

建物・都市の時刻別エネルギー消費量の推計に関する研究 Study on estimation of building/urban hourly energy consumption

学生会員 ○西澤 尚哉（大阪公立大学） 正会員 西岡 真稔（大阪公立大学）

正会員 鍋島 美奈子（大阪公立大学）

Naoya NISHIZAWA*¹ Masatoshi NISHIOKA*¹ Minako NABESHIMA*¹

*¹ Osaka Metropolitan University

Synopsis: We propose estimation methods of building/urban hourly energy consumption per usage of demand, building and region. The estimation is made separately for Energy consumption per values closely related to energy consumption and values closely related to energy consumption. Dividing building types broadly into non-residential buildings, houses, and factories, we explain each one.

1. はじめに

脱炭素・省エネが求められる中、太陽光発電の導入が進むが、太陽光発電量は天候によって時々刻々と発電量が変化するという時間特性をもつ。また、エネルギーの需要側も、時々刻々と需要量が変化するという時間特性をもつ。そのため、太陽光発電を最大限利用するためには、蓄エネルギー設備を用い、特別に需給バランスを調整させることが効果的である。また、需給バランスの調整は1建物規模ではなく、都市規模で行うことがより効果的である。

このようなエネルギー需給バランスの検討において、需要量である建物の時刻別エネルギー消費量の把握は必須である。そして、都市規模での検討においては、個別の建物の推計の加算は困難であるため、“エネルギー消費量”を“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値（延床面積や世帯数等）”で除した“単位当たりのエネルギー消費量（以下、エネルギー消費原単位とよぶ）”の推計と“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値（延床面積や世帯数等）”をそれぞれ推計し、それらを乗じて“エネルギー消費量”を求める、積み上げ計算が有効である。

また、建物のエネルギー消費量は、寒冷地や温暖地などの地域ごとや商業施設や宿泊施設などの建物用途ごとに異なること、特別の消費量の変動は冷房や給湯などの需要用途ごとに異なることから、地域別・建物用途別・需要用途別に建物の時刻別エネルギー消費量を整備することが求められる。ところが、そのような整備は筆者らの知る限りでは行われていない。

そこで本研究は、地域別・建物用途別・需要用途別の“特別エネルギー消費原単位”と“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値”のデータ整備を目的とする。

建物を大きく、“非住宅建築物”、“住宅”、“工場”の3つにわけ、それぞれについて記載する。

2. 非住宅建築物について

エネルギー消費量を地域別・建物用途別・需要用途別に整備する。

非住宅建築物に関しては、“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値”として“延床面積”が一般的に用いられているので、ここでは原単位は延床面積あたりの量とする。

地域別・需要用途別・特別の整備は、エネルギー消費原単位では行われていないが、熱・電力負荷原単位では、文献¹や文献²で行われており、それらを基にして筆者らは月別の負荷に関して文献³で推計している。そこで、文献¹や文献²、文献³を参考にして、時刻別の熱・電力負荷原単位の推計を行い、熱負荷原単位に関してはエネルギー効率で除して時刻別エネルギー消費原単位へと変換し、原単位に延床面積を乗じることでエネルギー消費量を算出する。

尚、本研究で推計する建物用途は、業務・商業・宿泊・医療の4用途であり、気象データにはEA気象データ(2010年版)を用いる。

2.1 熱・電力負荷原単位

文献¹を参考に、地域別・建物用途別に月別値→日別値→特別値の順に推計する。

2.1.1 月別値

まず、冷水負荷、温水負荷を文献²の月平均気温を変数とする推定式を用いて作成し、冷水負荷=冷房負荷とし、温水負荷は、本研究では文献⁵記載の月別暖房・給湯負荷の値を用いて、暖房負荷、給湯負荷に分解する。

電力負荷(照明等/冷暖房用を除く)はDECC^{註1}を用い、文献³同様に全国一律（地域別ではない）で作成する。

2.1.2 日別値

文献⁶⁾では、レスポンスファクタ・ウェイトイングファクタ法による多数室非定常計算で、一般空調の冷暖房負荷計算を行い、1991年から2019年の気象指標(デGREEデー、エンタルピーデー、ヒューミディティデー、日積算日射量)と年間冷暖房負荷の相関を示している。それによると、オフィスの冷房負荷にはエンタルピーデーが、オフィスの暖房負荷にはデGREEデーが最も相関していると考えられるため、本研究では、冷房負荷はエンタルピーデー、暖房負荷はデGREEデーにより分解する。

冷房負荷の各日の月積算値に対する割合は、エンタルピー h を気温 θ と絶対湿度 x から式1に従って作成し、式2により算出する。添え字の i は時刻を表し、 mon はひと月分、 day はいち日分の積算である。尚、冷房期間は月平均気温が22°C以上である日とし、中間期・暖房期間は同一月であれば日別割合を一定とする。

$$h = 1.0 \times \theta + (2500 + 1.85 \times \theta)x \quad (\text{kJ/kg}) \quad (\text{式1})$$

$$\frac{\sum^{day}(h_i-60)}{\sum^{mon}(h_i-60)} \quad (\text{式2})$$

暖房負荷の各日の月積算値に対する割合は、式3により算出する。添え字の i は時刻を表し、 mon はひと月分、 day はいち日分の積算である。尚、暖房期間は月平均気温が14°C以下である日とし、中間期・冷房期間は同一月であれば日別割合を一定とする。

$$\frac{\sum^{day}(18-\theta_i)}{\sum^{mon}(18-\theta_i)} \quad (\text{式3})$$

給湯負荷と電力負荷は同一月であれば、日別割合を一定とする。

2.1.3 時別値

文献⁵⁾には、特別需要パターンとして、月別、平日・土曜・休日別の比率が記載されている(いずれも建物用途別、需要用途別で地域別ではない)が、冬季の冷房負荷が0となっていることから、本研究では、日別値の特別値への分解には文献⁷⁾記載の特別比率(日本ガス協会のもの)を用いる(建物用途別、需要用途別で地域別ではない)。宿泊施設について、大阪市の1/1の特別値をFig.1に示す。

2.2 エネルギー効率

筆者らは文献³⁾において、負荷を一次エネルギー消費量へと変換するための値の提案を行った。DECC^{注1)}の電力消費量のみ2次換算し、同様の手法で負荷を最終エネルギー消費量へと変換するための値も算出した(Table.1)。

用いられている文献が地域別でないことや2004年と古いデータであること、電力の値が1にならない等、種々の課題を抱え更新が求められるが、本研究では暫定的にこの値を用いる。尚、業務施設と商業施設の給湯のエネルギー消費量は、負荷が0であるため電力消費量に加算した。

2.3 延床面積

延床面積の推計方法として、都市計画基礎調査を用いた推計方法と平野ら⁸⁾を参考にした推計方法を示す。

2.3.1 都市計画基礎調査を用いた推計

都市計画基礎調査のオープンデータの整備が進んでおり、データ項目の中に建物用途別の延床面積がある。そこで、データの入手が可能な都市についてはこちらを用いることができる。Table.2に札幌市の値⁹⁾について示す。

2.3.2 平野ら⁸⁾を参考にした推計

平野ら⁸⁾は、全国(都道府県別でない)の建物用途別の延床面積を推計しているが、平野らが用いた文献¹⁰⁻¹²⁾は、都道府県別、市町村別(文献¹²⁾は政令指定都市)のデータもあるため、都道府県や市町村単位での推計も可能である。本研究ではこちらを用いる。Table.2に札幌市の値を示す。

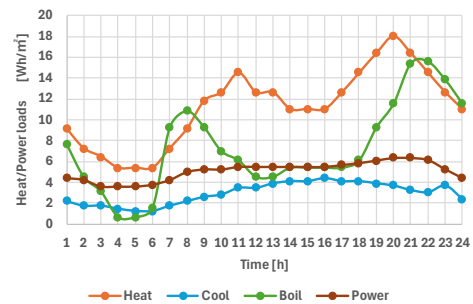


Fig.1 Hourly heat/power loads (Hotels in Osaka city 1/1)

Table.1 Energy efficiency

about final energy consumption					about final energy consumption				
Osaka	Energy efficiency (loads/cosumptio)tn				Sapporo	Energy efficiency (loads/cosumptio)tn			
	business	commercial	hotel	hospital		business	commercial	hotel	hospital
Cool	4.05	2.21	3.14	2.40	Cool	1.32	0.86	1.05	0.70
Heat	1.07	1.36	0.63	0.45	Heat	1.67	3.64	0.85	0.85
Boil	-	-	0.34	0.24	Boil	-	-	0.42	0.48
Power	1.38	1.19	1.38	1.49	Power	0.95	0.99	1.11	1.23

Table.2 Total floor area

Sapporo (H30)	Estimation based on Hirano et al. (2.3.2)	Basic urban planning survey (2.3.1)
building use	Total floor area (×10 ⁶ m ²)	Total floor area (×10 ⁶ m ²)
business	9.2	8.1
commercial	4.2	8.4
hospital	5.5	-
hotel	4.5	1.9

2.3.3 結果の抜粋

大阪市と札幌市の宿泊施設について、日別エネルギー消費原単位 (1月と7月) を示す。(Fig.2~ Fig.4)

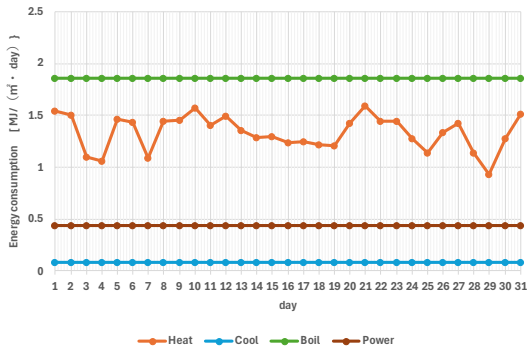


Fig.2 Osaka city / January

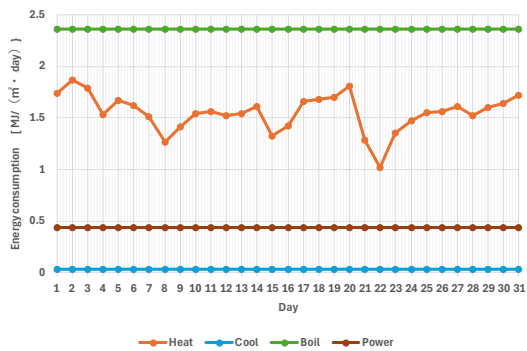


Fig.3 Sapporo city / January

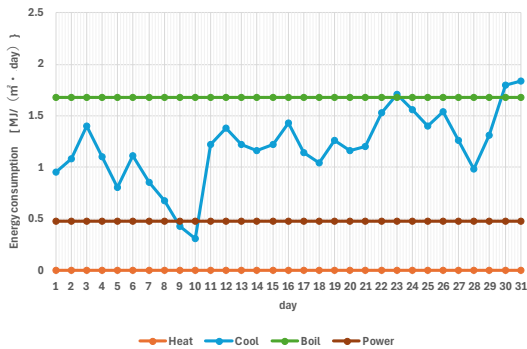


Fig.4 Osaka city / July

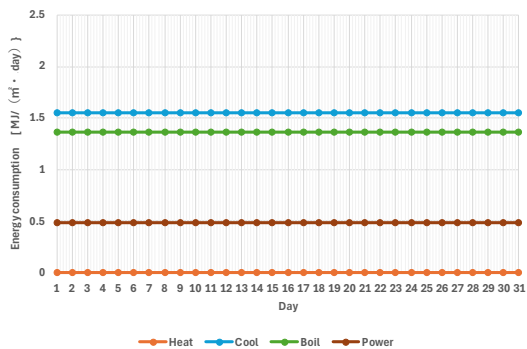


Fig.5 Sapporo city / July

3. 住宅について

エネルギー消費量を地域別・需要用途別に整備する。住宅に関しては、“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値”として“世帯数”が一般的に用いられているので、ここでは原単位は世帯数あたりの量とする。

尚、本研究では建物用途 (戸建て・集合) の区別はつけない。

3.1 エネルギー消費原単位

環境省「家庭部門の CO2 排出実態統計調査」¹³⁾において、地域別 (北海道、東北、関東甲信、北陸、東海、近畿、四国、九州、沖縄)、用途別 (暖房、冷房、給湯、台所用コンロ、照明・家電製品等) の世帯あたり年間エネルギー消費量 (GJ/ (世帯・年)) が統計値をもとに推計されている。本研究では、年間値にこちらを用いる。ただし、台所用コンロは除外し、照明・家電製品等を電力負荷とよぶ。月別値への分解は文献⁷⁾記載の集合住宅の月別比率 (空衛学会のもの) を用いる。

日別値への分解は、戸建て住宅もオフィス同様、文献⁶⁾より冷房負荷はエンタルピーデー、暖房負荷はデGREEデーが最も相関していると考えられることから、住宅も非住宅建築物同様に冷房負荷はエンタルピーデー、暖房負荷はデGREEデーにより分解する。

時刻別値への分解は、文献⁷⁾記載の集合住宅の時刻別比率 (空衛学会のもの) を用いる。

3.2 世帯数

総務省「住民基本台帳に基づく人口、人口動態及び世帯数」¹⁴⁾において、市町村別の世帯数が得られるので、本研究ではこれを用いる。

3.3 結果の抜粋

札幌市、大阪市、福岡市の年間エネルギー消費量を Fig.6 に示す。

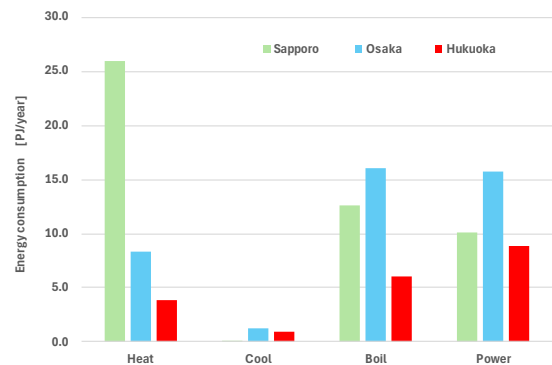


Fig.6 Annual energy consumption by demand usage

4. 工場について

エネルギー消費量を、地域別・業種別に整備する。
 “エネルギー消費量と密接な関係をもつ値”として“出荷額”を用い、ここでは原単位は出荷額あたりの量とする。

業種別区分を **Table.3** に示す。原単位における区分と出荷額における区分とが完全には一致しないため、本研究では便宜上、出荷額の区分をベースにして、“なめし革”、“情報通信機械”、“その他”は推計から除外する。

4.1 エネルギー消費原単位

一般財団法人 省エネルギーセンターの省エネ・診断ポータルサイト¹⁵⁾に業種別の年間エネルギー使用量の原油換算値を出荷金額で割って算出したものが記載されているのでこれを用いる。原単位の原油換算量を熱換算量へ変換するため、 $[kJ]/0.0258=[GJ]$ を用いるが、一次エネルギー消費量となるため注意が必要である。尚、月別値、日別値、時刻別への分解は一律に行う。

4.2 出荷額

経済産業省「経済構造実態調査（製造業事業所調査）」¹⁶⁾において、市町村別・業種別に製造品出荷額が得られるので、本研究ではこれを用いる。

5. まとめ

“時刻別エネルギー消費原単位”と“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値”の整備を行った。今後、平日・休日の区別や建物用途の拡充、各種比率の更新等、精度の向上が求められる。

Table.3 Industry classification

出荷額における業種区分	原単位における業種区分
	洗濯・理容・美容・浴場業
	鉱業・採石業・砂利採取業
窯業・土石	窯業・土石製品製造業
石油・石炭	石油製品・石炭製品製造業
鉄鋼	鉄鋼業
	持ち帰り・配達飲食サービス業
繊維	繊維工業
化学	化学工業
非鉄金属	非鉄金属製造業
電子部品	電子部品・デバイス・電子回路製造業
プラスチック製品	プラスチック製品製造業
ゴム製品	ゴム製品製造業
飲料・たばこ	飲料・たばこ・飲料製造業
はん用機械	はん用機械器具製造業
電気機械	電気機械器具製造業
金属製品	金属製品製造業
食料品	食料品製造業
木材	木材・木製品製造業
輸送用機械	輸送用機械器具製造業
印刷	印刷・同関連業
業務用機械	業務用機械器具製造業
パルプ・紙	パルプ・紙・紙加工品製造業
生産用機械	生産用機械器具製造業
家具	家具・装備品製造業
なめし革	
情報通信機械	
その他	

注1) DECC は地域別の建物情報とエネルギー種ごとの月別エネルギー使用量・水使用量を収納するデータ。一般社団法人日本サステナブル建築協会が提供する。⁴⁾

参考文献

- 1) 太田、長井ら「建物用途別負荷原単位及び未利用エネルギーデータの整備」、空調調和・衛生工学会論文集、No.239、2017年2月
- 2) 田中、長井ら「地域熱供給システムにおける外気温による影響を考慮した地域別負荷原単位整備」、空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集、2017.9.13~15(高知)、p109~112
- 3) 西澤、西岡、鍋島：「需要用途別の負荷と一次エネルギー消費量との間のエネルギー換算係数に関する研究」、空調調和・衛生工学会大会、2023.9.6~8(福井)
- 4) 一般社団法人 日本サステナブル建築協会「DECC 非住宅建築物の環境関連公開データベース」
<https://www.isbc.or.jp/decc/> (参照 2024/02)
- 5) 公益社団法人 空調調和衛生工学会「都市ガスコージョネレーションの計画・設計と運用」2015年3月
- 6) 磯崎ら「気候変動による冷暖房負荷の変動 第2報—全国17地点の各年および標準気象データによる冷暖房負荷の比較検討」、空調調和・衛生工学会論文集、2021
- 7) 一般社団法人 都市環境エネルギー協会「地域冷暖房手引書」2013年11月、pp.315~333
- 8) 平野ら「民生業務部門における業種別エネルギー消費量の詳細推計」環境科学会誌 26(5)、2013年、p.430-43
- 9) 北海道電子自治体共同運営協議会、「2018(H30)都市計画基礎調査(札幌市)【北海道】」、北海道オープンデータポータル
<https://www.harp.lg.jp/opendata/dataset/1340.html> (参照 2024/02)
- 10) 総務省「固定資産価格等の概要調書」
https://www.soumu.go.jp/main_sosiki/jichi_zeisei/czaisei/czaisei_seido/ichiran08.html (参照 2024/02)
- 11) 国土交通省「建築着工統計調査」
http://www.mlit.go.jp/report/press/joho04_hh_001053.html (参照 2024/02)
- 12) 国土交通省「法人土地・建物基本調査」
<https://www.e-stat.go.jp/stat-search/files?page=1&toukei=00600470&kikan=00600&tstat=000001089596> (参照 2024/02)
- 13) 環境省「家庭部門のCO2排出実態統計調査(家庭CO2統計)」
<https://www.env.go.jp/earth/ondanka/ghg/kateiCO2tokei.html> (参照 2024/02)
- 14) 総務省「住民基本台帳に基づく人口、人口動態及び世帯数」
https://www.soumu.go.jp/main_sosiki/jichi_gvousei/daito/jinkou_jinkoudoutai-setaisuu.html (参照 2024/02)
- 15) 一般財団法人 省エネルギーセンター、「工場の原単位データ」、省エネ・診断ポータルサイト、
https://www.shindan-net.jp/factory_data/ (参照 2024/02)
- 16) 経済産業省「工業統計調査」
<https://www.meti.go.jp/statistics/tyo/kkj/index.html> (参照 2024/02)

**太陽光発電電力と需要側設備による都市の電力需給整合効果
等価的蓄電機能を有するバイオマス発電システムによる電力需給整合効果
The Effect of Matching the Supply and Demand of Electricity in the City by Photovoltaic
Power Generation and Equipment on the Demand Side
The Effect of Matching the Supply and Demand of Electricity by Biomass Power Generation
System with Equivalent Power Storage Function**

○和田 朋晃（大阪公立大学） 西岡 真稔（大阪公立大学）
鍋島 美奈子（大阪公立大学）

Tomoaki WADA*1 Masatoshi NISIOKA*1 Minako NABESHIMA*1

*1 Osaka Metropolitan University

A model is developed aiming for energy self-sufficiency on a city scale by introducing energy storage and heat storage facilities to maximize the consumption of renewable energy within the city. In the city of Shikaoui in Hokkaido, where livestock farming is thriving, a system of biomass power generation plant is proposed to function as a battery for solar power generation. By solving a linear optimization problem, the relationships between the hourly supply and demand are determined for the entire year. The results indicate that this operational method serves the function equivalent to an approximately 18MWh of battery storage.

1. 背景と目的

日本政府は2030年度に温室効果ガスを2013年度から46%削減し、2050年度にカーボンニュートラルを目指すことを表明しており、再生可能エネルギー（以下、「再エネ」と略す）の普及拡大が進んでいる。中でも特に太陽光発電（以下PVと略す）は主要なエネルギー源として見込まれているが、出力が日照時間や天候の影響を受けるという欠点がある。そのため、再エネだけでエネルギー的自立を目指すためには、蓄電池の設置など需要側による電力需給バランス調整が必要である。しかし、個別建物において需給調整を求めることはコスト面からハードルが高く、都市や地域単位で取り組む方が現実的であると考えられる。

既往研究¹⁾においては北海道鹿追町を事例に、蓄電・蓄熱設備導入により、再エネ電力のうち都市内で消費された割合（以下、「自家消費率」と称す）が48%から85%まで向上することを報告した。鹿追町は畜産業が盛んな都市であり、バイオマス発電（以下BPと略す）の資源となる畜産廃棄物が豊富である。既往研究においては、BPで一般的な発電出力一定の運用方法を仮定して分析を行っていたが、後述する「等価的蓄電運用」に変更することによりさらなる自家消費率の向上が期待される。

本研究では鹿追町を検討対象地として、PV側から見て蓄電池のように機能するBPプラントの運用方法（等価的蓄電運用）を提案し、BPプラントの等価的蓄電運用が

もたらす電力需給整合効果の把握を目的とする。

2. エネルギー需給モデル

2.1 検討対象地

北海道鹿追町は、人口5000人程度、2390世帯、公共業務施設230程の小都市である。前述した通り酪農などの農業を主な産業としており、バイオガスの資源となる畜産廃棄物が豊富に存在する。既往研究¹⁾と同じく文献²⁾における産業区分を参考に、本研究における部門区分作成を行い、部門ごとに再生可能エネルギー電力供給設備と蓄エネルギー設備導入を仮定した。部門区分と、各部門に導入を仮定する設備を**Table 1**に示す。

2.2 エネルギー需給モデル概要

既往研究¹⁾におけるモデルの課題点を解決しつつ、都市内のエネルギー需給についてBP出力常時一定モデルおよびBP等価的蓄電運用モデルを構築する。これらのモデルでは、エネルギー需要、再エネ電力供給設備および蓄エネルギー設備導入を仮定し、都市内の設備で電力需給バ

Table 1 Introducing equipment in each of sector

Sector	Renewable energy	Energy Storage Devices
Residential	PV	Electric Vehicle Heat storage type hot water supplier
Commercial	PV	Electric Vehicle Heat storage water tank
Industrial	PV, BP	Electric Vehicle

ランスのつり合いが取れない場合は都市外と電力の授受を行う。**Fig.1** に等価的蓄電運用を行う BP プラントを含む都市内エネルギーフロー図を示す。

また、**Fig.2** に BP プラントの一般的運用方法である発電出力常時一定運用を行う場合のエネルギーフローを示す。BP プラントにおいて発電機は常時一定出力で稼働しており、ガス発酵槽を恒温に保つことなどに必要なプラント内需要は自身の発電電力の一部と発電時の排熱でまかなう。また、**Fig.3** に北³⁾により提案された BP プラントの等価的蓄電運用を行う場合のエネルギーフローを示す。PV 電力余剰時には、BP プラントの発電機を停止させ、BP プラント外から導入する PV 電力でプラント内需要をまかないバイオガスを貯蔵しておく（電力蓄電モード）、PV 電力不足時に貯蔵ガスを用いて発電量を増加させる（電力供給モード）。

2.3 都市内エネルギー需要

既往研究²⁾に基づいて年間エネルギー消費量実績値とその月別・時刻別比率を作成し、部門ごとに時刻別の電力需要、空調熱需要、給湯熱需要を算定する。走行需要は後述する EV 蓄電池容量の 6%を 1 日の車両走行需要と仮定し、8 時~20 時に 12 等分で割り振ることで時刻別の需要量を算出する。**Table 2** に部門ごとのエネルギー需要を示す。ただし熱需要は、2.5 節で示す性能のヒートポンプを仮定した電力換算値で示す。

2.4 都市内エネルギー供給

年間の再生可能エネルギー電力供給量は式(1)に示すように、部門ごとに年間のエネルギー需要量と一致するよう設定する。

$$E_{pv}(i) + E_{bio}(i) = E_D(i) + HE_{DA}(i) + HE_{DW}(i) \quad (1)$$

$E_{pv}(i)$: 部門 i の PV 電力供給量[MWh/年]

$E_{bio}(i)$: 部門 i の BP 電力供給量[MWh/年]

$E_D(i)$: 部門 i の電力需要量[MWh/年]

$HE_{DA}(i)$: 部門 i の空調熱需要量[MWh/年]

$HE_{DW}(i)$: 部門 i の給湯熱需要量[MWh/年]

(1) バイオマス発電 (BP) 電力供給

本研究では、酪農牛 1 万頭の家畜ふん尿から得られるバイオガスに対して、8 施設の BP プラント導入を想定して文献⁴⁾を参考にバイオガス発電量を算出した。**Table 3** にバイオガス発生量、BP プラント内需要、BP 電力供給量を示す。

(2) 太陽光発電 (PV) の供給設備容量設定

需要量および BP 電力供給量をもとに、式(1)を満たすように年間の PV 電力量を想定した。これについて標準年拡張アメダス気象データ 2010 年版の日射データを参考に、発電量が日射量に比例するよう PV 電力量の特別値を算定した。

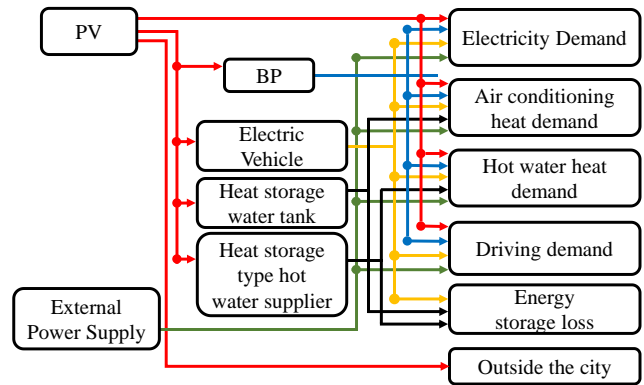


Fig.1 Urban energy flow (BP fluctuating output model)

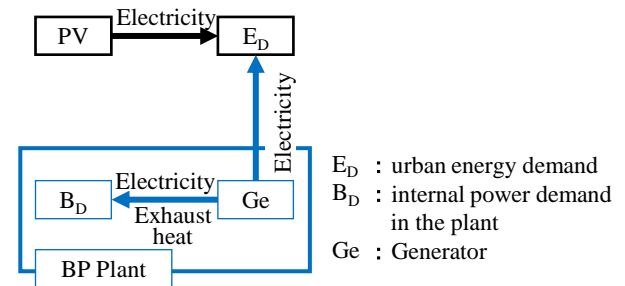


Fig.2 A system of BP constant output

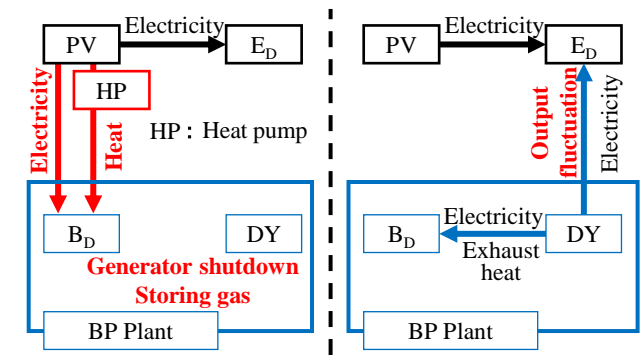


Fig.3 A system of BP fluctuating output
Storing energy mode(left), Supplying energy mode(right)

Table 2 Annual energy demand in Shikaoi

	Residential [MWh]	Commercial [MWh]	Industrial [MWh]	All sector [MWh]
Power	10,253	8,354	4,577	23,184
Air conditioning heat	2,560	7,019	2,052	11,630
Hot water heat	15,167	251	73	15,491
Driving	2,094	1,485	1,805	5,384
Total	30,073	17,108	8,508	55,689

Table 3 Biogas production and plant internal demand

Biogas production	812.5[m ³ /h]
Biomass power plant internal demand	47[kWh/h]
Biomass heat plant internal demand	54[kWh/h]
Biomass power supply of BP constant output model	965[kWh/h]

2.5 導入を想定する蓄電・蓄熱設備容量

既往研究¹⁾を参考に、日照や天候により出力が変動するPVと都市内需要の需給を整合する目的で、蓄電池を搭載した電気自動車(以下EVと略す)、建物への水蓄熱槽・蓄熱給湯器の導入をTable 4に示す通り仮定する。この際、下記①~③に示す条件で蓄電・蓄熱設備を導入した場合における設備容量を、蓄電・蓄熱設備導入率100%と定義した。

- ①都市の車両をすべてEVに変換
- ②業務他部門の1施設に1台ずつ水蓄熱槽を導入
- ③家庭部門の1世帯に1台ずつ蓄熱給湯器を導入

また、文献²⁾を参考に算定した蓄電・蓄熱設備の容量と性能をTable 5,6に示す。

3. 計算手法

計算は、PythonモジュールのPULPを用いて線形最適化問題を解く方法とし、自家消費率を最大化することを目的関数として、時刻別のエネルギー需給関係を1年間分求めた。計算を行う際、需要側と供給側それぞれで優先順位を定めて行った。

都市内エネルギー需要を満たす優先順位を次の①~③に示す。

- ①再エネからの即時供給
- ②蓄電・蓄熱設備からの供給
- ③都市外部からの電力供給

再エネ電力供給を行う優先順位を次の①~③に示す。

- ①需要へ即時供給
- ②蓄電・蓄熱設備へ蓄電・蓄熱
- ③自家消費できず都市外へ供給

4. 結果

4.1 都市内エネルギー融通

BP等価的蓄電運用モデルでの分析を行う際、既往研究におけるモデルの改良や問題点解決を複数行った。そのうち、エネルギー融通条件の変更について結果を示す。本研究においては1章で述べた通り都市規模でエネルギー的自立を目指す、既往研究における計算方法は、蓄電・蓄熱設備導入率を変化させた場合に都市内のエネルギー融通が適切に結果に反映されない点が見つかったため、これを是正した。

蓄電・蓄熱設備導入率40%の条件における自家消費率の算出方法を例として、是正前の変更前を式(2)に、変更後を式(3)に示し、都市全体における自家消費率結果をFig.4に示す。是正を行った結果、自家消費率が向上し、また蓄電・蓄熱設備導入量の増加に伴う自家消費率の上昇量の傾向も変化した。

$$R_s = \frac{E_c(\text{蓄電・蓄熱設備導入率40\%})}{E_{RE}(\text{蓄電・蓄熱設備導入率40\%})} \quad (2)$$

$$R_s = \frac{E_c(\text{蓄電・蓄熱設備導入率100\%})}{E_{RE}(\text{蓄電・蓄熱設備導入率100\%})} \times 0.4 + \frac{E_c(\text{蓄電・蓄熱設備導入率0\%})}{E_{RE}(\text{蓄電・蓄熱設備導入率0\%})} \times 0.6 \quad (3)$$

R_s : 自家消費率[-]

E_c : 再エネ供給のうち都市内消費された分[MWh/年]

E_{RE} : 再エネ供給量[MWh/年]

Table 4 Sectors implementing storage facilities and target demand

Equipment	Sector	Target demand
Electric vehicle	All sector	Electricity, heat
Heat storage water tank	Commercial	Air conditioning heat
Heat storage type hot water supplier	Residential	Hot water heat

Table 5 The capacity and performance of EV

	The capacity and performance of EV
Energy storage capacity per vehicle	37.6[kWh]
Total number of vehicles in the city	6146
Total energy storage capacity of the city	231[MWh]
Daily driving demand per vehicle	2.4[kWh/day]
Energy storage efficiency	0.88[-]
Rated output	18.8[MWh/h]

Table 6 The capacity and performance of heat storage

	Heat storage water tank	Heat storage type hot water supplier
Thermal storage capacity per unit	335[MJ]	93[MJ]
Number of buildings	230[unit]	2390[unit]
Total heat storage capacity of the city	77[GJ]	222[GJ]
Heat storage efficiency	0.95[-]	0.95[-]
COP of heat pump	3.5[-]	2.0[-]

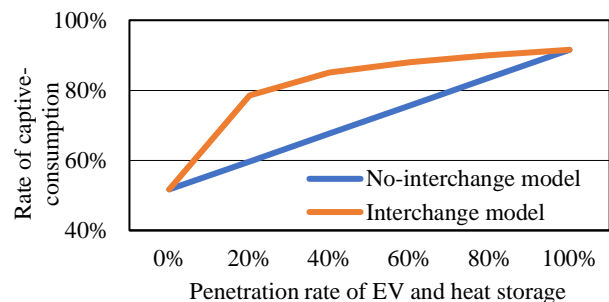


Fig.4 Rate of captive-consumption (Contrast of no-interchange model and interchange model)

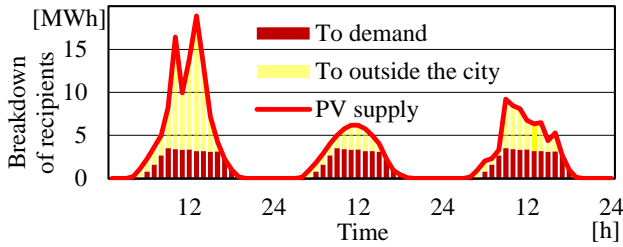


Fig.5 Breakdown of recipients for photovoltaic power supply (BP constant output model)

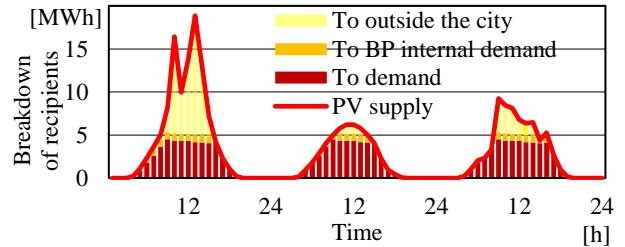


Fig.7 Breakdown of recipients for photovoltaic power supply (BP fluctuating output model)

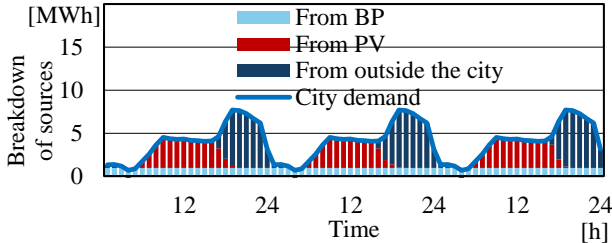


Fig.6 Breakdown of sources for demand (BP constant output model)

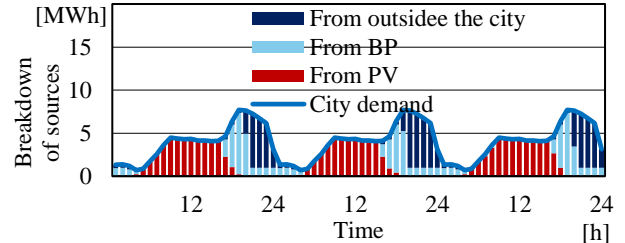


Fig.8 Breakdown of sources for demand (BP fluctuating output model)

4.2 BP 等価的蓄電運用と自家消費率

Fig.5~8 に EV 蓄電池および蓄熱設備を導入しない条件における時刻別の計算結果例 (6/18~6/20) を示す。Fig.5, 6 は BP 出力常時一定モデルを用いた計算結果、Fig.7, 8 は BP 等価的蓄電運用モデルを用いた計算結果を示す。図では PV 電力供給に関する分配の内訳と都市内エネルギー需要に関する供給源の内訳に分けて表現している。PV 電力は昼間に大きく夜間に 0 となるのに対して、需要は夜間にも発生するため、夜間には都市外から需要への電力供給を行うことで需要を満たしている。BP 等価的蓄電運用モデルにおいては、日没とともに PV 電力が低下して需要が PV 電力を上回ると BP 出力が増加することで、BP プラントが電力需給整合に貢献している。

また、蓄電・蓄熱設備 (EV 蓄電池、水蓄熱槽および蓄熱給湯器) 導入率と自家消費率の関係を Fig.9 に示す。蓄電・蓄熱設備導入率 0% の条件で自家消費率は、BP 出力常時一定モデルにおいて 51.7% であったが BP 等価的蓄電運用モデルにおいては 63.7% であり 12.0% の向上が見られた。これは容量が約 18MWh の蓄電池 (都市内の車両数の 8% にあたる EV483 台分) を導入した結果に相当する。また、この 12% の向上のうち約 5% は PV 電力余剰時に BP プラント内需要を PV 電力でまかなったことで PV の都市内消費量が増加したことによるものであり、約 7% は PV 電力余剰時に BP 電力供給を停止したことで PV の都市内消費量が増加したことによるものであった。

さらに、BP を出力常時一定のモデルから等価的蓄電運用のモデルに変えた場合における自家消費率の向上量は、蓄電・蓄熱設備導入率の増加に伴って小さくなる傾向がみられた。自家消費率は、蓄電・蓄熱設備導入率が 0% の場合においては 51.7% から 63.7% へ 12.0% の向上が見られたが、蓄電・蓄熱設備導入率が 100% の場合においては 91.6% から 93.5% へ 1.9% の向上にとどまった。

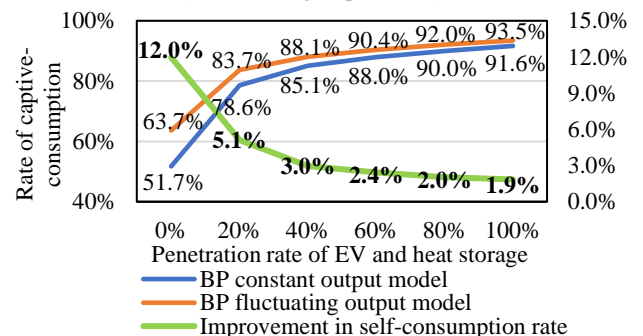


Fig.9 Rate of captive-consumption (Contrast of BP constant output model and BP fluctuating output model)

5. まとめ

本研究では、既往研究において作成された都市のエネルギー需給モデルの課題点を解決しつつ、バイオマス発電の資源となる畜産廃棄物が豊富な鹿追町の地域特性に着目して BP プラントの等価的蓄電運用を提案し、線形最適化計算を解くことで時刻別の電力需給関係を算出した。計算の結果、酪農牛 1 万頭規模であるバイオマス発電プラントを等価的蓄電運用とすることで、約 18MWh の蓄電池に相当する都市の電力需給整合効果が得られることを示した。

参考文献

- 渡邊崇史, 西岡真稔, 間宮尚, 鍋島美奈子: 「太陽光発電電力と需要側設備による都市の電力需給整合効果」, 第51回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-56, 2022.
- 鹿追町: 「鹿追町地域新エネルギービジョン」 平成21年2月
- 北裕幸: 「等価的な蓄電機能を有するヒートポンプ/バイオガス発電併用熱供給システム」, 電気設備学会誌北海道支部特集, pp.778-781, 2016.
- 小川正幸, 原達己, 藤田正憲, 中川悦光: 「ふん尿・食品残渣のバイオガスプラントにおけるエネルギー供給施設としての評価に関する研究」, 空気調和・衛生工学会論文集, No.95, 2004.10.

再生可能エネルギーを活用した都市公園におけるビニールハウス農業運用時の EWW 評価

Sustainability Evaluation of Greenhouse Agriculture in Urban Parks by EWW Nexus Approach

学生会員 ○佐野 裕太 (大阪市立大学)

正会員 西岡 真稔 (大阪公立大学)

Yuta Sano (Osaka City University)

Masatoshi Nishioka (Osaka Metropolitan University)

正会員 鍋島 美奈子 (大阪公立大学)

非会員 小倉 久弥 (東レ建設株式会社)

Minako Nabeshima (Osaka Metropolitan University)

Hisaya Ogura (Toray Construction Co. Ltd)

Considering the energy consumption used to heat plastic greenhouses in Japan, the use of renewable energy sources is necessary. This paper examines a system in which the heating and cooling of a greenhouse are provided by 100% renewable energy from photovoltaic power generation, solar thermal utilization, and small-scale anaerobic digestion systems in surrounding buildings, and the excess is used to cover the hot water demand of the houses. The results show that if one apartment house cooperates in the installation of the equipment, it can reduce CO₂ emissions by up to 132 ton-CO₂ per year.

1. 研究背景・目的

令和5年,京田辺市田辺公園で, Park-PFI 制度を活用して「緑と農に親しむ区域」というコンセプトのもと公園の整備を行う民間企業を募集し,「市民が交流する緑の拠点づくり」というコンセプトで民間事業者が公園拡張整備を行うことが決定した¹⁾. 今後,都市公園に市民の交流を目的とした農業施設が建設される機会も増えると予想されるが,年間を通じてビニールハウスで高付加価値の野菜や果物を栽培する場合は,環境制御が必要になり,暖房に使用されるエネルギー消費の観点から環境影響を最小限に抑える工夫が必要である²⁾. C.Wang et al.³⁾ は,都市施設型農業の二酸化炭素排出量を削減する技術革新(垂直水耕栽培技術,分散型ハイブリッド再生可能エネルギーマイクログリッド技術,自動堆肥化技術の導入)の可能性について,食料(Food)・エネルギー(Energy)・水(Water)・廃棄物(Waste)の関連性の観点から最適化をおこなった際のCO₂排出削減量の試算をしている. また, A.Valencia et al.⁴⁾ は,病院1棟を対象に,屋上緑化,太陽光発電,風力発電,嫌気性消化システム,地上保水・貯水システム(湿式貯水池)などの環境配慮システムの導入効果について,システムダイナミックモデリングによるFEWW評価(Food, Energy, Water, Wasteの関連性を考慮した評価)をおこない,脱炭素化への道筋を探っている. そこで,本研究では農地の少ない都市部でのビニールハウス運用を想定し,自然エネルギーや厨芥ごみ由来の再生可能エネルギーを利用することでビニールハウス農業運用時のCO₂排出量を正味ゼロとし,周辺地域のCO₂排出削減にも貢献することができるかを検討する. また,エネルギー(Energy),水(Water),廃棄(Waste)の関連性を考慮

した持続可能性評価につなげる. ただし,本報では投資回収年数など経済性検討はおこなわない.

2. 研究方法

エネルギー,水,廃棄物の関連性を考慮してエネルギー収支分析し,CO₂排出削減量で持続可能性を評価する.

2.1 ビニールハウスの冷暖房負荷の試算

都市公園に設置を想定するビニールハウスの規模は福岡県の「団地農場 日の里ファーム」の事例⁵⁾を参考に240m²とした. 愛知県の事例⁶⁾より,3,000m²規模のビニールハウスでのイチゴ栽培にかかる動力光熱費を引用し,面積按分で240m²規模のビニールハウス年間動力光熱費に変換すると129,120(円/年)となった. 動力光熱費の内訳を冷暖房用途のみとし,電気と重油の単価をそれぞれ31(円/kWh),111(円/L)とし,冷房はハウス栽培専用ヒートポンプエアコン(COP=3.22),暖房はA重油ボイラ(熱効率=90%)を用いると,1円当たりの冷熱供給量 $q_{cool} = 0.1039$ (kWh/円),温熱供給量 $q_{hot} = 0.8813$ (kWh/円)となった. 灌在永ら⁷⁾より,年間冷暖房負荷の割合は冷房61.5%,暖房38.5%であることから,式(1), (2)より年間冷房費用を $X = 74,301$ (円/年),年間暖房費用を $Y = 54,819$ (円/年)と推定した. 年間の冷房,暖房負荷の月別割合より,月別冷房費と月別暖房費を求め, q_{cool} と q_{hot} を乗じて月別冷房負荷 Q_{mcool} ,月別暖房負荷 Q_{mhot} を求めた(Fig.1).

$$X + Y = 129120 \quad (1)$$

$$q_{cool} X : q_{hot} Y = 0.615 : 0.385 \quad (2)$$

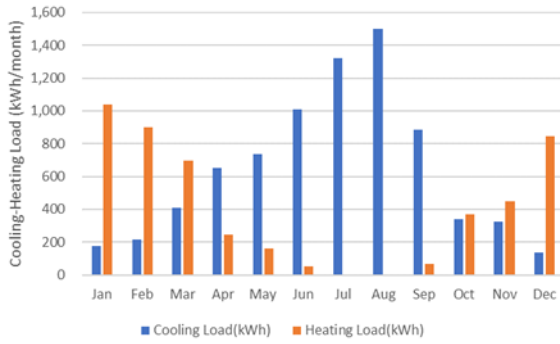


Fig.1 Monthly heating and cooling load for strawberry cultivation

2.2 試算条件

利用する再生可能エネルギーは太陽光発電, 太陽熱, 小規模嫌気性消化システム(AD: anaerobic digestion)とし, 再生可能エネルギー100%での運用(RE100)を想定する. 冷暖房設備は, 太陽光発電による電気で冷房を, 太陽熱とADで暖房をおこない, 余剰分は給湯用に温水として蓄熱するシステムとする. 設備システムの流れを Fig.2 に示す. 試算の条件を Table 1 にまとめる.

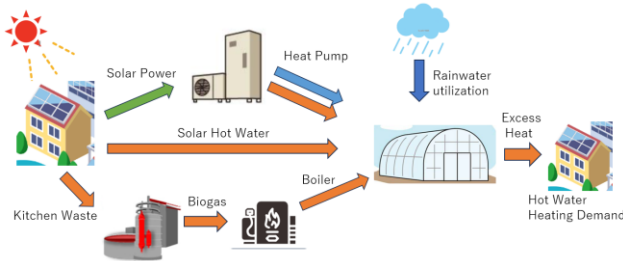


Fig.2 Diagram of equipment system

Table 1 Conditions for estimation

	energy source	Equipment	Method of use
solar power	sunlight (panel Detached house 30° Tilt angle Housing complex 20°)	Solar photovoltaic panel	Air heating
		Heat pump	Air cooling
solar heat	sunlight	heat collector	Hot water
AD	kitchen waste from cooperating buildings	AD	Hot water
	vegetable waste from cultivation	digestion gas boiler	
rainwater utilization	rainwater	drainspout	sprinkling (water)
		Rainwater tanks	
Equipment Installation Policy			
・ Solar radiation and temperature are based on meteorological data from Osaka City			
・ Set the footprint of the RE to minimize excess power and excess heat			
・ Excess heat should be able to be consumed by the hot water demand in the cooperating buildings			
Residential form around the park (estimate with vinyl houses of similar size)			
case.1	Detached house 1 unit 4(persons/unit)		
case.2	Housing complex 1 building 400 (persons/building) 285 (households/building)		

太陽エネルギー利用のためのパネル設置は, 公園周辺の戸建て住宅または集合住宅の協力を得る. 設置面積はピークの月別冷暖房負荷(太陽光は 8 月冷房, 太陽熱は 1 月暖房)の需要に合わせて算出する. 太陽光発電の発電量, 設置面積⁸⁾を式(3), 太陽熱利用の供給熱量, 設置面積⁹⁾を式(4), AD の供給熱量¹⁰⁾を式(5)で求める. 日射量, 月平均気温はそれぞれ NEDO, 気象庁のデータを用いる.

$$Q_{SL} = A_{SP} \times A_c \times D \times \frac{\sum_1^{365} \left[Sr_i \times K_{HD} \times K_{PD} \times K_{PM} \times K_{PA} \times \eta_{INO} \times 1 + \left(\frac{\alpha_{P_{MAX}} \times (T_{AV} + \Delta T - 2.5)}{100} \right) \right]}{S_I} \quad (3)$$

$$Q_{SH} = A_{SH} \times A_c \times E_H \times \sum_1^{365} Sr_i \quad (4)$$

$$Q_{BH} = g_{HW} \times \frac{p_{HK}}{100} \times \frac{TS}{100} \times \frac{VS}{100} \times By \times q_B \times \alpha_B \times N \times 365 \quad (5)$$

Q_{SL} : 太陽光発電の年間発電量(kWh/年)
 A_{SP} : 太陽光パネルの建築面積(m²)
 A_{SH} : 太陽熱集熱器の建築面積(m²)
 A_c : 設置可能面積算定係数
 D : 設置密度(kW/m²)
 Sr_i : 日射量(kWh/(m²・日))
 K_{HD} : 日射量年変動補正係数
 K_{PD} : 経時変化補正係数
 K_{PM} : アレイ負荷整合補正係数
 K_{PA} : アレイ回路補正係数
 η_{INO} : インバータエネルギー効率
 $\alpha_{P_{MAX}}$: 最大出力温度係数 (%/°C)
 T_{AV} : 月平均気温 (°C)
 ΔT : 加重平均太陽電池モジュール温度上昇 (°C)
 S_I : 標準日射強度(kW/m²)
 Q_{SH} : 太陽熱の利用可能熱量(kWh/年)
 E_H : 集熱効率
 Q_{BH} : 家庭系厨芥ごみによる AD 供給熱量(kWh/年)
 g_{HW} : 家庭系ごみ排出量原単位(g/(人・日))
 p_{HK} : 庭系ごみ中の厨芥ごみの割合
 TS : 厨芥ごみの TS(総固形分)割合(% of raw waste)
 VS : 厨芥ごみの VS(揮発性固形分)割合(% of TS)
 By : バイオガス発生量(L/kg VS)
 q_B : 単位体積あたりのバイオガス発生量(kWh/m³)
 α_B : 消化ガスボイラーのボイラー効率
 N : 人数(人)

戸建て住宅と集合住宅の1世帯あたりの月別給湯需要は住環境計画研究所「家庭用エネルギー統計年報(最新版)」の年間熱需要原単位と月別給湯負荷割合¹¹⁾を使用し推計した(Fig.3).

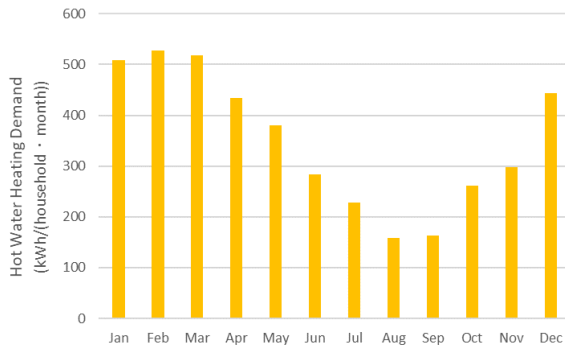


Fig.3 Monthly Hot Water Heating Demand per household

設置面積の算定結果を Table 2 に示す. 太陽光パネルの傾斜角度の違い(集合住宅 20 度, 戸建て住宅 30 度)より単位面積当たりの発電量に違いが生じるためパネル面積に違いが生じている.

Table 2 Installation area results

Case	Number of buildings used	solor panel A _{SP} (㎡)	Solar heat collector A _{SH} (㎡)
Case1:Detached house	1 unit	24	21
Case2-1:Housing complex with minimum-area-equipment	1 building	36	10
Case2-2:Housing complex with maximum-area-equipment	1 building	780	780

2.3 CO₂削減量の試算

ビニールハウス農業運用時の太陽光発電の余剰電力と, 太陽熱, AD の余剰熱をパネル設置に協力した建物に供給し, 商用電力と都市ガスの消費削減分から CO₂削減量を試算する. なお, 余剰電力はヒートポンプ給湯機で温水を製造・貯湯し, 太陽熱や AD で製造した余剰熱(温水)と合わせ, 必要に応じて供給する. CO₂排出原単位は, 電力は 0.434 kg-CO₂/kWh, 都市ガスは 0.177 kg-CO₂/kWh とする.

3. 結果と考察

試算結果を Energy, Water, Waste の関連性も含め, ケースごとに比較し, どのケースが CO₂削減に寄与しているかを評価する. 戸建て住宅と集合住宅の太陽光(冷房), 太陽熱と AD(暖房)のケースの試算結果をサンキー図として Fig.4, Fig.5 に示す. このサンキー図は左から Col.1 はエネルギー源, Col.2 は発電量, 発熱量, Col.3 は各供給

熱量, Col.4 は合計供給熱量, Col.5 は需要(農業需要, 給湯需要), Col.6 は CO₂削減量を示している.

Case 1: パネル設置に協力する建物が戸建て住宅のケースは, 熱利用も可能なハイブリッド型太陽光発電パネルを導入すれば, 1戸の協力で RE100 のビニールハウス運用ができることがわかった. Fig.4 より農業需要 12,549 kWh/年を RE100 とし, 余剰電気と温熱で周辺建物の給湯需要をまかなうことができる. 協力戸建て住宅 1 世帯 4,204 kWh/年に供給し, さらに余剰が 14,771 kWh/年 生じるので, 協力世帯以外の周辺建物 3~4 世帯への供給が可能である. これによる CO₂削減量は 2,703 kg-CO₂/年となる.

Case 2-1: 集合住宅のケースも 1 棟の建物の協力で運用できるとわかった. Fig.5 より集合住宅の屋根面積の一部を利用することで農業需要 12,549 kWh/年を RE100 とし, 余剰電気と温熱で集合住宅の一部の給湯需要をまかなうことができる. 余剰が 17,715 kWh/年生じ, 集合住宅 285 世帯の給湯需要が 1,198,275 kWh/年であるので, 285 世帯のうちの 4 世帯の給湯需要をまかなうことが可能である. これによる CO₂削減量は 2,343 kg-CO₂/年となる. 集合住宅のケースでは 1 棟で生ごみ量が効率的に集められるため AD 供給熱量が多くなる.

Case 2-2: 屋根面積の制約の中で太陽光, 太陽熱のパネル設置面積を最大限まで増やした場合, 棟内の給湯需要も多いことから, CO₂削減量は 132,685 kg-CO₂/年まで増やすことができることがわかった(Fig.6). これは, パネル設置面積が増え, 余剰電力と余剰熱で 206 世帯分の給湯需要まで賄えたことに因る.

全てのケースで雨水利用は全体的に寄与度が小さくなった.

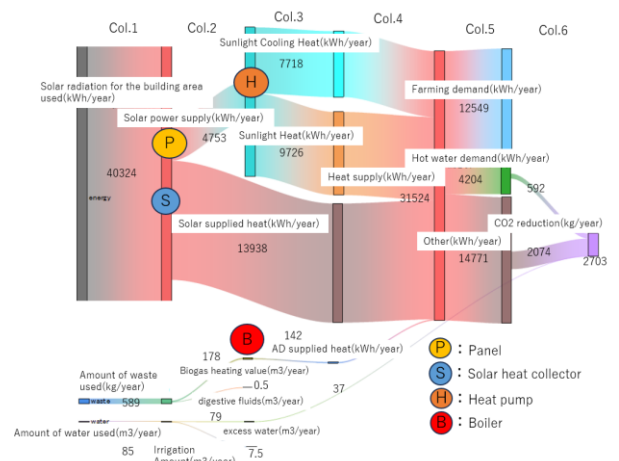


Fig.4 Sankey diagram for a detached house(Case1)

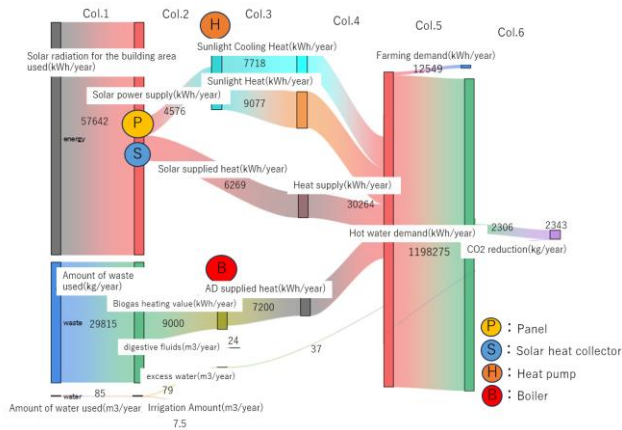


Fig.5 Sankey diagram for a housing complex(Case-2-1)

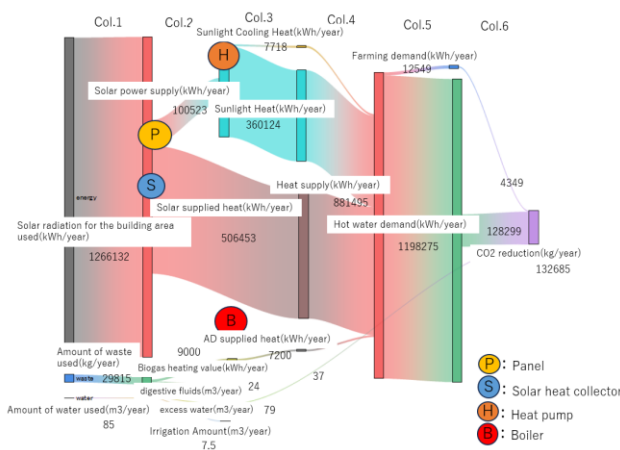


Fig.6 Sankey diagram of a housing complex(Case-2-2)

4. 結論

240 m²規模のビニールハウス農業を都市公園でおこなう場合、戸建て住宅、または集合住宅どちらも1軒の建物の協力があればRE100でのハウス運用が可能であった。Energy, Water, Wasteの3者の関連性とCO₂削減の観点から、屋根面積の大きい集合住宅に協力してもらうと3者の関連性が増し、EnergyとWasteの関連性が強くなった。集合住宅1棟の屋根面積の制約の下で、太陽エネルギー利用設備の設置面積を最大限まで増やした場合、CO₂削減量は132,685 kg-CO₂/年まで増えることがわかった。

本報では、ADから排出される消化液について考慮できていないため、物質収支の観点から改良が必要である。また今後は、ビニールハウス面積を可変にして検討をおこない、ADは公園周辺の住宅だけでなく、公園近くのスーパーや給食センターなど一定量厨芥ごみを収集できる場所も含めて試算することで、設備の投資回収年数についても考慮していきたい。また、エネルギー、水、廃棄物だけでなく、食料(Food)の観点も含めて、消費地の近くで生産される食料のカーボンフットプリントなどを追加考慮することが課題である。

【参考文献】

- 1) 京田辺市, 基本協定の締結, <https://www.city.kyotanabe.lg.jp/0000018956.html>, 最終閲覧日 2024年1月5日
- 2) 農林水産省, 園芸用施設の設置等の状況 (R2), https://www.maff.go.jp/j/seisan/ryutu/engei/sisetsu/haipura/setti_2.html, 最終閲覧日 2024年1月5日
- 3) Chao Wang Yu Chen Mingxing Sun Jiayu Wu, Potential of technological innovation to reduce the carbon footprint of urban facility agriculture: A food-energy-water-waste nexus perspective, *Journal of Environmental Management*, 2023, Volume339, 117806
- 4) Andrea Valencia Md.Uzzal Hossain Ni-Bin Chang, Building energy retrofit simulation for exploring decarbonization pathways in a community-scale food-energy-water-waste nexus, *Sustainable Cities and Society*, 2022, Volume87, 104173
- 5) 佐久間康富 鍋島美奈子 内田佐和 渡邊洗輝, 高床式砂栽培農法の農作業による地域コミュニティ形成におけるコミュニティ・マネージャーの役割, *日本建築学会技術報告集*, 2021, 第27巻 第65号, 446 - 451
- 6) 愛知県農業総合試験場, III イチゴにおける環境制御ガイドライン, <https://www.pref.aichi.jp/uploaded/attachment/412059.pdf>, 最終閲覧日 2024年1月7日
- 7) 灌在永 高倉直, モデルによる温室の期間冷暖房負荷の算定, *農業気象*, 1988, 44巻3号 p187-194
- 8) REPOS, 第3章 再エネポテンシャルの充実・精緻化, https://www.renewable-energy-potential.env.go.jp/RenewableEnergy/dat/report/r03/r03_chpt3.pdf, 最終閲覧日 2024年1月7日
- 9) 環境省, 我が国の再生可能エネルギー導入ポテンシャル, <https://www.renewable-energy-potential.env.go.jp/RenewableEnergy/doc/gaiyou3.pdf>, 最終閲覧日 2024年1月7日
- 10) Yvonne Vögeli et al., Anaerobic Digestion of Biowaste in Developing Countries - Practical Information and Case Studies, *Eawag*, https://www.researchgate.net/publication/264727438_Anaerobic_Digestion_of_Biowaste_in_Developing_Countries_-_Practical_Information_and_Case_Studies, 最終閲覧日 2024年1月7日
- 11) 環境省地球環境局地球温暖化対策課, 平成24年度再生可能エネルギーに関するゾーニング基礎情報整備報告書 第5章 太陽熱・地中熱の導入ポテンシャルの推計, <https://www.renewable-energy-potential.env.go.jp/RenewableEnergy/dat/report/h25-03/10chap5.pdf>, 最終閲覧日 2024年1月7日

日照・日影モデルを考慮した熱環境解析における
建材の吸放湿現象および空間温湿度の分析
Analysis of Moisture Absorption and Desorption of Building Materials
and Indoor Temperature and Humidity in Hygrothermal Environment Simulation
Considering Sunshine and Sunshade Models

○磯部 楓乃 (立命館大学) 李 明香 (立命館大学)
尾崎 明仁 (九州大学) 有馬 雄祐 (九州大学)

Kano ISOBE*1 Myonghyang LEE*1 Akihito OZAKI*2 Yusuke ARIMA*2

*1 Ritsumeikan University *2 Kyusyu University

Conventional numerical simulation on the hygrothermal environment of buildings do not accurately reproduce actual phenomenon in terms of quantity of solar radiation because of assuming uniform diffusion of solar radiation. In this study, we investigated the impact of differences in irradiation range on the indoor temperature and humidity, by model box experiments with artificial sunlight lighting. Furthermore, in numerical simulation, we examined the effects of differences in quantity of solar radiation and moisture capacity of building materials on moisture absorption and desorption of building materials and indoor thermal and humidity conditions.

はじめに

建築の熱環境・熱負荷解析ソフトの多くは、室内への透過日射が、一定の割合で各内表面に均一に拡散されると仮定して計算しており、日照面・日影面の区別がない。そのため、床面における日射量分布に実現象との差が生じる。この日射量の差は表面温度の差となり、空間と材料表面の温湿度差が駆動力となる吸放湿現象に影響を与える(文1)注1)。そこで、数値解析において、吸放湿現象および室内温湿度を詳細に検討するためには、日照・日影面を区別して計算する必要がある。

本研究では、床面への照射範囲を可変できる日射装置を用いた模型箱実験により、同一日射量を広範囲あるいは部分的に照射させることで、日射受熱の影響が躯体からの吸放湿に及ぼす影響を検討する。次に、照射範囲が異なるモデルでの吸放湿現象を再現できる数値計算ソフトの精度を確認し、日射量や建材の水分容量が空間温湿度に及ぼす影響について検討する。

1. 模型箱実験

1.1 実験概要

本実験は、屋内相当空間と屋外相当空間によって構成され、温湿度制御が可能な環境実験室を使用した。屋内相当空間に模型箱、屋外相当空間に日射装置注2)を設置し、模型箱床面に日射の照射を行った。模型箱と日射装置間に日射制御板を作成し、日射装置と制御板の距離や高さにより照射範囲を調整した。模型箱実験の概要を図1に

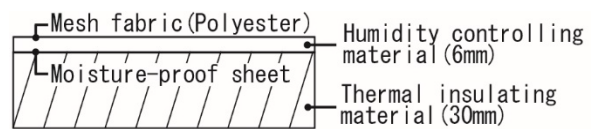
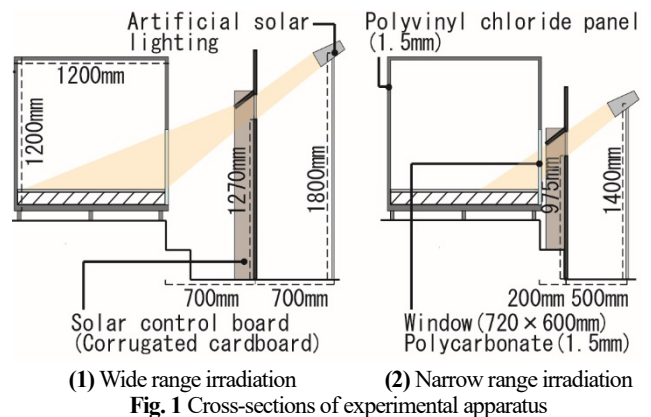


Table 1 Physical properties value of humidity controlling material

Thickness	[mm]	6
Thermal conductivity	[W/m · K]	0.077
Specific heat	[J/kg · K]	1067
Specific weight	[kg/m ³]	600
Moisture conductivity	[kg/m ³ · s · Pa]	2.24 × 10 ⁻¹¹
Moisture capacity	[kg/m ³ (kJ/kg)]	4.61 × 10 ⁻¹

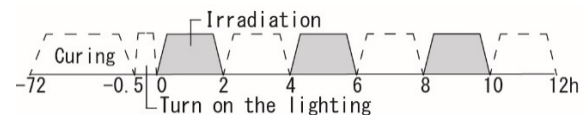


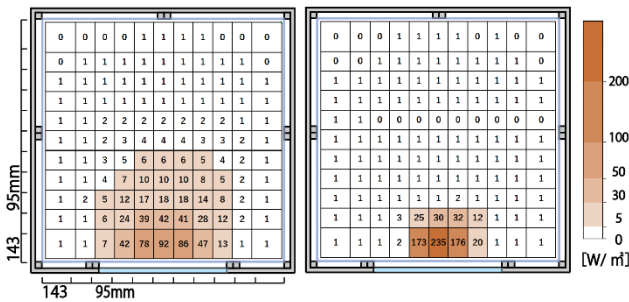
Fig.3 Experiment schedule

示す。模型箱は幅 1200mm×1200mm、高さ 1200mm の立方体で正面下部に幅 720mm、高さ 600mm の窓がある。模型箱床面構成を図 2 に示す。日射による吸放湿への影響を検討するため、床面には調湿建材(表 1)を敷設した。調湿建材の下に、防湿シートとポリスチレンフォーム 30mm を設置し、断熱および断湿している。また、日射吸収率を上げるため、調湿建材の上には、吸放湿に影響がない黒のポリエステル製メッシュ生地を敷設した。

実験スケジュールを図 3 に示す。屋内・屋外相当空間ともに、温湿度 20°C・80%一定の環境下で、模型箱側面の一部を開放し、サーキュレーターを用いて調湿建材を 3 日間養生した。その後、模型箱を密閉し、実験中は模型箱内の換気は行っていない。日射の照射は、制御板開口部の開閉により、2 時間毎の照射を 3 周期繰り返した。日射装置の点灯開始から定常に達するまでの安定性を確保するため、制御板を閉じた状態で、照射 30 分前に日射装置を点灯させた。箱内空間温湿度、調湿建材裏面温度、壁内表面温度を 1 分間隔で測定した(図 4)。実験条件を表 2 に示す。同一日射量で照射範囲の異なる 2Case について検討した。各日照面の日射量分布の測定結果を図 5 に示す。床全面での日射量は、広範囲照射で 9.32[W](7.17[W/m²])、部分照射で 9.95[W](7.66[W/m²])と概ね同量である。

Table 2 Experiment case

	irradiation range	Environmental conditions in the laboratory	
		Temperature	Relative humidity
Case1	Wide range (7.17[W/m ²])	20°C	80%
Case2	Narrow range (7.66[W/m ²])		



(1) Wide range irradiation (2) Narrow range irradiation
Fig.5 Solar radiation distribution map

1.2 実験結果

調湿建材裏面温度の経時変化を図 6、図 7 に示す。広範囲照射に対し部分照射では、日射量が多い部分で約 30°C の温度上昇が見られる。空間温度と、照射開始時を基準値とした絶対湿度の増減を図 8 に示す。また、日射照射時と停止時の絶対湿度増減幅を図 9 に示す。空間温度は、広範囲照射に対して部分照射は 0.3°C 高い。これは、部分照射時に模型箱と制御板の距離が短くなることにより、制御板からの放射の影響が大きくなったためだと考えられる。絶対湿度増減幅は、周期により差はある

が、全周期で広範囲照射に対して部分照射での絶対湿度増減が大きい。広範囲照射と部分照射の差は、1 周期目放湿時の 0.21[g/kg] が最大となった。部分照射による床面の温度上昇が建材の放湿に影響を与えていると考えられる。

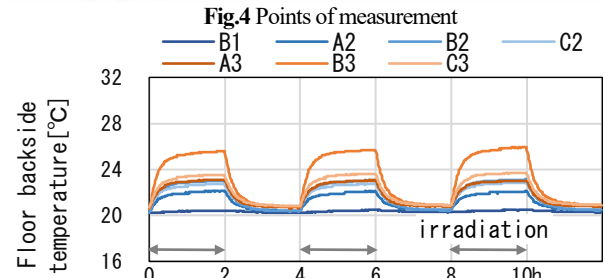
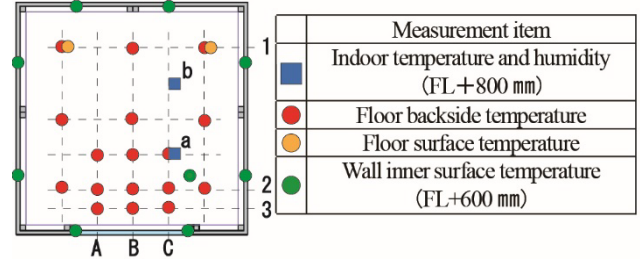


Fig.6 Floor backside temperature (Wide range irradiation)

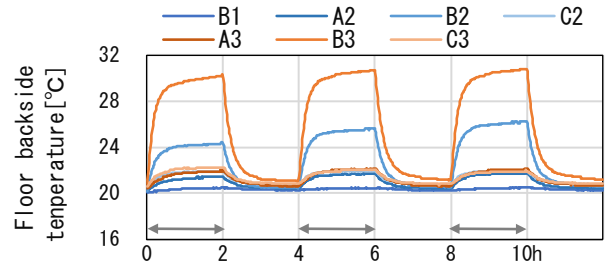


Fig.7 Floor backside temperature (Narrow range irradiation)

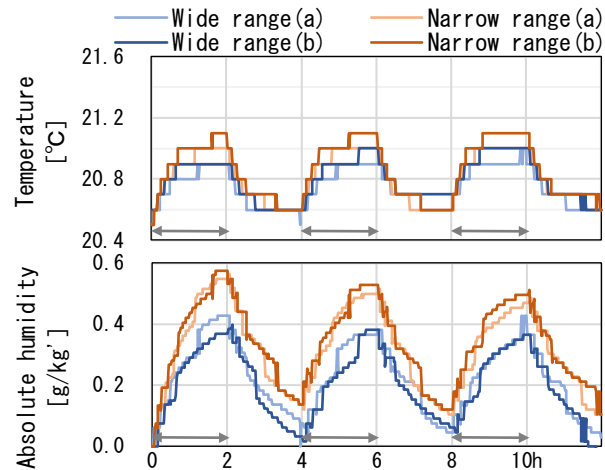


Fig.8 Indoor temperature and humidity

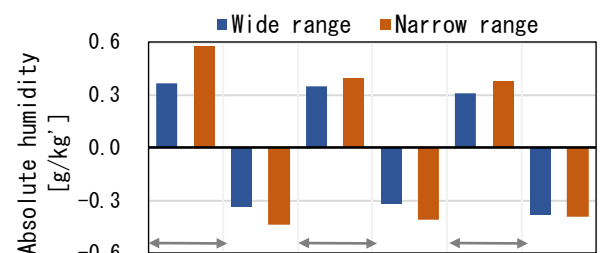


Fig.9 Increasing/decreasing width of absolute humidity

Table 3 Calculation case

Outside air temperature	Experimental value
Adjacent room temperature	
Quantity of solar radiation	
Calculation period	4 days
Calculation interval	1 min
Ventilation frequency	0 times per hour
Floor composition	Humidity controlling material(6mm) Moisture-proof sheet(1mm) Thermal insulating material(30mm) Polyvinyl chloride panel (2mm)

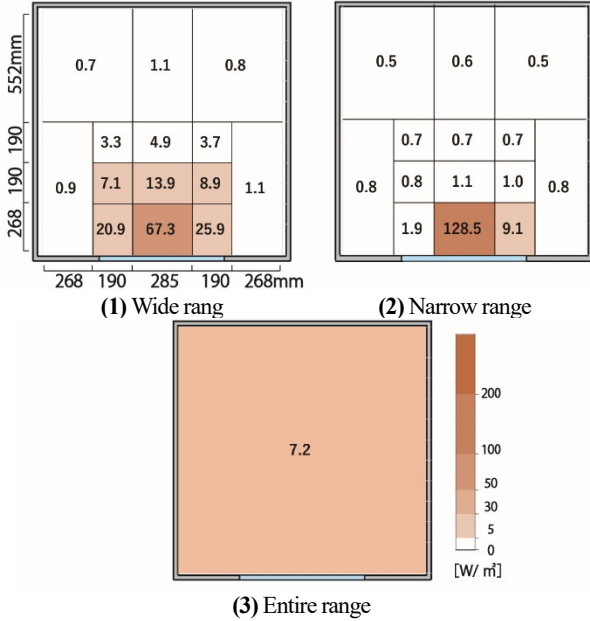


Fig.10 Solar radiation distribution map

2. 計算精度検証

2.1 建築熱環境解析ソフトの概要と計算条件

前章の模型箱実験を対象として、数値解析を行った。計算ソフトには、熱・水分・空気複合移動を考慮し、建築全体の熱環境・熱負荷を予測可能な THERB for HAM^{文2)}を使用した。THERB には、エネルギーと水分の保存則から成る非平衡熱力学モデルが適用されており、水分の駆動力に水分ポテンシャルを用いている^{文3)}。

計算条件を表 3 に示す。模型箱モデルは、窓がある壁面を外壁、それ以外の壁面を内壁と設定し、外壁に接する外気温度、内壁と天井に接する隣室温度には実験値を用いた。実験値については、日射制御板による放射の影響を考慮し、養生期間中の外気温度は外壁内表面温度の平均値、隣室温度は内壁と天井内表面温度の平均値を一定で入力した。また、実験中については、外気温度は時系列の外壁内表面温度、隣室温度は内壁と天井内表面温度と箱外温度の平均値を一定で入力している。床面モデルについては、日照面を細かく分割し、各分割面に測定した日射量の平均値を入力することで日射量の分布を再現した。各分割面の日射量入力値を図 10(1)(2)に示す。計算スケジュールについては実験と同様、3 日間の養生期間後、2 時間毎の照射を 3 周期繰り返す。

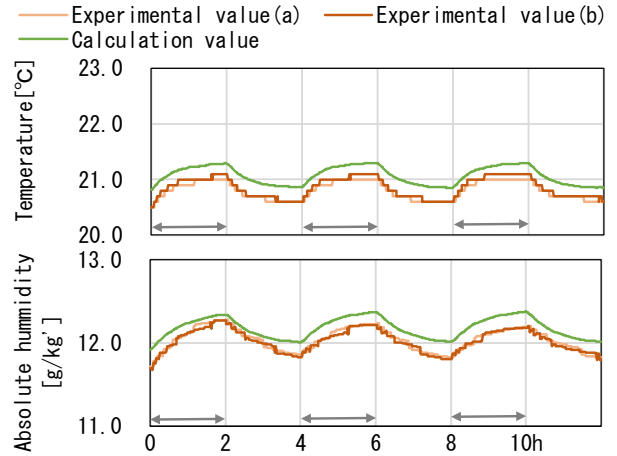


Fig.11 Comparison of experimental and calculated

Table 4 Calculation case

	Irradiation range	Flooring material
Case1	Wide range	Humidity controlling material
Case2	Narrow range	
Case3	Entire range	
Case4	Wide range	Plasterboard
Case5	Narrow range	

Table 5 Physical properties value of plasterboard

Thickness	[mm]	6
Thermal conductivity	[W/m · K]	0.202
Specific heat	[J/kg · K]	870
Specific weight	[kg/m ³]	706
Moisture conductivity	[kg/m · s · Pa]	2.13×10 ⁻¹¹
Moisture capacity	[kg/m ³ (kJ/kg)]	2.24×10 ⁻²

2.2 実験値と計算値の比較

実験の Case2 を対象とした空間温度と絶対湿度の実験値および計算値を図 11 に示す。外気温度と隣室温度に壁内表面温度を入力している影響で、温度、絶対湿度ともに、計算値が 0.3[°C]、0.2[g/kg]高くなっているが、各周期の位相と増減幅は概ね一致している。

3. 日射量と建材の水分容量が空間温湿度に及ぼす影響

3.1 計算条件

日射量と建材の水分容量の違いが建材の吸放湿量及び空間温湿度に及ぼす影響を検討する。計算条件を表 4 に示す。日射装置の制御性の影響により、実験では日射量分布が生じた。そこで、実験時と同一日射量を床全面に均一(図 10(3))に入力した Case3(全面照射)を検証する。また、Case4、5 においては、床建材を水分容量の小さい石膏ボード(表 5)に変更し、調湿建材との比較を行う。

3.2 計算結果

図 12 に Case1~3 の空間温度と絶対湿度増減、図 13 に床全面での吸放湿量を示す。日射照射時の放湿量は、全面照射、広範囲照射、部分照射の順に大きい。日射量が大きく、床面の温度上昇が大きい面で、放湿量が大きくなっていることが影響している。一方、日射照射時の吸湿量では、広範囲照射と部分照射では、日射量が小さい面で放湿と同時に吸湿が生じている。この影響により、広範囲照射と全面照射では、床全面での吸放湿量に大きな差は生じ

ない。床全面での吸放湿により、空間絶対湿度においても、広範囲照射と全面照射に差は見られず、部分照射がわずかに大きい。これより、照射範囲の違いによる空間温湿度の差は、各分割面の日射強度と、吸放湿現象が生じる面積に影響を受けると考えられる。

図 14 に Case1、2、4、5 の空間温度と絶対湿度増減、図 15 に床全面での吸放湿量を示す。空間温度は、調湿建材と石膏ボードで同様の傾向となった。一方、調湿建材に対して石膏ボードでは、空間絶対湿度増減と吸放湿量が小さい。また、広範囲照射と部分照射の放湿量差は、調湿建材では約 0.08[g/h]あるのに対し、石膏ボードでは約 0.02[g/h]と小さい。これより、水分容量の大きい建材を使用している条件において、照射範囲の違いによる建材の吸放湿量への影響が大きくなると考えられる。

4. まとめ

本研究では、日射装置を用いた模型箱実験および数値解析により、同一日射量における照射範囲の違いが建材の吸放湿現象および空間温湿度に及ぼす影響を検討した。得られた結果を以下に示す。

- 1) 模型箱実験により、広範囲照射に対し部分照射では、部分的な表面温度の上昇が大きく、絶対湿度の増減が大きくなることを明らかにした。
- 2) 数値解析により、照射範囲の違いにより建材の吸放湿量および絶対湿度増減に差は生じるが、差の大きさは各分割面の日射強度と吸放湿が生じる面積の大きさに影響を受けることを明らかにした。
- 3) 数値解析により、水分容量の大きい建材を使用している条件において、照射範囲の違いによる建材の吸放湿量への影響が大きくなることを明らかにした。

注釈

- 1) 既往研究^{文1)}では、壁面を1質点とした単質点と、分割し複数質点とした多質点の日射受熱モデルの比較を行い、壁面表面温度の上昇と室内絶対湿度の上昇において、単質点と多質点で差が生じることを明らかにしている。
- 2) 日射装置は、可視光領域の分光分布において太陽光と同様の傾向を持つ集光形人工太陽照明灯を用いた。

参考文献

- 1) 李明香、尾崎明仁：熱・水分・空気複合移動を考慮した建築全体の温湿度環境解析（その1）対流・放射熱伝達と日射受熱の影響、空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、p153-156、2011年
- 2) Ozaki A., Kagawa H.: Simulation Software to Describe the Hygrothermal Environment of Whole Buildings Based on detailed Physical Models, Proc.of the 7th International Conference of System Simulation in Buildings, P03 (24 Pages), 2006
- 3) 尾崎明仁、渡辺俊行、他：水分ポテンシャルによる湿気移動解析—湿流の駆動力、日本建築学会計画系論文集、第488号、pp.17-24、1996

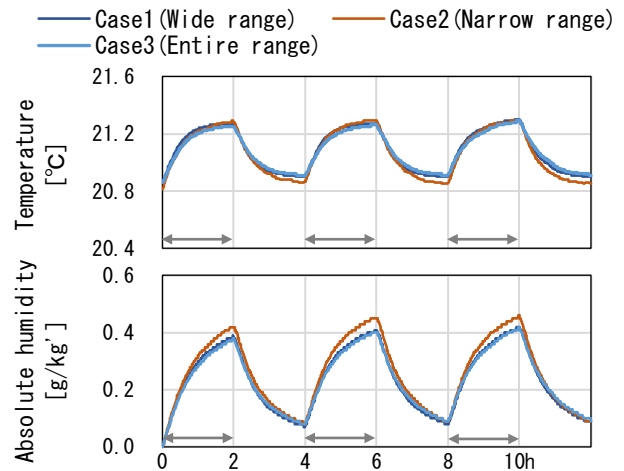


Fig.12 Indoor temperature and humidity (Case1~3)

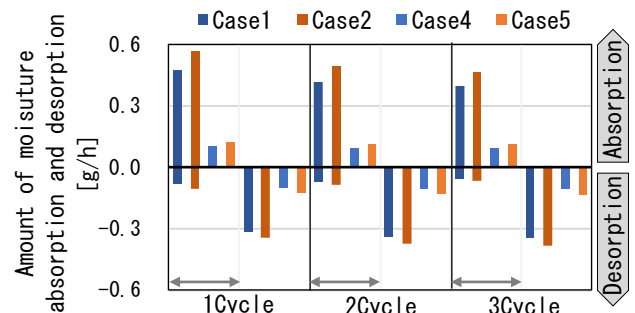


Fig.13 Amount of moisture absorption and desorption on the entire floor (Case1~3)

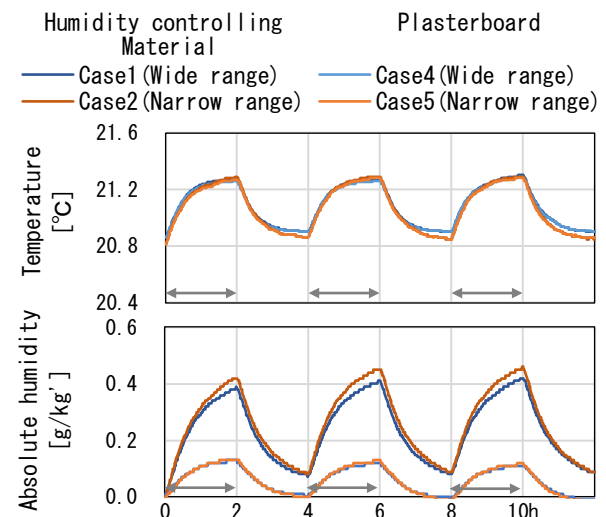


Fig.14 Indoor temperature and humidity (Case1,2,4,5)

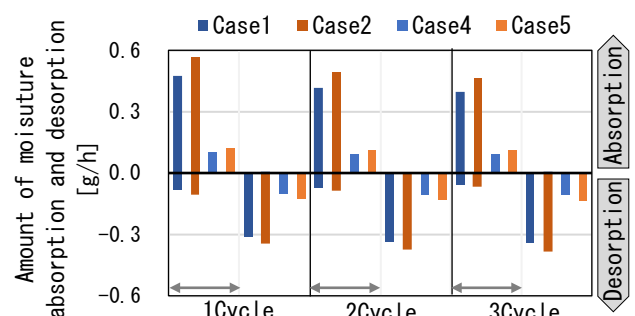


Fig.15 Amount of moisture absorption and desorption on the entire floor (Case1,2,4,5)

日射遮蔽のためのガラスコーティングの透過率および放射率の違いが
取得・損失熱量に及ぼす影響と室内放射環境の解析
Effects of Different Transmittance and Emissivity of Glass Coatings for Solar Radiation
Shielding on Heat Gain and Loss and Analysis of Indoor Radiation Environment

○按田 悠 (立命館大学)

李 明香 (立命館大学)

尾崎 明仁 (九州大学)

有馬 雄佑 (九州大学)

Yuu ANDA*1 Myonghyang LEE*1 Akihito OZAKI*2 Yusuke ARIMA*2

*1 Ritsumeikan University *2 Kyusyu University

Glass coatings can change longwave emissivity and solar transmittance. First, the surface temperature and heat content of the glass in winter are measured by experiment. Then, through simulation, convective heat, radiative heat, heat loss, and heat gain of the glass coating with different longwave emissivity and solar transmittance are calculated. Finally, the effect of differences in emissivity of the window on the mean radiative temperature in the space is calculated.

はじめに

窓ガラスからの日射受熱および熱損失は、その他の建築外皮に比べて大きく、建築環境における課題の一つである。複層や Low-e ガラスへの改修も行われているが、より容易な方法としてガラスにコーティングする方法が挙げられる。ガラス表面をコーティングすることで、日射の透過率および放射率を変更することができる。しかし、様々な透過率や放射率が存在する中、その組み合わせやガラスの内側、外側にコーティングした際の放射および対流による損失・取得熱量は詳細に検討されておらず²⁾、その結果、室内熱環境にも影響を及ぼすと考えられる。

そこで本研究では、まず、放射率の影響を検討するために、仕様の異なるガラス内表面を想定し、日射のない冬期を想定して実験を実施する。ここでは、室内から外気に熱が損失する過程を再現し、ガラス表面の温度を測定することを目的とする。次に、ガラスの一次元熱シミュレーションにより、コーティングの透過率と放射率、内外塗布面の違いによる熱損失量と取得量を算出し、夏期・冬期におけるコーティングの効果を確認する。さらに、冬期において放射率の違いが窓表面温度および空間の平均放射温度に及ぼす影響について検討する。

1. 試験体による熱貫流実験

1.1 実験概要

実験は、屋外相当空間 (以下、屋外) と屋内相当空間 (以下、屋内) を有している環境試験室において実施した。本試験室は屋外と屋内環境を仮想的に再現することができる。屋内にはアクリル樹脂で作成した熱箱 (寸法: 1,200mm×1,200mm×1,200mm)、屋外には断熱材 (スタイロフォーム) で囲まれた空気層を設置した (図1)。熱箱

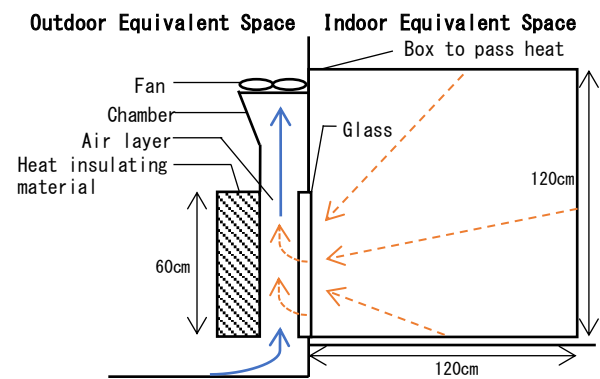


Fig. 1 Overview of box model experiment

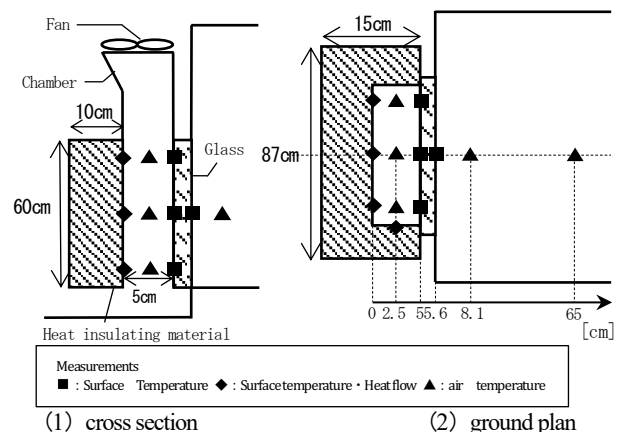


Fig. 2 Measurement points

内部表面には黒色の紙を密に貼り付けており、ガラス面が熱箱表面の放熱を十分に受けるように計画した。断熱材には放射熱を抑制するためにアルミテープを貼り付けた。空気層の上部にファンを設置し、空気層下部から屋外の空気を取り込み窓から貫流する熱を回収する。ファン

は上部に5個設置し、それぞれのファンに接続されたボルトスライダによる調節によりすべてのファンの風速が可能な限り等しく、かつ、最小の風速である0.35m/s程度となるように設定した。測定点を図2に示す。風速計、熱流計、おんどとり、熱電対により、空気層内の風速、空気層の断熱材から屋外側への熱流密度、屋外側と熱箱内の空気温度、熱箱内部の各表面およびガラス表面温度、ガラス下部と上部の空気層の温度を1分間隔で測定した。また、空気層の上下部の温度差と気流速からガラスの熱流を算出した。風速、熱流密度、温度は、室内の温度が切り替わる直前までの10分間の値を平均したものを計算に利用した。

1.2 実験ケース

表1に実験ケースを示す。熱箱の屋外側下部に幅720mm×高600mm×厚6mmの試験体を設置した。試験体は普通ガラス、アルミ箔貼付普通ガラス(以下、アルミガラス)、コーティングガラスの3種類とした。アルミガラスのアルミ箔とコーティングガラスのコーティングは屋内側の表面とした。屋外側の温度は5°Cとし、屋内側の温度は25°Cと15°Cとし、実験環境に20°Cと10°Cの温度差をつけた。屋内側の温度を7時間経過ごとに25°Cから15°Cへと温度を切り替え、これを1セットとして各実験ケースにつき3セットの測定を連続して行った。

1.3 実験結果

図3に屋内外の温度差を20°Cとした際の各点における平均温度を示す。表面温度は内外ともに、アルミガラスが最も低く、普通ガラス、コーティングガラスの順に高くなる。ガラスの放射率に応じて熱箱からの放射熱伝達量に差が生じることから、ガラス表面の温度および室内の放射環境に影響を及ぼすことが推察される。

図4に屋内外温度差を20°Cとした際のガラスの貫流熱量を示す。熱貫流量はコーティングガラスが最も多く、アルミガラスが低くなった。アルミ箔の放射率^{注1)}は低く、熱箱内部表面からガラス面への放射の影響が減少し、ガラスの温度上昇が抑制されたことと熱貫流量は低くなったと考えられる。一方、コーティングガラスは普通ガラスよりも表面温度が高くなっていることから、普通ガラスの放射率^{注2)}よりも高いことがわかる。

2. 夏期・冬期におけるガラスの透過率・放射率の検証

2.1 シミュレーション概要

一次元壁体シミュレーションソフト Hygrabe^{文2)}を用いて、夏期(6月~9月)および冬期(12月~3月)の取得熱・損失熱を計算した。Hygrabeは外界気象データ、室内温度、壁体構成を入力条件として、壁体内表面の温度、壁体の熱取得および熱損失を計算することが可能である。ガラスを透過する熱量も計算しており、透過率の違いによる直達および拡散日射の透過成分についても検討した。

Table 1 Experimental conditions

Case	Outside space Temp. [°C]	Inside space Temp. [°C]	Glass type
1	25	5	Normal glass
2	15		
3	25		Glass with aluminum foil
4	15		
5	25		Coating glass
6	15		

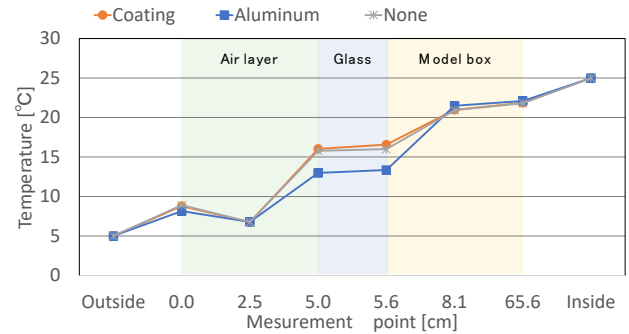


Fig. 3 Temperature of each measurement point

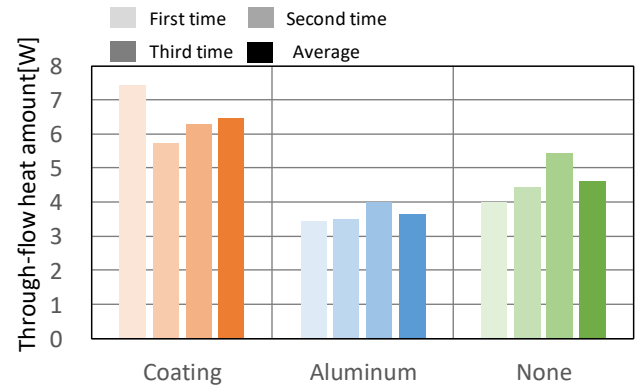


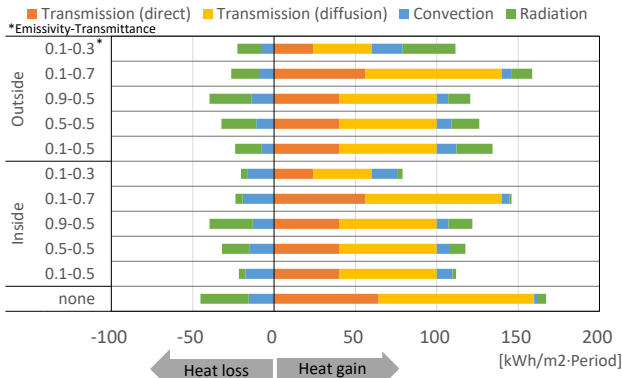
Fig. 4 Thermal flow rate of glass (20°C difference)

Table 2 Calculation conditions

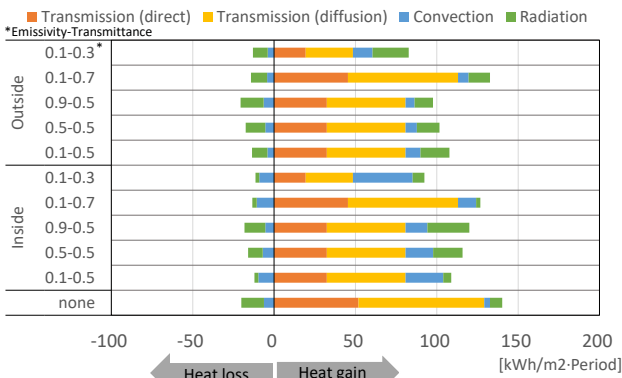
Emissivity	Transmittance		Window type	Season
-	-	None	Single Or double	Summer Or Winter
0.1	0.5	Inside or Outside		
0.5				
0.9				
0.1	0.3			
0.1	0.7			

2.2 計算条件

室内温度は、夏期は27°C、冬期は20°Cとした。外気条件については、拡張アメダス気象データ標準年を用いており、計算対象地域は福岡とした。計算間隔は10分とした。出力は、窓からの直達日射の透過成分、拡散日射の透過成分および対流成分、放射成分、表面温度とした。室内側への取得量を正の値、損失量を負の値として取り扱う。表2に計算条件を示す。表2に示す放射率と透過率はコーティング部分の物性値となる。単板ガラスと複層ガラスはそれぞれ、コーティングなし、室内側あるいは屋外側にコーティングがあることを想定した。透過日射熱量、対流熱量、放射熱量の増減に着目し透過率・放射率の組み合わせによる室内側への影響を解析する。

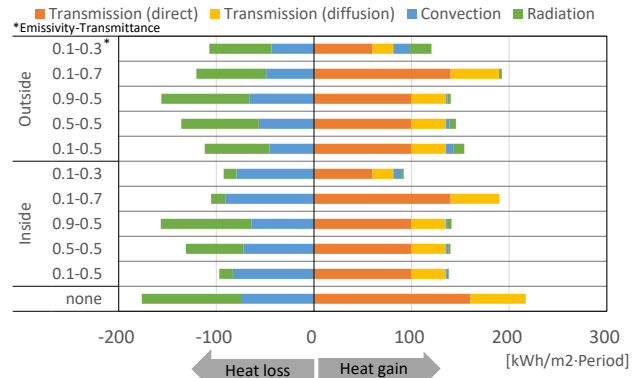


(1) Window type : Single

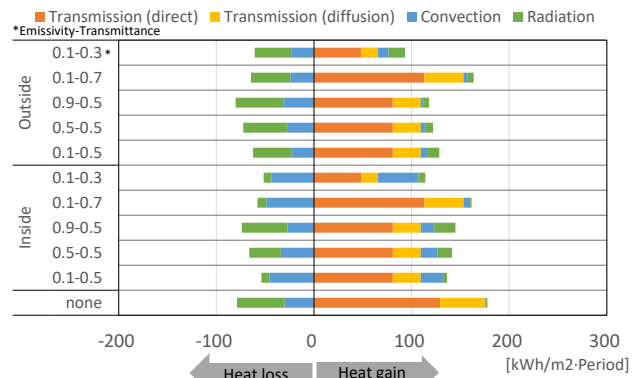


(2) Window type : Double

Fig.5 Heat loss and heat gain (Summer)



(1) Window type : Single



(2) Window type : Double

Fig.6 Heat loss and heat gain (Winter)

2.3 数値シミュレーションの結果

(1) 夏期における結果

図 6 に夏期の解析結果を示す。コーティングなしに比べて内外にコーティングしたガラスの取得熱量および損失熱量は小さくなっている。ガラスの種類に関わらず、内側コーティングの透過率を 0.7、0.5、0.3 と小さくすると直達および拡散日射の取得熱量が減少している。放射率を 0.9、0.5、0.3 と小さくすると対流による損失熱量は微増、放射による熱損失量は増加している。室内側への取得熱量は放射率が高くなると放射成分が増えていることがわかる。これは、内側コーティングが日射を吸熱することで、窓の表面温度が高くなり、その熱が低放射率の場合は放熱できず、高放射率の場合は効率よく放熱できていることがわかる。一方、外側コーティングすると内側コーティングよりも放射による損失熱量の割合が増加しており、対流による熱損失は放射率が高くなるほど増加している。室内への取得熱量も放射率が低いほど対流・放射ともに増えている。これは、受熱した日射をガラス外側のコーティングが吸収し、放射率が低いと熱を放散できないことからガラスを伝導して室内側に熱が供給されることになる。外側を高放射コーティングとすることで吸熱された日射が放熱され、室内の取得熱が減少したと考えられる。

(2) 冬期における結果

図 7 に冬期の解析結果を示す。コーティングすること

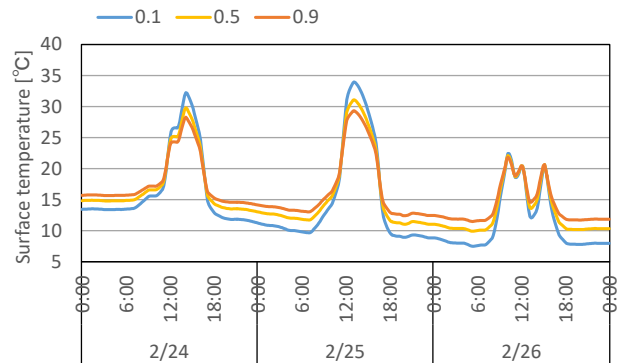


Fig.7 Window surface temp, transmittance 0.5, Single glass

で透過日射量が減少している。損失熱量もコーティングにより減少しているが、最も損失熱量が低減したケースは室内側の放射率 0.1、透過率 0.3 の組み合わせとなった。取得熱量の大半は日射透過によるものであるが、一部、対流と放射により熱を取得しているケースもある。特に高放射率となる 0.9 のコーティングを室内側に設置した際には放射による取得熱の割合が多くなっており、これは、表面温度が上昇し、その熱が室内側に放熱したことによるものと考えられる。

図 8 に放射率の違いによる冬期の内側コーティングにおけるガラス内外表面温度を示す。放射率が低くなると日較差が大きくなり、夜間の日射の無い時に表面温度の低下がみられる。放射率を 0.9 と高くすることで、夜間においてガラスの内表面温度が高く保たれる。

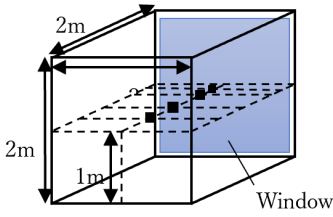


Fig.8 Calculation model

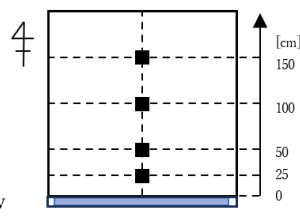


Fig.9 Calculation point for mean radiative temperature

Table 3 Calculation conditions

	Emissivity	Transmittance	Window type	Coating Side
Case I	0.1	0.5	Single	Inside
Case II	0.9			

3. ガラスの放射率の違いによる室内放射環境の解析

3.1 シミュレーション概要

建築の熱環境・熱負荷解析ソフトは THERB for HAM (以下、THERB) ^{文3)}を用いた。図 8, 9 に計算モデルおよび平均放射温度の測定点を示す。2m×2m×2m の立方体を想定し、各内表面温度と、高さ 1m 地点において窓から 0.25 m、0.5 m、1.0 m、1.5 m の点における形態係数から平均放射温度を計算した。

3.2 計算概要および計算条件

表 3 に計算条件を示す。計算期間は冬期の 1/20-1/24 の 4 日間とし、放射率が 0.1 と 0.9 の時の空間の平均放射温度を検討した。透過率は 0.5、窓は単層ガラス、コーティングは内側とした。

3.3 数値シミュレーション結果

図 10 に、夜間 (18 時~6 時) のガラス表面温度の分布を示す。また、図 11 に日射の影響を受けにくいと考えられる 6 時の平均放射温度を示す。ガラス表面は放射率が高い方が低いほうより高温になる。また、ガラス近傍の平均放射温度も同様に放射率の高い Case II において温度が高くなった。測定距離 1.0m から 1.5m の地点で平均放射温度の関係が逆転しているのは、放射率の低い方が壁の表面温度が高く、その影響をガラス表面温度よりも強く受けるからである。

4. まとめ

本研究では、放射率と透過率の仕様の異なるガラスコーティングを想定し、模型実験および数値シミュレーションにより損失・取得熱量の検討および室内放射環境に及ぼす影響について検討した。得られた知見を以下に列記する。

- 1) 今回、実験で使用したコーティングの放射率は普通ガラスのものより高いことが分かった。
- 2) 室内側のガラス表面にコーティングした場合、放射率が低いほど熱損失は抑制され断熱性能は向上する。
- 3) 一方、室内側に放射率の高いコーティングをした場合には、特に冬期において日射のない夜間のガラス

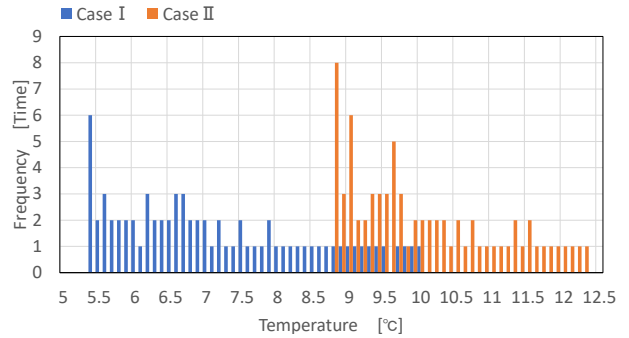


Fig.10 Frequency of window surface temperature

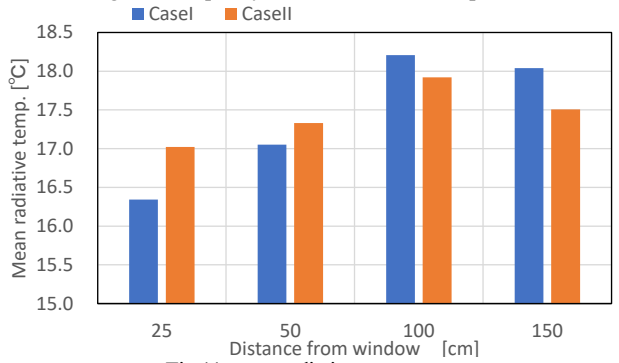


Fig.11 mean radiative temperature

表面温度を高く維持できる。

- 4) 外気側のガラス表面にコーティングした場合、受熱した日射をガラス外側のコーティングが吸収し、その放射率に応じて放熱する。放射率が低くなると放熱されない熱が伝導により室内側の取得熱となった。
- 5) THERB を用いた数値シミュレーションでは、冬期において放射率が高いほどガラス表面温度およびガラス近傍における平均放射温度が高くなることを明らかにした。

本研究では、窓表面温度の低下によるコールドドラフトや結露の発生を考慮しておらず、コーティングの有無による実際の居住快適性への影響についての評価をしていない。したがって、今後は、コーティングによるコールドドラフトや結露の発生条件の検討、およびそれに伴う居住快適性の評価を行う必要がある。

注釈

注1) アルミ箔の放射率 ; 0.02 ^{文4)}、ガラスの放射率 ; 0.9 ^{文4)}

参考文献

文1) 弓野 沙織、持田 灯、大風 翼、吉田 伸治:熱線再帰性反射フィルムのヒートアイランド対策効果の定量化 (第 1 報) 3 次元放射収支測定による熱線再帰性反射フィルム前面の温熱環境評価空調・衛生工学学会大会学術講演論文集
 文2) 長谷川 惣一、尾崎明仁、香川治美: 建築外被の伝熱解析ツール「Hygrabe」、日本建築学会学術講演梗概集 環境工学 II 選抜梗概、pp.385388、2006
 文3) 尾崎明仁:熱・水分・空気連成を考慮した建築の温湿度・熱負荷計算,Technical Papers of Annual Meeting of IBPSA-Japan pp19-26,2005
 文4) 田中俊六、他: 最新建築環境工学、改定 4 版、井上書院、p.190

放射冷却パネルに付与する表面防湿層の効果に関する検討 Effects of surface moisture barrier layer added to radiant cooling panel

非会員 ○折戸 日向子 (大阪市立大学) 正会員 西岡 真稔 (大阪公立大学)
正会員 鍋島 美奈子 (大阪公立大学)

Hinako ORITO*1 Masatoshi NISHIOKA*2 Minako NABESHIMA*2

*1 Osaka City University *2 Osaka Metropolitan University

We devised a radiation cooling panel with a moisture barrier layer using a resin film in front of the cooling surface, and investigated the effect of suppressing dew condensation on the cooling surface. It was confirmed that installation of a moisture barrier layer increases radiant heat transfer by suppressing surface condensation and convective heat transfer under certain conditions, and it was found that it contributes to radiative cooling. In addition, an experiment was conducted to determine the infrared transmittance using a thermal method, and the film used in the experiment was estimated to have an infrared transmittance of about 0.7.

1. はじめに

1.1. 研究背景・目的

ルームエアコンのような空気式冷房は空気を冷やすことにより人体を冷却するので、冷房時に冷空気を逃がさないために気密な空間を作る必要がある。一方、放射冷房は、熱放射を介して人体から直接熱を奪うので、空間を気密にする必要性が小さく、半屋外または屋外での冷房に向くと考えられた。但し、冷却面の温度が周辺空気の露点温度以下になると凝縮潜熱が発生し、放射冷却能力を低下させ、これは屋外において特に顕著の恐れがある。そこで赤外線透過樹脂フィルムを用いて防湿層を設けた放射冷却パネルを考案し、冷却面の結露抑制効果について検討する。また、樹脂フィルムの透過率把握のために熱的手法による透過率の簡易測定を行なった結果を示す。

1.2. 放射冷却パネル概要

本研究では冷却面の前面に赤外線透過樹脂フィルムを用いて防湿層を作成することで冷却面の表面結露を防ぐ防湿層付き放射冷却パネルを考案する。冷却面と樹脂フィルム間は密閉中空層であり、層内の空気量はわずかとなるため冷却面の表面で結露が発生しても微量となると想定される。

1.3. 透過率について

プランクの法則による黒体単色放射強度の長波放射スペクトルから放射冷却パネルで対象となる波長を算定する。今回は冷却を対象としているためおおよそ 293K~303K でのピーク波長である 8~10 μm を本研究での対象波長とし、その波長での透過率を算出する。また、対象波長で透過率が高いと考えられるポリエチレンフィルムでもその透過率は 80%ほど¹⁾となっており、透過率が 100%

にはならない。よって、フィルムの透過率を把握することが放射冷却パネルの研究において重要である。

2. 放射冷却パネルモデル

2.1. 放射冷却パネルの作成

本研究では、冷却に関わる熱交換面を冷却面・樹脂フィルム・対象物(人体)の3面であるとし、その3面での一次元の熱移動を表した放射伝熱モデルを作成する。さらに、作成したモデル上での防湿効果の検討を行う。樹脂フィルムの透過率が 100%であればすべての放射が樹脂フィルムを透過することが出来るが透過率が 100%でないため冷却面と樹脂フィルム、樹脂フィルムと対象物間で放射のやりとりが起る。また、モデル上では放射熱伝達の他に対流熱伝達が起っている。よって、すべての熱移動をもとに作成した放射冷却パネルのモデルは Fig 1 である。ここで、樹脂フィルム表面の温度が露点温度以下となれば新たに樹脂フィルムで結露が発生する問題が生じ、防湿効果の検討を行う際には樹脂フィルムの表面温度が必要となる。そこで、作成したモデルから樹脂フィルムでの熱収支式を立て、その表面温度を算出する。

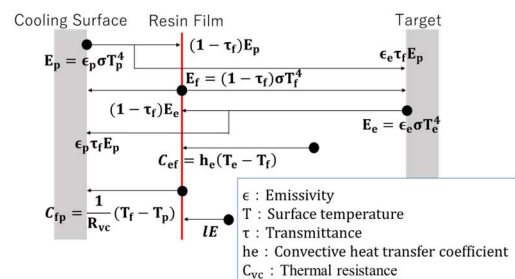


Fig 1. Radiant cooling panel model

モデルから得られる樹脂フィルムでの熱収支式は式(1)のようになった。

$$\epsilon_p(1 - \tau_f)\sigma T_p^4 + (1 - \tau_f)\epsilon_e\sigma T_e^4 + h_e(T_e - T_f) - \frac{1}{R_{vc}}(T_f - T_p) - 2(1 - \tau_f)\sigma T_f^4 + LE = 0 \quad (1)$$

また、透過率を変化させることによる放射冷却パネルの冷却面温度と樹脂フィルム表面温度の関係は Fig 2 である。ここでモデル上では樹脂フィルム表面で結露が発生しておらず $LE = 0$ とし、その他の条件は Table 1 として算出を行った。Fig 2 より同じ冷却面温度であれば透過率が下がるとフィルム表面温度が下がることがわかった。また、放射冷却パネルの温度が低い場合には、透過率のフィルム表面温度に与える影響が小さいことも分かった。

2.2. 防湿効果の検討

作成した放射冷却パネルモデル上での防湿効果の検討を行う。はじめに、放射冷却パネルの冷却量 Q は放射熱伝達 R 、対流熱伝達 C 、凝縮潜熱 LE の和と等しくその関係は式(2)である。

$$Q = R + C + LE \quad (2)$$

さらに、Fig 1 から R , C はそれぞれ $R = E_e - E_f - \epsilon_e\tau_f E_p$, $C = C_{ef}$ であり、式(2)の関係を図で簡易的に表すと Fig 3 となる。また、 LE と C の算出は表面温度とその飽和水蒸気圧を用いた式(3)(4)で行うこととする。

$$LE = \lambda\alpha_w(f_a - f_s(T)) \quad (3)$$

$$C = h_e(T_e - T) \quad (4)$$

よって、防湿層を設置することにより放射冷却パネルの表面温度が上がり、結露の発生が抑えられることで C , LE を減らすことができるので結果としてパネルの冷却能力の多くが R として使われる。ここで、例として気温 32°C ・湿度 60% ・放射パネル温度 10°C ・冷却量 $1000\text{W}/\text{m}^2$ の条件で R を算出すると Table 2 のようになる。今回の条件では樹脂フィルムの表面温度が 22.15°C であり露点温度以下であったため樹脂フィルムでも結露が発生していた。Table 2 より樹脂フィルムで防湿層を用いることで、 C はおよそ半分、 LE は $1/9$ にまで減らすことができ、防湿

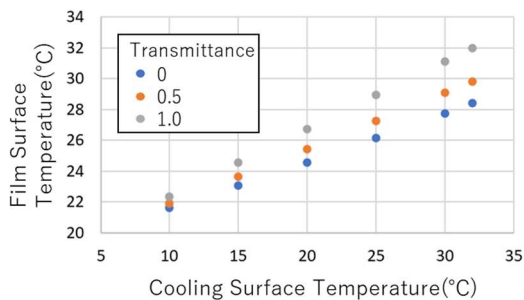


Fig 2. Film Surface Temperature

Table 1 Calculation condition

T_e	32°C	h_e	$8\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$	ϵ_p	0.92
ϵ_e	0.92	ϵ_f	$1 - \tau_f$	R	0.16

層ありでの R を増加させる結果となった。よって、気温 32°C 湿度 60% の条件では Q のうち R が占める割合が防湿層なしでは 60% ほどであったのに対し防湿層を設けることで 90% まで上昇することが確認できた。

3. 透過率測定実験

3.1. 実験概要

放射温度計、加熱冷却プレートを用いて市販のフィルムの透過率を測定する実験を行う。実験では厚さ 0.02mm 、透明のポリエチレンフィルムを採用した。Fig 4 のように実験装置を組み立て放射温度計がフィルムを介してプレート表面温度を測定し、その測定値から透過率を算出する。今回使用した放射温度計の視野角が 22° であったので視野角内にプレートの表面がおさまるように放射温度計はプレート表面から高さ 150mm の位置とし、フィルムは放射温度計から近くに設置した。加熱冷却プレートの表面は放射率が不明であり、放射率を既知とするため、プレートの表面に放射率が 0.95 の黒体テープを使用した。また、算出にあたって必要となる環境温度とプレート表面温度は熱電対をテープで Fig 4 の丸の位置に固定し、直接測定した。さらに、実験は周辺環境を一定にするため温度 20°C 湿度 60% に設定した恒温恒湿槽内で行った。加熱冷却プレートの設定温度については実験の都合上プレート表面に結露が無いように温恒湿槽の設定から加熱側に $+10^\circ\text{C}$ である 30°C とした。測定はフィルムなしの場合とフィルムを 1, 2, 3 枚とした場合を続けておこなうこととする。

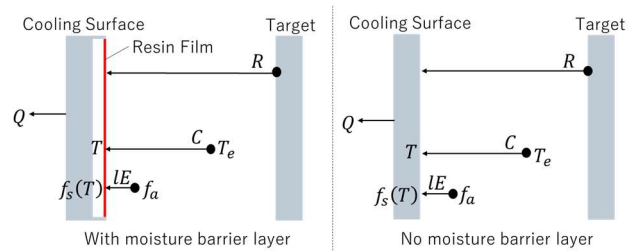


Fig 3. Cooling amount

Table 2 Calculation result [W/m^2]

	Q	C	LE	R
防湿層あり	1000	79	22	899
防湿層なし	1000	176	199	626

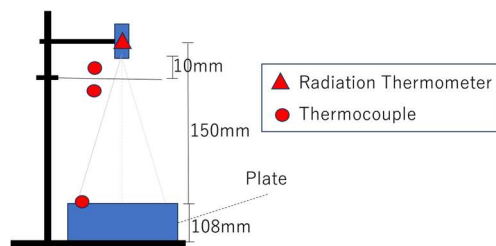


Fig 4. Experimental device

ここで、実際に実験装置を組み立てた様子は Fig 5, フィルムを介して測定を行っている様子は Fig 6 となる。また、加熱冷却プレートには排気口があり、排気がフィルムに当たることによって測定結果に影響を及ぼす可能性が考えられるため排気が当たらないように Fig 7 のように一体押し出し中空板(プラダン)でしきりを作成し、フィルムは 70mm の円形をくり抜いた 2 枚の亚克力パネル(Fig 8)で挟んで設置した。計測は恒温恒湿槽内の環境が一定になったことを恒温恒湿槽の表示と熱電対の測定値で確認した時点から 5 分間行う。フィルムの付け替えの際に扉を開閉することで恒温恒湿槽の環境が変化するので環境が設定した条件に戻ったことを確認することに注意した。

3. 2. 実験結果

放射温度計の測定結果は Fig 9 に示すとおりである。Fig 9 よりフィルムなしに比べフィルムを介することで放射温度計の測定値が低下することが確認出来た。また、フィルムの枚数を増やし透過率を低下させることでさらに測定値は低下していくことが示された。熱電対で測定した環境温度の結果は Fig 10 である。環境温度は扉の開閉の影響がある時刻を除けば実験を通して一定であった。解析は赤枠で囲まれた 5 分間の平均を用いて行いその値は Table 3 となった。

3. 3. 解析

実験結果から透過率の算定を行う。はじめにフィルムなしの場合の放射温度計測定値 T_0 とプレート表面温度 T_p の関係を式(5)に示す。

$$\sigma T_0^4 = \epsilon_p T_p^4 + (1 - \epsilon_p) \epsilon_e T_e^4 \quad (5)$$

熱電対ではプレート表面温度を測定することが出来な

かったため ϵ_p を黒体テープより 0.95, T_e を恒温恒湿槽設定温度とし式(5)から算出された T_p で解析を行う。測定結果より算出するとその値は 29.81°C となった。さらに、本実験では放射温度計はプレート表面からの放射に加えフィルムからの放射、恒温恒湿槽壁の反射を含んでおりその測定範囲は Fig 11 で表される通りである。よって、フィルムの枚数を i とするとフィルムが i 枚のときの放射温度計の測定値 T_i は式(6)となる。

$$\sigma T_i^4 = \tau_{fi} \epsilon_p \sigma T_p^4 + (1 - \tau_{fi}) \sigma T_{fi}^4 + \tau_{fi} \epsilon'_p \epsilon_e \sigma T_e^4 \quad (6)$$

さらに同じ透過率のフィルムを重ねるのでその透過率は 1 枚の透過率のべき乗となる。よって、式(6)と透過率の関係を用いてフィルムが 1 枚のときの透過率 τ_{f1} を未知数として 3 つの方法で算定する。

- 方法① $i = 1$ の式を用いて $T_{f1} = T_e$ として求める。
- 方法② $i = 1, 2$ の式を用いて $T_{f1} = T_{f2}$, $\tau_{f2} = \tau_{f1} \times \tau_{f1}$ として連立方程式を立てて求める。
- 方法③ $i = 1, 3$ の式を用いて $T_{f1} = T_{f3}$, $\tau_{f3} = \tau_{f1} \times \tau_{f1} \times \tau_{f1}$ として連立方程式を立てて求める。

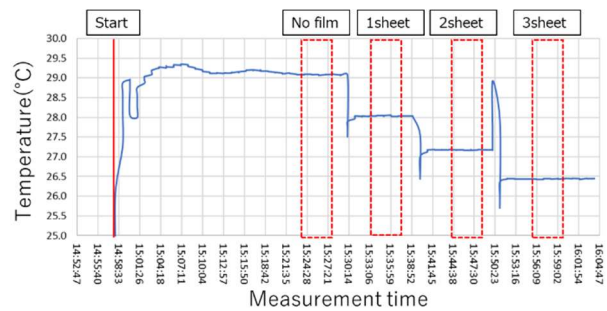


Fig 9. Radiation Thermometer Result

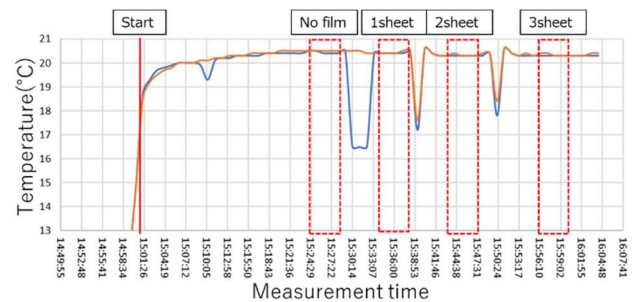


Fig 10. Thermocouple result

Table 3 result [°C]

フィルム枚数	なし	1枚	2枚	3枚
放射温度計測定値	29.1	28.0	27.2	26.4
環境温度	20.5	20.4	20.3	20.3



Fig 5. Experiment situation

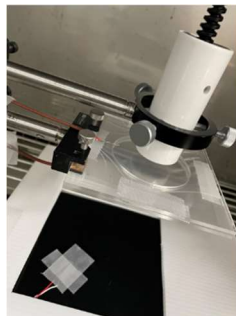


Fig 6. Experiment situation



Fig 7. Experiment situation

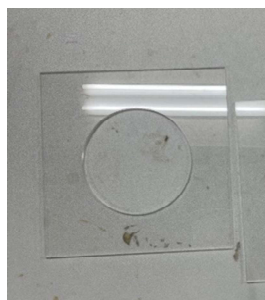


Fig 8. Experiment situation

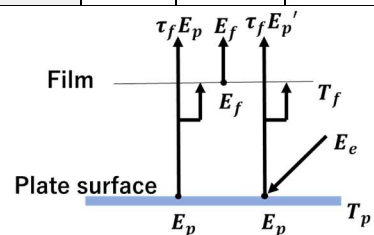


Fig 11. Measurement range

Table 4 Calculation result

透過率		フィルム表面温度(°C)	
算定方法①	0.85	算定方法①	20.5
算定方法②	0.64	算定方法②	25.6
算定方法③	0.70	算定方法③	24.9

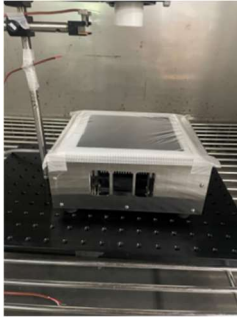


Fig 12. Experiment situation



Fig 13. Experiment situation

以上の手順により算定された透過率とその時のフィルムの表面温度は Table 4 となる。Table 4 より方法①ではフィルム表面温度を環境温度としているが方法②③と比較するとフィルム表面温度は環境温度以上であることが予想されるので透過率は 0.85 よりやや低いと考えられる。また、方法②では 0.64, 方法③では 0.70 となり 3 つの結果から 0.7 前後であると推定された。Fig.2 で示したようにパネル温度が 10°C 程度であれば透過率誤差が 0.1 に対してフィルム温度誤差は 0.08 K であるので、上述のような熱的手法で得られる精度であっても十分有用であると思われる。ここでは、算定方法②③の平均である 0.67 を実験で得られた透過率とした。

4. 小型放射冷却パネル

実験で使用した加熱冷却プレートとポリエチレンフィルムを用いて Fig 12 のような小型の放射冷却パネルを作成する。フィルムは Fig 13 のように加熱冷却プレートの天板サイズにくり抜いたプラダンに貼り付け設置することで防湿層を作成した。小型放射冷却パネルと通常の加熱冷却プレートをそれぞれ恒温恒湿槽内で 10 分間放置しプレートの表面に結露が発生しているかの観察を行う。Fig 14 は気温 30°C における湿度と露点温度の関係である。実験結果よりフィルム表面温度は 22.07°C であり露点温度が 10°C 以上 22.07°C 以下となる湿度にすることでフィルム表面に結露が発生せずフィルムがない場合にはプレートの表面に結露が発生する条件にすることが出来る。よって、今回恒温恒湿槽は温度 30°C 湿度 45% で設定した。実際に 10 分後の様子を観察するとフィルムなしではプレート表面で結露が発生していたが、小型放射冷却パネルではフィルム表面とフィルムを外したプレート表面ともに結露が発生していないことが目視で確認でき、小型放射冷却パネルでは防湿層により結露の発生が防がれた。

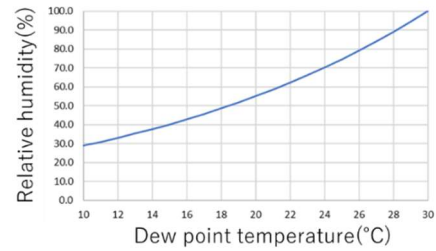


Fig 14. Relative humidity

5. まとめ

本研究で得られた成果として次の項目が挙げられる。

- 1) 放射冷却パネルに表面防湿層を設けた場合の有効性について基礎的な検討を行った。防湿層の設置により気温 32°C・湿度 60% の条件では表面結露と対流熱伝達の抑制により放射熱伝達が 625 W/m² (防湿層なし) から 900 W/m² (防湿層あり) に増えることを確認し、放射冷却に寄与することがわかった。
- 2) 防湿層に用いるフィルムについて、熱的方法により赤外線透過率を求め、実験に使用したフィルムは 0.7 程度であることが推定された。
- 3) 作成した小型放射冷却パネルでは結露が発生せず防湿効果がみられた。

付録 (記号表)

- T_p : 冷却面表面温度[°C]
- T_f : フィルム表面温度[°C]
- T_e : 対象物表面 (環境) 温度[°C]
- ϵ_p : 冷却面放射率[-]
- ϵ_p' : 冷却面反射率[-]
- ϵ_e : 対象物面放射率[-]
- τ_f : フィルム透過率[-]
- h_e : 対流熱伝達率[W/m²K]
- R_{vc} : 中空層熱抵抗 (対流成分) [m²K/W]
- LE : 凝縮潜熱[W/m²]
- σ : ステファン・ボルツマン定数[-]
- f_a : 環境中の水蒸気圧[Pa]
- $f_s(T)$: 各表面での飽和水蒸気圧[Pa]
- T : 表面温度[°C]
- l : 蒸発潜熱[kJ/kg]
- α_w : 湿気伝達率[kg/m²hPa]

1. 参考文献

- 1) 高橋和彦：酢酸ビニル被覆下の温度，農業気象 24 巻 4 号，1969 年，pp.193-197
- 2) 稲田勝美：農業用透明プラスチックフィルムの分光透過性，生物環境調節 8 巻 2 号，1971 年，pp.111-118
- 3) 銚井修一，池田哲朗，新田勝涌：エース 建築環境工学 II—熱・湿気・換気—，株式会社朝倉書，2002 年，pp.98-100

断熱ボードの製造に関する CO₂ 排出量の算出 および工法の異なる木造戸建住戸の LCCO₂ の比較

Calculation of CO₂ emissions related to the insulation board manufacturing and comparison of LCCO₂ of wooden detached houses with different construction methods

○新城 有布 菜 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)
土井 脩史 (大阪公立大学)
Yuna SHINJO*1 Tomoyuki CHIKAMOTO *1 Shushi DOI *2
*1 Ritsumeikan University *2 Osaka Metropolitan University

This study focuses on thermal insulation and aims to reduce the LCCO₂ of buildings by improving the thermal insulation performance of buildings, thereby reducing energy consumption during operation. The insulation method is panel construction and exterior insulation using polyisocyanurate foam thermal insulation board. LCCO₂ of the building was calculated for four categories: (1) insulation board manufacturing, (2) insulation panel manufacturing, (3) simulation of small-scale models, and (4) subdivision into 3 construction methods. LCCO₂ was reduced the most when insulation panels were used only for walls, and LCCO₂ increased when materials were difficult to reuse after building demolition.

はじめに

建築物の LCCO₂ は、建材調達から廃棄時に起因する CO₂ 排出量の合計であり、建物の運用時に発生するオペレーショナルカーボンと、資材製造・輸送・建設・改修・廃棄時に発生するエンボディドカーボンの2つに大別される。オペレーショナルカーボンは、ZEH や ZEB が普及し省エネルギー化が進んでいるため、使用エネルギーのシミュレーション方法や基準が確立されている。一方で、エンボディドカーボンは、建物の多種多様なライフサイクルを把握する必要があるが、試算方法の確立や削減方法の検討が不十分である。現在、国内では総合的に LCCO₂ を実質ゼロにする建築物「ゼロカーボンビル」の評価手法の整備段階¹⁾であり、黎明期にあると言える。

建築物の CO₂ 排出量の算出には、日本建築学会が公表している「建築物の LCA 指針」²⁾における原単位データベースが多く用いられる。建築物の LCA 指針は、2005 年の産業連関表を用いて整備された環境負荷原単位データベースであり³⁾、エンボディドカーボンのうち、主要な建築材料の CO₂ 排出量の算定に用いられる⁴⁾。しかし、建築資材の物的な消費に着目し、建築資材や施工・解体に伴う建築行為など、実際に建築することを想定した詳細な項目から算定する方法は確立されていない。また、同じ建物構造で異なる工法を用いた場合、エンボディドカーボンが変化するため、LCCO₂ を低減できる可能性がある。本研究では、異なる断熱工法の小規模な住宅モデル (以下、対象モデルとする) の LCCO₂ を算出し、比較することで、最も CO₂ 排出量の削減効果のある工法を明らかにする。また、

断熱材に着目して建物の断熱性能を高めることで冷暖房にかかるエネルギー消費量を削減し、建築物の LCCO₂ の低減をねらいとする。

1. 分析方法

断熱方法は建築用高性能難燃断熱ボード (ポリイソシアヌレートフォーム断熱ボード) を用いたパネルおよび外張り断熱とする。LCCO₂ の算出は、断熱ボードのインベントリ分析および対象モデルを用いたシミュレーションにて行い、①断熱ボード製造、②断熱パネル製造、③対象モデルのシミュレーション、④異なる工法に細分化、の 4 項目 (Fig. 1) に分けて算出した。

CO₂ 排出量の算出は、活動量に原単位を乗じて算出した。活動量は、断熱ボードおよび断熱パネル製造工場にて現地調査を工場にて現地調査を行い、建築施工、解体、廃棄物処理については、建設会社に対象モデルの図面と作分

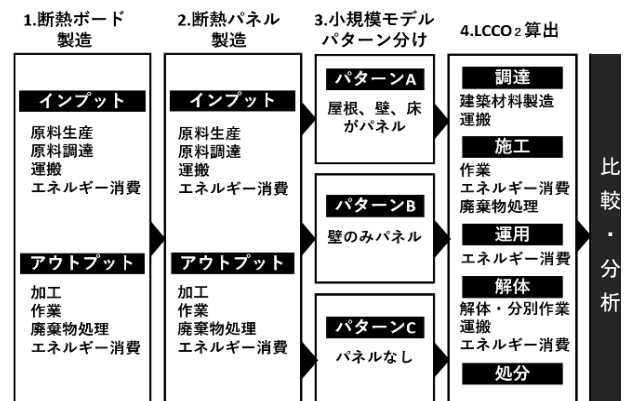


Fig.1 Research flow chart

Table 1 Details of the models analyzed

パターン	断熱工法 (屋根/壁/床)	断熱等級	Ua 値	地域区分	パターン 名称	断熱材厚み [mm]				
						屋根	桁上	壁	床	基礎
パターン A: 全てパネル	屋根パネル /大壁パネル /床パネル	5	0.6	4 (仙台)	A-0.6'	66	-	40	55	-
				6 (名古屋)	A-0.6	66	-	40	55	-
		6	0.46	4 (仙台)	A-0.46'	80	-	70	55	-
				6 (名古屋)	A-0.46	80	-	70	55	-
		6	0.34	4 (仙台)	A-0.34'	200	-	100	80	-
				6 (名古屋)	A-0.34	200	-	100	80	-
パターン B: 壁のみパネル	桁上断熱 /大壁パネル /床断熱	5	0.6	4 (仙台)	B-0.6'	-	55	40	45	-
				6 (名古屋)	B-0.6	-	55	40	45	-
		6	0.46	4 (仙台)	B-0.46'	-	75	66	45	-
				6 (名古屋)	B-0.46	-	75	66	45	-
		6	0.34	4 (仙台)	B-0.34'	-	166	100	80	-
				6 (名古屋)	B-0.34	-	166	100	80	-
パターン C: パネルなし	屋根断熱 /外張り断熱 /基礎断熱	5	0.6	4 (仙台)	C-0.6'	50	-	30	-	20
				6 (名古屋)	C-0.6	50	-	30	-	20
		6	0.46	4 (仙台)	C-0.46'	85	-	40	-	40
				6 (名古屋)	C-0.46	85	-	40	-	40
		6	0.34	4 (仙台)	C-0.34'	100	-	70	-	40
				6 (名古屋)	C-0.34	100	-	70	-	40

Table 2 Insulation board inventory analysis sections

工程	CO ₂ 排出量 算定項目	電気エネルギー消費 ※3	作業
①原材料受け入れ※1※2	・原材料の使用、輸送 ・副資材の使用、輸送	フォークリフト運転	○
②保管	-	フォークリフトの充電、 原料貯蔵庫の温調	-
③面材取付、注入吐出	-	注入機、調湿機の運転	○
④ダブルコンベア	・燃料の使用、輸送	ベルトコンベア、キュ ア炉の運転	○
⑤一次カット	・加工時の廃棄物処理、 輸送	集塵機、裁断機の運転	○
⑥工程検査	・検査不合格のボードの 廃棄処分、輸送	-	○
⑦一時養生	-	一時養生の管理、温調	-
⑧サイドトリム	・加工時の廃棄物処理、 輸送	サイドトリム、集塵機 の運転	○
⑨エンドトリム	・加工時の廃棄物処理、 輸送	エンドトリム、反転機、 段積機、集塵機の運転	○
⑩外観検査	・検査不合格のボードの 廃棄処分、輸送	外観センサーの運転	○
⑪養生	-	養生室の温調、フォーク リフトの充電	○
⑫製品検査	・検査不合格のボードの 廃棄処分、輸送	-	○
⑬梱包・出荷	・梱包材(3種類)の 使用、輸送	-	○
⑭工場運営	-	空調、照明設備の使用	○

※1 原材料は断熱ボードの主原料であるイソシアネートを含む複数項目を分類し、活動量として原料消費量、労働者による作業、輸送方法および輸送距離を設定した。※2 副資材は面材であるアルミクラフト紙、アルミ箔、炭酸カルシウム紙が該当し、これらの3項目はIDEAのデータベースに該当製品が存在しないため、原材料の構成から独自に排出原単位を算出した。※3 断熱ボード製造工場の所在地が東北であることから、電気エネルギー消費に関するCO₂排出量は、東北電力発表の「地球温暖化対策の推進に関する法律(温対法)」に基づき算出した2022年度のCO₂排出係数を採用した⁷⁾。

析項目業工程表の作成を依頼して算出した。建築資材と廃棄物の輸送に関しては、建設地を断熱ボード製造工場がある仙台市と断熱パネルの製造工場がある名古屋市の任意の地点に設定し、輸送距離、運搬方法を決定した。排出原単位は主にIDEA Ver3.2⁵⁾を使用し、電力消費に関しては東北電力の排出係数、もしくは全国平均を採用した。

2. 対象モデルの詳細

LCCO₂のシミュレーションには、田嶋ら(2013)の実験棟⁶⁾を参考に、居室のみを想定し簡略化した3坪(約9.94m²)の小規模なモデルを採用した。対象モデルは木造片流

Table 3 Insulation panel inventory analysis sections

工程	CO ₂ 排出量算定項目の詳細	作業
①材料調達・受け入れ	・原材料(4種類)使用、輸送 ※1 ・副資材(3種類)使用、輸送 ※2	○
②CAD割付	・専用CADで図面作成(個別加工図、割付図)	○
③接着	・専用機械(面材と断熱材を接着)、エアブロー(埃除去)の使用	○
④加工、検査	・専用機械(カット)の使用、副資材の取付作業、製品検査	○
⑤梱包・出荷	・梱包材(2種類)の使用、輸送	○

※1 原材料は、断熱ボード、木材(MDF、合板)含む4項目を分類し、活動量として原料消費量、労働者による作業、輸送方法および輸送距離を設定した。※2 副資材は気密テープ、落下防止テープ、コーキングが該当する。

れ屋根の平屋であり、家族構成や生活行為など個性の高い条件設定は行わないものとする。断熱等級は、等級5もしくは等級6とする。建設地は、省エネ基準地域区分の4、6地域をそれぞれ仙台市、名古屋市の任意の地点に設定し、材料の輸送距離や建物運用時の電力消費計算を行った。断熱工法は、壁・床・屋根にパネル工法を用いたパターンA、屋根に桁上断熱、壁にパネル工法、床に床断熱を用いたパターンB、屋根を屋根断熱、壁に外張り断熱、床に基礎断熱を用いたパターンCの3ターンの断熱工法、3つのUa値、2つの地域区分をもとに決定した18通りとする。Table1に各パターンの18通りのモデルの詳細と断熱材厚みを示す。

3. 断熱ボードおよび断熱パネルの製造工程

3.1 断熱ボード・断熱パネルのインベントリ分析

対象の断熱ボード製造ラインを①~③に、工場運営に関する項目を④に分類し、Table 2に示す。また、対象の断熱パネルの製造工程を①~⑤に分類し、Table 3に示す。断熱パネルの製造は、建物形状やパネルタイプによってパネル形状および断熱材の厚みが異なり、単位面積あたりのCO₂排出量の算定が困難であるため、排出原単位を算定せず、試算モデルで使用する断熱パネルを想定し、必要な部材量や作業項目を決定した。

3.2 断熱ボードのインベントリ分析の結果と考察

断熱ボード製造工場における1年間の断熱ボード製造に伴うCO₂排出量とその割合をTable 4に示す。また、

Table 4 Details of CO₂ emissions from insulation boards

工程	CO ₂ 排出量 [t-CO ₂ /年]	割合 [%]
原料・梱包材	3,773	67.56
副資材 (面材)	1,053	18.85
原料・副資材 (面材) の輸送	133	2.37
作業 (労働)	4	0.07
LNGガス	2	0.04
電気エネルギー	493	8.82
廃棄物処理	127	2.28
合計	5,584	100

Table 5 Inventory analysis results for Insulation Boards

断熱ボード製造に伴うCO ₂ 排出量の合計	5,584 t-CO ₂ /年
出荷される断熱ボードの重量	1155 t/年
断熱ボード1kgあたりのCO ₂ 排出量	4.836 kg-CO ₂

Table 6 LCCO₂ calculation section of the models

■ 建築資材調達※ ¹		
木工事※ ² (躯体・羽柄、端材処理を含む)	床	・断熱ボード※ ³ ・合板 ・床断熱パネル※ ⁴ ・合板スパーサー
	壁	・断熱ボード※ ³ ・壁耐力面材 ・壁断熱パネル※ ⁴
	屋根	・断熱ボード※ ³ ・野地合板 ・屋根断熱パネル※ ⁴ ・桁上合板
基礎工事	・モルタルベース	
木造作工事 (内外部)	・壁 石膏ボード	・ラワン合板
	・フローリング	・養生ボード
	・天井 石膏ボード	・巾木
	・天井 木下地	・ブルーシート
	・軒天 木下地	・床用ボンド
	・エアコン/室外機	
屋根工事	・ガルバリウム鋼板	・雨樋
	・片流れ換気棟	
外装工事	・サイディング	・胴縁
	・軒天	・軒天見切縁
	・破風	・防水シート
	・出隅	・防水テープ
金属製建具工事	・モルタルベース	
内装工事	・壁・天井 クロス	
	・陸送 (トラック)	
■ 建築施工、解体		
施工	人工	・現場作業
解体	人工	・現場作業
■ 廃棄物処理		
リサイクル	・ガラコン陶 (PB)	・ガレキくず
	・鉄くず (ガルバ)	
安定型埋立	・断熱ボード	・ガラコン陶
	・混合廃棄物	
燃料化	・木くず (柱材)	
輸送	・陸送 (トラック)	

※1 建築資材調達において、使用重量が 1kg 未満の建築資材の合計は小規模モデル全体の重量の 1%以下であり、影響が小さいため、CO₂ 排出量算定項目から除外する。※2 木工事における断熱ボードの主用木材の使用は、断熱パネルに加工して施工する場合と現場で断熱ボードと木材を使用する場合で発生する端材を廃棄物として処理すると仮定し、木工事の CO₂ 排出量に計上した。断熱ボードの主用木材以外の建築材料は端材の計算が困難であるため廃棄物量が 0 として取り扱う。※3※4 断熱ボード、および断熱パネルはインベントリ分析結果を用いて CO₂ 排出量を算出。

Table 5 より、断熱ボード 1 kg の製造に伴う CO₂ 排出量 (排出原単位) は 4.84kg-CO₂ である。断熱ボード生産工場の現状としては、断熱ボード製造ラインは、機械の立ち上げや調整に時間を要することから、1日当たり 1~3 種類のみを生産している。1日当たりの生産量が増加すると、作業効率およびエネルギー効率の向上が見込まれ、断熱ボードの排出原単位を低減すると考えられる。また、歩留まり率の向上および、破材や欠陥品のリサイクル資源化をすることで、廃棄物処理にかかる CO₂ 排出量の削減が

可能である。

4. 対象モデルの LCCO₂ の算定方法

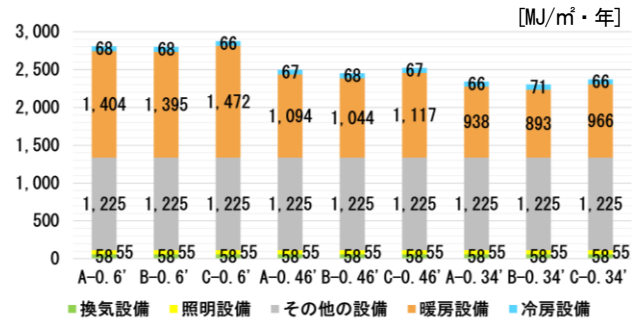


Fig.2 Annual operational energy consumption (4area)

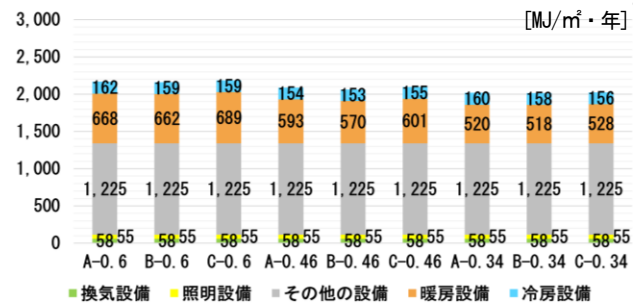


Fig.3 Annual operational energy consumption (6area)

対象モデル図面を作成し、施工、解体に必要な建築資材、作業内容をシミュレーションし対象モデルの LCCO₂ を算出した。CO₂ 排出量の試算項目の詳細を表 6 に示す。対象モデルの LCCO₂ は、(1)断熱ボード・断熱パネルの製造および使用段階、(2) (1)以外の建築材料、設備の使用段階、(3) 建築材料輸送段階、(4) 建築施工・解体工事段階、(5) 建築運用段階、(6) 廃棄物処理段階の 6 つに分類した。建物運用時は、建築物のエネルギー性能の計算に広く活用され、建築物省エネ法に準拠したエネルギー消費性能算定プログラム⁸⁾ を使用して算出した。Fig. 2、3 に建物運用時の年間一次エネルギー消費量の計算結果を示す。施工、解体作業にかかる人工数は、実際に作業を行った場合を想定して工程表を作成し計算した。廃棄物の分別、処理方法は、実際には地域によって差異があるが、本研究では気象条件の違いによる運用時のエネルギー消費以外の項目での地域差を考慮せず、同一基準として全パターンを名古屋市で実施するもの想定して決定した。また、建築資材運送距離も同様に全パターンで同一基準とした。

5. 対象モデルに関する LCCO₂ の比較結果と分析

地域区分別の LCCO₂ の比較を Fig. 4、5 に示す。Ua 値 0.6、0.46、0.34 のいずれの場合においてもパターン B が最も小さく、パターン C が最も大きい値である。これは、パターン B の壁のみに断熱パネルを用いる断熱工法が、建物運用時の電力消費量および LCCO₂ の削減に最も有効であると考えられる。

また、エンボディドカーボンに着目すると、パターン B は建築材料の使用、施工、廃棄物処理が効率的で建物解体

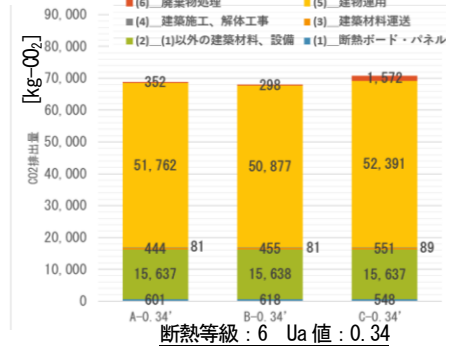
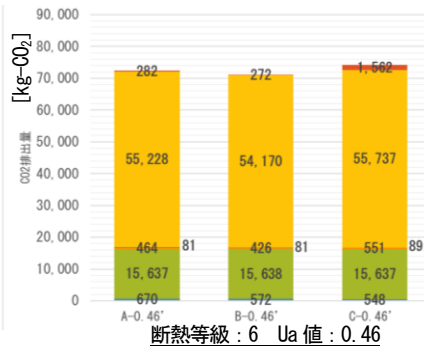
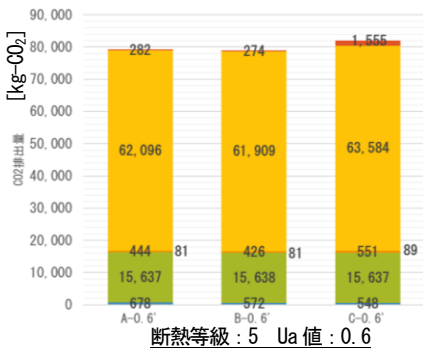


Fig.4 Comparison of LCCO₂ (4 area)

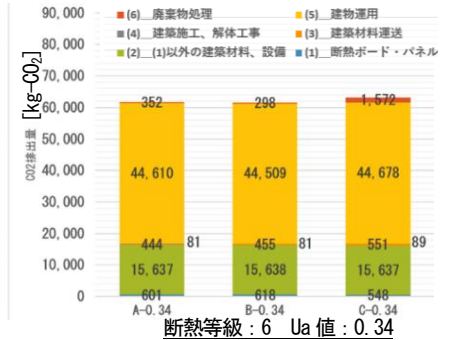
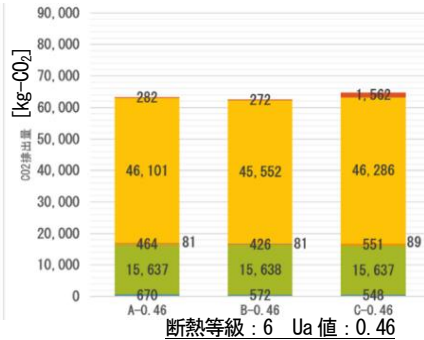
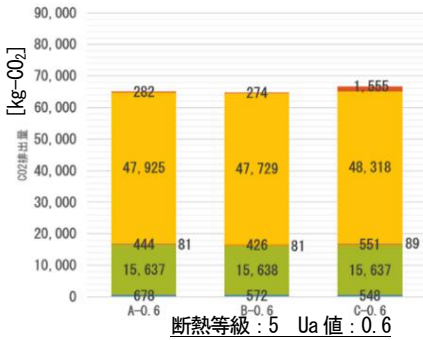


Fig.5 Comparison of LCCO₂ (6 area)

後の廃棄物処理にかかる CO₂ 排出量は、パネルを用いないパターン C が大きい傾向がある。パターン C は躯体と断熱ボードを接着しているため、建物解体後に分離ができず、リサイクル資源として活用できないことが原因である。

6. 今後の課題

建物を長期的に使用する場合は、断熱性能の低下や建築材料の劣化など建物自体のポテンシャルの変化に伴い、建物の修繕、設備の更新の必要性が考えられるが、本研究では検討していない。今後の課題として、建物の修繕や改修を含めたライフサイクルの検討が必要である。また、LCCO₂ 算出の項目や算出方法の確立するために、今後、異なる構造や土地条件で同様の試算を行う必要がある。

謝辞

本研究の実施にあたり、清水敦夫様(株式会社イノアックコーポレーション)に多大なご協力をいただきました。記して謝意を表します。

参考文献

- 1) 住宅・建築 SDGs 推進センター (IBECs) ;ゼロカーボンビル (LCCO₂ ネットゼロ) 推進会議
https://www.ibec.or.jp/zero-carbon_building/, (アクセス日 2023. 12. 3)
- 2) 日本建築学会;建物の LCA 指針 ~温暖化・資源消費・廃棄物対策のための評価ツール~ 改定版, 2013. 2
- 3) 小林謙介, 磯部孝行, 鈴木好幸, 外岡豊, 村橋喜満, 木

原勇信;建物の LCA 指針に関する取組み, 日本 LCA 学会誌 2023 年 19 巻 1 号 p. 9-16

- 4) 磯部孝行, 清家剛, 三井所清史, 小林謙介, 渡辺直哉, 山本正顕, 近田智也;カーボンニュートラルを指向した低層共同住宅の LCCO₂ 評価ツールの開発, 日本 LCA 学会誌, 2023, 19 巻, 1 号, p. 33-41
- 5) 国立研究開発法人産業技術総合研究所 (n. d.) ;Inventory Database for Environmental Analysis (IDEA), 国立研究開発法人産業技術総合研究所ホームページ,
<https://riss.aist.go.jp/idealab/>, (アクセス日 2023. 9. 30)
- 6) 田嶋 圭一, 小林 知広, 近本 智行, 酒向 真考; A-3 ウレタン遮熱工法の実建物を用いた通年実測と排熱・伝熱特性の定量的評価, 空調調和・衛生工学会大会近畿支部発表会論文集, 2013, 2012 巻, セッション IDA-3, p. 9-12
- 7) 東北電力;2022 年度の CO₂ 排出実績 (速報値) について
<https://www.tohoku-epco.co.jp/enviro/picup/co.html> (アクセス日 2023. 9. 30)
- 8) 国土交通省国土技術政策総合研究所, 国立研究開発法人建築研究所, 一般社団法人日本サステナブル建築協会 (n. d.) ;建築物のエネルギー消費性能計算プログラム (住宅版) ホームページ,
<https://house.app.lowenergy.jp> (アクセス日 2023. 9. 30)

天井裏への空気循環と蓄熱を利用した全館空調システムの提案
(第1報) サンルームのガラス面積による集熱効率および循環制御の検討
Proposal of The Central Air-Conditioning System Utilization of Air Circulation
and Heat Storage in The Attic Space

Part 1, Study of Heat Collection Efficiency and Circulation Control for Glass Area of Sunroom

○松本 涼 (立命館大学) 李 明香 (立命館大学)

Ryo MATSUMOTO*1 Myonghyang LEE*1

*1 Ritsumeikan University

This study aims to install a sunroom on the balcony of an experimental house, collecting solar heat and storing it in the attic's thermal storage material. By releasing this heat during winter nights and circulating air throughout the entire house, the study seeks to assess the mitigation effect on inter-room temperature differences and the energy performance of the system. Additionally, it aims to clarify the solar heat collection capability of the sunroom in actual wooden houses using thermal environment and heat load analysis software, THERB for HAM.

はじめに

既往研究^{文1)}では、居室に設置されたエアコンを使用して、天井や壁に取り付けたファンにより空調空気を天井裏や非空調室に循環させる全館空調システムを提案している。また、天井裏に設置された蓄熱材に自然エネルギーを蓄熱させることでエネルギー効率を向上させた。結果として、夏期においては、夜間通風により熱負荷の削減および室間の温度差を低減できたが、冬期においては効率的に太陽熱を集熱することができなかった。

そこで本研究では、S 造住宅のベランダにサンルームを設置し集熱した太陽熱を天井裏の蓄熱材に蓄熱させる。その熱を冬期の夜間に放熱させ住宅全体に空気を循環させることで、本システムにおける室間温度差の緩和効果およびエネルギー性能について、実際の木造住宅でのサンルームの集熱力を、熱環境・熱負荷解析ソフト THERB for HAM を用いて、明らかにすることを目的とする。

1. S 造住宅解析

1.1 対象 S 造住宅の概要

天井裏空間に ALC を敷設した S 造住宅を対象に解析を行う。U_A 値は 0.57[W/m²・K]であり、熱貫流率はそれぞれ、空調室の窓:1.9[W/m²・K]、外壁:0.28[W/m²・K]、屋根:0.18[W/m²・K]とした。1階、2階の南側の居室にはルームエアコンが設置されている。サンルームのガラスはトリプルガラスを使用した。

1.2 サンルームのガラスの面積の検討

Fig.2 にサンルームのガラス^{注1)}面積の解析ケースを示す。本検討では、空気循環をせずサンルームの面積効果のみ

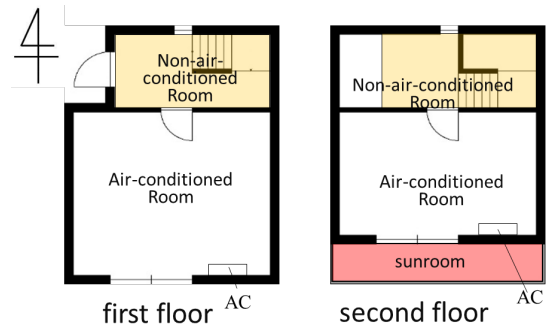


Fig.1 Floor plan

Table 1 Analysis conditions

Analysis calculation conditions	
weather data	osaka
analysis period	12/1~2/28
calculation time interval	10 minutes
air exchange rate	0.5 times per hour

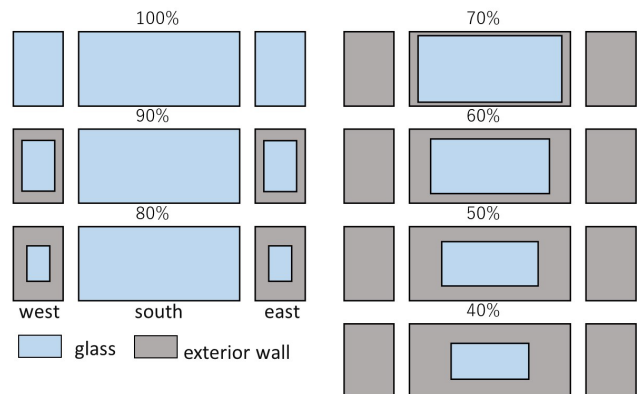


Fig.2 Calculation case

検討した。サンルームの西面、南面、東面の面積の合計を 100%とした時のガラス面積の割合を変化させた。**Fig.3** に 1 日間の各サンルームの温度を示す。80%より 70%の方が温度が高く、その差は最大 2.5°Cであった。吸収された日射熱がガラスから放熱されるため、面積が大きければ平均温度が高くなるわけではないということが示された。**Fig.4** にサンルームのガラス^{注1)}面積の解析ケースを示す。**Fig.5** にガラス面積を 100%としたものと南面のみをガラスにした 76%を比較した結果を示す。100%より 76%の方が温度が最大 2.75°C高くなった。日中に温度が高くなっていることから、日射がサンルームの室内壁に吸熱されて、昇温したと考えられる。

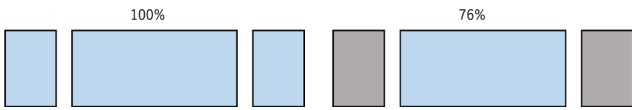
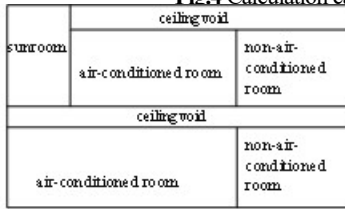
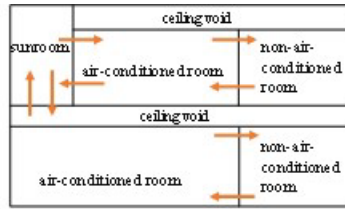


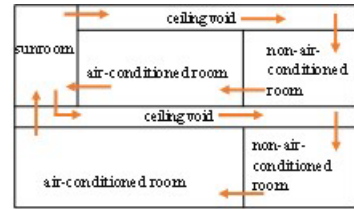
Fig.4 Calculation case



(1) no circulation



(2) direct circulation



(3) ceiling void circulation

Fig.6 Circulation route

1.3 空気の循環経路の検討

検討した空気循環経路を **Fig.6** に示す。非空調室への空気の循環方法として(1)循環なし、(2)直接部屋間を循環する直接循環、(3)サンルームから天井裏を通して循環する天井裏循環、この3つを検討する。サンルームのガラス面積は前章で最も集熱効果のあった 76%を採用した。サンルームの室温が 22°C以下になると制御が働き、全ての空気の循環を停止させるものとして解析を行った。**Table 2** に解析ケースを示す。サンルームなしのケースはサンルームが設置されていたところがベランダとなり、空調室と非空調室と天井裏だけで循環を行い、常時循環した。

Fig.7 は各ケースの空調室と非空調室の温度差の平均を示す。換気量が多いケースで小さくなった。熱負荷は循環なし、直接循環、天井裏循環の順で低下した。天井裏循環の中でも換気量が多いケースでは換気量が少ないケースと比べて 10%ほど低下した。また、天井裏循環をすることで直接循環より熱負荷が 11%低下した。1F の天井裏空間の上には 2F があるが 2F の天井裏空間の上は屋根のため昼間の日射受熱や夜間の放熱などの影響により熱負荷の傾向が異なると考えられる。

Fig.8 に 22 時~10 時の 1F 空調室の空調負荷を示す。循環なしは 22 時頃からの早い時間に空調負荷が生じており、空気循環させることで空調負荷の出現を遅らせることができる。また、天井裏循環の 80m³/h のケース 3-2 では、循環なしに比べて空調時間が約 4 時間少なくなっている。

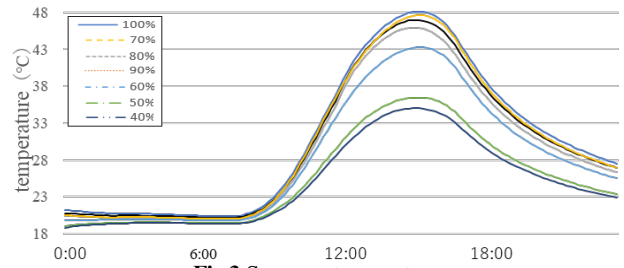


Fig.3 Sunroom temperature

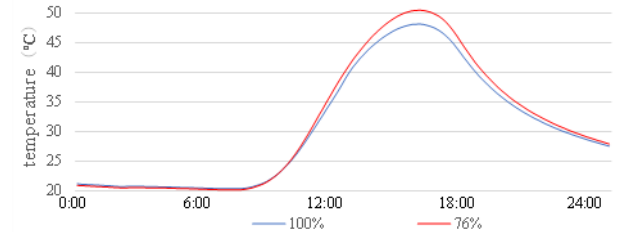


Fig.5 Sunroom temperature

Table 2 Consideration case

Case	circulation route	airflow rate (m ³ /h)
1-1	no circulation	0
2-1	direct circulation	20
2-2		80
3-1	ceiling void circulation	20
3-2		80

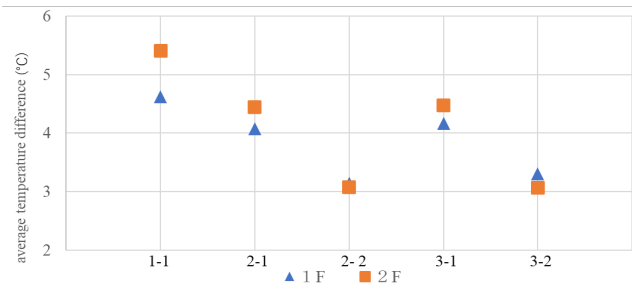


Fig.7 Average temperature difference between conditioned and non-conditioned rooms

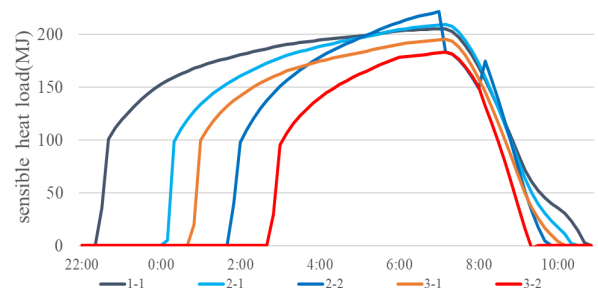


Fig.8 Cooling load for the conditioned space

Fig.9 は各ケースの 2F 非空調室の温度を示す。換気量が同じケースであれば循環方法に関係なく温度は同程度になる。しかし、天井裏循環の方がわずかに温度が高くなった。Fig.10 にサンルームのない既往モデルと本研究の熱負荷の比較を示す。いずれのケースもサンルームを用いることで熱負荷が下がっているが、特に 3-2 のケースで既往モデルと今回のモデルで熱負荷の傾向が異なった。

1.4 天井裏への空気循環の方法

上記の結果から 2F の天井裏から外気に熱が放熱している可能性が考えられる。そこで天井裏循環の際に 2F の天井裏空間のみ、1F の天井裏空間のみで循環するケースを検討する。Fig.11 に循環経路を示す。Table 3 に解析ケースを示す。サンルームのガラス面積は前章で最も集熱効果のあった 76%を採用した。サンルームの室温が 22°C 以下になると制御が働き、全ての空気の循環を停止させるものとして解析を行った。

Table 3 Consideration case

Case	circulation route	airflow rate (m ³ /h)
3-1	ceiling cavity circulation	20
3-2		80
4-1	ceiling cavity circulation on the 1st floor	20
4-2		80
5-1	ceiling cavity circulation on the 2nd floor	20
5-2		80

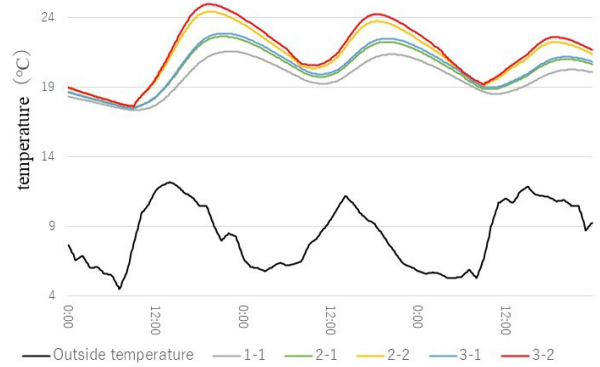


Fig.9 Temperature of the non-conditioned room on the 2nd floor

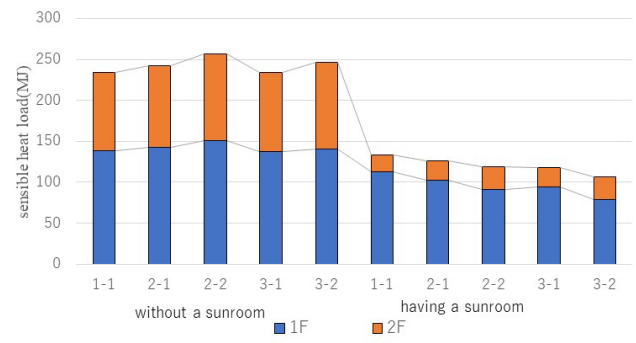
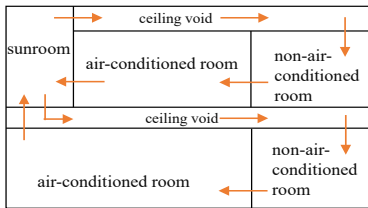
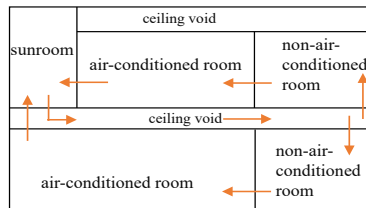


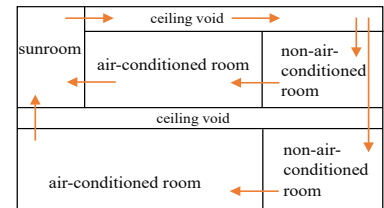
Fig.10 Heat load comparison



(3) ceiling cavity circulation 1



(4) ceiling cavity circulation 2



(5) ceiling cavity circulation 3

Fig.11 Circulation rout

Fig.12 は各ケースの一週間の熱負荷の合計を示す。

3-2 の熱負荷が最も低くなるが、いずれの循環方法でも同程度となった。Fig.13 は各ケースの空調室と非空調室の温度差の平均を示す。温度差は 5-2 が最も小さいがどの循環方法でも同程度の値となった。

2 木造住宅の解析

2.1 対象木造住宅の概要

自立循環型住宅^{文4)}を対象に解析を行う。自立循環型住宅にサンルームと天井裏空間を設置し、天井裏空間に蓄熱材を敷設した。U_A値は0.86 [W/m²・K]であり、熱貫流率はそれぞれ、空調室の窓:2.9 [W/m²・K]、外壁:0.37[W/m²・K]、屋根:0.23[W/m²・K]とした。

2.2 サンルームの大きさの検討

本検討では、空気循環をせずにサンルームの大きさのみで温度の検討をした。サンルームの形状は南面のみをガラスにし、元のサイズ (4.2m) のケースAと子供部屋 2 部屋分の幅 (5.915m) をサンルームにするケースBと 2 階の南面すべての幅 (9.555m) をサンルームにするケースCの3ケースの計算を行った。Fig.16 に各ケースのサンルームの温度を示す。ケースAとケースCは同程度の値になったが、ケースBは少し温度が高かった。サン

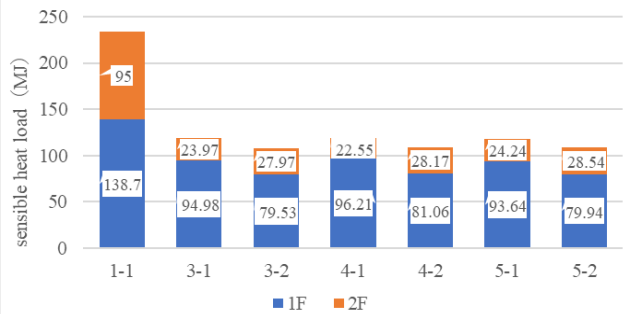


Fig.12 Heat load comparison

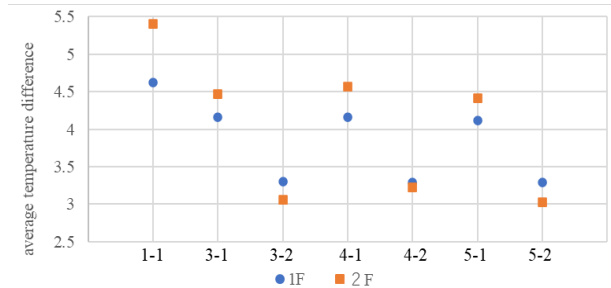


Fig.13 Average temperature difference between conditioned and non-conditioned rooms

ルームが大きいとガラスの面積も大きくなり、ガラスからの放熱も大きくなり、室内側にも貫流したためこのような結果になったと考えられる。

2.3 サンプルルームの仕様の検討

上記の結果から子供部屋2部屋分の幅をサンプルルームにし、集熱量を増やすために、サンプルルームのガラスの素材を複層ガラスとLow-e複層ガラス、サンプルルームと子供部屋間のガラスの面積を高さ2.2m×幅1.65mと幅を半分の幅0.825mのケースを検討した。Table 4に解析ケースを示す。Fig.17に各ケースのサンプルルームの温度を示す。サンプルルームのガラスをLow-e複層ガラスにすることで集熱量が増えサンプルルームの温度が上昇した。またCase3とCase4ではCase4の方が最高温度が6°C高かった。これはサンプルルームと子供部屋間のガラスの面積が小さく、壁面で熱を集熱し昇温したと考えられる。

3. まとめ

本研究では実験住宅でのサンプルルームによる日射受熱を住宅の天井裏空間を利用した空調システムを用いて熱環境の改善および熱負荷削減効果の検証と実際の住宅での

- 1) サンプルルームの集熱の検証を行った。
サンプルルームは南面だけをフルガラスにすることでサンプルルームの温度が最も上昇した。
- 2) サンプルルームを設置することで、熱負荷が削減し、集熱した熱を天井裏を通して空気循環させることで室間の温度差も緩和した。
- 3) 天井裏循環は天井裏に敷設したALCの蓄熱効果により、夜間に太陽熱を放熱できたことから直接循環より熱負荷を削減できた。
- 4) 自立循環型住宅では集熱するためにはサンプルルームを大きくしすぎも放熱が大きくなることが分かった。
- 5) サンプルルームのガラスの素材をLow-e複層ガラスにすることで昇温し日射を受ける壁の面積を大きくすることで集熱効率が上昇する。

今後の検討として、上記で集熱した熱をまずは天井裏に蓄熱して、空調の補助熱源として居室に送るための空気循環の制御や経路の最適ケースを見つけていく。

注釈

注1) 日射吸収率: 0.4、日射反射率 0.95

参考文献

文1) 李明香: 住宅の天井裏空間を利用した空気循環システムの提案 (その1) 数値シミュレーションによる室内環境改善およびエネルギー性能の検証、日本建築学会、pp 799~800 2021年7月
 文2) 藤井孝行: 全館空調システム住宅における太陽熱利用の省エネルギー効果に関する研究、空衛学会、2017年9月
 文3) 尾崎明仁ほか: Simulation Software to Describe the Hygrothermal Environment of Whole Buildings Based on detailed Physical Simulation in Buildings, P03 (24 Pages), 2006
 文4) 国土交通省国土技術政策総合研究所と国立研究開発法人建築研究所による自立循環型住宅開発プロジェクト

Table 4 Consideration case

	glass	window size
Case1	Double glazing	1.65 m × 2.2m
Case2		0.825 m × 2.2m
Case3	Low-e double glazing	1.65 m × 2.2m
Case4		0.825 m × 2.2m

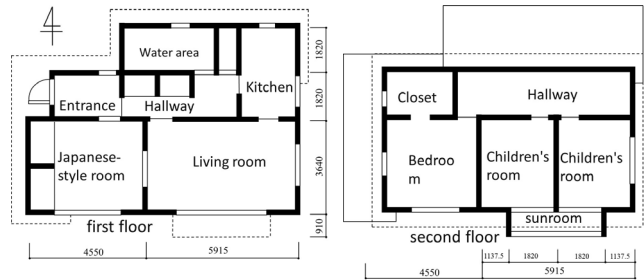


Fig.14 Floor plan

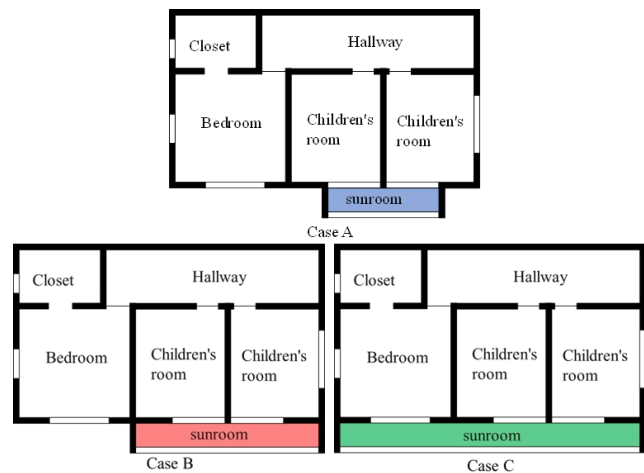


Fig.15 Sunroom dimensions

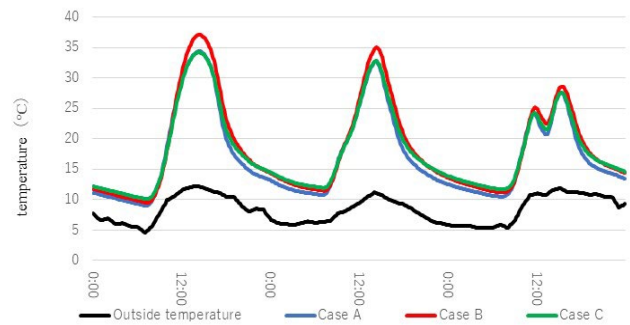


Fig.16 Sunroom temperature in Case A-C

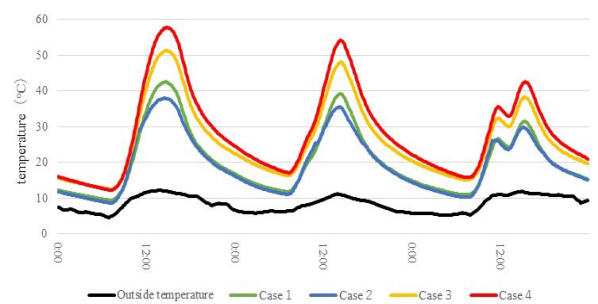


Fig.17 Sunroom temperature in Case 1-4

異なる放射率を用いた放射空調ダクトによる放射熱量と対流熱量の比率の算出 オフィス空間における実測および CFD 解析

Calculation of the ratio of radiant to convective heat from thin duct with shiny aluminum surface and black body surface Measurements and CFD analysis in office

○原田 光基 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)

渡邊 深雪 (大成建設) 菅原 圭子 (大成建設) 川村 圭 (大成建設)

Koki HARADA*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1

Miyuki WATANABE*2 Keiko SUGAWARA*2 Kei KAWAMURA*2

*1 Ritsumeikan University *2 TAISEI CORPORATION

Radiant and convective heat rates and the ratio of radiation to convection from thin duct with shiny aluminum surface and black body surface installed in an office were calculated. By understanding the amount of heat radiation and convection, we were able to determine whether the thin ducts transferred more heat to the target by radiation or convection, and after understanding the reproducibility of CFD, we compared the thermal environment to actual measurements to verify accuracy and calculate the amount of heat.

1. はじめに

放射空調は、放射により空間温度の均一化や快適性の向上を可能とするといわれており、本研究の対象建物に放射空調ダクトが導入された^{文1)}。既に対象のオフィスでは、一般空調エリアと放射空調ダクトエリアの温熱環境を比較し、夏期冬期のいずれにおいても放射空調エリアの方が、上下温度差が小さく、良好な温熱環境を確認している^{文2)}。

オフィスに導入された放射空調ダクトは空気式の放射空調であり、放射空調ダクトに給気することで放射パネル表面温度が変化する (Fig. 1)。放射パネルと人や物との温度差により熱を放射する放射熱 (Fig. 2)、放射パネルから空気、そして対流により熱を伝える対流熱 (Fig. 3) の2つの熱移動が生じ、空調を行う。

そのため、放射空調ダクトが人などの目標物に対して放射と対流がどの比率で熱を伝えているか、放射率や給気温度を変化させることにより投入熱量や比率にどのよ

うに影響するかを把握するためにも放射と対流の熱量の比率を算出する必要があると考える。

そこで、放射率が0と1に近い放射空調ダクトを設け、実測を行い^{注1)}、実測結果はCFDの境界条件として入力し、解析する。CFDモデルと実測値で精度検証を行うことで、対流熱量及び放射熱量を算出した。算出にあたっては、対流による熱移動を再現できるように低 Re 数型 $k-\epsilon$ モデルを用いた (Fig. 4)。

そのため、本研究では異なる放射率や給気温度の条件を設け、実測結果をCFDに用い解析及び精度検証のもと、放射と対流の熱量及び比率の違いを把握することを目的とする。

2. 建物概要

本研究は対象建物 (Table 2, Fig. 6) のフロアの一角で行う。対象のエリアは西と南に窓が設置されており、西が Low-E ガラス、南が熱線吸収ガラスを使用している。

放射パネルは、インテリア側とペリメータ側でそれぞれ

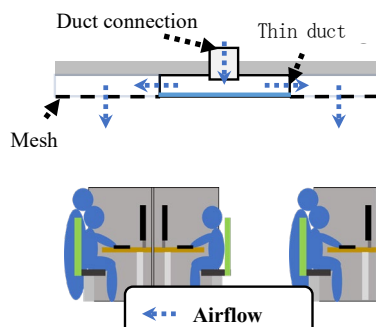


Fig.1 Image of air supply

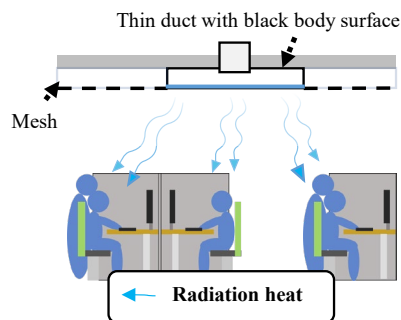


Fig.2 Image of radiation

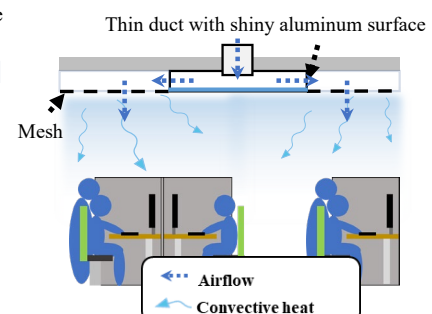


Fig.3 Image of convection

れ、パネルA、Bとする。

放射空調ダクトへの給気はダクト接続部からされており、給気の吹出は2パターンある。パネルAは、西側への1方向の吹出、パネルBは東西側への2方向の吹出で行う (Fig. 6)。

対象エリアに2つの異なる放射率の放射空調ダクトを設けたエリアを作成するために、黒体シート・アルミシートを放射パネルに貼付した (Fig. 5)。実測は黒体シート、アルミシートの各エリアでおこなう。

また、CFDで解析するにあたり、対象エリアの一部を再現することで詳細な解析を行う (Fig. 6)。

3. Case 設定

本研究では4つのCaseを設けて熱量の算出を行う (Table. 1)。4Caseは、給気温度と放射率の違いをもとに作成する。異なる放射率のシートの貼付により、放射率が0と1に近い放射空調ダクトを設ける。給気はダクト接続部から行われおり、異なる給気温度を設定した。

4. 実測内容

パネル表面温度は、放射や対流においてオフィスへ熱を伝えるポイントであるためCFDの入力条件として実測する必要がある。鉛直温度・風速は、CFD解析結果の精度検証において必要であることから先ほどの4つのCaseの下で実測を行う (Table. 3)。

パネル表面温度及び鉛直温度は4地点で計測し、鉛直温度は異なる高さで6点計測する。風速・グローブ温度は高さ(床+1.1m)の点で2地点計測する (Fig. 7, 8)。また各ケースのオフィスの様子はカメラで撮影しCFDモデルの再現に用いる。

5. 実測結果

パネルA、Bはダクト接続部の位置が異なっていることから表面温度に差がみられた (Fig. 6)。ダクト接続部の直

Table 1 Case setting

	Supply air temperature	Emissivity	Area
case1	16.5	0.09	Aluminum area
case2	16.5	0.9	Black-body area
case3	19.0	0.09	Aluminum area
case4	19.0	0.9	Black-body area

Table 2 Building outline

Location	Osaka City, Osaka
Site area	1956.60m ²
Building area	1427.28m ²
Total floor space	13651.55m ²
Structure	Reinforced concrete construction (1st phase) Steel structure (2nd phase)
Building use	office



Fig.5 Attachment (Black body sheet : Aluminum sheet)

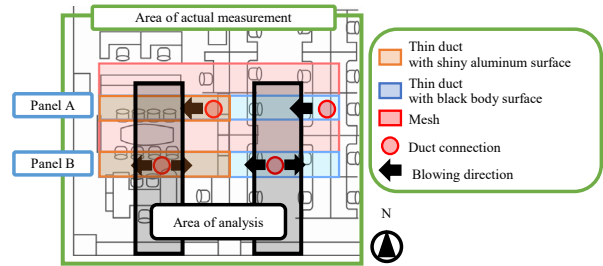


Fig.6 Air supply and each area

Table 3 Measured items

Date	2022/ 9/2, 16	
Time	9:00~17:00	
Measurement Items	Panel surface temperature	T-type thermocouple
	Vertical temperature	T-type thermocouple
	Globe temperature	T-type thermocouple Globe ball
	Wind velocity	Climomaster anemometer

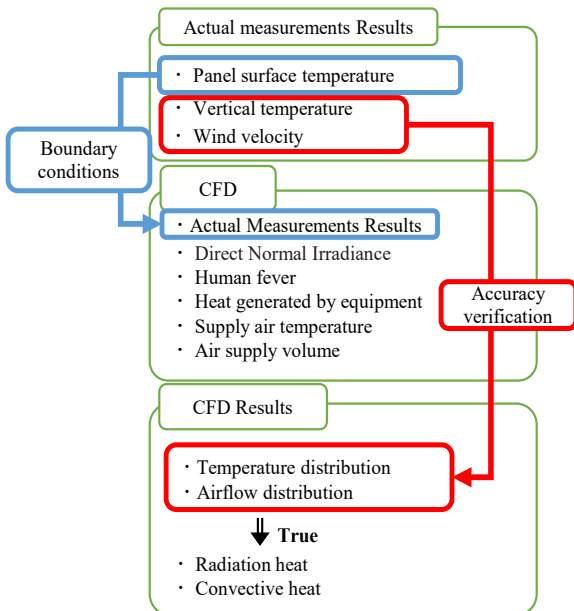


Fig.4 Research flow

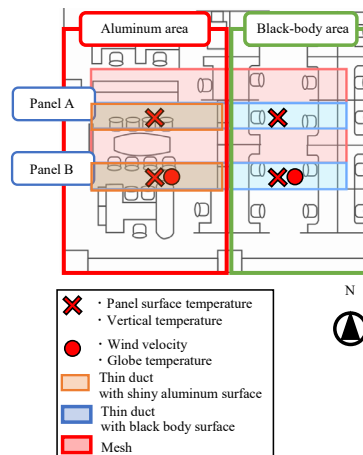


Fig.7 Measured point

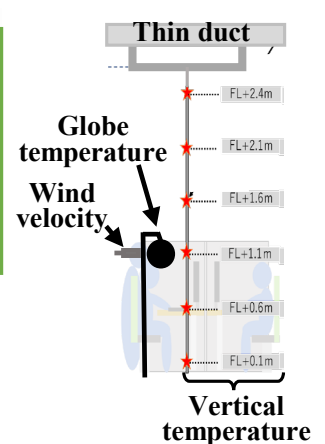


Fig.8 Measured height

下にあるパネル B の方が、表面温度が低いことが確認できた (Table. 4)。

各 Case の風速の結果では、0.1m/s(±0.2)であることが確認された (Fig. 9)。

6. CFD モデル概要

実測における 13 時の対象エリアの一部をモデルで再現した (Fig. 8, 10, 11)。低レイノルズ数型 k-ε モデルを用いることにより、壁面付近を詳細に解析し正確な対流を再現するためにも、壁面付近のメッシュを詳細に設定する必要があり、解析範囲を対象エリアの一部とする。また、CFD の条件設定は Table 5 に示す。南窓の条件は大阪の夏の日射量を入力し、日射の角度を考慮して床面の条件入力を行う。他の発熱条件^{文3)}も設定を行った。またパネル表面温度は温度固定条件として実測で得た値 (Table. 4) を入力する。給気の吹出は実際のダクト接続部からの吹出方向をもとに、給気温度は Case に通りに入力する。

7. CFD の解析結果と精度検証

7-1. 温度分布の結果

各 Case の上下温度差は 0.5℃以下であるため、均一な上下温度分布を形成していることが確認できた (Fig. 13)。また、給気温度が高い Case3, 4 において、Case1, 2 より鉛直温度が約 1℃上昇した。

7-2. 給気口の寄与率の結果

オフィスの風速が 0.1m/s 以下であると分かった。

CFD (STREAM) の換気効率指標に関する SV. 04 ファイルより給気の寄与率の結果を示す (Fig. 12)。すべての Case で給気が吹出口より微気流として下降している様子がみられた。給気温度の違いを比較すると、給気温度が高い Case3, 4 の方が気流の下降が小さいことが確認され、給気温度が低いことにより気流の下降が促進され Case1, 2 の方がより執務者付近の環境に影響すると考える。また、放射率の違いによって給気寄与率の範囲が異なるのは仕子の配置の違いが要因であると考えられる。

7-3. CFD の精度検証

パネル表面温度を含めた実測値と CFD 結果の鉛直温度分布を比較する (Fig. 13)。CFD 結果は実測値と約 0.5℃以下の差であることから温度分布が近似していることがわかった。また、CFD 結果の鉛直温度分布の上下温度差が 0.5℃以下で実測値と同様に均一な温度分布を再現していた。そのため、CFD モデルは比較的精度が高いと考えられる。

8. CFD の放射熱量と対流熱量の結果・考察

同じ投入熱量を解析対象とするため、パネル B からの放射と対流の熱量を算出する (Fig. 14)。

放射熱量はパネル B と各固体間の放射の熱量の合計を示している。対流熱量はパネル表面温度とモデル空間の

Table 4 Actual measurement results (Panel surface temperature)

	Case Conditions		Actual measurements	
	Supply air temperature	Emissivity	Panel A (°C)	Panel B (°C)
Case1	16.5	0.09	20.2	18.4
Case2	16.5	0.9	22.0	18.9
Case3	19.0	0.09	22.0	20.7
Case4	19.0	0.9	23.2	21.1

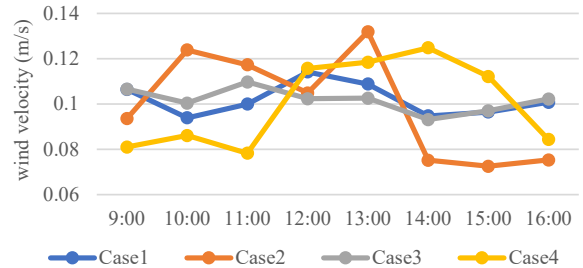


Fig.9 Actual measurement results (Wind velocity)

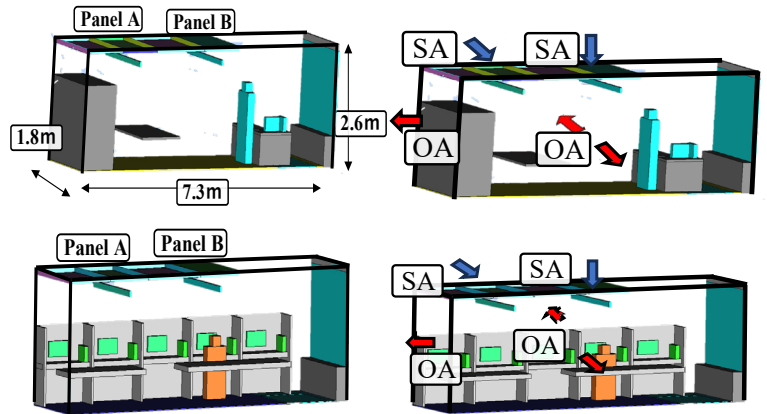


Fig.10 CFD Model (Up, Aluminum area, Down, Black body area)

Fig.11 CFD Model (Up, Supply air Down, Exhaust air)

Table 5 CFD condition setting

Software	STREAM(ver.2023)
Analysis method	Steady state analysis
Analysis area (x×y×z)	7.3×1.8×2.6m
Turbulence model	Low-Reynolds number k-ε model
Wall boundary condition	No Slip, Heat conduction
Mesh	10,000,000
Set room temperature	26℃
Supply air temperature	16.5、19℃ (By case)
Supply air volume	270m³/h
Internal heat generation	Radiation panel (By case) Human (100W) PC (60W) Lighting (150W) Window (180W) Floor (180W)

平均温度の差より算出されている。

各 case の「放射と対流」の熱量は Case1 が「7.5W・71.9W」、Case2 が「63.5W・70.5W」、Case3 が「6.8W、66.1W」、Case4 が「61.3W、61.0W」と示された (Fig. 14)。

給気温度の違いの比較
(Case1, 3・Case2, 4)
同等の給気の寄与率の値を赤線でひき、
気流の下降による気流が届く範囲の違いを示す。

異なる放射率である Case1, 2 と Case3, 4 を比較する。放射熱量が Case1, 2 では 56.0W、Case3, 4 では 54.4W と増加していることがわかった。放射と対流の熱量の比率 (Fig. 15) では、放射と対流は約 1:1 という結果がみられた。

給気温度の違いによる Case1, 3 と Case2, 4 を比較する。給気温度が低い Case1 では 5.8W、Case2 では 8.5W の対流熱量の増加がみられた。

9. まとめ

異なる放射率を設け、実測値を境界条件に CFD 解析を行い、精度検証後に放射と対流の熱量と比率を算出した。

1) 精度検証に関して CFD 結果と実測結果を比較

- ・CFD 結果は実測値と同様に、上下温度差が約 0.5°C で、均一な上下温度分布を示した。
- ・CFD 結果と実測値の鉛直温度分布の差が 0.5°C であり近似するため、精度が良いと考えられた。

2) 放射と対流の熱量と比率の算出

- ・各 case の「放射と対流」の熱量は Case1 が「7.5W・71.9W」、Case2 が「63.5W・70.5W」、Case3 が「6.8W、66.1W」、Case4 が「61.3W、61.0W」となった。
- ・同じ給気温度で異なる放射率を比較すると、Case1, 2 では 56W、Case3, 4 では 55W と、放射率の違いにより、共に約 55W の放射熱量が増加した。
- ・放射率 0.9 の放射パネルを設けることで、比率が Case2, 4 より 1:1 であることがわかった。
- ・同じ放射率で異なる給気温度を比較すると、給気温度が低い Case1 では 5.8W、Case2 では 8.5W の対流熱量の増加がみられた。

注 1) 本研究の黒体シートは「FTIR による赤外線放射率測定結果」では、放射率が 0.57 と示したが、本研究では、放射率 0.9 として研究を行う。

参考文献

- 1) 川村 圭 他：既存建物のリニューアル ZEB 第 6 報 関西ビルの改修概要 (設備)、日本建築学会大会学術講演梗概集 (近畿)、p913-914、2023. 9
- 2) 豊原 範之 他：既存建物のリニューアル ZEB 第 8 報 放射空調ダクトの温熱環境の検証、日本建築学会大会学術講演梗概集 (近畿)、p917-918、2023. 9
- 3) 柏山 航佑 他：水式放射パネルを適用した設計手法に関する基礎的研究 その 1 CFD モデルを用いた室内環境推定方法の検討、空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集、p281-284、2019. 3

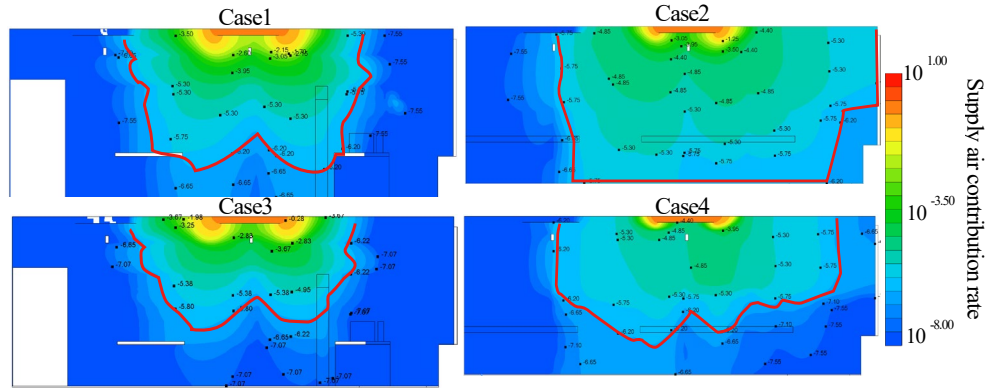


Fig.12 Supply air contribution ratio

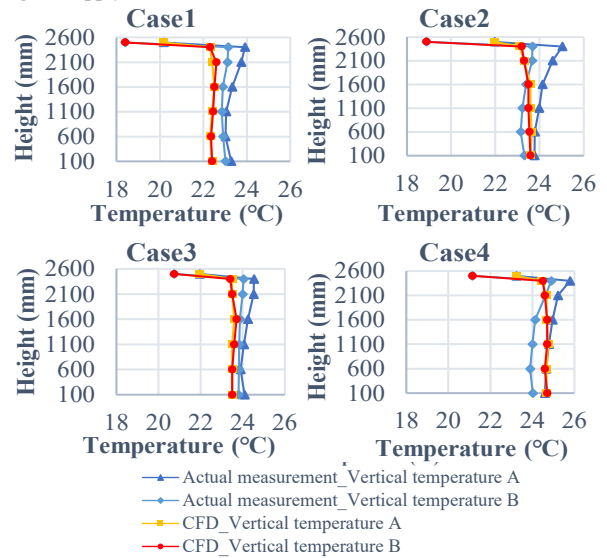


Fig.13 CFD and Actual measured vertical temperature

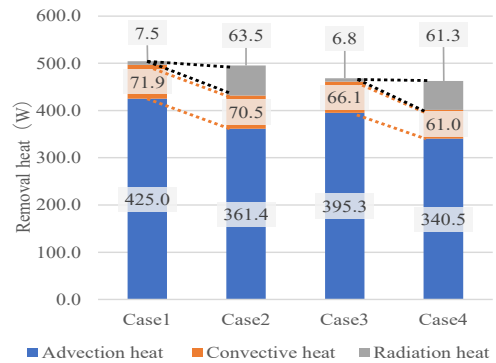


Fig.14 Radiant and Convective heat content

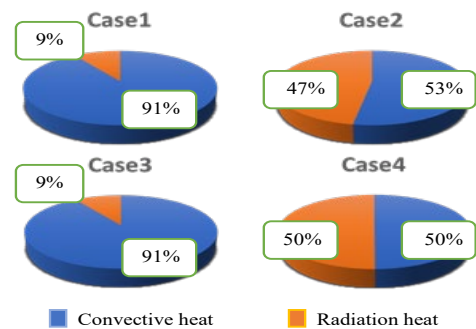


Fig.15 Ratio of radiant to convective heat

機械学習を用いたルームエアコンのエネルギーシミュレーション (その4) 自然室温時と冷房運転時におけるシミュレーションの検討

Energy Simulation of Room Air Conditioner by using Machine Learning — (Part4) Examination of Simulation at Natural room temperature and Cooling —

○平田 智洋 (大阪電通信大学)

添田 晴生 (大阪電通信大学)

Tomohiro HIRATA*¹Haruo SOEDA*¹*¹ Osaka Electro-Communication University

Using the original heat load calculation code "SCIENCE-macro", we attempted to simulate room air temperature in the room without air conditioner and to simulate one in the room with air conditioner. In this report, we attempted a parameter study to improve accuracy from the results of the previous report.

1. 緒言

ルームエアコンは、住宅部門が占めるエネルギー消費量の内に最も多く、冷暖房使用時において全体の4分の1を消費すると言われている。よって住宅の高性能化、あるいは空調機器を効率良く利用する等の省エネルギー化が求められる。前者はメーカー製造でCOPは年々上昇しているが、更なる省エネルギー化を図るには限界があるとされる。後者では如何なる条件下で運転を行えば省エネルギーと成り得るのかと言った、ユーザー側から省エネルギー化を図れる可能性があると考え、本研究は後者に着眼を置き、更なる省エネルギー化を目指す為には、利用者の立場から省エネルギー化を促せるデバイスが必要であると考える。

そこで、エアコンの運転制御を考慮したシミュレーターの開発を考えた。しかしエアコンの制御はメーカー独自に開発され、且つ、企業秘密であるために再現が困難であること、またJISC9612規定のAPFの計算式は、COPを線形的に補間して算出したものを使用しており、年間の平均COPをAPFと見なしている。故にエアコンの制御を再現した訳ではなく、簡易的な推定で扱われていることが現状である。

以上から、ルームエアコンの運転制御を再現するシミュレーターが存在せず、非定常状態におけるエネルギー消費量を精度よく推定できない。そこで、本研究は添田らによるオリジナル熱負荷計算コード「SCIENCE-macro」¹⁾に機械学習の一つ、「Random Forest」を組み込み、圧縮機周波数、冷却熱量・消費電力等のルームエアコンの制御に関する要素を機械学習により再現することを行う。本報では、シミュレーションのみである「自然室温時」、機械学習、及びエアコン運転を含めた「エアコン稼働時(冷房運転)」における実測とシミュレーションの比較をおこなった。

2. 検証対象室概要

本報で用いる検証対象室(床面積約16.8m²)をFig.1、Fig.2、ルームエアコン実験条件、及び壁構成材料を以下のTable1、Table2に示す。Table2は上から順に室内側を指し、各材料の物性値(熱伝導率等)をシミュレーターに組み込んでいる。



Fig. 1 Verification Room (Left : South, Right : North)

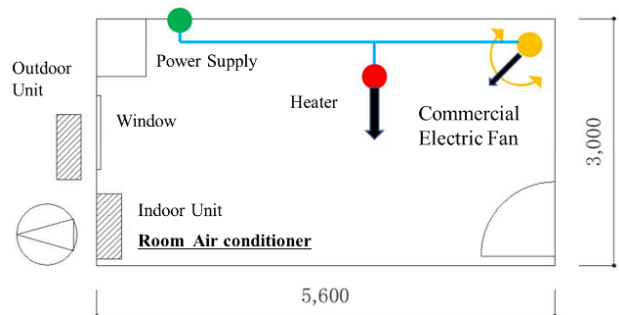


Fig. 2 Verification Room (Ground plan)

Table 1 Verification Room Experimental Conditions

Experimental Conditions	Detail
Measurement Time [h]	6
Setting Term [-]	AM.10:00 ~ PM.4:00
Setting Temperature [°C]	26 ~ 28
Setting Air Volume Level [-]	1 or 3 or 5
Heat Load	Commercial Electric Fan Heater [500W or 1000W]

Table 2 Wall Construction Material

Layer	South	North	Floor	Ceiling	East	West
First	Plasterboard [d ₁ = 25 (mm)]	Plasterboard [d ₁ = 25 (mm)]	Concrete [d ₁ = 165 (mm)]	Plasterboard [d ₁ = 12.5 (mm)]	Plasterboard [d ₁ = 25 (mm)]	Plasterboard [d ₁ = 25 (mm)]
Second	GW 24 [d ₂ = 90 (mm)]	Hollow Layer [R = 0.07(m ² K)/W]	GW 24 [d ₂ = 50 (mm)]	Rock wool [d ₂ = 9 (mm)]	GW 24 [d ₂ = 90 (mm)]	Hollow Layer [R = 0.07(m ² K)/W]
Third	Plasterboard [d ₃ = 25 (mm)]	ALC [d ₃ = 125 (mm)]	-	Hollow Layer [R = 0.07(m ² K)/W]	-	ALC [d ₃ = 125 (mm)]
Fourth	-	-	-	Rigid urethane foam [d ₄ = 50 (mm)]	-	-

3. 自然室温時の実測とシミュレーションの比較

自然室温時の検討は「室内温度」をシミュレーション上で再現することである。如何なるパラメータを設定し、実測値と近い結果と成るのかを確認する。以下、検討を試みた日付とパラメータスタディを試みる前の状態を示す。

- 2022年6月15日～17日(夏期:54時間_AM.10:00～)
- 2022年12月17日～19日(冬期:54時間_AM.0:00～)
- ✓ 外壁温度計算あり (ICALTWALL = 1)
- ✓ 静穏室内時の対流熱伝達率 α_c (2.00[W/(m² · K)])
- ✓ 壁構成要素変更
- ✓ 換気回数変更[0.5回/h]

各パラメータを説明すると、最初の「外壁温度計算あり (ICALTWALL=1)」とは「外気温度、外気相対湿度、隣室温度」を境界条件とし、壁、床、天井の熱伝導計算を行う。

「対流熱伝達率 α_c」は 2.00[W/(m² · K)] に設定しており、これは添田らの文献²⁾より、ルームエアコン非稼働の自然室温状態におけるマクロモデルに与えるべき対流熱伝達率は壁、床、天井、一律に 1.00～2.00 [W/(m² · K)] であることを導き出し、その値の内 2.00[W/(m² · K)] を本検討で用いた。「壁構成要素変更」は Table.2 に記載した壁、床、天井の構成材料に、変更を加えるか否かを指している。

「換気回数変更[0.5 回/h]」は締め切り状態で計測をおこなっているが、扉等の隙間風を考慮する為、凡そ 0.5[回/h] とした。

以上が、初期状態のパラメータであり、右の Fig.2、Fig.3 (緑のグラフ) にシミュレーション結果を示す。結果、上記の段階では精度が悪く、変更の必要がある。変更すべき点は実験条件に合わせることで、計算条件の変更が考えられ、それらを反映させたパラメータの最終決定状態を以下に示す。

- ✓ 外壁温度計算なし (ICALTWALL = 0)
- ✓ 静穏室内時の対流熱伝達率 α_c (2.00[W/(m² · K)])
- ✓ 壁構成要素変更なし
- ✓ 換気回数変更[0.0回/h]

「外壁温度計算なし (ICALTWALL=0)」は、計算過程を一部除き、実験で得た「壁、床、天井の室内側表面温度の実測値」を境界条件とした。この場合壁、床、天井の熱伝導計算は行われぬ。

「対流熱伝達率 α_c」、及び「壁構成要素変更なし」は計測実

験の状態に合わせるため、変更を加えない。

「換気回数変更[0.0 回/h]」では隙間風を無いものとした。

以下の Fig.2、Fig.3 は実測、パラメータスタディ検討前後を示し、Table3 は誤差評価を指し、RMSE (Root Mean Squared Error : 平均二乗誤差)、及び各変数実測値の平均を RMSE で除して相対化した RMSE 相対値の二つを使用した。

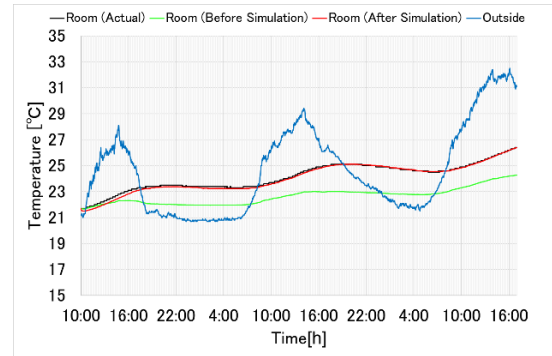


Fig. 3 Simulation results at natural room temperature (2022/6/15~17)

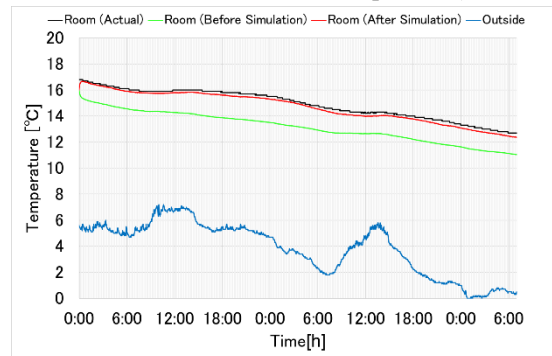


Fig. 4 Simulation results at natural room temperature (2022/12/17~19)

Table 3 RMSE and RMSE relative value (Left: Before, Right: After)

Date	20220615-17	20221217-19	20220615-17	20221217-19
RMSE [°C]	1.57	1.75	0.120	0.159
RMSE [%] (relative value)	6.52	11.8	0.500	0.428

パラメータの大きな変更としては「外壁温度計算」である。上記の結果から、変更後は何れも RMSE による誤差は 0.100[°C] 台、相対値では 0.500[%] の誤差に収まっており、数値上、及び、グラフ上の再現性は良好であると言える。

4. ルームエアコン稼働時の実測とシミュレーションの比較

ルームエアコン稼働時の検討では、自然室温時の検討結果を踏まえた検証を行い、以下に挙げるエアコンの制御に関する要素をシミュレーターで再現することを試みる。シミュレーターのアルゴリズムは前報¹⁾に挙げているため、本報では割愛する。

- 圧縮機周波数
- 吹出温度・湿度
- 処理熱量・消費電力
- COP

ここから機械学習 (Random Forest) を使用する。また原則として自然室温時検討で設定したパラメータに変更を加えないものとするが、エアコン稼働により対流熱伝達率 α_c のみ変更を加えている。次の Table4 は冷房運転時における対流熱伝達率 α_c の設定値であり、これらの値も添田らの文献²⁾より導き出された値を参考に使用している。

Table 4 Convective heat transfer α_c on each surface [W/(m²·K)]

	South	North	Floor	Ceiling	East	West
α_c	6.66	4.99	8.12	3.59	4.39	4.94

使用する学習データの内訳は通常運転、及び断続運転データを含め、何れも設定風量を最大：5 (风量設定段階) のみに選別し、サンプル数は約 55920 (約 143 日分) である。更に Fig.1、Fig.2、Table1 から、ルームエアコンの負荷調整用として使用した業務用扇風機、ヒーターの何れか、或いは両方を稼働させた場合のサンプルデータも含まれている。

前報¹⁾では換気回数、及び学習データの違いによる比較をおこなったが、何れも精度が良いとは言えず、特に「圧縮機周波数」の結果より「冷却熱量・消費電力」、及び「吹出温度」の結果に整合性がなかったことが課題であり、また根本から計測条件とシミュレーションの条件が乖離しているため、別のパラメータを変更する必要があった。本報では「対流熱伝達率 α_c 」の変更を行い、理由として、シミュレーション上に掛かっているエアコンの負荷が実測上と比較して小さいことが考えられ、エアコンの負荷を増加させるために変更をした。以下、その最適値が幾つ程であるのかを解明するためにパラメータスタディも行い、設定値はそれぞれ「 $\alpha_c \times 1.0$ 」、「 $\alpha_c \times 2.0$ 」、「 $\alpha_c \times 3.0$ 」で試みた。

以下、検討をおこなった日付を示す。

- 2022年7月31日-风量5-設定温度26[°C]-通常運転
 - 2023年10月3日-风量5-設定温度26[°C]-断続運転
- 2023年7月31日 (通常運転) の結果を右の Fig.5、誤差評価を Table5 に挙げる。パラメータスタディの結果から、「圧縮機周波数」の予測に対して、特効果が表れている様子が見られる。「処理熱量・消費電力」に注目するとシミュレーション値は向上しているものの、僅かな変化であり、また、その他の予測では、余り変化が生じていないものとなった。

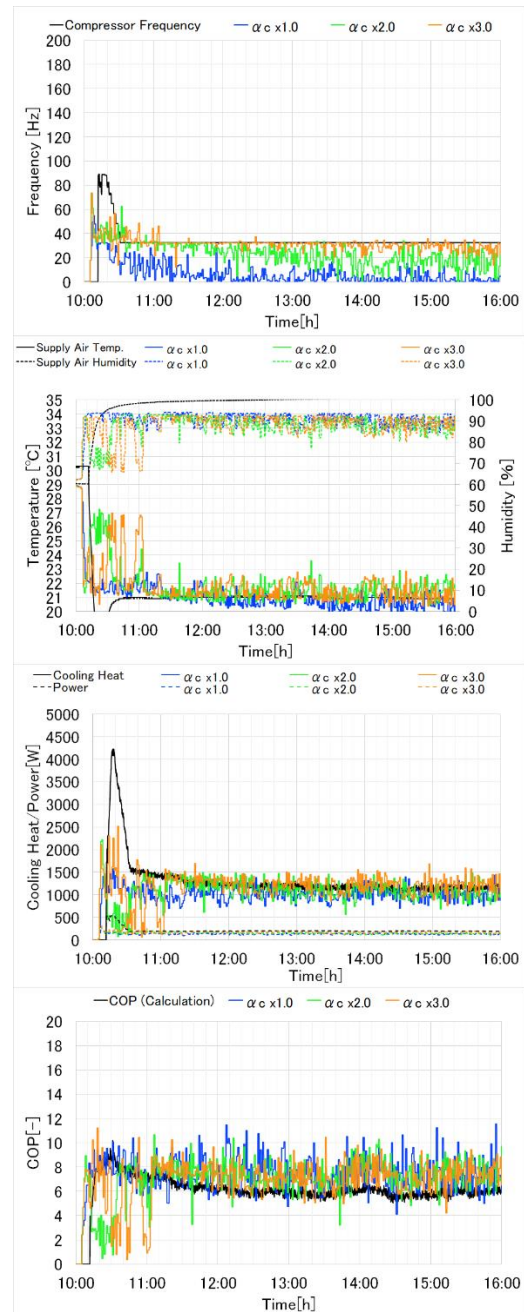


Fig. 5 Comparison of actual measurement and simulation (2022/7/31)

Table 5 Error evaluation RMSE results (2022/7/31)

RMSE		$\alpha_c \times 1.0$	$\alpha_c \times 2.0$	$\alpha_c \times 3.0$
Frequency	[Hz]	29.3	16.6	11.3
Cooling Heat	[W]	543	694	556
Power	[W]	91.8	81.4	70.3
COP	[-]	2.08	2.33	2.27
Supply Air Temp.	[°C]	1.26	1.98	1.86
RMSE (relative value)		$\alpha_c \times 1.0$	$\alpha_c \times 2.0$	$\alpha_c \times 3.0$
Frequency	[%]	87.7	49.7	33.8
Cooling Heat	[%]	42.3	54.1	43.3
Power	[%]	45.2	40.1	34.6
COP	[%]	34.2	38.4	37.4
Supply Air Temp.	[%]	5.91	9.30	8.74

続いて、2023年10月3日(断続運転)の結果を右のFig.6、誤差評価をTable6に挙げる。断続運転の場合、通常運転の結果と異なって、シミュレーションの精度が途端に下落し、圧縮機周波数、吹出温度、処理熱量・消費電力何れもグラフ上の再現性、及び数値上の誤差が非常に大きい。特に低負荷状態に切り替わるON/OFF状態は全くと言って良い程、対応ができていなかった。また対流熱伝達率 α_c の変更による影響も殆ど表れていなかった。

この理由として、使用している学習データに影響、或いはサンプルデータの有無に原因の可能性があると考えられる。

5. まとめ

本報では「自然室温時」、及び「エアコン稼働時」における実測とシミュレーションの比較を行い、シミュレーターの精度向上の為にパラメータスタディを試みた。自然室温時の検討では、パラメータスタディによってシミュレーターの再現性を得られ、エアコン稼働時では、「対流熱伝達率」の変更を主とし、通常運転時において「圧縮機周波数」は精度向上の効果を得られ、その他は僅かながら変化があった。しかし、断続運転時では、初めから再現性が非常に悪く、対流熱伝達率 α_c の変更も効果を得ることはできなかった。前報の相違として、実験条件とシミュレーションを合わせることが可能となった。パラメータスタディに対流熱伝達率の変更を試みたが、特段優れた変更とは言い難い結果を得た。

今後の課題として、定常運転の場合は、今回未検討であった設定風量の違いが挙げられ、これは処理熱量・消費電力等の出力量が変わってくるため、現在のパラメータ、学習データでは如何なる結果を得られるのかを確認することが挙げられる。断続運転の場合は、単純に学習データサンプルが足りないのか、根本から機械学習で再現することが難しいのか、或いは、その他に変更が行えるパラメータが存在するのか確かめることが挙げられる。

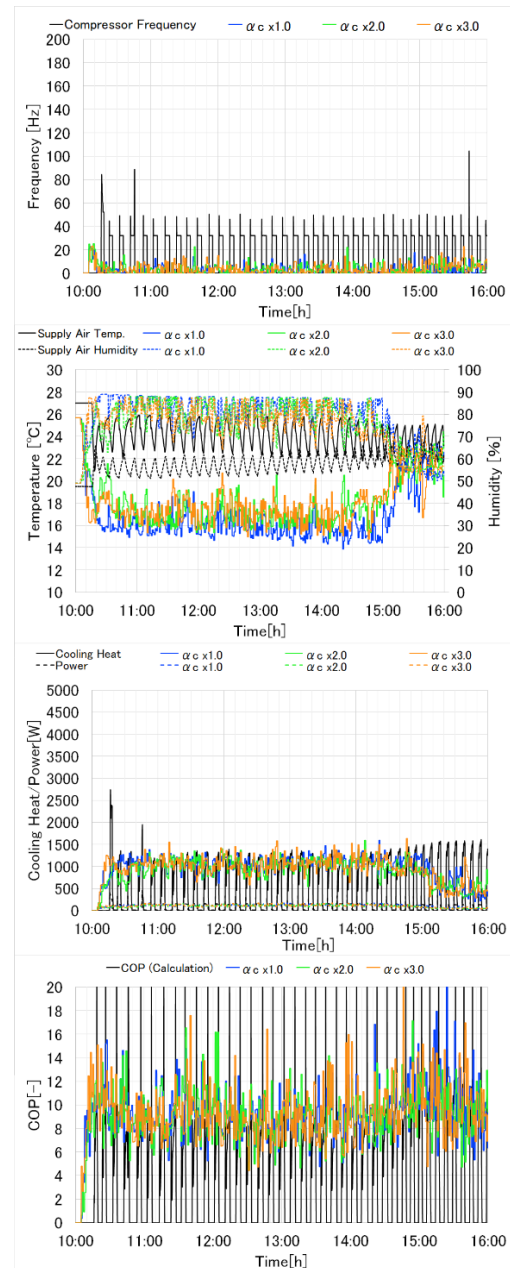


Fig. 6 Comparison of actual measurement and simulation (2022/10/3)

Table 6 Error evaluation RMSE results on (2022/10/3)

RMSE		α_c x1.0	α_c x2.0	α_c x3.0
Frequency	[Hz]	20.3	20.2	19.9
Cooling Heat	[W]	817.8	770.2	808.5
Power	[W]	87.3	84.3	85.0
COP	[-]	7.77	7.52	7.88
Supply Air Temp.	[°C]	20.3	20.2	19.9
RMSE (relative value)		α_c x1.0	α_c x2.0	α_c x3.0
Frequency	[%]	152	151	150
Cooling Heat	[%]	186	175	184
Power	[%]	130	125	127
COP	[%]	208	201	211
Supply Air Temp.	[%]	32.1	27.2	27.3

- 参考文献 -

- 添田晴生, 鳴海大典, 羽原宏美: CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討 第1報—SCIENCE—Macro の概要と SMASH との比較, 空調調和・衛生工学会論文集, No.183, pp.67-75, 2012年6月
- 添田晴生, 鳴海大典, 羽原宏美: CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討 第2報—非定常時の自然室温状態における対流熱伝達率の与え方, 空調調和・衛生工学会論文集, No.223, pp.27-35, 2015年10月
- 平田智洋, 添田晴生: 機械学習を用いたルームエアコンのエネルギーシミュレーション —(その3) 冷房時におけるシミュレーションの検討—, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学, pp.1183-1184, 2023年9月

ミスト噴霧を有する暑熱対策設備のCFD解析

CFD Analysis of Thermal Environment Control Using Mist Cooling System

○本 山 広 海 (大阪府立大学) 安 田 龍 介 (大阪公立大学)
木 下 進 一 (大阪公立大学) 吉 田 篤 正 (早稲田大学)
山 口 和 輝 (大阪公立大学)

Hiromi MOTOYAMA*1 Ryusuke YASUDA*1 Shinichi KINOSITA*1

Atsumasa YOSHIDA*2 Kazuki YAMAGUCHI*1

*1 Osaka Metropolitan University *2 Waseda University

Mist cooling systems are attracting attention as a countermeasure to rising urban temperatures, such as the heat island effect. To introduce this system, it is necessary to predict the effect of mist cooling. We tested whether the sprinkler function of the Fire Dynamics Simulator can predict the effect of mist cooling. The results were compared with the results of an experiment conducted outdoors. Vertical wind velocity profiles and turbulence were adjusted to reproduce the experimental conditions. Comparison of calculated and experimental results showed that FDS underestimates the temperature decrease.

1. はじめに

近年地球温暖化や都市部の開発によるヒートアイランド現象によって、夏期の屋外の暑熱環境の悪化が進んでいる。これにより熱中症などといった健康被害が増加しており、各地で様々な暑熱対策が行われている。その中で、省エネルギーで効果的な対策方法として、ミスト噴霧を用いた暑熱対策設備が注目されており、中でも粒径 20 μm 前後の非常に小さな液滴を利用する技術はドライミストと呼ばれている。屋外におけるミスト噴霧冷却の効果は適応する環境条件に大きく依存するため、数値モデルよりの評価に評価できれば効率的である。

本研究では屋外に設置されたテント下におけるミスト冷却を CFD モデルで再現し、空間内の液滴通過量と気温低下量を実験値と比較した。

2. 数値モデル

本研究では米国商務省国立標準技術研究所 (NIST) が開発しているオープンソースかつフリーの CFD ソフトである Fire Dynamics Simulator ver6.8.0 (以下 FDS) を用いて解析を行った。主に火災の挙動などをシミュレートするものであるが、本実験ではこのソフトのスプリンクラーノズル機能を利用してシミュレーションを行った。ファーンムラリが屋内吹き抜け空間でのミスト噴霧に FDS を適応した事例があるが、屋外観測との比較は行われていない。

2.1 支配方程式

FDS における支配方程式は連続相と分散相に分けている。連続相は質量、運動量、エネルギー、物質の各保存式 (式 1-4) で構成される²⁾³⁾。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \left\{ \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} \right\} + \nabla p = \rho \mathbf{g} + \mathbf{f} + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \nabla \cdot \rho h \mathbf{u} - \frac{Dp}{Dt} &= \dot{q} - \nabla \cdot \mathbf{q}_r + \nabla \cdot k \nabla T \\ &+ \nabla \cdot \sum_l h_l (\rho D)_l \nabla Y_l \end{aligned} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_l) + \nabla \cdot \rho Y_l \mathbf{u} = \nabla \cdot (\rho D)_l \nabla Y_l + \dot{W}_l \quad (4)$$

ここで、気体密度 ρ [kg/m^3]、速度ベクトル \mathbf{u} [m/s]、圧力 p [Pa]、重力加速度 \mathbf{g} [m/s^2]、外力 \mathbf{f} [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}^2$]、応力テンソル $\boldsymbol{\tau}$ [Pa]、比エンタルピー h [J/kg]、単位体積当たりの発熱速度 \dot{q} [$\text{J}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$]、放射熱流束 \mathbf{q}_r [$\text{J}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$]、熱伝導率 k [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]、温度 T [K]、拡散係数 D [m^2/s]、化学種 l の質量分率 Y_l 、化学種 l の生成率 \dot{W}_l [$\text{kg}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$] である。分散相は Lagrange 法で扱っており粒子群として計算している。これら両相の間で物質、運動量、熱の交換を計算する。乱流計算手法は Large-Eddy Simulation (LES) が採用されており Smagorinsky モデルが用いられている。

1.2 粒径分布

FDS の入力では体積の中位径 $D_{v0.5}$ を用いる。また、粒子の粒径分布は Rosin-Rammler の式と対数正規分布を組み合わせたものが使われる³⁾。

$$F(D) = \begin{cases} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^D \frac{1}{\sigma D'} \exp\left(-\frac{\left[\ln\left(\frac{D'}{D_{v,0.5}}\right)\right]^2}{2\sigma^2}\right) dD' & (D \leq D_{v,0.5}) \\ 1 - \exp\left(-0.693\left(\frac{D}{D_{v,0.5}}\right)^\gamma\right) & (D > D_{v,0.5}) \end{cases} \quad (5)$$

$$\sigma = \frac{1.15}{\gamma} \quad (6)$$

3. 実験方法及び計測方法

3.1 実験日時及び場所

2022年、2023年の9月中旬から10月下旬に大阪公立大学中百舌鳥キャンパス B4 棟の中庭にて行われた、ミスト噴霧の冷却性能検証の実験 2 例を対象とした。測定領域は中庭のウッドデッキ上に張られた 1.8m×2.7m、高さ 1.8m のテント下の空間である。



Fig.1 Measurement section

3.2 ミストノズル

使用したノズルは株式会社いけうちの涼霧ノズルであり、4つのノズルが1列になっている。それぞれの間隔は 1.5m。噴霧した水は水道水を使用した。ノズルの仕様を Table 1 に示す。

Table 1 Nozzle Specifications

Pressure [MPa]	6
Spray angle [°]	80
Flow rate [L/h]	9.4
Mean drop. DIA. (SMD) [μm]	22

3.3 実験方法

(1) ミスト通過量の検証

この実験は 2023 年 9 月 27 日に行われた。テントの短辺側面の高さ 1.8m の位置にノズルを設置した。領域内に 0.34m×0.38m の吸水性厚紙を吊るし、ミストを 10 分間噴霧し、そこに付着したミストの積算量をミスト通過量と見なした。データ取得面はテント下の空間を 3 つの

領域に分け、それぞれの側面に乾燥した厚紙を配置し、10 分間ミスト噴霧後、重量変化を計測した。xyz 方向と原点は Fig.2 に示す。ノズルから x=0.0m, 1.0m, 2.0m, y=0m の高さ 1.3m の地点に厚紙を地面と垂直方向に設置した。加えてノズルから x=0.8m の高さ 1m にテントの側面に沿うよう y=-0.9m, 0.9m の位置に厚紙を設置した。

0.5m 地点の高さ 0.3m, 1.8m にそれぞれ地面と水平になるように厚紙を設置した。そして、同じくノズルから 0.8m 地点の高さ 1m にテントの側面に沿うように厚紙を 2 箇所設置した。その他環境条件は Table 2 に示す。

Table 2 Environmental condition

Temperature [°C]	31.0
Relative humidity [%]	24

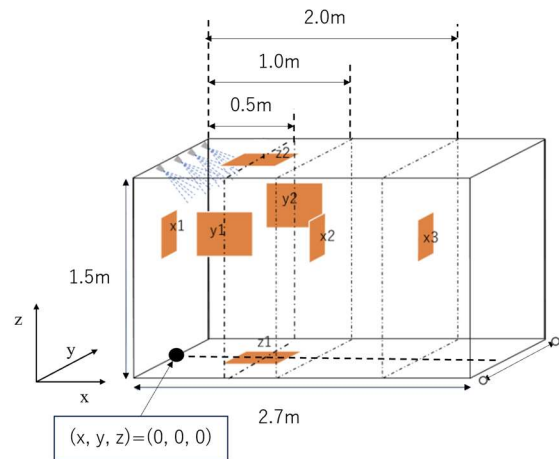


Fig.2 Arrangement of absorbent papers

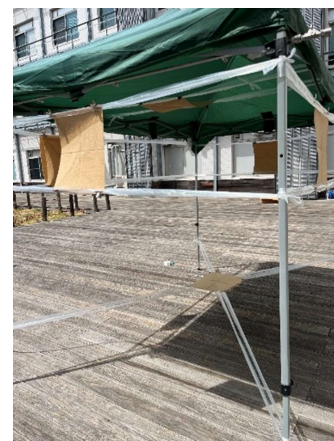


Fig.3 Installation of water absorbent paper

(2) 気温の空間分布の検証

2022 年 10 月 2 日の水平噴霧実験と 2022 年 10 月 31 日の 45°下向き噴霧実験の 2 回行った。テント短辺側面の高さ 1.8m の位置にノズルを設置した。テント内の高さ 1.0m, 1.8m にそれぞれ 6 点の計 12 点に熱電対を設置し、ミストを 10 分間噴霧し、温度変化を計測した。この時、

熱電対の濡れを防ぐため自作のアルミニウム製ラジエーションシールドで熱電対を覆った (Fig.4). 熱電対の設置位置を Fig.5 に示す. その他環境条件は Table 3 に示す.

Table 3 Environmental condition

	2022/10/2	2022/10/31
Temperature [°C]	31.0	26.7
Relative humidity [%]	24	36



Fig.4 Thermocouple with radiation shields

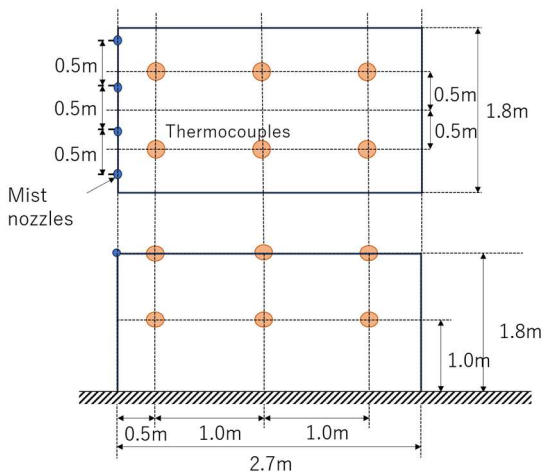


Fig.5 Thermocouple arrangement

4. CFD 解析

4.1 シミュレーションモデル

本研究では領域を助走域と測定域に分けて設定した. また, 実験で用いたノズルの粒径分布を得られなかったため $\sigma = 2.4$ で与えた.

(1) 解析領域

テント下の測定域を囲む $3.2\text{m} \times 3.6\text{m} \times 2.0\text{m}$ の空間を解析領域として設定した (Fig.6). 格子解像度は $0.1\text{m} \times 0.1\text{m} \times 0.1\text{m}$ である. テントは高さ 1.8m の位置に設置した $2.7\text{m} \times 1.8\text{m}$ の厚みのない薄板で表現している.

(2) 助走部の設定と乱流の生成

解析領域に流入する乱流を生成するため上流に $x=3.0$ から -0.2m に助走部を設定し, 乱流生成のエLEMENTとして $0.2\text{m} \times 0.2\text{m} \times 1.8\text{m}$ の柱を 2 本 $(-2.7, 0.7)(-2.3, -0.7)$ の位置に設置した (Fig.7). 助走部の格子解像度は計算時間短縮のため, $0.2\text{m} \times 0.2\text{m} \times 0.2\text{m}$ とした.

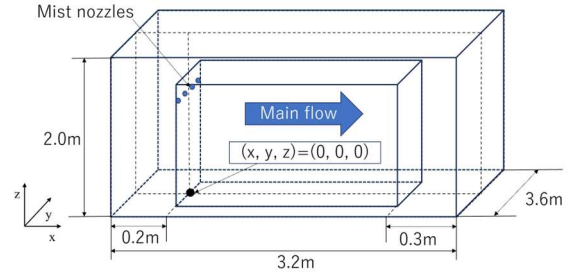


Fig.6 Analysis Area

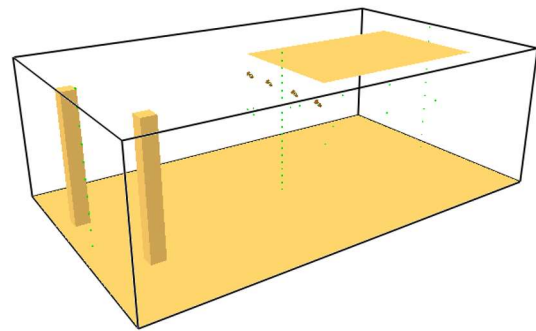


Fig.7 Over view of computational domain

(3) 風速の鉛直分布

助走部上流端に流入する風速の鉛直分布を対数則で与えた.

$$u(z) = \frac{u^*}{\kappa} \ln \frac{z}{z_0} \quad (7)$$

$u(z)$ が高さ z の時の風速であり, $\kappa = 0.4$ でカルマン定数である. u^* は摩擦速度, z_0 は床面が平らな木材であるため, $z_0 = 0.01\text{m}$ とした. 実験の測定高度における風速が一致するように主流流速を与えた. 解析領域内の連続相は静止しているため, 風速が準定常化する 15 秒後にミスト噴霧を開始した. CFD 計算では, 厚紙配置位置に厚みのない板を設置し, これに衝突した液滴量の総和を求めた.

(4) 初期条件, 境界条件, タイムステップ

初期条件は環境条件と同じ気温・湿度の空気が静止した状態であり, 境界条件は床, 障害物を FDS 上で INERT とされる環境温度に固定された滑らかな面に指定し, 上流端以外の速報境界面は自由流入・流出とした. 流入の際は環境条件で与えた気温・湿度となる. タイムステップは 0.01 秒に設定し, 流体が静止した状態から計算を開始した.

(5) ミスト通過量の算定

モデル計算では高さ 1.7 m の位置に、厚さのない障害物を配置し、それに衝突した液滴の総質量を比較した。

(6) 気温の空間分布の比較

ノズルをテント屋根との干渉を避けるためノズルを実験よりも 0.1 m 低い 1.7 m の高さに設定した。熱電対に対しても同じく 1.8 m ではなく 1.7 m に設定した。

5. 結果及び考察

実験と計算結果の比較を行う。解析の安定性保持のため放出時における 5 μm 以下の粒子は除去した。5 μm 以下の粒子の体積分率は 0.42% である。

乱流強度は以下のように定義した。

$$I = \frac{\sigma_u}{U} \tag{8}$$

σ_u は風速の標準偏差であり、 U はスカラー風速の平均値である。実験の乱流強度はそれぞれミスト通過量測定実験が $I_a = 0.662$ 、水平噴霧実験が $I_{tc1} = 0.204$ 、45°下向き噴霧実験が $I_{tc2} = 0.518$ であったのに対し、CFD 解析の結果 $I_a = 0.217$ 、 $I_{tc1} = 0.215$ 、 $I_{tc2} = 0.517$ であった。

5.1 ミスト通過量の検証結果

ミストの通過量の実験結果と CFD 解析結果を Fig.8 に示す。x=2.0 m の CFD 解析結果が実験値よりも 5 倍ほど高くなっている。液滴の挙動を Fig.9 に示す。

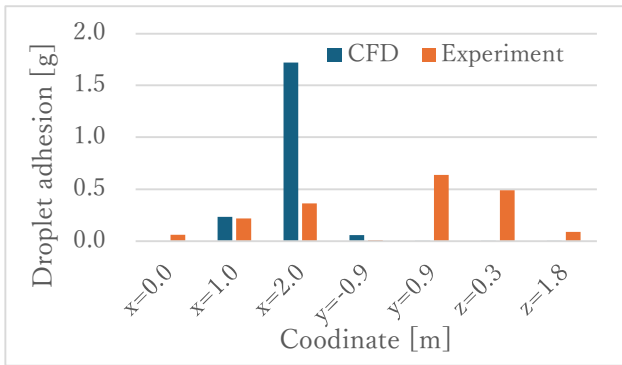


Fig.8 Droplet adhesion

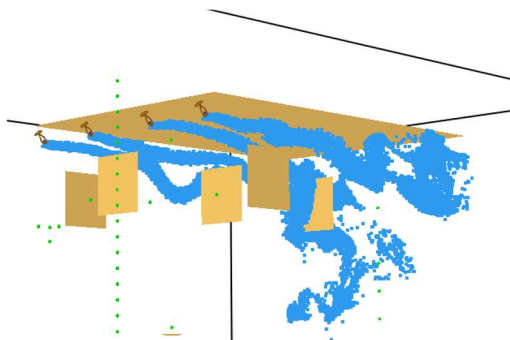


Fig.9 Snapshot Droplet behavior

CFD 解析の x=2.0 m の付着液滴量が多くなった理由は、乱流強度が実験値よりも小さいため、実験で拡散してい

た液滴が直線的に流れたこと、風速の鉛直分布について z_0 の値が大きく領域上部の風速が速すぎることで、実験に用いたノズルが生成するミストの粒径分布が不明なため、液滴分布が一致していない、といった可能性がある。

5.2 気温の空間分布の検証実験

気温の空間分布の実験結果と CFD 解析結果を Fig.10 に示す。モデルは全体的に気温低下量を過小評価している。特に、ノズルに近い x=0.5 m で実験値との乖離が大きい。CFD モデルにおけるノズル付近の液滴の挙動から、拡散が小さいため熱電対に到達していない様子が見られた。ただし乱流強度の値自体は近いので、乱流中の液滴の挙動に関する精査が必要と思われる。

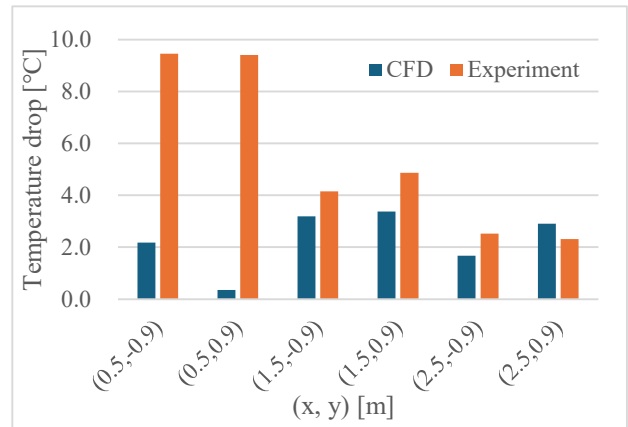


Fig.10 Temperature decrease

6. まとめ

FDS は全体的に気温低下量を過小評価しており、局所的に実験と大きく異なる点がみられた。乱流強度を合わせた実験でも同様のことが言えたため、液滴の粒径分布において実際の液滴よりも小さな液滴の割合の多い粒径分布になっていた可能性や、風速の鉛直分布が実験と異なっていた可能性がある。今後の課題は、液滴分布に注目し液滴の挙動について解析する。また、屋外環境を再現可能な入力条件についてさらに検討を重ねる。

参考文献

- 1) ファーナムクレイグ, 中尾正喜, 西岡真稔, 鍋島美奈子, 水野毅男; Fire Dynamics Simulator を用いたミストの蒸発冷却シミュレーションと実験検証, 空調・衛生工学学会大会学術講演論文集, 1091-1094, 2010.
- 2) 安部伸之: 日本流体力学数値流体学部門 Web 会誌, CFD を用いた火災の数値シミュレーション. 12(2), 69-84, 2004.
- 3) NIST Special Publication 1018-1: Fire Dynamics Simulator Technical Reference Guide Volume 1: Mathematical Model, 2023.
- 4) 近藤純正, 「地表面に近い大気の大気化学 理解と応用」, 90, 東京大学出版会, 2014

大型商業施設 ZEB 化に向けた PAC 処理負荷実態把握

Understanding the Actual Load handled by PAC towards the ZEB Conversion of Large Commercial Facilities

○安江 楽人（竹中工務店） 多田 昌史（Daigas エナジー）
大西 崇公（パナソニック産機システムズ） 山形 光生（竹中工務店）
上田 泰史（三井不動産）

Rakuto YASUE*1 Masafumi TADA*2 Takahiro Oonishi*3 Mitsuo YAMAGATA*1 Yasuhito UEDA*4

*1 Takenaka Corporation *2 DAIGAS ENERGY CO.,LTD.

*3 Panasonic Commercial Equipment Systems Co.,Ltd. *4 Mitsui Fudosan Co.,Ltd.

Reducing air conditioning energy consumption is crucial in large commercial facilities for achieving ZEB. Operating air conditioning units efficiently is a challenge, but understanding heat load helps select effective strategies. Facilities with PAC systems face difficulty in assessing load conditions. Selecting air conditioning units based on predetermined capacities for each tenant is common but may result in oversized capacities. The authors developed a method to assess actual load handled by PAC units, aiming to establish optimal air conditioning capacities for tenant zones. The report provides an overview of the facility, development method, and load analysis in retail stores.

はじめに

2050年のカーボンニュートラル達成に向けて、建築物のZEB化は必須の課題となっている。大型商業施設においては1次エネルギー消費量原単位が大きく、その中でも空調用途割合が多くを占めるため、空調エネルギー消費量の削減が重要である。対策として空調機を高効率運転させることが挙げられるが、現在の施設内での熱負荷発生状況を把握することで、具体的方策を選定しやすくなる。しかし、パッケージエアコン（以降PAC）方式が採用された施設では冷温水方式に比べて負荷状況の把握が困難な現状であり、その手法確立が課題である。一方で、大型商業施設内のテナントに設置される空調機は、区画ごとに設定した空調能力原単位に基づいて選定される手法が主流である。具体的な入居テナントが設計完了後に決定されたり、入れ替えがしばしば発生したりするためである。従来その原単位は、物販・飲食等のおおまかな業態毎の区分で分けられて、蛍光灯など現在より高効率でない照明器具が使用されていた時代に設定された数値が採用されていた。現状の施設では過大な空調機容量である可能性が高く、実態に即した適切な容量設定が課題である。そこで、上記の課題を解決するために、筆者らはPAC室内機が処理した実負荷を把握する手法を開発して負荷実態を把握し、テナント区画の適切な空調容量選定手法の構築を目指した。本稿では、開発手法を導入した対象施設概要と開発手法の概要および物販店舗における負荷実態の分析を行った内容を報告する。

1. 対象施設概要

1.1 建築概要

対象施設は、2023年4月にグランドオープンした某大型商業施設である。Table 1に建築概要、Fig 1に平面計画・断面計画を記す。外壁はALCで主に構成されておりテナント区画に面した開口部は北西角のみである。また、外壁沿いには後方諸室が配置されている箇所が多い。3階上部は、R階屋上庭園・後方諸室等がある南西部分を除き、二重葺折板屋根である。1～3階の3層吹抜が、建物中心部に大空間としてあるほか、南北に2か所ずつエスカレーター動線となる箇所にも配置されている。厨房排気が必要となるテナントとして、1階の北西部に飲食店舗が並列している他、3階南西部にフードコート店舗が配置されている。テナントファサード面について、1・3階は客用通路に面して間口が広く開いている一方、2階はテナントへの入口となる約3.5mの間口を除いてガラス壁で閉じられたプランとなっている。

Table 1 Overview of the Facility Construction

Item	Content
Construction Site	Kadoma-shi, Osaka
Structure and Number	4-story building with S-structure
Gross Floor Area	Approx. 102,900m ²
Selling Area	Approx. 87,600m ²
Exterior Wall Specification	ALC t100mm
Roof Specification	Double-folded metal roof GW10kg/m ² (t50mm +50mm)
Completion Date	February 2023
Opening hours	10:00-21:00 (Retail stores)

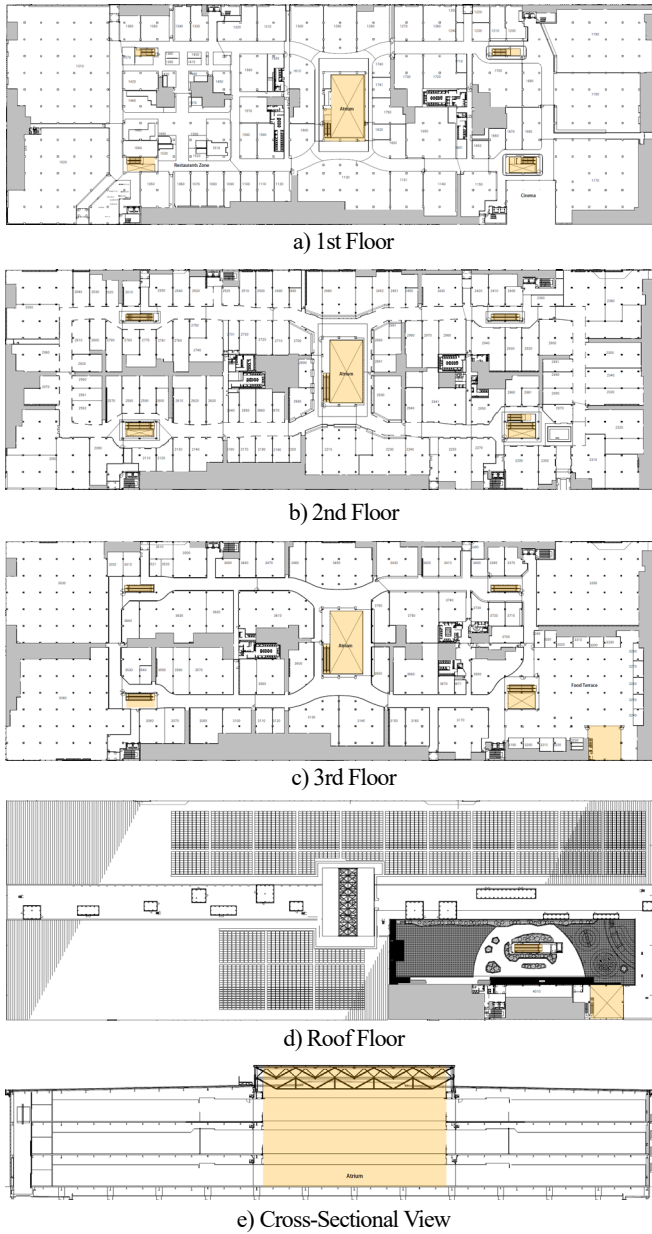


Fig 1 Floor Plan and Cross-Sectional View of the Facility
(※The orange zone indicates the atrium.)

Table 2 Air Conditioning and Ventilation Set

Item	Content
PAC Operating Schedule	9:30-21:30
C Air Conditioning Set Temperature	On weekdays: 25°C on Saturdays, Sundays, and public holidays: 24°C (excluding some stores)
Outdoor Air Intake Volume	0.25 persons/m ² × 30 CMH
Outdoor Air Handling Supply Temperature	20°C

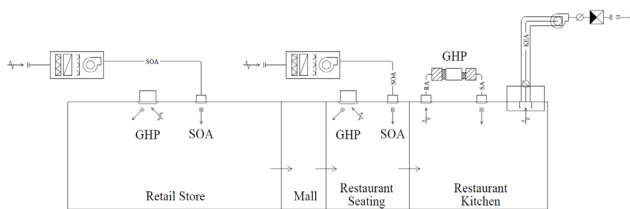


Fig2 Ventilation Airflow Diagram

1.2 空調換気設備計画概要

熱源設備は、外気処理系統と室内空調系統に分かれている。外気処理系統は中央熱源から外調機へ冷温水供給し、客用室内空調系統は個別熱源のガスヒートポンプ PAC (以降 GHP) にて負荷処理する構成となっている。GHP について、専用室外機が設置されているテナントはわずかであり、1 つの室外機に対して複数のテナントにまたがって室内機が設置されている構成が大半である。館内換気計画は、物販店舗を 2 種換気としてその余剰空気を飲食店舗厨房排気のエアバランス用として利用するカスケード換気を採用している。なお、テナント外気処理系統には、CO2 制御等の変风量機構は備わっていない。PAC 設定温度等の仕様を Table2、換気エアフローイメージ図を Fig 2 に示す。

2. PAC 処理負荷見える化ソフトの概要

PAC 空調方式で 1 つの室外機に対して複数のテナントにまたがって室内機が設置されている場合、テナントにおける熱負荷を推定するためには、室内機 1 台ずつ処理した負荷を把握する必要がある。そこで、筆者らは室外機能力推定値と 1 つの室外機系統に対する室内機の運転能力比率を算定する手法を用いて、室内機 1 台ずつの処理負荷を推定する仕組みを開発した。試験的に対象施設へ導入し、1 時間毎の処理負荷推定値を出力する。既存技術の料金按分システムを応用した仕組みである。室外機能力推定には冷媒循環量やエンタルピーを、室内機の運転能力比率算定には、スーパーヒートやサブクール等のデータを用いている。推定手法のフローを Fig3 に、能力按分による室内機処理負荷の推定イメージ図を Fig4 に示す。なお、推定値の蓋然性については、GHP 製作工場における実機実験にて検証・確認をしている。

3. 熱負荷計算による負荷算定

PAC 処理負荷の実態把握にあたり、テナント実施設計図に基づく机上での熱負荷計算を実施した。物販店舗を対象とし、区画面積・平面配置等において様々な区画を抽出した。熱負荷計算には、Micro-Peak2000 を用いた。照明発熱や機器発熱はテナント実施設計図から読み取り設定した。その他主な計算条件を Table3 に示す。計算結果を Table4 に示す。平均で 100.2W/m² となった。

4. 実態値の分析

4.1 館内在室人数

負荷条件となる人体発熱の状況を確認するため来館者人数を確認した。夏季休暇となる 2023 年 8 月 5 日 (土) から 8 月 20 日 (日) まで (8 月 15,16 日は欠損) の来館者人数を営業面積で除した面積当たり人数の推移を Fig5 に示す。来館者人数には従業員数は含まれていない。最も多い日時で約 0.16m²/人であった。多くの来館者があるものの、人員密度は極端には多くないことが分かる。

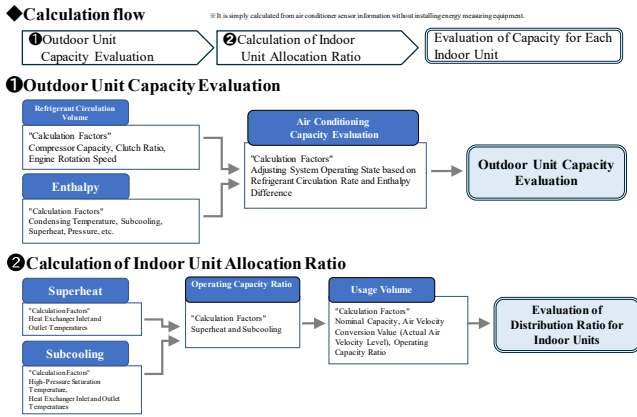


Fig 3 Air conditioner Capacity Evaluation

Table3 Thermal Load Calculation Conditions

Item	Content
Weather Conditions	TAC 5% Standard Meteorological Data for Osaka
Air Conditioning Set Temperature	24°C
Illumination Load	Based on the content of the store design (The operating rate is 100%)
Outlet Load	Based on the content of the store design (The operating rate is 60%)
Personnel Density	0.25 person/m ²
Human Body Heat Generation	119 W/person (Total Heat)

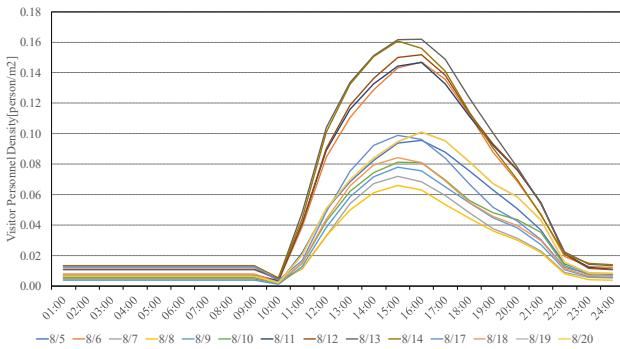


Fig5 Time-series Data of Visitor Personnel Density

また、朝から夕方にかけて館内人数は増えていき、16時付近を境に減っていく。

4.2 テナント吸い込み温度

テナント内が設定どおり空調されているか確認するため、テナント内の PAC 吸い込み温度と設定温度との関係を確認した結果を Fig6 に示す。ピーク負荷発生時の温度を表している。吸い込み温度は概ね設定温度±2°C以内に収まり、PAC にて室内負荷は適切に処理できていることが分かる。

4.3 PAC 処理負荷ピーク値

2.にて述べたソフトにより推定した各 PAC 室内機負荷をテナント毎に集計して各物販店舗の冷房ピーク負荷を抽出した。Fig7 にテナント面積とテナント冷房ピーク負荷原単位（「テナント PAC 室内機処理負荷合計のピーク値÷テナント面積」にて算定）との関係を示す。1~3 階ともテナント面積に対して、値はバラついている。テナ

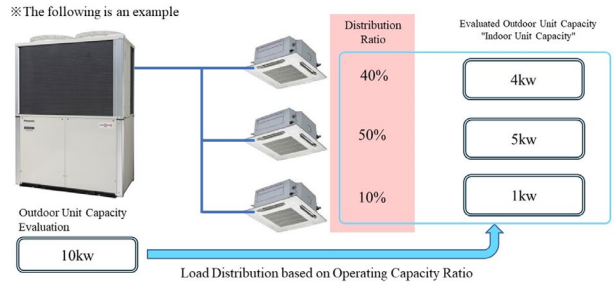


Fig 4 Image of indoor unit capacity calculation

Table4 Result of Thermal Load Calculation

Store No.	Store Area [m ²]	Cooling Peak Load per Unit Area [W/m ²]	Store No.	Store Area [m ²]	Cooling Peak Load per Unit Area [W/m ²]
1020	1734.3	110	2460	677.5	71
1130	887.5	99	2480	60.8	248
1190	1446.4	90	3030	2291.6	99
1290	358.2	95	3130	408	85
2080	1245.2	102	3350	1949.5	65
2210	697.5	69	3450	674.1	63
2360	1091.8	58	3540	52.2	163
2450	55.4	86	Average		100.2

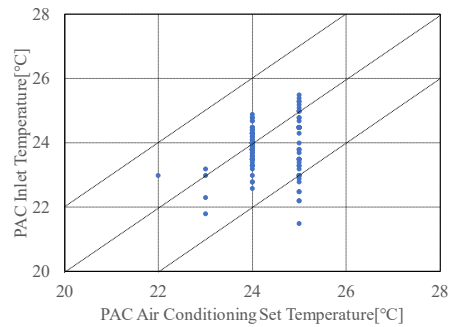


Fig6 Relationship between PAC Air Conditioning set Temperature and Inlet Temperature

ント面積の大小により値を集約することは難しいことが分かる。平均値を算定すると、1 階は 107W/m²、3 階は 130W/m² となった。屋根面からの貫流負荷が寄与していると考えられる。ただし 1 階の平均値は 3.での熱負荷計算結果よりも高い数値となっている。詳細分析するため、テナント電力消費量とテナント冷房ピーク負荷原単位との関係を Fig8 に示す。1 階のデータにて電力消費量が 0kWh に近いにも関わらず負荷原単位が高いテナントが見受けられる。このデータは 21~22 時に取得されており、吹き抜けに面した店舗であった。21 時に営業終了後に周囲が空調停止したにもかかわらず空調継続稼働していたことでテナント区画外の負荷も処理した可能性が示唆される。その他 1 階で負荷原単位が大きい 3 店舗について詳細を確認すると、吹き抜けに面したテナントの 10~11 時データであった。1 階において、朝の営業開始時に夜間の非空調時間帯に蓄熱された分の除去に加

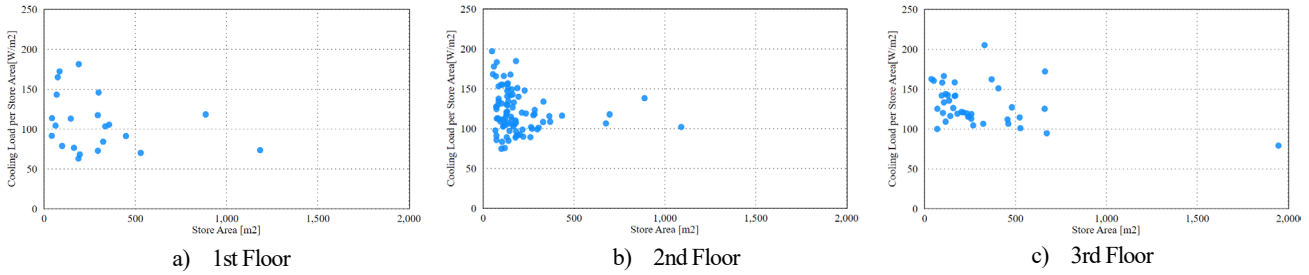


Fig7 Relationship between Cooling Load per Area and Retail Store Area

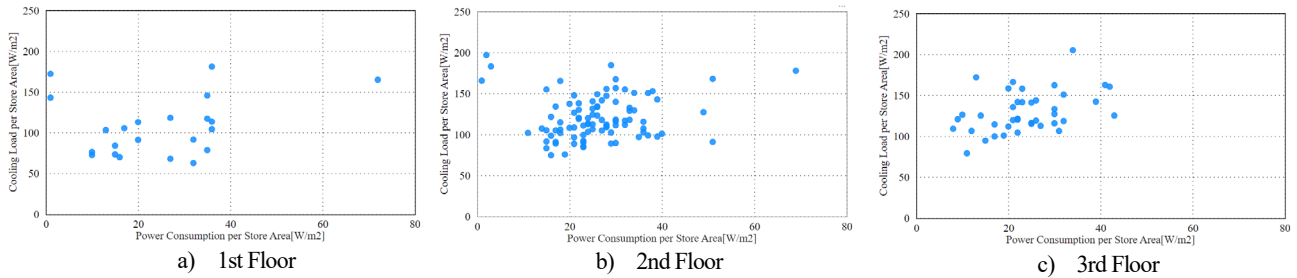


Fig8 Relationship between Cooling Load per Area and Power Consumption per Area in Retail Store

えて、吹き抜けに面していることで営業開始直後に1階から上階へ移動するエスカレーター前の人流滞留の影響が示唆される。また、3階において負荷原単位が大きいテナントの詳細を確認すると、10~11時におけるフードコートに近い南側吹き抜けに面したテナントが多かった。今回の空調換気計画として、フードコートの厨房排気に引っ張られるエアフローとなるため、吹き抜けを通じて暖かい空気が引っ張られた影響と示唆される。なお、中央吹き抜けに面するテナントにおいては、負荷原単位が高い傾向があまり見られなかった。Fig1の断面計画に示すように中央吹き抜け部のハイサイドライト部分が3階天井よりも高い場所にあり、3階テナントに流入がしにくい断面形状であったことが理由として考えられる。2階においては、電力消費量原単位と負荷原単位の関係性が全体的に大きく散らばっている。21~22時や10~11時のデータがピーク値として参照されている点は、1、3階と共通であったものの、吹き抜けに面した店舗が顕著に大きいという点は見られなかった。これは、2階の客用通路に面する店舗ファサードの大部分がガラス壁で閉じられており、客用通路との空気の流出入が1、3階と比べて少ないことが影響している可能性がある。

4.4 PAC 処理負荷時系列データ

4.3のテナント毎の詳細確認の結果より10~11時に負荷ピークが多いことが分かった。そこで、来客数が夏季休暇中最大となった8月13日における1階物販22店舗の冷房負荷原単位時系列に並べた図をFig9に示す。時系列データを確認すると、営業開始直後で顕著にピークが発生している店舗 (Group A)、午後以降にもピークが発生する等、営業開始直後のみがピークとならない店舗 (Group B) の2つに大きく傾向が分かれた。店舗配置に

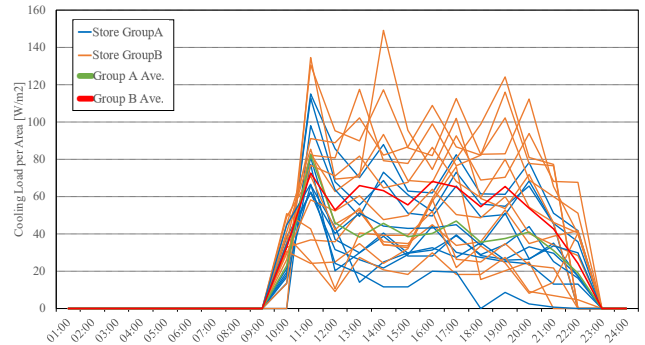


Fig9 Time-series Data of 1st Floor Retail Stores Cooling Load per Area (2023/8/13)

よる違いが影響していると示唆される。Group Aの営業開始直後のピーク負荷は、運転開始時刻を早めて営業開始までのPAC運転時間を長く確保することで、適切に処理することが可能と考えられる。その手法により、1日の中で負荷処理量を平準化することで、容量過大になり過ぎない適切なPAC選定が可能と考えられる。また、Group A,B共通の傾向として夕方のピークが少ない理由は、対称施設は外壁の多くの部分がALCで構成されておりペリメータが少ないため、夕方の日射影響が少ないことが理由として考えられる。

まとめ

新たに開発したPAC処理負荷見える化ソフトを新築建物に実装してPAC室内機処理負荷データの実態把握を行った。その結果から、物販店舗の冷房負荷処理ピーク値の分析を行った。PAC適正容量選定に向けた今後の課題として、①対象施設に設置した場合における推定値データの蓋然性確認、②夕方における冷房負荷データの確認・分析、③中間期も含めた部分負荷発生状況の検証が挙げられる。

冷房期から中間期にかけての内外気温と温熱環境調節行為選択率の関係の日内変動

Diurnal change of relations between indoor temper-outdoor temperatures and thermal control use during cooling season and natural ventilation season

○前田 明穂 (大阪公立大学) 梅宮 典子 (大阪公立大学)

Akiho MAEDA*1 Noriko UMEMIYA*1

*1 Osaka Metropolitan University

We measured thermal control use and the thermal environments in 10 units in Osaka from summer to the natural ventilation season (NV). Also, we analyzed the relation between indoor and outdoor temperatures and thermal control use. 1) The rates of thermal control use for the same temperature differ depending on the time of day. 2) Seven dwelling units chose the same adjustment behavior, even in different seasons. Comparison with the Adaptive Model revealed that 3) the NV is closest to the comfortable temperature, and 4) the greatest change indoor temperature relative to outdoor temperature occurs at the late cooling season.

1. 背景と目的

de Dear らが提案した Adaptive Model (1998)は、世界中の 160 建物 21,000 件の調査データのメタ分析をもとに、自然換気利用建物において月平均外気温と室内快適温度に線形関係があることを示し¹⁾、ASHRAE や CEN の基準に採用されている。ところで一般にエネルギー使用量の予測では、気象条件以外に、建物の熱性能や設備システムの性能のほか、時間帯すなわち在室者の生活行為が考慮される²⁾。

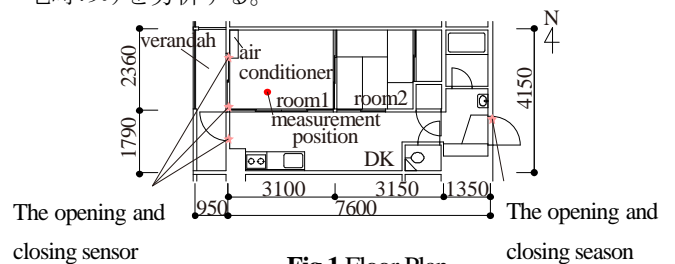
本研究は、20 秒間隔で連続記録した温熱環境、冷房発・停、窓開・閉のデータを用いて、1) 室内外の気温と温熱環境調節行為選択率の関係、2) 窓開放時の内・外気温と Adaptive Model との適合性、3) 時間帯すなわち生活行為を考慮した関係の違いを明らかにする。

2. 方法

大阪市内の SRC 造 11 階建て賃貸集合住宅の同じ住棟の 10 住戸に協力いただいた³⁾。住戸は間取りが単純な方形の 2DK で、冷房発・停と窓開・閉の関係が比較的単純で温熱環境の分布が小さいと思われる。西向き 8 住戸と南向き 2 住戸はそれぞれ同じ間取りで同じ位置にエアコンが設置されている (Fig.1)。8 月下旬から 12 月中旬まで、各住戸で室温、グローブ温度、エアコン吹出し温度、全開口部の開・閉を 1 台のデータロガーに記録した。

住戸の開閉は、全開口部が閉の場合を「閉」、それ以外を「開」と定義する。在・不在は、玄関の開・閉と照度、ヒアリングをもとに判定する。屋外環境は住棟から西に約 1km 離れた気象観測所の観測値を用いる。

在宅時における 10 住戸合計の冷房使用時間率の推移をもとに、季節を冷房期 (8/24~9/21) と冷房終了期 (9/22~10/13)、中間期 (10/14~11/13) に区分する (Fig.2)。冷房使用不使用と窓開閉の組み合わせによって、調節行為「冷房使用 (AC)」、「冷房使用+窓開放 (AW)」、「窓開放 (WO)」、「調節行為を行わない (FR)」を定義する (Table.1)。調節行為を分析対象とすることから、行為が生起する在宅時のみを分析する。



The opening and closing sensor The opening and closing season

Fig.1 Floor Plan

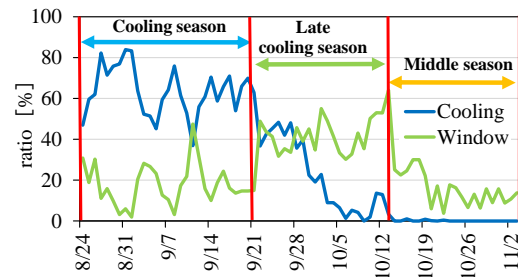


Fig.2 Analysis period

Table.1 Thermal control

		Cooling	
		On	Off
Window	Open	AW	WO
	Close	AC	FR

3. 温熱環境調節行為の出現傾向

各季節住戸別の調節行為選択率を Fig.3 に示す。図中 ALL は全住戸を合計した場合を示す。

冷房期は、6 住戸で AC 選択率 (以降 AC) が 55.3~95.3% で最も高い。住戸 G では WO 選択率 (以降 WO) が 57.2%、住戸 H では FR 選択率 (以降 FR) が 65.3% で最も高い。全住戸を合計した場合 (以降 ALL) では、AC が 63.0% で最も高く、次に WO が 18.0% で高い。

冷房終了期は、冷房期に AC が過半数を占める住戸は主に WO もしくは FR を選択する。主な調節行為は、10 住戸中 5 住戸で WO が 50.5~69.1%、FR が 53.1~86.5% である。ALL は、FR が 44.7% で最も高く、次に WO が 38.6% で高い。

中間期は、住戸 H のみが AC を選択する時間帯があり、他 8 住戸では AC は 0.0% である。FR が 59.4~99.4% で、すべての住戸で FR が最も高い。ALL では、FR が 86.1%、WO が 13.9% である。

季節ごとの調節行為には住戸差があり、各住戸における主な調節行為は、冷房期と冷房終了期で異なる。中間期ではすべての住戸で FR が最も高い。どの季節においても WO が低い住戸があり、なかには窓を開ける習慣がほとんどない住戸がある (住戸 B, E, F)。冷房期では WO が低い、冷房終了期以降 WO は高くなる住戸もある (住戸 D)。

4. 温熱環境と調節行為選択率の関係

温熱環境と調節行為の関係の分析に使用するデータは、選択変更の直前直後における温熱環境の急な変化の影響の少ない状態を分析したいため、1 時間平均値を用いる。居住者が日常的に在宅している時間帯を分析するため、1 時間平均値の在宅率が 20% 以上の時間帯を分析対象とする。散布図のマーカーは季節ごとで色分けし、1 点は 1 時間平均値を示し、数字は時刻を示す。

4.1 室温と調節行為選択率の関係

室温と AC 選択率 (以降 AC)、WO 選択率 (以降 WO) との関係を示す。冷房期は 9 住戸で、室温が高いほど AC が低い関係を示す。同じ室温に対する AC は、冷房期と冷房終了期で差があり、住戸 B では室温 27°C に対して約 80% の差がある。

6 住戸では室温の出現範囲が異なる冷房期と中間期の WO が同程度である。冷房期には全住戸で室温が高いほど WO が高い関係を示し、全住戸を合わせた場合 (以降 ALL) ではすべての季節に正の相関がある。

一部の住戸では同じ室温に対し時間帯により選択率が異なり、時刻順に「輪」が形成されたり、縦に分布する時間帯がある (AC では住戸 A, B, E, WO では住戸 A, C, G, I)。季節が異なっても選択率が最大・最小のいずれかの時刻が同じ時間帯となる住戸が合計で 7 住戸ある。

4.2 外気温と調節行為選択率の関係

外気温と AC, WO との関係を示す。冷房期と冷房終了期のあいだで、同じ外気温に対する AC に差がある住戸が 6 住戸あり、外気温 25°C に対して住戸 B では、約 50%、ALL では約 40% の差がある。

冷房期と冷房終了期のあいだで、同じ外気温に対する WO に差 (ALL で 40%) があるが、冷房終了期と中間期で、同じ外気温に対する WO の差は小さく、2 つの季節が連続するように分布する住戸がある (住戸 C, D, F, G)。

外気温に対して一部の住戸で、時刻順に「輪」が形成され、同じ外気温に対して時間帯によって選択率が異なるといえる (住戸 A, B, C, G, H, I)。室温と比較すると外気温のほうが「輪」が大きい。また、室温と同様に季節が異なっても選択率が最大・最小となる時間帯が同じ住戸が合計で 6 住戸ある。

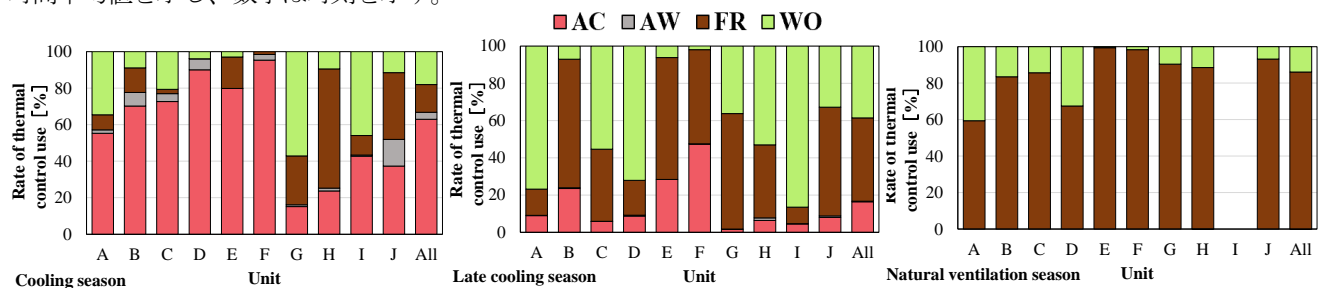


Fig.3 Rate of Thermal control use in each season

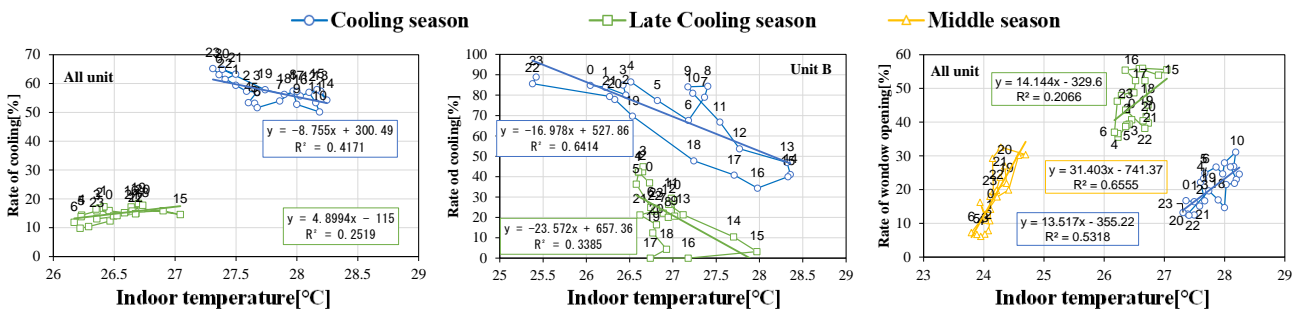


Fig.4 Compare with indoor temperature and rate of thermal control use

5. Adaptive Model との比較

Adaptive Model を Fig.6 に示す 6 つの区分を設け、区分別の分布割合を比較する。③④は Adaptive Model が定める快適温度 90%許容範囲内であり、快適温度に近いといえる。Adaptive Model との適合性を高めるため、窓開放時の外気温と室温の実測値を使用し、1 分間隔に間引いたデータを使用する。

5.1 季節別窓開放時の室温分布割合

季節別各住戸の窓開放時における室温を Fig.6 で定めた区分別の出現割合を Fig.7 に示す。

冷房期は④⑤⑥の割合が高いため、快適温度より高い室温で過ごしているといえる。各住戸における出現割合が最も高い区分は、住戸 C, D, I は区分④で 57.1~66.1%、住戸 A, B, J では区分⑤で 42.0~63.2%、住戸 G, H では区分⑥で 52.6~56.8%である。冷房期における AC が低い住戸 G, H で⑥が多く、快適温度との差が大きい。全住戸を合計した場合 (以降 ALL) では、④が 39.4%、次に⑤が 34.7%である。

冷房終了期は、③④の割合が住戸 E を除く 9 住戸で高まっている。出現割合が最も高い区分は、8 住戸が④で 37.9~98.8%、冷房集長期における AC が低い住戸 G では

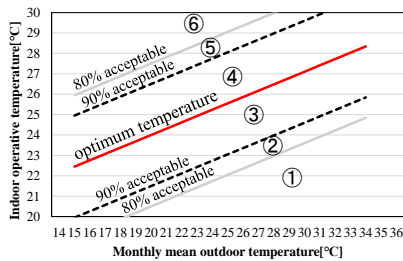


Fig.6 Adaptive model

⑥が 41.0%で最も高く、日中に W0 を選択する住戸 E では⑤が 53.5%で最も高い。ALL では、冷房期と同じく④が最多で 57.4%である。

中間期は、冷房終了期より③④が高まっている。出現割合が最も高い区分は、住戸 B, F は③で 51.1~96.2%、B, F 以外の住戸は④で 39.0~80.9%である。各住戸における③④の合計は 74.8~100%である。ALL では④が 55.4%で最も高く、次に③が 36.6%である。

ALL では、すべての季節で④の割合が最も高く、季節のあいだで比較すると、Adaptive Model における快適温度に近い室温の出現割合が最も高いのは中間期である。

5.2 季節別快適温度の直線勾配との比較

季節別各住戸の窓開放時における外気温と室温の分布を Fig.8 に示し、Adaptive Model が定める快適温度の直線勾配 0.31 と比較する。散布図の 1 点は 1 分間ごとの実測値を示す。

冷房期は、8 住戸で内外気温に相関がある ($R^2=0.00519 \sim 0.70$)。回帰直線の勾配は 0.1523~0.3832 で 6 住戸が快適温度の直線勾配より緩やかである。快適温度の直線勾配との差が 0.1 以下 (勾配が 0.21~0.41) である住戸は 5 住戸ある。

冷房終了期は、すべての住戸で内外気温に相関がある ($R^2=0.18 \sim 0.90$)。回帰直線の勾配は -0.122~0.614 で、8 住戸で快適温度の直線勾配より急である。快適温度の直線勾配との差が 0.1 以下である住戸は 6 住戸である。

中間期は、3 住戸で内外気温に相関がある ($R^2=0.0009 \sim 0.53$)。回帰直線の勾配は 0.0058~0.7238 で住戸 E 以外が快適温度の直線勾配よりも緩やかである。快適温度の直線勾配との差が 0.1 以下である住戸は 2 住戸である。

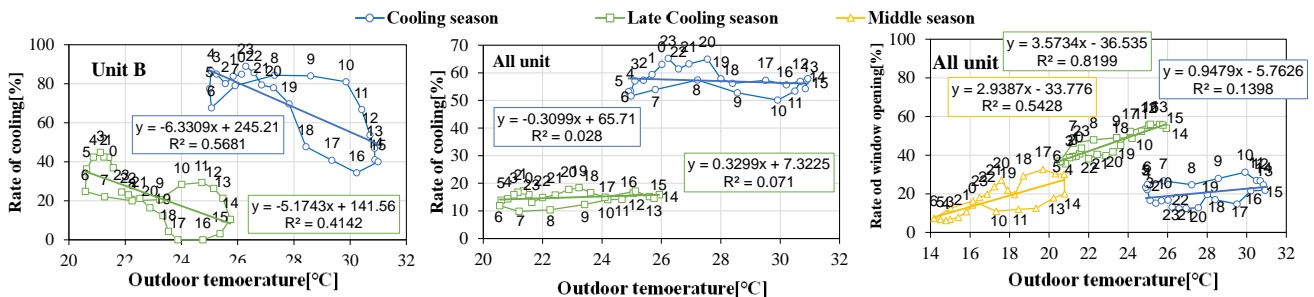


Fig.5 Compare with outdoor temperature and rate of thermal control use

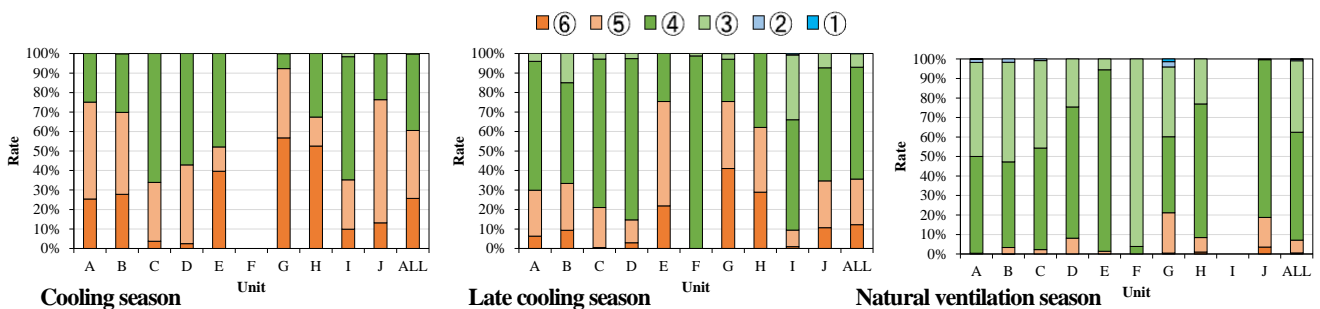


Fig.7 Comparison of classification ratios of indoor temperature distribution

6. 時間帯別 Adaptive Model との比較

各住戸の日変動をもとに「就寝中」(2~5時)、「朝の活動時間」(以下「朝活」)(6時~外出までの時間)、「夜の活動時間」(以下「夜活」)(19時以降の帰宅後4時間)の3つの時間帯を定義する³⁾。時間帯別に③④の割合に着目し、3つの時間帯で最も快適温度に近い室温で過ごしている割合が高い時間帯について比較する。

6.1 季節別の時間帯別 Adaptive Model との比較

季節別各住戸の室温の分布割合を Fig.9、時間帯ごとに色分けした散布図を Fig.10 に示す。

冷房期で③④の割合が最も高いのは、住戸 B, I, J で「就寝中」、住戸 A, C, D, G, H では「朝活」、住戸 E では「夜活」である。

冷房終了期で③④の割合が最も高いのは、住戸 I, J は「就寝中」、住戸 A, D, G では「朝活」、住戸 C, E, H では「夜活」である。

中間期は W0 が低く各時間帯に該当する時間帯がない住戸があり、2つ以上の時間帯別のあいだで比較できる住戸は住戸 A, C, D, G, H の5住戸である。③④の割合が最も高いのは、住戸 G は「朝活」、住戸 D, H では「夜活」である。住戸 A, C は「就寝中」「朝活」で100%であり、「就寝中」のみ③④が最大となる住戸がない。

7. 結論

大阪市内の集合住宅で室内外温熱環境と冷房発・停、窓開・閉について、20秒間隔で実測を行い、温熱環境調節行為について分析を行った結果、1) 同じ気温に対する選択率は、時間帯によって異なる、2) 季節が異なっても選択時刻が一致する住戸がある、窓開放時における室温と Adaptive Model が定める快適温度と比較すると、3) Adaptive Model の快適温度に近い室温の出現割合が最も高い季節は中間期である、4) 外気温の変化に対する室温の変化が最も大きい季節は冷房終了期である、などを明らかにした。

参考文献

1) de Dear ら, ASHRAE transactions, 145-167, 1998 2) 宇田川: 空衛学会誌 2001年 Vol. 75 No. 4 p305-313 3) NHK 放送文化研究所世論調査部: 国民生活時間調査 2020年 生活の変化×メディア利用 2021年5月

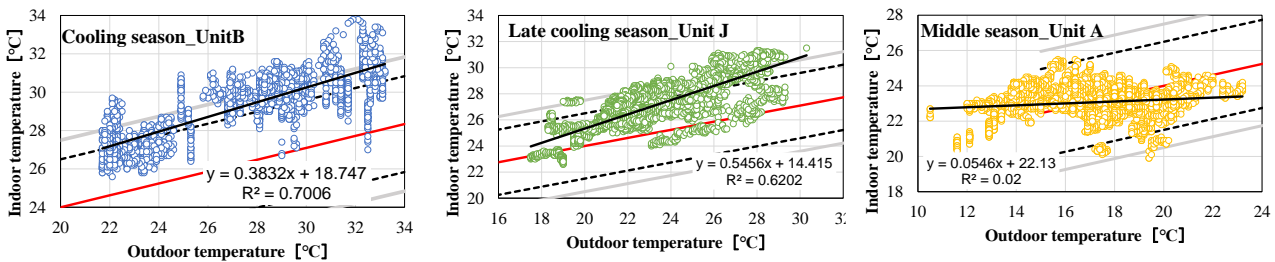


Fig.8 Relation between indoor temperature and outdoor temperature when the windows opening

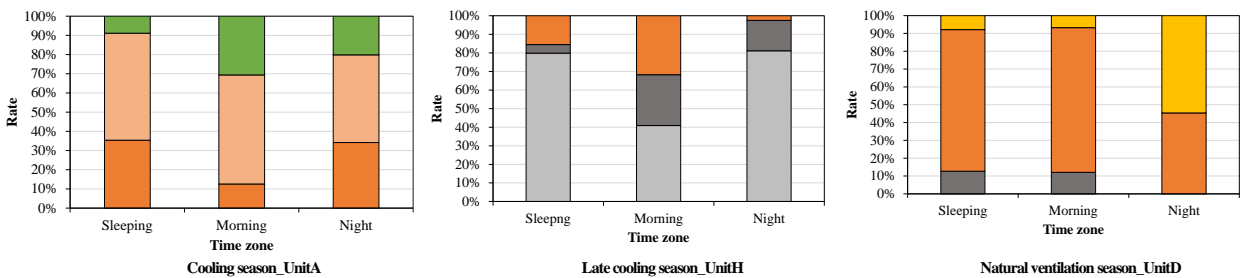


Fig.9 Comparison of classification ratios of indoor temperature distribution by time zone

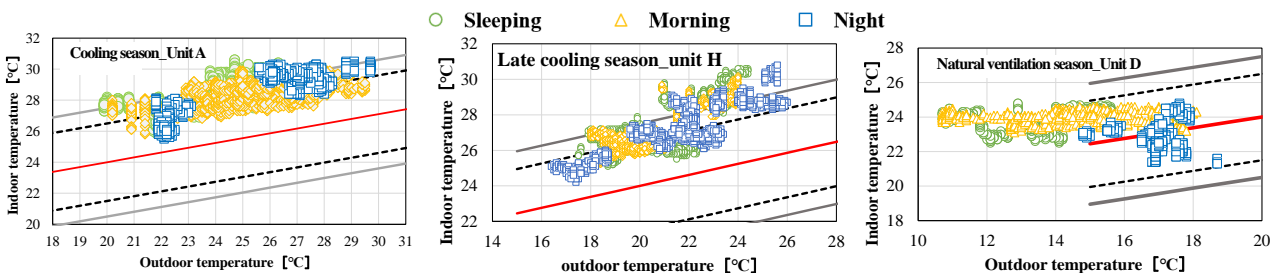


Fig.10 Relation between indoor-outdoor temperature when the windows opening by time zone

大学建物における CO2 排出量削減計画検討のための空調電力消費量に関する研究

Study on the Electricity Consumption by Air Conditioning Equipment for CO2 Emission Reduction Strategies in University Buildings

○田所 優典 (神戸大学)

竹林 英樹 (神戸大学)

Yusuke TADOKORO*1 Hideki TAKEBAYASHI*1

*1 Kobe University

With the aim of extracting effective information for energy conservation plans in university buildings, the characteristics of time variation of electricity consumption were analyzed by using the measurement data in Kobe University. The breakdown of electricity consumption was specified as base, lights and outlet, and air-conditioning. The characteristics of air-conditioning electricity consumption is revealed by cluster analysis using the measurement data.

1. はじめに

地球温暖化対策として大学は温室効果ガス削減に貢献する必要がある。神戸大学でも、2050年カーボンニュートラルへ向けた省エネルギーの取り組みが進められている。近藤は、2019年度の神戸大学における時刻別電力消費量を対象にクラスタ分析を行い、ベース、電灯コンセント、空調の各成分に分類した¹⁾。空調分野における具体的な省エネルギー方策の実施には、空調電力消費量の詳細な分析が必要である。

河野らは、東京大学における設備導入・稼働実態の調査を行い、空調機の機器容量が過大であることを明らかにし、機器容量原単位をベンチマークとした環境負荷低減手法を提案した²⁾。

本研究では、実測調査とクラスタ分析結果に基づき、神戸大学における空調電力消費量の特徴を明らかにする。

2. 電力消費量のクラスタ分析

2.1 分析の概要

本研究では、神戸大学六甲台第1キャンパス、六甲台第2キャンパス、鶴甲第1キャンパスを対象とした。六甲台第1キャンパスは主に文系、六甲台第2キャンパスは主に理系、鶴甲第1キャンパスは主に教養科目の講義などに利用されている。Fig. 1に対象施設を示す。38箇所ですべて1時間ごとに計測された2019年4月1日から2020年3月31日までの366日の電力消費量データを対象とした。固有値が1以上になる主成分を採用すると、24個の変数のばらつきの大部分は少数の主成分で説明された。次に主成分得点を計算し、その得点を用いて階層クラスタ分析を行った。サンプル間距離にはユークリッド距離を用い、グループ間の平均連結法により分類した。得られたデンドログラム(樹形図)より、3~5個のクラス

数となるように一定の距離で区分し、クラスタに分類した。分類されたクラスタは、あくまで統計的な分類結果であり、各クラスタがどのようなデータ群を代表するかは、分類結果をもとに考察する必要がある。

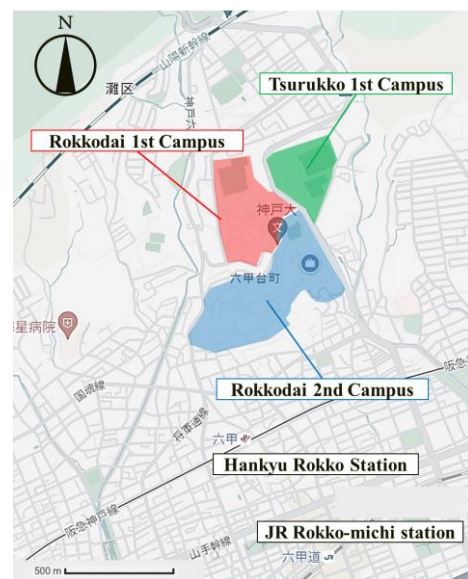


Fig.1 Objective campus in Kobe University

2.2 クラスタ分析の結果

時刻別電力消費量の分類結果の例として、Fig. 2に本部管理棟+本部管理棟分室の結果を示す。凡例には、該当クラスタに分類された日数を示す。205日がクラスタ1に分類され、そのうちの203日が平日であった。127日がクラスタ2に分類され、そのうちの124日が土日祝であった。33日がクラスタ3に分類され、すべての日が、日平均気温が27℃以上か10℃以下の冷暖房負荷の大きい日であった。これらの考察に基づき、クラスタ1を「平

日クラスタ」, クラスタ 2 を「休日クラスタ」, クラスタ 3 を「冷暖房クラスタ」と設定した。

同様の考察を行い, 多くの対象建物で平日を多く含む「平日クラスタ」, 土日や祝日を多く含む「休日クラスタ」, 日平均気温が 27°C 以上か 10°C 以下の冷暖房負荷の大きい日を多く含む「冷暖房クラスタ」に分類された。

Fig. 2 より, 休日クラスタはベースの電力消費量, 平日クラスタと休日クラスタの差は電灯コンセントの電力消費量, 冷暖房クラスタと平日クラスタの差は冷暖房の電力消費量, にそれぞれ相当すると考察された。

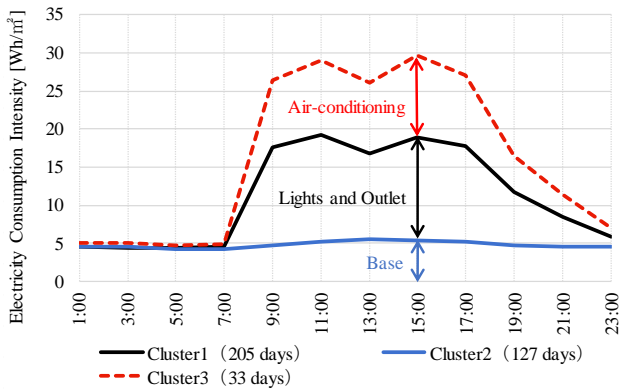


Fig.2 Electricity consumption intensity in Administration Office

3. 実測調査

3.1 測定概要

空調機器の稼働実態把握及びクラスタ分析結果との比較を行うため, 室外機の電力消費量の実測調査を行った。Table 1 に測定対象建物および測定対象機器を示す。クランプメーターで室外機ブレーカー2 次側の電流値を 5 分ごとに測定し, 1 時間の積算電力消費量を算出した。測定は 2023 年 9 月 1 日~2023 年 12 月 31 日に実施し, 室外機稼働日のデータを分析対象とした。

3.2 測定の結果

工学部 LR 棟の室外機 ACP-3A 及び経済経営本館の室外機 ACP-13 の測定結果を, それぞれ Fig. 3, Fig. 4 に示す。共に講義に利用される教室が中心である。青の太線は対象室外機の定格電力消費量, 赤の太線は実測値平均, 緑の太線はクラスタ分析結果である。

工学部 LR 棟では, 実測値平均とクラスタ分析結果はおおむね一致した。日中の実測値平均は 20 [Wh/m²] 程度で, 定格の 20% 程度である。実測値の最大は 54 [Wh/m²] で, 定格の 50% 程度である。低負荷での運転が多く, 機器容量が過大であると推察される。

経済経営本館では, 実測値平均とクラスタ分析結果は

おおむね一致した。日中の実測値平均は 15~20 [Wh/m²] 程度で, 定格の 15~20% 程度である。実測値の最大は 71 [Wh/m²] で, 定格の 70% 程度である。定格の 30~40% 程度の運転が多く, 機器容量が過大であると推察される。

Table 1 Objective buildings and outdoor units

Campus	Building	Outdoor Unit (Capacity)
Rokkodai 1st Campus	Main Building: Faculty & Graduate School of Economics, School & Graduate School of Business administration, Center for Social Systems Innovation	ACP-13 (69 kW)
		ACP-16 (33.5 kW)
Rokkodai 1st Campus	Integrated Center for Corporate Archives (Building IV)	EHP-302 (10 kW)
Rokkodai 2nd Campus	Faculty & Graduate School of Engineering - LR	ACP-3A (61.5 kW)
		ACP-2B (36.4 kW)
Rokkodai 2nd Campus	Science and Technology Research Building 3	ACM-73 (67 kW)
		ACM-41 (33.5 kW)
Rokkodai 2nd Campus	Innovation Commercialization Division	PAC-1-1 (10 kW)
Tsurukabuto 1st Campus	Institute for Promotion of Higher Education (College of Liberal Arts and Sciences) - K	ACP-4-1A (11.2 kW)

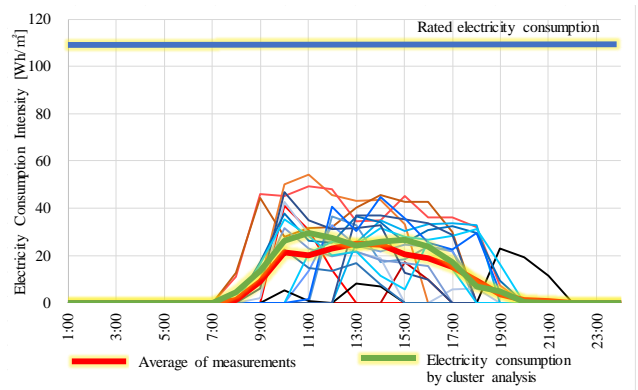


Fig.3 Measurement results of electricity consumption intensity at lecture room building of the faculty of engineering

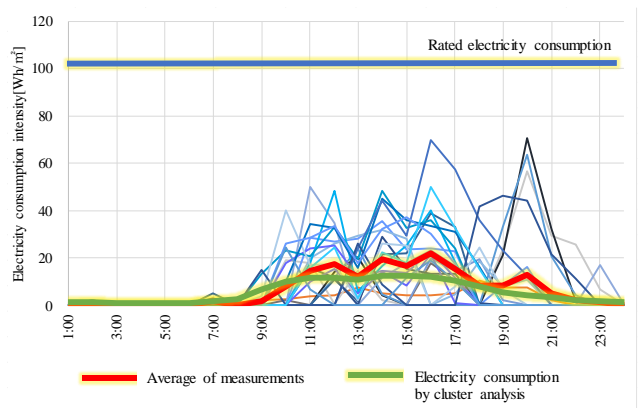


Fig.4 Measurement results of electricity consumption intensity at main building of the faculty of economics and business

4. クラスタ分析結果の考察

冷暖房の年間電力消費量は、クラスタ分析結果の日積算電力消費量と冷暖房クラスタの発生日数により算出される。Fig.5 に、建物ごとの冷暖房クラスタ発生日数と日積算冷暖房電力消費量[kWh/m²]を示す。各プロットの色は建物用途を表し、大きさは年積算冷暖房電力消費量[kWh/m²]を表す。緑は文系・事務系、青は理系研究室、赤はホールである。グレーは GHP 空調機比率が 50%以上の建物であり、今後の分析対象から除外する。中央値や平均値を考慮し、4 グループに分類して考察した。

日積算冷暖房電力消費量、冷暖房クラスタ発生日数が共に大きい建物である、自然科学 2 号館の時刻別電力消費量を Fig.6 に示す。青の太線は建物における全ての空調機が定格で運転した場合の電力消費量を表す。自然科学 2 号館は主に理系研究室として利用されている。電力消費量の最大は 18[Wh/m²]程度であり、定格の 50%程度である。夜間も 8[Wh/m²]程度である。他の理系研究室でも、夜間に電力消費量が確認された。

日積算冷暖房電力消費量が大きく、冷暖房クラスタ発生日数が少ない建物である、神大会館の時刻別電力消費量を Fig.7 に示す。収容人数 300 人の六甲ホール、ホワイエ、会議室等である。夜間の利用はなく、電力消費量の最大は全建物の中でも最大で 30[Wh/m²]程度であり、定格の 55%程度である。

日積算冷暖房電力消費量が小さく、冷暖房クラスタ発生日数が多い建物である、自然科学系図書館の時刻別電力消費量を Fig.8 に示す。理系学部の図書館である。夜間の利用はなく、電力消費量の最大は 10[Wh/m²]程度で、定格の 30%程度である。空調立ち上がり時に急激に上昇している。

日積算冷暖房電力消費量、冷暖房クラスタ発生日数が共に小さい建物である、本部管理棟・本部管理棟分室の時刻別電力消費量を Fig.9 に示す。本部管理棟は主に事務系の建物である。夜間の利用はなく、電力消費量の最大は 10[Wh/m²]程度であり、定格の 20%程度である。

空調機が定格で運転した場合の電力消費量に対して、実際の電力消費量はおおむね 50%以下であった。機器容量が過大である可能性と、建物全体での空調機器稼働率が低い可能性がある。

日積算冷暖房電力消費量と冷暖房クラスタ発生日数が共に大きい理系研究室は、年積算冷暖房電力消費量が大きく、対策の優先度は最も高い。神大会館は、日積算冷暖房電力消費量を抑えるための対策が必要である。日積算冷暖房電力消費量が小さい建物は、対策の優先度は低い。対策時には冷暖房クラスタ発生日数の多い建物から行うのが効果的である。

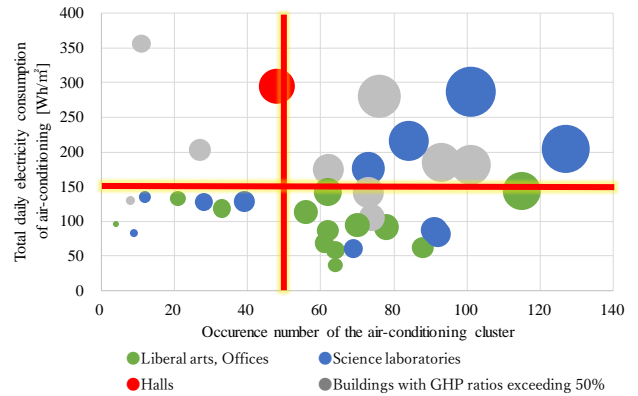


Fig.5 Occurrence number of the air-conditioning cluster and total daily electricity consumption of air-conditioning

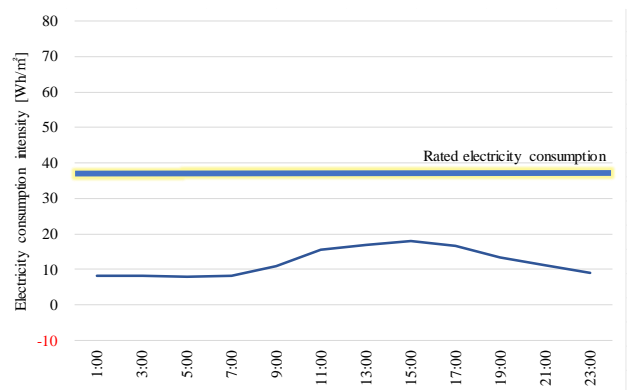


Fig.6 Electricity consumption intensity obtained by cluster analysis at science and technology research building 2

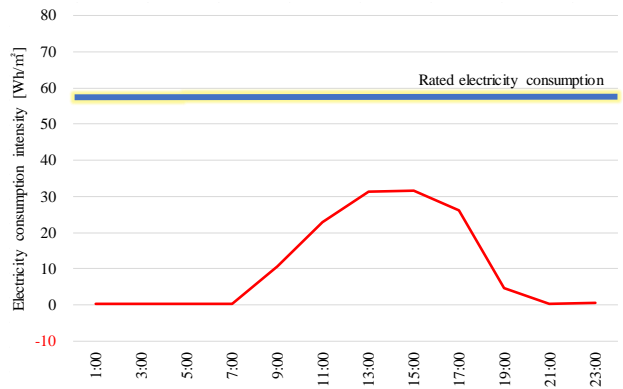


Fig.7 Electricity consumption intensity obtained by cluster analysis at Kobe University Centennial Hall

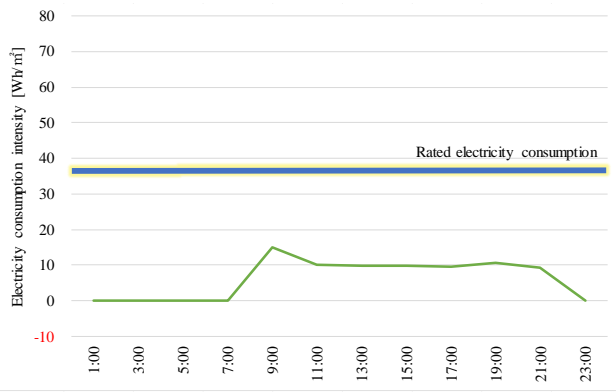


Fig.8 Electricity consumption intensity obtained by cluster analysis at Library for Science and Technology

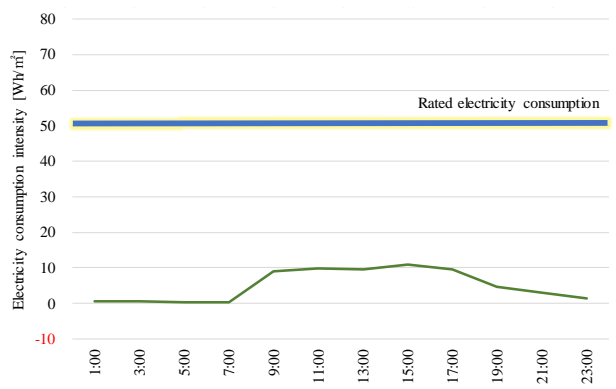


Fig.9 Electricity consumption intensity obtained by cluster analysis at Administration Office

5. まとめ

室外機の実測調査とクラスタ分析結果より、大学施設における建物ごとの空調電力消費量の特徴を考察した。

実測値平均とクラスタ分析結果の電力消費量はおおむね一致した。実測値は定格の20~40%程度の低負荷運転が多いことが確認された。設計時の機器容量が過大であると推察される。

クラスタ分析により得られた時刻別電力消費量は、理系研究室では夜間、日中ともに電力消費量が大きい。ホールでは、日中の最大値が大きい。図書館では、空調立ち上がり時に大きい。事務室では、夜間の利用はなく、日中の最大値も小さい。全ての空調機が定格で運転した場合の電力消費量に対して、おおむね50%以下の低負荷であった。日積算冷暖房電力消費量と冷暖房クラスタ発生日数が共に大きい理系研究室は省エネルギー対策の優先度が最も高く、日積算冷暖房電力消費量の大きい神大会館も対策が必要である。

謝辞 測定に協力いただいた神戸大学施設部や各建物の管理者の皆さまに謝意を表します。神戸市による令和 5

年度大学発アーバンイノベーション神戸（物価高騰等対策）に採択された「大学建物におけるCO₂排出量削減戦略策定のための削減効果の予測に関する研究」の一環として実施した。

参考文献

- 1) 近藤陽香, 時刻変化の特徴に基づく大学建物の電力消費量の分類方法に関する研究, 神戸大学工学部卒業論文, 2022
- 2) 河野匡志, 柳原隆司, 花木啓祐, 磯部雅彦, 坂本雄三, 国立大学施設における環境負荷低減手法に関する研究—東京大学におけるCO₂排出量削減に向けた実効ある対策の計画と実践の事例, 日本建築学会環境系論文集, 第76巻, 第666号, 723-734, 2011年8月

店先を開放して営業する店舗の自然換気による空調負荷
夏期および冬期の全国における負荷総量の推定
Air-Conditioning Load by Gravity Ventilation in Stores with Their Fronts Open
Estimation of total air conditioning load in summer and winter

○市川 敦貴 (神戸大学)

高田 暁 (神戸大学)

Atsuki ICHIKAWA*1 Satoru TAKADA*1

*1 Kobe University

To evaluate the effect of AC (air-conditioners) airflow on the ventilation load by opening storefronts and the effect of narrowing opening area, CFD analysis was performed for models (dimensions determined based on field survey). The airflow from AC outlet on the ceiling blocked intrusion of outside air when cooling and encouraged outflow of indoor air when heating. When the distance between AC and the opening changed from 1.5m to 0.5m, cooling amount required to achieve the same indoor temperature was reduced by 13.2%. When top 30% of the opening was covered, that was reduced by 37.6% (cooling) and 64.9% (heating).

はじめに

わが国では、夏期の冷房時や冬期の暖房時であっても、店先の開口部を開放したまま営業している小規模店舗をよく目にする。この場合、屋外と室内の温度差による自然換気が生じ、冷暖房負荷が増加している。これは削減すべき負荷であるが、店主らに行動変容を促すのは容易ではないと思われる。温度差換気は換気力学に基づいて簡易に計算が可能であるが、店内に設置された空調機の吹出し気流や開口部近辺に置かれた物品が換気性状に影響を及ぼしていることが考えられる。自然換気に影響を及ぼす要素として、室温変動¹⁾やエアカーテン²⁾³⁾⁴⁾⁵⁾、開口部周辺に設置された壁⁶⁾や室内の熱発生・人体の移動⁷⁾について、また吹出し気流については気流解析における取り扱い⁸⁾⁹⁾¹⁰⁾について検討されているが、空調機からの吹出し気流と開放された開口部を介した換気性状の関係について検討したものは見られない。そこで本報では、実在の商店街における調査に基づいて作成した店舗モデルを用いて、店舗室内と仮想的な外気空間の間の自然換気について気流解析を行い、空調機の存在が店舗の開口部を介した換気性状へ及ぼす影響を明らかにし、店舗の開放による換気負荷の増加分を定量的に把握するとともに、開口の一部を塞ぐことにより削減可能な負荷を推定し、店主の行動変容へ向けた材料を提供することを目指す。

1. 神戸市内の商店街における実態調査

2023年6月5日~12日、アーケードの両側に小規模店舗が並ぶ神戸市内の3商店街を対象に店内に設置された空調機や開口部の状況を調査した。調査項目は、店名、業種、開口(開口幅、開口高さ、開口部近傍に設置されていた陳列棚等の物品の形状)、主要な開口部と最も近い空調機との距離とした。寸法は、許可された場合にはレーザー距離

計を用いて、それ以外の場合は空調機の大きさを基準として概算した目測によって推定した。また、全対象について外観写真を撮影した。

食料品や衣料品店で開口を開放したまま営業している割合が7割を超え、逆に飲食店やその他の業種では開放している割合が小さかった(Fig.1)。開口の幅は店舗によって様々であったが、開口の高さは多くの店舗で約2.75m程度であった。空調機と開口部の距離は平均約3.0mであったが、約1.0mの店舗もあった(Fig.2)。



Fig.1 The ratio of shops with their storefronts open in each street

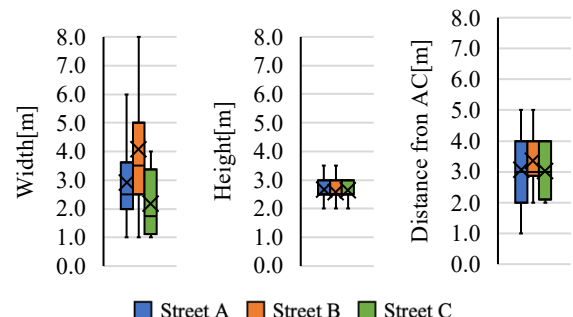


Fig.2 Width, height and distance from AC of storefront opening in each street

2. 冷房時の開口部開放に伴う自然換気の気流解析

2.1 気流解析の方法

前章の調査結果(Fig.2)を踏まえ、室内空間に仮想的な外気空間を接続し、Fig.3に示すようなモデルを作る。4方

向に吹き出し口を持つ空調機を室内天井面に設置し、これを用いて冷房時に開口部を開放する店舗における自然換気について気流解析を行う。室内に空調機以外の熱源は置かない^{註1)}。基準ケースの解析条件を Table 1 に示す。

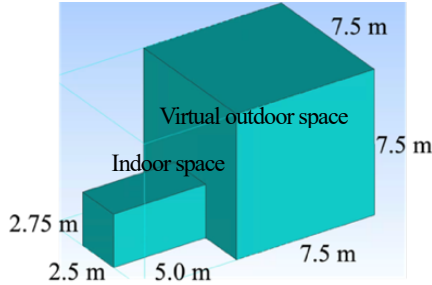


Fig.3 The model used in CFD

Table 1 CFD conditions (cooling)

Type		Steady	
Turbulence model		Standard k-ε	
Total mesh number		Approx. 3 million	
Indoor	Floor	Adiabatic	
		Logarithmic law	
	Ceiling	Adiabatic	
		Logarithmic law	
	Wall	Adiabatic	
		No heat generation	
Virtual outdoor space	Floor	Logarithmic law	
	Boundary surface	Heat transfer coefficient	100 kW/(m ² · K)
		Outdoor temp	30 °C
		Logarithmic law	
AC	Outlet	Flow rate	250 m ³ /h×4
		Power	3.5 kW
		Angle	45°
		Area	50 mm×500
	Inlet	Flow rate	1,000 m ³ /h
		Area	500 mm×500 mm
Pressure reducing panel	Pressure	0 Pa	
	Area	100 mm×100 mm	

2.2 外気温・空調機による冷却量を変更した場合の結果
基準ケースの流速分布・温度分布を Fig.4 に示す。高温の外気が開口部の上部から侵入し、開口部の下部では室内の低温の空気が外気空間へ出る、典型的な温度差換気であるが、外気側を向いた空調の吹き出し口から出た気流が開口の上部から侵入する外気に衝突し、温度差換気を抑えている。外気は吹き出し気流の下を潜るようになり、奥へ侵入したのち、一部が吸込み口へ誘引された。次に、外気温や空調機による冷却量を変更した場合に実現する室温（室内空間全域の平均温度）を Fig.5 に示す。外気温が高いほど、また空調機による冷却量が高いほど室温は低下した。

2.3 空調機の位置・吹き出し角度を変更した場合の結果

基準ケースから空調機の位置（開口部からの距離）・空調機の吹き出し角度を変更した場合に実現する室温を Fig.6 および Fig.7 にそれぞれ示す。空調機の位置を室内の奥へ移すと、外気が室内の奥まで侵入するため、空調機を開口部から遠ざけるほど室温が高くなった。空調機の位置を 1.5 m の位置から 0.75 m の位置に近づけると、室温が約 0.3 °C 低下した。また、吹き出し角度を上向きにするほど室温は低く保たれた。

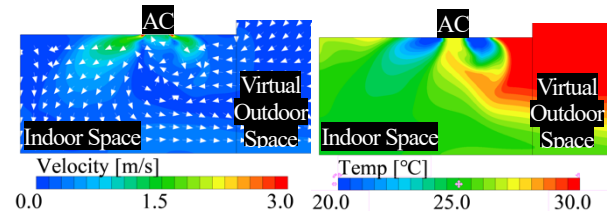


Fig.4 Velocity and temperature distributions for the reference case (cooling)

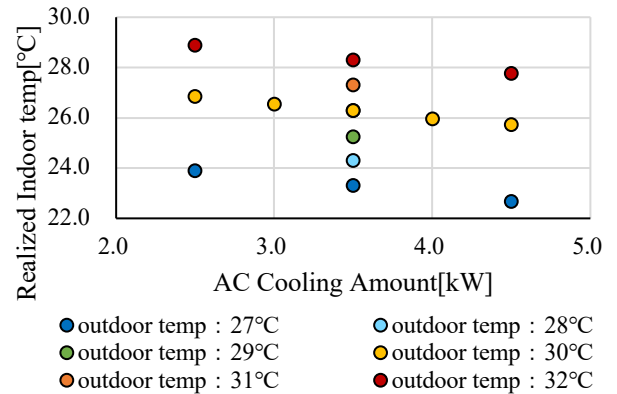


Fig.5 Relationship between outdoor temp, AC power and realized indoor temp. (cooling)

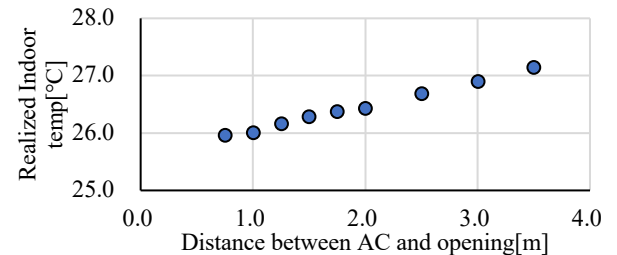


Fig.6 Relationship between distance from AC and realized indoor temp. (cooling)

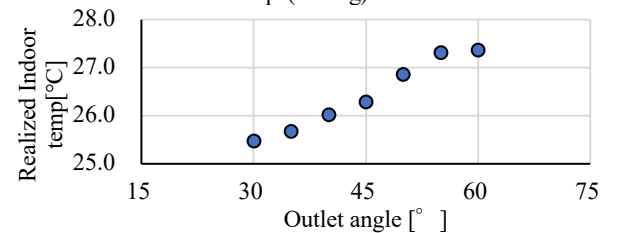


Fig.7 Relationship between AC angle and realized indoor temp. (cooling)

3. 暖房時の開口部開放に伴う自然換気の気流解析

3.1 気流解析の方法

暖房条件についても同様に計算を行う。基準ケースについて、冷房条件からの変更点を Table 2 に示す。

Table 2 CFD conditions (heating)

Virtual outdoor space	Boundary surface	Outdoor temp	5 °C
AC	Outlet	Flow rate	500 m ³ /h×4
		Power	10.0 kW
		Angle	35°
	Inlet	Flow rate	2,000 m ³ /h

3.2 外気温・空調機加熱量を変更した場合の結果

暖房条件の基準ケースの流速分布・温度分布を Fig.8 に示す。開口部へ向いた吹き出し口から出た高温の気流は上昇し、直接開口部の上端を通して外気空間へ流出する。開口の下半分では、外気空間側から室内空間へ低温の空気が流入する。暖房時には空調機から出た吹き出し気流は温度差換気を助長していると考えられる。次に、外気温や空調機による加熱量を変更した場合に実現する室温を Fig.9 に示す。外気温が高いほど、また空調機による加熱量が高いほど実現する室温が高くなる。冷房時と比べ、空調機の冷却量/加熱量の変化に対する室温の変化量が小さくなったのは、吹き出し気流が直接外気へ漏出するためである。

4. 開口の一部を塞いだ場合の自然換気の気流解析

冷房条件・暖房条件それぞれの基準ケースに、Fig.10 のように開口の上部あるいは横両端に開口面積を狭める措置を追加した際の自然換気について気流解析を行う。開口部の高さは2.75mのため、上部30%を閉鎖しても、それより下の高さは1.925mとなり、店舗運営には差し支えない範囲であると考えられる。Fig.11・Fig.12に、冷房時および暖房時の開口閉鎖率と実現された室温の関係をそれぞれ示す。同じ冷却量/加熱量を与えた際に実現される室温は、開口面積が狭まることによって伴い、冷房時には低く、暖房時には高くなった。この影響は開口の横両端を塞いだ場合よりも上端を塞いだ場合のほうが顕著であった。冷房時には開口の上部を塞いだ場合でも空調吹き出し気流が外気の侵入をブロックする効果を確認した。暖房時には、特に開口の上端を塞いだ場合に、基準ケースで見られた空調吹き出し気流の直接の外気空間への流出を阻害していることを確認した。開口の上部30%

(床面から1.925m~2.75m)を塞ぐことで、冷房時は実現する室温が約1.2°C低下、暖房時は約5.1°C上昇した。

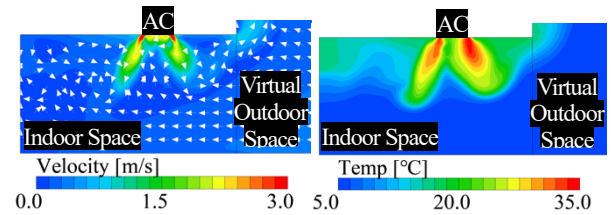


Fig.8 Velocity and temperature distributions for the reference case (heating)

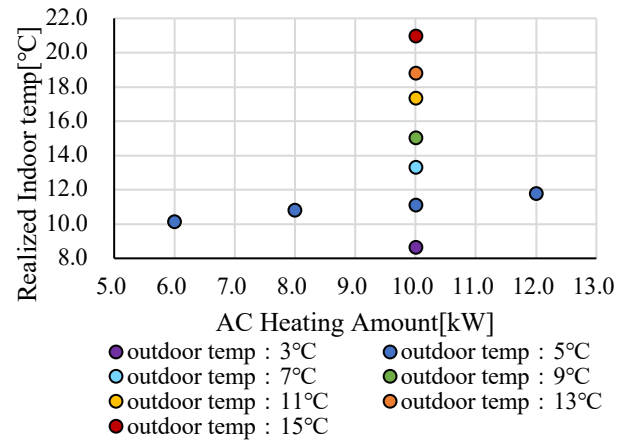


Fig.9 Relationship between outdoor temp, AC power and realized indoor temp (heating)

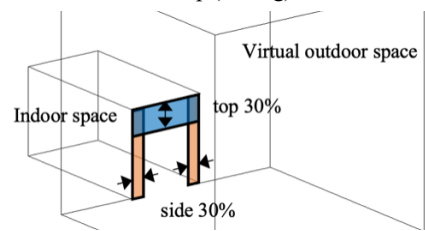


Fig.10 How to install panels to narrow the opening area

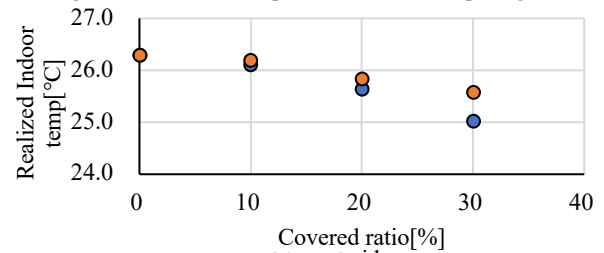


Fig.11 Relationship between opening covered ratio and realized indoor temp (cooling)

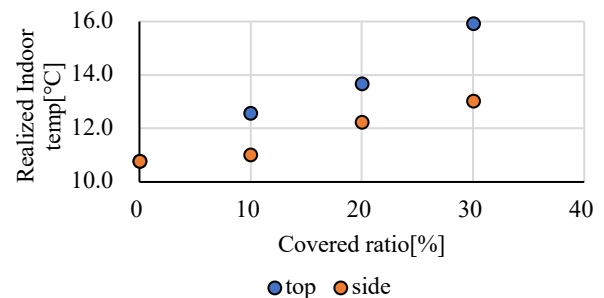


Fig.12 Relationship between opening covered ratio and realized indoor temp (heating)

5. ある室温の実現に要する空調機冷却量/加熱量の推定

ここまで流体解析の都合上、冷房・暖房時の冷却量/加熱量を固定して計算したが、この室内空間における冷房時および暖房時の外気温・冷却量/加熱量と実現する室温の関係から、外気温に応じた、開口部を開放することによって生じている空調機負荷を推定する。まず冷房条件について、冷却量あるいは外気温を説明変数、室温を目的変数とした回帰直線は式(1)となる。ここで基準室温を 26 °C とすると、基準室温を実現するのに必要な冷却量は式(2)になる。暖房についても同様に考え、基準温度を 22 °C とすると式(3)が導かれる。ただし、 θ_i : 室温[°C], θ_o : 外気温[°C], P_c : 冷却量[kW], P_h : 加熱量[kW]とし、 P_c および P_h は、その値が正になるときのみ定義される。

$$\theta_i = \theta_o - 0.5689P_c - 1.724 \quad (1)$$

$$P_c = \frac{1}{0.5689}(\theta_o - 27.724) \quad (2)$$

$$P_h = \frac{1}{0.2640}(18.5344 - \theta_o) \quad (3)$$

第3章で、冷房時に空調機を開口部に近づける (1.5 m → 0.5 m) ことにより、室温が約 0.3 °C 低下することを確認した。これを式(2)に当てはめると、同等の室温を得るために必要な冷却量は約 0.53kW 削減されることになる。この室温を基準ケースの冷却量 (3.5kW) のままで得られるので、13.2%のエネルギーを削減したことになる。また、第5章で、開口部の上端から 30%を塞ぐことにより、冷房時には室温が約 1.2°C 低下、暖房時には室温が 5.1°C 上昇することを示したが、同等の室温を得るために必要な加熱量は、それぞれ 2.11kW, 19.3kW 削減される。これらの室温を基準ケースの冷却/加熱量 (冷房 : 3.5kW, 暖房 : 10.0kW) のままで得られるので、冷房時に 37.6%, 暖房時に 64.9%のエネルギーを削減したことになる。

6. まとめ

夏期の冷房時あるいは冬期の暖房時に開口部を開放して営業する店舗に関して、商店街における調査に基づいて設定したモデルを用い、天井4方向吹き出しの空調を対象として、気流解析を行った。冷房時に、空調機からの吹き出し気流が開口上部より侵入しようとする高温の外気に衝突し、温度差換気を抑えること、暖房時に、開口上部での室内空気の流出を助長していることを確認した。空調機の設置位置を開口部に近づける (1.5 m → 0.75 m) ことで、冷房時に同等の室温を得るために必要な冷却量を 13.2%削減できることを示した。開口の上部 30% (床面から 1.925m 以上の部分) を塞ぐことにより、同等の室温を得るために必要なエネルギーを冷房時に 37.6%, 暖房時に 64.9%削減できることを示した。

註1) 基準ケースに対し、空調機の冷却量を変更した場合に実現される室温と、室内発熱量 (天井面を除く室内の壁面全てで一様に発熱) を空調機の冷却量から差し引いた値と実現する室温の関係を Fig.13 に示す。これらの値はよく一致しており、壁面の熱貫流など様な熱負荷がある場合も、その分だけの空調機の冷却量の低下として扱って良いと考えられる。

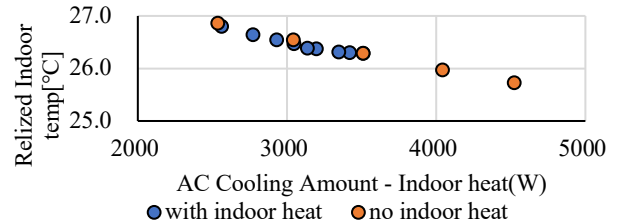


Fig.13 Relationship between AC power – indoor heat and realized indoor temp (cooling)

参考文献

- 1) 細井昭憲, 単一開口における室温変動を考慮した温度差換気の基礎理論, 日本建築学会環境型論文集, 第 85 巻 第 768 号, 149-156 (2020)
- 2) 李時桓, 開門冷房におけるエネルギー損失に関する研究 (第 1 報) 単一開口における換気量とエアカーテンの熱遮断特性に関する数値的検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 4 巻, 145-148 (2018)
- 3) 李時桓, 開門冷房におけるエネルギー損失に関する研究 (第 2 報) エアカーテンの種類による熱遮断効率, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 4 巻, 101-104 (2019)
- 4) 矢野智子, 李時桓, 倉淵隆, 林鍾衍, 開門冷房におけるエネルギー損失に関する研究 (第 3 報) 実測による商店内の温熱環境と熱損失特性, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 4 巻, 105-108 (2019)
- 5) 矢野智子, 李時桓, 開門冷房におけるエネルギー損失に関する研究 (第 4 報) 実測による漏気負荷抑制手法の検討と熱負荷計算, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 4 巻, 61-64 (2020)
- 6) Yuki Arinami, Shin-ichi Akabayashi, Yoshihide Tominaga, Jun Sakaguchi, Performance evaluation of single-sided natural ventilation for generic building using large-eddy simulations: Effect of guide vanes and adjacent obstacles, Building and Environment, Vol.154, 68-80 (2019)
- 7) Lu Feng, Yan Wu, Yi Zhao, Rubin Li, Song Dong, Naiping Gao, Variation of temperature stratification during and after the human movement in displacement ventilation, Building and environment, Vol.239, 1-14 (2023)
- 8) 丹羽康介, 酒井孝司, 小野浩己, CFD パーツ化を目的とした線上吹き出し口を有する室内の CFD 解析に関する研究 流入口の乱流強度設定が気流性状に及ぼす影響, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 201-204 (2016)
- 9) 五島慧次ら, 4方向カセット型ディフューザの CFD パーツ化に関する検討, 日本建築学会大会学術講演論文集 (環境工学 II), 899-900 (2017)
- 10) 桃井良尚, 時間変動する吹き出し気流の実用的 CFD モデル化手法に関する研究 (第 1 報) 風向変動気流への噴流モデルの適用, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 317-320 (2018)