

高層オフィスビルにおける自然換気の性能評価 (第3報) 換気回路網計算によるボイド換気の影響評価

Performance Evaluation of Natural Ventilation System for High Rise Office Building (Part 3) Influence Evaluation of Voids Ventilation 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)

小林 知広 (大阪市立大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

Atsushi KASUYA*¹ Kazuki WADA*¹ Yusuke KOBAYASHI*¹ Tomohiro KOBAYASHI*² Toshio YAMANAKA*³*¹ Takenaka Coporation*² Osaka City University*³ Osaka University

This study is aimed to evaluation of energy conservation and thermal environment for natural ventilation system in high rise office building. In a previous study, we reported basic evaluation of natural ventilation system with using voids, and about shapes consideration of natural ventilation equipment. In this paper, we report influence evaluation of outdoor wind speed and void temperature in voids ventilation by Airflow Network Model.

はじめに

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。高層ビルにおける自然換気について、省エネルギー性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^{1)~2)}は、高層オフィスビルにおけるボイドを利用した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。ボイド利用の自然換気は、外部風速に加えて外気温度の日較差やボイド熱容量等による内外温度差の影響を受けると考えられる。本報では、ボイド換気を対象として、換気回路網計算による外部風速及びボイド内空気温度の影響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、北・東・南・西から半時計回りに約 30° 傾いて北西及び北東・南東・南西に面しており、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

Building	Floor number	22 stories
	Height	105 m
Object floor	Natural ventilation floor	6~22 floor
	Office floor area per floor	1,800 m ²
	Ceiling height	2.85 m
	Floor height	4.40 m

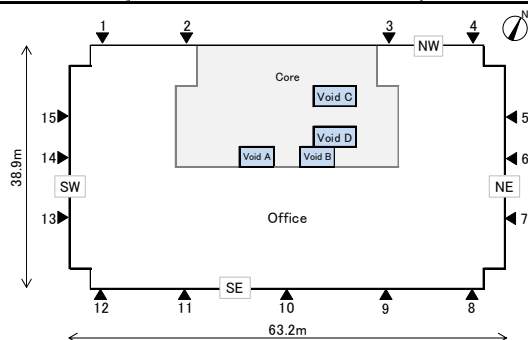


Fig.1 Floor plan

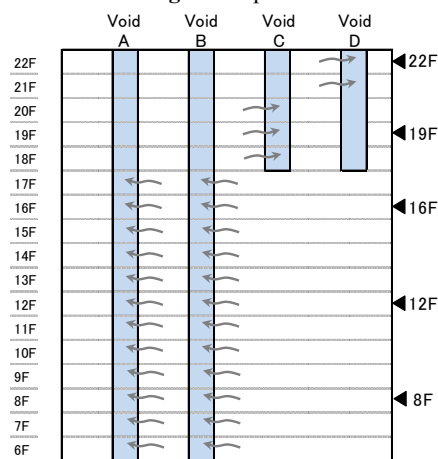


Fig.2 Schematic cross-section model

2. 解析条件

解析については、外周部各方位の換気開口とボイド A～D を利用した水平換気とボイドによる垂直換気を併用する条件とした。ボイドについて、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 を利用して、低層・中層・高層フロアによりボイド A～D を各々使い分けるシステム設定とした。オフィスを 1 フロア 1 ゾーンとして 6～22 階で 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 ゾーンにおいて、外部風速と温度・高さによ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。

風圧係数については、既報²⁾の風洞実験により得られた結果を用いた。実験測定は、各方位外周部を 1 フロア当たり 15 ポイントとして、8 階、12 階、16 階、19 階、22 階の 5 フロアと、ボイドが外部に開放されている屋上部分を 2 ポイントとした。風向が北北東 (NNE) における対象建物外周の北西面 (NW)、北東面 (NE)、南東面 (SE)、南西面 (SW) の風圧係数分布を Fig.3 に示す。同一方位の外周面及び高さ方向の風圧係数については、若干の差がみられるが、解析には建物外周部各方位及びボイド毎の平均値を用いた。平均風圧係数については、北西面 (NW) で-0.13、北東面 (NE) で 0.38、南東面 (SE) で-0.71、南西面 (SW) で-0.80、ボイドで-0.84 である。

解析条件を Table.2 に示す。外周部の換気開口である定風量換気装置の流量係数は、0.3 とした。1 フロア当たりの方位毎の外周部換気開口面積は、北西側 (NW) 0.684 m²、北東側 (NE) 0.720 m²、南東側 (SE) 1.300 m²、南西側 (SW) 0.720 m²、外周部換気開口面積の合計は 3.424 m²であり、オフィス床面積に対して 19.0cm²/床m²とした。各ボイドの水平投影面積は、ボイド A・B で各々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 で各々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 で各々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。

解析パターンを Table.3 に示す。ボイド利用の自然換気の影響評価として、外部風速の変動、外気温度の日較差やボイド熱容量等による内外温度差の変動を想定した。解析パターンは、外気温度を 18℃、室内空気温度を 24℃とし、外部風速とボイド内空気温度をパラメータとした。Case 1-1～1-3 はボイド内空気温度 16℃、Case 2-1～2-3 はボイド内空気温度 18℃、Case 3-1～3-3 はボイド内空気温度 20℃とし、各ボイド内空気温度で外部風速を 0m/s、2m/s、4m/s に設定した。風向は卓越風向である北北東 (NNE)、風速は地上高さ 6.5mとした。

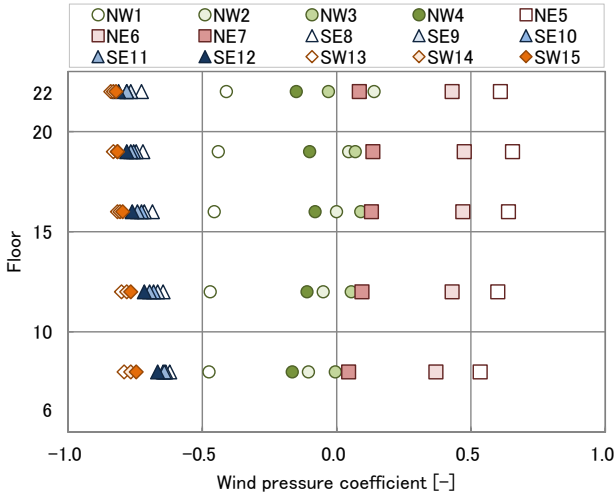


Fig.3 Wind pressure coefficient by wind direction NNE

Table.2 Analysis condition

	Wind direction		NNE	
	Wind pressure coefficient			
Outside			NW	-0.13
			NE	0.38
			SE	-0.71
			SW	-0.80
			Void	-0.84
Facade			NW	0.684 m ²
			NE	0.720 m ²
			SE	1.300 m ²
			SW	0.720 m ²
			Discharge coefficient	0.3
Void	A	Horizontal area	12.275 m ²	
		Top opening area	9.100 m ²	
		Connection opening area	0.926 m ² /floor	
	B	Horizontal area	12.275 m ²	
		Top opening area	9.100 m ²	
		Connection opening area	0.926 m ² /floor	
	C	Horizontal area	27.156 m ²	
		Top opening area	5.400 m ²	
		Connection opening area	1.852 m ² /floor	
	D	Horizontal area	26.748 m ²	
		Top opening area	2.700 m ²	
		Connection opening area	1.852 m ² /floor	

Table.3 Analysis pattern

Case No.	Outside wind speed	Outside air temperature	Void air temperature	Room air temperature
Case 1-1	0 m/s	18°C	16°C	24°C
Case 1-2	2 m/s			
Case 1-3	4 m/s			
Case 2-1	0 m/s		18°C	
Case 2-2	2 m/s			
Case 2-3	4 m/s			
Case 3-1	0 m/s		20°C	
Case 3-2	2 m/s			
Case 3-3	4 m/s			

※Wind speed is a Number of 6.5 m above the ground

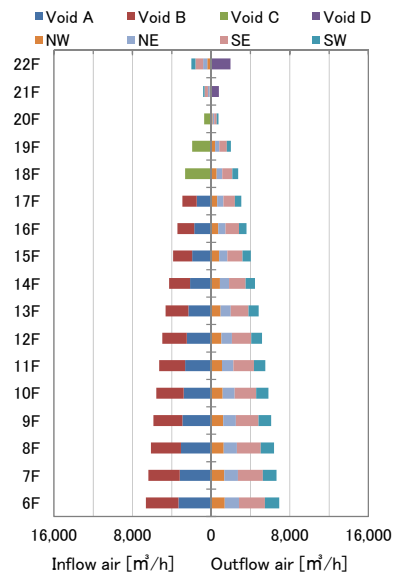


Fig.4 Airflow rate balance (Case 1-1)

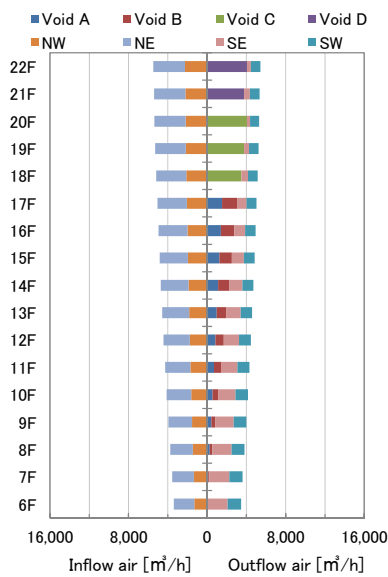


Fig.5 Airflow rate balance (Case 1-2)

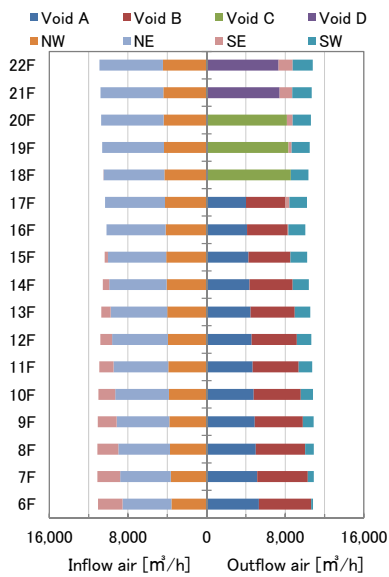


Fig.6 Airflow rate balance (Case 1-3)

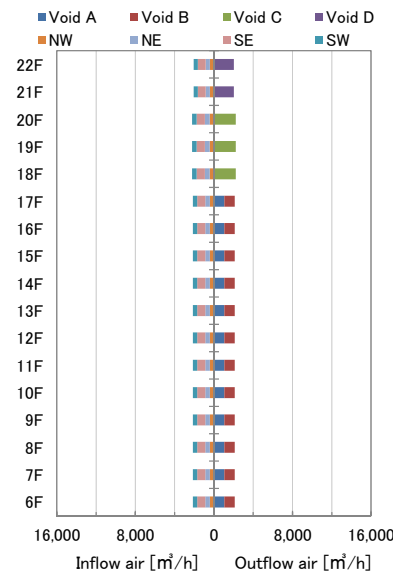


Fig.7 Airflow rate balance (Case 2-1)



Fig.8 Airflow rate balance (Case 2-2)

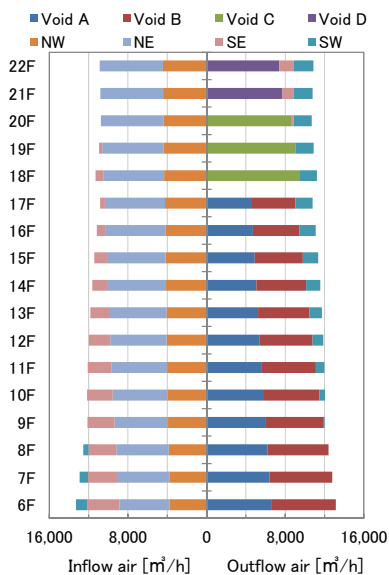


Fig.9 Airflow rate balance (Case 2-3)

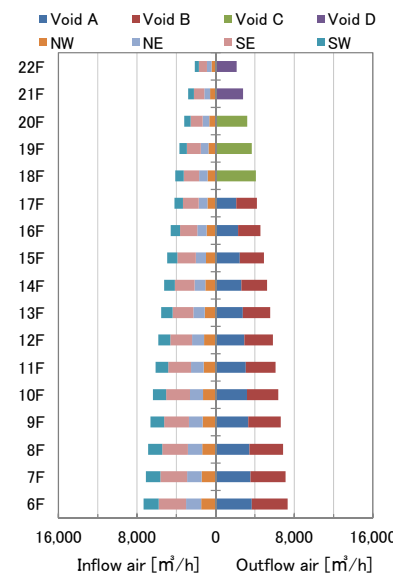


Fig.10 Airflow rate balance (Case 3-1)

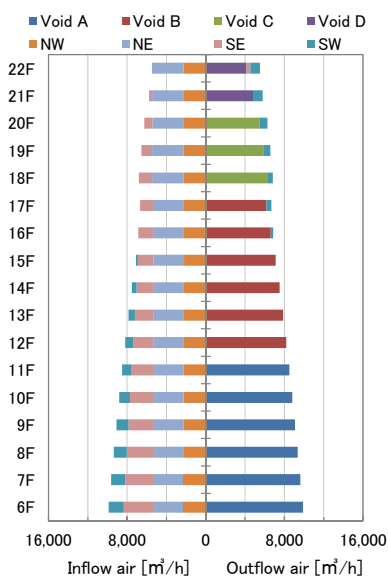


Fig.11 Airflow rate balance (Case 3-2)

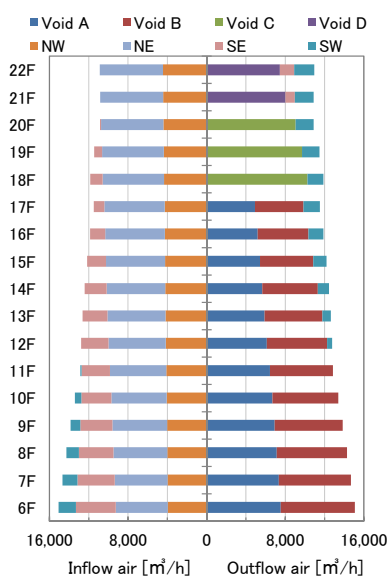


Fig.12 Airflow rate balance (Case 3-3)

3.2 解析結果

各 Case における各階の風量収支を Fig.4～12 に示す。ボイド内空気温度 16℃ の Case 1-1～1-3 及びボイド内空気温度 20℃ の Case 3-1～3-3 において、外部風速が高くなると各階の換気風量の差が小さくなる傾向がみられる。外部風速 0m/s の Case 1-1～3-1 において、ボイド内空気温度 18℃ で外気温度と等温である Case 2-1 は換気風量が最も小さく、外気温度と温度差のある Case 1-1 と 3-1 はボイドの流入または流出により下層階の換気風量が大きくなる。ボイドから室内側へ空気流入が発生しているのは、ボイド内空気温度 16℃ で外部風速 0m/s, 2m/s の Case 1-1 と 1-2 のみであり、外部風速 4m/s の Case 1-3 では発生していない。Case 1-1 は、低層ボイド A・B と中層ボイド C から 6～20 階室内側へ空気流入して、下層階での流入風量が大きく、高層ボイド D では室内側へ空気流入が発生していない。Case 1-2 は、低層ボイド A・B から 6 階室内側へ小風量空気流入して、中層ボイド C と高層ボイド D では室内側へ空気流入しておらず、外部風速の影響により上層階で風量が大きくなる傾向がみられる。外気温度に対してボイド内空気温度が低い場合には、外部風速によってボイドから室内側への空気流入・流出の向きが変化する。外周部換気開口への流出がなくボイドへの流出のみのフロアは、Case 2-1 で 6～22 階、Case 2-2 で 6～9 階、Case 2-3 で 6～8 階、Case 3-1 で 6～22 階、Case 3-2 で 6～15 階、Case 3-3 で 6～11 階、Case 1-1～1-3 では該当フロアがない。外部風速が高くなると換気風量が大きくなるが、上層階ではボイドへの流出だけでなく外周部への流出が発生する傾向がみられる。

各 Case におけるフロア毎の換気回数を Fig.13 に示す。ボイド内空気温度 16℃ の Case 1-1 と 1-2 を比べると、換気回数が 13 階で同等の値となり上下階で換気回数が逆転する結果となった。これは、ボイド内空気温度の重力差と外部風速の風圧による圧力バランスの影響と考えられる。ボイド内空気温度が異なる Case を比べると、外部風速が高くなるに従いボイド上部が負圧状態となり、上層階の換気回数の差が小さくなる傾向がみられる。

各 Case の解析結果一覧を Table.4 に示す。換気風量については、室内への流入風量の各フロア最小・最大・平均値としている。外部風速の影響による平均風量比は、外部風速 0m/s に比べて 2m/s で 115～285%、4m/s で 246～545%となっている。ボイド内空気温度の影響による平均風量比は、ボイド内空気温度 16℃ に比べて 18℃ で 53～132%、20℃ で 127～166%となっている。外部風速 0m/s でボイド内空気温度 18℃ の Case 2-1 は、ボイドと室内の流出・流入の効果が低く換気風量が最も小さい値となった。Case 1-1 のように、ボイド温度<外気温<室温で低風速時には本来排気経路と想定していたボイドから流入することになるので留意する必要がある。

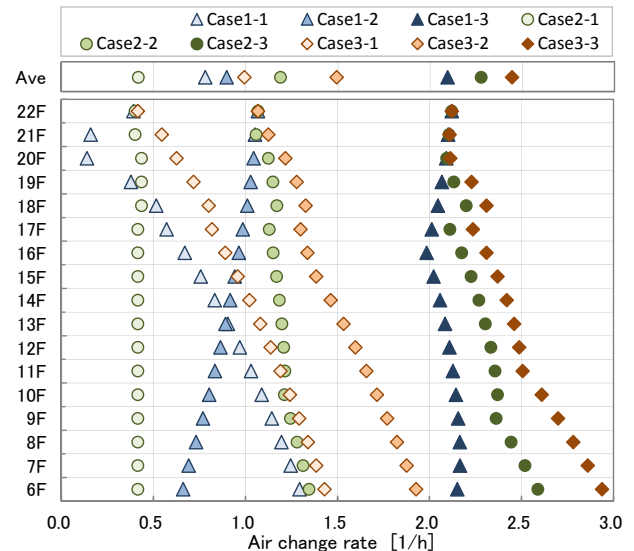


Fig.13 Air change rate

Table.4 Analysis result list

	Floor ventilation rate [m ³ /h]			Floor air change rate [1/h]		
	Min	Max	Average	Min	Max	Average
Case 1-1	712	6,639	4,010	0.14	1.29	0.78
Case 1-2	3,395	5,480	4,606	0.66	1.07	0.90
Case 1-3	10,186	11,115	10,747	1.99	2.17	2.09
Case 2-1	2,053	2,234	2,142	0.40	0.44	0.42
Case 2-2	5,432	6,904	6,104	1.06	1.35	1.19
Case 2-3	10,743	13,284	11,684	2.09	2.59	2.28
Case 3-1	2,129	7,333	5,097	0.42	1.43	0.99
Case 3-2	5,480	9,886	7,665	1.07	1.93	1.49
Case 3-3	10,826	15,074	12,544	2.11	2.94	2.45

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外部風速及びボイド内空気温度の影響評価を行い、以下の事が確認された。

- 1) 外部部風速とボイド内空気温度の影響により、各階のボイドと室内との流入・流出状況を確認した。
- 2) 各Caseにおけるフロア及び全フロア平均の換気風量と換気回数への影響を確認した。

今後は、ボイド熱容量を考慮した非定常解析による自然換気性状、実施導入建物における実測検証について検討を行う予定である。

参考文献

- 1) 粕谷 他:高層オフィスビルにおける自然換気の性能評価(第1～2報), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2017
- 2) 粕谷 他:高層オフィスビルにおける自然換気の性能評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文, 2017
- 3) 小林 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2), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文, 2016
- 4) 川分 他: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1～2), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文, 2016～2017

自然換気用シャフトを有するオフィスビルの換気性能評価に関する研究 (その1)自然換気システムの概要と運用実績

Ventilation Performance of Office Building with Natural Ventilation Shaft (Part1) Design concept and operation results of natural ventilation

○Eunsu Lim(東洋大学) 甲谷 寿史(大阪大学) 山中 俊夫(大阪大学)
長谷川 巖(日建設計) 松本 明広(日建設計) 佐嶋 俊彦(大阪大学)

Eunsu LIM*¹ Hisashi KONANI*² Toshio YAMANAKA*²
Iwao HASEGAWA*³ Akihiro MATSUMOTO*³ Toshiko SAJIMA*²

*¹ Toyo University *² Osaka University *³ NIKKEN SEKKEI LTD.

This report is one of the series studies on the natural ventilation which has solar chimney and shaft fan for tenant office building at location of densely urban area. The paper presents characteristic architectural planning for effective natural ventilation (NV) system, some technologies for actual utilization of NV for longer time during annual terms and hybrid automatic control with NV and HVAC system for comfortable indoor environment of tenant users.

はじめに

近年、オフィスビルにおける自然換気システムは、環境配慮・空調エネルギー消費量の削減、快適性の向上、知的生産性の観点から導入される事例が多くなっている。さらには震災以降、建物へのエネルギー供給が途絶された場合にも、窓を開けることによる空気・熱環境の制御が可能であり、事業継続計画(BCP)の観点からも関心が高まっている。しかし、特にテナントビルにおいて自然換気を導入する際には、自然換気に有効な通風経路を確保することや空調設備との併用・連携が複雑であることが計画上及び運用上の課題である。これらの課題を解決するためには、実験的アプローチと運用実績のデータ蓄積が必須となる。長谷川らは、様々な自然換気オフィスビルの自然換気性能評価や運用実績を長年調査してきた。例えば、2012年9月に竣工した中規模テナントオフィスビルを対象とし、テナントオフィスビル(Hビル、既存棟)における自然換気システムの自然換気性能検証を行っている¹⁾。本研究では、先行研究対象のオフィスビルの南東側に、2017年3月に竣工した、自然換気システムを導入した小規模オフィスビル(以下、new Hビル、増築棟)を対象とし、自然換気運用実態と在室者による自然換気性能を評価することを目的とする。本報では、建物概要・自然換気システムの概要と運用実績について報告する。

1. 建物概要

Hビルの増築棟は、地上10階の環境配慮型の中規模テナントオフィスビルの南東側に建つ、小規模オフィス

Table 1 Summary of Target Office Building

Application	Office building
Scale	Total floor area: Approximately 2600 m ² , Above-ground floor: 10F,
Location	Chuo-ku, Tokyo
Height and area.	Floor height: 4.0 m, Ceiling height 2.8 m, Office exclusive area: 588 m ²

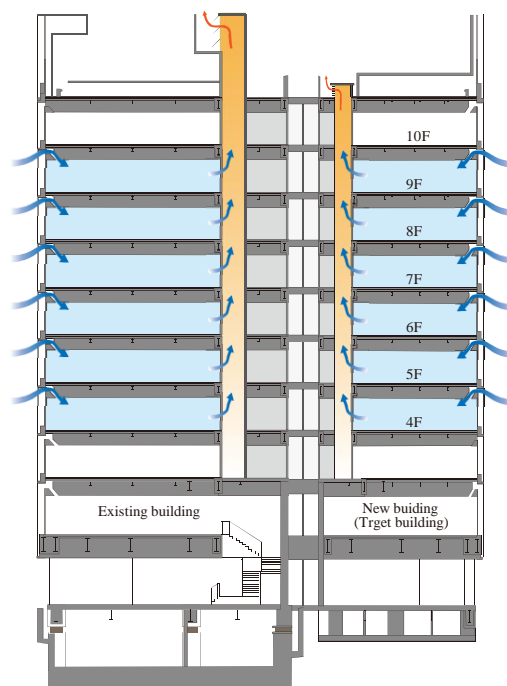


Fig.1 Section of target building

ビルであり、自然換気システムと空調とのハイブリッド制御を採用した建物である。Table 1 に建物概要を示す。本建物は高いテナントレントラブル比を確保しつつ、自然換気を行うための縦シャフトを採用した重力換気を導入している。自然換気対象フロアは地上 10 階のうち 2 階～10 階とし、各階のテナントごとに自然換気出来るように計画されている。建物の断面図を Fig.1 に、基準階事務室の平面図を Fig. 2 に示す。

2. 自然換気システムの特徴

自然換気口関連図を Fig. 3 に示す。図中の(a)に自然換気断面経路図を、(b)に北西外壁立面図を、(c)に自然換気口の内観写真を示す。対象建物は高密度都市型の敷地に位置しているため、水平方向の風力換気を行うのが困難であり、有効な自然換気が可能になるよう重力換気方式を導入している。2～10 階は、自然換気ならびにナイトページを行うことのできる計画されているが、2,10 階は、自然換気窓のみの設置を行い、重力換気は行っていない。自然換気は 3～9 階で行われている。3～9 階は、共用シャフトを利用した重力換気とし、自然換気シャフトは低層階(3～7 階)用と高層階(8～9 階)用の 2 つに分けて計画されている。各階での自然換気窓開閉の操作・制御が可能であり、ユーザーによって柔軟な運用が可能である。

2.1 縦シャフトによる重力換気

自然換気給気口は各階の南東側外壁面に設置し、室内の自然換気排気口はコア壁面を利用し、事務室の東側 1 か所に自然換気シャフトへと接続されている。換気シャフトは屋上の排気窓につながり、外気に開放されている。表 2 に各部の仕様と開口面積を示す。各階の換気シャフトへの入り口には、風量調整ダンパを設けている。換気シャフト頂部には排気窓を設置し、外気につながる。

2.2 自然換気給気口・騒音チャンバー

対象建物の自然換気口は、外気温度の低下に伴い足元付近が寒くなることを防ぐため、天井からの給気方式としており、コアンダー効果が期待できる。天井設置のため、天井内で自然換気ダンパと消音装置、吹出口の設置を行っている。

自然換気利用の課題の 1 つとして外部騒音対策が挙げられる。本建物は既存棟と同様に自然換気口が開いている状態でも、室内の騒音レベル 45dB(A)を満足する消音装置を設置した。また、テナントビル特有の問題としてシャフトを介した音の伝搬も考慮し、シャフトへの通気口には消音チャンバーを設け、上下階からの音を遮音している。

2.3 ハイブリッド制御運用モード

自然換気窓は自動制御により Table3 に示した自然換気

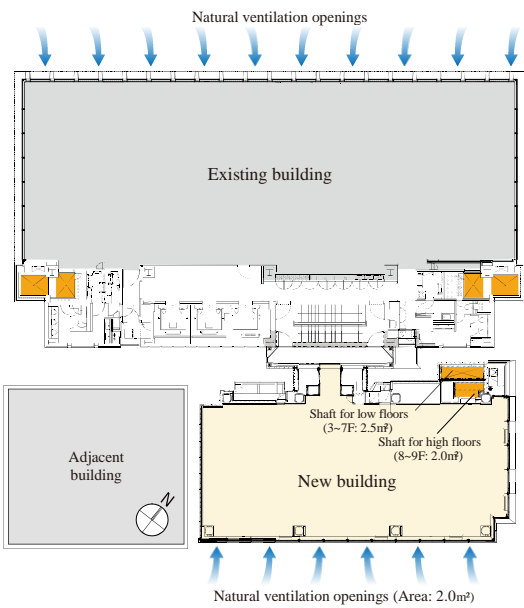
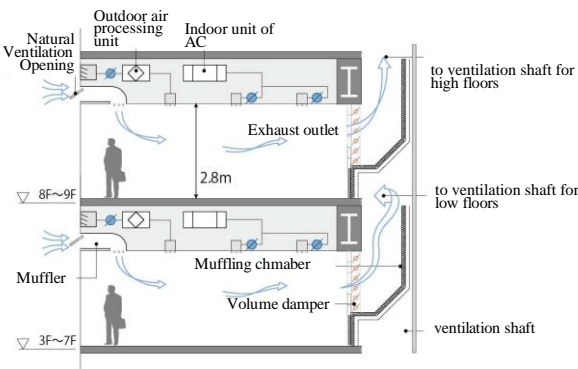
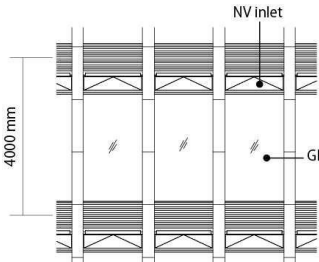


Fig. 2 Plan of target building



(a) Air intake detailed view of NV



(b) Northwest outer wall elevation view (left) and (c) Interior view of natural ventilation openings (right)

Fig.3 Target building and layout drawing

Table 2 Area of each part of NV

	Part name	Specification	Opening area
①	NV opening	Balance type	Each floor: 2.0m ²
②	Exhaust damper	Gully, closing panel, damper	Each floor: 2.0m ² Adjusting the airflow rate by the damper
③	Exhaust outlet	Protruding window	for Low floors: 9.6 m ² for High floors: 3.7 m ²
④	Shaft	Concrete	for Low floors: 2.5 m ² for High floors: 2.0 m ²

有効判断の条件によって、有効／無効を判断し開閉される。また、ユーザーが手元のスイッチで手動により強制的に開閉することも可能である。自然換気が有効になった場合、ハイブリッド制御が可能である。Table 4 にハイブリッド制御運用モードを示す。既存棟ではすべてのモードを採用しているが、増築棟ではAモードとDモードのみで運用する。自然換気モードは時間によって、通常時(08:00～18:00)、残業時(18:00～22:00)、ナイトパーズ(22:00～08:00)の3つで運用される。

(1) Aモード選択フロア：業務時間中は、中央監視での自然換気有効時、フロア毎に自然換気窓を一括 Open する。室内の空調機はすべて停止するが、リモコン操作は可能である。中央監視での自然換気 無効条件下では、換気窓は強制 Close する。その後、条件が満たされ有効となった場合は、再度、フロア毎に自然換気窓が一括 Open となる。一括 Open とされる窓は、自然換気集中盤にてスケジュール Open に設定された自然換気窓を対象とする。また夜間の設定時刻(22:00 想定)中央監視からの消し忘れにより、換気窓を一斉 Close とする。

(2) Dモード選択フロア：中央監視での自然換気 OK 条件下にて自然換気窓の強制開は行わない。そのため換気窓は原則 Open されないが、もし開けたい人がいれば、操作スイッチを Open とすることで、自然換気を行うことが可能となる。中央監視での自然換気 NG 条件下では、換気窓は強制 Close とする。その後、条件が OK となった場合には、操作スイッチが再度、操作有効となる。室内の空調機は通常運転を継続する。

(3) ナイトパーズ：中央監視での自然換気 OK 条件下には、フロア毎に自然換気窓を一括 Open とする。

3. 自然換気運用実績

2017年度秋期10月5日～11月8日を対象期間として、自然換気の運用状況を分析した。実測期間中の自然換気時間率をTable 6に示す。本報での自然換気時間率とは平日8:00～22:00のうち自然換気口が開いた時間の割合を示したものである。期間中自然換気を実施していた階は4～9階であるが、低層階4～7階のみの結果を示す。全対象期間における自然換気時間率は、既存棟が約12.0%～18.0%、増築棟が約12.2～24.6%と増築棟の方が約25%多かった。これは、既存棟に比べ増築棟の自然換気有効判断の上下限値を2℃下げていることが原因である。代表期間(10月23日～10月27日)の平日の自然換気時間率は、既存棟が約23.8%～34.3%、増築棟は約23.8%～37.9%と大きな差異は見られなかった。自然換気時間率は階が高くなるにつれて上昇する傾向が見られた。

対象期間中における外部環境および自然換気の時系列運用状況をそれぞれFig.4, Fig.5に示す。10月11日～22日は、雨天が続き自然観気候がOpenされた時間はほとん

Table 3 Conditions for natural ventilation effective judgment

OA	16℃～24℃ (can be set for each floor), < T _{in}		
Humidity of OA	≤ 80 %	Rainfall	Rainless
Velocity of OA	≤ 15m/s		

Table 4 Hybrid control operation mode
(when natural ventilation is enabled)

A: NV priority	Effectiveness: NV on, AC off
B: NV mode 1	Effectiveness: Air conditioning operation is possible at the discretion of the occupants
C: NV mode 2	Effectiveness: Energy saving mode of NV and AC
D: No NV	NV off, AC on

Table 5 Using rate of natural ventilation (%)

	All measurement period (10/5 ~ 11/8)			Representative period (10/23 ~ 10/27)		
	Existing building		New building	Existing building		New building
Floor	West	East	Total	West	East	Total
4F	12.0	13.5	12.2	27.6	23.8	29.8
5F	18.6	0.0	24.6	34.3	0.0	37.9
6F	18.6	18.0	24.1	34.3	31.4	35.2
7F	18.0	18.0	22.6	31.4	31.4	33.1

ど無かった。この期間以外の10月と11月では、自然換気利用可能温度まで上がったので、自然換気利用時間が多かった。また全対象期間における外気と既存棟・増築棟6階のCO₂濃度をFig.6に示す。増築棟と既存棟ともにCO₂濃度は800ppm以下である。10/11, 10/12において増築棟でじゃ、自然換気を行っていなかったため、自然換気を行った他の機関と較べてCO₂濃度がたかった。

全対象期間(10月5日～11月8日)と代表期間(10月23日～27日)における外気温度、自然換気時と空調時の6階の室内温度の頻度分布をFig.7に示す。外気温度は全対象期間では12～30℃に分布している。自然換気時は23℃～25℃の頻度が大きく、空調時は23℃～26℃が大きかった。代表期間においては両方23℃～26℃に分布した。

全対象期間(10月5日～11月8日)と代表期間(10月23日～27日)における外気CO₂濃度、自然換気時と空調時の6階の室内CO₂濃度頻度分布をFig.8に示す。全対象期間で外気CO₂濃度は350～560ppmに分布しており、460～480ppmの頻度が最も高い。室内CO₂濃度は、自然換気時は460～640ppmに、空調時は480～840ppmに分布しており、自然換気により室内CO₂濃度は空調時と比べ約200ppm小さいことが読み取れる。代表期間での室内CO₂濃度は、自然換気時は500～600ppmに、空調時は460～740ppmに分布しており、高い頻度の範囲はそれぞれ520～560ppmと600～660ppmであり、自然換気時の室内CO₂濃度が空調時と比べ約100ppm小さいことが読み取れる。

4. まとめ

本報では、既存の自然換気オフィスビルの増築棟の自然換気システムと2017年秋期の自然換気運用状況について報告した。その2では、秋期において在室者の呼出量による換気性能評価について報告する。

【謝辞】本研究の一部はJSPS 科研費 JP17H01308 を受けたものです。実測にあたり、ヒューリック株式会社の関係者、東洋大学4年生三ツ木祐氏、安藤凌介氏に多大なご協力をいただきました。深く感謝致します。

【参考文献】

長谷川他：テナントオフィスビルにおける太陽熱とファンを併用した自然換気システムに関する研究 (その1), 空気調和・衛生工学会大学学術講演論文集, PP.89-92, 2013.9

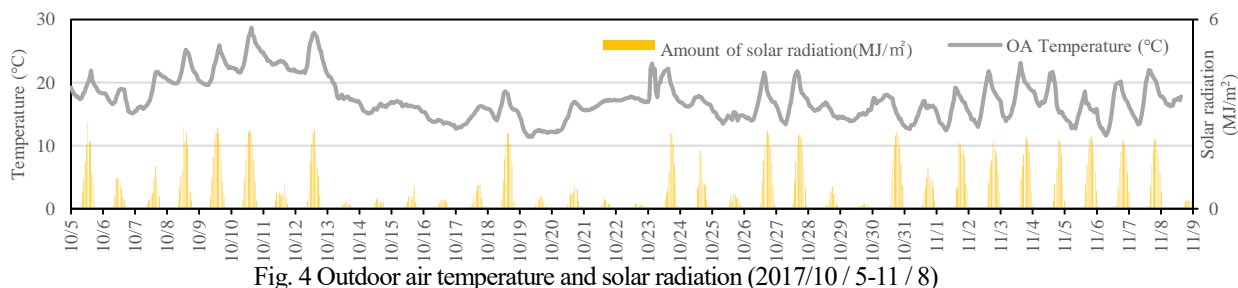


Fig. 4 Outdoor air temperature and solar radiation (2017/10/5-11/8)

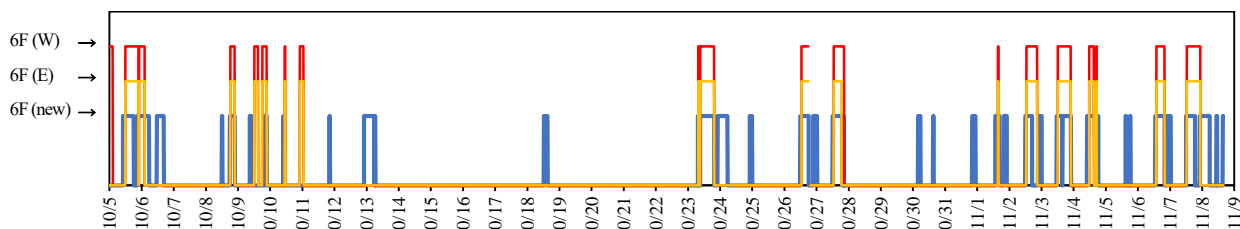


Fig. 5 NV operation situation (2017/10/5-11/8)

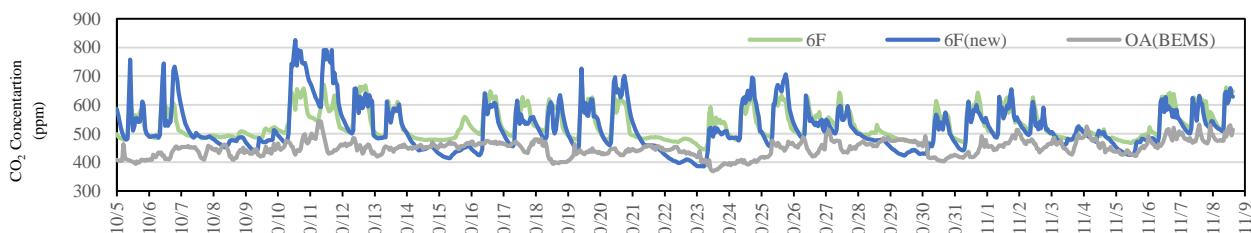


Fig. 6 CO₂ concentration of 6th floor (2017/10/5-11/8)

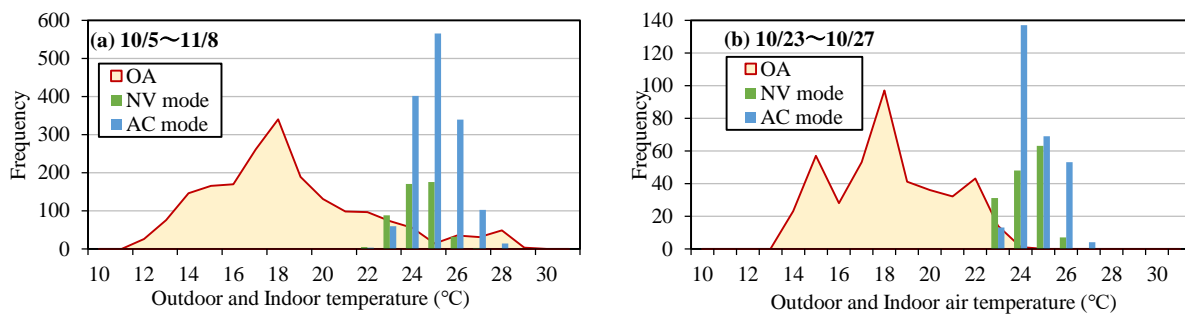


Fig. 7 Frequency distribution of outdoor temperature and indoor temperature (6F (new))

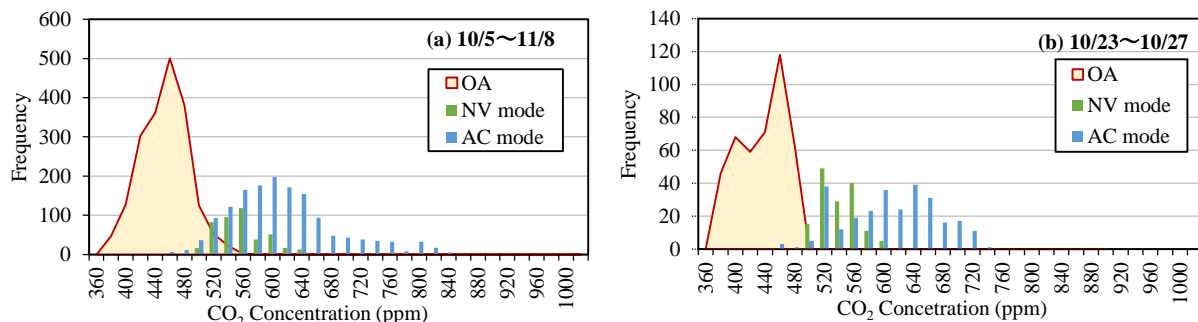


Fig. 8 Frequency distribution of outdoor CO₂ concentration and indoor CO₂ concentration (6F (new))

自然換気用シャフトを有するオフィスの換気性能評価に関する研究 (その2) 在室者からの二酸化炭素発生量に基づく換気量推定

Ventilation Performance of Office Building with Natural Ventilation Shaft

(Part 2) Estimation of Ventilation Rate Based on Emission Rate of Carbon Dioxide from Occupants

○ 佐嶋 俊彦 (大阪大学) Lim Eunsu (東洋大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 長谷川 巖 (日建設計) 松本 明広 (日建設計)
 Toshihiko SAJIMA^{*1} Eunsu LIM^{*2} Hisashi KOTANI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1}
 Iwao HASEGAWA^{*3} Akihiro MATSUMOTO^{*3}
^{*1} Osaka University ^{*2} Toyo University ^{*3} Nikken Sekkei Ltd.

Using natural ventilation is effective to save energy, and it is essential for energy conservation and decreasing running cost. But in office buildings located in where middle-to-high-rise buildings are dense, the way of ensuring stable ventilation performance is very important matter of natural ventilation system. This study focuses on ventilation performance of an office building with natural ventilation shaft. This paper shows the results of estimation, which was calculated by regarding CO₂ in the breath of occupants as tracer gas.

はじめに

中高層建物が密集する都市に位置するオフィスビルでは、通風経路や日射の確保が困難な環境下でいか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。

そこで本研究では、自然換気シャフトを有するオフィスビルを対象に自然換気性能の検証を行う。前報¹⁾では、対象建物における自然換気システムの特徴と自然換気運用実態を報告した。本報では、昨年秋期に行った自然換気実測において在室者の呼気中のCO₂をトレーサガスとして、算出した換気量について検討を行なった結果を報告する。

1. 実測概要

自然換気時の室内環境、および換気回数を把握することを目的として、2017年10月5日～11月8日に増築棟(4F～7F)の事務室を対象に実測調査を行った。Table 1に測定項目、Fig. 1に対象建物増築棟の基準階平面図および測定点を示す。

本測定では、(a) 室内環境把握のため居住域におけるCO₂濃度および温湿度測定、(b) 自然換気シャフト・自動扉前後における差圧測定(対象室からの流出を正)、(c) 居住者のCO₂呼出量算定のため定点観測力

メラの自動撮影による在室者数の計測を行った。

Δp の測定では、測定チューブをシャフト内に設置するのが困難だったため、シャフト前室内側の二点に設置し、シャフトへの流出入方向の確認の目的で用いる。7Fにおいては、Fig. 2に示す天井チャンバー内の外気処理室内機の排気口部にCO₂濃度計を設置し、機械換気時の排気濃度を測定した。

また、測定期間中の自然換気運用は自然換気優先

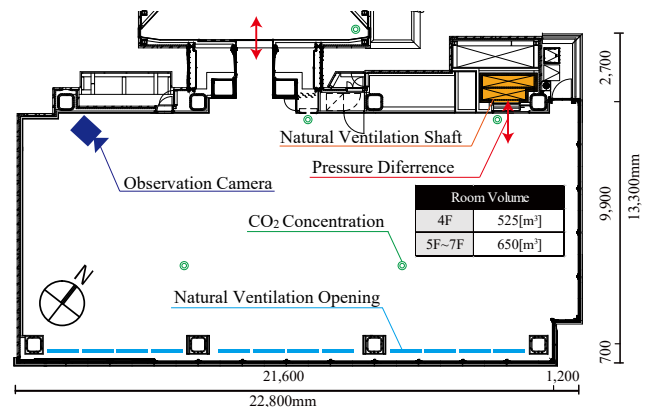


Fig.1 Plan of Office Floor (6F) and Measurement Point

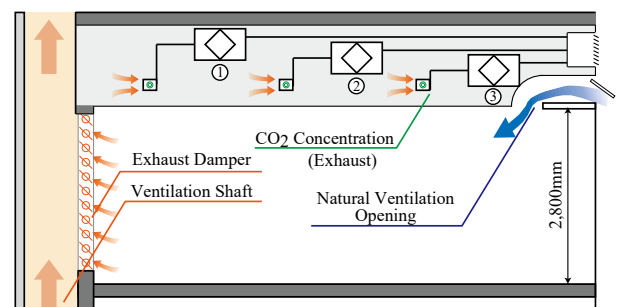


Fig.2 Ventilation Opening and Measurement Point

Table.1 Measurement List

Measurement Point				
Items	Location	Number	Floor	Interval
CO ₂ Concentration	Indoor	×2	4-7F	10min
	Exhaust	×3	7F	
Pressure Difference	Shaft	×1	4-7F	2min
	Door	×1		
Number of Occupants	Indoor	×1	4-7F	30min

A-23

モードとし、自動制御により自然換気が有効と判断された場合には自然換気口・排気ダンパが開き空調は停止し、無効と判断された場合には逆の動作をするよう設定とした。

2. 換気性能評価方法

2.1 室内 CO₂ 発生量の推定²⁾³⁾

室内での CO₂ 発生量を把握する為、(1) 式を用いて在室者一人当たりの CO₂ 発生量を推定した。ただし、BEMS データより外気処理室内機 3 台全てが稼働している時間を推定対象時間帯とし、機械換気による外気導入量は 1 台当たり 500CMH として計算した。

$$M = \frac{Q}{1 - e^{-\frac{Q}{V}(t-t_0)}} \{C_r - C_o - (C_o - C_o)e^{-\frac{Q}{V}(t-t_0)}\} \quad (1)$$

また、機械換気以外による換気量がどの程度あったのかを把握する為、Table 2 に示す在室者の居なくなった後の対象室の濃度減衰過程より漏気による換気回数を算出する。算定には (2) 式を用い、最小二乗法により濃度減衰曲線を外気濃度まで回帰することにより見かけの換気回数を算出した。

$$C_r(t) = C_o + \{C_r(t_0) - C_o\}e^{-N(t-t_0)} \quad (2)$$

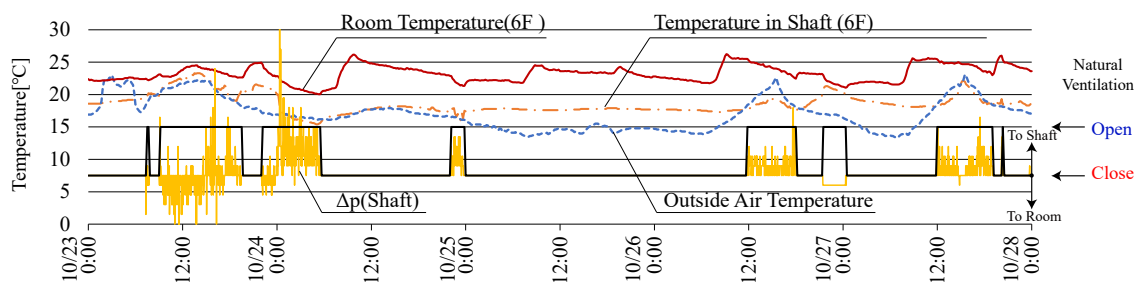


Fig.3 Pressure Difference and Temperature

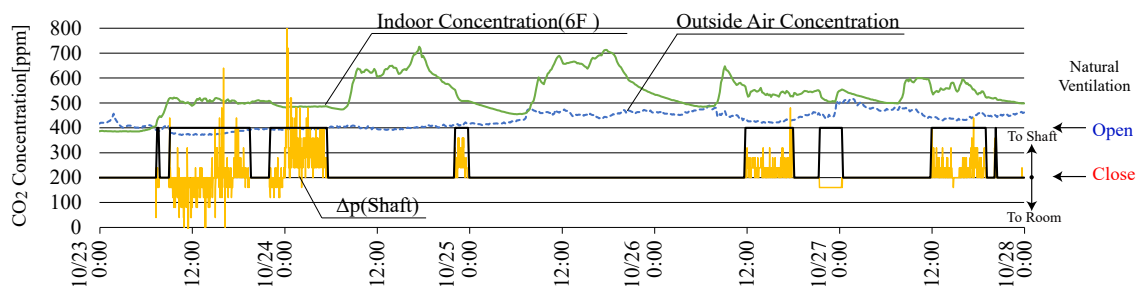


Fig.4 Pressure Difference and CO₂ Concentration

Table 2 Measuring Time

Date		CO ₂ Concentration [ppm]
case(a)	10/6 22:00~10/8 8:00	445
case(b)	10/10 23:00~10/11 7:20	499
case(c)	10/17 22:50~10/18 7:10	471
case(d)	10/19 22:50~10/20 6:40	431
case(e)	10/20 23:00~10/11 21:10	441

2.2 各階対象室の換気量

居住域の換気量を (3) 式より算出した。また、測定対象階の自然換気窓全てが開放された時刻とその 30 分後の 2 時点における換気量を求めた。また、室内での CO₂ 発生量は上記の 30 分間における在室者数の平均値を用いている。

$$C_r(t) = C_o + \{C_r(t_0) - C_o\}e^{-\frac{Q}{V}(t-t_0)} + \frac{M}{Q} \{1 - e^{-\frac{Q}{V}(t-t_0)}\} \quad (3)$$

3. 結果と考察

3.1 室内環境測定結果

10 月 23 ~ 27 日の平日 5 日間における 6F の室内温度及び室内 CO₂ 濃度の時間変動それぞれに、差圧測定による流出入判断を併記したものを Fig. 3、Fig. 4 に示す。Fig. 3 より室内温度およびシャフト内温度の外気温との差が十分でない場合に一部自然換気シャフトから室内側へと外気が逆流していることが読み取れる。また、Fig. 4 より自然換気窓の開放時は、室内 CO₂ 濃度 500~600ppm 程度であり、室内 CO₂ 濃度が低減しているのがわかる。

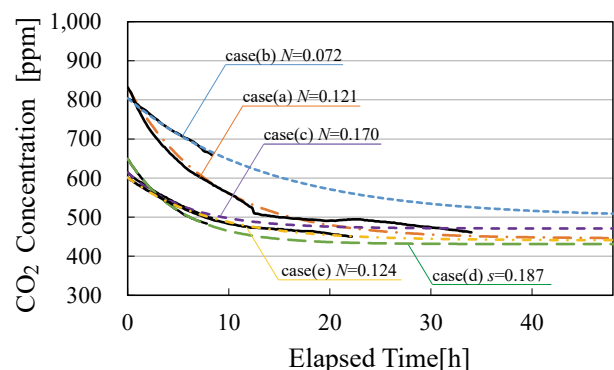


Fig.5 CO₂ Concentration and Flow Rate

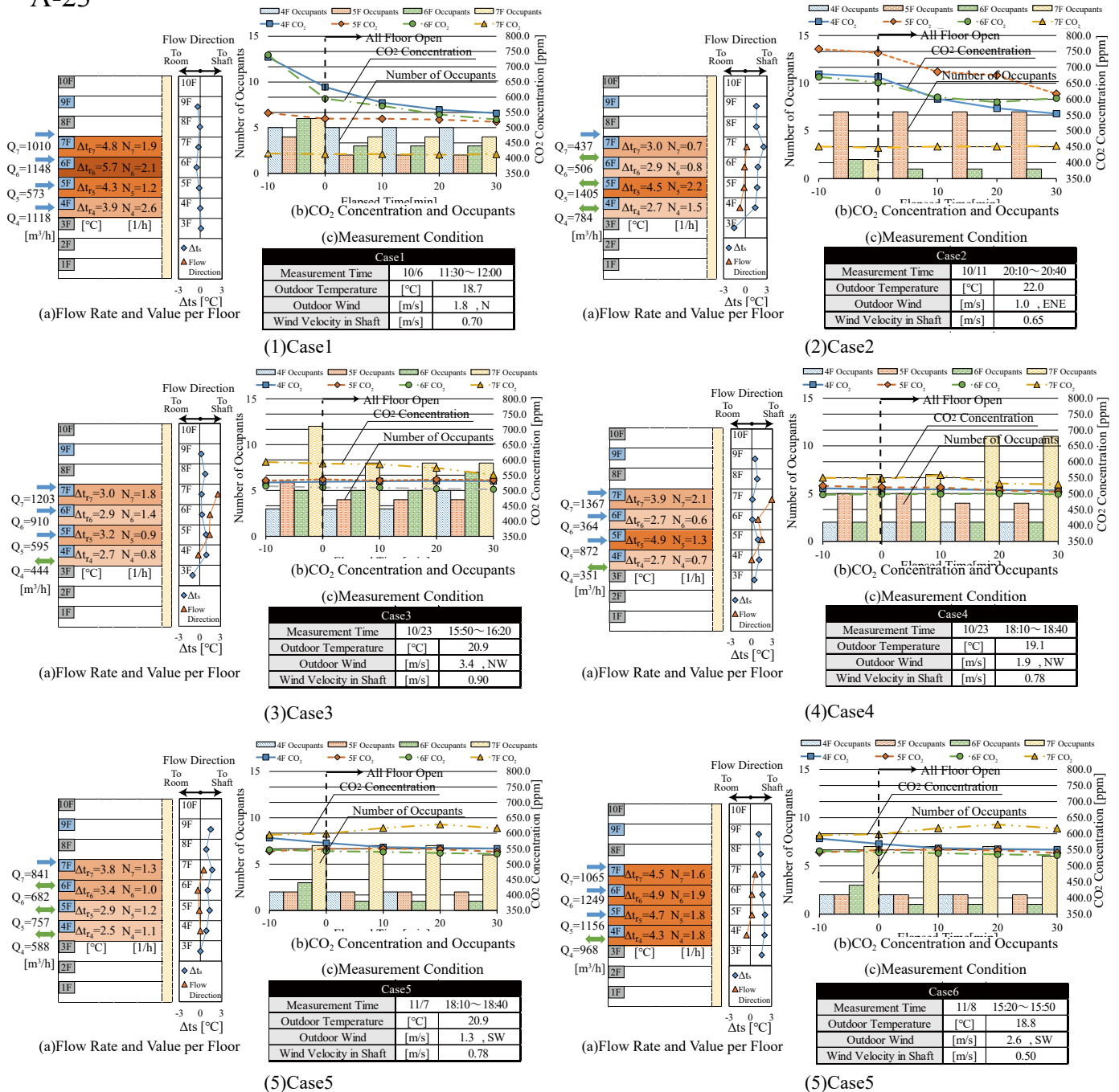


Fig. 6 Measurement Condition and Flow Rate

3.2 人体からの CO₂ 発生量

Fig.5 に 7F 執務室の漏気による濃度減衰過程および換気回数を示す。各条件において換気回数は 0.072 ~ 0.187[1/h] となり、機械換気以外の換気量は十分に小さいと考え、機械換気のみにより換気が行われるものと仮定して室内 CO₂ 発生量の推定を行った。

次に外気処理室内機 1 台あたり 500CMH($N=2.3[1/h]$)とし、在室者数が 1 時間以上変化しなかった時間帯を対象に式 (1) を用いて一人当たりの発生量を計算した結果、0.0287[m³/h] となった。これは、着座事務作業時における CO₂ 発生量の 0.0129~0.230[m³/h]³⁾ と比較すると大きく、原因として機械換気による換気量を 1500CMH として計算したものの、実際には想定よりも換気量が小さく、室内濃度が高くなった可能性や、

詳細な在室者数の変動を考慮しなかったことによる誤差、また排気濃度の分布による影響が考えられる。

3.3 換気量算定結果

Fig. 6 に自然換気優先モード時の室内及びシャフト内における各種測定値と 4F~7F 対象室における換気回数の算定結果を示す。一人当たりの CO₂ 呼出量は、推定結果に含まれる誤差が無視できないことを考慮し、今回は事務作業時の標準値²⁾である 0.020[m³/h]を用いた。Fig. 6 において、(a) は各階対象室の換気回数および室内外温度差(室温 - 外気温)、およびシャフト内外温度差(シャフト内温度 - 外気温)と自然換気シャフト部差圧測定における流出入判断、(b) は在室者数と室内 CO₂ 濃度の時間変化、(c) は測定条件を示している。

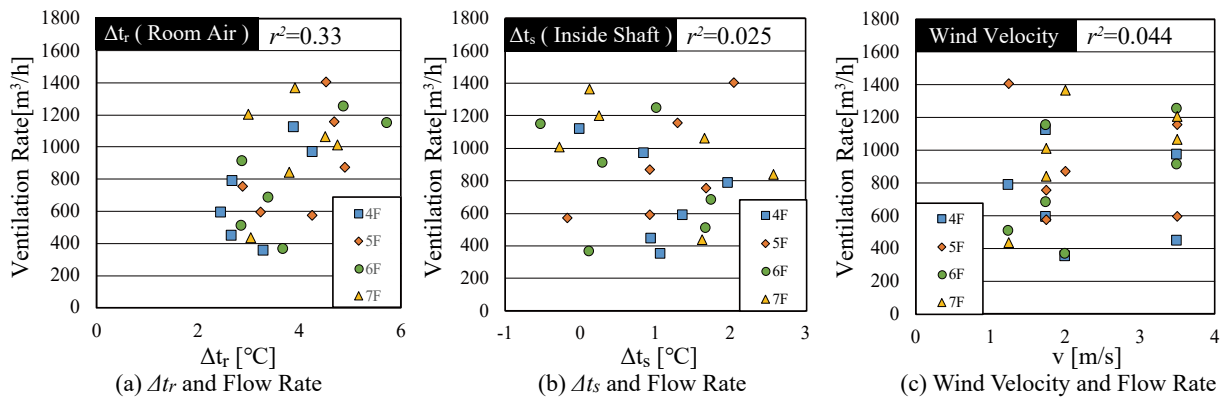


Fig. 7 Flow Rate and Outdoor Air Condition

全ての条件において、4Fでのシャフトにおける差圧が小さいことが読み取れる。これは、シャフト内外温度差が十分に得られていないことにより、室内外温度差、および外部風による影響が卓越したためだと考えられる。

(1) case1 (換気回数 : 1.2 ~ 2.6 [1/h])

各階において室内CO₂濃度が減衰していることが読み取れる。また、シャフト内外温度差が小さい為、外部風と室内外温度差が主な換気の駆動力となっていることが読み取れる。

(2) case2 (換気回数 : 0.7 ~ 2.2 [1/h])

case1同様、各階において室内CO₂濃度が減衰している。5Fにおいて室内外温度差が最大であるため、重力換気が促進され換気量も大きくなっていることが考えられる。

(3) case3 (換気回数 : 0.8 ~ 1.8 [1/h])

シャフト内外温度差が小さく、室内外温度差が各階においてほぼ等しい為、換気量の差の原因として外部風による影響が大きく、4~7階にかけて順に換気量が大きくなっていることが読み取れる。3Fにおけるシャフト内外温度差および4F差圧測定結果ともに負の値であり、シャフトからの外気の逆流が考えられる。

(4) case4 (換気回数 : 0.6 ~ 2.1 [1/h])

シャフト内温度差が小さく、外部風と室内外温度差が主な換気の駆動力となっている。外部風の影響により上階ほど換気量が大きくなると考えられるが、5Fの室内外温度差が6Fの外部風の影響を卓越し、結果的に5Fの換気量が大きくなったと考えられる。

(5) case5 (換気回数 : 1.0 ~ 1.3 [1/h])

自然換気シャフトの温度差を駆動力として各階均一に換気が行われていることが読み取れる。下の階ほど差圧が大きく、case3と比較すると室内外温度差の違いは小さい為、case3は外部風、case5はシャフト内外温度差の影響が卓越していると考えられる。

(6) case6 (換気回数 : 1.6 ~ 1.9 [1/h])

全ての階において室内外温度差およびシャフト内外温度差が他の条件と比較して大きく、重力換気が促進され、換気回数が大きくなっていることがわかる。

3.4 外気条件と換気量の相関

Fig. 7は縦軸に換気量、横軸に(a)室内外温度差、(b)シャフト内外温度差、(c)外部風速を取り、上記の6条件全てについて換気回数と外気条件の相関を示したものである。決定係数 R^2 を比較すると、(a)では弱い相関がみられるが、(b)、(c)では有意な相関は見られない。上記の3つのパラメータでは、室内外温度差による影響が最も大きいと考えられる。

4. おわりに

本報では、在室者の呼気中のCO₂ガスをトレーサガスとした簡易的な方法により室内の換気量を算出し、室内外温度差、シャフト内温度差、および外部風速と換気量の相関を把握した。結果として、本実測により自然換気窓の開放により概ね換気回数1~2[1/h]程度の換気量が得られていることが確認されたが、外気条件との十分な相関は見られなかった。今後は、より詳細な換気量を把握するため、熱・換気回路網計算を用いた換気量算定により実測の精度検証を行う所存である。

【注釈】

式中で使用した記号を下記に示す。

Q : 換気量 [m³/h]	M : 室内CO ₂ 発生量 [m³/h]
N : 換気回数 [1/h]	t : 経過時間 [h]
V : 室容積 [m³]	C_t : t 時間後の室内CO ₂ 濃度 [m³/m³]
Δp : 差圧 [Pa]	C_0 : 外気CO ₂ 濃度 [m³/m³]
t_r : 室内温度 [°C]	C_{r0} : 測定開始時の室内CO ₂ 濃度 [m³/m³]
t_s : シャフト内温度 [°C]	r^2 : 決定係数

【謝辞】

本研究及び実測を行うに当たり多大なるご協力を頂いたヒューリック株式会社並びに三ツ木洸佑氏、安藤凌介氏(当時東洋大学)に深く感謝致します。なお、本研究はJSPS科研費JP17H01308の助成を受けたものです。

【参考文献】

- 1) Lim Eunsu, 甲谷寿史, 山中俊夫, 長谷川巖, 松本明広, 佐嶋俊彦: 自然換気シャフトを有するオフィスビルの換気性能評価に関する研究(その1) 自然換気システムの概要と運用実績, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2018.3 掲載予定
- 2) 田島昌樹, 井上貴之, 大西裕治: 換気測定のための在室者の二酸化炭素呼出量の推定, 日本建築学会環境系論文集, No.728, pp.885-892, 2016
- 3) 日本興業標準調査会: JIS A1406¹⁹⁷⁴ 室内換気量測定法(炭酸ガス法), 2010
- 4) 空気調和・衛生工学会 SHASE-S 116, トレーサガスを用いた単室の換気量測定法, 2011

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 (第2報) 各種外気利用モードにおける自然換気窓の利用状況と室内環境 VRF System Utilizing Outdoor Air in Open-plan Office (Part 2) Situation of Utilization of Openable-windows and Indoor Environment in a Variety of NV Systems

○辻本 慶佑 (大阪大学)
山中 俊夫 (大阪大学)
宇高 遼馬 (大阪大学)
田中 宏昌 (日建設計)

甲谷 寿史 (大阪大学)
桃井 良尚 (福井大学)
花田 卓弥 (ダイキン工業)
川田 康介 (日建設計)

Keisuke TSUJIMOTO^{*1} Hisashi KOTANI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Yoshihisa MOMOI^{*2}
Ryoma UDAKA^{*1} Takuya HANADA^{*3} Hiromasa TANAKA^{*4} Kosuke KAWADA^{*4}
^{*1}Osaka University ^{*2}University of Fukui ^{*3}Daikin Industries Ltd. ^{*4}Nikken Sekkei Ltd.

Energy reduction in air-conditioning system and designing comfortable space are both important issues in an office building. However, it is often said that there is a relation of a trade-off between these two issues. 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 decent balance between energy reduction and comfortable office space. This paper presents the measurement results of the various indoor environment and comparison between few cases utilizing outdoor air in five conditions.

はじめに

前報¹⁾では、大空間オフィスを有する建物の自然換気性能の検証を行った。本報では、既報²⁾で計測した様々な外気利用モード条件下での室内環境について、各モードでの違いを明らかにするため、自然換気窓の詳細な利用状況および室内環境の比較を行った。Fig. 1 に空調システムの概要を示す。対象エリアの空調換気は、窓を用いた自然換気 (①) 以外に、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 (下階に天井埋込ダクト形エアコンを設置) (②)、外気導入および湿度調整を行う HP デシカント調湿外気処理機 (③)、外気や内部負荷を処理する天井埋込カセット形パッケージエアコン (④) の4つの要素で構成される。

1. 測定概要

測定は2016年10/17～10/28の休日を除く2週間で行った。実運用時の空調方法は2種類あり、外気利用モード(負荷が増大するとともに自然換気を始めとして段階的に外気を利用して空調を行うモード)と通常空調モード(自然換気、外気冷房を行わずに機械空調を行うモード)が

ある。本報では、これら2種類の空調モードでの室内環境性能や快適性を比較・把握するため、外気利用モード内の段階的な空調方式を実運用時に基づいてCASE 1～CASE 4の4つに分類し、1日に1ケースずつ空調方式を固定して実測を行った。外気利用モードと比較するための通常空調モードも1日設け、1週間で計5条件の測定を行い、これを2週間行った。

Table 1 に測定スケジュールを示す。CASE 1～CASE 4までは外気を利用する空調方式を追加していく形とした。CASE 2～CASE 4の床吹出パッケージエアコンは外気を室内に供給する外気冷房運転を行い、CASE 3とCASE 4のHP デシカント調湿外気処理機は外気給排気による換気を行う。CASE 4およびCASE 5の天井パッケージエアコンの設定温度は28℃とした。

Table 1 Cases of Air-conditioning Systems

	① Natural Ventilation	② Under Floor Air-conditioning	③ Dessicant Air Handling Unit	④ Multi-split Air- conditioning	date	Air-conditioning Mode
CASE 1	○	×	×	×	10/19	Outdoor Air Utilization Mode
CASE 2	○	○	×	×	10/21	
CASE 3	○	○	○	×	10/18	
CASE 4	○	○	○	○	10/20	
CASE 5	×	×	○	○	10/26	Mechanical Air- conditioning Mode

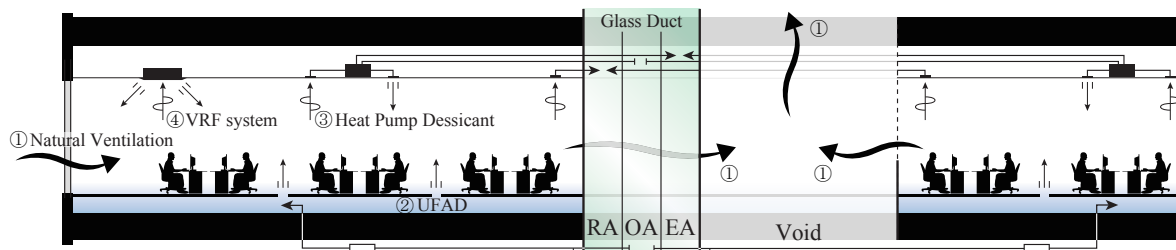


Fig. 1 Hybrid Air-conditioning System

1.2 自然換気量の推定

実運用時の自然換気量を把握するため、自然換気を行った CASE 1 ～ CASE 4 でのボイド排気量をボイド頂部の BEMS 用風速計から推定した。推定排気量の算出のため BEMS 風速値に乘じるボイド頂部の有効開口面積は、既報¹⁾で行った短期実測時の換気量を真値として同定した値を用いた。

1.3 自然換気窓の開閉状況の計測

外気利用モード下での自然換気の利用実態を把握するため、自然換気窓の開閉状況を 5 分間隔で計測した。Fig. 2 に測定した自然換気窓の位置、Fig. 3 に窓開閉センサー設置状況を示す。4 階および 5 階の南北合計 47 枚の窓で測定を行った。マグネットセンサーを用い、窓を開くと電位差が生じ、窓を閉めると電位差が 0 になるような回路を作成し、電圧ロガー（ティアンドデイ RTR-505-V）を使用して電位差の経時変化を測定することで、自然換気窓の開閉を判別した。

2. 自然換気窓の開閉状況および自然換気の有効判定

12 日間の中で 2 回ずつ行った各ケースの内、外気条件

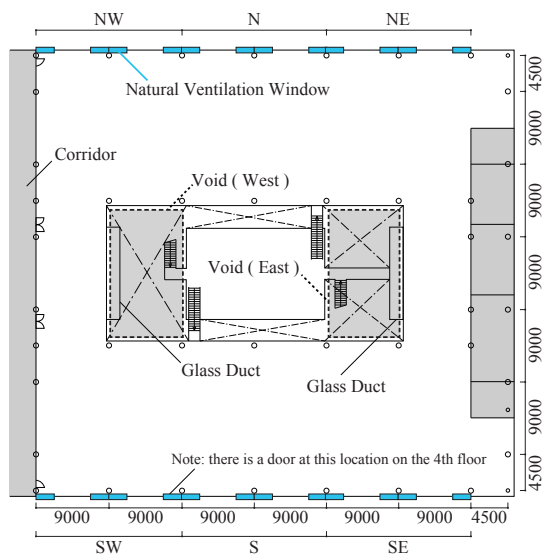


Fig. 2 5th Floor Office Plan

が中間期としてより相応しい日を選択し考察を行った。

Fig. 4 に測定期間中の業務時間内 (9:00 ～ 17:00 の 8 時間) の外部環境と 4 階および 5 階の執務室における BEMS データから算出した平均室温の推移を示す。外気温、日射量は PH 階で測定されているデータを使用した。

Fig. 5 に業務時間内 (9:00 ～ 17:00 の 8 時間) における窓開放枚数の推移および BEMS から判定された自然換気が有効な時間を示す。開放率については、全 47 枚の内 1 枚が欠測のため、46 枚を最大値として算出した。

Fig. 4 および Fig. 5 から、10/17 (月) ～ 10/21 (金) の内 10/17 (月)、10/21 (金) は、始業時間の外気温が約 20℃ と低く、一日の開放率が低い状態にあった。10/18 (火) ～ 10/20 (木) は、外気温が低すぎず、開放率が高い状態にあった。全体として、外気温の上昇に比例して開放率が増加する傾向が見られた。一日の経時変化の中では自然換気有効時に窓の開放枚数が増える傾向があり、有効判定と開閉行動に関係性が見られた。しかし、有効な期間での窓開放率は平均して 21.5% とそれほど高くはなく、執務者により窓を開けるよう誘発するような工夫が必要だと考えられ、改善の余地がある。

3. 各外気利用モードにおける室内環境の比較

Fig. 6 に 13 時～ 14 時の各ケースにおける平均温度分布、Fig. 7 に各執務エリア別の窓開放率 [%] の平均値、Fig. 8 に各ケースにおける平均 CO₂ 濃度分布を用い、執務室に



Fig. 3 Measurement Scene of Sliding Windows

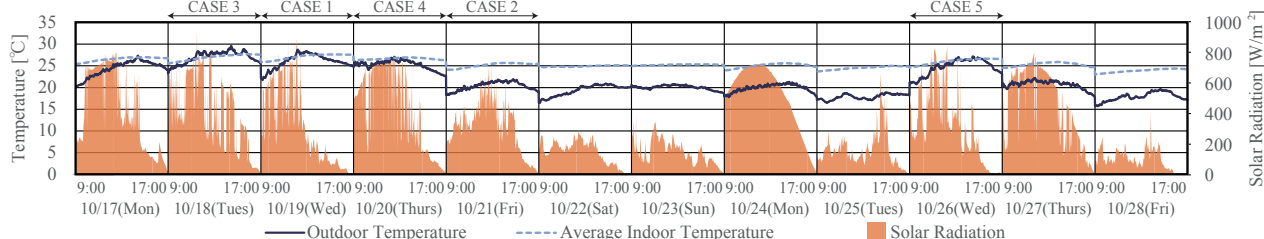


Fig. 4 Outdoor Conditions and Average Indoor Temperature

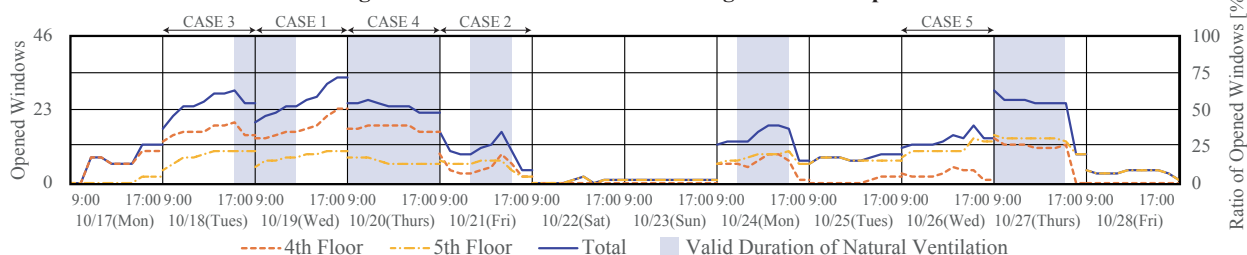


Fig. 5 Variation of Opened Windows

おける平面分布について考察する。ただし、CASE 5 については窓開閉行為が誤って行われ、完全な通常空調モードとならなかった。また、12 日間の測定期間の中で 2 回ずつ行った各ケースの内、外気条件が中間期としてより相応しい日を選択し考察を行った。

3.1 平面温度分布 (Fig. 6)

BEMS で計測している概ね FL+0.6m 地点における 13 時～14 時の平均温度の平面分布について考察する。ただし、

分布の最高値、最低値、平均値、標準偏差は極めて窓に近いペリメータの測定点を除いた執務エリアで算出した。

全てのケースに共通して、南側執務エリアの内、ペリメーターゾーンの室温が高いことが確認できる。CASE 2 のペリメーターゾーンの室温が他ケースと比較し低い原因の 1 つとしては、他のケースと比較して 13 時～14 時の平均外気温が約 20℃と低くなっていることが考えられる。また、自然換気、外気冷房を導入した CASE 1～

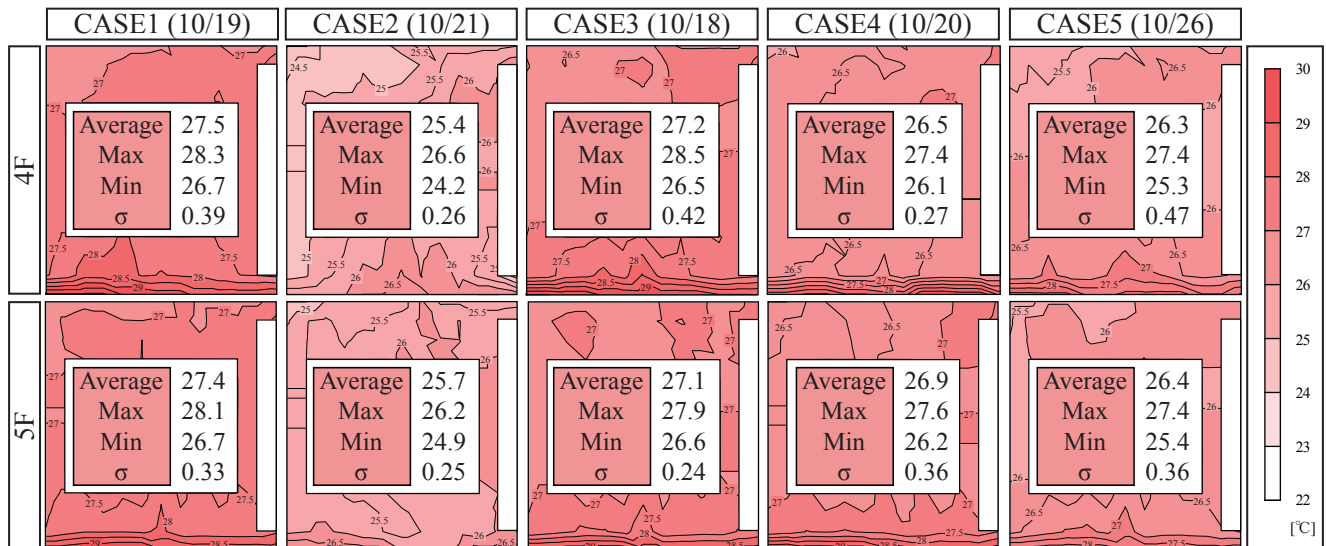


Fig. 6 Distribution of Indoor Air Temperature

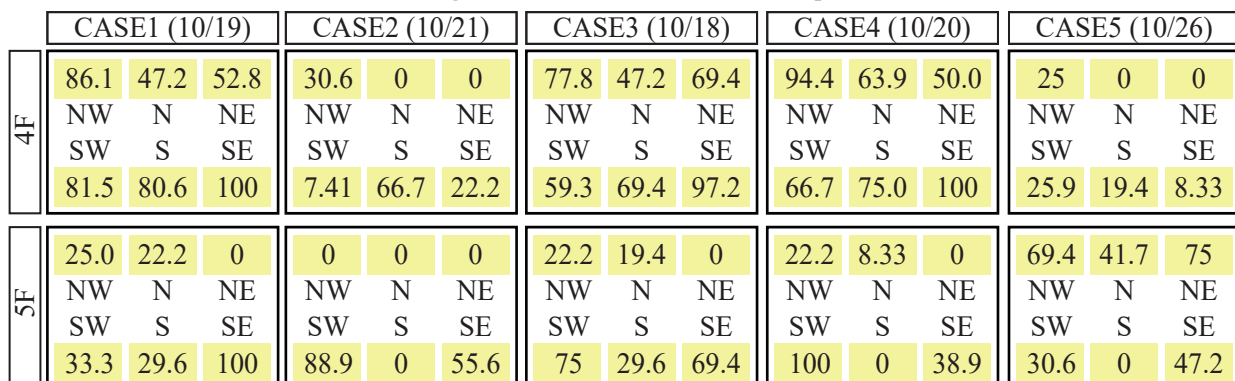


Fig. 7 Ratio of Opened Windows [%]

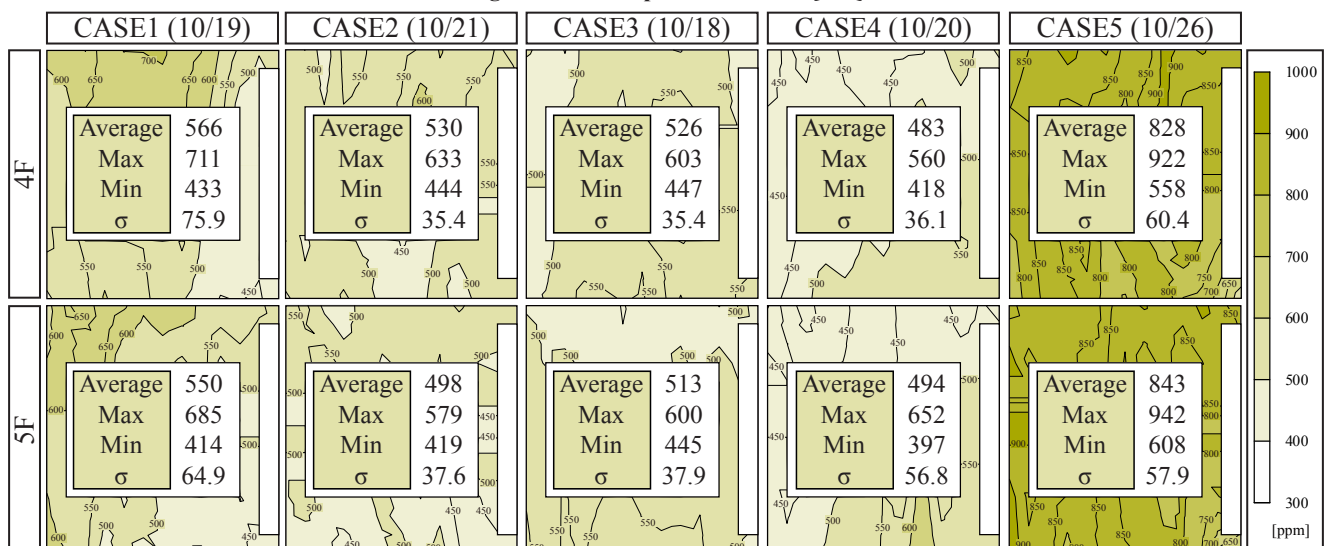


Fig. 8 Distribution of Indoor CO₂ Concentration

CASE 4 については、外気温の上昇に比例して室温が上昇する傾向が見られた。

3.2 平面 CO₂ 濃度分布 (Fig. 8)

BEMS で計測している FL+0.6 m 地点における 13 時～14 時の平均 CO₂ 濃度の平面分布について考察する。

CASE 1 については、4 階および 5 階に分布の偏りが見られたが、通常空調モードの CASE 5 と比較して CO₂ 濃度が低い状態となっていた。流入側の南側の執務エリアで CO₂ 濃度が最も低い状態となっており、風向が南西だったためと考えられる。北側の執務エリアについても、CASE 5 と比較して CO₂ 濃度が低い状態となって通常空調モードより空気質が良い。CASE 2、CASE 3、CASE 4 については自然換気に加え、床吹き出しパッケージエアコン、外気処理機が室内へ均一に新鮮外気を供給しているため、CASE 1 より分布が均一になっている傾向が見られ、良好な室内環境が形成されていることが確認できる。

3.3 消費電力量・空調、外気導入による処理負荷

Fig. 9、Fig. 10、Fig. 11 に業務時間内 (9 時～17 時) の各ケースでの空調消費電力量、空調負荷量、外気利用による処理負荷量の比較に加え、業務時間内 (9 時～17 時) の室温および外気温の平均値を示す。空調負荷量については、空調機器による処理負荷量を表す。外気利用による処理負荷量については、室外エンタルピーが室内エンタルピーより大きい場合、空調負荷になってしまう。今回は空調モードを固定したため、外気冷房によって処理できる潜在的な負荷量を次の計算式で算出した。

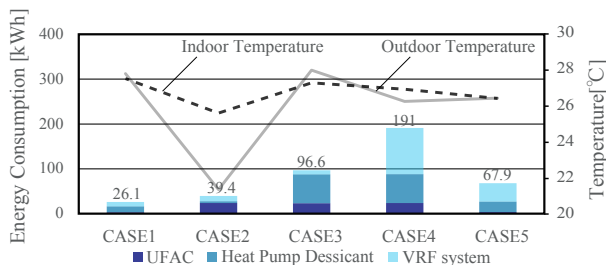


Fig. 9 Energy Consumption

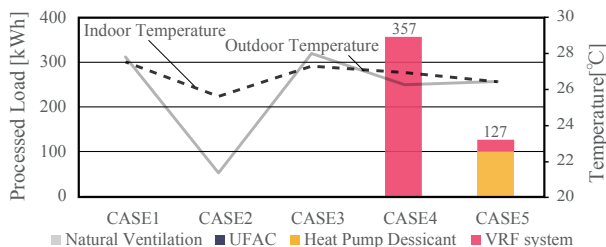


Fig. 10 Processed Load by Air-conditioning Device

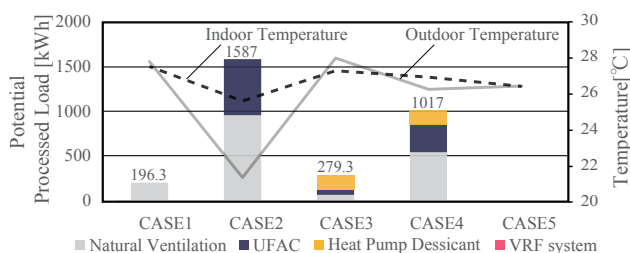


Fig. 11 Net Processed Load by Outdoor Air Utilization

$$q_{UFAD} = 0.33\alpha n_{UFAD} V \Delta h - q_{fan-UFAD}$$

$$q_{DES} = 0.33n_{DES} V_{DES} \Delta h - q_{fan-DES}$$

$$q_{fan-UFAD} = q_{ave-UFAD} (1 - \beta)$$

$$q_{fan-DES} = q_{ave-DES} (1 - \beta)$$

q_{UFAD}, q_{DES}	: 空調負荷量、外気利用による処理負荷量 [W]
α	: OA, RA ダンパーによる外気導入割合
n_{UFAD}, n_{DES}	: 床吹き出しパッケージエアコン、外気処理機の運転台数
V_{UFAD}, V_{DES}	: 室内機電力量の平均値から算出した風量 [m ³ /h]
Δh	: 一日の室外と室内のエンタルピー差の平均値 [kJ/kg]
$q_{fan-UFAD}$: 床吹き出しパッケージエアコンのファン電動機発熱 [W]
$q_{fan-DES}$: 外気処理機のファン電動機発熱 [W]
β	: モーター効率 [-] (ここではモーター効率を 0.75 としている)
$q_{ave-UFAD}$: 床吹き出しパッケージエアコンの室内機消費電力量から算出した平均電力 [W]
$q_{ave-DES}$: 外気処理機の消費電力量から算出した平均電力 [W]

Fig. 9 の CASE 1 ～ CASE4 について、段階的に外気利用型空調システムを追加していくと共に、消費電力量が増加する傾向にある。また、CASE 1 の消費電力量は待機電力量にあたる。Fig. 10 の外気処理機の空調負荷について、CASE 1 ～ CASE4 は換気モードより 0 となっている。CASE 5 の空調負荷量が CASE 4 の空調負荷量より小さい。これは、CASE 4 の午前中の外気温が約 25℃ に比べ、CASE 5 では約 20 ～ 25℃ を推移しており、窓開放が行われてしまった、つまり、空調負荷の一部が自然換気により処理されたことが原因だと考えられる。Fig. 11 について、外気利用による処理負荷量は外気温の上昇に比例して減少している傾向が見られ、最も処理負荷が大きかったのは外気温が最も低い CASE 2 であった。CASE 1、CASE 3 の処理負荷量が小さく、これは室温より外気温が高い時間が多く、処理負荷量が小さかったためと考えられる。

おわりに

本報では様々な空調モードにおける室温や CO₂ 濃度、窓開閉、消費電力量、処理負荷量についてケースごとに詳細な比較を行った。今後は換気回路網計算との連成などを行う予定である。

謝辞

実測にご協力頂いた成川嘉則氏 (ダイキン工業株式会社)、並びに関係者の皆様に心より御礼申し上げます。なお、本研究の一部は JSPS 科研費 JP17H01308 の助成を受けた。

参考文献

- 1) 宇高遼馬, 甲谷寿史, 山中俊夫, 桃井良尚, 相良和伸, 花田卓弥, 吉田奈央, 川田康介, 和田一樹, 同題 - 中間期における自然換気性能 - 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-20, 2017. 3
- 2) 宇高遼馬, 甲谷寿史, 山中俊夫, 桃井良尚, 相良和伸, 田中宏昌, 川田康介, 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の室内環境に関する研究 (第 1 報) 中間期における種々の空調モードでの室内環境の把握, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 2017. 6

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
(第3報) 自然換気の年間運用実態と効果検証
VRF System Utilizing Outdoor Air in Open-plan Office
(Part 3) Situation of Natural Ventilation and Verification of Ventilation Performance

○宇高 遼馬 (大阪大学)
山中 俊夫 (大阪大学)
辻本 慶佑 (大阪大学)
田中 宏昌 (日建設計)

甲谷 寿史 (大阪大学)
桃井 良尚 (福井大学)
花田 卓弥 (ダイキン工業)
川田 康介 (日建設計)

Ryoma UDAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Yoshihisa MOMOI^{*2}
Keisuke TSUJIMOTO^{*1} Takuya HANADA^{*3} Hiromasa TANAKA^{*4} Kosuke KAWADA^{*4}
^{*1}Osaka University ^{*2}University of Fukui ^{*3}Daikin Industries Ltd. ^{*4}Nikken Sekkei Ltd.

Energy reduction in air-conditioning system and making comfortable space are both important issues in an officebuilding. However, it is often said that these are in the relationship of trade-off between these two issues. 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 current status of utilization of sliding windows for natural ventilation and energy reduction by natural ventilation in moderate season since 2016 to 2017.

はじめに

前報¹⁾では、2016年度秋期に計測した様々な空調モードにおける室温やCO₂濃度、自然換気窓の開放枚数、消費電力量、処理負荷量について、各空調モードで詳細な比較を行った。本報では、以降継続して自然換気窓の開閉枚数の計測を行った2017年度春期と2017年度秋期を含めた3度の中間期を対象に、執務者による窓開閉行為等の自然換気運用の実態と自然換気による空調消費エネルギー削減量の検討結果について報告する。

1. 各中間期の室内外環境

Fig. 1に窓開閉枚数の計測を行った2016年度秋期及び2017年度春期、2017年度秋期の各々3週間(10/10~10/28, 5/8~5/22, 9/25~10/13)における、外気条件とオフィス4階

5階の平均室温の推移を示す。これらはいずれもBEMSから取得した値であり、オフィス各階の平均室温にはオフィス各所のFL+0.6m地点に設置されている温湿度計の平均値(ペリメータを除く)を使用した。なお、前報¹⁾で空調モードを固定した期間(2016/10/17~10/28)以外は、全ての期間で空調は自動で制御されており、外気条件に応じて自然換気や外気冷房、機械空調を適宜行っている。2016年度秋期や2017年度秋期では、最高外気温が20℃を下回る中間期としてはやや寒い日が見られ、2017年度春期と2017年度秋期では、最高外気温が30℃を超える真夏日が数日見られた。外部風速は概ね1.0~3.0 m/s程度であり、風向は北東~南西の割合が比較的多い。

Fig. 2に各中間期の業務時間内における外気温湿度と室内温湿度の1時間値をその時の自然換気判定とともに

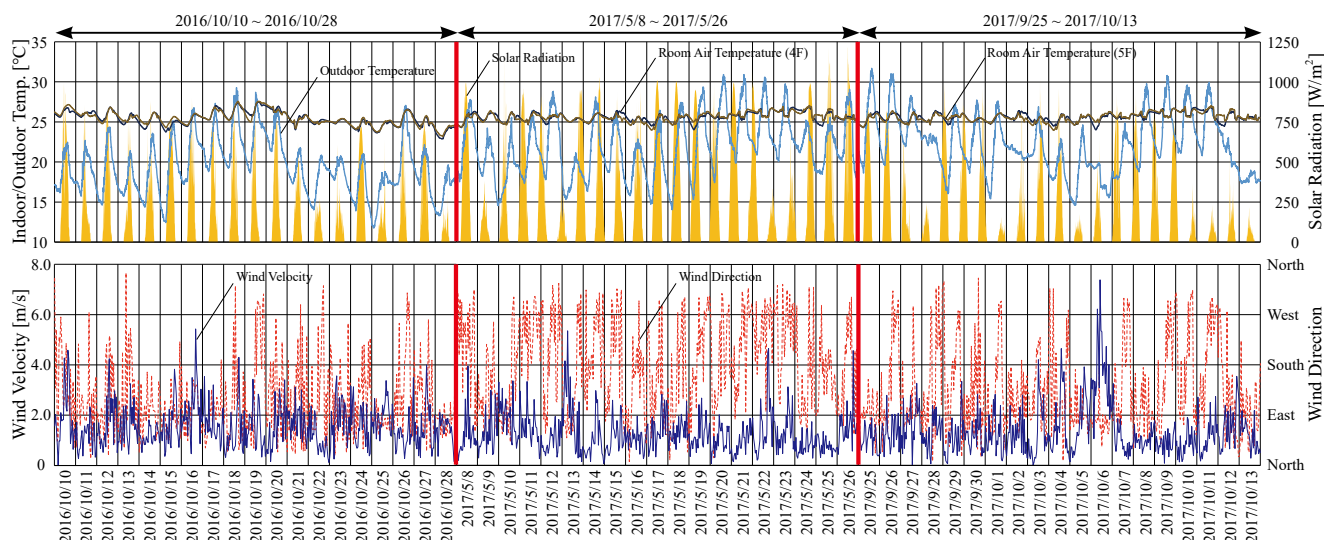


Fig. 1 Indoor Temperature and Outdoor Environment in Moderate Season, 2016 to 2017

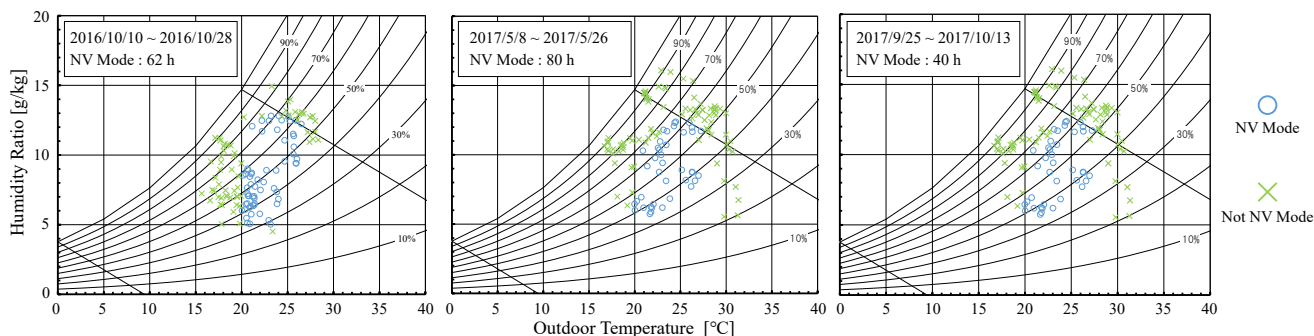


Fig. 2 Outdoor Environment and Natural Ventilation Condition

Table 1 Natural Ventilation Mode Requirement

1	Outdoor Temperature < Indoor Temperature	1	Lower Limit of Indoor Temperature	24.0	°C
2	Indoor Temperature \geq Lower Limit of Indoor Temperature	2	Lower Limit of Outdoor Temperature	20.0	°C
3	Indoor Temperature \leq Set Cooling Temperature at Perimeter	3	Lower Limit of Outdoor Absolute Humidity	5.0	g/kg
4	Outdoor Temperature \geq Lower Limit of Outdoor Temperature	4	Upper Limit of Outdoor Absolute Humidity	13.0	g/kg
5	Outdoor Absolute Humidity \geq Lower Limit of Outdoor Absolute Humidity	5	Upper Limit of Outdoor Wind Velocity	7	m/s
6	Outdoor Absolute Humidity \leq Upper Limit of Outdoor Absolute Humidity	6	Upper Limit of Rainfall Intensity	3	mm/h
7	Outdoor Enthalpy < Indoor Enthalpy				
8	Wind Velocity \leq Upper Limit of Outdoor Wind Velocity				
9	Rainfall Intensity \leq Upper Limit of Rainfall Intensity				

空気線図上に表したものを示す。業務時間帯は平日の9~17時とし、土日祝日は除いた。Table 1に自然換気制御条件を示す。室内外がこれらの条件を満たす時間帯は自然換気が有効(図中ではNV Modeと表記)とした。自然換気有効時間数は、2017年度春期は80時間と多いが、2017年度秋期は湿度が上限値を超える日や外気温が低い日が多かったために40時間と少なかった。

2. 自然換気運用実態の把握

2.1 各中間期における窓開閉状況

Fig. 3に各中間期の業務時間内における窓開閉状況を示す。縦軸は全窓枚数に対する開放枚数の比(欠測を除く)とした。2016年度秋期においては、空調モードを固定した10/17~10/21は各階とも積極的に自然換気が行われていることが分かる。しかし、それ以外の期間では各階で4~8枚程度しか開放されておらず、この期間の最高外気温が20~24°C程度と比較的低かったために、執務者が窓開閉行為を行わなかったと考えられる。2017年度春期においては、全体を通して外気温が25°Cを超える日が多く、4階では全体の約半数の窓が開放され、積極的に自然換気が行われていた。しかし、5階は4階の半分程度の枚数しか開いておらず、各階で開閉行為の意識に差があることが確認できる。2017年度秋期においては、1週目のみ4階5階ともに約半数の窓が開放されているが、それ以降は外気温の低い期間、湿度が高い日が続いたために窓開閉行為は消極的であった。総じて、窓開閉行為は外気温や天候の影響を受けているが、各執務者の自然換気意識の差も大きく関与していると考えられる。

2.2 各中間期における自然換気量

Fig. 4に各中間期の業務時間内における自然換気判定と自然換気量の推移、Fig. 5に同期間の自然換気量とその運用時間数を示す。自然換気量は自然換気ボイドから

の流出量、自然換気窓面からの流入量を用いた。自然換気窓面からの流入量には、建物外壁の各所に設置されている微差圧計によって計測された室内外差圧に窓の有効開口面積を乗じた値を使用し、この室内外差圧は既報²⁾の実測値によって補正を行った値である。いずれの期間においても、自然換気有効時には少なからず自然換気が行われていることが分かる。自然換気量は多い時間帯で60,000m³/h、少ない時間帯で10,000~20,000m³/h程度であり、これはオフィスエリアの気積(自然換気ボイド及び中間階を除く)を用いた換気回数で換算すると、多い時間帯で約3.3回/h、少ない時間帯で約0.5~1.1回/h程度である。既報²⁾の結果と比較しても、実運用時における自然換気量としては全体的に向上の余地があるといえる。

2.3 自然換気窓開放率と室内外温度

本報では自然換気運用の指標として窓開放率を定義する。窓開放率は、業務時間内の自然換気有効時間数と全窓枚数の積に対する自然換気有効時における各窓の開放時間数を全窓で総和した値の比とする。Fig. 6に各中間期の窓開放率と室温及び外気温との相関を示す。これらはいずれも業務時間内の1時間値である。窓開放率と室温については、25.5~26.5°Cで10~60%程度の幅広い分布が見られ、オフィス全体として窓開閉行為が促進される室温は25.5°C程度であると推察される。それ以下の24.5~25.5°Cでの開放率は30~40%程度であるが、これは窓開放を長時間継続したことによる室温低下が反映されていると考えられる。窓開放率と外気温については、20~23°C程度では0~50%の広い範囲に収まっているが、23~26°Cにかけて開放率は徐々に上昇していることが分かる。特に24°C以上になると開放率が30%未満となる時間数が減り、50~70%となる時間の割合が増える傾向が確認できる。また外気温が27°Cを超えると窓開閉行為は極端に減少する傾向があることも分かった。外気温の下限設定値は20°Cであるため、20~23°C付近の自然換気運用には向上の見込みがあるといえる。

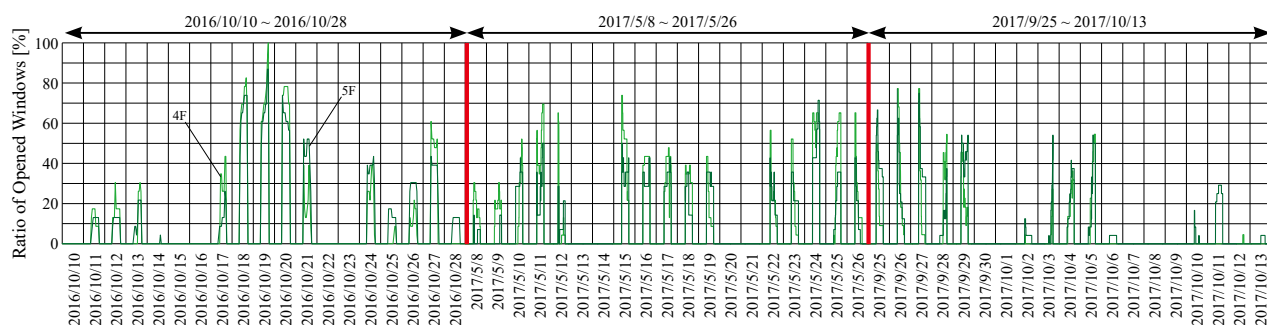


Fig. 3 Variation of Ratio of Opened Windows

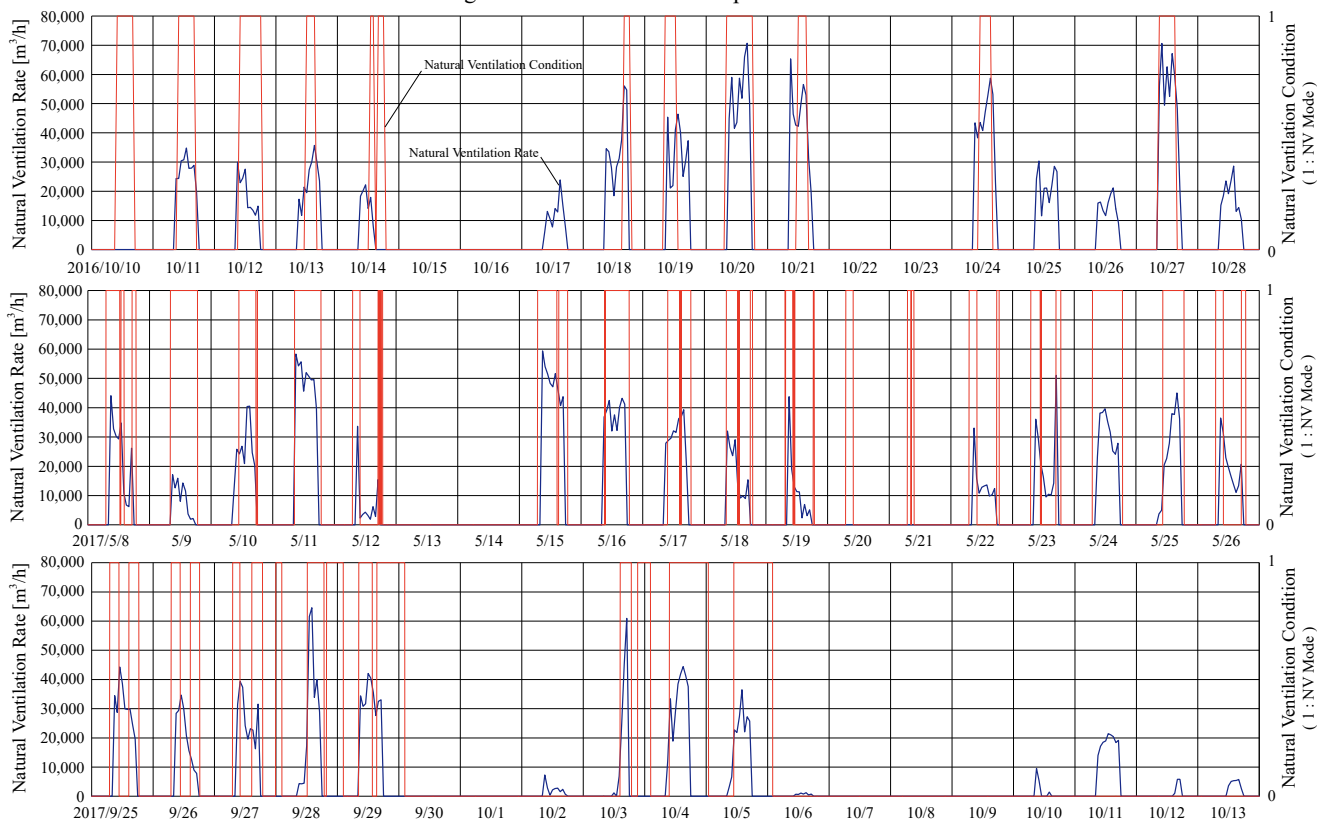


Fig. 4 Natural Ventilation Rate and Natural Ventilation Condition

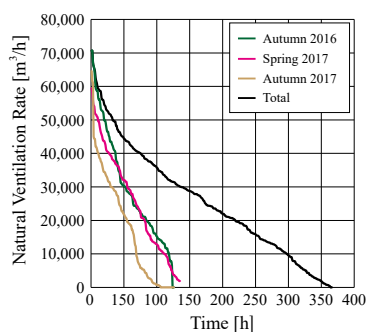


Fig. 5 Duration Curve of Natural Ventilation Rate

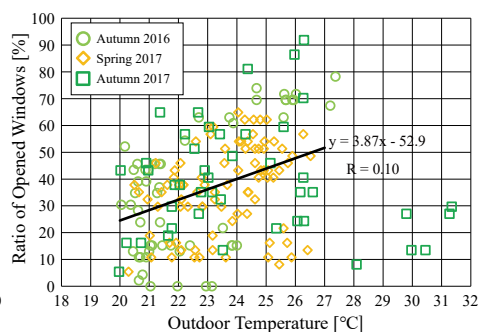
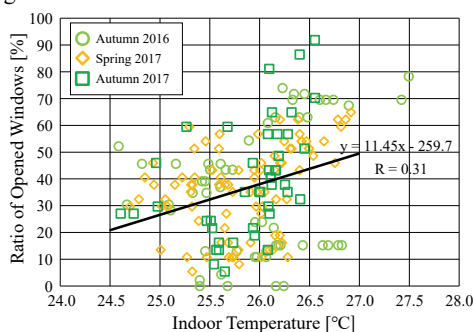


Fig. 6 Indoor/Outdoor Temperature and Ratio of Opened Windows in NV Mode

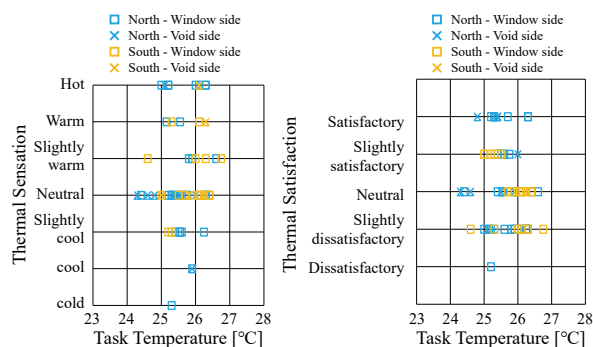


Fig. 7 Task Temperature and Thermal Sensation/Satisfaction

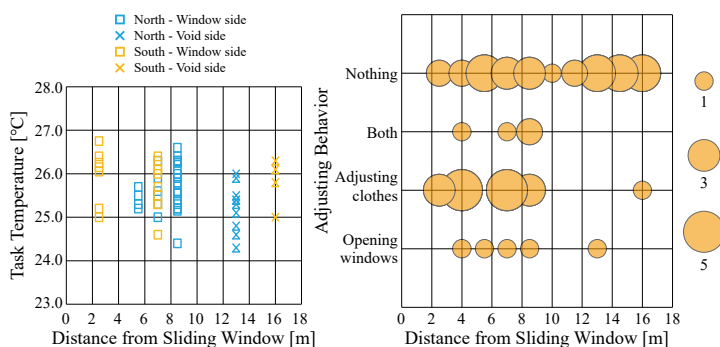


Fig. 8 Distance from Window and Task Temperature/Adjusting Behavior

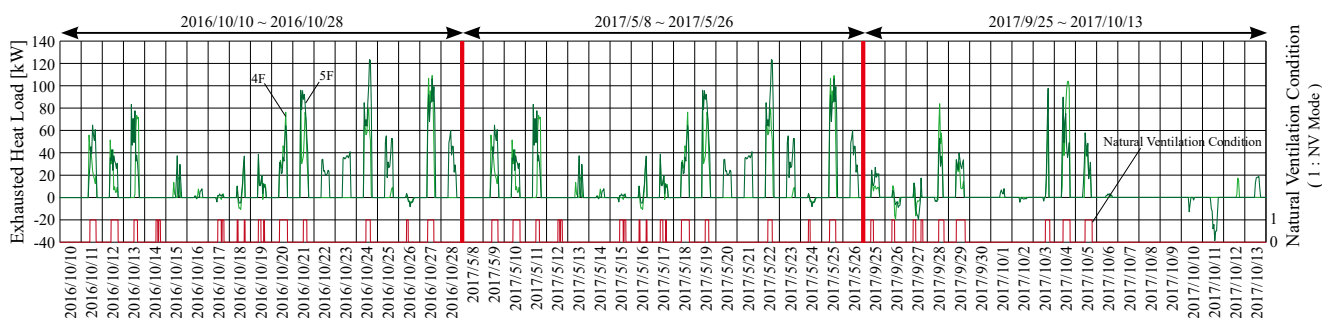


Fig. 9 Variation of Exhausted Heat Load by Natural Ventilation

2. 4 室温及び自然換気窓からの距離と室内環境評価

Fig. 7 に自然換気時の執務者の周辺室温と温冷感及び快適性の相関を示す。執務者の周辺室温には室内環境評価を行った執務者に最も近い FL+0.6m 地点の温度計で計測した温度を用いた。温冷感は 7 段階、熱的快適性は 5 段階で評価を得ており、凡例では執務者を南北及び窓に近い席（自然換気窓からの距離が 10m 未満）とボイドに近い席（同 10m 以上）の 4 種類に分類した。窓からの距離には、各執務者の真北あるいは真南のいずれか近い方の窓からの水平距離を使用している。全体として窓に近い執務者の回答が比較的多く、温冷感については南側の窓に近い席の執務者は暑く感じる傾向が見られ、これは窓からの放射の影響によるものだと考えられる。

Fig. 8 に窓開放時の窓からの距離と室温及び執務者の環境適応行為の相関を示す。適応行為には、窓開閉、着衣調節及びその両方、どちらも行わないの 4 つの中から回答を得た。室温との相関については、窓からの距離による室温の変化は見られず、外気温による影響が大きいと考えられる。Fig. 7 の結果も踏まえると、窓からの距離と室内環境評価には大きな相関はないといえる。適応行為との相関については、窓に近い席と遠い席で執務者の適応行為は分かれ、窓に近い執務者は窓開放、着衣調節、あるいはその両方を行うが、窓から遠い執務者ほど何もしない割合が多くなる結果となった。また窓に近い執務者は窓開放よりも着衣調節を行いやすく、執務者の自然換気意識がまだ十分でないことも推察される。

3. 窓開放率と自然換気による省エネルギー効果

Fig. 9 に各中間期における自然換気によって処理された室内負荷量の推定値の推移を示す。処理負荷量は室内外エンタルピー差に自然換気量、外気の空気密度を乗じて推定した。自然換気有効時は 1 時間で 40~100kW の室内負荷が処理されており、特に 2017 年度春期は窓開閉行為の各階の差が処理負荷量に反映されていることが分かる。

Fig. 10 に各中間期の自然換気有効時における窓開放率の推移と空調消費エネルギー削減量の試算値を示す。窓開放率は 3 期を通じて 2016 年度秋期が最も高いが、これは 2 週目の空調モード固定時の窓開閉行為が影響している。また自然換気有効時間数が少なかった 2017 年度秋期が次いで高く、2017 年度春期が最も低い結果となっ

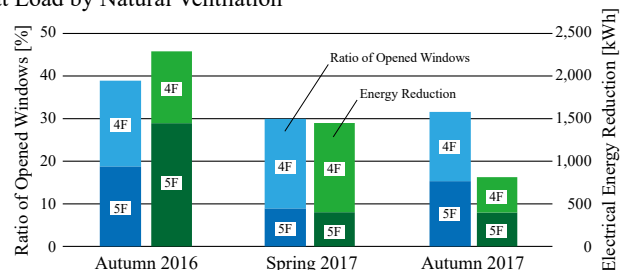


Fig. 10 Comparison of Ratio of Opened Windows in NV Mode and Electrical Energy Reduction by Natural Ventilation

た。2017 年度春期が低い原因として、各階の窓開閉行為に差が大きかったこと、有効時間数が最多であったことが挙げられる。しかし、いずれの期間の窓開放率も 30~40% 程度であることから、自然換気運用の促進は可能であると考えられる。空調消費エネルギー削減量の試算には、別途機械空調を行った日の空調負荷と消費電力量から求めた空調システム全体のシステム COP を使用し、各期間の処理負荷量の積算値をこのシステム COP で除した値を空調消費エネルギー削減量とした。2016 年度秋期においては 1 日約 160kWh の空調消費エネルギーが自然換気によって削減されており、現時点でも自然換気によって一定の省エネルギー効果が得られているといえる。

おわりに

本報では、執務者による窓開閉行為等の自然換気運用実態の把握及び自然換気による空調消費エネルギー削減量の検討を行った。その結果、自然換気による空調消費エネルギー削減効果を確認し、自然換気運用に向上の余地があることを明らかにした。今後は CFD 解析によるハイブリッド空調時の室内環境の把握を行う予定である。

謝辞

実測にご協力頂いた成川嘉則氏（ダイキン工業株式会社）、並びに関係者の皆様に心より御礼申し上げます。なお、本研究の一部は JSPS 科研費 JP17H01308 の助成を受けた。

参考文献

- 1) 辻本慶佑, 甲谷寿史, 山中俊夫, 桃井良尚, 宇高遼馬, 花田卓弥, 田中宏昌, 川田康介, 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 (第 2 報) 各種外気利用モードにおける自然換気窓の利用状況と室内環境, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2018. 3 掲載予定
- 2) 宇高遼馬, 甲谷寿史, 山中俊夫, 桃井良尚, 相良和伸, 花田卓弥, 吉田奈央, 川田康介, 和田一樹, 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 -, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-20, 2017. 3

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3) 異なる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 3) Effect of Cp Value Input Data for Various Natural Ventilation Systems

○川分 芳子 (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)

Yoshiko KAWAWAKE*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Noriko UMEMIYA*¹

*¹Osaka City University

In this study, the flow rate of the natural ventilation building is estimated by network model using two types of Cp values, database values and experimental values of wind tunnel test with its scaled model. In the previous study, the Cp value database was arranged, and the flow rate calculated by two types of Cp value was compared for shaft-type natural ventilation system. This paper analyzes three different natural ventilation systems, i.e., cross-vent type, shaft-type, and combined type. Finally, the effects of the Cp values on accuracy of the estimated flow rate are studied for each system.

1. はじめに

近年、中高層オフィスビルで自然換気導入の試みが増加している¹⁾。自然換気設計時の換気量計算では風圧係数が必要であり、複数の与え方がある。対象建物と実街区を再現した縮小模型を作成する風洞実験は信頼性は高いが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等を参考に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が不明となる。既報²⁾では市街地の中高層オフィスを想定した汎用風圧係数データベースを風洞実験により作成し、データベースに基づいて簡易的に与えた場合と、実街区を再現した風洞実験による風圧係数を与えた場合で換気量を比較し、期間平均ではその差が大きいことを示した。しかし、対象はシャフト型の自然換気システムに限った検討であった。そこで本報ではシャフト型に加え、水平方向のみの風力換気(通風型)、シャフトと水平換気を両者用いる併用型の3種の自然換気システムを対象として換気回路網を想定して前報同様の検討を行い、風圧係数データベースを用いた際の換気量算定精度の検証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

本報では既報³⁾で対象とした実建物に基づき3種の自然換気システムの評価を行う。**Fig.1**に対象とした実建物の概要を示す。対象建物は地上11階建てのオフィスビルで自然換気設計は3～11階に導入されている。自然換気口(開口面積: 0.194 m²)は執務室北側に8個、南側に12個設けられ、コア部に高層用シャフトと階段室兼用の低層用シャフトを有する。3～8階(低層用フロア)では換気口から外気が流入し、天井裏から廊下を介して低層用シャフトへ流入した後にシャフト上部から排気される。9階以上の高層用フロアでは天井裏までは低層用フロアと同様で、その後パスダクトを介して高層用シャフトへ流入して排気される。このように、対象とした実建物は、各フロアで南北の自然換気口間の通風とシャフトを介した重力換気が可能な「併用型」であるが、当該システムで執務室とシャフト間の開口がない状況を想定した「通風型」と、北側に自然換気口がなく同面積が全て南側に設置されている状況を想定した「シャフト型」を追加した計3条件を対象に検討を行う。

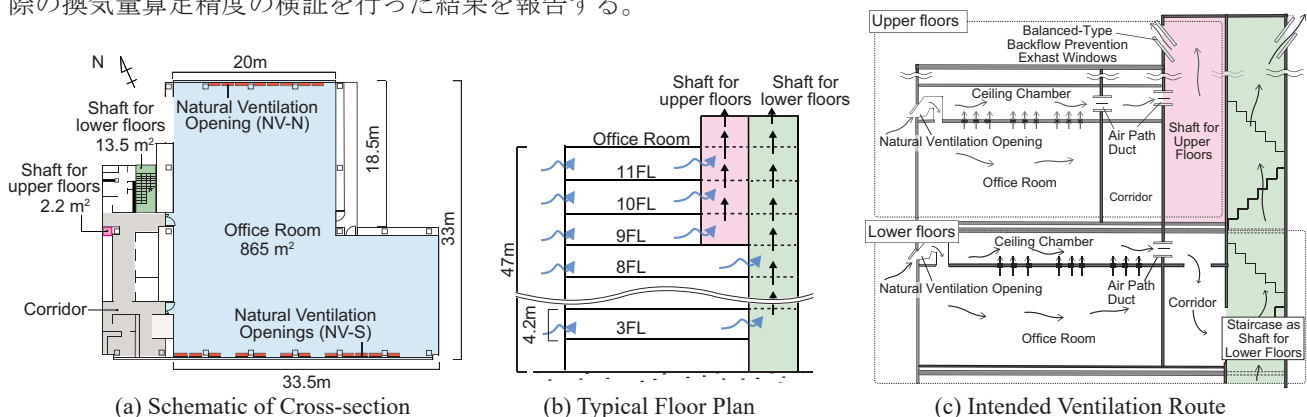


Fig.1 Schematic of the Target Office Building

Model 2 では各面 14 点ずつ設けた。模型屋上にはペントハウスを想定した立方体を設置し、その壁面 4 面中央と頂部でも風圧係数を取得して整備している。**Fig.7** にデータベースにおける Model 2 の風圧係数分布を示す。なお、図の縦軸は軒高の 120 mm で無次元化して示している。**Fig.3** 及び **Fig.5** に示す建物配置から、本報ではデータベースの風向 0° の風圧係数が実街区実験の風向 SSW に対応するものとして次章で換気回路網計算を実施して換気量を比較する。

4. 換気回路網計算

4.1 対象実建物の解析モデル

「通風型」、「シャフト型」、「併用型」の 3 種の自然換気システムを対象に熱・換気回路網計算⁴⁾を実施し、風圧係数を実街区実験とデータベースの 2 通りの方法で与えて換気量算定結果を比較することでその影響を評価する。対象とした実建物は風力重力併用型

の自然換気システムを有するため、まず併用型の換気回路網を作成し、これに基づき執務室とシャフト間の開口がない水平換気の通風型、南面にのみ自然換気口を設けたシャフト型を想定して換気回路網を作成した。作成した換気回路モデルを **Fig.8** に示すとともに、各所に入力した換気抵抗の値を **Table 1** に示す。通風型については自然換気口の換気抵抗のみを入力し、シャフト型と併用型に関してはさらに執務室 - シャフト間とシャフト内の換気抵抗を与えた。執務室 - シャフト間の抵抗は低層用フロアと高層用フロアのそれぞれの換気経路に基づき、天井ガラリやパスタクト等の有効開口面積の結合値から与えた。シャフト内の換気抵抗については、階段室兼低層用シャフトは文献値⁵⁾を参考とし、高層用シャフトは摩擦損失を想定して流量係数を与えた。なお、これらの換気抵抗の入力値は既報³⁾で計算を実施した実建物での値に基づいた値としている。

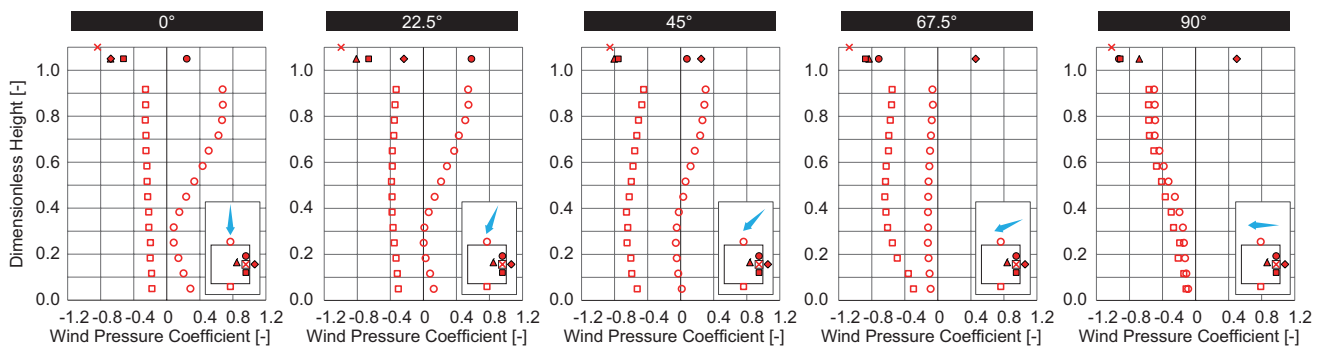


Fig.7 Cp Value Distribution for Model 2 extracted from the Versatile Database

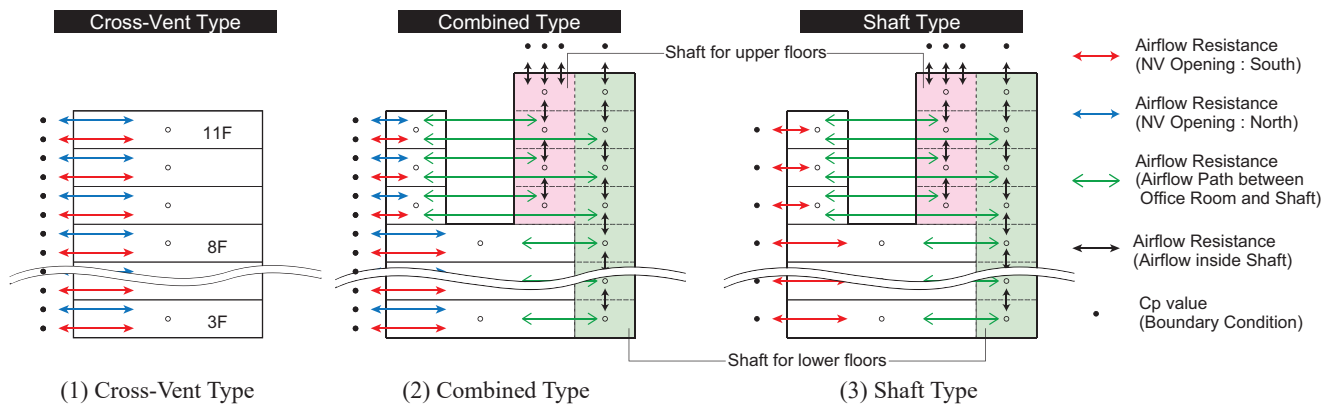


Fig.8 Airflow Network Model for each Type of Natural Ventilation System

Table 1 Effective Opening Area given in Airflow Network Model Calculation

Natural Ventilation Type	Cross-Vent Type	Combined Type	Shaft Type
Natural Ventilation Opening	for each opening $\alpha A_{\text{intake}} = 0.0783 \text{ [m}^2\text{]}$ (Nominal discharge coefficient $\alpha A_{\text{intake}} / A_{\text{intake}} = 0.403$, 20 openings for one floor)		
	North Side ... 8 openings, South Side ... 12 openings		South Side ... 20 openings
Flow Path between Office Room and Staircase	N/A	$\alpha A_{\text{path-lower}} = 0.442 \text{ [m}^2\text{]}$ (for lower floors)	
Flow Path between Office Room and Shaft	N/A	$\alpha A_{\text{path-upper}} = 0.448 \text{ [m}^2\text{]}$ (for upper floors)	
Staircase (one story)	N/A	$(\alpha_{\text{stair}} = 0.17 \text{ [-]})$ $\alpha A_{\text{stair}} = 2.30 \text{ [m}^2\text{]}$ (for lower floors)	
Shaft (one story)	N/A	$(\zeta_{\text{shaft}} = \lambda \frac{L}{D_e} = 0.0866 \text{ [-]})$ $\alpha A_{\text{shaft}} = 7.46 \text{ [m}^2\text{]}$ (for upper floors)	
Extract Opening at Shaft Top (Backflow Prevention Window)	N/A	$(\alpha = 0.43 \text{ [-]})$ $\alpha A_{\text{stair-top}} = 5.23 \text{ [m}^2\text{]}$ $\alpha A_{\text{shaft-top-W}} = 2.06 \text{ [m}^2\text{]}$ $\alpha A_{\text{shaft-top-N}} = 0.34 \text{ [m}^2\text{]}$ $\alpha A_{\text{shaft-top-S}} = 0.34 \text{ [m}^2\text{]}$	

4.2 計算概要

換気回路網計算は外気温 20℃、風速 4.1 m/s（拡張アメダス標準年気象データの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既報³⁾同様 36.6 W/m² として日射は無視した。

4.3 風圧係数入力値の比較

前述の通り、実街区実験とデータベースの 2 種類の風圧係数を用いる。実街区実験の風圧係数は、北・南面それぞれ各階で 3 点ずつ測定値があるが、ここではその平均値を与えた。データベースの風圧係数では、各自然換気口の無次元高さにおける風圧係数を壁面 14 点の測定値から線形補間して求めて入力した。また、実建物の低層用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、モデル街区条件の排気シャフト部風圧には風向によらず 90°におけるペントハウス B 面の風圧を採用した。例として実街区の風向 SSW とデータベースの風向 0°について、Fig.9 にフロアごとの風圧係数の入力値を示す。風向 SSW では 2 種類の風圧係数の分布の傾向が、執務室北側と南側共に比較的類似していることが分かる。

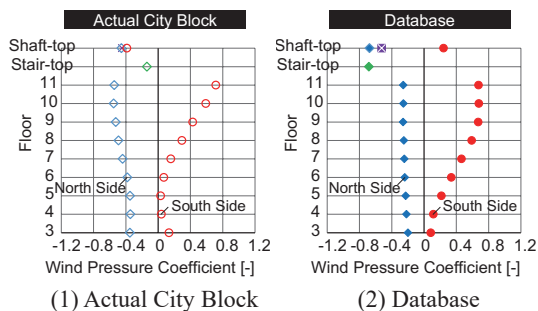


Fig.9 Cp Value Profile

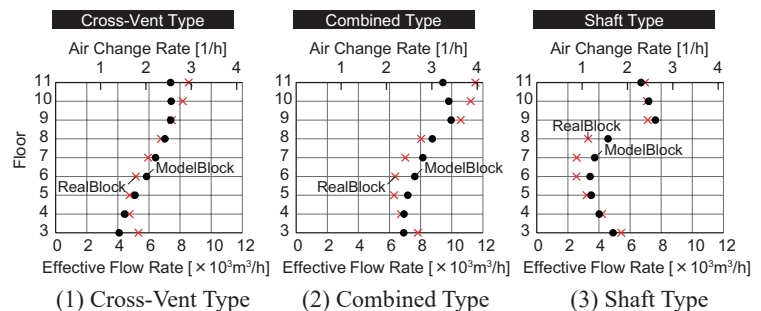


Fig.10 Estimated Natural Ventilation Rate (SSW, External Wind Speed : 4.1 m/s)

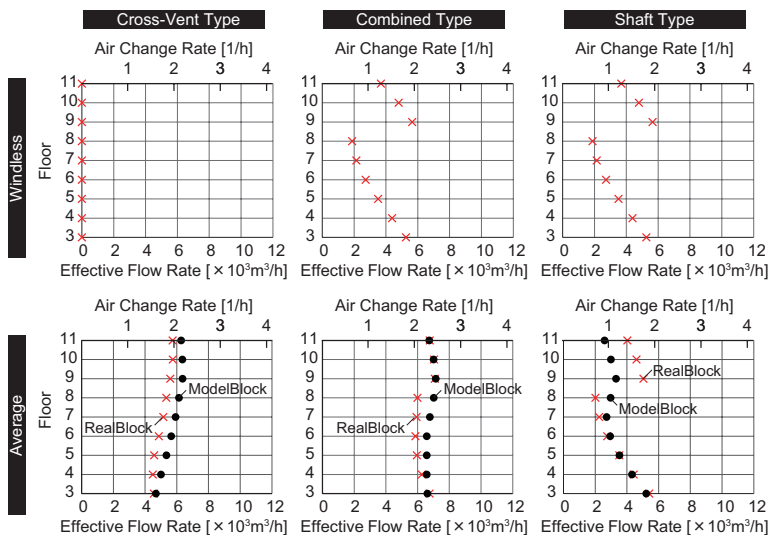


Fig.11 Estimated Natural Ventilation Rate (External Wind Speed : 4.1 m/s)

4.4 解析結果と考察

Fig.10 に風向 SSW での換気量算定結果をフロア別に示す。当該風向では両条件の風圧係数分布の傾向が類似していることから、換気システムの違いによらず両条件の換気量にも差は少ない。Fig.11 に無風条件の解析結果と 16 風向の発生頻度で重みづけた換気量の平均値を示す。無風条件の結果から、シャフト型と併用型は重力換気の影響が大きいと言え、通風型は風圧係数が換気量に及ぼす影響が大きいことが確認できる。しかし換気量の平均値によると、いずれの換気システムでも、2 種類の風圧係数による換気量は概ね一致していると言える。以上のことから、データベースの風圧係数の妥当性が示されたと言え、データベースの風圧係数を使用して換気量の期間平均値を計算する場合、比較的精度よく予測できる可能性があると言える。

5. まとめ

本報では実物件を基に 3 種の自然換気システムの換気回路網を作成し、実街区とデータベースの風圧係数を使用して換気量比較を行った。その結果、2 種類の風圧係数の分布形状が類似している場合、換気量の期間平均値の差は大きくないことが示された。

【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。

【参考文献】

- 1) 日本建築学会編「実務者のための自然換気設計ハンドブック」，技報堂出版，2013.8.
- 2) 川分他：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），空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，A-5，2017.3
- 3) 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論文集，A-21，2016.3
- 4) 奥山博康，建築物の熱回路網モデルに関する理論的研究，早稲田大学・博士号学位請求論文，1987.12
- 5) 松下敬幸，寺井俊夫：階段室加圧時の気流性状の実測，日本建築学会大会学術講演梗概集 D，pp.737-738，1985，10.

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8) 直列に配置された複数室モデルを対象とした解析

Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part 8) Analysis of Multi-Room Model connected in Series

○堂本 浩規 (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) 藤田 拓也 (大阪市立大学)

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

*¹ Osaka City University

General formula for predicting wind ventilation rate has time-average wind pressure coefficient(C_p) as argument without considering influence of wind turbulence. Therefore, it cannot work well for a room with multiple openings of small ΔC_p . This work aims to clarify ventilation effect due to turbulent airflow. This paper presents analysis using CFD for multi-room model connected in series. The ventilation performance is evaluated by Purging Flow Rate (PFR) and Air Flow Rate (AFR), and the correlations between flow rate and C_p value is shown.

1. はじめに

2 開口を有する室の風力換気量は一般にオリフィス式に基づいて以下のように算定される。

$$Q = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\alpha_1 A_1)^2} + \frac{1}{(\alpha_2 A_2)^2}}} \cdot V \cdot \sqrt{C_{p1} - C_{p2}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad \dots(1)$$

ここで、 A : 開口面積 [m^2]、 C_p : 風圧係数 [-]、 V : 外部風速 [m/s]、 α : 流量係数 [-] である。この式では時間平均の風圧係数に差がない条件では換気量が 0 とみなされる。また、単一開口でも換気量算定ができないが、実際には乱れで換気が生じる。乱れによる換気のメカニズムは単一開口で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 種があり^{1,2)}、複数開口でも風圧変動により流入出方向が変化する脈動と混合で換気が行われる。単一開口を扱った研究はこれまでも見られるが³⁻⁵⁾、2 開口で風圧係数差が微小な場合の換気量算定には未だ不明な点も多い。既報⁶⁾では微小な風圧係数差の 2 開口を有する単室を対象に LES を行い、濃度に基づく換気量 (Purging Flow Rate, PFR^{7,8)}) と開

口部風速に基づく通気量 (Air Flow Rate, AFR) を評価して風圧係数差 (ΔC_p) が 0.1 程度以下では (1) 式の精度が低下し、乱れが主な換気の要因であることを示した。しかし、 ΔC_p が 0.1 を上回っても開口部では流入出がともに見られるため、直列に繋がる複数室では誤差が大きいと考えられる。そこで本報では複数室モデルについて CFD を用いた検討を行う。

2. 解析概要

2.1 解析対象及び解析条件

既報⁶⁾と同様に縮小模型による風洞実験を模擬した CFD 解析を行った。解析領域は幅 1,000 mm、高さ 1,000 mm、長さ 3,200 mm として、解析対象は風向に対して両側面に 40×40 mm の開口を有する外寸一辺 200 mm、壁厚 2.0 mm の立方体を室モデルとして設置した。メッシュレイアウトは室モデル周辺でメッシュが細くなるように設定した (Fig.1)。既報⁶⁾では単室の室モデルで評価を行なったが、ここでは間仕切りを設けて Fig.2 に示す 3 種の「室条件」を設定した。また、開口位置も風上から見て右側面の

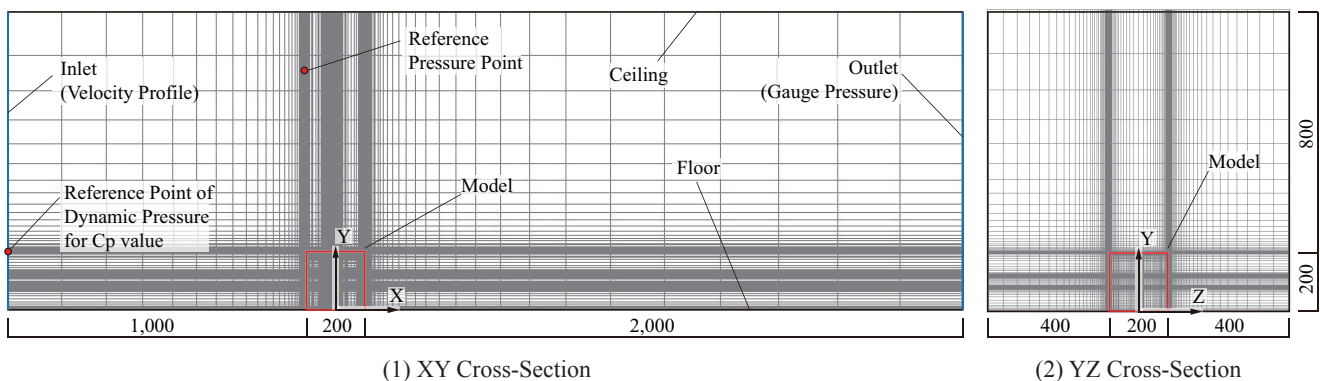


Fig.1 Computational Domain and Mesh Layout

外部開口の位置を変更して3種の「開口条件」を設定し (Fig.3)、これらを組み合わせた計9条件を解析する。間仕切りにおける開口位置は左側面の外部開口と揃え、全条件で開口部中心高さは100 mm とした。解析条件名は「Case 室条件 - 開口条件」と表記する。なお、Fig.3 には既報⁶⁾ で得た各開口条件における開口間風圧係数差 (ΔC_p) も記載する。

2.2 CFD 解析手法

LES による CFD 解析を行う。LES では標準 $k-\epsilon$ モデル (SKE) の結果を初期条件とし、計算時間間隔は 1/2,000 s、計算開始後の 2,000 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、その後の 10 s を本計算とみなした。なお、LES の流入境界は Fig.4 に示す 1/5 べき乗則の境界層流に Smirnov ら⁹⁾ の手法を適用して作成した変動風を与えた。Table 1 に CFD 解析概要をまとめて示す。

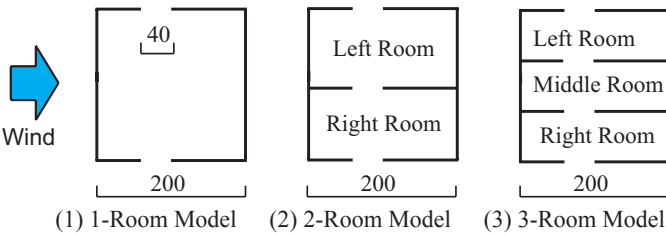


Fig.2 Room Condition of the Studied Model

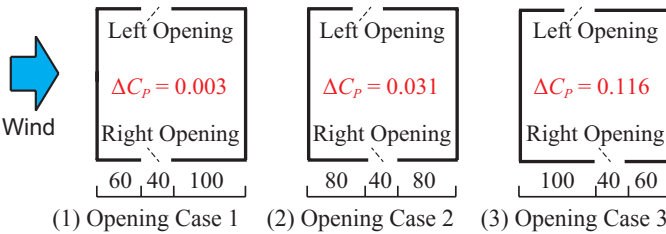


Fig.3 Opening Position of the Studied Model

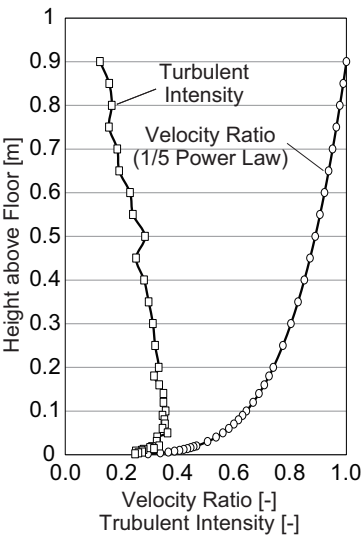


Fig.4 Velocity Ratio and Trubulent Intensity of Approaching Flow

Table 1 Calculation Conditions in CFD Analysis

Turbulence Model		Large Eddy Simulation (Smagorinsky-Lilly Model)		
CFD Code		Fluent 17.0		
Algorithm		SIMPLE		
Discretization Scheme for Advection Term		Central Differencing		
Time Step		0.0005 [s]		
Transition Term		2,000 Time Step		
Main Calculation Term		20,000 Time Step		
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		Case 1-1	Case 1-2	Case 1-3
		728,613	1,072,323	1,166,275
		Case 2-1	Case 2-2	Case 2-3
		1,146,356	1,193,552	1,275,230
		Case 3-1	Case 3-2	Case 3-3
		1,146,356	1,203,360	1,285,966

2.3 換気量評価手法

本報では次式で定義する PFR による評価を行う。

$$PFR = \frac{q_p}{C_r} [\text{m}^3/\text{s}] \quad \dots(2)$$

q_p は対象領域内の粒子発生量 [s^{-1}]、 C_r は対象領域内の平均個数濃度 [m^{-3}] である。本研究では 1/2,000 s ごとに各室内から粒子を発生させた。Fig.5 の通り 1 室モデルでは各方向 3 列 (X=-66, 0, 66、Y=33, 100, 166、Z=-66, 0, 66 mm) で計 27 点、2 室モデルでは Z 方向が 4 列 (Z=-75, -25, 25, 75 mm) で各室 18 点、3 室モデルでは Z 方向が 6 列 (Z=-82, -50, -16, 16, 50, 82 mm) で各室 18 点から発生させて粒子追跡を行なった。各室について室内粒子個数濃度から PFR を求めた。なお、PFR は室ごとに算定され、対象とする室のみから発生する粒子濃度に基づいて計算した。また、LES の本計算中に定常濃度に達しない可能性を考慮し、完全混合を仮定して (3) 式により CFD 解析の個数濃度応答との差の二乗和が最小となる換気回数 n [1/s] を同定することで $PFR(=nV)$ を算出した。

$$C_r(t) = \frac{q_p}{nV} (1 - e^{-nt}) \quad \dots(3)$$

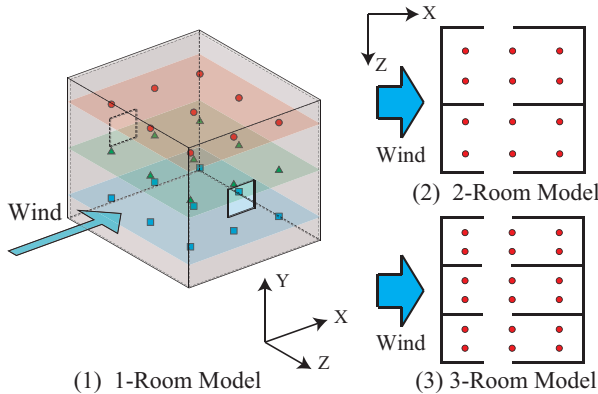


Fig.5 Particle Generation Point

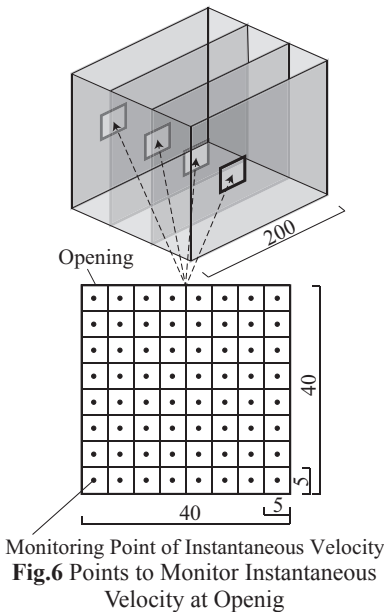


Fig.6 Points to Monitor Instantaneous Velocity at Opening

$C_i(t)$ は室内個数濃度 [m^{-3}]、 V は室容積 [m^3]、 t は本計算開始後の時間 [s] である。また、各開口面では双方向の瞬時気流が存在するため、開口法線方向の Z 風速を正負で区別して積分することで、各開口での正味の流入風量と流出風量も評価する。この風速ベースの風量を AFR (Air Flow Rate) [m^3/s] と表記する。PFR は任意の領域で定義される有効換気量であり、AFR は開口面で定義される気流通過量である。本研究では開口を通過する瞬時の Z 成分風速のモニター点を各開口で 64 点ずつ設置し (Fig.6)、各開口における正の瞬時 Z 成分風速 v_{Z-Pos} と負の瞬時 Z 成分風速 v_{Z-Neg} を別々に積分した瞬時風量の時間平均値をそれぞれ AFR_{Pos} と AFR_{Neg} として算出した。

$$AFR_{Pos} = \int \overline{|v_{Z-Pos}|} dA \quad \dots(4)$$

$$AFR_{Neg} = \int \overline{|v_{Z-Neg}|} dA \quad \dots(5)$$

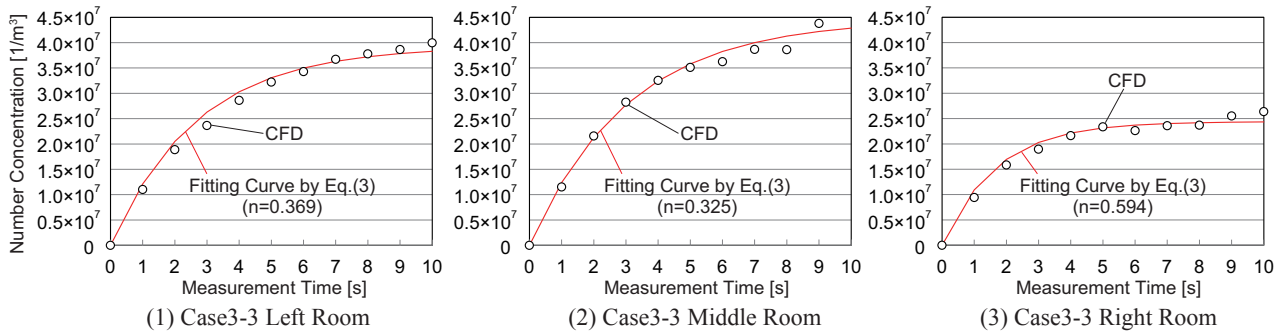


Fig.7 Transition in Indoor Concentration

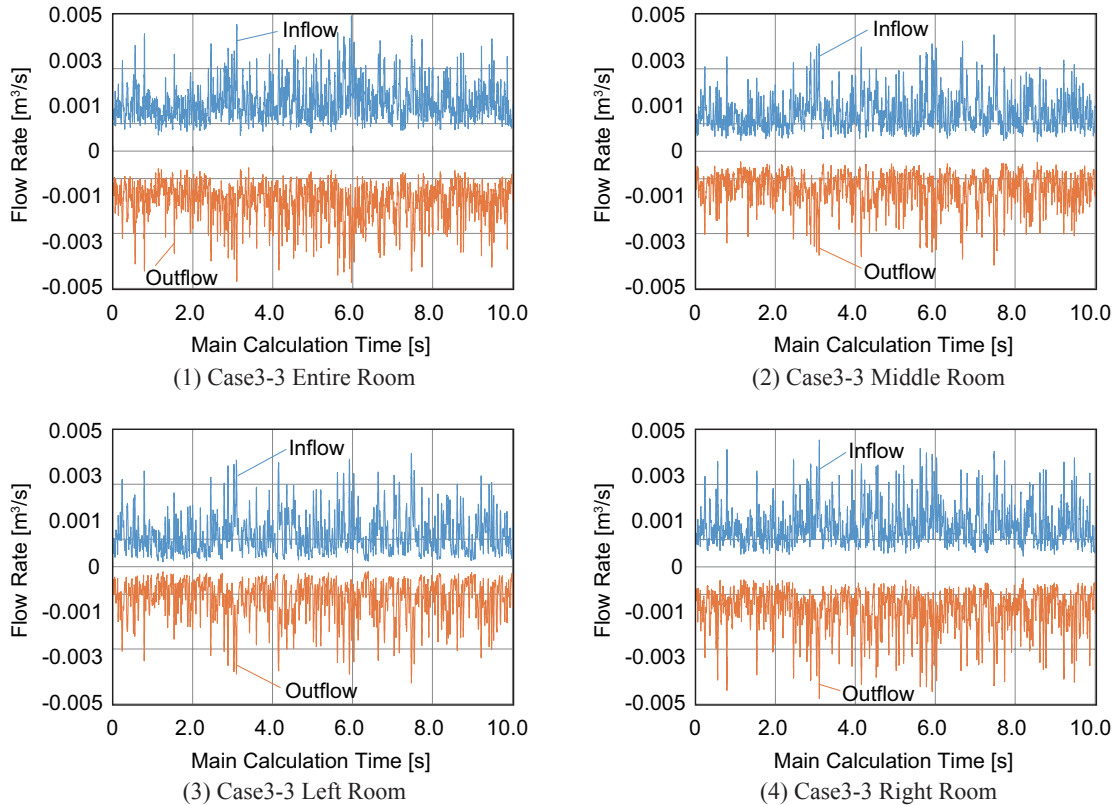


Fig.8 Time Series of Instantaneous Inflow and Outflow Rate for each Room (Case 3-3)

3. 解析結果と考察

Case 3-3 について Fig.7 に LES による室内個数濃度の時間変化を (3) 式の近似値と共に示す。左室及び中央室と比べて右室の室内個数濃度は小さくなっており、3 室の実行換気量はそれぞれ異なり右室が最も効率良く換気されていると言える。

同じく Case 3-3 について、Fig.8 に LES による各室における瞬時の流入風量と流出風量の時間変動を示す。ここで左側面の外部開口及び右側面の外部開口における AFR から得た結果を室全体の結果としている。全ての室において定性的には瞬時の風量バランスが取れており、開口部風速モニター点の配置間隔に大きな問題は無いと判断した。ただし、ここで算定した瞬時流入出風量は計算格子とは無関係に等分割した 64 領域の面積にその中心風速を乗じて積分したものであるため、厳密にバランスが取れる風量の評価ではないことに注意されたい。

Fig.9 に各条件において各開口を通過する AFR と各室の PFR を算出した結果をまとめて示す。AFR に注目すると全ての開口部で流入、流出がともに見られる双方向流となり、1 方向の定常的な通風となっていないことがわかる。左右非対称の複数室条件については右側開口の方が負圧が小さいためにこの開口から流入する新鮮外気量が大きくなり、右側の室で PFR が大きくなる傾向となった。また、3 室モデルでは ΔC_p が 0.116 の条件でも中央室の PFR が小さくなっており、AFR からわかる通り、この条件でも各開口で双方向の通風が見られ、中央室内で発生した粒子の多くが隣室に流れた後に中央室に再帰することが原因と考えられる。

Fig.10 に各室の PFR と外部開口間の風圧係数差の関係を示す。ここでは (1) 式による換気量 ($\alpha=0.65$ で算出) も併せて示す。単室モデルについては、 ΔC_p が 0.116 の条件で (1) 式に概ね一致する結果となった。2 室モデルについては ΔC_p が 0.116 の条件にお

ける右室では (1) 式と近い値となったが、左室ではそれよりも小さな値となった。3 室モデルについては、 ΔC_p が 0.116 の条件の左室及び中央室では (1) 式よりも小さな値となった。このことから複数室条件では ΔC_p が 0.1 を上回っても (1) 式の予測精度が不十分であると示された。 ΔC_p をさらに大きくしていくことで 1 方向の定常な通風となり、複数室条件の各室における換気量が概ね一致すると考えられる。

4. まとめ

本研究では風圧係数差が微小な直列配置の複数室の CFD 解析を行い実質的な換気量を評価した。その結果、風圧係数差が 0.1 を上回っても 1 方向の定常な通風にはならず、複数室条件では従来式の精度が不十分であると示された。今後は引き続き ΔC_p の条件を増やして検討を行う所存である。

謝辞

本研究の一部は JSPS 科研費（挑戦的萌芽研究、課題番号 JP16K14347、研究代表者：小林知広）の助成を受けた。

参考文献

- 1) F. Haghighat, J. Rao, and P. Fazio : The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, Building and Environment, Vol.26, No2, pp.95-109, 1991
- 2) F. Haghighat, H. Brohus, and J. Rao : Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, Building and Environment, Vol.35, pp.377-385, 2000
- 3) 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, pp.25-34, 1989.2
- 4) T. Yamanaka, H. Kotani, K. Iwamoto, and M. Kato : Natural, Wind-Forced Ventilation caused by Turbulence in a Room with a Single Opening, International Journal of Ventilation, Vol. 5, No.1, pp.179-187, 2006.6
- 5) 河野良坪, 加藤信介, 大岡龍三, 高橋岳生: 横風時における片側開口居室の換気量予測 片壁面上のみに開口を有する居室の換気性状に関する研究 (その 3), 日本建築学会環境系論文集 第 73 巻 第 626 号, pp.437-443, 2008.4
- 6) 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気流の乱れによる換気効果に関する研究 (その 5) 微小な風圧係数差の 2 開口を有する室の換気量評価, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D2, pp.397-400, 2015.6
- 7) 伊藤一秀, 加藤信介, 村上周三: 不完全性混合室内の居住域換気効率の評価に関する研究 -Particle Tracing による Visitation Frequency, Purg Flow Rate の基礎的解析, 日本建築学会計画系論文集, 第 534 号, pp.41-48, 2000.8
- 8) M. Sandberg and D. Etheridge: BUILDING VENTILATION - Theory and Measurement, John Wiley & Sons Ltd, 1996
- 9) A. Smirnov, S. Shi, I. Celik : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, Journal of Fluids Engineering, Vol.123, Issue2, pp359-371, 2001.6

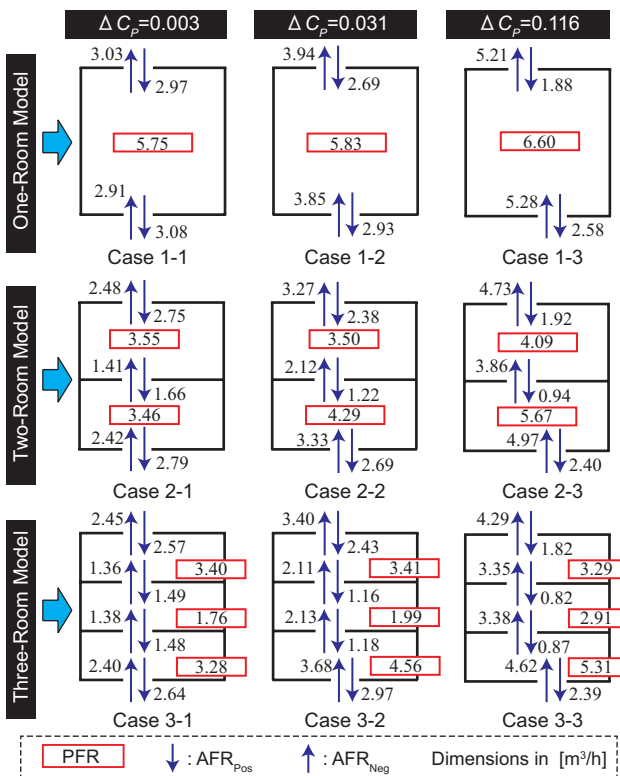


Fig.9 PFR and AFR obtained from LES

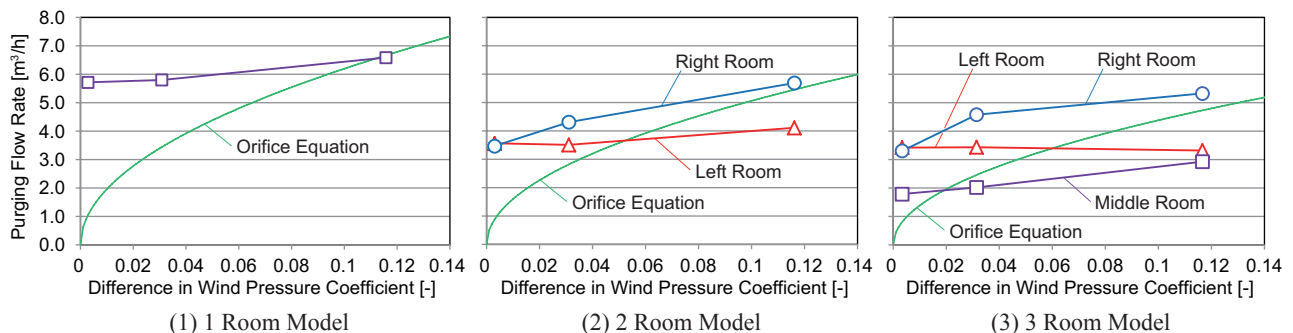


Fig.10 Relation between Difference in Wind Pressure Coefficient and PFR

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9) 風洞実験による CFD 解析の精度検証

Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings (Part 9) Accuracy Verification of CFD by Wind Tunnel

○藤田 拓也 (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) 堂本 浩規 (大阪市立大学)

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

*¹ Osaka City University

General prediction method of wind-forced ventilation rate, orifice equation, cannot take into account phenomena, mixing and pulsation, caused by airflow turbulence, for example a room with multiple openings of the same wind pressure coefficient (C_p). This work aims to understand ventilation effect due to turbulence for a room with multiple openings of minute ΔC_p . This paper presents measurement of wind speed around model by wind tunnel test, and accuracy verification of CFD reproducing wind tunnel test. The target is wind speed around model, C_p value, and Purging Flow Rate (PFR).

1. はじめに

2 開口を有する室の風力換気量は一般的にオリフィス式に基づいて算定され、開口間に風圧係数差がない条件では換気量が 0 と算定されるが、実際には乱れにより換気が行われる。乱れの換気効果に関する研究はこれまでも見られ、そのメカニズムは脈動現象と開口部での混合現象と言われている¹⁻³⁾。単一開口を対象とした乱れの換気についてはこれまでも研究例が比較的多く見られるが⁴⁻⁵⁾、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。筆者らは既報⁶⁾で LES による CFD 解析を行い、開口を変更して 0.1 程度未満の微小な風圧係数差では換気量は風圧係数差には依存しないことを示し、当該条件での簡易予測式の提案を行なった。しかしこれらの解析は風洞実験との比較による精度検証に欠けていた。そこで本報では、既報⁷⁾で実施した風洞実験による 1). 換気量測定、2). 風圧係数測定に加え、新たに 3). 壁面近傍風速の測定を行い、実験を再現した CFD 解析を実施することで、これらの 3 項目について解析精度の検証を行った結果について報告する。

2. 風洞実験概要

2.1 モデル周辺気流の測定

既報⁷⁾同様、実験は測定胴高さ 1,200 mm、幅 1,500 mm のエッフェル型風洞で行った。風洞床上 800 mm にピトー管を設置し、この位置で風速 10 m/s に設定した。Fig.1 に I 型熱線流速計 (日本カノマックス、0251R-T5 型 $\phi 5\mu\text{m}$ タングステン) により測定 (1.0 kHz, 60 s) したアプローチフローのプロファイルを示す。風洞床面に 1 辺 200mm のシールドモデルを設置し、その壁面近傍風速を測定した。測定には前

述の I 型熱線流速計を用いて室モデル側方の測定を行う。測定点は主流方向に 20 mm 間隔、側面からの法線方向に 10 mm 間隔で計 220 点設定し、床上高さ 100 mm で統一した (Fig.2)。またプローブはワイヤーが側壁面に直交する向きにアームで固定し、アームはトラバーサーに取り付けて各点 1 kHz, 60 s で測定した。

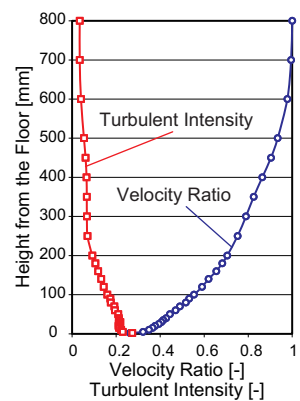


Fig.1 Approaching Flow

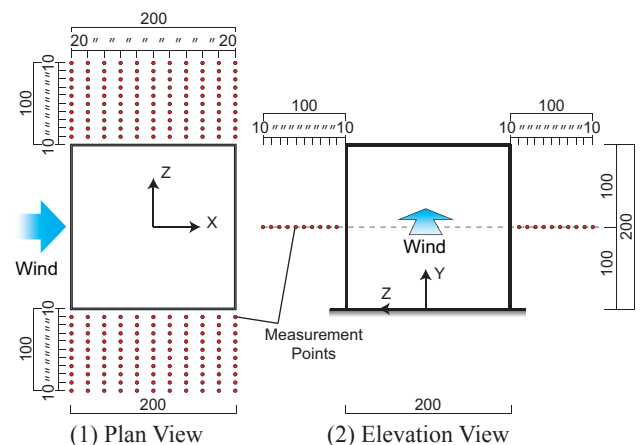


Fig.2 Measurement Points of vicinity wind of side wall

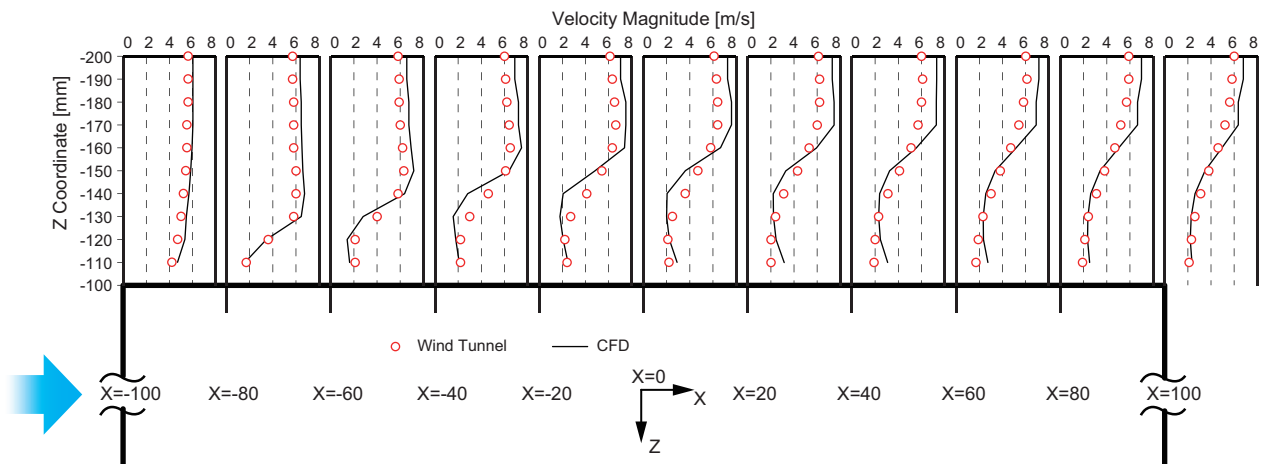
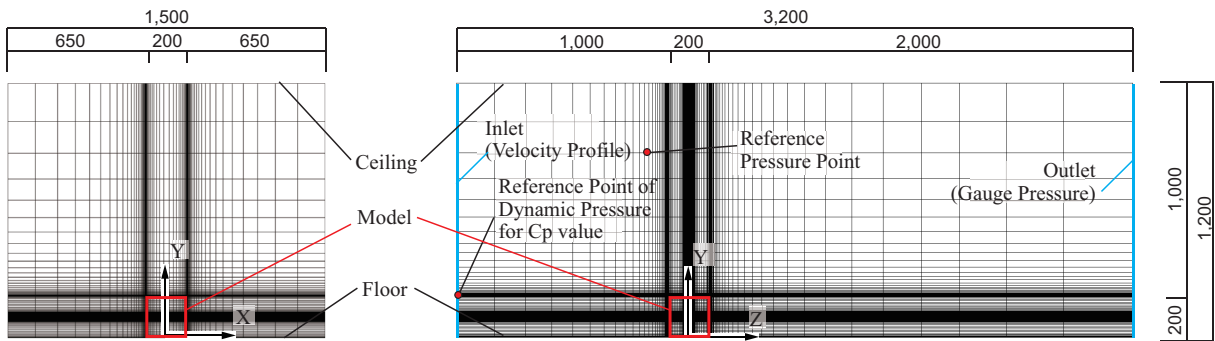
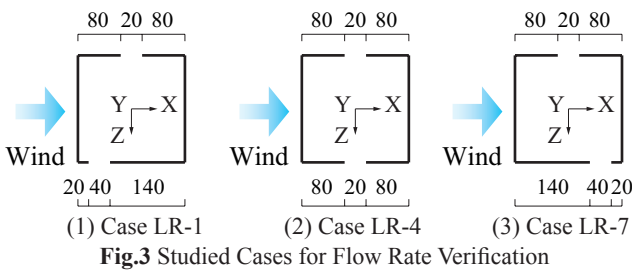
3. CFD 解析概要

3.1 解析領域及び解析条件

風洞を再現して解析領域は高さ 1,200 mm、幅 1,500 mm とし、外寸一辺 200 mm の立方体室モデルを配置した。既報⁷⁾の換気量測定を再現した解析を行うため、開口を有する室モデルを対象として壁圧 2.0 mm、側面での対面開口条件である 3 条件 (Fig.3)

を対象とした。なお、条件名は既報⁷⁾と同様とした。**Fig.4**に解析領域およびメッシュレイアウトの一例を示す。壁面近傍風速と風圧係数の検証には、実験で用いたシールドモデルを再現した解析を行う。本報では風洞実験を再現したため、開口を有する室モデル、シールドモデルを対象とした計算共に既報^{6,8)}と比較して解析領域のサイズは異なるが、室モデル周辺のメッシュレイアウトは同様とした。なお、既報と比較すると流入境界の風速プロファイルが異なっており、本報では実験を再現した境界条件とした。

既報^{6,8)}同様 LES による解析を行う。標準 $k-\varepsilon$ モデル (SKE) の結果を初期条件とし、計算時間間隔を 1/2000 [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、その後の 10.0 s を本計算とした。流入境界は **Fig.1** のアプローチフローを用いて Smirnov ら⁹⁾ の手法により変動風を与えた。**Table 1** に CFD の解析概要をまとめて示す。



4. 結果と考察

4.1 壁面近傍風速の精度検証

実験では I 型熱線プローブをワイヤーが Z 軸と平行になるよう設置して測定を行なった。本報では LES の結果から実験値を再現したスカラー風速の時間平均値 ($V_{LES-hotwire}$) を算出して実験値と比較する。(1) 式に示す通り LES の瞬時 GS 風速のうちワイヤーに直交する 2 成分 (v_x, v_y) の合成ベクトルを算出してその時間平均値を $V_{LES-hotwire}$ とした。

$$V_{LES-hotwire} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad \dots(1)$$

Fig.5 に左側面近傍の平均風速の分布を実験値・解析値ともに示す。室モデル中央部付近で速度勾配を若干過大評価する傾向があるものの、概して平均風速分布は実験値と良く一致する傾向の結果が得られた

Table 1 Summary of CFD Analysis

Turbulence Model		Large Eddy Simulation
CFD Code		Fluent 17.0
Algorithm		Implicit method(SIMPLE)
Discretization Scheme for Advection Term		Central Differencing
Time Step		0.0005 [s]
Main Calculation Term		20,000 time step (=10 [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	Sealed Model	349,411 (Previous Grid)
	Open Model	1,753,350 (Case LR-1)
		1,192,100 (Case LR-4)
		1,753,350 (Case LR-7)

と言える。**Fig.6**に(X, Y, Z)=(0, 100, -110)における風速のパワースペクトルを示す。ここではスペクトルをParzen ウィンドウ¹⁰⁾により平滑化した結果を示している。実験値・解析値ともに1.0～10 Hzでパワーが最大となった。また、実験値は概ねコルモゴロフの $-5/3$ 乗の傾きに沿ってパワーが落ちている様子が分かる。一方、解析値はパワーの落ち始めは $-5/3$ 乗の傾きに沿って落ちるが、高周波で大きく落ちる結果となった。このため当該解析及び既報^{6,8)}の解析では、室モデル平均風速分布の解析精度に大きな問題はないものの周波数特性の精度には向上の余地がある可能性と課題が示されたと言える。

4.2 風圧係数の精度検証

Fig.7に風圧係数の時間平均値の分布を実験値・解析値をとともに示す。実験値は既報⁷⁾の風洞実験で得られた値である。風上側の風圧係数の解析結果は実験と非常によく一致しており、後面は解析結果が負圧をやや過大評価しているが傾向は概ね一致している。しかし、左側面については実験と解析で誤差が比較的大きく、分布の傾向も異なる結果となった。これは前項で示されたメッシュの解像度不足に起因する可能性があると言え、精度向上のための検討が必要と言える。

4.3 換気量の精度検証

換気量は風洞実験と同様、濃度に基づき次式で定義されるPurging Flow Rate (PFR)で評価する。

$$PFR = \frac{q_p}{C_r} [\text{m}^3 / \text{s}] \quad \dots(2)$$

q_p は単位時間あたりに対象領域内で発生する汚染物量[個/s]、 C_r は対象領域内の平均濃度 $[\text{m}^{-3}]$ である。本報では1/2000 sごとにParticleを発生させて、対象領域内 $(-95 < x < 95, 5 < y < 195, -95 < z < 95)$ の室内粒子

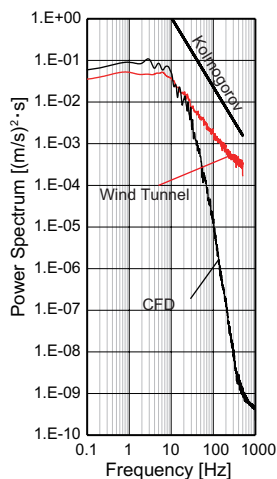


Fig.6 Power Spectrum

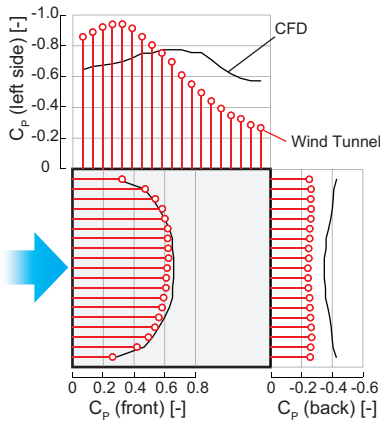


Fig.7 Cp Distribution (Plan View)

個数濃度からPFRを算出する。粒子発生点は既報⁷⁾のトレーサーガス実験と同位置の4点から粒子を発生させて再現した(**Fig.8**)。PFRは実験では定常濃度から算出したが、LESでは総計算時間が10.0 sと実験と比較して短いため定常濃度に至らない可能性を考慮し、以下の非定常の汚染質濃度予測式を用いてCFD解析の汚染質濃度と予測濃度の差の二乗和が最小となるような換気回数 n を同定することで $PFR(=nV)$ を算出した。

$$C_r(t) = \frac{q_p}{nV} (1 - e^{-nt}) \quad \dots(3)$$

Fig.9に各条件における粒子個数濃度の時間推移を示す。ここで、実線は(3)式に基づいて同定された換気回数 n に基づく回帰曲線を示す。また、**Fig.10**に既報⁷⁾の実験及び本報の解析で得られた換気回数 n を示す。この結果から、換気量についてはCFD解析は実験と比較的によく一致したと言える。既報⁶⁾で微小な風圧係数差の範囲では換気量は風圧係数差には依存せずに乱れの性状が支配的と示唆されているが、本報のLESでは室モデル周辺の平均的な気流場の解析精度が比較的高いことから換気量の解析精度も比較的高くなったと考えられる。

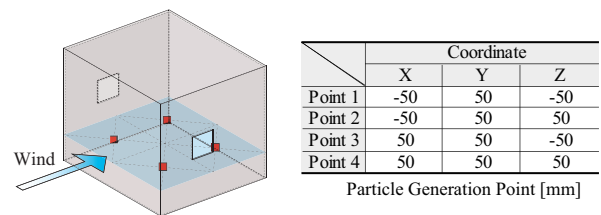


Fig.8 Schematic and Coordinate of Particle Generation Points

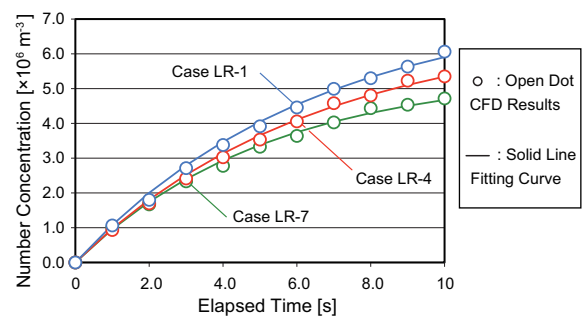


Fig.9 Time Variation of the Number Concentration

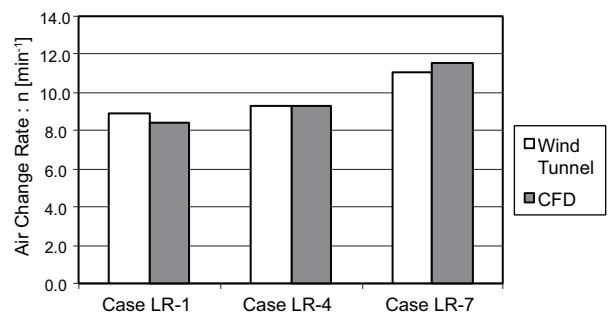
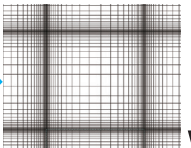
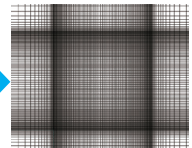


Fig.10 Air Change Rate based on PFR

5. 解析精度向上のための検討

本報の検討で解像度不足の可能性が示されたため、格子数を増加させた解析を実施して精度向上の可能性を検討する。Table 2 に室モデル周辺の格子配置を示す。Fig.11 に左側面周辺の平均風速の分布、Fig.12 に (X, Y, Z)=(0, 100, -110) におけるパワースペクトルを示す。モデル周辺風速の分布はさらに実験結果に近づき、パワースペクトルはより高周波まで実験値に近づく結果となった。Fig.13 に風圧係数の分布を示す。前面、後面は非常によく一致し、左側面も実験値と同様の傾向を示し、精度が向上したと言える。若干の差異が出た原因として、メッシュ間隔を細かくしたことによりクーラン数が1以下を満たさない領域が出現し、精度が不十分となった可能性が考えられるため、計算時間間隔の検討も今後必要である。

Table 2 Details of Mesh Layout around Room Model

	Previous Grid	Refined Grid
Total Number of Cells	349,411	1,966,720
Mesh Layout around Model (Plan View)		

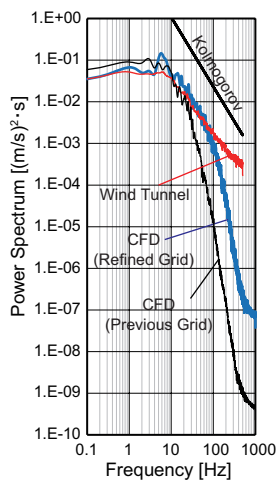


Fig.12 Power Spectrum

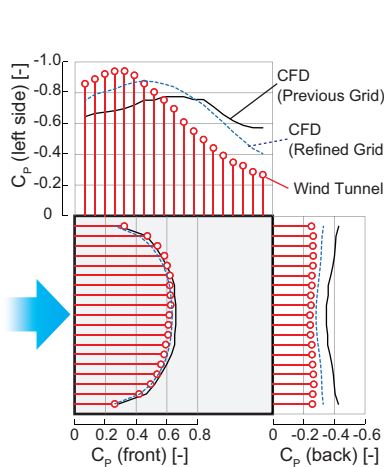


Fig.13 Cp Distribution (Plan View)

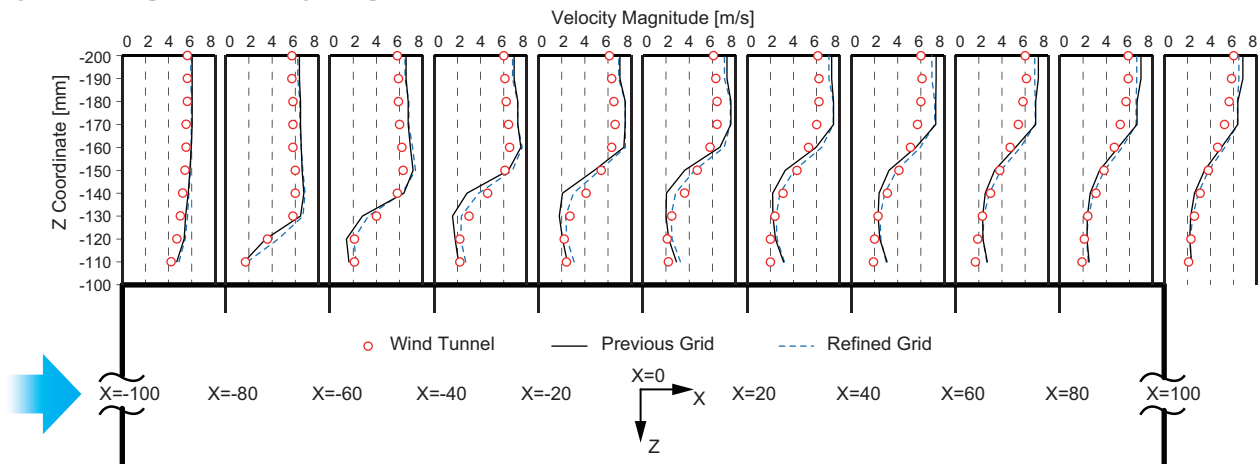


Fig.11 Velocity Profile in the Vicinity of Side Wall (Previous/Refined Grid)

6. まとめ

本報では風洞実験によりモデル周辺風速測定を行い、換気量・風圧測定とともに実験を再現したCFD解析により精度検証を行った。その結果、従来のメッシュレイアウトでは換気量と室モデル周辺風速は一定の精度を有するものの、風圧の解析精度は不十分で、格子解像度を高めることで実験結果に近づき、今後のさらなる精度向上の可能性が示された。

謝辞

本研究の一部はJSPS 科研費（挑戦的萌芽研究、課題番号JP16K14347, 研究代表者：小林知広）の助成を受けた。

参考文献

- 1) F. Haghighat, J. Rao, and P. Fazio : The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, *Building and Environment*, Vol.26, No2, pp.95-109, 1991
- 2) F. Haghighat, H. Brohus, and J. Rao : Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, *Building and Environment*, Vol.35, pp.377-385, 2000
- 3) 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) 小林知広, 梅宮典子, 藤田拓也: 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6) 微小な風圧係数差での換気量の簡易予測手法の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第4巻, pp.41-44, 2017.9
- 7) 藤田拓也, 小林知広, LIM Eunsu, 梅宮典子: 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7) 風洞実験による換気量評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第4巻, pp.45-48, 2017.9
- 8) 大野真斗, 小林知広, 近本智行, 梅宮典子: 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1) LESを用いた単一開口と複数開口の比較, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, pp.313-316, 2014.3
- 9) 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
- 10) 大崎順彦: 新・地震動のスペクトル解析入門, 鹿島出版会, 1994
- 11) M. Sandberg and D. Etheridge : BUILDING VENTILATION - Theory and Measurement, John Wiley & Sons Ltd, 1996

外部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 1) トレーサガス法による空気齢分布及び換気量の予備測定

Natural Ventilation Performance of High-Rise Office Buildings with Light Well
(Part 1) Preliminary Measurement of Age Distribution and NV Rate by Tracer Gas Method

○藤田 有香 (大阪市立大学)
 山中 俊夫 (大阪大学)
 梅宮 典子 (大阪市立大学)
 粕谷 敦 (竹中工務店)
 和田 一樹 (竹中工務店)

小林 知広 (大阪市立大学)
 甲谷 寿史 (大阪大学)
 川分 芳子 (大阪市立大学)
 小林 佑輔 (竹中工務店)

Yuka FUJITA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*2}
 Hisashi KOTANI^{*2} Noriko UMEMIYA^{*1} Yoshiko KAWAWAKE^{*1}
 Atsushi KASUYA^{*3} Yusuke KOBAYASHI^{*3} Kazuki WADA^{*3}
^{*1}Osaka City University ^{*2}Osaka University ^{*3}Takenaka Corporation

The purpose of this work is to accumulate the knowledge regarding natural ventilation performance based on actual examples. This paper presents the results of field measurement of age distribution and ventilation rate in an office building where the natural ventilation system utilizing both wind and buoyancy is applied. The tracer gas measurement by the step-down method is applied, and the performance under two cases with/without vertical ventilation path is evaluated.

1. はじめに

近年、中間期の熱負荷処理や搬送動力削減といった省エネルギーへの取り組みやBCP対応の一環として高層オフィスビルでも自然換気が導入される事例が増えている¹⁾。しかし非住宅高層建築の自然換気設計手法は確立されているとは言い難く、設計段階では換気回路網計算等の検討が一般的に行われるものの、前例や設計者の感覚に頼ることも多く、設計時に想定した性能が運用時に発揮されるかも種々の要因に影響を受ける。そのため、事例としての知見の継続的な蓄積が求められている。そこで本研究では、実例に基づく性能評価の知見を蓄積して提供することを目的とし、外部ボイドを利用した自然換気システムを導入した竣工直後の高層オフィスビルに着目して換気量と空気齢の実測を行い、入居前の予備的な自然換気性能評価を行なった結果を報告する。

2. 建物概要

Fig.1 に概要を示す大阪市内に位置する 22 階建のオフィスビルにおいて 2017 年 10 月 6 日～10 月 14 日の期間で実測を行なった。当該建物には風力と重力を併用する自然換気システムが 6～22 階に導入され、設計時の検討²⁾に基づき、6～17 階は低層用の外部ボイド (光庭)、18～20 階は中層用シャフト、21～22 階は高層用シャフトに接続されている。ボイドと執務室の間に前室が存在するフロアもあるが、パスダクトによる換気経路を確保することで対象とする全てのフロアで重力換気を可能にしている。延床面積は 49,612 m²、実測対象面積は 1,360 m² である。自然換気口は建物外周部のガラス窓下部に設置されており、自然換気時には新鮮外気は鉛直上向きに流入する。実測対象階の執務室に設けられた東・西・南面の外周部自然換気口面積は 2.26 m² で、床面積の 1/600 程度に相当する。

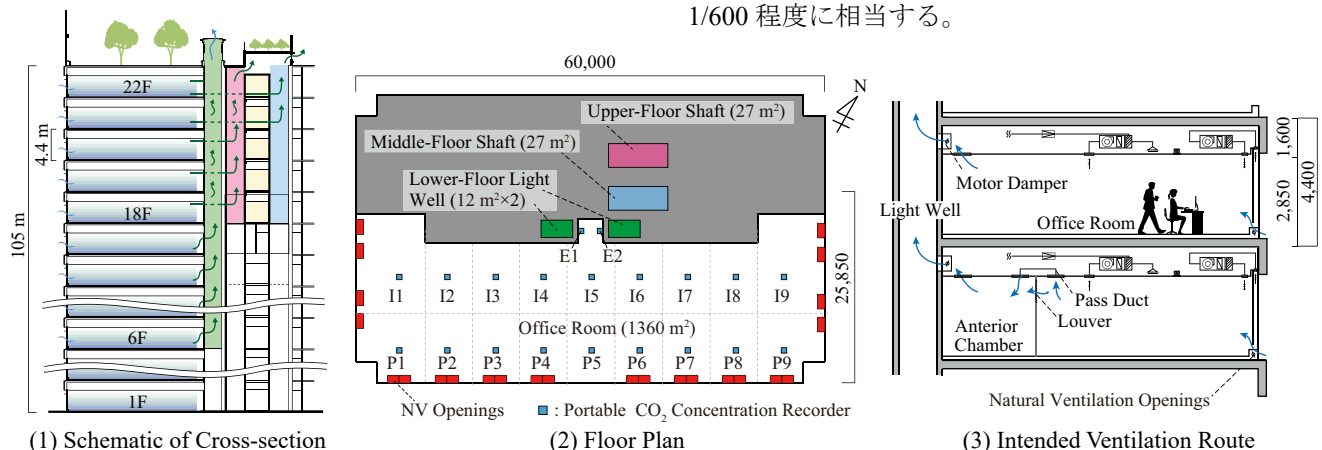


Fig.1 Schematic of the Target Office Building

3. 測定手法と測定条件

外部ボイドを経路に利用する 13 階執務室でトレーサーガス法により空気齢の分布と換気量を測定した。実運用前のため室内に什器はなく、照明以外の内部発熱はブラックランプとドライヤーで代替した (27.4 W/m²)。空気齢測定では CO₂ を発生させて 1,500 ppm を目処に室内で均一に充満させた後に発生を止めて換気口を開放し、ステップダウン法により求めた。ポータブル CO₂ 濃度計 (T&D, RTR-576-S) を **Fig.1** に示す計 20 点 (E1, E2 はボイドへの接続口近辺の天井開口面 2 点、その他 18 点は床上 1,100 mm 高さ) に配置して室内濃度の減衰を測定し、加えてバルコニー部で外気濃度を連続測定した。空気齢の算出は **Fig.2** に示すように各点での無次元内外濃度差を区分求積法により求め、測定時間以降の CO₂ 濃度応答は回帰式を用いて定積分することにより算出した。なお、無次元内外濃度差は換気口を開放した初期値を 1 とし、測定終了後の濃度減衰予測は換気口開放の 10 分後の値以降のデータを用いて回帰した。換気

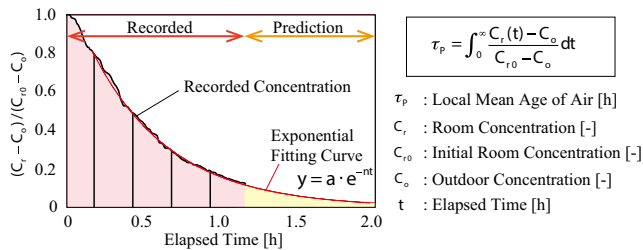
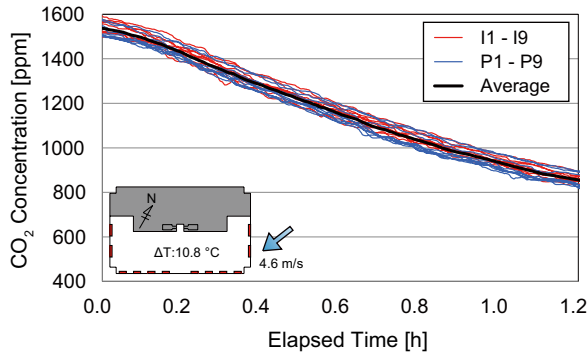
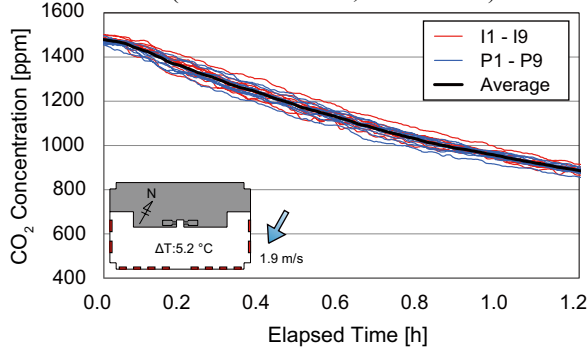


Fig.2 Estimation Method of Local Mean Age of Air



(1) Case 1 (1) : Horizontal Ventilation
(N & NNE 4.6 m/s, ΔT=10.8 °C)



(3) Case 1 (2) : Horizontal Ventilation
(N 1.9 m/s, ΔT=5.2 °C)

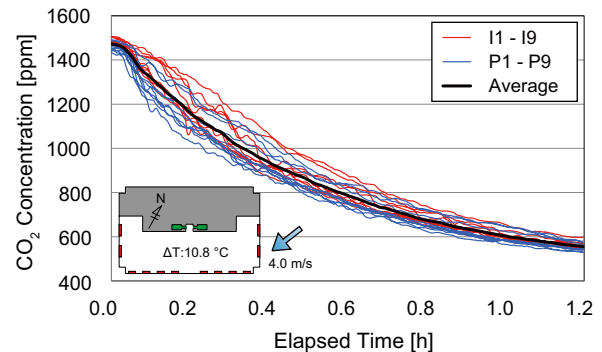
量測定も同様の方法で行なったが、執務室全体の濃度を均一に保つため減衰中に室内を攪拌し続け、一様濃度を仮定して換気回数を算定した。換気口の条件は外周部自然換気口のみを開放する水平換気条件 (Case 1) と、外周部に加えてボイド開口も開放して重力換気も併用するボイド換気条件 (Case 2) の 2 条件を設定した。空気齢測定では両条件を、換気量測定は Case 1 から Case 2 に切替える条件 (Case 3) をそれぞれ外部風が強い条件 (1) と弱い条件 (2) の 2 回、測定した。実測条件と実測中の気象条件 (大阪管区气象台気象データ) を **Table 1** に示す。なお、外部風速は 1/3 べき乗則を仮定して軒高 105 m での風速に補正した値としている。

4. 実測結果と考察

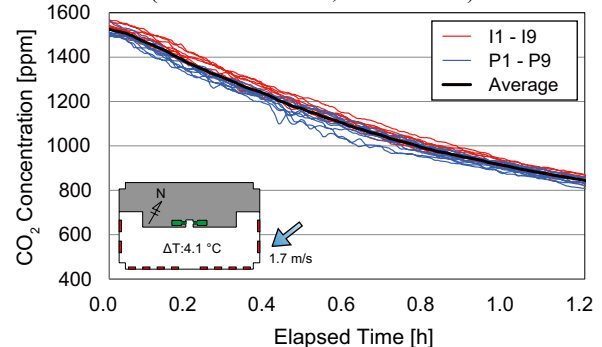
空気齢測定時の執務室内の 18 点における CO₂ 濃度減衰時のグラフを **Fig.3** にまとめて示す。ボイドを利用していない Case 1 (1) と Case 1 (2) では、外部風速が大きい条件でも定性的に大きな差異がみられない。

Table 1 Cases and Weather Conditions

Case ID	Measured Quantity	Prevailing Wind Direction	Mean Velocity [m/s]	Temperature Difference [°C]
Case 1 (1)	Local Mean Age of Air	N, NNE	4.6	10.8
Case 2 (1)		N, NNE	4.0	10.8
Case 1 (2)		N	1.9	5.2
Case 2 (2)		NNE	1.7	4.1
Case 3 (1)	Flow Rate	N, NNE	4.6	10.3
Case 3 (2)		NNE	2.9	4.8



(2) Case 2 (1) : Horizontal and Vertical Ventilation
(N & NNE 4.0 m/s, ΔT=10.8 °C)



(4) Case 2 (2) : Horizontal and Vertical Ventilation
(NNE 1.7 m/s, ΔT=4.1 °C)

Fig.3 Response of CO₂ Concentration during Decay Process for Age Measurement

一方、一定の風速下で温度差が確保された Case 2 (1) では明らかに減衰が早くなっている。**Fig.4**に Case1 (1) と Case 2 (1) における測定点毎の無次元内外濃度差を示す。また、執務室内の空気齢分布を **Fig.5** に示す。この結果から、ボイドを利用せずに水平換気のみで頼った場合は一定の外部風速下でも空気齢の値が大

きくなることが示され、ボイド換気を導入した効果を確認することができたと言える。また、どちらの条件でも室内の空気齢分布が概ね一様であるが、室の下部からの流入により床に沿って新鮮空気が流れるため床上 1,100 mm での分布の偏りは顕著になり難いこととステップダウン法であるため天井裏のパス

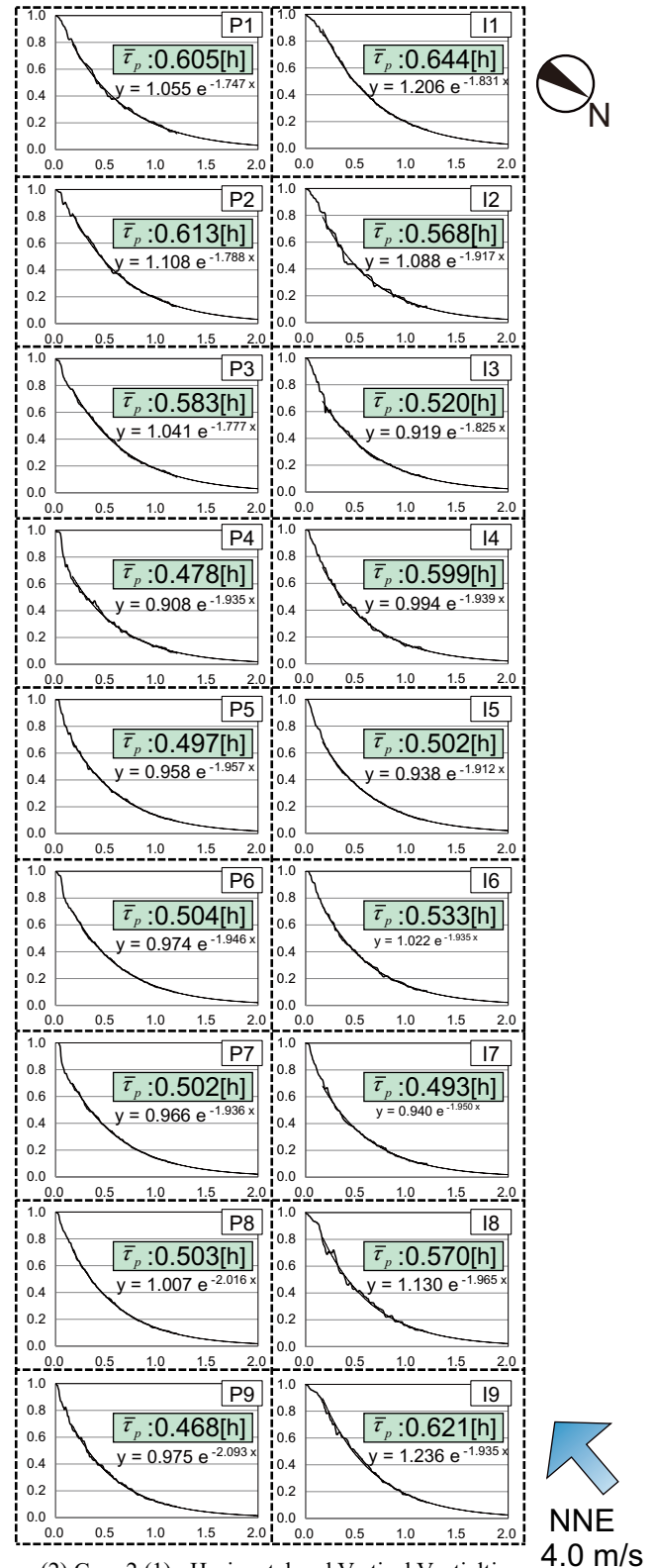
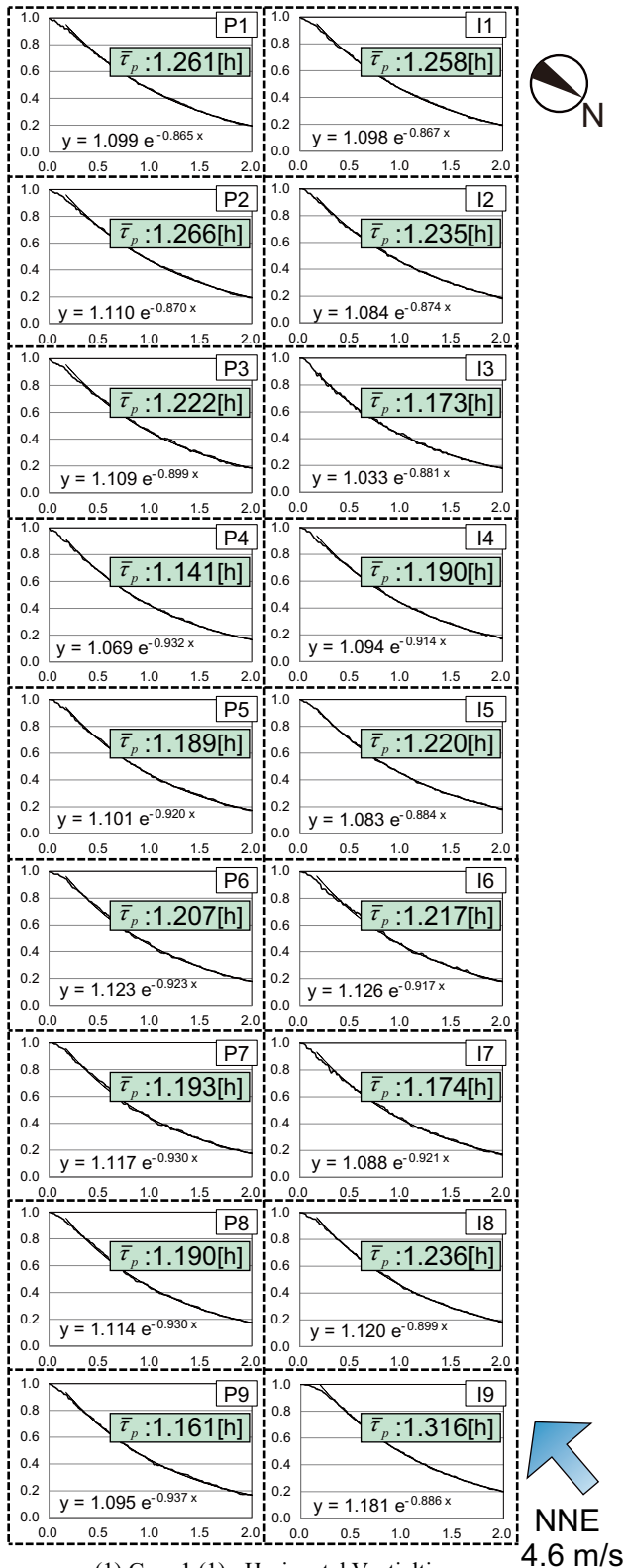


Fig.4 Response of Dimensionless CO_2 Concentration Difference during Decay Process for Age Measurement

を介したコア部からの漏気の影響の2点が要因と考えられる。換気量測定時の無次元内外濃度差の対数を **Fig.6** に示す。ここでは水平換気条件を30分間測定した後にボイド換気に切り替えた際の濃度応答を示しており、近似式の傾きが換気回数 [1/h] を表す。

Case 3(1) では、水平換気からボイド換気になると0.86 [1/h] から1.6 [1/h] まで上昇しており、ボイドを利用することで自然換気性能が向上し、換気量として倍程度になることが示された。一方、Case 3 (2) では、ボイド開口開放後も大きな変化は見られなかった。これは内外温度差が比較的小さな気象条件であったことに加え、実運用前で他フロアに熱負荷がなくボイド内温度が低かったことも原因と考えられる。

5. まとめ

本研究では外部ボイドを利用した重力・風力併用型のオフィスビルで実測を行い、空気齢と換気量を評価した。評価は実運用前のボイド内温度も低い条件下ではあったが、水平換気条件との比較によりボイドを自然換気に利用したことの有効性が示された。

[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。ここに記して謝意を表す。

[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」，技法堂出版，2013.8
2) 粕谷敦，和田一樹，小林佑輔ら：「高層オフィスビルにおける自然換気のパフォーマンス評価（第1報）」空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，A-1，2017.3

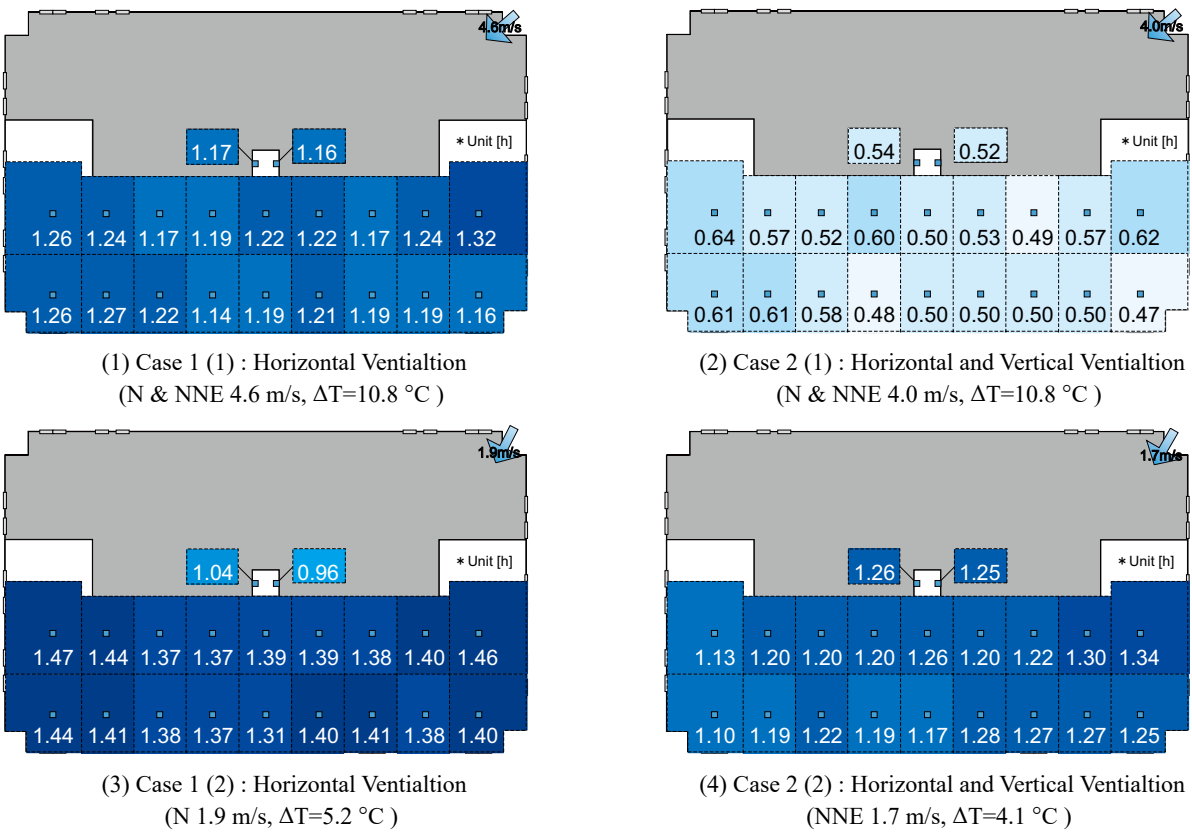


Fig.5 Distribution of Local Mean Age of Air

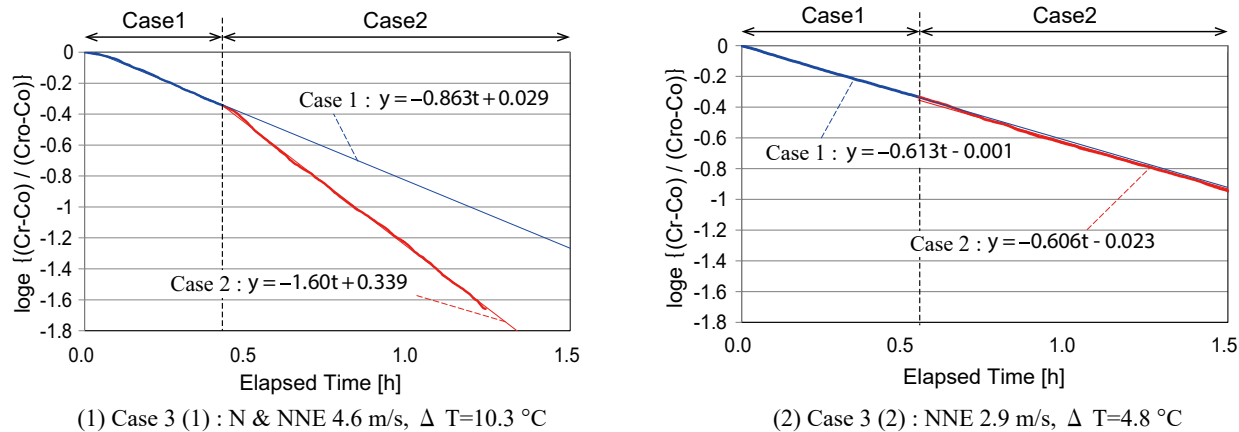


Fig.6 Response of Dimensionless CO₂ Concentration difference during Decay Process for Flow Rate Measurement

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 1 4) パルス発生法を用いた捕捉・保持の分離に関する検討

Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen
(Part14) Separation of Capture and Containment Efficiency using Pulse Method

○松浦 祐一郎 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
山中 俊夫 (大阪大学) 藤村 倫子 (大阪府)
衛藤 文 (大阪大学)

Yuichiro MATSUURA*¹ Hisashi KOTANI*¹ Toshio YAMANAKA*¹
Noriko FUJIMURA*² Aya ETO*¹

*¹Osaka University *²Osaka Prefecture

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 remove them efficiently with minimum exhaust flow rate. So various researches were performed before. In this paper, capture and containment were separated by confirming the concentration response in the duct using CFD analysis. Reproducibility was also evaluated by a simple experiment.

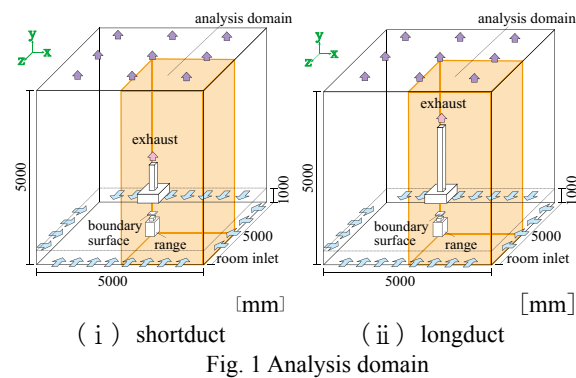
はじめに

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りやすく、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。既報²⁾ではPIV (Particle Image Velocimetry) を用いて、フード内外の気流性状を確認し、フードの捕捉及び保持性能の把握を行った。本報では、捕捉と保持の挙動には時間差があると推測し、CFD 解析及び実験により、捕捉と保持の別々の影響を鍋でのトレーサーガスのパルス発生に対するダクト内濃度の応答関数によって捉え、捕集原理の考察を行った。

1. 解析概要

1.1 対象機器と解析空間

解析空間を Fig. 1 に示す。Fig. 1 に示すように対称性を考慮し、それぞれに対称面の設定を行い、解析空間の 1/4 の空間で解析を行った。機器の条件は、既報²⁾にお



ける縮小模型実験を再現した。

1.2 解析条件

解析条件を Table 1、境界条件を Table 2 に示す。調理機器から発生する気流の再現には、鍋上方での風速測定値を算出し、鍋上方の仮想面 (PV 面) に規定する PV 法 (Prescribed Velocity Method) を用いた。風速の規定について Fig. 2、Fig. 3 に示す。今回汚染物流量を把握する必要があるため、既往の上昇気流モデル³⁾の発生量に縮率⁴⁾を乗じて縮小モデルに適応することにより解析を行った。また非定常解析で 0.1 秒発生させた空気と同物性の

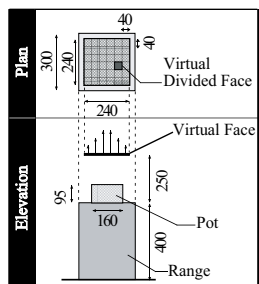
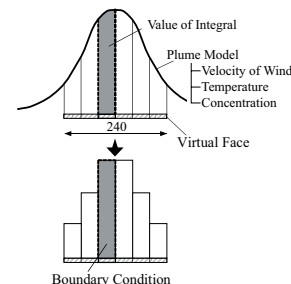


Fig. 2 Setting Method

Fig. 3 Plan and Elevation

Table 1 Calculation Condition

	Stationary	Unsteady state
CFDcode	Fluent 16.1	
Turbulence model	Standard k-ε model(SKE)	LES
Algorithm	SIMPLE	
Discretization Scheme	QUICK	
Analysis domain	2500×2500×5000mm	

Table 2 Boundary Condition

	Distance from center [m]	y velocity of wind [m/s]	Temperature [°C]	Amount of combustion exhaust gas (Normalized) [kg/kg]	Amount of cooking substance (Normalized) [kg/kg]	Virtual tracer gas (Unsteady state) [kg/kg]	k [m ² /s]	ε [m ² /s]
A	0.0285	0.719	88.66	0.00678	0.00481	0.00678	1.17E-02	8.17E-03
B	0.063	0.526	66.41	0.00411	0.00156	0.00411	6.20E-03	3.21E-03
C	0.085	0.385	51.37	0.0025	0.000507	0.0025	3.33E-03	1.25E-03
D	0.102	0.281	41.2	0.00207	0.000222	0.00207	1.78E-03	4.89E-05
E	0.117	0.205	34.33	0.00127	0.0000728	0.00127	9.50E-04	1.91E-04
F	0.142	0.11	26.55	0.000657	0.0000108	0.000657	2.71E-04	2.91E-05

仮想トレーサガスの発生量及び風速は、既往の上昇気流モデルの発生量及び風速に縮率⁴⁾を乗じたものを適用した。

1.3 解析ケース

解析は、実物大⁵⁾におけるガス機器使用時の必要換気量 40KQ の条件に縮率⁴⁾を乗じた 96m³/h のフード排気量条件に設定した。またダクト長さによるダクト断面における仮想トレーサガスの通過流量分布の影響を把握するために、床の高さを y=0 として、フードと排気口の接合部である y=1250mm とダクトの先端付近である y=1650mm、1700mm の面を設定した shortduct 条件 (Fig. 1 (i)) 及び同様に高さ y=1250mm、3600mm、3700mm の面を設定した longduct 条件 (Fig. 1 (ii)) で解析を行った。また解の収束状況確認のため、shortduct 条件では、計算反復回数を 20 回に加えて 40 回、60 回に変化させ、longduct 条件では計算反復回数を 20 回のみで検討した。そして解析は、非定常解析開始後 20 秒間行った。

2. 実験概要

2.1 実験室及び実験機器

実験空間及び対象機器の平面図及び立面図を Fig. 4、Fig. 5 に示す。実験に用いる調理機器は、家庭用ガスレンジを使用し、鍋は、径が概ね実物大⁵⁾の 1/2 のものを使用した。鍋及びレンジの詳細を Table 3、Table 4 に示す。縮小模型の最大出力は、4.2kW であるが、実物大⁵⁾の出力に縮率⁴⁾を乗じることで 2.6kW に調整した。

2.2 測定方法

水を連続沸騰した状態で鍋上に、SF₆50mL をパルス発生させ、濃度の時間変化を測定した。パルス発生は、鍋側面の内側に向けてシリンジを噴射させることで行った。発生方法の詳細を Fig. 6 に示す。

2.3 実験条件

実験条件は、フードに対する鍋の位置、測定点の位置についての影響を検討できるように設定した。

2.3.1 フード排気量条件

フード排気量は、CFD 解析を用いた場合と同様に、96m³/h の条件に設定した。

2.3.2 鍋の位置条件

設定した鍋の位置条件の概要を Fig. 7 示す。明確に捕捉・保持の分離ができる状況を作成することを目的とし、排気口真下に鍋を設置した条件 (i)、フード端真下に鍋を設置した条件 (iii) 及び (i) と (iii) の中心に鍋を設置した条件 (ii) を設定した。位置 (iii) は、火源をフードが覆わない現実的には考えにくい状況であるが、横風等で熱上昇気流が横に流され、フードに一部捕捉されない状況を想定している。

2.3.3 測定点条件

測定点の位置条件の詳細を Fig. 7、Fig. 8 に示す。フード上端の高さで排気口中心となる位置に測定点 (a)、鍋から遠方側のフード下端面高さにおける側面の中央とな

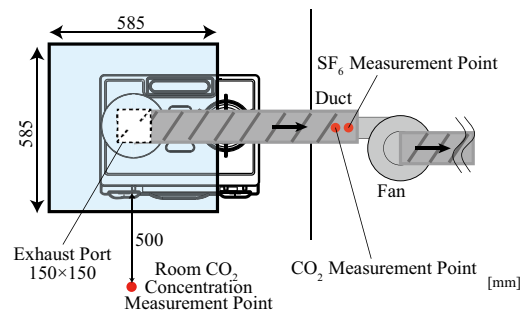


Fig. 5 Plan

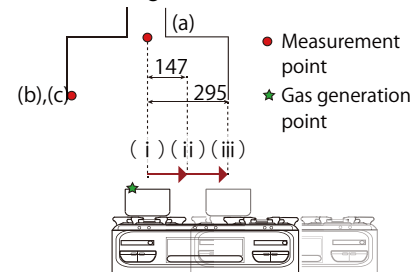


Fig. 7 Pot position

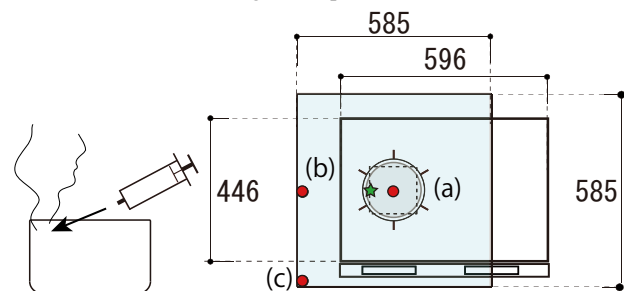


Fig. 6 Generation method

Fig. 8 Measurement point

Table 4 Specification of Gas Range

Heat Source	Gas Range for Residential 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 3 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

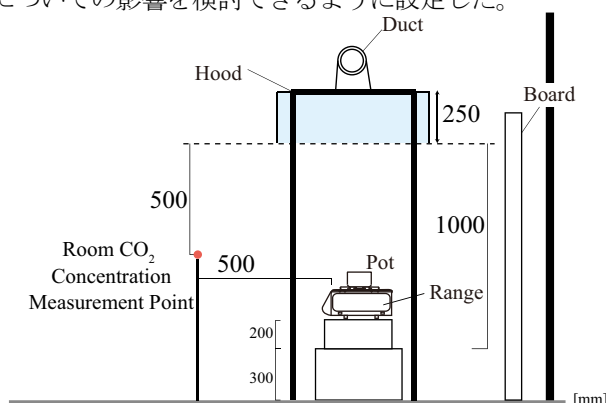
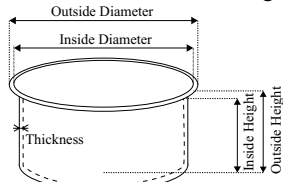


Fig. 4 Elevation



る位置に測定点 (b)、及びフード下端面の角の位置に測定点 (c) を設定した。

3. 結果と考察

shortduct 条件及び longduct 条件の各高さにおける汚染物通過流量を Fig. 9 に示す。ただし、解析は 20 秒間行ったが各条件で 5 秒後には汚染物通過流量が概ね 0kg/s となったため 5 秒後までの結果を示す。また shortduct 条件での反復回数ごとの汚染物通過流量を Fig. 10 に示す。ただし、各高さ条件で 3 秒後には汚染物通過流量が概ね 0kg/s となったため 3 秒後までの結果を示す。また実験での各鍋位置及び各測定点における濃度の時間変化を

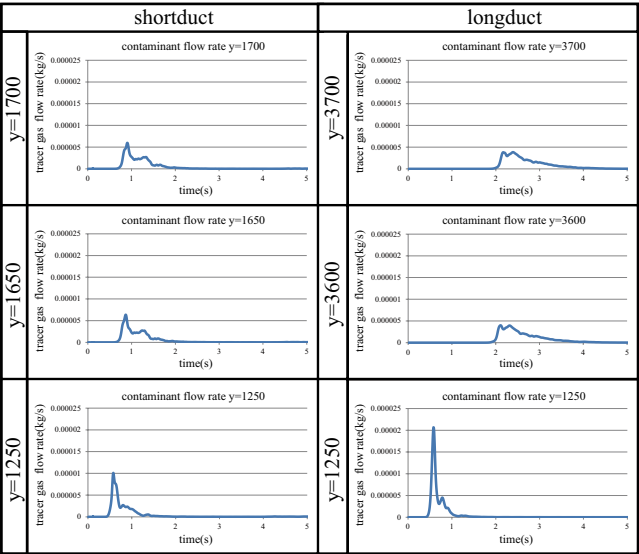


Fig. 9 Contaminant flow rate

Fig. 11 に示す。なお、測定開始から 25 秒後に汚染物濃度が概ね 0ppm になったため 25 秒間の結果のみを記載する。Fig. 11 から得られる濃度の時間変化の結果について各条件で濃度に差異が見受けられる。これは、鍋位置条件及び測定点条件の影響だけではなく、シリンジを用いたパルス発生を行ったことによる影響を含むと考えられる。今後パルス発生法の改良及び精度の向上も視野に入れる必要がある。また y=1250mm における汚染物通過量の CFD 解析及び実験結果を比較したものを Fig. 12 に示す。

3.1 汚染物通過流量

Fig. 9 では shortduct 条件及び longduct 条件ともに二山の傾向を確認することができた。ただし longduct 条件では、y=1250mm で第一波に高い値が見られるのに対して、shortduct 条件では、その半分程度である。また longduct 条件では、shortduct 条件と比較して y=3600mm、3700mm の高い位置で二山の傾向が小さいことが分かる。これは、ダクトが長いいため、ダクト内で汚染物が混合していることが考えられる。したがってフードとダクトの接続口に近いほうが精度が高いと考えられるため、実験で応答を確認するには、shortduct 条件を用いてフードとダクトの接続口で仮想トレーサガスの濃度分布を測定する必要があると言える。また Fig. 10 より各時間の汚染物流量として計算反復回数 20 回及び 40 回で差が見られたが、各高さ条件においても流量の時間経過による増減に変化が見られないことが確認できた。ただし、40 回以上の計算反復回数では、流量の増減傾向が一致しているため、計

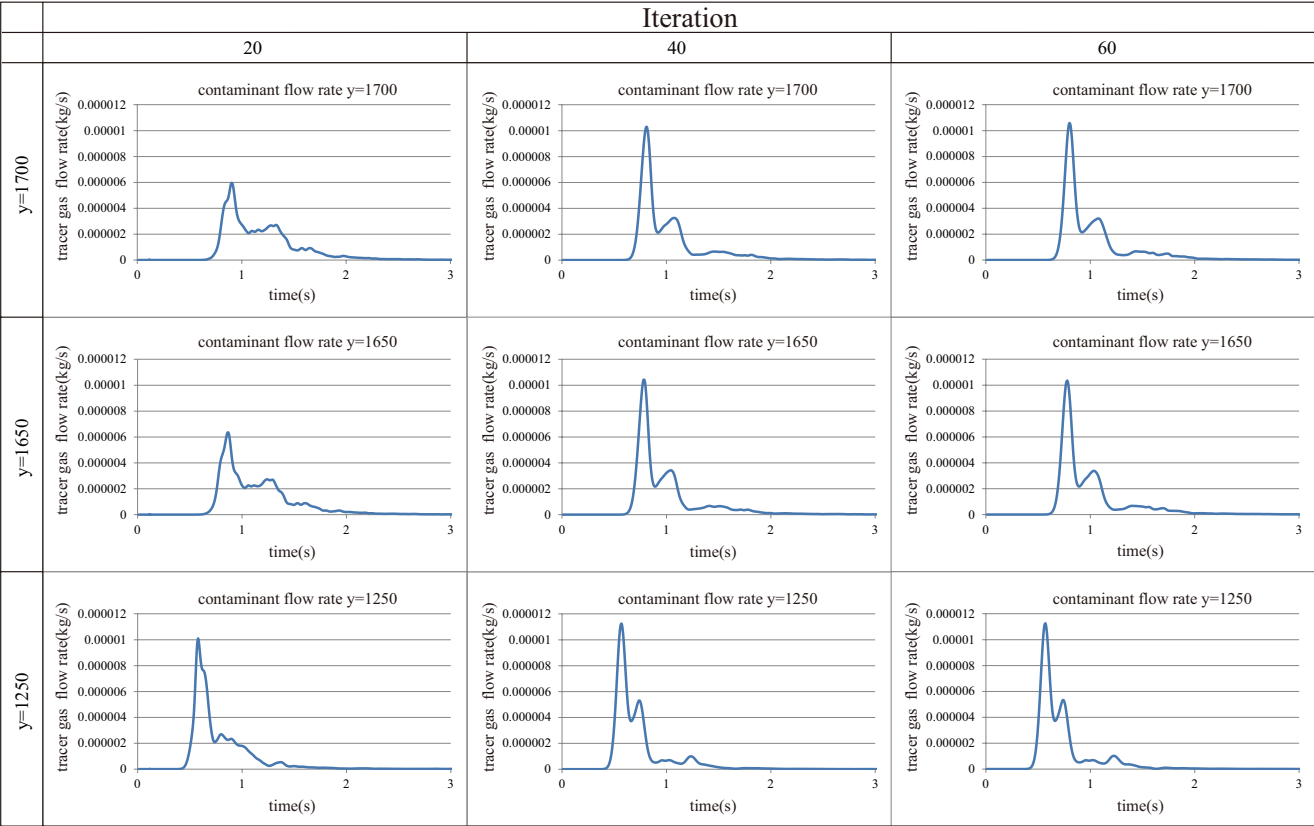


Fig. 10 Contaminant flow rate of each iteration

算反復回数を 40 回以上行くと実用的に十分な精度を有していると言える。

3.2 鍋の位置の影響

Fig. 11 より鍋位置が排気口から離れた条件ほど汚染物の捕集量が小さいのが分かる。また位置 (ii) (iii) では、位置 (i) と比較して、フードの汚染物捕集量に対してフード端を通過する汚染物量が多い。これは鍋がフード端に近づくにつれ、熱上昇気流がフードに捕捉されず、上昇気流による上向き風速の影響を受けにくいためと考えられる。また位置 (i) では、二山の応答が見られるように明確に捕捉と保持の分離を再現できた。ただし、位置 (ii) (iii) では、水平に拡がっている応答が見られ、二山の応答は再現できていない。これは、鍋が排気口から離れているため直接捕集及び再循環にかかる時間に差異がさほど生じなかったと考えられる。

3.3 測定点条件

Fig. 11 より測定点 b、c の汚染物濃度が測定点 a の汚染物濃度と比較して同量の値を示した。このことから、フード排気量が $96\text{m}^3/\text{h}$ と必要最小限の換気量であることにより、汚染物量が溢流していることが分かる。また測定点 b、c で示した濃度応答により、フード端及びフード隅で再循環した汚染物が捕集されることで第一波と第二波の濃度応答に分離していることが言える。

3.4 CFD 解析と実験の比較

Fig. 12 より実験において CFD 解析と同様の濃度応答を確認できた。ただし、実験では、解析結果と比較して第一波及び第二波の到達時間が遅い。これは、CFD 解析でのトレーサガスの発生断面が、鍋よりも上部で、実験では鍋の中のため、その影響が考えられるが、CFD 解析の応答が汚染物の発生位置に対して速く出ているため、CFD 解析側の誤差要因の可能性を示す。また実験において、応答の減衰傾向が小さい。これは測定点から実験機

器までのチューブやドレンを通過する間に汚染物が混合している可能性を示す。またシリンジを用いて手動でパルス発生を行ったため、実験結果の方が解析結果と比較して水平に拡がりのある応答を示したと考えられる。今後の測定精度の向上が課題である。

おわりに

本報では、CFD 解析でダクト長さ及び計算反復回数
の条件を設定し、実験で CFD 解析の再現検討を行った。その結果、解析及び実験の濃度応答から、捕捉と保持の影響が時間の異なるピークとして現れることを確認できた。今後は、実験においてパルス発生法の精度向上に伴い、実物大⁵⁾の調理機器によるパルス発生法を用いた捕集原理の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致します。

【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、甲谷、山中、桃井、相良、松浦：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）空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、A-18、2017. 3
3) 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. 9
4) 竹谷、山中、甲谷、桃井、相良、藤村：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 6）CFD 解析による縮小模型実験に関する検討、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. 93-96、2016. 6
5) 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. 3

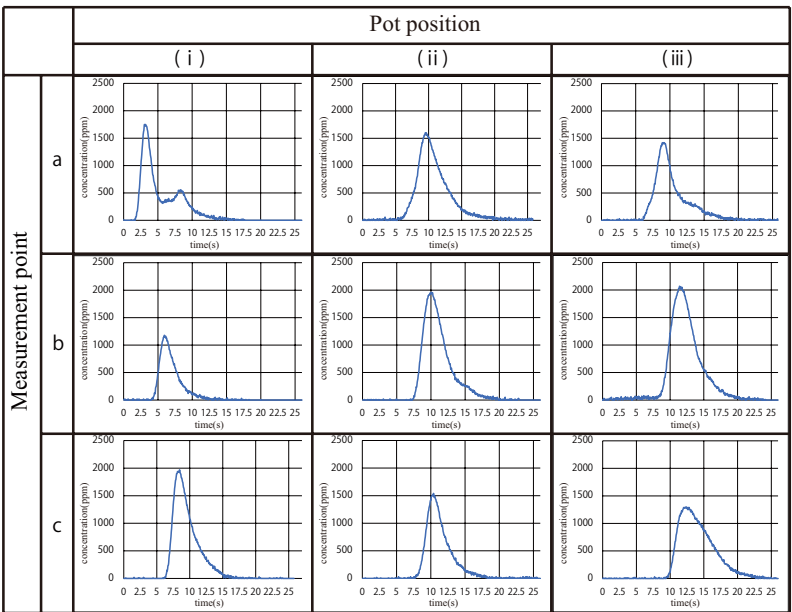


Fig. 11 Concentration response

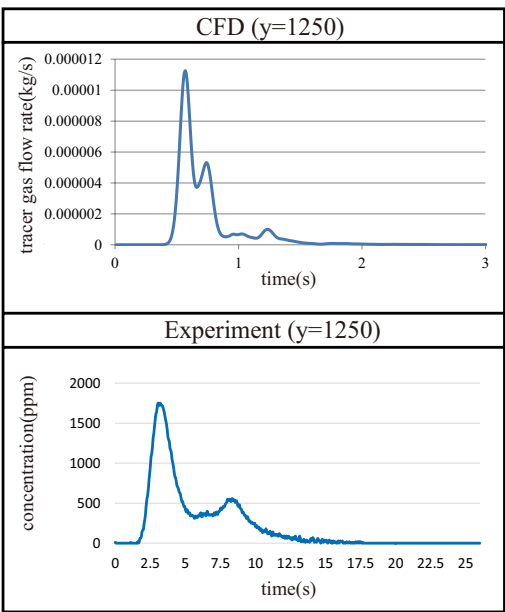


Fig. 12 Comparison result

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15) 整流板を有する局所排気フードの捕集特性に関する検討

Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen

(Part 15) Capture and Containment Characteristic of Local Exhaust Hood using Baffle Plate

○衛藤 文（大阪大学） 甲谷 寿史（大阪大学）

山中 俊夫 (大阪大学) 松浦 祐一郎 (大阪大学)

Aya ETO^{*1} Hisashi KOTANI^{*1}Toshio YAMANAKA^{*1} Yuichiro MATSUURA^{*1}^{*1}Osaka University

In commercial kitchen, large ventilation rate is needed to exhaust combustion gas and pollutants generated by cooking. To use the efficient kitchen hood is essential because of energy-saving and comfortable working environment. Therefore the purpose of this study is to develop low radiative cooking equipment with concentrated exhaust chimney. In this paper, the influence of the baffle plate inside the exhaust hood on the capture efficiency is investigated by experiment.

1. はじめに

業務用厨房において、調理時には調理機器から大量の熱や水蒸気、調理生成物質が発生するため、それらの排出のために膨大な換気量が必要である。省エネルギーの観点から、排気フードの捕集性能の向上は非常に有効であるといえる。既報¹⁾ではフードの捕集性能の向上のため、家庭用厨房でよく採用され、近年業務用厨房でも取り入れられている整流板を導入し、その形状および排気量がフード捕集率に及ぼす影響について報告している。本報では、作業環境の改善を目的として開発された低放射・集中排気型厨房機器（以下、低放射型機器）を用いて整流板の形状および排気量が捕集性能に及ぼす影響について報告する。

2. 実験概要

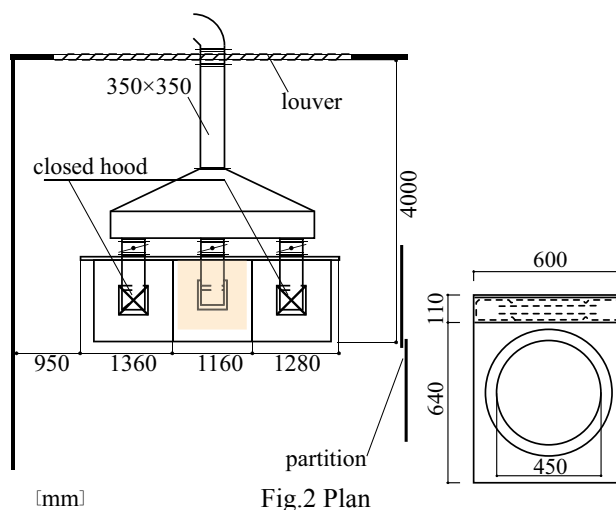
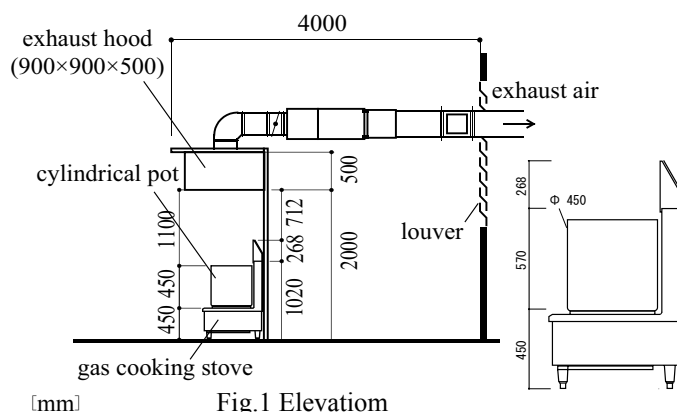
低放射型機器の寸胴レンジを用いて各整流板条件および排気量毎に燃焼排ガスと調理生成物質の捕集率測定を行った。

2.1 実験室

実験空間及び対象機器の立面図及び平面図を 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。

2.2 実験方法

測定は低放射型機器の寸胴レンジに設置した円形の鍋（直径 450mm、高さ 450mm）に水を高さ 350mm まで入れ、連続沸騰させた状態で実験を行った。フード排気量の確認を行ったあと、フードに囲いを設け、完全捕集ができる状況にした状態で室内 CO₂ 濃度、排気ダクト内 CO₂ 濃度およびトレーサーガス濃度を約 5 分間測定した。続いて囲いを取り外した通常捕集の状態で同様に濃度の測定を約 5 分間行った。各測定値の平均値を用いてそれぞれ



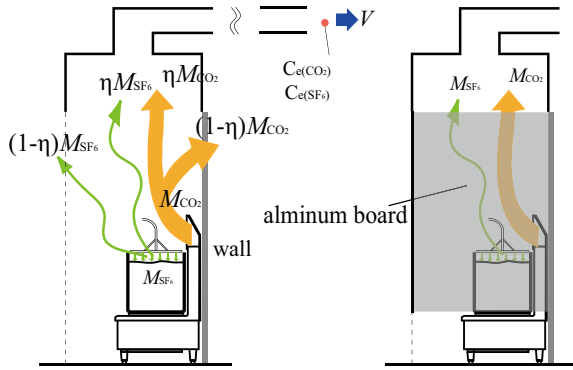
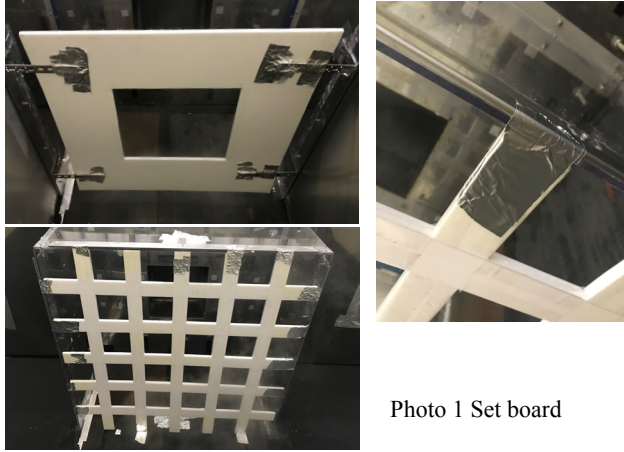


Fig.3 Experimental outline

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

η_{gas} : 燃焼排ガス捕集率 [-]
 V : フード排気量 [m^3/h]
 M_{CO_2} : CO_2 発生量 [m^3/h]
 $C_{e(\text{CO}_2)}$: 排気ダクト内 CO_2 濃度 (通常捕集) [ppm]
 $C_{Ep(\text{CO}_2)}$: 排気ダクト内 CO_2 濃度 (完全捕集) [ppm]
 $C_{r(\text{CO}_2)}$: 室内 CO_2 濃度 (通常捕集) [ppm]
 $C_{Rp(\text{CO}_2)}$: 室内 CO_2 濃度 (完全捕集) [ppm]

$$\eta_{\text{cook}} = \frac{VC_e(\text{SF}_6)}{M_{\text{SF}_6}} = \frac{C_e(\text{SF}_6)}{C_{Ep(\text{SF}_6)}} \quad (2)$$

η_{cook} : 調理生成物捕集率 [-]
 V : フード排気量 [m^3/h]
 M_{SF_6} : SF_6 発生量 [m^3/h]
 $C_e(\text{SF}_6)$: 排気ダクト内 SF_6 濃度 (通常捕集) [ppm]
 $C_{Ep(\text{SF}_6)}$: 排気ダクト内 SF_6 濃度 (完全捕集) [ppm]

これらの捕集率を式 (1), (2) により算出した。なお、完全捕集時の CO_2 濃度およびトレーサガス濃度は囲いを設置した時の排気ダクト濃度とし、トレーサガスの発生量は $0.078\text{m}^3/\text{h}$ とした。測定の詳細を Fig.3 に示す。

また、整流板 (スチレンボード製) は、フードの中央に配置したもの (以下、中央配置)、整流板の中央部に開口があるもの (以下、中央開口) についてはフード下端面に設置した L 字型金具にのせ、アルミテープにより固定した。格子状になっている整流板 (以下、格子状) についてはフード内に下端面より整流板の厚さ (10mm)

Table 1 Experimental conditions

condition of baffle plate					exhaust flow rate[m ³ /h]	
type of baffle plate		L1[%]		L2[%]		opening ratio [%]
(1)	without baffle plate	-		-	-	(a)437.4 (0.15m/s)
(2)	center type	(i)	5	0	19	(b)583.2 (0.2m/s,30KQ)
		(ii)	10		36	(c)777.5 (40KQ)
(3)	center open type	(iii)	8.5	40	47	(d)874.8 (0.3m/s)
		(iv)	10	33		(e)1020.6 (0.35m/s)
		(v)	11.5	20		(f)1166.4 (0.4m/s)
		(vi)	12	-		52
(vii)	18					

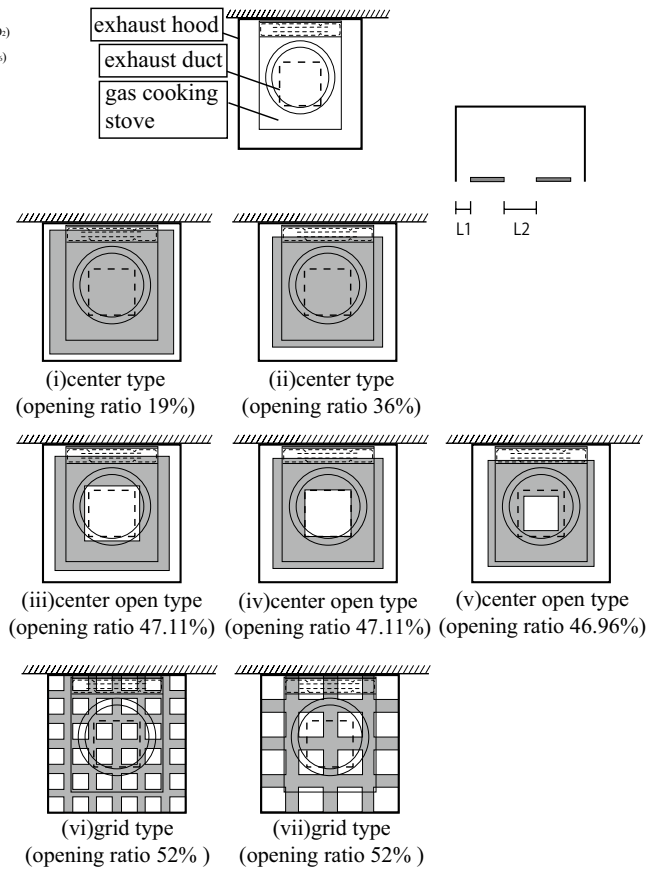


Fig.4 Type of baffle plate

上に L 字金具を設置し、その下にアルミテープを巻きつけることにより固定した。整流板設置の様子を Photo1 に示す。

2.3 実験条件

パラメータは排気量、および整流板形状とした。

排気量はフード下端面における面風速 0.15m/s、0.2m/s、0.3m/s、0.35m/s、0.4m/s に、寸胴レンジ (20.9kW、都市ガス 13A) の 40KQ (K: 理論燃焼排ガス発生量 [$\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{kW}$], Q: 発熱量 [kW]) を加えた計 6 条件を設定した。なお、今回使用しているフード (900×900×500) において、面風速 0.2m/s 条件は寸胴レンジの 30KQ と同等の排気量である。

整流板形状は (1) 整流板無し、(2) 中央配置 2 条件、(3)

中央開口3条件、および(4)格子状2条件の計8条件を設定した。実験条件および各整流板形状の概要を Table1、Fig.4 に示す。

なお、各整流板の寸法を設定する際に、排気フード下端面の吸い込み面積に対する整流板以外の面積の比（以下、開口率）を各条件で比較できるように考慮した。異なるサイズのフード間での適用や比較検討のしやすさを考慮して、フード長さに対する整流板とフード端との距離の割合および整流板に設けた開口部の長さの割合をそれぞれ $L1$ 、 $L2$ として表現した。

3. 実験結果および考察

排気量と捕集率との関係を Fig.5 に、排気量ごとの整流板と捕集率の関係を Fig.6 に示す。

各整流板条件ともに、排気量が大きくなるにつれて捕集率も増加することがわかる (Fig.5)。

・中央配置

排気量 $583.2\text{m}^3/\text{h}$ 、 $777.5\text{m}^3/\text{h}$ 、 $874.8\text{m}^3/\text{h}$ 、 $1020.6\text{m}^3/\text{h}$ での (i) $L1=5\%$ 、(ii) $L1=10\%$ の両条件において、整流板無しの場合と比較して調理生成物捕集率の向上がみられなかった (Fig.5(2))。これは熱上昇気流が整流板に衝突し、溢流したためであると考えられる。一方で燃焼排ガス捕集率は整流板無しの場合とほぼ同等であるといえる。また、(i) $L1=5\%$ と (ii) $L1=10\%$ の条件では開口率による差はほとんどみられなかった。これは開口率が下がると面風速は上昇するが、この2条件については面風速上昇による捕集性能向上と開口率が低いことによる溢流分の増加による捕集性能の低下が相殺され、結果的に捕集率が向上しなかった可能性が考えられる。しかしこの結果だけでは傾向が不明である。したがって、中央配置で、開口率をさらに大きくした条件も検討する必要があるといえる。

・中央開口

(iii) $L1=8.5\%$ 、 $L2=40\%$ の調理生成物捕集率がほとんどの排気量条件で整流板無しより良好な捕集率を示した。また、低い排気量条件での燃焼排ガス捕集率が特に向上していることがわかる。これは発生した熱上昇気流を中央の開口から直接フードに捕集し、整流板に衝突した気流を外側の開口部からも捕集することができているためであると考えられる。しかし、(1) 整流板なし条件と比べて劇的に捕集率が向上しなかったのは中央の開口により面風速がそこまで上昇しなかったためであると考えられる。また、中央配置と比べ、全体的に捕集率が高い (Fig.6)。しかし開口率の影響、もしくは形状による影響であるかを考察することが難しいことから、中央配置で開口率を揃えたものと比較する必要があると考えられる。

・格子条件

(vi) $L1=12\%$ の場合、ほぼ全ての排気量条件で整流板無しの場合より高い捕集率が得られた。 $583.2\text{m}^3/\text{h}$ と

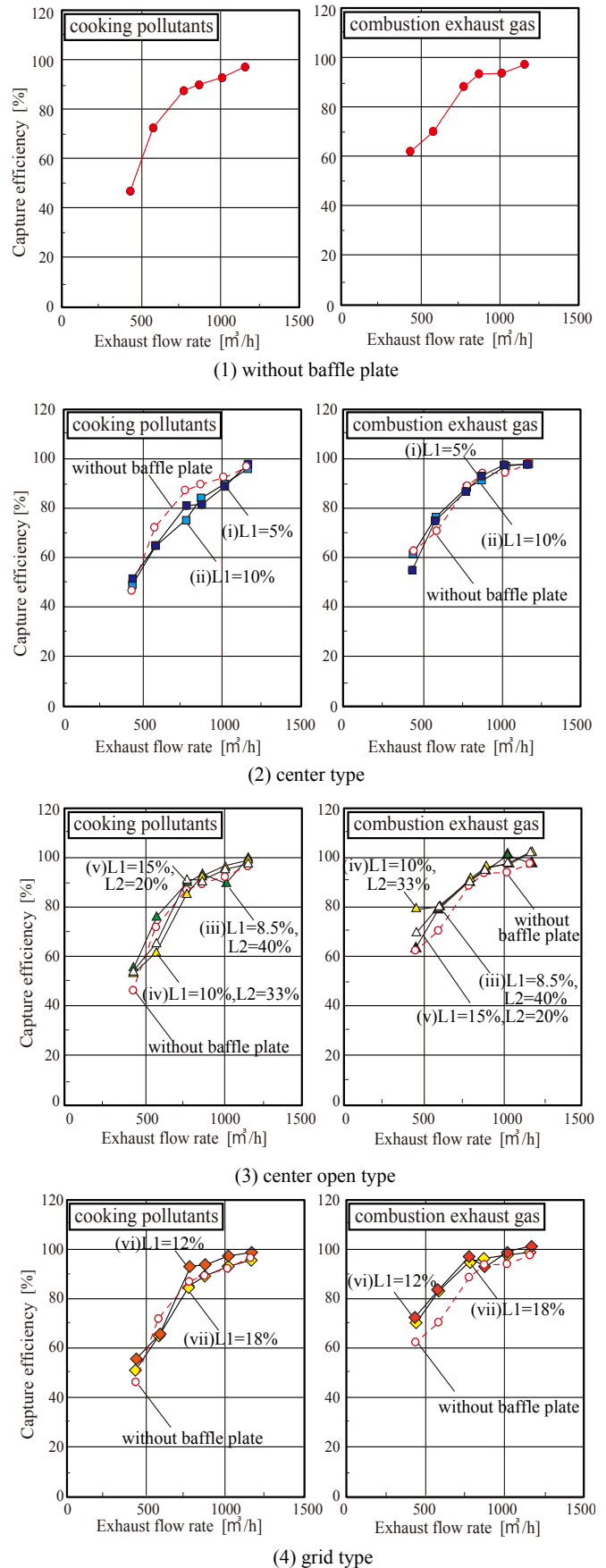


Fig.5 Relationship between exhaust flow rate and capture efficiency

777.5 m^3/h の間で20%以上捕集率が増加していることから、777.5 m^3/h より低い排気量でも高い捕集率が得られる可能性を示す (Fig.5(4))。また、今回設定した整流板条件の中ではこの(vi)L1=12%条件がわずかながらあるものの、各排気量において比較的高い捕集率を示している (Fig.6)。これは格子条件では開口部が点在しているため、発生した熱上昇気流が整流板と衝突し、整流板に沿って流れても、すぐ近傍の開口部から面風速が上昇したフード吸い込み気流によって捕集されるためであると考えられる。

また、同じ開口率の(vi)L1=12%、(vii)L1=18%および比較的近い開口率である中央開口の3条件を比較すると、排気量条件によって捕集性能の向上の度合いが異なっている (Fig.6) ため、整流板形状と排気量の間に関連がある可能性を示す。

4. まとめ

今回の捕集率測定では、整流板による捕集率の向上を確認できた。また、今回設定した整流板条件の中では、中央開口および格子状条件の効果が大きいことがわかった。今後は整流板形状と排気量および捕集率との関係をさらに解明するため、前述した中央配置で開口率が大きい条件のほか、整流板に傾きをつけた条件等で捕集率測定を行う予定である。

【謝辞】

本研究は大阪ガス(株)との共同研究によるものであり、関係者各位に深く感謝致します。

【参考文献】

- 1) 千原、相良、山中、甲谷ら：業務用厨房における高効率排気システムに関する研究(その3)実験による整流板を有する高捕集率排気フードの検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部研究発表論文集, pp.193-196, 2007年3月

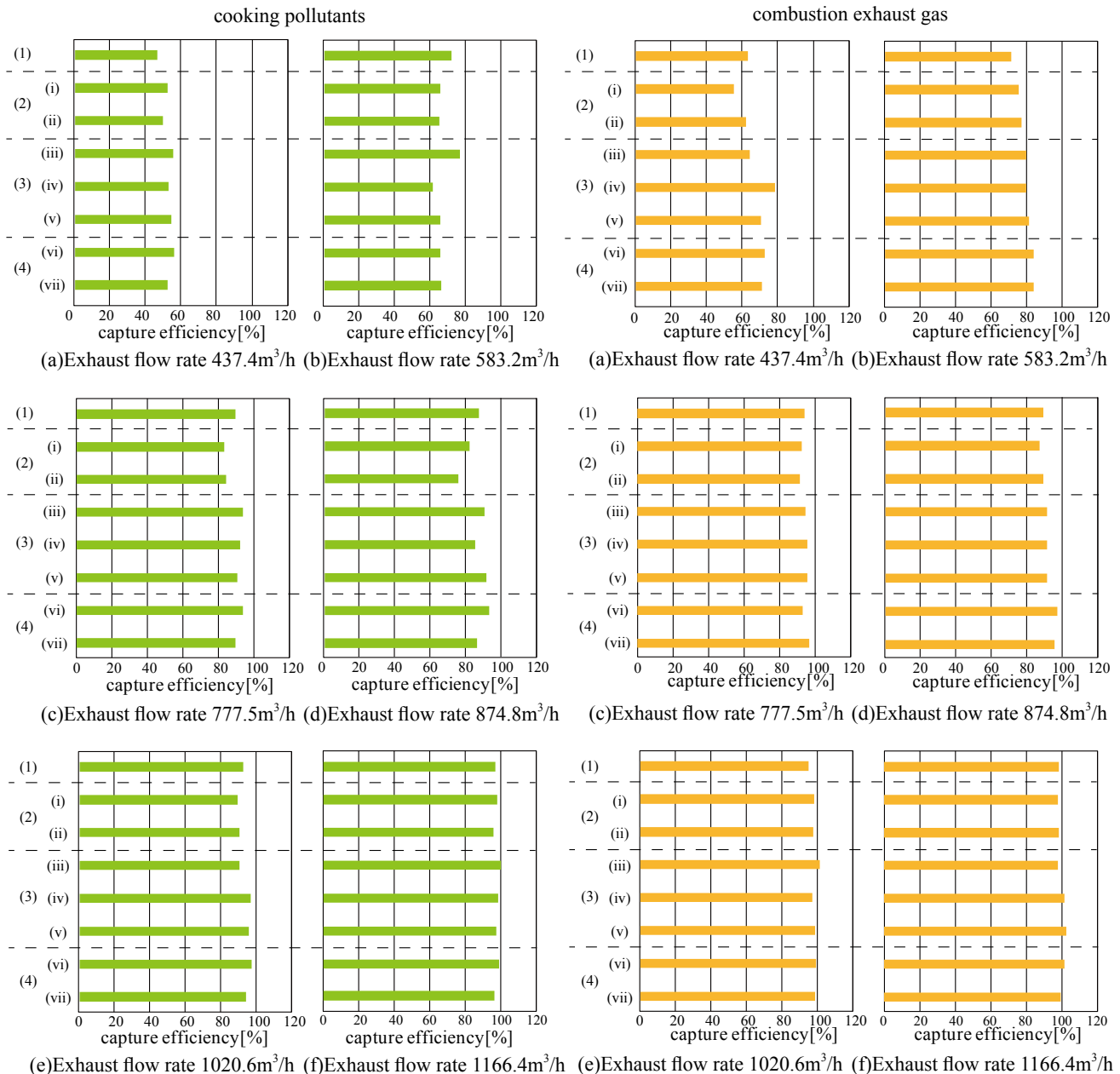


Fig.6 Relationship between condition of baffle plate and capture efficiency

大規模吹抜け空間と高層ボイドを持つ建物の自然換気性能に関する研究
(その1) 実測及びCFD解析による実建物内吹抜け空間における
夏期の鉛直温度分布に関する検討

**Natural Ventilation Performance of a Building with Large Space and High Height Void
(Part1) Measurement and CFD Analysis on Vertical Temperature Distribution
at Large Enclosure in an Actual Building**

○伊藤 彰悟 (大阪大学) 甲谷 寿史 (大阪大学)
桃井 良尚 (福井大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
山澤 春菜 (大阪大学) 水出喜太郎 (日建設計)
藤井 拓郎 (日建設計) 白石かおり (日建設計)

Shogo ITO^{*1} Hisashi KOTANI^{*1} Yoshihisa MOMOI^{*2} Toshio YAMANAKA^{*1}
Haruna YAMASAWA^{*1} Kitaro MIZUIDE^{*3} Takuro FUJII^{*3} Kaori SHIRAISHI^{*3}
^{*1} Osaka University ^{*2} University of Fukui ^{*3} Nikken Sekkei Ltd.

There are few studies on performance evaluation for natural ventilation building in summer in comparison with that in intermediate season. The measurement in an actual building and CFD analysis were conducted to make clear the temperature distribution in large space (void) in summer. By using these data, this study aims to report the temperature distribution and evaluate the solar shading and heat exhaust performance in the large space of the city hall. Also, it aims to evaluate the vertical temperature measurement method has a merit of the continuous measurement of vertical temperature with a thermography.

1. はじめに

昨今、自然エネルギー利用の推進、空調エネルギーの削減などを目的に、オフィスビル等の建物に自然換気システムが多く採用されている¹⁾。徳島県のA市庁舎では、施設でのCO₂排出量削減のため、太陽光パネルの設置や屋根からの自然採光により日中の照明電力を削減する等、省エネ技術を市民に見える形で使用している。A市庁舎にはエントランス・執務室に直接接続した大規模な吹抜け空間があり、利用者・執務者が多く時間を過ごす場所である。しかし夏期の吹抜け空間では日射などに暖められた空気が天井に溜まり温熱環境に悪影響を与えることが懸念された。A市庁舎では吹抜け上部に高い日射遮蔽性能を持つノコギリ屋根を持つ他、熱溜まりが発生した際に通風を行う熱抜き窓を設けている。本報では、夏期のA市庁舎吹抜け空間での温度分布を測定し、対象建物における日射遮蔽・排熱性能について報告する。更に、サーモグラフィを用いた鉛直温度分布測定手法を、温湿度計による測定結果を用いて比較・検証した。更に夏期の吹抜け空間での温度分布をCFDにより解析した。

2. 実測概要

2.1 建物概要

Table1 に徳島県 A 市庁舎の諸条件を示す。また、Fig1
Table 1 Information of building

Location	Tokushima Pref.
Building Use	City Hall
Completion year	2017
Height [m]	37
Gross Floor Area [m ²]	20,704
Building Area [m ²]	4,800

に対象建物の低層階執務室の代表として2F平面図を、高層階執務室の代表として5F平面図を示す。また、Fig2に断面図を示す。

2.2 実測概要

A市庁舎吹抜け空間の鉛直温度分布を得るため、サーモカメラ (TESTO 890) を用いた短期実測と、温湿度計 (T&D RTR-503) を用いた長期測定が行われた。短期実測は2017年7月29日(土)、7月30日(日)であり、長期実測は2017年7月29日から開始し通年で行っている。Table2に短期実測の気候条件を示す。

2.2.1 温湿度計を用いた鉛直温度分布測定

Table3 および Fig.1 に温湿度計による測定点を示す。例えば X2Y1 であれば、Fig1 の星印の位置になる。吹抜け空間周辺において、1FL+1100mm, 1FL+3000mm, 2FL+1100mm, 2FL+3000mm, 3FL+1100mm, 3FL+1900mm の高さ方向に6点×平面方向に6点、吹抜け空間上部の屋根下に3点、計39点において温湿度を設置した。設置状況を Fig3 に示す。温湿度計のプロブに表面がアルミの放射除けを取り付け、直射日光による温度上昇を避けた。

2.2.2 サーモカメラを用いた鉛直温度分布測定

Fig1 よりサーモカメラの設置位置は X3Y1, 幅 840mm のロール紙を X2Y4-X2Y5 の間に3本設置した。Fig4 に測定の様子を示す。ロール紙は吹抜け部の屋根下から垂らし、1階の床に固定した。ロール紙の表面温度と、その周辺の空気温度は概ね等しいと考え、サーモカメラでロール紙を撮影することでその空間の鉛直温度分布が得

られるものとした。別途実験室にて測定を行いロール紙の放射率は $\epsilon=0.86$ とし、反射温度は温湿度計から得られた吹抜け空間周辺の気温とした。

3. 結果と考察

3.1 長期実測結果

Fig5 に温湿度計から得られた空気鉛直温度分布の結

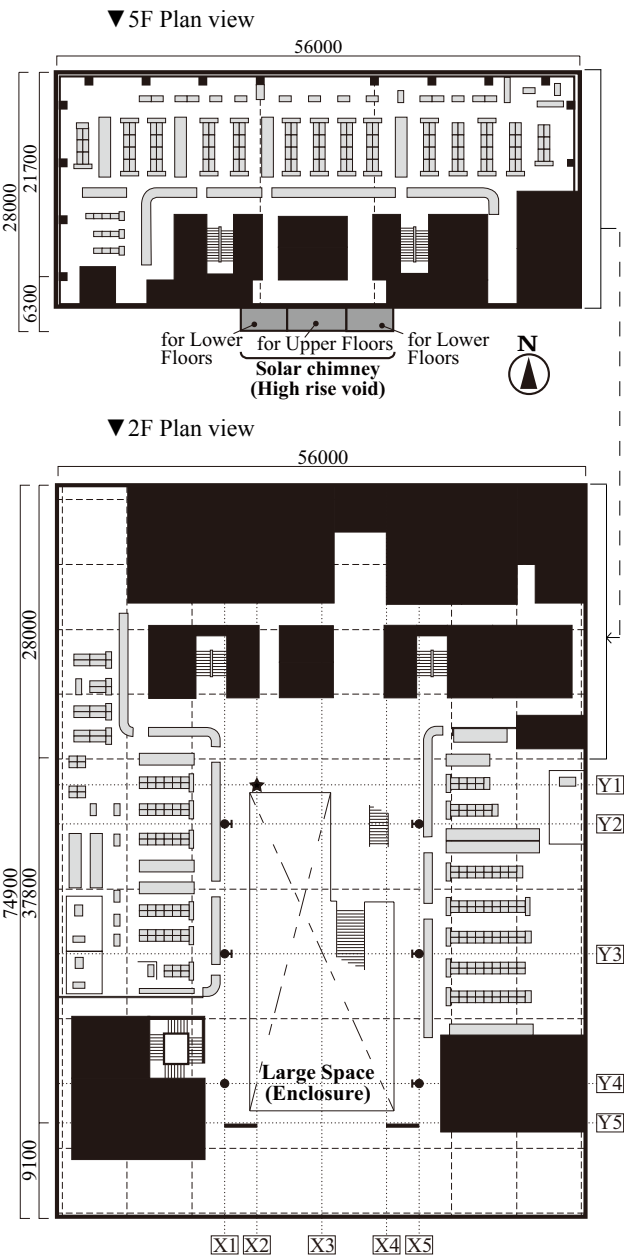


Fig 1 Plan

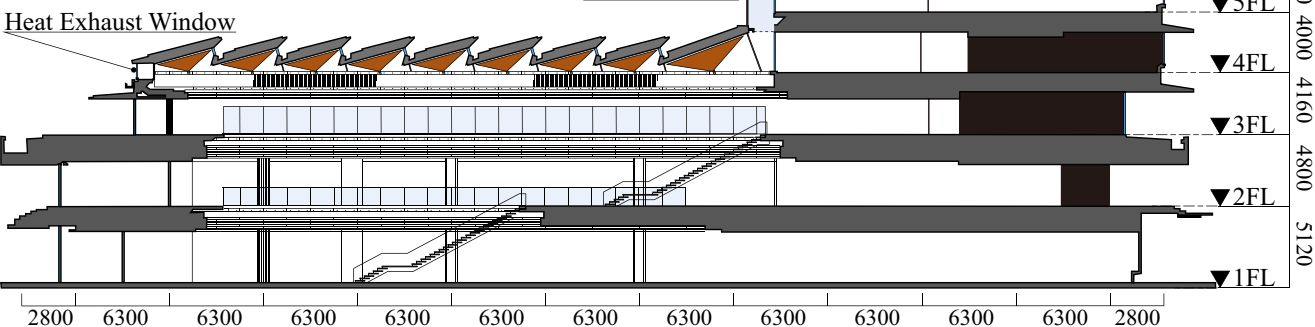


Fig. 2 Cross Section

果を示す。8月の日中の気温が最も暑い週から、23日(水)と20日(日)を8月の平日・休日の代表日とし、2つの時間帯における温度をプロットした。なお、平日は朝から夕方にかけて冷房空調が行われているが、休日は1階を除いて空調は行われていない。どの時間においても平日・休日共に吹抜け空間は32℃未満に保たれている。これは建物の日射遮蔽性能が高く、真夏の日射による屋根からの貫流熱が抑えられているからと考える。

3.2 短期実測結果

3.2.1 温湿度計とサーモカメラの測定結果の比較

Fig6 に吹抜け空間における鉛直温度分布測定結果の比較を示す。サーモカメラによる結果は、ロール紙3本の

Table 2 Climate Conditions

Date	7/29	7/30
	Sat.	Sun.
Weather	Light Cloudy	Cloudy
Outside Wind Velocity [m/s]	2.24	3.86
Solar radiation[W/m ²]	377.3	277.2
Outside Temperature [°C]	30.8	30.6
Humidity [%]	78.1	87.2

*Referred Date :BEMS averaged from 8:00 to 17:00

Table 3 Measurement point

X1Y2	1NE-L,1NE-H,2NE-H	X3Y4	SR
X1Y3	1E-L,1E-H	X4Y2	3NW-L,3NW-H
X1Y5	1SE-L,1SE-H,2SE-H,	X4Y3	2W-L,2W-H
X2Y2	2NE-L,3NE-L,3NE-H	X4Y4	2SW-L,3SW-L,3SW-H
X2Y3	2E-L,3E-L,3E-H	X4Y5	1SW-L,1SW-H,2SW-H
X2Y4	2SE-L,3SE-L,3SE-H	X5Y2	1NW-L,1NW-H,2-NW-H
X3Y2	2NW-L,NR	X5Y3	1W-L,1W-H,2W-H
X3Y3	R		

*Reference
There are measurement points at 2 different heights each point, and L means Lower point and H means Higher point.
*Specific
L : FL+1100mm; H : FL+3000mm (1F, 2F), FL+1900mm (3F)
R : GL+14040mm, the space near the inner side of the roof.

表面における鉛直温度分布の平均値をプロットしている。比較のため、サーモグラフィ撮影時における各階の西側での温湿度計による測定結果の平均値をプロットしている。ロール紙の設置位置からの距離を考えると、東側測定点での温度も考慮すべきであるが、サーモカメラ撮影時には東側に温湿度計が設置されておらず、西側の温度のみとの比較を行なっている。結果の概形は概ね一致しており、誤差は 0.7°C 以下であった。このことからサーモカメラを用いることで空間の鉛直温度分布を知ることが可能であることがわかった。温湿度計とは異なり、サーモカメラを用いた手法では吹抜け空間内での鉛直温度分布を可視化でき、連続的に知ることができる。温湿度計とのわずかな誤差は、ロール紙と温湿度計の設置位置の違いであると考えられる。

3.2.2 排熱性能の評価

Fig6 の 16:31'45 の温度分布において、3FL 以上の高さ

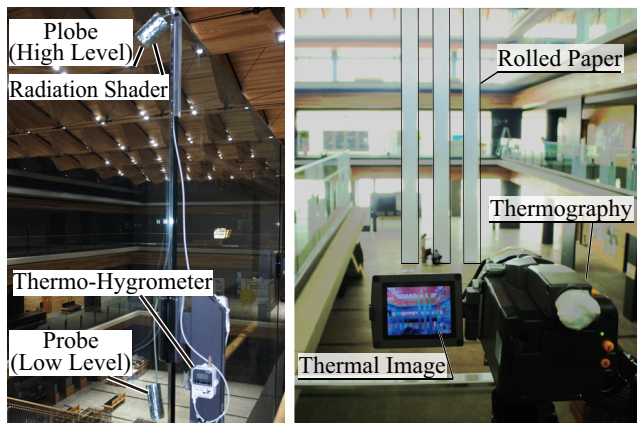


Fig 3 Thermo-Hygrometer

Fig 4 Thermography

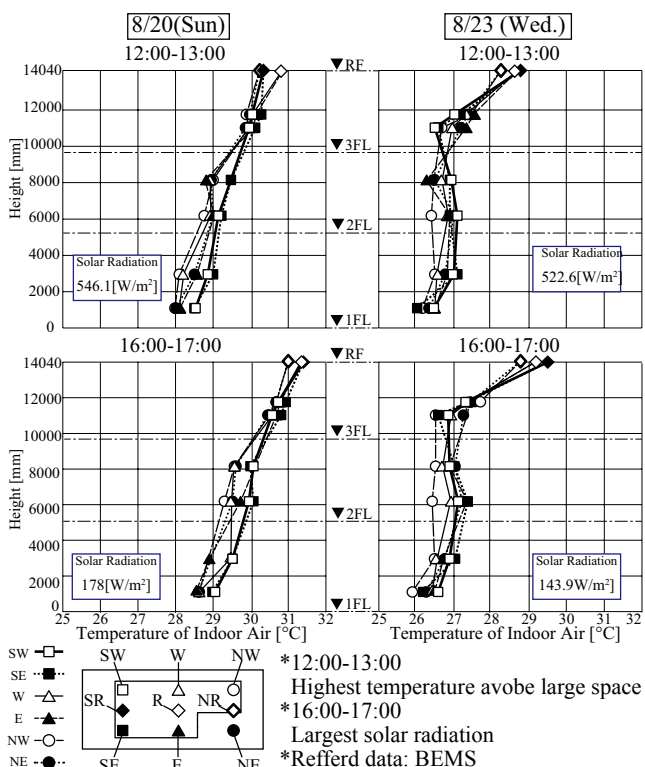


Fig 5 Vertical Temperature Distribution

で急激に温度が上昇している。これは排熱装置の効果検証のために熱溜まりのない状態で 15:30 - 17:30 の時間帯に熱抜き窓を強制的に解放したが、吹抜け上部には熱溜まりは発生しておらず、また吹抜け上部での気温に比べて外気温が高かった。そのため、温度の高い空気が流入したことにより、温度の急上昇が発生したと考えられる。温度が上昇している高さが3階以上であることから、執務室がある 1,2 階には影響を及ぼさず、適切にボイドから排熱されており、対象建物における排熱性能は優れていると考える。

4. CFD 解析を用いた吹抜け空間の解析

4.1 解析概要

解析モデル平面図及び断面図を Fig7、8 に示す。対象建物における吹抜け空間部のみを解析対象とした。計算条件を Table4、境界条件を Table5 に示す。本解析では熱抜き窓がしまっている条件を想定し、外気の流入および流出はない。日射量が① $600[\text{W}/\text{m}^2]$ 、② $300[\text{W}/\text{m}^2]$ 、③ $0[\text{W}/\text{m}^2]$ の条件について解析を行い、吹抜け空間の温度分布について把握する。吹抜け空間上部のノコギリ屋根の熱モデルを用いて、日射量より屋内側屋根面温度を算出し、それを固定温度として与えた。また、空間境界に実測より得られた温度を与えることで周囲環境を簡易化して模擬している。床面温度は実測値が存在せず、1FL+1100 の実測温度を与えている。

4.2 解析結果

Fig9 に CFD 解析結果より鉛直温度分布を示す。なお値は鉛直方向 7 点における z 軸断面での空気の温度分布の平均値をプロットしている。全ての Case において $2\sim 3^{\circ}\text{C}$ 程度の温度成層が形成され、また日射量が減少するにつれて最大温度が低下しているが、Case1 と Case3 の条件での最大温度差は 1°C 程度であり、ノコギリ屋根

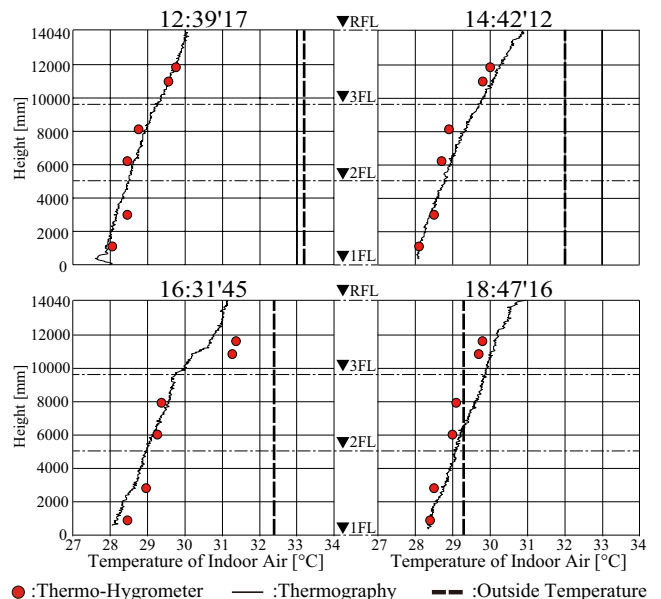


Fig 6 Measurement method comparison

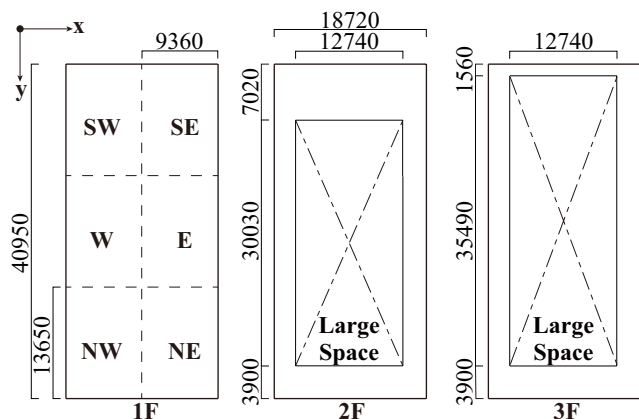
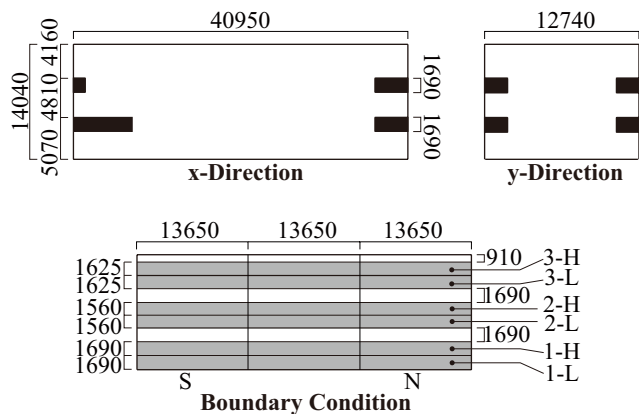


Fig 7 Plan for CFD Model



*Reference
: These *planes are fixed temperature, and the others are adiabatic. See Table 4 for more information.

Fig 8 Cross Section for CFD Model

が日射遮蔽性能に優れ日射の強い夏期に熱溜まりが発生しないことが確認できると考える。

5. おわりに

本報では、夏期における自然換気を導入した市庁舎の吹抜け空間において、温度分布に対する実測を行い、以下のような知見を得た。

- ・夏期の強い日射や暑い気温条件下においても吹抜け上部では熱溜まりが発生することなく、居住域では快適な温度に保たれていた。これは対象建物の日射遮蔽性能が優れているためと考えられる。
- ・流入した暑い外気は適切にボイドから排熱されており、対象建物の排熱性能が優れていると考えられる。
- ・サーモカメラを用いて空間の鉛直温度分布を計測する手法は有用であると考えられ、温湿度計と比べて連続的に温度分布を知ることができる。
- ・CFD 解析の結果では、吹抜け空間のモデルにおいて 2℃~3℃程度の温度成層が形成された。日射量を 600 から 0W/m² に減少させると最大温度の低下がみられるが、最大温度の差は 1℃程度であり日射遮蔽性能の高さが確認できる。

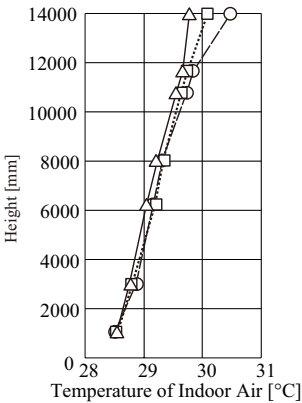
今後は、サーモカメラを用いた鉛直温度分布測定手法において、熱モデルによる考察、実験を行い、手法の検

Table 4 Analysis Condition

CFD code		STREAM V13(RC2)
Turbulence model		Standard k-ε model
Algorithm		SIMPLER
Discretization Scheme		QUICK
Number of Analysis Cycle		3,008,032
Boundary Plane	Ceiling	Fixed Temperature, No slip
	Wall	* Fixed Temperature, Free slip
		Others Adiabatic, No slip
	Floor	Fixed Temperature, No Slip
Near-Wall Treatment		Logarithmic law

Table 5 Analysis Case

Thermal load		NW	W	SW	NE	E	SE
Boundary Plane Temperature [°C]	3-H	29.96	30.07	30.03	30.01	30.16	30.28
	3-L	28.89	29.95	29.95	29.87	30.06	30.13
	2-H	29.01	28.92	29.49	28.95	28.79	29.49
	2-L	28.77	28.94	29.14	29.03	29.03	29.24
	1-H	28.12	28.22	28.86	28.50	28.58	28.98
	1-L	27.98	28.10	28.53	28.02	28.12	28.47
Floor Temperature [°C]		27.98	28.10	28.53	38.02	28.12	28.47
Outdoor Temperature [°C]		32					
Indoor Ceiling Temperature [°C]	Case 1	31.55 (Solar radiation : 600W/m ²)					
	Case 2	30.44(Solar radiation : 300W/m ²)					
	Case 3	29.37(Solar radiation : 0W/m ²)					



Case 1 -○- Case2 -□- Case3 -△-

Fig 9 Vertical Temperature Distribution

討を行う。また、CFD 解析においては熱抜き窓とボイドを想定した外気の流入・流出口を設け、熱溜まりが発生してから排熱されるまでを非定常解析を用いて再現・検討を行う所存である。

謝辞

本研究において、種々の便宜を図っていただいた A 市庁舎関係者各位、及び本研究の遂行にご尽力いただきました、山本新（福井大学学部生）、吉本薫氏（同）に深く感謝いたします。本研究は JSPS 科研費 JP17H01308 の助成を受けたものです。

参考文献

1) 日本建築学会：実務者のための自然換気設計ハンドブック、技報堂出版株式会社、pp.2-3、2018.03
2) 空気調和・衛生工学会：はじめての環境・設備設計シミュレーションCFD ガイドブック、オーム社、pp.20-30、2017.11

大規模吹抜け空間と高層ボイドを持つ建物の自然換気性能に関する研究
(その2) 実測による秋期運用時におけるボイドの自然換気量に関する検討

**Natural Ventilation Performance of a Building with Large Space and High Height Void
(Part2) Measurement on Natural Ventilation Rate of Void in Autumn**

○山澤 春菜 (大阪大学)

桃井 良尚 (福井大学)

伊藤 彰悟 (大阪大学)

藤井 拓郎 (日建設計)

Haruna YAMASAWA^{*1}

Hisashi KOTANI^{*1}

Shogo ITO^{*1}

Kitaro MIZUIDE^{*3}

^{*1} Osaka University

^{*2} University of Fukui

甲谷 寿史 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

水出喜太郎 (日建設計)

白石かおり (日建設計)

Yoshihisa MOMOI^{*2}

Toshio YAMANAKA^{*1}

Takuro FUJII^{*3}

Kaori SHIRAISHI^{*3}

^{*3} Nikken Sekkei Ltd.

Installing Natural Ventilation(NV) leads to the reduction of energy of heat source equipment, air transportation and ventilation, which account for 40% of energy consumption in an office. Moreover, it was confirmed that supplying more fresh air than the minimum air flow rate, which Japanese government requires, causes good effect on productivity. Also, since NV basically doesn't require electricity, it can be a good Business Continuity Planning(BCP). This study aims to evaluate a city hall with NV, and by using the result, understand the ventilation route in a NV building, and obtain the method of designing buildings with NV.

1. はじめに

一般的なオフィスにおいて、熱源機器・空気搬送・換気の消費エネルギーは全体の約40%に及び、自然換気の導入はこれらの削減につながるため、大きな省エネルギー効果が期待される。また、換気量は外気負荷抑制のためにかつては最小限に留められたが、現在では、必要換気量以上の換気を確保することにより作業効率が向上すること¹⁾が確認されている。自然換気導入は、省エネルギー性のみならず、生産性向上の面からも更に進められるべきと考える。

しかし、自然換気は、室内の温度・風速分布、外気条件などの不安定な条件に大きく作用される換気システムであり、その設計手法は、未だ定量的に確立されているとは言い難い。しかし、前述の通り自然換気は不安定な条件に左右されるため、まずは自然換気を有する実建物における設計時と竣工後の換気効果を知ることが先決で

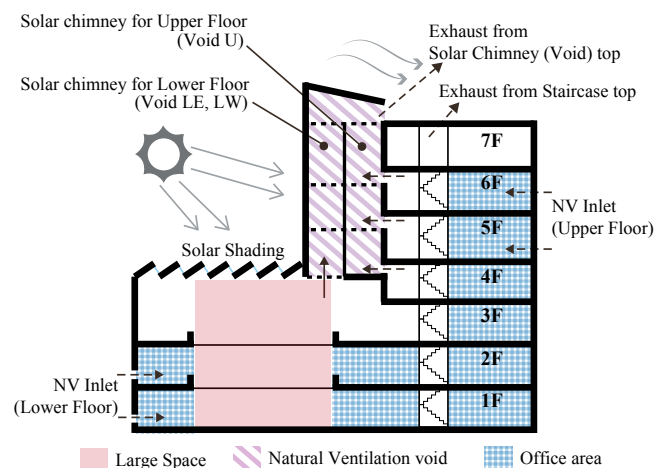


Fig. 1 System of Natural ventilation in the building

あると考える。そこで本研究では、自然換気建物の一例として大規模吹抜け空間と高層ボイドを有する徳島県のA市庁舎における自然換気性能について、実測による検証を行なった。本報では、2017年秋(10月、11月)に行った実測の結果から、自然換気量に注目して報告する。

2. 概要

2.1 換気システム概要

自然換気を導入した徳島県のA市庁舎における中間期の自然換気システム概略図をFig. 1に示す。中間期において、低層階執務室に接する大規模吹抜け空間の空気は2本の低層階用ボイド(Void LE, LW)、高層階執務室の空気は1本の高層階用ボイド(Void U)を通り、ボイド頂部で合流して排気口から排気される。低層階用ボイド底部は常に吹抜け空間に開放されているが、高層階用ボイド底部は常に閉じられており、自然換気時には、4～6階に設けられた高層階用ボイドと高層棟との通気口が開放され、高層階執務室の空気がボイド内に流入する。

ただし、Fig. 1ではボイドの形状、数を単純化して記載しており、詳細な平面図・断面図、建物概要については前報²⁾に掲載している。Table 1に自然換気対象の執務室とボイドの概要を示す。

Table 1 Size of office area and solar chimney

		Area [m ²]	Height [m]
Office area	5F (Upper floor)	871	2.7
	2F (Lower floor)	1,053	3.0
Solar chimney (Void)	Void U	6.3 × 1.7 = 10.7	Approx. 18.0
	Void LE, LW	5.2 × 1.7 = 8.84	

2.2 実測概要

2.2.1 自然換気用ボイドにおける換気量の算定

2017年10月8日から同月10日にかけて、A市庁舎における中間期の自然換気性能及び運用実態調査のために実測を行なった。本報では、換気量の算定を目的として自然換気用ボイドでの測定について報告する。

Fig. 2、Fig. 3 に示す位置に BEMS の風速計が各ボイドに1台ずつ設置されており、その測定結果にボイド面積を乗じることで、簡易的に換気量を算出することが期待される。しかし、風速には分布があり、ボイド内1点の測定点から得た値を単純に面積を乗じて正確な換気量を算出することは難しい。そこで、ボイド内平均換気量と BEMS 設置位置における換気量との関係を求める必要があると考え、以下の3つの測定から各ボイドでの換気量

Table 2 Climate Conditions on measurement day

Date		10/8	10/9	10/10	11/1
		Sun.	Mon.	Tue.	Wed.
Time	Start	15:00	9:00	9:00	15:00
	End	22:00	20:00	12:00	17:00
Weather		Cloudy	Sunny	Sunny	Sunny
Outside Wind Velocity [m/s]		1.3	3.4	3.0	1.7
Wind direction		WSW	ENE	WSW	W
Solar radiation [W/m ²]		280	303	287	321
Outside Temperature [°C]		16.6	16.4	16.2	13.6
Humidity [%]		77	79	76	57

*Reference: • Solar radiation : BEMS
• Other data : AMeDAS(Measurement point : Tokushima)

Table 3 Experimental conditions

Open : - Closed : +	Inlet of NV at office area		Top of Staircase
	2F (Lower Floor)	5F (Upper Floor)	
Case1	-	+	-
Case2	-	-	-
Case3	+	-	-
Case4	+	-	+
Case5	-	-	+

Table 4 Experimental equipments

Subject	Experimental Equipment	Data logger
Date : October 8th - October 10th (2017)		
CO ₂ concentration	LumaSense 1412i	PC
Wind Velocity	Tohnic MONITOR-N	CADAC3, Keyence NR2000
Differential Pressure	Halstrup P26	Keyence NR2000
Date : November 1st (2017)		
Wind Velocity	KANOMAX 6501	-

Table 5 Number of measurement point

Subject	Number of measurement point			
	Upper floors		Lower floors	
	Void	Ref C ₀ ^U	Void	Ref C ₀ ^L
Date : October 8th - October 10th (2017)				
CO ₂ concentration (<i>N_c</i>)	11	1	10	1
Wind Velocity (<i>N_v</i>)	12		10	
Differential Pressure	1 (at Void top)			

Q [m/s] を算出した。

I) ボイド内風速 (v) 分布の測定

$$Q_v = \sum_{i=1}^{N_v} \left(v_i \times \frac{A_v}{N_c} \right) \quad (\text{Eq. 1})$$

II) CO₂ 濃度 (c) 分布の測定 (定常トレーサガス法)

$$Q_c = \sum_{j=1}^{N_c} \left(\frac{M}{c_j - c_0} \times \frac{A_v}{N_c} \right) \quad (\text{Eq. 2})$$

III) ボイド頂部におけるボイド内外の差圧 (Δp) の測定

$$Q_p = \alpha A_{VT} \sqrt{\frac{2}{\rho} |\Delta p|} \quad (\text{Eq. 3})$$

CO₂ 濃度分布のボイド内測定点数は、高層階用ボイドで11点、低層階用ボイドで10点だが、これに加え、トレーサガス法で用いる初期濃度 C_0 を測定した。CO₂ 発生の上流側における、高層階用ボイドへの流入空気 CO₂ 濃度 C_0^U 及び低層階用ボイドへの流入空気 CO₂ 濃度 C_0^L の測定点位置は Fig. 2、Fig. 3 の通りである。測定機器設置位置を Fig. 3、Fig. 4、気候条件を Table 2、実測条件を Table 3、測定機器を Table 4、測定点数を Table 5 に示す。

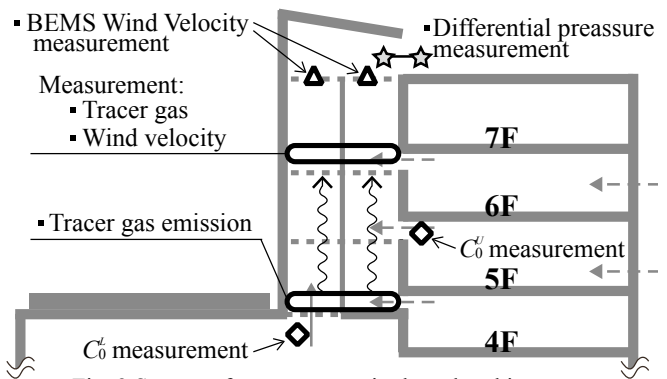


Fig. 2 System of measurement in the solar chimney

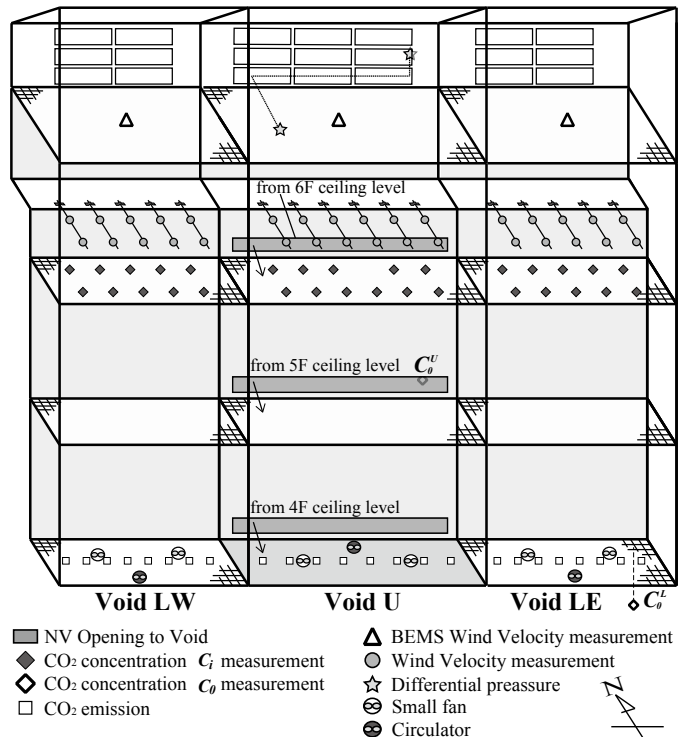


Fig. 3 Measurement point in the solar chimney

2.2.2 執務室窓際自然換気口の風速分布測定

2017年11月1日において、A市庁舎執務室窓際自然換気口での風速分布を測定した。これは、執務室窓際自然換気口内に常設されているBEMSの風速計の測定結果から、風速分布のある自然換気口の換気量算定を可能にすることを目的としている。

執務室は、設備機器の運転や窓際の自然換気口に合わせいくつかのエリアに分割されており、執務室の窓際自然換気口には各エリアに1つずつBEMSの風速計が設置されている。この換気口には、一箇所あたりBEMSの風速計を覆うように3m幅のグリルがはめられていたため、グリルの33mm直上での風速分布を測定した。このとき、2台の風速計を左右対称位置について、5分程度かけて外側から順番に測定した。この結果をBEMSと比較することで、換気量の算定が可能であると考えられる。ただし、自然換気口におけるBEMSの風速測定点は全て、室内側から見てパネル左端から約1980mmの点でパネルの下に設置されている。

実測対象階のエリア分けをFig. 4、執務室の窓際自然換気口をFig. 5、測定点をFig. 6、気候条件をTable 2、測定機器をTable 4に示す。ただし、執務中の測定であったため、6階のエリア6NWには立ち入ることができず、測定を行っていない。

3. 結果と考察

3.1 自然換気用ボイドの換気量

本実測の結果の一例として、2, 5階執務室の全ての自然換気口を開放したCase2における風速分布測定結果とCO₂濃度分布測定結果及びその結果より求めた換気量分布をFig. 7、3種類の手法により求めた換気量 Q と換気回数ACHの比較をTable 6に、このとき代入した定数を

Table 6 Air change rate in the solar chimney

Case	Void	Flow rate Q [m^3/s]			ACH [1/h]		
		Q_c	Q_v	Q_p	I	II	III
2*	Lower	6.0	11.1	-	6.8	12.6	-
	Upper	2.6	6.1	-	4.0	9.3	-
	Total	8.6	17.2	34.2	5.6	11.2	22.3
3	Lower	-	6.5	-	-	7.4	-
	Upper	5.4	7.1	-	8.3	10.9	-
	Total	-	13.6	41.3	-	8.9	27.0
5	Lower	-	9.0	-	-	10.3	-
	Upper	4.6	6.1	-	7.0	9.3	-
	Total	-	15.6	34.4	-	10.2	22.5

I: CO₂ concentration distribution, II: Wind velocity distribution
III: Differential pressure

Table 7 Assigned value

A_v	Horizontal area of void [m^2]	Void U: 10.7, Void LE, LW: 8.84
A_{vT}	Area of void top outlet [m^2]	Approx. 72
M	CO ₂ emission [$\times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$]	Caes2: 1.0, Case3, 5: 0.5
α	Pressure loss coefficient [-]	0.4 ¹⁾

*) In case 2, not all of the measurement day was the same; Wind velocity was all measured on August 9th, CO₂ concentration at Void U and Void LW was measured on August 8th, Void LE was measured on August 9th

Table 7に示す。換気回数算出時には、低層棟の1階執務室及び高層棟の5階執務室の容積を用いた。

Fig. 7より、ボイド内には風速・CO₂濃度の分布が存在し、各測定点での換気量も異なるとわかった。ただし、 Q_c 分布は Q_v 分布と比べて地点ごとの差が大きかったため、CO₂が適切に混合されていないと考えられる。

また、Table 6に示すように、3種類の手法間において、分布をならし空間平均をして算出した換気量の結果も異なった。理由として、まず、Case2において、トレーサガス法による測定が2日間にまたがって行われた測定の結果を用いたことが考えられる。そのため、Case3, Case5においては、高層階用ボイドにおける Q_c と Q_v の差異が小さくなったものとする。

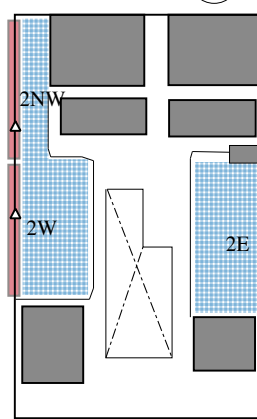
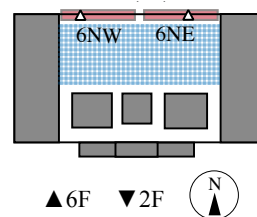


Fig. 4 Division of NV inlet

Office area
Inlet for NV at office area

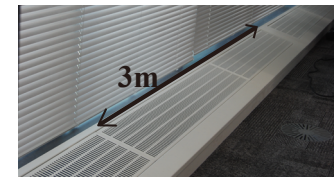


Fig. 5 Inlet of NV at office area

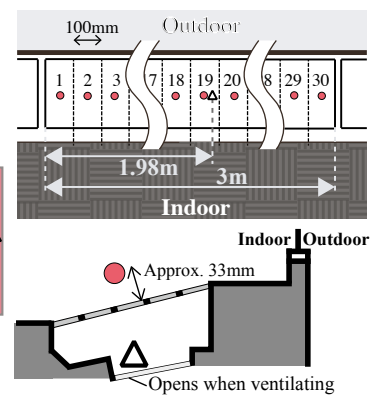


Fig. 6 Method of experiment of wind velocity at NV inlet

● Measurement Point of Climomaster
▲ Measurement Point of BEMS

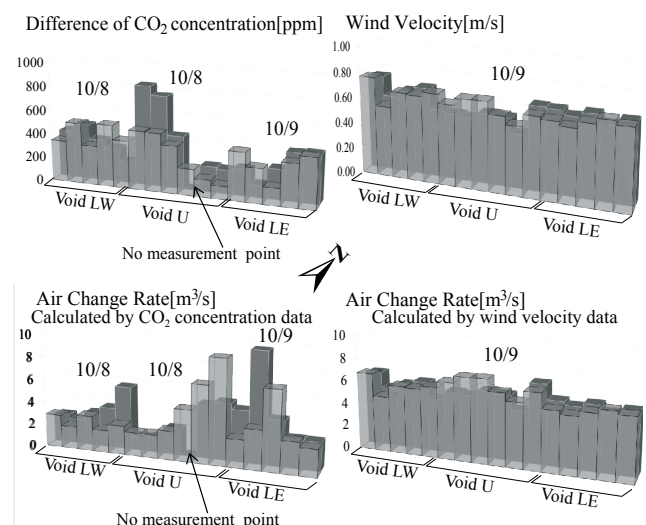


Fig. 7 Distribution of measured data at solar chimney (Case2*)

また、差圧について、 Q_p が Q_v の 2 倍程度となったことから、全体としてボイド内流速の影響を受けて過大に測定されたと考えられる。差圧は変動が大きかったため、比較的安定していた 10 分間の平均値をとっているが、本報中 3Case の測定の間、0.5Pa ($Q=26.1\text{m}^3/\text{s}$, ACH=17.1/h) を下回することはほとんどなかった。自然換気である以上ボイド内流速は抑え難く、ボイド内流速の影響は避けられないため、差圧による換気量算定は難しいと考える。

当該建物のボイドは面積が大きいため完全に混合すること、及び換気量が増えるほどに増加するボイド内流速の影響を避けて差圧を測定することは難しい。よって、自然換気用ボイドにおける換気量の算定は、風速分布の測定結果より求めることが適当であると考えられる。

3.2 自然換気口の換気量

自然換気口における風速分布の測定結果を Fig. 8 に示す。また、この結果について BEMS での風速測定結果を (Eq. 4) を用いてパネルごとに無次元化することで風向に関わらず自然換気口の形状に起因した分布の比較をした。結果を同じく Fig. 8 に示す。

$$v_n = \frac{v_{\text{measured}}}{v_{\text{BEMS}}} \quad (\text{Eq. 4})$$

結果から、パネル上での風速分布は各地点で概ね同じ傾向を示していることがわかった。このことから、同じ形状の自然換気口においては同じような風速分布となると考えられる。しかし、この測定では 1 つの自然換気口の測定が終わるまでに 5 分程度の時間がかかり、同時性については更なる検討が必要である。Table 7 に、11/1 の

Table 8 Wind velocity and K at natural ventilation inlet

	v_{Average} [m/s]	v_{BEMS} [m/s]	K [-]	Q [m ³ /s]
2W	1.94	2.4	0.826	2.91
2NW	1.84	2.1	0.876	2.76
2E	1.94	2.5	0.776	2.91
6NW	0.633	1.0	0.633	0.950
Average	1.59	2.0	0.773	2.38

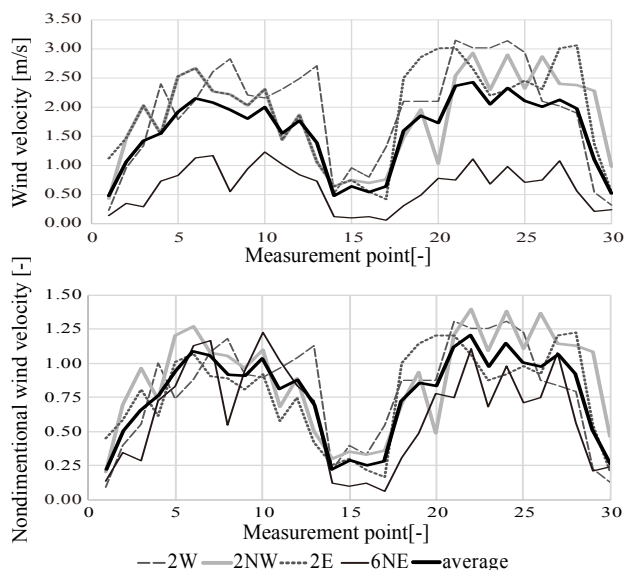


Fig. 8 Wind velocity distribution at NV inlet

測定の際に得られたパネル上面流速の平均値 v_{Average} より求めた自然換気口のパネル 1 枚分の換気量を示す。

換気量を BEMS の風速測定結果から求めることを目的として、BEMS の風速測定結果と平均風速との関係 (Eq. 5) のように表すために求めた定数 K を Table 8 に示す。

$$v_{\text{Average}} = K \times v_{\text{BEMS}} \quad (\text{Eq. 5})$$

Fig. 8 で示したように、どの自然換気口でも同様の分布が見られると考えられるため、平均をとり $K = 0.778$ を用いて BEMS の風速測定結果より執務室窓際自然換気口における換気量の算出が可能であるとした。

4. おわりに

本報では、自然換気を有する市庁舎建築において、流入側の自然換気口と流出側のボイドにおける自然換気量に関する実測を行い、以下のような知見を得た。

- ・ボイド内流速分布、トレーサーガス法、ボイド頂部における差圧の 3 つの測定結果から換気量を算定したが、面積の大きいボイド内を完全混合すること、及び静圧だけを取り出して測定することが難しく、風速測定による換気量算定が最も有効と考えられる。
- ・自然換気口における風速分布を把握したため、BEMS の風速計の結果より自然換気口の換気量を算定することができると考えられる。

今後は、BEMS の測定結果と実測結果の比較、及びその結果を用いて各換気口での換気量から換気経路に関して検討する所存である。また、換気回路網計算を行うことで、より明確に換気経路の把握をしようと考えている。

- 記号 -

A_v : ボイドの水平面積 [m²], A_{VT} : ボイド頂部の排出口面積 [m²],
 C_0 : ボイドへの給気濃度 [ppm], C_0^L : 低層階用ボイドへの給気濃度 [ppm],
 C_0^H : 高層階用ボイドへの給気濃度 [ppm], C_j : j 番目測定点の CO₂ 濃度 [ppm],
 i : i 番目のボイド内風速測定点, j : j 番目の CO₂ 濃度測定点, K : 定数 [-],
 M : 発生量 [m³/s], N_c : CO₂ 濃度測定点数, N_v : ボイド内風速測定点数, Δp : 差圧 [Pa], Q : 換気量 [m³/s], Q_c : トレーサーガス法より求めた換気量 [m³/s],
 Q_p : 差圧より求めた換気量 [m³/s], Q_v : 風速より求めた換気量 [m³/s],
 v_{Average} : 平均流速 [m/s], v_{BEMS} : BEMS の流速測定結果 [m/s],
 v_{measured} : 実測の際の流速の測定結果 [m/s],
 v_n : 自然換気口の n 番目の測定点における流速 [m/s],
 α : ボイド頂部の流量係数 [-], ρ : 密度 [kg/m³]

謝辞

本研究において、種々の便宜を図っていただいた A 市庁舎関係者各位、及び本研究の遂行にご尽力いただきました、山本新氏 (福井大学学部生)、吉本薫氏 (同) に深く感謝いたします。本研究は JSPS 科研費 JP17H01308 の助成を受けたものです。

参考文献

- 1) 日本建築学会: 実務者のための自然換気設計ハンドブック、技報堂出版株式会社、pp.2-3, pp. 61、2013 年
- 2) 伊藤彰悟、甲谷寿史、桃井良尚、山中俊夫、山澤春菜、水出喜太郎、藤井拓郎、白石かおり: 大規模吹抜け空間と高層ボイドを持つ建物の自然換気性能に関する研究 (その 1) 実測及び CFD 解析による実建物内吹抜け空間における夏期の鉛直温度分布に関する検討、平成 29 年度空気調和・衛生工学近畿支部学術研究発表会論文集、2018.03 掲載予定

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5) 立位及び座位人体から呼出された咳飛沫核の室内分布特性

Bahavior of Droplets and Droplet Nuclei from Cough in Sickroom with Displacement Ventilation (Part5) Distribution of Droplet Nuclei from Cough by Standing and Sitting Man

○伊濱 大晟 (大阪大学)

甲谷 寿史 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

竹谷 俊成 (大阪大学)

Taisei IHAMA^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1} Toshinari TAKETANI^{*1}^{*1}Osaka University

In sickroom, a bad smell is often generated. In order to solve this problem, we suggest that displacement ventilation be introduced to sickroom. However, there is a possibility that displacement ventilation causes retention of droplet nuclei expired by coughing at occupied zone and an infection risk increases. So, in this paper, particle concentration of droplet nuclei was measured in a mock 4-bed ward in order to find room distribution of particle concentration of droplet nuclei. In this paper, 4 coughing situation is simulated in order to examine the various aspects.

1. はじめに

人が生活を行う病室においては、悪臭の発生が問題となる。そこで本研究では、臭気の拡散を防ぐのに有効とされている置換換気の導入を提案する。

置換換気を導入した病室においては、空気感染リスクの増加が懸念される。これは、置換換気時において、患者から呼出された咳飛沫核が居住域内に滞留する¹⁾ためである。そこで、本研究では置換換気状態にある4床病室を対象とし、飛沫由来の飛沫核がいかなる挙動を示すのか把握することを目的とする。

既報では、想定される境界面の上部と下部それぞれ1点ずつから咳を噴霧し、測定を行った。本報では、4床病室を再現した実物大実験において、咳の噴霧状況が飛沫核の挙動に与える影響について検討する。

2. 実験概要

2.1 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。空調システムの概要をFig.1に示す。空調機からの空気は、間仕切壁との間の緩衝空間を通過して吹き出し温度20℃で実験室に給気される。給気口と還気口にはHEPAフィルターを設置することで、実験室内空気の清浄化を行った。また、室内の気密性を高めることで排気量と給気量の一致を試みたが、それぞれ394m³、325m³と言う値を示し

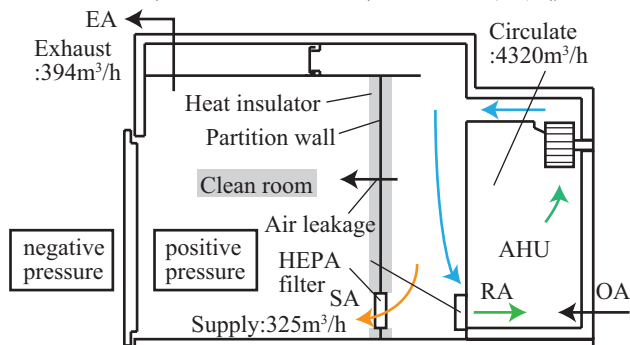


Fig.1 Air conditioning system

差を生じた。間仕切壁等を通しての漏気があったものと考えられる。

本実験室においては、置換換気が実現できることが前提条件とされる。そこで、床面付近からの低風速給気、および実験室内への発熱体の配置を行うことによりこれを試みた。配置する発熱体としては人体発熱を模擬したものと家電等の発熱を模擬したもの各4台とし、それぞれの発熱量は1体当たり40W、60Wとする。

2.2 模擬咳発生装置概要

実験では、前述した室内の複数点において咳飛沫核個数濃度の経時変化を測定することで、置換換気された室内における飛沫核の分布状況や減衰過程を明らかにする。本実験において、咳の噴霧は模擬咳発生装置(以下、咳マシン)を用いることにより行った。Fig.2にその概要を示す。咳マシンは再現性のある咳を発生させるため、田辺ら²⁾によって開発された装置である。コンプレッサーからの圧縮空気の水タンクからの液体を混合し、電磁弁の開放によりそれらを噴霧することで、咳の気流と飛沫を模擬している。

本実験においては電磁弁の開放時間を0.3秒とし、1つの測定点につき3秒間隔で3回の噴霧を行っている。水タンク内の液体には1%食塩水を用い、噴霧後蒸発することで現れる食塩の結晶により飛沫核を模擬した。

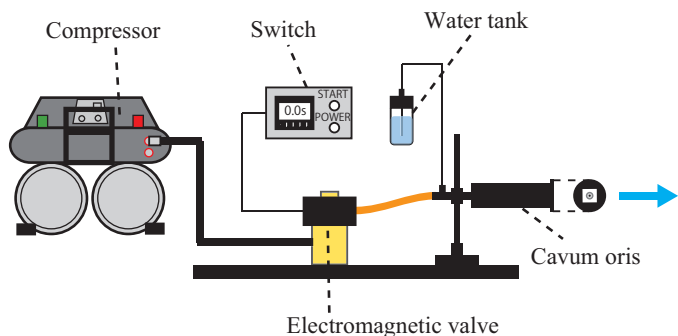


Fig.2 Coughing Machine

2.3 測定概要

実験ではまず、置換換気が実現しているかどうかの確認を行う。室内温度測定とCO₂濃度測定の結果から、温度成層及び境界面の有無を確認し、存在が見受けられた場合に置換換気が実現できていると判断した。Fig.3に室内温度及びCO₂濃度の測定点を示す。測定間隔はそれぞれ1分とする。

咳飛沫核個数濃度測定は、置換換気の形成を確認した後に行った。咳マシンより噴霧した飛沫核の個数をパーティクルカウンター(KANOMAX)により測定する。飛沫核の定義が粒径5μm以下の固体であることから、測定対象とする粒子の粒径は0.3～5μmとした。

実験手順としては、トラバースャーによる測定点の移動や咳マシンへの食塩水補給を行った後室外で待機し、室内粉塵濃度がバックグラウンド濃度以下となってから咳の噴霧を行う。噴霧状況の異なる4条件にて測定を行い、条件①が立位、条件②が座位、条件③、④が仰臥位における咳の呼出を想定した。測定点高さは鉛直方向に2点存在し、それぞれ仰臥位と座位を想定した高さとなる。

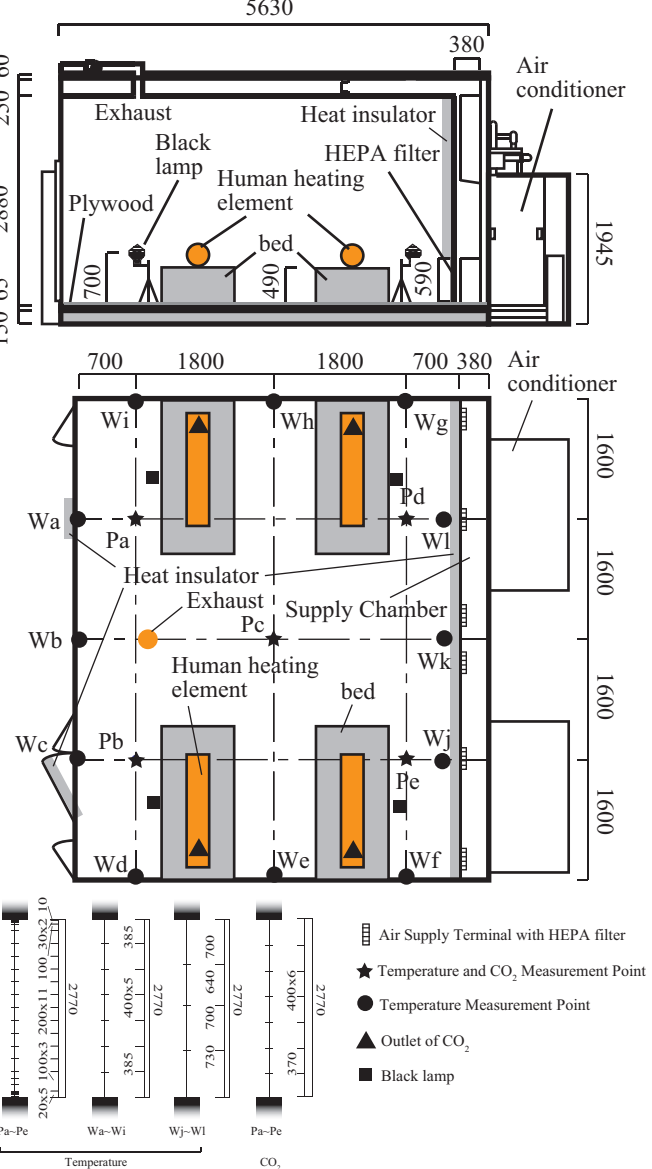


Fig.3 Temperature and CO₂ Measurement Point

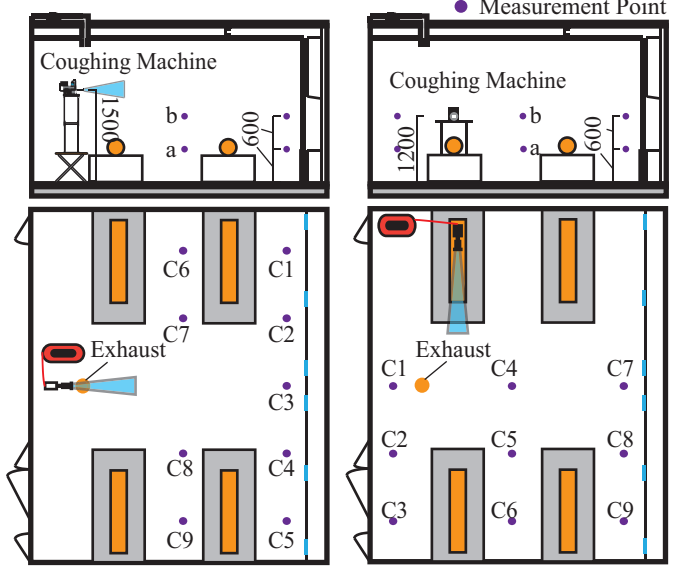
本実験ではバックグラウンド濃度を、粒径0.3μm以上の粒子が500000個/m³のときと設定した。測定間隔は76秒とする。本報では条件①、②の結果を示し、条件③、④については次報に示す。条件①、②における個数濃度の測定点をFig.4に、測定機器の概要をTable.1に示す。

3. 実験結果

3.1 鉛直温度分布

条件①測定時の空気温度をFig.5に、互いに近い距離にある壁面温度と空気温度の比較をFig.6に示す。横線分は測定期間中に生じた時間変動の標準偏差を示す。本実験では咳を噴霧してから35分間を、個数濃度測定時間としている。図中にプロットされた温度は、この35分間における平均温度を全測定点計測時において算出し、さらにそれらを平均したものとなっている。

Fig.6より、壁面温度の方が空気温度より0.5～1℃程度低くなっており、壁面に沿った下降気流が生じていると考えられる。断熱材を敷設した壁面上の測定点Wj、Wlにおいて、空気温度との差が比較的小さくなっていることから、壁面における熱貫流が原因となって生じた現象であると考えられる。空気温度分布からは、室内上方に行くほど温度が高くなることが読み取れる。以上より、室全体で概ね温度成層を形成していることが分かる。



Case1:Standing Case2:Sitting
Fig.4 Particle Concentration Measurement Point

Table.1 Measuring equipment

Measuring Item		Measuring Equipment
Flow Rate		TABmaster mini Model6750 (KANOMAX)
Temperature		Thermocouple(Type:T) Logger:Cadac3(Etodenki)
Number Concentration of Fine Particle	Equipment	Portable Particle Counter Mdel3905 (KANOMAX)
	Flow rate	28.3L/min
	Particle Size	0.3μm, 0.5μm, 1.0μm, 3.0μm, 5.0μm, 10.0μm

3. 2 鉛直 CO₂ 濃度分布

Fig.7 に CO₂ 濃度の鉛直分布を示す。なお、図中にプロットされた各濃度は規準化した値となっている。

床から 1000mm の高さで急激な濃度上昇を生じていることから、この高さに境界面が形成されているものと考えられる。ただし、測定点 Pa において境界面より下で規準化濃度が高くなっていることから、下降気流によって室内空気が混合されている可能性が考えられる。

3.3 飛沫核個数濃度

飛沫核個数濃度は、個数濃度の経時変化から算出した有効混合容積及び局所累積曝露量により考察する。

有効混合容積は、飛沫核の減衰を式 (1) により近似し、式 (2) を用いることで算出する。この値が大きいくほど、その点において飛沫核が滞留しやすいといえる。

$$C_r = C_{r0} e^{-nt} \quad (1)$$

$$V_{eff} = \frac{Q}{n} \quad (2)$$

C_r : 飛沫核個数濃度 [個 / m³]

C_{r0} : 減衰前の飛沫核個数濃度 [個 / m³]

n : 換気回数 [回]

t : 減衰開始からの経過時間 [min]

V_{eff} : 有効混合容積 [m³]

Q : 換気量 [m³/min]

局所累積曝露量は、個数濃度の経時変化を測定時間の 35 分で積分することにより求められる。式 (3) を用いることにより算出した。この値により、その点における飛沫核の曝露量を評価できる。

$$C_{ex} = \sum_i C_i(t) \cdot \Delta t \quad (3)$$

C_{ex} : 局所累積曝露量 [個・min/m³]

$C_i(t)$: 時間 t における飛沫核個数濃度 [個 / m³]

t : 咳噴霧後からの経過時間 [min]

Δt : 測定間隔 [min]

算出した有効混合容積及び局所累積曝露量の結果をコンターとして Fig.8、Fig.9 に示す。

図より、粒径が大きいくほど有効混合容積及び局所累積曝露量が小さくなる事が分かる。この原因として、発生量に差を生じていた可能性のほか、重力の影響を受けた可能性が考えられる。粒径の大きな粒子ほど、そこに発生する重力は大きい。滞留することなく床面に落下したために、このような現象を生じたものと考察する。

有効混合容積に関しては、完全混合時の値が室容積 88.64m³ と一致することから、この値との比較を行った。0.3 ~ 0.5μm の粒径粒子において、88.64m³ を超える箇所が多く見られる。ことから、混合換気時よりも感染リスクが高まっている可能性が考えられる。

局所累積曝露量に関しては、いずれの条件においても FI+1200 における値が大きくなっている。これは、上昇

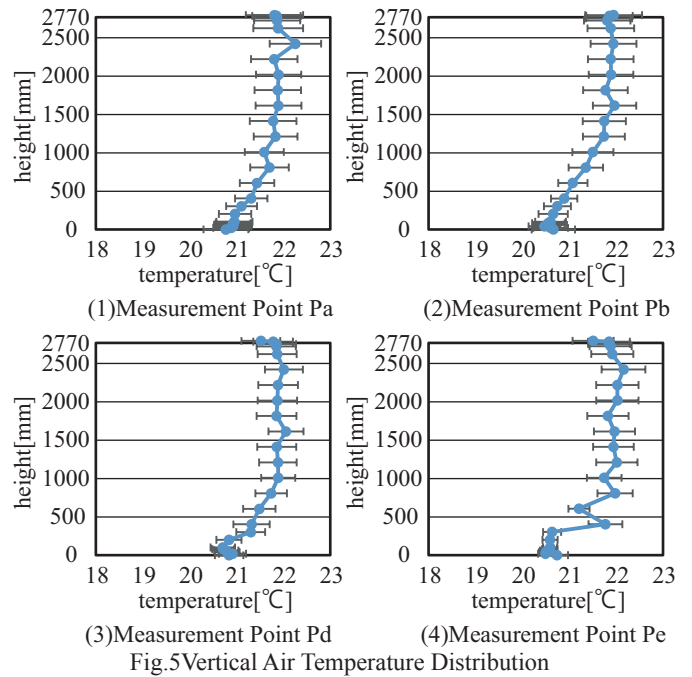


Fig.5 Vertical Air Temperature Distribution

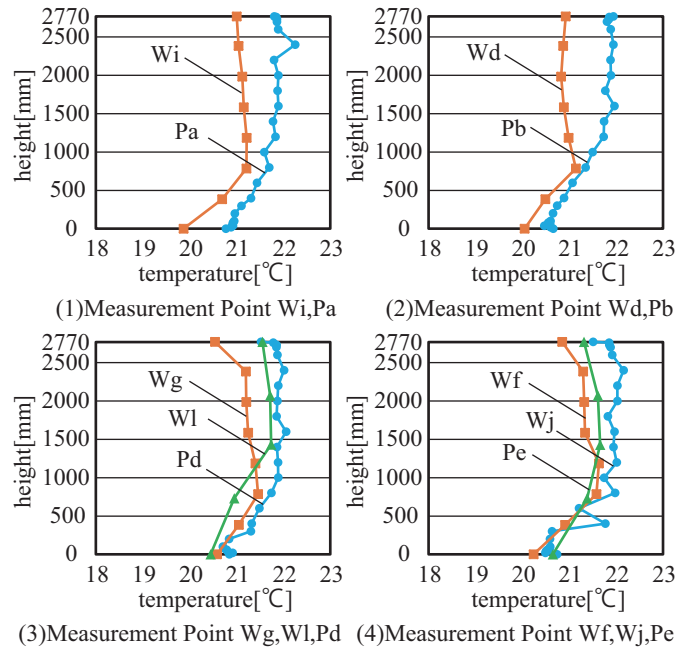


Fig.6 Vertical Temperature Distribution

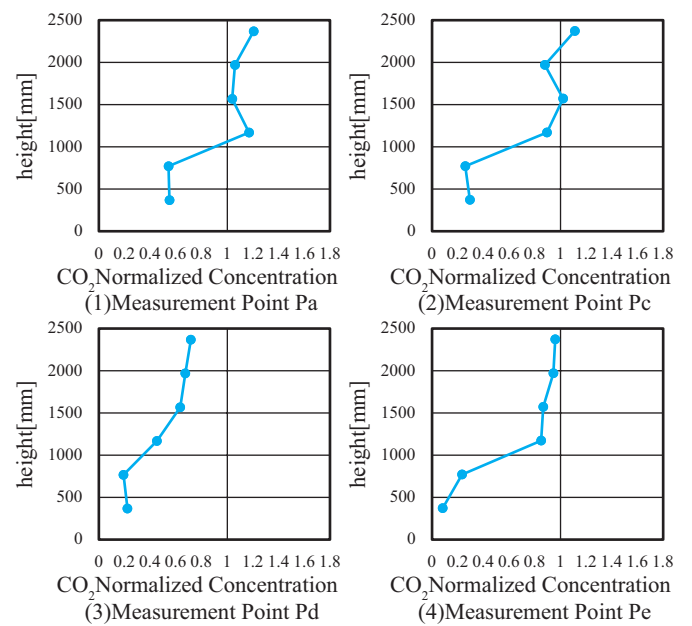


Fig.7 Vertical CO₂ Distribution

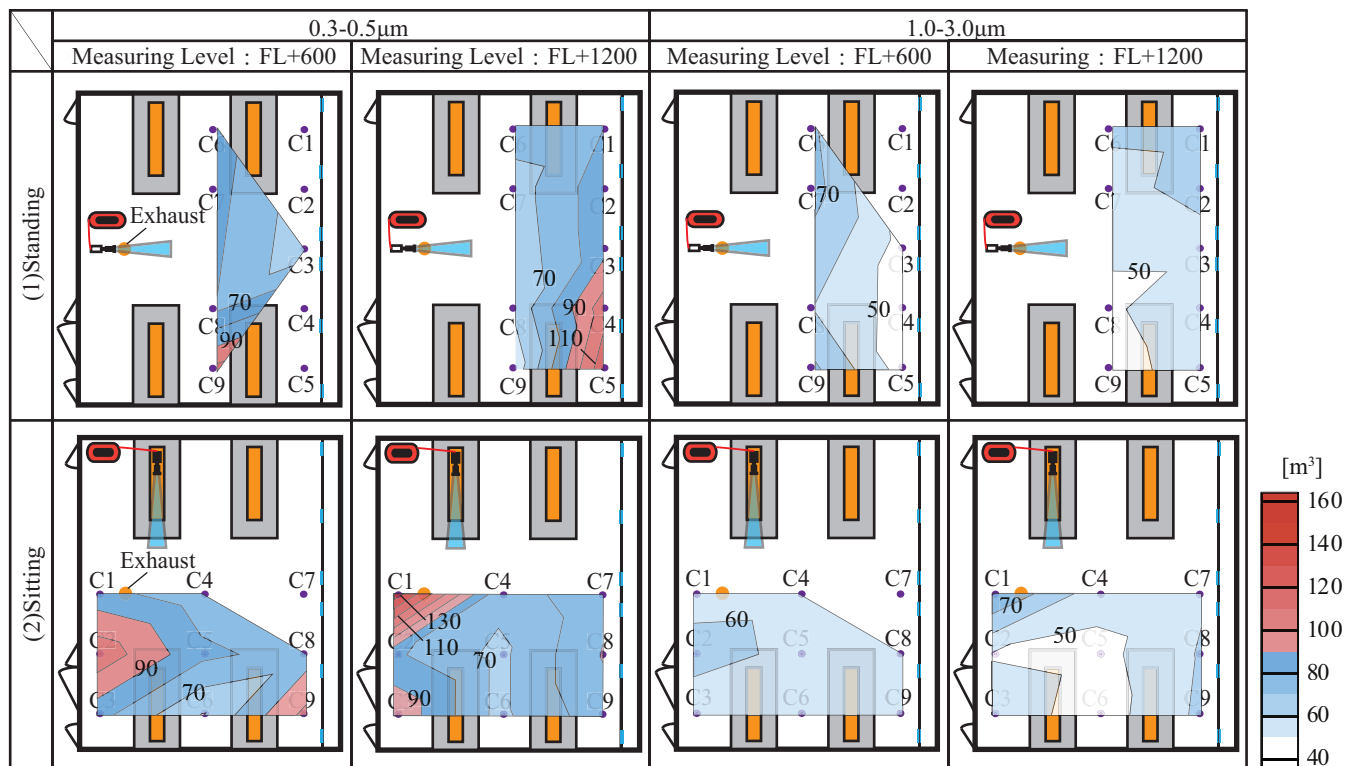


Fig.8 Effective Mixing Volume

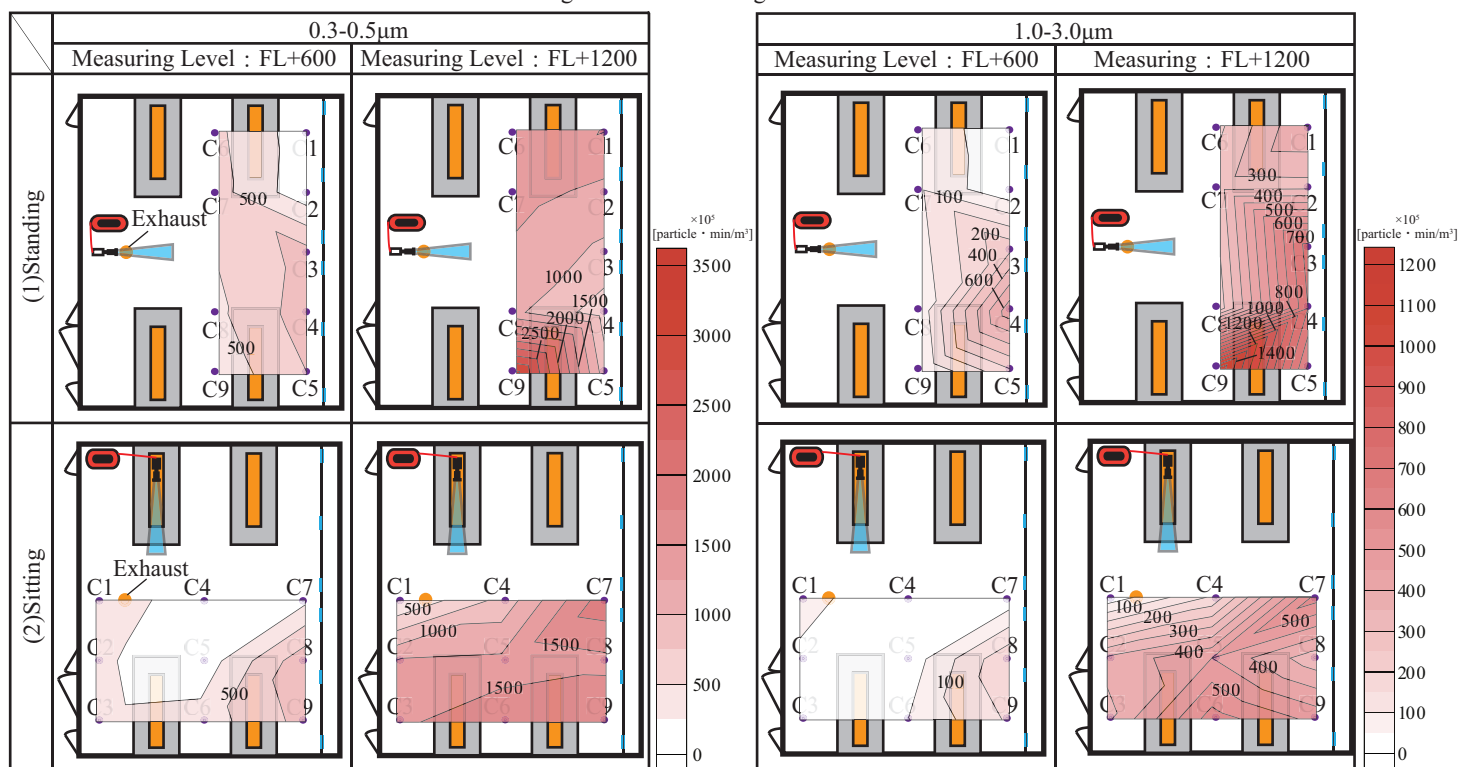


Fig.9 Local Cumulative Exposure

気流により飛沫核が境界面上部へ移送されたためであると考えられ、この範囲において感染リスクが高まる可能性がある。また、隅部で比較的高い数値となっていることから、境界面より上に移送された飛沫核が下降気流により下へ押し戻されている可能性が考えられる。

4. 終わりに

今後は、境界面高さの上昇を試みるとともに、飛沫核個数濃度減衰のモデル計算による予測を行っていく予定である。

< 謝辞 >

模擬咳発生装置の使用は、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、ここに深く感謝いたします。

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.Niesen, Mats Sandberg : "Displacement Ventilation in Hospital Environment", ASHRAE Journal, June, pp.86-88, 2011
- 2) 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, pp877-878, 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6) 仰臥位人体から呼出された咳飛沫核の室内分布特性

Behavior of Droplets and Droplet Nuclei from Cough in Sickroom with Displacement Ventilation (Part 6) Distribution of Droplet Nuclei from Cough by Lying man

○竹谷 俊成 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

甲谷 寿史 (大阪大学)

伊濱 大晟 (大阪大学)

Toshinari Taketani^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Hisashi KOTANI^{*1} Taisei IHAMA^{*1}^{*1}Osaka 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 should be 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, particle concentration of droplet nuclei was measured in sick room with 4 beds in order to know room distribution of particle concentration of droplet nuclei. In this paper we report the result when lying man cough to the horizontal direction and cough to the vertical direction.

1. はじめに

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置換換気方式を病室に適用することを想定する。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、空気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核の挙動を明らかにすることを目的としている。前報では4床病室を用いた実物大実験にて立位人体及び座位人体から呼出される飛沫核の挙動の把握を行った。本報では座位人体から水平向き及び鉛直上向きに呼出される飛沫核の挙動の把握を行った結果について報告する。

2. 実験概要

実験室概要、測定概要は前報と同様である。咳の噴霧は前報と同様に模擬咳発生装置¹⁾を用いた。実験室は大阪大学構内の実験室にて4床病室を再現し、置換換気用の空調システムを用いて測定を行った。実験条件及び個数濃度測定点をFig.1に示す。前報では条件①立位人体、条件②座位人体による咳の呼出を想定し実験を行った。本報では条件③仰臥人体が水平向きに咳を行った場合、条件④仰臥人体が鉛直上向きに咳を行った場合を想定し、実験を行った。また、測定点は仰臥人体及び座位人体の口の位置を想定し、600mmと1200mmの2条件で測定を行った。

また、室内が置換換気状態であることを確認するため温度及びCO₂濃度測定についても行った。温度及びCO₂濃度測定点をFig.2に示す。測定間隔は温度・CO₂共に1分とし、トレーサガス発生口は各模擬人体に1箇所ずつ設け、合計4箇所から発生させた。

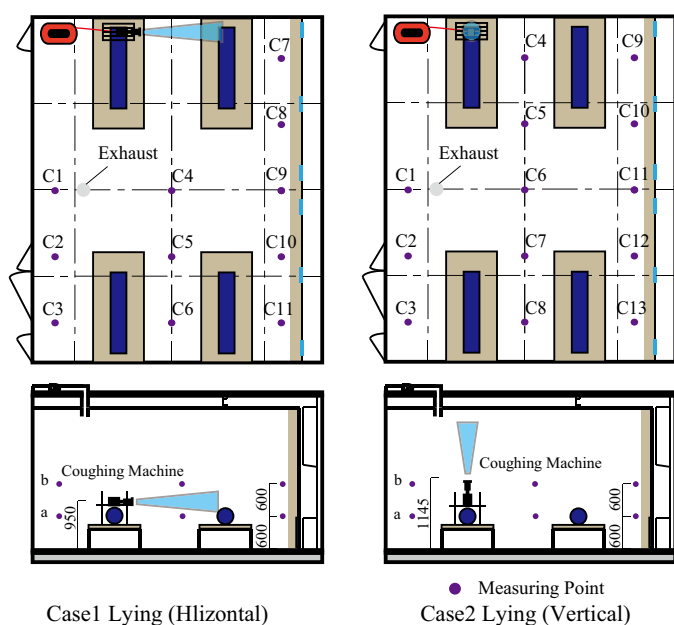
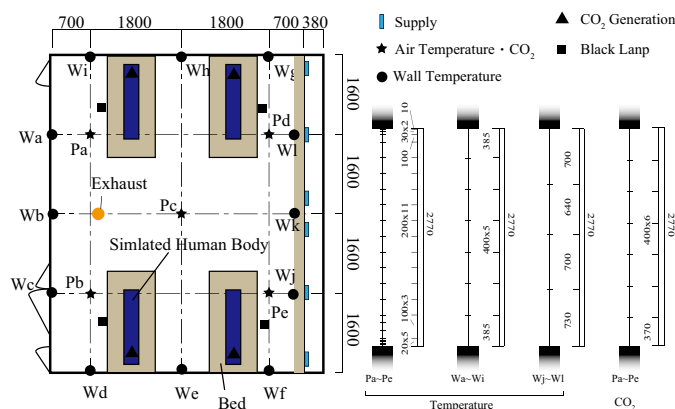


Fig.1 Particle Concentration Measurement Point

Fig.2 Temperature and CO₂ Measurement Point

3. 実験結果

3.1 鉛直温度分布

Fig.3 に前報における条件 1,2 及び条件 3,4 の空気鉛直温度分布を重ねあわせたものを示す。各値は個数濃度測定時間における温度を条件ごとに平均したものである。いずれの条件においても約 1°C 程度の温度成層を形成していることが分かる。ただし、条件ごとの温度を比較すると、いずれの測定点においても最大で 1°C 程度の温度差を生じていることが分かる。これは、条件 1～条件 4 まで約 1 ヶ月の測定期間があり、外気温の変動に合わせて室内温度が変動してしまったためと考えられる。ただし、温度成層の傾向等は一致しており、気流に与える影響は微弱であったと考えられる。

また、Fig.4 に、条件 3 において互いに近い測定点にある壁面及び空気温度を比較したものを示す。Fig.4 の (3) (4) より測定点 Wj、Wi では空気温度と壁面温度がほぼ一致していることが分かる。ただし、その他の測定点においては空気温度に比べて壁面温度が約 1°C 程度低い値を示している。これは、今回の測定は冬季に行われたためであると考えられる。そのため壁面では下降気流が生じていたと考えられ、飛沫核の挙動に少なからず影響を与えた可能性がある。

3.2 有効混合容積

Fig.5 に飛沫核の個数濃度経時変化から各測定点ごとに算出した有効混合容積のコンター図を示す。

Fig.5 より、 $1.0\text{-}3.0\mu\text{m}$ の有効混合容積は $0.3\text{-}0.5\mu\text{m}$ の有効混合容積に比べ小さくなることが分かる。これは、粒径が大きいほど重力の影響を受けやすく、沈降によって滞留しにくくなるためであると考えられる。また、 $0.3\text{-}0.5\mu\text{m}$ の有効混合容積に着目すると、有効混合容積が部屋の体積である 88.64m^3 より大きくなる領域が存在していることが分かる。そのような領域では完全混合時より飛沫核の減衰率が小さく、飛沫核が滞留しやすくなっていると考えられる。このような傾向は測定点高さ及び測定条件に関わらず見受けられた。また、Fig.7 に各高さごとの有効混合容積の棒グラフを示す。Fig.7 の (1) ではいずれの条件においても高さ FL+1200mm より FL+600mm において有効混合容積は大きくなることが分かる。本来、理想的な置換換気では居住域で発生した汚染物は上昇気流によって境界面高さより高い位置に搬送されるため、居住域における有効混合容積は完全混合時より小さくなると予測される。しかし、今回の実験では予測とは異なる結果となった。これらの原因として、前節で述べた壁面温度の低下による下降気流が境界面より高い位置と低い位置の間で空気の混合を引き起こし、一部置換換気状態が崩れたことが挙げられる。また、発熱体から離れた位置では飛沫核が上昇気流によって搬送さ

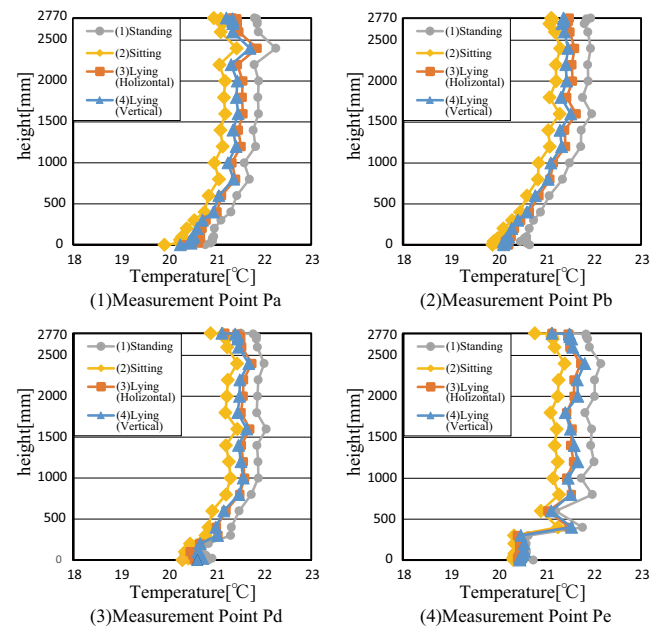


Fig.3 Vertical Air Temperature Distribution

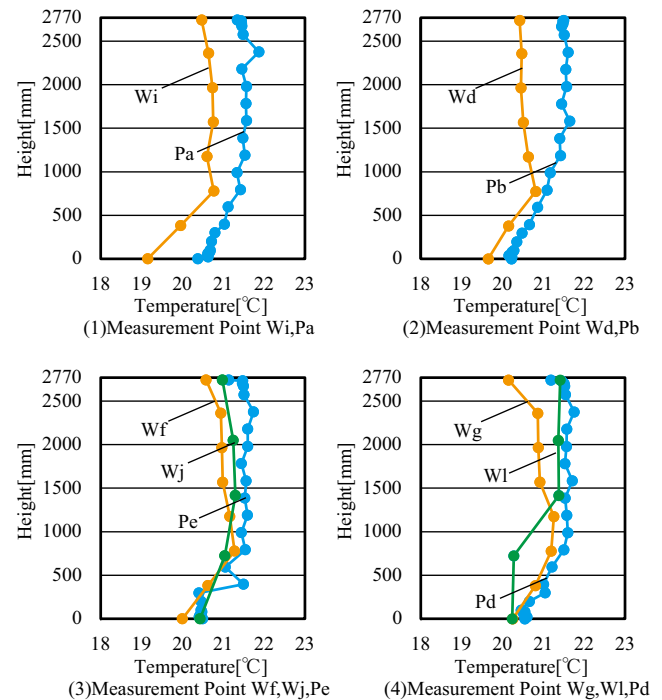
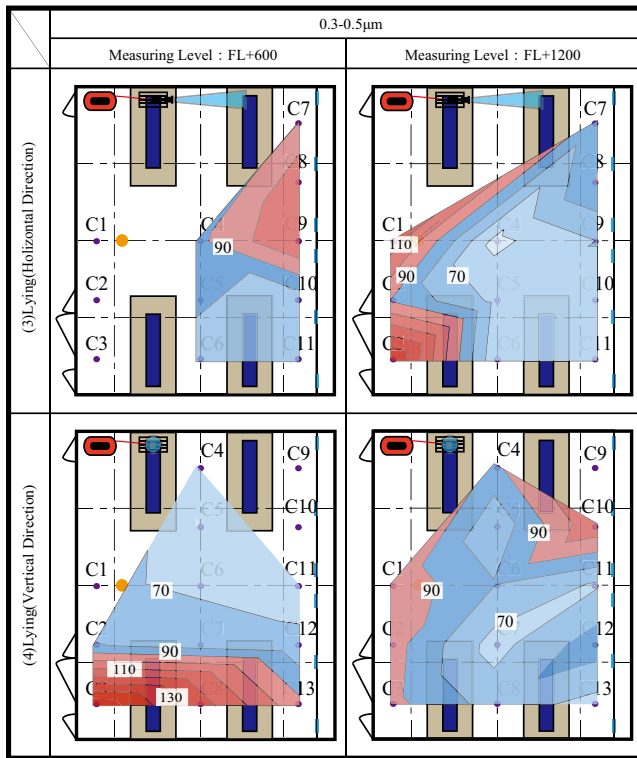


Fig.4 Comparison of Wall and Air Temperature ((3)Lying(Horizontal))

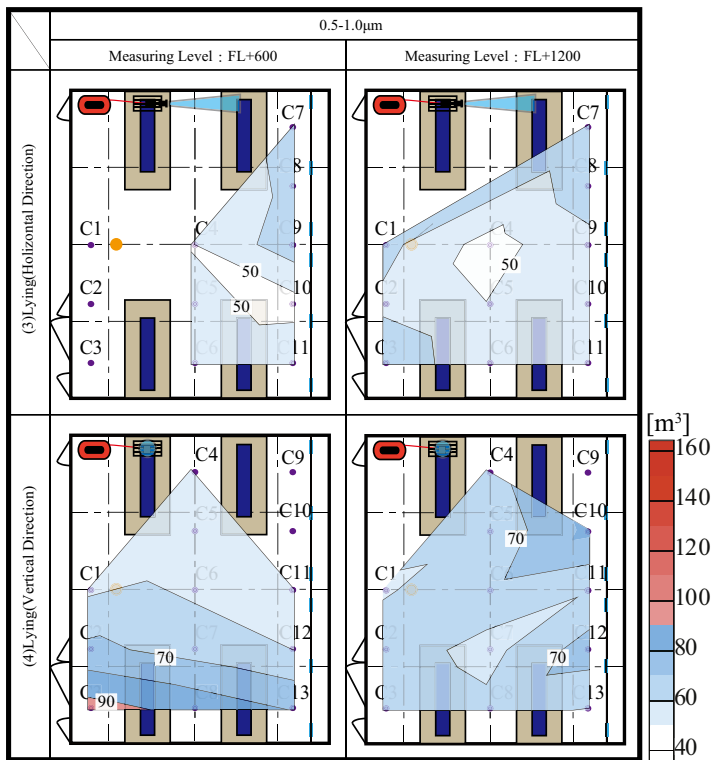
れず、滞留しやすくなる可能性も考えられる。ただし、今回の実験から明確な理由を断定することはできず今後の課題としたい。

3.3 局所累積暴露量

上式において、各測定点における 35 分間の累積暴露量を算出し、コンター図にしたものを Fig.7 に示す。また、前報にて報告した条件 (1)(2) を含めた高さごとの局所累積暴露量の平均値の棒グラフを Fig.8 に示す。Fig.7、Fig.8 より鉛直上向き噴霧の場合、累積暴露量は最も小さくなり、立位人体が咳をした場合、累積暴露量は最も大きくなることがわかった。また、測定点高



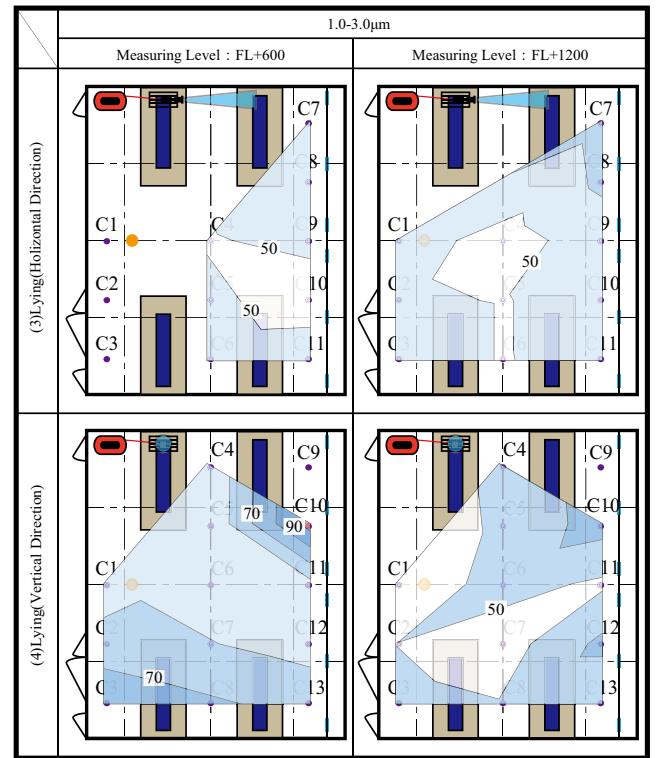
(1) 0.3-0.5μm



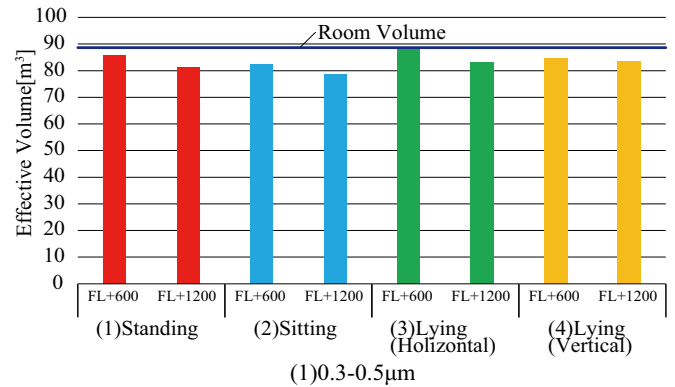
(2) 0.5-1.0μm

Fig.5 Effective Mixing Volume

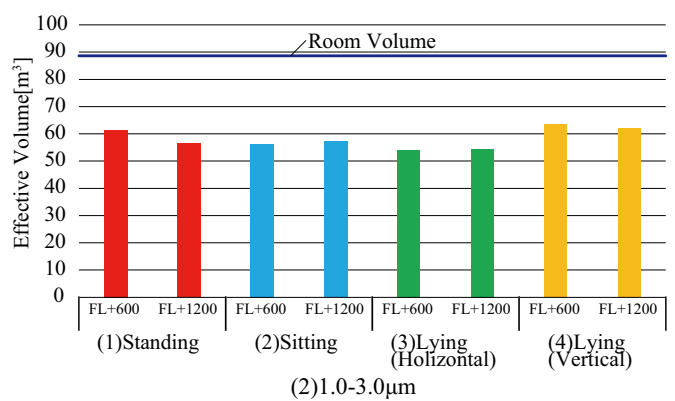
さ FL+600mm より FL+1200mm において局所累積暴露量は大きくなることが分かった。これは、FL+1200mm は CO₂ 濃度測定で確認された境界面高さ 1000mm より高い位置であり、上昇気流によって飛沫核が搬送されたためと考えられる。よって置換換気導入時には境界面高さを



(3) 1.0-3.0μm



(1) 0.3-0.5μm



(2) 1.0-3.0μm

Fig.6 Effective Mixing Volume(Height Average)

より高い位置になるよう設計することが必要であると考えられる。ただし、Fig.7の測定点高さ FL+600mm に着目すると、FL+1200mm と比較すると値は小さいものの、部屋の隅部などで局所累積暴露量が大きくなる測定点が存在する。これは下降気流によって境界面高さ

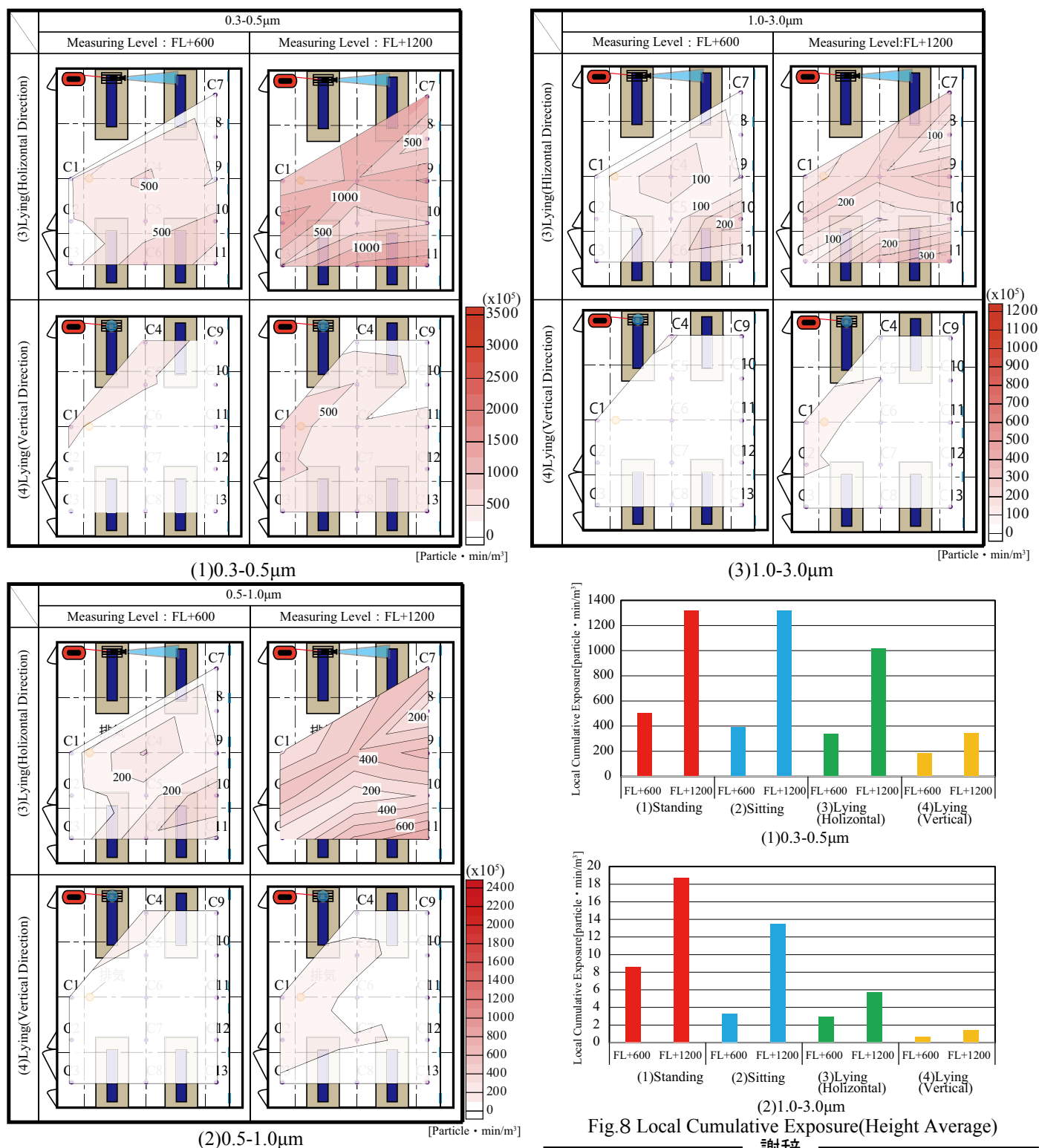


Fig.7 Local Cumulative Exposure

Fig.8 Local Cumulative Exposure(Height Average)

より上の飛沫核が搬送されてきたためと考えられ、設計時には下降気流が発生しないよう壁面の断熱等に注意が必要であると考えられる。

4. おわりに

本報では置換換気される4床病室にて仰臥位人体の咳の噴霧状況が飛沫核の挙動に与える影響について検討を行った。今後はCFD解析によって様々な条件における飛沫核の挙動の把握を行っていく予定である。

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, pp877-878, 2105.9

高層オフィスの自然換気設計法に関する研究 外部風・開口面積の室内温度・換気効率分布に対する影響の検討

Design Method of Natural Ventilation of High Rise Office Building The Influence of External Wind and Opening Area on Distribution of Room Temperature and Ventilation Efficiency

○丹羽 達哉 (大阪大学)
甲谷 寿史 (大阪大学)
佐嶋 俊彦 (大阪大学)

田辺 慎吾 (日建設計総合研究所)
山中 俊夫 (大阪大学)

Tatsuya NIWA^{*1} Shingo TANABE^{*2} Hisashi KOTANI^{*1}

Toshio YAMANAKA^{*1} Toshihiko SAJIMA^{*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 center-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増加している。しかし、室内外温度差や外部風速・風向などの外界条件の影響を大きく受けるため、自然換気システムを設計する上で、自然換気経路や開口部面積の設定など定量的な設計基準は確立されていない。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、適切な換気システムの運用の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、大規模オフィス空間を持つ高層オフィスビルでの自然換気システムの設計・運用の最適化に資することを目的として、外部風速・風向や自然換気口の開口面積及び開閉状況等の各種条件がオフィス空間の自然換気性能に与える影響を評価する。まず本解析に先立って、自然換気システムが導入された建物を対象に実測と、その実測結果との比較による CFD 解析の精度検証が行われた¹⁾。本報では、解析結果をもとに作成した標準モデルオフィスを対象として解析を行い、室内各所の換気性状の把握を行った結果について報告する。

1. 解析概要

1.1. 解析対象領域

解析対象とするのは Fig.1 に示すような基準階平面図をもつオフィス空間である。解析モデルの概要を図 2 に示す。本研究では、今後ハイブリッド空調を想定した検討を行うため、7,200 mm × 7,200 mm の空間を 1 モジュールとして、モジュールを基本とした考察を行う。Table.1 に開口面積および流量係数を示す。自然換気口は各外壁面に 4 個ずつ設け、ボイドに通じる排気口を建物コア各壁面に 1 個ずつ設置する。また、建物外壁は完全断熱とし、日射による熱負荷は無いものとする。自然換気口は、天井近傍で横吹出・吸込に設定した。

1.2. 解析条件

計算条件を Table.2 に、境界条件を Table.3 に示す。各条件で流入温度は一定とし、各自然換気口部の流入出量を変えた条件で解析を行い、オフィス空間内の温度分布、及び局所平均空気齢を把握する。また、解析領域に机、椅子等の家具やパソコンは無く、内部発生熱負荷は照明によるもののみを考慮し、天井および床面にそれぞれ 6.5W/m² ずつ与えた。

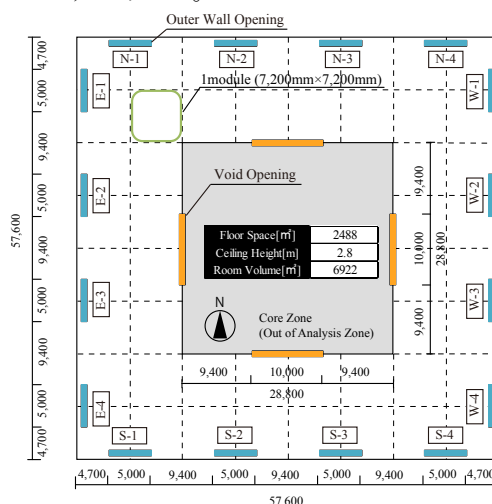


Fig.1 Plan of Model

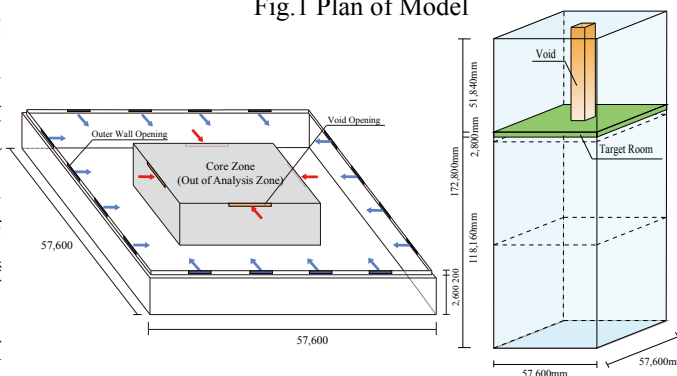


Fig.2 Model Overview

Table.1 Opening Details

Openings	Void dependence	A[m ²]	Number[uni]	Flow coefficient[-]
Outer Wall Opening		0.5	16	0.40
Void Opening	0	0.0	4	0.40
	1/6	0.4	4	0.40
	1/3	1.0	4	0.40
	1/2	2.0	4	0.40

Table.2 Analysis Condition For CFD

CFD code	ANSYS FLUENT 16.1/17.2
Turbulence model	Standard k-ε model (SKE)
Algorithm	Steady State (SIMPLE)
Discretization Scheme	QUICK
Near-Wall Treatment	Standard Wall Functions
Fluid density	boussinesq
Pressure interpolation scheme	Body Force Weighted
Turbulent Intensity	10%
Hydraulic Diameter	0.1m
Number of Mesh	2,190,200

Table.3 Boundary Condition

Boundary Condition	Case1-1	Case1-2	Case1-3	Case1-4	Case2-1	Case2-2	Case2-3	Case2-4
Outside temperature	20							
Indoor Thermal Load	13							
Ventilation frequency	2.7	2.8	3.5	5.2	1.2	1.7	2.8	4.2
External wind	0.5m/s				2.5m/s			
Ventilation volume	18689	19382	24227	35994	8306	11767	19382	29072

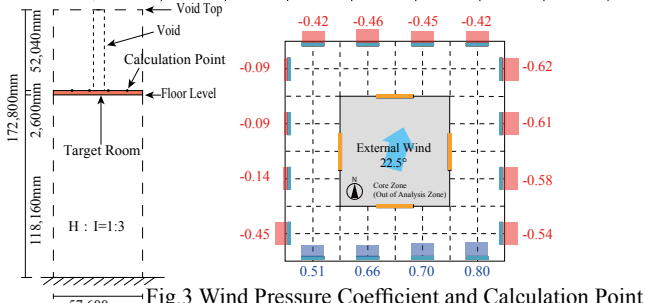


Fig.3 Wind Pressure Coefficient and Calculation Point

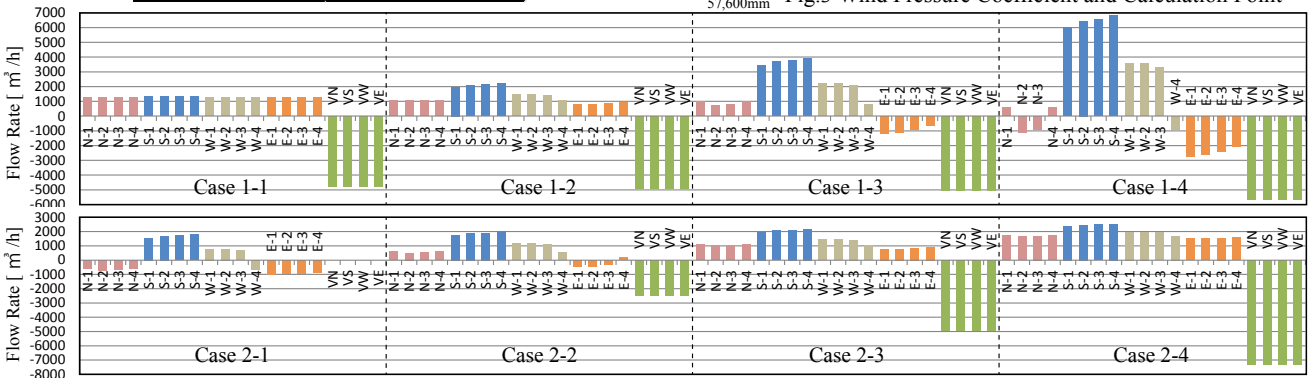


Fig.4 Flow Rate of Each Opening

本解析では、外部風速と開口面積についてそれぞれ4条件の比較を行う。外部風向は22.5°の南西方向とし、外部風速について①0.5m/s(Case1-1)、②2.5m/s(Case1-2)、③5.0m/s(Case1-3)、④9.0m/s(Case1-4)とし、また開口面積については、全開口面積におけるボイド部開口面積の割合であるボイド依存率について、①0/6(Case2-1)、②1/6(Case2-2)、③1/3(Case2-3)、④1/2(Case2-4)の解析を行った。このとき、Case1でのボイド依存率は1/3とし、Case2での外部風は風速2.5m/sとした。Fig.4に各自然換気口における換気量の算出に用いた風圧係数²⁾を示す。各自然換気口での自然換気量は、換気回路網計算による算定を行った。このとき、ボイド内の温度は室温と同一となり、外気温との差で重力換気が行われるものとした。Fig.5は各自然換気口に与えた自然換気量を示している。

2. 評価指標

室内温度・換気効率を評価するための指標として、それぞれ温度上昇と局所平均空気齢を利用する。さらに、それぞれの条件での換気量の差を補正したうえで評価するため、無次元化温度上昇(=温度上昇/完全混合時の温度上昇)、及び局所空気交換指数(=名目換気時間/局所平均空気齢)を用いる。

3. 結果と考察

Table.4は各条件での室平均温度上昇と室平均空気齢を、Fig.5は各条件における開口部の流入流速の境界条件と、温度上昇、無次元温度上昇、局所平均空気齢及び局所空気交換指数についてFL+1,100mmでのそれぞれの分布のコンター図を示す。

Table.4 Average Value of The Results of CFD

Average value	Temperature Rise [°C]	Room Mean Age of Air [h]
Case1-1	4.4	0.36
Case1-2	4.4	0.33
Case1-3	4.3	0.27
Case1-4	2.4	0.19
Case2-1	9.7	0.64
Case2-2	7.8	0.49
Case2-3	4.4	0.33
Case2-4	3.1	0.23

3.1. 外部風速についての比較

3.1.1. 温度上昇の解析結果

Table.4より、室平均温度上昇はCase1-1、2、3で近い値であるのに対し、外部風速が大きいCase1-4で非常に小さくなっている。また、Fig.5より、Case1-2、3、4では、風上側である南西方向の温度上昇が小さく、風下側である北東方向の温度上昇が大きくなった。無次元温度上昇分布についてCase1-4の結果より、開口S-3付近から東側のボイドに向けて温度上昇の小さい軌跡が出来ているのに対し、東側外壁付近では温度上昇が非常に小さくなっていることから、ショートサーキットが発生していると考えられる。

Fig.6は無次元温度上昇分布の各モジュールごとの平均値を降順に並べた図である。風速が大きくなるほど回帰直線の傾きが大きくなっていることから、風速が大きくなるほど分布が大きくなっていることが分かる。完全混合時(無次元温度上昇1)と比較すると、Case1-1、2では多くのモジュールが完全混合時より温度上昇が小さくなっているが、Case1-3では多くのモジュールが完全混合時より温度上昇が大きくなっている。

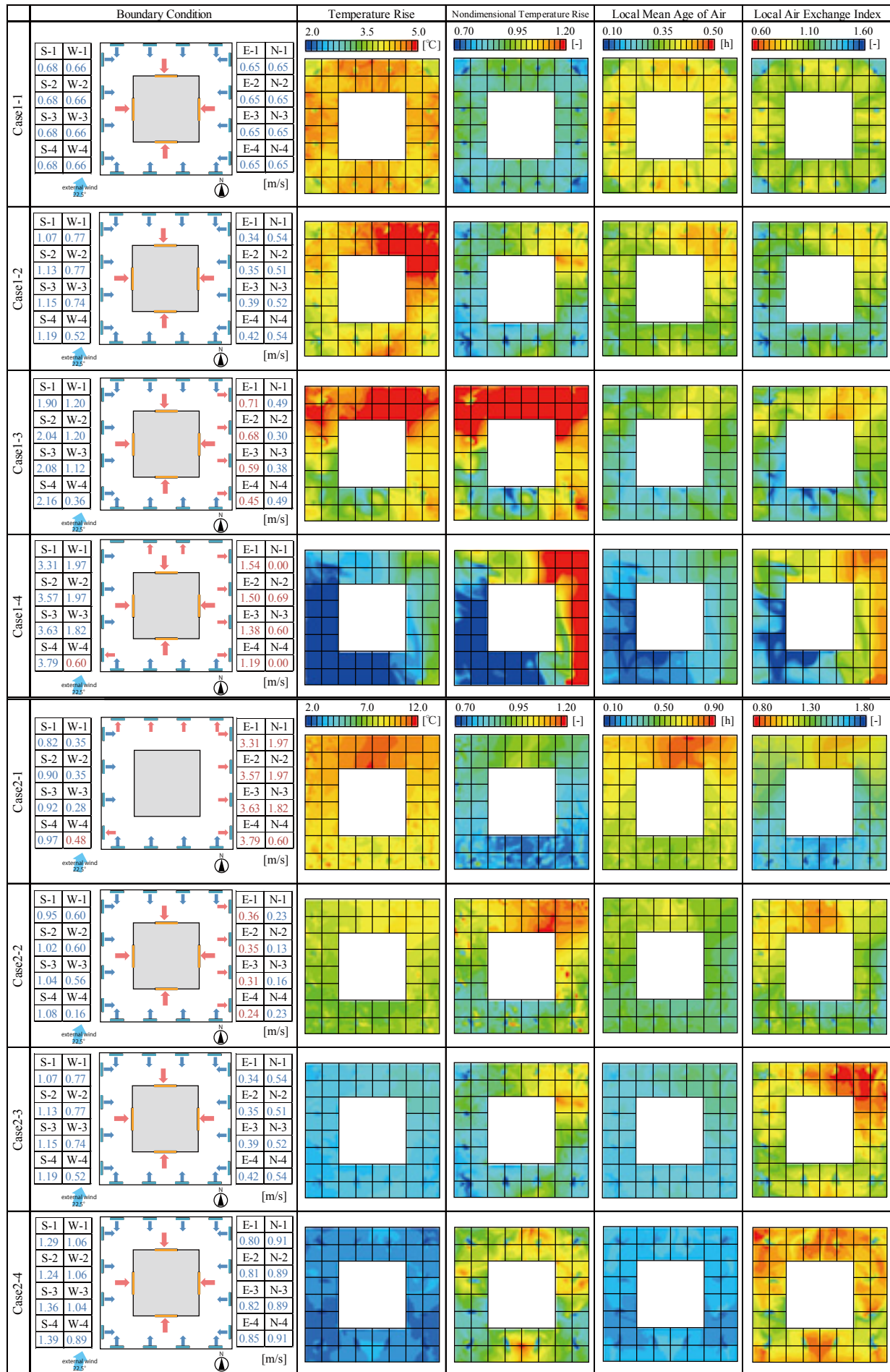


Fig.5 Boundary Condition and Results of CFD(FL+1.100mm)

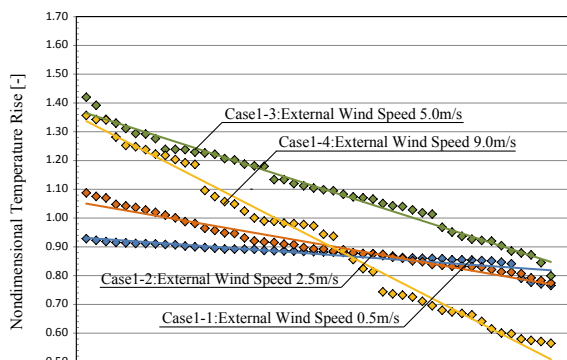


Fig.6 Nondimensional Temperature Rise of Each Module(Case1)

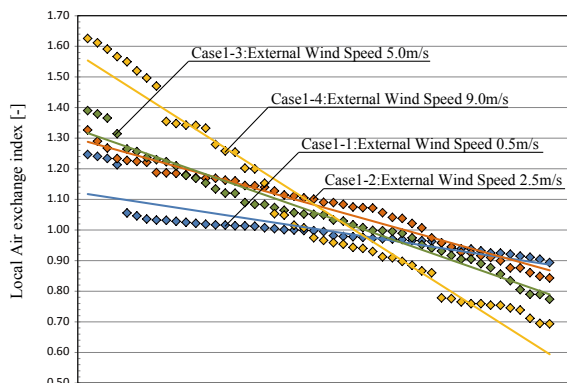


Fig.7 Local Air Exchange Index of Each Module(Case1)

3.1.2 局所平均空気齢の解析結果

Table.4 より、室平均空気齢は外部風速が大きくなるほど小さくなっている。局所平均空気齢分布は、Fig.5 より、温度上昇分布と同様に、Case1-2、3、4 では、局所平均空気齢が風上側で小さく、風下側で大きくなっている。また、Case1-4 の局所空気交換指数分布について、温度上昇と同様にショートサーキットが確認できる。

Fig.7 は局所空気交換指数の各モジュールごとの平均値を降順に並べた図である。温度上昇と同様、風速が大きいくほど分布が大きくなっている。また、Case1-1 は多くのモジュールで 1 に近い値になっているため、室全体で完全混合時に近い性状となっている。

3.2. ボイド依存率についての比較

3.2.1. 温度上昇の解析結果

Table.4 より、室平均温度上昇はボイド依存率が大きくなるほど小さくなっている。またボイドを利用しない Case2-1 では温度上昇が 9.7℃であるが、Case2-4 では 3.1℃と大きく減少している。Fig.5 より、Case2-1 では、風上側で温度上昇が小さく、風下側で温度上昇が大きくなっているが、ボイド依存率が大きくなるほど風上側と風下側での温度上昇の差が小さくなり、Case2-4 ではほとんど見られない。これは、ボイド依存率が大きくなるほど北側・東側開口からの流入量が増加するためであると考えられる。

Fig.8 は無次元温度上昇分布の各モジュールごとの平均値を降順に並べた図である。Case2-1、2、3 については回帰直線の傾きがほとんど変わらないことから、分布に差がない。

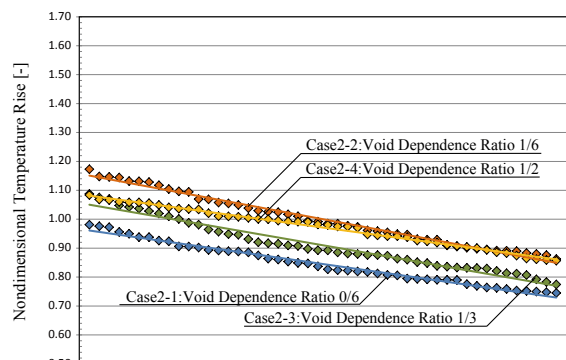


Fig.8 Nondimensional Temperature Rise of Each Module(Case2)

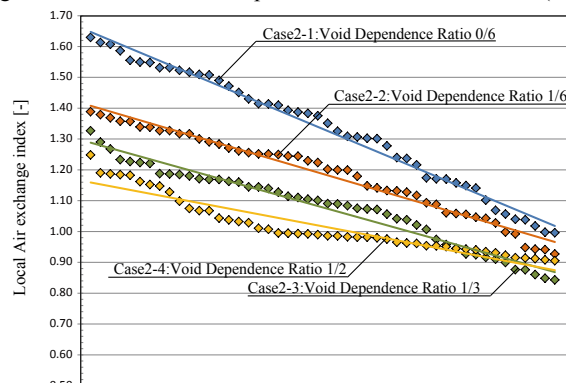


Fig.9 Local Air Exchange Index of Each Module(Case2)

3.2.2 局所平均空気齢の解析結果

Table.4 より、温度上昇と同様に、室平均空気齢はボイド依存率が大きくなるほど小さくなっている。局所平均空気齢分布についても、Fig.5 より、温度上昇と同様にボイド依存率が大きくなるほど風上側と風下側での差が小さくなっている。

Fig.9 は局所空気交換指数の各モジュールごとの平均値を降順に並べた図である。ボイド依存率が大きくなるほど回帰直線の傾きが小さくなっていることから、分布が小さくなっていることが分かる。これに対して、局所空気交換指数の値はボイド依存率が小さいほど大きく、Case2-1 が最も大きくなっている。これは、ボイドの開口面積が小さい条件ほど、よりピストンフローに近い性状となっているためと考えられる。Case2-4 が最も完全混合に近い性状となっており、Case2-1、2、3 では完全混合時よりも空気交換効率がよくなっている。

5. まとめ

本報では、CFD 解析により外部風速・ボイド依存率が室内温度・換気効率分布に与える影響について把握した。今後は、本解析結果のより深い考察を進めるとともに、開口位置の影響についての解析を行う予定である。

【謝辞】

本研究は JSPS 科研費 JP17H01308 の助成を受けたものです。

【参考文献】

- 1) 佐嶋, 田辺, 甲谷, 山中, 相良, 桃井: 高層オフィスビルにおける風力・重力換気併用型の自然換気に関する研究 (その 12) CFD 解析による室内温度および換気効率分布, 日本建築学会近畿支部研究報告集, 2017, 6
- 2) 甲谷寿史: 建物壁面風圧係数の机上予測法に関する研究, 大阪大学卒業論文, 1990.3

建築高さと空地に着目した市街地の風環境に関する研究

The Wind Environment affecting City Buildings, focusing on Their Height and Open Space

○有働 堇 (立命館大学)

近本 智行 (立命館大学)

Sumire UDO*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹

*¹ Ritsumeikan University

The purpose of this research is to clarify effective relationship between the building height and the open space for improvement of the wind environment. Some problems about the wind environment in the central area of Kyoto City were confirmed by a wind tunnel experiment. And a city block plan have been proposed as an improvement plan. The reason why Kyoto City have been chosen as this research area is Kyoto City already have building height restrictions in place. How buildings are able to control the environment is being searched to establish how to live comfortable.

はじめに

京都市では都市計画法に基づく建築高さ規制 (Table.1) が定められている。その目的の一つである住環境の保全・整備は、市街地の高さを制限し高さの格差を抑制することにより図る^{文1)}とされている。

Table.1 Building height regulation in Kyoto City

	保全ゾーン	再生ゾーン	創造ゾーン
景観の 保全・形成	嵯峨 嵐山	職住共存地区 西陣地区	桂川沿い
	10m	15m	15m
住環境の 保全・整備	洛西ニュータウン 岩倉中通	西京極 今出川通	上鳥羽 向島ニュータウン
	10m,12m,15m	20m	20m
都市機能 (土地利用) の増進	四条通	京都駅周辺 都心幹線道路沿道	市街地南部工業地域
	20m	20m5種,25m,31m	20m5種,制限なし

研究対象とする地区

しかし、建築物の高さ制限に伴って容積率を確保しようとするため、建て詰まりが発生し、空地の減少がもたらされる。これらが周囲の風環境、日照環境、さらにコミュニティに悪影響を及ぼすと考えられる。また、町家が現存し町並みを形成している一方で、既存不適格建築物の存在や幹線道路沿道地区と職住共存地区の境界部分における建築高さの格差が、歴史的な景観を害している可能性がある。

そこで本研究では京都市街地の風環境について風洞実験を通して問題点を確認し、風環境の改善に有効な建築高さと空地の関係を検討することを目的とする。そして具体的な改善案となる街区計画を提案する。町家を中心とした住まいとその周辺に形成された微気候空間の創造につなげていきたい。つまり、歴史的な景観が残る京都市街地において建築的操作で自然環境を制御する方法を模索することで、多地域及び多世代にわたって快適に暮らす方法の確立を目指す。

1. 対象敷地

対象敷地の場所を Fig.1 に赤丸で示す。田の字地区の高さ制限は幹線道路沿道地区は 31m、職住共存地区は 15m であり、対象敷地は幹線道路沿道地区と職住共存地区の境界に位置 (御池通沿い南側、姉小路通と柳馬場通の周辺、直径 320m) する。このエリアは姉小路界わい地区と呼ばれ町家が残っているが、田の字地区内でも既存不適格建築物 (Fig.2) が多く混在している。そのため、居住環境だけでなく景観的にも問題があると予想できる。本研究ではこのエリアを 1/200 模型 (Fig.3) で再現し、実験に使用する。

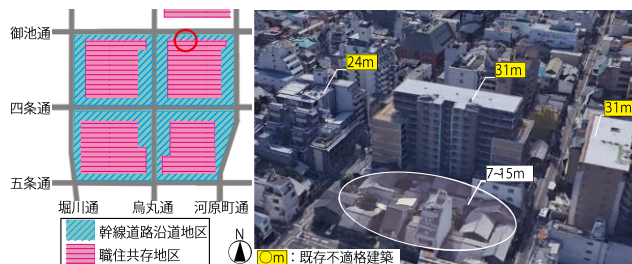


Fig.1 Target site



Fig.2 Illegal or low height buildings

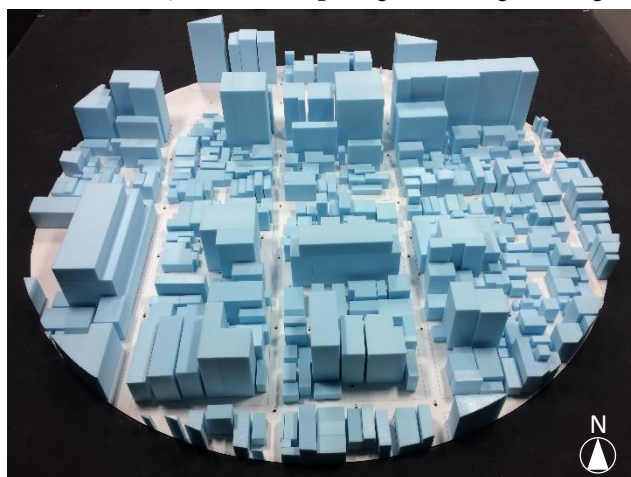


Fig.3 Model of target site

2. 風洞実験概要

2.1 実験条件

風は地表面の状態に左右され、一般に地上から離れる程風速が増大する^{※2)} という特徴をもつ。そこで風洞内にラフネスブロックとスパイアを配置し、ベキ指数 0.25 に近づけた境界層流を作成した上で実験を行った。レイノルズ数^{注1)} は以下のように求め、十分な乱れが生じているので相似則上問題ないと判断した。

$$Re = VL/v = 5 \text{ (m/s)} \times 0.22 \text{ (m)} / 1.5 \times 10^{-5} \text{ (m}^2\text{/s)} = 7.3 \times 10^4$$

V : 実験風速 L : 代表高さ (45m を想定)

v : 流体の動粘性係数

なお、模型による閉塞率は 5% 以下であるため無視できる。本実験では実験風速を風洞床上 1080mm の位置で 5m/s とし、実験風向は正 8 方位とした。

2.2 風速・風向測定方法

測定地点を Fig.4 に示す。

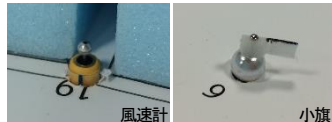


Fig.5 Measurement instruments

測定地点は対象敷地内の道路と 6 つの街区に分けて、周辺建築物の影響が予想される計 64 点 (R:17 点、A:8 点、B:8 点、C:7 点、D:8 点、E:11 点、F:5 点) を設定し、実寸高さ 1200mm における風速と風向を測定した。測定に用いた風速計、風向計を Fig.5 に示す。風速の測定にはサーミスタ多点風速計を用い、風向の測定にはスチレンペーパー製の小旗を用いて写真撮影により行った。

3. 風洞実験結果と考察

京都市の気象台観測高さは 17.6m であることから、基準風速は以下のように求めた。

$$V_{ref} = V_{108} \left(\frac{17.6}{216} \right)^{0.25}$$

V_{108} : 風洞床上 108cm (実物換算 216m) での風速 (m/s)

V_{ref} : 基準点 (気象台観測高さ 17.6m) での風速 (m/s)

実風速 (測定値) を基準風速で除して算出した風速比と風向の測定結果^{※2)} を合わせて、ベクトルとして Fig.6、Fig.7 に示す。京都市の 1961 年以降の月別最多風向は北、北北東の順が多いため、実験風向北及び北東の実験結果について考察した。

実験風向北の場合は、御池通上の地点 R-1、地点 R-2 で風向が北と相反しているため逆流の発生が考えられる。一方、街路上の地点 R-4、地点 R-5 では北向きとなっており、また風速比が大きいため、街路に沿って風が通り抜けていることが読み取れる。

実験風向北東の場合は、御池通沿いに建つ高層建築付近の地点 C-1、地点 R-5 で風速比が大きいため剥離流の発生が考えられる。また、町家等の低層建築が雑然と密集している地点 E-1 付近では、風速比は非常に小さく、風が行き届いていないと考えられる。

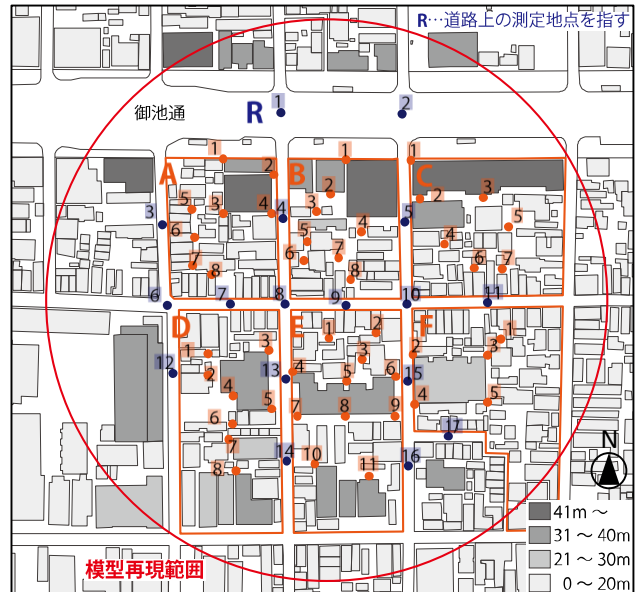


Fig.4 Research area and measuring points

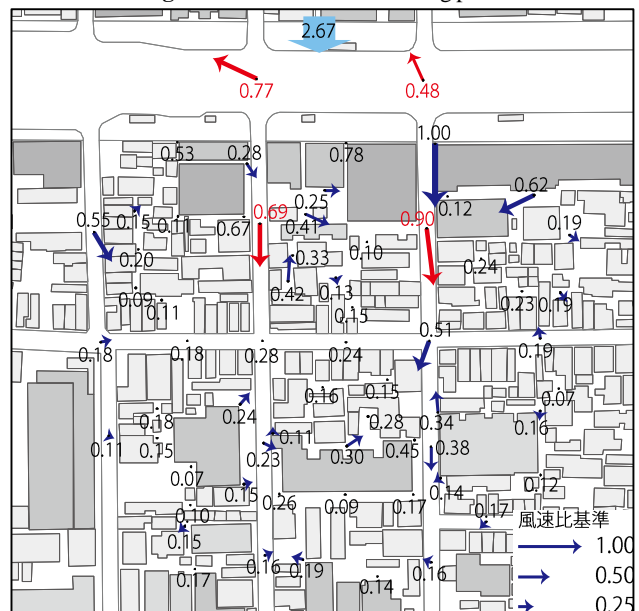


Fig.6 Result caused by the wind from the north

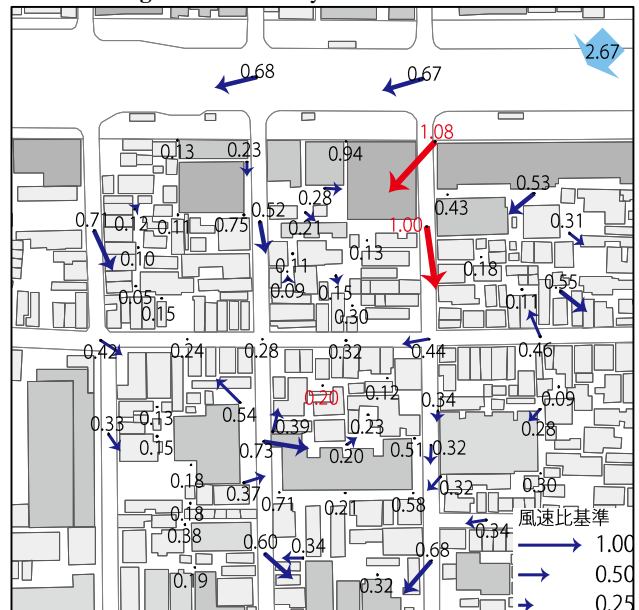


Fig.7 Result caused by the wind from the northeast

4. 対象街区での風環境の評価結果

4.1 評価方法

評価には、村上らの研究^{文3)}による風環境評価指標 (Table.2) を参考にした。適風とみなして問題のないとされる日最大平均風速 1.1~2.5m/s の範囲を適風、日最大平均風速 1.1m/s 以下の範囲を弱風、日最大平均風速 2.5m/s 以上の範囲を強風として評価した。累積頻度 95%の風速は日最大平均風速の年間の平均値にほぼ相当する^{文4)}ため、下記の計算式より算出した累積頻度から、日最大平均風速を求めた。

$$F_j(\leq U) = \sum_{i=1}^{16} D_i \left[1 - \exp \left\{ - \left(\frac{U}{R_{ji} C_i} \right)^{K_i} \right\} \right]$$

D_i : 風向 i の基準点における風速出現頻度
 C_i, K_i : 風向 i の基準点におけるワイブル係数
 R_{ji} : 測定点 j における風向 i のときの風速比

4.2 評価結果

評価結果を Fig.8 に示す。幹線道路沿道地区では強風の評価が多く見られ、職住共存地区の町家の裏庭にあたる場所では弱風の評価が多く見られた。

そこで、特に①と②のエリア (Fig.8) が改善の必要なエリアであると判断し、街区の改善案の提案を行うこととした。①の幹線道路沿道と職住共存地区の境界エリアでは、地点 R-5 で高層建築の影響で風の吹き降ろしの発生が考えられ、地点 B-4 で高層建築に遮られて風が届いていないと考えられる。②の低層の町家が騒然と配置されているエリアでは、地点 E-1、地点 E-2、地点 E-3 で特に住戸への通風を確保する必要があると考えられる。

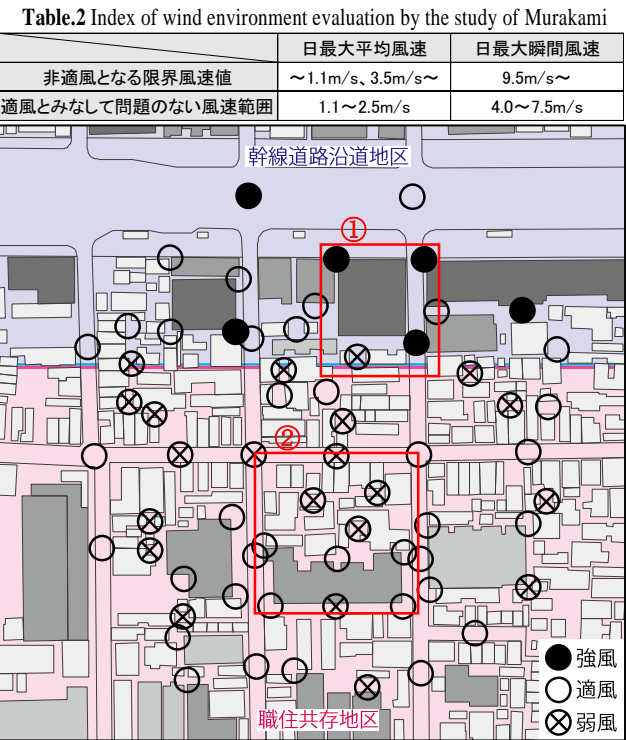


Fig.8 Result of wind environment evaluation

5. 改善案の検討

5.1 提案要素

街区の改善案の提案を行うにあたり、今後の京都市街地における建物の更新を前提にした際に有効となり得る街区の更新ルールを検討し、Fig.9 に示すようなルールを設定した。

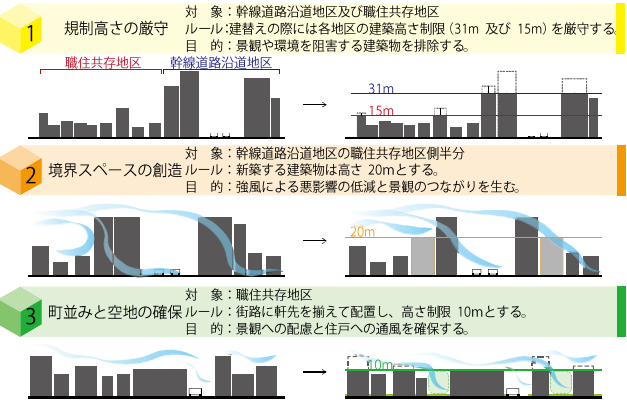


Fig.9 Update rule of the city block

前述の 2 つのエリアを対象に、既存不適格建築物には幹線道路沿道地区で 31m、職住共存地区で 15m の高さ制限を適用し、さらに風環境の改善を図った建築物へ変更を行い、風速比の変化について検証を行った。対象とするエリアの変更前と変更後の、模型を Fig.10、平面概略図を Fig.11 に示す。エリア①では高層建築物の南側半分の高さを 20m まで下げ、高さ格差の低減による強風の抑制を図る。エリア②では裏庭が連担するように各建築物の配列を整え、町家の通風確保を図る。

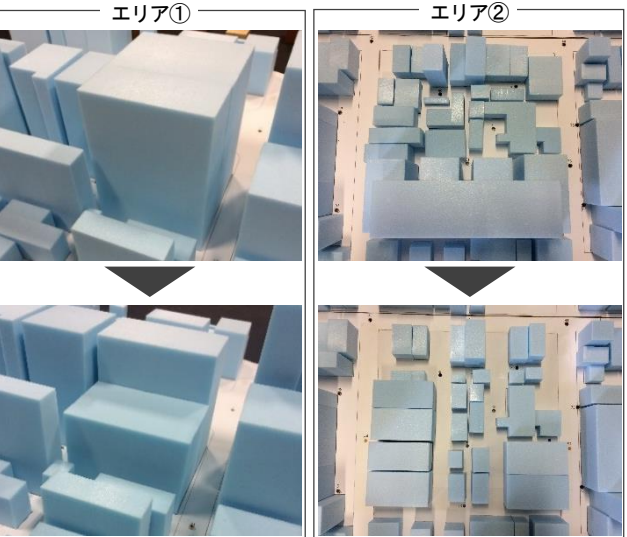


Fig.10 Models of before and after changing buildings

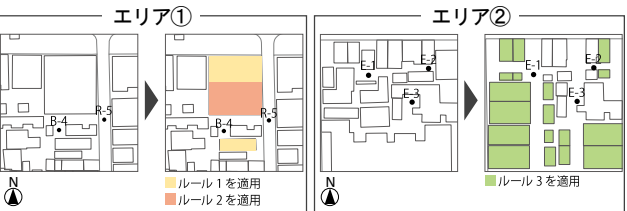


Fig.11 Simple plane of before and after changing buildings

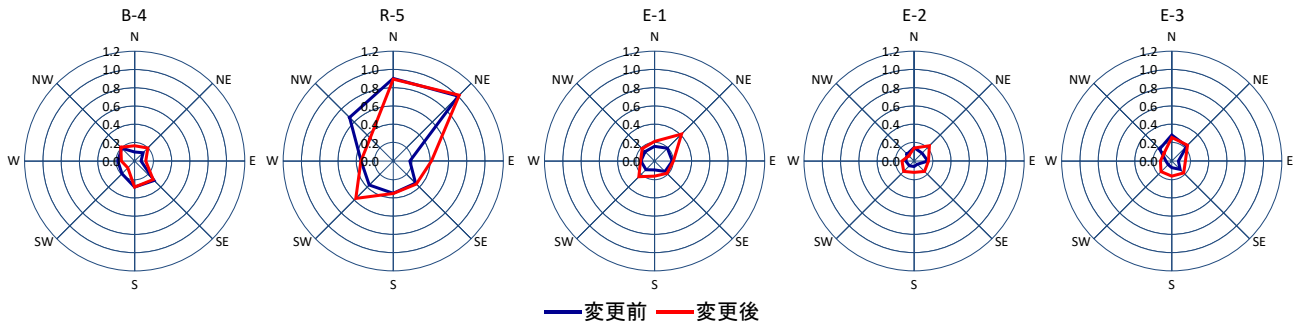


Fig.12 Comparison of wind speed before and after changing buildings

5.2 変更前後での風速比の変化と考察

提案建築物への変更前後の地点 B-4、地点 R-5、地点 E-1、地点 E-2、地点 E-3 での風速比の変化を Fig.12 に示す。変更後の風速比は、地点 B-4 では風向 N で 70%、NE で 57%、E で 71%増加した。町家の裏庭に位置し、変更前は高層建築物に遮られて風が届かなかったが、変更後には提案建築物に沿って風が流れてくるようになったと考えられる。変更前の風環境評価で強風であった地点 R-5 では風向 NW で 47%減少した。変更前は高層建築物から剥離流が発生していたが、変更後にはその発生が抑制されたと考えられる。弱風であった地点 E-1、地点 E-2、地点 E-3 では 8 方位平均でそれぞれ 44%、49%、29%増加した。変更後、地点 E-1 で NE の風向での風速が大きく上昇したのは南北方向に空地を連担させた効果が表れていると考えられる。地点 E-2 は変更前の非常に風速比が小さかったため、風速の増加率は大きいと考えられる。以上より提案建築物への変更は風環境の改善に有効であることが明らかとなった。

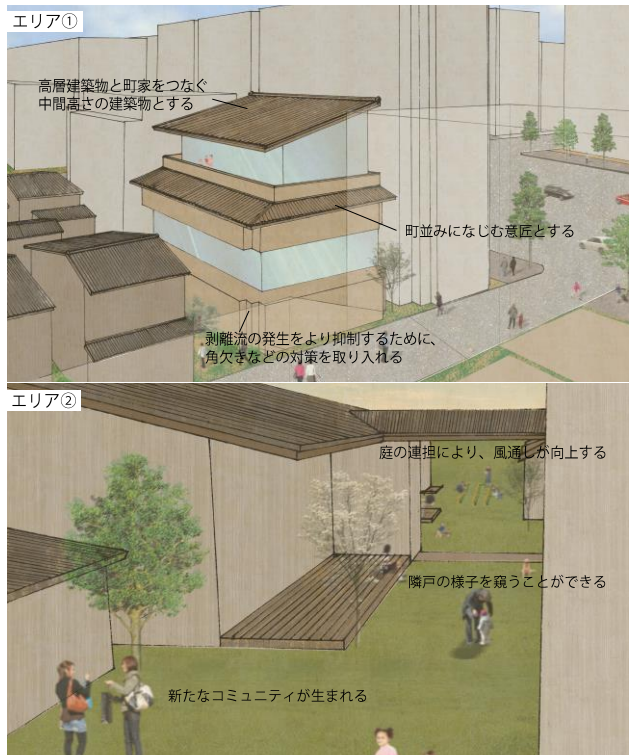


Fig.13 Images of each place after changing buildings

5.3 具体的な計画による空間シミュレーション

Fig.13 に提案エリアの建築物変更後の具体的なイメージパースを示す。エリア①では、高層建築物が剥離流を発生させるため風環境的に不快となる上に、高層建築物の存在が伝統的な町家が建ち並ぶ景観に違和感を与えていた。そのため剥離流の発生を抑制し、かつ景観保全ための改善が必要である。エリア②では、低層建築物が密集しているため風が行き届かず、建物の配置は雑然としていてコミュニティの形成も難しいと捉えた。そのため環境的にもコミュニティの面でも風通しを良くするための改善が必要である。

6. まとめ

本研究では風洞実験により京都市街地の風環境を調査した。その結果、建築物の高さ格差や風を導くための空地が少ないことが風環境に悪影響をもたらしていることが明らかになった。さらに改善案の検証では、高さ格差の境界に中間高さの建築物を配置することや低層建築物の配列を整えて連担する空地を設けることにより、風を効果的に誘導することが可能となった。都市空間を創造する際の要素として本研究の結果を取り入れ、そこで新しく生まれるコミュニティ空間の創造といった建築計画につなげていきたい。一方、温度変化を考慮した場合や建築物内部への通風性能に関しては明確でないため、今後はより詳細な検証を行う必要がある。

注 釈

- 注1) 流体の慣性力と粘性力の比であり、 VL/ν で定義される
 注2) 高層建築物の影となって風向を観測できなかった地点及び風環境の評価結果で「弱風」の地点は非表示とする

参 考 文 献

- 文1) 京都市都市計画局：京の景観ガイドライン 建築物の高さ編、pp.8-27、2013年3月
 文2) 風洞実験法ガイドライン研究委員会：実務者のための建築物風洞実験ガイドブック 2008年版、財団法人日本建築センター、pp.22-29、2008年10月
 文3) 森川、村上他：適風環境に関する基礎研究（その2）居住者の日誌による日単位の風環境評価と被害発生風速に関する研究、日本建築学会関東支部研究報告集、pp.29-32、1980年7月
 文4) 風工学研究所：ビル風の基礎知識、鹿島出版会、pp.55-72、2005年12月

PCM(潜熱蓄熱材)すだれを用いた防災用テントの熱環境改善に関する研究
—夏季における屋外の模型実験とシミュレーションの比較—

Study on Improvement of Thermal Environment of Disaster Tent with PCM bamboo blind.
— Comparison of model experiment and simulation in outdoor at summer—

○奥田 尚史 (大阪電通信大学)

添田 晴生 (大阪電通信大学)

Hisashi OKUDA*1 Haruo SOEDA*1

*1 Osaka Electro-Communication University

In this study, PCM bamboo blind were made for the purpose of improving the thermal environment of the disaster tent, and cardboard was used as a tent model to compare PCM bamboo blind experiment and simulation under natural environment. Experiment showed that PCM bamboo blind is effective even under natural environment. Moreover, it is said that simulation is performed and simulation is also generally reasonable.

はじめに

本研究では、地震などの災害発生後に安全とプライバシーを確保する為に使用される厚さ 1mm にも満たないシートが使われている^[1]防災用テントの熱環境改善を目的としている。研究例として段ボールをテントとして用いた例^[2]があるが、我々は蓄熱密度の大きいPCM(潜熱蓄熱材)の利用方法に着目して研究を行っている。そこで防災時に使えるように収納の容易さ、持ち運び易さを考え、蓄熱ブラインドの研究^[3]を参考に日本に古くからあるすだれに注目し、マイクロカプセル(MEPCM)をすだれに充填したPCMすだれを製作した。このPCMすだれの熱的性能について調べることを目的としている。さらには、テントの大きさならびに地域にあったPCMの必要量や融点凝固点の検討を行うためにシミュレーションを正確に行えるようにすることも目的としている。

前々報^[4]では、屋内でテントを模擬した段ボールを用いて赤外線電球で加熱し室内の熱環境改善に関する実験を行った。その結果、段ボールのみとPCMすだれを設置した場合を比べると、模型中心温度は、PCMが融解することにより段ボールのみに比べ、最大2.5℃低く、加熱終了後はPCMが凝固して潜熱を放出しているため、模型中心温度は段ボールのみに比べて最大で1.3℃高くなるという結果が得られた。

さらに、前報^[5]では、「SCIENCE-Macro」^[6]を用いてシミュレーションを行い、模型実験との比較を行った。その比較を行った際にPCMすだれの平板モデルと凹凸モデルの検討を行った。その結果、PCMすだれをシミュレーションする際は凹凸モデルのPCMと空気のメッシュを交互に配置させた1:1モデルがより正確にシミュレーションを行えることが分かった。

本報では、同じくテントを模した段ボールを用いて、実

際の自然環境での実験を行い、PCMすだれの熱的性能を確かめ、屋外のシミュレーションの検討を行った。

1. 数値シミュレーション

PCMすだれを用いた模型実験をシミュレーションで再現するために、熱負荷計算コード「SCIENCE-Macro」を用いた。本コードはCFDを用いた室内熱気流環境解析コード「SCIENCE」の気流計算部のみを省略し、各室毎に1点の温度で代表させて計算を行っている。さらに、PCMの融解、凝固を考慮した熱伝導計算を組み込んでおり、計算の詳細は文献^[7-9]に示している。体積固相率 f を用いるものとし、融解・凝固を考慮した一次元非定常熱伝導方程式は式(1)のように表される。

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \rho L_a \frac{\partial f}{\partial t} \quad \dots(1)$$

2. 模型実験条件

段ボールをテント模型として、実験を行った。Fig. 1に実験装置の写真、Fig. 2に段ボール内のPCMすだれの設置写真、Fig. 3に実験装置の概略、Fig. 4に熱流計の設置状態を示す。

実験の方法として、段ボール(奥行335mm、幅225mm、高さ240mm)を2つ用意し、それぞれ模型1,2とした。T型熱電対を段ボールの表面中心 T_1, T_4 、裏面中心 T_2, T_5 、内部中心 T_3, T_6 に設置し、段ボール周囲の温度を測定するため、アルミで遮蔽した筒状の内部に T_7 を設置した。また、段ボール上部裏面に熱電対をはさむ形で、熱流計 q_1, q_2 を設置した。設置場所は大阪電気通信大学寝屋川キャンパスD号館屋上で、模型が他の設置物に日射が遮られないように設置をした。

Model1は段ボールのみとし、Model2はPCMすだれ

を段ボール上表面裏に設置した。

Fig. 5 に MEPCM の実物写真、Fig. 6 にレーザー顕微鏡での拡大写真を示す。粒子径 $25\sim 40\mu\text{m}$ 、PCM の融解温度 34.1°C 、凝固温度 37.9°C 、潜熱量 195kJ/kg の MEPCM^{[9],[10]} を用いた。



Fig. 1 Picture of experimental apparatus



Fig. 2 Installation status of PCM bamboo blind

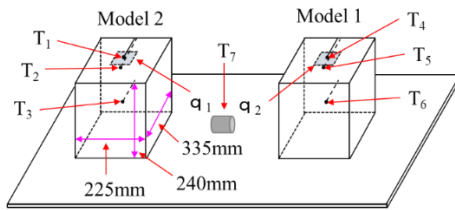


Fig. 3 Schematic diagrams of experimental apparatus

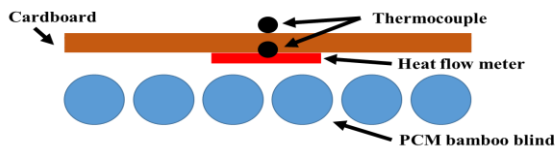


Fig. 4 Installation status of heat flow meter



Fig. 5 MEPCM

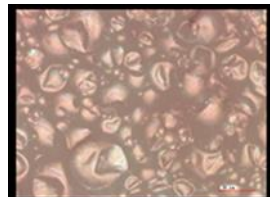


Fig. 6 MEPCM by microscope

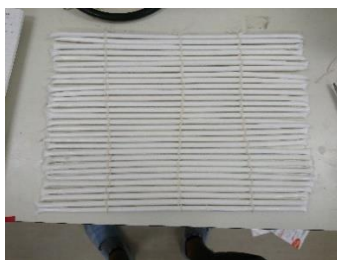


Fig. 7 PCM bamboo blind

Fig. 7 にストロー内に MEPCM を充填した PCM すだれを示す。すだれは長さ 315mm 、直径 6.5mm のストローを用いており、宮路ら^[11]の研究を参考に室内空間の大きさに対する PCM 質量の割合を求め、ストロー 1 本に対して、 3.1g の MEPCM を入れた。それを 30 本すだれ状につな

げ、全体で 93g の PCM を充填した。

3. 模型実験結果

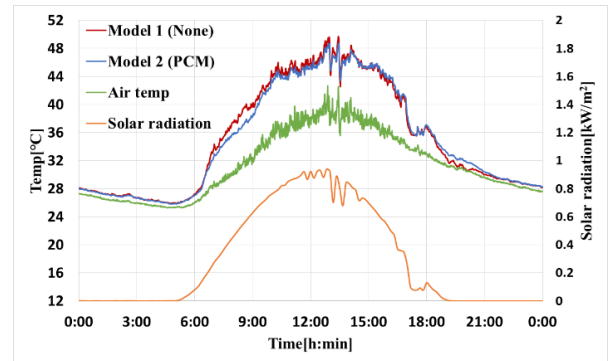


Fig. 8 Comparison of air temperature inside the model of None and PCM bamboo blind

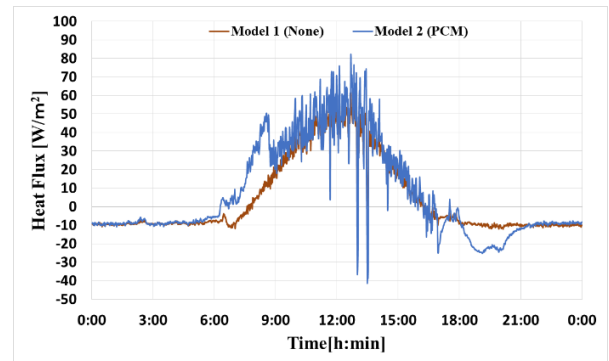


Fig. 9 Comparison of heat flux

2017 年 7 月 20 日の模型 1(PCM すだれなし)と模型 2(PCM すだれあり)の内部中心温度測定結果と外気温、日射量を Fig. 8 に、熱流束を Fig. 9 に示す。

6 時 30 分から 10 時の間は PCM が融解することにより段ボールのみに比べ、8 時 30 分時点で最大 2.4°C 低く、19 時から 21 時の間は PCM が凝固して潜熱を放出しているため、段ボールのみに比べて最大で 1.2°C 高くなっている。PCM が融解し終わったと思われる昼間の模型中心温度は、PCM すだれと段ボールの温度差は無かった。また、太陽が昇って温度が上昇する時間に、PCM すだれが段ボールのみに比べて内部中心の温度を 1°C 以上低く維持する時間は、7 時 16 分から 9 時 31 分までの 135 分間であった。また日が沈んで温度が下降する時間に、PCM すだれが段ボールのみに比べて内部中心の温度を 1°C 以上高く維持する時間は、19 時 5 分から 20 時 17 分までの 72 分間であった。

また、熱流束の結果から、PCM が融解している 6 時 30 分から 10 時の間は段ボールのみに比べて、PCM すだれを設置している模型の熱流束が大きくなっており、吸熱

していることがわかる。また、PCM が凝固している 18 時から 21 時の間は潜熱を外部へ放出しているため、熱流束が段ボールのみに比べて PCM すだれを設置した模型はマイナスへと大きく膨れている。これより、熱流束の変化と温度変化の時間がほぼ一致しているため PCM すだれの融解凝固による潜熱の影響だと言える。

この結果から、屋外においても PCM すだれは温度抑制に有効であると考えられる。

4. シミュレーション条件

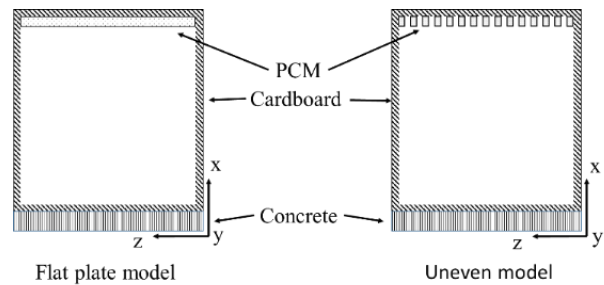


Fig. 10 Model of flat plate model and uneven model of PCM bamboo blind

次に、熱負荷計算コード「SCIENCE-Macro」を用いて、模型実験をシミュレーションで再現する。Fig. 10 に示す段ボール内の 3 次元空間に対して、5×5×5 分割でメッシュを切り、気流解析を省略して、模型内一点の温度で代表させた。放射解析メッシュについても 5×5×5 分割とした。また、段ボール、その表面裏に PCM すだれ、さらには段ボール下にある地面は、1 次元方向のみの熱伝導現象を扱い、初期温度ならびに、模型の境界条件である気温はそれぞれ実験値 T_7 を用いた。3.8mm 厚の段ボールに関しては 1 次元方向に 3 分割、屋上の地面は厚さ 300mm のコンクリートスラブとし、スラブ境界温度を 40℃として、熱伝導計算を行った。模型内の対流熱伝達率は自然対流であるとして、 $2W/(m^2 \cdot K)$ とした。模型表面の放射率は 0.9 とし、大気放射を考慮して計算を行っている。日射量は実験値から天空日射、直達日射に分離した値を用いた。段ボールの日射吸収率は 0.3 とし計算を行った。

前報で PCM すだれの形状についてのシミュレーションを行い、直径 6.5mm の棒状 PCM すだれ 30 本を平板に置き換え、PCM の質量が等しくなるように平板の厚みを 1.55mm にした平板モデルと、PCM すだれの球である断面形状を長方形と仮定し、模型を Z 方向に 30 分割し、PCM と隙間である空気の割合を変化させた凹凸モデルを検討し、PCM と空気メッシュを交互に配置させた 1:1 の凹凸モデルが最も実験結果と近い値になり、今後 1:1 の凹凸モデルでのシミュレーションを行うと報告した。しかし、自然環境においても同じ結果が得られるのか比較を行った。ちなみに PCM 平板モデルと 1:1 の凹凸モデルともに、伝熱は一次元方向でしか扱っておらず、3 次元的な

伝熱はここでは考慮していない。また、PCM 層の分割数は 10 分割で熱伝導計算を行っている。

各材質の熱物性値は Table. 1 に示した値を用いた。また、MEPCM の融解開始温度、終了温度は $T_{sol,h}=34.1^{\circ}C$ 、 $T_{liq,h}=37.2^{\circ}C$ 、凝固開始温度、終了温度は、 $T_{liq,c}=37.9^{\circ}C$ 、 $T_{sol,c}=22.8^{\circ}C$ とした。これらは DSC の測定結果を用いている^[9]。

Table. 1 Thermal Properties

	Unit	Cardboard	Concrete	MEPCM
Density	[kg/m ³]	111	2200	795
Specific heat	[kJ/kg·K]	1.45	0.86	2.24
Thermal conductivity	[W/m·K]	0.0573	1.7	0.175
Latent heat	[kJ/kg]	—	—	195

5. シミュレーション結果

Fig. 11 に段ボールのみの内部中心温度の実験とシミュレーション結果、実測値の外気温、全天日射量を示す。実験結果とシミュレーション結果の内部中心温度は、朝晩はほぼ一致している。しかし、昼間の時間帯に実験値に比べてシミュレーション値は全体的に低く、最大で 4.0℃低く出ている。しかし、温度変化の傾向はほぼ同じであるため、このシミュレーションを基に PCM すだれシミュレーションを行う。

Fig. 12 に段ボールのみと PCM すだれの実験結果、段ボールのみと PCM 平板モデルのシミュレーション結果を示す。朝方から昼間にかけての PCM が融解している時間は、潜熱の吸収による温度上昇抑制が再現出来ているが、昼間から夕方にかけての PCM が凝固している時間は、潜熱の放熱による温度下降抑制が再現できていない。これは、DSC の測定による凝固開始点 37.9℃から凝固終了点 22.8℃の温度差が大きかったため、潜熱の効果が分かりにくくなったと考えられる。

次に、Fig. 13 に PCM すだれの平板モデルと 1:1 の凹凸モデルと実験の模型内部中心温度の比較結果、実測値の外気温、全天日射量を示す。自然環境でのシミュレーションにおいては、PCM 平板モデルと凹凸モデルともに、あまり違いは見られないことがわかった。よって、自然環境下の実験のシミュレーションは簡潔な平板モデルを使うことにする。

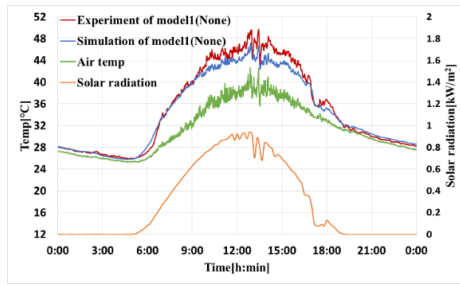


Fig. 11 Comparison of air temperature inside of simulation and experiment of model (None)

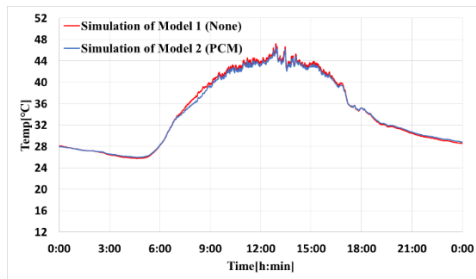


Fig. 12 Comparison of air temperature inside the simulation model

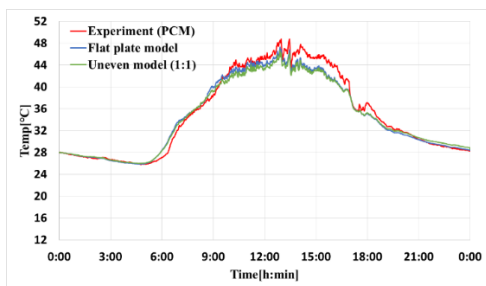


Fig. 13 Comparison of air temperature inside the model (PCM) of flat plate model and uneven model

まとめ

本報では、PCM すだれが自然環境下においてどのような温度変化をするか実験とシミュレーションを行った。実験の結果から PCM すだれの潜熱の吸収により、段ボールのみに比べて内部中心温度を 1°C 以上低く維持する時間は 135 分間で、最大 2.4°C 低く、段ボールのみに比べて内部中心温度を 1°C 以上高く維持する時間は 72 分間で、最大 1.2°C 高くなっていた。この結果から、夏季における屋外で太陽が昇って温度が上昇する時間帯においても PCM すだれの潜熱吸収により温度抑制に有効だと考えられる。シミュレーションにおいて、前報で 1:1 の凹凸モデルが最も実験結果に近いと報告したが、自然環境下では平板モデルと違いは見られなかった。段ボールのみのシミュレーションでは、昼間に最大 4.0°C の誤差が出た、また、PCM すだれのシミュレーションでは、朝方から昼間にかけての PCM が融解している時間は、潜熱の吸収による温度上昇抑制が再現出来ているが、昼間から夕方にか

けての PCM が凝固している時間は、潜熱の放熱による温度下降抑制が再現できていなかったもので、今後の課題とする。

参考文献

- [1] 佐野武仁：膜構造建築に用いる塩化ビニル膜と四フッ化エチレン樹脂膜の光特性と熱特性，空気調和・衛生工学，Vol.76, No.4, pp341-351, 2002.04
- [2] 中谷岳史，柴田良一，青木哲，野村丈靖，佐々木康寿，山崎真理子：ダンボール製仮設住宅の居住性に関する被験者実験，日本木材学会中部支部大会講演要旨集，No.19, pp70-71, 2009.10
- [3] 草間友花，石戸裕二，ほか：潜熱蓄熱材を適用した蓄熱ブラインドによる日射利用空調システムに関する研究第 2 報，空気調和・衛生工学会論文集，No.224, pp1-8, 2015.11
- [4] 奥田尚史，添田晴生，PCM(潜熱蓄熱材)すだれを用いた防災用テントの熱環境改善に関する研究—模型実験による基礎的検討—，第 46 回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，A-74, 2016.3.15
- [5] 奥田尚史，添田晴生，PCM(潜熱蓄熱材)すだれを用いた防災用テントの熱環境改善に関する研究—模型実験とシミュレーションの比較—，平成 29 年度空気調和・衛生工学会大会講演論文集，C-69, 2017.9.15
- [6] 添田晴生，鳴海大典，羽原宏美：CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討 第 1 報—SCIENCE-Macro の概要と SMASH との比較，空気調和・衛生工学会論文集，No.183, pp.67-75, 2012-6
- [7] 添田晴生，大西潤治，木本日出夫：PCM を利用した室内熱環境調整に関する研究 第 1 報—PCM 数値モデルの検証と熱気流環境解析コードへの導入，空気調和・衛生工学会論文集，No.86, 11-19, 2002-7
- [8] 添田晴生，大西潤治，ほか：PCM を利用した室内熱環境調整に関する研究 第 2 報—パラフィンの融解を伴う熱伝導実験による PCM 数値モデルの検証，空気調和・衛生工学会論文集，No.94, pp.1-9, 2004-7
- [9] 葛木大輔，添田晴生：マイクロカプセル潜熱蓄熱材 (MEPCM) を用いた複合材料の非定常熱伝導—実験と数値計算との比較—，日本機械学会 第 19 回環境工学総合シンポジウム 2009 講演論文集，pp.463-466, 2009
- [10] 添田晴生，ほか：レスキュー機器と技能の評価を目的とした標準ロボティクダミーの開発 第 9 報，計測自動制御学会第 5 回システムインテグレーション部門学術講演会 (SI2004) 論文集，pp. 68-69, 2004
- [11] 宮路凱，高村秀紀，山羽基：夏期における PCM を用いた排熱促進効果に関する研究，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第 2 巻，pp205-208, 2016.9

PCM 自然循環システムにおける PCM の粒径・融点の検討

Study on Particle Size and Melting Point of PCM in Natural Circulation System that uses PCM

○小寺 雄也 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学) 李 明香 (立命館大学)

Yuya KOTERA*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹ Myonghyang LEE*¹*¹ Ritsumeikan University

Phase change material (PCM) is effective to supply heat because PCM can store a lot of heat in constant temperature. In addition, PCM has a characteristic that density changes when PCM change phase. This study proposes the new system using PCM that can convey heat value effectively by PCM circulating naturally by density changing. The purpose of this study is verifying the possibility of realization of this system.

はじめに

既報^{文1)}では、PCM を自然循環させることでエネルギーを用いずに熱量搬送できる可能性のあるシステムとして、PCM 自然循環システムを提案した。利用可能性の検証として本システムにおける PCM の管内循環時間、供給可能熱量の検討を行い、従来の PCM 利用方法^{文2) 文3)}との供給可能熱量の比較を行った。その結果、従来システムより少ない PCM 量でも効率的にシステムを利用できる可能性を示した。

しかし、既報では供給可能熱量の算出において、管内の流体の流れ・温度を固定していたため、周囲の液体から PCM への熱伝達や固相・液相の割合など PCM の内部の状態を考慮した計算ができていなかったことが課題であった。そこで本報では、CFD 解析を用いることで上記の課題を加味した計算を行い、本システムにおける PCM の供給可能熱量についてより詳細な結果を算出する。また、その結果をもとに熱量搬送に適した PCM の粒径・融点の検討を行うとともに、本システムの省エネルギー性について、既存のシステムと比較し検討する。

1. 研究概要

1.1 システム概要

Table1 に示すように、PCM の材料として用いられるチオ硫酸ナトリウム水和物は、固相時は密度が小さく、液相時は密度が大きい。ここで、粒状のチオ硫酸ナトリウム水和物を PCM として用いることを考える（以後、この粒を PCM と呼ぶ）と、PCM は固相・液相の中間の密度の液体の中では、Fig.1 のように密度が小さくなる固相時は液体内を浮上し、密度が大きくなる液相時は液体内を沈降する。この性質を利用し、考案したシステムを Fig.2 に示す。下部は地中に埋設し、上部は地上に突き出した配管内に、PCM の固相・液相の中間の密度の液体と融点 20℃ 前後の PCM を入れる。夏期を想定し外気温を

Table1 Heat Storage Capacity and Density of Sodium Thiosulfate Pentahydrate

蓄熱量	密度	
	固体	液体
190 [J/g]	固体	1500 [kJ/m ³]
	液体	1600 [kJ/m ³]

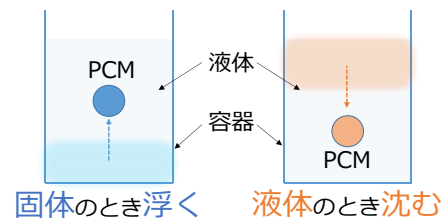


Fig.1 Surfacing and sedimentation of PCM

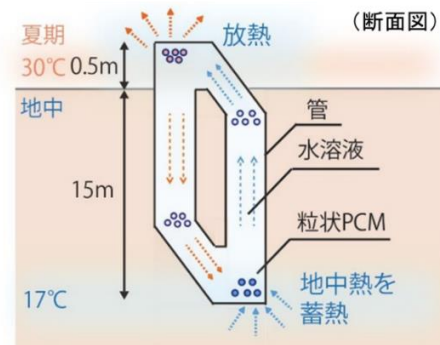


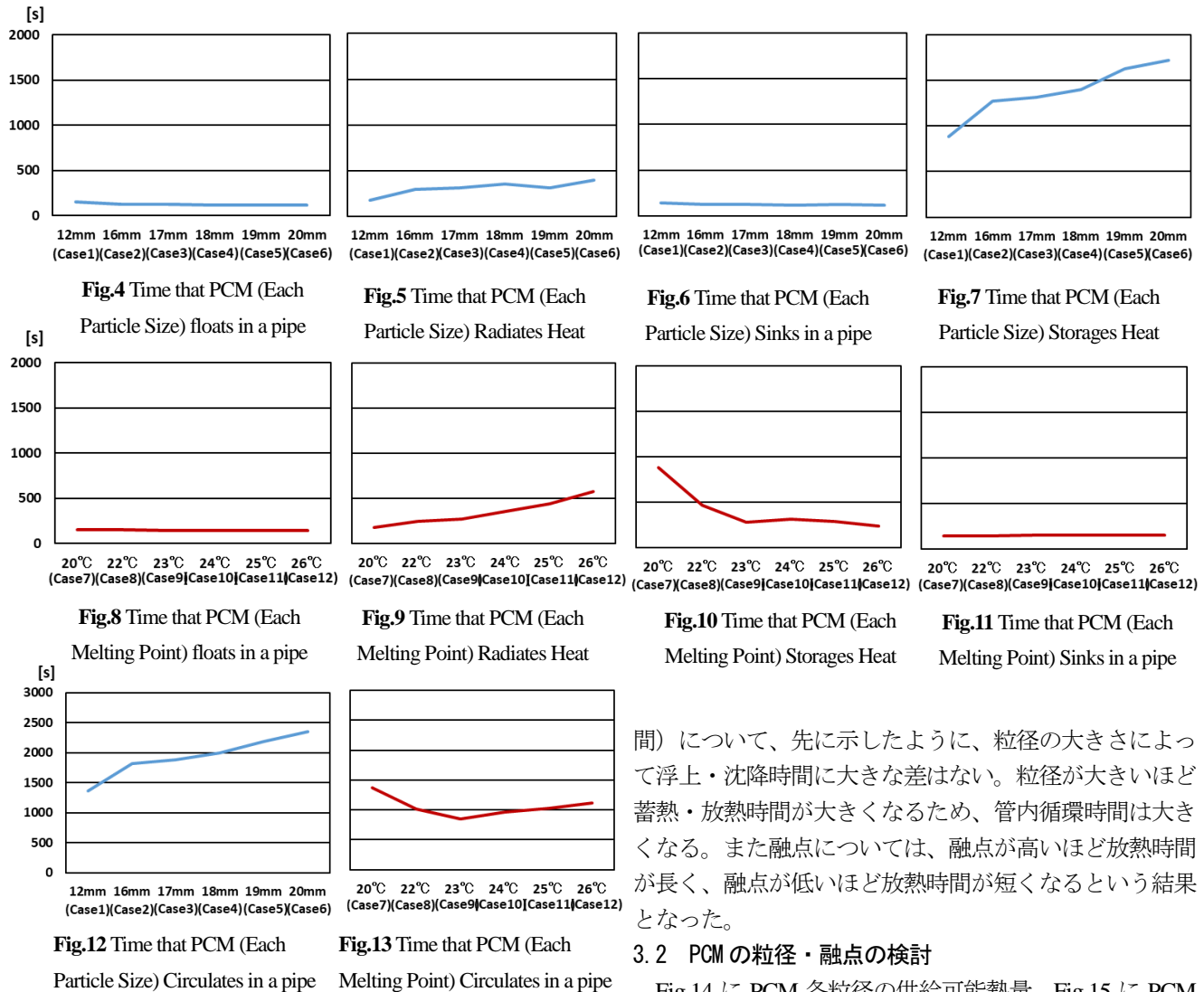
Fig.2 PCM Circulation System using underground heat

30℃ とすると、まず管内下部の PCM は年間 17℃ 付近に保たれた地中熱を蓄熱し固体となる。固体化した PCM は管内を浮上し、地上で冷熱を供給する。放熱し液体となった PCM は沈降し、再び地中熱を蓄熱する。このように、PCM が管内を自然循環することで、エネルギーを要さず繰り返し熱量供給が可能となると考えた。

1.2 研究の流れ

既報での計算では、管内の液体の温度を仮定し、対流による熱伝達や PCM が状態変化した場合の内部の状態を考慮せず PCM の供給可能熱量を算出したため、より

放熱時間について、PCMは浮上しながら外側から徐々に液体化し、管最上部に達したときに残っている固相の潜熱量を放熱しきるまでの時間を放熱時間とした。粒径が大きければ大きいほど放熱部分に到達したときに残っ



ている潜熱量は大きいため、放熱時間は長い。また、融点が高いほど状態変化時のPCMの温度と放熱部分の水温との温度差が小さく、完全に液体化するまで時間を要するため、放熱時間が長くなると考えられる。

沈降時間について、浮上時間で述べていることと同様に、粒径の大きさが大きくなればなるほど沈降力は大きいため、その分沈降速度が大きくなるが、ケースごとの大きな差はみられなかった。また、浮上と同様に、沈降途中でPCMは外側から固体となるが、その状態変化の割合が小さかったため、沈降速度の減衰はあまり見られなかった。

蓄熱時間について、PCMは沈降しながら外側から固体化し、管最上部に達したときに残っている液相の潜熱量を放熱しきるまでの時間を蓄熱時間とした。粒径が大きければ大きいほど蓄熱部分に到達したときに残っている潜熱量は大きいため、蓄熱時間は長い。また、融点が高いほど状態変化時のPCMの温度と蓄熱部分の水温との温度差が小さく、完全に固体化するまで時間を要するため、蓄熱時間が長くなると考えられる。

管内循環時間（蓄熱・浮上・放熱・沈降時間の合計時

間）について、先に示したように、粒径の大きさによって浮上・沈降時間に大きな差はない。粒径が大きいため蓄熱・放熱時間が大きくなるため、管内循環時間は大きくなる。また融点については、融点が高いほど放熱時間が長く、融点が高いほど放熱時間が短くなるという結果となった。

3.2 PCMの粒径・融点の検討

Fig.14にPCM各粒径の供給可能熱量、Fig.15にPCM各粒径の単位時間表面積当たりでの供給可能熱量を示す。Fig.14より最も熱量を供給できる粒径は18mm、供給可能な熱量は $384[\text{J}/\text{s} \cdot \text{m}^2]$ という結果となった。18mmより粒径が小さい場合、PCMの保有熱量が小さくなり、また蓄熱・放熱時間は短くなるが、浮上・沈降時間が長くなるため、結果として単位時間表面積当たりで供給できる熱量が小さくなる。それに対し、18mmより粒径が大きいと保有熱量が大きくなり、浮上・沈降時間は短くなるが、蓄熱・放熱時間が大幅に長くなってしまったため、結果として単位時間表面積当たりで供給可能な熱量が小さくなる。

また、Fig.16にPCM各融点の供給可能熱量、Fig.17にPCM各融点の単位時間表面積当たりでの供給可能熱量を示す。Fig.16より最も熱量を供給できる融点は 23°C であり、供給可能な熱量は $613[\text{J}/\text{s} \cdot \text{m}^2]$ という結果となった。融点が 23°C より低いと、蓄熱時間が長くなることに加え、浮上時に液体化する割合が大きくなるため、単位時間表面積当たりで供給できる熱量が小さくなる。それに対し、融点が 23°C より高いと沈降とともに固体化するため蓄熱時間は小さくなるが、放熱時間が大幅に長くなってしま

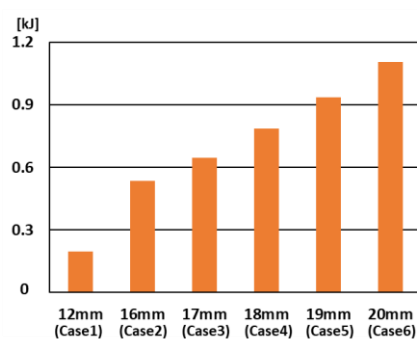


Fig.14 Supply Heat Quantity of PCM
(Each Particle Size)

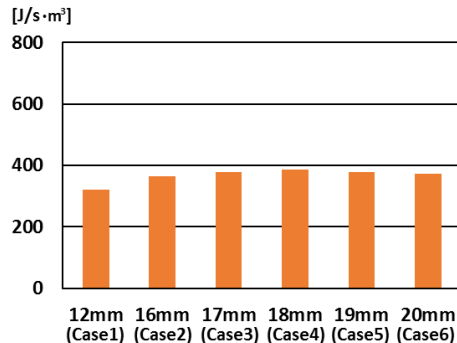


Fig.15 Supply Heat Quantity of PCM (Each Particle Size) per second and surface area

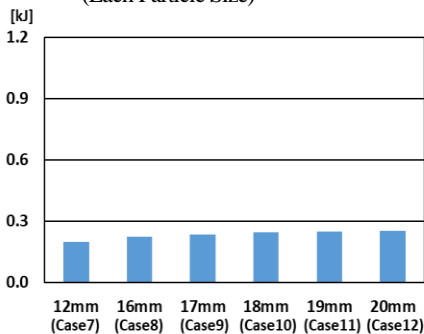


Fig.16 Supply Heat Quantity of PCM
(Each Melting Point)

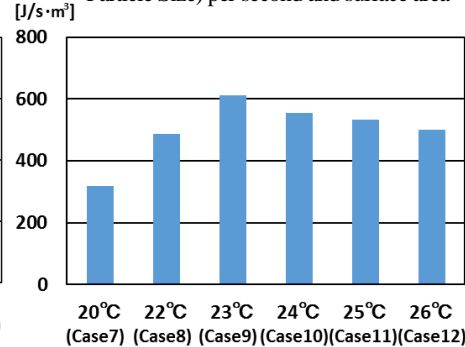


Fig.17 Supply Heat Quantity of PCM (Each Particle Size) per second and surface area

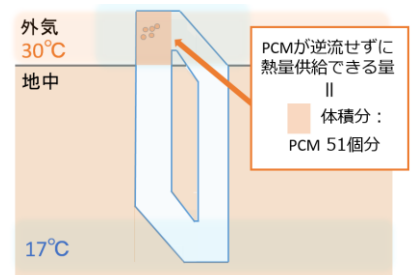


Fig.18 Filling rate of PCM in the system

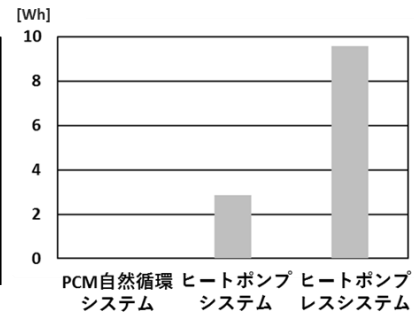


Fig.19 Comparison of the amount of used electricity when the system conveys heat

うために単位時間表面積当たりでの供給熱量が小さくなる。上記の計算結果から、管内循環時間と供給可能熱量がバランスした粒径 18mm、融点 23°Cが最も熱量供給に適していると考えられる。

てしまうために単位時間表面積当たりでの供給熱量が小さくなる。上記の計算結果から、管内循環時間と供給可能熱量がバランスした粒径 18mm、融点 23°Cが最も熱量を供給できる。

3.3 省エネルギー性の検討

以上の結果を踏まえ、既存の熱量搬送システムであるヒートポンプを有する地中熱利用システム（以後、ヒートポンプシステムと呼ぶ）、配管とポンプのみで地中熱を搬送するシステム^{文4)}（以後、ヒートポンプレスシステムと呼ぶ）と本システムの3システムにおける省エネ性の比較を行った。3.2より最も熱量を搬送できるPCMの設定値は粒径 18mm、融点 23°Cであり、そのPCMが1粒当たりに供給可できる熱量は 5.52×10^{-1} [J/s]である。また、本システムにおいて、滞留・逆流せずにPCMが循環し熱量搬送できるPCMの充填率は、Fig.18の色付き部分（全体の2%、PCM51個分）であるので、理論上 28.7[J/s]の熱量を本システムにより供給できる。本システムがゼロエネルギーで熱量を搬送できると考え、上記と同等の熱量をヒートポンプシステム、ヒートポンプレスシステムで搬送する場合とそれぞれ比較した場合を考える。ここで、ヒートポンプシステム、ヒートポンプレスシステムのCOPをそれぞれ3、10と仮定し計算を行った。結果をFig.19に示す。この結果から、本システムとヒートポ

ンプシステムを比較した場合は 2.87[Wh]、ヒートポンプレスシステムと比較した場合は 9.57[Wh]の電力を削減できることが確認できた。

4. まとめ

本研究では、PCM自然循環システムにおける、熱量搬送に適したPCMの粒径・融点と本システムの省エネルギー性の検討を行った。得られた知見を以下に示す。

- ・最も熱量を供給できるPCMの粒径は 18mm、融点は 23°C、供給可能熱量は1粒当たり 5.52×10^{-1} [J/s]である。
- ・本システムを用いることで、ヒートポンプシステムと比べ 2.87[Wh]、ヒートポンプレスシステムと比べ 9.57[Wh]の電力を削減できることを確認した。

謝辞

本論文を作成するにあたり、立命館大学小畑光央研究員から丁寧・熱心なご指導を賜りました。ここに感謝の意を表します。

参考文献

- 文1) 小寺雄也ほか、PCMを用いた自然循環システムの利用可能性に関する研究、日本建築学会大会学術講演梗概集（中国）、pp.1179-1180、2017年8月
- 文2) 尾崎明仁ほか、潜熱蓄熱建材の効果に関する研究 その6 屋外実験棟における効率的利用方法の検証、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.149-150、2012年9月
- 文3) 山羽基ほか、住宅における床下に設置する潜熱蓄熱材の利用に関する研究 その3 潜熱蓄熱材の設置による日中のエアコン運転時間削減効果、日本建築学会大会学術講演梗概集（関東）、pp.915-916、2015年9月
- 文4) 小寺雄也ほか、大学における環境配慮技術実験および環境教育実践の場の構築（その2）地中熱、太陽熱を直接利用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムの性能検証、日本建築学会大会学術講演梗概集（九州）、2016年8月

蓄電池・燃料電池・太陽光発電を備えた戸建住宅の効果検証と導入支援ツールの検討

Development of Installation Support Tool for House with PV System, Battery, Fuel Cell Based on Measurement

○胡 内 裕 翔 (立命館大学) 近 本 智 行 (立命館大学)

土 井 脩 史 (京都橘大学)

Yuto KOUCHI*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*² Shushi DOI*²*¹ Ritsumeikan University *² KyotoTachibana University.

The objective of this study is to clarify effective operation methods and the energy conservation effect in a house. We build the model-based simulation program to calculate the energy consumption of multiplication case. As results of the simulation, we found that installation of home battery leads to suppression of purchased electricity. And when SOFC is installed, the effect of installing home battery is depends on how to use home battery. V2H installation effect depends on EV usage, however in many cases V2H install investment is likely to be recovered.

はじめに

近年 ZEH の普及施策が進められているが、年間での一次エネルギー消費量を省エネと創エネで差し引きゼロにすることを目標としており、安定的に自立することまでは求めている。一方で創エネ機器として家庭でも導入が進んでいる太陽光発電（以下 PV）は発電量が気象条件に依存し、電力システムにとって不安定要因となりやすい。解決策の一つとして蓄電池の導入が挙げられるが、コスト回収という点で普及の障害となっている。また、燃料電池については逆潮運転が可能なものも登場しているものの、PV と組み合わせたダブル発電時は逆潮運転の対象外であり、定格運転時に最高効率に達するシステムであるため、部分負荷運転では効率が低下していることを既報^{文1)}にて確認した。システムの安定化対策としては、他にも電気自動車（以下 EV）を活用して、EV と住宅間で電力融通を行える Vehicle to Home（以下 V2H）が注目されている。

これまで、家庭における燃料電池の運転特性、一次エネルギー削減効果に関する研究や^{文2)}、燃料電池、太陽光発電、蓄電池を導入した家庭における経済性分析は行われているものの^{文3)}、蓄電池の運転モードの違いが導入効果に与える影響や FIT 価格低下時を想定した知見は少ない上、V2H に関する知見も少ない。そこで本研究では、蓄電池と固体酸化物形燃料電池（以下 SOFC）、太陽光発電を高効率に活用する検討を行う。研究にあたっては、既報にて実測した SOFC と PV、蓄電池の実測結果を基に入力した条件のもと、シミュレーションを実施し導入効果を検討し、ライフスタイルによって変動する導入効果を簡

易に検証できるツールの開発を行った。

1. シミュレーション条件

1.1 シミュレーションモデルの計算内容、条件

一般的な一戸建てを想定して日本建築学会標準モデルを使用し現行の省エネ基準を満たす断熱性能とした。シミュレーションで想定する世帯は NHK 国民生活時間調査^{文4)}を基に多様化するライフスタイルを想定して4人家族や2世帯居住、シェアハウス、在宅ワーク、高齢者夫婦などを含む2人から7人世帯の計18ケースを想定した。

対象地域は大阪市、給水温度は月別平均給水温度^{文5)}を与え、6月～9月を夏期（冷房期間）、12月～3月を冬期（暖房期間）、その他の月を中間期として年間計算を行った。各条件をまとめたものを表-1に示す。冷暖房による電力消費量は、建築熱負荷計算ソフト「EESLISM」で計

表-1 シミュレーション条件

対象住宅	日本建築学会標準問題	
建築工法	木造軸組	
断熱性能	現行省エネルギー基準(6地域)	
対象地域	大阪	
気象条件	拡張アメダス気象データ(標準年)	
家族構成	4人世帯を含む18世帯	
給湯温度	42℃	
給湯量	居住人数に合わせて設定	
給水温度	月別平均給水温度(大阪)	
空調条件	在室時空調	
空調期間	冷房	6～9月(夏期)
	暖房	12月～3月(冬期)
空調温度	冷房	26℃
	暖房	20℃

算した冷暖房負荷と室内温湿度を家庭用エアコン熱源特性モデル^{文6)}に入力することで任意の空調負荷条件に対して算出した。

機器の入力条件に関しては、既報にて実施した実測結果を基に各機器の効率、特性を入力した。一方で既報においては SOFC の供給熱量に関しては発電ユニットから貯湯槽へ送られる熱量のみを評価し、実際の給湯行為を想定していなかったことからシミュレーションにおいては既往研究^{文7)}を参考に貯湯槽を再現し 1 日の給湯温度は 42℃、給湯量は家族構成に合わせて設定した。V2H 及びハイブリッド蓄電池を想定した機器効率についてはカタログ値を参考に入力を行う。その他シミュレーションに入力する入力条件を表-2 にまとめる。また、シミュレーションフローを図-1 に示す。

表-2 機器条件

実測値より入力	PV	発電量	斜面日射量に対し73%
	蓄電池	充放電効率	充電効率と放電効率に按分
		放電時	40Whは系統から供給
		待機電力	20W
	SOFC	発電量	定格出力700W
		発電効率	実測結果より入力
		熱効率	実測結果より入力
		動作時	38Whは系統から供給
		待機電力	11W
	PV	PCS効率	92%
カタログより入力	蓄電池	運用範囲	92%
	SOFC	定格入出力	3.0kW
		PCS効率	92%
	V2H	効率	充電・放電効率共に90%
		定格入出力	6.0kW
		待機電力	20W (充放電時5W)
	EV	電費	10km/kWh
		残量範囲	30~100%
	機器間	DC-DC効率	94%

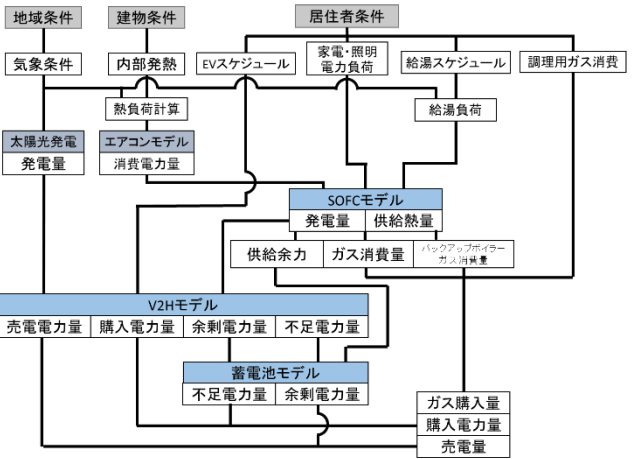


図-1 シミュレーションフロー

1.2 シミュレーションケース

戸建住宅への導入規模として一般的な容量を想定して、PV 容量は 3~9kW を 1.5kW 刻みで、蓄電池容量は 2~12kWh を 2kWh 刻みで想定した。EV の容量に関しては 30kWh とした。蓄電池は系統連系型の製品とし、運転モードは市販品を参考に設定(表-3)を行った。本研究で想定している SOFC は逆潮流運転非対応機種であるが、シミュ

レーションにおいては逆潮流運転や蓄電池 (4kWh) への充電を行うケースも想定した。SOFC の導入を想定しないケースにおいては一般的な潜熱回収型給湯器 (効率 95%、待機電力 1.5W) を想定している。V2H に関しては非系統連系型を想定し V2H から住宅内へ供給時は PV で発電した電気を全て売電するものとしている。

表-3 蓄電池の運転モード

モード	押上運転	夜間充電	PV充電	放電時間帯
経済M	-	○	-	7:30~23:00
グリーンM	-	○	○	7:30~23:00
押上経済M	○	○	-	7:30~23:00
押上グリーンM	○	-	○	24時間
SOFCM	-	SOFCから	-	7:30~23:00
押上SOFCM	○	SOFCから	-	7:30~23:00

2. シミュレーション結果

2.1 4 人家族世帯に於ける機器導入効果

4 人家族の構成にて各機器の導入に伴う一次エネルギー消費量と削減量の変化を図-2 に示す。本研究の対象である PV、蓄電池、SOFC を導入せず潜熱回収型給湯器を導入しているケースを基準ケースとする。また、蓄電池は全て押上グリーン M での運転となっている。SOFC と PV の組み合わせでは購入電力量の大幅な抑制を確認し、更に蓄電池を加えた場合は、購入電力量がほとんどない事を確認した。また、SOFC の逆潮流運転を行うことで電主負荷運転に比べて更なる一次エネルギーの削減につながる事が明らかになった。

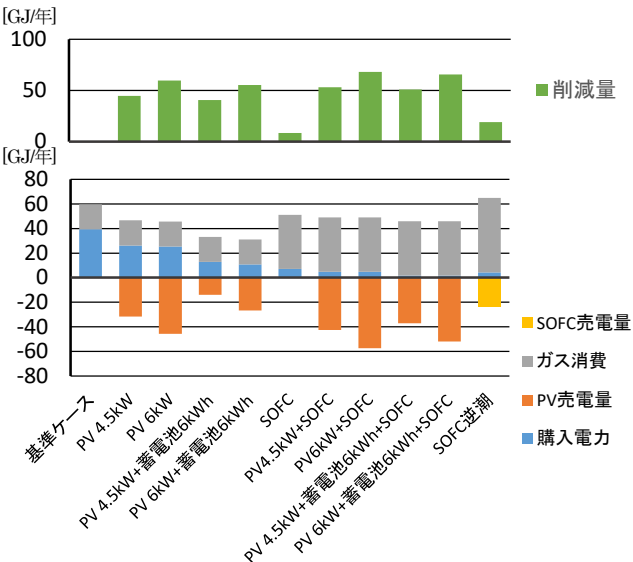


図-2 一次エネルギー消費量と削減量

2.2 4 人家族世帯への蓄電池導入効果を自家消費率でみる

蓄電池と PV の自家消費率の関係について図-3 に示す。PV と蓄電池の組み合わせでは蓄電池の運転モードと容量に依存することが分かる。SOFC も合わせて導入した場合 (図-4) においては、SOFC が家庭内電力の大半を担うため蓄電池の容量・運転モードが自家消費率に与える影響は小さい。

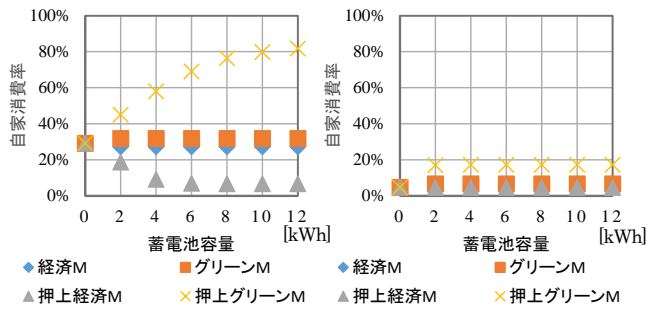


図-3 PV4.5kW

図-4 PV4.5kW+SOFC

2.3 4人家族世帯への蓄電池導入効果を光熱費でみる

蓄電池とPVを導入した際の光熱費削減量からPV単体を導入した際の光熱費削減量を引いた値を蓄電池導入による光熱費削減効果として評価を行う。PVと蓄電池4kWh時における光熱費削減効果を図-5に示す。また、同12kWh時を図-6に示す。4kWh時では経済Mにて削減効果が生じることが分かった一方、押上経済Mでは太陽光発電の余剰買い取り単価が下がり光熱費削減には繋がらない結果となった。12kWh時では押上経済Mにおいて小容量の太陽光発電と組み合わせたときに、想定した蓄電池の運転モードの中でメリットが最大となる結果となった。蓄電池の導入効果は想定する運転モードで異なることから、削減効果が最大となる運転モードにて運転を行った時のPV容量と蓄電池容量で削減効果を比較した結果を図-7に示し、蓄電池の容量が大きいほど削減量も大きい結果が得られた。一方で、蓄電池容量増加に合わせてイニシャルコストも増加すると想定されることから、図-7の結果から蓄電池容量で除した結果を図-8に示す。蓄電池1kWh当りでの効果ではPV3kWに蓄電池4~6kWhが最適という結果となった。

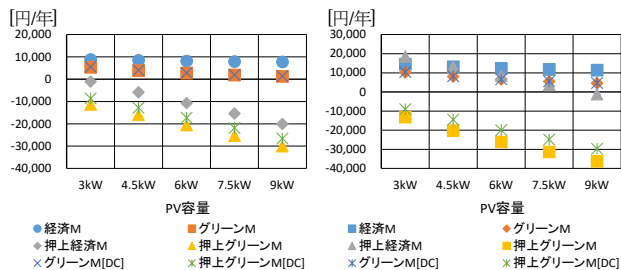


図-5 PV+蓄電池 4kWh

図-6 PV+蓄電池 12kWh

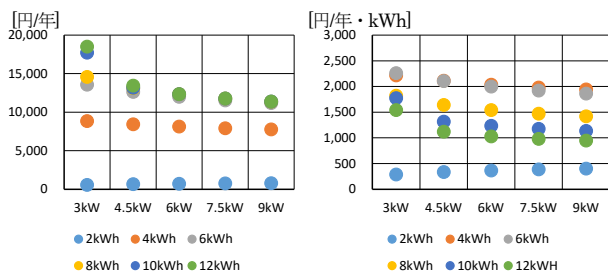


図-7 PVと蓄電池容量別効果 図-8 1kWh 当りの効果

2.4 買い取り価格 11 円/kWh 想定

買い取り価格をFIT終了後の価格を見据えて一律 11 円

/kWh として計算した PV と蓄電池 4kWh と図-9 に示す。PV の余剰電力を自家消費に繋げる押上グリーン M にて削減効果が最大となった上、PV と蓄電池の PCS を一体化し DC リンクさせた場合更に数千円の効果が得られることが分かった。また蓄電池 12kWh 時を図-10 に示す。PV 容量が 6kW 以上では PV の発電量が住宅の電力負荷を上回ることから押上グリーン M で蓄電池を運転しても、自家消費できる電力量に変化が生じないことから導入効果が PV 容量に関わらず一定となる。

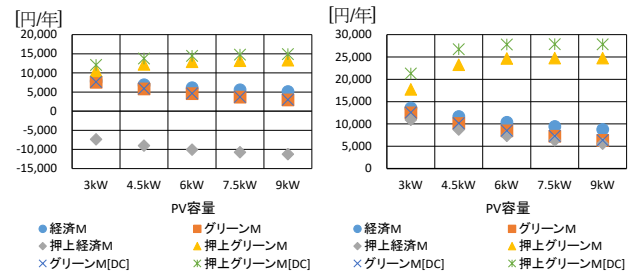


図-9 PV+蓄電池 4kWh

図-10 PV+蓄電池 12kWh

2.5 蓄電池導入効果の世帯間比較

図-11 に PV4.5kW に蓄電池 4kWh を導入し経済 M で運転した時の各世帯の基準ケースからの光熱費削減量を示す。また、図-12 に PV4.5kW 単体での光熱費削減量を示す。蓄電池を組み合わせたときのほうが図の傾きが急となり電力負荷の大きな世帯の方が蓄電池の導入効果も大きい傾向が確認できる。また、PV 単体の導入効果は電力負荷が同程度の世帯間では殆ど差が見られないのに対し、蓄電池を組み合わせた時は数千円の差が見られる。このことから、蓄電池導入効果は運転するモードや導入する世帯の電力量だけでなくライフスタイルにも依存する結果が明らかとなった。

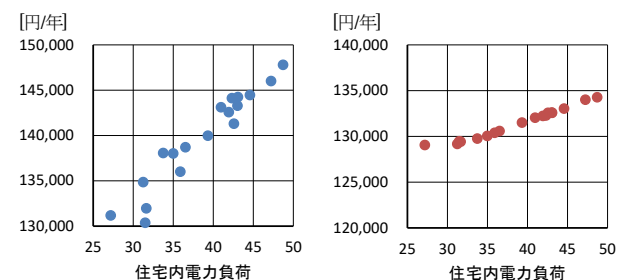


図-11 PV 4.5kW+蓄電池 4kWh

図-12 PV4.5kW

2.6 蓄電池導入効果の世帯間比較、11 円/kWh 想定

売電価格が 11 円/kWh とし、PV4.5kW に蓄電池 4kWh を導入し押上グリーン M で運転した時の基準ケースからの光熱費削減量を図-13 に示す。また、図-14 に PV4.5kW を単独で導入したときの光熱費削減量を示す。図の傾きは PV 単独の場合と蓄電池を組み合わせた場合であり違いはなく、蓄電池導入効果は世帯間で差がないという結果となった。また、ハイブリッド型蓄電池を導入すると 1,500 円程度の追加抑制効果があることを確認した。

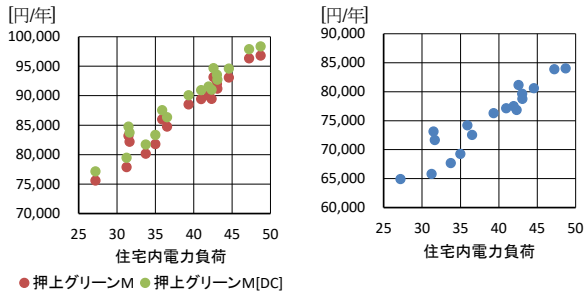


図-13 PV4.5kW+蓄電池 4kWh 図-14 PV4.5kW

2.7 PV と SOFC 既設世帯への蓄電池導入効果

PV4.5kW と SOFC を導入している世帯に蓄電池 4kWh を導入する効果を検証した。住宅内の負荷が SOFC の定格を下回る時に SOFC の余剰電力を蓄電池に貯め、電力負荷が大きい時間帯に放電することで、図-15 のように一次エネルギー量でみると世帯によっては最大で 1GJ 程度ではあるが削減につながる事が判明した。図-16 のように、光熱費で評価を行うと SOFC の余剰電力を活用して PV の余剰電力を押し運転するほうが、夜間電力を活用して PV の余剰電力を押し上げるよりも光熱費削減効果が大きいことが判明した。一方でエネルギー消費量の少ない世帯では蓄電池を導入しないほうが得になる可能性も確認した。

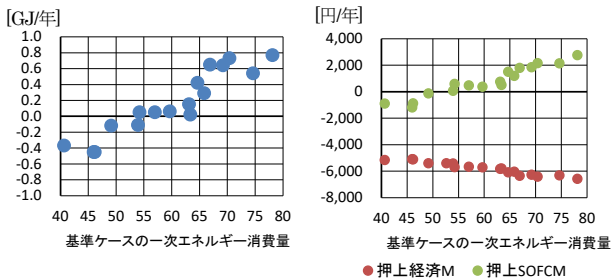


図-15 SOFC 余剰電力活用 図-16 押上効果

2.8 EV を保有する 4 人家族世帯への V2H 導入効果

V2H と EV は 7 時から 23 時の接続時に給電を行い、23 時から翌 7 時の間に、系統から充電を行い満蓄まで充電するものとし、V2H を単体で導入するだけで V2H と蓄電池を併用する効果の検証も行う。日中の非接続時間が 12 時間を超える通勤用途と 1 時間半程度の買い物用途、EV の普通充電を行う世帯との比較を図-17 に示す。通勤用途であっても V2H を導入するだけで 2 万円を超える導入効果を確認し、蓄電池を併用することで更なるコストメリットが生じる結果が得られた。

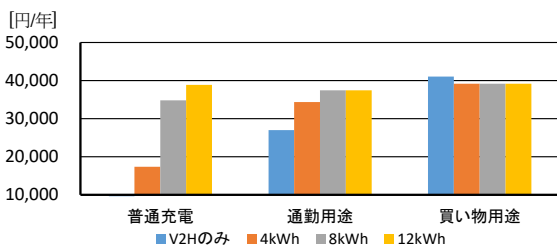


図-17 V2H 導入効果

2.9 V2H 導入効果の世帯間比較

各世帯における V2H 導入効果を図-18 にまとめる。居住者のスケジュールによって EV の使用用途、日中の V2H への接続時間帯は様々であるが、一番効果の大きなケースで 5.5 万円程度、少ないケースにおいては 1.5 万円程度という結果が得られた。

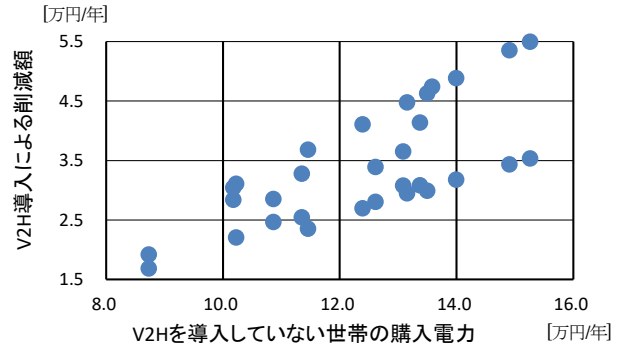


図-18 V2H の導入効果世帯比較

3. まとめ

シミュレーションにより各機器の導入効果を明らかにした。蓄電池の導入は PV の自家消費や、光熱費削減に繋げることが可能であるが、運転モードを適切に選択することが重要であることが判明した。一方で、現状のインシヤルコストでは投資回収は難しい結果が得られた。V2H は EV の日中接続時間が長いほうが導入効果は高いものの、接続時間帯が短くても十分な効果が得られる結果となった。

謝辞 本研究はニチコン株式会社と立命館大学の包括提携プログラムの一環として実施しました。

注釈

- 1) 一次エネルギー換算係数は電気 9760kJ/kWh、都市ガス 45MJ/m³を使用した。
- 2) 電力料金は関西電力従量電灯 A と時間帯別電灯(2018 年 1 月閲覧)を太陽光発電の売電価格は平成 29 年度の固定価格買い取り制度価格を、ガス料金は SOFC 導入想定時には大阪ガスマイホーム発電料金を SOFC 非導入時には一般料金(2018 年 1 月閲覧)を参考に設定した。

参考文献

- 1) 胡内ら：電源安定化に寄与するエネルギー循環型住宅の検討 (その 3) 蓄電池・燃料電池・太陽光発電を備えたモデル住宅による実測と導入効果の試算 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 pp.301-304 2017.9
- 2) 黒木ら：家庭用固体高分子形燃料電池 CGS の運転方法と導入効果：家庭用分散型電熱源の導入効果に関する研究 その 1 日本建築学会環境系論文集 No.610 pp.67-73 2006.12
- 3) 柴田：燃料電池・太陽光発電・蓄電池から構成される家庭用分散型エネルギーシステムの経済性分析 IEEJ 日本エネルギー経済研究所 2012.6
- 4) NHK 国民生活時間調査(2015 年)
- 5) 社団法人ソーラシステム振興協会：ソーラシステム・データブック p.31, 2016
- 6) 電力中央研究所：家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発 2015.07
- 7) 夜久ら：家庭用 SOFC-CGS の性能評価に関する研究 空気調和・衛生工学会論文集 No.203 pp.25-33 2014.2

世帯属性を考慮した就寝時の暖房使用エネルギー消費予測 Prediction of heating energy use while in bed considering the occupant attributes

○福本 展 顯 (大阪大学) 松岡 綾 子 (大阪大学) 山崎 知 哉 (大阪大学)
森 國 太 郎 (大阪大学) 山口 容 平 (大阪大学) 下 田 吉 之 (大阪大学)

Fukumoto NOBUAKI*¹ Ayako MATSUOKA*¹ Tomoya YAMASAKI*¹

Morikuni TAROU*¹ Yohei YAMAGUCHI*¹ Yoshiyuki SHIMODA*¹

*¹ Osaka University

Energy consumption vary widely among households, because of variety of the residents, housing insulation, and climate condition. Whether heating is used while in bed or not is one of the important factors in the dispersion of energy consumption among households. Therefore, it is important to reveal the relationship between heating usage while in bed and occupant attributes. Applying multinomial logistic regression analysis to a questionnaire survey data, this study explored the factors affecting heating usage while in bed and developed a database. Linking this database with the residential energy end-use model calculated the energy consumption reduction by replacing room air conditioners and mitigating the preset temperature.

はじめに

地球温暖化対策計画¹⁾では、家庭部門において CO₂ 排出量を 2030 年度までに 2013 年度比 39%削減という高い目標が掲げられている。また、2013 年度の家庭部門エネルギー消費量の 4 分の 1 を暖房用途が占めており、削減目標の達成のためには暖房に関する対策が急務であると言える。

特に就寝時の暖房使用は、未就学児、高齢者、寒冷地に居住する方々の体温調節に貢献しており、生活環境の質の向上に繋がっている。しかし、就寝時に暖房を夜通し使用する世帯と使用しない世帯の間では、1 日に 6~7 時間の使用時間の差があることから、就寝時における暖房使用は暖房エネルギー需要に大きな影響を与える要因の 1 つであるといえる。就寝時における暖房使用は地域、就寝人数といった条件によって異なるため、各対策の削減効果はこれらの条件によって大きく異なる。そのため、条件の異なる家庭でどのような対策を実施するのが効果的で、どれほどの削減効果が見込めるかなどといったことを議論するため手法としては、世帯の多様性を考慮したうえで対策ごとの削減効果をシミュレーションにより推計するというものがある。その際には、現状の各家庭における暖房使用実態を正しく把握し、世帯属性と就寝時の暖房使用の関係を明らかにする事が求められるが、それらの関係を統計学的に分析し、暖房の使用類型を推計した研究例はないと考えられる。ここで、就寝時の暖房の使用類型とは、就寝から起床まで暖房を使う、タイマーを使用するといった就寝時における暖房の使用法で

分類を行ったものである。

例えば、井上ら²⁾の研究では全国を対象としたアンケート調査により、各世帯における暖房の一日使用時間の度数分布や全国それぞれの地域における暖房の使用類型を時刻別に推計を行っている。これにより就寝時における暖房の使用が居住地域などの属性によって異なる事を明らかにしているが、暖房の使用と世帯属性との関係に関する統計分析は行われていない。

そこで本研究では、就寝時の暖房使用に関するアンケート調査を実施し、世帯属性情報との関係を統計分析することで、就寝時の暖房使用の影響要因となる世帯属性情報を明らかにし、各世帯の詳細な就寝時の暖房使用類型を推計する手法を提案する。さらに、分析結果に基づいて世帯属性を考慮した就寝時の暖房使用データベースを構築し、それを本研究グループが開発した家庭部門エネルギー需要を推計するシミュレーションモデル³⁾の入力条件に用いて各省エネルギー対策による削減効果の評価を行う。これにより、削減効果の大きい世帯属性を特定すると共に、それら世帯の家族構成や住宅種類に関する知見を得ることを目的とする。

1. アンケート調査の概要

インターネット調査会社を通じて、全国の 15 歳以上を対象としてアンケート調査を実施した。冬の初め、中頃、終わりといった時期による暖房使用状況の差異を確認するため、同様のアンケート調査を 3 回行った。調査時期は 2016 年 12 月 13 日~14 日 (第 1 回)、2017 年 2 月 1

日～2日（第2回）、2017年3月23日～24日（第3回）である。調査は北海道、東北、関東、中部、近畿、中国、四国、九州・沖縄の8地域でそれぞれ同数行い、総有効回答数は15289世帯となった。調査の概要をTable.1に示す。アンケートでは居住地域、住宅の条件、年齢、性別などの属性及び、就寝時の暖房の使用状況を調査する。

Table.1 Questions of questionnaire survey

Occupant information	Gender, Age, Area, Household income, Job, Presence of children, Member sleeping together in the bedroom, Bedtime / Wakeup time
Housing information	Building type, Own house or not, Age of building, Story of the bed room, Direction of window
Heating equipment of bedroom	Type, set temperature, Usage(Use heating all night long, ON timer, OFF timer, OFF / ON timer, Do not use heating)

2. 使用類型就寝時暖房使用データベースの開発

2.1 データベースの概要

シミュレーションモデルにおけるデータベースのフローをFig.1に示す。就寝時暖房使用データベースは、使用類型データベース、タイマー使用時間データベースからなり、使用類型は、「就寝から起床まで」、「切タイマー」、「入タイマー」、「切/入タイマー」、「暖房を使用しない」とする。

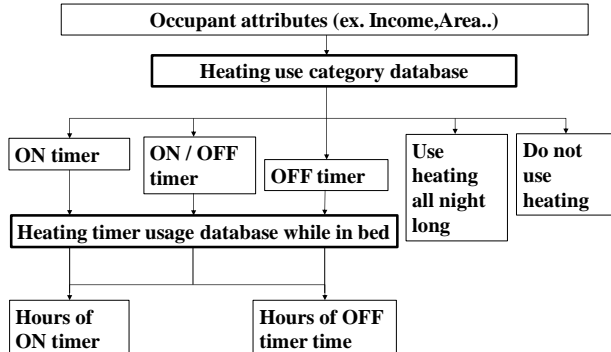


Fig.1 Flow of the database

本研究ではFig.1の流れに沿って使用類型、使用時間を確率的に決定し、各世帯の就寝時の暖房使用に関する入力条件にばらつきを持たせる。

アンケート調査より北海道と北海道以外の地域では就寝時の暖房使用類型が大きく異なることが確認されたため、北海道と北海道以外の地域に分けてデータベースの開発を行う。なお開発には両地域で共通の手法を用いる。

2.2 就寝時暖房使用類型データベースの開発

本研究ではアンケートを分析する手法として多項ロジスティック回帰分析を用いる。この手法は3つ以上のカテゴリーを同じ説明変数で説明する場合に使用する手法

である。複数の説明変数を採用することが可能なため、様々な世帯属性を考慮できる。i番目のカテゴリーの目的変数がとる確率 P_i は、基準カテゴリーの確率 P_1 、説明変数 $x_1 \sim x_n$ を用いて式(1)で表される。

$$\ln \frac{P_i}{P_1} = \alpha_i + \beta_{i1}x_1 + \beta_{i2}x_2 + \dots + \beta_{in}x_n \quad (1)$$

p_i ：カテゴリーの確率、 x ：説明変数、 n ：説明変数の数

5つの暖房使用類型である「就寝から起床まで」、「切タイマー」、「入タイマー」、「切/入タイマー」、「暖房を使用しない」のそれぞれの確率を目的変数とする。北海道以外の地域における説明変数候補をTable.2に示す。

Table.2 Explanatory variable candidate

Category of explanatory variable candidate	variable format	Standard category
Average outside temperature	Quantitative variable	
Household income	Dummy variables of 2 million intervals	Less than 200 ~ 4 million yen
Detached house / apartment house	Apartment (dummy)	Detached house
Window	No window(dummy)	With windows
Age of building	Dummy variable every 5 year interval	Over 20 years
Bedtime	Category variable of one hour interval	
Number of people sleeping	Single variable (dummy)	2 people or more
Presence of women	No female (dummy)	With women
Type of heating	Electric stove, heater variable(dummy)	Room air conditioner (RAC)
	Gas fan heater, stove variable(dummy)	
	Kerosene (petroleum) fan heater, stove (dummy)	
	Room heater, panel heater (dummy)	
	Kerosene (petroleum) · gas FF type heating machine (dummy)	
	Central (whole building) air-conditioning system (electricity and gas) (dummy)	
	Floor heating dummy variable	
Member sleeping together in the bedroom	Child only(dummy)	Only 19 to 64 years old
	Adult × Preschool child (dummy)	
	Adult × Elementary school student (dummy)	
	Adult × Teenagers(dummy)	
	Dummy variables including over 65	
Area	Dummy variables for Tohoku, Chubu, Kinki, China, Shikoku, Kyushu and Okinawa	Kanto

これらの説明変数候補の中から多項ロジスティック回帰分析に用いる説明変数を以下の手順に従って選択する。

- 1) 説明変数候補をカテゴリー別に多項ロジスティック回帰分析を行い、目的変数のいずれかに対して p 値が0.05以下の説明変数を候補として残す。
- 2) 説明変数相互の相関係数を確認し、その絶対値が0.7以上の場合、多重共線性が存在すると判断する。多重共線性が存在する場合は、手順1で行う回帰分析の p 値を含む目的変数のカテゴリーの数が多い方の説明変数を候補として残す。
- 3) 残った説明変数候補すべてを用いてステップワイズ法による変数選択を行い、説明変数を決定する。

以上により選択された説明変数を用いて回帰分析を行う。北海道以外の地域における回帰結果をTable.3に示す。ここに示された説明変数は、就寝時の暖房使用類型に影

響を与える有意な説明変数である。これらの結果を用いて Fig.2 に暖房就寝人員構成別の暖房使用確率を示す。

Table.3 Odds ratio by multinomial logistic regression analysis

Explanatory variable	From bedtime to wakeup	Off timer	ON timer	Both OFF / ON timer
Intercept	0.0504***	0.1198***	0.0322***	0.0176***
Less than 2 million(Household income)	1.4673**	0.8995	1.0899	1.1387
Over 10 million(Household income)	1.2974	1.3301*	1.0775	1.8469***
Apartment dummy	0.9484	0.7191***	1.0578	0.7816
Less than 5 years(Age of building)	1.1464	1.522***	1.2614	0.9887
Less than 5 to 10 years(Age of building)	0.8755	1.6388***	1.4171*	1.3062
Less than 10 to 15 years(Age of building)	0.8614	1.3169**	1.0607	1.52*
Less than 15 to 20 years(Age of building)	0.8307	1.0043	0.7837	1.4917*
Electric stove, Heater	2.2527***	1.5978***	1.1367	3.0837***
Gas fan heater, stove	1.4374	1.0489	1.0814	3.5509***
Kerosene (petroleum) fan heater, stove	0.9611	0.9543	3.0387***	1.6406**
Room heater, panel heater	13.0648***	2.4865**	2.1249	8.919***
Kerosene (petroleum) / gas FF type heater	3.7326***	1.9629	7.8364***	3.8311*
Central air-conditioning system	43.4937***	5.0085*	0.0968	7.9774
Floor heating	11.0895***	2.2165*	2.4631	16.4253***
No window	0.4019**	0.3685***	0.4756	0.9755
Preschool child	3.1158***	1.8164***	0.9835	1.4041
Elementary school student	1.1592	1.1584	0.5848*	0.8992
Elderly person	0.9205	0.841	0.5924**	1.0136
Single household dummy	0.8787	0.7967	0.8619**	0.7177*
Tohoku dummy	0.9327	0.6169***	1.4523**	1.3142

* is attached according to p value. *** p ≤ 0.001, ** p ≤ 0.01, * p ≤ 0.05

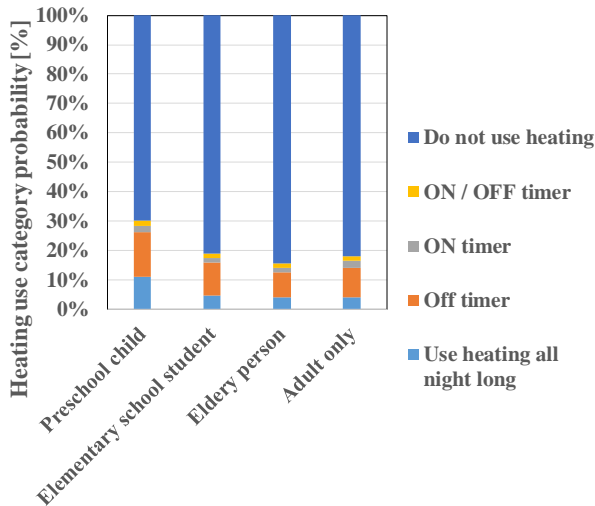


Fig.2 Heating usage probability by Member sleeping together in the bedroom

最年少者が未就学児の就寝人員構成では他の構成と比べて「就寝から起床まで」、「切タイマー」の確率が高く、全体としても暖房を使用する確率が高い。また、小学生が最年少の構成においても、基準のケースに比べて「切タイマー」の確率が高く、全体としても暖房を使用する確率が高いことが確認できた。また、高齢者が最年長のケースでは、基準と比べて「暖房を使用しない」確率が高いことが確認できた。

2.3 就寝時暖房タイマー使用時間データベースの開発

タイマー使用時間データベースの開発のために、アンケートを分析する手法として、順序付き多項ロジスティック回帰分析を用いる。回帰式は以下に示す通りである。

$$\ln\left(\frac{p_1}{\sum_{k=2}^i p_k}\right) = \alpha_1 - \beta_1 x_1 - \dots - \beta_n x_n \quad (2)$$

$$\ln\left(\frac{\sum_{k=1}^2 p_k}{\sum_{l=3}^i p_l}\right) = \alpha_2 - \beta_1 x_1 - \dots - \beta_n x_n \quad (3)$$

...

$$\ln\left(\frac{\sum_{k=1}^{i-1} p_k}{p_i}\right) = \alpha_{i-1} - \beta_1 x_1 - \dots - \beta_n x_n \quad (4)$$

p_k, p_l : カテゴリーの確率、 x : 説明変数、 n : 説明変数の数

目的変数は暖房タイマー使用時間をカテゴリー化したものとする。また、説明変数は 2.2 節で述べた手法と同様の手法で選択する。以上により選択された説明変数を用いて回帰分析を行った。その結果、特に未就学児、高齢者を含む就寝人員の構成において、切タイマー使用時間、入タイマー使用時間を長くする要因である事が確認できた。この結果をもとにデータベースで用いる回帰モデルを構築する。

2.4 回帰モデルの適合度検定

開発した回帰モデルを用いて生成した就寝時暖房使用類型分割が、アンケート調査から集計した世帯割合と一致するかを検証する。回帰モデルの精度を検証する手法として、Hosmer-Lemeshow 検定を用いる。本研究では有意水準を 5%として検定を行う。これより、データベースで用いる北海道の切タイマー使用時間以外の回帰モデルがアンケート結果と適合していることを確認した。

3. 寝室の暖房電力消費量の推計

2 章で開発した就寝時暖房使用データベースをシミュレーションモデル³⁾の入力条件として用いて、就寝人員構成別に寝室の暖房電力消費量を推計した。対象地域は大阪、対象期間は 2013 年 1 月 1 日～12 月 31 日とした。推計における就寝人員構成の類型区分、床面積、エアコンの暖房能力を Table.4 に示す。また、Table.4 を推計条件とした就寝人員構成別の電力消費量を Fig.3 に示す。

Table.4 Estimation condition of model

Number of people sleeping	Composition of sleeping personnel			Type name	Bedroom floor area[m ²]	Heating capacity of ARC [kW]
4	A couple and two children	Only husband working	Preschool child	A couple and two children (Preschool)	16.56	3.60
			Elementary school student	A couple and two children (Elementary school)		
2	A couple	Only husband working		A couple	16.56	3.60
	An elderly couple (over 65)			An elderly couple		

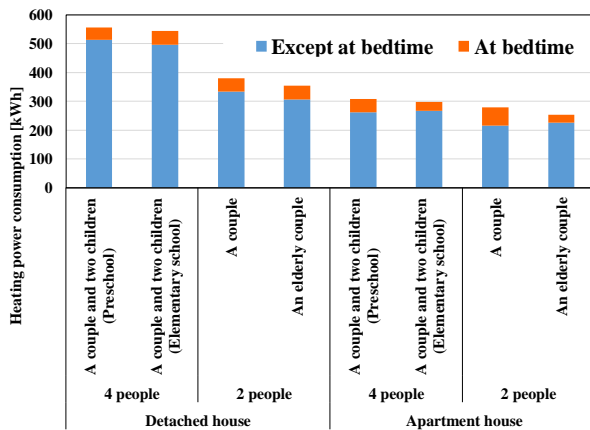


Fig.3 Heating power consumption

戸建住宅と集合住宅の同じ就寝人員構成で比べると、戸建住宅の方が電力消費量が多い。これは、2章で開発したデータベースより戸建住宅の方が就寝時に暖房を使用する確率が高い傾向がある事が消費量が小さくなった原因の1つである。また、就寝人数間で比較すると就寝人数が4人の類型の方が消費量が多い。特に未就学児を含む世帯においては、Fig.2より就寝人員構成に未就学児を含む世帯において暖房を使用する確率が他の世帯に比べて高いため、就寝時の消費量の割合が未就学児を含まない世帯に比べて大きい。その結果、就寝時以外も含めた寝室の電力消費量も就寝人員構成の中で最も大きいことが確認できた。

4. 省エネルギー対策による寝室の暖房電力消費量削減効果の推計

3章で行った推計条件をベースケースとし、省エネルギー対策による暖房電力消費量削減効果削減効果の大きい世帯属性を明らかにする。

対策ケースはエアコン設定温度緩和、エアコン買い替えの2つの対策について3節と同様の就寝人員構成別に推計を行った。設定温度緩和では21℃から20℃への1℃の緩和を設定し、エアコン買い替えでは機器ストックの平均的なエネルギー消費効率である機種を省エネカタログを参照し2013年における最も性能の良い機種に更新とした。推計結果をFig.4に示す。

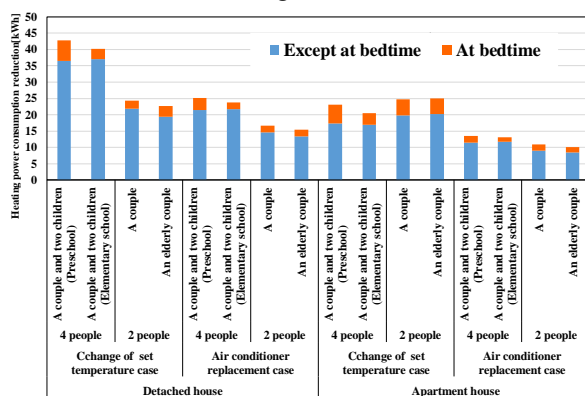


Fig.4 Heating power consumption reduction

各対策による就寝時の削減量は集合住宅と戸建住宅で異なる。また、就寝人数間で比較すると就寝人数が4人の類型の方が削減量が大きくなった。特に未就学児を含む世帯において就寝時の削減量が多く、就寝時以外も含めた寝室の暖房電力消費削減量も就寝人員構成の中で最も大きいことが確認できた。

5. まとめ

本研究ではアンケート調査を分析し、エネルギー需要推計モデルの入力条件とする就寝時暖房使用類型・タイマー使用時間データベースの開発を行った。そして、省エネルギー対策の削減効果を就寝人員構成別に比較した。得られた知見は以下である。

- 1) 最年少者が未就学児の就寝人員構成では、本研究の就寝時の暖房使用類型で定義した「就寝から起床まで」、「切タイマー」の確率が大人のみの場合に比べて高い事が確認できた。また、小学生が最年少の場合においても、基準と比べて「切タイマー」の確率が高く、全体としても暖房を使用する確率が高いことが確認できた。また、高齢者が最年長のケースでは、基準と比べて「暖房を使用しない」確率が高いことが確認できた。また、就寝人員に未就学児、高齢者を含む場合において、切タイマー使用時間、入タイマー使用時間が長くなる事が確認できた。
- 2) エアコン設定温度緩和、エアコン買い替えの2つの対策による暖房電力消費削減量は、設定温度緩和の削減量の方が大きい事が確認できた。各対策の削減効果は、戸建住宅の方が集合住宅よりも就寝時に暖房を使用する確率が高い事が1つの原因となり戸建住宅の方が大きく、また、就寝人数が多いほど削減量が多い事が確認できた。同就寝人数では特に未就学児を含む世帯において、削減量が他の世帯に比べて大きく、就寝時以外も含めた寝室の暖房電力消費削減量も就寝人員構成の中で最も大きい事が分かった。

参考文献

- 1) 環境省；地球温暖化対策計画
- 2) 井上ら；住宅内における用途別エネルギー消費と住まい方の実態に関する研究 日本建築学会環境系論文集 第609号, 117-24, 2006年11月
- 3) 下田ら；家庭用エネルギーエンドユースモデルを用いた我が国民の家庭部門の温室効果ガス削減ポテンシャル予測.. エネルギー・資源, 30(3), 1-9, 2009
- 4) 経済産業省 資源エネルギー庁 省エネルギー対策課, 省エネルギー能力カタログ (2003~2013)

エネルギーと水利用の統合的評価に関する研究

(第1報) エネルギーと水利用の統合的評価手法の提案と評価ツールの開発

Study on integrated evaluation of energy and water use

Part 1 : Proposal of integrated evaluation method of energy and water use and development of evaluation tool

○高橋 直樹 (日建設計総合研究所)

小池 万里 (日建設計総合研究所)

田辺 慎吾 (日建設計総合研究所)

沖 大幹 (東京大学)

Naoki TAKAHASHI*¹ Kazusa KOIKE*¹ Shingo TANABE*¹ Taikan OKI*²

*¹ NIKKEN SEKKEI Research Institute *² Tokyo University

In the previous studies, there are many evaluation cases targeting energy, but it seems that there are few cases where water use is evaluated. In this study, we aimed to construct a method to comprehensively evaluate water use in combination with energy evaluation. In this report, we propose an integrated evaluation method of energy and water use, and report on development status of evaluation tools.

はじめに

水は、エネルギーや食料と密接な関連性を持っているといわれている。また、この3者は日々の生活に必要な不可欠であると同時に、文化的な暮らしにはそれ相当の量が必要なものである。2015年の国連サミットにおいて採択された「持続可能な開発目標 (以下、SDGs)」においても、この3者はゴールに含まれており、今後の持続可能な開発では重要性が増すと考えられる。¹⁾²⁾

一方、これまでの都市のスマート化や建物のZEB化の検討において、エネルギーを切り口にした評価事例は数多いが、水利用に関連する評価事例はほとんどないと思われる。そこで本研究では、従来のエネルギー評価と組み合わせ水利用を統合的に評価する手法を構築することを目的とした。

本報では、エネルギーと水利用の統合的な評価手法の提案をするとともに、評価ツールの開発状況について報告する。

1. エネルギーと水利用の統合的評価の考え方

1.1 統合的評価の前提

都市や街区 (以下、街区等) を想定して、まずはエネルギーと水の切り口からインプットとアウトプットを整理することとした。

1.2 エネルギーフローと評価の方向性

エネルギーフローとしては、街区等におけるエネルギー消費、街区等における発電等によるエネルギー供給を考慮する。このとき、エネルギー消費量はなるべく少な

く、エネルギー供給量はなるべく多く、ネット・ゼロ・エネルギーを評価する方向性が考えられる。

1.3 水利用フローと評価の方向性

水利用フローとしては、街区等における水利用、街区等からの下水排水、下水排水を再利用することを考慮する。節水対応や再利用水の活用による水利用の効率の向上、高度な下水処理による排水水質の抑制を評価する方向性が考えられる。

1.4 エネルギーと水利用の統合的評価

上記のエネルギーと水利用に関する個々の評価の他に、エネルギーと水利用の双方に影響しあうものとしては、水処理に要するエネルギーや、水資源に関連する再生可能エネルギー (水力発電、下水処理場のバイオマス発電等) や熱利用 (下水熱利用等) を評価することが考えられる。

Fig.1 にエネルギーと水利用の統合的評価の概念を示す。

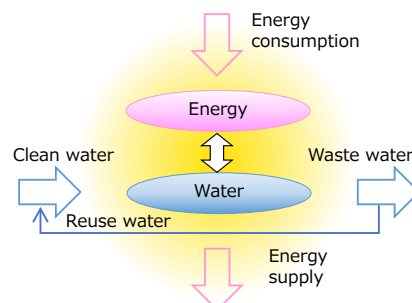


Fig.1 Concept of integrated evaluation for energy and water

2. エネルギーと水利用の統合的評価ツール

2.1 評価ツールの範囲

Fig.2にエネルギーと水利用の統合的評価の範囲を示す。開発中の簡易評価ツールにおいては、施設の核となる浄水施設、下水処理施設、再生処理施設、配水・送水施設のエネルギー消費や水量、ランニングコストを把握できるようにした。なお、街区等のエネルギー評価については、既存の別ツールの利用を想定している。

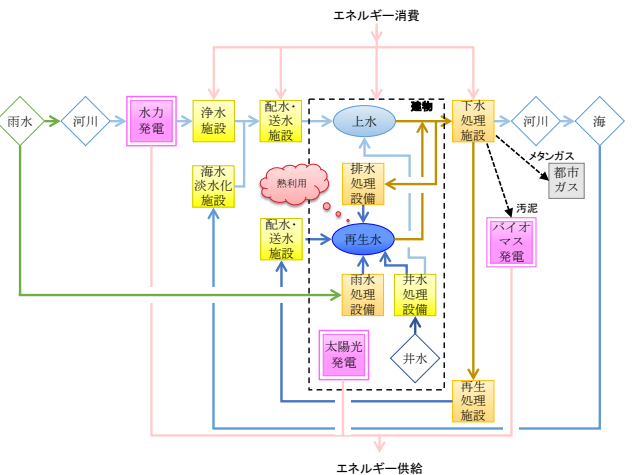


Fig.2 Scope of integrated evaluation for energy and water use

2.2 評価ツールの入出力

Fig.3に評価ツールの入出力の概要を示す。対象となる街区等の建物用途別の床面積構成を設定することで、街区等の使用水量、水処理に要するエネルギー消費量とランニングコストを算出する。このためのデータベースを2.3に示す。

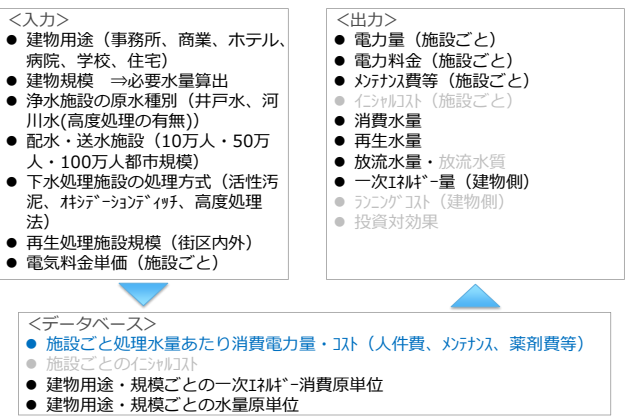


Fig.3 Input and output of evaluation tool

2.3 評価ツールのデータベースの検討

(1) 建物用途・規模によるエネルギー消費原単位
参考文献3)をもとに、建物用途別・規模別にエネルギー消費原単位を作成した。Table.1に建物用途別・規模別のエネルギー消費原単位を示す。なお、小規模は1,000 m²

未満、中規模は1,000 m²以上 10,000 m²未満、大規模は10,000 m²以上である。

Table.1 Unit energy consumption by building type and size (MJ/year・m²)

	Small	Medium	Large
Office	1,318	1,675	1,921
Commercial building	7,471	4,881	3,257
Hotel	2,143	2,583	2,894
Hospital	1,892	2,237	2,552
School,	407	303	1,140
House	600	-	-

(2) 建物用途・規模による水量原単位
参考文献3)をもとに、建物用途別・規模別にエネルギー消費原単位を作成した。Table.2に建物用途別・規模別の水量原単位を示す。なお、規模は前述のとおりである。
水量原単位については、年間の他に、月間についても整理した。

Table.2 Unit water consumption by building type and size (m³/year・m²)

	Small	Medium	Large
Office	0.606	0.840	0.691
Commercial building	2.233		1.722
Hotel	1.600		4.614
Hospital	5.740		4.305
School,	0.293		
House	2.433	-	-

(3) 水処理施設に関する原単位
a 浄水施設
参考文献4)をもとに、約1,500の水道事業体(用水供給事業含む)から対象原水が異なる3パターンの事業体を選択し、各パターンの浄水量あたりの消費電力量、浄水量あたりのコストを算出した。3パターンは次のとおりである。
1) 原水が井戸水の場合
2) 原水が河川水(ダム放流水含む)の場合
3) 原水が河川水・ダム水・湖沼水で高度処理(臭気等の処理)を実施している場合

Table.3 に対象原水ごとの原単位まとめを示す。

Table.3 Unit consumption per target raw water

	Electric energy per quantity of water (kWh/m ³)	Processing cost per quantity of water (yen/m ³)
1) In case of well water	0.527	31.7
2) In case of river water	0.273	30.0
3) In case of river water etc. advanced treatment	0.426	27.5

b 下水処理施設

参考文献 5) をもとに、約 2,000 の下水処理場から処理方式が異なる 3 パターンの処理場を選択し、各パターンの処理水量あたりの消費電力量、処理水量あたりのコストを算出した。3 パターンは次のとおりである。

- 1) 標準活性汚泥法（基本的に、BOD、SS の処理）
- 2) オキシデーションディッチ法（基本的に、BOD・SS・窒素の処理）
- 3) 高度処理法（以下の 3 項目の処理を含む。BOD・SS・窒素の処理、BOD・SS・リンの処理、BOD・SS・窒素・リンの処理）

Table.4 に下水処理方式ごとの原単位まとめを示す。

	Electric energy per quantity of water (kWh/m ³)	Processing cost per quantity of water (yen/m ³)
1) Standard activated sludge method	0.418	36.7
2) Oxidation Ditch method	0.736	84.3
3) Advanced treatment method	0.534	48.4

c 再生水処理施設

参考文献 5) をもとに、約 2,000 の下水処理場において再生水利用をしている処理場の再生水処理方法、用途、利用水量を調査することにより、主要な処理方式、用途、処理水量を選定し、処理水量あたりの消費電力およびコストを算出した。処理方法の中で最も割合の多い「砂ろ過方式」を対象として、処理水量ごとに検討した。

Table.5 に再生水処理施設の原単位まとめを示す。

	Electric energy per quantity of water (kWh/m ³)	Processing cost per quantity of water (yen/m ³)
100 m ³ /day	0.333	25
1,000 m ³ /day	0.119	16
2,000 m ³ /day	0.104	15
5,000 m ³ /day	0.079	14

d 配水送水施設

参考文献 4) をもとに、全国の市町村のうち行政区内での総人口 100 万人、50 万人および 10 万人規模都市の配水送水施設における給水量あたりの消費電力量、給水量あたりのコストを算出した。

Table.6 に配水送水施設における人口規模ごとの原単位まとめを示す。

	Electric energy per quantity of water (kWh/m ³)	Processing cost per quantity of water (yen/m ³)
1 million city	0.378	18.9
500 thousand city	0.274	16.0
100 thousand city	0.293	14.0

2.4 評価ツールの構成

Fig.4 に評価ツールの構成を示す。評価ツールは、入力欄、計算欄、計算結果欄で構成される。

入力条件は、対象街区等にある建物用途別の延床面積構成、都市の人口規模、再生水の利用量、上水取水の原水

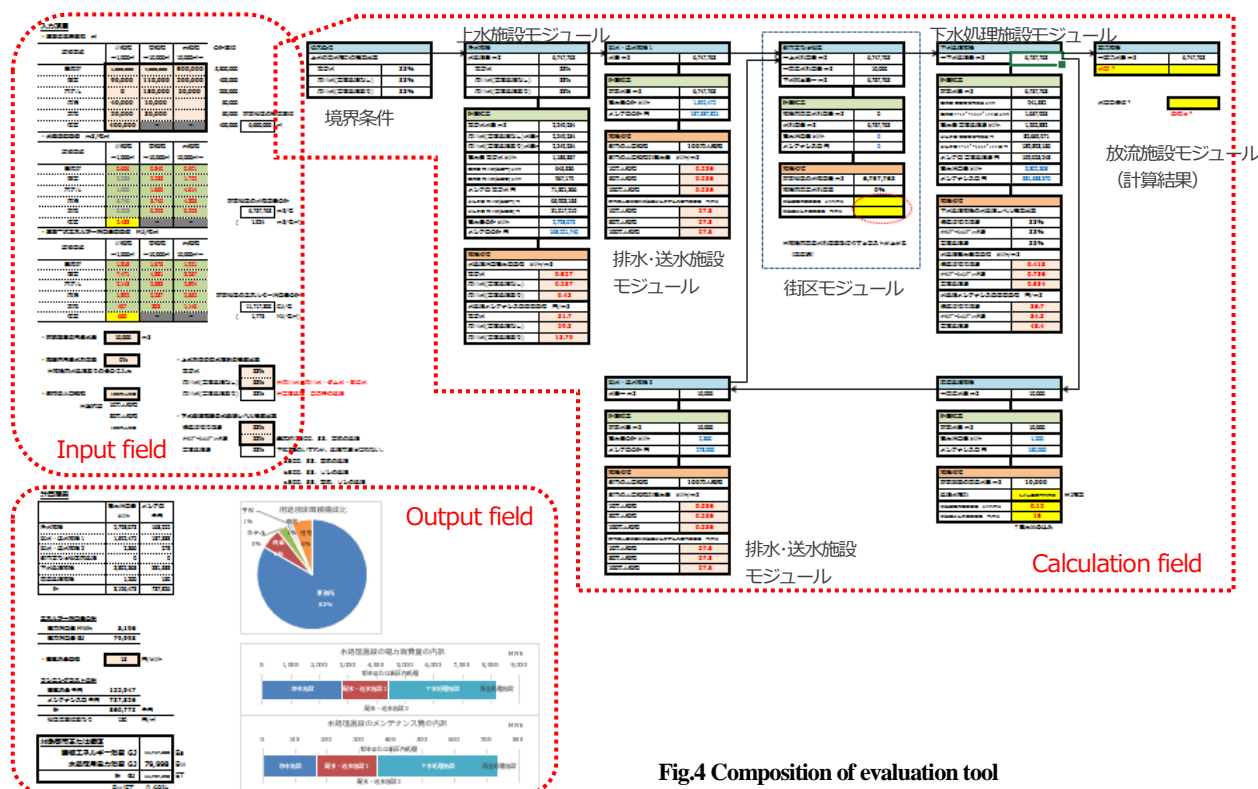


Fig.4 Composition of evaluation tool

レベルの構成比率、下水処理施設の水処理レベルの構成比率である。

計算結果は、街区等の水処理に要する電力消費量、電気料金とメンテナンス費のほか、街区等での建物運用に要するエネルギー消費量も算出される仕組みとし、街区のエネルギー消費量全体に占める水処理用エネルギーの割合を把握できるようにした。

2.5 評価ツールによる計算事例

以下では、実態を模した街区モデルを想定し、計算を行った。具体的には、事務所 550 万㎡、商業 40 万㎡、ホテル 20 万㎡、病院 5 万㎡、学校 5 万㎡、住宅 40 万㎡、合計 660 万㎡とした。

(1) 水処理に要するエネルギー割合

街区モデルの全エネルギー消費量（建物側の消費量を含む）に対して水処理に要するエネルギーが占める割合を確認した。建物用途の特性を把握するため、一用途の建物だけで構成されるモデルと比較した。

Fig.5 に試算結果を示す。その結果、水の使用量が多い病院と住宅の水処理エネルギー割合は大きいことが判明した。それ以外については1%以下であり、事務所割合の多い市街地モデルにおける水処理エネルギー割合は0.7%となった。なお、参考文献2)によると、日本の浄水施設や下水処理施設に要する電力使用量の割合は1.4%であり、試算結果は妥当な数値と考えられる。

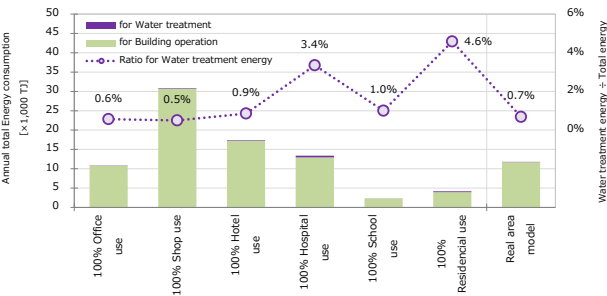


Fig.5 Ratio of energy required for water treatment

(2) 水処理方式によるエネルギー比較

水処理方式によるエネルギー消費量の違いを確認した。Table.6 に検討ケースを、Fig.6 に試算結果を示す。基準とするケース 0 は、水処理方式が均等に導入され、再生水利用がないケースとした。

浄水施設の比較では、電力消費量はケース 1-2（原水が河川水）、ランニングコストではケース 1-3（原水が河川水等で高度処理）が最小値となった。

下水処理施設の比較では、電力消費量、ランニングコストともケース 2-1（標準活性汚泥法）が最小値となった。

再生水処理施設の比較では、電力消費量、ランニングコストとも再生水量が多くなるほど値が小さくなった。

Table.6 水処理方式のケーススタディ条件

Case	基準	水量の条件			上水の原水種別割合			下水処理施設の水処理レベル構成比率		
		上水量 千m3/年	再生水量 千m3/年	下水水量 千m3/年	井戸水	高度処理なし	河川水	標準活性法	OD法	高度処理法
Case0	基準	6,758	0	6,758	33%	33%	33%	33%	33%	33%
Case1-1	上水種別 井戸水100%	6,758	0	6,758	100%	0%	0%	33%	33%	33%
Case1-2	上水種別 河川水100%	6,758	0	6,758	0%	100%	0%	33%	33%	33%
Case1-3	上水種別 高度処理100%	6,758	0	6,758	0%	0%	100%	33%	33%	33%
Case2-1	下水種別 標準活性法	6,758	0	6,758	33%	33%	33%	100%	0%	0%
Case2-2	下水種別 OD法	6,758	0	6,758	33%	33%	33%	0%	100%	0%
Case2-3	下水種別 高度処理法	6,758	0	6,758	33%	33%	33%	0%	0%	100%
Case3-0	再生水量 0m3	6,758	0	6,758	33%	33%	33%	33%	33%	33%
Case3-1	再生水量 73,000m3	6,758	73	6,685	33%	33%	33%	33%	33%	33%
Case3-2	再生水量 3,285,000m3	6,758	3,285	3,473	33%	33%	33%	33%	33%	33%

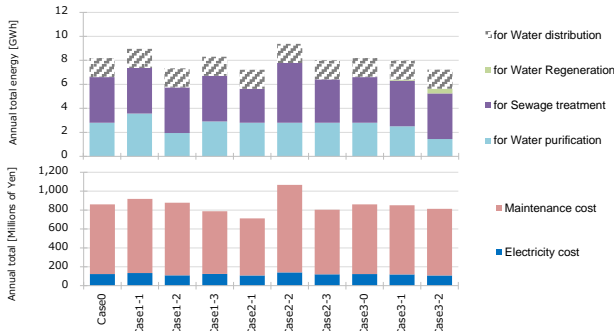


Fig.6 水処理方式によるエネルギーとコスト比較

3. エネルギーと水利用の統合的評価手法の提案

エネルギーと水利用の統合的評価としては、トリプルボトムライン（環境、社会、経済）に、SDGsを踏まえて「持続可能性」という評価軸を設定した。4つの評価軸ごとに評価指標を設定し、総合評価することを提案する。

Table.7 に提案する評価軸と評価指標を示す。これらは、レーダーチャートで示すことにより、様々な対策による効果を確認することを想定している。

Table.7 Evaluation axis and index

	Energy	Water
Environment	Primary energy reduction rate	Water reduction
Society	Independence degree of energy	Sewage reduction
Economy	Energy benefit	Reduction of water treatment
Sustainability	Renewable energy amount	quantity of reuse water

4. まとめ

本報では、エネルギーと水利用の統合的な評価手法の提案をするとともに、評価ツールの開発状況について報告した。今後は、評価手法や評価ツールの更なる充実、具体的なケースでの評価を行いたい。

参考文献

- 1) 経済産業省：我が国水ビジネス・水関連技術の国際展開に向けて、平成20年7月
- 2) 沖 大幹：水の未来（岩波新書）
- 3) 日本サステナブル建築協会：非住宅建築物の環境関連公開データベース（2016年版）
- 4) 日本水道協会：水道統計 施設・業務編、平成24年度版
- 5) 日本下水道協会：下水道統計、平成23年度版

謝辞

水処理施設の原単位化調査にあたり、一般社団法人海外水循環システム協議会的小林茂樹事務局長、田畑健一様にはひとかたならぬお世話になりました。深く感謝いたします