

I 博物館の収蔵展示空間の温湿度・空気質の省エネルギー設計制御に向けた調査研究

第1章 研究目的

第2章 収蔵スペース，展示スペース環境の実態調査

2.1. 調査概要

2.2. ムラージュ（蟬製模型）室の温湿度の経年変化と窓気密化の関係

2.3. エアコン・除湿機運転の影響の詳細検討（2022年7月21日～7月31日）

2.4. 窓気密化後のエアコン運転時（2022年8月5日～14日）の収蔵室の温湿度変化

2.5. 第2章のまとめ

第3章 展示室の空調・換気システムの運転とエネルギー消費の実態調査

3.1. 目的と概要

3.2. 解析対象とする展示室の空調システム

3.3. 展示室における展示・保存環境における問題（2022年度報告書より）

3.4. 展示室空調機の運転状況把握のための温湿度・電力測定

3.4.1. AHU 内部の温湿度測定

3.4.2. 空調機及び冷温水ポンプの電力測定

3.5. 空調制御改善策の検討を目的とした空調シミュレーションの概要

3.5.1. シミュレーションの目的と手法

3.5.2. 室内モデル

3.5.3. 空調機モデル

3.5.4. 解析モデルにおける未知パラメータの推定

3.5.5. 解析モデルの妥当性の検証

3.6. 展示環境の向上及び省エネルギー化を実現する空調制御の検討

3.6.1. 外気導入量の適正化

3.6.2. 過剰冷房・暖房を抑制するための冷温水ポンプにおける on/off 制御の導入

3.6.3. 省エネルギー性の検討

3.7. 第3章のまとめ

第4章 換気・空調システムの最適設計、最適制御に関する検討

4.1. 目的と概要

4.2. CFD 解析

4.2.1. 計算対象

4.2.2. 解析結果

4.2.3. 考察・今後の課題

4.3. 第4章のまとめと今後の課題

第5章 収蔵ケース内の温湿度環境の実態調査

5.1. 測定目的と測定概要

5.2. 測定結果と熱水分移動解析による検討

- 5.2.1. 測定結果
 - 5.2.2. 4階特別収蔵室
 - 5.2.3. 3階特別収蔵室
 - 5.2.4. 金属資料室
 - 5.2.5. 考古資料室
 - 5.2.6. 考古研究展示室
 - 5.2.7. ムラージュ室
 - 5.3. 第5章のまとめ
- 第6章 地下収蔵庫の温湿度と室内空気中のカビの実態調査
- 6.1. 目的と概要
 - 6.2. 地下収蔵庫の概要
 - 6.3. 収蔵庫の温湿度
 - 6.3.1 測定概要と設置機器
 - 6.3.2 収蔵庫内の温湿度の測定結果と考察
 - 6.4. 収蔵庫でのカビサンプリング
 - 6.4.1 カビサンプリングの概要
 - 6.4.2 収蔵庫でのカビサンプリングの結果と考察
 - 6.5. 第6章のまとめ
- 第7章 今年度のまとめ

II 高齢者施設における汚染物質の移動と室内空気質の評価法に関する調査研究

- 第1章 研究目的
- 第2章 解析方法と感染リスクの評価手法
- 2.1 数値流体解析の対象
 - 2.2 数値流体解析の条件
 - 2.3 汚染質としてのウイルスの与え方と感染リスクの評価手法
- 第3章 他室から流入するウイルスの濃度分布に関する数値流体解析
- 3.1 解析の目的と計算条件
 - 3.2 解析結果
- 第4章 室内で発生するウイルスの濃度分布に関する数値流体解析
- 4.1 解析の目的と計算条件
 - 4.2 厨房の換気方式が異なる場合の解析結果
 - 4.3 天井吹き抜けをなくした場合の解析
 - 4.3.1 解析方法
 - 4.3.2 解析結果

4.4 対象室の空調方式が異なる場合の解析

4.4.1 解析方法

4.4.2 解析結果

第5章まとめ

I 博物館の収蔵展示空間の温湿度・空気質の省エネルギー設計制御に向けた調査研究

1. 研究目的

本調査研究では関西に建つ博物館を対象として、資料の保管・展示環境の状態と空調換気設備のエネルギー使用の実態を把握し、その結果に基づいて望ましい収蔵・展示環境とその制御の考え方の確立を目的とする。特に、展示環境における空調システムの制御実態と保存における問題点の明確化と対応案の提案、大きな吹抜け空間における温湿度と空気質の分布性状とそれに基づく空調吹出・吸込との関係の検討、展示ケース内や収納容器内の温湿度の実態と解析モデルによる再現を試みる。

2. 収蔵スペース、展示スペース環境の実態調査

2.1 調査概要

収蔵室と展示スペースおよびこれらのスペースとつながりを持つ廊下、ロビーなどのサービス用の空間、更に展示ケース内の温湿度の測定については、順調に進められた。COVID-19の影響もあり吹き抜け空間における調査については十分な結果を得ることはできなかったが、収蔵室については十分なデータを取得することができた。以下では、特に窓の気密化を行った収蔵室の温湿度性状の変化を取り上げ、窓気密化の影響について検討する。

なお、各収蔵室の温湿度については第5章の収蔵ケース内温湿度の測定結果と合わせて、展示スペースの温湿度の調査結果については第3章に、それぞれ記述する。

2.2 ムラージュ（蠟製模型）室の温湿度経年変化と窓気密化の関係

(1) ムラージュ室の窓の気密化

主としてムラージュ（蠟製模型）を保管する収蔵室である。この室の北側外壁は二重壁で構成されているが、**写真 2-1** に示すものと同様な換気用の上げ下げ窓が3個ある。これらの窓は常時閉鎖されているが、ムラージュ室の温湿度変動より判断して、窓の隙間を通して少なからぬ量の漏気があると推定された。そのため2022年7月26日に窓の気密化を行った。



写真 2-1 ムラージュ室の外壁窓（と同形式の窓）と二重壁の室内側窓を開放した状態

(2) ムラージュ室の温湿度の経年変化と窓気密化の影響

2020年～2023年の3年間のムラージュ室の温度、相対湿度変化を図2-1に示す。

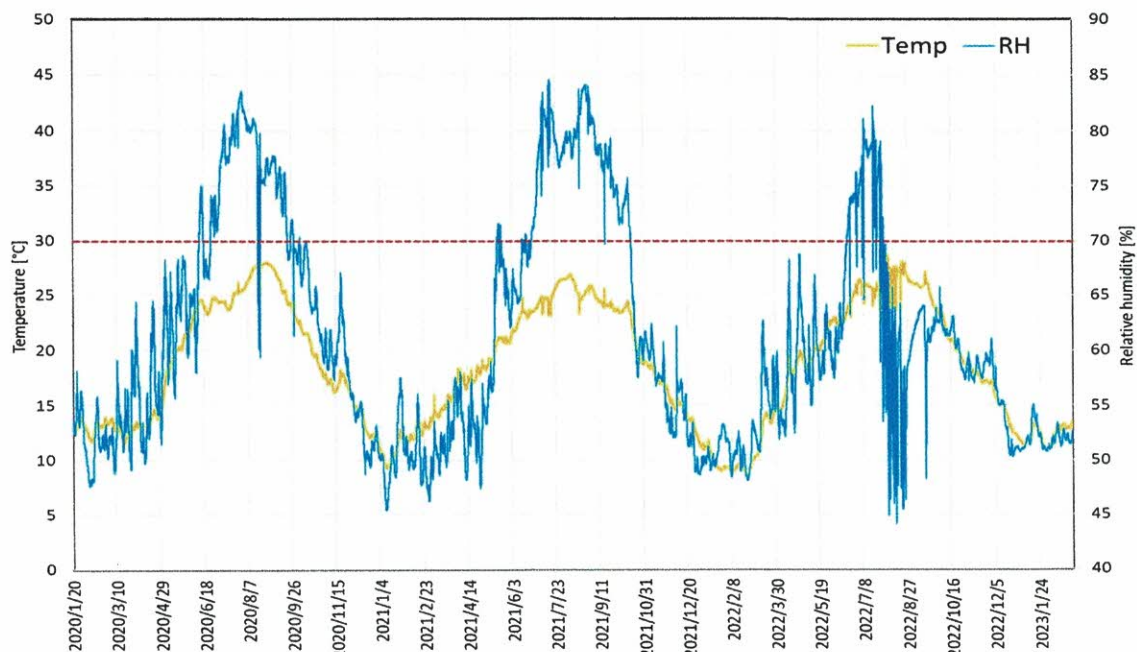


図2-1 ムラージュ室の温湿度変化（2020年1月20日～2023年3月2日）

窓の気密化を行った2022年7月26日の前後で、相対湿度の変化に大きな違いが見られる。より詳細な検討のために、2022年4月～10月の測定値を拡大したものを図2-2に、前年度2021年の測定値を図2-3に示す。

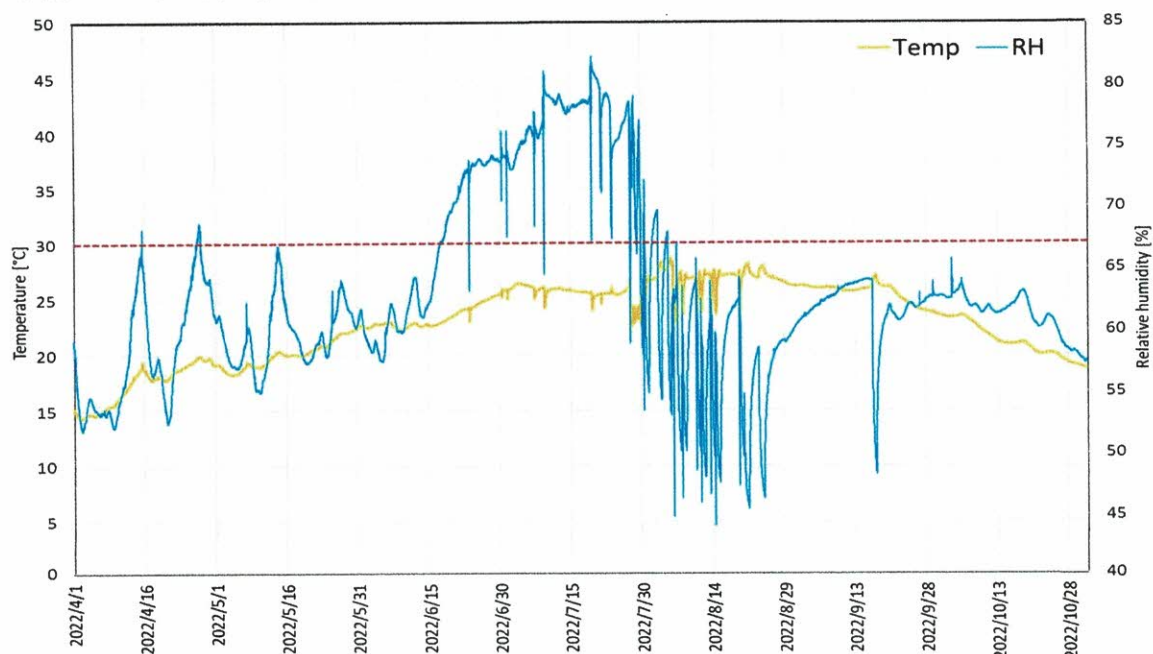


図2-2 ムラージュ室の温湿度変化（2022年4月1日～2022年10月31日）

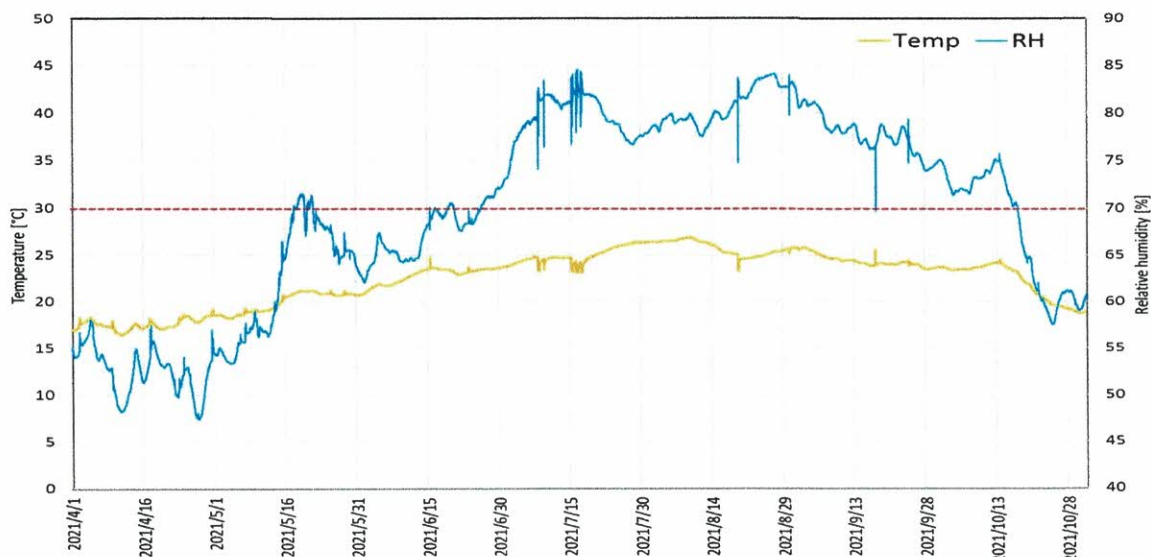


図 2-3 ムラージュ室の温湿度変化（2021 年 4 月 1 日～2021 年 10 月 31 日）

梅雨から夏季にかけての冷房・除湿がなされた可能性のある 2022 年 6 月 15 日～7 月 20 日（図 2-2）および 2021 年 6 月 15 日～9 月 28 日（図 2-3）の温湿度を見ると、温度と相対湿度に急な変化のある日が何日か見られる。温度が低下するとともに相対湿度が低下および増加する日が大部分であるが、温度が上昇し相対湿度が低下する日も見られる。前者はエアコンによる冷却とエアコン（および除湿機による）除湿がなされた日であり、後者は除湿機のみが運転された日と推定される（運転記録無し）。

そのような前提のもとに 2022 年 7 月 26 日の窓気密化の前後に注目して温湿度変化を見ると、2022 年 7 月 26 日の窓気密化後にエアコン（および除湿機）を ON すると気密化前よりも温度、湿度の低下が非常に大きくなっていることが分かる。また、湿度低下の影響はかなり長期（2022 年 8 月 10 日～9 月 16 日）にわたり継続している。更に、前年度 2021 年と比較すると、より長期（8 月 10 日～10 月 13 日）に低湿度が継続している（だろう）ことが分かる。これは、主に室の吸放湿の影響と考えられる。

窓を気密化することにより、エアコンおよび除湿機の熱湿気制御効率は高くなり、また室の湿気容量を有効に生かすことができるようになることが分かる。ただ、エアコン使用時の温湿度変化幅は大きく、短周期の温度・湿度変化が収蔵物に与える影響を考慮する必要がある。

2.3 エアコン・除湿機運転の影響の詳細検討（2022 年 7 月 21 日～7 月 31 日）

(1) 窓気密化前後のエアコン・除湿機運転

図 2-4 に、2022 年 7 月 26 日の窓気密化の前後 1 週間のムラージュ室の温度・相対湿度・絶対湿度を示す。

図 2-5 のムラージュ室温度を見ると、7 月 22 日夜中の 0.5°C 程度の上昇を除いて、ほぼ

一定で非常に緩やかな変化となっている。7月22日夜中には相対湿度が78%から68%に低下しており（図2-6），従って，この変化は除湿機運転によるものと推定され，窓気密化前にはエアコン運転は無く，気密化後にエアコン運転がなされたと推定される。

それに対して，7月26日の窓気密化以後の温湿度変化には（26日の窓改修工事時を除く）顕著な凹凸の変化は見られず，エアコンのみが運転されていると思われる。

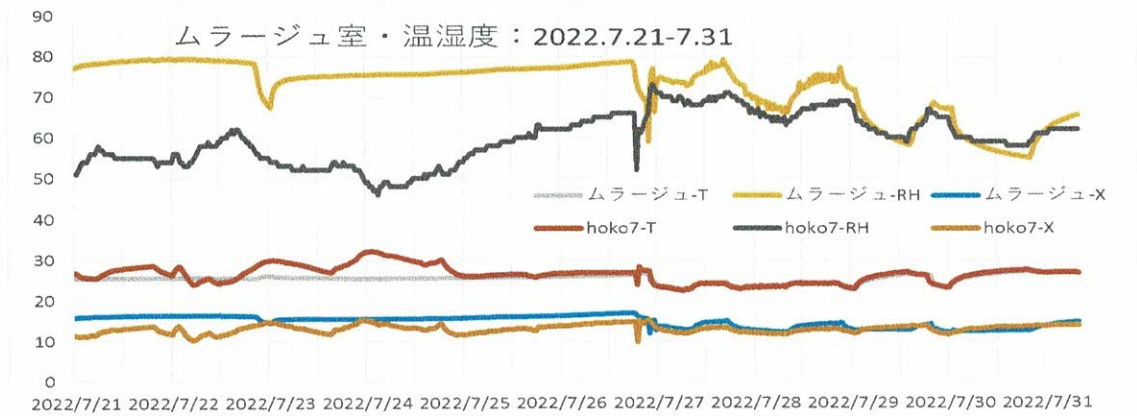


図2-4 窓気密化前後のムラージュ室の温湿度変化（2022年7月21日～7月31日）



図2-5 窓気密化前後のムラージュ室の温度変化（2022年7月21日～7月31日）



図2-6 窓気密化前後のムラージュ室の相対湿度変化（2022年7月21日～7月31日）



図 2-7 窓気密化前後のムラージュ室の絶対湿度変化（2022年7月21日～7月31日）

注) それにしても、窓気密化前にはムラージュ室の温湿度には変化が殆ど見られないが、hoko7内の温湿度の変化は激しい。特に、hoko7内の温度が24～32℃を変化し、外気に近い状態に晒されているように見えるのに対して、ムラージュ室の温湿度はセンサーが容器内に設置されていたかのように一定に近い。⇒要検討

2.4 窓気密化後のエアコン運転時（2022年8月5日～14日）の収蔵室の温湿度変化

(1)窓気密化後の収蔵室の温湿度変化（図 2-8～図 2-10）

気密化後の収蔵室の温湿度変化は単純そうに見えるが、意外と複雑な変化をしている。

2.3での推定に基づき、窓気密化後はエアコンのみが運転されていたと仮定して、変化性状の説明を試みる。

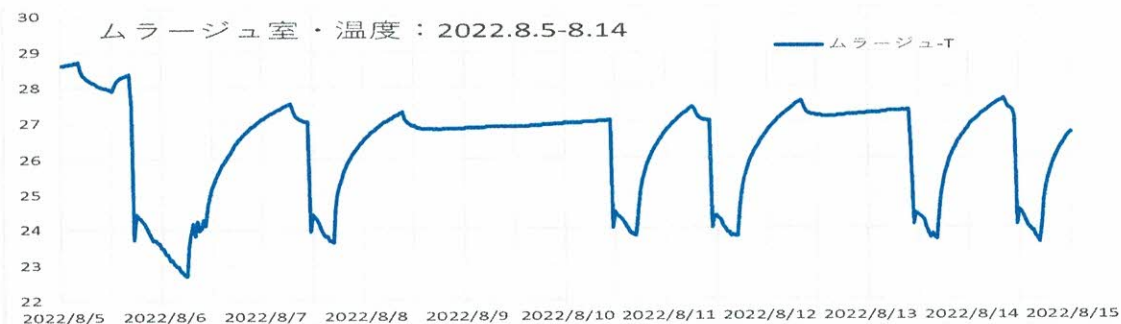


図 2-8 窓気密化後のムラージュ室の温度変化（2022年8月5日～8月14日）



図 2-9 窓気密化後のムラージュ室の相対湿度変化（2022年8月5日～8月14日）



図 2-10 窓気密化後のムラージュ室の絶対湿度変化 (2022年8月5日~8月14日)

(2)変化性状の説明 (図 2-11, 図 2-12)

測定結果にはかなり複雑な変化の繰り返しが見られるが、温度と相対湿度の変化を合わせて考えると、これらはエアコンのオンオフに伴う冷却と除湿およびエアコン停止時の温度上昇によるものと解釈される。図中に説明を加えた。

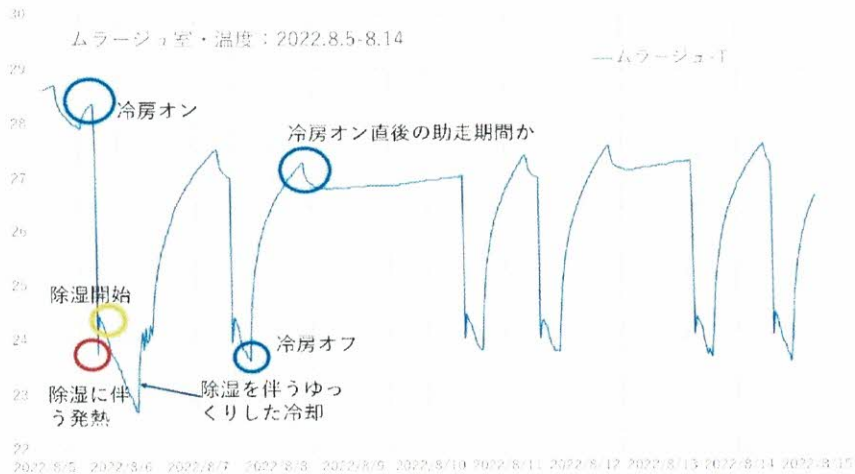


図 2-11 窓気密化後のムラージュ室の温度変化の説明 (2022年8月5日~8月14日)

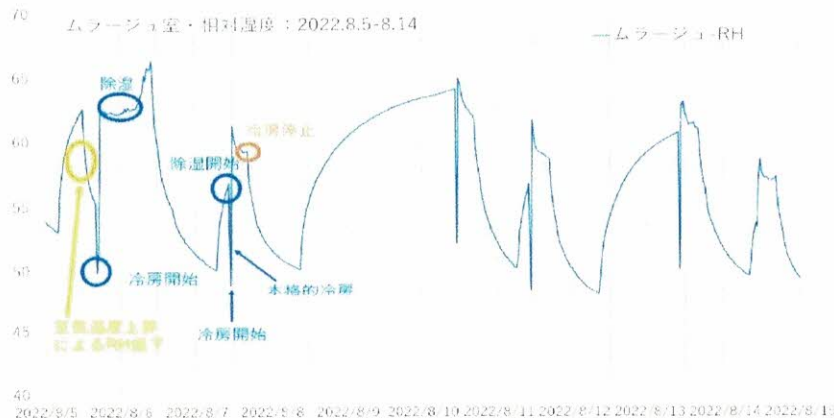


図 2-12 窓気密化後のムラージュ室の相対湿度変化の説明 (2022年8月5日~8月14日)

2.5 第2章のまとめ

2022年7月27日～2023年3月2日の収蔵室内の温湿度測定を行い、収蔵スペースの実態を把握した。

特に、窓の気密化を行った収蔵室の温湿度性状の変化を取り上げ、窓気密化の影響について検討した。窓の気密化を行った2022年7月26日の前後で、相対湿度の変化に大きな違いが見られた。窓の気密化前には、エアコンと除湿機による冷房・除湿がなされていたが、気密化後はエアコンが中心的に使用されたと推定される。

窓気密化後にエアコン（および除湿機）を運転すると気密化前よりも温度、湿度の低下が非常に大きくなっており、湿度低下はかなり長期にわたり継続した。前年度より長期間低湿度が継続したが、これには主に室の吸放湿が影響したと考えられる。すなわち、窓を気密化することにより、エアコンおよび除湿機の熱湿気制御効率は高くなり、また室の湿気容量を有効に生かすことができるようになった。ただ、エアコン使用時の温湿度変化幅は大きく、短周期の温度・湿度変化が収蔵物に与える影響を考慮する必要がある。

気密化後の収蔵室の温湿度変化を、窓気密化後はエアコンのみが運転されていたと仮定して、変化性状を説明した。

第3章 展示室の空調・換気システムの運転とエネルギー消費の実態調査

3.1. 目的と概要

対象とする既存博物館施設の展示室においては、各室に専用の空調機（AHU）からダクトを通して調整された空気が吹き出す中央式の空調方式が採用されているが、現状の機械構成・制御等の図面が完備されておらず、専門の管理者も常駐していない。2000年代に一度コミッショニング（性能検証）がなされたことはわかっているが、その内容についての詳細や、現在、空調設備がどのように運転されているかの情報が不足している。

ここでは、空調・換気設備システム運転状況を現地調査により把握し、問題点を抽出すること、および資料保存、来館者・滞在者の快適性の視点から適切な空調システムの運転方法を提案することを目的とする。

昨年度は展示室の温湿度測定結果から、展示・保存環境としての問題点を明らかにした。また、室の熱負荷を予測する簡易なシミュレーションモデルを作成し、室の温湿度変動の再現を試みた。今年度は、特に展示室空調用のAHU（Air Handling Unit）と熱源機器である吸収式冷温水機に注目して、それらの特性やエネルギー消費量の調査・測定を行った。この結果と図面情報に基づき、空調機の運転を模擬するシミュレーションモデルを作成し、室の熱負荷予測モデルと統合した。更に、このモデルを用いてAHUにおける外気導入率の変更や冷温水ポンプの制御方法の変更により、AHUでの冷却・加熱負荷がどの程度削減できるかを確認した。

3.2. 解析対象とする展示室の空調システム

本章で対象とする展示室は展示室1、展示室2、展示室3の3室であり、表3-1に各室の床面積・気積を、次頁図3-1～図3-3に各室の平面図を示す。

表3-1 展示室の床面積・気積

| | 床面積 (m ²) | 気積 (m ³) |
|------|-----------------------|----------------------|
| 展示室1 | 260 | 1,000 |
| 展示室2 | 270 | 2,600 |
| 展示室3 | 450 | 1,800 |

文化史系の資料（紙、陶磁器など）が展示されている展示室1と展示室3では壁面型展示ケースで内壁面の大半が覆われており、独立型の展示ケースが数か所に置かれている。展示室2はロビーと繋がる吹抜空間となっている。展示室3は大きな空間が現在パーティションで2つに区切られており、奥の空間は通常は展示室としては使用されていないが、特別展の内容によっては使用されることもある。

各展示室では地下の機械室の空調機で処理された空気が天井付近の吹出口から室に供給される。次頁表 3-2 に竣工当初の展示室の空調機の性能を示す。部分的に更新されている可能性がある。

都市ガスを熱源とする吸収式冷温水機（冷房能力は 176[kW]、暖房能力 154[kW]）により 3 台の空調機へ冷温水を供給する方式であり、建物管理者は空調を作動させる際には、まず冷温水機を運転し、15～20 分後にエアハンドリングユニット（AHU）を運転させる。管理者が日常的に操作する制御盤には on/off/送風のみが表示され、室の設定温度は変更できない。休館日や開館日の来館者のいない時間帯は空調を停止している。開館時間は水曜日から日曜日の 9:30～16:30 である

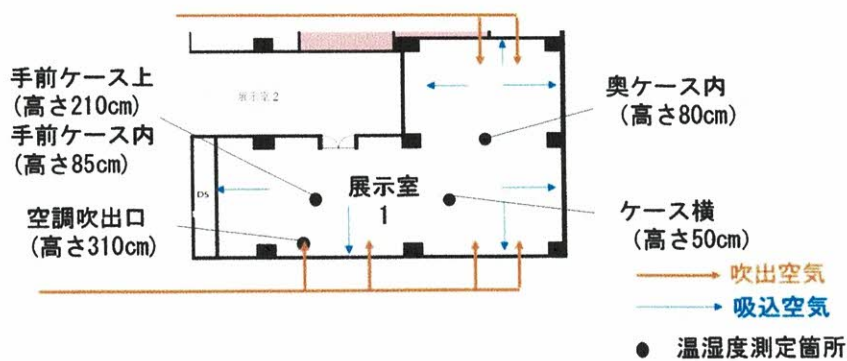


図 3-1 展示室 1 の平面図

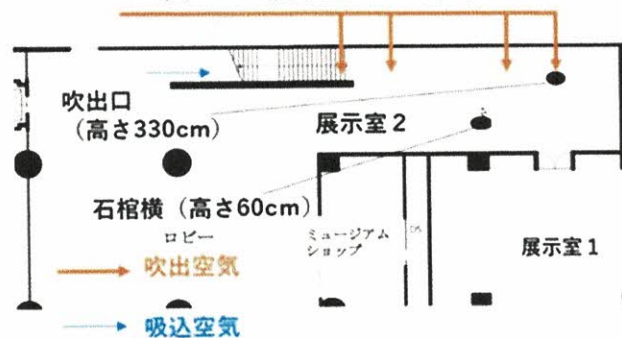


図 3-2 展示室 2 の平面図

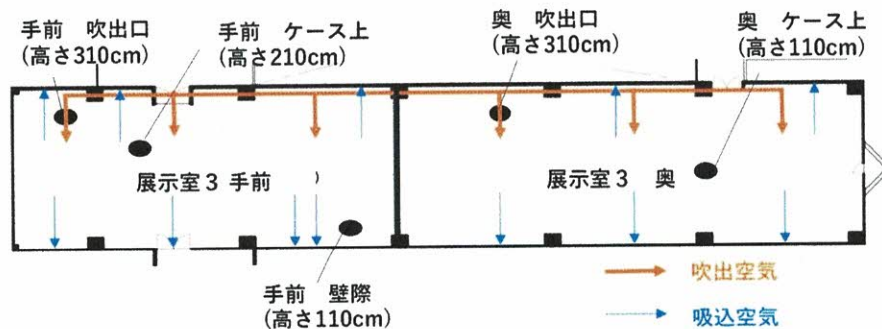


図 3-3 展示室 3 の平面図

表 3-2 展示室空調機の性能 (AHU の番号は展示室の番号に対応)

| | AHU-1 | AHU-2 | AHU-3 |
|---------------------------|-------|--------|--------|
| 送風機風量 (m ³ /h) | 5,500 | 12,000 | 11,000 |
| 冷却能力 (KW) | 35.4 | 74.3 | 62.5 |
| 冷水量 (L/min) | 85 | 175 | 165 |
| 加熱能力 (KW) | 30.6 | 72.0 | 59.0 |
| 温水量 (L/min) | 85 | 175 | 165 |
| 蒸気加湿 (kg/h) | 6 | 11 | 10 |

3.3. 展示室における展示・保存環境における問題 (2022 年度報告書より)

対象とする博物館施設の展示室の温湿度環境を確認するために、展示室の吹出口及び室内に温湿度計を設置した。前ページ図 3-1～図 3-3 に展示室内の温湿度計の設置箇所も黒丸で示す。測定のインターバルは5分とした。また、各展示室の冷房期、暖房期の典型的な温湿度の日変動を次頁図 3-4～図 3-6 に示す

冷房中は、各展示室の温度は 22～24℃で保たれていたが、相対湿度は 60%を超え、高湿な環境となっていた。展示室 1・3 (手前) においては吹出口温度が 21℃程度、展示室 2・3 (奥) においても 18～19℃で保たれており (図省略)、各室で最も温度の低い点においても 22℃付近を下回らないように制御されていた。暖房中は、展示室 1 で 26℃を超えることがあり、暖房負荷の小さい日には、過剰な暖房運転が行われ、電力を浪費している可能性が確認できた。また、展示室 1・3 で、暖房開始時の急激な相対湿度の変動が見られた。

一般的な博物館施設の展示室では、夏季は 26℃、冬季は 22℃程度に設定されることが多い。対象とする博物館施設では、管理者が室温設定を行うことができないため、夏季、冬季ともに過剰な冷暖房が行われている可能性があり、これに伴う消費エネルギーの増加と、来館者や施設監視員にとって不快と感じられる環境になっているという懸念がある。また、急激な相対湿度の変化は、展示物の素材によっては損傷を起こす可能性があり、望ましいとはいえない。

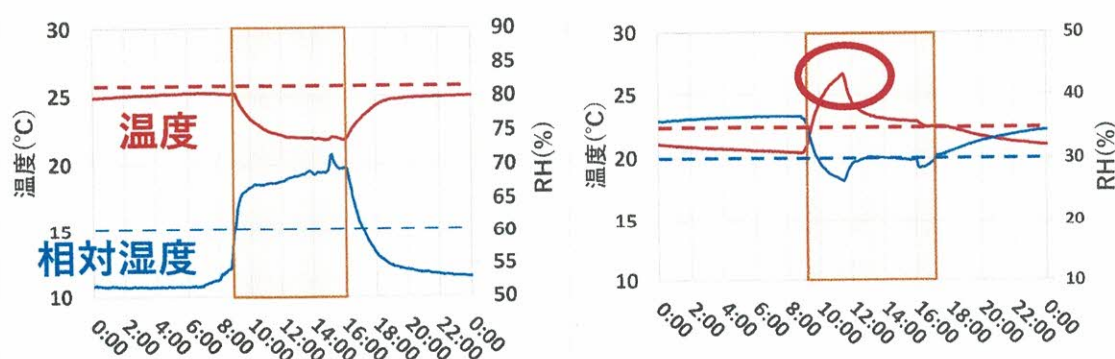


図 3-4 展示室 1 の典型的な温度と相対湿度 (RH) の日変動 (左: 冷房期、右: 暖房期)

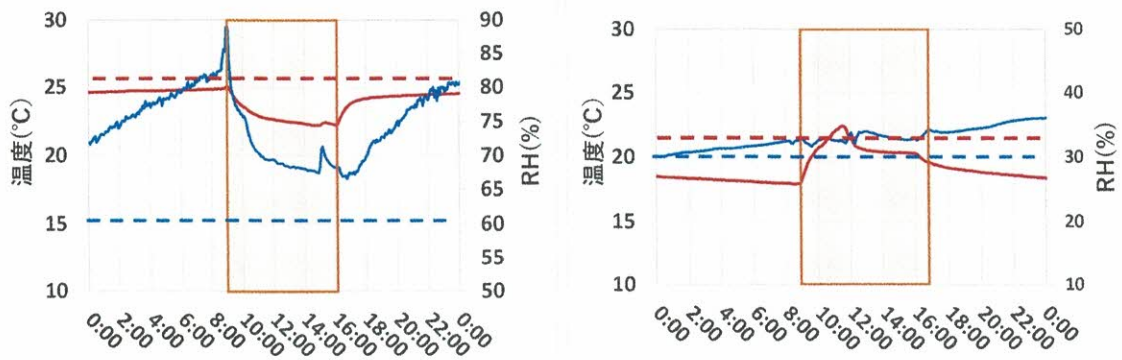


図 3-5 展示室 2 の典型的な温度と相対湿度 (RH) の日変動 (左 : 冷房期、右 : 暖房期)

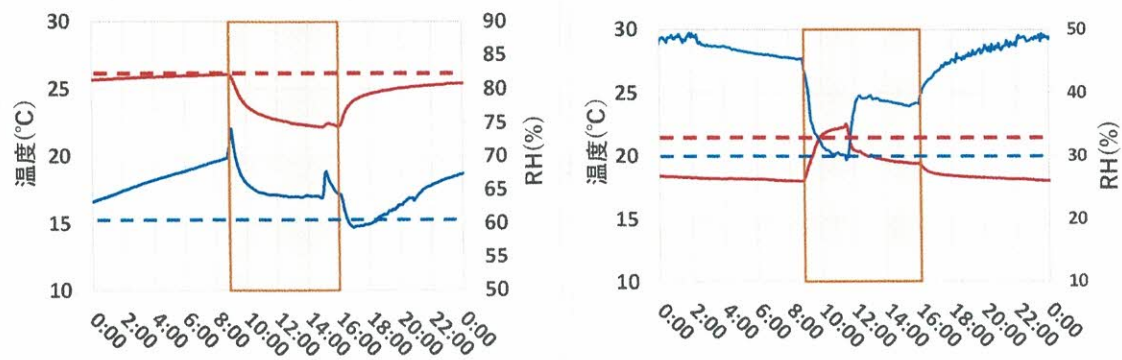


図 3-6 展示室 3 の典型的な温度と相対湿度 (RH) の日変動 (左 : 冷房期、右 : 暖房期)

3.4. 展示室空調機の運転状況把握のための温湿度・電力測定

展示室の空調機で現状どのような制御が行われているか確認するために、空調機 (AHU) まわりで、以下の 3 項目について測定を行った。測定箇所を図 3-7 に示す。

- ① AHU 内部で冷却・加熱コイルを通過する前後の空気の温湿度
- ② AHU 及び吸収式冷温水機を循環する冷温水および冷却塔を循環する冷却水の入口水温・出口水温
- ③ 空調機の送風ファン・還気ファンおよび冷温水ポンプの消費電力

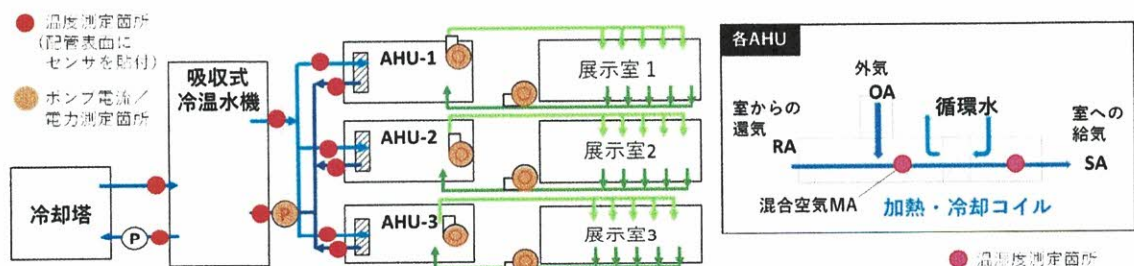


図 3-7 空調機まわりの温湿度・電力測定箇所

3.4.1. AHU 内部の温湿度測定

AHU 内部の冷却・加熱コイル通過前に温湿度計を設置し、5分間隔で測定した。

図3-8～図3-10に、2022年8月の1週間の各展示室の室内・コイル通過前・コイル通過後・吹出口の温度と絶対湿度を示す。冷却コイル後と吹出口の温度の比較から送風ダクトでは3つの展示室において3～5℃の温度上昇があり、夏季においては送風ダクトからの熱取得が大きいことが分かる。また、絶対湿度については、展示室1において4つの測定点の空調時の絶対湿度がほとんど等しいことから、空調機による外気導入および冷却コイルにおける除湿がほぼ行われていないと推測できる

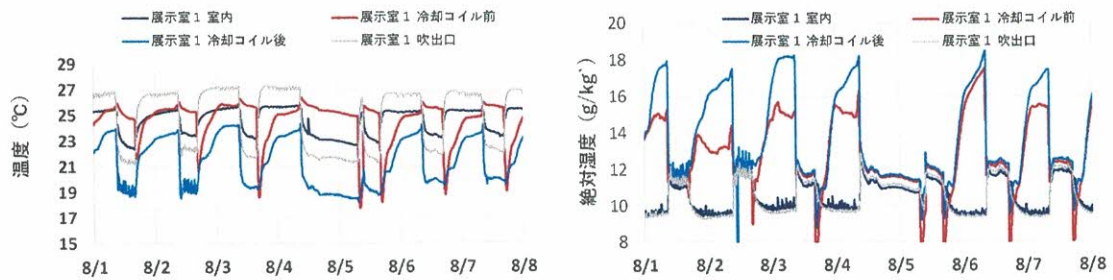


図3-8 夏季のAHU1(展示室1)内空気の測定結果(左:温度、右:絶対湿度)

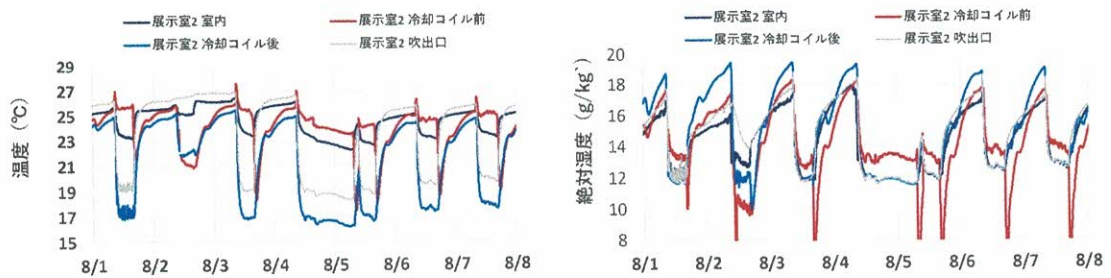


図3-9 夏季のAHU2(展示室2)内空気の測定結果(左:温度、右:絶対湿度)

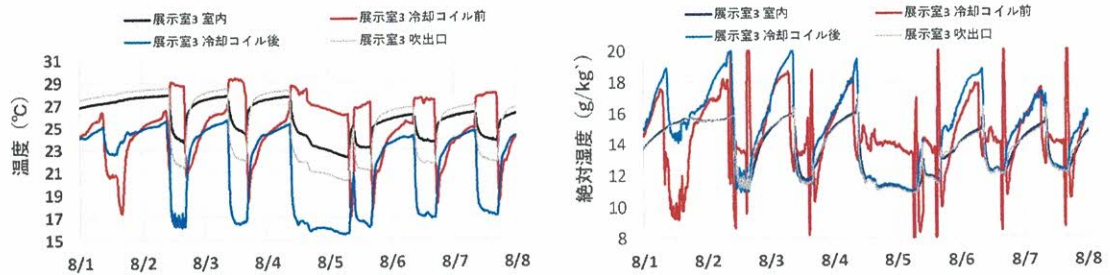


図3-10 夏季のAHU3(展示室3)内空気の測定結果(左:温度、右:絶対湿度)

図3-11～図3-13に、2022年12月の1週間の各展示室の室内・コイル通過前・コイル通過後・吹出口の温度と絶対湿度を示す。なお、展示室2の吹出口の温湿度は12/3までのデータしか得られなかった。

空調時の加熱コイル後と吹出口の温度を比較すると、すべての展示室においてその温度差は夏季と比較して、かなり小さな値になっていることが分かる。ダクト周囲との温度差を考えると、夏季の温度差が冬季を大きく上回ることは考えにくく、送風ダクトの熱貫流率が夏季と冬季で大きく異なっている可能性がある。考えられる要因としては夏季においてダクトの断熱材で結露が発生することにより、ダクトの断熱性が低下したことなどがあげられる。

外気導入についても検討を行うため、絶対湿度については外気データをオレンジの線で示した。なお展示室2と3の空調時加熱コイル後の絶対湿度についてはその他の点のデータと大きく外れているが、これは、使用した温湿度計では相対湿度10%以下の範囲で測定精度が低下するため、誤差が生じたことが原因として考えられる。

空調時の展示室1においては、加熱コイル前の絶対湿度が室内と近い値になっており、外気の影響をほとんど受けていない。一方、展示室3においては12/3以降空調時加熱コイル前の絶対湿度が外気とかなり近くなっていることが分かる。このことから展示室1では外気導入がほとんど行われていない可能性、展示室3では過剰な外気導入が行われている可能性があることが確認できた。

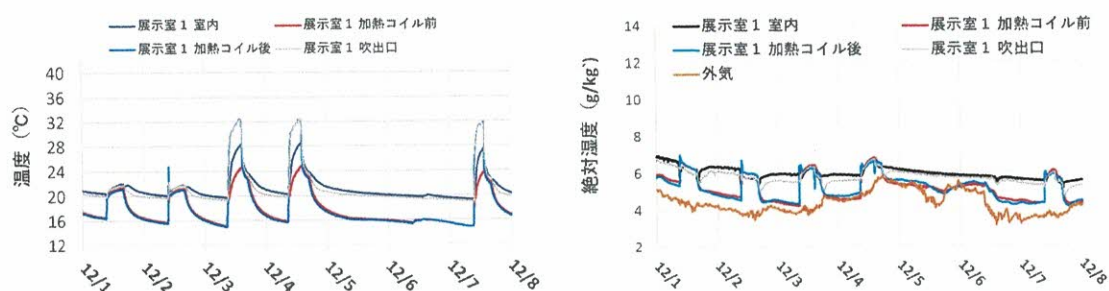


図3-11 冬季のAHU1(展示室1)内空气の測定結果(左:温度、右:絶対湿度)

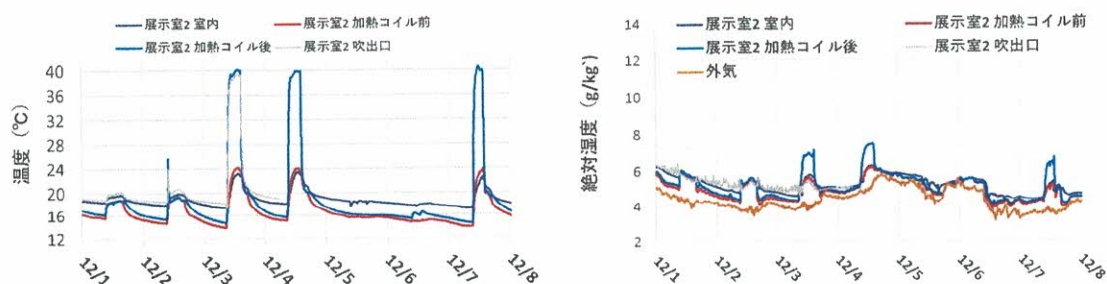


図3-12 冬季のAHU2(展示室2)内空气の測定結果(左:温度、右:絶対湿度)

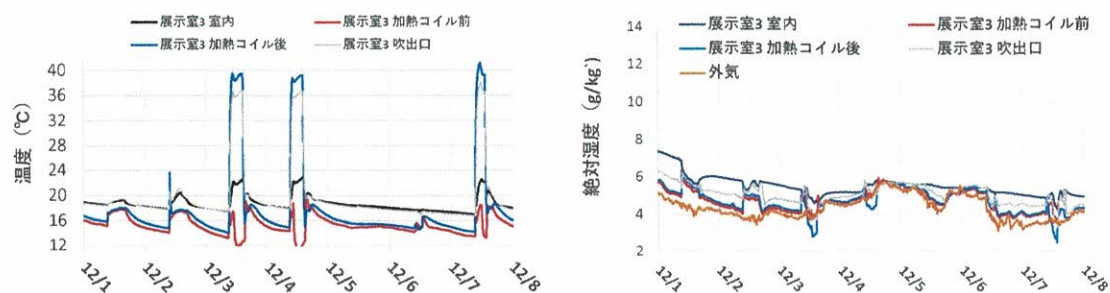


図 3-13 冬季の AHU3(展示室 3) 内空気の測定結果 (左: 温度、右: 絶対湿度)

3. 4. 2. 空調機及び冷温水ポンプの電力測定

空調機の送風・還気ファンおよび冷温水ポンプについて消費電力の測定を行った。冷温水ポンプについては 2022 年 11 月から測定を開始したため冬期のみでの測定である。また冷温水ポンプについては電流のみの測定であるため、電圧 200V、力率 0.8 として消費電力を計算した。図 3-14 に送風・還気ファンの消費電力を示す。夏季においては稼働時の消費電力はおおよそ一定であり、AHU からの吹出風量はおよそ一定であると言える。冬期については展示室 2・3 において消費電力が小さくなっている時間があるが、極端に消費電力が大きくなっている時間帯はない。図 3-15 に冷温水ポンプの消費電力を示す。AHU の冷温水ポンプについても稼働時はおよそ一定の消費電力を示している。これらのことから空調時の吹出風量、AHU 内循環水量はおおよそ一定であると考えられる。

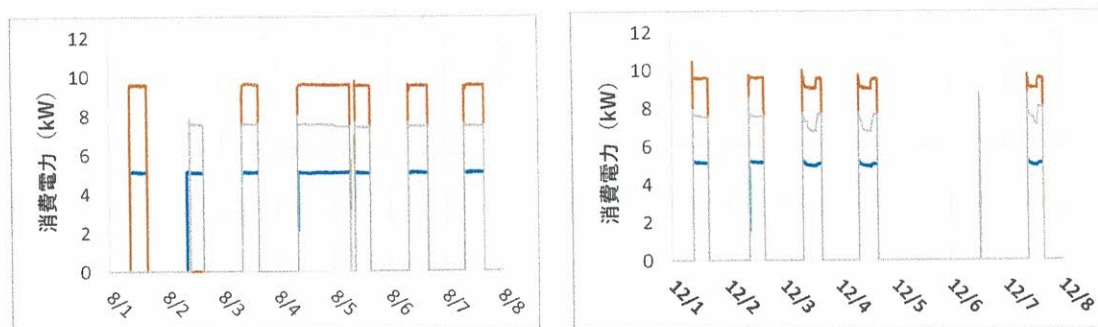


図 3-14 AHU 送風ファン消費電力 (左: 夏季 (2022/8) 右: 冬期 (2022/12))

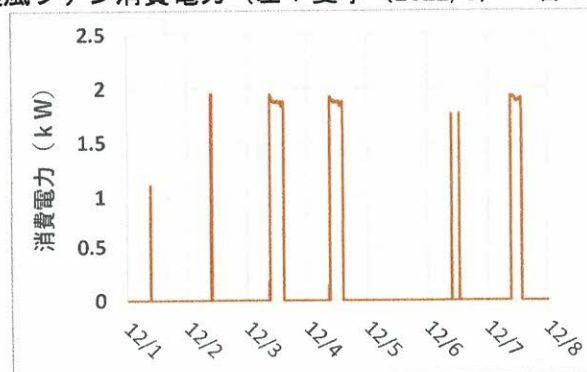


図 3-15 AHU 冷温水ポンプ消費電力 (冬季 2022/12)

3.5 空調制御改善策の検討を目的とした空調シミュレーションの概要

3.5.1 シミュレーションの目的と手法

対象の博物館施設の展示室においては夏季・冬季ともにやや過剰に冷暖房していることが実測により確認できた。展示室内の温湿度を再現するモデル（シミュレーションモデル）を作成し、作成したモデル内で空調機のパラメータを変更することで展示室内の温湿度がどのように変化するかを確認する。またその時の省エネルギー効果についても検討する。

シミュレーションモデルは空調機の吹出温湿度から室内の温湿度を再現する室内モデルと空調機の吸込温湿度から吹出温度を再現する空調機モデルからなる。図 3-16 にシミュレーションモデルの作成手順を示す。なお今後室内の実測値は測定点のうちもっとも高さの低い点を用いることとする。

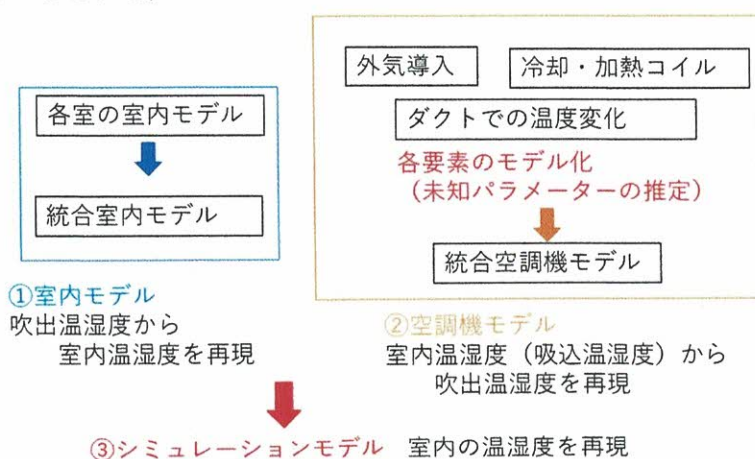


図 3-16 シミュレーションモデルの作成手順

3.5.2 室内モデル

図 3-17 に室内の解析モデルを、表 3-3 に各要素の厚さと材料物性値を示す。室内、材料ともに熱容量を考慮し、展示室 1 と 2 の間のみ温度差換気を考慮した。

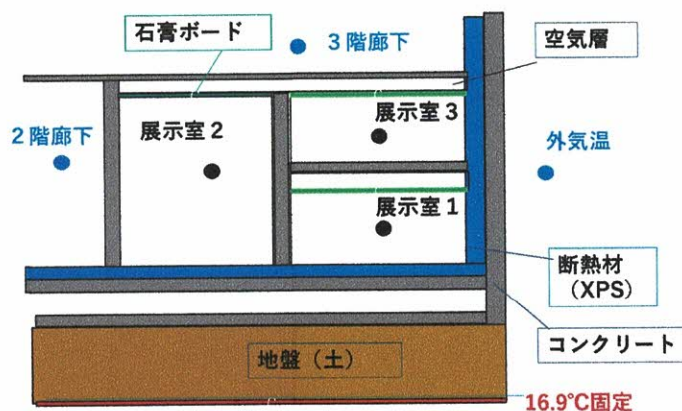


図 3-17 室内解析モデル

表 3-3 各構成要素の厚さと材料物性値

| | 厚さ [mm] | 比熱 [J/kgK] | 密度 [kg/m ³] | 熱伝導率 [W/mK] |
|----------|------------|---------------|----------------------------|----------------|
| 外壁コンクリート | 180 | 880 | 2100 | 1.6 |
| 内壁コンクリート | 150 | 880 | 2100 | 1.6 |
| 断熱材 | 50 | 1450 | 20 | 0.04 |
| 石膏ボード | 20 | 854 | 1000 | 0.22 |
| 地盤（土） | 6700 | 1100 | 1622 | 1.0 |
| 空気（空間） | - | 1020 | 1.22 | -(熱伝達率を使用) |

展示室内の熱収支式及び水分収支式を式(3.1)、(3.2)に示す。来館者については一人あたり 122[W]の熱発生と 0.025 [g/s]の水分発生を考慮する。また換気量の計算については式(3.3)に示す。記号の説明は、本章の最後に記載した。

室の熱収支式

$$c_a \rho_a V_{room} \frac{\Delta T_i}{\Delta t} = N_i q_{person} + G c_a (T_s - T_i) + \sum G_v c_a (T_{out} - T_i) + \sum A_{surf} \alpha_i (T_{surf} - T_i) \quad (3.1)$$

室の水分収支式

$$c_a \rho_a V_{room} \frac{\Delta T_i}{\Delta t} = N_i W_{person} + G (X_s - X_r) + \sum G_v (X_v - X_r) \quad (3.2)$$

換気量の計算（温度差換気）

$$G_v = \alpha A_{door} \sqrt{2gh_{door} \frac{T_i - T_{out}}{T_i + 273}} \quad (3.3)$$

本シミュレーションにおいては、隣接する室及び外気の温度の実測値を境界条件として用いた。材料内の温度については式(3.4)で計算し、壁表面への熱流は式(3.5)で計算する。地盤については地下10mの温度を16.9℃(2022年の京都市の平均外気温)として計算した。

材料内の熱収支式

$$c_b \rho_b \frac{\partial T_b}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_b \frac{\partial T_b}{\partial x} \right) \quad (3.4)$$

境界面の熱流

$$q = \alpha_i (T_{out} - T_{b_surf}) \quad (3.5)$$

3.5.3. 空調機モデル

図 3-18 に、空調機の解析モデルを示す。このモデルでは空気のダクト通過における温度変化、外気導入における温湿度変化、冷却・加熱コイルにおける温度変化・除湿を考量する。

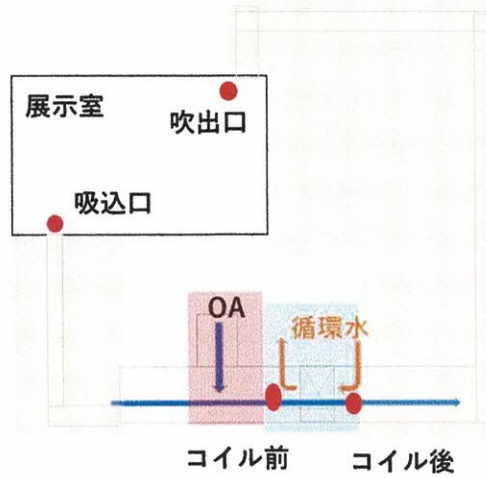


図 3-18 空調機解析モデル

式(3.6)にダクト通過における温度変化の式を示す。ダクト周囲の温度は計測データがないため、表 3-4 の値に設定した。式(3.7)に冷却・加熱コイルにおける温度変化の式を示す。夏季の除湿については温度低下による結露を除湿量とした。式(3.8)に外気導入による温湿度変化の式を示す

ダクト通過における温度変化

$$T_{d,out} = k_d T_{d,in} + (1 - k_d) T_{ea}$$

$$k_d = e^{-U_d A_d / G C_a} \quad (3.6)$$

冷却・加熱コイルにおける温度変化

$$T_{c,k} = T_{c,in} + \frac{1 - e^D}{\frac{G C_a}{W_{w,in} c_v} - e^D} (T_{w,in} - T_{c,in})$$

$$D = U_c A_c \left(\frac{1}{G C_a} - \frac{1}{W_{w,in} c_v} \right) \quad (3.7)$$

$$T_{c,out} = B F T_{c,in} + (1 - B F) T_{c,k}$$

外気導入における温湿度変化

$$T_{mix} = \eta T_r + (1 - \eta) T_o$$

$$X_{mix} = \eta X_r + (1 - \eta) X_o \quad (3.8)$$

表 3-4 ダクトの周囲温度

| | 送風 | 還気 |
|----|----|----|
| 夏季 | 25 | 35 |
| 冬季 | 20 | 30 |

3.5.4. 解析モデルにおける未知パラメータの推定

前節で述べた空調機解析モデルの基礎式において必要となる、各種の未知パラメータについて、空調機周りの測定結果を基に推定した（詳細は割愛し、結果のみ掲載する）。

(1) 外気導入率

測定した展示室の室内温度（吸込温度）とコイル前の空気の絶対湿度から外気導入率を推定した。絶対湿度を用いたのは、還気ダクト前後で値が変化しないと考えられるためである（温度はダクトからの熱損失により値が変化する）。

測定値からの推定結果では外気導入率の時間的な変動が見られたが実際の制御では空調時の外気導入率は一定であると考えられるため、外気導入率を表 3-5 のように設定した。

表 3-5 AHU の外気導入率 [-]

| | 夏季 | 冬季 |
|------|------|------|
| AHU1 | 0.02 | 0.02 |
| AHU2 | 0.2 | 0.15 |
| AHU3 | 0.35 | 0.8 |

(2) ダクトの熱貫流率の推定

ダクト通過における温度変化は式(3.6)で表される。この式のなかのダクトの熱貫流率と表面積の積（伝熱特性と呼ぶ） $U_d A_d$ について図面から十分情報が得られないため、推定を行った。推定はダクト前の空気温度（還気ダクト：室内、送風ダクト：コイル後）を式(3.6)のダクト入口温度として代入し、ダクト後の空気温度（還気ダクト：コイル後、送風ダクト：吹出口）の温度を最も一致する $U_d A_d$ を特定することで行う。なお送風ダクトについてはダクト通過後の外気の混合も考量した。

表 3-6 に特定したダクトの伝熱特性を示す。この値を用いて換気ダクト及び送風ダクト出口温度の実測値と解析値を比較すると、空調時については概ね一致した結果を得られた（図省略）。

表 3-6 特定したダクトの伝熱特性 $U_d A_d$ [W/K]

| | 展示室 1 | | 展示室 2 | | 展示室 3 | |
|----|-------|-----|-------|-----|-------|-----|
| | 送風 | 還気 | 送風 | 還気 | 送風 | 還気 |
| 夏季 | 800 | 600 | 1000 | 50 | 3000 | 500 |
| 冬季 | 500 | 600 | 450 | 300 | 1000 | 500 |

(3) AHU 循環水量の推定

式(3.7)における循環水量を推定した結果および図面から得られる設計値との比較を表3-7に示す。AHU1について設計値よりやや低くなっていることが分かる。またAHU2と3においては推定値が図面の設計値を大幅に上回っていた。実際に大幅に設計値を上回る流量がAHUを流れているとは考えにくいので、今後の解析ではAHU2と3については設計値を用いることとする。

表 3-7 冷温水流量の推定値と設計値の比較

| | 推定値 (夏季) | 推定値 (冬季) | 設計値 |
|------|----------|----------|-------|
| AHU1 | 1.0 | 0.3 | 1.416 |
| AHU2 | 6.0~8.0 | 5.0 | 2.916 |
| AHU3 | 12~18 | 5.5~6.5 | 2.75 |

(4) 冷却・加熱コイルの熱貫流率・BFの特定

式(3.7)におけるバイパスファクター BF とコイルの熱貫流率と表面積の積 $U_c A_c$ について図面から十分情報が得られないため、推定を行った。

推定はコイル前の空気温度を式(3.7)のコイル入口温湿度として代入し、ダクト後の空気温湿度を最も一致する $U_c A_c$ および BF を特定することで行う。表3-8に推定した $U_c A_c$ を示す。また BF に関しては $BF = 0$ の時実測結果を最もよく再現したので、今後は0とする。冷却・加熱コイルの出口温度について実測値と解析値の比較をしたところ、空調時には解析値は実測値の結果をおおよそ再現できた。

表 3-8 $U_c A_c$ の推定値 [W/K]

| 展示室 1 | | 展示室 2 | | 展示室 3 | |
|-------|----|-------|----|-------|----|
| 夏季 | 冬季 | 夏季 | 冬季 | 夏季 | 冬季 |
| 1.5 | 5 | 10 | 10 | 18 | 18 |

3.5.5. 解析モデルの妥当性の検証

ここでは、室内の実測値とモデルにより得られる解析値を比較し、前述したモデルの妥当性を検討する。最初に、各室の断熱性と熱容量を把握した後、3室の吹出温湿度に実測値を代入し、室の温湿度を計算し実測値と比較した。検討手順を図3-19に示す。また、解析条件を表3-9に示す。なお、冬季については吹出口のデータが不足しているため検討できなかった。

各室の断熱性能・熱容量の推定

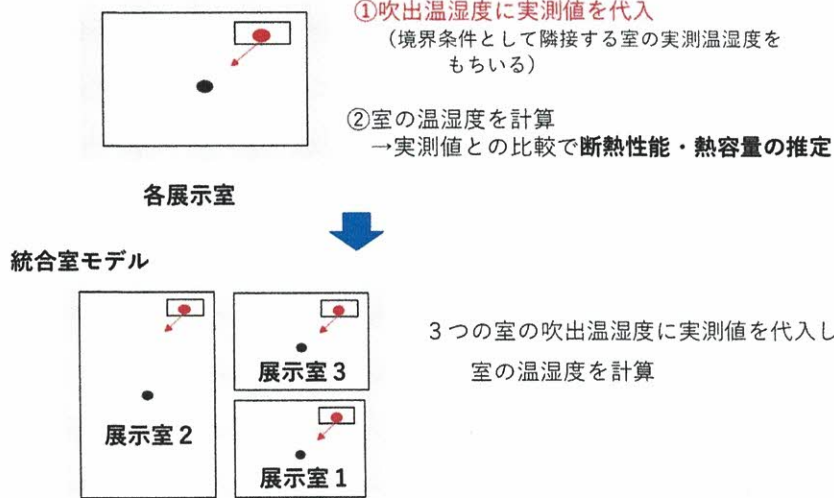


図 3-19 室内モデルの妥当性検討手順

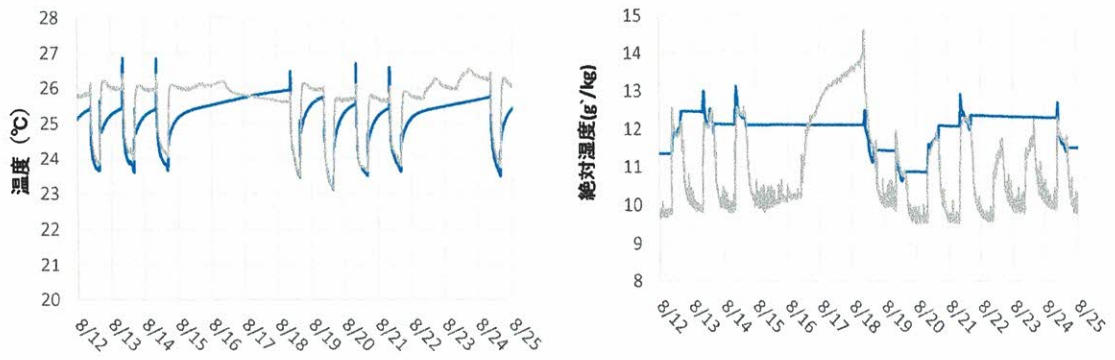
表 3-9 室内モデル妥当性検証のための解析条件

| 解析期間 | 夏季 2022/8 | |
|----------------------|-----------|-----|
| 時間刻み Δt [s] | 10 | |
| 在室人数 | 空調時 (開館時) | 1 人 |
| | 停止時 (閉館時) | 0 人 |
| 材料刻み Δx [mm] | コンクリート | 15 |
| | 断熱材 | 10 |
| | 石膏ボード | 2 |
| | 土 | 100 |

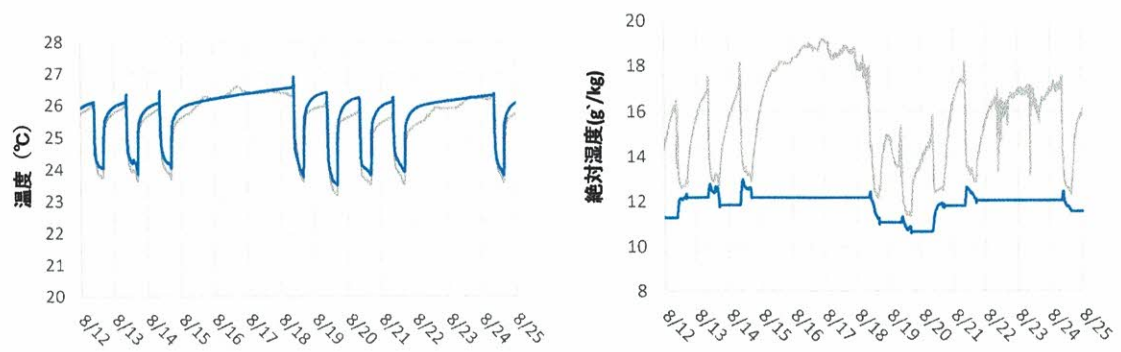
各室温湿度の実測値と解析値を比較すると、空調時の温湿度についてはおおよその挙動を再現できたが、空調停止時については室の内装材による吸放湿を考慮しないモデルのため、非空調時の絶対湿度の再現性については課題が残った (図省略)。

次に、室内モデルと空調モデルを連成させたシミュレーションモデルの妥当性を確認した。図 3-20 にシミュレーションモデルの夏季の実測値と解析値の比較を示す。温度についてはすべての展示室において空調時おおよその挙動を再現することができたが、展示室 2、3 の絶対湿度については解析値が実測値と比較してやや低い値になった。

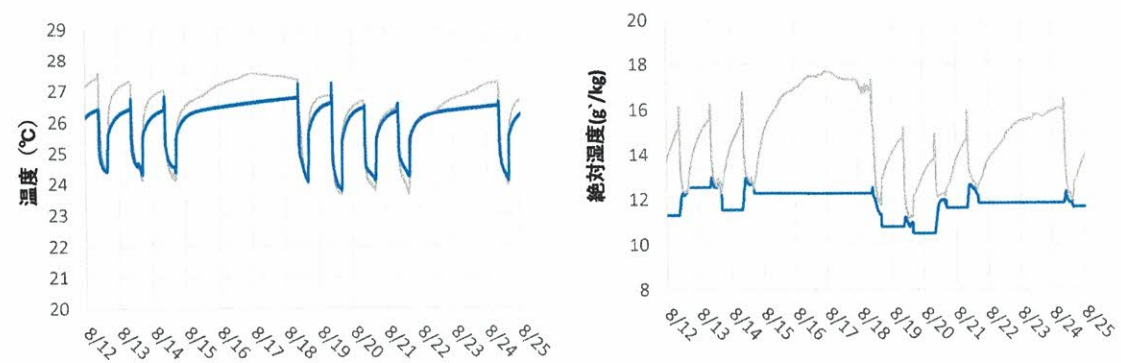
図 3-21 にシミュレーションモデルの冬季の実測値と解析値の比較を示す。温度については夏期と同様、空調時のおおよその挙動を再現できたが、湿度については再現できなかった。室内の湿度の再現性を向上させるためには、室内の内装材の吸放湿や今回考慮できなかった換気を考慮した室内モデルが必要と考えられる。



展示室 1 (左：温度、右：絶対湿度)



展示室 2 (左：温度、右：絶対湿度)



展示室 3 (左：温度、右：絶対湿度)

図 3-20 夏季の室内温湿度の解析値と実測値の比較
(2022/8 青：解析 灰色：実測)

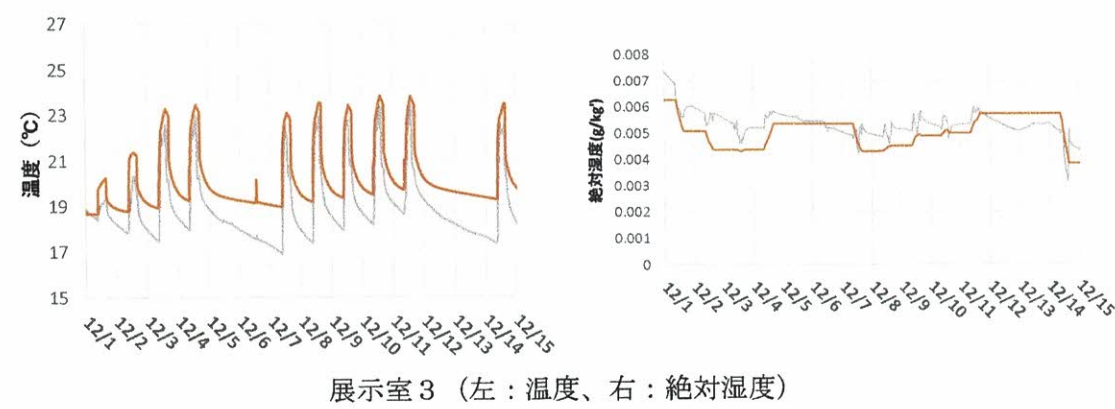
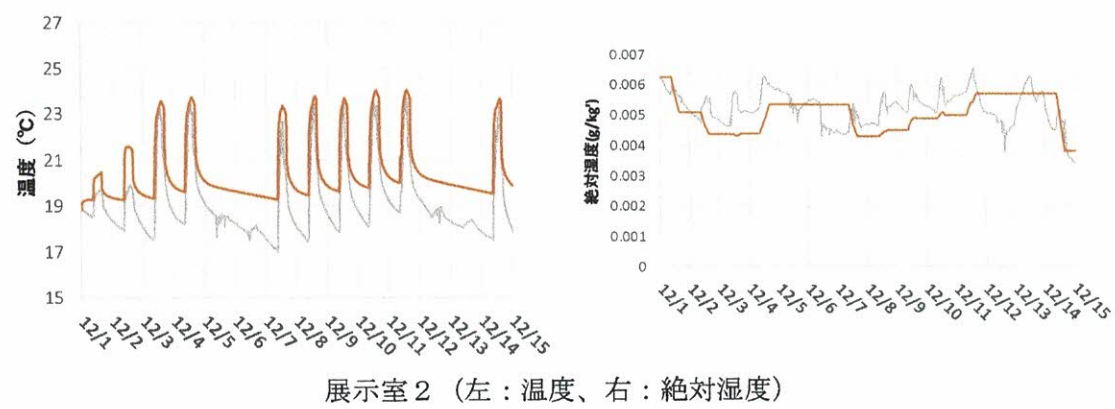
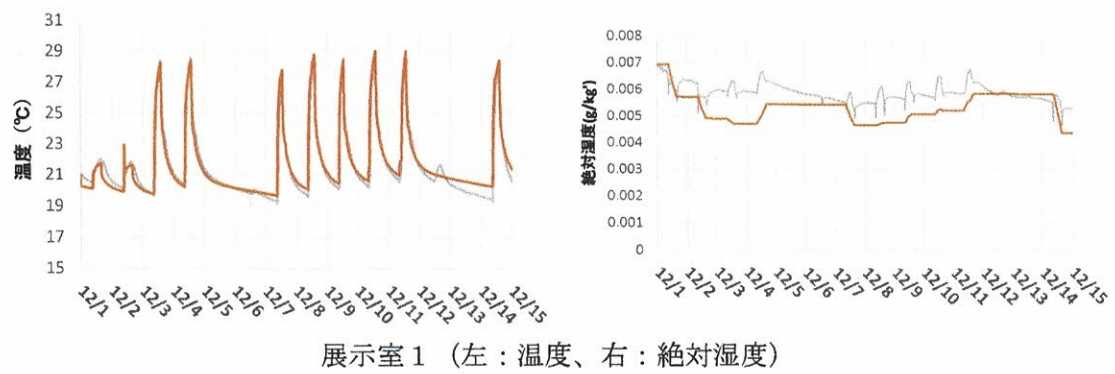


図 3-21 冬季の室内温湿度の解析値と実測値の比較
(2022/12 オレンジ: 解析 灰色: 実測)

3.6. 展示環境の向上及び省エネルギー化を実現する空調制御の検討

ここでは、提案するモデルを用いて、対象の展示室の空調制御改善策の検討を行う。

3.6.1. 外気導入量の適正化

AHU 内部の測定結果と、3.5.4(1)に述べた外気導入率の推定から、対象の展示室では適切な外気導入をしていない可能性があることが分かった。外気量の適正化を行うことでエネルギーの面でどのような効果があるかについて検討する。

式(3.9)により、外気 CO₂ 濃度を 350 ppm、室内の許容 CO₂ 濃度を 800 ppm とした際の展示室における必要換気量を計算し、それに基づき適切な外気導入率を計算した。表 3-10 に結果を示す。展示室 1 においては室内環境維持のために外気導入を増やす必要があるが、展示室 2・3 については外気導入を適正量まで減らすことで省エネルギー化を達成できる可能性がある。

必要換気量の計算式

$$Q = \frac{N_i M_{person}}{C_{lim} - C_o} \quad (3.9)$$

Q : 必要換気量 (kg/s)

N_i : 在室人数 (人)

M_{person} : 一人当たりの CO₂ 発生量 (kg/s)

C_{lim} : 許容 CO₂ 濃度 (-)

C_o : 外気 CO₂ 濃度 (-)

表 3-10 外気導入率の推定値と適正な外気導入率

| | 夏季推定値 | 冬季推定値 | 適正值 |
|------|-------|-------|------|
| AHU1 | 0.02 | 0.02 | 0.16 |
| AHU2 | 0.2 | 0.15 | 0.09 |
| AHU3 | 0.35 | 0.8 | 0.08 |

3.6.2. 過剰冷房・暖房を抑制するための冷温水ポンプにおける on/off 制御の導入

展示室では過剰な冷房・暖房により室内が適切な温湿度に保たれていない可能性が、測定結果から示された。冷温水ポンプに on/off 制御を導入し、適切な設定温度で制御することで展示環境の向上・省エネルギー化を実現できる可能性がある。

ここでは、外気量の適正化を行った上で夏季の設定温度を 26℃ (25℃以下で off、27℃を超えると on に切り替え)、冬季の設定温度を 23℃ (25℃以下で off、27℃を超えると on に切り替え) として、on/off 制御の効果を確認した。

図 3-22 に、夏季及び冬季における展示室の制御前（現状）と制御後の温度変化を示す。空調時にはおおむね設定温度付近で制御されていることが確認できる。

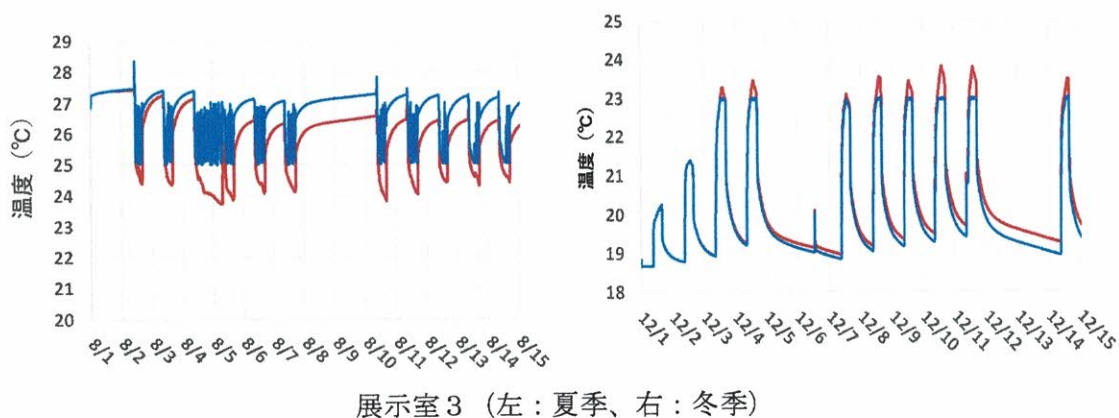
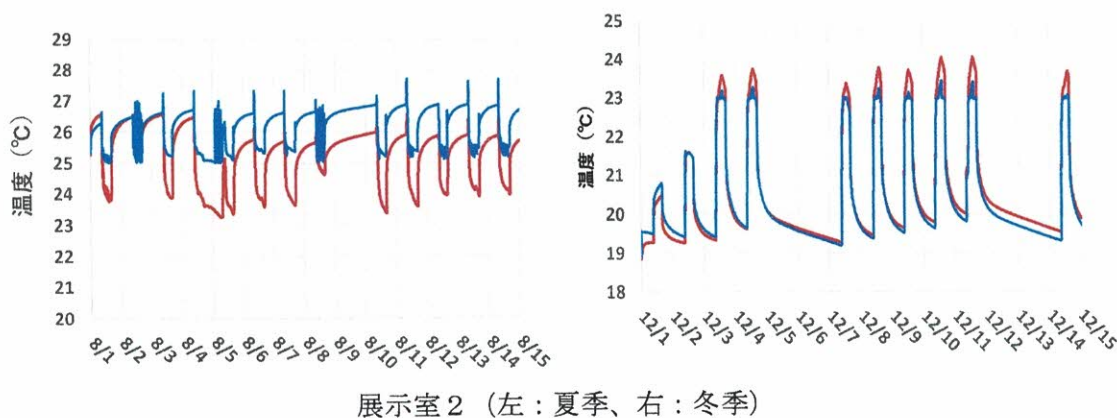
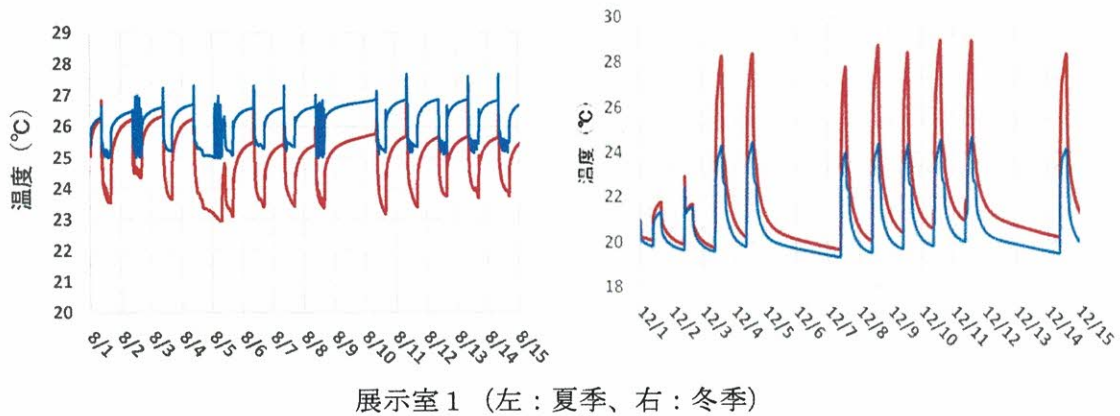


図 3-22 冷温水ポンプに温湿度制御を取り入れた際の室内の温度変化

赤：制御前 青：制御後

3.6.3. 省エネルギー性の検討

冷却・加熱コイルが冷却・加熱に要する熱量で各手法の省エネルギー性を評価した。熱源システムの効率は今回の検討では考慮していないため、今後検討する必要がある。

図3-23に、外気導入の適正化、冷温水ポンプの on/off 制御を導入した際、コイルが夏季に冷却、または冬季に加熱するのに要する熱量を示す。夏季は、展示室1においては外気の導入率を増加させたことにより熱量は増加した。また制御を行ったことにより冷却によるエネルギーがかえって増加したが、原因はまだわかっていない。展示室2については冷温水ポンプの制御により、展示室3においては外気導入の適正化によりそれぞれ冷却熱量は大幅に減少した。冬季においては、展示室1では外気の導入率を増加させたことにより熱量は増加したが、冷温水ポンプの on/off 制御により大幅に熱量は減少した。展示室2・3については夏季と同様の傾向を示した。

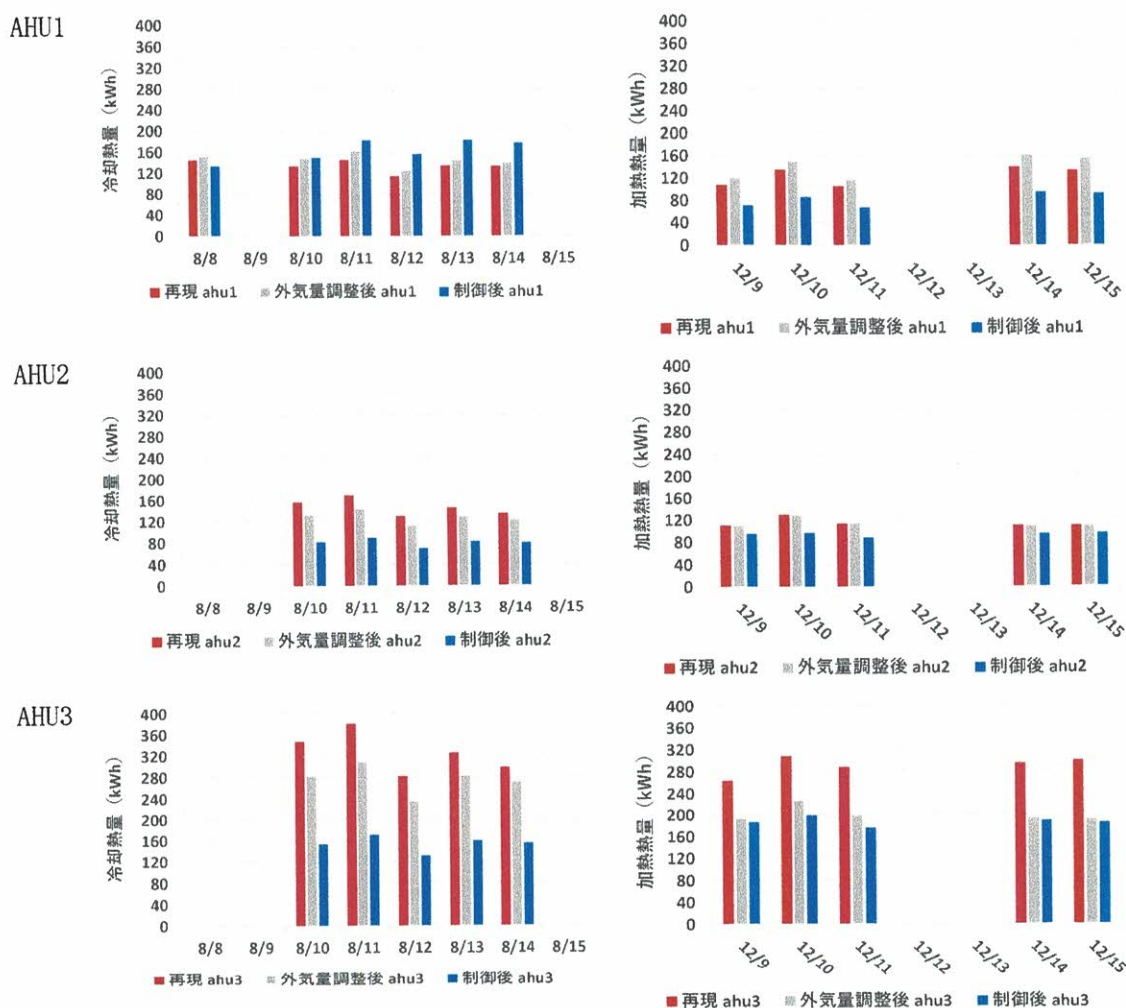


図 3-23 コイルが加熱・冷却に要する熱量の1日ごとの積算値

左：夏季、右：冬季

3.7. 第3章のまとめ

対象とする既存博物館施設の展示室における来館者と展示物の両方に適した空調制御方法を検討するため、室内の温湿度測定と空調機周りの温湿度、消費電力測定に基づいて、空調機の運転を再現するシミュレーションモデルを作成した。

提案したモデルでは、空調時の各展示室の温度はよく実測結果を再現できたが、空調停止後の温度変動や、絶対湿度の再現性については課題が残った。湿度に関して、対象の展示室においては冬季に展示室内の相対湿度が空調時低くなることで、施設利用者が乾燥による不快を感じる可能性があり、また急激な湿度変化により展示物が劣化するリスクがある。この問題については現在稼働していない空調機本体に付属している加湿機を稼働させることも今後考慮する必要がある。一方、加湿器を作動させることによる室内温湿度および省エネルギー効果を確認するためには、室内の湿度を正確に予測するモデルが必要である。

最後に、提案したモデルを用いて、外気導入率の適正化と冷温水ポンプの on/off 制御による過剰暖房・冷房の抑制を行ったときの省エネルギー効果について検討した。結果として夏季・冬季の両方においてコイルの冷却・加熱に要する熱量はおおむね減少することが確認できた。

(本章における式の記号)

| 記号 | 添え字 |
|---|---------------------|
| c : 比熱[J/kgK] | a : 空気 |
| ρ : 密度[kg/m ³] | i : 室内 |
| V : 体積[m ³] | v : 換気 |
| G : 吹出風量[kg/s] | s : 吹出 |
| X : 絶対湿度[kg/kg’] | $surf$: 壁表面 |
| N : 在室人数[人] | b : 地盤、コンクリート、断熱材 |
| q_{person} : 人体の発熱量[W/人] | $door$: 展示室間の扉 |
| W_{person} : 人体の水分発生量[kg/s 人] | d : ダクト |
| A : 面積[m ²] | d_{in} : ダクト入口 |
| α_i : 室内熱伝達率[w/m ² K] | d_{out} : ダクト出口 |
| T : 温度[°C] | $c(coil)$: コイル |
| λ : 熱伝導率[W/mK] | c_{in} : コイル入口 |
| g : 重力加速度[m/s ²] | c_{out} : コイル出口 |
| α : 開口係数[-] | MA : コイル入口空気 |
| h : 高さ[m] | SA : コイル入口空気 |
| U : 熱貫流率[W/m ² K] | RW : 冷温水出口 |
| η : 外気導入率[-] | SW : 冷温水入口 |
| $W_{W,in}$: 冷温水質量流量[kg/s] | |
| r : 蒸発潜熱[J/kg] | |