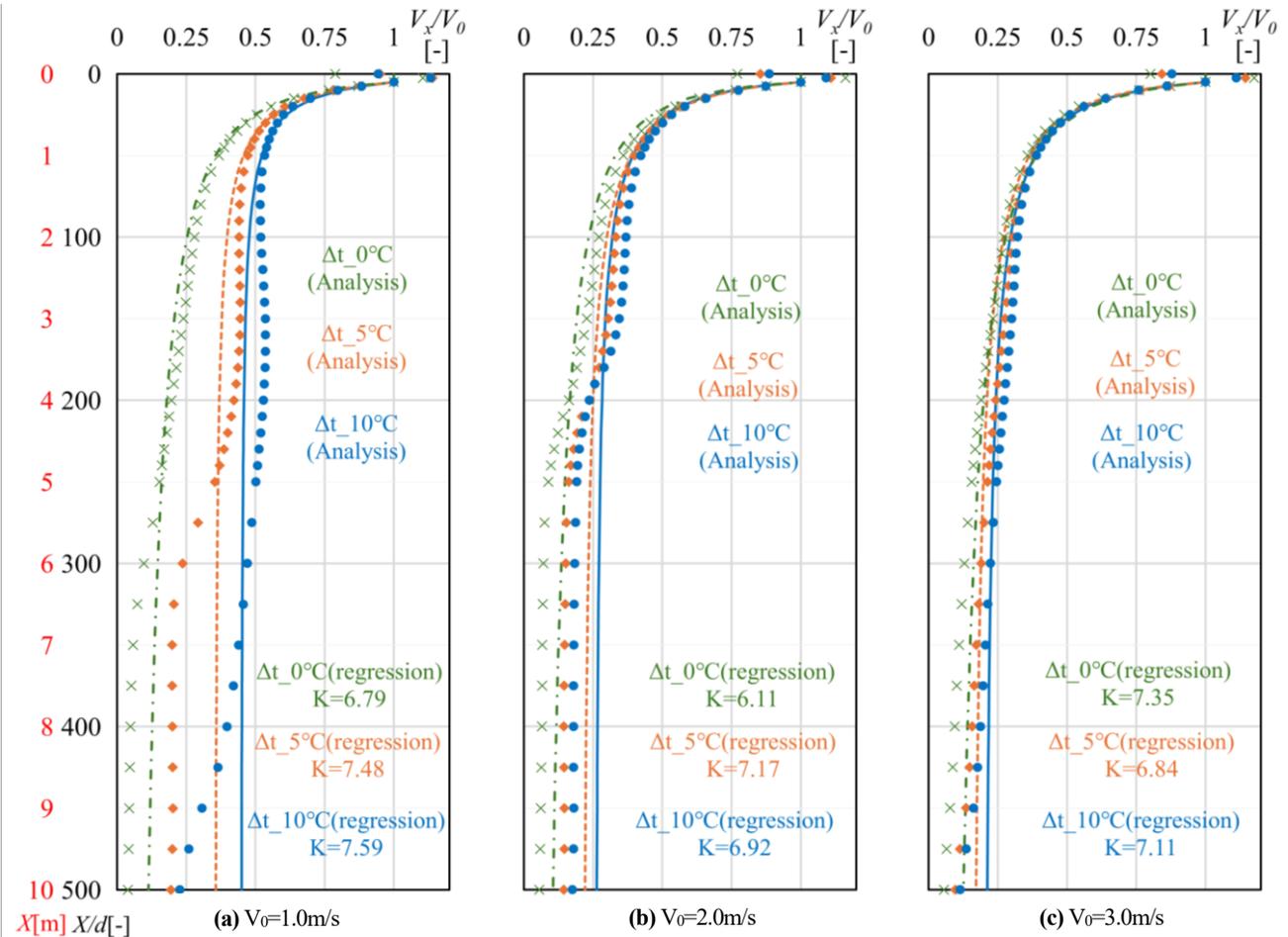


Fig.5 Central Velocity Distribution of Jet

精度良く再現していることが確認された。特に吹出し風速が大きい条件では、絶対誤差は全体として小さく、温度差による差異も限定的であった。

4. 吹出しレイノルズ数 Re_c とスロー定数 K の相関

式2に吹出し口でのレイノルズ数を示す。

$$Re_c = \frac{V_0 \times d}{\nu} \quad (2)$$

Fig.6に吹出しレイノルズ数 Re_c に対する中心軸風速から算出したスロー定数 K を前報¹⁾で求めた暖房条件下の値も併せて示す。解析で得られた中心軸風速分布に対し、式1を用いて最小二乗法により回帰を行い、スロー定数 K を算出した結果、各条件の K の値は $Re_c=1333(V_0=1.0\text{m/s})$ のとき ($K=6.79\sim 7.59$)、 $Re_c=2667(V_0=2.0\text{m/s})$ のとき ($K=6.11\sim 7.17$)、 $Re_c=4000(V_0=3.0\text{m/s})$ のとき ($K=6.84\sim 7.35$) であり、温度差によってばらつきがみられなかった。これより、冷房条件においては、吹出し口近傍の減衰が顕著な領域においても、噴流特性に大きな差異は見られないことが示唆された。そのため、冷房条件下においても同程度のスロー定数 K を用いることで、中心軸風速分布を概ね予測可能であると考えられる。一方で、下流域では噴流の拡散特性が変化し、噴流理論式的前提が成立しにくくなる可能性がある。

5. 到達距離の予測

CFD 解析で得られた中心軸風速分布から回帰した分布から残風速 0.5m/s 地点の到達距離 $X_{TH(0.5)}$ の予測を行った。Fig.7に吹出しレイノルズ数に対する冷房吹出し気流の到達距離を示す。浮力と混合の影響により下流域で風速減衰特性が変化するのに対し、噴流式ではそれらを考慮できていないと考えられ、風速減衰域での回帰精度が低下し、到達距離が過大に算出されるため、算定不可とした。残風速 0.5m/s の到達距離は、浮力の影響が大きい $\Delta t=10^\circ\text{C}$ 条件を除き、解析値と理論値で比較的近い結果

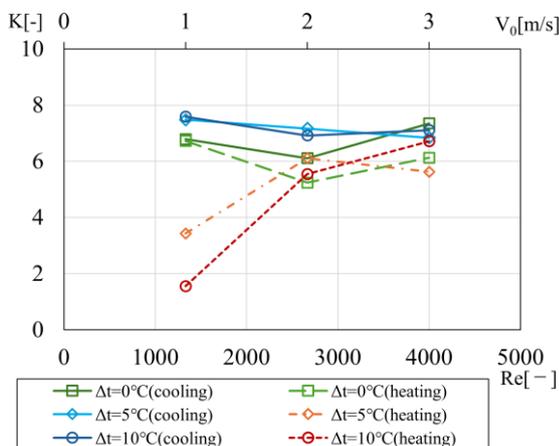


Fig.6 Relation between Reynolds Number and Constant K

となった。 $Re_c=1333$ においては到達距離が理論値とおおむね一致している一方、 $Re_c=2667$ から $Re_c=4000$ のように吹出しレイノルズ数が大きくなるにつれ、解析値と理論値の到達距離に差異が生じる傾向がみられた。これは、低風速条件では噴流理論式の適用範囲内で風速が低下するため、回帰結果と解析結果の到達距離が比較的一致するのに対し、高風速条件では下流域において噴流の拡散特性が変化し、噴流理論式的前提が成立しにくくなるためであると考えられる。その結果、高風速条件において到達距離の差異が生じたものと推察される。

6. まとめ

本報では冷房を想定した非等温条件下による風速・温度分布について詳細 CFD 解析を行い、気流性状を把握するとともに、中心軸風速分布と噴流理論式に基づく回帰結果を比較し、噴流理論式の適応性について検討を行った。今後は冷房を想定した気流分布の測定を行う予定である。

記号表

V_x :中心軸上のX方向風速成分[m/s]	V_0 :吹出し風速[m/s]
K :スロー定数[-]	d :吹出し口幅[m]
X :吹出し口からの距離[m]	X_0 :仮想原点[m]
A_r :アルキメデス数($d\beta g\Delta t/V_0^2$)[-]	g :重力加速度($=9.81$)[m/s ²]
β :体積膨張率($\approx 1/300$)[K ⁻¹]	Δt :吹出し口温度差[K]
$X_{TH(0.5)}$: $V_x=0.5\text{m/s}$ 地点[m]	ν :動粘性係数($=1.5 \times 10^{-5}$)[m ² /s]

謝辞

本研究はJSPS 科研費 24K07778 の助成を受けたものです。

参考文献

- 1) 桃井良尚, 竹森藍人, 河野良坪: Momentum 法を用いたラインディフューザ気流の CFD モデリングに関する研究 (その5) 詳細 CFD 解析による暖房吹出し気流の分布の予測, 空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2025.9
- 2) 空調調和・衛生工学会: 空調調和・衛生工学便覧第14版-空調調和設備編, p.167,2010.2

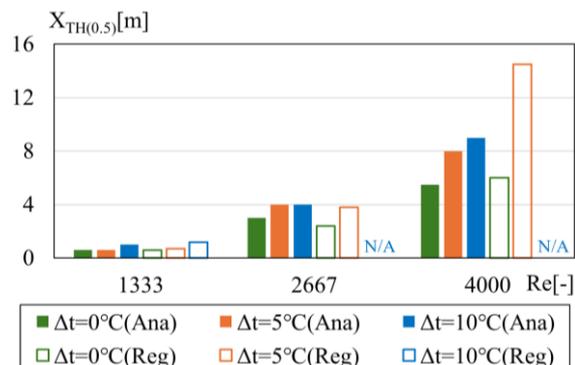


Fig.7 Relation between Reynolds Number and Throw Distance

室内空間における小型空気清浄機の吸排気流れの可視化 Visualization of Airflow Patterns in Small Air Purifiers within Indoor Spaces

○中塚 達大 (摂南大学) 花垣 太一 (摂南大学) 松田 啓夢 (摂南大学)
荻野 文敏 (株式会社ダスキン) 福田 祐美子 (株式会社ダスキン)
原田 一宏 (株式会社ダスキン) 堀江 昌朗 (摂南大学)
Tatsuhiko Nakatsuka*1 Taichi Hanagaki*1 Hiromu Matsuda*1 Yumiko Hukuda*2
Kazuhiro Harada*2 Fumitoshi Ogino*2 Masaaki Horie*1

*1 Setsunan University *2 Duskin Co., Ltd.

Indoor air purifiers often underperform because room geometry, openings, furniture, and HVAC systems significantly alter airflow. This study supports recommendations for optimal purifier placement in realistic indoor environments. Flow visualization experiments were conducted in a model space and an actual room by releasing smoke at the intake and outlet of a small purifier and observing its transport and dispersion. The model space, built with aluminum frames measuring 1500 mm by 1500 mm by 2000 mm, was enclosed on three sides with blackout curtains to enhance visibility, enabling detailed observation of characteristic airflow patterns that govern pollutant removal effectiveness.

はじめに

現在、インフルエンザや感染性胃腸炎をはじめとする飛沫感染症の流行が確認されており、飛沫感染症へのその対策の一つに、空気清浄機の設置が挙げられる。浮遊ウイルスや細菌の除去を目的とした室内用空気清浄機であっても、室内形状や配置、空調設備の影響により、性能が十分に発揮されない場合がある。空気清浄機の設置が不適切である場合は、排気された空気が空間全体に十分に循環せず、結果として汚染した空気の滞留が生じる。本研究では小規模試験空間と室内空間における小型空気清浄機の吸排気の流れの可視化実験を行い、空気の循環状態について検討した。

1. 小規模試験空間における可視化

1.1 小規模試験空間の概略

Fig. 1 に可視化実験用の小規模試験空間の概略を示す。試験空間は横幅 1500 mm、奥行き 1500 mm、高さ 2000 mm の寸法でアルミフレームにより作成し、撮影面以外の三面には暗幕を設置した。光源は 532 nm のグリーンレーザーシートを用い、撮影面の左右の上面の角に設置し、下方へ照射した。本実験では、小規模試験空間の中央に相当する壁面から 750 mm の位置および壁面から 200 mm の位置に空気清浄機を設置し、排気されたスモークの流動状態を比較する。ダイニチ工業製スモーク発生装置 (PS-2006) を使用し、粒径が約 10 μm の人体に無害なグリコールを

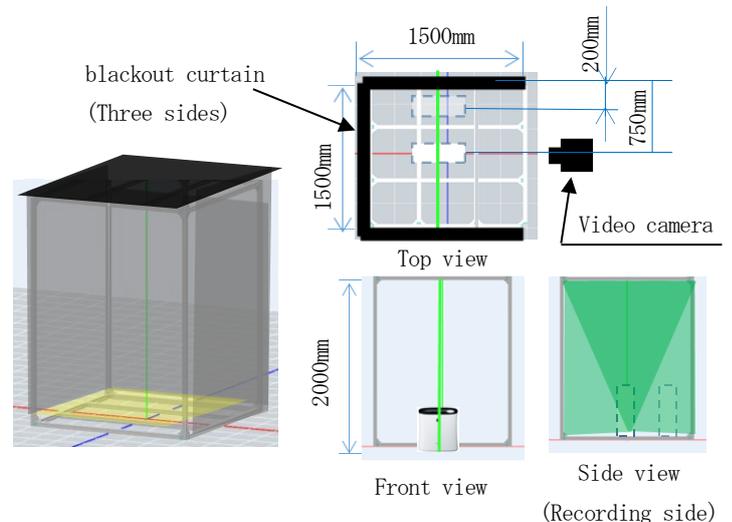


Fig.1 Outline of the Small Test Space for Visualization Experiments

主成分とするスモークをトレーサーとして用いた。このスモークをビニール袋に一時保存し、ビニール袋の内部で大きな液滴を沈降させた後に、袋に溜まったスモークを手で押さえてホースの先端から排出させた。ここで、スモークの流れを均一化するために、Fig. 2 のスモークノズルを用いて供給を行った。この装置は高さが約 360 mm で 6 段の翼型ノズルで構成し、本実験で使用する小型空気清浄機の吸気面全体にスモークを供給することが可能である。

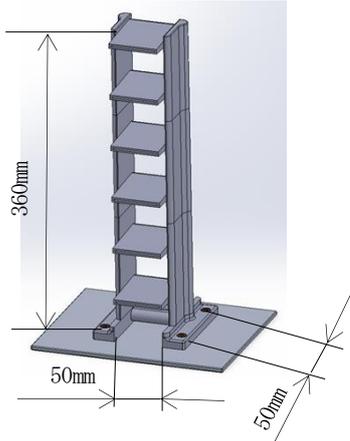


Fig. 2 Outline of the smoke nozzle

1.2 小規模試験空間の流れの可視化

Fig. 3 は空気清浄機を使用した際の小規模試験空間に広がるスモークの流動状態を示している。ここで、撮影面の右側の壁面から $\ell = 750 \text{ mm}$ に配置した場合を Position A、 $\ell = 200 \text{ mm}$ に設置した場合を Position B とした。この実験においてはスモークノズルを使用せずに、直接ホース出口を装置の吸気口に噴霧した。空気清浄機の位置に関わらず、空気清浄機から排気されたスモークは上昇し、天井に衝突する。その後、天井に沿って左右の壁面（暗幕側）へと到達し、一部のスモークは壁面に沿って下向きに移動する。(a) の position A の場合、空気清浄機は小規模試験空間の中央に設置されているため、左右の壁面に沿って下降するスモークと中央を上昇する気流によって、床面から約 1 m の高さにおいて大きな渦が形成されることが明らかとなった。一方、(b) の右壁面側に空気清浄機を設置した場合、右壁面側の流れは上昇気流の影響が強いため、下方までスモークは到達しにくく、左壁面側は壁面に沿って一部のスモークは下降するが、広い空間中を拡散する傾向を示した。Fig. 4 はスモークノズルによりスモークを供給した場合の可視化映像および PIV 解析結果を示す。(a) の可視化映像より、ノズルから均一に供給されたスモークは空気清浄機に吸引された後、Fig. 3 の(a)と同様の流れを示した。(b) より、空気清浄機から排出されたスモークは高い流速で上昇し、スモークは左右の壁面に到達した後、壁面に沿って下降する噴流は時間の経過に伴い、拡散するため流速は低下する。スモークは、右の壁面側において、渦状の流れを形成した後、空間全体に循環することが確認された。

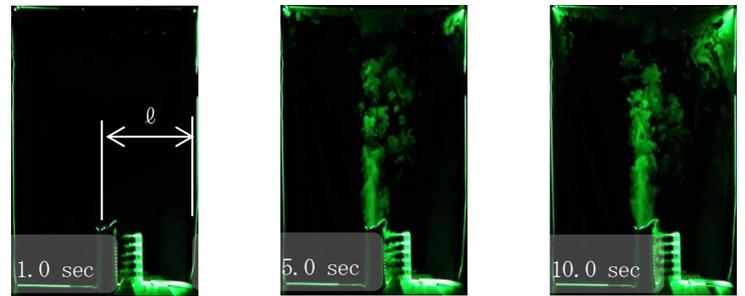


(a) Position A ($\ell = 750\text{mm}$)

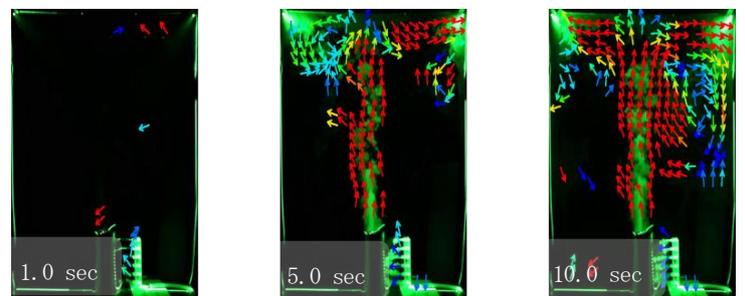


(b) Position B ($\ell = 200\text{mm}$)

Fig. 3 Comparison of flow visualization for different air purifier placements



(a) Visualization images ($\ell = 750\text{mm}$)



0 10 m/s
 Velocity

(b)PIV analysis I images

Fig. 4 Visualization and PIV analysis using a nozzle

2. 室内空間における可視化

2.1 室内空間の概略

小規模試験空間よりも広い25 m²の室内空間において、空気清浄機から排出された気流について可視化実験を行った。Fig. 5には室内空間の概略を示す。空気清浄機は撮影面の奥の壁面から42 cmで、左側壁面から22 cm離れた位置に設置した。本実験は撮影空間が広いために、現有の出力が3 Wのレーザー光源と高速度ビデオカメラを用いて全領域を撮影することは困難であった。そこで領域を分割して撮影を実施し、局所的にレーザーの照射を行って撮影した。ここで、撮影空間を分割することによって全体の領域の流動状態の可視化は可能であるが、分割した領域毎に撮影時刻が異なるため、流動状態は連続的にはならないことに注意が必要である。本実験は天井および右側壁面および底部の流動状態を確認するため、Fig. 5に示した番号の部分的な領域ごとの撮影を行った。

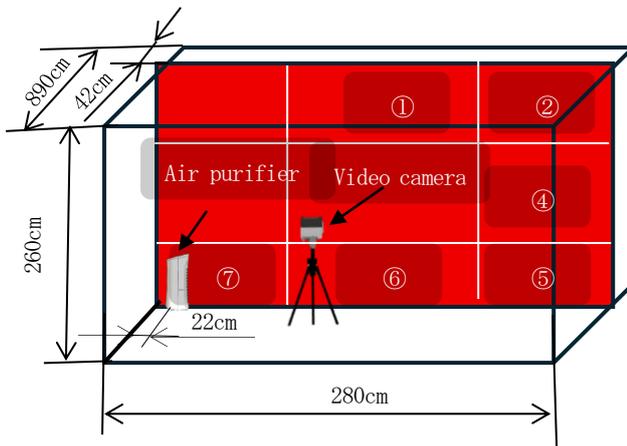


Fig. 5 Outline of Indoor Space Imaging

2.2 室内空間の流れの可視化

Fig. 6は室内空間を部分撮影したPIV解析結果を示す。空気清浄機の排出口から上昇したスモークは天井に沿って流れ、右壁面に衝突する(①, ②)。その後、スモークは右壁面に沿って下降する(②, ③, ④)が、スモークが拡散するために、スモークの量が極めて少なくなるため、撮影が困難になり始める。下方に近づくと、右壁面から床面に沿って流れる様になり(④, ⑤)、スモークは再び空気清浄機に吸引され、再排出される。この様に、撮影空間が広い室内空間の流動状態を一度に連続的に撮影することは3 Wクラスのレーザーとハイスピードビデオカメラでは困難であったが、受光感度の高い一眼レフカメラと広角レンズを用いて低フレームレートによるであれば広い空間全体の撮影ができる可能性があると考えられる。

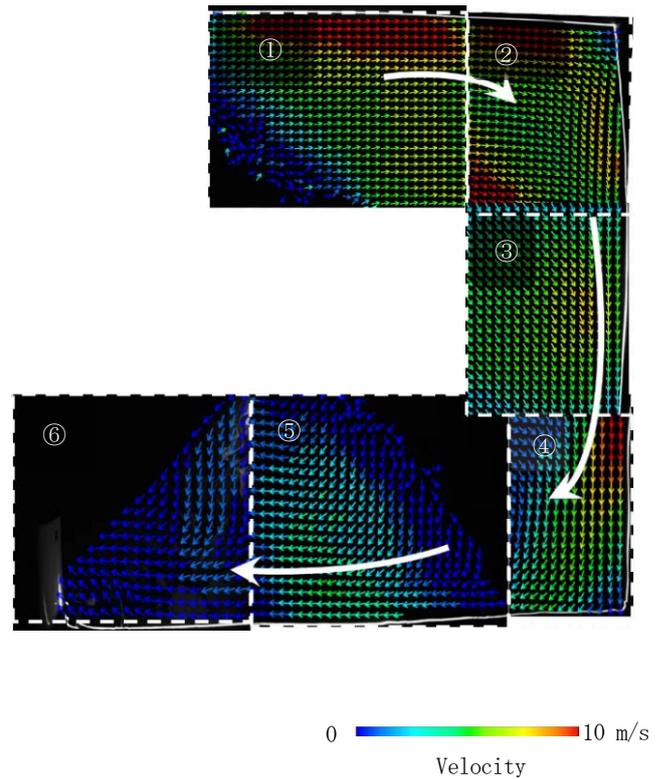


Fig. 6 Time-averaged velocity distribution by PIV analysis

3. 結論

本研究では、小規模試験空間と実際の室内空間を用いて、室内用空気清浄機の吸気および排気の流れを可視化し、さらにPIV解析を実施し、流動特性を詳細に検討した。その結果、以下の結論を得た。

- ・小規模試験空間において、空気清浄機の位置にかかわらず、スモークは上向きに排気され天井に衝突した後に、左右に広がり、側壁に沿って下降した。
- ・空気清浄機を中央に設置した場合、左右の壁面に沿って下降し、高さが約1 mの領域において、大きな渦が形成される。
- ・室内空間において、上昇してきたスモークは天井に沿って流れ、その後、スモーク量は拡散するため減少するが壁面に沿って下降し、さらに低速となって床面を移動し、空気清浄機の吸気口内に再流入することが確認された。
- ・広い空間を分割することによって、全体的な流動状態を確認することはできるが、一度に全領域を撮影することは現有する機材では困難であった。

空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会
某集合住宅における衛生設備計画に関する取り組み
Initiatives regarding sanitary facility planning in a certain residential complex

○湊 智大（竹中工務店） 横山 喜宜（竹中工務店）

田部 充朗（竹中工務店） 山下 隆之（竹中工務店） 安達 大介（竹中工務店）

Tomohiro MINATO*1 Kiyoshi YOKOYAMA*1 Mitsuo TANABE*1 Takayuki YAMASHITA*1 Daisuke ADACHI*1

*1 Takenaka Corporation

1. はじめに

近年、建設業界では慢性的な人手不足が深刻化し、原材料費やエネルギーコストの高騰による建設費の上昇が課題となっている。さらに、ホールライフカーボンの削減やサーキュラーデザインの推進により、環境負荷の低減と資源循環の実現がこれまで以上に強く求められている。このような社会情勢は衛生設備工事にも大きな影響を及ぼし、熟練技能者不足による施工品質のばらつきや工期遅延、材料費高騰によるコスト増加に加え、廃材削減や省エネルギー化への迅速な対応が喫緊の課題となっている。

都市部の高層集合住宅では、給湯配管の長距離化による出湯時間の遅延や複雑な配管システムによる現場接続箇所数の増加、限られた施工スペースでの作業効率低下など、従来の設計・施工手法では解決困難な技術的課題も重複している。加えて海外メーカーのレインシャワーの採用等、水圧や水量に影響を与える問題も増えている。

本報では、これらの課題解決を目指し、新築集合住宅を対象として行った「住戸専有部配管の再現実験による最適な給湯配管サイズの検証」と「塩ビパイプ加熱加工技術によるプレハブ化の開発」について報告する。

2. プロジェクト概要

2.1 建築概要

建築概要を Table 1 に示す。対象建物は低層階にワーキングスペースやジム、ラウンジのような共用施設を有する 31 階建ての高層集合住宅となっている。住戸数は総数 567 戸であり、100m の高さ制限があるため基準階の階高が 3,150mm となり、設備計画上制約要因となっている。また、専有部の水回りは二重床としており最上階のみ二重床範囲を広げることでフリープランにフレキシブルに対応できるようにした。

2.2 設備概要

設備概要を Table 2 に示す。本物件は電力会社所有の借室電気室を建物内に有し、各住戸への送電を借室電気室

から行う「借室電気室方式」とした。空調設備は共用部にはビル用マルチエアコンを設置し、専有部は最上階のみ天井カセットエアコンを実装とした。昇降機は低層バンクと高層バンクを分け、効率の良い運転を可能とした。

Table.1 建築概要

建 築 地	大阪府
主 要 用 途	集合住宅
住 戸 数	567 戸
建 築 面 積	4,903.67 m ²
構 造	RC 造
規 模	地下 1 階、地上 31 階
最 高 高 さ	約 100m

Table.2 設備概要

電 気 設 備	受電方式	借室電気室方式
	その他	非常用発電機
空 気 調 和 設 備	空調	空冷ヒートポンプパッケージ
	換気	共用部：全熱交換器、ストレートシロッコファン
給 排 水 衛 生 設 備	給水	受水槽方式
	給湯	共用部：電気による局所式 専有部：ガス給湯器
	排水通気	汚水・雑排水系統
	消火	屋内消火栓 スプリンクラー（31m以上）
昇 降 機 設 備	乗用 6 台、非常用 2 台	

2. 衛生設備計画に関する取り組み

2.1 衛生配管プレハブ化による施工効率の向上

集合住宅の給水給湯配管は架橋ポリエチレン管やポリブデン管を使用しており、ユニット配管として作業所に搬入される。ユニット配管は各住戸の配管アイソメ図 (Fig.1) を基に工場で配管をカットし、各住戸用に組み立てられた状態で作業所に搬入が行われる。(Fig.2) そのため、現地では墨出し、床もしくは天井内に配管を

ビス固定することで施工が完了となる。(Fig.3) 現地での融着や接着が不要となっていることにより、施工効率の向上と施工品質の向上につながっている。

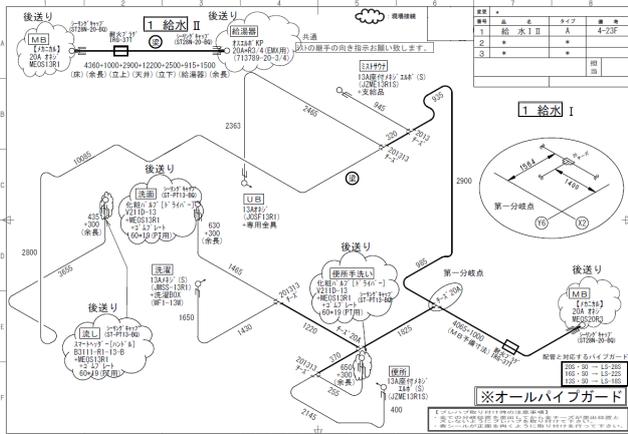


Fig.1 アイソメ図



Fig.2 ユニット配管の梱包状況



Fig.3 敷設状況

2.2 住戸給湯配管サイズによる出湯時間の検討

住戸給湯配管は先分岐方式で行っており、同時使用の圧損が大きくなることを考慮して主管を一般的には 20A とすることが多い。圧損が大きくなることを考慮した主管 20A と 16A で給湯配管サイズの違いによる出湯時間へ

の影響を検証するため、住戸専有部内の配管システムを再現した流量実験を実施した。まずは下記計算式より出湯時間の算出を行った。対象住戸タイプは、配管長が最も長いプレミアムタイプ (高層階) および基本タイプ (基準階) とし、給水主管 20A、給湯主管 20A/16A の 2 パターンで比較検討した。

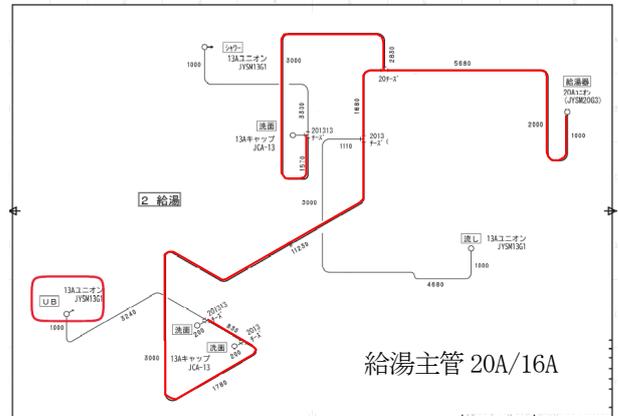


Fig.4 給湯配管系統図

$$t = t_0 + t_1 + t_2 \quad \dots \textcircled{1}$$

t: 出湯時間 t₀: 給湯器応答時間
t₁: 置換時間 t₂: 昇温時間

$$t_1 = M/Q \quad \dots \textcircled{2}$$

M: 滞留水量 (=配管内容積) Q: 流量

$$t_2 = \alpha \log \Delta T \cdot \beta M/Q + t_3/2 = A \log T \cdot M/Q + t_3/2 \quad \dots \textcircled{3}$$

T: 給湯器設定温度と管の初期温度の差 A: 比例定数

配管初期温度は 20 度、目標湯温は事業主と協議し冷たさを感じなくなる 38 度に設定し、それぞれの上昇時間を算定した結果を Table3 に示す。

Table.3 計算結果

タイプ	配管サイズ	計算結果
プレミアム	20A	85 秒
	16A	54 秒
基本	20A	42 秒
	16A	31 秒

上記結果をもとに実験を行った。実験は 2024 年 11 月 13 日に実施し、室温 20.4℃、水温 21℃の条件下で行った。

2.2.1 実験方法

対象タイプは前述同様配管長が最も長い 2 タイプとした。各住戸の末端配管は UB13A、便所 13A、流し 13A とした。給湯器設定温度 42℃、給水圧力 0.3MPa の条件で実験を行い、UB・シャワー吐出温度は 38℃で測定した。

測定項目は、①UB・シャワーの出湯時間 (触手によりお湯を感じる時間および 38℃到達時間)、②単独使用時の器具手前での水圧・流量、③給水 3 箇所同時使用時の

各器具での水圧・流量とした。

2.2.2 実験結果

実験結果を Table. 3 に示す。給湯主管サイズによる出湯時間の比較では、プレミアムタイプにおいて 20A の場合は触手感知まで 53 秒、38°C 到達まで 91 秒であったのに対し、16A ではそれぞれ 41 秒、68 秒と短縮された。基本タイプでも同様の傾向を示し、20A では 21 秒、55 秒、16A では 24 秒、50 秒となった。流量測定では、単独使用時においてプレミアムタイプで 13.3L/min、基準タイプで 12.6L/min を確保し、3 箇所同時使用時でも各器具で必要流量が維持された。

実験結果から、給湯主管径を 20A から 16A に縮小することで、プレミアムタイプでは出湯時間が約 23% 短縮されることが確認された。これは配管内容積の減少により、配管内の冷水が早期に排出されるためと考えられる。一方で、流量については 16A 配管でも海外製のシャワーヘッドの必要水量である 9L/min 以上確保されており、居住者の使用性に支障がないことが実証された。特に高層階のプレミアムタイプにおいて効果が顕著であり、配管長が長い住戸ほど配管径縮小の効果が大きいことが示唆された。また、同時使用時においても各器具で推奨流量が維持されており、16A 配管の実用性が確認された。これらの結果から、材料費削減と出湯性能向上を両立する最適解として、給湯主管 16A の採用が妥当であると判断される。

Table.4 実測結果

タイプ	配管サイズ	①		②	③※1
		触手	38°C到達	流量(L/min)	流量(L/min)
プレミアム	20A	53秒	91秒	13.3	13.3
	16A	41秒	68秒	13.2	13.2
基本	20A	21秒	55秒	12.6	12.2
	16A	24秒	50秒		11.6

※1 3ヶ所同時の流量はUB・シャワーにおいて記載
※2 流量は海外製シャワーヘッドの必要水量9L/minを基準として判定

2.3 加熱加工による排水系統の接続箇所軽減

給水管・給湯管のプレハブ加工は一般的であり、集合住宅では専有部内は工場ですべてのユニットとして現地搬入されるが、排水に関しては直管とエルボで構成されるため、現地での接着が必要不可欠となっている。

そこで、硬質ポリ塩化ビニル管 (VP パイプ) に加熱加工を施し、「直管+エルボ+直管」を一体成形する技術開発を株式会社カワト T.P.C. 協業の元行った。(Fig. 3) 本報では、加熱加工された VP パイプの品質保証試験結果および接続箇所軽減効果について報告する。今回は実験の初期段階として硬質ポリ塩化ビニル管 50A で測定を行った。

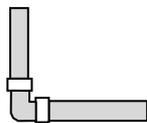


Fig. 3 従来施工

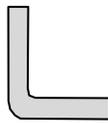


Fig. 4 開発品

2.3.1 品質保証試験

加熱加工された VP パイプが JIS K 6741:2016 「硬質ポリ塩化ビニル管」に規定される性能を保持しているかを確認するため、JIS 準拠試験を実施した。試験項目は、①引張降伏強さ、②偏平性、③耐圧性、④ビカット軟化温度の 4 項目とした。従来の VP パイプと加熱加工した VP パイプの測定を行い、両者の結果を比較した。引張降伏強さ試験では、加熱加工により形成された曲げ部分の上下左右 4 方向から試験片を採取し、各方向について 3 回ずつ測定を行った。偏平試験も同様に 3 回実施し、再現性を確認した。

Table.4 VP 管に要求される JIS 試験項目と要求性能

JIS試験項目	規格に基づく試験方法	VP管に要求される性能
①引張降伏強さ	JIS K 6815-1/2に基づく引張試験	45MPa以上である
②偏平性	環状試験片を外形1/2になるまで圧縮し目視で調べる	割れ及びひびがなくてはならない
③耐圧性	JIS S 3200-1に基づく耐圧試験(水圧2.5MPa)	破損があってはならない
④ビカット軟化温度	JIS K 6816に基づく試験	76°C以上である

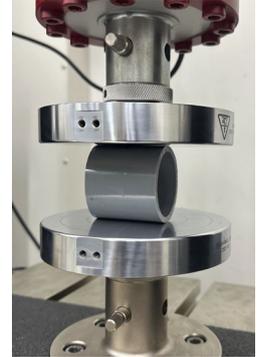


Fig.5 引張降伏強さの測定 Fig.6 偏平試験の様子

2.3.2 試験結果 (JIS 準拠試験結果)

引張降伏強さ試験 (①) では、加熱加工により形成された上下左右 4 方向すべてから採取した試験片 (Fig. 8) において、JIS 基準の 45MPa を超える降伏強さが確認された。(Fig. 7) (Fig. 9) 偏平試験 (②) では、従来品および加熱加工品のいずれも外径の 1/2 まで圧縮しても割れやひびは発生しなかった。耐圧試験 (③) では 2.5MPa の水圧に対して破損が認められず、ビカット軟化温度 (④) も基準値 76°C を超えることが確認された。

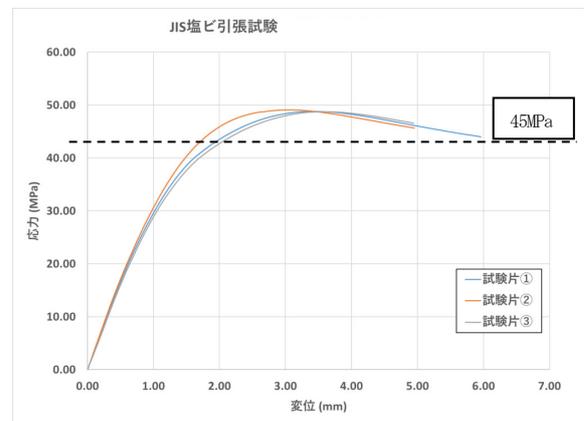


Fig.7 公的試験機関での応力 VS 変位

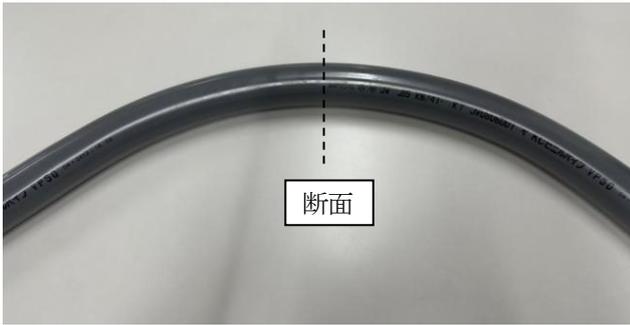


Fig.8 加熱加工試験片の取り出し位置

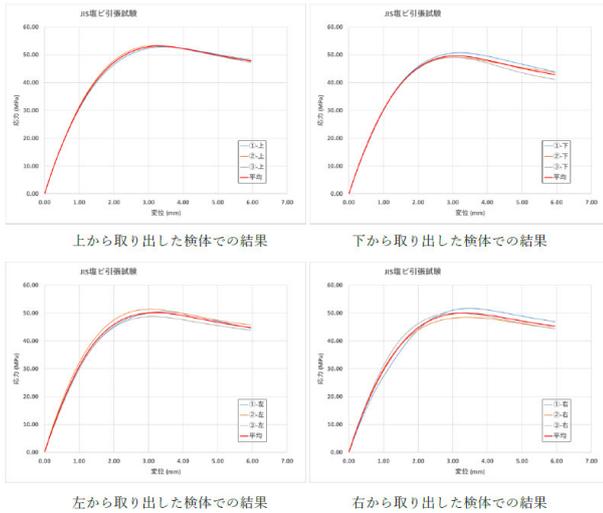


Fig.9 各方向の引張降伏強さ

2.3.3 考察

品質保証の評価としては、全ての JIS 準拠試験において、加熱加工された VP パイプは従来品と同等の材料性能を有していることが実証された。特に加熱加工部である曲げ部分の4方向全てで基準を満たしており、加熱加工による材料劣化がないことが確認された。これにより、加熱加工技術を用いた排水配管を使用することでエルボの接続数が減少し、安定した品質の確保が可能となった。

品質保証が確認されたことから、VP 管 50A に対して R500 の曲げ加工を施し、継手を用いずに配管を一体成形する加熱加工プレハブの実用化を進めた。加熱加工はサイクル時間 6~7 分を要するが、予備加熱等により短縮を図っている。工場での組立は、BIM で作図した排水図面から加工図を作成し、パイプカット、加熱加工・組立、梱包・出荷の流れで生産される。主管については回転箇所と勾配箇所を計算し、必要箇所のみ未接着として現場での調整を容易にした。

2.3.4 加熱加工した VP 管の使用効果

1 戸戸あたりの排水配管において、従来工法では 20 箇所の接着箇所が必要であったのに対し、加熱加工したことにより、12 箇所に削減され、40%の接続箇所軽減を実現した。これにより作業時間の短縮と施工不良の軽減が

可能となり、品質の向上につながった。部材数の減少、施工の手間の簡略化によりコストダウンを達成した。さらに、また、排水の曲がり部に接続部を設けないことで加熱加工による曲げ部分は R500 のスムーズな曲がりとなり、従来の 90° エルボに比べて接着による凹凸が少ないため、ゴミの蓄積が抑制され、メンテナンス性の向上も期待される。



Fig.10 加熱加工前後の継手数

2.3.5 結論

技術開発により排水配管の加熱加工が可能となり、品質面・経済面・施工面のいずれにおいても利点があることが分かった。接続箇所の 40%削減により施工時間の短縮と施工品質の安定化が実現でき、人手不足やコスト高騰といった社会的課題の解決に寄与する結果となった。

3. まとめ

近年の建設業界における慢性的な人手不足やエネルギーコストの高騰による建設費の上昇に対しての解決を目指し、集合住宅の衛生設備分野において様々な取り組みを行った。得られた結果が以下のとおりである。

- ① 衛生配管のプレハブ化
 - ・施工効率の向上
 - ・安定した施工品質の確保
 - ・端材の削減化
- ② 給湯配管サイズの検討
 - ・給湯主管の軽減による材料費削減
 - ・出湯時間短縮による居住性の向上
- ③ 加熱加工 VP の使用
 - ・施工効率の向上
 - ・安定した施工品質の確保
 - ・材料費の削減
 - ・排水性能の向上

3.1 今後の展開

本物件ではゲストルーム 2 室で 50A を採用予定であるが実際の集合住宅では主管を 75A で行うことが多いため、75A での試験、検証を行っていく。

ワンルーム型学舎の環境設備計画 Environmental Equipment Planning for the Integrated-Space Type University Building

○原瀬 拓也 (竹中工務店) 近本 智行 (立命館大学)

坂本 英彦 (学校法人立命館) 前田 龍紀 (竹中工務店) 今岡 知晃 (竹中工務店)

Takuya HARASE*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*2 Hidehiko SAKAMOTO*3

Tatsunori MAEDA*1 Chiaki IMAOKA*1

*1 Takenaka Corporation *2 Ritsumeikan University *3 The Ritsumeikan Trust

In this study, we report the environmental facility plan of the integrated-space type university building. environmental equipment planning aims at both improvement of comfort inside the building and reduction of CO2 emissions in a building characterized by an atrium space. We report the latent and sensible heat separation air conditioning system, the cascade heat recovery system, and the system that controls vertical temperature difference in the atrium space.

はじめに

本建物は、京都市内の大学キャンパス内におけるデザイン・アート系新学部の顔となる、新学舎の計画となる。「クリエイティブ思考を深め、脱炭素社会を実現する環境配慮型学舎」を目指し、内部の快適性・知的生産性と省エネルギー化/密集地である周囲環境への配慮を両立させる環境計画を行っている。本報告では、計画段階での環境設備計画について記述する。



Fig.1 Exterior Perspective

1. 建築・設備概要

本建物は風致地区・住宅密集地（第一種住居地域）に位置しており、外観の寄棟屋根や開口部は景観や周辺住環境に配慮した計画となっている（Fig.1）。既存棟とは地階、2階で接続されており、建物内部はロの字型の平面が吹き抜けを通して重なり、教室やアトリエを含めて一体空間となっている点が特徴となる（Fig.2）。Table.1に建物概要を示す。

2. 空調システム概要

建物平面は約 30m×36m とコンパクトであり、室外機までの冷媒配管長も短く計画できることから室外機セパレート型の直膨・空冷パッケージ方式を採用し、内部負荷処理：空冷パッケージエアコン方式、外気負荷処理：空冷直膨型外調機として、内部・外気負荷を個別に処理する方式とした。

一方、当該地域は風致地区かつ住宅密集地（第一種住居地域）であり、景観・騒音規制上も空冷室外機の設置制約は非常に高く、外皮性能の強化や全熱交換器の採用、一部外調機圧縮機の室内設置などの取り組みにより、室外機台数や装置容量は最小限となるように計画した。

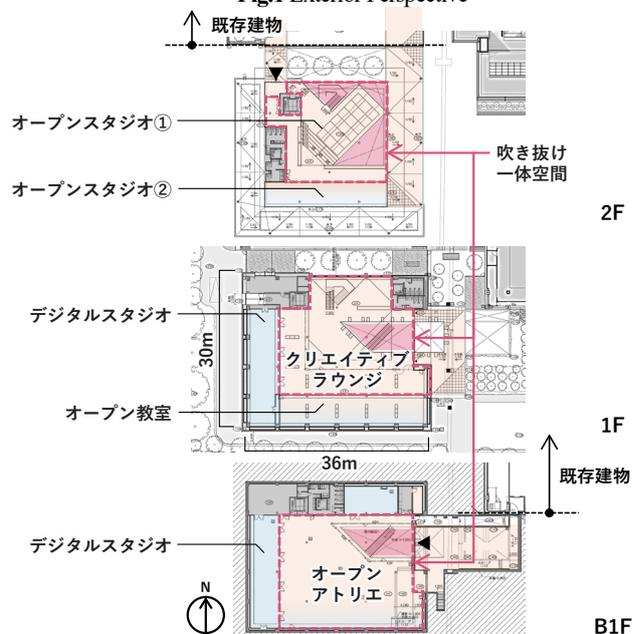


Fig.2 Plan

Table.1 Overview of the Building

建築面積	1,677m ²
延床面積	3,372m ²
階数	地上2階, 地下1階
竣工予定日	2027/1

3. 省エネルギー・外部環境配慮を両立するシステム

3.1 潜顕熱負担可変型空調システム

人員密度が高く内部発生潜熱量の大きい学舎用途に対して、潜顕熱を外調機と室内機・除湿器で分担した空調方式を採用した (Fig.3)。

外気処理は外調機を集約し、室内湿度をモニタリングして高負荷時には低温送風とすることで、内部発生潜熱まで処理する。内部発生潜熱の過半は在室人員により決定されるため、空間センサ・CO₂センサにより外調機の風量を増減し、外気処理と同時に内部負荷も処理する。

さらに、外皮性能が高く内部の潜熱負荷が高い地階には除湿器を設け、潜熱処理をアシストする。

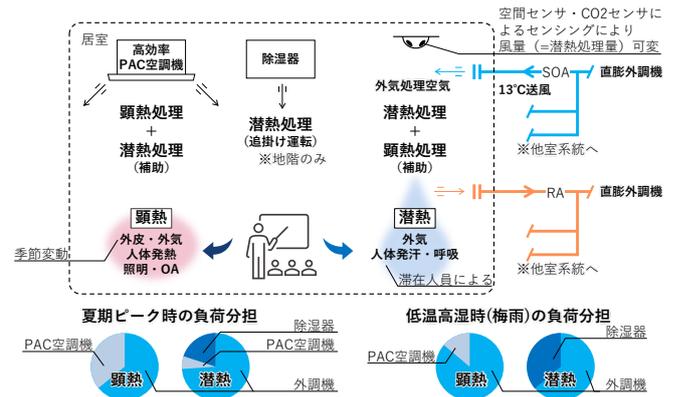


Fig.3 Conceptual Diagram of Variable Latent and Sensible Heat Allocation Air Conditioning System

3.2 外調機のカスケード熱回収システム

Fig.4 より、外気取り入れ量の多い学舎に対し、外気処理に関わるエネルギーを最小化するため、熱回収効率の高いローター型全熱交換器付き直膨型外調機 (図中 OAC-B1-1, 2) を採用した。さらに、全熱交換器の排気や WC 廻りの排気、クールピット経由の外気を、外気条件によりオールフレッシュ外調機 (図中 OAC-1-1) の圧縮機放熱用給気としてカスケード利用することで、外気よりも好条件で圧縮機運転が可能となる。トイレ等の第三種排気用の給気をオールフレッシュ外調機が負担することで、全熱交換器ローターの給排気量を極力等しくし、熱交換効率が低下しないよう考慮した。

また、排気を2段階で熱回収するにあたりクールピットを経由させることで、クールピットをバッファとして複雑な計装を要せずに1段階目と2段階目の必要風量を吸収できる。全熱交換器系統の外調機 (図中 OAC-B1-1, 2) が停止時には、クールピット経由で圧縮機へ外気取り入れが可能であり、全熱交換器排気とクールピット温度条件を比較して選択給気が可能である。大型室外機の一部を室内設置することで、周囲への騒音を最小限に抑え、密集地における周囲環境への配慮を行っている。(特許出願: 2025-225863)

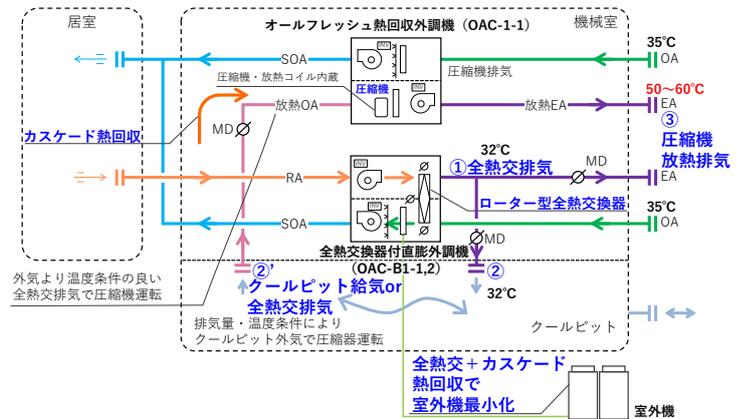


Fig.4 Conceptual Diagram of Cascade Heat Recovery System

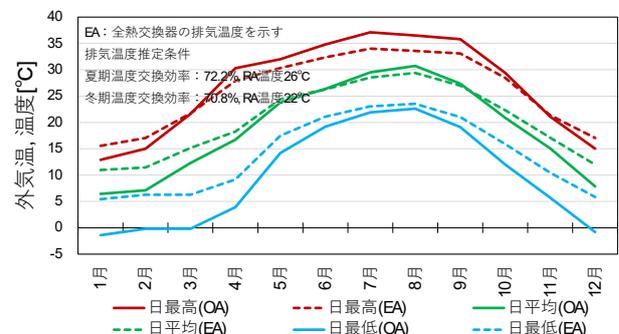


Fig.5 Monthly Comparison of Outside Air Temperature and Exhaust Temperature of Total Heat Exchanger

Fig.5 より、全熱交換器排気温度と外気温度を月別比較した。全熱交換器の温度交換効率率はグラフに示す通り一定として、京都市の拡張アメダス気象データ外気温度と排気予想温度を比較した。全熱交換器の排気は外気より2~5°C程度好条件であることが分かる。特に冬期最低気温が0°C以下となる京都市内の外気条件でも、全熱交換器排気温度は5°Cより高い。COPの向上に寄与できる上、空冷方式の弱点である、冬期のデフロスト(霜取)運転の抑制にも期待できる。

Fig.6 に、全熱交換器排気利用による COP 向上試算を示す。圧縮機取り入れ外気温度による COP 変化については、当該空調機のスペックが公表されていないため、同一圧縮機の技術資料から推定した。暖房時の外気温度は

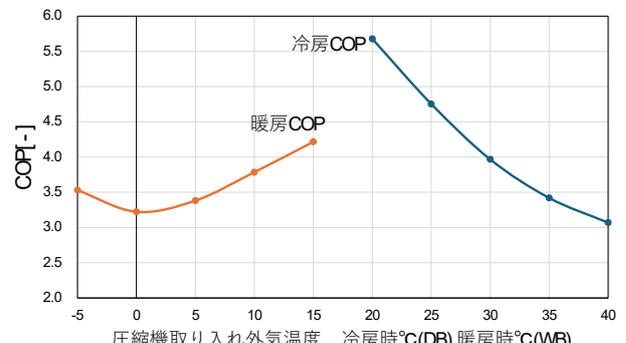


Fig.6 Estimation of COP Improvement through Cascade Heat Recovery System

乾球温度ではなく湿球温度比較となる。グラフより、冷房時・暖房時とも外気温が室温に近づくほど COP 向上が確認できる。ただし、前述の比較には送風用ファン動力や暖房時相対湿度・霜取運転を考慮していないため、竣工後実測による性能検証が必要となる。

4. 健康と知的生産性を向上させる先進的空調システム

4.1 センシングによる外気導入量可変システム

講義スケジュールにより在館・在室人員が急変動するため、在室人員の変動を即時検知できる空間センサと、室内環境をモニタリングするためのCO2センサの両方から、必要十分な外気導入量を制御する (Fig.7)。また、直膨型空調機は変風量による圧縮機低負荷域での吹出温度が安定しないことから、最低風量は40%前後に規定されているが、外気を低風量でも安定して取り入れるため、外調機を3分割し台数制御運転が可能な構成とした。

4.2 セントラルダクトによる多様な空調モード

全館の外気処理は1系統に集合し、セントラルダクトにて各エリアにて一括供給する。一括外気処理方式を活かし、単純な外気処理だけでなく室内環境の向上や省エネルギー性に寄与する、以下に示す6つのモードを設定し、自動または手動での切替が可能な計画を行った。

① 通常換気モード

前述のセンシングで外気風量を決定するモード。

② 垂直温度制御モード

吹抜け空間の垂直温度差を検知し、外気処理吹出風量を上下方向で変更し温度差を解消するモード。

③ 外気冷房モード

室内外のエンタルピ条件から、外気冷房を行うモード。全熱交換器を停止し、外調機内ダンパで外気バイパスを行い不要な圧力損失を抑える。

④ 第二種換気モード

③条件成立時に、窓開放を検知することで、排気ファンを最低風量として建物全体を第二種換気とするモード。中間期と発生時期が重複する花粉やPM2.5を、外調機フィルターを通した上で、排気ファン消費電力を削減する。

⑤ 風量時刻変動モード

エリアごとに、外気処理風量が定格よりも十分少ない条件時に吹出口ごとの吹出風量を時刻変動させ、気流感を創出するモード。

⑥ 立上モード

空調立上時に外調機内ダンパ制御により外気カット・室内循環100%運転を行う。外調機能力で立上アシストし、立上時間を最小化するモード。

本報告では、上記モードのうち特に②垂直温度制御モードについて、詳細を記述する。

4.3 垂直温度制御の概要

ワンルーム型の開放的な空間構成のデメリットである吹き抜け部 (高さ約17m) の垂直温度差を最小のエネルギーで改善するため、セントラルダクトにより全階に接続している外調機風量を、各所に設けたセンシング機器により自動制御する。通常時と制御時のエアフロー遷移イメージを Fig.8 に示す。

外調機から供給する空調外気量と還気量を、上下階で可変させることで、空気の温度差による換気効果によって夏期・冬期も高効率に上下温度差を解消し、学び舎にふさわしい快適な温熱環境維持を行う。

4.4 CFD解析による垂直温度制御の効果検証

垂直温度制御の有無による、吹き抜けオープン空間の温熱環境を計画段階でCFD解析により検証した。CFD解析は夏期・冬期の代表負荷に対して、垂直温度制御有無による4パターンを実施した。外皮負荷はピーク熱負荷計算による壁体・開口部ごとの発熱・吸熱量を設定し、内部負荷は人体・機器・照明発熱量を想定しエリアに発熱量を設定した。開口部の日射負荷は熱量として外皮

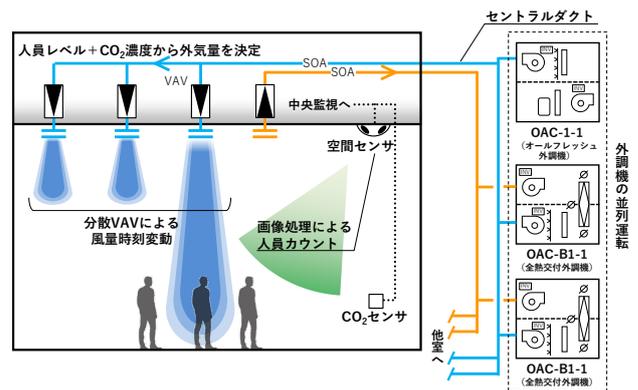


Fig.7 Variable Outside Air Intake System

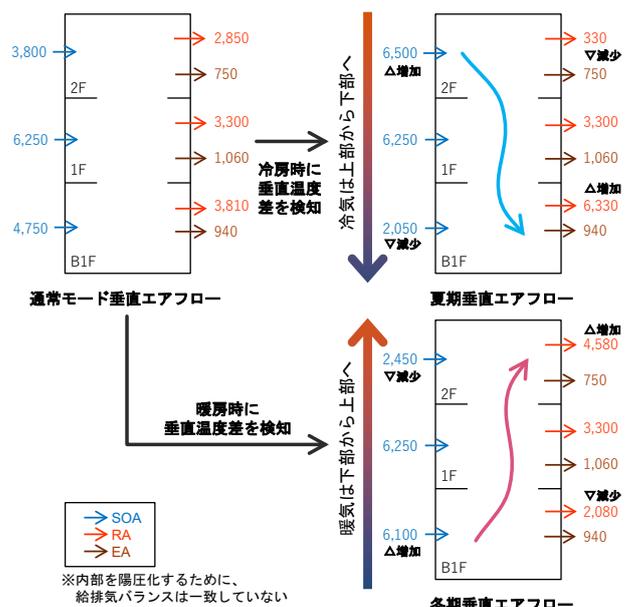


Fig.8 Air Flow Control by Vertical Temperature Difference System

パネルに設定した。外調機は吹出温度を一定とし空調室内機は空調機モデルを作成し、還り空気温度もしくはエリア代表室温から吹出温度を制御する方式とした。CFD解析の詳細条件を Table.2 に示す。
 CFD 解析結果のうち代表平面・断面を Fig.9 に示す。2 階は床レベルに一部差異があるため、2 種類のレベルで平面を示す。あくまで代表パターンでの結果ではあるが、夏期は、最上階 (2 階) 上部からの空調外気吹出量増加により、B1 階の冷え込みが解消され、冬期でも B1 階足元の冷え込みが解消されている。今回の条件設定では内部発熱量が多く、吹出風量変化のみで垂直温度差を完全

に解消することは困難であるが、風量制御による一定の垂直温度差緩和効果を確認できた。

5. まとめと今後の展望

本報告では、住宅密集地での環境配慮技術とワンルーム型学舎の温熱環境改善手法について述べた。今後は竣工後に実測を行い、性能検証を行う予定である。

Table.2 Air Flow Simulation Overview

解析ソフトウェア / モデル	: Flow Designer 2024 / 高レイノルズ数型k-εモデル
総メッシュ数	: 約4,400,000メッシュ
収束条件	: -3.5 / 定常解析 200回
外調機吹出温度 / 目標温度	: 夏期 13℃ / 冬期 20℃ 目標温度 夏期 26℃ / 冬期 22℃

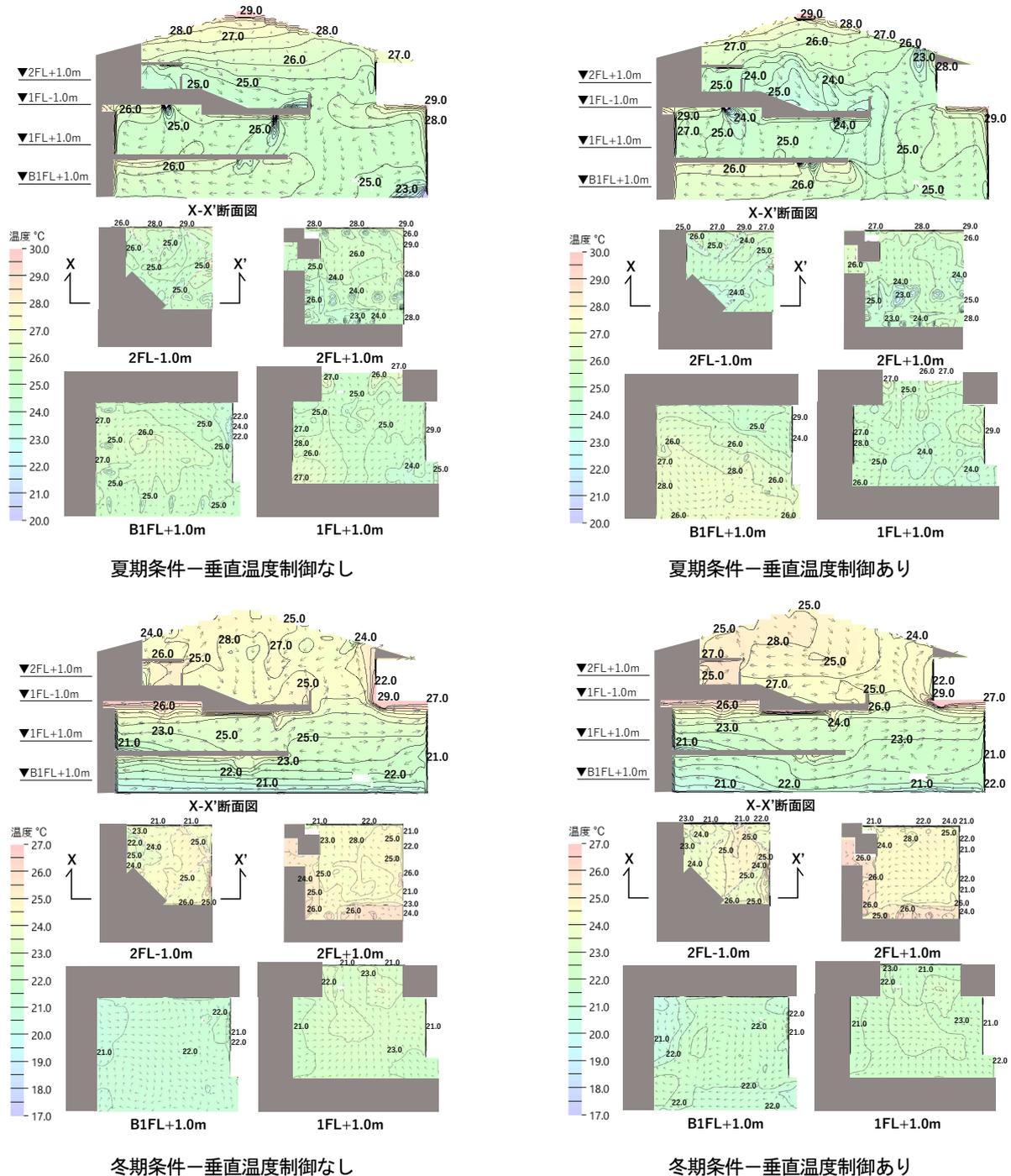


Fig.9 CFD Analysis Results for the Control of Vertical Temperature difference (Representative Days in Summer and Winter)

PMO EX 本町における設備計画 Facility plan for PMO EX Honmachi

○赤塚 亮太（竹中工務店） 鈴木 暢人（竹中工務店）
小林 峻（竹中工務店）
Ryouta AKATSUKA*1 Youto SUZUKI*1 Shun KOBAYASHI*1
*1 Takenaka Corporation

This building is an office building in the PMO series developed by Nomura Real Estate. Aiming to achieve the first office ZEB Oriented in the PMO series, the exterior was redesigned from the established design code and elevated to a design that leads the next generation of PMO with environmental consideration. This report describes the architectural plan, equipment plan, and environmental plan.

はじめに

本計画は、野村不動産が展開する PMO（プレミアム・ミッドサイズ・オフィス）シリーズのオフィスビルである。中規模サイズでありながら大規模ビルと同等の機能性と快適性を合わせ持つオフィスビルとして、近年加速化する働き方の多様化や自然災害発生時の事業継続性など、企業が持つ経営課題に応える空間を提供している。加えて本建物では、同シリーズの H⁰（ヒューマン・ファースト・オフィス）を併設し、10～20㎡程度に小分割した執務室や個別ブースを計画することで、スタートアップ企業等の少人数によるニーズにも対応したフレキシビリティ性の高い建物として計画した。建物名称は H⁰の併設によって空間・機能の「拡張」を図るといった意から、PMO EX としている。本報では、建築・設備・環境計画について報告する。

1. 建築計画

Table 1 に建物概要を示す。本建物は PMO シリーズ初のオフィス ZEB Oriented 達成を目指し、PMO シリーズで規定されているデザインコードをベースに、更に環境配慮を高める外装計画として、これからの PMO を牽引するデザインに昇華させた。南面には水平庇を採用し、東西外壁面は閉じた計画とすることにより日射負荷を低減している。Fig.1 に建物全景、Fig.2 に外壁面拡大図を示す。

フロア構成は、地下階に機械式駐車場、1 階にエントランスホール、ラウンジ、店舗用途のテナントスペースを計画し、2 階～4 階までを H⁰、5 階から 14 階までを PMO としている。1 階の H⁰ ラウンジは、街角ラウンジとして公開空地により大きく解放された場所に配置し、加えてオフィスワーカーのリフレッシュスペースや来客者とのミーティングを想定し、象徴的な壁面緑化と 2 層の吹き抜けが織りなす開放的な空間を創造した。

Table 1 建物概要

建築地	大阪府大阪市中央区本町3-1-10
用途	事務所・店舗
工事種別	新築
敷地面積	1,479.25m ²
建築面積	1,007.54m ²
延床面積	14,107.05m ²
構造	地下RC造、地上S造、CFT造
階数	地下1階地上14階建て
工期	2023年4月～2025年4月



Fig.1 建物全景（左：従来外装 右：本計画外装）



Fig.2 外壁面拡大図

PMOエリアは、天井高2.8mの無柱空間とし、南面は全面開口とすることで、開放性の高い空間としている。またシステム天井の採用により、制気口や照明器具等の移設を容易なものとし、テナント間仕切り位置の変更にも対応することでフレキシビリティ性の高い計画とした。

Fig.3にPMO専有部の全景を示す。

照明計画については、南面開口からの採光を活用した明るさ検知制御を導入し、省エネ性に配慮した計画とした。また空調ゾーニングはペリメーターとインテリアを16分割にゾーン分けし、各ゾーン毎できめ細やかに冷暖切替と温度設定を可能としている。



Fig.3 PMO 専有部

またオフィスワーカーの健康面に配慮して、自然換気レジスターを新規に開発し、PCa 庇から窓下部を持ち出した空間より外気の取り込みを可能とした。従来のスライド式開閉部材は、窓下空間に開閉部材の移動スペースが必要で設置が困難という問題があった。それに対し、開閉部材を回転式に構成し、回転筒部を回転させることで、両通風口を連通・非連通状態に切替える機構とし、移動スペースの課題を解決した。その他上方から落とし込んで設置できるため、後施工が容易であること、回転筒部を取り外すことで、防虫ネットのメンテナンスが容易であるなど、メンテナンス性にも配慮した計画としている。Fig.4に換気レジスター回転部材を示す。

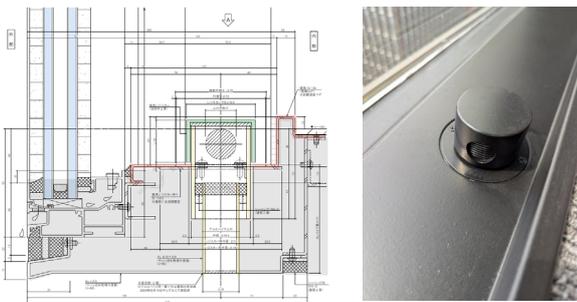


Fig.4 換気レジスター回転部材

2. 設備計画

2.1 設備概要

Table.2に本建物の設備概要を示す。設備計画のコンセプトを「快適・安全性」、「運用・機能性」、「環境・省エネ性」の3つの軸で設定し、すべての人が快適で安全に過ごせる空間実現、維持管理・メンテナンス・更新性への配慮、環境配慮技術と省エネの実現を目的として、各設備計画を構成した。

Table.2 設備概要

電気設備	受電方式	高圧6.6kV 3Φ3W
	発電機	ディーゼル式 350kVA
給排水衛生設備	給水	直結増圧方式
	給湯	電気温水器
	排水	汚水・雑排水合流式
	消火	屋内消火栓、スプリンクラー、消火器、連結送水管
空調和設備	熱源	空冷HPパッケージ 1,789kW
	空調方式	空冷HPパッケージマルチ方式
	換気方式	直膨型全熱交換器、換気ファン

2.2 空調計画

本計画では、PMO (基準階) 専有部においてメイン・サブ空調方式を採用している。これは空調ゾーニングのインテリアゾーンにおいて、メイン機とサブ機で同容量の室内機を2台設置し、曜日ごとで切り替えて片方のみの室内機の運転でインテリアゾーン全体を空調する方式である。室内機を実負荷分とバックアップ分に分けることで、小負荷時において運転台数の低減が可能であり、室内機1台当たりの部分負荷運転効率の向上やCOPの改善に貢献している。Table.3にメイン機・サブ機における空調熱負荷の内訳を示す。テナント専有部の換気対応として直膨型全熱交換器を採用し、外気を処理している。躯体負荷は室により値が異なるため、下表からは省略した。

Table.3 設備概要

	照明[W/m ²]	機器[W/m ²]	人体[W/m ²]
全体負荷	5	40	18.2
メイン機負荷	2.5	20	9.1
サブ機負荷	2.5	20	9.1

常時は室内機1台ごとで運転を行うため、インテリアゾーンの中心にターミナルチャンバーを構築し、それぞれの室内機からのSAをチャンバーに集め、各所2次側に供給する計画とし、天井内スペースの納まり簡素化を図った。Fig.5にダクト平面図を示す。またダクトの数量については、ターミナルチャンバーの採用により、2次側の供給ダクトを別系統とした場合に比べ、PMO専有部にて15%程度のダクト数量を低減している。メイン機・サブ機の室外機には、高COP改装仕様の機器を採用することで、更なる省エネ性の追求を図った。

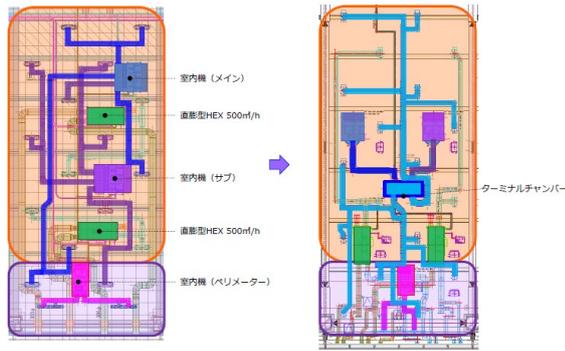


Fig.5 ダクト平面図

メイン機・サブ機の制御は、中央監視のスケジュール機能により曜日ごとに切り替えを行う。Fig.6に各機器の動作イメージ図を示す。直膨型全熱交換器とペリメーター用の室内機は、常時運転とし、メイン・サブ機は1日ごとに運転を切り替えて行う。リモコンによる手元操作は可能だが、サブ機は温度設定のみ可能とし、曜日変更時にあらかじめスケジュール機能にて設定した温度に変更する。また中央監視連動制御により、メイン機運転時、室内温度が設定値となるように、サブ機の発停制御を行う。Fig.7にサブ機追従運転の動作図を示す。設定温度と室内温度との差が1度以上となる状態が1分間継続した場合、サブ機が追従運転を行う計画としている。

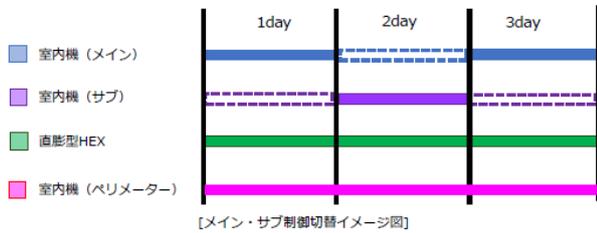


Fig.6 各機器の動作イメージ図

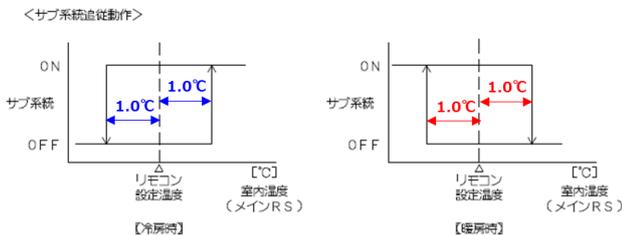


Fig.7 サブ機追従運転の動作図

1階H⁰ラウンジは、2層吹き抜けの気積が大きな空間であるため、吹出口は壁面、吸込み口は1階柱の側面に設けることで、居住域のみを効率的に空調する計画としている。Fig.8に冷房時、Fig.9に暖房時の解析結果を示す。また1階及び建物共用部は特に外気の影響を受けやすいことから、各制気口は結露防止型を採用している。

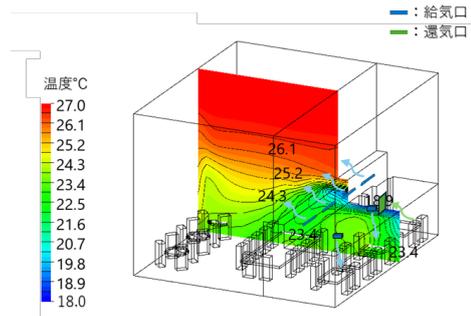


Fig.8 冷房時のシミュレーション結果

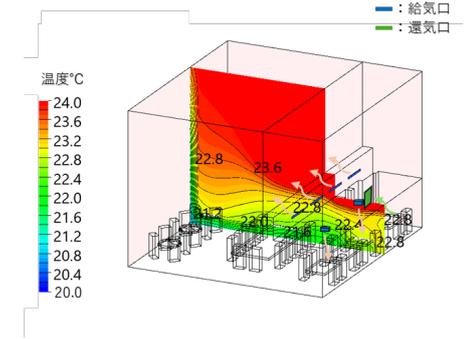


Fig.9 暖房時のシミュレーション結果

2.3 BCP 計画

本建物は、免震構造の採用により、地震動のエネルギーを吸収し、揺れを軽減することで、建物の事業継続性を高める計画としている。一方で地下1階に設置している消火・給水ポンプ室への換気は、1階のガラリより行う計画としているため、高潮等の発生時には、ガラリから給排気ダクトを経由して、ポンプ室が浸水する課題があった。しかし、従来のダクト内への浸水を検知して止水ダンパを動作させる方法では、免振構造に伴う外構の隙間等から地下空間が先に水没した場合に、水の浮力によりダクトが破断し、ダクト内止水ダンパが正常に機能しないリスクが考えられる。浸水時の想定としては、地下空間が水没した後で、外構周りのハザード水位レベルが上がる順序となるため、地下空間の水没時、ならびに浸水レベルより低い部分の給排気取込口からの浸水対策が必要であった。

これらの課題を解決すべく、本計画において新たな機構を開発した。Fig.10にシステム構成図を示す。本機構は、地下空間への浸水を検知するフロートセンサーと、給排気ダクトを閉鎖するモーターダンパーで構成される。フロートセンサーは地下ポンプ室の壁面に取り付けることで、一時的なダクト内への浸水に対する不必要なダクト閉塞を回避することを可能としている。フロートセンサーにより地下空間への浸水を検知すると、モーターダンパーが閉鎖しポンプ室への水の流入を抑制する機構としている。Fig.11にモーターダンパーの設置状況を示す。

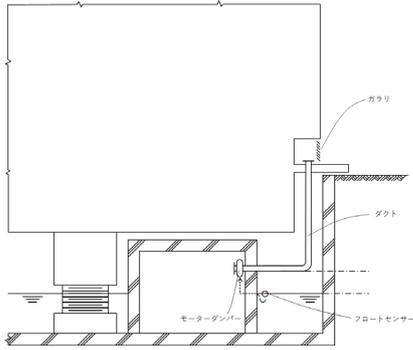


Fig.10 システム構成図



Fig.11 モーターダンパーの設置状況

また屋上にディーゼル式非常用発電機及び燃料小出槽、地下に4,000Lのオイルタンクを設置することで、停電時にPMOの専有部及び共用部の一部の照明が72時間利用可能な計画としている。Fig.12 に非常用発電機の設置状況を示す。発電機の燃料移送ポンプは、エアシェルター構造として、浸水時のポンプ水没による発電機の稼働不能を防ぐ計画としている。また電力引き込みには、異系統2回線受電方式を採用し、本線と予備電源線を異なる変電所から供給するとともに、中央管理室や区分閉閉所室は2階に計画することで、浸水等災害発生時の冗長性をさらに高めた計画としている。



Fig.12 非常用発電機の設置状況

2.5 施工計画

本計画では、工期の短縮と省力化を狙い、室外機のユニット工法を採用している。これは、生産工場にてあらかじめ室外機を防振架台に据付けた状態で現場に搬入するものである。工期短縮の他、ユニット化による安定した品質の確保や現場内での余剰材の削減等が可能となる。Fig.13 に室外機ユニットの搬入状況を示す。



Fig.13 室外機ユニットの搬入状況

3. 環境計画

環境認証については、CASBEE 大阪みらいにてBEE=1.7、Aランクを取得した。またBPI=0.8、BEI=0.58（オフィス部）とし、オフィスZEB Orientedを取得予定としている。Table 4 に主な採用項目を示す。

Table 4 省エネ計算における主な採用項目

電気設備	在室検知制御の採用[WC・給湯室]
	初期照度補正・明るさ検知制御の採用[PMO 執務室]
	タイムスケジュール制御の採用[共用部]
空調調和設備	個別空調メイン・サブ方式の採用
	室外機高COP改装モデルの採用
	室外機台数制御
	直膨型全熱交換器のCO2制御
	自動換気切換機能
その他	予熱時外気取入れ停止機能
	直膨型全熱交換器に高効率電動機を採用
	回生電力機能付きEVの採用

4. まとめ

本報では、建築・設備計画において、外装デザインの刷新、メイン・サブ方式における空調計画、新規技術の開発などの特筆すべき内容を中心に報告した。

今後は、機器の運転データ収集や実測を行い、運転状況のモニタリングを行う予定としている。

オフィスビルにおける LEED・WELL 認証取得の設計と実装

Design planning and implementation for achieving LEED and WELL certification in office buildings

○須田 匡英（竹中工務店） 山形 光生（竹中工務店）

Masahide SUDA*1 Mitsuo YAMAGATA*1

*1 TAKENAKA CORPORATION

This paper presents a comprehensive framework developed for an office building in Kadoma, Osaka, aiming to obtain LEED and WELL certifications. It outlines the processes spanning planning, design, construction, commissioning, and operational performance verification. The study organizes key coordination efforts and technical strategies for improving indoor air quality, thermal comfort, acoustics, and water quality, and explains how certification requirements were integrated into building services, documentation, and performance verification during the operational phase. The findings support future projects seeking to systematically incorporate sustainability and wellness in the Japanese building context.

はじめに

近年、気候変動の深刻化と資源制約の顕在化を背景として、建築分野における環境配慮の重要性は一層高まっている。サステナブル建築は、単なる省エネルギーの追求に留まらず、ライフサイクルにわたる環境負荷低減、運用段階の性能担保、利用者の健康・快適性、レジリエンス等を統合的に扱う枠組みとして進化してきた。世界的には LEED、BREEAM、DGNB、WELL、Fitwel など多数の環境認証が普及し、共通の評価言語を提供するとともに、設計・施工・運用の意思決定を支援している。本稿では、LEED および WELL 認証を取得した大阪府門真市に建つオフィスビルを対象に、認証に係る計画・検討プロセス、設計上の具体的工夫、施工・コミッションングの実装、運用時の性能把握の枠組みを整理し、特に、空気質・熱環境・音環境・水質の改善等の必須項目への適応に焦点を当て、その具体的な設計と実装の内容を報告する。

1. 建物概要

対象建物の概要を Table 1 に示す。本建物は大阪府門真市に位置し、地上 7 階・塔屋 1 階の鉄骨造オフィスビルである (Fig. 1)。延床面積は約 24,460 m² で、事務所と店舗を用途としている。1・2 階のエントランスには大きな吹き抜け空間と大階段を有し、3~7 階は EV ホール及びトイレを除く共用部分が外部化されている点特徴的で、吹き抜け部の階段やテラス部をコミュニケーション場として活用し、気分転換や作業効率向上につなげている (Fig. 2)。国内の環境認証としては、CASBEE S ランク、CASBEE-WO S ランク、BELS☆5 ZEB Oriented を取得しており、国際認証として LEED BD+C v4 Core & Shell の

Table 1 Building Overview

Item	Details
Location	Kadoma City, Osaka
Primary Use	Office, Retail
Construction Period	2021 to 2023
Building Area	Approx. 4,800 m ²
Total Floor Area	Approx. 24,500 m ²
Structure	Steel structure, 7 floors above ground
Environmental Certifications	CASBEE: Rank S / CASBEE-WO: Rank S BELS: ZEB Oriented LEED: CERTIFIED / WELL: SILVER



Fig.1 Exterior

Fig.2 Open-Air Atrium Common Area

CERTIFIED、WELL Core v2 の SILVER を取得し、省エネルギー、室内環境品質、ウェルビーイングの向上を図った。

2. LEED 認証と WELL 認証

2.1 LEED 認証の概要

LEED は、米国グリーンビルディング協会 (USGBC) が策定した国際的な環境認証で、総合的プロセス、立地と交通、サステナブルサイト、水効率、エネルギーと大気、材料と資源、室内環境品質、イノベーションの 8 カテゴリーで評価する (Fig. 3)。また、加点項目の取得点数に応じたランク分けを Fig. 4 に示す。LEED は新築だけでなく、改修や運用段階にも適用できる認証制度で、建物のライフサイクル全体を通じて環境性能を評価できる点特徴である。特に、エネルギー性能については ASHRAE 基準に基づく数値評価が求められ、空調・電気・給排水などの設備が実際に設計どおり性能を発揮しているかを確認する



Fig.3 The 8 Categories



Fig.4 Rating Level



Fig.5 The 10 Categories



Fig.6 Rating Level

コミッシュニングや、運用時に消費量を継続的に把握するメータリングが重視される。また、設計初期に目標とするクレジットを明確にし、必要な計算、図書整理、施工計画、試験調整などを計画的に進めることで、達成度を客観的に検証できる仕組みとなっている。

2.2 WELL 認証の概要

WELL Building Standard は、国際 WELL ビルディング研究所 (IWBI) が策定する人間中心の認証で、空気、水、栄養、光、運動、熱的快適性、音、材料、こころ、コミュニティの 10 カテゴリーで、居住者の健康・ウェルビーイングを評価する (Fig. 5)。また、加点項目の取得点数に応じたランク分けを Fig. 6 に示す。WELL では、現地での性能検証や POE (Post-Occupancy Evaluation)、居住者アンケートなどを通じて、実際の空気質や音環境、照度など“リアルな使用状況”を評価する点が特徴である。設計内容だけでなく、運用段階で基準値を継続的に確保できているかを重視する。そのため、空気汚染物質の上限値や微生物・VOC 管理、照明の光色やグレア基準、騒音レベル、身体活動を促す空間づくりといった具体的で実務的な指標が示されており、設計と運用が一体となって居住者の健康性を確保する仕組みとなっている。また、WELL 認証を継続するには、3 年ごとの再認証手続きが必要となる。

3. LEED 認証の設計と実装

3.1 必須項目への対応

LEED 認証の必須項目について、項目ごとの対応内容を Table 2 に示す。また、以下に一部の詳細な設計・実装対応内容について記載する。(Table 2 の赤字項目について記載)

- Water Efficiency: 「屋外の水使用量削減」では、外構の散水に対して、ベースライン (LEED 基準) より 30% 以上の削減が求められる。本建物は外構灌水設備をドリップチューブ式とすることで、基準値を下回る計画とした。「屋内の水使用量削減」の詳細は 3.1 (1) に記載する。「建物レベルの水量測定」では、本建物専用の給水引込取計メータを利用し、使用量を監視、提出することで対応した。
- Energy & Atmosphere: 「基本コミッシュニングと検証」では、基本コミッシュニングを実施し、設計意図と性能要求を明文化、機器試験・調整・O&M 教育まで含めて検証した。「最低限求められるエネルギー性能」の詳細は 3.1 (2) に記載する。「建物レベルのエネルギー計測」では、本建物専用の電力およびガス引込取計メータを利用し、使用量を監視、提出することで対応した。「基本的な冷媒管理」では、既存設備の再利用などは行わず、冷媒等でのフロン使用を行わない計画として項目に適合した。

Table 2 Required Items in LEED Certification and Corresponding Measures

Category	Prerequisite	Requirement	Response
Sustainable Sites	Construction Activity Pollution Prevention	建設活動での汚染防止	・工事中の点検、記録書類の提出にて対応
Water Efficiency	Outdoor Water Use Reduction	屋外の水使用量削減	・灌水設備をドリップ式として対応
	Indoor Water Use Reduction	屋内の水使用量削減	・衛生器具の使用水量要件を規定の範囲内となるよう対応 ・冷却塔等上水使用に対する規定のある機器は不採用
	Building-Level Water Metering	建物レベルの水量測定	・建物への水量メータ設置にて対応
Energy & Atmosphere	Fundamental Commissioning and Verification	基本コミッシュニングと検証	・設計図書、工事中のフォローアップ内容により対応
	Minimum Energy Performance	最低限求められるエネルギー性能	・ASHRAE 90.1-2010の規定への適合
	Building level energy metering	建物レベルのエネルギー計測	・建物への電気・ガスメータ設置にて対応
	Fundamental Refrigerant Management	基本的な冷媒管理	・CFC冷媒不使用にて適合
Materials & Resources	Storage & Collection of Recyclables	リサイクル可能資源の収集と保管	・ゴミ収集保管場所計画の提出にて対応
	Construction and Demolition Waste Management Planning	建設および解体廃棄物の管理計画	・工事中の管理計画の策定・実施にて対応
Indoor Environmental Quality	Minimum IAQ Performance	最低限求められる室内空気質性能	・ASHRAE 62.1-2010の規定への適合
	Environmental Tobacco Smoke (ETS) Control	環境中のタバコの煙の管理	・建物内禁煙、建物外の規定に基づく喫煙場所の設置にて対応 ・禁煙ポリシーの表示にて対応

・Indoor Environmental Quality：「最低限求められる室内空気質性能」の詳細は3.1(3)に記載する。「環境中のタバコの煙の管理」では、本建物は建物内禁煙とし、屋外喫煙場所は建物のすべての入口や開閉可能な窓、外気取入れ口等から最低7.5m以上離すなどの条件を満たす位置に設置した。加えて、所定の禁煙表示を行うことで項目に適合した。

(1) 屋内の水使用量削減

Water Efficiencyの「屋内の水使用量削減」では、建物内に設置される各種衛生器具類はベースライン(LEED基準)から20%以上の削減が求められる。具体的な各衛生器具のベースラインは大便器6L/回、小便器3.8L/回、洗面水栓1.9L/min(かつ415kPa)、シャワーヘッド9.5L/min(かつ550kPa)となっており、例えば大便器では $6L \times 0.8 = 4.8L/回$ 以下の水量とする必要がある。本建物ではこの基準を満たすために、特に水栓類の一部器具で特注対応や定流量弁を設けた。例えば、トイレの洗面水栓は2.0L/minのものを1.3L/minに特注対応、シャワーヘッドは12L/minのものからヘッドの仕様変更+定流量弁の設置で7L/minに変更した。また、基本設計段階で省エネ対策として室外機水噴霧装置を計画していたが、当該項目のAppliance and Process Useの基準を満たせず、取りやめることとした。

(2) 最低限求められるエネルギー性能

Energy & Atmosphereの「最低限求められるエネルギー性能」にてASHRAE 90.1-2010の定める項目に対して、適用するもしくは対象外とすることを示す必要がある。当該項目では外皮の性能や空調システム、給湯システム、照明・コンセント設備、エレベーター設備仕様に関する内容など項目の種別は多岐にわたる。以下に各項目の詳細な設計・実装対応内容について記載する。

・外皮性能：断熱材や窓・ドア、漏気に関する性能発揮のための設計や施工方法に関する項目に加え、風除室の設置に係る項目があり、主要な建物入口への風除室の設置については、設計初期段階から検討し取り込むことが必要とされる。本プロジェクトは共用空間が外部化されていることもあり、各階の事務室と共用部の間には風除室が必要となる。それらを当該規定に基づく大きさ、仕様に対応させた。風除室の設置については、建築プランや面積に関わる部分になるので、本建物に関わらず早期に調整しておく必要がある。

・空調システム：空調や換気のゾーニング、温度制御、ON/OFF制御、加湿・除湿制御、換気制御を行えることが求められる。本建物では全館パッケージ空調・換気となっており、該当項目については規定内のゾーニング設定やリモコンの標準機能の利用、中央監視での制御設定にて対応できた。

・給湯設備：本建物は電気式貯湯給湯方式のため、法的な基準や各給湯機器の標準的な機能を使用し、貯湯温度・出湯温度の調整、タイマー制御などの項目に対応した。ただし、小型電気温水器の給湯配管の保温対応が必要となるため、事前に仕様・コストを見込んでおく必要がある。

・動力：ケーブルサイズの決定については、受変電設備から各種盤までの配線サイズを最大電圧降下が設計負荷の2%以下となるように決定するなど内線規程とは異なる基準が設定されている。コンセント項目については、今回は除外対象となるが、スケジュール制御や自動ON/OFF制御が必要となるため、該当項目となる場合はその対応方法を早期に検討する必要がある。

・照明制御：屋内照明については、自動制御や昼光制御、点灯区分を細かに細分化することが求められた。また、その範囲は階段室を含めた共用部や屋内駐車場に至る。これにより、人感センサーや制御項目を追加し、対応している。屋外照明についても自動制御が必要となるほか、設計屋外照明電力の合計許容値が定められているため、この数値に注意し、外構の照明計画を調整した。

・その他：ポンプ類やエレベーターについても項目があるが、各種標準機能に加え、給水ポンプについては推定末端圧力一定制御にすることでの対応とした。

(3) 最低限求められる室内空気質性能

3.1(2)同様、Indoor Environmental QualityのMinimum IAQ PerformanceにてASHRAE 62.1-2010の定める必須条件を満たすこととされている。こちらは主として室内空気質に特化した項目が多い。

・換気システム：エアバランスや排気ダクトの配置、汚染物質や燃焼空気の有効な排気計画など確認項目が多岐にわたる。有害物質が他の居室へ流入しないか、それらの換気設備類のメンテナンスが問題なく行えるかなどが焦点となっているが、外気取入れ部の周辺環境(取入口近傍に汚染源がないかなど)の制約については詳細な基準が設けられているため、早期の確認と対応が必要になる。本建物では、外気を取入れを建物外周部とし、排気系統を中央外部吹抜部または屋上として、明確に切り分けることで適合した。また、外気処理部のフィルター性能についても制約がある。こちらは4.1(1)にて詳細を記載する。

・換気量の算定：ここでは定められた室用途ごとの設計排気量の要件に従い、換気量の設定を行った。空気の補給方式については任意とされており、これによる通常設定からの大きな変更等はなかったが、通常の換気計画と同等で問題ないかを早期に確認しておく必要がある。

・施工・引渡し：ここでは建物建設時の各種機器や設備への保護および動作確認が主体的な項目として挙げられている。本建物は工事期間中の対応として各種必要項目に沿った対応を行っていくことで適合した。

4. WELL 認証の設計と実装

4.1 必須項目への対応

WELL 認証の必須項目について、項目ごとの対応内容を Table 3 に示す。また、以下に一部の詳細な設計・実装対応内容について記載する。(Table 3 の赤字項目について記載)

- ・Air: 「基本空気質」の詳細は 4.1(1)に記載する。
- ・Water: 「基本水質」および、「飲み水の水質」、「基本的な水管理」において、水質、化学物質、汚染物質のしきい値の達成が求められる。本建物は上水(市水)の使用で対応しており、現地実測の結果含めそれを達成している。
- ・Light: 「光への曝露と教育」では、本建物の外壁窓ガラスの面積が、各階にて定常使用空間床面積の7%以上であることを証明し適合した。「視覚照明デザイン」では、JIS または米国の IES の基準に基づいた照度が確保されていることで適合となる。本建物は共用部が外部化されている面積が多く、その中央は大きく吹き抜けている。特に吹抜けに設けた外部階段直上には庇等がない部分も多く、IES 基準を満たす照度を確保するために現地実測後の調整期間において照明器具を追加設置した部分もある。
- ・Thermal: 「熱的性能」では ASHRAE に基づいた PMV・PPD 評価や各種計測を実施して報告することで適合した。また、室内の温湿度や風速の定期的な測定を行い、報告することを運用側にて対応した。
- ・Sound: 「サウンドマッピング」では規定の騒音値を満たすゾーニングや騒音低減措置計画を示すことで対応した。
- ・Community: 「緊急事態への備え」では、自然災害や健康危害などの各種災害における緊急時管理計画を作成し、提出している。運用・更新については運用側にて対応することで適合している。

(1) 基本空気質への適合

Air の「基本空気質」では、PM2.5 や PM10 の規定を満たすため、共用部とオーナー管理部分について、該当部分の全熱交換器等の外気取込系統のダクトにMERV11相当以上(比色法60%以上)のフィルターを設置し、空調循環系統へMERV6相当以上(重量法80%以上)のフィルターを設置することで対応した。加点項目の A12 にはこれの上位思想としてさらに高性能な(MERV12相当以上)フィルターを所定の機器につける内容が記載されているが、本建物では加点項目までの仕様は導入コストや納まりの観点から見込まないこととした。フィルターの性能はコストや納まりの観点から初期段階からその性能や仕様を計画に見込んでおく必要がある。

5. まとめ

本報での LEED および WELL 認証における必須項目に対する設計と実装の内容を以下にまとめる。

- ・通常の建築・設備緒元の設定にて網羅される内容や各種設備機器の標準機能にて包含できる項目は多い。しかし、風除室の設えなど細かな設定値については確認・対応が必要となる。
- ・電気設備としては、照明及びコンセントの制御についてその仕様、方針を決定する必要がある。特にコンセント制御は通常設計とは異なる点がある。
- ・衛生設備については、水質等は日本の基準の方が厳しく、適合が容易であるが、水量の削減項目については、その対応及び使い勝手について、建築主と十分に検討する必要がある。
- ・空調、換気については、換気システムや換気量、フィルター仕様について初期段階での対応が必要となり、コストや建物内部の納まり等に影響を及ぼす可能性がある。

Table 3 Required Items in WELL Certification and Corresponding Measures

Concept	Feature	Parts	Response
Air	Air Quality	基本空気質	・フィルター仕様MERV6・MERV11への適応 ・F☆☆☆☆相当等の建材の適応 ・ASHRAEの最低必要換気量の適応(LEED要件に同じ)
	Smoking Ban	無煙環境	・屋内喫煙所を設けない(LEED要件に同じ) ・屋外喫煙所を既定の範囲内で配置(LEED要件に同じ)
	Ventilation Design	換気効果	・ASHRAE 62.1-2010の規定への適合(LEED要件に同じ)
	Construction Pollution Management	建設中の汚染管理	・施工時の保管・養生対応(LEED要件に同じ)
Water	Water Quality Indicators	基本水質	・通常上水の使用で対応
	Drinking Water Quality	水汚染物質	・通常上水の使用で対応
	Basic Water Management	レジオネラコントロール	・水質の定期検査や管理計画等運用面にて対応
Nourishment	Fruits & Vegetables	果物と野菜	・日常的な食品販売をしない ・キッチンカー設置時は規定の範囲内で配置
	Nutritional Transparency	栄養の透明性	・自販機設置は規定の範囲内で配置
Light	Light Exposure	光への曝露と教育	・床面積に対する窓ガラス面積の割合を満足することで対応
	Visual Lighting Design	視覚照明デザイン	・規定の照度基準を満たした照明計画として適応
Movement	Active Buildings	活動的な建物とコミュニティ	・対象の加点項目を取得することで適合
	Ergonomic Workstation	視覚およびフィジカルなエルゴノミクス	・規定の仕器(机、椅子、モニター等)を設置することで適応
Thermal	Thermal Performance	熱的性能	・ASHRAEに基づいたPMV, PPD評価や各種計測を実施で対応
Sound	Sound Mapping	サウンドマッピング	・規定の騒音値やゾーニング計画を示すことで対応
Materials	Material Restrictions	材料に関する制限	・LED照明使用により適応 ・鉛配管・鉛塗料を使用しないことで対応
	Interior Hazardous	危険物の削減	・新築工事のため特に対応なし
	CCA/Lead Mgmt	アウトドア材料と構造	・規定の測定等にて対応
Mind	Mental Health Promotion	メンタルヘルスプロモーション	・運用面、福利厚生等にて対応
	Nature & Place	自然へのアクセス	・運用面、福利厚生等にて対応
Community	Health Promotion	健康とウェルネスの意識	・運用面等にて対応
	Integrative Design	統合設計	・規定に沿った会議記録や計画コンセプトの明示にて対応
	Emergency Preparedness	緊急事態への備え	・規定に沿った緊急時の対応策の明示にて対応
	Occupant Survey	使用者アンケート	・運用面等にて対応

某研究施設における実験機器電源需要率実績に関する検証

Verification of Actual power demand rates for Experimental equipment in a research center

○小山 健太郎（株式会社竹中工務店）

大久保 舞（株式会社竹中工務店）

Kentarō OYAMA*1 Mai OHKUBO *1

*1 TAKENAKA Corporation

はじめに

近年、建築物の脱炭素、省エネルギーへの取り組みが加速し、ZEB、ZEH など従来の建築物に比べてエネルギー消費量を抑えた建物が注目されている。ZEB の達成状況を分析すると、工場は他の建築用途に比べ ZEB を達成した割合が高いが¹⁾、計算対象設備が照明と昇降機のみである等ごく一部の設備しか評価対象となっておらず、建物全体の消費エネルギーは大きい可能性がある。また、企業・事業所他部門の消費エネルギーは、工場等の製造業が最大の割合を占めていることから²⁾、工場等において、BEI の計算対象項目でない設備においても、省エネ、脱炭素への取り組みが重要といえる。工場等の施設においては、生産機器による消費電力や、機器からの発熱により空調能力が大きくなることが考えられる。したがって大型機器が設置される建物では、機器からの発熱量の実態を把握し、適切な空調設備を設置することが、建物全体の省エネルギーに寄与すると推測される。

空調負荷を、「外皮負荷」「室内負荷」「外気負荷」の3項目に分解すると、そのうち室内負荷においては、人体、照明、機器発熱によって構成されている。事務所ビルにおいては、外皮負荷や人体発熱、在室人員による換気計算に基づく外気負荷等が支配的となり、照明や機器発熱については昨今の OA 機器類の消費電力量低減により少量であるため、室ごとに原単位を設定し、発熱量を考慮する手法がよく用いられる。一方で大型機器を設置した工場や実験施設においては、機器稼働時の発熱による顕熱負荷が支配的で空調機の容量設定に大きく影響する。機器発熱の推定としては、類似事例等から一定の原単位を仮定する手法や、機器の定格消費電力量に発熱量を考慮し、推定する手法がとられる。しかし、機器の稼働スケジュールや効率はさまざまであり、定格消費電力に対する稼働率、消費電力、それらから推定される発熱量の実態は不明な点が多い。実際の設計例においては安全率を加味した設計をすることで、余裕のある空調能力の設定をしている可能性も考えられる。余裕のある空調能力を設定することでイニシャルコストが高くなるだけではなく、負荷率が小さすぎると空調機の効率も下がり、ランニングコスト、エネルギー消費の観点からもデメリットが大きい。したがって、実験機器の稼働率、発熱量を

適切に設定することが工場・実験施設の省エネルギーを促進していく上で重要だといえる。

筆者らはこれまで対象建物の概要や金属成形加工室の電力需要と室内温度の相関について報告してきた³⁾⁴⁾。本稿では、大阪府に建設した某研究施設において、大型実験室の消費電力、需要率の実績値について報告する。

1. 建物概要³⁾

1.1 建築概要

建物概要を Table 1 に示す。計画建物は8階建てのうち低層階は振動を嫌う機器や背の高い機器が入る実験フロアとなり、中間階から上層階にかけてオフィスやラウンジを配置している。東西にメカニカルバルコニー等のコアを配置し、空調負荷低減を図り、南北方向はガラスで解放的な室内空間を創出しつつ、Low-E ガラスの採用やバルコニーを配置することによる庇効果で日射負荷低減を実現している。

Table 1 : 建物概要

建築地	大阪府
主要用途	研究所
敷地面積	約 68,267 m ²
建築面積	約 6,048 m ²
延床面積	約 42,094 m ²
構造	SRC, S
規模	F 8, P 1
最高高さ	約 48 m

1.2 検証対象

本稿では大型機器を設置した実験室を対象とし、電灯盤・動力盤のそれぞれについて、主幹の消費電力を計測し、各盤の電源容量から需要率を算出した。

2. 各室実測結果

2.1 各室の実測結果

本稿の実測期間は2025年7月1日(火)~2025年7月4日(金)、7日(月)である。本計画においては、実験装置送りの分電盤の主幹部分にCTを設置しており、分電盤ごとの電力量を計測している。Table 2に各実験室の

電灯盤・動力盤の実験機器の電源容量を示し、Fig. 1~14に実験盤 A~J の消費電力の需要率の実測値の変動を示す。

2.2 考察

各電灯盤・動力盤の実績値に関する考察を述べる。

盤 A: 電灯盤についてはピーク時間が短く集中している。9時に0.17%の最高値を示し、その後急速に低下する。動力盤については、9~17時のみに35%の需要があり、それ以外の時間帯は5%以下に留まる。いずれも、日ごとの需要パターンに一貫性があり、同じ時間帯にピーク値周辺で運用されている。室としては、研削加工の機械が設置されており、電灯電源の需要率は低く瞬間的だが、動力電源の需要率が一定で、空調負荷としては、定時業務時間内を通して、動力負荷は35%処理必要となる。

盤 B: 電灯盤では、昼間8~18時にかけて1~1.5%の需要が継続している。動力盤では、10~17時に10~23%の需要が広がり、複数の作業が並行して行われていると推察される。ピークは12~14時の20~23%。また日ごとの変動が大きく、7月4日が最高値23%、7月1日が最低値10%と、日によって差があり、スケジュール変動に依存している。盤Aと同じ室内だが、平面研削盤やマシニングセンターが主な負荷構成である。空調負荷としては、Aとは異なり電力変動を考慮し、電力需要が最大となる正午前後のピークを考慮した計画が必要となる。

盤 C: 電灯盤の需要率は全時間帯で0.5~0.8%程度にとどまり、他の室に比べて電力消費が少ない。また時間帯による変動が小さく、ほぼ一定の低い需要を示し、定常的な機器(待機電力など)が中心と考えられる。動力盤の需要率は、ピークが短時間かつ分散しており、9~15時にかけて複数の小さなピーク(最大20%)が存在し、最高値では13時前後に最高値を示す。室としてはAの隣室にあり、マシニングセンターやクレーンが主な負荷構成である。空調負荷としては、機器負荷が一定の周期で上下することを考慮する必要がある。

盤 D: 電灯盤の需要率は9~18時の時間帯で0.2~0.7%のピークを示し、日によって需要パターンが異なり、7月3日が最も高く、その後低下傾向を示し、曜日や予定による変動が大きい。動力盤Dについて、需要率が極めて低い。全時間帯で0.2%未満にとどまる。負荷としてはジブクレーンを設置しており、稼働頻度が低いと考えられる。また日ごとの差がほぼなく、すべての日付でほぼ同じ低い水準である。当該室は、精密機器の組立室であり、機器発熱が小さく、空調の機器負荷条件を他室と比較して小さくすることが可能であると考えられる。

盤 E: 電灯需要率が0.3~0.6%で比較的均等に分布し、継続的な運用負荷がある。また2~3時間ごとの定期的な

Table 2 各実験室の特徴

盤	電灯容量 (最大需要率)	動力容量 (最大需要率)
A	24.0 kVA (0.17%)	48.5 kW (35.13%)
B	18.0 kVA (1.56%)	41.3 kW (23.34%)
C	18.0 kVA (0.78%)	38.4 kW (19.84%)
D	25.0 kVA (0.76%)	36.4 kW (0.19%)
E	24.0 kVA (0.63%)	72.4 kW (2.05%)
F	43.5 kVA (7.66%)	-
H	-	23.2 kW (83.32%)
I	-	30.3 kW (51.88%)
J	-	47.5 kW (22.50%)

波状変動が見られ、タイマー制御やスケジュール運用の可能性はある。動力負荷は、最大需要率が3.5%程度と他の動力盤に比べて小さい。フィルムの加工の室用途であり、フィルム巻取装置や、印刷機、試験機、ラミネーター等、小負荷の機械で構成されているため、機械による空調負荷は低負荷となっている。

盤 F: 電灯盤としては負荷需要率が比較的高く、9~17時に6~8%の負荷が一定で発生する。また営業時間外も1%前後で負荷が生じる。今回対象とする大型実験室に付属する事務室であり、空調負荷としては営業時間を通して、電灯負荷10%程度に対して有効に熱処理をできるように対応する必要がある。

盤 H: 動力盤Hについて、需要率が24hを通して約80%で安定している。大型平面研削盤やクレーン、制御盤が負荷対象で、比較的小容量な盤に対して、高稼働な負荷だといえる。空調負荷としては、機械の需要率が高いことを加味して、盤容量の需要率80%として機器発熱を考慮した計画が必要と言える。

盤 I: 動力盤Iについて、需要率が約45~50%の範囲で24時間を通じてほぼ一定で推移している。負荷対象は大型平面研削盤・制御用電源である。盤Hと同じ室に設置されており、総合的に見て他室よりも需要率が高いため空調負荷として機器発熱に留意する必要がある。

盤 J: 動力盤Jについて、需要率が10~20%の範囲で24時間を通じてほぼ一定で推移している。負荷対象はマシニングセンターやクレーン、シートシャッターである。空調負荷としては、24hを通して盤容量の20%程度の機器負荷が生じる。

総括: 電灯分電盤を比較して、室の用途による需要差が顕著である。全盤で最大需要率が10%以下の低い水準にあることから、配置された容量に対して実際の負荷が非常に低い。また動力分電盤を比較して、設置された容量に対して実際の運用が20~30%に留まる盤が複数存在する。一方で、80%近い需要率が見られる盤もある。盤

本体の容量と接続する機械の運転状況により、空調負荷を想定する際の需要率の設定を調整する必要があると言える。

3. おわりに

電灯盤の負荷は全室で日中に必要だが相対的に小さいのに対し、動力盤の負荷は室の使い方に依存する。

空調負荷を適切に計画するうえで、とくに動力盤需要率のピーク時間帯を確認し、機械発熱パターンから必要な冷房能力を見積もる必要がある。また、日ごとの変動を把握し、柔軟な冷房運用計画を立案するべきである。

本稿では低層階の大型実験室のみを対象としたが、今後は他の中型実験室も検証していく予定である。

参考文献

- 1) 宮田征門：ZEBの達成状況に関する実態分析，空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集 [2024. 9. 11～13(佐賀)]
- 2) 経済産業省,資源エネルギー庁:令和5年度エネルギーに関する年次報告 [2024. 6]
- 3) 某研究施設における環境設備計画，空調調和衛生工学会近畿支部学術講演会梗概集 [2025. 3. 3]
- 4) 成形加工室の空調負荷における機器発熱量の実態調査，空調調和衛生工学会大会学術講演論文集 [2025. 9. 3～5(高松)]

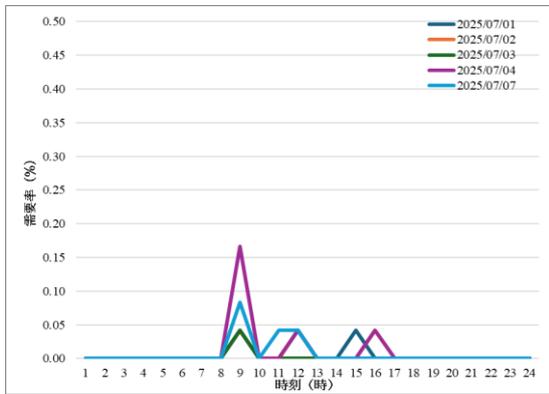


Fig.1 電灯盤需要率 (盤A)

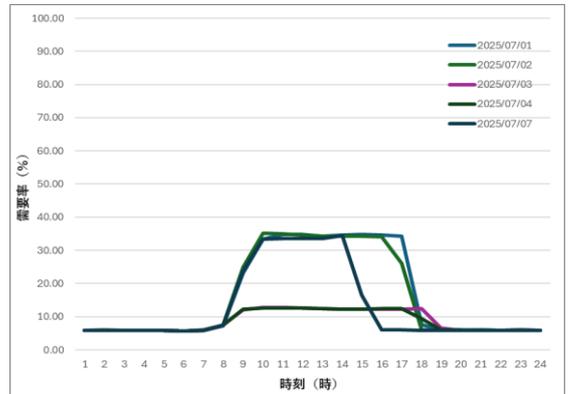


Fig.4 動力盤需要率 (盤A)

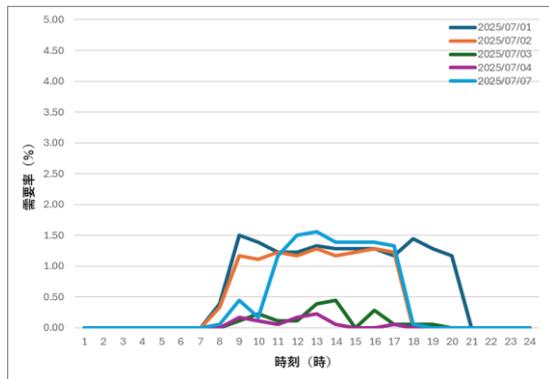


Fig.2 電灯盤需要率 (盤B)

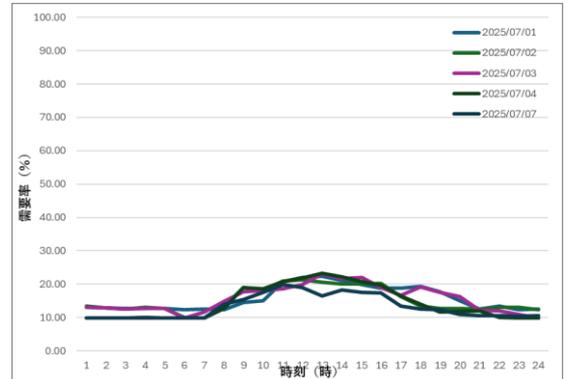


Fig.5 動力盤需要率 (盤B)

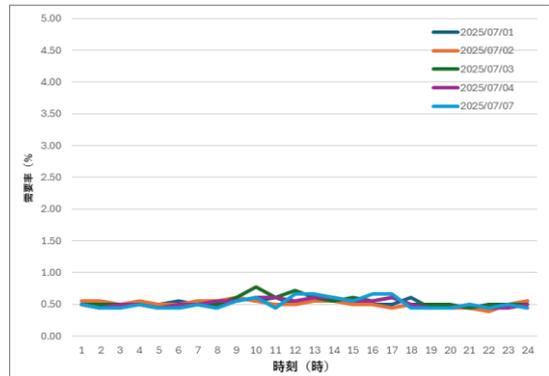


Fig.3 電灯盤需要率 (盤C)

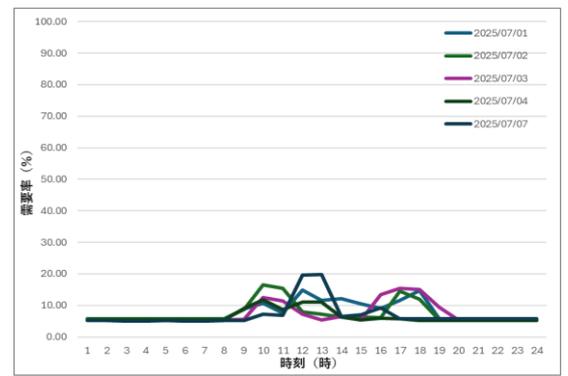


Fig.6 動力盤需要率 (盤C)

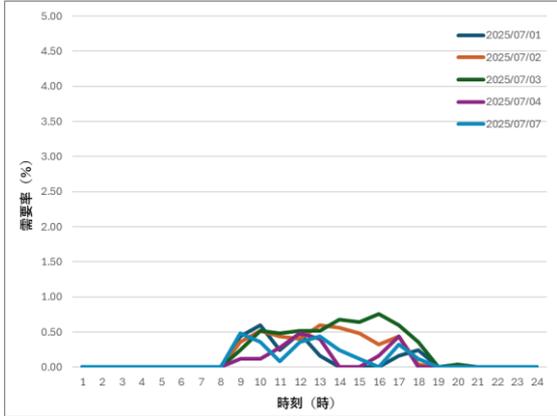


Fig.7 電灯盤需要率 (盤D)

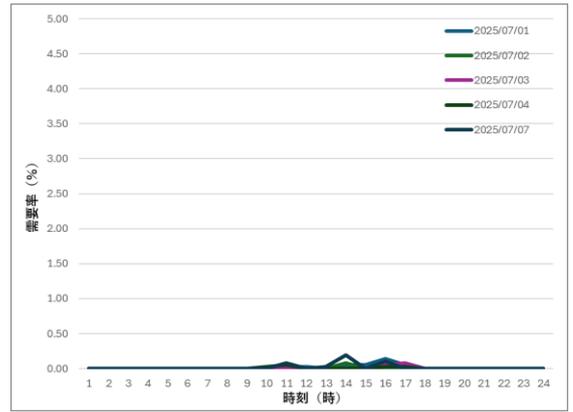


Fig.11 動力盤需要率 (盤D)

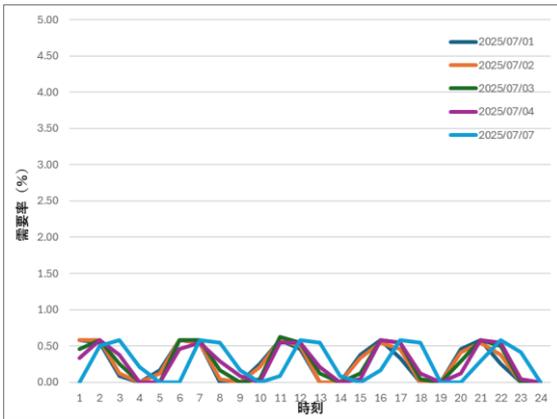


Fig.8 電灯盤需要率 (盤E)

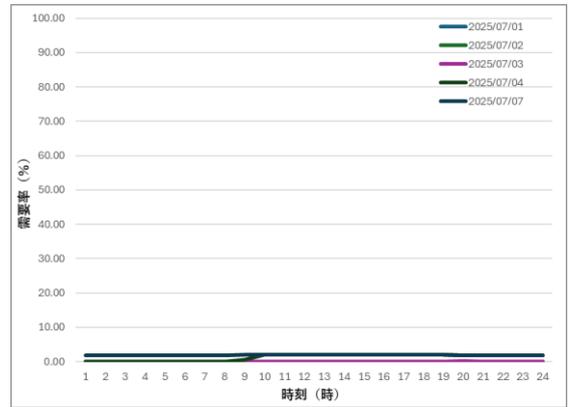


Fig.12 動力盤需要率 (盤E)

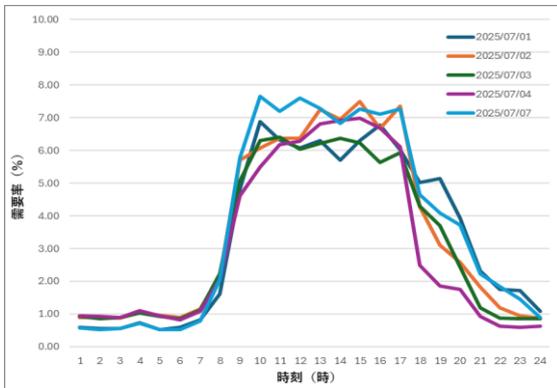


Fig.9 電灯盤需要率 (盤F)

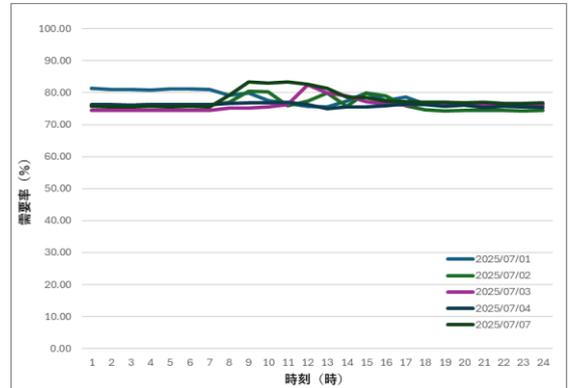


Fig.13 動力盤需要率 (盤F)

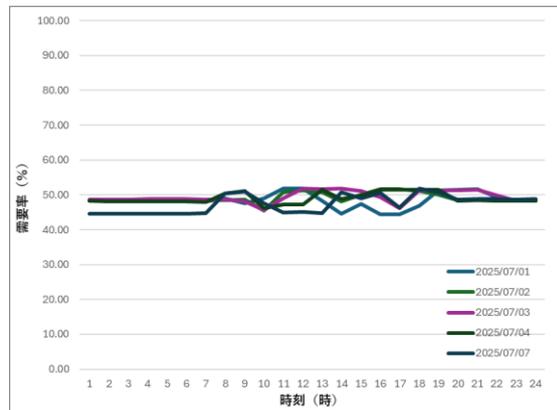


Fig.10 動力盤需要率 (盤I)

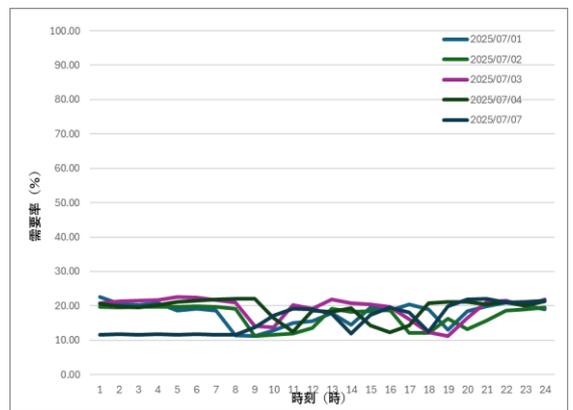


Fig.14 動力盤需要率 (盤J)

美術館展示室・収蔵庫における空調計画と環境性能の実測評価

- 温湿度制御／化学物質対策 -

Field Evaluation of HVAC Planning for Exhibition and Storage Rooms in an Art Museum:
Temperature/Humidity Control and Chemical Pollutant Mitigation○青木 佑司¹⁾、重久 大樹¹⁾、山岡 正洋¹⁾、野村 佳緒里¹⁾、中下 一成¹⁾¹⁾株式会社竹中工務店

Yuji AOKI*1, Taiki SHIGEHISA*1, Masahiro YAMAOKA*1, Kaori NOMURA*1, Kazuyoshi NAKASHITA*1

*1 Takenaka Corporation

This study reports field measurements of temperature, humidity, and chemical pollutants in the exhibition and storage rooms of the Tottori Prefectural Museum (completed in 2024). Measurements were conducted during construction, pre-handover, and early operation. Stable hygrothermal conditions were achieved by tuned HVAC control, and uniform storage-room conditions were confirmed using sock diffusers and distributed return grilles. Concentrations of ammonia, acetic acid, and formic acid were reduced by low-emission materials and phased ventilation with chemical filtration.

はじめに

美術館では美術品保全の観点から温湿度環境および空気環境の安定化が求められる¹⁾。展示室は外気負荷や扉開放の影響を受けやすい大空間であり、収蔵庫は外気導入量が限定されるため化学物質滞留のリスクが高い。本報では2024年竣工の鳥取県立美術館を対象に、工事期間中から引渡し後にかけて実施した実測結果を整理し、空調計画の妥当性と改善効果を報告する。

1. 対象施設概要

本施設は鳥取県倉吉市に建設された地上3階・塔屋1階の美術館である。展示室・収蔵庫は面積・天井高・容積の異なる複数室で構成される。

1.1 施設および対象室の概要

建物概要をTable 1に、展示室・収蔵庫の概要をTable 2に示す。

2. 展示室・収蔵庫の空調計画と温湿度実測結果と考察

2.1 対象室の温湿度設計基準

展示室・収蔵庫・写真収蔵庫の温湿度設計条件をTable 3に示す。

2.2 展示室の空調計画

展示室では外気・還気混合式空調機を採用し、天井ブリーズラインからの吹出しと、壁際床面スリット吸込みによる空調方式を構成とした。本方式により、室内の気流分布を安定させ、展示ケース配置や照明発熱による負荷の偏りを抑制し、空間全体の温湿度の均一化を図っている。外気量は還気側のCO₂濃度に基づく可変制御とし、室内を

Table 1 Outline of Building

設計	楨総合計画事務所・竹中工務店合同企業体
工事監理	楨総合計画事務所 (設備: 森村設計)
施工	竹中・懸樋・丹青共同企業体
用途	美術館
規模/構造	地上3階・塔屋1階/RC造(一部S、SRC造)
建築面積	5,347.72 m ²
延床面積	10,598.89 m ²

Table 2 Outline of Exhibition and Storage Rooms

室名	面積(m ²)	天井高(m)	容積(m ³)
コレクションギャラリー1	190	4.75	902
コレクションギャラリー2	190	4.75	902
コレクションギャラリー3	105 / 89	4.5 / 7.0	1,095
コレクションギャラリー4	171	3.75	641
コレクションギャラリー5	174	3.5	609
企画展示室	996	5.0	4,980
収蔵庫1	304	5.0	1,520
収蔵庫2	780	5.0	3,900
収蔵庫3	386	5.0	1,930
写真収蔵庫	79	5.0	395

Table 3 Temperature and Humidity Design Criteria

室用途	夏期	冬期
展示室	24±2°CDB, 55±5%RH	22±2°CDB, 55±5%RH
収蔵庫	22±1°CDB, 55±5%RH	18±1°CDB, 55±5%RH
写真収蔵庫	17±2°CDB, 50±5%RH	17±2°CDB, 50±5%RH

わずかに陽圧に保つことで、共用部からの空気流入を抑制している。中性能フィルターおよびケミカルフィルターを組み合わせ、酸性・アルカリ性成分の除去性能を確保している。(Fig. 1)

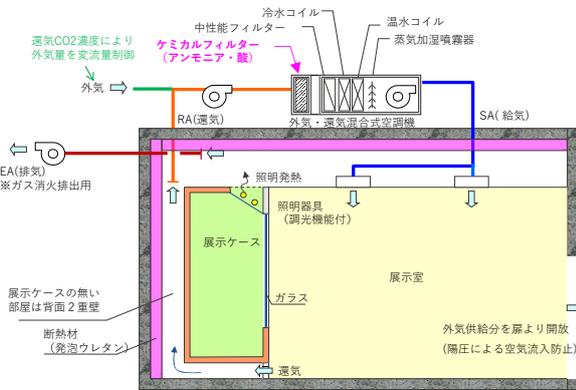


Fig.1 Air-conditioning System of Exhibition Rooms

2. 3 収蔵庫の空調計画

収蔵庫では展示室と同様に外気・還気混合式空調機を用いるが、保存環境の安定を優先し、通常は外気導入量を最小限とした循環主体の運用としている。外気は作業時など必要に応じて一時的に導入し、外気由来の温湿度変動や化学物質流入の影響を抑制している。給気はソックダクトによる0.3m/s以下の微風速吹出しとし、美術品に直接風が当たらない静穏気流を形成している。さらに、壁面に多数の吸込口を分散配置することで滞留域を抑制し、温度・湿度・気流の均一化を実現した。中性能フィルターおよびケミカルフィルターを組み合わせ、酸性・アルカリ性成分の除去性能を確保している。(Fig. 2)

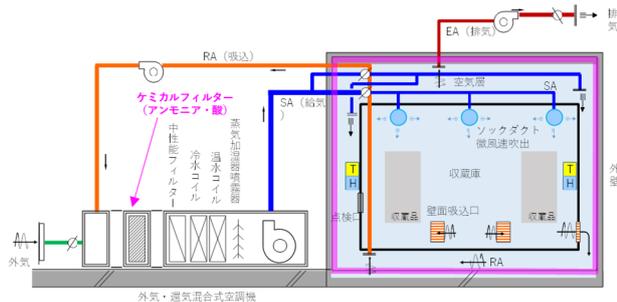


Fig. 2 Air-conditioning System of Storage Rooms

2. 4 温湿度測定実施要領

温湿度ロガー (1分間隔) を床上1.5mに設置し、中央監視システムの1分値データも併用した。展示室 (コレクションギャラリー5) では初回測定 (2024/1/22~1/25) と竣工前測定 (2024/2/24~2/25) を実施した。収蔵庫2でも初回測定 (2024/1/28~1/30) と竣工前測定 (2024/2/24~2/25) を実施し、主要点で気流速も測定した。測定点配置を Fig. 3 に示す。

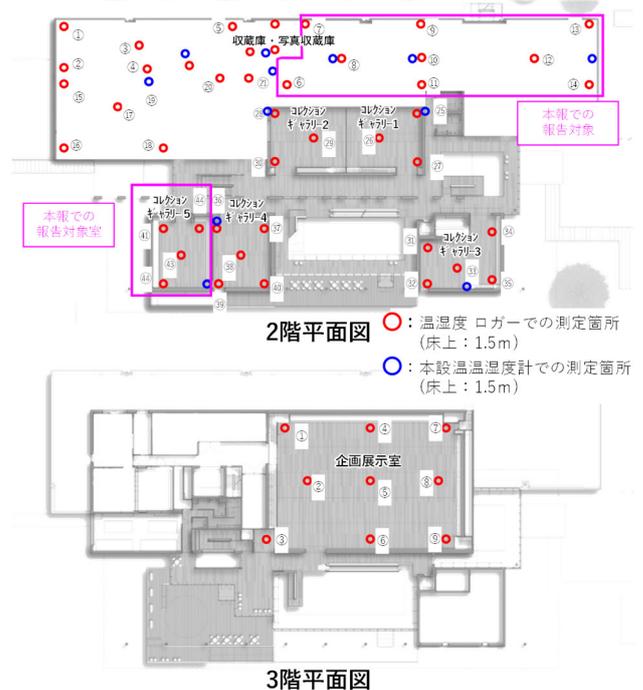


Fig. 3 Measurement Points and Measurement Conditions

2. 5 展示室の実測結果

展示室の温湿度測定結果を Fig. 4 に示す。夜間の外気停止時は温湿度とも基準値の範囲内で安定していた。一方、外気導入直後および入口扉開放時には温湿度が一時的に乱れ、特に空調立ち上げ直後には温湿度ともにハンチングが確認された。これは、大空間である展示室特性により、自動制御による指示値と実際の応答との間にタイムラグが生じたこと、ならびに急激な外気導入による負荷変動が要因と考えられる。また共用部空調が非常状態の場合、扉開放により共用部側の環境に起因し、湿度変動が大きくなる傾向が見られた。これらに対し、①給気温度自動設定幅の縮小、②外気ダンパーの開閉速度の遅延、③共用部空調を定常状態とした上で、扉を開放する運用に改善を実施した結果、立ち上げ時のハンチングがほぼ解消し、温湿度は基準値の範囲内に安定した。

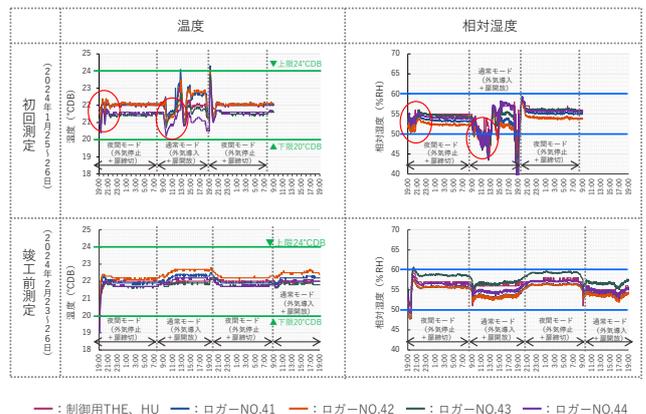


Fig. 4 Temperature and Humidity Trends in Exhibition Room

2.6 収蔵庫の実測結果

収蔵庫の温湿度測定結果を Fig. 5 に示す。収蔵庫では、各測定点間の温度差は最大約 0.8℃、気流速は最大 0.08m/s と、極めて均一な温湿度環境が形成されていた。これはソックダクトによる微風速吹出しと壁面吸入口の分散配置により、低乱流で滞留域の少ない気流場が形成されたためと考えられる。一方、初回測定では湿度の高止まりや立ち上げ時のハンチングが確認された。これらに対し、①給気露点温度設定の見直し、②給気設定温度に達するまでの時間の緩和を行った結果、温湿度制御の安定化とハンチング抑制が確認された。

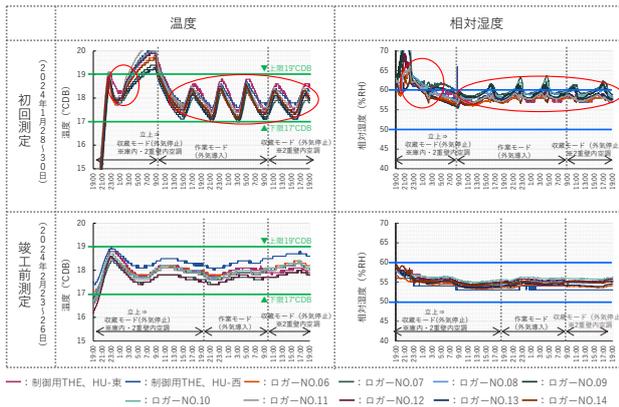


Fig. 5 Temperature and Humidity Trends in Storage Room

3. 空気質実測結果と考察

3.1 化学物質の設計基準

展示室および収蔵庫における化学物質の設計基準値を Table 5 に示す²⁾。本報では文化財保存上影響の大きい酸性成分 (酢酸・ギ酸) およびアルカリ成分 (アンモニア) の 3 成分を対象とする。

Table 5 Design Criteria for Chemical Pollutants²⁾

空気清浄度レベル	I (収蔵庫)	II (展示室)
アンモニア	≤30ppb	
酢酸	≤40ppb	≤170ppb
ギ酸	≤10ppb	

3.2 建築構成および空調条件

展示室内の仕上げは一般的な展示室仕様となっている。収蔵庫は 2 重壁床構造となっており、躯体面を全面断熱材で覆うことでコンクリートから発生するアンモニア成分の放散抑制を図っている。展示室は在室人数に応じた外気量可変、収蔵庫は外気導入を最小限とする循環主体運用とし、両室とも空調機に中性能フィルターおよびケミカルフィルター (酸・アルカリ用) を設置した。

3.3 枯らし対策と実施スケジュール

躯体および仕上げ材表面から放散される各化学物質は時間とともに低減することが知られており、濃度低減のための通風乾燥期間のことを枯らしという。本施設では、工事期間から引渡し前にかけて、化学物質濃度の低

減を目的として、以下の①～⑤の段階的枯らし対策を実施した。①アンモニア放散量の少ないコンクリートプラントを選定³⁾②化学物質の放散量の少ない仕上げ材料を確認選定③仮設ファンによる換気 (工事期間中) ④本設空調による換気を実施 (ケミカルフィルター無し) ⑤本設空調による換気を実施 (ケミカルフィルター有り) また、要所で対象物質の濃度測定を行い、竣工約 5 ヶ月後に実施したケミカルフィルター全数交換時にはろ材をサンプリングし、消費率を分析した。 (Fig. 6)

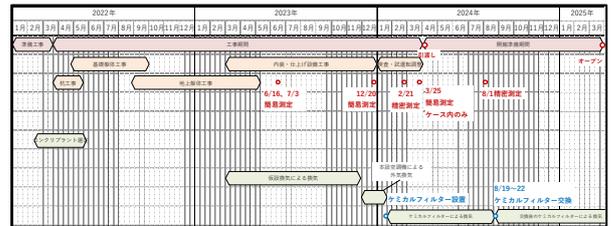


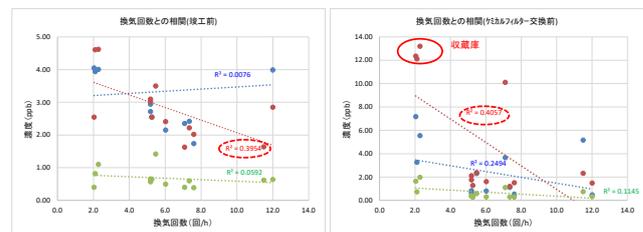
Fig. 6 Deodorization (Karashi) Process and Measurement Schedule

3.4 化学物質濃度とケミカルフィルター消費率

Table 6 に竣工前及びケミカルフィルター交換前に実施した化学物質測定結果、交換前ろ材の消費率を示す。竣工前の各成分の濃度はいずれも基準値比で最大でも 11~14%に抑えられており、工事期間中からの段階的な枯らし対策が有効であったことが確認された。一方、交換前濃度については竣工前より上昇している室も見られたが、気温上昇により放散量が増加したことが主要因と考えられる。交換前においても最大でも基準値の 30%程度には抑えられている。交換前ろ材の消費率分析では、酸性成分 (酢酸+ギ酸) の消費率は展示室で高く、収蔵庫で低い傾向が見られた。これは、展示室では外気導入運用により外気由来の酸性成分の影響を受けやすい一方、収蔵庫では循環主体の運用により外気の影響が小さいことに起因していると考えられる。アルカリ成分 (アンモニア) については、濃度・消費率ともに低く、室間の差も小さかった。

3.5 化学物質濃度と各要素の相関関係

竣工前及びケミカルフィルター交換前に測定した化学物質濃度と各要素の相関図を Fig. 7 に示す。酢酸は換気回数が大きい部屋ほど濃度が低下する傾向が見られた。一方、アンモニアは換気回数・室表面積・工程期間との明確な相関は見られなかった。アンモニアは段階的枯らし対策により枯らしが進み、アンモニア濃度自体が低かったためと考えられる。



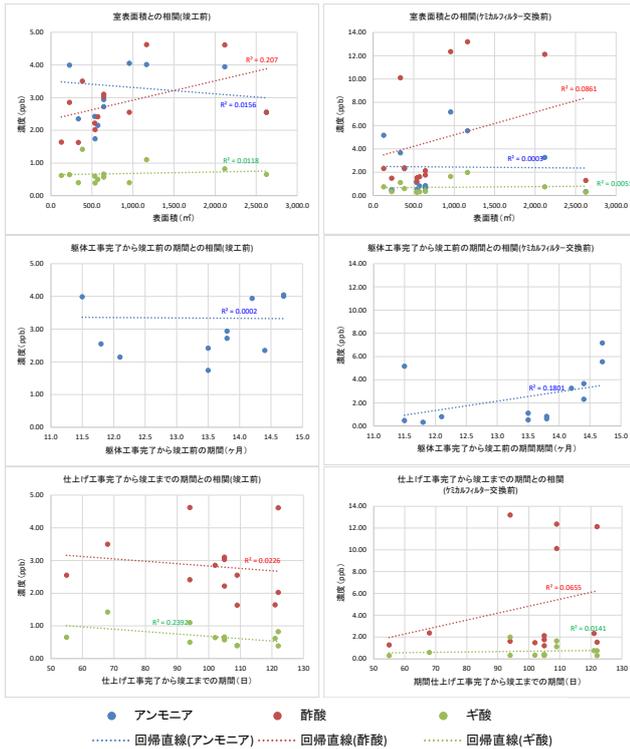


Fig.7 Correlation Between Chemical Concentrations and Influencing Factors

3.6 ケミカルフィルター消費率と各要素の相関関係

ケミカルフィルターの消費率と換気回数、及びケミカルフィルター交換前に測定した化学物質濃度との相関図を Fig. 8 に示す。酸成分(酢酸+ギ酸)は換気回数とは正の相関だが、濃度とは負の相関を示し、消費率が大きい室ほど濃度低減効果が高い傾向を示した。アルカリ成分では顕著な相関は認められなかった。アルカリ成分は枯らしが進み、濃度自体が低かったためと考えられる。

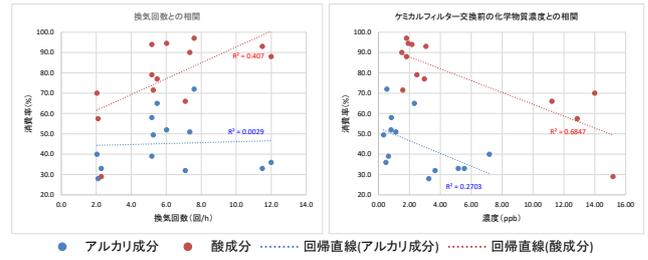


Fig.8 Correlation Between Filter Consumption and Influencing Factors

4. まとめ

本実測結果から、展示室・収蔵庫とも運用状態に応じた適切な空調制御により安定した温湿度環境を維持できることを確認した。特に収蔵庫ではソックダクトによる微風速吹出しと壁面の多数の吸込口が一様な空気分布に寄与し、温度差・気流速差の小さい均一な環境が形成された。空気質環境では材料選定・枯らし・換気計画の総合的効果により、アンモニア・酢酸・ギ酸などの化学物質濃度が基準値より大幅に低減された。酸性成分では換気回数と濃度およびフィルター消費率との間に相関関係が認められ、運用条件に応じた換気計画が濃度低減に有効であることを確認した。アルカリ成分は濃度・消費率ともに低く室間差も小さかった。総括して本美術館の展示室および収蔵庫は美術作品の展示・保管において適した環境であることが示された。

参考文献

- 1) 呂俊民ほか:「美術館・博物館のための空気清浄化の手引き」(平成 31 年 3 月改定版), 2019
- 2) 佐野千絵, 呂俊民ほか: 博物館資料保存論 一文化財と空気汚染, 2010
- 3) 野村佳緒里, 天野健太郎: コンクリートの構成材料の違いがアンモニア発生量に及ぼす影響に関する研究, 文化財保存修復学会第 44 回大会研究発表集, 172-173, 2022

Table 6 Chemical Concentrations and Pre-exchange Filter Consumption Rates

系統名 ■: 清浄度レベル I ■: 清浄度レベル II	面積 (m ²)	天井高 (m)	容積 (m ³)	表面積 (m ²)	空調機台数	SA量 (CMH)	換気回数 (回/h) 赤字: 最大値 青字: 最小値	竣工前濃度 上段: 濃度 (ppb) 下段: 許容濃度に対する割合 赤字: 最大値 青字: 最小値			ケミカルフィルター交換前濃度 上段: 濃度 (ppb) 下段: 許容濃度に対する割合 赤字: 最大値 青字: 最小値			交換時消費率(%) ■: 消費率50%未満 ■: 消費率70%以上 赤字: 最大値 青字: 最小値	
								アンモニア	酢酸	ギ酸	アンモニア	酢酸	ギ酸	アルカリ成分	酸成分
								収蔵庫1	304.0	5.00	1,520.0	956.7	1	3,100	2.0
収蔵庫2	780.0	5.00	3,900.0	2,118.6	2	8,200	2.1	3.94 13.1%	4.61 11.5%	0.82 8.2%	3.26 10.9%	12.12 30.3%	0.74 7.4%	28.0	57.5
収蔵庫3	386.0	5.00	1,930.0	1,164.9	1	4,400	2.3	4.01 13.4%	4.82 11.8%	1.10 11.0%	5.55 18.5%	13.20 33.0%	1.98 19.8%	33.0	29.0
写真収蔵庫	79.0	5.00	395.0	335.8	2	2,800	7.1	2.35 7.8%	1.63 4.1%	0.40 4.0%	3.66 12.2%	10.11 25.3%	1.11 11.1%	32.0	66.0
一時保管庫	50.0	4.50	225.0	227.3	1	2,700	12.0	3.99 13.3%	2.85 7.1%	0.64 6.4%	0.48 1.6%	1.48 3.7%	0.33 3.3%	36.0	88.0
コレクションギャラリー-1	190.0	4.75	902.5	641.9	1	4,700	5.2	2.72 9.1%	3.10 1.8%	0.57 5.7%	0.64 2.1%	2.12 5.3%	0.36 3.6%	39.0	79.0
コレクションギャラリー-2	190.0	4.75	902.5	641.9	1	4,700	5.2	2.94 9.8%	3.03 1.8%	0.66 6.6%	0.83 2.8%	1.76 4.4%	0.40 4.0%	58.0	94.0
コレクションギャラリー-3	105.0 89.0	4.50 7.00	1,095.5	572.4	2	6,600	6.0	2.15 7.2%	2.41 1.4%	0.50 5.0%	0.81 2.7%	1.61 4.0%	0.31 3.1%	52.0	94.5
コレクションギャラリー-4	171.0	3.75	641.3	538.2	1	4,900	7.6	1.74 5.8%	2.02 1.2%	0.39 3.9%	0.54 1.8%	1.52 3.8%	0.29 2.9%	72.0	97.0
コレクションギャラリー-5	174.0	3.50	609.0	532.7	1	4,500	7.4	2.42 8.1%	2.22 1.3%	0.60 6.0%	1.12 3.7%	1.20 3.0%	0.30 3.0%	51.0	90.0
企画展示室	996.0	5.00	4,980.0	2,623.2	2	26,200	5.3	2.55 8.5%	2.55 1.5%	0.65 6.5%	0.33 1.1%	1.28 3.2%	0.29 2.9%	49.5	71.5

非一方向流型クリーンルームにおける FFU 集中配置方式の性能評価に関する研究

(その3) 非等温環境における FFU 配置及び吹出し風速が温度・汚染質濃度分布に及ぼす影響の評価

Performance Evaluation of Centralized FFU Arrangement System in Non-unidirectional Cleanrooms

(Part 3) Influences of FFU Arrangement and Supply Velocity on Temperature and Contaminant

Concentration Distribution under Non-isothermal Conditions

○木下 陽太 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 山澤 春菜 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)

中川 和樹 (大阪大学) 土屋 茂樹 (三機工業) 佐々木 賢知 (三機工業)

Yota KINOSHITA*1 Tomohiro KOBAYASHI*1 Haruna YAMASAWA*1 Narae CHOI*1

Kazuki NAKAGAWA*1 Shigeki TSUCHIYA*2 Masanori SASAKI*2

*1 The University of Osaka *2 SANKI ENGINEERING CO.,LTD.

This study investigates the effect of FFU arrangement and supply velocity on temperature and contaminant concentration distributions in non-unidirectional cleanrooms under non-isothermal conditions. The cleanroom was equipped with a centralized FFU arrangement system. A 3.2 kW heater, corresponding to 50 W/m² of floor area, was installed to simulate a machine. JIS test powder was used as the contaminant. Six experimental conditions were established, varying in FFU arrangement and supply velocity. A dense arrangement of FFUs near the wall improved ventilation effectiveness at the same airflow rate. In contrast, increasing the FFU supply velocity did not necessarily improve ventilation effectiveness.

はじめに

近年、半導体製造が拡大し、クリーンルームの需要が高まっている。一般にクリーンルームでは多くのファンフィルターユニット (以降 FFU) の運転を必要とするため、エネルギー消費量が増大することから、換気効率の高い設計が有効と言える。そこで本研究では、土屋ら¹⁾の方式を参考にし、Fig. 1 の FFU 集中配置の非一方向流型クリーンルーム (以降本方式) を提案する。本方式では、FFU を室の壁側に集中的に配置し、FFU から供給された清浄な空気が床面付近到達後に床面に沿って水平方向に室全体に広がり、製造装置周辺の汚染質を巻

き込みながら上昇し、室上部のドライコイル (以降 DC) により冷却し、FFU で汚染質を除去する方式である。

本研究では本方式の最適な設計手法の確立を目的とする。前報²⁾では施工完了時 (as build)³⁾ を想定し、清浄度回復率に与える影響を実験室実験により検討した。本報では FFU 配置及び吹出し風速をパラメータとし、温度・汚染質濃度分布に及ぼす影響について、非等温環境である通常運転時 (operational)³⁾ を想定とした実験室実験により検討した結果を報告する。

1. 実験概要

1.1 実験室概要

実験は Fig. 2 に示す三機工業株式会社 R&D センター内のクリーンルームを模した実験室にて行った。FFU 16 台を室の壁側に集中的に配置した。FFU からの給気気流は室内に広がり、天井内仕切り壁に設置された DC を通過し、冷却されて FFU へ還る。また、DC の上流側で外調機から新鮮空気 (以降 OA) を 975 m³/h 供給し、同流量を扉上部の差圧ダンパー (以降 BD) を介して廊下に排気した。生産装置を模擬して、FFU 側の面を断

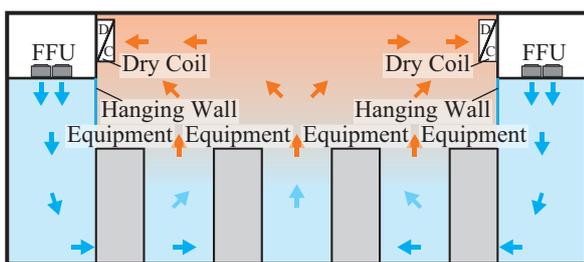
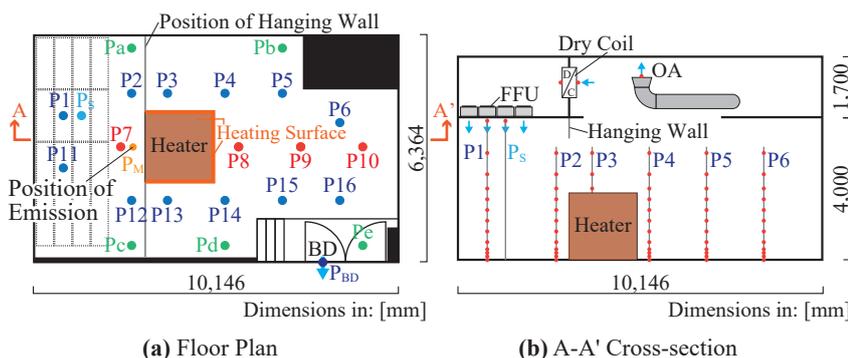


Fig. 1 Concept of Air-conditioning System



(a) Floor Plan

(b) A-A' Cross-section

Fig. 2 Experimental Set-up and Measurement Point

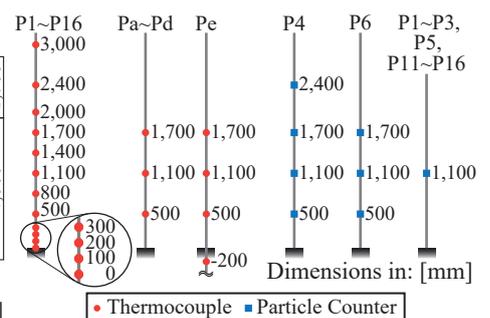


Fig. 3 Measurement Point of Thermocouple and Particle Counter

Table 1 Experimental Cases

Case	Arrangement of FFU	FFU Supply Velocity [m/s]	Number of FFU	Total Air Volume of FFU [m ³ /h]	Ventilation Rate [1/h]
Case 1-0.25	Staggered	0.25	8	5,264	17.0
Case 1-0.35		0.35		7,376	22.7
Case 1-0.45		0.45		9,480	28.4
Case 2-0.35	Straight (near the wall)	0.35		7,376	22.7
Case 3-0.35	Straight (far from the wall)	0.35		7,376	22.7
Case 4-0.35	All	0.35	16	14,752	42.7

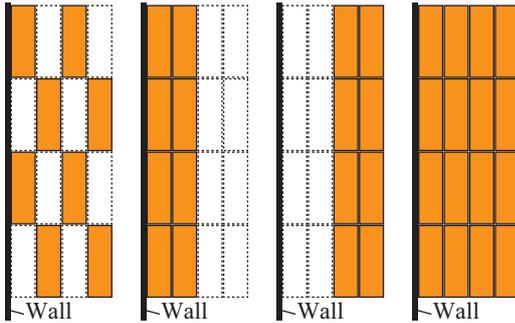


Fig. 4 Arrangement of FFU

熱した総発熱量 3.2 kW で床面積に対して 50 W/m² 程度の発熱体を設置した。

1.2 測定概要

温度・粒子数濃度分布を Fig. 2 及び Fig. 3 に示す通り測定した。温度を T 型熱電対、粒径 0.3 μm 以上の粒子数濃度をパーティクルカウンター (Rion, KC-52) を用いてともに 0.1 Hz で測定した。

実験条件は Table 1 及び Fig. 4 に示す通り、異なる FFU 運転台数、配置、吹出し風速のもと計 6 条件とした。運転する FFU を Case 1 は千鳥配置の 8 台とし、Case 2 は壁側の 8 台、Case 3 は壁から遠い側の 8 台、Case 4 は 16 台全てとした。FFU 吹出し風速については、0.35 m/s としたが、Case 1 のみ 0.25 m/s, 0.35 m/s, 0.45 m/s の条件を設けた。なお、Case 1-0.35 を基本条件とする。

実験手順について、まず、FFU、DC、外調機、発熱体を運転させ、室内温度が定常に達したことを確認し、Fig. 5 に示す汚染質発生位置より、JIS 試験用粉体 1-17 種 (中心径 1.9 - 2.4 μm) を粉体エアロゾルジェネレータ (Palas, RBG Solo) を用いて、発熱体に向けて水平方向に連続発生させた。その後、室内の粒子数濃度が定常に達した後の 30 分間のデータを実験結果として用いた。

1.3 評価指標

温度は測定した空気温で直接評価し、濃度については Eq. (1) を用いて、規準化濃度 C^* [-] により評価した。

$$C^* = \frac{C_p - C_s}{C_e - C_s} = \frac{C_p}{C_e} \quad (1)$$

ただし、給気濃度 C_s [1/m³] は 0 とし、排気濃度 C_e [1/m³] は BD 及び DC における粒子数濃度の風量重みづけ平均とした。なお、 C_p [1/m³] は測定点濃度を示す。

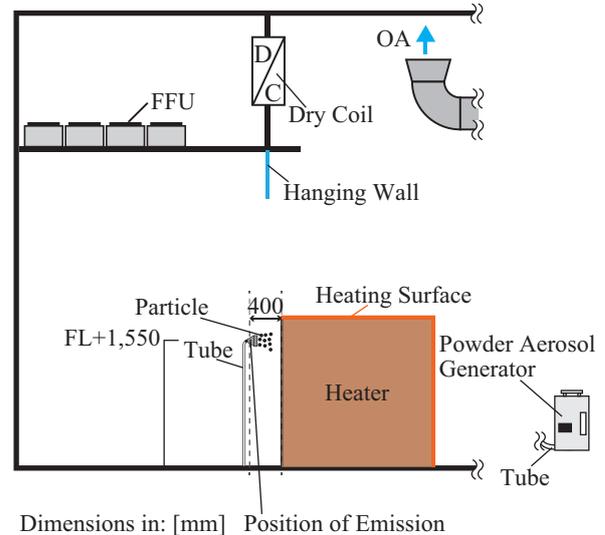


Fig. 5 Position of Emission and Emission Methods

また、冷房及び換気の効率を評価するため、熱除去効率 ϵ_t [-]、汚染質除去効率 ϵ^c [-]、居住域での清浄度指数 ϵ_{oz}^c (以降居住域清浄度指数) ϵ_{oz}^c [-] を求めた。

熱除去効率は Eq. (2) より算出した。

$$\epsilon_t = \frac{T_e - T_s}{T_{oz} - T_s} \quad (2)$$

ここで、 T_e [°C] は排気温度を、 T_s [°C] は給気温度を、 T_{oz} [°C] は居住域平均温度を表す。なお、本研究において、 T_e は BD 及び DC における温度の風量重みづけ平均、 T_s は FFU 及び OA における吹出温度の風量重みづけ平均、 T_{oz} は P1 ~ P16 における FL+1,100 mm 以下の温度の平均とした。

汚染質除去効率は Eq. (3) より算出した。

$$\epsilon^c = \frac{c_e}{\langle c \rangle} \quad (3)$$

ここで、 $\langle c \rangle$ [1/m³] は室内平均濃度を示している。なお、 $\langle c \rangle$ は室内全てのパーティクルカウンターにて測定された粒子数濃度の平均とした。

居住域清浄度指数は Eq. (4) より算出した。

$$\epsilon_{oz}^c = \frac{c_e}{c_{oz}} \quad (4)$$

ここで、 c_{oz} [1/m³] は居住域平均濃度を表す。居住域清浄度指数は作業領域 (FL+1,100 mm) 内の汚染質除去効率を求めることを意図している。

2. 結果と考察

Fig. 6 に P2 ~ P6 における鉛直温度分布を、Fig. 7 に P4 及び P6 における鉛直規準化濃度分布を、Fig. 8 に FL+1,100 mm における水平規準化濃度分布を示す。また、Table 2 に熱除去効率、汚染質除去効率、居住域清浄度指数を示す。なお、FFU 配置による影響では Case 1-0.35, Case 2-0.35, Case 3-0.35, Case 4-0.35 を比較し、FFU 吹出し風速による影響では Case 1-0.25, Case 1-0.35, Case 1-0.45, Case 4-0.35 を比較する。

2.1 FFU 配置による影響

Fig. 6 (a) より、P2 においてのみ全ての条件で温度成層が確認できた。また、FL+2,000 mm 以下では全ての条件で鉛直分布に大きな差は見られなかった。すなわち、今回検討した条件において FFU 配置が温度分布に及ぼす影響は小さかった。

Fig. 7 (a) より、規準化濃度の鉛直分布は P4 において、Case 3-0.35 が全ての高さで最も高くなった。この要因として、Case 3-0.35 では FFU と壁との間の隙間がほか

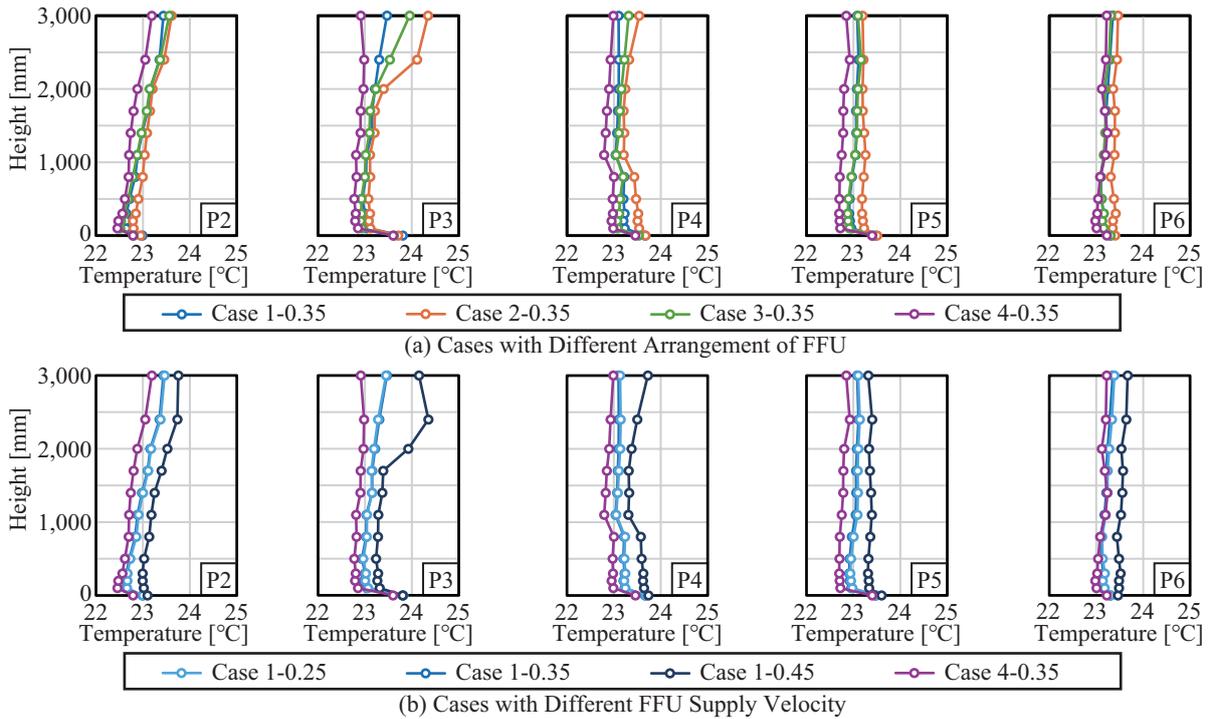


Fig. 6 Vertical Distribution of Temperature at P2 ~ P6

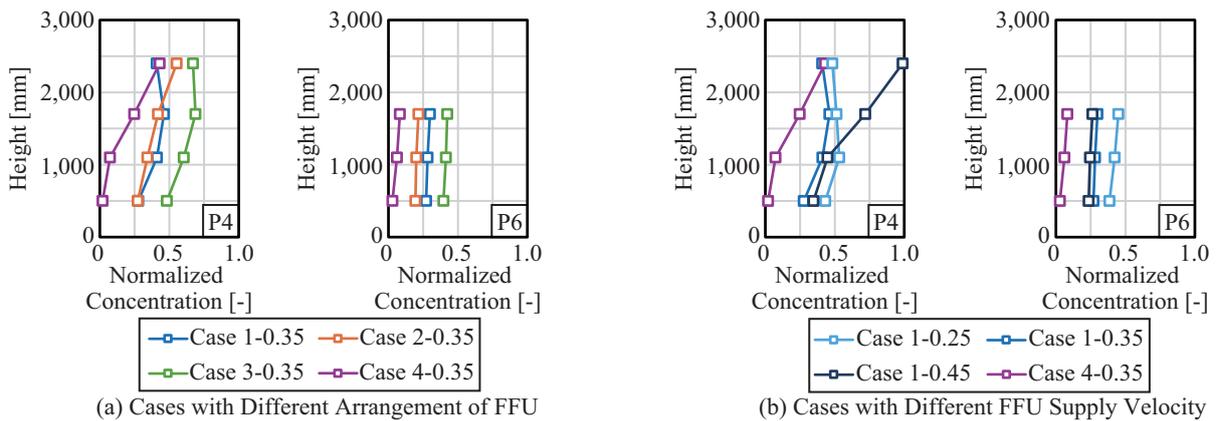


Fig. 7 Vertical Distribution of Normalized Concentration at P4 and P6

Table 2 Efficiency of Heat Removal, Contaminant Removal Effectiveness, and Air Quality Index in the Occupied Zone for Each Experimental Cases

Non-isothermal Condition	Case1-0.25	Case1-0.35	Case1-0.45	Case2-0.35	Case3-0.35	Case4-0.35
Efficiency of Heat Removal [-]	1.12	1.16	1.25	2.06	1.53	0.17
Contaminant Removal Effectiveness [-]	1.57	2.36	2.75	3.95	2.28	5.00
Air Quality Index in the Occupied Zone [-]	1.55	2.36	3.08	4.27	2.35	5.39

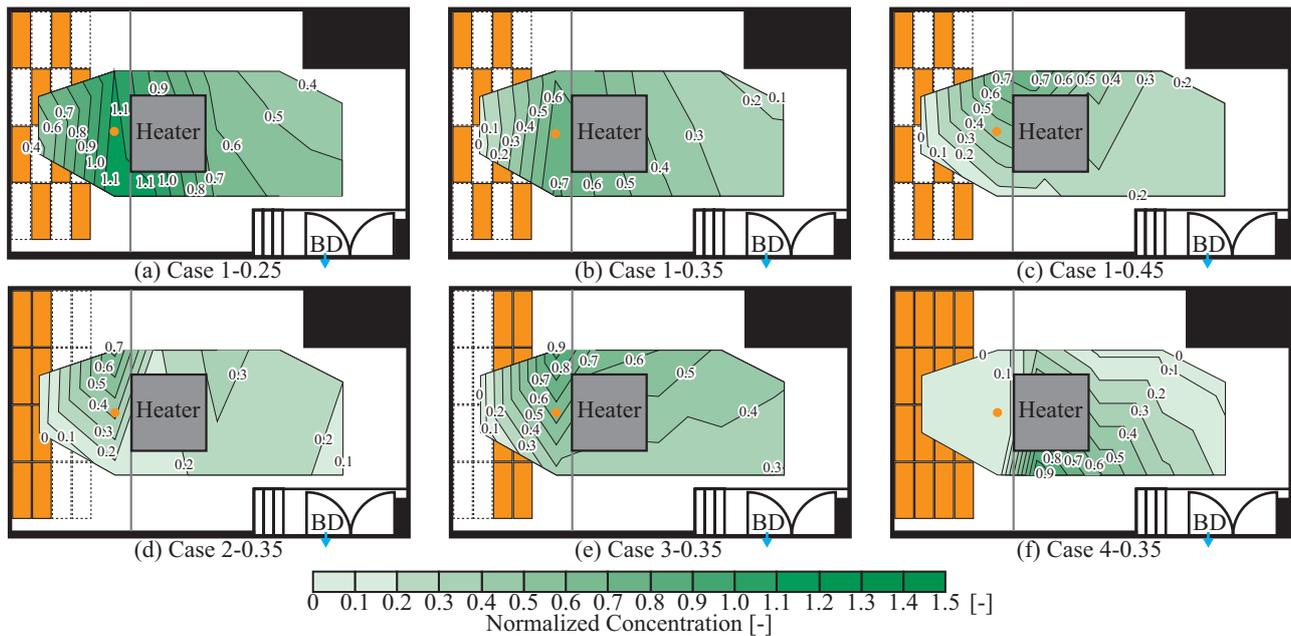


Fig. 8 Horizontal Distribution of Normalized Concentration at FL+1,100 mm

の条件に比べ大きい場合、FFUからの給気気流が壁側においても汚染質を巻き込んだ可能性が考えられる。また、Case 4-0.35ではP4において各高さの規準化濃度がほかの条件よりも概ね低くなった。これは、FFUからの給気気流が床面まで下降し、室奥方向に広がる際に、ほかの条件に比べて厚い噴流となって清浄な空気がP4まで届いたためと考えられる。P6では濃度勾配が見られない。これはFFUからの給気気流が室奥付近まで到達せず、かつ汚染質も室奥には輸送されていなかった可能性が考えられる。Fig. 8 (b), (d), (e), (f)より、規準化濃度の水平分布はCase 2-0.35が室全体的に低くなっている。これは、Case 2-0.35では、清浄な空気が壁面に沿って下降して床面付近を広がったために、給気気流が巻き込む汚染質量が抑えられたものと考えられる。また、Table 2より、同風量の条件において、Case 2-0.35の熱除去効率、汚染質除去効率、居住域清浄度指数が最も高い。これらのことより、本実験条件ではFFUを壁面近傍に集中的に配置することで、室全体及び作業領域における換気効率が良くなる可能性が示唆された。

2.2 FFU吹出し風速による影響

Fig. 6 (b)より、P2のみで温度成層が形成されており、今回検討した条件においてFFU吹出し風速が温度分布に及ぼす影響も小さかった。

Fig. 7 (b)より、Case 1-0.45とCase 4-0.35で濃度勾配が見られた。これは、今回検討した条件では、Case 1-0.45では発熱体による浮力よりもFFUからの給気気流による慣性力が大きくなったことで、室上部において汚染質の拡散・混合が促進された可能性がある。Fig. 8 (a), (b), (c), (f)より、Case 1-0.25がほかの条件に比べ、室全体的に規準化濃度が高くなっている。しかし、Case 1-0.35とCase 1-0.45では室全体として、規準化濃度の

範囲が等しくなっている。Case 4-0.35ではFFU直下では規準化濃度は概ね0となっているが、平面分布を見ると、分布は対称ではない。図中下側に向かって汚染質が輸送され、図中上側にあるP4及びP6における鉛直濃度は、結果的に、濃度の低い部分における評価となったものと思われる。また、Table 2より、居住域清浄度指数はCase 1-0.35と比べてCase 1-0.45において高い。以上より、本実験条件では、FFUの吹出し風速を大きくすることが換気効率には繋がらない場合があり、前節のような配置と併せての検討が重要であると考えられる。

3. まとめ

本報では、非等温環境において、FFU集中配置方式の非一方向流型クリーンルームにおける温度・粒子数濃度分布の測定を行った。その結果、本実験条件ではFFUを壁面近傍に集中的に配置することで、室全体及び作業領域における換気効率が良くなる可能性が示唆された。また、FFU吹出し風速の操作のみでは換気効率の向上は限定的であり、配置も含めて複合的に検討する必要があると示唆された。

—参考文献—

- 1) 土屋ら：クリーンルーム空調システムの局所的な換気性能の検証，空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集，第7巻，pp.25-28，2022.9
- 2) 佐々木ら：非一方向流型クリーンルームにおけるFFU集中配置方式の性能評価に関する研究（その2）実験室実験による等温環境におけるFFU配置が清浄度回復率に及ぼす影響の評価，空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集，第7巻，pp.77-80，2025.9
- 3) ISO 14644-1 Cleanrooms and associated controlled environments - Part 1: Classification of air cleanliness by particle concentration, second edition, 2015
- 4) G. Cao, et al. : A review of the performance of different ventilation and airflow distribution systems in buildings, Building and Environment, Vol. 73, pp.171-186, 2014
- 5) E. Mundt (ed), et al. : Ventilation Effectiveness, REHVA Guidebook No.2, REHVA, 2004

垂直一方向流型クリーンルームを対象としたFFUの変風量制御手法に関する研究
(その1) CFD解析による等温環境における制御点位置が室内清浄度に及ぼす影響の把握
A Study on Variable Air Volume Control Method for FFUs in Cleanrooms with Vertical Unidirectional Airflow
(Part 1) Effects of Monitoring Point Location on Indoor Cleanliness in Isothermal Conditions using CFD

○佐々木 涼麻 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 山澤 春菜 (大阪大学)
崔 ナレ (大阪大学) 坂田 敦志 (佐藤総合計画) 千田 紗恵 (佐藤総合計画)

Ryoma SASAKI^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Haruna YAMASAWA^{*1}

Narae CHOI^{*1} Atsushi SAKATA^{*2} Sae SENDA^{*2}

^{*1}The University of Osaka ^{*2}AXS SATOW INC.

This study evaluates a proportional-control variable air volume system for cleanrooms with vertical unidirectional airflow designed for high-precision equipment. CFD simulations were performed using FFU supply air velocity as the manipulated variable. Isothermal steady-state simulations were conducted for different monitoring point locations. The results clarify how monitoring point locations influence airflow distribution, particle transport, and cleanliness in the work area. Single-point control induced inter-zone airflow imbalance and cross-flow, which may reduce the spatial representativeness of measurements. Four-point average control reduced airflow and energy consumption, whereas, due to the contaminant uniformity, it is essential to maintain an appropriate threshold for contaminant concentration.

はじめに

クリーンルーム (以降、CR) では、年間を通じて規定された温湿度条件および清浄度の常時維持が求められる。この要件を満たすため、既存施設では熱源機器やファンフィルターユニット (以下、FFU) を定格出力で連続運転することが多く、エネルギー消費量の増大が課題となっている。実運用では保証清浄度に対して必要以上に低い粒子数濃度が維持されている事例も多いと思われ、省エネルギー化の余地が示唆される。一方、一般空調ではセンシングに基づく高度な制御が普及しているが、CRにおいては清浄度確保が最優先であり、省エネルギーとのトレードオフのため制御高度化には制約がある。FFUの風量制御システムの導入事例¹⁾は報告されているもの

の、そのような事例は限定的であり、省エネルギー効果や周辺ゾーンへの影響は十分に明らかにされていない。そこで本研究では、垂直一方向流型CRを対象とし、室内環境のモニタリング結果に基づいて清浄度に応じたゾーン別変風量運転による必要風量の削減の可能性を検討する。本報では、等温条件下のCFD解析を行い、制御点位置が清浄度分布およびFFU吹出し風量に及ぼす影響を評価した。

1. 解析概要

1.1 解析空間

解析空間は Fig. 1 に示すように6つのゾーンから構成される $18,000 \times 22,200 \times 6,500$ mm の垂直一方向流型

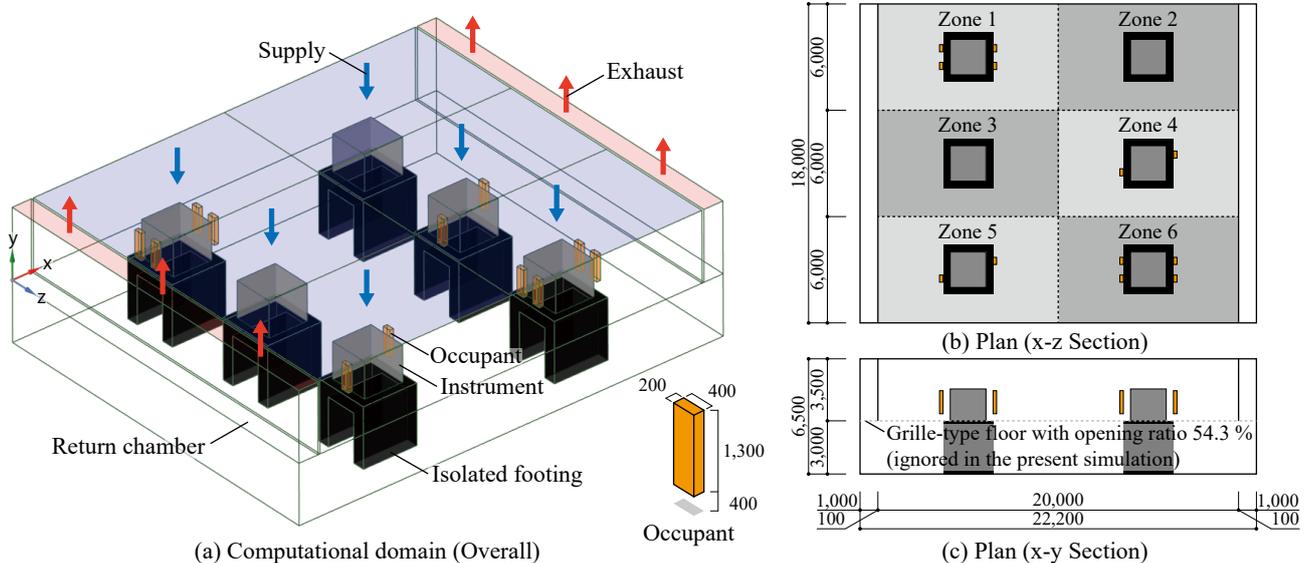


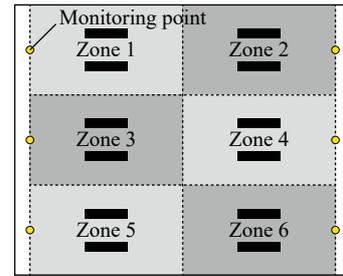
Fig. 1 Analytical model [mm]

Table 1 Analysis condition

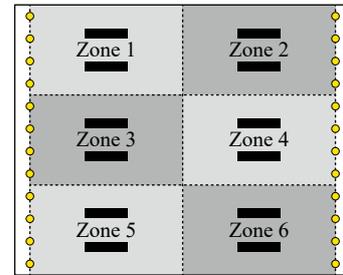
Software	Fluent 2023R1
Number of cells	3,863,306
Turbulent model	Standard k-ε
Algorithm	SIMPLE
Gradient scheme	Green-Gauss Cell Based
Pressure interpolation scheme	Body Force Weighted
Scheme of convection component	QUICK
Outlet	Gauge Pressure = 0 [Pa]
Particle emissions (Simulated by passive scholar)	750,000 [/min per person]

Table 2 Analytical cases

Case	Inlet Boundary			Number of monitoring points per zone for control [1/zone]
	Supply velocity	Turbulent intensity [-]	Hydraulic diameter [m]	
Constant	Constant (rated condition)	0.1	1	-
Control_1	Proportional control			1
Control_4	Proportional control			4



(a) Control_1



(b) Control_4

Fig. 2 Monitoring point location (y = -650)

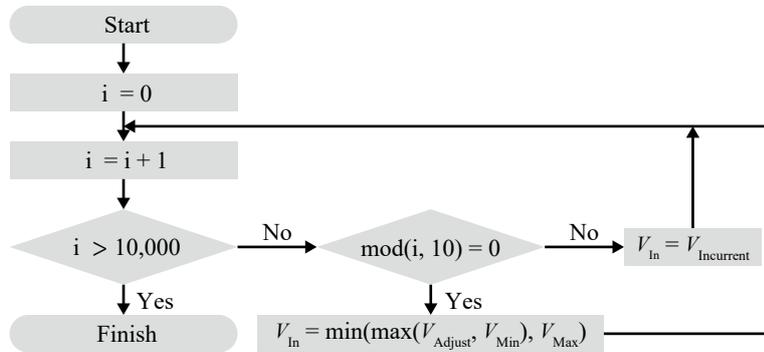


Fig. 3 Control flow

- V_{In} : 流入境界風速 [m/s]
- $V_{Incurrent}$: 現在の流入境界における風速 [m/s]
- V_{Min} : 風速の下限值 [m/s]
- V_{Max} : 風速の上限値 [m/s]
- V_{Adjust} : 調整風速 [m/s]
- $$V_{Adjust} = V_{Incurrent} + K_p \times (C_{Target} - C_p)$$
- K_p : 比例ゲイン [m⁴/s]
- C_{Target} : 目標値 [m³]
- C_p : 制御量 [m³]

CRを対象として再現した。本研究では、解析空間の清浄度をISO規準²⁾におけるクラス5相当として想定した。天井全面に設置されたFFUから供給される清浄な空気は、室内を鉛直下向きに流下した後、グリル型CR床を通過し、CR側方に設置されたレターンチャンバーを通して排気される構成とした。なお、実際は床下においてドライコイルユニットによる給排気による熱負荷処理を想定するが、エアバランスが取れることから等温解析の本報においては簡単のため無視した。また、床面についても簡単のため無視した。発塵源としては人体を模擬した直方体モデルを配置した。人体からの発塵量(粒径: 0.11 μm以上)は750,000個/分³⁾と想定してパッシブスカラーで与えることとし、ここではZone 1, 6に4名ずつ、Zone 4, 5に2名ずつ、計12体配置した。人体は立位を想定し、6面すべてから粒子を模した空気と同物性のガスの流入フラックスを均等に与えた。

1.2 解析条件

解析手法の概要をTable 1に示す。乱流モデルには標準k-εモデルを用い、等温定常解析を行った。流入境界は天井全面、流出境界はレターンチャンバー上部全面に設定した。

本報ではFFUを定格風量で運転する場合と、モニター点における清浄度に応じて風量を比例制御する場合の比較を行った。解析条件をTable 2に、制御点位置をFig. 2に示す。条件Constantは制御を行わず、全ゾーンで定格風量100%の一定運転とした。条件Control_1では各ゾーン中央断面に制御点を1点設置し、条件Control_4では各ゾーンに4点の制御点を等間隔に設置した。いずれの条件においても、制御点の鉛直位置は床下空間を想定したy = -650 [mm]に統一した。

1.3 制御方法

本報ではFFUの給気風速を操作量とする比例制御を導入した。制御フローをFig. 3に示す。まず、条件Constantの収束解を初期条件として計算を開始した。計算の数値安定性を考慮し、制御による流入境界風速の更新は10 iterationごとに実施した。各更新時には、各ゾーンの制御点における平均粒子数濃度を制御量 C_p として取得し、目標値 C_{Target} との偏差に基づいて調整風速 V_{Adjust} を算出した。算出された V_{Adjust} に対して、物理的制約および運転範囲を考慮し、風速の上限値 V_{Max} (定格風速の100%)および下限値 V_{Min} (定格風速の40%)を適用した。これにより決定された流入境界風速 V_{In} を各ゾーン

に与え、次の 10 iteration を計算した。この手順を所定の iteration まで繰り返した。さらに収束性向上のため、10,000 iteration 到達後は直近 100 iteration における流入風速の平均値を各ゾーンの流入風速として固定し、その後は制御を行わずに計算を継続した。なお、目標値 C_{Target} は、条件 Control_1 においてゾーン間に流入風速分布を形成することを目的として設定し、条件 Control_4 においても同一の値を用いた。

2. 結果と考察

Fig. 4 に各条件における速度ベクトルおよび粒子数濃度の水平・鉛直分布を示す。本研究では、作業領域を床面上 $y = 0 \sim 1,800 \text{ mm}$ と定義した。作業領域における濃度評価のため、Eq. 1 で規準化を行った。

$$c^* = \frac{c}{c_0} \quad (\text{Eq. 1})$$

ここで、 c^* [-] は規準化作業領域平均濃度、 c_0 [個/m³] は ISO クラス 5²⁾ における粒径 0.1 μm 以上の粒子に対する最大許容濃度 (100,000 [個/m³])、 c [個/m³] は各条件・各ゾーンの作業領域平均濃度である。Fig. 4 の $y = 1,100 \text{ mm}$ のベクトル図に示す通り、条件 Control_1 では Zone 1, 6 で 62 % 程度の風量、その他は 40 % の風量となった。また、条件 Control_4 では全ゾーンで下限値の 40 % まで風量が絞られる結果となった。Fig. 5 に各ゾーンの規準化作業領域平均濃度を示す。まずどの条件においても作業領域平均濃度は目標値の 20% 以下であり、必要な環境は維持される結果となっている。また、全ゾーンで流入風速が一致している条件 Constant, Control_4 を比較すると、風量の減少に伴って線形的に規準化作業領域平均濃度が上昇していることがわかる。一方、条件 Control_1 において Zone 4, 5 を比較すると、Zone 4 の規準化作業領域平均濃度が相対的に大きくなった。これは隣接ゾーン間に風量差が生じたことにより横断流が形成され、発塵量の大きい Zone 6 で発生した粒子が隣接ゾーンへ移流したためであると考えられる。

2.1 条件 Constant

定格 100% 運転である条件 Constant では、各ゾーンに同一流量の給気が行われるため、天井全面から供給された清浄な空気は鉛直下向きの一様な主流を形成し、主として側方のレターンチャンバーへ向かう直線的な流れ場を形成した。発生した粒子はこの主流に沿って側方へ輸送され、レターンチャンバー方向へほぼ直線的に拡散する挙動を示した。これは、ゾーン間の流量差による横断流が生じないため、空間的な混合が抑制され、主流方向の対流輸送が支配的となることを示している。

2.2 条件 Control_1

1 つの制御点の濃度を制御量とした条件 Control_1 では、前述の通り比例制御により発塵量の大きい Zone 1,

6 で給気風速が定格の約 62 % となり、その他のゾーンでは下限値に達した。これにより隣接ゾーン間に風量差が生じ、風量の小さいゾーンへの横断流によって高濃度領域が移流した。その結果、床下の制御点が濃度ピークから外れる場合があると考えられ、最大濃度を過小評価する可能性がある。したがって、1 点制御は測定位置への依存性が高く、空間分布の代表値としての信頼性に課題があると示唆される。

2.3 条件 Control_4

4 つの制御点における平均濃度を制御量とした条件 Control_4 では、制御量が空間平均濃度であるため、局所的に高濃度領域が存在しても平均値としては低く評価される。この結果、比例制御により給気風速は全ゾーンで下限値に到達し、風量は大幅に抑制された。一方で、局所濃度の上昇が十分に抑制されず、作業領域の濃度は 1 点制御の場合と比較して相対的に高い傾向を示した。しかし作業領域平均濃度も目標濃度を十分に満たしている。以上より、4 点平均制御は風量削減による省エネルギー性に優れる一方で、発塵位置直近の濃度は制御点濃度より高くなる可能性があるため、CR 内でも特に清浄度が求められる位置と現実的にモニター点を設置できる制御点との濃度差を考慮して制御の目標値を設定することが重要と言える。

3. まとめ

本報では、大型精密機器を有する垂直一方向流型 CR を対象として、FFU の給気風速を操作量とする比例制御型変風量システムの有効性を CFD 解析により検討した。制御点位置をパラメータとした等温定常解析により、流れ場と粒子輸送の観点から作業領域の清浄度分布および FFU 吹出し風量への影響について検討した。その結果、1 点制御ではゾーン間に形成される風量差に起因して横断流が生じ、高濃度領域の移流に伴い制御点が空間分布を十分に代表しない可能性が示唆された。一方、4 点平均制御は空間平均濃度に基づく制御特性により給気風量の抑制効果が大きく、省エネルギー性に優れる挙動を示したが、実際に清浄度が求められる位置と現実的に制御点が設定可能な位置での濃度差を考慮した目標値設定は重要と言える。今後は制御方式の高度化や発塵条件の多様化を考慮し、変風量システムの適用範囲および設計指針の明確化を図る予定である。

—参考文献—

- 1) 染谷孟行、小笠原正幸、近藤恒佑、小坂千里：ボールルーム方式のクリーンルームへの FFU 制御システムの適用とその運用実績、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2025 年 9 月)
- 2) ISO 14644-1 Cleanrooms and associated controlled environments - Part 1: Classification of air cleanliness by particle concentration, second edition, 2015
- 3) 鈴木良延、藤井修二、早川一也：クリーンルーム用衣服着衣者からの発塵量および発塵機構、日本建築学会計画系論文報告集、第 63 号、pp.43-53、1988.4

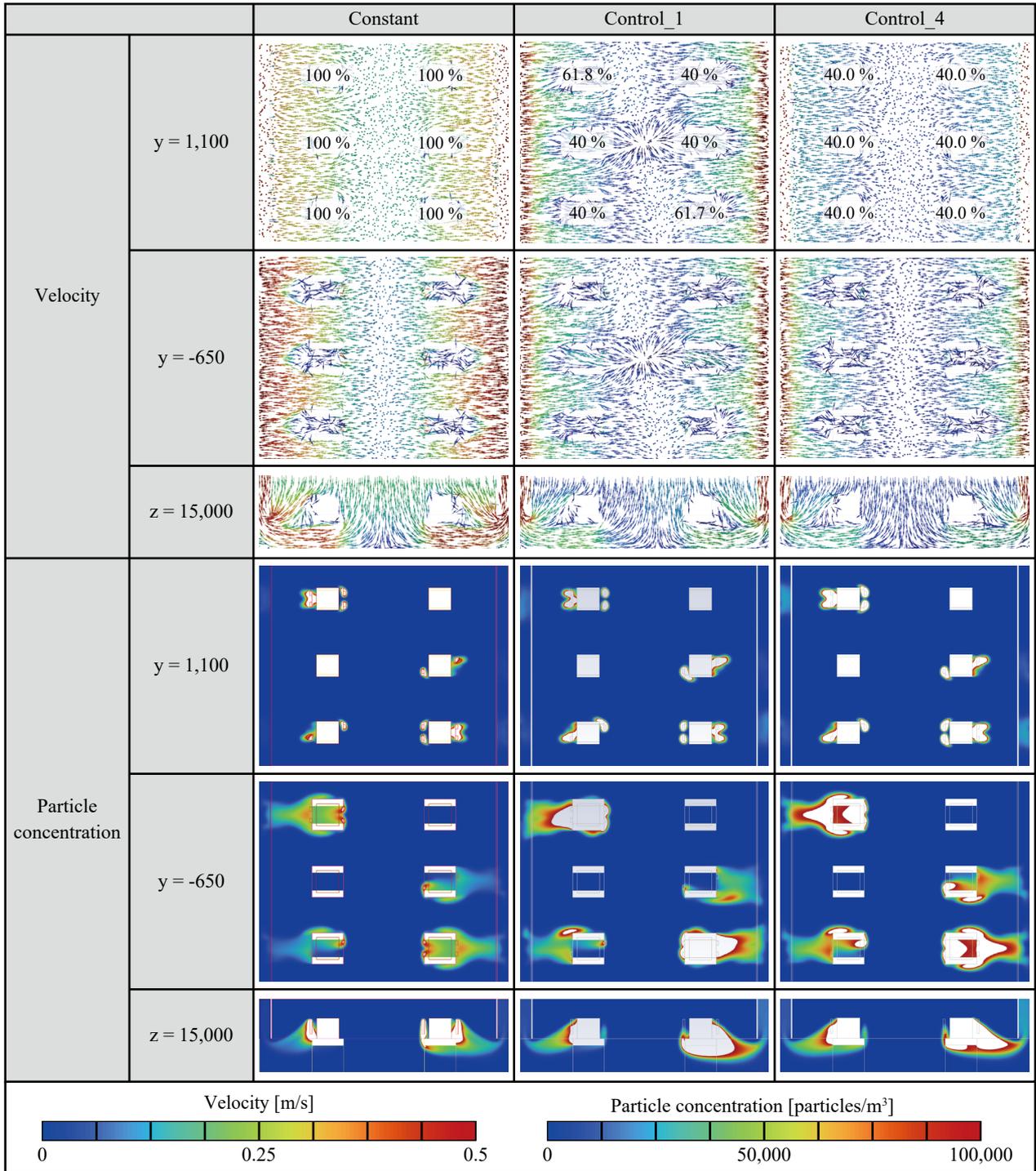


Fig. 4 Distribution of velocity and particle concentration

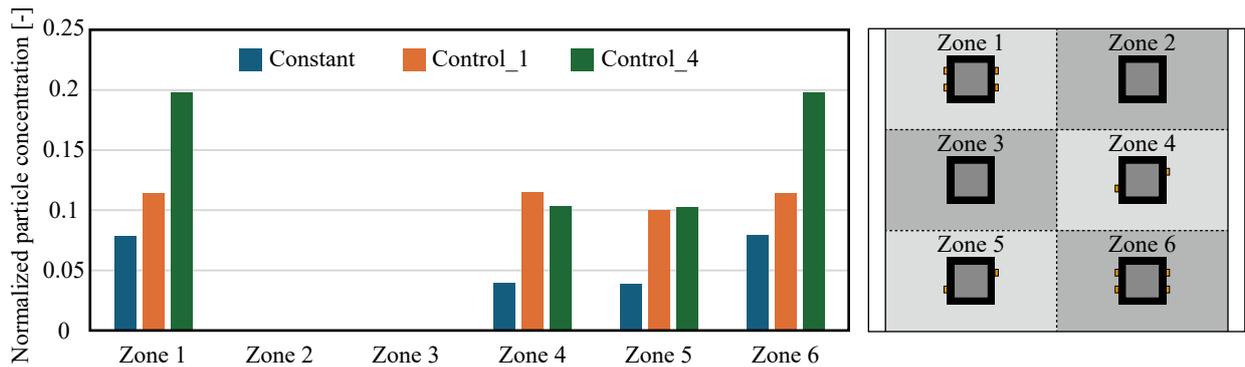


Fig. 5 Normalized particle concentration per zone

感染リスク低減を目的としたプッシュプル型パーソナルエアカーテン (PPAC) に関する研究
(その1) PPAC 形状が汚染物質捕集性能に及ぼす影響

Study on Push-pull Type Personalized Air Curtain (PPAC) for Reducing Infection Risk
(Part 1) Effects of PPAC Geometry on Contaminant Capture Efficiency

○河野 凜太郎 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
小林 知広 (大阪大学) 山澤 春菜 (大阪大学)

Rintaro KOHNO*1 Narae CHOI*1 Tomohiro KOBAYASHI*1 Haruna YAMASAWA*1

*1 The University of Osaka

The COVID-19 pandemic has highlighted the importance of reducing infection risks in indoor environments. Although increasing the ventilation rate is effective in lowering the overall concentration of airborne contaminants, its effectiveness in the short-range exposure near an infected person is limited. In this study, a push-pull type personalized air curtain (PPAC) is proposed to reduce infection risk, and its performance was evaluated in a climate chamber assuming two seated occupants (an infector and an infectee) facing each other. The effects of PPAC on temperature and contaminant concentration distributions were examined under mixing ventilation (MV) and displacement ventilation (DV) conditions, together with the influence of PPAC geometry.

はじめに

新型コロナウイルス感染症 (COVID-19) の世界的流行により、室内環境における感染リスク低減の重要性が改めて認識されている。換気量の増大は室内の汚染物質濃度の低減に有効であるが、感染者近傍の短距離曝露に対する効果には限界があり¹⁾、パーソナル換気や局所排気などの局所的対策が検討されている。本研究では、プッシュプル気流を用いたパーソナルエアカーテン (Push-pull type Personalized Air Curtain, 以下 PPAC) を提案し²⁾、その感染リスク低減効果を検証することを目的とする。本報では、混合換気及び置換換気条件下において、PPAC の使用が室内温度・汚染物質濃度に与える影響を分析すると共に、PPAC の形状が性能に及ぼす影響について検討した結果を報告する。

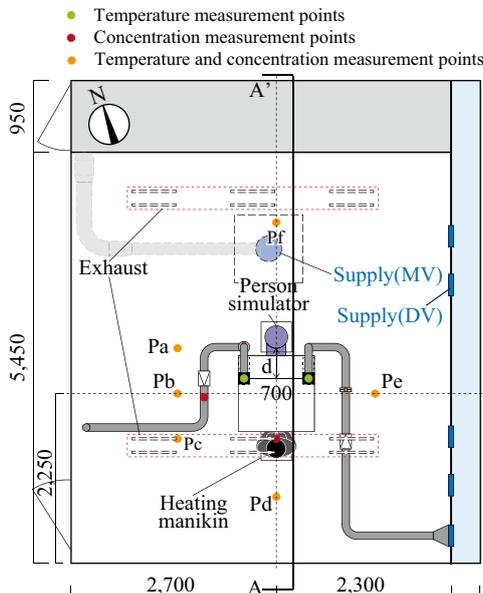


Fig. 1 Plan view of experimental chamber

1 実験概要

1.1 実験方法

実験は Fig.1, Fig.2 に示す大阪大学人工気候室にて、感染者と非感染者が向かい合って着席している空間を想定して行った。感染者として簡易形状の模擬人体を、非感染者としてヒーティングマネキンを用い、両者を 120 cm の距離に配置し、発熱量は各 75 W とした。感染者と非感染者の間の机上には、給気ユニット (Supplying Unit, 以下 SU) と捕集ユニット (Capturing Unit, 以下 CU) で構成される PPAC を設置し、混合換気 (MV) と置換換気 (DV) の両換気方式において実験を実施した。実験条件を Table 1 に示す。PPAC を設置しない MV と DV (給気量 150 m³/h) を基本条件とし、PPAC (75 m³/h, 面風速約 1.2 m/s) を設置した条

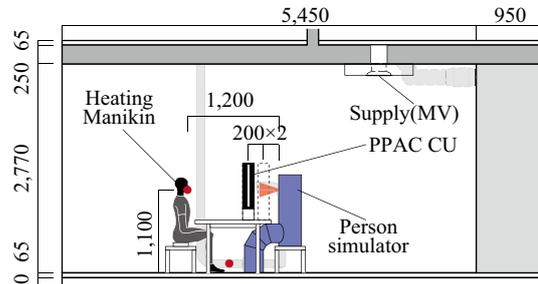


Fig. 2 Section view of experimental chamber

Table 1 Experimental conditions

Case	Room Ventilation		PPAC		
	Type	Flow rate [m ³ /h]	Flow rate [m ³ /h]	d	Type
MV150-noPPAC		150	-	-	-
MV150-PPAC75-d20	MV	150	75	20	a
MV150-PPAC75-d40-a		150	75	40	a
MV150-PPAC75-d40-b		150	75	40	b
MV150-PPAC75-d40-c		150	75	40	c
MV225-noPPAC		225	-	-	-
DV150-noPPAC	DV	150	-	-	-
DV150-PPAC75-d20		150	75	20	a
DV150-PPAC75-d40		150	75	40	a
DV225-PPAC75		225	-	-	-

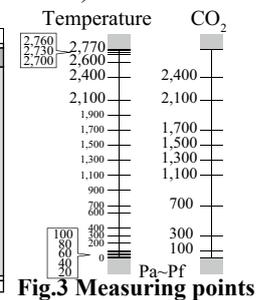


Fig. 3 Measuring points

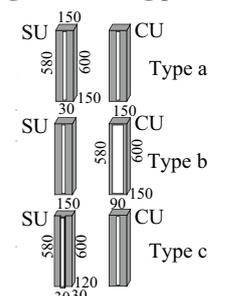


Fig. 4 PPAC Geometry

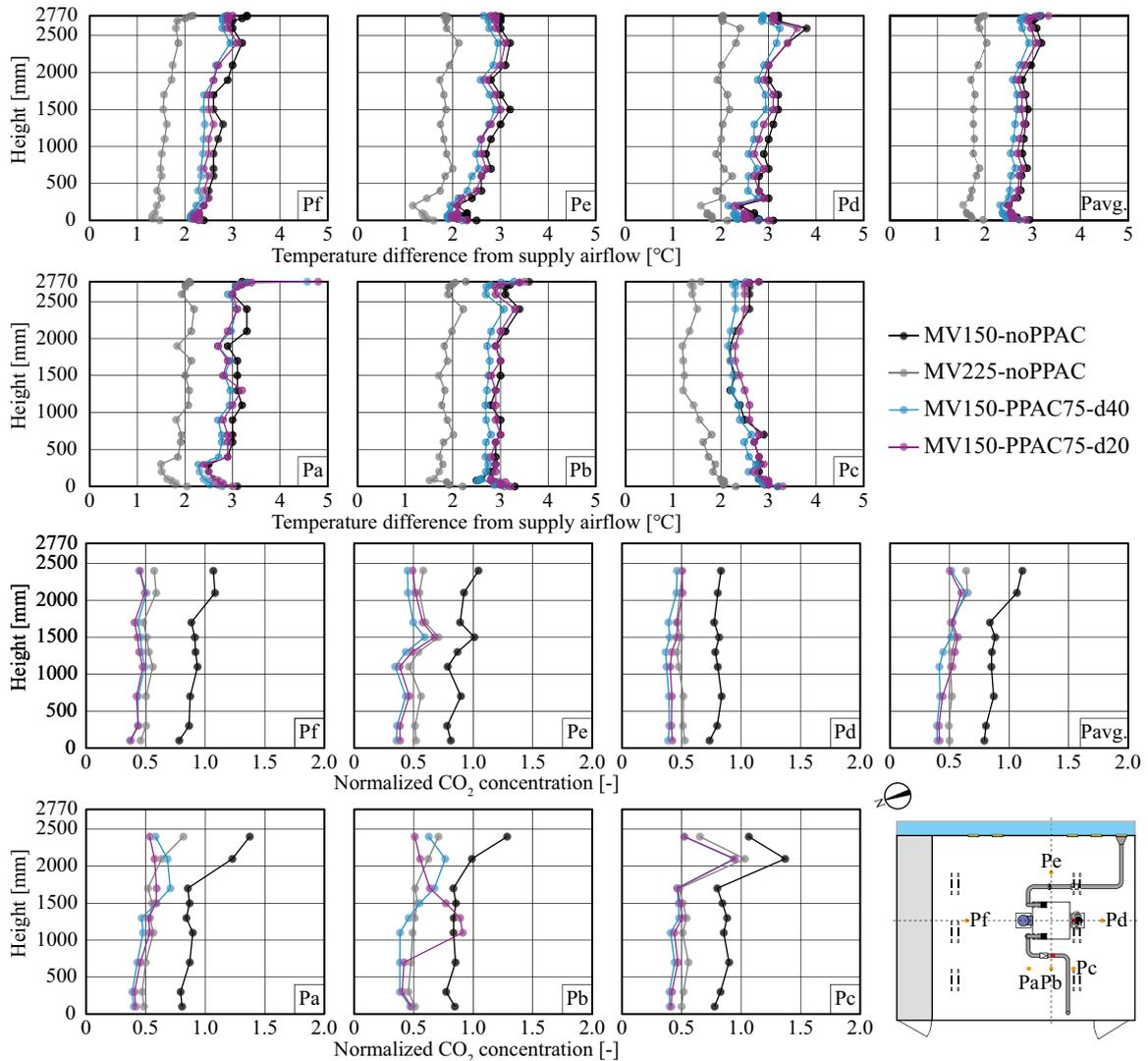


Fig. 5 Vertical distribution of indoor temperature difference from supply airflow and normalized CO₂ concentration (case MV)

件および室換気量を 75 m³/h 増加させた条件と比較した。また、PPAC の設置位置を感染者から 20 cm と 40 cm の 2 条件とし、MV 条件では SU と CU の形状を変更した検討も行った (Fig.4)。MV 条件では、天井に設置したアネモスタット型吹出口から給気し、DV 条件では、室の東側壁面下部の 4 箇所の給気口から給気した。排気は天井の 12 箇所のスリット状排気口を通じて、天井裏の排気チャンバーから行った。呼吸や会話時に発生する感染性物質を模擬するため、模擬人体の口の高さ (1,100 mm) のガス発生装置 (φ = 12.5 mm) から呼気として約 14.4 L/min (空気 13 L/min + CO₂ 1.4 NL/min) 発生させた。また、ヒーティングマネキンの鼻から 14.4 L/min の定常吸気を行い、非感染者の呼吸域の空気質を評価した。PPAC は本来、CU から捕集した空気を HEPA フィルターを通して SU から供給する空気清浄機型の装置を想定しているが、本実験ではトレーサガス測定を行うため、新鮮空気を SU から供給し、CU から排気を行った。

1.2 測定概要

本実験では、Fig. 1~3 に示す測定点で温度と CO₂

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、CO₂ データロガー (RTR-576、(株) T&D) を用いた。測定間隔は温度・濃度ともに 1 分とし、定常後 20 分間の平均値を結果として用いた。

2 実験結果

2.1 MV 条件における PPAC の影響

Fig. 5 に MV 条件における室内温度分布及び汚染物濃度分布を示す。汚染物濃度分布は MV150-noPPAC との比較を行うため、測定濃度と給気濃度の差を換気量 150 m³/h 条件における給排気濃度差で除した規準化濃度を用いた。SU からの給気温度を周辺空気とほぼ同程度に設定したため、PPAC を設置した両条件とも MV150-noPPAC と同様の温度分布となり、PPAC 設置による室内温度分布への影響はほとんど見られなかった。一方、汚染物濃度分布については、PPAC の設置により、全体換気量を同量増加させた条件と同程度以上低下した。しかし、MV150-PPAC75-D20 では、PPAC 近傍において比較的高い汚染物濃度になる測定点が確認され、CU に捕集されなかった汚染空気の気流が拡散した影響が考えられた。この結果から、CU の捕集性能を向上させる必

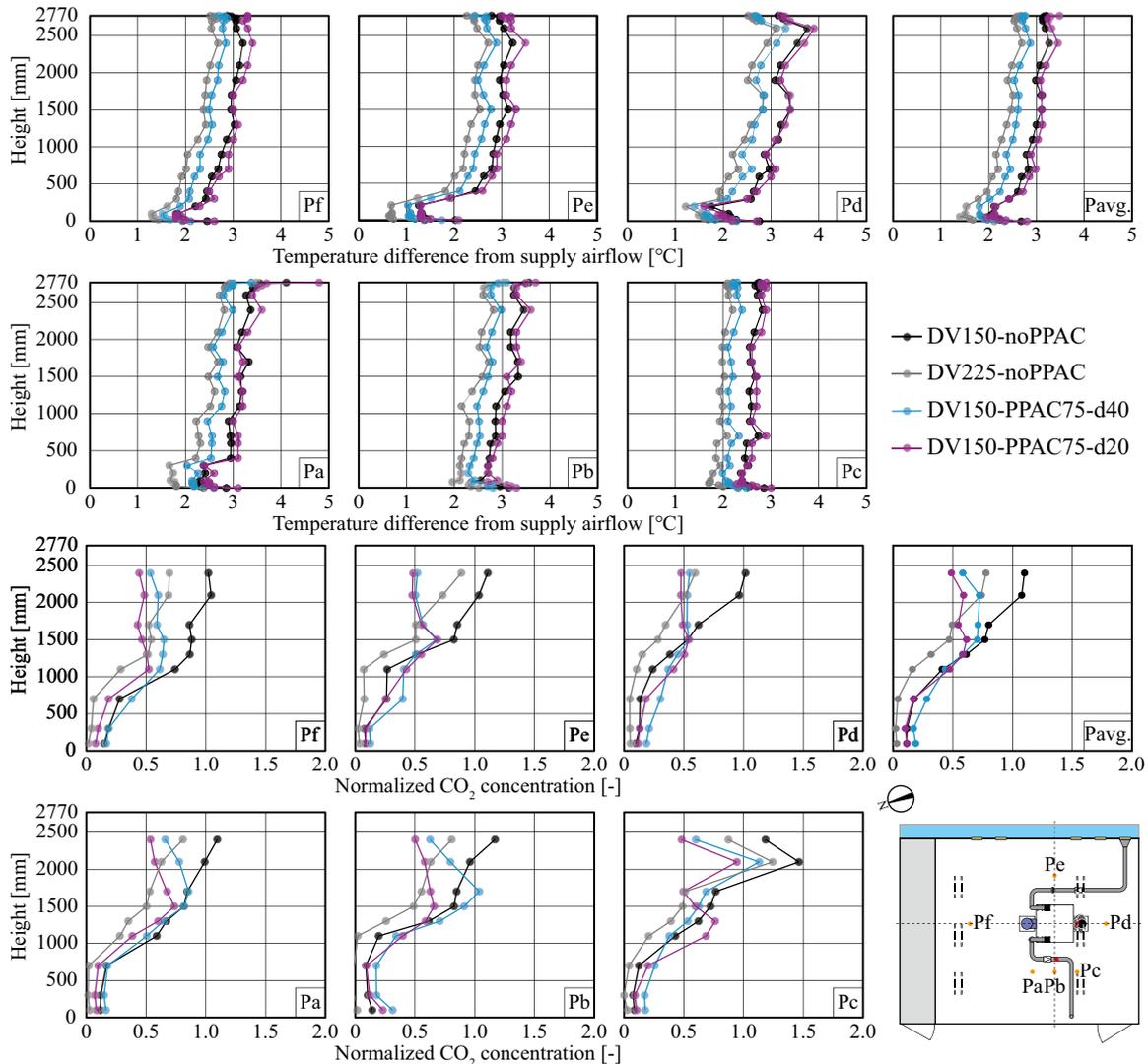


Fig. 6 Vertical distribution of indoor temperature difference from supply airflow and normalized CO₂ concentration (case DV)

要があることが示された。

2.2 DV条件におけるPPACの影響

Fig. 6にDV条件における室内温度及び汚染物濃度分布の結果を示す。全条件において室下部の温度が低く、上部の温度が高い温度成層が形成されていた。DV150-PPAC75-D40では他の150 m³/h条件に比べ温度が低かったが、これは実験時の外気温の違いによる影響と考えられる。汚染物濃度分布については、PPACの設置により室上部の汚染物濃度の低下が見られた。しかし、置換換気では給気量と室内の上昇気流量が等しくなる高さに汚染物濃度境界面が形成されるため、室給気量を増加させたDV225-noPPACでは、汚染物濃度境界面の高さが高くなった。そのため、DV条件においては、PPACを設置した条件よりも、室換気量を増加させた条件の方が、室全体として低い濃度分布を示した。

2.3 PPAC形状による影響

Fig. 7にMVにおいてSUの給気口とCUの排気口の形状を変更した場合の室内温度・汚染物濃度分布を示す。本実験の条件では、SUの気流の広がりや低減させる目的でSUの給気口を少し突出させた形状と、CUの捕集

性能を上げるため、排気口の幅を広くした形状の検討を行ったが、今回の変更による温度分布への影響は見られなかった。汚染物濃度分布についても、形状変更により室内濃度が全体的にわずかに上昇する傾向が見られたものの、大きな違いは見られず、本研究で検討した程度の形状変更は性能に影響を及ぼさないことが示唆された。

2.4 PPACの捕集率及び呼吸域の汚染物濃度の評価

Fig. 8に各条件において式(1)により算出したPPACの捕集率(ε)を示す。

$$\epsilon = \frac{(C_{cu} - C_s) \cdot Q_{cu}}{M} \quad (1)$$

M: 汚染物発生量
C_{cu}: CUにおける汚染物濃度
C_s: 給気濃度
Q_{cu}: CUの流量

Fig. 9にヒーティングマネキンの呼吸域(1,100 mm)で測定した汚染物濃度と給気濃度の差を、MVとDV150-noPPACの給排気濃度差で規準化した結果を示す。MVでは、PPACの捕集率は50~60%に達し、マネキンの呼吸域における汚染物濃度は、同量の換気量を増加させた条件よりも低くなった。このことから、PPACの感染リスク低減の可能性が示された。一方、DV条件ではPPACの捕集率が60%を超えていたが、呼吸域

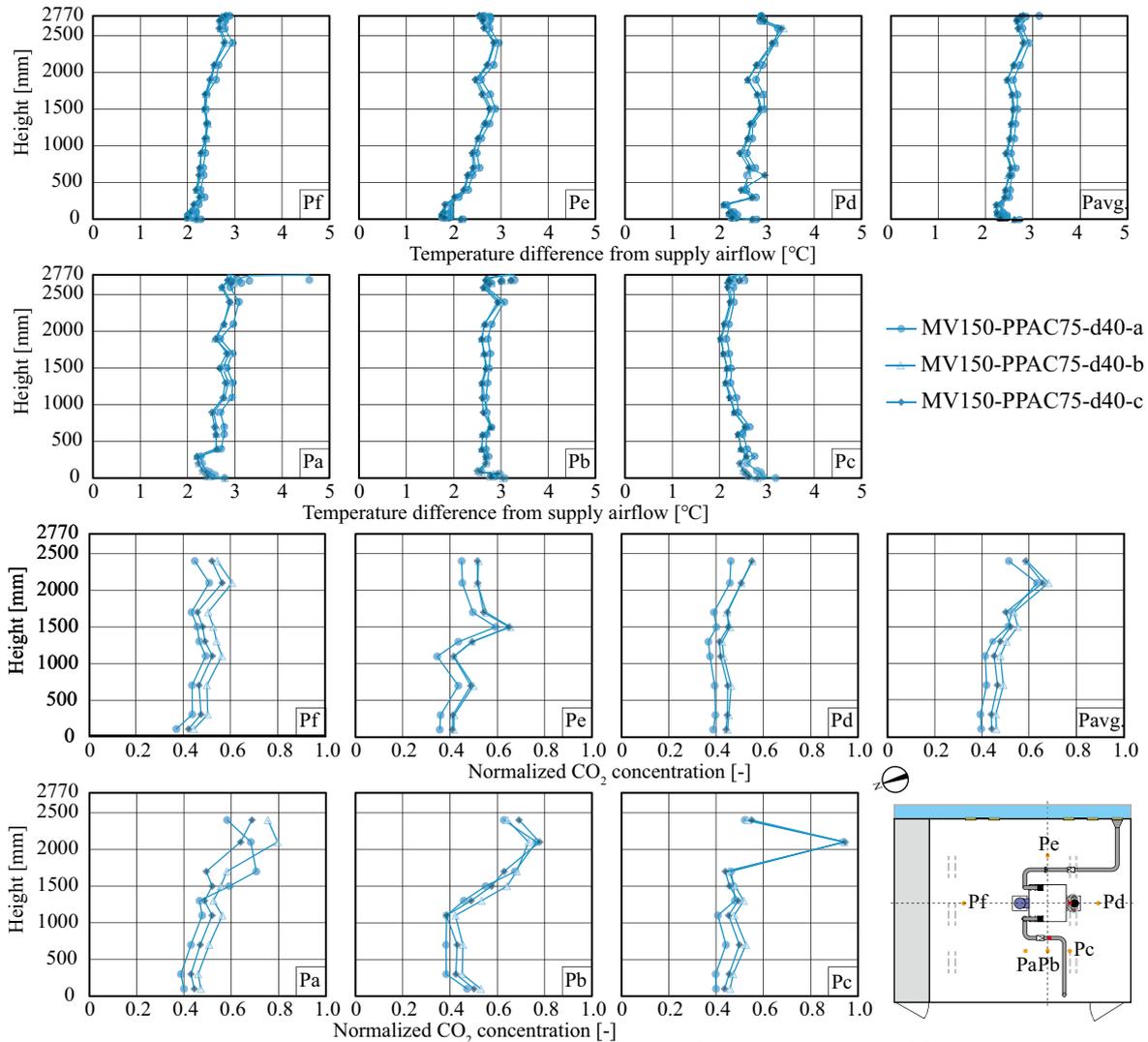


Fig. 7 Vertical distribution of indoor temperature difference from supply airflow and normalized CO₂ concentration (type a, b, c)

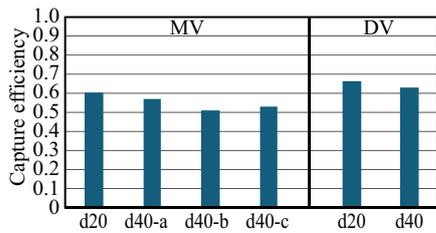


Fig. 8 Capture efficiency

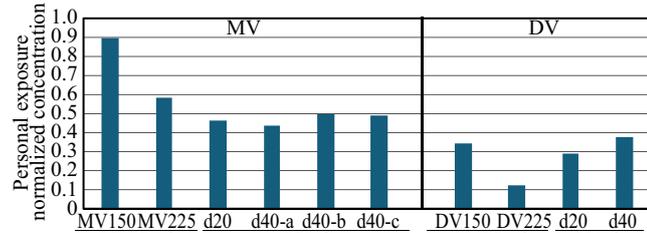


Fig. 9 Personal exposure normalized concentration

空気質は換気量を増加させた条件より高い濃度となり、PPAC を感染者の近くに配置した条件のみ、わずかな改善が見られた。DV 条件では汚染空気が感染者のプルームに誘引され上昇しやすく、PPAC の位置が遠くなると、捕集効果が低下する可能性があると考えられる。

おわりに

本報では、室内の感染リスク低減のために PPAC を提案し、PPAC 設置が混合換気及び置換換気時の温度・汚染物濃度分布に与える影響を検討した。混合換気では PPAC による効果が見られたが、置換換気では室上部の汚染物濃度低減が見られたものの、換気量を増加した場合より室内濃度が高くなった。また、PPAC 効率向上のための形状変更を検討したが、改善には至らなかった。

今後は、パーティクルにおける実験結果を分析するとともに、数値流体解析 (CFD) による PPAC の最適位置、流速、及び形状変更の検討を実施する予定である。

—謝辞—

本研究は、JSPS 科研費 (若手研究 24K17405) 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)A.K. Melikov, COVID-19: Reduction of airborne transmission needs paradigm shift in ventilation, Building and Environ. 186 (2020) 107336.
2)N.Choi, M. P. Bivolarova, P. Wargocki, Performance of a prototype of the push-pull type personalized air curtain (PPAC) aimed to reduce respiratory infection risks, Building and Environment, 282 (2025) 113314.

タグ付きトレーサー法を用いたタイの PM_{2.5} 濃度に対する屋外バイオマス燃焼の国別寄与 評価

Country-Specific Contributions of Open Biomass Burning to PM_{2.5} Concentration in Thailand Estimated Using Tagged Tracer Method

○一居大雅 (大阪大学)

CHANTARAPRACHOOM Nanthapong (大阪大学)

浦西克維 (北九州市立大学)

松尾智仁 (大阪大学)

嶋寺光 (大阪大学)

Taiga ICHII*1 Nanthapong CHANTARAPRACHOOM*1

Katsushige URANISHI*2 Tomohito MATSUO*1 Hikari SHIMADERA*1

*1 The University of Osaka *2 The University of Kitakyushu

Open biomass burning (OBB) is a major source of PM_{2.5} pollution in Thailand, which is strongly affected by transboundary transport from neighboring countries. This study quantified country-specific contributions of OBB to PM_{2.5} concentrations in Thailand in 2019 using the tagged tracer method implemented in the Community Multiscale Air Quality (CMAQ) model. The model showed that OBB contributions significantly increased during the burning peak season (March-April). Myanmar was the dominant contributor in most upper northern regions, while domestic emissions were dominant in the east upper northern region. The spatial distributions of OBB contributions were strongly influenced by seasonal south-westerly wind patterns.

はじめに

東南アジア諸国では、農業残渣焼却の野焼きや森林火災などの屋外バイオマス燃焼 (Open Biomass Burning: OBB) が頻発しており PM_{2.5} 汚染に深刻な影響を与えている。中でもタイは、その地理的特性から越境輸送の影響を受けやすく、事態を把握するためには国内外の発生源寄与を考慮した解析が不可欠である。Bran ら¹⁾は 2017 年及び 2019 年の PM_{2.5} 発生源寄与解析を行い、OBB がタイにおける年平均 PM_{2.5} 濃度の主要因であることを報告した。Amnuaylojaroen ら²⁾はタイ北部の PM_{2.5} 汚染への越境輸送の寄与を評価し、国内排出よりも周辺国からの OBB 由来汚染物質の方が PM_{2.5} 汚染に寄与する可能性があることを示唆した。しかしながら、タイ及び周辺国の定量的な寄与割合は依然として不確かである。タイ及び周辺各国の寄与割合を定量的に把握することは、タイにおける越境輸送を考慮した大気汚染対策を検討することにおいて不可欠である。この情報不足に対処するため、本研究では、タイにおける PM_{2.5} 濃度への OBB の寄与を国別で評価することを目的とする。

1. 手法

1.1 モデル概要

本研究の大気シミュレーションには大気質モデル CMAQ (Community Multiscale Air Quality Modeling

System)³⁾v5. 3. 3 を用いた。気象データには気象モデル WRF (Weather Researching Forecasting) Model⁴⁾v4. 3 を用いた。CMAQ の大気汚染物質排出量データについては次に示す各排出インベントリを用いて生成した。人為起源排出に REASv3. 2. 1 及び HTAPv2. 2、屋外バイオマス燃焼に FINNv1. 5、植生起源に MEGANv2. 04 を用いた。また、タグ付きトレーサー法 ISAM を用いて、各解析対象国の OBB にタグを割り当て国ごとの OBB 由来 PM_{2.5} を追跡し、タイの PM_{2.5} 濃度に対する国別 OBB 寄与を計算した。

1.2 計算期間・領域

本研究では、計算期間を 2019 年 1 月 1 日～2019 年 12 月 31 日、助走期間を 2018 年 12 月とした。水平計算領域はアジア広域とした (Fig. 1)。

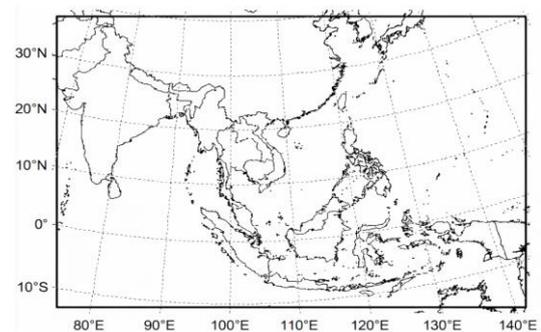


Fig.1 Modeling domain

また、タイ周辺国からのOBBがタイのPM_{2.5}濃度に与える影響を評価するにあたり、解析対象国をタイ及び周辺の4か国(ラオス、ミャンマー、ベトナム、カンボジア)としている(Fig. 2)。



Fig.2 Target source countries

さらに、これらの解析対象国のOBBがタイのPM_{2.5}濃度に与える影響評価については、タイ上北部3地域(Fig. 3)及びバンコク首都圏地域(Bangkok Metropolitan Region: BMR)(Fig. 4)を評価の対象としている。上北部3地域については、西(West Upper Northern: WUN)、中央(Central Upper Northern: CUN)、東(East Upper Northern: EUN)に区別している。

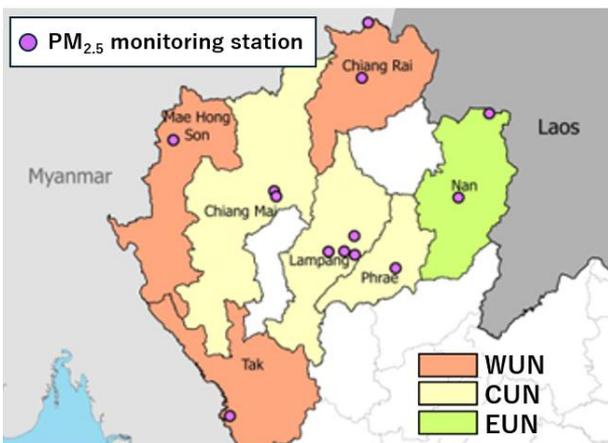


Fig. 3 Upper Northern Region of Thailand with the locations of PM_{2.5} monitoring stations

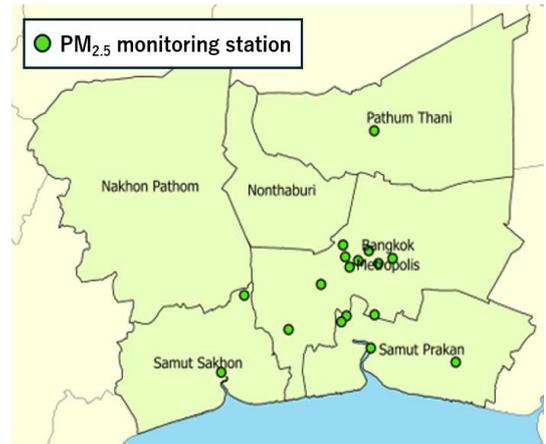


Fig. 4 Bangkok Metropolitan Region with the locations of PM_{2.5} monitoring stations

1.3 観測データ

本研究におけるPM_{2.5}濃度の計算結果の評価には、公害管理局(PCD: Pollution Control Department)のタイ上北部地域13か所(Fig. 3)、バンコク首都圏地域の17か所(Fig. 4)の観測値を用いた。

2. 結果及び考察

2.1 再現性評価

BMR、WUN、CUN、EUNそれぞれの観測地点における観測値から算出した月平均PM_{2.5}濃度とCMAQによる計算値をFig. 5に示す。地域ごとの相関係数Rの値はBMR、WUN、CUN、EUNでそれぞれ0.78、0.97、0.86、0.96と妥当な値を示しており、2月～4月における高濃度を含む変動を良好に再現していた。

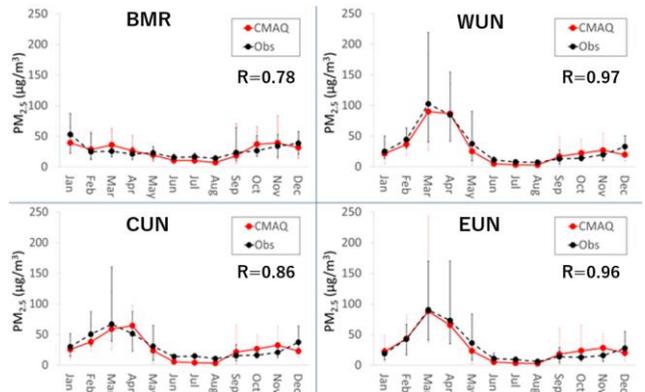


Fig. 5 Time series of the observed and simulated monthly average PM_{2.5} concentrations in each target area

2.2 OBBの国別寄与評価

各解析対象国からのOBBのPM_{2.5}濃度への相対的な寄与割合を年間平均で示したものをFig. 6に、3月～4月の燃焼ピークシーズンで示したものをFig. 7に示す。まずBMRについて、国内OBBは年間平均PM_{2.5}濃度に2.5%寄与していたが、越境OBBは12.7%寄与し、ミャンマーが最大を占めた。燃焼ピークシーズンには、PM_{2.5}濃度に対するOBBの寄与率は31.7%に増加した。また、国内OBBは4.7%、

越境輸送は 26.9%であり、ミャンマーが最大で 12.3%であった。全体的な OBB の寄与率は上北部地域で観測された値を下回るものの、燃焼ピークシーズンにおける BMR 内の PM_{2.5} 濃度に対する越境輸送の重大な影響を示唆している。

タイの上北部地域では、OBB は PM_{2.5} 濃度に大きな影響を及ぼした。年間の OBB の寄与率は WUN で 43.0%、CUN で 29.9%、EUN で 41.8%であった。燃焼ピークシーズンにはそれぞれ 61.9%、48.1%、60.2%に上昇した。WUN における PM_{2.5} 濃度への寄与率はミャンマーが最も高く、年間で 19.7%、燃焼ピークシーズンで 31.5%を占めた。CUN においては、タイが年間で 12.7%と最大の寄与を示し、燃焼ピークシーズンではミャンマーが 20.1%で最大の寄与を示した。EUN では、年間及び燃焼ピークシーズンともにタイが最大の寄与率を占め、それぞれ 18.6%、25.6%であった。国内 OBB と越境 OBB の観点からは、越境 OBB の方が寄与率は高く、より影響が大きかった。年間の PM_{2.5} 濃度に寄与する OBB 由来 PM_{2.5} 濃度のうちタイ国内の寄与率は WUN で 13.5%、CUN で 12.7%、EUN で 18.6%であったのに対し、越境 OBB の寄与率は、WUN で 29.5%、CUN で 17.1%、EUN で 23.1%であった。燃焼ピークシーズンのタイ国内の寄与率は WUN で 19.0%、CUN で 19.5%、EUN で 25.6%であったのに対し、越境 OBB の寄与率は、WUN で 42.9%、CUN で 28.6%、EUN で 34.6%であった。WUN と EUN はそれぞれミャンマーとラオスに隣接しているが、WUN はミャンマーの影響が最も大きく、EUN ではラオスよりタイ国内の影響の方が大きかった。

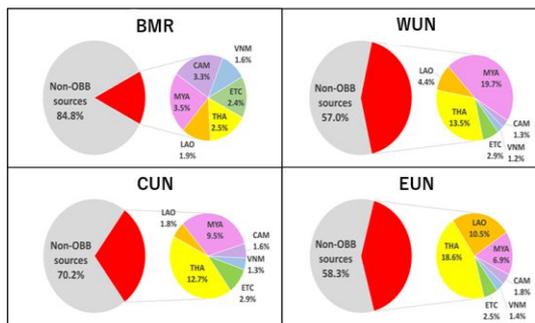


Fig. 6 Annual nation-by-nation contributions from OBB to the PM_{2.5} concentrations in each target area

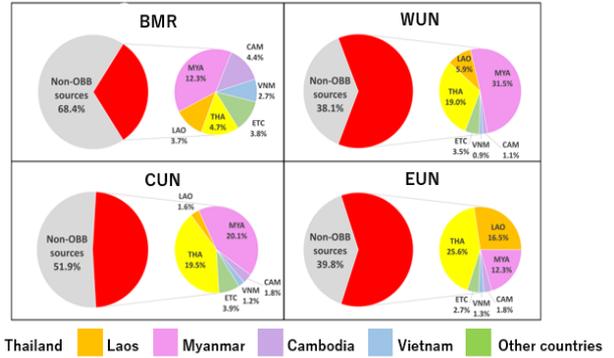


Fig. 7 Nation-by-nation contributions from OBB to PM_{2.5} concentrations from March to April in each target area

2.3 OBB 由来 PM_{2.5} 濃度の空間分布

各解析対象国の OBB 由来 PM_{2.5} 濃度の年間平均の空間分布を Fig. 8 に、3 月～4 月平均の空間分布を Fig. 9 に示す。これらを比較すると、燃焼ピークシーズンにおいて、全ての解析対象国で年間平均値と比較して OBB 由来 PM_{2.5} 濃度が著しく増加していることがわかる。このことから燃焼ピークシーズンの大気質悪化に対する OBB の重大な影響が裏付けられる。また、OBB 由来 PM_{2.5} 濃度の 3 月～4 月平均の空間分布に注目すると、タイ上北部地域付近で北東方向に広がっていることがわかる。

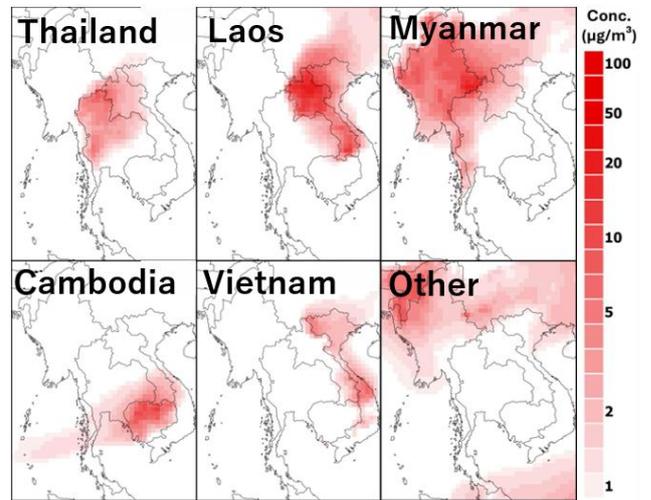


Fig. 8 Annual Average spatial distribution of PM_{2.5} from OBB in each target country

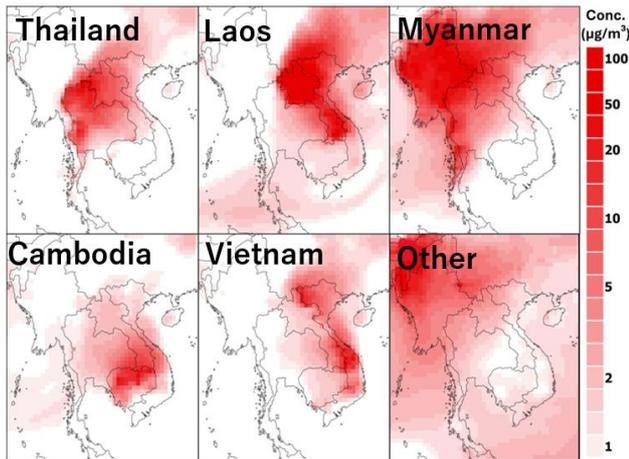


Fig. 9 Spatial distribution of $PM_{2.5}$ from OBB in each target country during March-April

Fig. 10にWRFモデルの計算値から得られたタイ上北部地域における3月～4月の平均風向図を示す。風向に注目すると、3月～4月の燃焼ピークシーズン中は南西の風となっていることがわかる。実際にタイを含む東南アジア地域においては、年間を通して季節風の影響を受ける気候が特徴的であり、タイでは11月～2月の乾季には北東季節風、3月～10月の雨季には南西季節風の影響を受ける⁶⁾。このようにタイの燃焼ピークシーズンにおける気候により、ミャンマーからの影響を受けやすく、逆にラオスからの影響は受けづらいことがわかる。よって、2.2節の国別寄与評価で、タイの西と東でそれぞれ同じように隣接するミャンマーとラオスの寄与率が異なるのは、南西季節風の影響であると考えられる。

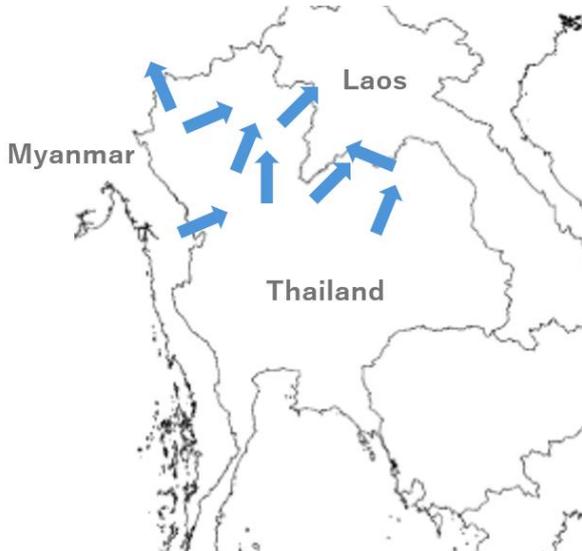


Fig. 10 Simulated March-April average wind direction in the Upper Northern Region

3. 結論

本研究では、タグ付きトレーサー法を用いて2019年のタイにおける $PM_{2.5}$ 濃度に対する屋外バイオマス燃焼の国別寄与評価を行った。本研究の結論を以下にまとめる。

1. BMRでは、OBBの $PM_{2.5}$ 濃度への年間寄与は小さかった。ただし、3月～4月の燃焼ピークシーズンにはOBBの影響が大きくなり、特にミャンマーからの越境輸送が支配的であった。
2. タイ上北部地域では、OBBが $PM_{2.5}$ 濃度を左右する主要因であり、年間及び燃焼ピークシーズンともに高い寄与率を示した。地域別では、WUNではミャンマー、CUNでは年間はタイ国内、燃焼ピークシーズンはミャンマー、EUNではタイ国内の寄与率が最大であった。
3. 燃焼ピークシーズン中の越境輸送によるタイの $PM_{2.5}$ への影響は南西季節風により支配されている。

本研究はタイにおいてOBBに関して越境輸送が国内の燃焼活動よりも $PM_{2.5}$ 濃度に大きな影響を与えることを明らかにし、国別の寄与割合を解析することができた。今後は部門別の発生源の国別寄与評価や、タイ以外の東南アジアの国における $PM_{2.5}$ 濃度への国別寄与評価を行うことを通して、東南アジア地域における大気汚染問題に対して包括的な戦略立案に有用な情報を与えられるさらなる研究が望まれる。

参考文献

- 1) Hassan Bran, S.; Macatangay, R.; Chotamonsak, C.; Chantara, S.; Surapipith, V. Understanding the seasonal dynamics of surface $PM_{2.5}$ mass distribution and source contributions over Thailand. *Atmos. Environ.* 2024, 331, 120613.
- 2) Amnuaylojaroen, T.; Inkom, J.; Janta, R.; Surapipith, V. Long Range Transport of Southeast Asian $PM_{2.5}$ Pollution to Northern Thailand during High Biomass Burning Episodes. *Sustainability* 2020, 12, 10049.
- 3) Jesse O. B, Kathleen M. F, Kristen M.F, et al.: The Community Multiscale Air Quality (CMAQ) model versions 5.3 and 5.3.1: system updates and evaluation, Geoscientific Model Development, Dev.14, 2867-2897, 2021
- 4) Skamarock W.C., Klemp J.B.J., *Comput. Phys.*: A time-split nonhydrostatic atmospheric model for weather research and forecasting applications, *Journal of Computational Physics* 227, 3465-3485, 2008
- 5) AcidDeposition Monitoring Network in East Asia (EANET). Data Report 2019; Technical Report; Acid Deposition Monitoring Network in East Asia (EANET): Niigata, Japan, 2020.
- 6) Limsakul, A. (2020). Change in rainfall seasonality in Thailand during 1955-2018. *Agriculture and Natural Resources*, 54(4), 369-376.

大気質モデルを用いた関西におけるスギ花粉飛散シミュレーション Numerical Simulation of Japanese Cedar Pollen Dispersion in the Kansai Region Using an Air Quality Model

○中本 潤志 (大阪大学) 松尾 智仁 (大阪大学) 嶋寺 光 (大阪大学)

Hiroshi NAKAMOTO *1 Tomohito MATSUO* Hikari SHIMADERA*1

*1 The University of Osaka

To support the development of effective pollen countermeasures, this study simulated cedar pollen transport in the Kansai region by using an air quality model. With an accumulated daily maximum temperature of 400 degrees Celsius as flowering threshold, the model successfully reproduced daily variations of pollen deposition including the occurrence of high peaks. However, the results showed that it failed to capture diurnal variations of pollen concentration. This study also quantified the contributions of pollen emissions from each prefecture, revealing that urban areas are predominantly affected by pollen transport within a prefecture and from neighboring prefectures.

はじめに

わが国は国土の約7割を森林が占める世界有数の森林大国であるが、その恩恵の一方で、国民の約4割が罹患する花粉症という深刻な社会問題に直面している。とりわけ、森林面積の約18%を占めるスギ人工林¹⁾は、戦後の拡大造林を経てその多くが花粉生産力の高い壮齢期を迎えており、国民の健康および社会経済活動に与える影響は甚大である。この課題に対処するには、個人のアレルギー曝露を最小限に抑える行動変容を適切な情報をもとに促進することが重要である。しかし薬物療法の最適化や外出回避といった防御策を成功させるには花粉の飛散情報の正確さが十分ではない。特に、1日のうち「いつ」「どの程度」飛散するかという日内変動や、曝露総量を示す日別沈着量の予測精度は、単なる数値の羅列ではなく、市民が具体的な回避行動をとるための判断材料として不可欠な要素である。すなわち、シミュレーションにおける再現性の確保は、社会的要請に応えるための必須条件といえる。一方で、個人の防御のみでは根本解決に至らず、発生源である森林そのものへの物理的介入も避けて通れない。スギ人工林の間伐や無花粉スギへの植え替えは有効な手段であるが、関西圏のような広大な森林エリア全域に対し、一律にこれらの対策を講じることは人的・予算的リソースの観点から現実的ではない。したがって、限られた資源で最大の低減効果を得るためには、都市部の花粉濃度に強く影響を及ぼしている発生源エリアを科学的に特定し、対策の優先順位を明確化することが求められる。以上の背景を踏まえ、本研究では大気質モデルを用い、予測精度と発生源対策の両面に資する以下の検討を行った。第一に、関西圏都市部における花粉

の日別沈着量および濃度の日内変動についてモデルの再現性を評価し、行動変容に資する情報の信頼性を検証した。第二に、感度解析により都道府県別の発生源寄与を定量化し、効率的な森林管理施策の立案に向けた基礎資料を作成した。本研究は、精度の高い情報による個人の対策支援と、科学的根拠に基づいた発生源対策の両輪により、花粉症問題の解決に寄与することを目的とする。

1. 計算方法

計算期間は2005年1月から4月とし助走期間を前年12月とした。Fig.1に計算領域と花粉濃度と沈着量の観測地点を示す。

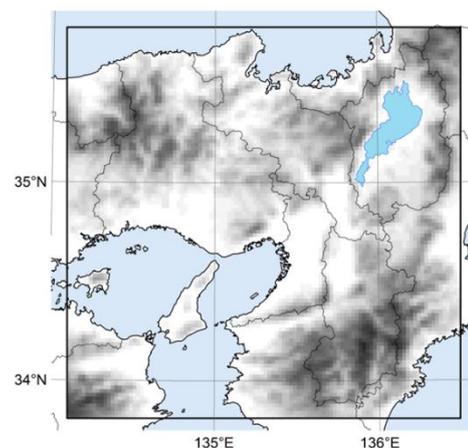


Fig.1 Domain

計算領域は水平解像度2km、108×108格子の関西圏とした。

本研究のモデル概要をfig.2に示す。気象場は米国大気研究センターによって開発された Weather Research

Forecasting model (WRF) ²⁾ を用いて計算を行った。スギ花粉の排出量データは、花粉排出ポテンシャル分布を基礎データとして用いた。これに、後述する気象条件(気温)に依存した排出モデルを適用することで、時間ごとの排出量を算出した。大気質モデルには米国環境保護庁によって開発された Community Multiscale Air Quality modeling system (CMAQ) ³⁾ を採用した。スギ花粉濃度の計算を行った。標準の CMAQ のエアロゾル過程では粒径 10 μ m 以下の粒子しか考慮されていないため、粒径約 30 μ m のスギ花粉が扱えるよう修正を行った。スギ花粉は、その粒径の大きさから、大気中輸送過程・乾性沈着過程において重力沈降の影響を強く受ける。

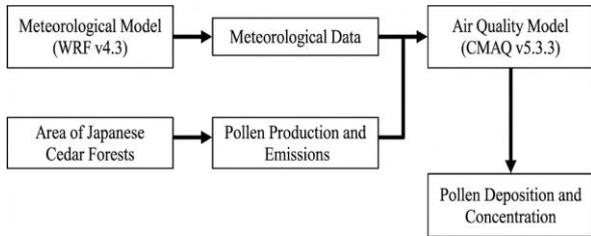


Fig.2 Model Description

花粉生産ポテンシャルは、近畿圏森林データベース ⁴⁾ から得られたスギ面積と、スギ面積あたりの雄花生産量、雄花あたりの花粉生産量をもとに推定した。近畿圏森林データベースは、関西圏とその周辺の 12 府県について森林簿及び国有林の森林調査簿をもとに森林の面積や樹種といった森林情報を共通項目に再編成したものである。スギ面積当たりの花粉生産量の推定には (1) 式を用いた。

花粉生産量[個/m²/year]

$$= \text{雄花生産量}[\text{個}/\text{m}^2/\text{year}] \times \text{平均花粉粒数}[\text{個}/\text{個}]^5 \quad (1)$$

ここで雄花生産量を 8386[個/m²/year]、平均花粉粒数を 396,000[個/個]とする。作成した花粉生産量の地図を Fig.3 に示す。

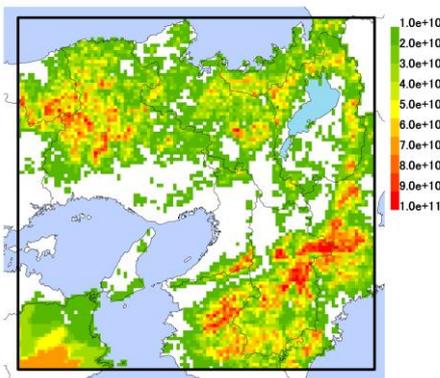


Fig.3 Map of Pollen Production Potential

花粉はスギの雄花が開花し、鱗片の隙間に風が吹くこと

で大気中に放出される。生産された花粉のすべてが林外に輸送されるわけではないため、花粉生産量のうち 40% が大気に放出されると仮定した。雄花の開花は冬の初頭に低温にさらされた後、気温が上昇するとともに休眠が打破され徐々に発育し、ある時点で開花に至る。開花条件は文献によってさまざまに積算最高気温を使用するものには主に 350 $^{\circ}$ C から 500 $^{\circ}$ C までである。本研究では 1 月 1 日からの日最高気温の積算温度閾値 350 $^{\circ}$ C、400 $^{\circ}$ C、450 $^{\circ}$ C を超えた日を開花日とする 3 ケース (それぞれ TF350、TF400、TF450 とする) を設定した。放出量は期間中一定ではなく、日々の気象条件によって変動する。これについて平ら⁶⁾によると花粉の飛散開始から約 10 日後に排出量が最大となり、多量に飛散する期間は 18 日間連続とされる。Fig.4 に花粉放出の時間変動パターンを示す。時間変動パターンとして開花後 11 日目をピークとし、18 日間を放出期間とする単峰型の分布を仮定した。

Emission Rhythm

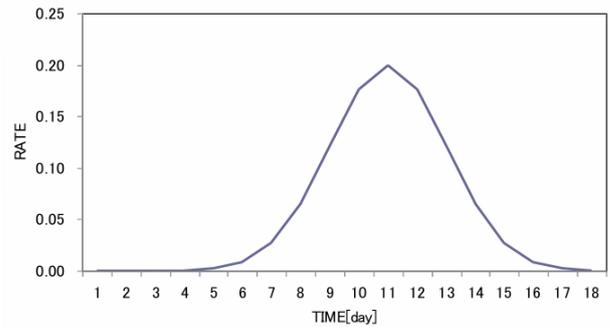


Fig.4 Emission Rhythm

日内の放出リズムを Fig.5 に示す。また日内変動に関しては一般に夜間に少なく、気温が上昇してくる昼前前後に放出量が多くなる。よって正午をピークとし、夜間は 0 となる正規分布を仮定した。

Diurnal Rhythm

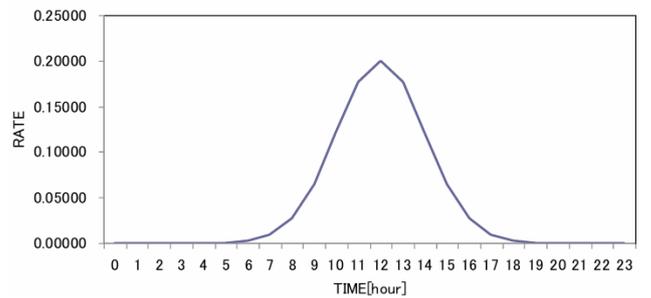


Fig.5 Diurnal Rhythm

また雄花が濡れる降水・露条件下では、花粉が放出さ度検証には、Fig.6 に示されている地点で、ダーラム法による日別花粉沈着量データ (1 から 4) と、環境省花粉観測システムによる時刻別花粉濃度データ (5 から 6) を使用した。

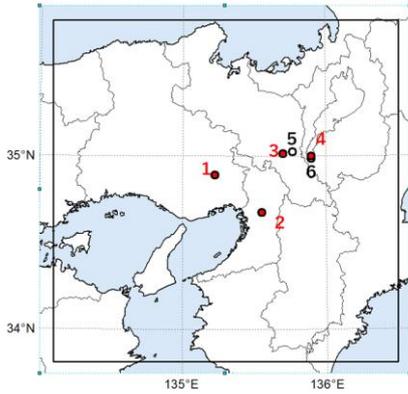


Fig.6 Locations of observation stations

また花粉沈着量の府県別寄与の解析についてはトレーサー法を用いた。本研究における再現性の評価には相関係数 R、MBE(Mean Bias Error)を用いた。

$$R = \frac{\sum_{i=1}^N (M_i - \bar{M})(O_i - \bar{O})}{\sqrt{\{\sum_{i=1}^N (M_i - \bar{M})^2 \sum_{i=1}^N (O_i - \bar{O})^2\}}} \quad (2)$$

$$MBE = \bar{M} - \bar{O} \quad (3)$$

ここで、 M_i : ある観測地点の時間 i における計算値および観測値、 \bar{M} : 計算値および観測値の平均値、 N : サンプル数である。

2.結果と考察

花粉飛散計算に先立ち、WRF による気象場の再現性を検証した。領域内平均に関して 2005 年 1 月から 4 月の期間における観測値と計算値の時系列変化を Fig.7 に示す。

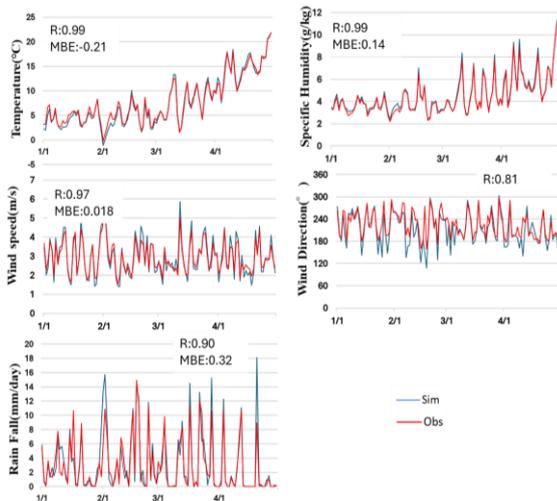


Fig.7 Time series of daily meteorological variables

日平均気温の R は 0.99、平均バイアス誤差 (MBE) は -0.21℃となり、極めて高い再現性が確認された。比湿に関しても R=0.99、MBE=0.14g/kg と良好であった。風速

については、R=0.97 であり、MBE は 0.018m/s と小さく、平均的な風況は適切に再現できているといえる。以上のことから、本計算で得られた気象場は、花粉の輸送計算を行う上で十分な精度を有していると判断した。

作成した TF400 の総花粉放出量を Fig.8 に示す。花粉の放出が南に位置する奈良や和歌山から放出が始まり徐々に北側に位置する京都や滋賀の放出量が増えていることが分かる。

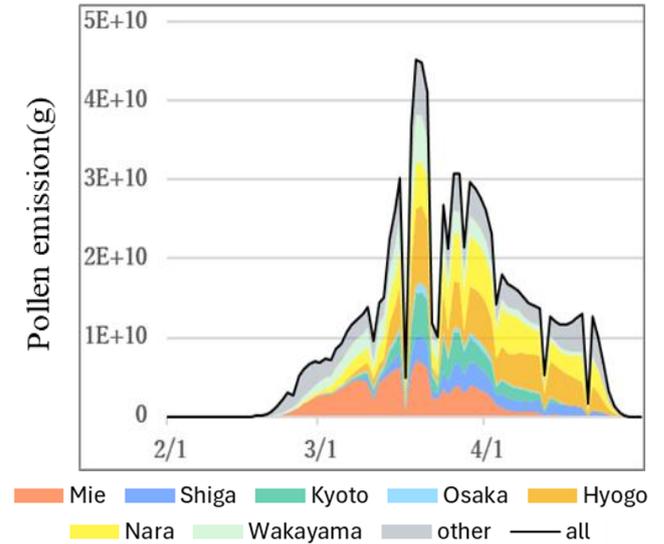


Fig.8 Prefectural contributions to total pollen emissions

Fig.9 に三田、大阪、京都、大津における日別花粉沈着量の計算結果と観測値を示す。大津を除く三田、大阪、京都の 3 地点に着目すると、積算温度 400℃を閾値とした TF400 ケースが、観測値の変動傾向と最も良好な一致を示した。相関係数はそれぞれ 0.831、0.831、0.844 といずれも 0.8 を超える高い水準を示した。対照的に、TF350 ではピークの発現が早期に、TF450 では晩期にずれる傾向が確認されたことから、関西都市部におけるスギ開花条件としては、積算温度 400℃の設定が妥当であると判断される。

一方、滋賀県大津市においては他地点と異なる傾向が見られ、TF400 (R=0.615) よりも TF350 (R=0.711) において高い再現性が得られた。

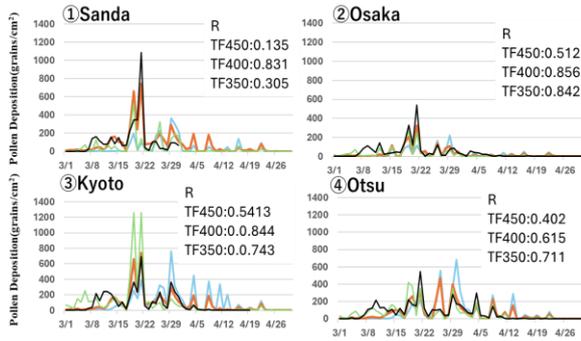


Fig.9 Time series of daily pollen deposition

京都、大阪における花粉濃度の平均日内変動を Fig.10 に示す。どちらの地点においても相関係数は 0.6 前後で観測値に比べてピークが遅くなっている。また夜間に関しては計算値と観測値の値に顕著な差がみられる。これは本研究で仮定した正午をピークとし夜間は0となる日内放出プロファイルの見直しが必要であることを示している。

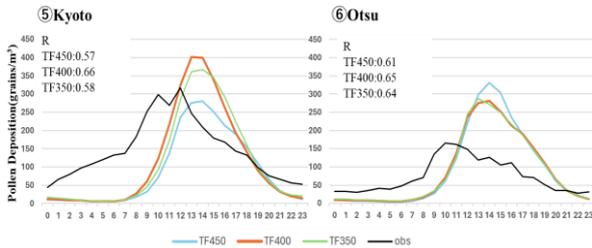


Fig.10 Diurnal variation of hourly pollen concentrations

最も再現性が高かった TF400 ケースにおける日別花粉沈着量に対する都道府県別放出量の寄与を Fig.11 に示す。すべての地点で自府県と周囲の地域からの寄与が多いことがわかった。大阪に関しては森林が少ないため近隣の兵庫や京都からの寄与が大きいことが明らかになった。

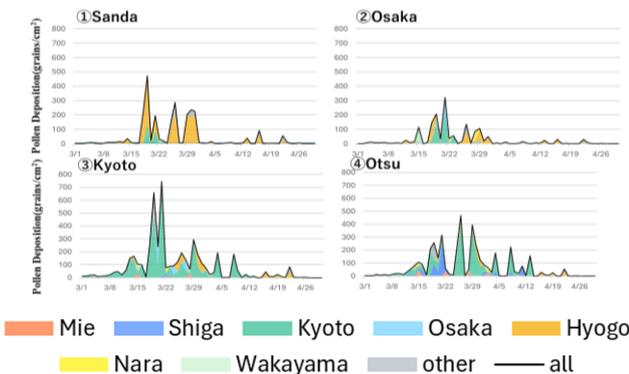


Fig.11 Prefectural source contributions to daily pollen deposition

3、結論

本研究では2005年の1月から4月にかけて関西圏の花 粉沈着量と濃度に関する再現性、都道府県別の花粉放出 量の寄与を評価した。花粉沈着量の日別変動の再現性は 積算温度閾値 400°Cを仮定した場合が最も良好であった。 日内変動はピークの時間の再現に関して課題が残り、解 決には日内の放りリズムの修正が必要であると考えられ る。花粉沈着量に対する都道府県別放出量寄与から近隣 地域からの寄与が支配的であることを明らかにした。

今後の展望を述べる。まず積算最高気温が 400°Cとなる ケースの再現性が最もよかったが大阪では積算最高気 温が 350°Cとなるケースの再現性がよかった。この結果 はこの年のみ発生している可能性や積算最高気温の設定 を地域差（平均気温、地形など）に起因して発生してい る可能性がある。加えて本研究では2005年の1月から4 月の関西圏に関して再現性評価を行ったが、これはもほ や20年以上前であり、範囲も小さい。ゆえに今後として は環境省や気象庁が提供する森林や花粉のデータを用い て近年において、より広い範囲での花粉飛散の再現性評 価を行なっていきたい。これに加えて標高別の寄与も求 める必要がある。森林管理の効率化にはその費用を抑え る必要がある。その際、標高が高い地域ほど伐採や調査、 輸送などの手間がある。よって標高別の寄与を求めるこ とでどの場所から管理を進めていくかが明確になり効率 的になると考えられる。

参考文献

- 1) 環境省：花粉症環境保健マニュアル2022, https://www.env.go.jp/chemi/anzen/kafun/manual/022_full.pdf, 2022
- 2) Skamarock, W.C., Klemp, J.B., Dudhia, J., Gill, D.O., Baker, D.M., Duda, M.G., Huang, X.-Y., Wang, W. and Powers, J.G.: A description of the advanced research WRF version 3, NCAR Technical Note, NCAR/TN-475+STR., 2009.
- 3) Byun D., Ching J.: Science algorithms of the EPA Models-3 Community Multiscale Air Quality (CMAQ) modeling system, EPA/600/R-99/030, 1999.
- 4) 加賀ら, 流域圏自然環境の多元的機能の劣化診断手法と健全性回復施策の効果評価のための統合モデルの開発, 環境省環境技術開発等推進費研究成果報告書, 2007
- 5) 橋詰ら, スギ林・ヒノキ林における花粉生産量に関する研究, 1992
- 6) 平ら, スギ雄花着花状況と空中花粉飛散パターンとの関連性について 1991

風力と温度差が作用する通風建物内の気流性状に関する基礎的研究
 (その1) 風洞実験による複数開口を有する建物の室内通風気流性状の把握
A Fundamental Study on Indoor Airflow Patterns in a Cross-Ventilated Building
driven by Wind and Buoyancy
(Part 1) Investigation of Airflow Characteristics in a Room with Multiple Openings
by Wind Tunnel Experiment

○山分 翔太 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 丹原 千里 (大林組)
 蔣 子韜 (大阪大学) 山澤 春菜 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
 小林 典彰 (大阪大学) 中村 優咲 (大阪大学)
 Shota YAMAWAKE*1 Tomohiro KOBAYASHI*1 Chisato TAMBARA*2 Zitao JIANG*1
 Haruna YAMASAWA*1 Narae CHOI*1 Noriaki KOBAYASHI*1 Yusa NAKAMURA*1

*1 The University of Osaka *2 Obayashi Corporation

In recent years, increasing attention to energy conservation has led to a growing adoption of natural ventilation systems in buildings. To design an effective natural ventilation system, it is essential to understand airflow characteristics at the design stage. However, during the early stages of design, predicting airflow characteristics is challenging because various conditions, such as opening configurations, have not yet been determined. Therefore, this study conducted wind tunnel experiments to clarify and systematically characterize the airflow behavior in buildings with multiple openings under various ventilation conditions. This paper reports the measured results of temperature distributions, CO₂ concentration distributions, and airflow distributions.

1. はじめに

近年、省エネルギーへの関心の高まりから高熱工場などの空間を対象に環境改善の手段として自然換気を積極的に活用する取り組みが見られる^{1,2)}。この計画の際、単に自然換気量のみを予測するのではなく、特に非等温場を対象とした室内環境予測のため気流パターンや温度分布の予測が重要と言える。しかし、その類型化や換気効率・熱除去効率等の指標の簡易予測手法の整備は十分とは言えない。そこで、本研究では風力と温度差が作用する自然換気を想定し、複数開口を有する建物における気流性状の把握および基礎資料整備を目的とした風洞実験を行った。本報では気流分布、温度分布、CO₂濃度分布および換気量の測定結果について報告する。

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、気流分布、温度分布、CO₂濃度分布および換気量を測定した。風洞内風速は床上 1,000 mm 高さにおいて 1.0 m/s に設定した。対象模型は Fig. 2 に示すような縮尺 1/50、内寸 300 mm の立方体で、30 × 30 mm の開口を正対する壁面のそれぞれ上部と下部に 3 箇所ずつ有する 6 開口 Model A、正対する壁面の下部にそれぞれ 3 箇所ずつ開口を有する 6 開口 Model B、正対する壁面の下部にそれぞれ 3 箇所ずつと天井面に 3 箇所の開口を有する 9 開口 Model C の 3 種とした。壁面開口の中心高さはそれぞれ模型床面、天井面から 50 mm、天井開口は端から 150 mm とした。模型床面はアルミ板とし、その下部にラバーヒーターおよびロックウールを設けた。熱供給はラバーヒーターにより行い、模型内外温度差が目標の値になるよう PID 制御装置を用いて床面温度を制御した。この際、後述の模型内 25 点の平均温度を模型内温度とし、その値と模型外温度との差を模型内外温度差とする。Table 1 に事前に行った換気計算に基づく、各条件における想定

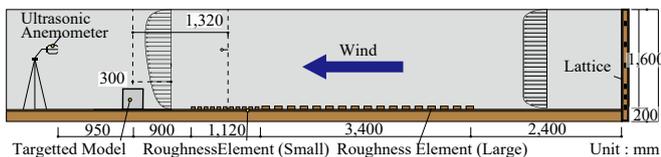


Fig.1 Wind Tunnel Cross-Section

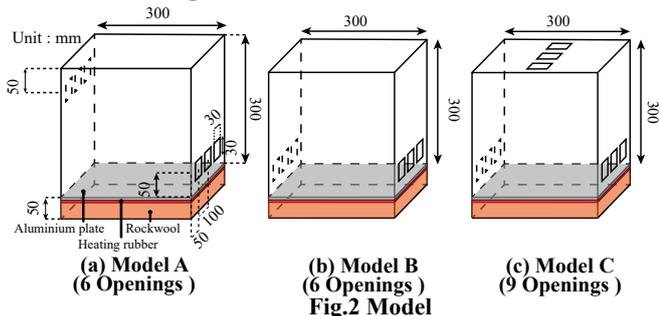


Table 1 Setting of Full Scale and Model

	Full Scale/ Model Scale		
	Reference Velocity [m/ s]	Temperature Difference [°C]	Ar Number
Model A	3.0/ 1.0	5.0/ 29.8	0.41/ 0.39
Model B		5.0/ 27.0	0.21/ 0.19
Model C		5.0/ 27.4	0.41/ 0.40

条件と実験条件を示す。本研究では換気駆動力として風力と温度差を考慮する縮小模型を用いた実験を行ったため、想定する条件と実験条件の模型内における気流場を一致させる必要がある。そのため、Full Scale で想定した条件における Ar 数と一致するよう、縮尺 1/50 の模型内における実験条件を算出した。Ar 数は Eq. 1 により算出される。

$$Ar = \frac{g\beta L\Delta T}{U_m^2} \quad \text{Eq. 1}$$

g は重力加速度 [m/s²]、 β は体膨張率 [1/K]、 L は代表長さ [m]、 ΔT は模型内外温度差 [K]、 U_m は開口における風速 [m/s] を表している。室温は T 型熱電対により測定し、Fig. 3 に示す室内 25 点の値の平均値を代表室温として採用した。なお、Table 1 の模型スケールの温度差と Ar 数は実際に実験で得られた ΔT により得られた値を示している。Fig. 4 に風洞内風速 1.0 m/s にて模型を設置しない状態で I 型熱線流速計（日本カノマックス、0241R-T5）を用いて 1.0 kHz で 60 s 測定した風洞内アプローチフローの風速、乱流強度の鉛直分布を示す。風速は高さ 300 mm における風速で基準化したもので、概ね 1/2.49 乗のべき乗則に従う境界層流となった。

3. 実験手順

3.1 気流分布測定

模型内気流の可視化および PIV (Particle Image

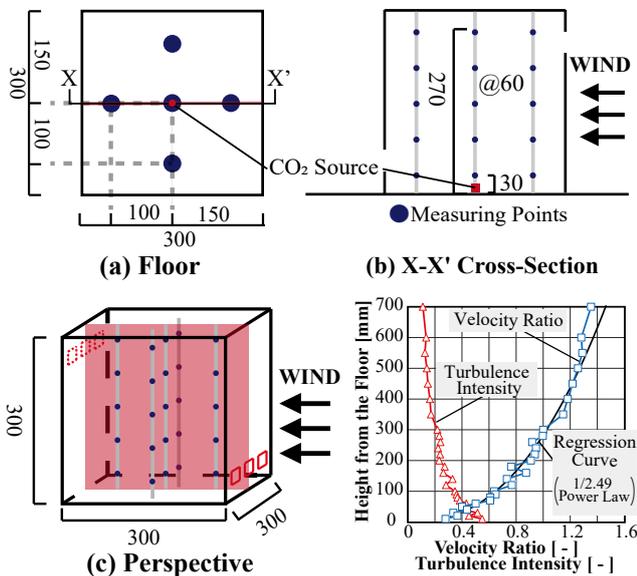


Fig. 3 Measuring points

Fig. 4 Approach Flow

Table 2 Summary of PIV Setting

Program	Davis 8.3 (La vision)
Algorithm	Direct Cross-Correlation Method
Camera Frame Size	1280 pixel × 1028 pixel
Interrogation Window Size	Pass1 : 16 pixel × 16 pixel Pass2 : 12 pixel × 12 pixel
Overlap	0 %
Frame Rate	100 fps
Sampling Time	8 s
Laser Output	3.5 W

Velocimetry) を用いた画像解析による気流分布の測定を行った。手順はまず、Table 1 に示した風速になるよう、模型後流に設置した超音波風速計（株式会社 Sonic, TR-92T）の値をモニターしながら風洞のファンの回転数を調整した。室内中央 1 点に熱電対を設置し、PID 制御装置を用いて発熱量を調節し、この点が後述する温度測定時と同様の内外温度差で定常となったことを確認した後、煙発生器によりスモークを発生させた。その後、模型上部に設置した連続光レーザー（日本カノマックス、KLD-V-U）を用いて、Fig. 5 のように中央断面にシート状の光を照射し、気流を可視化した。その様子を高速カメラ（カトウ光研, K9）を用いて、100 fps で 800 frame 撮影した。また、撮影した 800 枚（約 8 s 分）の画像に対して PIV 解析を行った。解析の概要を Tabel 2 に示す。なお、煙は室内に発生させ、室内に煙が概ね均一に分散するまで待機した。

3.2 温度分布測定

T 型熱電対を用いて Fig. 3 に示す 25 点で温度分布を測定した。測定手順はまず、気流分布測定と同様に、目標の風速、模型内外温度差となるように風洞のファンの回転数および、PID 制御装置の温度を調節した。一連の温度上昇をモニターし、室温が定常状態となったことを確認した後測定を開始した。測定は 1.0 Hz で 300s 測定した平均値を各点での温度として採用した。

3.3 CO₂ 濃度分布および換気量測定

CO₂ 発生点および吸引点は Fig. 3 に示す通り、それぞれ床面上模型中央の 1 点と温度分布測定と同様の 25 点である。手順は、まず 1,000 mm 高さの風速が 1.0 m/s 付近となっていることおよび模型内外温度が目標値付近で定常状態となっていることを確認した。その後、CO₂ 発生量 M を Table 3 に示す通りマスフローコントローラー（FUJIKIN 社, FCST1005LC-4F2-F1L-CO2）で調整

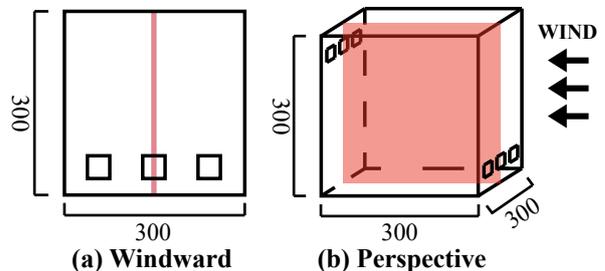


Fig. 5 Measuring points of velocity distribution

Table 3 The amount of CO₂ emission

	CO ₂ emissions [sccm]
Model A	50
Model B	40
Model C	50

しつづ模型内に CO₂ を供給し、濃度が定常状態に達したことを確認した後 5 分間測定した。測定は Fig. 3 に示す 25 点において 1 点ずつ行い、それと同時に、風洞内における CO₂ 濃度を測定した。吸引した空気の濃度は CO₂ 濃度計 (Vaisala 株式会社, GM70PUMP) を用いて測定を行った。また、換気量の算出は、この測定をトレーサガス定常発生法とみなして行った。濃度分布測定により取得した 25 点の CO₂ 濃度の平均値を室内濃度 C_r 、同時に測定した風洞内の CO₂ 濃度の平均値を外気濃度 C_o とした。算定には、以下に示す Eq. 2 を用いた。

$$Q = \frac{M}{C_r - C_o} \quad \text{Eq. 2}$$

Q は換気量 [L/min]、 M は発生量 [L/min]、 C_r は室内濃度 [ppm]、 C_o は外気濃度 [ppm] を表している。

4. 結果と考察

4.1 気流分布測定

Fig. 6 に各条件の可視化画像 1 枚と 800 枚の画像を PIV により解析して平均した結果を示す。それぞれの条件について主な気流と渦の中心を示す。Model A では、流入後、浮力により上昇する成分と風力により床面および風下面に沿って風下開口から流出する成分が確認された。また、風下開口より流出しなかった成分は天井面および風上開口に沿って流れる。これにより、模型中央部

に中心を持つ渦が形成されたと考えられる。Model B では、流入した気流が床面に沿って流れ風下開口から流出する成分と浮力により上昇する成分に分かれる。後者は概ね風下面、天井面、風上面に沿った気流性状となり、模型中央に中心を持つ渦を形成すると考えられる。Model C では、床面に沿って風下開口より流出する成分と、浮力により上昇し天井面の開口より流出する成分に流入直後に分かれることが確認された。また、いずれの開口からも流出しなかった気流成分は風上面に沿って下降し、風上上部に中心を持つ渦が形成される。

4.2 温度分布測定

Fig. 7 に温度分布測定の結果を内外温度差として示す。また、図中の矢印は気流分布および温度分布測定の結果から予測される主な気流性状を表している。Model A では風下下部にて温度が高くなっており、熱が溜まっていることが確認できる。これは、気流分布の測定結果から確認できる通り、気流が十分に行き届いていないことが原因であると考えられる。Model B では他の条件と比較して上部にて温度が若干低下している。これは、単にヒーターから遠いことだけでなく、風上開口から流入し、熱を持った気流が風下開口から流出することにより模型上部に熱が拡散されづらいことが原因であると考えられる。Model C では、風上中部における温度が同列上の他

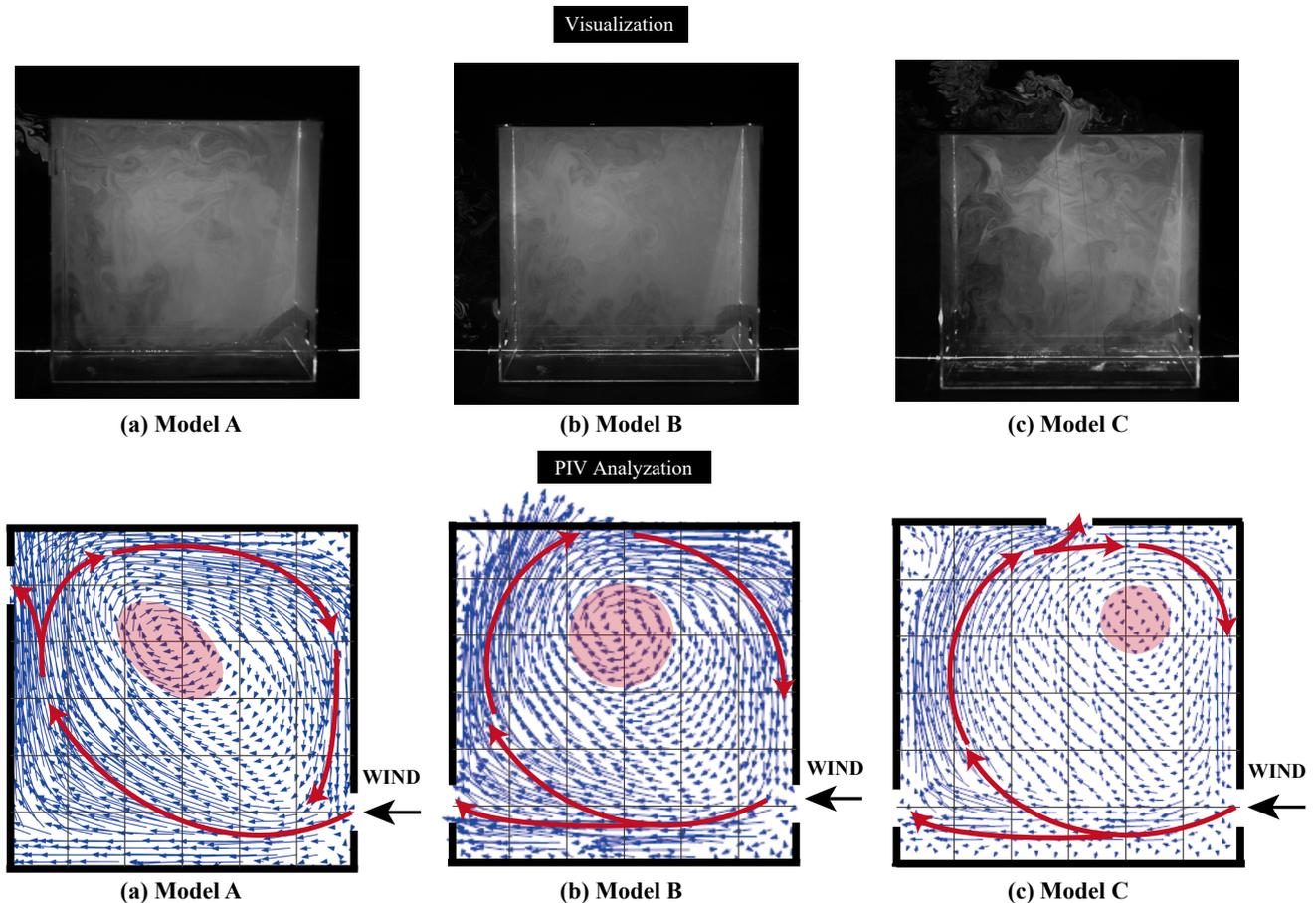


Fig. 6 Result of Airflow distribution

点より高いことが確認できる。これは、気流分布測定の結果からも確認できる通り、風上開口から流入した気流の大部分が、風下開口または天井開口より流出することにより、風上中部にまで十分に気流が届いていないことが原因であると考えられる。

4.3 CO₂ 濃度分布および換気量測定

Fig.8 に各条件における CO₂ 濃度分布測定および換気量測定の結果を示す。ただし、模型中央の測定点が CO₂ 発生点の直上であることを考慮し、CO₂ 濃度が極端に高くなった場合、他データの視認性向上のためグラフ上の測定結果を除外している。また、図中の矢印は気流分布および濃度分布測定の結果から予測される気流性状を表している。Model A では風下下部において CO₂ 濃度が高い点を確認できる。これは模型中央下部により発生した CO₂ が風力の影響により風下に流されたことが原因であると考えられる。このことから、模型中央下部においては浮力に比べて、風力の影響が大きいと考えられる。Model B では、風下下部および発生点直上において CO₂ 濃度が上昇していることが確認できる。このことから、模型中央下部において風力と浮力の両方が気流に影響を与えており、流入した気流は床面に沿って風下開口から流出する成分と浮力により上昇する成分に二分されると考えられる。Model C では、風下下部にお

る CO₂ 濃度の上昇に加え、模型中央下部において極端に CO₂ 濃度が高くなることが確認された。このことから、Model C では浮力による気流への影響が他の条件に比べて大きいと考えられる。また、換気量は Model C、Model A、Model B の順に大きくなった。このことから、開口数の多い模型および重力換気による影響が大きい模型において換気量が大きくなることが確認された。

5. まとめ

本報では、風力と温度差が作用する縮小模型における温度分布、CO₂ 濃度分布、気流分布および換気量の測定結果について報告した。同様の風速および建物内外温度差を想定した条件下であっても、開口配置によりそれぞれの気流性状および換気量に違いが見られた。今後は CFD 解析を用いて、風向、風速および模型内外温度差が異なる他の条件についても気流性状を確認することに加え、それぞれの条件における熱除去効率や換気効率を定量的に評価し、整備する所存である。

【参考文献】

- 1) 宅和満, 倉渕隆, 野中俊宏, 金政一, 斉藤孝一郎: 高発熱体のある工場における自然換気の導入効果予測に関する基礎的検討, 空調調和・衛生工学会大会部学術研究発表会論文集, pp.165-168, 2023. 9 掲載
- 1) 若林大崇, 倉渕隆, 野中俊宏, 金政一, 斉藤孝一郎, 森博史, 長井達夫: 高発熱体のある工場における窓開閉による温熱環境改善の検討, 空調調和・衛生工学会大会部学術研究発表会論文集, pp.69-72, 2025. 9 掲載

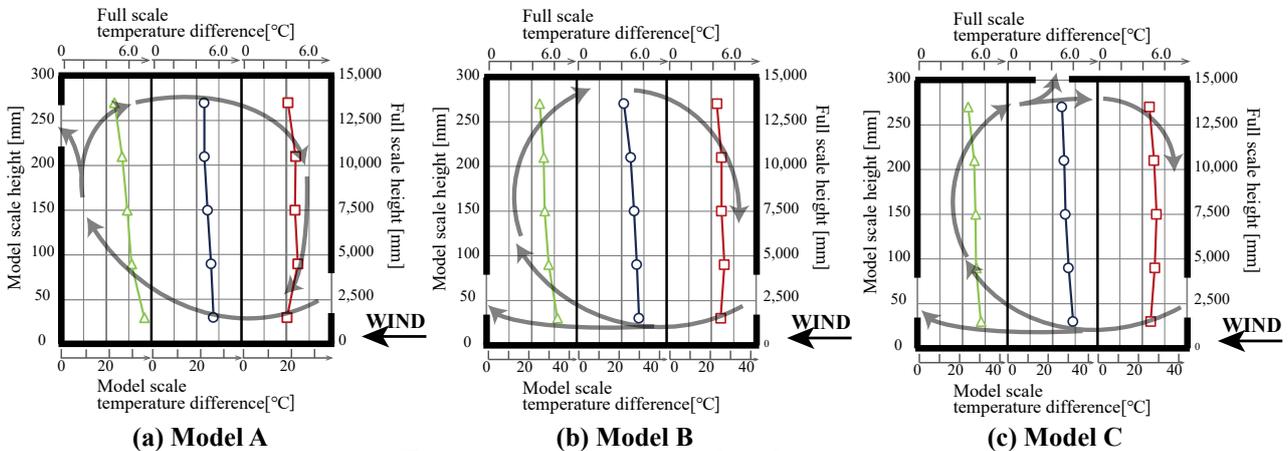


Fig. 7 Result of temperature distribution

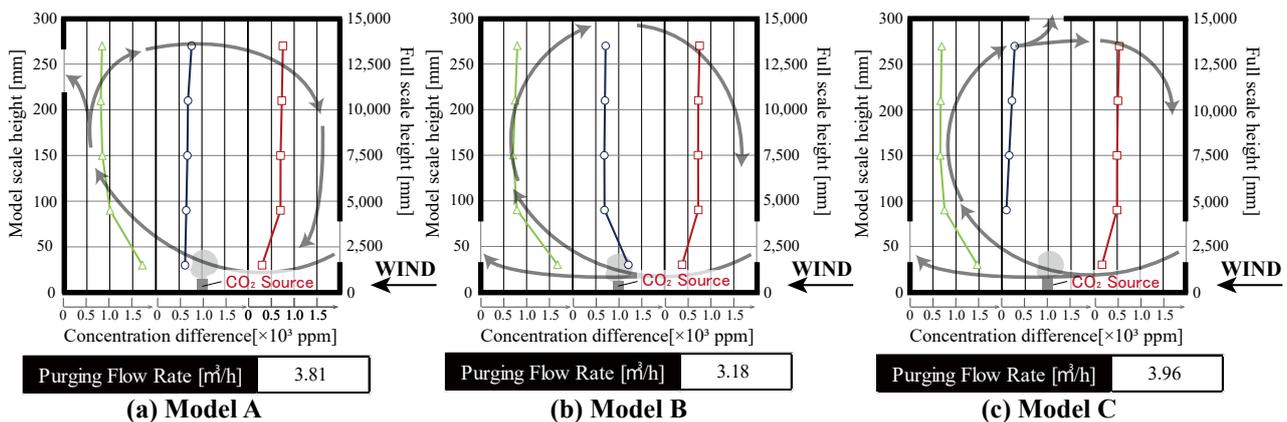


Fig. 8 Result of CO₂ distribution and Purging Flow Rate

二重屋根と階段室を利用した新たな自然換気装置の開発 （その3）水槽内縮小模型実験およびCFD解析による 屋根角度の違いが室内気流特性に及ぼす影響の検討

Development of a Novel Natural Ventilation Device Utilizing Double Roof and Stairwell (Part 3) Investigation of Indoor Airflow Characteristics with Different Roof Angles based on Reduced-scale Experiment in Water Tank and CFD Analysis

学生会員 ○加護 稜大（大阪大学） 正会員 山澤 春菜（大阪大学）
正会員 小林 知広（大阪大学） 正会員 崔 ナレ（大阪大学）
Ryota KAGO^{*1} Haruna YAMASAWA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Choi Narae^{*1}

^{*1}The University of Osaka

In the present study, a novel buoyancy-driven ventilation system in which the stairwell shaft is connected to a double roof is proposed. A previous study showed that the similarity of flow features and temperature distribution can be enhanced by conducting reduced-scale experiments in water. In this paper, reduced-scale model experiments were conducted in a water tank, and natural ventilation characteristics were examined in terms of temperature and velocity distributions. Furthermore, the roof angle of the double-roof structure was systematically varied to clarify its effects on the airflow characteristics. Additionally, the experimental results were compared with those of a reproduced numerical simulation to examine the agreement.

はじめに

近年、省エネルギーの観点から自然換気的重要性が高まっており、なかでも温度差換気は安定的な換気量の確保と明確な換気経路に利点がある。本研究では、階段室の吹抜け空間を二重屋根に接続した自然換気装置を提案しており、建築計画に組み込みやすい階段室を有効活用することで空間効率の向上が可能と考える。

初期検討として自然対流が支配的な本装置を実験可能な規模まで縮小する場合、相似則を満たすのが困難と考えられた。そこで、数値実験のみの検討ではあるが、既報¹⁾では相似性の担保には水中における検討が有効であることをCFD解析に基づき確認した。本報では、水槽内における縮小模型実験に基づき屋根角度の違いが室内気流特性へ与える影響を把握した。ただし、本実験では外部風の無い自然対流場のみを想定した。また、実験結果と比較することでCFD解析の精度を確認した。次報²⁾では、装置形状が自然換気性状に与える影響について、CFD解析を用いて更なる検討を行う。

1. モデル概要

建物モデル（基本条件）の詳細をFig. 1に示す。本検討では住宅スケールを想定し、寸法は日本建築学会標準住宅モデル³⁾を参考にした。平面プランは簡易化し、階段室のみ設けている。階段室は1階・2階に対して開放しており、その頂部で二重屋根に接続している。本報では、Fig. 1(a)に示す寸法形状の水槽において1/40縮小模型を用いて実験及びCFD解析を行った。

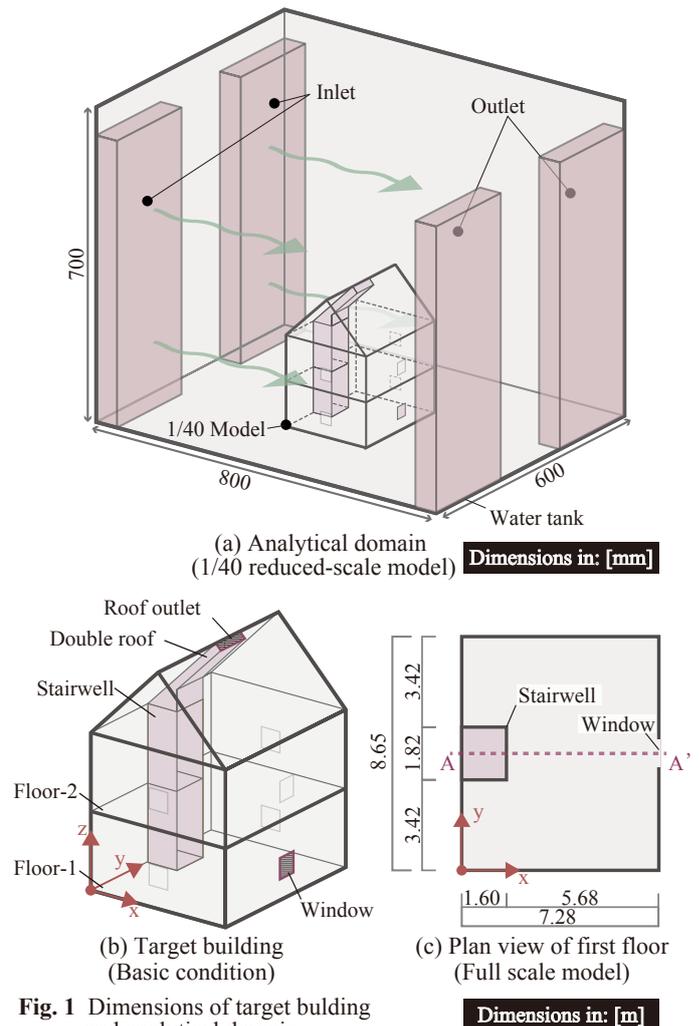


Fig. 1 Dimensions of target building and analytical domain

2. 相似則

建物内の温度・気流分布を実大建物と縮小模型で一致させるには、適切な無次元数を一致させる必要がある。(Eq. 1)に示すグラスホフ数 Gr は、浮力と粘性力の関係を表し、今回のような自然対流場の流れを特徴づける無次元数のひとつである。ここで、 Gr の定義式中で、模型縮率に関わる長さ L を除いて比較的容易に操作できる変数は温度差 ΔT のみである。しかし、仮に空气中で1/100の縮小模型実験を行うとすると、温度差を実大条件の 10^6 倍とする必要があり、非現実的である。

$$Gr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu^2} \quad (\text{Eq. 1})$$

そこで、本研究では既往研究を参考に、(Eq. 2)に示すレイリー数 Ra に注目する。古くはBaturin³⁾が発熱源ブルームとそれに伴う工場内換気を対象とした検討において相似則の満たされる範囲を $Ra = Gr \cdot Pr > 2 \times 10^7$ と提案した。近年では中村ら⁴⁾が同様の工場内流れについて実験を行い、 $Ra > 2 \times 10^7$ で流れが相似となり、このとき(Eq. 3)に示すアルキメデス数 Ar が自動的に一致することを確認した。

$$Ra = Gr \times Pr = \frac{g\beta\Delta TL^3}{\nu a} \quad (\text{Eq. 2})$$

$$Ar = \frac{g\beta\Delta TL}{U^2} \quad (\text{Eq. 3})$$

既報¹⁾においても Ra にもとづき相似則を検討した。比較的容易に操作可能な変数は、 Gr 同様に L と ΔT である。ただし、 Gr と比べ、分母に熱拡散係数 a をもつ代わりに動粘性係数 ν の次数が下がり、縮小模型における相似条件が満たしやすくなる。

既報¹⁾・本報ともに、無次元数における代表長さ L を建物高さ H 、代表温度差 ΔT を1階窓開口と二重屋根出口の温度差、代表風速 U を二重屋根出口の平均面風速とした。また、3.2節で詳説するが、実験において実現可能な(過大でない) ΔT とするため、実大・模型で ΔT が等しくなるよう縮小模型の発熱量を決定した。

既報¹⁾では、限られた実験空間では $Ra > 2 \times 10^7$ を満たすような縮小模型実験を空气中で行うことは困難だが、空気に比べて Ra の分母にあたる動粘性係数 ν や温度拡散係数 a が小さく、相似則を満たしやすい水中における検討が有効と示された。本報では、水中における縮小模型実験の結果を報告する。また、水中における実験をCFD解析により再現し、実験結果と比較することで解析の精度を確認した結果も併せて報告する。

3. 実験概要

3.1 実験設備

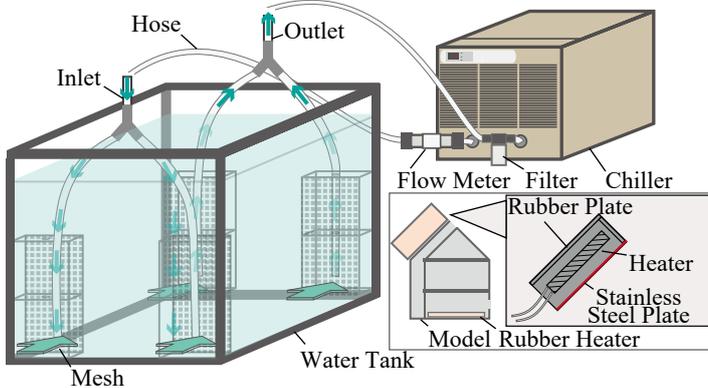
実験装置の構成を Fig. 2 に、実験条件を Table 1 に、実験および後述する実験再現のCFD解析における境界条件を Table 2 に示す。水槽の大きさは $600 \times 800 \times 800$ mm (高さ) であり、アクリル板により作成した1/40の縮小模型を内部に設置した。実験時には、概ね700 mm程度の水深となるように水を張った。ラバーヒーターを1F床面に敷設することで1Fの内部負荷を模擬し、棒状ヒーターにより日射による熱負荷を模擬した。棒状ヒーターを二重屋根側の面以外は断熱材で作成した箱の中に設置し、熱が様に伝わるよう、箱の屋根側及び1Fの床面にはステンレス板を敷設した。これらの熱を除去するためにチラー (RKS400F-S、オ

Table 1 Experimental conditions

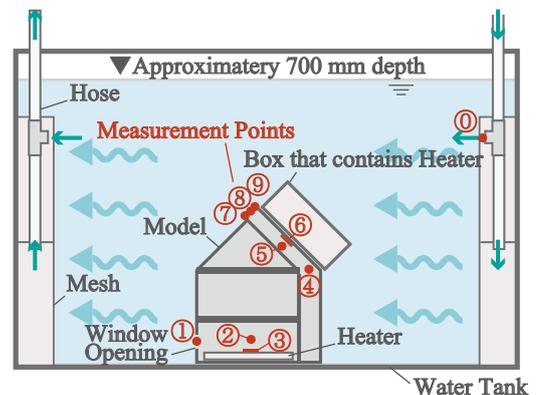
	Roof angle [degree]	Roof rise [mm]
Case - 45	45	91
Case - 30	30	53
Case - 60	60	158

Table 2 Boundary Condition (Experiment and CFD)

Wall	Enhanced wall treatment, Gradient zero (Adiabatic)	
Inlet	4.8×10^{-4} m/s, 18 °C	
Outlet	4.8×10^{-4} m/s	
Heat Generation at Chimmney	Case - 45	333 W (Experiment, CFD)
	Case - 30	257 W (Experiment, CFD)
	Case - 60	467 W (Experiment, CFD)
Heat Generation at Floor-1	48 W (Experiment, CFD)	



(a) Configuration of equipment



(b) Measurement points (Temperature)

Fig. 2 Experiment equipment

リオン機械株式会社) を運転した。チラーから伸びるホースは二又に分け、それぞれ $210 \times 50 \times 594$ mm (高さ) の寸法で一面にメッシュを設置した開口をもつ整流用の箱に接続した。また、水量は流量計 (AS-111、(株) クローネ) により測定した。メッシュから一様に給排水されると仮定し、流量計により測定した流量から、給排水速度を算出した。

本報では、**Fig. 3** に示す通り二重屋根の角度が異なる3条件 (30, 45, 60°) を比較した。このとき、左右対称な切妻屋根を想定したため、屋根角度の違いに伴い屋根高さも異なったことに留意されたい。

3.2 発熱量の決定

既報¹⁾同様、実大建物の屋根面への日射量は、潮岬の4月における12時の平均大気透過率を見込んで⁶⁾ ブーゲ・バルラーゲの式から算出し、屋根材の日射吸収率を0.5として屋根内表面に4,156Wの発熱量を想定した。また、1階床面には人体・機器発熱等を見込んで600Wの発熱があるものとした。

縮小模型における発熱量は、その縮率 n_Q を求め実大寸法における発熱量に乗じることで決定した。実大建物と縮小模型の Ar が自動的に一致する⁵⁾ と仮定すると、実大建物と縮小模型の代表温度差 ΔT が等しい ($n_{\Delta T} = 1$) とき、代表速度の縮率 n_U ($n_U = 0.04$) は (Eq. 4) より求まる。また、壁面は断熱境界を仮定すると、 $n_{\Delta T}$ 、 n_U と各物性値より発熱量の縮率 n_Q ($n_Q = 0.08$) は (Eq. 5) より求まる。

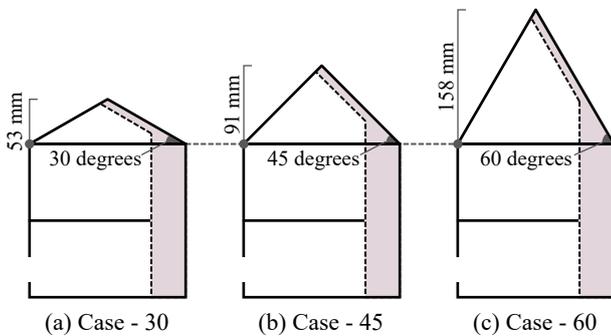


Fig. 3 Model geometries for each experimental condition

Table 3 Analytical conditions

CFD code		Fluent 2023 R1
Total number of cells	Case - 45	4,017,044
	Case - 30	4,289,741
	Case - 60	4,570,007
Turbulence model		SST k- ω model (Low- Re)
Algorithm		SIMPLE
Discretization scheme		Second order upwind

Table 4 Overview of PIV analysis

PIV software		Davis 8.3 (La Vision)	
Algorithm		Direct Cross-Correlation Method	
Camera Frame Size		1280 [pixel] \times 1024 [pixel]	
Interrogation Window Size	Pass 1	24 \times 24 [pixels](overlap 0%) \times 3 times	
	Pass 2	16 \times 16 [pixels](overlap 0%) \times 1 times	
Frame Rate		30 [fps]	

$$n_U = \sqrt{n_{\beta} \cdot n_{\Delta T} \cdot n_L} \quad (\text{Eq. 4})$$

$$n_Q = n_{C_p \rho} \cdot n_U \cdot n_L^2 \cdot n_{\Delta T} \quad (\text{Eq. 5})$$

3.3 測定項目

Fig.2(b) に示す10点の温度をK型熱電対により測定した。ここで、周辺環境の違いにより、各条件でチラーからの送水温度 (測定点⑩) が完全には一致しなかった。そこで、測定点①~⑨における温度の実験結果は、測定点⑩からの差として表す。

模型内の流速分布についてPIV (Particle Image Velocimetry) による画像解析を行った。まず水槽内に粒子 (ORGASOL、粒径 50 μm 日本カノマックス (株)) を散布し、CW:YAG レーザー (CW532-10-3W、5W、日本カノマックス (株)) を用いて、**Fig. 1(b)** に示すA-A'断面にシート状の光を照射することで流れ場を可視化した。その様子を高速カメラ (K9、カトウ光研 (株)) を用いて撮影した画像について、30 fps で5400枚 (約180 s分) の画像に対してPIV解析を行った。解析概要は**Table 4**に示す通りである。なお、トレーサ粒子のチラーへの侵入と濾過による粒子濃度減少を避けるため、画像撮影の際はチラーの運転を停止して実験を行った。

4. CFD 解析概要

実験とCFD解析の結果を比較することで、解析の精度を確認する。まずは水中における再現CFD解析を行っており、境界条件を**Table 1**、解析手法を**Table 3**に示す。解析空間は、**Fig. 1(a)**に示すように600 \times 800 \times 700 mm (高さ) の水中とした。解析空間内には実験同様、整流用の箱を設置し、箱の一面から一様に流入出するものとした。壁面は断熱を仮定し、実験と同じ発熱量をCFD解析においても与えた。また、今回は流速が非常に小さくなるため、低 Re 補正のもと解析を行っており、全条件で y^+ が5を下回っていることを確認した。

加えて、基本条件であるCase 45については縮小モデルを実大寸法に拡大し、空気中においても解析を行った。熱境界条件は3.2節の通りであり、流入出境界については n_L 及び n_U をもとに計算して与えた。

5. 結果と考察

5.1 実験における条件間の比較

各条件での温度を**Table 5**に、換気量を**Table 6**に、A-A'断面の速度ベクトルを**Fig. 4**に示す。なお、換気量について実験では1階窓面から約2.5 mm室内側の断面で取得した平均風速から、CFDでは窓面で取得した。

温度分布と屋根角度 (高さ) には明確な相関は見られなかったものの、換気量と屋根角度 (高さ) には正の相関が見られた。本報では屋根角度と同時に屋根高

Table 5 Experimental and analytical results of temperature

	Case-30		Case-45			Case-60		Measurement points
	Experiment	CFD	Experiment	CFD (Water)	CFD (Air)	Experiment	CFD	
Point ①	18.21 °C	18.21 °C	17.82 °C	17.82 °C	17.82	17.64 °C	17.64 °C	
Point ② *	-0.25 °C	0.00 °C	-0.26 °C	0.02 °C	0.03	-0.47 °C	0.01 °C	
Point ③ *	0.78 °C	1.07 °C	0.75 °C	0.76 °C	1.50	0.48 °C	1.29 °C	
Point ④ *	4.14 °C	4.16 °C	4.41 °C	4.41 °C	4.88	3.81 °C	4.23 °C	
Point ⑤ *	0.44 °C	1.57 °C	0.15 °C	1.25 °C	1.24	-0.05 °C	1.16 °C	
Point ⑥ *	0.83 °C	1.52 °C	2.51 °C	1.33 °C	1.06	0.35 °C	1.16 °C	
Point ⑦ *	41.82 °C	80.79 °C	41.61 °C	83.74 °C	89.54	39.91 °C	86.53 °C	
Point ⑧ *	0.05 °C	1.50 °C	0.68 °C	1.29 °C	1.02	0.27 °C	1.17 °C	
Point ⑨ *	0.15 °C	1.54 °C	0.55 °C	1.29 °C	1.09	0.18 °C	1.17 °C	
Point ⑩ *	1.03 °C	5.41 °C	19.04 °C	4.20 °C	4.49	0.69 °C	1.77 °C	

*Notes: For Points ① - ⑨, the results are shown in the form of temperature difference from Point ①.

Table 6 Ventilation rate

		Ventilation rate [m ³ /h]		Error
		Experiment	CFD	
Air, full scale	Case-45	-	1,454 (Air, full) = 0.0361 (Water, reduced)	49.8%
	Case-60	0.0241	0.0322	33.6%
Water, reduced scale	Case-30	0.0265	0.0336	26.7%
	Case-60	0.0301	0.0346	14.9%

さも増加するような形状で検討を行った。そのため、屋根高さの増加が換気駆動力の増加に寄与するとともに、屋根面積の増加に伴い発熱量も増加したことが換気量の増加に繋がったものと考えられる。すなわち、本検討より、左右対称の切妻屋根においては、屋根角度が大きい場合に換気量の増大が確認された。ただし、屋根角度のみの影響は、屋根高さもしくは屋根長さを揃えたうえでの検討が必要と考えられる。

5.2 実験と CFD 解析の比較

Table 5、**Table 6**、**Fig. 4**にて実験と CFD 解析の結果を比較する。温度の解析値が実験値をやや上回る傾向が確認された。これは、実験では模型内外の熱損失により、模型内部の温度上昇が抑制されたためと考えられる。一方、特に測定点⑨は二重屋根付近は温度の分布が激しく、わずかな測定点のズレが大差に繋がったものと考えられる。換気量はすべての条件で解析値が実験値を上回っており、前述の熱損失により実験では換気駆動力がやや減少したためと考えられる。加えて、窓開口の縁における反射や壁の見えがかりにより PIV の精度は壁面付近で顕著に下がるため、実験による測定誤差も考えられる。

一方で、1階開口から流入した気流が一度沈み込む挙動や、その後階段室壁面へ衝突し、渦を形成しながら進行方向と逆側へ巻き返している挙動など、室内における気流パターンは概ね再現されており、本解析は気流特性の把握に対して妥当であると判断される。

以上より、温度・気流分布とともに CFD 解析において気流性状の大まかな傾向を再現できることを確認した。今後は実験で再現が難しい建物形状における気流性状の把握を、CFD 解析を用いて行う。

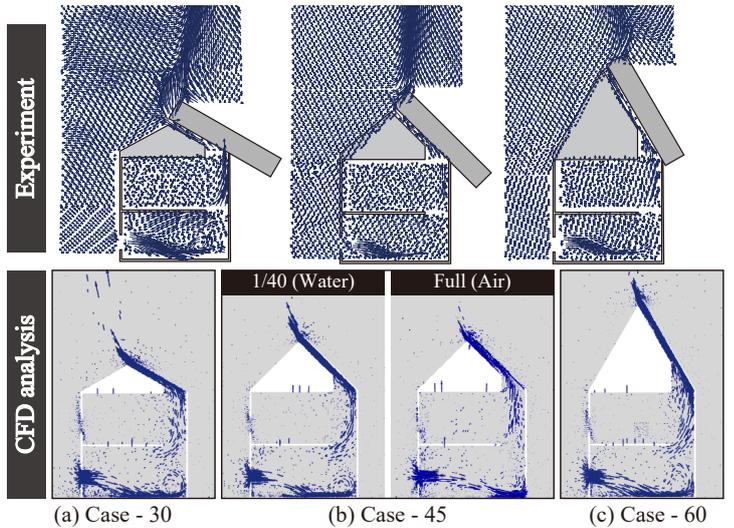


Fig. 4 Velocity vector field (Experiment and CFD)

おわりに

階段室と二重屋根を接続した自然換気システムについて、本報では水槽内縮小模型実験により室内気流特性を把握し、CFD 解析の精度を確認した。次報では CFD 解析による更なる検討結果を報告する。

—謝辞—

本研究は、JSPS 科研費 (若手研究 24K17402) 及び第 64 回竹中育英会建築研究助成金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) 加護、山澤、小林：二重屋根と階段室を利用した新たな自然換気装置の開発 (その 1)、空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集 (2025.3)
- 2) 山澤、小林、崔、加護：二重屋根と階段室を利用した新たな自然換気装置の開発 (その 4)、空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集 (2026.3 掲載予定)
- 3) 宇田川光弘：標準問題の提案 住宅用標準問題、熱分科会第 15 回熱シンポジウム「伝熱解析の現状と課題」、日本建築学会環境高価委員会、pp.22-23、1985.9
- 4) V.V.Baturin：Fundamentals of Industrial Ventilation、Pergamon Press、1972
- 5) 中村、辻、陳、水野：自然対流による工場内流れの近似的相似則、空気調和・衛生工学会論文集、第 42 号、pp.79-86、1990.2
- 6) 丸善株式会社：理科年表、文部科学省 国立天文台編、pp.241、平成 15 年

二重屋根と階段室を利用した新たな自然換気装置の開発
 (その4) CFD解析による異なる建物形状における室内気流特性の比較
Development of a Novel Natural Ventilation Device Utilizing Double Roof and Stairwell
(Part 4) Comparison of Indoor Airflow Characteristics
with Different Building Shapes usin CFD Analysis

○正会員 山澤 春菜 (大阪大学) 正会員 小林 知広 (大阪大学)
 正会員 崔 ナレ (大阪大学) 学生会員 加護 稜大 (大阪大学)

Haruna YAMASAWA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Narae CHOI*¹ Ryota KAGO*¹

*¹The University of Osaka

To develop the design strategy for a novel natural ventilation system that utilizes a stairwell and double roof, a numerical investigation was conducted. This paperd discuss the effect of double roof geometry and approach flow conditions on the natural ventilation characteristics. It was shown that under the same aspect ratio of the double roof cross-section, the heat generation has a large impact on the ventilation rate, whereas although the heat generation rate decreases, the smaller aspect ratio resulted in a larger ventilation rate in the studied cases. Additionally, the impact of the approach flow was limited in the studied cases.

はじめに

本研究では、階段室の吹抜けが二重屋根に接続した自然換気システムを提案する。前報¹⁾では、屋根角度が室内気流特性に与える影響を縮小模型実験により確認した。また、実験の再現CFD解析を行うことで、実験と再現解析における温度場、速度場の傾向が一致することを確認した。本報では、本システム的设计に資する基礎的な知見の整理を目的として、CFD解析を用いて行ったパラメトリックスタディの結果を報告する。実大モデルにおいて、温度差換気が支配的と考えられる本換気装置の二重屋根部分の角度、高さ、断面形状、及び外部風条件が自然観規制上に及ぼす影響を検討した。特に、各パラメータが自然換気量及ぼす影響について論じる。

1. 解析概要

1.1 解析空間

解析空間を Fig. 1(a) に示す。解析空間は 116.48 m × 43.25 m × 48.78 m (高さ) の大きさであり、基本条件では図の通り南風である。解析空間の x 方向の長さは、外部風の上流側に x 方向の建物長さの 5 倍の長さ、下流側に 10 倍の長さを、y 方向の長さは y 方向の建物長さの 5 倍を、高さは建物の高さの 4.5 倍の長さとした。

後述する基本条件における対象建物寸法を Fig.1(b)(c) に示す。今回は住宅を想定した建物スケールとし、平面の大きさは日本建築学会標準住宅モデル²⁾を参考にした。平面プランは簡易化し、階段室のみを設けている。階段室は 1 階・2 階に対して開放しており、その頂部で二重屋根に接続している。

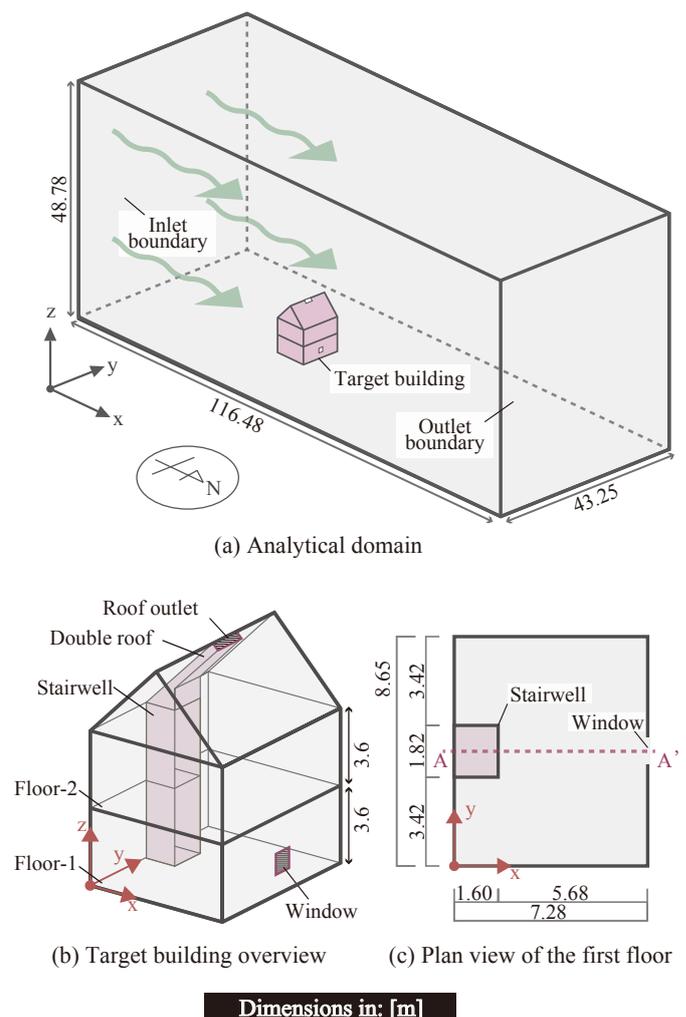


Fig. 1 Dimensions of target building and analytical domain

Table 1 Studied cases

	Roof angle [degree]	Roof rise H [m]	External wind direction	External wind velocity [m/s]	Cross-section of double roof		Heat generation rate [W]	
					Long side length [m]	Short side length [m]	Double roof	Internal (1F)
Case 45-H3.6-S0.1-a	45	3.6	South	0.1	1.82	0.4	2,658	600
Case 30-H2.1-S0.1-a	30	2.1	South	0.1	1.82	0.4	2,050	600
Case 60-H6.3-S0.1-a	60	6.3	South	0.1	1.82	0.4	3,733	600
Case 30-H3.6-S0.1-a	30	3.6	South	0.1	1.82	0.4	3,551	600
Case 60-H3.6-S0.1-a	60	3.6	South	0.1	1.82	0.4	2,155	600
Case 45-H3.6-S1.0-a	45	3.6	South	1.0	1.82	0.4	2,658	600
Case 45-H3.6-N1.0-a	45	3.6	North	1.0	1.82	0.4	2,658	600
Case 45-H3.6-S0.1-b	45	3.6	South	0.1	3.64	0.2	5,317	600
Case 45-H3.6-S0.1-c	45	3.6	South	0.1	0.91	0.4	1,329	600

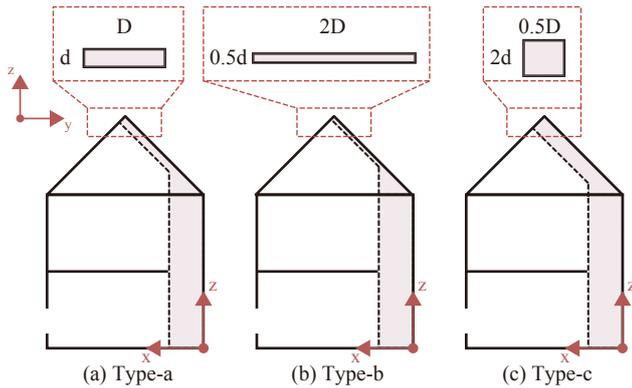


Fig. 2 Cross-section of target building and double roof

1.2 解析条件

解析条件を Table 1、境界条件を Table 2、解析手法を Table 3 に示す。本報では、全9条件の解析結果を報告する。条件名は Case (屋根角度 [度]) - H (屋根高さ [m]) - (外部風向: South または North の頭文字) (外部風速 [m/s]) - (二重屋根の断面形状タイプ: Fig. 2 に示す a, b または c の3条件) を表している。

二重屋根の角度は45度を基本として、30度、60度に変化させた。既報¹⁾同様に角度の変化に伴い二重屋根高さHも変化する条件と、角度が異なってもHが一定の条件をそれぞれ設けた。また、解析空間内の熱負荷の除去を意図して、室内気流特性に大きな影響を与えないものとして0.1 m/s 一様の外部風を解析空間の南側境界面に与えた。一方、外部風のある条件として、Case 45-H3.6-S1.0-a 及び Case 45-H3.6-N1.0-a においては、それぞれ南風及び北風を仮定して、風上側境界面に大気境界層を模したアプローチフローを軒高風速 1.0 m/s として与えた。ただし、(Eq. 1)、(Eq. 2) に示す鉛直方向の風速、乱流強度分布を用いて乱流エネルギーおよび比散逸率の分布を流入境界に与えており、べき指数 α は松原ら³⁾の風洞実験における境界層風速分布より 0.24 とした。

$$U(z) = U_s(z/z_s)^\alpha \quad (\text{Eq. 1})$$

$$I(z) = 0.1(z/z_G)^{-(\alpha-0.05)} \quad (\text{Eq. 2})$$

既報同様、実大建物の屋根面への日射量は、潮岬の4月における12時の平均大気透過率を見込んで⁴⁾ブーゲ・

Table 2 Boundary conditions

Wall	Enhanced wall treatment, Gradient zero (Adiabatic)	
Inlet	Temperature: 18 °C Velocity: Case-dependent	
Outlet	Velocity: Case-dependent	
Heat Flux at the roof	Roof angle: 30	268 W/m ²
	Roof angle: 45	284 W/m ²
	Roof angle: 60	282 W/m ²
Heat Generation at Floor-1	600 W	

Table 3 Analytical conditions

CFD code	Fluent 2023 R1
Total number of cells	4,457,958 ~ 5,538,304
Turbulence model	SST k- ω model (Low-Re)
Algorithm	SIMPLE
Discretization scheme	Second order upwind

ベルラーゲの式から算出した。なお、既往研究⁵⁾より、屋根外表面が受熱した日射量の中の32%の熱量が二重屋根内部へ伝わるものとしてそれぞれの発熱量を算出した。また、1階には人体・機器発熱等を見込んで600Wの発熱があるものとして床面へ一様に与えた。

また、今回は風速が非常に小さくなると考えられたため、低Re補正のもと解析を行っており、全条件で y^+ が5を下回っていることを確認した。

3. 解析結果

3.1 異なるパラメータにおける比較

各条件の換気量を Table 4 に、A-A' 断面における速度分布を Fig. 3 に、温度分布の結果を Fig. 4 に示す。換気量は二重屋根出口面における流量より算出した。

屋根角度および二重屋根高さを変化させた条件では、前報¹⁾と同様に、屋根角度が最大である Case 60-H6.3-S0.1-a において換気量も最大となった。本条件は、流路長伸長に伴う摩擦損失の増加が想定されるものの、発熱量および二重屋根高さが大きく、浮力増大効果が支配的であったものと考えられる。

二重屋根高さを3.6 m で一定とし屋根角度のみを変化させた条件では、発熱量が最大である Case 30-H3.6-S0.1-a で換気量が最大となった。ただし、温度分布より、

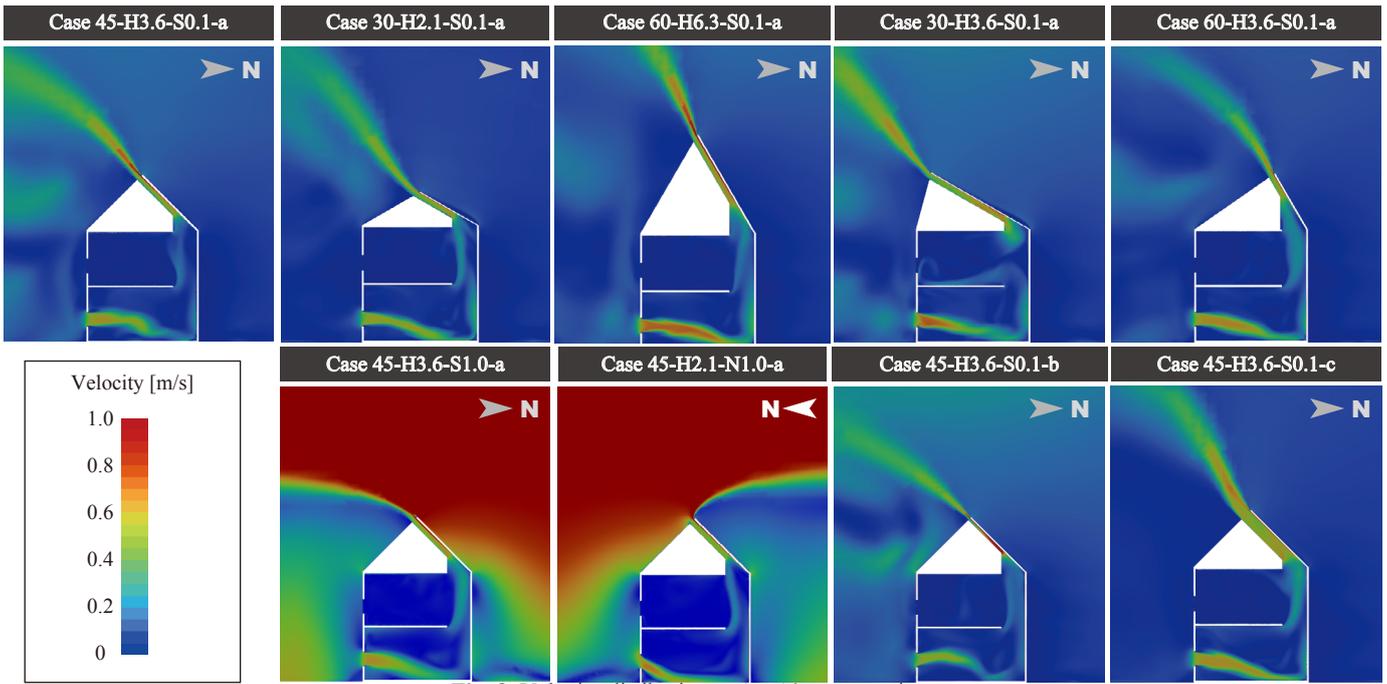


Fig. 3 Velocity distribution at A - A' cross section

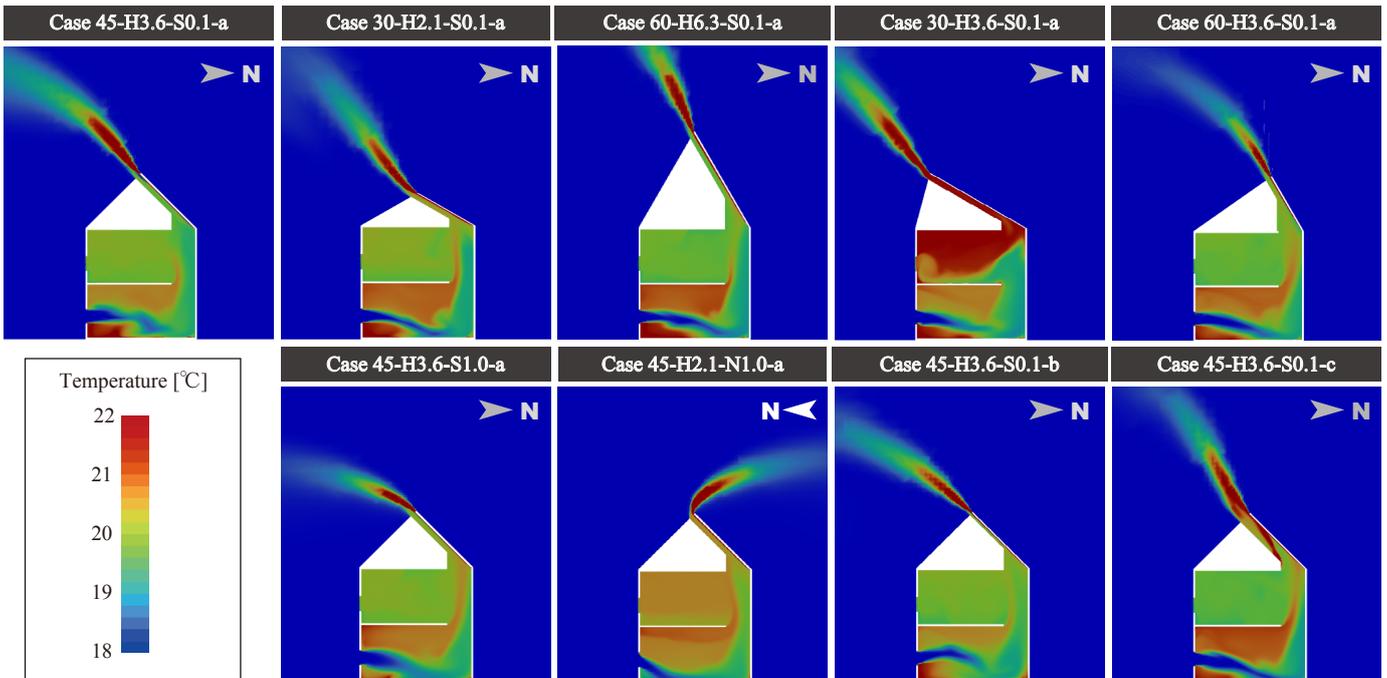


Fig. 4 Temperature distribution at A - A' cross section

2階における熱の滞留が確認された。本条件では、屋根角度が比較的緩やかであり、流れが屋根流路に沿って十分に誘導されず、室内側へ拡散されたと考えられる。

アプローチフローを与えた条件における換気量は、南風で増加、北風で減少した。また、北風するとき、特に十分に熱が除去されていないために2階における熱滞留が確認された。ここで、同解析モデルの開口を閉鎖したシールドモデルを用いた予備検討において、窓からの流入を正とした風圧係数差は南風で0.10、北風で0.55となることを確認している。これは本検討における換気量の傾向とは異なり、この換気量の多寡は外

Table 4 Ventilation rate in each case

	Heat generation rate at double roof [W]	Ventilation rate [m ³ /h]
Case 45-H3.6-S0.1-a	2,658	1,451
Case 30-H2.1-S0.1-a	2,050	1,343
Case 60-H6.3-S0.1-a	3,733	1,713
Case 30-H3.6-S0.1-a	3,551	1,668
Case 60-H3.6-S0.1-a	2,155	1,480
Case 45-H3.6-S1.0-a	2,658	1,579
Case 45-H3.6-N1.0-a	2,658	1,377
Case 45-H3.6-S0.1-b	5,317	1,386
Case 45-H3.6-S0.1-c	1,329	1,456

部風向に起因する二重屋根近傍の気流性状の差異によるものと考察する。外部風に関する傾向を整理するには、本報における検討では条件が不十分であり、更なる検討が必要と考える。

屋根断面形状の異なる条件について、二重屋根の発熱量が基本条件の2倍あっても断面形状のアスペクト比が大きい (Type-b) 条件において換気量が減少したが、流路の摩擦損失が増大したためと考えられる。一方で、アスペクト比が小さく等価直径の大きい (Type-c) 条件においては、基本条件の半分の二重屋根内発熱量にも関わらず、換気量は同程度あった。

3.2 換気性能に及ぼす各因子の影響評価

本節では設計指針の整理を目的として、各パラメータと換気量の関係を横断的に検討した。具体的には、換気量を縦軸とし、各因子を横軸に整理することで影響度合いを評価した。

Fig. 5(a) では二重屋根高さを横軸とし、屋根高さや角度が異なる条件をプロットした。二重屋根高さや換気量換気量には正の相関があることが示された。ただし、屋根高さの増大は受熱量の増加も伴うため、この発熱量増加と高さの増大に伴う浮力の増加を分けて考

察することは難しい。一方で、二重屋根高さが同じ 3.6 m の場合に、二重屋根の発熱量が多い 30° 条件では他と比べて換気量が多くなった。このとき、2階で顕著に熱が滞留しており、発熱面角度が水平に近づくことに起因する2階室内への熱の逆流が確認された。

Fig. 5(b) では発熱量を横軸とし、前段落の条件群に加え、屋根断面形状が異なる条件をプロットした。全体では明確な傾向は確認できなかったが、断面形状が同一の条件群 [Case ー -a] に着目すると、発熱量と換気量には正の相関が見られた。すなわち、本換気装置の設計において、摩擦抵抗を適切に抑えた上で発熱量を確保することが換気性能向上に重要であると示された。

Fig. 5(c) では外部風 (風向南を正) を横軸とし、風向風速の異なる条件をプロットした。本研究で対象とした開口配置および風向条件の範囲内においては換気性能に大きな差は確認されなかった。とはいえ換気量の増減が存在しているため、設計時には、主に卓越風向条件下で風圧係数差を考慮することが重要である。この点については、風向風速のみならず、風向と開口位置との相関を変化させた更なる検討が必要と考える。

以上より、今回の検討条件に限って言えば、二重屋根の発熱量が建物全体の換気量に最も大きな影響を及ぼすものと考えられる。

おわりに

本研究では階段室と二重屋根を接続した温度差換気による自然換気システムを提案した。本報では、建物形状や外部環境条件を変化させて行った CFD 解析の結果を報告した。結果として、二重屋根の断面形状や対象敷地の卓越風向に配慮しながら、屋根高さや発熱量を大きくするような設計とすることで換気量を確保できると考える。今後はさらに詳細なパラメータ検討と換気量予測モデルの構築について検討する。

—謝辞—

本研究は、JSPS 科研費 (若手研究 24K17402) および第 64 回竹中育英会建築研究助成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) 加護、山澤、小林、崔：二重屋根と階段室を利用した新たな自然換気装置の開発 (その 3)、空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集 (2026.3 掲載予定)
- 2) 宇田川光弘：標準問題の提案 住宅用標準問題、熱分科会第 15 回熱シンポジウム「伝熱解析の現状と課題」、日本建築学会環境高価委員会、pp.22-23、1985.9
- 3) Matusbara.T et al. : Unsteady analysis of non-isothermal natural ventilation airflow using domain decomposition technique with LES, *Building and Environment*, vol. 262, 2024
- 4) 丸善株式会社：理科年表、文部科学省 国立天文台編、pp.241、平成 15 年
- 5) 許、尾島ら：太陽電池パネルを利用した屋根システムの実測研究、日本建築学会環境系論文集、第 73 巻、第 633 号、pp.1299-1305 (2008.11)

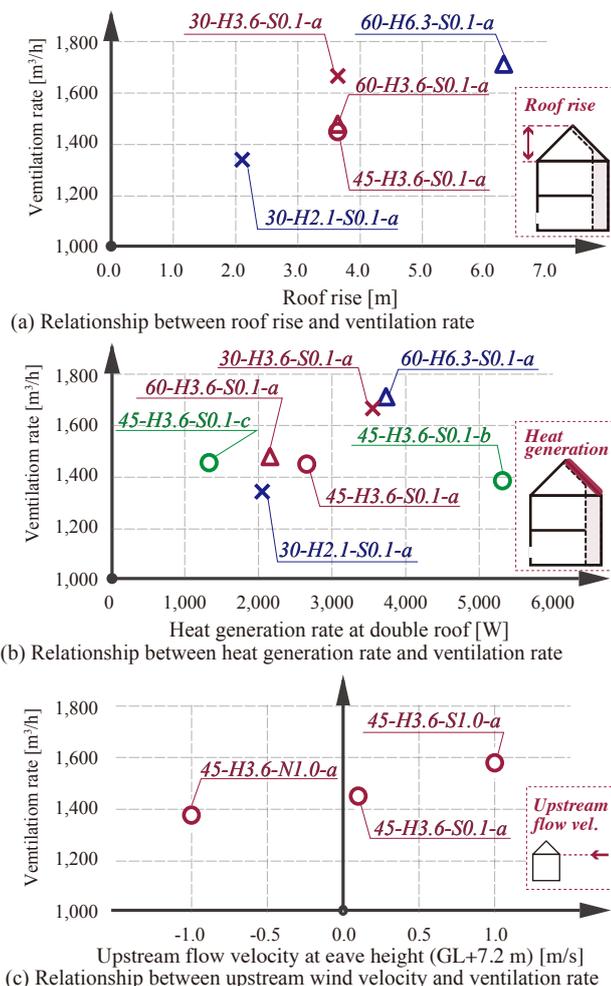


Fig. 5 Relationship between each parameter and ventilation rate

各種成層換気方式における室内環境予測に関する研究

(その1) 高発熱体を有する室における実大実験による3種の給排気方式の比較

Study on the Prediction of Indoor Environment in Various Stratified Ventilation Systems

(Part 1) Full-Scale Experimental Comparison of Three Air Distribution Systems in a Room with High-Heat-Generating Element

○李 善根 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 山澤 春菜 (大阪大学)
 桃井 良尚 (福井大学) イム ウンス (東洋大学) 崔 ナレ (大阪大学)
 喜田 健太郎 (大阪大学)

Sungeun LEE^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Haruna YAMASAWA^{*1} Yoshihisa MOMOI^{*2}

Eunsu LIM^{*3} Narae CHOI^{*1} Kentaro KIDA^{*1}

^{*1}The University of Osaka ^{*2}Fukui University ^{*3}Toyo University

This study experimentally investigates the characteristics of Displacement Ventilation (DV), Impinging Jet Ventilation (IJV), and Wall-Attached Ventilation (WAV) systems. As the supply airflow rate increased, the temperature increased, and the CO₂ concentration decreased in all conditions. For WAV, the CO₂ concentration in the lower zone varied with the supply airflow rate due to entrainment. IJV exhibited a lower stratification height than DV due to high supply momentum and turbulence generated around the heat source, while WAV showed the highest stratification height, attributed to entrainment. Additionally, the thermal plume travels vertically upward with DV and IJV, whereas with WAV, it was deflected toward the supply terminal due to entrainment.

はじめに

従来の一般的な換気方式としては、室内空気を新鮮な給気と混合・希釈させる混合換気 (MV) 方式が主に用いられてきた。MV は室内全体を空調対象とするため、エネルギー消費量が相対的に高く、室内汚染質が希釈の際に拡散してしまう可能性がある。

これに対し、温度成層型換気方式は浮力による熱的成層現象を利用し、居住域を空調対象とする方式である。本方式は冷房時、室下部から新鮮な低温の空気を給気し、給気された空気は浮力によって室内へ広がる。この際、人体や機器などの熱源周囲の空気は熱上昇流により上昇し、室上部に設置された排気口を通じて排気される。その結果、居住域には低温かつ清浄で快適な環境が形成され、室上部には高温かつ清浄度の低い環境が形成される。このメカニズムにより、成層換気は MV 方式に比べてエネルギー消費量が少なく、汚染質の拡散リスクを低減できる高効率な換気方式¹⁾とされる。

しかし、成層換気方式には様々な方式が存在しており、

汎用的な設計手法が確立されているとも言い難い。本研究は、成層換気方式の一般的な設計手法を確立することを目的とし、本報では比較的強い熱上昇流を有する空間を対象として、置換換気 (DV)、床面衝突換気 (IJV)、壁面付着換気 (WAV) の温度および CO₂ 濃度分布、発熱体由来のブルームにおける気流分布を実大実験により測定し、比較分析した結果を報告する。

1. 実大実験

1.1 実験室構成

Fig.1 に対象とした成層換気方式の実験の概要図を、Fig.2 と Table 1 に詳細な実験条件を示す。本研究では高発熱体がある室に成層換気方式を導入することを想定し、0.8 × 0.8 × 0.8m 寸法のアルミ板製の発熱体を室中央に配置した。この時、発熱量は 1.5 kW とし、床からの熱損失を抑制するため、発熱体の底面の下部に厚さ 0.11m のロックウール断熱材を設置した。給気は人口気候室に隣接する給気チャンバー内で空調された空気を、室の北側壁面の中央に設置したダクトを介して各方式

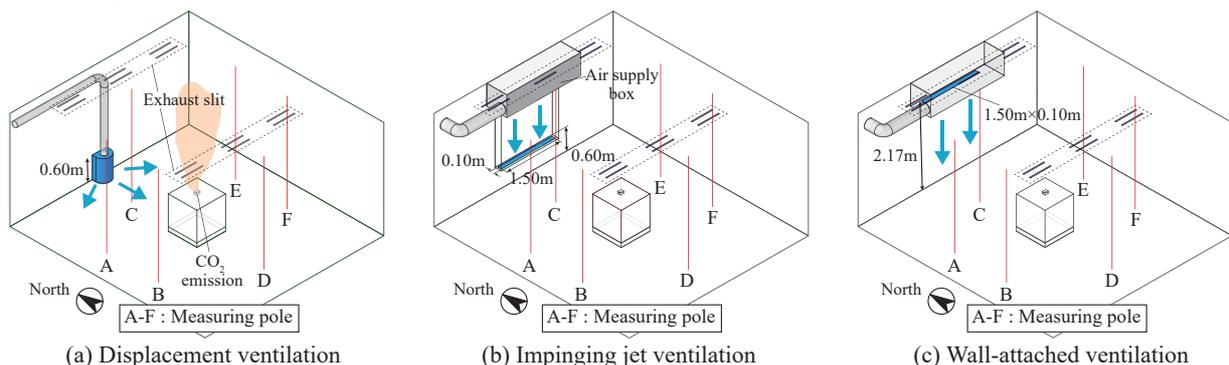


Fig.1 Configuration of the investigated stratified ventilation systems

Table 1 Experimental conditions

Room size [m]	5.00×5.45×2.77(H)		
Air flow rate [m ³ /h]	300	450	600
CO ₂ dosing rate [NL/min]	5.0	7.5	9.0
Supply height [m]	0 - 0.60 (DV), 0.60 (IJV), 2.17 (WAV)		
Supply terminal dimensions [m×m]	0.81×0.58 (DV), 1.50×0.10 (IJV, WAV)		

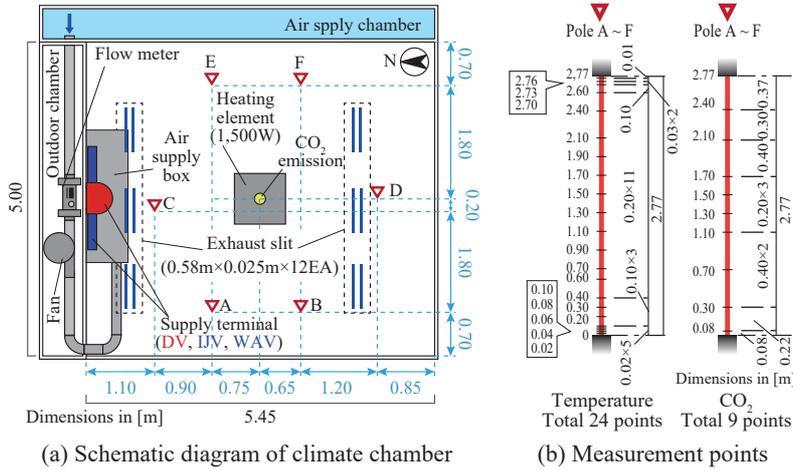


Fig.2 Details of climate chamber setup

のディフューザーに供給した。Table 1 に示すよう、DV では、周長 0.81m、高さ 0.58m の寸法を持つ概ね半円状に反った多孔パネルで構成されたディフューザーを床に設置した。IJV は、発泡ポリエチレン製の給気ボックスにスリット形状のダクト（吹出面：1.5m × 0.1m）を取り付け、床上 0.6m の高さから床面に向かって給気した。WAV は、IJV と同様の給気ボックス（吹出面：1.5m × 0.1m）を使用し、スリット形状のダクトを介さず、2.17m の高さから床面に向かって給気した。IJV と WAV の給気ボックスは、均一な吹出し風速を形成するため、内部に整流用パンチングメタルを設置した。また、ダクト及び給気ボックスには断熱を施し、熱損失を最小化した。室内に供給された空気は、天井部に位置する排気スリットを介してスリットを介して排気された。

1.2 温度・CO₂ 濃度測定

給気風量は給気側及び排気側のファンを用いて調節し、外気チャンバーに設置した流量計 (Wetmaster 社、ニューエアロアイ AE150D) により測定を行った。給気量は Table 1 に示す通り、300, 450, 600 m³/h とした。また、汚染質除去性能を検討するため、CO₂ をトレーサとして発熱体の上部 140mm (床面から 1,050mm) の位置で発生させた。発生量は、マスフローコントローラで調整して Table 1 に示すよう風量条件ごとに 5.0, 7.5, 9.0 NL/min とした。

室内熱環境・汚染質濃度分布を評価するため、Fig.1, 2 に示すポール A~F で鉛直方向に温度を 24 点、CO₂ 濃度を 9 点で測定した。温度測定には T 型熱電対、CO₂ 濃度測定には小型 CO₂ データロガー (RTR-576, T&D 社)

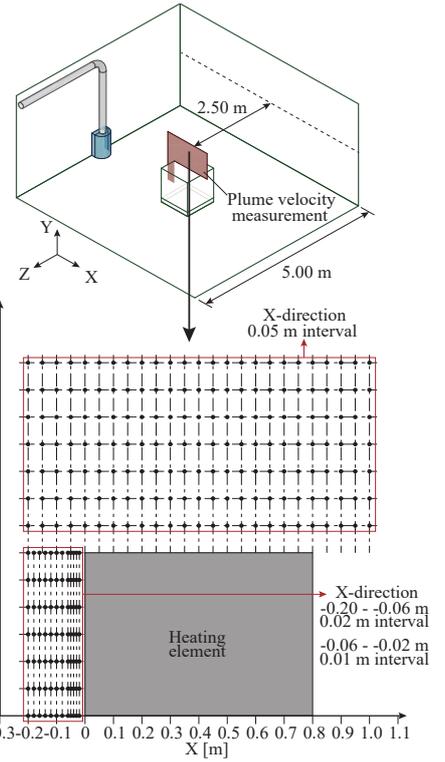


Fig.3 Measurement points of plume velocity

を用いた。これらの測定に加え、給排気と外気の温度・CO₂ 濃度を測定した。なお、トレーサガス法により気候室からの漏気がないことを事前に確認した上で実験を行った。全ての測定間隔は 1 分とし、温度・CO₂ 濃度が定常状態に到達した後の 30 分間のデータを平均した値を結果として用いる。

1.3 プルーム流速分布測定

Fig.3 にプルーム流速分布の測定位置を示す。各方式において 600 m³/h の条件で、発熱体上部および発熱体側面の流速を 3 次元超音波流速計を用いて測定した。発熱体の図中左上の角を原点として、発熱体上部は -0.2m ≤ X ≤ 1.0m (0.05m 間隔)、0.1m ≤ Y ≤ 0.7m (0.1m 間隔) の範囲を測定した。発熱体側面は -0.2m ≤ X ≤ -0.02m、-0.6m ≤ Y ≤ 0m の範囲を測定した。測定間隔としては、X 方向の場合、-0.2m ~ -0.06m の範囲は 0.02m 間隔、-0.06m ~ -0.02m は 0.01m 間隔で測定し、Y 方向は 0.1m 間隔で測定した。結果としては、1 分間測定した結果の平均値を用いる。

2. 実験結果と考察

2.1 評価指標

測定条件ごとに外気温度の差異により貫流熱量が異なったため、給排気温度差に基づく空調の処理熱量が発熱量の 1.5kW と等しくなるよう、実験ケースごとに給排気温度を調節した。この影響を取り除くため、以下の通り、温度については排気温度からの差 ΔT [°C] で評価する。

$$\Delta T = T - T_e \quad (\text{Eq. 1})$$

ΔT [°C] は排気温度からの温度差、T [°C] はある測定点

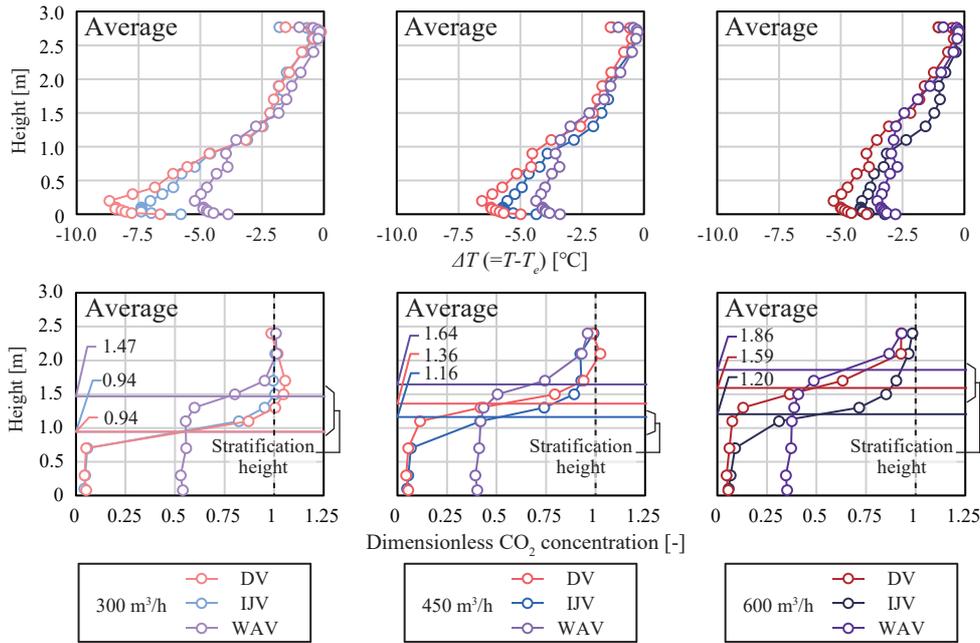


Fig.4 Vertical profile of temperature difference ($T-T_e$) and dimensionless CO₂ concentration

の温度、 T_e [°C] は排気温度を表す。

また、濃度については給排気濃度差で規準化を行う。

$$C^* = \frac{C - C_s}{C_e - C_s} \quad (\text{Eq. 2})$$

C^* [-] は規準化濃度、 C_s [ppm] は給気濃度、 C_e [ppm] は排気濃度を表す。

本研究は、各成層換気方式の性能を評価するため、水平面平均 CO₂ 濃度の鉛直分布を考え、次式で示す通り、その最大・最小値の平均値を取る高さを、簡易境界面高さ²⁾と定義して用いる。

$$C_i = \frac{C_{min} + C_{max}}{2} \quad (\text{Eq. 3})$$

C_i [ppm] は境界面基準濃度、 C_{min} [ppm]、 C_{max} [ppm] は濃度の水平面平均値の鉛直分布での最小・最大値を表す。

2.2 温度・CO₂ 濃度の鉛直分布

ポール A~F の水平面平均値の排気温度からの温度差・規準化 CO₂ 濃度鉛直分布を Fig.4 に示す。

排気温度からの温度差分布について、全ての風量条件において、室下部 (Height < 1.0 m) 領域では DV が最も低く、WAV が最も高いことが確認された。これについて、DV は給気運動量が最も小さいため室内空気との混合が抑制される一方、IJV は運動量が大きい室内空気との混合が促進され、より排気温度に近い温度分布が形成されたと考えられる。WAV の場合、給気高さが高いため給気気流が周囲空気を誘引し、室上部の空気が室下部へ輸送されたために排気温度に最も近い温度分布が形成されるものと推察される。

室上部 (Height > 1.0 m) では、300 m³/h の条件において、3 方式ともほぼ同様の温度分布を形成する。しかし、給気量が増加するにつれ、DV および WAV は類似な温度分布を示すのに対し、IJV では流量増加に伴い排

気温度に急速に近づく温度分布が形成された。

CO₂ 濃度について、DV および IJV は境界面上部の CO₂ が境界面下部へ輸送されないため、全給気量条件で境界面以下の濃度が低いことが確認された。しかし、WAV は誘引効果により、DV と IJV に比べて境界面下部で高い濃度分布が形成される。この WAV の室下部濃度は、給気量増加につれて低下することが分かる。これは後述する給気量増加に伴う界面高さの上昇効果により、室上部の高濃度気流が室下部へ誘引される割合が減少するため、室下部濃度が低下するものと推察される。

境界面高さについては、すべての換気方式において給気量とともに上昇するが、DV の増加幅が最も大きく、IJV の増加幅が最も小さかった。境界面高さは、給気量とプルームの流量が等しくなる高さに形成されることが知られている。DV の場合、運動量が小さいため発熱体周囲の流速および乱流が弱く、安定したプルームが発達し、給気条件によりプルーム流量が変わらないため、給気量の増加に伴って境界面が上昇する。これに対し、IJV は高い運動量によって今回の条件では発熱体に衝突した後に上昇気流量を増加させ、その結果、他方式に比べて境界面高さが比較的低下したのと考えられる。また、450, 600 m³/h において IJV では境界面高さがほとんど変わらないことが確認された。これは、450 m³/h 条件に比べ、600 m³/h 条件で給気量が増加する分、運動量の増加と発熱体との相互作用によりプルームの流量も増加することに起因すると推察される。WAV の場合、他方式に比べて境界面高さが高い。これは、給気気流の誘引効果³⁾が見かけの給気量を増加させ、境界面は見かけの給気量とプルーム流量が等しい高さに形成されるため、本来の位置よりも高い位置で形成されたものと考えられる。また、温度分布の結果と同様に、低風量条件で

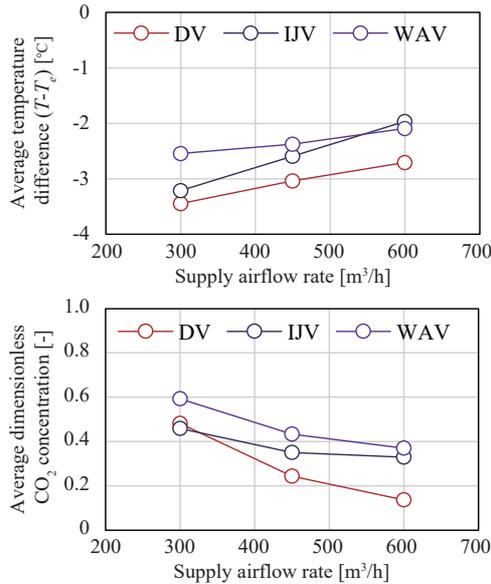


Fig.5 Average temperature difference ($T-T_p$) and CO_2 concentration in occupied zone

は境界面が低い分、高濃度の空気を誘引して室下部へ輸送するため室下部濃度が高くなる。しかし、風量が増加すると境界面位置が上昇し、相対的に低濃度の空気が誘引されるため、室下部の濃度が低下する。

2.3 居住域平均排気温度からの温度差・ CO_2 濃度

Fig. 5 では、排気温度からの温度差及び規準化 CO_2 濃度の居住域平均値を、各方式・各給気量で比較する。本研究では 0~1.7 m の範囲を居住域として定義した。排気温度からの温度差を見ると、DV は他条件に比べ、全風量条件において低い居住域温度を形成しており、優れた冷房性能を有すると考えられる一方、居住域内の上下温度差については配慮は必要と言える。WAV では室上部の空気を誘引して室下部に輸送するため、どの風量条件でも DV より居住域温度が高くなっている。IJV については、低風量では DV と同程度の居住域温度であるが、高風量条件で WAV と同程度なり、給気運動量が大きい場合は混合が促進されると言える。

居住域平均 CO_2 濃度は、3 方式ともに給気量の増加に伴って減少するが、境界面高さの変化傾向と同様に DV の変化量が最も大きく、IJV の変化量が最も小さく、運動量の違いに起因する鉛直方向の混合・拡散が境界面高さに影響を及ぼすことが示唆された。

2.4 プルーム流速分布

Fig. 6 は、600 m^3/h において測定した各方式のプルーム周囲の流速分布を示している。プルーム側面領域 ($-0.2\text{m} \leq X \leq -0.02\text{m}$, $-0.6\text{m} \leq Y \leq 0\text{m}$) を見ると、DV は低い運動量を有するため流速が最も低いことが確認された。IJV および WAV は高い運動量に起因して高流速を形成し、強い上昇気流を形成していることが確認できる。

プルーム上部領域 ($-0.2\text{m} \leq X \leq 1.0\text{m}$, $0\text{m} \leq Y \leq 0.7\text{m}$) については、IJV および DV では相対的に安定されたプルームが形成されたが、WAV では -X 方向に傾いたプ

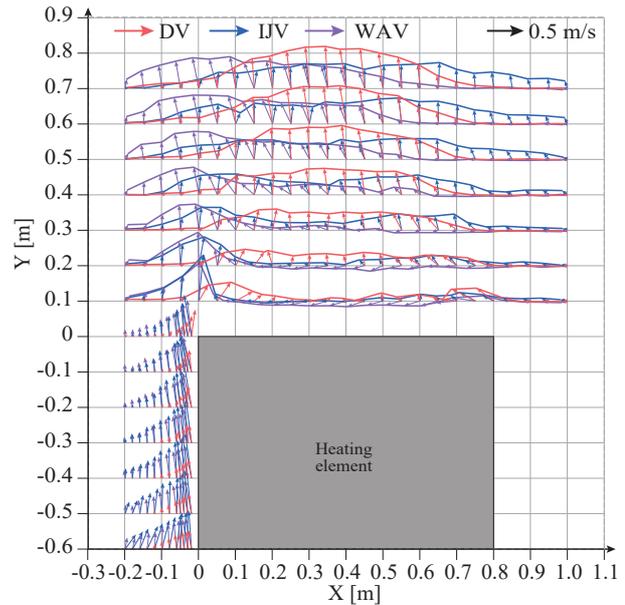


Fig.6 Plume velocity distribution

ルームが形成されている。これは、WAV の給気気流による誘引に起因するものと推察される。給気気流の誘引風量が多くなるほど、給気周囲には負圧が形成され、この圧力分布に従ってプルームが湾曲することとなる。

3. 各換気方式の特徴

以上の結果から、次のような各換気方式の特徴によって室内環境が変化することが確認された。

- DV : 低い運動量、低い室下部温度、高い冷房性能
- IJV : 高い運動量 → 高い室下部温度及び低い境界面高さ、高風量で比較的低い冷房性能
- WAV : 高い運動量と高い給気高さ → 最も高い室下部温度と濃度及び高い境界面高さ

おわりに

本研究では DV, IJV, WAV 方式の特徴の基礎的分析を目的とし、実大実験を行った。その結果、給気運動量、給気高さ、誘引効果などによって温度・濃度分布、プルームの流速分布が大幅に変化することが確認された。これらの結果は、今後の成層空調の設計手法における基礎的なデータとして活用でき、設計時に各システムの知見を提供するものと考えられる。

【謝辞】

本研究の一部は大阪ガス(株)との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた関係者各位に深く感謝いたします。また、本研究の一部は JSPS 科研費 25K01377 の助成を受けたものです。

【参考文献】

- 1) H.D. Goodfellow, R. Kosonen, Industrial Ventilation Design Guidebook: Volume 1: Fundamentals, Academic Press, 2020.
- 2) A. Li, Attachment Ventilation Theory, Springer Singapore, 2023
- 3) S.Lee, T.Kobayashi, H.Yamasawa, K.Kida : Experimental study on the influence of supply terminal shape on temperature, contaminant distributions and flow characteristics in impinging jet ventilation, *Building Environment*, 2, 114329, 2026

中央熱源方式の大学施設における空調・熱源エネルギー消費量に与える影響
一人当たりのCO₂排出量の分析による行動変容の省エネルギー効果算定と
行動変容促進に向けた提案

The Impact on Air Conditioning and Heat Source Energy Consumption in University
Using Central Heat Source Systems
Calculating Energy Savings from Behavioral Change Based on Analysis of CO₂ Emissions Per
Person and Proposals for Promoting Behavioral Change

○胸永 拓馬 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)

Takuma MUNENAGA*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹

*¹ Ritsumeikan University

Currently, energy conservation measures for university facilities are required to achieve carbon neutrality. However, to enhance energy savings, it is necessary not only to implement measures such as commissioning but also to encourage behavioral changes among building users. By analyzing per capita CO₂ emissions and promoting behavioral changes, energy savings can be expected. This study constructed a per-capita CO₂ emissions prediction formula based on heat source COP forecasts. Furthermore, it demonstrated that calculating optimal behavior pattern tables and optimal heat source operation points can yield significant reduction effects. Additionally, proposals for behavior change promotion measures were made.

はじめに

現在、カーボンニュートラル実現に向けて、大学施設の役割は大きく、2021年には大学等コアリション^{文1)}が立ち上がり、省エネルギー対策が一層求められている。また、DECC^{文2)}では、大学・専門学校を含む様々な用途において単位延床面積当たり年間一次エネルギー消費量の調査が行われており、本学においても大学の消費エネルギー特性の分析^{文3)}を実施してきた。しかし、省エネルギー効果の実効性を上げるには、設備改修やコミッションング等での対策だけではなく、建物利用者一人ひとりのCO₂排出量への意識とそれに伴う行動変容が必要である。個人の滞在場所や行動によるCO₂排出量を明らかにし、一人ひとりに場所選択等の行動変容を促すことで、大学施設における省エネ効果が期待できる。

筆者ら^{文4)}は、建物毎エネルギー消費量を算出し、気象条件・日時と滞在者数の関係から一人当たりエネルギー消費量を予測したが、一人当たりCO₂排出量の予測値算出には熱源の動作を詳細に検討する必要がある。また、実際に行動変容を促す際に、環境変化や空調熱源の効率変化を踏まえた上で、どの建物間の移動によって省エネ効果があるか判断する手法の明確化やその行動変容を促進する具体的な施策の検討が求められる。

本研究では、気象条件等から熱源 COP の値を算出し、建物毎の一人当たり CO₂ 排出量の予測可能なモデルを構

築した。さらに、予測モデルと熱源の分析を踏まえた行動変容による省エネルギー効果試算を行い、上記の行動変容を促進させるための具体的な促進策を提案することを

Table 1 Overview of the building to be analyzed

用途名	建物名	略称	竣工年	延床面積 [㎡]
オフィス	コアステーション	CS	1993	6898
図書館	メディアセンター	MC	1993	5922
食堂	ユニオンスクエア	US	1993	6677
複合施設 ^(注1)	プリズムハウス	PH	1993	9503
教室	フォレストハウス	FH	1993	5686
理工研究棟	イーストウイング	EW	1993	12206
	ウェストウイング	WW	1993	12206
	トリシア	T	2014	6579
理工実験棟	エクセル 1	EXL1	1993	5973
	エクセル 2	EXL2	1993	5248
	エクセル 3	EXL3	1993	5651

Table 2 How to distinguish between weekdays/holidays, heating season/cooling season

平日・休日	区別方法
平日 (授業実施日)	休日 (授業×)
通常授業	土曜日/日曜日
祝日授業日 (平日)	春期休暇/夏期休暇/冬季休暇
	ゴールデンウィーク
統一補講日①~⑤ (春・秋)	追試験日
定期試験日	夏・冬集中講義
	暖房期・冷房期 区別方法
2021年度	2022年度
暖房期: 4/1~5/9, 10/21~1/29	暖房期: 3/31~4/18, 11/1~2/7
冷房期: 5/10~10/20	冷房期: 4/19~10/31

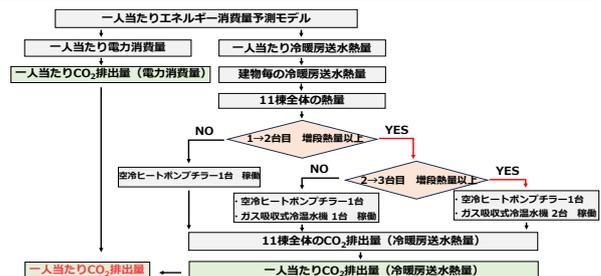


Fig.1 Flow to calculate CO₂ emissions per person

目的とした。

1. 研究概要

対象建物は、立命館大学びわこ・くさつキャンパス (以下、BKC) のコアステーションに設置されている中央熱源から冷温水が供給されている全 11 棟であり、各 11 棟について用途分類を行った (Table 1)。熱源には空冷ヒートポンプチャラー及びガス吸収式冷温水機があり、熱源の稼働計画は必要とする供給熱量によって台数制御が行われている^{注3)}。その為、熱源によるエネルギー消費量の増減は空冷ヒートポンプチャラー及びガス吸収式冷温水機の稼働状況に影響を受ける。対象期間は 2021 年 4 月～2023 年 3 月までの 2 年間とし、平日・休日、暖房期・冷房期の区分を行い、平日のみの分析とした (Table 2)。用いるデータは、建物毎に計測されている BEMS データと BKC で計測されている気象データ、気象庁データである。また、建物毎滞在者数の算出方法は既往研究^{文4)}と同様である。

2. 一人当たり CO₂ 排出量予測モデル構築

既往研究^{文4)}から得た建物毎の一人当たりエネルギー消費量の予測モデルを用い、表 3 の電力 CO₂ 排出係数から電灯・動力における建物毎の一人当たり CO₂ 排出量の予測値を算出することができる。また、冷暖房送水熱量における建物毎の一人当たり CO₂ 排出量の予測値の算出は、11 棟の冷暖房送水熱量の予測値から熱源の稼働状況を把握し、COP を予測することで算出可能とした (Fig. 1)。COP の予測にあたり、空冷ヒートポンプチャラーおよびガス吸収式冷温水機において外気温と空調負荷率の影響が確認されたため、COP を目的変数、外気温・空調負荷率を説明変数として重回帰分析を実施した (Table 4)。その結果、各熱源で高い相関が得られ、求めた COP 予測式により冷暖房送水熱量における一人当たり CO₂ 排出量の予測が可能となった。

3. 行動変容による省エネルギー提案及び効果

3.1 建物移動の最適行動パターンの作成

2 章で得た一人当たり CO₂ 排出量予測モデルから Fig. 2 のように予測式から建物移動による行動変容をさせることで省エネ化を図った。実際に上記の行動変容を促すにあたり、どの建物間の移動がより 11 棟全体の冷暖房送水を小さくする行動パターンであるか判断する手法を明確化する必要がある。そこで、気象条件等の外的要因から提案できる最適行動パターンを算出した (Fig. 3)。既往研究^{文5)文6)文7)}を参考に作成した熱負荷構造モデル (Table 5) から FH では日射負荷、US では外気負荷による影響が大きい等、各建物の熱負荷実態を明らかにし、それを基に各条件で移動先、移動元^{注4)}の優先順位を記載した。作成した最適行動パターン表の一部を示す (Table 6)。外気温が低い時、基本的に移動元では EW、移動先では CS が、優先順位が高い傾向となり、日射負荷が大きい時、FH は優

Table 3 Regarding CO₂ emission factors and incremental heat values

都市ガスCO ₂ 排出係数	2.05kg-CO ₂ /m ³	
電力CO ₂ 排出係数	0.419kg-CO ₂ /kWh	
空冷ヒートポンプチャラー及びガス吸収式冷温水機の制御設定	冷房期	暖房期
1→2目増段熱量[GJ]	4.98	4.83
2→3目増段熱量[GJ]	12.07	11.47

Table 4 Multiple Regression Analysis of COP for Heat Sources ^{注2)}

Y=暖房期における空冷ヒートポンプチャラーのCOP, X1=負荷率, X2=外気温		
修正R ²	0.346	回帰式: Y=59.5X ¹ -189X ¹ +228X ¹ -126X ¹ +30.7X ¹ +0.029X ² +y切片
Y=冷房期における空冷ヒートポンプチャラーのCOP, X1=負荷率, X2=外気温		
修正R ²	0.417	回帰式: Y=14.8X ¹ -31.3X ¹ +19.2X ¹ -0.089X ² +y切片
Y=暖房期におけるガス吸収式冷温水機のCOP, X1=負荷率, X2=外気温		
修正R ²	0.699	回帰式: Y=1.6X ¹ -3.74X ² +2.73X ¹ +y切片
Y=冷房期におけるガス吸収式冷温水機のCOP, X1=負荷率, X2=外気温		
修正R ²	0.560	回帰式: Y=-1.219X ¹ +4.85X ¹ -6.569X ¹ +3.49X ¹ -0.000082X ² +y切片

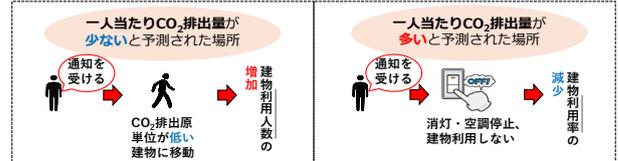


Fig.2 Behavioral Change Through Building Relocation Using Predictive Models

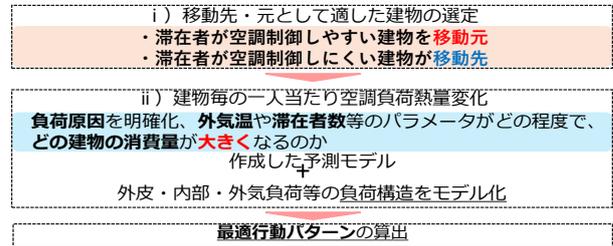


Fig.3 Optimal Action Pattern Creation Flow ^{注4)}

Table 5 Method for Creating Thermal Load Structural Models

室内条件: 冷房期 温度26℃、湿度50%、暖房期 温度22℃、湿度40%	計算式	
負荷名	該当機器の発熱量×台数	
機器発熱	BEMSデータ上の電灯による電力消費量	
照明発熱	110[W/人] (照度50・照熱60) × 滞在者数	
人体発熱		
外気処理	30m ² ×室内外全熱差 or 実空調負荷 (機器発熱+照明発熱+人体発熱+貫流+日射)	
貫流熱	$q_w = K \cdot A \cdot (\theta_o - \theta_i)$ ・窓・壁・天井から: $q_g = K \cdot S_f \cdot (\theta_r - \theta_i)$ ・床面から: $q_g = K \cdot S_f \cdot (\theta_r - \theta_i)$	q_n : 通過熱負荷、K: 熱貫流率、A: 面積、 θ_o : 屋外温度、 θ_i : 屋内温度、 q_g : 通過熱負荷、K: 熱貫流率、 S_f : 1階床面積、 θ_r : 地中1mの温度、 θ_i : 屋内温度
日射熱	$q_a = (I_{ao} \cdot S_a + I_{as}) \cdot S_c \cdot A_a$	q_a : ガラス窓透過日射負荷、 I_{ao} : 直射日射成分、 S_a : ガラス面日照面積率、 I_{as} : 天空日射成分、 S_c : 遮蔽係数、 A_a : ガラス窓面積 ・直散分離の式にはUdagawaモデルを用いた

Table 6 Optimal Action Pattern Chart (Heating Season)

外気温条件	日射・滞在者条件	移動元の優先順位	移動先の優先順位
8 -15.8℃ 15.8℃ -1.7℃	日射: 滞在者条件	①FH②EW③WW	①CS②MC③US
		①EW②WW③FH	①CS②MC③US
9 1.7℃ -3.7℃	日射: 滞在者条件	①FH②EW③WW	①CS②MC③US
		①EW②WW③FH	①CS②MC③US
10 3.7~7℃ 7℃ -4.6℃	日射: 滞在者条件	①FH②EW③WW	①CS②MC③US
		①FH②WW③EW	①CS②MC③US
11 4.6℃ -6.7℃	日射: 滞在者条件	①FH②WW③EW	①CS②MC③US
		①EW②WW③FH	①CS②MC③US
12 6.7~-20.3℃ 20.3℃	全天日射量: 3.0MJ/m ² 以上かつFHの滞在者数が130人未満 全天日射量: 3.0MJ/m ² 以上かつFHの滞在者数が130人未満	①FH②WW③EW	①CS②MC③US
		①WW②EW③FH	①MC②CS③US

先順位が低い傾向となった。

3.2 熱源分析による最適な運用ポイント

冷暖房送水熱量の増加に対して、熱源の運転稼働台数等の変化により空調熱源効率が変化し、CO₂排出量が急激に増加するポイントがある為、行動変容による冷暖房送水熱量の低減によって、最適なポイントでの運用が考えられる。

(1) ガス吸収式冷温水機の増段後

Fig. 4 より、暖房期の A 範囲 (約 4.9 GJ) では CO₂ 排出量が大幅に増加しており、これは送水熱量が増段熱量に達してガス吸収式冷温水機が運転開始する際、冷房期より電力・ガス消費量が大きくなることで CO₂ 排出量が急増したためと考えられる。

(2) 空冷ヒートポンプチラーのみ稼働時

2次ポンプの電力消費量と空調によるCO₂排出量の関係 (Fig. 5) から暖房期ではB、冷房期ではCの範囲において、電力消費量の増加に対してCO₂排出量の増加が少ない傾向が確認された。なお、B、Cの範囲は、送水熱量が約4 GJ以下、約2 GJ以下に該当した。さらに、「生成熱量と2次側送水熱量の差」、「デフロスト運転時間」とCO₂排出量の関係についても同様の分析を行った。

(3) 複数の熱源稼働時

2次ポンプの電力消費量と空調によるCO₂排出量の関係 (Fig. 6) から暖房期ではD、冷房期ではE、Fの範囲で電力消費量の増加に対してCO₂排出量の増加が少ない傾向が確認された。また、D、E、Fの範囲は送水熱量がそれぞれ約10GJ以下、約7GJ以下、約11GJ以下に該当した。以上から最適運用ポイントを算出した (Table 7)。

3.3 省エネルギー効果試算

11~12月の送水熱量が増段熱量 (4.83~5.0 GJ) となった日時に、表6を基に移動元優先順位1位の建物から滞在者の3割、2位の建物から2割が行動変容した時、送水熱量は約0.11 GJ、CO₂排出量は約47.9 kg-CO₂/h削減できることが示された (Fig. 7)。

4. 省エネ効果提示による行動変容促進実験概要

4.1 実験背景・目的

4章で提案した行動変容について、行動変容の促進策を検討した。その際、行動変容を促進させる介入方法を体系的にまとめ、どのような促進策が有効であるか判断する必要がある。また、ナッジ等のアプローチだけでは、効果が長続きせず、飽きの問題が生じるといわれている^{文8)}。その為、本実験目的として、行動変容の意識変化の要因分析で多くの既往研究で利用されている環境配慮行動の要因関連モデル^{文9)}や意識変化を効率的に移行させる行動変容ステージモデル^{文10)} (Fig. 8) を基に、介入方法の違いによる行動の実施割合の変化や意識変化を分析し、行動変容促進方法の提案を行った。

4.2 実験 Case・アンケート内容 (Fig. 9)

図8を基に、効率的な意識・行動変化が起きやすいようにCaseを設定し、各Caseを2日ずつ、計6日間実施した (Table 8)。介入方法前後には、アンケートや環境クイズを実施した (Fig. 9)。アンケート内容は Fig. 9 の全因子を網羅するように10段階評価で全16問作成し、環境クイズは環境リスク・責任帰属認知が向上するような内容とした。

5. 行動変容促進実験の結果及び考察

5.1 被験者全体の行動率・意識の変化

環境リスク認知と3つの評価因子はCase毎に徐々に向上した (Fig. 10)。その他の因子はCase毎の明確な向上は見られなかったが、Case毎に心理得点の分布範囲が縮

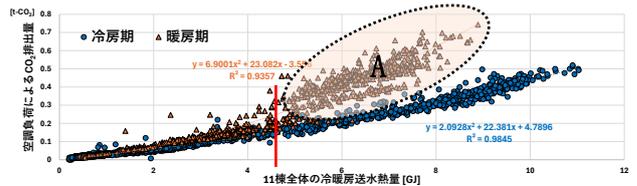


Fig.4 Relationship between Heating and Cooling Water Supply Heat Quantity for 11 Buildings in Fiscal Year 2022 and CO₂ Emissions from Air Conditioning

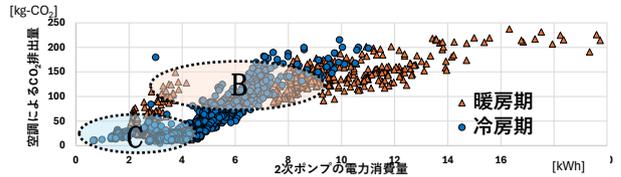


Fig. 5 Relationship between Secondary Pump Power Consumption and CO₂ Emissions from Air Conditioning in Fiscal

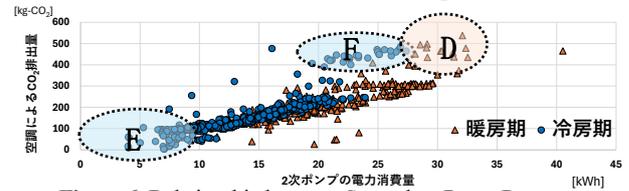


Figure 6 Relationship between Secondary Pump Power Consumption and CO₂ Emissions from Air Conditioning in Fiscal

Table 7 Optimal Operation Point

空冷ヒートポンプチラーのみ稼働時			
暖房期	通常	3GJ以下	4GJ以下
	デフロスト運転時	11~12月: 3GJ以下	11~12月: 4.5GJ以上
冷房期		2GJ以下	
	複数の熱源稼働時		
暖房期		4.85GJ以下	10GJ以下
冷房期		7GJ以下	11GJ以下

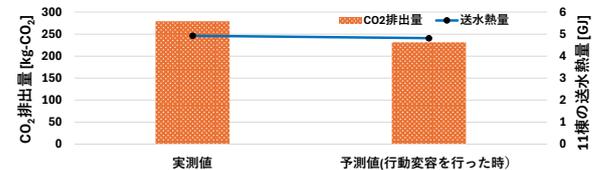


Fig.7 Comparison of Actual and Predicted Values for CO₂ Emissions and Heat Transfer Volume

小し、低得点層の底上げ効果が示唆された。また、行動意図に関連する因子は四分位範囲が大きく、個人差が生じやすい傾向がみられた。

行動率^{注5)}の変化ではCase2が最も低く、Case1が最も高い結果となった (Fig. 11)。これは介入への飽きによりCase2で行動率が低下した一方、Case3の介入によって一部回復したためと考えられ、Case3の介入内容には一定の効果があつた可能性が示された。さらに、通知先による行動率の違いとして、「MC、US」を移動先とした場合に行動率が高い傾向がみられた。これは、作業しやすく、授業外でも日常的に利用される場所であり、周囲の利用者も多いことから、「労力評価」、「社会規範評価」が相対的に高かった為と考えられる。一方、アンケート結果から全Caseを通じて労力評価が低かったことが、行動率全体の低さに影響した可能性が示唆された。

5.2 クイズによる意識・正答率の変化 (Fig. 12)

横軸が環境リスク・責任帰属認知の時、A、D、Fを除いて、4日目の方が正答率及び心理得点が高い結果を得た。

効果があつた群の特徴として、正答率の差が20%以上であつた。また、Fは、もともと正答率が高く、クイズの正答率が一番高かつたため、効果がなかつたと考えられる。また、横軸が評価3因子の時についてもFを除いて心理得点の増加がみられた。これは、認知3因子と目標意図がCase2以前から十分高い一方で、評価3因子が元々低かつた為、相乗効果で向上したと考えられる。

5.3 行動変容促進に向けた提案

5.1、5.2の結果より、環境教育を実施する際には、環境知識が少ない対象者に対して理解の定着状況を確認しながら実施することが重要である。また、行動変容において労力評価や社会規範評価が低い場合、Case3のように他因子が一定程度高くても行動が生じない可能性が示唆されたため、これらの因子を一定水準まで高めた上で介入を導入する必要がある。さらに、ゲーミフィケーションやポイント付与など便益費用効果を高める施策や、飽きによる行動率低下を抑制する工夫の検討が求められる。

6. まとめ

本研究では、一人当たりCO₂排出量の分析により行動変容による省エネ効果試算および行動変容促進実験を行った。以下に得られた知見を示す。

- 1) 熱源 COP と外気温・空調負荷率の関係から CO₂ 排出係数を用いた一人当たり CO₂ 排出量の予測モデルを構築した。
- 2) 最適行動パターン表および最適運用ポイントを算出し、送水熱量が増段熱量に達した際に行動変容を行うことで、約 47.9 [kg-CO₂/h] の削減効果が見込まれることを示した。
- 3) 実験結果より、環境教育やランキング機能による一定の効果が確認されたが、理解定着を意識した環境教育の実施に加え、労力評価・社会規範評価を低下させない工夫、および便益費用効果を高める介入が重要である。

注釈・参考文献

- 注1) 複合施設:事務室、教室、ホール、PCルーム、ラウンジなど
 注2) 修正R²: 修正済み決定係数
 注3) 基本は空冷ヒートポンプチャラーのみ稼働しており、供給熱量が1台目→2台目の増段熱量に達した時、ガス吸収式冷水機1台が稼働する。また、供給熱量が2台目→3台目の増段熱量に達した時、2台目のガス吸収式冷水機も稼働する。
 注4) i) では、重回帰分析の結果や運用状況の確認から移動元をEW・WW・FH、移動先をCS・MC・USとした。PH・Tは予測モデルの精度が低い為、対象外とした。
 注5) 行動率[%] = 行動回数/通知回数×100
 文1) 文部科学省: カーボンニュートラル達成に貢献する大学等コアソリューション, https://www.mext.go.jp/content/20210728-mxt-kankyou-000017072_1.pdf, (アクセス日 2024. 1. 30)
 文2) 一般社団法人日本サステナブル建築協会: 非住宅建築物の環境関連データベース, <https://www.jsbc.or.jp/research-study/casbee.html>, (アクセス日 2024. 1. 29)
 文3) 丸尾龍生他: 大学施設においてコロナ禍が空調・熱源エネルギー消費量に与える影響に関して (その1) 冷暖房送水熱量, エネルギー消費特性および電力デマンド変化の分析, 空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第8巻, 1-54, (2023. 9), pp. 309-312

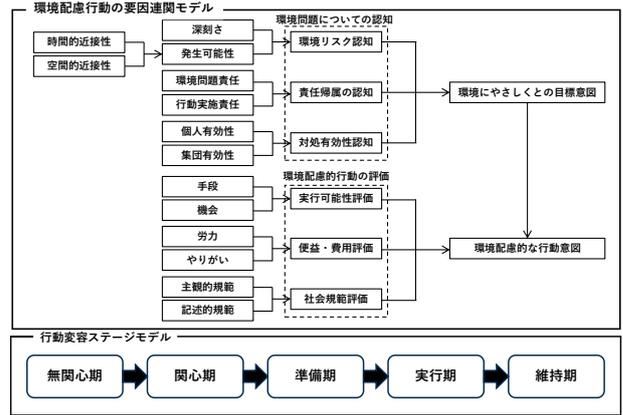


Fig. 8 Overview of the Psychological Factor Analysis Model

CASE	介入内容	行動変容ステージモデル	環境配慮行動の要因連関モデル
1	通知のみ	無関心期→準備期	環境リスク・責任帰属認知 向上
2	環境クイズの実施+通知 ランキング機能+	準備期→関心期	環境リスク・責任帰属認知 向上
3	CO ₂ 排出量の可視化+通知	関心期→実行期	対処有効性・社会規範 向上

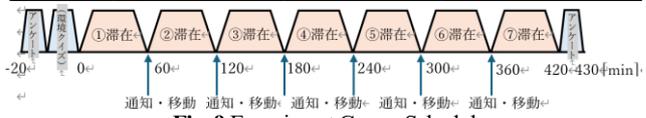


Fig. 9 Experiment Case Schedule

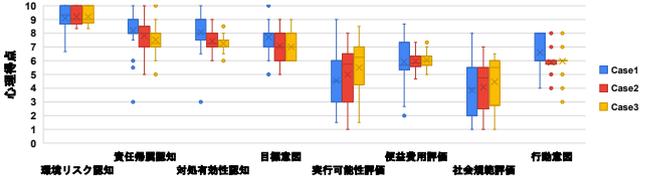


Fig. 10 Changes in Psychological Factors Across Cases

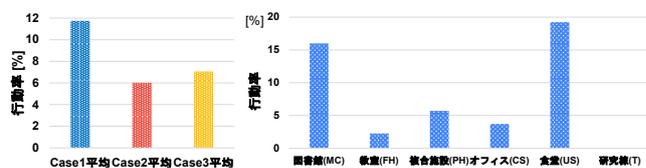


Fig. 11 Changes in Activity Rates

(Left: By Case; Right: By Building Use Across All Cases)

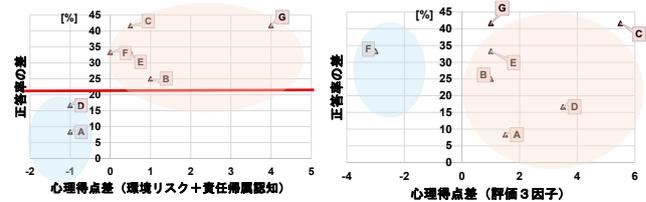


Fig. 12 Difference between Quiz Accuracy Rates and Psychological Scores on Days 3 and 4

- 文4) 胸永拓馬他: 中央熱源方式の大学施設における空調・熱源エネルギー消費量に与える影響 (その1) 一人当たりのCO₂排出量推定に向けた建物毎のCO₂排出量の分析, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (環境工学), pp. 1619-1620, 2024. 8
 文5) 日下部祥他: 大学施設の実空調負荷特性分析に基づく省エネ対策効果, 空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-32, (2013. 3), pp. 133-136
 文6) 宇田川光弘他: 水平面全天日射量観測値よりの直達日射量の推定, 日本建築学会論文報告集, 第267号, (1978), pp. 82-90
 文7) 地中温度等に関する資料 象資料第3号, 1982
 文8) 宇田川光弘他: 水平面全天日射量観測値よりの直達日射量の推定, 日本建築学会論文報告集, 第267号, (1978), pp. 82-90
 文9) 地中温度等に関する資料 象資料第3号, 1982
 文10) 厚生労働省: 行動変容ステージモデル | e-ヘルスネット, <https://kenet.mhlw.go.jp/information/information/exercise/s-07-001>, (アクセス日 2026. 1. 04)

謝辞

BEMSデータの取得にあたっては学校法人立命館財務部管財課の皆様にご尽力頂戴しました。ここに期して謝意を表します。