

## 放射併用パーソナル空調システムを導入したテナントオフィスビルの評価研究 (第1報) 計画概要とサーマルマネキンを用いた実測評価

### Evaluation Study of Tenant Office Building with Personal Air-Conditioning System combined with Ceiling Radiation

#### (Part 1) Planning of the System and Measurement Evaluation by using Thermal Manikin

○粕谷 敦 (竹中工務店)	小林 佑輔 (竹中工務店)
和田 一樹 (竹中工務店)	桑山 絹子 (竹中工務店)
小林 知広 (大阪大学)	山中 俊夫 (大阪大学)
袁 継輝 (大阪大学)	西堀 啓規 (大阪市立大学)
川分 芳子 (大阪市立大学)	藤田 有香 (大阪市立大学)

Atsushi KASUYA\*<sup>1</sup> Yusuke KOBAYASHI\*<sup>1</sup> Kazuki WADA\*<sup>1</sup> Kinuko KUWAYAMA\*<sup>1</sup>

Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>2</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>2</sup> Keiki EN\*<sup>2</sup>

Hiroki NISHIHORI\*<sup>3</sup> Yoshiko KAWAWAKE\*<sup>3</sup> Yuka FUJITA\*<sup>3</sup>

\*<sup>1</sup> Takenaka Coporation

\*<sup>2</sup> Osaka University

\*<sup>3</sup> Oska City University

This study is aimed to evaluation of energy conservation and comfort and optimization for the personal air-conditioning system with ceiling radiation in tenant office building. In this paper, we report overview of the planning of the system and measurement evaluation of thermal environment using thermal manikin.

#### はじめに

近年、環境負荷低減と快適性・知的生産性・健康性等への対応として、パーソナル空調の導入が進められている。放射環境を調整する放射空調とタスク環境を調整できるパーソナル気流を組み合わせた放射併用パーソナル空調システム<sup>1)~3)</sup>は、自社オフィスビルだけでなく、多様なワークスタイルにフレキシブルな対応が求められるテナントオフィスビルへの導入も増えつつある。放射併用パーソナル空調について、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とシステム全体の最適化が求められる。

本研究は、放射併用パーソナル空調を導入したテナントオフィスビル<sup>4)</sup>を対象として、システムの省エネルギー性や快適性の性能評価を目的としている。本報では、計画概要とサーマルマネキンを用いた実測評価について報告する。

#### 1. 建物概要

建物は大阪市内に立地する地上 22 階建て、延床面積 49,612 m<sup>2</sup>のテナントオフィスビルである。基準階平面図を Fig.1 に示す。基準階オフィスは、階高 4.40m、天井高 2,850mm、OA フロア 150mm、3.2m モジュール、最大 6 分割のテナント対応としている。

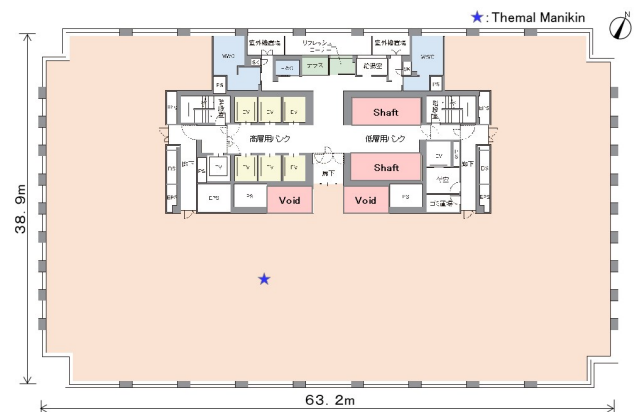


Fig.1 Floor plan

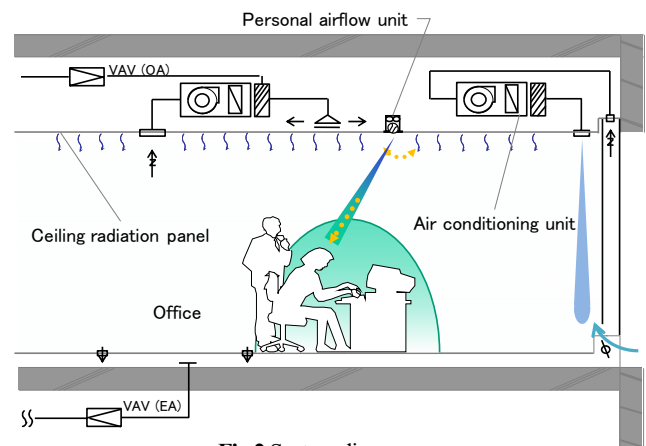


Fig.2 System diagram

2. 計画システムの概要

2.1 計画概要

放射併用パーソナル空調システムの概念図を Fig.2 に示す。放射空調は、インテリアゾーン室内ユニットの冷風を利用して、天井金属パネルを冷却する空気式放射空調としている。天井放射パネルとして、グリッドシステム天井に対応して、開口率 15% のアルミ製パンチングパネルを設置している。パーソナル気流ユニットの仕様を Table.2 に示す。本建物に導入した新型機種は、旧型に比べて気流特性、省電力化、低騒音化などの性能を向上している。パーソナル気流ユニットは執務者毎に設置して、座席 PC から Web 操作により、気流の強・弱・停止の切り替えを行う計画としている。パーソナル気流ユニットは、人検知センサにより不在時の停止制御を行っている。

換気・除湿については、全熱交換器を組み込んだ集中外調機として、冷却除湿により潜熱処理を行っている。外調機の冷温風を天井パンチングパネルより室内へ供給し、床吸込口を介して外調機へ還気している。また、1フロアあたり 6 エリア毎の室内 CO<sub>2</sub> 濃度により、外気導入量制御を行っている。中間期において自然換気の許容外気温度以下では、外気冷房運転を行う計画としている。

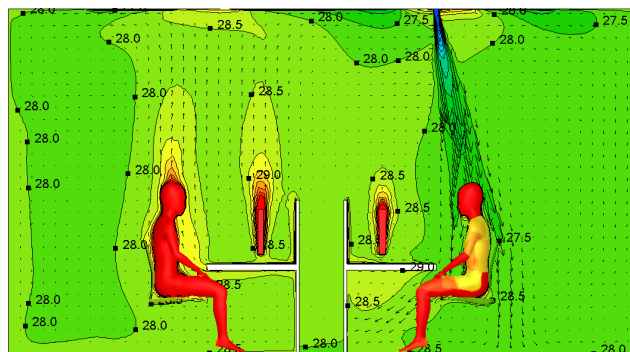
2.2 計画時の解析<sup>5)</sup>

(1) 解析条件

解析には人体熱モデル JOS<sup>6)</sup> と非格子構造要素モデルの数値流体解析との連成が可能な SCRYU/Tetra V12 を用いた。解析条件を Table.3 に示す。解析領域は床面積 26m<sup>2</sup>、天井放射パネル布設率 44.5% とした。人体発熱は、人体熱モデル JOS を 1 体と人体模擬発熱体を 3 体とし、代謝量は 1.1met に相当する 39.6W/m<sup>2</sup> で、体表面積は 1.52m<sup>2</sup> である。対流空調はアネモ型、パーソナル気流ユニットは旧型 (30m<sup>3</sup>/h) と新型 (40m<sup>3</sup>/h) とした。着衣は軽装条件、室内温度設定を 28℃ とした。なお、解析結果は、室内平均温度が設定室温となる条件下で比較を行った。

(2) 解析結果

放射併用パーソナル空調 (パーソナル気流ユニット旧型 30m<sup>3</sup>/h, 新型 40m<sup>3</sup>/h) の温度分布・気流ベクトルを Fig.3 に示す。新型は旧型に比べてパーソナル気流の到達風速が若干高く、到達範囲が広がる傾向がみられた。



Old model (30m<sup>3</sup>/h)

各条件の室内温湿度と人体熱モデル生理量の解析結果を Table.4 に示す。放射併用パーソナル空調方式は、対流空調方式と比べて発汗による蒸発熱損失量が小さく皮膚ぬれ率が低く、顕熱損失量が大きくなる傾向である。パーソナル気流ユニット新型は旧型と比べて、人体を効率的に冷却できると考えられるため、人体の冷却効果を表す顕熱損失量が大きい傾向である。

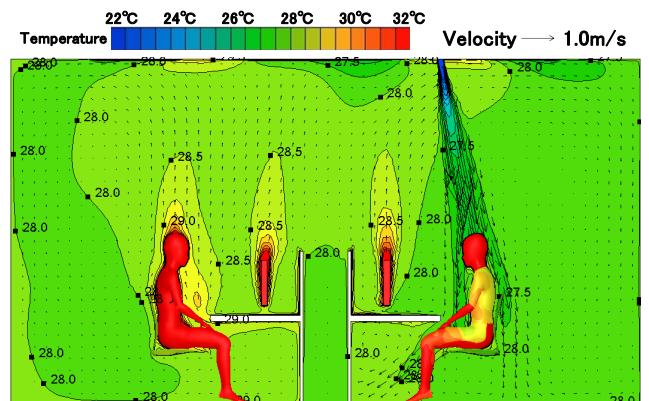
Table.2 Specification of personal airflow unit

Conditions	Old type		New type		
	20m <sup>3</sup> /h	30m <sup>3</sup> /h	20m <sup>3</sup> /h	30m <sup>3</sup> /h	40m <sup>3</sup> /h
Air flow	20m <sup>3</sup> /h	30m <sup>3</sup> /h	20m <sup>3</sup> /h	30m <sup>3</sup> /h	40m <sup>3</sup> /h
Power consumption	2.3W	3.3W	0.6W	1.2W	2.3W
Noise	24dB(A)	38dB(A)	20dB(A)以下		34dB(A)
Outlet diameter	41mm		45mm		
Supply velocity	4.2m/s	6.3m/s	3.5m/s	5.2m/s	7.0m/s
External dimensions	114φ × 185H		114φ × 170H		

※Noise indicates the numerical value at 1.5 m from the outlet

Table.3 Analysis conditions

		Turbulence model	MPAKN linear low reynolds number
		finite difference scheme	Second order accuracy Upwind finite difference
		Mesh division	Space mesh : About 3,650,000~4,040,000 Human body surface mesh : About 18,000/body
CFD analysis	Boundary condition	Common	Wall condition : no-slip, Emissivity : 0.85 The surface temperature is determined by radiation analysis
		Radiation panel	Surface temperature determined by thermal equilibrium equation
		Anemo diffuser	Size : 210W × 350D Modeling of outlet shape
		Personal air flow unit	Size: Old 41φ, New 45φ Number: 1
		Return air outlet	Size: 200W × 300D Number: 2 Outflow condition : Surface pressure regulation Differential pressure 0Pa
		Human body surface	Values by JOS analysis Contact part with seating surface : 35.4℃
		Heating element	Desk equipment Size: 100W × 400D × 400H Number: 4 Calorific value: 136.4W/m <sup>2</sup> (60W/pieces)
		Ceiling lighting Size: 200W × 600D × 2 Number: 4 Calorific value: 260.4W/m <sup>2</sup> (62.5W/pieces)	
		Human body etc. Body surface area: 1.52m <sup>2</sup> Number: 3 body Calorific value: 39.6W/m <sup>2</sup> (60W/body)	
human body thermal model condition	Model	JOS 1 body	
	human body	gender: male, Age: 30 years old, body fat percentage: 15%, Metabolic rate: 64W/m <sup>2</sup>	
	Clothing	Short sleeve Y-shirt, Short sleeve T-shirt, Slacks, Underwear, Socks, Leather shoes	



New model (40m<sup>3</sup>/h)

Fig.3 Analysis result of the temperature distribution, air flow vector

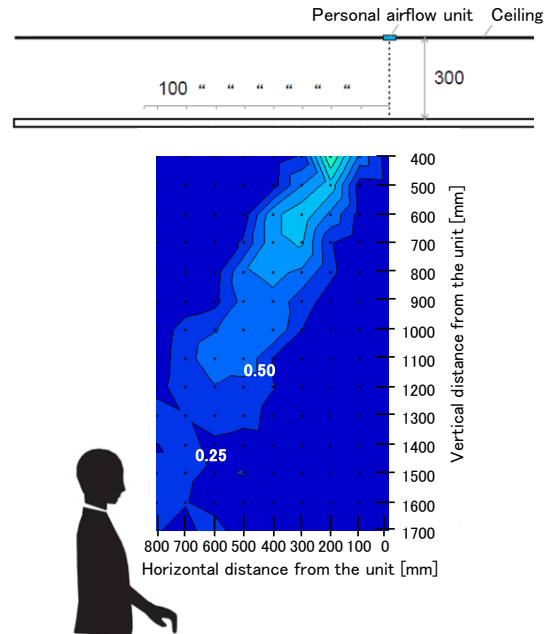
**Table.4** Analysis result of physiological quantity

Condition name	CFD analysis results		Physiological analysis result by human body thermal model JOS								
	Average room temperature [°C]	Indoor average humidity [%]	Average skin temperature [°C]	Skin blood flow [L/h]	maximum evaporation heat dissipation [W/m <sup>2</sup> ]	Evaporative heat loss due to perspiration [W/m <sup>2</sup> ]	Insensible perspiration [W/m <sup>2</sup> ]	Skin wet rate [-]	Sensible heat loss [W/m <sup>2</sup> ]	Latent heat loss [W/m <sup>2</sup> ]	Total heat loss [W/m <sup>2</sup> ]
Convective air conditioning	28.0	50.3	35.2	22.7	171	24.0	8.8	0.19	27.5	32.8	60.4
Personal air-conditioning system combined with ceiling radiation (Old type)	28.0	50.4	35.1	18.9	188	16.9	10.2	0.14	32.6	27.1	59.7
Personal air-conditioning system combined with ceiling radiation (New type)	28.0	50.5	35.0	17.9	193	14.8	10.7	0.13	34.1	25.5	59.7

**3. パーソナル気流ユニット風速分布の実測**

パーソナル気流ユニット運転状態 (風量 40m<sup>3</sup>/h) におけるマネキン周辺の気流速度を測定した。測定は、サーマルマネキンを電源 OFF の状態として、パーソナル気流温度は室内空気と等温とした。測定ポイントは、パーソナル気流ユニットの中心ラインにおいて、垂直及び水平方向に 100mm 間隔とした。風速は、無指向性熱式風速計を使用し、測定間隔 1 秒で 30 秒間の平均値とした。

パーソナル気流ユニットの風速分布を Fig.4 に示す。パーソナル気流ユニットの風向調整により気流の乱れがみられ、マネキン周囲への到達風速が若干低くなっている。パーソナル気流ユニットから高さ 400mm 離れた測定ポイントにおいて、最大風速が 1.75m/s であり、距離により徐々に減衰し、マネキン周囲の風速では、0.24~0.39m/s となっている。



**Fig.4** contour of velocity magnitude around thermal manikin

**4. サーマルマネキン<sup>7)</sup>による実測**

**4.1 実測条件と測定項目**

実測は、19 階オフィス内の座席にサーマルマネキンを設置して行った (Fig.1)。実測条件を Table.5 に示す。実測パターンは、室内設定温度とパーソナル気流ユニットの運転有無をパラメータとし、パーソナル気流ユニット運転時は強風量 40m<sup>3</sup>/h とした。測定項目は、サーマルマネキン及び周囲空気温度の物理測定とした。サーマルマネキンについては、各部位の皮膚表面温度、顕熱損失量を測定し、測定値より等価温度を算出して人体各部位及び全体の冷却効果の評価を行った。空気温度の測定ポイントを Fig.5 に示す。サーマルマネキン周囲空気温度を垂直及び水平方向に 200mm 間隔にて測定を行った。測定値は、室内温度及びサーマルマネキンが安定状態となつてから、30 分間の測定データの平均値とした。

**Table.5** Actual measurement condition

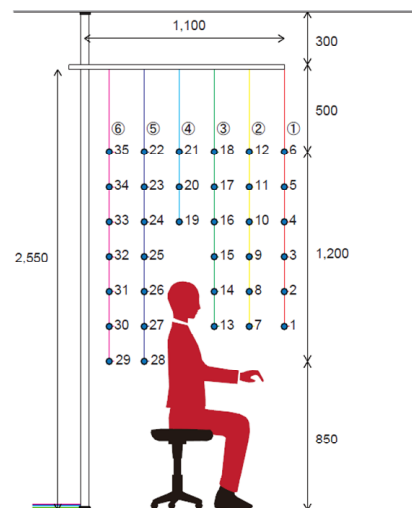
Condition name	Indoor temperature setting	Clothing	Personal air flow unit	
			ON・OFF	Air flow
Setting 25 °C (Personal OFF)	25.0	Light clothing	OFF	—
Setting 26 °C (Personal OFF)			OFF	—
Setting 26 °C (Personal ON)	ON		High air volume	
Setting 27 °C (Personal OFF)	OFF		—	
Setting 27 °C (Personal ON)	ON		High air volume	

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

**4.2 実測結果**

**(1) サーマルマネキン周囲空気温度**

各条件の安定状態における平均上下空気温度分布を Fig.6 に示す。空気温度は高さ毎に測定ポイント①~⑥を平均した値を用いた。設定温度に対してサーマルマネキン周囲空気温度とは差があり、設定 25°C で 0.4~0.5°C、設定 26°C で 0.9~1.0°C、設定 27°C で 0.7~1.0°C 高い値となった。各条件において、最大上下温度差は 0.1~0.2°C となり上下温度分布は小さい状態であった。



**Fig.5** Sampling points on the center cross section

(2) 各部位の顕熱損失量と等価温度

サーマルマネキン各部位の顕熱損失量を Fig.6 に、等価温度を Fig.7 に示す。パーソナル気流ユニットの運転有無を比較すると、パーソナル気流ユニットの運転有りのパターンは運転無しのパターンと比べると、頭部、胸部、手・上腕・前腕での冷却効果が大きい結果となった。これは、パーソナル気流ユニットの気流到達による効果であり、風向調整によっては頭部、胸部、大腿部の冷却効果をさらに高めることが可能と考えられる。

全身の等価温度については、パーソナル気流ユニットの運転有りのパターンは運転無しのパターンと比べて 1.0~1.1℃低下する結果となった。設定温度 27℃でパーソナル気流ユニットの運転有りのパターンは、設定温度 26℃でパーソナル気流ユニットの運転無しのパターンより人体の冷却効果が大きく、等価温度が 0.3℃低い結果となった。パーソナル気流ユニットを運転することで、室内温度を 1℃以上緩和しても同等の冷却効果があることが示された。

5. まとめ

放射併用パーソナル空調システムの計画概要とサーマルマネキンを用いた実測評価を行い、各設定温度におけるパーソナル気流ユニットによる人体の冷却効果への影響を確認した。次報では、実運用化における室内温熱環境評価とパーソナル気流ユニットの利用実態について報告する。

参考文献

- 1) 和田 他:放射冷暖房を考慮したパーソナル空調方式に関する研究 (第1~2報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2008.9~2009.9
- 2) 粕谷 他:タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムの性能評価 (第1~2報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2010.9
- 3) 和田 他:タスク・アンビエント対応膜放射冷房システムに関する研究(その1~5), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2010.9
- 4) 粕谷 他:自然換気・放射併用パーソナル空調を導入したテナントオフィスビルの評価研究 (第1~4報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2018.9
- 5) 粕谷 他:放射併用パーソナル空調システムの性能評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2016.9
- 6) 田辺 他:人間-熱環境系快適性数値シミュレータの開発, 平成12~15年度科学研究費補助金(基盤研究(A)(2))研究成果報告書, 2004
- 7) 田辺 他:皮膚温度可変型サーマルマネキンによる室内環境評価法に関する研究, 日本建築学会計画系論文報告集, 第448号, 1993
- 8) 粕谷 他:天井吹出方式パーソナル空調システムの性能評価, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会, 2016.3
- 9) 粕谷 他:天井吹出方式パーソナル空調システムの性能評価, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2016.9

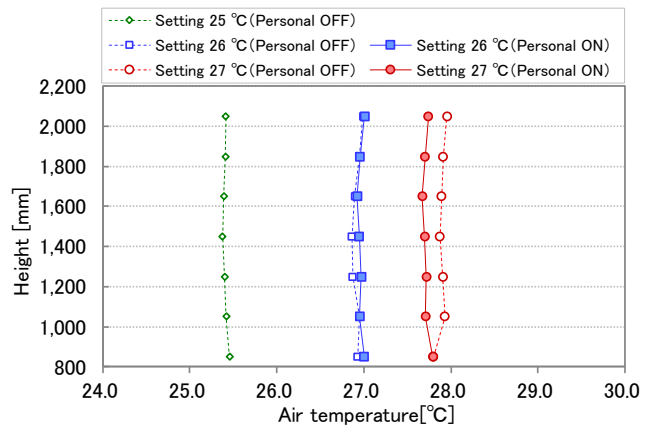


Fig.6 Vertical temperature distribution around thermal manikin

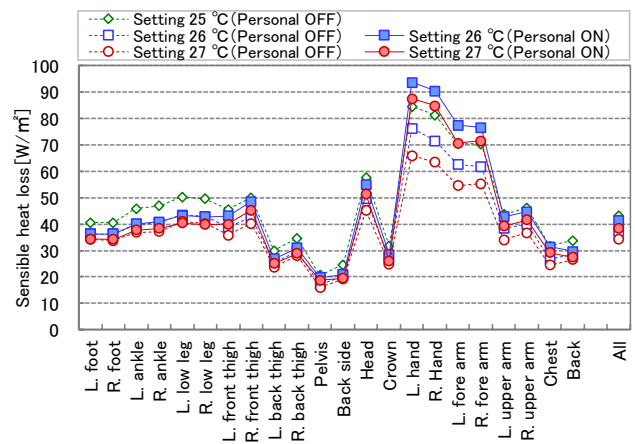


Fig.5 Sensible heat loss amount of thermal manikin

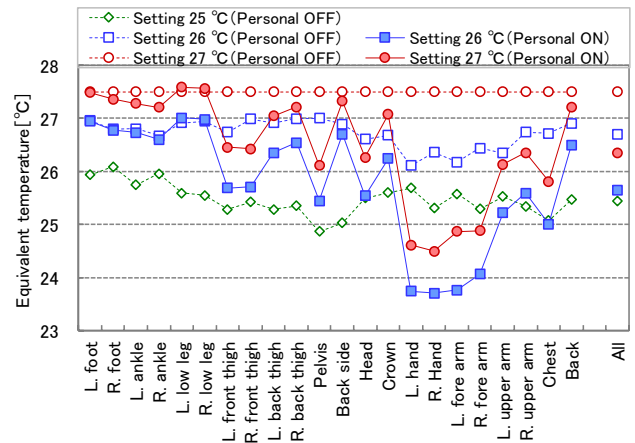


Fig.7 Equivalent temperature of thermal manikin

Fig.8 Sensible heat loss amount and equivalent temperature of whole body

Condition name	Air temperature [°C]	Personal air temperature [°C]	Sensible heat loss of the whole body [W/m²]	Equivalent temperature of the whole body [°C]
Setting 25 °C (Personal OFF)	25.4	—	43.2	25.4
Setting 26 °C (Personal OFF)	26.9	—	37.3	26.7
Setting 26 °C (Personal ON)	27.0	24.8	41.4	25.7
Setting 27 °C (Personal OFF)	27.9	—	34.2	27.5
Setting 27 °C (Personal ON)	27.7	25.5	38.6	26.4

※Air temperature is FL+1.050mm.



放射併用パーソナル空調システムを導入したテナントオフィスビルの評価研究  
(第2報) 室内温熱環境評価とパーソナル気流ユニットの利用実態  
Evaluation Study of Tenant Office Building with Personal Air-Conditioning System  
combined with Ceiling Radiation  
(Part 2) Evaluation of Indoor Thermal Environment  
and Survey of Using Personal Airflow Unit

○小林 佑輔 (竹中工務店)                      粕谷 敦 (竹中工務店)  
和 田 一 樹 (竹中工務店)                      桑 山 絹 子 (竹中工務店)  
小 林 知 広 (大阪大学)                        山 中 俊 夫 (大阪大学)  
袁 繼 輝 (大阪大学)                        西 堀 啓 規 (大阪市立大学)  
川 分 芳 子 (大阪市立大学)                藤 田 有 香 (大阪市立大学)

Yusuke KOBAYASHI\*<sup>1</sup> Atsushi KASUYA\*<sup>1</sup> Kazuki WADA\*<sup>1</sup> Kinuko KUWAYAMA\*<sup>1</sup>

Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>2</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>2</sup> Keiki EN\*<sup>2</sup>

Hiroki NISHIHORI\*<sup>3</sup> Yoshiko KAWAWAKE\*<sup>3</sup> Yuka FUJITA\*<sup>3</sup>

\*<sup>1</sup> Takenaka Corporation

\*<sup>2</sup> Osaka University

\*<sup>3</sup> Osaka City University

This study is aimed to evaluation of energy conservation and comfort and optimization for the personal air-conditioning system with ceiling radiation in tenant office building. In this paper, we report evaluation of indoor thermal environment and survey of using personal airflow unit based on indoor environment survey and questionnaire survey.

## はじめに

前報<sup>1)</sup>では放射併用パーソナル空調を導入したテナントオフィスビルを対象として、計画概要とサーマルマネキンを用いた実測評価について報告した。本報では、室内温熱環境評価とパーソナル気流ユニットの利用実態、室内温熱環境の温冷感および満足度について報告する。

## 1. 実測概要

評価対象は大阪市内に立地する地上22階建て、延床面積約49,612m<sup>2</sup>のテナントオフィスビルのうち、19階の基準階オフィス(床面積1,805m<sup>2</sup>、階高4.40m、天井高2.85m)を対象としている。当該エリアでは天井照明器具の設備プレートにパーソナル気流ユニットが設置されており、座席のPCからWeb操作により風量の切り替えが可能である。放射併用パーソナル空調のシステム概要は前報を参照されたい。

## 2. 室内温熱環境実測

### 2.1 測定ポイント

Fig.1に測定ポイントを示す。評価対象エリアにおいてペリメータ4箇所、インテリア5箇所(上下方向)に6点(床から100,600,1100,1700,2300,2700mm)におんどと

りを設置して温度を計測した。天井表面温度は熱電対を東西8箇所(設置して計測した。

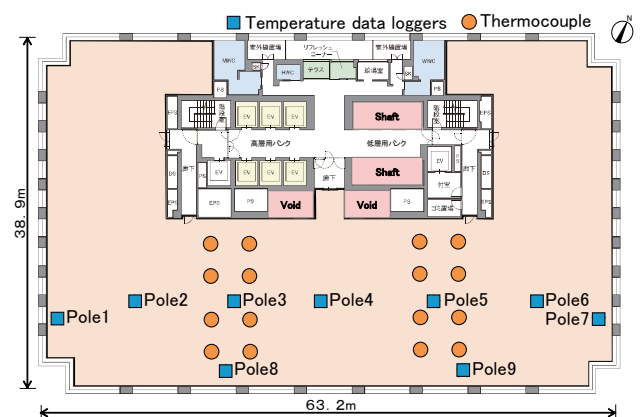


Fig.1 Measurement Points

### 2.2 測定条件

Table.1に測定条件を示す。実測期間は夏季(2018年7月21日~8月5日)とし、室内設定温度を3ケース(25℃、26℃、27℃)設定した。

Table.1 Measurement Condition

	CASE1	CASE2	CASE3
室内設定温度[°C]	25°C	26°C	27°C
期間	7/23~7/25	7/26~7/27	7/30~8/3
代表日	7月24日	7月27日	8月2日
平均外気温度[°C]※	32.0	29.1	30.7
最大全天日射量[MJ/m <sup>2</sup> ]※	3.20	3.15	3.34
天気概況(昼) ※	晴	晴一時雨	晴
実測期間：2018年7月21日(土)~8月5日(日)			
パーソナル気流ユニットの運転許可有り			
AM8時に設定温度変更			
※大阪管区気象台(対象建物より約1.5km)の気象データ			

2.3 測定結果

Fig.3 に代表点として Pole3 の上下温度分布と付近の天井表面温度平均値を示す。各ケース代表日は後述のアンケート調査実施日とし、時刻変化を示した。設定温度に関わらず、上下温度分布の時刻変化はほとんど見られない。また、高さに関わらず上下温度分布は一様であり、上下温度差は最大1.2°Cと小さく、良好な温熱環境が保たれていると考えられる。

3. パーソナル気流ユニット利用実態

3.1 実態調査概要

BEMS からパーソナル気流ユニットの運転トレンドデータを抽出し、実測日の8時~20時における稼働時間を算出した。測定条件は2.2と同じ温度条件としており、各ケースの代表日は後述のアンケート調査実施日とした。

3.2 実態調査結果

Fig.3 に各ケースのパーソナル気流ユニットの稼働時間を示す。設定温度が上昇すると運転台数は増加する傾向がみられるが、CASE2 と CASE3 では逆転していた。なお、ピークの稼働率は在席率(55.3%)換算で30.5%であった。CASE1 は設定温度が低く、パーソナル気流ユニットの使用ニーズが低いために、稼働時間が少ないと考えられる。

Fig.4 に各ケースのパーソナル気流ユニットの稼働時間の男女構成を示す。ここでは後述のアンケート調査から性別が判明しているユニットのみ抽出している。男性の使用が88.8%~96.7%を占めており、男性の在席率(約75%)と比較すると、女性の使用は少ないとみられる。

Fig.5 に各ケースのパーソナル気流ユニットの稼働時間の運転モード構成を示す。運転モードは強運転モードの利用が全体の86.0%~94.1%であり、設定温度による運転モード構成比の差異は見られなかった。また、男女間の運転モードの使い分けは、差異は見られず、個人差によるものと考えられる。

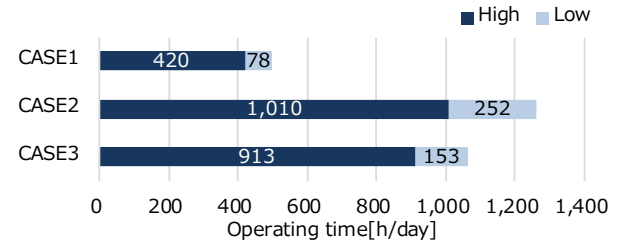
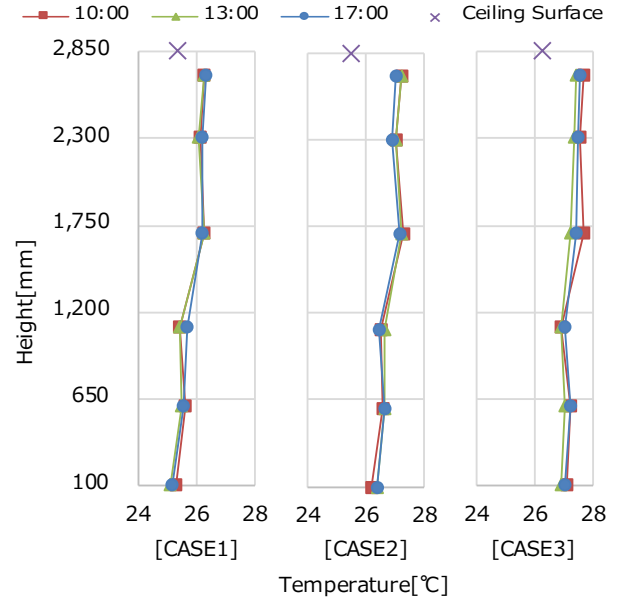


Fig.3 Operating Time of Personal Airflow Unit

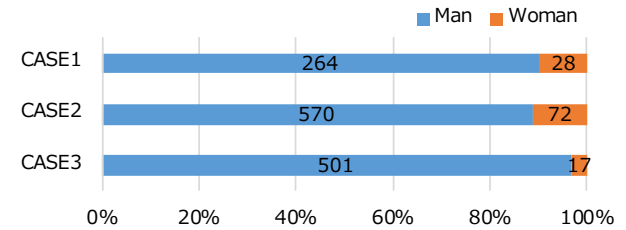


Fig.4 Operating time ratio of Personal Airflow Unit (Man/Woman)

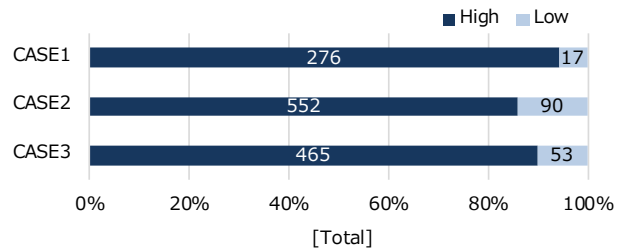


Fig.5 Operating time ratio of Personal Airflow Unit (High/Low)

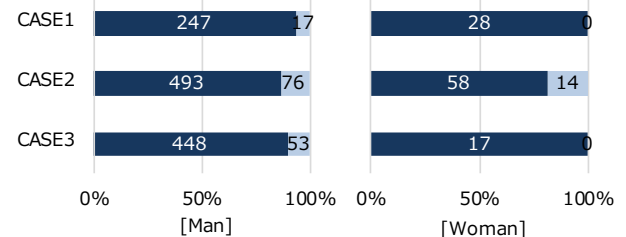


Fig.5 Operating time ratio of Personal Airflow Unit (High/Low)

4. アンケート調査

4.1 アンケート調査概要

19階執務エリア居住者を対象として、アンケート調査を実施した。Table.2にアンケート概要を示す。測定条件は室内温熱環境と同じとし、各代表日にアンケート用紙を配布し、回答を要望した。アンケート用紙は座席位置の把握を目的としてナンバリングを施した。

Table.2 アンケート概要

実施期間	2017年7月24日、7月27日、8月2日
業務内容	事務作業
個人属性	性別、年齢、温度感覚、 在室時間、外出有無、服装
執務環境	温熱環境感覚、温熱環境満足度、 空気環境感覚、空気環境満足度
パーソナル 気流ユニット	認知度、運転有無、気流感、満足度
光環境	窓周辺の光環境、机上の明るさ感評価、 グレア評価、照明制御評価、光環境満足度

4.2 アンケート調査結果

(1) 対象者属性

アンケート回答者の性別を Fig.6 に、年齢構成を Fig.7 に示す。

(2) パーソナル気流ユニット

パーソナル気流ユニットに関して、認知度、運転度合、気流感、満足感について質問した。気流感、満足感は7段階評価としている。パーソナル気流ユニットは運転許可ありとし、操作は執務者個人の判断による条件とした。

Fig.8 にパーソナル気流ユニットの認知度申告を示す。84.5%~90.8%の執務者が認知している。

Fig.9 に運転申告を示す。設定温度を上げると「良く運転した」、「運転した」、「たまに運転した」の合算は増加傾向にあるが、大きく変化はない。設定温度毎のパーソナル気流ユニットの積算台数の推移と傾向が異なるため、個人により利用時間が大きく異なる可能性がある。

Fig.10 にパーソナル気流ユニットの気流感申告を示す。運転申告時に「良く運転した」、「運転した」、「たまに運転した」と申告した回答者が回答している。設定温度により気流感に変化はほとんど見られず、「どちらでもない」の申告者が半数を占めている。また、いずれの設定温度についても弱い側の申告数が一定数あり、強い側の申告は非常に少ない。

Fig.11 にパーソナル気流ユニットの満足度申告を示す。設定温度によらず、「やや満足」「満足」「とても満足」の合算は半数を占めている。パーソナル気流ユニットを個人で操作できることに高い満足感が得られていると考えられる。

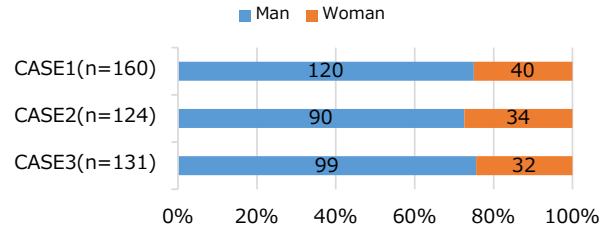


Fig.6 Gender

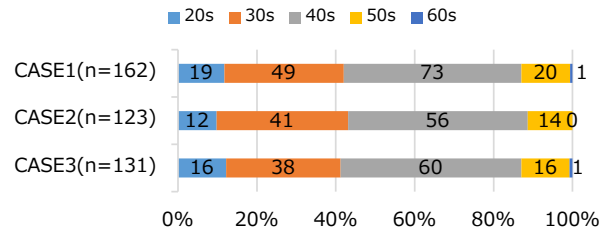


Fig.7 Age

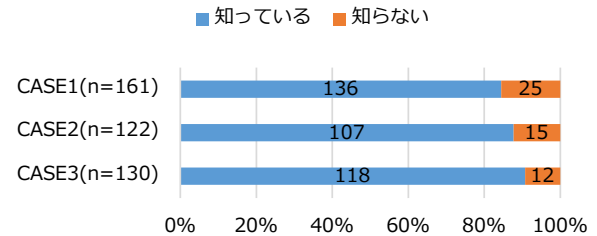


Fig.8 Recognition Level

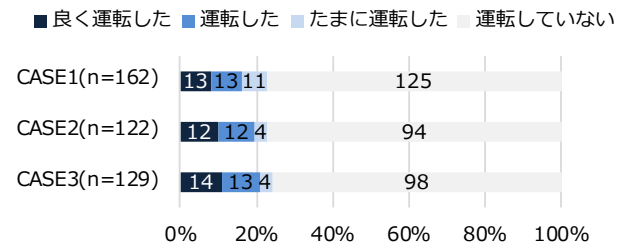


Fig.9 Degree of Operating

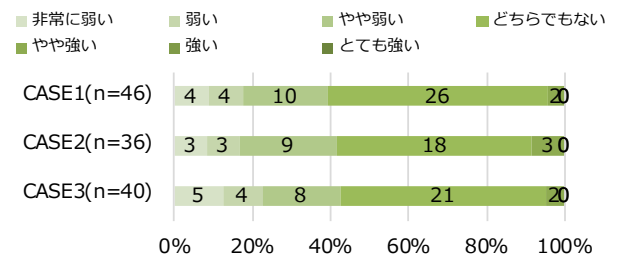


Fig.10 Airflow Sensation of Personal Airflow Unit

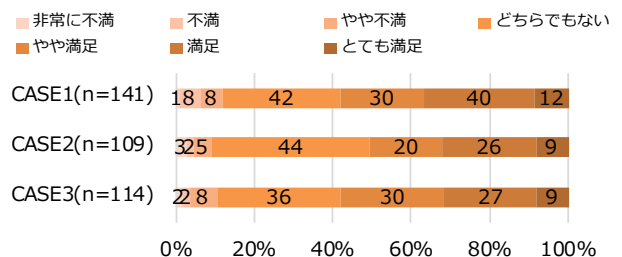


Fig.11 Satisfaction of Personal Airflow Unit

(3) 室内温熱環境感覚

Fig.12 に執務環境としての温熱環境感覚を7段階で評価した結果を示す。設定温度が高くなるにつれて、「やや暖かい」、「暑い」の申告数が増加している。25℃設定では「寒い」「やや涼しい」の申告数が増加している。

温熱環境感覚の7段階評価を「寒い」を1、「暑い」を7として点数化し平均値を算出した。結果を Fig.13 に示す。設定温度が低いCASE1は「寒い」側に近づき、CASE3では中立に近い。CASE1と2及びCASE1と3は有意差が見られるが、CASE2とCASE3は有意差が見られない。

運転申告で「良く運転した」、「運転した」、「たまに運転した」を「運転有」、「運転しなかった」を「運転無」とし、運転有無別に温熱環境感覚の点数の平均値を算出した。結果を Fig.14 に示す。いずれのケースも「運転有」の方が「運転無」より点数が高く、「暑い」側に近づき、CASE3では有意差が見られた。既報<sup>2)</sup>では、パーソナル気流ユニットの使用により、暑い側の申告が大幅に減少しているが、今回はパーソナル気流ユニットの満足度申告結果を勘案すると、暑いと感じてパーソナル気流ユニットを運転したことが申告に表れたと考えられる。

(4) 室内温熱環境満足度

Fig.15 に執務環境としての温熱環境満足度を7段階で評価した結果を示す。設定温度を上げると、「どちらでもない」が増加している。25℃設定では、不満側と満足側の割合が高まっている。

温熱環境満足度の7段階評価を「非常に不満」を1、「非常に満足」を7として点数化し平均値を算出した。結果を Fig.16 に示す。いずれのケースも満足側であり、有意差は見られなかった。

Fig.14 と同様に、運転有無による温熱環境満足度の点数の平均値を算出した。結果を Fig.17 に示す。いずれのケースも「運転有」の方が「運転無」より満足度が低く、温熱環境満足度が低いためにパーソナル気流ユニットを作動させていることが申告に表れたと考えられるが、いずれのケースも有意差は見られなかった。

5. まとめ

夏季において室内環境測定と執務者アンケートを実施した。得られたデータから室内温熱環境評価とパーソナル気流ユニットの利用実態を確認した。個人が好みに合わせて、室内環境に応じてパーソナル気流ユニットを動作させることで、満足感を得られていることが示唆された。

参考文献

- 1) 粕谷 他:放射併用パーソナル空調システムを導入したテナントオフィスビルの評価研究(第1報), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会, 2019.2 (投稿予定)
- 2) 青木 他:環境配慮技術を導入した都市型高層テナントオフィスビルの運用実績と環境評価(第9報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2014.9

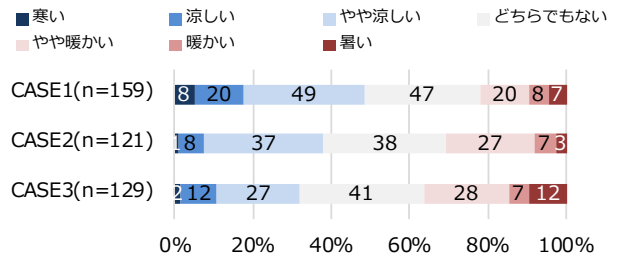


Fig.12 Thermal Sensation

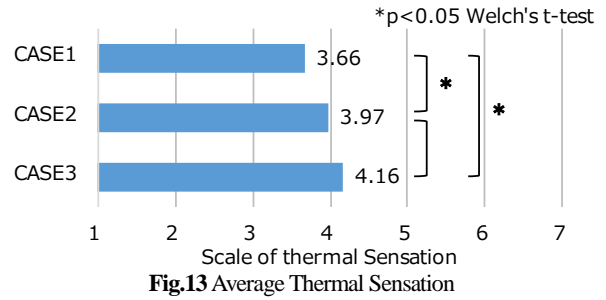


Fig.13 Average Thermal Sensation

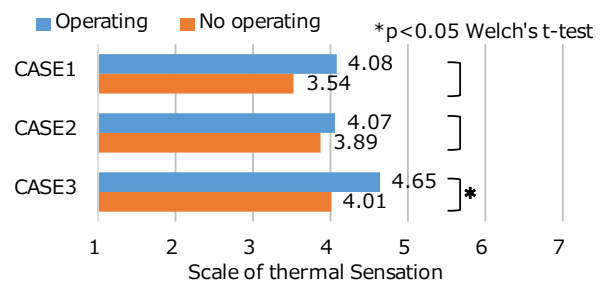


Fig.14 Average Thermal Sensation (Operating/No operating)

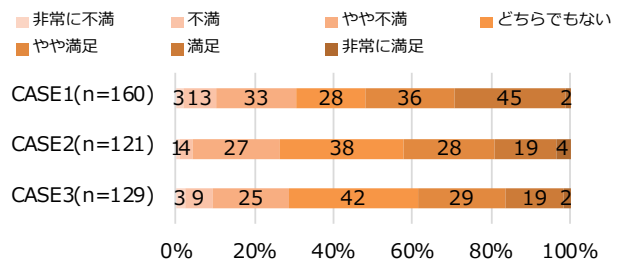


Fig.15 Satisfaction of Thermal Sensation

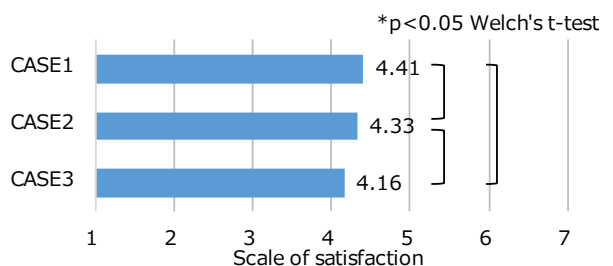


Fig.16 Average Satisfaction of Thermal Sensation

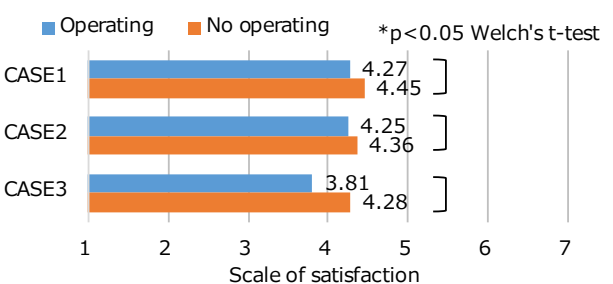


Fig.17 Average Satisfaction of Thermal Sensation

(Operating/No operating)



天吊形 PAC を利用した膜天井空調方式に関する研究  
 (その1) CFD 解析による講義室内の熱環境特性の検討

Study on Membrane Ceiling Air-Conditioning System Using Ceiling Suspended PAC  
 (Part 1) Investigation of Thermal Environment Characteristics in Lecture Room by CFD Analysis

○伊藤 彰悟 (大阪大学)                      山中 俊夫 (大阪大学)  
 小林 知広 (大阪大学)                      袁 継輝 (大阪大学)  
 崔 ナレ (大阪大学)

Shogo ITO\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>1</sup> Jihui YUAN\*<sup>1</sup> Narae CHOI\*<sup>1</sup>  
 \*<sup>1</sup>Osaka University

The PAC system has relatively high efficiency in convection, however it has the shortcoming of air draught. Thus, a new air-conditioning system of membrane ceiling that the membrane is installed under the PAC has been developed to provide draughtless and glareless environment in radiation. This study aims to propose a design method for a membrane ceiling air-conditioning system using CFD analysis. The air velocity and temperature distribution in the lecture room were evaluated by CFD analysis and 2 evaluation indices, under 3 cases including one case of “only PAC” and two cases of “PAC with membrane of different position and size” in this study.

1. はじめに

既存の天吊形パッケージエアコン (以下、PAC) 下部に通気性の布の膜を張ることで PAC の問題点を解消し快適性を高める新たな空調システムが最近注目を集めている<sup>1)</sup>。PAC のみを利用した従来型の混合型空調方式と比較して次のような利点が挙げられる。

- 低風速で室内に空気が供給され、ドラフト感の抑制
- 膜を放射面とした放射効果による快適性の向上
- PAC を隠蔽することによる意匠的效果
- 拡散光によるグレアの抑制

本研究では、当空調システムの大学の講義室への導入を想定し、CFD 解析・実験を行うことで当空調方式の性能を明らかにし、設計手法の確立を目指す。本報では CFD 解析により大学講義室の熱環境特性の予測を行い、従来の空調 (PAC のみ) 時と膜天井空調導入時の温度分布・気流性状の比較を行う。また、2つの快適性指標を用いて、室内快適性の評価を行った結果を報告する。

2. 解析概要

2.1 解析空間

解析空間の平面図を Fig.2、断面図を Fig.3、メッ

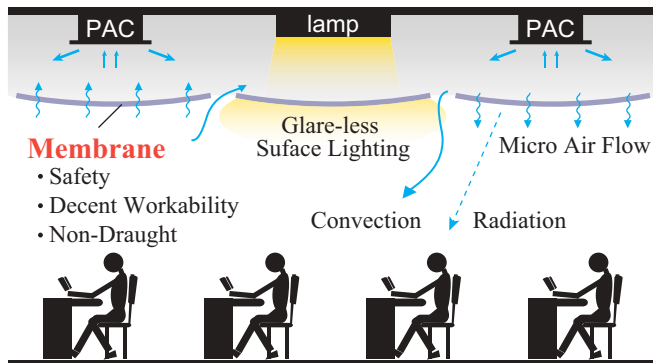
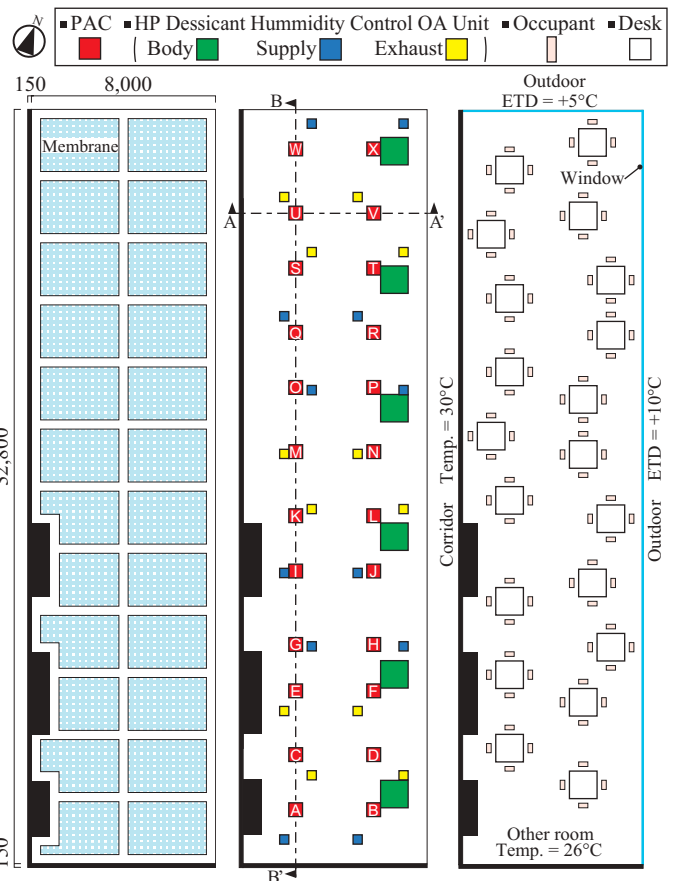


Fig.1 Membrane Air-Conditioning System



a. Membrane (Case.2)      b. Air Conditioners      c. Occupants and Desks  
 Fig.2 Plan

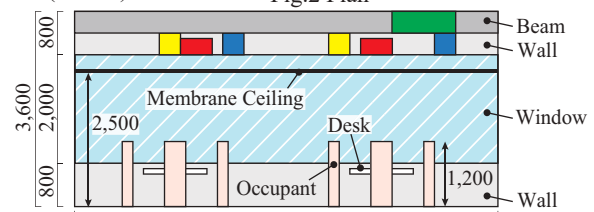


Fig.3 Cross Section

Table1 Outdoor Condition

Outdoor Temp. [°C]	35	
Hollway Temp. [°C]	30	
Solar Radiation <sup>*1</sup> [W/m <sup>2</sup> ]	160.0	
ETD [°C]	North	+5
	East	+10

<sup>\*1</sup> The heat load by solar radiation is considered solar radiation absorption coefficient of window glass and roll blind.

a. Heat Load

Occupants	60 W×80 people	
Window	73.216 W/m <sup>2</sup>	
Wall	N	3.54 W/m <sup>2</sup> × 12.8 m <sup>2</sup>
	E	7.07 W/m <sup>2</sup> × 52.64m <sup>2</sup>
	S	Heat Transmission <sup>*2</sup>
	W	Heat Transmission

<sup>\*2</sup> It is calculated by setting thermal conductivity on the walls in CFD model.

Table2 Boundary Condition

		b. Flow		
		<sup>*3</sup> Alphabets are numbers of PAC. Please refer to Fig.2 (a).	Flow Rate [m <sup>3</sup> /h]	Temperature [°C]
PAC	A ~ P <sup>*3</sup>	supply	172.5	Controlled by Proportional Controller
		exhaust	690	
	Q ~ W	supply	130.5	
		exhaust	522	
HPDHC	supply	26.04	26.0	
	exhaust	26.04	26.0	

Table3 Analysis Condition

Analysis Method	CFD code		STREAM V14.1
	Turbulence model		Standard k-ε model
	Algorithm		SIMPLER
	Discretization Scheme		QUICK
	Number of Mesh	Case1	2,527,776
		Case2	2,911,935
Case3		3,200,028	
Time Step [s]		0.02	
Boundary Plane	Ceiling		Adiabatic
	Wall	N	Logarithmic law
		E	Logarithmic law
		W	Logarithmic law
		S	Logarithmic law
	Floor		Adiabatic

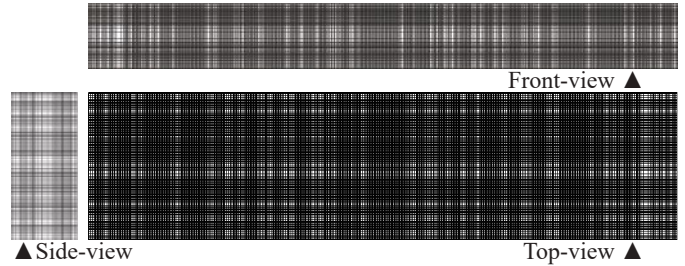


Fig.4 Mesh Condition (Case 2)

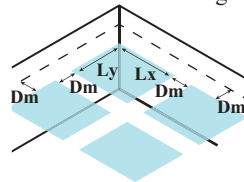


Fig.5 Membrane Place

Table4 Analysis Case

Case	Membrane	Position & Size		
		Lx	Ly	Dm
1	×	-	-	-
2	○	3,400	2,300	400
3	○	3,700	2,517	200

シュ図を Fig.4、外部条件を Table1 に示す。室寸法が 8.0m×32.85m×3.6m(H) の大学講義室における夏期冷房時を模擬しており、北・東面が屋外空間、西面が廊下、南面が隣室に面する。最小メッシュ幅は 50mm であり、隣り合うメッシュ幅比率が 1.5 以下になるようにした。Table2 に境界条件を示す。屋外空間に対して実効温度差<sup>2)</sup>を考慮し、貫流熱を想定した発熱量を壁面に与えた。廊下側壁面はメッシュ幅に応じた厚みと見かけの熱伝導率を与え、境界面温度を 30°C で固定して貫流熱を解いた。日射は散乱成分のみであり、日射量は方向に依存しない。窓ガラス、ロールブラインドを経て室内に入射し、ロールブラインド室内側表面が発熱すると考え、日射負荷を簡易的に模擬するため、日射入射量にガラス・ロールスクリーンの日射熱取得率を乗じ、求めた値を発熱境界として室内側窓面に与えた。解析対象室の空調システムは 24 台の PAC と、外気導入及び湿度調整を行う 6 台の HP デシカント調湿外機処理機 (Heat Pump Dessicant Hummidity Control OA Unit) で構成される。PAC は 50mm×400mm の吹出し口から 30°C の角度・定風量で四方向に給気を行う。各 PAC は、ボディサーモを想定し、吸込み温度が設定室温 (26°C) になるように、P 制御で吹出し温度を調整する。調湿外機処理機は 1 つの本体につき 2 組の給気・排気ターミナルユニットを有し、設定温度で室に対して鉛直方向下向きに給気を行う。

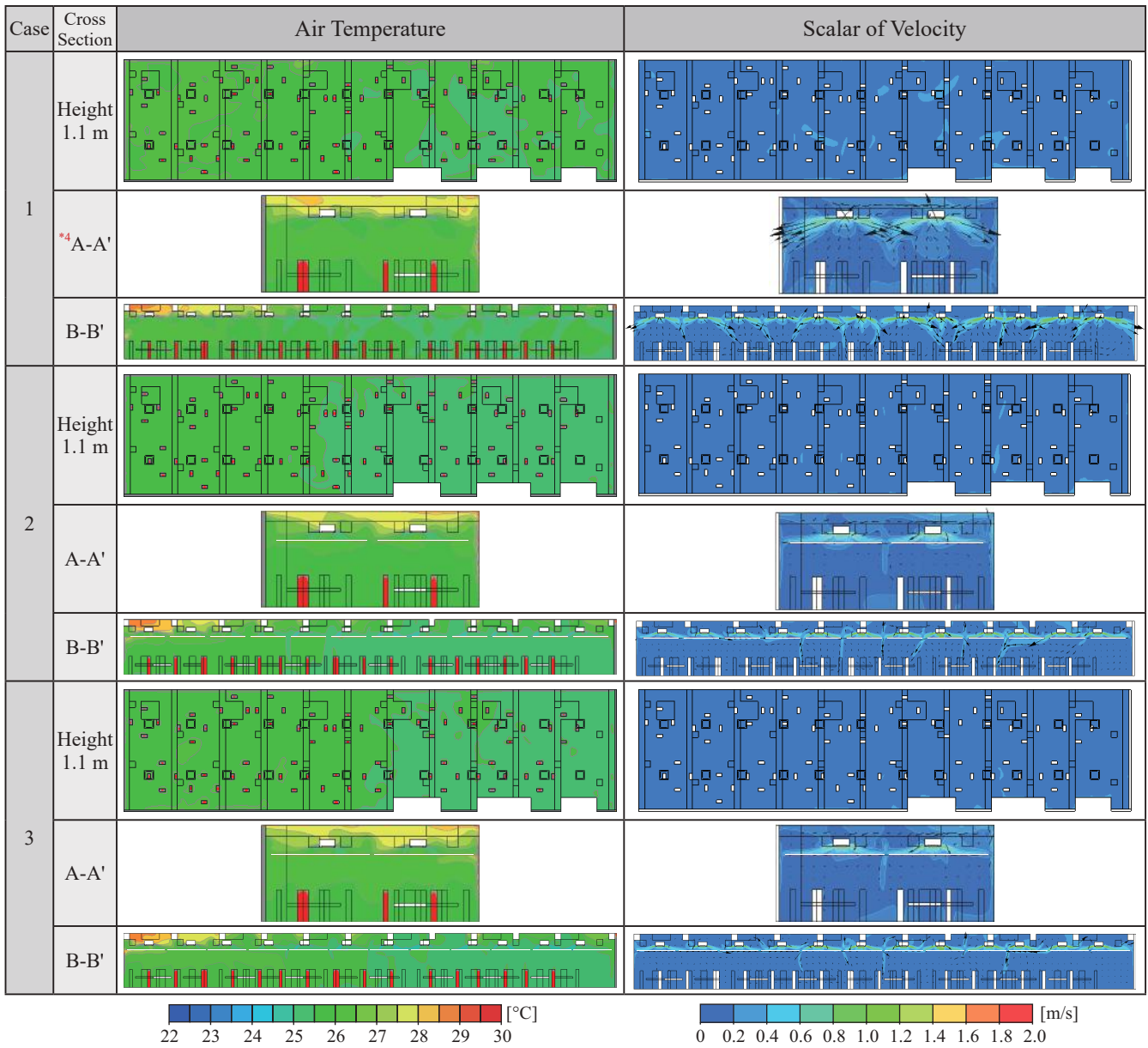
2.2 解析条件

解析手法を Table3 に、膜配置パラメータ図を Fig.5 に、解析条件を Table4 に示す。本解析は定常解析を 3000Cycle 行った後、得られた結果を初期条件として非

定常解析を行い、200 秒後の解析結果を十分に定常に達したとみなし、考察を行う。タイムステップは最小メッシュ幅 50mm と PAC の吹出し速度からクーラン数が 0.9 程度になるように設定した。解析は① PAC のみで空調を行う膜無条件、②膜天井空調を想定した膜有条件③膜間距離を狭めた条件、計 3 条件で解析を行った。膜材は物性値と厚みを持たないパネルで模擬しており、そのため通気性がなく、放射による熱移動を行わない。

2.3 解析結果

Fig.6 に室内温度分布・流速分布コンター図を示す。水平温度分布は全ケース間に大きな差はなく、25.5~25.7°C の範囲で概ね均一な温度分布が形成されており、目標温度からの誤差が P 制御のオフセットとして残ったが、PAC が正しく制御され、適切に熱処理ができていていると考える。一方、鉛直温度分布・流速分布には Case 間で差異が見られ、Case 1 では PAC の吹出し気流が直接居住域に到達し、流速に 0.6m/s 前後の局所的な分布が見られる。一方 Case 2,3 ではそのような局所的な分布が見られない。これは、PAC 下部に設置された膜に吹出し気流が衝突した後、速度を落として膜間の隙間から居住域へ落ちていくためと考えられる。更に、Case 2 と比較して、Case 3 では居住域においてより均一な流速分布になっていることから、膜間距離が居住域の流速分布に与える影響が大きいことが示唆される。また、PAC の吹出し温度は全条件において 24.5°C 程度であったが、本解析では、照明負荷や機器発熱は含まれていない。そのため冷房負荷が実際より少なく、吹出し温度が現実的な値より高い温度になっていると考える。



\*4 “A-A'” and “B-B'” are the name of the cross section view drawn in Fig.2-b.

Fig.6 Distribution of Air Temperature and Velocity

3. 室内環境の快適性評価

風速・乱流強度などの室内気流性状は、居住者の温熱快適性に大きく影響を及ぼす。本報では① PD、② ADPI の2つの指標により室内環境の快適性を評価する。

3.1 PD (不満足者率)

PD は居住域でのドラフトに不快感を持つ居住者の割合を示す指標<sup>3)4)</sup>であり、以下の Eq.1 により求められる。

$$PD = (34 - t_x)(V_x - 0.05)^{0.62}(0.37V_xTu + 3.14) \quad (1)$$

また、乱流強度  $Tu$  は以下の Eq.2 で求められる。

$$Tu = \frac{\sqrt{2K}}{V_x} \quad (2)$$

PD は 0 に近いほど室内環境が快適であることを意味し、本報では、居住域は床から高さ 1.8m までの空間とした。

3.2 ADPI (空気分布性能指標)

ADPI は混合換気で冷房を行うオフィスを想定した室の快適度を表す指標<sup>4)5)</sup>であり、居住域体積に対する以下の条件を満たす居住域空間の体積分率で示される。

- $V_x < 0.35$
- $-1.5 < t_{ed} < 1$

また、有効ドラフト温度  $t_{ed}$  は以下の Eq.3 で求められる。

$$t_{ed} = (t_x - t_r) - 7.73(V_x - 0.15) \quad (3)$$

しかし、風速が 0m/s 付近では有効ドラフト温度が高めに算出され、居住域風速の遅い膜天井空調時の室内環境を正しく評価できず、本報では前述した ADPI における快適範囲条件を、以下の通りに変更して考察を行う。

- $V_x < 0.35$
- $-1.5 < t_{ed}$



Table5 Evaluation Index

Case	$t_r$ [°C]	$t_o$ [°C]	$V_o$ [m/s]	$t_{ed}$ [°C]	PD [%]	ADPI [%]
1	26.0	25.8	0.126	0.135	3.43	99.2
2	25.8	25.6	0.100	0.338	1.91	99.8
3	25.9	25.7	0.097	0.713	1.68	100

\*5  $t_{ed}$ , PD and ADPI are mean values in occupied zone.

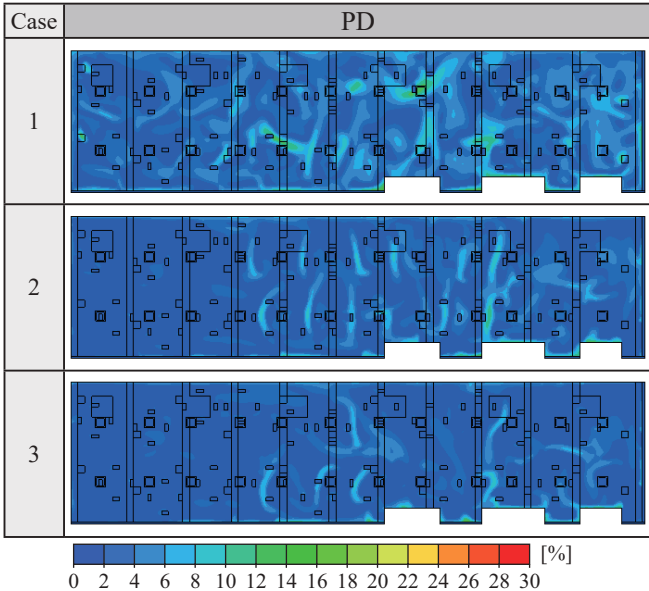


Fig.7 Horizontally Distribution of PD at the Height 1.1m

3.3 結果と考察

Table5 に評価指標結果を、Fig.7 に高さ 1.1m における水平 PD 分布を示す。PD は全条件において 4% 以下と優れた結果が得られたが、Case 1 と比較して Case 2,3 がより高評価となった。同様に、ADPI も全条件において 99% 以上と優れた結果であり、微量な差ではあるが Case 2,3 が Case 1 に比べ高評価となった。結果より、膜を導入することで居住域風速を低減し、室内環境の改善効果が得られると考えられる。なお、3.2 で前述した ADPI の条件の緩和による、ADPI が過大評価されていることは留意が必要である。

4. PAC 処理熱量

Fig.8 に PAC の処理熱量コンター図を示す。各 PAC の吸込み口通過熱量と吹出し口通過熱量の差を処理熱量とした。Case 1 と比較して、Case 2,3 では南西側の PAC (A,C,E,G,I,K) の処理熱量が少ない。これはペリメータ負荷 (外壁からの貫流熱、窓からの日射熱) を北・東側の外壁とペリメータ側の膜との膜間から降りる冷気により効率的に処理したためと考える。Case 2 と比較して、Case 3 ではその傾向がより見られ、膜配置によって、より効率的な熱処理が可能であると考えられる。

記号

- ADPI : Air Distribution Performance Index [%]
- PD : Percent Dissatisfied [%]
- $t_o$  : 居住域平均温度 [°C]
- $t_x$  : 局所空気温度 [°C]
- $V_o$  : 居住域平均風速 [m/s]
- $K$  : 乱流エネルギー [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]
- $t_{ed}$  : 有効ドラフト温度 [°C]
- $t_r$  : 室平均温度 [°C]
- $Tu$  : 乱流強度 [%]
- $V_x$  : 局所風速 [m/s]

AVERAGE		278.2[W]		271.3[W]		269.7[W]	
W	X	328.8	290.4	422.0	371.2	438.7	400.6
U	V	288.0	284.9	300.4	310.3	319.8	339.8
S	T	272.2	252.7	280.2	293.2	269.4	308.5
Q	R	231.1	240.5	210.5	252.5	203.3	216.9
O	P	397.8	354.8	265.4	348.5	266.3	351.3
M	N	248.9	280.5	203.7	363.9	187.9	381.3
K	L	300.5	294.6	197.8	308.7	176.3	232.5
I	J	244.2	250.0	167.2	228.2	153.2	269.6
G	H	272.3	221.1	239.9	321.8	222.8	340.7
E	F	234.4	244.8	163.0	235.2	157.2	211.7
C	D	290.3	280.6	181.3	287.2	170.5	282.9
A	B	281.4	293.0	246.6	311.9	235.7	336.7

a.PAC Name      b.Case1      c.Case2      d.Case3

Fig.8 Amount of Processed Heat by PAC

5. おわりに

本報では、PAC と膜天井空調システムを有する夏期の講義室を対象とした CFD 解析を行い、室内の気流性状の把握を行うことで、以下の知見を得た。

- PAC のみを用いた混合換気による冷房空調時と膜天井空調時における室の快適性を PD、ADPI を用いて行った結果、膜天井空調時は居住域風速を低減し、室の更なる快適性向上が可能であると考えられる。
- 膜間距離を狭くすると PD、ペリメータ熱処理がより改善されたことから、膜配置の重要性が示唆された。

今後は、室内発熱負荷の見直しを含めた CFD 解析モデルの改善を行う。また、膜間距離をパラメータとし、膜配置と室内気流性状の関係性についてより詳細な検討を行う他、放射解析を可能とする膜材の CFD モデリング手法の検討、空気質の評価等を行う予定である。

参考文献

- 1)前田龍紀, 山中俊夫, 蔵永真理, 北風晴都, 中野諒, 曾根辻歩 :PAC を用いた膜天井放射空調の冷房性能に関する研究 (その 3) 空調方式概要と実大冷房実験による温度分布の検討、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、2018.9
- 2)空気調和・衛生工学会編 : 空気調和衛生工学便覧 (II) 空調設備篇 第 11 版、pp.40、1989
- 3)ASHRAE 編 : ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS SI Edition、pp.9.14-9.15、2013
- 4)ASHRAE 編 : ASHRAE HANDBOOK HVAC Applications SI Edition、pp.57.5、2011
- 5)S.P.Corgnari, M.Perino,G.V.Fracastoro,P.V.Nielsen;Experimental and numerical analysis of airand radiant cooling systems in offices, Building Environment 44 (2009); pp.801-806



PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究  
 (その6) CFD による膜上下空間の気流解析

Cooling and Heating Performance of Ceiling Radiant Membrane Air Conditioning System with PAC  
 (Part6) CFD Analysis on Airflow in the Space above and below the Membrane

○蔵永 真理 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)  
 小林 知広 (大阪大学) 袁 継輝 (大阪大学)  
 崔 ナレ (大阪大学) 前田 龍紀 (竹中工務店)  
 上村芙美子 (大阪大学)

Mari KURANAGA\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>1</sup>  
 Jihui YUAN\*<sup>1</sup> Narea CHOI\*<sup>1</sup> Tatsunori MAEDA\*<sup>2</sup> Fumiko KAMIMURA\*<sup>1</sup>  
<sup>\*1</sup>Osaka University <sup>\*2</sup> Takenaka Corporation

The authors suggested ceiling radiant membrane air conditioning system with PAC. In previous study, the full-scale experiment was carried out and the heat transfer model was constructed. In this study, the indoor airflow pattern and thermal environment of a room with the air conditioning system was estimated using CFD analysis. However, there're problems about convergence and modeling of the membrane, such as porous material. The membrane was modelled as a plane with the pressure loss, and the radiation heat transfer was not calculated at this stage. Additionally, the amount of exchange airflow through membrane was also calculated in this study.

はじめに

前報<sup>1)</sup>では、膜天井放射空調の冷房性能について実大実験を行い、その結果をもとに伝熱モデルの構築を目指した。しかし、伝熱モデルでは詳細な気流分布や温熱環境の把握は困難である。そこで、本報ではCFD解析による冷房性能の予測手法について検討を行った。

CFDモデリングにあたって以下二つの点が問題となった。まず、本空調方式ではPACから吹出された低温の空気が膜上空間に溜まるため、密度の大きい空気が上部に存在することにより不安定な気流場が形成されることから、定常解析時の収束性が問題だと考えられる。そして、膜のような有孔板等を用いた解析を行う際、同等の圧力損失を生じる領域を設定して簡易化する手法<sup>2)</sup>が用いられるが、この手法では天井のパネルを再現できないため、気流解析と同時に放射計算を行えないという欠点がある。そこで、多良ら<sup>3)</sup>は有孔天井の孔を実際に

再現して放射計算を行った。この方法から正確な結果は得られるが、モデル作成の労力及び計算負荷が膨大となる。本報では、まず膜のモデリングを厚みの無い面として圧力損失を与えることで行い、放射計算を行わずに熱環境及び気流性状の解析を行った。

1. 解析概要

1.1 解析空間

前報<sup>1)</sup>での実大実験室をモデル化して解析を行う

Table 1 CFD Analysis Condition

CFD code	STREAM V14	
Turbulence model	Standard k-ε / Low-reynolds-number k-ε	
Finite difference scheme	QUICK	
Initial temperature	20°C	
Inflow temperature	Flow temperature from PAC (measurement value at full-scale experiment)	
Boundary condition	Inlet	Defined flow rate
	Outlet	Pressure outlet
	Wall	Thermal insulation, No slip
Time step	0.01s	
Number of cycle	15,000(steady)、20,000(unsteady)	
Number of cells	1,102,572 / 22,631,581	
Membrane modeling	Pressure loss (resistance coefficient = 5,698)	

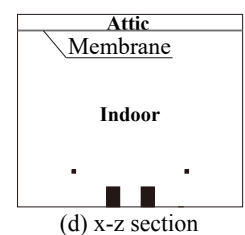
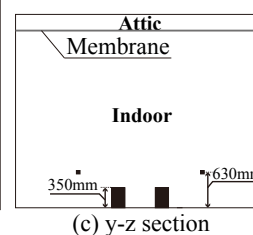
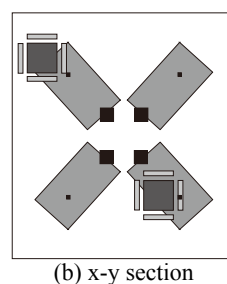
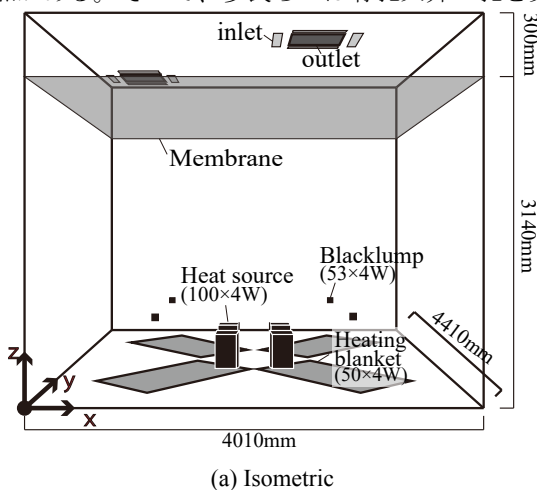
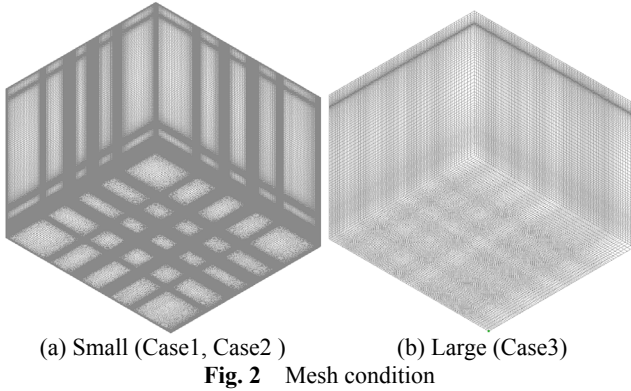


Fig. 1 Analysis domain

Table 2 CFD Analysis Cases

	Method	Number of meshes	Turbulence model
Case1	Steady	22,631,581	Standard k-ε
Case2			Low-Reynolds-Number k-ε
Case3	Unsteady	1,102,572	Standard k-ε



た。解析空間のパース、平面図及び立面図を Fig. 1 に、解析条件を Table 1 に示す。解析領域の寸法は 4010mm×4410mm、高さは 3440mm であり、z=3140mm の高さに膜を、膜上空間の天井面に 4 方向吹出しのパッケージエアコン (以下、PAC) を設置した。膜は圧力損失モデルとし、抵抗係数は実験より得られた 5,698 を用いた。PAC は吹出口では流量規定、吹出し温度を前報<sup>1)</sup>での測定温度とし、吸込み口では表面圧力規定とした。また、膜下空間の床には計 812W の発熱体を置いた。

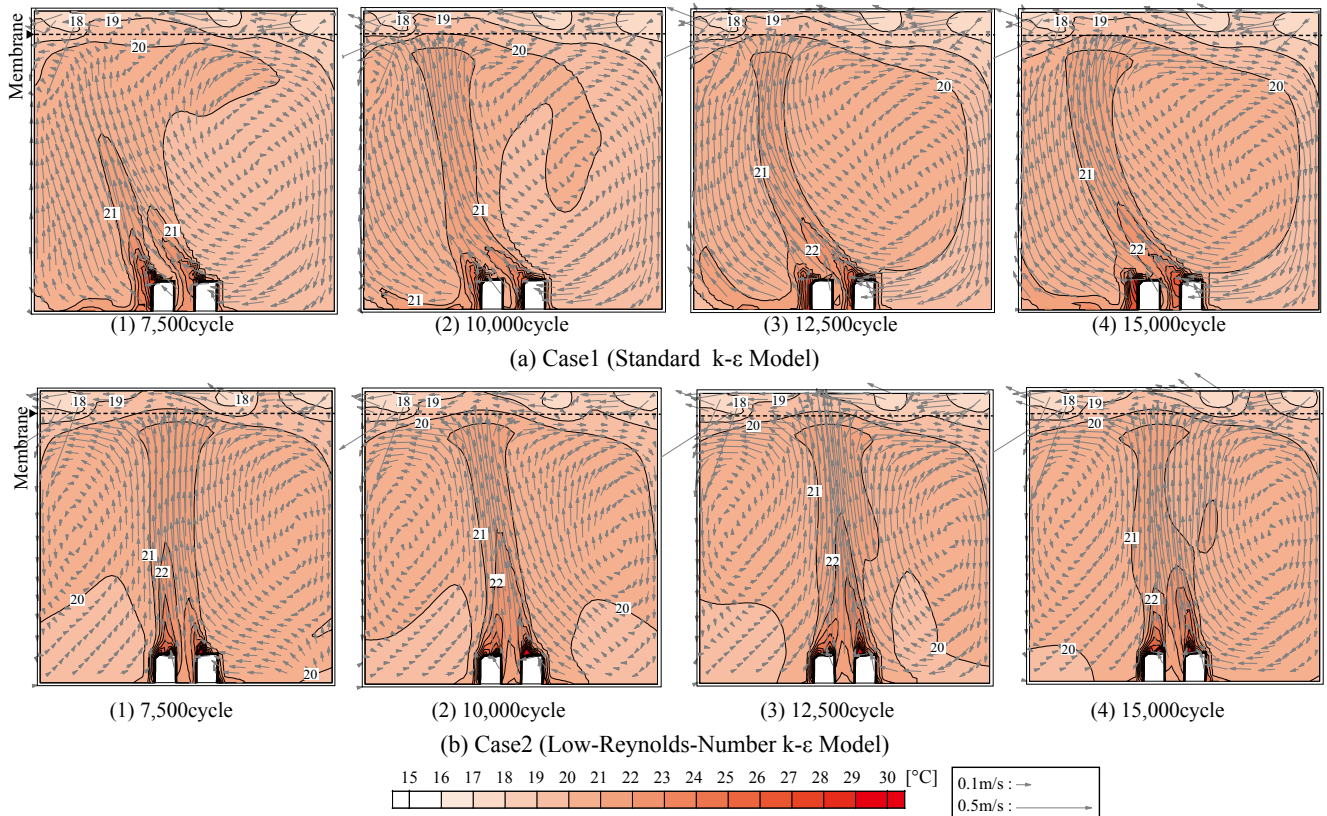


Fig. 3 Temperature and Velocity Distribution (y=2,660mm)(in steady cases)

## 1.2 解析ケース

解析ケースを Table 2 に示す。Case1 及び Case2 では定常解析、Case3 では非定常解析を行った。Case1 及び Case3 では標準 k-ε モデル、Case2 では低レイノルズ数型 k-ε モデルを用いた。また、Case3 では他 2 ケースよりも粗いメッシュサイズのモデルを用いた。メッシュ図を Fig. 2 に示す。

なお、この解析の前段階として Case3 と同様の粗いメッシュで標準 k-ε モデルを用いた定常解析を行っており、その温度及び速度ベクトル図の結果から室中央の発熱体での上昇気流が確認できなかったため、Case1 及び Case2 のような細かいメッシュで定常解析を行った。

## 2. 解析結果

### 2.1 温度及び速度ベクトル分布

まず、定常解析での結果を示す。Fig. 3 に、室中央の箱上の発熱体を含む断面 (y=2,660mm) での温度及び速度ベクトルの分布図を示す。

Case1 の結果では、発熱体からの上昇気流が x 軸負方向 (左) に反れ、時計回りの大きな循環流が発生している。これは実現象では起こりにくいと考えられるため、設定したメッシュ数での標準 k-ε モデルでの解析は不適切だと考えた。これは、このメッシュサイズでは壁面からの無次元距離 y+ が小さく、壁関数として対数則を用いる標準 k-ε モデルが適していないことが関係していると考えられる。

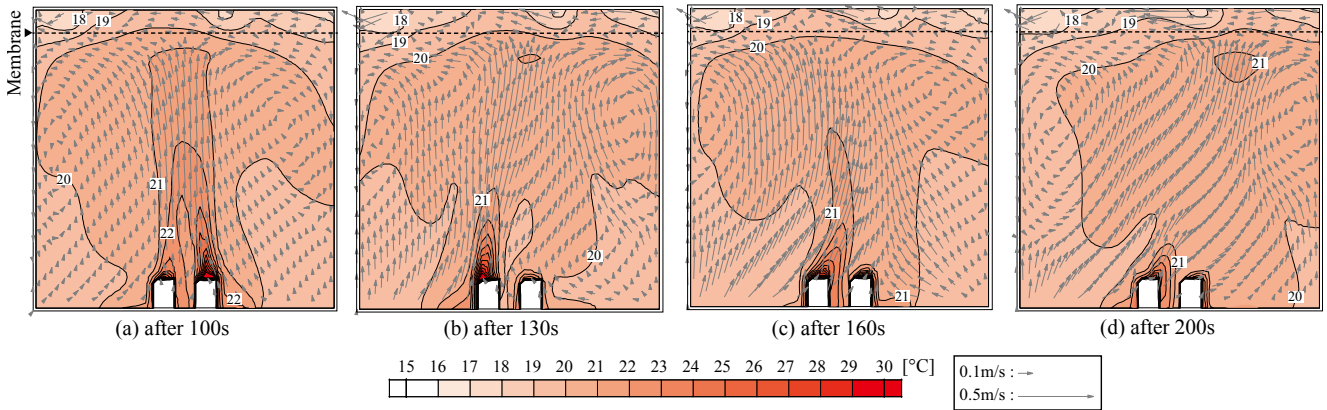


Fig. 4 Change of Temperature and Velocity Distribution (y=2,660mm)(unsteady case\_Case3)

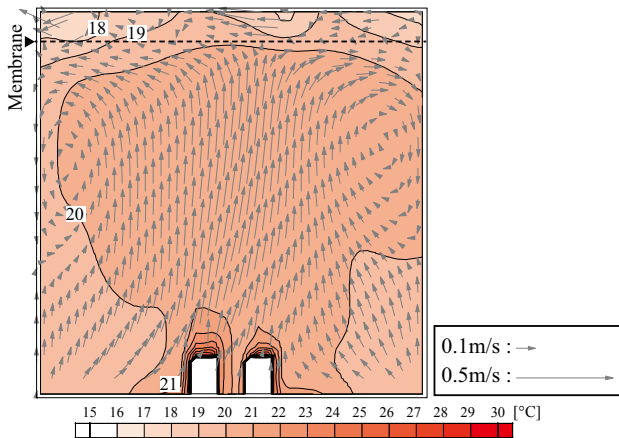


Fig. 5 Average Temperature and Velocity Distribution (y=2,660mm)(unsteady case\_Case3)

一方、Case2の結果では発熱体からの上昇気流はまっすぐと上へ向かい、膜に衝突して左右に分かれ、そのまま壁を沿って下降した気流が中央に向かって大きな渦をつくっている様子が見られる。また、サイクルごとの変動も小さいため、メッシュを細かくした低レイノルズ数型 k-ε モデルでは本空調方式の温度・気流分布の予測が可能だと考える。しかし、この Case でのメッシュ数は非常に多く、計算時間が膨大になってしまう。そこで、計算時間を少なく抑えて同精度の予測をするため、メッシュ数を 20 分の 1 に抑え、標準 k-ε モデルで非定常解析を行い、時変動データの平均化を行うことで、定常解に近い結果が得られないか検討をした。

Fig. 4 に Case3 での温度及び速度ベクトル分布図の時間変化を示す。時間経過によって温度場及び気流場は変化をしており、具体的には発熱体からの上昇気流が左右に揺れ、左右のどちらか一方に大きな循環流が発生していることがわかる。

Fig. 5 に解析開始後 100 秒～200 秒の間の温度・速度データを 10 秒おきに抽出して平均した分布図を示す。

気流性状について、Case2 の 15,000 サイクル目と同様の結果が得られ、平均化することで定常解に近い結果が得られたと考えられる。

しかし、温度分布について Case3 の平均化した結果

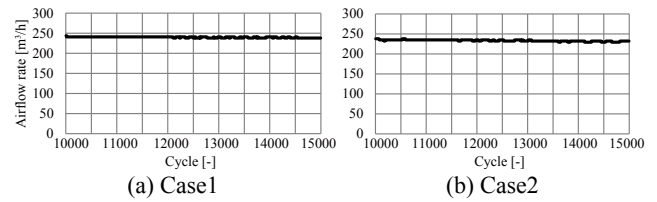


Fig. 6 Change of Airflow rate through the Membrane (steady cases)

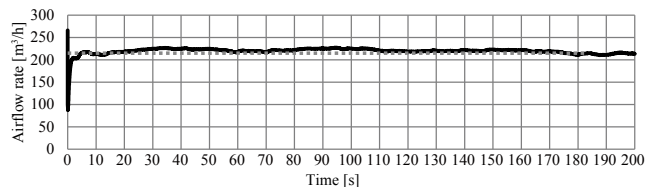


Fig. 7 Change of Airflow rate through the Membrane (unsteady case\_Case3)

Table 3 Airflow Rate through the Membrane [m³/h]

	Case1	Case2	Case3	experiment
airflow rate	232.9	232.6	219.5	90.3

(Fig. 5) では定常解の Case2 と比較すると発熱体上部での高温プルームの影響が薄れ、周辺の空気と同様の温度となってしまう。加えて、発熱体からの上昇気流の速度についても、Case2 と比較すると Case3 では小さい値をとっている。これは、左右に揺れた発熱体からの上昇気流の影響が平均化することで打ち消され、上昇気流が揺れた範囲での温度が同様となり、速度についても値が小さくなったと考える。

一方で、全条件を通して温度分布を見ると、前報<sup>1)</sup>での 24.1°C という膜下温度より低い値となっており、実験よりも多くの膜上の冷気が膜下へと流れていることが考えられる。これは、次節で述べるように、交換空気量が実験値よりも大きな結果となったことが考えられる。

## 2.2 膜での交換空気量

前報<sup>1)</sup>では、トレーサーガス法により膜での交換空気量の算定を行った。本報では、膜を通る流量を出力し、実験値との比較を行った。ただし、Case1 及び Case2 では 15,000 サイクル目の結果を、Case3 では解析開始後 100 秒～200 秒までの 0.01 秒ごとのデータの平均値を用いて検討を行った。Case1 及び Case2 での解



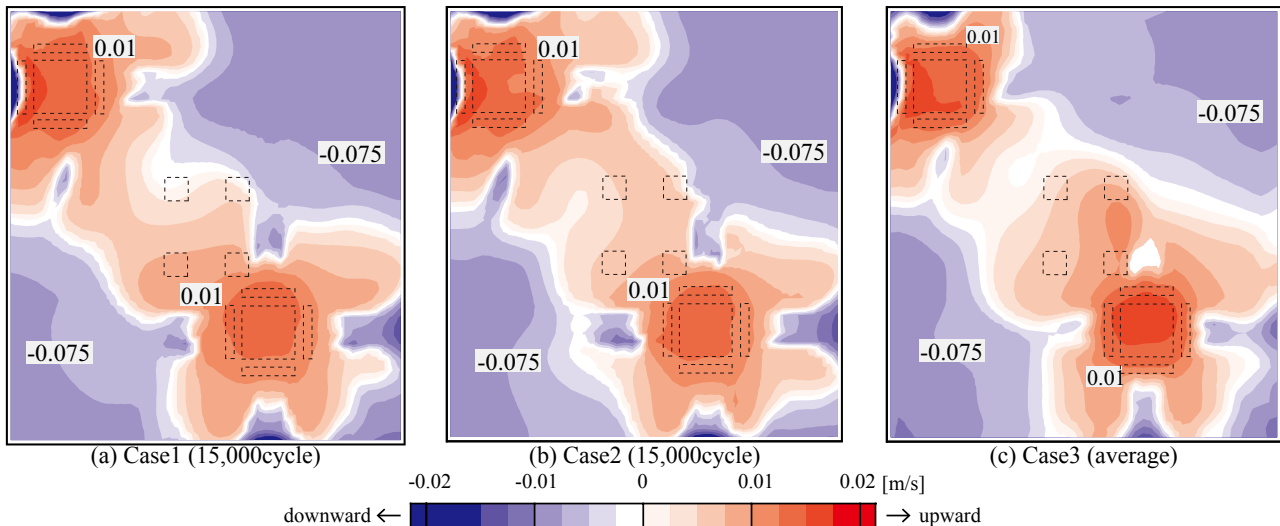


Fig. 8 Distribution of Velocity in Vertical Direction on Horizontal Plane ( $z=3,140\text{mm}$ )

析開始後 10,000 ~ 15,000 サイクルでの交換空気量の変化を Fig. 6 に示す。Case3 での交換空気量の経時変化を Fig. 7 に示し、表に示した平均値を図中に破線で示す。前述の処理を行い算定した交換空気量を Table 3 に示す。

これより、解析値はどのケースでも概ね同様の値となったが、実験値(ただし、下向き気流の流量とする)と比較すると解析値が実験値の 2 倍の値となっており、実験よりも CFD 解析において、膜での交換空気量が大きいという結果となった。その原因として、CFD 解析時に膜の抵抗係数として与えた値が適切でなかった可能性があることや、実験での測定点が不十分であり室全体のガス濃度分布の偏りが把握しきれなかったことが考えられる。今後、膜の空気抵抗特性についての検討及び実験方法が適切であったかを CFD 上で検討する必要があると考える。

### 2.3 膜での上向き・下向き気流分布

実験では膜での交換空気量の流量を算定することはできたが、膜での上下方向の気流分布は検討できなかったため、CFD 解析により検討した。Fig. 8 に  $z=3,140\text{mm}$  において、上向きを正として  $z$  軸方向の風速の分布を示す。Fig. 8 で赤い部分は正の値を示すため上向き、青い部分は負の値を示すため下向き気流が発生している。

全ケースで概ね同様の傾向を見せており、PAC の吸込み口直下及び発熱体上部 (Fig. 8 中に破線で示す) では上向き気流が、膜表面において PAC が設置されていない右上・左下の隅及び PAC の吹出し気流到達位置では下向き気流が発生しており、PAC の吸込み及び吹出し口の位置が、膜での上向き・下向き気流の分布に与える影響が大きいと考えられる。

しかし、粗いメッシュを用いている Case3 では他の 2 ケースよりも  $z$  方向の風速が 0 に近い値をとっている範囲が大きくなっており、細かい分布の把握が比較的困難であることが考えられる。また、上向き気流についてい

いずれのケースでも交換空気量は概ね一致しているが、Case3 では PAC の吸込み口下部での風速が大きな値を、室中央部では小さい値をとっていることから、発熱体からの上昇気流が気流場に与える影響が小さいことが考えられる。よって、粗いメッシュでの非定常解析の平均データでも大まかな分布は予測できるが、細かい分布の予測が困難であり、発熱体からの上昇気流が気流場に与える影響が小さくなる可能性が示唆された。

### まとめ

本報では、前報<sup>1)</sup>まで行ってきた実大実験の実験室を模擬したモデルにおいて CFD 解析による冷房性能の予測手法について検討を行った。本報では、膜のモデリングを厚みの無い面として圧力損失を与えることで行い、放射計算を行わずに解析を行った。

温度場及び気流場について、まず定常解析を行い、メッシュサイズを小さくして適切な乱流モデルを用いた場合に、適当な結果を得ることができた。しかし、計算負荷が膨大になったため、メッシュサイズを大きくして非定常解析を行い、時変動データを平均することで定常解に近い値が得られないかを検討した。

今後は、放射計算を考慮した膜のモデル化及び低い計算負荷と高い解析精度を両立した解析手法の検討を行う所存である。

### 謝辞

本研究は、(株)竹中工務店との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

### 参考文献

- 1) 前田, 北風, 蔵永, 山中ら: PAC を用いた膜天井放射空調の冷房性能に関する研究 (その 3) ~ (その 5), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文, pp409-420, 2018.9
- 2) 樋口, 小林ら: 温度成層型水蓄熱槽の CFD 解析—ディフューザ吐出部のパンチングメタルのモデル化手法の検討—, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第 2 巻 pp149-52, 2013.9
- 3) 多良, 甲谷ら: 天井全面吹出し式対流・放射空調の温熱環境・換気性能 - 種々の給排気口位置を持つ対流空調方式との比較, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp281-284, 2017.9



## PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究 (その7) 小型軸流ファンを用いた膜上下交換換気の効果

### Cooling and Heating Performance of Ceiling Radiant Membrane Air Conditioning System with PAC (Part7) Effect of Small-Sized Axial Fan on Exchange Airflow through Membrane

○上村 芙美子 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)  
 小林 知広 (大阪大学) 袁 継輝 (大阪大学)  
 崔 ナレ (大阪大学) 前田 龍紀 (竹中工務店)  
 蔵永 真理 (大阪大学) 小林 佑輔 (竹中工務店)  
 新宮 浩丈 (竹中工務店) 中野 諒 (竹中工務店)

Fumiko KAMIMURA\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>1</sup>  
 Jihui YUAN\*<sup>1</sup> Narae CHOI\*<sup>1</sup> Tatsunori MAEDA\*<sup>2</sup> Mari KURANAGA\*<sup>1</sup>  
 Yusuke KOBAYASHI\*<sup>2</sup> Hirotake SHINGU\*<sup>2</sup> Ryo NAKANO\*<sup>2</sup>  
 \*<sup>1</sup>Osaka University \*<sup>2</sup>Takenaka Corporation

In the previous study, the air flow rate through membrane was small. Therefore, in this study, the cooling performance verification experiment was conducted in an experimental room where four small-sized axial fans are installed to increase the air flow rate through membrane. The knowledge of indoor thermal environment and air flow rate through membrane were obtained by the experiment. In addition, the effect of membrane with small-sized axial fans was compared to that without small-sized axial fans in this study.

#### はじめに

近年、省エネルギー性と快適性を両立させた放射空調への関心が高まっている。そこで本研究では一般的に広く導入されているパッケージエアコン(以下 PAC)を用いた簡易的に導入可能な空気式放射空調を提案する。

前報<sup>1,2)</sup>では、膜の空気抵抗が大きいと、膜を通じた交換空気量が小さいという結果となった。そこで小型軸流ファンを用いることで、膜を通じた交換換気の促進、立ち上がり時間の短縮を目指す。本報では、前報と同様の実験室に小型軸流ファンを設置し、冷房性能検証のための実験を行い、得られた温熱環境特性、交換空気量の結果について報告する。

#### 1. 実験概要

##### 1.1 実験室概要

実験は2018年11月13日～2018年11月22日に行った。ただし、本実験は夏季を想定した冷房実験である。実験室は内寸7.0×6.13mの室を壁(ガラスウール50mm、石膏ボード12.5mm)で区切り、壁の内側空間(以下、対象空間)は室内、外側空間は屋外を想定している。対象空間は内寸4.41×4.01m、高さ3.44mであり、床上3.14mの高さにソックダクトに用いられる布と同様の開口率2.6%の不燃性の膜を張った。対象空間内には4方向天井カセット型(三菱電機株式会社、PLZ-ERP140EF)PACが2台設置されている。PACは吸込み口直上に設置された温度センサーにより運転制御されており、冷房時には設定温度+0.5°CでON、-1.5°CでOFFとなる。また、小型軸流ファン(三洋電機、109P1348S101)4台を膜表面

に設置した(Fig. 1)。平面図をFig. 2、断面図をFig. 3に示す。

発熱体は、人体発熱としてブラックランプ(53W/個)を床上0.6mの高さに配置し、機器発熱として白熱電球(100W/個)、及び電気毛布(50W/個)を各々床上に配置した(Fig. 2)。総発熱量は812Wとした。



Fig. 1 Small-sized axial fans (view from indoor)

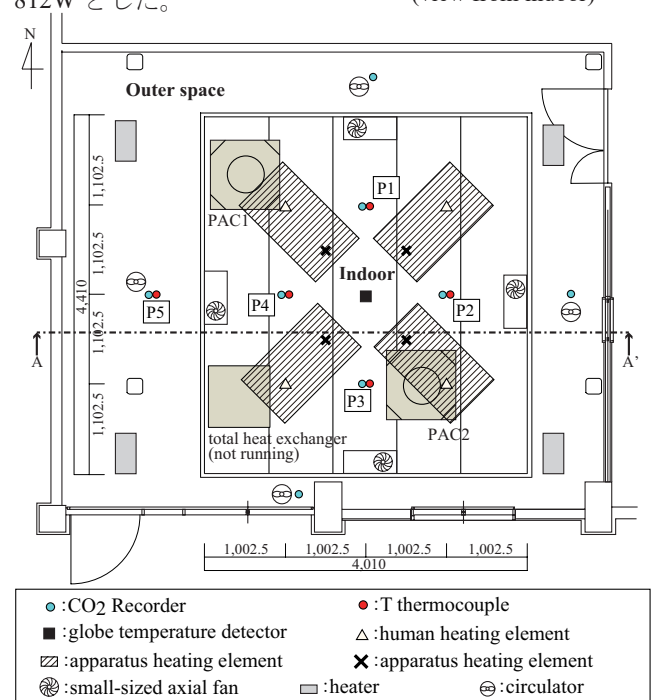


Fig. 2 Plan of experimental room

Table 1 Experimental conditions

Condition	Number of time of circulation by fan [time/h]	Air volume of fan [m <sup>3</sup> /h]	Preset temperature of PAC [°C]
Case1	0	0	19
Case2	4	230	
Case3	8	460	
Case4	0	0	22
Case5	4	230	
Case6	8	460	

温度測定点は Fig. 2 中の P1 ~ P5 で鉛直方向高さに 7 点 (Fig. 3) と膜上に 3 点設けた。CO<sub>2</sub> 濃度測定点は Fig. 2 中の P1 ~ P5 で鉛直方向高さに 4 点 (Fig. 3)、膜上に 3 点、外側空間の北、東、南に 1 点ずつ設けた (Fig. 2)。グローブ温度については、対象空間中央 (Fig. 2) に鉛直方向高さに 3 点設けた (Fig. 3)。

実験は PAC の運転開始と同時に温度の測定を開始し、定常状態を確認後、CO<sub>2</sub> ガス (1L/min) を PAC の吸込み口で発生させ、CO<sub>2</sub> 濃度測定を開始した。CO<sub>2</sub> ガスの発生開始 3 時間後に測定を終了した。

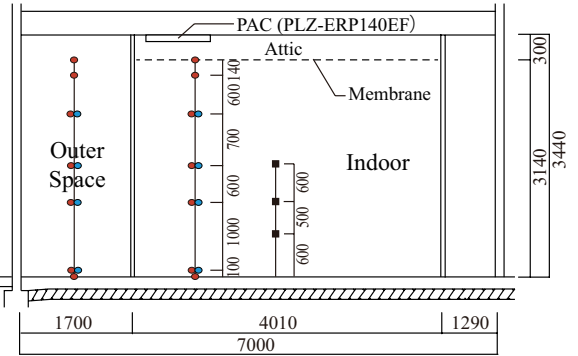
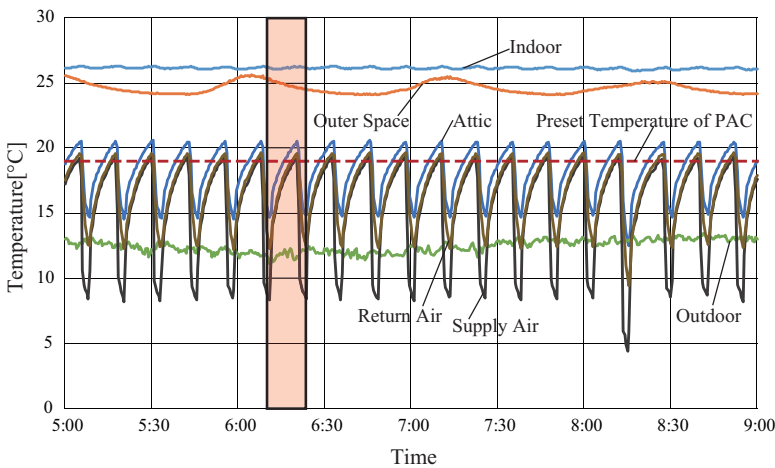


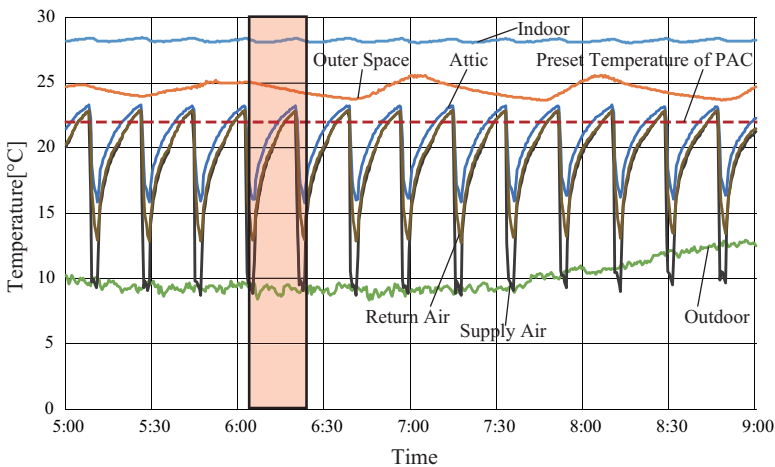
Fig. 3 A-A' elevation

1.2 実験条件

ファンの条件については、ファンの風量を循環回数という指標で表す。ここで循環回数とは、膜下空間の空気がファンによって単位時間に入れ換わる回数のことをい、ファンの風量を膜下空間の容積 (55.5m<sup>3</sup>) で除すことで求められる。実験条件については、ファンによる循環回数を 0 回/h, 4 回/h, 8 回/h の 3 条件、PAC の設定温度を 19°C, 22°C の 2 条件を設け、計 6 ケースの実験を行った (Table 1)。



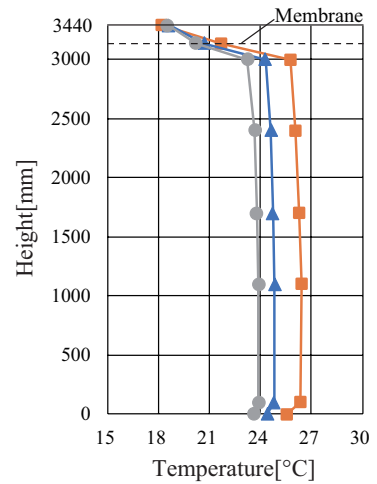
(a) Case1 (Preset temperature of PAC 19°C)



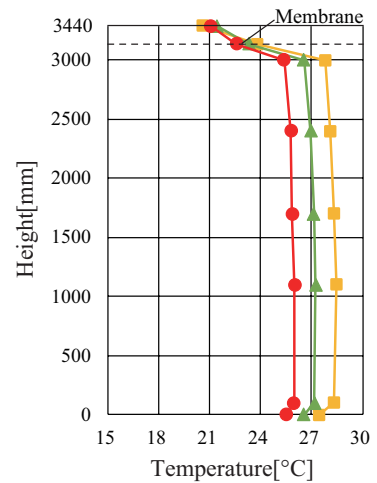
(b) Case4 (Preset temperature of PAC 22°C)



Fig. 4 Temperature change (0 time of circulation by fan)



(a) Case1 (Preset temperature of PAC 19°C)



(b) Case4 (Preset temperature of PAC 22°C)

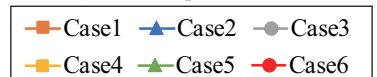


Fig. 5 Vertical distribution of temperature

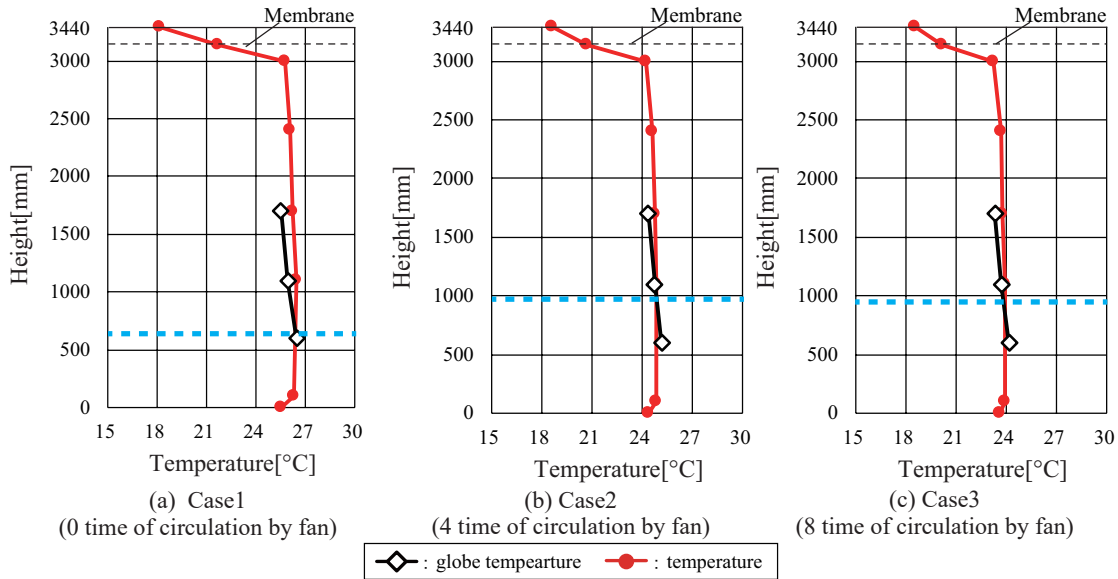


Fig. 6 Vertical distribution of temperature and globe temperature (Preset temperature 19°C)

2. 実験結果

2.1 PACの運転状況

Fig. 4 にファンによる循環回数 0 回/h 条件についての定常状態確認後の各部の温度経時変化を示す。温度は周期的に変動しているが、これは PAC が ON-OFF を繰り返して運転したためと考えられる。

PAC の設定温度条件間で比較すると、PAC の ON-OFF 運転による温度の周期的な変動の周期の長さは、設定温度が低い 19°C で短くなっており、PAC がより多くの熱を処理していることがわかる。

鉛直温度分布 (Fig. 5, Fig. 6) では、外気変動が小さく天候の影響が小さい日の出前の 1 周期のデータを平均した値を使用した (Fig. 4)。

2.2 鉛直温度分布

Fig. 5 に PAC の設定温度 19°C, 22°C について各ケース間で比較した鉛直温度分布を示す。いずれの条件でも温度分布が均一であり、FL+100mm と FL+1700mm との上下温度差が 3°C 以内<sup>3)</sup> という推奨値を下回っており、室内は快適な温度分布と言える。

ファンによる循環回数条件間で比較すると、循環回数が大きいほど膜下空間の空気温度が低く、冷房効果があると考えられる。また、膜上・膜下空間の空気温度差が小さいことから、膜上下の空気が混合していると考えられる。

2.3 グローブ温度

Fig. 6 に PAC の設定温度 19°C 条件におけるグローブ温度と空気温度の鉛直分布の比較を示す。全ケースを通して、高い位置ではグローブ温度が低く、低い位置ではグローブ温度が高くなっており、室上部では膜からの冷放射、室下部では発熱体からの放射熱による影響が大きいことが考えられる。

また、空気温度とグローブ温度の大小が入れ替わる高

さを水色の破線で図中に示した。ファンによる循環回数 0 回/h 条件と比較して、循環回数 4, 8 回/h 条件では高い位置で大小の入れ替わりが起こっていることから、膜からの冷放射の影響が小さく、ファンの動力が膜下空間への冷房効果に与える影響が大きいと考えられる。

2.4 交換空気量の算定

交換空気量の算定のため、膜上空間で CO<sub>2</sub> ガスを発生させたときの CO<sub>2</sub> 濃度の収支を考え、膜下・膜上空間の CO<sub>2</sub> 濃度を以下の (Eq. 1), (Eq. 2) のように示す。求めた算定値と測定値が一致するように、最小二乗法を用いて Q<sub>1</sub> ~ Q<sub>6</sub> を求める。その際、膜下・膜上空間の流量収支を合わせるため、(Eq. 3), (Eq. 4) を満たすようにした。Fig. 7 に交換空気量算定の概要図を示す。

$$C_a^{n+1} = C_a^n + (C_i^n Q_2 + M - C_a^n Q_1 + C_o^n Q_5 - C_a^n Q_6) \frac{\Delta t}{V_a} \dots(\text{Eq. 1})$$

$$C_i^{n+1} = C_i^n + (C_a^n Q_1 + C_o^n Q_4 - C_i^n Q_3 - C_i^n Q_2) \frac{\Delta t}{V_i} \dots(\text{Eq. 2})$$

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 + Q_4 = 0 \dots(\text{Eq. 3})$$

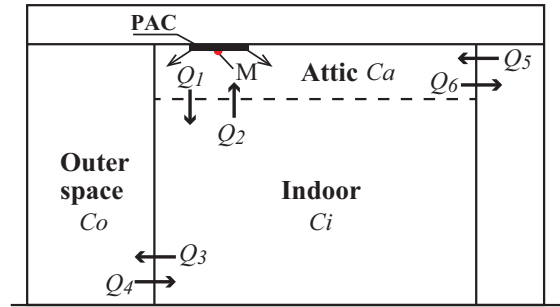
$$-Q_1 + Q_2 + Q_5 - Q_6 = 0 \dots(\text{Eq. 4})$$

Table 2 に交換空気量 Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub> を示す。Case2, Case5 ではファンの風量と Q<sub>2</sub> が概ね一致しているが、Case3, Case6 ではファンの風量よりも Q<sub>2</sub> が小さい結果となった。これは、ファンの風量が大きくなるほど、膜が空気抵抗の影響を大きく受け、一部の空気が膜上空間から外側空間へ漏気している可能性が考えられる。また、ケース間の比較を行うため、Q<sub>1</sub>, Q<sub>2</sub> について、各ケースでの流量を Fig. 8 に示す。ファンによる循環回数 0 回/h 条件と比較すると、循環回数 4 回/h で流量は 2.5 ~ 2.7 倍に増量し、循環回数 8 回/h で約 4 倍に増量している。これより、循環回数が大きいほど交換空気量が大きくなってお

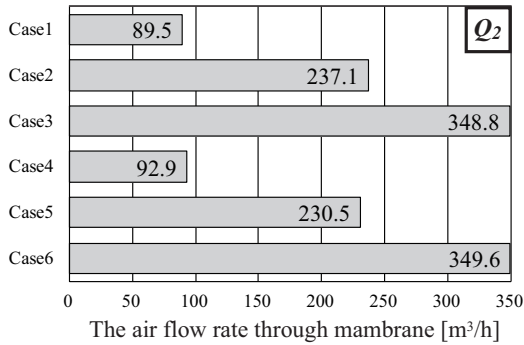
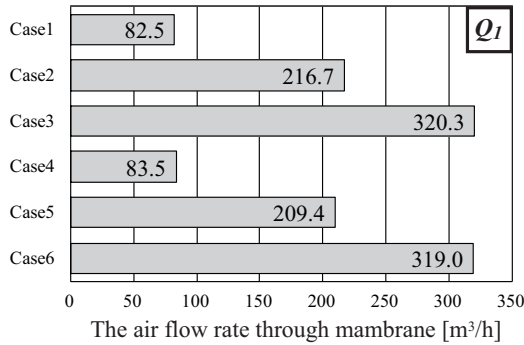
**Table 2** Flow rate through the membrane

Condition	Number of time of circulation by fan [time/h]	Preset temperature of fan [°C]	Air flow rate [m³/h]	
			$Q_1$	$Q_2$
Case1	0(0)	19	82.5	89.5
Case2	4(230)		216.7	237.1
Case3	8(460)		320.3	348.8
Case4	0(0)	22	83.5	92.9
Case5	4(230)		209.4	230.5
Case6	8(460)		319.0	349.6

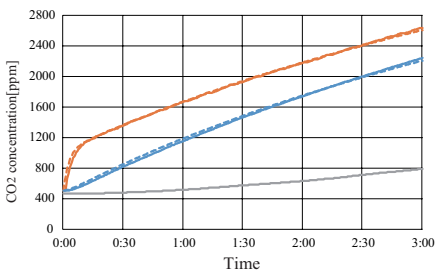
(Air volume of fan)



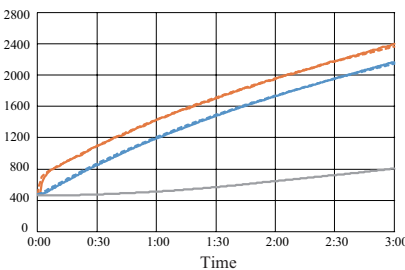
**Fig. 7** Schematic diagram of exchange flow rate



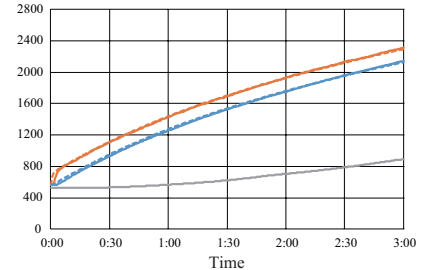
**Fig. 8** The air flow rate through membrane



(a) Case1 (0 time of circulation by fan)



(b) Case2 (4 time of circulation by fan)



(c) Case3 (8 time of circulation by fan)

—  $Ca$ \_measurement value —  $Ci$ \_measurement value —  $Ca$ \_calculate value —  $Ci$ \_calculate value —  $Co$ \_measurement value

**Fig. 9** CO<sub>2</sub> concentration change (Preset temperature 19°C)

り、ファンが交換空気量に与える効果が大きいことがわかる。

**2.5 CO<sub>2</sub> 濃度の経時変化**

**Fig. 9** に、PAC の設定温度 19°C 条件で、ファンによる循環回数 (a) 0 回/h、(b) 4 回/h、(c) 8 回/h 条件の CO<sub>2</sub> 濃度の経時変化を示す。膜上の CO<sub>2</sub> 濃度から膜下の CO<sub>2</sub> 濃度を引いた値を比較すると、0 回/h > 4 回/h > 8 回/h の順に、循環回数が大きくなるほど小さくなっていることがわかり、濃度差が小さいほど、膜上下の空気が混合していると考えられる。

**3. まとめ**

本報では、PAC を用いた膜天井放射空調方式に小型軸流ファンを設置した室で実大実験を行い、本空調システム運転下での室内の温熱環境特性、膜での交換空気量に関する以下の知見が得られた。

- (1) ファンによる循環回数が多いほど、冷房効果があり、膜上下の空気が混合している。
- (2) 膜からの冷放射の影響が、ファンによる循環回数 0 回/h 条件では大きい、循環回数 4, 8 回/h 条件では比

較的小さくなっており、ファンの動力が膜下空間の冷房効果に与える影響が大きい。

- (3) 膜を通じた交換空気量について、ファンによる循環回数 0 回/h 条件と比較して、循環回数 4 回/h で流量は 2.5 ~ 2.7 倍に増量し、循環回数 8 回/h で約 4 倍に増量する。

今後は、他の膜を用いた場合の検討などを進めていく所存である。

**【記号表】**

- $C_o$ : 膜上空間 CO<sub>2</sub> 濃度 [-]
- $C_i$ : 膜下空間 CO<sub>2</sub> 濃度 [-]
- $C_e$ : 外側空間 CO<sub>2</sub> 濃度 [-]
- $V_o$ : 膜上空間体積 [m³]
- $\Delta t$ : 測定間隔 [h]
- $C_i$ : 膜下空間 CO<sub>2</sub> 濃度 [-]
- $M$ : CO<sub>2</sub> 発生量 [m³/h]
- $V_i$ : 膜下空間体積 [m³]

- 下付き文字 -

- $a$ : 膜上空間     $i$ : 膜下空間     $o$ : 外側空間     $n$ : 時点

**【謝辞】**

本研究は、(株)竹中工務店との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

**【参考文献】**

- 1) 北風晴都, 山中俊夫, 甲谷寿史, 蔵永真理, 前田龍紀, 中野諒: PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究 (その 1) 冷房時における室内温熱環境特性, 日本建築学会近畿支部研究報告集 第 58 号掲載
- 2) 蔵永真理, 山中俊夫, 甲谷寿史, 北風晴都, 前田龍紀, 中野諒: PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究 (その 2) 冷房時における膜の放射効果及び膜を通じた交換空気量, 日本建築学会近畿支部研究報告集 第 58 号掲載
- 3) ASHRAE STANDARD55-92: Environmental Condition for Human Occupancy



放射状壁面噴流を用いた準置換換気方式空調に関する研究  
 (その 15) ブロックモデルによる鉛直温度及び濃度の簡易予測手法の改良  
**A Study on Semi-Displacement Ventilation using Radial Wall Jet**  
**(Part 15) Improvement of Simplified Prediction Method of**  
**Vertical Temperature and Concentration Profile using Block Model**

○ 西海 利哉 (大阪市立大学) 小林 知広 (大阪大学) 梅宮 典子 (大阪市立大学)  
 Toshiya NISHIUMI \*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI \*<sup>2</sup> Noriko UMEMIYA \*<sup>1</sup>  
 \*<sup>1</sup> Osaka City University \*<sup>2</sup> Osaka University

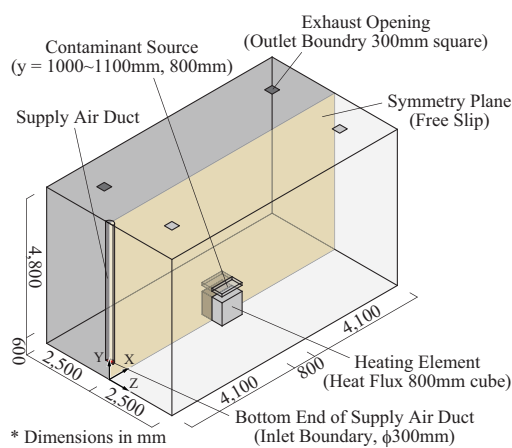
The Impinging Jet Ventilation (IJV) system is an air-conditioning method to form thermal and concentration stratification. The authors aim to establish a simplified prediction method of vertical temperature and concentration profile based on the Block Model. In this paper, as a numerical experiment, a parametric study on room conditons and supply air conditions is conducted. Assuming those results as true values, prediction accuracy of vertical temperature and concentration profile using Block Model is verified. Also, an appropriate method of inputting diffusivity for turbulent thermal diffusion and mass diffusion which greatly influences the vertical profiles predicted is shown.

1. はじめに

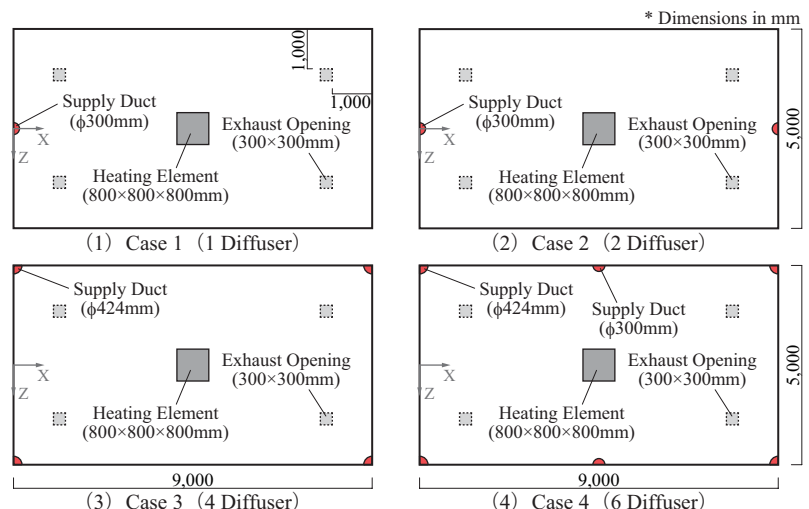
居住域のみを対象とした空調方式として、床面衝突噴流換気方式<sup>1)</sup> (Impinging Jet Ventilation System, 以降 IJV 方式) がある。この方式は置換換気方式に比べ水平方向の温度分布を生じ難いが、現状 IJV 方式が形成する室内温度分布および汚染物濃度分布は十分に解明されていない。既往研究<sup>2)</sup> では、CFD を用いた温度解析を行い、戸河里らのブロックモデル<sup>3)</sup> に基づく予測モデルの提案を行ったが、対象条件数が少なく濃度解析については行われていない。よって、本報ではより高い天井高 (5.4m) の室条件も追加し、CFD を用いた温度・濃度解析およびブロックモデルを用いた鉛直温度分布・濃度分布の簡易予測を行う。また、ブロックモデルによる予測結果に大きな影響を及ぼす乱流熱拡散係数ならびに乱流物質拡散係数について、適切に与える手法およびそれを与える際の領域分割の手法について検討を行う。

2. CFD 解析

既往研究<sup>2)</sup> と同様に IJV 吹出面を床上 600mm、高熱工場を想定した熱負荷として室中央に発熱量 2.0kW で一辺 800mm の発熱体を設置した平面寸法 9.0m×5.0m、天井高 2.7m と 5.4m の 2 室を対象とする。**Fig.1** に解析対象空間を示す。解析パラメータとして給気温度 20℃、吹出口数を 1 個 (Case 1)、2 個 (Case 2)、4 個 (Case 3)、6 個 (Case 4) の 4 条件、総給気風量を 400m<sup>3</sup>/h、600m<sup>3</sup>/h、900m<sup>3</sup>/h、1200m<sup>3</sup>/h の 4 条件設定し、天井高 2 条件の全 32 条件で解析を行う。**Fig.2** に Case 1~4 の平面図を示す。流入境界には総給気風量を吹出口面積の合計で除した風速を与え、各ディフューザーから均等に給気を行い、流出境界は強制排気とした。また、濃度解析は温度解析時に得られた気流場を固定して解析を行った。発熱体直上 200mm の位置に 800mm×800mm×100mm の発熱源を設定し、発生量を 60L/h、発生汚染物を CO<sub>2</sub> とした。



**Fig.1** Computational Domain (Ceiling Height 5.4m, Case 1)



**Fig.2** Analysed Cases of ILV Supply Terminal Arrangement

### 3. ブロックモデル

#### 3.1 モデル概要

本研究の予測モデルでは、対象空間を複数のブロックに分割する。1ブロックの高さを270mmとして、天井高2.7mでは鉛直方向に10ブロック、天井高5.4mでは20ブロックとし、水平方向には室ブロック・壁面近傍ブロック・プルームブロックに分割する。各ブロック間において、風量収支と移流・乱流熱拡散ならびに対流熱伝達による熱量収支を反復計算することで最終的に室ブロック温度を求める。壁面近傍ブロックにおける壁面流の計算には戸河里ら<sup>3)</sup>の手法を用い、プルームブロックにおける風量収支にはプルーム流量予測式<sup>4)</sup>を用いた。給気は最下部ブロック、排気は最上部ブロックから行い、発熱量は最下部プルームブロックに全て与えた。概要図をFig.3に示す。濃度予測モデルでは、前述した温度予測モデルの計算が収束した後、各ブロック間の移流量に基づく物質移動および乱流物質拡散による物質収支計算を行い、同様に収束させる。汚染物発生はCFD解析時と同等の高さとなるように下から4番目のプルームブロック(高さ810mm~1080mm)に与えた。

#### 3.2 拡散係数

前述した予測モデルは、乱流拡散による熱移動および物質移動を考慮するため、計算に乱流熱拡散係数 $a_t$ [m<sup>2</sup>/s]および乱流物質拡散係数 $D_t$ [m<sup>2</sup>/s]の値が必要となる。既往研究<sup>2)</sup>においては、気流性状を示す無次元数であるアルキメデス数を用いた関数式によ

り乱流熱拡散係数を与えたが、整備された条件に限られているため、本報では追加した条件も含めて関数式を整備する。詳細には、CFD解析結果を真値として適切な拡散係数の同定を行った後、同定値を基に関数化を行う。なお、拡散係数は本来局所的な統計量であるが、モデルの煩雑さの軽減を目的とし、既往研究<sup>2)</sup>同様に室を上部領域と下部領域に大きく分け、上部領域では $a_{t\_upper}$ ,  $D_{t\_upper}$ を、下部領域では $a_{t\_lower}$ ,  $D_{t\_lower}$ を与えるものとした。領域分割の位置については次節に示す衝突モデルを用いて決定する。

#### 3.3 衝突モデル

既往研究<sup>2)</sup>における領域分割では、計算前に予め上部領域および下部領域のブロック数を決めており、明確な根拠に基づく手法ではない上に、鉛直ブロック数を変更した際に対応できないという問題点を有する。そこで、予測モデルの風量収支結果に基づき領域分割位置を決定する手法の提案を行う。本研究ではこれを「衝突モデル」と呼ぶ。予測モデルにおける移流は基本的にはFig.4に示すような流れを示すため、室ブロックにおいて高温の下降流と低温の上昇流が衝突する位置で成層が形成されるという考えに基づき、当該ブロックを領域分割の境界面とした。Fig.5に上部領域および下部領域における各条件のアルキメデス数と同定された乱流熱拡散係数の関係を示す。両領域ともに明確な関係が見られた。なお、本報においては乱流物質拡散係数は簡易的に乱流熱拡散係数の値と同じ値を与えた。

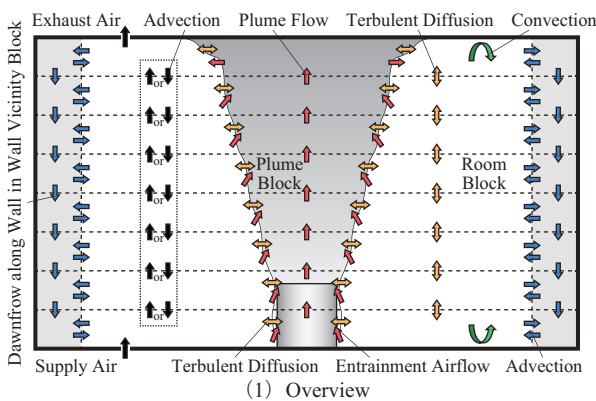


Fig.3 Schematic of the Block Model for IJV System

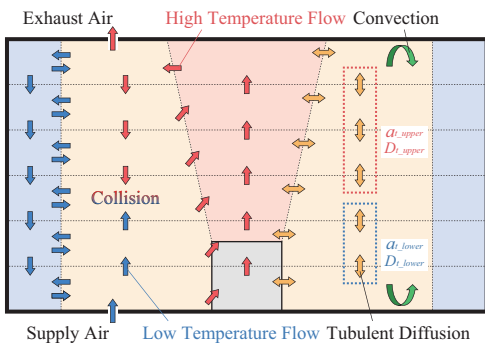


Fig.4 Collision Model

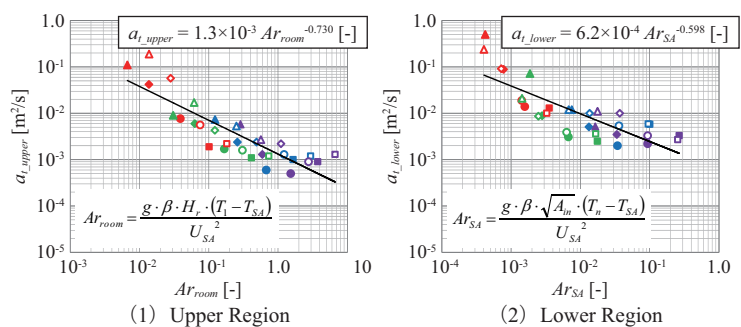


Fig.5 Correlation between Archimedes Number and Turbulent Thermal Diffusivity

4. ブロックモデル予測結果

天井高 2.7m の CFD 解析結果、ブロックモデルで  
 予め領域分割位置を決めた場合 (Predefined) の予測  
 結果、衝突モデルを用いた場合 (Collision) の予測結  
 果について、鉛直温度分布を Fig.6 に、鉛直濃度分布  
 を Fig.7 に示す。なお、関数式については Predefined  
 条件と Collision 条件においてそれぞれの同定値を  
 基に整備を行っている。鉛直温度分布については、  
 Case 1-400 で僅かに低い精度を示したが、全条件で概  
 ね CFD 解析結果と一致する結果が得られた。また、  
 鉛直濃度分布についてもある程度の精度が得られた  
 が、室下部濃度を高く予測する傾向が見られた。よっ

て、鉛直濃度分布予測における乱流物質拡散係数の  
 与え方に関する検討が必要である。また、温度予測、  
 濃度予測の両方において、衝突モデルを用いて決定  
 した場合の領域分割位置は CFD 解析時の成層高さ  
 とほぼ一致し、予め領域分割位置を決めた場合と同  
 等の精度が得られた。また、領域分割位置が成層高  
 さに対して適切でなかった条件においては、僅かだが  
 精度の向上も見られた。衝突モデルによる領域分割  
 位置は、ほぼ総給気風量に依存して決まる傾向が得  
 られたが、CFD 解析においても成層高さは総給気風  
 量に依存する傾向が見られており、衝突モデルの有  
 効性が示されたと言える。

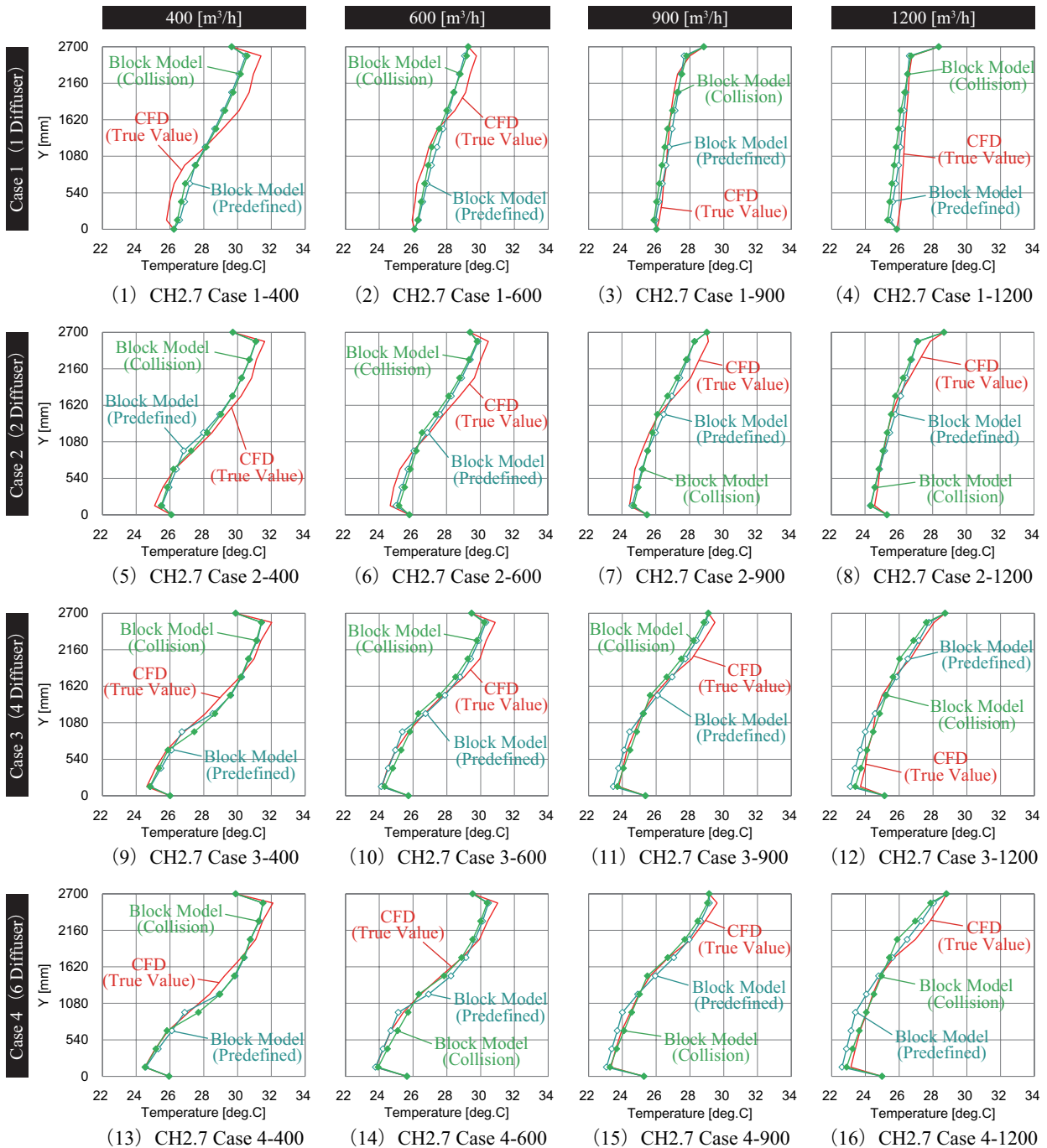


Fig.6 Vertical Temperature Profile Predicted

5. まとめ

本報では、ブロックモデル<sup>3)</sup>に基づく予測モデルを用いて精度検証を行い、乱流熱拡散係数の関数式<sup>2)</sup>の改良およびその際の領域分割手法の提案を行った。その結果、比較的高い予測精度が得られ、衝突モデルを用いた領域分割位置は概ね成層高さに対して適切な位置となった。加えて、衝突モデルを用いた場合、予め上部領域および下部領域のブロック数を決める必要がなくなり、鉛直ブロック数を変更した場合においても対応可能であるため、モデルの煩雑さの軽減にも繋がったと言える。しかし、乱流物質拡散係数の与え方については更なる検討が必要である。

[参考文献]

- 1) T. Karamipanah, H.B. Awbi : Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, *Building and Environment*, Vol.37, pp.1329-1342, 2002
- 2) 小林知広, 杉田雄希, 梅宮典子 : 床面衝突噴流を用いた準置換換気方式に関する研究 - CFDを用いた数値実験に基づくブロックモデルによる室内鉛直温度分布の予測 -, 日本建築学会環境系論文集, 第81巻, 第730号, pp.1117-1125, 2016.12
- 3) 戸河里敏, 荒井良延, 三浦克弘 : 大空間における上下温度分布の予測モデル -大空間の空調・熱環境計画手法の研究(その1) -, 日本建築学会計画系論文報告集, 第427号, pp.9-19, 1991
- 4) H. Skisted : DISPLACEMENT VENTILATION, Reserch Studies Press Ltd., 1994

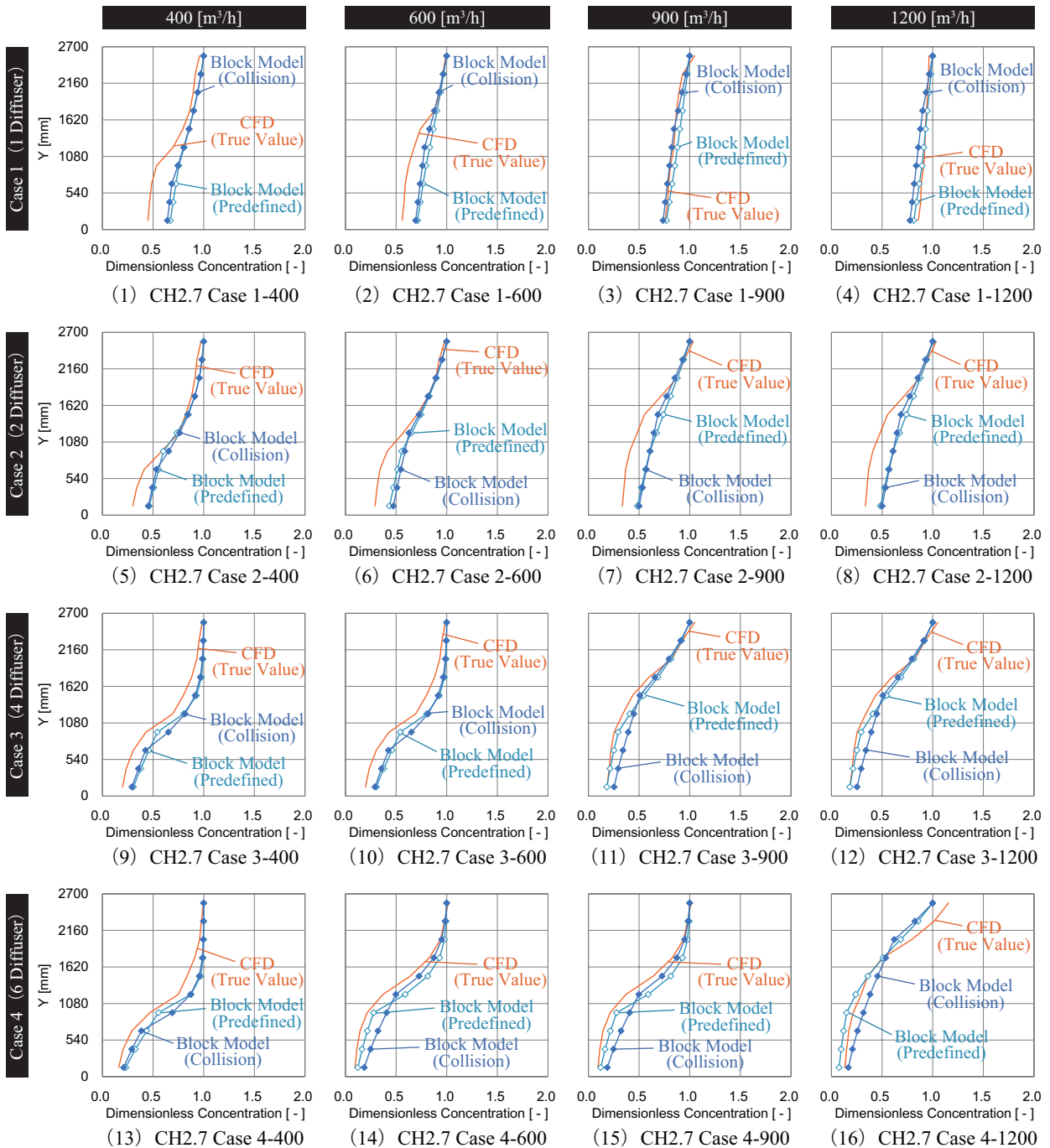


Fig.7 Vertical Concentration Plofire Predicted



# パーソナル空調方式における吹出気流の CFD 解析手法に関する研究 (その 2) 鉛直下向き及び斜め方向吹出条件への Momentum 法の適用 CFD Modeling of Airflow through Personal Air Supply Terminal

## (Part 2) Application of Momentum Method to Vertical and Diagonal Supply Conditions

○西堀 啓規 (大阪市立大学)      小林 知広 (大阪大学)  
 梅宮 典子 (大阪市立大学)      山中 俊夫 (大阪大学)  
 粕谷 敦 (竹中工務店)            小林 佑輔 (竹中工務店)  
 和田 一樹 (竹中工務店)

Hiroki NISHIHORI \*<sup>1</sup>      Tomohiro KOBAYASHI \*<sup>2</sup>      Noriko UMEMIYA \*<sup>1</sup>      Toshio YAMANAKA \*<sup>2</sup>  
 Atsushi KASUYA \*<sup>3</sup>      Yusuke KOBAYASHI \*<sup>3</sup>      Kazuki WADA \*<sup>3</sup>

\*<sup>1</sup>Osaka City University

\*<sup>2</sup>Osaka University

\*<sup>3</sup>Takenaka Corporation

This paper focuses on the air-conditioning system using personal air supply unit for energy saving. In designing such a system, CFD prediction seems to be beneficial because local environment around an occupants is important in such a system. To simulate personal supply airflow by CFD, a large number of grids is generally required, which leads to large computational load and difficulty in the analysing a large space. This study aims to propose a CFD modeling method to decrease the number of grids without losing accuracy, and the momentum method and P.V. method are presented in this paper.

### 1. はじめに

近年オフィスビルにおいて省エネルギーに加えて在室者の健康や快適性向上の観点からタスクアンビエント空調の導入例が増加している。そのような背景の中、在室者個々の好みに合わせた環境を形成できるパーソナル換気・空調が注目されており<sup>1,3)</sup>、本研究では天井チャンバーを用いて全面有孔天井からのアンビエント空調とパーソナル空調を組み合わせた方式に着目している。このようなシステムの設計及び運用検討時には、例えば吹出気流の到達距離やアンビエント吹出との風量比、さらにはそれが室全体の温度分布に及ぼす影響など詳細な解析が必要となり、数値流体力学 (CFD 解析) が有効と言える。

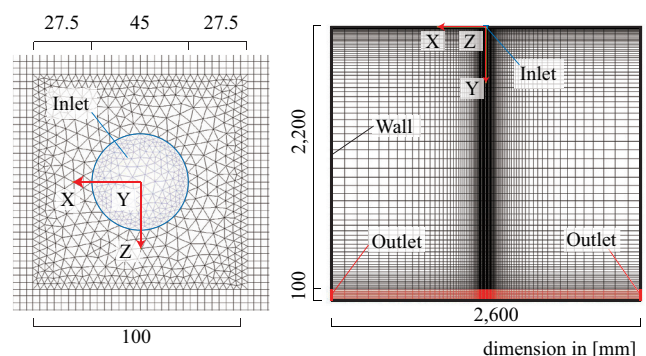
パーソナル吹出気流は複雑な吹出気流性状を有するため、CFD で再現するためには吹出口近傍において詳細なメッシュ分割が求められる。本研究では比較的小さなサイズの吹出口から噴流でパーソナル気流を給気する方式を対象としているが、大規模平面を有する執務室においてこのようなパーソナル空調をアンビエント空調と併用する際には室全体の解析にパーソナル気流を適切に組み込む必要がある。その際、吹出口近傍に合わせた詳細なメッシュ分割では計算負荷が増大する。そこで、一定の精度を担保した上で計算負荷を低減させることが可能な吹出口のモデル化が有効と言える。吹出口のモデル化に関する研究は多く行われているが、本報では実用的なメッシュ分割を前提としてパーソナル吹出口への Momentum 法・P.V. 法<sup>4,6)</sup> の適用を検討する。

### 2. CFD 解析概要

既報<sup>7)</sup> では幅 2.6 m、奥行き 1.5 m、高さ 2.3 m を解析領域とし、詳細なメッシュ分割を行うことで高い精度でパーソナル吹出気流を再現することが可能であることを確認した。その際に用いた詳細解析のメッシュ分割を Fig.1 に示す。しかし、執務室全体で解析を行うことを考慮すると、詳細解析のメッシュ分割をそのまま大空間に適用することは計算負荷が増大するため、パーソナル吹出口のモデル化を行う。

#### 2.1 Momentum 法の適用

Momentum 法は流入境界面で不足した運動量を計算格子中にソース項で付与する方法であり、ここでは詳細解析と同サイズの解析領域を対象に、水平方向の格子サイズを 50 mm・100 mm の 2 条件として解析を行う。なお、高さ方向は 50 mm 分割で統一した。吹出風向についても鉛直下向きと斜め下向きの 2 種



(1) Enlarged View around Inlet Boundary

(2) XY Cross-section

Fig.1 Mesh layout for CFD Detailed analysis

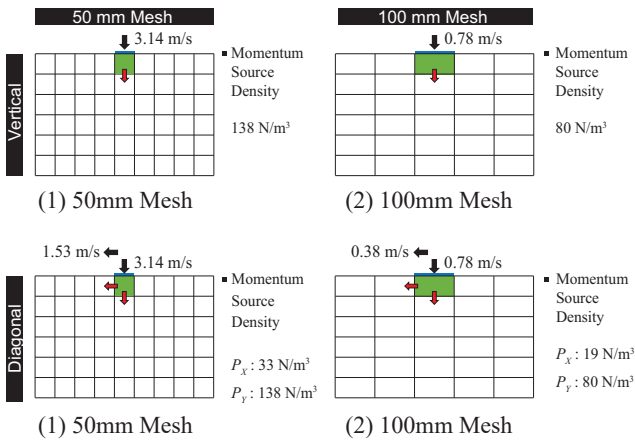


Fig.2 Schematic of Momentum Method

の条件を対象に解析を行うが、前者では運動量を Y 成分のみに対して与え、後者では X 成分も与えている。その概要を Fig.2 に記す。ここでは単位時間あたりの運動量  $\rho v^2 A [N]$  の不足分を、吹出口直下の 1 メッシュにソース項として運動量保存式に付与した。本解析では 28 CMH の吹出風量を解析対象としているため、詳細解析と吹出風量を一致させることで吹出風速は小さくなる。流入境界の下向き風速は、50 mm メッシュ条件で 3.14 m/s、100 mm メッシュ条件で 0.78 m/s とした。50 mm、100 mm メッシュ条件を対象として Momentum 法適用の有無、風向条件（鉛直下向き吹出・斜め吹出）の計 8 条件で解析を行う。乱流モデルには前報で精度を確認した標準  $k-\epsilon$  モデルを用い、SIMPLE 法で定常解析を行った。本報では既報<sup>7)</sup>の詳細解析の結果を真値とし Momentum 法を適用した場合の解析精度を検証する。

## 2.2 P.V. 法の適用

P.V. 法は流入境界条件には流入風量に合わせた風速を与え、解析領域内の特定セルに風速を規定してその位置で本来持つべき風速を与える方法である。本研究では吹出口が多数設置された大空間への適用を想定した検討のため、簡易なモデルが好ましいとの意図で 1 セルのみで風速を規定することとする。規定する風速の値は詳細解析における当該メッシュ中心高さ位置の水平面平均風速とした。解析条件は Momentum 法と同様に 50 mm、100 mm メッシュ、風向 2 条件としたが、それに加えて風速規定高さも 3 条件 (Y=125,225,325) 設定して計 12 条件で解析を行う。本報での P.V. 法の概要を詳細を Fig.3 に記す。

## 4. 解析結果

### 4.1 鉛直下向き吹出条件

鉛直下向き吹出条件を対象として 50 mm、100 mm メッシュで Momentum 法適用、P.V. 法適用、適用な

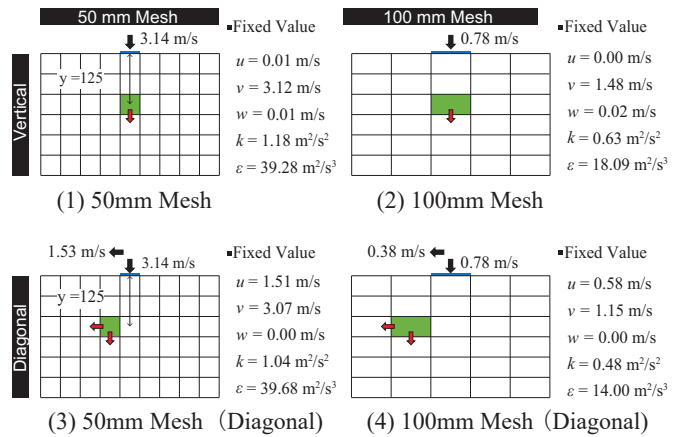


Fig.3 Schematic of P.V. Method

し場合の風速分布を Fig.4 に示す。また、比較対象として既報<sup>7)</sup>の詳細解析の結果を合わせて示す。50 mm メッシュでは風速の最大値を再現することはできていないが、残風速 0.25 m/s の到達距離は概ね一致している。また 50 mm メッシュの適用無し条件でも風速の値が若干小さくなるが分布傾向に大きな差異はない。これは直径 45 mm の円形を一辺 50 mm の正方形にした際の運動量の差が小さく微修正であったためと考えられる。P.V. 法では風速の規定高さに関わらず残風速 0.5 m/s の位置までの到達距離が短く Momentum 法の方が精度が高い結果となった。

100 mm メッシュの Momentum 法では残風速 0.25 m/s の到達距離は概ね一致しており、運動量を付与することで気流性状が詳細解析に近づくことが示された。この結果から吹出口のメッシュ分割が粗いほど適用無し条件と比較して解析精度の悪化が低減され、相対的に Momentum 法の有効性が高まることが確認された。しかし残風速 0.5 m/s の到達距離を見てみると 50mm メッシュ条件と同様に短く、再現精度は十分とは言えない。一方、P.V. 法の結果を見ると残風速 0.5 m/s の到達距離が伸びており、Y=325 mm の条件では風速分布も詳細解析と同様の傾向を示す結果となり、Momentum 法と比較して再現精度が向上した。

### 4.2 斜め方向吹出条件

前節同様、斜め方向吹出条件の解析結果を Fig.5 にまとめて示す。50 mm メッシュ条件で Momentum 法または P.V 法を適用した場合、概して詳細解析に近い風速分布が得られている。100 mm メッシュでは、Momentum 法の適用した場合に気流の到達距離が伸びてはいるが、残風速 0.5 m/s の位置の再現精度が低い。P.V. 法については Y=125 mm 条件で同様に精度が悪いが、225 mm の結果を見ると詳細解析の結果とも比較的精度よく一致していることが分かる。P.V. 法の Y=325 mm 条件では、125 mm 条件ほどではないが

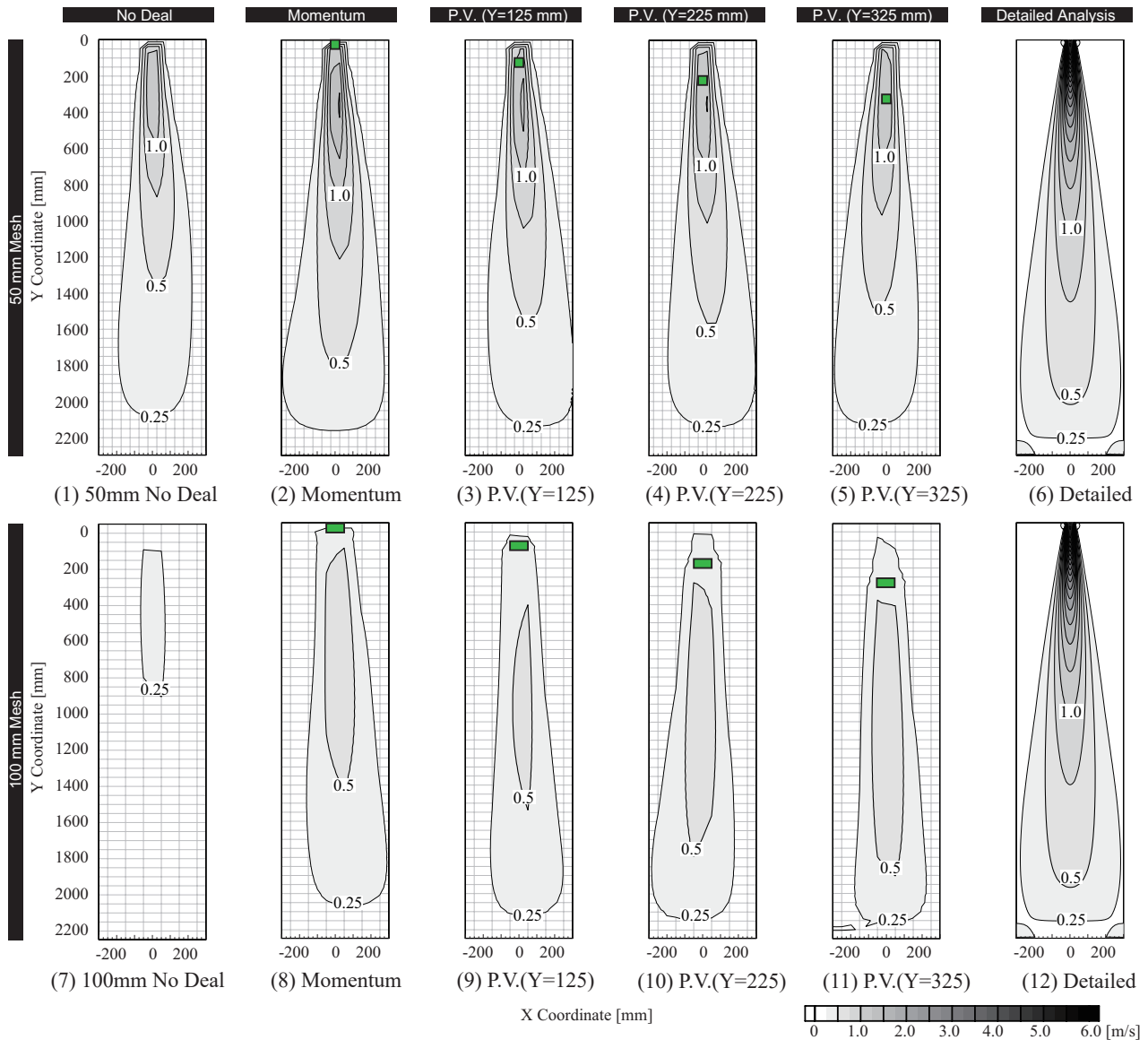


Fig.4 Contour of Velocity Magnitude in the Case of Vertical Supply (Top : 50 mm Mesh, Bottom : 100 mm Mesh)

残風速 0.5 m/s の到達距離が短くなっている。これらの結果から、計算格子幅を 100 mm とし斜め方向吹出条件で P.V. 法を適用する場合には鉛直下向き条件と比較して風速を規定する面の位置が重要となり、本研究で対象とした吹出気流については天井から 225 mm の位置の計算格子に規定することで最も詳細解析と近くなった。

## 5. まとめ

本報では計算負荷軽減を目的とし、計算格子数を低減して Momentum 法・P.V. 法の適用したパーソナル気流の解析を行った。Momentum 法は詳細解析と比較して再現精度は十分とはいえない条件もあるが、詳細解析の風速分布に近づく傾向は得られ、特に粗い計算格子の場合の有効性を確認した。P.V. 法は斜め方向吹出において Momentum 法と比較してパーソナル気流の気流性状の再現精度が高い結果を示した。

## 参考文献

- 1) A.K. Melikov : 「Personalized Ventilation」, *Indoor Air*, Vol.14, Issue Supplement s7, pp.157-167, 2004
- 2) R. Li, S.C. Sekhar, A.K. Melikov : 「Thermal comfort and IAQ assessment of under-floor air distribution system integrated with personalized ventilation in hot and humid climate」, *Building and Environment*, Vol.45, pp.1906-1913, 2010.
- 3) 矢田, 鶴飼, 野部 : 「パーソナル空調システムの性能評価法に関する研究」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 3 巻, pp.89-92, I-48, 2016.9
- 4) P.V.Neilsen: 「Description of Supply Openings in Numerical Models for Air Distribution」, *ASHRAE Transaction*, Part1, pp.963-971, 1992.2
- 5) 長澤, 近藤ら 「システム天井用吹出口の吹出気流性状に影響を与える要因の整理と非構造格子系 CFD 解析による検討」, 日本建築学会環境系論文集, 第 77 巻, pp.55-64, 2012.2
- 6) 丹原, 甲谷, 桃井ら : 「ライン型ディフューザを用いた室の CFD 解析手法に関する研究 (その 5)」, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 第 3 巻, pp. 209-212, 2016.9
- 7) 西堀, 小林, 山中ら : 「パーソナル空調方式における吹出気流の CFD 解析手法に関する研究 (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-7, 2018.3

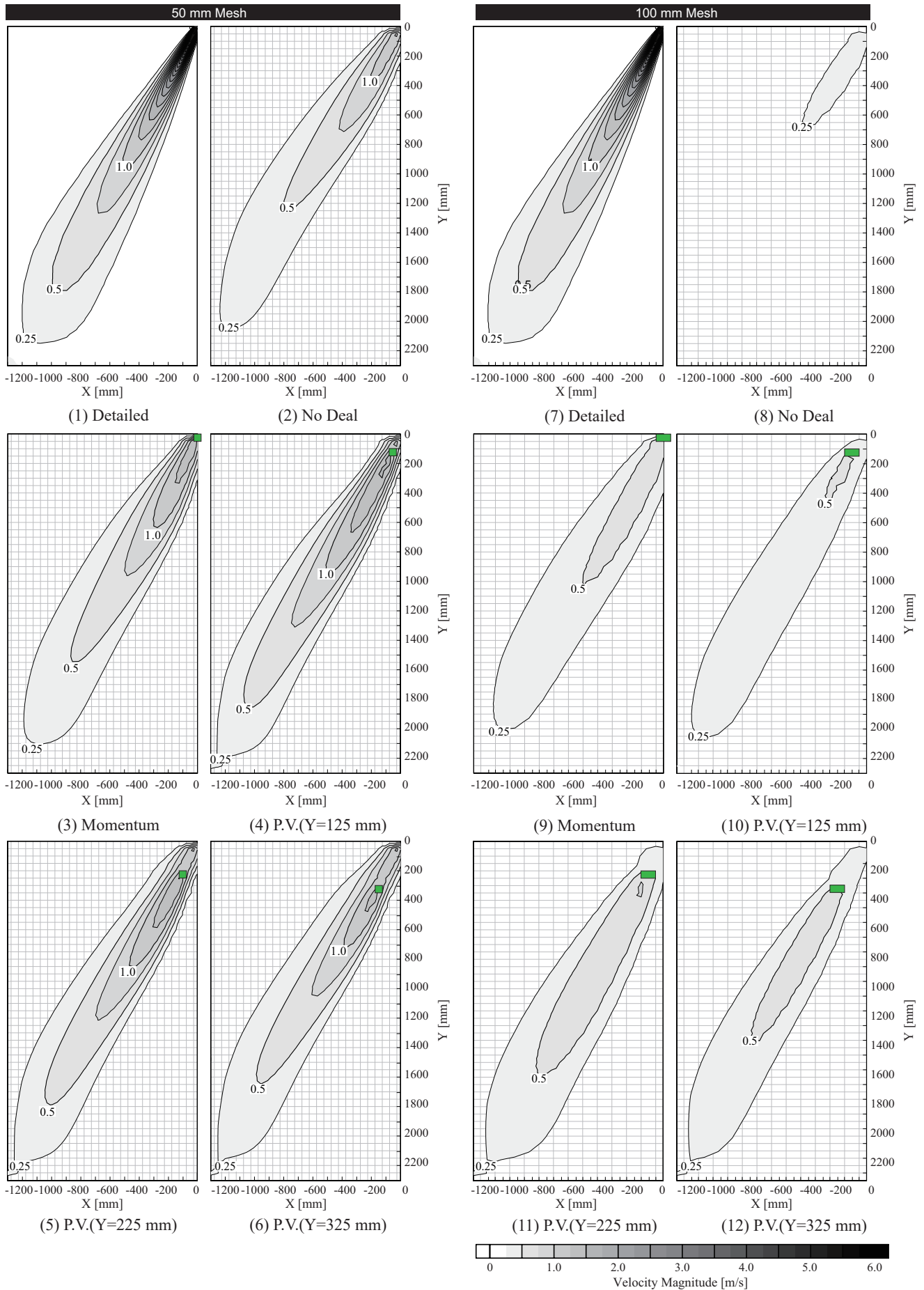


Fig.5 Contour of Velocity Magnitude in the Case of Diagonal Supply (Left : 50 mm Mesh, Right : 100 mm Mesh)



# 自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システムの実運用に向けた研究の概要とシミュレーション

Outline of the Study for Practical Use of Thermal Radiation Air Conditioning System from the Thermal Storage Concrete Slab by Using both Natural Energy and Heat Pump, and Indoor Environment Result by CFD

○大野 玉花 (立命館大学)                      近本 智行 (立命館大学)  
小林 陽一 (安井建築設計事務所)  
Tamaka Ohno\*<sup>1</sup> Chikamoto Tomoyuki\*<sup>1</sup> Kobayashi Yoichi\*<sup>2</sup>  
\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University \*<sup>2</sup> Yasui Architects & Engineers, Inc.

In order to reduce CO<sub>2</sub> emission from air conditioning, use of renewable and high efficiency energy is effective. Thermal radiation air conditioning system using both natural energy and heat pump is one of the solution for CO<sub>2</sub> reduction. CFD analysis of thermal radiation air conditioning system using both natural energy and heat pump has done in order to verify this improvement of the indoor environment.

## 1. はじめに

地中熱や太陽熱の空調利用は一般的な外気を熱源とする空調よりも省エネルギー性が高く CO<sub>2</sub>排出削減に有効である。

平成 25~27 年度には、地中熱や太陽熱を採熱した水をヒートポンプ等の熱源を介さずに直接、躯体スラブ内に埋設した配管に通すことで熱利用を図る「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」について、立命館大学・T 棟での実測によりシステムの性能評価を行った。その結果、単位面積当りの CO<sub>2</sub> 排出削減量として冷房時 10.0kg-CO<sub>2</sub>/m<sup>2</sup>年以上を達成したが、他の空調システムを併用する必要があった。その原因は、冷房時の地中採熱温度が十分低くなかったために、室内側スラブの表面温度が、放射場環境を制御できる温度域まで至らなかったためである。改善策として、ヒートポンプを導入することで省エネ性能と、室内環境の十分な制御を行うことで、室内空調を行っていたファンコイルユニットの削減を可能にすることを旨とする。また暖房時は、太陽熱給湯システムが十分な熱量供給を行っていない

いたために省エネ性能が十分でなかったことに加え、冬季は朝方、太陽熱の供給温度が低いことで、立ち上がり負荷除去ができていなかった。解決策として太陽熱給湯システムの増設を実施し、ヒートポンプと太陽熱給湯システムの選択制御を導入した。

本研究では、これらを対策したシステムを「自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システム」と呼び、実運用に向けた検討を行う。既存システムでは地中熱、太陽熱ともに室内の冷暖房負荷をまかなう十分な熱供給ができていなかったが、本システムでは、導入外気の実行を行う外調機を除き、自然エネルギーおよびヒートポンプで加熱/冷却した冷温水を放射環境制御に用いることで、良好な室内環境を維持する。FCU などの室内機を削減することで、イニシャルコストを削減し、本システムの効率向上と普及を目指す。

本報では、本研究全体の概要及び、本システムを導入予定の T 棟を対象としたシミュレーションの結果を示す。シミュレーションでは、実運用に向けて、設定した室温で室内温度を満足させられるかの検証を目的とする。

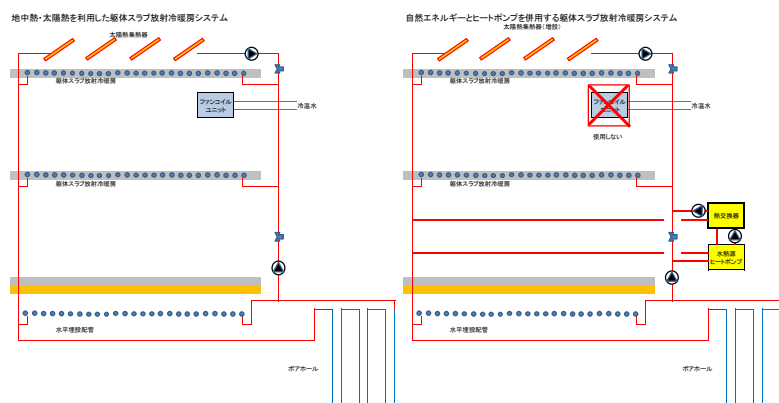


Figure 1 Overview of Thermal radiation air conditioning system

## 2. 研究概要

### 2.1 対象建物概要

対象となる T 棟は 3 階（低層棟）と 6 階（高層棟）建ての 2 棟連結型の理工学部研究棟である。本研究は、低層棟の本システムが導入される予定の研究室を想定して行う。

### 2.2 システム概要

既存のシステムでは、配管とポンプを用いて地中熱を採熱し、熱源機を介さず躯体スラブに埋設した配管を利用して直接室内に放熱を行っている。しかし、既存システムでは空調の冷温水として利用するには十分な温度差を得ることが難しく、放射冷暖房性能が小さかった。そのため、本システムでは、ヒートポンプの使用により空調の冷温水として利用するのに十分な温度差を得ることを期待し、水熱源ヒートポンプ、太陽熱集熱器の増設を行う（図1）。本システムのみで放射冷暖房性能が十分になった場合、熱搬送動力を必要としないため、本システムでは2次側ファンコイルユニットを使用せず、放射冷暖房のみで空調を行う。

### 2.3 地中熱採熱方式

地中熱の採熱は、ボアホール（100m×3 本、36m×9 本）と建物下に設置した水平埋設採熱配管で採熱する。

### 2.4 本システム導入に向けた目標

空調エネルギー消費量は建物全体のエネルギー消費量の 43.1%と想定し（省エネルギーセンター オフィスビルの用途別エネルギー）、この空調エネルギー消費量を 50%以上削減することを目標とする（目標削減量 247MJ/m<sup>2</sup>年）。

#### (1) 躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システム単独による室内環境維持に関する検討

躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムを導入した室空間のシミュレーションプログラムを開発し、年間を通じての室内環境、エネルギー使用量を計算する。設定室温を 28°Cまで緩和しても快適性を維持できるか、シミュレーションにより PMV を計算して検証する。また、放射冷暖房環境での設定室温緩和と快適性の関係について被験者実験、居住者アンケート等で確認する。上記シミュレーション計算で求めた壁面温度に基づき、夏季の室内環境について CFD 解析を行い、室内温度分布に偏りがないかを検証する。

#### (2) 地中への季節間蓄熱効果の検討

ボアホール、水平埋設配管、水熱源ヒートポンプ、室内空間を組み合わせたシミュレーションプログラムによる年間計算で地中への季節間蓄熱効果を検証する。地中への季節間蓄熱効果により、夏季冷房時の温排熱の 50%を冬季暖房時に活用可能であること及び冬季暖房時の冷排熱の 50%を夏季冷房時に活用可能であることを確認する。

#### (3) 太陽熱集熱器とヒートポンプ運転の日射量による切替え運転制御

太陽熱集熱器を組み込んだシミュレーションで日射が減少したときのヒートポンプとの切替えタイミングの制御方法を検証する。太陽熱集熱器は躯体スラブ放射冷暖房を利用した室面積の 2.6%設置し、躯体スラブ放射冷暖房使用室単位面積当り年間 5.4kWh/m<sup>2</sup>年の温熱を利用できることを確認する。

#### (4) 既存建物用放射冷暖房システムの検討

天井下地利材 LGS(Light Gauge Steel)内に金属強化ポリエチレン配管を敷設した既存建物用放射冷暖房システムを試作し、放射冷暖房性能として 37W/m<sup>2</sup>以上を確保できるかを検証する。金属強化ポリエチレン配管については、図 2 に示す。

#### (5) 躯体スラブ放射冷暖房システムの冷房能力アップ時の結露対策効果の検討

結露防止の対策としては外気処理空調機による除湿で処理を行うことを基本とする。また夏の太陽熱の活用方法として太陽熱を利用したデシカント調湿空調機の使用も想定して検討する。スラブ表面温度を放射温度計で測定し、結露が生じない給気露点温度になるように外気処理空調機の 2 方弁を制御する。制御の方法については、図 3 に示す。

#### (6) 開発要素のシステム統合

自然エネルギー利用躯体スラブ放射冷暖房システムに加えるヒートポンプシステムの容量、運転時間、送水温度、送水量についてシミュレーションにより検討する。太陽熱等の自然エネルギー利用と統合するための自動制御システムを開発する。

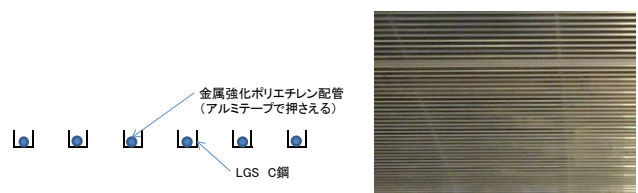


Figure 2 Metal reinforced polyethylene pipes

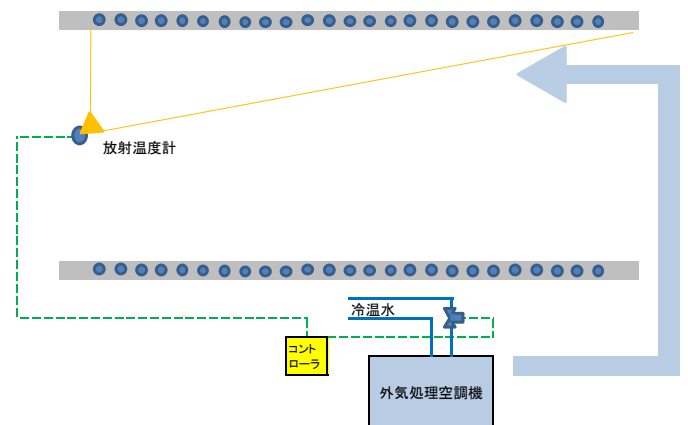


Figure3 Method of operating temperature to prevent condensation

2.5 本システム導入後に予定される実証内容

T棟の躯体スラブ放射冷暖房システムにシミュレーションで得られた最適容量のヒートポンプ、熱交換器を導入し、50%以上の省エネ、CO<sub>2</sub>削減効果が得られることを検証する。また太陽熱集熱器を増設して太陽熱との効率的な併用運転の実証も行う。

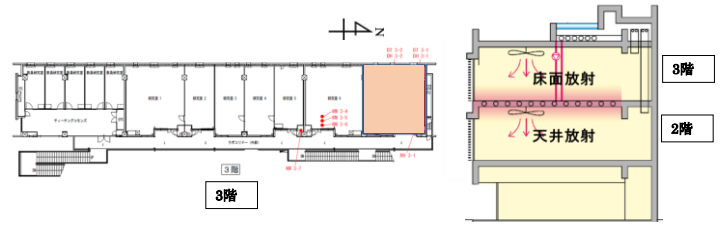


Figure 4 Targeted room for CFD analysis

3. 実運用に向けたシミュレーション

3.1 シミュレーション概要

CFD シミュレーションに関する手法・結果を示す。対象室は、T棟低層棟の3Fの中でも北側に位置する、床面放射冷暖房式の研究室である(図4)。対象室をCFD解析空間として再現し、室内の流れ、乱流、温度、輻射を考慮した定常解析を行った。

3.2 Case設定・解析空間

シミュレーションは全4Caseあり、表1に示す。放射冷暖房を運用する場合としない場合、冷房時と暖房時に分けている。放射冷暖房を運用しない場合は、ファンコイルユニットにより冷暖房を行う。Case1・Case3は放射冷暖房を運用しない場合で、Case1は冷房時・Case3は暖房時を示す。Case2・Case4は放射冷暖房を運用する場合で、Case2は冷房時・Case4は暖房時である。解析対象は、9.8m×4.5m×2.7mの空間である。解析空間は冷暖房の方式により2パターン作成した。Case1・Case3は図5に、Case2・Case4は図6に示す。対象室は、北側・東面・西面が外壁となっており、東面と西面には窓とドアが設置されている。また、全Caseに共通して、人体や照明・機器からの内部発熱を考慮し、600Wの模擬負荷を2つ与えている。冷房時・暖房時それぞれで、放射冷暖房の有無による室内温熱環境を比較し、本システムの性能を明らかにする。

3.3 解析条件

解析条件を表2に示す。解析における乱流モデルとしては標準k-εモデルを用いた。流出入境界の流速は、給気還気口に対して一様に600m<sup>3</sup>/hとしている。温度条件に関しては、吸込温度・天井面温度・外気温度に仮定値を与えた。吸込温度は目標の室内温度とし、冷房時は27°C、暖房時は21°Cと仮定。天井面温度は、冷房時は29°C、暖房時は23°Cとした。外気温度は、冷房時に35°C、暖房時は5°Cと設定している。それらの仮定値から表3の式を使用して窓面温度・FCU吹出温度・床面温度を計算した。熱貫流量・日射取得量・内部発熱を合計した熱負荷合計を除去するよう温度を算出している。窓面温度は放射空調の使用・不使用に関わらず同じ温度を計算した。一方で、FCU吹出温度および床面温度は放射空調の使用・不使用の条件に基づき、それぞれ温度を計算した。

Table 1 Analysis Case

	冷房時	暖房時
放射冷暖房を運用しない(FCU運用)	Case1	Case3
放射冷暖房運用(FCUを運用しない)	Case2	Case4

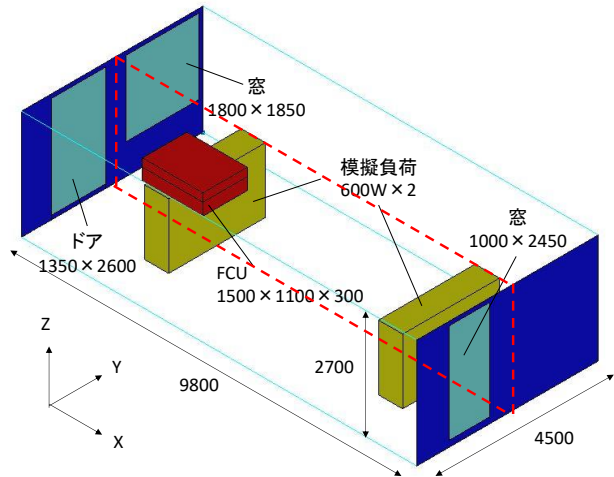


Figure 5 Analysis model (with FCU)

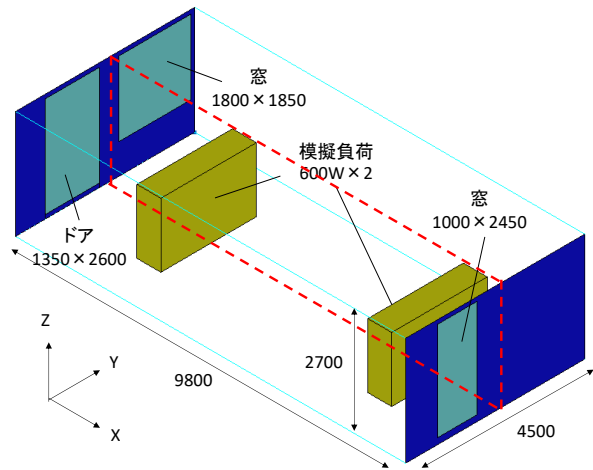


Figure 6 Analysis model (without FCU)

Table 2 Analysis condition

CFDコード		STREAM V14						
乱流モデル		標準k-εモデル						
解析領域		9800(x)×4500(y)×2700(z)						
解析タイプ		流れ、乱流、温度、輻射を考慮						
メッシュ数		952560=90×196×54						
流量		吸込: 600m <sup>3</sup> /h 吹出: 600m <sup>3</sup> /h						
熱貫流率		壁面: 0.832W/mK 窓面: 4.2832W/mK						
熱伝達率		全て: 0.9W/mK						
放射率		全て: 0.9						
内部発熱		人体: 0.2W/m <sup>2</sup> 照明: 1.4W/m <sup>2</sup> PC: 20W/m <sup>2</sup>						
温度	冷房時	Case1	吸込	天井面	外気	窓面	FCU吹出	床面
		27°C	29°C	35°C	37.5°C	16.5°C	21.7°C	
	Case2	27°C	29°C	35°C	37.5°C			
	暖房時	Case3	21°C	23°C	5°C	18.2°C	26°C	
Case4	21°C	23°C	5°C	18.2°C		23.5°C		

### 3.4 解析結果

解析空間を Y 軸中央で切った断面の (図 5・図 6 上に赤点線で示す) 室内温度分布を図 7~図 10 に示す。

#### (1) 冷房時

Case1 では、室内の目標温度として設定した 27°C を下回っている部分が殆どであるが、Case2 では 27°C を上回る部分が殆どであり、改善する必要がある。

#### (2) 暖房時

Case3・Case4 共に目標温度として仮定した 21°C を室内空間の全ての点で満たしている。また、天井面と床面の鉛直温度差を表 6 に示す。最大温度差が Case3 では 4.8°C、Case4 は 1.51°C であり、平均温度差も Case3 は 2.04°C、Case4 は 0.79°C である。このことから、放射暖房を運用する場合はしない場合に比べて上下温度差が小さくなりやすいと言える。

### 4. まとめ

本報では、自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システムの実運用に向けた研究の概要説明と、実運用をした場合の室内温熱環境シミュレーションを行った。

- ①シミュレーションでは、放射暖房時は室内目標温度 21°C を達成できたが、放射冷房時は室内目標温度 27°C を達成できなかった。
- ②今後は、仮定条件を再検討し、再度シミュレーションを行う。

本研究は、環境省 平成31~32 年度CO2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業 (自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱式放射冷暖房システムに関する技術開発 研究代表者 近本智行) による。

#### 参考文献・注釈

- 文1) 鳥羽・近本・李・関根・小林・金子：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に関する研究 (その11) 実建物を利用した性能評価、空調調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2015年 2015. 3 巻 J-13
- 注1) 日射熱取得率は以下を参考にした。  
Ver. 09 (住宅・住戸の外皮性能の計算プログラム Ver. 02.01~) 「第四節日射熱取得率」 (2017年4 月) [ www.kenken.go.jp/.../3-4\_170403\_v09\_PVer0201.pdf ] (最終検索日 :2019年 2月 17日)
- 注2) 解析条件の天井面温度の与え方は以下を考慮した。暖気は、上昇しやすい性質があるため、全 Case に共通して床面温度より 2°C 高く設定。

Table 3 Formula to calculate analysis condition

熱負荷	熱負荷合計 $Q[W/m^2]$	$Q = \text{熱貫流量}Q_1 + \text{日射取得量}Q_2 + \text{内部発熱}Q_3$
	熱貫流量 $Q_1[W/m^2]$	$Q_1 = K(\theta_i - \theta_o)$ $\theta_i = \text{室内温度} \quad \theta_o = \text{室外温度}$
	日射取得量 $Q_2[W/m^2]$	$Q_2 = \eta \times q$ $\eta = \text{日射取得率} \quad q = \text{日射量}$
	内部発熱 $[W/m^2]$	解析条件に記載
必要温度	FCU 吹出温度 $x[^\circ C]$	$Q[W/m^2] = C_p \rho \times \Delta\theta \times n'V$ $C_p = \text{空気の低圧比熱} \quad \rho = \text{空気密度}$ $\Delta\theta = \text{室内温度} - \text{吹出温度}x \quad n'V = \text{吹出風量}$
	床面温度 $[^\circ C]$ ・窓面温度 $[^\circ C]$	$Q = \alpha \times \Delta\theta$ $\alpha = \text{総合熱伝達率} \quad \Delta\theta = \text{室内温度} - \text{床放射温度}y$

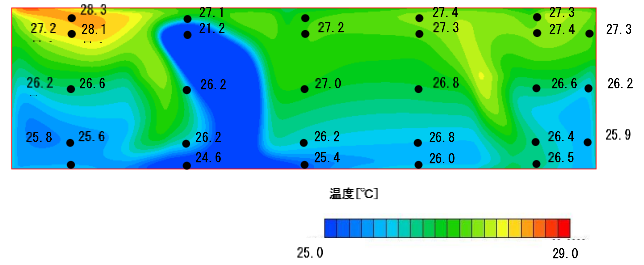


Figure 7 Case1 analysis result

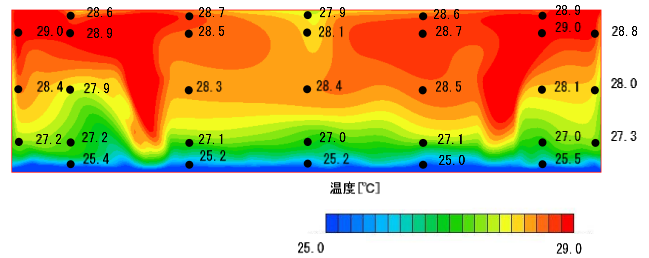


Figure 8 Case2 analysis result

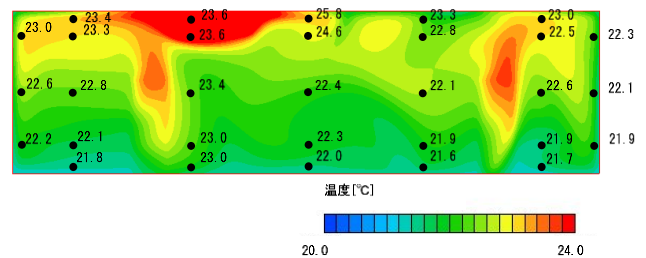


Figure 9 Case3 analysis result

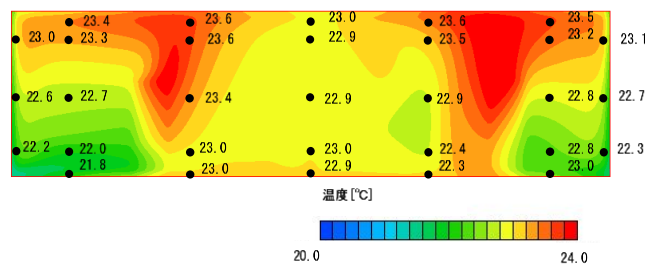


Figure 10 Case4 analysis result

Table 4 Temperature difference between ceiling and floor ( $^\circ C$ )

X軸	980mm	2940mm	4900mm	6860mm	8820mm	平均値
Case3	1.67	4.8	1.64	0.57	1.52	2.04
Case4	1.51	0.63	-0.09	0.53	1.35	0.786



## 天井から送出する渦輪の気流感と快適性に関する研究

## Airflow Feeling and Thermal Comfort of the Vortex Ring Supplied from the Ceiling Outlet

○森脇 丈太郎 (立命館大学)

近本 智行 (立命館大学)

李 明香 (立命館大学)

Jotaro MORIWAKI\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Myonghyang LEE\*<sup>1</sup>\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University

The vortex ring has straightness and low diffusivity. Also, it is possible to keep its own velocity. We focused on the vortex ring as a task ambient air conditioning system in an office. It gives officers an airflow sensation. Therefore, we aim to improve comfortableness and to create a better working environment in an office. This paper shows the results of the subjective experiment with a vortex ring supplying device. The purpose is to clarify an airflow feeling and thermal comfort for the vortex ring of the officer.

## はじめに

近年、節電・省エネの強化に伴い個人の快適感に対応するパーソナル空調が提案されている。そこで、本研究では、新しいパーソナル吹出手法として渦輪に着目している。渦輪には直進性があり、気流の拡散性が少ないという特徴がある<sup>文1)</sup>。その特徴を利用することで、従来の空調システムより少ない風量で執務者に熱量を効率的に届けられることが期待できる。さらに、渦輪の送出間隔を変えることで各個人の快適感に適した制御が可能となると考えられる。このことにより、省エネ性と各個人の快適性の両立を目指している。

既報<sup>文2) 文3)</sup>では、渦輪の気流特性を把握するために、製作した渦輪送出装置を用いた実験や CFD 解析により渦輪の吹出気流と周り吹出気流との関係性、形状や速度を維持できる渦輪の生成条件について考察されている。しかし、実際に渦輪を空調として利用する際に、執務者が渦輪に対してどのような気流感や快適感となるのか明らかにされていない。

そこで本報では、既報で製作した渦輪送出装置の問題点である周り吹出気流の乱れを改善し、タスクアンビエント空調として利用するのに最適な風量になるようにした上で被験者実験を行うことで渦輪が執務者の気流感、快適感に及ぼす影響を明らかにすることを目的とする。

## 1. 渦輪を用いた空調の最適化

## 1.1 渦輪送出の仕組み

今回使用する渦輪送出装置は、ピストンによりジャバラを伸縮させ、中の空気を押し出して渦輪を送出する仕組みになっている。また、冷風供給口から装置内に冷気を供給しており、供給した冷気を渦輪送出孔の周り吹出口から吹出している。周り吹出口から送風された冷気を吸

い込むことで、冷気を含んだ渦輪を送出することができる (Fig.1)。

## 1.2 渦輪送出装置の改善

渦輪送出装置の側面に冷風供給口が設けられているために、周り吹出口から渦輪の進行方向に対してまっすぐ送風されず、渦輪の進行を妨げてしまっている (Fig.2)。この問題を解決するために、冷風供給口にフィルターを取り付けて、冷風の勢いを弱めて渦輪送出装置内全体に拡散させることで、冷風の乱れを極力抑えるようにした (Fig.3)。

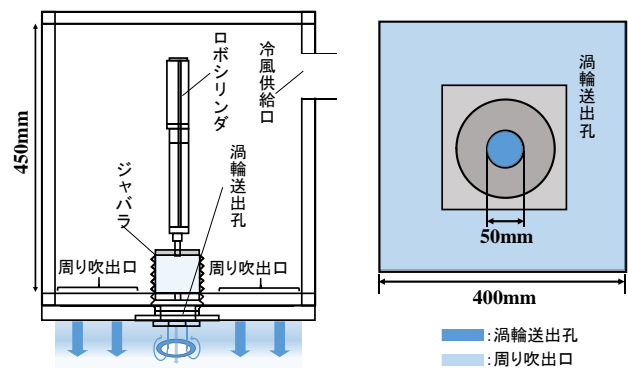


Fig.1 Outline of vortex ring supplying device

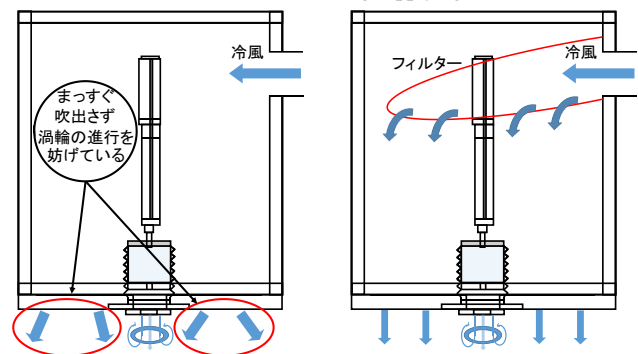


Fig.2 Problem of the device

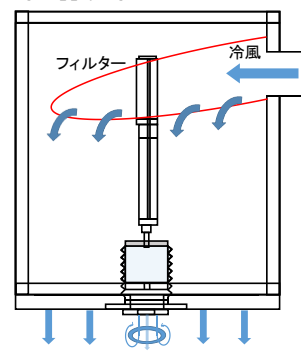


Fig.3 Problem solution

1.3 必要送風量の設定

本研究では、渦輪をタスクアンビエント空調として用いることを想定している (Fig.4)。そこで、渦輪の送風量を最適化するために、建物内で発生する熱負荷の内、渦輪を用いたタスク空調で除去する熱量を設定する必要がある。建物内の熱負荷の内、タスク領域である「機器 (PC) の排熱」、「人の顕熱」、「人の潜熱」の熱負荷を、渦輪を利用したタスク空調で除去すると考える。このとき、執務者一人当たりのタスク領域で発生する熱負荷量を 30 [W] (機器 (PC) の排熱)、60 [W] (人の顕熱)、40 [W] (人の潜熱) と仮定すると渦輪を用いたタスク空調で除去すべき総熱量は 130 [W] となる。これより、渦輪の送風温度を 18°C、室温を 28°C として算出した<sup>注1)</sup> 送風量 39 [m³/h] を渦輪送風装置の必要送風量として定めた。

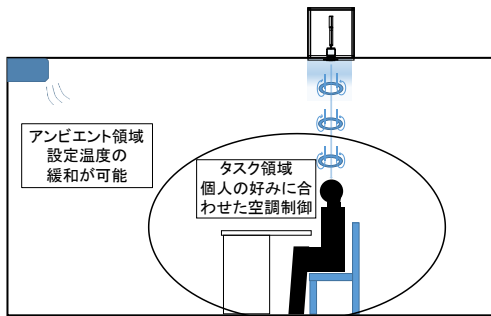


Fig.4 Task ambient air conditioning using vortex ring

1.4 風量の計測・調整

渦輪送風装置の吹出風量を計測・調整するためにオリフィス (Fig.5) を用いた。計測の結果オリフィス前後圧力差  $\Delta p$  が 11.11 [Pa] のときに吹出風量 108 [m³/h] であった。この計測結果から圧力差と風量  $Q$  の関係式を算出<sup>注2)</sup> した。算出した関係式を用いて、吹出風量が必要送風量として定めた 39 [m³/h] になる圧力差を算出すると 1.45 [Pa] となったため、その値になるようにオリフィス前圧力を調整した。

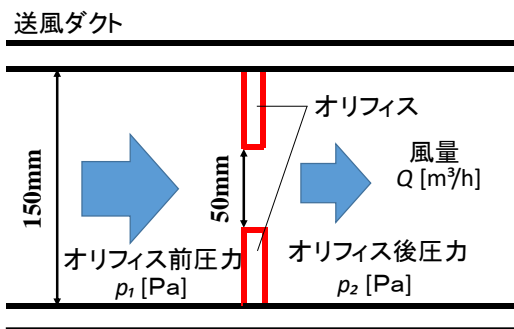


Fig.5 Orifice

2. 実験概要

2.1 実験条件

本研究の実験は、2018 年 12 月下旬~2019 年 1 月上旬に立命館大学内にある実験室 (内寸: 幅 3600mm、奥行き 2600mm、天井高 2200mm) にて行った。渦輪送風装置は、実験室天井に設置し、ダクトを通して冷風貯蔵エリアか

ら装置に冷風を供給する (Fig.6, Fig.7)。実験室環境と渦輪を用いたタスク空調の風量の測定には熱電対と差圧計を用いた (Table.1)。被験者は健康な男子大学生 3 名であり、着衣量 0.8clo (肌着、長袖カッターシャツ、長ズボン、ノーネクタイ)、代謝量 1.0met (着座安静時) とした。また、概日リズムを考慮し、各被験者は 11 時 20 分~の同じ時間帯に実験を行い、前日の睡眠時間を十分確保させ、飲酒は禁止とした。

2.2 実験手順

実験条件を統一するため、実験開始前被験者には熱電対を付けた状態で室温 28°C 一定の部屋で 20 分安静にさせる。その後各 case ごとの条件で実験を開始する。実験開始直後から 1 分毎にアンケート申告を行い、実験開始 20 分で実験終了とする (Fig.8)。

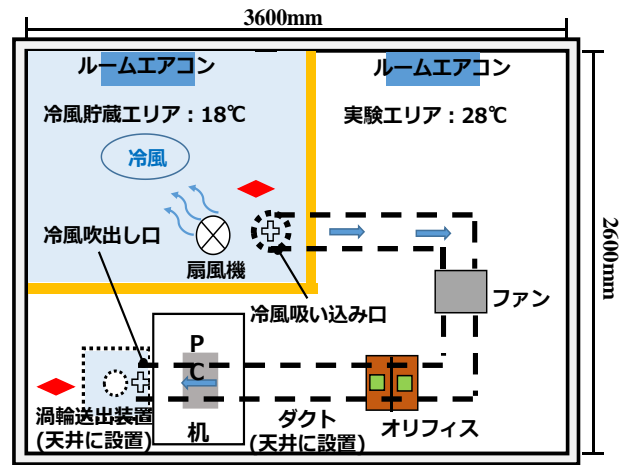


Fig.6 Laboratory plan

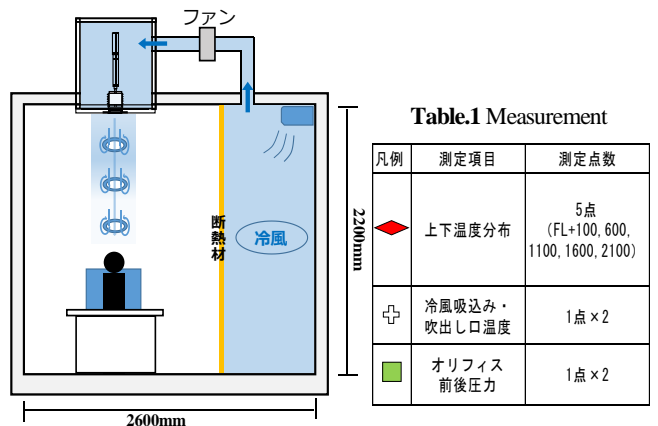


Fig.7 Laboratory section

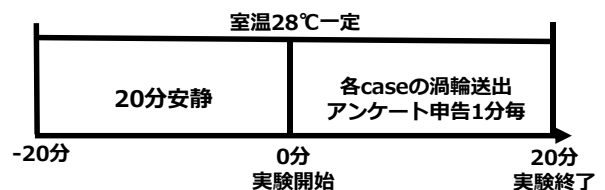


Fig.8 Experiment procedure

### 2.3 測定項目

実験室の環境測定以外に、次の測定等を行った。

#### 1) アンケート申告

被験者には温冷感を「-3.寒い」、「-2.涼しい」、「-1.やや涼しい」、「0.どちらでもない」、「1.やや暖かい」、「2.暖かい」、「3.暑い」の7段階、快適感を「-3.非常に不快」、「-2.不快」、「-1.やや不快」、「0.どちらでもない」、「1.やや快適」、「2.快適」、「3.非常に快適」の7段階で申告させた。また気流感の有無についても申告させる。気流感を感じた場合、気流の強さを「-2.弱い」、「-1.やや弱い」、「0.どちらでもない」、「1.やや強い」、「2.強い」5段階、気流の快適感を「-3.非常に不快」、「-2.不快」、「-1.やや不快」、「0.どちらでもない」、「1.やや快適」、「2.快適」、「3.非常に快適」の7段階で申告させた。

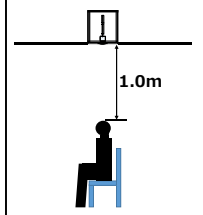
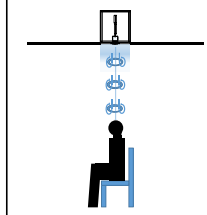
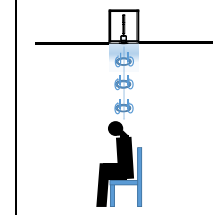
#### 2) 人体生理測定

皮膚温度は熱電対を用いて測定した。額、上腕、手、足、下腿、大腿、胴、喉元、首筋の計9点を測定し、部位ごとの皮膚温度の変化を確認した。

### 2.4 実験 case

実験 case は室温 28°C一定にし、渦輪を送出しない状態を基準 case1 (なし) とし、case2 (頭) では被験者の頭頂部に、case3 (首) では被験者の首筋に渦輪を送出する (Table.2)。また、渦輪送出装置から被験者までの距離は 1.0m に統一し、渦輪の送出間隔は 2 秒とした。

Table.2 Experiment case

case1 (なし)	case2 (頭)	case3 (首)
渦輪を送出しない場合	頭頂部に渦輪を当てる場合	首筋に渦輪を当てる場合
		

## 3. 実験結果

### 3.1 アンケート結果

#### (1) 温冷感・快適感申告

温冷感と快適感の関係について、渦輪を送出しない case1 (なし) では、終始暑い側の申告となっており、この時に不快側の申告となっている。一方で、渦輪を送出する case2 (頭)、case3 (首) では、時間がたつにつれて暑い側の申告が減少しており、それに伴って不快側の申告も減少している (Fig.9, Fig. 10)。このことから、渦輪を用いた空調は従来の空調よりも被験者を冷却する効果があると考えられる。

#### (2) 気流の強さ・快適感申告

気流の強さについて、case2 (頭) と case3 (首) とを比較すると、どちらの case も弱い側の申告となっているが、

case3 (首) の方が気流をより感じている傾向が見られる (Fig.11)。これは case2 (頭) では頭髪が抵抗となって気流を感じにくくなっているからではないかと考えられる。このことから、頭頂部より首筋の方が渦輪の気流をより感じるのではないかと考えられる。また、気流に対する快適感について、全体的にどちらの case も快適側の申告をされている傾向が見られた (Fig.12)。一般的に従来の空調による気流感は人に不快感を与えるが、渦輪を用いた空調による気流感は被験者に快適感を与えていた。

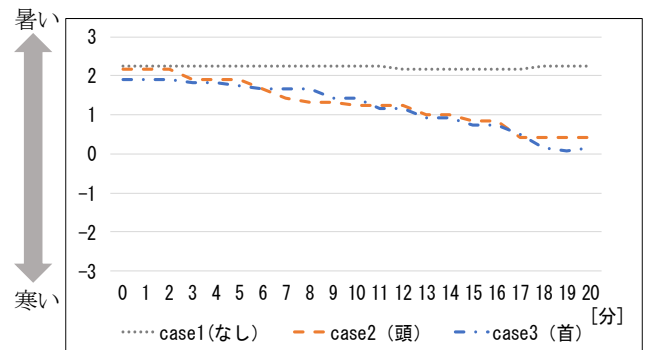


Fig.9 Declaration of thermal sensation

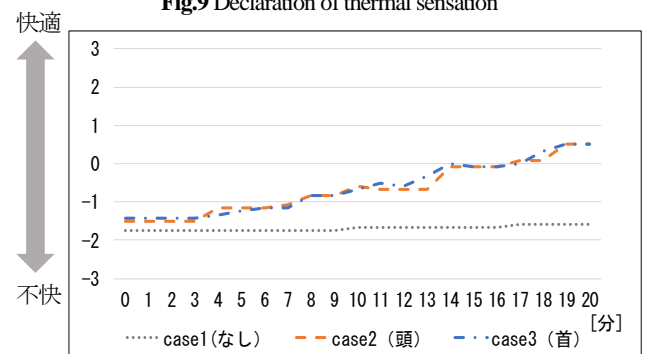


Fig.10 Declaration of thermal comfort

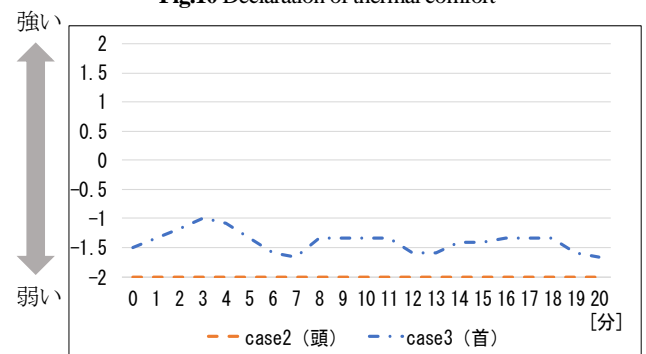


Fig.11 Declaration of airflow strength

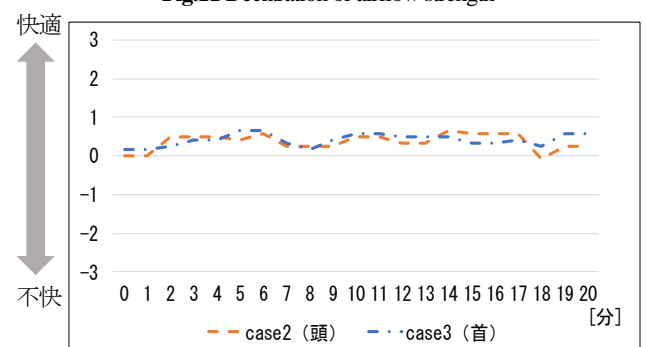


Fig.12 Declaration of comfort for airflow

### 3.2 被験者皮膚温度

#### (1) 額・首筋皮膚温度

額皮膚温度について、case2 (頭) のときの皮膚温度が case1 (なし) と比較して、最大で約 1°C 低くなっている (Fig.13)。首筋皮膚温度について、case3 (首) のときの温度が case1 (なし) と比較して約 1.5°C 低くなっている (Fig.14)。これは case2 (頭)、case3 (首) それぞれの場合において、渦輪が当たった身体の部位が冷却されているためであると考えられる。

#### (2) 首筋・手皮膚温度

手皮膚温度について、首筋が冷却された case3 (首) のときの皮膚温度が他の case と比較して低くなっている (Fig.15)。これは首筋の地肌に渦輪が当たり冷却されることで、身体から熱を逃がさないように AVA (動静脈吻合) <sup>注3)</sup> が収縮することで手の血流量が減り手の温度が下がったためではないかと考えられる。

### 4. まとめ

本報では周り吹出気流の乱れを改善し、風量を最適化させた渦輪が執務者の気流感、快適感に及ぼす影響を明らかにすることを目的として被験者実験を行った。まとめを以下に示す。

- ・ 渦輪を用いた空調は従来の空調よりも被験者を冷却する効果がある。
- ・ 従来の空調と比較して、渦輪を用いた空調の気流に対する快適感は向上している。
- ・ 頭頂部は頭髪が抵抗となって気流を感じにくくなっているため、首筋の方が渦輪の気流の強さをより感じている申告が得られた。
- ・ case2 (頭) では、額の温度が case1 (なし) と比較して約 1°C 低くなり、case3 (首) では、首筋の温度が case1 (なし) と比較して約 1.5°C 低くなった。
- ・ 渦輪が当たり首筋が冷却されると AVA が収縮し手の血流量が減ることで手の温度も下がってしまうのではないかと考えられる。

本研究では、渦輪気流に冷風を取り込ませるために周り吹出気流を併用している。しかし、周り吹出気流を併用することで、渦輪に対する気流感や快適感にどのような影響を与えるのか明らかにされていないため、今後周り吹出気流のみを送出する実験 case を増やして再度被験者実験をする必要がある。

#### 注 釈

- 必要風量算出式  

$$Q = 3600 \times q / (C_p \times \gamma \times \Delta t)$$
 $Q$ : 風量[m<sup>3</sup>/h]  $q$ : 熱負荷[W]  $C_p$ : 空気の比熱[J/kg・K]  
 $\gamma$ : 空気の密度[kg/m<sup>3</sup>]  $\Delta t$ : 吹き出し温度差[°C]
- 圧力差と風量の関係式  

$$Q = \alpha A \sqrt{2\Delta p / \rho}$$
 $Q$ : 風量[m<sup>3</sup>/s]  $\alpha$ : 流量係数[-]  $A$ : 開口面積[m<sup>2</sup>]  
 $\Delta p$ : 開口前後の圧力差[Pa]  $\rho$ : 空気の密度[kg/m<sup>3</sup>]

- 3) 収縮・拡張をすることで血流量を調節し体温調節を行う毛細血管よりも太い血管。快適な温度より暑いときは拡張して熱を逃がし、寒いときは収縮して熱を逃がさないようにしている。

#### 参考文献

- 1) 久保他: 居住域空調の温熱環境・省エネルギー性に関する研究(その1) 渦輪を送出する空調吹出の有効性の確認、日本建築学会大会 D-2、pp.913-914、2012年9月
- 2) 近本他: ヒューマンファクターを組み込んだ空調システム・制御システムの構築(その2) 渦輪を用いたパルス気流送出装置による吹出気流の特性検証実験、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.117-120、2016年9月
- 3) 近本他: ヒューマンファクターを組み込んだ空調システム・制御システムの構築(その8) 渦輪の送出条件・外乱条件を変化した場合の LES による気流解析、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.1017-1020、2018年9月

#### 謝 辞

実験を進めるにあたって、小畑光央氏(立命館大学研究員)ご助力いただきました。記して深く謝意を表します。

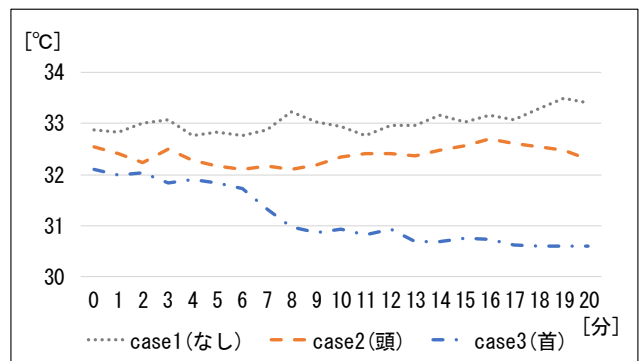


Fig.13 Forehead skin temperature

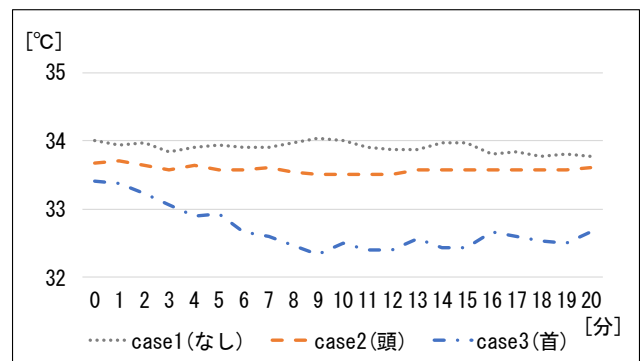


Fig.14 Neck skin temperature

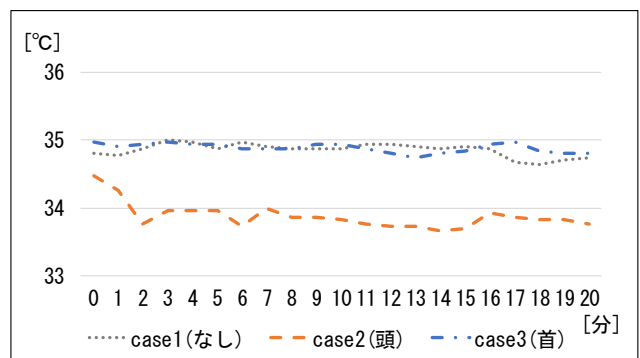


Fig.15 Hand skin temperature



## 美術館へのデシカント空調の適用に関する研究

### Study on Application of Desiccant Air Conditioning System in Art Museum

○高橋 直樹 (日建設計総合研究所)

杉原 義文 (日建設計総合研究所)

Naoki TAKAHASHI\*<sup>1</sup> Yoshibumi SUGIHARA\*<sup>1</sup>\*<sup>1</sup> NIKKEN SEKKEI Research Institute

In this research, we examined the effect of installing a desiccant air conditioning system in a museum. We created a simulation model of the air conditioning heat source system and examined the air conditioning processing load. And we conducted a comparative study on the energy performance of the whole air conditioning heat source system.

#### はじめに

デシカント空調システムは、湿度を適切に制御できるシステムとして、潜顕分離空調を目指すオフィスや病院などの導入事例が多いが、今後は高度な温湿度制御の必要な美術館や博物館への導入が増えると考えられる。デシカント空調は、従来の空調方式である冷却後に再熱する方式と比べるとエネルギー効率が低いといわれるが、一方で除湿ローター再生用の熱源が必要となるため、熱源設備を含めた空調熱源システム全体の検討が必要である。

本報では、常時、温湿度制御の必要な美術館にデシカント空調を導入する場合の効果を検討するために、空調熱源設備システムのシミュレーションモデルを作成し、空調処理負荷を検討した。また、空調熱源システム全体のエネルギー性能について、従来の空調方式との比較検討を行ったので、その結果について報告する。

スを設定した。

熱源方式は、通常的设计で想定される方式として電気とガスのベストミックス熱源、及びBCPに配慮した方式としてガスコージェネレーション（以下、CGS）の導入を設定した。デシカント空調方式の場合、CGSからの排熱は、再生用加熱源として有効利用するとともに、発電分は低圧の照明コンセント等への利用を想定した。排熱の有効利用量からCGS容量を設定することとし、小容量のマイクロCGSを選定した。熱源容量は、外調機による外気処理負荷及び二次側空調機による室内処理負荷の合計から想定した。なお各熱源方式は、想定した美術館において、熱源機械室、冷却塔置場、室外機置場、屋上への設置により、スペース上の問題がないことを確認した。

空調方式は、通常的设计で想定される外調機方式として給気温度制御と外気露点温度による冷却除湿・加湿制御、及びデシカント空調方式を設定した。

#### 1. 検討条件の設定

##### 1.1 空調条件の設定

大阪にある美術館の空調熱源設備を想定して、屋上に外調機を設置し、展示室及び収蔵庫用の二次側空調機に外気を送気するフローを想定した。外気量は、展示室と収蔵庫の人員密度と床面積から48,000 m<sup>3</sup>/hと想定した。

空調条件をTable.1に示す。また、夏期と冬期のピーク日における内部負荷と外気条件の時間履歴をFig.1とFig.2に示す。

空調運転時間は8~17時の運用で、週1日及び年末年始の休館があるものとし、年間運転日数は306日とした。運用時間以外は、熱源及び空調とも停止とし、年間運転時間は2,754h/年とした。

##### 1.2 熱源・空調システムの設定

Table.2に、検討する熱源方式と空調方式の組合せ検討ケースを示す。各方式2ケースの組合せとし、計4ケー

Table.1 Air conditioning condition

項目	条件	備考
外気温湿度 (大阪)	夏季 35.3°CDB、53.1%RH 冬季 2.2°CDB、48.8%RH	
空調方式	外調機+空調機	
外調機	吹出 温湿度 夏季(6~10月) 24°CDB、55%RH 中間期(4・5・11月) 23°CDB、55%RH 冬季(12~3月) 22°CDB、55%RH	屋外設置
	風量	※展示室 0.4人/m <sup>2</sup> 、収蔵庫0.05人/m <sup>2</sup> 、30m <sup>3</sup> /h・人として算出

2. LCEM ツールによるモデル化

検討ケースに応じた空調熱源設備システム全体のエネルギーシミュレーターをLCEM ツール(以下、LCEM モデル)で作成し、与えた負荷、運転、気象条件のもと年間のエネルギー量を算出することとした。

デシカントローターについては、S社製を参考として、定格点でLCEM モデルのデシカントローター単体について、特性をチューニングした。次にメーカーの特性曲線の再現計算を行い、全域にわたってエネルギー検討に必要な精度を有していることを確認した。

Fig.3 にLCEM モデルで再現したデシカントローターの特性曲線を示す。また、Fig.4 にLCEM モデルによるデシカント空調機の構築シートを示す。

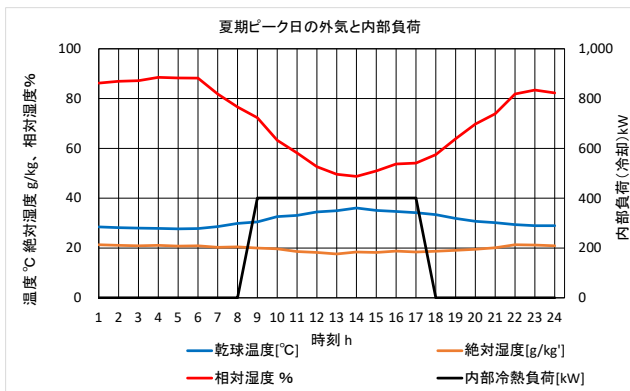


Fig.1 Internal load and outside air condition at summer peak day

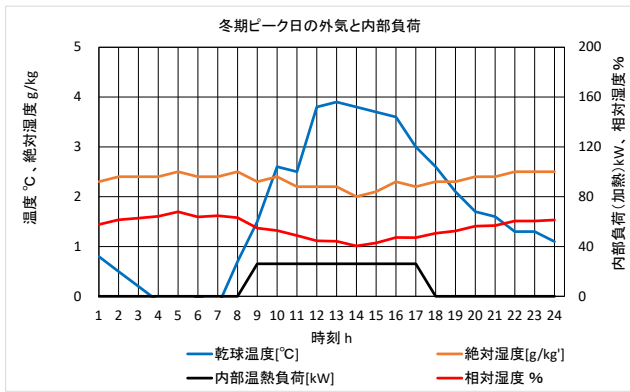


Fig.2 Internal load and outside air condition at winter peak day

Table.2 Study case by combination of heat source and air conditioning system

ケース	熱源方式	空調方式
A-1	【通常想定熱源方式】 ・ガス吸収式冷温水機 冷 633kW/暖 424kW ・空冷ヒートポンプチラー 冷 595kW/暖 512kW 冷 255kW/暖 219kW 各 1 台	【通常想定空調方式】 ・外調機 (除湿再熱制御) ※1  12,000 m <sup>3</sup> /h 冷 174kW/暖 357kW 計 4 台 ・室内側空調機
A-2	【通常想定熱源方式】 ・ガス吸収式冷温水機 冷 633kW/暖 424kW ・空冷ヒートポンプチラー 冷 510kW/暖 432kW 冷 340kW/暖 288kW 各 1 台	【デシカント空調方式】 ・デシカント外調機※2 12,000 m <sup>3</sup> /h 冷 118+47kW 暖 151+80kW 計 4 台 ・室内側空調機
B-1	【BCP 配慮熱源方式】 ・ガスコージェネ 35kW×3 台 ・ガス吸収式冷温水機 冷 633kW/暖 424kW ・空冷ヒートポンプチラー 冷 595kW/暖 512kW	【通常想定空調方式】 A-1 と同様
B-2	【BCP 配慮熱源方式】 ・ガスコージェネ 35kW×5 台 ・ガス吸収式冷温水機 冷 633kW/暖 424kW ・空冷ヒートポンプチラー 冷 510kW/暖 432kW	【デシカント空調方式】 A-2 と同様

※1 冷水+温水の2コイル  
 給気温度制御、外気露点温度による冷却除湿・加湿制御  
 気化式加湿、冷水温度：7→14℃、温水温度：45→38℃  
 ※2 デシカントローター方式  
 冷水温度：7→14℃、温水温度：50→43℃

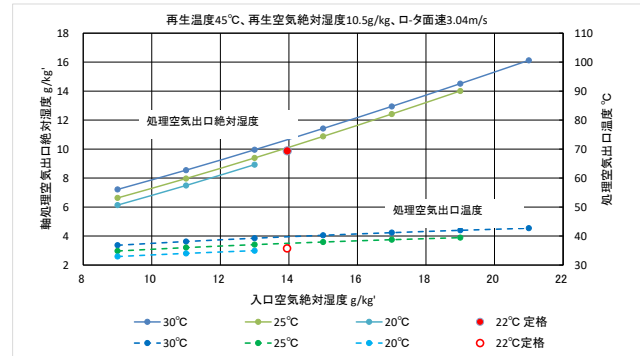


Fig.3 Characteristic curves of desiccant rotor reproduced with LCEM tool

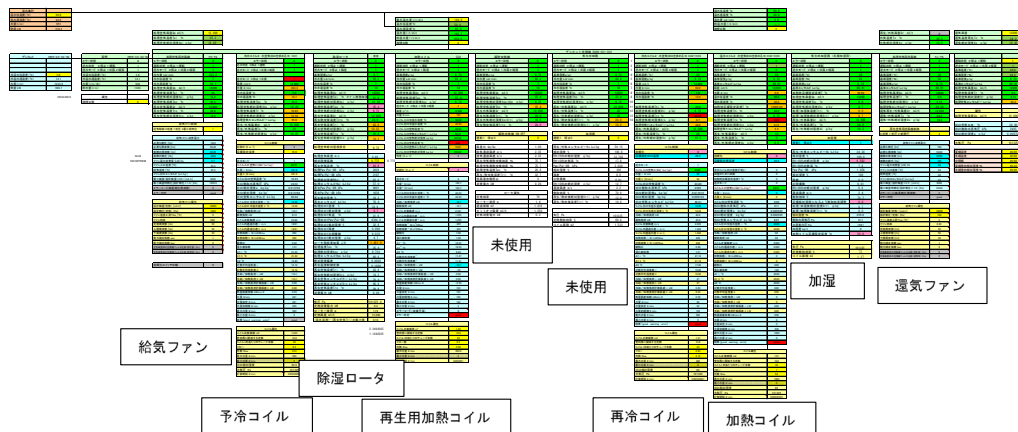


Fig.4 Construction sheet of desiccant air conditioner by LCEM tool

3. エネルギー性能の比較検討

3.1 空調システムの負荷比較

LCEM モデルを用いて、デシカント空調方式と通常の空調方式 (除湿再熱制御の外調機) における冷却及び加熱負荷を算出した。

計算は各月代表 1 日を 1 時間毎に計算し、各月の営業日に乗じて年間の負荷を求めた。

Fig.5 に空調方式別の年間負荷を示す。縦軸のプラス側が冷却、マイナス側が加熱を示す。冷却・加熱負荷の合計は、デシカント空調方式で 1,545MWh/年、通常の空調方式で 1,667MWh となり、年間では 通常の空調>デシカント空調 となった。期間別にみると、1~3 月は両方式とも加熱負荷のみのために同等、4~7・10・11 月は 通常の空調>デシカント空調、7~9 月は 通常の空調<デシカント空調 となった。

一般的に、通常の空調方式 (除湿再熱制御の外調機) に比べ、デシカント空調方式の負荷は大きくなるといわれる。しかし、本検討条件のように湿度制御が必要な空調が年間を通して必要な場合、中間期にはデシカント空調方式の負荷が小さくなるとともに、年間合計でもデシカント空調方式の負荷が小さくなること判明した。

Fig.6 と Fig.7 に各空調方式における中間期の動作例、Table.3 に中間期の外気条件における負荷例を示す。通常の空調方式の場合、中間期であっても所定の除湿再熱制御を行うために、デシカント空調方式と比べると処理負荷が増えるものと考えられる。

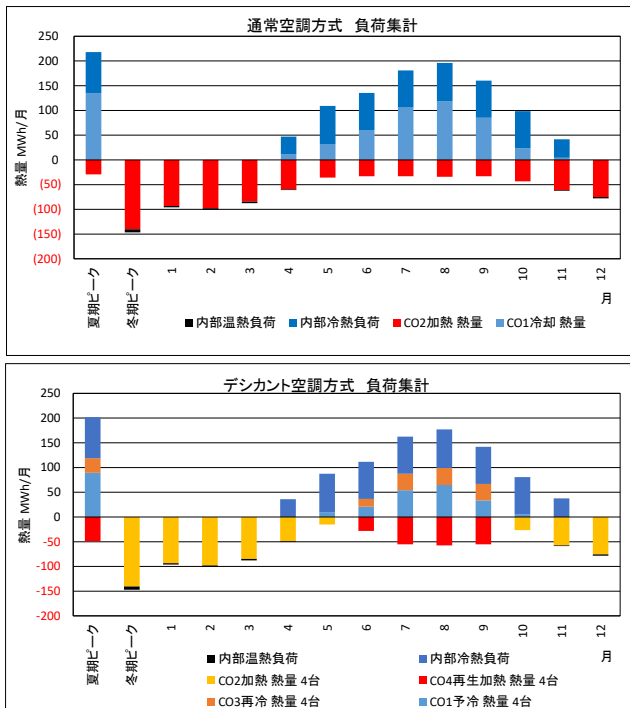


Fig.5 Annual load by air conditioning system

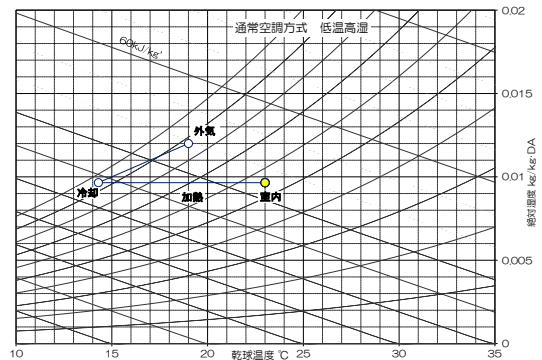
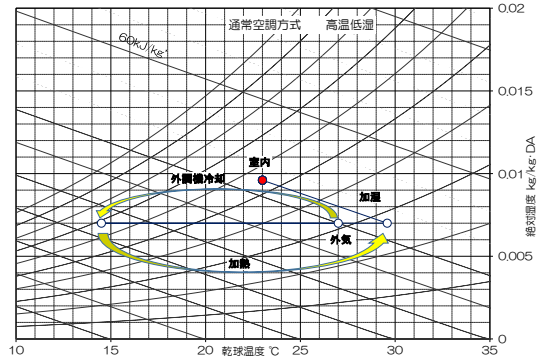


Fig.6 Example of operation in the intermediate period by the usual air conditioning system

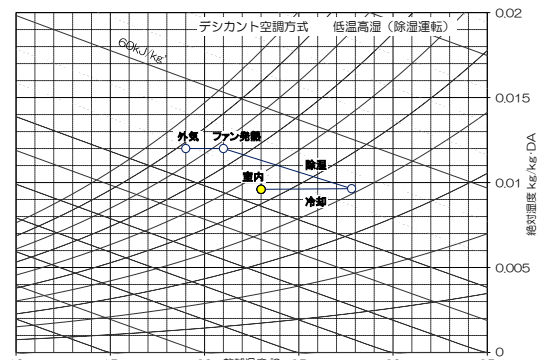
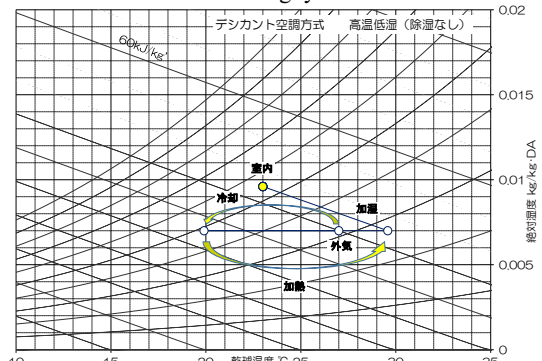


Fig.7 Example of operation in the intermediate period by the desiccant air conditioning system

Table.3 Example of load under outdoor air conditions in the intermediate period (kWh)

外気条件	通常空調方式			デシカント空調方式		
	冷熱	温熱	合計	冷熱	温熱	合計
27℃、 7g/kg'	203	241	444	116	155	271
19℃、 12g/kg'	139	172	311	164	79	243

3.2 空調熱源設備システムのエネルギー性能比較

LCEM モデルを用いて、熱源と空調の組合せ検討ケースにおけるエネルギー消費量を算出した。

計算は各月代表 1 日を 1 時間毎に計算し、各月の営業日に乗じて年間の負荷を求めた。

Table.4 に検討ケース別の一次エネルギー消費量と CO<sub>2</sub> 排出量、Fig.8 に検討ケース別の年間一次エネルギー消費量を示す。縦軸のマイナス側が発電分を示す。

基準とするケース A-1 (通常熱源+通常空調) と比べて、ケース B-1 (BCP 熱源+デシカント空調) は、一次エネルギー消費量で 15%、CO<sub>2</sub> 排出量で 13%の削減となった。

なお、CGS による発電量は、下記式にて加算した。

- ・一次エネルギー消費量  
 $= K_{E1} \times \{ (電力消費量) - (発電量) \} + K_{E2} \times (ガス消費量)$
- ・CO<sub>2</sub> 排出量  
 $= K_{C1} \times \{ (電力消費量) - (発電量) \} + K_{C2} \times (ガス消費量)$

4. まとめ

美術館の空調熱源システムについて、通常の熱源と BCP 熱源、通常の空調とデシカント空調の組み合わせによるエネルギー性能を検討した。

- ・夏期の処理負荷は デシカント空調機方式 > 通常の空調方式 であるが、年間の処理負荷は デシカント空調方式 < 通常の空調方式 となった。これは、通常の空調機の場合、中間期であっても所定の除湿再熱制御を行うために、処理負荷が増えるためである。
- ・通常の熱源と空調方式と比べて、BCP 熱源とデシカント空調方式は 15%省エネ、13%CO<sub>2</sub>の発生を削減できる結果となった。

Table.4 Primary energy consumption and CO<sub>2</sub> emissions by study case

ケース	一次エネルギー消費量		CO <sub>2</sub> 排出量	
	GJ/年	比率 %	t-CO <sub>2</sub> /年	比率 %
A-1	4,881	100	245	100
A-2	5,035	103	252	103
B-1	4,627	95	237	97
B-2	4,135	85	214	87

記号

- K<sub>E</sub> : 一次エネルギー消費量換算
- K<sub>E1</sub> : 電気 昼 9.97 MJ/kW 夜 9.28 MJ/kW
- K<sub>E2</sub> : ガス 45.0 MJ/N m<sup>3</sup>
- K<sub>C</sub> : 一次エネルギー消費量換算
- K<sub>C1</sub> : 電気 0.493 kg-CO<sub>2</sub>/kWh
- K<sub>C2</sub> : ガス 0.0509 t-CO<sub>2</sub>/GJ (但し、0.045GJ/N m<sup>3</sup> (高位発熱))

謝辞

本研究は、一般財団法人大阪建築技術協会から委託された調査研究の成果の一部です。同協会の車谷正好常務理事、平田稔企画調整課長、岩崎貢二整備保全課長代理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。

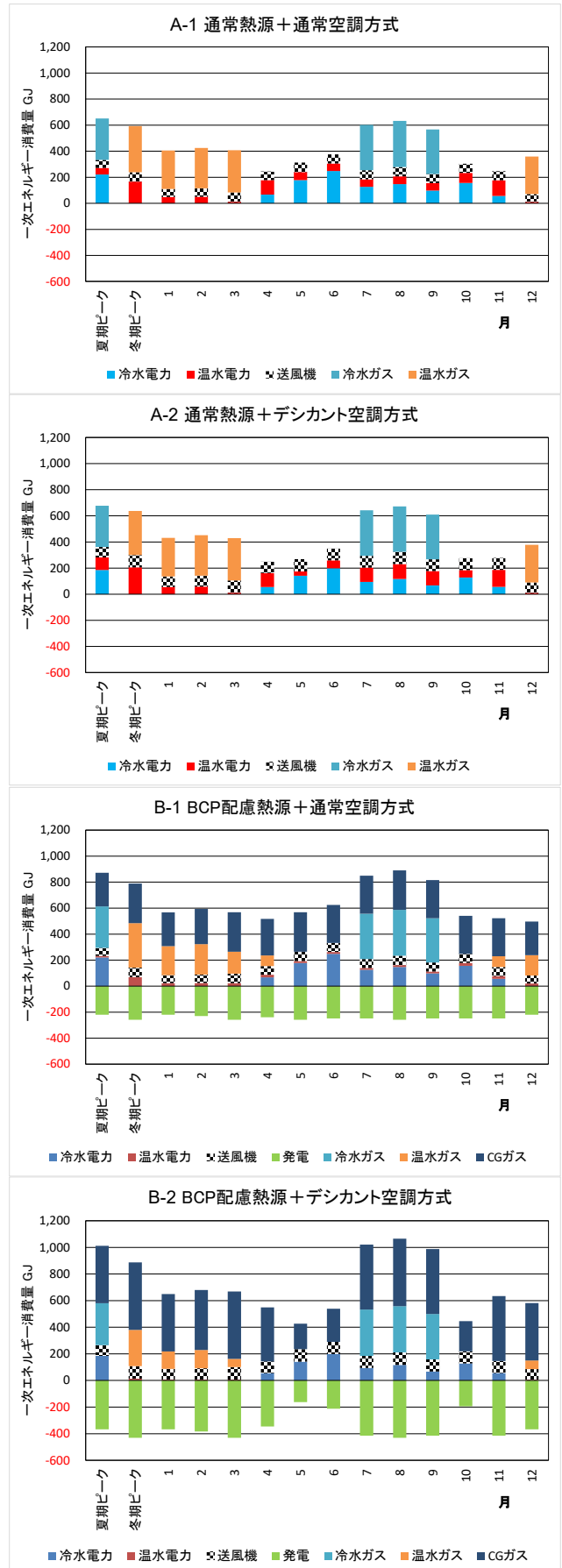


Fig.8 Annual primary energy consumption by study case



## 業務部門における空気調和関連設備ストックのモデリング

### Stock modeling of HVAC systems in Japanese commercial building

○秋沢 琴音(大阪大学) 山口 容平(大阪大学) 北村 拓也(大阪大学) 金 範俊(大阪大学)

池田 耕介(大阪大学) 陳 何苗(大阪大学) 下田 吉之(大阪大学)

Kotone AKIZAWA\*<sup>1</sup> Yohei YAMAGUCHI\*<sup>1</sup> Takuya KITAMURA\*<sup>1</sup> Bumjoon KIM\*<sup>1</sup>

Kosuke IKEDA\*<sup>1</sup> Hemiao CHEN\*<sup>1</sup> Yoshiyuki SHIMODA\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka University

This study estimated the present and future share of heating, ventilation, and air-conditioning (HVAC) system usage and energy savings measures in Japanese commercial building stock, which is greatly related to the building energy consumption. In this study, we developed a model to estimate the stock of HVAC system and energy savings measures using logistic regression with the assumption that the adoption of such systems is determined by its usage, completion year, scale and location. The estimated stock would contribute to estimate energy demand in consideration of HVAC systems and energy savings measures.

#### はじめに

我が国は 2030 年度までの温室効果ガス排出削減目標を定めており、業務部門の目標は 2013 年度比約 4 割とされている<sup>1)</sup>。目標達成のために建築省エネルギー法の施行など様々な対応が取られているが、温室効果ガス排出量の変化は建築仕様や設備ストック、設備の運用の変化によりもたらされるものである。その中でも、空調関連設備である熱源・空調システムのストックや省エネルギー手法採用状況の変化は、業務部門全体のエネルギー消費及び温室効果ガス排出量の削減に大きな影響を持つ。またそれらの採用は多数の要因によって大きく異なり、経年的な変化も存在する。したがって長期的な温室効果ガス排出量の削減可能性評価においては、採用される設備の多様性や経年的なストック内の変化を考慮して設備ストックを推計し、設備ストックの変化がエネルギー消費や温室効果ガス排出量に及ぼす影響を定量化することが重要である。

このような背景から、本研究では業務施設において熱源・空調システムストックや省エネルギー手法採用状況とその将来にわたる変化を推計するモデルを開発することを目的とする。

#### 1. 分析方法

Yamaguchi<sup>2)</sup>らは、竣工年・規模・立地地域といった説明変数をもとに各種熱源システムが採用される確率を推計する回帰モデルを作成し、作成した回帰モデルを業務施設ストックに適用することで日本全国の業務施設における熱源システムストックを推計する方法論を確立した。本研究ではその方法論をもとに、日本全国の業務施設に

おける熱源・空調システムストックや省エネルギー手法採用状況とその将来にわたる変化を推計した。以下では、まずサンプルデータ内の設備採用状況から設備区分を決定した。次にロジスティック回帰を用いて多数の要因が設備採用に及ぼす影響を明らかにし、回帰結果を業務施設ストックに適用することで設備採用比率を推計した。

#### 1.1 設備区分の決定

##### (1) 熱源・空調システム区分

業務施設で採用される熱源・空調システムは個別方式と中央方式に大きく区分されており、その中でも熱源システムに関しては熱源機器で使用される燃料種別の区分、蓄熱採用の有無の区分などの選択肢があり、空調システムに関しては運転制御や熱輸送、外気取り入れの方法などの違いにより複数の選択肢が存在する。本研究では、Table.1、Table.2のように熱源・空調システムの区分を定義した。熱源システムについては個別方式で3つ、中央方式で5つに区分し、そのうちの3区分については蓄熱システムの有無も区分した。空調システムについては個別方式で1つ、中央方式で6つに区分した。

Table.1 Category of heat source systems

Decentralized or Centralized system	Category	Heat Source
Decentralized	Ele-VRF	Electric heat pump
	Gas-VRF	Gas heat pump
	E&G-VRF	Electric and Gas heat pump
Centralized	Gas-AbCH	Absorption chiller and heater
	AirS-HP	Air-source heat pump
	E-C&G-B	Turbo chiller + Gas boiler
	Gas-AbCB	Absorption chiller + Gas boiler
	Comb-EG	Ele-VRF+ Gas-AbCH
	Ele-VRFS	Ele-VRF + storage
	AirS-HPS	AirS-HP + storage
	WaterS-CS	Comb-EG + storage

**Table.2** Category of air conditioning systems

Decentralized or Centralized system	Category	Heating and cooling
Decentralized	MUL	Package unit system or multi air conditioning system
Centralized	CAV	Air handling unit (AHU) + constant air volume (CAV) control
	VAV	AHU + variable air volume (VAV) control
	FCU	Fan coil unit (FCU)
	CAV+FCU	CAV(interior zone) + FCU(perimeter zone)
	VAV+FCU	VAV(interior zone) + FCU(perimeter zone)
	OHU+FCU	Outdoor air handling unit (OHU) + FCU

(2) 省エネルギー手法区分

省エネルギー手法は各建物において単体で用いられるだけではなく組み合わせで採用されることから、その組み合わせ数は多岐に渡る。本研究では建築設備情報年鑑・竣工設備データ(ELPAC データ<sup>3)</sup>)に収録されている各建物の省エネルギー手法の情報をもとに、空調に関する省エネルギー手法組み合わせをいくつかに区分した。

具体的には、ELPAC データ内の各建物に採用されている省エネルギー手法同士に対して支持度(support)、確信度(confidence)、リフト値(lift)の3つの評価指標を算出し、これらの値をもとに相関ルールの検出を行う「アプリアリ(apriori)アルゴリズム<sup>4)</sup>」と呼ばれる手法を用いて、省エネルギー手法の区分を決定した。(1)式~(3)式に3つの評価指標の算出式を示す。Mはデータの個数、X・Yはデータベース内のアイテム集合、σ(X)はアイテム集合Xを含むデータ数である。

$$support(X \Rightarrow Y) = \frac{\sigma(X \cup Y)}{M} \quad (1)$$

$$confidence(X \Rightarrow Y) = \frac{\sigma(X \cup Y)}{\sigma(X)}$$

$$= \frac{support(X \Rightarrow Y)}{support(X)} \quad (2)$$

$$lift(X \Rightarrow Y) = \frac{confidence(X \Rightarrow Y)}{support(X \Rightarrow Y)} \quad (3)$$

1.2 回帰分析手法

設備採用は施設の規模や熱需要、初期費用を決定づける工事費や設備価格、運用費用を決定づける燃料種別の料金体系とそのアクセス可能性などを考慮して判断され、これらの条件は経年的に変化することから、建物の用途・竣工年・規模・立地地域などが設備採用を決定づける因子であると考えられる。本研究では、サンプルデータを対象に事務所・宿泊施設・医療施設・商業施設の4つの建物用途において竣工年・規模・立地地域といった複数の説明変数をもとに、各種熱源・空調システム、省

エネルギー手法が採用される確率を推計するロジスティック回帰モデルを開発した。熱源システムに関しては、まず(4)式を用いる二項ロジスティック回帰により個別方式と中央方式の区分を判定し、次に(5)式を用いる多項ロジスティック回帰により個別方式・中央方式それぞれにおいて各種熱源システムを判定した。最後に(4)式を用いる二項ロジスティック回帰により蓄熱システムの有無を判定した。空調システムに関しては、(4)式を用いる二項ロジスティック回帰によりそれぞれの空調システムを判定し、省エネルギー手法に関しては(5)式を用いる多項ロジスティック回帰により省エネルギー手法区分を判定した。nは1~nのサンプル、x<sub>n</sub>は各サンプルの説明変数、p、p<sub>k</sub>は設備仕様の採用確率、p<sub>ref</sub>は基準とする設備仕様の採用確率を表す。β<sub>k</sub>、β<sub>k,n</sub>は各因子の回帰係数である。

$$\log \frac{p}{1-p} = \beta_0 + \sum_{n=1}^N \beta_n x_n \quad (4)$$

$$\log \frac{p_k}{p_{ref}} = \beta_{k,0} + \sum_{n=1}^N \beta_{k,n} x_n \quad (5)$$

説明変数は、Table.3 に示す項目を考慮した。竣工年については技術の進歩や社会情勢の変化による設備採用への影響を想定して10年ごとの4区分を考慮し、立地地域については気象条件や都市ガスへのアクセス可能性の違いによる設備採用への影響を想定し暖房デグリーデー・人口密度を考慮した。延床面積については中央方式・個別方式の選択が建物の規模に依存すると想定し説明変数として考慮した。省エネルギー手法については、各建物の空調システムの種類によって採用される手法が異なると想定し、Table.2 の空調システムの種類も説明変数として考慮した。

また、ロジスティック回帰モデルの適合度の検定には Hosmer-Lemeshow test<sup>5)</sup>を用いた。

**Table.3** Predictor variables of logistic regression

Predictor variable	Predictor variable
Year of completion	1984-1989
	1990-1999
	2000-2009
	2010-2017
	Log <sub>10</sub> of building total floor area
	Heating degree days[100DD]
	Population density[1000 person/km <sup>2</sup> ]

1.3 回帰分析に用いたデータソース

各建物の設備・延床面積・立地地域の情報は、熱源・空調システムの回帰分析においては竣工設備データ(A&S データ<sup>6)</sup>、省エネルギー手法の回帰分析においてはELPAC データより収集した。

暖房デグリーデーについては、A&S データ及びELPAC データから得られた各建物の都道府県レベルの立地地域と地上気象観測1分値データサンプル<sup>7)</sup>に収録

されている観測地域別の1分ごとの気温を対応させることで暖房デグリーデーを算出した。また人口密度については同じ都道府県においても人口密度の分布が大きくばらついていることから、市町村レベルの数値と都道府県レベルの数値は大きく異なる場合が多い。そのため、各建物の市町村レベルの立地地域と平成27年国勢調査人口速報集計<sup>8)</sup>に収録されている市町村別人口密度と対応させることで人口密度を決定した。

#### 1.4 採用比率推計手法

GIS建物データ<sup>9)</sup>や平成25年度法人土地・建物基本調査<sup>10)</sup>といった日本全国の業務施設の立地地域・用途・延床面積・竣工年が収録されているストックデータベースに立地地域ごとの暖房デグリーデーと人口密度を対応させ、それらと回帰分析により得られた回帰係数をもとに、空調関連設備の採用比率を立地地域別・4つの建物用途別・Table.4に示す規模区分別に推計した。

また2030年における推計では、平成25年度法人土地・建物基本調査に収録されている2012年の総建物数が2030年までも毎年同様に建てられ、かつ20年おきに設備更新があると想定して2030年における日本全国の業務施設の用途・延床面積・竣工年・立地地域の暖房デグリーデー・人口密度を格納したストックデータベースを推計した。回帰係数については、2010年代の熱源・空調システムの採用傾向が以降も続く想定し、2020年代・2030年代における竣工年の回帰係数は2010年代と同じ値を用いて、2030年における採用比率を推計した。

Table.4 The category of building size

Category	Total floor area	Category	Total floor area
CL1/2	~500m <sup>2</sup>	CL6	5000~10000m <sup>2</sup>
CL3	500~1000m <sup>2</sup>	CL7	10000~20000m <sup>2</sup>
CL4	1000~2000m <sup>2</sup>	CL8	20000~50000m <sup>2</sup>
CL5	2000~5000m <sup>2</sup>	CL9	50000m <sup>2</sup> ~

#### 2. 回帰分析結果

事務所における中央式熱源システムの二項ロジスティック回帰により得られた回帰係数と、A&Sデータ内の各建物の延床面積・人口密度・暖房デグリーデー・竣工年を回帰式に適用することで、A&Sデータ内の建物の中央方式の採用確率を推計した結果をFig.1に示す。横軸は延床面積の常用対数、縦軸は中央式熱源システムの採用確率であり、青の点は竣工年代別の推計値を、黒の点はデータ全体を延床面積で10区分したときの実態値を示している。

Fig.1より、延床面積の増加に伴い中央式熱源の採用が増加する傾向が見られた。竣工年については、竣工年が新しくなるにつれて中央式熱源の採用が減少し個別式熱源の採用が増加する傾向が見られた。

また、Hosmer-Lemeshow testの手法を用いて回帰モデ

ルの検定を行った結果、熱源・空調システム、省エネルギー手法いずれにおいても適合性が良いモデルが得られたことが分かった。

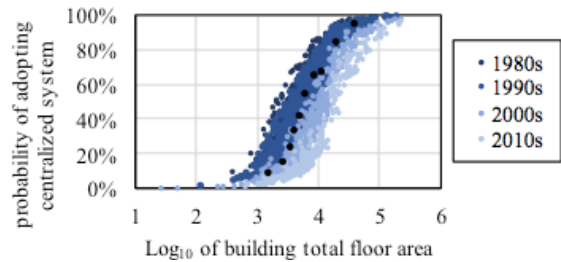


Fig.1 Estimated and observed probability of adopting centralized systems in office buildings

#### 3. 採用比率推計結果

##### 3.1 熱源システムの採用比率

北海道・東京・沖縄の事務所における2017年・2030年での熱源システムの採用比率推計結果をFig.2に示す。Fig.2より、規模別に比較すると規模が大きくなるにつれて個別方式の採用は減少し、中央方式の採用が増加している。立地地域別に比較すると、寒冷地ではGas-VRFやE-C&G-B、Gas-AbCBといったガス駆動の熱源システムの採用が多くなると推計された。2017年と2030年で比較すると、個別方式や電気熱源、複合熱源の採用が大きく増加しガス熱源や蓄熱システムが大きく減少すると推計された。

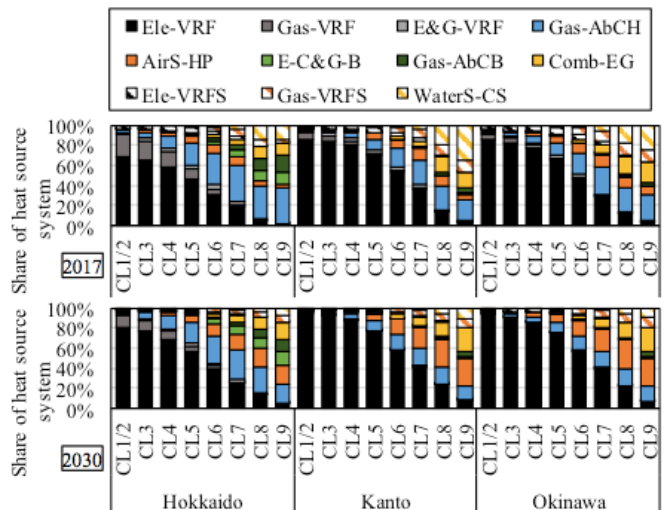


Fig.2 Estimated share of heat source systems in office building stock

##### 3.2 空調システムの採用比率

事務所における2017年・2030年での空調システムの採用比率推計結果をFig.3に示す。Fig.3より、2017年と2030年で比較すると、個別空調方式や変風量方式を採用したAHU方式の採用が増加し、外調機を使用したFCU

方式の採用が減少すると推計された。また、熱源システム採用率の経年変化と比較すると空調システム採用率の経年変化の割合は小さいと推計された。

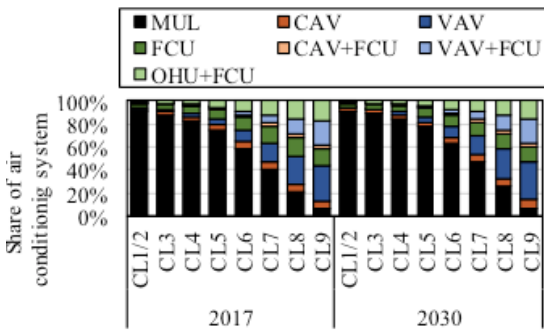


Fig.3 Estimated share of air conditioning systems in office building stock

3.3 省エネルギー手法採用比率

以下の Fig.4 に、1.2 の手法より決定した空調に関する省エネルギー手法区分の、4 つの建物用途における 2017 年での採用比率推計結果を示す。

Fig.4 より、規模別に比較すると規模が大きくなるにつれて採用なしの割合が減少すると推計された。建物用途別に比較すると事務所や医療施設で全熱交換器の採用が多く、大規模事務所や宿泊施設ではおよそ 9 割もの建物で省エネルギー手法が採用され、いくつかの手法の組み合わせでの採用が増加すると推計された。

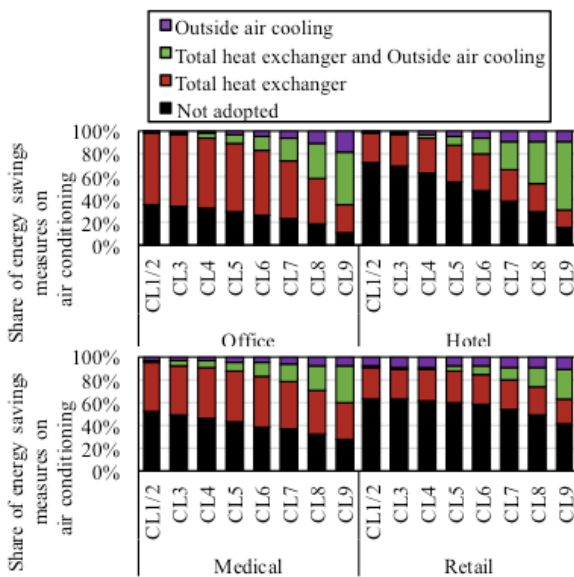


Fig.4 Estimated share of energy savings measures on air conditioning in commercial building stock

4. まとめ

本研究では、業務施設において熱源・空調システムストックや省エネルギー手法ストックを経年的に推計するモデルを開発した。ストック内では設備採用の傾向が建

物用途や規模により大きく異なっており、省エネルギー手法については建物の規模が大きくなるにつれて採用が増加する傾向が見られた。空調関連設備については経年的に個別化や電化が進み、ガス熱源や蓄熱システムの採用が減少する傾向が見られた。電化が普及することで、エネルギー需要及び温室効果ガス排出量は削減されるが、時刻別電力需要のピーク値は増加することが懸念される。このような設備ストックの変化がエネルギー消費や温室効果ガス排出量に及ぼす影響を定量化することで、長期的な温室効果ガス排出量削減可能性について評価することができると思われる。

なお、本研究では ELPAC データを対象として空調に関する省エネルギー手法組み合わせをいくつかに区分し採用比率を推計したが、採用数が少ない手法や手法同士の相関が小さいと判断された組み合わせは考慮せず区分を決定しているため、実際の省エネルギー手法採用実態と比較すると推計結果は全体的に過小推計になると考えられる。また採用比率推計結果より、大規模業務施設であっても省エネルギー手法が採用されていない割合が大きいため、ELPAC データの省エネルギー手法採用項目に関する調査が正確でない可能性も考えられる。

参考文献

- 1) 環境省：地球温暖化対策計画(平成 28 年 5 月 13 日閣議決定)
- 2) Y.Yamaguchi, Y. Miyachi, Y. Shimoda :Stock modeling of HVAC systems in Japanese commercial building sector using logistic regression,Energy and Buildings,152(2017),pp.458-471
- 3) 一般社団法人建築設備技術者協会：竣工設備データ集 (ELPAC)
- 4) 金明哲：R によるデータサイエンス, 森北出版 (2017),pp.276-287
- 5) 内田治:ロジスティック回帰分析におけるモデルの適合度指標に関する考察と提案,東京情報大学研究論集,Vol8(2004),pp.9-14
- 6) 空気調和・衛生工学会：竣工設備調査用紙一覧(1984～2016 年版)
- 7) (財)気象業務支援センター：2013 年地上気象観測 1 分値データ (気象庁提供) (2013)
- 8) 総務省統計局：平成 27 年国勢調査人口速報集計(2015)
- 9) ESRI ジャパン：ArcGIS データコレクション 詳細地図 2014(2014)
- 10) 国土交通省：平成 25 年度法人土地・建物基本調査



# クールウォームソファを用いたタスク・アンビエント空調に関する研究 クールウォームソファの概要と冷房時の実測結果 及びサーマルマネキン・被験者実測結果 Study on Task Ambient Air Conditioning System Using “Cool Warm Sofa”

○井上 大嗣 (日建設計)

Daishi INOUE\*<sup>1</sup>

In this study, the authors investigated the task ambient air conditioning system using “Cool Warm Sofa”. “Cool Warm Sofa” is installed in the lobby space for guests who come from outside, and it exudes conditioning air from the surface of seat. This paper reports the outline of “Cool Warm Sofa” and the result of a measurement and performance evaluation at the time of cooling by “Cool Warm Sofa”.

## はじめに

近年、個人レベルで快適感を得られ、居住者好みの温冷感に対応できるシステムとしてタスク・アンビエント空調システムが注目されている。タスク・アンビエント空調の国内需要としては、作業時間の長いオフィス空間や、着座時間の長い劇場空間での研究論文や空調システムが数多く報告されているが、小規模店舗等の様に執務者と来客者が混在する空間での報告例は少ない。

特に小規模店舗空間では、屋外の暑熱環境下で体温が上昇した状態で入室する来客者と、空調空間内に在室する執務者が同一空間に混在することとなり、在来の空調システムでは双方の快適性を満足する温熱環境を実現することは難しい。

加えて近年ではクールビズが推進され、多くの企業で導入されている。しかし小規模店舗空間では前述の通り来客者は屋外から建物内に入ってくることであり、クールビズの空間は快適であるとは言い難い。

今回測定対象の建物では、異なる温熱生理状態である執務者と来客者の双方にとって「心地良いクールビズ空間」を目指し、ロビー空間内に気流やクールスポット等

の複数の温熱環境を用意して、来客者が好みの環境を選択可能な環境選択可能型のタスク・アンビエント空調を提案した。

本研究では、ロビー空間内のクールスポットを作る家具組み込み空調(クールウォームソファ)が室内環境・人体温冷感にどう影響するかを明確にすることを目的とする。

本報では、本システムの概要と夏期に実測したソファ廻りの気流・温熱環境の測定結果、サーマルマネキン・被験者実測結果について報告する。

## 1. 測定対象空間の概要

図1にクールウォームソファの設置対象空間を示す。営業室、ロビー空間が一体となった空間であり、アンビエント空調域とタスク空調域に分かれている。アンビエント空調域は28℃のクールビズ空間としており、来客者が滞在する窓まわりに空調風の染み出すクールウォームソファを設置してスポット的に空調を行っている。

ロビー空間内には、クールウォームソファとは別に一般のソファも設置しており、来客者がそれぞれの好みで選択が可能となっている。

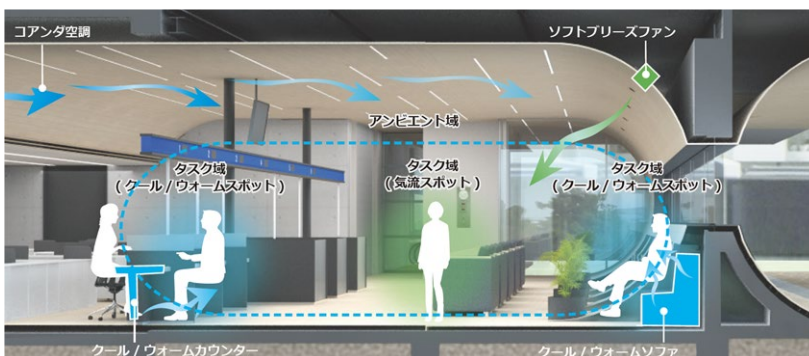


図1 測定対象空間(環境選択式タスクアンビエント空調システムイメージ)

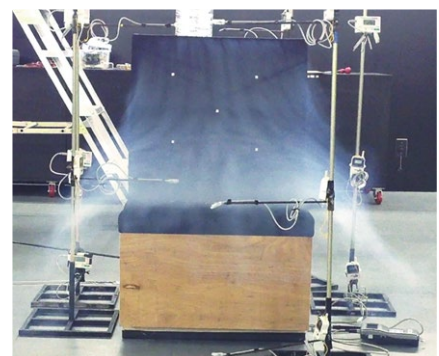


図2 クール/ウォームソファ(気流可視化試験)

B-1

2. クールウォームソファ概要

図2にクールウォームソファの外観を示す。クールウォームソファは座面・背面からの吹き出し気流により、人が座っている時に空調送風(冷房・暖房)を当てる仕組みとなっている。そのため、人体近傍を局部的に空調することが可能であり、効率的に快適な局所環境をつくる事が出来る。ソファは3人掛けであり、風量調整はダイヤルにて任意に調整が可能で最大風量は1基で320m<sup>3</sup>/hとなる。吹き出し温度は22℃固定である。

図3にクールウォームソファ概念図を示す。ソファに空調ダクトを接続し、座面・背面から空調風が染み出す仕組みとなっている。ソファのクッション材はポリエステルを網状に接触結合させたスプリング構造を持ち、クッション性・形状安定性に優れている。通気性が非常に高いため、座面・背面から均等に空調風を吹出すことが可能である。ソファへの給気はパッケージ空調機により行い、給気温度は給気温度調整ファンで室内空気を混合することで一定となるよう制御している。給気温度は人体に直接当たることを考慮して22℃設定としている。

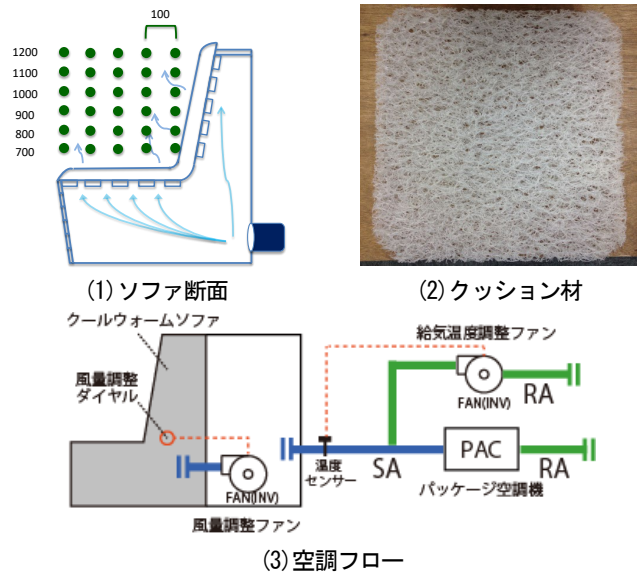


図3 クールウォームソファ概念図

表1 実測概要

室内温度	27.0℃
測定項目	温湿度、放射温度、風速、熱画像
ソファ吹出温度	22℃
ソファ吹出風量	320m <sup>3</sup> /h

3. 気流・温熱環境実測の概要

表1に実測概要を示す。図3(1)に示す位置でソファ廻りの詳細気流測定を行い、図4に示す断面の各ポイントで温湿度、風速、放射温度の測定を行った。本報では、上下温度分布測定結果、放射温度測定結果、ソファ周り気流分布測定結果、熱画像撮影結果について報告する。

3-1. 上下温度分布測定結果

図5に上下温度分布の測定結果を示す。クールウォームソファを設置したEポイントはFL+600で2~3℃他のポイントより温度が低いことが確認できる。FL+1100以上のポイントでは、各ポイントともほぼ同様な上下温度分布となっており、クールウォームソファが着座する人の周囲空間に対して局所的な冷却効果があることが確認できる。

3-2. 平均放射温度測定結果

図6にFL+1100のレベルでのA~E点における平均放射温度測定結果を示す。Eポイントは外壁・ガラス面に近い位置であるにもかかわらず、他のポイントより低い傾向にあり、クールウォームソファによる冷却効果が確認できる。日射の影響が少なくなる夕方16:00以降では0.3~1.0℃程度他より低くなる。

3. ソファ周り風速分布測定結果、熱画像撮影結果

図7-1)にソファ周りの風速分布測定結果を示す。座面・背面部分では0.05~0.12m/s程度でほぼ均等な風速となっており、座面に沿って前面に空調空気が吹出されているのが確認できる。図7-2)に熱画像測定の結果を示す。ソファ表面は22.7℃で均一であり、人体の臀部から背面が冷却されているのが確認できる。

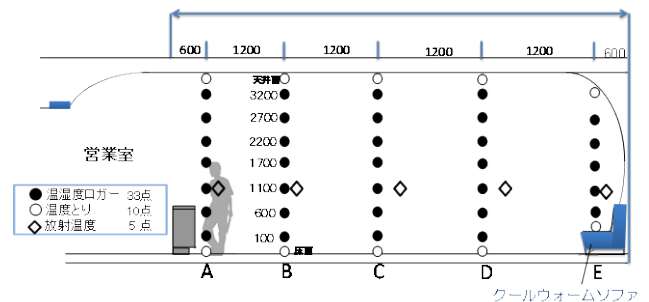


図4 断面測定箇所

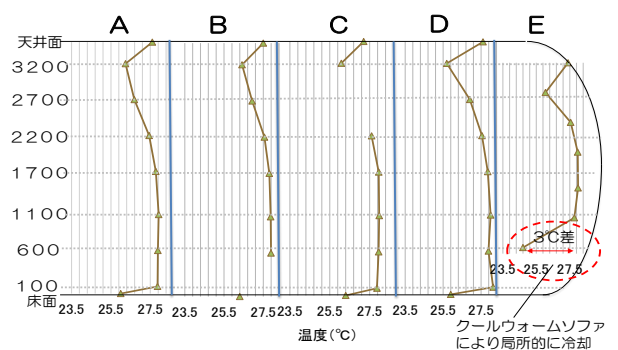


図5 上下温度分布

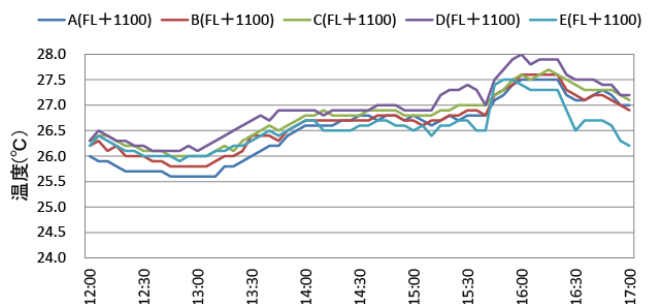
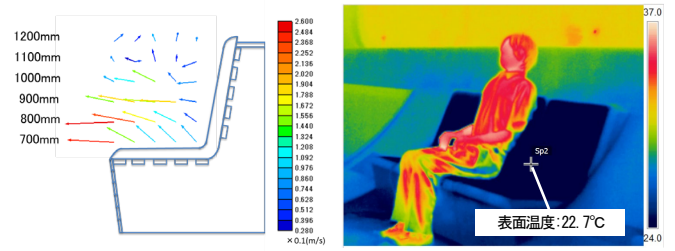


図6 平均放射温度測定結果

B-1

4. サーマルマネキン・被験者実測の概要

表2に実測概要を示す。実測は2014年8月27日から8月28日の2日間で行った。ソファの性能評価方法としてサーマルマネキンを用いた実測及び被験者実験を行った。サーマルマネキンを用いてソファ使用時の皮膚表面温度及び冷却効果を計測し、被験者実験で衣服内温度及びアンケート調査を行い、温冷感、快適感、受容度、ソファの印象等を調査した。



1) 風速分布 2) 表面温度分布  
 図7 ソファ風速分布、表面温度分布

5. サーマルマネキン実測

座面、背面からの吹き出しにより、人体近傍を局部的に空調することが可能である。1台当たりの最大風量は320 m³/hであり、調整ダイヤルによって無段階で風量調整できる。本研究では、表2の実験項目の通り風量を設定し実測を行った。

表2 実測概要

実験条件				
外気温度	24.6°C	相対湿度	79.4%RH	
室内温度	27.0°C	室内湿度	70%RH	
着衣量	0.5clo			
実験項目				
	給気	給気風量(m³/h)	給気温度(°C)	面風速(m/s)
実験1	給気無し	0		
実験2	風量中	160	21.8	0.02
実験3	風量大	320	22.4	0.05

5.1 サーマルマネキン皮膚表面温度

図8に実験項目別のサーマルマネキン皮膚表面温度を示す。ソファの風量を3段階に分けて実測を行った。大腿部の裏や背中のようにソファに接している部位は、風量無の場合に比べ、風量中・風量大の場合が、皮膚表面温度の低下が確認された。ソファに接していない腕の部位も他の部位に比べて皮膚表面温度が低いという結果が得られた。これは、接していなくても気流による影響を受けているためと考えられる。

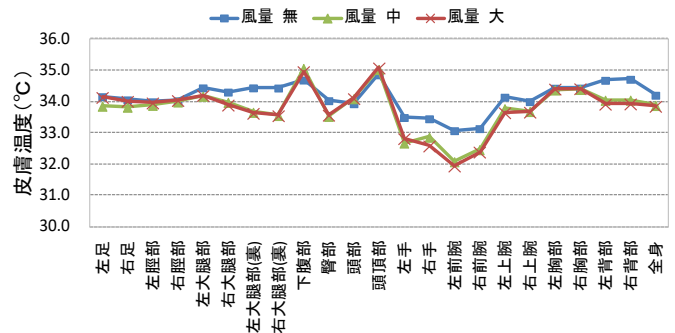


図8 皮膚表面温度

5.2 等価温度によるクールウォームソファの冷却効果

図9、10にソファ冷却効果を示す。等価温度の算出はマネキン裸体時と着衣時の熱損失から着衣熱抵抗を算出し、それと実測時の値を用いて等価温度を算出した。ソファの冷却効果が得られた部位は大腿部の裏や左右背部の部位であった。これは、ソファから吹き出る気流が当たる部位が冷やされていると考えられる。

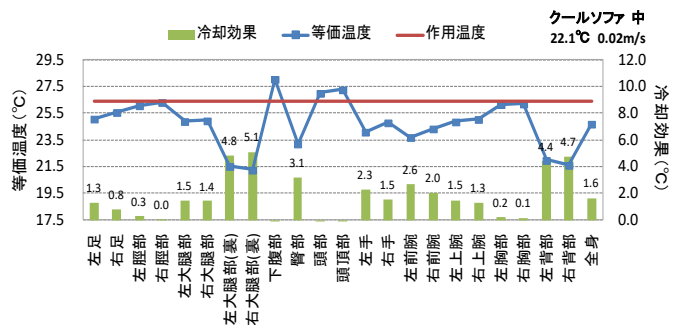


図9 冷却効果 風量中

(1)に等価温度算出式を示す。

$$teq = ts - 0.155(I_{cl} + I_{a}/f_{cl})Qt$$

$$= ts - 0.155I_{t}Qt \dots \dots \dots (1)$$

- teq : 等価温度(°C)、 ts : 平均皮膚温度(°C)
- I<sub>cl</sub> : 基礎着衣熱抵抗(clo)
- I<sub>a</sub> : 裸体時皮膚空気層熱抵抗(clo)
- f<sub>cl</sub> : 着衣面積比(-)、 Qt : 顕熱損失量(W/m²)
- I<sub>t</sub> : 基準条件の熱抵抗(clo)

6. 被験者実験

6.1 被験者実験概要

着座時の被験者衣服内気候とアンケートによる心理量を調査することを目的とし、被験者実験を行った。被験者は20代から30代の男性7名、女性1名の計8名で行った。施設周辺を約10分間(最寄駅からの歩行時間)被験者に歩いてもらい、ソファが人体に与える影響を評価した。実験はマネキン同様に給気風量を3パターンで行った。記入用紙を被験者に渡し、2分間隔で快適感、温冷感を記入し、体の部位で気になるところを記入させた。

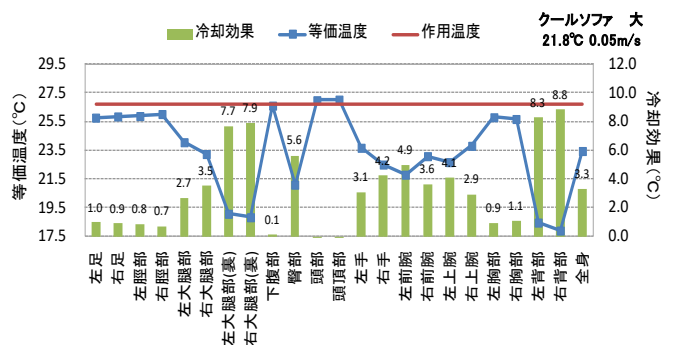


図10 冷却効果 風量大

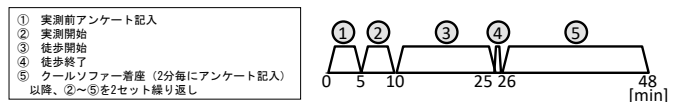


図11 実験手順

- ① 実測前アンケート記入
- ② 実測開始
- ③ 徒歩開始
- ④ 徒歩終了
- ⑤ クールソファ着座(2分毎にアンケート記入)以降、②~⑤を2セット繰り返し



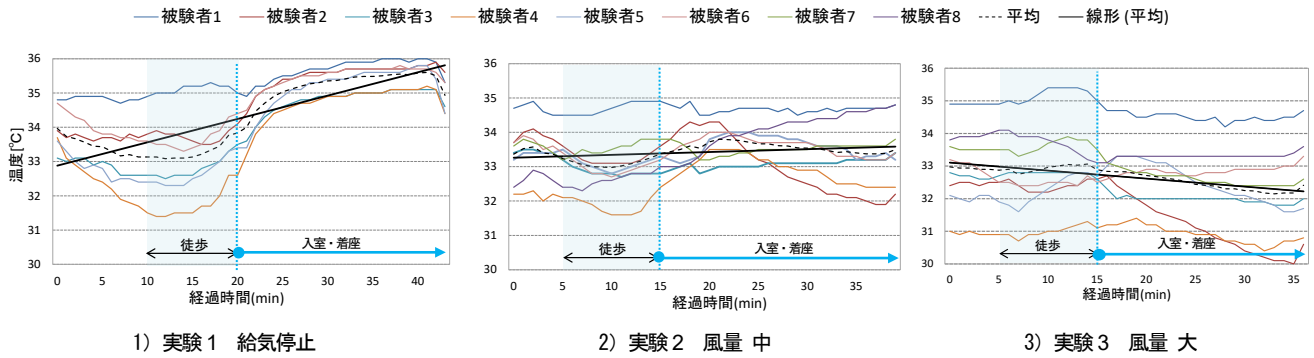


図 12 衣服内温度

図 11 に実験手順、表 3 に心理量申告の指標を示す。

6.2 衣服内温度

図 12 に、実験毎の衣服内温度（背面）それぞれ示す。歩行中、衣服内温度は上昇せず、一定もしくは下がっている傾向がみられた。歩行中は衣服内では対流があり、熱がこもらない為、温度が上昇しないと考えられる。着座後、実験 1 では衣服内温度が上昇していく傾向が確認された。着座中は衣服内の対流が無くなり、上昇した体温の放熱が衣服内にこもり、上昇したと考えられる。しかし、給気風量を増加していくにつれ、背面の衣服内温度は下がっていく傾向が確認され、風量大では、温度が低下していく傾向が確認された。

6.3 申告値

図 13, 14 に被験者による温冷感・快適感申告値の平均値を示す。給気停止時は、温冷感申告値では着座後から暑いという申告が多く挙げられ、約 24 分後に一定状態の申告となった。快適感申告値も同様に着座後は不快な申告が多く、定常状態まで約 20 分を要している。それに対し、大風量給気時では温冷感申告値は着座後、暑いという申告から 6 分ほどで定常状態まで減少した。また快適感申告値でも 4 分ほどで不快から快適と推移しているのが確認された。

7. まとめ

クールウォームソファを用いたロビー空間で温熱環境実測とサーマルマネキン・被験者実験による温冷感評価を行った。得られた知見は下記の通りである。

- 1) クールウォームソファは着座する人の人体近傍を局所的に冷房し、ソファ廻りでは 3°C 程度温度が低減することが確認できた。
- 2) クールウォームソファの空調吹出し面(座面・背もたれ)における風速は偏りなく、0.02~0.05m/s 程度となることが確認できた。空調吹出し面の表面温度は均一で、22.7°C 程度であった。
- 3) サーマルマネキンでは、座面と接している大腿部の裏や背中において冷却効果が多く確認された。
- 4) 衣服内温度では給気停止時は着座後も温度が上昇する

表 3 心理申告の指標

	-3	-2	-1	0	1	2	3
温冷感	寒すぎる	涼しい	やや涼しい	どちらでもない	やや暖かい	暖かい	暑すぎる
快適感	非常に不快	不快	やや不快	どちらでもない	やや快適	快適	非常に快適

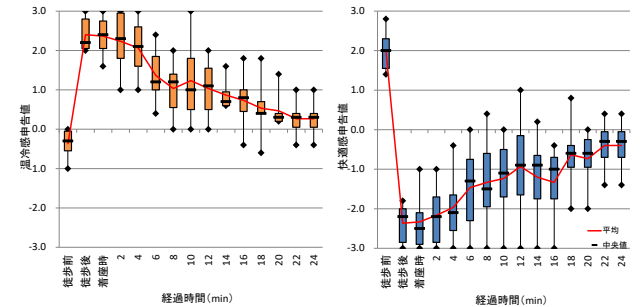


図 13 給気停止時の快適感・温冷感申告値

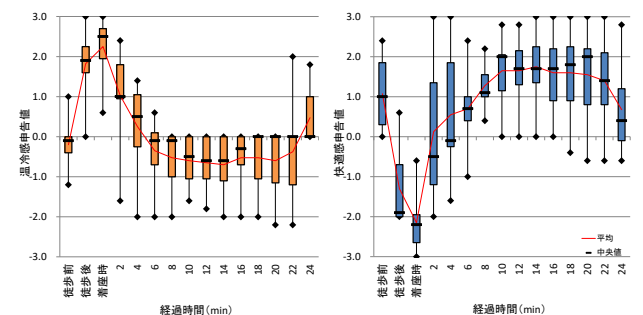


図 14 大風量給気時の快適感・温冷感申告値

傾向が確認されたが、給気することによって温度の上昇は少なくなり、風量大では減少傾向となった。

5) 心理量調査では、給気停止時は温冷感・快適感申告のどちらにおいても定常状態へ戻るのに 20 分以上の時間を要していた。しかし大風量で給気を行った場合、温冷感申告は約 6 分、快適感申告は約 4 分で定常状態まで減少した。

【参考文献】

- 1) 井上他：クールウォームソファを用いたタスク・アンビエント空調に関する研究(その 1 クールウォームソファの概要と冷房時の実測結果)、日本建築学会大会学術講演梗概集
- 2) 矢田他：クールウォームソファを用いたタスク・アンビエント空調に関する研究(その 2 クールウォームソファの冷房時の実測及び性能評価)、日本建築学会大会学術講演梗概集



社員寮における省エネ・省施工の取り組み  
 ZEH-M Ready の取得と新材料の採用

Efforts on energy conservation and construction at the employee dormitory  
 Acquisition of ZEH-M Ready and adoption of new materials

○松川 和弘 (竹中工務店)                      大知 啓介 (竹中工務店)  
 Kazuhiro Matsukawa\*<sup>1</sup>    Keisuke Ohchi \*<sup>1</sup>  
 \*<sup>1</sup>Takenaka Corporation Co. Ltd

1. はじめに

我が国において住宅の省エネルギー化は必須となっている。政府が発表した「エネルギー基本計画」において「住宅については、2020年までに標準的な新築住宅で、2030年までに新築住宅の平均でZEH（ネット・ゼロ・エネルギー・ハウス）の実現を目指す。」と発表された。これに次いで、2018年5月に集合住宅を対象とするZEH「ZEH-M（ネット・ゼロ・エネルギー・ハウス-マンション）」の定義も発表された。

これを受け、豊中市に建設した社員寮では ZEH-M に適合することを目標に設計を行った。

一方、生産段階においては、今後予測される建設作業員不足に対応すべく、生産性向上を目指し、新材料・工法を積極的に採用し、省力化に挑戦した。本論文では、その計画内容と生産性向上の効果について報告する。表 1 に施設概要、図 1 に外観パース、図 2 に寮室平面図を示す。

本施設は寮室 2 室と共用キッチン 1 ヶ所を 1 ユニットとしている。各ユニットは外部廊下で接続しているため、各ユニット全周が外部空間と接している。

2. ZEH-M の概要

ZEH-M とは、経済産業省により定められており、1 年間のエネルギー消費量とエネルギー創出量が正味（ネット）でゼロ以下になるマンションを指す。また、ZEH-M の定義として、省エネルギー20%以上を満たした上で、正味 75%以上の削減を達成したものを Nearly ZEH-M、正味 50%以上の削減達成を ZEH-M Ready とされている。(図 3 参照)

表 1 施設概要

所在地	大阪府豊中市
構造	RM造（鉄筋コンクリート組積造）
規模	地上3階、建築面積439㎡、延べ面積1,044㎡ 寮室30室、管理室1室

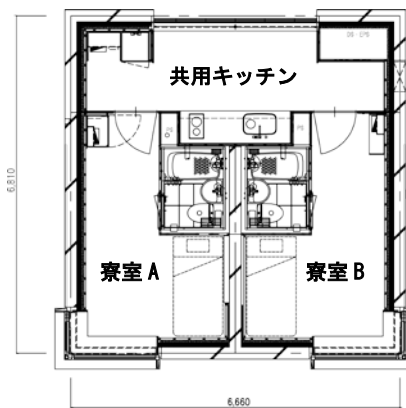


図 2 寮室平面図



図 1 外観パース

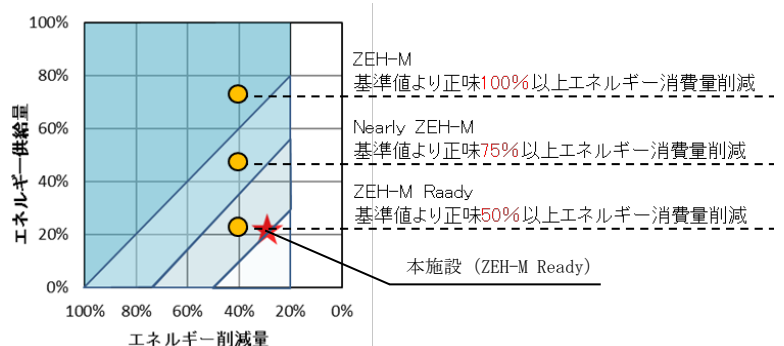


図 3 ZEH-M の定義

本施設はBELS(Building Housing Energy-efficiency Labeling System)による第三者認証制度により、エネルギー削減率が29%、エネルギー創出量が22%、正味の削減量が51%となり、ZEH-M Readyの認定を受けた(図3参照)

### 3. ZEH-M Ready 取得のための計画内容

#### 3.1 建築概要

本施設の建築性能を表2に示す。開口部の外皮性能を高めるため、寮室の窓にはアルミ樹脂複合サッシとLow-e 複層ガラスを採用し、共用キッチンの窓には木製サッシとLow-e 複層ガラス採用した。(図4, 5)

その結果、外皮平均熱貫流率は0.55[W/(m<sup>2</sup>・K)]となり、ZEH-M 基準0.6[W/(m<sup>2</sup>・K)]を下回ると共に、HEAT20<sup>1)</sup>のG1グレード0.56[W/(m<sup>2</sup>・K)]相当の性能を達成した。

#### 3.2 設備概要

本施設の設備構成を表3に示す。各寮室の冷房設備はルームエアコン(定格能力2.2kW)であり、そのCOPは5.18である。この仕様はエネルギー消費量計算プログラムにおいて、最高消費効率の区分(い区分)となる。

表2 建築概要

	仕様
屋根	A種押出ポリスチレンフォーム35mm+コンクリート200mm +吹付ウレタンフォームB種40mm
外壁	コンクリート240mm+吹付ウレタンフォームB種90mm +高性能グラスウール50mm
床(ピット)	コンクリート200mm+吹付ウレタンフォームB種100mm
窓(キッチン)	木製サッシ+Low-e複層ガラス(Low-e6+A10+FL6)
窓(寮室)	アルミ樹脂複合サッシ+Low-e複層ガラス(Low-e6+A10+FL6)
断熱補強	450mm 熱抵抗: 0.6mK/W

表3 設備概要

	構成
冷房設備	ルームエアコン冷房: 2.2kW 暖房: 2.5kW COP: 5.18
暖房設備	
換気設備	中央換気方式 7.25W/戸
給湯設備	中央給湯方式 50号×4台 潜熱回収型 熱効率95%
照明設備	全館LED 専有部: 調光制御 共用部: 人感センサー制御
節水設備	キッチン水栓: 水優先器具 浴槽水栓: 小流量吐水機能付き
太陽光発電設備	240W × 72枚 [17.2kW]

各寮室の換気、給湯設備は寮室毎ではなく中央式にて計画した。

照明設備は全館LED照明を採用しており、専有部の寮室では調光制御、共用部では人感センサー制御を導入しており省エネルギーに寄与している。

節水器具としてキッチン水栓には水優先型、浴槽水栓には小流量吐水機能付きを採用している。

太陽光発電設備は屋上に発電量計17.2kWのパネルを最大限に設置している。

### 4. 一次エネルギー消費量

図6に各設備の基準一次エネルギー消費量と設計一次エネルギー消費量を示す。

冷房負荷の一次エネルギー消費量は基準値よりも高くなる結果となった。原因として、全周外壁面となっていることや、窓面積が16.8m<sup>2</sup>(28%)と大きく日射熱取得が大きいことが考えられる。

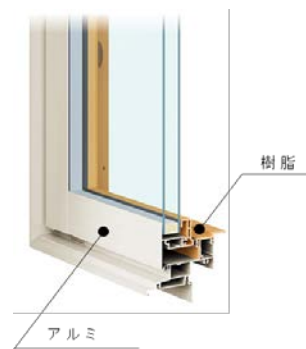


図4 アルミ樹脂複合サッシ



図5 木製サッシ

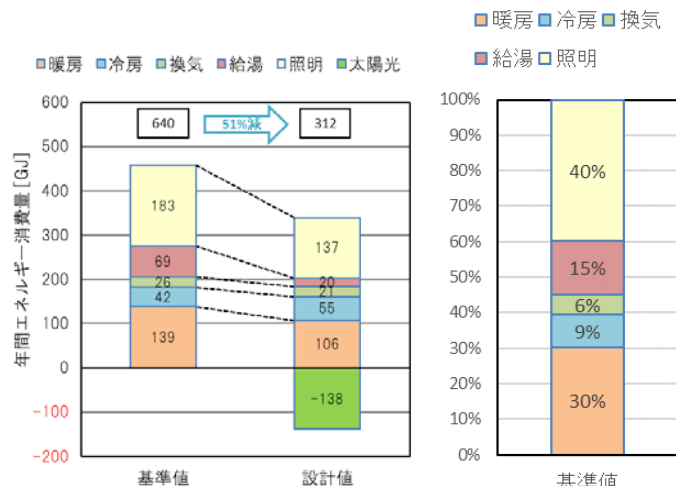


図6 一次エネルギー消費量比較

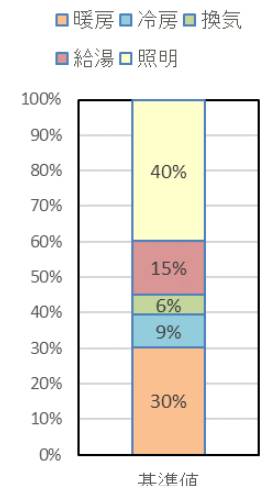


図7 エネルギー消費割合

暖房負荷においては日射熱所得が有利側に働き基準値よりも低くなる結果となった。

換気設備は中央式とし、最低限の風量に絞ることで約 5GJ/年(20%)の削減効果を得られた。

給湯設備は中央式とし、高効率の潜熱回収型機器を採用することで約 49GJ/年(71%)の削減効果を得られた。

照明設備は全館 LED、調光制御、センサー制御を採用することにより約 46GJ/年(27%)の削減効果を得られた。

本施設の基準一次エネルギー消費量の割合を図 7 に示す。図より照明が最も大きな割合を占めており 40%、次に暖房が 30%、給湯が 15%となっている。これら割合の大きいエネルギー消費量を抑えることで効果的な削減ができると考える。

## 5. 新材料の概要

### 5.1 アルミケーブル幹線

アルミケーブル幹線は銅幹線と比較して同一サイズで約 50%の軽量化が期待できる。

一方、アルミは銅より許容電流値が小さいことからサイズアップが必要となる。本施設においては、結果的に 1 サイズアップとなったが、銅幹線と比較して約 30%の軽量化を達成した。

アルミケーブル幹線は電気室から寮室手前までの電力幹線で採用した。(総量約 200m) (図 8)

### 5.2 アルミ冷媒管

アルミ冷媒管もアルミケーブル同様に銅冷媒管と比較して約 30%の軽量化を達成した。

また、熱伝導率が銅の 1/2 程度であり結露しづらい特徴をもつ。

アルミ冷媒管は各寮室室内機から屋上の室外機置場まで採用している(総量約 600m) (図 9,10)

### 5.3 融着レスプレファブ配管システム

融着レスプレファブ配管システムはポリエチレン配管を使用しており、軽量で作業性が良い。

また、配管接続は差し込むだけの融着レスであり、現場での接続作業削減を達成した。

融着レスプレファブ配管システムはポンプ室から各寮室までの給水主管で採用している(総量約 60m) (図 11)

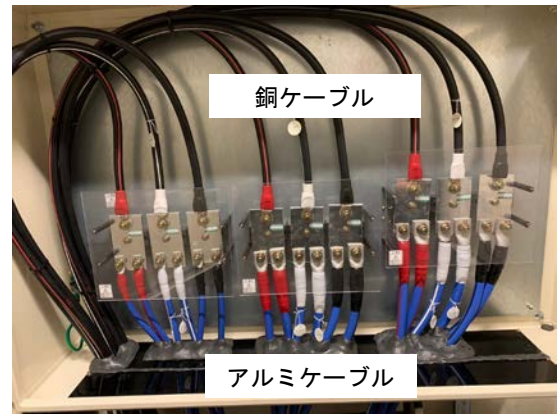


図 8 銅・アルミケーブル接続部



図 9 アルミ冷媒管



図 10 アルミ冷媒管接続作業



図 11 融着レスプレファブ配管システム接続作業



6. 生産性向上工法採用による効果

6.1 アルミケーブル幹線

施工工数は、銅への変換部分での末端処理や接続盤の加工が必要となるため増加した。

施工性については、材料の搬入・移動は軽量になるため向上した。しかし、取り付けに関しては、アルミは銅と比較して曲げ特性、柔軟性が 2/3 程度と、硬いため曲げ作業の施工性が低下した。

本施設での労務費は銅と比較して約 15%増加したが、材料費は約 20%削減となり合計費用では約 2%の削減となった。(図 12)

以上の結果から、曲げ作業の少ない大規模な建物であれば更なるコストメリットが得られると考える。

6.2 アルミ冷媒管

本施設は室外機を屋上に集約設置しており配管長が長いため、継手が発生している。アルミ冷媒管の継手はフレア加工のため、銅冷媒管の溶接加工より施工工数が増加する結果となった。

材料の搬入・移動は軽量になるため施工性が向上した。取り付けに関しては、アルミ冷媒管は銅冷媒管に比べて脆く、いくつか施工中に折れ曲がる事態が生じた。これは、新材料に職人が不慣れであったことにも原因があるため、今後、慣れてくると施工性が向上すると考えられる。

材料費は約 20%の削減となり材料費と労務費の合計費用では約 1%の削減となった。(図 13)

6.3 融着レスプレファブ配管システム

融着レスプレファブ配管システムの生産性向上効果については、ポリエチレン管の電気融着システムと比較して考察する。

施工工数は約 35%の削減となった。その要因は、工具が不要であることや、配管接続が差し込むだけなので施工時間が削減できたことにある。実際の施工時間は 2min/箇所程度であり、本施設の接続箇所は 32 箇所のため、合計の接続時間は 64min で完了した。一方、電気融着の場合は 1 箇所当たり約 20min 費やすため、合計 640min 費やすので、576min(90%)の削減効果を得た。(図 14)

また、本施設は施工スペースが狭い部分が多く、機械を必要とする電気融着システムよりも融着レスプレファブ配管システムは効果的であった。

材料費は、約 24%増となったが、材料費と労務

費の合計費用では約 5%の削減となった。(図 15)

採用にあたっての留意点としては、プレファブ配管システムであるため、発注前に正確な配管の長さを算出する必要がある。長さを誤ると手戻りの手間が大きくかかるため、事前の検討時間を十分に確保する必要がある。

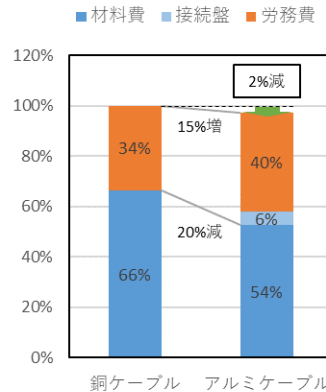


図 12 アルミケーブル工法経済比

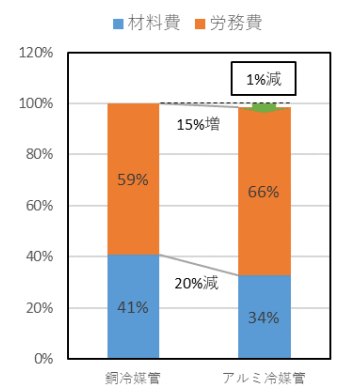


図 13 アルミ冷媒管工法経済比較

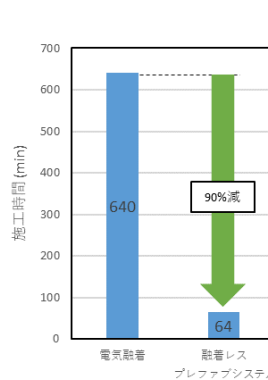


図 14 施工時間比較

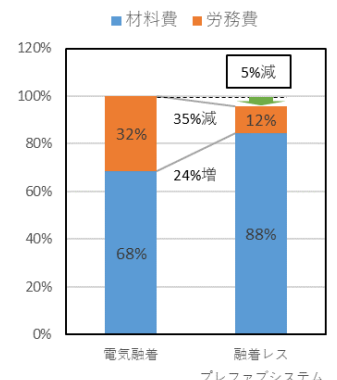


図 15 融着レスプレファブシステム経済比較

7. まとめ

ZEH-M Ready に適合した設計内容として、各設備の性能と建築性能について示した。

新材料・工法の採用については、その概要と本施設における効果について示した。各々期待した効果が得られたのと同時に課題も現れた。

本発表による知見を活かし今後の省エネ・省力化工法の取り組みに繋げたい。

図 12, 13, 15 : 在来工法の場合、材料費、歩掛、経費は、財団法人 建築物価調査会発行「建設工事標準歩掛 (改定 46 版)」と本施設での実測を鑑みて算出

1) HEAT20 : 「2020 年を見据えた住宅の高断熱化技術開発委員会」の略称。住宅の断熱水準を提案している。

参考文献

1) 2020 年を見据えた住宅の高断熱化技術開発委員会 HEAT20



## ドライルームの省エネルギー除湿システムと低露点 CFD 解析

### Energy-Saving Dehumidification System and low dew point CFD analysis of Dry Room

○山本 順平 (新菱冷熱工業) 山下 一彦 (新菱冷熱工業) 中村 浩二 (新菱冷熱工業)  
西谷 善紀 (新菱冷熱工業) 三上 秀人 (新菱冷熱工業) 佐原 亮 (新菱冷熱工業)  
Jumpei YAMAMOTO\*<sup>1</sup> Kazuhiko YAMASHITA\*<sup>1</sup> Koji NAKAMURA\*<sup>1</sup>  
Yoshinori NISHITANI\*<sup>1</sup> Hideto MIKAMI\*<sup>1</sup> Makoto SAWARA\*<sup>1</sup>  
\*<sup>1</sup> Shinryo Corporation

ドライルームを構築するための最も重要な設備は除湿機であり、その消費エネルギーは非常に大きい。また、ドライルーム内の露点温度は、主な水分発生源である人体の移動によって大きく変動するため、施工前に最適な制気口の取付け位置などを検討する必要がある。本稿ではこれらの課題を解決するために開発した、除湿機の消費エネルギーを大幅に削減することができるシステムと低露点環境における露点温度分布やその変動を予測することができる CFD 解析について述べる。

#### はじめに

空気中の水分濃度が非常に低い、いわゆるドライルームは、リチウムイオン二次電池をはじめ、電気二重層キャパシタ、有機 EL ディスプレイ、水分固化型接着剤、太陽電池など、幅広い分野の製品の製造や開発で必要とされている。ドライルームの明確な定義はないが、製造環境では露点温度 $-30^{\circ}\text{CDP}$ 以下(体積濃度 375ppm 以下)が求められることが多い。相対湿度で表すと約 1.2%RH であり、一般居室と比較して非常に低い水分濃度である<sup>1)</sup>。給気露点温度はさらに低く、量産工場で $-50\sim-60^{\circ}\text{CDP}$ (体積濃度 11~39ppm)、研究用ドライルームでは $-90^{\circ}\text{CDP}$ 以下(0.1ppm 以下)が要求されるケースもある。供給空気の除湿には、シリカゲルなどの除湿剤が用いられ、その再生に大きなエネルギーを必要とする。また、ドライルーム内では、水分の主要な発生源である人体の影響により、室内の水分濃度は不均一であり、変動する。そのため、設計時に CFD(Computational Fluid Dynamics: 計算流体力学)を用いて、最適な制気口の取り付け位置や供給風量の設計などを事前に検討することが重要になる。

本稿では、低露点の空気を安定的に供給でき、かつ省エネルギー性能に優れた省エネルギー除湿システムの概要および性能評価結果について述べる。また、低露点環境における露点温度分布やその変動を事前に予測することができる CFD 解析の概要について述べる。

#### 1. ドライルーム用除湿機の概要および問題点

##### 1.1 ドライルーム用除湿機の概要

ドライルームにおける除湿機には、シリカゲルやゼオライトなどの除湿剤を添着した円筒形のハニカムローター

(以降、除湿ローター)が用いられる。図-1に一般的なドライルーム用除湿機のフローを示す。除湿ローターは常時回転しており、除湿、再生、パージセクションを連続的に通過し、常に低露点の空気がドライルームへ供給される。除湿セクションでは、空気中の水分が除湿剤に吸着され、除湿が行われる。除湿セクションを通過したローターは再生セクションに入り、高温の空気(以降、再生空気)により水分を脱着して再生される。再生空気の温度は非常に高く、シリカゲルの場合 $100\sim150^{\circ}\text{C}$ 、ゼオライトの場合 $150\sim220^{\circ}\text{C}$ である。図-1では、再生空気の一部が再循環されているが、再循環せずに全量が排気されるケースもある。再生セクションを通過した除湿ローターはパージセクションに入り、そこで通風によって冷却される。一方、パージセクションで加熱された空気は、再生空気に利用される。

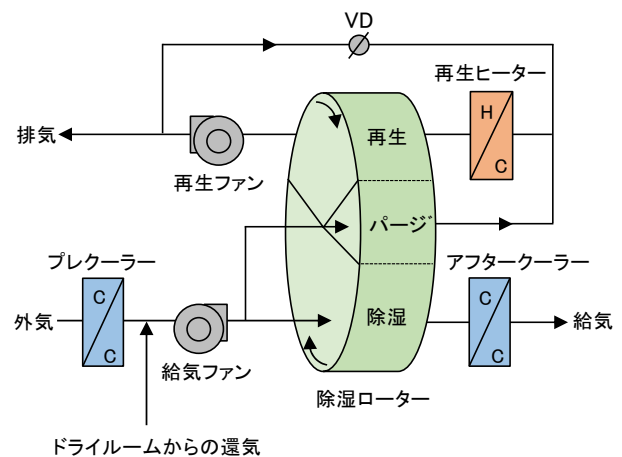


図-1 一般的なドライルーム用除湿機のフロー

### 1. 2 従来のドライルーム用除湿機の問題点

ドライルーム用除湿機の消費エネルギーは非常に大きく、このうち除湿ローターの再生空気を加熱するエネルギーが全体の6~7割を占める。

また、除湿ローターの再生空気温度および風量は、常時定格値で運転されるため、給気露点温度は設計値を大幅に下回る。特に水分負荷の小さい冬期には、設計値を20°C DP 下回ることもある。つまり、除湿ローターの再生に必要な以上のエネルギーを消費している。

従来の省エネルギー手法として、露点計を用いて再生ヒーターの温度制御を行うシステムがあるが、主に制御用として用いられる静電容量式露点計は、安価ではあるが応答速度が遅く、さらに精度低下が非常に早いという問題があり、実用的ではない。

## 2. 省エネルギー除湿システム

### 2. 1 機器構成および制御方法

本システムは、露点計を用いずに、除湿ローターの再生セクションとパージセクションを通過する空気の顕熱差（以降、顕熱エネルギー収支値）から水分負荷を推定し、必要最小限の再生エネルギーで目標の給気露点温度に制御するシステムである。

省エネルギー除湿システムの概略図を図-2に示す。本システムは、除湿ローターの再生セクションおよびパージセクション出入口の温度計(T)および微差圧計(ΔP)、PLC(Programmable Logic Controller)で構成される。PLCには制御式が内蔵されており、温度、圧損のデータを基に、顕熱エネルギー収支値を演算し、再生ファンや再生ヒーター、再生空気循環ダクトのモーターダンパ(MD)を制御する。このシステムは、PLCの他温度計、微差圧計というシンプルな構成で、工事も軽微であり、取り付けコストが非常に低いという大きな特長がある。

図-3に省エネルギー除湿システムの制御概念図を示す。横軸が顕熱エネルギー収支値、縦軸が再生風量または再生温度(再生条件)である。この制御式において、予め目標の給気露点温度が必要とする顕熱エネルギー収支値と再生条件が分かれば、現状の給気露点温度を推定でき、目標値より高ければ再生エネルギーを増やし、低ければ再生エネルギーを減らすことで常に最適な再生条件で除湿機を運転することができる。

制御式線上の動きは下記の通りである。定格運転時の運転点が図-3中の●であったとすると、このときの給気露点温度は目標値より低い露点温度であると推定される。本システムを運転すると、運転点は図-3中の○の制御式上に移動する。

外気やドライルーム内の水分負荷が大きくなると、顕熱エネルギー収支値が増加し、運転点が制御式上を上向きに移動して、再生エネルギーが自動的に増加する。ま

た、水分負荷が小さくなると顕熱エネルギー収支値が減少し、運転点が制御式上を下向きに移動して、再生エネルギーが自動的に減少する。なお、本システムは、再生風量制御を優先して行い、再生風量が下限値(=パージ風量)となっても目標の給気露点温度より低い場合は、再生温度制御に移行する。

本システムは、制御式を変えることで給気の露点温度を任意に変更することができるという特長もある。例えば、設計露点温度が-60°C DPの除湿機において、-30°C DPの空気を安定に供給することも可能である。

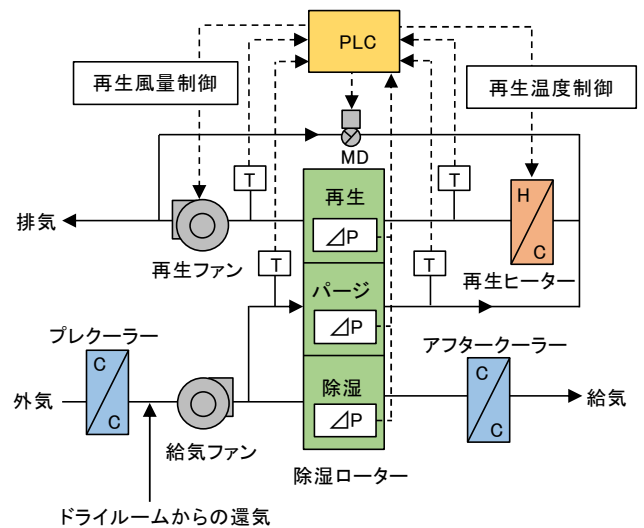


図-2 省エネルギー除湿システムの概略図

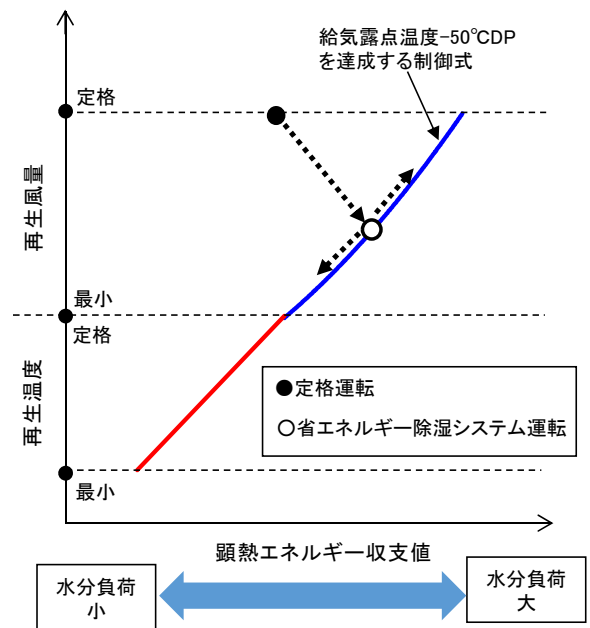


図-3 省エネルギー除湿システムの制御概念図

## 2. 2 省エネルギー効果および制御性

給気露点温度 $-5^{\circ}\text{CDP}$ 、風量 $3,000\text{m}^3/\text{h}$ のドライルूम用除湿機において、定格運転時と省エネルギー除湿システム運転時の給気露点温度および再生ヒーター消費電力を評価した。ドライルूम用除湿機のフローは図-2と同じ仕様である。外気のプレクーラー出口の露点温度は、 $5^{\circ}\text{CDP}$  から $-7^{\circ}\text{CDP}$  の範囲とし、1時間で $5^{\circ}\text{CDP}$  から $-7^{\circ}\text{CDP}$ に変化させ、続いて $-7^{\circ}\text{CDP}$ から $3^{\circ}\text{CDP}$ に変化させた(以降、 $3\sim 5^{\circ}\text{CDP}$ を高負荷、 $-7^{\circ}\text{CDP}$ を低負荷)。

水分負荷の変動が少ない時の測定結果を表-1に示す。本システム運転時の再生ヒーター消費電力は、定格運転と比較して高負荷時で $-38\%$ 、低負荷時で $-59\%$ であり、非常に高い省エネルギー性能であった。また、給気露点温度は設計値に近く、過剰な再生エネルギーを削減していることを示している。

本システム運転時の露点温度変化を図-4に示す。水分負荷の変動の影響を受けたものの、常に $-50^{\circ}\text{CDP}$ 以下で推移した。本システムによる、ドライルूम空調の年間の消費エネルギー削減効果は、露点温度や外気量、外気条件などにより異なるが、 $25\sim 40\%$ である。

表-1 省エネ除湿システムと定格運転の性能評価結果

	省エネ除湿システム	定格運転
給気露点温度 [ $^{\circ}\text{CDP}$ ]		
高負荷時	-54.7	-59.6
低負荷時	-56.0	-65.8
再生エネルギー [kW]		
高負荷時	12.3	19.8
低負荷時	7.9	18.6

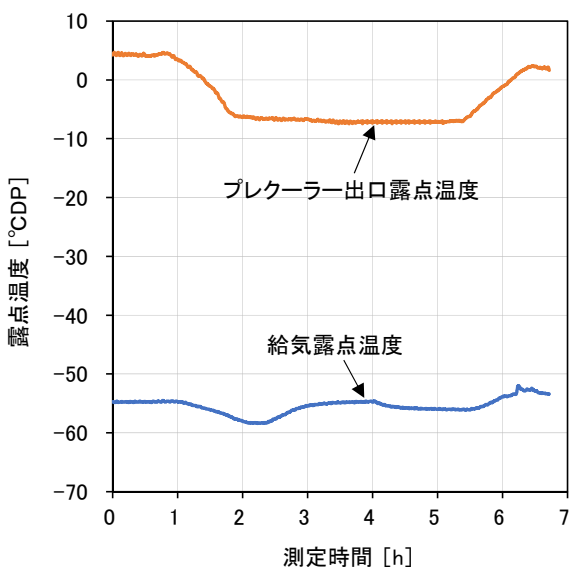


図-4 省エネルギー除湿システム運転時の露点温度推移

## 3. 低露点 CFD 解析

### 3.1 ドライルूमの露点温度分布測定

一般環境でも CFD で相対湿度分布の予測を行うことはあるが、ドライルूमのような水分濃度が低い環境での露点温度分布の予測が実用に耐えうる精度なのか検証する必要がある。そこで、低露点環境下における露点温度分布の CFD 予測値と実現象との整合性を検証するため、定常状態における露点温度分布を実験にて測定した。

露点温度分布の測定条件を図-5に示す。実験では1時間当たり約 $100\text{g}$ の水分が気化するように調整した加熱式の加湿器から定常的に水分を発生させ、露点計を移動して各点における露点温度を測定した。今回の実験で使用した露点計は、静電容量式露点計よりも高精度で応答速度が速い鏡面冷却式露点計を用いた。また、測定中は測定面に気流の影響が出ない程度離れた位置で給気風量を一定量供給し、加湿器から定常的に水分が発生しても、室内平均水分濃度は一定に保たれるような空調を行っている。

実験による測定結果を図-6に示す。水分発生方法が加熱式の加湿器のため、発生した高水分濃度の空気は浮力の影響で上昇し、加湿器上部に高露点温度の領域が発生している。加湿器から横方向へも露点温度が変化しているが、数十 cm 離れた位置では設定室内露点温度とほぼ等しい露点温度となっている。CFD 解析結果を図-7に示す。実験結果(図-6)と比較すると、露点温度で最大 $0.7^{\circ}\text{CDP}$ (絶対湿度で約 $7\%$ )の差異であり、実用上ほぼ問題の無い程度の誤差であった。

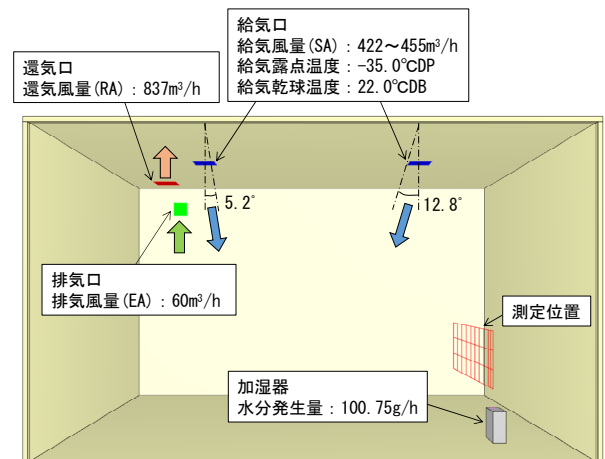


図-5 露点温度分布の測定条件

### 3.2 移動発生源プログラムによる非定常解析

ドライルूम内の露点温度分布は、在室中の人体の移動に合わせて時々刻々変化する。人体の移動に伴う露点温度分布の時間変化を CFD 解析で予測する際、人体の移動に合わせて CFD 上の水分発生源も移動しなければならない。CFD 解析では解析対象空間を X、Y、Z 各方向にメ

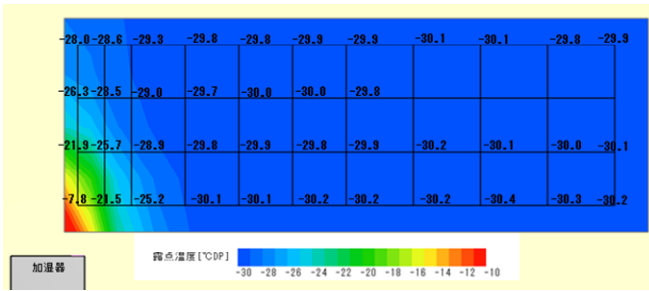


図-6 露点温度分布測定結果

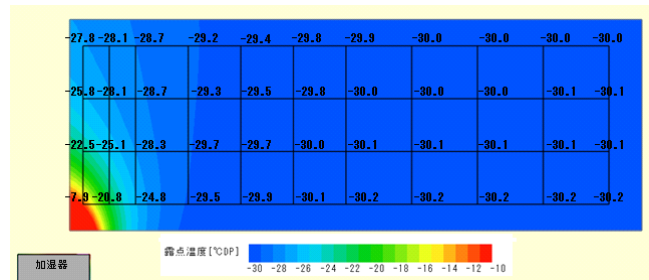


図-7 露点温度分布CFD解析結果

ツッシュ分割し、そのうち人体表面と隣接する空間メッシュ部分に水分発生条件を与えるため、移動発生源に対応するプログラムを開発し、CFD解析ソフトウェアに組み込んだ。計算は、HPCサーバー（CPU256コア、計算速度6.7TFLOPS）により行われ、露点温度の経時変化予測など、負荷の大きい計算も可能である。

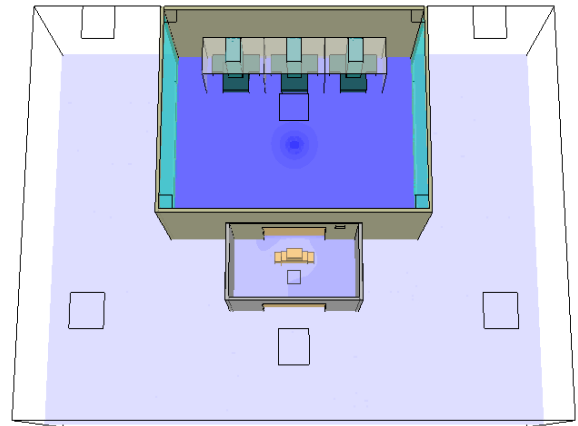
水分発生量 100g/h の作業者がドライルームに入室した時の、露点温度分布の経時変化をCFD解析した結果を図-8に示す。前室有りの状態で、それぞれ人体がドライルームの外から室内に移動した場合の露点温度分布を示している。また、装置が3台設置された室がドライルームで、室中央で-50°C DPの空気を540m³/h供給している。このように、本手法は主にドライルームの運用時を想定した検討を行うために用いる技術で、ドライルーム内露点温度の回復時間などが予測できる。

4. まとめ

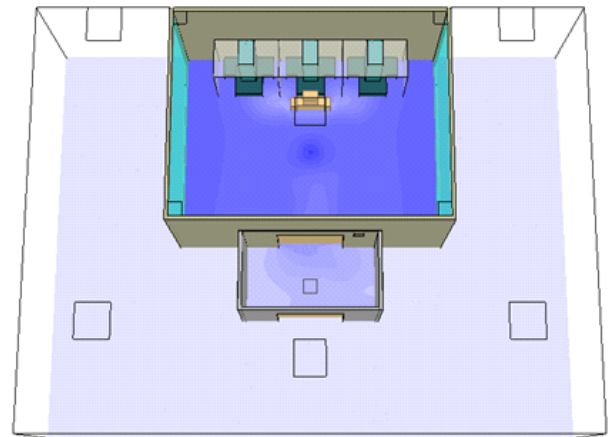
ドライルーム用除湿機の消費エネルギーは非常に大きいため、省エネルギー技術は必須である。本稿で述べたシステムもその一つであり、量産用ドライルームの他、-90°C DPの超低露点ドライルーム、全外気方式のドライルームなど様々な方式に適用できる。また、低露点環境におけるCFD解析技術は、高い精度で実測値と一致しており、さまざまな用途で活用している。今後も、これまで得た知見を基にさらに改良を行い、ドライルームの省エネルギー化に貢献していく所存である。

参考文献

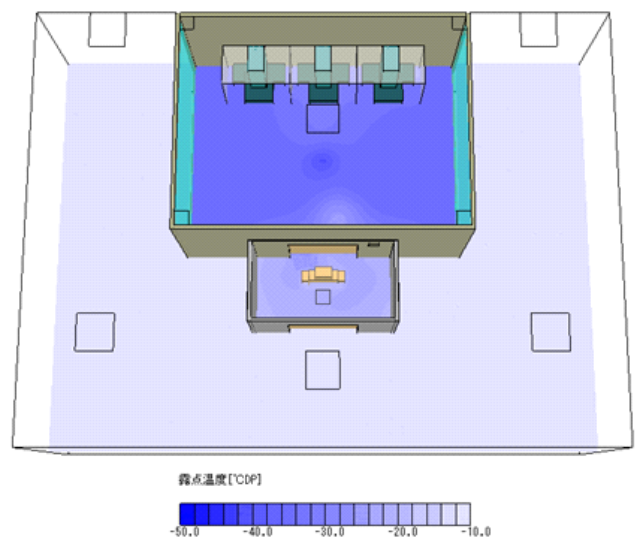
- 1) 井上市市 編：改訂 5 版空調調和ハンドブック，丸善出版，2013，p. 6



(a)入室前



(b)入室後



(c)退室後

図-8 ドライルーム露点温度のCFD解析結果



## ZEB 化の最新技術動向と取り組み

### The Latest Trend of ZEB(Zero Energy Building) Technique and Efforts of Taisei Corp.

○永吉 敬行 (大成建設)

湯浅 孝 (大成建設)

Takayuki NAGAYOSHI\*1 Takashi YUASA\*1

\*1 TAISEI CORPORATION

#### はじめに

ZEB とは、建物設計時における年間エネルギー収支 (生成エネルギーと消費エネルギーの年間積算収支) が概ねゼロもしくはプラスとなる建築物を意味し、低炭素化社会の実現等を目的とした施策として期待が高まっている。さらに「ZEB を見据えた先進建築物として、外皮の高断熱化及び高効率な省エネルギー設備を備えた建築物」で、創エネルギー分を除き、省エネ基準値から 50% 以上の 1 次エネルギー消費量を削減した建築物は ZEB Ready と位置づけられている。

本計画は、金融機関で国内初となる都市型高層 ZEB の実現を目指した最先端の環境建築である。敷地は大阪の金融街である北浜であり、建物用途は金融機関の本店事務所ビルである。本計画は各種省エネ技術を多数導入することで、ZEB 化が難しいと言われる都市部の高層ビルにおける ZEB の先進事例と位置付けている。

#### 1. 省エネ・ZEB 関連の主な導入技術

Table. 1 に建物概要を示す。また、Fig. 1 に空調計画概念図を示す。

##### 1.1. ファサードの高機能化と外気導入の最適化

本計画では、外乱の対策として、①ダブルスキン構造による外壁の高機能化、②インナースキンに Low-E 複層ガラスの採用、③キャビティ内に太陽追尾電動ブラインドの設置などを行った。さらに CO<sub>2</sub> センサーと VAV (変风量制御) による最小外気量制御などを導入し、外気負荷の低減を図っている。

##### 1.2. 設備の高効率化による快適性と省エネの両立

本計画では、高効率モジュールチラー (1 次ポンプ変流量制御、散水仕様)、潜頭分離空調方式 (外調機+高頭熱ビルマル、外調機の顕熱交換器による再熱など)、人検知センサー照明制御 (当社技術: T-Zone Saver) などの高効率設備の積極的な採用を行った。

##### 1.3. 自然エネルギーの有効活用

本計画では、ダブルスキン内の熱利用を行うため、ダブルスキン内熱利用ダンパを開発した。冬期の冷たい外気を全層型ダブルスキン内で太陽光により加温し、外調機外気取入れのプレヒートに利用することで外気負荷の低減により省エネルギーを図った。

#### 2. まとめ

今回、当社案件を用い、導入した省エネ・ZEB 関連技術の一例を紹介した。従来のオフィスビルに比べて約 61% のエネルギーを削減し、金融機関本店ビルで、国内初の ZEB Ready を実現した。これにより発注者は (一社) 環境共創イニシアチブによる ZEB リーディング・オーナーの登録を行うことができた。

今後もこれらの技術の積極的な導入を図り、さらなる省エネ、安心・安全、快適性の確保等を実現し、顧客満足、社会貢献等を目指していく。

Table.1 Building outline

建物名称	(仮称)近畿産業信用組合新店新築工事		
建築主	近畿産業信用組合		
建設場所	大阪府大阪市中央区淡路町2丁目42番		
建築用途	事務所	敷地面積 約1,134㎡	建築面積 約640㎡
延床面積	約11,300㎡	階数	地上18階、地下1階
最高高さ	77.9m	工期	2017.05.01~2019.01.31(21ヵ月)
構造	鉄骨造 一部 鉄骨鉄筋コンクリート造、制振構造		
設計者	大成建設㈱一級建築士事務所		
監理者	大成建設㈱工事監理一級建築士事務所		
施工者	大成建設・長谷工コーポレーションJV		
その他	平成28年度(第2回)サステナブル建築物等先導事業(省CO2先導型)採択 ZEBリーディング・オーナー ZEB Ready(BEST)登録 CASBEE スランク(第三者認証)		

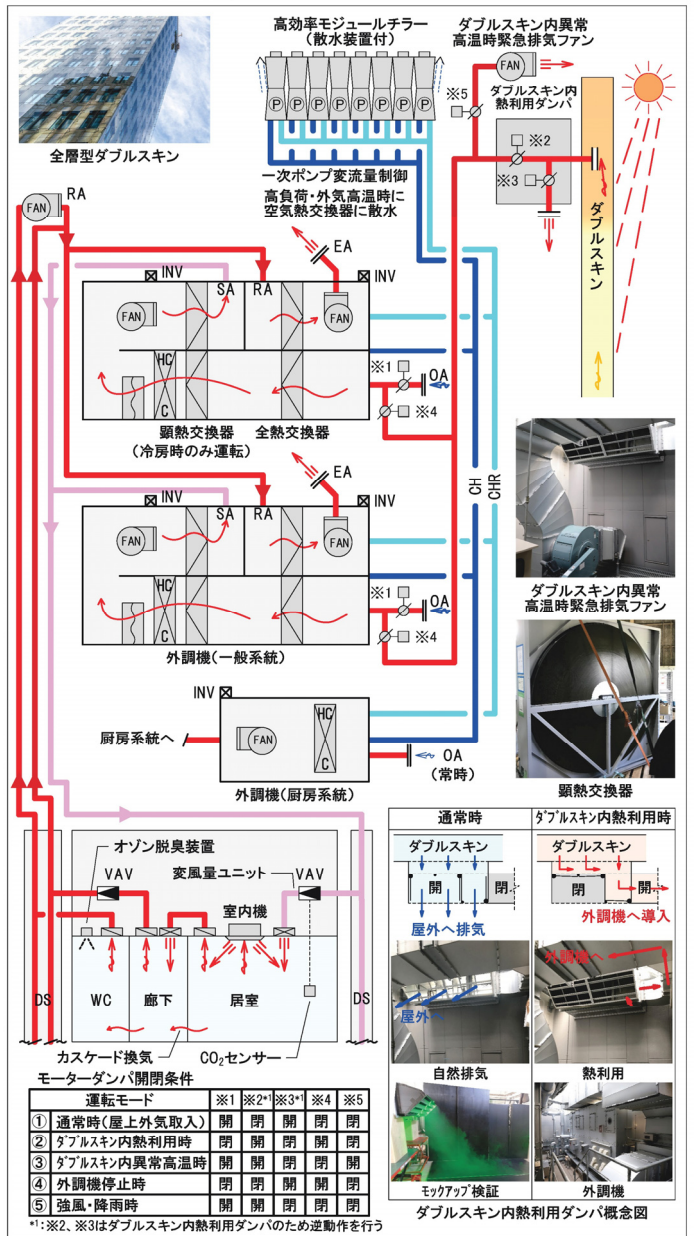


Fig.1 System diagram of HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning)

サーマルグリッド空調システム導入効果の評価手法に関する研究  
(第1報) 遺伝的アルゴリズムを用いた複数建物間の双方向熱融通最適化の検討  
Study on Evaluation Method of Introduction Effect for the Thermal Grid Air Conditioning System  
(Part1) An Estimation of Bidirectional Heat Interchange Optimization  
between Buildings by Genetic Algorithm

○石那田 将 (大阪市立大学) 鍋島 美奈子 (大阪市立大学)  
中尾 正喜 (大阪市立大学) 西岡 真稔 (大阪市立大学)  
久保井 大輔 (東京電力ホールディングス) 前田 浩行 (東京電力ホールディングス)  
Masashi ISHINADA<sup>\*1</sup> Minako NABESHIMA<sup>\*1</sup> Masaki NAKAO<sup>\*1</sup> Masatoshi NISHIOKA<sup>\*1</sup>  
Daisuke KUBOI<sup>\*2</sup> Hiroyuki MAEDA<sup>\*2</sup>

<sup>\*1</sup>Osaka City University <sup>\*2</sup>Tokyo Electric Power Company Holdings, Inc.

"The thermal grid air conditioning system" (TGS) which was a bi-directional distributed heat transfer system was proposed, and the energy saving effect was demonstrated in 2015. In order to apply the system in general buildings, a simple calculation method for estimating introduction effect is necessary. In this research, the program for calculating primary energy consumption under the optimized operation state is developed. The TGS is expressed simply by using "calorie base model" and is optimized by using genetic algorithm. Between the optimal operation and the individual operation are compared and reduction effects of primary energy consumption are estimated.

## 1. 研究背景・目的

低炭素社会の実現に向け、わが国では CO<sub>2</sub> 排出量を 2030 年度に 2013 年度比 26%削減の目標達成に向けて、更なる省エネルギー対策が求められている。中尾ら<sup>1)</sup>は熱源分散型双方向熱融通システムのサーマルグリッド空調システム (以降、TGS) を提案し、省エネルギー効果を実証した。この時、横山らによって提案された流量と温度を変数とする最適運転手法(混合整数線形計画モデル)<sup>2)</sup>が用いられた。

熱源システムの最適化手法では近年、メタヒューリスティクス(遺伝的アルゴリズム(GA)に代表される学習的多点探索手法の総称)の利用が注目されており、池田ら<sup>3)</sup>は地域冷暖房における熱源機器の最適運転ための探索にεDE-RJを用いている。GAを用いることは解析的な手法と比べて局所解に陥りにくく、探索のルールに専門的な知識を反映させやすいといったメリットが考えられる。

TGS 普及のため導入前の簡便な効果予測が必要となるが、横山による最適手法<sup>2)</sup>は配管情報や弁の配置など詳細な設計情報が必要になり、モデルを構築するのに手間がかかる。そこで桐山ら<sup>4)</sup>は 2017 年度、TGS における熱の流れを簡易に表現する、熱量を変数とするモデルを提案し、遺伝的アルゴリ

ズムを用いた最適運用計画プログラムを作成した。しかし、このモデルには放熱損失が考慮されていないこと、1時間ごとの定常計算であり、1時刻前の運転状態が考慮されていないといった課題が挙げられる。

そこで本研究では、配管の放熱損失や搬送動力、24時間分の最適運転結果を算出し、設計段階で効果を検討できる最適化手法を提案し、TGS の導入効果を簡便に試算するツールを開発する。

## 2. サーマルグリッドシステムの特徴

TGS(Fig.1)は、隣接する複数の既存建物の空調熱源設備を2重のループ配管を用いて接続し、場合によっては高効率な熱源機を追加設置し、建物間熱融通を行うシステムである。本システムにおいて各建物で流路を切り替え、熱の供給や取得を行う部分をサーマルルーターと呼び、ポンプや制御弁を含む。このTGSによるメリットとして、ループ配管で接続された建物の個別熱源機を相互に共同利用できること、また各建物の負荷に応じて熱源機を選択し、熱の流路を柔軟に変更することで熱の需要と供給を最適化できる点等が挙げられる。一方、導入前と比較してループ配管内の輸送するための搬送動力と、放熱損失量が増加するというデメリットが挙げられる。

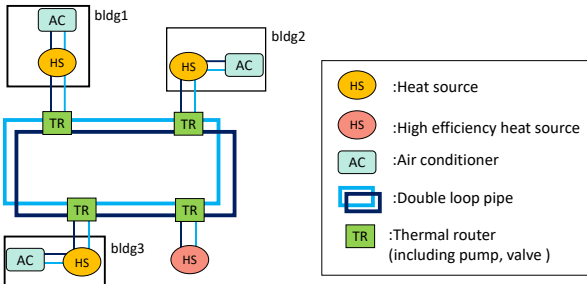


Fig.1 Thermal grid air conditioning system

3. 熱量ベースモデル

本研究で用いる熱量ベースモデル(Fig.2)とは、実際に冷温水が熱源機の前または空調機の前後の温度、配管内を流れる温度を詳細に計算したものとは異なり、熱源機と空調機の前後では利用温度差を固定し、冷温水のやりとりを常に熱量と方向(正負)で表現したものである。本研究では冷房のみを検討対象にしているが、暖房用途にも適用可能なモデルである。熱源で製造する熱量を(1)、空調機で消費する熱量、配管内を流れる熱量の算出式を(2)~(4)に示す。

3.1 基本計算

熱量ベースモデルにおけるノードにおける基本的な計算について説明する。GAによって熱輸送率が決定される $QL_{N+i,T}$ から始まり(3.3に決め方について記述する)、時計回りにノードごとに計算していき、ループ1周分計算することで、各配管を流れる熱量が決まる。ノードの番号は通し番号で付け、「建物内」、「建物-ループ配管間」、「放熱考慮」の3種類のノードがある。これら1周の計算を24時間分1日で最適化する運用方法を探索していく。

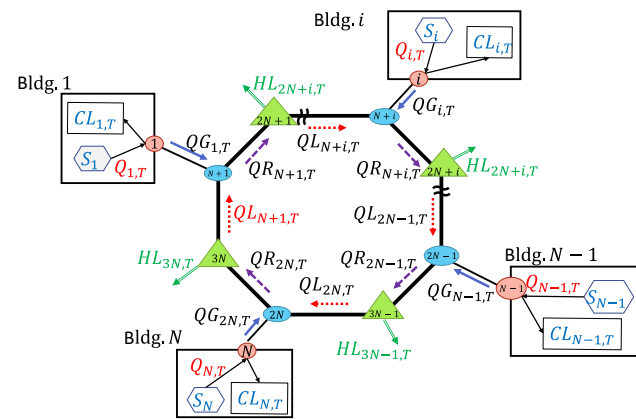


Fig.2 Concept of heat quantity base model

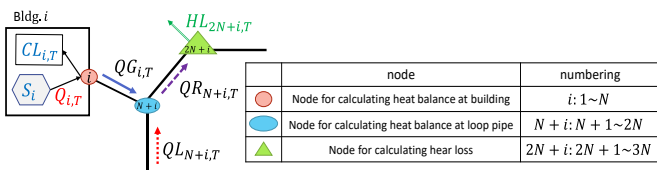


Fig.3 Description of node

$$Q_{i,T} = S_i \times x_i \quad (1)$$

$$QG_{i,T} = Q_{i,T} - CL_{i,T} \quad (2)$$

$$QR_{N+i,T} = QG_{i,T} + QL_{N+i,T} \quad (3)$$

$$QL_{N+(i+1),T} = QR_{N+i,T} - HL_{2N+i,T} \quad (4)$$

$Q_{i,T}$  :Quantity of heat (kWh)  
 $x_i$  :Load factor (-) (5%)  
 $S_i$  :Rated capacity (kW)  
 $CL_{i,T}$  :Cooling load (kWh)  
 $QG_{i,T}$  :Quantity of transfer heat from [i] to [N + i] (kWh)  
 $QR_{N+i,T}$  :Quantity of transfer heat from [N + i] to [2N + i] (kWh)  
 $QL_{N+i,T}$  :Quantity of transfer heat from [2N + (i - 1)] to [N + i] (kWh)  
 $HL_{2N+i,T}$  :Quantity of heat loss from [N + i] to [N + (i + 1)] (kWh)

- $i$ は建物番号を表しており1建物1熱源機と想定し、対象建物数はN個で、N台の熱源機があるとする。
- $T$ は時刻を意味し、1~24の24時刻分ある。 $T = 1$ の時、0:00~0:59の1時間合計の熱量での計算をすることを指し、熱の流れの方向は次のように定義する。
- $Q_{i,T} \geq 0, HL_{2N+i,T} \geq 0$ である。
- $QG_{i,T} \geq 0$ の時、建物から熱融通配管の方向を表している。(負の時はループ配管から建物へ流れている。)
- $QR_{N+i,T} \geq 0, QL_{N+i,T} \geq 0$ のとき、時計回りに流れること表す。(負の時は反時計回りに流れている。)

3.2 熱源機特性式

本研究において熱源機の特性格式は「LCEM ツール」<sup>5)</sup>の熱源機モデルに採用されている特性格式を用いた。算出される熱源機的一次エネルギー消費量に、冷却塔ファン動力、冷却水ポンプ、冷温水一次ポンプ(以下、サブシステム)が、その熱源機が運転しているとき、定格のエネルギー消費量が加算されるようにした。GAでは熱源機負荷率と次節で示す熱輸送率を遺伝子として最適解を探索する(5)。

$$E_{i,T} = EP_{i,T} + Eq_{i,T} \quad (5)$$

$E_{i,T}$  :Energy consumption of heat source subsystem(MJ)  
 $EP_{i,T}$  :Energy consumption of heat source machine(MJ)  
 $Eq_{i,T}$  :Energy consumption of subsystem (MJ)

3.3 熱輸送量の決定

熱量ベースモデルで記した $QL_{N+1,T}$ を未知数として遺伝子を用いて算出し、そこからノードごとに計算して各配管内を流れる熱量を算出することができる(6)。これにより、搬送動力や放熱量を計算することができるようになり、それらを踏まえて最適化する。

$$QL_{N+1,T} = QL_{N+1,MAX} \times x_{QL,T} \quad (6)$$

$QL_{N+1,MAX}$  :Maximum heat flowing from [3N] to [N + 1] (kWh)  
 $x_{QL,T}$  :Heat transfer rate(-)

### 3.4 放熱損失について

放熱損失については、その配管を流れる熱量のうち 1m あたり 0.01%放熱する、という値を設定して熱量と長さ按比例するものとした。

### 4. 算出手法

本研究で最適化手法には遺伝的アルゴリズムを用いるが、遺伝的アルゴリズムにおける遺伝子を熱源機負荷率と熱輸送率としており、単一目的最適化(目的関数が一つ)と多目的最適化の2種類のプログラムを作成し、比較検討する。多目的最適化とは改善したい目的関数が複数あり、なおかつそれらが互いに競合関係にある問題のことである。本研究では、負荷予測誤差や、熱源機器の特性誤差などモデルと実運転状態との乖離を考慮すると、熱収支が成立しなくても実用的に価値ある準最適運転があると想定し、熱収支も目的関数とする最適計算プログラムを Python の汎用ライブラリ DEAP を用いて作成した。

#### 4.1 単一目的最適化

単一目的最適化では目的関数をシステム全体のエネルギー消費量とし、熱収支平衡を満たしながら全てのノードについて計算し、エネルギー消費量(7)を算出する。

Objective function	:Primary energy consumption
$f = \frac{\sum_{T=1}^{24} (\sum_{i=1}^N E_{i,T} + \sum_{i=1}^N W_{N+i,T})}{24} \text{ (MJ/h)} \quad (7)$	
W	: Primary energy consumption of pump (MJ/h)

N 台目の熱源機には遺伝子を与えず、熱収支を 0 にするよう製造熱量を決定する。

#### 4.2 多目的最適化

単一目的最適化に対して、熱収支も目的関数にし、熱収支の誤差を許容した解を算出する。以下にその目的関数を示す(8),(9)。

Objective function1	:Primary energy consumption
$f_1 = \frac{\sum_{T=1}^{24} (\sum_{i=1}^N E_{i,T} + \sum_{i=1}^N W_{N+i,T})}{24} \text{ (MJ/h)} \quad (8)$	
Objective function2	:Heat balance
$f_2 = \sqrt{\frac{\sum_{T=1}^{24} [(\sum_{i=1}^N Q_{i,T} - \sum_{i=1}^N CL_{i,T} - \sum_{i=1}^N HL_{2N+i,T})]^2}{24}} \text{ (MJ/h)} \quad (9)$	

#### 4.3 連続運転

前の時刻が停止状態で、運転状態が変わったとき、その時刻のエネルギー消費量を 1.5 倍(必要な時間の 30 分前から運転し始めることを想定した)にするペナルティを与え、最適解探索の過程で、連続的に運転している状況が最適解として選ばれやすくなった。なお、比較対象となる個別運転でも起動時にその時刻のエ

ネルギー消費量を 1.5 倍としている。

## 5. 算出結果

### 5.1 計算条件

対象とするエリアに建物が 4 つあり、それぞれ、建物間の配管長さ L はどの建物間も 100m とする。それぞれの設備情報は Table1 に示している。これら熱源機の負荷率と COP の関係を Fig4 に示す。定格運転状態で熱源機④が最も効率が良く、熱源機②が最も効率が悪いという条件になる。建物負荷は Fig.5 に示す。このとき、個別運転するとそれぞれの熱源機の負荷率は Fig.7 のようになった。

Table1 Equipment conditions

	Bldg.1	Bldg.2	Bldg.3	Bldg.4
Type of heat source machine	Turbo refrigerator (HS①)	Absorption chiller (HS②)	Absorption chiller (HS③)	Turbo refrigerator (HS④)
Rated capacity(kW)	800	550	1400	1500
Rated Gas consumption (m <sup>3</sup> /h)	0	32.6	81.4	0
Rated Electricity consumption(kW)	143	7.3	10.3	200
Energy consumption of subsystem(kW)	50	50	50	50
Rated COP(-) (primary energy)	1.50	0.97	1.18	2.17
Length of piping between buildings(m)	100	100	100	100
Heat loss rate(1/m)	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
Pump efficiency(-)	0.6	0.6	0.6	0.6
Diameter of piping(m)	0.15	0.15	0.15	0.15

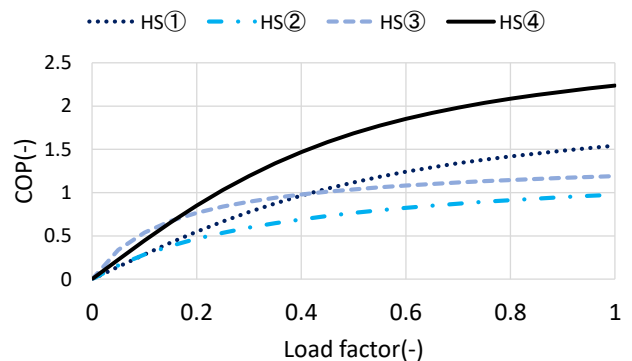


Fig. 4 Relationship between load factor and COP

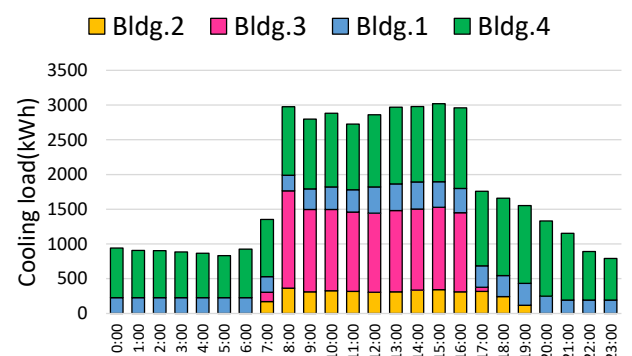


Fig.5 Cooling load



5.2 多目的最適化

多目的最適化で得られた結果を示していく。1 世代につき 100 個体、1 個体につき 120 遺伝子あり、10000 世代計算し、計算時間は 15792 秒であった。(CPU: Core(TM) i3-4170(3.70GHz)、RAM 4GB)

多目的最適化で得られる最適解は Fig.6 に示すパレート解を形成した。横軸にエネルギー消費量、縦軸に熱収支(どちらも 1 時間平均)をとっている。

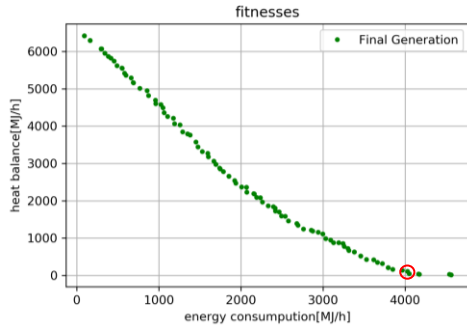


Fig.6 Multiobjective optimization last generation

このうち Fig.6 において赤丸で囲った解の熱源機負荷率を Fig.8 に示す。各熱源機の負荷率についてみると、最も効率の良い熱源機④の運転時間が 24 時間高負荷で稼働しており、最も効率の悪い熱源機②は全く運転しておらず、効率の良い運転ができるといえる。熱収支が 1 日トータルで見るとマイナスになるが、1 時刻ずつの差はすべて 5%以内にとまっているので十分許容範囲内と言える。

5.3 単一目的最適化

次に単一目的最適化でも同条件で算出した。(1 世代 300 個体、1 個体 96 遺伝子、3000 世代計算し、計算時間は 12520 秒)Fig.9 に熱源機負荷率を示す。多目的最適化同様、熱源機④の高負荷運転は実現され、熱源

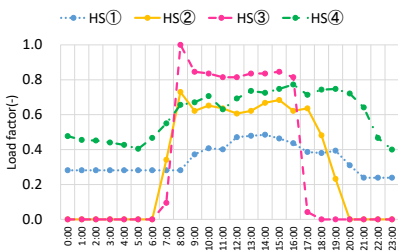


Fig.7 Load factor (individual)

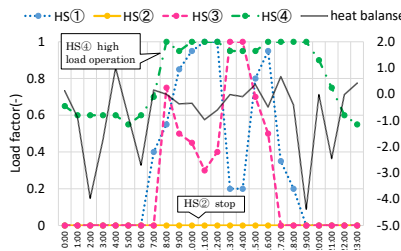


Fig.8 Load factor (TGS, multi objects)

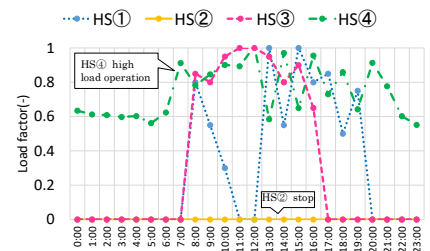


Fig.9 Load factor (TGS, single object)

■ TGS(multi) ■ TGS(single) □ individual operation

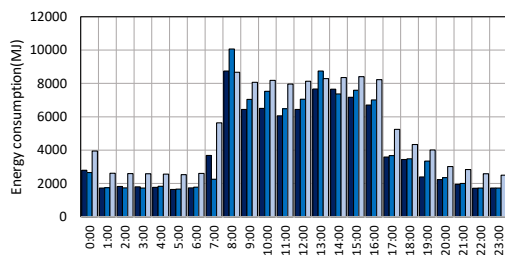


Fig.10 Primary energy consumption

機②が運転されていないことは確認できた。一次エネルギー消費量削減効果がみられるような運転状態が単目的最適化による解でも算出された(Fig.10,Table 2)。

6. まとめ

- ・昨年度の計算モデルに放熱損失や搬送動力を加え、24 時間で算出できる熱量ベースモデルの提案をした。
- ・多目的最適化と単一目的最適化の 2 通りの方法についての算出プログラムを作成し、両手法において削減効果のある計算結果が算出された。
- ・中でも熱収支に許容誤差範囲を設ける多目的最適化では、より省エネ運用の解を見つけることができる可能性を示した。
- ・今後の課題として、各手法について必要な計算世代数や最適解の妥当性の確認、計算時間短縮のための初期値の設定などの工夫が必要であると考えられる。

参考文献

- 1)中尾正喜ら「インテックス大阪(展示場)におけるサーマルグリッドの適用と効果検証(第 5 報)建物個別熱源運転方式とサーマルグリッド方式の比較」空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集 pp.165-168,2016 年 9 月
- 2)横山良平ら「インテックス大阪(展示場)におけるサーマルグリッドの適用と効果検証(第 4 報)最適手法とその適用」空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集 pp.161-164,2016 年 9 月
- 3)池田伸太郎ら「地域エネルギーシステムの最適化における学習的探索手法と機械学習の複合アルゴリズムの開発(第 1 報)蓄熱槽を含む地域冷暖房システムにおける最適運用計画決定手法」空調調和・衛生工学会論文集 No241 p.11-20,2017 年 4 月
- 4)桐山哲也ら「サーマルグリッドシステムにおける一次エネルギー消費量削減効果に関する研究(その 2)遺伝的アルゴリズムを用いた最適熱融通パターンの推定」空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集第 8 巻 pp.61-64, 2018 年 9 月
- 5)国土交通省大臣官房官庁営繕部 LCEM ツール Ver3.10, 2014 年 2 月

Table 2 Primary energy consumption and reduction rate

	TGS (multi)	TGS (single)	Individual operation
Integrated energy consumption (MJ)	99982.7	102546.7	123881.0
Reduction rate (%)	20.2	17.2	—

## サーマルグリッド空調システム導入効果の評価手法に関する研究

## (第2報) 街区・建物特性に基づく簡易評価指標の提案

Study on Evaluation Method of Introduction Effect for the Thermal Grid Air Conditioning System  
(Part2) Proposal of Simple Evaluation Parameters Based on Block and Building Characteristics

○高橋 宜希 (大阪市立大学) 石那田 将 (大阪市立大学)  
鍋島 美奈子(大阪市立大学) 中尾 正喜 (大阪市立大学)  
西岡 真稔 (大阪市立大学) 久保井 大輔(東京電力ホールディングス)  
前田 浩行 (東京電力ホールディングス)

Yoshiki TAKAHASHI<sup>※1</sup> Masashi ISHINADA<sup>※1</sup> Minako NABESHIMA<sup>※1</sup>

Masaki NAKAO<sup>※1</sup> Masatoshi NISHIOKA<sup>※1</sup> Daisuke KUBOI<sup>※2</sup> Hiroyuki MAEDA<sup>※2</sup>

<sup>※1</sup>Osaka City University <sup>※2</sup> Tokyo Electric Power Company Holdings, Inc.

The final goal of the thermal grid system is to be applied to a general urban area. In this study simplified indexes to estimate TGS introduction effect from the condition of building load characteristics, inter-building piping length and heat source equipment characteristics are proposed. A parameter study is conducted in order to confirm which indexes are effective for reduction of the primary energy consumption. The relationship between each simplified index and reduction effect of the primary energy consumption are analyzed by using our optimization program for TSG. As a result, it is found that the heat source equipment loading rate is more effective parameter than the inter-building piping length.

## 1 研究背景・目的

サーマルグリッドシステム(以下 TGS とする)は 2015 年度より、国際展示場にて実証試験が行われており、約 69% の CO<sub>2</sub> 排出量削減効果が確認されている。しかし、国際展示場という、特殊な負荷特性を持つ建物を対象としているため、本システムの一般性は示されていない。そこで、本研究では TGS の一般街区への導入を想定し、街区・建物特性から TGS 導入効果を予測するための、簡易評価指標を作成する。

## 2 研究概要

## 2.1 一次エネルギー消費量削減効果の試算

簡易評価指標の有用性を確認するために、前報で石那田らが作成した最適化プログラムを用いる。『TGS 運転時』の運転状態と、TGS 導入前の状態『個別運転』との比較を行い、一次エネルギー消費量削減効果を算出し、簡易評価指標との関係を確認する。評価関数には式(1)を用いる。

$$f = \frac{\sum_{T=1}^{24} (\sum_{i=1}^N E_{i,T} + \sum_{i=1}^N W_{N+i,T})}{24} \quad (1)$$

$E$  : Energy consumption of heat source machine(MJ/h)

$W$  : Power for conveyance of heat (MJ/h)

削減率は TGS 導入前の個別運転時と比較した際の削減率とし、以下の式で定義する。

$$\text{Reduction}(\%) = \left\{ 1 - \left( \frac{\sum_{i=1}^N \text{Individual PEC}_i}{\text{TGS PEC}} \right) \right\} \times 100 \quad (2)$$

## 2.2 簡易評価指標の作成

本研究におけるフロー図を以下に示す(Fig. 1)。TGS に限らず熱融通システムでは、「建物負荷特性」「建物間配管長さ」「熱源機特性」が一次エネルギー削減効果に影響を与える主な要因として考えられる(Fig. 2)。本研究では、これらの要素に関する簡易評価指標を作成し、パラメータスタディを行い指標の有用性を確認する。

対象エリアは「宿泊施設」「商業施設」「医療施設」の3つの建物を設置した架空の街区とする。

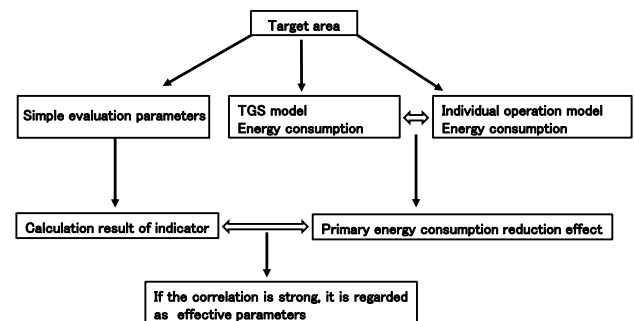


Fig. 1 Flow chart of this study

3 簡易評価指標

簡易評価指標は建物負荷の大きさ、ピーク負荷・ベース負荷などの「建物負荷特性」に関する指標、「建物配管長さ」、熱源機容量・熱源機の性能の差などの「熱源機特性」に関する指標をなど作成した。以下に記号一覧を示す。

Table 1 Character definition

<i>HL</i>	: Heat loss to the environment (MJ/h)
<i>W</i>	: Power for conveyance of heat (MJ/h)
<i>CL</i>	: Cooling load (kWh)
<i>BL<sub>i</sub></i>	: Cooling load at each time(kWh)
<i>t<sub>L</sub></i>	: Load duration time (hour)
<i>n</i>	:time(24h)
$\overline{BL}$	: Cooling load average(kWh)
<i>L</i>	: Inter-building piping length(km)
<i>LF<sub>i</sub></i>	: Load factor at each time
<i>t<sub>E</sub></i>	: Operating time of the heat source machine(h)
<i>PEC</i>	: Primary Energy Consumption (MJ)

3.1 建物負荷特性

個別運転時の空調負荷に注目して、負荷が発生している時間帯の負荷平均値に着目し、式 (2) に示す指標を定義する。また、ピーク負荷とベース負荷の差が小さければ熱源機の運転の切り替えが抑えられることから、ばらつきの指標として式 (3) に示す標準偏差を用いる。

$$\overline{BL} = \frac{\sum_{i=1}^t BL_i}{t_L} \quad (3)$$

$$BL_{SD} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_i BL_i^2 - \overline{BL}^2} \quad (4)$$

3.2 建物間配管長さ

建物間配管長さは長ければ、サーマルグリッドシステムのデメリットとして挙げられる放熱によるロスや搬送にかかるポンプ動力が大きくなり、熱融通システムの効率は低下すると考えられる。シミュレーション結果より、放熱量・ポンプ動力が建物間配管長さに比例することわかる (Fig. 3)。Zarin et al.<sup>2)</sup>は、0km、5km と仮定した場合の双方向熱融通システムと個別システムの効率の比較を行った。建物中心間距離が 0km の場合には、いかなる建物の組み合わせであっても、個別システムよりも効率が良くなることが確認した。一方で 5km の場合には、システムの建物の組み合わせのパターンによっては、個別システムよりも一次エネルギー消費量が増える場合があると指摘している。

そこで、式(4)に示す建物間配管長さを分母とする指標を提案する。建物間配管長さの二乗和のルートをとることで建物の配置のばらつきが表現できる。

$$LX = \frac{1}{\sqrt{\sum L^2}} \quad (5)$$

3.3 熱源機負荷率

前提条件として、『個別運転』での熱源機 COP が低くければ、『TGS 運転時』の一次エネルギー消費量削減効果が大きくなると予測できる。そこで、部分負荷運転時の COP と関連の深い指標として、個別建物の空調負荷と熱源機の定格容量から熱源機負荷率を求め、式(5)に示す熱源機負荷率の平均値を指標とする。

$$LF_{ave} = \frac{\sum_i^t LF_i}{t_E} \quad (6)$$

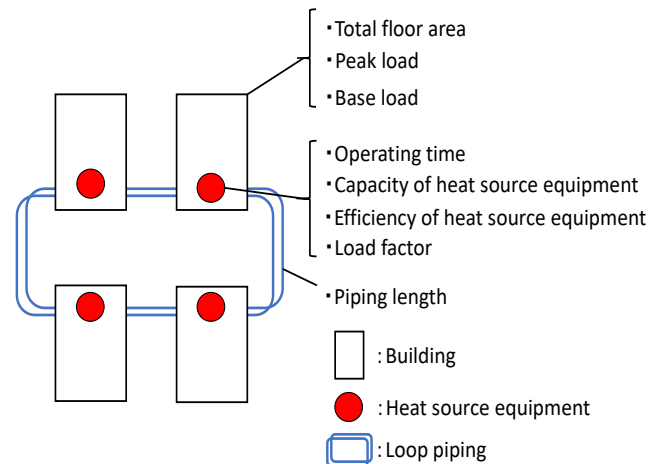


Fig. 2 Elements affecting system efficiency

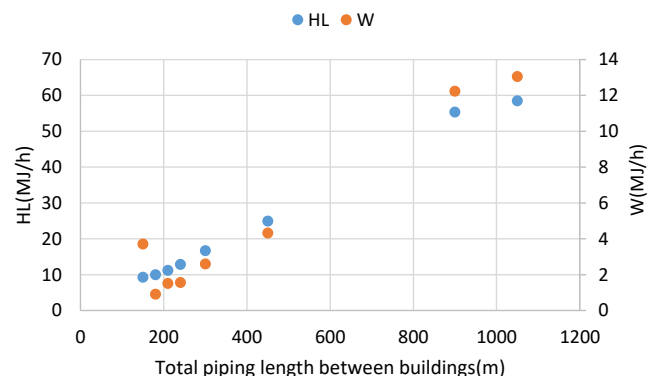


Fig. 3 Relationship between length of piping and HL (heat loss), W (Power for conveyance of heat)

# A-13

## 4 負荷データの作成

本研究では、建物負荷は冷房負荷のみを考慮する。最適化プログラムで『TGS 運転時』と『個別運転』の一次エネルギー消費量を算出する際に、24 時間の冷房負荷データを作成する必要がある。そこで、冷房負荷データについては、空気調和・衛生工学会が公開している「R1006-2007 業務用建築物の冷温熱負荷時系列データベース(首都圏版)」(以下「R1006-2007」表記する)を用いて作成した。「R1006-2007」は地域冷暖房施設から冷水・蒸気・温水を導入している業務用建築物を中心に、首都圏に立地する 53 件の建築物を対象とし、建物用途毎の供給熱量の実績値が、1998 年度～2002 年度の 5 年間で 1 時間毎に、原単位化され与えられている。本研究では、2000 年度の 8 月 1 日のデータを用いた。実測値の原単位と延床面積の積より、8 月 1 日の 1 時間毎の冷房負荷を求め、一次エネルギー消費量を算出する際に用いた。

削減効果の試算に必要な気象データは、気象庁ホームページより、2000 年 8 月 1 日の首都圏の乾球温度、相対湿度のデータを用いた。

## 5 比較結果

### 5.1 建物間配管長さに関する簡易評価指標

対象エリアの「宿泊施設」「商業施設」「医療施設」の 3 建物を用いて、各建物を等間隔に配置し(Fig. 4)、建物間配管長さの条件のみを変化させるパラメータスタディを行った。グリッド配管内を流れる流速は 3m/s 程度を想定した。設定したパターン・建物間配管長さに関する指標  $LX$  の値を Table 2 に示す。『個別運転』の一次エネルギー消費量は 3 建物合計で 8403 MJ/h であった。最適化プログラムを用いて、各パターンの一次エネルギー消費量を算出すると、いずれも、TGS 導入によって、減少することが分かった。削減効果に注目すると約 7.8～9.4%の削減効果が得られ、一番配管長さの短いパターン 1 の条件の時に 9.4%と一番高くなり、長くなるにつれてわずかに低くなっていた(Fig. 5)。削減効果は建物間配管長さになんらかの依存することが分かった。しかし、システム全体の一次エネルギー消費量が約 7600～7750 MJ/h であったのに対して、放熱量は約 9.3～58.4 MJ/h、搬送動力は約 1～13 MJ/h の結果となった。システム全体の一次エネルギー消費量に比べて放熱量・搬送動力の影響は小さいことが、削減効果に著しい差が生じなかった理由だと考えられる。

Table 2 Parameter study on inter-building piping length

type		1	2	3	4	5	6	7	8
Pipe length between each building(km)	I ↔ II	0.05	0.06	0.07	0.08	0.1	0.15	0.3	0.35
	II ↔ III	0.05	0.06	0.07	0.08	0.1	0.15	0.3	0.35
	III ↔ I	0.05	0.06	0.07	0.08	0.1	0.15	0.3	0.35
Total piping lengthΣ L(km)		0.15	0.18	0.21	0.24	0.3	0.45	0.9	1.05
The value of LX		11.55	9.62	8.25	7.22	5.77	3.85	1.92	1.65

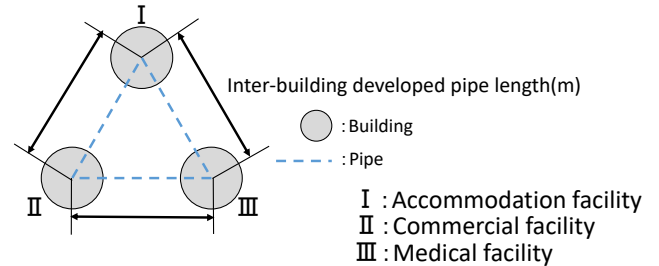


Fig. 4 Layout drawing of 3 buildings

Table 3 Breakdown of primary energy consumption of each pattern

type	1	2	3	4	5	6	7	8
PEC (MJ/h)	7615	7628	7648	7639	7651	7661	7749	7723
HL (MJ/h)	9.3	10.0	11.2	12.9	16.7	25.0	55.3	58.4
W (MJ/h)	3.7	0.9	1.5	1.6	2.6	4.3	12.2	13.0

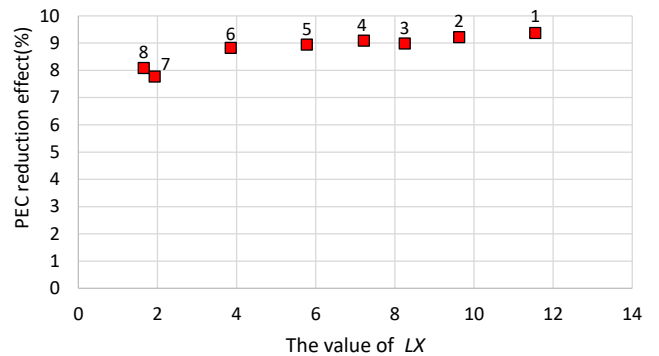


Fig. 5 Relationship between simplified evaluation parameters LX and reduction effect

### 5.2 標準偏差、個別運転時の熱源機負荷率

『個別運転』の熱源機負荷率  $LF_{ave}$  の値の有用性を確認するために、対象エリアとは別に、負荷の異なる建物(a'、b'、c')を仮定し、これらの建物の 4 建物で構成される 3 つの異なる負荷パターン a、b、c を作成した(Table 4)。a' は 24 時間 500kWh の冷房負荷が続いている建物、b' は 0~6 時、18~24 時の冷房負荷が 0kWh で 6~18 時の冷房負荷が 1000kWh の建物、c' は 0~6 時、18~24 時の冷房負荷が 250kWh で 6~18 時の冷房負荷が 750kWh の建物となっている。それぞれの負荷パターンを Fig. 6 に示す。建物間配管長さは、いずれのパターンも 4 つの建物間距離は 100m とした。個別運転の熱源機負荷率平均  $LF_{ave}$  を変化させるため、各建物に設置する熱源機 1 台の定格能力を 1200、1900、2600 kW の条件で、個別運転時の熱源機の負荷率平均  $LF_{ave}$  に関するパラメータスタディを行った。負荷パターン a、b、c では、式(3)で示す負荷の平均  $\overline{BL}$  は等しい条件で、各パターンで



A-13

ピーク負荷とベース負荷の差 $BL_{SD}$ のみが異なっている条件である。**Fig. 7**に個別運転時の負荷率平均 $LF_{ave}$ と削減効果、**Fig. 8**に負荷の標準偏差 $BL_{SD}$ と削減効果の比較を示す。

**Fig. 7**より、個別運転時の熱源機負荷率平均 $LF_{ave}$ は0.2~0.6の範囲で、削減効果と負の相関があることが分かり、最大で37.5%の削減効果が得られた。個別運転時の熱源機負荷率 $LF_{ave}$ が低くなり、TGS運転時の負荷率平均と差が大きくなることが、削減効果に影響を与える理由だと考えられる。

負荷パターン a,b,c の比較をすると、個別運転時の負荷率平均 $LF_{ave}$ が同じ値であっても、パターン c の削減効果が大きくなっている。その理由としては、『TGS 運転時』の運転状態の差によるものだと考えられる。個別運転時の負荷率平均 $LF_{ave}$ は有用な指標であるといえる。

**Table 6**, **Fig. 8**より、負荷の標準偏差 $BL_{SD}$ は、熱源機の定格能力に関わらず、パターンごとに一定の値となるため、削減効果との相関関係は確認することができなかった。

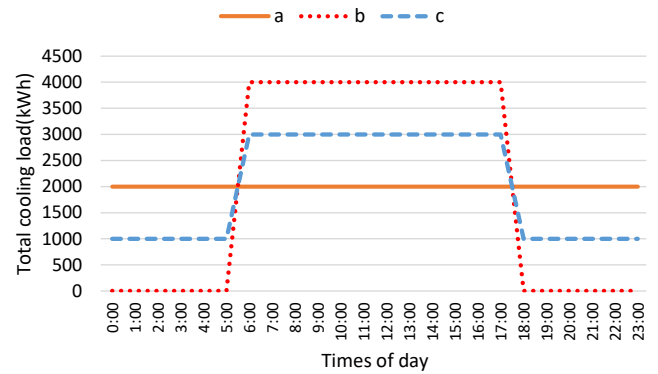
6 まとめ

本研究で TGS の一般街区への導入を想定し、導入効果を予測するために簡易評価指標を作成し、TGS 導入前後での一次エネルギー削減効果との相関関係を分析した。建物間配管長さ、熱源機負荷率に関する指標については、いずれも削減効果との相関関係が確認できた。建物間配管長さに関する指標  $LX$  が変化しても削減効果は7.8%~9.4%となり削減効果の変化は小さかった。一方、個別運転時の負荷率平均 $LF_{ave}$ 0.2~0.6の範囲で、削減効果と負の相関があることが分かり、削減効果は0.1%~37.5%と変化した。よって、熱源機負荷率平均 $LF_{ave}$ の方が影響が大きいことが分かった。熱源機容量の情報を考慮しない空調負荷の標準偏差 $BL_{SD}$ については、相関関係が確認できなかった。

今後は、パラメータスタディのケース数を増やし各指標と削減効果との相関関係を確認する必要があり、将来的には各指標に重みづけを行うなどで統合化した指標を提案したい。

**Table 4** Cooling load

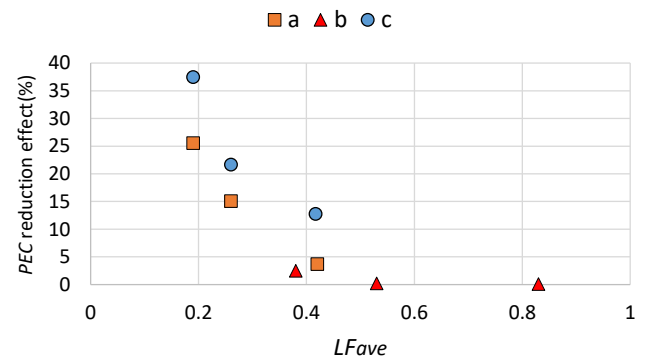
Times of Day	Individual CL(kWh)			Times of Day	Sum of CL(kWh)		
	a'	b'	c'		a=4a'	b=4b'	c=4c'
0~6	500	0	250	0~6	2000	0	1000
6~18	500	1000	750	6~18	2000	4000	3000
18~24	500	0	250	18~24	2000	0	1000



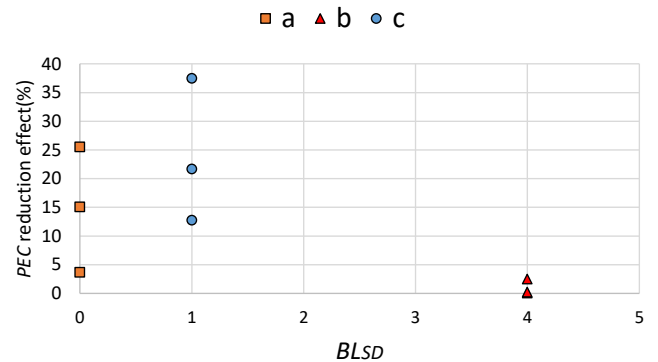
**Fig. 6** Cooling load of each pattern

**Table 5** Result of each pattern

Capacity of heat source equipment(kW)	1200			1900			2600			
	a	b	c	a	b	c	a	b	c	
pattern	a	b	c	a	b	c	a	b	c	
$BL_{SD}(10^3)(kWh)$	0	4	1	0	4	1	0	4	1	
Individual	$LF_{ave}$	0.42	0.83	0.42	0.26	0.53	0.26	0.19	0.38	0.19
	PEC (MJ/h)	5835	4184	6002	7040	4520	7178	8403	5025	8515
TGS	$LF_{average}$	0.45	0.83	0.50	0.34	0.53	0.37	0.28	0.39	0.36
	PEC (MJ/h)	5619	4180	5235	5976	4510	5621	6255	4899	5322
PEC reduction effect(%)	3.7	0.1	12.8	15.1	0.2	21.7	25.6	2.5	37.5	



**Fig. 7** Relationship between  $LF_{ave}$  and PEC reduction effect



**Fig. 8** Relationship between  $BL_{SD}$  and PEC reduction effect

<参考文献>

- 1)中尾正喜ら 「インテックス大阪(展示場)におけるサーマルグリッドの適用と効果検証(第5報)建物個別熱源運転方式とサーマルグリッド方式の比較」空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 pp.165-168, 2016年9月
- 2)Zarin Pass,R, Wetter,M, Piette,MA, Athermodynamic analysis of a novel bidirectional district heating and cooling network, Energy, Vol. 144, p. 20-30. 2018.
- 3)池田伸太郎ら「地域エネルギーシステムの最適化における学習的探索手法と機械学習の複合アルゴリズムの開発 第1報 蓄熱層を含む地域冷暖房システムにおける最適運用計画決定手法」空気調和・衛生工学会論文集 42 巻 241 号 P.11-20

## 屋外への開口部を持つ地下街での通路温度分布の予測モデルを用いた空調負荷制御に関する研究 Research on Air Conditioning Load Control Using Prediction Model of Passage Temperature in an Underground Mall with Outdoor Openings

○ 笹川 貴久 (神戸大学)      竹林 英樹 (神戸大学)

中尾 正喜 (大阪市立大学)      長 廣 剛 (神戸大学)

Takahisa SASAGAWA\*<sup>1</sup> Hideki TAKEBAYASHI\*<sup>1</sup> Masaki NAKAO\*<sup>2</sup> Tsuyoshi NAGAIRO\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Kobe University \*<sup>2</sup> Osaka City University

In recent years, commercial use of underground mall is progressing. In such a space, the energy consumption required for air conditioning is large, due to a large number of visitors and large outdoor openings. In the study, we analyzed the temperature distribution of the underground mall with openings to the outside by measurement data, and the relationship of outside air inflow using a thermal environment prediction model.

### 1. はじめに

地下街は、屋外への開放部を持つなどの特性から、冷暖房などに要するエネルギー消費量は大きく、現状では省エネルギーに配慮した冷暖房や換気はあまり行われておらず、エネルギー消費量・CO<sub>2</sub> 排出量の削減ポテンシャルが大きいと考えられる<sup>1)</sup>。

三浦<sup>2)</sup>らは、地下街の熱環境について実測を基に分析を行い、その実態を明らかにし、諏訪ら<sup>3)</sup>は、開口部を有するアトリウム空間に対して、簡易な温熱環境予測モデルを用いて、空調制御の効果を検討している。

地下街において、省エネルギーに配慮した空調制御を検討するには、開口からの外気の影響への対策が必須である。本研究では、地下街で計測されたデータに基づき、外部への開口をもつ地下街の温度分布を分析し、空調の制御に利用する観点から、通路空間の温熱環境を予測する簡易なモデルを作成した。それを用いて、空調制御が通路温度に与える影響を明らかにし、省エネルギーに配慮した空調制御手法を検討した。

### 2. 分析対象の概要

#### 2.1 対象施設の概要

神戸市中央区の三宮地下街（さんちか）を対象とした。対象施設の概要、対象エリアの範囲を表1、図1に示す。

#### 2.2 開口、レターンガラリ

開口とレターンガラリの位置を図2に示す。公共通路には開口が計10箇所ある。開口4、5は開口面積が大

きく、屋外へ開放されており、空気の流出入が多い。

レターンガラリは2箇所設置されている。ガラリ面で計測した風量は、レターンガラリ1 (RA1) では31,441m<sup>3</sup>/h、レターンガラリ2 (RA2) では2,715m<sup>3</sup>/hで、合計34,157m<sup>3</sup>/hであった。

#### 2.3 吹出口

公共通路の空調に用いられるA19系統空調機の吹出口は、通路内の天井に114箇所設置されている。モーターダンパーの開度を変化させることで、吹出口からの吹出し風量を調整することができる。

#### 2.4 エアバランス

公共通路内の空調機ファン、レターンファン、排気ファンの仕様を表2に示す。平成26年度の通路のエアバランス調査<sup>4)</sup>では、通路部分は負圧となっており、物販1、物販2、外気より空気が流入している。

Table.1 Outline of objective area

Total floor area[m <sup>2</sup> ]		19,109
Air conditioning area[m <sup>2</sup> ]		13,709
Service	stores	10:00~20:00
	restaurants	11:00~21:00
	passage	6:00~24:00
Air conditioning	stores	10:00~20:00
	restaurants	11:00~21:00
	passge	9:00~20:30

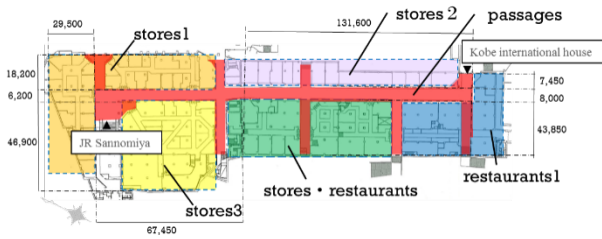


Fig.1 Objective air conditioning area

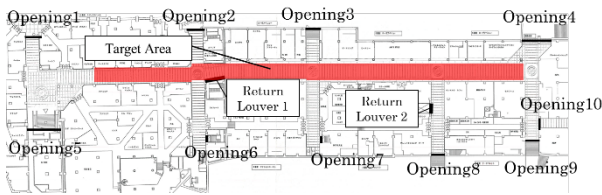


Fig.2 Position of openings and return louvers

Table.2 Outline of fans

	Air flow [CMH]	Number
Supply fan	64,800	1
Return fan	32,400	1
Exhausted fan	37,200~69,600	1

### 3. 通路の温熱環境分析

#### 3.1 計測概要

JR 三宮駅と神戸国際会館を結ぶ南北公共通路が対象である。通路内の 24 箇所の壁際に温度センサーを床面から 0.1m, 1.6m, 温湿度センサーを 2.5m の高さに設置し, 超音波風向風速計 (2 次元) は, 公共通路の南北に一箇所ずつ, 床から 2.6m の通路中央に設置した (図 3)。

#### 3.2 通常運転時の通路の温度分布

通常運転日のうち, 晴天日で気温が高かった 7 月 20 日の測定結果を分析した。この日の空調運転条件は給気風量 45,000m<sup>3</sup>/h, 給気温度 21℃であった。外気温には神戸地方気象台での観測データを用いた。

最高気温時 (13:00) の南北通路の温度分布を図 4 に示す。南端の温度は外気温とほぼ同じである。

通路中央に位置する測定点⑬での上中下温度の時間変化を図 5 に示す。空調開始時の 9:00 から徐々に低下し, 低層と中層は店舗の空調が開始する 10:00 から大

きく低下した。出入り口を開放した店舗が多いため, 店舗の空調の影響を受けていた。

通路南側に位置する測定点⑭での上中下温度の時間変化を図 6 に示す。南側開口に近く, 外気温に近くなっていた。

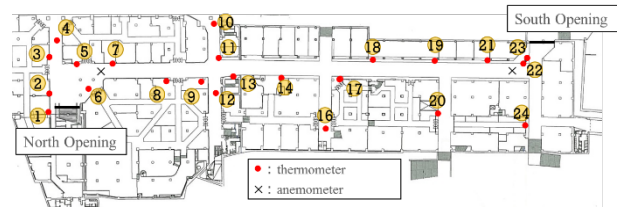


Fig.3 Position of thermometer and ultrasonic anemometer

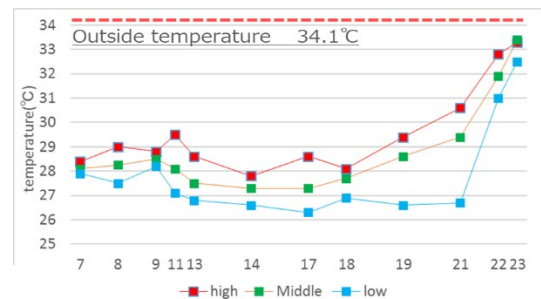


Fig.4 Air temperature along the passage at 13:00 on 20 July

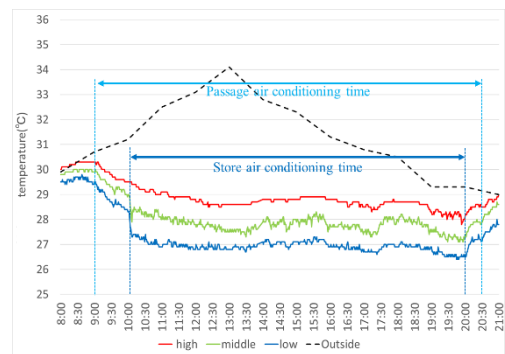


Fig.5 Air temperature at the thermometer ⑬ on 20 July

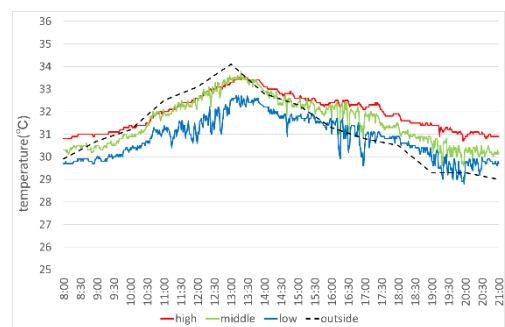


Fig.6 Air temperature at the thermometer ⑭ on 20 July

3.3 実証運転時の通路の温度分布

2018年8月24日～31日に実証運転を行った。南北開口からの外気流入を防止するため、通路中央に位置する給気口ダンパーの開度を0%にし、吹出し風量を南北開口付近に集中して加圧制御を行なった。

8月27日は、13:30頃までは外気温と同じ温度に上昇しているが、それ以後は低下している(図7)。その他の実証日では、外気温と同じような推移となった。実証運転期間の空調時間96時間のうち、通路南側に位置する測定点③の中層温度が外気温より2℃以上低くなったのは5時間あり、その割合は5.2%であった。8月の空調時間372時間のうちでは50時間あり、割合は13.4%であった。

3.4 通路南側測定点での温度の分析

通路南側測定点③の温度と空調機の給気風量、給気温度、通路の排気ファン、レターンファンの運転状況、通路吹出し口のダンパー開度、外部風の風向風速(神戸管区気象台)との関係を分析したが、確認されなかった。

9月5日の測定点③での上中下温度と超音波風速計による風向の時間変化を図8に示す。通路の温度が低下した時間帯に、風向が外部へ流出する方向になっている。空調時間9:00から20:30の対象期間691分のうち、流出する方向の時間は85分となり、その割合は12.3%であった。通路の空調機の給気温度を基準として、式(1)により標準化した③の中層温度と通路の風速の相関を、図9に示す。通路から流出する方向の場合、標準化した中層温度は0.8-0.9が多く、通路に流入する方向の場合、1前後が多い。

$$Tr = (\theta_r - \theta_s) / (\theta_o - \theta_s) \quad \dots (1)$$

Tr: 標準化した通路温度 [-] 通路温度 通路温度 [℃]  
 θ [温度 空調機の給気温度 [℃][機の給気外気温 [℃]

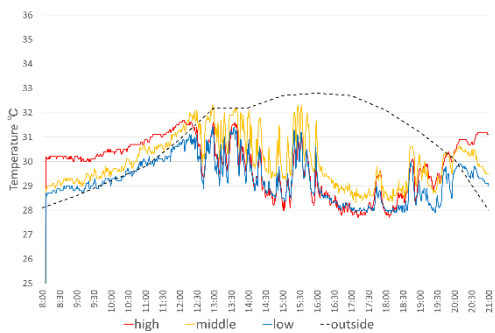


Fig.7 Air temperature at the thermometer ③ on 27 August

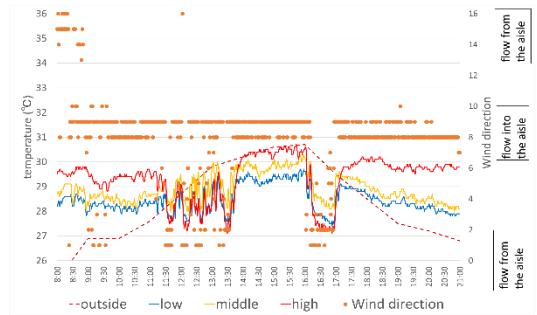


Fig.8 Air temperature at the thermometer ③ and wind direction by ultrasonic anemometer on 5 September

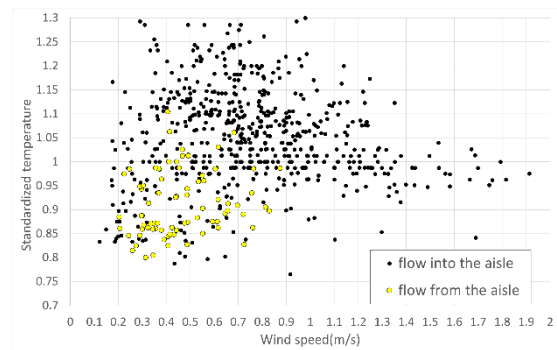


Fig.9 Standardized temperature and wind speed on 5 September

4. 温度分布の予測モデルによる検討

4.1 温度分布予測モデルの概要

戸河里<sup>4)</sup>らのモデルを参考に、図10に示す上中下層の完全混合ボックスモデルを想定した。各ボックス(対象通路を23に分割)対して、吹出し口や開口からの風量の影響を考慮し、以下の風量収支式(2)、熱収支式(3)よりボックス温度算出した。戸河里らのモデルでは、ボックス間の熱抵抗を設定しているが、本研究では、実測調査より流入風の移流の影響が支配的であったので、ボックス間の熱交換は考慮していない。

$$0 = \xi M \cdot V_o + V(n)m - \xi L \cdot V_o - V(n+1)m \quad \dots (2)$$

V<sub>o</sub>: 吹出し風量[m<sup>3</sup>]

V(n): ボックス n-1 とボックス n 間の移動風量[m<sup>3</sup>]

V(n+1): ボックス n とボックス n+1 間の移動風量[m<sup>3</sup>]

ξ m 移動風 L: 誘引比[-](ξ =1.25, 1 L=1.33)

$$0 = -C \cdot \gamma \cdot B_{nm} \cdot \{T_{nm}(t-1) - T_{nm}(t)\}$$

$$+ C \cdot \gamma \cdot \xi M V_o \cdot \{T_{nh}(t) - T_{nm}(t)\}$$

$$- 1/3 \cdot C \cdot \gamma \cdot V_o \cdot \{T_{nh}(t) - T_{nm}(t)\}$$

$$+ C \cdot \gamma \cdot V_{nm} \cdot \{T_{n-1m}(t) - T_{nm}(t)\}$$

$$+ 1/3 \cdot C \cdot \gamma \cdot V_o \cdot \{T_o - T_{nm}(t)\}$$

$$+ 1/3 \cdot C \cdot \gamma \cdot V_c \cdot \{T_c - T_{nm}(t)\}$$



$$+\alpha w \cdot A_{wn} \cdot \{T_w - T_{nm}(t)\} + L_h \cdot A_n \quad \dots (3)$$

C: 空気の比熱[kg/m<sup>3</sup>]  $\gamma$  kg/空気の比重[J/(kg°C)]

T<sub>x</sub>(n): n 時のボックス x の温度[°C]

B<sub>x</sub>: ボックス x の体積[m<sup>3</sup>]

V<sub>x</sub>: ボックス x からの移動風量[m<sup>3</sup>]

A<sub>w</sub>: ボックスに面する壁の表面積[m<sup>2</sup>]

A: ボックスに接する天井, 床の表面積[m<sup>2</sup>]

$\alpha w$ : 壁の対流熱伝達率[W/(m<sup>2</sup>K)] (= 4.65)

T<sub>w</sub>: 壁の表面温度[°C] T<sub>c</sub>: 店舗の温度[°C]

L<sub>h</sub>: 人体発熱[W/m<sup>2</sup>](= 7)

4.2 流入風速の影響, 空調制御の効果

南側開口から流入する風速が変化した場合, 空調機の供給風量と吹出風量バランスを変化させた場合の検討を行った. 表 3 に検討ケースを示す. 通常運転は, 全ダンパー開度を 100%にし, 実証運転のダンパー開度は, 通路の中央 0%, 北側 80%, 南側 100%とした. 南北の境界条件には, 7月 20 日 13 時の測定点⑤, ⑬の測定結果を用いた.

図 11 に, 供給風量 35,000m<sup>3</sup>/h のままで, 吹出風量バランスと, 流入風速を変更した場合の中層温度の計算結果と, 7月 20 日 13 時での通路中層の計測温度を示す. 流入風速が 0.8m/s の場合, 通路断面積から, 約 60,000m<sup>3</sup>/h の風量が流入すると仮定され, 運転条件を変更しても, 温度分布に変化は見られず, 南側の温度は流入温度に近い値となった.

図 12 に南側開口からの流入風速と南側中層温度の低下量を示す. 供給風量 35,000m<sup>3</sup>/h で通常運転の場合に, 流入風速 0.8m/s では温度低下量は 1°C と小さいが, 0.4m/s では 1.9°C, 0.2m/s では 3.1°C と大きくなる.

5. 結論

地下街で計測した温度, 風速等のデータ分析より, 屋外へ開放された(南側)開口からの外気流入が通路温度に与える影響が大きいことが確認された. 温度予測モデルを作成して空調制御による外気流入抑制の可能性を検討した. 外気流入量の少ない条件では適切な空調制御が実現される場合があるが, 多くの時間は空調制御の範囲を上回る風量が流入しており, 適切な制御が困難であると考察された.

参考文献

1) 株式会社テクノ菱和, 神戸地下街株式会社, 一般社団法人神戸すまいまちづくり公社, 平成 26 年度大規模 CO2 削減ポ

テンシヤル調査・対策提案委託業務「さんちか」に関する報告書 (2015)

2) 三浦秀一, 尾島俊雄: 地下街の熱環境とエネルギー消費に関する調査研究, 日本建築学会計画系論文報告集 第 430 号 pp. 13-22 (1991)

3) 諏訪好英, 藤井修二, 湯浅和博, 佐藤陽子: 開口部を有するアトリウム空間の屋内温熱環境特性と空調負荷に関する研究, 日本建築学会計画系論文報告集 第 491 号 pp. 41-48 (1997)

4) 戸河里敏, 荒井良延, 三浦克弘, 大空間における上下温度分布の予測モデル, 大空間の空調・熱環境計画手法の研究その 1, 日本建築学会計画系論文報告集, 第 427 号, pp. 9-19(1991)

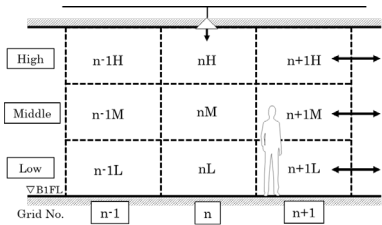


Fig.10 Box model

Table.3 Simulation case

	35,000m <sup>3</sup> /h Normal operation	55,000m <sup>3</sup> /h Normal operation	35,000m <sup>3</sup> /h Demonstration operation	55,000m <sup>3</sup> /h Demonstration operation
Inflow wind speed	0.8 m/s Case08- Norm-35	Case08- Norm-55	Case08- Demo-35	Case08- Demo-55
	0.4 m/s Case04- Norm-35	Case04- Norm-55	Case04- Demo-35	Case04- Demo-55
	0.2 m/s Case02- Norm-35	Case02- Norm-55	Case02- Demo-35	Case02- Demo-55

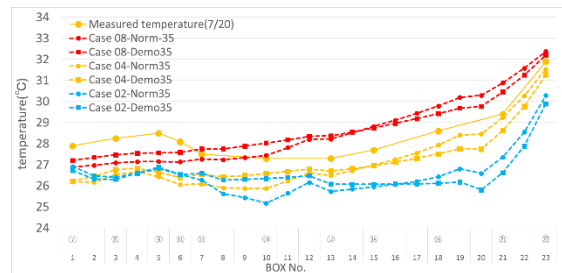


Fig.11 Middle rise temperature

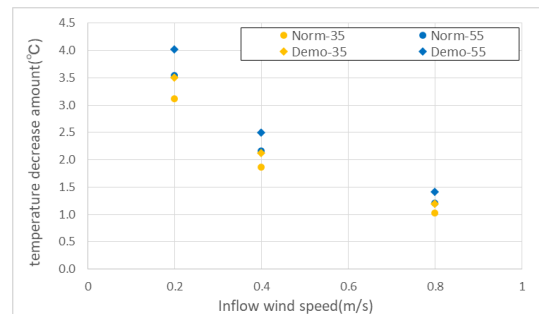


Fig.12 Inflow wind speed from southern opening and air temperature drop at southern side measurement point

## 大学における食堂施設のエネルギー消費実態及び電力デマンドの分析

## Analysis of Actual Energy Consumption and Electricity Demand of Cafeteria Facilities at University

○土屋 貴 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学) 土井 脩史 (京都橘大学)

Takashi TSUCHIYA\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Shushi DOI\*<sup>2</sup>\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University \*<sup>2</sup> Kyoto Tachibana University

The purpose of this research is to grasp the usage situation is the cafeteria facility of Ritsumeikan University Biwako Kusatsu Campus and clarify the cause of the large energy consumption. And it is to clarify the breakdown of energy consumption of the cafeteria facility as a whole and to make it an indicator of improvement to the demand reduction at the peak time.

## はじめに

既往研究<sup>1)</sup>では立命館大学びわこ・くさつキャンパスを対象とし、建物用途毎のエネルギー消費原単位及びピーク時の電力デマンド内訳の分析を進めてきた。その結果をFig.1・Fig.2に示す。これらは2013年1月1日～12月31日に計測した消費電力量のBEMSデータとガス消費量の検針値から求めている。

食堂施設のエネルギー負荷が大きいことが顕著に表れており、その原因は電力・ガス消費量の大きい厨房機器や厨房内の換気設備、ガラス面積の大きい食堂の空調負荷によると推測できる。しかしながら、エネルギー消費量の内訳が解明されておらず、エネルギー負荷が大きい原因の把握が出来ていない。そのため本研究では、食堂施設内にある機器の使用状況を把握し、エネルギー消費量が大きい要因解析と、食堂施設のエネルギー消費実態及び電力デマンドの分析を行う。

## 1. 研究概要

2016年4月～2017年3月の電灯盤・動力盤のBEMSデータ、ガス消費量はガス・水道・電気量金額算定表を用いて求めたものを実測値とし、現地調査で得られた情報から求めた計算値をチューニングする際の指標とした。分析項目は、各機器の月別・日別・特別の一次エネルギー消費量及びデマンド内訳とする。

## 1.1 対象建築物概要

Table.1に対象の立命館大学のびわこ・くさつキャンパス内食堂施設の概要を、Fig.3とFig.4に表1に対応した食堂施設の各階平面図を示す。食堂施設には食堂以外にも数多く他の施設も含まれている。

## 1.2.1 ヒアリング調査概要

現地調査では主に電灯盤・動力盤・ガスの各機器の稼働時間、位置把握、消費する電力量を把握するため型番・台数の確認を行った。食堂施設内でも特に、普段学生が立ち入ることの出来ない厨房内や機械室にある機器に関しては、2016年度にどのように使用されていたのかヒアリングを行った。

## 1.2.2 ヒアリング調査結果

ヒアリング調査結果から、食堂施設2階の食堂は利用している学生が殆どいない時でも照明を全て点灯している日が多く、無駄な電力消費に繋がっている可能性がある。EV機械室や変電設備室では、夏場に機器が熱くならないように、冷房空調機が備え付けられているが、室内温度が30℃を超えると自動で空調が行われるため、どれくらいの時間空調機が稼働しているかを把握出来ない状態である。また、1階2階厨房では食材が全く入っていないのにも関わらず稼働している冷蔵庫が何台か確認できたため、これらからも無駄な電力消費が生じていることが分かった。厨房機器に関しては調理時に使用しないものが混在したため、機器ごとの稼働率の設定を行う上での参考とした。

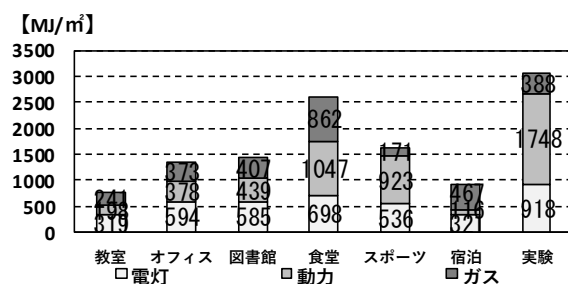


Fig.1 Annual primary energy consumption

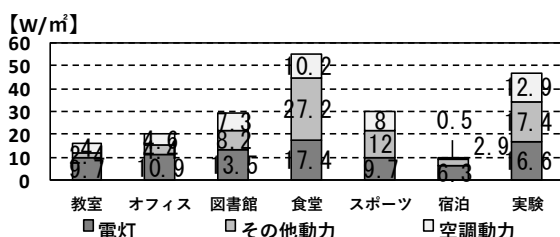
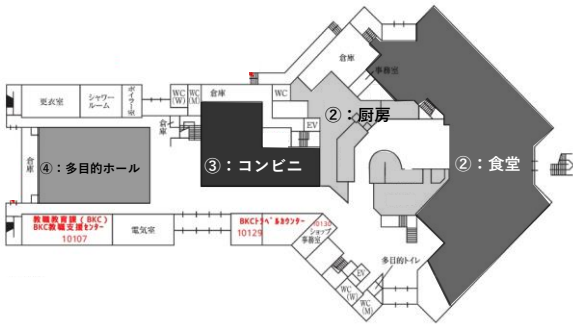


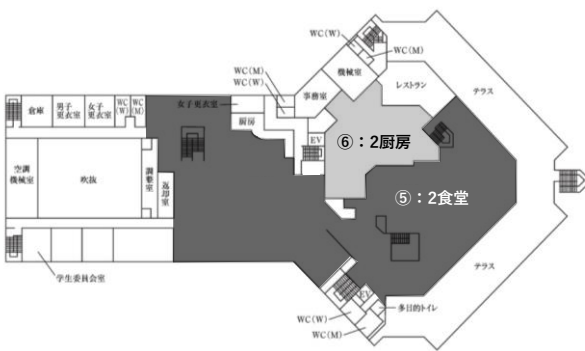
Fig.2 Demand breakdown by building use at peak time

**Table.1** Outline of cafeteria facilities

延床面積【㎡】	延床面積	6839	
床面積【㎡】	1F床面積	3782	
	2F床面積	2637	
	RF床面積	120	
各エリア面積【㎡】	1F	①：食堂	約1120
		②：厨房	約420
		③：コンビニ	約260
	2F	④：多目的ホール	約300
		⑤：食堂	約1420
		⑥：厨房	約480



**Fig.3** Cafeteria 1F Floor Plans



**Fig.4** Union Square 2F Floor Plans

**Table.2** Occupancy rate list of each device

盤名	負荷機器	時期	稼働率
電灯盤	コンビニショーケース	春～夏終わり (5～10月)	84%
		秋～初春 (11～4月)	71%
	厨房内 冷凍庫	長期休暇期間 (8～9月、2～3月)	50%
		春～夏 (5～7月)	70%
	2階食堂 照明	秋～初春 (10～1月、4月)	60%
	夏期休暇 (8～9月)	50%	
多目的ホール		4・6・7・8・9・2月	40%
		5・10・12月	50%
動力盤	厨房機器	11・1月	70%
	空調調和機 (AHU)	全ての月	80%
ガス	1階厨房機器	8月	30%
		1月	40%
	2階厨房機器	2・3・4・5・6・7・9・10・11・12月	50%
		全ての月	40%

1.2.3 各機器の稼働率設定

各機器の稼働率はヒアリング調査の結果を踏まえて、Table.2のように設定した<sup>2)</sup>。厨房内の冷凍庫は長期休暇期間は開閉回数が少ないため稼働率が低くなると想定し50%とした。また、春～夏は室内温度が高いため稼働率を70%、秋～初春は室内温度が低いが、長期休暇期間よりも稼働しているという想定から60%と与えた。照明機器に関しては、夏期長期休暇の7～8月は使用が少なく

ると想定し稼働率を50%と設けた。また、春期長期休暇の2月～3月には卒業研究の提出や発表、4月の入学式に向けて食堂施設の利用が多くなると想定し稼働率を与えていない。

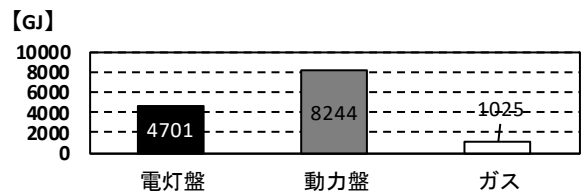
2. 総エネルギー消費量

2.1 年間

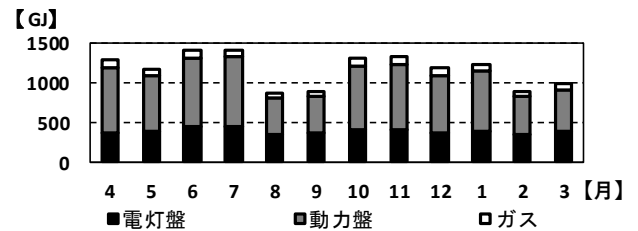
Fig.5に年間総エネルギー消費量を示す。電灯盤は主に建物内の照明や電力を使用する厨房機器やFCU、動力盤は主に空調調和機(AHU)のファン動力や電力を使用する大型厨房機器、ガスはガスを使用する厨房機器が負荷機器として備っており、動力盤の計測値は8244GJとなり最も大きい。

2.2 月別の総エネルギー消費量

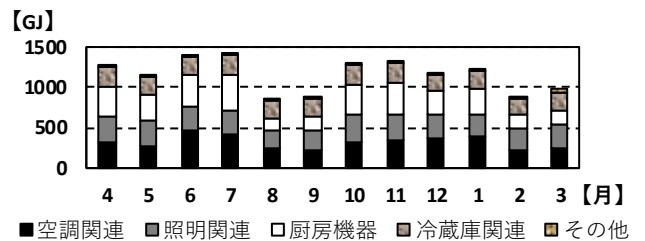
Fig.6に月別総エネルギー消費量を示す。年間を通じて1ヵ月当たり計測値は電灯盤は約400GJ、ガスは約100GJであり大きな差は無い。一方、動力盤の長期休暇期間は約400GJ、それ以外の月では約800GJと休暇期間を境に、エネルギー消費量の変動が大きくなっている。



**Fig.5** Total energy consumption per year



**Fig.6** Total energy consumption by month



**Fig.7** Total energy consumption by equipment by month

2.3 月別の機器毎の総エネルギー消費量

Fig.7に月別の機器毎の総エネルギー消費量を示す。長期休暇(8～9月、2～3月)を除く期間で内訳の中で最もエネルギー消費が大きい項目は厨房機器である。また、内訳の変動が顕著に表れているのが空調関連と厨房関連の項目である。例年6月1日～9月30日の夏期期間に冷房を、11月24日～3月26日の冬期期間に暖房の空調機

の利用がある。また空調と換気のために全熱交換器は年中使われている。空調関連は夏期は6月、冬期は1月にピークを迎え、それぞれ463GJ、378GJである。厨房1階は日曜日以外に使用しており、厨房2階は土曜日・日曜日と長期休暇期間を除く平日のみ運営している。厨房機器は夏期は7月、冬期は1月にピークを迎え、それぞれ392GJ、321GJである。照明と冷凍機器に関しては、年間を通じてどの月も大体等しく、1月当たり照明関連は約290GJ、冷蔵庫関連は約230GJの消費エネルギー量である。

### 3. エネルギー消費量のデマンド

#### 3.1 月別

Fig. 8 に月別の一次エネルギー消費量原単位の結果を示す。夏期においてエネルギー消費量が最も多い月は7月であり、225 MJ/m<sup>2</sup>である。また、冬期は1月であり178MJ/m<sup>2</sup>である。共に前期セメスター・後期セメスターの試験が行われる月であり、食堂施設を利用する学生が増えるためエネルギー消費量が増加している。また、6月・7月は他の月よりも空調関連による消費量も多く、冷暖房を使用しない中間期4~5月・10~11月と比べると、約1.4倍のエネルギー消費である。

#### 3.2 日別

##### (1) 中間期 (5月)

Fig. 9 に中間期(5月) 日別の機器毎の電力消費量の結果を示す。5月初旬は大型連休がある為、厨房機器や照明関連の使用によるエネルギー消費は平日と比較すると大幅に少ない。土曜日である5月7日、14日、21日、28日とその前日(金曜日)と後日(日曜日)との電力消費量の増減に規則性が見られない。中でも7日と21日に関しては前日の金曜日6日と20日とほとんど同じ電力消費である。また、中間期は冷暖房の使用が無いが、全熱交換器の使用がある為、ベース負荷として約130Wh/m<sup>2</sup>の電力消費が生じる。これは冷房や暖房による電力消費量よりも大きく、平日のエネルギー消費の約1/6に相当する。

##### (2) 夏期 (7月)

Fig. 10 に夏期 (7月) 日別の機器毎の電力消費量の結果を示す。平日1日当たりの電力消費は約700 Wh/m<sup>2</sup>~800Wh/m<sup>2</sup>である。7月は前期セメスターの試験が行われるため、食堂を利用する学生が多いと考えられる。そのため、夏期の厨房の電力消費量は中間期と冬期どちらよりも大きく、平日1日当たり約240Wh/m<sup>2</sup>である。

##### (3) 冬期 (1月)

Fig. 11 に冬期 (1月) 日別の機器毎の電力消費量の結果を示す。1月初旬は年始による大型連休がある為、厨房機器や照明関連、空調関連による電力消費は平日よりも少ない。三が日においては、冷蔵庫関連・その他だけの稼働であるが、平日のエネルギー消費の約1/7を占めている。平日は約700Wh/m<sup>2</sup>のエネルギー消費であり、中

間期よりも多く、夏期よりも少ない。

### 3.3 時別

#### (1) 中間期 (5月26日)

Fig. 12 に中間期(5月26日) 時別の機器毎の電力消費量原単位の結果を示す。1~6時までは運営していないた

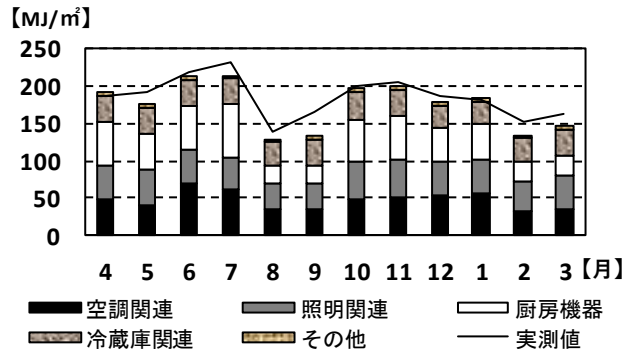


Fig.8 Unit of primary energy consumption by month

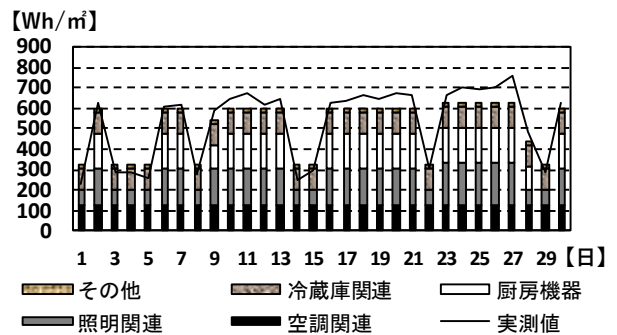


Fig.9 Daily power consumption of each device during the intermediate period

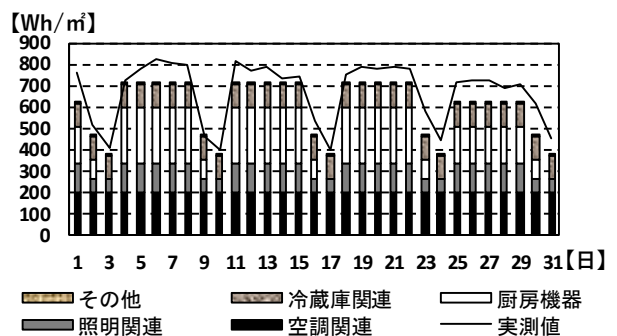


Fig.10 Daily power consumption of each device during summer

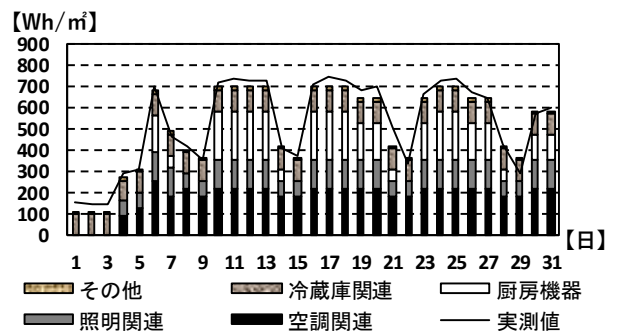


Fig.11 Daily power consumption of each device during winter



め、24時間稼働である冷蔵庫関連とその他だけにエネルギー消費がある。また、22時以降は閉店しているため、厨房機器や空調関連の使用が大幅に減少する。15時に電力消費量が減少しているのは、厨房機器の使用が減ることや生協職員の休憩時間を迎えるからである。午前のピークは10時で63W/m<sup>2</sup>で、午後のピークは19時で49W/m<sup>2</sup>である。

(2) 夏期 (7月4日)

Fig. 13に夏期(7月4日)時別の機器毎の電力消費量原単位の結果を示す。1~6時までは、運営していないため、中間期同様冷蔵庫関連・その他だけに電力消費がある。また、22時以降は閉店しているため、厨房機器や空調関連の使用が大幅に減少する。時別の結果でも中間期よりも夏期の方が空調による電力消費が多く日中では平均約5W/m<sup>2</sup>程多い。午前のピークは11時で約64W/m<sup>2</sup>、午後のピークは20時で56W/m<sup>2</sup>である。

(3) 冬期 (1月16日)

Fig. 14に冬期(1月16日)時別の機器毎の電力消費量原単位の結果を示す。1~6時までは、運営していないため、他季節同様冷蔵庫関連・その他だけに電力消費がある。また、22時以降は閉店しているため、厨房機器や空調関連の使用が大幅に減少する。午前のピークは11時で約54W/m<sup>2</sup>である。午後のピークは18~19時で60W/m<sup>2</sup>である。冬期は日中よりも夜は気温が下がることから、午後のエネルギー消費が大きい。

5. まとめ

デマンド分析の結果から、夏期の7月に電力消費ピークを迎えることが分かった。8~14時にかけて電力需要が最も増えており、厨房機器、空調関連、照明の順番で電力需要が大きいことが分かった。厨房機器の電力需要が最も大きい要因として、一つ一つの機器の電力の容量が大きく、昼食に向けての調理準備の際に一斉稼働していることが原因であると考えられる。また、空調関連の電力需要が大きい理由としては、全熱交換器による空調だけでなく、EV機械室や変電設備室内の冷房空調が行われているためであると考えられる。照明関連の電力需要が大きい理由は、10~11時は食堂施設全体で点灯が行われているからであると考えられる。

電力消費の改善が見込める項目は、2階食堂の照明と、1階2階厨房の厨房機器と冷凍庫機器である。照明に関しては1.2.2でも述べたように、食堂施設2階の食堂では利用している学生が殆どいない時でも照明を全て点灯している日が多い。10~11時のピーク時も利用する学生の数が少ない日が多いのにも関わらず、平日は毎日照明を全て点灯している。このことから無駄な電力消費に繋がっていることが分かる。そのため、2階食堂の照明の点灯数の削減やエリアを絞って点灯を行うことが最も効果的であると考えられる。そして、1階2階厨房の厨房機器

に関しては、オープン機器などの使用が少ない機器などは、10~11時のピーク時の使用は避けるべきであると考えられる。また、パン類の販売時間帯をずらしても支障にならないと考えベーカリー機器やコンベクション機器などの電気容量の大きい機器による調理を電力需要の大きい10~11時に行わないことが効果的であると考えた。また、1.2.2でも述べたように、1階2階厨房では食材が全く入っていないのにも関わらず稼働している冷蔵庫が何台か確認出来たため、これらから厨房内で使用する冷蔵庫機器の台数の削減は可能であり、冷蔵庫関連の電力需要を削減することも可能であると考えられる。

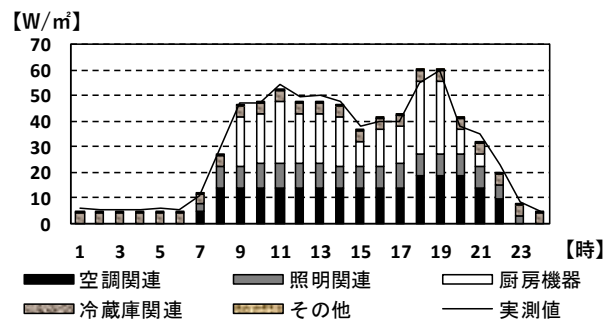


Fig.12 Electric energy consumption by time of each device in Intermediate period

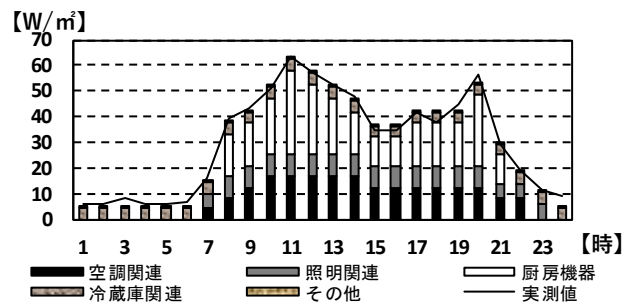


Fig.13 Electric energy consumption by time of each device in summer

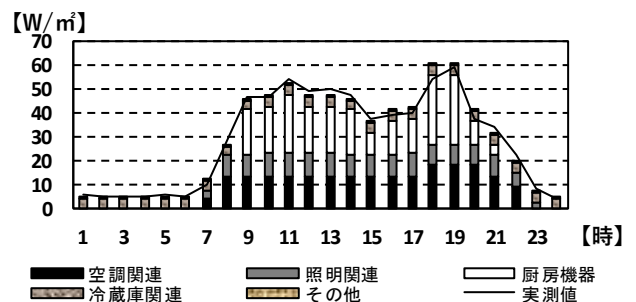


Fig.14 Electric energy consumption by time of each device in winter

参考文献

- 1) 小林 隼士、近本 智行: 文系・理系キャンパスの違いを考慮した建物用途毎のエネルギー消費特性および電力デマンド内訳の分析、空調調和・衛生工学会 近畿支部、A27、2014年3月
- 2) 日本エネルギー経済研究所: 商業部門における電力消費実測調査からの一考察 スーパー・コンビニの省電力・負荷平準化の可能性について、掲載誌 JETI、47(8)、1999年7月

# 寒冷地における木製外装を有する RC 建造物の省エネルギー性能に関する長期評価

## Long-term Evaluation on Energy Saving Performance on RC Building with Wooden Exterior in Cold Region

○宇野 雄紀 (大阪府立大学) 庄保 伸一 (越井木材工業株式会社)  
内藤 俊介 (越井木材工業株式会社) 吉田 篤正 (大阪府立大学)  
木下 進一 (大阪府立大学) 松村 佳明 (株式会社山下設計)

Yuki UNO\*<sup>1</sup> Shinichi SHOHO\*<sup>2</sup> Shunsuke NAITO\*<sup>2</sup>  
Atsumasa YOSHIDA\*<sup>1</sup> Shinichi KINOSHITA\*<sup>1</sup> Yoshiaki MATSUMURA\*<sup>3</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka Prefecture University \*<sup>2</sup> Koshii & Co. Ltd. \*<sup>3</sup> Yamashita sekkei INC

In this research, it is evaluated the energy saving performance on RC building, Yonezawa city library, with wooden exterior on the whole outer wall by measuring the surface temperature and the heat flux on the wall and window and the indoor thermal environment for long term. As a result, in summer and winter, the diurnal change of the surface temperature of each components decreases from the surface of the wooden exterior to the inside of the building.

### 1. 緒言

近年, 地球温暖化が国際的な問題となっており, 各国で二酸化炭素の排出抑制が課題となっている. そこで, 低熱伝導率の木材でコンクリート (以後, RC) 建造物を被覆することで空調負荷の軽減が期待される. これまでにウッドデッキ<sup>1)</sup>, ミニチュアモデル<sup>2)</sup>とモデル棟<sup>3)</sup>を用いて, 熱負荷および空調負荷抑制効果について評価が行われてきた. 本研究では, 木製外装された実際の RC 建造物を対象として, 建物壁面・窓の温度, 熱流束と室内温熱環境の測定を通じて, 建物全体の断熱ならびに省エネルギー性能について長期的に評価を行った.



Fig.1 Appearance

### 2. 測定概要

#### 2.1 測定場所

山形県米沢市に建設された市立米沢図書館 (以後, 図書館) において測定を行った. 図書館の外観を図1に, また図2の左に建物の概形を示す. 図書館は縦, 横ともに約 50m, 高さ20mの5階建てのRC建造物である. 外壁には熱処理されたスギ間伐材が1階から5階まで東西南北の壁のほぼ全面に施工されている. 2階から5階まで館内は吹き抜けの構造となっている (図2右). 窓ガラスには日射取得型Low-E複層ガラスが使われている.

#### 2.2 測定項目

図書館の壁体各部の表面温度と伝導熱流束を測定するために4階の東, 南, 西面の木製外装, RC 躯体と2階北面の窓ガラスに T 型熱電対および熱流束計を設置した. T 型熱電対では空気層と室内温度も測定した. 気象データは屋上で測定しており, 測定項目は風速, 風向, 全天日

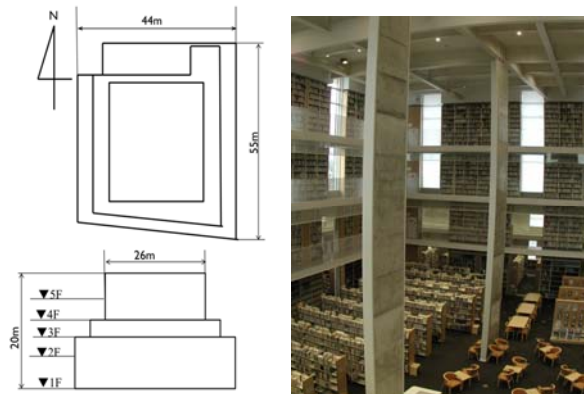


Fig.2 Plan view and elevation of south (left),  
inside of library (right)

射量, 赤外放射量, 紫外放射量, 気温, 相対湿度, 黒球温度である. 館内では1階から5階の各階で温湿度と, 3階

の東, 南, 西の3箇所で黒球温度ならびに1日毎の消費電力量を測定した. 壁体と窓の断面図とT型熱電対および熱流計の設定位置を図3に示す.

3. 外皮性能値

壁体, 窓ガラスおよび天井面の熱貫流率 (U 値) と熱拡散長を表1に, に示す. 熱貫流, 熱拡散長は文献値<sup>4,5)</sup>を元に計算を行った. 熱拡散長の周期は日射の変動周期に合わせて24時間とした. 天井面は防水シート (ポリ塩化ビニル 1.5mm+硬質ウレタンフォーム 50mm) +RC150mmとなっている. 表1より壁体において木製外装, 空気層, ポリスチレンフォームの熱貫流率が RC 躯体と比べて低いことから, この3層による断熱効果が考えられる. 窓ガラス, 天井面における熱貫流率は壁全体の熱貫流率を基準にして, それぞれ約7.5倍, 約2.2倍である. 表2に各面要素の面積を示す. 建物全体における壁面, 窓面, 天井面それぞれの面積の割合は約53%, 約19%, 約28%である. また, 表1より木製外装の壁厚100mmは熱拡散長64.8mmに対して, 十分厚いことから, 日射による温度変動は木製外装によって抑制されると考えられる.

4. 測定結果

4.1 対象期間および空調設定

今回, 2018年8月6日から9月5日までを夏季, 2018年12月21日から2019年1月14日を冬季として測定データを示す. 窓ガラスの夏季のデータは2018年8月26日から9月5日を対象期間とする. 空調システムは全館空調システムとなっている. 設定条件として, 夏季は8:00-20:30の間に25-26°Cで稼働させ, 他の時間帯は停止させている. 冬季は日中, 29-30°Cで稼働させ, 夜間は23°Cで終日稼働させている.

4.2 外気環境

夏季および冬季における日射と赤外放射の1時間毎の日平均推移を図4に示す. 上部は夏季, 下部は冬季のデータを示す. 全天日射計による測定に関して, 夏季晴天日の日射量は日中800 W/m<sup>2</sup>付近を推移しているため, 夏季の対象期間において曇りの日が多かったことが分かる. アメダス米沢の同時期のデータにおいても半月は曇りまたは雨の日となっている. 冬季においても, 積雪や雲の影響により日射量は晴天日に比べて, 低く推移している. アメダス米沢においても半月は曇り, 雨または雪の日となっている. 夏季および冬季における風速の1時間毎の日平均推移を図5に示す. アメダス米沢のデータも図中に合わせて示した. 風速の測定差は測定高さ, 周りの建物および障害物の違いによる影響と考えられる. 測定場所に設置された風速計の高さは地上から約25mであるのに対し, 気象庁の風速測定高さは地上から約9.4mである. 図書館の南面には図書館よりさらに高い建物があり, 屋上

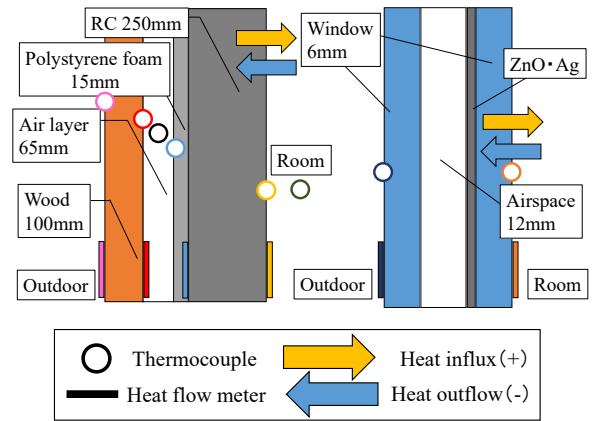


Fig.3 Structure of wall and window

Table1. U value and thermal length<sup>4,5)</sup>

Wall	Thickness [mm]	U value [W/(m <sup>2</sup> · K)]	Thermal diffusion length [mm]
Wood	100	0.81	64.8
Airspace	65	0.404	780
Polystyrene foam	15	2.48	171
RC	250	9.20	169
Entire wall	430	0.237	-
Window	24	1.8	-
Ceiling	202	0.522	-

Table2. Area of each part

Area [m <sup>2</sup> ]	East	West	South	North	Sum
Wall	495	574	349	449	1868
Window	233	152	195	106	686
Ceiling	-				970

面には縦約3m, 横約17m 傾斜角30°の太陽光パネルが南向きに設置されているため, 風速測定に影響を及ぼしている可能性がある.

4.3 壁体・窓ガラスの断熱性能

1) 表面温度

夏季および冬季における4階東面の壁体各部の表面と外気温度の1時間毎の日平均推移を図6-(a)に, 2階北面の窓ガラスの表面温度の1時間毎の日平均推移を図6-(b)に示す. 図6-(a)より夏季は木製外装外側からRC躯体内側に向かって, 冬季は木製外装外側からRC躯体外側に向かって各部の日変化, 標準偏差が小さくなり, 最大値を示す時間が遅くなっている. また, 室内温度は外気温度の変動に対してほぼ一定に推移している. 夏季と冬季を比較すると冬季のほうがRC躯体内側と室内温度の日変化, 標準偏差が大きくなっている. 図6-(b)より夏季, 冬季ともに窓ガラス内外側の表面温度の推移はRC躯体と比べて大きい.

2) 熱流束

夏季および冬季における4階東面の壁体各面の伝導熱流束の1時間毎の日平均推移を図7-(a)に, 2階北面の窓ガラスの伝導熱流束の1時間毎の日平均推移を図7-(b)に



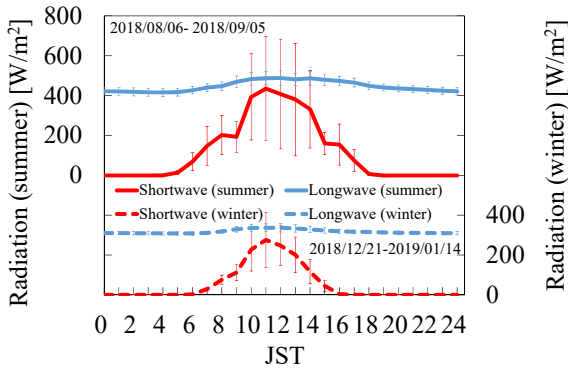


Fig.4 Diurnal change of solar radiation and infrared radiation

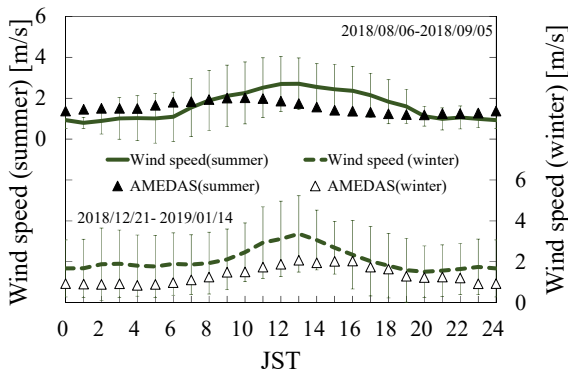


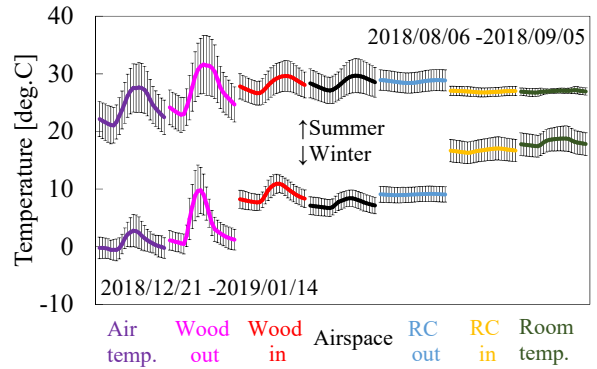
Fig.5 Diurnal change of wind speed

示す。ここで、伝導熱流束の正の値は室内側への熱流入を、負の値は室内側からの熱流出を表している。図 7-(a)より木製外装外側から RC 躯体外側に向かって夏季において日中は室内側への熱流入が、夜間は室内側からの熱流出が、冬季において終日、室内側からの熱流出が低減されている。また、RC 外側の伝導熱流束の日変化、標準偏差は木製外装外側に比べて小さい。これは低熱伝導率である木材や隙間空気層、断熱材のポリスチレンフォームが建物内外の熱移動を抑制していることによるものだと考えられる。図 7-(b)より夏季の日中における熱流入量は窓ガラス内側のほうが小さく、冬季における熱流出量は窓ガラス外側のほうが小さくなっている。これは窓ガラスが Low-e 複層ガラスで、内側には高日射反射率、低赤外放射率の金属膜があるため、夏季は日射の透過を、冬季は室内側からの熱流出を抑制しているためである。窓ガラス内外側の熱流束値と壁面と窓ガラスの面積比 0.33 の積を取ると、夏季は-2~2W/m<sup>2</sup>、冬季は-8~6 W/m<sup>2</sup>を推移しており、図 7-(a)の RC 躯体の熱流束値と比較して、窓ガラスの熱流束値が大きいことから、窓ガラスにおける熱移動については今後より詳細な検討が必要である。

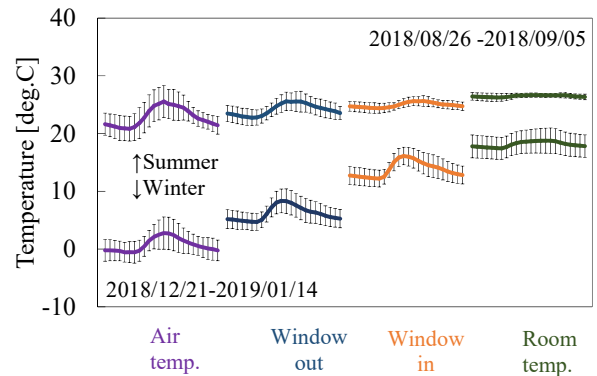
4.4 室内環境

1) 室内温度・室内黒球温度

夏季および冬季における図書館西面の各階における室

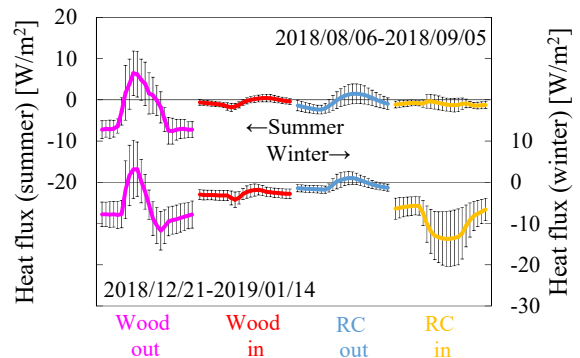


(a) Wall

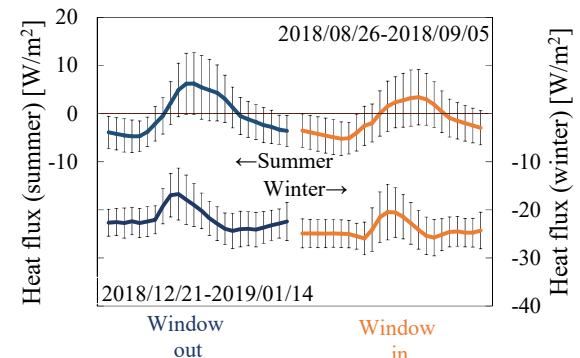


(b) Window

Fig.6 Diurnal change of surface temperature in summer and winter



(a) Wall



(b) Window

Fig.7 Diurnal change of heat flux in summer and winter



内温度と3階西面の室内黒球温度の1時間毎日平均推移を図8に示す。実線は各階における室内温度、破線は3階西面の室内黒球温度を表す。図より夏季、冬季ともに各階における日変化はほとんどないが、冬季のほうが日変化は大きい。天井面に近づくほど夏季は温度が上昇し、冬季は温度が低下していることから、天井面における熱移動の影響を考慮する必要があると考えられる。黒球温度に関して、夏季は室温との差はほとんどなく、冬季は室温と比べて、日中は約1~2°C高いが、夜間はほとんど差が見られない。

2) 消費電力量

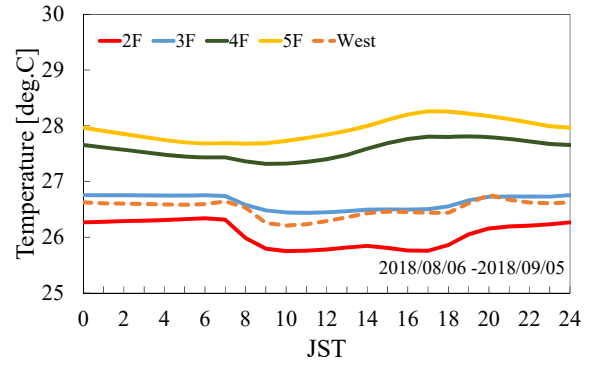
2017年6月1日から2018年2月28日における図書館の1日毎の消費電力量と室内外温度差の推移を図9に示す。室内外温度差は室内温度と外気温度との差とする。室内温度と外気温度は6月から10月は空調稼働時間の8:00-20:30における平均値、11月-2月は丸1日の平均値とする。図より夏季は温度差が小さい(外気温度が高い)ほど、冬季は温度差が大きい(外気温度が低い)ほど、消費電力量は大きくなっている。消費電力量は夏季で100~150kWh、冬季で250~300kWhであり、室内外の温度差が大きい冬季のほうが夏季の約2倍となっている。

5. 結言

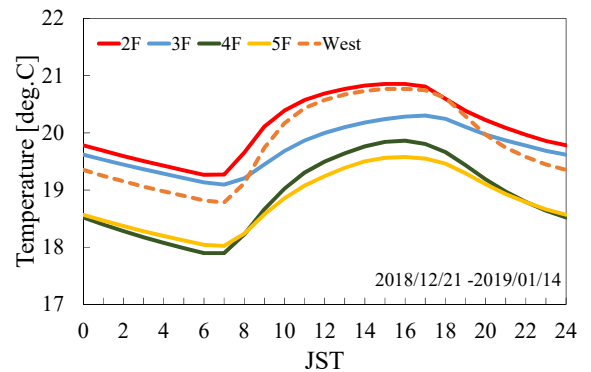
- ・夏季、冬季ともに木製外装から建物内側に向かって、表面温度の日変化は小さく、最大値を示す時間が遅くなった。
- ・木製外装からRC躯体外側に向かって、夏季においては日中、室内側への熱流入が夜間は室内側からの熱流出が低減されている。冬季においては終日、室内側からの熱流出が低減されている。

参考文献

- 1) S.Shoho, Y.Murakami, A.Yoshida, S.Kinoshita, "Reduction Effect of the Environmental Load by Cladding of the Heat-treatment Wood (Thermal Load to the Atmosphere, and LCA)", The 25<sup>th</sup> Inte.Symp. Trans.Phen. Krabi (2014).
- 2) 荘保伸一, 朝倉靖弘, 吉田篤正, 木下進一; 「熱処理木材を使った木製外装による建物模型を用いた断熱性能の評価」, 日本建築学会技術報告集第22巻第52号 (2016) 871-874.
- 3) A.Yoshida, S.Shoho, S.Kinoshita, "Evaluation of Reduction Effect on Thermal Load of Concrete Building Model with Wooden Decoration by Field Measurement", 11<sup>th</sup> Nrdc.Symp.Build.Phys. Trondheim (2017) 1-6.
- 4) 「熱物性ハンドブック」, 日本熱物性改編 (2008) 67,118,246, 養賢堂, 東京都.
- 5) ISO 10292, "Glass in building – Calculation of steady-state U values (thermal transmittance) of multiple glazing", (1994)



(a) Summer



(b) Winter

Fig.8 Diurnal change of room and globe temperature

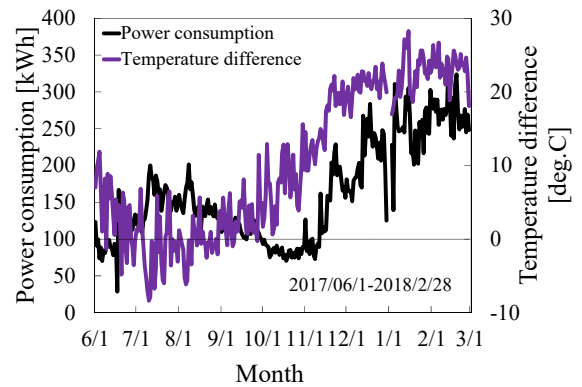


Fig.9 Power consumption and temperature difference

**躯体スラブ放射冷暖房システムに関する研究**  
**(第2報) 庁舎における冬季暖房時のアンケート調査**  
**Study on the Thermal Radiation Air Conditioning System from the Concrete Slab**  
**(Part2) Questionnaire Evaluations at Government Office Building in Winter**

○竹谷 俊成 (安井建築設計事務所)

小林 陽一 (安井建築設計事務所)

近本 智行 (立命館大学)

大野 玉花 (立命館大学)

Toshinari TAKETANI\*<sup>1</sup> Yoichi KOBAYASHI\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>2</sup> Tamaka Ono\*<sup>2</sup>\*<sup>1</sup>YASUI ARCHITECTS & ENGINEERS, INC \*<sup>2</sup>Ritsumeikan University

It is the purpose of this research to find optimum operating condition when we operate thermal radiation air conditioning system from the concrete slab. In this report, we measured room temperature and humidity and took a survey in winter at the government building where this system is introduced. As a result, we confirmed this system create no upper and lower difference and no air flow and that it's so hot that we need to control to operate.

**はじめに**

本研究は環境省による平成30年度CO<sub>2</sub>排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業として環境省から委託された業務である。既報では地中熱、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に関する技術の確立を行った。しかし、自然エネルギーのみを利用するため他の空調システムとの併用が必要であった。本研究ではヒートポンプを併用することにより室内負荷を「自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システム」(以下、本システム)のみでの処理を実現し、本システムの普及を目指す。また、本研究における具体的な業務は以下の通りである。

- ①躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システム単独による室内環境のシミュレーションに関する技術開発
- ②地中への季節間蓄熱効果の検討
- ③太陽熱集熱器とヒートポンプ運転の日射量による切替え運転制御
- ④既存建物用放射冷暖房システムの検討
- ⑤躯体スラブ放射冷暖房システムの冷房能力アップ時の結露対策効果の検討

本報では上記の④に該当する報告を行う。具体的には、蓄熱放射冷暖房システムを導入した庁舎建築にて、温湿度測定を行った結果と庁舎ではたらいっている職員に対してアンケート調査を行った結果を報告する。また、次報では上記①と④に該当する内容の報告をおこなう。

**1. 建物概要**

対象となる建物概要を Table 1、建物の外観を Fig.1 に示す。本建物は新しく増築する新館と既存庁舎の本館からなり、互いに有効に連携する計画となっている。滋賀県高島市に位置しており、安曇川水系からの潤沢な地下水、卓越風、地中熱、自然採光など地域特性を極力活用した環境技術を導入し、環境負荷や将来の維持管理コストを抑えた計画としている。また、自然災害にも対応する市庁舎を目指し、ライフラインが途絶しても持続できる、災害対策拠点にふさわしい施設計画とする。

Table 1 Outline of the Building

構造：鉄骨造(耐震構造)	用途：事務所(庁舎)
基礎：直接基礎	
階数：地上3階、塔屋1階	
建築面積：1628.08 m <sup>2</sup>	
延床面積：4,296.86 m <sup>2</sup>	



Fig. 1 Building Appearance

2. 空調システム概要

冬季における空調システム図を Fig.2 に、2 階における配管埋設図を Fig.3 に示す。躯体蓄熱放射冷暖房システムは各階の事務室等の主要な室に導入している。放射冷暖房用の金属強化ポリエチレン配管は2階床スラブ、3階床スラブ、屋上床スラブに埋設している。

躯体放射冷暖房システムと外気処理空調機の熱源には空気熱源ヒートポンプチャラー及び水熱源ヒートポンプチャラーを用いる。水熱源ヒートポンプチャラーの熱源水には

井水を利用し、空気熱源ヒートポンプチャラーの室外機は散水を行うことによりデマンド抑制を図る。外気は全熱交換器より取り入れ、外気処理機により冷却除湿する。室内のCO2濃度により外気取入量を制御し、空調機ファンをインバータ制御する。空調された外気は床下(OAフロア)より吹出す。

断熱は、屋上及び外壁に50mmのウレタン吹き付けの高断熱仕様とし、躯体に蓄熱された熱が建物外部へ流出するのを防いでいる。窓は複層ガラス窓と庇による日射遮蔽を行い、冷房負荷を低減する。

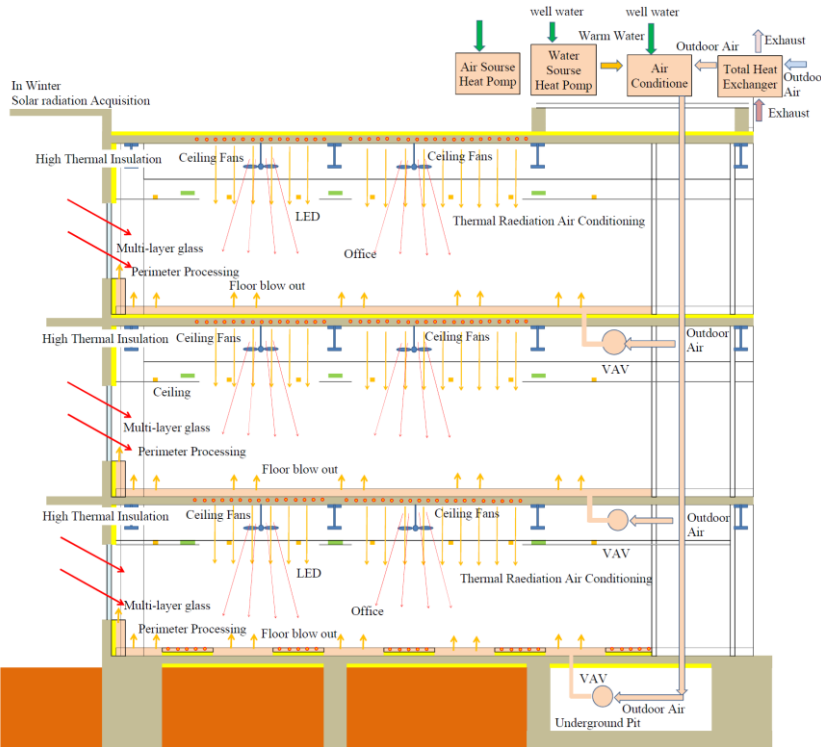


Fig. 2 Air Conditioning System of the Building in Winter

3. 温湿度測定

3.1 測定条件

室内の温湿度を把握するため、簡易な温湿度測定を行った。測定場所は1階及び2階の事務室に1カ所ずつとし、高さ約100cmの室温を測定した。躯体放射冷暖房システムの運転時間は、月曜日は概ね4:00~16:00、火~金曜日は6:00~16:00であり、休日は運転を行っていない。また、熱源の送水温度は40°Cであった。

3.2 測定結果

1階及び2階の温湿度の経時変化を Fig.4 に示す。Fig.4 より2階の室温が1階より高くなっていることが分かる。これは1階に吹き抜けやエントランスがあり、2階に比べて負荷が大きいためであると考えられる。2階では室温がピーク時において27°Cと非常に高くなっていることが分かる。これは本館を改修中であること等から送水温度が

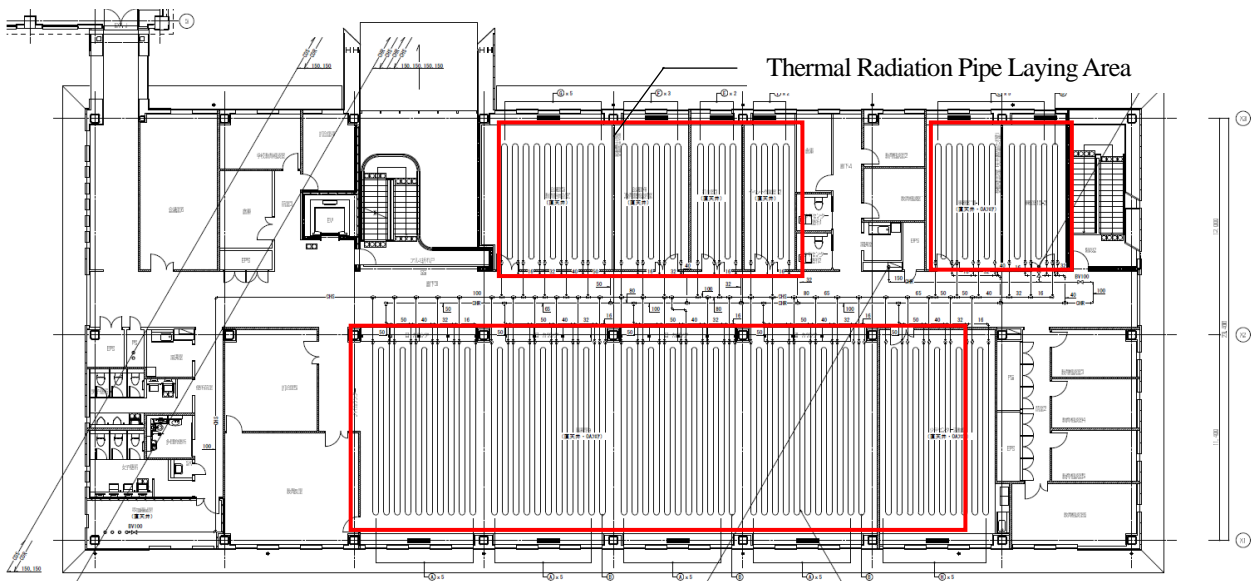


Fig. 3 Thermal Radiation Pipe Area (Second Floor)

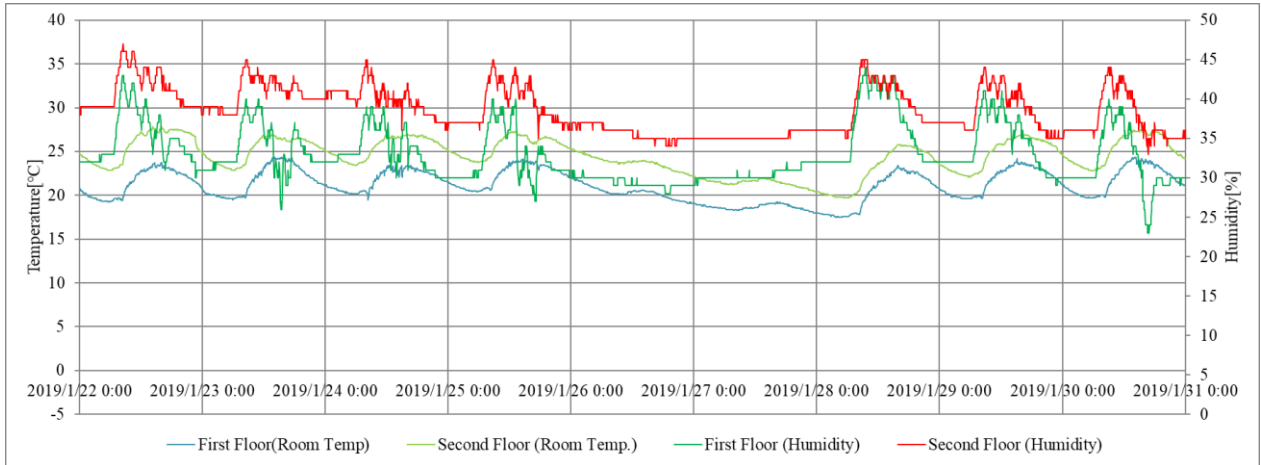


Fig. 4 Time-dependent change of temperature and humidity

高く設定されているためであり、調整が必要である。また、いずれの日においても 14 時頃に温度がピークに達しており、運転開始から温度が上昇するまでに非常に時間がかかっていることが分かる。特に休日をはさんだ 1/28 日は温度が上がりにくいことが分かる。今後運転時間を早める等の調整が必要である。ただし、十分に室温が上昇していることから本システムが負荷を処理できていることが確認できた。今後も継続して測定を行い、最適な運転条件となるよう調整を行う予定である。

4. アンケート調査

対象建物における温熱環境を調査するため、庁舎ではたらく職員 251 人を対象にアンケート調査を行った。調査期間は 1 月下旬の 1 週間程度であり、運転条件は温湿度測定時と同様である。回答した職員の基本情報を Fig.5、その他の結果を Fig.6 に示す。

Fig.6 における「(1)温熱感」の結果から、全体的に暑いと感じている人が多いことが分かる。これは温湿度測定の結果からも分かるように室温が高くなりすぎていることが原因であると考えられる。ただし、朝に関しては 11% の人が寒いと回答しており、これは運転してから温度上昇に時間がかかっているためであると考えられる。

また、「(4)上下温度差」「(5)気流感」の結果から、いず

れも半数以上の方が「感じない」と回答しており、本システムの特徴である気流感及び上下温度差の少ない環境の形成ができていると考えられる。

Fig.7 に 1 階の人に対する「温熱感」の結果、Fig.8 に 2 階に人に対する「温熱感」の結果を示す。Fig.7 と Fig.8 を比較すると、1 階より 2 階のほうが暑いと感じる人が多いことが分かり、温湿度測定結果と同様の結果が得られた。

今回は本システムの運転調整が十分にできていなかったために不快と感じる人が多い結果となった。今回の調査結果を元に、改善を図っていく予定である。

本研究は、環境省「平成 30 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業（自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する技術開発）委託業務」（代表者 立命館大学 近本智行）にて実施したものである。

【参考文献】

- 1) 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に関する研究(その 1)～(その 13) : 空調調和・衛生工学会大会 2014～2016、建築学会 2014～2016 (OS)

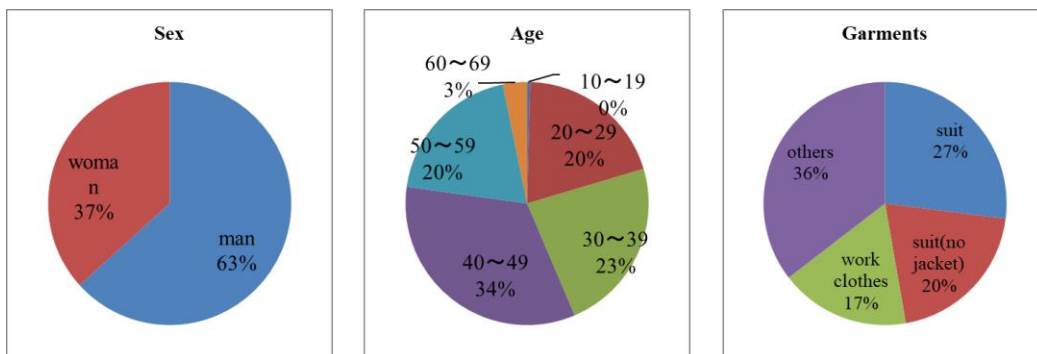


Fig.5 Questionnaire Results (Basic Information)



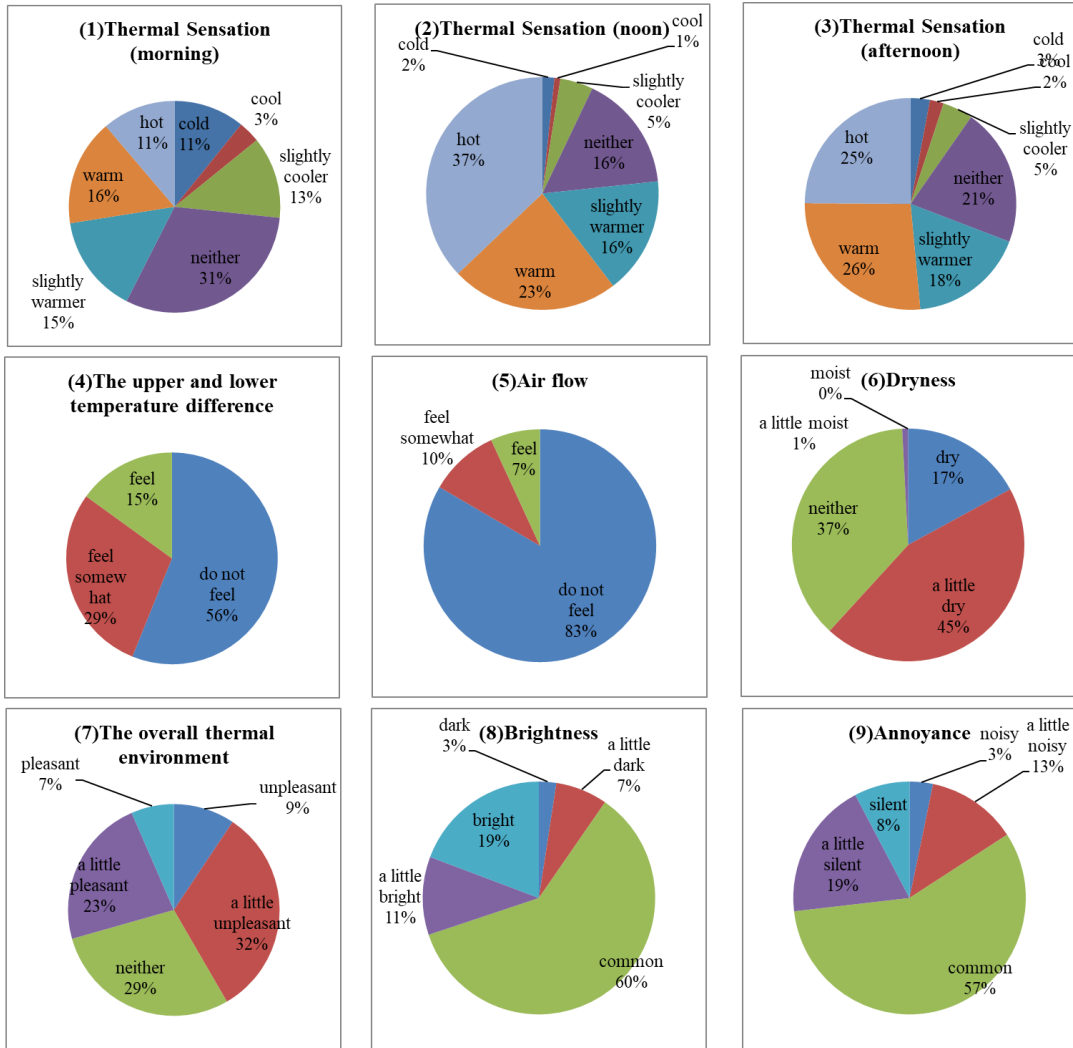


Fig.6 Questionnaire Results

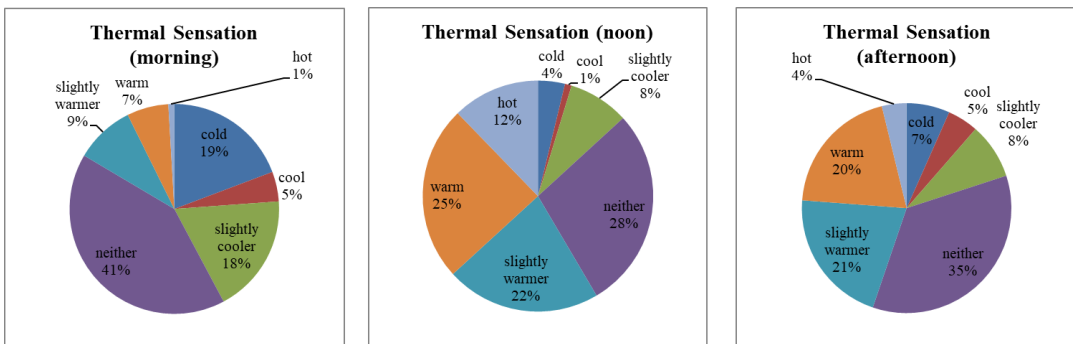


Fig.7 Questionnaire Results (Thermal Sensation at First Floor)

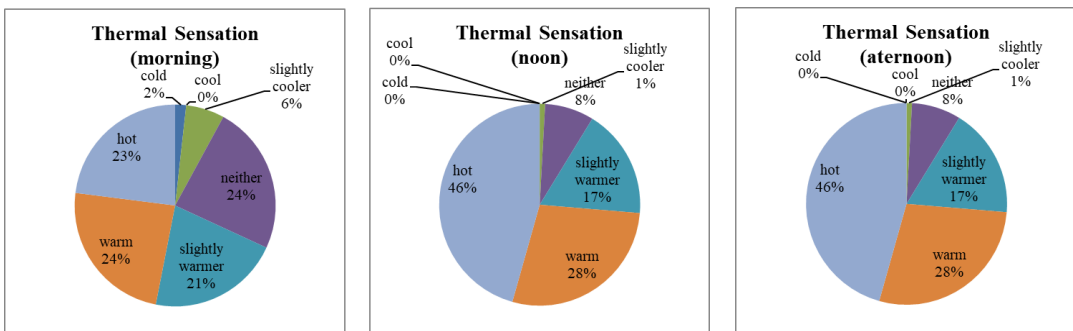


Fig.8 Questionnaire Results (Thermal Sensation at second Floor)

**躯体スラブ放射冷暖房システムに関する研究**  
**(第3報) 事務所における冬季暖房時のアンケート調査**  
**Study on the Thermal Radiation Air Conditioning System from the Concrete Slab**  
**(Part 3) Questionnaire survey at the office during winter heating**

○武内 勇貴 (安井建築設計事務所)      小林 陽一 (安井建築設計事務所)  
 近本 智行 (立命館大学)                      大野 玉花 (立命館大学)  
 Yuki TAKEUCHI\*<sup>1</sup>    Yoichi KOBAYASHI\*<sup>1</sup>    Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>2</sup>    Tamaka OHNO\*<sup>2</sup>

We report system outline, simulation method and results, and thermal environmental survey in winter in case of introducing the Thermal Radiation Air Conditioning System from the Concrete Slab office building. For the Thermal Radiation Air Conditioning System from the Concrete Slab, it was confirmed from the questionnaire result that there is no air flow, vertical temperature difference, and quiet. As for the thermal environment, investigation of operation method is necessary because there is slab heat capacity.

#### はじめに

躯体スラブ放射冷暖房システムの特徴・利点として次のような項目があげられる。

- ① 躯体スラブ放射冷暖房システムに利用する冷温水温度は冷房時 15°C程度、暖房時 30°C程度とできるため熱源機器を高効率で利用できる。
- ② 冷暖房を空気搬送ではなく水搬送で行うため搬送動力を低減できる。
- ③ 対流熱伝達ではなく、放射熱伝達なので室内の上下温度差が少なくなる、気流による不快感がないなど室内の快適性が向上する。
- ④ 放射による冷暖房効果により室内温度設定を夏は高く、冬は低く設定することができるので外部からの熱負荷を低減できる。
- ⑤ 躯体スラブへの蓄熱効果があるため、躯体スラブ放射冷暖房システムを先に運転することにより立ち上がり負荷を軽減できるので熱源容量を従来空調よりも低減できる。
- ⑥ 使用する機器数が少なく、メンテナンスや将来の更新費用が安価となり、ライフサイクルコストを低減できる。
- ⑦ 天井放射冷暖房システムなど他の放射冷暖房システムに比べて施工費が安価である。

上記のような特徴・利点から ZEB を目指す建物に採用可能なシステムと考えている。

本報告では、空気熱源ヒートポンプチラーを熱源として躯体スラブ放射冷暖房システムを採用した事務所ビルでの事例についてシミュレーションの手法及び計算結果、冬季暖房運転での建物利用者のアンケート結果について

報告する。

#### 1. 躯体スラブ放射冷暖房システム概要

躯体スラブ放射冷暖房システムを採用した事務所ビルは、滋賀県内に位置する鉄骨造 4 階建、延床面積 2,960 m<sup>2</sup>の建物である。躯体放射冷暖房システムは 2 階～4 階の事務所に導入している。概要図を Fig-1 に示す。放射冷暖房用の金属強化ポリエチレン配管は 3 階床スラブ、4 階床スラブ、屋上床スラブに埋設している。

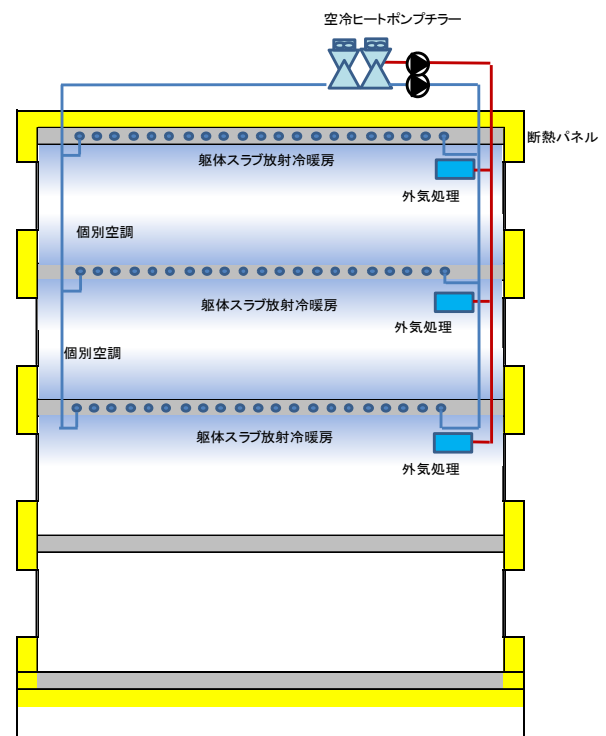


Fig-1 Thermal Radiation Air Conditioning System from the Concrete Slab

放射冷暖房用金属強化ポリエチレン配管の埋設施工状況写真を Fig-2 に示す。配管は建物の南側 10.8m×21.6m の部分に設置している。



Fig-2 Buried construction situation of metal-reinforced polyethylene pipes for the Thermal Radiation Air Conditioning System

埋設詳細断面図を Fig-3 に示す。コンクリートスラブは下端配筋があらかじめ設置されている F デッキを使用している。配筋の中央に金属強化ポリエチレン配管を敷設後、上端配筋を施工してからコンクリートを打設している。

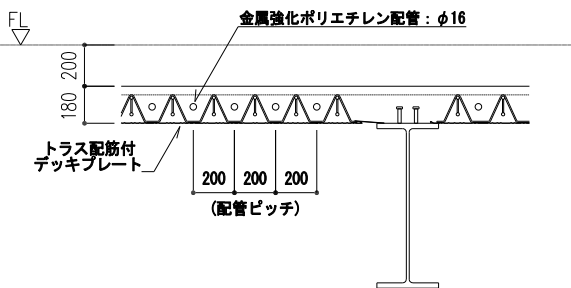


Fig-3 Detail of Thermal Radiation Slab

空調熱源はモジュール型空気熱源ヒートポンプチラー 85kW×2 台である。熱源より冷温水を躯体スラブ配管、外気処理空調機、躯体スラブ放射冷暖房を採用していない室のファンコイルユニットに供給している。躯体スラブ放射冷暖房システムは 2 次冷温水ポンプを設置して、還り冷温水と 3 方弁で混合することにより送水温度制御を行っている。各階の放射冷暖房送水配管には ONOFF 電動弁を設けて発停ができる計画としている。システム図を Fig-4 にしめす。

2. 躯体スラブ放射冷暖房システムのシミュレーション

躯体スラブ放射冷暖房システムは、躯体スラブの熱容量が大きいので、建物使用時間帯に合わせて運転しても時間遅れが生じて適切な運用がむずかしいため、シミュレーションにより検証を行うこととした。

2.1 室の熱収支

シミュレーションは 2 階～4 階の事務室空間、OAフロア内での熱収支を計算して逐次、室温を求める計算とした。概要図を Fig-5 に、計算式を Table-1 に示す。

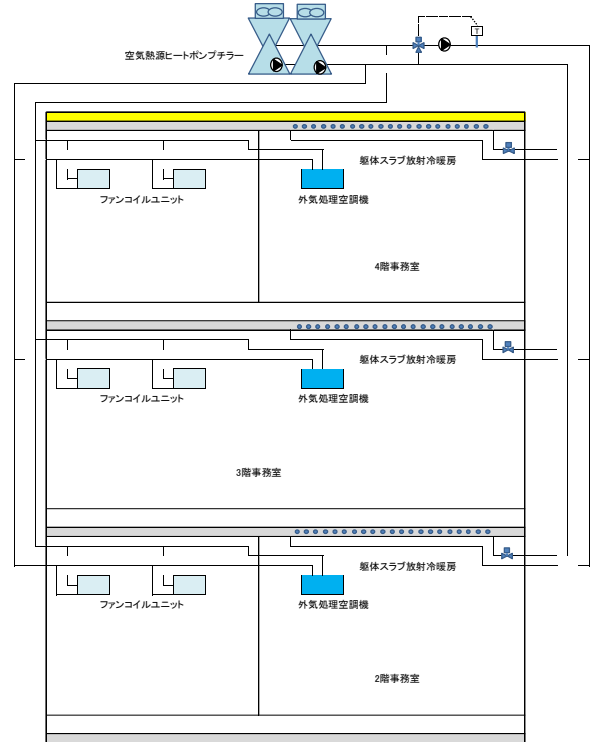


Fig-4 System diagram

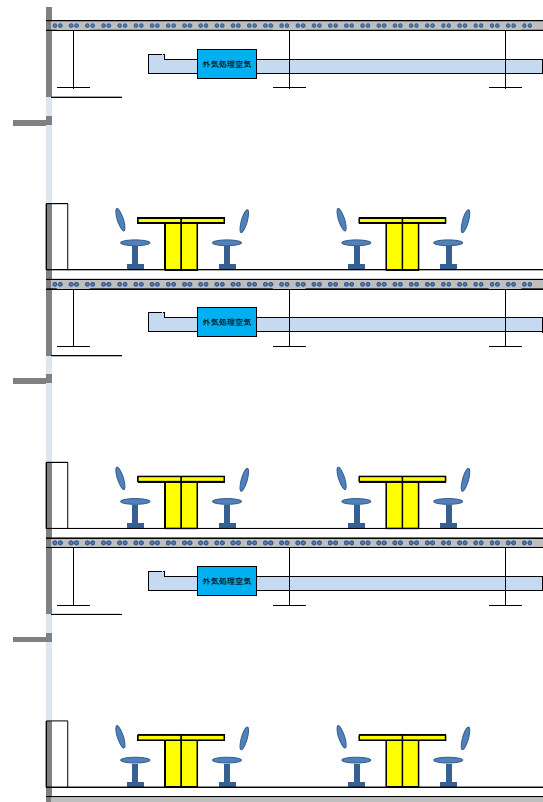


Fig-5 Simulation Model of Room Heat Balance

Table-1 Heat balance calculation formula of room

4階室内熱収支式

$$C_r \rho_r V_{r4} \frac{1}{\Delta t} (t_{r4}^{(n+1)} - t_{r4}^{(n)}) = C_{air} \rho_{air} Q_{OA4} (t_{OA4} - t_{r4}^{(n)}) + C_{air} \rho_{air} Q_{f4} (t_{f4}^{(n)} - t_{r4}^{(n)}) + \alpha_r A_{r4} (t_{sid4}^{(n)} - t_{r4}^{(n)}) + K_{G4} A_{G4} (t_o - t_{r4}^{(n)}) + K_{W4} A_{W4} (t_o - t_{r4}^{(n)}) + K_{f4} A_{f4} (t_{f4}^{(n)} - t_{r4}^{(n)}) + R4_{heat} A_{r4}$$

4階床下熱収支式

$$C_f \rho_f V_{f4} \frac{1}{\Delta t} (t_{f4}^{(n+1)} - t_{f4}^{(n)}) = C_{air} \rho_{air} Q_{f4} (t_{r4}^{(n)} - t_{f4}^{(n)}) + \alpha_f A_{r4} (t_{su3}^{(n)} - t_{f4}^{(n)}) + K_{f4} A_{f4} (t_{r4}^{(n)} - t_{f4}^{(n)})$$

3階室内熱収支式

$$C_r \rho_r V_{r3} \frac{1}{\Delta t} (t_{r3}^{(n+1)} - t_{r3}^{(n)}) = C_{air} \rho_{air} Q_{OA3} (t_{OA3} - t_{r3}^{(n)}) + C_{air} \rho_{air} Q_{f3} (t_{f3}^{(n)} - t_{r3}^{(n)}) + \alpha_r A_{r3} (t_{sid3}^{(n)} - t_{r3}^{(n)}) + K_{G3} A_{G3} (t_o - t_{r3}^{(n)}) + K_{W3} A_{W3} (t_o - t_{r3}^{(n)}) + K_{f3} A_{f3} (t_{f3}^{(n)} - t_{r3}^{(n)}) + R3_{heat} A_{r3}$$

3階床下熱収支式

$$C_f \rho_f V_{f3} \frac{1}{\Delta t} (t_{f3}^{(n+1)} - t_{f3}^{(n)}) = C_{air} \rho_{air} Q_{f3} (t_{r3}^{(n)} - t_{f3}^{(n)}) + \alpha_f A_{r3} (t_{su2}^{(n)} - t_{f3}^{(n)}) + K_{f3} A_{f3} (t_{r3}^{(n)} - t_{f3}^{(n)})$$

2階室内熱収支式

$$C_r \rho_r V_{r2} \frac{1}{\Delta t} (t_{r2}^{(n+1)} - t_{r2}^{(n)}) = C_{air} \rho_{air} Q_{OA2} (t_{OA2} - t_{r2}^{(n)}) + \alpha_r A_{r2} (t_{sd2}^{(n)} - t_{r2}^{(n)}) + K_{G2} A_{G2} (t_o - t_{r2}^{(n)}) + K_{W2} A_{W2} (t_o - t_{r2}^{(n)}) + K_{f1} A_{r2} (t_{r1} - t_{r2}^{(n)}) + R2_{heat} A_{r2}$$

記号説明

- $C_r$ : 室比熱 [kJ/kg°]
- $C_{air}$ : 空気比熱 [kJ/kg°]
- $\rho_r$ : 室密度 [kg/m³]
- $\rho_{air}$ : 空気密度 [kg/m³]
- $\alpha_r$ : 室内側熱伝達率 [W/m² K]
- $\alpha_f$ : OA床下内熱伝達率 [W/m² K]
- $K_{Gi}$ : ガラス窓熱貫流率 [W/m² K]
- $K_{Wi}$ : 外壁熱貫流率 [W/m² K]
- $K_{f3}$ : OA床熱貫流率 [W/m² K]
- $A_{ri}$ : 室内床面積 [m²]
- $A_{Gi}$ : ガラス窓面積 [m²]
- $A_{Wi}$ : 外壁面積 [m²]
- $R_{heat}$ : 室内発熱量 [W/m²]
- $V_{ri}$ : 室容積 [m³] (iは室番号)
- $Q_{OAi}$ : 外気給気量 [m³/sec]
- $Q_{fi}$ : OA床下換気風量 [m³/sec]
- $\Delta t$ : 時間ステップ [sec]

2.2 躯体スラブの熱伝導モデル

躯体スラブの熱伝導は配管ピッチの幅、配管長さ、スラブ厚さを分割し、差分法により計算した。配管内の水温も配管を分割して計算した。Fig-6 に躯体スラブのシミュレーションモデルを示す。

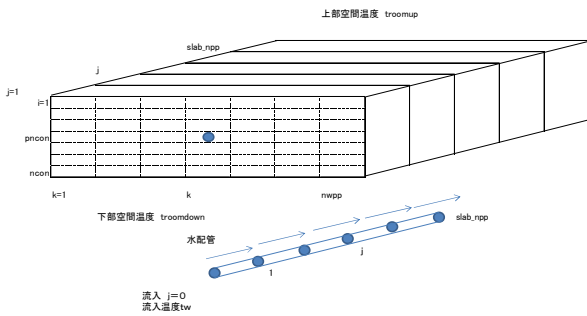


Fig-6 Simulation model of Thermal Radiation Slab

3. 計算結果

躯体放射冷暖房システムシミュレーションに拡張アメダス気象データ(大阪標準年気温、直達日射量、天空日射量)を入力し、年間のシミュレーションを実施した。

3.1 冬季の計算結果

計算条件は、送水温度 35°C、送水量 5L/min/本、放射暖房の運転時間は月曜日 4 時~16 時、火曜日~金曜日 6 時~16 時、ただし正月休み明けの 1 月 4 日は、前日 15 時から運転とした。外気処理空調機は 8 時~18 時運転とし、給気温度は 22°C とした。2018 年 1 月 1 日~14 日の計算結果を Fig-7 に示す。

室内温度は朝 9 時で 18°C~20°C、月曜日昼間は 22°C 程度となるが、週末に近づくにつれて温度が上昇し、25°C 程度となった。

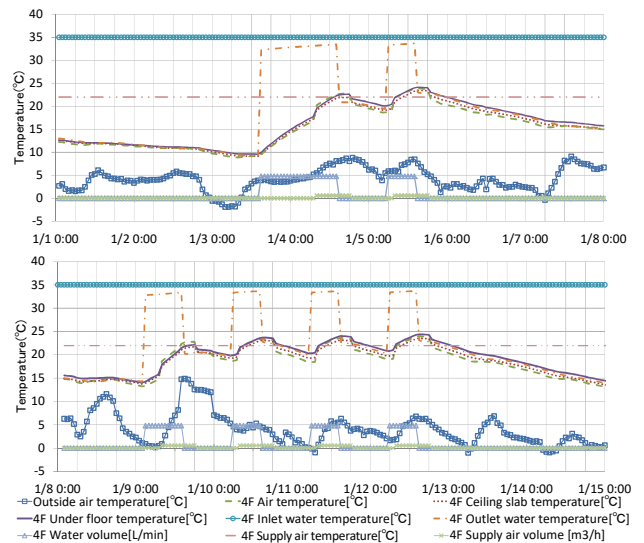


Fig-7 Heating Simulation in Winter

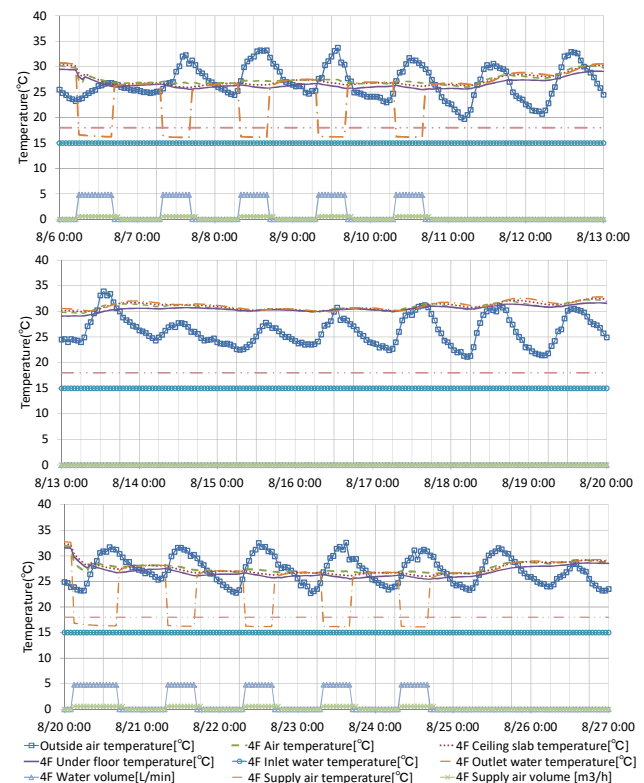


Fig-8 Cooling Simulation in Summer



3.2 夏季の計算結果

計算条件は、送水温度 15℃、放射冷房の運転時間は月曜日 6 時～16 時、火曜日から金曜日 8 時～16 時、ただしお盆休み明けの 8 月 20 日は、3 時からの運転とした。外気処理空調機は 8 時～18 時運転とし、給気温度は 18℃とした。8 月 6 日～26 日の計算結果を Fig-8 に示す。

4. 冬季の建物使用者アンケート

事務室の使用者 7 名に温熱環境についてのアンケートを行った。アンケート結果を Table-2 に示す。アンケートは 2 月 12 日～15 日の間に実施した。運転状態は躯体スラブ放射暖房への送水温度 23℃、外気処理空調機給気温度 20℃ (温水温度 40℃) である。運転時間は朝、出社時 ON、退社時 OFF としている。

Table-1 Questionnaire results of Thermal Environment in Winter

	性別	年齢	場所	暑さ寒さ			上半身と下半身の温度差	体に当たる気流	温熱環境の満足感	室内騒音
				9時～10時	13時～14時	16時～17時				
1	男性	40代	2階窓側	暖かい	暖かい	やや暖かい	感じない	感じない	やや快適	静か
2	男性	20代	3階FCUエリアと放射冷暖房の境界	やや涼しい	やや涼しい	やや暖かい	やや感じる	感じない	快適	比較的静か
3	男性	30代	4階窓側	どちらでもない	どちらでもない	どちらでもない	感じない	感じない	どちらでもない	比較的静か
4	男性	20代	3階窓側	どちらでもない	暖かい	やや暖かい	感じない	感じない	やや不快	比較的静か
5	男性	30代	2階中央	どちらでもない	暑い	暑い	やや感じる	感じない	どちらでもない	普通
6	男性	30代	4階窓側	どちらでもない	どちらでもない	やや涼しい	感じない	感じない	やや快適	普通
7	男性	30代	3階FCUエリア	どちらでもない	暖かい	やや暖かい	感じる	感じる	やや不快	普通

7名のうち、5名が躯体スラブ放射冷暖房エリア、1名がファンコイルユニット (FCU) エリア、1名がその境界で執務している。

放射冷暖房エリア (境界含む) で執務する人全員が体に当たる気流を「感じない」と回答しているのに対して、FCU エリアの人は気流を「感じる」と回答している。

上半身と下半身の温度差についても同様に放射冷暖房エリア (境界含む) で執務する人全員が「感じない」「やや感じる」と回答しているのに対して FCU エリアの人

は「感じる」と回答している。また「やや感じる」と回答した人は床スラブの放射冷暖房がない2階と境界で執務する人であった。

室内騒音では放射冷暖房エリアの人の半数以上が静か、比較的静かと回答している。

気流がないこと、上下温度差がないこと、静かであることは放射冷暖房の大きな利点と考えられる。

温熱環境については、やや暖かい、暖かい、暑いが多く、時間帯によるばらつきがあること、温熱環境の満足感もやや不快～快適にわたっていることから、運用方法については今後、運用方法の改善について検討していく必要があると思われる。しかし、暖房時に寒いという申告はなかったため比較的問題は少ないと思われる。

まとめ

事務所ビルに躯体スラブ放射冷暖房システムを導入した事例についてシステム概要、シミュレーションの方法と結果、冬季の温熱環境アンケートについて報告した。躯体スラブ放射冷暖房システムについてはアンケート結果から、気流、上下温度差がなく、静かという利点があることが確認できた。温熱環境については、スラブ熱容量があるため運用方法の検討が必要である。今後、シミュレーション、運用実測を通じて改善を図っていく。エネルギー使用状況、夏季の冷房運転の状況についても今後報告していく予定である。

本研究は、環境省「平成 30 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業 (自然エネルギーとヒートポンプを併用する躯体スラブ蓄熱放射冷暖房システムに関する技術開発) 委託業務」(代表者 立命館大学 近本智行) にて実施したものである。

参考文献

- 1) 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に関する研究 (その 1) ～ (その 13) : 空気調和・衛生工学会大会 2014～2016、建築学会 2014～2016 (OS)
- 2) 躯体スラブ放射冷暖房システムに関する研究 (第 1 報) 埋設配管長さ、間隔、流量、送水温度に関する検討 : 空気調和・衛生工学会大会 2018

ZEB 指向省エネルギーオフィスにおける  
個別分散型空調とエネルギーマネジメントシステムの開発と性能検証・評価  
(第10報) 中間期における自然換気の省エネルギー効果および空調効率の解析  
Development, Performance Verification and Evaluation of Multi-split Type Air-conditioning and  
Energy Management System for ZEB Oriented Energy-saving Office  
(Part 10) Analysis of Air-conditioning Efficiency and Energy Saving Performance of  
Natural Ventilation in Intermediate Seasons

○辻本 慶佑 (大阪大学)                      山中 俊夫 (大阪大学)  
小林 知広 (大阪大学)                      袁 継輝 (大阪大学)  
花田 卓弥 (ダイキン工業)                  田中 宏昌 (日建設計)  
川田 康介 (日建設計)

Keisuke TSUJIMOTO\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>1</sup> Jihui YUAN\*<sup>1</sup>  
Takuya HANADA\*<sup>2</sup> Hiromasa TANAKA\*<sup>3</sup> Kosuke KAWADA\*<sup>3</sup>  
\*<sup>1</sup>Osaka University \*<sup>2</sup>Daikin Industries Ltd. \*<sup>3</sup>Nikken Sekkei Ltd.

Energy reduction in air-conditioning system and designing comfortable space are both important issues in office buildings. However, it is often said that there is a relation of a trade-off between these two issues. In order to achieve a decent balance between energy reduction and environmental enrichment, this paper focuses on evaluating the energy-saving performance and air-conditioning efficiency of an office during the intermediate seasons. In order to clearly distinguish the effect of ventilation and mechanical air-conditioning, Air - intake Ratio (*AIR*) was defined as a new index and used for evaluation.

## はじめに

本報では対象建物オフィス部の4階執務エリアについてエネルギー実態を分析し、自然換気併用型ハイブリッド空調システムの省エネルギー効果、空調効率を分析する。対象エリアの空調換気は、執務者が閉閉可能な自然換気窓を利用した自然換気以外にも、外気冷房やタスク空調等補助的な役割を担う床吹出形パッケージエアコン、外気導入と湿度調整を行うHPデシカント調湿外気処理機、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の4つのシステムで構成される。

### 1. 空調モード内訳

Fig. 1に中間期3シーズン(2017年春期、2017年秋期、2018年春期)で発生した空調モード内訳を示す。対象期間としては、以下に示す期間の内、平日の業務時間である9時～17時を集計対象とした。ただし、休日やゴールデンウィーク等の祝日は集計対象外としている。

### ■ 集計対象期間

- 2017年4月3日～2017年5月19日 (30日間)
- 2017年9月25日～2017年10月27日 (24日間)
- 2018年4月2日～2018年5月18日 (30日間)

シーズンごとにばらつきはあるものの、自然換気窓を活用する自然換気・ハイブリッド空調モードの割合は約20.6%となった。外気冷房モードについては比率がシーズンを重ねるごとに減少している。この理由としては、対象建物の利用者の検証による床吹出パッケージエアコンの運用を停止したためである<sup>1)</sup>。

### 2. 処理負荷量・消費電力量の日積算値およびCOP\*

Fig. 2に中間期3シーズンにおける処理負荷量・消費電力量の日積算値および4階執務エリアの空調・換気におけるパフォーマンスを表すCOP\*, COPを示す。COP\*は次の式で定義され、自然換気および機器による外気利

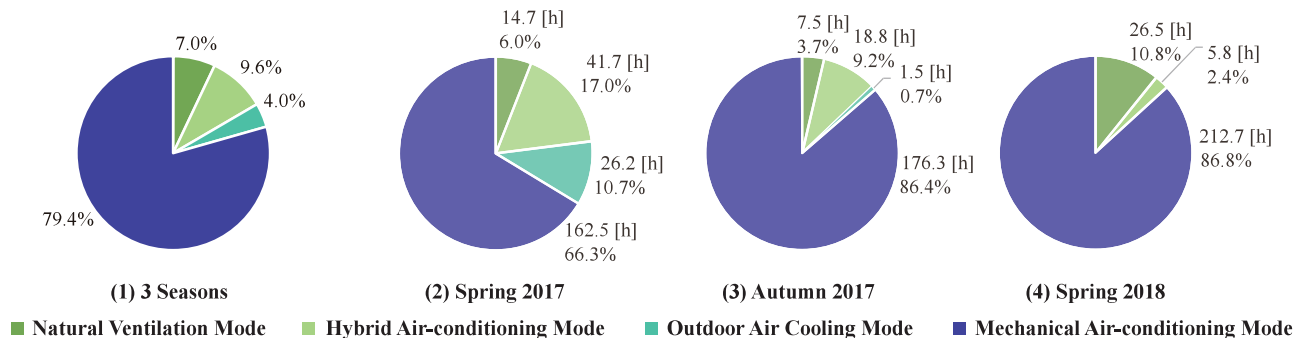


Fig. 1 Occurrence of Air - conditioning Mode

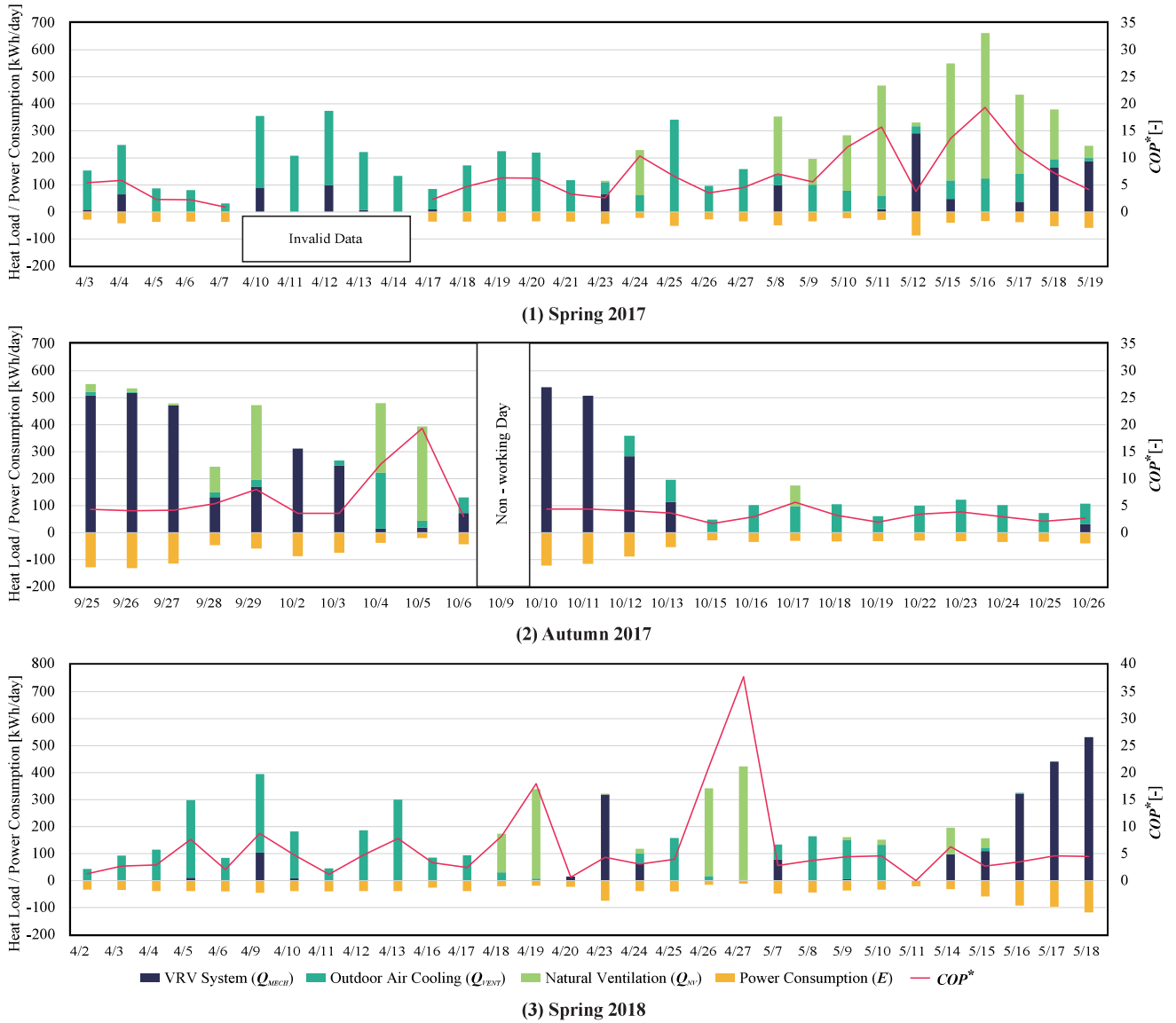


Fig. 2 Variation of Processing Heat Load / Power Consumption / COP\*

用の効果を含めた指標となる。また、自然換気による外気利用の効果を除いた指標を COP とする。

$$COP^* = \frac{Q_{NV} + Q_{VENT} + Q_{MECH}}{E}$$

$$COP = \frac{Q_{VENT} + Q_{MECH}}{E}$$

- $Q_{NV}$  : 自然換気による処理負荷量 [kWh/ 日]
- $Q_{VENT}$  : 機器の外気導入による処理負荷量 [kWh/ 日]
- $Q_{MECH}$  : 機器による空調処理熱量 [kWh/ 日]
- $E$  : 空調・換気に要した総消費電力量 [kWh/ 日]

COP\* について、上式の分子が総処理負荷量を指し、自然換気による処理負荷量、外気の導入による処理負荷量、機器の空調による空調処理熱量を示す。ただし、調湿外気処理機について、自然換気モード・外気冷房モード時は 1000 [m<sup>3</sup>/h] 固定の風量で外気導入が行われるが、機械空調モード時では 1000 [m<sup>3</sup>/h] の 0.7 ~ 1 倍の範囲で流量を調節し、CO<sub>2</sub> 濃度制御を行う。Fig. 2 はこの流量制御を考慮できておらず、調湿外機処理機の外気導入量

は常に 0.7 倍で計算している。自然換気・調湿外気処理機・床吹出形パッケージエアコンの外気利用による処理負荷量の計算方法を以下に示す。

$$q_{NV} = 0.33V_{NV}\Delta h$$

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

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

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

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

- $q_{NV}$  : 自然換気による処理負荷量[W]
- $V_{NV}$  : 自然換気量[m<sup>3</sup>/h]
- $q_{UFAD}, q_{DES}$  : 外気利用による処理負荷量[W]
- $\alpha$  : OA, RA ダンパーによる外気導入割合 (1.0 で計算) [-]
- $n_{UFAD}, n_{DES}$  : 床吹出形パッケージエアコン・調湿外気処理機稼働台数 [ 台]
- $V_{UFAD}, V_{DES}$  : ファンによる風量[m<sup>3</sup>/h]
- $\Delta h$  : 室内外エンタルピー差 [kJ/kg] (負数の場合は 0 で換算)
- $q_{fan-UFAD}$  : 床吹出形パッケージエアコンのファン電動機発熱 [W]
- $q_{fan-DES}$  : 調湿外気処理機のファン電動機発熱 [W]
- $\beta$  : モーター効率 [-] (0.75 で計算)
- $q_{ave-UFAD}$  : 床吹出形パッケージエアコンの室内機消費電力量[W]
- $q_{ave-DES}$  : 調湿外気処理機の消費電力量[W]

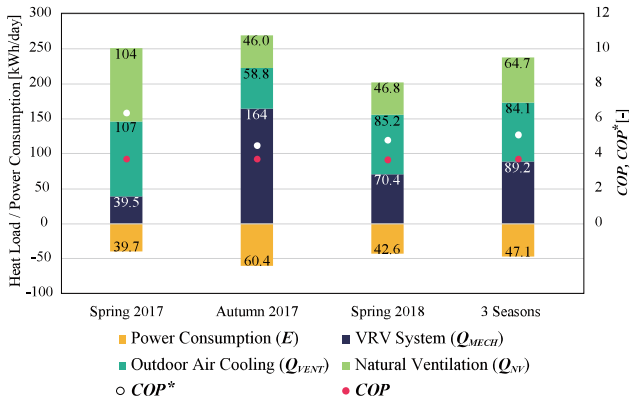


Fig. 3 Mean Processing Heat Load / Power Consumption and  $COP^*$  /  $COP$

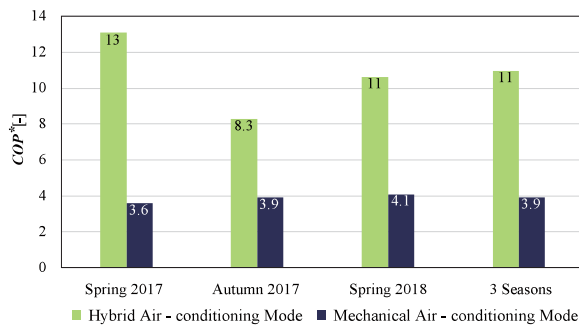


Fig. 4 Comparison of  $COP^*$  between Mechanical Air-conditioning and Hybrid Air-conditioning

消費電力量の傾向として、機器による空調処理熱量が大部分を占める時、消費電力量が大きくなり、日積算値では 100 [kWh] を上回る傾向がある。それに対し、外気利用による処理負荷が大部分を占めている場合、消費電力量は小さくなり、日積算値では 100 [kWh] 以下に抑えられている。

$COP^*$  について、機器による空調処理熱量が主体となる日の  $COP^*$  は 4 ~ 5 程度の成績で安定した値となっている。機器による外気導入が主体となる日は外気条件によって  $COP^*$  が不安定となるが、機器による空調処理熱量が主体となる日と比較して  $COP^*$  が高く、 $COP^*$  が最も高い日で 9 程度を達成している。自然換気が行われている期間についてはさらに  $COP^*$  が大きく増加していることが確認できる。

Fig. 3 に中間期 3 シーズンにおける日平均の処理負荷量・消費電力量および  $COP^*$ ,  $COP$  を示す。年ごとに処理負荷量に差がみられるが、3 シーズンを平均して中間期 1 日あたり、4 階オフィスで 149 [kWh/日] の負荷を自然換気と外気導入で処理できていた。そのうち、自然換気により負荷を処理できたのは 65 [kWh/日] となった。3 シーズンの処理負荷量の平均値 238 [kWh/日] を 100 [%] で外気利用の効果は概ね 62 [%] の負荷を処理できたことになる。自然換気は全体の 27 [%] を占める結果になった。また、 $COP^*$  は約 5.1、 $COP$  は約 3.7 となった。

Fig. 4 に中間期 3 シーズンにおけるハイブリッド空調

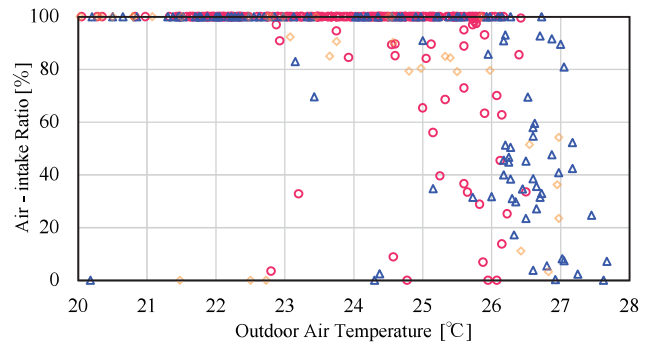


Fig. 5 Correlation between Outdoor Air Temperature and Air-intake Ratio

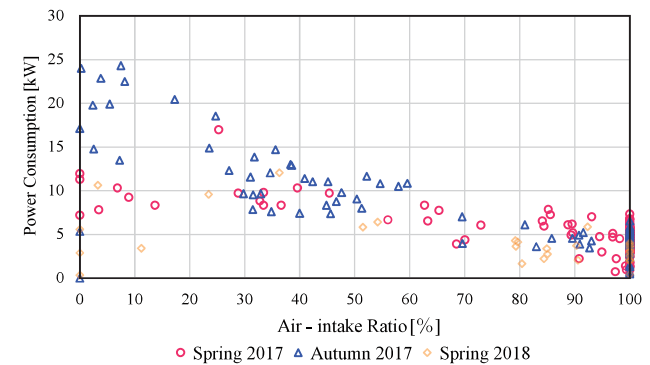


Fig. 6 Correlation between Air-intake Ratio and Power Consumption

モードおよび機械空調モード時の  $COP^*$  を示す。ただし、機械空調モード時の  $COP^*$  算出の際には空調処理熱量が 0 となった日は  $COP^*$  が極端に小さくなるため、集計対象から除外した。

機械空調モードにおける 3 シーズン合計の  $COP^*$  は 3.9 となったが、ハイブリッド空調モードにおける 3 シーズン合計の  $COP^*$  は 11 となり、2 倍以上の空調効率を発揮し、ハイブリッド空調モードの空調効率の優位性を確認することができる。

### 3. 外気導入率 AIR を用いたエネルギー実態の分析

一般に、処理負荷量という観点では、換気量が増加するほど省エネルギー効果は増加する傾向にある。その効果を実際に確認するため、外気導入率を新たに定義し、ハイブリッド空調モードのエネルギー実態の分析を行う。以下に外気導入率 AIR (Air-intake Ratio) の定義を示す。

$$AIR = \frac{Q_{NV} + Q_{VENT}}{Q_{NV} + Q_{VENT} + Q_{MECH}} \times 100 [\%]$$

- $Q_{NV}$  : 自然換気による処理負荷量 [kWh/日]
- $Q_{VENT}$  : 機器の外気導入による処理負荷量 [kWh/日]
- $Q_{MECH}$  : 機器による空調処理熱量 [kWh/日]

外気導入率は、ある時点での負荷について、どの程度の比率で外気利用により負荷を処理できているかを百分



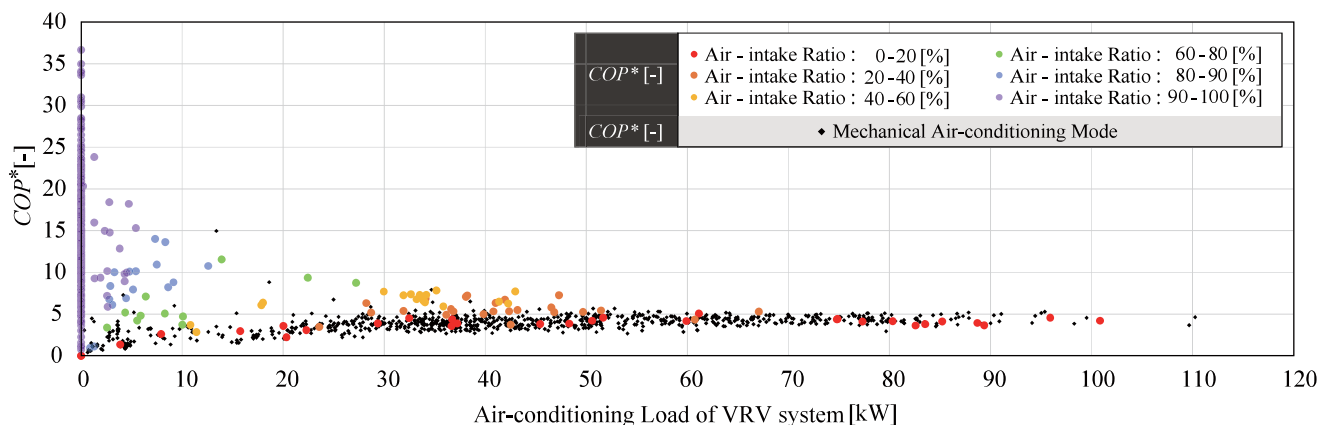


Fig. 7 Partial Load Characteristics of Hybrid Air-conditioning System

率で表した指標となる。100 [%] に近づくほど外気利用による処理負荷量の割合が大きくなり、0 [%] に近づく程機器による依存度が高くなることになる。

### 3.1. 外気温が外気導入率に与える影響

外気導入率の基本情報として、Fig. 5 に中間期 3 シーズンにおける外気導入率と外気温の関係を示す。

外気温が 20 ~ 22 [°C] の範囲では外気導入率は概ね 100 [%] を推移しており、調湿外気処理機の外気導入および自然換気によって負荷を処理できていることが確認できる。外気温が 23 [°C] を上回り始めると機器の空調処理熱量が生じ始め、外気温が 28 [°C] 前後では機器による処理負荷が支配的になる。

### 3.2. 外気導入率が消費電力量に与える影響

Fig. 6 に 3 シーズンにおけるハイブリッド空調モード時における消費電力量と外気導入率の関係を示す。3 シーズン全てのケースについて、外気導入率の増加と共に消費電力量の低減を確認できる。外気導入率 60 ~ 100 [%] の範囲では消費電力量は 10 [kW] に抑えられている。外気導入率 30 ~ 60 [%] の範囲では消費電力量は 10 [kW] 程度となっている。それに対し 2017 年秋期では、外気導入率が 0 ~ 30 [%] の範囲で消費電力量が約 20 [kW] と最も高く、外気導入率 30 ~ 70 [%] の消費電力量と比較し約 2 倍の消費電力量を消費している。以上の結果から、外気導入により機器の負荷を実際に低減できていることが確認できた。

### 3.3. 外気導入率が COP\* に与える影響

外気導入率を用い、ハイブリッド空調の空調効率について考察する。中間期 3 シーズンにおける 4 階執務エリアの COP\* と外気導入率の関係を Fig. 7 に示す。横軸の機器による空調処理熱量が増加するほどヒートポンプによる冷熱の供給が増加し、4 階執務エリア全体としての部分負荷特性のように捉えることができる。また、機器の空調処理熱量が 0 の時に COP\* が有限の値をとっている理由としては、自然換気・機器による外気利用の処理負荷が発生しているためである。

外気導入率が 0 [%] に近づくほど、機械空調モード時の部分負荷特性に近づく、外気導入率が 100 [%] に近づくほど、低負荷側で COP\* が著しく増加し、空調効率が増加していることが確認できる。通常空調・換気機器のみで運転を行う場合、黒点の機械空調モード時の特性曲線をたどることになるが、ハイブリッド空調モードにより外気導入率が高くなるほど、執務エリア全体として、機器の能力を超越し、空調効率が大幅に増加していることが確認できる。

### おわりに

本報では中間期 3 シーズンについて、空調モードの発生率、外気利用効果および機器による空調処理熱量の日積算値や、ハイブリッド空調時と機械空調時の空調効率の比較から運用実績を示した。その上で、ハイブリッド空調システムの分析として、新たに外気導入率 AIR を定義し、考察を行った。具体的に、外気温が外気導入率に与える影響を考察することでハイブリッド空調システムの運用実態を把握した。また、自然換気の省エネルギー効果および空調効率については、外気導入率の増加による消費電力量の低減および、空調効率の増加を確認した。

本報では対象建物の 4 階執務エリアについて中間期 3 シーズン分のデータを用いて分析を行ったが、今後の課題として、運用実態を推定するため、さらなるデータの蓄積による予測精度の向上、他ビルで適用した場合に外気導入率の影響がどのように表れるか、どのような性状を示すか検討する余地がある。

謝辞

共同研究でお世話になりました成川嘉則氏 (ダイキン工業株式会社)、並びに関係者の皆様に重ねて御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 松井伸樹, 西村忠史, 成川嘉則, 中山浩, 花田卓弥: 空気調和・衛生工学会平成 28 年年報特集号, 第 90 巻, 12 号, 2016 年 12 月 5 日発行, p.26 ~ 27

## 都市域の分流式下水道を対象とした下水熱利用のための流量・水温推定法の研究

## —下水管路上の実測データに基づく推定法の検証—

Study on estimation method of flow and water temperature for sewage thermal utilization in an urban area  
installed separate sewer system

-Validation analysis based on actual measurement value of the sewer pipeline-

○藤本 康勢 (大阪市立大学) 鍋島 美奈子 (大阪市立大学)  
西岡 真稔 (大阪市立大学) 澤部 孝一 (総合設備コンサルタント)  
三毛 正仁 (総合設備コンサルタント)

Kosei FUJIMOTO<sup>\*1</sup> Minako NABESHIMA<sup>\*1</sup> Masatoshi NISHIOKA<sup>\*1</sup>Koichi SAWABE<sup>\*\*2</sup> Masahito MIKE<sup>\*\*2</sup><sup>\*1</sup> Osaka City University<sup>\*\*2</sup>. Sogo Setsubi Consulting Co., Ltd.

Sewage heat is an unused energy source that has potential to be tapped. In order to grasp the potential of sewage quantitatively, it is necessary to establish an estimation method of sewage thermal potential. The estimation method for sewage flow and temperature was proposed in Osaka city study. In this study using its estimation method, sewage flow rate and water temperature are estimated in Fukuoka city. Then, the verification results of the estimation method of Osaka City and Fukuoka City are compared. As a result, it is shown that these estimation methods are applicable to Fukuoka City.

## 1 研究背景・目的

低炭素社会の実現にむけ、下水熱などの未利用エネルギーを用いた空調・給湯システムが期待されている。近年は国土交通省による下水道法の改正により、民間事業者が下水管に熱交換器等を設置することが可能になったことや、下水熱推進協議会が作成した下水熱ポテンシャルマップ作成の手引きにより、民間も下水熱に大きく関与できるよう取り組みがなされている。下水熱利用をさらに進めていくために、地域ごとに下水の熱賦存量を定量的に推定する方法を確立することが重要である。

そこで三毛ら<sup>1)</sup>は大阪市の合流式下水道を対象に下水熱の熱賦存量を把握するために、下水流量・水温を推定する方法を提案した。この推定法は下水熱ポテンシャルマップ作成の手引きにも採用されている。大阪市での検証結果では、下水流量は実測値に対する推定値の比が0.64~1.24、下水温度に関しては±2K未滿の推定精度となり、提案された推定法の精度が確認された。一方でこの推定法は大阪市の実測データに基づいて提案されたものであり、他都市での検証が行われていない。本研究では分流式下水道の福岡市を対象に推定を行い、大阪市の推定結果と比較し、推定法の検証を行う。

## 2 実測概要

本研究では福岡市の分流式下水道を対象として実測データをもとに、既往研究<sup>1)3)</sup>により提案された推定法を用いて福岡市内の管路における下水流量・下水温度を推定する。Fig. 1、Fig. 2に福岡市のウォーターフロント地区・博多駅周辺における実測点を示す。

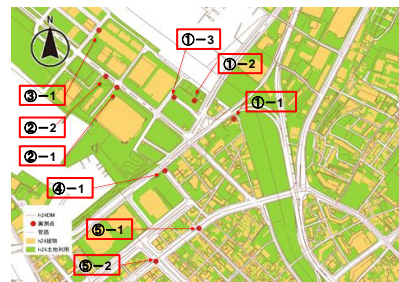


Fig. 1 Measurement points in the waterfront district

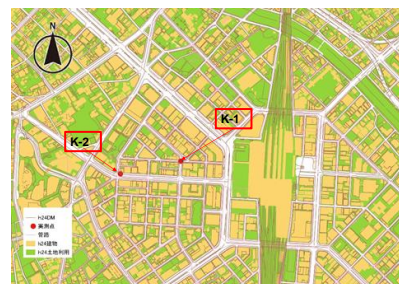


Fig. 2 Measurement points around Fukuoka station

A-21

3 推定法

3.1 下水流量推定法

下水熱ポテンシャルマップ作成の手引きで採用されているこの下水流量推定法は、建物用途延床面積比率分配法である。この推定法は下水処理場の既知データを用いて、処理場の日積算流量を推定点のマンホールが受け持つ集水エリア内の建物用途延床面積に応じて分配する方法であり、式(1)より算出する。また、Table. 1 に 1 m<sup>2</sup> 当たりの上水使用原単位に基づいた建物用途別の補正係数を示す。住宅を 1 と基準にして、種類ごとに補正係数を定めている。そして、この推定法では各マンホールの受け持つ集水エリアの決定がマンホールと建物の重心データを用いて最短距離のマンホールに下水が流入すると仮定して集水エリアを推定する方法を採用しているため、現実を正確に再現できている地点ほど推定精度がよくなる。

3.2 下水温度推定法

下水温度推定法では市域の下水温度は近くに温度上昇の原因となる温浴施設などが無い限り、日平均値には大差がないという前提で地域の代表温度を下水処理場の下水温度とし、外気温を入力変数とした式(2)が下水温度推定式となる。大阪市の検証結果では、後述する Fig. 11 からこの推定法によって算出した下水温度と各測点での実測値との差は 1K 程度で、下水処理場の水温で代表することの妥当性が確認されている。

4 実測結果

Table 3、Table 3 に外気温と下水温度を、フーリエ級数を用いて近似したときの係数を示す。大阪市と福岡市の平均差  $\alpha$ 、振幅比  $\beta$ 、位相差  $\gamma$  はほぼ同様の傾向を示した。位相差  $\gamma$  より、外気温の変動に比べて下水温度の変動が両都市とも 2 週間程度遅れることを示している。また Fig. 3、Fig. 4 に福岡市と大阪市の処理場の温度推定結果を示す。大阪市の合流式下水道は雨水と汚水が同一の管路を流れるため、降水日には一時的な温度低下が確認された。一方で福岡市は分流式下水道であっても、6~7 月や 1~2 月にかけて降水の影響を受けていることがわかる。これは、下水管路の欠損等の理由によって雨水が流入していることが原因と考えられる。本研究では、実測データに降水日が含まれておらず各測点の下水温度の降水の影響は分析していない。

$$G' = \frac{\sum_{i=1}^M F_i * C_i}{\sum_{i=1}^N F_i * C_i} \cdot G \quad (1)$$

$$D_{w,j} = (\overline{D}_a + \alpha) + \beta A_{f,a} \sin\left(\frac{2\pi j}{T} + \theta_{f,a} + \gamma\right) \quad (2)$$

- $G'$  : Sewage flow at estimated point (m<sup>3</sup>/day)
- $G$  : Sewage flow at treatment plant (m<sup>3</sup>/day)
- $\sum_{i=1}^M F_i *$  : Total floor area within sewage treatment area (m<sup>2</sup>)
- $\sum_{i=1}^N F_i *$  : Total floor area within estimated point (m<sup>2</sup>)
- $C_i$  : Correction factor divided by type of building use

- $D_{w,j}$  : Daily average sewage temperature on day  $j$  (K)
- $\overline{D}_a$  : Annual average of outside temperature (K)
- $T$  : Period (One cycle is 365 days)

Table. 1 Correction factor for each building use

	housing	office	commerce facilities	hotel	medical facilities	others
Correction factor C	1	0.75	4.72	2.24	2.07	0.82

Table. 2 Comparison list (Osaka city)

	Outside temperature $\alpha$	Sewage temperature $w$	Coefficient comparison	
Annual average temperature (K) $D$	17.3	22.4	Temperature difference $\alpha$	5.11
amplitude $A_f$	10.8	5.2	Amplitude ratio $\beta$	0.48
phase $\theta_f$	-0.44	-0.68	Phase difference $\gamma$	-0.24

Table 3. Comparison list (Fukuoka city)

	Outside temperature $\alpha$	Sewage temperature $w$	Coefficient comparison	
Annual average temperature (K) $D$	16.8	22.7	Temperature difference $\alpha$	5.95
amplitude $A_f$	11.9	5.22	Amplitude ratio $\beta$	0.44
phase $\theta_f$	-1.1	-1.36	Phase difference $\gamma$	-0.26

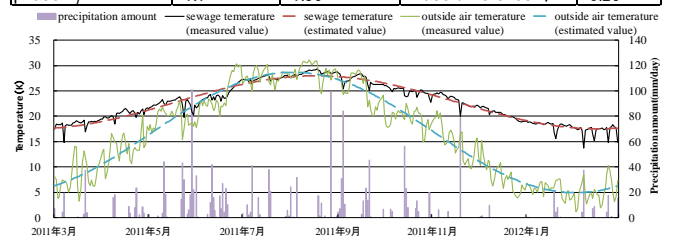


Fig. 3 Estimated result of sewage temperature in Osaka city

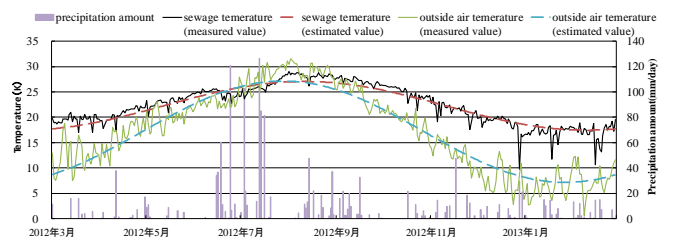


Fig. 4 Estimated result of sewage temperature in Fukuoka city

A-21

5 下水流量の精度検証結果

Fig. 5 に大阪市の測点のマンホールにおける建物用途比率を1つ例として示す。大阪市の実測点はほぼすべてFig. 5 に示すような住宅、業務、商業施設が大半を占める市域に位置する測点である。また、Fig. 6、Fig. 7 に本研究の対象の福岡市の臨海部側(①-1)と市域側の測点(⑤-2)の建物用途比率を示す。福岡市の測点には大阪市ではなかった臨海部の運輸倉庫などの測点が含まれる。Table. 4 に福岡市の測点を集水エリア内の建物用途比率の特徴でA~E群に分類したものを示す。流量の推定結果と測点の建物の特徴と関連させて考察を行った。

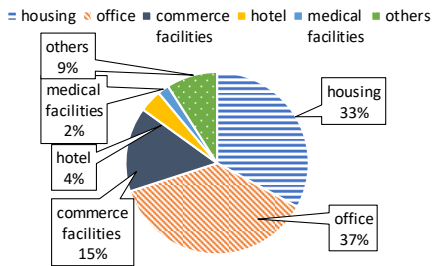


Fig. 5 Gross floor area rate around one sample in Osaka city

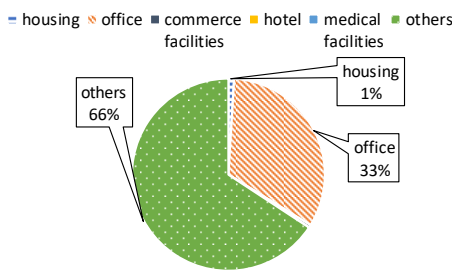


Fig. 6 Gross floor area rate around ①-1 in coastal area

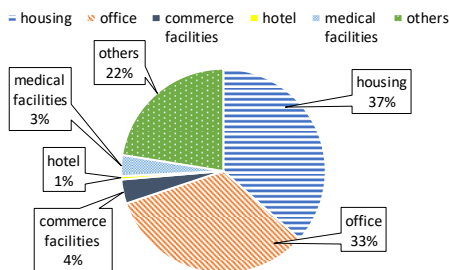


Fig. 7 Gross floor area rate around ⑤-2 in city area

Table. 4 Classification table by building usage ratio

Classification name	Applicable actual measurement point	Rate of housing(%)	Rate of office(%)	Rate of commerce facilities(%)	Rate of hotel(%)	Rate of medical facilities(%)	Rate of others(%)
A	①-1, ①-2, ①-3	0~4	24~35	0~2	0	0	65~70
B	②-1	0	99	0	0	0	1
C	②-2, ③-1, ④-1	0	1	0	0	0	99
D	⑤-1, ⑤-2	37	33	4	0~1	1~3	22~25
E	K1, K2	7~8	64	1~2	23~24	0	3

Fig. 8、Fig. 9 に大阪市と福岡市の建物用途延床面積比率分配法による下水流量の推定結果を、実測値に対する推定値の誤差率として示す。大阪市では、推定値が大幅

にずれた測点 6, 9, 10, を除いた測点と福岡市の建物用途が住宅や業務、商業施設が集中する地域の D 群と E 群の測点の誤差率は、ほぼ同程度となった。D 群と E 群の誤差は、測点のマンホールが担当する集水域の推定が現実を再現できていないことが主な原因と考えられる。また、その他の建物用途が多い福岡市臨海地域の A~C 群の測点は誤差が大きい。その原因は建物用途に対する補正係数のその他が各測点の建物用途に当てはまっていないことも考えられる。大阪の測点 6, 9, 10 のように誤差率が 100%を超える場合もあり、下水道台帳や GIS 建物情報の不備など様々な原因が考えられる。今回の福岡市の調査では、このように極端な推定誤差が生じる測点は見られなかった。

以上より、D 群や E 群のような複数用途の建物が混在し密集する地域では、大阪市と同様に福岡市でもこの下水流量推定法が適用できることを確認した。ただし、福岡市と大阪市のどちらの都市でも推定が大きく外れる測点群がみられた。今後、より精度の高い推定を行うには、短期間実測調査による補正を検討する必要がある。

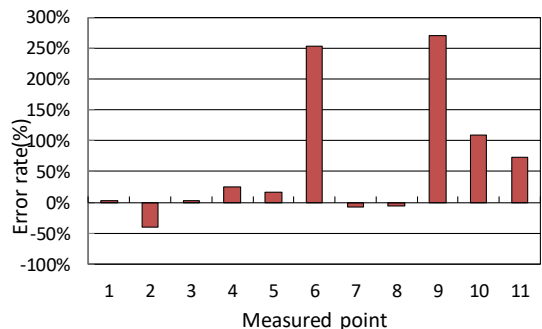


Fig. 8 Day accumulated flow error in Osaka city

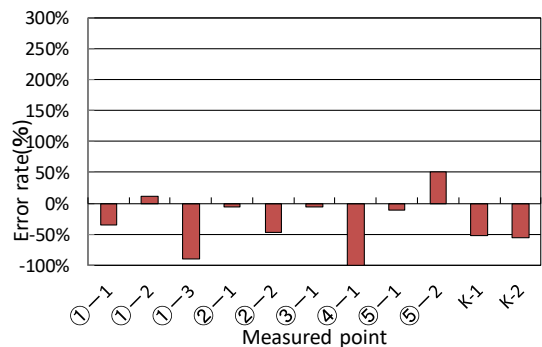


Fig. 9 Day accumulated flow error in Fukuoka city



## A-21

### 6 下水温度の精度検証結果

Fig. 10に両都市の下水処理場内の温度推定の精度を示す。月平均水温については両都市とも約±1Kの範囲で推定できていることが分かった。また、Fig. 11、Fig. 12に大阪市と福岡市の下水処理場における下水温度推定値と各測点の実測値との差(実測値-推定値)で示す。福岡市は、各測点の実測値は処理場の推定値よりも高くなった。これは最終的に処理場に流れ込むまでの放熱や雨水流入の影響を受け、処理場に到達するときの下水温度は各地点での水温よりも温度が低下したと考えられる。測点 K1、K2は実測値が推定値より大幅に高くなったが、Table 4より宿泊施設の割合が23~25%と他の測点に比べて高いことがわかる。それらの建物から出る温度の高い排水によって下水の温度が他の測点の下水温度よりも高くなっていることが原因と考えられる。しかし、そのような地点を除けば、福岡市の各測点の下水温度推定の誤差は平均+1.3K未満であることから、処理場の日平均下水温度を地域の代表点として推定する方法の妥当性は確認できた。ただし、両都市において測点周辺の建物用途によっては推定誤差が4~5K生じている測点があった。より高い推定精度が求められる場合には、下水流量と同様に短期間の実測による補正を検討する必要がある。マンホールでの短期間の実測データがあればフーリエ級数の平均差 $\alpha$ を補正して実態に近づけることができると考える。

また、処理場での降水による下水温度の低下は、分流式であっても合流式と同じように影響がみられたが、各測点の実測データには降水日が含まれておらず、詳細を分析することはできなかった。

### 7 まとめ

大阪市の検証結果と福岡市の検証結果を比較し、福岡市の臨海部の特殊な地域を除く地域では、両都市での推定精度に大きな差がないことが確認された。また、下水温度と外気温度との関係を示す平均差 $\alpha$ 、振幅比 $\beta$ 、位相差 $\gamma$ は、大阪市と福岡市ではほぼ同様の傾向を示すことがわかった。

今後は、短期間実測による補正を検討すると同時に、本研究で検証した下水流量推定法と温度推定法を活用し、利用側の設備システムを含めたシミュレーションをおこ

なう予定である。そのうえで、これらの推定法を使用できる条件や推定法の誤差の許容範囲を検討していく。

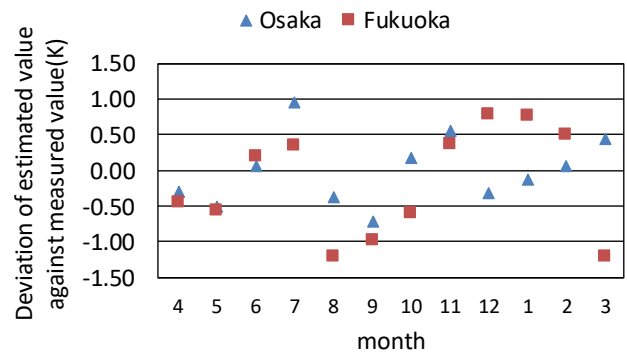


Fig. 10 Estimation accuracy of sewage treatment plant

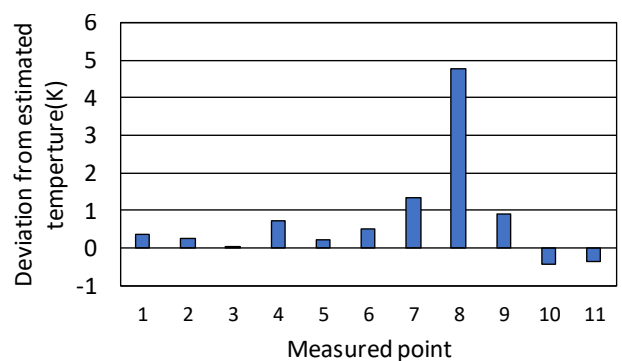


Fig. 11 Estimation accuracy of each point in Osaka city

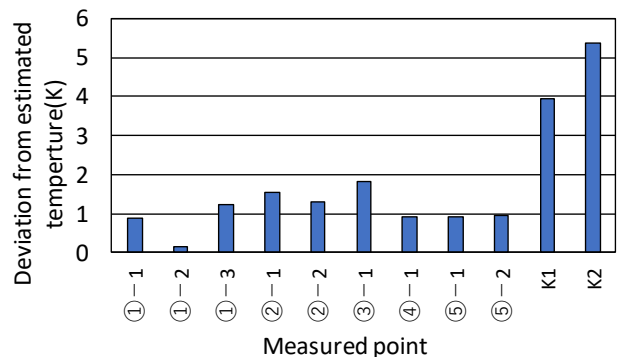


Fig. 12 Estimation accuracy of each point in Fukuoka city

- 1) 三毛正仁他「下水熱利用のための下水管路における晴天日下水流量推定法の提案」空調調和・衛生工学会論文集 No-204 (2014)
- 2) 河合弘樹「下水管路における下水熱利用のための下水流量・温度推定法の研究」大阪市立大学 2013 年度修士論文集
- 3) 鍋島美奈子他「日平均下水温度推定法の開発：下水管路における下水熱利用技術の開発」第 51 回下水道研究発表会講演集 p544~p546 (2014)

## ビニルハウスにおける葉菜類の生育環境に関する研究

## -実測調査に基づく照度及び室温の推定-

Study on growth environment of leaf vegetables in plastic greenhouse  
-Estimation of illuminance and room temperature based on observed data-

○田中 千尋 (大阪市立大学)                      鍋島 美奈子 (大阪市立大学)  
西岡 真稔 (大阪市立大学)                      大橋 良之 (東レ建設株式会社)  
北川 康孝 (東レ建設株式会社)

Chihiro TANAKA\*<sup>1</sup>    Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup>    Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup>  
Yoshiyuki OOHASHI\*<sup>2</sup>    Yasutaka KITAGAWA\*<sup>2</sup>  
\*<sup>1</sup>Osaka City University \*<sup>2</sup>TORAY Construction Co., Ltd.

In recent years sharing agriculture which combines IoT technology with high floored sand cultivation agriculture has attracted attention. Therefore, even for beginners, it is necessary to organize environmental conditions so that they can easily tackle agriculture. The light environment and temperature environment inside and outside the plastic greenhouse are observed in Kyoto. A method to estimate the environment in plastic greenhouse from the outside environment is proposed on the basis of the data. As a result, the harvesting days of leaf vegetables are estimated from the outside air temperature and the solar radiation in 5 cities.

## 1 研究背景・目的

## 1.1 研究背景

現在、農業用ビニルハウスでの高床式砂栽培農業が注目されており、西日本を中心に展開されている。この農法は、生産性や施工性、作業性が高いこと等が特徴として挙げられる。今後は高床式砂栽培農業に温度調節や水・肥料やりなどを自動化するIoT技術を組み合わせたシェアリング農業が、地域雇用創出や地域活性化につながる新しい農業の形として、各地へ展開が見込まれている。しかし、高床式砂栽培農業に適した環境条件の情報は整備されておらず、環境条件を把握し、設計資料として整理することは有用である。

## 1.2 研究目的

これまで木村ら<sup>1)</sup>は大阪府四条畷市にあるビニルハウスで温度環境について整理し、松尾ら<sup>2)</sup>の伝熱モデルを用いてハウスの熱的特性を把握、寒冷地のハウス温度・砂層温度を推定し、必要加熱量を求めた。しかし、植物の生育に欠かせない光合成や呼吸、細胞の伸長、分裂などには温度以外にも光、CO<sub>2</sub>、湿度などが重要である。そこで本研究では、温度環境だけでなく光環境にも着目し、光環境では実測値から求めた回帰式を用いて、温度環境では伝熱モデルを用いてハウス内環境を推定する。さらに5地域のハウス内環境を推定し、温度環境と光環境を組み合わせた作物の収穫日数を推定することを目的とする。

## 2 光環境推定

## 2.1 実測概要

京都府相楽群精華町にあるビニルハウス及び屋外にて光環境の測定を行った。ハウスの平面図をFig. 1に、断面図をFig. 2に示す。ハウスは北側の中央2列が2段積みとなっており、上部には遮光カーテンが取り付けられている。遮光カーテン及び天窗・側窓は管理者が手で開閉し、時間は季節により異なる。

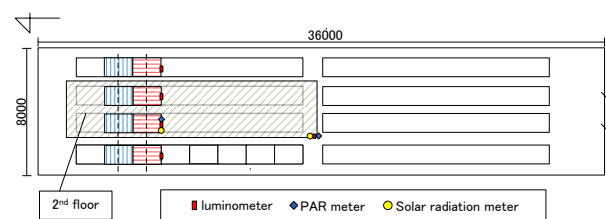


Fig. 1 The floor plan of the plastic greenhouse

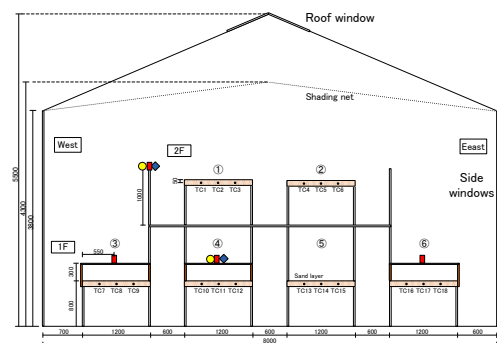


Fig. 2 The cross section of the plastic greenhouse

2.2 回帰モデル

実測値から求める回帰式を Eq.(1)~(4)に示す。ハウス内外の関係を求める際はビニルの透過率や遮光ネットの透過率、上段ベッドによる影の影響を検討する必要がある。

2.3 実測結果

5分間隔で測定した各測器の8~16時における測定結果を分析し、回帰係数を求める。代表してハウス内の照度 $PCL_{i,u}$ と日射量 $I_{i,u}$ の関係を Fig. 3 に示す。本実験においてビニルの透過率、遮光ネットの透過率、上段による影の影響を分離せずに 2018 年 9 月 28 日~12 月 31 日の実測値を用いて Table 1 に示す回帰係数を求めた。

2.4 ハウス内照度の推定

屋外日射量からハウス内照度の推定には 2 階では Eq.(1),(3)を、2 段 1 階では Eq.(2),(4)を用いた。2018 年 9 月 28 日~12 月 31 日の精華町ビニルハウスでの実測値を用いて平均二乗誤差 RMSE を算出すると 2 階で 6.2kLx、2 段 1 階で 2.5kLx となった。代表期間の推定結果を Fig. 4 右軸に示す。

3 伝熱モデルを用いた温度環境推定

木村ら<sup>1)</sup>と同様の手法で精華町のビニルハウスの熱特性を把握した。このハウスは暖房を行っていないので暖房による応答は無視した。また、ビニルハウスは日射の影響が考えられるので、屋外の境界条件として相当外気温度を用いた。本研究では相当外気温度に夜間放射は考慮していない。

2018 年 9 月 29 日~10 月 11 日に実測したデータを用いてハウスの熱的特性を求めた。代表期間の推定結果を Fig. 4 左軸に示す。実測値と推定値の平均二乗誤差 RMSE を算出すると、日射吸収率  $a=0.1$ 、ビニルハウスの熱的応答特性値  $r=0.68$  の時に 1.85K で最小となった。

$$PCL_{i,u} = A \times I_{i,u} \quad \text{Eq.(1)}$$

$$PCL_{i,b} = B \times I_{i,b} \quad \text{Eq.(2)}$$

$$I_{i,u} = \alpha \cdot \beta \cdot \epsilon_u \times I_o \quad \text{Eq.(3)}$$

$$I_{i,b} = \alpha \cdot \beta \cdot \gamma \cdot \epsilon_b \times I_o \quad \text{Eq.(4)}$$

$$W_{East} = 5.32e^{0.0005 \Sigma PCL} \quad \text{Eq.(5)}$$

$$W_{West} = 14.39e^{0.0004 \Sigma PCL} \quad \text{Eq.(6)}$$

$$d_{ill} = \Sigma PCL_{100} / \Sigma \hat{PCL} \quad \text{Eq.(7)}$$

$$d_{tmp} = \Sigma T_{100} / \Sigma \hat{T} \quad \text{Eq.(8)}$$

$I$	Amount of solar radiation[kW/m <sup>2</sup> ]
$PCL$	Illuminance[kLx]
$X_o$	X of outside
$X_{i,u}$	X of the upper bed in the plastic greenhouse
$X_{i,b}$	X of the bottom bed in the plastic greenhouse
$\alpha$	Transmittance of vinyl[-]
$\beta$	Transmittance of shading net[-]
$\gamma$	Transmittance of the upper bed[-]
$\epsilon$	Correction coefficient of each month[-]
$W$	Weight of harvest[g/pieces]
$\Sigma PCL$	Integrated illuminance[kLx · h]
$d$	Harvesting day [day]
$\hat{X}$	Estimated value of X
$X_{100}$	Necessary condition of X for 100g of leaf vegetable
$\Sigma T$	Integrated temperature[°C · day]

Table 1 Coefficients of regression analysis

Coefficient	A	B	$\alpha \cdot \beta \cdot \epsilon_1$	$\alpha \cdot \beta \cdot \gamma \cdot \epsilon_2$
Value	100	90.9	0.59	0.10

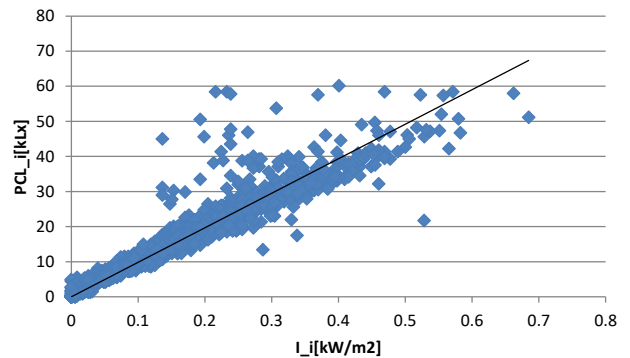


Fig. 3 The relation of  $PCL_{i,u}$  and  $I_{i,u}$  in the plastic greenhouse

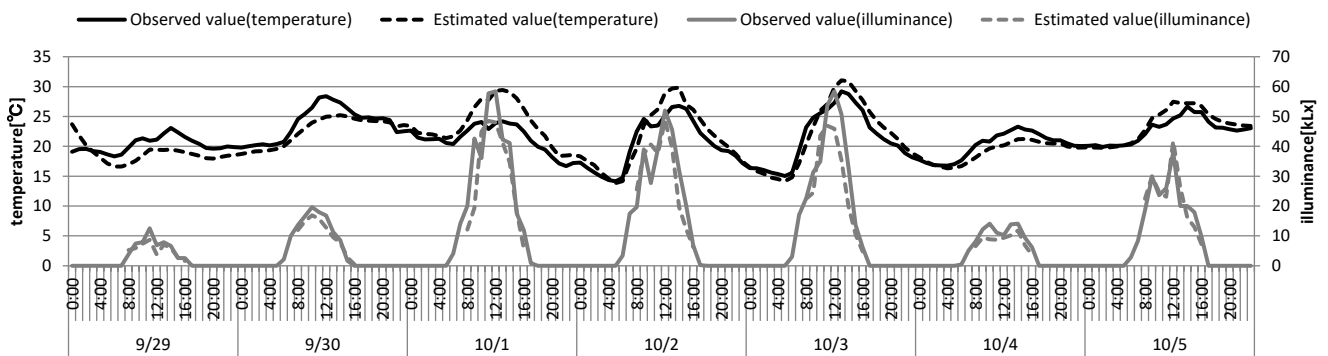


Fig. 4 Estimation of illuminance and temperature in the plastic greenhouse

#### 4 作物の収穫日数の推定

Eq.(1)~(4)に示した屋外環境からハウス内照度の推定方法及び伝熱モデルによるハウス温度の推定方法を用いて奈良、札幌、仙台、東京、那覇の5地域におけるハウス内環境を推定し、100gのコマツナを収穫するのに必要な日数を推定する。2018年1月1日から12月31日の気象庁の気温、日射量データを用い月単位で収穫日数の推定を行った。コマツナの生育適温は15~20°C、生育限界温度は下限が5°C、上限が35°Cであり、これを超えると生育が抑制される<sup>3)</sup>。また、100g程度の小株を収穫するのに必要な日平均気温の積算温度 $\Sigma T$ は700°C・日前後である<sup>3)</sup>。光の強度がこれ以上増加しても光合成速度は増加しない点を意味する光飽和点は85kLxである<sup>3)</sup>。

##### 4.1 コマツナの生育実験

積算照度と収穫重量の関係を把握するために Fig. 1 に赤い横線及び青い縦線で示している位置で Fig. 2 の①~⑥の6つの各ベッドでコマツナを栽培した。結果を Fig. 5 に示す。ハウス西側では収穫期間における照度の時間別平均値が高い時間に温度の平均値も高くなっており、東側と比べてコマツナの生長が早かったためハウス東西で分けて収穫重量と積算照度の関係を検討した。それぞれ Eq.(5),(6)の関係が見られた。ただし、今回の照度測定において光飽和点を超える値を測定しなかったため積算照度には栽培期間の全データを用いた。これより100gのコマツナの収穫に必要な積算照度 $\Sigma PCL_{100}$ はハウス東側で5866.9kLx・h、西側で4846kLx・hが必要であることがわかった。

##### 4.2 照度から収穫日数を推定( $d_{ill}$ )

2.4 で示した屋外日射量からハウス内照度の推定式を用いて、1時間毎の日射量データから各地のハウス照度を推定した。また推定した照度から Eq.(7)より、収穫日数を求めた。代表してハウス東側の収穫日数を Fig. 6, Fig. 7 に示す。2階では夏季には20~30日、冬季には札幌では50~80日、札幌以外の4地域では40~50日前後となった。2段1階ではどの地域も日積算照度が低いため、収穫日数は100日を超えてしまい、収益を求めたコマツナの生育には不向きであると考えられる。また東西では月により3~14日の差が確認され、西側の方が収穫日数は短かった。

##### 4.3 室温から収穫日数を推定( $d_{tmp}$ )

伝熱モデル及び求めたハウスの熱的特性を用いて気象庁の気温・日射量データよりハウス温度を推定した。ハウスの初期温度が与える影響を考慮し、助走期間は7日間とした。推定結果から各月の日平均ハウス温度を求めると Fig. 8 となった。夏季にコマツナの生育限

界である35°Cを超える地域は見られなかったが、冬季に奈良、札幌、仙台では生育限界である5°Cを下回ったためコマツナは栽培できないと考える。生育限界を下回らなかった場合に Eq.(8)より収穫日数を求めた。結果を Fig. 9 に示す。日平均気温が5°Cを下回り、コマツナの生育が不可能な時以外も冬季には収穫日数が80日を超えてしまい、収益を求めたコマツナの栽培は難しいと考える。そこでコマツナの生育促進のために、推定した1時間毎のハウス温度がコマツナの生育適温である15°C未満の場合に15°Cに暖房したと仮定した時の収穫日数を算出した。結果を Fig. 10 に示す。暖房を行った場合の収穫日数は那覇以外の4地域で最大47日となり、暖房を行わなかった場合と比較して50~80日収穫日数を短縮できる。那覇では推定したハウス温度が冬季でもほとんど15°Cを下回っておらず暖房は不要であった。

##### 4.4 収穫日数の比較

4.2 において推定照度から算出したハウス東側2階の収穫日数と4.3 において推定室温から算出した収穫日数の差( $d_{ill} - d_{tmp}$ )を Fig. 11 に示す。正の場合は照度から求めた収穫日数が、負の場合は室温から求めた収穫日数が長いことを示す。夏季は収穫日数の差がほとんどなく、冬季は奈良・札幌・仙台では室温から求めた収穫日数が、札幌・那覇では照度から求めた収穫日数が長くなった。これにより、植物の生長には一定の照度が必要となり、一定の照度がある場合には暖房を行うことで、植物の収穫日数を短縮できることがわかった。一方で札幌のように照度が低い場合や、那覇のように温度が高い場合には照度の向上を行うことで収穫日数を短縮できる可能性がある。

#### 5 まとめ

- ・精華町ビニルハウスでの実測データを用いて光環境についてそれぞれ測定項目ごとの関係を整理し、屋外日射量からハウス内照度の推定式を提案した。
- ・伝熱モデルを用いて精華町ビニルハウスの熱的特性を求めた。
- ・精華町と同様のビニルハウスが他の都市に設置される場合を想定し、屋外環境から5都市のハウス内環境を推定、100gのコマツナを収穫するのに必要な日数を算出し、比較した。
- ・今後の課題として、本研究では限られた実測、実験のデータを元にして推定を行ったので、データを増やして推定精度を高める必要がある。
- ・光環境推定にて回帰式を求める際にハウスや遮光ネットの透過率などを個別に把握することで一般性を確認する必要がある。



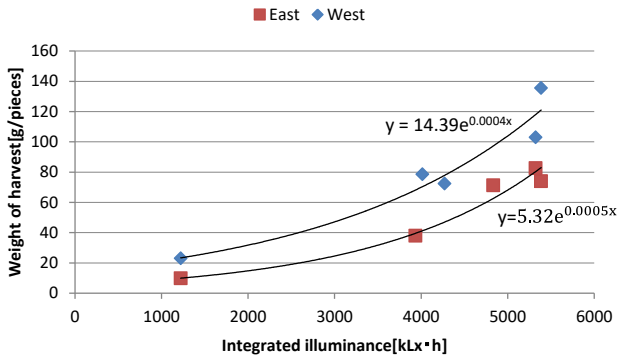


Fig. 5 The relation of weight of harvest and integrated illuminance

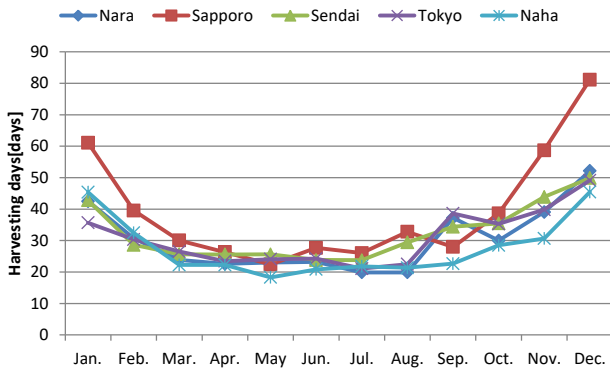


Fig. 6 The harvesting days of the upper bed on the eastern side in the plastic greenhouse

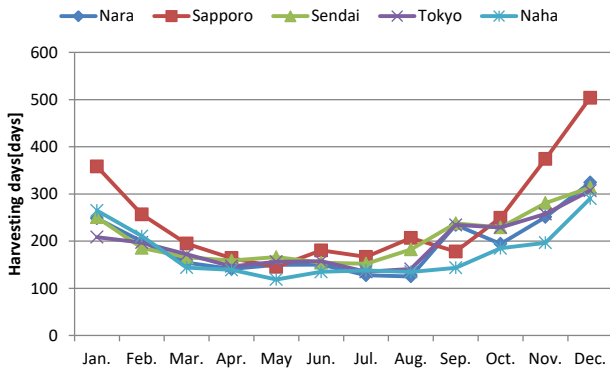


Fig. 7 The harvesting days of the bottom bed on the eastern side in the plastic greenhouse

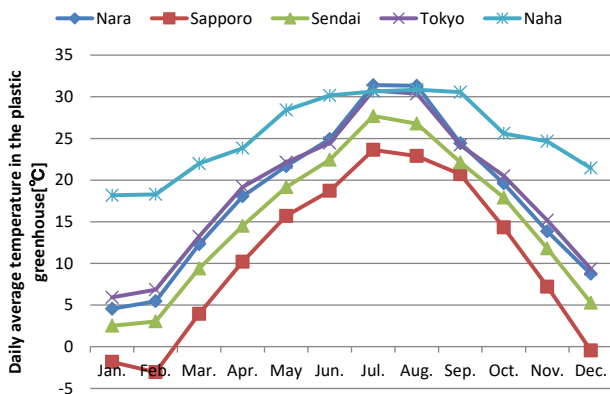


Fig. 8 The daily average temperature in the plastic greenhouse

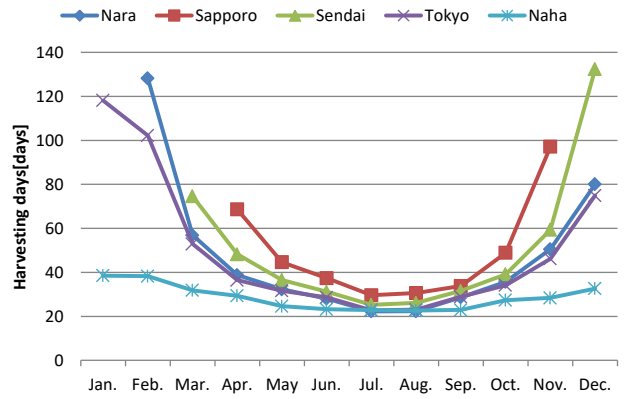


Fig. 9 The harvesting days obtained from air temperature in the plastic greenhouse without heating

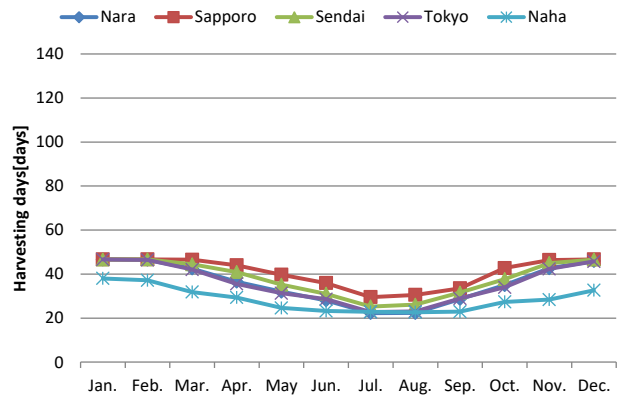


Fig. 10 The harvesting days obtained from air temperature in the plastic greenhouse with heating

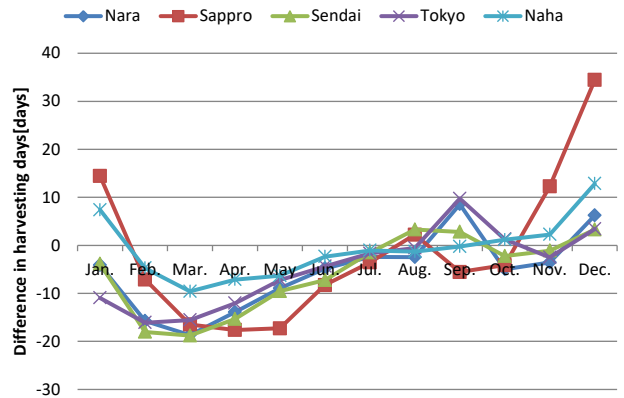


Fig. 11 The difference in harvest days

【参考文献】

- 1) 木村駿介ら：冬期における農業用ビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究(第 5 報) 屋外空気温度を用いた高床式砂ベッド砂層温度推定, 空調調和衛生工学会近畿支部論文集,2018.3
- 2) 松尾陽ら：現場測定にもとづく住宅熱特性の推定, 日本建築学会建築環境工学論文集 pp.13-18, 1981.4
- 3) 一般社団法人熊本県野菜振興協会「熊本の野菜<播種基準(平成 24 年 3 月 31 日)>」, [online]  
[http://www.k-engei.net/contents/koushu\\_standard/131%E3%82%B3%E3%83%9E%E3%83%84%E3%83%8A.pdf](http://www.k-engei.net/contents/koushu_standard/131%E3%82%B3%E3%83%9E%E3%83%84%E3%83%8A.pdf) (2019-02-15)