

高層オフィスビルにおける自然換気の性能評価
 (第1報) 換気回路網計算によるボイドを利用した自然換気の評価

Performance Evaluation of Natural Ventilation System for High Rise Office Building
 (Part 1) Evaluation of Natural Ventilation System with using Voids by Airflow Network Model

○粕谷 敦 (竹中工務店) 和田 一樹 (竹中工務店)
 小林 佑輔 (竹中工務店)
 Atsushi KASUYA*¹ Kazuki WADA*¹ Yusuke Kobayashi*¹
 *¹ Takenaka Coporation

This study is aimed to evaluation of energy conservation and thermal environment for natural ventilation system in high rise office building. In this paper, we report performance evaluation of ventilation volume by airflow network model for the cross ventilation system and natural ventilation system with using voids.

はじめに

近年、環境負荷低減や事業継続計画等への対応として、自然換気の導入が進められている。自然換気は、これまで低層から中層建物への導入事例が多く見られたが、高層建物への導入も増えつつある。建物に導入されている自然換気の方式として、主に外部風を利用した水平換気方式、ボイドを利用した重力換気と水平換気を組み合わせた方式が考えられる。ボイドを利用した自然換気について、換気風量及び各階風量のばらつきなど省エネや温熱環境への影響を考慮した適正な計画が求められる。

本研究は、高層オフィスビルにおける自然換気の省エネルギー性や温熱環境の性能評価を目的としている。本報では、水平換気とボイドを利用した自然換気を対象として、換気回路網計算による換気量の性能評価について報告する。

1. 評価対象モデルの概要

評価対象の建物モデルの概要を Table.1 に示す。建物は、大阪市内に立地する地上22階建て、高さ105mのテナントオフィスビルであり、自然換気の対象はオフィスフロア6～22階の17フロアとしている。自然換気の対象フロアは、オフィス床面積1,800 m²、天井高さ2.85m、階高4.40mである。

対象フロアの平面図を Fig.1 に、建物断面構成を Fig.2 に示す。基準階のオフィスは、南西・北西・北東・南東に面しており、各方位の外周部に自然換気開口を設けている。コアゾーンには、自然換気に利用可能なボイドA～Dの4箇所を有している。ボイドについては、ボイドA・Bが6～22階まで、ボイドC・Dが18～22階まで吹き抜け空間で一体となっており、頂部で外気に開放されている。

Table.1 Building model

建物	階数	22階建て
	高さ	105 m
対象フロア	自然換気の対象フロア	6～22階
	1フロアのオフィス床面積	1,800 m ²
	天井高さ	2.85 m
	階高	4.40 m

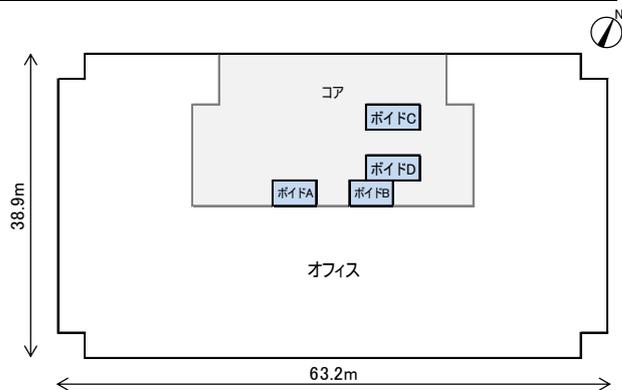


Fig.1 Floor plan

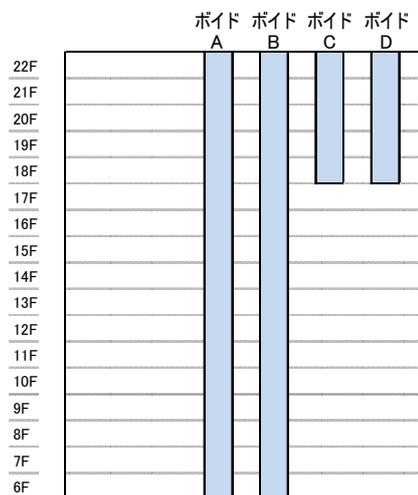


Fig.2 Schematic cross-section model

A-1

2. 解析条件

解析については、オフィスエリアを1フロア1ゾーンとして6～22階の17フロアで17ゾーン、ボイドA～Dを各1ゾーンとして4ゾーン、合計21ゾーンにおける風量収支の平衡式を連立方程式で解く定常の換気回路網計算とした。

解析条件を Table.2 に示す。外部風向は卓越風向である北北東、風速は地上高さ 6.5m で 2.2m/s、外気温度は 18°C、室内空気温度は 24°C とした。外周部の換気開口は、流量係数を 0.3 とし、1フロア当たりの方角毎の換気開口面積は、南西側 (SW) 0.720 m²、北西側 (NW) 0.616 m²、北東側 (NE) 0.720 m²、南東側 (SE) 1.232 m²、外周部換気開口面積の合計は 3.288 m² であり、オフィス床面積に対して 18.3 cm²/床 m² とした。各ボイドの水平投影面積は、ボイド A・B で各 12.275 m²、ボイド C で 27.156 m²、ボイド D で 26.748 m² とした。各ボイド最上部の開口面積は、ボイド A・B で 9.1 m²、ボイド C で 5.4 m²、ボイド D で 2.7 m² とした。オフィスから各ボイドへの1フロア当たり接続開口面積は、ボイド A・B で 0.926 m²、ボイド C・D で 1.852 m² とした。ボイド最上部及び各階接続開口部の流量係数は、0.65 とした。

外周部各方位及びボイドの風圧係数を Fig.3 に示す。外部風向が北北東における各方位の風圧係数は、南西側 (SW) -0.35、北西側 (NW) 0.28、北東側 (NE) 0.69、南東側 (SE) -0.63、ボイド -0.6 である。

解析パターンを Table.3 に示す。解析パターンは、各 Case と外周部各方位の換気開口を利用した上で、ボイド A～D の利用有無及び利用するフロアをパラメータとした。Case 0 は外周部の換気開口による水平換気のみとし、Case 1～5 は水平換気とボイドによる重力換気を併用するパターンとした。Case 0 は全ボイドの利用なし、Case 1 は 6～22 階でボイド A と B の両方を利用、Case 2 は 6～14 階でボイド A、15～22 階でボイド B を利用、Case 3 は 6～17 階でボイド A と B の両方を利用、18～22 階でボイド C と D の両方を利用、Case 4 は 6～17 階でボイド A・B、18～20 階でボイド C、21～22 階でボイド D を利用、Case 5 は 6～11 階でボイド A、12～17 階でボイド B、18～20 階でボイド C、21～22 階でボイド D を利用するパターンとした。

Table.2 Analysis condition

換気回路網計算(定常)			
計算	風向	NNE	
	風速	2.2 m/s	
	外気温度	18 °C	
室内	空気温度	24 °C	
外周	開口面積	SW : 0.720 m ² NW : 0.616 m ² NE : 0.720 m ² SE : 1.232 m ²	
	流量係数	0.3	
ボイド	A	水平投影面積	12.275 m ²
		最上部の開口面積	9.100 m ²
		各階接続開口面積	0.926 m ²
	B	水平投影面積	12.275 m ²
		最上部の開口面積	9.100 m ²
		各階接続開口面積	0.926 m ²
	C	水平投影面積	27.156 m ²
		最上部の開口面積	5.400 m ²
		各階接続開口面積	1.852 m ²
	D	水平投影面積	26.748 m ²
		最上部の開口面積	2.700 m ²
		各階接続開口面積	1.852 m ²

※風速は地上高さ6.5mの値とする

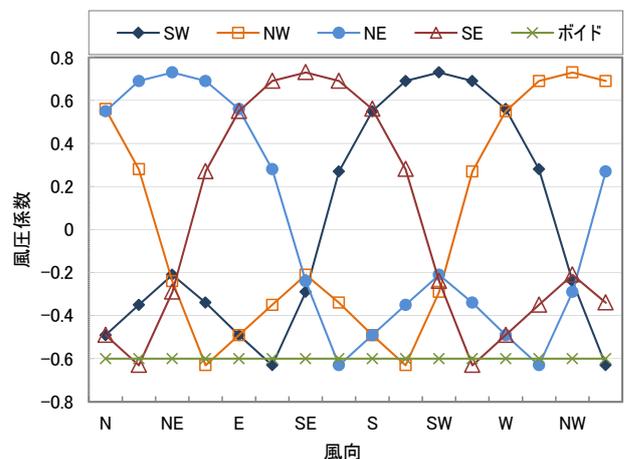


Fig.3 Wind pressure coefficient

Table.3 Analysis pattern

条件名	ボイド利用フロア	ボイド利用フロア			
		ボイドA	ボイドB	ボイドC	ボイドD
Case 0	ボイド利用なし	—	—	—	—
Case 1	ボイドA・B利用	6～22階	6～22階	—	—
Case 2		6～14階	15～22階	—	—
Case 3	ボイドA～D利用	6～17階	6～17階	18～22階	18～22階
Case 4		6～17階	6～17階	18～20階	21～22階
Case 5		6～11階	12～17階	18～20階	21～22階

A-1

3. 解析結果

3.1 各階の換気風量収支

各 Case における各階の風量収支を Fig.4~9 に示す。ポイドを利用しない Case 0 は、外周部各方位の風圧係数により流入・流出しており、外部風速が高くなる上層階で風量が大きくなる。ポイドを利用した Case 1~5 において外周部への流出がなくポイドへの流出のみのフロアは、Case 1 で 6~15 階、Case 2 で 6~12 階、Case 3 で 6~16 階及び 18 階、Case 4 で 6~16 階、Case 5 で 6~12 階である。ポイドへの流出風量は全流出風量に対して 92~98% である。ポイドを利用した Case 1~5 においてポイドへの各階流出風量の最小値~最大値は、Case 1 は 1,945~13,511m³/h、Case 2 は 4,528~9,816m³/h、Case 3 は 4,844~13,955m³/h、Case 4 は 4,824~13,955m³/h、Case 5 は 4,824~14,318m³/h であり、ポイド利用をフロアにより区分した方が流出風量の差が小さくなる。

3.2 換気風量と換気回数

各 Case の換気風量と換気回数を Fig.10~15 に、解析結果一覧を Table. 4 に示す。ポイド A・B を利用した Case 1・2 の風量（換気回数）について、Case 1 は各階 5,704~13,238m³/h (1.11~2.58 回/h) で全館 161,498m³/h (1.85 回/h)、Case 2 は 7,021~9,618m³/h (1.37~1.87 回/h) で全館 135,465m³/h (1.55 回/h) である。Case 2 は Case 1 に比べて各階のポイド換気接続開口が小さく、各階の風量差及び全館風量が小さい値である。ポイド A~D を利用した Case 3~5 の風量（換気回数）について、Case 3 は各階 7,202~13,673m³/h (1.40~2.67 回/h) で全館 174,500m³/h (2.00 回/h)、Case 4 は 7,190~13,673m³/h (1.40~2.67 回/h) で 172,951m³/h (1.98 回/h)、Case 5 は 7,190~14,029m³/h (1.40~2.73 回/h) で全館 161,661m³/h (1.85 回/h) である。Case 3・4 は Case 5 に比べて各階の風量差が小さく全館風量が大きい値である。

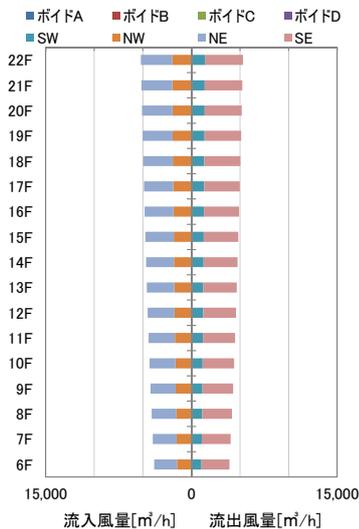


Fig.4 Ventilation volume balance (Case 0)

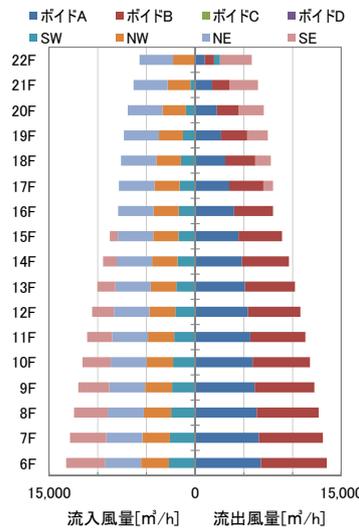


Fig.5 Ventilation volume balance (Case 1)

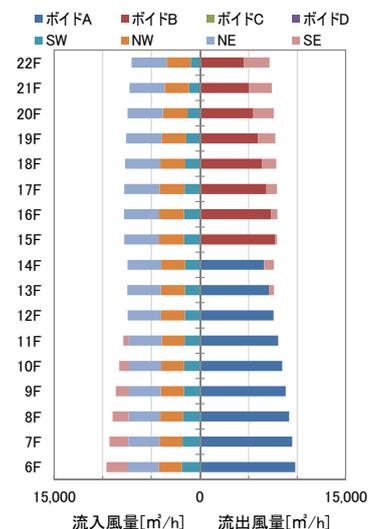


Fig.6 Ventilation volume balance (Case 2)

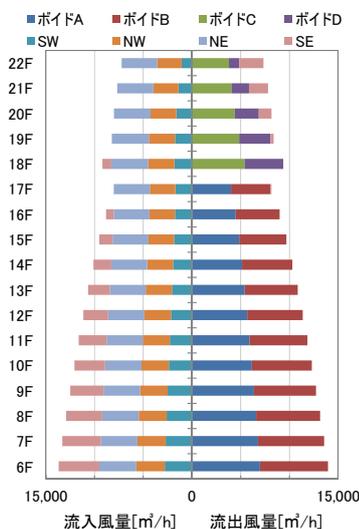


Fig.7 Ventilation volume balance (Case 3)

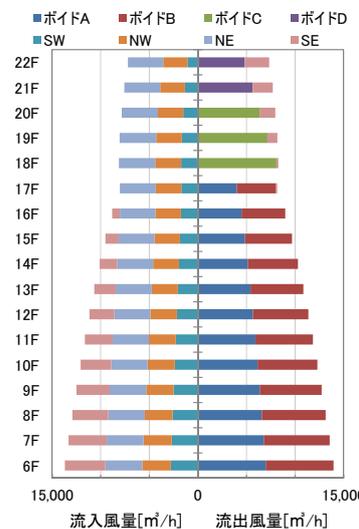


Fig.8 Ventilation volume balance (Case 4)

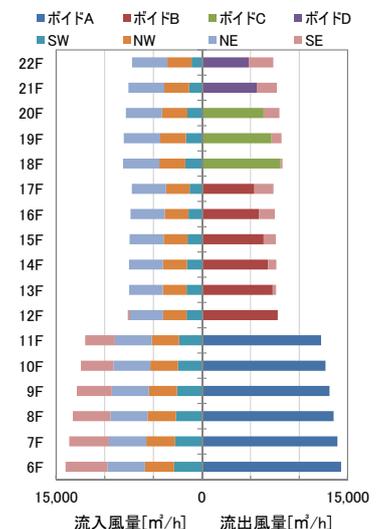


Fig.9 Ventilation volume balance (Case 5)

A-1

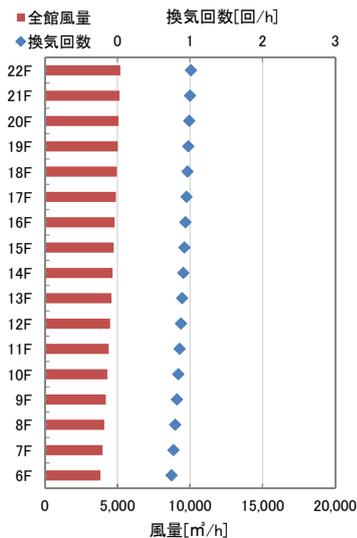


Fig.10 Ventilation volume and air change rate (Case 0)



Fig.11 Ventilation volume and air change rate (Case 1)



Fig.12 Ventilation volume and air change rate (Case 2)

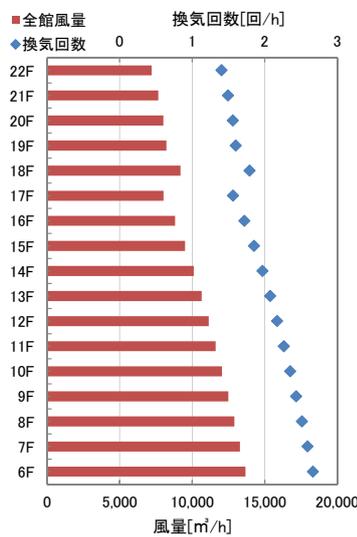


Fig.13 Ventilation volume and air change rate (Case 3)



Fig.14 Ventilation volume and air change rate (Case 4)



Fig.15 Ventilation volume and air change rate (Case 5)

Table.4 Analysis result list

		Case 0	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
階最小	風量[m ³ /h]	3,833	5,704	7,021	7,202	7,190	7,190
	換気回数[回/h]	0.75	1.11	1.37	1.40	1.40	1.40
階最大	風量[m ³ /h]	5,196	13,238	9,618	13,673	13,673	14,029
	換気回数[回/h]	1.01	2.58	1.87	2.67	2.67	2.73
階偏差	風量[m ³ /h]	1,363	7,535	2,597	6,472	6,483	6,839
	換気回数[回/h]	0.27	1.47	0.51	1.26	1.26	1.33
全館	風量[m ³ /h]	78,353	161,498	135,465	174,500	172,951	161,661
	換気回数[回/h]	0.90	1.85	1.55	2.00	1.98	1.85

4. まとめ

ボイドを利用した自然換気について、換気回路網計算による換気量の評価を行い、以下の事が確認された。

- 1) 各Caseにおける各ボイドへの流出効果を確認した。
- 2) 各Caseにおけるフロアの換気風量の差と全館換気風量への影響を確認した。

次報では、建物への実施導入にあたり、外周部の定風量換気装置の基礎実験について報告する。

参考文献

- 1) 田中 他: 自然エネルギーを利用したゼロエネルギービルに関する研究 (その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2010
- 2) 田中 他: 中高層オフィスビルを対象とした風力・重力併用型自然換気設計手法に関する研究 (その1), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会, 2015
- 3) 宇高 他: 自然換気建物における開口部面積と換気性能の実態に関する調査研究 (その2), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2016

高層オフィスビルにおける自然換気の性能評価

(第2報) 自然換気開口の形状検討

Performance Evaluation of Natural Ventilation System for High Rise Office Building

(Part 2) The Shape Examination of Natural Ventilating Unit

○小林 佑輔 (竹中工務店)

粕谷 敦 (竹中工務店)

和田 一樹 (竹中工務店)

Yusuke Kobayashi *¹

Atsushi KASUYA *¹

Kazuki WADA *¹

*¹ Takenaka Corporation

This study is aimed to "Natural Ventilating Unit". In this paper, we compare four types of shapes and report the effects such as coefficient of flow quantity.

はじめに

近年、環境負荷低減や事業継続計画 (BCP) 等への対応として、自然換気の導入が進められている。自然換気は、これまで低層から中層建物への導入事例が多く見られたが、高層建物への導入事例も増えつつある。建物に導入されている自然換気の方式として、主に外部風を利用した水平換気方式、ポイドを利用した重力換気方式と水平換気を組み合わせた方式が考えられる。高層オフィスビルにおいて、水平換気とポイドを利用した重力換気の適正な計画が求められる。

第1報では、高層オフィスビルにおける自然換気による省エネルギー性や快適性の性能評価を目的とし、水平換気とポイドを利用した重力換気について、換気回路網計算による換気量の性能評価について報告した。本報では換気経路のうち、各外壁面に設置する自然換気開口の形状に関する比較検討について報告する。

1. 建物概要

本計画では、自然換気の対象としてオフィスフロア 6～22 階の 17 フロアとしている。自然換気の対象フロアは、床面積 1,800 m²、天井高さ 2.85m、階高 4.40m である。Fig.1 に基準階平面イメージを示す。基準階のオフィスは、南東・北西・南西・北東に面しており、各方位の外周部に自然換気開口を設けており、定風量換気装置を設置する。

2. 自然換気の計画概要

Fig.2 に建物断面図を示す。外周部の窓部下部に定風量換気装置を設置し、自然換気開口としている。水平換気の際は自然換気開口により建物外部と室内との圧力差により、空気が流入および流出する。

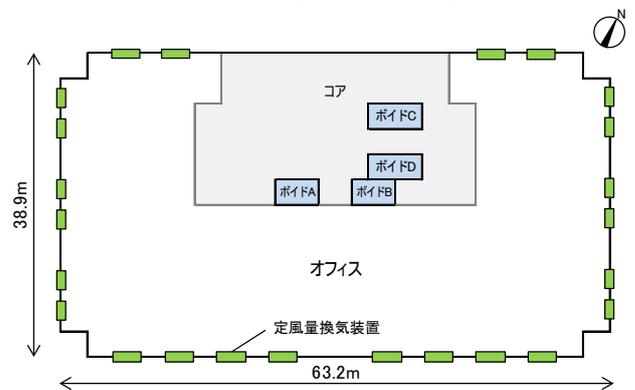


Fig.1 Typical Plan

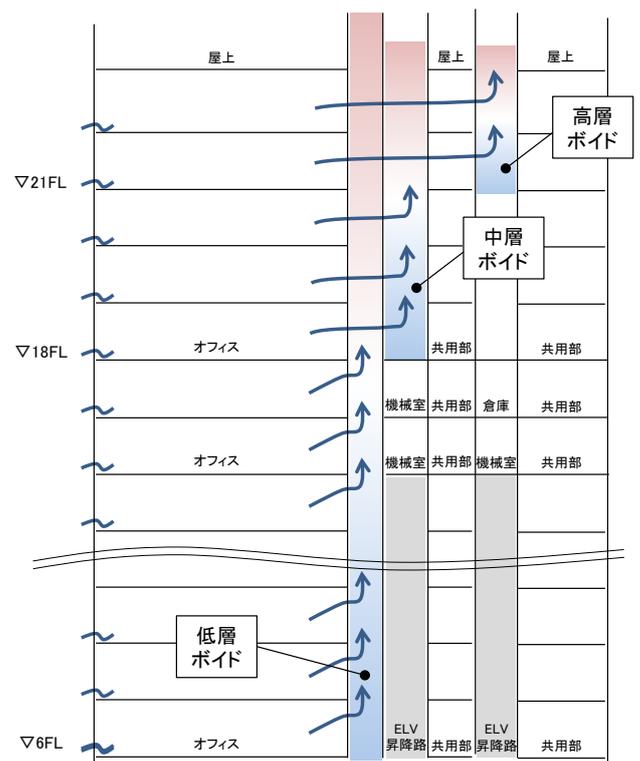


Fig.2 Sectional View

A-2

ボイドを利用した重力換気の際は、同じ開口部により空気が流入し、ボイドを通じて建物頂部より流出する。ボイドはボイドAからボイドDまで4箇所設置しており、複数のボイドを低層階、中層階、高層階と使い分けを行うことで、重力換気による換気効率を高めている。

Fig.3 に基準階断面図を示す。外周部に設置する定風量換気装置からボイドに至る換気経路において、建築計画上、前室が無い場合と前室が有る場合に分けられる。前室が有る場合には、ボイドを利用した重力換気を行うために、オフィスと前室の間仕切部にパスダクト及びガラリを設置する。

3. 外周部の定風量換気装置の検討

(ア) 定風量自然換気装置の概要

本計画において、外周部の自然換気開口に設ける定風量換気装置本体の主な特徴として、3点あげられる。1 点目として定風量換気時には、設定風量まで開放状態を保持し外気を取り込むことが可能である。2 点目として、換気時に突風や強風が吹き込んだ場合は機械的に自動で閉鎖するため、強風や雨の吹き込み等のリスクを軽減している。3 点目として、完全閉鎖を必要とする場合、モーターによってフラップを強制的に閉鎖することが可能となる。

(イ) 外部フレーム形状の検討事項

自然換気開口の外部側には、「カバー材」および「ふさぎ板」を設置している。カバー材とふさぎ板は、外部から鳥類が自然換気開口を通じて侵入を防止する役割がある。カバー材とふさぎ板は狭くすると、鳥類の侵入を防止する一方で、開口面積が減少するため、自然換気流入・流出量が減少する可能性がある。そこで今回、外周部に自然換気開口を設置するにあたり、外部側のカバー材およびふさぎ板の形状検討を実施し、各々2パターン、合計4パターンの検討を実施した。各試験体の断面詳細図を Fig.4 に示す。

今回、カバー材の形状は2案検討した。A案は鳥類侵入防止対策として、幅を狭くした。B案は流入側の開口面積を大きくとる一方で防鳥網を設置している。ふさぎ板は開口孔の数を変えた2案を検討した。外部側ふさぎ材の孔の開口寸法は102mm×155mm、内部側ふさぎ材の孔の開口寸法は94mm×157mmを標準とし、孔8案は各々8箇所、孔6案は各々6箇所設置している。

(ウ) 試験概要

自然換気開口部の内外圧力差と流入風量の関係性を確認するため、風量測定試験を実施した。

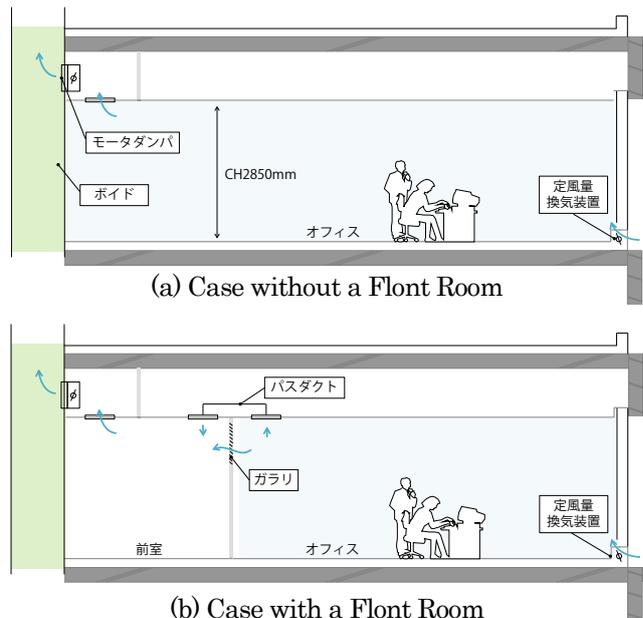


Fig.3 Sectional View of Typical Plan

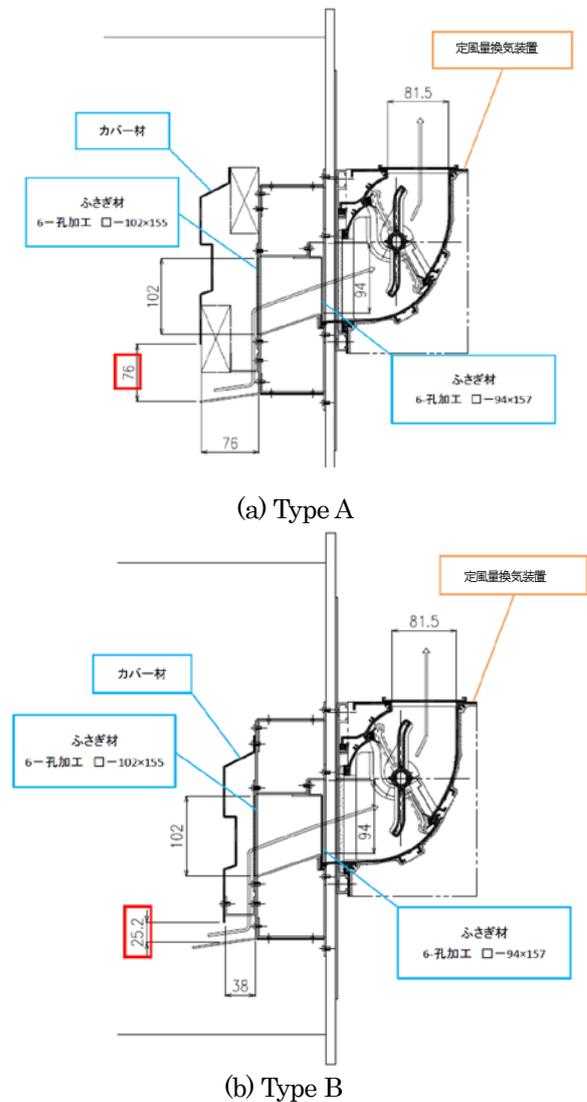


Fig.4 Test Model

A-2

試験方法は、試験体を風洞試験機に設置し、送風機により自然換気開口入口側を加圧あるいは減圧した。その際、試験体を内外圧力差および定風量換気装置出口側の通過する風速の計測を行った。風速測定については定風量換気装置出口部 12 箇所の風速を測定し、平均風速より風量を算出した。

(エ) 測定結果および考察

外部側のカバー材およびふさぎ板形状計 4 パターンに対し、自然換気開口入口側を加圧時の定風量自然換気装置の内外圧力差と流入風量の関係を Table.1 と Fig.5 に示す。

また、減圧時の関係を Table.2 と Fig.6 に示す。

加圧時においては、内外圧力差が約 45Pa 以下の場合、カバー材形状が B 案と比較して A 案のほうが風量は大きい。一方、A 案では内外圧力差が約 45Pa を超える場合は逆転する。ふさぎ板形状について孔 8 案、孔 6 案の差はほとんど見られない。

減圧時においては、内外圧力差が大きくなるにつれて、流入風量が増加している。内外圧力差が 30Pa 以下では A 案と B 案の流入量の差は小さい。内外圧力差が大きくなるにつれて B 案の方が流入量は多くなり、風量の差が大きくなる。なお、B 案もふさぎ板形状による差はほとんど見られない。

Table.1 Difference in Pressure and Quantity at the time of the Pressurization

圧力差 [Pa]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
風量 [m ³ /h]																
A-孔6	0	379	586	728	417	425	447	504	525	561	564	594	597	639	620	
A-孔8	0	459	615	787	371	407	452	468	509	516	546	565	587	595	611	
B-孔6	0	238	331	434	472	540	610	696	723	685	701	737	743	778		
B-孔8	0	223	303	395	469	506	579	653	735	647	670	687	704	717		

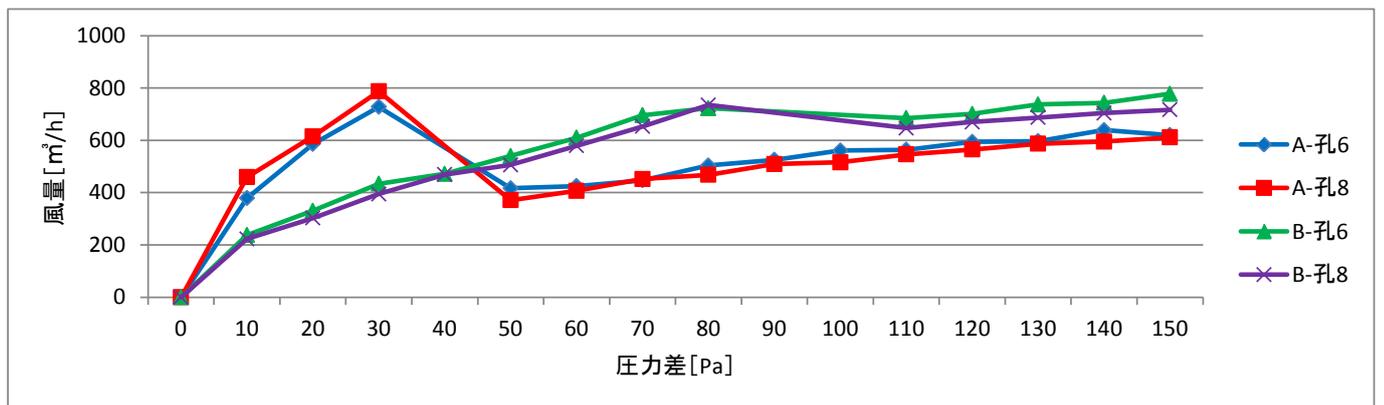


Fig.5 Pressure and Quantity Diagram at the time of the Pressurization

Table.2 Difference in Pressure and Quantity at the time of the Decompression

圧力差 [Pa]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
風量 [m ³ /h]																
A-孔6	0	223	263	305	343	382	428	443	483	502	525	557	588	598	620	632
A-孔8	0	237	279	306	330	379	390	432	469	488	512	532	561	570	592	590
B-孔6	0	247	285	341	405	457	500	535	577	613	618	692	697	723	758	768
B-孔8	0	220	262	320	368	419	464	500	540	584	598	639	652	668	706	717

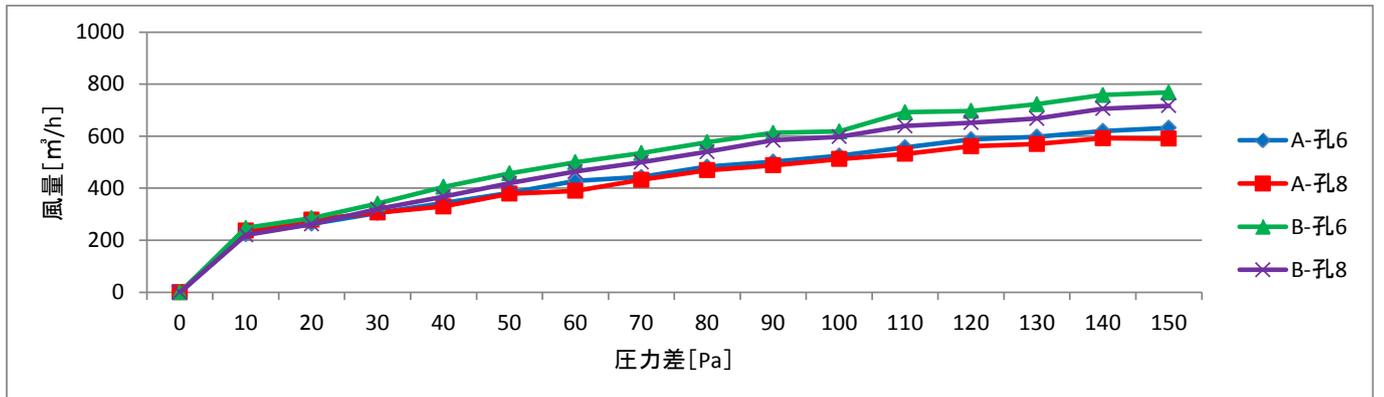


Fig.6 Pressure and Quantity Diagram at the time of the Decompression

A-2

加圧時には、自然換気開口は漸拡大となり、流入側開口が大きくなると風速は低下する。そのため A 案の方が局部抵抗は減少し、流入量が大きくなるものと考えられる。また、A 案は圧力差 40Pa 時、B 案は 90Pa,100Pa のデータが計測できていない。これは圧力を上げた際に定風量換気装置のフラップが閉鎖方向に作動して圧力が急激に上がり、測定が出来ない為である。よってこの圧力差付近では定風量換気装置部分で乱流などの影響により圧力損失が高くなり、以降の圧力差では風量の増加傾向が低くなると考えられる。

減圧時には、自然換気開口は漸縮小となり、加圧時と同様に流出側の開口が大きくなると風速が低下するため局部抵抗は減少するが、局部損失係数は一般的に小さいため、内外圧力差が小さい場合には流入量の差は小さいと考えられる。

(オ) 本計画における形状検討

本計画は大阪市に計画される。大阪市の平均風速および最多風向を Table.3 に示す。主に北北東と西南西方向に平均 2.1m/s~2.9m/s の外部風速が見られている。また、内外圧力差と空気密度により風速を算定した結果を table.4 に示す。これらにより、今回計画の場合、内外圧力差は平均 5Pa 前後であることが想定される。本計画では水平換気およびボイドを活用した重力換気を採用しているため、外部から室内にかけて流入量が大きく見込まれる A 案を採用する。A 案において、空気密度を 1.2kg/m³ とすると、圧力差 10Pa 時の流量係数は 0.27 となる。ふさぎ板形状は孔 8 案、孔 6 案の差はほとんど見られないため、加工孔数が少ない孔 6 案とした。

A 案をベースに詳細検討を実施し、最終的な自然換気開口の形状を Fig.7 に示す。流入部の開口を大きく確保したため、鳥類の侵入防止対策として、防鳥網を流入口に施している。

4. まとめ

本計画は大阪市に計画されるオフィスビルにおいて、外周部窓部に設置する自然換気開口について、地域特性を考慮し、自然換気流入量を多くとることが出来るよう、外部形状を検討し、実建物への導入を行った。水平換気およびボイドを活用した重力換気を採用しており、自然換気装置を運用した際の風量実測および効果量の検証を今後の課題とする。

謝 辞

風道実験を行うにあたり、YKK AP 株式会社、オイレス ECO 株式会社にご協力いただいた。ここに記して謝意を表します。

Table.3 The Outside Mean Wind Velocity and Direction of the wind at Osaka City

	平均風速	最多風向
	m/s	
1月	2.9	西
2月	2.6	北北東
3月	2.7	北北東
4月	2.7	北北東
5月	2.6	北北東
6月	2.5	北北東
7月	2.7	西南西
8月	2.8	西南西
9月	2.4	北北東
10月	2.2	北北東
11月	2.1	北北東
12月	2.7	西
年間	2.6	北北東

Table.4 Difference in Pressure and Wind Velocity

内外圧力差	風速
Pa	m/s
5	2.9
10	4.1
20	5.8
30	7.1
40	8.2
50	9.1
60	10.0
70	10.8
80	11.5
90	12.2
100	12.9
110	13.5
120	14.1
130	14.7
140	15.3
150	15.8

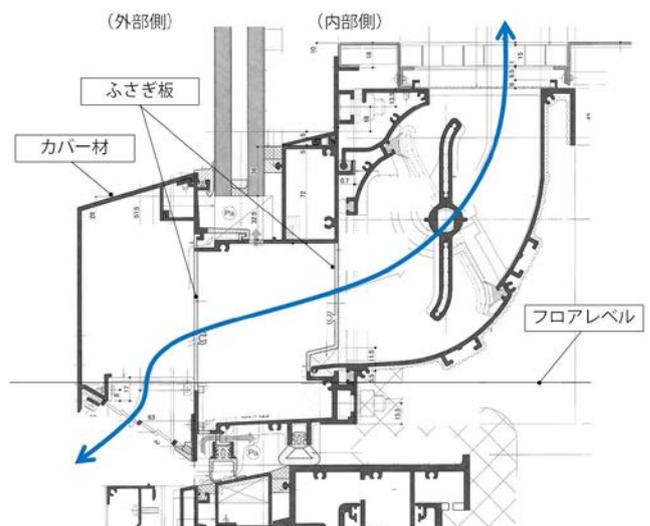


Fig.7 The Shape of Natural Ventilating Unit

参考文献

- 1) 田中 他: 自然エネルギーを利用したゼロエネルギービルに関する研究 (その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2010
- 2) 田中 他: 中高層オフィスビルを対象とした風力・重力併用型自然換気設計手法に関する研究 (その1), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会, 2015
- 3) 宇高 他: 自然換気建物における開口部面積と換気性能の実態に関する調査研究 (その2), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2016

放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究
 (その9) 室内熱負荷配置条件が乱流熱拡散係数に及ぼす影響
 A Study on Semi-Displacement Ventilation using Radial Wall Jet
 (Part 9) Effect of Heat Load Distribution on Turbulent Thermal Diffusivity

○杉田 雄希 (大阪市立大学) 小林 知広 (大阪市立大学) 梅宮 典子 (大阪市立大学)
 Kazuki SUGITA *¹ Tomohiro KOBAYASHI *¹ Noriko UMEMIYA *¹
 *¹ Osaka City University

The Impinging Jet Ventilation (IJV) system is an air-conditioning method to form thermal stratification. This system mixes air more moderately within the occupied zone than the Displacement Ventilation. The final objective of this work is to establish a simplified prediction method of vertical temperature profile based on the Block Model. A parametric study on interior heat load is conducted by CFD, and the appropriate turbulent thermal diffusivity for the Block Model is determined. Because this is of great importance on vertical temperature profile, a method to predict appropriate diffusivity based on design parameter is proposed.

1. はじめに

本研究では床面付近から鉛直下向きに給気する Impinging Jet Ventilation 方式^{1,2)} (以降 IJV 方式) を対象とし、十分に明らかにされていない鉛直温度分布の性状解明とその簡易予測手法の提案を目的とする。温度成層を形成する空間を対象とした温度予測モデルにブロックモデル^{3,4)}があるが、当該モデル中で温度分布に大きな影響を及ぼすパラメータである乱流熱拡散係数に関する検討事例は少ない。筆者らの既往研究⁵⁾ではブロックモデルを用いた鉛直温度分布の簡易予測ならびに上下ブロック間の乱流熱拡散係数の同定を行うとともに、流れ場を特徴付けるアルキメデス数を用いた関数化を行ったが、対象は熱負荷が集中して配置された条件に限定していた。そこで、本報では CFD 解析を用いて室内熱負荷の配置条件を変更した数値実験を実施し、各条件でブロックモデルにより適切な温度分布を再現し得る乱流熱拡散係数 (a_t) の同定を行った上で、設計パラメータから算出可能なアルキメデス数を用いて配置条件毎に乱流熱拡散係数の関数化を試みた結果を報告する。

2. CFD 解析をによる数値実験

対象空間は 9.0×5.0×2.7m の室とし、発熱体の配置条件を以下の 3 条件とした (I~III、Fig.1)。

(I) 発熱体 (800×800×800mm) 1 個を室中央に配置
 (II) 発熱体 (800×800×800mm) 4 個を均等配置
 (III) 発熱体 (400×400×800mm) 32 個を均等配置
 冷房を想定した計算を行い、室内総発熱量は 2.0kW、発熱体数で除した発熱量 2.0kW, 500W, 62.5W を各発熱体に与えた。発熱体の境界条件は発熱量を床面を除く 5 面の面積で除した熱流束で与えた。各配置条件において、吹出口数を 1, 2, 4, 6 個の 4 条件 (A~D、Fig.2) とし、吹出面が床上 600mm になるように設置する。発熱体条件 I~III と吹出口条件 A~D を組み合わせた 12 条件において、給気風量を 400, 600, 900, 1,200m³/h の 4 段階に変更し、流入境界には総給気量を吹出面積合計で除した風速と給気温度 20℃を与えた。乱流モデルは SST $k-\omega$ モデルを使用し、Surface-to-Surface モデルを用いた放射連成解析とした。

各条件における水平面平均温度の鉛直分布を Fig.3 に示す。全条件において給気風速が減少するととも

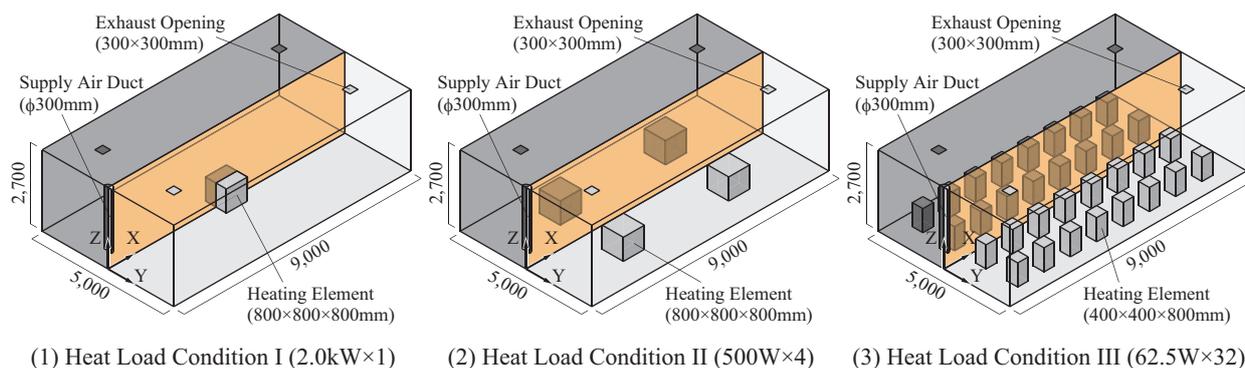


Fig.1 Calculation Domains for Heat Load Conditions

に室下部の温度が低下し、居住域内の上下温度差が増加する傾向が見られる。また、配置条件により成層高さに差異が生じている。次章では、CFD解析の結果を真値と仮定してブロックモデルによる鉛直温度分布の簡易予測を行う。

3. ブロックモデルによる乱流熱拡散係数の同定

既報⁵⁾と同様に、対象空間を鉛直方向に均等に10分割し、室上部から順にブロック番号を1~10とし、給気は最下部の室ブロック10、排気は室ブロック1から行い、発熱量はブルームブロック10に与えた。

ブロックモデルの計算方法の詳細は次報にまとめて記す。本報では、前章の結果を真値として適切な温度分布を予測する乱流熱拡散係数 a_t [m^2/s] を室の上部と下部の2領域に分けて最小二乗法により有効数字2桁で同定する。上部7ブロック内のブロック境界面の a_t を a_{t_upper} とし、下部4ブロック内の境界面の a_t を a_{t_lower} とする。これはブルームによる浮力が支配的な室上部と吹出気流が支配的な室下部を区別することを意図した。

次に、同定された2領域の a_t を設計条件等から予測可能とするため、流れ場を特徴付ける2種の Ar 数

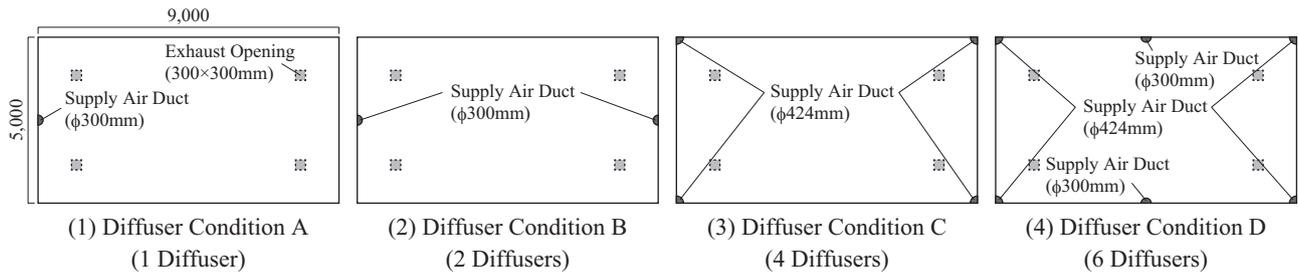


Fig.2 Floor Plans for Diffuser Conditions

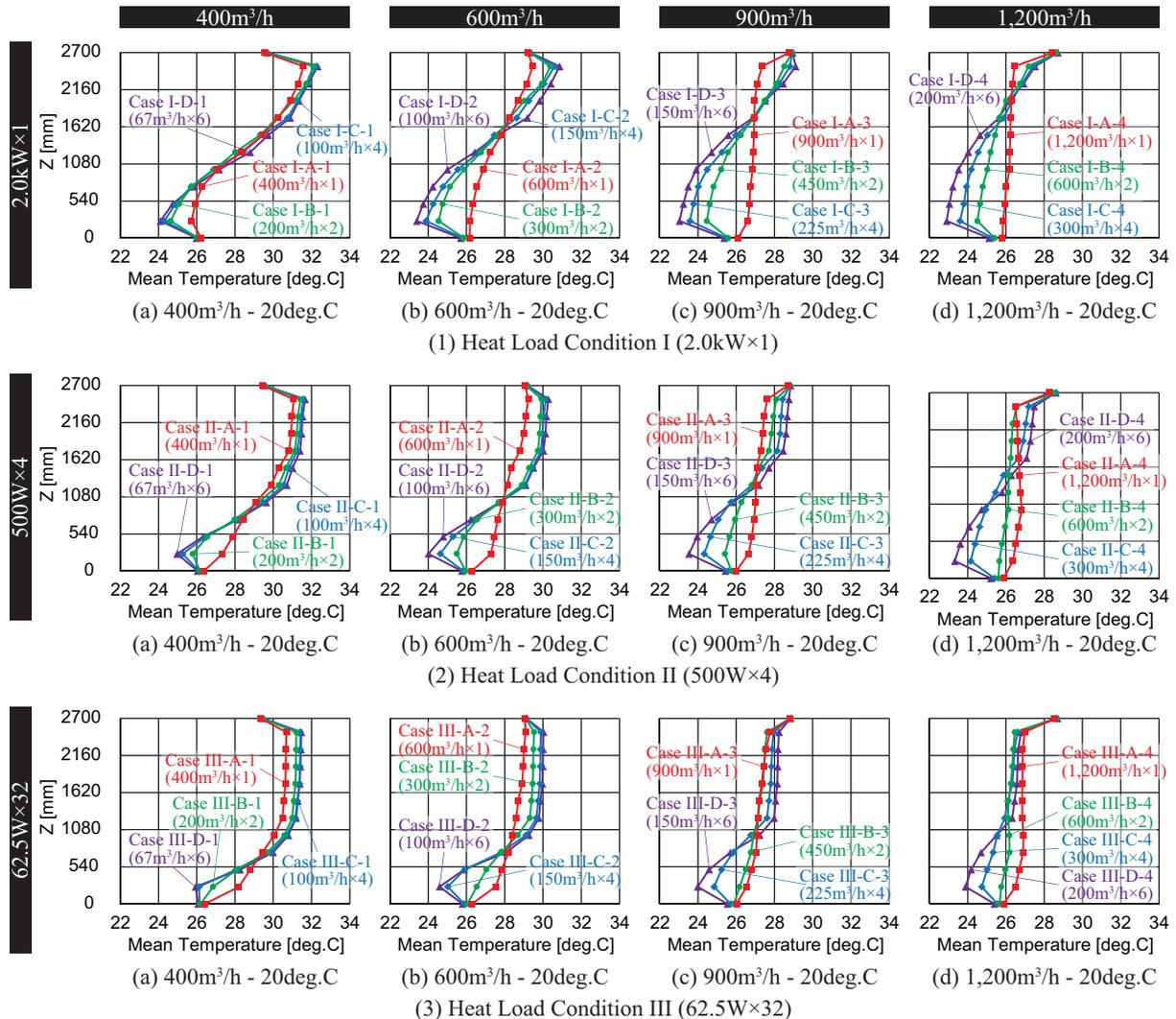


Fig.3 Vertical Profiles of Horizontal Averaged Temperature obtained from CFD

を用いて関数化を行う。以下のように室上部はプルームの浮力が支配的と仮定してプルーム風速とプルーム内外温度差に基づく Ar_{plume} を定義し、室下部は吹出气流が支配的と仮定して給気風速に基づく Ar_{sa} を定義する^{注1)}。

$$Ar_{plume} = \frac{g \cdot \beta \cdot \sqrt{A_h} \cdot (T_p - T_{middle})}{U_p^2} \quad (1)$$

$$Ar_{sa} = \frac{g \cdot \beta \cdot \sqrt{A_{in}} \cdot (T_{bottom} - T_{sa})}{U_{sa}^2} \quad (2)$$

各配置条件における Ar 数と a_t の関係式を **Fig.4** にまとめる。室上部領域では発熱体条件 III においてばらつきが生じ、 a_{t_upper} を過大あるいは過小に評価する可能性があるものの、その他の条件では a_{t_upper} と Ar_{plume} に明確な関係が見られる。一方、室下部領域では全条件で a_{t_lower} と Ar_{sa} に明確な関係が見られ、3条件の近似曲線が類似することが示された。このため、室下部の a_{t_lower} は熱負荷配置によらず (2) 式の Ar_{sa} のみで概ね決定されると言える。

最後にこの関数式をブロックモデルに適用して鉛

直温度分布の簡易予測を行う。同定結果とともに関数式を用いた予測結果を **Fig.5** に示す。関数式から算出した a_{t_lower} が同定結果と同程度の場合には温度分布が解析結果と非常によく一致する傾向が見られ、 a_{t_lower} は鉛直温度分布に大きな影響を及ぼすと言える。

4. まとめ

本報では熱負荷の配置条件と給気条件を変更した数値実験を行い、適切な乱流熱拡散係数を同定するとともに、2種の Ar 数を用いた関数式を示した。次報では大空間を想定して天井高を変更した検討を行う。

[注釈]

注1) g : 重力加速度 [m/s²]、 β : 体積膨張率 [1/K]、 U_p : プルーム風速 [m/s]、 A_h : 発熱体面積 [m²]、 T_p : プルームブロック6の温度 [°C]、 T_{middle} : 室ブロック6の温度 [°C]、 U_{sa} : 給気風速 [m/s]、 A_{in} : 吹出面積 [m²]、 T_{sa} : 給気温度 [°C]、 T_{bottom} : 室ブロック10の温度 [°C]とする。なお、給気風速 U_{sa} には給気風量を総吹出面積で除した風速を適用した。また、プルーム風速 U_p には次式のように文献⁶⁾のプルーム流量予測式を用いてブロック6のプルーム流量を算出し、ブロック境界面積 A_b [m²] で除した風速を適用した。式中の W は発熱量 [W]、 h_0 は仮想点熱源から床面までの距離 [m] を表す。

$$U_p = \left\{ 0.005 \cdot W^{\frac{1}{3}} \cdot (0.945 + h_0)^{\frac{5}{3}} \right\} / A_b$$

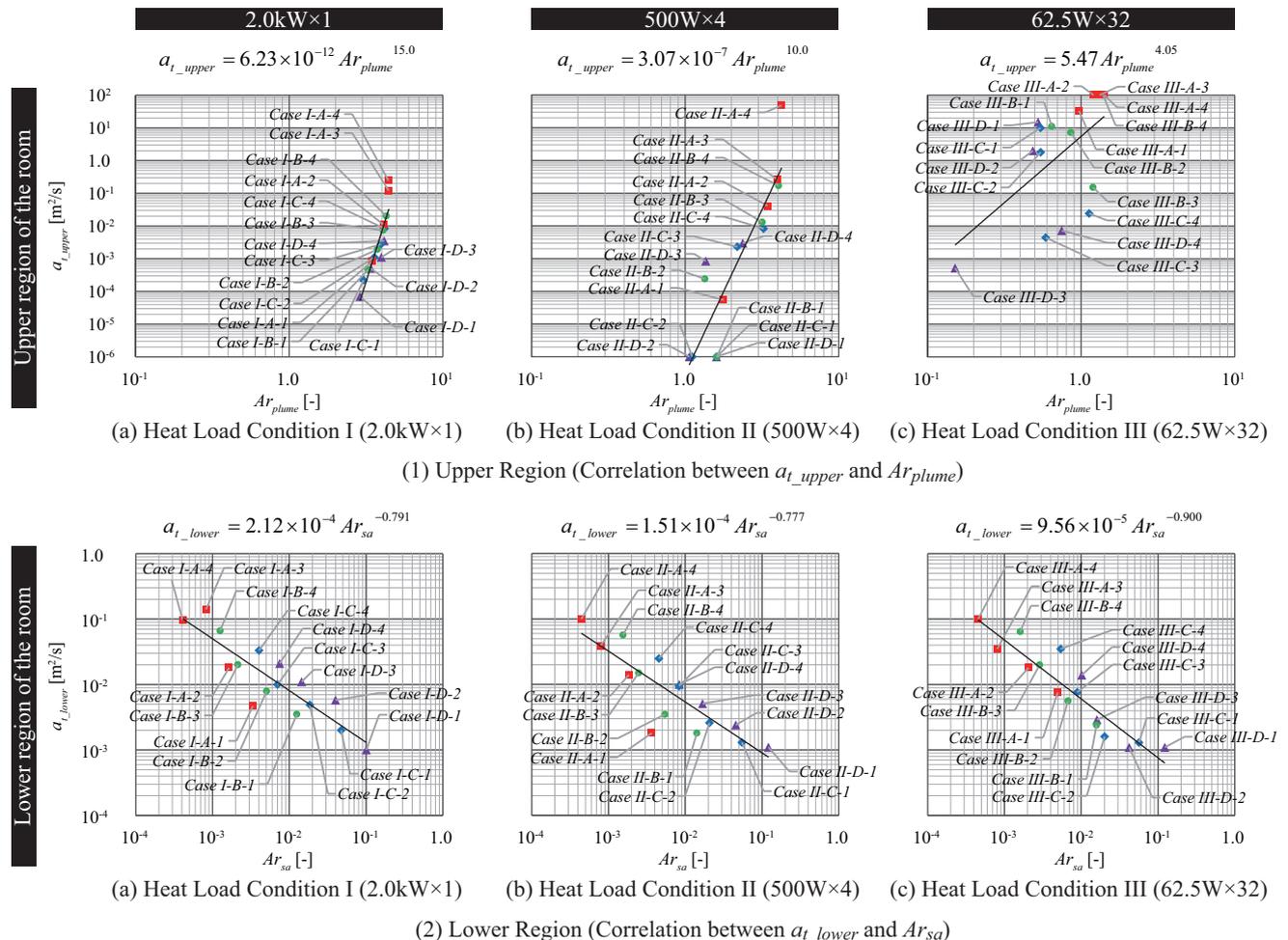


Fig.4 Correlation between Turbulent Thermal Diffusivity and Archimedes Number for Upper/Lower Region for Block Model

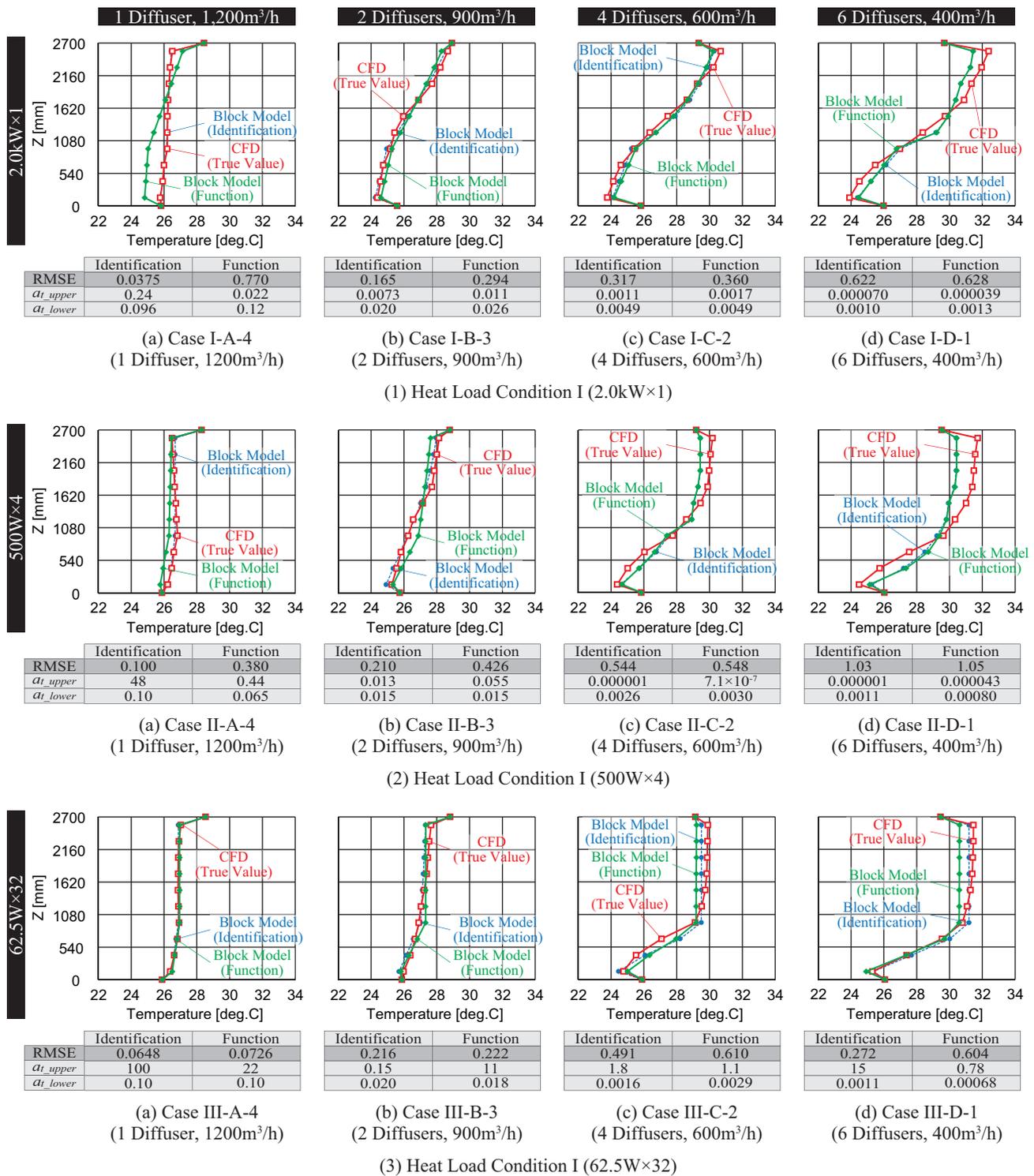


Fig.5 Vertical Profiles of Horizontal Averaged Temperature obtained from CFD and Block Model

[参考文献]

- 1) T. Karimipناه, H.B. Awbi : Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, *Building and Environment*, Vol.37, pp.1329-1342, 2002
- 2) H. Chen, B. Moshfeh : Investigation on the flow and thermal behavior of impinging jet ventilation systems in an office with different heat loads, *Building and Environment*, Vol.59, pp.127-144, 2013
- 3) 戸河里敏, 荒井良延, 三浦克弘 : 大空間における上下温度分布の予測モデル—大空間の空調・熱環境計画手法の研究 (その1), 日本建築学会計画系論文報告集, 第427号, pp.9-19, 1991.9
- 4) 東本文明, 山中俊夫, 甲谷寿史, 花野弘行 : 冷却面を有する置換換気室内の温度・汚染物濃度分布—熱ブルームを組み込んだブロックモデルの適用, 日本建築学会環境系論文集, 第571号, pp.47-53, 2003.9
- 5) 小林知広, 杉田雄希, 梅宮典子 : 床面衝突噴流を用いた準置換換気空調方式に関する研究—CFDを用いた数値実験に基づくブロックモデルによる室内鉛直温度分布の予測—, 日本建築学会環境系論文集, 第81巻, 第730号, pp.1117-1125, 2016.12
- 6) H. Skistad : DISPLACEMENT VENTILATION, Research Studies Press LTD., 1994

放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究
 (その 10) 天井高が乱流熱拡散性状に及ぼす影響
A Study on Semi-Displacement Ventilation using Radial Wall Jet
(Part 10) Effect of Ceiling Height on Turbulent Thermal Diffusion

○ 西海 利哉 (大阪市立大学) 小林 知広 (大阪市立大学)
 梅宮 典子 (大阪市立大学) 杉田 雄希 (大阪市立大学)

Toshiya NISHIUMI *¹ Tomohiro KOBAYASHI *¹ Noriko UMEMIYA *¹ Kazuki SUGITA *¹
 *¹ Osaka City University

The Impinging Jet Ventilation (IJV) system is an air-conditioning method to form thermal stratification. In this system, the air within the occupied zone is moderately mixed if compared with Displacement Ventilation system. The authors aim to establish a simplified prediction method of vertical temperature profile based on the Block Model. This paper analyzes an impinging jet ventilated room of relatively large ceiling height, and explores an appropriate method to give the turbulent thermal diffusivity which plays an important role in the Block Model to predict vertical temperature profile.

1. はじめに

本研究では床面への衝突噴流による空調を行う準置換換気方式¹⁾(Impinging Jet Ventilation 方式、以降 IJV 方式)を対象とした室内鉛直温度分布の簡易予測手法の提案を目的としている。IJV 方式は室内で温度成層を形成する空調方式であり、置換換気と比較して室下部の居住域が適度に混合しやすいことや水平方向の温度分布が生じ難いなどの利点が考えられる。しかし設計段階でその鉛直温度分布を実用的な精度で簡易に予測する手法は確立されていない。

既報²⁾では実験により精度検証を行った CFD 解析手法を用いて吹出し風速に関する数値実験を行い、鉛直温度分布に与える影響を明らかにした。また、IJV 方式に適した乱流熱拡散係数 (a_t) を与えたブロックモデルを提案し、設計条件から a_t を予測する手法の検討を行った。ここでは a_t を室の上部と下部の 2 領域に分けて与える手法を提案し、その妥当性を示

した。前報³⁾では熱負荷配置条件をパラメータに加えて IJV 方式の温度分布を再現し得る a_t を同定するとともに、2 種の Ar 数と a_t の関係を示した。

前述の検討は一般的な執務室程度の天井高 (2.7 m) の室を対象とした検討であったが、温度成層を形成する IJV 方式は高熱負荷かつ大空間でより効果的と考えられる。そのため、本報ではより高い天井高条件 (5.4 m) の IJV 方式の室を対象として CFD 解析を行い、その解析結果に基づいてブロックモデルで室内鉛直温度分布を適切に再現し得る乱流熱拡散係数の与え方について検討を行った結果を報告する。

2. CFD 解析を用いた鉛直温度分布の予測

2.1 解析概要

既報²⁾と同様に IJV 吹出面を床上 600 mm、夏期冷房時を想定した熱負荷として室中央に発熱量 2.0 kW で一辺 800 mm の立方体形状の発熱体を設置した平面

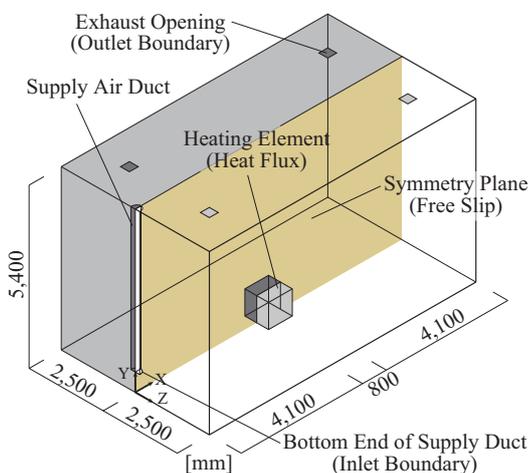


Fig.1 Calculation Domain (Case1)

Table 1 CFD Analysis Condition

CFD code		Ansys Fluent 17.0				
Turbulence Model		SST $k-\omega$ Model				
Radiation Model		Surface-to-Surface Model				
Algorithm		SIMPLE				
Discretization Scheme for Advective Term		QUICK				
Boundary Condition	Inlet	V [m/s]	Case1	Case2	Case3	Case4
		k [m^2/s^2]	0.334	0.083	0.021	0.009
		ω [1/s]	0.717	0.359	0.126	0.120
	Outlet	V [m/s]	-0.463			
	Walls (Heat)	Room Walls : External Temperature Heating Element Surface : Heat Flux				
	Walls (Velocity)	Symmetry : Free Slip Other Walls : Linear-Logarithmic Blending Law				
Total Number of Cells		Case1	Case2	Case3	Case4	
		2,731,884	3,172,730	3,747,252	3,992,738	

寸法 9.0 m × 5.0 m の室を対象に CFD 解析を行った。既報では天井高 2.7 m としたが、前述の通り IJV 方式は高熱負荷の大空間で特に有効と考え、本報では天井高 5.4 m (Fig.1) で解析行う。解析パラメータとして吹出口数を 1 個 (Case1)、2 個 (Case2)、4 個 (Case3)、6 個 (Case4) と変更した 4 条件を設定し、総給気風量は 600 m³/h、給気温度は 20°C として投入熱量が等しい条件とした。つまり、各条件間で給気運動量のみが異なる条件設定を意図した。排気口は 300 mm × 300 mm のものを天井面に 4 箇所設置した。Fig.2 に各条件の平面図、Table 1 に CFD 解析の条件を示す。計算負荷の軽減のために室の半分のみを再現し、対象面は Free Slip 境界として解析を行った。壁面の熱的境界条件は既報²⁾ 及び前報³⁾ と同様外部温度と壁面の熱抵抗を与えた上で放射連成解析を行った。流入境界面の位置は吹出口下端とし、境界条件には、各条件ごとに総給気量 600 m³/h を吹出面積の合計で除した風速および給気温度 20°C を与えた。なお、各ディフューザーの吹出面積は統一した。Case1 のメッシュレイアウトを例として Fig.3 に示す。

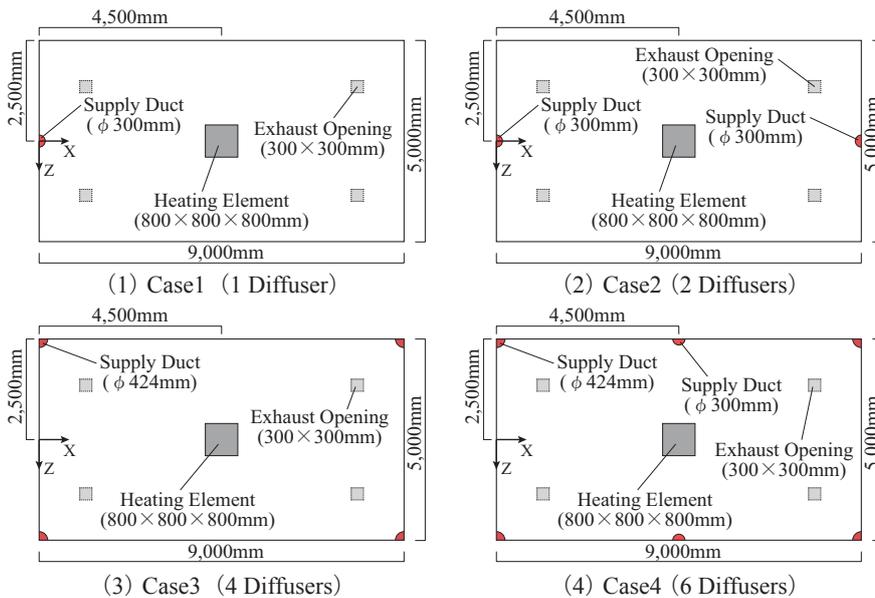


Fig.2 Floor Plan of Studied Diffuser Condition

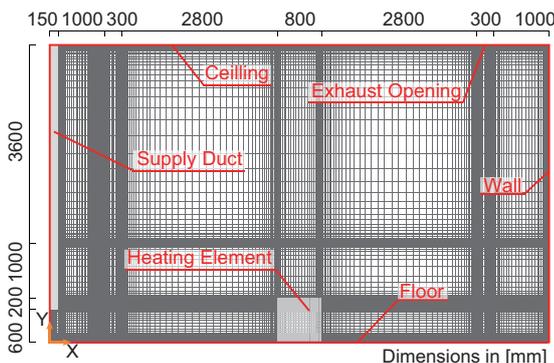


Fig.3 Calculation Domain and Mesh Layout (Case1)

2.2 CFD 解析により得られた鉛直温度分布

CFD 解析により得られた水平面平均温度の鉛直分布を Fig.4 に示す。どの条件においても室内で明確な温度成層が形成されており、FL+3,000 mm 程度以上の室上部では比較的均一な温度分布となり条件間で大きな差異は見られない。一方、室下部居住域温度は給気風速が低下するほど低くなる結果となった。よって投入熱量が等しくても給気風量の分配による給気風速の違いによって居住域温度は変わると言え、設計段階で簡易的に予測する手法が必要と言える。本研究ではここで得られた水平面平均温度の鉛直分布を真値とみなし、次章でブロックモデルによりこの温度分布を簡易に予測するための乱流熱拡散係数 a_t の適切な与え方に関する検討を行う。

3. ブロックモデルの概要

本研究のブロックモデルでは Fig.5 に示すように対象とする室内空間を鉛直方向に複数のブロックに分割して鉛直温度分布を簡易に予測する。本報では 1 ブロックの高さを 270 mm として鉛直方向に 20 分割

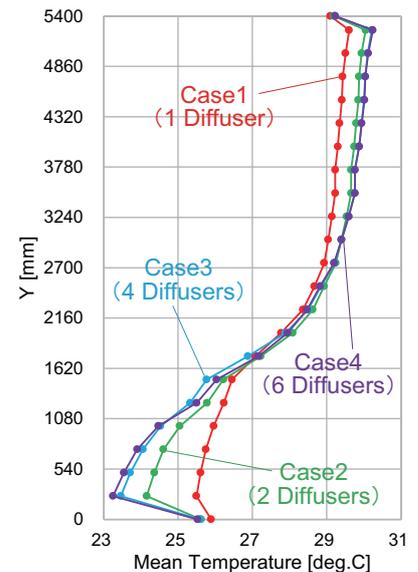


Fig.4 Vertical Profiles of Horizontal Averaged Temperature

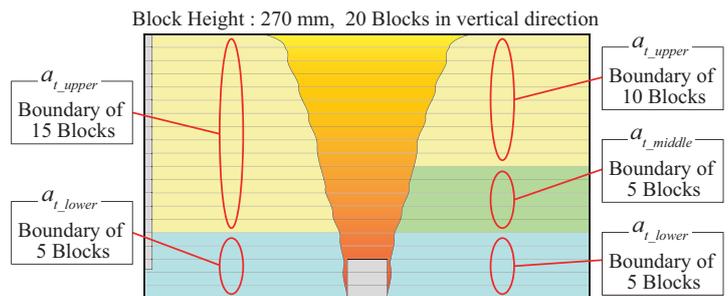


Fig.5 Schematics of the divided Room Blocks and Location of the Block Boundary where the same Turbulent Thermal Diffusivity is applied

した計算を行う。既報²⁾で示したように、室ブロック・壁面近傍ブロック・プルーフブロックの3種を設定し、各ブロック間の移流・乱流熱拡散ならびに壁面での熱伝達による熱量バランスと、移流による風量バランスを解くことで最終的に室ブロック温度を求める。室上部からブロック番号 (I) を1~20とし、IJVによる給気は最下部ブロック (20)、排気は最上部ブロック (1)から行う。また、発熱量は最下部プルーフブロックに全て与えた。

計算手順としてはまず各初期条件を与え、戸河里ら⁴⁾の手法に基づき各壁面ブロック (K) において壁面温度と室ブロック空気温度の差に応じて壁面近傍ブロックでの下降流の風量を算出する。次に発熱体 (L) から生じる熱プルームの流量を予測式⁵⁾に基づき算出してプルーフブロックの風量収支計算を行い、プルーフが室ブロックから誘引する風量を算出する。これをもとにブロック温度およびプルーフ温度からプルーフブロックの熱量収支を計算する。その後、壁面流および熱プルームによる誘引風量から

各ブロックの上下間の風量収支と熱量収支を計算し、この計算を繰り返す。計算の概要図を Fig.6 に示すとともに計算式を Table 2 にまとめる。本ブロックモデルでは上下の室ブロック間の乱流熱拡散を考慮するが、この計算に用いる熱移動係数 C_b [W/(m²·K)] は乱流熱拡散係数 a_t [m²/s] から算出し、この a_t が最終的に計算される温度分布の結果に大きな影響を与える。そのため、CFD 解析による室内鉛直温度分布の結果を真値とし、鉛直温度分布の予測結果が真値と最もよく一致する a_t の与え方の検討を行う。

4. 乱流熱拡散係数の同定

前述の通り、本研究では室を鉛直方向に20分割した計算を行う。既報²⁾及び前報³⁾では室の下部と上部で領域を2つに区別し、同領域内の室ブロック境界では同一の a_t を与えてその妥当性を示したが、天井高が異なる条件でもこの与え方が適切かどうかを確認するための検討を行う。Fig.5 に示すように室上部15ブロックの領域内の境界面で均一に与えた乱流

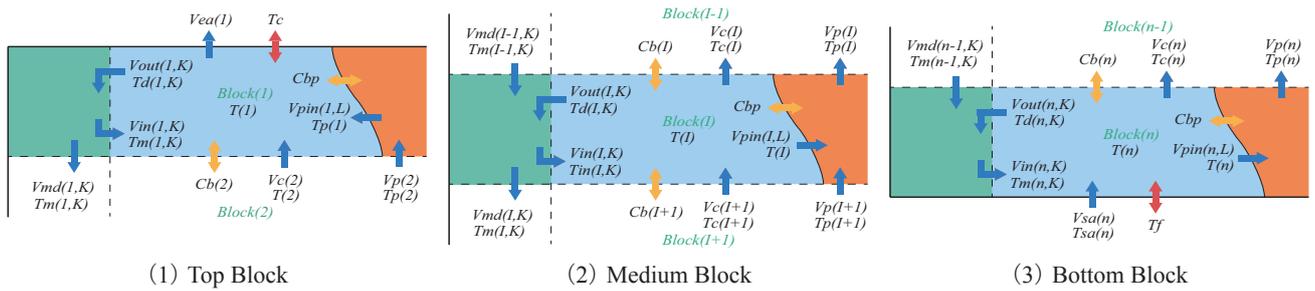


Fig.6 Heat Transfer and Airflow Considered in the Block Model

Table 2 Equations solved in the Block Model

Airflow rate balance of wall downflow		Airflow rate and heat balance of room block	
$V_{out}(I,K) - V_{in}(I,K) + V_{md}(I-1,K) - V_{md}(I,K) = 0$		$\sum_{K=1}^m \{V_{in}(I,K) - V_{out}(I,K) + V_{sa}(I) - V_{ca}(I) - \sum_{L=1}^n V_{pin}(I,L) + V_c(I+1) - V_c(I)\} = 0$	
Airflow rate of plume		【Top block】	
$V_p = 0.005 \times W^{1/3} \times (h + h_0)^{5/3}$		$\sum_{K=1}^m C_p \rho V_{in}(I,K) \{T_m(I,K) - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_p \rho V_{pin}(I,L) \{T_p(I,L) - T(I)\} + C_p \rho V_c(I+1) \{T(I+1) - T(I)\} + C_b(I+1) A_b \{T(I+1) - T(I)\} + \alpha_c A_b \{T_c - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T_p(I,L) - T(I)\} = 0$	
Airflow rate and heat balance of plume block		【Medium block】	
$V_p(I+1,L) - V_p(I,L) + V_{pin}(I,L) = 0$		$\sum_{K=1}^m C_p \rho V_{in}(I,K) \{T_m(I,K) - T(I)\} + C_p \rho V_c(I+1) \{T(I+1) - T(I)\} - C_p \rho V_c(I) \{T(I-1) - T(I)\} + C_b(I) A_b \{T(I-1) - T(I)\} + C_b(I+1) A_b \{T(I+1) - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T_p(I,L) - T(I)\} = 0$	
【Top block】		【Bottom block】	
$\sum_{L=1}^n C_p \rho V_p(I+1,L) \{T_p(I+1,L) - T_p(I,L)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} = 0$		$\sum_{K=1}^m C_p \rho V_{in}(I,K) \{T_m(I,K) - T(I)\} + C_p \rho V_{sa}(I) \{T_{sa}(I) - T(I)\} - C_p \rho V_c(I) \{T(I-1) - T(I)\} + C_b(I) A_b \{T(I-1) - T(I)\} + \alpha_c A_b \{T_c - T(I)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T_p(I,L) - T(I)\} = 0$	
【Medium block】		【Heat transfer coefficient by turbulent diffusion】	
$\sum_{L=1}^n C_p \rho V_p(I+1,L) \{T_p(I+1,L) - T_p(I,L)\} + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} = 0$		$C_b = a_t \times C_p \rho / H_b \quad C_{bp} = 1.0$	
【Bottom block】		* The term with underline is 0 if V_c indicates the outflow from the block.	
$\sum_{L=1}^n C_p \rho V_{pin}(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} + W + \sum_{L=1}^n C_{bp} H_b B_p(I,L) \{T(I) - T_p(I,L)\} = 0$			
Nomenclature			
V_p : Air flow rate of plume [m ³ /s]	V_{sa} : Supply air flow rate [m ³ /s]	T_{sa} : Supply air temperature [°C]	A_b : Area of boundary surface of block [m ²]
V_{pin} : Entrainment air flow rate from block [m ³ /s]	V_{ca} : Exhaust air flow rate [m ³ /s]	W : Heat generation rate of heating element [W]	H_b : Height of one block [m]
V_{in} : Inlet air flow from wall down flow [m ³ /s]	V_c : Vertical flow rate between room blocks [m ³ /s]	h : Height above the floor [m]	B_p : Circumferential length of plume [m]
V_{md} : Mixed wall down flow [m ³ /s]	T : Room block temperature [°C]	h_0 : Distance to virtual point heat source from floor [m]	C_b : Heat transfer coefficient between blocks [W/(m ² ·K)]
V_{out} : Outlet air flow to wall down flow [m ³ /s]	T_p : Plume temperature [°C]	B : Circumferential length of heating element [m]	C_{bp} : Heat transfer coefficient around plume [W/(m ² ·K)]
V_{md} : Vertical flow rate of mixedflow [m ³ /s]	T_m : Temperature of wall down flow [°C]	$C_p \rho$: Volumetric specific heat of air [J/(m ³ ·K)]	

熱拡散係数の値を a_{t_upper} 、室下部 5 ブロックの領域内境界で均一に与えた値を a_{t_lower} とした条件 (2 領域条件) と、室上部 10 ブロックの境界を a_{t_upper} 、中央部 5 ブロックの境界を a_{t_middle} 、室下部 5 ブロックの境界を a_{t_lower} とした条件 (3 領域条件) の 2 条件を Case1, 2, 3, 4 それぞれに適用し、計 8 条件で鉛直温度分布が CFD 解析結果と最もよく一致する a_t を最小二乗法により有効数字二桁で同定した。同定結果とその値を用いて計算した鉛直温度分布の予測結果を Fig.7 に示す。予測結果は 3 領域条件の方が 2 領域条件よりわずかに高精度だが、2 領域条件と比較的して特筆すべき精度の向上は見られない。また、3 領域条件の a_{t_upper} に着目するとどの条件でも $1.0 \text{ m}^2/\text{s}$ を上回るオーダーの数値が得られており、温度分布自体は良く再現できたとしても乱流熱拡散係数としては不自然な大きな値と考え、3 領域条件は物理モデルとしては適切とは言えない手法と判断した。以上の検討より、予測精度と物理モデルとしての妥当性・簡便性の観点から、今回対象とした程度の天井高でも 2 領域条件で乱流熱拡散係数を与える手法は妥当と言える。

5. まとめ

本報では天井高 5.4 m の IJV 方式の室を対象としてブロックモデルの適切な乱流熱拡散係数の与え方を検討した。室を 3 領域に分割して乱流熱拡散係数を与える手法と比較して、2 領域に分割する手法は精度の大きな低下もなく、簡便性の観点からもより妥当な手法であることを示した。

[参考文献]

- 1) T. Karamipannah, H.B. Awbi : Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, *Building and Environment*, Vol.37, pp.1329-1342, 2002
- 2) 小林知広, 杉田雄希, 梅宮典子 : 床面衝突噴流を用いた準置換換気方式に関する研究 - CFD を用いた数値実験に基づくブロックモデルによる室内鉛直温度分布の予測 -, 日本建築学会環境系論文集, 第 81 巻, 第 730 号, pp.1117-1125, 2016.12
- 3) 小林知広, 杉田雄希, 梅宮典子 : 放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式に関する研究 (その 9) 室内熱負荷配置条件が乱流熱拡散係数に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-3, 2017.3
- 4) 戸河里敏, 荒井良延, 三浦克弘 : 大空間における上下温度分布の予測モデル - 大空間の空調・熱環境計画手法の研究 (その 1) -, 日本建築学会計画系論文報告集, 第 427 号, pp.9-19, 1991
- 5) H. Skisted : DISPLACEMENT VENTILATION, Reserch Studies Press Ltd., 1994

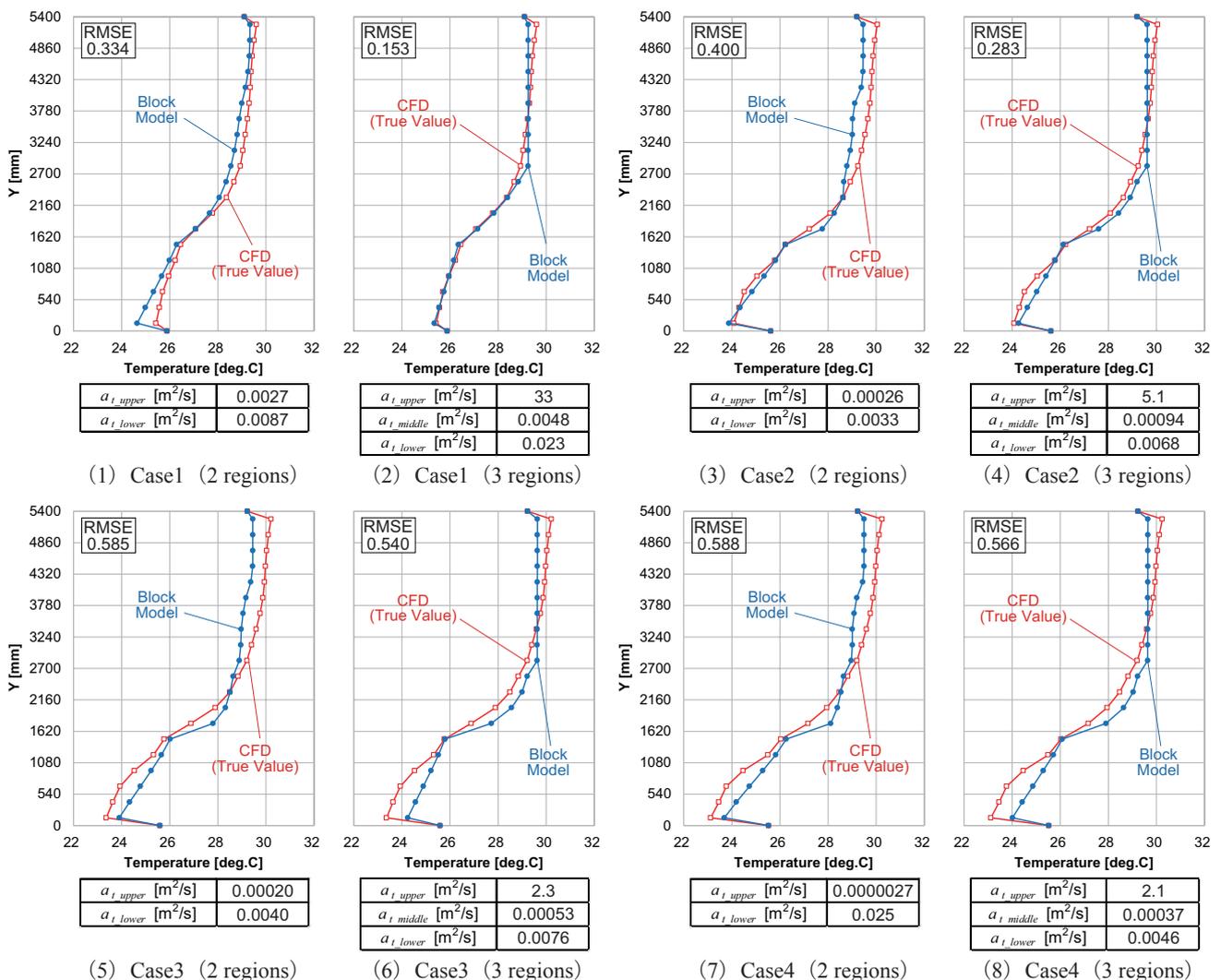


Fig.7 Vertical Profiles of Horizontal Averaged Temperature and Turbulent Thermal Diffusivity

中高層オフィスビルを対象とした自然換気量予測手法に関する研究
 (その1) シャフト型自然換気システムにおける風圧係数の入力方法の影響
**Prediction of Natural Ventilation Rate for Mid-to-High-Rise Office Buildings
 (Part 1) Effect of Cp Value Input Data for Shaft-Type Natural Ventilation System**

○川分 芳子 (大阪市立大学)
 梅宮 典子 (大阪市立大学)
 松本 明広 (日建設計)

小林 知広 (大阪市立大学)
 落合 奈津子 (日建設計)

Yoshiko KAWAWAKE*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Noriko UMEMIYA*¹ Natsuko OCHIAI*² Akihiro MATSUMOTO*²
^{*1}Osaka City University ^{*2}Nikken Sekkei Ltd.

The final purpose of this work is to propose an estimation method of natural ventilation rate for mid-to-high-rise office buildings. In this paper, natural ventilation rate of an existing office building is evaluated by flow network model which uses the wind pressure coefficient (Cp value) obtained from the wind tunnel measurement under two conditions of city block arrangement, i.e., actual city block and simplified city block. Here, the latter is assumed to be generalized Cp value data. The difference in estimated flow rate between two methods regarding Cp value is finally shown.

1. はじめに

近年、中高層オフィスビルでも空調負荷削減のため自然換気が積極的に導入されている¹⁾。自然換気設計時の換気量計算には風圧係数が必要となるが、その与え方には複数の手法がある。一般的な手法は対象建物及び周辺建物を再現した縮小模型を作成し、風洞実験により取得する方法であり、信頼性は高いが時間や労力を要するため設計段階での実施が難しいことも多い。一方、文献値やデータベースなどを参考におおよその風圧係数を与える簡易手法も取られるが、与えた風圧係数の誤差に起因する換気量の信頼度も不明となる。そこで本報ではシャフト型自然換気システムを有する実建物を計算対象として、市街地における中高層オフィスを想定した汎用的な風圧係数データを風洞実験により作成し、それに基づいて簡易的に与えた場合と、実街区と実建物を再現した風洞実験から得られた風圧係数を与えた場合で換気量を比較し、生じる誤差について学術的知見を提供することを目的に検討を行った結果を報告する。

2. 解析対象建物の概要と自然換気システム

Fig.1 に対象とした実建物の断面概要と基準階平面図、自然換気経路図を示す。対象建物は地上10階建のオフィスビルで、基準階の執務室面積は506 m²、天井高は2.8 mである。自然換気システムは3階を除く2階から9階に導入されている。執務室は長方形型のフロアで、コアは南東側に配置されている。自然換気口(1箇所あたりの開口面積は0.25 m²)は北西側のガラス面上部に並べて各階18箇所設置されている。ワンフロアを2室に区切った場合でも自然換気が運用できるよう室内の自然換気パスは2か所に分かれ、それぞれが換気シャフトへと通じている。シャフトは屋上のソーラーチムニーにつながり地上49 m付近で外気へと開放される。なお、中性帯がシャフト中に発生することによる逆流を防止するため、換気シャフトは7F以下を対象とする低層用シャフトと8・9Fを対象とする高層用シャフトに分けられている。また、9Fを除いて執務室とシャフトの間には消音チャンバーが設置されている。

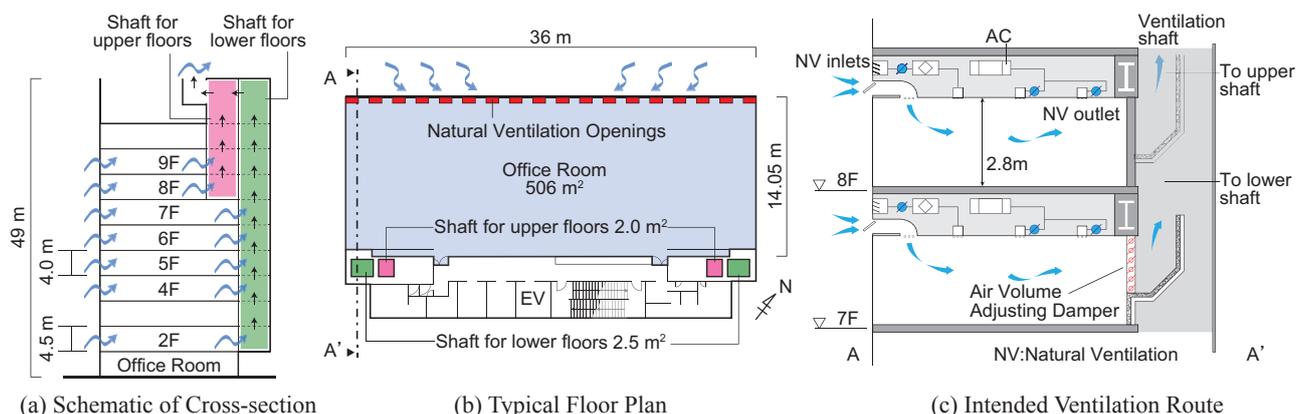


Fig.1 Schematic of the Target Office Building

3. 風洞実験

3.1 実験概要

汎用的な市街地の中高層オフィスの風圧係数作成を意図した「モデル建物+モデル街区」（以降、モデル街区条件）と、対象建物に限定した風圧係数取得を意図した「実建物+実街区」（以降、実街区条件）の2種の模型配置で風洞実験を行った。実験はFig.2に示す大阪市立大学研究用風洞（エッフェル型）で行った。Fig.3にI型熱線流速計を用いて1.0 kHz, 60 sで測定したアプローチフローの風速と乱流強度のプロファイルを示す。風洞内風速は床上800 mm高さのピトー管位置で10 m/sに設定した。風圧係数の基準動圧はピトー管動圧と風速プロファイルにより算出した対象模型上端におけるアプローチフローの動圧とする。Fig.4に風洞内ターンテーブルに設置した実街区とモデル街区条件における風向と模型配置図を示す。実街区条件では前述の実建物とその周辺建物を直径360 mの範囲で縮尺1/300で作成し、16風向の風圧係数を得た。Fig.5に実物件模型の立面図と風圧測定点を示す。風圧は自然換気口の存在する北西面ファサードで測定し、換気口高さで各階3点ずつの27点に2つのシャフト排気口位置を加えて計29点で測定を行った。モデル街区条件では1辺60 mm

の立方体を7×7の49個配置し、中央に測定対象となるペントハウス付きの矩形模型を配置し、その壁面2面で風圧係数を取得することで汎用的な風圧係数取得を意図した。なお、風圧測定は各点100 Hzで30 sとし、風洞内基準静圧はピトー管の静圧とした。

3.2 モデル街区による汎用風圧係数データの作成

前述の通り、市街地オフィス用の汎用風圧係数データを作成するためにモデル街区条件で測定を行った。測定対象模型は周辺模型同様1辺60 mmの平面としたが、高さは60, 120, 180 mmの3条件設定し、それぞれModel 1, Model 2, Model 3と称する。これは設計時の対象建物の高さに応じた汎用データの使い分けを意図した。Fig.6に測定対象模型（Model 1）を示す。ここで、図中のプロット形状は後述するFig.7の風圧係数結果の表示に対応している。風圧測定点は模型A面とC面の中央で縦方向に配置しModel 1～3で各面それぞれ7, 14, 22点ずつ設けた。模型屋上面上にはペントハウスを想定した12 mm角の立方体を設置しており、その壁面4面中央と頂部でも風圧係数を測定した。外部風向は壁面風圧測定時には対称性を仮定して0～90°まで22.5°刻みの5風向としたが、ペントハウスの5点については16風向で測定した。

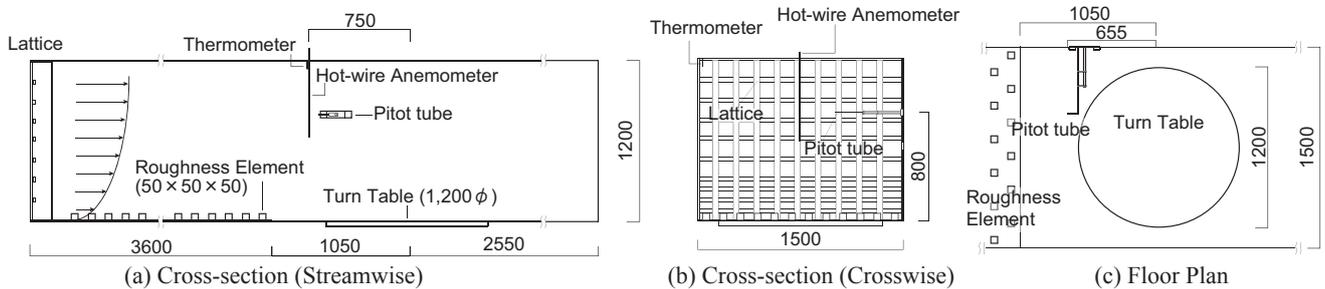


Fig.2 Cross-section of the Wind Tunnel (Dimensions in [mm])

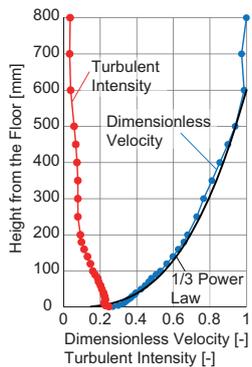


Fig.3 Approaching Flow

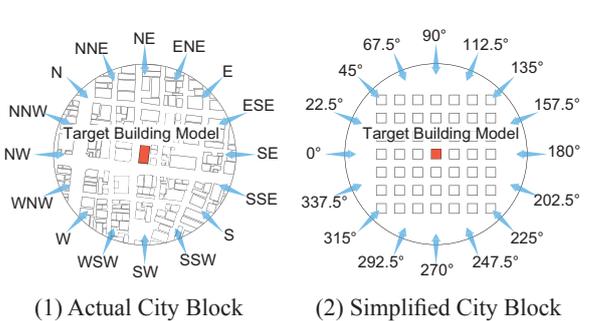


Fig.4 Arrangement of City Block Models and Wind Direction

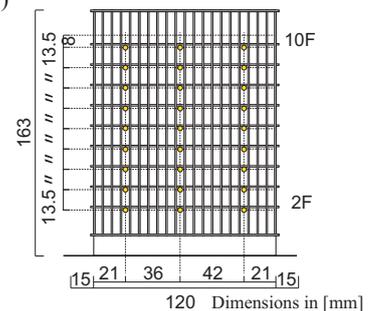


Fig.5 Studied Model for Actual City Block Condition

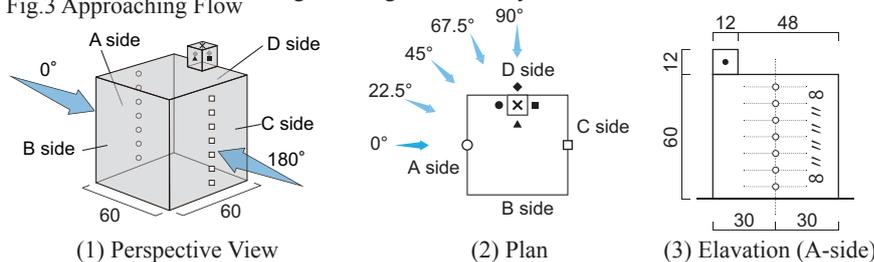


Fig.6 Studied Model for Simplified City Block Condition

Fig.7にモデル街区条件の風圧係数を示す。ここで風圧係数の基準速度圧算出のための風速は各モデルの軒高のアプローチフロー風速とし、縦軸は60mmで無次元化している。Model 2、Model 3ではどちらも周辺建物より高いため、どの風向条件でも高さが等しければ同程度の風圧係数となった。一方Model 1では測定対象の高さが周辺と変わらないため異なる分布性状が得られた。以降、本報ではここで得られたModel 1の風圧係数データを使用する。

3.3 実街区とモデル街区による対象建物の風圧係数

Fig.8に実街区条件で得られた風圧係数分布の例を示すとともに、Fig.9にモデル街区条件の風圧係数分布の測定結果を示す。ここでは比較のため、実建物における北西・南東の風向がモデル街区における0°と180°に対応すると想定した。また、実建物のシャフト排気部は遮風壁により常に負圧となる工夫が施されているため、Fig.9の排気シャフト部風圧には風向によらずモデル街区条件の風向90°におけるB面ペントハウス風圧を採用した。実街区の風圧係数は風向北西で上層が正圧、下層部が負圧となったが、モデル街区から予測した結果は比較的一様で分布の違いが見られる。一方自然換気口が風下となる風向南東の風圧係数はモデル街区の結果と大きな差異はない。また、モデル街区条件から予測したシャフト部の風圧は実街区と比較してどちらの風向でも負圧を過小評価している。次章ではこれらの風圧係数の結果を境界条件に用いた換気回路網計算を行い、換気量の算定結果を比較する。

4. 換気回路網計算

4.1 対象実建物の解析モデル

本章では対象建物の換気回路網計算を行い、風圧係数の与え方が換気量算定結果に及ぼす影響を評価する。Fig.10に作成した熱・換気回路モデルを示す。

外壁はガラス面とセメント板(コア外壁)・コンクリート壁(執務室外壁)で熱抵抗を区別した。また執務室-コア間の内壁やシャフト外壁では断熱を想定した。Table 1に換気抵抗の入力値を示す。執務室-シャフト間はダンパやシャフト内消音チャンバーを考慮し、有効開口面積を結合して与えた。シャフト内では摩擦損失と消音チャンバーによってシャフト断面積が拡大・縮小することを想定して換気抵抗を与えた。

4.2 計算概要

解析は外気温20℃、風速4.1m/s(拡張アメダス標準年気象データの中間期就業時間帯の平均風速に基づく軒高風速)として16風向+無風の17条件で定常計算を行った。内部発熱条件は執務室内で36.625W/m²として日射は無視した。風圧係数は前章で得られた実街区条件とモデル街区条件で得られた2種類を用いる。実街区条件の風圧係数は、各階で測定点3点の平均値を与えた。汎用風圧係数データを想定したモデル街区条件では、鉛直方向の壁面測定点7点の風圧係数分布性状に基づいて与えた。

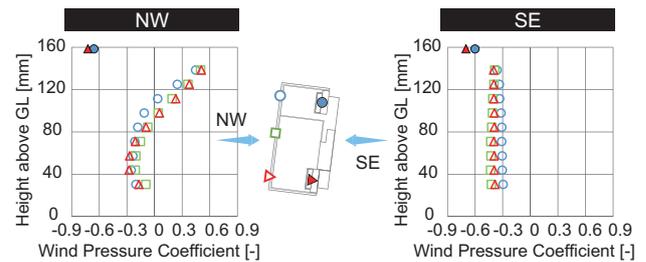


Fig.8 Cp Value Profile of Actual City Block Condition

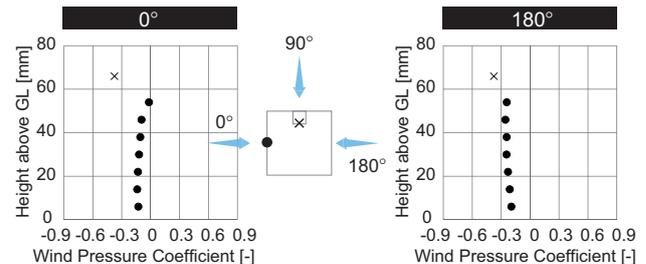


Fig.9 Cp Value Profile of Simplified City Block Condition

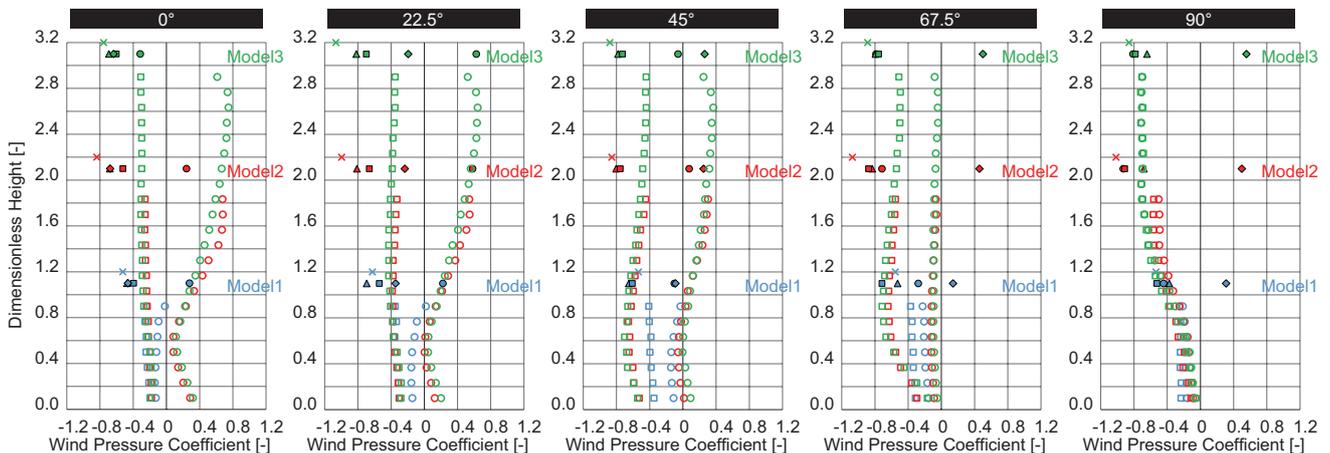


Fig.7 Cp Value of Model 1, Model 2, and Model 3 obtained from Wind Tunnel Measurement for Simplified City Block Condition

4.3 解析結果と考察

Fig.11 に無風および風向北西・南東条件の回路網計算で得られたフロア別の換気量を示す。また、16 風向の発生頻度で重み付けた換気量の平均値も併せて示す。無風条件の結果を見ると、上層階で中性帯に近づくにつれて換気量が減少するが、シャフトが切り替わる 8・9 階では換気量の回復が見られる。自然換気口が風上側の北西風向の換気量は下層階では両条件に大きな差異はないが、モデル街区と実街区で風圧係数が大きく異なる上層階で差が見られる。一方、南東風向条件では風圧係数分布の傾向が類似していることから、換気量にも大きな差異はない。また、16 風向平均の結果を見ても両条件の換気量は概ね一致している。このため今回対象としたようなシャフト型の重力換気システムでは、換気量算定に汎用的な風圧係数データを用いた場合、特定の風向で算定結果が不適切になるが、換気量の期間平均値は比較的

精度良く予測できる可能性があると言える。ただし、風力を主な駆動力とする自然換気システムでは風圧係数の影響は大きくなると言え、今後は異なる自然換気システムでの検討が必要と言える。

5. まとめ

本報ではオフィスビルの自然換気量算定に実街区とモデル街区の風圧係数を使用して換気量の比較を行った。その結果、モデル街区の風圧係数を使用すると特定の風向では換気量算定結果に差が見られるが、期間平均では差が大きいことが示された。

【謝辞】

本研究の一部は JSPS 科研費（若手研究 A，課題番号 JP16H06110，研究代表者：小林知広）の助成を受けた。モデル作成にあたっては、ヒューリック株式会社にご協力頂いた。回路網計算には神奈川大学の奥山博康先生のご厚意で NETS（研究教育版）を利用して頂いた。ここに記して謝意を表します。

【参考文献】

1) 日本建築学会編「実務者のための自然換気設計ハンドブック」、技報堂出版、2013.8.

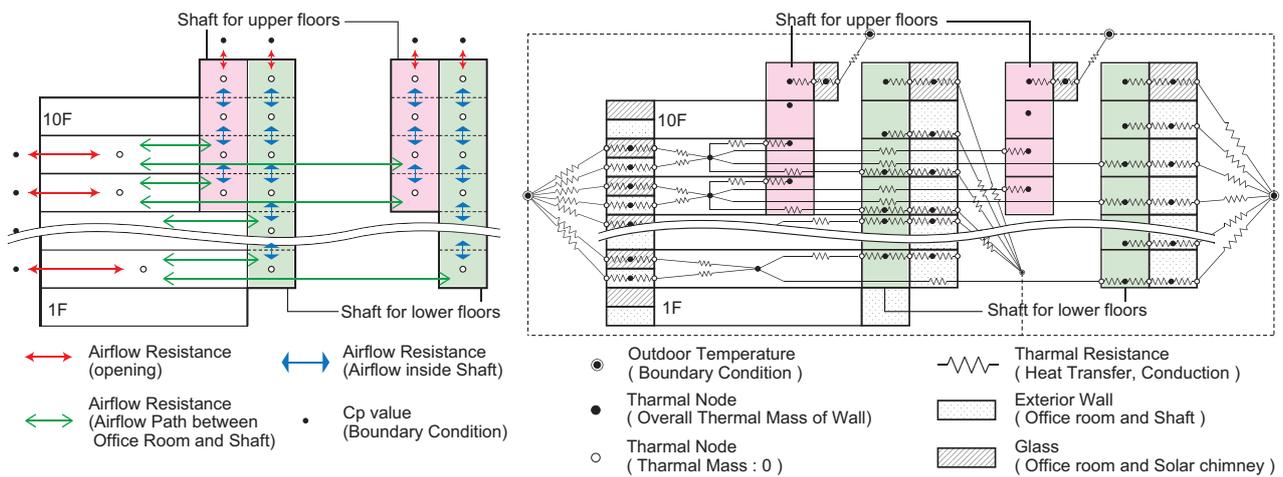


Fig.10 Thermal and Flow Network Model for Studied Building

Table 1 Effective Opening Area given in Airflow Network Model Calculation

Flow Path	Natural Ventilation Opening	Flow Path between Office Room and Shaft	Shaft (one story)	Exhaust Opening of Solar chimney
Effective Opening Area	for each opening $\alpha A_{intake} = 0.115 [m^2]$	for 2nd to 8th floors $\alpha A_{path-lower} = 0.872 [m^2]$	for lower floors (2-7F) $\alpha A_{shaft-lower(2-7F)} = 4.40 [m^2]$	for each opening $\alpha A_{outlet} = 4.085 [m^2]$
	Nominal discharge coefficient $\alpha A_{intake} / A_{intake} = 0.460$	for 9th floor $\alpha A_{path-lower} = 1.16 [m^2]$	for lower floors (7-8F) $\alpha A_{shaft-lower(7-8F)} = 4.05 [m^2]$	Nominal discharge coefficient $\alpha A_{outlet} / A_{outlet} = 0.430$
	(18 openings for one floor)	including resistance of the volume damper and duct silencer	for lower floors (9F-) $\alpha A_{shaft-lower(9F-)} = 8.80 [m^2]$	(2 openings on the rooftop)
			for upper floors (8F-) $\alpha A_{shaft-upper} = 6.84 [m^2]$	

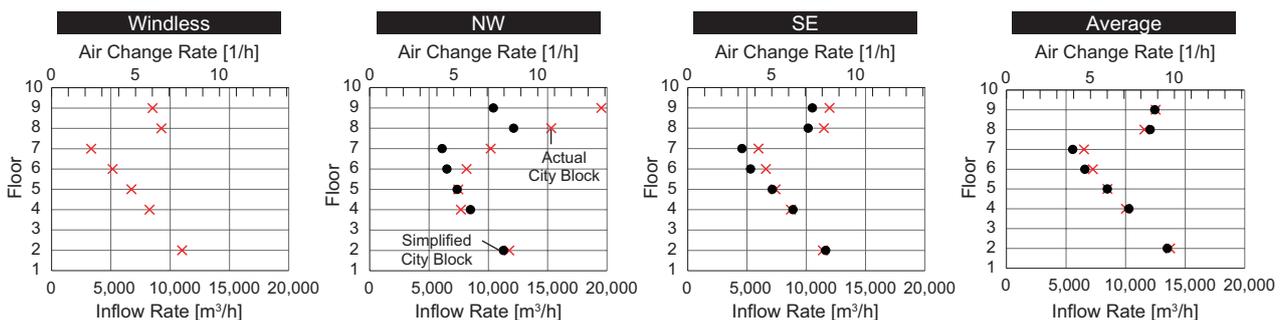


Fig.11 Natural Ventilation Rate estimated by Flow Network Model Calculation (External Wind Speed : 4.1 m/s)

複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究
 (その5) 微小な風圧係数差での換気量簡易予測

Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
 (Part 5) Simplified Prediction Method of Flow Rate for Small Wind Pressure Difference

学生会員 ○藤田 拓也 (大阪市立大学) 正会員 小林 知広 (大阪市立大学) 正会員 梅宮 典子 (大阪市立大学)

Takuya FUJITA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Noriko UMEMIYA*¹

*¹ Osaka City University

General prediction method of wind-induced ventilation rate cannot work well for a room with multiple openings of the same order of magnitude of time-averaged wind pressure coefficient (C_p value), because influence of the wind turbulence cannot be considered. This work aims to evaluate ventilation performance due to turbulence. This paper presents the flow rate of a room with two openings for several cases of small wind pressure difference by using LES. The flow rate is evaluated based on the instantaneous velocity at the opening, and a simplified prediction method of the flow rate is shown.

1. はじめに

2 開口を有する室の風力換気量は、一般的に有効開口面積の結合値と風圧係数差を換気の式に適用することで算定される。この式では風圧係数差を換気駆動力とみなすため単一開口の換気量は算定できず、0 と見なさざるを得ない。また、2 開口でも開口間に風圧係数差がない条件では換気量が 0 となるが、実際には風の乱れで換気が行われると考えられる。単一開口を扱った研究はこれまでも見られ、そのメカニズムは室内空気の圧縮性による脈動現象と開口部での乱流拡散による混合現象の 2 種と言われており^{1,2)}、複数開口でも同様に脈動と混合のメカニズムで換気が行われる³⁾。乱れの換気効果の既往研究は特に単一開口を扱ったものが多く、山中ら⁴⁾、河野・加藤ら⁵⁾による例も見られるが、複数開口で風圧係数差が微小な場合での換気効果は未だ不明な点も多い。筆者らは前報⁶⁾で微小な風圧係数差の対面 2 開口条件を対象として LES を用いた CFD 解析を行い、濃度に基づく換気量である Purging Flow Rate (PFR) と開口部風速に基づく通気量である Air Flow Rate (AFR) により換気量の評価を行い、風圧係数差が 0.1 [-] 程度以下では一般的な換気の式の精度が大きく低下し、気

流の乱れが主な駆動力となる換気が行われていることを明らかにした。また、この風圧係数差の範囲においては、風圧係数差の標準偏差が換気量に大きな影響を及ぼす可能性があることを示した。本報では片面 2 開口条件を加えて換気量を AFR で評価し、対面開口条件との比較を行うとともに風圧係数差が微小な条件での換気量の簡易予測手法の検討を行う。

2. 解析概要

2.1 解析対象及び解析条件

風洞での縮小模型実験を模した CFD 解析を行った。解析領域は幅、高さ、長さがそれぞれ 1,000、1,000、3,200 mm の流路とし、40 × 40 mm の開口を 2 つ有する一辺 200 mm、壁厚 2.0 mm の立方体を室モデル(室容積 0.0076 [m³])として設置した。Fig.1 に解析領域及びメッシュレイアウトを示す。2 開口の設置面の条件は風上側から見て左側の面に 2 つ (SS-L)、前面に 2 つ (SS-F)、後面に 2 つ (SS-B) の 3 種を解析し、既往の研究で評価した側面 1 開口ずつの対面 2 開口 (DS) を加えた計 4 種とした (Fig.2)。全条件で開口部中心高さは 100 [mm] とした。開口設置面に関する条件は上記の 4 種としたが、多くの風圧係数差とその標準

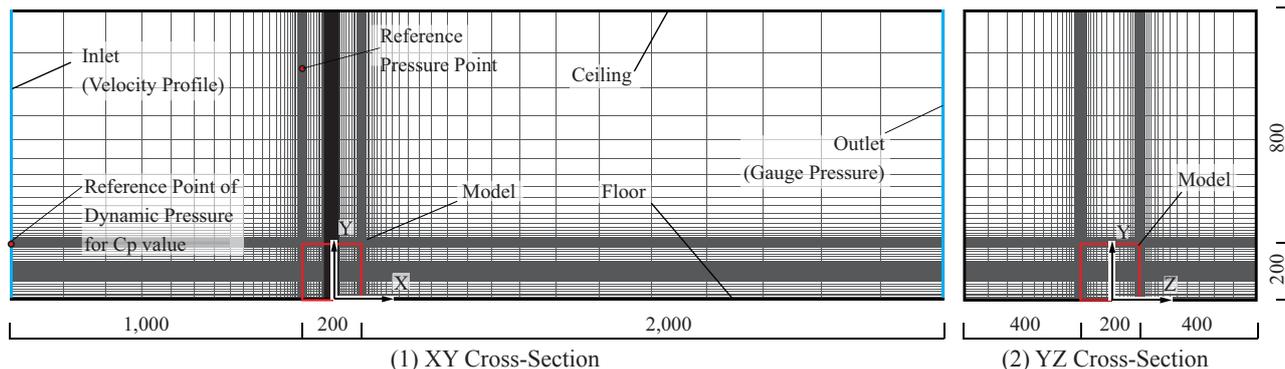


Fig.1 Computational Domain and Mesh Layout

偏差の条件下で換気量を評価するため、開口の座標を水平方向に変更して配置条件 DS において 10 条件、SS-L では 6 条件、SS-F 及び SS-B では各 3 条件を設定し、解析条件は計 22 条件とした。これらの条件を **Table 1** にまとめて示す。なお、同表には開口が無い解析⁷⁾から得られた開口中心間の風圧係数の差 (ΔC_p) と後述する解析結果も併せて記載している。

2.2 CFD 解析手法

LES による CFD 解析を行う。LES ではまず標準 $k-\epsilon$ モデル (SKE) を用いた解析を行い、その結果を初期条件として LES の計算を開始した。計算時間間隔は 1/2,000 [s]、計算開始後の 2,000 time step (=1.0 [s]) を SKE から LES への移行期間とみなして結果を破棄してその後の 19 [s] を本計算とした。なお、LES の流入境界は **Fig.3** に示す 1/5 べき乗則の境界層流に Smirnov ら⁸⁾ の手法を適用して作成した変動風を与えた。**Table 2** に CFD 解析概要をまとめて示す。

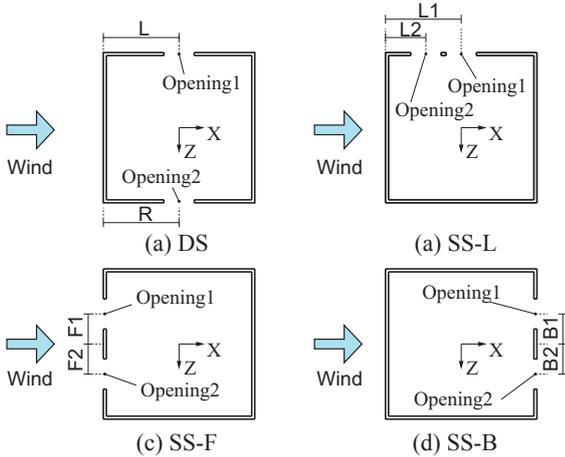


Fig.2 Studied Cases of Opening Condition

2.3 換気量評価方法

本報では開口面法線方向の瞬時風速を流入出で区別して積分することで瞬時流入出風量を評価する。開口に垂直に流入出する成分の瞬時風速のモニター点を各開口で 64 点ずつ設置し (**Fig.4**)、両開口からの瞬時流入風量 Q_{in} 及び瞬時流出風量 Q_{out} をそれぞれ

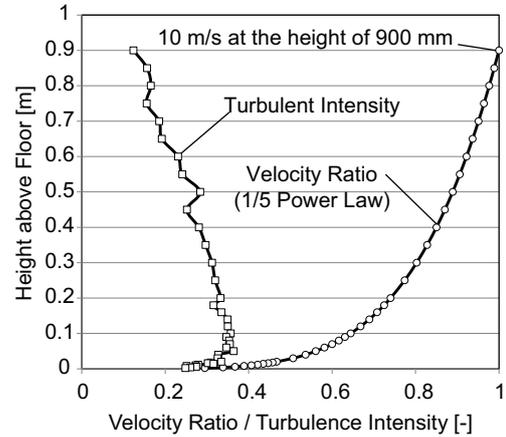


Fig.3 Velocity and Turbulent Intensity Profile of Approaching Flow

Table 2 Summary of CFD Analysis

Turbulence Model		Large Eddy Simulation		
CFD Code		Fluent 15.0		
Algorithm		Implicit method(SIMPLE)		
Discretization Scheme for Advection Term		Central Differencing		
Time Step		0.0005 [s]		
Transition Term		2,000 time step (=1.0 [s])		
Boundary Condition	Inlet	1/5 Power law(Smirnov's method)		
	Outlet	Gauge Pressure : 0 [Pa]		
Walls		Two Layer Model of Linear-Log Law		
Total Number of Cells	SS-L	CaseL-A	CaseL-B	CaseL-C
		1,409,229	1,433,465	1,457,701
	SS-F	CaseF-A	CaseF-B	CaseF-C
		1,526,425	1,362,560	1,369,615
	SS-B	CaseB-A	CaseB-B	CaseB-C
		1,526,425	1,362,560	1,369,615

Table 1 Studied Cases and Results Obtained from CFD

Description	Case	Central Position of Opening (X,Y,Z) [mm]				ΔC_p [-]	$\sigma_{\Delta C_p}$ [-]	Q_{CFD} [m ³ /s]	Q_{Pre} [m ³ /s]	
		Opening1		Opening2					Daish et al.	Present Paper
DS	Case0	L=100	(0,100,-100)	R=100	(0,100,100)	0.000	0.30435	0.00186	0.001360	0.001720
	Case0-1	L=80	(-20,100,-100)	R=80	(-20,100,100)	0.000	0.29861	0.00166	0.001348	0.001711
	Case0-2	L=60	(-40,100,-100)	R=60	(-40,100,100)	0.000	0.29117	0.00148	0.001331	0.001680
	Case0-3	L=120	(20,100,-100)	R=120	(20,100,100)	0.000	0.32730	0.00205	0.001411	0.001750
	Case0-4	L=140	(40,100,-100)	R=140	(40,100,100)	0.000	0.34661	0.00226	0.001452	0.001750
	Case1	L=80	(-20,100,-100)	R=100	(0,100,100)	0.039	0.32315	0.00181	0.001709	0.001816
	Case2	L=80	(-20,100,-100)	R=40	(-60,100,100)	0.110	0.30294	0.00160	0.002141	0.001839
	Case3	L=80	(-20,100,-100)	R=120	(20,100,100)	0.124	0.37457	0.00203	0.002313	0.002013
	Case4	L=80	(-20,100,-100)	R=130	(30,100,100)	0.190	0.37457	0.00228	0.002644	0.002076
	Case5	L=80	(-20,100,-100)	R=140	(40,100,100)	0.256	0.39931	0.00248	0.002963	0.002176
SS-L	CaseL-A	L1=100	(0,100,-100)	L2=55	(-45,100,-100)	0.021	0.33532	0.00169	0.001600	0.001811
	CaseL-B	L1=100	(0,100,-100)	L2=50	(-50,100,-100)	0.040	0.34783	0.00164	0.001763	0.001859
	CaseL-C	L1=100	(0,100,-100)	L2=45	(-55,100,-100)	0.058	0.34783	0.00169	0.001886	0.001876
	CaseL-D	L1=100	(0,100,-100)	L2=40	(-60,100,-100)	0.076	0.32949	0.00166	0.001973	0.001855
	CaseL-E	L1=100	(0,100,-100)	L2=35	(-65,100,-100)	0.096	0.32949	0.00169	0.002095	0.001880
	CaseL-F	L1=100	(0,100,-100)	L2=30	(-70,100,-100)	0.114	0.31512	0.00171	0.002179	0.001886
SS-F	CaseF-A	F1=40	(-100,100,-40)	F2=40	(-100,100,40)	0.000	0.12604	0.00143	0.000875	0.001305
	CaseF-B	F1=30	(-100,100,-30)	F2=30	(-100,100,30)	0.000	0.08666	0.00132	0.000726	0.001108
	CaseF-C	F1=50	(-100,100,-50)	F2=50	(-100,100,50)	0.000	0.14915	0.00151	0.000952	0.001433
SS-B	CaseB-A	B1=40	(100,100,-40)	B2=40	(100,100,40)	0.000	0.12000	0.00102	0.000854	0.001163
	CaseB-B	B1=30	(100,100,-30)	B2=30	(100,100,30)	0.000	0.08355	0.00098	0.000713	0.001002
	CaseB-C	B1=50	(100,100,-50)	B2=150	(100,100,50)	0.000	0.14729	0.00108	0.000946	0.001270

れ求めた。その平均値を瞬時の通気量 Air Flow Rate (AFR) [m³/s] とし、それを全 time step で時間平均することとし、(1) 式により各条件の AFR を算出した。

$$AFR(LES) = \left(\frac{|Q_{in}| + |Q_{out}|}{2} \right) \quad \dots(1)$$

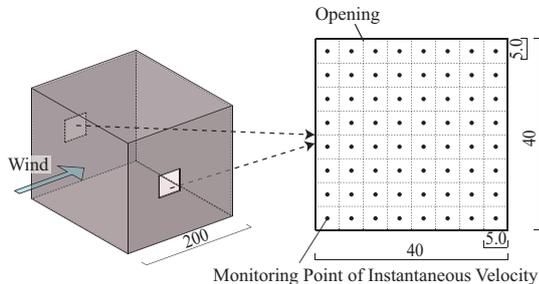


Fig. 4 Monitoring Points for Instantaneous Velocity

3. 換気量及び風圧係数差変動の評価

3.1 解析結果と考察

Fig.5 に CaseL-A における瞬時の流入出風量の時間変動を本計算開始後 2 [s] 間について示す。この結果から、瞬時流入出風量のバランスは概ね取れており、風速モニター点の配置間隔に大きな問題はないと言える。前述の Table 1 には開口なしの室モデル解析⁷⁾ から得られた各条件における開口中心位置の風圧係数差の標準偏差を $\sigma_{\Delta C_p}$ として示すとともに、各条件で得られた AFR の算定結果をまとめて示している。また、以降、開口配置条件ごとに結果と考察を記す。

3.2 各条件における AFR と風圧係数差・標準偏差

Case0-0 ~ Case0-4 の 5 条件では開口配置が左右対称であるため ΔC_p は 0 としており、平均的な風力換気駆動力はないにも関わらず 0.00166 ~ 0.00226 [m³/s] の AFR が得られている。これを室容積で除すと 0.2 ~ 0.3 [1/s] 程度の換気回数である。一方 $\sigma_{\Delta C_p}$ に着目すると概ね 0.3 程度となっており、時間平均した ΔC_p が 0 であっても流入出開口が時間的に入れ替わる 2 開口間の脈動現象により換気が行われると言える。このため、風圧係数差の標準偏差である $\sigma_{\Delta C_p}$ は

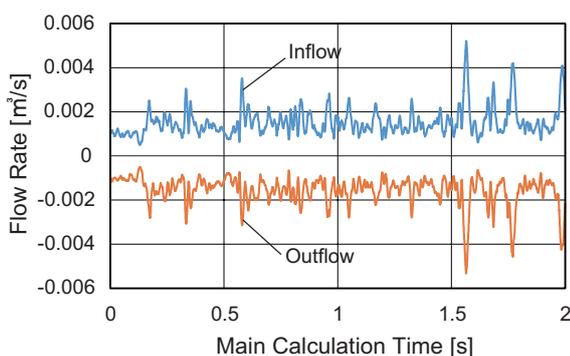


Fig.5 Instantaneous Inflow/Outflow Rate passing through Two Openings (CaseL-A)

ΔC_p が小さな条件における換気量予測の重要なパラメータになる可能性がある。同じく対面開口で、開口 1 の座標を固定して他方を変更することで比較的小さな ΔC_p の値となる Case 1 ~ Case 5 を見ても同様に $\sigma_{\Delta C_p}$ が大きな場合に AFR が大きくなる傾向が得られた。Fig.6 に各開口条件における風圧係数差の標準偏差 $\sigma_{\Delta C_p}$ と AFR の関係を示すが、この結果からも対面開口 (DS) 条件における $\sigma_{\Delta C_p}$ と AFR の関係がわかる。

次に前面 2 開口条件 (SS-F) と後面 2 開口条件 (SS-B) の結果に着目する。これらは開口が左右対称配置であるため全て ΔC_p を 0 としたが、それぞれの開口配置条件において緩やかではあるが $\sigma_{\Delta C_p}$ と AFR に正の相関が見られる。ただし、両配置条件を比較すると ΔC_p は 0 かつ $\sigma_{\Delta C_p}$ の値も同程度であるにも関わらず、異なる AFR の値が得られた。前述の乱れの換気メカニズムを考えると、脈動を示す開口間風圧差の変動は同程度であるが、開口部付近での混合性状が大きく異なると言える。開口部の混合による単一開口換気を取り扱った研究例⁴⁾ では、換気量は開口面積とその近傍風速に比例することが示されているが、SS-F 条件では高風速の気流が衝突する領域、SS-B 条件では比較的低風速が複雑な気流を構成する後流域に開口が配置されており、平均風速・乱流特性が全く異なる条件であるため混合による換気量の違いが大きな要因と推察される。このことから、開口付近での乱流拡散も換気に大きく寄与していると考えられ、換気量予測にあたっては脈動成分と混合成分の両者の影響を組み込むことが実現象に基づくモデル化という意味で好ましいと考えられる。

これらを踏まえて SS-L 条件の結果を見ると、全条件で ΔC_p が 0.12 以下で微小な風圧係数差であるため AFR は ΔC_p には依存せず、脈動に関連する $\sigma_{\Delta C_p}$ が同程度かつ混合に関わる壁面近傍風速も大きな差がないため結果的に同程度の AFR になったと解釈できる。

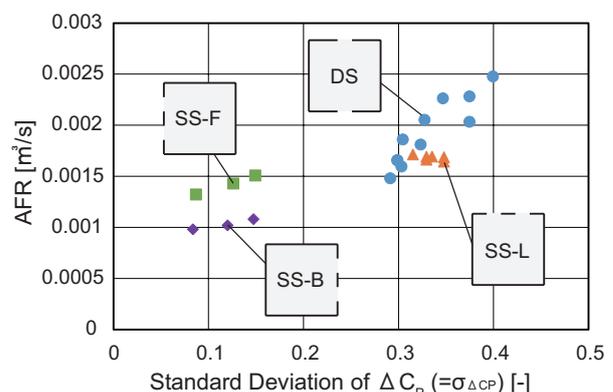


Fig.6 Correlation between Standard Deviation of ΔC_p and AFR

4. 乱れによる換気量予測式の検討

乱れによる換気の既往研究として、近年 Daish ら⁹⁾ は片面 2 開口で以下の予測式を提案している。

$$Q_{pre} = \overline{AV}_1 \sqrt{a \cdot \Delta C_p + b \cdot \sigma_{\Delta C_p}} \quad \dots(2)$$

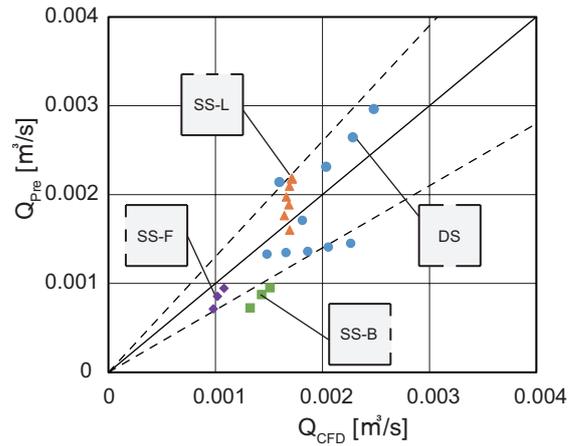
上式は風圧係数差に係数を乗じて重みを軽くするとともに、風圧係数の標準偏差 $\sigma_{\Delta C_p}$ に着目して予測式に組み込んでいる。係数 a, b はそれぞれ 0.343, 0.084 が提案されている。本研究で設定した各条件の換気量をこの式で予測した Q_{pre} と、真値とみなす LES の AFR である Q_{CFD} の関係を Fig.7 (a) に示す。 V_1 は風圧係数の基準風速である室モデル軒高風速を採用した。なお、破線は誤差 30% の範囲を表す。この式でもある程度の精度で換気量は予測されるが、SS-B と SS-F のように ΔC_p が微小かつ $\sigma_{\Delta C_p}$ が同程度ながら開口部の混合性状に違いがある場合の換気量の差異が評価できず、結果的に SS-B で精度が低い。筆者らは前述の通り乱れの換気メカニズムから脈動と開口部での混合の両者を評価する必要があると考え、次式のように混合の影響も組み込んだ予測式を提案する。

$$Q_{pre} = \alpha \overline{AV}_1 \sqrt{a \cdot \Delta C_p + b \cdot \sigma_{\Delta C_p}} + c \cdot \sum AV_2 \quad \dots(3)$$

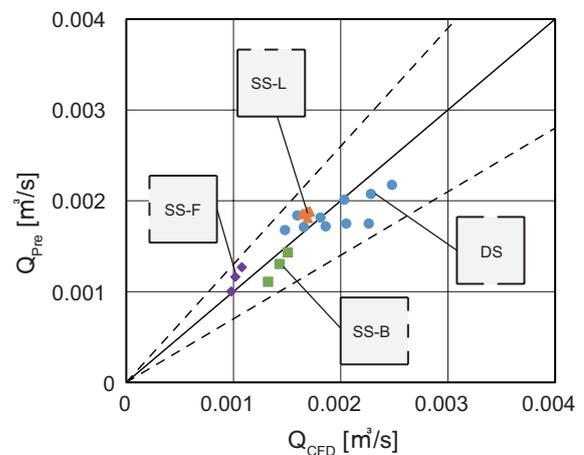
ここでは $\sigma_{\Delta C_p}$ を含む項は瞬時の通風と捉えて有効開口面積の直列結合値に乘じる平方根中に含む。一方混合成分は山中ら⁴⁾ や筆者ら⁷⁾ の研究から、開口部単体で生じる換気として表現することで実現象に基づく予測式を意図した。なお、 V_2 は開口を有さない室モデルの LES 解析結果⁷⁾ における開口中心想定位置から法線方向に 20mm 離れた位置の壁面近傍スカラー風速の時間平均値を採用した。各係数は最小二乗法により小数点以下 3 桁で同定を行った。Fig.7 (b) に同定結果 ($a=0.149, b=0.262, c=0.053$) に基づき予測した換気量 Q_{pre} と解析値 Q_{CFD} の関係を示す。全条件において誤差 30% 以内に収まり (2) 式よりも精度が向上した。また、混合性状が異なる SS-F と SS-B の換気量の違いが予測結果に反映されている。さらに、 ΔC_p に違いはあるものの全て 0.1 程度以下の微小な値で、 $\sigma_{\Delta C_p}$ と開口部近傍風速の両者が同程度の SS-L 条件では、 Q_{pre} は Q_{CFD} と同様に一定の値を取り、より高精度で換気量が予測されることが示された。

5. まとめ

本報では微小な風圧係数差の 2 開口で換気量評価を行い、開口中心における風圧係数差の標準偏差と開口部壁面近傍風速が換気量に影響を及ぼすことを示した。また、微小な風圧係数差の条件を対象として両者を組み込んだ換気量の簡易予測式を提案した。



(a) Daish et al.



(b) Present Paper

Fig.7 Correlation between Analysis and Prediction Value

参考文献

- 1) F. Haghghat, J. Rao, and P. Fazio : The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, *Building and Environment*, Vol.26, No2, pp.95-109, 1991
- 2) F. Haghghat, H. Brohus, and J. Rao : Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, *Building and Environment*, Vol.35, pp.377-385, 2000
- 3) 檜崎正也, 山中俊夫, 樋口祥明: 風の乱れを考慮した換気設計法に関する研究 第 1 報 風の乱れによる換気効果とそのメカニズム, *空気調和・衛生工学会論文集*, pp25-34, 1989.2
- 4) T. Yamanaka, H. Kotani, K. Iwamoto, and M. Kato : Natural, Wind-Forced Ventilation caused by Turbulence in a Room with a Single Opening, *International Journal of Ventilation*, Vol. 5, No.1, pp.179-187, 2006.6
- 5) 河野良坪, 加藤信介, 大岡龍三, 高橋岳生: 横風時における片側開口居室の換気量予測 片壁面上のみに開口を有する居室の換気性状に関する研究 (その 3), *日本建築学会環境系論文集* 第 73 巻 第 626 号, pp437-443, 2008.4
- 6) 藤田拓也, 小林知広, 梅宮典子: 複数の開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究 (その 4) 微小な風圧係数差の 2 開口を有する室の換気量評価, *空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集*, 第 4 巻, pp.105-108, 2016.9
- 7) 小林知広, 梅宮典子, 近本智行, LIM Eunsu: 複数の開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究 (その 2) LES による単一開口及び複数開口の解析, *空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集*, 第 4 巻, pp.201-204, 2015.9
- 8) A. Smirnov, S. Shi, I. Celik : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.123, Issue2, pp359-371, 2001.6
- 9) N. C. Daish, G. Carrilho da Graça, P.F. Linden, D. Banks : Impact of aperture separation on wind-driven single-sided natural ventilation, *Building and Environment*, Vol.108, pp.122-134, 2016. 11

置換換気される病室内の咳による飛沫・飛沫核の挙動に関する研究
 (その1) 模擬咳発生装置からの呼出飛沫の粒径・速度分布

Behavior of Droplets and Droplet Nuclei from Cough in Sickroom with Displacement Ventilation
 (Part 1) Distribution of Particle Diameter and Velocity of Droplets from Coughing Machine

○福ヶ野 拓也 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 竹谷 俊成 (大阪大学)
 Takuya FUKUGANO*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹
 Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Toshinari TAKETANI*¹
 *¹Osaka University

With displacement ventilating in sickroom, droplet nuclei generated by patient's cough stay around occupied zone, which causes the risk of airborne infection. Since cough is one of the infectious media, it is important to grasp the behavior of cough to reveal the route of infection. Therefore, for the purpose of grasping the behavior of cough, The authors investigate the diameter and velocity of droplets generated by cough, and clarify these distribution. In this paper, particle diameter and velocity were measured with coughing machine which imitates coughing of human.

1. はじめに

病室において置換換気を行っているとき、患者の咳により呼出される飛沫核が居住域に滞留してしまい、空気感染を引き起こすリスクが高いことが知られている。感染を引き起こすウイルス等の病原体は、感染者の咳により呼出される飛沫・飛沫核中に含まれており、咳が病原体の媒体の一つであることから咳の挙動を把握することは感染の制御を行う上で重要である。そのため研究の第一歩として、まずは咳により呼出される飛沫・飛沫核の挙動を把握することを目標とし、飛沫の粒径および速度の変化を調べ、それらの分布を明らかにする。本報では、人間の咳を模擬した模擬咳発生装置を用いて飛沫の粒径・速度を計測し、その結果を報告する。

2. 測定概要

呼出された飛沫中に含まれる水分が蒸発することで空気感染を媒介する飛沫核が姿を現す。そのため飛沫核の出現およびその位置はミストの寿命やその運動に大きく関係する。そこで、位相ドップラー法 (PDA: Phase Doppler Anemometry) を用いて、模擬咳発生装置より呼出される飛沫の粒径・速度分布を測定した。PDA(DANTEC DYNAMICS, FiberPDA System) で

はレーザービームの可干渉性を利用して、2本のレーザービームを交差させ、干渉縞を形成し、その1点を通過する粒子の粒径と1次元方向の速度を同時計測することができる。

模擬咳発生装置とはコンプレッサーで気体圧力を調整した空気に水タンクからの液体を混合させることで模擬咳気流と飛沫を噴射させて人間の咳を再現したもので、早稲田大学の田辺ら²⁾と、有限会社アドテックにより開発されたものである。模擬咳発生装置の構成および写真を Fig.1 に示す。模擬咳発生装置で用いるコンプレッサーの圧力は 0.4MPa に維持して使用し、1回の咳噴射時間は 0.3s に設定した。

実験は大阪大学構内の人工気候室で行い、室内温度は 20°C と設定し、相対湿度は 30% および 50% の2段階で変化させた。測定点を Fig.2、測定機器の配置図を Fig.3 に示す。噴霧流は重力の影響を受けやや下降し、噴霧口中心軸より下部では通過する飛沫が比較的多くミストサンプリング数を確保しやすいことから測定点を上部に比べ多く取っている。ミストサンプリング数の確保しやすさの観点から、測定点 1,2,3,4,5,7,8,9,13,14,15,19,20,21 ではミストサンプリング数を 1

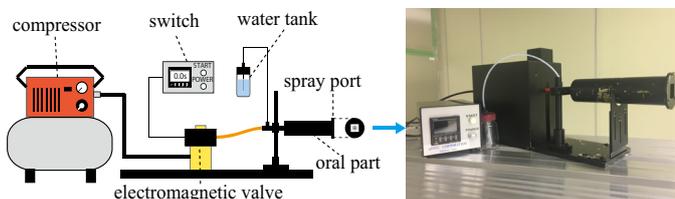


Fig.1 Structure of coughing machine

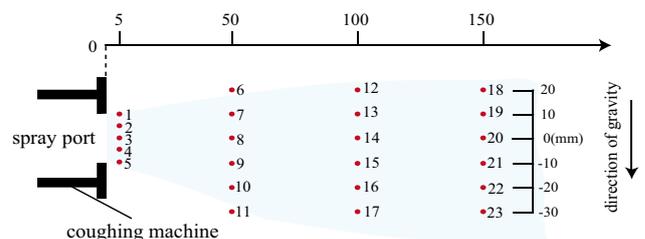


Fig.2 Measuring point

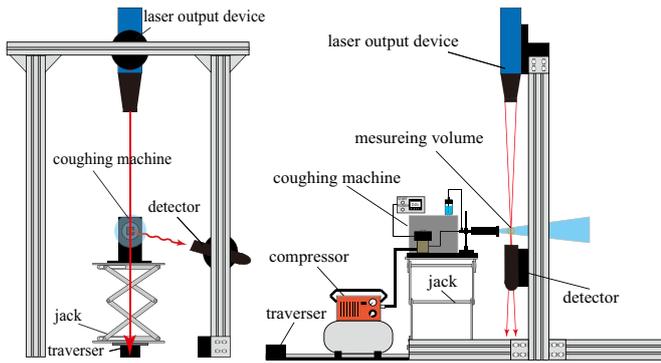


Fig.3 Layout of measuring equipment

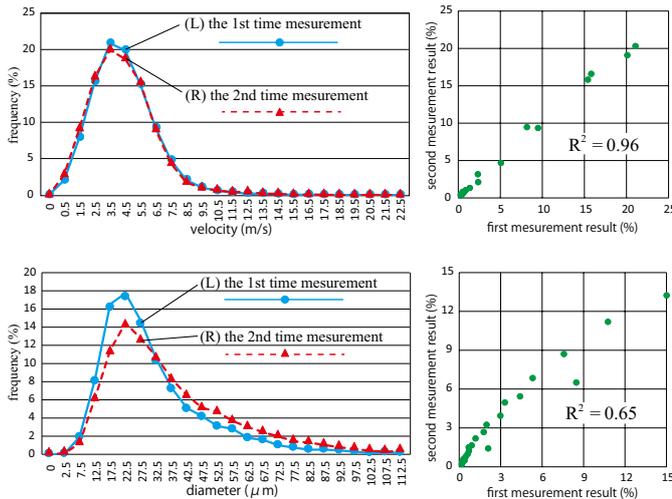


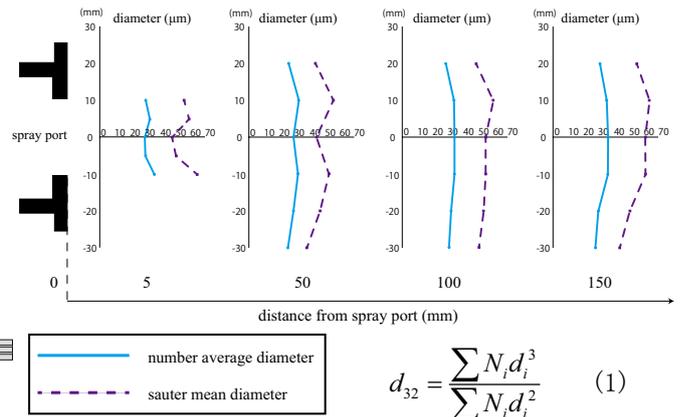
Fig.4 Reproducibility of velocity and diameter distribution

万個とし、測定点 6,10,11,12,16,17,18,22,23 (噴霧流の端) ではミストサンプリング数を 5 千個とした。本実験では模擬咳発生装置をトラバーサおよびジャッキの上に配置し、水平方向に噴霧した。模擬咳発生装置の水平移動はトラバーサを、鉛直移動はジャッキを用いて行った。

3. 実験結果

3.1 実験の再現性

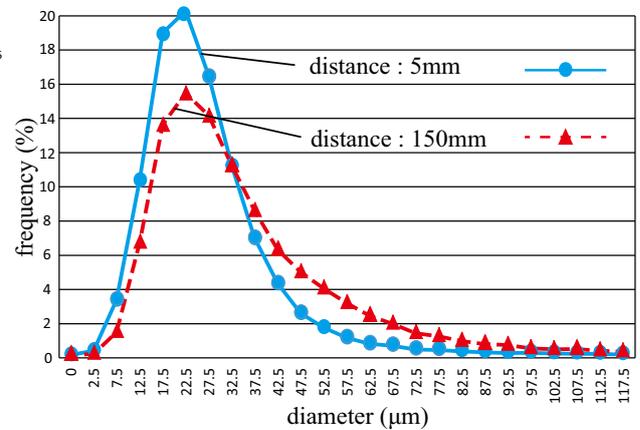
模擬咳発生装置による咳発生は同じ条件下でどの程度安定した結果を導き出すのかについては、今後の研究において模擬咳発生装置を使用していく限り、明らかにしておくべきである。よって本実験では測定点 20 において、測定機器構成を全く動かさず温湿度も変化していないのを確認して同じ測定を 2 度行った。Fig.4 に相対湿度 50%RH 時の測定点 20 における 2 回分の粒径および速度の頻度分布の結果を示す。まずは速度に着目すると、頻度分布のグラフにおいて 1 回目および 2 回目の結果にあまり差は見られず、決定係数 R^2 の値は 0.96 と非常に大きな相関が確認された。しかし一方で、粒径に着目すると、頻度分布の 2 つのグラフにおいて差が見られ、決定係数 R^2 も 0.65 と、2 つの結果に大きな相関は見られない。原因としては粒



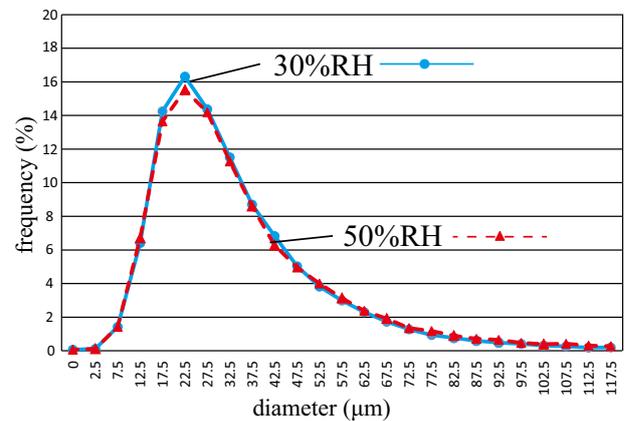
d_{32} : sauter mean diameter [μm]

N_i : the number of particles whose diameter is d_i [-]

Fig.5 Number average diameter and sauter mean diameter



(A) effect of distance from spray port(50%RH)



(B) effect of RH(150mm from spray port)

Fig.6 Frequency distribution of diameter

子同士の衝突による影響が考えられる。

3.2 粒径分布

Fig.5 に各測定点における飛沫の個数平均径およびザウター平均径を示す。ザウター平均径とは、表面積重みづけ平均した粒子径のことであり、定義式を Fig.5 中の式 (1) に示す。Fig.5 を見ると、どの測定点においても個数平均径よりザウター平均径の方が目

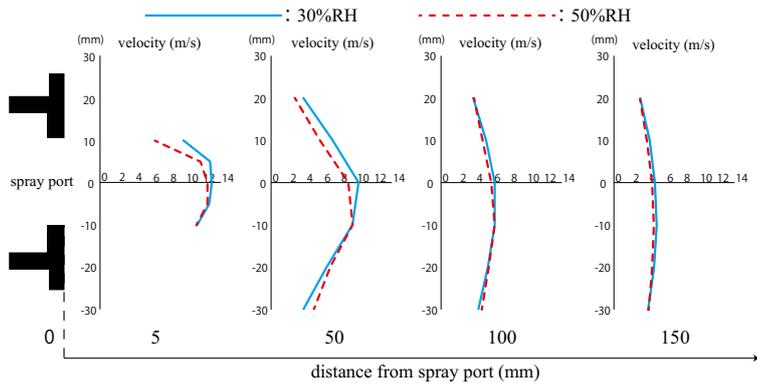


Fig.7 Average velocity

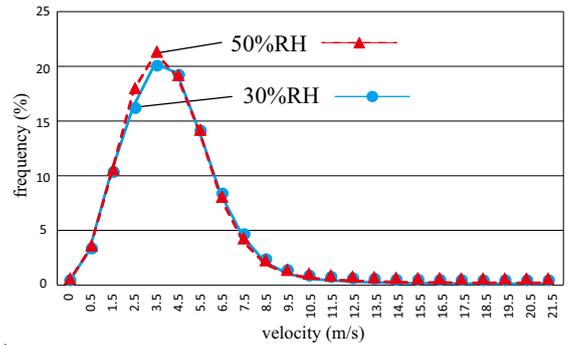


Fig.9 Frequency distribution of velocity (at the distance of 150mm from spray port)

50%RH

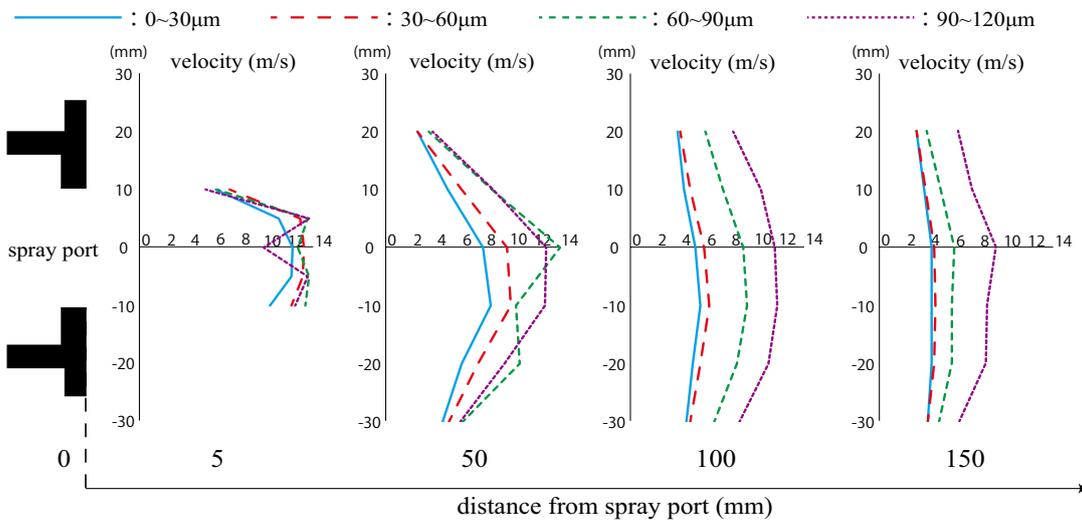


Fig.8 Velocity distribution of different mist diameter

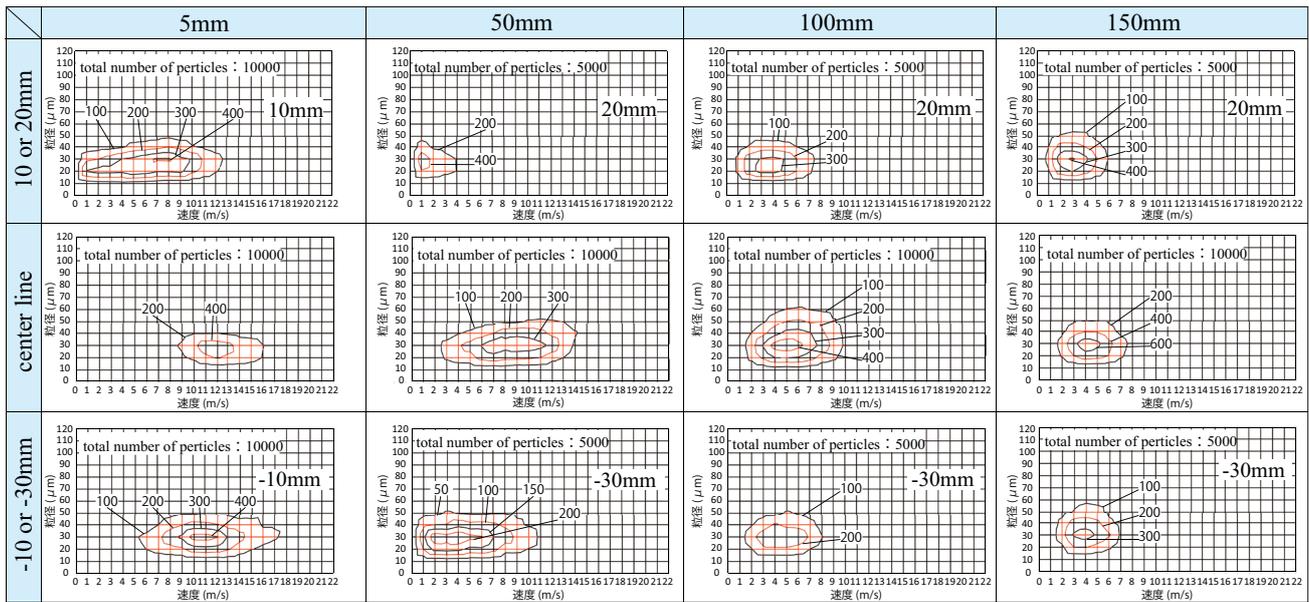
立って大きい。このことから、呼出される各飛沫の粒径には大きな分布があることが示唆される。つまり、液体が蒸発仕切つて飛沫核が現れる地点も様々であることが推察される。次に Fig.6 (A) に示す噴霧口からの距離で比較した粒径の頻度分布を見ると、噴霧口からの距離が 5mm (測定点 1,2,3,4,5 を包括) の位置では粒径の小さなミストの頻度が高いのに対し、噴霧口からの距離が 150mm (測定点 18,19,20,21,22,23 を包括) と遠ざかると粒径の大きな飛沫の頻度が相対的に高くなっていることがわかる。飛沫は空気中を進むにつれて蒸発し次第に粒径が小さくなっていくが、同時にミスト同士が衝突し結合して粒径が大きくなる可能性も含まれ、その影響が現れたのではないかと示唆される。しかし 3.2 で述べたように粒径分布に関しては再現性が保証されないため、本結果に有意な差はあるとは言い切れない。次に相対湿度の変化による影響を検討する。Fig.6 (B) に噴霧口から 150mm 離れた位置において、相対湿度 30%RH および 50%RH における粒径の頻度分布を示す。両者を比較すると、差異はほとんど見受けられないことが分かる。実際は相対湿度の違いによる水の蒸発速度の違いが影響し、相対湿度

度が大きい場合においては、相対湿度が小さい場合に比べて粒径の大きな飛沫の頻度が高くなると考えられるのだが、噴霧口から 150mm 離れた位置ではその影響はほとんど現れていない。さらに噴霧口から離れると、結果に影響が出る可能性が考えられる。

3.3 速度分布

Fig.7 に各測定点において、通過した全ての粒径の飛沫の速度の平均値を示す。Fig.7 より呼出直後では速度分布は中心軸上で最大値をとる山型分布を示しているが、噴霧口より遠ざかるにつれて分布はなだらかな山型になり速度が均一化していくことが読み取れる。呼出された飛沫が空気中を移動するにつれて、誘引された周辺空気に飛沫から運動量が伝播されたことによるものであると考えている。同時に Fig.5 の粒径分布を見ても噴霧口より遠ざかるにつれて概ね分布がなだらかになっていることが伺える。さらに速度分布を見ると、噴霧口の中心軸上より上下に等距離離れた測定点での値を見比べてみると、下側の点 (縦軸の値がマイナス) の値の方が大きな値を示している。そして噴霧口からの距離が 150mm の地点

Table.1 Velocity - Diameter distribution



においては、噴霧口の中心軸上の点よりも、10mm 下の点において速度が最大となっている。これは模擬咳を水平方向に噴霧していることによる重力の影響であると考えられる。この速度変化の挙動をさらに分析するために、粒径別に速度分布を見ることにした。Fig.8 に相対湿度 50%RH における粒径別 (0 ~ 30 μm 、30 ~ 60 μm 、60 ~ 90 μm 、90 ~ 120 μm の 4 つの粒径範囲に着目) 速度分布を示す。噴霧口から離れた位置では、粒径の大きなミストの方が先に述べた重力の影響が比較的大きく表れていることが読み取れる。そしてもう一つ読み取れることが、粒径の大きな飛沫は小さな飛沫に比べて速度が大きいことである。このことから、質量の大きい飛沫ほど噴射された直後の速度を保持することが伺える。次に、相対湿度の変化が飛沫の速度に及ぼす影響を検討する。Fig.9 に噴霧口から 150mm 離れた位置において、相対湿度 30%RH および 50%RH における速度の頻度分布を示す。3.2 の粒径分布と同様、両者のグラフに差異はほとんど見られず、3.2 と同様の考察が考えられる。

3.4 速度分布と粒径分布の関係

PDA では粒子の粒径と速度を同時に計測することができるため、粒径 - 速度関係を確認し、さらに咳飛沫の挙動を把握することが可能である。Fig.9 に、相対湿度 50%RH 時の各測定点 (一部抜粋) における等値線図を示す。横軸に速度、縦軸に粒径を取っている。まずは水平方向の粒径と速度の関係に注目する。噴霧口より遠ざかるにつれ分布が左に推移していくのが分かる。これは 3.3 でも述べたように、速度が減衰していく過程が現れている。また、分布の横幅が徐々に狭くなっていく過程も見られ、噴霧直後には

比較的広範囲の速度域を有していた飛沫が噴霧口から遠ざかるにつれ均一化していく様子も現れている。次に鉛直方向の粒径と速度の関係に着目する。中心軸上より上下に位置すると分布は左側に推移するが、上下で分布の左側への移動量が異なることが分かる。これも先に述べた重力の影響が飛沫の速度分布に影響を与えているからだと考えられる。

4 おわりに

本報では、PDA を用いて模擬咳発生装置から水平方向に咳を呼出させたときの飛沫の粒径および速度を計測した。その結果、粒径分布および速度分布が明らかになり、飛沫の挙動を把握することができた。また、20%RH の相対湿度の変動においては、噴霧口から 150mm の距離では粒径分布および速度分布にほとんど影響を与えないことが分かった。そして粒径測定において再現性が低い可能性が浮上したため、今後はさらに再現性の検討を継続して行う予定である。また次報では、室内で咳をした場合の飛沫核の挙動について測定により検討を行う。

謝辞

本研究において模擬咳発生装置の使用にあたっては、早稲田大学教授田辺新一先生、同助手尾方壮行氏、有限会社アドテック有賀隆男氏のご指導とご助言によるものであり、種々の便宜を図っていただいたことを深く感謝いたします。

また、本研究は JSPS 科研費 JP15H02279 の助成を受けたものです。

参考文献

- 1) Yuguo Li, Peter V.Nielsen, Mats Sandberg : "Displacement Ventilation in Hospital Environment", ASHRAE Journal, June, pp.86-88, 2011
- 2) 鈴木雅一, 尾方壮行, 堤仁美, 田辺新一, 有賀隆男, 堀賢 : 医療・福祉施設における感染リスク低減に関する研究 その 29 : 気流・飛沫一系統式模擬咳発生装置の開発, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2105.9

置換換気される病室内の咳による飛沫・飛沫核の挙動に関する研究
 (その2) 模擬咳発生装置による呼出飛沫・飛沫核の室内分布特性

Behavior of Droplets and Droplet Nuclei from Cough in Sickroom with Displacement Ventilation
 (Part 2) Room Distribution of Droplet Nuclei by Coughing Machine

○竹谷 俊成 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 福ヶ野 拓也 (大阪大学)
 Toshinari Taketani*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹
 Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Fukugano TAKUYA*¹
 *¹Osaka University

In sickroom, very high cleanliness and comfortableness is required in order to achieve both medical practice and medical treatment life. In my research, we suggest that displacement ventilation is introduced to sickroom. But, when displacement ventilation is introduced to sick room, droplet nuclei expired by coughing abides at the level of heads of human and an infection risk increases. So, in this paper, particle concentration of droplet nuclei was measured in the room in order to find room distribution of particle concentration of droplet nuclei.

1. はじめに

病室では、医療行為と療養生活が両立できるよう非常に高い清浄性・快適性が要求される。しかし、わが国の病室は多床室が一般的であるため多くの臭気発生源が存在し、良好な空気環境が維持されているとは言い難い。そこで本研究では病室における臭気の拡散を防止するための手段として、省エネルギーと良好な空気環境の維持を同時に達成できる置換換気方式を病室に適用することを提案する。

しかし、置換換気される病室では患者の咳により呼出される飛沫核が居住域に滞留し、感染リスクが高まる可能性が考えられる。そこで、本研究では置換換気される病室において、飛沫・飛沫核の挙動を明らかにすることを目的とし、前報では模擬咳発生装置を用いた飛沫の粒径・速度の計測を行った。本報では模擬咳発生装置を用いて、室内における飛沫核の分布特性の把握を行った結果を報告する。

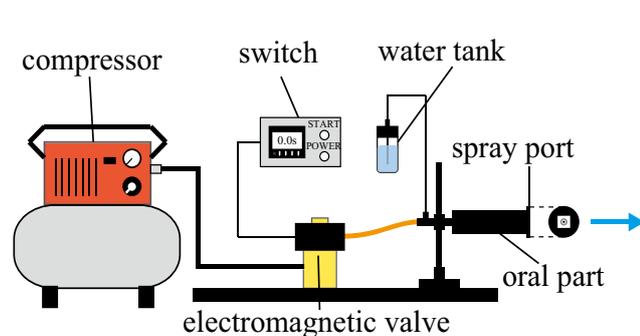


Fig. 1 Structure of coughing machine

2. 実験概要

2.1 模擬咳発生装置概要

Fig. 1 に模擬咳発生装置の概要を示す。飛沫核の分布特性の把握を行うに当たり、再現性のある咳を発生させるため田辺ら¹⁾によって開発された人間の咳を模擬する装置(以下、咳マシン)を用いた。本装置は、コンプレッサーで気体圧力を調節した空気に水タンクからの液体を混合させることで模擬咳気流と飛沫を噴射して人間の咳を再現する。また、飛沫中の病原体が飛沫核となって室内を浮遊する挙動を再現するため水タンク内の液体には食塩水を用いた。

2.2 実験室概要

実験は大阪大学構内の人工気候室にて行った。実験室の空調システムの概要を Fig. 2 に、HEPA フィルターの概要を Table 1 に示す。室内に滞留する飛沫核の個数濃度測定のため試験室内を清浄化し、実験を行った。

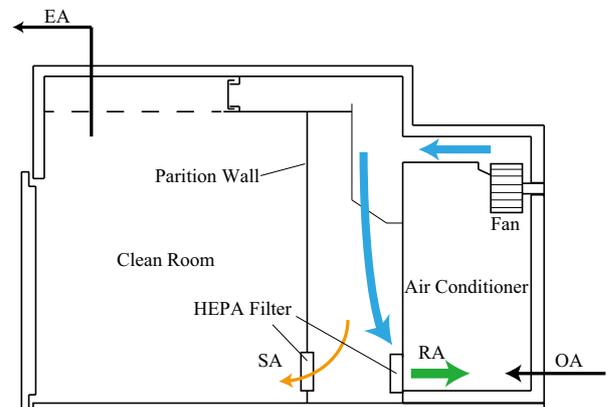


Fig. 2 Air Conditioning System For Clean Room

空調機からの気流は試験室との間の緩衝空間を通過して室内に吹出される仕組みとなっており、試験室内に吹出す吹出し口と空調機の還気口に HEPA Filter を設置することで試験室の清浄化を行った。吹出し口は定風速で床面近くに設置されており、置換換気用の換気用システムであるが、今回は室内に発熱源を設置しておらず、上昇気流や温度成層ができていないことから、置換換気状態は形成されていないものと考えられる。また、排気量は 392m³/h、給気量は 344m³/h となるよう調整し、室内温度は 20℃ に設定した。

2.3 測定概要

実験室の立面図、平面図を Fig. 3、Fig. 4 に、測定機器の概要を Table 2 に示す。模擬咳発生装置により食塩水を噴霧し、空気中に浮遊する食塩の結晶の個数濃度を測定した。測定機器はパーティクルカウンター (KANOMAX) を用い、飛沫核の定義が粒径 5μm 以下の固体であることから 0.3μm ~ 5μm の粒子を測定対象とした。実験手順は、測定点の移動や咳マシンの食塩水補給を行った後試験室から退出し、バックグラウンド濃度が十分に下がったことを確認後、咳マシンより 3 回噴霧を行った。電磁弁の間隔は 0.3s と

し、3 秒間隔で咳の噴霧を行った。その後、個数濃度がバックグラウンド濃度に下がるまで測定を行った。バックグラウンド濃度の基準は 0.3μm 以上の粒子が 100000m³/個とした。

2.4 実験条件

測定点を Fig. 5 に示す。室内の気流に対して咳マシンを Fig. 5 のように配置し、吹出口からの気流の上流側に咳マシンを配置するレイアウト (A) と吹出し口からの気流の下流側に咳マシンを配置するレイアウト (B) の 2 条件で実験を行った。測定点、咳マシンの高さは共に床から 1100mm の点で測定を行った。また、食塩水の濃度は 1% で測定を行ったが、濃度による違いを把握するためレイアウト (A) における測定点 A1 では濃度を 1% と 26% の 2 条件にて実験を行った。

Table 1 HEPA Filter specification

Type	GPBT-9997 (AEXEA)
size	285x590 mm
Collection Efficiency	more than 99.7% (at 0.3 μ m)

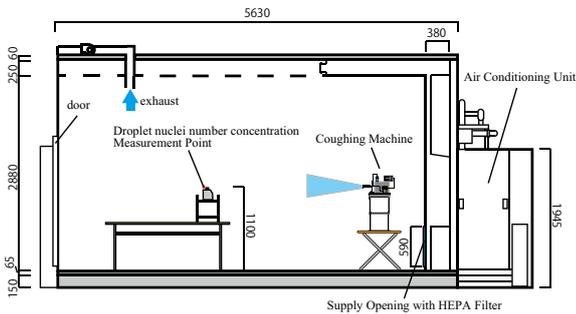


Fig.3 Elevation

Table 2 Details of The Equipment

Measuring Item		Measuring Equipment
Flow Rate		TABmaster mini Model6750 (KANOMAX)
Number Concentration of Fine Particle	Equipment	Portable Particle Counter Mdel3905 (KANOMAX)
	Flow rate	28.3L/min
	Particle Size	0.3μ m, 0.5μm, 1.0μm, 3.0μm, 5.0μm, 10.0μm

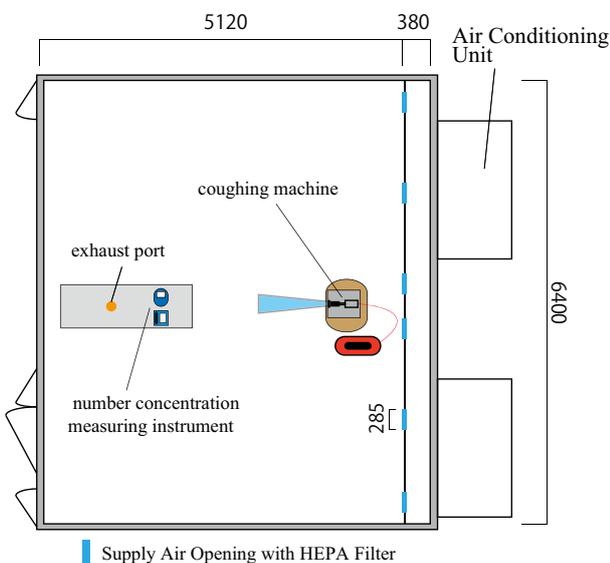
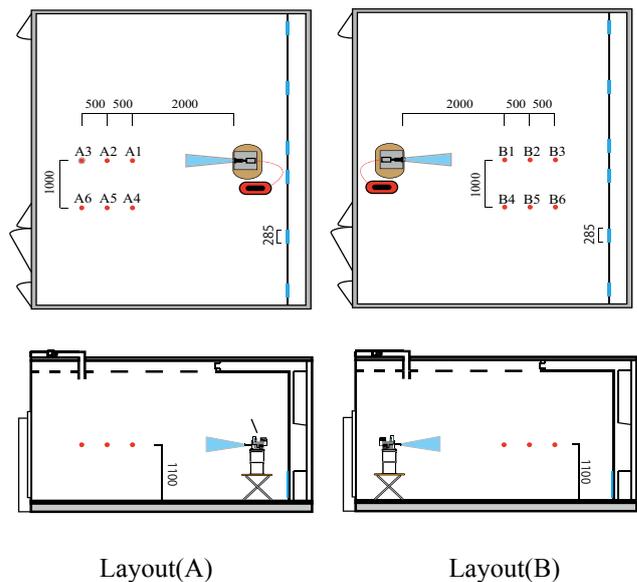


Fig.4 Plan



Layout(A)

Layout(B)

Fig.5 Measurement Point

3. 結果と考察

3.1 食塩水濃度による影響

Fig. 6 にレイアウト A、測定点 A1 における咳マシン噴霧後 30 分間の個数濃度の経時変化を、それぞれの食塩水濃度について示す。食塩水濃度が 1% と 26% の個数濃度を比較すると、0.3-0.5 μm の粒径においてはあまり変化がみられないが、その他の粒径については 1% 食塩水に比べ、26% 食塩水の個数濃度が大きく上昇していることが分かる。食塩水濃度が上昇すると、空気中で結晶化する食塩の量が増加するためであると考えられる。今後、食塩水濃度の決定のためには実際に人体から呼出される咳による飛沫核の粒径分布等を考慮に入れた上でさらなる検討が必要であるが、今回は体液の NaCl 濃度により近い 1%NaCl 水溶液にて実験を行った。

3.2 粒径分布

Fig. 7 に咳噴霧後 1~2 分後及び 5~6 分後における個数濃度の粒径分布を示す。Fig. 7 よりいずれの時間条件においても粒径が小さくなればなるほど個数濃度は大きくなっていることが分かる。また、いずれの測定点においても粒径分布の傾向はほぼ一致していることが分かる。さらに、1~2 分後と 5~6 分後の結果を比較すると 5~6 分後の結果はいずれの粒径においても大きくなっており、時間の経過と共に飛沫の水分が蒸発し、飛沫核が生成したためと考えられる。

3.3 咳マシンの配置による違いの影響

Fig. 8、Fig. 9 にレイアウト A、レイアウト B における個数濃度の経時変化のグラフを示す。いずれの測定点においても 4~5 分後頃から個数濃度が上昇しており、飛沫核の生成には数分の時間がかかることが分かる。また、レイアウト A では、咳マシンの中心軸上の測定点である A1、A2、A3 において比較的個数濃度の減衰が早いことが分かるが、咳マシンの中心軸からずれた位置にある測定点 A4、A5、A6 では飛沫核の減衰に時間がかかっており、飛沫核が滞留していることが考えられる。一方レイアウト B では咳マシンの中心軸上にある測定点 B1、B2、B3 においてはレイアウト A とほぼ同様の傾向がみられるが、中心軸からずれた位置にある測定点 B4、B5、B6 においても比較的減衰が早いことが分かる。これは、レイアウト B では測定点が吹出口と比較的近い位置にあり、呼出した飛沫核が吹出口からの清浄な空気に流されるためであると考えられる。流された飛沫核は排気口から離れた測定点 A6 付近の場所に滞留するものと推察され、今回の室内気流場においては測定点 A6 付近にて空気感染リスクが高まるものと予測される。

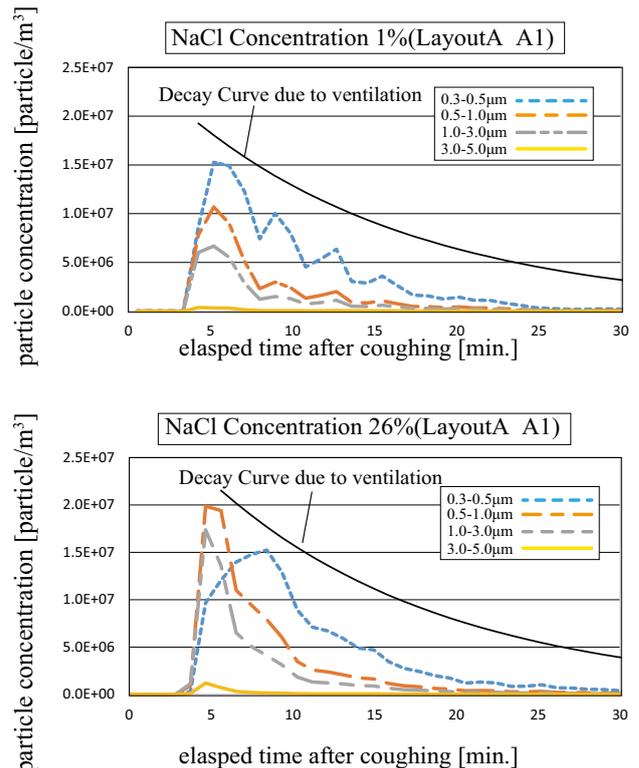


Fig. 6 Particle Concentration (comparing NaCl Concentration)

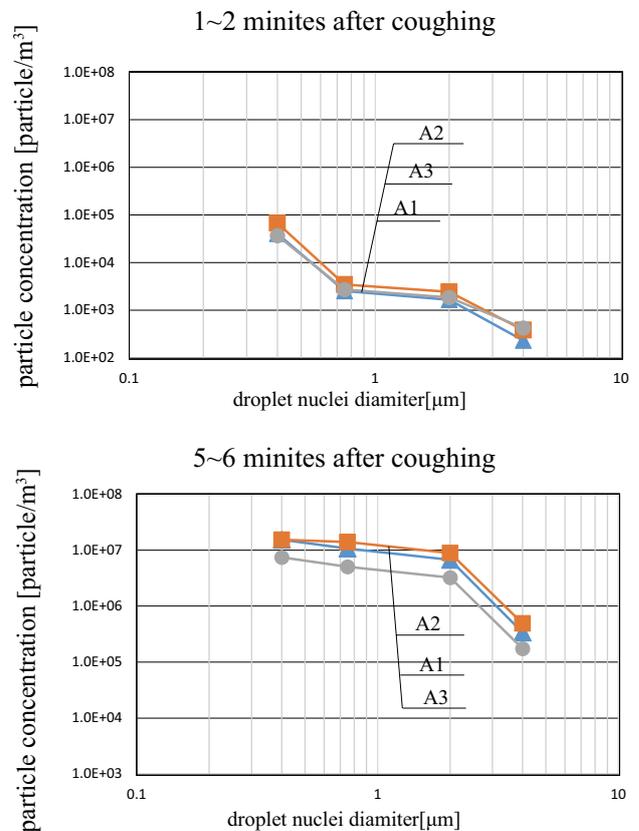


Fig. 7 Particle size distribution (comparing elapsed time after coughing)

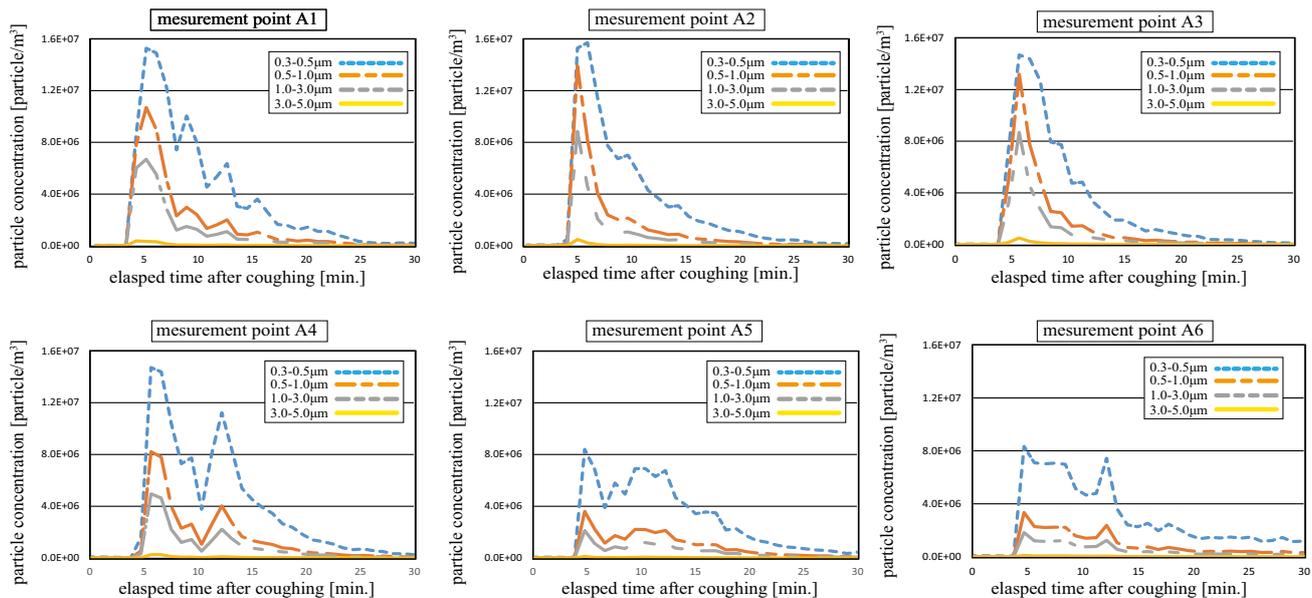


Fig. 8 Particle Concentration(LayoutA)

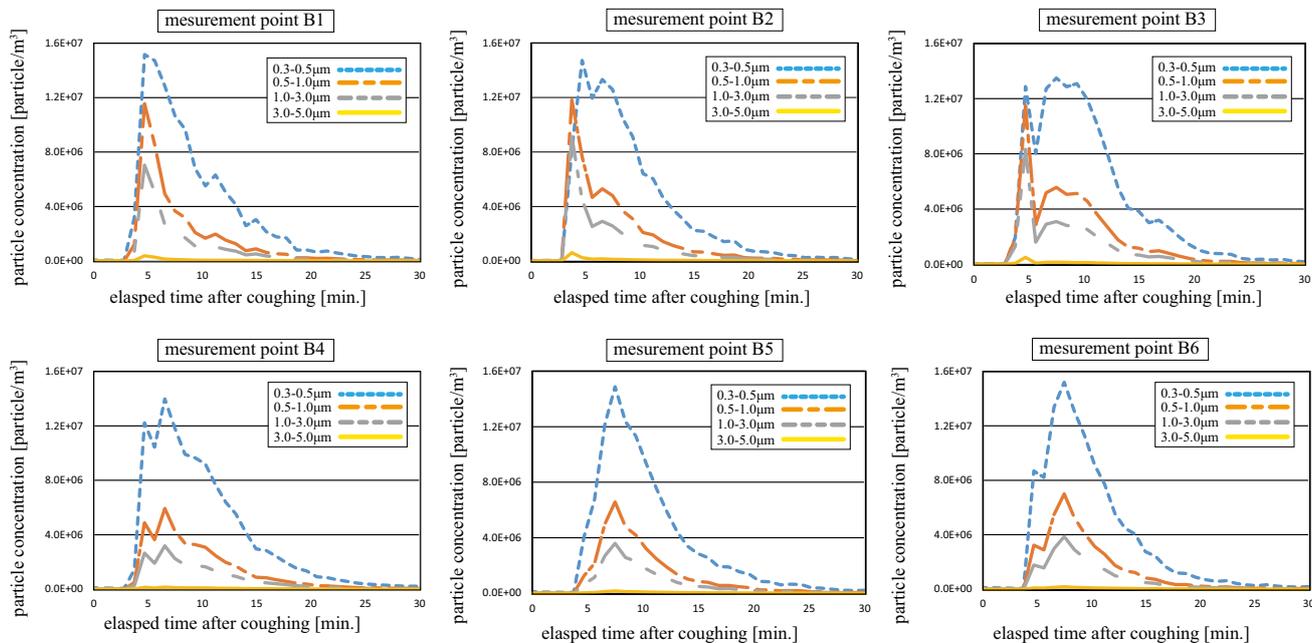


Fig. 9 Particle Concentration(LayoutB)

4. おわりに

本報では、ある気流場において咳により呼出される飛沫核の挙動の把握を行った。その結果、室内における飛沫核の個数濃度の分布をおおよそ推察することができた。また、飛沫核を食塩水を用いて再現する手法の検討を行うため食塩水の濃度による個数濃度の変化の把握を行った。今後は今回行った室内における気流場の把握のため風速分布の測定を行う予定である。また、置換換気時における室内の飛沫核の個数濃度分布測定についても行う予定である。

謝辞

本研究において模擬咳発生装置の使用にあたっては、早稲田大学教授田辺新一先生、同助手尾方壮行氏、有限会社アドテック有賀隆男氏のご指導とご助言によるものであり、種々の便宜を図っていただいたことを深く感謝いたします。また、本研究は JSPS 科研費 JP15H02279 の助成を受けたものです。

参考文献

- 1) 鈴木雅一, 尾形壮行, 堤仁美, 田辺新一, 有賀隆男, 堀賢: 医療・福祉施設における感染リスク低減に関する研究 その 29: 気流・飛沫一系統式模擬咳発生装置の開発, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2105.9

構造物周りで生じる剥離流の流速変動の空間スケールに関する研究
 (その2) 建物屋上の塔屋周辺気流に関する検討
 Space Scaling of Velocity Modulation in Separation Flow around Building(Part2)

Airflow Field around Penthouse on Building Rooftop

○辻本 慶佑 (大阪大学) 山田 慎一 (大阪ガス)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)

Keisuke TSUJIMOTO Shinnichi YAMADA Hisashi KOTANI Toshio YAMANAKA Kazunobu SAGARA
 Yoshihisa MOMOI

When evaluating the occurrence of short circuit phenomenon of outdoor air conditioning units, non-stationary analysis may be the best method in terms of information quantity and calculation percision to predict spatial-temporally fluctuating flow field influenced by separation flow. However, Large Eddy Simulation(LES) which is applied the coarse computational grid resolution can give inadequate results from the viewpoint of the accuracy and information quantity. Therefore, understanding the scale of velocity fluctuation can be important before determining the grid resolution.

In this paper, the filtered velocity is obtained by applying spatial filters to the data of Particle Image Velocimetry (PIV).

1. はじめに

屋上面に設置されるチムニーなどのパッシブな換気促進装置の性能評価や、空調室外機の短絡現象(排気が外部空間に放出されず、そのまま給気されることにより、空調効率が極端に低下する現象)の発生有無を評価する場合、剥離流の影響を受けて時間的・空間的に変化する屋上面気流場の予測精度が重要となるため、情報量・計算精度の面で非定常解析が優位となる可能性が高い。

しかしながら、十分に収束した非定常解析結果が得られたとしても、剥離流により生じる特徴的な流速の空間変動を解像できないほどに計算格子の空間分解能が粗ければ、剥離流を理解・評価するのに十分な情報量・計算精度を有していない可能性がある。このような事態が発生する可能性があることを踏まえると、剥離流により生じる大小様々な流速変動の空間スケールが流れ場に対して与える影響を把握した上で計算解像度を決定することが望ましいと言える。

前報¹⁾について、この実験では単純矩形建物(塔屋なし)および屋上面に塔屋が設置された建物(以下、塔屋設置

建物と記載)について、PIV測定結果の空間スケールの分析が行われているが、建物エッジ近傍等の局所的な領域ごとの空間スケールの分析は行えていない。また、既報²⁾について、この実験では単純矩形建物(塔屋なし)での空間スケールの分析がされており、異なる空間フィルタがパワースペクトル・平均流速・流速変動のRMS・乱流強度・分岐点・二次元Csに与える影響についての知見が得られている。都市部では塔屋設置建物は多く存在するが、空間スケールについては未解明である。

以上を踏まえて本研究では、塔屋設置建物周りに形成される流れ場を対象として、流速変動の空間スケールを明らかにすることを目的とし、PIV測定結果にスケールの異なる空間フィルタを適用することにより得られた流速データを用いて、平均流速・流速変動のRoot-mean-square(RMS)・乱流強度について比較評価し、空間フィルタがこれらに与える影響を検討する。

2. 既往実験条件及び実験装置構成

実験は大阪大学工学部の回流式風洞(測定胴長さ9.5m, 幅1.8m, 高さ1.6m)で行った。風洞実験構成をFig.1に、建物模型及び測定対象模型をFig.2に示す。風洞内にはFig.1に示すように、ラフネスブロックを模型風上側に千鳥配列で設置した。また実験模型には地上5階建相当の中小規模矩形建物を想定した縮尺1/400の50mm角の

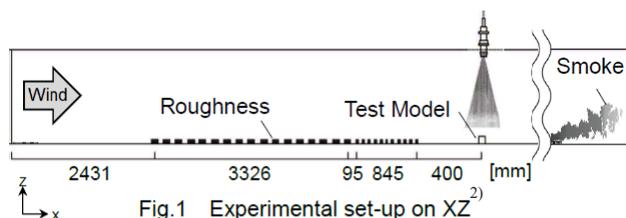


Fig.1 Experimental set-up on XZ²⁾

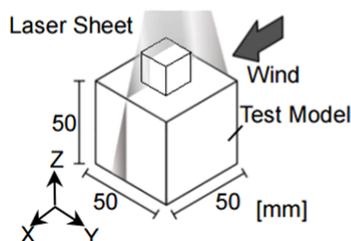


Fig.2 Test model and laser

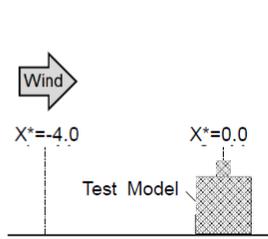


Fig.3 Measurement line²⁾

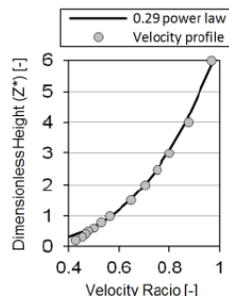


Fig.4 Averaged velocity of approach flow²⁾

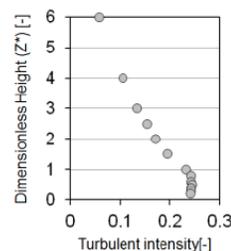


Fig.5 Turbulent intensity of approach flow²⁾

立方体に 12.5mm 角の塔屋が中心に位置した模型を用いた。なお、基準長さは模型幅の 50mm としている。床上 700mm の高さで流速が 5m/s になるよう調整し、これを基準流速とした。

Fig.3 に示す $X^* = -4.0$ ライン上で測定した流入風の平均流速分布及び乱流強度分布を Fig.4, Fig.5 にそれぞれ示す。乱流強度は式 (1),(2) に示すように、各測定点の流速変動の RMS を各測定点のアンサンブル平均流速値で除することで求めた。なお、 X_{max} は X 軸方向の測定点数、 Z_{max} は Z 軸方向の測定点数、 U' は流速、 $\langle \rangle$ はアンサンブル平均、また $RMS_{(X,Z)}$, $I_{(X,Z)}$ はそれぞれ各点の流速変動の RMS ・ 乱流強度を示す。

$$RMS_{(X,Z)} = \sqrt{\frac{1}{X_{max} Z_{max}} \sum_{X=1}^{X_{max}} \sum_{Z=1}^{Z_{max}} \langle U'_{(X,Z)} \rangle^2} \quad (1)$$

$$I_{(X,Z)} = RMS_{(X,Z)} / \langle U_{(X,Z)} \rangle \quad (2)$$

撮影解像度は建物屋上面撮影時には X 方向 512pixel ・ Z 方向 352pixel とし、流入プロファイル撮影時には X 方向 352pixel ・ Z 方向 512pixel とした。また、式 (3),(4) により判定された誤ベクトルを除去し、式 (5) を用いて除去されたベクトルを周囲 4 点の結果から内挿した。

$$|U_{i,j} - \overline{U_{ALL}}| \leq C \sigma_{ALL} \quad (3)$$

$$\left| \frac{U_{i,j}}{U_{i,j}^M} \right| \leq 1 \pm \delta_{threshold} \quad (4)$$

$$U_{i,j}^* = (U_{i+1,j} + U_{i-1,j} + U_{i,j+1} + U_{i,j-1}) / 4 \quad (5)$$

ここで、 $U_{i,j}$ は格子位置 i, j の流速ベクトル、 $\overline{U_{ALL}}$ は測定面全点の平均値、 σ_{ALL} は測定面全点の標準偏差、 $U_{i,j}^M$ は周囲 8 点から算出したメディアン値、 $U_{i,j}^*$ は内挿された流速ベクトルをそれぞれ示す。本報では定数 $C=5.0$ 、しきい値 $\delta_{threshold}=0.4$ とした。

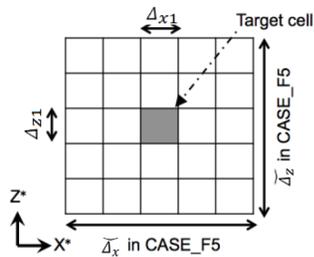


Fig. 6 Conceptual diagram²⁾ of filter size in CASE_F5

Case Name	Dimensionless Filter Size ($\bar{\Delta}_x, \bar{\Delta}_z$)
CASE_F1	-
CASE_F3	0.045
CASE_F5	0.075
CASE_F7	0.105
CASE_F9	0.135

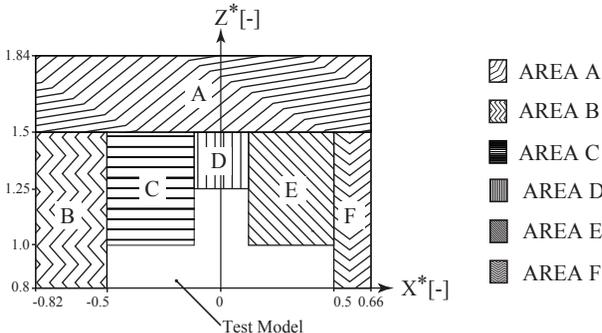


Fig.7 Layout of areas

3. 空間フィルタ適用手法

Liu らを参考にして、本報では式 (6),(7) に示す二次元 top-hat フィルタを用いた。ここで $\bar{\Delta}_x, \bar{\Delta}_z$ は空間フィルタサイズ、 Δ_{x1}, Δ_{z1} は PIV の検査領域サイズ、 $\overline{U_{(x,z,t)}}$ は空間フィルタが適用された流速をそれぞれ示す。Fig.6 に CASE_F5 における空間フィルタの概念図を示す。図中の格子は PIV の各検査領域を、色付けされたセルに対して空間フィルタを適用する際の空間フィルタサイズ及び検査領域サイズを矢印で表している。Table 1 に本報で適用した空間フィルタサイズ、及びそれぞれに対応するケース名を示す。

$$\bar{U}_{(x,z,t)} = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} G_{(x-x',z-z')} U_{(x',z',t)} dx' dz' \quad (6)$$

$$G_{(X,Z)} = \begin{cases} \frac{\Delta_{x1} \Delta_{z1}}{\bar{\Delta}_x \bar{\Delta}_z} & \text{if } |X| \leq \frac{\bar{\Delta}_x}{2} \text{ and } |Z| \leq \frac{\bar{\Delta}_z}{2} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (7)$$

4. 平均流速

Fig.8 に模型周りにおける平均流速の分布図を示す。Fig.8 から、CASE_F3 の分布は CASE_F1 の分布とよく一致していることが確認できる。CASE_F5,7,9 について建物エッジ近傍の分布がフィルタの影響を受け変化しており、平均流速が CASE_F1 よりも小さくなっている。

異なるフィルタ処理を行ったケースの結果を Fig.7 に示す領域ごとに整理した。CASE_F1 と空間フィルタを適用した CASE_F3,5,7,9 との平均流速の相関図を Fig.9 に示す。また、無次元化に伴い、基準流速は 5m/s としている。

Fig.9 から、AREA A,B,C については全てのケースにおいて CASE_F1 とよく一致していることが分かる。ペントハウスのエッジ近傍付近のエリアである AREA D では

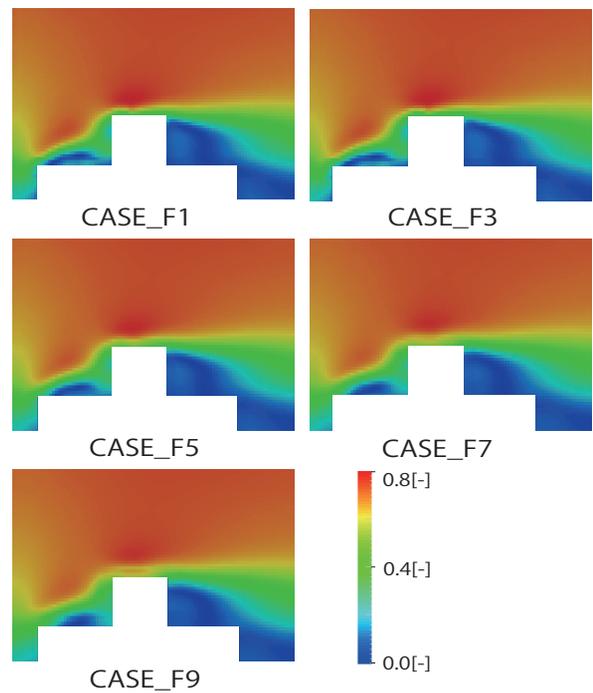


Fig.8 Distribution of average velocity

CASE_F3 がよく CASE_F1 と一致している。CASE_F5,7,9 では増減が大きく、フィルタサイズが大きくなるにつれて平均流速が大きく、無次元化流速 0.6 以下ではフィルタサイズが大きくなるにつれて平均流速は実際より大きな値を示している。無次元化流速 0.6 以上では逆に、フィルタサイズが大きくなるにつれて平均流速はより小さな値を示している。AREA E,F では CASE_F3 以外についてはばらつきが大きかった。建物エッジ近傍の AREA B,C についてはフィルタの影響が小さかったが、ペントハウスのエッジのエッジ近傍の AREA D,E についてはフィルタの影響が大きかった。これらの結果から CASE_F3 程度のスケールの空間フィルタが平均流速に与える影響は小さいと判断できる。

5. 流速変動の乱流強度, RMS

流速変動の RMS 及び乱流強度はどちらも流速変動を表す評価指標であるが、本報では流速変動の絶対値を考察するために RMS を、平均流速に対する流速変動を考察するために乱流強度を用いて評価した。

Fig.10 に模型周りの乱流強度の分布図を示す。Fig.10 から、CASE_F3 の分布は CASE_F1 の分布とよく一致していることが確認できる。また、CASE_F5 についても CASE_F3 程ではないが、CASE_F1 と概ね一致している。CASE_F7,9 については、乱流強度 0.8 以上の領域がフィルタの影響を受け変化しており、乱流強度が CASE_F1

よりも小さくなっている。

平均流速と同様に、異なるフィルタ処理を行ったケースの結果を Fig.7 に示す領域ごとに整理した。CASE_F1 と空間フィルタを適用した CASE_F3,5,7,9 との平均流速の流速変動の乱流強度の相関図を Fig.11 に示す。

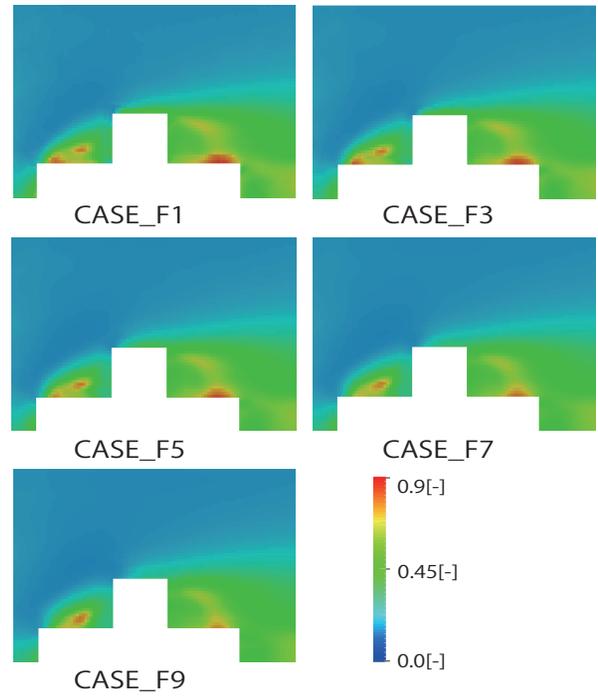


Fig.10 Distribution of turbulent intensity

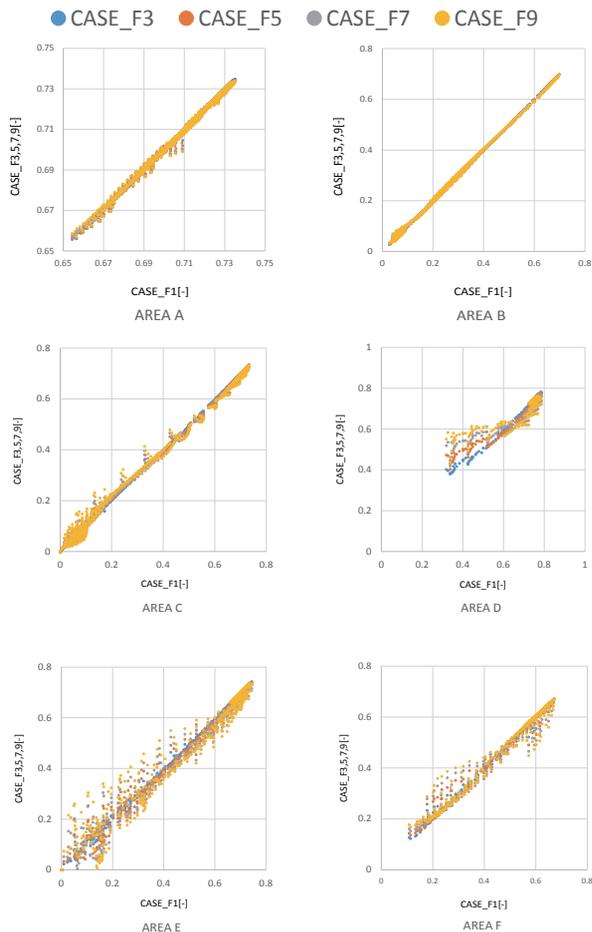


Fig.9 Correlation diagrams of average velocity

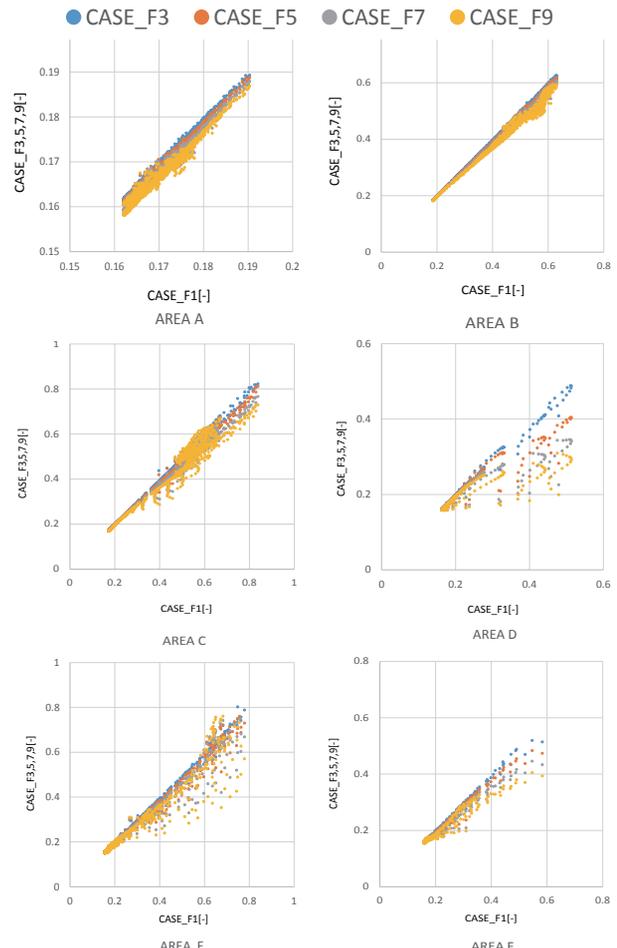


Fig.11 Correlation diagrams of turbulent intensity

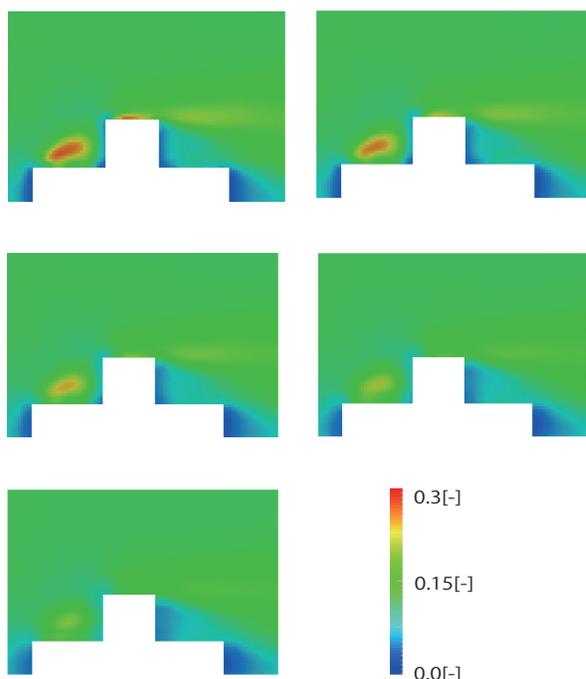


Fig.12 Distribution of RMS

AREA A については、概ね全てのケースにおいて CASE_F1 と一致していることが確認できる。また、フィルタサイズが大きくなるにつれて、乱流強度は実際より小さな値を示している。AREA B,C については CASE_F3,5,7 のケースにおいて概ね CASE_F1 と一致していることがみられるが、CASE_F9 はばらつきが確認できる。AREA B では乱流強度 0.5 以上から、AREA C では 0.5 ~ 0.7 の間でばらつきがみられる。AREA A と同様に、AREA B,C ではフィルタサイズが大きくなるにつれて、乱流強度は実際より小さな値を示している。AREA D については、CASE_F3 のみよく CASE_F1 と一致していることが確認できる。CASE_F5,7,9 については乱流強度に大きなばらつきがみられ、相関関係も確認できない。AREA E について、CASE_F3,5 はよく CASE_F1 と一致していることがみられるが、CASE_F7,9 については乱流強度にばらつきがみられ、実際より小さな値を示している。AREA F については CASE_F3 にはよく CASE_F1 と一致していることがみられるが、他の CASE_F5,7,9 については、フィルタサイズが大きくなるにつれて乱流強度は実際より小さな値を示している。

Fig.12 に模型周りにおける RMS の分布図を示す。Fig.12 から、CASE_F3,5 の分布は CASE_F1 の分布とよく一致していることが確認できる。CASE_F7,9 については、建物のエッジ近傍の分布にフィルタの影響が見られる。

CASE_F1 と空間フィルタを適用した CASE_F3,5,7,9 との流速変動の無次元化 RMS の相関図を Fig.13 に示す。また、無次元化に伴い、基準流速は 5m/s としている。

AREA A,B,C については多少のばらつきがみられるが、全てのケースについて概ね CASE_F1 と一致していることが確認できる。AREA D について、CASE_F3,5 は概ね CASE_F1 と一致しているが、CASE_F7,9 についてはフィ

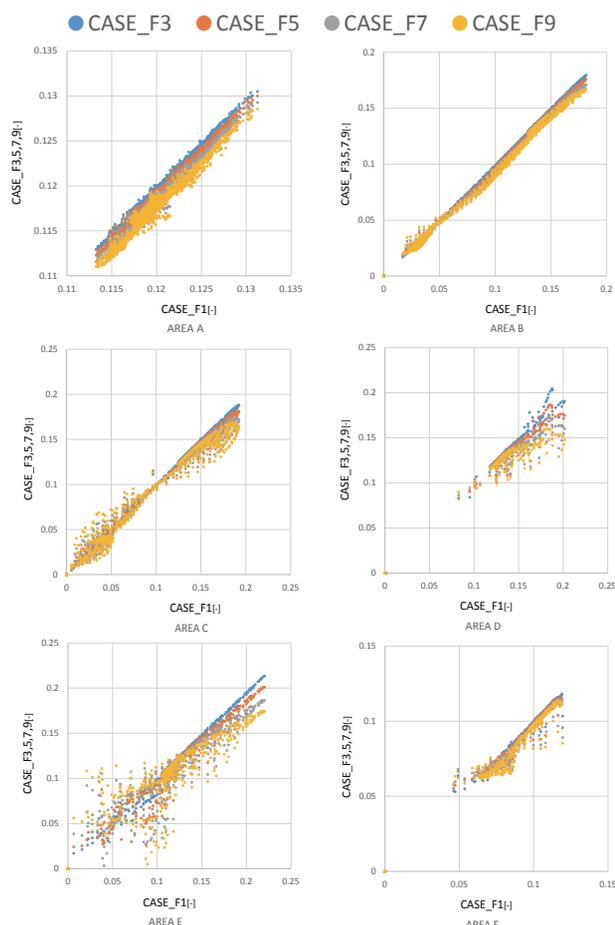


Fig.13 Correlation diagrams of RMS

ルタサイズが大きくなるにつれて RMS の増減が大きく、フィルタサイズが大きくなるにつれて RMS は実際より小さな値を示している。AREA E について、CASE_F3,5 については概ね CASE_F1 と一致していることが確認できるが、フィルタサイズが大きくなるにつれてばらつきが大きくなっており、特に AREA E での CASE_F7,9 のばらつきが大きいことが確認できる。AREA F については概ね全てのケースで CASE_F1 とよく一致している。

6. まとめ

4つの異なる空間フィルタを用い、PIVの測定結果を処理し、空間フィルタが平均流速場にどのような影響を与えるかを検討し、以上の検討の結果、CASE_F3程度のスケールの空間フィルタであれば、これらの評価指標に与える影響は小さいと判断できる。

本研究で得られた知見を踏まえて、今後は、非定常流体解析において空間分解能が平均流速、流速変動のRMS、乱流強度に与える影響について検討する予定である。

【参考文献】

- 1) 山田慎一, 甲谷寿史, 桃井良尚, 西村浩一: 構造物周りで生じる剥離流の流速変動の空間スケールに関する研究、平成27年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第4巻 pp.161-164, 2015. 09
- 2) 山田慎一, 甲谷寿史, 山中俊夫, 桃井良尚, 相良和伸: 剥離流の影響を受ける屋上面気流場における流速変動の空間スケールに関する風洞実験建物近傍で生じる剥離流の予測手法に関する基礎的研究(その1)、日本建築学会環境系論文集, Vol.81, No.730, pp.1105-1115, 2016. 12

天井吹出し型誘引ユニットによる室内環境制御手法に関する研究
 (その4) 4床病室冷房時に排気口位置が熱・空気環境特性に及ぼす影響
 Controlling Method of Indoor Environment in Sickroom with Ceiling Induction Diffusers
 (Part 4) Indoor Thermal Environment under Cooling Condition in Sickroom with Four Beds Analysis

○李 瑩 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 蔵永 真理 (大阪大学)
 Ying LI*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹

Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Mari KURANAGA*¹

*¹ Osaka University

In hospital wards, the odor from patients or diapers is often claimed, which can cause the adverse psychological impact on patients or medical workers. Therefore, high quality of indoor environment in sickrooms is essential. In this study, experiments using full scaled model room with four beds were carried out by the tracer gas method (using carbon dioxide, CO₂), to verify the characteristics of the air-conditioning method with Ceiling Induction Diffusers on the ceiling (Cooling condition was simulated). The investigation aimed to examine the influence of relevant parameters on the distributions of indoor temperature. how examined parameters affect the indoor environmental quality in sickroom was turned out.

はじめに

近年、室内温熱環境の質と省エネルギー性を両立できる空調システムが求められており、その要求を満たせるものとして、天井吹出し型誘引空調が注目されている¹⁾。なかでも、外気導入が可能となる空気式で低風速の天井吹出し型誘引空調は、室内空気を誘引し混合空気を低速で吹き出すため、風量が削減でき、ドラフト感の少ない快適な空調システムと考えられる。本研究では、既報²⁾での同実験条件下で、排気口位置を変えて実験を行った。本報では、排気口の位置、汚染物発生位置、ベッド廻りのカーテンの有無が室内温度・汚染物濃度分布に与える影響を検討した結果を報告する。

1. 実験概要

1.1 実験室

実験は、2016年11月7日～2016年11月25日の期間に木村工機(株)のショールームを改造した実大実験室で行った。内寸7.35m×5.25m、高さ2.42mであり、概要をFig.1に、断面図をFig.2、Fig.3に示す。実験室の北壁及び東壁は厚さ15mmのポリスチレンフォーム保温板で断熱した。また、日射負荷を再現するため、東壁面側にポリスチレンフォームに電気カーペットを計3枚(左側は1枚、右側は2枚)設置した加熱面を吊し、計1000Wの発熱を行った。機械室(Fig.1参照)にはオイルヒーターを設置し、導入外気を32℃に昇温した。模擬人体はスパイラルダクト(直径30cm、高さ150cm)の内面に、PVC皮膜ヒーティングケーブル

を等間隔に配置したものとし、顕熱発熱量は40Wに設定した。さらに、TVや冷蔵庫の発熱を想定し、各ベッド近くにブラックランプを設置した。なお、4つの長方形給気ユニットが(Fig.4参照)天井に配置されている。

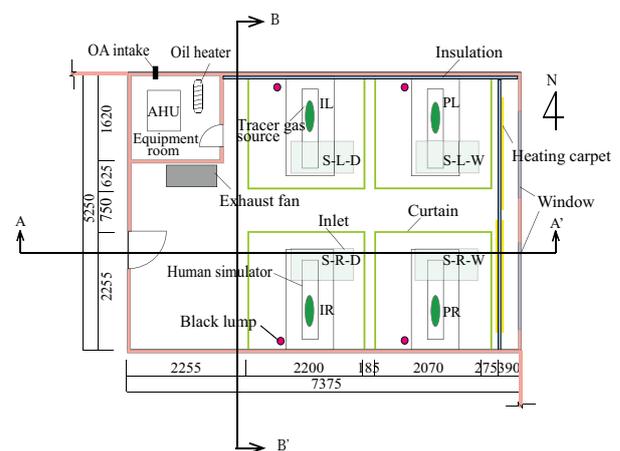


Fig. 1 Plan of experiment room

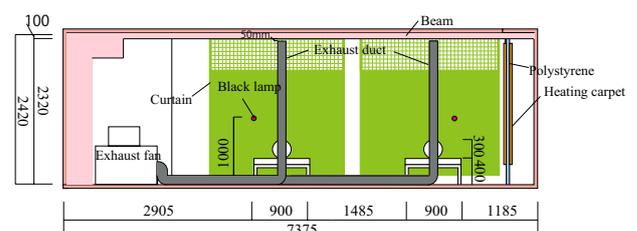


Fig. 2 A-A' section of experiment room

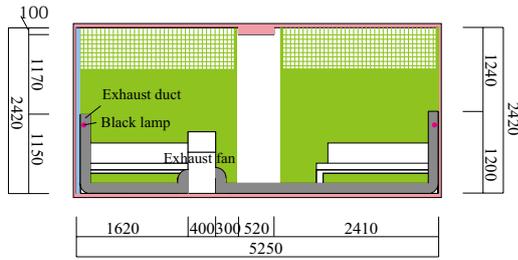


Fig. 3 B-B' section of experiment room

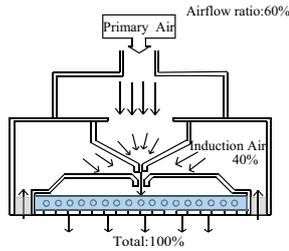


Fig. 4 Air-conditioning system with induction panel

Table 1 Measurement instruments

Instrument name	Manufacturer	Amount
Data logger Cadac 3	Etodenki Corporation	8
CO2 recorder (TR-576)	T&D Corporation	16
CO2 recorder (TR-76Ui)	T&D Corporation	33

Table 2 Experiment conditions

Case	Condition	Exhaust position	Positions of tracer gas	Curtain
Case 1	4EC-PR-C	4EC	PR	○
Case 2	4EC-IR-C	4EC	IR	○
Case 3	4EC-4B-C	4EC	4B	○
Case 4	4EB-4B-C	4EB	4B	○
Case 5	2EC-4B-C	2EC	4B	○
Case 6	1EC-4B-C	1EC	4B	○
Case 7	1EC-4B-NC	1EC	4B	-

P: Perimeter I: Interior B: Bed C: With curtain NC: Without curtain

1.2 測定方法

実験は、室内の空気温度及び壁面温度が定常に達したことを確認した後、一つもしくは四つの模擬人体上部中のトレーサーガス発生口より CO₂ (1.5L/min) とヘリウム (0.9L/min) の混合ガスを発生させ、濃度が定常に達したことを確認した後、各測定点の CO₂ 濃度を測定した。

1.3 実験機器

Fig.5 中 P1~P12 の位置において、それぞれの鉛直方向高さ 11 点 (ポール設置位置に梁が出ているため、P1~P4 は高さ 2420mm の計測点を除いた 10 点) の空気温度を T 型熱電対を用いて測定した (Table 1 参照)。また、W1~W9 の位置において鉛直方向 3 点の室内壁面温度を測定した。濃度測定に関しては、Fig.5 に示す P1~P10 の位置においてそれぞれの鉛直方向高さ 4 点の濃度を小型測定器で測定した (Table 1 参照)。測定間隔は 30 秒とした。

1.4 実験条件

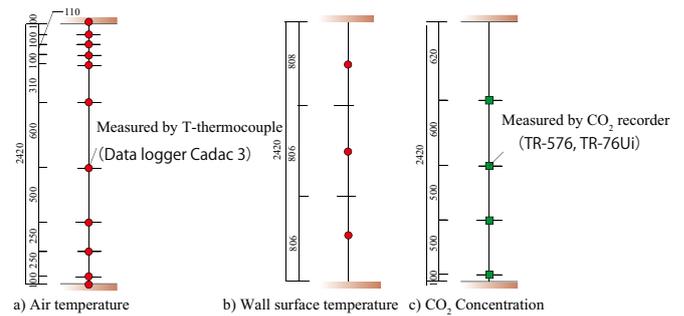
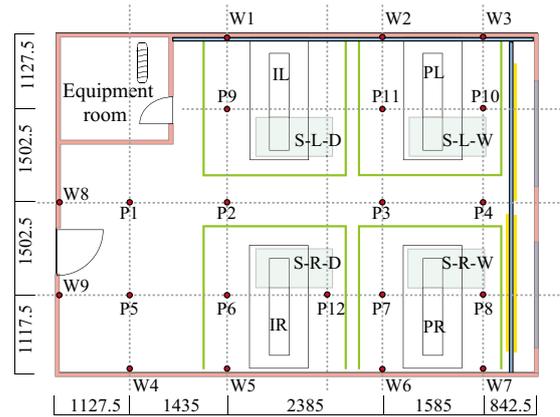


Fig. 5 B-B' section of experiment room

Table 3 Position of exhaust port

NO.	Item	Number of exhaust ports	Position of exhaust port
A	4EC	4	At the height of 50mm from the ceiling near the LED lighting
B	4EB	4	At the height of 1200mm from the floor on the wall
C	1EC	1	At the height of 50mm from the ceiling at perimeter and interior side
D	2EC	2	At the height of 50mm from the ceiling in the middle of 4 beds



Fig. 6 Positions of exhaust ports

実験条件の一覧を Table 2 に示す。外気風量は 396m³/h に固定し、排気口の位置 (Table 3 参照)、汚染源発生位置、カーテンの有無をパラメーターとして設定した。なお、4 個の給気ユニットは Fig.4 の断面を有し、空調機からの各ユニットの吹き出し風量は 99m³/h (全外気) とした。誘引される室内空気と吹き出し風量の比は 6:4 (メーカー値) である。

2. 結果と考察

2.1 排気口個数による影響

発生源位置 4B (4 体の模擬人体)、カーテン有り、排気口が三つ、二つと一つとした 3 条件下で、室内の鉛

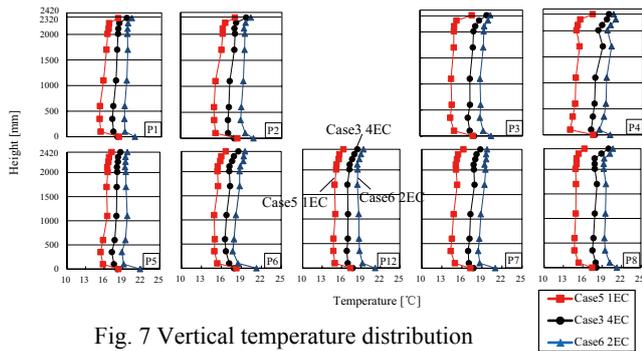


Fig. 7 Vertical temperature distribution (contaminant source position: 4B, with curtain, amount of exhaust port: 4, 2 and 1)

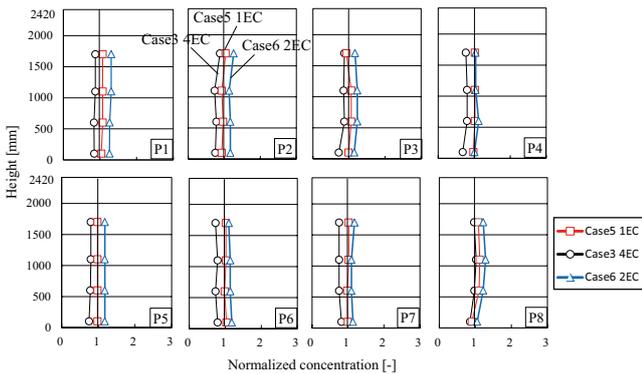


Fig. 8 Vertical normalized concentration distribution (contaminant source position: 4B, with curtain, amount of exhaust port: 4, 2 and 1)

直温度分布を比較した図を Fig.7 に示す。排気口位置が A、B、C と D である (Fig.6 と Table 3 参照)。

図より、それぞれの条件での同様の温度分布傾向がみられたが、各条件での温度差があるのは、外気温の差異による影響があるためと言える。

測定時間は十分ではないと考えられたため、排気濃度を含めた各測定点における濃度変化から指数関数を用いて回帰曲線を求め、定常濃度を推定した。得られた定常濃度の推定値から以下の式 (1) を用いて規準化濃度 C_n を求めた。ここで、 C_n は規準化濃度 [-]、 C_R は各測定点における定常濃度、 C_{OA} は外気濃度、 C_{EA} は排気濃度である。

$$C_n = \frac{C_R - C_{OA}}{C_{EA} - C_{OA}} \quad \dots (1)$$

同条件下における、室内鉛直濃度分布の比較を Fig.8 に示す。濃度は、外気濃度を 0、排気濃度を 1 として規準化して示している。図より、排気口が 4 個の場合は最も汚染物排出の効率が良いと言える。つまり、発生源の近くに排気口を位置させれば、汚染物排出の効率が良くなるといえる。

2.2 排気口の高さによる影響

発生源位置 4B、カーテン有りで、排気口位置が A と B (それぞれの排気口の高さは天井面より 50mm と床面

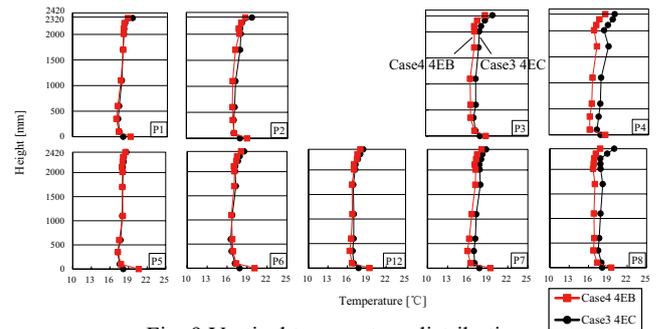


Fig. 9 Vertical temperature distribution (contaminant source position: 4B, with curtain, height of exhaust port: 50mm from the ceiling and 1200mm from the floor)

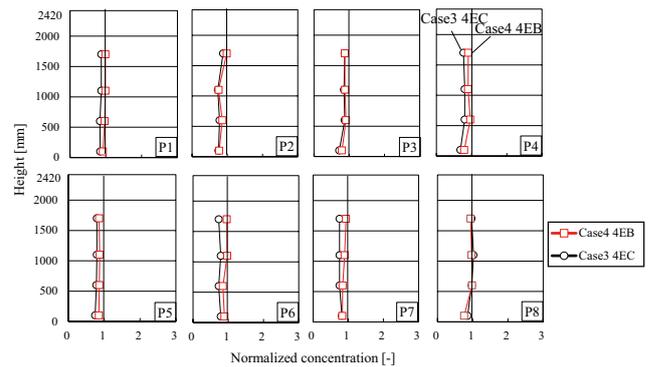


Fig. 10 Vertical normalized concentration distribution (contaminant source position: 4B, with curtain, height of exhaust port: 50mm from the ceiling and 1200mm from the floor)

より 1200mm) の条件下で、室内の鉛直温度分布を比較した図を Fig.9 に示す。Fig. 9 の通り、二つの条件での温度分布は同様の傾向を示している。

同条件下における、室内鉛直濃度分布を規準化濃度で示したものを Fig.10 に示す。両条件とも規準化濃度はいずれも 1 に近く、大きな差異は見られない。このことにより、四つの排気口は、ベッドの模擬人体頭上に配置される場合、 CO_2 が室内全体に拡散している状況が見られる。

2.3 汚染源発生位置による影響

排気口位置が A (4 床ベッドの照明付近、天井面より 50mm)、カーテン有りで、 CO_2 発生源位置 PR (ペリメータ側) 及び IR (インテリア側) とした両条件下で、室内の各点の温度分布を比較した結果を Fig.11 に示す。Fig. 11 の通り、いずれの CO_2 発生源位置でも、各測定点の温度分布が概ね一致し、床から天井にかけての上下温度差は小さいことがわかる。言い換えれば、二つの条件での実験の再現性が高いことを確認できたと言える。

同条件下における室内鉛直濃度分布の比較を Fig.12 に示す。Fig.12 の通り、 CO_2 の発生源に最も近い点で濃度が高く、規準化濃度は 1 を超えることがわかる。

2.4 カーテンの有無による影響

発生源位置 4B、排気口位置が C (4 床ベッド中央) で、ベッド廻りにカーテンを設置している条件としていない

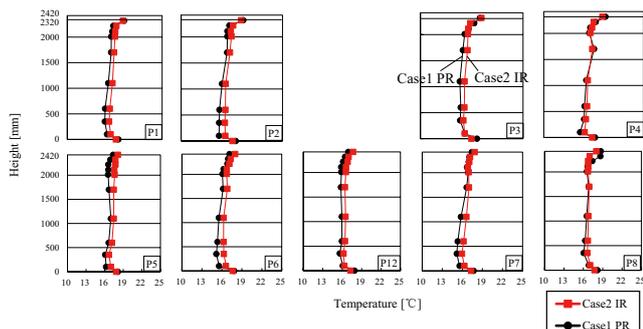


Fig. 11 Vertical temperature distribution (contaminant source position: IR and PR, with curtain, position of exhaust port: A)

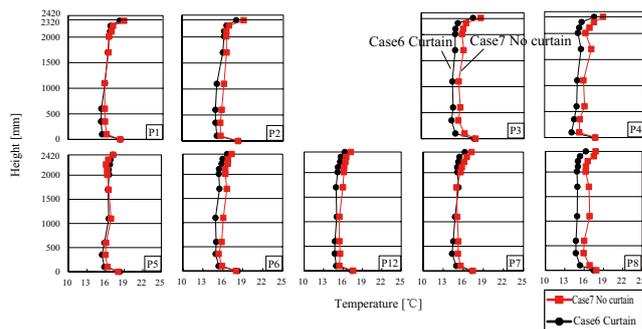


Fig. 13 Vertical temperature distribution (contaminant source position: 4B, with curtain and without curtain, position of exhaust port: C)

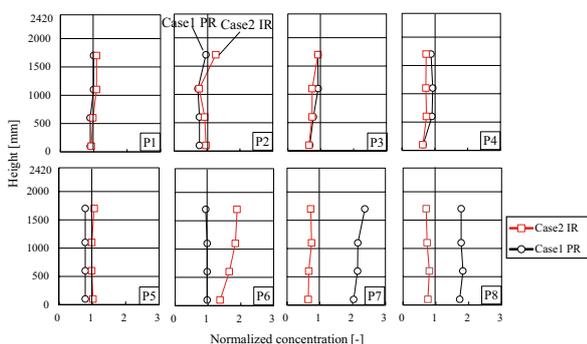


Fig. 12 Vertical normalized concentration distribution (contaminant source position: IR and PR, with curtain, position of exhaust port: A)

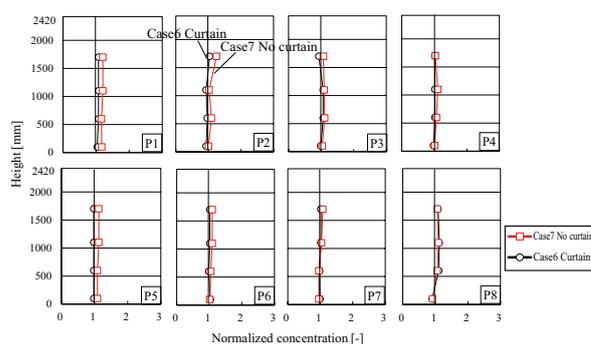


Fig. 14 Vertical normalized concentration distribution (contaminant source position: 4B, with curtain and without curtain, position of exhaust port: C)

条件について、室内鉛直温度分布を Fig.13 に示す。この場合も、上記と同様に、外気温の差異による影響があると言える。しかし、P1、P5 について、両条件下での温度が近い値をとっている。つまり、これらの点において、他の点よりもカーテン有の場合が比較的溫度が高くなっている。これは、カーテンが有ることによって、吹き出し口から遠い位置にある P1、P5 に冷気が届きにくいからだと考えられる。

同条件下における、室内鉛直濃度分布を規準化濃度で示したものを Fig.14 に示す。両条件に大きな差異は見られず、カーテンの有無による汚染物濃度の差異はないと考えられる。

おわりに

本報では、排気口とベッド廻りのカーテンが、冷房時の天井吹き出し型誘引空調を有する 4 床病室内の温度・汚染物濃度分布に与える影響について検討し、以下の知見を得ることができた。

- 1) 3 条件とも規準化濃度は 1 に近づいているが、排気口が 4 個の場合は基準濃度が 1 以下になっている。つまり、排気口が 4 個の場合は最も汚染物排出の効率が良いと言える。発生源の近くに排気口を位置させれば、汚染物排出の効率が良くなるといえる。
- 2) 同条件下における、汚染源発生 CO₂ の発生源に最も

近い点で濃度が高いとみられる。

- 3) ベッド廻りのカーテンの有無の汚染物濃度分布への影響は殆どない。カーテンは、発生源近くの濃度を上昇させるが他のベッド近くでの濃度を低減する効果は見られないと言えることができる。
- 4) 温度分布により、天井と床面の温度差が小さいから、均一な空調と考えられる。そのため、天井吹き出し型誘引空調は、快適な空調システムと言えることができる。

今後は暖房時の検討を行う所存である。

【謝辞】

本研究の一部は木村工機(株)との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた関係者各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

- 1) K. Nagano, T. Mochida : Experiments on thermal environmental design of ceiling radiant cooling for supine human subjects, *Building and Environment*, 39(2004) 267-275
- 2) 李エイ, 山中俊夫, 甲谷寿史, 相良和伸, 桃井良尚. 天井吹き出し型誘引空調による室内環境制御手法に関する研究 (その 1) 冷房時における 4 床病室内の温度・汚染物濃度分布. 日本建築学会学術研究発表会論文集, 2016, 3 掲載予定

天井吹き出し型誘引ユニットによる室内環境制御手法に関する研究
 (その5) 4床病室冷房時に排気口位置が室内空気齢分布に及ぼす影響

Controlling Method of Indoor Environment in Sickroom with Ceiling Induction Diffusers
(Part5) Mean Age of Air Distribution under Cooling Condition in Sickroom with Four Beds

○ 蔵永 真理 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 李 瑩 (大阪大学)

Mari KURANAGA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹

Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Ying LI*¹

*¹Osaka University

As a method of obtaining high indoor air quality in sickrooms, the authors propose the air-conditioning method with Ceiling Induction Diffuser (CID). We experiment in full scale four beds sickroom installing CID to measure pollutant concentration with using tracer gas. In this study, the author calculate the mean age of air with using step-up method under various conditions, and compare these result by the vertical and horizontal distribution, and mean air exchange rate of room. The aim of this investigation is to examine the influence of relevant parameters on the mean age of air, and understand the air flow pattern with CID.

はじめに

病室でのコールドドラフトによる不快感や、においや汚染物質の拡散が問題視されており、病室の空調システムには省エネルギー性と良好な室内温熱環境が要求されている。それを満たせるものとして、天井吹き出し型誘引ユニット空調に着目した。これはディフューザーで室内空気を誘引し、混合空気を低速で吹き出すもので、風量の削減による搬送動力の削減が可能となり、低速ゆえにドラフト感の少ない快適な空調システムであると言える。

前報¹⁾では、天井吹き出し型誘引ユニット空調を有する4床病室を模擬した実大実験を行い、その実験概要及び汚染源発生位置、換気回数、カーテンの位置、立位人体が患者から発生した汚染物の室内濃度分布に与える影響について検討を行った。本報では、前報の実験条件に加え、排気口位置を変えて実験を行った結果を元に、排気口位置、カーテンの有無が空気齢に与える影響を検討した。

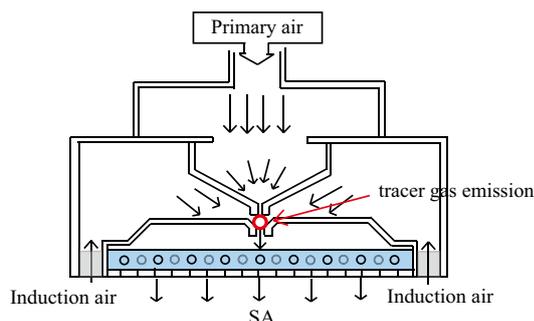


Fig. 1 CID Unit

1. 天井吹き出し型誘引ユニット空調の特徴

空調機で冷却除湿・加熱加湿した空気を給気ユニットに搬送する。Fig. 1に示すように、給気チャンバーに入り、帯状のノズルから高風速(3~5m)で吹き出すことにより、室内空気を誘引するしくみである。誘引比は風量比で、給気6:誘引4である。この混合空気はアルミの放射プレートで整流され、小孔より吹き出される。実験では、ADu-180(木村工機株式会社製)を用いた。

2. 実験概要

実験は、2016年11月7日~2016年11月25日の期間に行った。内寸7.35m×5.25m、高さ2.42mであり、平面図をFig. 2に、断面図を前報²⁾に示す。外気風量は396m³/hに固定し、空調機の各ユニットからの吹き出し風量は99m³/h(全外気)とした。

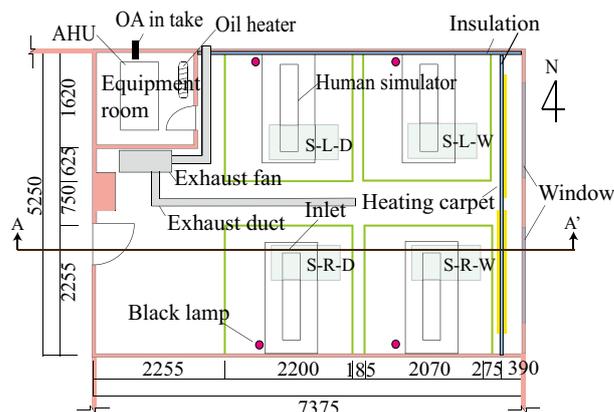


Fig. 2 Plan of laboratory [mm]

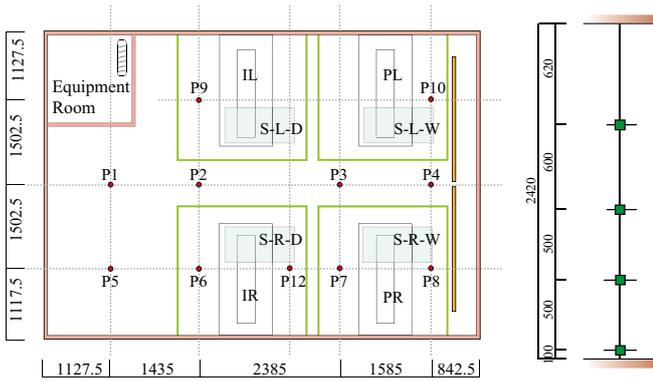


Fig. 3 Measurement points

Table 1 Experimental conditions

Case	Condition	Exhaust position	Curtain
1	4EC-4D-C	4EC	○
2	4EC-4D-NC	4EC	-
3	4EB-4D-C	4EB	○
4	2EC-4D-C	2EC	○
5	1EC-4D-C	1EC	○
6	1EC-4D-NC	1EC	○

(C :with curtain NC: without curtain)

濃度測定点は、Fig. 3 中の P1~P10 の位置においてそれぞれ鉛直方向高さ 4 点を設けた。実験室の左右対称性より、P1~P8 での結果を示している。

実験手順としては、室内の空気温度及び壁面温度が定常に達したことを確認し、4つの給気口より CO₂(1.5L/min) とヘリウム (0.9L/min) の混合ガスを発生させ、各測定点での濃度測定を開始する。濃度が定常に達したことを確認し、各測定点の濃度測定を終了する。

排気口位置、汚染源発生位置、カーテンの有無、トレーサガスの種類の4つのパラメータの組み合わせにより、全 15 条件下での実験を行った。本報では、Table 1 に示す 6 条件について検討を行う。排気口の位置については、前報²⁾に示す。

3. 実験結果と考察

本報では、空気齢を指標として考察を行う。

Fig. 6 に、給気・排気・外気の濃度変化を示しているが、給気濃度が安定せずに上昇していることがわかる。そこで、各測定点の濃度から給気濃度を引いた値の時間変化から、指数関数を用いて回帰曲線を求め、定常濃度を算定した。回帰による定常濃度の求め方は、Fig.4 に例を示す。

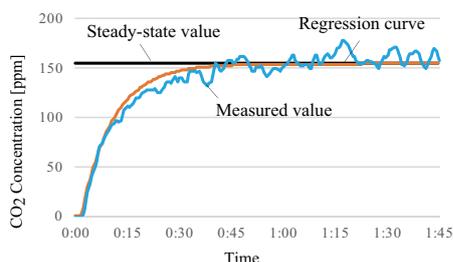


Fig. 4 method of obtain the steady-state value

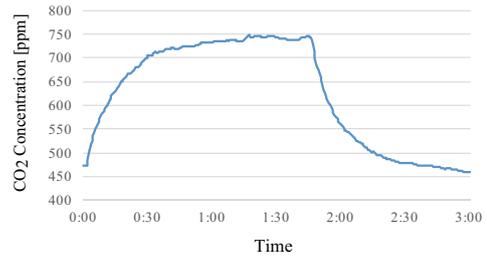


Fig. 5 Example of CO₂ concentration changes (center of the room)

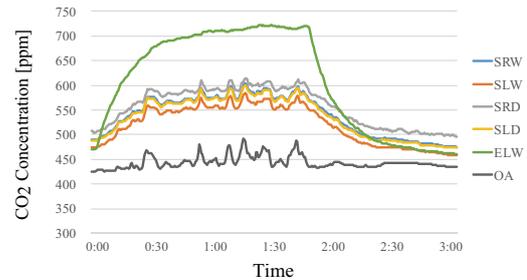


Fig. 6 Example of CO₂ concentration changes (supply air, exhaust air, outdoor air)

得られた定常濃度を用い、以下の式 (1) を用いて局所平均空気齢を求めた。算出にあたっては、ステップアップ法を用いた。こうして求めた局所平均空気齢を室内全体で空間平均すると室平均空気齢 $\langle \tau \rangle$ となる。また、室の空間平均的な空気分配性能を表す指標として、室平均空気交換効率 η がある。以下の式 (2) によって求められる。名目換気時間 τ_n は、以下の式 (3) によって求められる。求めた室平均空気齢と室平均空気交換効率は、Table 2 に示している。

$$\tau_p = \int_0^{\infty} \frac{C_s - C_p(t)}{C_s - C_p(0)} dt \quad \dots (1)$$

$$\eta = \frac{\tau_n}{\langle \tau \rangle} \quad \dots (2)$$

$$\tau_n = \frac{V}{Q} \quad \dots (3)$$

C_s : 定常濃度 [ppm] τ_n : 名目換気時間
 $C_p(t)$: p 点での濃度 - 給気濃度 [ppm]
 V : 気積 [m³] Q : 給気量 [m³/h]

3.1 排気口高さが空気齢に与える影響

排気口条件を 4EC, 4EB、カーテン有とした Case1, Case3 の 2 条件下での室内局所空気齢分布を Fig. 7 に示す。Fig. 7~Fig. 10 において、(1) には局所空気齢の鉛直分布を、(2) には各ポールでの平均空気齢の水平分布を示している。

鉛直分布において、両条件下で概ね値が一致している。水平分布においても、両条件下ともに給気口から遠いポールでは空気齢が大きい。また、室平均空気交換効率 (Table 2) を比較しても、大きな差異がみられない。つまり、排気口の高さが空気齢に与える影響は少ないと言える。

3.2 排気口位置が空気齢に与える影響

(1) カーテンがある場合

排気口条件を4EC, 2EC, 1EC、カーテン有とした Case1, Case4, Case5 の3条件下での室内局所空気齢分布を Fig. 8 に示す。Case1 の水平分布については、Fig. 7 の(2) (a) に示している。

鉛直分布において、排気口条件1ECの空気齢が小さくなっている。また、室平均空気交換効率 (Table 2) においても、排気口条件1ECの値が大きくなっており、排気口条件1ECは換気効率が良いと言える。また、カーテンの外部にあるP1~P4において、排気口条件4ECの空気齢が大きくなっている。これは、他の2条件は排気口がカーテンの外部にあるのに対し、排気口条件4ECはカーテンの内部にあるため、カーテン外部への空気の流れが起こりにくいことが原因だと考えられる。水平分布において、3条件下ともに給気口から遠いポールでの空気齢が大きくなっており、給気口からの距離が空気齢に大きく影響していると言える。

(2) カーテンが無い場合

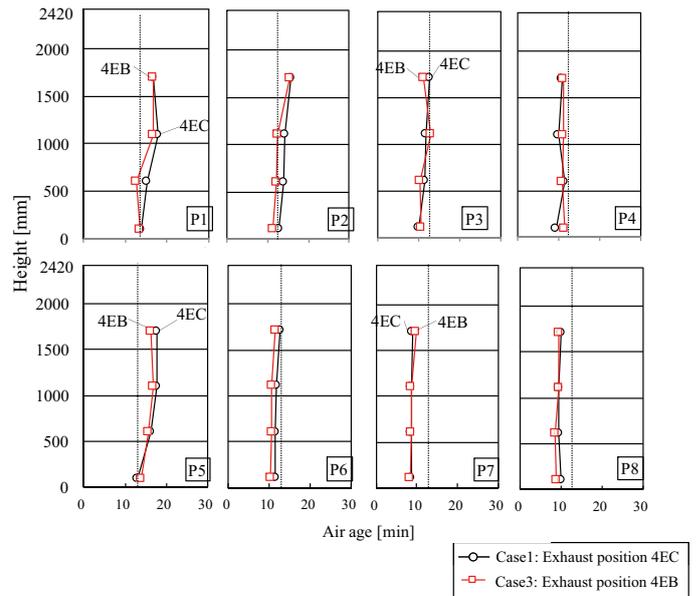
排気口条件を4EC, 1EC、カーテン無とした Case2, Case6 の2条件下での室内局所空気齢分布を Fig. 9 に示している。

鉛直分布・室平均空気交換効率 (Table 2) において、カーテンが有る場合と比べて、排気口条件1ECと4ECの差が小さいが、その差は存在し、換気効率は排気口条件1ECの方が良いと言える。水平分布において、両条件ともポールによる平均空気齢の差異が小さいが、特に排気口条件4ECでは平面的な空気齢の偏りが小さい。つまり、排気口の数を増やし、室に均等に配置することで、室全体への空気の拡散を促すと考えられる。

3.3 カーテンの有無が空気齢に与える影響

排気口条件を4ECとし、カーテンが有る Case1 と、カーテンが無い Case2 の2条件下での室内局所空気齢分布を Fig. 10 に示す。

カーテンが有る場合、鉛直分布において、カーテンの外部にあるP1~P5の空気齢が大きくなっている。給気口が4つともカーテンの内部にあるため、カーテン外部への空気の流れが遮られていると言える。また、水平分布においては、カーテンが有る場合は、給気口付近の空気齢が小さく、場所によって空気の流れに偏りがあると言える。一方、カーテンが無い場合は、鉛直分布を見ると、高さによる空気齢の差異が小さい。また、水平分布を見ても、給気口の位置による影響が小さく、空気が室に均等に広がっていることが言える。また、室平均空気齢 (Table 2) においては、2条件で概ね同じ値となっている。つまり、カーテンの有無により空気の流れが変化しているが、室全体としての換気性能は概ね同じであると言える。



(1) Local mean age of air vertical distribution

15.9	14.1	11.4	10.6
16.1	11.7	8.8	9.7

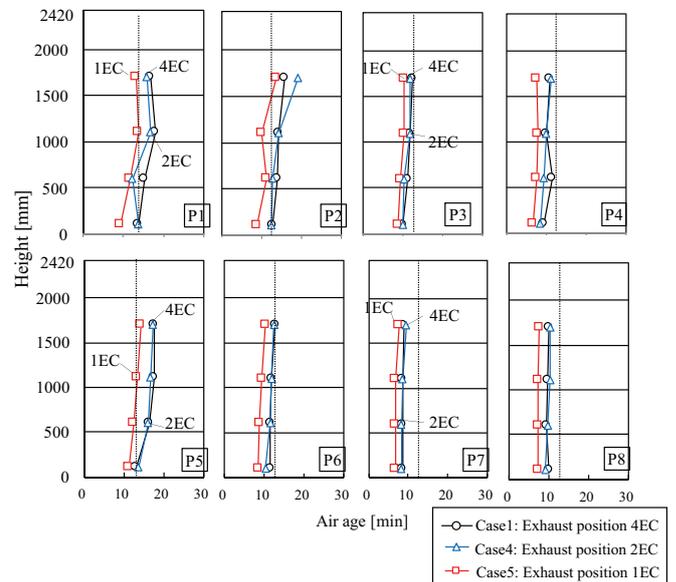
(a) Exhaust port: 4EC [min.]

14.9	12.9	11.3	11.2
15.6	10.7	8.9	8.9

(b) Exhaust port: 4EB [min.]

(2) Mean age of air horizontal distribution

Fig. 7 Local mean age of air distribution (Exhaust position: 4EC and 4EB with curtain)



(1) Local mean age of air vertical distribution

14.6	14.5	11.0	9.9
15.9	11.4	8.7	9.9

(a) Exhaust port: 2EC [min.]

12.0	10.9	9.7	7.6
12.8	9.2	7.0	7.3

(b) Exhaust port: 1EC [min.]

(2) Mean age of air horizontal distribution

Fig. 8 Local mean age of air distribution (Exhaust position: 4EC, 2EC and 1EC with curtain)

Table 2 Room average age of air and mean air exchange rate

$\tau_n = 12.55$

	Condition	$\langle \tau \rangle$	η
Case1	4EC-C	12.26	1.02
Case2	4EC-NC	12.20	1.03
Case3	4EB-C	11.85	1.06
Case4	2EC-C	11.75	1.07
Case5	1EC-C	9.55	1.31
Case6	1EC-NC	10.41	1.21

3.4 使用空調ユニットの平均空気交換効率

一般的に、この値が完全混合の場合には1、ピストンフローでは2となり、1より小さければ短絡流による滞留域ができていと推定される。室平均空気交換効率 (Table 2) を見ると、Case1~Case4 では1程度の値になっており、混合換気が起こっていると見える。しかし、Case5, Case6 の排気口条件 1EC の場合は非常に良い値を出しており、その理由はこれから詳しく検討する。

4. まとめ

本報では、排気口高さ・位置、カーテンの有無が、室内空気齢分布に与える影響について検討し、以下の知見を得ることができた。

- 1) 排気口高さが空気齢に与える影響は比較的小さいが、排気口位置が与える影響は比較的大きい。
- 2) 排気口条件 1EC での換気効率が最も良い。
- 3) カーテンが有る場合は、排気口や給気口の位置による影響が大きい。
- 3) カーテンが有ると空気の流りに偏りができ、カーテンが無いと室全体に空気が拡散する。
- 4) 実験で使用した誘引ユニットにおいては、排気口条件 1EC 以外で室平均空気交換効率が1程度を示した。

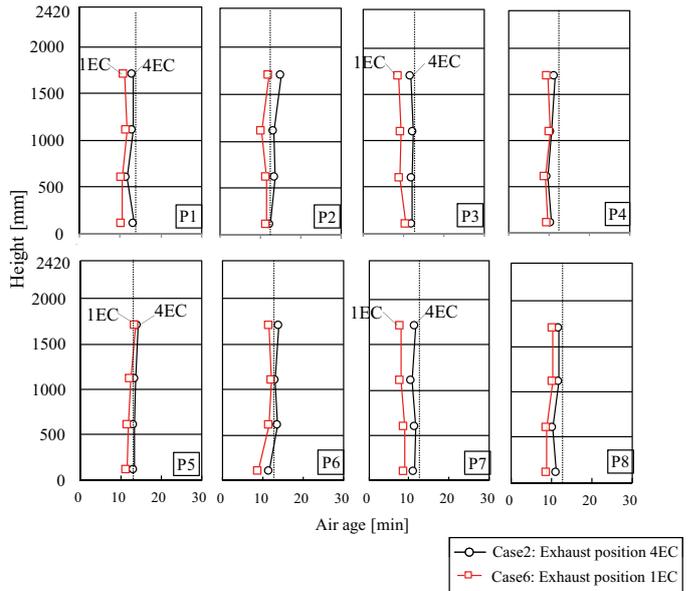
今後はパルス法による空気齢の検討や、暖房実験での空気齢の算出も行う所存である。

謝辞

本研究の一部は、木村工機 (株) との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた同社関係者各位に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) 陳賢, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 李瑩: 天井吹出し型誘引ユニットによる室内環境制御手法に関する研究 (その3) 4床病室における冷房時室内換気性能に関する検討, 空気調和・衛生工学近畿支部学術論文発表会論文集, 2016.3
- 2) 李瑩, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 蔵永真理: 天井吹出し型誘引ユニットによる室内環境制御手法に関する研究 (その4) 4床病室冷房時に排気口位置が熱・空気環境特性に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学近畿支部学術論文発表会論文集, 2017.3



(1) Local mean age of air vertical distribution

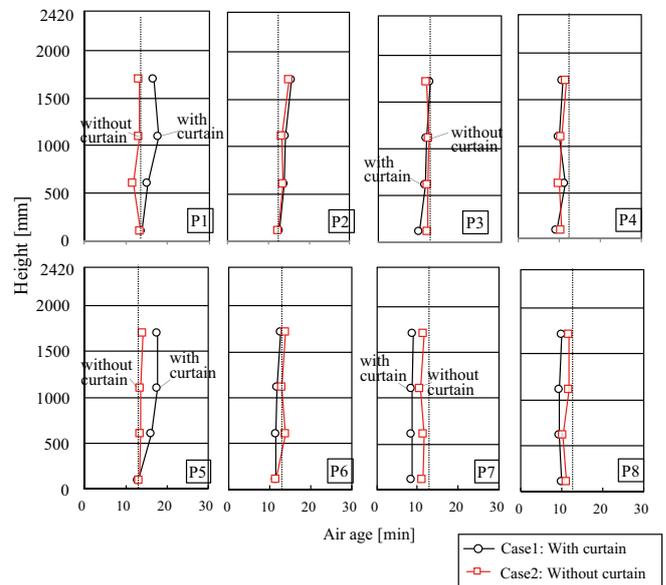
13.0	13.6	12.0	10.7
13.7	13.0	11.3	11.3

(a) 4 EC [min]

11.1	11.3	9.5	9.8
12.3	10.8	8.5	9.6

(b) 1EC [min]

(2) Mean age of air horizontal distribution
Fig. 9 Local mean age of air distribution
(Exhaust position: 4EC and 1EC, without curtain)



(1) Local mean age of air vertical distribution

15.9	14.1	11.4	10.6
16.1	11.7	8.8	9.7

(a) with curtain [min]

13.0	13.6	12.0	10.7
13.7	13.0	11.3	11.3

(b) without curtain [min]

(2) Mean age of air horizontal distribution
Fig. 10 Local mean age of air distribution
(Exhaust position: 4EC, with curtain and without curtain)

連続的データ同化法を用いた室内汚染源の推定精度の観測誤差に対する感度解析

Sensitivity Analysis of observation error on Accuracy of Source Estimation using Variational Continuous Assimilation Method

○松尾 智仁 (大阪大学) 嶋寺 光 (大阪大学) 近藤 明 (大阪大学)

Tomohito MATSUO*¹ Hikari SHIMADERA*¹ Akira KONDO*¹*¹ Osaka University

Estimation accuracy of a data assimilation method depends very much on quality and quantity of assimilated observation data. In this study, the impacts of quality and quantity of observation data were evaluated by the numerical experiments, in which the several observation errors were added into observation data, and the accuracy of source estimation were assessed. The impact of quantity (time and spatial resolution) of observation data was also evaluated. As a result of the numerical experiments, it was found that the sensitivity to observation error increases with decreasing of the quantity of observation data.

はじめに

近年、室内環境中に突発的に発生した汚染物質の放出源と濃度分布を推定するための手法として、観測と数値解析を組み合わせたデータ同化法と呼ばれる手法が注目されている。しかし、データ同化法は観測データに整合するように数値解析を修正する手法であるから、その推定精度はデータ同化に用いる観測データの質・量に強く依存する。そこで本研究では、観測データの質・量がデータ同化法の推定精度に及ぼす影響を評価するため、観測誤差の大きさ、観測データの時空間分布を変更した複数のケースについてデータ同化法を適用する数値実験を行い放出源分布の推定精度を比較することで、推定精度の観測誤差に対する感度解析を行った。

1. 連続的データ同化法

本研究で用いるデータ同化手法は、Derber¹⁾が気象分野において開発した連続的データ同化法 (VCA 法) を、松尾ら²⁾が室内の放出源推定に適用するために修正したものである。VCA 法は4次元変分法の一つであり、観測値と計算値の誤差の平方和を用いて評価関数を定義し、これを数値解析の支配方程式に加えられた修正項を用いて修正する。VCA 法で用いる評価関数と修正項を加えた支配方程式を、それぞれ式(1)、式(2)に示す。

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

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

ここで、 P は観測回数、 Ψ は計算値ベクトル、 $\tilde{\Psi}$ は観測値ベクトルである。 $()^T$ は行列、ベクトルの転置を意味する。 A は時刻 n における計算値ベクトルから時刻 $n+1$ における計算値ベクトルを求める変換行列である。右辺第2項の $\lambda^{n+1} \phi$ はVCA法が付加する修正項であり、 λ^{n+1} が修正の時間分布を、 ϕ が修正の空間分布を表す。

VCA法を用いた汚染物質の放出源推定において、式(2)の修正項は、式(2)と物質の輸送方程式とのアナロジーから、汚染物質のソース項であるとみなすことができる。

VCA法では、評価関数を最小化する修正ベクトルを探索するため、繰り返し計算を行う。本研究では繰り返し計算の手法として、式(3)に示す最急降下法を用いた。

$$\phi_{k+1} = \phi_k + \alpha \frac{\partial I}{\partial \phi} \Big|_{\phi=\phi_k} \quad \dots\dots(3)$$

ここで、 ϕ_k は k 回目の繰り返し計算で求められる修正ベクトルであり、 α は勾配を定めるパラメータである。

VCA法の詳細については、松尾ら^{2,3)}に詳しい。

2. 数値実験の概要

2.1 誤差の影響評価の手順

数値実験は、以下の手順で行った。

- 1) 既知の汚染物質放出源を用いて数値シミュレーションを行い、得られた濃度分布を「正解値」とする。
- 2) 「正解値」の一部データを抜き出し、誤差を含まない「観測データ」とする。
- 3) 任意の平均、分散を持つ乱数の組を作成し、「観測誤差」とする。

- 4) 誤差を含まない「観測データ」に「観測誤差」を足し合わせ、誤差を含む「観測データ」を作成する。誤差を含む「観測データ」は、「観測誤差」のばらつきを考慮するため複数作成する。
- 5) 汚染物質の情報を削除して数値シミュレーションを行い、得られた速度場、濃度場を推定の初期値とする。
- 6) 推定の初期値と誤差を含まない「観測データ」に対して VCA 法を用いたデータ同化を適用し、濃度分布と汚染物質放出源の「推定値」を得る。
- 7) 誤差を含む「観測データ」を用いた場合についても同様に VCA 法を適用し、得られた「推定値」を 6) と比較することで、観測誤差の影響を評価する。
- 8) 「観測データ」の時空間解像度を変更した場合についても同様に 2-4)、6-7) の操作を行い、観測データの時空間解像度の影響を評価する。

2.2 数値解析の計算条件

数値解析においては非圧縮性流れを仮定し、速度場は定常、濃度分布は非定常であるとした。また、汚染物質は希薄ガスとして振る舞い、その濃度は速度場に影響を与えないと仮定した。対象領域を Fig.1 に示す。対象領域は1組の吹出し口、吸込み口を持つ2次元空間であり、領域内に机と垂れ壁を模した障害物を配置した。対象領域は $5\text{ cm} \times 5\text{ cm}$ の均等メッシュを用いて離散化され、メッシュの総数は6240である。

数値解析にはオープンソース CFD ライブラリである OpenFOAM のバージョン2.3.1に VCA 法のアルゴリズムを追加して用いた。OpenFOAM は有限体積法により支配方程式を離散化する。対流項の離散スキームには1次精度風上差分法を、ラプラス項の離散スキームには1次精度中心差分法を、時間項の離散スキームには1次精度オイラー法をそれぞれ用いた。乱流モデルには標準 $k-\epsilon$ モデルを用い、速度と圧力のカップリングには SIMPLE 法を用いた。濃度場の計算においてはタイムステップを 0.1 s とし、計算時間は 180 s とした。

対象領域の境界条件を Table.1 に示す。汚染物質は室内中央の小領域 ($10\text{ cm} \times 10\text{ cm}$) から放出される。また、「観測データ」は吸込み口で取得される。「観測データ」の時空間解像度は後で述べる。

2.3 「正解値」計算結果

数値解析により得られた速度分布を Fig.2 に示す。吹出し口から吸込み口へ向かう主流が形成されているほか、いくつかの大きな渦があらわれている。

また、数値解析により得られた「正解値」濃度分布を Fig.3 に示す。室内中央で発生した汚染物質は、主流に沿って拡散しつつ輸送される。発生した汚染物質の大部分は主流により吸込み口から室外に流出するが、一部は主流から外れ、大きな渦に捉えられて室内を循環する。

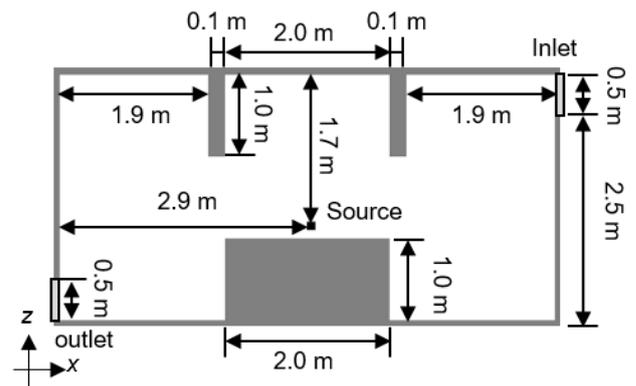


Fig.1 Objective room

Table.1 Boundary conditions

Inlet	Velocity: 0.5 m/s constant
	Pressure: Zero gradient
Outlet	Velocity: Zero gradient
	Gauge pressure: 0 Pa
Contaminant source	Intensity: 0.2 g/s
	Size: 0.1 cm x 0.1 cm
	Emission: 1.0 s ($t = 0$ to 1 s)

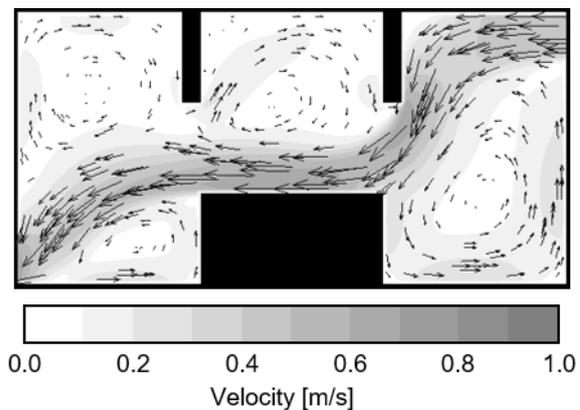


Fig.2 Velocity field

2.4 「観測データ」の作成

2.4.1 誤差を含まない「観測データ」

本研究では、「観測データ」の解像度について、時間解像度、空間解像度の粗密を変更して合計4つのケースを設定した。各ケースにおける観測データの設定を Table.2 に示す。Case 1 と 2 ではすべての計算タイムステップについて、吸込み口における濃度を「観測データ」として用い、Case 3 と 4 では10ステップごとの濃度を用いる。Case 1 と 3 では、全ての吸込み口隣接格子における濃度を「観測データ」に用いるが、Case 2 と 4 では1格子ずつ間を空けた格子の濃度データを用いる。

2.4.2 誤差を含む観測データ

本研究においては、観測誤差の分布は平均が0の正規分布に従うと仮定した。そのため、標準偏差を変更した

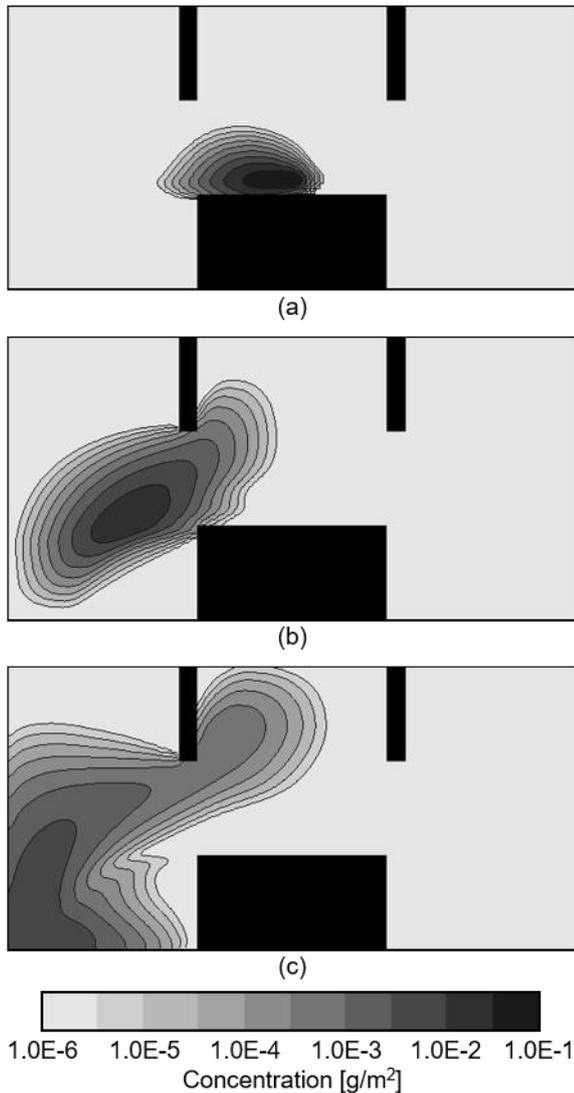


Fig.3 Concentration field at (a) $t = 1$ s, (b) $t = 4$ s, and (c) $t = 8$ s

3つの正規分布を仮定し、それらの正規分布に従う乱数組を作成し、「観測誤差」とした。「観測誤差」は誤差大（標準偏差： 1×10^{-4} ）、誤差中（同： 1×10^{-3} ）、誤差小（同： 2.0×10^{-3} ）の3つを考慮した。観測誤差を含む「観測データ」は、2.3.1で作成した観測誤差のない「観測データ」に「観測誤差」を足し合わせることで作成した。なお、「観測誤差」の作成には乱数を用いるため、結果のばらつきを考慮して、「観測誤差」は各ケースについて100個ずつ作成し、結果の考察には各結果の平均値と標準偏差を用いた。

Fig.4にCase 1における誤差を含む「観測データ」の分布を示す。前述のように誤差を含む「観測データ」は各100個ずつ作成しているが、紙幅の都合上、Fig.4に示すのはそのうち代表各1個である。Fig.4(a)では観測誤差は小さく、「観測データ」はほぼ実際の濃度変化を追従している。しかし、観測誤差の標準偏差を大きくしたFig.4(b,c)では、正解値濃度がほぼ0である時刻にも大きな正負の濃度があらわれるなど、観測誤差の影響を

Table.2 Settings of "observation data"

	Time resolution	Spatial resolution
Case 1	0.1 s	0.1 m
Case 2	0.1 s	0.2 m
Case 3	1.0 s	0.1 m
Case 4	1.0 s	0.2 m

強く受けている。

3. VCA法を用いた放出源推定結果

Case 1の観測データ時空間解像度を用いて、観測誤差がない場合と大きい場合のそれぞれについて、VCA法による放出源推定を行った。その結果をFig.5に示す。ただし、観測誤差があるケースについては、紙幅の都合上、代表1個の結果を示している。Fig.5より、いずれの場合も放出源の様子をおおむね良く推定できており、推定結果に大きな差は見られない。

「正解値」の放出源分布と推定された放出源強度の二乗平均平方根誤差（RMSE）をFig.6に示す。各条件でのRMSEを比較すると、観測誤差がないまたは小さいときには各ケースで推定精度にほとんど差が見られない。このことから、VCA法による放出源推定は、観測誤差が十分に小さい場合、推定精度への影響が小さいことが示唆された。一方、観測誤差が大きいとき、観測データの時間解像度が粗いCase 3,4で、わずかに推定精度の低下が見られた。このことから、観測誤差が大きい場合には、観測データの時空間解像度を高めることで推定精度の低下が防げることが示唆された。

以上の結果の原因として、以下のことが考えられる。VCA法は評価関数を誤差の二乗和で定義しているため、評価関数を最小化するためには、誤差の最大値を緩和するように修正を掛ける。したがって、観測データの時間変動が高周波であり追従して修正を掛けるのが難しい場合、その言動の平均値に近づくように修正を掛ける。そのため、今回のように誤差成分の平均値が0であるとき、誤差による変動は推定精度へほとんど影響を与えない。しかし、観測データの時空間密度が低い場合、観測誤差を追従して修正が変動することが可能となるため、推定精度が低下するのだと考えられる。

4. 結論

本研究では、VCA法による放出源推定の精度に対しランダム観測誤差がどのような影響を与えるのかを明らかにするため、観測誤差として平均0の正規分布に従う乱数組を与えて放出源推定を適用する数値実験を行った。その結果、観測誤差が十分に小さい場合、推定精度に大

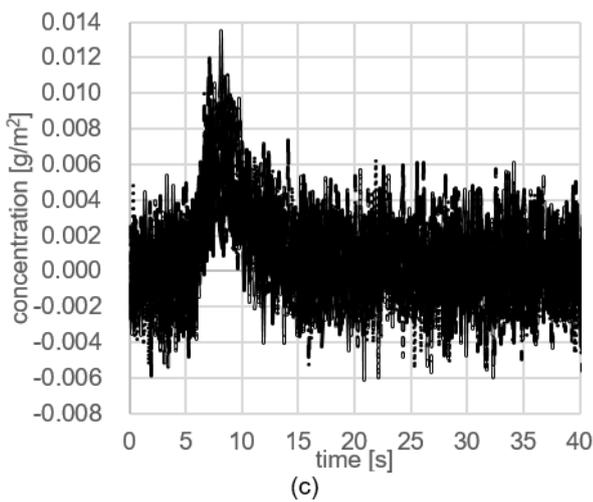
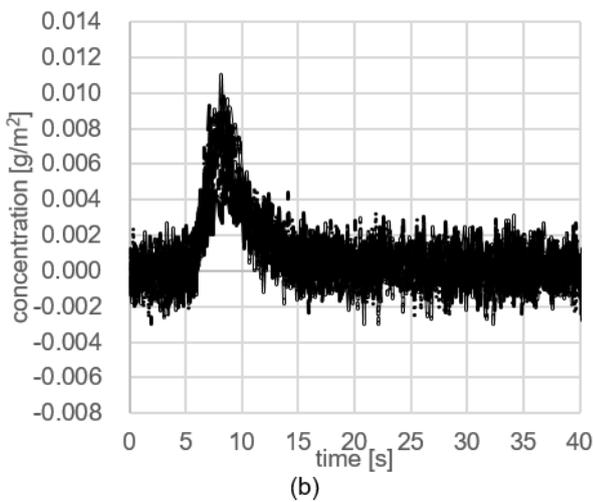
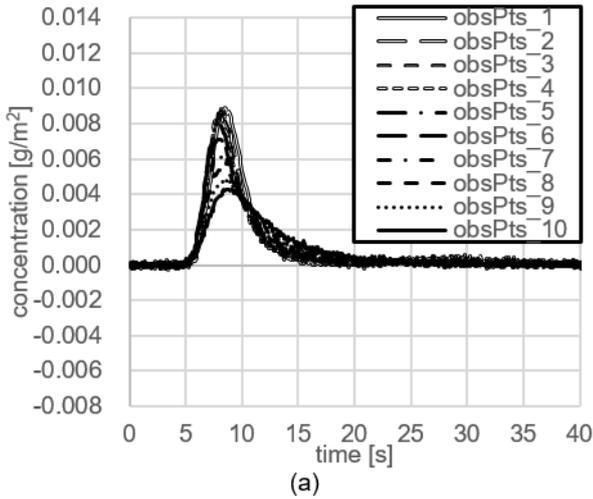


Fig.4 “Observation Data” with (a) small error, (b) medium error, and (c) large error

きな影響がないこと、観測誤差が大きい場合、推定精度は低下するが、観測データの時空間解像度が高い場合には推定精度の低下は抑制されることを明らかにした。

謝 辞

本研究は公益財団法人大林財団の助成を受けたものです

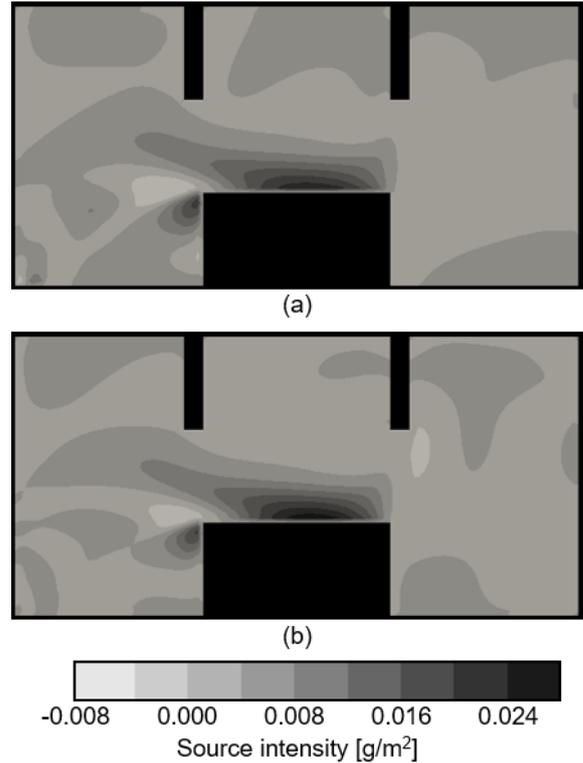


Fig.5 Estimated source distribution of (a) Case 1 with no error and (b) Case 1 with large error

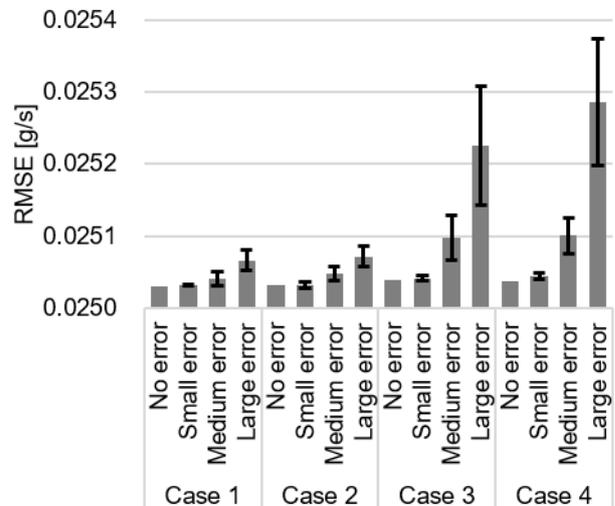


Fig.6 RMSEs of estimated source distribution

参考文献

- 1) J. C. Derber. A Variational Continuous Assimilation Technique. *Monthly Weather Review*, Vol.117, pp.2437-2446, 1989
- 2) 松尾智仁, 近藤明, 嶋寺光, 塩地純夫, 小松彰. 連続的データ同化法を用いた室内環境推定に関する研究 (第2報) 3次元定常流れにおける濃度場推定への適用. *空気調和・衛生工学会論文集*, Vol.232, pp.23-30, 2016
- 3) 松尾智仁, 近藤明, 嶋寺光, 塩地純夫, 小松彰. 連続的データ同化法を用いた室内環境推定に関する研究 (第1報) 2次元定常流れにおける濃度場推定への適用. *空気調和・衛生工学会論文集*, Vol.223, pp.11-18, 2015

ライン型ディフューザを用いた室の CFD 解析手法に関する研究 (その 7) 非等温吹き出しに関する検討

CFD Analysis on Airflow in Room with Linear Slot Diffuser Part7. A Study on Airflow in Non-Isothermal Condition

○ 中井 奈保子 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学)

Nahoko NAKAI *¹ Hisashi KOTANI*¹

Toshio YAMANAKA*¹ Yoshihisa MOMOI*¹

Kazunobu SAGARA*¹

*¹ Osaka University

Many building service designers predict to airflow pattern in room for the optimization of the diffuser layout design. Today, they often use CFD analysis. However, there are some problems. One of them is 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 decrease the number of grids and computational time by P.V. Method and Momentum Method. In this paper, I focus on airflow form linear slot diffuser in non-isothermal condition.

1 はじめに

室内環境を空調設備で整えるためには、室内の気流性状を把握することが必要であり、近年では CFD(Computational Fluid Dynamics) 解析が用いられている。複雑な形状の空調吹き出し口を有する室の CFD 解析には、詳細なメッシュ分割が必要となり、計算負荷が増大し、解析に時間を要するという問題がある。計算負荷を軽減するために吹き出し口のモデリングに関する様々な研究^{1)~3)}が行われている。本研究では、その代表的な方法である PV 法・Momentum 法などの簡易解析手法の適用について検討する。本研究で対象とするライン型ディフューザは部屋寸法に対して、吹き出し口の寸法が非常に細かいものであり、この寸法を

基準に部屋全体をメッシュ分割するとメッシュ数は膨大となる。実際の設計では、膨大なメッシュを用いず、吹き出し口寸法よりも大きい間隔のメッシュを用いることも多い。既報⁴⁾では、このような場合において、PV 法・Momentum 法を適用した解析結果での居住域における気流性状を、実際の気流性状に近づけるための条件について等温条件のもとで比較・検討を行った。本報では、非等温条件で同様の検討を行うため、CFD 解析における実験結果の再現方法について比較・検討を行う。

2 実験概要

実験は、自由空間とみなせる大阪大学の大空間実験室にて平成 28 年 12 月～1 月に行った。実験室詳細図を Fig. 1 に示す。実験では、PIV(Particle Image Velocimetry) と T

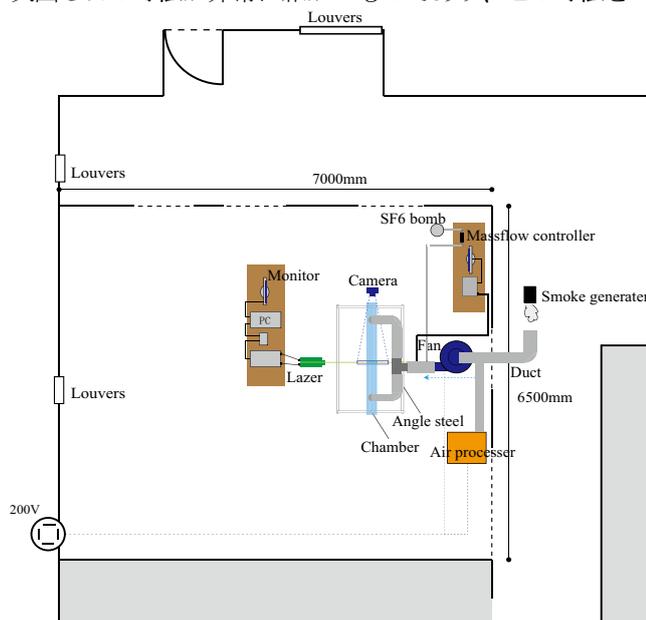


Fig.1 Experimental Room

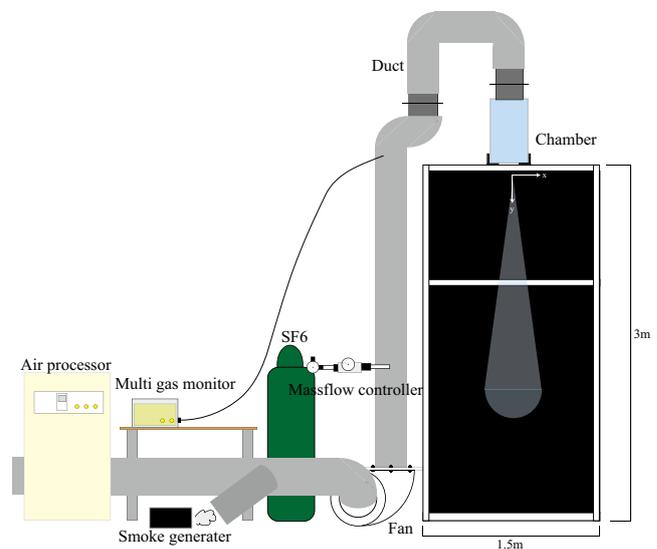


Fig.2 Experimental Setup

Table1 Experimental Condition

Velocity(m/s)	2.0
Airflow Rate (m ³ /s)	259
Temperature Condition	Non-isothermal
Inlet Temperature (°C)	21
Room Temperature (°C)	11
Inlet Direction	Vertical

Table2 PIV Condition

Program	Daivis8.3
CCD Camera	ImagerProX 2M
Laser	Nd:YAG Laser
Laser Output	50mJ/pulse
Camera Frame Size	1600×1200pix
Sampling Frequency	14Hz
Sampling Time	21s
Algorithm	Direct Cross-Correlation Method Recursive Correlation Method
Overlap	50%

型熱電対を用いて、ディフューザから吹出す気流の速度と空間の温度分布を測定し、実際の気流性状の把握を試みた。使用したディフューザ(空調技研工業 VIL-2 型)は、吹出し口幅 :20mm、長手方向の長さ :1800mm である。このディフューザを 3m の高さに設置したチャンバーに取り付け、ファンから給気した空気が床面に鉛直に吹き出すように設置した。また、暖房時の垂直吹出しを想定し、室温に対して 10°C 差をつけるため、空調機(オリオ

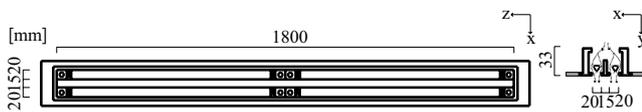


Fig.3 Detail of Slot Diffuser

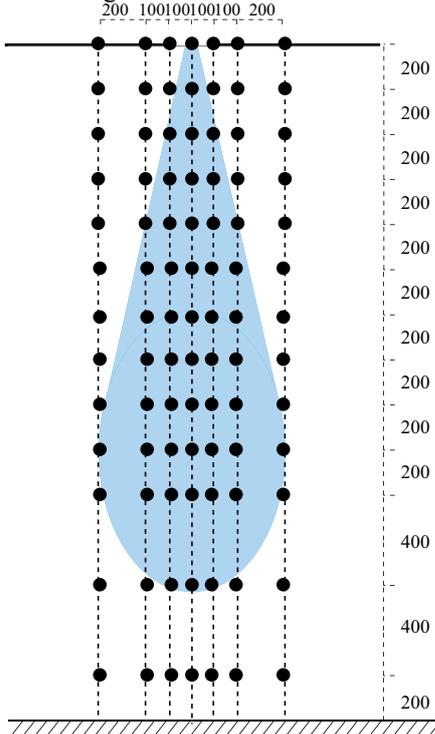


Fig.4 Measurement point

Table2 CFD Condition

	3.1 Unsteady Analysis (small)	3.2 Steady Analysis (small)	3.3 Steady Analysis (large)
CFD Code	ANSYS FLUENT 16.1	ANSYS FLUENT 16.1	ANSYS FLUENT 16.1
Finite Difference Scheme	QUICK	QUICK	QUICK
Algorithm	SIMPLE	SIMPLE	SIMPLE
Turbulent Model	Standard k-ε model	Large Eddy Simulation	
Near-Wall treatment	Enhanced Wall Treatment		-
Subgrid-Scale Model	-		Smagorinsky-Lilly
Turbulent Intensity	30%		30%
Turbulent Length Scale	1.5mm		1.5mm
Inlet Velocity	2m/s		2m/s
Inlet Temperature	21°C		21°C
Room Temperature	11°C		11°C
Floor Surface Temperature	11°C		11°C
Ceiling Temperature	-		-

ンエアプロセッサ AP-750MVK-C) を用いて給気温度を調節した。各測定点において 30 ~ 60 秒間測定を行い、平均温度を求めた。測定機器の配置とライン型ディフューザの詳細図、温度測定での各測定点を Fig.2、Fig.3、Fig.4 に示す。Table1、Table2 に実験条件と PIV 解析条件を示す。

3 CFD 解析

CFD 解析では、正確な結果が得られるよう、吹出し口幅と等しい 20mm のメッシュを用いて解析を行った。今回のモデルでは、解析空間内に発熱体はないという設定で解析を行ったため、非等温の状態を表す 3 つの場合について検討を行った。解析では実験と同様のライン型ディフューザを仮定し、吹出し温度 : 21°C、床面温度 : 11°C、室温 : 11°C とした。3.1 小空間非定常解析、3.2 小空間定常解析では、Fig.5 に示すような室内の一部を解析空間として切り出し、3.3 大空間定常解析では、室内全体を解析空間とした。

3.1 小空間非定常解析

小空間非定常解析での解析空間の詳細図を Fig.6 に示す。吹出し口を解析空間の中心とし、天井面・床面を壁面とした。気流の巻き込みを表現するため、側面の上部 1/3 (高さ 2m ~ 3m) から 0.2m/s で室温と等しい 11°C を流入させ、下部 (高さ 1m ~ 2m) の面を自由流出口と設定した。非定常解析では、解析が安定した後の結果を、実験と同様になるように 1 分間平均した。

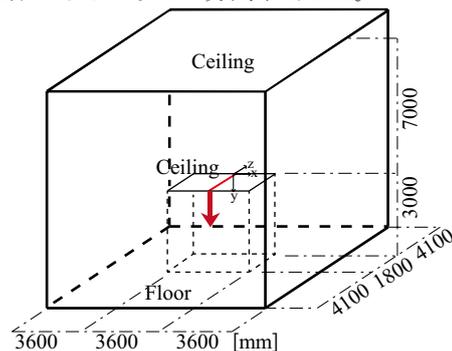


Fig.5 Detail of Analysis Domain

3.2 小空間定常解析

解析空間の詳細図を Fig. 7 に示す。吹出し口の中心位置から 1800mm を解析空間とし、吹出し口のある右側面を対称面とした。3.1 小空間非定常解析と同様に、左側面では気流の巻き込みを表現した。非等温の状態を定常解析で再現することを試みた。

3.3 大空間定常解析

大空間定常解析では、実験室と同等の大空間を解析空間とし解析を行うことで、3.1 小空間非定常解析や 3.2 小空間定常解析のような気流の巻き込みを表現することなく、非等温の状態を定常解析で再現することを試みた。Fig. 8 に大空間定常解析の解析空間の詳細図を示す。

4 結果と考察

Fig. 9 に実験・小空間非定常解析・小空間定常解析・大空間定常解析の風速・温度のコンター図を、Fig. 10 にベ

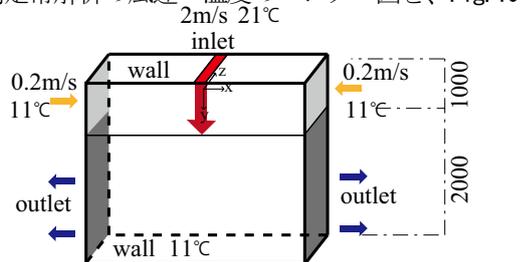


Fig.6 Unsteady Analysis (small-area)

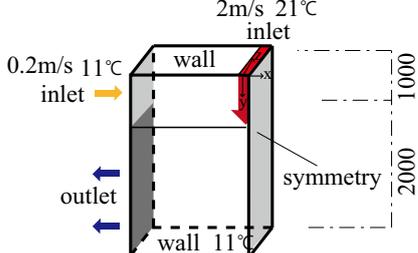


Fig.7 Steady Analysis (small-area)

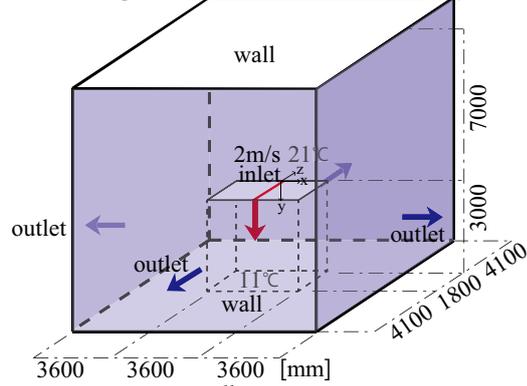


Fig.8 Steady Analysis (large-area)

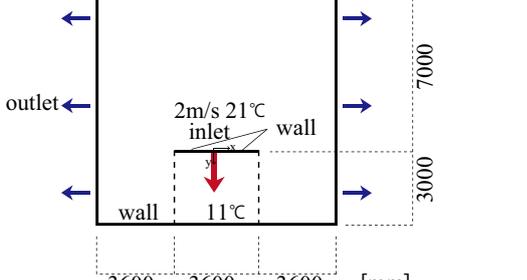
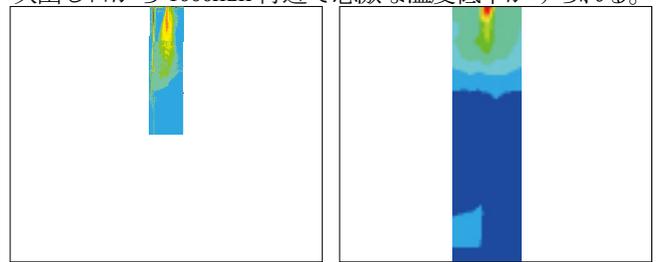


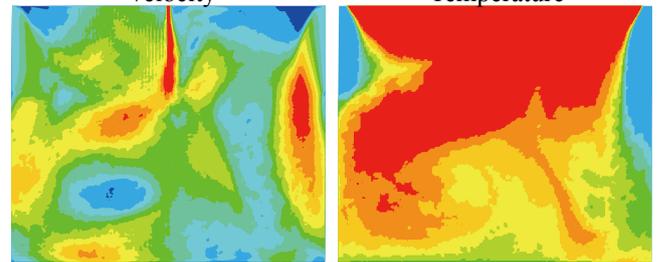
Fig.9 Scalar Distribution

クトル図を示す。小空間非定常解析は安定しておらず、特に温度分布については、空間全体が高温となり不正確な結果である。Fig. 11、Fig. 12 に中心軸速度分布、中心軸温度を示す。中心軸分布では、実験で測定した温度と速度をプロットした。速度分布、温度分布ともに実験値より解析値の方が大きな値となった。中心軸温度分布の実験値に注目すると、吹出し口から 600mm 付近で急激に温度が低下している。このことから、吹出し気流が室温より高温であるため、浮力によって、実験では 600mm より下部にはほとんど気流が到達していなかったということがわかる。小空間定常解析では、このような浮力の効果はほとんど見られず、吹出し口から離れるにしたがって、徐々に温度が低下している。一方で、大空間定常解析では、吹出し口から 1000mm 付近で急激な温度低下がみられる。



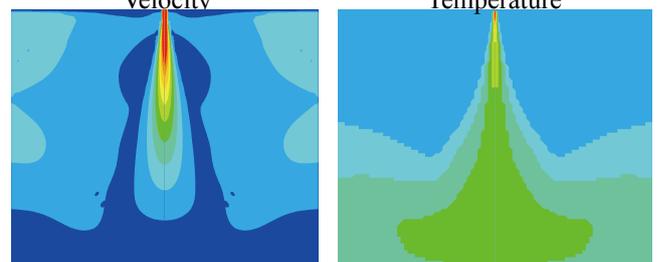
Experiment Velocity

Experiment Temperature



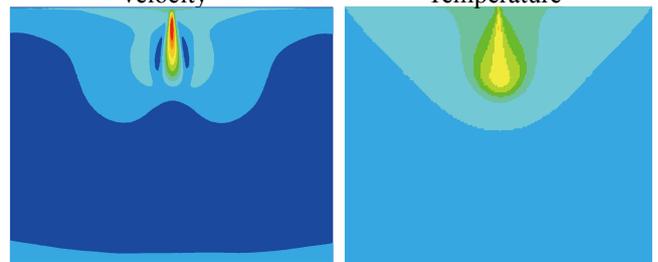
Unsteady Analysis (small-area) Velocity

Unsteady Analysis (small-area) Temperature



Steady Analysis (small-area) Velocity

Steady Analysis (small-area) Temperature



Steady Analysis (large-area) Velocity

Steady Analysis (large-area) Temperature

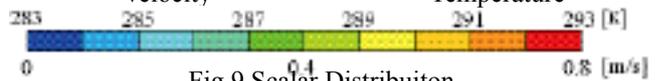
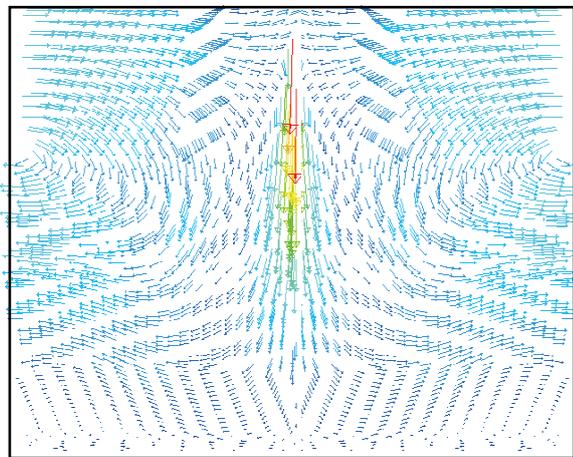


Fig.9 Scalar Distribution

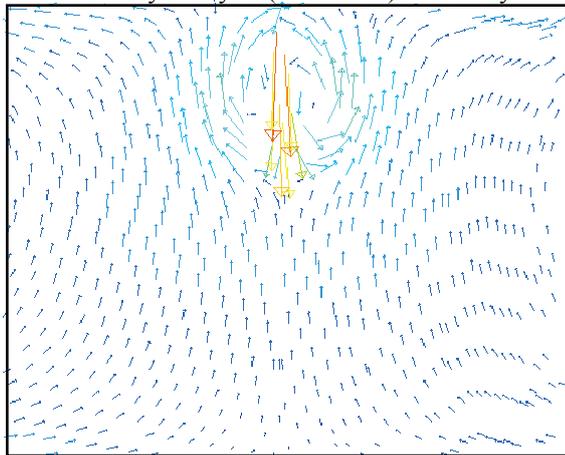
よって、浮力の効果を解析でもっとも再現できているのは大空間定常解析であると言える。Fig. 13に風速が0.5m/sとなる時の到達距離と拡散幅を示す。小空間定常解析と大空間定常解析では、拡散幅は、概ね一致しているが、到達距離がおおよそ2倍異なる結果となった。以上のことから、非等温条件における解析では解析空間を大空間として解析することが、適していると考えられる。

5 今後の課題

本報では、非等温条件における詳細解析について検討を行ったが、小空間定常解析での結果は不適切であると思われる。今後は、大空間定常解析の結果から、小空間解析で与える境界条件の検討を行う予定である。また、非等温条件において、解析空間を大空間として、PV法・Momentum法の適用について検討を行う予定である。



Steady Analysis (small-area) Velocity



Steady Analysis (large-area) Velocity

Fig.10 Vector

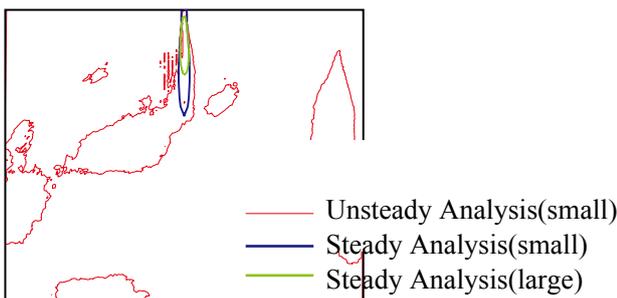


Fig.13 Throw Distance and Diffusion Width

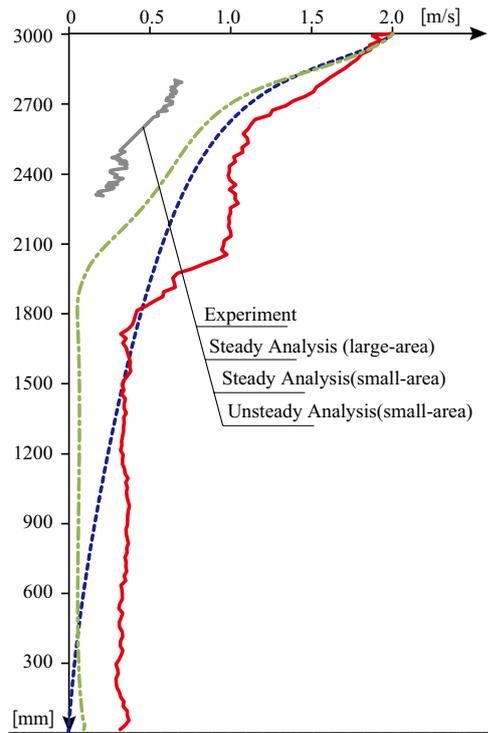


Fig. 11 Velocity Distribution on the centerline of the jet

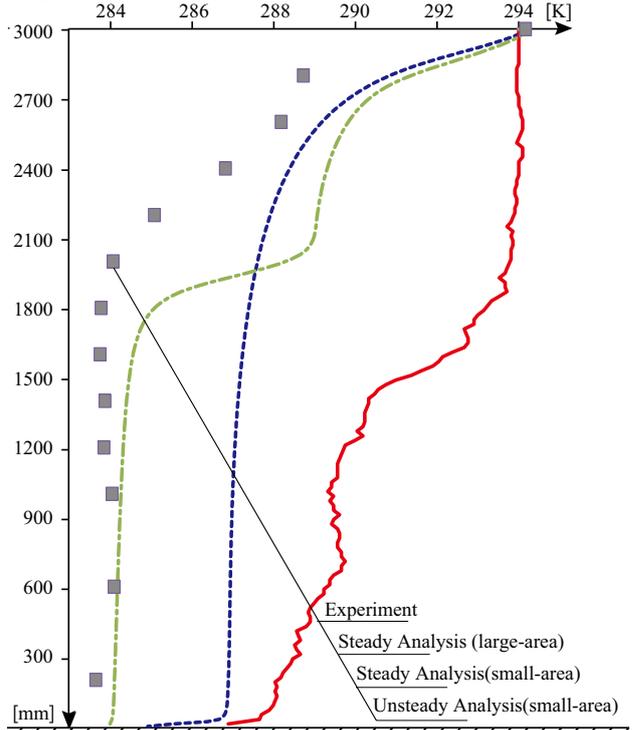


Fig. 12 Temperature Distribution on the centerline of the jet

【謝辞】

本研究の遂行にご尽力いただきました、丹原千里氏（株式会社大林組、当時本学大学院生）に深く感謝いたします。

【参考文献】

- 1) P.V.Neilsen: Description of Supply Openings in Numerical Models for Air Distribution, ASHRAE Transaction, Part1, pp.963-971,1992.2
- 2) J.Srebric, Q.Chen: Simplified Numerical Models for Complex Air Supply Diffusers, HVAC&R Research, pp.277-294, 2002.6
- 3) Chen,Q.,and Moser,A.:Simulation of a multiple-nozzle diffuser,Proc.of 12th AIVC Conference,Vol.2,pp.1-14,1991
- 4) 丹原、甲谷、桃井、山中、相良、中井：ライン型ディフューザを用いた室のCFD解析手法に関する研究（その5）シングルラインディフューザにおける気流性状の把握と簡易解析手法の検討，空調調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.205-208,2016.9.6

消・脱臭剤のノズル噴霧による臭気除去効果に関する基礎的研究
 (その16) 一流体ノズルを用いた次亜塩素酸水の噴霧粒径が
 室内メチルメルカプタンの濃度減衰に及ぼす影響

Deodorizing Effect of Deodorant Mist Sprayed with a Misting Nozzle
 (Part 16) Effect of Mist Diameter of Hypochlorous Solution sprayed from One-fluid Nozzle
 on Concentration Decay of Indoor Methyl Mercaptan

○西田 敏宏 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学)

Toshihiro NISHIDA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹

Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹

*¹ Osaka University

In hospital, odor is basically reduced by increasing air change rate. If it is possible to decrease odor by using deodorant, air change rate can be decreased, which makes a contribution to energy conservation. This study focuses on prediction of the deodorizing effect of mist sprayed with a nozzle. In this paper, at first, the effect of the diameter distribution and the surface of mist on the deodorizing effect is measured. Next, the effect of the relative humidity in the room on the deodorizing effect is measured. As a result, the surface of mist and the relative humidity in the room have a big influence on the deodorizing effect.

はじめに

本研究では、悪臭が問題となる病室においてノズル噴霧による消脱臭法を導入することで、臭気除去のための換気回数を減らし、省エネルギー化を図ることを目的としている。既報¹⁾では、既往研究で用いてきた空円錐型一流体ノズル(以降、既往ノズル)の粒径分布を測定した。本報では、既往ノズルよりもさらに細かい粒子を噴くことができる空円錐型一流体ノズル(以降、微細ノズル)の粒径分布を測定し、両ノズルによる臭気除去実験を行うことで粒径分布が臭気除去効果に及ぼす影響を考察する。また、室内の相対湿度が臭気除去効果に及ぼす影響を測定し、これらの結果から既存の予測モデルの精度向上を行った結果を報告する。

1. 微細ノズルによる噴霧流中の粒径分布の測定

位相ドップラー法(PDA:Phase Doppler Anemometer)を用いて微細ノズルの粒径分布を測定し、既往ノズルによる粒径分布との比較を行う。両ノズルの仕様をTable 1に示す。

1.1 測定方法

実験は本学構内の人工気候室内で行い、室温20℃・湿度無制御の全外気運転を行った。また、本実験では、PDA(DANTEC DYNAMICS, FiberPDA System)を用い、Fig. 1に示す機器配置を人工気候室の中央に配置する。また、左右対称な測定点の半分をFig. 2に示す。

Table 1 Specification of two nozzles

	previous nozzle	micro nozzle
Manufacture	H.Ikeuchi&Co.,Ltd	
Model number	1/4M KB 80063N S303-RW	M12x1.5M
Spray pattern	Hollow cone	
Nozzle hole diameter	0.22[mm]	0.10[mm]
Fluid pressure	0.70[MPa]	6.0[MPa]
Initial mass flow rate of mist	2.00[L/hr]	2.35[L/hr]
Spray angle	80[deg]	



各測定点を通する1万個のミスト粒子をサンプリングし、粒径分布を測定する。ただし、噴霧流の端といった粒子濃度が薄い測定点では、サンプリング数を半分にして調整を行った。

1.2 測定結果

微細ノズルによる個数平均径とザウター平均径の測定結果および既往ノズルによる粒径¹⁾との比較をFig. 3に示す。微細ノズルによる粒径は2種の平均径ともに既往ノズルからの粒径よりも小さく、比して約半分程度のミスト粒径を噴くことができると分かる。等流量を噴霧する場合、半分の大きさのミストを噴くノズルは2倍のミスト表面積を有する。ミストの表面積は蒸発や臭気除去効果に関わるため、予測モデルの精度向上にあたってその影響を把握する必要がある。また、微細ノズルにおける2種の平均径に注目すると、ノズルからの鉛直距離が大きくなるほど、噴霧中心と噴霧端における粒径差がな

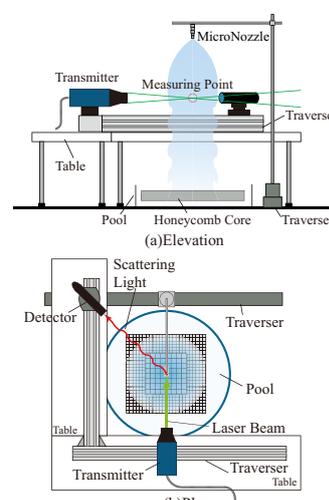


Fig. 1 Layout of PDA

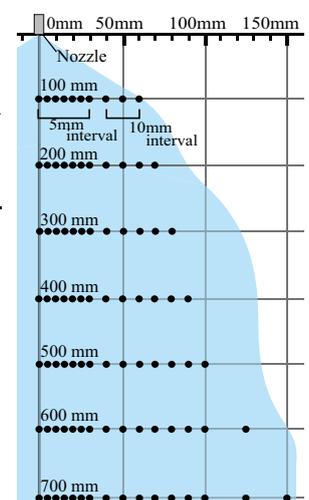


Fig. 2 Half of measuring points

く水平方向に均一な分布となり、さらに2種の平均径の差が大きくなるのが分かる。既往ノズルでも同様の傾向が確認されており、ノズル口径・液圧が異なるために噴霧速度や粒径に差が生じるが、空円錐型一流体ノズルにおける粒子の挙動はノズルに依らず同一であると考えられる。

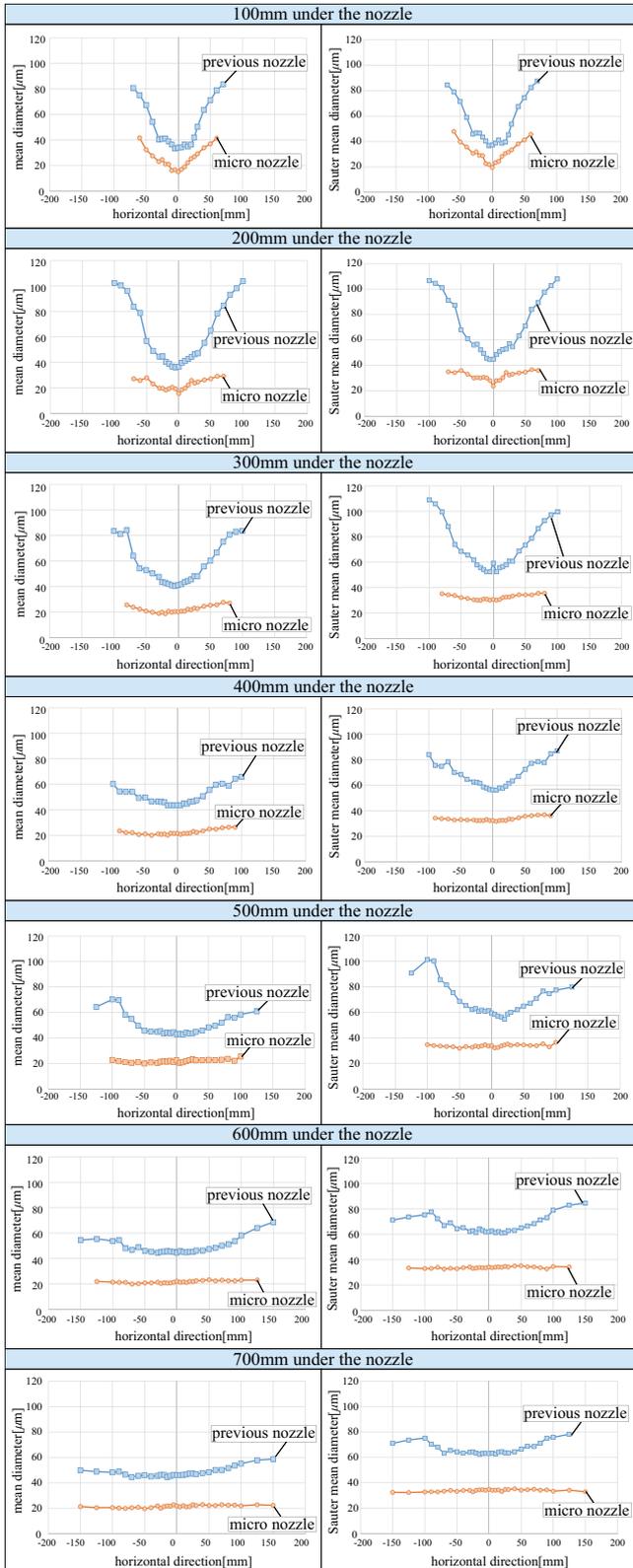


Fig. 3 Comparison of two types of mean diameter from two nozzles

2. 粒径分布が臭気除去効果に及ぼす影響

噴霧粒径が約2倍異なる両ノズルを用いて実際に消臭剤を等流量噴霧して臭気除去量を測定し、粒径が臭気除去効果に及ぼす影響を検討する。

2.1 測定方法

実験は本学構内の人工気候室内で、臭気物質が還元フィルターに吸着することを防ぐために全外気運転で行った。全外気運転では湿度調整ができないため、温度のみ20°Cと設定した。調整された空気は天井全面に敷設されたパンチングメタルから給気され、排気はFig. 4に示す1カ所のダクトから行われる。その排気量は小型風量計(MODEL6750, 日本カノマックス社製)による測定では204m³/h(換気回数約2.2回/h)であった。密閉空間で噴霧を続けると室内の相対湿度が次第に高くなり、消臭剤ミストがほとんど蒸発せず室内中に拡散される状態となる。噴霧粒径や消臭剤濃度に関係なく臭気を取り除かれる可能性があるため、換気を併用して噴霧する。

病室では主におむつ替えによる排泄物臭が問題となるため²⁾、その主成分であるメチルメルカプタン(以降、CH₃SH, 分子量48.11)を対象とし、メチルメルカプタンナトリウム(CH₃NaS, 分子量70.08)15%水溶液の気化によりCH₃SHを発生させる。噴霧薬剤は既報³⁾で効果が確認された弱酸性次亜塩素酸水(以降、HClO)を用い、50ppmおよび250ppmの2つの濃度を噴霧する。HClOとCH₃SHの反応は酸化還元反応であり、式(1)で表される。また、比較のために水道水でも噴霧を行った。

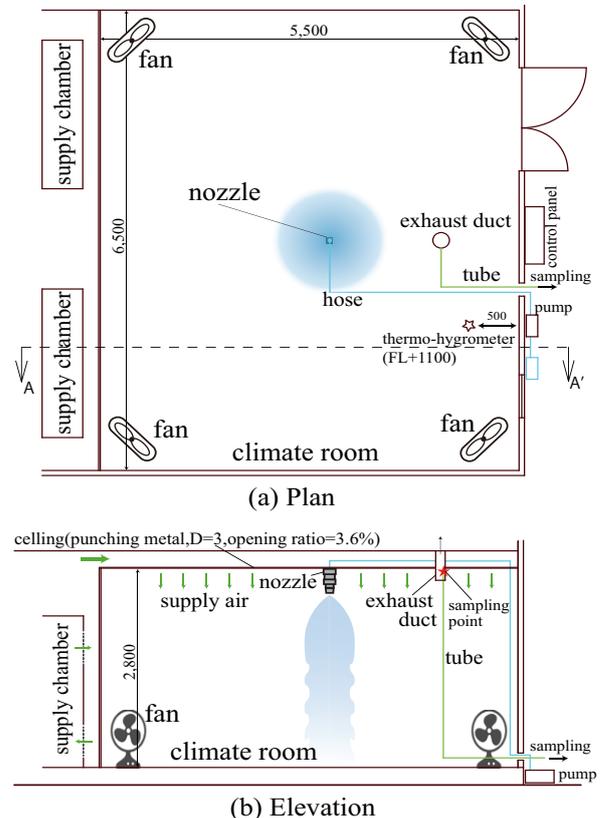
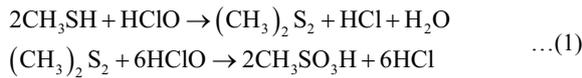


Fig. 4 Layout of instruments in the climate room



実験スケジュールを Fig. 5 に示す。まず、室温の調整後に空調機を停止し、密閉空間でドライヤーを使って CH_3SH を気化させる。30 分間扇風機 (EFA-32R-W/T) で攪拌しながら CH_3SH 濃度が均一になるのを待ち、排気と噴霧を開始した。シリコンで密閉したケーブル孔からテフロンチューブを通してポンプ (DC1-NAtype、近江オドエア社製) により臭気袋 (PET 製、容量 1L、近江オドエア社製) に室内空気を捕集し、10 分ごとに 120 分まで行う。口臭測定器 (CHM-1、ABILIT 社製) を用いて 1 袋につき 3 回測定し、その平均値を室内濃度とした。また、ノズルは室中央の天井 (高さ 2.8m) に設置した。



Fig. 5 Time schedule of experiment

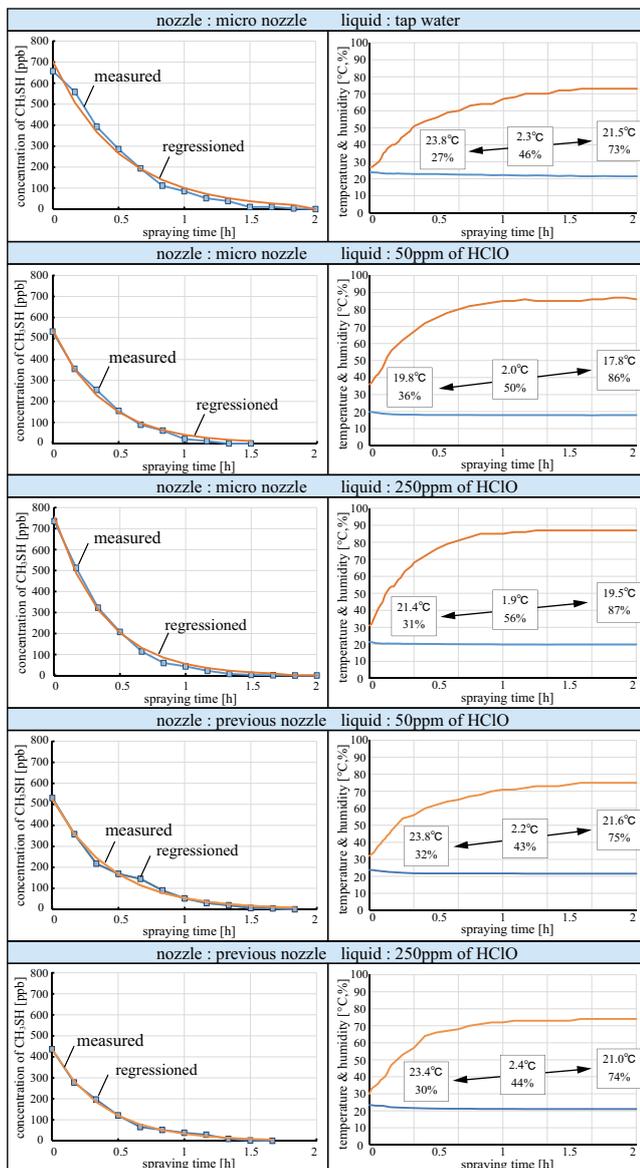


Fig. 6 Decay of CH_3SH & changes of temperature and humidity by two nozzles

2.2 測定結果

各条件における CH_3SH 濃度の減衰およびその近似曲線、また室内の温湿度変化を Fig. 6 に示す。近似曲線は換気と噴霧による減衰が式 (2) に従うと仮定し、初期濃度と換気量を最小 2 乗法で回帰求めた。また、回帰した換気量から排気量 $204\text{m}^3/\text{h}$ を減算した値を相当換気量とし、液体噴霧による臭気除去効果を評価する。各条件における換気量および相当換気量を Table 2 に示す。水道水を噴霧した場合の相当換気量がマイナスとなっているが、水の噴霧により換気性能が下がるとは考えにくい。そこで、相対的な指標として比較を行うと、同じ液体を噴霧した場合、微細ノズルの方が既往ノズルよりも臭気除去効果が高いことが分かる。また、微細ノズルから 50ppm の HClO を噴霧した時の相当換気量は、既往ノズルから 250ppm の HClO に噴霧によるそれに相当することが分かる。以上から、噴霧粒径、つまりミスト表面積が臭気除去効果に大きな影響を及ぼすことが確認できた。

$$C_r = C_{r0} e^{-\frac{Q}{V_{room}} t} \quad \dots(2)$$

C_r : 時間 t における CH_3SH 濃度 [ppb] Q : 換気量 [m^3/h]
 C_{r0} : $t = 0$ における CH_3SH 濃度 [ppb] V_{room} : 室容積間 [m^3] (= 92m^3)

Table 2 Equivalent ventilation rate

nozzle	liquid	ventilation rate [m^3/h]	equivalent ventilation rate [m^3/h]
micro nozzle	tap water	178.9	-25.1
	HClO 50ppm	236.3	32.3
	HClO 250ppm	245.1	41.1
previous nozzle	HClO 50ppm	210.5	6.5
	HClO 250ppm	237.0	33.0

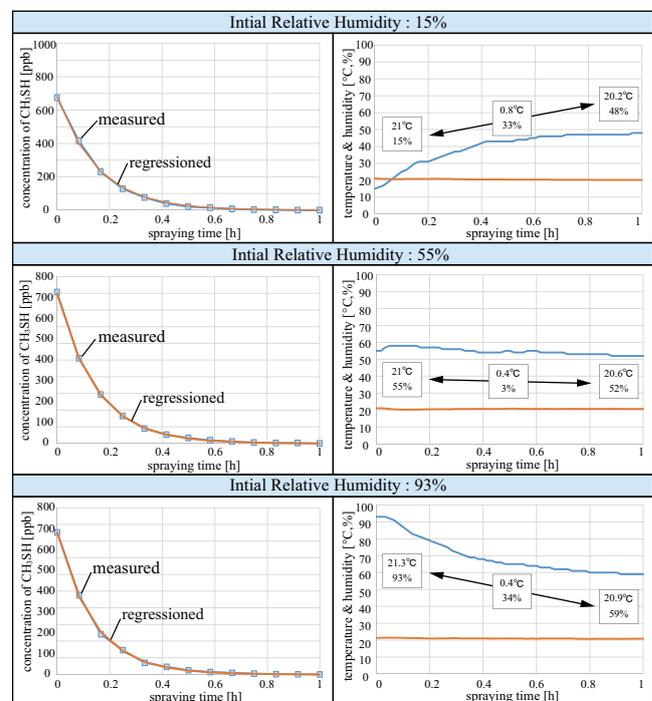


Fig. 7 Decay of CH_3SH & changes in temperature and humidity by difference of initial relative humidity

Table 3 Equivalent ventilation rate

nozzle	RH [%]	ventilation rate [m^3/h]	equivalent ventilation rate [m^3/h]
micro nozzle	15	595.8	-24.2
	55	628.4	8.4
	93	667.8	47.8

3. 室内の相対湿度が臭気除去効果に及ぼす影響

室内の相対湿度が高いとミストの寿命が延び、室内に消臭剤ミストが拡散され、臭気を含んだ空気との接触機会が増すために臭気除去量も増えると考えられる。目視では相対湿度が高くなるにつれて、床面に衝突した噴霧流が巻きかえるようになりミストが室内に拡散される過程が確認されるが、室内に存在するミスト粒子濃度を測定することは困難であるため、室内の初期相対湿度を変化させることで相対湿度と臭気除去効果の関係を調べる。

3.1 測定方法

測定方法は前章とほぼ同様である。ただし、噴霧中の相対湿度の上昇を極力抑えるため、排気量は620m³/hで換気を行った。また、初期温湿度のみ循環運転で調整し、実験中は前章同様、全外気運転を行った。また対象ノズルは微細ノズル、噴霧薬剤は50ppmのHCIOとした。

3.2 測定方法

室内の初期相対湿度を15, 55, 93%と変化させた時のCH₃SH濃度の減衰およびその近似曲線、また室内の温湿度変化をFig. 7に示す。また、回帰した換気量および相当換気量をTable 3に示す。15%の時の相当換気量がマイナスとなっているが、3条件を比較すると、相対湿度が高いほど臭気除去効果が高いことが確認された。

3.3 数値解析からの検討

既往ノズルの噴霧流解析モデル⁴⁾は単一粒子径のみを解くモデルであるが、測定した粒径分布で初期流量を分級し、複数の初期ミスト径について同時に計算することで粒径分布による影響を考慮できる。また、その分級モデルを安井ら⁵⁾の臭気除去効果予測モデルと組み合わせることで今回の臭気実験を再現できる。モデルの詳細な解説は既報^{4,5)}に委ねる。しかしながら、安井らのモデルでは粒子内瞬時反応を仮定しており、消脱臭効果を過大評価してしまう。本来ならば、臭気の液相への吸収速度は式(3)で書けるが、常にミスト表面の臭気濃度がゼロ、つまりC_i*=0としていることが大きな原因である。

$$M_{deod} = S \cdot k_c \cdot (C_a - C_i^*) \quad \dots(3)$$

$$M_{deod} = S \cdot \eta_k \cdot k_c \cdot C_a = S \cdot k_c' \cdot C_a \quad \dots(4)$$

M_{deod}: 臭気除去量 [kg/s] C_a: ミスト周囲の臭気濃度 [kg/m³]
 S: ミスト表面積 [m²] C_i*: 局所平衡の仮定におけるC_aに
 k_c: 臭気物質の物質移動係数 [m/s] 平衡な液相の臭気濃度 [kg/m³]

そこで、C_i*=0とした式(3)の右辺に有効係数と定めるη_k[-]を導入し(式(4))、k_c'[m/s]を粒子内瞬時反応を仮定した場合の臭気物質のみかけの物質移動係数と呼ぶこととする。η_kを実験から求めることで、予測モデルとしての精度を向上させることができる。しかしながら実験中のミスト表面積等は未知であり、実験値のみから求めることができないため、実験と解析モデルによる臭気除去量M[kg/s]が一致するη_kを求める。また、本モデルでは消臭剤は噴霧流中にのみ存在し、それ以外での空間では臭気は除去されないため、本実験における相対湿度

Table 4 Initial diameter and mass flow rate in analysis

micro nozzle											
mist diameter[μm]	5	10	15	20	25	30	35	40	45		
flow rate[×10 ³ kg/s]	2.7	90.9	443	876	115	117	103	779	519		
previous nozzle											
mist diameter[μm]	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
flow rate[×10 ³ kg/s]	0.02	0.37	5.02	47.3	231	595	923	1037	919	683	444
mist diameter[μm]	65	70	75	80	85	90	95	100	110	120	130
flow rate[×10 ³ kg/s]	292	183	108	604	36.1	17.7	8.36	3.75	3.62	0.06	0.07

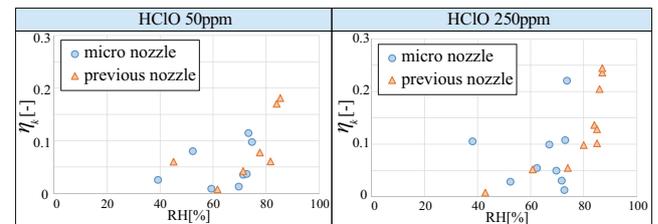


Fig. 8 Relationship between η_k and RH

の影響は考慮できない。そこで、本来ならば消臭剤と臭気の組み合わせごとに決定されるη_kを前章の各捕集時間ごとに求め、相対湿度との関係を調べた。また、ノズル口にはTable 4に示すPDAで測定したノズル下100mmの粒径分布を入力した。

Fig. 8に、前章の結果から噴霧液体別に求めたη_kと室内相対湿度の関係を示す。室内の相対湿度とη_kには相関があり、相対湿度が高いほど臭気除去効果が高いことが分かる。したがって、前章および前項の結果から、室内相対湿度による影響が確認できた。ただし、実際には相対湿度の効果はミスト拡散による表面積の増加効果による可能性が高いことに注意が必要である。

おわりに

本報では、噴霧されるミスト表面積が大きいほど、また室内の相対湿度が高いほどミストの寿命が長くなり、消臭剤ミストと接触空気量が増えるために臭気除去効果が高いことが確認された。今後は、今回得られた知見からより効果的な噴霧方式を検討する必要がある。

謝辞

本研究はJSPS科研費 JP15H02279の助成を受けたものである。

参考文献

- 西田敏宏, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 鈴木克治: 消・脱臭剤のノズル噴霧による臭気除去効果に関する基礎的研究(その14) 一流体ノズルからの下向き噴霧流中における粒径分布及び速度分布, 空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集第7巻, pp.1-4, 2016.9
- 倉橋隆, 福井寛, 光田恵: トコトンやさしいにおいとかおりの本, 日刊工業新聞社, 2013
- 鈴木克治, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 西田敏宏: 上記同題(その15) 一流体ノズルからの弱酸性次亜塩素酸水溶液のミスト噴霧による消臭効果, 空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集第7巻, pp.5-8, 2016.9
- 栗村祐太, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 西田敏宏: 上記同題(その10) 一流体ノズルによる下向き噴霧流測定に基づくミスト挙動の数値解析, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp.77-80, 2015.3
- 安井さおり, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 相良和伸, 大森啓充: 上記同題(その4) 下方噴霧流挙動のモデル化及び臭気除去効果予測への応用, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.357-360, 2012.9

テキスタイルダクトと放射天井による対流・放射併用型空調に関する研究
 (その1) CFD解析による風速・温度分布の予測

**Air-Conditioning System Coupling Convection with Radiation
 Using Textile Duct and Chilled Ceiling**

(Part1) Predicting Distribution of Air Velocity and Temperature by CFD Simulation

○鈴木 克治 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学)

Katsuharu SUZUKI*¹ Yoshihisa MOMOI*¹ Toshio YAMANAKA*¹
 Hisashi KOTANI*¹ Kazunobu SAGARA*¹

*¹ Osaka University

Textile duct ventilation is remarkable air-conditioning system because it can supply large air volume with very low speed of air velocity. As compared with the conventional air-conditioning system, the ventilation rate can be reduced without compromising occupants' thermal comfort in the textile duct ventilation system, which can supply fresh air only around occupied zone. In this paper, the air velocity and temperature distribution in the office equipped with the double linear slot diffuser, the chilled ceiling and the textile duct were clarified by CFD simulation.

はじめに

大風量・低風速吹き出しにより、居住者にドラフト感を与えない空調システムとして、近年テキスタイルダクトが注目されている¹⁾²⁾。これは通気性のある不燃性の布でできた円筒形や半円筒形のダクトであり、Fig. 1に示すように居住域周辺に空調空気を提供するため、従来型換気と比較して、居住域の室環境改善に役立つと考えられる。また、次のような利点がある。

- ・従来の混合換気方式に比べて低風速で吹き出すため、居住者にドラフトを感じさせず、汚染質を混合しない。
- ・レイアウトの面でフレキシビリティに優れ、取り付けが簡単で、洗濯もでき、衛生的である。

桃井ら³⁾はテキスタイルダクトと水冷式の放射天井を併用した空調システムを有するオフィスを模擬した実験を行い、サーマルマネキンを用いて温熱環境評価を行っている。本研究では、テキスタイルダクトを用いた室の空気質・温熱環境評価を行い、最適な空調システムの組み合わせ及び設計手法の確立を目指す。本報では、テキスタイルダクトを用いた室の温度分布・気流性状をCFD解析によって把握することを目的としている。

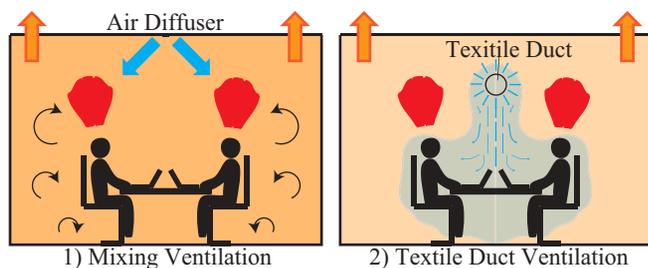


Fig. 1 Air Distribution Strategy

1. 解析概要

1.1 解析空間

解析空間のパスを Fig. 2 に平面図を Fig. 3 に、A-A断面図を Fig. 4 に示す。室寸法は、4.1m×4.0m×2.85m(H)で、2つのワークスペース (以下WS) を有するオフィスでの夏季冷房時を模擬している。解析対象の実験室は空調システムとしてテキスタイルダクトとダブルラインディフューザ、水冷式の放射天井を有し、これらを組み合わせて運転できる。テキスタイルダクトは直径16cmで全長4.0mのもの、WS周辺のみを局所的に換気・空調するため半分長にした条件とした。発熱体には人体、パ

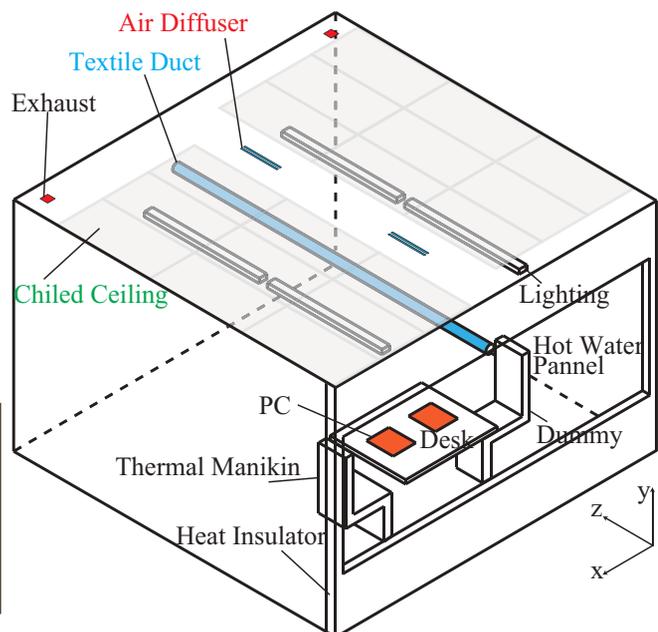


Fig. 2 Analysis Domain

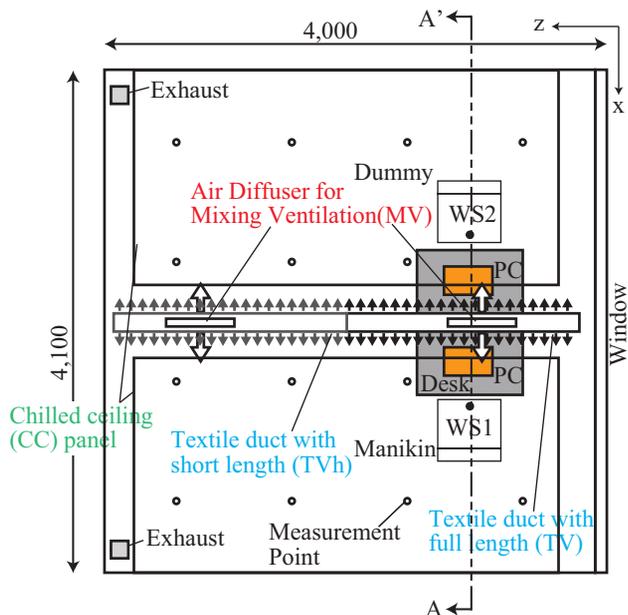


Fig. 3 Plan of Analysis Domain

ソコン、照明、窓面を想定した。人体は、WS1にはサーマルマネキンを、WS2には模擬人体を設置した。換気量・吹き出し温度は、これらの熱負荷を取り除き、ヨーロッパ基準であるEN15251⁴⁾のカテゴリーIIの最小換気量を上回るよう設定した。

1.2 解析概要

室内の詳細な気流性状・温度分布の把握及び検討を行うため、室内の流れ場、温度場の解析を行った。解析条件をTable 1に示す。乱流モデルには標準k-εモデルを用いた。壁面境界は全て改良型壁処理(EWT)を用いた。また、密度はブジネスク近似を適用しており、給気温度での基準密度、体積膨張率を与えた。メッシュはダブルラインディフューザの短辺スロット幅を5mmで、壁面近傍を10mmで、その他を50mmで分割している。円形のテキスタイルダクト周りには扁平なヘキサメッシュを沿わせ、徐々に構造メッシュに遷移させている。境界条件をTable 2に示す。人体はFig. 4に示すような、サーマルマネキンの体表面積(=1.74m²)とほぼ等しくなるような直方体の組み合わせで座っている人体を表現し、PCは机上面に発熱体を与えて表現した。人体、窓面、照明、PCの発熱量は桃井らの実験の実測値を熱流束で入力し、放射天井は定常時の表面温度を入力した。解析ケースをTable 3に示す。使用する空調システムや組み合わせにより6ケースを設定した。case1~3では壁面は断熱条件、

Table 2 Boundary Condition

Heating Generation[W]	
Window	315±15
Manikin(WS1)	40.4±2.0
Dummy(WS2)	76.9
PC	57×2
Lightning	40×4

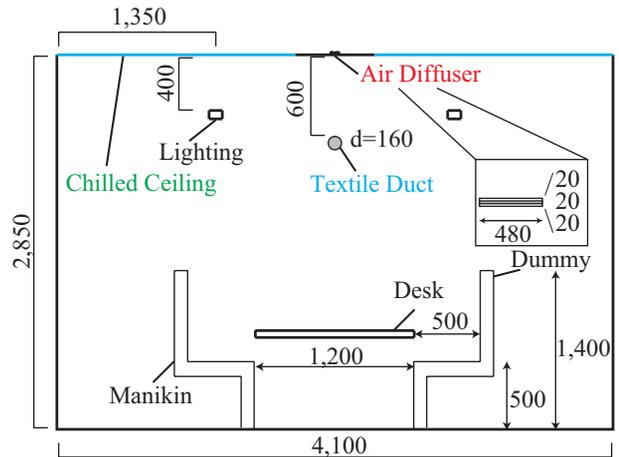


Fig. 4 A-A' Cross Section of Analysis Domain

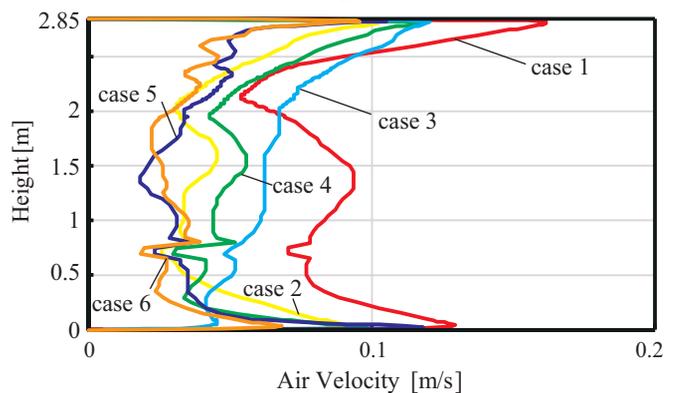
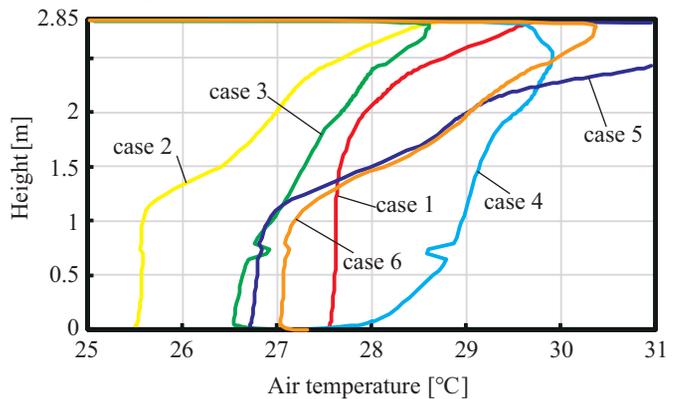


Fig. 5 Vertical Distribution of Temperature and Air Velocity

Table 1 Analysis Conditions

CFD Code	Fluent 16.1
Turbulent Model	Standard k-ε Model
Algorithm	SIMPLE
Convection Discretization Scheme	QUICK
Wall	Enhanced Wall Treatment
Density	Boussinesq
The number of Mesh	2,889,088 2,867,179

Table 3 Analysis Case for CFD

Case No.	Using System	Ventilation Rate [l/s]		Temperature[°C]		
		Textile Duct	Air Diffuser	Inlet	Chilled Ceiling	Room
1	Air Diffuser		45	16	Approx. 26	Target 28
2	Air Diffuser + Textile Duct	20	25			
3	Air Diffuser + Textile Duct(half)		20			
4	Air Diffuser + Chilled Ceiling		20			
5	Textile Duct + Chilled Ceiling	20				
6	Textile Duct(half) + Chilled Ceiling					

case4-6 では壁面は温度境界条件としている。

2.2 解析結果

Fig. 3 に示す WS を除く測定点 14 点の温度と風速の平均値の鉛直分布を Fig. 5 に示す。なお温度、風速ともに水平方向には分布は見られなかったため、本報では言及しない。温度については、case1 のディフューザのみ条件では室空気がよく混合し、高さ 2m 程度まではほとんど一定温度である。一方テキスタイルダクトを用いている case2,3,5,6 では温度に大きな分布が見られる。低風速吹き出しにより温度成層が形成されていると考えられ

る。また、case1 と case4 を比較すると、case4 の方が全体的に温度が高い。吹き出し風量が case1 より小さく、放射天井も空気温度には寄与しないためと考えられる。また、case2 と case3、case5 と case6 を比較すると、テキスタイルダクト半分長条件の方がやや温度が高いことが分かる。次に風速分布を見ると、最も吹き出し風量の大きな case1 で風速が大きくなっており、テキスタイルダクトのみの case5,6 で最も風速が小さいことが分かるが、いずれの条件でも居住域において非常に低風速であり、case3,6 のように WS の直上にダクトを設置しても、

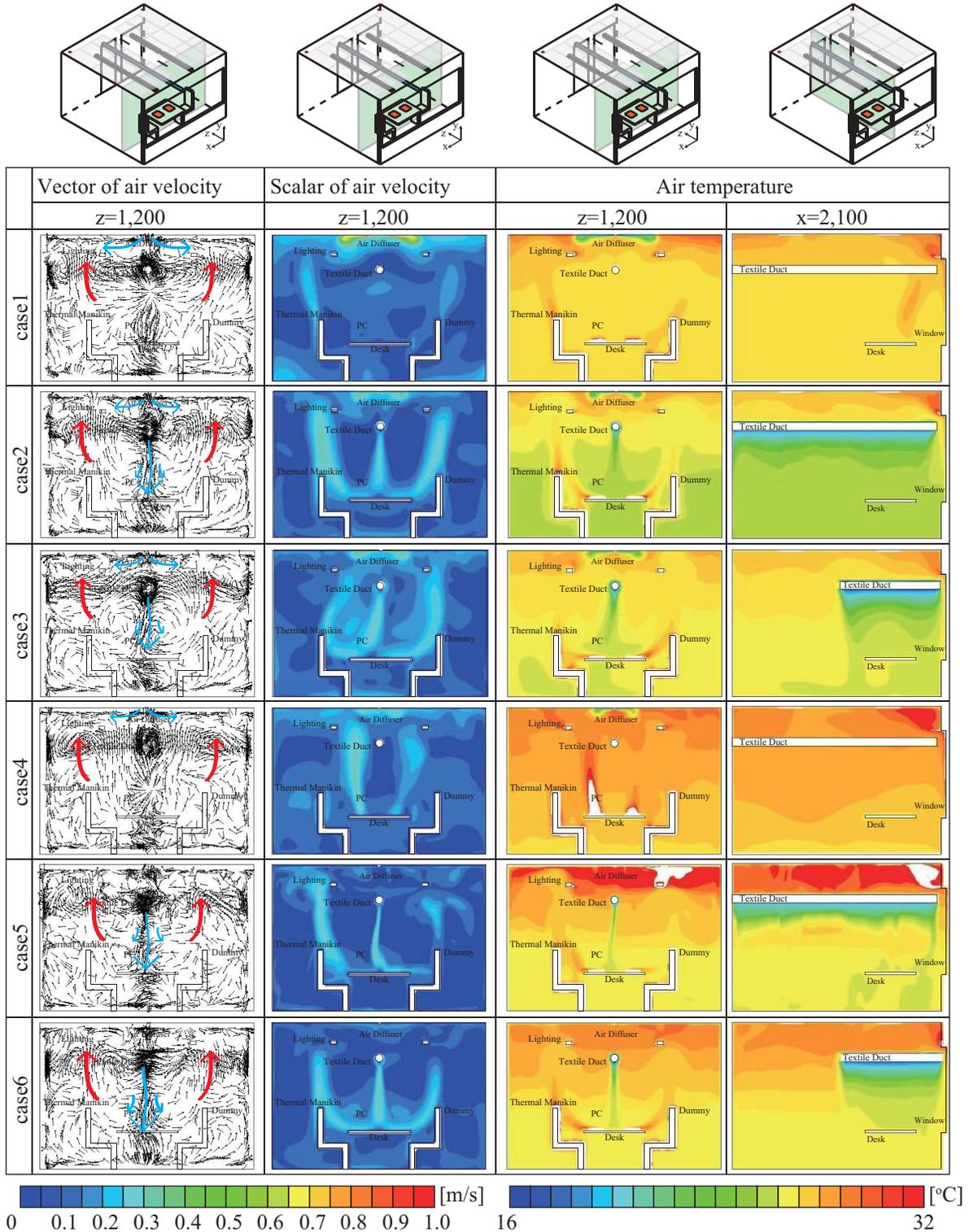


Fig. 6 Vertical Distribution of Air Velocity and Temperature

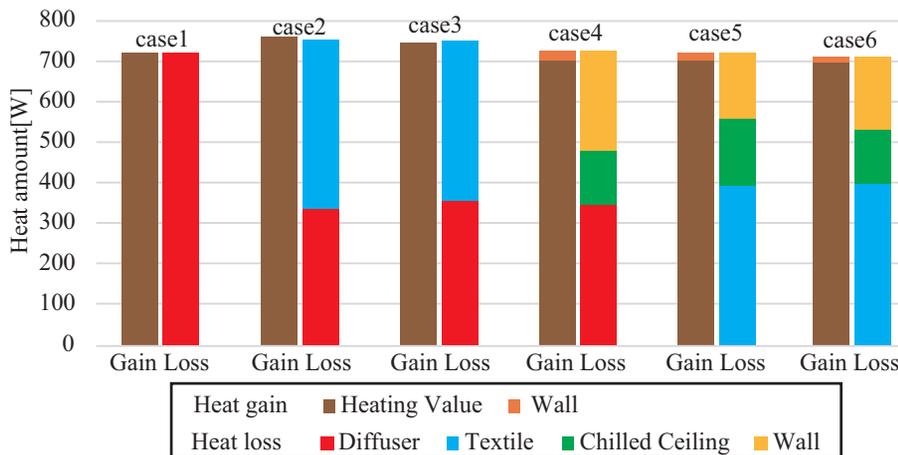


Fig. 7 Case Comparison of Heat Balance (case1-6)

Table4 Exhaust Temperature Comparison

case No.	Exhaust Temp.
	CFD
case1	29.42
case2	28.28
case3	28.26
case4	29.81
case5	30.9
case6	29.86

建築物衛生法が定める環境衛生管理基準である気流速度 0.5m/s を大きく下回り、ドラフトフリーな空調システムであることが分かる。高さ 1.5m 付近で風速が上昇しているのは、PC や人体による熱プルームの影響であると考えられる。

3. 各空調システムによる気流性状・温熱環境

3.1 気流性状

各空調システムが室の気流性状にどのような影響を及ぼすかを分析する。Fig. 6 に各 case での z=1,200mm における風速ベクトル図、風速コンター図、z=1,200mm、x=2,100mm における温度コンター図を示す。各 case とも人体からの熱プルームによる上昇気流が確認できる。テキスタイルダクトを用いた case2,3,5,6 では、机上に明確な下降気流が生じている。テキスタイルダクトによる気流は机に衝突した後、人体の方へ流れる。風速・温度コンター図を見ると、テキスタイルダクトからの気流が熱プルームに巻き込まれて上昇している様子が確認できる。case3,6 の x=2,100mm の温度コンター図を見るとテキスタイルダクト半分長の条件では WS 周辺にのみ気流を提供しており、効果的に居住域に空調空気を提供している。ディフューザを用いて室を混合するよりも、テキスタイルにより不均一気流を作り、温度成層を形成した方が居住域における温度が低くなり、より快適な室環境を実現できると考えられる。

3.2 熱量収支

各空調システムが処理した熱量の割合を発熱・吸熱に分けた棒グラフとして Fig. 7 に示す。各 case とも総発熱量と総吸熱量はほぼ等しく、熱量収支がとれているといえる。case1 では発熱が全てディフューザによって処理され、case2,3 ではディフューザとテキスタイルダクトによって両者の流量比に比例した熱量が処理されている。テキスタイルダクトの長さは異なるが、給気量は等しいため case 間で処理熱量に差はない。case1-3 は壁面断熱としているので壁面による発熱吸熱はないが、case4-6 は壁面を表面温度規定としているので、一定の発熱、吸熱が壁面に存在している。case4-6 で壁面による吸熱がかな

り見られるのは、放射天井による放射による熱量が壁面吸熱として現れたと考えられる。また、放射パネルによる放熱量の対流分は室上部の天井面付近を冷却するが、居住域の冷却には直接寄与しないため、case4-6 では居住域温度は比較的高くなる (Fig. 5)。水冷式放射天井では、配管密度によるが、放熱量の約 6 割が放射分によるものと言われている⁹⁾。

3.3 排気温度

各 case による排気温度の解析値を Table 4 に示す。case4-6 では給気量が少ないため、排気温度が case1-3 に比べ高くなっていると考えられる。

おわりに

本報では、テキスタイルダクトを空調システムとして有する室を対象として、流れ場、温度場の非等温解析を行った。その結果、室内の気流性状、温度分布や各空調システムの熱処理の寄与割合などを把握することができ、テキスタイルダクトは空調空気の低風速吹き出しにより、居住域に新鮮な空気をドラフトなしに供給できる可能性があることがわかった。今後は、放射天井を含む条件の放射解析や、今回得られたデータをもとに、空気質、温熱環境、消費エネルギーについての評価を行う予定である。

【参考文献】

- 1) 中川浩明：不燃性と通気性を有するソックダクトの性能評価及び業務用厨房における実測評価，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，pp.41-44,2015.9
- 2) P.V.Neilsen: Air Distribution in Rooms Generated by a Textile Terminal-Comparison with Mixing and Displacement Ventilation, ASHRAE Transaction, Part8, pp.733-739, 2005.6
- 3) Y.Momoi, G.Ntosti, S.Moiragias, Z.Bolashikov, A.Melikov. Thermal Environment of Textile Based Ventilation Combined with Chilled Ceiling. Proceedings of Clima 2016 congress, Aalborg, Denmark. 2016.
- 4) EN15251. Indoor environmental input parameters for design and assesment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics. Brussels: European Committee for Standardization; 2007
- 5) 岡本茂：天井放射冷房用パネルの性能予測計算法と実験値の比較，日本建築学会環境系論文集第 73 巻，pp.221-227, 2008.2

コーナーボイドを有する高層オフィスビルの自然換気性能に関する研究
 (その13) CFD解析による換気性能の分布
Natural Ventilation Performance of High Rise Office Building with Corner-Voids
(Part 13) Natural Ventilation Characteristics using CFD Analysis

○佐嶋 俊彦 (大阪大学) 田辺 慎吾 (日建設計総合研究所)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)

Toshihiko SAJIMA*¹ Shingo TANABE*² Hisashi KOTANI*¹
 Toshio YAMANAKA*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Yoshihisa MOMOI*¹
^{*1} Osaka University ^{*2} Nikken Sekkei Ltd

Use of natural ventilation is effective to saving energy, and it is essential for energy conservation and decrease running cost. But thermal environment inside the room introducing natural ventilation is vary widely by outdoor wind velocity, direction, and temperature. The purpose of this study is to grasp natural ventilation characteristics of a high-rise office building with corner-void. This paper shows the results of CFD analysis to investigate a distribution of natural ventilation performance.

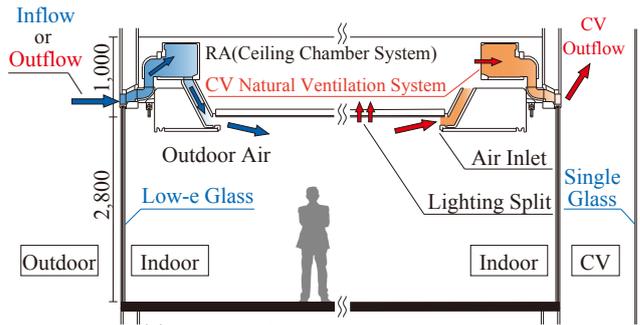
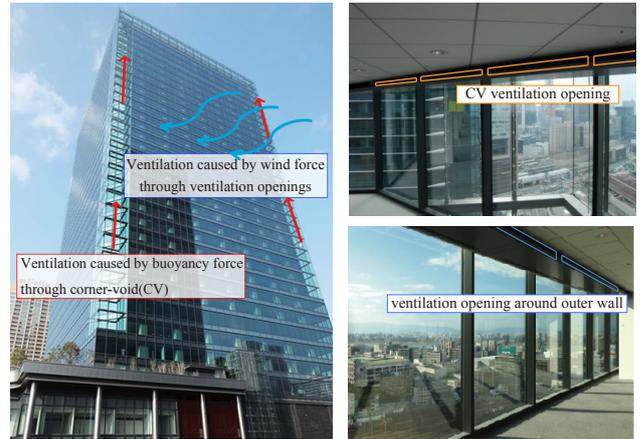
はじめに

近年、省エネルギーの観点から、自然換気を採用する建物が多くなってきている。しかし、室内外温度差や外部風速・風向などの条件により自然換気量は大きく変動する。そのような不安定な外界条件下で、如何に安定した換気を行うかが自然換気システムの課題となっている。特に大規模なオフィス空間では広い室内の各所に新鮮外気が到達しなくてはならず、適切に換気システムを運用するために自然換気の室内分布特性を把握する必要がある。

そこで本研究では、コーナーボイド(以下、CV)を有する大規模オフィス空間を対象とした自然換気時の換気性能の検討を行う。既報までで、風速・濃度・温度・差圧測定による自然換気性能の把握や居住者を取り巻く室内環境について実測を行ってきた。本報では、CFD(Computational Fluid Dynamics)解析を用いて、自然換気時の執務空間のより詳細な換気性状を把握する。

1. 建物概要と自然換気システム

解析対象の建物は大阪市内にある地上38階・地下3階建てのオフィスビル(自然換気対象フロア:11F~37F)である。自然換気システムをFig.1に示す。大阪市の卓越風である西風を利用する水平風力換気に加え、建物隅部にコーナーボイド(以下、CV)を配置し、煙突効果を利用する重力換気を組み合わせた自然換気システムになっている。また、CVにはシングルガラスを利用し、日射熱による温度上昇を利用して、外部風に左右されない安定した換気が行えるよう計画されている。CVに面する開口は、ボイドの浮力に応じて上部ほど開口面積を大きくし、各階である程度均等に自然換気が行えるよう



(b) Section of Natural Ventilation Opening
 Fig.1 Natural Ventilation System

に配慮されている。

2. 評価指標

既報²⁾で、トレーサガスステップダウン法を用いて、新鮮外気分配性状の検討を行った。トレーサガスとしてCO₂を用いて行い、外気濃度を基準とした次式によ

$$\tau_p = \int_0^{\infty} \frac{C_r - C_0}{C_{r0} - C_0} dt \quad (1)$$

{

- τ_p : 局所平均空気齢 [h]
- C_r : 時刻 t における室内濃度 [m³ / m³]
- C_0 : 時刻 t₁ における室内濃度 [m³ / m³]
- C_{r0} : 外気濃度 [m³ / m³]
- t_1 : 減衰開始時刻 [h]

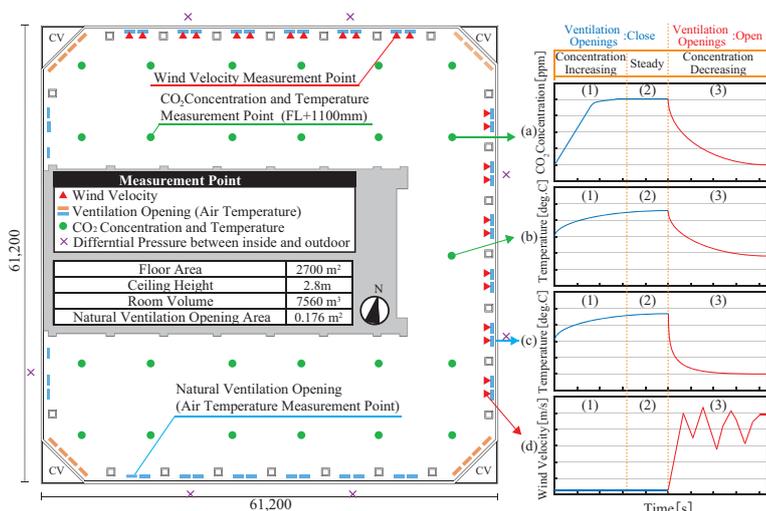


Fig.2 Plan(24F) and Order of Measurement¹⁾

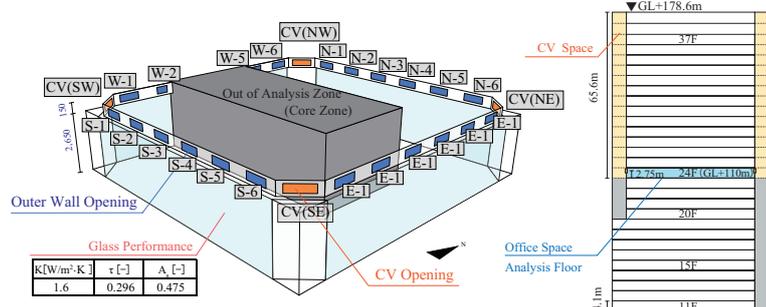


Fig.3 Summary of Analysis Domain

り局所平均空気齢を算定した。

局所平均空気齢とは、給気口を出た空気が室内の任意の点Pに到達するのに要する平均時間と定義される。対象建物の各測定点位置および測定の流れをFig.2に示す。本研究では、式(1)において測定時間外のCO₂濃度の減衰過程の積分値を求めるために、濃度減衰曲線を外気濃度まで帰し、局所平均空気齢 τ_p を求めた。

3. CFD 解析概要

3.1 対象領域と解析条件

本解析では、① CV の自然換気口を閉じた条件で水平風力換気のみを行う場合 (case1-1)、② CV を開放し水平風力換気と重力換気を併用した場合 (case2-1)、③②で外部風速の小さい条件、すなわち重力換気のみが主な駆動力となる条件 (case2-2) の計3つの条件について解析を行った。オフィス空間内の温度分布、風速分布、及び局所平均空気齢を把握する。CFD 解析モデルの概要をFig.3に、計算条件をTable1に示す。オフィス空間は24階を想定し、東面6個、西面4個、南面6個、北面6個、各CV部1個の計26個の開口を有する。

3.2 境界条件

自然換気口部風速・外気温度をそれぞれ変化させた条件でCFD解析を行う。各自然換気口における流出入風速をFig.4に、熱負荷条件をtable3に示す。風速は、自然換気口部で測定した値に角度による補正を行い、面平均風速に換算した値を用いた¹⁾。また、風速計を設置し

Table.1 Analysis Condition For CFD

CFDcode	Fluent16.1	
Turbulence model	Standard k-ε model (SKE)	
Algorithm	Steady State (SIMPLE)	
Discretization Scheme	QUICK	
Turbulent Intensity	10%	
Hydraulic Diameter	0.1m	
Number of Mesh	case1-1	4,091,450
	case2-1	2,092,670
	case2-2	2,092,670

Table.2 Number of Opening

Openings	A[m ²]	Number[unit]
Outer Wall Opening	0.16	2
	0.32	20
CV Opening	0.64	4

Table.3 Thermal Load

Boundary Condition	units		
Indoor Thermal Load	[W/m ²]	13	
Solar Radiation	[W/m ²]	N,E,W	60
		S	120

ていない自然換気口では、室内外差圧測定より換気量を算出し、換気口部面積を除いて風速を算定した。また、測定時の天候は曇天であったため、鉛直面天空日射量を60W/m²、南面は直達日射の影響を考慮し、120W/m²と設定した。また、竣工前の実測であったため、机、椅子等の家具やパソコン等は無く、内部発生熱負荷は、照明のみとし、天井面と床面にそれぞれ6.5W/m²ずつ与えた。

4. 結果と考察

温度上昇(室内温度-外気温度)と局所平均空気齢の測定値²⁾、および解析結果をFig.4に示す。グリッド内の数値は、実測結果においては、測定点での値、CFD結果では、高さ1.1mにおけるモジュール(約100m²)ごとの平均値を表している。また、Fig.5にモジュールごとの平均値を降順に並べたものと、完全混合を仮定した場合の温度及び、名目換気時間を併記する。

4.1 温度上昇分布

Fig.4において主風向が南西で安定していたcase1-1,case2-1に着目すると、実測結果では、新鮮外気が到達する風上側の温度上昇が大きく、風下側の温度上昇が小さくなっており、CFD結果とは一致しなかった。実測値は、トレーサーガスの濃度測定終了時点における温度上昇であり、定常状態における値ではない。また、風上である南西側では日射により温度が上昇したこと、風下側では、建物躯体の冷蓄熱の影響で、温度上昇が起きにくかったことが理由として挙げられる。

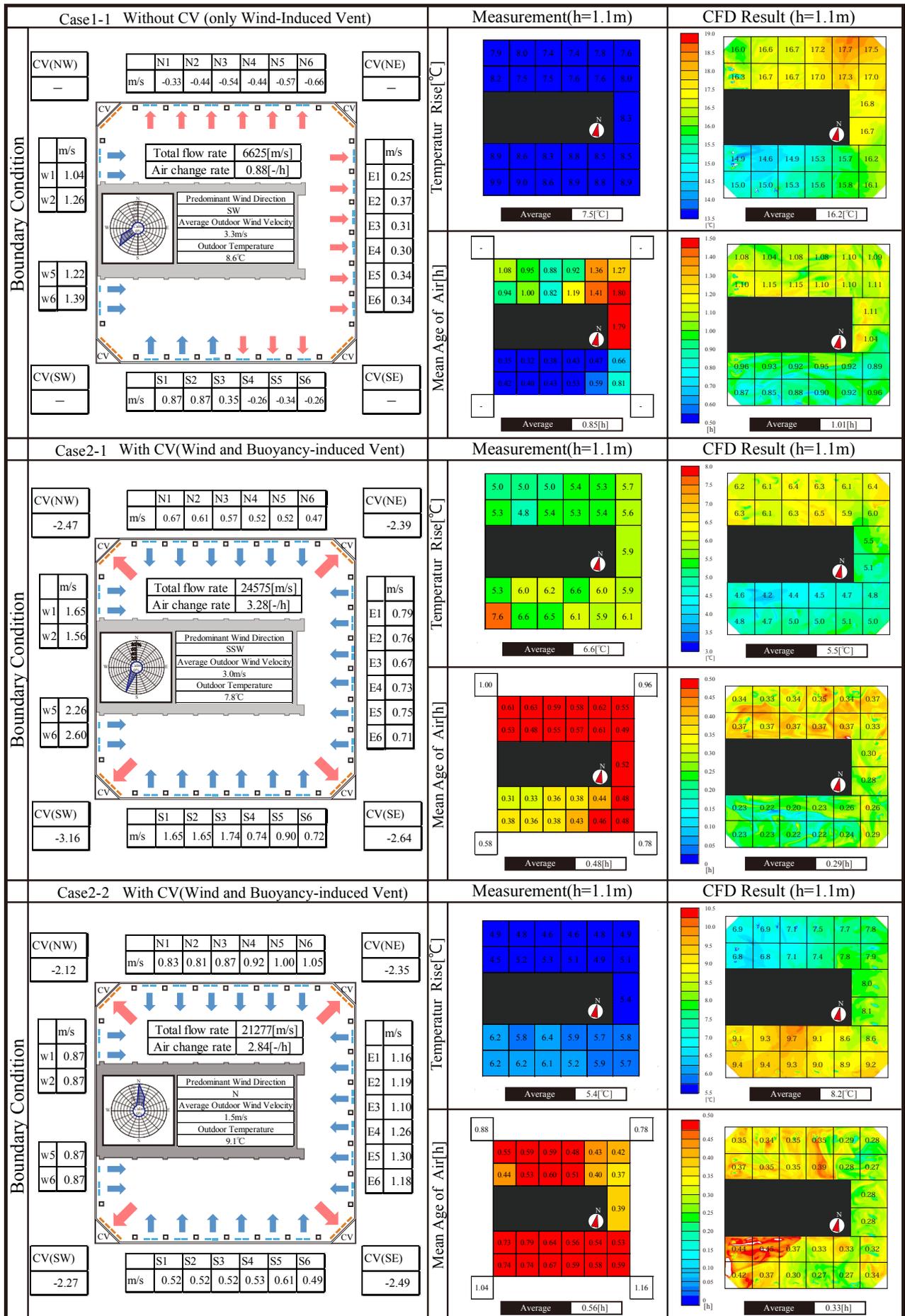


Fig.4 Boundary Condition and Results of Measurement and CFD

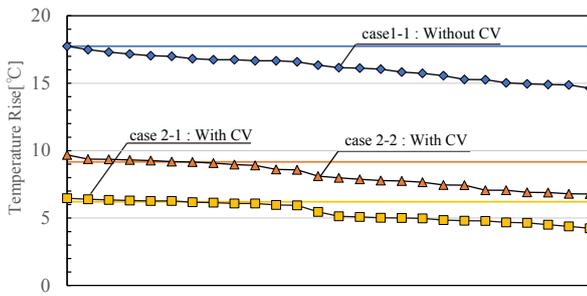


Fig.5 Average of Temperature Rise and Mean Age of Air

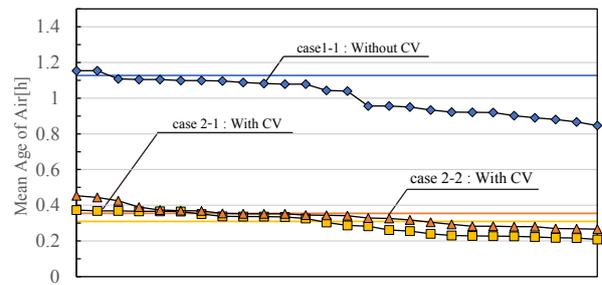


Fig.7 Average of Air Age

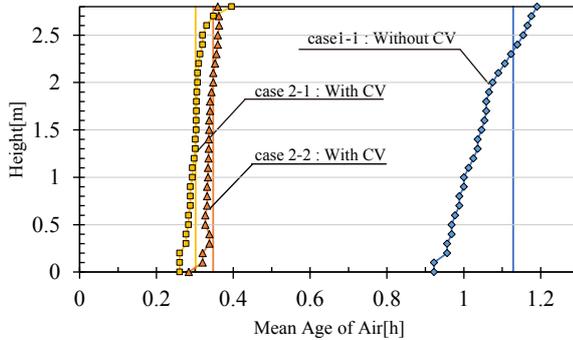


Fig.6 Average of Air Age

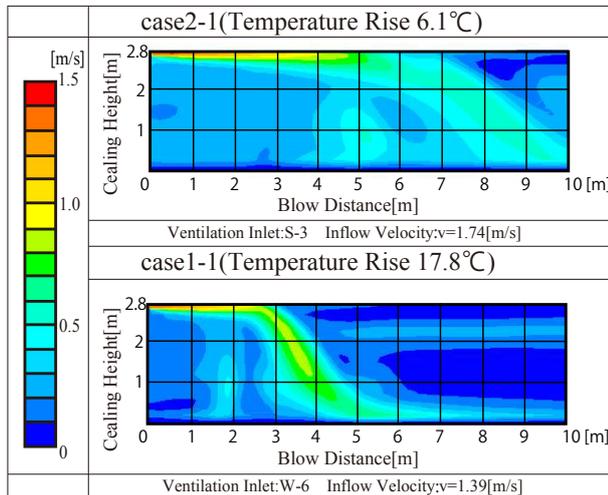
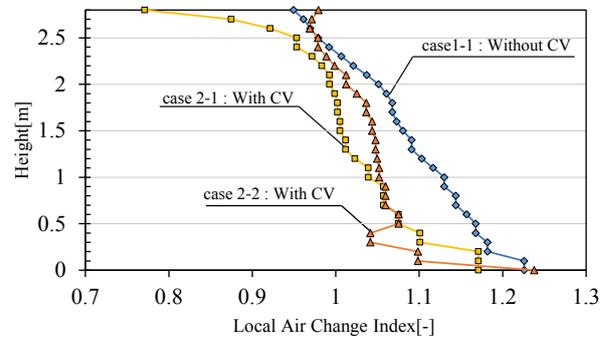


Fig.8 Distribution of Velocity at Ventilation Inlet

Fig.5において、水平風力換気のみの場合とCVを利用した場合を比較すると、温度上昇分布に大きな差異は見られないが、水平風力換気では換気量が小さいため、温度上昇が大きくなったのに対し、CVによる重力換気併用時は、全体として温度上昇が抑えられている。

4.2 自然換気口における風速分布

各条件における自然換気口を通る断面における風速分布を Fig.8 に示す。室内外温度差が大きい場合では、天井面からの剥離が早く生じているのに対し、室内外温度差が小さい場合では、コアングダ効果により、室の奥深くまで気流が到達する結果が得られ、期待された横吹き出しによる効果が検証できた。

4.3 局所平均空気齢による自然換気性能の検討

実測値とCFD結果を比較してCVによる重力換気を利用した場合の空気齢分布は概ね一致したが、水平風力換気時における空気齢分布は一致していない。原因とし

て、解析モデル上では、外部風速、風向が変動していないこと、重力換気併用時では、外部風向に関わらず外壁全面から外気が流入したことで、CVでの差圧測定から求めた全換気量および風速が正しく算定できているのに対し、水平風力換気時では、換気口での流出入が不安定で、正確な換気量および風速が算定できていない可能性が高いことが考えられる。

Fig.6は、高さごとの空気齢の平均値と、名目換気時間を示したものである。水平風力換気時に比べて、CVを利用した重力換気時では全体として空気齢の平均値およびばらつきが小さく、空気質が大きく改善されている。

次に、換気回数の違いを考慮するため、Fig.7に局所空気交換指数 (= 名目換気時間 / 局所平均空気齢) を示す。外部風速の大きな case1-1 及び case2-1 ではばらつきが大きく、均一に全方位から流入する case2-2 が、大規模なオフィス空間において均質な室内環境が形成されていることがわかる。

5. まとめ

本報では、CFD解析により大規模なオフィス空間の空気・温熱環境について把握し、CVによる重力換気の有用性について報告した。今後は、今回得られた解析モデルを元に標準的なオフィス空間についてCFD解析モデルを作成し、中間期を想定した条件での空気・温熱環境を把握する予定である。

【参考文献】

- 1) 大森, 山中, 甲谷, 桃井, 相良, 田中, 高山, 田辺, 和田, 田中, 岡本: コーナーポイドを有する高層オフィスの自然換気性能に関する研究 (その1) 自然換気計画の概要及び自然換気口における流入流出に関する検討, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第4巻, pp49-52, 2013,9
- 2) 田中, 山中, 甲谷, 桃井, 相良, 大森, 高山, 田辺, 和田, 田中, 岡本: コーナーポイドを有する高層オフィスの自然換気性能に関する研究 (その5) 新鮮外気の分配性状及び水平風力換気時と重力換気時の換気量比較, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第4巻, pp137-140, 2013,9

業務用厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究

(その11) 鍋上昇気流に関する検討

Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen

(Part11) Measurement of Thermal Plume from Cooking Pot

○松浦 祐一郎 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 藤村 倫子 (大阪大学)

Yuichiro MATSUURA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹

Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Noriko FUJIMURA*¹

*¹Osaka University

In a commercial kitchen, the environment grow worse because of a large amount of effluence of heat and cooking substances. To make kitchen comfort and reduce the energy, it is needed to understand character of updraft from a pot. So various researches were performed before. In this paper, updraft of the pot used in previous studies and this study was measured by Particle Image Velocimetry and compare each character. And also, in order to consider CFD model of updraft, calculate flow rate by wind speed distribution in some method.

はじめに

業務用厨房では、長時間連続の調理により発熱量が多くなる上に調理生成物由来のオイルミストや臭気が発生することで、労働環境が劣悪となる。これまで様々な業務用厨房に関する研究が行われ、CFD解析で用いる上昇気流モデルの検討もなされてきた。そこで本報では、既往研究^{1) 2)}で用いた2種類の鍋及び、既往研究²⁾で用いた鍋を実物大とした時の概ね1/2の大きさの縮小模型鍋の計3種類の鍋³⁾の気流性状の違いを、粒子画像流速測定法 (Particle Image Velocimetry:PIV) による測定から求めた風速分布を比較することで把握し、今後の縮小模型のCFD解析で用いる上昇気流モデルの検討を行う。また本報では、今回の実験で求めた風速分布からいくつかの手法を用いて鍋からの上昇気流の流量を求め、それを既往研究^{1) 2)}と比較することからもCFD解析で用いる上昇気流のモデルの検討を行う。

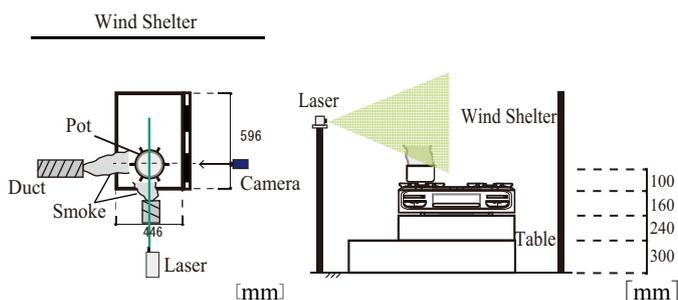


Fig. 1 Plan

Fig. 2 Elevation

1. 実験概要

1.1 実験室

実験空間及び対象機器の平面図及び立面図を Fig. 1 及び Fig. 2 に示す。実験は、大空間である実験棟内の開放空間の一部にて行い、外部からの気流の影響を防ぐためにレンジ横に風除けを設け、外部からの気流の影響が無いことを確認した。

1.2 測定方法

連続して沸騰状態にある鍋上に煙発生器からダクトを通して鍋からの上昇気流に乗り、全体に充満するように煙を供給し、光源にはレーザーを用いて中央断面を投影することで、鍋周辺の風速の測定を行った。ただし既往研究¹⁾では、風速は中高温用の定温度型熱式風速計により測定された。煙の発生方法を Fig. 3 に示す。

1.3 測定条件

既往研究¹⁾²⁾の測定結果と比較を行うため、本研究での PIV による測定は、レンジ上 250mm 及び 500mm を設定した。また実験に用いる調理機器は、家庭用

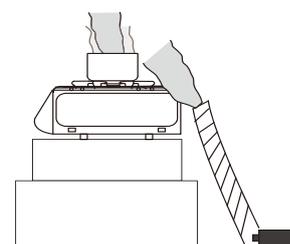


Fig. 3 Smoke

ガスレンジを使用し、鍋は既往研究²⁾の鍋の内径が概ね1/2のものを使用した。鍋及びレンジの寸法の詳細をTable 1、Table 2に示す。ただし今回縮小模型の最大出力は、4.2kWであるが、実物大に縮率⁴⁾を乗じることで2.6kWに調整した。また、PIVの詳細をTable 3に示す。

2. 結果と考察

縮小模型の結果におけるコンター図をFig. 4、ベクトル図をFig. 5、各高さにおける速度分布をFig. 6に示す。また既往研究¹⁾、既往研究²⁾および縮小模型の鍋の速度分布をそれぞれFig. 7、Fig. 8、Fig. 9に示す。なおFig. 7では、既往研究¹⁾で求めた結果を正規分布にしたものを示し、Fig. 8では、既往研究²⁾で求めた結果およびそれを正規分布化し、最大値が縦軸にくるように調整したものを示す。そして以降の図では、既往研究¹⁾、既往研究²⁾および縮小模型をそれぞれ(i)、(ii)、(iii)と設定する。なお縮小模型の速度分布は、

Table 1 Conditions of Pots

	Outer Diameter [mm]	Inner Diameter [mm]	Outside Height [mm]	Inside Height [mm]	Content [l]	Width [mm]
Previous Studies Pot	370	—	—	190	—	—
Full Scale Pot	395	393	171	170	17	1
1/2 Scale Pot	215	213	90	89	2.2	1

Table 2 Conditions of Cooking Ranges

	Input [KW]	Size [mm]
Previous Studies Range	14.5	Width: 900 Depth: 600 Height: 310
Full Scale Range	14.5	Width: 899 Depth: 602 Height: 307
1/2 Scale Range	2.6	Width: 592 Depth: 495 Height: 160

Table 3 PIV Conditions

Device	Camera	ImageProX 2M
	Laser	Nd:YAG Laser:DPIV-L50
Image	Number of Sheet	300
	Interval [μs]	4000
	Resolution [pixel]	1600×1200
Software		Davis 8.3(La VisionGMBH社)
Condition	Method	Direct Cross Correlation Method
	Region	pass1:64×64
		pass2:32×32
	Overlap [%]	50%

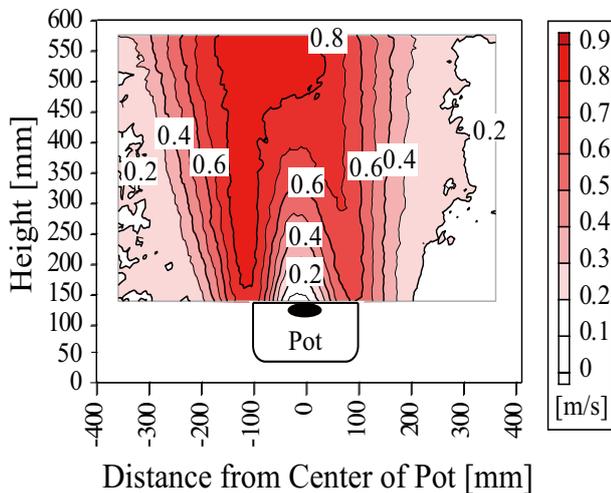


Fig. 4 Upward Flow Velocity

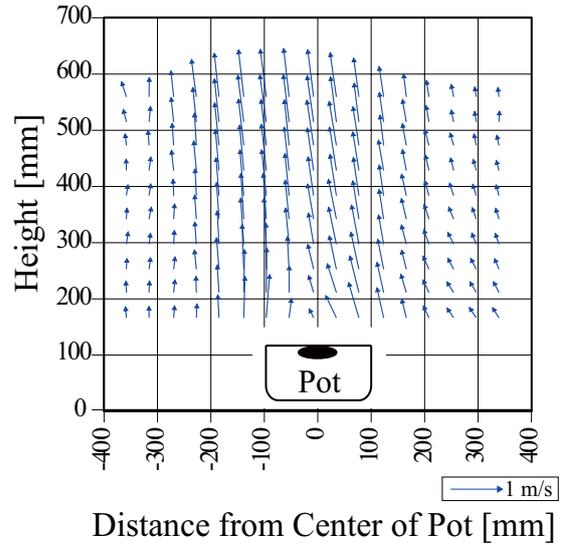


Fig. 5 Velocity Vector

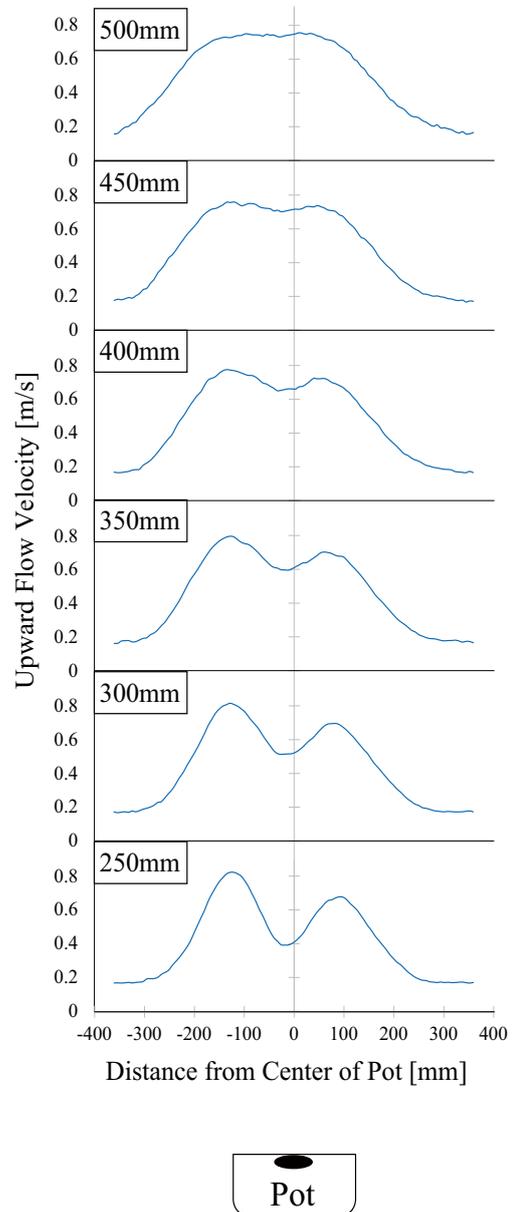


Fig. 6 Velocity Distribution

3回の測定結果を平均したものである。

2.1 火炎のサイズによる影響

熱効率の上昇により鍋周辺気流が弱くなり、鍋周辺気流が合流して正規分布になる位置が上昇することで、二山分布が高位置まで持続されるため、鍋の中心軸上の上向き風速が小さくなり、レンジ上高さ250mmの速度分布に二つの山が見られたと推察される。この要因としては、火炎が小さくなることで熱効率が増加し、鍋周辺の顕熱量が減っていることによるものと考えられる。そしてこのことにより既往研究²⁾の上昇気流モデルをそのまま縮小モデルのCFD解析に適用するのは困難な結果と言える。したがって、上昇気流モデルの改良を行う必要がある。

2.2 模型のサイズによる影響

また Fig. 7, Fig. 8, Fig. 9 より既往研究¹⁾²⁾の結果と比較すると、今回の測定結果は、高さ250mm地点では最大風速が一致しているが、500mm地点では最大風速が小さくなっている。これは鍋の大きさ及び五徳の大きさが既往研究¹⁾²⁾のものより異なり、縮小模型の上昇気流が既往研究¹⁾²⁾のものより水平に広がっていることによるものだと考えられる。

3. 上昇気流流量の算出

既往研究¹⁾²⁾で求めた風速分布及び今回の実験で求めた風速分布を用いて流量を求め、それぞれを比較することで流量の観点からもCFD解析で用いる上昇気流のモデルの検討を行う。本研究では、主に二つの手法を用いて流量を求めることにした。なお本研究では、1/2縮小模型を用いることにより断面積が実物大の1/4、風速は、 $1/\sqrt{2}$ である。よって実物大の流量は、縮小模型の $4\sqrt{2}$ 倍となる。また本研究の流量算出手法における回帰の組み合わせをTable 4に示す。

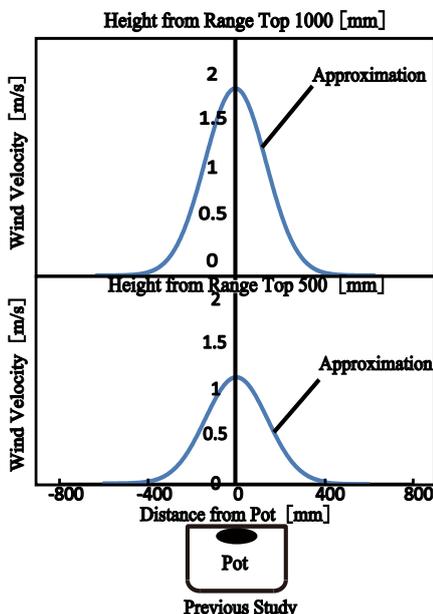


Fig. 7 Velocity Distribution(i)

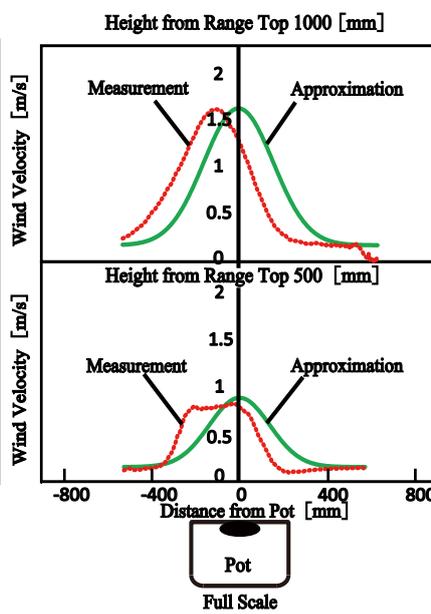


Fig. 8 Velocity Distribution(ii)

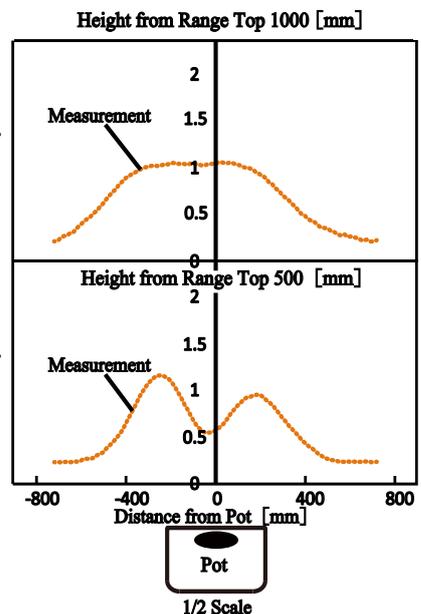


Fig. 9 Velocity Distribution(iii)

3.1 流量算出概要

(1) 正規分布

本研究で求めた風速分布の正規分布を風速の軸を中心にして回転させることで流量を算出する。流量の算出式を式(1)に示す。またその概要をFig. 10に示す。

$$Q_w = \pi \cdot (V_0 - V_e) \cdot b^2 \quad (1)$$

V_0 :最大風速 [m/s]
 V_e :最小風速 [m/s]
 b :特性長 [m]

(2) 円筒分割積分

本研究で求めた風速分布の測定値を5つずつに分割し、区間 $[\alpha, \beta]$ を結ぶ直線の式を求め、それを風速の軸を中心にして回転させ、それぞれ足し合わせることで流量を求める。流量の算出式を式(2)に示す。

$$V = 2\pi \int_{\alpha}^{\beta} x f(x) dx \quad (2)$$

3.3 一般気流による風速の考慮

Fig. 6より風速分布には、各測定点で一定値の風速があることから、一般気流による風速の影響があることがわかる。そこで本研究では、一般気流による風速を考慮する必要がある。

(a) 一般気流による風速の処理無し

Fig. 10における V_e を考慮せずにそのまま流量の算出を行う。

(b) 一般気流による風速の処理

測定値で一般気流の風速と考えられる0.17m/s以下の測定値を切り捨て、その条件の流量を求める。

Table 4 Calculation Conditions

	(1)	(2)
(a)	1a	2a
(b)	1b	2b
(c)	1c	2c

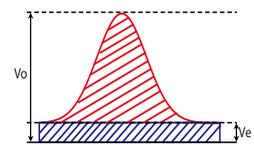


Fig. 10 Calculation of Flow Rate

(c) 一般気流による風速の除去

各測定値の運動量から一般気流風速分の運動量を差し引くことにより流量を求める。詳細を式(4)に示す。

$$V_p = \sqrt{V_0^2 - V_e^2} \quad V_e = 0.15 \quad (4)$$

4. 結果と考察

既往研究¹⁾²⁾及び本研究の流量、最大風速、特性長の結果をFig. 11、Fig. 12、Fig. 13に示す。

4.1 熱効率の上昇による影響

既往研究¹⁾²⁾で求められた流量と本研究で求めた流量を比較すると、本研究の流量の方が大きい値となっている。これは、本研究の風速分布における特性長が既往研究¹⁾²⁾のものよりも大きくなってしまっているからだと考えられる。その要因としては、本研究で用いたコンロから生じる火炎が小さくなり、熱効率が増加し、顕熱量が減ることで、鍋周辺気流が弱くなり、鍋周辺気流が合流して正規分布になる位置が上昇するため、風速分布が二山になったことによるものと推察される。

4.2 流量算出方法の差異による影響

本研究では、正規分布から流量を求める手法と測定値をいくつか分割し、それぞれの体積を足し合わせることで流量を求める手法を用いた。そして測定値による風速分布から流量を求める円筒分割積分で求めた流量を正規値としてそれぞれの流量を比較すると正規分布により求めた流量の方が大きい値となった。この要因としては、本研究では、風速分布が二山となってしまう、正確な正規分布を求めることができず、その正規分布を用いて流量を求めたため大きな誤差が生じたと考えられる。

4.3 一般気流による風速の影響

本研究の結果において一般気流による風速を考慮

した場合と考慮しない場合の比較を行うと考慮した場合の流量の方が小さい結果となった。このことから今回の実験では、一般気流による風速の影響があったと考えられる。また既往研究¹⁾²⁾と本研究における一般気流の風速を考慮した流量の比較を行った結果、本研究の方が既往研究¹⁾²⁾よりも大きいことがわかった。この結果からCFD解析で用いる上昇気流モデルの修正を今後検討していく必要があると思われる。

おわりに

本報では、鍋からの上昇気流のPIV測定を行い、上昇気流の性状把握及び既往研究¹⁾²⁾と風速分布及び流量の比較を行った。その結果、縮小模型の流量の方が実物大の流量よりも大きいことがわかった。今後は、本研究の結果を踏まえてCFD解析で用いる上昇気流モデルの修正を引き続き行っていく予定である。

【謝辞】

本研究の一部は大阪ガス(株)との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた関係者各位に深く感謝致します。

【参考文献】

- 1) 百瀬、山中、甲谷：上昇気流モデルを境界条件とした業務用厨房内の気流解析法に関する研究、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp.409-412、2003年9月
- 2) 藤村、山中、甲谷、桃井、相良、増井：業務用厨房における局所排気フードの捕集メカニズムに関する研究(その3)フードサイズが燃焼廃ガス及び調理生成物質の捕集性能に及ぼす影響、平成26年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、第4巻pp.316-319、2015年3月
- 3) 藤村、山中、甲谷、桃井、相良、増井：厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究(その3)フードサイズが捕集性能に及ぼす影響、平成27年度日本建築学会近畿支部研究報告集、第55号、環境系、pp.233-236、2015年6月
- 4) 藤村、山中、甲谷、桃井、相良、竹谷：厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究(その7)フード捕集率及びフード下端での燃焼廃ガス濃度分布、平成28年度日本建築学会近畿支部研究報告集、第56号、環境系、pp.97-100、2016年6月

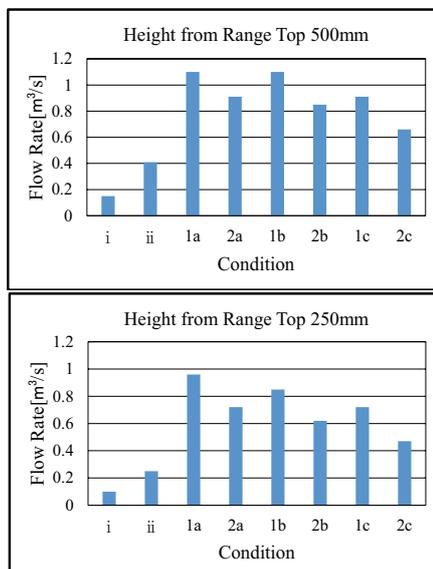


Fig. 11 Flow Rate

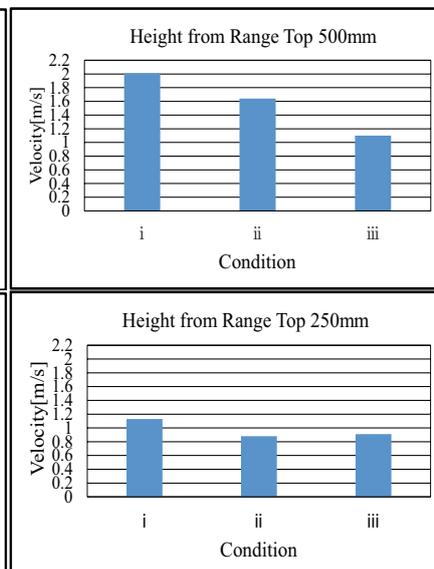


Fig. 12 Maximum Velocity

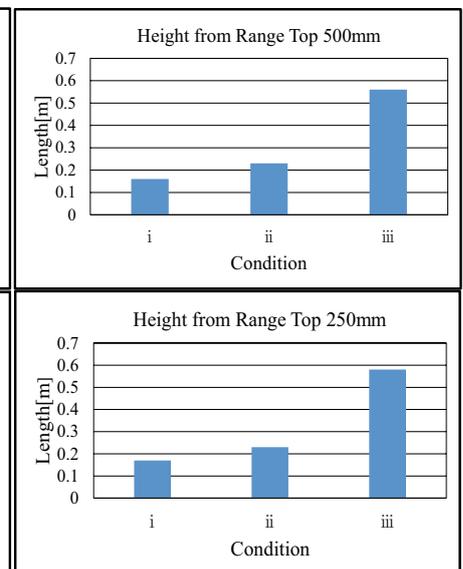


Fig. 13 Characteristic Length

業務用厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究
 (その12) フード内外気流と捕集性状に関する検討

Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen
 (Part12) Flow Field inside/outside Canopy Hood and Its Capture Phenomenon

○藤村 倫子 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 松浦 祐一郎 (大阪大学)

Noriko FUJIMURA*¹ Hisashi KOTANI*¹ Toshio YAMANAKA*¹
 Yoshihisa MOMOI*¹ Kazunobu SAGARA*¹ Yuichiro MATSUURA*¹
 *¹ Osaka University

A large ventilation rate is needed and resultant energy consumption becomes large in a commercial kitchen because a large amount of effluence of heat and cooking substances need to be removed. To make a kitchen comfort and reduce the energy for air conditioning, it is important to remove them efficiently with minimum exhaust flow rate. In this paper, the flow velocity around the hood was measured by means of PIV in different positions of the cooking pot and different exhaust flow rate. From those results, the airflow field inside and outside of the hood, and the influence of the capture and containment efficiency were clarified.

はじめに

業務用厨房では大量の熱と水蒸気が発生するため、適切な換気量設計が必要である。山中¹⁾はフード捕集現象を、捕捉と保持に分けて扱うことを提案した。フード捕集のメカニズムを明らかにするにあたり、捕集率を捕捉効率と保持効率に基づいて考えることは重要であると言える。既報²⁾では、近似相似則による物理量を用いて、業務用厨房機器 (以下、実物大) の1/2縮小模型を作成して捕集率及びフード周辺の濃度を測定した。本報では、PIV(Particle Image Velocimetry)を用いてフード周辺の気流性状を確認し、フードの捕捉及び保持性能について把握する。

1. 実験概要

1.1 実験室及び実験機器

実験空間の立面図及び平面図を Fig. 1、Fig. 2 に示す。なお、フードはアクリル製のものとした。実験に用いる調理機器は本多ら³⁾と同じコンロを対象とし、既報⁴⁾の縮率計算よりインプットは2.6kWに調整した。鍋は既報⁵⁾の実物大サイズの1/2のものを使用した。レンジの詳細を Table 1、鍋の詳細を Table 2 に示す。

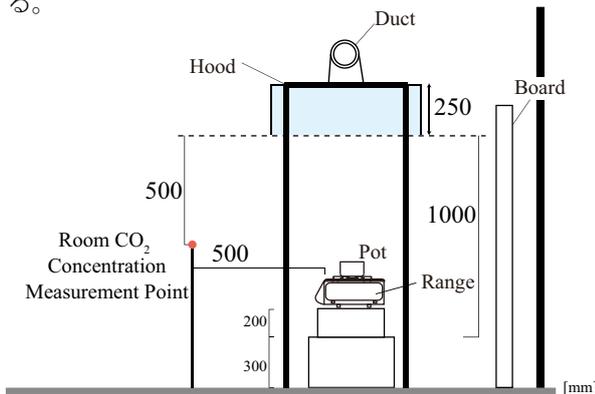


Fig. 1 Elevation

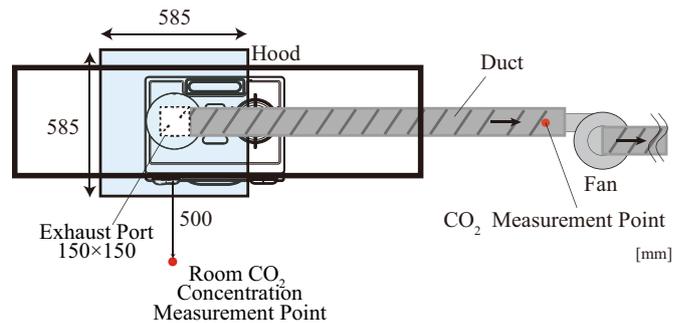
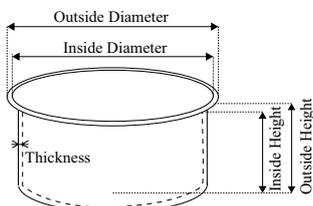


Fig. 2 Plan

Table 1 Specification of Gas Range

Heat Source	Gas Range for Home Kitchen
Input	4.2[kW] (fixed to 2.6[kW])
Range Size	596(Width)×474(Depth)×204(Height)
Range Name	RTS-M63VT(For City Gas)
Range Manufacturer	Rinnai Corp.

Table 2 Specification of Pot



Details of Pot	Outside Diameter	Inside Diameter	Outside Height	Inside Height	Capacity	Thickness	Material
AZT0718	200[mm]	180[mm]	90[mm]	89[mm]	2.2[L]	1[mm]	SUS304L

1.2 測定方法

Table 3 に PIV の解析条件を示す。可視化は煙発生器で発生させた煙を鍋面付近に流入させることで行い、ダブルパルス Nd:YAG レーザーにて撮影領域を照射し、CCD カメラにより撮影した。

1.3 実験条件

実験条件は、フードに対する鍋の位置、排気量についての影響を検討できるように設定した。また、撮影対象領域範囲及び、カメラに対するフードの向きも変化させて実験を行った。

1.3.1 フード排気量条件

フード排気量条件の一覧を Table 4 に示す。排気量は実物大におけるガス機器使用時の必要換気量である 40KQ (KQ: 理論廃ガス量 [m³/h]) と、設計で多く使用される面風速 0.3 m/s を含む条件を縮率で求めたものである。ここでは、Table 4 の排気量 261 m³/h 条件が、実物大の面風速 0.3 m/s の条件に対応している。

1.3.2 鍋の位置条件

設定した鍋の位置の条件概要を Fig. 3 に示す。鍋を排気口真下に設置した条件 (i) とフード端真下に設置した条件 (iii) を設定した。今回は既報²⁾ で設定した位置 (ii) 及び (iv) の条件での実験は行っていない。位置 (iii) については現実では考えられにくい状況であるが、これは横風等で熱上昇気流が横に流されてフードに一部捕捉されない状況を想定している。実際に横風を用いた実験もこれまでは行われていないものの、本研究は捕捉と保持を明確に分離できるような状況を作成した。

1.3.3 撮影領域条件

PIV 測定の撮影は、フード正面及び斜め方向から行った。レーザー及びカメラの設置位置、撮影範囲を鍋の位

置が (i) の場合を例にして Fig. 4 に示す。なお、斜め方向の撮影についてはレーザーによる反射を防ぐため、レーザー設置側のフード角に黒テープを貼り、レーザーが直角に当たらないようにした。そのようにしてもカメラから見て右側のフード側面の部分で反射が見られたため、斜め方向の場合は Fig. 4 に示すような撮影範囲とし、位置 (iii) の条件では鍋の位置とは逆のフード角で気流を観察できる状況を設定した。

2. 結果と考察

PIV による測定で得られた風速分布のコンター図及びベクトル図を Fig. 5、Fig. 6 に示す。なお、正面からフード端を拡大して撮影した結果は、全体を撮影したものにおけるフード端の気流性状と概ね一致したため、今回のフード正面からの測定結果はフード全体を撮影した時の結果のみを記載する。また、フード下端面を 0 mm とした時のフード内における 50、100、150、200 mm の高さ方向風速を鍋の位置及び排気量条件ごとに比較した結果を Fig. 7 に示す。Fig. 7 から得られる風速測定の結果について、フード斜め方向で撮影した結果の全グラフでフード端から約 380 mm、480 mm の箇所で測定値が小さい部分が見受けられる。これはカメラから見て手前と奥のフード角に入ったレーザーがフード側面で反射したことが影響していると考えられる。

2.1 フード排気量の影響

Fig. 5、Fig. 6 より、位置 (i) (iii) の両条件で排気量が小さくなるとコンター図よりフード中心部分の風速が小さくなっていることが分かり、ベクトル図よりフード端での下向き風速も大きくなっていることが分かる。気流としては位置 (i) の条件で、排気量 174 m³/h の場合はフード上で大きな渦が、261 m³/h の場合はフード上で小さな渦が発生し、フード下端では風速ベクトルがフー

Table 3 PIV Conditions

CCD Camera	ImageProX 2M
Laser	Nd:YAG Laser:DPIV-L50
Sampling Frequency [Hz]	10
time interval [μs]	4000
Camera Frame Size [pixel]	1600×1200
Program	Davis8.3 (La Vision GMBH)
Algorithm	Direct Cross-Correlation
Interrogation Window Size	pass1:64×64
	pass2:32×32
Overlap [%]	50

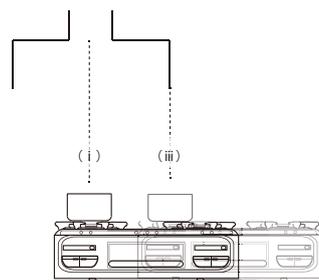


Fig. 3 Location of Pot

Table 4 Exhaust Flow Rate

Exhaust Flow Rate [m ³ /h]	KQ Value	Face Velocity [m/s]
96	40	0.08
148	61	0.12
174	72	0.14
209	86	0.17
261	108	0.21

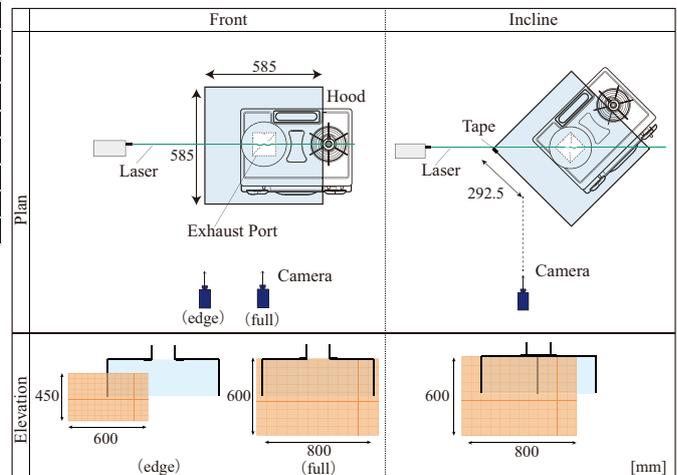


Fig. 4 Experimental Setup

ド内側に向かっているのが分かる。それに対し、排気量 $96\text{ m}^3/\text{h}$ の場合はフード端で下降した気流がそのままの風速を保ちフード下端から溢流しているため、保持効率が低くなっていると考えられる。位置 (iii) の条件では、排気量が大きい $261\text{ m}^3/\text{h}$ の場合にフード下端においてフード内に向かう風速ベクトルが多くみられ、保持効率が高いことが確認できた。また、Fig. 7 より、排気量が小さくなるほどフード端で大きな下向き風速が見られ、汚染物の溢流が見られる結果となった。

2.2 鍋の位置の影響

Fig. 5、Fig. 6 より、鍋をフード端真下に設置した位置 (iii) の方が、鍋を排気口真下に設置した位置 (i) よりも全体的に小さい風速の値を示した。これは、Fig. 7 で位置 (iii) の高さ方向の最大風速が位置 (i) の場合と比較して小さいことから分かるように、位置 (iii) に鍋がある場合は捕捉される上昇気流が約 50% であり、上昇気流による上向き風速の影響を受けにくいと考えられる。また、鍋が位置 (i) の場合はフード上に渦

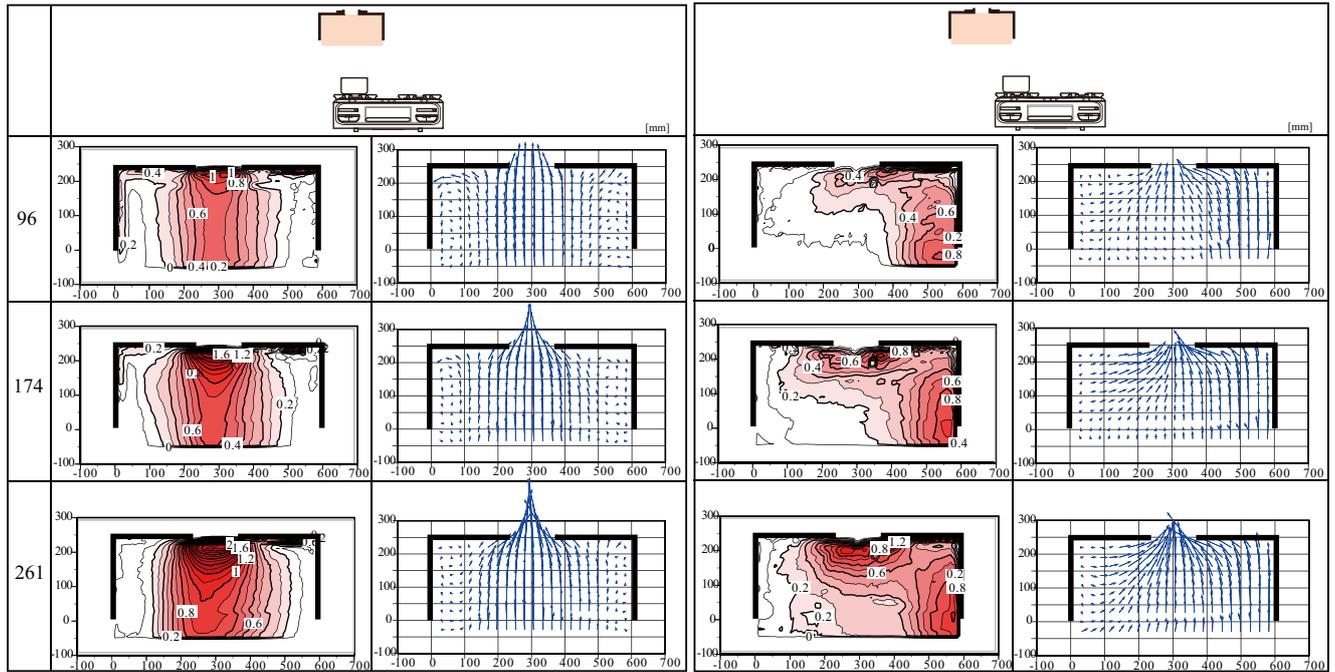


Fig. 5 Velocity Distribution (Front)

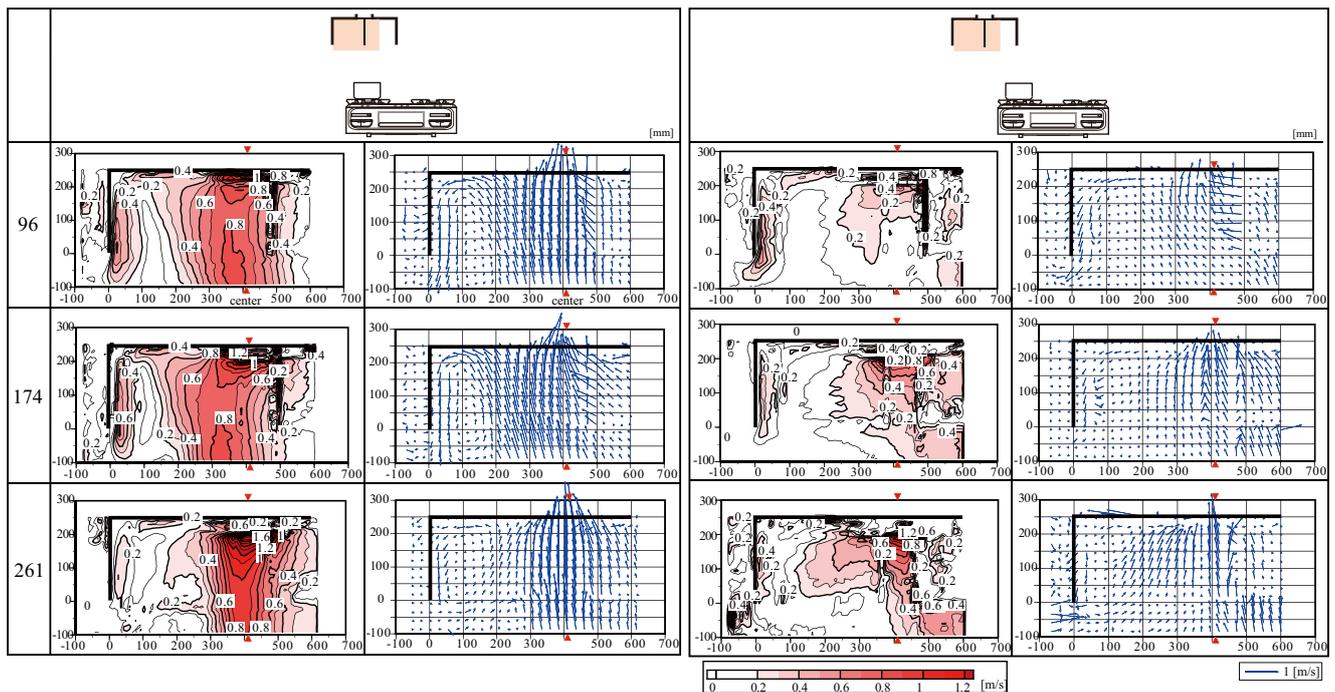


Fig. 6 Velocity Distribution (Incline)

が見られたが、位置 (iii) ではフード端から直接排気口に向かう風速ベクトルが見られた。

2.3 フード正面及び斜めの気流比較

Fig. 5、Fig. 6 より、フードを正面方向から見た時と斜め方向から見た時の風速結果を比較すると、鍋の位置に関わらず、フードの側面よりもフードの角での下向き風速が大きくなっていることが分かる。既報²⁾では、フード下端における濃度分布はフード側面よりもフード角で大きいという結果が得られた。このことから、フードに入った汚染物流量はフード端よりも角で大きいということがいえる。ただ、斜め方向の測定については誤ベクトルが見られる箇所や、排気口付近で風速を測定できていない部分も見られるため、今後の測定精度向上が課題である。

おわりに

本報では、フード排気量及びフードに対する鍋の位置とフード周辺の風速の関係を PIV により把握した。今後は今回風速測定で用いた縮小模型を利用し、捕捉と保持の分離検討を行う予定である。

【謝辞】

本研究の一部は大阪ガス(株)との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた関係者各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

- 1) 山中俊夫：厨房の局所排気フードの捕集率と制御面風速、日本建築学会近畿支部研究報告集、pp. 309-312、2014.06
- 2) 藤村倫子、山中俊夫、甲谷寿史、桃井良尚、相良和伸、竹谷俊成：厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究（その7）フード捕集率及びフード下端での燃焼ガス濃度分布、日本建築学会近畿支部研究報告集、pp. 97-100、2016.06
- 3) 本多順子、甲谷寿史、山中俊夫、相良和伸、桃井良尚：住宅用ガスコンロにおける鍋上方の熱上昇気流性状に関する研究（その5）径の異なる鍋におけるセンターフードの捕集率予測、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、pp. 3077-3080、2012.09
- 4) 竹谷俊成、甲谷寿史、山中俊夫、桃井良尚、相良和伸、藤村倫子、業務用厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究（その7）CFDを用いた縮小模型実験に関する検討、空気調和・衛生工学近畿支部学術研究発表会論文集、A-32、2016.03
- 5) 藤村倫子、山中俊夫、甲谷寿史、桃井良尚、相良和伸、増井一徳：業務用厨房における局所排気フードの捕集メカニズムに関する研究（その3）フードサイズが燃焼ガス及び調理生成物質の捕集性能に及ぼす影響、空気調和・衛生工学近畿支部学術研究発表会論文集、pp. 316-319、2015.03

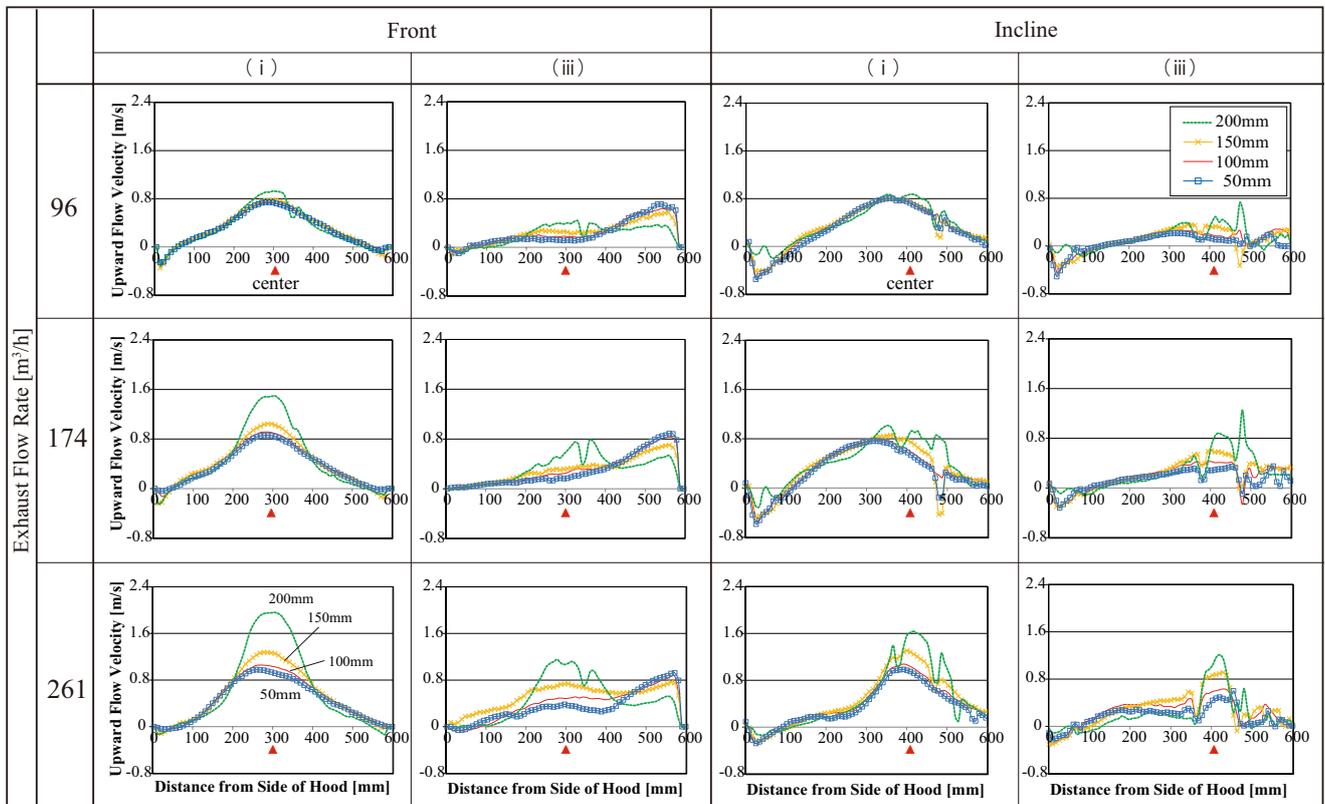
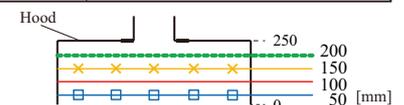


Fig. 7 Upward Flow Velocity



全面有孔天井を用いた対流・放射空調を行うオフィスビルにおける室内環境に関する研究 (その5)CFDを用いた気流性状に関する検討

Indoor Environment of Convective/Radiative Air-conditioning System in Office Building Supplied from Whole Ceiling with Punched Metal (Part5) Airflow Distribution by CFD Analysis

○多良 俊宏 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 相良 和伸 (大阪大学)
 桃井 良尚 (大阪大学) 水出 喜太郎 (日建設計)
 後藤 悠 (日建設計)

Toshihiro TARA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Kazunobu SAGARA^{*1}
 Yoshihisa MOMOI^{*1} Kitaro MIZUIDE^{*2} Yu GOTO^{*2}
^{*1} Osaka University ^{*2} Nikken Sekkei Ltd.

The new cooling system was developed and designed for the brand-new existing building. The experiment in the real building was conducted to know the performance of the convective/radiative cooling system. As the result of the measurements, the ventilation effectiveness of this new cooling system was not much different from that of the conventional system. However, the study on the airflow behavior was not sufficient in this measurement. Therefore, this study aim to show the airflow behavior of this cooling system by using CFD analysis and suggest the way to improve the indoor environment.

1. はじめに

近年、執務室空調において、省エネルギー性と快適性を両立させた低環境負荷計画が求められている。中でも、放射空調は放射熱を利用することで、不快な気流感のない、快適で人体に優しい空調として注目を集めている。

本研究では、全面有孔天井を用いた対流・放射空調方式を大面積の基準階に導入したオフィスビルにおいて、省エネルギー化を図りつつ良好な室内環境を実現できているかを明らかにすることを目的としている。本報では、CFD解析により前報¹⁾で述べた実測の再現を行うとともに、実測では不十分であった気流性状の把握を行った。

2. 空調システム概要

対象としている空調システムの概念図を Fig. 1 に示す。給気は天井チャンバー内に空調機から行き、天井全面に敷設された有孔スチールパネルから室内に供給する。還気は、床に設置された OA フロアパネルの配線取出口を利用した吸込み口から OA フロア内を経て、各ゾーンまで横引きした還気用チャンバーより空調機へ戻される。

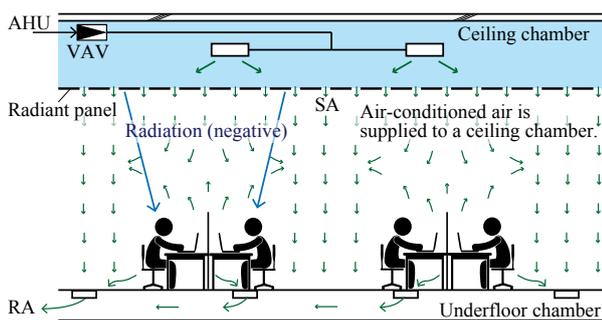


Fig. 1 Convective/radiative air-conditioning system

3. 全面有孔天井のモデル化

CFD解析を行うにあたって、天井面の有孔板を正確に再現することは、計算負荷が増大してしまうため困難である。そこで本報では、樋口ら²⁾が行った有孔板によって生じる圧力損失をCFD解析により求め、同様の圧力損失をCFD解析空間内の天井部分に与える手法を用いて全面有孔天井を再現することとした。解析空間を Fig. 2 に示す。孔径4mmピッチ11mm厚み0.5mmのプレートの前後に500mmの空間を設けた。側面は対称面扱いとし有孔板が無限大に広がっている空間を想定している。解析手法を Table 1 に示す。実測時の放射空調方式会議室における給気量の合計は約2000 m³/hであり、床面積が7.4×10.1 m²であるので風速の平均値は0.0075m/s程度である。本研究ではこの風速を基準として吹出し風速を0.001m/sから0.012m/sの12条件を設定して解析を行った。また、天井面の有孔板の開口率は10%であるので孔近傍での風速は10倍の0.075m/s程度となる。そのため、レイノルズ数が約35となることから、層流とSSTk- ω モデルでの解析により検討を行った。

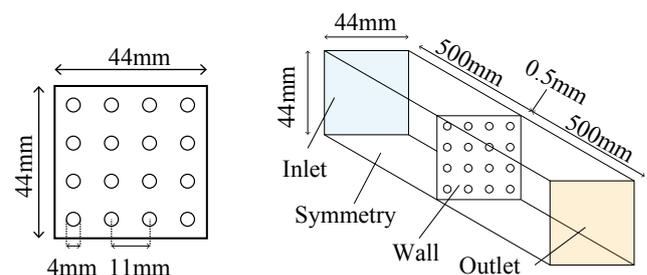


Fig. 2 Analysis domain (Pressure loss model)

層流モデルでのメッシュが細かい場合と粗い場合、および SSTk- ω モデルでメッシュを粗い場合にした3条件での解析結果を Table 2 に示す。圧力損失に差異がほとんど見られ無いことから、計算負荷の小さい層流のメッシュが粗いものを採用し、圧力損失を算出した。CFD 解析により求めた流入速度と圧力損失の関係を Fig. 3 に示す。この関係式を次に行う CFD 解析時に入力することで有孔板の再現を行った。なお、この手法では圧力損失の再現は可能であるが、孔部分での風速が早くなる現象が再現できない事が課題として挙げられる。

4. 対象建築物の CFD 解析

4.1 解析空間

解析空間の概要を Fig. 4 に示す。解析空間は、前報まで実測の対象としていた全面有孔天井を用いた対流・放射空調方式を行う会議室を想定し、発熱体や机も実測と同様の位置にモデリングした。FL+3000 の位置に前章で述べた開口率 10% のパンチングメタルと同様の圧力損失を生じさせる 0.5 mm の厚さの空間を設定した。天井チャンパー内には大梁と吹出し口の他にもダクトや LED の配線等が存在しているが、本研究では簡単のため省略した。

床面には吸込み口があり、還気チャンパー方式を用いているため実際は吸込み流量は均一ではないが、その差異は小さいと考えられるため解析では均一とし、逆流は無いものとした。照明発熱の 5.1W/ m² は床面に与え、発熱体には側面には発熱を与えず上面のみに 60W を与えた。これは、本解析における発熱体が実際の人体を想定したものではなく実測で用いた発熱体を想定しており、実測での熱画像から発熱体内部の 60W のブラックランプによる熱が発熱体の上部に滞留していることが確認できたためである。実測では周囲の室や廊下も対象の室と同系統で空調を行っていたため、解析では壁面は断熱とした。給気口からの吹出しは VHS により直下ではなく東西方向を向いているため解析では各給気口を左右に二分割し、それぞれ 45° の方向に給気を行った。また、CO₂ の発生では、実測と発生量を同一にし、各発熱体の直上に吹出し口を設け、合計で 10L/min 発生させた。

4.2 解析手法及び解析条件

解析手法を Table 3 に示す。メッシュは 50 mm 間隔とし給気口周辺のみ、より細かい 30 mm 間隔とした。実測における各給気口からの給気量を Table 4 に示す。設計時には均一な給気を予定していたが、実際には2つの異なる系統からの給気である事や、給気口までの経路差等の影響により流量に差異が生じている。Fig. 5 に示す実測での規準化濃度の平面分布には偏りが見られ、この原因として不均一な給気が考えられる。そのため、本解析では実測と同様の給気量を与える不均一給気条件に加えて、全給気量の合計を 6 等分した均一給気条件の 2 通りの給気条件を比較し、換気性能や気流性状の検討を行う。

Table 1 CFD Analysis condition (Pressure loss model)

CFD code	Fluent 16.0
Turbulence model	Laminar , SSTk- ω
Number of mesh	3,503,020 , 12,017,080
Algorithm	QUICK
Discretization	SIMPLE

Table 2 CFD analysis case and results

Turbulence model	Number of mesh	Pressure loss [Pa]
Laminar	12,017,080	1.346×10 ⁻²
Laminar	3,503,020	1.353×10 ⁻²
SSTk- ω	3,503,020	1.405×10 ⁻²

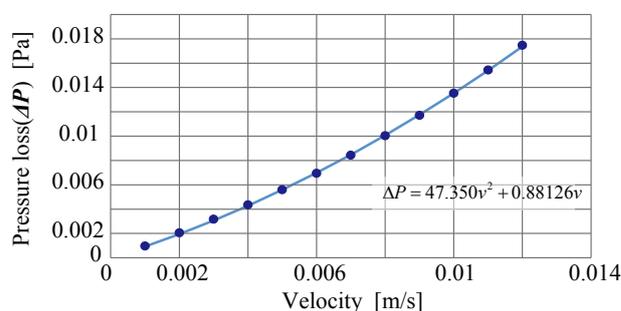


Fig. 3 Relationships between air velocity and pressure loss

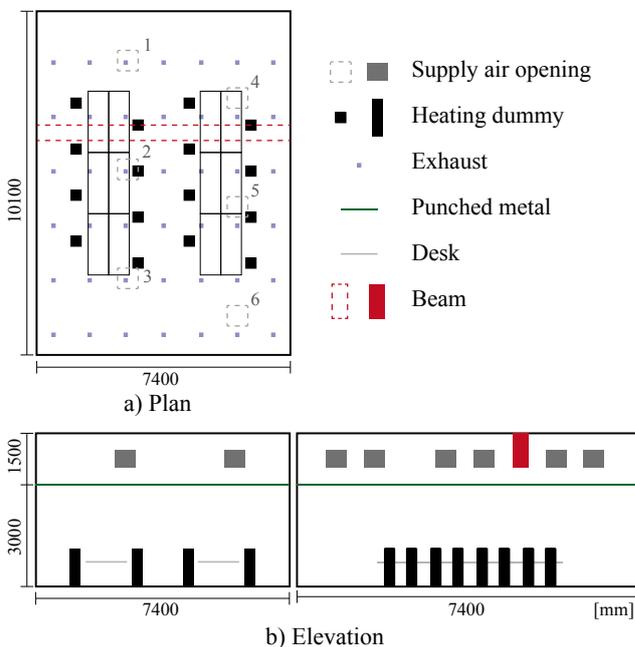


Fig. 4 Analysis domain

Table 3 CFD analysis condition

CFD code	Fluent 16.1
Turbulence model	Standard k- ϵ
Number of mesh	3,810,474
Algorithm	QUICK
Discretization	SIMPLE

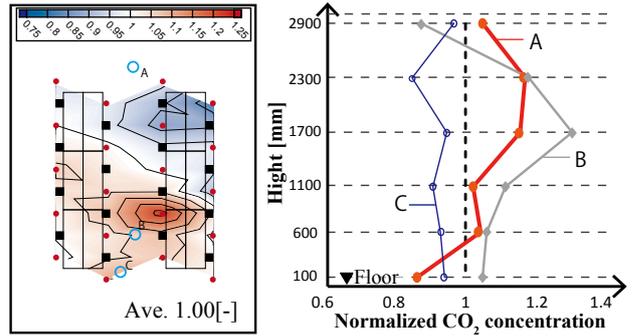
4.3 解析結果

(1) CO₂濃度及び風速分布

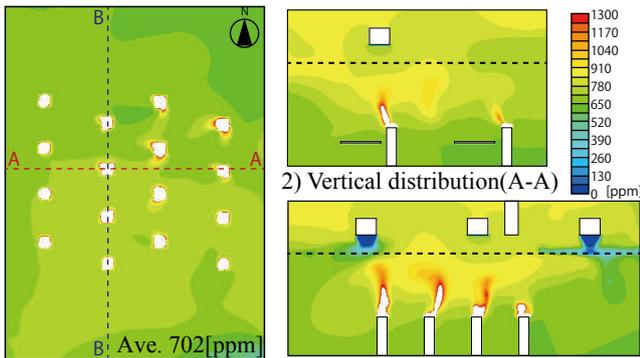
Fig. 6に居住域であるFL+1100でのCO₂濃度平面分布を及び2断面での濃度分布を示す。平面分布からは実測で見られた室南東部での濃度上昇が見られ、ある程度実測を再現できていると考えられる。また、鉛直方向でも実測で見られた居住域より上部の空間における濃度上昇が確認出来る。この領域での濃度上昇の原因として、Fig. 7に示す風速のベクトルの分布から、天井面からの給気と発熱体からのブルームが衝突することによるCO₂の滞留が考えられる。また、天井面からの給気は床面の吸込み口まで一方向流を形成すると予想されたが、実際は室全体を循環するような流れ場が形成されていることがわかる。特に、室の東側壁面に沿って下降流が生じ西側からはパンチングメタルを逆流する上昇流が生じている。この原因として、給気口の配置が室の東側に偏っているため、東側の天井チャンバー内が高圧になり、一方で相対的に給気量の少ない西側では低圧となる事が原因と考えられる。この逆流が原因となり給気チャンバー内のCO₂濃度が上昇していることがわかる。

Table 4 Flow rate of supply air

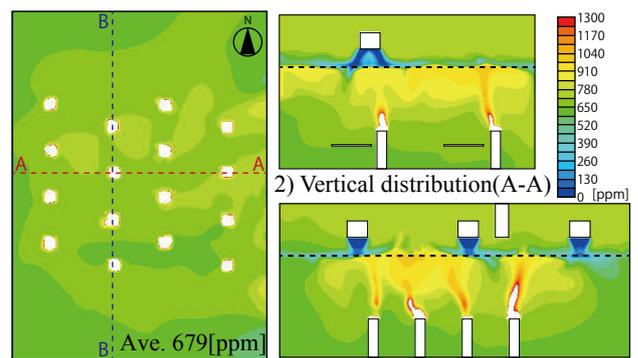
Sampling point	Flow rate [m ³ /h]	Total [m ³ /h]
Supply air opening 1	221	1788
Supply air opening 2	124	
Supply air opening 3	386	
Supply air opening 4	151	
Supply air opening 5	306	
Supply air opening 6	600	



a) Horizontal distribution
a) Vertical distribution
Fig. 5 Results of measurement (Normalized CO₂ concentration)

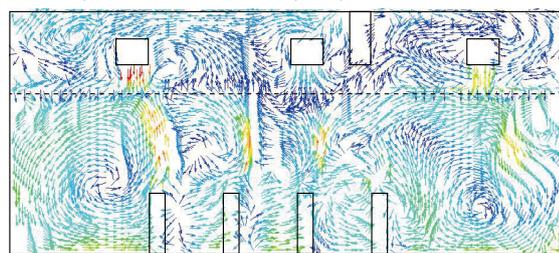
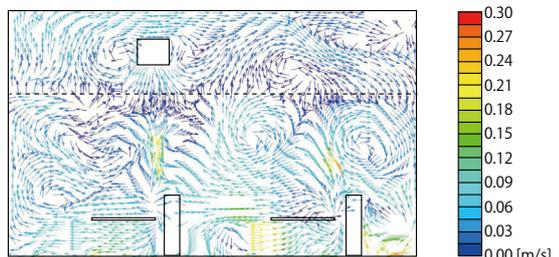


1) Horizontal distribution
2) Vertical distribution(A-A)
3) Vertical distribution(B-B)
a) Ununiform supply air condition

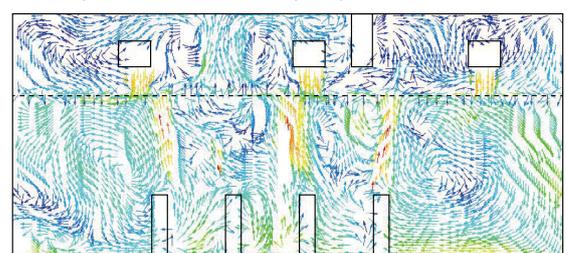
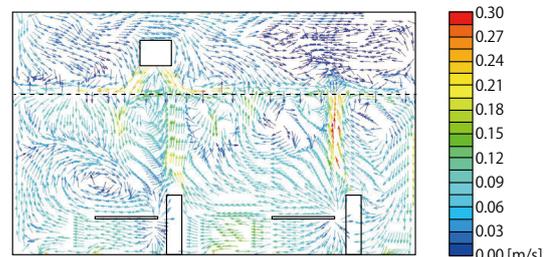


1) Horizontal distribution
2) Vertical distribution(A-A)
3) Vertical distribution(B-B)
b) Uniform supply air condition

Fig. 6 Distribution of normalized CO₂ concentration



1) Vertical distribution(A-A)
2) Vertical distribution(B-B)
a) Ununiform supply air condition



1) Vertical distribution(A-A)
2) Vertical distribution(B-B)
b) Uniform supply air condition

Fig. 7 Velocity distribution

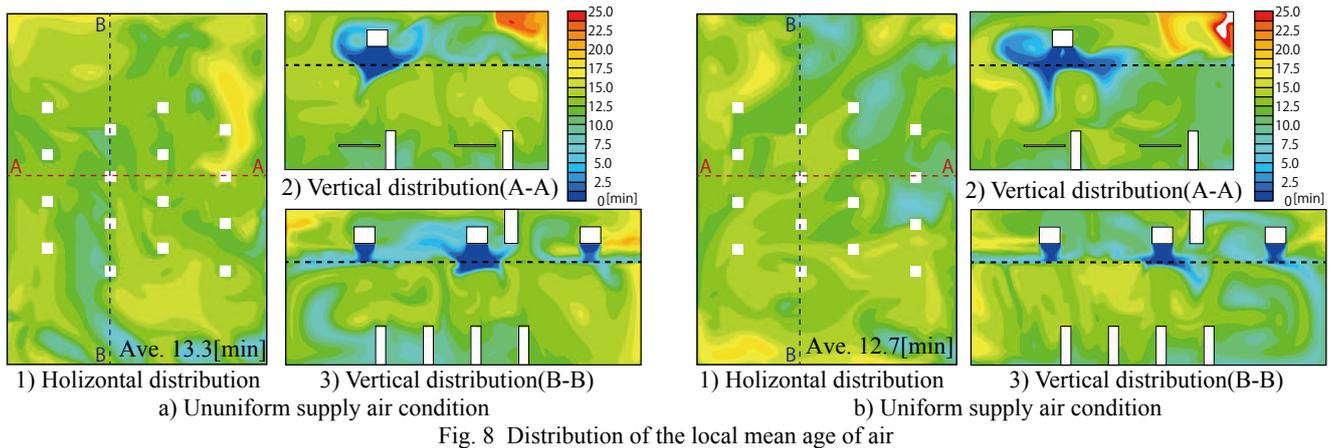


Fig. 8 Distribution of the local mean age of air

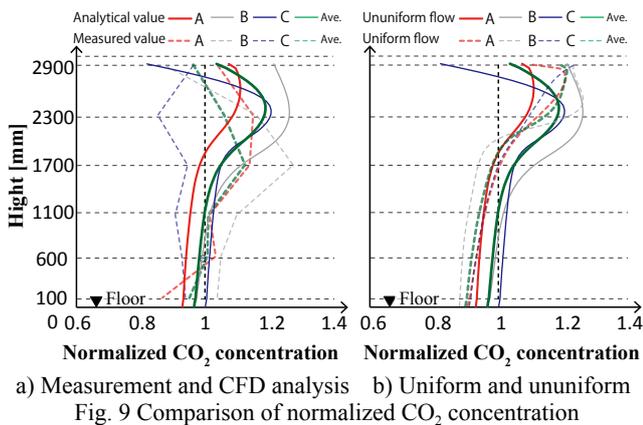


Fig. 9 Comparison of normalized CO₂ concentration

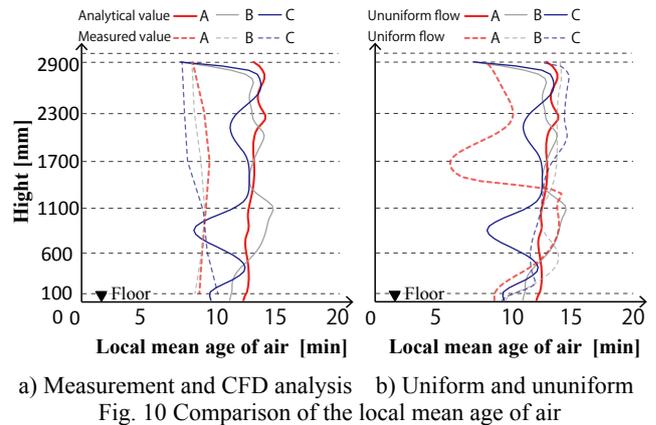


Fig. 10 Comparison of the local mean age of air

実測では排気濃度の測定が不十分であったため、FL+1100の濃度を排気濃度として代用した。同様の方法で規準化を行うと全条件で規準化居住域濃度が1となり比較ができない。そのためここでは解析値のみの比較を行う。鉛直方法での規準化濃度分布をFig. 9に示す。なお、こFig. 9(a)では、実測と解析で同様の傾向となる事が確認できる。2条件の鉛直分布及び居住域平均濃度の比較から、不均一流量条件の方が居住域が高濃度となる事がわかる。両条件とも、居住域は天井チャンバー内から流出し壁面に沿って床面に到達した後に発熱によって上昇する気流の影響を受けるが、不均一条件では逆流によりチャンバー内が高濃度となっていることが原因だと考えられる。流量を調整することにより室内環境を改善できるという知見が得られた。

(2) 局所平均空気齢

居住域の局所平均空気齢分布 Fig. 8に、鉛直分布を Fig. 10に示す。総給気量と室体積から求まる排気口での名目換気時間は11.3 minである。濃度と同様に均一流量条件の方が値が低くなることから、給気量を調整することで、給気の分配性能の観点からも室内環境を改善できることがわかった。不均一条件では、天井チャンバー内の逆流流量が多いため、逆流した後に再度室内に給気される経路分、空気齢が長くなることが原因であると考えられる。

5. まとめ

本報では全面有孔天井を用いた対流・放射空調を行う

オフィスビルを対象として、CFD解析により実測を再現するとともに気流性状の把握を行った。

実測の結果、室内は天井面から床面への一方向流ではなく、循環流を形成していることがわかった。また、室内から天井給気チャンバー内に空気が逆流する事によるチャンバー内CO₂濃度上昇が室内の濃度分布に大きく影響するという知見が得られ、各給気量を均一にすることで逆流量を減らすことができ、空気齢も含めて室内環境の改善に繋がる事がわかった。しかし、実際には孔部分で風速が早くなる現象が発生し、解析よりも逆流現象は発生しづらくなることが予想されたため、孔を正確に再現したモデルとの比較が必要である。

今後は放射の影響も考慮した評価を行うとともに、標準オフィスを対象として一般化した条件における対流・放射空調の評価を行うことを予定している。

【参考文献】

- 1) 多良俊宏, 山中俊夫, 甲谷寿史, 相良和伸, 桃井良尚, 福森幹太, 水出喜太郎, 後藤悠: 有孔天井を用いた対流・放射冷暖房に関する実験研究(その4) 執務室の換気性能評価, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第3巻 pp401-404, 2016. 9
- 2) 樋口彩子, 小林知広, 岩田剛, 相良和伸, 山中俊夫, 甲谷寿史, 桃井良尚, 古賀修, 一谷匡陸, 西山満: 温度成層型水蓄熱槽のCFD解析-ディフューザー吐出部のパンチングメタルのモデル化手法の検討-, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第2巻 pp149-152, 2013. 9

大空間オフィスにおける外気利用型個別分散空調システムに関する研究
 - 中間期における自然換気性能検証 -
VRF System utilizing Outdoor Air in Open-plan Office
-Verification of Natural Ventilaion Performance in Moderate Season-

○宇高 遼馬 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 桃井 良尚 (大阪大学)
 相良 和伸 (大阪大学) 花田 卓弥 (ダイキン工業)
 吉田 奈央 (ダイキン工業) 川田 康介 (日建設計)
 和田 一樹 (竹中工務店)

Ryoma UDAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Yoshihisa MOMOI^{*1} Kazunobu SAGARA^{*1}
 Takuya HANADA^{*2} Nao YOSHIDA^{*2} Kousuke KAWADA^{*3} Kazuki WADA^{*4}
^{*1} Osaka University ^{*2} Daikin Industries Ltd. ^{*3} Nikken Sekkei Ltd. ^{*4} Takenaka Corporation

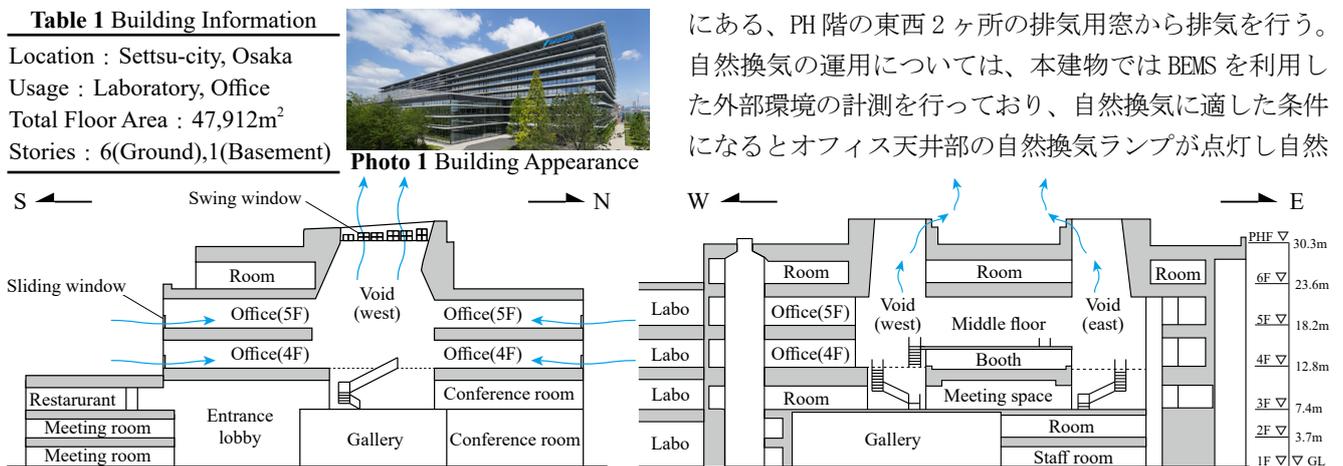
Energy reduction in air-conditioning system and making comfortable space are both important issues in an office building. However, it is often said that these are in the relationship of trade-off. This study focuses on indoor environment and evaluation of comfort in an open-plan office applying multi-split air-conditioning system utilizing outdoor air, in order to achieve a good balance between energy reduction and comfortable office space. This paper presents the outline of the natural ventilation design and the measurement results of the inflow/outflow rate at the natural ventilation openings.

はじめに

近年、建築物における空調消費エネルギーの削減が求められるが、同時に業務用途の建築物では知的生産性の観点から快適な空間の創出も重要視されており、場合によってはトレードオフの関係になる。本研究では、この両立を目的として導入された、様々な形で外気を利用する空調システム（以下、外気利用型個別分散空調システム）を有する大空間オフィスにおいて、実運用時の室内環境性能や居住者の快適性評価を行っている。外気利用の中心技術は中間期の自然換気と外気冷房であり、近年多くの建物で導入され、空調との併用例も多く見られる¹⁾。本報では、自然換気計画の概要と自然換気窓における流入量及びPH階のバランス式逆流防止窓（以下、排気用窓）における流出量に関して検証を行った。また水平風力換気時と重力換気時の換気量を比較し、自然換気を行う際の吹き抜け（以下、自然換気ポイド）の性能検証を行った。

1. 自然換気計画

Table 1 に建物概要、Fig. 1 に自然換気システムの概要を示す。測定対象の建物は大阪府内にある地上6階・地下1階建てのオフィスゾーンと実験ゾーンを有する研究所である。オフィスゾーンは1フロア約3000m²のメガフロアを2層吹き抜けを介して配置し、水平風力換気と重力換気を組み合わせた自然換気を行うことが可能である。本建物の南側には大阪湾に流れ込む1級河川が隣接しており、南風を効果的に利用した自然換気計画となっている。自然換気はオフィスゾーンの4階及び5階を対象とし、上下階のコミュニケーションを誘発するための中間階が中央部分に設けられており、これも自然換気経路の一部を成している。またその両側には昼光利用を兼ねた2ヶ所の自然換気ポイドがある。水平風力換気は、4階5階の南北面に設置された自然換気窓により行い、重力換気では、東西に1本ずつある自然換気ポイドの先にある、PH階の東西2ヶ所の排気用窓から排気を行う。自然換気の運用については、本建物ではBEMSを利用した外部環境の計測を行っており、自然換気に適した条件になるとオフィス天井部の自然換気ランプが点灯し自然



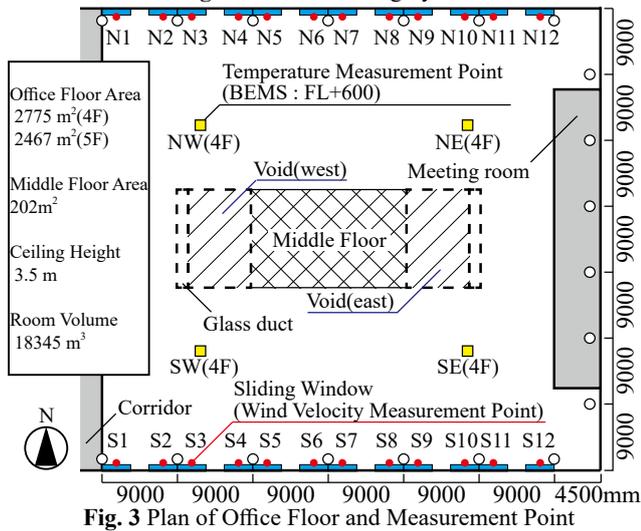
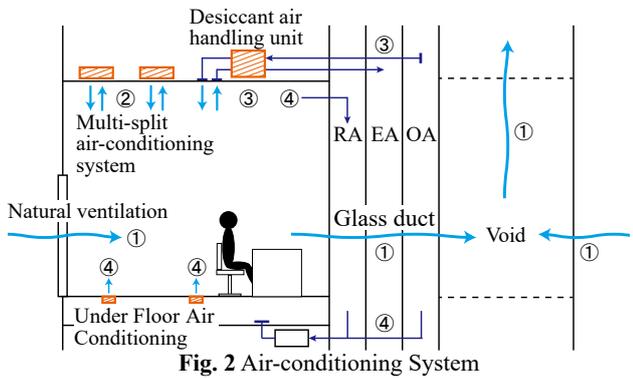


Fig. 3 Plan of Office Floor and Measurement Point

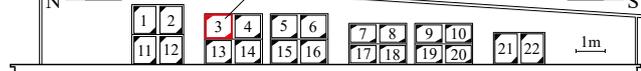


Fig. 4 Appearance of Swing Window(east) and Number of Measurement Point

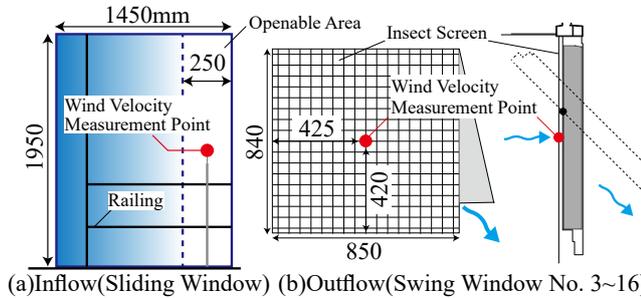


Fig. 5 Wind Velocity Measurement Point

換気利用の促進を図っている。Fig. 2に外気利用型個別分散空調システムの概要を示す。対象エリアの空調換気は、自然換気窓を用いた自然換気(①)以外にも、外気や内部負荷を処理する天吊型個別パッケージエアコン(②)、外気導入及び湿度調節を行うヒートポンプデシカント調湿外気処理機(③)、外気冷房やタスク空調等補助的な役割を担う床吹出パッケージエアコン(下階に天井隠蔽型エアコンを設置)(④)の4つのシステムで構成される。本研究では、これらの空調システムを総称して外気利用型個別分散空調システムと呼ぶ。

2. 測定概要

測定は2016年10月29日と10月30日の土日の2日間で行い、測定期間中は全ての空調を停止しアンビエン

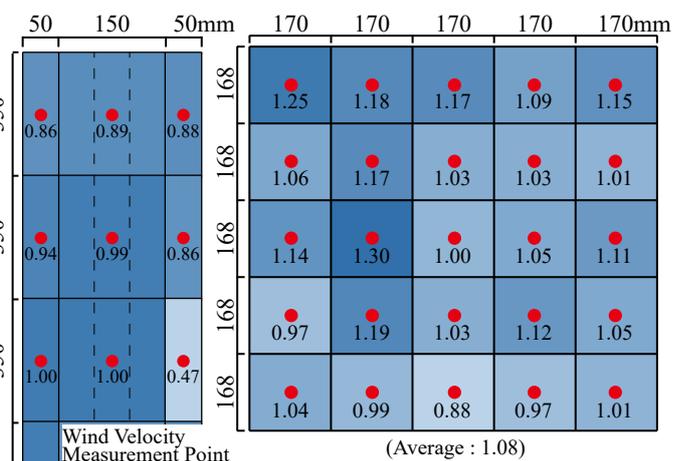


Fig. 6 Distribution of Wind Velocity Ratio

Table 2 Measurement Condition

	4F		5F		PHF
	North	South	North	South	
Case1	×	○	×	○	○
Case2	○	○	○	○	○
Case3	○	○	○	○	×

○ : OPEN × : CLOSED

ト照明のみ点灯した。人体及び機器発熱の代わりとしてホットカーペットとドライヤーをオフィス各所に設置し、約7W/m²を想定した。

2.1 自然換気窓及び排気用窓における風速測定

自然換気時の流出入量を把握するため、自然換気窓及びPH階の排気用窓における風速測定を行った。Fig. 3に平面図及び測定点、Fig. 4に排気用窓の外観と測定点番号、Fig. 5に測定位置を示す。自然換気窓は全開状態の中央部で測定した。測定機器は指向性及び無指向性熱式風速計(KANOMAX 1550)(プローブ型番:0963、0965-03、0965-09)を使用し、自然換気窓では4階5階で計48個を設置した。排気用窓では東西各22個の計44個を設置した。なお4階南面の西から2番目の窓はデッキ出入口であり自然換気窓として利用されないため、風速及び風向の計測は行っていない。風速計の隣に設置したタフトにより流入を目視判断し、測定風速に有効開口面積を乗じることで換気量を算出した。なお、収支誤差について流入風向による補正は行っていない。

2.2 自然換気窓及び排気用窓における風速分布測定

自然換気窓及び排気用窓の風速分布について詳細測定を行った。Fig. 6(a)に自然換気窓における測定点及び風速分布を示す。自然換気窓では4階南面の東から4枚目で測定を行い、窓1枚あたりで約1割の分布を確認した。右側中央の1点のみ低い値を示したが、これはこの点の測定時における風速が小さかったためと考えられる。Fig. 6(b)に排気用窓における測定点及び風速分布を示す。排気用窓ではFig. 4に示したNo.3の排気用窓で測定を行い、1枚あたりで約1割の分布を確認した。本報では、これらの分布を考慮した流量を算出している。

3. 測定結果

測定期間内の複数回の測定の中から、本建物のPH階で測定したBEMSの風速データ（海拔高さ37.5m）の平均風速が1.5m/s、0.9m/s、1.1m/sで安定していた3条件の測定結果について検討を行う。Table 2に3条件における自然換気窓及び排気用窓の開閉条件を示す。Fig. 7に測定期間の外気温及び日射量、室内代表点（4階の4点）の室温（FL+600）、Fig. 8に測定期間の風速を示す。これらはいずれもBEMSデータから得られた値である。実測時の2日間の外気温は自然換気条件としてはやや低い

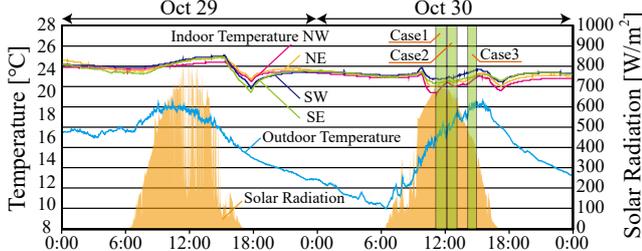


Fig. 7 Inside and Outside Environment

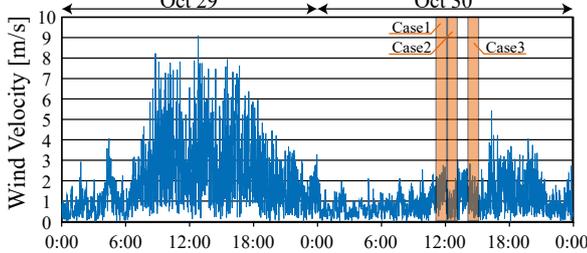


Fig. 8 Outside Wind Velocity

Measurement Day	2016/10/30
Measurement Hour	12:15 ~ 13:10
Average Outdoor Wind Velocity[m/s]	0.9
Predominant Wind Direction	SSW
Total Inflow Rate[m³/h]	70,590
Total Outflow Rate[m³/h]	67,525

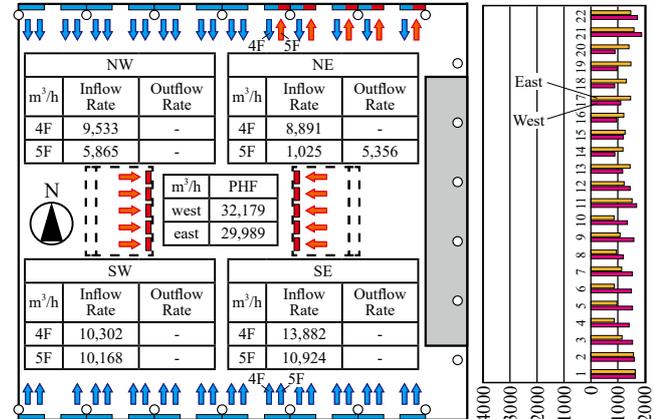
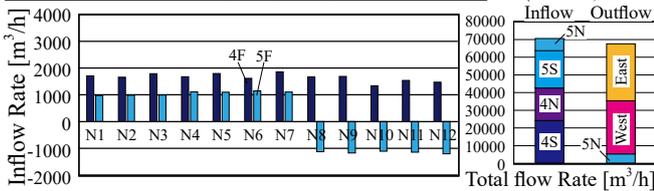
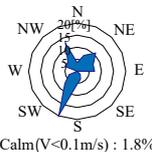


Fig. 10 Case2:Measurement Condition and Flow Rate

Measurement Day	2016/10/30
Measurement Hour	11:10 ~ 12:10
Average Outdoor Wind Velocity[m/s]	1.5
Predominant Wind Direction	SSE
Total Inflow Rate[m³/h]	63,157
Total Outflow Rate[m³/h]	61,269

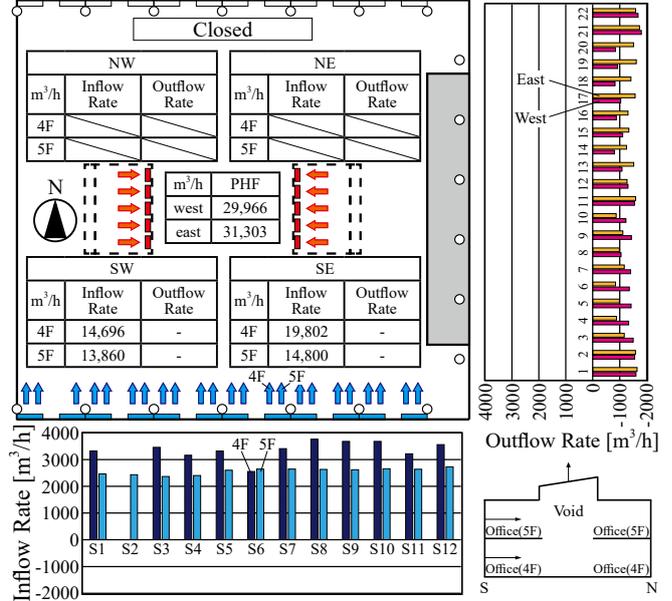
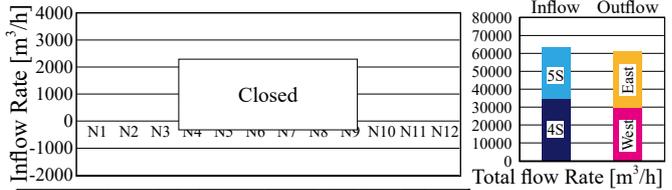
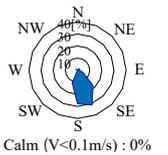


Fig. 9 Case1:Measurement Condition and Flow Rate

Measurement Day	2016/10/30
Measurement Hour	14:10 ~ 15:00
Average Outdoor Wind Velocity[m/s]	1.1
Predominant Wind Direction	SSW
Total Inflow Rate[m³/h]	40,634
Total Outflow Rate[m³/h]	24,834

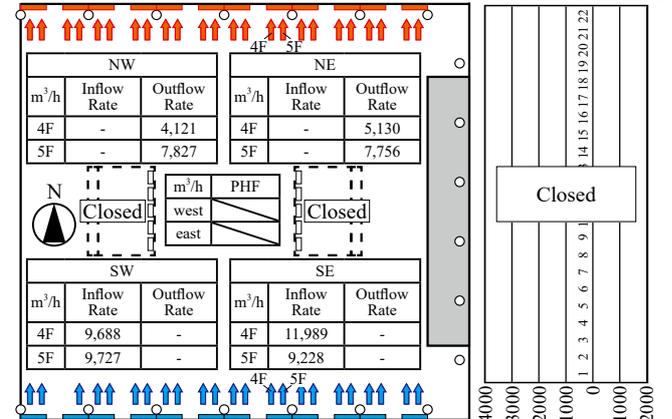
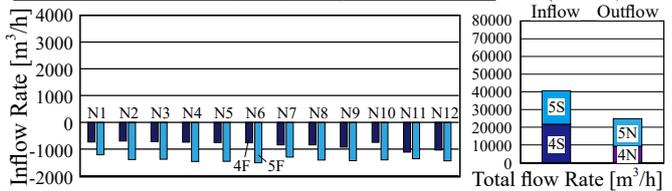
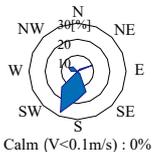


Fig. 11 Case3:Measurement Condition and Flow Rate

が、室温は概ね 22℃～24℃で推移しており、実運用時における自然換気の適用範囲内である。

3.1 自然換気窓における流入流量

(1)Case1 (平均外部風速：1.5m/s、主風向：南南東)

Fig. 9 に 4 階 5 階の南側のみの自然換気窓を開放した重力換気時の各自然換気窓での流入流量及び排気用窓での流出流量を示す。測定時の主風向は南南東で、平均風速は 1.5m/s で、安定した南風が得られていた。流入流量が 63,157m³/h であったことから、4 階 5 階の自然換気ボイド及び中間階を除いたオフィス部の室容積を用いると約 3.4 回/h の換気回数を得られており、片面の窓のみを開放しても重力換気の効果が十分に得られていることがわかる。4 階 5 階ともに南面の東側からの流入流量が大きく、外部風の影響を受けたためと考えられる。

(2)Case2 (平均外部風速：0.9m/s、主風向：南南西)

Fig. 10 に 4 階 5 階の南北全ての自然換気窓を開放した重力換気時の各自然換気窓での流入流量及び排気用窓での流出流量を示す。測定時の主風向は南南西で、平均風速は 0.9m/s と Case1 よりも小さいが、建物全体で約 3.8 回/h の換気回数を得られ、Case1 と比べると Case2 では重力換気がより機能していることがわかる。また低風速時ではあるが、これはオフィス部における設計時の目安の 4～5 回/h に近いことも確認できる。PH 階の排気用窓だけでなく北東の自然換気窓でも一部流出が見られるが、これは外部風の影響を受けたためと考えられる。

(3)Case3 (平均外部風速：1.1m/s、主風向：南南西)

Fig. 11 に 4 階 5 階の南北全ての自然換気窓を開放した水平換気時の各自然換気窓での流入流量を示す。測定時の主風向は南南西で、平均風速は 1.1m/s と Case2 と同程度であったが、建物全体で約 2.2 回/h であり、Case1、Case2 と比べてやや流入流量が小さい結果となった。これより外部風速が小さい場合でも、自然換気ボイドが自然換気を行う上で有効であることがわかる。南面の流入流量は 4 階の方が多いが、北面の流出流量は 4 階よりも 5 階の方が大きく、中間階が自然換気経路の役割を果たしていることも確認できる。

3.2 排気用窓における流出流量

排気用窓における流出流量については、Case1 と Case2 の両方で上下 2 段の排気用窓のうち下段にあるものは流出流量が小さく、上段の排気用窓からの流出流量が大きい結果となったが、外部風が概ね南風であったことから東西方向での分布に差はほとんど見られなかった。

4. BEMS データの妥当性の検証

4.1 PH 階の BEMS 外部風速データ

本報における BEMS 風速データの妥当性を検証するため、吹田市川園局（一般環境大気測定局）が 2016 年 12 月時点で発表した風速データの速報値と BEMS 風速デー

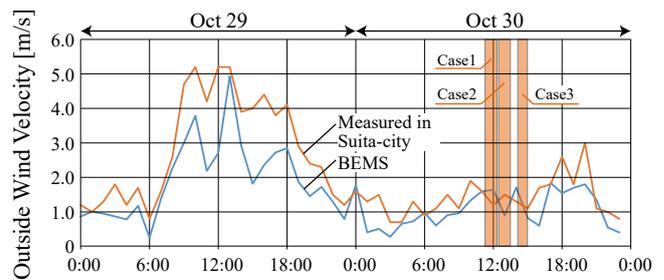


Fig. 12 Validity of Wind Speed from BEMS

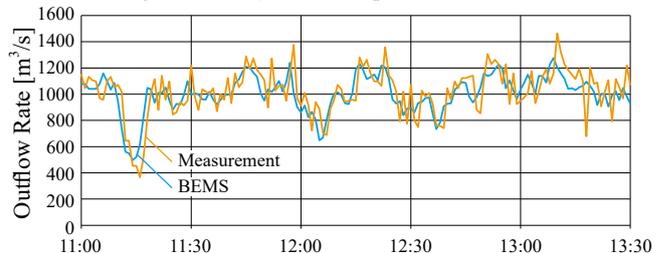


Fig. 13 Comparison of Outflow Rate from BEMS in Void with Measurement Outflow Rate

タを比較した。Fig. 12 に BEMS 風速データと川園局の風速データを示す。風速が 3.0m/s を超えると 2 地点間で差が見られるが、Case1～Case3 の時間帯においては、2 地点間の差は約 0.5m/s であり、3 条件における BEMS 風速データの使用は有用であるといえる。

4.2 ボイド頂部の BEMS 風速データ

ボイド頂部で常時計測されている BEMS 風速データの妥当性を検証するため、本実測での重力換気時 (Case1、Case2) において、BEMS 風速データから算出した流出量と実測で得た流出量を比較した。Fig. 13 に BEMS 風速データから求めた流出量と実測で得た流出量の比較を示す。BEMS 風速値に乘じるボイド頂部の有効開口面積は、流出量の実測値から同定した。重力換気時の流出量には BEMS 風速データを用いることができると考えられる。

おわりに

本報では、対象建物の自然換気計画及び空調システムについて概説し、風速測定の結果から自然換気窓及び排気用窓の流出入量について検討を行った。その結果、自然換気ボイドは自然換気において有効であり、上下階のコミュニケーションを誘発する中間階が自然換気経路の役割を担っていることを確認した。今後は、室内温度分布の分析及び居住者による快適性評価、自然換気窓の利用実態の把握などを継続して行う予定である。

謝辞

実測にご協力いただいた成川嘉則氏（ダイキン工業）、田中宏昌氏（日建設計）、田中規敏氏（竹中工務店）、並びに関係者の皆様には心よりお礼申し上げます。本研究の一部は JSPS 科研費 JP26249082 の助成を受けた。

参考文献

1) 日本建築学会編：実務者のための自然換気設計ハンドブック、技報堂出版、2013

低風速天井吹き出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究
(その 11) 吹き出し口の材質・開口率が吹き出し気流に及ぼす影響

Ventilation and Air Conditioning Design of Sickroom by Low Velocity Fabric Air Diffuser on Ceiling
(Part11) Influence of Material and Numerical Aperture of Supply Opening to Air Flow

○本田 雄樹 (大阪大学)
甲谷 寿史 (大阪大学)
相良 和伸 (大阪大学)
前田 龍紀 (竹中工務店)

山中 俊夫 (大阪大学)
桃井 良尚 (大阪大学)
上田 真也 (竹中工務店)

Yuki HONDA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Hisashi KOTANI*¹ Yoshihisa MOMOI*¹

Kazunobu SAGARA*¹ Shinya UEDA*² Tatsunori MAEDA*²

*¹ Osaka University *² Takenaka Corporation

In sickrooms, there is the odor problem from patients and diapers. In this study, as a means of obtaining high indoor air quality in sickrooms, the authors propose the low velocity fabric air diffuser on ceiling. The previous paper showed the results of CFD analysis of indoor airflow patterns and temperature and contaminant concentration profiles of one-bed sickroom under heating condition. In this paper, the outline of experiments and the influence of material and numerical aperture of supply opening to air flow were presented.

1. はじめに

病室は、入院患者にとって医療や検査を受ける空間であるとともに、1日のうちに最も長い時間を過ごす空間であるため非常に高い清浄性・快適性が要求される。

本研究では、低風速天井吹き出し空調を病室に導入することにより、置換換気効果及び放射冷暖房効果を同時に得ることができないかを検討する。

既報¹⁾では低風速天井吹き出し空調を導入した実建物の1床病室での暖房時の実測調査及びCFD解析により本方式の有用性について検討してきた。

本研究による低風速天井吹き出し空調では、布製の吹き出し口を用いているが、低風速の吹き出し口としてはほかにパンチングメタル等の素材が考えられる。そこで、本報では室内に低風速天井吹き出し空調を導入する際に、吹き出し口の材質及び開口率が吹き出し気流に及ぼす影響について風速測定により検討した。

2. 実験概要

実験は、大阪大学構内の人工気候室で行った。測定室の平面図、断面図を Fig. 1 と Fig. 2 に示す。Fig. 1 に示す位置に一辺 600mm 角の吹き出し口を持つ吹き出しパネルを2つ設置し、1つあたりの給気量が約 100m³/h となるように排気量を調整し、全外気運転を行った。排気は、室中央部左側の天井に設置されている φ=125mm の円筒側の排気口1か所より排気される。吹き出し温度を 20℃ に設定し、調湿は行わなかった。用いた吹き出し口の種類は4種類とした。実験条件を Table 1 に示す。吹き出し口の材質としては、布製の膜吹き出しと、パンチングパネル

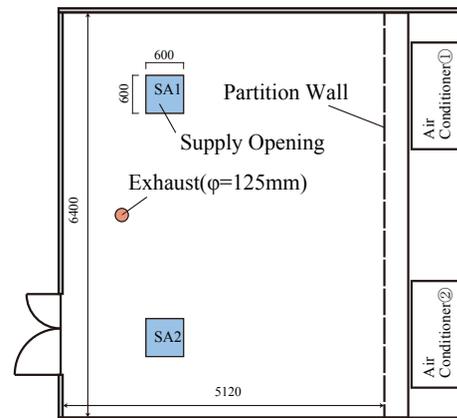


Fig. 1 Plan of environmental chamber

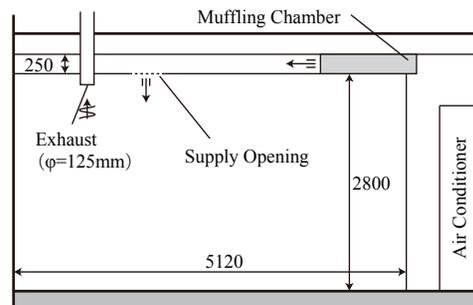


Fig. 2 Section of environmental chamber

の孔径とピッチが異なる3種類を用いて実験を行った。パンチングパネルは全て45度角千鳥配置のものを使用した。吹き出し温度と室内の温度差(7.5℃)がある条件で実験を行う場合は、発熱体としてホットカーペットを5枚室内に敷き詰めて2200W発熱させた。

2.1 測定点

風速測定には、超音波式風向風速計(ソニック、DA-

Table1 Experimental conditions

No.	Type	Hole diameter[mm]	Hole interval[mm]	Numerical aperture[%]	Temperature difference between supply air and indoor air[°C]	Air volume [m³/h]	Surface air velocity[m/s]	Hole air velocity[m/s]
case1	Cloth	-	-	-	0	98	0.076	-
case2					-7.5	94	0.073	-
case3	Punched metal	3	15	6.28	0	104	0.080	1.28
case4					-7.5	98	0.076	1.20
case5		3	10	14.13	0	105	0.081	0.57
case6					-7.5	100	0.077	0.55
case7		5	10	39.25	0	104	0.080	0.20
case8					-7.5	106	0.082	0.21

700, TR-92T 型) を用いた。風速測定のための平面測定点を Fig. 3 に示す。平面は吹出し面に対して 3 本のライン上で測定し、各測定は 30mm 間隔で行った。また、断面は吹出し面より 15,30,50mm および 100 ~ 700mm まで 100mm ごとに測定した。ただし、吹出し口から高さ 15,30mm の場合は、超音波風速計が天井面に当たってしまうため、吹出し面の中心を $x=0, y=0$ とすると、測定範囲は L1 は $-300 \sim 300\text{mm}$ 、L2, L3 は $-270 \sim 270\text{mm}$ とした。測定は 1 点につき 17 秒測定し 3 秒間でトラバサ移動により次の測定点へと移動させるサイクルで行った。なお、後に示す結果は、移動の際に器具に揺れが生じるため、17 秒間測定のうち最後の 10 秒の結果を用いた。

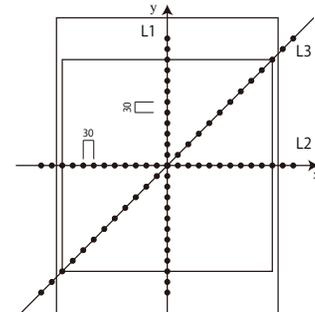


Fig. 3 Measurement points

吹き風速が大きいことがわかる。また、吹き口の端からやや内側に位置する部分で卓越して風速が大きくなっており、周りの空気を巻き込むような気流性状を形成していることが考えられる。式 (1) に運動量を示す。風量が $104\text{m}^3/\text{h}$ のとき、面風速は 0.080m/s であるが、パンチングの孔部分では風速が 1.28m/s となり、吹き出しの運動量の差異に起因すると考えられる。case5(孔径: 3mm,

$$M = \rho Q^2 / A \eta \quad (1)$$

M: 運動量 [kg · m/s] A: 吹き出し面積 [m²]

ρ : 密度 [kg/m³] η : 開口率 [-]

Q: 流量 [m³/s]

3. 測定結果

3.1 等温吹き出しの場合

case1,3,5,7 の下向き平均風速分布の比較を Fig. 4 に示す。Fig. 4 より、いずれの条件においても同一の高さでは L1, L2, L3 で大きな差はなく、吹き出し面での分布は大きくない。また、開口率が最も小さい case3(孔径: 3mm, ピッチ: 15mm) の条件では、他の条件に比べて下

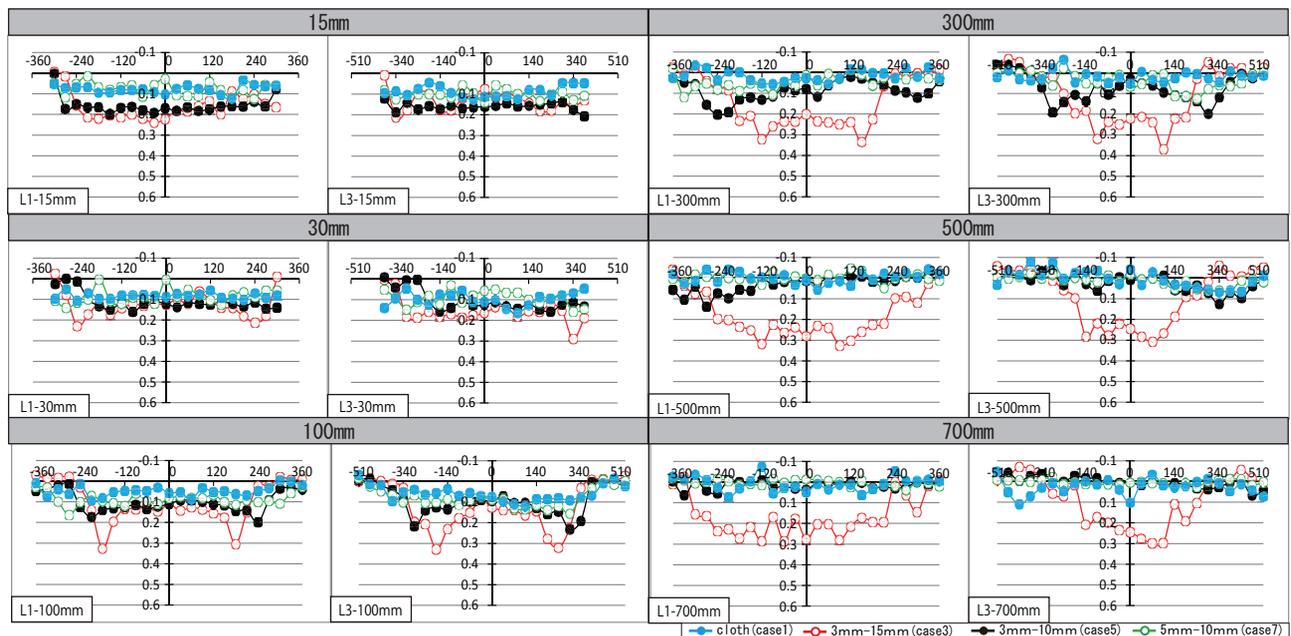


Fig. 4 Downward air velocity(case1,3,5,7),(without temperature difference)

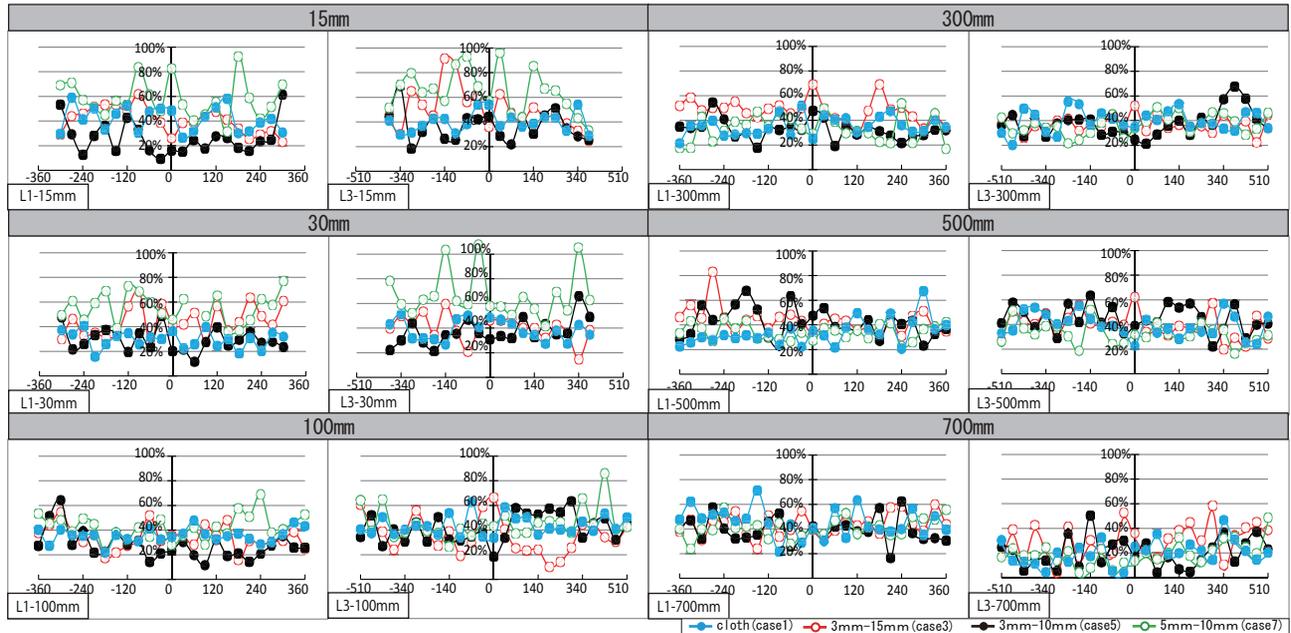


Fig. 5 Turbulent intensity(case1,3,5,7),(without temperature difference)

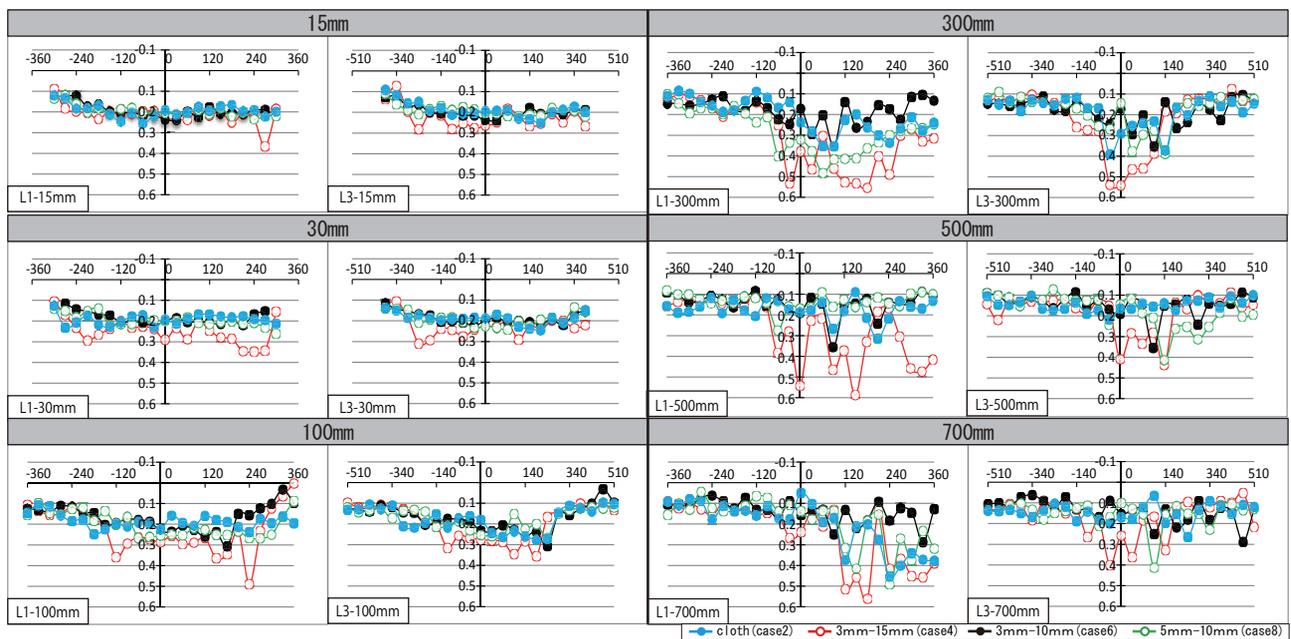


Fig. 6 Downward air velocity (case2,4,6,8),(with lower supply air temperature than indoor air by 7.5°C)

ピッチ:10mm)でも同様の傾向が表れているが、吹出し面より500mm以降は見られず400mmまでの高さで風速が小さくなる。case1(布製吹出し口)では、いずれの高さにおいても最も風速が小さく、分布の差も小さい。最も開口率の大きいcase7(孔径:5mm,ピッチ:10mm)では、風速は小さく、case1と大きな違いは見られない。

Fig. 5にcase1,3,5,7の乱れの強さの比較を示す。Fig. 5より、case1(布製吹出し口)とcase7(孔径:5mm,ピッチ:10mm)を比較すると、下向き平均風速では大きな差はなかったが、吹出し口からの距離15mm,30mmの地点では布製吹出し口よりもパンチングパネルの方が乱れの強さが大きい。200mm以降は大きな差はなく、吹出し直下では気流性状が異なると考えられる。その他の点で

は大きな違いが見られなかった。

3.2 温度差のある場合

case2,4,6,8の下向き平均風速の比較をFig. 6に示す。Fig. 6より、いずれの条件においても等温吹出しに比べて風速が大きくなっており、これは吹出しの運動量に差異があっても、重力によって運動量が付加されるためと考えられる。また、吹出し口の中心付近が吹出し口の外側よりも風速が大きく、周りの空気を巻き込んでいると考えられる。開口率が最も小さいcase4(孔径:3mm,ピッチ:15mm)の条件では、等温条件と同様に他の条件に比べて下吹き風速が大きい傾向が見られた。また、同一高さで比べたとき、分布の差が大きく吹出し空気が直下に落ちず偏っている。case2(布製吹出し口),case6(孔

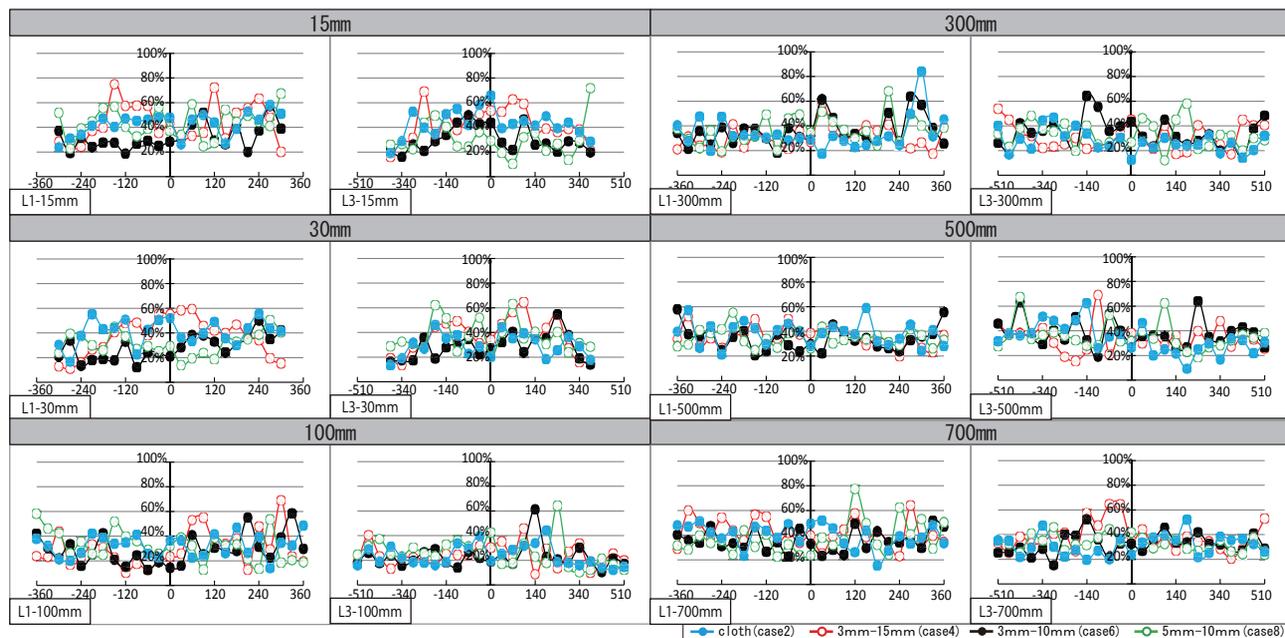


Fig. 7 Turbulent intensity (case2,4,6,8) ,(with lower supply air temperature than indoor air by 7.5°C)

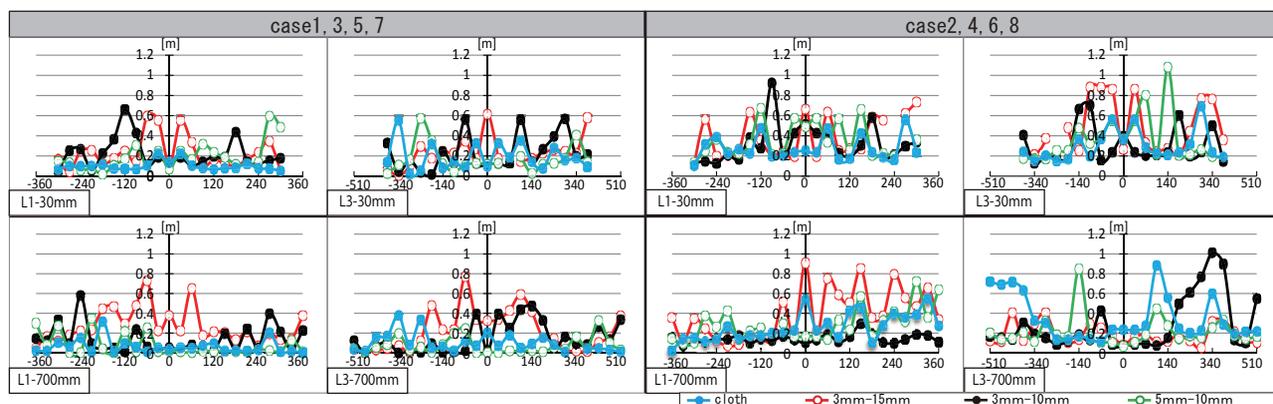


Fig. 8 Turbulent length scale

径:3mm, ピッチ:10mm),case8(孔径:5mm, ピッチ:10mm)を比較すると、等温条件では違いが見られたが、温度差のある条件では大きな差は表れなかった。Fig. 7にcase2,4,6,8の乱れの強さの比較を示す。Fig. 7より乱れの強さは、等温条件では違いが見られたが、温度差のある条件では各条件間で大きな差は見られなかった。

4. 乱れのスケール

Fig. 8に各条件における、吹出し口からの距離が30mm,700mmの位置での乱れのスケールの比較を示す。式(2)を用いて各測定点で自己相関関数を算出し、その最小に0になる時間差までの積分値に平均風速を乗じ、乱れの空間スケール(インテグラルスケール)を求めた。

$$R(\tau) = \overline{w'(t)w'(t+\tau)} / w'^2 \quad (2)$$

$R(\tau)$: 自己相関関数

w' : 下向き風速の変動成分

Fig. 8より、開口率の小さいcase3,4(孔径:3mm,ピッチ:15mm)の条件で乱れの空間スケールが大きいことが

わかる。一方で、case1,2(布製吹出し口)は、他の条件に比べて、吹出し直後の高さ30mmの地点で乱れのスケールは小さいことがわかる。

5. まとめ

本報では、吹出し口の材質及び開口率が吹出し気流に及ぼす影響について風速測定により検討した。今後は、乱れスケールの検討をさらに行う予定である。

参考文献

- 1)前田,山中,甲谷,桃井,相良,本田,上田:低風速天井吹出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究(その9)1床病室への実施例における暖房性能の検証,平成28年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集,第3巻,pp.457-460,2016.09
- 2)本田,山中,甲谷,桃井,相良,上田,前田:低風速天井吹出し方式による病室の換気・空調設計に関する研究(その10)CFDを用いた1床病室の室内気流解析,平成28年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集,第3巻,pp.461-464,2016.09

CFD 解析による外付ブラインドの住宅内の通風・空気質環境評価に関する研究
Study on evaluation of cross ventilation and air quality environment in a residential house with exterior blinds using CFD analysis

○石田 彩乃 (奈良女子大学)
 Ayano ISHIDA*¹

吉田 伸治 (奈良女子大学)
 Shinji YOSHIDA*¹

*¹Nara Women's University

In this paper, effects of installing exterior blinds to openings of a residential house on cross ventilation efficiency and indoor air quality with were evaluated using CFD analysis. Three computational cases were carried out here. In Case 1, no obstacles were installed near openings, while in Case 2, curtains were installed to the interior of the openings. Additionally, in Case 3, the exterior blinds were installed to the exterior of the openings. Spatial distributions of wind velocity vectors and the scale for ventilation efficiency (SVE) were predicted in order to investigate effects of installing the exterior blinds on cross ventilation and the air quality. Through the investigations, it has been found that the influence of the installation of the exterior blinds to the openings of the residential house is small, and that the sufficient effects can be expected.

1. はじめに

ブラインドは、夏季における開口部の日射を遮蔽し、建物冷房負荷の削減を図る有効な対策の一つである。ブラインドの設置位置には、窓の内側・外側の双方が考えられるものの、一般にメンテナンスの容易さの観点から窓の内側に設置される場合が多い。一方、窓の外側に設置する場合については、夏季の暑熱緩和効果については、内側設置時よりも大きいものの、上述のメンテナンス、風による破損・飛散の可能性の観点から効果に見合った普及が進まない現状にある。しかし、外付けブラインドには、Fig. 1 に示す様に、窓の外に配置することにより、歩行者等の外部の目を避けつつ窓を開放し、通風を図ることにより、プライバシーの確保、暑熱緩和、室内空気質の改善に寄与すると期待されるが、これに関する検討は殆ど行われていない。

そこで、本研究では、数値流体力学 CFD (Computational Fluid Dynamics) 解析を用いて外付けブラインドの設置が住宅内の通風・空気質環境形成に与える影響を分析することを目的とする。

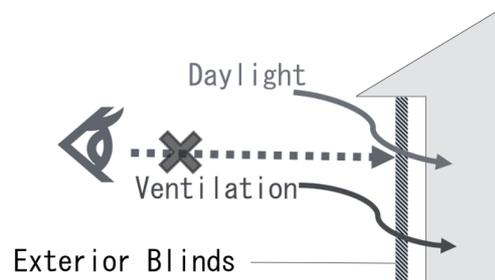


Fig.1 Image of Effects of Exterior Blinds

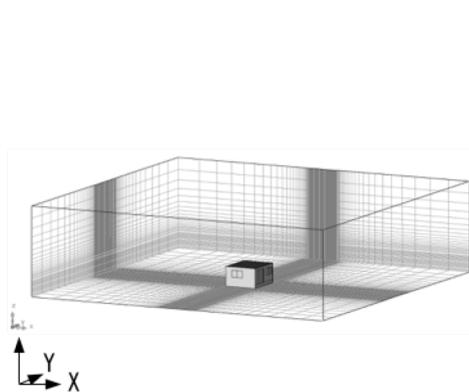


Fig.2 Computational Domain

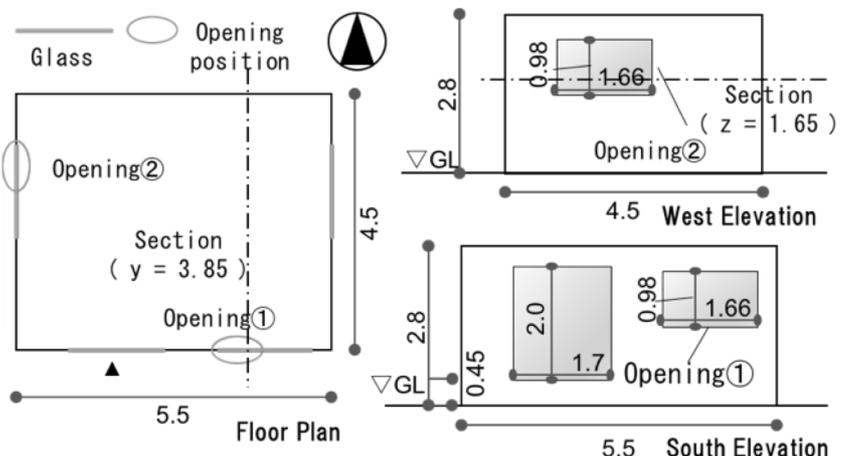


Fig.3 Building Plan and Elevation

2. 解析概要

2.1 解析対象

本解析では、現在、近江八幡市に建設中の実験棟（単室建物）を模擬した建物周りの通風環境を分析する。Fig.2 に CFD 解析領域の全景を、また Fig.3 に評価対象となる建物モデルの平面・立面図を示す。本解析では、研究の第一段階として、解析領域内に実験棟が1棟存在する領域を対象とする。実験棟には南、東、西に開口部を有する。このうち、本解析では南側の開口①、西側の開口②の二つの開口を開放した場合の通風環境を評価する。

2.2 解析ケース (Table.1)

Table 1 に本研究で行った解析ケースをまとめる。3つの解析ケースを設定した。Case1 は開口部に何も設けない場合を想定する。これに対して、Case2 では開口①の内側に薄いカーテンを配置する場合を想定する。具体的には、開口①の内側に気流を通さない薄い障害物を配置する。最後に Case3 では同開口部外側にブラインドを設置する場合を想定する。本解析では、ブラインド設置が気流低減、乱れの増大に与える影響を多孔質モデルにより再現した。同モデルの抵抗係数 C_f については下式により設定した。

$$C_f = \frac{c(1-\beta)}{\beta^2} \quad [1]$$

c : 空気力係数 (=1.2)

β : 開口率[-] (=0.5)

上式中の開口率 β 、 c については、本解析では研究の第一段階としてブラインドの見付け面積率を半分と想定し、各々50% (=0.5)、1.2 と設定した¹⁾。

2.2 解析条件

(1) 気象条件 (Table.2)

Table 2 に本解析の気象条件をまとめて示す。実験棟を建設中の近江八幡市に近い彦根地方気象台の観測データ²⁾を参考に気象条件を設定した。本解析では平均的な夏季晴天日として2014年7月26~27日の気象条件を用いた。具体的には、昼間については風向を北西、高さ20mの風速を2.55m/sと設定し、夜間については風向を南、高さ20mの風速を3.48m/sと設定した。

(2) 計算条件

解析条件を Table.3 にまとめて示す。本解析では、ソフトウエアクレイドル社の汎用流体解析ソフト STREAM³⁾を用いて解析を行った。乱流モデルには標準 $k-\epsilon$ モデルを用いた。解析領域については、対象建物を中心に配置した南北 (X) 方向 45.5m、東西 (Y) 方向 45m、鉛直 (Z) 方向 12.8m の空間を設けた。この空間を 1,058,184 メッシュ (142 [X 方向] × 162 [Y 方向] × 46 [Z 方向]) に分割した。

Table.1 Computational Cases

	Sheltering on Openings	Modeling for Sheltering effect
Case1	nothing	-
Case2	Curtains	thin obstacle model
Case3	Exterior blinds	Porous solid model

Table.2 Weather Condition

Place	Hikone, Shiga	
Time	7.26-27.2014	
Daytime (6:00-18:00)	Wind Speed : 2.55 m/s	Wind Direction : Northwest
Night (18:00-6:00)	Wind Speed : 3.475 m/s	Wind Direction : South

Table.3 Calculation Condition

Software for analysis	STREAM V12	
Turbulence model	Standard $k-\epsilon$ model	
Computational Domain	45.5 × 45 × 12.8 [m]	
Building model	4.5 × 5.5 × 2.8 [m]	
Mesh Number	1058,184 = 142 [X] × 162 [Y] × 46 [Z]	
Boundary Conditions	daytime (6:00-18:00)	night (18:00-6:00)
	inflow	$U_d=2.55$ [m/s] $U_n=3.475$ [m/s]
outflow	Zero Gradient	
side	Free Slip	
Building wall, ground surface	Generalized log law	

(3) 境界条件

流入境界条件については、(1)項に示した風向、風速、基準高さに基づき設定される1/4乗の指数関数プロファイルを有する鉛直分布を与えた。流出境界については、流入境界条件を課した側方境界に対向する方向の側方境界について自由流出型の境界条件を与えた。これら以外の側方境界条件については、対称境界条件（境界に垂直な方向成分を0、これ以外の諸量の勾配を0）を課した。上空境界についても境界面に直交する風速成分を0、これ以外の諸量の勾配を0 (Free Slip) とした。建物外表面、地表面については一般化対数則を課した。

3. 解析結果

3.1 流入風向が建物内の流れ場に及ぼす影響 (Case1)

本節では、開口に何も配置しない Case1 における昼（風向：北西）、夜（風向：南）の風向の差異が建物内外の流れ場の形成に及ぼす影響を比較する。Fig.4 は風速ベクト

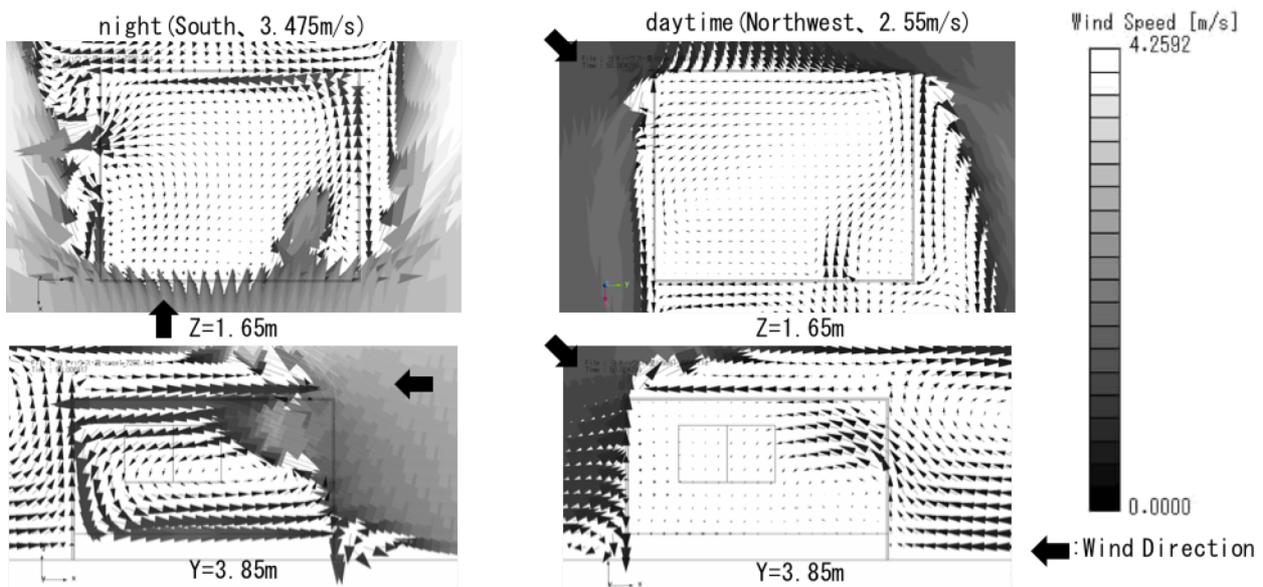


Fig.4 Vertical and horizontal distributions of wind velocity vectors.

ルの水平・鉛直各々の断面内の分布を示す。ここで、水平断面内の分布は地表面から高さ 1.65m (床上約 1.2m) における分布を、一方、鉛直断面内の分布は開口①の中心を南北に切断した断面 (Y=3.85m) における結果を表す。上空風向を南に設定した夜間については、まず水平方向の流れに着目すると、開口①のある図中下側より室内に流入する強い気流が反時計回りに室内を循環し、開口②のある西側より流出することが分かる。鉛直方向については、窓からやや上向きの気流が流入し、室中央付近の天井に衝突後、天井に沿いながら強い鉛直方向の循環流を形成する。これに対し、上空風を北西に設定した昼間については、室内全体の風速が小さい。また、本来ならば上空風向に対向する開口②から気流が流入すべきものと考えられるが、本解析ではその様な傾向は見られない。これは、(1) 開口②が建物風上側隅角部に生じる剥離流の中に入り、流入が妨げられたこと、(2) 開口①は流入風向に対向しないが、建物風下に生じる鉛直方向の循環流の一部が流入し、建物内の流れの形成に相対的に強く寄与したこと、が流れ場の形成に作用したものと考えられる。以上の様に、本解析の実験棟の開口の配置では昼間の通風は十分には期待できないことが明らかとなった。今回は、建設中の実験棟に即した開口配置としたが、今後は、対象地の卓越風向を有効に活用できる開口の配置を検討する必要があると考えられる。

3.2 窓面装飾の違いが流れ場に及ぼす影響 (Case 1~3)

前節の検討より、本解析の実験棟の開口配置と気象条件の関係では、昼間の通風は期待できないことが明らかとなった。そこで本節では、夜間の解析のみに着目し、開口部の通風遮蔽に関わる装飾物の有無が室内の流れ場、

空気質に与える影響を分析する。Fig.5 は各ケースの高さ 1.65m (床上約 1.2m) の風速ベクトルの水平分布を示す。カーテンの設置を想定する Case2 では、室内側に設けられた薄い障害物が開口①から流入する気流の大半を遮蔽するため、室内の風速は大きく減少する。一方、外付けブラインドを設ける Case3 では、ブラインドの風速低減効果により、値が若干減少するものの、全体的には Case1 との差は小さい結果となった。そのため、Case3 では十分な気流の流入と室内空気の循環が期待できることが明らかとなった。

次に、換気効率指標 SVE (Scale for Ventilation Efficiency)⁴⁾を用いて室内空気質の評価を試みる。Fig. 6 は、Fig. 5 に対応する表示断面における空気齢 (Age of Air)、空気余命 (Residual Life Time of Air)、並びに空気寿命 (Residence Time of Air) の分布を示す。開口に何も配置しない Case 1 では、空気齢、空気余命、空気寿命が各々最高 5 程度、7 程度、12 程度の値を示すのに対して、開口にカーテンを設ける Case2 では、全般に値が増加し、空気齢、空気寿命が各々最高 11 程度、15 程度、26 程度の値にまで増加する。したがって、本解析では、カーテンの設置により、室内空気質は大きく悪化する事が懸念される事が分かる。一方、開口に外付けブラインドを設けた Case3 では、局所的には Case1 の約 1.5 倍の値を示す地点もあるものの、全体的には大きな差異はないことが明らかとなった。したがって、ブラインドを設置しても良好な空気質環境を維持する事が可能である事が明らかとなった。

4. まとめ

(1) 本解析での外付けブラインドの設置による夜間の通

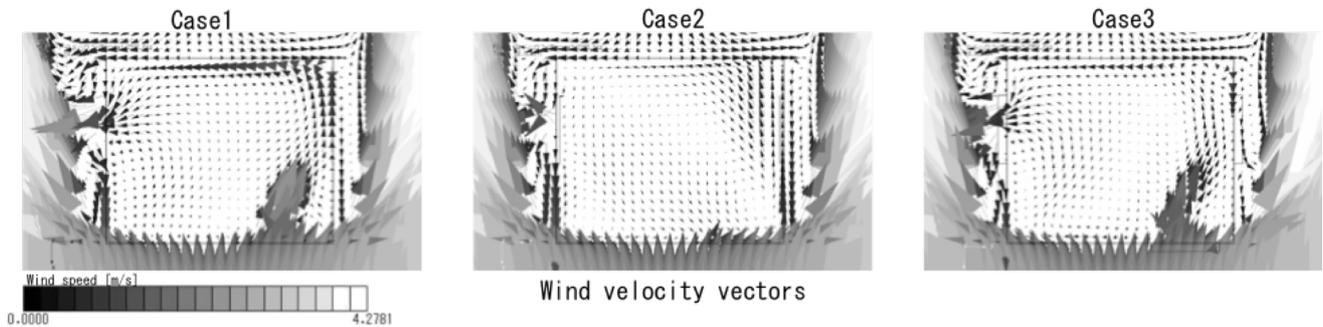


Fig.5 Horizontal distributions of wind velocity vectors at the height of 1.65 m.

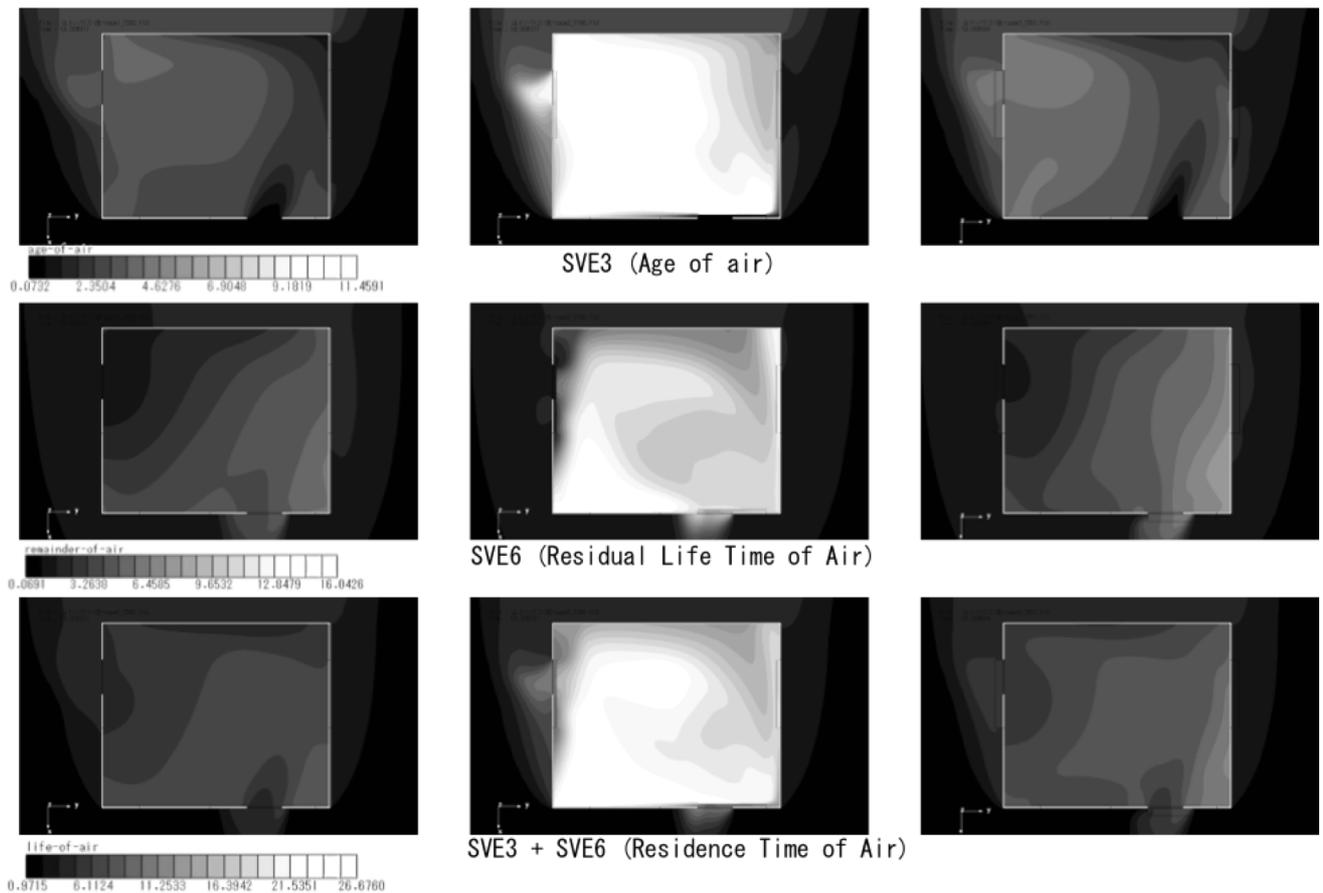


Fig.6 Horizontal distributions of SVE at the height of 1.65 m.

風環境への影響は少なく、十分な効果が期待できることが明らかとなった。

- (2) 今後の課題としては、①熱伝導・放射等の影響を連成した解析の実施と精度検証、②室滞在者の温熱快適性の評価、があげられる。

謝辞

本研究の遂行に当たり久保田修一氏、酒巻芙蓉氏、平塚鉄也氏 (オイレス ECO 株式会社)には多大な助力を得た。また、STREAM の使用に当たっては大滝一友氏、山森隆江氏 (株式会社 ソフトウェアクレイドル) より多大な助力を得た。ここに深甚なる謝意を表します。

参考文献

- [1] 富阪和秀・丸山敬, ネットの空力特性の測定, 日本風工学会論文集第 32 巻第 3 号, 2007. 7
- [2] 国土交通省気象庁データ :
http://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php?rec_no=60&block_no=47761&year=2014&month=7&day=26&view=
- [3] クレイドル社ホームページ :
<http://www.cradle.co.jp>
- [4] 村上周三 : CFD による建築・都市の環境設計工学, 東京大学出版会(2000)

大平面を有するテナントオフィスビルでの実態に基づいた水平換気による熱除去効果の予測 Method for estimating effectiveness of ventilative cooling based on actual conditions of each tenant at the large-scale office building

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

In this paper, first of all, it is shown that the electric demand patterns of each tenant are vary widely by analysis for BEMS data. Secondly, method for estimating effectiveness of ventilative cooling is showed through wind tunnel test, getting inflow or outflow volume of every opening and amount of wind moving in each zones, calculation of heat balance equations and comparing temperature with adaptive model for naturally ventilated buildings.

1. はじめに

本研究は、大阪駅前に位置し大規模平面を有する、高層テナントオフィス A ビルに導入された水平換気システムの性能検証と運用改善を目的としている。

一般に、熱除去を目的に自然換気（外気導入による室内の冷却=Ventilative Cooling）^{注1)}を行い、内部空間を快適に保つためには、導入する外気の条件（温湿度）と量、そして室内で発生する熱負荷とのバランスを保つことが重要である。また、水平換気を大平面下で行う場合、室内の熱を拾いながら流出部となる換気口へ風が流れるため、場合により平面的な熱除去性能のばらつきが発生することが懸念される。本報では、

- ①BEMS データの解析から、テナント毎の照明・機器負荷のばらつきを示す。
- ②テナント毎の内部負荷変動と、外部風が建物に及ぼす3次元的な影響の評価により換気経路と熱除去性能の平面的分布を割り出す。その上で、自然換気有効度を熱除去効果の観点から時期・時刻と関連させチャート化した自然換気活用ツールを開発する。

2. 研究対象建物（A ビル）とその空調換気システム概要

A ビルの11~37階が約60m 四方のセンターコア型平面形状のオフィフロアである。Fig.1に空調システム概要を示す。フロアあたり6つの空調ゾーンにおいて、室利用者が各時刻における運転モードを選択する。図中に示す各制御により空調エネルギーの削減を可能としている。

3. 自然換気の快適利用範囲と A ビルでの熱負荷発生実態

Fig.2 は月平均外気温とオフィスにおける室内温度の許容範囲を相関させた the adaptive standard for naturally ventilated building^{文1)}である。これは、実測値をもとにしているため、各季節における人体の適応や、着衣の変化等

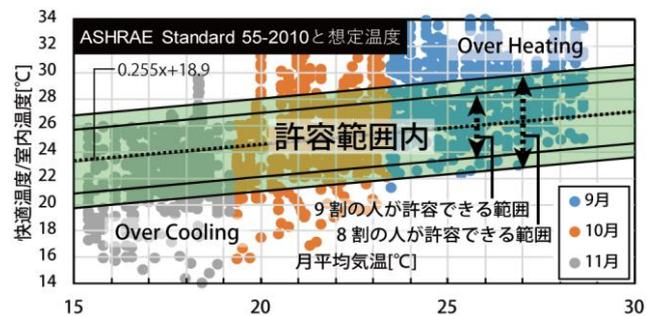


Fig.2 Permitted temperature zone of natural ventilation

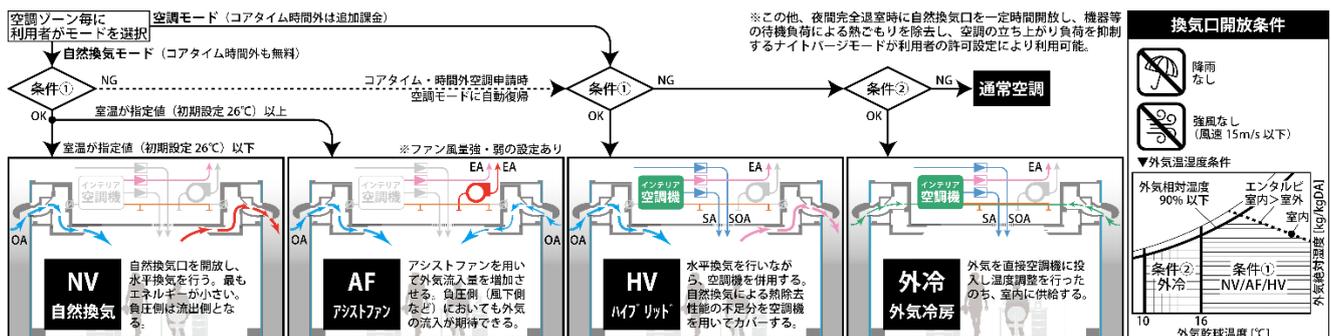


Fig.1 The HVAC system flow and the terms of opening the window

も加味されていると考えられる。この許容温度帯の上端に収まらない場合は熱除去性能の不足(Over Heating)、下端に収まらない場合は過冷却(Over Cooling)状態となる。Aビルでの自然換気時の室内温度予測値^{注2)}をFig.2中にプロットすると、同じ時期においても許容範囲内外様々な場所にプロットされ、時刻単位での分析が重要であることが分かる。

Fig.3はAビルに入居するテナント128ゾーンの単位面積当たりの照明・機器負荷を時刻別に分析したものであり、負荷変動のばらつきが大きく示されている。また負荷の大きいテナントを比較すると、特定時間にのみ高い値が見られる場合や、コンスタントに高い値となる場合などがあり、テナント毎の負荷発生パターンが多様である。この結果は、同じ時期・時刻においても自然換気の有効性はテナントにより大きく異なることを示唆している。

山本ら^{文2)}はユーザーや管理者の自然換気システムに対する理解や苦情といった様々な運用阻害要因により、自然換気の運用時間が設計時想定から減少することを事例調査により指摘している。既報^{文3)}で示した、流路の確保と快適性の両立のため、風の流入側では自然換気モードを行い、流出側ではハイブリッド空調を行うなどの、エリアごとの使い分けなどを行うなどの活用法もふまえて提案し、利用拡大を図る必要がある。

4. 自然換気活用ツールの開発

Fig.4に示す手順にて、自然換気モードの有効度をテナントの特性を考慮し時期・時刻毎にチャート化した自然換気活用ツールを作成した。負荷変動に対応した簡易版はおおむね既報^{文4)}で示した「自然換気利用目安」と同様の手順で作成した。ここでは、Fig.5に示す換気経路によるゾーン毎の熱除去効果の分布を考慮した詳細版の作成を中心に説明する。

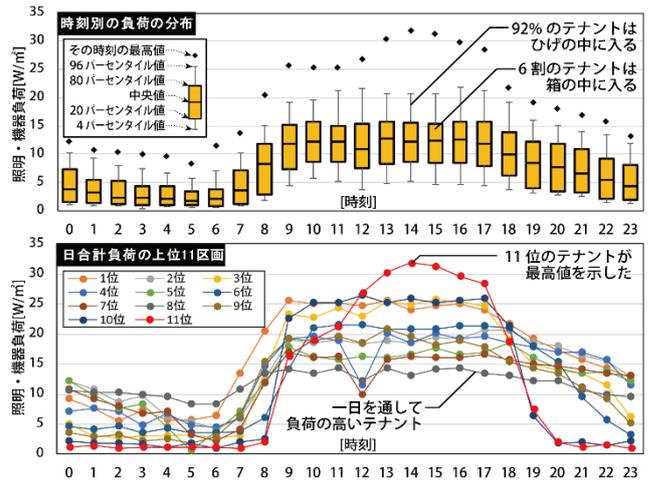


Fig.3 Daily electric demand curves of lighting and machines

①縮小街区模型を用いた風洞実験による風圧力の評価

Aビル周辺街区を含む縮小街区模型を作成、立命館大学が所有する回流式風洞において、16風向それぞれの場合における壁面風圧測定を行った。都市部での自然風の鉛直風速分布を、1/4乗則を満たす風を境界層流にて再現することで模擬した。基準風速を風洞底面より高さ1.2m地点で5m/sとし、評価時間は1分とした。その上で、Aビル11/18/24/31/37階の各面3か所(両端・中央)に相当する位置での壁面風圧を測定した。

②全ての開口の風圧係数を算出

①にて求めた風圧力から、代表点での風圧係数を算出する。その結果を用いて、各換気口位置より、同一面の最寄り4点の代表点からの距離で按分することで、すべての開口の風圧係数を求める。

③各開口の流入風量を算出

フロア・風速・風向・制御(アシストファンの有無・強弱設定の3種類)をパラメータとし、各条件における、すべての開口での風の流入量計算する。既報^{文3)}で求め

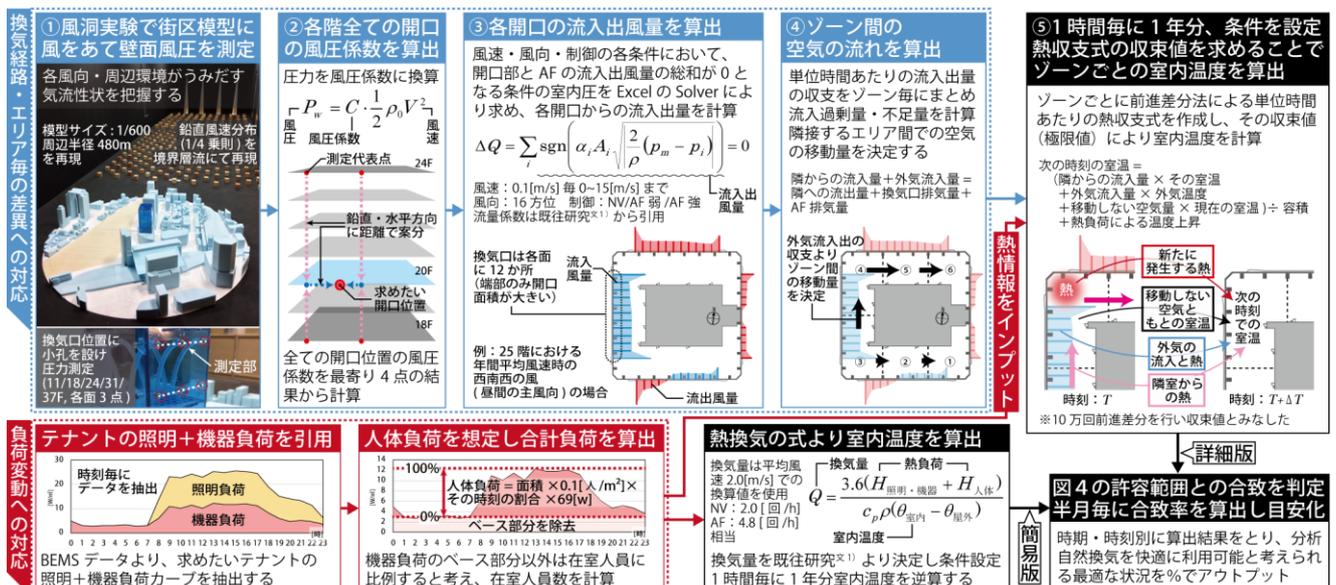


Fig.4 Making flow of effective use index of ventilative cooling

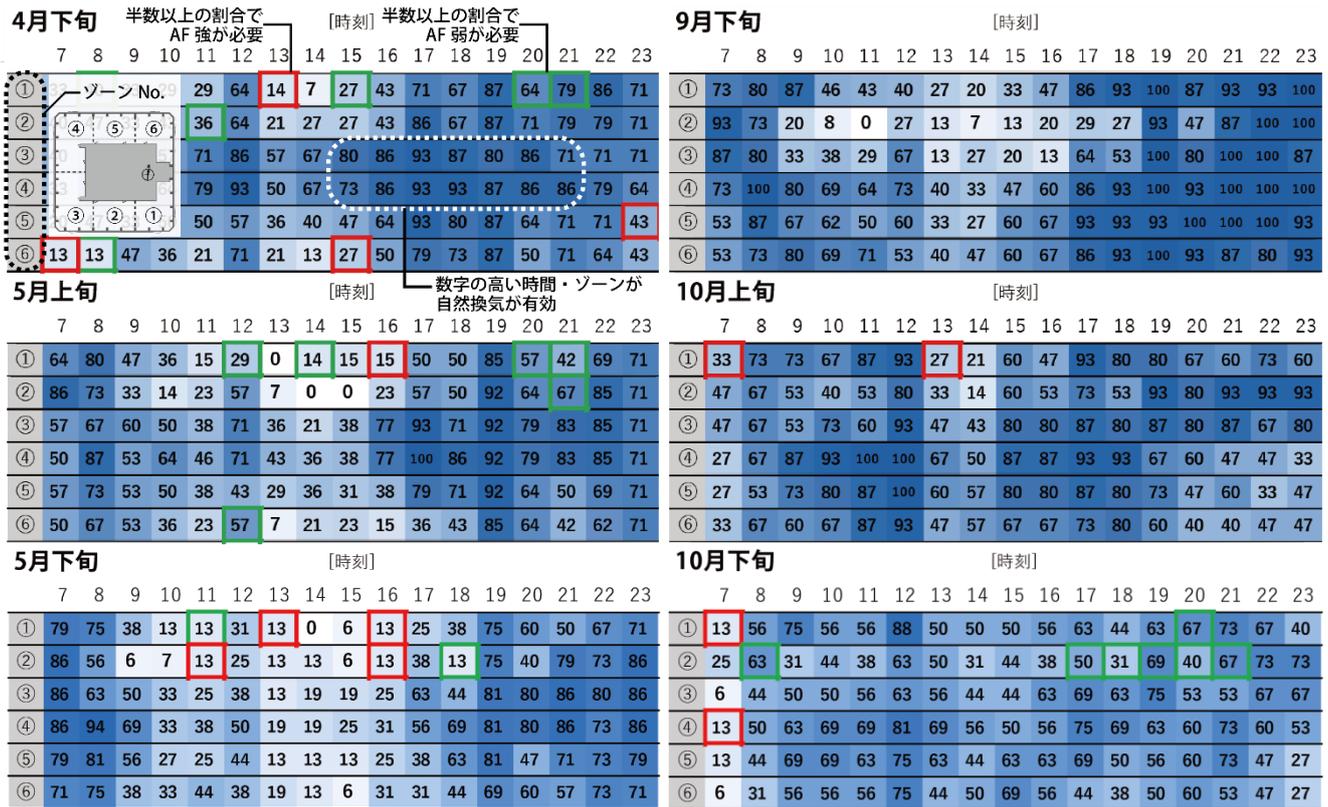


Fig.5 Effective use index of ventilative cooling include analyses in each area

た流量係数を使用し、各開口とアシストファンの流入出量の総和はゼロとなることを条件として、ExcelのSolverを用いて室内圧を求める。その結果から、各開口からの風の流入出量を決定する。

④ゾーン間の空気の流れの算出

Aビルでは各階6系統の空調ゾーンにて空調制御モードの選択を行う。自然換気モードと空調モードの使い分けを念頭としていることから、この空調ゾーン毎に流入出の収支式を立式し、単位時間当たりのゾーン間の空気の流れを把握する。

⑤前進差分法による熱収支式の収束値にて室温を計算

③・④で求めた結果と、1時間おきの風速・風向をBEMSデータから1年分取り出し、毎時刻におけるパターンを選出する。その空気の流れに、外気温・ゾーン毎の熱発生(照明・機器・人体)を連成させ、Fig.4中に示す前進差分法に基づく熱収支式を6つのゾーンそれぞれに立式する。初期温度をその一時間前の温度とし、10万回繰り返すことで熱収支式の収束値が算出されたとみなし、その温度をその時刻における室温とした。

求められた値をFig.2に示す許容温度帯に合致するかを判断^{注3)}し、半月の範囲で各時刻での平均該当率をゾーン毎に示し、色の濃淡とともに表現する。

5. 詳細版ツール (Fig. 5)

5.1 グラフの見方 横軸は時刻を示し、6つのゾーンを縦に並べ比較できるようにしている。それぞれの枠内の濃淡と数値はその時期・時刻・ゾーンでの許容範囲と

の合致率を示し、色が濃く数値が高いほど自然換気の有効度が高いと判断できる。時期時刻によって風向きは大きく変化する。4月や5月は一日を通して、西側の区画(③・④)が濃くなっていることが分かるが、9月下旬の昼間は南西区画(③)の色が比較的薄い。このように、同じ時間であっても、ゾーンごとに有効度が変化し、自然換気モードと空調モードの使い分けをどのように行うべきかを利用者が判断することができる。大まかに既報に示した自然換気利用目安と同等の簡易版ツールから自然換気を行う時間を決め、ゾーンごとの使い分けを詳細版ツールにより判断することで、大規模オフィスビルにおける水平換気の有効利用を可能としている。

5.2 ツールの応用 詳細版ツールには、AF強弱の有無により有効度が大きく変わる場合を色枠で示した。多数の枠が特定のゾーンのみで見受けられる場合、そのゾーンのみNVとAFの境界温度を緩和することで、さらに自然換気の有効度を上げることが期待できる。このように、ビル管理者などの設定変更を活かすことができる。

5.3 風向と各開口の流入出量 詳細版ツールの作成過程の各開口における流入出風量の算定結果の平均風速時のものを、風向毎にFig.6にて比較した。それぞれの風向時における室内の風の流れが大まかに理解できる。色の塗りの大きさは流入出風量を示すが、東西方向の風の影響が大きいことが分かる。加えて、高さ方向の影響は小さいものの、北北東の風の場合、北面の開口において流入出が上下階で逆転する場合が見受けられる。

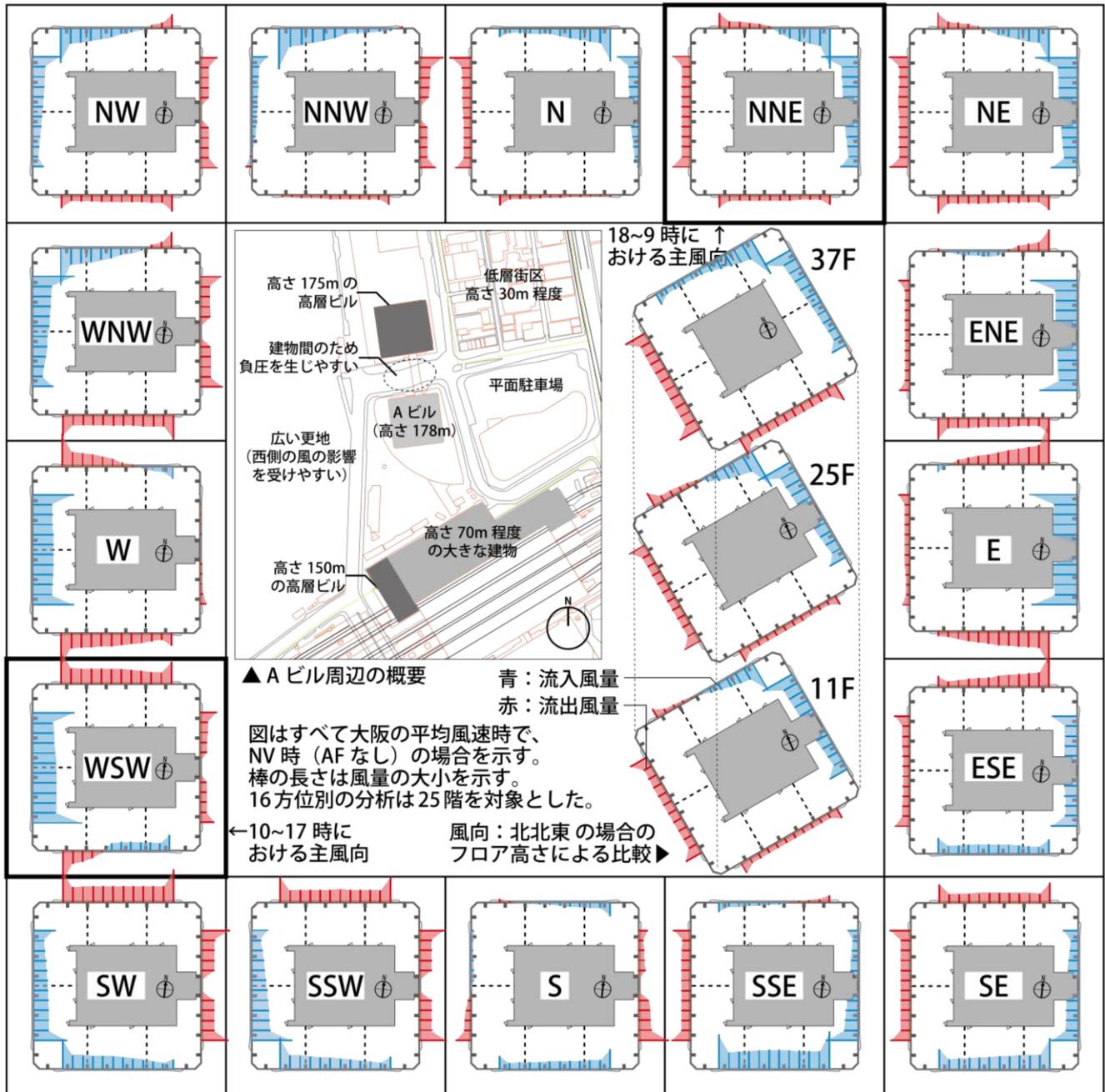


Fig.6 Amount of inflow or outflow at each opening with each wind direction & difference between each height at major wind direction

7. まとめと今後の課題

- ・ Aビルにおける自然換気開放時の実態調査から、テナントビルであるがゆえに様々な利用形態が存在し、内部負荷変動の多様性を明らかにした。
- ・ 風が建物に及ぼす3次元的な影響の評価により換気経路を割り出した。その上で室内温度をゾーン毎に予測し、自然換気の快適利用範囲との合致率により、自然換気の有効度を時期・時刻別に評価しチャート化した自然換気活用ツールを作成した。
- ・ 統計的な分析により、本ツールの妥当性を検証する必要がある。その上で、精度向上を行い更なるシステムの利用促進に役立てることが期待される。
- ・ 他事例での運用改善や設計時の制御条件の検討、ツールの作成フローの一部は自動制御等への転用も可能

であり、更なる応用と発展が期待される。

注釈

- 注1) IEA EBC Annex 62 の国際研究テーマとなっている。
- 注2) 19階テナントでの条件にて、図9に示す簡易版ツールの室内温度予測法により算定した。
- 注3) NV/AF 弱/AF 強にて計算し、状況に応じた結果を選択した。

参考文献

- 文1) Thermal environmental conditions for human occupancy: ANSI/ASHRAE Standard 55-2010, ASHRAE, 2010
- 文2) 山本佳嗣ら：自然換気システムの運用実態に関する調査、日本建築学会環境系論文集、第619号、pp.9-16、2007.9
- 文3) 五明ら：水平換気システムを有する高層オフィスビルにおける負荷変動を考慮した自然換気利用目安の作成および各モード時の室内温度推移、空気調和・衛生工学会 近畿支部 学術研究発表会、A28、2016
- 文4) 後藤ら：高層オフィスビルにおける風力換気併用空調システムに関する研究（第1報）システム概要および換気性能・室内環境実測、空気調和・衛生工学会学術講演梗概集、pp.61-64、2014、秋田

長距離空気砲の性能及び渦輪の気流特性検証実験

Performance of a Long Distance Aerial Gun and Characteristic of the Vortex Ring

○森脇 丈太郎 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)
 北村 邦彦 (九電工) 松永 淳 (九電工)
 江藤 美緒 (九電工) 前川 尚輝 (立命館大学)

Jotaro MORIWAKI*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹ Kunihiko KITAMURA*²

Jun MATSUNAGA*² Mio ETO*² Naoki MAEKAWA*¹

*¹ Ritsumeikan University *² Kyudenko Corporation

The vortex ring has straightness and low diffusivity. Also, it is possible to keep its own velocity. We focused on the vortex ring as an air-conditioning system in a factory. It gives workers an airflow sensation. Therefore, we aim to improve comfortableness and to create a better working environment in a factory. This paper shows the results of the experiment with the long-distance aerial gun Kanon. The purpose is to verify performance of a long distance aerial gun and characteristic of the vortex ring

はじめに

高温多湿の作業環境となっている工場では、送風機によって作業員に対して清涼感を与え、作業環境の改善を図ることが一般的である。しかし、送風機から遠くに位置する作業員に対して気流感を与えることは難しい。そこで本研究では、空気砲から出される渦輪を工場内の空調として活用することを目指している。渦輪には従来の空調と比べて高い直進性と低い拡散性、そして進行速度を高い割合で維持できるという特徴がある^{文1)}。その特徴を利用することで、送風機から離れた作業員に気流感を与えることが可能になると考えている。しかし、渦輪を空調として利用し、制御するためには、まず渦輪の気流特性を把握する必要がある。

本研究では、空気砲の性能、そして空気砲から出される渦輪の気流特性を明らかにすることを目的とする。空気砲の機構の違いによる渦輪の到達率・命中率を比較することで、空気砲の性能を検証した。そして、渦輪の可視化実験・PIV解析^{注1)}により、渦輪の進行速度や渦輪の内部構造といった渦輪の気流特性を確認した。

1. 空気砲の概要

1.1 渦輪送出の仕組み

今回使用した空気砲は先端を絞った形状になっており、その絞り角度が 15°・17.5°・20°のものを用意している。空気砲の開口部の反対側にシートゴムが張られており、シートゴムを打板で叩くことで、空気砲の内部の空気が瞬間的に圧縮されて渦輪が送出される仕組みとなっ

ている (Fig.1、Fig.2)。

1.2 渦輪到達目標距離

本研究では、長さが 10m の作業域での空気砲の利用を想定している^{文2)} ため、渦輪の到達目標を 10m としている。

1.3 ライフリング

空気砲の内部には、渦輪の直進性を向上させる目的でライフリング^{注2)} が取り付けられている (Fig.3)。発射された渦輪はライフリングの効果により直進性が向上することが期待できる。



Fig.1 Aerial Gun

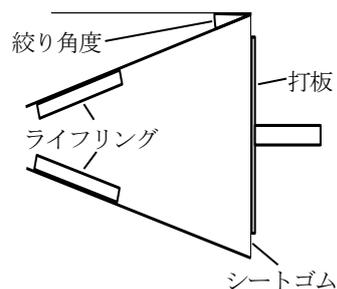


Fig.2 Sectional View

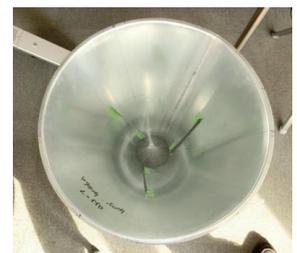


Fig.3 Rifling

2. 実験概要

全ての実験は風洞実験室で行った。この風洞実験室は外乱のない空間となっている。また、一方向に一定の風の流れを作り出すこともできる。

2.1 空気砲の性能検証実験

空気砲の性能を検証するために (1) 絞り角度の違いによる渦輪の到達距離の比較と (2) ライフリングの効果の検証実験を行った。測定点に紐で作成した的を設置し、渦輪の10回送出を2回繰り返して、紐が揺れているかどうかを目視で確認して平均到達率・平均命中率を算出した。測定点は渦輪送出地点から10m, 11m, 12mの計3ヶ所とした。

(1) 絞り角度の違いによる渦輪の到達距離の比較

測定点に1700mmの長さの紐を20mm間隔で垂らし (Fig.4)、各絞り角度における平均到達率を求める。

(2) ライフリングの効果の検証実験

測定点に紐で400mm×400mm的 (人の肩幅を想定) を設置し (Fig.5)、ライフリングの有無における平均命中率を求める。尚、空気砲の絞り角度は17.5°とした^{注3)}。

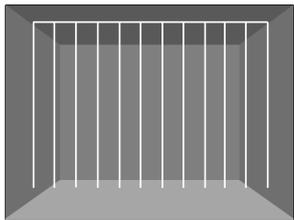


Fig.4 Target

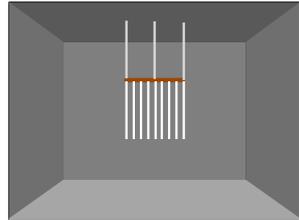
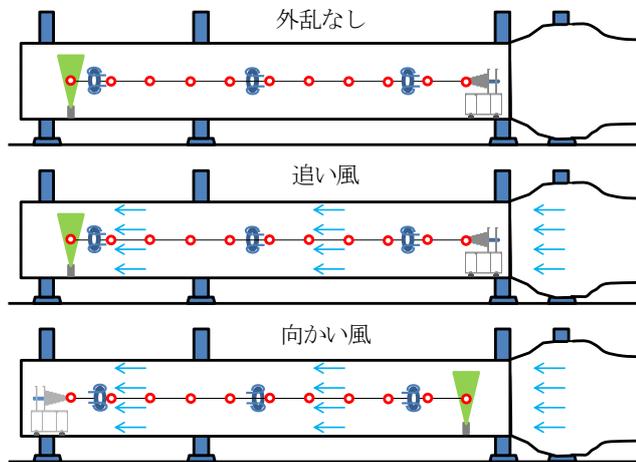


Fig.5 Target

2.2 渦輪の気流特性検証実験

空気砲にスモークを供給し、渦輪を送出する。そして、レーザーシートを照射することで渦輪の断面を可視化し、高速度カメラ (300fps) で撮影した映像から渦輪の進行速度を算出する。また、撮影した映像からPIV解析を行う。実験条件として渦輪の進行方向に対して追い風と向かい風 (0.5m/s) の外乱条件を与えた (Fig.6)。尚、空気砲の絞り角度は17.5°とした^{注3)}。



●: 撮影地点 ←: 外乱

Fig.6 Visualization Experiment

3. 実験結果

3.1 空気砲の性能検証実験

(1) 絞り角度の違いによる渦輪の到達距離の比較

絞り角度が17.5°の場合、12m地点まで到達率が100%であり、すべての渦輪が到達している。一方、絞り角度が15°、20°の場合、1mごとに到達率は減衰しており、12m地点ではどちらの場合も到達率が50%まで減少している (Table.1)。これより、3種類の絞り角度の中では、17.5°の時に渦輪の到達率が最も高くなることが分かった。

Table.1 Arrival Factor

到達距離	10m					
	15°		17.5°		20°	
絞り角度	1回目	2回目	1回目	2回目	1回目	2回目
連続計測						
1発目	○	○	○	○	○	○
2発目	○	○	○	○	○	○
3発目	○	○	○	○	○	○
4発目	○	○	○	○	○	○
5発目	○	○	○	○	○	○
6発目	○	○	○	○	○	○
7発目	○	○	○	○	○	○
8発目	○	○	○	○	×	○
9発目	○	○	○	○	○	○
10発目	○	○	○	○	○	○
到達率	100%	100%	100%	100%	90%	100%
平均到達率	100%		100%		95%	

到達距離	11m					
	15°		17.5°		20°	
絞り角度	1回目	2回目	1回目	2回目	1回目	2回目
連続計測						
1発目	×	○	○	○	×	○
2発目	○	○	○	○	○	×
3発目	○	○	○	○	○	○
4発目	×	○	○	○	○	○
5発目	○	○	○	○	○	○
6発目	×	○	○	○	○	○
7発目	○	○	○	○	○	○
8発目	○	○	○	○	×	○
9発目	○	○	○	○	○	○
10発目	○	○	○	○	○	○
到達率	70%	80%	100%	100%	90%	90%
平均到達率	95%		100%		90%	

到達距離	12m					
	15°		17.5°		20°	
絞り角度	1回目	2回目	1回目	2回目	1回目	2回目
連続計測						
1発目	×	○	○	○	×	○
2発目	×	○	○	○	○	×
3発目	×	○	○	○	○	○
4発目	○	×	○	○	○	×
5発目	×	×	○	○	×	×
6発目	○	×	○	○	○	×
7発目	○	×	○	○	○	×
8発目	×	○	○	○	○	○
9発目	×	○	○	○	×	○
10発目	○	○	○	○	×	×
到達率	40%	60%	100%	100%	60%	40%
平均到達率	50%		100%		50%	

(2) ライフリングの効果の検証実験

10m, 11m 地点では、ライフリングがない場合よりある場合の方が命中率高い (Table.2)。これより、ライフリングの効果により渦輪の直進性が向上したと考えられる。

Table.2 Hit Probability

到達距離	10m			
	有		無	
ライフリングの有無	1回目	2回目	1回目	2回目
連続計測	1回目	2回目	1回目	2回目
1発目	×	○	○	×
2発目	○	○	○	×
3発目	○	○	×	○
4発目	○	○	○	×
5発目	○	○	×	○
6発目	×	×	○	○
7発目	○	×	×	×
8発目	○	×	○	×
9発目	○	○	×	○
10発目	○	×	×	×
命中率	80%	60%	50%	40%
平均命中率	70%		45%	

到達距離	11m			
	有		無	
ライフリングの有無	1回目	2回目	1回目	2回目
連続計測	1回目	2回目	1回目	2回目
1発目	×	×	×	×
2発目	×	○	×	×
3発目	×	×	×	×
4発目	×	○	×	×
5発目	×	×	×	×
6発目	○	○	×	×
7発目	○	×	×	×
8発目	○	×	×	×
9発目	×	×	×	×
10発目	×	×	×	×
命中率	30%	30%	0%	0%
平均命中率	30%		0%	

到達距離	12m			
	有		無	
ライフリングの有無	1回目	2回目	1回目	2回目
連続計測	1回目	2回目	1回目	2回目
1発目	×	×	×	×
2発目	×	×	×	×
3発目	×	×	×	×
4発目	×	×	×	×
5発目	×	×	×	×
6発目	×	×	×	×
7発目	×	×	×	×
8発目	×	×	×	×
9発目	×	×	×	×
10発目	×	×	×	×
命中率	0%	0%	0%	0%
平均命中率	0%		0%	

3.2 渦輪の気流特性検証実験

(1) 渦輪進行速度

向かい風の場合では進行速度が遅くなり、追い風の場合では進行速度が速くなっている (Fig.7)。そして、どの場合においても進行速度は緩やかに減衰している。また、向かい風の場合、10m 地点でも渦輪は約 2.8m/s の進行速度を維持しているため、外乱 (0.5m/s) がある場合でも 10m 離れた地点に 2m/s 以上の風速で渦輪が到達すると考えられる。

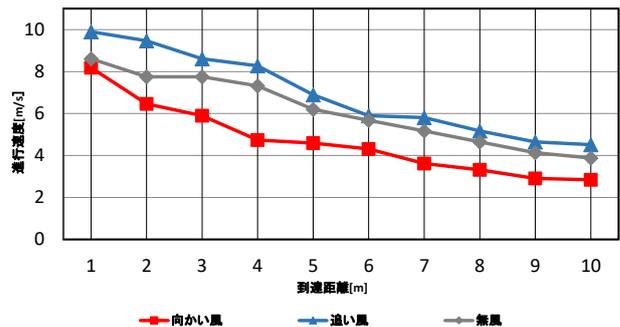


Fig.7 Speed of Advance

(2) PIV 解析

当初はPIV 解析を行っても渦輪周辺にしか速度ベクトルが現れず、渦輪自体の気流の流れを解析することができなかった (Fig.8)。これは渦輪の速度が速すぎて粒子の動きを追うことができなかったことが原因として考えられる。そこで、手動で打板をシートゴムに叩打させ、渦輪の進行速度ができるだけ遅くなるように送出し、PIV 解析を行ったところ、渦輪送出地点から 2m の位置で渦輪の進行速度が 1.5m/s となるように送出したときに、渦輪自体の気流の流れを現すような速度ベクトルを観測することができた (Fig.9)。

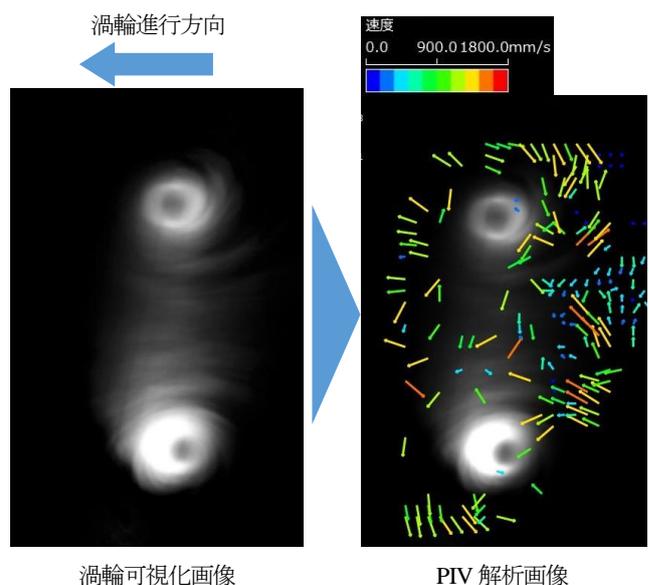


Fig.8 PIV Analysis(Failures)

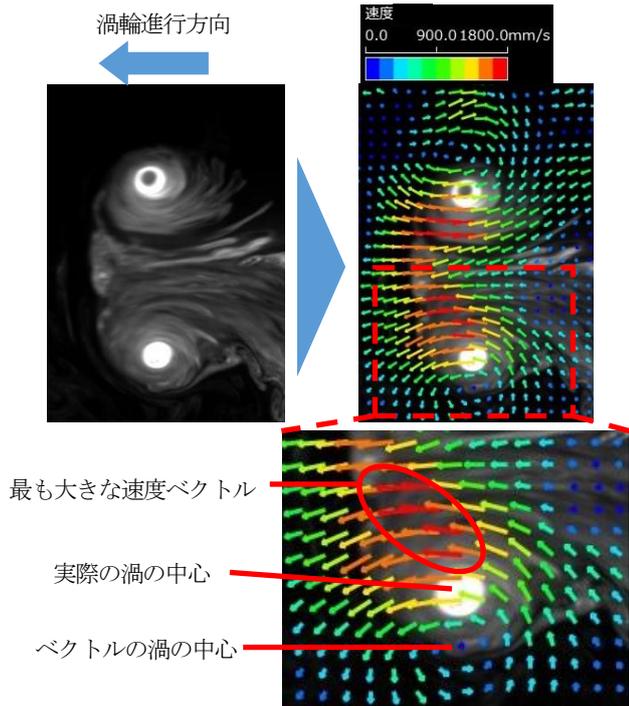


Fig.9 PIV Analysis(Success)

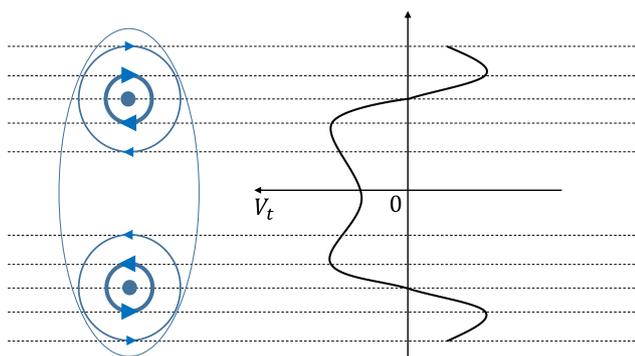


Fig.10 Rotational Speed

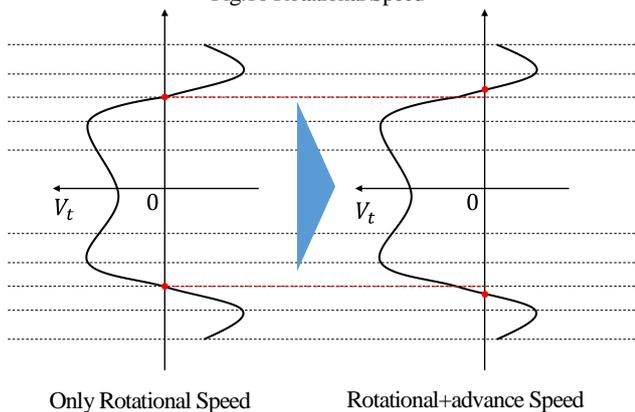


Fig.11 Synthesis of Speed

渦輪の中心付近で最も大きな速度ベクトルが現れている。また、実際の渦の中心とベクトルの渦の中心との位置が少しずれている (Fig.9)。ここで、奥出ら^{文3)、文4)}は、渦輪断面の回転速度には速度分布が存在することを示している。渦輪の回転速度には、ピークとなる部分が存在し、渦輪の中心から離れるほど速度は低下する。一方で、渦の中心部分の回転はないため速度はゼロとなる

(Fig.10)。Fig.10のような速度分布に渦輪の進行速度が合成されることで、渦の中心部分とずれた位置で速度がゼロになると考えられる (Fig.11)。ベクトルの渦の中心は、渦輪の進行方向の速度と回転方向の速度の大きさが等しく、向きが正反対になっていると考えられる。そこで、実際の渦の中心とベクトルの渦の中心との距離を渦の半径とみなし、渦輪の進行速度から渦の角速度を算出^{注4)}すると進行速度が 1.5m/s である渦輪の渦の角速度は約 43rad/s であった。

4. まとめ

本研究では、空気砲の性能と渦輪の気流特性を明らかにすることを目的として渦輪の到達率・命中率の比較、渦輪の可視化・PIV解析を行った。

4.1 空気砲の性能

- 1) 3種類の絞り角度の中では、絞り角度が 17.5°の時に渦輪の到達率が最も高くなった。
- 2) ライフリングの効果により渦輪の直進性が向上した。

4.2 渦輪の気流特性

- 1) 外乱がある場合でも 10m 離れた地点に 2m/s 以上の風速で渦輪が到達した。
- 2) 渦輪の中心付近の速度ベクトルが最も大きくなった。
- 3) 進行速度が 1.5m/s である渦輪の渦の角速度は約 43rad/s であった。

注釈

注1) 可視化された粒子画像から、二次元断面中の流体の速度と方向を同時に計測する手法。

注2) 元々は鉄砲の銃身に施されている螺旋状の溝のことを意味するが、本研究では空気砲内部に取り付けられた突起物のことを指す。送出力に旋回運動を与えて直進性を向上させる効果がある。

注3) 絞り角度の違いによる渦輪の到達距離の比較実験で絞り角度が 17.5°の時に最も到達率が高くなったため、ほかの実験では絞り角度を 17.5°で統一した。

注4) 渦の角速度の算出式

ω : 渦の角速度 [rad/s]、 V : 渦輪進行速度 [m/s]、 r : 渦の半径 [m]

参考文献

文1) 近本智行他: ヒューマンファクターを組み込んだ空調システム・制御システムの構築 (その2) 渦輪を用いたパルス気流送出装置による吹出気流の特性検証実験、日本建築学会大会学術講演梗概集、D2、2016年8月

文2) 江藤美緒 他: 空調用の長距離空気砲・カノン(Kanon)の開発・実証(その1) Kanon12-35: 到達距離 12m・渦輪径 35cm ϕ の概要、空気調和・衛生工学会大会学術講演梗概集、D2、2016年9月

文3) 奥出宗重 他: 渦輪の渦度分布と循環値、日本流体力学会誌 ながれ 19(2000) pp. 374-384

文4) 奥出宗重他: 渦輪に現れる遠心力不安定、日本流体力学会誌 ながれ 21(2002) pp. 78-88