

ファン付き衣服による人体への熱ストレス緩和効果の分析 Analysis of Heat Stress Mitigation Effect of Fan-equipped Clothing on Human Body

○白川 裕貴(大阪公立大学)

吉田 篤正(早稲田大学)

木下 進一(大阪公立大学)

飛田 国人(大阪公立大学)

Yuki SHIRAKAWA*1 Atsumasa YOSHIDA*2 Shinichi KINOSHITA*1 Kunihito TOBITA*1

*1 Osaka Metropolitan University

*2 Waseda University.

This study investigates the physiological and psychological effects of fan-equipped clothing on human heat stress mitigation. Experiments were conducted at 33°C and 38°C with varying humidity levels. Results show that fan clothing effectively suppresses core temperature rise by promoting sweat evaporation; at 33°C. As the relative humidity increased, the cooling effect of the airflow inside the fan-equipped clothing was clearly observed, and this effect was even more pronounced when a cooling vest was used in combination. At 38°C, combining fan clothing with a cooling vest significantly improved cooling. Furthermore, fan clothing enhances thermal comfort, especially in high-humidity environments. Findings confirm that fan-equipped clothing reduces thermal strain by facilitating internal ventilation and evaporation.

1. 緒言

近年、ヒートアイランド現象や地球温暖化の進行により都市域の暑熱環境が深刻化しており¹⁾、熱中症の発生リスクが労働現場や日常生活で急速に高まっている²⁾。このリスク軽減のため小型冷却材、ミスト噴霧やファン付き衣服など身体に直接作用する様々な冷却方法が適応策として注目されている³⁾⁴⁾。ファン付き衣服を着用する場合、衣服内に外気を送風することで皮膚表面の冷却、汗の蒸発冷却を促進する⁴⁾。本研究では、被験者実験を実施し、ファン付き衣服の着用が暑熱環境下での体温調節に及ぼす生理効果を、熱放散の伝熱機構も踏まえて明らかにする。温冷感や快適感など心理応答と生理応答との関係についても検討する。環境条件として、①気温 33°C(相対湿度 50%)と 38°C(相対湿度 30%)の 2 条件および ②相対湿度 30%, 50%, 70%(気温 33°C)の 3 条件を設定した。歩行運動と休憩を複数回組み込んだ実験プロトコルを策定し、体内への蓄熱が段階的に増加するプロセスで生理応答や心理応答に与える効果を検討した。

2. 実験方法

被験者実験は人工気候室で気温および相対湿度を設定(①33°C, 50%と 38°C, 30%, ②気温 33°C, 30%, 50%, 70%)して実施された。実験プロトコルは、①トレッドミルを使用した歩行運動(4.5METs(4km/h))あるいは ②バイク運動(4.5METs)と休憩の連続的な組み合わせとした。実施時期は①2024年6月-2025年2月、②2025年11月-2026年1月であった。実験プロトコルを図1に示す。衣服条件としてファン付き衣服の有無、冷却ベスト

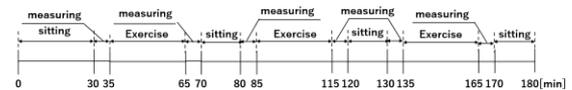


Fig.1 Experimental protocol

着用やミスト噴霧器の装着の条件も加えた。測定項目は、生理応答として深部温度(直腸温)、全身発汗量(体重変化)、心拍数、皮膚血流量(上腕)、生理応答に関わる衣服内温湿度、無効発汗率、心理応答として全身温冷感(-3:とても寒い→0:寒くも暑くもない→+3:とても暑い)、熱的快適感(-3:とても不快→0:快適でも不快でもない→+3:とても快適)、線形尺度とした。被験者は20歳代前半の健康な男子学生、①5人、②2人であった。被験者に前日の夕食に辛い食べ物の摂取禁止、飲酒禁止、当日は実験終了までの食事と運動の制限、十分な睡眠時間の確保、実験開始の2時間以上前の起床を義務付けた。体温の日変動を考慮して測定開始時刻を11時とした。生理量測定装置は人工気候室で装着した。被験者毎の体内の水分量を揃えるため、実験装置の装着前に300gの水分摂取を行った。実験時の服装は①6月-11月、着衣量0.3clo、ポリエステル100%の半袖Tシャツ、半ズボン、裸足でサンダルを履いた、②11月-2月、②0.45clo、長袖シャツ、半ズボン、裸足でサンダルを履いた。冷却ベスト(素材)の最大含水率は350%であった。ミスト噴霧器の噴霧量は0.66mL/minであった。被験者実験は、本学の倫理委員会による審査を経た後、実施された。

3. 実験結果及び考察

図2に気温33°Cと38°Cにおける累積全身発汗率と深

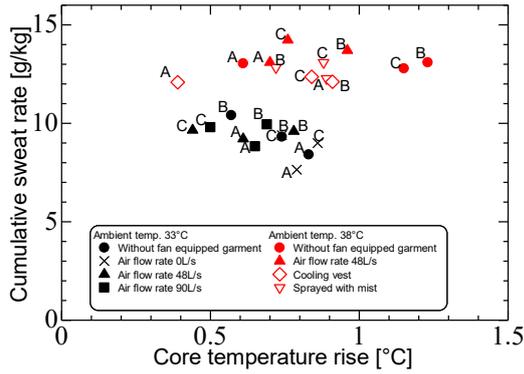


Fig.2 Correlation between cumulative sweat rate and core temperature rise at air temperatures of 33°C and 38°C

部温度上昇の関係を示す。それぞれ運動開始(35分)から3回目運動終了(165分)までの累積発汗率、深部温度上昇を表す。気温 38°Cでは 33°Cに比べて累積発汗量が多く、深部温度の上昇も全般的に大きい結果となった。気温 33°Cでは累積発汗率の増加とともに深部温度の上昇が抑制された。空調服着用による深部温度上昇の抑制、風量の増大による効果は全般に認められた。気温 38°Cでは、脱水の進行に伴い、深部温度の上昇が累積発汗率に依存しない結果となった。冷却ベストを着用した場合、他の着用条件に比べて発汗量抑制が認められ、深部温度の抑制も観測された。

気温33°Cでは、皮膚温度よりも低い温度の送風が可能であるため、顕熱放散が成立し、加えて衣服内の気流促進によって蒸発効率を高め、結果として汗の発汗、蒸発量増加が深部温上昇の抑制に効果的に寄与したと推察される。気温38°Cでは皮膚温度を上回るため、顕熱放散は成立せず、顕熱による受熱が認められたが、空調服着用による深部温度の上昇の抑制が観察された。冷却ベスト着用では、発汗量が他条件より低いにも関わらず、深部温の抑制が明白であり、発汗を伴わない冷却ベストからの蒸発冷却(疑似発汗)作用が寄与していた。

図3, 4に環境温度38°C, 3回目運動終了時の衣服層(皮膚-衣服-冷却ベスト-空調服-外気系)の各層の温度、絶対湿度を、外気(人工気候室)を基準とした偏差で示した。被験者Bの測定結果で示す。横軸は「1: 皮膚, 2: 皮膚-衣服間の空間, 3: 衣服, 4: 冷却ベスト, 5: 冷却ベスト-空調服間の空間, 6: 空調服, 7: 外気」の位置を表す。縦軸はそれぞれ気温、温度および絶対湿度を表す。「赤: 空調服未着用, 青: 空調服着用(48L/s), 橙: 空調服に加えて冷却ベスト着用, 黒: 空調服に加えてミスト噴霧器を装着」を意味する。皮膚, 衣服, 冷却ベストは飽和状態と仮定して絶対湿度を算出した。衣服内気層と皮膚間の絶対湿度差が大きく、潜熱輸送による放熱効果が支配的、衣服内気流による換気のため衣服内と外気の絶対湿度差は小さい、冷却ベスト着用による衣服内気温が大幅に低下し、発汗量の抑制に寄与している可能性が高い。

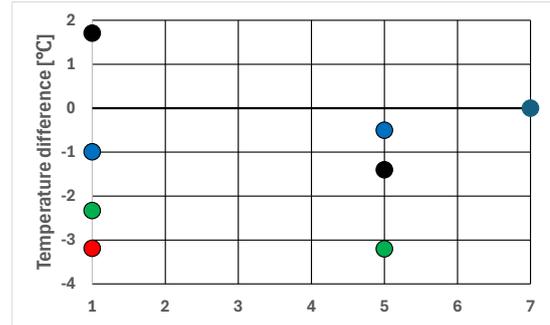


Fig.3 Temperature distribution in cloth layer of four type clothing at 38°C and relative humidity of 30%

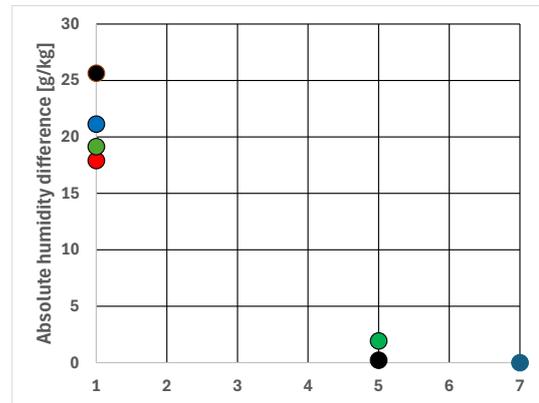


Fig.4 Absolute humidity distribution in cloth layer of four type clothing at 38°C and relative humidity of 30%

図5, 6に全身温冷感, 熱的快適性と深部温度の相関を示す。いずれも運動前と3回目の運動時(35分-165分)の温冷感上昇, 快適感上昇(縦軸), 深部温度上昇(横軸)を表す。深部温度上昇と暑熱感上昇の関係は、皮膚温度上昇との関係(相関係数0.29)と比べて、より強い正の相関(相関係数0.45)が認められた。本実験では運動による代謝量が体内の発熱量としては支配的であり、深部温度もその影響を受け、体内の蓄熱量が大きいため、温冷感が深部温度との相関がより強く認められたと考えられる。皮膚温度上昇と快適感低下の間には相関が認められなかったが、深部温度上昇と快適感低下の間は、負の相関(相関係数-0.22)が認められた。快適感は温冷感に比べると生理量変化に対する相関は弱く、他の要因が関係していることが伺える。空調服着用の効果が心理応答からも解明できた。

相対湿度が異なる実験条件(相対湿度 30, 50, 70%, 気温 33°C)では以下の結果が得られた。図7に被験者Dの累積全身発汗率と深部温度上昇の関係を示す。それぞれ運動開始(35分)から3回目運動終了(165分)までの累積発汗率、深部温度上昇を表す。相対湿度の上昇に伴い、発汗量の増加とともに深部温度の上昇も認められた。無効発汗の増大が示唆された。ファン付き衣服の着用の効果は、相対湿度の上昇に伴い明確になった。冷却ベスト

の着用により、相対湿度に関わらず、発汗量の抑制が明確に観測され、相対湿度が高い場合、深部温度上昇の抑制が併せて認められた。被験者 E に対しては、条件間の無効発汗の差が小さく、被験者 D とは異なる傾向を示した。

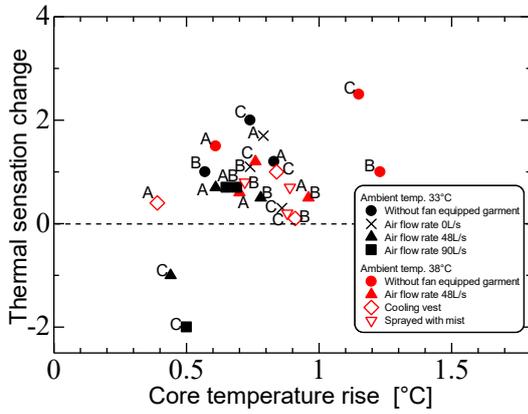


Fig.5 Correlation between thermal sensation and core temperature change at air temperatures of 33°C and 38°C

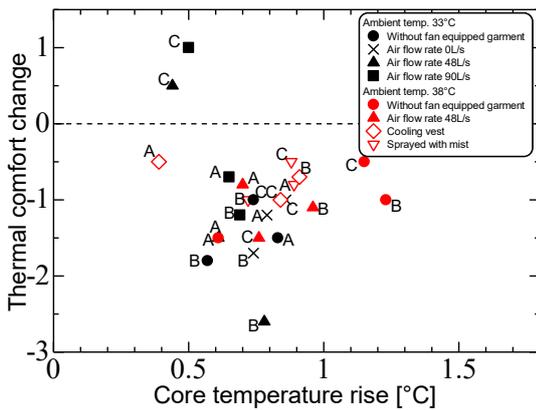


Fig.6 Correlation between thermal comfort and core temperature change at air temperatures of 33°C and 38°C

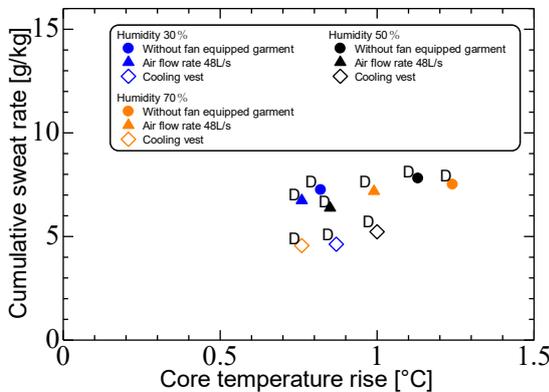


Fig.7 Correlation between cumulative sweat rate and core temperature at relative humidity of 30, 50 and 70%

図 8, 9 に相対湿度が 70% の場合の 3 種類の衣服条件 (ファン付き衣服の有無, 冷却ベスト着用) の衣服層 (皮膚-衣服-冷却ベスト-空調服-外気系) の各層の温度, 気温および絶対湿度を, 外気 (人工気候室) を基準とした偏差で示した。図 10, 11 に冷却ベストを着用した場合の 3 種類の相対湿度 (30, 50, 70%) の皮膚-衣服-冷却ベスト-空調服-外気系の各層の温度, 気温および絶対湿度を, 外気 (人工気候室) を基準とした偏差で示した。被験者 D の測定結果で示す。横軸は「1: 皮膚, 2: 皮膚-衣服間の空間, 3: 衣服, 4: 冷却ベスト, 5: 冷却ベスト-空調服間の空間, 6 空調服, 7: 外気」の位置を表す。縦軸はそれぞれ気温, 温度および絶対湿度を表す。「○: 相対湿度 30%, △: 相対湿度 50%, □: 相対湿度 70%», 「赤: 空調服未着用, 青: 空調服着用 (48L/s), 橙: 空調服に加えて冷却ベスト着用」を意味する。

これらの結果から、空調服着用時の衣服内気流により、衣服内では換気が十分にされ、発汗に伴う水蒸気も速やかに排出されることが明らかになった。冷却ベストを着用した場合、ベスト表面からの蒸発冷却に伴い、衣服内全域の温度低下に寄与し、発汗量の抑制に働いている可能性が高い。空調服着用に伴う衣服内気流の作用による皮膚温度低下を通して、深部温度の抑制に寄与している可

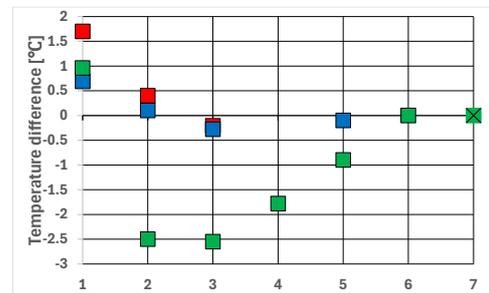


Fig.8 Temperature distribution in cloth layer of three type clothing at relative humidity of 70%

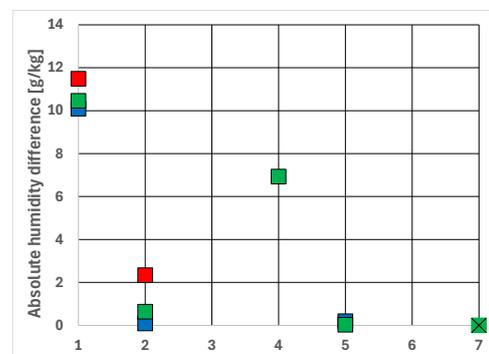


Fig.9 Absolute humidity distribution in cloth layer of three type clothing at relative humidity of 70%

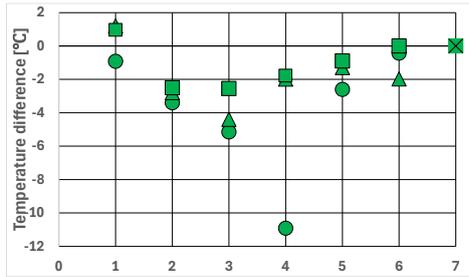


Fig.10 Temperature distribution in cloth layer of fan equipped garment with cooling vest at relative humidity of 30, 50 and 70%

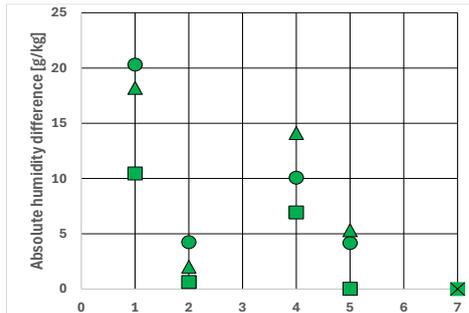


Fig.11 Absolute humidity distribution in cloth layer of fan equipped garment with cooling vest at relative humidity of 30, 50 and 70%

能性が大きく、冷却ベストを着用した場合には衣服内気温の低下も加わり、その作用は強化されると強く示唆される。

図 12, 13 に全身温冷感と深部温度および熱的快適感と深部温度の関係を示す。いずれも運動前と3回目の運動時(35分-165分)の温冷感上昇、快適感上昇(縦軸)、深部温度上昇(横軸)を表す。運動時の深部温度の変化と全身温冷感及び熱的快適感の間に相関は、実験条件①と同様に認められた。相対湿度の増加に伴い、全身暑熱感、熱的不快感は増す傾向であった。相対湿度が高くなると空調服着用、さらに冷却ベスト着用により心理応答は改善される傾向にあった。

4. 結言

- (1) 皮膚温度より低い環境温度 33°Cでは累積発汗率の増加と共に深部温度の上昇も抑制された。皮膚温度より高い環境温度 38°Cでは、深部温度の上昇が累積発汗に依存せず、冷却ベストの着用による蒸発冷却(疑似発汗)の効果が大きく見られた。
- (2) 相対湿度が高くなるほど、ファン付き衣服を着用した場合の衣服内気流による冷却効果が明確に観測され、冷却ベストの併用時にはその効果も顕著に表れた。
- (3) ファン付き衣服内の温度、湿度から分析すると、冷却ベストの着用によって衣服内気温が低下し、熱放散が顕熱に依存する環境に近づくため深部温度を低下させる効果が強い。

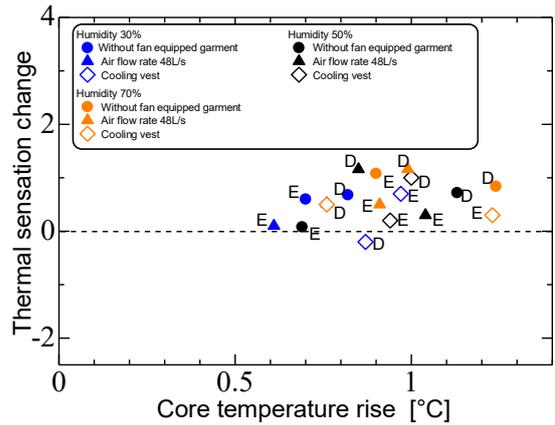


Fig.12 Correlation between thermal sensation and core temperature change at relative humidity of 30, 50 and 79°C at air temperature of 33°C

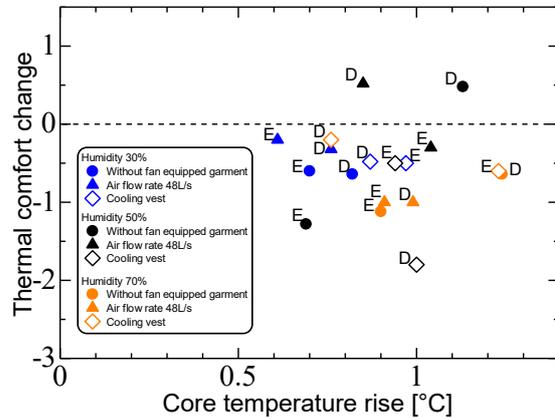


Fig.13 Correlation between thermal comfort and core temperature change at relative humidity of 30, 50 and 70°C at air temperature of 33°C

- (4) 運動時の深部温度の変化と全身温冷感(暑熱感)及び熱的快適感(不快感)との間には強い相関が見られた。

参考文献

- 1) 中井誠一, 熱中症の発生実態と環境温度, 日本生気象学会雑誌, 41(1)(2004):51/54.
- 2) 芳田哲也, 日本における熱中症予防研究, 日本生気象学会雑誌, 52(2)(2015):97/104.
- 3) 三坂育正ら, 暑熱環境下におけるクールスポットの温熱環境と熱ストレス低減効果に関する研究, 環境情報科学学術研究論文集, (2021) 35:125/130.
- 4) 山崎慶太ら, 人工気候室での模擬作業がファン付き作業服を着用した建築作業員の生理・心理反応に及ぼす影響, 日本建築学会環境系論文集, (2018), 83(748):545/553

日常的な暑熱曝露と暑熱負荷に対する生理応答の季節差との関係 Relationship between daily heat exposure and seasonal differences in physiological responses to heat stress

○古川 康生 (大阪公立大学) 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) 飛田 国人 (大阪公立大学)

Kosei FURUKAWA*1 Ryusuke YASUDA*1 Shinichi KINOSHITA*1

Atsumasa YOSHIDA*2 Kunihito TOBITA*1

*1 Osaka Metropolitan University *2 Waseda University

This study investigated the relationship between daily heat exposure and seasonal acclimatization. Ambient temperature around three healthy men was continuously monitored, and repeated exercise-heat tests were conducted at 35°C and 50%RH across multiple periods. Rectal temperature elevation showed no consistent seasonal change, whereas sweat rate increased in the acclimatized period and decreased after the decay phase. Subject B showed unclear seasonal differences despite high heat exposure and regular exercise, suggesting year-round maintenance of heat tolerance. These results indicate that both exposure level and individual traits should be considered when evaluating seasonal acclimatization.

1. はじめに

近年、暑熱環境下での熱中症は救急搬送や死亡の増加が報告されており、社会的な健康課題となっている¹⁾。人体は、高温環境への曝露や運動を一定期間継続することで、体温調節のはたらきが変化し、同じ暑熱負荷でも体温上昇が抑えられるなどの適応を示す。この適応は暑熱順化として知られている⁴⁾。また、季節の気温変動に伴って一時的に獲得される耐性は季節順化と呼ばれ²⁾、向暑期までに順化を進めておくことが熱中症対策として推奨されている³⁾。しかし実際の生活では、屋内外の移動、冷房使用、活動量などが個人によって異なるため、日常生活で実際に経験する暑熱曝露の量は大きくばらつく。冷房使用の増加が夏季の暑熱曝露を減少させ、季節順化の形成を弱める可能性も指摘されている³⁾。このため、季節の進行のみで季節順化の獲得条件を説明することは難しく、個人ごとの暑熱曝露の履歴が季節順化の度合いを規定している可能性がある。

一方で、季節順化を獲得するために日常生活でどの程度の暑熱曝露が必要なのかを、実際の曝露量の数値化と生理応答の季節変化を同一対象者で対応づけて示した知見は十分ではない。熱中症予防の観点では、「暑熱順化をしておく」という一般的な推奨にとどまらず、日常生活の中で実行可能な曝露量の目安を提示することが望ましい。上田⁶⁾は「上田⁶⁾は、生活温度の連続測定と被験者実験を基に、運動習慣の有無で暑熱への適応の現れ方が異なること、および「28°C以上に240分以上曝露される日(Dover)」の頻度が季節順化の獲得・維持に関与し得ることを示唆した。

そこで本研究では、日常生活における周囲温度を継

続的に測定して暑熱曝露量を定量化し、春季から冬季にかけての暑熱負荷実験で得られる深部体温、皮膚温、皮膚血流、発汗量などの応答と関連づけることで、季節順化の獲得に必要な曝露量の目安の推定を試みた。

2. 被験者の周囲温度測定

2.1 測定方法

周囲温度の測定には携帯型温度ロガー (RTR-53, 株式会社 T&D) を用いた。測定原理はサーミスタで、測定精度は $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ (カタログ値) であった。温度ロガーを被験者の腰部またはカバン外側に常時装着し、日常生活時に被験者が実際に曝露される温熱環境を周囲温度として記録した。本測定は日射よけや強制通風を行っていないため、日射による放射熱の影響を受け得る。および、歩行等に伴いセンサ周囲の通風状態が変化することによる対流熱の影響を含んでいる。測定期間は5月23日から12月18日である。測定間隔は5分とした。

得られた測定値は被験者の周囲温度として扱い、所定温度以上に曝された時間をカウントして曝露量を数値化し、時期・被験者間の曝露の違いを相対的に評価する指標として用いる。被験者は健康な成人男性3名とし (表1)、被験者A、Cには運動習慣はなく、被験者Bは週2回、1回あたり約3時間の運動習慣を有していた。

Table 1 Subjects' data

Subject	Height[cm]	Weight[kg]	Age[y.o.]	BMI[kg/m ²]
A	169	56.1	23	19.6
B	169	65.1	24	22.8
C	180	83.6	23	25.8

2.2 測定結果

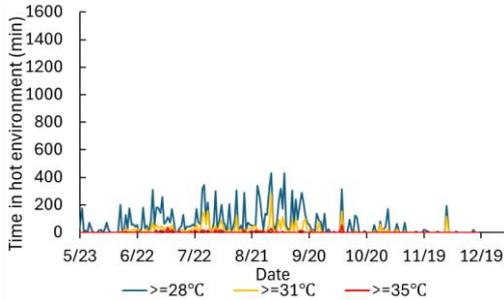


Fig. 1 Time in hot environment (Subject A)

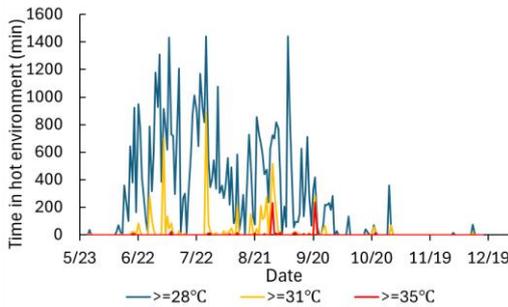


Fig. 2 Time in hot environment (Subject B)

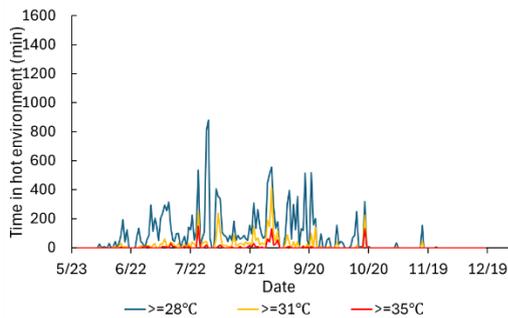


Fig. 3 Time in hot environment (Subject C)

被験者 A,B,C の周囲温度について、閾値を 35°C 以上・31°C 以上・28°C 以上の 3 段階に設定して暑熱曝露時間を算出した結果を図 1～図 3 に示す。閾値は環境省²²⁾の暑さ指数の参考値に基づき、35°C 以上では運動は原則中止、31°C 以上では激しい運動は中止、28°C 以上では運動時のこまめな休憩が推奨されている。図 1～図 3 より、3 名とも暑熱曝露時間 (28°C 以上・31°C 以上・35°C 以上) は主に 6～9 月に集中し、10 月以降

は多くの日でほぼ 0 分であった。被験者 A は 28°C 以上の曝露が散発的で最大でも数百分程度にとどまり、31°C 以上・35°C 以上の出現は少なかった。被験者 B は曝露が最も大きく、夏季に 28°C 以上が長時間 (最大 1000 分超) となる日が複数みられ、31°C 以上も頻繁で、35°C 以上も一部で確認された。被験者 C は A より曝露時間が長く、7 月下旬～9 月に 28°C 以上が増加し、最大約 800 分のピークがみられ、31°C 以上・35°C 以上も夏季に限って断続的に出現した。以上より、暑熱曝露の量・強さの両面で個人差が認められ、日常生活で受ける暑熱刺激は被験者間で大きな違いがあったことが示された。

3. 運動負荷実験

3.1 実験条件

大阪公立大学中百舌鳥キャンパス内の人工気候室にて、表 1 の被験者に対して暑熱環境における生理応答の測定実験を行った。測定期間は 2025 年 5 月 26 日から 2025 年 12 月 18 日までであった。人工気候室内の温度は 35°C、湿度は 50%RH に設定し、運動負荷はエアロバイク上で 55～65 rpm の走行とした。2024 年度の被験者実験⁶⁾では 32°C 条件下でトレッドミル歩行 (時速 4km) を用いたが、季節順化の傾向が明確でない可能性が示唆されたため、本年度は生理応答がより顕著となるよう負荷を増加させた。運動強度は厚生労働省の生活活動メッツ表⁷⁾を参考にし、時速 4km 歩行 (3.0 METs) より高い負荷として設定した。実験自体による短期暑熱順化の影響を避けるため、各実験の間隔は 2 週間とした。被験者は A, B, C の健康な成人男性 3 名で、B は 2024 年度⁶⁾にも参加した。被験者は開始 1 時間前に入室し、実験着 (白色 T シャツ, 白色半ズボン, サンダル; 0.3 clo) へ更衣後、水 300g の摂取と排せつを行った。測器装着後、開始まで安静にして深部温を安定させた。プロトコルは、座位安静 30 分、エアロバイク走行 30 分、座位安静 15 分とし、各区間で生理量を測定した。タイムテーブルを表 2 に示す。

Table. 2 Experiment timetable

Phase	Time [min]	Activity	Environment
1	30	Sitting	35 [°C] 50 [%RH]
2	30	Exercise	
3	15	Sitting	

3.2 実験結果

図 4 に被験者の安静時の深部温度 (直腸温度) (T_{rec}) の推移を示す。なお、図の Pre-SA (Pre-Seasonal acclimatization)・De-SA は D_{over} (周囲温度が 28°C 以上の時間が 240 分以上ある日の日数) が 0～2 日, Mid-SA・Mid-DeSA は D_{over} が 3 日, Post-SA は D_{over} が 4 日以上

ある期間を示している。「*」は区分間の比較において統計的有意差が認められたことを示す。有意性の判定は有意水準 5% ($p < 0.05$) とし、 $p < 0.05$ の場合を有意差ありと判定した。被験者 B では、順化完了が順化前・順化中・解消後より高い傾向となり、順化中と解消後の時期に有意差が認められた。Li ら⁵⁾ は夏と冬を比較して夏の方が安静時の深部温度が上昇すると報告しており、既往の知見と一致する結果であった。

直腸温度上昇幅については、被験者間で時期推移の傾向が一致せず、いずれの被験者でも順化中の時期に順化前・解消後における直腸温度上昇幅が低下する傾向はみられなかった (図は省略)。

安静時血流量および血流量上昇幅は、順化完了期に一律に増大せず、区分間で一貫した変化は認められなかった (図は省略)。

図 5・図 6 にそれぞれ安静時発汗率・運動時発汗率の推移を示す。安静時発汗率は、被験者 A および B で順化完了期にわずかに増加し、解消後に低下する傾向を示した。被験者 C では順化前・順化完了で高値となり、解消後に低下し、順化完了と解消後の間に有意差が認められた。運動時発汗率は安静時より変化が明瞭で、被験者 A は順化完了で増加し解消後に低下、B は順化完了から解消後にかけて増加、C は順化完了で最大となり解消後に低下し、順化完了と解消後の間に有意差が認められた。以上より、発汗率は順化完了期に増加し解消後に低下する傾向が示され、夏季に発汗反応が高まるという既往知見と一致する。

図 7 に・運動時心拍数上昇幅の推移を示す。運動による心拍数上昇幅は被験者間差が大きく、特に被験者 C では順化完了から解消後にかけて上昇幅が増大する変化が統計的にも示され、夏に心拍数上昇幅が低下するという既往の知見と一致した。

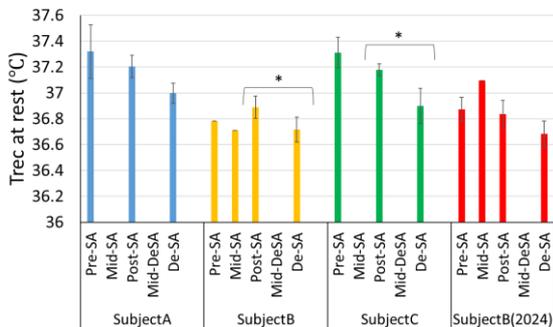


Fig. 4 Variation of Trec (rest)

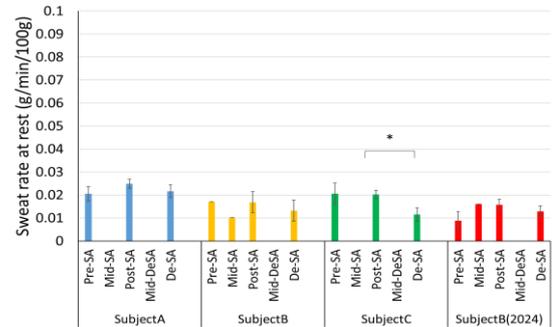


Fig. 5 Variation of sweat rate at rest

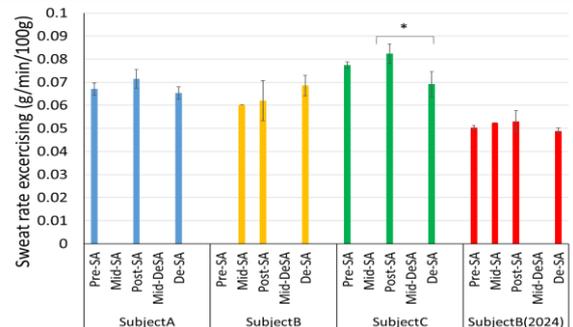


Fig. 6 Variation of sweat rate at exercising

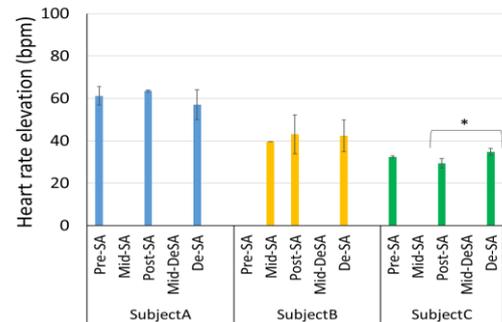


Fig. 7 Variation of heart rate elevation

3.3 考察

2024 年度と 2025 年度の両実験に参加した被験者 B について、暑熱負荷および運動負荷の違いが生理応答に与える影響を比較した。2024 年度は環境温 32°C・湿度 50%RH でトレッドミル歩行 (4 km/h) を実施し、2025 年度は季節差をより明確にする目的で、環境温 35°C・湿度 50%RH で自転車運動 (rpm60) へと条件を強化した。直腸温上昇幅は、2024 年 $0.41 \pm 0.10^\circ\text{C}$ 、2025 年 $0.40 \pm 0.10^\circ\text{C}$ でほぼ同程度であり、2025 年は高温かつ運動様式が異なる条件であったにもかかわらず、深部温上昇は増大しなかった (図 12)。安静時発汗率も 2024 年 $0.014 \pm 0.004 \text{ g/min/100 g}$ 、2025 年 $0.015 \pm 0.005 \text{ g/min/100 g}$ で大きな差はみられなかった (図 13)。一方、運動時発汗率は 2025 年 $0.063 \pm 0.008 \text{ g/min/100 g}$ が 2024 年 $0.052 \pm 0.004 \text{ g/min/100 g}$ より有意に高かった ($p = 0.0015$) (図 14)。以上より、負荷を

強めても直腸温上昇幅は増えず、運動時発汗率のみが増加した。これは、2025 年条件では熱負荷の増加に対して発汗による放熱が増大した可能性を示す。したがって、暑熱・運動負荷の増加は体温上昇幅の差を必ずしも拡大せず、発汗応答増加により直腸温上昇幅が抑制されたことが示唆された。

季節順化の傾向について、本研究では、被験者 A は安静時・運動時発汗率のみで季節差が認められた一方、被験者 B では検討した生理量のいずれでも一貫した季節差は確認されなかった。被験者 C では運動時発汗率と運動による心拍数上昇幅に限って季節差がみられた。日常生活での暑熱曝露指標は B が最も大きく、A および C は小さかったことから、A と C では日常生活で受ける熱刺激が不足し、季節順化が十分に形成されなかった可能性がある。一方で B は暑熱曝露が大きいにもかかわらず季節差が明確でなかったため、運動習慣により熱負荷への耐性が通年で一定程度維持され、季節による追加的変化が小さかった可能性が考えられる。以上より、暑熱曝露の大小に加え、運動習慣などの生活特性が季節差の現れ方に影響する可能性が示唆された。

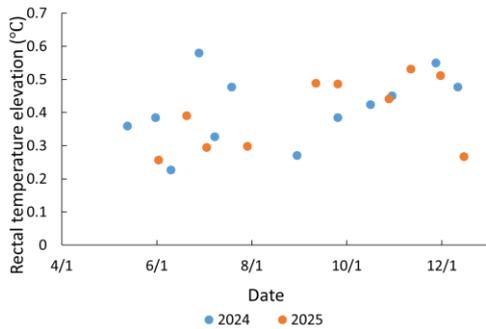


Fig. 12 Comparison of rectal temperature elevation in 2024 and 2025 (Subject B)

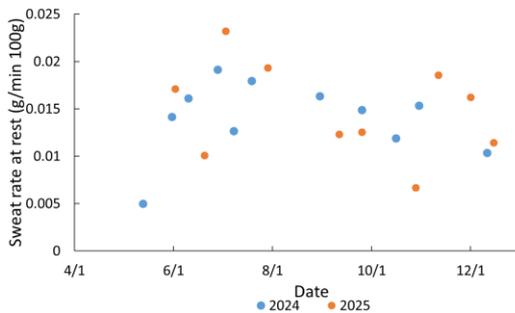


Fig. 13 Comparison of sweat rate at rest in 2024 and 2025 (Subject B)

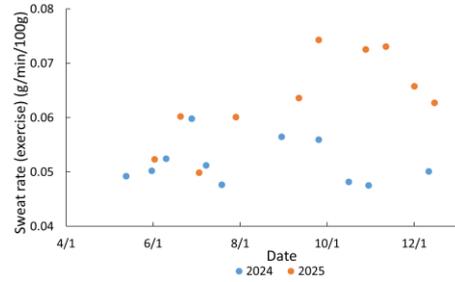


Fig. 14 Comparison of sweat rate exercising in 2024 and 2025 (Subject B)

4. まとめ

本研究では、季節順化が日常生活での暑熱曝露量に依存するという前提のもと、被験者が実際に曝される周囲温度を連続測定し、時期ごとの暑熱曝露量を数値化した。さらに、環境条件と運動強度を統一した運動負荷実験を複数時期に実施し、深部温度・皮膚温度・発汗・皮膚血流・心拍数の季節差を比較することで、耐暑性の季節変化を評価した。その結果、2025 年度は高温・高負荷条件であっても直腸温上昇幅が 2024 年度での実験結果と同程度であり、負荷増加が深部温上昇の増大に直結しなかった。一方で運動時発汗率は 2025 年度で有意に高く (p=0.0015)、発汗増加による放熱が深部温上昇を抑えられた可能性が示唆された。また、被験者 B は運動習慣があり暑熱曝露も大きかったが一貫した季節差が明確でなく、通年で耐暑性が一定程度維持されていた可能性がある。被験者 A・C は暑熱曝露が B より小さく、季節差が一部指標に限られたことから、熱刺激不足や個人差により季節順化が十分に形成されなかった可能性が考えられた。

参考文献

- 1) 総務省消防庁, 熱中症情報, <https://www.fdma.go.jp/disaster/heatstroke/post3.html#heatstroke03>, (2025/12/12 参照)
- 2) 松本孝朗, 小坂光男, 菅屋潤壹; 「熱帯暑熱環境への適応」, 日生氣誌, 36(2) (1999) 65-69.
- 3) 一般財団法人日本気象協会, 熱中症ゼロへ, <https://www.netsuzero.jp/>, (2025/12/212 参照)
- 4) 中山昭雄ら; 「温熱生理学」, 中山昭雄編 第1版(1981) p500-501, 理工学社.
- 5) Xiuxian Li, Hiromi Tokura; “The effects of two types of clothing on seasonal heat tolerance”, Eur J Appl Physiol, 72(1996) 287-291.
- 6) 上田龍馬; 「暑熱負荷に対する生理応答の季節差と生活温度との関係」, 大阪公立大学院 2024 年度修士論文.
- 7) 厚生労働省, 生活活動のメッツ表, https://kennet.mhlw.go.jp/tools/wp/wpcontent/themes/targis_mhlw/pdf/mets.pdf, (2026/1/14 参照)

暑熱環境下での飲水による熱ストレス緩和効果 Effects of Drinking Water on Heat Stress Mitigation in Hot Environments

○清水 飛翔 (大阪府立大学)

吉田 篤正 (早稲田大学)

飛田 国人 (大阪公立大学)

木下 進一 (大阪公立大学)

Asuka SHIMIZU*1 Atsumasa YOSHIDA*2 Shinichi KINOSHITA*3 Kunihito TOBITA*3

*1 Osaka Prefecture University *2 Waseda University *3 Osaka Metropolitan University

This study investigated the effects of fluid ingestion on thermoregulatory responses under hot and humid conditions through human subject experiments. Two mechanisms were examined: internal cooling by cold water ingestion and plasma volume maintenance by hypotonic fluid intake. Core temperature, skin blood flow, heart rate, and sweating responses were measured during rest and exercise. Large-volume cold water intake reduced body core temperature at exercise onset and delayed thermoregulatory responses, whereas hypotonic fluid suppressed the rise in core temperature during prolonged exercise, which could lead to dehydration. Furthermore, a simplified heat balance equation using an efficiency coefficient was introduced to quantify cooling effects and to highlight limitations of existing thermoregulatory models.

1. 緒言

近年、地球温暖化の進行や都市部のヒートアイランド現象により暑熱環境は悪化しており、熱中症の発生リスクは年々増加している¹⁾²⁾。このため、暑熱環境下における効果的な体温管理方法の確立が強く求められている。暑熱対策としては、外部冷却、作業負荷の調整、休息の導入など多様な手法³⁾⁴⁾が提案されてきたが、これらは装着性や環境条件に依存し、実施可能性に制約が生じる場合も多い。

特別な機器を必要とせず、生体内部から直接熱負荷を軽減できる手法として、飲水による体温管理が注目されている⁵⁾⁶⁾。既往研究では、深部温度の一時的低下や発汗量、有効発汗率、皮膚血流反応といった個別の生理指標、あるいは飲水直後から数十分程度に限定した短時間の生理応答に着目した報告が多い。しかし、飲水による内部冷却および体液量変動が体温調節全体に及ぼす影響を、熱収支の観点から一貫して定量化する枠組みは十分に整備されていない。

本研究では、暑熱環境下における被験者実験から得られた生理応答データに基づき、飲水が体温調節に及ぼす作用、すなわち内部冷却効果および体液量維持効果を、数理モデルへ組み込む前段階として定量的に評価する手法を提案することを目的とする。

2. 被験者実験

2.1 実験目的

飲水による冷却効果を体内での直接的な熱交換と体液量増加による発汗量の維持という二つの面から考察する。

2.2 実験内容

本研究は、飲水の作用を内部冷却効果と体液量維持効果の二側面から検討するため、それぞれの効果を個別に確認する前半実験と後半実験の二段階構成で実施した。

実験は、2025年10月から2026年1月にかけて、大阪公立大学中百舌鳥キャンパス A15 棟人工気候室(気温 35°C、湿度 60%)にて実施した。深部温度の日内変動の影響を避けるため、実験時間帯は10時30分から14時に統一した。被験者は23歳の健康な男性1名(身長 180 cm、体重 80.2 kg、BMI 25.2)とした。実験前条件として、前日の夕食以降の食事を制限し、実験開始前に人工気候室内で30分間の座位安静を行った。体内水分量を揃えるため、実験2時間前に300gの水分摂取を行い、人工気候室に入室前に排尿を済ませた。服装はTシャツおよび半ズボン(0.3 clo)、裸足でサンダルに統一した。

前半実験の飲水条件は、(1) 飲水なし、(2) 30°C、300 mL、(3) 2°C、300 mL、(4) 2°C、900 mL の4条件とし、運動開始直前の5分間((2),(3) 300 mL)あるいは15分間((4) 900 mL)に所定量の飲水を、各条件3回行った。実験プロトコルを図1, 2に示す。30分間の座位安静、30分間の運動、30分間の座位安静とした。(1) 飲水なし、(2)(3) 300 mL の飲水を行う場合はプロトコル1、(4) 900 mL の飲水を行う場合はプロトコル2を用いた。

後半実験の飲水条件は、(1) 飲水なし、(2) 低張液900 mL の2条件とし、運動開始前に所定量の飲水を行った。各条件は1回ずつ実施した。実験プロトコルを図3に示す。運動はExercise 1, Exercise 2, Exercise 3 の3セッションで構成し、各セッション間に回復期を設けた。

運動強度は全て約 50 % VO_{2max} とし、測定項目は直腸温度、平均皮膚温度(4 点法)、局所発汗量(手首)、体重変化(全身発汗量)、心拍数、および上腕皮膚血流量とした。

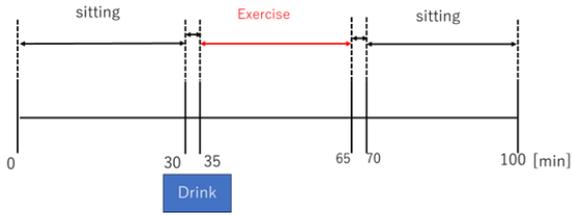


Fig.1 Experimental protocol 1



Fig.2 Experimental protocol 2

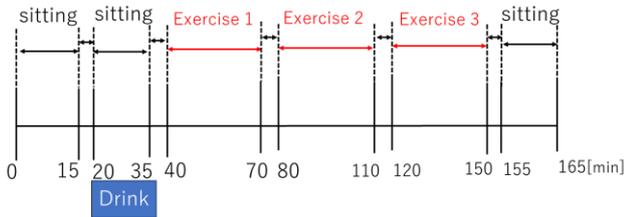


Fig.3 Experimental protocol 3

2.3 実験結果

2.3.1 前半結果 (内部冷却効果)

図 4 に深部温度の時間変化を示す。いずれも飲水終了時刻を基準とした。前半実験では、2℃、900 mL 条件において飲水直後から深部温度が低下し、その後も実験終了時まで低温傾向が維持された。一方、300 mL 条件では顕著な差は認められなかった。図 5 に運動開始時の深部温度と運動中の深部温度上昇量との関係を示す。前半実験では、2℃、900 mL 条件において運動開始時の深部温度は他条件より低かったが、運動中の深部温度上昇量は他条件と同程度であった。

図 6 に皮膚血流が持続的増加に転じた時点の深部温度を示す。前半実験では血流立ち上がり時間自体には条件差は認められなかったが、2℃、900 mL 条件ではより低い深部温度で血流増加が誘発された。図 7 に局所発汗開始時刻を示す。前半実験では、2℃、900 mL 条件において発汗開始時刻が遅延する傾向が認められた。一方、全身発汗量には明確な差は認められなかった。

2.3.2 後半実験結果 (体液量維持効果)

図 8 に深部温度の時間変化を示す。常温水摂取条件では飲水なし条件と比較して、深部温度上昇が全体として小さい傾向を示した。この差は運動後半において拡大し、

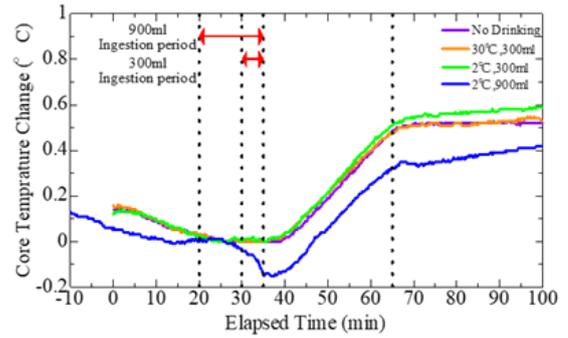


Fig.4 Core temperature change

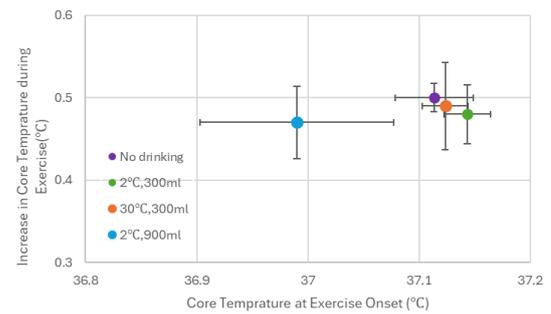


Fig.5 Relationship between core temperature at exercise onset and the increase in core temperature during exercise

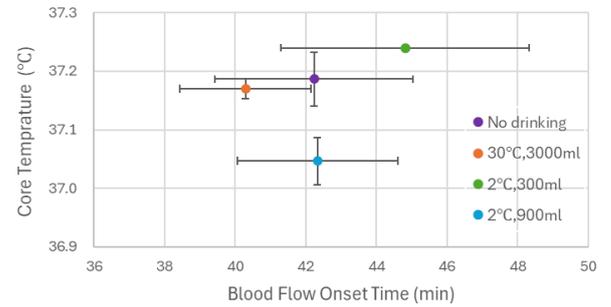


Fig.6 Relationship between core temperature and blood flow onset time

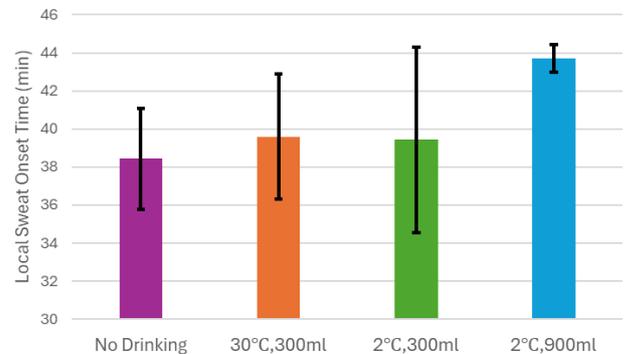


Fig.7 Local sweat onset time

実験終了時まで維持された。

図9に皮膚血流量の時間変化を示す。両条件ともに運動および休止に対応して血流量は変動した。血流量の時間変化に大きな条件差は認められなかったが、運動後半において深部温度に差が生じているにもかかわらず、血流量は同程度で推移する区間が認められた。

図10に局所発汗量の時間変化を示す。運動前半では両条件ともに深部温度変化に対応して局所発汗量は増加したが、第3運動区間において条件差が認められた。飲水なし条件では局所発汗量が相対的に低い水準で推移したのに対し、常温水摂取条件では運動中を通して比較的高い水準の局所発汗が維持された。

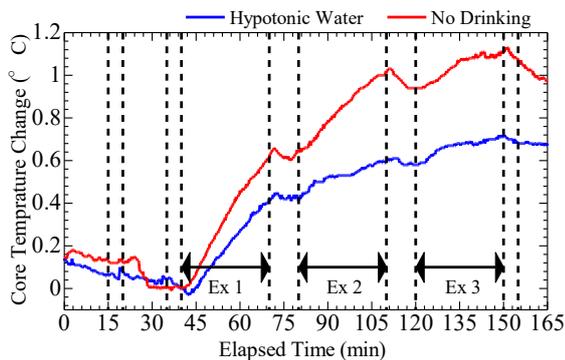


Fig.8 Core temperature change

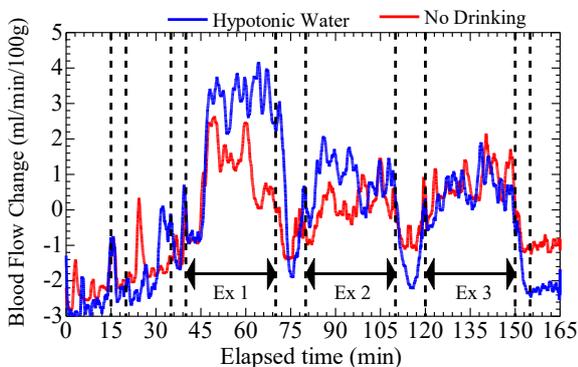


Fig.9 Blood flow changes

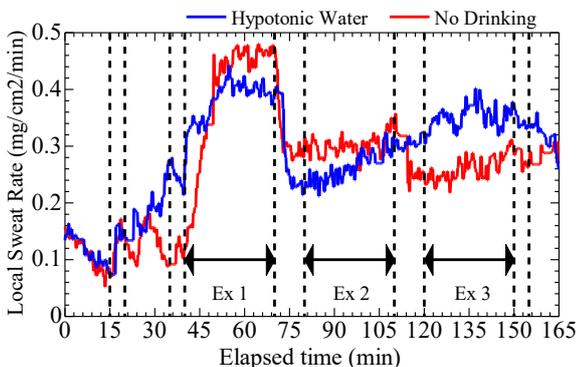


Fig.10 Local sweat rate changes

以上より、後半実験では、飲水直後の飲水による直接的な内部冷却だけでなく、体液量維持を通じた循環応答および発汗応答の維持が深部温度上昇抑制に寄与した可能性が示唆された。

2.4 考察

前半実験では、2°C, 900 mL 条件において運動開始時の深部温度が低下し、局所発汗の立ち上がりが遅延した。しかし、運動中の深部温度上昇量には明確な差は認められなかった。血流増加が生じた時点の深部温度に差がみられたことから、飲水は体温調節制御機構そのものを変化させたのではなく、初期熱状態を低下させることで応答発現のタイミングに影響を及ぼしたと考えられる。

後半実験では、常温水摂取条件において運動後半の深部温度上昇が抑制される傾向が認められた。条件差は運動全体を通じて一様ではなく、時間経過とともに拡大していた。血流量の時間変化には大きな差はみられなかったが、深部温度差が生じている区間でも血流量は同程度で推移していた。また、局所発汗では第3運動区間において条件差が認められ、深部温度差が拡大した時間帯と対応していた。以上より、後半実験における飲水条件間の差は単一指標の変化として一貫して現れたのではなく、運動後半における深部温度および局所発汗の時間的推移として顕在化したと整理できる。

3. 熱収支式に基づく飲水効果の定量評価

3.1 評価の考え方と位置づけ

本章では、前章の前半実験において得られた実験結果を基に、飲水が内部冷却によって体温調節に及ぼす影響を熱収支の観点から整理することを目的として評価を試みる。飲水条件の違いによる影響は、深部温度、循環応答、発汗応答といった複数の生理指標の関係性として現れることが示された。しかし、これらの応答を個別に比較するだけでは、飲水効果を一貫した尺度で評価することは難しい。そこで本章では、時間的要素を簡略化した熱収支の枠組みを用い、飲水による影響を定量的に整理することを試みるとともに、その適用過程で明らかとなった課題について検討する。

3.2 評価に用いた熱収支式

本章で用いた計算式を下に示す。

$$\Delta T_{core} = - \frac{\alpha m_w C_w (T_{core,0} - T_w) - L_v \Delta m_{sweat,eff}}{m_b T_b} \quad (1)$$

ΔT_{core} : 深部体温変化 (対照実験との差) [°C]

α : 飲水による内部冷却効率

m_w : 飲水量 [L], C_w : 水の比熱 [J/kg/K]

T_w : 飲水温度 [°C], $T_{core,0}$: 初期深部体温 [°C]

L_v : 汗の蒸発潜熱 [J/kg]

$\Delta m_{sweat,eff}$: (有効) 発汗の減少量 [kg]

m_b : 体重 [kg], C_b : 体の平均比熱 [J/kg/K]

上記の熱収支式に基づき、飲水による内部冷却量および発汗に伴う潜熱放散量が深部温度変化を予測する指標として係数 α を導入する。 α は飲水効果を厳密に定量化するための係数というよりも、簡略化した熱収支モデルの適用可能性および限界を検討するための指標として位置づけられる。

3.3 計算結果および考察

本研究および関連文献の実験結果から得られた飲水による内部冷却効率 α を表1, 2に示す。

Table 1 Calculated α values from present study

Run	30°C, 300ml	2°C, 300ml	2°C, 900ml
1st run	-7.0	1.1	0.51
2nd run	-4.8	2.4	0.58
3rd run	1.6	0.55	0.81

Table 2 Calculated α values from published studies

References	ΔT_{core}	Δm_{sweat}	Water intake	α
Byrne, C., et al. (2011) ⁷⁾	0.24°C	0g	2°C, 900ml 37°C, 900ml	0.50
Lee, J.K., et al. (2008) ⁸⁾	0.5°C	0g	4°C, 900ml 37°C, 900ml	0.93

理論的には、 α は飲水による冷却量が深部体温低下として有効に寄与した割合を表す係数であり、 $0 < \alpha < 1$ の範囲に収まることが想定される。しかし、30°C, 300 mL 条件および2°C, 300 mL 条件では、 α が負の値あるいは1を超える値を示す場合がみられた。これらの条件では飲水量が少なく、飲水による内部冷却量そのものが非常に小さい。深部温度変化もほとんどないため、発汗量のわずかな変動や測定誤差が熱収支式全体に占める割合が大きくなり、 α が不安定な値を示したものと考えられる。このことは、冷却量が小さい条件において α を用いた定量評価を行う際には、発汗項の影響が過度に強調される可能性があることを示している。

本研究の2°C, 900 mL およびByrne(2011)⁷⁾, Lee(2008)⁸⁾の結果では、 α は概ね $0 < \alpha < 1$ の範囲に収まった。これらに共通するのは、飲水量が多く内部冷却量が十分に大きい点であり、熱収支式において内部冷却項が支配的となることで α が安定した値として算出されたと考えられる。

本研究の2°C, 900 mL 条件では α は平均0.63であり、Byrne(2011)の0.50より大きく、Lee(2008)の0.93より小さい値を示した。Lee(2008)では低温環境かつ非運動条件であり、体内熱産生および発汗反応が小さいため、飲水による冷却量が比較的直接的に深部体温低下として反映され、 α が大きくなったと考えられる。一方、Byrne(2011)では

高温高湿環境下での運動により発汗および循環応答が強く働き、飲水による冷却量の一部がこれらの調節に利用された結果、深部体温低下として観測される割合が相対的に小さくなり、 α が小さくなったと解釈できる。

本研究は両者の中間的な熱負荷条件であったことから、飲水による冷却効果の一部は他の体温調節反応に分配されつつも、一定割合が深部体温低下として反映され、中間的な α 値を示したものと考えられる。

3.4 人体熱モデルの適用に向けた考え方と今後の展望

現行の人体熱モデルでは、発汗は主として体温恒常性によるフィードバックにより決定されており、飲水など深部体温変化を伴わない冷却刺激が神経性入力として発汗応答に影響を及ぼす過程は明示的に考慮されていない。そのため、冷却量が小さい条件における飲水効果を評価するには、深部体温変化に基づく熱収支の評価に加え、冷却刺激そのものが発汗調節に及ぼす神経性影響を考慮する必要があり、その定量化が今後の課題である。

参考文献

- 1)中井誠一(2004)「熱中症の発生実態と環境温度」日本生気象学会雑誌, 41(1) 51-54.
- 2)World Health Organization (2024) Heat and health (<https://www.who.int/news-room/fact-sheets/detail/climate-change-heat-and-health>).
- 3)三坂育正ら (2021)「暑熱環境下におけるクールスポットの暑熱環境と熱ストレス低減効果に関する研究」, 環境情報科学学術研究論文集, 35 125-130.
- 4)西原直枝, 長谷川ヤエ(2003)「局所冷刺激に対する人体反応特性の部位差」, 日本生気象学会雑誌, 39(4) 107-120.
- 5)榎本ヒカルら(2011)「暑熱作業環境下での水分摂取量の違いが人体に及ぼす影響」, 労働安全衛生研究, 4(1) 7-13.
- 6)LaFata, D., et al. (2012) "The effect of a cold beverage during an exercise session on physiological responses", Journal of the International Society of Sports Nutrition, 9 44 (doi: 10.1186/1550-2783-9-44).
- 7)Byrne, C., et al. (2011) "Self-paced exercise performance in the heat after pre-exercise cold-fluid ingestion", Medicine & Science in Sports & Exercise, 43(5) 873-879.
- 8)Lee, J. K. et al. (2008) "Cold drink ingestion improves exercise endurance capacity in the heat", Medicine & Science in Sports & Exercise, 40(8), 1637-1644.

沖縄の高断熱・高気密住宅における湿害防止を前提としたエネルギー効率を考慮した 空調・換気手法の検討

（その1）高断熱高気密木造住宅における温湿度と消費電力の分析

Study on Energy-Efficient Air Conditioning and Ventilation Strategies with Moisture Damage Prevention in Highly Insulated and Airtight Houses in Okinawa (Part 1) Analysis of Temperature, Humidity, and Power Consumption in Highly Insulated and Airtight Wooden Houses

○中池 大空（京都大学）

小椋 大輔（京都大学）

中嶋 麻起子（広島工業大学）

Sora NAKAIKE*1 Daisuke OGURA*1 Makiko NAKAJIMA*2

*1 Kyoto University *2 Hiroshima Institute of Technology

In hot and humid regions, significant temperature differences between indoors and outdoors due to the use of air conditioning lead to summer condensation and associated mold occurrence, the need for humidity control measures is increasing. In this study, temperature and humidity surveys, along with measurements of air conditioner power consumption, were conducted in a detached house in Okinawa. The house utilizes an air-conditioning system that distributes conditioned air from air-conditioning rooms throughout the entire building. This equipment creates a mold-free environment in the living spaces, but it was confirmed that the air-conditioning rooms and the underfloor area exhibit high humidity.

1. 背景と目的

年間を通じて高温多湿である蒸暑地域では冷房の普及に伴い、室内外の温度差が大きくなることに起因する夏型結露やカビの発生が多くみられる。カビは建築環境における主要な健康リスクの一つであり、重大な呼吸器疾患などの原因となる¹⁾。蒸暑地域における夏型結露対策およびカビの発生といった湿害対策の必要性が高まっているといえるが、冬型結露対策とは異なり定量的に十分な知見が得られているとは言えない。既報²⁾³⁾⁴⁾では、沖縄県の通気性の高いRC造住宅を対象に温湿度の実測を行い、特に梅雨期においてカビ発生リスクが高まることを確認した。また、住まい方による湿害対策として、梅雨期の居室不在時の暖房運転と除湿機運転について実住宅の実験と壁体の吸放湿を考慮した多数室温湿度解析を用いて検討し、除湿機だけでなく暖房運転が高湿化抑制によりカビ発生リスクを低下させることを明らかにした。同住宅において、断熱気密改修により、カビ発生リスクが低下することを数値解析により定量的に示した。

既報における対策法では、カビ発生リスクの低下は見込めるもののまだ十分とは言えない。本研究では、蒸暑地域におけるカビ発生リスクの問題のない建物環境を構築する建物の適切な断熱・気密を前提とする空調・換気手法の確立を最終目標とする。本報告では、その第1段階として、蒸暑地域における断熱・気密を前提として空調と第3

種換気方式を備えた住宅を対象として温湿度形成とカビ発生リスクの抑制ならびにエネルギー消費量の特性を明らかにすることを目的とする。ここでは、家庭用ルームエアコンを備えた空調室で空調された室内空気を全館に送風するシステムを採用している高断熱・高気密の木造住宅において、温湿度測定および空調機の消費電力測定を行い、対象とする空調・換気設備が形成する室内環境とカビリスクについて分析を行う。

2. 調査対象住宅概要

調査対象住宅は、沖縄県南城市に位置する木造2階建て住宅である。対象住宅の平面図を図1に示す。本住宅は室内環境を快適に保つことを目的として設計され、高断熱高気密化による外気流入抑制や調湿材としての漆喰の利用がなされている。また、家庭用ルームエアコンを備えた空調室を用いた全館空調を行っている。図2に示す経路で、空調空気を各室に給気し、空調室の排気チャンバーによって各部屋からの還気を屋外へ排出している。

本住宅では、床下空間においてカビの臭いがする時期があることをヒアリングにより確認している。また、2025年11月8日の現地調査により、空調室内の床下還気ダクト内に結露水が貯溜していることを確認した。

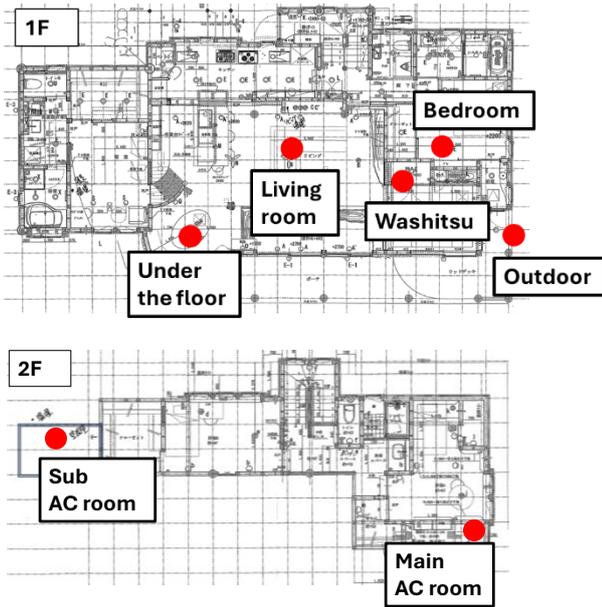


Fig.1 The floor plan of the target house and the locations of temperature, humidity measurements

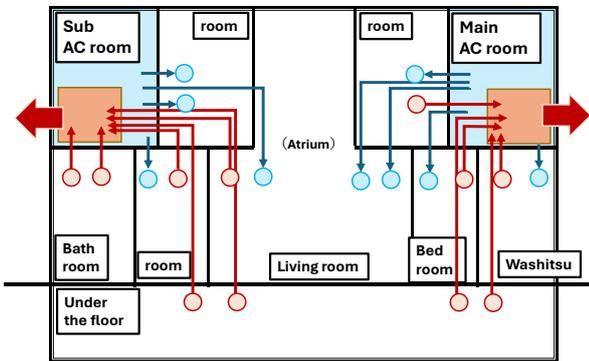


Fig.2 The duct routing of the target house (schematic)

各空調室の使用状況は以下の表1の通りである。

Table1. The air-conditioning operating period and set temperature

	Operation period	Set temperature
Main AC room - cooling mode	Mid-May to November Continuous operation	26.5°C
Sub AC room - cooling mode	Mid-May to November Continuous operation	24°C
Main AC room - heating mode	December to February Operated for several days	23°C
Sub AC room - heating mode	Rarely used	-

3. 温湿度分析手法

3.1 温湿度測定位置

図1に示す測定点において、2023年1月より温湿度計(HOBO MX1101:Onset社)を設置している。床下は2025年6月から測定を開始した。メイン空調室内のエアコンの吹出空気温湿度についても同様の測定を行った。

3.2 カビ発生リスク評価手法

本研究では、温度と相対湿度から、その環境のカビ発生

リスクを0~180で評価する阿部らのカビ指数⁵⁾を用いる。カビ指数による評価の目安を表2に示す。

Table2. Mold index evaluation

Mold index	Mold growth risk
Less than 2	None
4	Low
20	Present
50	High
More than 100	Extremely high

4. 対象住宅温湿度の分析

4.1 年間変動の把握

ここでは、季節ごとの温湿度の傾向を把握するため、図3に外気、リビング、メイン空調室、サブ空調室、床下空間の2024年11月~2025年10月の日平均温湿度の測定結果を示す。リビングの温度は年間を通じて25°C前後に維持されており、外気の影響は小さい。また、6月~11月にかけては冷房運転により両空調室の温度は低くなっており、設定温度の低いサブ空調室の温度がメインよりも低くなっている。相対湿度はリビングでは年間を通じて70%未満で推移し、年間を通じて外気より低い。また、空

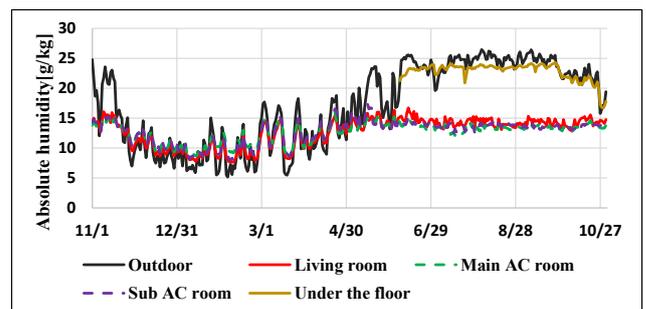
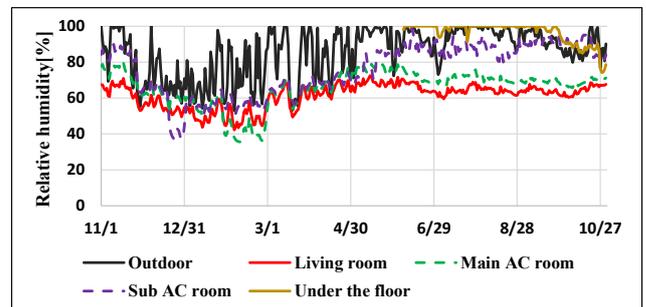
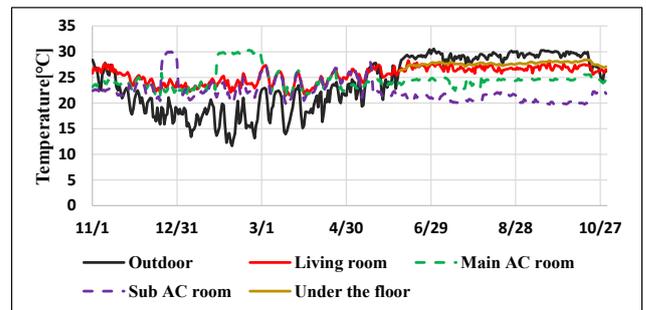


Fig.3 Variation in measured temperature, relative humidity, and absolute humidity over one year

調室では、温度が低いサブで夏季に80%以上の高湿である。絶対湿度は、外気が高湿な夏季においても、リビングと空調室で低く保たれている。床下は、相対湿度、絶対湿度ともに夏季に高く、外気の影響を大きく受けている。

4.2 カビ指数による室内環境評価

2024年の温湿度測定値からカビ指数を算出した。季節ごとの平均値を表3に示す。春は3,4月、梅雨は5,6月、夏は7,8月、秋は9,10,11月、冬は12,1,2月とした。カビ指数は、リビングでは季節に関わらず低く、空調室では、冷房を使用する5~11月について高く、設定温度の低いサブでは、カビ指数が50以上と大きい。床下は外気の影響を受け高湿であることから、カビ指数は大きい。

Table3. Average mold index over one year

	Outdoor	Living room	Main AC room	Sub AC room	Under the floor
Spring	63.00	0.05	0.81	1.32	
Rainy season	102.86	0.48	9.39	57.40	111.43
Summer	96.26	0.04	2.70	65.93	113.50
Autumn	82.00	0.07	4.37	71.65	105.65
Winter	19.15	0.00	0.00	0.01	

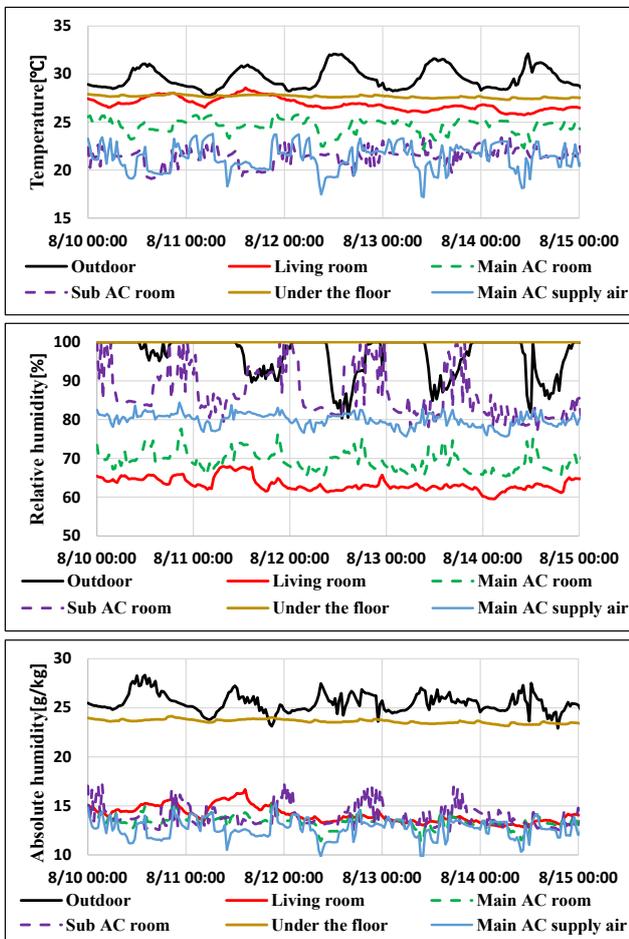


Fig.4 Variation in measured temperature, relative humidity, and absolute humidity during summer

4.3 夏季の室内温湿度の分析

ここでは、カビ指数が最も高くなる夏季の温湿度環境を分析する。図4に各部屋の2025年8月10日~8月14日の測定結果を示す。リビングでは、温湿度は27°C63%近傍で安定している一方で、空調室は夜間に絶対湿度が上昇する傾向が見られる。これは、エアコンの吹出空気絶対湿度が夜間に上昇しているためである。また、サブ空調室はメインより温度が低いが、絶対湿度は同程度であり、高い相対湿度となっている。床下では期間中において、常時相対湿度100%を計測した。

4.4 夏季のカビリスク

前節と等しい8月10日~8月14日の期間の温湿度から、カビ指数を算出した結果を図5に示す。また表4に同期間のカビ指数の平均値を示す。カビ指数はサブ空調室と床下で高く、床下では常時高いが、サブ空調室では日変動が大きく夕方から夜の時間帯において高い値をとる。全時間帯においてリビングはカビ指数が小さく夏季のカビリスクはないと言える。また、エアコン内部ではカビ発生リスクが懸念される。

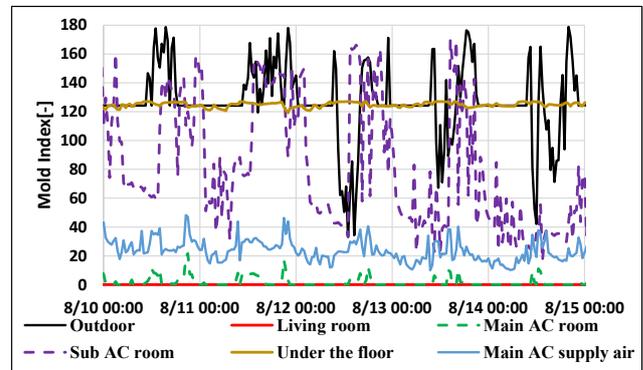


Fig.5 Variation of mold index during summer

Table4. Average mold index during summer

	Outdoor	Living room	Main AC room	Sub AC room	Under the floor	Main AC supply air
8/10-8/14	127.21	0.00	1.74	82.13	124.80	23.40

5. 夏季のAC熱処理量と消費電力の分析

夏季では室内温度を快適に保つために、24時間空調を運転している。ここでは、メイン空調室のエアコンの熱処理量と消費電力を分析する。

5.1 AC熱処理量の推定

エアコンの顕熱処理量と潜熱処理量は以下の式を用いることで算出できる。

$$\text{顕熱処理量} \quad Q_s = MC_p \Delta T$$

$$\text{潜熱処理量} \quad Q_l = M \lambda \Delta X$$

M [kg/s] 風量

C_p [kJ/kgK] 空気の比熱

λ [kJ/kg] 水の蒸発潜熱
 ΔT [K] 吹出空気温度と吸込空気温度の差
 ΔX [kg/kg] 吹出空気絶対湿度と吸込空気絶対湿度の差
 現地で測定した吹出空気、吸込空気の温湿度を用いて、エアコンの熱処理量を算出する。温湿度の測定は HOBO MX1101:Onset 社を用いて、2025 年 7 月より行った。

メイン空調室のエアコンは、設定温度 26.5°C/設定風量 3 で常時運転している。ここでは、ヒアリングに基づき、常時一定の風量で運転していると仮定し、温度差/絶対湿度差により、エアコンの熱処理量の変動を分析する(図 6、図 7)。今後、各エアコンの吹出口の風量を測定する予定である。

図よりエアコンの吹出空気と吸込空気、常時 2K 以上の温度差である。絶対湿度差は夜間に小さくなっている。夜間には外気温が低下するとエアコンの熱処理量、特に潜熱処理量が減少するため、空調室が高湿化すると推測される。

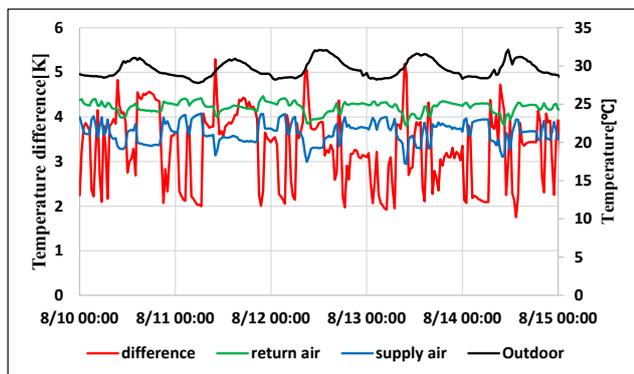


Fig.6 Variation of measured temperature in Main AC room

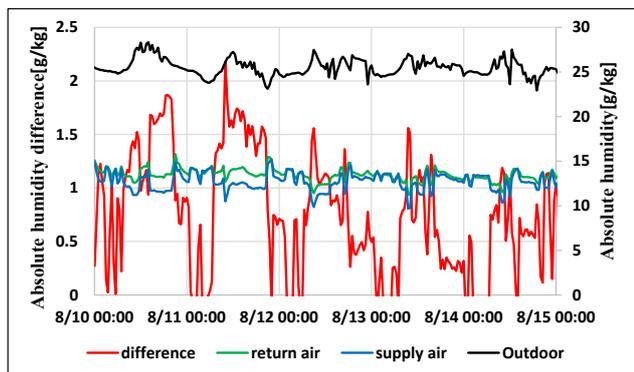


Fig.7 Variation of measured absolute humidity in Main AC room

5.2 AC 消費電力の算出

消費電力は一般的に次式で求められる。

$$\text{消費電力} = \text{電流} \times \text{電圧} \times \text{力率}$$

電流の値は、ワイヤレスランプロガーLR8513 (HIOKI) による測定値を用いる。また、電圧は定格電圧 100V とした。力率は仕様書の定格能力 (消費電力 650W、運転電流 7.2A) から、0.9 であるとした。8 月 10 日から 8 月 14 日における消費電力の平均値は 231.4W となった。定格消費

電力よりもエネルギー消費が小さい運用となっている。

6. 結論

本研究では、カビ発生リスクのない環境を構築する空調・換気手法確立への一案として、空調室を介した全館空調システムによって構築される環境特性を明らかにすることを目的とした。沖縄県の高断熱高気密木造住宅を対象にした温湿度測定とエアコンのエネルギー調査により、次のことが明らかになった。

- 1) 通年の温湿度変動とカビ指数の分析から、リビングでは年間を通じてカビ発生リスクがないことが示された。一方で、梅雨期、夏季、秋季において、空調室と床下でカビ発生リスクが高くなっており、エアコンの設定温度がカビリスクに影響を与えることを確認した。
- 2) 夏季の温湿度推移と処理熱量の算出結果より、夜間において、絶対湿度が増加しカビリスクが高くなることを確認した。また、空調室内だけでなく、エアコン内部でもカビ汚染の可能性も確認された。
- 3) 夏季のメイン空調室を対象にしたエアコンの熱処理量および消費電力の調査により、夜間は潜熱処理が減少することを確認した。また、本住宅の空調システムは定格能力よりも省エネルギーな運用がなされていることが明らかとなった。

本研究は、科学研究費補助金 基盤研究 (C) (課題番号:24K07797、研究代表者:中嶋麻起子)、公益財団法人鹿島学術振興財団の助成を受けたものである。

参考文献

- 1) World Health Organization, “Development of WHO Guidelines for Indoor Air Quality: Dampness and Mold,” 著: Report on a working group meeting Bonn; WHO, Bonn, Germany, 2007.
- 2) 小野龍弘, 小椋大輔, 中嶋麻起子, “蒸暑地域における住宅の高湿問題に関する研究 室内温湿度の計測に基づいた季節ごとのカビ指数上昇要因の考察”, 日本建築学会大会学術講演梗概集(近畿), pp169-172, 2023
- 3) 小椋大輔, 小野龍弘, 中嶋麻起子, 安福勝, “蒸暑地域の住宅室内空間の高湿問題に関する研究—沖縄県の RC 造住宅における梅雨期のカビの発生リスク低減を目的とした空調設備および換気の運用方法の検討—”, 日本建築学会大会学術講演梗概集(近畿), pp233-236, 2024
- 4) 中池大空, 小椋大輔, 中嶋麻起子, 安福勝, “蒸暑地域の RC 造住宅における高湿問題に関する研究 梅雨期のカビの発生リスクを抑える空調方法と断熱気密改修効果の検討”, 日本建築学会大会学術講演梗概集(近畿), pp49-52, 2025
- 5) 阿部恵子, “カビ発育から測定する実測カビ指数と温湿度から測定する予測カビ指数の比較,” 室内環境学会誌, pp. 23-30, 2006

異なる室内温湿度における生理・心理量の属性間比較
(その3) 被験者実験に基づく発汗・ふるえ閾値モデルの検討

Comparison of Physiological and Psychological Responses to Different Indoor Temperature and Humidity Conditions across Attributes (Part 3) Investigation of a Sweating and Shivering Threshold Model Based on Human Subject Experiments

○宮本 凌雅 (立命館大学) 李 明香 (立命館大学)

古橋 拓也 (三菱電機) 馬場 智子 (三菱電機) 町田 渉 (三菱電機)

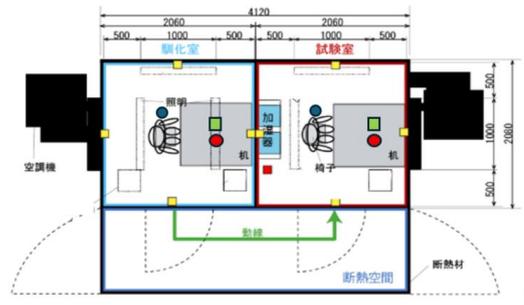
Ryoga MIYAMOTO*1 Myonghyang LEE*1 Takuya FURUHASHI*2 Satoko BABA*2 Sho MACHIDA*2
Ritsumeikan University*1 Mitsubishi Electric Corporation*2

This study aims to clarify the acceptable thresholds of spatial temperature and humidity for Indonesian subjects through human subject experiments. Physiological responses related to sweating and blood flow, as well as psychological responses such as thermal sensation, sweating perception, and shivering perception, were compared between Japanese and Indonesian subjects to identify their thermal response characteristics. Furthermore, the sweating control and vasoconstriction coefficients in a human thermoregulation model were adjusted to evaluate the reproducibility of the experiments and the accuracy of the model.

1. はじめに

近年、東南アジア地域においてエアコンの導入が進んでいる。一方で、断熱・気密性能の低い建物も多く、空調が稼働しているにもかかわらず、居住空間の温度および湿度が想定通りに制御されていない事例が報告されている^{文1)}。このような環境では、温熱的快適性の低下に加え、過剰なエネルギー消費が問題となる。そのため、居住者の温熱応答特性を踏まえた空調設計・制御手法の検討が重要である。特に、東南アジア地域の居住者に適した温熱環境を実現するには、当該地域の人々の生理的特性を把握する必要がある。既往研究^{文2)}では、提案されている人体熱数値計算モデル^{文3)}を、東南アジア人のモデルに更新することを目的として、発汗やふるえなどの生理量の特徴を局所気流環境下で調査した。その結果、高温高湿度帯では、インドネシア人は日本人より発汗による体温調節が優位であることが分かった。また低温度帯では、インドネシア人は日本人よりふるえが発生するまでの積算放熱量の閾値が低く、血流量の減少も少ないため、ふるえの申告が多くなった。しかし、既往研究では、局所気流の影響を検証しており、空間温湿度の影響については明らかでない。

そこで本研究では、インドネシア人における空気温度に伴う発汗および血管収縮特性を明らかにすることを目的とする。まず、日本人およびインドネシア人を対象とした被験者実験を実施し、生理量および心理量を比較することで、両者の温熱応答特性の傾向を把握する。さらに、人体熱数値計算モデルで発汗制御係数および血管収縮係数を変化させた数値実験を行い、インドネシア人被験者



凡例	測定項目	測定点
●	人体近傍温度	3点(FL+100,+600,+1100)×2室
■	室内室温度	1点(FL+1100)×2室
●	放射温度/風速	1点(FL+1100)×2室
■	壁面温度	6点(4側面(FL+1100),天井,床)×2室

Figure1 Laboratory Layout and Environmental Measurement Points



凡例	測定項目	測定点
●	皮膚温度	7点(額、胸部、上腕、手、大腿、下腿、足)
▲	発汗量	1点(額)
◆	深部温度	1点(耳内)
■	深部温度	1点(腹)
▲	心拍数	1点(手首)
●	心拍数	1点(胸部)
◆	心拍数	1点(手首)
■	血流量	1点(指)

Figure2 Physiological Measurement Points

の皮膚温度との比較を通じて、平均絶対誤差によりモデル再現性を評価・検証する。

2. 実験方法

2.1 実験室概要

本実験は、立命館大学びわこ・くさつキャンパス内の恒温恒湿室にて、2025年8月27日~12月12日までの105日間の中で実施した。図1に示すように、縦2,080mm、

Table1 Experimental Conditions

Case	温度[°C]	相対湿度[%]
1	20	50
2	22	
3	30	
4	30	80

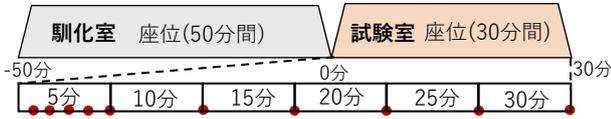


Figure3 Experimental Procedure

横 2,060mm、高さ 2,700mm の部屋が 2 室 (馴化室と試験室) 設置されている。本実験の空調機は吹出温度制御を採用しており、吹出口の空気温度は空調設定温度と同じである。また、2 室の前室に断熱材で覆われた断熱空間を設置し、2 室間の移動経路での外気の影響を極力排除した。

2.2 被験者の測定項目

本実験の被験者は健康な 20~30 歳の日本人男性 5 名とインドネシア人男性 5 名 (滞在歴: 5 ヶ月~1 年 5 ヶ月) の 10 名とした。着衣量は約 0.5clo (半袖+長ズボン) で統一した。図 2 に被験者の生理量測定項目を示す。皮膚温度は熱電対で額、胸部、上腕、手、大腿、下腿、足の計 7 点を測定し、平均皮膚温度は Hardy-DuBois の 7 点法^{注1)}により算出した。また、深部温度 (耳内温度計)、額の発汗量 (差分方式換気カプセル型発汗計)、指先の血流量 (レーザードップラー方式血流センサ)、心拍数 (心拍センサ付きベルト) を測定した。心理量のアンケート調査^{注2)}は、快適感、温冷感、部位別温冷感は-3 から 3 の 7 段階評価、発汗感は 1 から 4 の 4 段階評価とし、部位別温冷感顔・首・胸部・背・上腕・腕・尻腰・手・大腿・下腿・足の 11 部位とした。

2.3 実験条件および実験手順

表 1 に実験条件、図 3 に実験手順を示す。すべての被験者の測定開始時の状態を合わせるために 26°C50% の馴化室で 50 分間安静にしてもらった。次に、断熱空間を移動経路として、試験室に入室し、座位姿勢で 30 分間、実験を実施した。被験者には心理量に関するアンケートについて、入室開始 5 分間は 1 分毎に、5 分以降は 5 分毎に回答してもらった。試験室の環境条件は、発汗を想定した 30°C80%、30°C50%、ふるえを想定した 22°C50%、20°C50% 計 4 条件とした。

3. 発汗条件における属性間比較

3.1 温冷感申告および発汗感

ここでは、本実験で発汗が多くみられた 30°C50% (Case3) と 30°C80% (Case4) について検討する。図 4 に温冷感申告を示す。Case3 において、日本人は試験開始直後に申告値はややばらつきがあるが、暑いと申告する人が多い傾向であった。一方、インドネシア人は試験終了ま

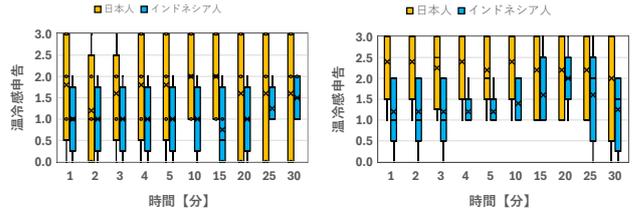


Figure4 Distribution of Thermal Sensation Votes (Left: Case 3, Right: Case 4)

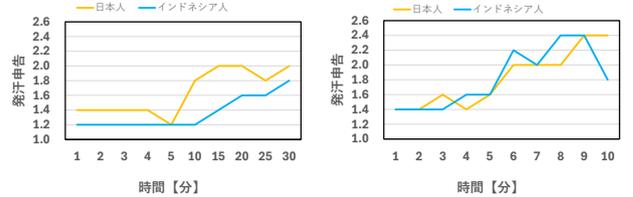


Figure5 Mean Sweat Sensation Votes (Left: Case 3, Right: Case 4)



Figure6 Change in Mean Skin Temperature (Left: Case 3, Right: Case 4)

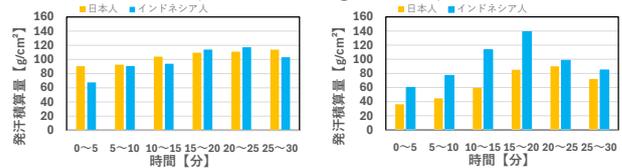


Figure7 Cumulative Sweat Amount (Left: Case 3, Right: Case 4)

で、暑いと申告した人はいなかった。相対湿度が 80% となる Case4 では、日本人は試験開始から終了まで暑いと申告する傾向がみられた。インドネシア人は、試験開始 15 分までの間は暑いと申告した人はおらず、暑い側の申告は 15 分以降に出現した。

図 5 に発汗申告の被験者の平均値を示す。Case3 において、日本人は試験開始後すぐに発汗申告がある。一方で、インドネシア人は、5 分以降から徐々に発汗申告があり、その後増加している。Case4 において日本人は発汗申告が開始後から見られるが、インドネシア人は発汗申告が試験後半で減少していることがわかる。

既往研究では、高温環境での温冷感申告について、インドネシア人より日本人の方が暑い側の申告が多い。本研究でも同様の傾向を示しており、30°C環境では、インドネシア人より日本人の方が暑く感じる割合が多くなることが分かった。一方で、本実験では、30°C50%の環境で、温冷感が中立との申告もあり、人が暑いと感じる要因には湿度の影響も無視できない。

3.2 平均皮膚温度および発汗量

図 6 に、平均皮膚温度の相対値の経時変化を示す^{注3)}。Case3、4 において、平均皮膚温度はインドネシア人より

日本人の方が高くなった。また、図7に5分毎の発汗量の積算値を示す。Case3において、時間経過とともに日本人は増加している。インドネシア人は、25分まで増加したのち、試験終了時にはやや減少した。Case4は、日本人もインドネシア人も試験中盤まで発汗量が増加し、その後減少するという同様の傾向を示すが、絶対量はインドネシア人の方が多くなった。

発汗申告と併せて考察すると、Case3の日本人は、5分～10分の間で発汗が始まり、インドネシア人は15分～20分の間で発汗が始まっていたと考えられる。インドネシア人は、15～20分の間で皮膚温度の低下も確認できた。Case4の日本人は10分～15分の間で発汗が始まり、インドネシア人は5分～10分の早い段階で発汗が始まっていると考えられる。皮膚温度は日本人よりインドネシア人の方が低くなっていることから、インドネシア人は日本人より有効発汗により体温調節機能が有効に働いていることが考えられる。

4. ふるえ条件における属性間比較

4.1 温冷感申告およびふるえ感

図8に温冷感申告とふるえが生じたCase1のふるえ申告の被験者5人分の平均値を示す。20℃条件であるCase1において、ほぼ同様に涼しい～寒い側の申告が多くなった。平均値で見ると、時間経過とともに試験後半にかけて日本人はやや涼しい側の申告がみられるが、インドネシア人は寒い申告に傾いた。22℃条件であるCase2でも、両属性ともにやや涼しい～涼しい側の申告である。その傾向もCase1と同様であり、平均値をみると日本人は中立側へ移行しているのに対し、インドネシア人は試験終了まで寒い側に申告が推移した。

ふるえに関しては、日本人は5分以降にふるえ申告が見られた一方、インドネシア人は、開始直後からふるえ申告が始まり、その後、申告数は増加した。22℃環境であるCase2では両属性ともにふるえ申告なかった。このことから、日本人、インドネシア人ともにふるえが生じる閾値は20℃であると考えられる。

既往研究において、22℃50%のケースについて実験を行っているため本実験の結果と総合して考えると、試験入室直後はインドネシア人より日本人の方がやや寒い側の申告になるが、その後、馴化することにより中立側に推移することが分かった。

4.2 平均皮膚温度および血流量

図9に、Case1とCase2の平均皮膚温度の相対値の経時変化を示す。Case1において、日本人、インドネシア人ともに試験室入室直後から皮膚温度が低下し続けている。試験終了の皮膚温度の低下は、日本人は1.6℃、インドネシア人1.2℃低下した。

図10に、5分毎の血流量の積算値を示す。Case1にお

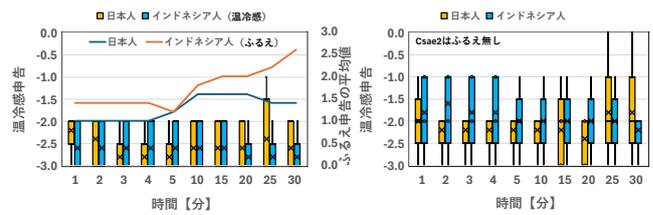


Figure8 Distribution of Thermal Sensation Votes and Shivering Sensation (Left: Case 1, Right: Case 2)

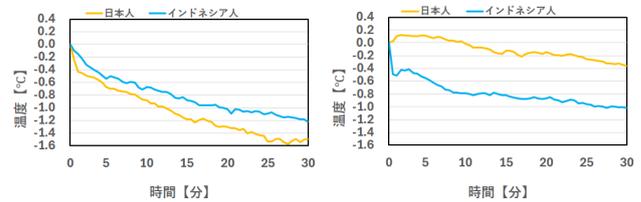


Figure9 Change in Mean Skin Temperature (Left: Case 1, Right: Case 2)

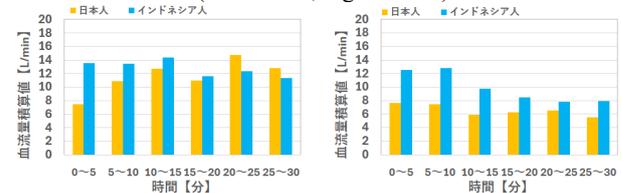


Figure10 Cumulative Blood Flow Values (Left: Case 1, Right: Case 2)

いて、インドネシア人は日本人に比べて入室直後から15分までの血流量が多い。日本人は入室直後に血流量が少なく、その後増加傾向となった。Case2においては、全体的にインドネシア人の血流量の方が多く、日本人は少ない傾向となった。日本人は、寒い環境において、血管収縮により血流が抑制され、その後、環境に馴化するにつれて血流が増減した。それに対しインドネシア人は特に20℃環境において、日本人とは異なる挙動を示しており、血管収縮がおくれ、血流が増えることで放熱を促進させた可能性がうかがえる。

5. 人体熱モデルによる発汗制御および血管収縮の検討

5.1 計算概要

人体熱モデルには、セットポイントや人体の熱容量、発汗、血流などの制御係数は、既往研究^{文3)}により日本人への適用およびその精度が確認されている。一方、これらのモデルは各個人、人種差には対応しておらず、特に、前章までに検討したインドネシア人は、日本人より暑い環境で発汗が促進され皮膚温度が低下することや、寒い環境で血管の収縮が起こらず、放熱を続けることなど、異なる生理反応が確認できた。本検討では、計算に使用される熱容量、発汗に係る制御係数、血流に係る制御係数を変更することで皮膚温度の計算結果に及ぼす影響を検証する。

以下に、発汗量、血流量を求める式を示す。

$$E_{sw} = \{C_{sw}Err_{cr,head} + S_{sw}(Wrms - Cld_s)\} \cdot SKINS \cdot km_{sw} + P_{sw}Wrm_{cr,head}Wrms \quad (式1)$$

$$V_{sk} = \frac{V_{b,sk} + SKINV \cdot DL}{1 + SKINC \cdot ST} km_{bf} \quad (式2)$$

各係数について、熱容量は従来の人体熱モデルで設定された各部位の熱容量に対して1、0.8、0.5、0.3倍とし、発汗制御係数 C_{sw} 、 S_{sw} 、 P_{sw} は設定された係数に対して1、0.7、0.5倍、血流収縮係数は血管収縮シグナル ST に係る係数を1、0.7、0.5倍とした際の組み合わせの計算を実施した。インドネシア人の被験者5名分に対し、計120条件で計算し、実験値との平均絶対誤差により評価した。環境および人体要素の入力条件を表2に示す。

5.2 発汗制御係数および血管収縮係数のチューニング結果

図11および図12に、人体熱容量と発汗制御係数および血流収縮係数をチューニングした計算値と実測値の皮膚温度(部位7点^{注4)}の平均値)の平均絶対誤差^{注5)}を示す。計算値と実測値の誤差はいずれのケースにおいても発汗チューニングの計算では0.4°C程度、血流チューニングの計算では0.8°C程度となった。最も平均絶対誤差が小さなケースは、発汗では熱容量1.0倍、発汗0.5~0.7倍とした条件であり、血流では熱容量0.8倍、血流1.0倍の条件となった。このことから、インドネシア人の人体熱容量は従来モデルより0.8~1.0倍となり、発汗はやや抑制、血流は今回の結果からはほぼ同程度となった。

一方、今回の被験者実験における皮膚温度測定では、部位によって測定状況にばらつきがみられ、センサーの脱落等による欠測も生じたため、十分なデータが得られたとは言い難い。今回の平均絶対誤差の評価では、欠測が生じたデータやセンサー脱落が疑われる箇所を集計対象から除外した。このことから、今後は測定精度の向上を図った条件下で被験者実験を実施する必要がある。

6. まとめ

本研究では、室温および湿度条件の異なる環境下で、日本人およびインドネシア人を対象とした被験者実験を実施し、発汗およびふるえに関する生理量・心理量の比較を行った。さらに、人体熱数値計算モデルを用いて、発汗制御係数および血管収縮係数の調整を行い、実験結果の再現性に関し検討した。

被験者実験の結果、高温高湿条件では、高温帯において、インドネシア人は日本人と比較して発汗開始が早く、皮膚温度の低下も早期に生じる傾向が確認された。高湿度条件下でも皮膚温度は低く維持され、インドネシア人では有効発汗による熱放散が持続的に機能している可能性が示唆される。日本人は温冷感申告において暑い側への申告が多く、温冷感は温度に加えて湿度の影響が大きいことが示された。低温帯においては、日本人およびインドネシア人ともに、ふるえが生じる閾値は20°C付近であり、インドネシア人は日本人に比べてふるえ申告の開

Table2 Calculation Conditions

	-30-0分(馴化)	0分~30分(試験)	
温度[°C]	26°C, 50%	発汗条件	30°C, 80%
湿度[%]		ふるえ条件	20°C, 50%
気流速[m/s]	0.01		
着衣量[clo]	0.43 (全身の平均値)		
代謝量[met]	1.3		

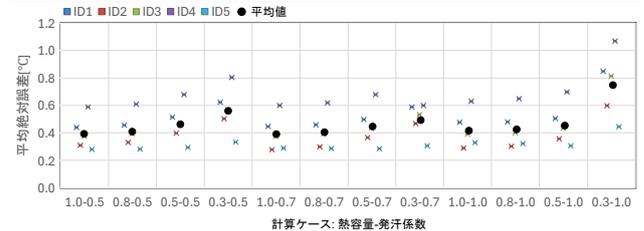


Figure11 Results of Sweat Control Coefficient Tuning

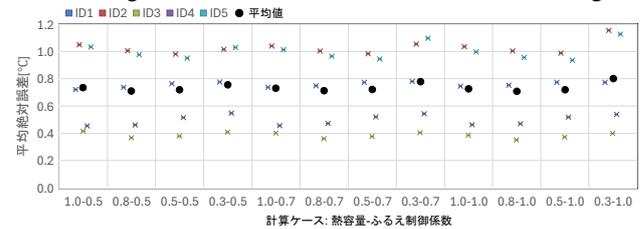


Figure12 Results of Blood Flow Control Coefficient Tuning

始が早く、その持続時間も長い傾向がみられた。③血流量からは、寒冷環境下において血管収縮が遅れ、放熱が継続している可能性が明らかとなった。人体熱モデルによる数値計算では、発汗制御係数を従来モデルよりやや低減し、人体熱容量を0.8~1.0倍とした条件において、インドネシア人被験者の皮膚温度分布を比較的良好に再現できることを確認した。一方で、測定データには欠測が含まれており、モデル精度のさらなる向上には、測定方法の改善および湿度依存性を考慮した制御係数の検討が今後の課題である。

記号

E_{sw} : 発汗による蒸発熱損失量[W], $SKINS$: 各 Segment の Skin 層の全身に対する相対比[-], C_{sw} , S_{sw} , P_{sw} : Head の Core から, Skin から, Head の Core と Skin からの発汗制御係数[W/°C], km_{sw} : 発汗に関するインフエクター動作量[-], $Err_{cr,head}$: Head の core 層のエラーシグナル[°C], $Wrms$: Warm シグナル[°C], $Clds$: Cold シグナル[°C], V_{sk} : 皮膚血流量[L/h], $V_{b,sk}$: 皮膚の基礎血流量[L/h], $SKINV$, $SKINC$: 各 Segment の Skin 層の全身に対する相対比[-], DL : Head の各 segment からの血管拡張制御係数[L/(h·°C)], ST : Head の各 segment からの血管収縮制御係数[1/°C], km_{bf} : 皮膚血流量に関するインフエクター動作量[-]

注釈

- 注1) $T_{sk}=0.05T$ 手+0.14T 上腕+0.35T 胸部+0.07T 顔+0.19T 大腿+0.13T 下腿+0.07T 足 (各部位温度は皮膚表面温度 [°C])
- 注2) 温冷感申告は、3 寒い、2 涼しい、-1 少し涼しい、0 どちらでもない、1 少し暖かい、2 暖かい、3 暑いであり、発汗感は1 発汗なし、2 少し汗ばむ、3 汗ばむ、4 非常に汗ばむとした。ふるえ感は、1 ふるえなし、2 少しふるえる、3 ふるえる、4 非常にふるえるとしてアンケート調査を実施した。
- 注3) 試験室入室時の平均皮膚温度を0とした。
- 注4) 測定部位は、額、上腕、手、背中、大腿、脚、足である。
- 注5) 皮膚温度が30°Cを下回った場合、センサーの脱落とみなし、欠測扱いとした。また、誤差が5°C以上となった場合も異常値として、計算には反映しないものとした。

参考文献

- 文1) Qi Jie Kwong, Nor Mariah Adam, B.B. Sahari : Thermal comfort assessment and potential for energy efficiency enhancement in modern tropical buildings: A review, Energy and Buildings 68, P547~557, 2013 年 9 月
- 文2) 古橋拓也、馬場智子、黒川悠文、李明香: 発汗とふるえを想定した温熱環境下における人体生理・心理量の検討(その 2)日本人とインドネシア人の比較、空気調和衛生工学会大会学術講演論文集, p.261~264, 2025 年 9 月
- 文3) 田辺新一、小林弘造、小川一見: 温熱環境評価のための人体熱数値計算モデル COM の開発、日本建築学会環境系論文集, 第 599 号, p.31~38, 2006 年 1 月

木造芝居小屋の冬季温熱環境のCFD 解析

CFD Analysis on Thermal Environment in Wooden Small Theater in Winter Season

○吉田伸治 (奈良女子大学)

Shinji YOSHIDA*

* Nara Women's University

In this paper, we examined the effects of the heat generations from audience on the thermal environment around their seats in a wooden theater in the inland of Hiroshima in the winter season. Through the examinations, the following knowledges are obtained: (1) The buoyancy force by the heat generations from the audience causes the cold airflow from the stage to the audience seats. (2) In the present analysis, the thermal environment in the audience seats on 1st floor is relatively improved in the case that the density of the audience size is middle.

1. はじめに

1.1 研究背景

国内には、第二次大戦以前に建設され、今でも使用可能な形態を保つ芝居小屋が、国内に18棟あると言われている^{文1)}。歌舞伎の隆盛と共に発展してきた全蓋式の常設芝居小屋は、江戸時代中期から明治前期にかけて成立・定型化した。これは、明治末期以降に全国的に広がり、各地で時代に応じた様々な娯楽を提供してきた^{文2),3)}。歌舞伎興行の様子を描く江戸時代末期の錦絵には芝居小屋特有の空間構成が見てとれる (Fig. 1^{引用1)})。また劇場内の隅々に観客がすし詰め状態で座っている様子が見られ、熱気が感じられる賑やかな空間が想像される。本研究では、芝居小屋における観客による熱気、すなわち人体の発熱量に着目し、観客の密集に伴う熱発生量の変化が、空間内の流れ場、温度場に与える影響を、数値流体力学CFD (Computer Fluid Dynamics) 解析の手法を用いて分析することで、芝居小屋における熱環境形成機構を考察することを目的とする。

解析対象は前述の18座の一つ、広島県の翁座である。翁座を始めとする地方の芝居小屋の多くは、現在、民間、並びに行政による保存活用事業が継続または検討されているものの、現代の基準に即した温熱・空気環境形成において様々な課題に直面している。本研究の分析で得られた知見が、芝居小屋の活用に望ましい興行環境の形成を考える際の一助となることを期待している。

1.2 芝居小屋の環境評価の既往研究

芝居小屋については、建築史、まちづくり分野における研究事例が多く、環境工学的側面から研究した例は少ない。しかし、音環境、光環境に着目した事例がいくつか見られる。

藪下⁴⁾らは、音響特性の分析を通して、芝居小屋は響きが少なく、一般的な音楽ホールに適する残響時間とは

大きくかけ離れているものの、音声の明瞭性・音の方向感に優れており、講堂利用、邦楽、芝居などに好ましい空間と評価されたことが確認されている。また芝居小屋



Fig. 1 『踊形容江戸絵巻』^{引用1)}



Fig. 2 Exterior of Okinaza^{引用2)}

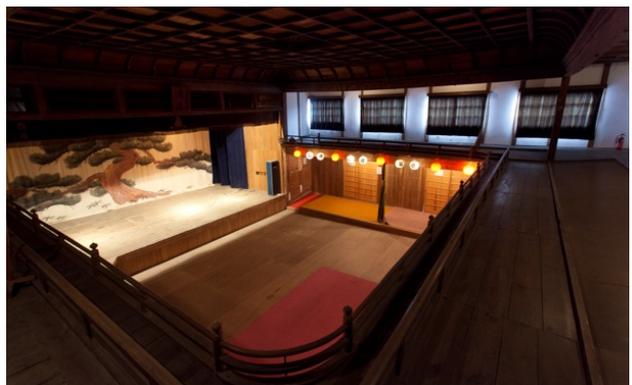
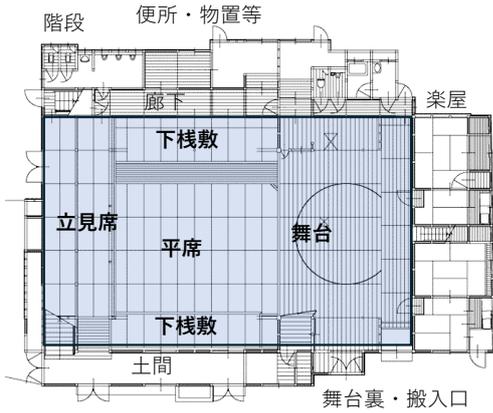
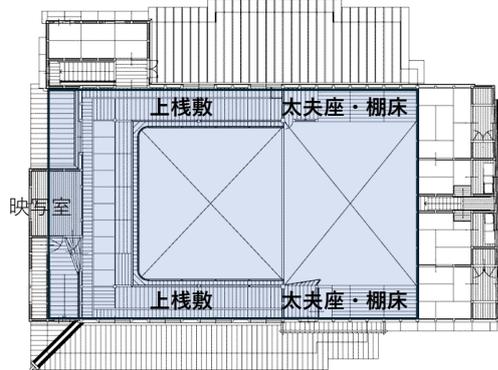


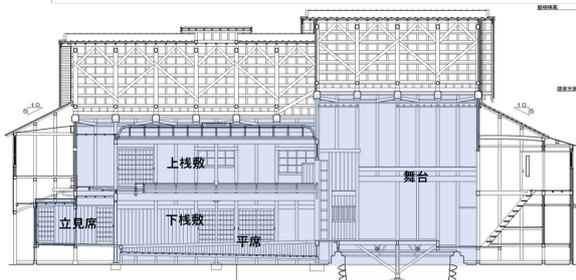
Fig. 3 Interior of Okinaza^{引用3)}



(1) Plan of 1st Floor.



(2) Plan of 2nd Floor.



(3) Section with Ridge Direction.
 Fig. 4 Plans and Section of Okinaza.

の舞台照明に関して、服部^{文3)}は江戸時代には自然光や蠟燭を用いて興行されていたことに言及した上で、NHKが行った江戸時代の観劇空間を再現した明るさ調査の結果を紹介している。旧金毘羅大芝居(金丸座)の自然採光による照度と、蠟燭を用いた夜間興行における照度は、現代における観劇時の望ましい照度水準を大幅に下回ったという。一方、服部^{文3)}は、①現代基準において望ましくないと言われるものの、実体験では目の順応により昼夜共に自然な観劇が出来たこと、②こうした要素が芝居小屋という空間の特異性を演出する、という考えを述べている。以上の研究例は、芝居小屋の物理的環境の中に特有の観劇空間の形成を可能とする音環境、光環境の因子が存在する可能性を示唆している。

温熱環境分野においては、現代の劇場建築を対象に内部環境の分析が多く見られる^{文5),6)}。その多くは客席付近

Table 1 Outline of Okinaza ^{引用2)}

Site	Fuchuu City, Hiroshima	Building Area	418m ²
Structure	Two-storied Wooden Building	Total Floor Area	611.63m ²
Ridge Direction	25.22m	1 st Floor Area	416.63m ²
Beam Direction	18.63m	2 nd Floor Area	195.19m ²

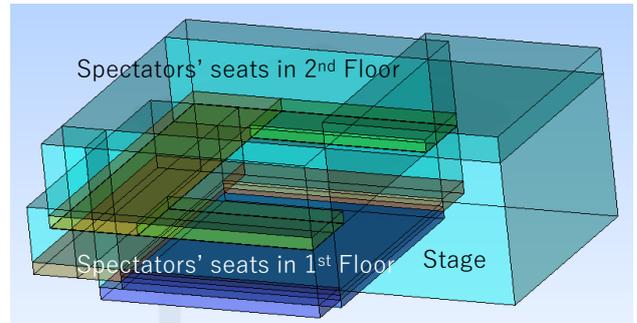


Fig. 5 Bird-eye view of Computational Domain

Table 2 Computational Cases

Case	Number of Guests	Population Density per Total Floor Area [Persons/m ²]	Heat Release Amount per Space Volume for Guests [W/m ³]
1	100	0.4	58
2	200	0.8	116
3	400	1.6	232

(*It is assumed that the guests sit on the floor.)

の温熱環境の最適化、給気方式の効率化を目的とするため、空調設備の使用を前提としている。また客席からの発熱密度も一様で、変数として扱うことは殆どない。

2. 解析概要

2.1 解析対象

本研究では、広島県の翁座の舞台、並びに客席空間をもとに作成した解析モデルを対象とする。Fig. 2 に翁座の外観写真を、また内観写真を Fig. 3 に示す。加えて、翁座の概要を Table 1 に、平面図、断面図を Fig. 4 に示す^{文7)}、引用2), 3)。1925年の創建当時は、観客席と舞台を収める梁間7間、桁行11間の大空間に、玄関、楽屋等が付随した構成だったと推定されるが、複数回の増改築を経て現在の姿になった。また翁座は、西洋より衛生観念が伝わった頃の建物であるため、天井に換気口を備えているが、本研究の解析においては無いものとする^{注1)}。また解析領域としては、観客席と舞台を抽出した範囲 (Fig. 4の着色部分) を扱う。なお、改修過程において痕跡に基づかず復元された花道や升席なども再現しない。

2.2 解析領域のモデル化

Fig. 5 に解析対象モデルの鳥瞰図を示す。翁座の客席、舞台までの空間を抽出した領域を対象とする。客席は1階、2階の双方に設けた。平席、下敷敷席、立見席、上

栈敷席と観客席にレベル差があることを踏まえ、1階については、舞台正面のやや床面高さの下がる領域、左右の栈敷席、後方の立見席を設けた。また2階についても後方と左右に客席を設けた。領域内の観客席の総面積は約240m²となった。なお、空間内の柱、窓の配置についてはモデルの簡略化のため無視した。

2.3 解析ケース・解析条件

観客の疎密が客席付近の冬季温熱環境に与える影響を分析するため、疎密を観客席付近の発熱量の大小でモデル化した。Table 2に解析ケースを示す。Case 1は客席全体の観客数を100名(約0.4人/m²)、Case 2はその2倍に相当する200名(約0.8人/m²)、Case 3は更にその倍の400名(約1.6人/m²)と想定する。活動状態は着席、休息を想定し、人体1人あたりの顕熱発熱を約70W/人に設定した。この人体発熱を観客数に応じて、客席部分から生じる発熱量を変更した。なお、観客の姿勢は床座と想定し、客席が収まる領域の床面から0.5mまでの範囲に、人体からの発熱を想定した熱発生を与えた。外壁、屋根等の断熱性能については、無断熱の戸建住宅に相当する熱貫流率の値を与えた⁸⁾。また、条件簡略化のため、窓、隙間風の流入はなく、エアコン等の暖房機器も存在しないと仮定した。従って本解析では、客席からの人体発熱に伴い生じる空間内の温度分布が浮力に基づく気流を発生させることによる空間内の流れ場、温度場形成に与える影響を分析する。空間内のグリッドは最小幅2mmで不等間隔に分割し、総メッシュ数は483072 (=102[x] * 74[y] * 64[z])となった。

気象条件は、広島県内陸部の冬季最寒日の夕方(18時頃)に住民が集会等を開く場合を意図し、アメダス油木観測所の標準的な気象データとして拡張アメダス気象データ標準年⁹⁾の2月初旬の観測データを基に外気温を-2℃と設定した。冬季の夕方であるため日没後と想定し、日射影響は無視した。

3. 解析結果と考察

3.1 流れ場

Fig. 6(a), (b), (c)に各ケースにおける、解析領域の舞台中央から1階立見席中央までを結ぶ鉛直断面における気流ベクトルの分布を示す。Fig. 7(a), (b), (c)はFig. 6の表示断面における気温、オイルフローを重ねることで領域内の循環流の形態を分かりやすく示すものである(気温についての考察は次節で述べる)。

全ケースにおいて、舞台から客席に向かう気流が生じており、これが2階席天井付近までの大きな鉛直方向の循環流を形成する。しかし、この大きな循環流の形態、気流速度については、ケース毎に差異が見られる。具体的には、観客の増加に基づく客席からの発熱量の増加に伴い、舞台からの気流速度が加速する傾向が見られる。この一連の傾向は、客席からの発熱により温められる空

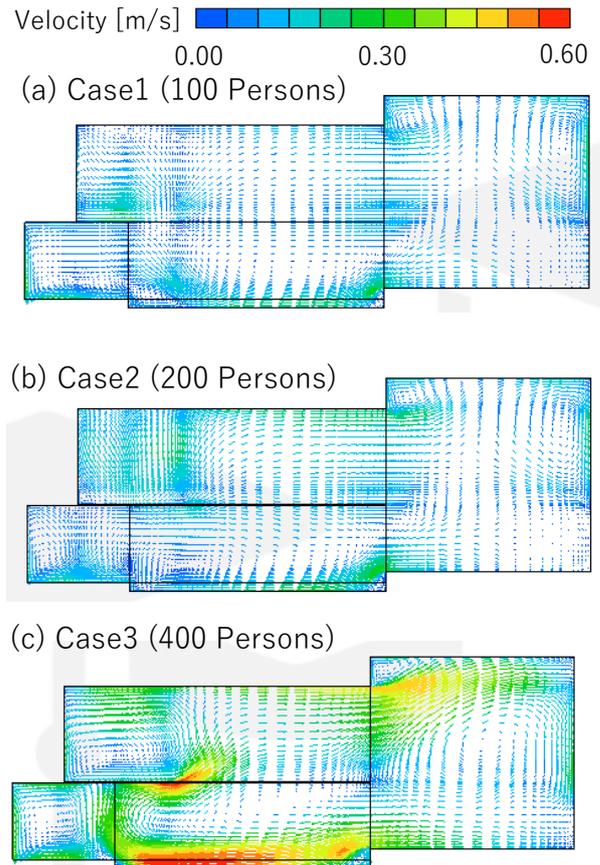


Fig. 6 Vertical distributions of airflow

気の浮力発生の影響が大きい。Case 1では観客数が相対的に少ないため、相対的に少ない熱発生が観客席で生じる。この発熱が客席の空気温度を升温させることにより、舞台付近と観客席間で温度差が生じる。この温度差に伴い、客席の空気は、舞台付近より密度の小さな軽い空気となる。この密度差が駆動力となり、舞台付近の空気が客席へ流入する。本解析では舞台における発熱を無視するため、ケース毎の観客数の増加は、上述の空気密度差の増加に直接寄与する。そのため観客数の多い(発熱量の大きい)Case 3はCase 1と比べ、舞台から客席への強い気流が生じる。気流の弱いCase 1では客席後方への流れも弱いため、1階立見、2階後方においては、循環流の渦等の形状もやや曖昧である。これに対し観客数の多いCase 3では、この強い気流に押し出される様に、1階立見席、並びに2階後方客席において強い反時計回りの循環流が形成される。また、舞台付近の循環渦の形状も相対的に大きい。

以上の様に、観客の増加に伴う客席付近の発熱量の増加は、舞台付近から客席に向かう気流を加速し、強い循環流を形成することが明らかとなった。

3.2 温度場

前頁 Fig. 7のオイルフロー断面図に併記される温度分布から、以下の傾向が読み取れる。観客数の少ないCase 1

では、客席からの発熱が相対的に少ないこと、並びに舞台から客席への気流が舞台上の冷気を客席に輸送すること、の双方の作用により、平席付近に冷気が滞留する傾向が見られる。また 1 階客席後方の立見席の気温も他ケースに比べ低温となる。これに対し Case 2 では、客席上の発熱量の増加に伴い、平席、1 階立見席付近の温度が 2°C 程度昇温する。また 2 階後方客席付近が最も温度が高い。観客数を Case 2 の倍とする Case 3 では、舞台に近い平席において Case 2 より低温な結果となった。Case 3 は最も観客数が多く客席からの発熱も多いため、直観的には 3 つのケースで最も高温となると予想されたため、これは予想に反する結果であった。前述の舞台から客席へと生じる気流が作用した結果と考えられる。すなわち Case 3 は客席の発熱量が多いため、客席付近の空気が暖められ、舞台と客席間の空気密度の差が大きくなる。これが駆動力となり強い気流が生じる。この気流が舞台の冷気を客席深部まで輸送する。その結果、平席で生成された暖気は 1 階立見席、並びに 2 階後方席に輸送される。そのため、平席は低温となるがそれ以外の領域は高温な結果となった。

4. まとめ

広島県内陸に位置する舞台小屋「翁座」を対象に、観客からの発熱が、舞台並びに客席付近の温熱環境形成に与える影響を分析した。分析の結果、以下の点が明らかとなった。

- (1) 観客席に滞在する観客からの発熱に伴い、舞台と観客席の間で空気密度差が生じる。これが舞台から観客席に至る気流発生の駆動力となる。
- (2) 舞台から観客席に至る気流は、舞台付近の冷気を観客席に輸送する。この冷熱は観客席の温度低下をもたらす。そのため発熱量が最も多い混雑した状態よりも、観客数が中程度の場合の方が、結果として 1 階平席付近の気温は暖かい結果となった。

本研究においては内部環境内での熱対流のみを考慮し開口部、隙間風等の外気の流入要素や除いての解析を行った。今後は実測やより詳細な解析条件設定などを通じ芝居小屋の規模、空間構成に応じた冬季熱環境を形成する最適な観客数について分析することが今後の課題である。

〔謝辞〕 本研究の遂行にあたり、川嶋利枝氏（イビケン株式会社、研究当時 奈良女子大学卒論生）の多大な助力を得た。ここに記し、深甚なる謝意を評します。

注1) 本研究では、観客の集密に伴う客席からの発熱密度の差異が劇場内の温熱環境形成に与える影響を分析するため、外気（換気・隙間風）の流入の影響は未考慮とした。

参考文献

- [1] 徳永高志：芝居小屋の二十世紀、雄山閣出版株式会社、1999

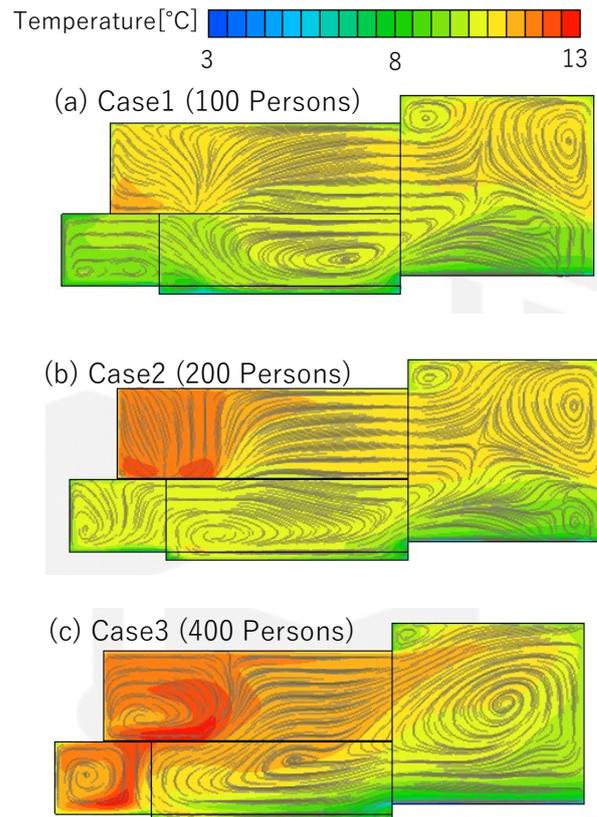


Fig. 7 Vertical distributions of both air temperature and oil flow

- [2] 須田敦夫：日本劇場史の研究、相模書房、1957
- [3] 服部幸雄：歌舞伎の源郷、吉川弘文館 2007
- [4] 藪下 満、寺尾道仁、関根秀久、木造芝居小屋の音響特性、日本建築学会技術報告集、2012、18 巻、38 号、pp229-232、2012、Online ISSN 1881-8188、Print ISSN 1341-9463
- [5] 村上周三、加藤信介、孔鉄男：劇場内の温熱空気環境に関する研究 3 次元 CFD による夏期の空気温度形成解析、生産研究、48、8、349-352、1997.
- [6] 橋本直樹、近本智行、山本順也：劇場建築の空調性能と室内環境の検討（その 1）システム概要、日本建築学会大会学術講演梗概集、D2、1391-1392、2006.
- [7] 広島府中市教育委員会：登録有形文化財（建造物）翁座保存活用計画、2022
https://www.city.fuchu.hiroshima.jp/material/files/group/11/propo051201_05okinazakaisyusekkei_shiryoy2.pdf
- [8] Shinji Yoshida Evaluation on present situations of safety on thermal environment in residential houses in Japanese winter season using BEST-H program, E3S Web of Conferences, 396, 01026, 2023, doi.org/10.1051/e3sconf/202339601026
- [9] 拡張アメダス気象データ
<https://metds.co.jp/product/ea/>

引用資料

- 1) 『踊り姿江戸絵巻』 著作者 歌川豊国 パブリックドメイン
- 2) 広島府中市教育委員会：登録有形文化財（建造物）翁座保存活用計画、2022
https://www.city.fuchu.hiroshima.jp/material/files/group/11/propo051201_05okinazakaisyusekkei_shiryoy2.pdf
- 3) 広島県土木局営繕課 営繕企画グループ、建物情報 翁座
<https://www.pref.hiroshima.lg.jp/site/tatemonogatari/tatemonojouhou11.html>

水族館バックヤード室における除湿除塩システムによる除塩効果の検証

Verification of Desalination Effectiveness Using a Dehumidification and Desalination System in Aquarium Backstage Areas

正 会 員 ○今岡 知晃 (竹中工務店) 正 会 員 谷 英明 (竹中工務店)
正 会 員 前田 龍紀 (竹中工務店) 正 会 員 原瀬 拓也 (竹中工務店)
正 会 員 野村佳緒里 (竹中工務店)

Chiaki IMAOKA*¹ Hideaki TANI*¹ Tatsunori MAEDA*¹

Takuya HARASE*¹ Kaori NOMURA*¹

*¹ Takenaka Corporation

Aquarium facility backyards often present harsh working conditions for staff due to moisture, salt content, and odors. Therefore, this project introduced a dehumidification and desalination system to improve the working environment in aquarium backyards. Measurements of airborne ion concentration and drain water revealed that the dehumidifier captures salt-forming ions from the tanks and biologically derived ammonium ions. The ion capture efficiency was found to be higher when the intake air contained more ions. Furthermore, survey results indicated that the dehumidification and desalination system contributed to improving the working environment for staff.

1. はじめに

水族館施設においては、飼育生物の生命維持・繁殖が最重要となるため、水温・水質維持のために大量のエネルギー・給排水が必要となる。快適性の観点では来館者への影響は考慮されるものの、水分・塩分・臭気の影響でバックエリアなどは従業員にとって過酷な作業環境となることが多い。そのため、水族館を訪れる来館者だけでなく、健康性・知的生産性を向上させるために従業員にとっても快適な環境を創出することが求められる。本プロジェクトでは、従業員の作業環境改善を図るため水族館バックヤードにおいて除湿除塩システムを導入した。本報では、実測結果・アンケート結果から除湿除塩システムの除塩効果について報告する。

2. プロジェクトの概要、温熱的快適性に関する課題

本研究の対象とする水族館は、魚類や海獣類を飼育・展示する一般的な水族館、飼育生物の屋外ショープールと飲食・物販店舗を有する構成となっている。バックヤードには大小150の水槽があり、そのうち2室を対象に除湿除塩効果の検証を行った。

3. 水族館バックヤードの課題

水族館バックヤードの様子を写真3-1に示す。水族館バックヤードでは、臭いの主成分であるトリメチルアミンが放出され、室内に充満している。また海水が水槽から飛散・拡散しており、室内における発錆のリスクが高い。さらに、高湿度環境となるため結露やカビの発生リスクも高い状態にある。

4. 除湿除塩システムの概要

前述の通り、水族館バックヤード室は、高湿・多塩な環境が形成されており、人・建物のそれぞれに対して過酷な状況となっている。そのため、高湿・多塩な環境を最小エネルギーで改善するため、除湿除塩システムを導入した。除湿除塩システムの概念



写真 3-1 バックヤード写真

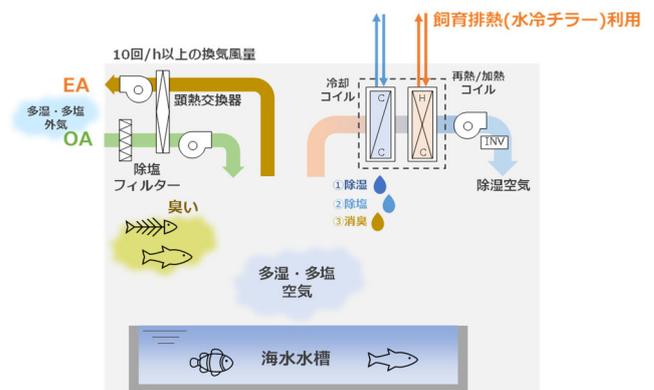


図 4-1 除湿除塩システムの概念図

図を図 4-1 に示す。

換気量について、沿岸地域のため多湿・多塩と想定される外気の導入が室内環境の悪化につながるため、室内環境に合わせて換気風量を絞ることで負荷の削減を図った。また、外気取入系統には除塩フィルターを設置し、塩分濃度を低減した状態での外気導入を可能とした。

循環系統においては、冷却コイルと排熱を用いた再熱/加熱コイルで室内の温調を行う（以降、冷却コイル・再熱/加熱コイルを合わせた循環系統を除湿器とする。）計画としている。冷却時には冷却コイルにて、①過冷却による除湿、②熱交換器面の水滴に空気中の塩分が接触することによる除塩、③結露水に溶解した空気中の水溶性におい成分（アンモニア等）の排水による除臭を可能としている。

5. 実測による除湿除塩効果の検証

前述した除湿器による塩分や臭気成分・腐食性成分の捕集効果を検証するため、バックヤード室において実測を行った。

5.1 実測概要

除湿器吸込口付近・吹出口付近における気中イオン濃度測定と除湿器のドレン水測定を行った。気中イオン濃度の測定方法を図 5-1 に測定の様子を写真 5-1 に示す。インピンジャーに超純水を約 30mL 入れて、1L/min の流量で 2 時間吸引し、空気中の塩化物をバブリングして溶解させ、吸収液をイオンクロマトグラフで定量分析し、空気中の濃度に換算して測定した。図 5-2 に気中イオン濃度・ドレン水の測定位置を、表 5-1 に測定を行ったバックヤード室の条件を示す。

実測時期は、2023 年 7 月、2023 年 11 月、2024 年 8 月の 3 日程、表 5-2 にそれぞれで測定した除湿器・回数を示す。2023 年 7 月は飼育生物・水槽のバブリングがなく、2023 年 11 月、2024 年 8 月は飼育生物・水槽のバブリングがあった。本研究では気中イオン濃度の測定はナトリウムイオン・塩化物イオン・アンモニウムイオンを対象とした。

5.2 実測結果

図 5-3 に吸込空気の内イオン量と捕集効果の関係を、図 5-4 に除湿器ドレン水のイオン濃度の比較を示す（イオン量は 0.1 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ を分析定量下限とし、0.1 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ 以下の場合は計算対象外としている）。捕集効果は

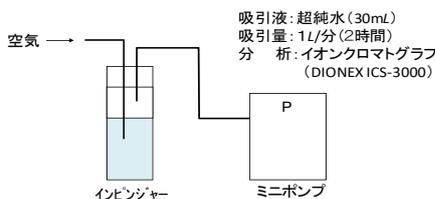


図 5-1 気中イオン濃度の測定方法

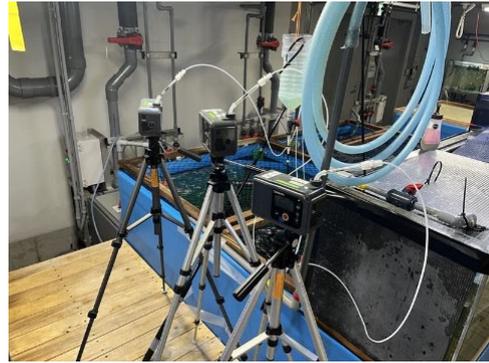
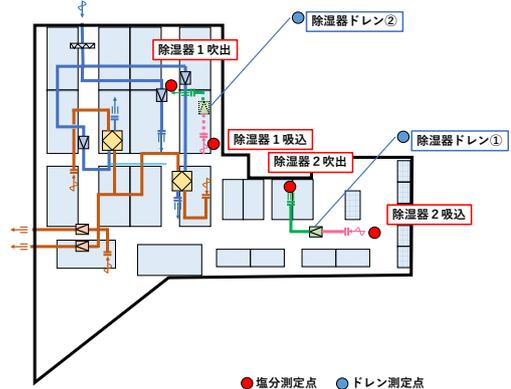
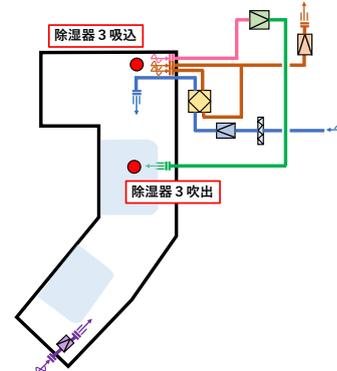


写真 5-1 気中イオン濃度測定の様子



(a) バックヤード A



(b) バックヤード B

図 5-2 測定位置

表 5-1 バックヤード室の条件

	バックヤード A	バックヤード B
面積	322.62 m ²	81.07 m ²
水槽構成	海水・淡水水槽	海水水槽
換気回数	5 回/h	10 回/h
冷却能力	75kW×2 台	25kW×1 台
再熱能力	34kW×2 台	12kW×1 台

表 5-2 気中イオン濃度の測定内容

	A		B	バブリング 生物有無
	除湿器 1	除湿器 2	除湿器 3	
23 年 7 月	2 回	2 回	2 回	無
23 年 11 月	2 回	2 回	2 回	有
24 年 8 月	1 回	—	—	有

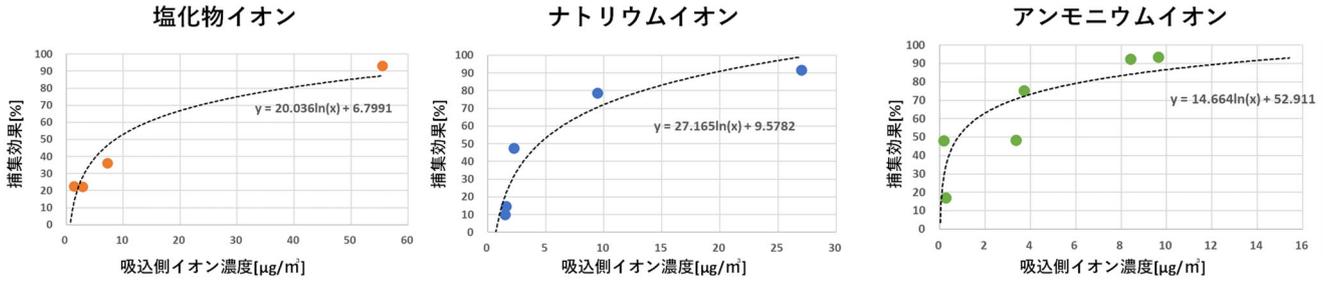


図 5-3 吸込側イオン量と捕集効果の関係

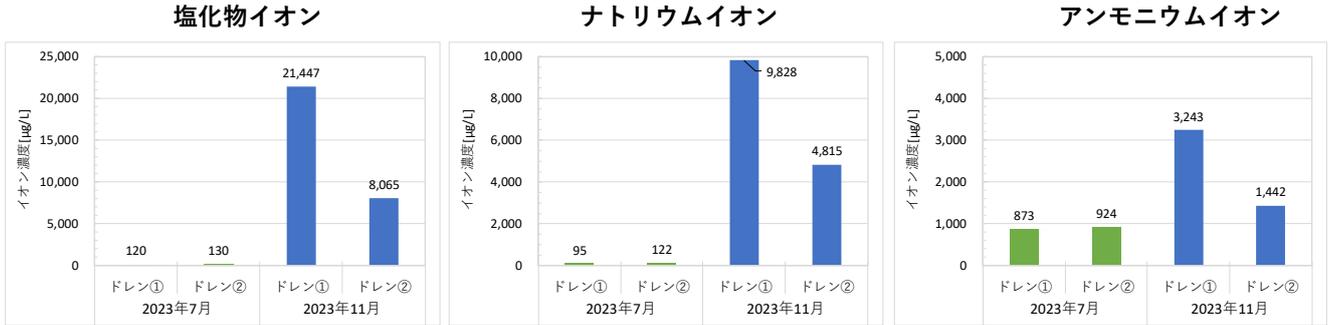


図 5-4 除湿器ドレン水のイオン濃度

式（1）より算出した。

$$\text{捕集効果(\%)} = (A - B) \div A \times 100 \quad (1)$$

ここで、A：吸込口の気中イオン濃度、B：吹出口の気中イオン濃度とする。

図 5-3 より、吸込側イオン濃度と捕集効果の関係は概ね対数関数で近似可能で、除湿器の吸込空気イオン濃度が高いほど除湿器によるイオン捕集効果が高いことが明らかとなった。

また、図 5-4 より飼育生物・水槽バグリングのなかった 2023 年 7 月と比較して、飼育生物・水槽バグリングのあった 2023 年 11 月は各イオン濃度が高かった。そのため、飼育生物や水槽のバグリングによりバックヤード室の気中イオン濃度が上昇し、除湿器にて水槽からの塩の構成イオンと生物由来のアンモニウムイオンを捕集できていると考えられる。

6. アンケートによる除湿除塩効果の検証

水族館バックヤードにおいて作業を行う水族館従業員を対象に、アンケートにてバックヤード室の作業環境に関する快適性調査を行った。

6.1 アンケート内容

アンケート項目は主に回答者属性・温熱環境評価・作業効率への影響・におい項目の 4 項目に分類される。回答者は 33 名、アンケート項目を表 6-1 に示す。

水族館従業員のうち、上述のバックヤード A、B にバックヤード C を加えた 3 室のいずれかが主な作業エリアである回答者を抽出し、室ごとの傾向を分析した。各対象室の回答者数は、A が 13 名、B が 3 名、C が 2 名である。

6.2 アンケート結果

まず、対象室全体の分布としては、温熱・湿度環境に関して顕著な傾向が見られた。温冷感では「暑い」「暖かい」「やや暖かい」が合計 61% を占め、最も多かったのは「暑くも寒くもない」33% であった。これは、一般的なオフィス環境と比較して温冷の中立帯が狭く、やや暑熱感が強く知覚されやすいことを示唆している。湿度感では「湿っている」「やや湿っている」が合計 78% となった。

対象室別の温湿度データを比較すると、3 室とも室温は概ね 20~25℃ で安定していたが、湿度は C を除き 6 月中旬以降に非常に高い値を示した。A と B を比較すると換気回数の多い B の方が外気の影響をより受けていると考えられる。また B と C を比較すると、C は外気を導入しておらず温湿度管理された展示室から給気しているため、湿度が夏季においても安定していると考えられる。温湿度の実測値とアンケート結果を比較すると、実測では最も良好な温熱環境であった C が、アンケートでは必ずしも最も高い評価とはならなかった。

そこで、水族館の飼育環境が一般的なオフィス環境に比べて温熱条件が厳しいことを踏まえ、勤務経験の有無による評価傾向の違いを検討した。初めて水族館で勤務する回答者（以降、前職なし）は不快評価を示す可能性が高く、経験者（以降、前職あり）

表 6-1 アンケート項目

回答者属性	前職経験の有無、主な作業エリア
温熱快適性	温冷感、湿度感、温熱環境満足度等
作業効率	集中力、集中阻害要因、疲労感、作業効率等
匂い環境	におい受容度、快適性、臭気強度等

は暗黙に以前の勤務施設を参照して評価することが想定される。なお、本質問項目は前職施設との直接比較を問う設問ではないため、結果の解釈は経験要因に基づく評価傾向の把握に限定する。温熱環境評価に加え、作業効率およびおい快適性の評価結果を図6-1に示す。

前職経験の有無による温熱評価では、前職ありの従業員の評価がやや中立寄りとなり、作業効率を「やや良い」と評価する回答が多い。一方、前職なしでは「暑い」「やや不快」「やや作業効率が良くない」がやや多く、水族館特有の環境に対する経験値の有無が主観評価にわずかな差として表れている可能性が示唆された。

「前職あり」の飼育員に対しては、前職と比較した際の現在の作業環境評価も併せて質問を行った。その結果、いずれの項目に対しても前職と比較して好意的な評価をする回答が多く、全体としてポジティブな傾向が示された。特に、作業効率に関しては作業環境の向上に良い環境であるという回答が優勢であり、職場環境の総合評価として現職の方が働きやすいと感じている従業員が多い結果となった。におい快適性に関しても前職よりも「やや不快」であるという回答が1人にとどまり、におい環境に対しても除臭システムが効果的に機能していると考えられる。総じて、前職経験者の前職場との比較評価においては、前職場よりも良好な作業環境であると受け止められており、温湿度環境が一般的なオフィスと比較して良好ではないにも関わらず、従業員の主観評価としては現環境が肯定的に受け止められる可能性が示された。

7. まとめ

水分・塩分・臭気の影響で従業員にとって過酷な作業環境となることが多い水族館バックヤード室の作業環境改善のため、除湿除塩システムを導入した。バックヤード室での気中イオン濃度測定・除湿器のドレン水測定、アンケート調査による従業員の快適性調査から除湿除塩システムの効果を検証した。

- ①除湿器により水槽からの塩の構成イオンと生物由来のアンモニウムイオンが捕集されている。
- ②吸込空気イオン濃度が高いほど、除湿器によるイオン捕集効果が高い。
- ③アンケート結果より、一般的なオフィス環境と比較して温冷の中立帯が狭く、やや暑熱感が強く知覚されている。
- ③アンケート結果より、従業員の主観評価としては現環境が肯定的に受け止められる可能性がある。

今後、吸込イオン量と捕集効果の関係に加え、ドレンの水量・吸込空気湿度とイオンの捕集効果の

関係を分析するとともに、より多くのアンケート回答から除湿除塩システムの従業員の作業環境への直接的な影響を考察する。

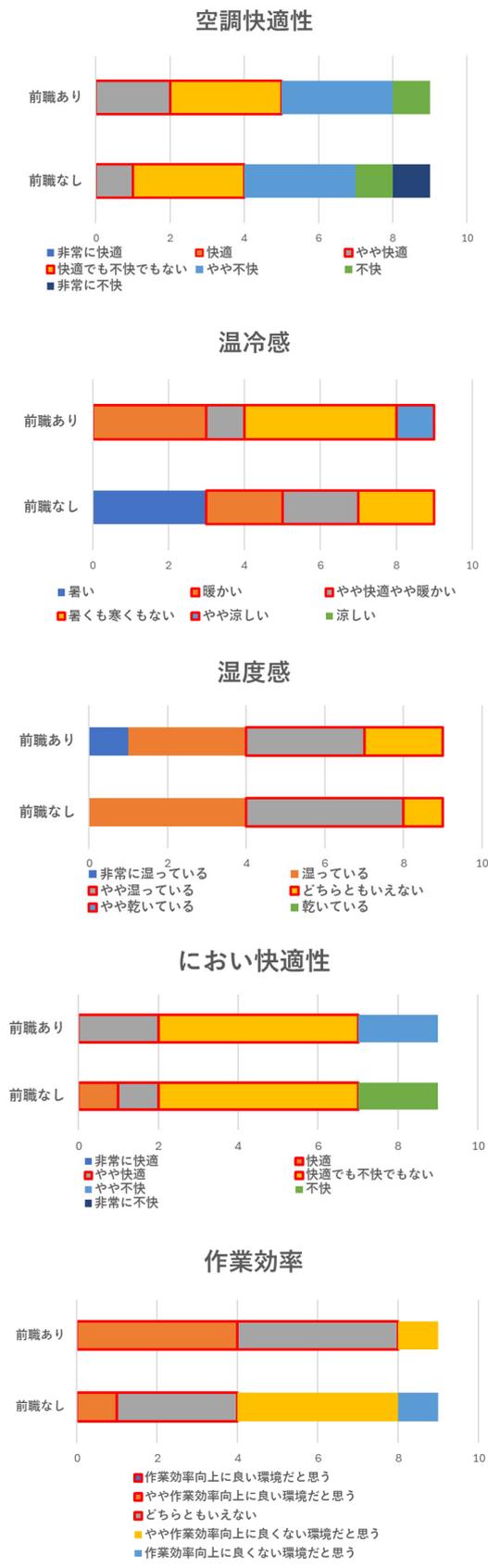


図6-1 前職有無別のアンケート結果

解剖室における感染症対策に関する空気環境改善手法の検討

(その2) CFD解析による解剖台の局所給排気方法の検討

Improvement Methods of Air Quality for Infections Disease Control in Autopsy Rooms

(Part2) CFD Simulation of Local Ventilation around Dissection Table

○ 桃井 良尚 (福井大学)

長谷川 達也 (福井大学)

稲井 邦博 (名古屋工業大学)

Yoshihisa MOMOI*1 Tatsuya HASEGAWA *1 Kunihiro INAI *2

*1 University of Fukui

*2 Nagoya Institute of Technology

The purpose of this study is to examine ventilation design standards for local ventilation in autopsy rooms, which often do not have sufficient ventilation performance compared to operating rooms. In this report, CFD simulation to generate gaseous and particle pollutants was conducted in autopsy rooms. By comparing the simulation results of gaseous and particulate pollutants, the behavior of particulate pollutants was discussed. CFD results of an investigation into the effect of various ventilation design parameters for the local ventilation in autopsy rooms on the exposure concentration of infectious particles for dissection workers were reported.

1. はじめに

近年の頻発する感染症の大流行に伴い、病因を分析する病理解剖の重要性が高まっている。しかし、解剖室において解剖時に発生する感染性粒子の飛散に対して十分な感染対策が取れていないのが現状である。例えば、結核に対して解剖に従事する医療者は感染リスクが高いという報告^{1),2)}もある。解剖室は、病院設備設計ガイドライン HEAS³⁾において、12回/hの換気回数で陰圧室とすることが推奨されている。これは、解剖作業時に使用されるホルマリンから発生するホルムアルデヒドHCHOの室内濃度が室内濃度基準⁴⁾である0.1ppm以下になるための設計条件と考えられる。解剖室において、混合換気による全般換気を行った場合、解剖時に発生する感染性粒子が室内に飛散する可能性がある⁵⁾ため、一般的にはプッシュプル型の局所換気が採用される場合が多い。しかし、局所換気装置では換気量を低減させ効率的に換気できるように設計されるものの、解剖従事者の解剖動作などによって局所換気から漏出した感染性粒子も考慮し、感染リスクに基づいて解剖室全体で解剖従事者の健康と安全を確保するための十分な換気設計が行えているとは言い難い。

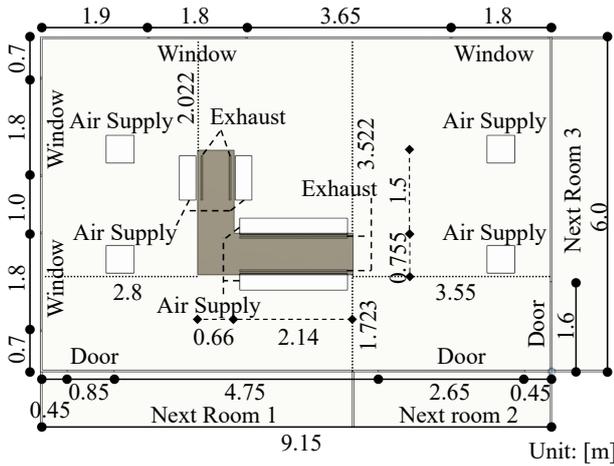
そこで、本研究では、手術室と比べて十分な換気性能を有していないことの多い解剖室を対象に、局所換気による換気設計基準を検討することを目的としている。本報では、解剖室においてガス状汚染質と粒子状汚染質の挙動を予測したCFD解析を行い、両者を比較することで粒子状汚染質の挙動特性について考察するとともに、解剖室の局所換気の各種換気設計パラメータが解剖作業者の感染性粒子の曝露濃度に及ぼす影響について検討を行った結果を報告する。

2. 解剖室の局所換気シミュレーション

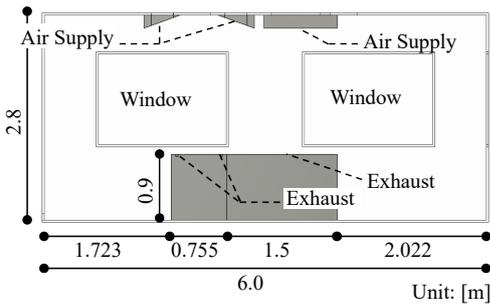
2.1 解析概要

Fig. 1に、対象とした実際の解剖室空間を示す。CFD解析では、局所換気装置から漏出した汚染質は解析空間外に除去されるとした自由空間を想定した。Fig. 2に示す対称性を考慮した半分の領域空間で解析を行った。作業者を模擬した直方体に76Wの顕熱発熱を設定した。Table 1に、CFD解析の解析条件を示す。局所排気の排気量を3条件設定し、排気量の半分の流量を局所換気の給気量として設定した。残りの流量については周辺から均等に流入することとした。まず、はじめに汚染質発生を想定したパッシブスカーラーによる定常濃度・気流解析を行い、その後粒子を解剖台周辺で発生させた非定常解析を行った。粒子解析では飛沫を想定した粒子を設定し、粒子径による重力沈降の影響を検討するため0.1, 1, 10 μ mの3つの代表粒子径で解析を行った。解析時間間隔は0.1sで、120秒間の粒子追跡を行った。Fig. 3に、汚染質・粒子発生位置及を示す。汚染質及び汚染粒子の発生は、解剖台での作業時C1と解剖台外での作業時C2を想定し、2条件設定した。また、評価領域は、模擬人体の高さ1.5mの口部分に吸引量1.7m³/hの吸込みを再現した。

Fig. 4に、局所換気設計のパラメータを示す。一般的なプッシュプルによる局所換気的设计法⁶⁾を参考に、①給気口幅、②給気口の標準位置からの変位、③給気口と排気口の距離、④フランジを含む排気面の幅、⑤排気口幅、⑥排気口の標準位置からの変位、⑦排気口の場所をパラメータとした。標準ケースをCASE1とし、各パラメータで設定値を標準ケースから変更した条件を2段階設定し、合計で全15ケースを設定した。



(1) Pan view



(2) Vertical cross section view
Fig.1 Dimension of autopsy rooms

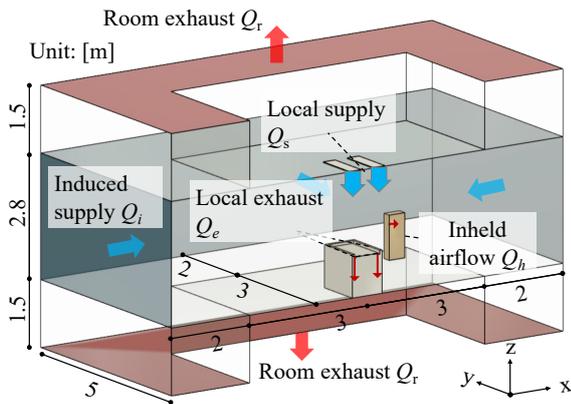


Fig.2 Calculation domain of CFD simulation

Table 1 Calculation condition

CFD code	STREAM V2024.2			
Turbulence model	Standard k-ε			
Algorithm	SIMPLEC			
Differential scheme for convection term	QUICK			
Meshes	650000			
Convergence	10 ⁻⁵			
Flow rate	Qe [m ³ /h]	900	1800	2700
	Qs [m ³ /h]	450	900	1350
Particle generation	10000 (C1:5000, C2:5000)			
Particle diameter	0.1, 1.0, 10 μm			
Particle density	998.2 kg/m ³			
Particle tracking time	Interval: 0.1s			
	Calculation time: 120s			

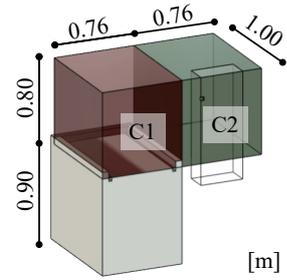
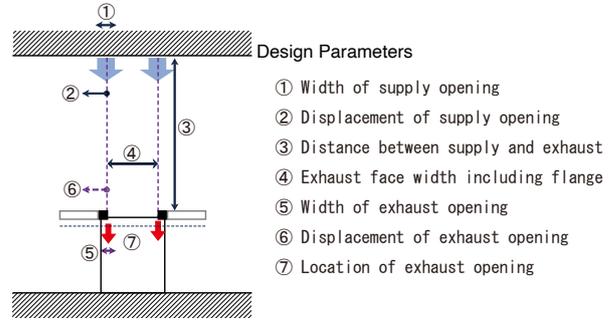


Fig.3 Location of pollutant generation



CASE	Design Parameters						7
	1	2	3	4	5	6	
1	0.30	0	1.90	0.76	0.03	0	Edge of dissection table
2	0.15	0	1.90	0.76	0.03	0	
3	0.10	0	1.90	0.76	0.03	0	
4	0.30	0.19	1.90	0.76	0.03	0	
5	0.30	0.38	1.90	0.76	0.03	0	
6	0.30	0	1.55	0.76	0.03	0	
7	0.30	0	1.20	0.76	0.03	0	
8	0.30	0	1.90	1.14	0.03	0	
9	0.30	0	1.90	1.52	0.03	0	
10	0.30	0	1.90	1.52	0.15	0	
11	0.30	0	1.90	1.52	0.30	0	
12	0.30	0	1.90	1.52	0.03	0.19	
13	0.30	0	1.90	1.52	0.03	0.38	
14	0.30	0	1.90	0.76	0.03	0	External side of dissection table
15	0.30	0	1.90	0.76	0.03	0	Around edge of dissection table

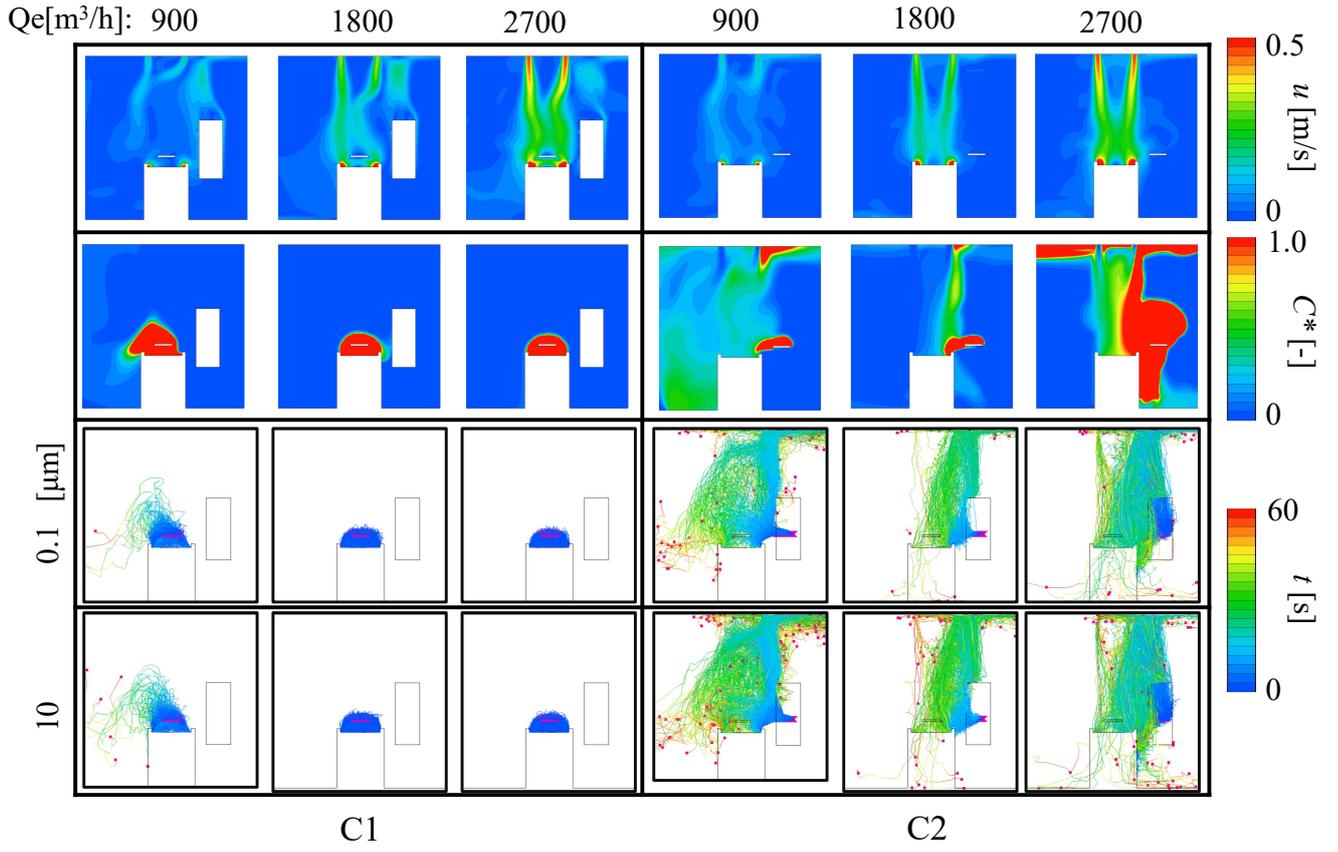
Unit: [m]

Fig.4 Analysis case based on local ventilation design parameters

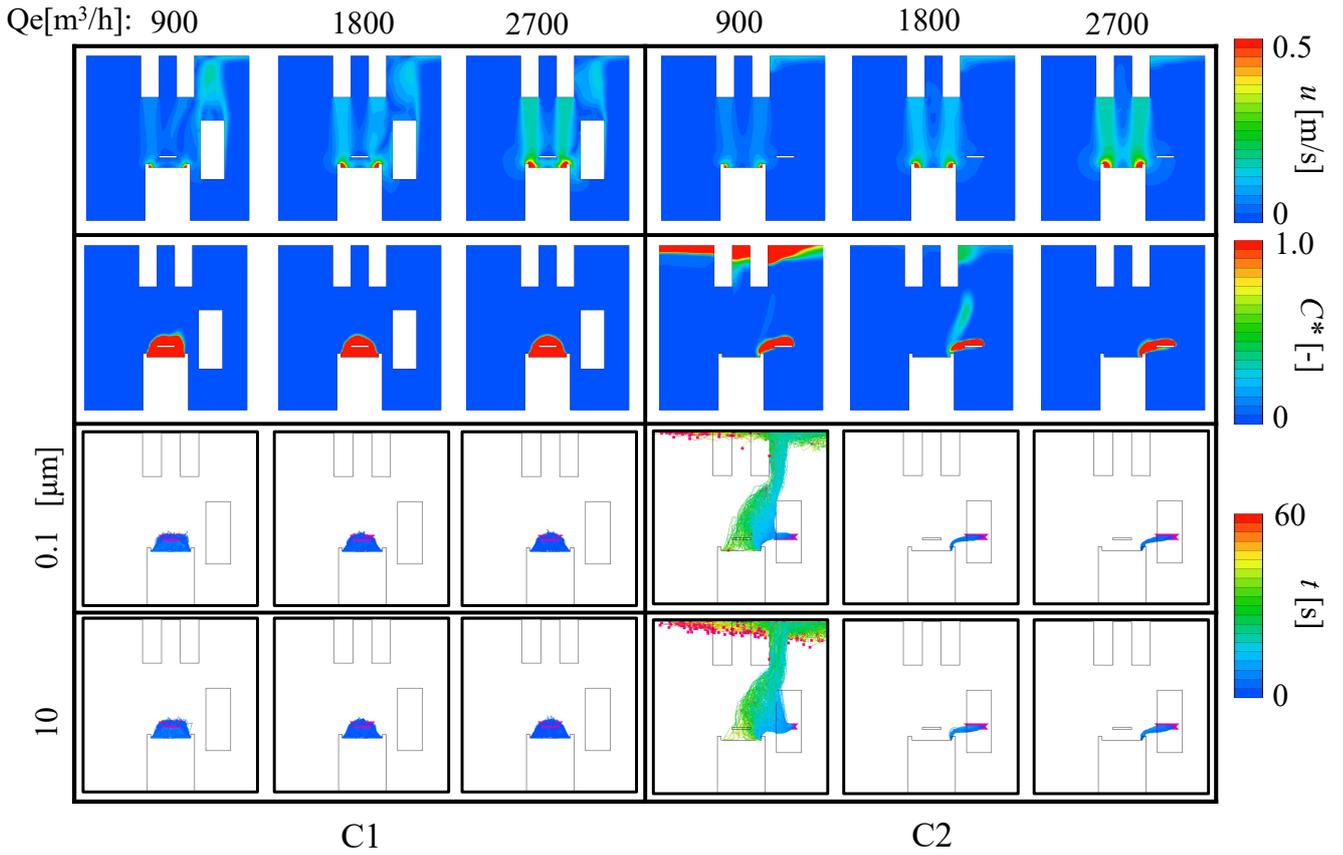
2.2 解析結果

(1) 鉛直断面における風速・濃度分布

Fig. 5 に、給気幅を 0.1m とした CASE3 と給気口と排気口の距離を 1.2m とした CASE7 の風速分布、排気口濃度で基準化した汚染質濃度分布、粒子挙動を示す。CASE3 では、C1 発生時には局所排気量が少ない 900m³/h の条件において汚染質の漏出が若干見られたが、換気量が増えると漏出は見られなかった。一方、C2 発生時には、発生した汚染質が局所給気により攪拌され、人体の熱上昇流により室上部に巻き上げられ、汚染質濃度が高くなる様子が見られた。CASE7 では、局所給気と局所排気が非常に近い場合、C1 発生時でも C2 発生時でも汚染質の拡散が抑制されていることが見てとれる。ただし、局所排気量 900m³/h では、汚染質の漏出が見られた。



(1) CASE 3



(2) CASE 7

Fig.5 CFD results of air velocity, contaminant concentration, and particle behavior

(2) 吸気粒子濃度

Table2 及び Table3 に、それぞれ粒子発生位置 C1 及び C2 における吸気での粒子到達割合（発生個数で基準化した粒子個数） C_p^* を示す。C1 発生時には CASE12 及び 13 の排気口位置を外側に移動させた場合の高排気量条件で、粒子の漏出が見られ、吸気位置での粒子濃度が高くなる傾向が見られた。これは給気と排気の位置がずれることで汚染質が排気口方向に流れず、給気流によって汚染質が拡散してしまい、解剖台外に漏出することが考えられ、排気風量が大きいほど吸気位置に到達する粒子割合が増えている。また、C2 発生時には局所給気面積を小さくした CASE2 や CASE3 において、給気風速が高風速になるため、排気されずに汚染粒子が巻き上げられてしまったと考えられる。局所排気口を解剖台外側側面に設定した CASE14 では、解剖台から漏出しやすい結果となった。

Table2 Inhalation pollutant rate [%] generated at C1

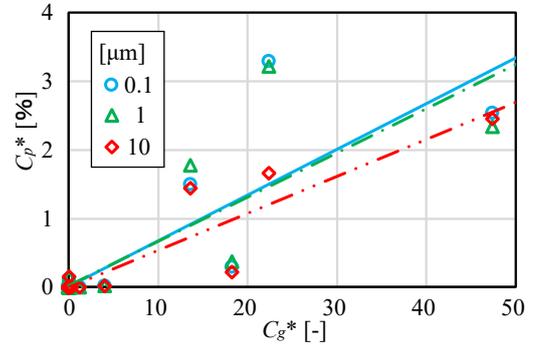
CASE	Particle size [μm]								
	0.1			1			10		
	Exhaust flow rate [m^3/h]								
	900	1800	2700	900	1800	2700	900	1800	2700
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12	0	0.02	1.5	0	0.02	1.78	0	0.02	1.44
13	0	0.3	2.54	0	0.38	2.34	0	0.22	2.46
14	3.3	0.12	0	3.22	0.16	0	1.66	0.16	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Table3 Inhalation pollutant rate [%] generated at C2

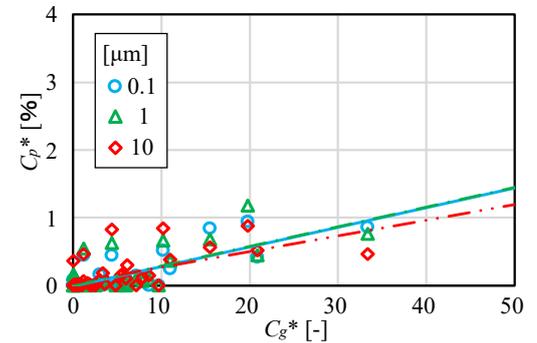
CASE	Particle size [μm]								
	0.1			1			10		
	Exhaust flow rate [m^3/h]								
	900	1800	2700	900	1800	2700	900	1800	2700
1	0.06	0	0	0.02	0	0	0.3	0	0
2	0.94	0	0.04	1.18	0	0.06	0.88	0.02	0.02
3	0.24	0.44	0.84	0.36	0.62	0.68	0.38	0.82	0.56
4	0	0	0	0	0	0	0.14	0	0.02
5	0.02	0.08	0.14	0	0.06	0.1	0.1	0.12	0
6	0.52	0	0	0.66	0	0	0.84	0	0
7	0.42	0	0	0.44	0	0	0.52	0	0
8	0.04	0	0	0	0	0	0.16	0	0
9	0	0	0	0.04	0	0	0.18	0	0
10	0	0.08	0	0	0.16	0	0.04	0.36	0
11	0	0	0.16	0	0	0.04	0.06	0	0.08
12	0	0	0	0	0.02	0	0	0	0
13	0	0.02	0.04	0	0	0.12	0	0.02	0.02
14	0.86	0.44	0	0.76	0.54	0	0.46	0.46	0
15	0	0	0	0.1	0	0	0.14	0	0

(3) 吸気位置でのガス状汚染質濃度と粒子濃度の比較

Fig. 6 に、ガス状汚染質と粒子状汚染質の濃度の関係を示す。吸気位置においてガス状汚染質の濃度と粒子状汚染質の濃度の間に、相関関係が確認された。ただし、C1 発生では給気位置に到達する粒子の割合にばらつきが大きい。粒子径が大きいほど粒子は重力沈降の影響により、空間濃度が低下すると考えられる。



(1) Location of pollutant generation: C1



(2) Location of pollutant generation: C2

Fig.6 Particulate pollutant concentration C_p^* relative to the gaseous pollutant concentration C_g^* in inhaled air

4. まとめ

本研究では、解剖室の局所換気における各種換気設計パラメータが解剖作業者の感染性粒子の曝露濃度に及ぼす影響について検討を行った。その結果、局所換気計算において、今回設定した 7 つの設計パラメータのうち、給気口幅、給気口と排気口の距離は感染性汚染質の吸引曝露濃度に大きく影響することが分かった。

謝辞

本研究は JSPS 科研費 JP24H00655 の助成を受けたものです。

参考文献

- 1) 宍戸真司, 森亨, 徳留修身, 河合道: 解剖従事者の結核発症状況と剖検環境の実態調査, 結核 第 69 巻 第 9 号, pp. 549-553, 1994.9
- 2) 多田敦彦: 医療従事者における感染症のリスクとコントロール 結核を中心に, 日本呼吸ケア・リハビリテーション学会誌 第 19 巻 第 2 号, pp.96-99, 2008.10
- 3) 日本医療福祉施設設備協会編: 病院設備設計ガイドライン (空調設備編) HEAS-02-2022, pp.37-61, 2020
- 4) 厚生労働省: 特定化学物質障害予防規則, 2008
- 5) 空気調和・衛生工学会編: 改訂版 工場換気, pp.69-88, 2022.6

全面床吹き出し空調における床面付着粒子の再飛散に関する研究 (その3) 人の歩行による再飛散現象の実験的考察

Particle Resuspension from Floor under Whole Floor-supply Displacement Ventilation System (Part 3) Experimental Study on Human Walking-induced Resuspension Phenomena

○吉原 隼(大阪大学) 山中 俊夫(大阪大学) 小林 知広(大阪大学) 崔 ナレ(大阪大学)
山澤 春菜(大阪大学) 小林 典彰(大阪大学) 松井 友紀(大阪大学) 永田 久子(東畑建築事務所)
岡本 茂(東畑建築事務所) 安井 さおり(東畑建築事務所) 杉田 雄希(東畑建築事務所)

Jun YOSHIHARA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Narae CHOI*¹ Haruna YAMASAWA*¹
Noriaki KOBAYASHI*¹ Tomonori MATSUI*¹ Hisako NAGATA*² Shigeru OKAMOTO*² Saori YASUI*² Kazuki SUGITA*²

*1 The University of Osaka *2 Tohata Architects & Engineers, Inc.

Whole floor-supply displacement ventilation (FSDV) has high infection prevention performance; however, its application in medical facilities remains limited due to concerns about particle resuspension from the floor during walking. Moreover, quantitative data under FSDV conditions are scarce. In this study, controlled walking experiments were conducted in a cleanroom chamber equipped with an FSDV system. Particle concentrations were measured, and the resuspension fraction per step was calculated to evaluate the influence of particle size, shoe type, and walking motion. The results showed that the resuspension fraction increased with particle size and was strongly affected by individual walking behavior.

はじめに

診察室における全面床吹き出し空調は、天井アネモ吹き出し方式と比較して、空気伝搬感染の防止性能が顕著に高いことが報告されている¹⁾。一方、HEASの病院設備設計ガイドライン²⁾では、層流方式として天井からの吹き降ろしを前提としており、コストや維持管理の観点から全面床吹き出し方式の導入事例はほとんど見られない。また、全面床吹き出し方式の導入が慎重に検討される背景には、「ほこりや感染性物質の巻き上げに対する懸念」がある。国外の研究例では、全面床吹き出し条件下における研究は見当たらず³⁾、また清輔ら⁴⁾は全面床吹き出し条件で歩行実験を実施したが、再飛散率の定量的評価には至っていない。

そこで本研究では、全面床吹き出し方式における粒子再飛散現象を定量的に評価することを目的とする。既報⁵⁾では、全面床吹き出し気流による再飛散の特性を明らかにした。本報では、歩行時の再飛散率を算出するとともに、歩行者および靴の種類が再飛散に及ぼす影響について実験的

に検討し、得られた知見を報告する。

1. 実験手法

1.1 実験設備

実験室の平面図を Fig.1 に、断面図を Fig.2 に示す。本実験は、大阪大学が所有するクリーンチャンバー (Test chamber) において実施した。テストチャンバーでは、HEPA フィルタを通過した清浄空気を給気する。床面には通気性を有するカーペット (500 × 500 mm) を敷設しており、各タイルは個別に取り外し可能である。カーペットはチャンバー外で粉体を定量 (1.25 g) 散布した後、室内に設置した。粉体散布後の歩行実験では、Fig.3 に示す無塵服 (クリーンルームウェア) を着用した実験者が歩行を行った。歩行により再飛散した粒子は、5 台のパーティクルカウンター (KANOMAX 製, Model 3889) を用いて測定した (Fig.2)。実験者は 20

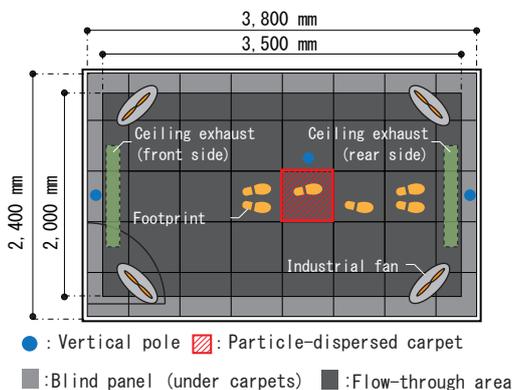


Fig.1 Plan view of the test chamber
(Floor-supply displacement ventilation)

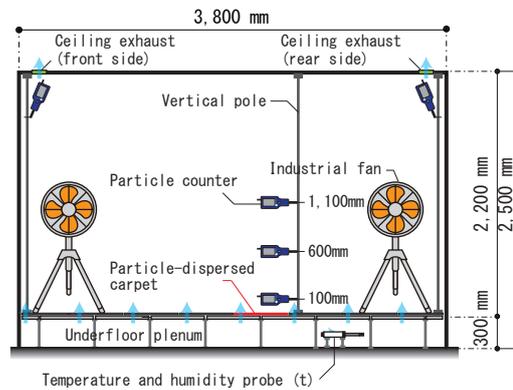
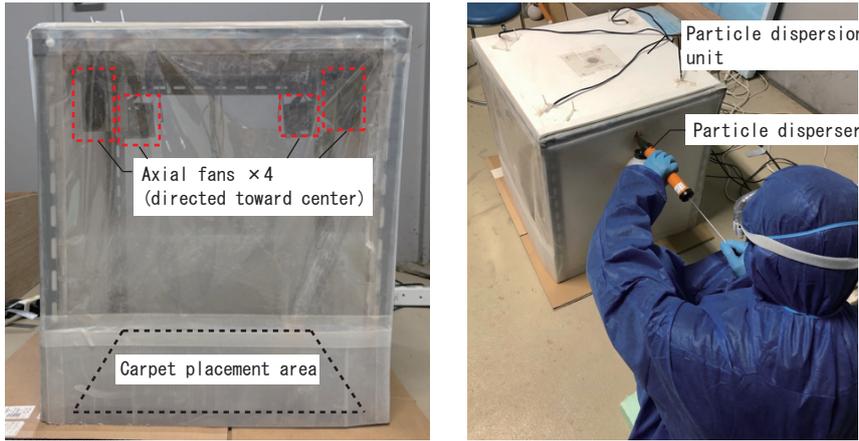


Fig.2 Cross-sectional view of the test chamber
(Floor-supply displacement ventilation)



Fig.3 Cleanroom garment



(4-a) Particle dispersion unit (4-b) Particle dispersion process
Fig.4 Procedure for particle dispersion onto the carpet

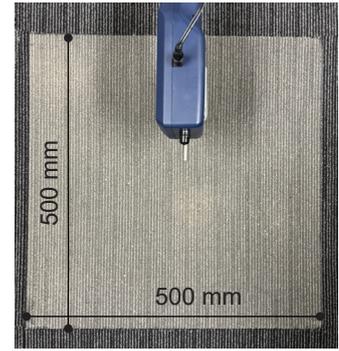
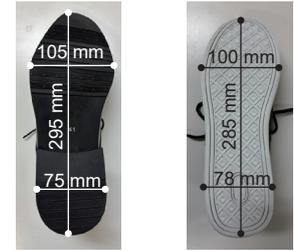


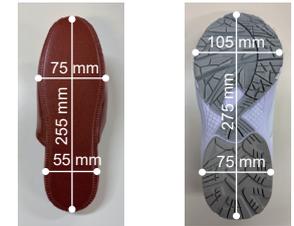
Fig.5 Particle-dispersed carpet

Table 1 Experimental conditions

Test name	ATD dispersion	Shoe type	Walker	Trials	Duration
FSDV_850_a-les	Yes	Leather shoes	m1, m2	1 step×3	10 min
FSDV_850_a-sne	Yes	Sneakers	m1, m2	1 step×3	10 min
FSDV_850_a-slp	Yes	Slippers	m1, m2	1 step×3	10 min
FSDV_850_a-nas	Yes	Nurse shoes	m1, m2	1 step×3	10 min
FSDV_850_b-les	No	Leather shoes	m1, m2	1 step×3	10 min
FSDV_850_b'	No	-	m1	3 times	10 min
FSDV_850_c	Yes	-	-	5 times	24 min
FSDV_850_d	No	-	-	1 times	60 min



(6-a) Leather shoes (rubber sole) (6-b) Sneakers (rubber sole)



(6-c) Slippers (PVC sole) (6-d) Nurse shoes (EVA sole)

Fig. 6 Details of shoe soles

代男性 2 名であり、m1 (身長 174 cm, 体重 60 kg)、m2 (身長 172 cm, 体重 55 kg) であった。

粉体の散布方法を Fig.4 に示す。ビニルシートで囲った空間内において、4 台の軸流ファンを中心方向に向けて設置し、攪拌しながら粉体を散布した。散布均一性はペトリ皿を用いて評価し、面積を 25 分割した場合に各区画の質量割合が $\pm 0.43\%$ (標準偏差) であることを確認した。粉体を散布したカーペットを Fig.5 に示す。また粉体には既往研究で多く使用される Arizona Test Dust A-1: Ultrafine (密度: 2.65 g/cm^3) を使用した³⁾。

1.2 実験条件および実験手順

実験条件を Table 1 に示す。換気方式は全面床吹き出し方式 (FSDV) とした。換気量は、背景粒子濃度の減衰時間を短縮し、試行回数の増加による実験精度の向上を図るため、 $850 \text{ m}^3/\text{h}$ (42 ACH) に設定した。相対湿度については、相対湿度が低いほど、再飛散率が大きいという既報の測定結果から⁵⁾、建築物衛生法の管理値の最低湿度である 40% を目標値とした。実測値は全条件において 34.2 ~ 46.4% であり、平均 $40.11 \pm 2.95\%$ (\pm : 標準偏差) であった。

実験では、無塵服を着用した実験者が室内粒子

濃度の十分な減衰を確認した後、粉体を散布したカーペット上を左足で一歩踏む動作を行った。その後、Fig.1 および Fig.2 に示す粒子攪拌用の 4 台のファンを起動し、粒子濃度を 10 分間測定した。

靴の種類の影響を検討するため、オフィスで一般的な革靴およびスニーカー、医療施設で使用されるスリッパおよびナースシューズの計 4 種類を検討対象とした (Fig. 6)。2 名の実験者が、各靴について一歩の歩行を 3 回ずつ実施した。本条件を条件 a と定義する (Table 1)。

さらに、再飛散率算出のための基準条件として、カーペットに粉体を散布しない状態で無塵服由来の発塵を測定する条件 b、粉体を散布したカーペットのみからの発塵を測定する条件 c、およびファン等に起因する背景濃度を測定する条件 d を設定した。

カーペットへの粉体散布量は、既往研究を参考に、 1.25 g (5 g/m^2) を目標とした³⁾。実測値は全条件において $1.153 \sim 1.334 \text{ g}$ であり、平均 $1.262 \pm 0.056 \text{ g}$ (\pm : 標準偏差) であった。

2. 再飛散率の計算手法

本研究では、一歩あたりに靴底と同等の面積に付着

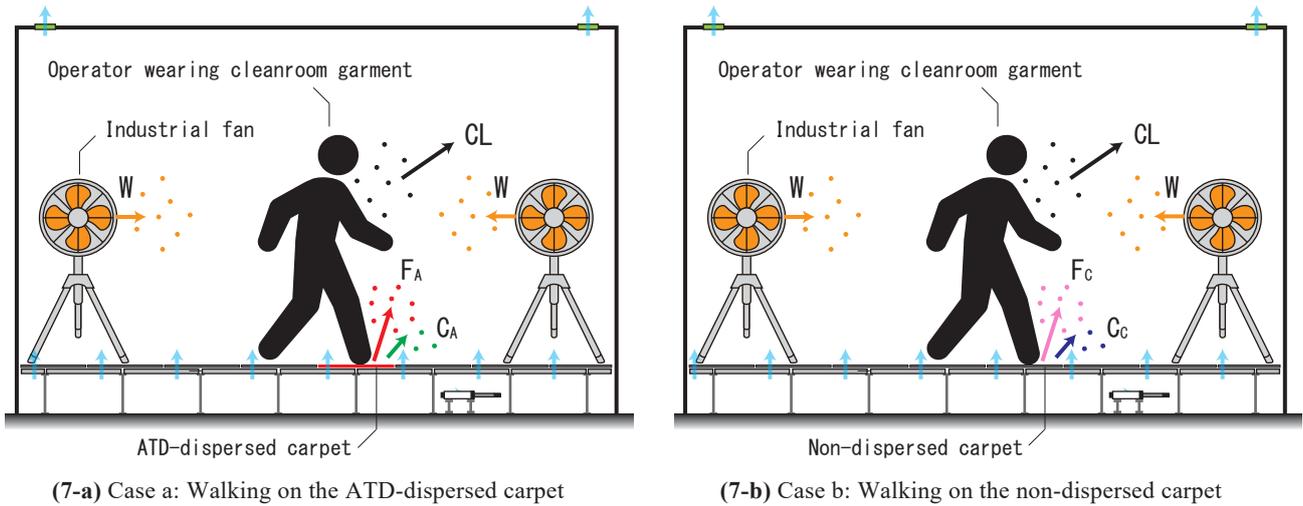


Fig.7 Definition of particle emission in Case a (N_a) and Case b (N_b)

していた粒子が再飛散する割合を、再飛散率 (RF_s : Resuspension fraction per step) として定義する。

$$RF_{s,j} = R_j / L_{f,j} \quad \dots (1)$$

- $RF_{s,j}$: 粒径区分 j における再飛散率 []
- R_j : 粒径区分 j における一步当たりの再飛散量 [g]
- $L_{f,j}$: 粒径区分 j における靴底の面積に相当する床面に付着した粉体の量 [g]

$L_{f,j}$ は測定したカーペットに付着した総質量を、靴底の面積分に相当させ、ATD の粒径分布に基づいて各粒径区分ごとの質量に分配した。 R_j は実験条件 a において取得した総発塵量から、無塵服や全面床吹き出し気流等による発塵量を差し引いて求めた。実験条件 a および b における計測した発塵の種類を Fig. 7 に示す。実験条件 a および b において排気濃度に排気流量を乗じて得られる、総発塵量 (N_a , N_b) は以下の式で表される。

$$N_a = F_A + C_A + CL + W \quad \dots (2)$$

$$N_b = F_C + C_C + CL + W \quad \dots (3)$$

- F_A : ATD 散布時の歩行によるカーペットからの再飛散量 [g]
- C_A : ATD 散布時の気流によるカーペットからの再飛散量 [g]
- CL : 歩行時の無塵服からの発塵量 [g]
- W : 壁面と工場用扇風機からの発塵量 [g]
- F_C : ATD 非散布時の歩行によるカーペットからの再飛散量 [g]
- C_C : ATD 非散布時の気流によるカーペットからの再飛散量 [g]

カーペットからの気流による再飛散量 (C_A および C_C) を求めるために粉体を散布したカーペットを設置しファンを運転する条件 c およびファンの運転のみを行う条件 d を実施した。実験条件 c および d において得られる、総発塵量 (N_c , N_d) は以下の式で表される。

$$N_c = C_A + W \quad \dots (4)$$

$$N_d = C_C + W \quad \dots (5)$$

式 (2)~(5) より、

$$N_a - N_b - N_c + N_d = F_A - F_C \quad \dots (6)$$

が得られる。歩行による靴からの再飛散量: R_j に相当するものは F_A だと考えられるが、 F_C が右辺に残る。そこ

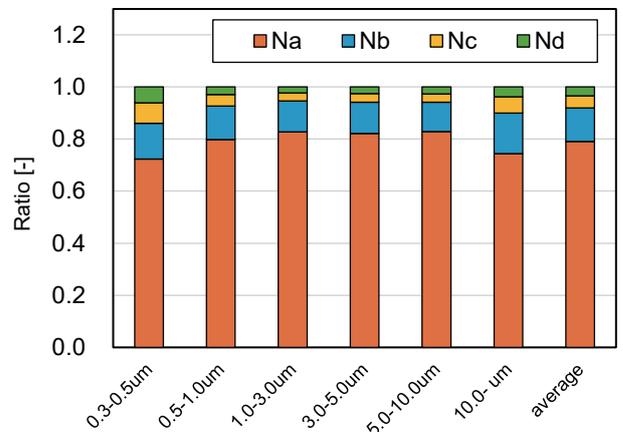


Fig.8 Ratio of cumulative particle concentration over 10 min for each condition (N_a - N_d ; leather shoes)

で無塵服を着た状態で歩行を行わずに、歩行をせずに腕を二回振る条件: 'b' を三回行った。この計測により得られた発塵量は N_b の 5~6 割程度であった。b の条件では下半身からも発塵があることを考慮すると、 N_b の多くの割合を CL が占めていると推定される。そこで本研究では ATD 非散布時の歩行によるカーペットからの再飛散量を 0 と仮定し ($F_C = 0$)、(6) 式により歩行による再飛散量: R_j を算定した。

革靴を履いた場合の N_a と他 N_b - N_d の割合を Fig. 8 に示す。 N_a はおよそ 7~8 割であり、 N_b は 1~1.5 割程度であった。

3. 結果と考察

3.1 歩行後の累積粒子個数の時系列変化

Fig. 9 に歩行後の累積粒子個数濃度の時系列変化を示す。いずれの粒径区分においても、累積濃度は歩行直後に急激に増加し、その後 10 分以内にほぼ定常状態に達した。本実験で設定した 10 分間の測定時間は総再飛散量を取得するのに妥当であると考えられる。

粒径が大きくなるほど、床付近の測定点と天井排気口における濃度との差が顕著となった。これは重力沈降の影響

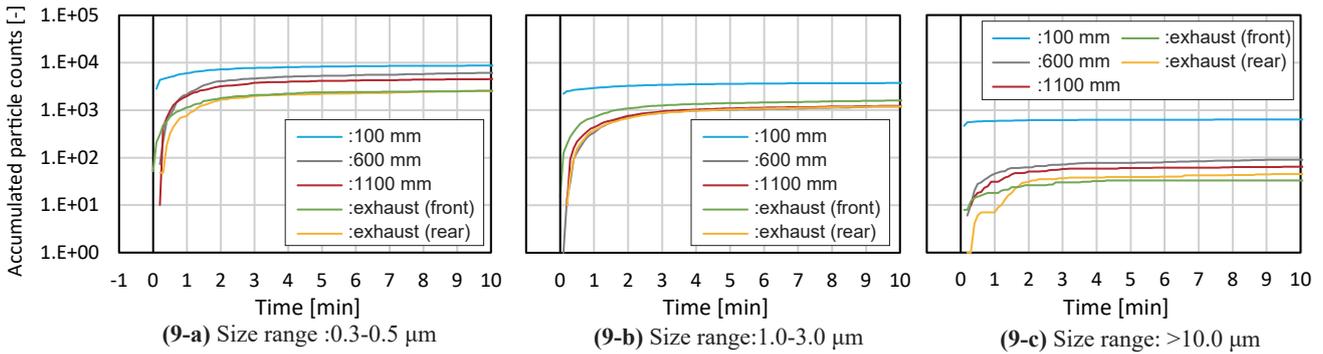


Fig. 9 Accumulated particle counts after walking at each measurement location (FSDV_850_a_les, m2, trial 2)

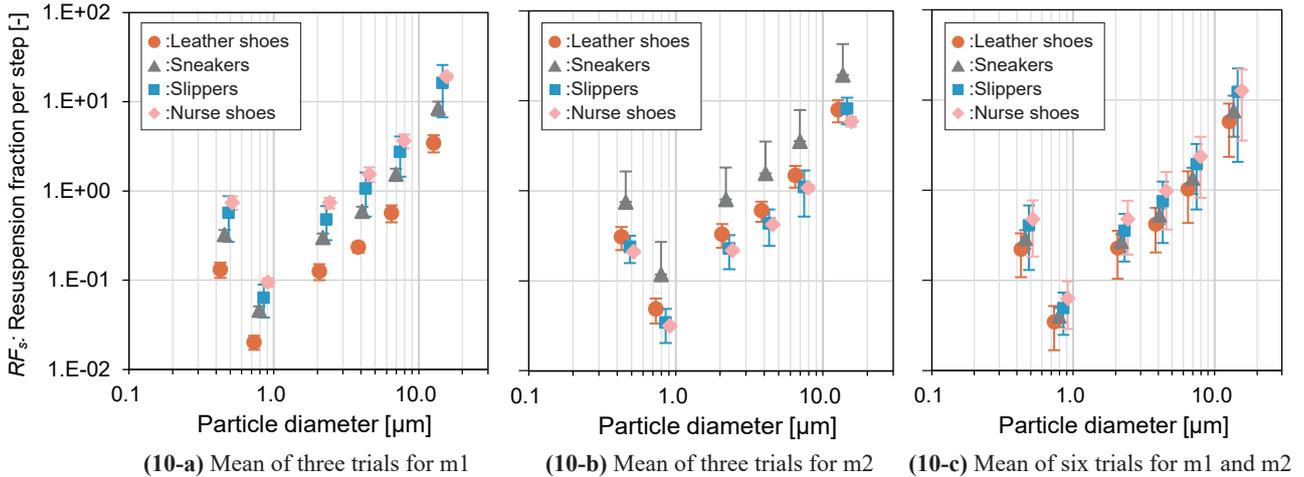


Fig. 10 Particle-size dependence of resuspension fraction per step (RF_s) for different shoe types (error bars: standard deviation)

により、主に 10 μm 以上の大粒径粒子が天井排気口には到達しにくくなるためと考えられる。一方で、各粒径区分において両排気口 (front, rear) で得られた累積濃度はほぼ一致しており、空間内の水平方向の濃度分布は概ね均一であった。したがって、再飛散率の算出には両排気口における累積個数の平均値を用いた。

3.2 歩行者および靴の種類ごとの差飛散率

Fig. 10 に一步当たりの再飛散率を示す。いずれの実験者においても、粒径区分が大きくなるほど再飛散率は増加する傾向を示した。この結果は既往研究³⁾と一致している。

靴種による再飛散率の大小関係は粒径区分ごとに概ね同様の傾向を示したが、実験者間で顕著な差が確認された。m1 ではナースシューズ、スリッパ、スニーカー、革靴の順で再飛散率が小さくなったのに対し、m2 ではスニーカー、革靴、スリッパ、ナースシューズの順で小さくなった。このことから、歩行動作の違いが再飛散量に大きく影響することが示唆された。

また、粒径 3 μm 以上の区分では再飛散率が 1 を超える条件が確認された。原因としては、再飛散率算出に用いた ATD 製品情報に基づく粒径割合と実際の付着粒径分布との間に差が生じた可能性が考えられる。すなわち、散布装置の特性や粒子の凝集により、実際には 3 μm 以上の大粒径粒子が想定より多くカーペットに付着していた可能性が考えられる。

4. まとめ

本報では、全面床吹き出し方式における歩行時の粒子再飛散率を算出を目的とし、粒径および靴種・歩行条件の影響を実験的に評価した。再飛散率は粒径の増大とともに増加し、靴種よりも歩行者の動作差の影響が大きかったことが示された。一方で再飛散率の絶対値の精度には課題が残り、今後は付着粒径分布の精緻化による、より正確な値の算出が求められる。

謝辞

本研究は、JSPS 科研費 Grant Number: JPMJSP2138 の支援を受けたものである。

参考文献

- 1) 吉原、山中、崔、小林知広、山澤、小林典彰、永田、岡本、安井、杉田、藤原：診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究 (その 10) 各種床吹き出し方式における感染リスク評価, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-17, 2024. 3
- 2) 一般社団法人日本医療福祉設備協会規格：病院設備設計ガイドライン (空調設備編), HEAS-02-2022 第 5.1 版
- 3) J. Qian, J. Peccia, and A. R. Ferro : Review, Walking-induced particle resuspension in indoor environments, Atmospheric Environment 89(2014)464-481.
- 4) 清輔、田中、古川、北村、山中、永田、岡本、安井：空調方式の違いによる微粒子挙動に関する研究, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 305, 2022 年 8 月
- 5) 吉原、山中、小林知広、山澤、小林典彰、永田、岡本、安井、杉田、：全面床吹き出し空調における床面付着粒子の再飛散に関する研究 (その 2) 吹き出し風速及び相対湿度が床面散布微粉体の再飛散に与える影響, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 3 巻, pp. 129-132, 2025. 09

知的作業時における気流が作業効率・心理評価・脳波に及ぼす影響

Effect of Airflow on Mental Work Performance, Sensory Evaluation and EEG

○ 竹村 明久 (関西大学) 山中 俊夫 (大阪大学) 村山 正裕 (関西大学)

Akihisa TAKEMURA*¹ Toshio YAMANAKA*² Masahiro MURAYAMA*¹

*¹Kansai University *²Osaka University

It would be meaningful if it were possible to control the airflow to improve the indoor environment by monitoring physiological responses when occupants feel uncomfortable to the airflow. In this study, the experiment was conducted in which twenty participants engaged in mental work with measuring EEG were exposed to airflow. A total of six conditions were conducted in random order: no airflow, whole body exposure from the front, head exposure from the front (isothermal air / cold air), and head exposure from the back (isothermal air / cold air). While differences were observed between the airflow conditions in sensory evaluations and mental work performance, no significant differences were observed between the conditions in EEG. It was suggested that assessing individual differences was the key to utilizing EEG.

1. はじめに

環境面からのオフィス空間の快適性については、温度湿度管理の改善や空気汚染物発生要因の排除などの対策を経て、近年では良好になりつつある。今後はより快適な環境の提供が求められると考えられるが、同時に人口減社会の観点から執務者の求める環境への欲求を建物側が自動的に感知して環境制御を行うシステムがあれば有用である。本報は、執務環境を想定した空間で作業中の在室者に空調の不快感(ドラフト)が曝露された場合に、生理量に影響があるかについて行った基礎的検討結果について報告する。

2. 実験概要

実験は2025年12月17日～2026年1月27日に暖房で温度をできるだけ一定にした研究室(温湿度: 24.0～25.0℃、20～44%RH)にて20名(男性17、

女性3名:平均21.3歳)が参加した。

オフィス作業を想定して着座にて知的作業に取り組む実験参加者に風が当たる状況を対象にすることを念頭に表1に示す6条件を設定して、図1のタイムテーブルで同日内に順不同に連続して実験を行った。Wfiは全身に正面から等温気流をあてる条件、Hfiは頭部に正面から等温気流を、Hbiは頭部に背面から等温気流を当てる条件とし、HfcとHbcは低温気流曝露条件とした。また、送風機を用いないCt1条件も実施した。Wfiにはタワーファン(小泉成器KTF-0552:曝露面平均風速1.96m/s)を用い、頭部にあてる4条件にはスポットクーラー(ナカトミMAC-10:曝露面平均風速1.85m/s,等温風時室温-0.5℃,冷風時室温-10.6℃,吹出口ノズル直径100mm)を用いた。実験参加者と送風機の位置関係は図2と図3に示す通りで、Wfi,Ct1

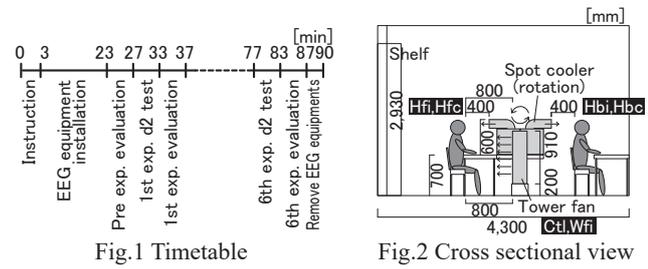


Table 1 Conditions

	Ct1	Wfi	Hfi	Hbi	Hfc	Hbc
Tower fan	direction temperature exposure	front iso-th. Whole body				
Spot cooler	direction temperature exposure		front iso-th. Head	back iso-th. Head	front cold Head	back cold. Head

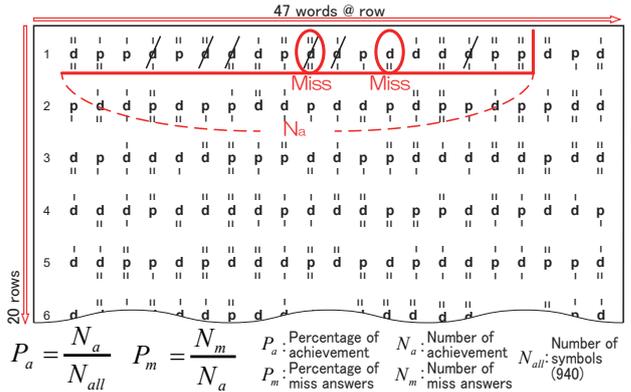
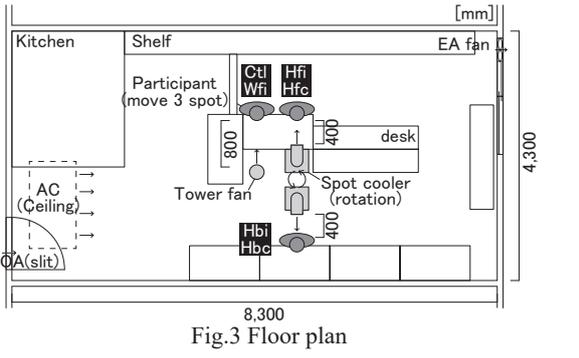


Fig.3 Floor plan

Fig.4 Example of d2 test and indices

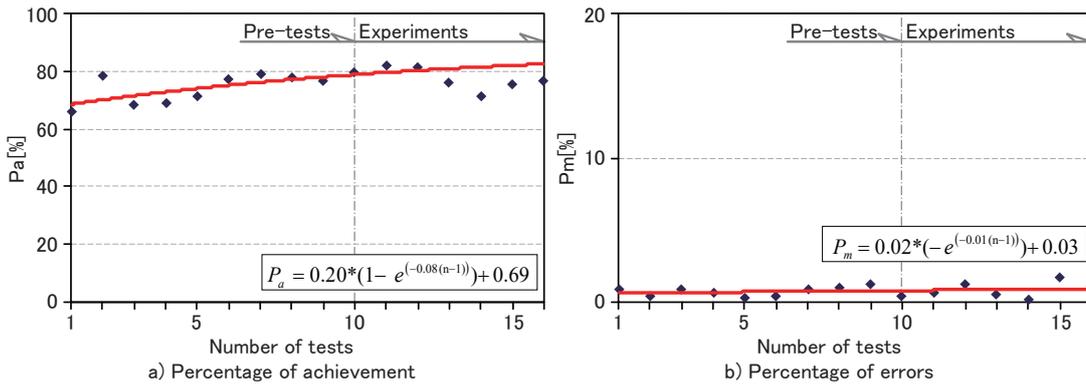


Figure 5 An example of d2 results and regression curves

Table 2 Evaluation items

0. Pre experiment Sensitive to heat?/cold? Like the wind from a fan? Like the wind from a AC? Relaxation mood? Hot?/cold? Comfortable mood?	1-6. Post d2 test Relaxation mood? Intensity of "THIS" wind? Like "THIS" wind? Hot?/cold? Comfortable mood?
---	--

と Hfi/c、および Hbi/c の条件切替時には実験参加者が席を移動して 3 か所のいずれかで作業に従事した。

気流曝露時に実施させた知的作業はドイツの運動適性確認に用いられる d2 テスト¹⁾とした。本研究では図 4 の通り 1 行あたり 15 秒の制限時間内に d または p に 1～4 の点が付された 47 個の記号列を左から確認して d に 2 個の点が付された記号のみに印をつける作業を 20 行にわたって全 5 分間で行わせた。成績として分析する指標には図 4 に示す達成率 Pa とミス率 Pm を設定した。なお、この作業では習熟による影響があることがわかっており²⁾、実験参加者は実験日以前に自宅で 10 回の作業従事ののちに実験に参加し、10 回分の成績から回帰線を求めて、実験での 6 回の作業結果と習熟曲線との偏差で評価することにした。一例を図 5 に示す。図は横軸が作業実施回数で 10 回目までは自宅での宿題であり、10 回の成績から下式の係数を最小二乗法で定めて習熟曲線とした。

$$P_a = a \times \{1 - e^{-b(n-1)}\} + c \quad \text{式 (1)} \quad \begin{matrix} P_a : \text{達成率} [-] \\ P_m : \text{ミス率} [-] \\ n : \text{作業実施回数} [\text{回}] \\ a, b, c : \text{係数} \end{matrix}$$

$$P_m = a \times e^{-b(n-1)} + c \quad \text{式 (2)}$$

図の縦軸は a) が達成率 Pa、b) はミス率 Pm とした。

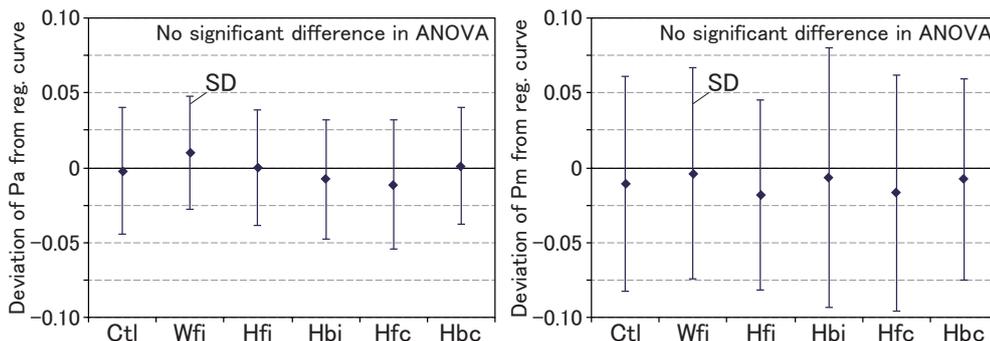


Figure 6 Comparison among mean deviations of Pa and Pm from regression curve

横軸の 11-16 回は実験参加者ごとに異なる順に表 1 の 6 条件が当てはまる。本研究では、11-16 回目 の成績と習熟曲線の偏差を用いて条件間比較を行うことにした。

脳波測定は

Intercross-415 (インタークロス製) を用いて国際 10-20 法の測定点のうち、Fp1, Fp2, C-3, C4, Cz, Oz の 6 点を 500Hz で記録した。図 1 の通りインストラクション後に機材を装着し、実験開始時刻を記録することで以降の各条件の測定結果を条件ごとに分別した。同測定機には加速度センサも搭載されており、気流不快感に伴う頭部加速度の増加の可能性を考えて、このデータも分析することにした。

心理評価は脳波測定器装着後と 6 条件の各作業終了後に行い、項目は表 2 に示す通り、実験前には「暑がり / 寒がり」、「扇風機風の嗜好」、「エアコン風の嗜好」と「リラックスできたか」、「暑い / 寒い」、「快適感」を評価させて、実験の 6 条件では上記の前半を除いて代わりに直前に経験した条件における「風の強さ」と「風の嗜好」を評価させた。実験では事前に内容を説明して紙面で同意を得られた者のみが参加した。なお、実験参加者には適切な謝金を支払った。

3. 結果と考察

3.1 知的作業効率

図 6 に d2 テストの成績指標 Pa と Pm の実験参加者成績と習熟曲線との偏差平均値の条件間比較を示す。横軸は条件、縦軸は Pa および Pm の成績と習熟曲線の偏差とし、プロットで実験参加者間平均値、縦線分で標準偏差を示した。分散分析を行ったが Pa、Pm とも条件間の有意差は検出されなかった。有意差は見られなかったものの、Pa では Wfi が Ctl よりわずかに高く、

Hbi と Hfc が Ctl よりわずかに低い傾向だった。Pm は個人差が非常に大きかったが、Wfi はわずかに Ctl より高く、Hbi と Hfc はわずかに Ctl より低かった。Hbi は他の条件より標準偏差がかなり大きいことと合わせて、Hbi す

なわち頭部後方の等温気流曝露ではミス率を大きく増加した実験参加者がいたことがわかる。Hfi と Hfc の共通点は頭部前方の気流だった点であり、顔への気流曝露で Pa が下がる場合はあるものの Pm を低下させられる可能性がある。

3.2 心理評価

図7に心理評価のうち曝露気流の強さと嗜好の条件間比較を示す。

横軸は条件で縦軸は上段が気流の強さ尺度、下段が嗜好尺度とした。プロットは平均値で円の面積で度数を示した。両段ともに左図が20名の合算、中央図は扇風機風の嗜好評価(好き/嫌い)間比較、右図はエアコン風の嗜好評価(好き/嫌い)間比較とした。左図は多重比較結果、中央と右図は嗜好間のt検定結果を併記した。まず上段左図では、全実験参加者が Ct1 を「無風」と回答し、使用した送風機が異なる Wfi と Hfi, Hbi は同程度だった。冷気流曝露の Hfc, Hbc は Hfi, Hbi より高かった。下段左図では全身

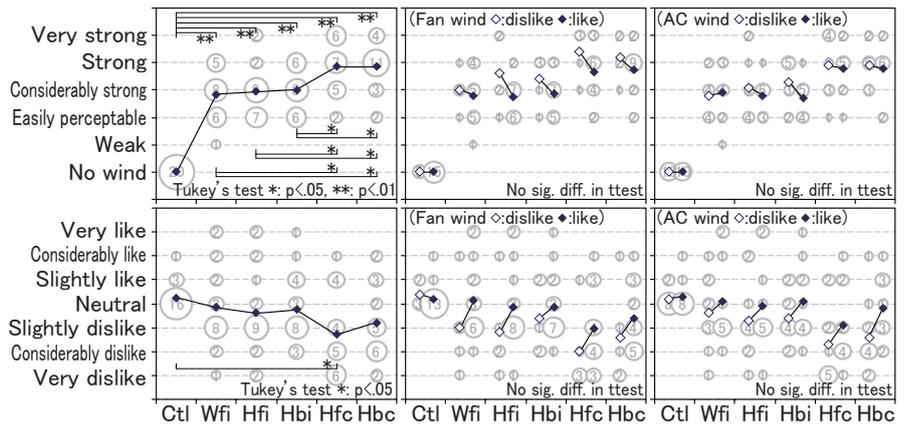


Figure 7 Comparison of wind intensity and preference among conditions

に曝露した Wfi と頭部のみ Hfi, Hbi は同程度で、冷気流曝露の Hfc, Hbc はそれらより不快側だったが、Hfc は有意差はなかったものの Hbc よりわずかに低い評価だった。中央図の扇風機風の嗜好評価間比較では、中央上段の強さ評価で有意差は見られなかったものの、Ct1 以外の条件で「嫌い」群が「好き」群より高い評価だった。中央下段の嗜好でも Ct1 以外の条件で「嫌い」群は「好き」群より低評価だった。右図のエアコン風の嗜好評価間比較も扇風機比較と概ね類似の傾向だったが、嗜好間の評価の差異は扇風機比較よりもやや小さい傾向だった。ただ、右下段の気流の嗜好評価の冷気流曝露の Hfc, Hbc では嗜好間差異が扇風機比較と同程度だった。冷気流曝露条件では扇風機とエアコン両方の嗜好が評価に影響したと推測する。

図8にその他の心理評価の条件間比較を示す。(1)は気流条件経験直後のリラックス感評価、(2)は温冷感評価、(3)は知的作業への集中度、(4)は快適感評価とした。横軸は条件で、Pre は脳波計装着直後の作業前評価を示す。縦軸は各評価項目の尺度で、プロットで平均値、円の面積で度数とした。多重比較結果を併記した。(1)では有意差はなかったものの、等温気流曝露の Wfi, Hfi, Hbi で Ct1 よりやや低く、Hfc, Hbc はさらに低評価だった。(2)と(4)も同様の傾向だった

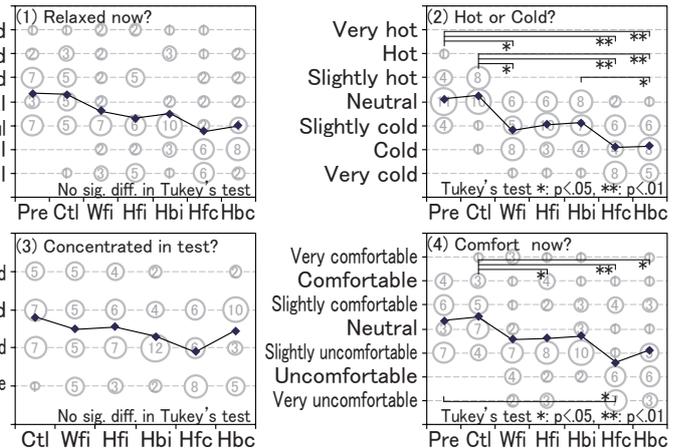


Figure 8 Comparison of psychological votes among conditions

ことから、実験実施時期が冬季だったために気流曝露が寒さ感につながりストレスを与えたと推察する。(3)も概ね類似の傾向だったが、冷風の頭部後方曝露の Hbc は等温気流曝露と同程度の評価で、頭部前方の気流曝露ほど集中を削がれなかったことがわかる。

3.3 脳波

各条件の5分間の脳波測定結果から、付属ソフトウェアでFFT処理を行いδ(4Hz未満)、θ(4-8Hz)、α(8-13Hz)、β(13Hz以上)波に分類して各実験参加者の出現割合を求めた。図9にその出現割合の20名平均値を示す。横軸は条件で縦軸は周波数分類の出現割合とした。周波数分類間の分散分析を行ったがすべての組合せで有意差は検出されなかった。有意差は見られなかったものの、全ての測定点で Hbi が他条件よりわずかにβ成分の含有率が高い傾向だった。

測定点ごとにβ/α³⁾を求めて図10に示した。縦軸は条件、縦軸はβ/αの比でプロットは平均値、縦線分で標準偏差を示す。Ct1と各条件とのt検定結果を併記した。図9でHbiのみβ成分含有率が高い傾向がみられたように、いずれの条件でもHbiのβ/αはわずかに他条件より高い傾向にはあったが有意差は見られず、一方でHfiは多くの測定部位でCt1との間に有意差が検出され、β/αは低い傾向だった。図6

の作業効率では頭部正面への等温気流曝露は達成率 Pa が他条件より低い半面、ミス率 Pm も低かったことを鑑みると、Hfi では集中度が高すぎない状況をもたらした可能性があるとして推測できる。図 8 の快適感評価で不快度の高かった Hfc の図 10 での特徴的な傾向は、他より標準偏差がやや小さいことが読み取れるものの、平均値の特異性は見いだせなかった。また、標準偏差の観点からは Hfi でも特に Fp1, Fp2 の前頭測定点で他より標準偏差がかなり小さかったことが読み取れた。一方で、Hbi は Fp1, Fp2 だけでなく中央両側面の C3, C4 でも標準偏差がかなり大きく、頭部背

面への気流曝露の脳波への影響の個人差が大きかった。この点については、頭部背面への冷気流曝露の Hbc では同様の傾向がみられなかった点も今後の詳しい検討が必要であろう。以上から、脳波の常時測定による空調制御へのフィードバックの可能性としては、かなり限定的な状況であれば活用の可能性はあるものの、平均値より個人差での監視、すなわち複数滞在者の脳波情報のリアルタイム取得からのばらつきの情報処理に活用の可能性を残したと考えた。

3.4 頭部の加速度

頭部加速度は 3 軸の測定値から大きさを求めて平

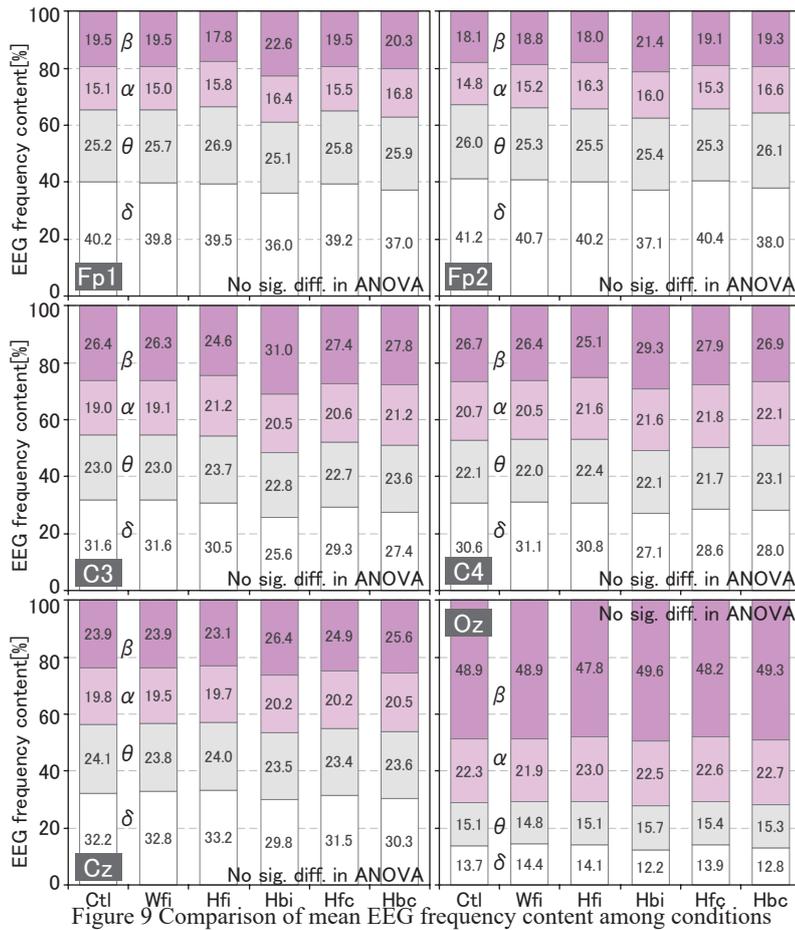


Figure 9 Comparison of mean EEG frequency content among conditions

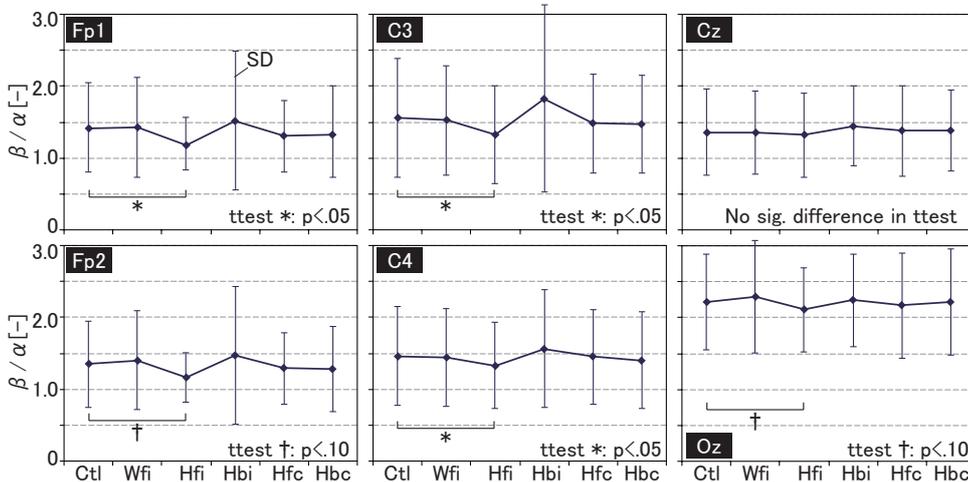


Figure 10 Comparison of mean EEG frequency content among conditions

均値で条件間比較した(図 11)。横軸は条件、縦軸は加速度でプロットが平均値、縦線分が標準偏差を示す。分散分析で有意差は確認されなかった。気流の不快感による体動が検知できる可能性を考えたものの、頭部の体動はかなり小さかった。

4. おわりに

脳波と頭の体動で気流の不快感を検知できるかについて基礎的検討を行った。低温気流曝露条件で不快と評価された環境下で、脳波指標の平均値ではやや難しかったものの、個人差には不快検知に一定の可能性があった。頭の体動は極めて小さいことも分かった。今後より詳細な検討も必要と考える。

本研究は JSPS 科研費(基盤研究(B)(一般)25K01378 代表者: 山中俊夫)を受けた。

参考文献

- 1) R. Brickenkamp and E. Zillmer: The d2 Test of Attention, Hogrefe & Huber Publishers, 1998
- 2) 吉本梨紗, 山中俊夫, 竹村明久, 甲谷寿史, 大久保滉平: 室内臭気が在室者の主観評価・知的生産性に及ぼす影響(その2) 臭気質が在室者の様々な知的作業に及ぼす影響, 平成 28 年室内環境学会学術大会講演要旨集, pp. 308-309, 2016
- 3) 平井章康, 吉田幸二, 宮地功: 簡易脳波計による学習時の思考と記憶の比較分析, マルチメディア, 分散, 協調とモバイルシンポジウム 2013 論文集, 1441-1446, 2013

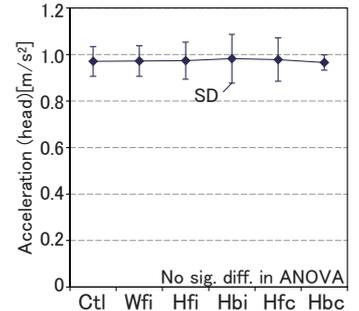


Figure 11 Comparison of acceleration among conditions

知覚空気質評価における室内臭気の加算性に関する基礎的研究

(その4) 外来者による畳材及びフローリング材に対する評価と体臭との加算性の検証

Fundamental Research on Additivity of Indoor Odors for Perceived Air Quality Evaluation

(Part 4) Evaluation of Tatami and Flooring Materials by Visitors and the Additivity with Body Odor

○川口 由莉 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
竹村 明久 (関西大学) 山澤 春菜 (大阪大学) 徳永 百華 (大阪大学)

Yuri KAWAGUCHI*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Narae CHOI*¹

Akihisa TAKEMURA*² Haruna YAMASAWA*¹ Momoka TOKUNAGA*¹

*¹The University of Osaka *²Kansai University

This study investigated the additivity of Perceived Air Quality (PAQ) in environments where human body odors and building material odors (Tatami and Wooden Floor) were mixed. Evaluations were conducted with over 60 participants in a chamber under three ventilation rate conditions. PAQ was calculated based on the percentage of dissatisfied people (PD). Results showed additivity under specific conditions, but it did not hold at all ventilation rates due to the potential for sensory masking. These findings suggest that odor additivity varies depending on specific building materials and environmental conditions.

1. はじめに

必要換気量算定時に、ASHRAE Standard 62.1¹⁾では、在室者と室に対する換気量の合計値が用いられる。健康影響の面で複合影響がないとすると、これは知覚空気質の観点で両者が加算可能という考えに基づくものと解釈することもできる。この点の先行研究はみられるものの^{2), 3)}、検証が十分とは言い難い。そこで、本研究では、知覚空気質の観点で臭気に対する評価の加算性について明らかにすることを目的とする。

既報⁴⁾⁻⁶⁾では、体臭とリノリウム床材臭を用いた実験により、低換気量条件下 (20・40 m³/h) では加算性が概ね確認される一方で高換気量条件下 (75 m³/h) では成立しない結果が示された。本報では建材を畳・フローリング材として空気質評価の被験者実験を行い、その加算性について検証した結果を報告する。

2. 空気質評価における臭気源の加算性の検証方法

Fanger⁷⁾は人体1人から単位時間あたりに発生する臭気を1 olf、それを10 L/sで希釈した際の濃度 (C) を

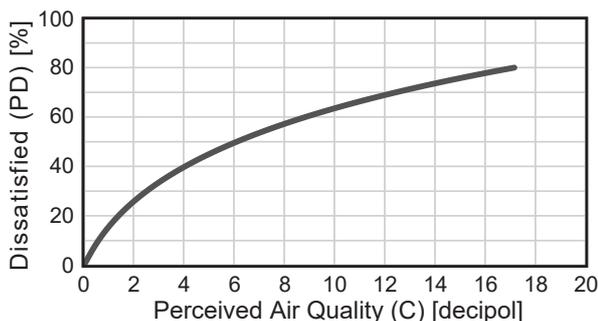


Fig.1 Relationship between PD and PAQ

1 decipol と定義した。また、知覚空気質評価 (PAQ) と不満足者率 (PD) に Fig.1 及び Eq.1 の関係があることを示している。なお、ここでの PD はその空気質が受け入れられないと回答した割合としている。Wargocki⁸⁾も同様に Eq.2 で PAQ (C) を求めて評価を行っており、本研究でもこれらに準じて同様の PAQ 算出方法を採用する。

$$PD = 395 \exp(-3.25 C^{-0.25}) \quad \text{Eq.1}$$

$$C = 112 (\ln(PD) - 5.98)^{-4} \quad \text{Eq.2}$$

本報では、臭気発生源を建材のみとする 1)「畳条件」、2)「フローリング条件」、人体と建材を複合させる 3)「畳混合条件」、4)「フローリング混合条件」で不満足者率を求めるため被験者実験を行う。検証手順は以下の通りである。①被験者実験により PD を求める。②上式に基づき各条件における PAQ を算出する。③単体条件 (体臭および建材臭) における PAQ を加算した予測値と混合条件の PAQ である実験値の比較を行い算術的な加算が成り立つか検証を行う。なお、汚染質濃度が異なる複数の状態で検証を行うため、換気量を3段階に変更して実験を実施した。

3. 実験概要

実験は大阪大学の実験室にて2025年10～11月に実施した。Fig.2に示す通り、実験室内に設置した1.3×3.0×2.0 mのアルミニウム製の無臭チャンパー内にFig.3に示す臭気発生源を設置した。チャンパーの換気量はファンで制御し、20、40、75 m³/hの3段階で実験を行った。この際、給気経路に活性炭脱臭装置を設置して無臭空気を供給した。なお、換気量の下限

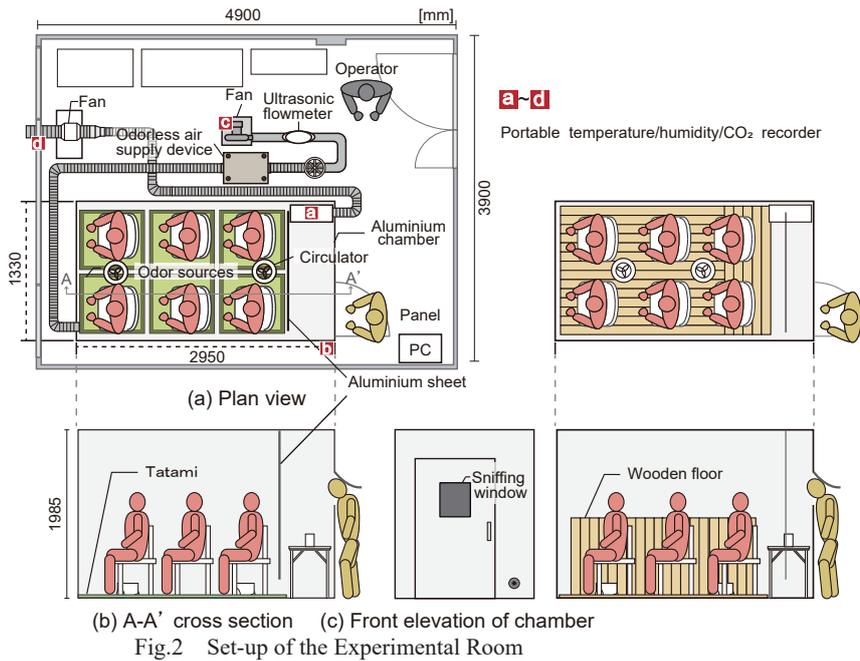


Fig.3 Details of Odor Sources

Table 1 Experimental Conditions and Details of Participating Panels

Odor Sources		Tatami (T)			Tatami & Body (T&B)			Wooden Floor (W)			Wooden Floor & Body (W&B)		
Date		2025/11/10	2025/10/29	2025/10/31	2025/11/7	2025/10/27	2025/10/24	2025/11/26	2025/11/19	2025/11/14	2025/11/21	2025/11/17	2025/11/12
Assumed Ventilation Rate [m³/h]		20	40	75	20	40	75	20	40	75	20	40	75
Total	-	61	60	62	66	64	60	60	63	61	60	64	62
Female	-	28	28	26	30	33	25	31	29	21	21	26	28
Male	-	33	32	36	36	31	35	29	34	40	39	38	34

[1] Intensity	[2] Pleasantness	[3] Acceptability
5 強烈なおい	3 非常に快	1 あきらかに受け入れられる
4 強いにおい	2 快	0 どちらかといえば受け入れられる
3 若干強いにおい	1 やや快	0 どちらかといえば受け入れられない
2 弱く感じられるにおい	0 どちらでもない	0 あきらかに受け入れられない
1 弱いにおい	-1 やや不快	-1 あきらかに受け入れられない
0 無臭	-2 不快	
	-3 非常に不快	

Fig. 4 Evaluation Items

はCO₂濃度が5,000ppm以下となるよう考慮して設定した。また、内外差圧が生じないように排気もファンで行い、超音波風量計と微差圧計で確認しながら風量を調整した。実験中はチャンパー内の空気を攪拌して濃度分布が均一になるよう留意した。チャンパー内外のCO₂濃度と温湿度をFig.2に示す位置で連続測定した。臭気発生源を畳約3m²とする「畳条件」、フローリング材約6m²とする「フローリング条件」、建材と男性6名の在室者の両方を混在させた「畳混合条件」「フローリング混合条件」の4条件で実験を行った。建材量については体臭条件の換気量40m³/hと同等の臭気強度となる値を予備実験により決定した。

在室者は実験前日に無香料のシャンプーとボディソープを使用し入浴した。また、当日の着衣は無香料の洗剤を用いて洗濯した、首元の開いた綿100%の通気性が良い着衣で統一し、チャンパー内でPC作業

を行わせた。

外来者を想定したパネルによる評価はチャンパー内が定常状態に達したことを確認した後に開始した。チャンパーには小窓(嗅ぎ窓)を設置し、パネルはこの嗅ぎ窓に頭部を入れて鼻で2回呼吸をし、チャンパー内のおいさを評価した。評価項目の詳細をFig.4に示す。評価項目はにおいの臭気強度、快不快度、受容度の3項目とした。ここでは受容度の結果をPDの算出に用いるが、文献⁸⁾を参考に「受け入れられる」か「受け入れられない」か選択した上で、「あきらかに/どちらかといえば」の間を連続尺度で入力させた。また臭気強度と快不快度も同様に連続尺度とし、PC上で評価を入力させた。

パネルに臭気発生源を特定させないために嗅ぎ窓と臭気発生源の間に目隠しシートを取り付けた。全ての条件でパネルには嗅覚試験(T&Tオルファクトメータ)にて正常な嗅覚を有すると認められた19~29歳の日本人学生を60名以上採用した。Table 1に各条件における実験実施日と参加パネルの詳細を示す。パネルはインストラクションの後、安静な状態でチャンパー内のおいさを1名ずつ順に評価した。なお、1つの換気量条件は1日で実施した。

3. 実験結果と考察

3.1 主観評価結果

各条件における主観評価結果を Fig.5~Fig.8 に示す。単体条件においては、換気量による結果の差が見られなかった。一方、混合条件では、換気量による結果の差がみられた。また、フローリング混合条件については、換気量 40 m³/h で快不快度・受容度評価が最も悪くなった。この原因については後ほど考察を行う。

各条件における主観評価の平均結果を Fig.9 に示す。なお、体臭条件の結果は前報⁶⁾で報告した結果を用いる。換気量 40 m³/h では、フローリング条件の臭気強度が他と比較的低く、予備実験により建材量を決定したが差が生じた。以上より、フローリング条件については他の条件に比べて臭気強度が小さく、快不快度・受容度の評価が高くなったと考えられる。

3.2 知覚空気質評価結果

畳条件の PD および PAQ 結果を Fig.10 に、フローリング条件の結果を Fig.11 に示す。どちらの条件も、換気量 40 m³/h では、予測値と実験値はほぼ等しく、加算性が確認できた。一方で換気量 20、75 m³/h では、実験値は予測値よりもかなり小さい値を示し、加算性は確認されなかった。これについては、フローリング混合条件の換気量 20 m³/h において快不快度・受容度の評価が比較的高かったことから、体臭の不快感を建材臭が軽減する感覚的消臭⁹⁾が生じたためと推察される。換気量ごとに加算特性が異なっているため、換気量が増えた際に同程度の臭気発生量を担保できたのか検討の余地がある。したがって、次節において、実験結果から得られた PAQ を用いて臭気発生量を算出し、換気量ごとの結果を比較する。

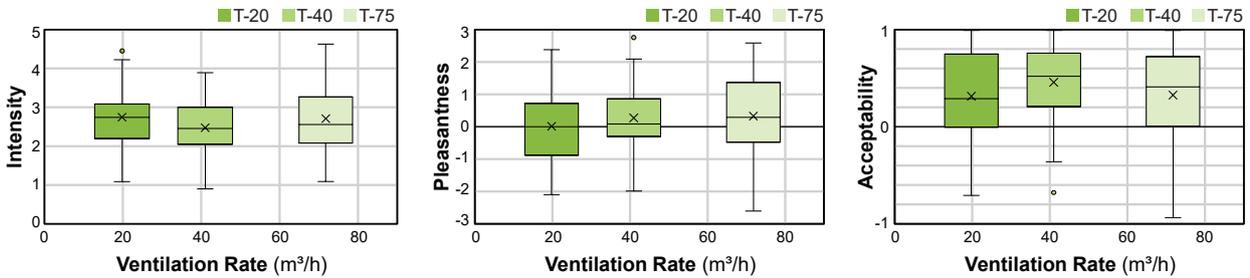


Fig.5 Results of Evaluations for Tatami Condition

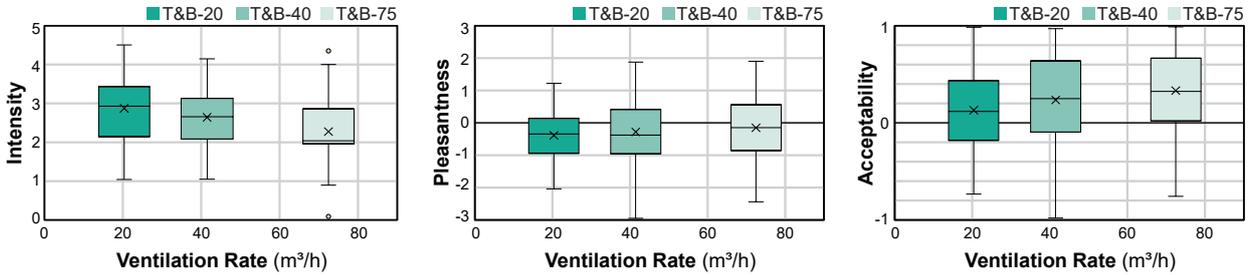


Fig.6 Results of Evaluations for Tatami & Body Condition

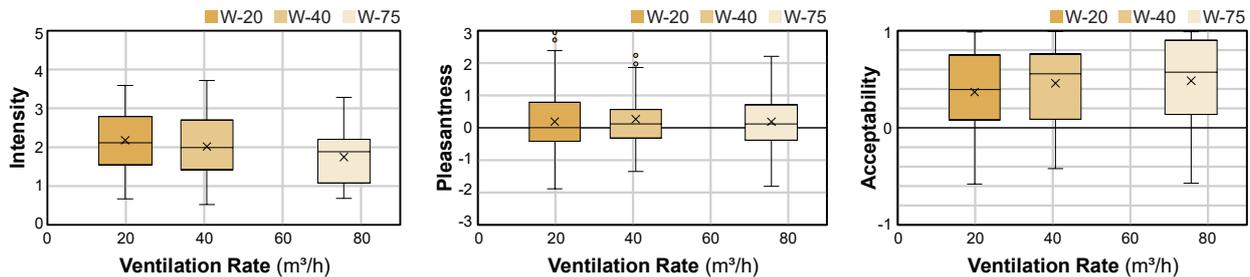


Fig.7 Results of Evaluations for Wooden Floor Condition

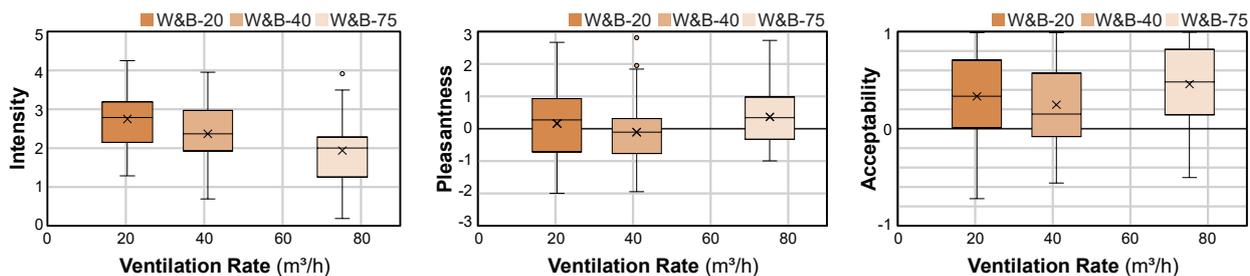


Fig.8 Results of Evaluations for Wood & Body Condition

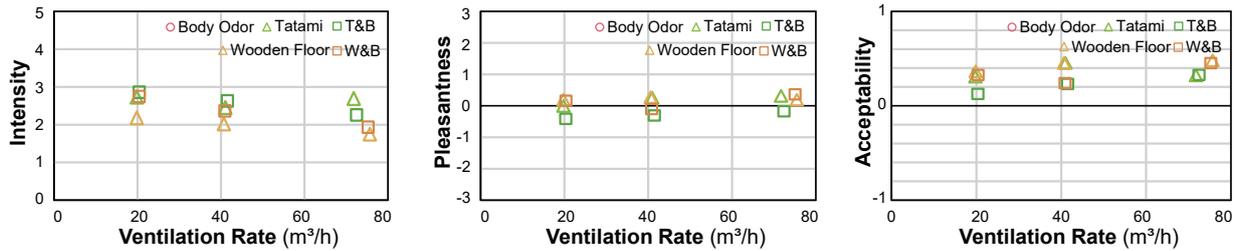


Fig.9 Average Results of Evaluations under each Condition

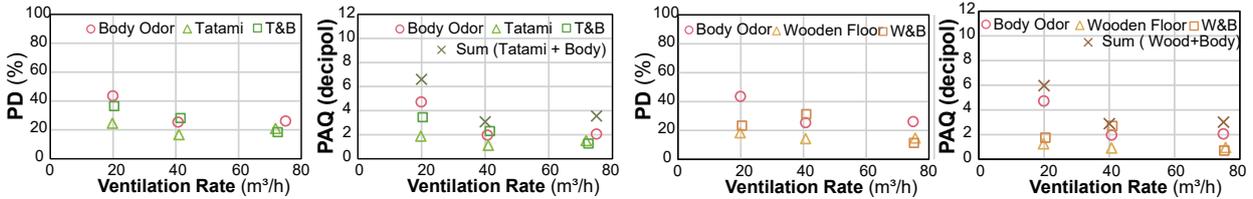


Fig.10 Results of PD and PAQ for Tatami Condition

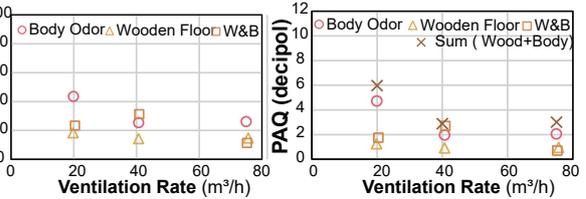


Fig.11 Results of PD and PAQ for Wooden Floor Condition

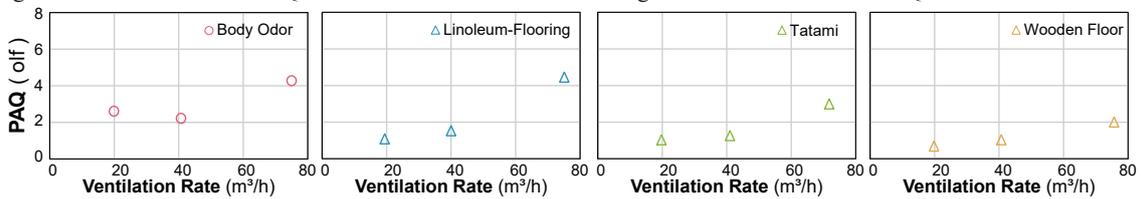


Fig.12 Results of PAQ (olf) under each Conditions

3.3 臭気発生量算出結果

各条件における臭気発生量算出結果を Fig.12 に示す。体臭条件、リノリウム条件における結果は前報の結果を用い、臭気発生量は Eq.3 を用いて算出した。

$$G = C \times \frac{Q}{10} \quad \text{Eq.3}$$

ここで、G は臭気発生量 [olf]、C は PAQ [decipol]、Q は換気量 [L/s] を示す。算出結果より、すべての条件で、換気量 75 m³/h は臭気発生量が約 2 倍近く大きくなった。原因として、評価の際にチャンバー内の背景臭や実験環境、Eq.1 の低濃度域の精度等が影響した可能性もある。このように、逆算した olf 値が一致しない原因はこの時点で十分な解明には至っていないものの、75 m³/h は前提となる olf 値が一致しないことから以降は比較的信頼性の高い低換気量条件 (20・40 m³/h) の結果を用いて検討を行うこととする。

3.4 建材ごとの加算性の検討

前報より換気量 20・40 m³/h でリノリウムは体臭との加算性が確認された。本報では畳とフローリング材を用い、感覚的消臭が生じたために、換気量 20 m³/h で加算性が確認されなかった。よって用いる建材や換気量により加算特性は異なると考えられる。

4. まとめ

本研究では、知覚空気質評価において体臭と建材臭 (リノリウム床材、畳、フローリング) の加算性を検討することを目的とし、被験者実験により空気質評価を行った。結果、加算性を確認できたが、一部条件や

建材では加算性が成り立たないことが示された。今後は加算特性の違いの原因の追求と、知覚空気質の評価単位についてのさらなる検討が必要であると考えられる。なお、本研究は大阪大学倫理委員会の承認を得た。

【謝辞】

実験に参加していただいた本学学生の皆様に心より感謝いたします。

【参考文献】

- 1) ANSI/ASHRAE Standard62.1 - Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality, ANSI/ASHRAE, 2022
- 2) P. M. Bluyssen, P. O. Fanger : Addition of Olfs from Different Pollution Source, determined by a Trained Panel, Indoor Air, Volume 4, pp.414-421, 1991
- 3) P. Wargocki, G. Glausen, P. O. Fanger : Field study on addition of indoor air sensory pollution sources, Proceedings of The 7th International Conference on Indoor Air Quality and Climate (Indoor Air ' 96), Vol.4, pp.307-312, 1996
- 4) 川口、小林、山澤、竹村、崔、上仲 : 知覚空気質評価における室内臭気に加算性に関する基礎的研究 (その 1) 外来者による体臭に対する評価、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2025.3
- 5) 上仲、小林、山澤、竹村、崔、川口 : 知覚空気質評価における室内臭気に加算性に関する基礎的研究 (その 2) 外来者によるリノリウム床材及び体臭に対する評価と加算性の確認、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2025.3
- 6) 川口、小林、山澤、竹村、崔 : 知覚空気質評価における室内臭気に加算性に関する基礎的研究 (その 3) 外来者による体臭及びリノリウム床材臭に対する評価と加算性の検証、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、2025.9
- 7) P. O. Fanger : Introduction of the olf and the decipol Units to Quantify Air Pollution Perceived by Humans Indoors and Outdoors, Energy and Buildings, Vol.12, pp.1-6,1988
- 8) P. Wargocki : Sensory pollution sources in buildings, Indoor Air, Vol.14, pp.82-91, 2004
- 9) 大迫、西田 : 芳香系消臭剤の感覚的消臭機構に関する研究—芳香成分の中和・相殺効果およびマスキング効果—、人間工学、26 巻 5 号、pp. 271-282、1990

香りの繰り返し曝露に伴う嗅覚反応の慣化と心理・生理反応の変化に関する研究
(その1) 短期間の繰り返し曝露が嗅覚および生理反応に及ぼす影響

Effects of Repeated Exposure to Fragrance on Olfactory Habituation and Changes in Psychological and Physiological Responses

(Part 1) Study on Olfactory Habituation to Repeated Fragrance Exposure and Associated Physiological Changes

○谷口 詩織 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
小林 知広 (大阪大学) 山澤 春菜 (大阪大学)
Shiori TANIGUCHI*¹ Narae CHOI*¹
Tomohiro KOBAYASHI*¹ Haruna YAMASAWA*¹
*¹The University of Osaka

Fragrances are increasingly introduced into indoor environments to improve comfort and productivity, while individual differences in odor perception have also raised concerns about negative effects of unwanted odors. This study investigated the effects of repeated odor exposure on olfactory, psychological, and physiological responses. An experiment was conducted with 20 university students, consisting of nine repetitions of a 3-minute odor exposure followed by a 5-minute odorless interval. Odor intensity decreased during each exposure, while pleasantness, preference, and acceptability declined with repeated exposures. EEG results showed stage-dependent changes. In earlier repetitions, alpha activity tended to increase and beta activity decreased, whereas different tendencies were observed after the 5th or 6th repetition.

1. はじめに

嗅覚情報は、情動や記憶、自律神経系に關与する大脳辺縁系へ直接伝達される特性を持ち、近年、建築分野においても、空間の快適性や知的生産性の向上を促す環境要素として、香りを導入する事例が増加している。一方で、香りに対する反応は個人差があり、望まない香りによって不快感や体調不良を訴える例も増えており、「香害」として社会的課題となっている。建築空間に香りを導入する場合、在室者が長期的かつ反復的に香りに曝露される状況が想定される。一般に、持続的なにおい刺激に対して数分程度で起きる短期的な嗅覚順応については多くの知見があるが、におい刺激に繰り返し曝露された際の長期的な影響や、快不快などの心理反応、生理反応の変化については未解明な点が多い。そこで本研究では、香りへの繰り返し曝露が嗅覚・心理・生理反応に与える影響を把握することを目的とし、1日の中で繰り返し曝露される短期的な反復影響と、複数日にわたり曝露される長期的な影響の双方を対象とした検討を行う。本報では、1日における繰り返し曝露による嗅覚・心理・生理反応の変化について調べた実験結果を報告する。

2. 実験概要

本実験は2025年12月～2026年2月の期間で大阪大学の実験室にて実施した。実験室の平面図をFig.1に示す。実験参加者は本学学生20名(男性11名、女性9名、22～25歳)とし、全員喫煙習慣がないことを確認した。なお、実験前にT&Tオルファクトメータによる嗅覚検査を実施し、全参加者が正常な嗅覚を有することを確認した。参加者には実験参加の謝礼を

支払った。室由来のにおいの影響を排除するため、実験前及び実験中は機械換気により十分な換気(全熱交換器仕様:550 m³/h)を行った。また、温熱環境による不快感を防ぐため、実験中は天井に設置されたパッケージ型エアコンにより室温を制御した。空調及び実験装置由来の騒音レベルは無臭空気呈示時が57.9dB、香り呈示時は64.1dBであった。

2.1 実験条件

本実験では、短期間における繰り返し曝露による影響を検討するため、短期順応の時間を3分間と想定し、3分間の曝露を9セット繰り返した(Fig.2)。回数の設定は、竹村らの研究¹⁾において繰り返し検臭により5～10回目以降で臭気強度評価の低下傾向が報告され

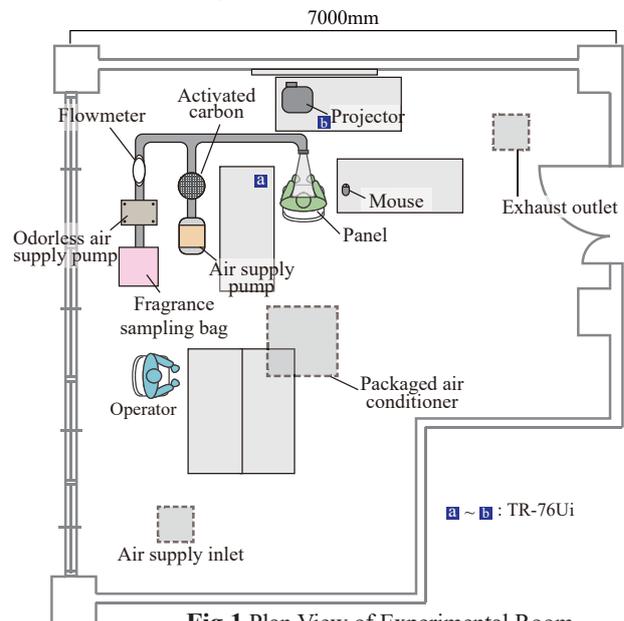


Fig.1 Plan View of Experimental Room

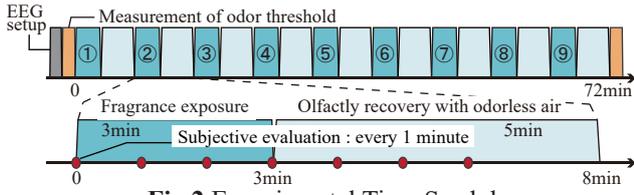


Fig.2 Experimental Time Schedules

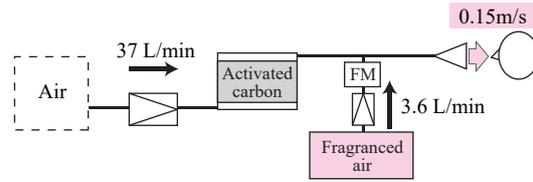


Fig.3 Aroma Delivery Method

[1] Intensity	[2] Pleasantness	[3] Preference	[4] Acceptability
5 Overpowering odor	3 Very pleasant	3 Strongly like	1 Clearly acceptable
4 Strong odor	2 Pleasant	2 Like	0 Just acceptable
3 Slightly strong odor	1 Slightly pleasant	1 Moderately like	0 Just not acceptable
2 Easily perceptible odor	0 Neutral	0 Neutral	-1 Clearly not Acceptable
1 Weak odor	-1 Slightly unpleasant	-1 Moderately dislike	
0 No odor	-2 Unpleasant	-2 Dislike	
	-3 Very unpleasant	-3 Strongly dislike	

Fig.4 Subjective Evaluation Scales

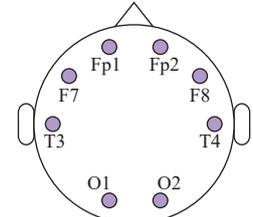


Fig.5 EEG Measurement Points

ていることと、実験参加者の疲労を考慮して決定した。香り曝露後はISO (16000-30) 基準において嗅覚回復に要する時間が約5分とされていることに基づき、毎回5分間の無臭空気呈示による回復時間を設けた。使用する香りとして、福本らの報告²⁾において臭気濃度と臭気強度の関係を調べているゼラニウム精油(生活の木製)を選定した。無臭空気を充填した10Lの試料採取袋(PET製、近江オドエアーサービス)に、ゼラニウムの精油を0.14 mL注入し、十分に揮発させて原臭を作成した。次に、無臭空気を充填した20Lの試料採取袋に原臭を20 mL注入して香り空気を作成した。さらに、この香り空気を活性炭を通した無臭空気により約10倍程度希釈し、ISOに基づき作成したにおい供給装置により供給した(約0.7L/s)。香りの呈示方法の概略をFig.3に示す。

2.2 評価項目・測定項目

本実験では、嗅覚・心理・生理反応を測定した。評価項目の詳細をFig.4に示す。嗅覚反応として、繰り返し曝露前後に三点比較式臭袋法を用いた嗅覚閾値の測定を行った。原臭の希釈倍率を3倍系列で希釈し、パネルに呈示した。閾値測定は曝露開始前と、9回目の回復直後に実施した。心理反応として、「臭気強度(6段階連続スケール)」、「嗜好度・快不快度(7段階連続スケール)」、「受容度(二者択一及びVAS)」の4項目について主観評価を実施した。さらに、学習空間と休憩空間を想定した場合のそれぞれの受容度については各曝露の最後に評価を行った。実験スケジュールと測定のタイミングをFig.2に示す。生理反応として、実験中は、脳波計((株)ミュキ技研, MP-208)を用いて脳波を連続測定し、心拍数と呼吸数(GARMIN, Forerunner 265S)も測定した。脳波の測定点は国際式10-20法に従って決定した。その詳細をFig.5に示す。

3. 実験結果と考察

3.1 閾値の測定結果

各嗅覚閾値測定について、全参加者の平均と標準偏差をFig.6に示す。t検定の結果、繰り返し曝露の前後で、嗅覚閾値が有意に上昇していることから、曝露により嗅覚感度に変化が生じたと考えられる。

3.2 主観評価結果

各回における臭気強度、快不快度、嗜好度、受容度の主観評価の全参加者の平均値と標準偏差(n=20)をFig.7~10に示す。併せて、香り呈示時と無臭呈示時の主観評価について、各セットにおける平均値を下部に示す。臭気強度は、各セット内の3分間曝露において指数関数的な減衰が確認された。一方、繰り返し回数の増加に伴う曝露時の臭気強度の変化は見られなかった。5分間のインターバル中に嗅覚が回復しており、繰り返し前後で閾値の上昇が見られたものの、臭気強度評価に影響を及ぼす程度ではなかった可能性が示唆された。

快不快度・嗜好度については、3分間曝露中には顕著な変化は見られなかったが、繰り返し回数の増加に伴い評価値が低下した。受容度は、3分間の曝露中に増加が見られ、臭気強度の減衰に伴い許容性が高まったためと考えられる。一方で、繰り返し回数増加に伴い、受容度も初回曝露時に比べ有意に低下する傾向が見られた。曝露が繰り返されることで「飽き」や「不快感」が生じた可能性がある。

男性と女性の受容度の評価結果を比較したグラフをFig.11に示す。t検定の結果、女性の方が男性よりも有意に受容度が高く、化粧品等で日常的に香りを使用する機会が多いことが影響している可能性がある。

想定場面による受容度の差異をFig.12に示す。休

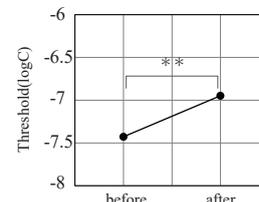


Fig.6 Odor Threshold before and after repeated exposure

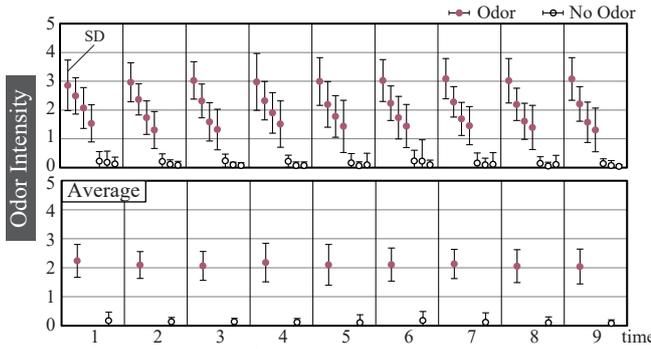


Fig.7 Changes in Odor Intensity

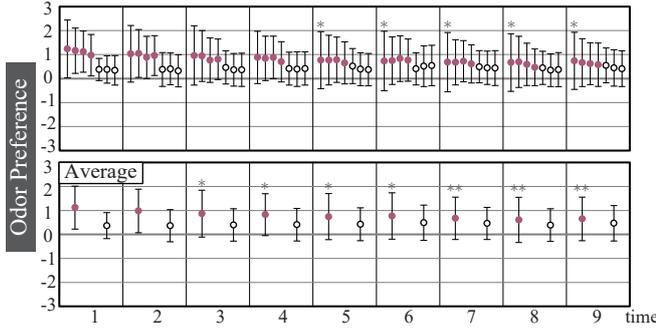


Fig.9 Changes in Odor Preference

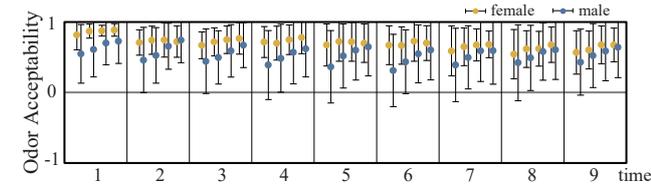


Fig.11 Gender Differences in Acceptability

憩空間と比較して、学習空間を想定した場合の受容度が有意に低かった。福本らの報告²⁾と同様に、集中を要する作業環境においては、評価が厳しくなる傾向が見られ、長時間の香り曝露が阻害要因として捉えられやすい可能性が示された。

3.3 生理反応測定結果

呼吸数・心拍数の全参加者の1分ごとの平均 (n=19) と標準偏差を Fig.13,14 に示す。実験を通して呼吸数に変化は見られなかったが、心拍数は繰り返し回数の増加に伴って低下する傾向が見られ、実験への慣れや時間経過による安静化の影響が考えられる。次に、各測定点で得られた脳波に含まれるα波 (8~13Hz) とβ波 (14~30Hz) の含有率について、1分ごとの参加者平均と標準偏差 (2名はデータ欠損のため、n=18) を Fig.15 に示す。一般に、α波はリラックス時に増加し、β波は集中やストレス時に増加する傾向がある。脳波の測定点のうち、Fp1, Fp2 は前頭前野近傍に位置し、注意や認知活動に関連する変化が反映されやすいとされる。一方、T3, T4 は側頭葉に位置し、主として聴覚処理に関連する領域に近いが、記憶や情動処理と関係する部分でもあるため、におい刺激に伴う記憶や反応の変化が間接的に反映される可能性がある。Fp1, Fp2 では、実験開始直後は目立った変化は見られないが、繰り返し曝露回数が5, 6回目を超えた辺りから、最初

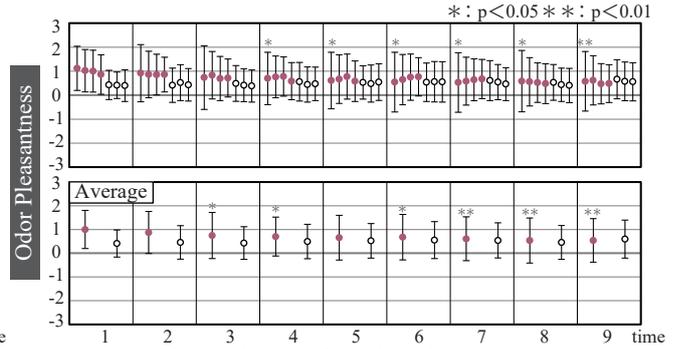


Fig.8 Changes in Odor Pleasantness

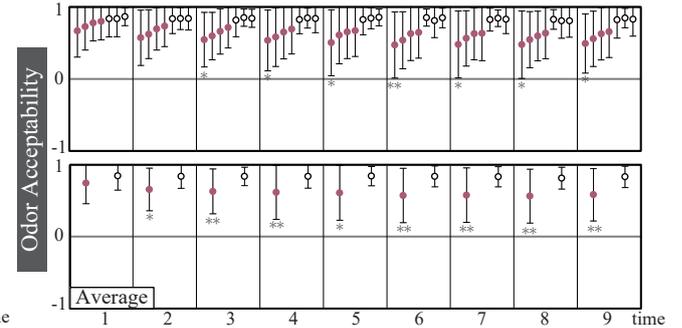


Fig.10 Changes in Odor Acceptability

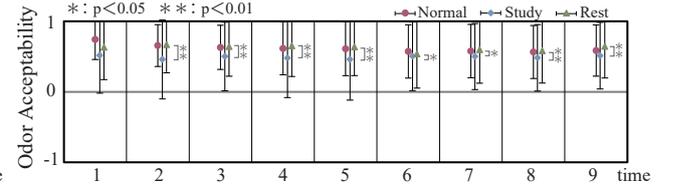


Fig.12 Acceptability under Different Situations

はβ含有率が増加するが、曝露中に減少する傾向が見られた。無臭空気に切り替わるとβ含有率が増加する傾向が確認され、香り呈示に応じた変化が生じている可能性が示唆された。F7, F8, T3, T4 についても同様な変化が見られたが、T3, T4 では曝露開始直後からの比較的大きなβ波の減少が確認された。これは、におい呈示時に使用したポンプの騒音への慣れの影響が含まれている可能性がある。O1, O2 については視覚野に近く、安静時にα波の増加が見られる傾向が知られていることから、β波の減少は参加者が実験に慣れ、リラックスしていった影響が含まれる可能性がある。さらに、脳の左半分 (Fp1, F7, T3, O1) についてのβ/α比を無臭空気呈示時の脳波で基準化した結果を Fig.16 に示す。特に5, 6回目以降では、曝露直後に比較的大きな値を示した後、曝露中の3分間で有意に減少する傾向が見られた。記憶している香りに対して瞬時に反応する一方で、曝露継続に伴い反応が減衰していく可能性を示唆する結果と考えられる。脳波は多様な要因の影響を受けるため解釈には慎重になる必要があるが、繰り返し曝露の進行に伴い、前半と後半で反応が変化する傾向が複数の測定点で共通して確認された。特に前半 (概ね2~4回目) ではα波の増加とβ波の減少が見られたのに対し、後半 (概ね6回目以降) では逆にα波の低下とβ波の増加傾向が見られた。これ

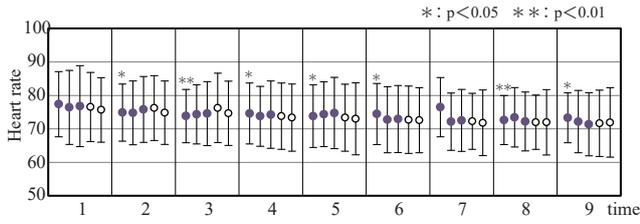


Fig.13 Changes in Heart Rate

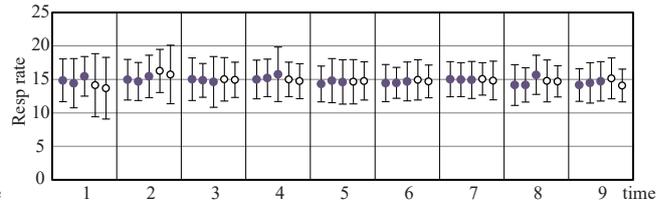


Fig.14 Changes in Respiration Rate

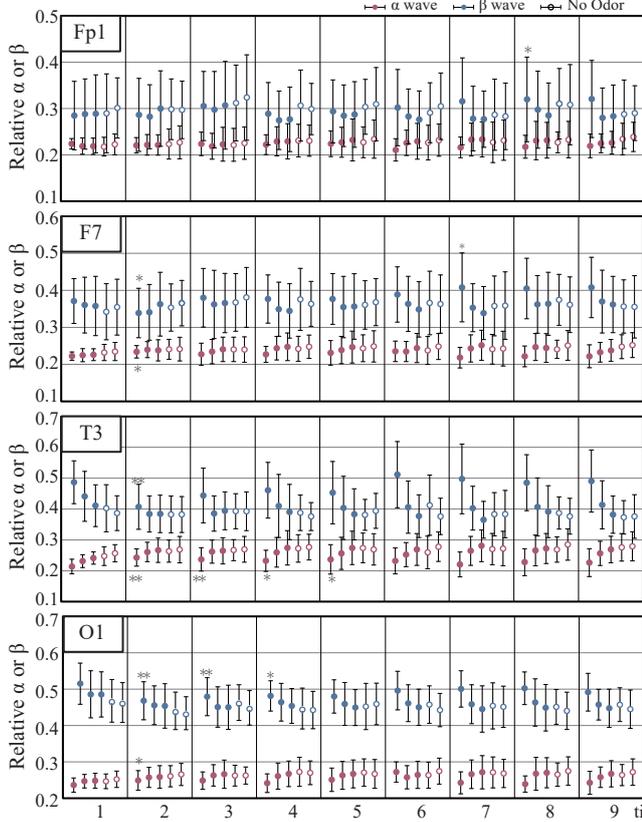


Fig.15 Changes in Relative Alpha and Beta

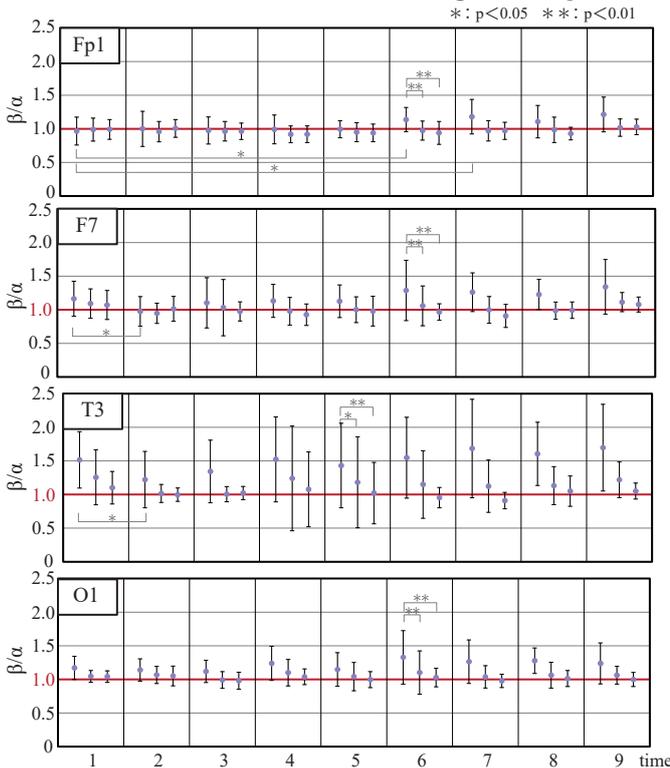


Fig.16 Changes in β/α

らは、繰り返し曝露により初期には安静化や慣れに対応する反応が現れる一方、後半では注意・覚醒状態の変化や曝露回数増加に伴う負担の変化が重なった可能性を示唆する。

4. おわりに

本報では、1日における香りの繰り返し曝露に伴う嗅覚・心理・生理反応の変化を検討した。今後は、個人間の反応の差異についても検討するため、さらにパネル数を増やして実験を行う。また、聴覚刺激の影響を除いた検討を行うとともに、より長期にわたる繰り返し曝露についても検討を行う所存である。なお、本研究は大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得て実施した。

【参考文献】

- 1) 竹村、光田、棚村：臭気強度評価に繰り返し訓練が及ぼす影響、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.797-798、2013.8
- 2) 福本、山中、崔、竹村、小林、山口：香りが学習効率に及ぼす影響に関する研究(その9)精油噴霧時の臭気濃度と香りの心理評価特性、2023年度日本建築学会近畿支部研究発表会、p77-80、2023.06

駅直結・大規模複合用途ビルの空調計画 HVAC Planning for a Large Mixed-Use Building at a Station

○井 守 紀 昭 (大林組) 藤 井 毅 (大林組)
藤 田 尚 志 (大林組)

Noriaki IMORI*¹ Takeshi FUJII*¹ Hisashi FUJITA*¹

*¹ Obayashi Co. Ltd.

はじめに

新しい広島駅ビルが2025年3月24日開業した。商業施設とホテルを主用途とし、新幹線と在来線の駅コンコースに直結する複合用途の大規模高層建築である。年間通して24時間稼働する建物において、快適で安全な環境を保ち続けるため、建築設備には相応の機能と性能が求められ、そして適正に運転管理される必要がある。

表1 建物概要

所在地	広島県広島市
建築主	西日本旅客鉄道株式会社 JR西日本不動産開発株式会社 中国SC開発株式会社 株式会社ジェイアール西日本ホテル開発
建物用途	商業・ホテル・映画館・駐車場・駐輪場
延べ面積	約113,700㎡ (増築部分のみ)
階数	地上22階・地下1階
基本設計・監修	西日本旅客鉄道株 ジェイアール西日本コンサルタンツ株 株東畑建築事務所
実施設計・監理	株大林組・広成建設株
施工	株大林組・広成建設株

1. 熱源計画

全館を中央熱源方式による冷暖房とした。冬期の冷房要求を予測し冷水温水4管式とし、ホテル系統は熱交換器を介して機器配管の耐圧を考慮した。

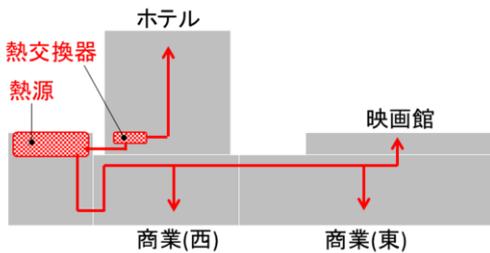


図1 配管系統図

1-1 熱源構成

省CO₂・経済性・維持管理・熱負荷変動への追従性などを比較検討し、熱源機の種類・能力比率および分割台数を計画した。冷熱は省エネルギー性に優れる水冷スクリーチャーをベースとする。空冷ヒートポンプチャラーは負荷追従性と運転管理の扱いやすさを評価し、冷熱と温熱に柔軟に切り替える。ガス焚き吸収式冷温水機は夏期冷房時の電力デマンド抑制と冬期温熱供給能力の安定性を期待している。熱源COP向上や大温度差送水などのエネルギー効率化を実行している。

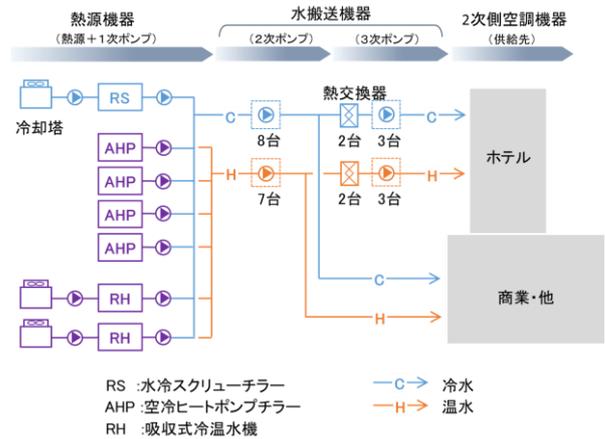


図2 熱源構成図

2. 商業施設の換気

飲食店舗は厨房に要する換気量が多く、施設計画や維持管理、エネルギー計画にとって大きな影響となる。必要換気量と厨房臭気の流出防止、全体風量の削減を課題として計画した。厨房は通常調理時間と仕込みや片付け時間帯で換気風量を切り替え、物販店舗はCO₂濃度による風量制御を組み合わせ、省エネルギーを推進する。

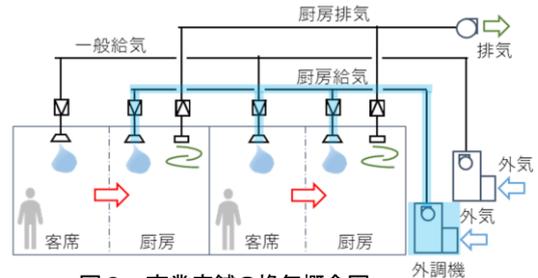


図3 商業店舗の換気概念図

3. 設備機能検証

建物運用開始後において設備機能の運転状態を調査・検証する取り組みを実行継続している。期間は開業から3年間を予定し、各種エネルギーや運転状況のデータを収集し、設計値との比較検証や改善を行う。

① エネルギー消費傾向把握	建物全体、消費先別、部門別
② 性能評価・運転状況確認	空調熱源、熱搬送、負荷熱量
③ 省エネルギー手法の評価	熱源COP向上、変流量、変風量、還り温度
④ その他 機器性能の評価	交通広場の換気、ホテル給湯



図4 設備機能検証

某本社ビルにおける換気設備計画

Ventilation System Planning for a Corporate Headquarters Building

○土井 琉斗（竹中工務店） 吉田 淳（竹中工務店）

藤井 勇樹（竹中工務店）

Ryuto DOI*1 Jun YOSHIDA*1 Yuuki FUJII*1

*1 Takenaka Corporation

In this research, we constructed a ventilation system that optimizes the ventilation rate according to various scenarios. In buildings with low simultaneous occupancy rates, further energy savings can be expected by effectively utilizing the air in temporary use rooms. This paper reports on the outline of the ventilation system plan and preliminary verification using CFD analysis.

1. はじめに

オフィス空間における知的生産性は、室内環境と密接な関係があり、特に CO₂ 濃度管理の重要性が国内外で報告されている。建築物衛生法においても 1,000 ppm 以下を管理基準として適切な換気計画が求められている。一方、脱炭素及びエネルギー利用の観点では、建物のエネルギー消費量のうち換気の占める割合は大きく、知的生産性とトレードオフの関係にあるため、適切な換気量のコントロールが必要である。近年では、全熱交換器と CO₂ センサーによる濃度制御により換気量を調整することが主流であるが、熱交換しきれないエネルギーは屋外に放出しているのが現状である。上記より、本計画では各シーンに応じて換気量を最適化させる換気システムの構築を行った。本稿では、換気システムの計画概要と希釈換気システムの CFD 解析による事前検証について報告する。

2. 計画概要

2.1 建物概要

本建物は、京都市に位置する某企業の本社ビルとして計画された新築オフィスである。「近隣・社員・環境に配慮したコミュニティエンゲージメントビル」を建築設備コンセプトに掲げ、社員が健康で快適に働く空間の提供はもちろん、脱炭素・カーボンニュートラルな社会の実現に向けた環境・設備計画に取り組んでいる。本計画の概要を表 1 および図 1 に示す。一般的な本社オフィスビル計画では、大会議室や打合せ室、食堂、エントランスなど常時利用しない部屋が多数構成され、利用人数に対して潤沢な空間が準備されるが、利用状況の変動は大きく、通常利用からは過剰な設備となることが多い。本計画は、フロア構成は 1F がエントランス・駐車場、2F がショールーム、3F が会議室・応接室、4F がオフィス・役員室で構成されており、4F オフィスのみが常時利用で、その他

の部屋は来客に応じて変動する形態である。また、出社型勤務のためオフィスの稼働率が高い一方、ショールームは予約制のため用途ごとに稼働率にばらつきが生じる。

（シックハウスの 24 時間換気により、その空気は使用されずに、滞留・排気されることとなる。）このように同時使用率の低い建物では、一時利用室の空間の空気を有効利用すれば、さらなる省エネルギーが期待される。図 1 には自然換気の空気経路を示しており、詳細は後述する。

表 1 建物概要

建 築 地	京都市右京区
主 要 用 途	事務所・ショールーム
敷 地 面 積	982.18 m ²
建 築 面 積	709.22 m ²
延 床 面 積	2565.82 m ²
構 造	S 造
規 模	地上 4 階
最 高 高 さ	19.625 m
工 期	2025 年 1 月～2026 年 4 月

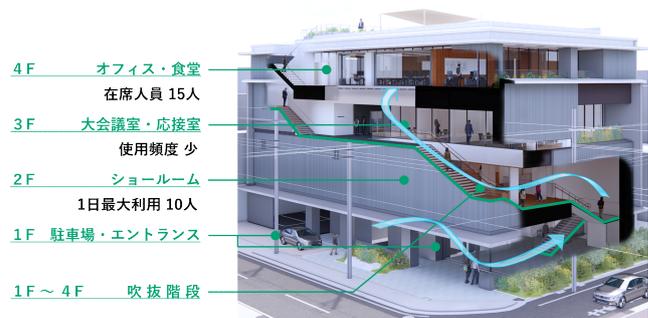


図 1 建物構成

3. CFD 解析による希釈換気システムの事前検証

(1) シミュレーションモデルと境界条件

本計画の簡易建物モデルを作成し、CFD 解析による気流シミュレーションを行った。モデル概要及びシミュレーション条件を、表2に示す。

表2 シミュレーション条件

人員	15 人	
1人あたりCO ₂ 発生量	39.5 g/h	
希釈対象エアリア積	約3,000 m ³	
気象データ	MicroPeak 用 標準気象データ	
地点	大阪	
内部負荷	照明負荷	6 W/m ²
	機器負荷	24 W/m ²
	人体負荷	119 W/人
冷房条件	温度	26 °C
スケジュール	空調	8時~18時
換気風量	表3による	

4F オフィスに対し、北側吹き抜け階段室を介して1F エントランス及び2F のショールームを希釈エアリア対象とした。建屋内空気は400 ppm をスタートとし、CO₂ 発生源は本計画想定である15 人分の人体モデルをオフィスにCO₂ 発生エアリアとして設定した。非定常解析により、換気回数の変化に応じた希釈換気モードの継続可能時間の検討及び代表室空気のカスケード利用による未利用室のCO₂ 濃度緩和効果の検討を行った。その他詳細条件は文献2)による。

表3 解析パターン

Case	基本条件			換気風量		循環風量		
	換気モード	換気回数*	冷房	オフィス	SA [m ³ /h]	1F	2F	RA [m ³ /h]
1	希釈換気	1回	冷房	0	500	250	250	
2	希釈換気	3回	冷房	0	1500	750	750	
3	機械換気	1回	冷房	500	0	0	0	

表3 に解析パターンを示す。なお、換気回数*の1回分の換気量は、オフィス在席人員15 人に対してCO₂ 濃度を1,000 ppm 以下に維持するための外気(400 ppm) 導入量と同等とし、500 m³/h とした。本稿では夏期での検討結果を報告する。

(2) 冷房時における室内環境

(a) CO₂ 濃度分布と代表点推移

図6 に Case1, 2 の No. 2, 4, 6 における CO₂ 濃度の推移を示す。No. 2, No. 4, No. 6 は、それぞれ4階オフィス、4階共用部、1階エントランスの代表点とする。図6より、希釈換気回数1回 (Case1) では、4F オフィスと1F エントランスのCO₂ 濃度が終業時の18時まで大きく乖離した値となっており、十分に希釈ができていないことがわかる。一方で希釈回数3回 (Case2) では、4F のオフィスや4F 共用部のCO₂ 濃度が1F のエントランスのCO₂ 濃度に近い値で推移しており、希釈効果がCase1 に比べて大き

いことを示している。ただし、希釈換気回数を大きくすると、ダクトサイズの増大等が発生するため適正な希釈換気回数を決定することが必要となる。

図7 に No. 2 における換気モードごとのCO₂ 濃度の推移を示す。AM8時より各Caseにおいて換気を開始した際に、一般換気 (Case3) のCO₂ 濃度を上回る時刻は、希釈換気回数3回 (Case2) では13時であった。今回は代表点での濃度測定であり、Case3 においても1,000 ppm を超えているため、Case2 が Case3 の値を超える時刻までは希釈換気が有効と判定した。

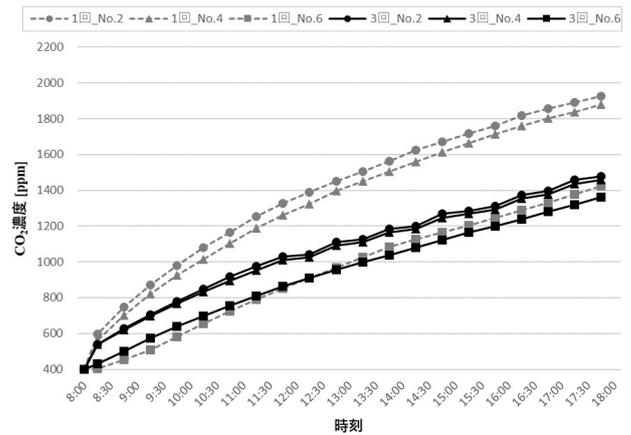


図6 希釈換気回数によるCO₂ 濃度の比較

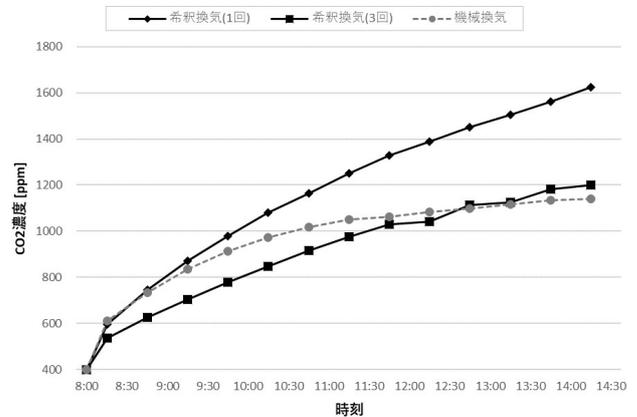


図7 換気モードによるCO₂ 濃度の比較

図8, 9 に断面における一般換気モード (Case2) と希釈換気3回 (Case3) それぞれの10:55 時点でのCO₂ 濃度分布を示す。一般換気モードでは右上高濃度部のオフィスとそれ以外との濃度差が大きく乖離していることがわかる。一方で希釈換気3回モードでは一般換気に比べ吹き抜け階段室や2F のCO₂ 濃度が高くなっており、オフィス以外の未利用空間の空気を循環していることがわかる。このように未利用室の空気をカスケード利用することで、熱エネルギーを廃棄することなく、空調エネルギーを削減することにも寄与できることが示唆される。

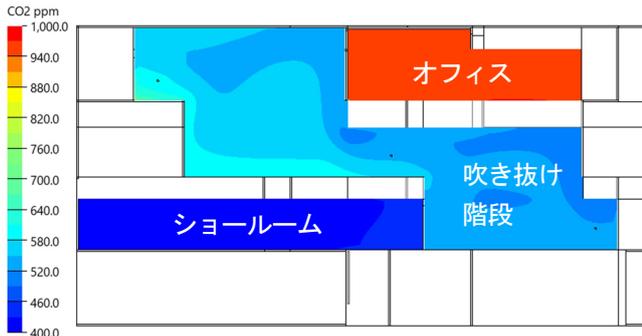


図8 一般換気モードのCO₂濃度分布 (10:55) : CASE 2

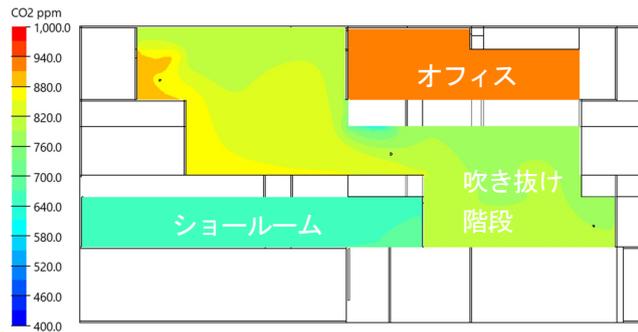


図9 希釈換気(3回)モードのCO₂濃度分布 (10:55) : CASE 3

(4) 省エネルギー性の評価

(a) 評価方法

希釈換気による省エネルギー性を評価するために、機械換気と比較した場合の風量の削減量及び、一次エネルギー消費量の削減量を算出した。一般換気が処理する負荷としては外気導入分のみとした。評価パターン及び時刻別の換気量は表4に示す。CaseAでは稼働時間中(8時~18時)はオフィス以外の居室すべてにおいてCO₂濃度による換気量とし、時間外(18時~翌8時)はシックハウスによる必要最低換気量とした。CaseBでは稼働時間はオフィスのみをCO₂濃度による換気量とし、それ以外の居室についてはシックハウスによる必要最低換気量とした。夜間はCaseAと同様である。CaseCでは希釈換気回数3回を想定し、(2)より8時~13時までは希釈換気を行い、13時~18時のみ一般換気にて外気取入れを行うこととした。夜間については、8時~13時に外気導入をしていない分の換気量も含めて夜間に導入することとした。外調機と全熱交換器のファンの定格消費電力はそれぞれ1.72 kW, 2.35 kWとした。

表4 計算パターン

Case	一般換気モード		希釈換気モード	
	CO ₂ 濃度制御なし	CO ₂ 濃度制御あり	シックハウスによる換気量	
A	8時~18時	-	18時~8時	-
B	-	8時~18時	18時~8時	-
C	-	13時~8時	-	8時~13時

(b) 評価結果

試算結果を図10に示す。1日の換気量及び循環風量を比較すると、CaseCはCaseAよりも1日の換気量が

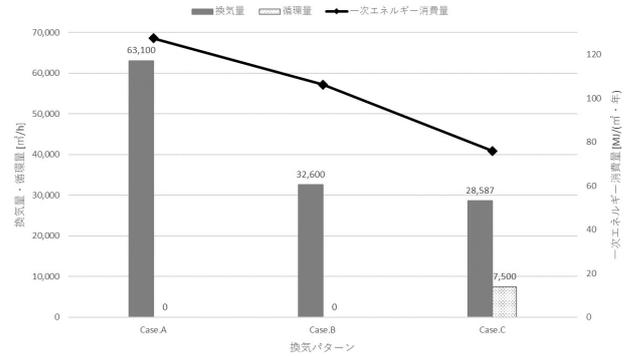


図10 換気量・循環量及び一次エネルギー消費量

34,513 m³/日(約54%)減少することがわかる。また、一次エネルギー消費量については、CaseAからCaseBへの削減量は21.2MJ/(m²・年)で16.7%減少し、CaseAからCaseCへの削減量は51.5MJ/(m²・年)で40.4%減少した。これは全熱交換器及び外調機圧縮機の運転時間の差が一次エネルギー消費量の差に表れている。以上より、一般換気のCO₂制御のみによる省エネルギー効果と比較し、希釈換気による省エネルギー効果は約2.4倍見込まれる可能性が示された。

4. おわりに

本社オフィスビルにおける更なる省エネルギーへの取組を目的とし、未利用空気をセントラルダクトと吹き抜け階段室を介して利用する希釈換気システムを開発した。本稿では、そのシステムの効果事前検討として、持続時間の想定と、CO₂濃度についてCFD解析で検討した結果を示した。希釈換気システムの省エネルギー効果としては、一次エネルギー消費量の値では、CO₂濃度制御ありの場合に比べ2.4倍の削減が見込まれ、加えて5つの換気モードを各シーンに応じて使い分けることで、建物全体の一次エネルギー消費量のさらなる低減可能性が見込まれる。今後は本システムの運用段階における削減効果について検証を進める予定である。

参考文献

- 1) 上野山・吉田・藤井：某本社ビルにおける建築設備計画空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2025, 12
- 2) 藤井・吉田・宮崎 他：某本社ビルにおける希釈換気システムの検討(第1報)計画概要とCFD解析による換気量最適化検討 空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2024, 9

医薬品製造施設の環境品質等課題解決に向けた設計手法の検証（第1報）

（医薬品製造施設における室圧制御方法に関する検証）

Quality verification for the improvement of environmental quality in Pharmaceutical Manufacturing Facilities (Part 1)

Verification of Room Pressure Control Methods in Pharmaceutical Manufacturing Facilities

○奥山 広志（竹中工務店） 陳 贇（竹中工務店）
北村 俊裕（竹中工務店） 谷 英明（竹中工務店）
加藤 静流（竹中工務店） 田尻 加奈子（竹中工務店）

Hiroshi Okuyama*1 Yun Chen*1 Toshihiro Kitamura*1 Hideaki Tani*1 Shizuru Kato*1 Kanako Tajiri*1

*1 Takenaka Corporation

The pharmaceutical industry is growing amid an aging population and emerging markets, while simultaneously requiring advanced manufacturing technologies due to biopharmaceuticals and personalized medicine. Manufacturing facilities demand precise environmental control. Recent quality control failures and data falsification issues have necessitated strict quality assurance in both the pharmaceutical and construction industries, making the establishment of reliable equipment design methodologies critical.

1. はじめに

医薬品業界は高齢化社会の進展と新興国市場の拡大により、継続的な成長が見込まれている。さらに、ATMPsを含む個別化医療の普及に伴い、製造施設では微粒子制御や室圧管理などの精密な室内環境制御がこれまで以上に重要となっている。

一方、近年の製造過程における品質管理体制の不備および製造データ改ざん問題は社会的関心を集めており、建築業界に対しても厳格な品質確保が要求されている。施設不具合に起因する製造停止リスクを考慮すると、さらに信頼性の高い設備設計手法の確立が重要となる。

2. 検証課題

2.1 背景と目的

実験検証を通じて知見の集積を進め、信頼性を高めることが技術者としての責務である。過去の事例分析、有識者知見の集約、および実験・検証を通じて知見を定量化し、科学的根拠に基づいた設計手法を確立していく。加えて、脱炭素社会への対応と専門技術者不足への対策も重要な課題となっている。

医薬品製造施設に共通する課題として、以下の3点が挙げられる。

- 1) 運用段階での厳格な汚染管理戦略（以降、CCSと示す）
- 2) 試運転段階における高度専門技術者不足への対応
- 3) 製造環境を優先した空気調和設備の省エネルギー対策

本検証はこれら課題に着目した検証を実施し、得られた科学的根拠を医薬品製造施設設計の共通根拠値として提示することを目的とする。そして関西圏の新築プロジェクトへ検証値を導入し、信頼性の高い設計品質を実装し、実証する。本稿では、前述課題の中から、1) 運用段階での厳格な CCS 実現に向けたクロスコンタミネーションコントロールに関する検証内容について述べる。

2.2 建築概要

対象とする施設は ISO クラス 7 の無菌室を要する製造施設であり、製品に対する CCS が要求される。適用プロジェクトの概要を Fig. 1 に、施設の特徴を以下に示す。

- 1) オープン型管理での無菌操作であり CCS レベルが高い
- 2) 関連小部屋が多く運用時における室圧変動要素が多い
- 3) 清浄度グレード管理が厳格であり異グレード間での室間差圧確保が必須である。

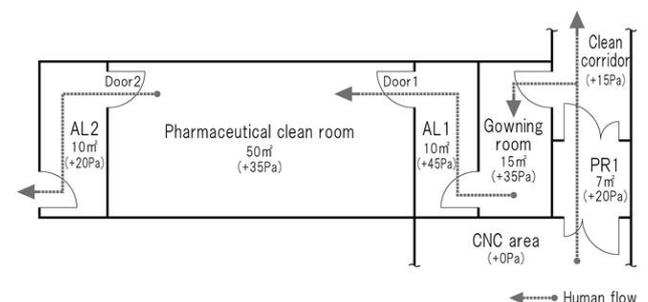


Fig.1 Applicable Project Planning

2.3 検証事項

高度な CCS は室圧および室間差圧の維持が重要であり、これを阻害する要因は多数存在する。経験則および既往研究により明らかにされた阻害要因を以下に示す。

- I) 差圧制御システムの適格性
- II) 室内仕上げの気密性
- III) 空調システムへの外風圧等による外乱の影響

本稿では述べる I) については差圧制御システムの適格性に関しては、運用時における人員や製品の動線、扉の開閉により室圧が乱れ、制御機器（室圧制御ダンパーや微差圧ダンパー等）によってはオーバーシュート等が発生し、室圧許容値を逸脱するリスクがある。この課題に対して、制御機器の構成は室間差圧の維持、GMP 省令の遵守、製造特性に応じた適切な機器構成が重要である。既往研究¹⁾では制御機器 PCD と扉開閉状況を連動した制御方式について検証されているが、制御機器の挙動特性や組み合わせ時の挙動を把握することで、運用段階での動作についても予測が可能となる。

本検証は、これら知見に基づき、高度な CCS 要求に対する差圧制御システムの最適解を導出することを目的とする。経験則的に最適と扱われていたシステムに対して、制御機器の挙動特性を比較実証した上で、データ検証により科学的根拠を求める。

3. 検証実験

2025 年 1 月 20 日 (月) に、金属パネルで構成された気密性の高い実験用モデルクリーンルームにおいて検証実験を行った。給排気系統に制御機器を組み合わせ設置し (Fig. 2 参照)、室圧や室間差圧の変動について実測した。室圧の計測は 1 秒間隔で行った。

一般的な室圧制御方法として、給気側 CAV、排気側 PCD、ドアスイッチ、差圧ダンパなどの組み合わせがある (Fig. 3 参照)。GMP 省令で清浄度を管理する部屋については、HEPA フィルターを介した換気回数に規定値があるため、給気風量を固定する必要がある。そこで、給気側 CAV 以外の制御機器の最適な組み合わせを検証するため、Table. 1 に示す 7 パターンについて実験を実施した。

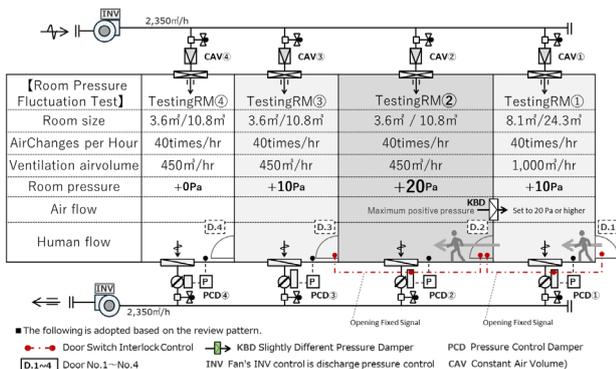


Fig.2 Verification control system diagram

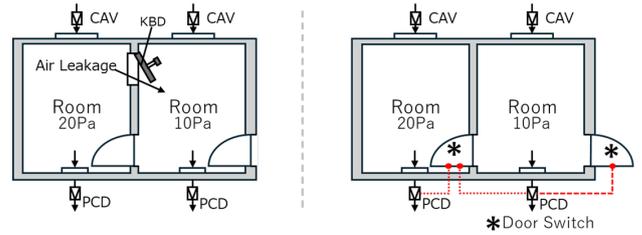


Fig.3 Case study of room pressure control method

Table.1 Verification pattern condition Table

Test Pattern	Supply Air	Exhaust Air	Door Opening Duration	Door Switch	KBD ³⁾
Case1)	CAV ¹⁾	PCD ²⁾ Standard Kp=0.4	Short Opening 5s	None	None
Case2)	CAV	PCD Standard Kp=0.4	Long Opening 15s	None	None
Case3)	CAV	PCD Reduced Kp=0.2	Long Opening 15s	None	None
Case4)	CAV	PCD Reduced Kp=0.2	Long Opening 15s	Present	None
Case5)	CAV	PCD Reduced Kp=0.2	Long Opening 15s	None	Present (Same setting as room pressure)
Case6)	CAV	PCD Reduced Kp=0.2	Long Opening 15s	None	Present (Adjusted to room pressure)
Case7)	CAV	PCD Reduced Kp=0.2	Long Opening 15s	Present	Present (Adjusted to room pressure)

Notes:
 1) CAV (Constant Air Volume) 2) PCD (Pressure Control Damper) 3) KBD (Slight Positive Pressure Damper)

4. 結果および考察

4.1 各実験結果

7 パターンの制御機器構成での室圧変動の計測結果を Fig. 4-1~Fig. 4-9 に示す。

Case1 の CAV/PCD 構成は、多くの医薬品製造施設で採用されている代表的な構成である。PCD のパラメータは比例ゲイン $K_p = 0.4$ に設定した。比例ゲイン (K_p) は、目標値と実測値の偏差に対する制御出力の感度を調整するパラメータであり、 K_p 値が大きいくほど応答速度が速く、小さいほど応答速度が遅くなる。この K_p 値の調整により、制御精度と応答速度のバランスを最適化できる。運用条件として扉開放時間を 5 秒間とした。扉開放時に試験室②から試験室①へ気流が流れ、室圧の逆転も生じた。5 秒程度の短時間の扉開閉であっても、本制御機器の構成および制御機器自体の制御動作により、室圧の逆転が生じることが分かった。(Fig. 4-1 参照)

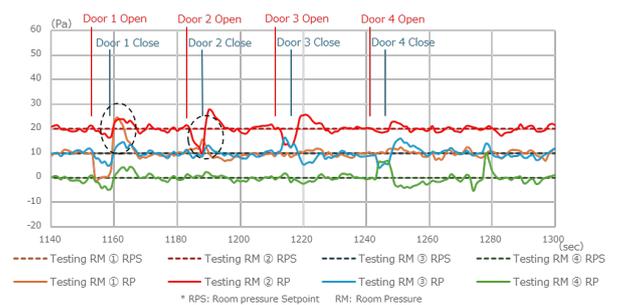


Fig.4-1 Room pressure comparison in Case 1

Case2 は、Case1 と同様の構成であるが、扉の開放時間を 15 秒と長時間にしたケースである。実際の施設運用では、原材料や製品といった物品の動線においては長時間の扉開放が実在する。開放時に試験室②と①の室圧は同等となった。この際、試験室②の PCD 開度は小さくなり排気風量を減らす制御が機能している。そして扉閉鎖後にはオーバーシュートが発生し、試験室②の室圧が 50Pa 程度まで上昇した。試験室①については大気圧以下まで急激に下降している。(Fig. 4-2 参照)

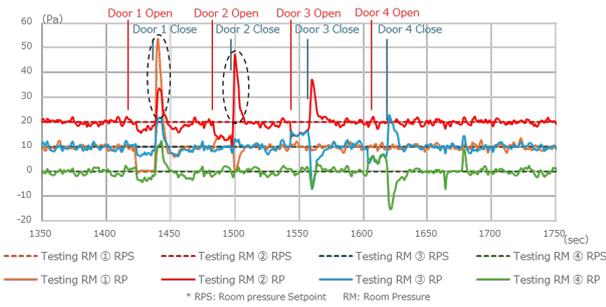


Fig.4-2 Room pressure comparison in Case 2

Case 3 は、Case 2 と同様の構成および計測条件であるが、PCD 自体の制御パラメーターを $K_p = 0.2$ に設定した。Case 2 と比較して、オーバーシュートが現れたが、オーバーシュートによる試験室①の最大値は Case 2 より小さい約 38 Pa となった。オーバーシュートによる急激な室圧変動は、他の部屋の圧力干渉要因となった。(Fig. 4-3 参照)



Fig.4-3 Room pressure comparison in Case 3

Case 4 は、Case 3 と同様の構成および計測条件であるが、PCD に開度固定制御を付加した。具体的には、同室の扉が開閉された際に「ドアスイッチ」からの信号を受け、PCD 開度を現在の開度に固定する制御である。これにより、Door 2 が開放された後のオーバーシュートが発生せず、試験室②の室圧は許容値の範囲内に収まった。(Fig. 4-4 参照)

Case 5 は、Case 3 と同様の構成及び計測条件であるが、作業室間に KBD (微差圧ダンパー) を設置した。Case 7 はドアスイッチを設けた以外、Case 5 との設定条件が同じである。詳細な違いについては後述する。KBD は扉開

放時の隣室への室圧干渉を緩和することを目的とし、PCD の制御負担を軽減し、オーバーシュート発生時に変動幅を抑制できるかを検証した。

結果として、扉開閉時に各試験室の室間差圧を維持しながらもオーバーシュートが生じた。しかし、各室への逆圧が生じなかったため、微差圧ダンパは優れた応答追従性を有し、コンタミ防止の観点から KBD の導入効果があると考えられる (Fig. 4-5 参照)。



Fig.4-4 Room pressure comparison in Case 4

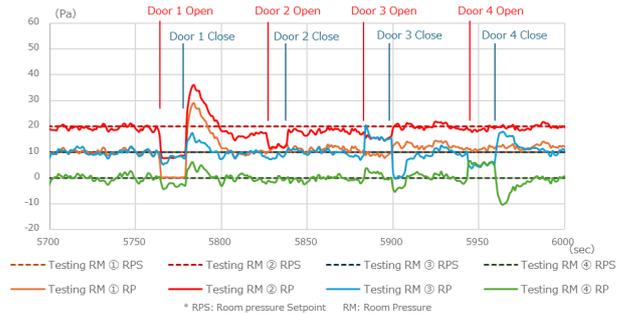


Fig.4-5 Room pressure comparison in Case 5

Case6 は、Case5 と同様の構成であるが、KBD の設定条件が異なる。Case5 は KBD の差圧設定を 2 室間の設計差圧と同一となるように調整した。一方、Case6 では避圧のため KBD を設け、KBD の差圧設定を 2 室間の設計差圧より大きく設定した。Case3 と比較すると、Case6 の KBD の避圧効果により扉 2 閉鎖時のオーバーシュートは抑制できた。しかし扉 1 開放時に試験室②の室圧降下が生じ、PCD 動作に伴う室圧オーバーシュートが発生した (Fig. 4-6 参照)。



Fig.4-6 Room pressure comparison in Case 6

Case5 と Case6 に共通する KBD と PCD の制御上の相互干渉について述べる。10 分程度の短い検証時間では干渉は生じなかったが、人の出入りがない時間帯が続くことで干渉が生じ始めた。陽圧側の試験室②の PCD 開度は小さくなり、試験室①の PCD 開度は開く方向へ推移し、約 30 分後には開度 20% まで低下した。この事象は、KBD による機械的制御と PCD による電子制御が干渉し、結果として一定の変化率で室圧が変化したと考察する。PCD の最適開度域 45~65% を逸脱することで室圧変動に対する追従性が減少する。施設によっては室内に 1 時間以上滞在して業務をする事例もあるため、本制御構成の採用においては注意が必要であることが判明した。(Fig. 4-7 参照)

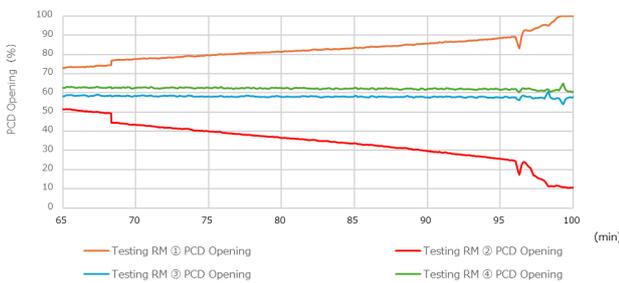


Fig.4-7 PCD Opening Comparison for Case 5

Case7 は、Case6 に開度固定制御を付加したものである。作業室②入室時 (扉 2 開放時) において、Case7 と Case 6 の両方で KBD と PCD が干渉するが、KBD 稼働により Case6 の試験室②の室圧は安定していた。試験室②退出時 (扉 2 閉鎖時) においても、試験室①および②で逆圧が発生した。したがって、Case 6 の制御方法採用においては注意が必要である。一方、Case7 では、オーバーシュートが発生せず、Case4 と同様の室圧変動を示した。しかし、Case 4 と比較すると、Case 7 では試験室②退出時 (扉 2 閉鎖時) に試験室①および試験室②で最大 5 Pa の室圧逆転が生じるのに対し、Case 4 は逆圧が生じず、オーバーシュートも発生せず、最も安定した室圧制御が実現されたことが確認された。(Fig. 4-8、Fig. 4-9 参照)

4.2 結論

Case 4 (給気 CAV、排気 PCD、ドアスイッチ連動制御) の制御方法では、扉開閉時に室圧変動幅を 3~5 Pa 以下に抑制することができ、最も安定した室圧制御方法であることが検証された。

4.3 適用プロジェクトへの展開

適用プロジェクト (Fig. 1) に Case 4 の構成 (給気 CAV、排気 PCD、ドアスイッチ連動制御) を導入した。運用開始後の室圧変動を計測した結果を Fig. 5 に示す。製薬室への動線上で扉を開閉した場合でも室圧変動を最小限に抑制し、安定した室圧環境を維持している。

実証実験により科学的根拠を導き出した結果を設備設

計に展開する手法によって高度な CCS に貢献する室圧環境を提供できることが確認された。

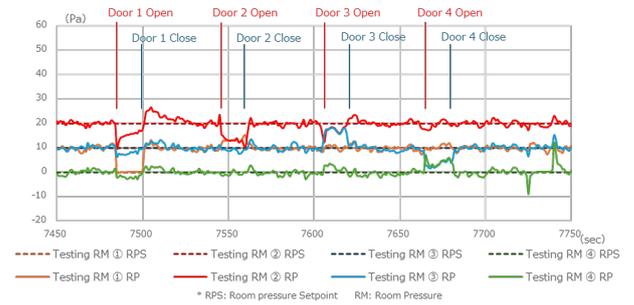


Fig.4-8 Room pressure comparison in Case 7



Fig.4-9 Room pressure comparison in Cases 4, 6, and 7

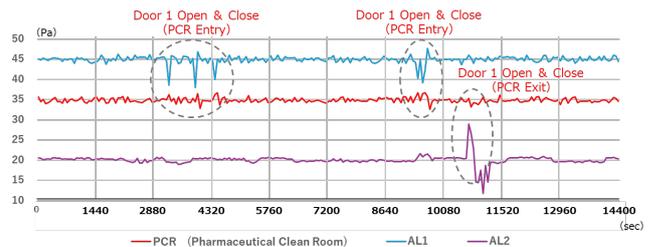


Fig.5 Room Pressure Analysis in Implementation Projects

5. 今後の展開

過去の経験値参照ではなく、実証実験および分析を行って、設計条件の根拠とする設計手法の有効性を確認できた。室圧変動の要因は多岐に渡るため過去の経験を基に定量化し、今後も技術者として信頼性の高い設計を追求していく。

謝辞

本稿検証実施にあたり、事業主、三機工業株式会社様、クリフ株式会社様、ヤマトヨ産業株式会社様から多大なるご支援を頂きました。ここに謝意を表します。

参考文献

- 1) 山口太郎：クリーンルームにおける清浄環境の維持のための室圧 設計・制御方法に関する研究 (2011. 9)
- 2) 村江行忠：クリーンルームにおける室圧変動に関する実験的研究 -その 3 室圧制御下における定常時の室圧変動に関する実験-

大規模オフィスビル熱源改修におけるエネルギー消費量予測と運用実績

Energy Consumption Prediction and Operational Performance in Heat Source Renovation of the Large-Scale Office Building

○森 龍世（竹中工務店） 小林 佑輔（竹中工務店）

Ryusei Mori*¹ Yusuke Kobayashi*¹

*¹Takenaka Corporation

はじめに

令和3年10月の閣議決定による第6次エネルギー基本計画では、業務・家庭部門における省エネルギー対策として、新築および既築建築物の両面から目標が設定されている。新築建築物については、2030年度以降の建設物件における省エネルギー性能の確保を目指す。既築建築物については、建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律および省エネ法に基づく規制措置と支援措置の組み合わせを通じて、省エネルギー改修および省エネルギー機器の導入を促進し、2050年時点における建築物ストック全体の平均で同等の省エネルギー性能水準の確保を目指すものとされている。オフィスビルのエネルギー消費割合では空調エネルギーが約43%と大半を占めており、これを削減することで大きな省エネルギー効果が見込める。また、光熱費を削減することは建物のライフサイクルマネジメントとして重要である。

本報では、大規模オフィスビルについて熱源改修におけるエネルギー消費予測と運用実績を比較し、より高効率な熱源運用方法の検討を行う。

1. 概要

1.1 建物概要

表1に本報で対象とする建物概要を示す。延床面積約45,000 m²のオフィスビルである。地階に機械室があり、そこに設置された熱源機器を更新する計画としている。

1.2 熱源システムの概要

表2に改修後の熱源機器の仕様を示す。改修後の熱源システムはガス吸収式冷温水機 320RT×2台とターボ冷凍機 250RT×2台で構成している。

図1、2に各熱源機器の部分負荷率を示す。ガス吸収式冷温水機はいずれの冷却水温度でもCOPはほぼ一定である。ターボ冷凍機は冷却水温度が20℃以上の時は負荷率が高くなるほどCOPも高くなる。一方、冷却水温度が20℃以下の時はCOPの最大値が異なり、冷却水温度が低くなるほど低負荷運転時での能力が高くなる傾向にある。

表1 建物概要

所在地	大阪府大阪市
構造	鉄骨鉄筋コンクリート造
延床面積	約45,000m ²
主用途	事務所

表2 熱源改修後の仕様

機器名称	機器仕様	台数
ガス吸収式冷温水機	冷却能力 320RT	2
冷却塔	冷却能力 320RT	2
一次ポンプ	3,400L/min×15kW	2
ターボ冷凍機	冷却能力 250RT	2
冷却塔	冷却能力 250RT	2
一次ポンプ	2,100L/min×11kW	2
二次ポンプ	1,333L/min×11kW	8

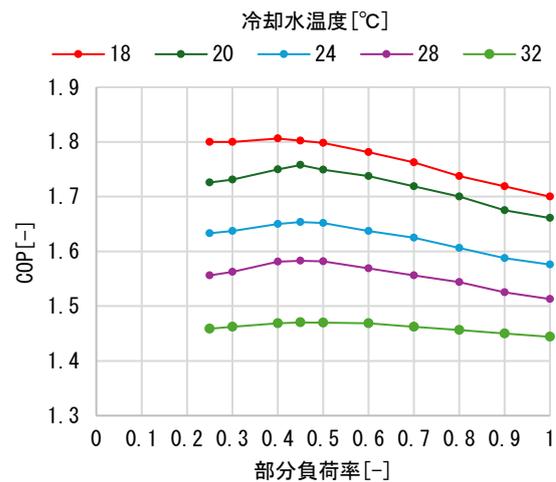


図1 部分負荷率（ガス吸収式冷温水機）

2. シミュレーションによる効果予測

2.1 シミュレーションツール

本報では、国土交通省大臣官房官庁営繕部より公開されている LCEM (Life Cycle Energy Management) ツールを用いた。LCEM ツールは空調システムを対象としたエネルギーシミュレーションツールであり、エネルギー性能を定量的に評価し、機器・サブシステムの挙動を確認出来る。また、年間を通したシミュレーションが可能である。

2.2 解析条件

図 3 に熱源システムの解析モデルを示す。熱源システムは外気条件と二次側境界条件で期間計算を行い、いずれも対象建築物の熱源改修前の実績データを用いた。空調時間は 8~22 時となり、冷水出口温度は 6°C で固定している (設計仕様)。図 4 に 2018 年における月毎の二次側境界条件の実績データを示す。夏季に近づくにつれて冷熱量が増加傾向にあり、8 月が最大冷房負荷となる。それ以降は減少傾向である。

熱源 (ターボ冷凍機、ガス吸収式冷温水機) の入力条件に関しては、表 2 で示した熱源機器の仕様を基本条件として入力し、解析条件を設定した。表 3 に解析条件 (計 6 パターン) を示す。ガス吸収式冷凍機優先時とターボ冷凍機優先時の 2 パターンを設定し、各 Case1~3 について解析する。図 5 に Case2-1 と Case2-2 の増段条件を示す。増段条件は冷却水温度 32°C においてガス吸収式冷凍機とターボ冷凍機の COP が最大となる、部分負荷率 45% 及び 100% (定格) の時点とした。しかし、8 月の最大熱負荷 3,016kW に対し、この増段方法では冷房能力が不足するため、8 月のみガス吸収式冷温水機の部分負荷率を 60% として解析した。

2.3 解析結果

各 Case の解析条件において年間の熱源システムのガス消費量と電力消費量を算出し、一次エネルギーに換算した。図 6 に解析結果を示す。Case1~Case3 において、吸収式冷温水機よりもターボ冷凍機を優先運用する Case のほうが、一次エネルギー消費量が少ないことが分かる。また、ターボ冷凍機を優先運転し、冷却水温度を 18°C まで下げた Case3-2 が最も小さい値を示していることが分かる。

3. 実績データとの比較

3.1 実績データ

対象のオフィスの中央監視盤から 2023 年~2025 年の熱源改修後におけるエネルギーデータを抽出し分析を行った。また、冷温水一次ポンプ、冷却塔、冷却水ポンプからなる補器類の電力消費量に熱源本体の電力消費量を加えた値を熱源システムの電力消費量とした。

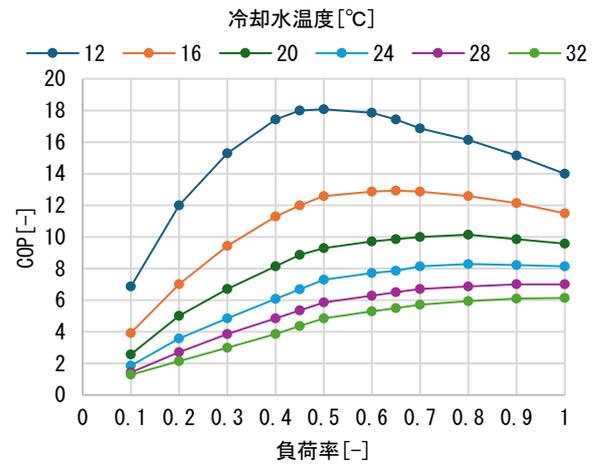


図 2 部分負荷率 (ターボ冷凍機)

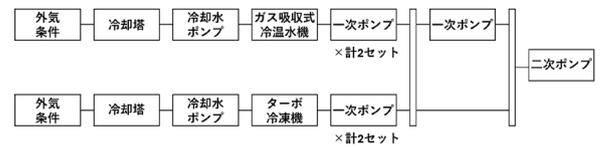


図 3 熱源システムの解析モデル

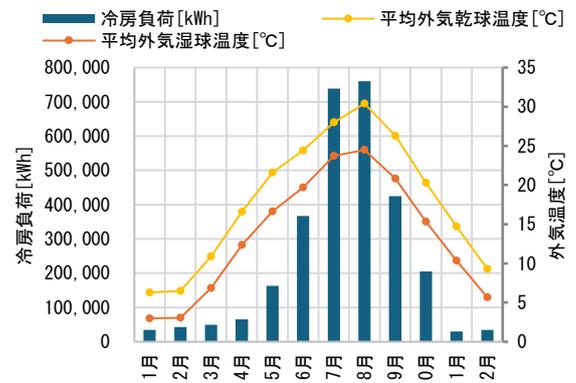


表 3 解析条件

Case	条件	優先順位運転	冷却塔		ガス吸収式冷温水機	ターボ冷凍機
			冷却水下限温度	冷却水温度制御		
Case1-1	定格増段	吸収式優先	32°C	あり	100%	100%
Case1-2	定格増段	ターボ優先	32°C	あり	100%	100%
Case2-1	部分負荷増段	吸収式優先	32°C	あり	45% (8月:60%)	100%
Case2-2	部分負荷増段	ターボ優先	32°C	あり	45% (8月:60%)	100%
Case3-1	定格増段	吸収式優先	18°C	あり	100%	100%
Case3-2	定格増段	ターボ優先	18°C	あり	100%	100%

3.2 実績データの推移

図 7 に 2023 年~2025 年の一次エネルギー消費量の年間推移を示す。年間では気温の上昇に伴って 7, 8 月の一次エネルギー消費量が多くなっている。全体を通して外気温と一次エネルギー消費量ともに同様に推移しているのが分かる。

図 8 に 2023 年~2025 年の年間光熱費比較を示す。電力・ガスは各社の料金体系に基づいて光熱費を算出した。表 4 に電気料金計算方法を、表 5 にガス料金計算方法を

示す。デマンド量は年間で最も空調負荷が大きいときの値とし、定格能力に対する空調負荷の割合を基に電力デマンド量を算出した(2023年:280.59[kW]、2024年:292.03[kW]、2025年:282.22[kW])。図8において、3年間同程度の光熱費で推移していることが分かる。内訳は電気料金よりガス料金が多い傾向が見受けられる。これは実運用下ではガス吸収式冷温水機を優先して運用しているからと考えられる。

3.3 予測と実績の比較(光熱費ベース)

図9に2025年とCase1-1、Case1-2の光熱費(従量料金のみ)を示す。2025年の運用実績とCase1-2の光熱費が同程度であることが分かる。また、2025年の運用実績と同じくガス吸収式冷温水機を優先運用しているCase1-1は運用実績より光熱費が高くなっている。

4. 更なる光熱費削減の検討

図10に2025年と、2025年の実績データをCase3-1とCase3-2の条件で解析したCase3-1'とCase3-2'の光熱費(従量料金のみ)を示す。2025年と比較すると、冷却水温度を18℃にしたCase3-2'の光熱費のほうが年間140万円程度削減されていることが分かる。Case3-2'の方法で熱源を運用すれば光熱費の大幅な削減が期待できるが、実際の運用では熱源はガス吸収式冷温水機を優先運用し、冷却水温度は18℃よりも高くなっている。そこで、ビル管理会社へのヒアリングを行ったところ、

- ・ガス吸収式冷温水機をメインで使うことで、電気料金のデマンド量抑制を図っている。
 - ・冷却水温度を下げることは可能であるが、ガス吸収式冷温水機において、冷却水温度を下げた場合の溶液の結晶化が懸念事項である。
- といった意見が挙げられた。

ターボ冷凍機について、冷却水温度を下げることによるデメリットはないため、光熱費削減の余地があると考えられる。ガス吸収式冷温水機について、溶液の結晶化は熱源機器の運転停止を引き起こす可能性があるため、機器の特性を把握したうえで慎重に検討すべきである。

5. まとめ

本報では、大規模オフィスビルを対象にオフィスビル熱源改修におけるエネルギー消費予測と運用実績を比較し、より高効率な熱源運用方法の検討を行った。

事前検討ではターボ冷凍機優先での運用が一次エネルギー消費量と光熱費の両方において優位性があるとされていたが、運用実績ではガス吸収式冷温水機優先と熱源の運用方法が異なっていた。また、高効率な熱源運用方法の一つとして冷却水温度の調整を検討したが、管理会社へのヒアリングで、以下の意見が挙げられた。

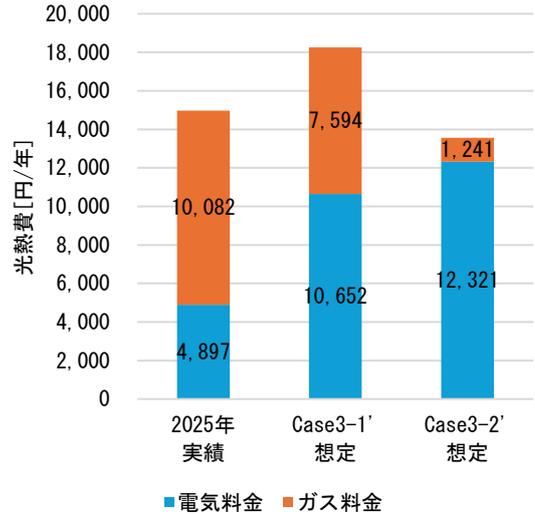


図10 運用実績と運用予測の光熱費比較
従量料金のみ

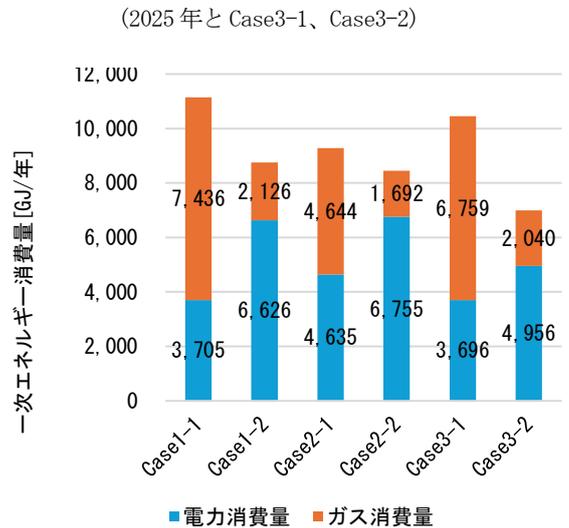


図6 事前予測の年間一次エネルギー消費量

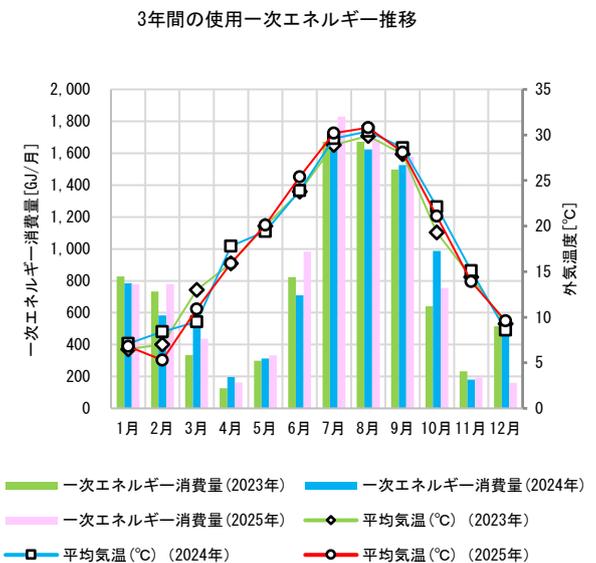


図7 一次エネルギー消費量の年間推移

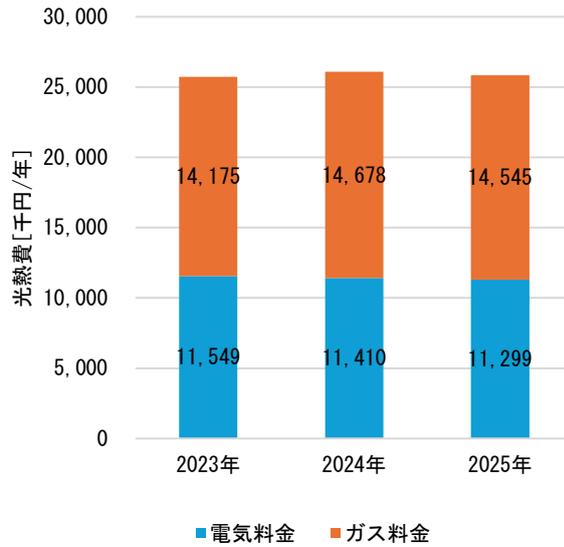


図8 運用実績の光熱費推移

表4 電気料金計算方法

	計算方法	
電気料金	基本料金単価 [円/kW]	× 電力デマンド [kW]
	従量料金単価 (夏季) [円/kWh]	× 使用電力 [kWh]
	従量料金単価 (その他季) [円/kWh]	× 使用電力 [kWh]

表5 ガス料金計算方法

	計算方法	
ガス料金	定額基本料金 [円/月]	× 12か月
	流量基本料金単価 (夏季) [円/m ³]	× ガスデマンド量 [m ³ /h]
	流量基本料金単価 (冬季) [円/m ³]	× ガスデマンド量 [m ³ /h]
	基準単位料金単価 (夏季) [円/m ³]	× ガス使用量 [m ³]
	基準単位料金単価 (冬季) [円/m ³]	× ガス使用量 [m ³]
	長期契約の場合における割引単価	× ガス使用量 [m ³]

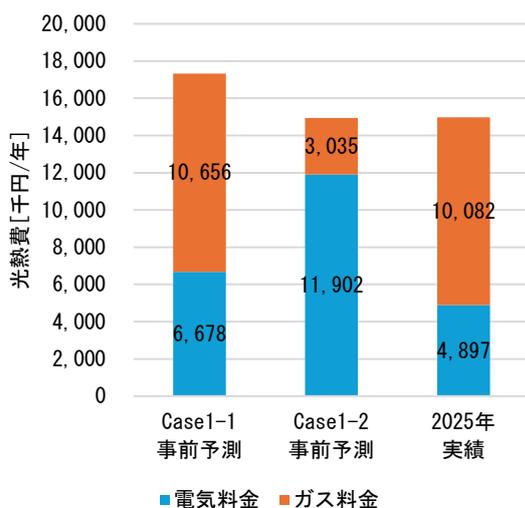


図9 運用実績と運用予測の光熱費比較

従量料金のみ

(2025年とCase1-1、Case1-2)

- 1) ガス吸収式冷温水機を優先利用することで、電気料金のデマンド量抑制を図っている。
- 2) ガス吸収式冷温水機において、冷却水温度を下げた場合の溶液の結晶化が懸念点である。
ターボ冷凍機に関しては冷却水温度の低下による懸念事項はないため、光熱費削減の一助になると考えられる。しかし、ガス吸収式に関しては冷却水温度の低下による溶液の結晶化が懸念点として挙げられるため、機器特性を把握したうえで採用の可否を決定する必要がある。

参考文献

- 1) (一社) 日本ビルエネルギー総合管理技術：建築物エネルギー消費量調査 38 報
- 2) (一財) ヒートポンプ・蓄熱センター：蓄熱 WEB 講座, https://www.hptcj.or.jp/Portals/0/data0/ts_pro/column/c_06_01.html
- 3) (財) 省エネルギーセンター：オフィスビルの省エネルギー
- 4) ザイマックス総研の研究調査：オフィスビルエネルギー消費量及びコスト調査, https://soken.xymax.co.jp/2018/06/06/1806-energy_consumption_and_cost_in_office_building_2017/

リジェネラティブ建築「森になる建築」の環境配慮技術の効果実証 Demonstration of the effectiveness of environmentally friendly technology in regenerative architecture, "Forest Architecture"

奥山 広志 (竹中工務店) 徳和目 政人 (竹中工務店)

Hiroshi Okuyama*1 Masato Tokuwame*1

*1 Takenaka Corporation

This paper reports on the process of developing and constructing an environmentally circular pavilion titled "Architecture Becoming Forest," based on the principles of circular economy, as well as its growth toward becoming an actual forest. Additionally, we present a verification of the passive cooling effects implemented as a summer heat mitigation strategy.



図-1 万博閉幕直後の「森になる建築」及び断面図

1. はじめに

「いのち輝く未来社会のデザイン」をテーマとし、「People's Living Lab-未来社会の実験場」をコンセプトに開催された EXPO2025 大阪・関西万博¹⁾は、多大な賑わいを見せ、関西圏における経済活性化に大きく貢献し、幕を閉じた。

本万博の開催期間中で特に注目すべきだったところは、会場建設および運営において実践されたサーキュラーエコノミーの概念である。脱炭素化を目指した設計手法だけではなく、建築資材の再利用やリサイクルを前提とした設計手法は、持続可能な建築の新たなモデルケースとなった。そして人類共通の課題解決に向けた先端技術や革新的アイデアの実証・発信の場として、多様なパヴィリオンが建設された。

本稿では、このサーキュラーエコノミーの理念に基づき、開発・建設した環境循環型パヴィリオン「森になる建築」が森に成長するまでの過程、夏期暑さ対策として導入したパッシブ冷却効果の検証について報告する。

2. 計画概要

2.1 建築概要

本建築は経年変化により、酢酸セルロースの生分解と外装植物の生育が進行し、建築物が自然に還元される過程を意図的に設計に組み込んでいる。

構造体には生分解可能な酢酸セルロースを使用し、3Dプリンターによる一体造形を実現した。「生分解性樹脂」を構造材として一体造形した世界最大の3Dプリント建築としてギネス世界記録に認定された。

建築概要を以下(表-1)に示す。

建物名称	森になる建築
構造	酢酸セルロース造
規模	地上1階×2棟 直径4.65m 高さ2.95m
建築主 / 設計・施工	㈱竹中工務店

表-1 建物工事概要

2.2 夏期における室内環境の目標値

本建築は空調に頼らず周辺植栽により熱負荷を低減しながら、パッシブ技術を導入することで、屋外環境における快適性を向上させる計画である。

万博会場は大阪市内より平均気温が 3~5℃程度低い
ため、既往研究を参考¹⁾にして快適性目標を新標準有効
温度 SET*32℃に設定した。夏期晴天時の木陰と同等の環
境条件を実現する。

3. 導入パッシブ技術による快適性の実測調査

導入したパッシブ技術を以下に示す。

- 1) 外装材内部の植栽土壌への灌水を活用した散水冷却効果
- 2) 卓越風を有効利用できる建物配置と廃氷・地中熱を利用した冷却システム

3.1 測定概要

測定日：2025年7月22日 10:00~15:00

大阪市最高気温 35.5℃ 晴天

測定日：2025年7月30日 13:00~16:00

大阪市最高気温 37.8℃ (本年度最高気温) 晴天

測定項目：室内乾球温度 (DB)・相対湿度 (%)・気流風速 (m/s)・黒球温度 (°C)・周辺屋外乾球温度 (DB)

固定設定項目：着衣量 0.5 (clo)・代謝量 1.0 (met)

測定機器の配置及び測定場所については図-2 に示す。廃氷冷却システムによる冷風を吹き出している居住エリアである座席部と中央部のそれぞれで測定を実施した。上記に加え、本実測調査では「森になる建築」の効果を相対的に評価するため、大屋根リングの下部での測定値、既往研究における駅舎での計測値との比較を行った。

3.2 測定結果

1) 外装材内部の土壌への灌水を利用した散水冷却効果
外装内部の植栽土壌の温度を計測し、35℃以下を維持できるように灌水 ON/OFF 制御を実施している。図-3 の南面の測定結果より、試験的に灌水 OFF とした際には 40℃ 付近まで外壁内部温度は上昇しているが、灌水流水により最大 7℃程度外壁表面温度が低下していることが分かる。土中内温度を散水により低下させ壁からの輻射熱を低減することが出来ている。(図-3 参照)

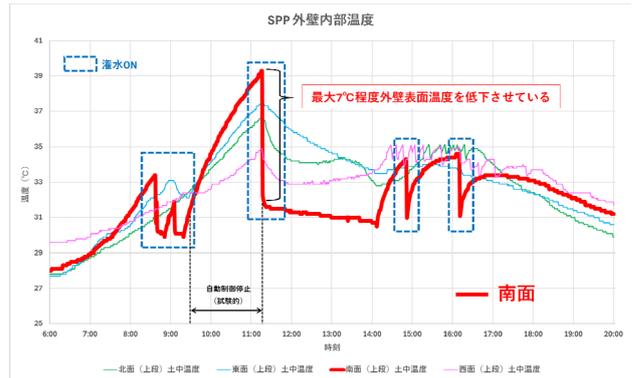


図-3 外壁内部温度測定(東西南北面)

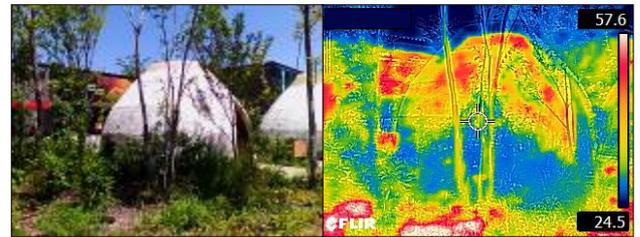


写真-2 外装表面温度測定
(左：測定場所写真 右：サーモ画像)

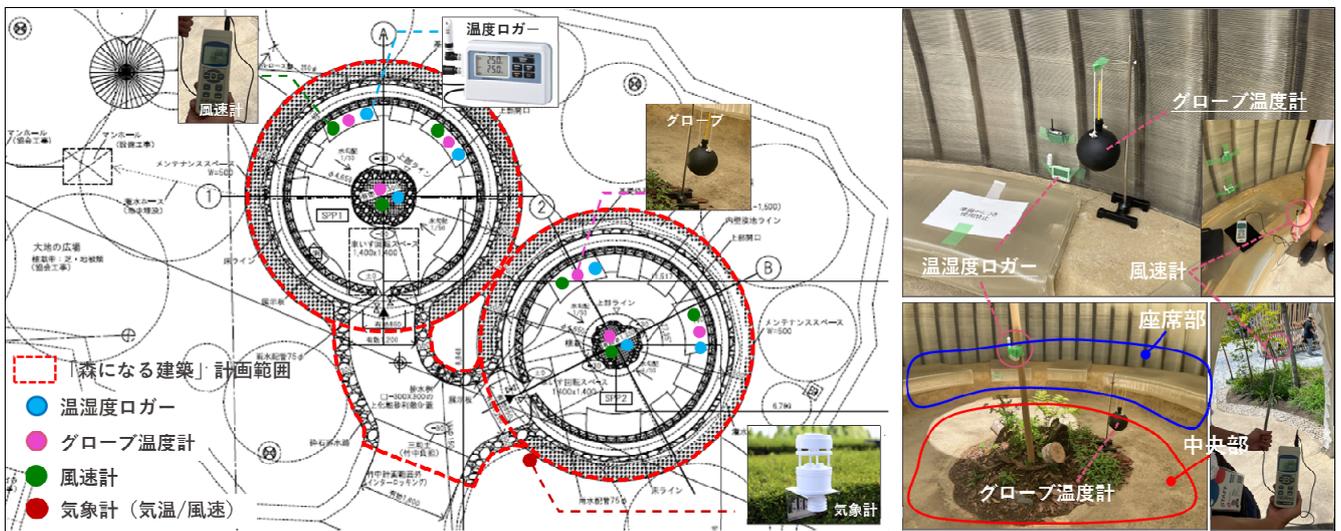


図-2 計測機器配置

写真-2 よりサーモカメラによる熱画像からも外壁表面温度は30℃以下が大部分を占め、漏水による壁内熱の排出と、周辺植栽の日陰による日射遮蔽の効果が確認できた。

2) 卓越風を有効利用できる建物配置と廃氷・地中熱を利用した冷却システム

居住域である座席下部に設置した氷に、クールチューブからの地中熱を利用した空気を接触させ周辺の温度を低下させる。さらに卓越風の侵入による気流感と併せて快適性を確保する。

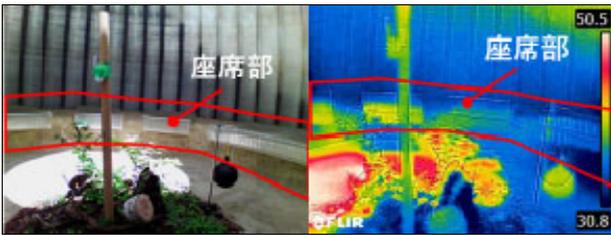


写真-3 座席部の温度

(左：測定場所写真 右：サーモ画像)

写真-3 は中央部に日射が差し込んでいる時間帯でのサーモ画像であるが、座席部は32℃以下となっており冷却効果が得られていることが分かる。

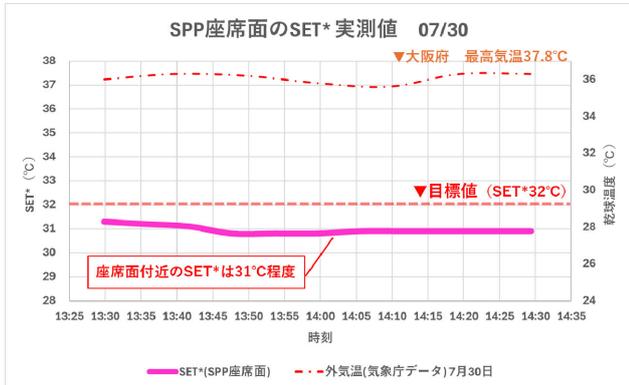


図-4 森になる建築(SPP)座席面のSET*

図-4 は座席面付近での気流と放射温度等の計測により算出した SET*をグラフ化したものである。座席面のSET*は31℃程度であった。



図-5 冷却水の氷解状況

廃氷を用いた冷却システムでは氷の氷解時間を調整し、夕刻まで平均して冷却効果が得られるよう生分解性素材シートを氷表面に敷き、氷に集中的に外気が接触しないように調整して氷解時間を長くした。これにより AM8:30 から PM9:30 まで冷熱供給を可能とした。(図-5 参照)

3) パッシブ対策無しモックアップとの比較

本パッシブ技術導入の有無による効果の具合について、当社技術研究所に設置した検証用モックアップとの比較により評価する。

・モックアップ設置状況

設置場所：竹中工務店技術研究所 (千葉県印西市)

測定日：2024年8月6日 最高気温 33.8℃ 晴天

周辺植栽無し

技術研究所に設置した検証用モックアップのSET*は目標値32℃を大幅に逸脱しているのに対し、万博に設置した「森になる建築」の座席面付近のSET*は32℃を下回っていることがわかる。(図-6 参照)

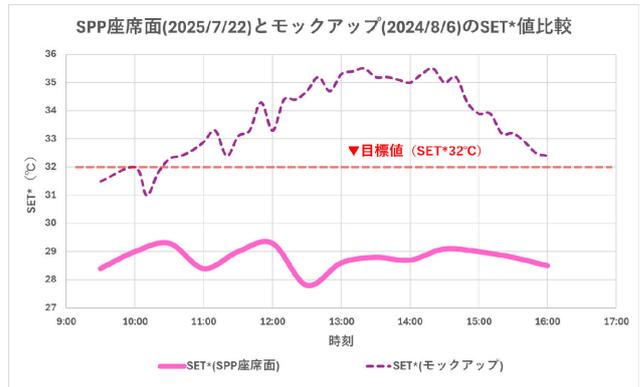


図-6 「森になる建築」とモックアップのSET*比較

4) 万博敷地内での快適性比較

次に、実測値と万博敷地内の屋外環境を比較する。比較は次の3箇所とする。①森になる建築内部、②万博会場屋外、③大屋根リング下部とした。(次項図-7 参照)

①では7月22日はSET*30℃以下、7月30日はSET*31℃程度であった。

②の万博会場屋外での測定ではSET*35℃程度となった。

③のリング下ではSET*27℃であり高い快適性を示した。

3.3 「森になる建築」の快適性の評価

導入したパッシブ技術により得られた快適性を評価する。目標であった新標準有効温度 (SET*) 32℃を下回る結果となり、屋外空間における快適性を実現できた。また、3.2 で述べた比較結果より「森になる建築」内部の居住域は、万博敷地内の屋外環境と比べて、快適性が高いことがわかった。大屋根リング下部は常に気流があり、さらに高い快適性を示した。一方で、冬季での快適性を考えると「森になる建築」は風除効果や温室効果も期待できる。今後は冬季での実測調査を引き続き行い、年間を通した快適性の調査を進める。

導入したパッシブ手法である廃氷冷房システムについては融水までも利用しクールチューブを間接的に冷やしており、現在特許出願中である。

	①森になる建築内部	②万博会場屋外	③大屋根リング下部
周辺画像			
標準有効温度 SET*最大値 (°C)	31.3°C	36.3°C	27.9°C
夏期屋外空間の快適性 (実測)	○ 座面背部の気流により周辺快適性は目標通り (室温) 28.0~31.5°C (気流) 0.5m/s	△ (温度) 35.5°C (気流) 0.5~1.5m/s	◎ 常時早い気流と日陰効果により快適性は高い (温度) 31.0°C (気流) 2.0~3.5m/s
冬期屋外空間の快適性 (予測)	○ 風除効果と温室効果が期待できる	△ 冬期通風による体感温度低下	△ 日射遮蔽による周辺気温の低減
備考	座面背部からの冷気送風により気流が常に感じられ、清涼効果を確認。設計目標値は達成できている。	—	日陰による放射熱の少なさと強い気流により涼しく感じる。

図-7 大屋根リング下部等との快適性比較

4. 建築設備領域での資源循環への取り組み

4.1 酢酸セルロース原料の設備部材開発・実装

「森になる建築」の設備化を実現するため、生分解性素材の酢酸セルロースを用いた配管・ダクトを開発した。海洋用途の既存配管を建築仕様に最適化し、押出成形技術を確立した。さらに硬質ポリ塩化ビニル管における引張降伏強さ、扁平性、ビカット軟化温度、耐衝撃性（落錘）の4項目のJIS規格への適合を確認した。この素材採用により、解体後の産業廃棄物発生を抑制し、環境負荷の実質的低減を達成した。現在も開発を継続しており酢酸セルロースで直管と継手の製造を実現し、酢酸セルロース系の溶剤を用いて直管と継手の接着を可能とした。（写真-4参照）

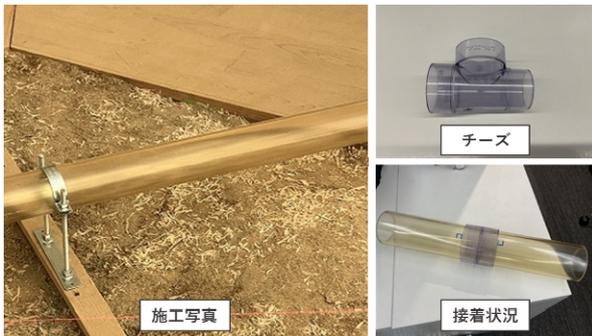


写真-4 酢酸セルロース配管・ダクト

（左：ダクト施工状況写真 右：配管、継手の接着写真）

酢酸セルロース配管・ダクトは、従来の塩化ビニル配管と比べホールライフカーボンを約65%削減でき²⁾、リサイクル困難なVP配管の代替となることで、産業廃棄物による環境汚染問題の解決手段の一つとなる。

5. 終わりに

本研究開発は、「つくり・つかい・森になる建築」という新しい建築パラダイムを提示した。第一の成果は、パッシブシステムにより自然エネルギーを効率活用し、廃水の利用で屋外快適性を実現した。第二の成果は生分解

性素材の建築設備部材をJIS規格に則り開発し、ホールライフカーボンを削減した。これらはサーキュラーエコノミー実現に向けた具体的方策でもあり、今後は耐久性検証とコスト最適化を進め、環境調和型建築の普及を目指す。

森になる建築は、大阪関西万博の閉幕で終わりではない。当社のものでづくり精神伝承の場である研修センターがある兵庫県の清和台に移設し、森になるまでの経過を観察する。森の中で自然によって紫外線劣化や加水分解、微生物酵素分解といった生分解が始まっていく。

当社は本プロジェクトを通して「脱炭素」「資源循環」「自然共生」、そして「再生」について考えていった。これからもリジェネラティブな未来を実現するために取り組んでいく。

謝辞

本研究開発で快適性を評価するにあたっては東京大学大学院工学系研究科建築学専攻特任准教授 谷口 景一郎様、新材料開発にあたっては株式会社ダイセル様、積水化学工業株式会社様、あけぼの化成株式会社様、前澤化成工業株式会社様、快適性提供にあたっては恩地製氷株式会社様に多大なる御支援・御協力を賜りました。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- 1) 中野淳太他：0 駅及び非空調駅の熱的快適域の比較-大規模空調空間を有する駅の熱的快適域に関する研究その3-、日本建築学会大会学術講演梗概集（環境工学II），319-320，2012
- 2) 塩化ビニル環境対策協議会資料（2010年3月）を基に塩ビ工業・環境協作成（2022年3月）

直天井オフィスにおける梁貫通を伴う水平吹出し空調方式の気流解析検証

Airflow Simulation for Horizontal Diffuser - Air Conditioning System with Beam Penetration in Open Ceiling Office

○南 隆太 (竹中工務店) 持留 崇志 (竹中工務店)

秋山 卓逸 (竹中工務店)

Ryuuta MINAMI*1 Tkashi MOCHIDOME*1 Takui AKIYAMA*1

*1 Takenaka Corporation

In open ceiling offices, pre-se structural beams make it difficult to adopt a cross-flow air conditioning system. This study aimed to evaluate the thermal environment and assessed its effectiveness through airflow simulation. Furthermore, the impact of beam opening shapes on the thermal environment was also examined. The results confirmed a better thermal environment that does not compromise comfort relative to the target.

はじめに

昨今、空間の広がりによる快適性向上や改修工事が比較的容易なことから天井を貼らない直天井とするオフィス・商業施設が比較的多く採用されている。また、建物利用者の健康性、快適性を評価するツールであるCASBEE-ウェルネスオフィスの評価項目では、一定値以上の天井高が確保されていることでリフレッシュ空間を提供できるとしており、新築のみならず、改修工事においても天井高の確保による健康性・快適性の向上が期待できる。一方、一般的な直天井空間の場合、天井に多数の設備が見えることによる意匠性への配慮の課題がある。設備をなくすためにダクトレスのコアンダ空調手法を採用するケースもあるが多数の構造梁も露出するため、ダクトレスで広域を空調するコアンダ空調の採用も難しい。そこで今回は、室周囲の折り下げ天井から吹出する空調計画を検討した。一部、横吹出口の直線上に梁開口を設ける対策も取り、気流解析により空調システムの有効性を検証した。

1. 対象室概要

本研究では某オフィスの直天井の執務室を対象とした。オフィス概要を Table. 1 に示す。天井には東西と南北方向に約5m スパンで梁成900mmの大梁と各大梁間に梁成300mmの小梁が存在する。また、梁には耐火被覆材を箱巻きし、梁開口は梁の構造計算上最大で開けられる400Φの丸開口又はH400×W900の矩形開口を採用した。北面と西面に大きく開口部を有し、フロアレベルか仮想天井レベル(2.8m)までフルハイトの連窓としている。執務室に対して北・西・南面は屋外、東面は屋内に隣接した空間構成としている。

2. 空調設備概要

Fig. 1 に空調平面プロット図・空調ゾーニング図・断面図を、Table. 2 に空調計画概要を示す。

Table. 1 オフィス概要

室面積	W20m×D28m
天井高	4m (折下げ天井は2.8m)
外壁仕様	北・西・南面：普通コンクリート、ロックウール保温材、ウレタン発泡板 (熱通過率0.4W/m ² ・K)
ガラス仕様	北・西面：Lowe複層ガラス、ブラインド遮蔽あり (熱通過率1.7W/m ² ・K)
内壁仕様	東面：石膏ボード (熱通過率2.7W/m ² ・K)

Table. 2 空調計画概要

室内機仕様	西面ペリメータ：冷房能力5.6kW、暖房能力6.3kW、風量780CMH×4台 北面ペリメータ：冷房能力4.5kW、暖房能力5kW、風量780CMH×3台 インテリア：冷房能力4.5kW、暖房能力5kW、風量780CMH×4台
室内機制御方法	ボディスーモ
制気口	ペリメータ：ブリーズライン、 インテリア：ノズル (冷房時：水平、暖房時：下向き10°)

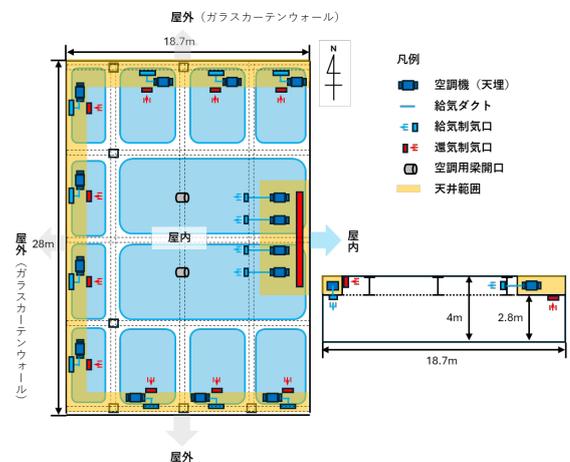


Fig. 1 空調平面プロット・ゾーニング・断面図 (左：平面図、右：断面図)

北と西のガラス面からの負荷はペリメータ系統にてブリーズラインにて負荷処理し、その他はインテリア系統としてノズルによる横吹出にて負荷処理する構成とした。天井埋込ダクト室内機を折下げ天井内に設置し、ブリーズラインやノズルより吹出している。

3. 気流解析

3-1 ノズル気流性状の再現

解析の事前準備としてノズル吹出については、器具の気流性状を再現した上で形状・メッシュ数を設定し、出来る限り精度の高い解析を目指した。Fig. 2に解析モデルを示す。メーカー資料を基に重ね合せた本モデルの気流性状確認結果をFig. 3に示す。

Fig. 3の結果から冷房時はメーカー資料におおむね近い気流分布の傾向が得られた。暖房時はメーカー資料よりもやや気流方向が水平寄りの挙動となった。本解析モデルの天井面として設定した解析境界の影響と考え、本確認によりノズルの気流性状の再現ができたものとした。

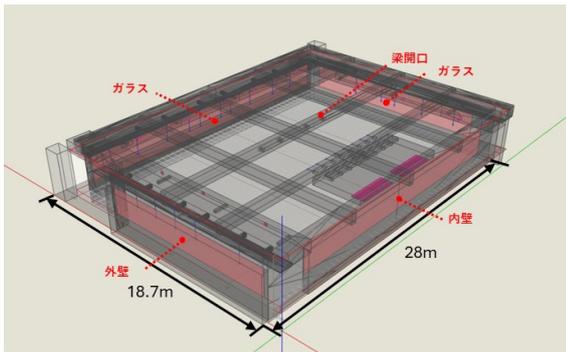


Fig. 2 解析モデル

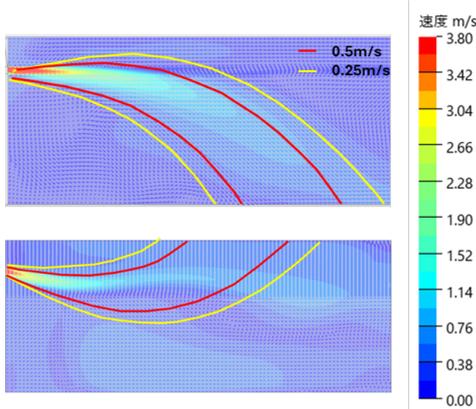


Fig. 3 ノズルの気流性状確認結果
(上：冷房時、下：暖房時)

3-2 解析条件

FlowDesigner の解析ソフトにて $k-\epsilon$ モデルにおける非定常計算を行った。Table. 3に解析条件を示す。室内機は目標温達に伴って送風運転する仕様を設定した。

Table. 3 解析条件

初期温度	冷房時：30℃ 暖房時：16℃
目標温度	冷房時：26℃ 暖房時：22℃
室内機吹出温度	冷房時：16℃（吸込み温度26℃到達時送風運転） 暖房時：32℃（吸込み温度22℃到達時送風運転）
人員	64人（0.15人/m ² ）
機器発熱	20W/m ²
照明発熱	10W/m ²
総メッシュ数	約3,800,000メッシュ

3-3 解析結果

3-3-1 温度分布

空調開始時点からおよそ室温が目標温度に到達する時の冷房時、暖房時における平面と断面の温度分布をFig. 4～7に示す。平面レベルは居住域レベル（床上0.8m）とし、断面位置は空調機のノズル吹出口を基準として東西方向に切断した断面位置とした。

平面温度分布において冷房時は目標温度 26℃±2℃以内、暖房時は目標温度 22℃±2℃以内となり、ISO 7730の快適な温熱環境の範囲内となった。断面温度分布においても冷房時は居住域レベルと足元レベル（床上）の温度差は1℃以内、暖房時は1℃以内となり同様の結果が得られた。

3-3-2 天カセ形方式との比較検証

3-3-1 節で示した天埋形方式の解析結果に対して室内機を天井カセット形とした際の空調解析を行い、比較検証を行った。天カセ形空調機の台数は1スパンに1台設置とし、設置レベルは梁下レベル（2.8m）を室内機の下端とした。空調機容量は天埋形空調機の総容量と同等のものとした。Table. 4に天カセ型空調機仕様をFig. 8～11に冷暖房時の解析結果を示す。

Fig. 8～11の解析結果をFig. 4～7と比較すると冷房時の最大平面温度差が天埋形方式の場合は2℃以内、天カセ形方式の場合2℃～3℃以内の結果となり、天埋形方式の方が平面の温度ムラが少ない傾向が得られた。これは天埋形方式と比較して室内機同士の吸込口と吹出口の離隔が近く、室内機同士で空調空気が循環しやすいため、ボディサーモで一時的に停止しているためと思われる。また暖房時はどちらの結果もおおよそ均一な結果が得られた。以上の結果から天埋形方式とした際の方が天カセ形方式よりも温熱環境が良い結果であると言える。

Table. 4 天カセ形空調機仕様

室内機仕様	西面ペリメータ：冷房能力5.6kW、暖房能力6.3kW、風量780CMH×4台 北面ペリメータ：冷房能力4.5kW、暖房能力5kW、風量780CMH×3台 インテリア：冷房能力3.6kW、暖房能力4kW、風量780CMH×9台
室内機制御方法	ボディサーモ

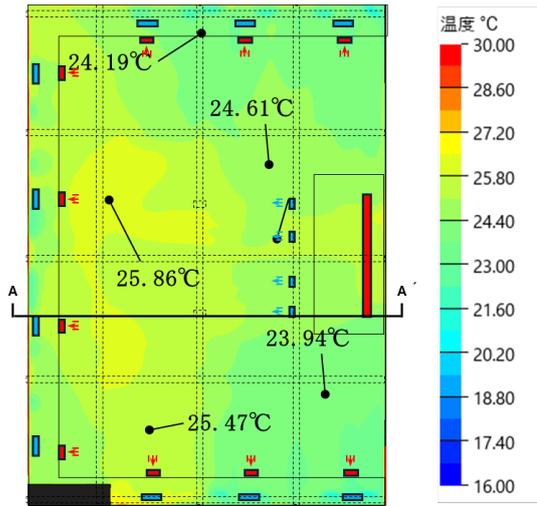


Fig. 4 平面温度分布 (冷房時、床上0.8m)

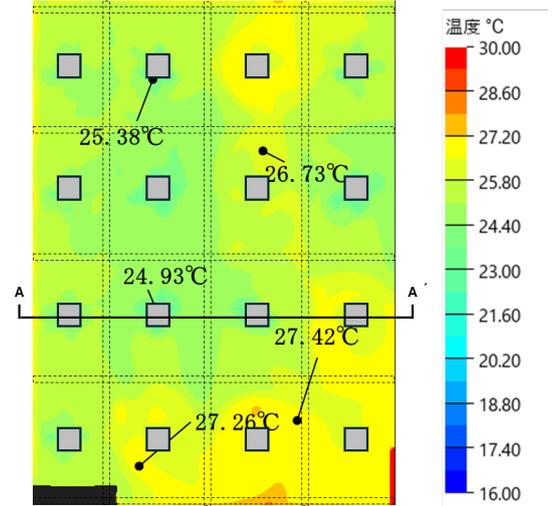


Fig. 8 天カセ形方式の平面温度分布 (冷房時、床上0.8m)

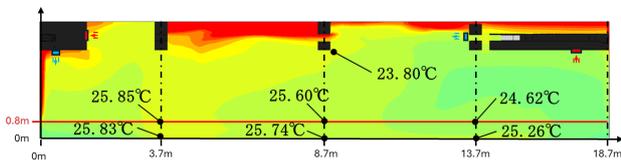


Fig. 5 断面温度分布 (冷房時)

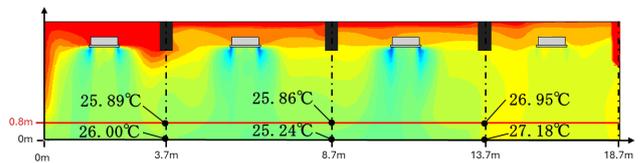


Fig. 9 天カセ形方式の断面温度分布 (冷房時)

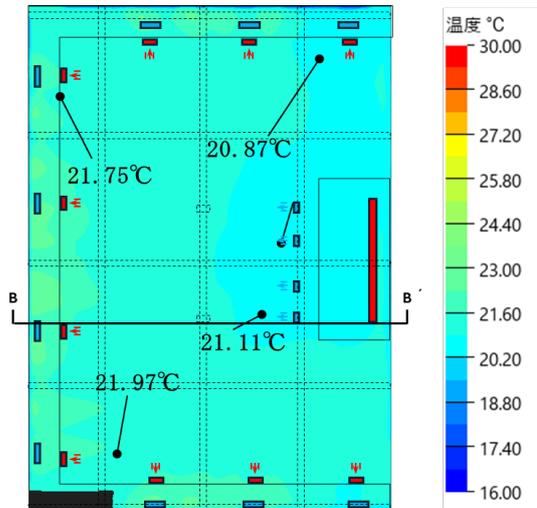


Fig. 6 平面温度分布 (暖房時、床上0.8m)

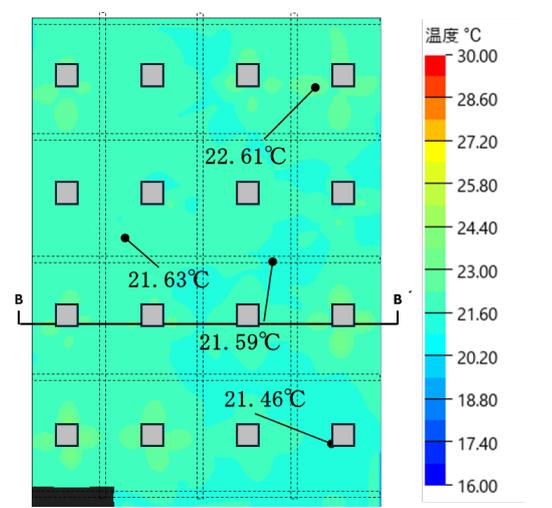


Fig. 10 天カセ形方式の平面温度分布 (暖房時、床上0.8m)

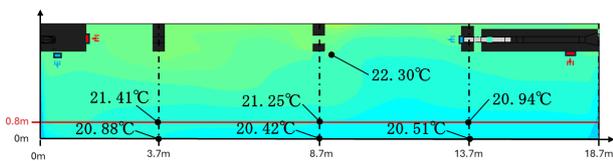


Fig. 7 暖房時断面温度分布 (暖房時)

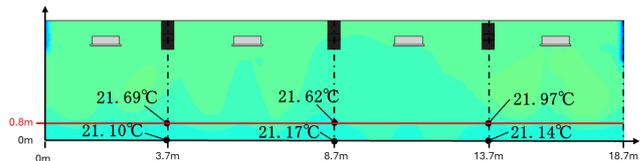


Fig. 11 天カセ形方式の断面温度分布 (暖房時)

3-3-3 矩形梁スリーブの検証

本計画では梁スリーブを通常の丸開口でも所定の温度を達成できることが分かったが、空調空気をより広域に送るために丸でなくスリーブを矩形開口にし、開口周りにテーパを設置することで周囲の気流を集める検討を実施した。丸開口と矩形開口の概要を Fig. 12 に示す。

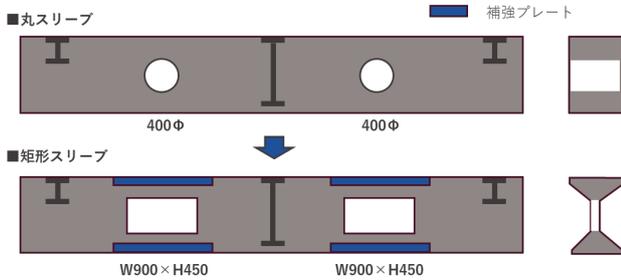


Fig. 12 梁開口概要

冷房時、暖房時における吹出口直線上の開口を丸開口とした際の断面速度分布を Fig. 13、14 に、矩形開口とした際の断面速度分布を Fig. 15、16 に示す。結果として矩形開口とした際の気流分布の方が丸開口の際と比べてより遠方で風速が高くなっており、吹出空気が梁を通過して遠方まで到達していることが分かった。これは丸開口の際と比較して矩形とした際の開口面積が大きいことはもちろんだが、開口周りの補強材による気流の誘導の影響もあると考える。これらの結果からノズル直線上の矩形開口により空間全体に対して比較的ムラなく空調空気が循環されるため、室全体の温熱環境が向上したと言える。

4. まとめ

本研究では、直天井オフィスにおける折下げ天井側面からの横吹出し空調システムの有効性検証を目的として、非定常計算の気流解析によって熱的快適性の評価を行った。まず、解析の精度向上のためメーカー資料を基に本解析のノズル気流性状を再現した。結果として冷房時と暖房時共におおむね真値に近い結果であったため本モデルの妥当性を確認した。

解析結果として居住域レベルの平面温度は冷房時と暖房時共に目標温度付近の均一な分布を示した。天カセ形方式との比較検証では天埋形方式の方が冷房時の平面の温度ムラが少ない結果を確認し、天カセ形方式よりも良い温熱環境を形成することができた。次に、さらなる温熱環境の向上のため吹出口の直線上に設けた梁開口を補強材付きの矩形開口とした場合の温熱環境も検証した。結果として丸開口時の結果よりも遠方の風速が高い結果が得られ、多くの空調空気が遠方まで到達していることを確認した。

以上の結果から直天井での横吹出し空調システムは、快適性を損なうことがない空調システムであることが示され、開口の工夫によりさらなる快適性向上も可能であると考えられる。今後は、本計画の温熱環境における実測を行い、本システムの検討を進めていく予定である。

今回、本研究を進めるにあたり、竹中工務店の世利公一氏、持留崇志氏、秋山卓逸氏には多大なるご協力を頂きました。業務に日々ご協力いただいているチームの方々にも合わせて謝意を表します。

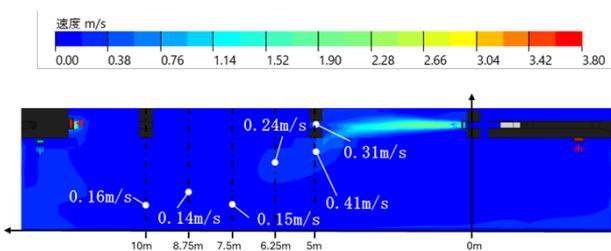


Fig. 13 丸開口時の速度分布 (冷房時)

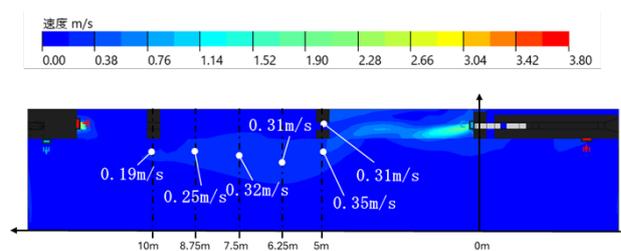


Fig. 14 丸開口時の速度分布 (暖房時)

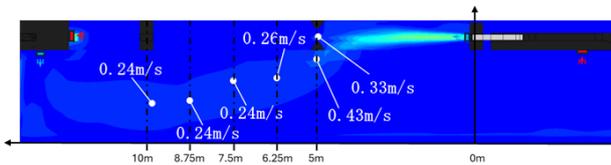


Fig. 15 矩形開口時の速度分布 (冷房時)

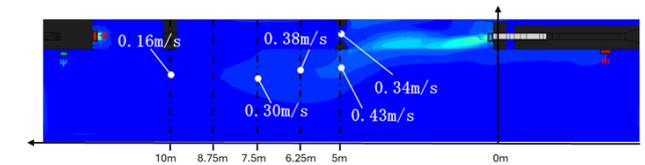


Fig. 16 矩形開口時の速度分布 (暖房時)

大型商業施設 ZEB 化に向けた PAC 処理負荷実態把握 （その3）店舗内 PAC 処理負荷ピーク値の集計・分析

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

(Part3) Analysis of Peak Cooling Load Values for In-Retail Store

○安江 楽人（竹中工務店） 上田 泰史（三井不動産）
中島 英樹（パナソニック 空質空調社） 木原 弘貴（Daigas エナジー）
山形 光生（竹中工務店）

Rakuto YASUE*1 Yasuhito UEDA *2 Hideki NAKAJIMA *3 Kouki KIHARA*4 Mitsuo YAMAGATA*1

*1 Takenaka Corporation *2 Mitsui Fudosan Co.,Ltd.

*3 Heating & Ventilation A/C Company, Panasonic Corporation *4 DAIGAS ENERGY CO.,LTD.

This study developed a method to estimate the actual cooling load handled by each PAC (Packaged Air Conditioner) indoor unit in tenant spaces to establish appropriate capacity selection methods. Building on previous reports that developed and validated the estimation technique, this paper analyzed aggregated PAC load data across retail stores to calculate peak load unit values for facility planning. Results suggest that setting appropriate PAC peak load units based on store area, rather than uniform values, could reduce air conditioning capacity requirements, and provides quantitative examples.

はじめに

本研究は、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、店舗区画の適切な空調容量選定手法の構築を目的としている。前報¹⁾²⁾では、室内機1台ずつの処理負荷（以降、推定値）を推定する手法の報告、および現地実測による PAC 推定値の精度検証を行った。本報告では、施設設計用の PAC ピーク負荷原単位を算定することを目的として、前報までの結果を踏まえた各物販店舗における PAC 負荷を集計・分析した結果を報告する。

1. 分析概要と店舗空調換気設備概要

対象施設は、開発手法を実装した前報¹⁾と同じ大型商業施設である。その開発手法にて集計した PAC 負荷推定値データを用いて分析する。分析対象データ期間は、外気温や夏季休暇の観点からピーク発生が考えられる8月に限定し、2024年8月1日～同年8月31日（8月7日は欠損）の30日間とした。なお、前報²⁾にて実施した精度検証結果を反映させたデータとしている。今回の分析対象は物販店舗とした。対象店舗数は、1階：28店舗、2階：88店舗、3階：34店舗の合計150店舗である。テナント B 工事にて強化空調が実装されている店舗は対象から除外した。物販店舗の空調換気システムは Fig.1 に示すよう

に、外調機と PAC で構成されている。一部の店舗を除き、PAC 温度設定は 24℃、外調機給気温度設定は 20℃である。なお、外調機給気温度の実測データを確認したところ午前中の給気温度が 21℃以上となり安定していない傾向がみられたため、約 20℃で安定した 13 時（12:00～12:59）から 21 時（20:00～20:59）のデータにて分析を行った。

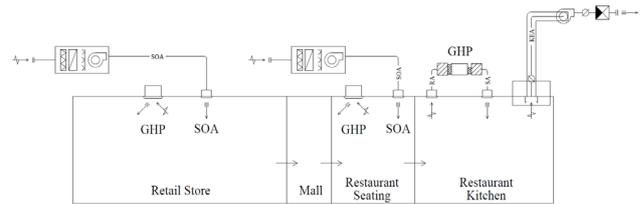


Fig.1 Ventilation Airflow Diagram

2. PAC 負荷分析結果と外れ値

2.1. 各物販店舗ピーク負荷と代表店舗時系列データ

Fig.2 に各物販店舗の PAC ピーク負荷原単位 W/m^2 を、店舗ごとの降順で並べた結果を示す。店舗によって差異が大きいたることが分かる。最大値は、 $188W/m^2$ となり、非常に大きい値となっている。最大値となっている代表店舗の、期間中の時系列で記した図を Fig.3 に示す。1 時間限定で高い数値が発生しており、次点の負荷値と比較して約 24% も差異がある。冷媒情報から負荷を推定している

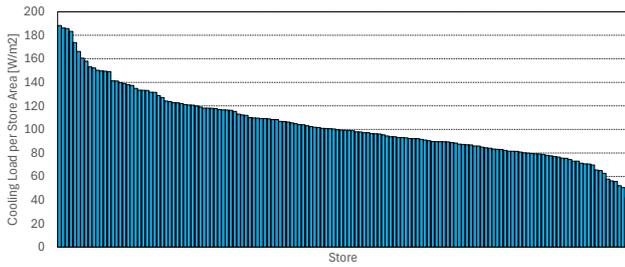


Fig.2 Peak Cooling Load per Store Area (Each retail stores)

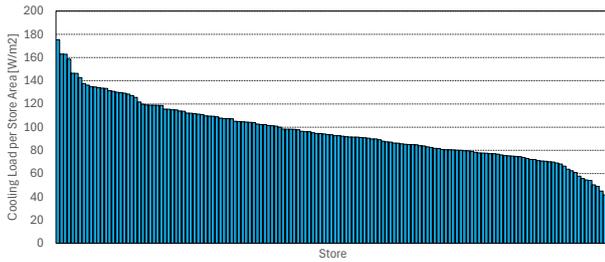


Fig.4 Peak Cooling Load per Store Area considering the risk level (Each retail stores)

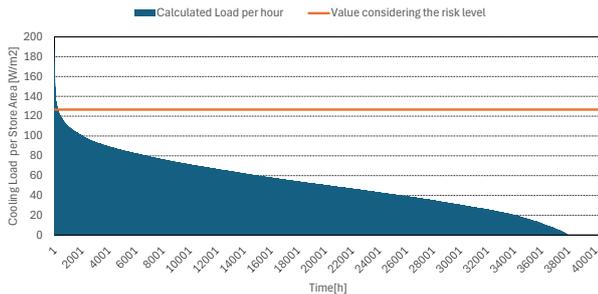


Fig.6 Cooling Load per Store Area (Total of retail stores, descending order)

今回手法の内容も考慮すると、施設計画用の PAC ピーク負荷原単位に向けた分析対象にこの値を含めることは不適切であると考えられる。

2.2. 危険率の設定

前項の検討結果から、危険率を設定してピーク負荷を設定することを検討する。設計用気象データの危険率設定³⁾を参考に、h-t 基準最小危険率（日最高気温）である 0.6%を、本検討でも採用して検討する。以降の記述において、対象データ群の上位 0.6%を除いた上での最大値を、PAC ピーク負荷原単位 W/m^2 として記載する。

3. PAC 負荷分析結果（危険率設定後）

3.1. 各物販店舗ピーク負荷と代表店舗時系列データ

Fig.4 に各物販店舗の PAC ピーク負荷原単位（危険率 0.6%、以降共通）を、店舗ごとの降順で並べた結果を示す。なお、この店舗ごとの検討では、危険率設定により除外されるデータ数は、 $720 (=30 \text{ 日} \times 9 \text{ 時間/日}) \times 0.6\% = 1.62$ より、2 時間分である。最大となった店舗の数値は

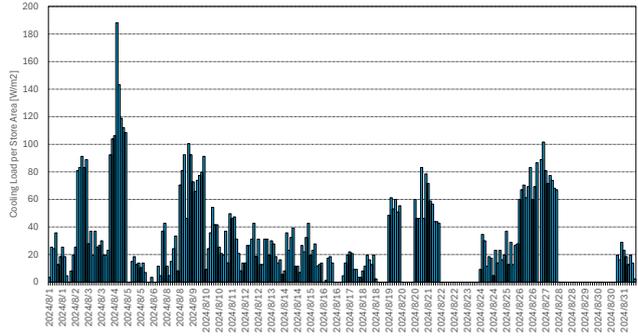


Fig.3 Cooling Load time-series data of a Store

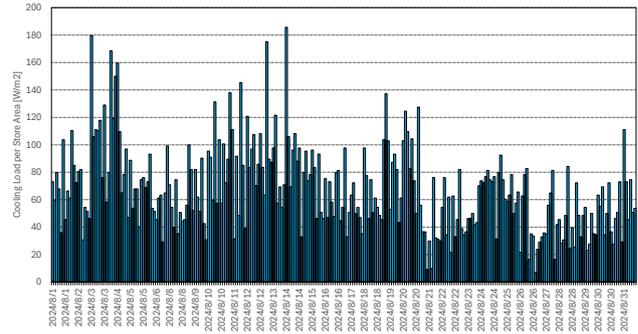


Fig.5 Cooling Load time-series data of another Store

Table.1 Cooling Peak Load per Store Area grouped by Floor

	All Retail Store	1st Floor	2nd Floor	3rd Floor
Number of Stores	150	28	88	34
Total hours	40500	7560	23760	9180
Total hours × 0.6% (the risk level)	243	46	143	56
Peak Cooling Load per Store Area considering the risk level [W/m^2]	126.6	118.8	129.3	120.9

$175.2W/m^2$ であった。この最大値を記録した代表店舗の時系列データを Fig.5 に示す。なおこのデータは上位 0.6%のデータも含まれている。2 時間以上高いピーク負荷が発生している。この高負荷となっている原因は、店舗ごとに個別で確認する必要がある。

3.2. 物販店舗施設全体・フロア別による影響分析

施設計画用の PAC ピーク負荷原単位算定を検討する場合、計画時に具体的な店舗は決定されていないため、個別店舗での検討よりも全店舗で平準化した数値にて検討した方が適切である。そこで、全物販店舗 13 時～21 時の 1 時間負荷全データを降順で表示したデータを Fig.6 に示す。このデータに対する PAC ピーク負荷原単位は $127W/m^2$ となった。次にフロア別に店舗を分類し、分類ごとに 1 時間負荷を集計した結果を Table.1 に示す。2 階の PAC ピーク負荷原単位は、1, 3 階と比較して大きな数値となった。2 階はアウトレットモールとなっており、施設業態が 1, 3 階と異なる。2 階の来館者が多いことが結果に影響していると考えられる。

3.3. テナント内電力消費量の影響確認

各店舗のピーク発生時におけるテナント内部負荷の影響を確認するために、店舗内電力消費量 Wh/m² と PAC ピーク負荷原単位の関係を示した図を Fig.7 に示す。全体的に電力消費量=内部負荷が増えるにつれて、PAC 負荷も増えている傾向がみられる。一方で、電力消費量が大きくないにもかかわらず、PAC ピーク負荷原単位が大きい店舗があることが見受けられる。店舗内の人体発熱の影響も当然考えられるが、店舗ごとの在室人員は把握できない状況のため、影響度を示すことはできない。また、これらの電力消費量実態値や在室人員実態値は、施設計画時には推測が困難である。施設計画用に使える指標として、他要因の影響を検討する。

3.4. 店舗平面配置・吹き抜けによる影響確認

店舗平面配置による影響を確認するため、店舗のフロア別および吹き抜け周辺か否かの違いによる PAC ピーク負荷原単位の集計結果を Table.2 に示す。なお、吹き抜け周辺のエリア設定は Fig.8 の通りとした。表に示される通り、3 階において、吹き抜け周辺か否かによって原単位に約 15%の大きな差異が見られた。吹き抜けにはエスカレーターが設置されており人が集まることに加えて、最上階である 3 階は吹き抜けを通じて上昇してくる熱気を負荷処理しているためと考えられる。なお、1 階の PAC ピーク負荷原単位も吹き抜け周辺の方が 5%程度高くなっている一方、2 階のそれは同程度であった。これは、店舗ファサードの作り方が影響していることが考えられる。2 階は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いる一方、1 階と 3 階のファサードは、客用通路に面する部分は大きく開かれている。店舗ファサードの作り方によって客用通路との空気の流出入に影響し、店舗内 PAC の負荷処理量に影響している可能性が考えられる。

3.5. テナント面積による影響分析

店舗面積による影響を確認するために、店舗面積と各店舗の PAC ピーク負荷原単位との関係を示した図を Fig.9 に示す。図に示される通り店舗面積が約 500m² より大きい場合は、120W/m² 以上の PAC ピーク負荷原単位が発生していない。この結果より店舗面積による影響は高いと考えられる。そこで、各店舗をその面積で分類し、各グループごとに 1 時間負荷を集計して、PAC ピーク負荷原単位を算定した。その結果を Table.3 に示す。本施設は、8m×8m=64m² が柱 1 スパンの計画であるため、64m² 区切りで検討した。結果より面積が小さいほど、PAC ピーク負荷原単位は大きくなる傾向である。なお、B と C のグループの PAC ピーク負荷原単位が同程度であったことから、統合グループとした場合の結果を Table.4 に示す。グループ A (64m² 未満) の PAC ピーク負荷原単位と比較

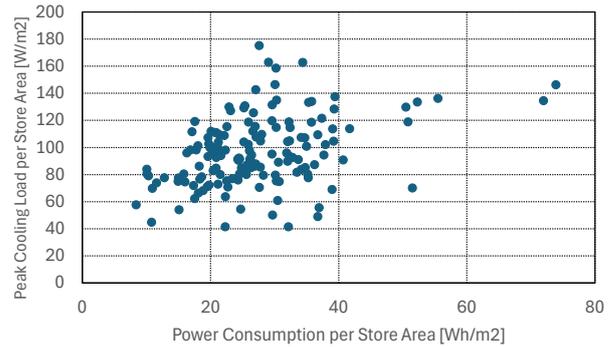


Fig.7 Relationship between Cooling Peak load per Store Area and Power Consumption

Table.2 Cooling Peak Load per Store Area grouped by the area around the Atrium or not

	Upper part : Peak Cooling Load per Store Area[W/m ²]		Rate of change of A relative to B
	Lower part : Number of Stores (Number of Data samples for analysis)		
	A) the Area around the Atrium	B) Excluding the Area around the atrium	
1st floor	121.3 18 (4860)	114.6 10 (2700)	5.9% -
2nd floor	128.4 30 (8100)	129.9 58 (15660)	-1.2% -
3rd floor	126.0 15(4050)	109.0 19 (5130)	15.6% -



Fig.8 Target stores around the atrium in 3rd floor
(※The orange zone indicates the atrium.)

して、グループ B (64m² 以上、256m² 未満)、グループ C (256m² 以上 512m² 未満)、グループ D (512m² 以上) のそれは、それぞれ▲9%、▲17%、▲21%となっており、一定の差異が確認できた。PAC ピーク負荷原単位は、店舗面積の大小に応じて設定できる可能性が示唆されている。

ここで、外調機供給空気の影響を考える。室内設定温度が 24℃ (相対湿度は 60%とする) に対して、外調機給気温湿度が 20℃,95%とすると、7W/m² 分、外調機給気条件が等エンタルピーの場合に対して、PAC が多く処理していることになる。(1.2kg/m³ × 2.8kJ/kg × 0.25 人/m² × 30Cm³/h ÷ 3600s/h × 1000J/kJ = 7W/m²)。そこで、外調機給気条件が等エンタルピーの場合は、PAC ピーク負荷原単位は Table.5 の数値となる。この数値は、大型商業施設内において物販店舗内空調容量原単位を設定する上での、定量的数値の一例となる。

4. 重回帰分析による各要素の影響度確認

前項までの考察から、①吹き抜け周辺か否か、②1,3階か2階か、③店舗面積、以上の3要素がPACピーク負荷原単位 W/m² に影響を与えることが示唆された。これらの要素の影響度を確認するため、重回帰分析を行った。なお、分析にはExcelの分析ツールを用いた。また、電力消費量も影響度が高いと考えられるが、施設計画用に分析する観点から分析対象から除外した。まず、各店舗の上記①～③の要素を説明変数、各店舗のPACピーク負荷原単位を目的変数とした重回帰分析結果をTable.6に示す。補正R²は、0.014であった。いずれの要素においても、t値は2以下、p値は0.05以上となっており、有意な差は認め

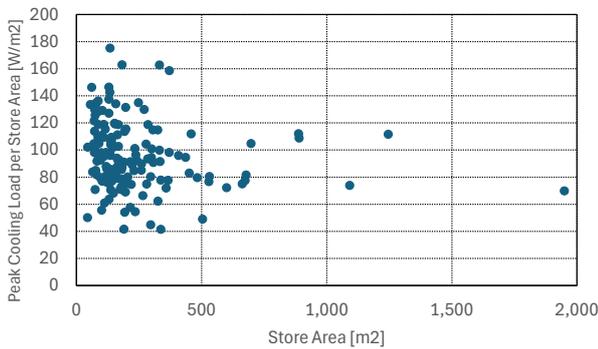


Fig.9 Relationship between Cooling Peak load per Store Area and Store Area

Table.3 Cooling Peak Load per Store Area grouped by Store Area to five

Group	Number of Stores	Number of Data samples for analysis	Peak Cooling Load per Store Area[W/m ²]	Difference from A
A)~64m ²	4	1080	139.0	-
B)64m ² ~128m ²	40	10800	123.6	-11%
C)128m ² ~256m ²	63	17010	128.5	-8%
D)256m ² ~512m ²	31	8370	116.0	-17%
E)512m ² ~	12	3240	109.5	-21%

Table.4 Cooling Peak Load per Store Area grouped by Store Area to four

Group	Number of Stores	Number of Data samples for analysis	Peak Cooling Load per Store Area[W/m ²]	Difference from A
A)~64m ²	4	1080	139.0	-
B)64m ² ~256m ²	103	27810	126.8	-9%
D)256m ² ~512m ²	31	8370	116.0	-17%
E)512m ² ~	12	3240	109.5	-21%

Table.5 Cooling Peak Load per Store Area grouped by Store Area considering outdoor air intake conditions

Group	Peak Cooling Load per Store Area[W/m ²]	Difference from A
A)~64m ²	132.0	-
B)64m ² ~256m ²	119.8	-9%
D)256m ² ~512m ²	109.0	-17%
E)512m ² ~	102.5	-22%

められなかった。各要素間のt値比較結果より、影響度の大きさは、③店舗面積、②フロア（施設業態）、①吹き抜け周辺か否か、の順で大きい結果となった。次に、前者の分析から、上記①”吹き抜け周辺か否か”の要素を、①”3階吹き抜け周辺か否か”の要素に変更した場合の重回帰分析結果をTable.7に示す。補正R²は、0.025であった。t値、p値の数値は向上したものの、有意な差は認められない結果となった。また、影響度の大きさは、前者結果と同じく、③店舗面積、②フロア（施設業態）、①3階吹き抜け周辺か否か、であった。この結果より、PACピーク負荷原単位を決定するにあたっては、3要素の中で店舗面積の影響度が最も大きいことが確認できた。

5. まとめ

本報では、物販店舗におけるPACピーク負荷原単位を危険率の考え方を採用しながら算定した。結果から、建物内一律ではなく、店舗面積に応じて適切なPACピーク負荷原単位を設定することで空調容量縮小に寄与できる可能性を確認でき、その定量的数値の一例を示した。

参考文献

- 1) 安江,木原,大西,山形,上田：大型商業施設 ZEB 化に向けた PAC 処理負荷実態把握、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、p393-396、2024.9
- 2) 安江,中島,上田,木原,山形：大型商業施設 ZEB 化に向けた PAC 処理負荷実態把握（その2）現地実測による負荷推定値の精度検証、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、p413-416、2025.9
- 3) HASPEE のための 2020 年設計用気象データ,空気調和・衛生工学会

Table.6 Multiple Regression Analysis Results considering the store placed around atrium or not

	Coefficient	Standard Error	t value	P value
Slice	96.59	4.58	21.11	3.27E-46
①Atrium element (0 or 1)	1.60	4.23	0.38	0.71
②Floor element (0 or 2)	2.39	2.13	1.12	0.26
③Store Area[m ²]	-0.02	0.01	-1.81	0.07

Table.7 Multiple Regression Analysis Results considering the store placed around 3rd floor atrium or not

	Coefficient	Standard Error	t value	P value
Slice	95.28	4.26	22.36	5.40E-49
①3rd Floor Atrium element (0 or 1)	10.07	7.58	1.33	0.19
②Floor element (0 or 2)	3.37	2.25	1.50	0.14
③Store Area[m ²]	-0.02	0.01	-1.88	0.06

大学施設における温室効果ガス排出量の実態調査 Scope3 を含む排出量算定と重点的削減領域の検討のための基礎資料作成 A Study on Greenhouse Gas Emissions from University Facilities Preparation of Foundational Data for Scope 3-Inclusive Emission Accounting and the Identification of Priority Mitigation Areas

○藤 巻 孔 貴 (立命館大学) 近 本 智 行 (立命館大学)
胸 永 拓 馬 (立命館大学)
Koki FUJIMAKI*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Takuma MUNENAGA*1
*1 Ritsumeikan University

Recently, reducing GHG emissions has become a global priority due to accelerating climate change. At universities, managing GHG emissions from educational, research, and campus operations is essential for sustainability. While most universities have focused on Scope 1 and Scope 2 emissions, previous studies indicate that Scope 3 emissions, including supply chain-related indirect emissions, account for a substantial share of total emissions. However, few universities have addressed Scope 3. This study aims to quantify GHG emissions at Ritsumeikan University’s Biwako-Kusatsu Campus, including Scope 3, to support future mitigation strategies.

1. はじめに

近年、地球温暖化の進行に伴い、温室効果ガス (Greenhouse Gas : GHG) 排出量の削減は、世界的な課題として注目されている。大学においても、教育・研究活動や施設運営に伴う GHG 排出量の管理は、持続可能性の観点から重要性を増している。Figure1 は、大学における GHG 排出の構造を示したものである。大学で発生する GHG は、排出源の所在に基づき、Scope1、Scope2、Scope3 の三つに分類される。Scope1 は、大学側が燃料を使用することなどによる直接排出を指し、Scope2 は、電力会社等から供給された電力や熱の使用に伴う間接排出を指す。一方、Scope3 は、Scope1、2 以外で、大学の事業活動に関連して発生するその他すべての間接排出を対象としており、建物の建設・維持管理、廃棄物処理、教職員や学生の通勤・出張など、全 15 カテゴリに分類される。

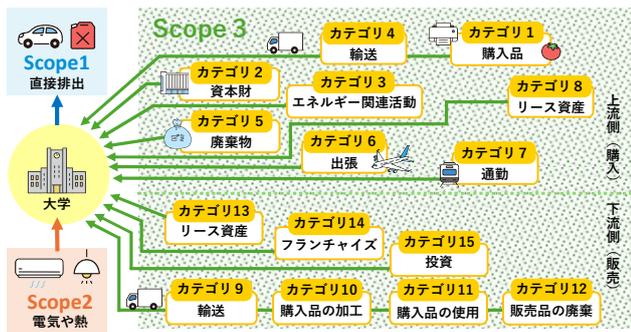
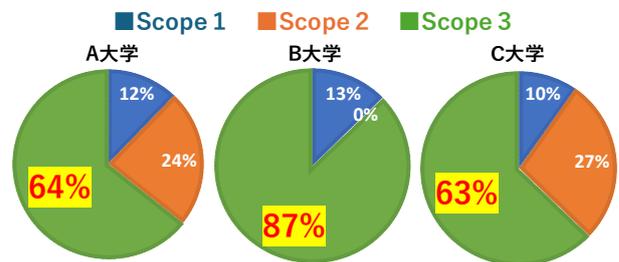


Figure 1. Structure of GHG Emissions at Universities ^{文2)}

Figure2 は、本研究において算定の参考とした事例のうち、代表的な 3 大学^{文3~5)} における GHG 排出量の内訳を示したものである。Scope3 の算定に取り組んでいる一部の先進的な大学の事例においては、GHG 排出量全体の中で、Scope1、2 と比較して、Scope3 の占める割合が極めて大きいことが報告されている。このことから、GHG 排出量を本質的に削減していくためには、自身の直接的な排出削減にとどまらず、上流から下流までのサプライチェーン全体を含めた包括的な管理が不可欠であるといえる。



※B大学のScope2排出量が0% (5t-CO₂e) となっているのは、再エネ導入による影響である。

Figure 2. Composition of GHG Emissions at Other Universities ^{文3~5)}

一方で、Scope 3 の算定を行っている大学は限られており、立命館大学においても、これまでは Scope 1 および Scope 2 の算定に留まっていた。そこで本研究では、Scope3 を含む立命館大学BKCキャンパスの温室効果ガス排出量を算定し、将来的な削減方策や重点的な取組領域の検討に資する基礎資料を作成することを目的とする。

Table 1. Overview of Calculations for Each Category

項目	算定対象	活動量	算定方法
Scope1 (大学側からの直接排出)	キャンパスで使用した都市ガス(および大学が賃借する設備で使用される燃料)に伴う直接排出。	都市ガスの年間使用量(大阪ガス)	都市ガスの年間使用量に、ガスの発熱量と排出係数を組み合わせた値を乗じて算定。
Scope2 (エネルギー起源の間接排出)	キャンパスで使用した購入電力の発電過程で発生する間接排出。	電力使用量	電力使用量に、電力1kWhあたりの排出係数を乗じて算定。
Scope3 (Scope1, 2以外の間接排出)	カテゴリ2 (資本財)	設備・建物・機器などの固定資産を取得する際の製造・建設・輸送に伴う排出。	固定資産の取得価額
	カテゴリ3 (燃料・エネルギーの上流排出)	大学が購入した燃料や電力の“上流工程”(採取・生産・輸送)で発生する間接排出。	燃料(都市ガス)、電気の使用量
	カテゴリ5 (廃棄物の処理)	大学の事業活動で発生した廃棄物の処理・リサイクルに伴う排出。	廃棄物排出重量
	カテゴリ6 (雇用者の出張)	BKCを本務地とする教職員の業務出張に伴う交通機関の利用による排出(大学所有車両はScope1扱い)	出張旅費
	カテゴリ7 (雇用者の通勤)	BKCを本務地とする教員・職員の通勤に伴う交通機関利用による排出。	フルタイム教職員の通勤手当支給額

2. GHG 排出量の算定

2.1 概要

算定にあたっては、国内外の大学や企業における先行事例を参考とし、主に二次データを用いた簡易算定式「活動量 × 排出係数」に基づき算出を行った。

2.2 各カテゴリの算定方法

具体的には、資産取得データや、廃棄物処理量、通勤・出張データなどを収集し、カテゴリ毎にFigure3のような流れで算出した。詳細についてはTable1に示す。算定対象は、Scope3全15区分中のカテゴリ1~7に絞り、BKC キャンパスの2024年度1年間に限定した^{注1)}。



Figure 3. Calculation Flow

(1) Scope 1 (大学側からの直接排出)

燃料の使用による事業者から直接的に排出されるGHGを対象とする区分である。本研究では2024年度のガス使用量を合算して活動量とした(Table2)。本来は複数種類のGHG及び各種燃料を対象に算定を行うことが望ましいが、データ制約上、都市ガスのみを対象とした。係数にはBKCが契約している大阪ガスの値を採用した。

Table 2. City Gas Usage at the BKC Campus in FY2024

項目	2024年度											
	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月
ガス(千m ³)	56	40	89	216	181	161	75	65	167	215	207	119
合計(千m ³)												1,589

(2) Scope 2 (エネルギー起源の間接排出)

契約している電力会社等から供給された電気や熱の使

用に伴う間接排出を対象とする区分である。本研究では2024年度の電気使用量を合算して活動量とした(Table3)。熱の使用に伴う排出については、外部からの熱供給を受けていないため対象外とした。係数にはBKCが契約している関西電力の値を採用した。

Table 3. Electricity Consumption at the BKC Campus in FY2024

項目	2024年度											
	4月	5月	6月	7月	8月	9月	10月	11月	12月	1月	2月	3月
電気(千kWh)	1,710	1,865	2,082	2,560	2,287	2,246	2,085	2,051	2,293	2,413	2,289	2,080
合計(千kWh)												25,960

(3) Scope 3 カテゴリ2 (資本財)

算定対象期間中に新たに購入または取得した資本財について、その建設・製造・輸送過程において発生するGHG排出量を対象とする区分である。本研究では2024年度1年間の固定資産取得価格合計(Table4)と「教育・研究」分野を代表する係数を用いて算定を行った。

Table 4. Total Acquisition Cost of Fixed Assets at the BKC Campus

区分	金額(単位:百万円)
建物	663
建物付帯設備	1,656
構築物	142
教育研究用機器備品	902
その他機器備品	3
合計	3,366

(4) カテゴリ3 (燃料・エネルギーの上流排出)

報告対象年度に購入した燃料・電気・熱の上流工程に伴うGHG排出を対象とする区分である。本研究ではScope1, 2の算定に用いた活動量データ(Table2, 3)を用いた。熱についてはScope2と同様の理由から対象外とした。

(5) カテゴリ5 (廃棄物の処理)

事業活動に伴い発生した廃棄物の廃棄および処理過程におけるGHG排出量を対象とする区分である。本研究では、廃棄物種類別の発生量(Table5)を3種の処理方法別に再整理し、各処理形態に対応する排出係数を適用して算定した。なお、リサイクル分については、紙くずおよび廃プラスチック類に区分して算出した。

Table 5. Waste Treatment Amounts at the BKC Campus in FY2024

区分	廃棄物発生量 (t)	再生利用量 (t)	最終処理量 (t)
紙ごみ	93.64	93.64	0
生ごみ	0	0	0
燃やすごみ	102.23	0	102.23
不燃ごみ	0	0	0
資源化ゴミ	20.965	20.965	0
合計	216.835	114.605	102.23
再生利用率			52.9%

(6) カテゴリ6 (出張)

従業員の出張に伴う交通機関の利用による排出を対象とする区分である。本研究では、2024年度末時点でBKCを本務地とするフルタイム教職員を対象とし、交通手段別に整理した交通費支給額(Table6)を基に算定を行った。データ制約により、複数の交通手段が含まれる合算値については、再整理し(Table7)代表的な交通手段の排出係数を適用した。

Table 6. Transportation Allowance Paid to Faculty and Staff

交通手段区分	件数	交通費合計
タクシー・レンタカー・フェリー・その他利用	224	¥1,983,112
航空費	264	¥11,262,625
国外出張現地交通費	71	¥293,648
自家用車	69	¥212,972
鉄道・バス(駅すばあと)	2817	¥21,173,340
総計	3445	¥34,925,697

Table 7. Transportation Allowance Paid to Faculty and Staff (Reclassified for Emission Factor Application)

交通区分	金額 (円)
旅客航空機 (国際線)	11,262,625
旅客船舶	1,983,112
バス (営業用乗合)	21,466,988

(7) カテゴリ7 (通勤)

従業員の通勤に伴う交通機関の利用による排出を対象とする。本研究では、BKCを本務地とするフルタイム教職員を対象とした。活動量には、2024年4月時点の住所に基づき算出された通勤定期が正しく支給されたものと仮定した通勤手当支給額の推計値を用いた。本原稿では、職員分のみを掲載する(Table8)。

Table 8. Estimated Commuter Pass Expenses for Staff at the BKC Campus in FY2024

区分	事業者	合計 / 6ヶ月定期	2024年度BKC所属 大学職員 通勤定期代推計値
教職員バス	のりあいタクシー	72,000	144,000
	京阪バス	311,040	622,080
	京都京阪バス	60,750	121,500
	京都市営バス	1,165,690	2,331,380
	京都市営バス (2系統)	104,320	208,640
	近江鉄道バス	11,253,330	22,506,660
	近鉄バス	59,940	119,880
	湖南市コミュニティバス	75,600	151,200
	江若バス	126,360	252,720
	丹波市コミュニティバス	40,500	81,000
	高槻市営バス	157,980	315,960
	阪急バス	104,490	208,980
	豊津市コミュニティバス	32,400	64,800
	産産バス	279,450	558,900
	教職員バス 集計		13,843,850
教職員電鉄	JR	6,566,230	13,132,460
	京阪電気鉄道	225,750	451,500
	京都市交通局	601,930	1,203,860
	近畿日本鉄道	244,090	488,180
	阪急	34,940	69,880
	阪急電鉄	209,490	418,980
	上野	600,000	1,200,000
	南海電気鉄道	121,020	242,040
教職員電鉄 集計		8,603,450	17,206,900
教職員電鉄&バス		193,600	387,200
教職員電鉄&バス 集計		193,600	387,200
総計		22,640,900	45,281,800

2.3 算定対象範囲

算定対象範囲は、以下のとおり設定した。

Table 9. Organizational and Operational Boundaries

算定対象GHG	本来、Scope算定においては、CO ₂ を含む7種類のGHG、すなわちCO ₂ 、CH ₄ 、N ₂ O、HFCs、PFCs、SF ₆ 、NF ₃ を算定対象とし、それぞれに対応した地球温暖化係数を適用した上で、CO ₂ 換算値として排出量を算定することが求められている。しかし、本学においてはデータ整備上の制約から、現時点ではCO ₂ を中心とした算定にとどめており、その他の温室効果ガスについては今後の課題として位置付けている。
組織境界	立命館大学は国内外に複数の拠点を有し、国内ではびわこ・くさつキャンパス (BKC) を含む4キャンパスを展開している。しかし、全拠点を対象としたGHG排出量算定に必要な詳細データは十分に整備されていない。本研究はScope3算定の初期の試みであることから、実現可能性および妥当性を考慮し、算定対象をBKCキャンパスに限定した。
活動境界	Scope1、Scope2およびScope3を算定対象とした。Scope3については、排出量が比較的小さいと推測されるカテゴリを除外し、主要な排出源と考えられるカテゴリ1~7を対象とした。
算定対象期間	2024年度の1年間とした。

3. 立命館大学 (BKC) における GHG 排出量算定結果

算定結果より、Scope3はBKCにおけるGHG総排出量の半分以上を占め、大学におけるGHG排出量の削減にはサプライチェーン全体を視野に入れたトータルマネジメントが不可欠であることが明らかになった。特に資本財に伴う排出であるカテゴリ2が最大の排出源で全体の約4割を占め、大学の排出が電力や燃料だけでなく施設の建設・改修等に伴う排出の影響が大きいことが示された。

Table 10. Comparison of Emissions and Shares by Category

項目	排出量 (t-CO ₂ e)	%	延床面積あたり (t-CO ₂ e/m ²)	学生一人あたり (t-CO ₂ e/人)
Scope1	3,321	11.1%	0.013	0.237
Scope2	10,410	34.8%	0.041	0.744
Scope3	16,151	54.0%	0.063	1.154
Scope3 カテゴリ2	12,691	42.5%	0.050	0.907
Scope3 カテゴリ3	2,561	8.6%	0.010	0.183
Scope3 カテゴリ5	60	0.2%	0.000	0.004
Scope3 カテゴリ6	283	0.9%	0.001	0.020
Scope3 カテゴリ7	558	1.9%	0.002	0.040
GHG排出量 総計	29,882	100.0%	0.117	2.134

4. 他大学との比較

Table11は、他大学とのGHG排出量・割合比較である。BKCにおけるScope3の割合は他大学と同様に排出量全体の半分以上を占めた。また、本研究では未算定だが、他大学ではScope3カテゴリ1(購入品・サービス)の割合が大きく、今後優先的に検討すべき項目である。

Table 11. Comparison of GHG Emissions and Shares with Other Universities [t-CO₂e]^{注2)}

項目	BKC	A大学	B大学	C大学	
Scope1 (大学側からの直接排出)	3,321	33,478	425	283	
Scope2 (エネルギー起源の間接排出)	10,410	65,116	5	798	
Scope3 (Scope1, 2以外の間接排出)	カテゴリ1 (購入品・サービス)	0(未算定)	94,071	658	621
	カテゴリ2 (資本財)	12,691	49,396	2,045	682
	カテゴリ3 (燃料・エネルギーの上流排出)	2,561	16,367	0(未算定)	175
	カテゴリ5 (廃棄物の処理)	60	1,798	45	8
	カテゴリ6 (雇用の出張)	283	13,287	44	62
	カテゴリ7 (雇用の通勤)	558	2,083	148	274
	小計	16,154	177,226	2,940	1,822
全体	29,885	275,820	3,370	2,903	

5. 制限事項・課題

本研究の算定には、いくつかの制限事項および課題が存在する。まず、範囲的（全体的）な制約として、本研究は算定対象を BKC 単一キャンパスに限定し、温室効果ガスの種類は CO₂ のみに限定している。Scope3 についてはカテゴリ 1 から 7 までを対象として、2024 年度の 1 年間についてのみ算定を行っている。そのため、他キャンパスにおける排出状況や、現時点では未算定である Scope3 のその他のカテゴリについては考慮できず、大学全体としての GHG 排出量を網羅的に把握するには至っていない。なお、各カテゴリにおける具体的な制限事項や課題については、Table12 に整理して示す。

今後は、活動量データの整備や大学の実態に即した排出原単位の精緻化を進めるとともに、算定範囲を段階的に拡大していくことで、より包括的かつ精度の高い GHG 排出量の把握が可能になると考えられる。

Table 12. Limitations and Challenges in Each Category

項目	制限事項・課題	
Scope 1 (大学側からの直接排出)	本来は CH ₄ や HFCs など、CO ₂ を含む 7 種類の温室効果ガスが対象だが、本研究ではデータ制約により、都市ガスの利用に伴う CO ₂ 排出のみを算定。排出量が過小推計となる可能性がある。	
Scope 2 (エネルギー起源の間接排出)	契約メニューに応じた係数ではなく事業者全体の参考値を使用しており、実際の調達状況との乖離による不確実性が残る。	
Scope 3 (Scope 1, 2 以外の間接排出)	カテゴリ 1 ※ (購入した製品・サービス)	算定に適した形式（品目毎に整理された購入額データ）が整備されておらず、算定困難。本研究では算定対象外としている。
	カテゴリ 2 (資本財)	2024 年度にはバイオフロンティアの建設が行われており、その影響により本年度の排出量が相対的に大きく算定されている可能性がある。また、着任教員が前任校から資産を持ち込むなど、中古の資本財を取得している場合、前取得者とのダブルカウントが生じ、排出量が過大に算定されている可能性がある。
	カテゴリ 3 (燃料・エネルギーの上流排出)	本学は外部から熱供給を受けていないため、燃料（都市ガス）および電力のみを算定対象としており、熱供給を利用する大学と比べて排出量が小さく算定されている可能性がある。
	カテゴリ 4 ※ (輸送・配送（上流）)	本来、カテゴリ 1 に輸送段階を含む原単位を適用することで本カテゴリの排出量を算定できるが、カテゴリ 1 が算定困難であるため、本研究ではカテゴリ 4 についても算定対象外とした。
	カテゴリ 5 (廃棄物の処理)	廃棄物を種類別（紙くず等）ではなく処理方法別（焼却処理等）に大まかに分類して排出係数を適用しているため、より詳細な分類に基づく算定による精度向上が今後の課題である。
	カテゴリ 6 (雇用者の出張)	用いた交通費支給額データには、複数の交通手段が合算されている場合がある。例えばバスと鉄道が合算されている場合、係数の大きいバスの値を代表して適用している。このため、係数選択には不確実性がある。また、算定対象はフルタイム教職員に限定しており、その他の雇用者や学生は含まれていない。
	カテゴリ 7 (雇用者の出勤)	本研究では、2024 年 4 月時点の住所に基づき算出された通勤定期（6 か月）代が年 2 回支給されたものとして集計した推計値を活動量として用いており、転居や勤務形態の変化など、実際の通勤実態を十分に反映できていない可能性がある。また、算定対象はカテゴリ 6 と同様に、フルタイム教職員に限定している。

※データ制約により未算定

6. まとめ

本研究では立命館大学 BKC キャンパスにおける温室効果ガス排出量の算定を行った結果、以下の知見が得られた。

- 1) 算定の結果、Scope3 排出量が全体の半分以上を占め、大学の温室効果ガス排出構造において重要な位置を占めていることが明らかとなった。
- 2) 特にカテゴリ 2 が本キャンパスにおける最大の排出源であり、重点的な削減検討が必要な領域であることが示された。
- 3) 他大学の算定事例を踏まえると、カテゴリ 1 が Scope3 の主要な排出源となる可能性が高く、今後の算定対象として検討する意義が大きいと考えられる。

注釈・参考文献

- 注 1) Scope3 の算定を行っている先進的な大学の事例から、大学における主要な排出源がこれらに集中しているため。また、BKC キャンパスかつ 2024 年度 1 年間に絞ったのは、データ取得の可能性を考慮するとともに、Scope3 の算定が本学では初めてであることから、対象を限定することで精度の高い基礎資料を作成することを目的としている。
- 注 2) 各大学において算定対象範囲や算定方法が異なる。A 大学は所有する全キャンパスおよび関連拠点を算定対象としている。そのため、算定対象範囲の違いにより、BKC の排出量は相対的に小さい値として算出されている。また、廃棄物処理に伴う排出量算定において、BKC は処理方法別に大まかに分類して係数を適用しているのに対し、他大学では廃棄物種類ごとにより詳細な分類を行っている。これらの算定方法や対象範囲の違いが、排出量や算定精度の差に影響を与えていると考えられる。
- 文 1) 環境省、経済産業省. “サプライチェーン排出量全般”. グリーン・バリューチェーンプラットフォーム. (閲覧日: 2026 年 1 月 23 日)
https://www.env.go.jp/earth/ondanka/supplychain/gvc/estimate_03.html
- 文 2) 以下パンフレット中の図を参考にして作成. 環境省. 物語でわかるサプライチェーン排出量算定. 2016, p. 2.
https://www.env.go.jp/earth/ondanka/supply_chain/gvc/files/tools/Supply-chain_A3.pdf
- 文 3) 北海道大学サステナビリティ推進機構. “北海道大学 GHG インベントリ 2022”. 北海道大学, 2024 年 10 月 (2025 年 5 月改訂版). (閲覧日: 2026 年 1 月 23 日)
https://www.sustainability.hokudai.ac.jp/wp-content/uploads/2025/05/202505_HU-GHG-Report_v1.1.pdf
- 文 4) 千葉商科大学. “千葉商科大学における GHG 排出量 (FY2023)”. 千葉商科大学, 2024 年. (閲覧日: 2026 年 1 月 23 日)
https://www.cuc.ac.jp/about_cuc/activity/environment/racetozero/mstsp0000030h85-att/CUC_Race_to_zero_Publish_FY2023.pdf
- 文 5) 公立鳥取環境大学. “CO₂ の削減目標と排出実績”. 公立鳥取環境大学, 年度不明. (閲覧日: 2026 年 1 月 23 日)
<https://www.kankyo-u.ac.jp/about/environment/decarbonization/co2/>
- 文 6) 環境省・経済産業省. “サプライチェーンを通じた温室効果ガス排出量算定に関する基本ガイドライン (ver. 2.7)”. グリーン・バリューチェーンプラットフォーム, 2025 年 3 月. (閲覧日: 2026 年 1 月 23 日)
https://www.env.go.jp/earth/ondanka/supply_chain/gvc/files/tools/GuideLine_ver.2.7.pdf
- 文 7) 環境省・経済産業省. “サプライチェーンを通じた組織の温室効果ガス排出等の算定のための排出原単位 (Ver. 3.5)”. グリーン・バリューチェーン・プラットフォーム, 2025 年 3 月. (閲覧日: 2026 年 1 月 23 日)
https://www.env.go.jp/earth/ondanka/supply_chain/gvc/files/tools/DB_V3-5.xlsx

クールチューブを有する美術館での改修計画に向けた環境実測に基づく効果検証 Effectiveness Verification Based on Environmental Measurements for a Renovation Plan of a Museum Equipped with Cool Tubes

○中井 隆太 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)
前田 龍紀 (竹中工務店) 原瀬 拓也 (竹中工務店)

Ryuta NAKAI*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Tatsunori MAEDA *2 Takuya HARASE*2

*1 Ritsumeikan University *2 Takenaka Corporation

In this study, we investigated the thermal environment of a museum equipped with cool tubes, located in Ueda City, Nagano Prefecture, where global warming is causing increasing heat and humidity, through environmental measurements, and examined room temperature predictions when the cooling capacity of the cool tubes is enhanced through renovation. This paper reports on the assessment of the thermal environment through environmental measurements, the calculation of the cooling capacity of cool tubes, the development of a room temperature prediction model using multiple regression analysis, and the evaluation of the model's effectiveness in predicting indoor temperatures.

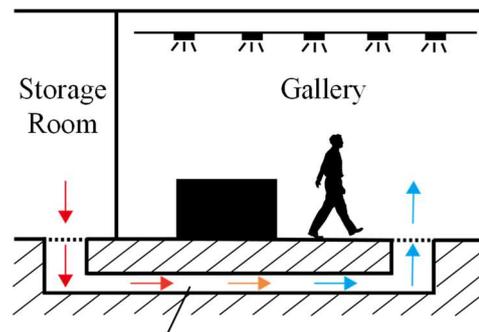
はじめに

近年の地球温暖化による影響より、長野県上田市においても高温多湿化が発生している。本市は、夏季の最高気温は高くなり、一方で高湿度な環境である。そのため、従来の環境制御手法では夏季における湿気過多による結露の発生や、空調の過負荷または不足箇所の存在が予想される。加えて省エネルギーでの快適な室内環境が求められており、それらを満たす改修が重要である。現在、本研究の対象建物では自然エネルギーを用いた室内環境制御手法としてクールチューブ¹⁾が導入されている。

本研究では、環境実測による温熱環境の把握および実測結果から得た現状のクールチューブの空調能力を改修によって増加させた場合の室温低下についての効果検証を目的として、クールチューブを用いて必要最小限のエネルギーで快適な空間を目指す上で、空調能力増加による室温低下に着目して検討を行い、以下のフローで実施した。①環境実測による温熱環境の把握および実測結果から得た現状のクールチューブの空調能力の算出を行う。また、建物内の室温と室温に影響を与えていると考えられる要因(熱負荷、クールチューブによる空調能力、温湿度)との関係を明らかにするため、②重回帰分析を行い、標準偏回帰係数や決定係数を算出する。③現状の空調能力を設定し行った重回帰分析の結果から得た回帰式に対して改修によって増加させる空調能力の値を代入し、空調能力増加時の室温予測効果検証を行う。

1. 対象建物 概要

長野県上田市に位置する戦没画学生慰霊美術館無言館



Cooling air through heat exchange with geothermal energy
Fig.1 Overview of Cool Tubes

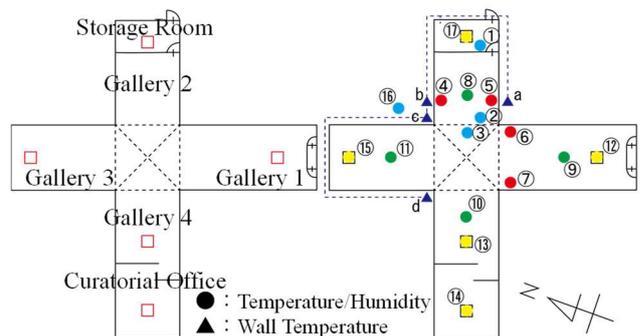


Fig.2 Cool Tubes Position

Fig.3 Measurement Position

Table.1 Measurement parameters

	Elevation	Interval
Temperature and Humidity	FL+0,300,900,1400, 3850,5550(mm)	10m
External Wall Surface Temperature	FL+1400(mm)	10m
Wind Speed	FL+1500(mm)	10s

を対象とする。本建物は標高約 600m の丘の上であり周囲は木々に囲まれている。また収納室の空気をクールチューブに取り込み各展示室や学芸室に供給している。クールチューブの概要を Fig.1 に示し Fig.2 に設置位置を示す。

2. 環境実測 概要

本実測は 2025 年 7 月~8 月に行い、改修計画を行う上での実態把握を目的とする。環境実測には温湿度計・T 型熱電対・風速計を用いた。ただし、風速測定については期間内で二度、各吹き出し口の吹き出し風速を測定した。

Table.1 に測定項目を、Fig.3 に測定位置を示す。

3. 環境実測 結果

3.1 温熱環境

Fig.4 に 8 月 1 日から 4 日の各クールチューブ吹き出し口と屋外の温湿度を示す。実測結果から、建物西側と南側において低い温度の空気を供給している傾向にあり、第一展示室と学芸室において 23℃を下回る空気が供給され、第三展示室と第四展示室においては 26~31℃程度の空気が供給されていた。また、屋外の最高気温は 34℃程度であり、夜間の最低気温は 21℃程度まで低下するため、昼夜の温度差が大きいことから気温が下がる夜間に屋外湿度が著しく上昇した。各クールチューブから吹き出している空気の湿度は温度との相関が大きく、第一展示室と学芸室から供給される空気の湿度は 50%から 70%であり、第三展示室と第四展示室では 70%を上回った。

また、建物内の各展示室の温熱環境について、Fig.5 に各展示室と収納室の温湿度を示す。現状においても本美術館が目標とする温度 (26℃) や本来美術館として目標とする温度 (23℃) よりも室温が高くなっており、また展示室の中で最も室温が高い第二展示室はクールチューブ吹き出し口が存在しないことが原因として考えられる。

そして、開館時間における各展示室の温度変化について 8 月 2 日を代表日として選出し、Fig.6 に 9 時・12 時・14 時・16 時の室温を示す。Fig.6 から各展示室では 16 時に室温が最も高い値を示した。展示室ごとの温度は最大 1.7℃程度の差があり、それぞれの展示室では 9 時から 16 時にかけて約 1.0℃の温度上昇が見受けられた。

3.2 クールチューブによる空調能力

環境実測の結果から空気密度やクールチューブ吹き出し口と吸い込み口のエンタルピー、通過風量からクールチューブによる空調能力を算出^{註1)}した。結果を Fig.7 に示す。空調能力は展示室ごとに異なっており、第一展示室>第三展示室>学芸室>第四展示室の順番に大きく、Fig.5 に示された展示室ごとの室温の差は空調能力によるものであると考えられる。

4. 改修に向けた空調能力増加時の効果検証

4.1 室温と各要因 (熱負荷、処理熱量、温湿度) の関係
改修計画の前段階として、空調能力と他の要因が室温

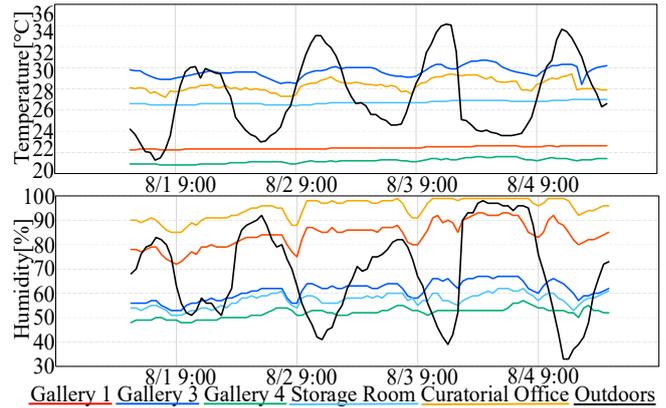


Fig.4 Cool Tubes Vent and Outdoor Temperature/Humidity

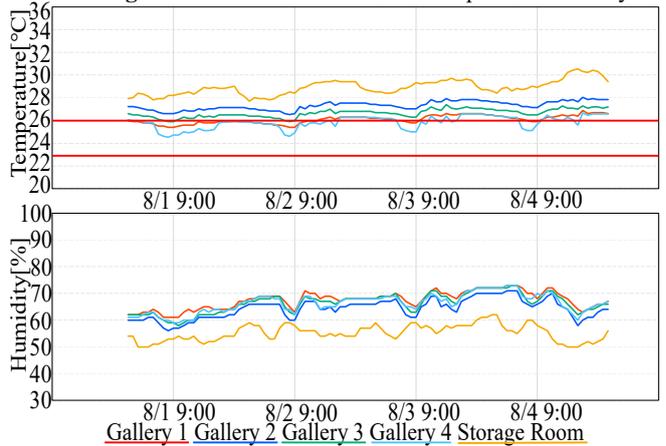


Fig.5 Each Gallery and Storage Room Temperature/Humidity

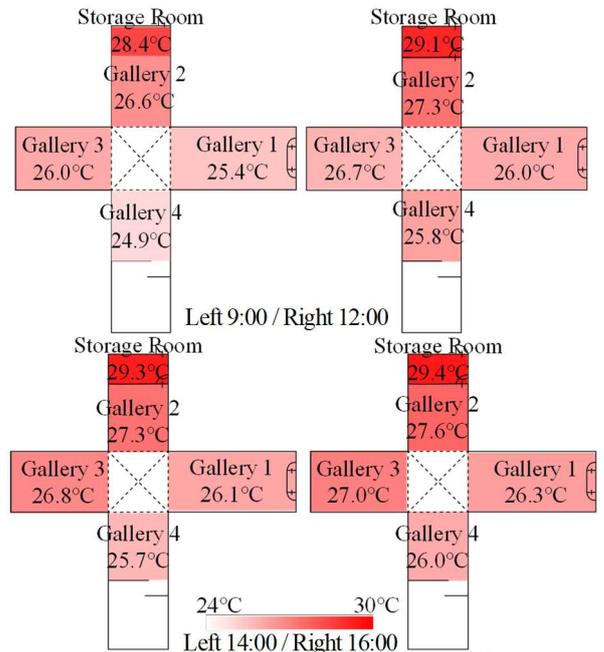


Fig.6 Temperature Changes on August 2

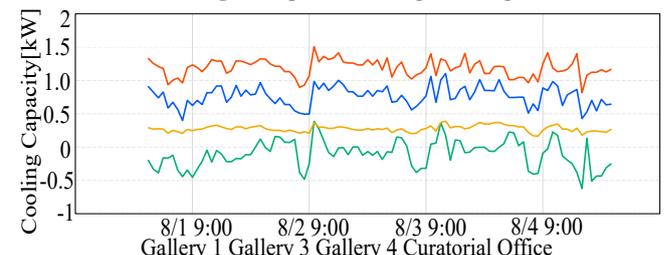


Fig.7 Cooling Capacity

に与えている影響を把握する必要があることから、目的変数を室温、説明変数を室温に影響を与えている要因として挙げられるクールチューブによる空調能力や外気温湿度、室内湿度、外気負荷などの熱負荷として重回帰分析^{注2)}を行った。Table.2 と Table.3 に熱負荷計算時の設定温湿度と結果を示し、Fig.8 に8月1日から4日の建物全体と各展示室を対象とした開館時間の実測値と予測値のグラフを示す。建物全体を対象とした場合、グラフに示した期間において実測値が予測値を上回る傾向にあり、全測定期間においては実測値と予測値に最大 1.7℃程度の誤差が生じた。各展示室においても第一展示室で最大 1.6℃程度、第二展示室で最大 1.8℃程度、第三展示室では最大 1.2℃程度、そして第四展示室で最大 1.8℃程度の誤差が見受けられた。グラフに示した期間において各展示室に共通する特徴として8月4日の実測値と予測値に大きな差があることが挙げられ、原因として8月1日から8月3日にかけては開館時間において屋外湿度が40%から60%であった一方で、8月4日については30%から70%程度まで変化したことが考えられる。また Fig.9 に重回帰分析によって得られた標準偏回帰係数と修正済み決定係数を示す。標準偏回帰係数について重回帰分析の結果から熱負荷やクールチューブによる空調能力、室内湿度に対して屋外温湿度の値が大きくなっており、室内温度に最も大きな影響を与える要因は屋外温湿度であることが示された。修正済み決定係数は第三>第二>建物全体>第四>第一展示室の順番に大きく、第三展示室で最も修正済み決定係数が高い値を示し 0.532 であるという結果を得た。また、第一展示室で最も修正済み決定係数が低くなっており、値は0.221 であった。原因として、第一展示室には建物への入り口となる扉が設置されており、その扉の開閉による外気の流入が影響を及ぼしていることが考えられる。

4.2 空調能力を増加させた場合の効果予測

クールチューブ吹き出し口を有する第一、第三、第四展示室を対象に空調能力を増加させた場合に見込まれる室温変動について重回帰分析を用いて検討した。効果予測を行う際、クールチューブによる空調能力は各展示室の最大熱負荷を上回る値とした。Fig.10 に8月1日から4日における各展示室の実測値と現状の予測値、空調能力の増加^{注3)}で見込まれる室温の値を示す。第一展示室において修正済み決定係数が0.12程度と低く、実測値と予測値の誤差が最大約 1.0℃生じている。しかし、現状においても室温が低く保たれている展示室であり、3kW の空調能力の増加で常に室温を 26℃以下に保つことが可能であると示唆された。第三展示室では修正済み決定係数は0.44程度であり、7kW の空調能力を増加させた場合 1.1℃程度の室温低下が見込まれ、多くの期間で室温を 26℃以下にす

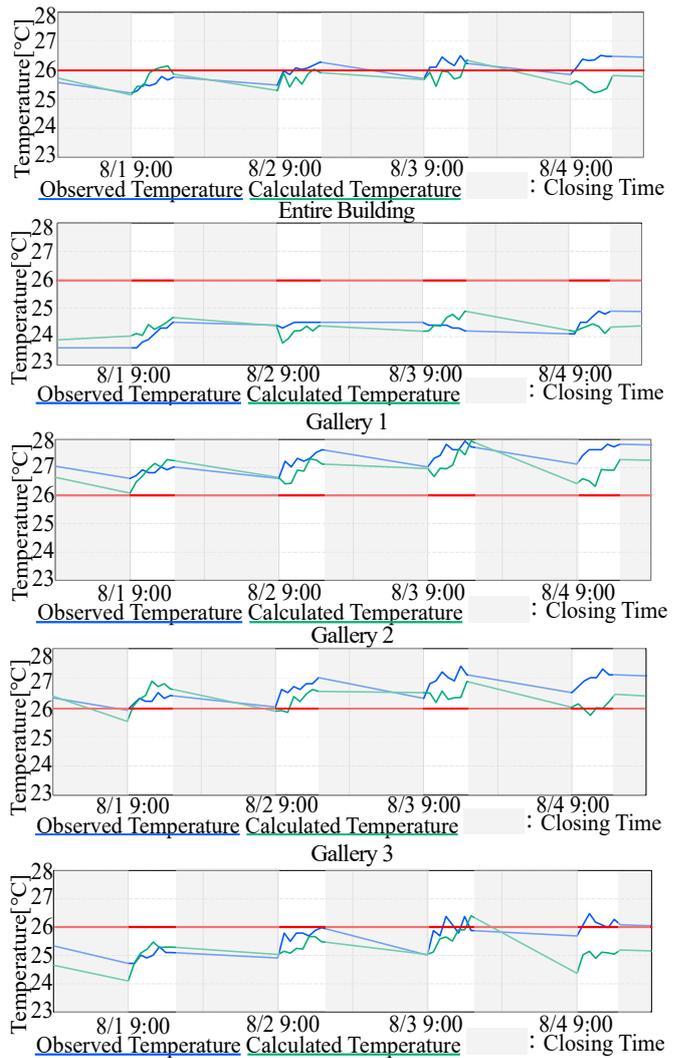


Fig.8 Observed/Calculated Room Temperature

Subject	Entire Building	Gallery 1	Gallery 2	Gallery 3	Gallery 4
Cooling Load	0.199	0.148	0.209	0.235	0.196
Cooling Capacity	0.388	-0.464		0.421	0.319
Beta Coefficient					
Outdoor Air Temperature	0.855	1.009	1.198	0.756	1.079
Outdoor Relative Humidity	0.874	0.836	0.972	0.782	0.865
Indoor Relative Humidity	-0.517	-0.346	-0.435	-0.426	-0.465
Adjusted R ²	0.476	0.221	0.483	0.532	0.421



Fig.9 Results of Multiple Regression Analysis

Table.2 Temperature and Humidity for Heat Load Calculation

	Time	Temperature	Humidity
Indoor	All time Periods	26.0℃	40.0%
	Outdoor		
	9:00	29.0℃	65.5%
	12:00	33.1℃	51.3%
	14:00	34.7℃	46.4%
	16:00	34.2℃	47.5%

Table.3 Heat Load of Each Gallery [kW]

	Gallery 1	Gallery 2	Gallery 3	Gallery 4
9:00	7.030	4.147	5.553	3.389
12:00	9.507	5.350	7.451	4.492
14:00	10.761	6.271	8.228	5.420
16:00	11.720	6.539	8.965	5.734

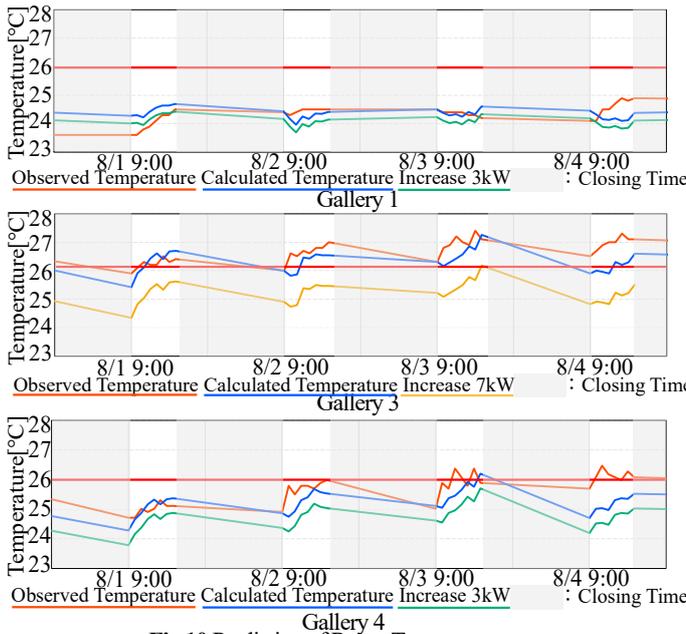


Fig.10 Prediction of Room Temperature

ることが可能であると予測された。第四展示室では修正済み決定係数が 0.36 程度であり、他の展示室に比べ現状においても室温が低く保たれる傾向があることから、3kW の空調能力の増加で 0.5℃程度の室温低下が見込まれ、常に 26℃を下回ることが可能であるという予測を得た。

4.3 実測値と予測値による推定精度の検証

Fig.11 に第一、第三、第四展示室における実測値と予測値の関係を示す。y=x ラインに乗るほど推定精度が良いことを示す。Fig.11 から、応答遅れが考慮されていないため実測値と予測値の間に誤差が生じていると考えられ、近似式の決定係数が第一展示室では 0.13、第三展示室では 0.45、第四展示室では 0.36 程度と低い値であった。以上の結果から、今後空調能力増加時の効果検証を行う上で予測精度の改善が必要である。

5. まとめ

環境実測による温熱環境の把握および実測結果から得たクールチューブの空調能力を改修によって増加させた場合の室温低下についての効果検証を目的として以下の知見が得られた。

- 1) 重回帰分析の結果から室温に最も影響を与えているのは屋外温湿度であった。
- 2) 各展示室に 3kW から 7kW の空調能力を加えると 0.3℃から 1.1℃の室温低下が見込まれ、室温を 26℃以下に制御することが可能である。

今後の課題として熱負荷増加や応答遅れ、閉館時間も含めた分析による予測精度の改善が必要である。

謝辞

本研究の実施にあたっては、(株)竹中工務店、戦没画学生慰霊美術館 無言館の皆様にご多大なご協力を頂きました。ここに感謝の意を表します。

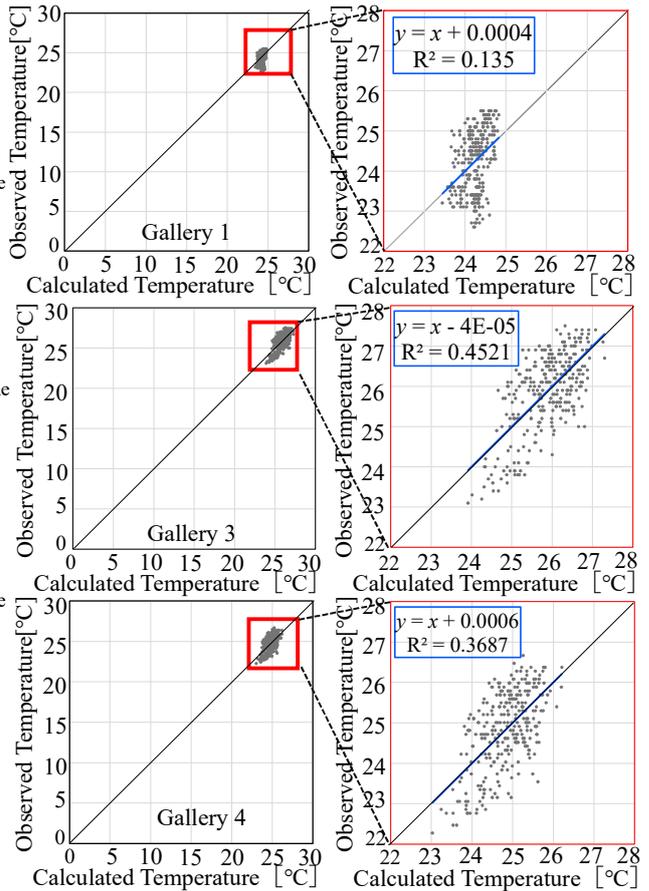


Fig.11 Difference between Observed and Calculated Temperature

注釈

注1 計算式： $\rho \Delta H \times Q$ [kW] … (1)

$$H = 1.005t + (1.846t + 2501.1)x \quad \dots (2)$$

$$x = 0.622 \times \frac{f}{P-f} \quad \dots (3)$$

$$f = f_s \times \frac{\varphi}{100} \quad \dots (4)$$

$$f_s = 133.3 \times \exp((18.808t + 361.52)/(t + 237.54)) \quad \dots (5)$$

<凡例>

- ρ : 空気密度 (=1.173) [kg/m³]、 ΔH : 比エンタルピー差 [kJ/kg (DA)]、 Q : 通過風量 (=0.206…第一展示室 0.237… 第三展示室 0.159…第四展示室 0.053…学芸室 [m³/s]) t : 温度 [°C] x : 重量絶対湿度[kg/kg (DA)]
- f : 水蒸気分圧 [Pa] P : 大気圧 (=101325) [Pa]
- f_s : 飽和水蒸気圧 [Pa] φ : 湿度 [%]

注2 開館時間に絞って重回帰分析を行った。開館時間：午前9時から午後17時 (火曜日休館)。

注3 増加量は 3kW、5kW、7kW のうち 26℃以下の室温が見込まれる最小の増加量をグラフに示した。

参考文献

- 1) 垂水他：埋設深 2m のアースチューブに関する冷却及び加熱効果 高岡市のコミュニティ施設における通年実測調査、日本建築学会技術報告集、第 22 巻第 52 号、pp1035-1040、2016. 10

放射冷却シートによる熱負荷削減効果と熱性能検証

(第1報) 屋根面敷設建物による空調負荷削減効果の計算手法の検討と実測による精度検証

Passive Daytime Radiative Cooling Material Effect on Heat Load Reduction
and Thermal Performance Verification(part 1) Study on Calculation Methods for Reducing Air Conditioning Load Effect of Roof-Installed
Buildings and Verification of Accuracy by Experimental Measurements

○李 明香 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)
末光 真大 (SPACECOOL 株式会社) 小西 二郎 (SPACECOOL 株式会社)
蜂須賀 祐介 (SPACECOOL 株式会社) 石川 翼 (立命館大学)
Myonghyang LEE*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Masahiro SUEMITSU*2
Jiro KONISI*2 Yusuke HACHISUKA*2 Tsubasa ISHIKAWA*1
*1 Ritsumeikan University *2 SPACECOOL INC.

The cooling load of buildings is significantly influenced by solar heat gain through the building envelope. Previous studies have reported that radiative cooling sheets can reduce indoor temperature and cooling demand; however, their effectiveness under actual year-round operating conditions has not been sufficiently evaluated. Therefore, this study aims to investigate the seasonal performance of radiative cooling sheets and to clarify the influence of outdoor climatic conditions on thermal loads using hourly meteorological data over an entire year. A time-series heat load calculation tool was developed, and its validity was verified through comparison with measured data obtained from an existing building.

はじめに

近年、脱炭素社会の実現に向けて、建築物の CO₂ 排出量の削減が求められており、省エネルギー基準の適合義務化や ZEB (Net Zero Energy Building) が推進されている。特に屋根面からの日射受熱の影響は夏期の冷房負荷への影響が大きく、建築物へ侵入する日射受熱量を減らすことができればその削減も見込めるものと考えられる。本研究では、日射反射率および放射率が 95% という高い性能を有する新たな建築外皮材料である放射冷却シート^{文1)}、^{注1)}を建築屋根面に用いた際の空調負荷削減効果について検討する。既往研究^{文1)}による実測では、放射冷却シートを使用したテント内は一般的なテント膜と比較し低温となった。また、先行研究において^{文2)}、定常計算により夏期 8 月における、事務所建物の屋根面に放射冷却シートを敷設した際の冷房負荷を求め、約 5% の削減効果が見込まれた。一方で、計算の入力条件とした気象データは夏期の代表日を選定し、1 カ月間、同様の数値を用いて空調負荷を算出している。代表日の気象条件のみでは日毎の時間変化の影響や、年間を通じた空調負荷への影響を考慮した実運用時の有効性を十分に評価することが難しい。

そこで本研究では、放射冷却シートを屋根面に敷設した場合の年間空調負荷への影響を明らかにすることを目

的として、拡張アメダス気象データの年間気象データおよび建物の基本データを入力条件として、簡易に放射冷却シートの季節毎の効果を検証することのできるツールを開発する。まず、実在建物における放射冷却シートの有無による実測調査を行い、屋根表面温度の違いおよび電力消費量について調査する。また、実測の測定値と本ツールの計算結果を比較することで、計算精度について検証する。さらに、各地域における放射冷却シート有無による空調負荷計算^{注2)}を各月において実施し、外気温度や日射が空調負荷に及ぼす影響について明らかにする。

1. 実在建物における実測調査

1.1 実測概要

図 1 に実測対象建物の屋根伏図および立面図、図 2 に平面図を示す。本実測は東京都品川区の 2 階事務所 1,200m² を対象に実施され、屋根表面温度と使用電力量を測定した。屋根表面温度は放射冷却シート敷設面と非敷設面において 10 分間隔で測定した。使用電力量は検針による建物全体のデータであり、放射冷却シート施工前である 2023 年と、放射冷却シート施工後の 2024 年のデータを比較した。

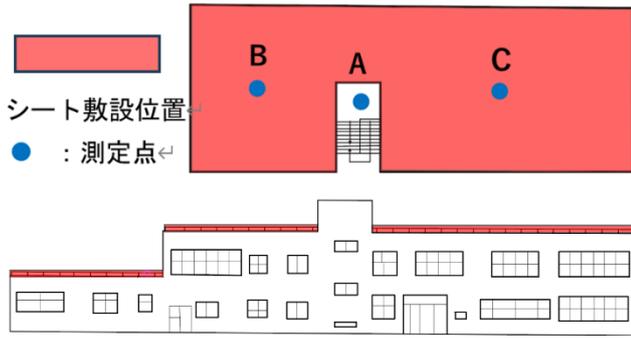


Fig.1 Roof Plan (top) and Elevation (bottom)

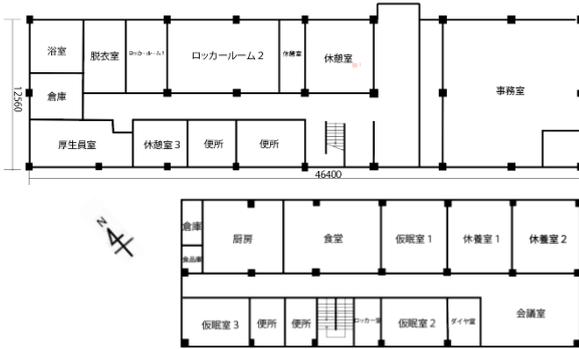


Fig.2 Floor Plan (1st Floor [top], 2nd Floor [bottom])

Table.1 Average Outdoor Temp. and Solar Radiation (August)

	2023年	2024年		2023年	2024年
平均気温 [°C]	29.2	29.0	平均日射量 [W/m ²]	219.8	201.3

1.2 放射冷却シート有無による温度・電力量の比較

表 1 に、各年の 8 月の平均気温と平均日射量^{注 3)}を示す。また、図 3 に、8 月中の 12 時における屋根内外表面温度の平均値を示す。放射冷却シートを敷設していることにより、屋根外側表面は最大 12.9°C 低下しており、屋根内側温度もそれに伴い 2.4°C 低下していることがわかる。このことから、放射冷却シートを敷設することにより、屋内への侵入熱が抑制されることが確認された。

図 4 に、放射冷却シート敷設前後の使用電力量を示す。空調による使用電力量は、中間期である 4 月には空調が稼働していないと仮定し、各月の使用電力量と 4 月の使用電力量との差分を空調に起因する電力量として算出した。その結果、放射冷却シートを敷設した 2024 年においては、空調使用電力量が 15.8% 削減された。

2. 建築全体における空調負荷計算の方法

2.1 計算概要

以下に空調負荷計算に用いた数式を示す。また、図 5 に計算フローを示す。

$$Q = Q_{tin} + Q_{sin} + (Q_{light} + Q_{human} + Q_{app}) \quad (1)$$

$$Q_{tin} = \frac{Q_{wall,t} + Q_{wind,t} - (Q_{wall,n} + Q_{wind,n})}{A} \quad (2)$$

$$Q_{sin} = \frac{Q_{wall,s} + Q_{wind,s}}{A} \quad (3)$$

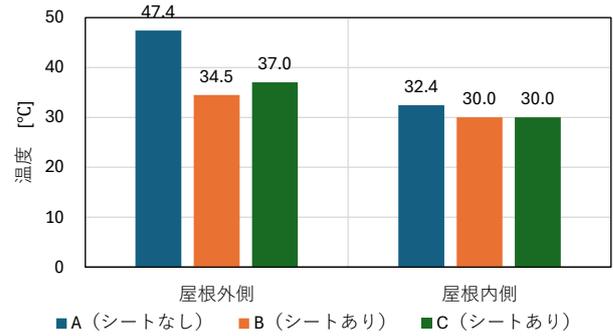


Fig.3 Measured Roof Surface Temperatures (Exterior and Interior)

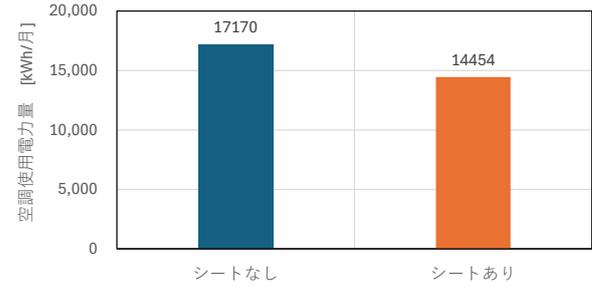


Fig.4 Comparison of Air-Conditioning Energy Consumption

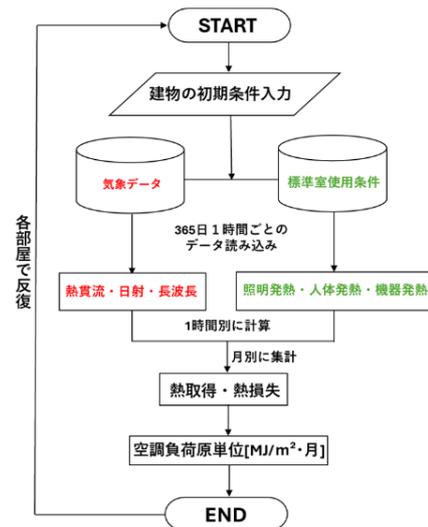


Fig.5 Flowchart of the Calculation Procedure

ここで、 Q : 空調負荷原単位 [MJ/m²・月]、 A : 床面積 [m²]、 Q_{tin} 、 Q_{sin} : 温度差、日射による熱取得月積算値 [MJ/m²・月]、 Q_n : 長波長放射による熱損失月積算値 [MJ/m²・月]、 Q_{light} 、 Q_{human} 、 Q_{app} : 照明・在室者・機器発熱月積算値 [MJ/m²・月]である。

空調負荷は参考文献^{文 3)}を基に壁、窓、屋根からの温度差による貫流熱、日射による熱取得、長波長放射による熱損失、照明、機器、人体発熱をそれぞれ 1 時間ごとのデータを使用して詳細に算出した。日射受熱は各面の傾斜角を考慮しており、内部発熱については標準室使用条件から部屋用途ごとのカレンダーパターン、1 時間ごとの各発熱要因の使用比率を考慮して計算した。各月で熱取得、熱損失を集計し空調負荷原単位とした。結果が正の値の場合は冷房負荷、負の値の場合は暖房負荷として扱う。

Table.2 Calculation Conditions

	シートなし	シートあり
平均外気温 [°C]	29.2	29.0
平均全天日射量 [W/m ²]	219.8	201.3
屋根日射反射率	20%	95%
屋根放射率	90%	95%
壁熱貫流率 [W/(m ² ・K)]	4.35	
ガラス熱貫流率 [W/(m ² ・K)]	5.95	

Table.3 Comparison between Measured and Calculated Values

[kWh]	シートなし	シートあり	削減率[%]
実測値	17170	14454	15.8
計算値	12178	10713	12.0

本ツールの入力条件としては、拡張アメダス気象データおよび建物の構成材、各面積を入力値とし、上記の各要素を1年分の空調負荷として同時に算出するツールを作成した。

2.2 実測値と計算値の比較

精度検証に使用した建物モデルは実測建物とした(図1参照)。気象データは気象庁よりその年度のデータを抽出し、日射量は全天日射量より直散分離の式を使用して求めた。ここでは、換気^{注4)}や蓄熱の影響については考慮しない。表2に、計算条件を示す。計算に使用した気象データは気象庁より参照した8月の1時間毎のデータとした。壁・ガラスの熱貫流率は同一とし、屋根面の日射反射率と放射率を変更して計算した。なお、電力量算出に用いたCOPは、本建物に実際に設置されている空調機のカタログに示された定格値を基に、各室ごとに設定した。

表3に検証結果として、放射冷却シート有無による空調使用電力量を示す。使用電力量の削減割合を算出したところ、実測値では15.8%、計算値では12.0%と概ね同程度となった。一方で、使用電力の絶対量に違いがみられた。これは、換気負荷や蓄熱の影響、実際の利用状態などを考慮しておらず、基準条件^{文3)}に則り計算を実施したためだと考えられる。

3. 省エネ事務所モデルによる地域別計算

3.1 計算概要

図6および表4に、計算に使用した10,000m²の7階建て事務所モデルと、各計算地域の入力した気象データの各月の平均値および外皮の物性値を示す。

計算地域は、青森、仙台、東京、大阪、鳥取、鹿児島との6地域とし、屋根面に放射冷却シート有無による空調負荷原単位を計算した。入力条件である気象データは各地域における拡張アメダス気象データ(標準年)を使用した。

3.2 地域毎の空調負荷原単位の比較

図7と図8に、8月および2月における放射冷却シート敷設有無による空調負荷原単位^{注5)}を示す。放射冷却シートを敷設することで、すべての地域において、夏期には



Fig.6 Energy-Saving Office Model Floor Plan 1st Floor (left), Typical Floor (right)

Table.4 Calculation Conditions

【夏期】	青森市	仙台市	東京都	大阪府	鳥取市	鹿児島市
平均外気温 [°C]	24.2	24.9	27.7	29.2	27.3	29.6
平均全天日射量 [W/m ²]	198.3	167.0	186.8	226.7	219.7	234.0
【冬期】	青森市	仙台市	東京都	大阪府	鳥取市	鹿児島市
平均外気温 [°C]	0.0	3.4	6.2	6.9	5.1	10.4
平均全天日射量 [W/m ²]	91.2	133.4	140.6	131.4	99.6	121.2
ガラス熱貫流率 [W/(m ² ・K)]	2.64	2.64	4.12	4.12	4.12	4.12
壁熱貫流率 [W/(m ² ・K)]	0.99					
【屋根面】	シートなし			シートあり		
日射反射率	20%			95%		
放射率	90%			95%		

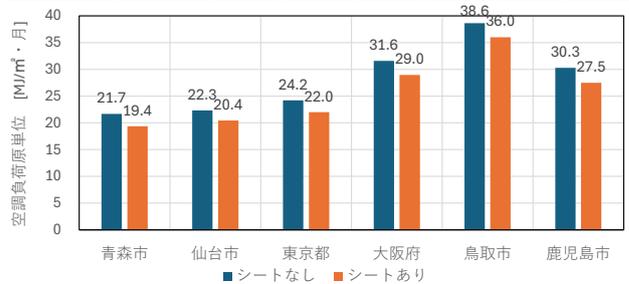


Fig.7 Specific Thermal Load (August)

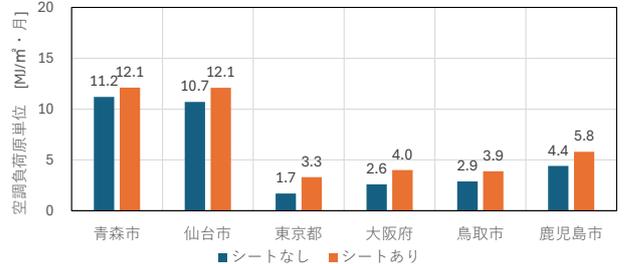
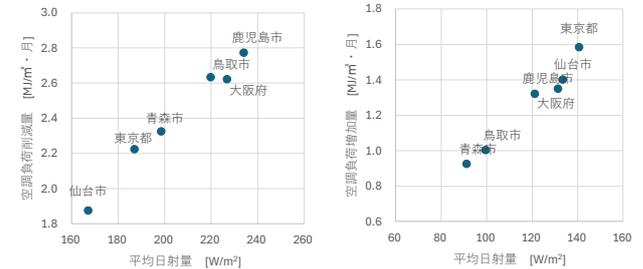


Fig.8 Specific Thermal Load (February)



(a) August (b) February
Fig.9 Solar Radiation Correlation Diagram

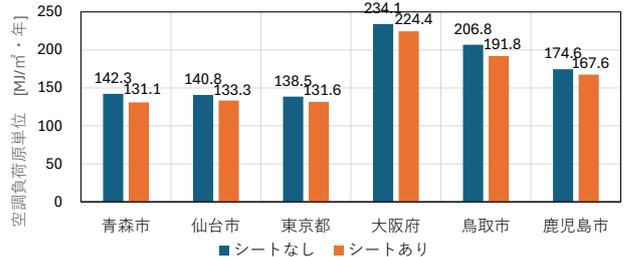
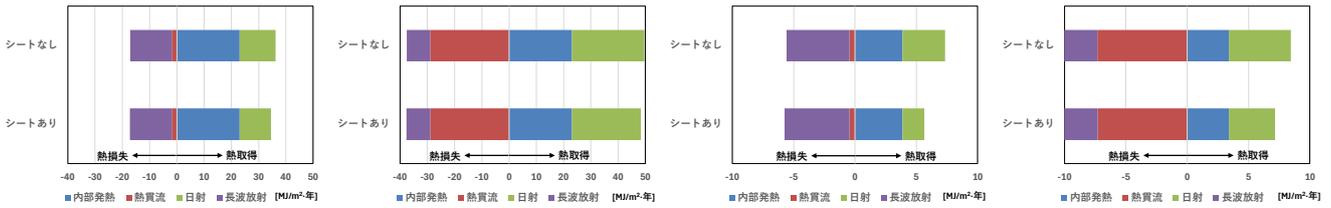
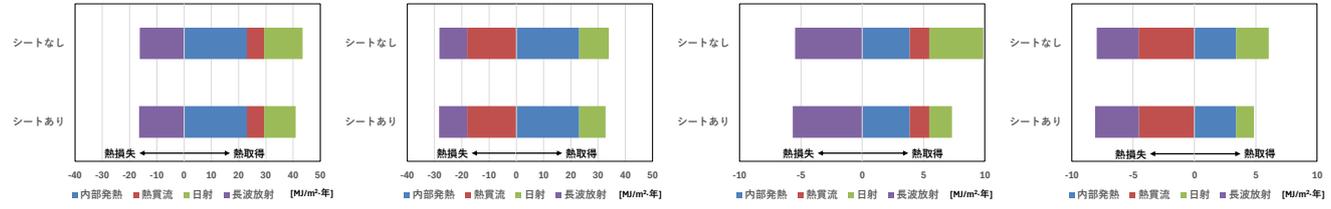


Fig.10 Annual Specific Thermal Load



(a) Whole-Building (August) (b) Whole-Building (February) (c) Top Floor (August) (d) Top Floor (February)
Fig.11 Comparison of Heat Loss and Heat Gain Components with and without Radiative Cooling Sheet (Sendai)



(a) Whole-Building (August) (b) Whole-Building (February) (c) Top Floor (August) (d) Top Floor (February)
Fig.12 Comparison of Heat Loss and Heat Gain Components with and without Radiative Cooling Sheet (Kagoshima)

空調負荷が減少し、冬期には増加した。夏期において放射冷却シートの敷設時に 6.5%~13.3%の空調負荷原単位が削減された。冬期において日射熱が遮られることにより、空調負荷原単位が 4%~50%ほど増加する結果となった。

図 9 に、8 月と 2 月における平均日射量と空調負荷削減(夏期)・増加(冬期)量の相関を示す。夏期においては、日射量の大きい地域ほど空調負荷の削減量が多い傾向が確認された。一方、冬期においては、日射量の大きい地域ほど空調負荷の増加量が多い結果となった。これは、放射冷却シートが日射受熱を抑制する特性を有しているため、日射負荷の割合が大きい地域ほどその影響が顕著となるためであると考えられる。夏期には日射取得の抑制が冷房負荷削減に寄与する一方、冬期には日射取得の減少が暖房負荷増加につながった。

図 10 に年間の空調負荷原単位を示す。年間を通してみると、冬期には空調負荷が増加したものの、夏期における日射負荷の低減効果が上回り、放射冷却シートの敷設により年間で 4~8%の空調負荷削減が確認された。

図 11 および図 12 に、仙台と鹿児島 of 建物全体および最上階における熱収支の内訳(8月および2月の積算値)を示す。夏期には、外気温度が比較的低い仙台では熱貫流は損失側となり、外気温度の高い鹿児島では取得側となった。放射冷却シートの敷設により日射取得は減少し、特に屋根面の影響を受ける最上階でその減少割合が大きくなった。冬期には両地域とも外皮からの熱貫流は損失側、日射は取得側となったが、シート敷設により日射取得は減少した。また、冬期の日射量は仙台の方が大きく、日射取得量および減少量も仙台で高い結果となった。

4. まとめ

本研究では、屋根面に敷設した放射冷却シートの年間空調負荷削減効果について、実測および年間の空調負荷計算に基づき検討した。実測の結果、放射冷却シートを敷

設した場合の屋根外側表面温度は最大 12.9°C、屋根内側温度は2.4°C低下し、空調使用電力量は 15.8%削減された。計算ツールによる削減率は 12.0%となり、実測と概ね整合した。地域別の解析では、放射冷却シート敷設により、夏期に 6.5~13.3%の削減効果が確認され、冬期には 4~50%の負荷増加が生じたが、年間では 4~8%の削減効果が得られた。さらに、平均日射量と削減・増加量には相関がみられ、日射量の大きい地域ほど効果が大きい傾向を示した。熱収支の内訳分析では、夏期には日射取得の抑制が冷房負荷削減に寄与し、屋根面の影響を受けやすい最上階でその効果が顕著であった。一方、冬期には日射取得の減少が暖房負荷増加の要因となり、日射量の大きい地域ほどその影響が大きくなることが確認された。

謝辞

本研究は松浦耕介氏の卒業研究として実施した。

注釈

- 注1) 一般的な素材は、放射冷却出熱<熱輻射入熱であるが、放射冷却シートは熱を大気の高透過率が高い波長帯 8-13μmの熱輻射に変換し放熱する特徴を持ち、放射冷却出熱>熱輻射の入熱となる。
- 注2) 本研究では、室温一定制御を前提とし、算出した熱負荷を理論上の空調負荷(冷房負荷と暖房負荷)として扱った。
- 注3) 実測においては気象データを測定していないため、気象庁の過去のデータより気温と日射量を参照した。
- 注4) 換気については実態を調査していないため、換気負荷のない状態で計算した。
- 注5) 空調設定温度は、夏期: 26°C、中間期: 24°C、冬期: 22°Cとして計算した。

参考文献

- 文1) 大杉亮輔、大塚浩希、甲坂朋也、末光真大: 直射日光下で周囲より低温となる放射冷却防水シートの開発と建築物適用による省エネ性の検証と応用、日本建築学会学術講演梗概集 材料施工、pp.1305-1306、2024
- 文2) 李明香、近本智行、末光真大、甲坂朋也: 放射冷却シートによる屋根面敷設時の熱負荷削減量の検討および CFD 解析による膜状デントの熱環境解析、日本建築学会学術講演梗概集 環境工学 I、pp.775-776、2025
- 文3) 国土交通省国土技術政策総合研究所, 独立行政法人建築研究所: 平成 25 省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説

放射冷却シートによる熱負荷削減効果と熱性能検証
(第2報) CFD解析を用いたパヴィリオン内の温熱環境解析と空調負荷削減効果検証
Passive Daytime Radiative Cooling Material Effect on Heat Load Reduction
and Thermal Performance Verification
(Part 2) Thermal Environment Analysis of a Pavilion by CFD Analysis
and Verification of Air Conditioning Load Reduction Effects

○石川 翼 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)
 李 明香 (立命館大学) 浜 七世 (立命館大学)
 末光 真大 (SPACECOOL 株式会社) 小西 二郎 (SPACECOOL 株式会社)
 蜂須賀 祐介 (SPACECOOL 株式会社) 永瀬 修 (日建設計)

Tsubasa ISHIKAWA*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO *¹ Myonghyang LEE*¹ Nanase HAMA*¹
 Masahiro SUEMITSU*² Jiro KONISHI*² Yusuke HACHISUKA*² Osamu NAGASE*³

*¹ Ritsumeikan University *² SPACECOOL INC. *³ Nikken Sekkei Ltd.

In recent years, reducing cooling energy demand in buildings has become increasingly important under urban heat island conditions. Heat gain through building envelopes is a major contributor to cooling loads, and passive mitigation strategies are required. This study evaluates the effects of a passive daytime radiative cooling (PDRC) sheet on indoor temperature and cooling load in a pavilion using CFD analysis. Heat-flux boundary conditions reflecting the thermal characteristics of the PDRC sheet were applied and multiple envelope cases were compared. The results indicate that the PDRC sheet suppresses indoor temperature rise and reduces cooling load in summer and mid-season conditions.

はじめに

近年、都市部におけるヒートアイランド現象の顕在化を背景に CO₂排出量削減が強く求められている。建築物外皮が日射から受ける熱は空調負荷増加の要因であり、日射受熱の低減は重要な課題として位置付けられている。このような背景のもと、近年では熱負荷低減を目的とした新たな建築外皮材料である放射冷却シート¹⁾ (Passive Daytime Radiative Cooling Material) が提案されている。

本シートは、95%と高い日射反射率および放射率を有し、吸収した熱を大気透過率の高い赤外線として放射することで、日中において材料表面温度を周囲気温以下に低減可能な外皮素材である。李ら²⁾は、本シートを用いた仮設テント内部の温熱環境を対象としたCFD解析を行い、解析結果と実測値との比較を通じて解析手法の妥当性を検討した。しかし、本シートを活用した実際の建築物において、放射冷却シートが室内温度および空調負荷に及ぼす影響を定量的に評価した研究は十分とは言えない。

以上を踏まえ、本研究では大阪・関西万博のパヴィリオンを対象とし、放射冷却シートによる室内温度低減効果および空調負荷削減効果について、CFD解析を用いて定量的に評価することを目的とする。

1. 研究対象建物 (Fig.1)

本研究は、大阪・関西万博のガスパヴィリオン お化けワンダーランドを対象とする。放射冷却シートの性能を最大限活用すべく、三角形断面の建物形状で構成されており、内部の熱を建物上部から膜を通じて効率的に排出

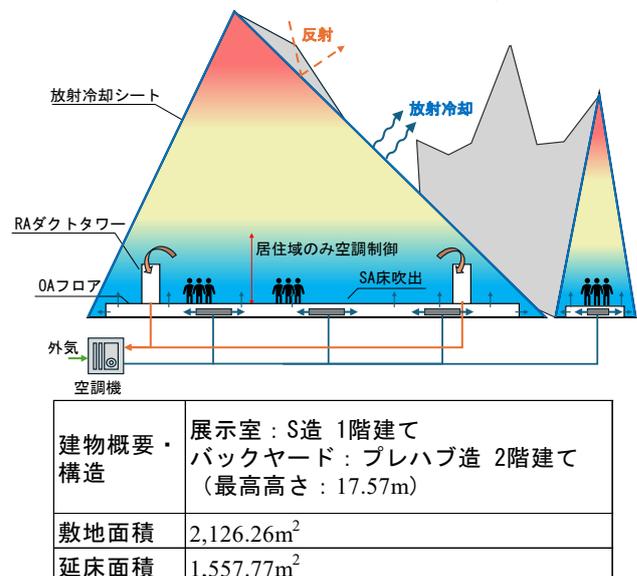


Fig.1 Schematic of the Air-Conditioning System

し、床吹き出しの居住域空調方式を採用している。建物内部には Return Air (以下、RA) ダクトタワーが設置されており、本ダクトを介して回収した還気を空調機により冷却し、Supply Air (以下、SA) 床上吹出によって室内に供給される。また、空調機は万博全体の冷水供給を利用して、取り入れた冷水を空調器で利用したのち、熱供給施設への返還を行っている。

2. 境界条件設定への熱収支式の構築

2.1 熱収支式 概要

放射冷却シートによる室内温度低減や空調負荷削減について調べる際、異なる外皮素材を条件下とした Case 設定が必要となる。また、室内環境を CFD 解析で把握するには、表面から発生する熱流束境界ないしは温度境界を設定する必要がある。しかし、本建物の構造上および開催の制約により測定箇所が極めて少ない。そのため、限られた室内温度と外気温、日射量を入力値とした境界条件設定への熱収支式を構築した (Table 1)。

本建物の CFD 解析条件では、夏期および中間期における空調負荷のピーク時ないしは非ピーク時を解析 Case としているため、熱収支式を構築する際にはある時点における定常状態と仮定した。定常状態を仮定した場合、時間的な温度変化および壁体内部への熱の蓄積がない、すなわち外部から壁体表面に入ってくる熱流量と壁体を通じて室内へ抜けていく熱流量が等しい状態として考えることができる。このとき、外表面における熱収支、壁体内部の熱伝導、ない表面での放熱の全てにおいて熱平衡が成立する。よって、壁面における熱収支式は(1)式となる。また、定常状態であれば、室外空気から外表面へ流入する熱流と、壁体全体を流れる熱流 (熱貫流) が等しくなる。よって、求める熱貫流量 (以下、CFD 解析の発熱量とする) は(3)式となる。

2.2 熱収支式 精度検証

熱収支式に関する精度検証では、算出した発熱量の精度を確認するのは困難であったため、求めた発熱量から室内および室外の表面温度を算出し、本シートを使用した仮設型テントの表面温度の実測値²⁾と比較した。室内側の表面温度は一部欠損している。

(3)式より、発熱量が既知となれば、室外側の表面温度は実質的に算出が可能となるので、(4)式が成り立つ。また、発熱量と壁体内で流れる熱伝導量は等しいので、(1)式と(2)式を用いて室内側の表面温度を求めることができる。よって、(6)式が成り立つ。

Fig.2 に室内側および室外側の表面温度比較を示す。いずれの表面温度も約±3°C程度に収まり、一定程度の精度が確認できた。よって、この熱収支式から本研究の CFD 解析の境界条件の計算として用いた。

Table 1 Formulation of the Heat Balance Model

$$Q = \begin{cases} Q_{sun} + Q_{rad} + q_{conv_out} \\ Q_{thermal\ conductivity} \\ J_{t_in} + q_{conv_in} \end{cases} \quad \dots(1)$$

ここで、

$$Q_{sun} = a_s (J_{d(\theta,A)} + J_{S(\theta)} + J_{r(\theta)})$$

$$Q_{rad} = (J_a - J_{t_out})^{\text{注1}}$$

$$q_{conv_out} = \alpha_o (SAT - \theta_{surface_out})$$

$$SAT = \theta_{out} + \frac{1}{\alpha_o} (Q_{sun} + Q_{rad}) \quad \dots(2)$$

$$Q = Q_{sun} + Q_{rad} + q_{conv_out} = K (SAT - \theta_{in}) \\ = \left(\frac{1}{\alpha_o} + \frac{L}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i} \right)^{-1} \cdot (SAT - \theta_{in}) \quad \dots(3)$$

$$\theta_{surface_out} = SAT - \frac{K(SAT - \theta_{in}) - (Q_{sun} + Q_{rad})}{\alpha_o} \quad \dots(4)$$

$$\theta_{surface_in} = \theta_{surface_out} + \frac{L}{\lambda} Q \quad \dots(5)$$

$$\sum H_i = C_p \cdot \rho \cdot Q_{RA,i} \cdot (\theta_{RA,i} - \theta_{SA,i}) \quad \dots(6)$$

<凡例>

Q_{sun} : 日射吸収量 [W/m²]

Q_{rad} : 実効放射量 [W/m²]

q_{conv_out} : 室外側対流伝熱量 [W/m²]

$Q_{thermal\ conductivity}$: 熱伝導量 [W/m²]

J_{t_in} : 面からの室内側放射量 [W/m²]

q_{conv_in} : 室内側対流伝熱量 [W/m²]

a_s : 日射吸収率 (=0.05) [-]

$J_{d(\theta,A)}$: 直達日射量 [W/m²]

$J_{S(\theta)}$: 天空日射量 [W/m²]

$J_{r(\theta)}$: 反射日射量 [W/m²]

J_a : 大気放射量 [W/m²]

J_{t_out} : 面からの屋外側放射量 [W/m²]

α_o : 室外側対流熱伝達率 [W/m² · K]

SAT : 相当外気温度 [K]

$\theta_{surface_out}$: 室外側表面温度 [K]

θ_{out} : 外気温 [K]

α_i : 室内側対流熱伝達率 [W/m² · K]

K : 熱貫流率 [W/m² · K]

θ_{in} : 室内温度 [K]

L : シート厚さ [m]

λ : 熱伝導率 [W/m · K]

$\theta_{surface_in}$: 室内側表面温度 [K]

C_p : 空気比熱 [J/kg · K]

ρ : 空気密度 [kg · m³]

$Q_{RA,i}$: RA 風量 [m³/h]

$\theta_{RA,i}$: RA 温度 [K]

$\theta_{SA,i}$: SA 温度 [K]

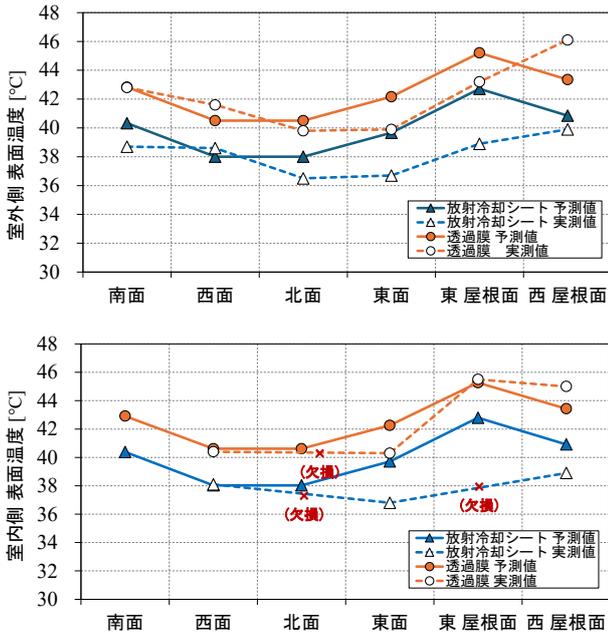


Fig.2 Comparison of Exterior and Interior Surface Temperatures

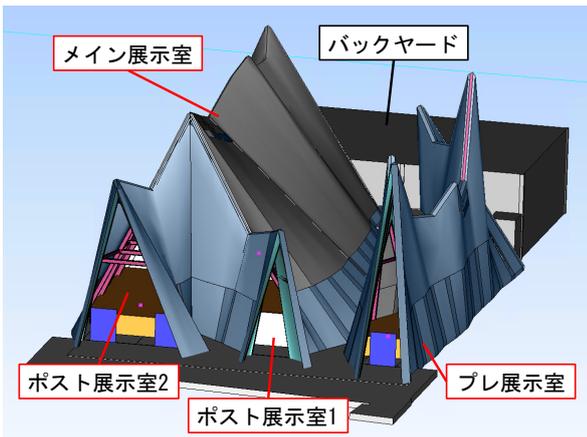


Fig.3 CFD Analysis Model

3. CFD 解析概要

本研究では、既往研究²⁾より CFD 解析の境界条件の妥当性を確認していることから、各方位面における日射量に基づき壁体を介した室内側熱貫流量を算定し、熱流束境界条件として与えることとした。

本解析は壁面の傾斜角度による複雑な形状を簡略化するため、壁面構成を 18 区画に分割して熱流束境界条件を設定した^{注 2, 3)}。放射冷却シートの効果比較のため、透過膜と非透過膜の 3 Case を設定した (Table 2)。また、東西面への日射入射方向および太陽高度の違いを考慮し、時間帯をそれぞれ夏季 9 時 (東面入射)、12 時 (上方入射)、15 時 (西面入射)、中間期 12 時 (外気温の影響を評価) の 4Case = 計 12Case とした。

Table 2 Thermophysical Properties of the Building Envelope Material

	透過膜	非透過膜	放射冷却シート
吸収率 α	0.05	0.25	0.05
反射率 ρ	0.80	0.75	0.95
透過率 τ	0.15	0.00	0.00
放射率 ε	0.95	0.95	0.95

Table 3 Numerical Settings and Boundary Conditions for CFD Analysis

項目	設定条件
解析領域	パヴィリオン室内 27m (x) × 38m (y) × 17m (z)
乱流モデル	標準k-εモデル
メッシュ分割	基準長さ: 27m (x) × 38m (y) × 17m (z) 総メッシュ数: 665,988メッシュ
移流項スキーム	一次精度風上
解析選択	流れ、熱、輻射
定常 / 非定常	定常解析

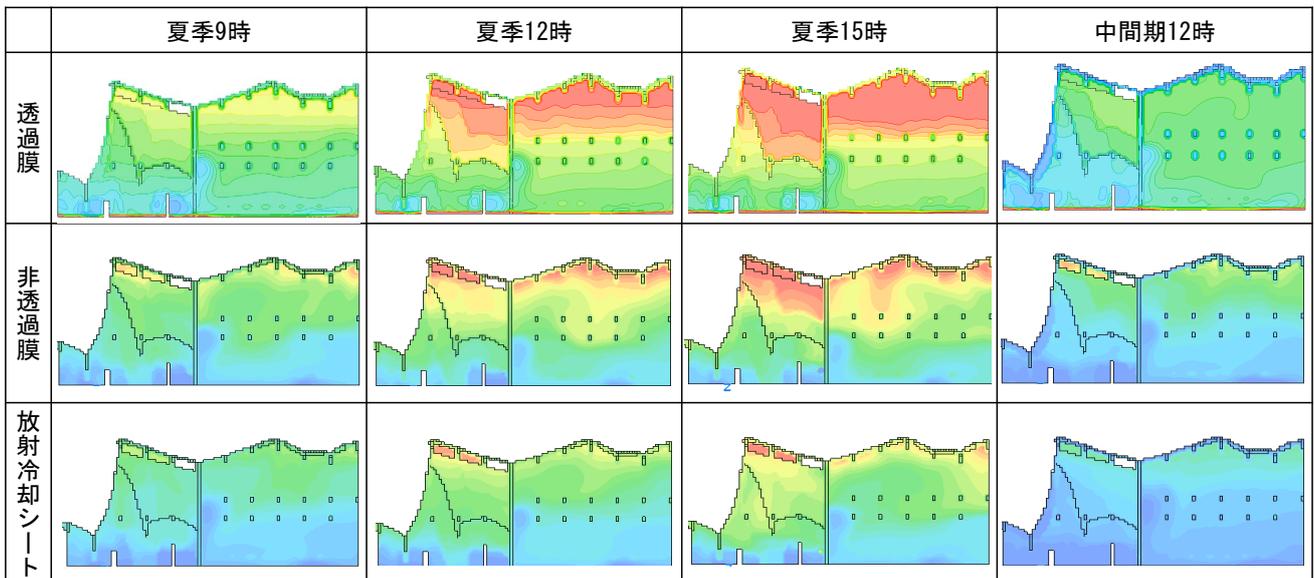


Fig.4 Spatial Distribution of Air Temperature (Left: Post Exhibition Room 2; Right: Main Exhibition Room)

CFD 解析設定条件を Table 3 に示す。空調負荷の算定については、各室の RA ダクト吸込口付近の空気温度が 28°C となる際の SA 流入空気温度を解析した。処理熱量 H_t の算定式を Table 1 の(6)式に示す。

4. CFD 解析結果

4.1 温熱環境比較

CFD 解析により算出した空気温度分布の結果を Fig.4 に示す。透過膜および非透過膜では、夏季の高日射条件下において天井付近を中心とした高温域が顕著に形成されるのに対し、放射冷却シートでは居住域と屋根面付近ともに低い傾向が見られた。また、居住域ではすべての時間帯において温度上昇抑制がされていた。

4.2 外皮条件の違いによる空調負荷比較

SA 吹出温度の結果を Fig.5 に示す。すべての展示室で放射冷却シートでは SA 吹出温度が高くなった。これは 4.1 の結果より、本シートによって入射する熱量が削減されて居住域の空気温度が低く維持されるため、SA 吹出温度は低く供給する必要がない。また、処理熱量の算定結果では、全時間帯において放射冷却シートでの処理熱量が低い結果となった (Fig.6)。夏季における処理熱量削減効果として、非透過膜と放射冷却シートとの間では 18~24%、透過膜と放射冷却シートとの間では 34~39% の差が確認された。透過膜および非透過膜では、日射条件の変化に伴い処理熱量が大きく変動する傾向が見られたのに対し、放射冷却シートは時間帯および季節条件に依存せず、安定して低い空調負荷特性を示した。

5. まとめ

本研究は、大阪・関西万博のパヴィリオンを対象に、放射冷却シートが室内温熱環境および空調負荷に与える影響を検証した。熱流束境界条件を用いた CFD 解析により外皮条件の異なる複数 Case を比較した結果、夏季および中間期において、放射冷却シートでは非透過膜および透過膜に比べて室内温度上昇が抑制され、空調負荷が低減される傾向が確認された。

以上より、放射冷却シートは、本研究で対象とした建築条件の範囲において、外皮を介した熱流入抑制に寄与し、室内温熱環境の改善および空調負荷低減に対する一定の有効性を示す可能性があることが示唆された。

注釈・参考文献

注1) 従来であれば、物体からの放射量は表面温度から算出するが、今回は外気温と表面温度の差は微小だと仮定し、外気温に変更した。次式に計算式を示す。

$$J_{r-out} = \epsilon\sigma_{surface-out}t^4 = \epsilon\sigma_{out}t^4$$

注2) 上部には放射冷却シート、下部居住域には放射冷却シートとグラスウール(断熱材)を組み合わせた構成とした。

注3) 上部の換気口は閉じているため自然換気はしておらず、空調機による温度制御のみとした。

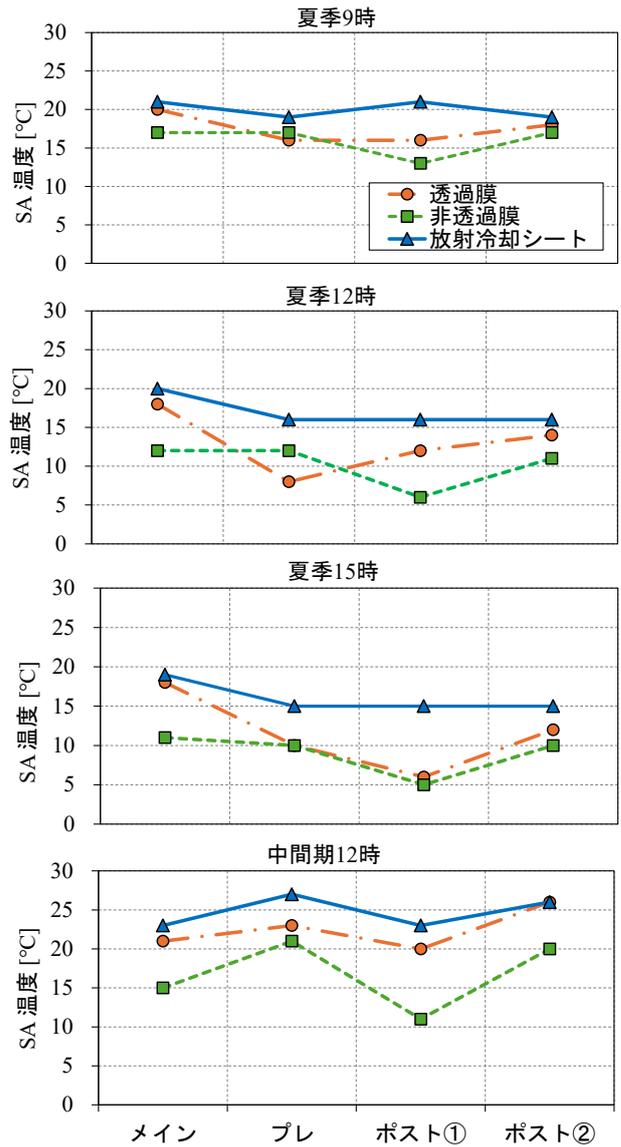


Fig.5 Predicted Supply Air (SA) Temperature

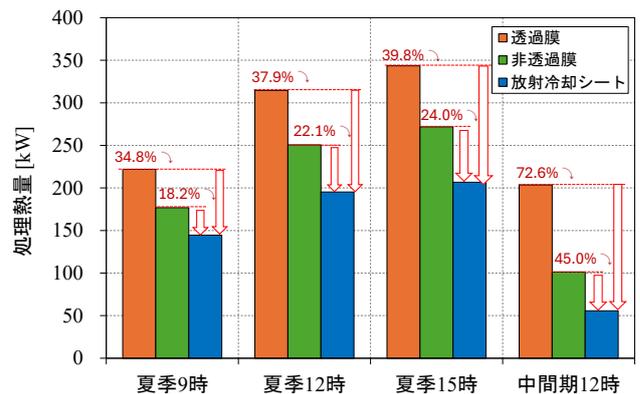


Fig.6 Cooling Load under Different Envelope Conditions

- Masahiro Suemitsu et al.: Expansion of the Market for Passive Daytime Radiative Cooling and Future Perspectives, Construction, Energy, Environment and Sustainability: Proceedings of CEES 2025, Vol. 2: Energy, Springer Nature, June 2025, pp. 11-18.
- 李明香ら: 放射冷却シートによる屋根面敷設時の熱負荷削減量の検討およびCFD解析による膜状テントの熱環境解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集(環境工学 I), pp.1737-1741, 2025年7月

大学図書館における微動検知型人感センサ導入による
照明電力消費量削減効果に関する研究
**Study on the Reduction Effects of Lighting Electricity Consumption
by Introducing Slight Motion Detection Sensors in a University Library**

○吉川 律希 (神戸大学) 田所 優典 (神戸大学)
吉田 尚人 (神戸大学) 竹林 英樹 (神戸大学)

Ritsuki YOSHIKAWA*1 Yusuke TADOKORO*1

Naoto YOSHIDA*1 Hideki TAKEBAYASHI*1

*1 Kobe University

In spaces like libraries where users can freely choose their seating locations, usage and occupancy patterns change over time. In such spaces, lighting may remain on even when no one is present, creating potential for energy savings through appropriate shutdown. Therefore, we will verify the effectiveness of reducing electricity consumption through automated lighting control by introducing slight motion detection sensors. We will also examine spatial conditions where higher reduction effects can be expected.

1. はじめに

図書館などの利用者が自由に利用場所を選択できる空間では、時間により人の利用状況が変化する。このような空間では人が不在でも照明が点灯している場合があり、適切な消灯による省エネルギー化の可能性がある。微動検知型人感センサは、デスクワーク時の微細な動きを検知し、在席中の誤消灯を抑制するため、利用時間が自由で人の動きが少ない図書館のような空間への導入に適している。

微動検知型人感センサ導入による省エネルギー効果の検証事例は少ないが、前田ら¹⁾は在席率 90%前後の事務室で約 9%、大成建設と東光電気の共同研究²⁾では、在席率 50%前後の事務室で最大 35%の省エネルギー効果が確認された。在席率の影響が示唆される。

本研究では、神戸大学自然科学系図書館に人感センサを導入して照明電力消費量の削減効果を明らかにした。空間の用途や大学のスケジュールによる削減効果の違いを分析し、削減効果の高い空間、条件を考察した。

2. 概要

神戸大学自然科学系図書館の 4 つの空間に人感センサを設置し (Table.1, Table.2, Table.3, Fig.1, Picture.1), 照明の自動制御による電力消費量の削減効果を検証した。サイレントスペース、オンラインポッドは自習、畳スペースは自習や休憩、開架書庫は書庫の用途である。

開架書庫には従来型の広角検知型人感センサを設置し、それ以外の空間には微動検知型人感センサを設置した。

サイレントスペースは南北のエリアに分割されている。センサの制御時間は、当初は微動検知型は 5 分、広角検知型は 15 分に設定していたが、2025 年 8 月 26 日に微動検知型は 1 分、広角検知型は 5 分に変更した。電灯盤内の対象空間の照明用ブレーカー 2 次側に CT を設置し、1 分毎の消費電力、1 時間毎の積算電力消費量を測定した。

Table.1 Objective Building

Building	Kobe University Library for Science and Technology	
Completion	April 2023	
Floors	4 floors above ground	
Total Area	4,169 m ²	
Opening Hours	Weekdays	8:45~20:00
	3rd Thursday	13:00~20:00
	Weekends	11:00~17:00
	Weekends before Exams	11:00~18:00
	Weekdays during Vacation	8:45~17:00
	3rd Thursday during Vacation	13:00~17:00

Table.2 Objective Spaces

Space	Space Use	Total Area	Sensor Type
Silent Space	Study	94 m ²	Slight Motion
Online Pod	Study	77 m ²	Slight Motion
Tatami Space	Study / Break	36 m ²	Slight Motion
Open Stacks	Stacks	57 m ²	Wide Angle

Table.3 Details of Each Sensor

Sensor Type	Slight Motion Detection Sensor	Wide Angle Detection Sensor
Detection Method	Detection of Infrared Level Changes	
Detection Sensitivity	1cm	—
Off-delay Time	1 ~ 10 min	10 sec ~ 30 min
Effective Detection Range (Vertical Direction)	2.4m~3.5m (※No Slight Motion Detection Between 3.1m and 3.5m)	3.5m
Detection Range (Horizontal Direction)	Beam-shaped (3.6m×3.6m) (※At 2.8m Installation Height)	Beam-shaped (9.8m Diameter Circle Directly Below at 3.5m Height)

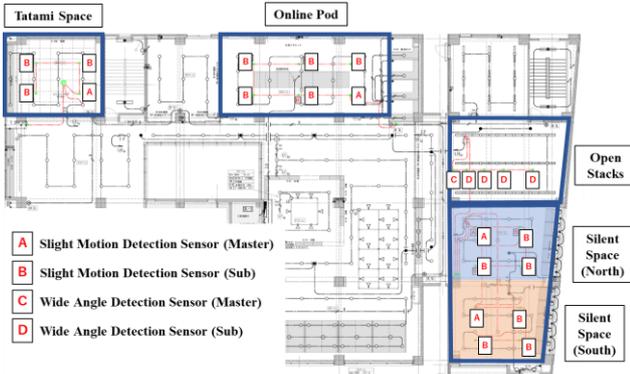
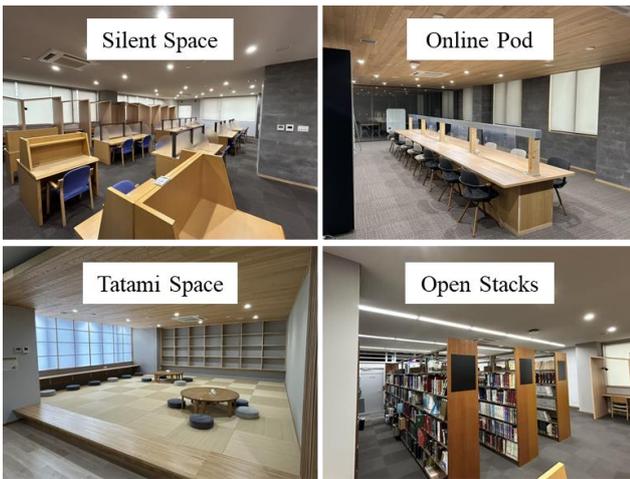


Fig.1 Objective Spaces and Sensor Locations



Picture.1 Objective Spaces

3. 電力消費量の削減効果

各対象空間における、全期間（2025年6月21日～12月31日）の日積算照明電力消費量とその削減量および削減率を Fig.2～5 に示す。開館時間中に照明が常時点灯していたと仮定した場合と比較して削減量を算出した。各空間における平日、休日、夏期休業期間の照明電力消費量の削減率を Table.4 に示す。

サイレントスペースでは、利用者の多い平日の平均削減量と削減率は 0.2kWh/日、4.8%であり、削減効果は限定的である。利用者の少ない休日、夏期休業期間の平均削減率は 21.7%で、標準偏差 19.9%とばらつきが大きい。

オンラインポッドでは、利用者の多い平日の平均削減量と削減率は 0.4kWh/日、11.1%であり、削減効果は限定的である。利用者の少ない休日、夏期休業期間の平均削減率は 38.5%で、標準偏差 32.3%とばらつきが大きい。

畳スペースでは、利用者の多い平日の平均削減量と削減率は 0.6kWh/日、26.2%であり、利用者の少ない休日、夏期休業期間の平均削減率は 63.2%で、標準偏差 29.1%とばらつきが大きい。

開架書庫では、利用者の多い平日の平均削減量と削減率は 2.5kWh/日、72.8%であり、利用者の少ない休日、夏期休業期間の平均削減量と削減率は 1.9kWh/日、87.1%である。いずれも他の空間より大きい。

Table.4 Average Electricity Consumption Reduction Rate

Space	Average Reduction Rate (Standard Deviation)	
	Weekdays	Weekends & Summer Vacation
Silent Space	4.8% (SD : 5.7)	21.7% (SD : 19.9)
Online Pod	11.1% (SD : 8.8)	38.5% (SD : 32.3)
Tatami Space	26.2% (SD : 14.5)	63.2% (SD : 29.1)
Open Stacks	72.8% (SD : 7.7)	87.1% (SD : 9.8)

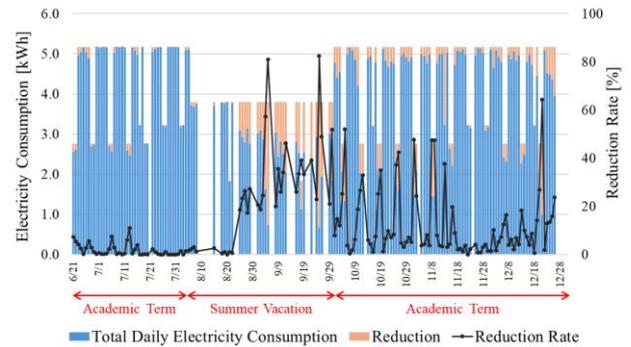


Fig.2 Electricity Consumption Reduction Effect in Silent Space

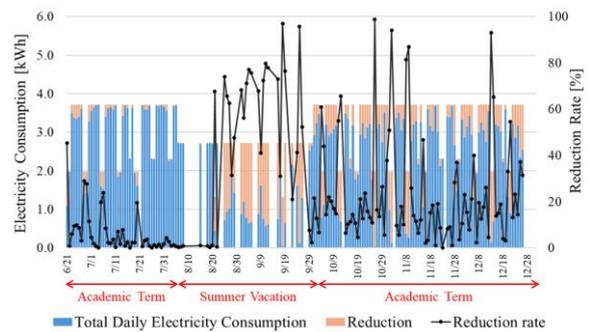


Fig.3 Electricity Consumption Reduction Effect in Online Pod

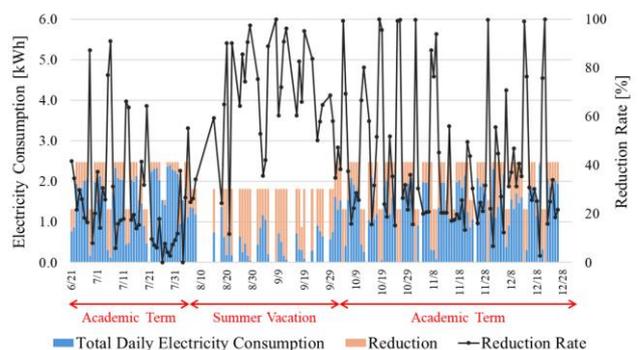


Fig.4 Electricity Consumption Reduction Effect in Tatami Space

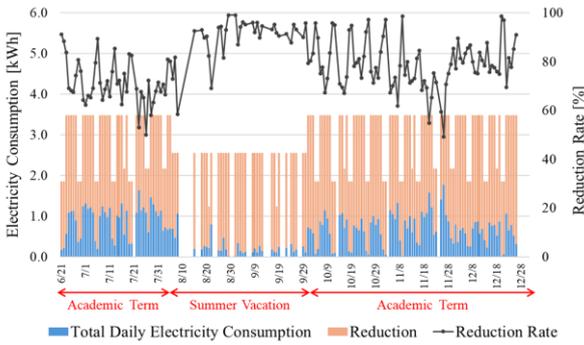


Fig.5 Electricity Consumption Reduction Effect in Open Stacks

4. 考察

各空間における日積算センサ制御回数，日最大連続点灯時間と日積算照明電力消費量の削減率を Fig.6～Fig.13 に示す。サイレントスペース，オンラインポッドでは，利用者の多い平日は制御回数が少なく，点灯時間が長いいため，削減率は低い。利用者の少ない休日，夏期休業期間には制御回数が増加し，点灯時間が短いと削減率は増加する。

畳スペースでは，制御回数とは明確な関係が確認されないが，点灯時間が短いと削減率は増加する。

開架書庫では，1階の点灯時間は短いため，制御回数が少ないと削減率が增加する。

自習用途のサイレントスペース，オンラインポッドは，平日はほぼ終日利用され，削減効果は小さい。休日，夏期休業期間は，利用時間が減少し，削減効果は増加する。

休憩等にも利用される畳スペースは，利用状況のばらつきが大きいため削減効果が高く，微動検知形人感センサ導入の可能性が高い。

1回の利用時間が短く，利用頻度が多い開架書庫は，従来型の人感センサによる削減効果が高い。

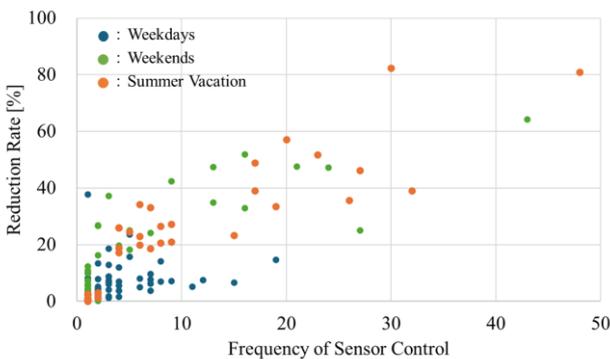


Fig.6 Daily Frequency of Sensor Control and Electricity Consumption Reduction Rate in Silent Space

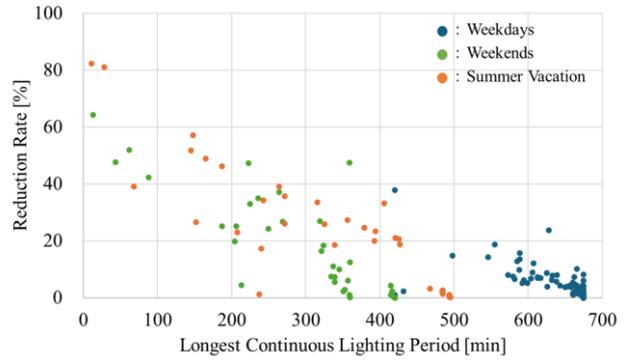


Fig.7 Longest Continuous Lighting Period and Electricity Consumption Reduction Rate in Silent Space

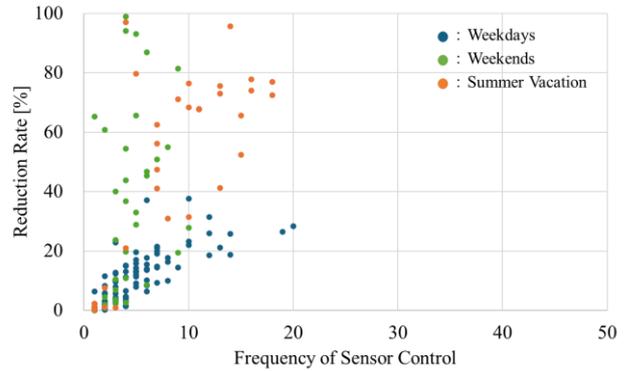


Fig.8 Daily Frequency of Sensor Control and Electricity Consumption Reduction Rate in Online Pod

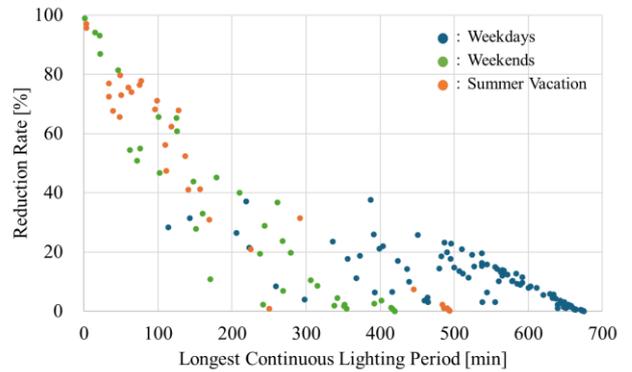


Fig.9 Longest Continuous Lighting Period and Electricity Consumption Reduction Rate in Online Pod

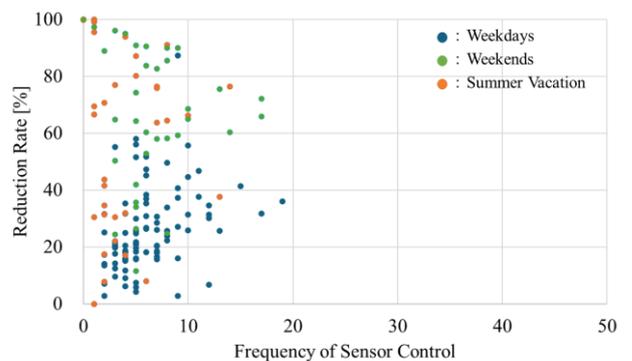


Fig. 10 Frequency of Sensor Control and Electricity Consumption Reduction Rate in Tatami Space

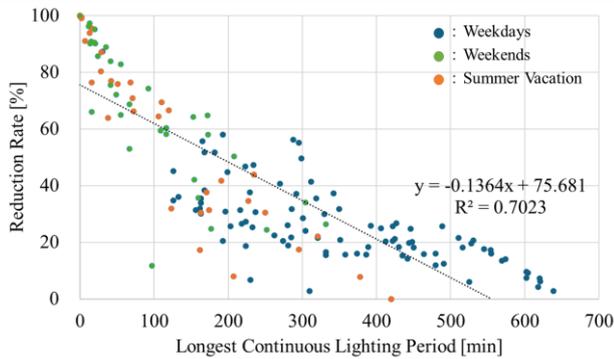


Fig.11 Longest Continuous Lighting Period and Electricity
Consumption Reduction Rate in Tatami Space

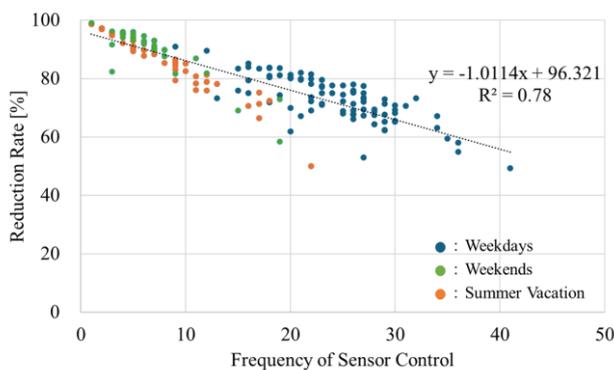


Fig.12 Daily Frequency of Sensor Control and Electricity
Consumption Reduction Rate in Open Stacks

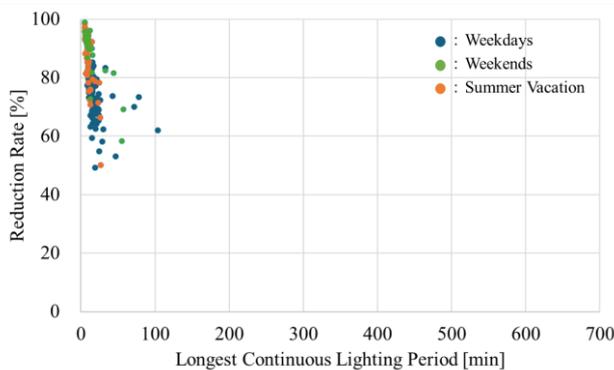


Fig.13 Longest Continuous Lighting Period and Electricity
Consumption Reduction Rate in Open Stacks

5. 結論

神戸大学自然科学系図書館の4つの空間に、従来型の広角検知形人感センサと、デスクワーク時の微細な動きを検知し、在席中の誤消灯を抑制する微動検知形人感センサを設置し、照明の自動制御による電力消費量の削減効果を検証した。

平日に終日利用者が多いサイレントスペースやオンラインポッドでは削減効果は限定的であった。休日や夏期休業期間には削減率は増加した。休憩等にも利用される畳スペースでは、利用者の多い平日にも消灯される時間があり、削減効果が若干大きい。利用者の少ない休日や

夏期休業期間の削減効果は大きい。1回の利用時間が短い開架書庫では、利用者の多い平日でも消灯されている時間が長く、削減効果は大きい。

自習用途のサイレントスペースやオンラインポッドは、平日はほぼ終日利用され、削減効果は限定的であるが、休日、夏期休業期間には、削減効果は増加する。利用状況のばらつきが大きい畳スペースは、微動検知形人感センサ導入による削減効果が高い。1回の利用時間が短い開架書庫は、従来型の人感センサ導入による削減効果が高い。

謝辞

神戸大学施設部、神戸大学自然科学系図書館の皆様のご協力感謝申し上げます。

参考文献

- 1) 前田裕樹, 山田章登: 庁舎照明設備における微動検知人感センサの導入効果について, 国土交通省関東地方整備局スキルアップセミナー関東, (2023)
- 2) 大成建設, 東光電気: 次世代 人検知センサを利用した照明・空調の節電・省エネ自動環境制御システム「T-Zone Saver」, 電気技術: 電気設備の総合誌 / 日本電設工業協会編, 59 (6), pp. 85-88, (2013)

**建設足場用メッシュシートによる WBGT 低減効果
メッシュシートの色と開口率の影響に関する実験的研究**
**Effect of scaffold mesh sheets on the reduction of WBGT, An experimental study on the
influence of color and opening ratio of mesh sheets**

○田中 一光 (大阪公立大学)

鍋島 美奈子 (大阪公立大学)

西岡 真稔 (大阪公立大学)

篠原 誠 (東レ建設株式会社)

Ikko TANAKA*1 Minako NABESHIMA*1 Masatoshi NISHIOKA*1 Makoto SHINOHARA*2

*1 Osaka Metropolitan University *2 TORAY CONSTRUCTION Co., Ltd.

This study experimentally investigated the effects of scaffold mesh sheet properties and mist spraying on WBGT in a simulated construction scaffold. Different sheet colors and types with known optical properties were compared under no-mist conditions to identify the most effective sheet for WBGT reduction. Results showed that transmitted solar radiation significantly influenced black globe temperature and WBGT. Sheets with lower solar transmittance achieved greater WBGT reduction. Furthermore, mist spraying reduced surface and air temperatures through evaporative cooling, though increased humidity was observed. The findings highlight the importance of selecting appropriate sheet properties and optimizing mist application.

はじめに

近年、地球温暖化に伴い、夏季の気温上昇や猛暑日の増加で熱中症発生が深刻な問題となっている。特に建設業は業種別熱中症死傷者数割合が一番高く、建設現場における熱中症対策は個人の注意や体調管理に委ねるだけでは不十分であり、作業環境そのものを改善する工学的対策が不可欠であることが示唆されており、2025年6月から建設現場の熱中症対策が義務化されるなど対策が急務の課題となっている。

実際の建設現場では、熱中症の評価方法としてWBGTが広く用いられている。Farshad, Aら¹⁾は、建設現場において日射曝露と熱ストレス評価を行い、直達日射を受ける作業員と受けない作業員で日射遮蔽を行うことで約5KのWBGT差が生まれ、直達日射を遮蔽することでWBGTを低減させる効果があることを示した。

一方で、飛散防止や安全対策を目的として用いられるメッシュシートの色や開口率などの仕様が足場内環境に与える影響は、十分な評価が行われていない。また、本研究では熱中症対策として、メッシュシートの仕様の効果に加えて、それらにミスト噴霧を行い、シートを濡らすことで得られる冷却効果の評価を行う。

平山ら²⁾は、テラスと屋外の間蒸発冷却壁体を設置し、半屋外環境下で壁体に水滴を滴下し、濡らすことで壁体表面温度が湿球温度近くまで低下したことを示し、テラス側で乾球温度が低下したことを示し、ミスト噴霧が熱中症対策に有効であることを確認した。しかし、この既往研

究は蒸発冷却壁体を用いた理想的環境下での実験であり、半閉鎖的空間である建設足場の足場用メッシュシートを濡らした際の効果や適用条件についての研究が少ない。

そこで本報は、足場用メッシュシートの色や型番による仕様の違いがWBGTに与える影響を評価しメッシュシート選定の指針となること、建設足場内でのミスト効果の確認の2つを目的として実験的研究を行った。

1. 研究概要

1.1 設置概要

本研究では、Fig.1に示すように仮説足場を2セット組み立て北側を基準シート、南側を対象シートと名付けた。

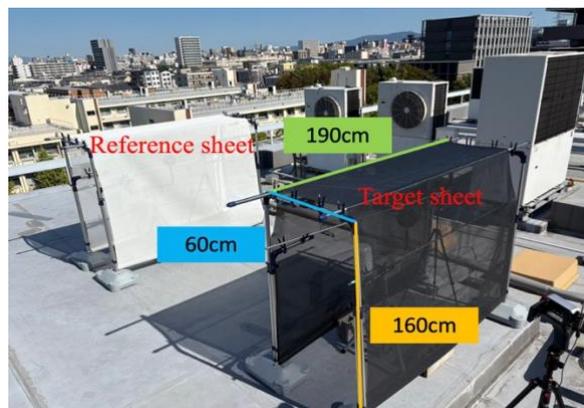


Fig.1 Overview of the Temporary Scaffold Setup

測定機器は足場内に WBGT 計と風速計をそれぞれ設置し、足場で日射計、サーモカメラを設置し、日射量とメッシュシート表面温度をそれぞれ測定した。設置場所は大阪公立大学杉本キャンパス工学部棟 C 棟屋上で実施期間は 10 月～12 月で実験日は 10/23, 24, 28, 11/4, 7, 12/7 の計 7 日間行った。また、日射などの条件を同様にするため、一対比較測定を行った。

1.2 実験方法

本研究では、ミスト噴霧なし条件とミスト噴霧条件で「実験 1：メッシュシートの色・型番の違いによる WBGT 評価」、 「実験 2：ミストによる足場内環境改善効果」の 2 つの実験を行った。

実験に用いたメッシュシートは型番 1004 でシロ、クロ、グレー、スカイブルーの 4 色、型番 1034 でシロの 1 色で、Fig.2 に示すように全光(300～2100nm)への光学特性³⁾が既知である。

実験 1 では、基準シートにシロ 1004 を固定、対象シートにその他のシートを設置して、WBGT 評価を行った。WBGT の定義式は式(1)に示す。

$$WBGT = 0.7T_w + 0.2T_g + 0.1T_a \quad (1)$$

T_w は、湿球温度(°C)、 T_g は黒球温度(°C)、 T_a は乾球温度(°C)を表す。

実験 2 では、対象シート、基準シートともに同じ色・型番のシートを設置し、対象シートのみミスト噴霧を実施し、ミスト効果の観察を行った。ミスト噴霧時に足場内の測定機器を足場外に移動させて足場内からシート面に向けてミスト噴霧を行った。サーモカメラで表面温度の低下を確認した後、測定機器を戻して約 30 分間測定した。シート表面温度の時間経過やミスト噴霧後の足場内の湿球温度、乾球温度の比較評価を行った。

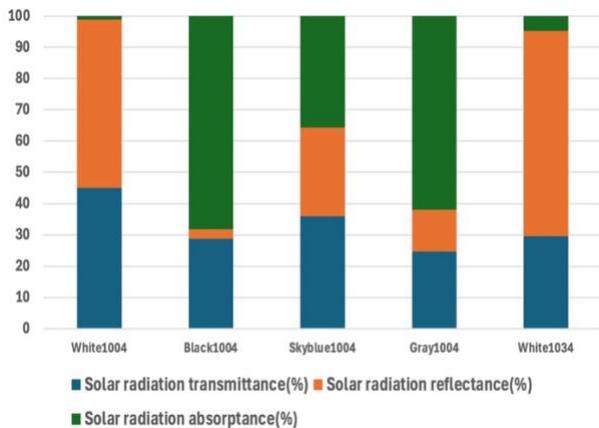


Fig.2 Characteristics across the solar radiation wavelength spectrum (300-2100 nm)

2. 実験結果・考察

2.1 実験 1 結果・考察

Fig.3 にミストなし条件での WBGT の結果を示す。Fig.3 よりいずれの実験でも基準シート(シロ 1004)が最も WBGT が高いことがわかる。ミスト噴霧なし条件で乾球・湿球温度には違いが見られなかったため、式(1)より黒球温度の違いと考えられる。

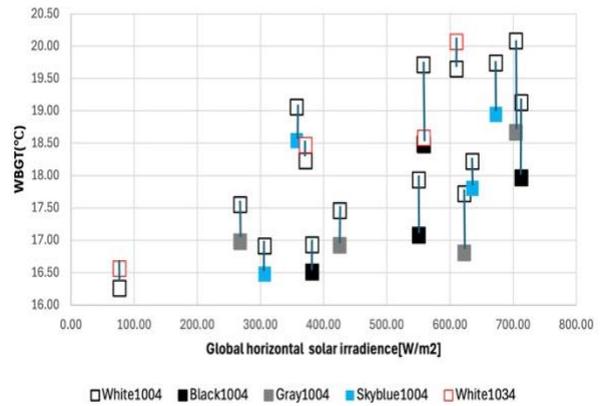


Fig.3 WBGT under the no mist condition

Fig.4 にミストなし条件での黒球温度の結果を示す。Fig.4 より黒球温度は型番 1004 の比較ではシロ 1004 の方が高く、最大で約 8°C の差が出るということがわかった。また、黒球温度は短波放射、長波放射、対流顕熱を踏まえた熱平衡状態時の黒球中心温度で決定される。実験 1 の条件下では、乾球温度に差がないため、黒球温度を変化させる要因として短波放射、長波放射を挙げ、それぞれについて分析を行った。

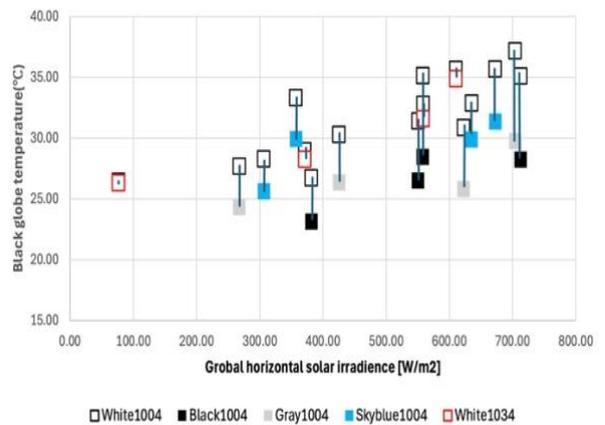


Fig.4 Black globe temperature under the no mist condition

まず、短波放射は、黒球に入射する日射が影響するため、式(2)に測定時の日射計で測定していた水平面全天日射量と各メッシュシートの全光透過率の積で足場内に透過する透過日射量を求めた。

$$S = a \times I_g \quad (2)$$

S : 透過日射量 (W/m^2)、 a : 全光透過率、 I_g : 水平面全天日射量 (W/m^2)

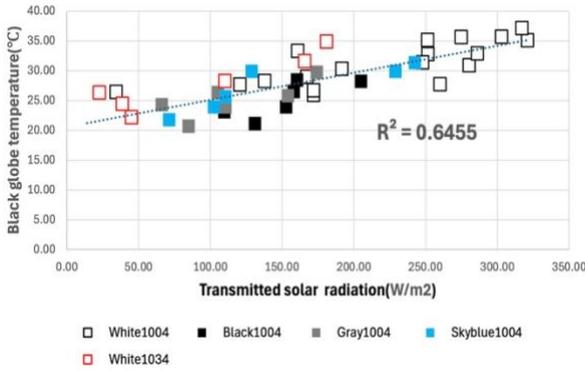


Fig.5 Relationship between transmitted solar radiation and black globe temperature

Fig.5 に透過日射量, 黒球温度を横軸, 縦軸においたグラフを示す。Fig.5 では, 決定係数が約 0.65 と足場内に透過する日射と黒球温度の関係性が明確にわかった。

次に, Fig.6 に, 日射量を範囲ごとに分けし, 横軸に全光透過率, 縦軸にシロ 1004 と対象シートの黒球温度差をおいたグラフを示す。Fig.6 より, 全光透過率が低いほど基準シートのシロ 1004 との黒球温度差が大きくなり黒球温度を低減させる効果が高いこと, 日射量が強さに比例してその効果が大きくなることがわかった。

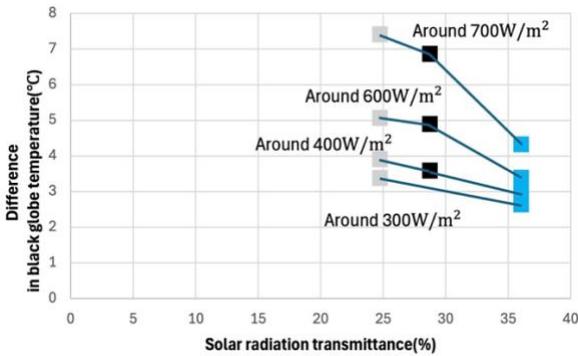


Fig.6 Relationship between solar radiation transmittance and difference in black globe temperature

Fig.7 に, メッシュシート表面温度, 黒球温度を横軸, 縦軸にそれぞれ設置したグラフを示す。Fig.7 より実験を行った 10~12 月の期間ではメッシュシート表面温度に大きな差が出ず, 黒球温度への影響は確認できなかった。

Fig.8 に, ミスト噴霧なし条件でのメッシュシート表面温度の結果を示す。Fig.8 より外部条件が同条件での表面温度は全光吸収率が最も低いシロ 1004 が小さい値を取り, 全光透過率が低いクロ 1004 やグレー1004 は全光吸収率が高く, 表面温度も高くなることがわかった。

実験 1 では, 足場内の WBGT を支配する主要因は, 表面温度よりも透過日射量による放射環境であり, 全光透過率の小さいシートを選定することが WBGT 低減の観点からは最も重要であることがわかった。

このことから, 実験 1 で, ミストなし条件下で全光透過率・吸収率が低いシートを用いることで黒球温度低減効果が得られ, WBGT 低減につながるということが分かった。

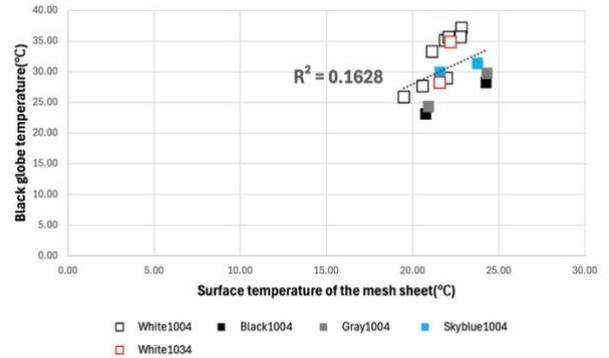


Fig.7 Relationship between surface temperature of the mesh sheet and black globe temperature

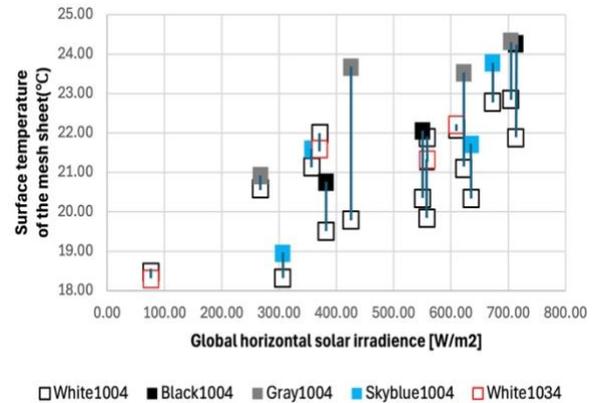


Fig.8 Surface temperature of the mesh sheet under the no mist condition

2.2 実験 2 結果・考察

Fig.9 で, 実際に 11/4 のグレー1004 の実験結果を示す。Fig.9 より, ミスト噴霧を行うことで表面温度が約 11°C 低下し, 湿球温度に近づけることができることを確認し, その後は徐々に元の表面温度に近づき, 日射量の強さに比例して増減していることが分かった。

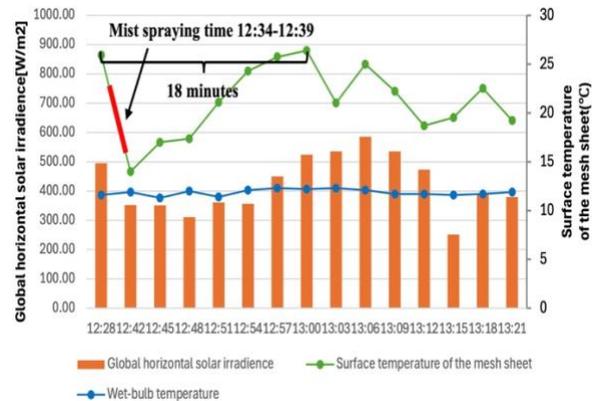


Fig.9 Time history of surface temperature (gray1004)

また, Fig.10 に, ミスト噴霧ありとなしの乾球温度の比較グラフを示す。湿球温度は WBGT 計、乾球温度は超音波風速計による音仮温度から算出した。青枠でミスト噴霧, 黄枠で測定を行っている。Fig.10 よりミスト噴霧を行うことで足場内の乾球温度低下が確認された。

これらから, メッシュシート表面で水の蒸発が活発で, 蒸発潜熱による冷却効果が有効であることがわかった。他の色・型番においてもミスト噴霧で表面温度低下が確認され, 湿球温度近くまで下げることができ, 乾球温度の低下を確認した。

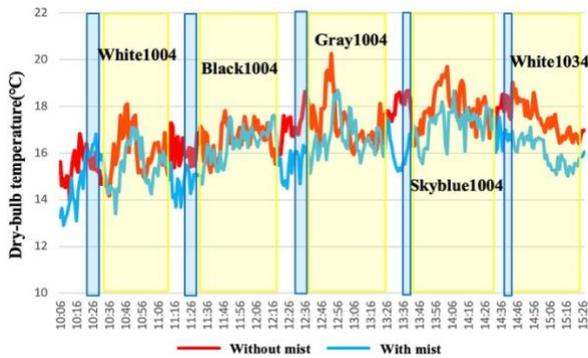


Fig.10 Dry-bulb temperature under the mist condition



Fig.11 Difference in relative humidity

Fig.11 に対象シートから基準シートの相対湿度を差し引いた相対湿度差の時間経過図を示す。青枠でミスト噴霧を行い, 黄枠で測定を行った。

本実験では, ミスト噴霧に伴う湿球温度の上昇は明確には確認されなかった。一方で, Fig.11 より, 足場内における相対湿度の増加は確認されており, ミスト噴霧によって足場内空間の水蒸気量が増加する傾向が示された。湿球温度は相対湿度および空気温度に依存する指標であるため, 本実験条件下では湿度上昇が湿球温度の上昇として顕在化しなかった可能性が考えられる。

しかし, 実際の建設現場では足場内の通風性が十分に確保されないケースも多く, 水蒸気が滞留しやすい環境となることが想定される。このような条件下では, 相対湿度の上昇が湿球温度の上昇につながり, WBGT は湿球温度の寄与が最も大きい指標であることから,

ミスト噴霧による暑熱環境改善効果は, 乾球温度の低下効果だけでなく, 湿度上昇の影響を含めて総合的に評価する必要がある。

以上より, ミスト噴霧は条件によっては WBGT 低減に寄与する一方で, 通風性が不十分な環境では WBGT 上昇を招く可能性もあり, 建設現場への適用に際しては空間条件や通風性を考慮した運用が重要であることが示唆された。

3. 結論

本研究では, 建設現場における足場内作業空間の暑熱環境に着目し, メッシュシートの仕様およびミスト噴霧の有無が暑さ指数 WBGT に及ぼす影響を実験的に検討した。

まず, ミスト噴霧なし条件下では, メッシュシートの色や型番の違いにより足場内 WBGT に差が生じることを確認した。同一型番で色のみが異なる場合, WBGT の差は主に黒球温度の違いに起因しており, 全光透過率の大きいシートほど透過日射量が増加し, 足場内の放射環境が悪化する傾向が明らかとなった。このことから, 暑熱環境改善には表面温度よりも透過日射量の抑制が重要であることが示された。

次に, ミスト噴霧を行った場合, メッシュシート表面温度および乾球温度の低下が確認され, 蒸発冷却による暑熱環境改善効果が認められた。

一方で, 相対湿度の上昇も確認され, ミスト噴霧の効果は足場内の通風性や空間条件に依存する補助的手法であると考えられた。また, 表面温度測定では屋外環境特有の影響が大きいことから, 本研究では黒球温度および WBGT を中心に評価を行った。

以上より, 遮光性能の高いメッシュシートの選定とミスト噴霧の併用は, 建設足場内の暑熱環境改善に有効である可能性が示唆された。

【謝辞】

平岡織染株式会社より実験用メッシュシートの提供を受けた。記して謝意を表します。

【参考文献】

- 1) Aliasghar FARSHAD et al.(2014), Heat Stress Level among Construction Workers, Iran J Public Health, 43(4), pp.492-498
- 2) 平山由佳理ら(2015), 親水・吸水性塗膜を施した表面濡れ性が高いパッシブクーリングルーバーシステムの開発と屋外実験による基本性能の把握, 日本ヒートアイランド学会論文集, Vol.10, pp.24-34
- 3) メッシュシート 光学特性・開口率・充実率
https://www.tarpo-hiraoka.com/resources/Product/pdf/PRDPDF_34be.pdf, 閲覧日 2025年1月27日

渦輪を用いたパーソナル空調の実大吹出ユニットにおける 渦輪進行速度の変化が執務者の快適性に及ぼす影響に関する被験者実験 Subject Experiment on the Effects of Vortex Ring Translational Speed Variations on Occupants' Comfort in a Personal Air Conditioning Full-scale Supply Unit

○矢野 佑典 (立命館大学) 近本 智行 (立命館大学)
杉本 翔 (立命館大学)

Yusuke YANO*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Kakeru SUGIMOTO*1

*1 Ritsumeikan University

Pulse airflow control using vortex rings enables efficient delivery of cool air directly to workers with a small air volume. In this study, a subject experiment was conducted using a ceiling-mounted vortex-ring ventilation system to investigate how changes in the propagation velocity of vortex rings affect occupants' comfort. As the propagation velocity increased, the perceived airflow sensation became stronger and thermal comfort improved; however, when the velocity exceeded a certain level, the intensified airflow caused discomfort. These findings highlight the importance of optimizing vortex-ring propagation velocity to achieve both effective cooling and occupant comfort.

はじめに

個人の快適感と室全体の設定温度の緩和を両立する手段として、パーソナル空調システムが挙げられる。その吹出手法として直進性が高く、拡散性が少ない渦輪を用いたパルス気流制御が着目している^{文1)}。この特徴より、少ない風量で効率的に執務者を冷却でき、個人ごとの快適感に対応することができる^{文2)}ことが明らかにされている^{文3)}。これまでCFD解析や、以前製作した渦輪送出装置を用いて渦輪の気流特性把握を目的とした実験を行い、渦輪送出条件の検討や連続送出が可能であることを明らかにした^{文3)}。既報^{文2)}では、渦輪送出風量の増加を目的にオフィス天井に設置可能な渦輪送出装置 (Fig. 1) を設計、製作し、本装置を用いた気流特性把握による渦輪の形成確認および執務者の冷却効果と快適性向上に寄与している可能性を示した。その中で渦輪の気流感を向上させる手法としては渦輪の送出風量の増加以外に渦輪の進行速度の向上が考えられる。しかし、渦輪の進行速度を増減させた場合における執務者の気流感・快適感の変化は十分に明らかにされていない。そこで本研究では、既報^{文3)}で製作された装置を用いて、渦輪を用いたパーソナル空調吹出の渦輪進行速度を増減させた場合の、気流感並びに快適性への影響を被験者実験で検証する。

1. 実験概要

本実験は立命館大学びわこ・くさつキャンパス内の温熱環境実験室にて行った。実験室温度は28℃、周り吹き出し^{注1)}温度は18℃に設定した。渦輪送出装置は実験室天井に設置し、ダクトを通して冷風貯蔵エリアより周り

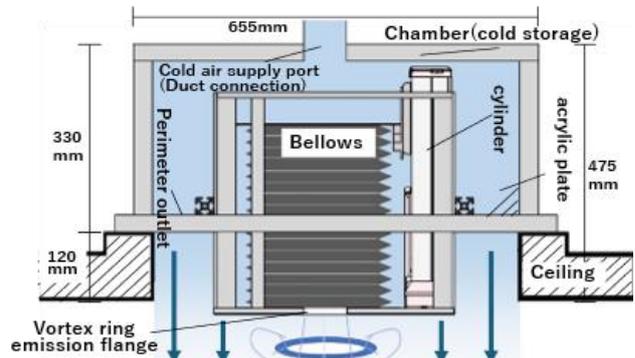


Fig.1 Overview of vortex ring output system

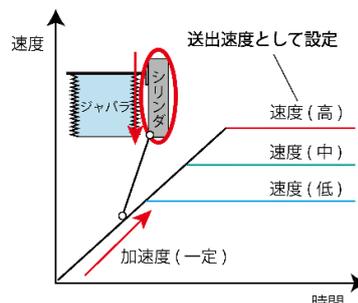


Fig.2 Vortex Ring Ejection Speed

Table.1 Experimental parameters

実験条件	
送出角度 (°)	0
送出風量 (m ³ /回)	0.00314
L/D値	4
送出口径 (mm)	100
周り吹き出し温度 (°C)	18
測定回数 (回)	3

Table.2 Translational speed experimental case

CASE	1	2	3	4	5	6	7	8
送出速度 (mm/s)	108	216	324	540	594	648	756	1080

Table.3 Subject experimental case

CASE	0	5	7	8
送出速度 (mm/s)	渦輪送出なし	594	756	1080
進行速度 (m/s)		3.0	4.0	5.2

吹出気流となる冷気を供給する。周り吹出気流をジャバラが吸い込むことで冷気を含んだ渦輪の送出が可能となる。パーソナル空調としての必要風量^{注2)}約39(m³/h)は周り吹出気流で確保する。シリンダは、専用ソフトウェアにて送出速度、押出距離を制御する。装置に角度調整機能を持たせ、左右それぞれ45°の角度調整により、うなじ部分への渦輪送出が可能となっている。送出速度以外の実験条件は、既報^{文3)}と同様とし、送出速度についてはシリンダの加速度を固定し、シリンダの最高速度を送出速度として設定する(Fig2)。Table.1に実験条件を示す。

2. 進行速度検証実験

2.1 実験条件

スモークとレーザーで渦輪を可視化し、測定点を高速カメラで撮影する。一定距離の進行に要したフレーム数から進行速度を算出する。渦輪が送出される際のシリンダ送出速度の増減による渦輪の進行速度の変化や、渦輪が形成される進行速度の上限及び下限を調査し、進行軌道実験で使用する実験ケースの選定を行う。3回試行した平均の進行速度を求める。Fig. 3 に実験室断面図、Fig. 4 に実験室平面図を、Table. 2 に実験ケース示す。

2.2 結果

CaseIIIからCaseVIIIにおいて渦輪の形成を確認することができ、それぞれの平均の進行速度をFig. 5 に示す。Case I 及びCase II については送出速度が十分ではなかったため、目標地点までに渦輪が崩壊してしまった。今回の実験で渦輪の形成が確認できたCaseIIIからCaseVIIIを進行軌道実験にて使用する。

3. 進行軌道検証実験

3.1 実験条件

進行速度検証実験で選定した実験ケースについて、スモークとレーザーで渦輪を可視化し、渦輪進行軌道を iPhone で撮影する。進行軌道のトレースし渦輪の直進性を検証する。また、アルキメデス数^{注3)}を用いて、渦輪の進行速度の差による進行軌道の数値化を行う。

3.2 結果

CaseVからCaseVIIIにおいて目標地点に到達が確認できた。それらの進行軌道を画像トレースしたものをFig. 6 に示す。また、全てのCaseにおいてアルキメデス数による進行軌道による数値化を行った結果(Fig. 5)を示す。これらの結果からアルキメデス数がAr=0.4程度で浮力の影響を受け進行軌道が曲がっていくと考えられる。直進性が確認されたCaseV、CaseVII、CaseVIIIを被験者実験で用いるCaseとする。

4. 被験者実験

4.1 実験条件

本実験は2025年11月に同実験室にて行った。被験

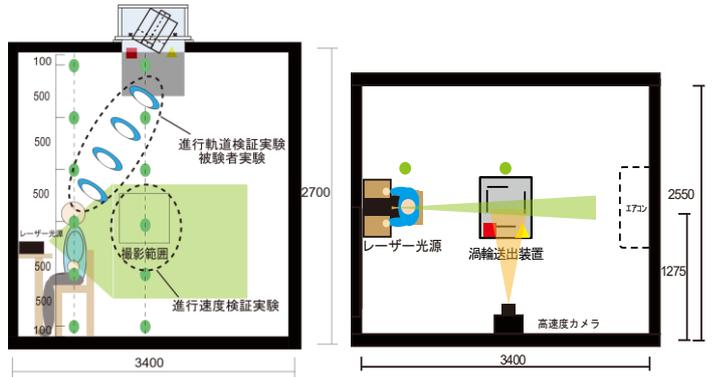


Fig.3 Overview of Laboratory Cross-Section and Measurement Points

Fig.4 Overview of Laboratory Floor Plan

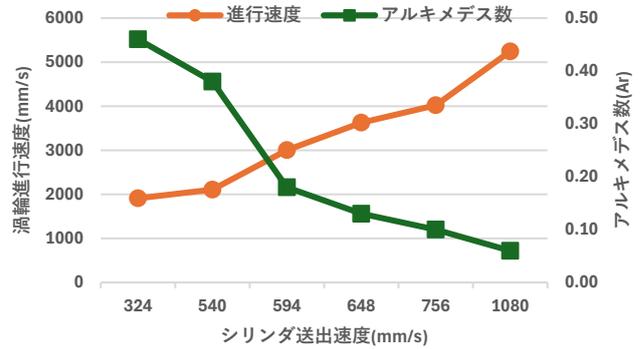


Fig.5 Vortex-ring propagation velocity and Archimedes number results for each case

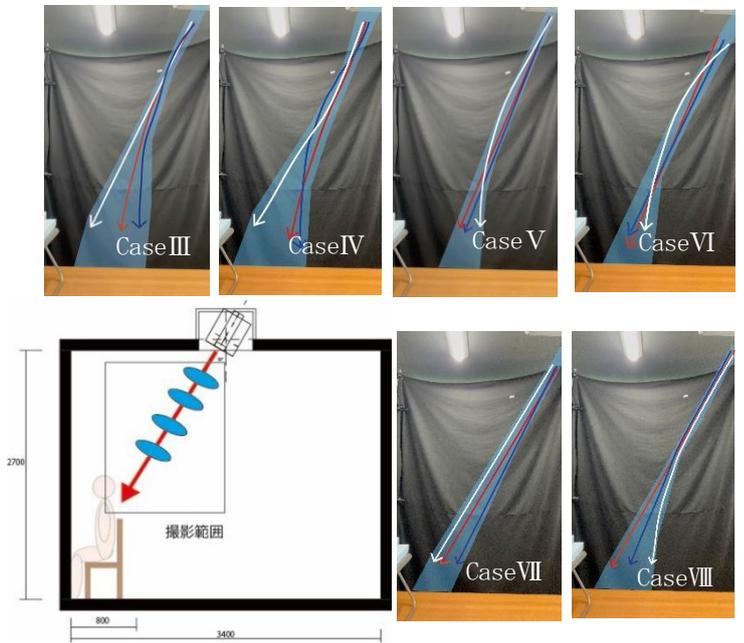


Fig.6 Visualization Experiment of Trajectory

Table.4 Subject experimental measurements

	内容	測定方法
主観申告	温熱環境温冷感/全身温冷感/局所温冷感/快適感	-3~3
	気流感/発汗	有無・部位/0~3
生理量	被験者皮膚温度9点 Hardyの7点法(額、腹部、腕、手、大腿、下腿、足)+首前後	熱電対

者は健康な男子大学生 7 人とし、着衣量は 0.6clo (肌着、半袖カッターシャツ、長ズボン、ノーネクタイ)、代謝量 1.0met (着座安静)、実験前日の飲酒は控え、十分な睡眠を確保させた。また、実験時に出る騒音が不快感につながる可能性があるため、耳栓着用とした。実験ケースを Table. 3 にて示す。進行速度検証実験及び進行軌道検証実験により選定した 3 条件及び渦輪の送出をしない 1 条件を用いて渦輪進行速度を変化させた場合の気流感並びに快適性について、被験者実験で検証する。

4.2 測定項目

実験室の断面図及び環境測定項目を Fig. 3、平面図を Fig. 4 で示す。環境測定項目としては事前測定で周り吹出風速 8 点を計測し、その他に周り吹出温度 1 点、上下温度分布 12 点を計測する。また、主観申告項目や生理量測定項目については Table. 4 にて示す。主観申告項目は温冷感や気流感、快適感などを測定し、生理量としては皮膚温度 9 点を測定する。

4.3 実験手順

Fig. 7 にてタイムスケジュールを示す。まず、実験開始前に順応期間として室温を 30℃に設定した待機室に 30 分に入ってもらい、暑熱状態となるようにする。測定機器装着後、実験ケースごとの条件で実験を開始する。20 分間の実験ケースの中で 1 分ごとに主観申告アンケートを行う。ケース終了後は 30 分間の休憩時間を設け、この手順を 4 ケース終了するまで繰り返す。被験者ごとにケースの順番は変更して実施した。

4.4 結果

実験結果について Fig. 8 にて示す。Fig. (a) の気流感申告では渦輪の進行速度の上昇とともに気流感も大きくなるという結果が得られ、Fig. (b) の気流の快適感申告では進行速度 4.0m/s までは快適感の割合が大きくなっていたが、5.2m/s では快適の申告割合が減少した。気流感の増加によって快適感も向上するが大きくなりすぎるとドラフト感や過剰な冷却などが原因で不快感につながってしまうと考える。Fig. (c) の全身温冷感申告では進行速度の変化による温冷感への影響は小さいと考えられる。Fig. (d) の局所温冷感の申告では進行速度の増加により涼しいの申告が増加していく結果がみられた。進行速度の増加によって局所部分を効果的に冷却することができていると考える。また、Fig. 9 では局所温冷感と首後ろ皮膚温度との相関の結果を示す。進行速度の上昇に伴い、負の相関から正の相関へと変化していき、5.2m/s では相関係数が 0.58 となった。このことから、進行速度の上昇により執務者の首後ろ皮膚温度を効果的に冷却できていると考える。Fig. 10 では快適感と局所温冷感の分布及び相関を示した。快適側の申告と局所が涼しい側の申告が全体的に多く占めており、快適感と局所冷却が

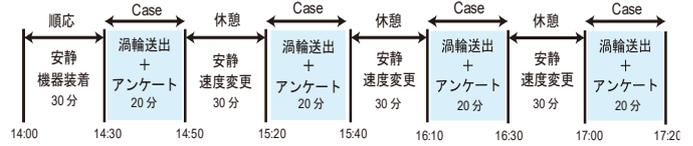


Fig.7 Experimental timeline

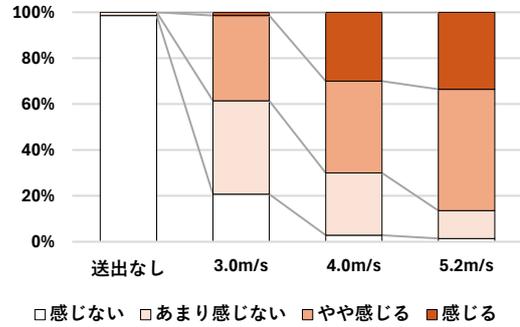


Fig.(a) Airflow sensation vote(気流感)

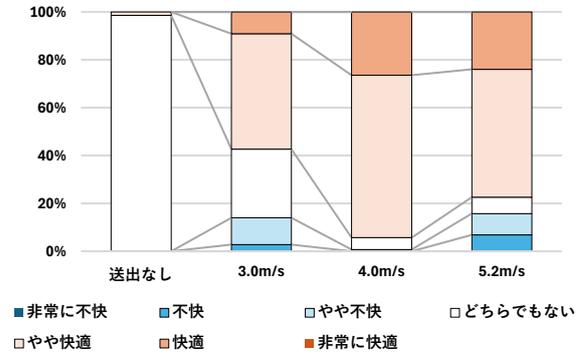


Fig.(b) comfort vote(快適感)

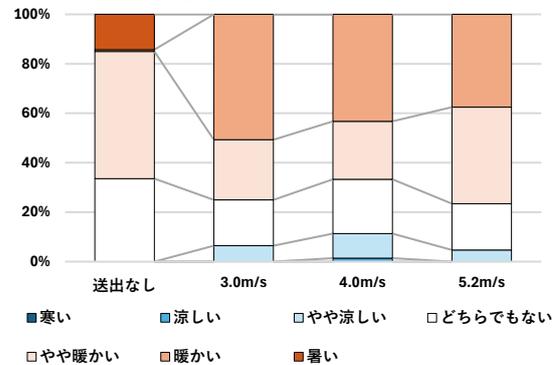


Fig.(c) Overall thermal sensation vote (全身温冷感)

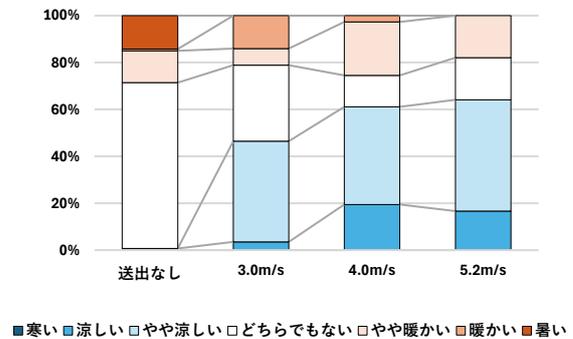


Fig.(d) Local thermal sensation vote (局所温冷感)

Fig.8 Subjective Responses in the Subject

快適かつ涼しい側の申告は4.0m/sが最も多くなっていた。また、渦輪送出なしとの比較では渦輪による局所冷却や快適感の向上ができていたことがわかった。相関については、3.0m/sでは-0.09、4.0m/sでは-0.20、5.2m/sでは-0.01となっており、4.0m/sで最も大きい負の相関となっていた。しかし、全体的に第4象限付近での分布となっているため相関への影響は小さいのではないかと考える。進行速度の上昇により局所温冷感がより涼しい側へと変化していき、快適感も大きくなると考えられたが、4.0m/sで最も快適感と局所温冷感の快適側申告と涼しい側の申告が多くなっていた。このことから、進行速度の上昇によって局所温冷感は涼しい側へと変化していくが、進行速度が大きくなりすぎると過冷却やドラフト感などにより快適感が減少してしまうことが考えられる。

5. まとめ

本研究では渦輪進行速度の変化が執務者の快適性へ及ぼす影響を進行速度検証実験、進行起動検証実験、被験者実験にて検証をした。一定の送出速度までが渦輪の形成と軌道を維持することができると分かり、被験者実験の快適感と局所温冷感の結果及び局所温冷感と全身温冷感の相関を踏まえて4.0m/sのケースが最も快適性を保ったまま冷却を行うことができると考える。

注釈

- 注1) 渦輪送出孔の周囲に吹き出す気流で、送出する渦輪の空調気流供給を図っている
- 注2) タスク域での一人当たりの熱負荷量を機器排熱:30[W]、人の顕熱:60[W]、人の潜熱:40[W]とすると、タスク空調で除去する総熱量は130[W]。送出温度18℃、室温28℃として算出

注3)
$$Ar = \frac{gL^3(\rho-\rho_l)}{v^2gl} = \frac{gL^3}{v^2} \cdot \frac{(\rho-\rho_l)}{\rho l}$$

$$g = 9.8\text{m/s}^2 \quad L = 1.8\text{m} \quad \rho: \text{送出空気密度} \quad v: \text{渦輪の進行速度(m/s)} \quad \rho_l: \text{室内の空気密度}$$

参考文献

- 文1) 久保他:居住域空調の温熱環境・省エネルギー性に関する研究(その1)渦輪を送出する空調吹出の有効性の確認、日本建築学会大会D-2、pp.913-914、2012年9月
- 文2) 近本:本報と同題(その25)渦輪を用いたパーソナル空調の実大吹出ユニットにおける送出風量増加が吹出気流特性・執務者の快適性に与える影響、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp249-252、2023.9
- 文3) 近本:ヒューマンファクターを組み込んだ空調システム・制御システムの構築(その25)渦輪を用いたパーソナル空調の実大吹出ユニットにおける送出風量増加が吹出気流特性・執務者の快適性に与える影響、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、pp.249-252、2023年9月

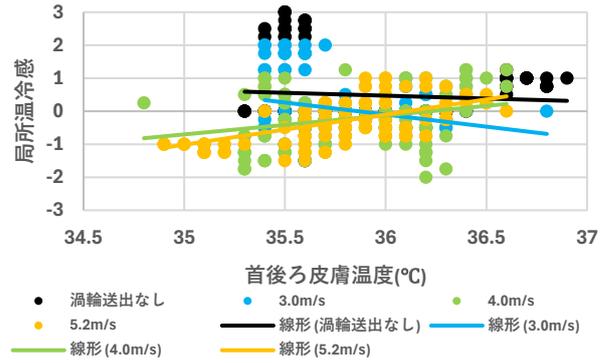


Fig.9 Correlation Between Local Thermal Sensation and Posterior Neck Skin

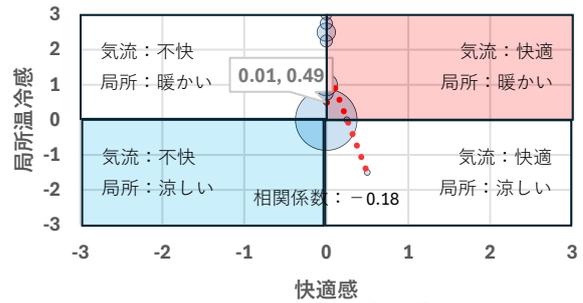


Fig.(e) Without Vortex-Ring Discharge

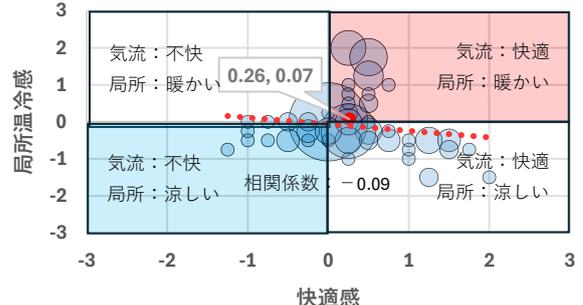


Fig.(f) 3.0m/s

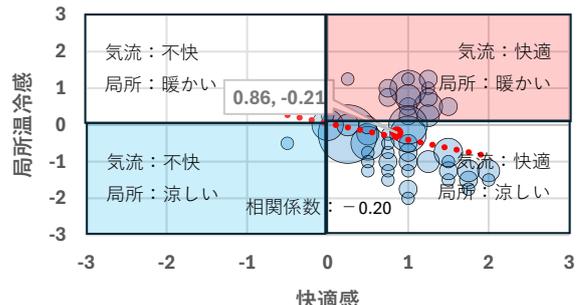


Fig.(g) 4.0m/s

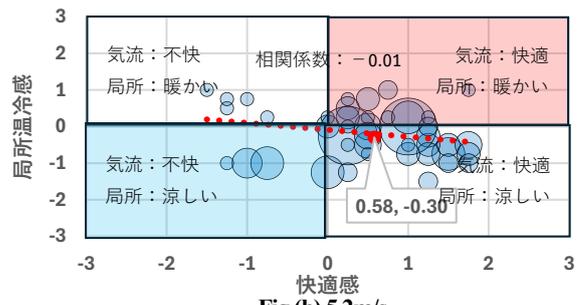


Fig.(h) 5.2m/s

Fig.10 Bubble Chart of Local and Overall Thermal Sensations Across Airflow Velocities

全空気式床輻射冷暖房システムにおける実測および CFD 解析を用いた空調効果の検証

Verification of air conditioning effects using actual measurements and CFD analysis in an all-air floor radiant heating and cooling system

○船越 雅人 (竹中工務店) 大倉 栄志 (竹中工務店) 三畑 一 (竹中工務店)
佐嶋 俊彦 (竹中工務店) 新田 陽喜 (竹中工務店) 新納 稔樹 (竹中工務店)
Masato FUNAKOSHI*1 Eiji OHKURA*1 Hajime MIHATA*1
Toshihiko SAJIMA*1 Haruki NITTA*1 Toshiki SHINNOU

*1 Takenaka Corporation

This study verified the effectiveness of an all-air floor radiant heating and cooling system in terms of energy efficiency and comfort using field measurements and CFD analysis. The use of floor radiant air conditioning has demonstrated potential for achieving more comfortable indoor temperatures and relaxing upper temperature limits through efficient climate control in occupied zones. Furthermore, it had shown potential for creating draft-free environments, contributing to the realization of spaces with reduced discomfort caused by airflow.

はじめに

近年、省エネルギー性と快適性を両立することが空調設備における課題となっており、放射空調はその課題を解決する技術の1つである^{1),2)}。放射空調は放射伝熱を利用して冷暖房を行うシステムで、室内の上下温度差が少ないことや気流による不快感が少ないこと、室内温度をあまり下げることなく快適性を確保できることなどが挙げられる。しかし、放射空調に関する知見は少なく、特に床輻射を利用した方式に関しては非常に少ない。

本研究の目的は、全空気式床輻射冷暖房システムの効果性を省エネルギー性と快適性の観点から検証することである。手法としては、材料構成の異なる畳を用いた実測による実態把握と、CFD 解析による検討および理論計算とした。

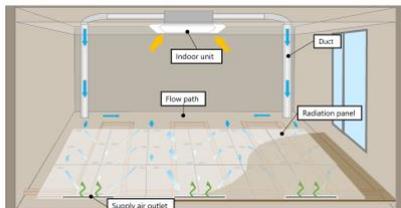


Fig.1.1 Heating and cooling system overview

1. 全空気式床輻射冷暖房システムの概要

検討する冷暖房システムの概要図を Fig.1.1 に示す。床下空間は木材等で楯形に仕切られており、この仕切られた空間をまたぐようにして放射パネルが設置されている。床下空間に供給された空気は放射パネル内を通して隣の流路に移動し、その後室内床面に設置された還流口を通して室内に吹き出す。この過程において放射パネルから

床下地材、床仕上げ材に伝導する熱による床面からの放射熱と室内に吹き出す対流熱によって、室内を冷暖房する。還流口から吹出された空気は室内機に戻り熱交換されて再び床下へ供給される。

2. 実測調査

2.1 実測調査の概要

実測対象室は福岡市内に立地する事務所の 3F とした。対象室の平面図および実測機の設置箇所を Fig.2.1、床材の比較条件を Table.2.1 に示す。対象室に設置されているエアコンは冷房定格能力 4.5kW、暖房定格能力 5.0kW を有するパッケージ型であり、断熱されたダクトを介して床下空間に接続されている。測定期間は夏期：2024 年 9 月 10 日 11 時～17 時、冬季：2025 年 2 月 20 日 11 時～17 時であった。室内には 4 種類の畳を設置しており、各畳の表面温度を比較した。

2.2 実測値による処理負荷の対流・放射成分の算出式

冷暖房システムの処理負荷成分の算出概念図を Fig.2.2 に示す。夏期と冬季における実測から得られた値に基づき、室内処理負荷の対流成分 Q_c と放射成分 Q_r を算出する。なお、貫流成分 Q_k は実測値による算出が不可能だったため、実測値での算出は割愛した。式(1)に対流成分 Q_c の算出式を示す。ここで、 Q_c は対流処理負荷成分 $[W/m^2]$ 、 ρ は空気密度 $[kg/m^3]$ ($= 1.2kg/m^3$)、 c は空気の比熱 $[kJ/kg \cdot K]$ ($= 1.006kJ/kg \cdot K$)、 V は風量 $[m^3/s]$ 、 ΔT は還流口吹出温度 T_c と室内温度 T_a の差とする。

$$Q_c = \rho c V \Delta T \quad (1)$$

式(2)～(4)に放射成分 Q_r の算出式を示す。放射処理負荷成分は、畳表面から周囲への放射および畳表面温度による

空気の対流の合算となる。ここで、 Q_r は放射処理負荷成分[W/m²]、 Q_{rr} は放射処理成分(放射分)[W/m²]、 Q_{rc} は放射処理成分(対流分)[W/m²]、 ε は放射率(=0.9とする)、 σ はステファン・ボルツマン定数(5.67x10⁻⁸/m²K⁴)、 A は放射面の表面積[m²]、 T_p は放射面の表面温度[K]、 T_a は周囲に空気温度[K]、 h は自然対流熱伝達率(=4.0とする)、 MRT は平均放射温度[K]とする。

$$Q_r = Q_{rr} + Q_{rc} \quad (2)$$

$$Q_{rr} = \varepsilon \sigma A (T_p^4 - T_a^4) \quad (3)$$

$$Q_{rc} = hA(T_p - MRT) \quad (4)$$

以降では、以上の式に基づいて実測値から処理負荷の対流・放射成分を算出している。

Table.2.1 Comparison conditions for flooring materials.

Type of Tatami	
①12mmTatami	Washi(1mm) + DAIKEN board (12mm)
②30mmTatami	Tatami grass (3mm) + DAIKEN board (15mm×2)
③40mmTatami	Tatami grass (3mm) + DAIKEN board (15mm×2 + 10mm)
④Tatami	Tatami grass (3mm) + Rice straw (50mm)

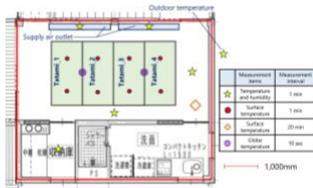


Fig.2.1 Floor plan of the target room and measurement points.

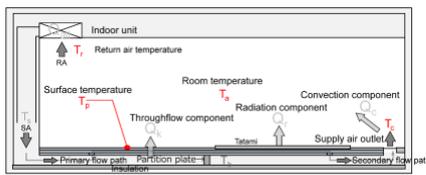


Fig.2.2 Calculation concept of all-air floor radiant heating and cooling system.

2.3 夏期実測調査の結果

夏期の実測結果を Fig.2.3(i)~(iv)に示す。空気温度・相対湿度は、測定点の平均値、還流口温度湿度も同様に測定点の平均値とした。また、室内条件として設定温度 26°C (人なし)、設定温度 26°C (室内 4 人)、設定温度 25°C (人なし) を時刻に応じて設定した。Fig.2.3(i)より室内外における空気温度・相対湿度は空調稼働開始から室内温度は 28°C~27°C程度を推移した。空調設定温度の 26°Cに室内温度が近づくまで時間を要する結果となった。また、人の有無による顕著な変化は見られなかった。Fig.2.3(ii)より畳表面温度は畳①が最も低く 25°C前後、畳②・畳③は概ね同様で 26°C前後、畳④が最も高く 27°C前後であった。グローブ温度は 2 地点で概ね同様の温度であった。Fig.2.3(iii)より床下を通った空気が室内に吹出される還流口の吹出温度と空調機の還気吸込み温度を測定した。還流口温度は、空調稼働開始から 15 時半頃までで、24°C~20°C程度まで低下した。還気温度は概ね室内温度と同様であり 27~28°C程度であった。Fig.2.3(iv)は対流・放射に

よる処理負荷の積み上げを示す。対流・放射処理負荷割合は対流成分が 80%、放射成分が 20%程度であった。

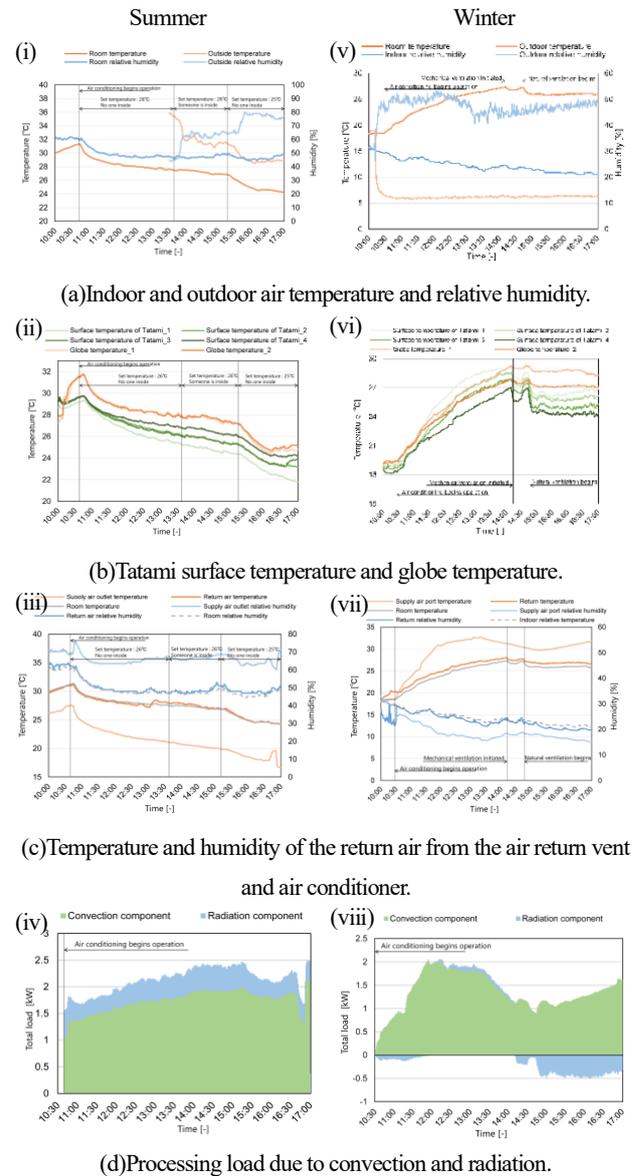


Fig.2.3 Result of actual measurement

2.4 冬季実測調査の結果

冬季の実測結果を Fig.2.3(v)~(viii)に示す。冬季は 10:30 より空調機を稼働させ、設定温度は 22°Cとし、14:10 から機械換気、14:45 から機械換気および窓開け換気を行った。対象室の都度で、日射の影響により室温上昇が考えられたため、この影響を低減するために機械換気を稼働させた。なお、給気経路は空調された隣接からの誘引のため、外乱の影響は少ない。Fig.2.3(v)より室内外における空気温度・相対湿度は空調稼働開始から 40 分程度で室温が 22°Cとなり、そのまま室内温度は上昇し続けた。また、窓開け換気を開始してからは室内温度が低下し、その後 26°C程度で安定した。設定温度の 22°Cに対して室内温度が 4°C程度上回る結果となった。Fig.2.3(vi)より畳表面温度は畳①、畳②、畳③、畳④の順で高く、窓開け換気後には 27°C~24°C程度にそれぞれ推移していた。また、グロ

ープ温度は①と②で差があり、①の方が1.0~1.5°C程度高かった。これは、グローブ温度測定点近傍の畳表面温度の差によるものと考えられる。 Fig.2.3(vii)より還流口温度は空調稼働開始から1時間30分ほどで30°Cを上回り、その後は概ね30~33°C程度を推移した。空調稼働開始時点では床下に冷気が溜まっており、還流口からの吹出し温度が安定するまでに時間を要したと考えられる。室上部に位置する室内機の還気温度は、室内温度を僅かに上回り26°C程度であった。 Fig.2.3(viii)は対流・放射による処理負荷を示す。負の値は、畳の表面温度が周囲より低いため、畳が吸熱する状態を表している。処理負荷の割合は、ほとんどが還流口による対流成分である結果となった。また、換気を開始してから外気の流入により室内の温度が低下し、床表面温度が低下したことに伴い畳の放射成分が吸熱側となった。以上の結果を踏まえると床輻射空調でも吸熱はあるが、一般的な天井吹出空調の暖房の方が床の表面温度が低いため、吸熱が大きく冷感が高くなる。一方、床輻射空調は表面温度が高いため吸熱量が小さくなり、足元の冷感が軽減されると考えられる。

3. CFD解析による床輻射冷暖房システムの効果検証

3.1 CFD解析概要

CFD解析モデルを Fig.3.1 に示す。実測対象室に対して、床輻射冷暖房システムおよび天井吹出し対流空調としたモデルを作成し、温度・気流の比較を行った。同一の室に対して床輻射空調と天井吹出空調の方式の条件を変更した。CFD解析方法は定常解析とした。風量は720CMHとし、吹出温度は冷房16°C、暖房32°Cとした。

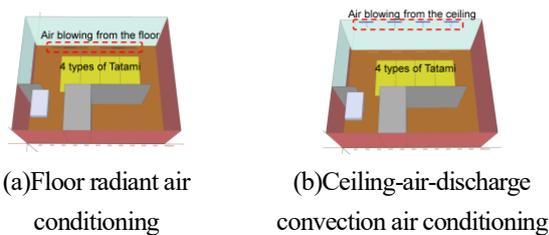


Fig.3.1 Model simulating the target room.

3.2 CFD解析値による処理負荷の対流・放射成分の算出式

CFD解析によって得られた結果を使用し、室内処理負荷の対流成分 Q_c と放射成分 $Q_r + Q_k$ (貫流成分と放射成分を含めた値を床輻射による放射成分とした)を算出する。なお、ここでは空調による空気の温度差に基づいて対流・放射成分を算出している。式(5)に対流成分 Q_c の算出式、式(6)に放射成分 $Q_r + Q_k$ の算出式を示す。ここで、 T_a は室内温度[°C]、 T_c は還流口吹出し温度[K]、 T_s は空調機吹出し温度[K]とする。

$$Q_c = \rho cV(T_a - T_c) \quad (5)$$

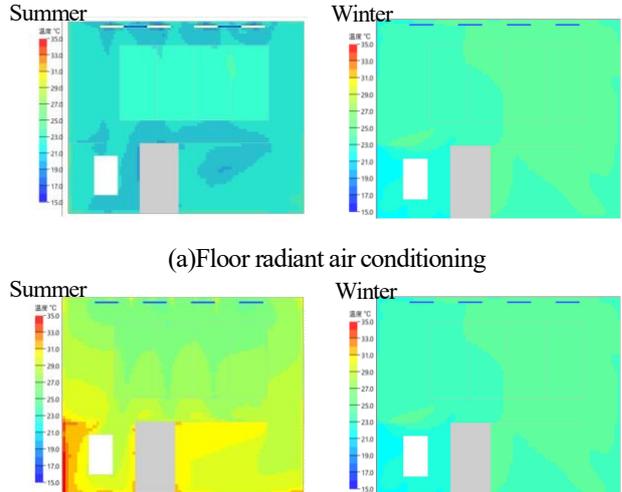
$$Q_r + Q_k = \rho cV(T_c - T_s) \quad (6)$$

以降では、以上の式に基づいて CFD 解析値から処理負荷の対流・放射成分を算出している。

3.3 CFD解析結果

3.3.1 床表面温度

床表面温度の比較を Fig.3.2 に示す。夏期では、床輻射空調の場合、床表面温度が22°C程度であるのに対し、天井吹出し空調の場合は27°C程度であり表面温度に大きな差が確認できる。また冬期は、床輻射空調の場合は25.5°C程度、天井吹出し空調の場合は24°C程度となり、1.5°C程度の差が確認できた。



(a) Floor radiant air conditioning (b) Ceiling-air-discharge convection air conditioning

Fig.3.2 Surface temperature comparison.

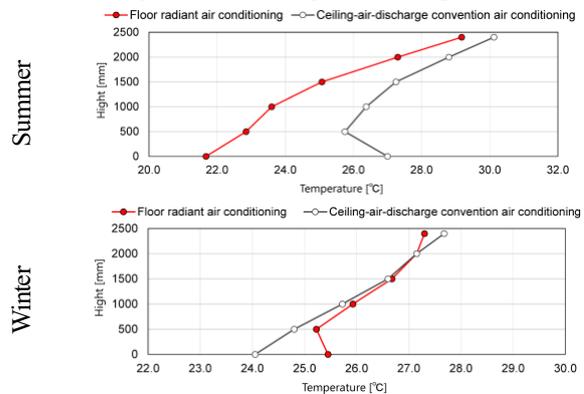


Fig.3.3 Average vertical temperature distribution on tatami.

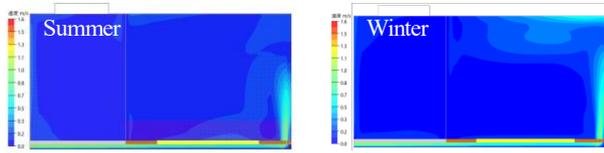
3.3.2 上下温度分布

畳上の平均上下温度分布を Fig.3.3 に示す。4種類の畳上の温度について高さ500mmおきに平均温度を算出した。夏期では、床輻射空調の方が居住域付近の温度が1.5°C~3°C程度低く、上方ほど差が小さくなることから分かった。つまり、床輻射空調は居住域を効果的に冷房できていると考えられる。また冬期では床輻射空調の方が上下温度差は小さく、冬期の上下温度差による不快感の低減に寄与していると考えられる。

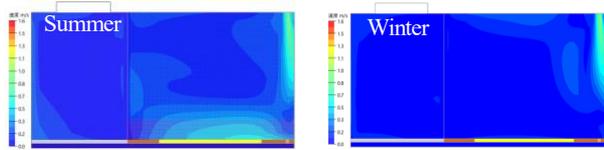
3.3.3 気流速度

畳③上部気流の分布断面を Fig.3.4 に示す。夏期において床輻射空調は室内の気流が小さく、概ね0.0~0.1m/sであり、天井吹出し空調は吹出した冷気が室下方を比較的大

きい流速で動いていた。冬期はいずれの空調方式においても居住域の気流速度は概ね0.0~0.1m/sであった。なお、いずれの条件においても吹出し位置・方向などで結果は大きく変動すると考えられる。以上の結果より、床輻射空調はドラフトによる不快感が少ない空調方式である可能性が示された。



(a) Floor radiant air conditioning



(b) Ceiling-air-discharge convection air conditioning

Fig.3.4 Surface temperature comparison.

3.3.4 CFD 解析値による気流・対流の処理負荷の算出

対流・放射による処理負荷を Fig.3.5 に示す。3.2 節における算出式に基づき、CFD 解析値による対流・放射の処理負荷を算出した。本値は定常状態における処理負荷を算出している。ここでは、空調機によって投入された熱量が、床表面および室内空気に変換された数値に基づいて対流・放射成分を算出している。

空調機の処理負荷を算出した結果、夏期の定常状態で床輻射空調は対流成分が約7割、放射成分が約3割であった。冬期の定常状態で対流成分が約3割、放射成分が約7割であった。冬期暖房時は床表面温度を大きくすることに熱量が使用されているため放射成分が大きいと考えられる。

3.2.5 CFD 解析値による人体熱収支

人体の熱収支概念図を Fig.3.6 に示す。PMV や SET* 等の快適性指標は対流・放射が影響するが、伝導の要素は含まれていない。そこで熱収支式 (式 (7)) に基づいて空調による温熱環境が人体に与える影響を把握する。体内蓄熱 $S(W)$ は代謝量 M から対流 C ・放射 R ・伝導 K による熱交換および蒸発による放熱 E の収支で表される。ここでは空調による環境にまつわる対流 C ・放射 R ・伝導 K を CFD 解析値に基づいて算出し、人体への影響を考察した。

$$S = M \pm C \pm R \pm K - E \quad (7)$$

対流・放射・伝導による人体からの吸熱量を Fig.3.7 に示す。いずれの条件においても対流と放射の成分は概ね同程度の割合であり、伝導による割合は立位時で約5%、座位時で約10%であった。対流と放射による人体への影響は同程度であることから、放射空調を併用することによる人体へ影響は大きいと考えられる。また、畳のように靴下や裸足で使用し、かつ座位での使用が想定

されるような空間では、伝導による人体への影響も大きいと考えられる。以上より、本調査で対象とするような空間において床輻射空調を使用することによる人体への影響は大きいと考えられる。

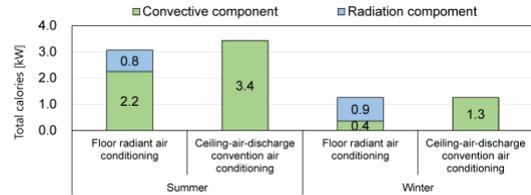


Fig.3.5 Treatment load due to convection and radiation.

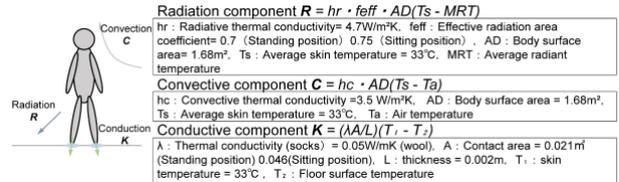


Fig.3.6 Conceptual diagram of human body heat balance.

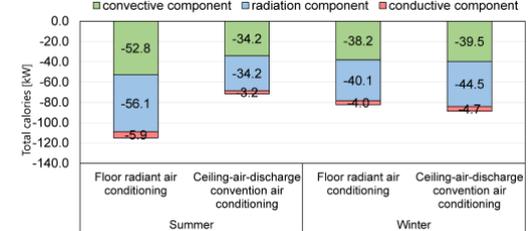


Fig.3.7 Heat absorption from the human body via convection, radiation, and conduction.

4. まとめ

本稿では、全空気式床輻射冷暖システムの効果性を省エネルギー性と快適性の観点から検証するために、実測による実態把握と CFD 解析による検討および理論計算を行った。その結果を以下にまとめる。

- (1) 実測結果から対流・放射の処理負荷成分は対流が約8割、放射が約2割であった。
- (2) CFD 解析結果から、床輻射空調を使用することは居住域の効率的な空調による設定温度の緩和や上限温度差の緩和(冬期)に寄与する可能性が示された。
- (3) CFD 解析結果から、床輻射空調を使用することで、ドラフトレスの環境となり、気流による不快感の少ない環境の実現に寄与する可能性が示された。
- (4) 人体への熱収支の観点では、調査対象として空間においては放射による影響が対流と同程度に大きく、さらに伝導による人体への影響があることが分かった。

以上より、全空気式床輻射冷暖房システムの適切な使用は、省エネルギー性および快適性の観点で効果的であることが分かった。

謝辞

本研究の実施にあたりご協力いただきました、大建工業㈱の佐藤友紀様、㈱ユカリラの入来院昌彦様に謝意を表します。

参考文献

- 1) 伊藤剛ら：日本の ZEB 指向建築の取組み (2) 民間建築物の取組み, 空気調和・衛生工学, 2013
- 2) 荒井義人ら：持続可能な社会に向けた都市型超高層オフィスの研究 その1 建築概要及びエネルギー削減施策, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 2013

中規模オフィスにおける天井給気型置換換気方式に関する研究

(その9) サーマルマネキンを用いた実大実験による給気条件が温熱快適性に及ぼす影響に関する検討

Study on Ceiling-Supplied Displacement Ventilation in a Medium-Size Office

(Part 9) Effects of Supply Conditions on Thermal Comfort in a Full-Scale Office Experiment using a Thermal Manikin

○野中 大貴 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
 崔 ナレ (大阪大学) 山澤 春菜 (大阪大学) 小林 典彰 (大阪大学)
 田中 美成 (大阪大学) 松井 伸樹 (ダイキン工業(株)) 岡本 哲也 (ダイキン工業(株))
 蔵永 真理 (ダイキン工業(株))

Taiki NONAKA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Toshio YAMANAKA*¹Narae CHOI*¹ Haruna YAMASAWA*¹ Noriaki KOBAYASHI*¹ Minari TANAKA*¹Nobuki MATSUI*² Tetsuya OKAMOTO*² Mari KURANAGA*²*¹The University of Osaka *²Daikin Industries LTD

This study proposes a ceiling supply displacement ventilation system that achieves both high energy efficiency and good constructability. However, displacement ventilation systems are associated with thermal discomfort issues. In addition, under winter conditions, disturbances in contaminant distribution induced by downdrafts resulting from reduced wall surface temperatures, as well as the influence of non-uniform radiant environments on thermal comfort, are also of concern. In this study, full-scale experiments in summer and winter conditions were conducted. A thermal manikin was installed in a full-scale experimental room, and the effects of supply air conditions on the thermal environment were investigated.

はじめに

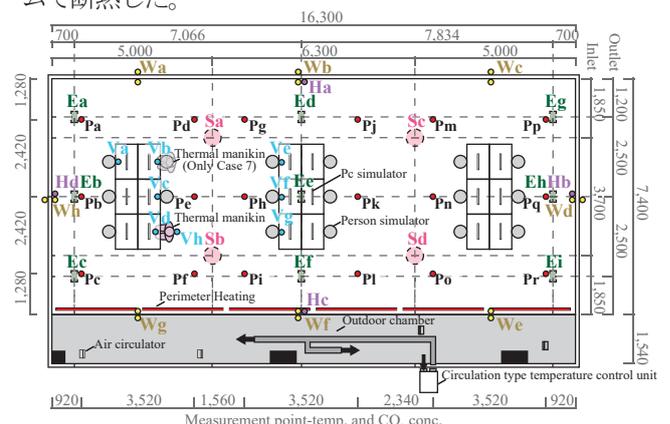
本研究では高効率かつ施工性に優れた天井給気型置換換気方式を提案する。前報¹⁾では、在室者の歩行による擾乱が換気性能に与える影響について検討した。しかし、置換換気では、上下温度差や足元でのドラフト感等の熱的不快感が懸念され得る。加えて冬期においては、外壁面での下降気流による濃度分布の乱れや不均一な放射環境が課題として挙げられる。本報では、夏期及び冬期を想定した実大実験において、換気性能と熱的快適性の両立を確認するために、オフィスを模した実大実験室にサーマルマネキンを導入し、給気条件が温度・濃度分布及び在室者の温熱環境に与える影響について検討する。

1. 実験概要

1.1 実験室概要

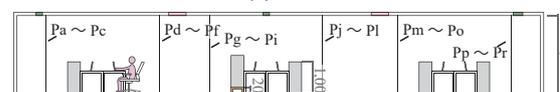
実験は Fig. 1 に示すような一般的な中規模のオフィスを模した室にて行った。給気は室天井部の Sa ~ Sd の 4 箇所から鉛直下向きに行い、総給気量は 2160 m³/h とした。排気は、同じく室天井部の Ea~Ei の 9 箇所の排気口 (358 × 207 mm) から行った。発熱源として、サーマルマネキン (Comfort 制御, 約 83 W) 1 体、直径 400 mm、高さ 1000 mm の円筒形状の模擬人体 (75 W/ 体) 17 体、模擬 PC (50 W/ 台) を 18 台配置した。着衣は Fig. 2 に示すように夏期及び冬期におけるオフィスでの服装を想定した。人体由来の汚染質を再現するため CO₂ をトレーサー

ガスとし、空気と同比重となるよう CO₂ と He を 6.2 : 3.8 で混合したガスを模擬人体の上面 (FL+1,000 mm) およびサーマルマネキンの首元に配置したスポンジを通して発生させ、CO₂ の総流量を 16.3 NL/min として等分配した。また、貫流熱による影響を除くため、外皮負荷を与える壁面を除くすべての壁面について厚さ 50 mm のスタイロフォームで断熱した。



● Sa ~ Sd : Inlet ● Pa ~ Pr : Measurement point-indoor temp. and CO₂ conc.
 ■ Ea ~ Ei : Outlet ● Wa ~ Wh : Measurement point- wall surface temp.
 ● Person simulator ● Ha ~ Hd : Measurement point- wall heat flux
 | Pc simulator ● Va ~ Vh : Measurement point- air speed

(a) Plan view



(b) Cross-section

Fig. 1 Plan of the chamber [mm]



(a) Summer conditions (b) Winter Conditions
Fig. 2 Thermal manikin

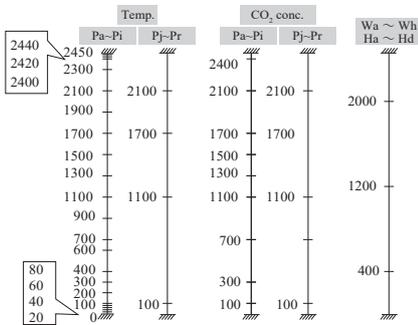


Fig. 3 Vertical measurement points [mm]

1.2 実験条件

実験条件を **Table 1** に示す。夏期想定の実験を 4 条件、冬期想定の実験を 5 条件の計 9 条件とし、パラメータを 1 人当たりに対する給気量、給気風速 (給気口直径)、給気方式とし、加えて冬期想定の実験においてはサーマルマネキンの位置についても検討した。給気方式においては真下に吹き下ろす天井給気型置換換気方式用の給気口を使用した条件 (Case 1、Case 5) と、混合換気方式用のアネモスタット型の給気口を使用した条件 (Case 4、Case 9) の 2 条件で比較した。なお、アネモスタット型の給気口においては冷房仕様とした。サーマルマネキンの位置においては **Fig. 1 (a)** に示すように想定外気室に近く、外皮負荷の影響を受けやすいペリメータ側 (Vd 付近、Case 5) と、同一列の外皮負荷の影響を受けにくいインテリア側 (Vb 付近、Case 9) に配置した 2 条件で比較した。

1.2.1 室内温度と外皮負荷の条件設定

夏期想定の実験では、実験室における FL+1,100 mm の空気温度が 26℃となるよう、給気温度を調整し、すべての壁面において断熱した。当初、冬期想定の実験では実験室における FL+1,100 mm の空気温度の目標値を 22℃としていたが、想定外気室以外の周囲空間の温度が高く、流入する貫流熱が大きくなった。そこで、FL+1,100 mm の空気温度目標値を 27.3℃まで昇温させ、想定外皮以外からの壁の貫流熱を低減し、給排気温度差が想定値に近くなるように設定した。その際、本来の設定温度である 22℃と実験値との差分を、サーマルマネキンの本来の深部体温である 36.4℃に加算し温度をシフトさせ、後述する等価温度を算出する際は室温 22℃に対応するよう減算した。夏期・冬期想定実験ともに、模擬人体・模擬 PC の発熱は給気口 Sa ~ Sd から吹き出す冷風での処理を意図した。冬期想定実験では想定外気室の温度を調整することで、外皮負荷 (約 830 W) を再現し、**Fig. 1 (a)** に示すペリヒーター (800 W) を発熱さ

Table 1 Experimental conditions
(a) Summer Conditions

	Supply Airflow Rate	Supply Air Speed	Air Inlet Diameter	Supply Method	Location of Manikin
	[m ³ /h(per person)]	[m/s]	[mm]	[-]	[-]
Case 1	2,160(120)	0.65	540	DV	interior
Case 2	1,440(80)				
Case 3	2,160(120)	1.32	380		
Case 4		0.65	540	MV	

(b) Winter Conditions

	Supply Airflow Rate	Supply Air Speed	Air Inlet Diameter	Supply Method	Location of Manikin
	[m ³ /h(per person)]	[m/s]	[mm]	[-]	[-]
Case 5	2,160(120)	0.65	540	DV	perimeter
Case 6	1,440(80)				interior
Case 7					perimeter
Case 8	2,160(120)	1.32	380		
Case 9		0.65	540	MV	

DV : ceiling-supplied displacement ventilation MV : mixed ventilation

*Note: Case 1 and Case 5 are defined as the baseline conditions.

Parameters shown in red indicate values different from the baseline.

せることで外皮負荷の処理を意図した。与えた外皮負荷は Low-e ガラス (U 値 : 2.2 W/m² · K) 全面想定で室温が 22℃、外気温度 12.6℃の場合に相当する。

1.3 測定概要

本実験では温度測定に T 型熱電対、CO₂ 濃度測定に CO₂ データロガー (RTR-576,T&D)、熱流束の測定に熱流センサ (Energy Eye, デンソー) を用い、**Fig. 1** 中の Pa ~ Pr において温度・濃度分布を、Wa ~ Wh において壁面温度を、Ha ~ Hd において壁面の熱流束を **Fig. 3** に示す高さで測定した。前述した外皮負荷の算定は Hc における測定結果を用いた。風速の測定に多点式アネモマスター (PRO Model 1590, 日本カノマックス) を用い、測定位置は **Fig. 1 (a)** の Va ~ Vg のサーマルマネキン及び模擬人体の足元 (FL+100 mm) と Vh のサーマルマネキンの首元から 150 mm 後方 (FL+1200 mm) とした。サーマルマネキンは P.T.Manikin (男性形状, 体表面積 1.66 m², 28 分割) を用いた。

1.4 評価指標

本実験では皮膚温度と発熱量の間で部位ごとに式 (1) を満たすようにマネキンを制御する Comfort 制御とした。等価温度の概略図を **Fig. 4** に示す。マネキンより出力される皮膚温度、顕熱損失量の値から、全身及び部位ごとに式 (2) を用いて等価温度を算出する。²⁾ また、算出された全身の等価温度を気温及び平均放射温度とすることで、PMV を算出した。³⁾ 算出された PMV の値とその際に用いた条件設定を **Table 2**、**Table 3** に示す。なお、式 (2) の Rt (熱抵抗値) は AIJES²⁾ に規定され

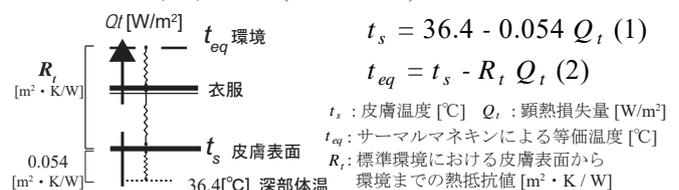


Fig. 4 Schematic of equivalent temperature

Table 2 Calculation conditions and results of PMV under summer conditions

	PMV	Clothing Insulation	Air temperature/ Radiant temperature	Air speed
	[-]	[clo]	[°C]	[m/s]
Case 1	0.18	0.48	26.0	0.06
Case 2	0.26		26.2	
Case 3	0.29		26.3	
Case 4	0.09		25.7	

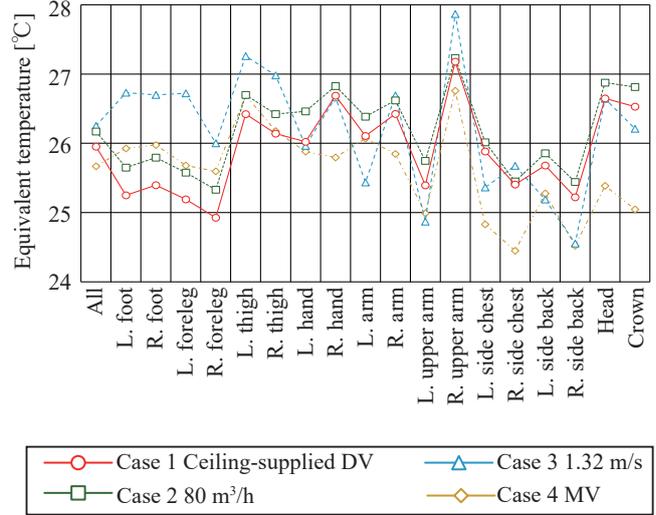
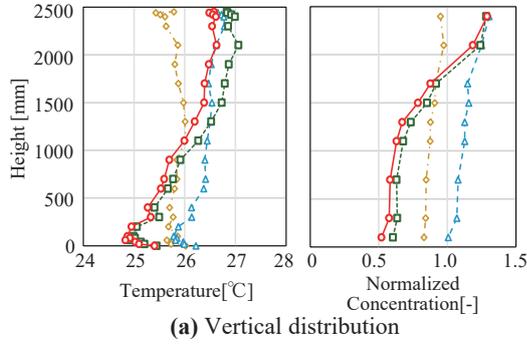


Fig. 5 Experimental results under summer conditions

Table 3 Calculation conditions and results of PMV under winter conditions

	PMV	Clothing Insulation	Air temperature/ Radiant temperature	Air speed
	[-]	[clo]	[°C]	[m/s]
Case 5	-0.02	1.04	22.0	0.05
Case 6	-0.02		22.0	
Case 7	-0.02		22.0	
Case 8	-0.21		21.2	
Case 9	-0.15		21.6	

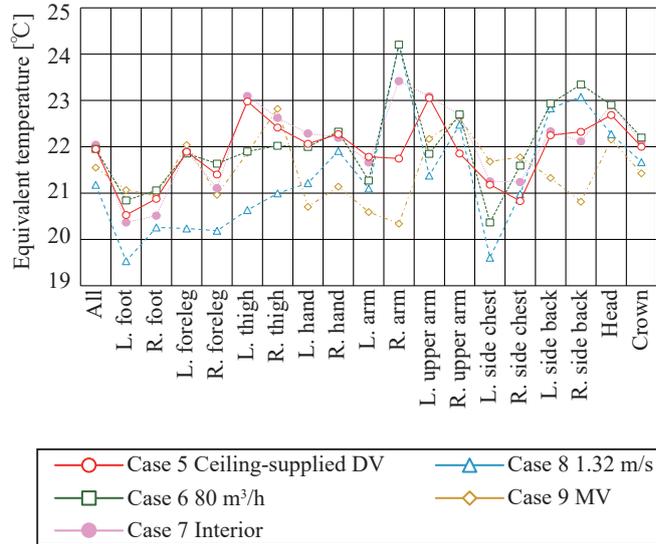
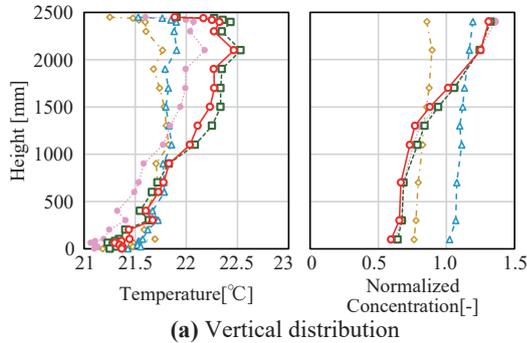


Fig. 6 Experimental results under winter conditions

ている気候室実験で測定しており、測定時の平均風速を PMV 算出時に代入した。また、すべての条件において代謝量 1.1 met、相対湿度 50 %RH を適用した。

2. 実験結果と考察

Fig. 5 および **Fig. 6** にそれぞれ夏期想定および冬期想定 of 温度分布・CO₂ 濃度分布、ならびに等価温度の実験結果を示す。温度分布・CO₂ 濃度分布については Pa ~ Pr の高さごとに平均した結果を示しており、**Fig. 6 (a)** の温度分布については 1.2.1 節で前述した方法で温度シフトを行った結果を示している。CO₂ 濃度分布は規準化濃度 (C*=(測定点濃度と給気濃度との差)/(給排気濃度差)) で示す。

2.1 夏期を想定した実大実験

2.1.1 CO₂ 濃度分布

Fig. 5 (a) より、Case 1 において鉛直濃度分布を見る

と室内下部の濃度において、0 に近い値となる従来の室内下部給気型の置換換気方式には劣るものの、0.5 程度に抑えられており、混合換気方式と比べて居住域が清浄に保たれることが確認された。

2.1.2 温熱環境の評価

Table 2 より全条件を通して、全身温冷感 は PMV ± 0.5 以内であり、快適範囲におさまったことが確認できた。また、**Fig. 5 (a), (b)** より Case 1 において頭と足元の部位間の温度差を確認した時、FL+100 mm と FL+1100 mm での空気温度差は 1.12°C であり、等価温度差は 1.35°C であった。ただし、等価温度差は、頭部と顔の面積平均した温度から、右足もしくは左足のうち低い方の温度の差を示す。ASHRAE 55-2020⁴⁾ で規定している 3°C 以内を下回っていることから、上下温度差による熱的不快感は小さいと考えられる。

2.1.3 一人当たりの給気量による比較

Fig. 5 (b) より Case 1 と給気量を小さくした Case 2 を比較すると部位ごとの等価温度の傾向は概ね同様であった。**Fig. 5 (a)** より Case 2 では温度勾配が大きく、上下温度差が Case 1 より大きくなっているが、空気温度差 1.28°C、等価温度差も 1.20°C と不快感が発生するリスクは Case 1 同様小さいと考えられる。

2.1.4 給気風速（給気口直径）による比較

Fig. 5 (a) より給気風速が大きい Case 3 では、混合換気方式である Case 4 と類似した温度・濃度分布であることが確認できるが、これは給気風速の増加によって床面衝突時の運動量が増大することで、気流の乱れが強まり室内空気の混合が促進されたためと考えられる。その結果、Case 1 と比較して Case 3 では FL+1500 mm までの室温が高くなっており、その影響を受け、**Fig. 5 (b)** に示すように Case 3 では下半身で等価温度が全体的に上昇していることが確認できる。また、Case 1 では前腕、二の腕において左側の等価温度が右側よりも低く、Case 3 ではこの傾向がより顕著となった。これは、給気風速の増加により、マネキンの左右における風速分布の差が拡大し、対流熱伝達率に差が生じたためと考えられる。

2.1.5 給気方式による比較

Fig. 5 (b) より Case 1 と比較して、混合換気方式である Case 4 では下半身の等価温度が全体的に上がっており、上半身では等価温度が全体的に下がっている。**Fig. 5 (a)** より FL+1000 mm までの室温が高くなっていることが確認でき、下半身は室内温度の影響を受けていると考えられる。一方、上半身は混合換気の吹出特性の違いから、給気気流が水平方向に拡散しながら降下し、初期速度の影響が残存する形で、上半身まで到達したことにより等価温度が低下したと考えられる。実際、**Fig. 1 (a)** に示す首後ろ風速 V_e では、Case 1 は 0.00 m/s であるのに対して、Case 4 では 0.14 m/s に上昇していた。

2.2 冬期を想定した実大実験

2.2.1 CO₂ 濃度分布

Fig. 5 (a)、**Fig. 6 (a)** より夏期実験の基本条件 Case 1 と比較して冬期実験の基本条件 Case 5 では外皮負荷の影響を受け、室下部の濃度がわずかに上昇している。しかし、鉛直濃度分布は夏期と同様の傾向を示しており、室下部の規準化濃度が 0.6 程度に抑えられていることが確認できた。

2.2.2 温熱環境の評価

Table 3 より全条件を通して、PMV ± 0.5 以内であり、快適範囲におさまったことが確認できた。また、**Fig. 6** より Case 5 において 2.1.2 節に記述した方法で頭と足元の部位間の温度差を確認すると、空気温度差は 0.59°C であり、等価温度差は 1.89°C であった。夏期実験と同

様に、3°C 以内を下回っていることから、上下温度差による熱的不快感は小さいと考えられる。

2.2.3 一人当たりの給気量による比較

Fig. 6 (b) より、Case 5 と比較して、給気量が小さい Case 6 では右前腕において 2.46°C 上昇していることが確認できる。Case 7、Case 8 においても同様に上昇していることから、パラメータの影響ではなく、測定時のマネキンの姿勢の違いにより熱抵抗値と実験時の熱抵抗値に乖離が生じたからだと推測される。例えばマネキンが腰かけているオフィスチェアのひじかけに右前腕が接触し、熱損失が低下した可能性が考えられる。

2.2.4 マネキン位置による比較

Fig. 6 (b) より、Case 5 とインテリア条件である Case 7 を比較すると、等価温度に顕著な差は認められなかった。Case 5 は Case 7 と比較して外皮負荷の影響を受けやすい条件であるが、本実験で付与した外皮負荷条件においては、等価温度への影響は見られなかった。

2.2.5 給気風速（給気口直径）による比較

Fig. 6 (b) より、Case 5 と比較して給気風速が大きい Case 8 では下半身の等価温度が全体的に低下していることが確認できる。Case 8 では、サーマルマネキンの足元 Vd における風速が 0.05 m/s から 0.26 m/s に増加していることから、給気風速の増加に伴う下半身での対流熱伝達率の増加により等価温度が低下したものと推測される。

2.2.6 給気方式による比較

Fig. 6 (b) より、Case 5 と比較して混合換気方式である Case 9 では上半身の多くの部位で等価温度が低下しており、2.1.5 節で述べた夏期実験の給気方式による比較と同様の傾向が見られた。混合換気方式では、給気口との離角によっては吹出気流が人の熱的快適性に与える影響は大きいことがわかった。

まとめ

本研究では、天井給気型置換換気方式を導入した中規模オフィスにおいて、サーマルマネキンを用いた温熱環境の評価を行い、夏期・冬期ともに給気風速が高くない条件では熱的快適性を損なうことなく換気効率が比較的高くなることを確認した。今後は実大実験においてパラメータを増やし、さらなる検討を進める予定である。

参考文献

- 1) 永井優太、小林知広、山中俊夫、崔ナレ、山澤春菜、小林典彰、野中大貴、松井伸樹、岡本哲也、蔵永真理：中規模オフィスにおける天井給気型置換換気方式に関する研究（その 8）オフィス想定した実大実験室における人体擾乱による汚染物質濃度分布の変動・回復過程に関する分析、空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集 (2025. 9)
- 2) 日本建築学会：サーマルマネキンを用いた室内温熱環境評価法規準・同解説、日本建築学会環境基準 AIJES-H0005-2015 (2015. 2)
- 3) 田辺ら：皮膚温度可変型サーマルマネキンによる室内環境評価に関する研究、日本建築学会計画系論文報告集第 448 号, 1993.
- 4) ANSI/ASHRAE Standard 55-2020, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ASHRAE, 2020.