

博士論文

室内環境の分布性状を反映する建物のエネルギーと空気質の期間シミュレーションに関する研究

2017年7月

東京大学大学院 工学系研究科 建築学専攻

王 立

目次

第1章 序論	
1.1 背景	1-1
1.2 論文の位置づけ	1-3
1.3 論文の構成	1-5
第1章の参考文献	1-8
第2章 建築環境工学におけるビルディングシミュレーション	
2.1 概要	2-1
2.2 ネットワークシミュレーション	2-2
2.3 数値流体シミュレーション	2-4
2.3.1 流体の支配方程式	2-4
2.3.2 乱流モデル	2-5
2.4 室内環境形成寄与率 CRI	2-7
2.4.1 ソースとシンク	2-7
2.4.2 熱、物質輸送に対する線形システムの仮定	2-7
2.4.3 温熱環境の形成寄与率 CRI_C と uCRI	2-8
2.4.4 室内空気質の形成寄与率 CRI_{AQ}	2-9
2.4.5 放射熱分配の寄与率 CRI_R	2-10
2.5 ネットワークモデルと CRI の連成解析	2-12
第2章の参考文献	2-14
第3章 室内環境品質	
3.1 概要	3-1
3.2 室内温熱環境の快適性	3-2
3.2.1 室内温熱環境及び温熱感覚に影響する要素	3-2
3.2.2 温熱環境の快適性	3-2
3.3 揮発性有機化合物による室内空気汚染	3-4
3.3.1 室内空気質について	3-4
3.3.2 揮発性有機化合物による空気汚染の現象、危害、現状	3-5
3.3.3 多孔質材料の吸脱着現象	3-8
3.3.4 VOC 吸脱着の数値予測の理論基礎	3-9
3.4 臭いによる室内空気汚染	3-14
3.4.1 室内の臭い放散による空気汚染と不快感	3-14
3.4.2 室内の臭い濃度と不快感率の計算モデル	3-15
第3章の参考文献	3-17

第4章 室内環境の分布性状を反映するエネルギーと 空気質の期間シミュレーション手法の開発	
4.1 概要	4-1
4.2 全体像シミュレーション手法のフレームワーク	4-2
4.2.1 CRIによる熱と物質の空間的・時間的な連成シミュレーションの考え方	4-2
4.2.2 全体像シミュレーション手法のフレームワーク	4-4
4.3 温熱環境の分布性状を反映する建物のエネルギーの期間シミュレーション手法	4-7
4.4 汚染物質の分布性状を反映する建物のエネルギーの期間シミュレーション手法	4-9
4.5 まとめ	4-11
第4章の参考文献	4-12
第5章 液冷空調システムのモデル化	
5.1 概要	5-1
5.2 液冷空調システムの概要	5-2
5.3 空調機器の性能のモデル化	5-4
5.3.1 液冷熱回収ユニット (HRU) と放射パーティション (RP) のモデル化	5-4
5.3.2 アクティブチルドビーム (ACB) のモデル化	5-7
5.3.3 ドライファンコイルユニット (DFCU) のモデル化	5-16
5.4 什器蓄熱のモデル化	5-17
5.5 まとめ	5-19
第5章の参考文献	5-20
第6章 省エネルギーと温熱快適性を極限まで追求した オフィス空調におけるエネルギー使用と空気質の検討	
6.1 概要	6-1
6.2 シミュレーションの対象オフィスの概要	6-2
6.3 シミュレーションケースと境界条件の検討	6-5
6.3.1 評価指標とそれに対応する計算のパラメータ	6-5
6.3.2 換気量の検討	6-6
6.3.3 在室者の分布	6-8
6.3.4 空調機器の発停制御とセンサー位置の設定	6-11
6.3.5 シミュレーションケースと境界条件のまとめ	6-15
6.4 代表流れ場解析の結果と考察	6-23
6.4.1 代表流れ場による風速分布	6-23
6.4.2 室内環境形成寄与率 CRI の計算	6-27
6.4.3 MRT 感度の計算	6-31
6.5 空調期間の冷熱供給の結果と考察	6-32
6.6 PMV の期間計算の結果と考察	6-39
6.7 座席位置における VOC 濃度の期間計算の結果と考察	6-47
6.7.1 吸脱着効果による日中室濃度の変動	6-47

6.7.2 全冷房期間における室全員の座席位置での VOC 濃度分布	6-48
6.8 座席位置における臭いによる不快感率の期間計算の結果と考察	6-50
6.9 まとめ	6-55
第 6 章の参考文献	6-57
第 7 章 まとめ	
7.1 各章の主要な結論	7-1
7.2 今後の展望	7-4
Appendix	
Appendix1 各熱源の発熱負荷及び流体の出・入温度	A-1
Appendix1 発表論文リスト	A-3
謝辞	

第 1 章

序論

1.1 研究の背景

1973年に中東の石油輸出禁止令がエネルギー不足と価格上昇を引き起こし始めてから、省エネルギーは重要なテーマとなってきた。当時、新しい合成建材及び化学消費製品が大量に使用され、屋内空気汚染物質濃度はしばしば重大な問題となった。さらに屋外よりも多くの時間を屋内で過ごすようになったことから、室内空気質（Indoor air quality: IAQ）が健康に影響を及ぼすと考える人も多くなった^[1-1]。そこで健康で快適且つエネルギー効率の高い建物の設計と運用は建築エンジニアの使命となってきた。

エネルギー効率の高い建物は、高効率熱源システムや熱抵抗が大きい外皮建材よりも、高い気密性を確保しようとする。そうした建物は必要な換気量を最適な方法で実現するシステムを備える。そのようなエネルギー使用量の最適化は、室内空気質を同時に最適化するとは限らない。一般的に、必要換気量は室内の滞在者（居住者）の数または二酸化炭素濃度に応じて制御するものであり、建材などからの汚染物質ガスの発生量に対応するものではない。快適な温熱環境の実現は、必ずしも快適な空気質を保証するものではなく、両者に相関性があるわけでもない。特に空調の省エネルギー性が追及される場合には、両者にはトレードオフの関係すらも認められる。過去には空調負荷削減のため外気処理風量を削減することで空気質の低下を招いた事例もあった。

室内の空気質を犠牲にすることなく、最大限の省エネルギー性と温熱快適性を実現する空調設備の設計手法の確立が必要である。1960年代から、計算機技術の急速な発展に伴い、建築環境工学分野において建物のシミュレーション技術が発展してきた^[1-2]。現在では設計段階で計算機技術を利用し、建物のエネルギー消費量や室内の熱や汚染物質等を予測することが一般である。従来は、空調調和制御等の空調方式を考慮し、空調される室内環境とシステムエネルギーの予測は、建物内の熱や物質の輸送などを1次元に近似したネットワークモデルにより期間的に解析することが一般的であった^[1-3]。しかし、こうした手法では室内の空間分布が考慮されない。一方、室内を空間格子で三次元に分割し、気流場、温度場、濃度場等の室内分布にCFD解析を用いて行っている^[1-4]。しかし、計算コストが高く、代表的な負荷条件による数ケースの解析に限られる場合が多い。また、CFD解析による、実務における外乱の考慮や空調制御などによる負荷変動を伴う期間算出の実施は困難だと考えられる^[1-2]。

室内では、外部からのあるいは室内で生じる空調熱負荷、汚染物質負荷の変動に加えて、空調機器の発停制御や容量制御により、室内の温熱環境や空気質は、空間的にも時間的にも大きく変動する。特に、近年では、空気を媒介として室内負荷を集中的に処理する多くの従来型空調システムと比べ、室内熱源を分離して処理するタスク・アンビエント空調システムやパーソナル空調システムのような目標区域の温熱環境のみを制御することでシステムのエネルギー消費量を削減する効率的な設計の開発が推進されている^[1-5]。このような空調システムでは、複雑な3次元熱輸送と室内に大きな温度と濃度にばらつきが生じる。そのため、

室内環境の分布性状を反映し、時間的にも変動する建物のエネルギー使用の期間シミュレーション手法（全体像シミュレーション手法）の開発、実用化の更なる発展が必要である。

こうした目的には、期間計算が容易であるネットワークモデルと空間分布が反映できる CFD モデルを連成する必要となるがある。過去、ネットワークモデルと CFD モデルを連成するように、手法として、**Full-coupling simulation**^{[1-6] [1-7] [1-8] [1-9]}の方法が提案されたが、計算コスト上の制限により、まだ実務利用されていない。実用的な計算コストを達成するために、加藤らは三次元の流れ場を線形仮定にすることにより、室内環境形成寄与率 **CRI(Contribution ratio of indoor climate)**という概念を提案した^[1-10]。CRI は、吹出し口、吸込み口、室内の各ソースまたはシンクなどの「流れの要素」の原因となる因子が、室内の環境形成に対してどのような影響力を持つのかを評価するための指標として考案されたものである。CRI は室内の温度場、濃度場等に関する線形性、つまり重ね合わせによる合成が可能であることを仮定した手法であり、室内の流れ場の時間変化、投入熱量、汚染物質の発生量からは大きな影響は受けないことを仮定している。室内の各ソースまたはシンクの負荷変動は計算速度が速いネットワークシミュレーションで得られた上、算出された CRI をネットワークモデルに組込むことで、時々刻々の室内温熱環境と空気質の分布を予測することが可能となる。

CRI の出現以来、CRI とネットワークモデルを連成することが研究されてきた。松本らは CFD により算出した室内温熱環境形成寄与率 CRI を用い、**CRI-ES** モデルを提案した^{[1-11] [1-12] [1-13]}。樋山らは、固定流れ場の熱応答係数（CRI の時間応答）をネットワークモデルに組み込む手法を提案した^{[1-14] [1-15]}。張らは、準定常の非定常計算という CRI-ネットワークモデルの **Quasi Coupling Simulation** を提案した^[1-16]。その後、胡ら^[1-17]、周ら^[1-18]、吉富ら^[1-19]は、準定常の非定常計算という CRI-ネットワークモデルの **Quasi Coupling Simulation** を活用し、湿気（吸脱着効果を含める）、センサー位置、快適性に関する研究を行った。しかし、それらの計算対象は温度、建材の吸脱着効果がある湿気、温冷感に限られ、統合されていない。また、建材の吸脱着効果を考慮した揮発性有機化合物と、臭気による室内空気質を評価した例、空調機器の発停制御や容量制御による性能変動や換気量の変化を考慮した室内温熱環境と空気質の全体像とエネルギー期間投入量の算出例はない。

1.2 本研究の位置付け

このような背景から、低炭素の建物全体での温熱環境と空気質の全体像を与える評価・分析手法の更なる発展が求められており、最大限の省エネルギーと温熱快適性を実現しつつ、同時に良好な空気質を実現するための空調方式を検討する必要がある。そこで本論文は、社会的に急務の課題である「高品質の室内環境を省エネルギーに実現する建物設計」に対して、室内環境の分布性状を反映する建物のエネルギーと空気質の期間シミュレーション手法（以下、全体像シミュレーション手法）の開発を目的とする。

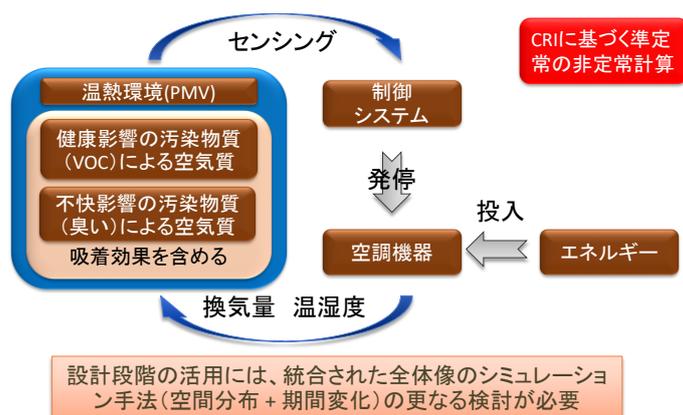


図 1-1 本研究の位置づけ

また、科学分野としての室内環境科学(Indoor Environmental Science: IES)は、公衆衛生、医学、工学、化学、物理学、微生物学、社会学、心理学、経済、建築などをカバーする膨大なものである^[1-1]。建物の室内環境の快適性に及ぼす要因には、美的・心理的・生理的・機能的要因等がある。生理的要因は建築環境工学で主な取り扱うものであり、音、熱、空気、光の物理的要素は人間の生理的快適性に影響するものである^[1-20]。本研究で呼ばれる「室内環境」は、音環境と光環境ではなく、主に温熱環境と空気質環境によって構成される室内空気環境(Indoor Air)を注目することである。

全体像シミュレーション手法の開発には、まず準定常の非定常計算である CRI-ネットワークモデルの Quasi Coupling Simulation の方法を活用し、空調機器の発停制御や容量制御を含める全体像シミュレーション手法を開発する。次に、潜熱熱分離空調(Dedicated outdoor air-conditioning: DOAC)の一つである内部発熱直接処理型空調システム（以降、液冷空調システム）^[1-21]を採用する一室のオフィスを例として、全体像シミュレーション手法の有用性を明らかにする。

一般に、オフィスで発生する顕熱負荷はペリメータ、照明、内部コンセント、人体顕熱負荷であり、潜熱負荷は隙間風及び人体潜熱負荷等である。人体の潜熱負荷は外気導入に伴う換気で除去され、人の換気量 30 m³/h の場合は室内の絶対湿度上昇が 2 g/kg もない（静

座、環境温度 25℃以下)。潜顕熱分離処理空調は導入外気を設定温湿度にする負荷と考え、室内で発生する潜熱負荷を無視することができる。潜顕熱分離空調の特徴を持つ液冷空調システムは室内に点在する発熱源の近傍で 70%以上の顕熱負荷を処理するものであり、年間消費電力は従来システムである CAV(Constant air volume)・CWV(Constant water volume)方式より 83%削減となった^[1-22]。空調のエネルギー使用と温熱快適性及び空気質との関係を検討するには、①エネルギー使用が最小さ及び室内顕熱負荷が殆ど吸着されて変動が最小さとするシステムで、且つ②温熱快適性向上に関わるエネルギー使用と空気質向上に関わるエネルギー使用が独立しており、無関係なシステムで行うことが分かり易いとする。その為、現時点で省エネルギーを極限まで追求したシステムで空気質も極限まで検討するために、本研究で液冷空調システムを採用する。

具体的な研究内容は、下記のように三つの点で構成される。

- 室内環境形成寄与率 CRI をネットワークモデルに組込む手法を用い、全体像シミュレーションのフレームワークを建てる。そして、そのフレームワークの上で、温熱環境と空気質の分布性状を反映する建物のエネルギーの全体像シミュレーションに展開し、最終の全体像シミュレーション手法を開発する。
- 空調機器の性能や細かい制御のシミュレーションを達成するために、実験や技術資料により、液冷空調システムにおける各空調機器の性能及びそれに対応する発停制御や容量制御をモデル化する。
- 開発されたシミュレーション手法を用い、液冷空調システムを採用する一室のオフィスルームにおいて、空調期間的な温熱環境と空気質を極限まで追求するとともに、エネルギー使用がどのように寄与するかを考察・評価する。それらのうち、温熱環境を、快適性指標である PMV (Predicted Mean Vote : 予想平均申告) ^[1-23]で評価し、空気質を、揮発性有機化合物 (VOC) 濃度 (建材の吸脱着効果を考慮する) と、室内臭い (olf 単位) ^[1-24]濃度の評価指標である Decipol によって算出された在室者の不快感率で評価する。また、それぞれは期間的な頻度分布や累積確率密度で評価する。

1.3 論文の構成

本論文は、本章を含め全7章で構成される。

第1章では、本研究の研究背景、研究目的および論文の構成を述べる。

第2章では、建築環境工学におけるエネルギーシミュレーションについてレビューする。現在主に用いられるビルディングシミュレーションについてのネットワークモデルとCFD解析の原理、計算方法をそれぞれ概説する。また、室内温熱環境形成寄与率CRIに関する基礎理論やCRI概念を支える仮定を説明した上で、温度、汚染質のCRIおよび放射分配係数を含めたさまざまなCRIの定義と計算方法をまとめて概説。そして、CFDとネットワークモデルを連成させるカップリングに関する既往研究、特にCRIとネットワークモデルとの連成手法についての既往研究をまとめる。

第3章では、温熱環境、空気質に影響を与える要素を概説する。その上、温熱環境を評価する指標についての既往研究をレビューし、応用範囲が広い予想平均申告であるPMVの計算方法を概説する。次に、揮発性有機化合物による室内空気汚染の問題を紹介した上で、建材の吸着効果を考慮する揮発性有機化合物による室濃度の計算方法を述べる。そして、室内臭いによる空気汚染問題についての既往研究をレビューし、臭い発生強度の単位であるolfで、臭い濃度の評価指標であるdecipolによる在室者の不快感率の計算方法を述べる。

第4章では、室内環境の分布性状を反映する建物のエネルギーと空気質の期間シミュレーション手法（全体像シミュレーション手法）の開発を説明する。まず全体像シミュレーション手法のフレームワークを建てる。そして、そのフレームワークの上で、温熱環境と空気質の分布性状を反映する建物のエネルギーの全体像シミュレーションに展開し、最終の全体像シミュレーション手法を達成する。

第5章では、液冷空調システムを構成した空調機器のモデル化の流れを説明する。まずは、液冷空調システムの特徴を紹介する。そして、実験や技術資料により、液冷空調システムにおけるそれぞれの空調機器の性能及びそれに対応する発停制御や容量制御のモデル化の流れを説明する。

第6章では、全体像シミュレーション手法の有用性を明らかにすることを目的とし、液冷空調システムを採用する一室のオフィスを想定することで、ケーススタディの実例を挙げる。はじめに、異なる必要換気量の下、違うセンサー位置と発停制御幅による解析ケースの設定を説明する。そして、全冷房期間における在室者全員のPMVの分布性状、在室者の座席周辺でのVOC濃度と臭いによる不快感率の分布性状を観察し、異なる発停制御と容量制御の下での期間エネルギー投入量を検討する。これにより、液冷空調システムを採用するオフィスをにおいて、健康で快適且つエネルギー効率の高い空調方式を考察し、本提

案手法の有効性を確認する。

第7章では、全体のまとめを行い、本研究の成果を総括し、今後の展望を示す。

以上をまとめて次ページに本論文のフローを示す。

室内環境の分布性状を反映する建物のエネルギーと
空気質の期間シミュレーションに関する研究

<p>第1章 序論</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 背景 ■ 論文の位置づけ
<p>PART 1 理論基礎と既往研究</p>
<p>第2章 建築環境工学におけるエネルギーシミュレーション</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ ネットワークシミュレーション ■ 数値流体シミュレーション ■ 室内環境形成寄与率 CRI ■ ネットワークモデルと CRI の連成解析
<p>第3章 室内環境品質</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 室内温熱環境の快適性 ■ 揮発性有機化合物による室内空気汚染 ■ 臭いによる室内空気汚染
<p>PART 2 シミュレーション手法に関する研究</p>
<p>第4章 室内環境の分布性状を反映するエネルギーと空気質の期間シミュレーション手法の開発</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 全体像シミュレーション手法のフレームワーク ■ 温熱環境の分布性状を反映する建物のエネルギーの期間シミュレーション手法 ■ 汚染物質の分布性状を反映する建物のエネルギーの期間シミュレーション手法
<p>第5章 液冷空調システムのモデル化</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 液冷空調システムの概要 ■ 空調機器の性能のモデル化 ■ 什器蓄熱のモデル化
<p>PART 3 ケーススタディ</p>
<p>第6章 省エネルギーと温熱快適性を極限まで追求したオフィス空調におけるエネルギー使用と空気質の検討</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ シミュレーションの対象オフィスルームの概要 ■ シミュレーションケースと境界条件の検討 ■ 代表流れ場解析の結果と考察 ■ 空調期間の冷熱供給の結果と考察 ■ PMV の期間計算の結果と考察 ■ 座席位置における VOC 濃度の期間計算の結果と考察 ■ 座席位置における臭いによる不快感率の期間計算の結果と考察
<p>第7章 まとめ</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ 論文全体のまとめ ■ 今後の課題

図 1-2 本論文のフローチャート

第1章の参考文献

- [1-1] Sundell J.: Reflections on the history of indoor air science, focusing on the last 50 years. *Indoor Air*. 2017; 00: 1-17.
- [1-2] 張偉榮：室内の変動温度分布性状を考慮する建物の期間エネルギーシミュレーション手法に関する研究，博士論文，2012
- [1-3] 松尾陽，横山浩一，石野久彌，川元昭吾：空調設備の動的熱負荷計算入門，1980年，日本建築設備士協会
- [1-4] Peter V. Nielsen, Francis Allard, Hazim B. Awbi, Lars Davidson, Alois Schalin : *Computational Fluid Dynamics in Ventilation Design*, 2007, Federation of European heating and Air-conditioning Association
- [1-5] 野部達夫：タスク・アンビエント空調の近年の研究動向，*空気調和衛生工学* Vol.84, No.8, (2010年8月) pp.7-10
- [1-6] Zhai,Z., Q.Chen, P.Haves, J.H. Klems: On approaches to couple energy simulation and CFD programs. *Building an Environment* 37 (2002) pp.857-864
- [1-7] Zhai,Z., Q.Chen: Solution characters of iterative coupling between energy simulation and CFD programs, *Energy and buildings* 37 (2003), pp493-505
- [1-8] Zhai,Z., Q.Chen: Performance of coupled building energy and CFD simulations, *Energy and buildings* 37 (2005), pp333-344
- [1-9] Zhai,Z., Q.Chen: Sensitivity analysis and application guides for integrated building energy and CFD simulation, *Energy and buildings* 38,(2006), pp1060-1068
- [1-10] 加藤信介，小林光，村上周三：不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成効率評価指標に関する研究(その2)，CFDに基づく局所領域の温熱環境形成寄与率評価指標の開発，*空気調和・衛生工学会論文集*，No.69，pp39-47，1998.4
- [1-11] 松本隆志，加藤信介，笹本太郎，大森敏明：CRI(温熱環境形成寄与率)を用いたエネルギーシミュレーションへの空間分布情報の組込みに関する提案 空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションに関する基礎的研究，*日本建築学会環境系論文集* Vol.73 No.626, (2008年4月) pp.445-450
- [1-12] 松本隆志，宮島賢一，加藤信介：空間分布を考慮した熱負荷計算手法の開発とその解析事例：空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションに関する基礎的研究(その2)，*日本建築学会環境系論文集*，74(637), pp299-304, 2009.03
- [1-13] 松本隆志，宮島賢一，加藤信介：空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションの1質点モデルとの比較検討--空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションに関する基礎的研究(その3)，*日本建築学会環境系論文集*，75(647), pp73-78, 2010.01
- [1-14] 樋山恭助，石田義洋，加藤信介：固定流れ場の熱応答を用いた熱環境シミュレーション 第1報—CFD解析を利用した熱応答計算法の開発と空調制御システム最適化問題への応用，(2009年3月) pp.33-42
- [1-15] 樋山恭助，石田義洋，加藤信介：固定流れ場の熱応答を用いた熱環境シミュレーション 第2報—動的熱負荷計算との連成計算によるエネルギーシミュレーション

- 手法への展開, 空気調和・衛生工学会論文集 (165), (2010年12月) pp.1-9
- [1-16] 張偉榮、樋山恭助、加藤信介、石田義洋：固定流れ場の熱応答を用いた熱環境シミュレーション、第3報— 室内温熱環境寄与率 CRI をネットワークモデルに組込んだ期間エネルギーシミュレーション, 空気調和・衛生工学会論文集(181), (2012年4月) pp.21-32
- [1-17] 胡睿, 加藤信介, 石田義洋, 黄弘：室内温熱環境形成寄与率 CRI(C)と室内湿気環境寄与率 CRI(H)による連成計算：室内湿気発生源の勢力範囲解析に関する研究(その2), 日本建築学会環境系論文集 73(629), 881-886, 2008.07
- [1-18] 周游, 樋山恭助, 加藤信介, 張偉榮：時間的・空間的な温度変動を考慮した超過確率に基づく室内設計手法の提案, その1, 提案手法の概要と標準的住宅における室内温熱環境形成寄与率 CRI を用いた空間温度分布の解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学 II, pp. 19-20, 2012
- [1-19] 吉富透悟, 加藤信介, 張偉榮, 関根賢太郎, 佐藤大樹, 黄孝根：内部発熱直接処理型空調における冷房期オフィス室内の温熱環境評価, その1, PMV の空間分布・時間変動特性に着目した従来型空調との比較, 日本建築学会環境系論文集, 第81巻, 第723号, pp. 767-774, 2016.5
- [1-20] 田中俊六, 岩田利枝, 土屋喬雄, 寺尾道仁, 武田仁：最新建築環境工学, 2008年, 株式会社井上書院
- [1-21] 松縄堅, 湯澤秀樹, 杉原義文, 森川泰成, 河野仁志, 小金井真, 加藤信介, 近藤武士, 林立也, 関根賢太郎, 岩本静男, 樋山恭助：業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第1報) 液冷空調システム導入の必要性、および開発課題, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 17-20, 2013
- [1-22] 久保隆太郎, 湯澤秀樹, 杉原義文, 近藤武士, 野原文男, 加藤信介：業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第29報) 空調エネルギー統合管理ツールの開発とエネルギー性能, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 265-268, 2015
- [1-23] 空気調和・衛生工学会編：空気調和・衛生工学便覧, 第14版, 2010, 第1編13章
- [1-24] P.O. Introduction of the olf and the decipol Units to Quantify Air Pollution Perceived by Humans Indoors and Outdoors, Energy and buildings 12 (1988), pp1-5

第2章

建築環境工学における

ビルディングシミュレーション

2.1 概要

建物環境シミュレーションは、設備系や建物躯体系などでの熱エネルギーや空気の流れを始点と終点のある一次元の流れで近似し、この始点終点のノード点を繋ぐマクロシミュレーションと、物理環境の空間分布の三次元輸送性状を捕らえるミクロシミュレーションとなることに大きく分けられる。前者はネットワークシミュレーションに代表され、後者はCFD解析に代表される^[2-1]。変動する外界条件や内部負荷条件の下で、年間、季間などの建物のエネルギー使用と、建物における複数の室の間に熱や物質の輸送を算出する場合は、ネットワークシミュレーションによって行なわれることが多い。また、空調される空間内の気流、熱、物質に関する不均一性を観察する場合は、即ち、3次元の気流場、温度場、濃度場を評価する場合は、対流・放射を連成解析するCFDシミュレーションによって行なわれることが多い。

温熱快適性及び健康的な空気質と省エネルギーは一般にトレードオフ関係にある。両者を高いレベルで満足させるためには、室内環境に空間的なメリハリをつけ、非一様性を高度に利用することが行なわれる。このような環境設計の妥当性を評価し最適化するには、その性状を具体的に評価する空間分布・時間変動の環境シミュレーションが必要となる。そのため、不均一な室内の物理環境を利用して省エネルギーに環境制御を行なうには、室内の熱や物質等の輸送性状を再現するためには、CFD解析と必要となる。また、長期的にそれらの輸送性状を観察するためには、ネットワークシミュレーションが必要となる。そこで、CFD解析により熱輸送系を解析し、その結果による分布性状の情報を単純にネットワークモデルの境界条件に反映させるカップリング必要となる^[2-1]。

本章では、まずマクロシミュレーションにおいて広く用いられるネットワークモデルの概要を述べる。次にミクロシミュレーションにおいてCFD解析の特徴及び原理を述べる。そして、三次元のミクロシミュレーションによる分布性状の情報である室内温熱環境形成寄与率CRIに関する基礎理論とCRI概念を支える仮定を説明した上で、温度、汚染質のCRIおよび放射分配係数を含めたさまざまなCRIの定義と計算方法をまとめて述べる。最後、CFDとネットワークモデルを連成させるカップリングに関する既往研究、特にCRIとネットワークモデルとの連成手法についての既往研究をまとめる。

2.2 ネットワークミュレーション

ネットワークモデル (Network model) は、建物や設備系全体の構成要素を代表する「節点」を集合とし、それらの節点をソース、シンク、換気系統を代表する「枝」により接合することで、各節点間の熱や物質の輸送を解析する解析手法である^{[2-2][2-3]} (図 2-1)。ネットワークモデルにおいて、室内空間はエネルギーや流れの保存則を考慮して積分値 (または空間積分平均値) で代表されるものとして内部の分布性状を評価しない。その為、負荷や制御要素の時間変動に伴う解析が行なわれ、計算コストが大きく削減される^[2-1]。また、不均一分布が発生しやすい室内空間において、必ず多くの調整するための経験定数を必要としてモデルの汎用性が限られる。

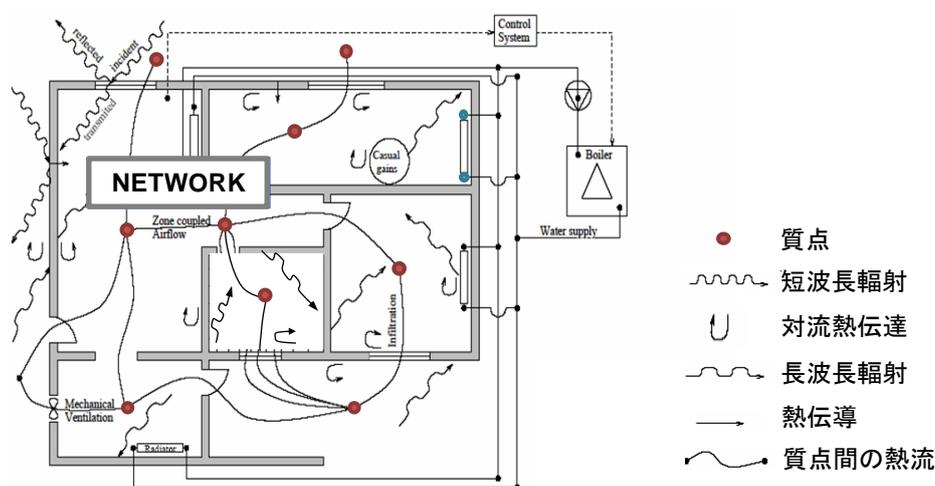


図 2-1 ネットワークモデルの概念図^[2-2]

一般に、時間スケールの年間 8760 時間の非定常解を観察するために、1 か月、1 週間、一日等の短いスケールを細かく分割し、1 秒、1 分、1 時間等の時間解像にする。時間解像毎の非定常解はその解析時間帯以内の平均積分値であるため、時間解像の設定は解析対象に対する実現現象の負荷変動に対応しないと、精度が悪い非定常解を得る可能性がある。空調される建物を解析する場合、負荷側に対して、室内の熱容量が大きいため、室内での熱や物質は空間への拡散が速く、確率的な平均化として考慮し、1 時間の時間解像にすることが多い。しかし、空調側に対して、空調機器の性能は制御変化によって時間的に速く変動している現象を考慮することから、それは室内空気性状に及ぼす影響を正確に反映するために、1 時間よりもっと短い時間解像にする必要となり、1 分、更に 1 秒にすることが多い。時間解像を短くするとともに、計算コストが大きくなる言うまでもない。ただし、適度な数の空間と要素により解析が可能であるため、ネットワークシミュレーションは個人 PC を使用し、どちらの時間解像にしてもわずかな計算時間で非定常解が得られ、汎用性の高い。そのため、従来では、ノード点の値を環境制御目標に保つため、年間のエネルギー使用と建物全体の温度や物質濃度の性状を把握し、空調方式を検討した例が多い。換気系統を解析するためには、

COMIS^[2-4]、CONTAM^[2-5]等のコードが開発されており、また Energy+^[2-6]、TRNSYS^[2-7]及び AE-SimHeat^[2-8]等の熱解析ソフトウェアとの連携により熱と換気の連成解析が容易に行えることから、その利用は研究のみならず、実務においても広く行われている。

2.3 数値流体シミュレーション

一般に室内空気の混合が十分ではないこと、または熱や物質のソース・シンク点が屋内に分散して配置されることが多い。その為、室内の空気温度や汚染質濃度分布はしばしば均一ではない。熱や物質は、室内の気流により拡散・移流し、不均一な分布性状を現れる。室内の温度、物質濃度、気流の分布を合理的に制御するためには、これらの性状を細かく解析することが必要となる。室内気流は三次元の複雑な渦運動を伴って乱流現象が生じ、詳細な予測・解析は非常に容易ではない。実験などによる実現象を利用する解析を除けば、室内の流れ性状を記述する輸送方程式を数値的に解く CFD は、三次元の室内気流の解析法として唯一のツールとなる^[2-9]。CFD の空間解像のためのメッシュ分割は $100 \times 100 \times 100$ にするような百万セルであり、更に勾配解析のための条件で $1000 \times 1000 \times 1000$ にするような十億セルに分割することができる。ネットワークシミュレーションと同様に、非定常解を得るための時間解像は 1 秒、1 分、1 時間の時間解像がある。しかしながら、CFD はかなりの計算コストと計算時間が必要となるため、特に空間解像のためのセル数が桁違いに大きくする時、実務においては限定された空間を限られた時間内でのみ使用されている現状が一般であり、空調されるオフィスにおける年間的な熱や物質の非定常解を検討することが不可能である。

2.3.1 流体の支配方程式^{[2-10][2-11][2-12][2-13]}

熱の移動、流体の流れ、または他の関連した現象の数値解析は、それらの現象を支配する法則が一般に微分方程式に表現されたことに可能となる。ここでは、これらの方程式の形と意味についての概要を説明する。

2.3.1.1 連続の式

連続方程式は流体における質量保存則により x, y, z 方向と三次元的に記述され、数学的に書き表したものである。微小立方体において、質量の時間変化と単位時間当たりに入流・流出する流体質量の総和が 0 であり、流体の質量が保存されている意味を表す。また、非圧縮流体（密度の変化がない）、または流体の密度の変化が小さいので、無視できると仮定する場合は、質量保存則と体積保存則の連続方程式は式(2-1)と式(2-1)に示す。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2-1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2-2)$$

2.3.1.2 Navier-Stokes 方程式（運動方程式）

Navier-Stokes 運動方程式は、Newton の有名な運動方程式 $F=ma$ 、すなわち、微小体積の流体 m [kg] が作用力 F [N] により加速度 a [m/s²] で運動するという方程式が基礎となっている。圧力その他、流体粘性力を考慮し、 x, y, z 方向の保存則により、流体の偏微分方程式が導かれる。運動方程式は、 x 方向、 y 方向、 z 方向の運動量保存と 3 方向に対応し、式(2-3)、(2-

4)、(2-5)という三つの偏微分方程式を表す。

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2-3)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2-4)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2-5)$$

2.3.1.3 エネルギー方程式

最も一般的な形のエネルギー方程式は、非常に多くの影響項を含んでいる。熱を伴う流れは、Navier-Stokes 方程式とエネルギー方程式を連成して解く自然対流解析と、運動方程式の収束解が得られた後にエネルギー方程式を分離して解く強制対流解析に分けられる。前者では、浮力などが流れの大きな原動力になっている。後者では、主流が存在し、壁面などからの熱が加えられている。エネルギー方程式を温度の輸送方程式で式(2-6)のように表わす。

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho C_p \theta)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u C_p \theta)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v C_p \theta)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w C_p \theta)}{\partial z} \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) + S \end{aligned} \quad (2-6)$$

2.3.1.4 一般形微分方程式

以上、従属変数を ϕ で表すと、一般的な微分方程式を式(2-7)に示す。

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u} \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S \quad (2-7)$$

ここで、

Γ : 拡散係数

S : 生産項

2.3.2 乱流モデル

建築環境工学で扱う流れ場は一般に乱流が存在しているものである。乱流は流れの運動方程式の移流項における非線形で説明される大きなスケールの運動が絶えず小さいスケールの運動に徐々に分解され、最終的に粘性により熱エネルギーに変換される現象で特徴づけられている。基礎方程式を直接、数値的に解くためには、この運動の最小スケールに対応する極めて微細な空間分解能が必要とされる。このため数値解析莫大な計算量を必要とし、その直接の数値解析の実現性は極めて薄い^[2-10]。

しかし、工学的に流れ場を解析する場合、そのような流れ場の微細な構造が明らかになら

なくとも、平均的な流れ場の様相やある程度スケールの大きな運動の様相が相応の精度で解析できれば、そのおおよその目的は達成される。この観点から、流れ場の平均流の様相のみを表す乱流の数学モデルや、ある程度以下の小さなスケールの運動はローパスフィルタでフィルタードアウトして、大きなスケールの変動のみを記述する乱流の数学モデルが、前述の基礎方程式を利用して考案され、流れ場の解析に用いられている。

乱流モデルには、レイノルズ平均（アンサンブル平均）された連続の式および運動方程式を解く RANS モデル（Reynolds Averaged Navier-Stokes Model）と、基礎方程式の直接シミュレーションにかなり近い LES (Large Eddy Simulation) で用いられるサブグリッドモデル (Sub-grid Model) がある^{[2-10][2-11][2-14][2-15]}。

2.4 室内環境形成寄与率 CRI

室内気流での吹出・吸込・循環・上昇流・下降流などは、室内の温度、濃度分布の形成に作用するさまざまな要素が含まれる。これらの要素の複合効果を把握するためには、数値シミュレーションや実験を利用しない限り殆ど不可能である。特定の要素に着目する場合は、他の要素の変化が小さくて無視できる前提となる。室内熱や汚染負荷の不均一さなどの影響が無視できない場合も多く、各要素による複合効果への配慮が不可欠である。これに対して、加藤、小林らは、室内環境を構成する各特定の要素に対する詳細な分析と評価を可能とすることを目的として、室内環境形成寄与率 CRI(Contribution ratio of indoor climate)を提案した^[2-16]。この各要素の室内環境形成に与える影響が評価できる CRI が室内の環境シミュレーション、特に流体シミュレーションとネットワークシミュレーションを連成解析する場合において広く応用されてきた。

2.4.1 ソースとシンク

物質の循環や建築環境問題の話題で、ソース(source)は何かが出て来る場所、シンク(sink)は何かが出て行く場所という意味である。例えば、壁面、ヒーター等の物体の表面温度が室内空間温度より高いので、熱がそれらの物体から空間に放散する場合は、物体が熱のソースを見なすことができる。逆の場合は、物体が熱のシンクとなる。建築環境工学を及ぼす分析や評価などの内臓はソースとシンクのマネジメントと言える。本研究では、室温、濃度の上昇(降下)に影響を及ぼす全ての要因をソース(シンク)として取り扱う。

2.4.2 熱、物質輸送に対する線形システムの仮定

線形システムでは、システムへの入力(因)がの和で表現されれば、出力(果)もそれぞれの入力に対応する和で表現される。非線形は、単純に線形でないことを意味している^[4-2]。流れ場の CFD 解析は非線形を問わず構造解析などの他の工学的シミュレーションと比べ、圧倒的に莫大な計算コストが必要となる。このため、流れ場の解析を多数のケースで実施することは容易ではない。一方、工学的に極めて有力な解析手法とする線形近似は、多数のケースを行うことも容易である^[2-17]。

移流と拡散が固定された流れ場においては、温度、濃度の輸送方程式は線形となる。すなわち、熱を例として、式(2-8)の温度の時間・空間分布は、式(2-9)の各熱源からの発生熱量、 q_m により形成される温度の上昇(降下) $\Delta\theta_m$ を重ね合わせた温度($\theta = \theta_n + \sum_m \Delta\theta_m$)の輸送方程式(2-10)と見なすことができる。そうすると、流体シミュレーションに基づく熱による温度場の構造解析においては、最初に全ての熱のソースとシンクを含める流れ場(代表流れ場という)を解析する。そして、その代表流れ場を固定し(移流と拡散のみ固定する)、熱をトレーサとし、移流・拡散性状に基づき温度分布を解析する。また、物質の輸送も熱と同様に、同じの方程式で実現することができる^[2-2]。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial \theta u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{P_{rt}} \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right) + \frac{q}{C_p \rho} \quad (2-8)$$

$$\frac{\partial \Delta \theta_m}{\partial t} + \frac{\partial \Delta \theta_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{P_{rt}} \frac{\partial \Delta \theta_m}{\partial x_j} \right) + \frac{q_m}{C_p \rho} \quad (2-9)$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial \theta u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu_t}{P_{rt}} \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right) + \sum_m \left(\frac{q_m}{C_p \rho} \right) \quad (2-10)$$

ここで、

x_j : 空間座標の各成分 [m]、($j=1, 2, 3$)

t : 時間 [s]

u_j : 速度ベクトルの各成分 [m/s]

ν_t : 渦動粘性係数 [m^2/s]

P_{rt} : 乱流プラント数[-]

ρ : 室空気の密度 [kg/m^3]

C_p : 室空気の比熱 [$J/(kg \cdot K)$]

q_m : 熱源 m の単位体積当たりの発生熱量(分布) [W/m^3]

q : 各熱源の単位体積当たりの発生熱量の合計 [W/m^3]

θ_m : q_m のみが発熱するときの温度 [K]、ただし、簡便のため θ_m と書く

室内の流れ場が、時間的な投入熱量、汚染物質の拡散などの変化に大きく影響を受けない状態で、室内の温度場、濃度場は各ソース（シンク）からの影響の合成により説明可能であることが CRI 概念の前提となる。すなわち、移流と拡散の分布が固定された流れ場においては、温度と濃度の輸送または線形システムとなる。この場合では、各ソースの影響を分離し、それぞれがどのように室内環境に影響を与えるのかを評価することが可能となる。

以上の概念により、温度と濃度場に線形と仮定し、CRI の方程式は下記になる。

$$CRI(x, m) = \frac{\Delta \psi(x, m)}{\Delta \psi_m} \quad (2-11)$$

ここで、

$\Delta \psi(x, m)$: 着目するソース・シンクからの熱・物質の発生により、位置 x で生じた基準値からの温度・濃度の上昇（または降下）

$\Delta \psi_m$: 着目するソース・シンクが単独で発生した場合の室内瞬時一様拡散温度・濃度

2.4.3 室内温熱環境の形成寄与率 CRI_c ^[2-16] と uCRI ^{[2-2][2-18][2-19][2-20]}

室内の温度分布形成に関する流れ場は換気有による強制対流と換気無の浮力による自然対流に分類される。換気有の室内の空気や熱の分配を構造的に解析し、室内温熱環境の効果的な設計と制御手法を開発するために、加藤、小林らは強制対流が支配的な室内を対象とし、式(2-12)に示すような強制対流場における室内温熱環境形成寄与率 CRI_c を提案した。非空

調時の換気無状態にあり、自然対流が支配的な室内においては、強制対流場の CRI_c の定義に基づき、定常発熱に対する定常温度分布の計算が無限大の温度分布を算出し、不具合の結果が得られる。これに対して、張らは自然対流場における発熱源に対応する一様分布の吸熱源を構造し、式(2-13)に示すような自然対流場における室内温熱環境形成寄与率 ${}^u CRI$ を提案した。

$$CRI_{c,m}(x_i) = \frac{\Delta\theta_m(x_i)}{\Delta\theta_{m,0}} = \frac{\theta_m(x_i) - \theta_n}{\theta_{m,0} - \theta_n} = \frac{\theta_m(x_i) - \theta_n}{\frac{Q_m}{C_p \rho F}} \quad (2-12)$$

$${}^u CRI_m(x_i) = \frac{{}^u\theta_m(x_i) - \theta_n}{Q_m} \quad (2-13)$$

ここで、

θ_n : 基準温度(neutral temperature) [K]

$\theta_{m,0}$: 着目する室温が基準温度 θ_n である室に温冷熱源 Q_m [W]が供給(排出)された時の一様拡散温度 [K]

$\Delta\theta_{m,0}$: 一様拡散温度基準温度 $\theta_{m,0}$ の θ_n からの温度上昇(下降) [K]

$\Delta\theta_m(x_i)$: 室内の位置(x_i)における $\theta_m(x_i)$ の基準温度からの温度上昇(下降) [K]

$\theta_m(x_i)$: 着目する熱源で q_m [W/m³]の熱量の発生がある際の、CFD 解析で得られた位置(x_i)における定常温度 [K]

${}^u\theta_m(x_i)$: 一様分布の吸熱源が存在する自然対流場において、着目する熱源で q_m [W/m³]の熱量の発生がある際の、CFD 解析で得られた位置(x_i)における定常温度 [K]

F : 室への供給風量 [m³/s]

Q_m : 熱源 m の室内積分発生熱量 [W]

CRI の計算では、まず空気循環に大きく影響を与えるソースとシンクを CFD モデルに付加させ、定常解析で流れ場を求める。次に温度場の線形性を仮定することで、流れ場の移流・拡散を固定させ、室内空気に対流で熱を伝える各熱源に対して単独な発生熱量分布 q_m [W/m³]を与え、温度場を算出する。これを同じ室内積分発生熱量 Q_m [W]が室内全体に一様拡散した場合の温度で除して無次元化したものを式(2-12)で CRI と定義している。この一連の作業は、全ての熱源毎に行う。温度場に関して重ね合わせの原理が成立する線形性を仮定するので、個別熱源に対応する CRI を足し合わせたものは、全熱源が存在する場合の温度場を無次元化したものに対応する。式(2-12)に室への供給風量 F [m³/s]がある場合の CRI の定義を示す。

2.4.4 室内空気質の形成寄与率 CRI_{AQ} ^[2-21]

室内の空気質を構成する各汚染源からの汚染物質の室内空間への分配を構造的に解析するために、金らは室内空気質の形成寄与率 CRI_{AQ} (Contribution Ratio of Indoor Air Quality)を定義した。室内空気質は、各汚染発生源、吸着材、換気条件などにより形成される。また、室内濃度は気流分布、汚染源の位置などにより室全体に分布が生じる。一般に汚染物

質をパッシブスカラーと仮定し、各々の汚染源による室内濃度分布の解析によって、ある基準となる空気濃度に対する濃度の上昇（または降下）はその汚染源の寄与率に対応する分布が取れる。更に、各汚染源に対する濃度分布を全て重ね合わせたものは実際の濃度場と一致することである。この手法の有効性を示すため、モデル居室を対象として解析を行った。

ただし、吸込み口を除く汚染源に関する CRI_{AQ} は、着目する汚染源からの汚染物質が室内にどのように拡散するか、すなわち、汚染源の影響範囲の程度を評価する指標であるため、式(2-14)に定義される。

$$CRI_{AQ,m}(x_i) = \frac{\Delta C_m(x_i)}{\Delta C_{m,0}} \quad (2-14)$$

ここで、

$\Delta C_m(x_i)$: 着目する汚染源 m からの汚染物質の発生により、位置 x で生じた基準濃度からの濃度上昇（または降下） [$\mu\text{g}_{\text{voc}}/\text{kg}_{\text{air}}$]

$\Delta C_{m,0}$: 着目する汚染源 m が単独で発生した場合の室内の一様拡散濃度 [$\mu\text{g}_{\text{voc}}/\text{kg}_{\text{air}}$]

2.4.5 放射分配の寄与率 CRI_R ^{[2-22] [2-23]}

熱負荷要因は、発熱体の表面温度に基づいて対流熱伝達により空気に熱を与えることと、熱放射によって室内の壁面に熱を分配することに分けられる。 CRI_c は前者のみ扱っているため、放射熱伝達により二次元的な室内空気温度形成に寄与することを考慮しなければならない。ある熱源の放射成分がどのように室内各位置に輸送分配されるかの評価を目的とし、小林らは放射分配係数 CRI_R を定義した。笹本らは、再放射率の新定義を示し、放射分配係数 CRI_R を算出して放射熱の分配量を試算した。以下、放射分配寄与率の定義を解説する。

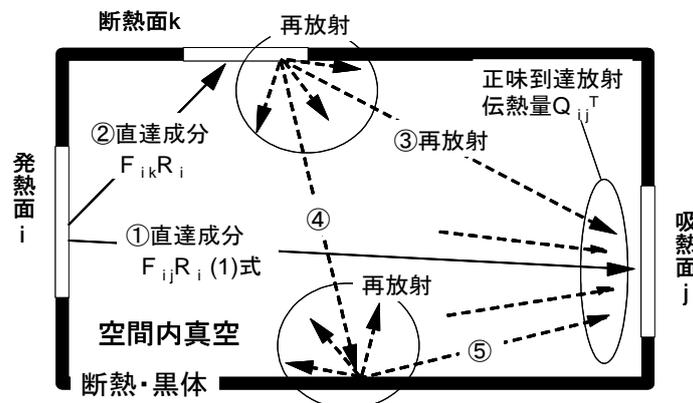


図 2-2 吸収・再放射による放射熱伝達

直達と多重反射による放射熱伝達のみならず、吸収・再放射まで考慮して面 i が放射で面 j に与える熱量 $Q_{i \rightarrow j}^T$ は、放射熱分配係数 $C_{i \rightarrow j}$ を用いて式(2-15)のように表わす。さらに、式(2-16)に表わすように、面 i から面 j に与える熱量 $Q_{i \rightarrow j}^T$ は、 j 面に実質的に分配吸収される熱量と、 i 面から k 面に熱が達し、 k 面から再放射として j 面に到達する熱量を合成するものである。

$$Q_{i \rightarrow j}^T = C_{i \rightarrow j} R_i \quad (2-15)$$

$$Q_{i \rightarrow j}^T = F_{i \rightarrow j} R_i (1 - \gamma_j) + \sum_k (C_{i \rightarrow j} F_{i \rightarrow j} R_i \gamma_k) = C_{i \rightarrow j} R_i \quad (2-16)$$

ここで、

R_i : i 面からの放射熱量、上付き添え字 T は正味の熱量

$C_{i \rightarrow j}$ 放射熱分配係数、 $\sum_j C_{i \rightarrow j} = 1$ となる (全ての表面の放射熱分配係数を合わせると100%になる)

γ_k : k 面の再放射率

$F_{i \rightarrow j}$: i 面から j 面を見た形態係数

式(2-16)は未知数の $C_{i \rightarrow j}$ で一次方程式を連立することであるが、両辺の添え字 j が同一のものであるため、対象空間の表面分割総数を n ($i, j=1 \sim n$) とすれば、各 j 面毎に $C_{i \rightarrow j}$ (j を固定) を n 個の未知数とする n 本の連立方程式になる。それにより、各 j 面に対応して n 組の連立方程式を解けば $C_{i \rightarrow j}$ が算出できる。放射分配係数 $C_{i \rightarrow j}$ の算出プロセスでは、まず各壁面における再放射率を求めておく。次に式(2-16)の両辺から i 面の放射熱量 R_i を除いて整理し、式(2-17)とする。

$$C_{i \rightarrow j} = F_{i \rightarrow j} (1 - \gamma_j) + \sum_k (C_{i \rightarrow j} F_{i \rightarrow j} \gamma_k) \quad (2-17)$$

$$C = (E - FR)^{-1} \cdot F(E - R) \quad (2-18)$$

式(2-17)の各項は $n \times n$ の正方行列となることが分かる。各項の行列を C 、 FRC 、 $F(E-R)$ と表記すると、放射熱分配係数 C を式(2-18)のように求めることができる。但し、 R は再放射率 γ で作られた対角行列であり、 E は $n \times n$ の単位行列である。

$$R = \begin{bmatrix} \gamma_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \gamma_2 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & \gamma_n \end{bmatrix}, \quad E = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 \end{bmatrix}$$

2.5 ネットワークモデルと CRI の連成解析

不均一な気流・温度・濃度の三次元空間分布の解析であれば、計算負荷が桁違いに大きく、かなりの計算量と計算時間必要となるため、実務においては限定された空間を限られた時間内でのみ使用されている現状が一般である。また、負荷の変動に伴う期間の性状の算出も理論的には可能であるが、対象とされる室内空間だけでなく建物全体の性状の算出が現実に行なわれることは殆ど不可能に近い。不均一な室内環境を利用して省エネルギー的に快適な温熱環境を維持し、室内空気質の分布状況を把握するためには、室内空間をノード点ではなく、輸送経路として両者をカップリングする解析が殆どの唯一の解決手段となる^{[2-1][2-2]}。

このような背景から、近年では、時間的に非定常な境界条件下における CFD 解析を用いて、室内の流れ場、温度場を高精度に計算し、逐次、ネットワークモデルに組み込む試みが多く成されてきた。図 2-3 にネットワークモデルと CFD の連成解析のイメージを示す。

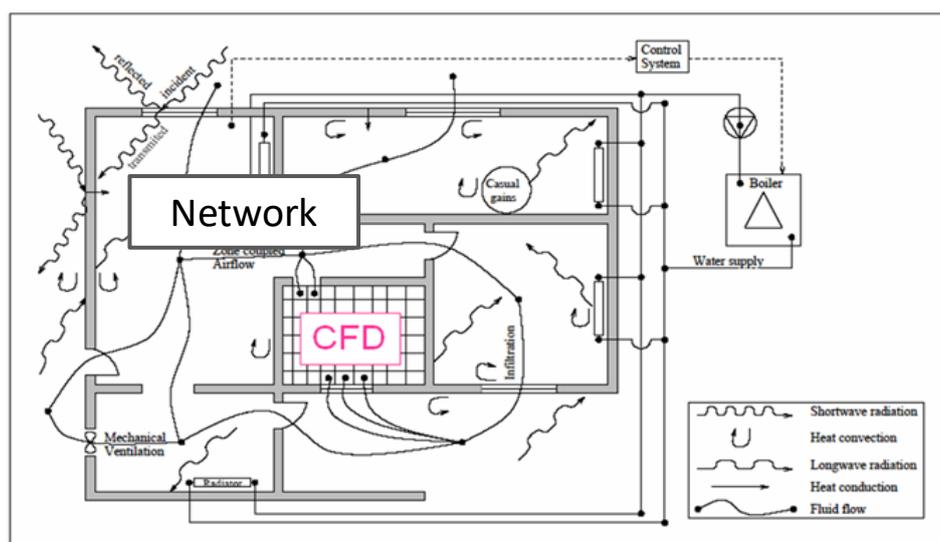


図 2-3 ネットワークモデルと CFD 連成解析のイメージ [2-2]

Zhai ら^{[2-24][2-25][2-26][2-27]}はエネルギーシミュレーション側から壁面表面温度と室内熱負荷を、CFD 解析から室内側の対流熱伝達率をそれぞれ求め、お互いのプログラムが収束するまで繰り返し計算を行う Full dynamic coupling、及び収束計算を行わずにネットワークモデルと室温分布計算を陽的に時間前進させて計算を進展させる Quasi dynamic coupling など幾つかの連成方法を提案した。また、ボストンにあるオフィスを検討対象として、Quasi dynamic coupling 手法を用いて暖房空調負荷を計算した。その結果、ネットワークモデルと比べ、およそ 10% 高い空調負荷を算出した。しかし、境界条件を算出するたびに CFD を解く手法であるため、設計変数の増大に伴い、計算負荷が著しく大きくなると予想される。

実用的な計算コストで実現できるネットワークモデルと CFD モデルとの連成方法の一つとして、松本らは CFD により算出した室内温熱環境形成寄与率 CRI を使い、CRI-ES モデルを提案した^{[2-28] [2-29] [2-30]}。樋山らは、固定流れ場の熱応答係数（CRI の時間応答）をネットワークモデルに組み込む手法を提案した^{[2-31] [2-32]}。張らは、準定常の非定常計算という CRI-ネットワークモデルの Quasi Coupling Simulation を提案した^[2-20]。その後、胡ら^[2-33]、周ら^[2-34]、吉富ら^[2-35]は、準定常の非定常計算という CRI-ネットワークモデルの Quasi Coupling Simulation を活用し、湿気（吸脱着効果を含める）、センサー位置、快適性に関する研究を行った。

準定常の非定常計算という CRI-ネットワークモデルの連成手法のイメージを図 2-4 に示す。移流と拡散が固定された CFD 流れ場においては、温度、濃度の輸送方程式は線形となり、各ソースとシンクの発生負荷に対する CRI 分布を別に解析する。そして、解析した CRI をネットワークモデルに組み込み、式(2-19)で表現するように全てのソースとシンクからの時々刻々の発生負荷により形成された温度、濃度の上昇（降下） $\Delta\psi_m$ を重ね合わせたものは実際の流れ場と一致する。

$$\Delta\psi(x, m) = \sum_m (\Delta\psi_m \cdot CRI(x, m)) \quad (2-19)$$

ここで、

$\Delta\psi(x, m)$: 着目するソース・シンクからの熱・物質の発生により、位置 x で生じた基準値からの温度・濃度の上昇（または降下）

$\Delta\psi_m$: 着目するソース・シンクが単独で発生した場合の室内瞬時一様拡散温度・濃度

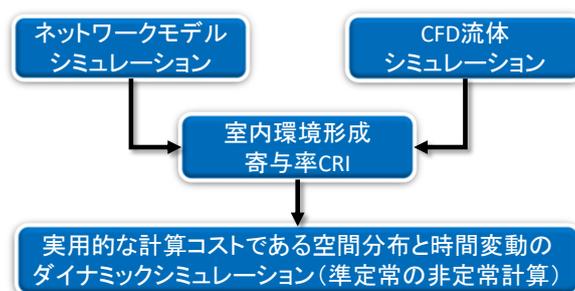


図 2-4 CRI-ネットワークモデルの連成手法

第2章の参考文献

- [2-1] Shinsuke Kato, Weirong Zhang: A Review: Coupled Simulation of CFD and Network Model for Heat and Contaminant Transport in a Building. *Journal of Asian Architecture and Building Engineering*, vol.13, January 2014, pp.231-238
- [2-2] 張偉榮：室内の変動温度分布性状を考慮する建物の期間エネルギーシミュレーション手法に関する研究，博士論文，2012
- [2-3] 樋山恭助，CFD 解析とマクロモデル解析を融合したシミュレーション手法の開発と建築環境デザイン，博士論文，2010
- [2-4] Air Infiltration and Ventilation Centre (AIVC) :Technical Note AIVC 29 Fundamentals of Multizone Air Flow Model – COMIS,(1990)
- [2-5] CONTAM Multizone airflow and contaminant transport analysis software, online available <http://www.bfrl.nist.gov/IAQanalysis/CONTAM/>
- [2-6] EnergyPlus : Energy Simulation Software <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>
- [2-7] TRNSYS Transient systems simulation program, online available <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>
- [2-8] AE Sim/Heat : Simulation Program for Dynamic Heat Load http://www.ae-sol.co.jp/_src/sc278/AESimH.pdf
- [2-9] 加藤信介，数値流体力学 CFD の室内環境への応用(2)CFD 解析の基礎（その2）基礎方程式，空気調和・衛生工学，第71巻，第7号，pp55-62，1997.7
- [2-10] 村上周三，CFD による建築・都市の環境設計工学，東京大学出版社，2000
- [2-11] 村上周三，生研セミナーテキストコース138 風工学のための乱流数値シミュレーション，1988
- [2-12] スハス V.パタンカー，水谷幸夫，香月正司，コンピュータによる熱移動と流れの数値解析，森北出版，1985.02
- [2-13] 荒川忠一，数値流体力学，東京大学出版会，1994.01
- [2-14] 吉澤徹，小林敏雄，登坂宜好，村上周三ら（数値流体力学編集委員会），数値流体力学シリーズ3 乱流解析，東京大学出版会，1995
- [2-15] H. Tennekes, J.L. Lumley, 藤原仁志，荒川忠一，乱流入門，東海大学出版会，1998.05
- [2-16] 加藤信介，小林光，村上周三：不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成効率評価指標に関する研究(その2)，CFD に基づく局所領域の温熱環境形成寄与率評価指標の開発，空気調和・衛生工学会論文集，No.69，pp39-47，1998.4
- [2-17] 加藤信介：数値流体力学 CFD の室内環境への応用(1)CFD による室内環境解析の概観，空気調和・衛生工学，第71巻，第6号，pp59-68，1997.6
- [2-18] 張偉榮，加藤信介，石田義洋，樋山恭助，大森敏明：自然対流場における一様分布吸熱源を設定した温熱環境形成寄与率 CRI の計算法．日本建築学会環境系論文集．Vol.75, No.658, pp1033-1040, 2010.12
- [2-19] 張偉榮，加藤信介，石田義洋，樋山恭助：温熱環境形成寄与率 CRI の自然対流の支

- 配する室内の熱伝達性状への適用. 日本建築学会環境系論文集. 第76巻, 第667号, 767-774, 2011年9月
- [2-20] 張偉榮、樋山恭助、加藤信介、石田義洋：固定流れ場の熱応答を用いた熱環境シミュレーション、第3報—室内温熱環境寄与率CRIをネットワークモデルに組込んだ期間エネルギーシミュレーション、空気調和・衛生工学会論文集(181), (2012年4月) pp.21-32
- [2-21] 金泰延、加藤信介、村上周三：室内空気質の形成寄与率評価指標CRIAQの開発CRIAQの定義と室内汚染源の勢力範囲解析、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 pp.541-543、2001
- [2-22] 小林光、村上周三、加藤信介：室内温熱環境形成寄与率に関する研究その5、放射熱伝達による熱の分配量を評価する放射分配係数の提案、空調調和衛生工学会学術講演梗概集、(1994.10), pp145-148;
- [2-23] 笹本太郎、加藤信介、村上周三、小林光、大森敏明：室内温熱環境制御に用いる放射熱分配係数CRI(R)の開発、日本建築学会環境系論文集、No.590, (2005.4), pp23-27;
- [2-24] Zhai,Z., Q.Chen, P.Haves, J.H. Klems: On approaches to couple energy simulation and CFD programs. Building an Environment 37 (2002) pp.857-864
- [2-25] Zhai,Z., Q.Chen: Solution characters of iterative coupling between energy simulation and CFD programs, Energy and buildings 37 (2003), pp493-505
- [2-26] Zhai,Z., Q.Chen: Performance of coupled building energy and CFD simulations, Energy and buildings 37 (2005), pp333-344
- [2-27] Zhai,Z., Q.Chen: Sensitivity analysis and application guides for integrated building energy and CFD simulation, Energy and buildings 38,(2006), pp1060-1068
- [2-28] 松本隆志、加藤信介、笹本太郎、大森敏明：CRI(温熱環境形成寄与率)を用いたエネルギーシミュレーションへの空間分布情報の組込みに関する提案 空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションに関する基礎的研究、日本建築学会環境系論文集 Vol.73 No.626, (2008年4月) pp.445-450
- [2-29] 松本隆志、宮島賢一、加藤信介：空間分布を考慮した熱負荷計算手法の開発とその解析事例：空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションに関する基礎的研究(その2)、日本建築学会環境系論文集, 74(637), pp299-304, 2009.03
- [2-30] 松本隆志、宮島賢一、加藤信介：空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションの1質点モデルとの比較検討--空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションに関する基礎的研究(その3)、日本建築学会環境系論文集, 75(647), pp73-78, 2010.01
- [2-31] 樋山恭助、石田義洋、加藤信介：固定流れ場の熱応答を用いた熱環境シミュレーション 第1報—CFD解析を利用した熱応答計算法の開発と空調制御システム最適化問題への応用、(2009年3月) pp.33-42
- [2-32] 樋山恭助、石田義洋、加藤信介：固定流れ場の熱応答を用いた熱環境シミュレーション 第2報—動的熱負荷計算との連成計算によるエネルギーシミュレーション手法への展開、空気調和・衛生工学会論文集 (165), (2010年12月) pp.1-9
- [2-33] 胡睿、加藤信介、石田義洋、黄弘：室内温熱環境形成寄与率CRI(C)と室内湿気環境寄与率CRI(H)による連成計算：室内湿気発生源の勢力範囲解析に関する研究(そ

- の2), 日本建築学会環境系論文集 73(629), 881-886, 2008.07
- [2-34] 周游, 樋山恭助, 加藤信介, 張偉榮: 時間的・空間的な温度変動を考慮した超過確率に基づく室内設計手法の提案, その1, 提案手法の概要と標準的住宅における室内温熱環境形成寄与率 CRI を用いた空間温度分布の解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学 II, pp. 19-20, 2012
- [2-35] 吉富透悟, 加藤信介, 張偉榮, 関根賢太郎, 佐藤大樹, 黄孝根: 内部発熱直接処理型空調における冷房期オフィス室内の温熱環境評価, その1, PMV の空間分布・時間変動特性に着目した従来型空調との比較, 日本建築学会環境系論文集, 第81巻, 第723号, pp. 767-774, 2016.5

第 3 章

室內環境品質

3.1 概要

科学分野としての室内環境科学(Indoor Environmental Science: IES)は、公衆衛生、医学、工学、化学、物理学、微生物学、社会学、心理学、経済、建築などをカバーする膨大なものである^[3-1]。建物の室内環境の快適性に及ぼす要因には、美的・心理的・生理的・機能的要因等がある。生理的要因は建築環境工学で主な取り扱うものであり、音、熱、空気、光の物理的要素は人間の生理的快適性に影響するものである^[3-2]。本研究で提案している「室内環境」は、音環境と光環境ではなく、主に温熱環境と空気質環境によって構成される室内空気環境(Indoor Air: IA)を注目することである。

過去、建物の主な機能は人々が身を守る人々は建物の室内温熱環境しか注目していなかった。1970年代に新しい合成建材及び化学消費製品が大量に使用され、屋内空気汚染物質濃度はしばしば重大な問題となり、屋外よりも多くの時間を屋内で過ごすようになったことから、室内空気質(Indoor air quality: IAQ)が健康に影響を及ぼすと考える人も多くなった^[3-1]。そこで、室内空気質の研究が注目されてきた。

温熱快適性向上と空気質向上に関わるエネルギー使用がどのようになるかを評価する本研究は、温熱快適性と空気質に関する既往研究を概説する必要がある。そこで、本章では、まず室内温熱環境による快適性についての既往研究を述べる。次に、近代で焦点になっている揮発性有機化合物による室内空気汚染についての既往研究を述べる。最後、室内で直感的に感じるものである臭いによる不快感についての既往研究を述べる。

3.2 室内温熱環境の快適性

3.2.1 室内温熱環境及び温熱感覚に影響する要素

室内気候(Indoor Climate)は空気温湿度、気流及び各室内の表面からの放射熱等で構成する室内温熱環境である。建物は外敵、寒暖、強風、降雨等から身を守るためのものとして、人間は一生の時間の80%が屋内で過ごしている。その為、自然界の時変動に伴う快適性を人工環境の中に取り込むのは長年の夢であり、我々は生活、仕事、労働のための快適な室内温熱環境を得ることが望ましい。室内温熱環境に影響する主要素は外乱である外気温湿度と風速、建物を構成する建材、及び空気調和用の設備システムである^{[3-1][3-2]}。

人が温熱的に感じるのは暑い寒い状態である。その温熱の快適な感覚はASHRAE(アメリカ暖房冷凍空調学会)によって「温熱環境に満足を示す心の状態」として定義されている^[3-3]。人間は体内での熱産生を程よく外部環境に逃がし熱平衡を保ち、深部体温を一定に保っている。この人体と環境との熱交換に影響を与える要素を温熱感覚要素と呼ぶ。室内の温熱感覚に影響を与える主要因は気温(室温)であるが、相対湿度、放射温度、気流にも副次的に影響され、また人体側の条件として代謝量と着衣量が関係する^[3-4]。

3.2.2 温熱環境の快適性

快適性は在室者の心理状態、感覚として表わされる。また、許容できる温熱環境とは、在室者の少なくとも80%以上がその環境を許容できる環境と定義されている。温熱環境研究分野で用いられている狭義の熱的快適性とは一般にネガティブな状態で熱的不快を感じない状態をいう。人が温熱的に暑くも寒くもない状態である快適と感じる時に、体の中から出てきた熱と逃げていく熱の量は同様である。部屋の温度だけでなく、相対湿度、放射温度、気流、代謝量、着衣量は人の温冷感を影響させる^{[3-5][3-6]}。

室内温熱環境の快適性を指標評価しようという研究は20世紀初に入ってから進められてきた。1923年にアメリカのYaguroとホフトンは有効温度ETを提案した。1929年にイギリス建築研究所のDuftonは等価温度を提案し、Bedfordは暖房環境における実測結果により、空気温度、放射温度、気流速度を用いて等価温度の算出方法を提案した。その後、1946年に室温の代わりにグローブ温度を用いて、温度、湿度、放射、気流の四つの要素を考慮し、Yaguroらは修正有効温度CETを発表した。そこまで、温熱的な快適性に関する評価指標は温度、湿度、放射、気流速度だけ含めているが、1970年代にデンマークのFangerは実験と人体の熱収支式の研究から、室内の温熱感覚に影響を与える要因である室温(θ)、相対湿度(φ_R)、放射温度(R)、気流速度(v)、代謝量(Met)、着衣量(clo)を含めた総合的快適指標PMV(Predicted Mean Vote: 予想平均申告)を提案した。式(3-1)にPMVを表すが、実際の関数式はやや複雑である^[3-4]。

$$PMV = f(Met, clo, \theta, \varphi_R, R, v) \quad (3-1)$$

温熱環境の6要素を式(3-1)に代入すると、大多数の在室者が感じる温冷感を-3から+3までの7段階スケールとして表現する(図3-1)。このスケールはASHRAE7段階温冷感申告尺度と呼ばれる^[3-7]。ISO 7730^[3-8]の標準では、PMVが±0.5以内、不快感率PPD(Predicted Percentage of Dissatisfied: 人間がある暑い寒いの状態の時に何%の人がその環境に不満足かを表すのに用いられる)10%以下となるような温熱環境を推奨している。

PMVは均一な環境に対する応用範囲が広く、優秀な快適指標であるため、不均一な分布が存在している環境にも重要である。本研究では、PMV指標を用いて室内の温熱環境を評価する。

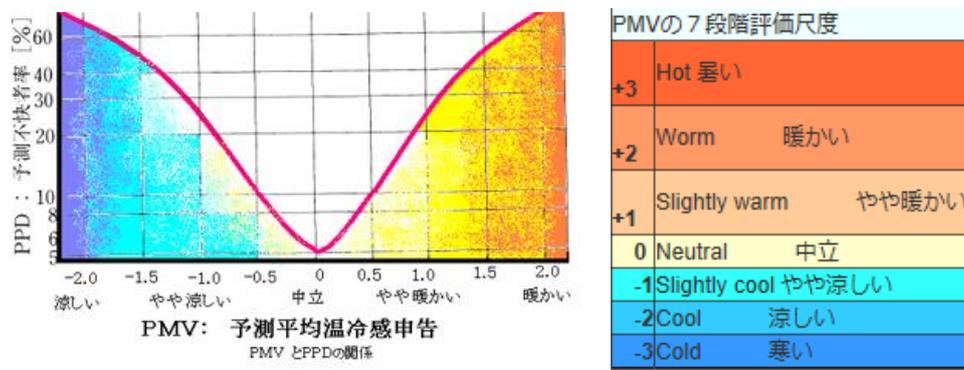


図3-1 PMVとPPDの関係

3.3 揮発性有機化合物による室内空気汚染

3.3.1 室内空気質について

元々室内空気質の研究については、18世紀中頃「空気が多くのガスからなり、人間が酸素を吸入してCO₂を排出する」という発見が初めに記載されていたからさかのぼることができる(Scheele [1742-1786], Priestley [1733-1804], and Lavoisier [1743-1794])。その時、空気質は鉱山労働者の死亡、およびアフリカからアメリカに出荷された奴隷に関する重要な話題となった。

19世紀初頃ドイツの Max Joseph von Pettenkofer (1818-1901) とスウェーデンの Elias Heyman (1829-1889) のような衛生学者は、混雑した都市に人が罹患の原因を見つけるために、研究対象を家庭、学校、およびその他の建物に拡張した。この時から1000 ppmのCO₂の限界値が使用されてきた。

20世紀中頃、人々は「一日の生活時間の80%以上を屋内で過ごしている」を意識し、「屋内空気は外気と同様に健康に脅威を与えるのだろうか」という質問に伴って始まった。そこから、すぐに屋内空気が屋外の空気よりも重要である健康観点と認識された^[3-1]。

室内空気質は、物理的、化学的、生物的、生理的等多くの要素に関わっている。室内汚染物質の濃度は、外気中の汚染物質からの侵入量、換気設備からの侵入量、室内に存在している汚染物質の発生量、換気量(新鮮空気の供給量)によって決まる。室内の空気が完全混合と仮定し、汚染物質の物質保存則により、時刻tでの室内汚染物質の濃度は式(3-2)と式(3-3)で表す^[3-2]。

$$\begin{aligned} \text{室内での汚染物質の発生量} &= \text{換気が持ち去る量} + \text{室内に蓄積された量} \\ F_{m,n} &= QC\Delta t + V\Delta C \end{aligned} \quad (3-2)$$

式(3-2)を微分方程式の形に書き直し、積分すれば、式(3-3) (ザイデル式) になる。

$$C(t) = C_{ambient} + (C_{t=0} - C_{ambient}) * e^{-\frac{Q}{V}t} + \frac{F_{m,n}}{Q} (1 - e^{-\frac{Q}{V}t}) \quad (3-3)$$

ここで、

$F_{m,n}$: 汚染源 n の放散速度 [kgc/s]。 $F_{m,n} = \int_s F_n * dS_n$

F_n : 汚染源 n の放散 Flux [kgc / (m² · s)]

S_n : 汚染源の表面積 [m²]

C : 室内の汚染物質濃度 [kgc/m³]

Q : 換気量 (新鮮空気量或いは一次空気量) [m³/s]

V : 室容積 [m³]

$C_{ambient}$: 外気汚染物質濃度 [kg/m^3]

室内の汚染物質の発生源は主として粒子状物質とガス状物質に大別されている。光学反応によりナノ粒子、ディーゼル排ガス粒子、砂じん等広範囲粒径である非生物粒子のほか、生物系粒子の花粉、細菌、真菌等は前者の粒子状汚染物質。後者のガス状汚染物質は窒素酸化物、硫黄酸化物、揮発性有機化合物 (Volatile Organic Compounds: VOC)、準揮発性有機化合物 (Semi Volatile Organic Compounds: SVOC) 等である。室内汚染物質とその発生源の例を表 3-1 に示す^[3-4]。

表 3-1 室内汚染源と汚染物質

発生源	毒性指標
人体	粉塵、細菌、ウイルス、CO ₂ 、臭い、アンモニア、たばこの煙
建材	ラドン、アスベスト、ガラス繊維、ホルムアルデヒド、VOCs
燃焼器具	粉塵、ミスト、CO ₂ 、CO、NO _x 、Sox、炭化水素、VOCs
生活用品 (化粧品、日用品、家具、衣類、殺虫剤、防虫剤、植物)	アルコール、ケトン、アルデヒド、エステル、エーテル、スチレン、ビニルクロライド、クロルピリホス、ダイアジノン、フェノブカルブ、パラジクロロベンゼン、カビ、花粉、匂い
機器 (空調機器、ダクト、加湿器、冷却塔、プリンタ)	粉塵、細菌、真菌、臭い、レジオネラ属菌、オゾン、微粒子

3.3.2 揮発性有機化合物による空気汚染の現象、危害、現状

揮発性有機化合物 (Volatile Organic Compounds: VOC) とアルデヒドの測定方法はもともと工業で VOC の暴露量を評価するために開発された。非工業用建物の測定は、Ib Andersen (Aarhus U, Denmark)、Thomas Lindvall (Karolinska Institute, Sweden)、Craig Hollowell (Lawrence Berkeley Laboratory, USA) によって開始された。VOC の室内濃度が屋外より上回っている研究が初めて報告された。その時、デンマークとスウェーデンの人々は、シック・ビルディング・シンドローム (Sick Building Syndrome: SBS) と呼ばれる問題についての不平を言う始まった。人々は同期に発生していた SBS 問題と VOC による汚染に連想した。ニュースメディアが関与され、“day care illness” と “office illness” という言葉はよくニュースに出現した。VOCs と SBS の研究が進む契機となった^[3-1]。

VOC とは、常温で揮発しやすい有機化合物のことである。ホルムアルデヒド (Formaldehyde)、トルエン (toluene)、ベンゼン (benzene)、アセトン (acetone)、シクロヘキサン (cyclohexane) などがよく知られているが、その他にもアルコール類やケトン類などのさまざまな種類が存在している。VOC は光化学オキシダントや浮遊粒子状物質 (SPM) の二次生成粒子の主たる原因物質となり、人体、大気環境、水質への影響を及ぼす可能性のあることも指摘されている。代表的な揮発性有機化合物ホルムアルデヒド (CH₂O) は有機化合物の一種で、毒性が強い。CH₂O はアミノ酸や生体異物を代謝する際に、内因的に生成し、

CH₂Oに暴露されていない人でも、血液中 CH₂O 濃度が 2.61 ± 0.14 μg/g (ほぼ 2.6 ppm) という報告がある。人体へは、濃度によって粘膜への刺激性を中心とした急性毒性があり、蒸気は呼吸器系、目、のどなどの炎症を引き起こす。皮膚や目などが水溶液に接触した場合は、激しい刺激を受け、炎症が生じる。また、CH₂O は WHO の下部機関である国際がん研究機関によりグループ 1 の化学物質に指定され、発癌性があると警告されている。いわゆる「シックハウス症候群」の原因物質のうちの一つとして知られる。建材、家具などから空気中に放散されることがあり、濃度によって人体に悪影響を及ぼす³⁻⁹⁾。

表 3-2 厚生労働省が指針値等を策定した物質

揮発性有機化合物	毒性指標	室内濃度指針値	設定日
ホルムアルデヒド	ヒト吸入暴露における鼻咽頭粘膜への刺激	100μg/m ³ (0.08ppm)	1997.6.13
トルエン	ヒト吸入暴露における神経行動機能及び生殖発生への影響	260μg/m ³ (0.07ppm)	2000.6.26
キシレン	妊娠ラット吸入暴露における出生児の中枢神経系発達への影響	870μg/m ³ (0.20ppm)	2000.6.26
パラジクロロベンゼン	ビーグル犬経口暴露における肝臓及び腎臓等への影響	240μg/m ³ (0.04ppm)	2000.6.26
エチルベンゼン	マウス及びラット吸入暴露における肝臓及び腎臓への影響	3800μg/m ³ (0.88ppm)	2000.12.15
スチレン	ラット吸入暴露における脳や肝臓への影響	220μg/m ³ (0.05ppm)	2000.12.15
クロルピリホス	母ラット経口暴露における新生児の神経発達への影響及び新生児脳への形態学的影響	1μg/m ³ (0.07ppb) 小児の場合、 0.1μg/m ³ (0.007ppb)	2000.12.15
フタル酸ジ-n-ブチル	母ラット経口暴露における新生児の生殖器の構造異常等の影響	220μg/m ³ (0.02ppm)	2000.12.15
テトラデカン	C8-C16 混合物のラット経口暴露における肝臓への影響	330μg/m ³ (0.04ppm)	2001.7.5
フタル酸ジ-2-エチルヘキシル	ラット経口暴露における精巣への病理組織学的影響	120μg/m ³ (7.6ppb) ^{注1)}	2001.7.5
ダイアジノン	ラット吸入暴露における血漿及び赤血球コリンエステラーゼ活性への影響	0.29μg/m ³ (0.02ppb)	2001.7.5
総揮発性有機化合物量 (TVOC)	国内の室内 VOC 実態調査の結果から、合理的に達成可能な限り低い範囲で決定	暫定目標値 400μg/m ³	2000.12.15
アセトアルデヒド	ラットの経気道暴露における鼻腔嗅覚上皮への影響	48μg/m ³ (0.03ppm)	2002.1.22
フェノブカルブ	ラットの経口暴露におけるコリンエステラーゼ活性などへの影響	33μg/m ³ (3.8ppb)	2002.1.22

注：フタル酸ジ-2-エチルヘキシルの蒸気圧については 1.3×10⁻⁵Pa (25℃) ～8.6×10⁻⁴Pa (20℃) など多数の文献値があり、これらの換算濃度はそれぞれ 0.12～8.5ppb 相当である。

日本では、1990年代後半以降、このような社会的関心の高まりを受けて、シックハウス問題が国会や地方自治体の議会等でも取り上げられ、この問題への行政面での対応が急がれた。これは、2002年7月の国会における建築基準法の改正（施行は1年後の2003年7月）という形で結実し、日本でのホルムアルデヒドを原因とするシックハウス問題は、このホルムアルデヒドを放散する建材の使用規制と建築における換気規制の強化を二本の柱とする建築基準法の改正により一応の収束を見た。

厚生労働省は、シックハウス問題に対して最も早くから取り組んでおり、シックハウスに関する検討会において室内空气中化学物質13物質の室内濃度指針値および標準的な測定方法を定めている。表3-2に2002年1月22日までに厚生労働省から示された室内濃度指針値を記す。これら指針値や暫定目標値は健康影響に関する新しい知見が得られた場合は再検討が行われ、それに基づいて値が変更されることもありうるものである。さらに、住宅以外の建物においても化学物質の空気汚染の対策として2003年4月に「建築物における衛生的環境の確保に関する法律（ビル管理衛生法）」を改正し、ホルムアルデヒドの濃度基準が追加された（一般職場：0.08ppm以下、ホルムアルデヒドを取り扱っている作業職場0.25ppm以下とする）。

建築基準法の改正を受けて、シックハウス対策のための日本工業規格（JIS）、日本農林規格（JAS）が整備され、合板、フローリング、繊維板、パーティクルボード以外に、新たに接着剤、壁紙、塗料、断熱材についてもホルムアルデヒド放散量による等級区分が設けられた。個別建材のJIS・JASではホルムアルデヒドの放散量による等級区分およびその表示記号として統一的に次の様になった。放散速度と対応するデシケータ値による建築材料のホルムアルデヒド等級区分を表3-3に示す。

表 3-3 建築材料のホルムアルデヒド等級区分

等級記号	放散速度 [$\mu\text{g}/(\text{m}^2\text{h})$]	デシケータ値 [mg/L]		旧 JIS・JAS 等級
		平均値	最大値	
F☆☆☆☆	放散速度<5	0.3	0.4	-
F☆☆☆	5<放散速度 \leq 20	0.5	0.7	F _{C0} ,E ₀
F☆☆	20<放散速度 \leq 120	1.5	2.1	F _{C1} ,E ₁
F☆S	-	3.0	4.2	-
F☆	放散速度>120	5.0	7.0	F _{C2} ,E ₂

- 1) F☆☆☆☆ : 放散量が小さく、使用規制が必要ない建材。
- 2) F☆☆☆ : 放散量が比較的少なく、内装材として用いる場合は使用面積を一定割合にすることで使用でき、天井裏などでは制限なく使用できるもの。
- 3) F☆☆ : 放散量はある程度あるが、内装材として用いる場合は使用面積を一定割合にすることで使用でき、天井裏などでは換気設備や通気止めを設けることで使用できるもの。
- 4) F☆ : 内装仕上げとして使用できないもの（一部のJASに設けられた等級）なお、JASでは「非ホルムアルデヒド系接着剤使用」などの表示が用いられるが、これらはF☆☆☆☆と同様に建材の使用規制の対象とならない等級である。

3.3.3 多孔質材料の吸脱着現象^{[3-10] [3-11] [3-12]}

吸着とは、我々の日常生活においてはふだんあまり意識されないが、身近な現象である。例えば、煙草の煙や食品などからの臭いが衣類についてしまうことが、衣類の繊維に臭いが吸着されるからである。空気中の水分を吸着し、海苔やせんべいを空気中に放置しておくと湿気てしまう。海苔やせんべいが吸着媒、空気中の水分が吸着剤ということになる。脱着とは、吸着の逆的なプロセスである。例えば、濡れている衣類を気中に放置しておくと、水分がだんだんなくなってしまい、濡れている衣類が乾いていく。

ガス体などが触媒面（吸脱着面）などから脱離する界面現象である吸着と脱着は物理と化学吸脱着に分類される。可逆的に起るプロセスは物理吸脱着であり、不可逆的に起るのは化学吸脱着である。物理吸着はファンデルワールス(van der Waals force)吸着とも言われ、分子間に働く「分子間力」という弱い結合力によるものである。化学吸着は分子間での電子の授受による化学的な相互作用によるもので、物理吸着よりも結合力が強い。

物理吸着では、一般に吸着質の吸着速度及び脱離速度は比較的大きい。また物理吸着の活性化エネルギーは一般的には小さく、吸着速度は大きい。脱離の活性化エネルギーも小さいので、脱離も容易である。従って、吸着は可逆である。小さな細孔を有する吸着媒では、脱着気体の圧力が飽和蒸気圧より小さい圧力で細孔内に吸着質気体が凝縮する（毛管凝縮）。毛管凝縮する圧力は細孔の半径に依存する。小さな細孔への吸着・脱離速度は、物理吸着であっても細孔内への拡散が律速となるため、必ずしも大きくはない。一般的に多分子層吸着である。

化学吸着では、吸着質と表面の間で共有結合の生成や電荷移動が起こる吸着である。この場合、吸着熱及び吸着の活性化エネルギーは、化学反応熱及び化学反応の活性化エネルギーと同程度である。このため低温では吸着速度が小さいので、一定時間内での吸着量が平衡吸着量に比較して格段に小さく観測されることもある。また脱着の活性化エネルギーは吸着の活性化エネルギーと吸着熱の和であるので、一般的に化学吸着の脱着の活性化エネルギーは大きい。従って、化学吸着した分子の脱着速度は小さく、吸着は不可逆であることも多い。また、吸着は表面上の第1層のみで起こる（単分子層吸着）。

表 3-3 物理吸着と化学吸着の特徴

	物理吸着	化学吸着
吸着速度	大	小
吸着速度の温度係数	小（活性化エネルギー小）	大（活性化エネルギーあり）
吸着量	多分子層吸着	単分子層吸着
吸着熱	凝縮熱より少し大	化学反応熱程度
脱着速度	大	小
選択性	なし	あり
吸着分子間相互作用	引力	反発

物理吸着と化学吸着の特徴を表 3-3 に示す。

一般に、環境温度が低い場合、吸着量は大きくなり、逆に高温であれば小さくなる。吸着量は、気相の圧力または液相の溶質濃度及び温度に依存し、それらの量的関係は吸着剤の基本的な性質である。温度一定で吸着量と圧力または濃度との関係を吸着等温線（adsorption isotherms）と言ひ、これが吸着の量を示す最も一般的な方法である。

吸着剤は粒子内部に多数の空隙が存在している多孔体である（図 3-2）。表面には凹凸が形成されるが、凹部の深さが直径より大きい孔を細孔（pore）という。細孔をもたない物質を非多孔体（nonporous material）、細孔をもつ物質を多孔体（porous material）という。細孔は秩序構造をもつ細孔と無秩序構造をもつ細孔に分類される。秩序構造をもつ細孔は結晶内に存在する場合が多く、細孔の形、径などは結晶によって一定である。この細孔径は分子的大小の場合が多い。一方、無秩序な細孔は、コロイド粒子の凝集、バルク内に発生したガスの発泡などによって形成されたものである。コロイド粒子の凝集状態は物理的・化学的条件に支配されるので、同じ組成の物質でも細孔径、容積分布や三次的な分布、全細孔容積などは大いに異なることがある。

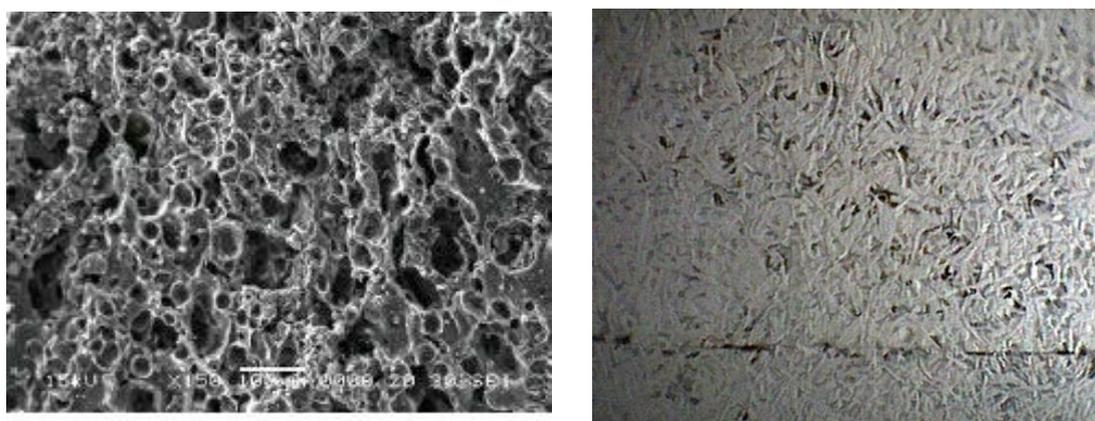


図 3-2 多孔質材料（左：活性炭の電子顕微鏡画像^[3-13]、右：木質繊維板^[3-14]）

3.3.4 VOC 吸脱着の数値予測の理論基礎^[3-15] [3-16]

材料から空気中への揮発性化学物質の放散速度は材料内での VOC の拡散速度に支配される内部拡散支配型の放散性状と、材料中から材料表面に VOC が拡散輸送された後の気中への拡散輸送における放散速度で支配される物質伝達率支配型の放散性状に大きく分けられる。後者の場合は材料がポーラスで材料内の拡散速度が速く、かつ VOC の蒸気圧が高く揮発性が高い場合に対応する。この場合、材料からの放散速度は、材料表面の VOC の濃度境界層の性状すなわち、周辺の気流性状並びに濃度分布性状に大きく左右される。

室内での VOC 等の汚染物質分布の予測を簡易に行うため、吸脱着効果により室内濃度に影響を与えるものと、建材が VOC 等を相当量含有だけ室内汚染源となるものに大きく分類されている^[3-15]。空気中に放散される VOCs は単一物質にモデル化し、スカラ量である VOC は室内気流により移流・拡散され、吸込口より排出される。その支配方程式を式(3-4)に示す。

$$\rho_{air} \frac{\partial C}{\partial t} + \rho_{air} \frac{\partial(U_j C)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\lambda_a + \frac{\rho_{air} v_t}{\sigma} \right) \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) \quad (3-4)$$

ここで、

C : 気相濃度(建材内なら気相換算濃度) [kg_c/kg_{air}]

ρ_{air} : 空気密度 [kg_{air}/m³]

λ_a : 空气中汚染物質 VOC の分子拡散係数 [kg_c/(ms kg_c/kg_{air})]

σ : 乱流プラントル数、1.0

v_t : 乱流拡散係数 [m²/s]

t : 時間

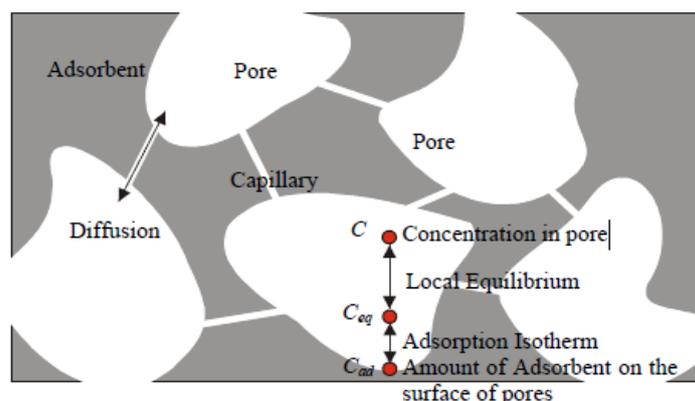


図 3-3 多孔質建材内のモデル化^[3-16]

図 3-3 に示すように多孔質建材の内部は実質部、空隙部分(pore)、空隙を結ぶ毛細管(capillary)から構成されている。建材内の VOC 輸送は主に空隙中と空隙を繋ぐ毛細管内を拡散移動するものと仮定し、建材実質部における拡散は相対的に無視する。空隙中の VOC 輸送は、気相の濃度勾配による拡散から式(3-5)で表す。実質部表面では空隙との吸脱着現象を吸着相濃度(以降、吸着量) C_{ad} [kg_c/kg_{ps}]で式(3-6)で表現する。ここで、式(3-5)右辺第 2 項、及び式(3-6)右辺第 1 項の吸脱着項は吸着相と気相の界面のみで生じる現象である。

$$k\rho_{air} \frac{\partial C}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda_c \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) - adv \quad (3-5)$$

$$\rho_{sol} \frac{\partial C_{ad}}{\partial t} = -\alpha S(C_{eq} - C) = adv \quad (3-6)$$

$$C_{ad} = f(C_{eq}) \quad (3-7)$$

ここで、

C : 気相濃度(建材内なら気相換算濃度) [kg_c/kg_{air}]

ρ_{air} : 空気密度 [kg_{air}/m³]

λ_c : 内部拡散支配型建材内の気相中 VOC 伝導率 [kg/(ms kg_c/kg_{air})]

k : 建材内の空隙率[m³_{pore}/m³_{ps}]

adv : 空隙内部の吸着表面に対する物質伝達量 [kg_c/m³s]

ρ_{sol} : 建材の密度 [$\text{kg}_{ps}/\text{m}^3_{ps}$]

C_{ad} : 建材表面の吸着相濃度 (あるいは吸着量) [$\text{kg}_c/\text{kg}_{ps}$]

α : 吸着相と空隙間の物質伝達率 [$\text{kg}/\text{m}^2\text{s kg}_c/\text{kg}_{air}$]

S : 建材単位体積あたりの接触面積 [$\text{m}^2/\text{m}^3_{ps}$]

C_{eq} : 吸着相と平衡する気相濃度 [$\text{kg}_c/\text{kg}_{air}$]

t : 時間

気相吸着量と界面との相互作用に着目する場合、温度一定においては、局所平衡が成立され、建材中の微小領域での気相の吸着量と平行状態になる気相濃度 C_{eq} [$\text{kg}_c/\text{kg}_{air}$] がほぼ等しい。そうすると、気相濃度 C と、固体実質部表面の吸着相と接する気相濃度 C_{eq} に対して、 $C=C_{eq}$ と見なすことが可能となる。その関係は吸着等温式(3-7)で表される。

吸着等温式は吸着等温線から推定した近似式である。以下、代表的な吸着等温式の例を簡単に説明する。

- Henry(liner)型吸着等温式：気中の吸着物質が希薄であるとき、吸着量と気相濃度は線形関係に成立し、式(3-8)で表現される。
- Langmuir 型吸着等温式：吸着量は気相濃度が高くなるにつれて増加しなくなり、ある飽和吸着量 C_{ad0} まで達すると、吸着物質が吸着面への単分子層を形成し、吸着面近傍の気相濃度が上昇してもそれ以上吸着しなくなる。Langmuir 型吸着等温式を式(3-9)に示す。
- Polanyi DR 型吸着等温式：多孔質材料の実質部で発生する物理吸着現象を定式化したもので、吸着物質が吸着材表面の微小空間に充填される時に、吸着ポテンシャル理論による自由エネルギーが最小となるように振る舞うことをもとにモデル化されている。Polanyi DR 型吸着等温式は、吸脱着現象の温度依存性が陽に組み込まれており、温度変化を考慮した吸脱着効果を組み込んだ室内空気質を解析する上で好都合である。Langmuir 型吸着等温式を式(3-10)に示す。

$$C_{ad} = k_h \cdot C_{eq} = k_h C_{B^-} \quad (3-8)$$

$$C_{ad} = \frac{C_{ad0} k_l C_{B^-}}{1 + k_l C_{B^-}} \quad (3-9)$$

$$C_{ad} = C_{ad0} \cdot \exp\left(-k_p \left(\frac{T}{V_m}\right)^2 \cdot \ln\left(\frac{C_{sat}}{C_{B^-}}\right)^2\right) \quad (3-10)$$

ここで、

C_{ad} : 建材表面の吸着相濃度 (あるいは吸着量) [$\text{kg}_c/\text{kg}_{ps}$]

C_{ad0} : 建材表面の飽和吸着吸着量 (=const) [$\text{kg}_c/\text{kg}_{ps}$]

C_{eq} : 吸着相と平衡する気相濃度 [$\text{kg}_c/\text{kg}_{air}$]

C_{B^-} : 建材表面における室内空気側の汚染物質 VOC 濃度 [$\text{kg}_c/\text{kg}_{air}$]

- C_{sat} : 飽和蒸気圧比 [kg_C/kg_{air}]
 V_m : モル容量 [cm³/mol]
 T : 建材表面温度 [K]
 k_h : Henry 定数(=const)[-]
 k_l : Langmuir 定数 (=const) [1/(kg_C/kg_{air})] (=k_a/k_d)
 k_a : 吸着速度係数[kg/(m²s kg_C/kg_{air})]
 k_d : 脱着速度係数[kg/m²s]
 k_p : PolanyiDR 定数[cm³/(mol · K)]

式(3-5)と式(3-6)に式(3-7)を適用し、内部拡散支配型の VOC 輸送性状は簡易化した輸送方程式の式(3-11)を表す。式(3-12)に示す有効拡散係数 D_C は建材からの VOC 放散履歴より実験的に推定される値である。

$$\rho_{air} \frac{\partial C}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho_{air} D_C \frac{\partial C}{\partial x_j} \right) \quad (3-11)$$

$$D_C = \frac{\lambda_c}{k\rho_{air} + \rho_{sol} \frac{\partial f}{\partial C}} \quad (3-12)$$

$$\rho_{air} D_C \frac{\partial C}{\partial x} \Big|_{B^+} = -\lambda_a \frac{\partial C}{\partial x} \Big|_{B^-} \quad (3-13)$$

ここで、

- C : 気相濃度(建材内なら気相換算濃度) [kg_C/kg_{air}]
 ρ_{air} : 空気密度 [kg_{air}/m³]
 D_C : 内部拡散支配型建材中の有効拡散係数 VOC の分子拡散係数 [m²/s]
 λ_c : 内部拡散支配型建材内の気相中 VOC 伝導率 [kg/(ms kg_C/kg_{air})]
 λ_a : 空気中汚染物質 VOC の分子拡散係数 [kg_C/(ms kg_C/kg_{air})]
 k : 建材内の空隙率[m³_{pore}/m³_{ps}]
 ρ_{sol} : 建材の密度[kg_{ps}/m³_{ps}]
 B^+ : 建材側建材表面
 B^- : 室内空気側建材表面

質量保存則により、建材内部から表面への汚染物質輸送量と建材表面から気中への輸送量は等しいため、その輸送量 (Flux 量) を式(3-13)で表す。ここまでの、内部拡散支配型の建材からの VOC の放散過程は最終的に式(3-4)、式(3-11)、式(3-13)で表現する。

吸脱着効果の大きい多孔質建材表面において、建材内部での吸脱着効果を無視し、建材表面でのみ吸脱着が生じる簡易モデルを考察し、図 3-4 に示すように吸着材の見かけの微小表面要素 dS を挟み、室内方向と吸着材内部方向に微小厚 dh で構成される空気中と吸着材中の二つの C.V. (Control Volume)を考える。空気中の C.V.内の気相濃度の時間変化はないものと仮定し、式(3-5)と式(3-6)を C.V.で体積積分を行う。ここでは、吸着材ごく表面の空気層中

の C.V.を建材内の微小な空隙に近いものと考え、空気中の微小な C.V.内($dh \ll 1$)では拡散輸送に吸脱着が常に平衡し、気相濃度の時間変化は無視し得るものと仮定する。この時、内部拡散支配型建材中の気相中の VOC 伝導率 λ_c は空気中の VOC 分子拡散係数 λ_a に収束すると考えられる。これより式(3-14)更に整理して式(3-15)の簡易モデルを得る。

$$-\lambda_a \frac{\partial C}{\partial x} \Big|_{B^-} dS = \rho_{sol} \frac{\partial C_{ad}}{\partial t} dV = adv \cdot dV \quad (3-14)$$

(C.V. in the air) (C.V. in the material)

$$adv \cdot dV = ads = \left(\rho_{sol} \frac{\partial C_{ad}}{\partial t} \right) \frac{dV}{dS} = \rho'_{sol} \frac{\partial C_{ad}}{\partial t} \quad (3-15)$$

ここで、

C : 気相濃度(建材内なら気相換算濃度) [kg_c/kg_{air}]

ρ_{sol} : 建材の密度 [kg_{ps}/m³_{ps}]

C_{ad} : 建材表面の吸着相濃度 (あるいは吸着量) [kg_c/kg_{ps}]

adv : 空隙内部の吸着表面に対する物質伝達量 [kg_c/m³ s]

ads : 吸着速度 [kg_c/m³ s] 吸着材へ向かう方向は正)

V : 室容積 [m³]

ρ'_{sol} : 吸着材の面密度 (= $\rho_{sol} dV/dS$) [kg_{ps}/m²]

t : 時間

B^- : 室内空気側建材表面

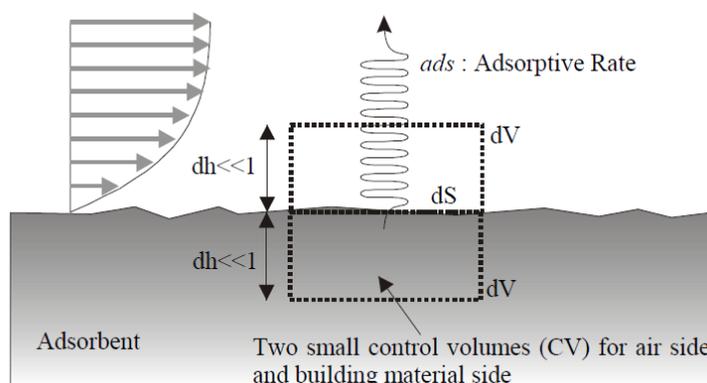


図 3-4 吸脱着面のモデル化

ここまで、吸脱着効果の大きい建材表面での吸脱着現象の簡易モデルは式(3-4)、式(3-7)、式(3-15)により記述されることとなる。数値シミュレーションをする際には、吸着材に接する最初の C.V.中の濃度は局所平衡濃度 C_{eq} と一致するものと仮定する。

3.4 臭いによる室内空気汚染

3.4.1 室内の臭い放散による空気汚染と不快感^{[3-4][3-17]}

前述により、室内の汚染物質の発生源は主として粒子状物質とガス状物質に大別されている。光学反応によりナノ粒子、ディーゼル排ガス粒子、砂じん等広範囲粒径である非生物粒子のほか、生物系粒子の花粉、細菌、真菌等は前者の粒子状汚染物質。後者のガス状汚染物質は窒素酸化物、硫黄酸化物、揮発性有機化合物、準揮発性有機化合物等である。それぞれの汚染物質が特定な気味（個別の汚染物質が気味がない）を持っているため、それらの気味により構成される臭いが人の臭覚で感知される。

一世紀以上にわたり、空気質はその化学組成によって判断されている。産業環境では、衛生士は単一化学物質の閾値限界値として生産プロセスと産業環境での空気質をコントロールして来た。その限界値は基本的に化学物質の線量と作業者の反応との関係により定められた。その後、健康リスクが許容される限界が確立された。これらの制限は、一般的に比較的高いレベルに置かれており、標準的な計器で化学物質を測定するのは比較的容易であった。

工業用でない建物（例えば、オフィス、学校、または住居）においては、同じの衛生/化学的原理はあまり成功していない。そのような建物では、しばしば「シック・ビルディング・シンドローム」と呼ばれる屋内の空気質に関する苦情がある。シンドロームは、息苦しく、陳腐で容認できない空気、粘膜の炎症、頭痛、倦怠感などの感覚を含む。症候群は、多くの建物で起こるが、強度の変化が大きい。いくつかの建物では敏感な人が苦情を申し立てることがあるが、他の建物では20%、40%または60%の人が苦しむこともある。屋内空気中に苦情を説明できる単一の化学物質はしばしば存在しないが、何千もの化合物が工業用施設よりも数桁低い濃度で存在することがある。濃度は非常に低いので、通常の化学分析では測定が困難であることが多い。我々が完全な化学分析を行うことができたとしても、そのような小さな濃度の単一化合物のヒトへの影響について利用可能な最小限のデータしか存在しない。さらに、各化合物についての情報が入手可能であると仮定した場合、数千もの化合物が一緒になるとどう対処するのかまだ分かりません。私たちは、空気質に関する人間の知覚に対するそれらの組み合わせの影響を知らないだろう。

なお、人は臭いの物質（臭気）を臭覚より感知することが出きるが、味覚、視覚、聴覚、触覚の場合、動物より最も退化していると考えられる。人の臭覚は個人差、年齢差、性別差等の複合作用により差異も存在している。臭いによる空気質と快適性や、換気量のようなほかのものとの関係を調べようとする場合、健康が脅かされる前に、臭いによる空気汚染を定量的に評価することが必要になる。

一般に、環境中の臭いは人体からのもの（体臭）とその以外のものに大別される。体臭は人間の代謝作用による発汗、呼吸などから発生する臭いである。体臭の研究について、Yaglou

らは発生量と換気量との関連について行った。Yaglou らは実験を行い、ウェバー・フェヒナー法則により実験データを整理し、軽度を感じる臭いを許容基準とすれば、臭気を感じないためには、在室者が一人当たり 27 m³/h の外気量が必要であることが判明した。その後、この値は ASHRAE 換気基準をきめる根拠となった。

Fanger らは 1980 年代に新たな実験を行い、Yaglou の臭気強度スケールを修正し、臭いの感じ方を調査した。その結果、許容レベル基準となる不快感率を 20% 以下に抑えるために、換気量の 25 m³/h 以上が必要であることを示した。

3.4.2 室内の臭い濃度と不快感率の計算モデル^{[3-17] [3-18] [3-19] [3-20]}

Fanger らは 1980 年末に人間の臭覚によって知覚される空気汚染物質（体臭以外の臭いも含む）の発生強度を表す共通の単位 olf（オルフ）と、その汚染物質の近くされるレベルを表す単位 decipol（でシポル）を提案した。1 olf は一人の標準的な成人からの生体放散物（体臭の発生源）の発生量と定義されている。1 decipol は 10 l(リットル)/s の換気量の下で、1 olf に対応する臭い濃度である。その定義は式(3-16)で表現する。臭い発生強度 olf とそれによる臭い濃度指標である decipol により、在室者の不快感率指標である PD (Percentage of dissatisfied) % はそれぞれに式(3-17)と式(3-18)で計算することが出来る。

$$1 \text{ deciol} = 1 \text{ olf (10 l/s の換気量)} \quad (3-16)$$

$$PD = 395e^{-1.83q^{0.25}} \text{ for } q \geq 0.32 \text{ l/s} \cdot \text{olf}$$

$$PD = 100\% \text{ for } q < 0.32 \text{ l/s} \cdot \text{olf} \quad (3-17)$$

$$PD = 395e^{-3.25C^{-0.25}} \text{ for } C \leq 31.3 \text{ decipol}$$

$$PD = 100\% \text{ for } q > 31.3 \text{ decipol} \quad (3-18)$$

ここで、

q : 定常状態である換気量当たりの olf の値 [l/s olf]

C : olf を指標とする室内臭い濃度 [decipol]

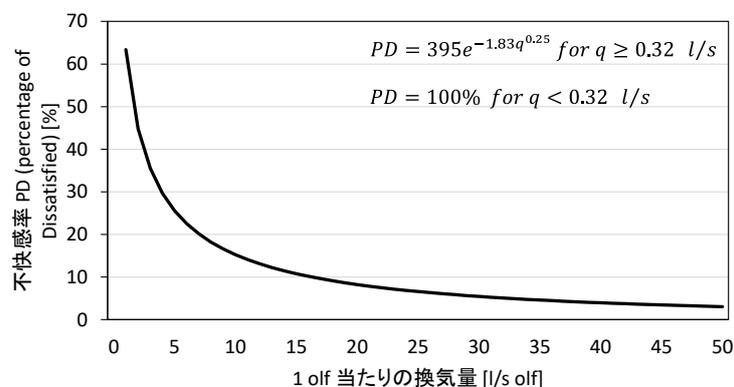


図 3-5 換気量と臭いによる不快感率の関係^[3-17]

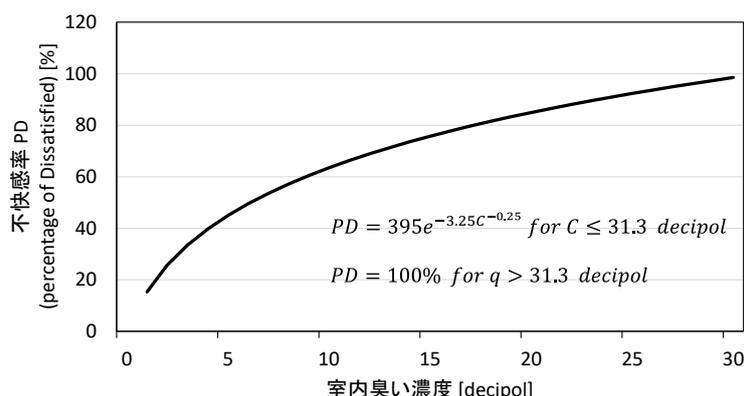


図 3-6 室内 decipl 濃度と不快感率の関係^[3-17]

図 3-5 に示すことは、異なる換気量で 1 人の標準人物によって引き起こされた不満の割合である。標準的な人は、快適に座っている 1000 人以上の座っている成人実験被験者の平均である。実験空間に入った直後に 168 人によって空気質が評価された。また、decipol により知覚された空気質の不満の割合を図 3-6 に示す。

建物の室内における人によって知覚される臭いの発生強度を定めるために、Fange らと Wargochi らは多数の建物と人を実験的に調査した。表 3-4 と表 3-5 にそれぞれに作業程度別の人にと異なる建物に対応する olf 発生強度を示す。

表 3-4 作業程度別の人に対応する olf 発生強度^{[3-19] [3-20]}

作業程度別の人	知覚される臭い強度 [olf/人]
成人(1-1.2 met)	1
軽い作業(3 met)	4
中度作業(6 met)	10
重度作業(10 met)	20
幼稚園、3-6 歳(2.7 met)	1.2
学校、14-16 歳 (1-1.2 met)	1.3
成人(1-1.2 met)	1

表 3-5 異なる建物に対応する olf 発生強度^{[3-19] [3-20]}

建物種類	測定した建物の数	知覚される臭い強度 [olf/m ²]
事務所とホール (喫煙できる)	97	0.23 ± 0.06
事務所 (喫煙禁止)	6	0.11 ± 0.09
学校	6	0.06 ± 0.04
幼稚園	10	0.06 ± 0.06
デパート	1	0.15

第3章の参考文献

- [3-1] Sundell J.: Reflections on the history of indoor air science, focusing on the last 50 years. *Indoor Air*. 2017; 00: pp.1-17.
- [3-2] 田中俊六, 岩田利枝, 土屋喬雄, 寺尾道仁, 武田仁: 最新建築環境工学, 2008年, 株式会社井上書院
- [3-3] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers: ANSI/ASHRAE Standard 55-2004, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, 2004
- [3-4] 空気調和・衛生工学会編: 空気調和・衛生工学便覧, 第14版, 2010, 第1編
- [3-5] 田辺新一: 快適性と空調, 空調衛生設備士, 第21巻4号, p. 1, 1989
- [3-6] S. Kuno et.al: A two-dimensional model expressing thermal sensation in transitional conditions, *ASHRAE Trans.* Vol. 93 Part2, pp. 396~406, 1987
- [3-7] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers: *ASHRAE Handbook, Fundamentals*, pp. 8.1-8.28, 2005
- [3-8] ISO 7730: Moderate thermal environments-Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, 1994
- [3-9] (独) 製品評価技術基盤機構・(財) 化学物質評価研究機構: 化学物質の初期リスク評価書 Ver.1.0, http://www.safe.nite.go.jp/risk/files/pdf_hyoukasyo/227riskdoc.pdf
- [3-10] 近藤精一, 石川達雄, 安部郁夫: 吸着の科学 (第2版), 丸善, 2001
- [3-11] 小野嘉夫, 鈴木 勲: 吸着の科学と応用, 初版, 講談社サイエンティフィク, 2003
- [3-12] 新建築学大系編集委員会編: 新建築学大系 10-建築物理, 彰国社, 1984
- [3-13] <https://www.waterworks.metro.tokyo.jp/suigen/topic/14.html>
- [3-14] <http://www.arch.kobe-u.ac.jp/~en1/intro-acoust/Gallery/Absorption.html>
- [3-15] 村上周三, 加藤信介, 伊藤一秀: 床材からの内部拡散支配型物質放散に対する材料温度の影響と換気除去効果 CFD 解析による室内の化学物質空気汚染の解明 第1報, 日本建築学会計画系論文集 64(523), pp 63-69, 1999
- [3-16] 加藤信介, 伊藤一秀, 村上周三, 朱 清宇: 各種吸着等温式を用いた吸着モデルによる室内化学物質濃度分布予測: CFD 解析による室内の化学物質空気汚染の解明 第2報, 日本建築学会計画系論文集 68(563), pp. 33-38, 2003
- [3-17] P.O. Fanger.: Introduction of the olf and the decipol Units to Quantify Air Pollution Perceived by Humans Indoors and Outdoors, *Energy and Buildings*, 12 (1988), pp. 1-6
- [3-18] P.O. Fanger, J. Lauridsen, P. Bluysen, G. Clausen: Air Pollution Sources in Offices and Assembly Halls, Quantified by the olf Unit, *Energy and Buildings*, 12 (1988), pp. 7-19
- [3-19] P. Wargocki, P.O. Fanger, P. Krupicz, A. Szczecinski: Sensory pollution loads in six office buildings and a department store, *Energy and Buildings*, 36 (2004), pp.995-1001
- [3-20] P. Wargocki: Sensory pollution sources in buildings, *Indoor Air* 2004, 14 (Suppl 7), pp.82-91

第 4 章

室内環境の分布性状を反映するエネルギーと 空気質の期間シミュレーション手法の開発

4.1 概要

これまで、空調される室内環境とシステムエネルギーの予測は、建物内の熱や物質の輸送性状を一次元に近似したネットワークモデルにより期間的に解析することが一般的であった。しかし、こうした手法では室内の空間分布が考慮されない。一方、気流場、温度場、濃度場等の室内分布の予測は、室内を空間格子で三次元に分割し、CFDにより解析している。しかし、計算コストが高く、代表的な負荷条件による数ケースの解析に限られる場合が多い。また、CFD解析による、実務における外乱の考慮や空調制御などによる負荷変動を伴う期間算出の実施は困難だと考えられる。

過去、CRIとネットワークモデルを連成することが研究されてきた。松本らはCFDにより算出した室内温熱環境形成寄与率CRIを用い、CRI-ESモデルを提案した。樋山らは、固定流れ場の熱応答係数(CRIの時間応答)をネットワークモデルに組み込む手法を提案した。張らは、準定常の非定常計算というCRI-ネットワークモデルのQuasi Coupling Simulationを提案した。その後、胡ら、周ら、吉富らは、準定常の非定常計算というCRI-ネットワークモデルのQuasi Coupling Simulationを活用し、湿気(吸脱着効果を含める)、センサー位置、快適性に関する研究を行った。しかし、それらの計算対象は温度、建材の吸脱着効果がある湿気、温冷感に限られ、統合されていない。また、建材の吸脱着効果を考慮した揮発性有機化合物と、臭気による室内空気質を評価した例、空調機器の発停制御や容量制御による性能変動や換気量の変化を考慮した室内温熱環境と空気質の全体像とエネルギー一期間投入量の算出例はない。

これに対して、低炭素の建物全体での温熱環境と空気質の全体像を与える評価・分析手法の更なる発展が求められており、最大限の省エネルギーと温熱快適性を実現しつつ、同時に良好な空気質を実現するための空調方式を検討する必要がある。そこで本章では、準定常の非定常計算であるCRI-ネットワークモデルのQuasi Coupling Simulationの方法を活用し、空調機器の発停制御や容量制御を含める室内環境の分布性状を反映する建物のエネルギーと空気質の期間シミュレーション手法(以下、全体像シミュレーション手法)の開発を目的とする。全体像シミュレーション手法の開発は、まずフレームワークを構築する。そして、そのフレームワークの上で、温熱環境及び汚染物質の吸脱着効果を考慮した空気質に関する方面に展開し、最終の全体像シミュレーション手法の開発の達成を期待する。

4.2 全体像シミュレーション手法のフレームワーク

4.2.1 CRIによる熱と物質の空間的・時間的な連成シミュレーションの考え方^{[4-1][4-2][4-3]}

移流と拡散が固定された流れ場においては、温度、濃度の輸送方程式は線形となる。すなわち、熱を例として、式(2-8)の温度の時間・空間分布は、式(2-9)の各熱源からの発生熱量、 q_m により形成される温度の上昇（降下） $\Delta\theta_m$ を重ね合わせた温度（ $\theta = \theta_n + \sum_m \Delta\theta_m$ ）の輸送方程式(2-10)と見なすことができる。そうすると、流体シミュレーションに基づく熱による温度場の構造解析においては、最初に全ての熱のソースとシンクを含める流れ場（代表流れ場という）を解析する。そして、その代表流れ場を固定し（移流と拡散のみ固定する）、熱をトレーサとし、移流・拡散性状に基づき温度分布を解析する。また、物質の輸送も熱と同様に、同じの方程式で実現することができる。

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial \theta u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{P_{rt}} \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right) + \frac{q}{C_p \rho} \quad (2-8)$$

再掲

$$\frac{\partial \Delta\theta_m}{\partial t} + \frac{\partial \Delta\theta_m u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{P_{rt}} \frac{\partial \Delta\theta_m}{\partial x_j} \right) + \frac{q_m}{C_p \rho} \quad (2-9)$$

再掲

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial \theta u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{v_t}{P_{rt}} \frac{\partial \theta}{\partial x_j} \right) + \sum_m \left(\frac{q_m}{C_p \rho} \right) \quad (2-10)$$

再掲

ここで、

x_j : 空間座標の各成分 [m]、(j=1, 2, 3)

t : 時間 [s]

u_j : 速度ベクトルの各成分 [m/s]

v_t : 渦動粘性係数 [m²/s]

P_{rt} : 乱流プラント数[-]

ρ : 室空気の密度 [kg/m³]

C_p : 室空気の比熱 [J/(kg・K)]

q_m : 熱源 m の単位体積当たりの発生熱量(分布) [W/m³]

q : 各熱源の単位体積当たりの発生熱量の合計 [W/m³]

θ_m : q_m のみが発熱するときの温度 [K]、ただし、簡便のため θ_m と書く

ここで、図 4-1 に示すような冷暖房を例として、CRIによる熱の空間的・時間的な連成シミュレーションの考え方を説明する。図 3-1 の(a)に示すように、吹き出し口からの流入熱量、外乱である外壁や窓からの流入熱量、内乱である人体や機器などからの流入熱量を付加させ、対流と放射熱伝達を連成する実際の流れ場と温度場を解析する。その後、室内の移流と拡散分布性状を固定する（代表流れ場の固定）。

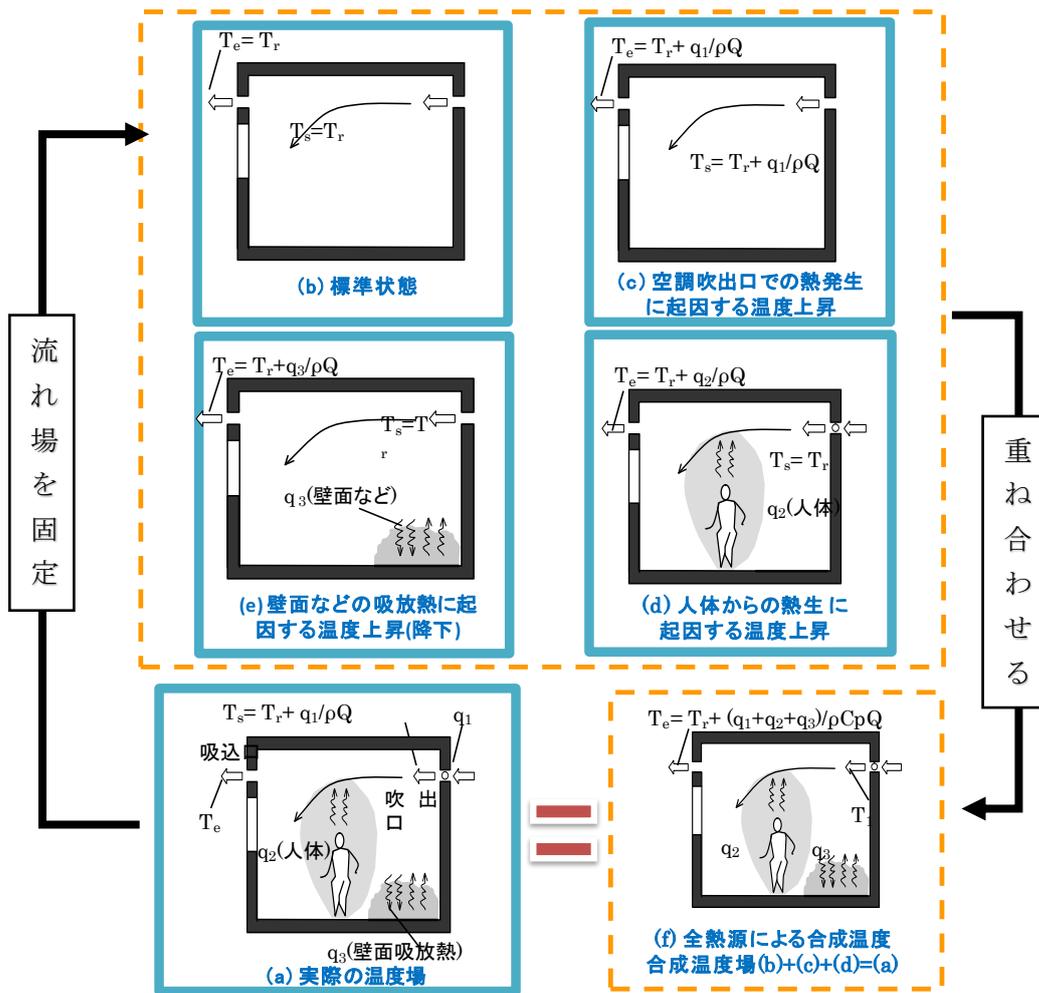


図 4-1 室内各種熱ソースとシンクによる温度場の線形合成のコンセプト^[4-1]

そして、図 4-1 の(b)に示すように、標準状態の代表流れ場を作る。空調されている室内において、吹出し温度は空調設定温度、壁面や発熱体は吸放熱無（断熱状態）、吸込口は温度フリースリップと設定し、固定された代表流れ場は標準状態になる。各発熱ソースとシンクのCRIの算出については、図 4-1 の(c)、(d)、(e)に示すように、標準状態である流れ場に個々の熱ソース（シンク）を付加させ、式(2-12)でそれらの温熱環境形成に対するCRIを求める。最後に、この一連の作業から、全ての熱ソース（シンク）毎に行い、式(4-1)により個々のソース（シンク）の温度分布を重ね合わせたものは、図 4-1 の(f)に示すような実際の温度場の温度分布と一致する。また、個々のソース（シンク）に与える熱量は時々刻々に変動しても、それらの温度分布を重ね合わせたものは、時間的な変動している熱量による実際の温度場の温度分布と一致する。

$$CRI_{C,m}(x_i) = \frac{\Delta\theta_m(x_i)}{\Delta\theta_{m,0}} = \frac{\theta_m(x_i) - \theta_n}{\theta_{m,0} - \theta_n} = \frac{\theta_m(x_i) - \theta_n}{\frac{Q_m}{C_p\rho F}} \quad (2-12)$$

再掲

$$\theta_m(x_i) - \theta_n = \sum^m CRI_{C,m}(x_i) \cdot \frac{Q_m}{C_p\rho F} \quad (4-1)$$

ここで、

θ_n : 基準温度(neutral temperature) [K]

$\theta_{m,0}$: 着目する室温が基準温度 θ_n である室に温冷熱源 Q_m [W]が供給(排出)された時の一様拡散温度 [K]

$\Delta\theta_{m,0}$: 一様拡散温度基準温度 $\theta_{m,0}$ の θ_n からの温度上昇(下降) [K]

$\Delta\theta_m(x_i)$: 室内の位置(x_i)における $\theta_m(x_i)$ の基準温度からの温度上昇(下降) [K]

$\theta_m(x_i)$: 着目する熱源で q_m [W/m³]の熱量の発生がある際の、CFD 解析で得られた位置(x_i)における定常温度 [K]

F : 室への供給風量 [m³/s]

Q_m : 熱源 m の室内積分発生熱量 [W]

4.2.2 全体像シミュレーション手法のフレームワーク

室内では、外部からのあるいは室内で生じる空調熱負荷、汚染物質負荷の変動に加えて、空調機器の発停制御や容量制御により、温熱環境や空気質は、空間的にも時間的にも大きく変動する。特に、近年では、空気を媒介として室内負荷を集中的に処理する多くの従来型空調システムと比べ、室内熱源を分離して処理するタスク・アンビエント空調システムやパーソナル空調システムのような目標区域の温熱環境のみを制御することでシステムのエクセルギー消費量を削減する効率的な設計の開発が推進されている。このような空調システムでは、複雑な3次元熱輸送と室内に大きな温度と濃度にばらつきが生じる。そのため、室内環境の分布性状を反映し、時間的にも変動する建物のエネルギー使用の期間シミュレーション手法(全体像シミュレーション手法)の開発、実用化の更なる発展が必要である。

こうした目的には、期間計算が容易であるネットワークモデルと空間分布が反映できるCFDモデルを連成する必要となるがある。過去、実用的な計算コストを達成するために、加藤ら^[4-1]は三次元の流れ場を線形仮定にすることにより、室内温熱環境形成寄与率CRI(Contribution ratio of indoor climate)という概念を提案した。CRIの出現以来、CRIとネットワークモデルを連成することが研究されてきた。最初に、松本ら^{[4-4][4-5][4-6]}はCRI-ESモデルを提案し、CRI-ESモデルで計算した室内熱負荷とネットワークモデルで計算した室内熱負荷を比較して考察した。樋山ら^{[4-7][4-8]}は、言われる「移流拡散熱応答係数」(CRIの時間応答)のことで、固定された流れ場において、ソース(シンク)による熱、または汚染物質の応答を事前に定常CFD解析により算出しておいて、発生負荷に対応した室内の任意点における室温と濃度変化を、非常に短い計算時間で解析可能なシミュレーション手法を提案した。張ら^{[4-2][4-3]}は、準定常の非定常計算というCRI-ネットワークモデルのQuasi Coupling

Simulation を提案した。その後、胡ら^[4-9]、周ら^[4-10]、吉富ら^[4-11]は、準定常の非定常計算という CRI-ネットワークモデルの Quasi Coupling Simulation を活用し、湿気（吸脱着効果を含める）、センサー位置、快適性に関する研究を行った。しかし、それらの計算対象は温度、建材の吸脱着効果がある湿気、温冷感に限られ、統合されていない。また、建材の吸脱着効果を考慮した揮発性有機化合物と、臭気による室内空気質を評価した例、空調機器の発停制御や容量制御による性能変動や換気量の変化を考慮した室内温熱環境と空気質の全体像とエネルギー期間投入量の算出例はない。

そこで、本節は準定常の非定常計算である CRI-ネットワークモデルの Quasi Coupling Simulation の方法を活用し、図 4-2 に示すような開発する全体像シミュレーション手法のフレームワークを建てる。

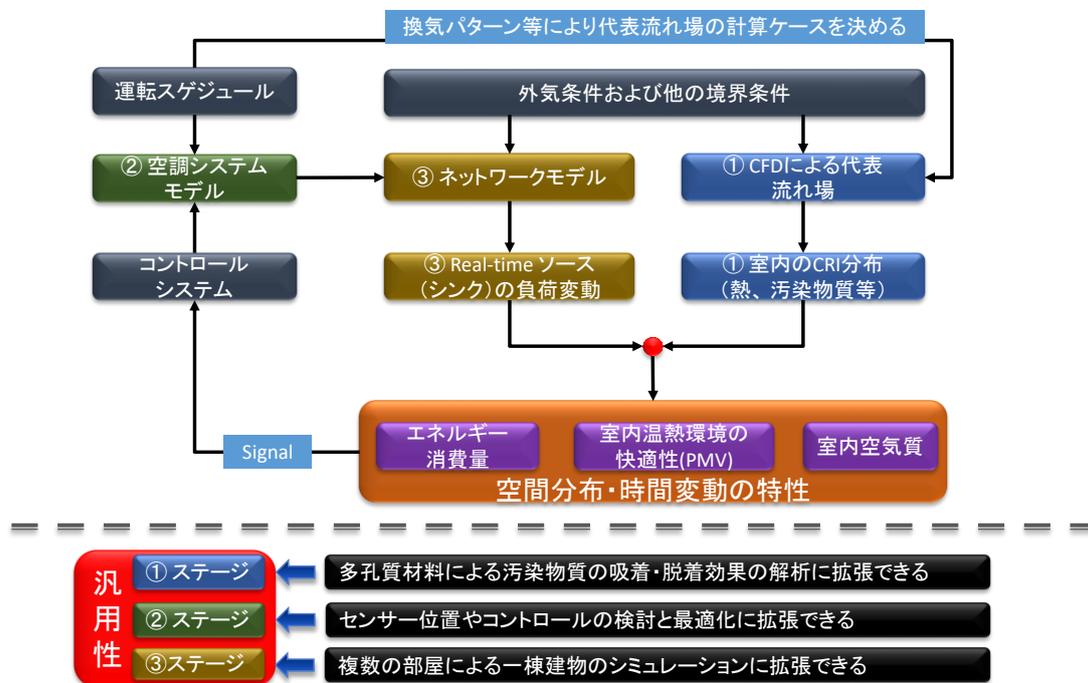


図 4-2 全体像のシミュレーション手法のフレームワーク

シミュレーションのプロセスは、基本的に三つのステージに分けられる。

まずステージ1では、外気条件、室条件等によって CFD を用いて代表流れ場を解析する。室内への換気量、冷暖房運転等の空調運転スケジュールが室内の流れ場に大きく影響を与えるため、代表流れ場の解析ケース数は異なる運転スケジュールによって決められる。そして、異なる代表流れ場において、個々のソースとシンクを代表流れ場による標準状態流れ場に付加させ、室内の各熱や物質等のソースとシンクによる CRI 分布を計算する。

ステージ2では、制御システムを含め、空調システムの性能をモデル化する。空調機器の

性能は空調機器及び配水システムの発停制御に影響され、変動が生じる。それにより、室内環境の性状は空調機器の性能変動に影響されるため、変動することが無視できない。室内におけるソース（シンク）等の変動負荷と、それによるエネルギー消費量を正確的に予測するように、空調システムの性能変動をモデル化する必要となる。そこで、このステージでは、実験及びメーカーの技術資料などに基づき空調システムのモデル化を行う。

ステージ3では、ネットワークモデルによる **real-time** 負荷変動を解析する。モデル化した空調システムをネットワークモデルに組み込み、運転スケジュールや空調機器の発停制御と容量制御を含め、個々のソース（シンク）による **real-time** 負荷変動を解析する。

以上の三つのステージを行った後、ステージ1による個々の代表流れ場よる熱や汚染物質等の **CRI** 分布情報を個々のソース（シンク）による **real-time** 負荷変動に組み込み、室内環境である温熱快適性や空気質等の分布性状を反映する時間変動の特性を解析することができる。また、それぞれの空調機器によるエネルギー消費量の期間積算値も計算することができる。

それ以外は、以上のプロセスにより計算した時々刻々の室内環境の要素である温度、湿度、汚染物質、更にエネルギー消費量を制御システム用のシグナルとして、空調システムに導入し、次の時間ステップのシミュレーションを行う。

なお、空間分布と時間変動の特性を含める全体像のシミュレーション手法のフレームワークは、以下の三つの機能に拡張することができる。まず、ステージ1は、代表流れ場において、建材等の表面の境界層での **CRI** 情報を取り出すことができるため、多孔質材料による汚染物質の吸着と脱着効果を考慮した室内汚染物質濃度の解析に拡張することが可能である。次、ステージ2は、センサー位置と空調システムにおける制御の最適化に拡張することが可能である。最後、ステージ3は、複数の部屋で構成する一棟建物のシミュレーションに拡張することが可能である。

4.3 温熱環境の分布性状を反映する建物のエネルギーの期間シミュレーション手法

温熱快適指標である PMV (Predicted Mean Vote : 予想平均申告) を用い、室内温熱環境の性状を評価することが一般である。室内温熱環境の性状が空調機器の性能変動に影響されるため、変動することが無視できない。室内におけるソース (シンク) 等の変動負荷と、それによるエネルギー消費量を正確的に予測するように、空調システムの性能変動をモデル化する必要となる。本節では、前述である全体像のシミュレーション手法のフレームワークにより、空調機器の発停制御と性能変動を含める PMV の分布性状を反映する建物のエネルギーの期間シミュレーション手法の構築を説明する。

PMV を算出する要素は室温(θ)、相対湿度(φ_R)、放射温度(R)、気流速度(v)、代謝量(Met)、着衣量(clo)である。PMV の分布性状を反映する建物のエネルギーの期間シミュレーションの流れを図 4-3 に示す。

計算の流れについて、まずは空調の運転スケジュール、境界条件等によって CFD による代表流れ場のケースを決める。例えば、異なる換気量パターン及び室内の熱ソースとシンクの位置に対応し、代表流れ場のケースが異なる。そして、各熱ソースとシンクを別に代表流れ場による標準状態の流れ場に付加させ、熱、湿気、放射の CRI を解析する。ただし、室内の各表面が人体への MRT (Mean Radiation Temperature) の計算については、放射の寄与率 CRI_R だけでなく、式(4-2)に示すような MRT 感度解析を用いられることも多い^[4-11]。本研究では、簡易さの観点からこのモデルを用いている。

$$MRT(O_i) = MRT_0(O_i) + \sum^S \frac{\partial MRT(O_i)}{\partial \varphi} \cdot \Delta \varphi_S \quad (4-2)$$

ここで、

$MRT(O_i)$: 人体 O_i の MRT [K]

$MRT_0(O_i)$: 代表流れ場における人体 O_i の MRT [K]

φ : 室内の各表面 S の温度或いは室内への導入熱量 [K]或いは[W]

$\Delta \varphi_S$: 代表気流場における表面 S の表面温度或いは室内への導入熱量から、表面 S の温度或いは室内への導入熱量の上昇 (降下) [K]或いは[W]

S : 室内の各表面

$\frac{\partial MRT(O_i)}{\partial \varphi}$: MRT 感度

次に、モデル化した各種の空調機器の性能及び発停制御を予めネットワークモデルに組み込む。空調機器の発停制御を含め、ネットワークシミュレーションにより各ソースとシンクの real-time 負荷を計算する。その後、CFD 代表流れ場により算出した各ソースとシンクの CRI 及び各人体の CRI_R (或いは MRT 感度) とネットワークシミュレーションによる各ソー

スとシンクの real-time 負荷を連成し、人体近傍の時々刻々の温湿度と、人体皮膚表面の MRT を計算することができる。

また、PMV 算出用の6要素の内、代謝量と着衣量はそれぞれに作業程度や季節変化による変化関数を作成した。気流速度データに関しては、在室者の動く範囲をやや広く想定し、CFD 代表流れ場による人体表面から 0.2 m までの体積領域の平均値を用いた。

なお、CRI により計算したセンサー位置における時々刻々の温湿度は、センシングのシグナルとして制御システムに導入し、空調機器の発停制御を行う。そして、空調機器の発停制御を考慮し、エネルギー使用の期間積算値を解くことができる。

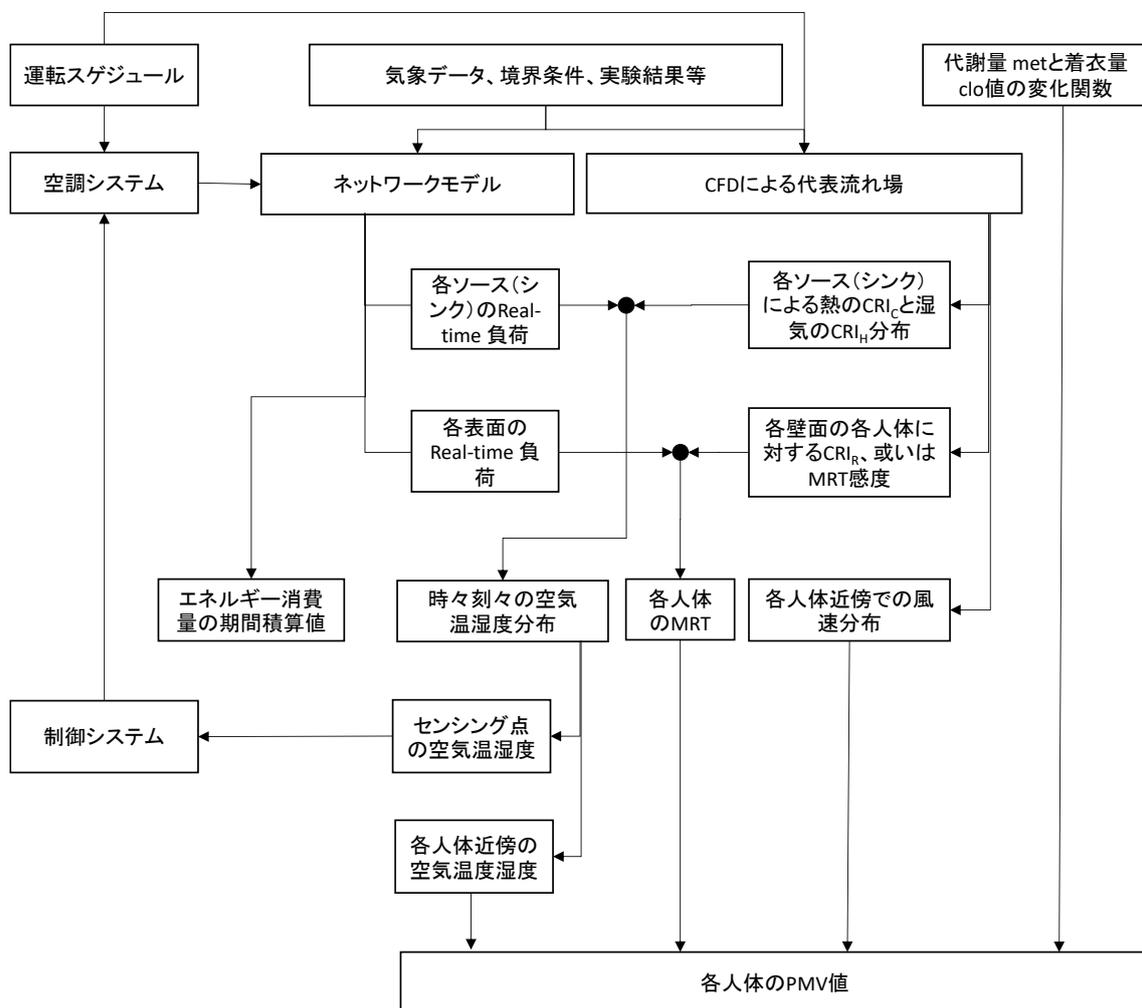


図 4-3 温熱環境の分布性状を反映する建物のエネルギーの期間シミュレーションの流れ

4.4 汚染物質の分布性状を反映する期間シミュレーション手法

室内の汚染物質の発生源は主として粒子状物質（例えば、砂じん等の広範囲粒径である非生物粒子のほか、生物系粒子の花粉、細菌、真菌である）とガス状物質（例えば、窒素酸化物、硫黄酸化物、VOC、SVOC）に大きく分けられる。移流と拡散が固定された流れ場においては、温度、濃度の輸送方程式は線形となり、熱と同様に、物質の輸送も計算上は同じの方程式で実現することができる。そのため、建材への汚染物質の吸着と脱着効果を考慮しない場合、汚染物質の分布性状を反映する時間変動の特性のシミュレーションの流れは、前節で提案した温熱環境についての空間分布・時間変動のシミュレーションの流れほとんど同様である。

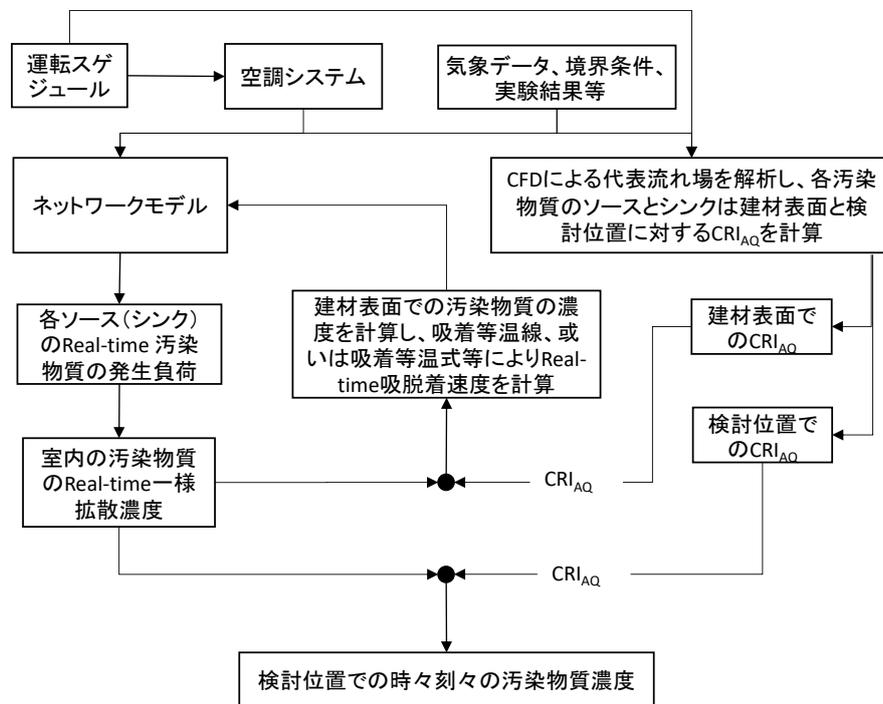


図 4-4 吸脱着効果を考慮した汚染物質の分布性状を反映する期間シミュレーションの流れ

ただし、近年では、室内の汚染物質濃度を低減するために、吸着効果が大きい多孔質材料（例えば、活性炭、石膏ボード、 CH_2O 分解石膏ボード、珪藻土入り石膏プラスターボード等）を内装材として使用してきた事例が多い。その際には、建材の吸脱着効果を考慮し、汚染物質の分布性状を反映する期間変動のシミュレーションを別に構築する必要がある。また、材料表面に粘性が存在しているため、濃度勾配が生じ、吸脱着を生ずる境界層と気中での濃度が異なる。しかし、従来は、室内空間が完全混合され、建材表面と気中での汚染物質濃度が等しいと仮定し、建材の吸脱着効果を検討した例が多い。吸脱着効果を正確に予測するために、建材表面の汚染物質ガス濃度を解析する必要があると考える。そこで、本節では、CRI をネットワークモデルに組み込む準定常の非定常計算を用い、吸脱着効果を考慮した汚染物質の分布性状を反映する期間シミュレーション手法を構築する。

シミュレーションの流れは図 4-4 に示すように行う。まずは空調の運転スケジュール、境界条件等によって CFD による代表流れ場を解析する。そして、各汚染物質ソースとシンクを別で代表流れ場による標準状態の流れ場に付加させ、建材表面及び検討位置での空気質の CRI_{AQ} を解析する。

次に、ネットワークモデルにおいて、各ソースとシンクの real-time 汚染物質の発生負荷による室内汚染物質の real-time 一様拡散濃度を計算する。ここで、まず建材表面での CRI_{AQ} と室内汚染物質の real-time 一様拡散濃度を組合せ、建材表面での時々刻々の汚染物質濃度を計算し、吸着等温線や吸着等温式等により時々刻々の吸脱着速度を計算する。そして、計算した吸脱着速度をネットワークモデルに導入し、繰り返す計算を行い、吸脱着効果を考慮した各ソースとシンクの real-time 汚染物質の発生負荷により室内の汚染物質の real-time 一様拡散濃度を計算することができる。

最後に、計算した時々刻々の室内の汚染物質の一様拡散濃度と検討する位置での CRI_{AQ} を組合せ、吸脱着効果を考慮した汚染物質の分布性状を反映する期間シミュレーションを実現することができる。

4.5 まとめ

本章では、まず準定常の非定常計算である CRI-ネットワークモデルの **Quasi Coupling Simulation** により、熱と汚染物質の空間的・時間的な計算方法の考え方を述べた。そして、その方法を活用し、空調機器の発停制御や容量制御を含める全体像シミュレーション手法のフレームワークを構築した。このフレームワークは、汚染物質の吸着と脱着効果を考慮した室内汚染物質濃度を解析すること、センサー位置と空調機器のコントロールを最適化すること、複数の部屋で構成する一棟建物をシミュレーションすることに拡張することができる。また、そのフレームワーク上で、温熱快適性及び汚染物質の吸脱着効果を考慮した空気質に関する方面に展開し、最終の全体像シミュレーション手法を開発した。

第4章の参考文献

- [4-1] 加藤信介, 小林光, 村上周三: 不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成効率評価指標に関する研究(その2), CFDに基づく局所領域の温熱環境形成寄与率評価指標の開発, 空気調和・衛生工学会論文集, No.69, pp39-47, 1998.4
- [4-2] 張偉榮: 室内の変動温度分布性状を考慮する建物の期間エネルギーシミュレーション手法に関する研究, 博士論文, 2012
- [4-3] 張偉榮, 樋山恭助, 加藤信介, 石田義洋: 固定流れ場の熱応答を用いた熱環境シミュレーション, 第3報—室内温熱環境寄与率CRIをネットワークモデルに組込んだ期間エネルギーシミュレーション, 空気調和・衛生工学会論文集(181), (2012年4月) pp.21-32
- [4-4] 松本隆志, 加藤信介, 笹本太郎, 大森敏明: CRI(温熱環境形成寄与率)を用いたエネルギーシミュレーションへの空間分布情報の組み込みに関する提案—空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションに関する基礎的研究, 日本建築学会環境系論文集 Vol.73 No.626, (2008年4月) pp.445-450
- [4-5] 松本隆志, 宮島賢一, 加藤信介: 空間分布を考慮した熱負荷計算手法の開発とその解析事例: 空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションに関する基礎的研究(その2), 日本建築学会環境系論文集, 74(637), pp299-304, 2009.03
- [4-6] 松本隆志, 宮島賢一, 加藤信介: 空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションの1質点モデルとの比較検討--空間分布を考慮したエネルギーシミュレーションに関する基礎的研究(その3), 日本建築学会環境系論文集, 75(647), pp73-78, 2010.01
- [4-7] 樋山恭助, 石田義洋, 加藤信介: 固定流れ場の熱応答を用いた熱環境シミュレーション 第1報—CFD解析を利用した熱応答計算法の開発と空調制御システム最適化問題への応用, (2009年3月) pp.33-42
- [4-8] 樋山恭助, 石田義洋, 加藤信介: 固定流れ場の熱応答を用いた熱環境シミュレーション 第2報—動的熱負荷計算との連成計算によるエネルギーシミュレーション手法への展開, 空気調和・衛生工学会論文集 (165), (2010年12月) pp.1-9
- [4-9] 胡睿, 加藤信介, 石田義洋, 黄弘: 室内温熱環境形成寄与率CRI(C)と室内湿気環境寄与率CRI(H)による連成計算: 室内湿気発生源の勢力範囲解析に関する研究(その2), 日本建築学会環境系論文集 73(629), 881-886, 2008.07
- [4-10] 周游, 樋山恭助, 加藤信介, 張偉榮: 時間的・空間的な温度変動を考慮した超過確率に基づく室内設計手法の提案, その1, 提案手法の概要と標準的住宅における室内温熱環境形成寄与率CRIを用いた空間温度分布の解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学II, pp. 19-20, 2012
- [4-11] 吉富透悟, 加藤信介, 張偉榮, 関根賢太郎, 佐藤大樹, 黄孝根: 内部発熱直接処理型空調における冷房期オフィス室内の温熱環境評価, その1, PMVの空間分布・時間変動特性に着目した従来型空調との比較, 日本建築学会環境系論文集, 第81巻, 第723号, pp. 767-774, 2016.5

第 5 章

液冷空調システムのモデル化

5.1 概要

前述の第2、3章では、室内環境を評価する対象に対し、温熱環境の快適指標である PMV と、空気質を形成する VOC と臭いに関する既往研究及び数学モデルを概説した。そして、第4章では、室内環境の空間分布・時間変動の解析を実現するネットワークモデルと CFD を連成することに対し、CFD により算出した室内環境形成寄与率 CRI をネットワークモデルに組込む準定常の非定常計算法により、全体像シミュレーション手法を提案した。

全体像シミュレーション手法の有効性を明らかにすることと、省エネルギー及び良好な温熱快適性と空気質を極限まで検討することを図るために、本研究で潜顕熱分離空調の特徴を持つ液冷空調システムを採用する。潜顕熱分離処理空調は導入外気を設定温湿度にする負荷と考え、室内で発生する潜熱負荷を無視することができる。潜顕熱分離空調の特徴を持つ液冷空調システムは室内に点在する発熱源の近傍で 70%以上の顕熱負荷を処理するものであり、年間消費電力は従来システムである CAV(Constant air volume)・CWV(Constant water volume)方式より 83%削減となった。空調のエネルギー使用と温熱快適性及び空気質との関係を検討するには、①エネルギー使用が最小さ及び室内顕熱負荷が殆ど吸着されて変動が最小さとするシステムで、且つ②温熱快適性向上に関わるエネルギー使用と空気質向上に関わるエネルギー使用が独立しており、無関係なシステムで行うことが分かり易いと考える。

また、空調機器の性能は空調機器及び配水システムの発停制御に影響され、変動が生じる。それにより、室内環境の性状は空調機器の性能変動に影響されるため、変動することが無視できない。室内における空調機器の性能と、それによるエネルギー消費量を正確的に予測するように、空調システムをモデル化する必要となる。

そこで本章では、液冷空調システムを構成した各空調機器の性能や細かい制御のシミュレーションを達成するために、実験や技術資料により、液冷空調システムにおける各空調機器の性能及びそれに対応する発停制御や容量制御をモデル化する。また本章では、室内における家具類の什器も室内の空気に吸熱したり放熱したりして熱授受を行い、蓄熱になることと考えることで、什器内部に温度分布がないと仮定して什器蓄熱のモデル化を行う。

5.2 液冷空調システムの概要

オフィスのワークステーションでの快適性を維持・向上しながら、省エネルギーに資する空調システムの開発を図るために、業務用潜熱分離空調特徴を持つ内部発熱直接処理型空調システム（以降、液冷空調システム）が提案された^[5-1]。液冷空調システムは、電気のコンセントや情報コンセントに相通じる液冷コンセントを高い自由度で設置して、照明発熱や機器発熱等の内部熱負荷を近傍で断つことを狙いシステムである。これによって、該当システムは図5-1に示すような二つのメリットが期待できる。まず、室内空間に点在する発熱機器からの熱負荷を近傍で処理することが可能となり、大きい比熱容量をもつ水を熱搬送媒体として利用することで、従来型の空気を熱搬送媒体とする空調方式と比べ、液冷空調システムはエネルギーの効率的利用の向上、特にエネルギー搬送効率の向上に資する。特に潜熱熱を分離して処理する液冷システムでは、顕熱負荷処理を分担する冷水の温度を大幅に高め、最大23℃ほどまで高めることが可能となる。次に、室内の発熱が各発熱ソースの近傍で吸収され、室内空気への熱の拡散を最小限に留めることにより、ワークステーション周りの温熱環境の改善や、パーソナル空調化などおおよそ自由度高く行え、居住域全体に渡って均質な温熱環境が維持できる^{[5-2][5-3][5-4]}。

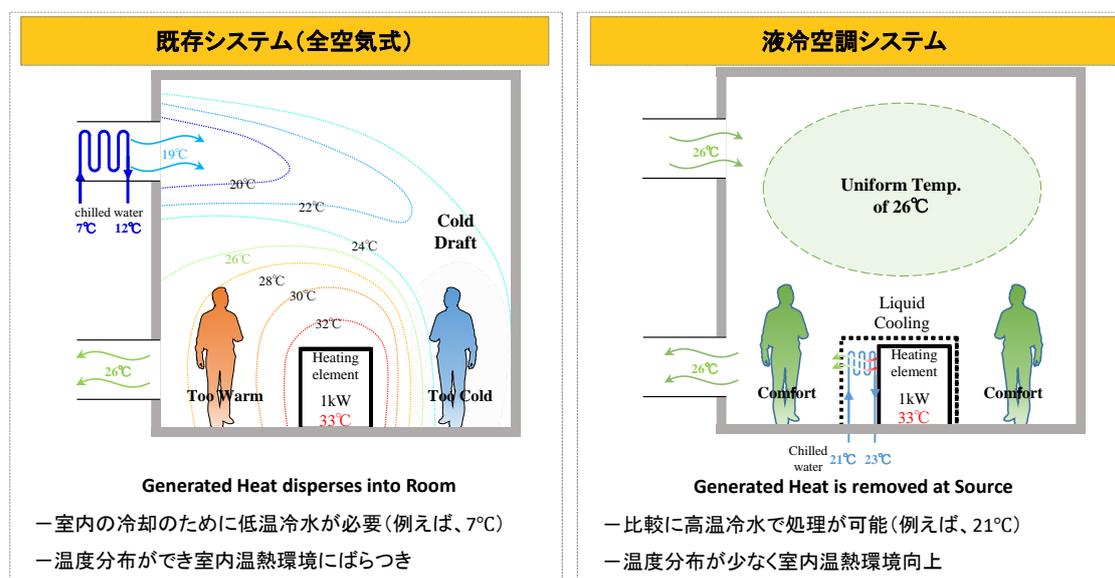


図5-1 液冷空調システムの概念図

液冷空調システムの構成^[5-5]及び各種空調機器に対応する処理負荷と制御用シグナルの設定をそれぞれに図5-2、図5-3に示す。室内への給気は、デシカント空調機にて換気量のみ潜熱負荷処理し、室内へ供給される。室内の顕熱負荷は、その換気量の室内供給気流の誘引を利用するアクティブチルドビーム(Active Chilled Beam: ACB)、パーティション型放射パネル(Radiation Partition: RP)、液冷熱回収ユニット(Liquid Cooling - Heat Recovery Unit:

HRU)、ドライファンコイルユニット (Dry Fan Coil Unit : DFCU) で処理される。そのうち、HRU (パソコンや照明などの稼働している対象発熱機器のみ通水する) が主に発熱機器の顕熱処理を行い、ACB (センシング点の温度に応じて通水を決める) と RP (在席している席のみ通水する) が主に人体の顕熱処理を行い、DFCU (センシング点の温度に応じて発停を決める) がペリメータの負荷処理を行う。室内の潜熱負荷は、リターン口を通して全熱交換機にて処理され、室外へ排出される。ただし、人体の顕熱負荷を処理する空調機器は放射冷房でも置換換気でも問題がないが、天井に照明器具やリターン口を配置したため、放射冷房を単純に使用する場合は、取り付けの面積が足りないと懸念されている。また、空気を動かす風での冷却効果も期待するため、本研究では、放射冷房の RP と置換換気の ACB を用いて考察する。なお、空調機器の発停制御と性能変動を考慮して室内温熱環境を検討する本研究は、主に室内側の空調機器 (HRU、RP、ACB、DFCU) の性能及び可能な運転パターンをモデル化し、ネットワークモデルに組込む。室外側の外気潜熱負荷処理システムと高効率熱源システムはモデル化していない。

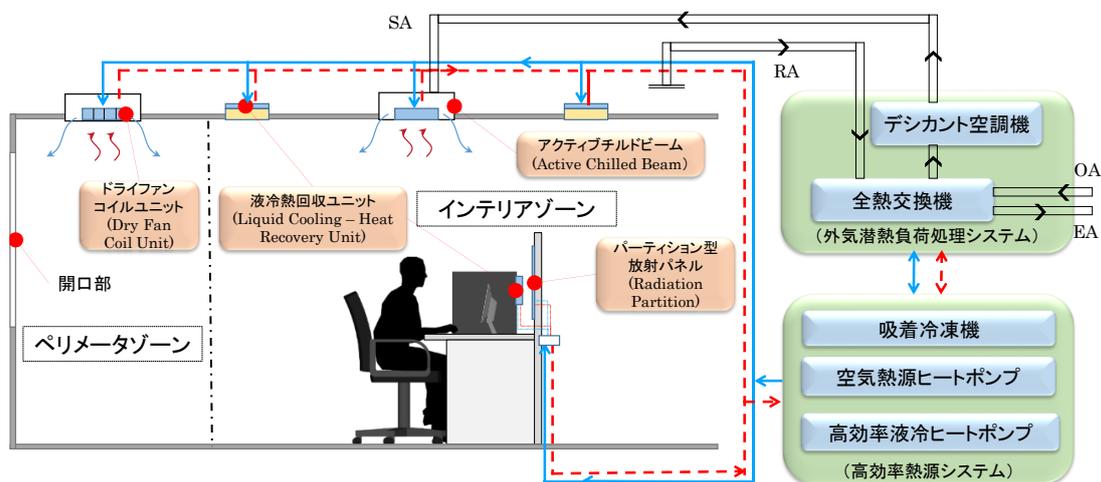


図 5-2 液冷空調システムの概念図

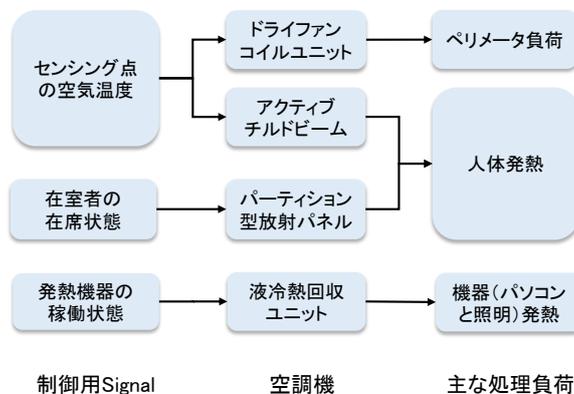


図 5-3 液冷空調システムでの各種空調機器に対応する処理負荷と制御用シグナル

5.3 空調機器の性能のモデル化

5.3.1 液冷熱回収ユニット（HRU）と放射パーティション（RP）のモデル化

HRUは対象発熱機器の放熱性状により熱負荷の処理方式や設置位置が異なる^[5-6]。例えば、ノートパソコンの場合は、金属冷却プレートを機器の底部に設置し、ドロンカップ型の気-液熱交換器をパソコン排気口に取り付ける（図5-4）。デスクトップパソコンの場合は、冷却プレートを2枚でディスプレイモニター背面に設置し、ドロンカップ型の気-液熱交換器をパソコン排気口に取り付ける（図5-5）。照明器具（LED型を例とする）の場合は、冷却プレートを照明器具の裏面に取付ける（図5-6）。その為、異なる対象発熱機器に対応するHRUの熱回収量には違いがある。また、RPはワークスペースのデスクに設置されているため、在室者とRPとの間に異なる形状や放熱性状の物体が存在する場合は、対流と放射伝熱によりRPの熱回収性状が変化する。



図5-4 液冷熱回収ユニットを付いているノートパソコン^[5-6]



図5-5 液冷熱回収ユニットを付いているデスクトップパソコン^[5-2]

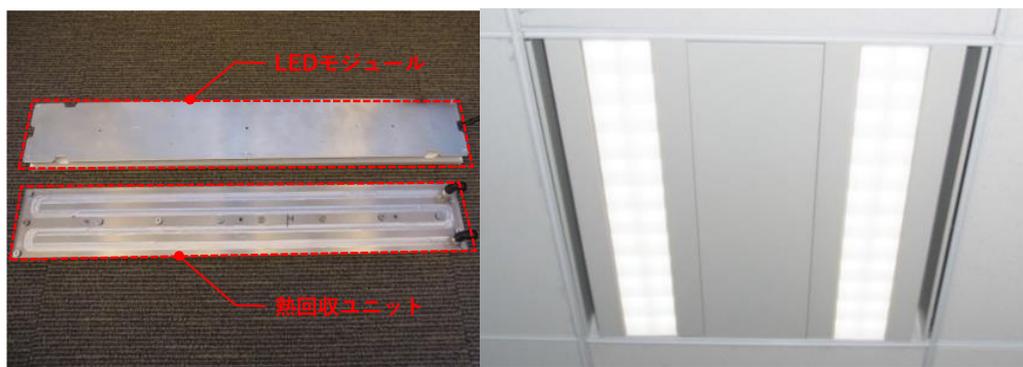


図 5-6 液冷熱回収ユニットを付いている LED 照明器具^[5-6]

その為、本研究では、単体 HRU と RP の性能実験からの結果による感度式を用い、HRU と RP の性能をモデル化する。図 5-7 にチャンバー実験による単体のノートパソコンとデスクトップパソコン用の HRU 及びそれに対応する RP の熱回収量に関する測定結果（通水流量 0.4 リットル/min）を感度解析したものを^[5-7]を示す。HRU と RP の熱回収能力を式(5-1)で表現する。通水条件に応じる係数 α と β を表 1 に示す。係数 α と β の決定については、HRU と RP の通水の有無による組合せによって行う。例えば、ノートパソコンに対応する HRU と RP へ同時に通水する場合、両者の熱回収量の合計は α が 5.61、 β が 25.40 により式(5-1)で計算した結果である。

なお、照明器具用の HRU の熱回収量の変動が小さかったため（熱回収効率は約 70%である）、本研究は便宜的に 48W/台の LED 照明器具に対する 35W/台の熱回収量と仮定し、ネットワークモデルに組み込む。

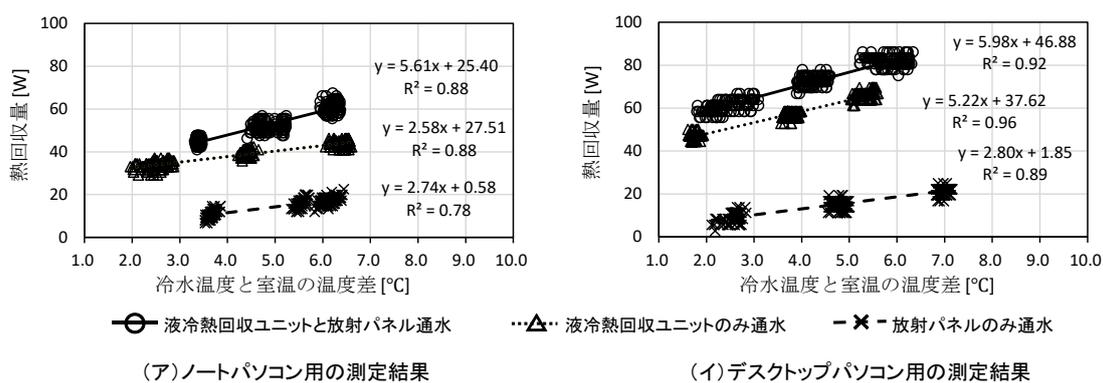


図 5-7 冷水温度変化による単体の HRU と RP の熱回収量の変化（通水流量 0.4L/min）

$$\Phi_{HRU \cdot RP} = \alpha \cdot (T_{room} - T_{w1}) + \beta \quad (5-1)$$

ここで、

$\Phi_{HRU \cdot RP}$: 単体の液冷熱回収ユニットおよび放射パーティションを運転する時の熱回収量 [W]

T_{room} : 室内の温度 [K]

T_{w1} : 通水温度 [K]

α : 係数 [W/K]

β : 係数 [K]

表 5-1 HRU と RP への通水条件に応じる係数 α と β

通水条件	空調機器の熱回収量	α	β
HRU のみ通水	ノートパソコン用の HUR	2.58	27.51
PR のみ通水	ノートパソコンが存在しているデスクに設置した RP	2.74	0.58
HRU と RP 通水	デスクトップパソコン用の HUR と RP	5.98	46.88
HRU のみ通水	デスクトップパソコン用の HUR	5.22	37.62
PR のみ通水	デスクトップパソコンが存在しているデスクに設置した RP	2.80	1.85

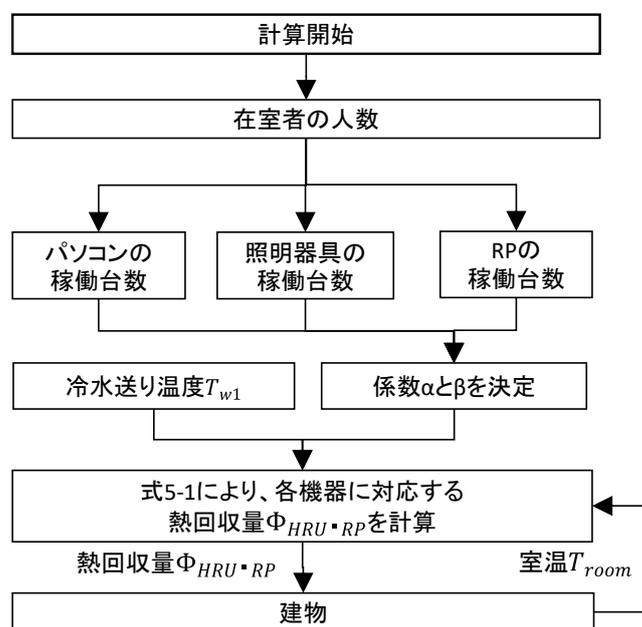


図 5-8 HRU と RP の熱回収能力のモデル化の流れ

HRU と RP のモデル化の流れを図 5-8 に示す。係数 α と β は室内在室者数に応じるパソコンや RP などの稼働台数により決定される（ただし、パソコンを運転させたまま、在室者がいない可能性がある。この場合には、パソコン用の HRU に通水するが、RP に通水しないことを注意する）。そして、各機器の熱回収量を別に計算し、負荷処理用の熱量として建物に導入する。

5.3.2 アクティブチルドビーム（ACB）のモデル化

省エネルギー性、快適性、静音性を持つ ACB^[5-8]では、外調機によって執務室換気用の一次空気を冷やし、ACB に連続して供給すると同時に、室内の空気がノズルによる負圧によって ACB へ誘引され、ACB 内のコイルで冷やされる。その後、冷却された空気とノズルからの一次空気を混合して室内へ供給し、室内の顕熱を処理する。また、図 5-9 に示すような実験結果により、誘引空気量は一次空気量の約 3 倍になっている。

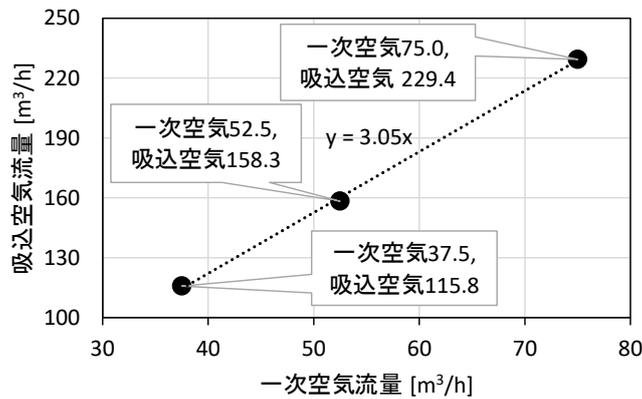


図 5-9 ACB の一次空気流量、吸込空気流量の測定結果

ACB の運転モードは外調機からの一次空気の有無と冷水状況によって、図 5-10 に示すように、mode 1：朝予冷（一次空気 OFF、冷水 ON）、mode 2：通常運転（一次空気 ON、冷水 ON）、mode 3：冷水停止運転（一次空気 ON、冷水 OFF）、mode 4：運転停止（一次空気 OFF、冷水 OFF）という四つの運転モードに分けられる。その為、ACB のコイル冷却能力（室内空気への対流伝熱）はコイル冷水温度、通水状況と一次空気の吹出の有無（ON/OFF）により変化する。従って、ACB の性能のモデル化は図 5-10 に示す各運転モードに対応し、四つの流れで行う。本研究では、メーカー Krantz Komponenten によって製造された DK-LIG/Z(2-sided discharge)型アクティブチルドビームを対象としてモデル化を行った。

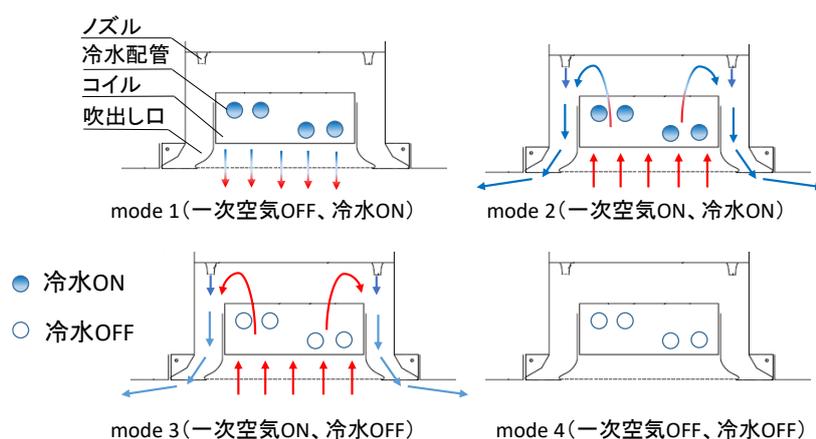


図 5-10 ACB の運転モード (断面図)

一次空気 OFF、冷水 ON の mode 1 では、ACB が放射パネルのように、自然対流で室内へ冷熱を供給する。ACB のコイル冷却能力は式(5-2)と式(5-3)で表現する。モデル化の流れは、図 5-11 に示すように室内の空間温度を用い、式(5-2)と式(5-3)を連立して ACB のコイルの冷水帰り温度を解く。そして、式(5-2)或いは式(5-3)により、mode 1 での ACB のコイル冷却能力を計算することができる。

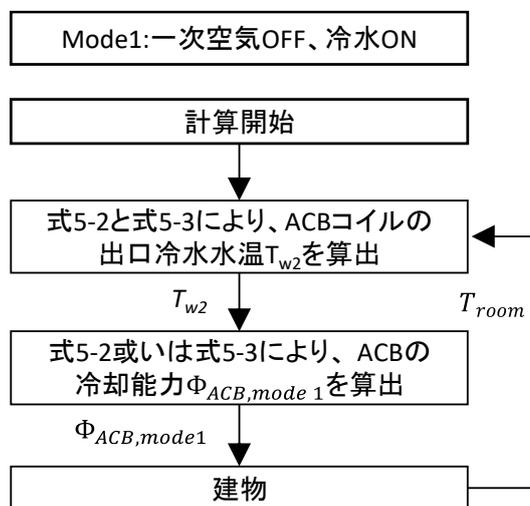


図 5-11 ACB の運転 mode 1 のモデル化の流れ

$$\Phi_{ACB,mode 1} = C_w * q_w(T_{w2}-T_{w1}) \quad (5-2)$$

$$\Phi_{ACB,mode 1} = K_1 * A(T_{room} - \frac{T_{w1} + T_{w2}}{2}) \quad (5-3)$$

ここで、

$\Phi_{ACB,mode 1}$: ACB 運転 mode 1 におけるコイル冷却能力 [W]

C_w : 水の定圧比熱 4181 [J/kg・K]

q_w : ACB のコイル定格冷水質量流量 [kg/s]

T_{w1} : コイル冷水送り温度 [K]

T_{w2} : コイル冷水帰り温度 [K]

T_{room} : 室内の空気温度 [K]

K_1 : ACB の運転 mode 1 におけるコイルの有効対流熱伝達率 [W/m²・K]

A : コイルの有効熱交換面積 [m²]

一次空気 ON、冷水 ON の mode 2 と一次空気 ON、冷水 OFF の mode 3 では、室内の空気がノズルによる負圧によって ACB のコイルへ誘引され、ACB 内のコイルにて熱交換を行い、ノズルからの一次空気と混合して室内へ冷熱を供給する。その特徴により、mode 2 と mode 3 における ACB のコイル冷却能力は一次空気による誘引空気量、送り帰り冷水温度等によって決まっている。本研究では、ACB の運転 mode 2 と mode 3 におけるコイルの冷却能力の計算式の作成は ACB のメーカー技術資料^[5-9]のカタログ値を用い、回帰分析で行う。

ACB の運転 mode 2 と mode 3 におけるコイル冷却能力の計算式を式(5-4)~式(5-7)で表現する。関係係数である A1~A3、B1~B3 は図 5-12~図 5-14 (ノズル直径 $\Phi=6$ [mm] の場合) に示すような回帰分析により推定された。A1~A3、B1~B3 の値を表 5-2 に示す。

表 5-2 ACB の mode 2 と mode 3 の冷却能力計算式の関係係数

A1	15347.00	A2	-3.66	A3	-0.10
B1	94.96	B2	1.22	B3	0

$$\Phi_{ACB,mode 2,3} = Q_{bk} * \varphi_0 * \varphi_1 \quad (5-4)$$

$$Q_{bk} = (A1q_n + B1) \quad (5-5)$$

$$\varphi_0 = (A2q_n + B2) \quad (5-6)$$

$$\varphi_1 = A3(T_{wt} - T_{r1}) + B3 \quad (5-7)$$

ここで、

$\Phi_{ACB,mode 2,3}$: ACB 運転 mode 2、mode 3 におけるコイル冷却能力 [W]

Q_{bk} : ACB のコイルの基本冷却能力 [W]

φ_0 : ACB への一次空気流量、ACB ノズル直径に関わる修正係数

- ϕ_1 : ACB への冷水温度と誘引空気温度の差に関わる修正係数
- q_n : ACB への一次空気体積流量 [m³/s]
- T_{w_t} : 時刻 t [s]におけるコイル内の水温度 [K] (冷水が流す場合は送り帰り温度の算術平均値を用いる)
- T_{r1} : ACB のコイルの入口での誘引空気温度[°C]
- A1、B1 : 一次空気流量と ACB の基本冷却能力との関係係数
- A2、B2 : 一次空気流量と修正係数 ϕ_0 との関係係数
- A3、B3 : (平均冷却水温度-誘引空気温度)と修正係数 ϕ_1 との関係係数

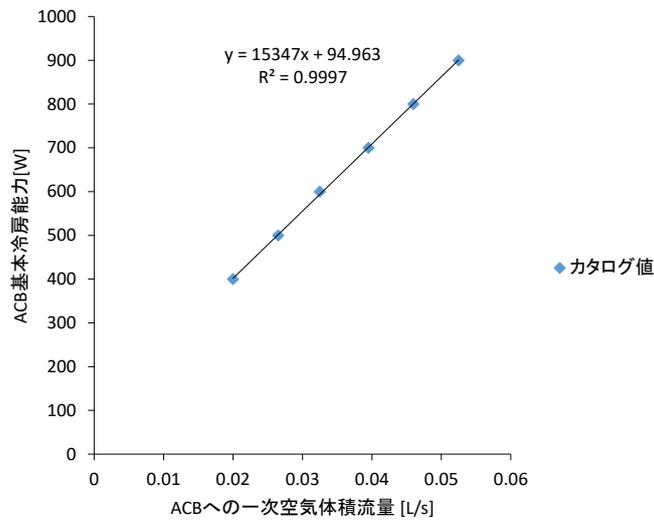


図 5-12 一次空気流量と ACB の基本冷却能力との関係

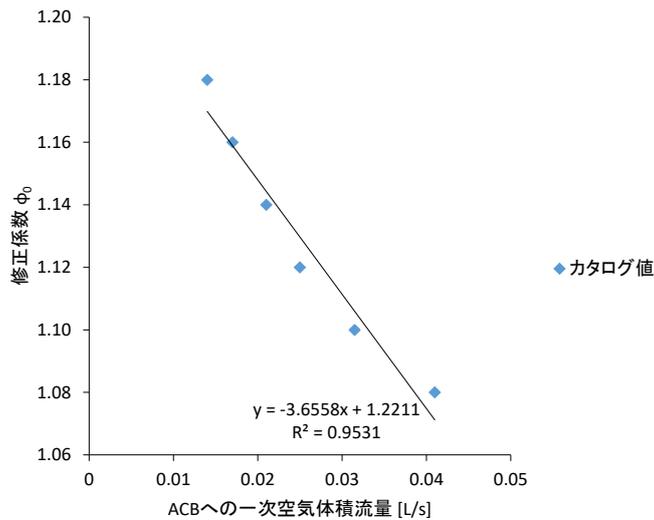


図 5-13 一次空気流量と修正係数 ϕ_0 との関係係数

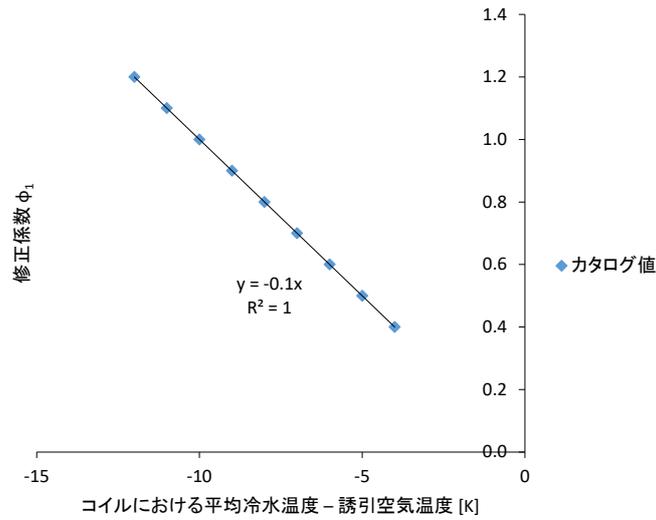


図 5-14 (平均冷却水温度-誘引空気温度)と修正係数 ϕ_1 との関係

ACB の運転 mode 2 と mode3 のモデル化の流れは図 5-15 に示すように行う。室温、もしくはセンシング温度によって ACB へ冷水を切替え、ACB の運転モードは mode 2 と mode 3 との間に切替える。Mode 2 の場合は、まず式(5-8)と式(5-9)を連立して冷水帰り温度 T_{w2} を解き、mode 2 でのコイル冷却能力を算出する。そして、算出したコイルの冷却能力を用い、式 5-10 により、コイルの出口での誘引空気温度を計算する。コイルに冷やされた誘引空気とノズルからの一次空気が混合するため、式(5-14)と式(5-15)を用いて ACB の吹き出し温湿度を計算することができる。最後、計算した吹き出し風量と温湿度を建物に導入する。冷水が流れない mode 3 では、ACB のコイルの冷水温度の変化は式(5-17)によって支配される。そのため、mode 2 のモデル化の流れと違う点は、まず切替直前のモード、すなわち、mode 2 (或いは mode 1) の冷水算術平均温度を用い、式(5-16)によりコイル冷却能力を算出すること。その後の時間 step 毎にコイルの冷水温度を式(5-17)で計算することである。他のモデル化の流れは mode 2 の流れと同じである。

$$\Phi_{ACB,mode 2} = (A1q_n + B1) \cdot (A2q_n + B2) \cdot (A3 \left(\frac{T_{w1} + T_{w2}}{2} - T_{r1} \right) + B3) \quad (5-8)$$

$$\Phi_{ACB,mode 2} = C_w \cdot q_w(T_{w2} - T_{w1}) \quad (5-9)$$

$$T_{r2} = \frac{T_{r1} - \Phi_{ACB,mode 2,3}}{q_r \cdot \rho_{air} \cdot (C_{air} + C_v \cdot x_{r1})} \quad (5-10)$$

$$q_r = \mu \cdot q_n \quad (5-11)$$

$$M_{ACB} = \rho_{air}(q_n + q_r) \quad (5-12)$$

$$k_n = \frac{q_n}{q_n + q_r} \quad (5-13)$$

$$x_{ACB} = k_n \cdot x_n + (1 - k_n)x_{r2} \quad (5-14)$$

$$T_{ACB} = \frac{k_n \cdot T_n(C_{air} + C_v \cdot x_n) + (1 - k_n)T_{r2}(C_{air} + C_v \cdot x_{r2})}{C_{air} + C_v \cdot x_{ACB}} \quad (5-15)$$

$$\Phi_{ACB,mode 3} = (A1q_n + B1) \cdot (A2q_n + B2) \cdot (A3(T_{w_t} - T_{r1}) + B3) \quad (5-16)$$

$$\Phi_{ACB,mode 3} = W \cdot C_w \frac{dT_w}{dt} \quad (5-17)$$

ここで、

$\Phi_{ACB,mode 2}$: ACB 運転 mode 2 におけるコイル冷却能力 [W]

$\Phi_{ACB,mode 3}$: ACB 運転 mode 3 におけるコイル冷却能力 [W]

q_n : ACB への一次空気体積流量 [m³/s]

q_w : ACB のコイル定格冷水質量流量 [kg/s]

q_r : ACB への誘引空気体積流量 [m³/s]

T_{r2} : ACB のコイルの出口での誘引空気温度 [K]

T_n : ACB の一次空気の温度 [K]

T_w : コイル内の水温度 [K]

T_{w_t} : 時刻 t [s]におけるコイル内の水温度 [K]

T_{w1} : コイル冷水送り温度 [K]

T_{w2} : コイル冷水帰り温度 [K]

T_{r1} : ACB のコイルの入口での誘引空気温度 (室内の空気温度を用いる) [K]

x_{ACB} : ACB からの吹出し空気の絶対湿度 [kg/kg⁰]

x_n : ACB への一次空気の絶対湿度 [kg/kg⁰]

x_{r1} : ACB コイルの入口での誘引空気の絶対湿度 (室内の空気湿度を用いる) [kg/kg⁰]

x_{r2} : ACB コイルの出口での誘引空気の絶対湿度 [kg/kg⁰]

W : コイル内の水の重量 [kg]

ρ_{air} : 空気密度 [kg/m³]

C_w : 水の定圧比熱 4181 [J/kg · K]

C_{air} : 乾き空気の定圧比熱 1006 [J/kg · k]

C_v : 水蒸気の定圧比熱 1846 [J/kg · k]

μ : ACB で一次空気と誘引空気の割合[-]

k_n : ACB 一次空気の質量分率

A1、B1 : 一次空気流量と ACB の基本冷却能力との関係係数

A2、B2 : 一次空気流量と修正係数 ϕ_0 との関係係数

A3、B3 : (平均冷却水温度-誘引空気温度)と修正係数 ϕ_1 との関係係数

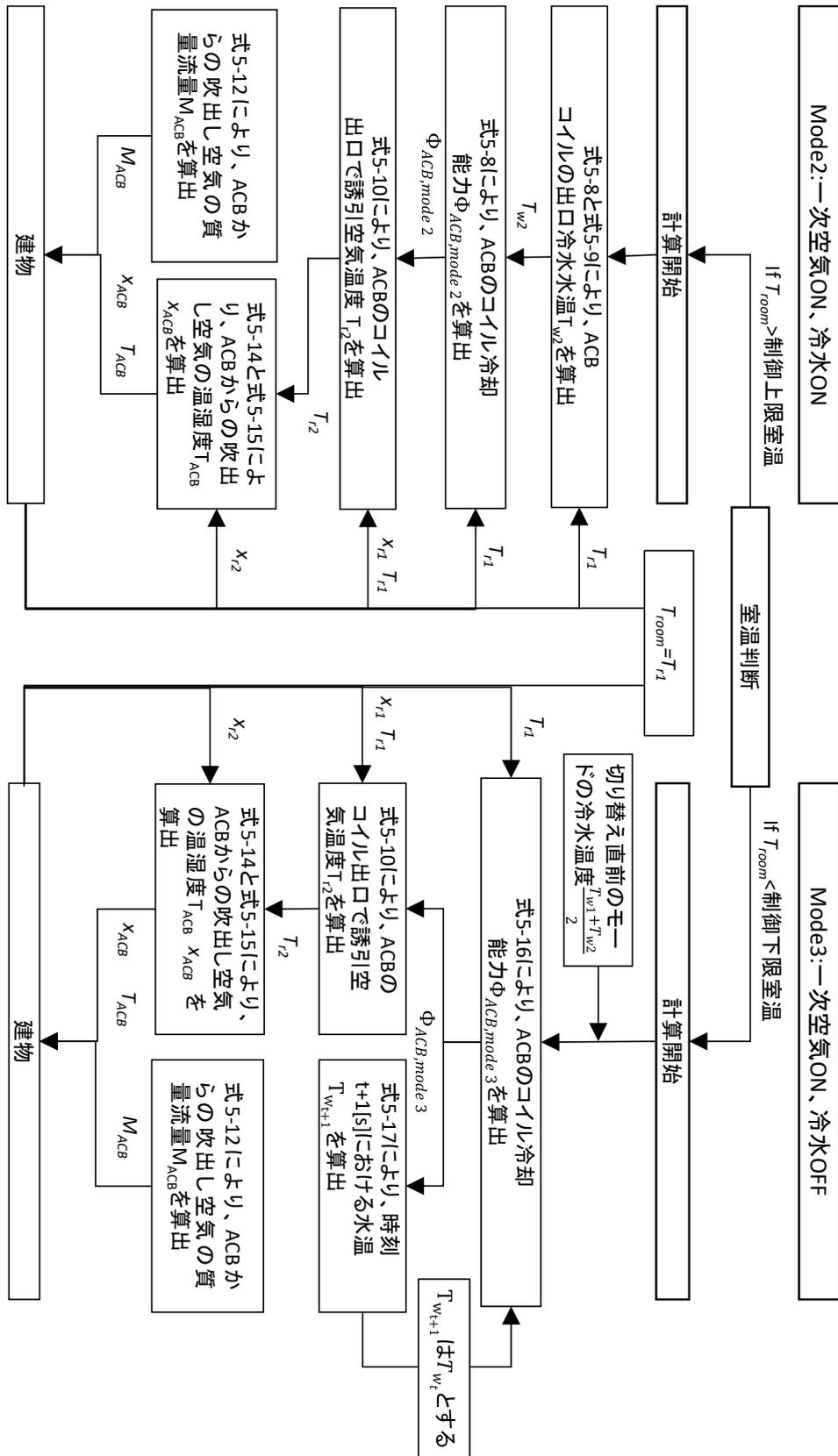


図 5-15 ACB の運転 mode 2 と mode 3 のモデル化の流れ

一次空気 OFF、冷水 OFF の mode 4 では、ACB のコイル内の水が動かなく、自然対流で室内の空気と熱授受を行い、室内へ冷熱を供給する。コイル冷却能力は式(5-18)と式(5-19)で表現することができる。モデル化の流れは、図 5-16 に示すように行う。まず切り替え直前のモードの冷水温度を用い、式(5-18)によりコイルの冷却能力計算し、建物に導入する。ただし、次の時間 step では、式(5-19)により変化している水温度を解き、式(5-18)に導入してコイルの冷却能力を計算する。

$$\Phi_{ACB,mode 4} = K_4 * A(T_{room} - T_{w_t}) \quad (5-18)$$

$$\Phi_{ACB,mode 4} = W \cdot C_w \frac{dT_w}{dt} \quad (5-19)$$

ここで、

$\Phi_{ACB,mode 4}$: ACB 運転 mode 1 におけるコイル冷却能力 [W]

W : コイル内の水の重量 [kg]

C_w : 水の定圧比熱 4181 [J/kg · K]

T_w : コイル内の水温度 [K]

T_{w_t} : 時刻 t [s]におけるコイル内の水温度 [K]

T_{room} : 室内の空気温度 [K]

K_4 : ACB の運転 mode 4 におけるコイルの有効対流熱伝達率 [W/m² · K]

A : コイルの有効熱交換面積 [m²]

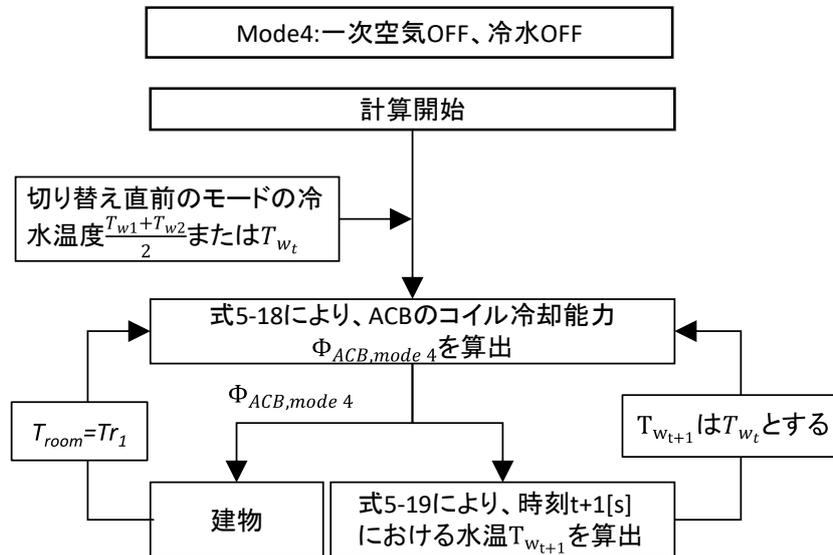


図 5-16 ACB の運転 mode 4 のモデル化の流れ

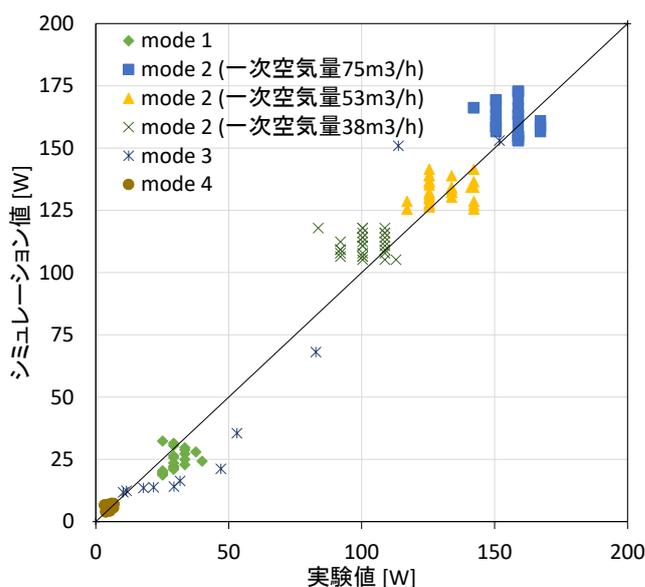


図 5-17 ACB コイル冷却能力の実験結果とシミュレーション結果の比較

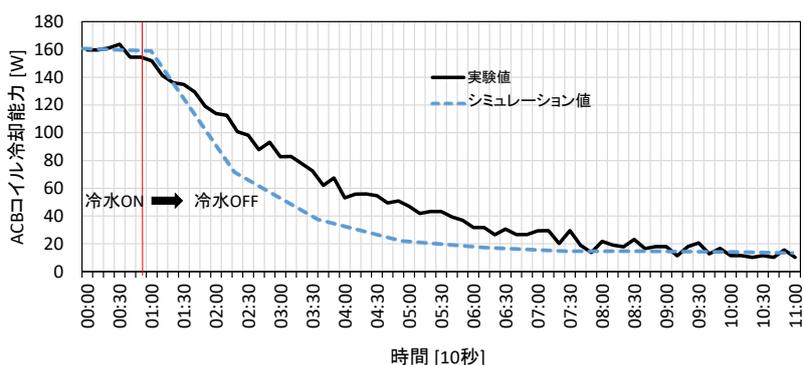


図 5-18 ACB への冷水 ON から冷水 OFF までのコイル冷却能力の変動の実験結果とシミュレーション結果の比較

モデル化した ACB を使い、シミュレーションを行った ACB コイルの冷却能力を検証するために、チャンバー実験を行った（大成建設技術センターのチャンバー実験室にて）。その結果、各運転モードにおける ACB のコイル冷却能力のシミュレーション値は実験結果とよく対応している（図 5-17）。そのうち、実験結果による mode1 と mode4 の平均コイルの有効対流熱伝達率は $K1=41.68 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 、 $K4=5.7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ である。K1 と K4 の値を後述のシミュレーション実例の境界条件として用いる。また、1 分の時間解像で計算した ACB への冷水 ON から冷水 OFF までのコイル冷却能力の変動の実験結果とシミュレーション結果の比較を図 5-18 に示す。シミュレーション結果の ACB コイル冷却能力の変動は実験によって測定された ACB コイル冷却能力の変動と対応した（実験データのサンプリング時間解像は 10 秒である）。前述の第 2 章で、シミュレーションにおける負荷側と空調側に関する時

間解像の設定を述べた。ACB への冷水 ON から冷水 OFF までのコイル冷却能力の変動を観察したことにより、空調機器の性能及び制御を解析する場合、1 分の時間解像と設定することで、シミュレーション結果の性能変動とそれに影響する制御変化は実験結果との対応が得られた。

5.3.3 ドライファンコイルユニット(DFCU)のモデル化

本研究では、ペリメータ負荷を無視することで、室内の温熱環境を把握するために、DFCU がペリメータ負荷（外皮負荷）を理想的に処理するものとして、外皮負荷（東、南、西、北壁面と窓の貫流熱の合計）と等しい熱処理量を DFCU の冷房能力とした。DFCU のモデル化は図 5-20 に示すように簡易に行った。朝予冷をする時に、DFCU は発停制御によって real-time 外皮貫流負荷に対応する熱処理量を建物に導入する。在室者がいる時、DFCU は発停制御無或いは発停制御有によってペリメータ負荷を時間遅れなく処理する。

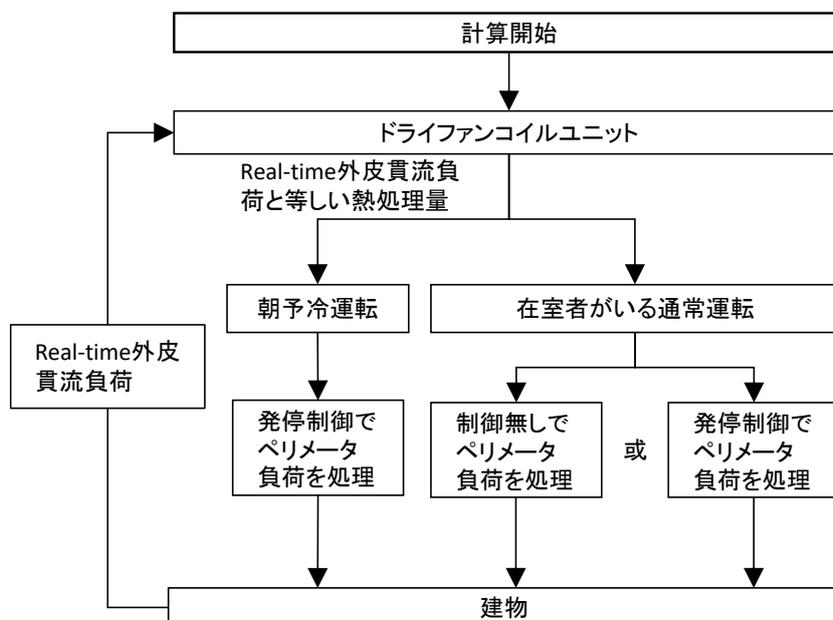


図 5-20 ACB の運転 mode 4 のモデル化の流れ

5.4 什器蓄熱のモデル化

室内においては、建物の躯体だけではなく、室内に存在している家具類の什器も室内の空気に吸熱したり放熱したりして熱授受を行い、蓄熱になる（図 5-21）。什器による蓄熱は什器表面温度に影響を与え、什器に近づく人体への対流熱、特に放射熱に影響することが軽視できない。また、什器の吸放熱により室内の空気性状も無視できない。そのため、ビルディング執務室における什器蓄熱をモデル化する必要がある。本研究では、什器内部に温度分布がない¹⁵⁻⁹¹と仮定して什器蓄熱のモデル化を行う。そうすると、什器と周囲空気との熱授受を式(5-20)と式(5-21)で表現することができる。モデル化の流れは図 5-18 に示すように行う。まずは什器表面の初期温度を付加させ、式(5-22)により什器の吸熱量を算出し、建物に導入する。そして、式(5-21)により次の時間 Step の什器表面温度を計算する。

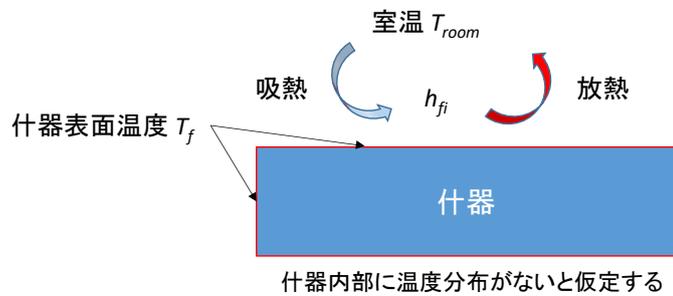


図 5-21 什器と室内空気との熱授受

$$Q_{g,s} = h_{fi} \cdot A \cdot (T_{room_t} - T_{f_t}) \quad (5-20)$$

$$m_f \cdot c_f \frac{dT_{f_t}}{dt} = h_{fi} \cdot A \cdot (T_{room_t} - T_{f_t}) \quad (5-21)$$

ここで、

$Q_{g,s}$: 什器の吸熱量 [kJ/s]

h_{fi} : 什器の総合熱伝達率 [kJ/(s · m² · K)]

A : 什器の表面積 [m²]

T_{room_t} : 室温 [K]

T_{f_t} : 什器の表面温度 [K]

m_f : 什器の質量 [kg]

c_f : 什器の比熱 [kJ/kg · k]

t : 時間 [s]

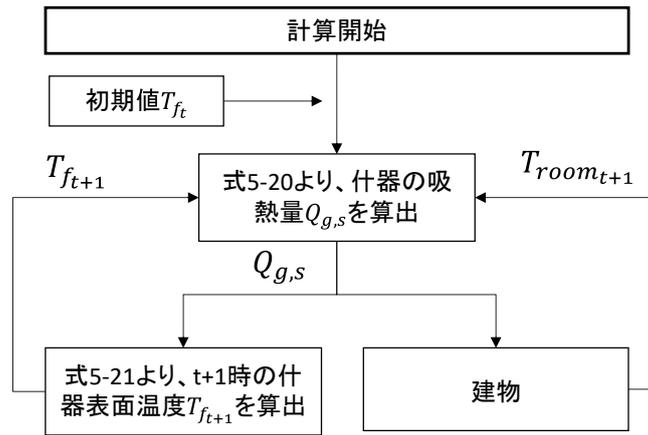


図 5-22 什器蓄熱のモデル化の流れ

5.5 まとめ

本章では、省エネルギーと温熱快適性を極限まで追求した液冷空調システムに対し、実験や技術資料により、液冷空調システムにおける各空調機器の性能及びそれに対応する発停制御や容量制御をモデル化した。これにより、空調機器の性能や細かい制御のシミュレーションの達成を期待する。

具体的に、まず潜熱分離空調システム特徴を持つ内部発熱直接処理型空調システムとする液冷空調システムの特徴や構成等を紹介した。その上で、液冷空調システムを構成する液冷熱回収ユニット (HRU)、放射パーティション (RP)、アクティブチルドビーム (ACB)、ドライファンコイルユニット (DFCU) を別にモデル化した。

HRU と RP のモデル化は、HRU と RP の通水の有無による組合せを考慮し、単体 HRU と RP のチャンバー性能実験結果による感度式で、HRU と RP の性能をモデル化した。

ACB のモデル化は、メーカーの技術資料を用い、コイル冷水温度、通水状況と一次空気の吹出の有無 (ON/OFF) による四つの運転モードをモデル化した。モデル化した ACB を用い、シミュレーションを行った ACB コイルの冷却能力を検証するために、チャンバー実験を行った。その結果、各運転モードにおける ACB のコイル冷却能力のシミュレーション値は実験結果とよく対応している。また、1 分の時間解像で解析した ACB への冷水 ON から冷水 OFF までのコイル冷却能力の変動は 10 秒でサンプリングした実験結果と対応したことが得られ、空調機器の性能及び制御を解析するための時間解像は短くする必要性を確認した。

DFCU のモデル化は、DFCU がペリメータ負荷 (外皮負荷) を理想的に処理するものとして、外皮負荷 (東、南、西、北壁面と窓の貫流熱の合計) と等しい熱処理量を DFCU の冷房能力とした簡易モデルを作った。

なお、室内における家具類の什器も室内の空気に吸熱したり放熱したりして熱授受を行い、蓄熱になると考え、什器内部に温度分布がないと仮定して什器蓄熱のモデル化を行った。

第5章の参考文献

- [5-1] 松縄堅, 湯澤秀樹, 杉原義文, 森川泰成, 河野仁志, 小金井真, 加藤信介, 近藤武士, 林立也, 関根賢太郎, 岩本静男, 樋山恭助: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第1報) 液冷空調システム導入の必要性、および開発課題, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 17-20, 2013
- [5-2] 関根賢太郎, 佐藤大樹, 森川泰成, 加藤信介: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第20報) インテグレーション試験による液冷熱回収ユニットの性能検証, pp. 229-232, 2015
- [5-3] 佐藤大樹, 関根賢太郎, 森川泰成, 加藤信介: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第21報) インテグレーション試験による室内温熱環境評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 233-236, 2015
- [5-4] 黄孝根, 王立, 関根賢太郎, 佐藤大樹, 森川泰成, 加藤信介: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第22報) サーマルマネキンを用いた液冷熱回収装置が人体に及ぼす熱的影響, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 237-240, 2015
- [5-5] 杉原義文, 湯澤秀樹, 近藤武士, 松縄堅: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第11報) 液冷空調システムの構成と省エネルギー効果, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 121-124, 2014
- [5-6] 関根賢太郎, 森川泰成, 佐藤大樹, 黄孝根, 松縄堅, 加藤信介: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第13報) 液冷熱回収ユニットおよびワークスペースの開発, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 129-132, 2014
- [5-7] 黄孝根, 加藤信介, 王立, 関根賢太郎: 液冷空調システムにおける液冷熱回収装置の熱回収性能, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 環境工学 II, pp. 207-208, 2015
- [5-8] Guangyu Cao, Markku Sivukari, Jarek Kurnitski, Mika Ruponen, Olli Seppanen: Particle Image Velocimetry (PIV) application in the measurement of indoor air distribution by an active chilled beam, *Building and Environment*, pp. 1932-1940, 2010
- [5-9] Krantz Komponenten: Applied system solution(Active chilled beam DK-LIG/Z & DK-LIF/E) (技術資料), pp. 5-6, 2003.5
- [5-9] 熊田瑤子ら: 建築蓄熱解析における什器の伝熱モデルに関する検討と適用例, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.977-978, 2008.8.

第6章

省エネルギーと温熱快適性を極限まで追求したオフィス空調におけるエネルギー使用と空気質の検討

6.1 概要

本章では、全体像シミュレーション手法の有用性を明らかにすることを目的とし、省エネルギーと温熱快適性を極限まで追求した液冷空調システムを採用する一室のオフィスを想定することで、ケーススタディの実例を挙げる。はじめに、シミュレーションの対象オフィスの概要、異なる必要換気量の下、違うセンサー位置と発停制御幅による解析ケースの設定を説明する。そして、全冷房期間における在室者全員の PMV の分布性状、在室者の座席周辺での VOC 濃度と臭いによる不快感率の分布性状を観察し、異なる発停制御と容量制御の下での期間エネルギー使用、各個人及び全体の PMV、空気質の頻度分布と累積確率密度を検討する。これにより、液冷空調システムを採用するオフィスにおいて、健康で快適且つエネルギー効率の高い空調方式を考察し、本提案手法の有効性を確認する。

6.2 シミュレーションの対象オフィスの概要

文献^[6-1]で提案された ZEB 化を図るための事務所ビルディングは、地上 6 階、階高 4 m、天井高 2.6 m、延床面積 3525.12 m² の RC 造の建物であり、断面図を図 6-1 に示す。南側にコア、北側に開口を持つ基準階平面図を図 6-2 に示す。本研究では、その基準階の執務室(長さ×奥行×高さ=28.8 m×14.4 m×2.6 m)に液冷空調システムを導入しているものを想定し、シミュレーションの対象オフィスルームとした。諸条件は基本的に表 1 と図 6-3 のように定める。室内において、満席の場合は在室者が 84 人(人員密度は 0.2 人/m²)、在室率 70%の場合は在室者が 58 人(人員密度は 0.14 人/m²)、在室率 50%の場合は在室者が 42 人(人員密度は 0.1 人/m²)と設定する。満席の時の在室者に応じてデスクトップパソコンとノートパソコンを各 42 台(HRU を取付ける)でデスク上に設置している。1 デスクあたりに 6 人が座席しており、合計 14 台のデスクとなっている。天井に 128 台の照明器具(HRU を取付ける)と 56 台の ACB、北ペリメーターゾーンの天井に 8 台の DFCU、デスクに 42 枚の RP(一枚当たり両側パネルより熱回収する)を設置している。CFD 解析時のメッシュ数を削減するため、座席状態である人体を表面積と周壁との形態係数を考慮した直方体でモデル化した。また、室内での機器の稼働状態は、一日中の在室率の変化に伴って変動することと考える。

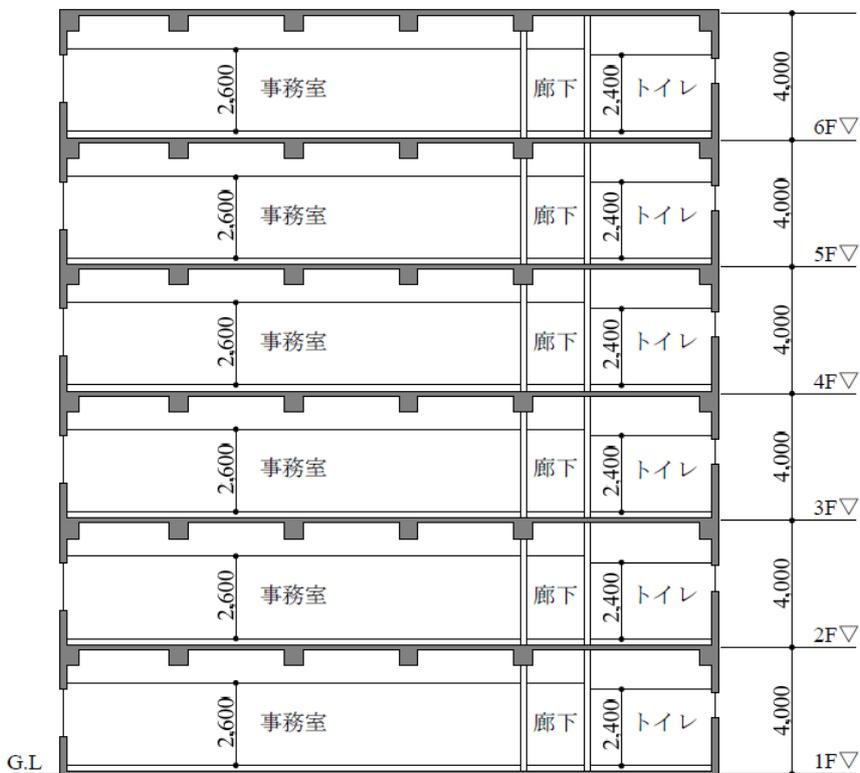


図 6-1 シミュレーション対象建物の断面図^[6-1]

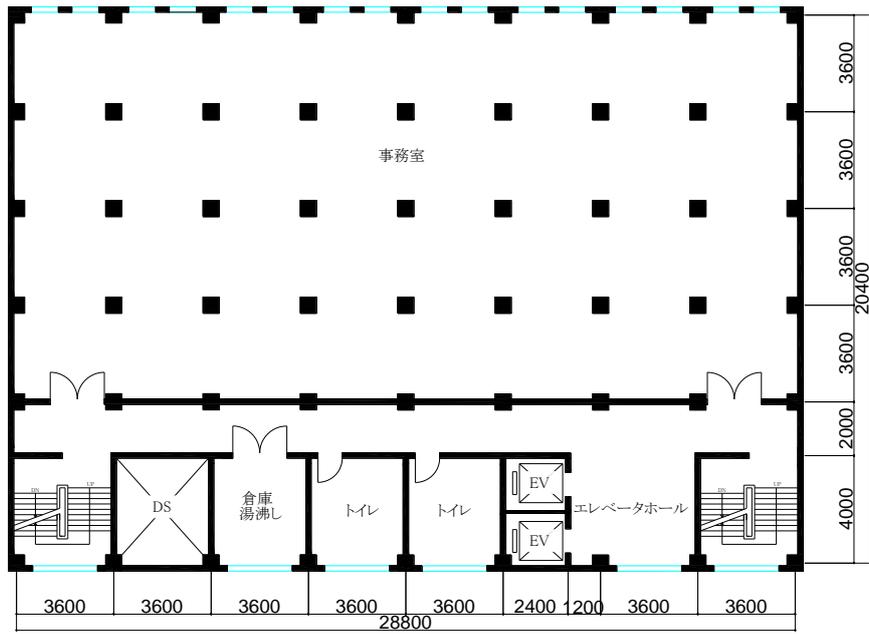
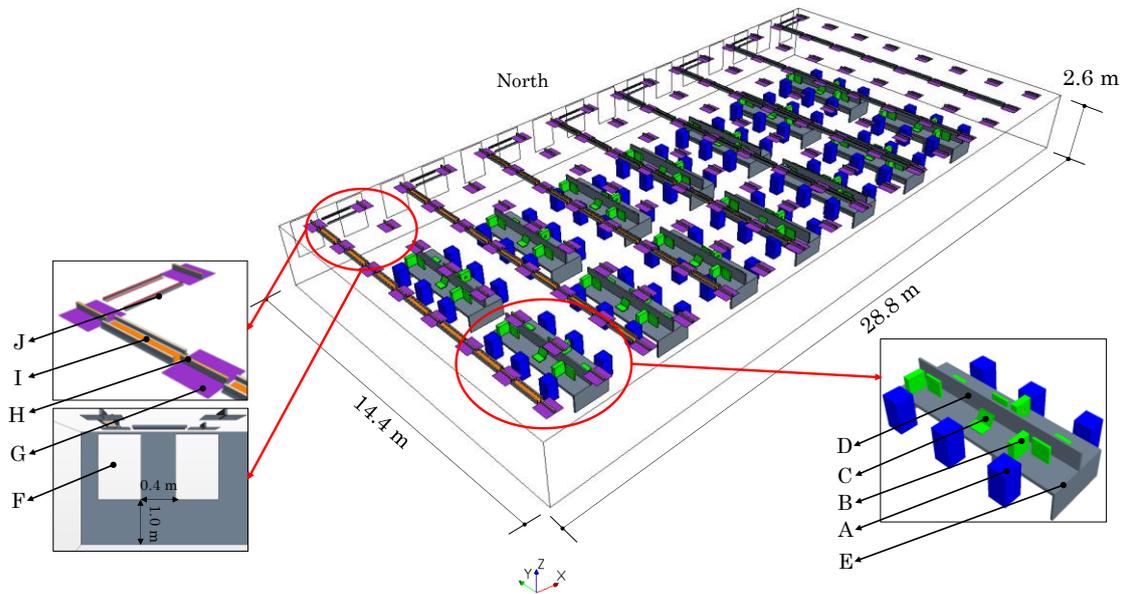


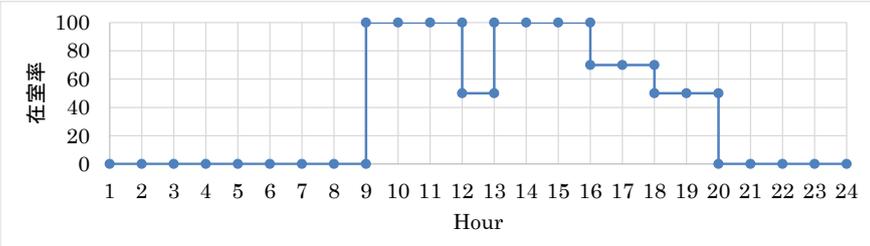
図 6-2 解析対象建物の基準階平面図^[6-1]



- | | | | | |
|-----------|------------------------------------|--------------------------------|--------------------|--------------|
| A: 人体 84人 | B: Desktop PC 42台
(液冷熱回収ユニット付き) | C: Laptop 42台
(液冷熱回収ユニット付き) | D: 放射パティション 42枚 | E: デスク 14台 |
| F: 窓 16枚 | G: 照明器具 128台
(液冷熱回収ユニット付き) | H: リータン口 128枚 | I: アクティブチルトビーム 56台 | J: ドライFCU 8台 |

図 6-3 基準階の執務室

表 6-1 標準階の執務室の諸条件

対象室	所在地：東京 寸法：長さ×奥行×高さ=28.8 m×14.4 m×2.6 m、床面積=414.72 m ² コアゾーン（廊下等、空調無）：長さ×奥行×高さ=28.8 m×6 m×2.6 m、床面積=172.8 m ²
壁面条件	外壁：K=0.815 W/(m ² ·K) 内壁：K=2.952 W/(m ² ·K) 開口部：K=0.6 W/(m ² ·K)、日射遮蔽係 Sc=0.228、窓面積=16 枚×1.5 m ² /枚（北側）、開口率 20.8% 天井・床：断熱、隙間風考慮なし
空調システム	アクティブチルドービム(ACB)（2方向吹出し型）：56 台 液冷熱回収ユニット(HRU)：照明器具とパソコンに 1 台ずつ取付け パーティション型放射パネル(RP)：42 枚 ドライファンコイルユニット(DFCU)：8 台
在室率（平日のみ）	 <p>満席の時 84 人 (0.2 人/m²)、在室率 70%の時 58 人 (0.14 人/m²)、在室率 50%の時 42 人 (0.1 人/m²)</p>
内部発熱負荷	人体顕熱：72 W/人 × 人数 照明：48W/台 × 128 台 ノートパソコン：38.3 W/台× (人数÷2) デスクトップパソコン：95.4 W/台× (人数÷2)

6.3 シミュレーションケースと境界条件の検討

6.3.1 評価指標とそれに対応する計算のパラメータ

表 6-2 室内の熱、汚染物質等の発生源と発生負荷

室内への熱負荷	人体顕熱：72 W/人 × 人数 照明：48W/台 × 128 台 ノートパソコン：38.3 W/台× (人数÷2) デスクトップパソコン：95.4 W/台× (人数÷2) 外壁の貫流熱と空調機器からの熱負荷はネットワークシミュレーションによる real-time 値			
ホルムアルデヒド (CH ₂ O)	放散速度：5x10 ⁻⁹ kg/(m ² ·h) 建材：厚さ 9.5mm の石膏ボード、面密度 8 kg/m ² 、CH ₂ O にたいする飽和吸着量は 0.027 μg _{voc} / kg _(PS) 、Langmuir 定数は 0.0038 1/(μg _{voc} /m ³) 汚染源：東壁 (37.44 m ²)、南壁 (74.88 m ²)、西壁 (37.44 m ²)、北壁 (50.88 m ²)、天井 (352.84 m ²)、床 (406.11 m ²)			
臭い		臭いの発生量		
		文献 ^{[6-3][6-4]} により	負荷低減 1	負荷低減 2
	人体	1 olf/人 × 人数	1 olf/人 × 人数	1 olf/人 × 人数
	東壁 (37.44 m ²)	4.12	3.28	1.64
	南壁 (74.88 m ²)	8.24	6.55	3.28
	西壁 (37.44 m ²)	4.12	3.28	1.64
	北壁 (50.88 m ²)	5.60	4.45	2.23
	天井 (352.84 m ²)	38.81	30.89	15.44
	床 (406.11 m ²)	162.44	35.55	17.77
	合計	223.33 + 1 olf/人 × 人数	84 + 1 olf/人 × 人数	42 + 1 olf/人 × 人数

注①：1人 30 m³/h の換気で室内絶対湿度が 2 g/kg 以上にならないため、潜熱負荷を無視する。

注②：臭いの吸着が考えられていない。

注③：日中人数の変化は表 6-1 に示す入室率を参照する。

室内の空気質を犠牲にすることなく、最大限の省エネルギー性と温熱快適性を実現する空調方式の検討は一次エネルギーの期間使用量の上で、時間変動的な室内温熱環境と空気質の分布性状によって行う。そのうち、温熱環境を、快適性指標である PMV で評価し、空気質を、揮発性有機化合物 (VOC) であるホルムアルデヒド(CH₂O)濃度 (建材の吸脱着効果を考慮する) と、室内臭い (olf 単位) 濃度の評価指標である Decipol によって算出された在

室者の不快感率で評価する。また、それぞれは期間的な頻度分布や累積確率密度で評価する。計算スケールは5月~10月を時間スケールとした。制御変化による空調機器の性能変動を正確に反映するために、ネットワークモデルの計算時間解像は1分と設定した。準定常の非定常計算CRI-ネットワークモデルを活用した全体像シミュレーション手法なので、CFDモデルの解析は定常で行う。

PMV算出用の6要素の内、代謝量は1.1 met、着衣量は0.5 cloに固定した。気流速度はCFD代表流れ場による各人体から0.2 mまでの範囲の領域の平均風速を用いる。相対湿度については、人体放湿と空調機の吹き出しからの湿気を考慮した室内湿気寄与率連成シミュレーションが複雑なため、また、1人30 m³/hの換気で室内絶対湿度が2 g/kg以上にならないため、潜熱負荷を無視して人体近傍の相対湿度が66%と仮定した。人体近傍の時々刻々の対流温度と平均放射温度(MRT)はCFD代表流れ場により算出した各熱源のCRI_c及び各人体のMRT感度とネットワークシミュレーションによる各熱源のreal-time熱流を組合せて計算する。

室内発生源や発生負荷の設定を表6-2に示す。室内への熱負荷について、外壁の貫流熱と空調機器からの熱負荷はネットワークシミュレーションによるreal-time値に伴う変化している。この以外の内部発熱負荷は表6-2に示すような値で、表6-1に示すような在室率によって変化して定常発生と仮定した。室内の空気汚染物質の放散源について、揮発性有機化合物の場合は、石膏ボードと仮定した床、壁、天井の建材をCH₂Oの放散源とした。CH₂Oの放散速度が改正建築基準法で規定されたF☆☆☆☆の上限放散速度5x10⁻⁹ kg/m²・hを用いる。多孔質材料である石膏ボードの吸脱着効果の解析はLangmuir吸着等温式で行う。ただし、飽和吸着量は0.027 μgvoc/kg(PS)、Langmuir定数は0.0038 l/(μgvoc/m³)とした。また、室内臭いの場合、人体、床、壁、天井を汚染源と仮定する。臭いの発生負荷の設定に関しては、WargochiとFangerら^{[6-3][6-4]}によって13年前に実態調査された値(最大223.33+84 olf)を用いるが、現在では、臭いの発生量が少ない建材が広幅使われている状況なので、表6-2に示すような負荷低減1(最大84+84 olf)及び負荷低減2(最大42+84 olf)と仮定した。

6.3.2 換気量の検討

多くの場合、必要換気量は室内の滞在者(居住者)の数または炭酸ガス濃度希釈に対応する制御が一般的であり、建材などから放散される室内汚染物質である化学物質や臭い等の発生量に対応するものではない。二酸化炭素(CO₂)は室内空気の汚染指標の一つとして重要であり、その許容濃度については長期滞在用で700 ppm、短期滞在用で1000ppmである。そのため、成人の静座、休憩時のCO₂発生量を15 リットル/(h・人)とし、ザイデル式(3-3)により、長期滞在用の必要換気量は37.5 m³/(h・人)、長期滞在用の必要換気量は21 m³/(h・人)

になる。前者の値は労働安全規則（厚生労働省令9条）に採用されているものであり、後者の値は建築基準法に採用されているものである。本シミュレーションでは、CO₂希釈のための必要換気量は30 m³/(h・人)と採用する^[6-5]。

また、CO₂を除いた室内汚染物質の低減の手段としては、換気量で除去する他に、空気清浄機器やフィルター、更にパッシブ吸着建材が有効となる。Wargochi と Fanger ら^{[6-3] [6-4]}は臭気を感じないための許容レベル基準となる不快感率を20%以下に抑えるために、換気量の25 m³/h以上が必要であることを示した。今回のシミュレーションでは、空気清浄機器やフィルターなどではなく、換気量のみ室内汚染物質の低減の手段として検討する。表6-2に示すような223.33+1 olf/人 × 人数の臭い発生量を用い、室内完全混合と仮定した臭いによる不快感率の定常計算結果を図6-4に示す。その結果、満席の時の臭いによる不快感率を10%以下に抑えるための換気量は216 m³/(h・人)以上が必要となる。

このように、今回では、換気量が30 m³/(h・人)、72 m³/(h・人)、108 m³/(h・人)、144 m³/(h・人)、180 m³/(h・人)、216 m³/(h・人)の場合のPMV、空気質、エネルギー期間使用を検討する。

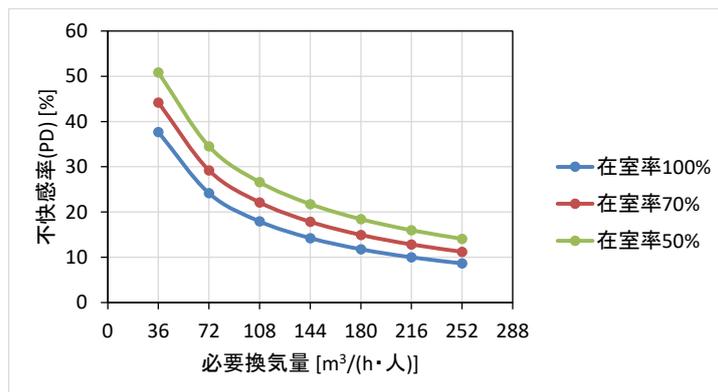


図6-4 必要換気量と臭いによる不快感率との関係

6.3.3 在室者の分布

オフィスルームにおいて、空調システムの制御と運転スケジュールの制定は室内の熱や汚染物質等のソースとシンク点の分布変化に従って行う。エネルギーの投入や室内環境の分布性状もそれによる影響を受ける。現実には、大きくオフィスルームにおいて異なる部門の業者が混ざって座席していることと、同じの部門の業者が同じの区域に集中して座席していることは一般である。本研究では、満席の時の在室者の分布を図6-5に示す。ただし、一部分の業者が会議や出張等のために不在する場合は、不在者均一分布（不集中分布）と不均一分布（集中分布）が空調機器の発停制御と運転スケジュールに大きく影響を与えると考えることで、日中に在室率が100%、70%、50%で変化することにより、図6-6~図6-9に示すように室内の在室者の分布と設定した。

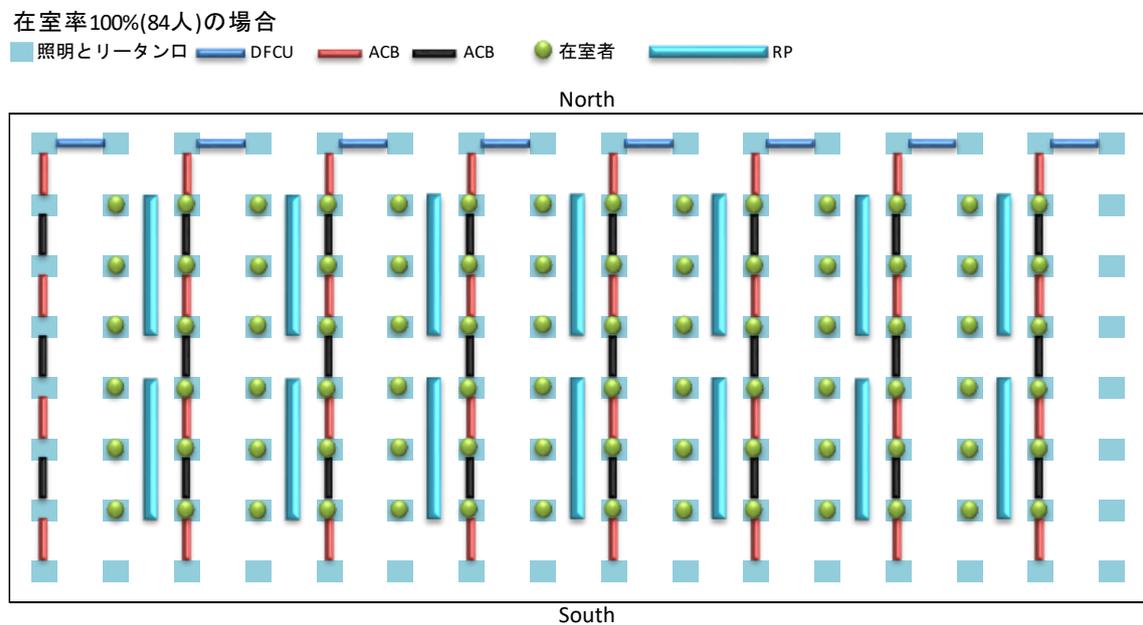


図6-5 在室率100%（84人）の場合の在室者位置分布

在室率70%(58人)、不在者は均一（不集中）に分布の場合

■ 照明とリータン口 ■ DFCU ■ ACB ■ ACB ● 在室者 ■ RP

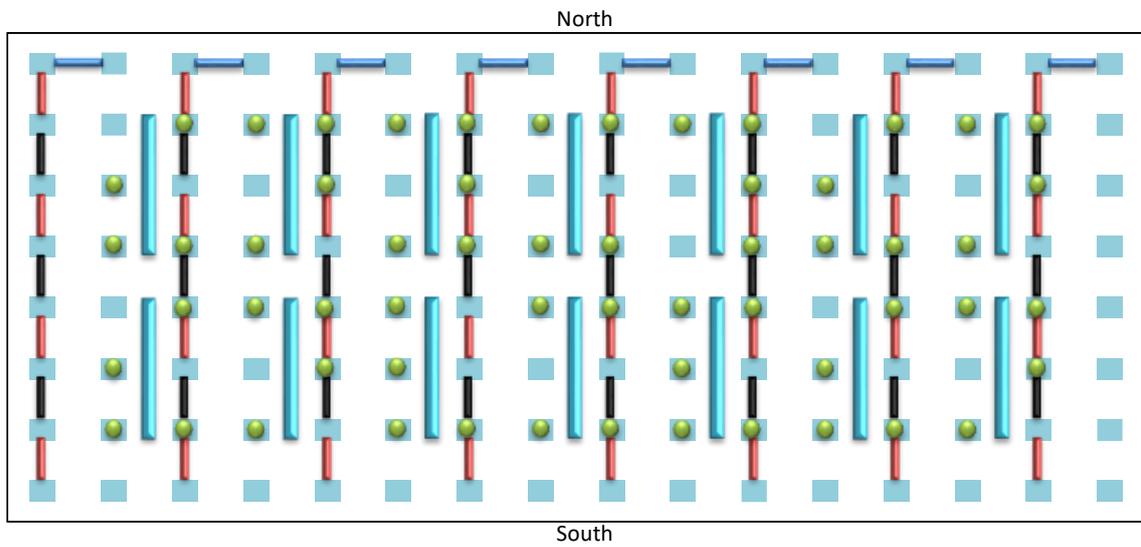


図 6-6 在室率 70% (58 人) の場合の在室者位置分布 (不在者均一分布)

在室率50%(42人)、不在者は均一（不集中）に分布の場合

■ 照明とリータン口 ■ DFCU ■ ACB ■ ACB ● 在室者 ■ RP

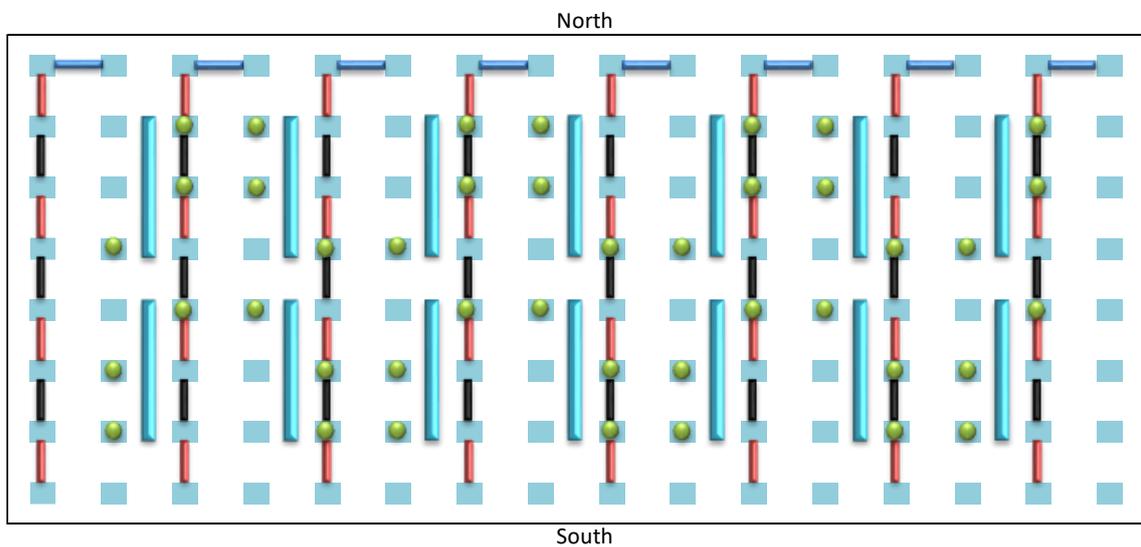


図 6-7 在室率 50% (42 人) の場合の在室者位置分布 (不在者均一分布)

在室率70%(58人)、不在者は不均一（集中）に分布の場合

■ 照明とリータン口 ■ DFCU ■ ACB ■ ACB ● 在室者 ■ RP

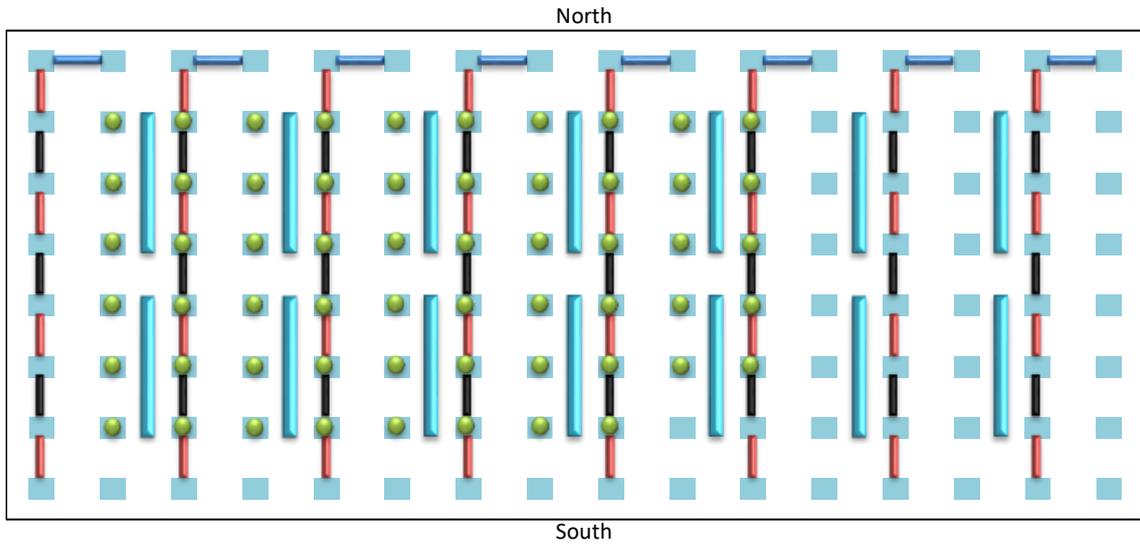


図 6-8 在室率 70% (58 人) の場合の在室者位置分布 (不在者不均一分布)

在室率50%(42人)、不在者は不均一（集中）に分布の場合

■ 照明とリータン口 ■ DFCU ■ ACB ■ ACB ● 在室者 ■ RP

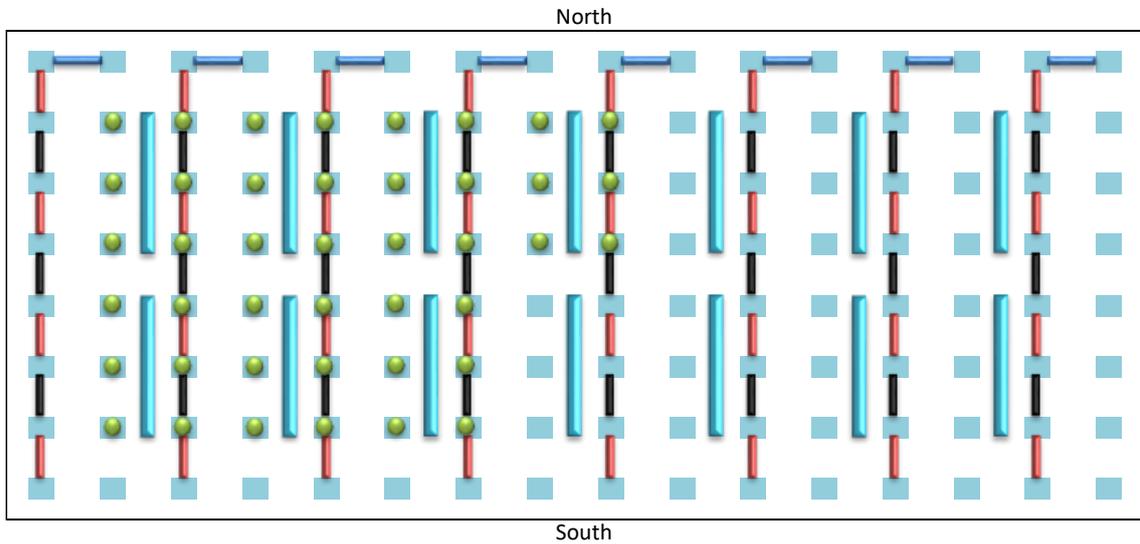


図 6-9 在室率 50% (42 人) の場合の在室者位置分布 (不在者不均一分布)

6.3.4 空調機器の発停制御とセンサー位置の設定

図 6-9 に示すように、アクティブチルドビーム（Active Chilled Beam : ACB）、パーティション型放射パネル（Radiation Partition : RP）、液冷熱回収ユニット（Liquid Cooling - Heat Recovery Unit : HRU）、ドライファンコイルユニット（Dry Fan Coil Unit : DFCU）で構成した液冷空調システムにおいては、違う負荷処理の対象と制御用のシグナルに対する各空調機器の発停制御と運転スケジュールが異なる。機器発熱を処理する HRU の発停は発熱機器の稼働状態によって行う。作業デスクの真ん中に設置されている RP の発停は在室者の座席状態によって行う。ACB と DFCU は空気を冷媒としてペリメータ負荷と人体の発熱負荷を処理するため、それらの発停はセンシング点における空気温度差を条件とした簡易な発停制御によって行う。空調機器の発停制御の設定を表 6-3 に示す。

複数の空調機器が存在している広いオフィスルームにおいて、空調機器がグルピングされ、スパン毎に発停制御を行うことが多い。本シミュレーションの例においては、414m²の程度のオフィスルームに 56 台の ACB と 8 台の DFCU がある。図 6-10 に示すように 56 台の ACB を四つのグループ、DFCU を一つのグループに分ける。そのうち、黒い凡例で示す ACB が換気量を 108 m³/(h・人)以上にする時のみ稼働される。

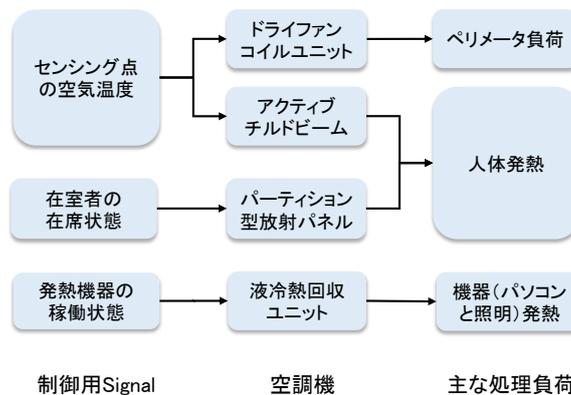


図 6-9 液冷空調システムでの各種空調機器に対応する処理負荷と制御用シグナルの設定

表 6-3 空調機器の発停制御の設定

HRU	取付ける発熱機器の稼働状態に応じる
RP	在室者数に応じる
ACB (朝予冷と夜運転無)	朝予冷：冷水のみ ON 夜運転無：冷水 OFF
ACB (通常運転)	センシング温度 > 制御上限室温：冷水 ON センシング温度 < 制御下限室温：冷水 OFF
DFCU (朝予冷)	センシング温度 > 制御上限室温：ON センシング温度 < 制御下限室温：OFF
DFCU (通常運転)	発停制御無しで、外皮負荷を処理
外気冷房	外気冷房無の時 ACB への一次空気温湿度：空調設定温湿度 外気冷房の時 ACB への冷水 OFF、ACB への一次空気温湿度：外気の温湿度 DFCU (通常運転)：DFCU (朝予冷) の発停制御に替わる

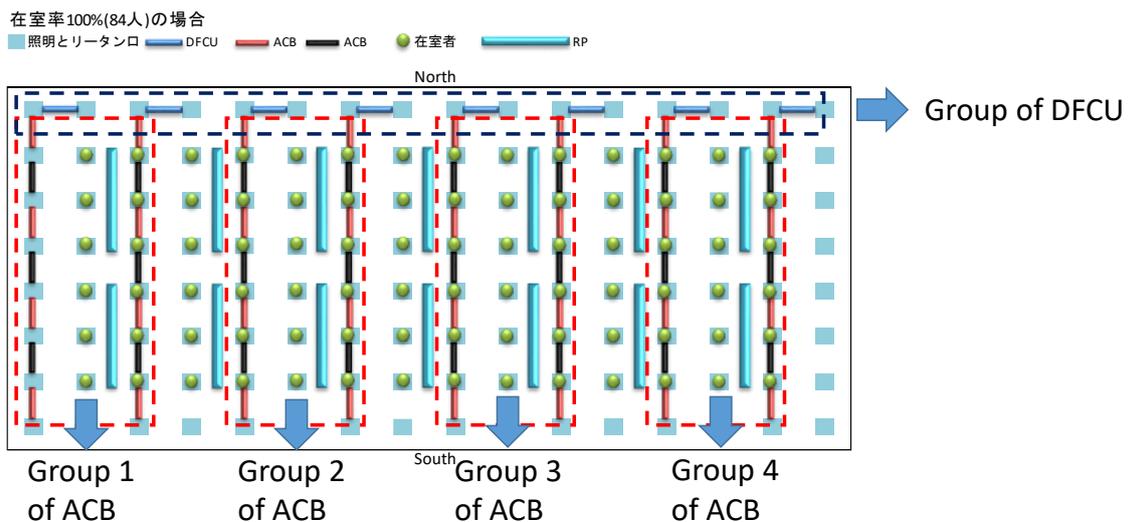


図 6-10 ACB と DFCU のグループ

図 6-8 と図 6-9 に示すような満席ではない場合の不在者が集中分布に対して、不在者の座席での照明と ACB を稼働する必要がない。そのため、図 6-11、図 6-12 に示すような赤い破線の範囲での ACB と照明を稼働しないこととした。ただし、DFCU は主にペリメータ負荷を処理するため、稼働は全勤務時間帯 (平日の時刻 9:00~21:00) に変化しないものとした。

在室率70%(58人)、不在者は不均一（集中）に分布の場合

■ 照明とリータンロ ■ DFCU ■ ACB ■ ACB ● 在室者 ■ RP

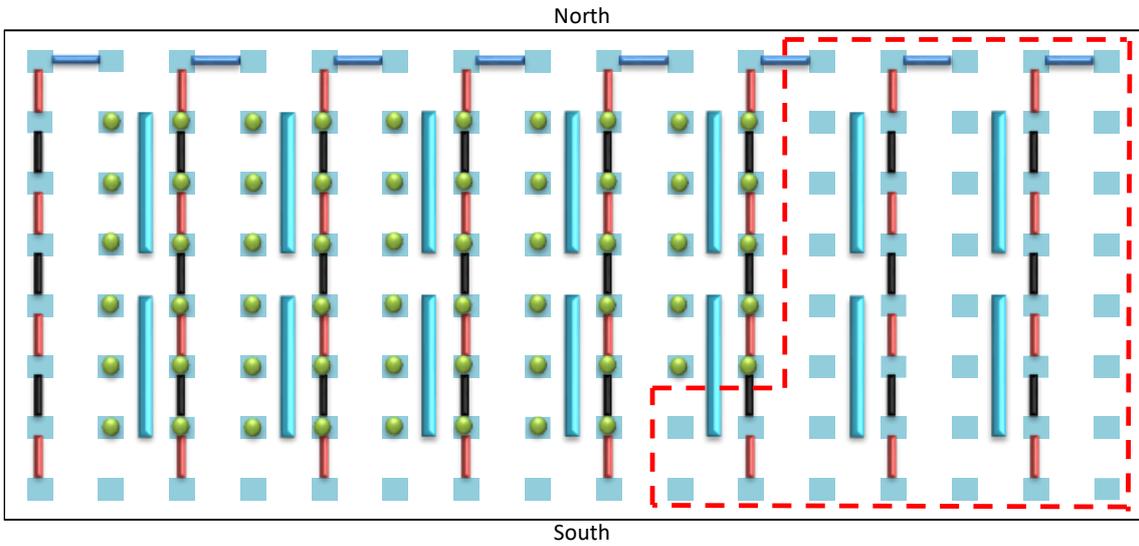


図 6-11 在室率 70% の場合（不在者不均一分布）の稼働しない照明と ACB の位置分布

在室率50%(42人)、不在者は不均一（集中）に分布の場合

■ 照明とリータンロ ■ DFCU ■ ACB ■ ACB ● 在室者 ■ RP

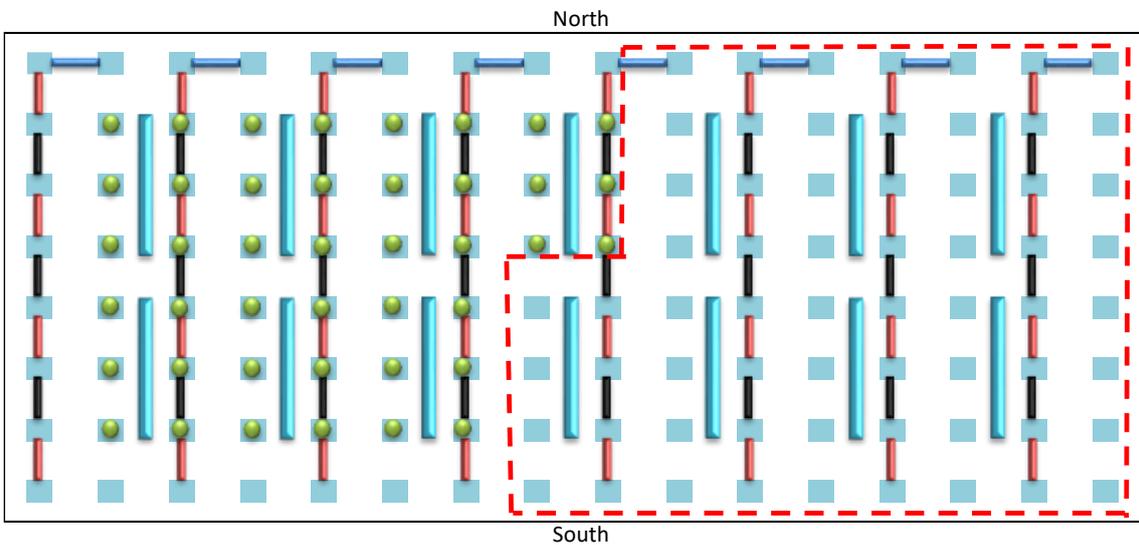


図 6-12 在室率 50% の場合（不在者不均一分布）の稼働しない照明と ACB の位置分布

また、従来では、室内空気が完全混合となる状態と仮定し、ACB と DFCU のような空調制御のためのセンシング位置の違いが空調機器の稼働に与える影響を無視し（即ち、センサーの位置を考慮しないで）、建物の期間エネルギー消費量と室内温熱環境の性状を検討した事例が多い。室内の温度や気流の空間分布を考慮した空調により省エネルギー且つ快適な

室内温熱環境を作るためには、空調制御のための限られたセンシング位置の策定も重要となる。本研究で提案している全体像シミュレーション手法には、CFD 解析による空間分布を反映する情報を含めているため、センシング位置の空気性状を用いて空調制御する室内の温熱環境とエネルギー消費を解析することが可能となる。

空調機器の吸い込み口や排気口（またはリータン口）にセンサーを設置することが多い。ただし、居住域全体に渡って均質な温熱環境を極限まで追求した液冷システムにおける異なるセンサー位置による PMV、空気質、エネルギー期間使用量を考察するために、今回のシミュレーションでは、図 6-13 に示すようにリータン口、ACB グループの中心の下部に対応する室内の真ん中、ACB グループの吹出し空気の勢力範囲に対応する人体の周辺という三つの処にセンサー位置を設置した。ここで、リータン口と室内の真ん中に ACB と DFCU のグループ数に応じて 1 個のみ設置した。人体周辺のセンサーは各 ACB グループの吹出し空気の勢力範囲に対応する在室者体表面から周辺の 0.2 m までの範囲の領域体積平均温度をセンシング温度を想定して 1 個のセンサーと仮定した。

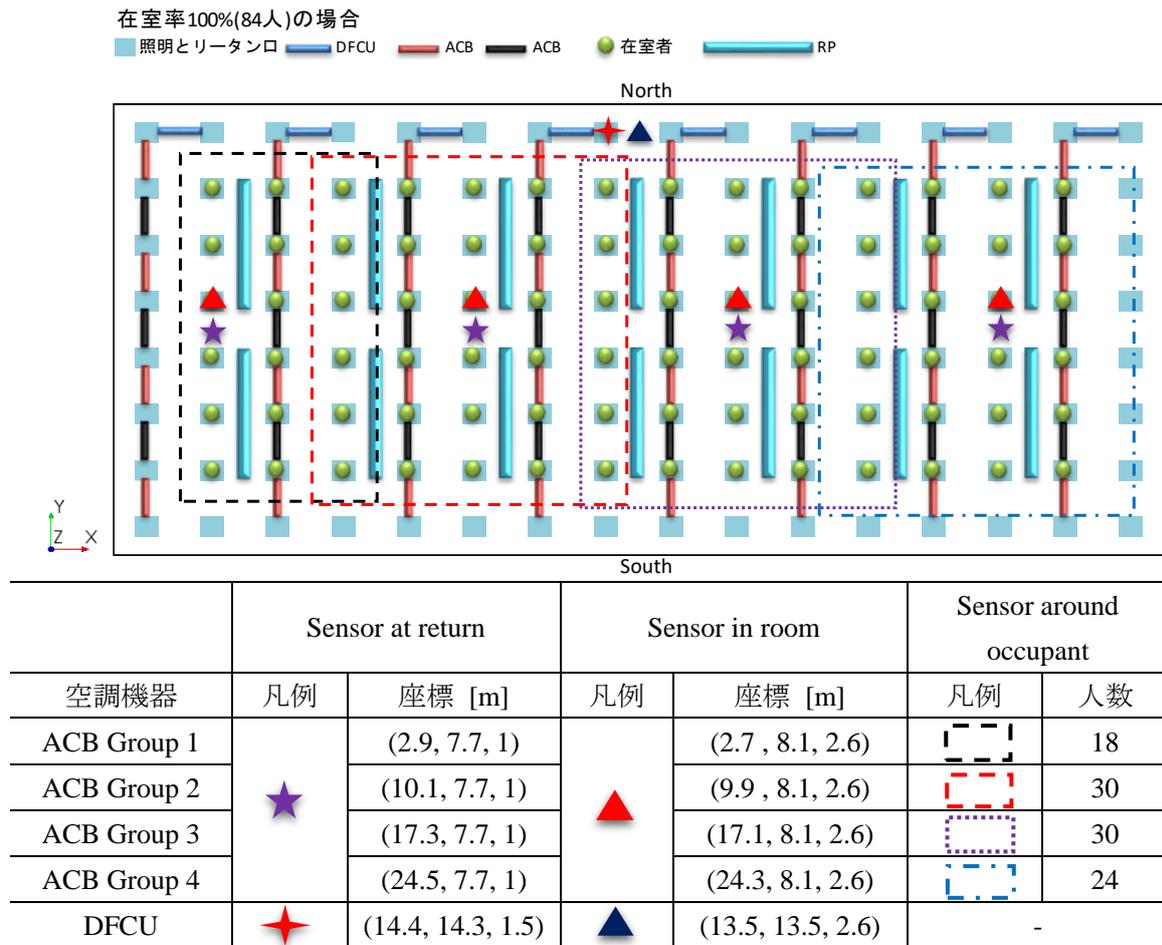


図 6-13 センサー位置の設定

6.3.5 シミュレーションケースと境界条件のまとめ

前述のように、換気量が $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、 $72 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、 $108 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、 $144 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、 $180 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、 $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ を考慮した上で、満席ではない時の不在者が均一分布と不均一分布の場合、PMV、空気質、一次エネルギー期間使用量はどのようになるかを検討する。異なる換気量の場合、ACBとDFCUのセンサー位置は図6-13に示すように室中心、リータンク、人体周辺、窓近傍(DFCU制御のみ)と設定した。また、ACBとDFCUの制御温度幅は各空調設定温度より 1°C の差、 2°C の差、 3°C の差と設定した。ここで、違う換気量の場合の空調設定温度は代謝量 1.1 met 、着衣量 0.5 clo 、相対湿度 66% 、人体周辺の加重平均風速(CFD代表流れ場の計算結果、後述の図6-22)、空気温度とMRTが等しい時のPMV値が0になることで定められる。以上のように、表6-4、表6-5に示すような合計108のシミュレーションケースをまとめた。

表6-4 不在者均一分布のケース設定

ケース	換気量 [$\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{人}$]	センシング位置		人体周辺での加重平均風速 [m/s]	空調設定 温湿度	制御 温度幅 [$^\circ\text{C}$]
		ACB	DFCU			
Case u-30-C-1	30	室中心	窓近傍	0.1	25.5 $^\circ\text{C}$ 66% RH	1
Case u-30-C-2						2
Case u-30-C-3						3
Case u-30-R-1		リータンク				1
Case u-30-R-2		リータンク				2
Case u-30-R-3		リータンク				3
Case u-30-O-1		人体周辺	窓近傍			1
Case u-30-O-2						2
Case u-30-O-3						3
Case u-72-C-1	72	室中心	窓近傍	0.2	25.8 $^\circ\text{C}$ 66% RH	1
Case u-72-C-2						2
Case u-72-C-3						3
Case u-72-R-1		リータンク				1
Case u-72-R-2		リータンク				2
Case u-72-R-3		リータンク				3
Case u-72-O-1		人体周辺	窓近傍			1
Case u-72-O-2						2
Case u-72-O-3						3
Case u-108-C-1	108	室中心	窓近傍	0.3	26.3 $^\circ\text{C}$ 66% RH	1
Case u-108-C-2						2
Case u-108-C-3						3

Case u-108-R-1		リータン口				1
Case u-108-R-2						2
Case u-108-R-3						3
Case u-108-O-1		人体周辺	窓近傍			1
Case u-108-O-2						2
Case u-108-O-3						3
Case u-144-C-1	144	室中心	窓近傍	0.29	26.3 °C 66% RH	1
Case u-144-C-2						2
Case u-144-C-3						3
Case u-144-R-1		リータン口				1
Case u-144-R-2		リータン口				2
Case u-144-R-3		リータン口				3
Case u-144-O-1		人体周辺	窓近傍			1
Case u-144-O-2						2
Case u-144-O-3						3
Case u-180-C-1	180	室中心	窓近傍	0.34	26.4 °C 66% RH	1
Case u-180-C-2						2
Case u-180-C-3						3
Case u-180-R-1		リータン口				1
Case u-180-R-2		リータン口				2
Case u-180-R-3		リータン口				3
Case u-180-O-1		人体周辺	窓近傍			1
Case u-180-O-2						2
Case u-180-O-3						3
Case u-214-C-1	216	室中心	窓近傍	0.43	26.7 °C 66% RH	1
Case u-214-C-2						2
Case u-214-C-3						3
Case u-214-R-1		リータン口				1
Case u-214-R-2		リータン口				2
Case u-214-R-3		リータン口				3
Case u-214-O-1		人体周り	窓近傍			1
Case u-214-O-2						2
Case u-214-O-3						3

表 6-5 不在者不均一分布のケース設定

ケース	換気量 [m ³ /h・人]	センシング位置		人体周辺での加重平均 風速 [m/s]	空調設定 温湿度	制御 温度幅 [°C]
		ACB	DFCU			
Case n-30-C-1	30	室中心	窓近傍	0.1	25.5 °C 66% RH	1
Case n-30-C-2						2
Case n-30-C-3						3
Case n-30-R-1		リターン口				1
Case n-30-R-2		リターン口				2
Case n-30-R-3		リターン口				3
Case n-30-O-1		人体周辺	窓近傍			1
Case n-30-O-2						2
Case n-30-O-3						3
Case n-72-C-1	72	室中心	窓近傍	0.21	25.9 °C 66% RH	1
Case n-72-C-2						2
Case n-72-C-3						3
Case n-72-R-1		リターン口				1
Case n-72-R-2		リターン口				2
Case n-72-R-3		リターン口				3
Case n-72-O-1		人体周辺	窓近傍			1
Case n-72-O-2						2
Case n-72-O-3						3
Case n-108-C-1	108	室中心	窓近傍	0.33	26.4 °C 66% RH	1
Case n-108-C-2						2
Case n-108-C-3						3
Case n-108-R-1		リターン口				1
Case n-108-R-2		リターン口				2
Case n-108-R-3		リターン口				3
Case n-108-O-1		人体周辺	窓近傍			1
Case n-108-O-2						2
Case n-108-O-3						3
Case n-144-C-1	144	室中心	窓近傍	0.29	26.3 °C 66% RH	1
Case n-144-C-2						2
Case n-144-C-3						3
Case n-144-R-1		リターン口				1
Case n-144-R-2		リターン口				2
Case n-144-R-3		リターン口				3

Case n-144-O-1					1	
Case n-144-O-2		人体周り	窓近傍		2	
Case n-144-O-3					3	
Case n-180-C-1	180	室中心	窓近傍	0.37	26.5 °C 66% RH	1
Case n-180-C-2						2
Case n-180-C-3						3
Case n-180-R-1		リターン口				1
Case n-180-R-2		リターン口				2
Case n-180-R-3		リターン口				3
Case n-180-O-1		人体周り	窓近傍			1
Case n-180-O-2						2
Case n-180-O-3						3
Case n-214-C-1	216	室中心	窓近傍	0.44	26.7 °C 66% RH	1
Case n-214-C-2						2
Case n-214-C-3						3
Case n-214-R-1		リターン口				1
Case n-214-R-2		リターン口				2
Case n-214-R-3		リターン口				3
Case n-214-O-1		人体周り	窓近傍			1
Case n-214-O-2						2
Case n-214-O-3						3

稼働機器の台数は在室者数と在室者の分布によって違う。具体的に、デスクトップパソコン、ノートパソコン及びそれに取り付ける HRU、RP の稼働台数は在室者の座席状態により決定する。照明及びそれに取り付ける HRU、DFCU、ACB の稼働台数は表 6-6 に示すように在室率と在室者の分布により決定する。そのうち、満席ではない時の稼働しない照明と ACB を図 6-11 と図 6-12 に示す。また、換気量が 0~108 m³/(h・人)の場合は図 6-11 に示す赤い凡例の ACB のみ稼働し、換気量が 144~216 m³/(h・人)の場合は赤いと黒い凡例の ACB を共に稼働する。

表 6-6 照明、DFCU、ACB の稼働台数の設定

	在室率	稼働機器数			
		照明 [台]	DFCU [台]	ACB [台]	
				換気量 0~108 [m ³ /(h・人)]	換気量 144~216 [m ³ /(h・人)]
不在者均一 分布	100%	128	8	32	56
	70%	128			
	50%	128			
不在者不均 一分布	100%	128	8	32	56
	70%	84		23	40
	50%	64		18	31

CRI とネットワークモデルを連成計算の入力値とするため、また代表気流場の境界条件の決定のためのネットワーク解析の境界条件を表 6-7 に示す。計算スケールは冷房期と中間期の 5/1~10/31 (以下：全冷房期と呼ぶ) とし、空調機器の発停制御の影響を考慮したより短い時間解像の 1 分とした。各内部発熱は在室スケジュールに従って変動する。換気は表 6-4、表 6-5 に示すような室内の滞在者数に応じた換気量を空調設定温度と 66% RH にデシカント空調機によって空調された一次空気を ACB へ供給するものである。高気密且つ基準階と仮定した本基準執務室モデルはすき間風による外気侵入が無く、天井、床を断熱とした。空気汚染源及び汚染負荷の境界条件は前節の 6.3.1 での表 6.3.1 に従って設定した。

代表気流場の解析は、在室者の着席分布の変化による気流場・放射環境の変化、また換気量による無視できない空気性状の変化を考慮し、在室率 100% (84 人)、70% (58 人)、50% (42 人)、さらに 30 m³/(h・人)、72 m³/(h・人)、108 m³/(h・人)、144 m³/(h・人)、180 m³/(h・人)、216 m³/(h・人)の合計 36 ケースの放射対流連成解析とした。解析の境界条件の概要を表 6-8 に示す。各代表気流場の壁面・内部発熱流と流体温度の境界条件は、ネットワークシミュレーション (この際には室内空間の平均温度を ACB と DFCU 発停制御用のセンシング温度とする) による結果から、冷房期中各ケースに該当する全時間帯の平均の値を使用している (付表 1)。

表 6-7 ネットワーク解析の境界条件の概要

コード	TRNSYS Ver.17.02.004			
解析期間	冷房期 5月～10月 時間解像：1min			
気象データ	拡張アメダス 標準年(1991-2000年) 東京			
対象執務室	図 6-3 と表 6-1 を参照			
壁面条件	表 6-1 を参照			
換気量	表 6-4 と表 6-5 を参照			
内部発熱 負荷	人体顕熱：72 W/人 × 人数 照明：48W/台 × 128 台 ノートパソコン：38.3 W/台× (人数÷2) デスクトップパソコン：95.4 W/台× (人数÷2) 外壁の貫流熱と空調機器発熱はネットワーク解析による real-time 値とする			
PMV 算出 の要素	対流温度：各ケースの代表流れ場による各発熱源の CRI_c をネットワークモデルに組み込み、算出した時々刻々の各在室者周り 0.2 m までの範囲の領域体積平均温度を用いる 放射温度：各ケースの代表流れ場により算出した各発熱源が在室者への MRT 感度をネットワークモデルに組み込み、算出した時々刻々の各在室者の MRT を用いる 風速：各ケースの代表流れ場により算出した時々刻々の各在室者周り 0.2 m までの範囲の領域体積平均風速を用いる 相対湿度：66%を固定 着衣量：0.5 clo を固定 代謝量：1.1 Met を固定			
ホルムアル デヒド (CH ₂ O)	放散速度： 5×10^{-9} kg/m ² ·h 建材：厚さ 9.5mm の石膏ボード、面密度 8 kg/m ² 、CH ₂ O にたいする飽和吸着量は 0.027 μg _{voc} /kg(PS)、Langmuir 定数は 0.0038 1/(μg _{voc} /m ³) 汚染源：東壁 (37.44 m ²)、南壁 (74.88 m ²)、西壁 (37.44 m ²)、北壁 (50.88 m ²)、天井 (352.84 m ²)、床 (406.11 m ²)			
臭い	臭いの発生量			
		文献 ^{[6-3] [6-4]} により	負荷低減 1	負荷低減 2
	人体	1 olf/人 × 人数	1 olf/人 × 人数	1 olf/人 × 人数
	東壁 (37.44 m ²)	4.12	3.28	1.64
	南壁 (74.88 m ²)	8.24	6.55	3.28
	西壁 (37.44 m ²)	4.12	3.28	1.64
	北壁 (50.88 m ²)	5.60	4.45	2.23
	天井 (352.84 m ²)	38.81	30.89	15.44
	床 (406.11 m ²)	162.44	35.55	17.77
	合計	223.33 + 1 olf/人 ×人数	84 + 1 olf/人 ×人数	42 + 1 olf/人 ×人数

<p>什器蓄熱</p>	<p>什器重量：10658.3 kg 表面積：478.6 m² 比熱^[6-6]：1.537 kJ/kg・K 熱伝達率：8 W/m²・K 注：什器の重量は火災荷重^[6-7]25.75 kg/m²×床面積 414.72 m²</p>																																																		
<p>空調機器</p>	<table border="1"> <tr> <td data-bbox="403 454 568 1160"> <p>ACB</p> </td> <td data-bbox="576 454 1361 1160"> <p>一次空気の温度、湿度：空調設定温度（表 6-4 と表 6-5 を参照）、66% RH 一次空気の流量：必要換気量（表 6-4 と表 6-5 を参照）÷ACB の台数（稼働台数は表 6-6 を参照） 誘引空気の流量、温湿度：流量は一次空気流量の 3 倍、温湿度は室内空気性状により コイル内の冷水重量：1.27 kg 冷水流量：1.2 リットル/min コイル有効熱交換面積：0.53 m² 運転 mode 1（予冷モード）の有効対流熱伝達率 K₁：25.6 W/(m²・K) 運転 mode 4（運転無しモード）の有効対流熱伝達率 K₄：5.7 W/(m²・K) 運転 mode 2 と mode 3 のコイル冷却能力計算式用の関係係数：A1=15347.00、A2=-3.66、A3=-0.10、B1=94.96、B2=1.22、B3=0</p> </td> </tr> <tr> <td data-bbox="403 1171 568 1384"> <p>HRU と RP</p> </td> <td data-bbox="576 1171 1361 1384"> <p>ノードパソコン稼働の場合、HRU と RP の熱回収量：式 1-1 により計算、α=5.61、β=25.40 デスクトップパソコン稼働の場合、HRU と RP の熱回収量：式 1-1 により計算、α=5.98、β=46.88 照明器具の場合、HRU の熱回収量：35 W/台</p> </td> </tr> <tr> <td data-bbox="403 1395 568 1480"> <p>DFCU</p> </td> <td data-bbox="576 1395 1361 1480"> <p>流量：吹出・吸込 510 m³/(h・台) 投入熱量：real-time 外皮負荷と等しい熱量</p> </td> </tr> </table>	<p>ACB</p>	<p>一次空気の温度、湿度：空調設定温度（表 6-4 と表 6-5 を参照）、66% RH 一次空気の流量：必要換気量（表 6-4 と表 6-5 を参照）÷ACB の台数（稼働台数は表 6-6 を参照） 誘引空気の流量、温湿度：流量は一次空気流量の 3 倍、温湿度は室内空気性状により コイル内の冷水重量：1.27 kg 冷水流量：1.2 リットル/min コイル有効熱交換面積：0.53 m² 運転 mode 1（予冷モード）の有効対流熱伝達率 K₁：25.6 W/(m²・K) 運転 mode 4（運転無しモード）の有効対流熱伝達率 K₄：5.7 W/(m²・K) 運転 mode 2 と mode 3 のコイル冷却能力計算式用の関係係数：A1=15347.00、A2=-3.66、A3=-0.10、B1=94.96、B2=1.22、B3=0</p>	<p>HRU と RP</p>	<p>ノードパソコン稼働の場合、HRU と RP の熱回収量：式 1-1 により計算、α=5.61、β=25.40 デスクトップパソコン稼働の場合、HRU と RP の熱回収量：式 1-1 により計算、α=5.98、β=46.88 照明器具の場合、HRU の熱回収量：35 W/台</p>	<p>DFCU</p>	<p>流量：吹出・吸込 510 m³/(h・台) 投入熱量：real-time 外皮負荷と等しい熱量</p>																																												
<p>ACB</p>	<p>一次空気の温度、湿度：空調設定温度（表 6-4 と表 6-5 を参照）、66% RH 一次空気の流量：必要換気量（表 6-4 と表 6-5 を参照）÷ACB の台数（稼働台数は表 6-6 を参照） 誘引空気の流量、温湿度：流量は一次空気流量の 3 倍、温湿度は室内空気性状により コイル内の冷水重量：1.27 kg 冷水流量：1.2 リットル/min コイル有効熱交換面積：0.53 m² 運転 mode 1（予冷モード）の有効対流熱伝達率 K₁：25.6 W/(m²・K) 運転 mode 4（運転無しモード）の有効対流熱伝達率 K₄：5.7 W/(m²・K) 運転 mode 2 と mode 3 のコイル冷却能力計算式用の関係係数：A1=15347.00、A2=-3.66、A3=-0.10、B1=94.96、B2=1.22、B3=0</p>																																																		
<p>HRU と RP</p>	<p>ノードパソコン稼働の場合、HRU と RP の熱回収量：式 1-1 により計算、α=5.61、β=25.40 デスクトップパソコン稼働の場合、HRU と RP の熱回収量：式 1-1 により計算、α=5.98、β=46.88 照明器具の場合、HRU の熱回収量：35 W/台</p>																																																		
<p>DFCU</p>	<p>流量：吹出・吸込 510 m³/(h・台) 投入熱量：real-time 外皮負荷と等しい熱量</p>																																																		
<p>空調発停制御</p>	<p>表 6-3 を参照。ただし、外気冷房の発停条件は 換気量 30 m³/(h・人)：外気温≤空調設定温度の時 換気量 72~216 m³/(h・人)：外気温は空調設定温度幅以内になる時</p>																																																		
<p>在室率（平日のみ）</p>	<div data-bbox="416 1626 1289 1877" data-label="Figure"> <table border="1"> <caption>在室率（平日のみ）のデータ</caption> <thead> <tr> <th>Hour</th> <th>在室率 (%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>0</td></tr> <tr><td>2</td><td>0</td></tr> <tr><td>3</td><td>0</td></tr> <tr><td>4</td><td>0</td></tr> <tr><td>5</td><td>0</td></tr> <tr><td>6</td><td>0</td></tr> <tr><td>7</td><td>0</td></tr> <tr><td>8</td><td>0</td></tr> <tr><td>9</td><td>100</td></tr> <tr><td>10</td><td>100</td></tr> <tr><td>11</td><td>100</td></tr> <tr><td>12</td><td>50</td></tr> <tr><td>13</td><td>50</td></tr> <tr><td>14</td><td>100</td></tr> <tr><td>15</td><td>100</td></tr> <tr><td>16</td><td>100</td></tr> <tr><td>17</td><td>70</td></tr> <tr><td>18</td><td>70</td></tr> <tr><td>19</td><td>50</td></tr> <tr><td>20</td><td>50</td></tr> <tr><td>21</td><td>0</td></tr> <tr><td>22</td><td>0</td></tr> <tr><td>23</td><td>0</td></tr> <tr><td>24</td><td>0</td></tr> </tbody> </table> </div> <p>満席の時 84 人 (0.2 人/m³)、在室率 70%の時 58 人 (0.14 人/m²)、在室率 50%の時 42 人 (0.1 人/m²)</p>	Hour	在室率 (%)	1	0	2	0	3	0	4	0	5	0	6	0	7	0	8	0	9	100	10	100	11	100	12	50	13	50	14	100	15	100	16	100	17	70	18	70	19	50	20	50	21	0	22	0	23	0	24	0
Hour	在室率 (%)																																																		
1	0																																																		
2	0																																																		
3	0																																																		
4	0																																																		
5	0																																																		
6	0																																																		
7	0																																																		
8	0																																																		
9	100																																																		
10	100																																																		
11	100																																																		
12	50																																																		
13	50																																																		
14	100																																																		
15	100																																																		
16	100																																																		
17	70																																																		
18	70																																																		
19	50																																																		
20	50																																																		
21	0																																																		
22	0																																																		
23	0																																																		
24	0																																																		

表 6-8 CFD 解析の代表気流場、CRI、MRT の境界条件の概要

CFD コード	StarCCM+ V10.06
乱流モデル	Realizable k-ε
差分スキーム	移流項：二次精度風上差分 拡散項：中心差分
メッシュ分割	ポリヘドラル+プリズムレイヤーメッシュ 100%在室：約 479 万 70%在室：約 458 万 50%在室：約 432 万
壁面境界条件	温度、気流：ブレンド型壁法則定数 E=9.0, Kappa=0.42) 放射率：内壁面・機器類 0.9、人体 0.95
流入・流出境界	ACB：吹出は一次空気量×4, 吸込は一次空気量×3 DFCU：吹出・吸込 510 m ³ /(h・台) Desktop PC：吹出・吸込 9.36 m ³ /(h・台) Laptop PC：吹出・吸込 2.17 m ³ /(h・台) リターン吸込口：圧力出口 各出・入口の温度は付表 1 を参照
ホルムアルデヒド (CH ₂ O)	放散速度：5x10 ⁻⁹ kg/m ² ・h 分子拡散係数 1.77 x10 ⁻⁰⁵ m ² /s 汚染源：東壁 (37.44 m ²)、南壁 (74.88 m ²)、西壁 (37.44 m ²)、北壁 (50.88 m ²)、天井 (352.84 m ²)、床 (406.11 m ²)
臭い	分子拡散係数 4.5x10 ⁻⁰⁵ m ² /s 放散速度量：表 6-7 を参照
各熱源の発熱負荷	付表 1 を参照

6.4 代表流れ場解析の結果と考察

6.4.1 代表流れ場による風速分布

全ケースの代表流れ場による風速分布を図 6-14~6-21 に示す。図 6-14 に示すように、アクティブチルドービムからの吹出し空気は天井に沿って流れながら速度が落とし、相隣のアクティブチルドービムからの吹出し空気につかった。その後、剥離して下方へ向かい、流した。また、アクティブチルドービムの吸い込み口からの負圧により、室内の空気が誘引されるので、作業区域に大きい渦が生じる様子が見られた。

異なる換気量のケースにおける風速分布については、図 6-15 に示すように換気量が増えるとともに、室内の風速が大きくなった。ただし、換気量が $144 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 以上になる場合は、アクティブチルドービムの稼働台数は 32 台から 56 まで増えるため、室内風速が緩やかに速くなる傾向が示された。

また、図 6-16~6-21 に示すように、各換気量のケースにおいて、滞在者数の減少に伴う室内へ供給される空気量が少なくなったため、室内の風速は落とした。ただし、不在者不均一分布の場合、滞在者の範囲における ACB のみ稼働されているため、即ち、稼働する ACB の台数が満席ではないの場合の不在者均一分布より少ないため、一台当たりの ACB からの吹き出し空気流速が速く、室内の風速が大きくなった。そういう結果により、不在者不均一分布の場合は、滞在者周辺における新鮮空気が不在者均一分布の場合より多くなることが推定されている。

全員の在室者の座席周辺での加重平均風速を図 6-22 に示す。換気量が $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ になっても、在室者の座席周辺での加重平均風速が 0.44 m/s で、 0.5 m/s 以下が抑えられた。

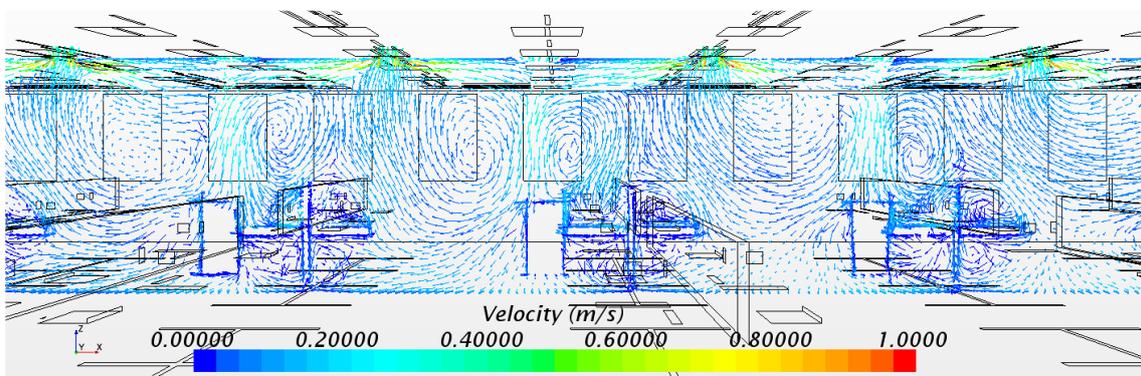


図 6-14 $y=5.6$ の断面における風速ベクトル分布 (換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$)

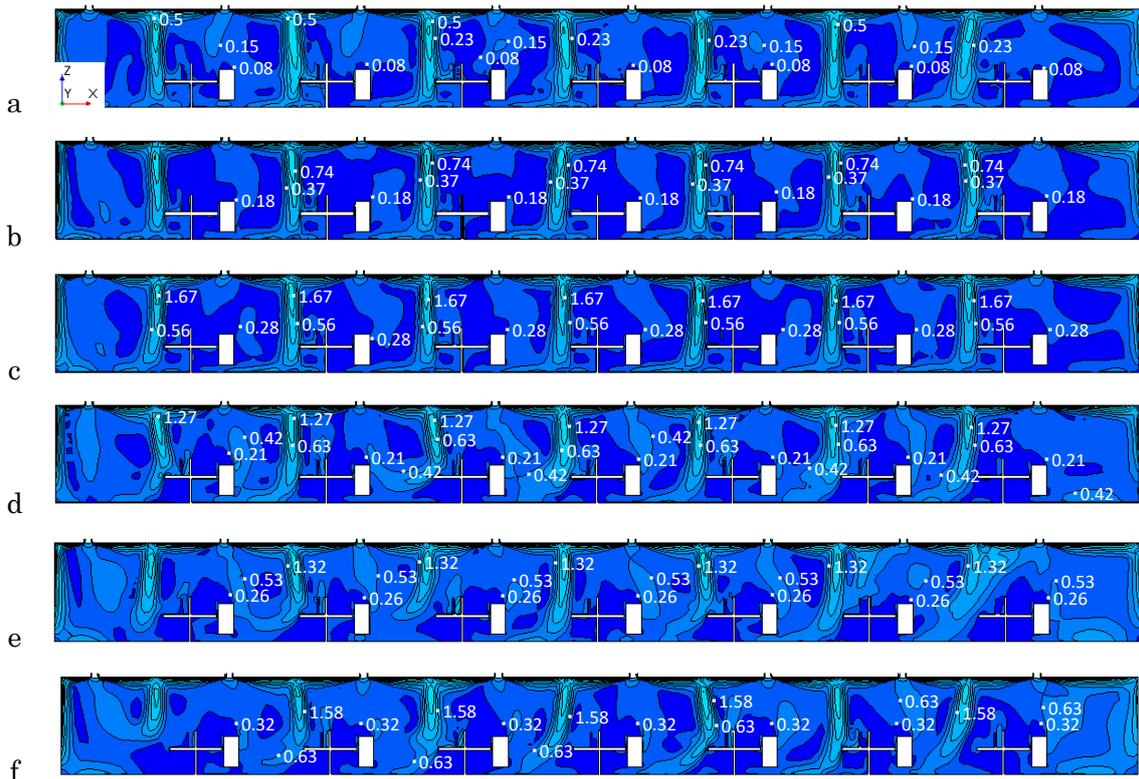


図 6-15 $y=5.6$ の断面における満席時の風速スカラー分布 (a : 30 $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、b : 72 $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、c : 108 $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、d : 144 $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、e : 180 $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、f : 216 $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、)

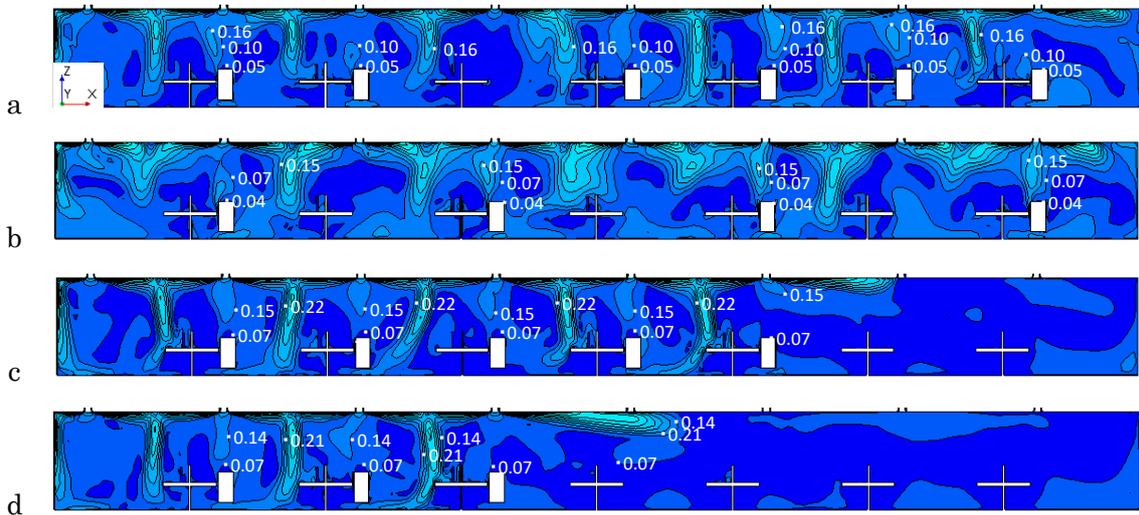


図 6-16 換気量 30 $\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の $y=5.6$ の断面における風速スカラー分布 (a : 在室率 70%、不在者均一分布、b : 在室率 50%、不在者均一分布、c : 在室率 70%、不在者不均一分布、d : 在室率 50%、不在者不均一分布、)

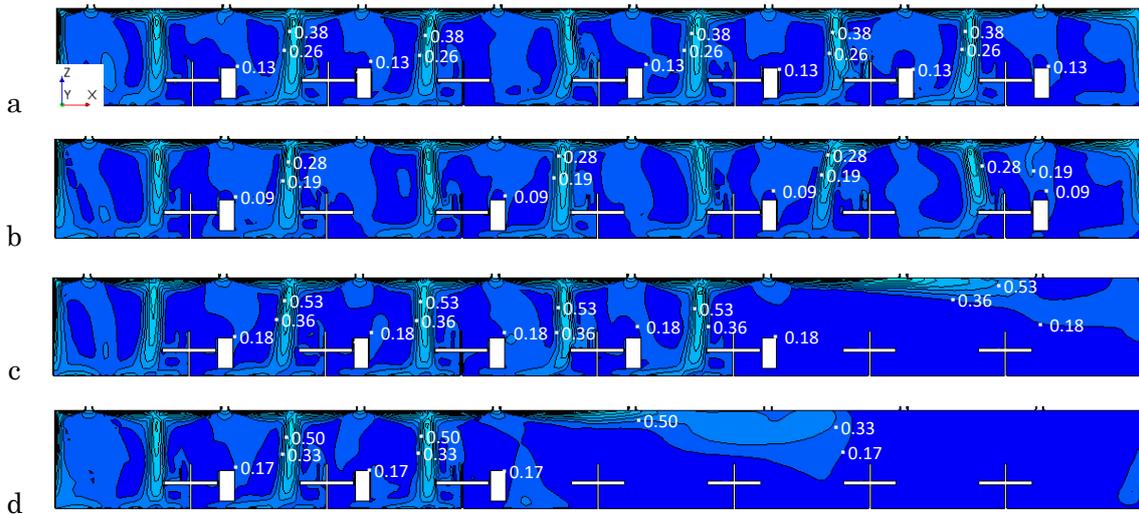


図 6-17 換気量 $72 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の室内 ($y=5.6$ の断面) における風速スカラー分布 (a: 在室率 70%、不在者均一分布、b: 在室率 50%、不在者均一分布、c: 在室率 70%、不在者不均一分布、d: 在室率 50%、不在者不均一分布、)

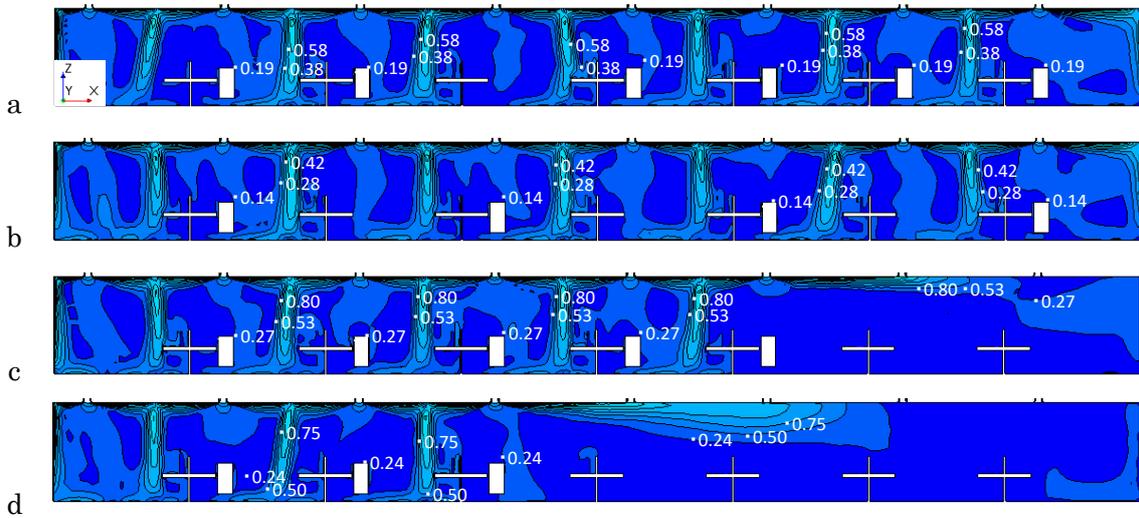


図 6-18 換気量 $108 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の $y=5.6$ の断面における風速スカラー分布 (a: 在室率 70%、不在者均一分布、b: 在室率 50%、不在者均一分布、c: 在室率 70%、不在者不均一分布、d: 在室率 50%、不在者不均一分布、)

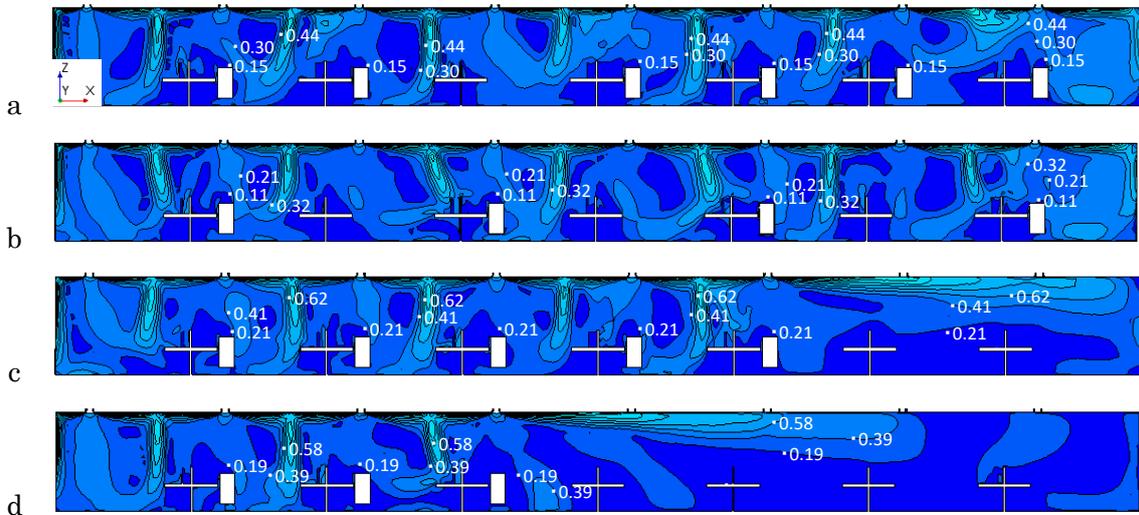


図 6-19 換気量 $144 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の $y=5.6$ の断) における風速スカラー分布 (a : 在室率 70%、不在者均一分布、b : 在室率 50%、不在者均一分布、c : 在室率 70%、不在者不均一分布、d : 在室率 50%、不在者不均一分布、)

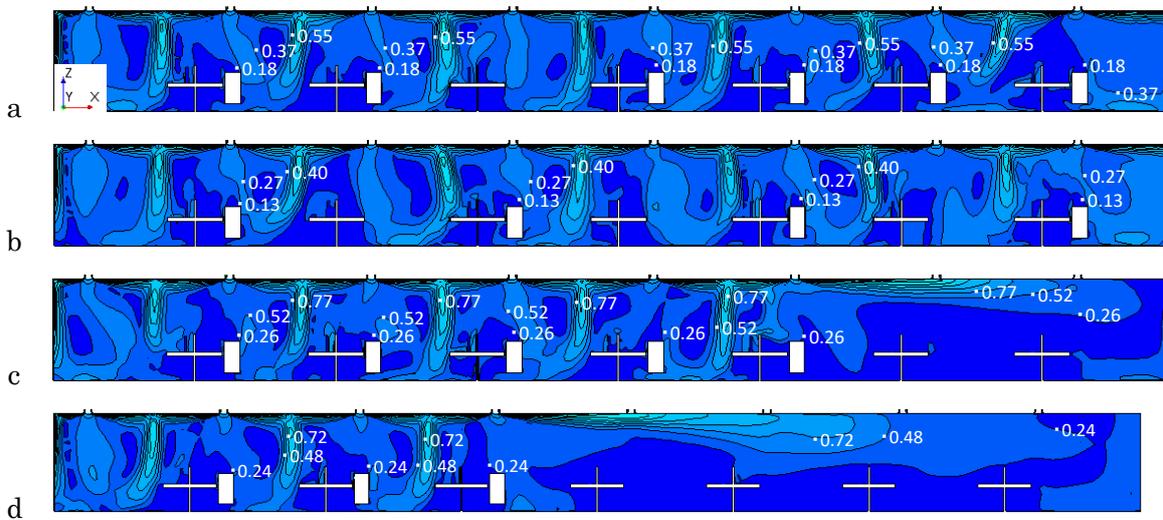


図 6-20 換気量 $180 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の $y=5.6$ の断面における風速スカラー分布 (a : 在室率 70%、不在者均一分布、b : 在室率 50%、不在者均一分布、c : 在室率 70%、不在者不均一分布、d : 在室率 50%、不在者不均一分布、)

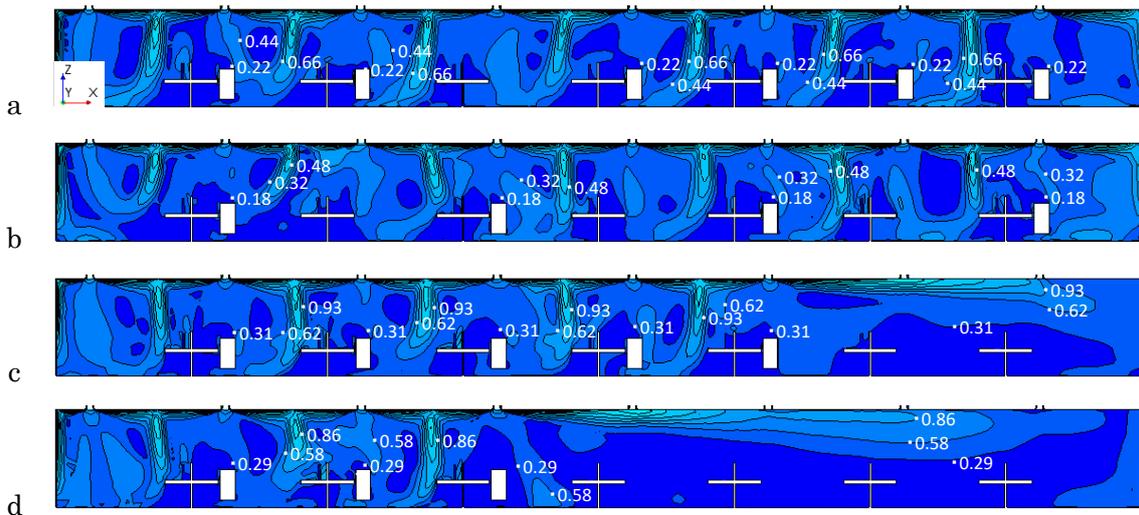


図 6-21 換気量 $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の $y=5.6$ の断面における風速スカラー分布 (a : 在室率 70%、不在者均一分布、b : 在室率 50%、不在者均一分布、c : 在室率 70%、不在者不均一分布、d : 在室率 50%、不在者不均一分布、)

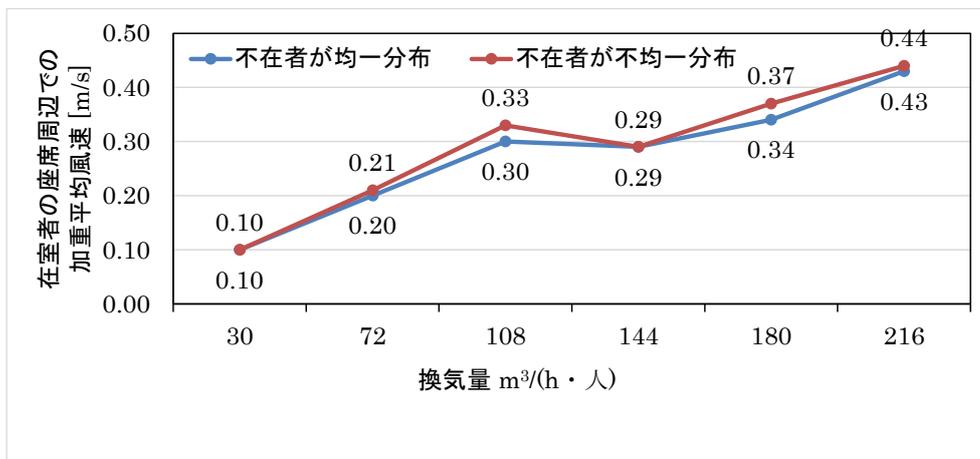


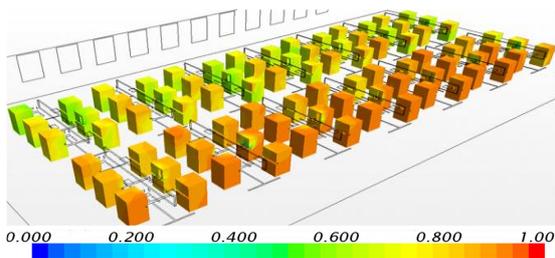
図 6-22 異なる換気量のケースにおける在室者全員の座席周辺 0.2 m 範囲以内での加重平均風速

6.4.2 室内環境形成寄与率 CRI の計算

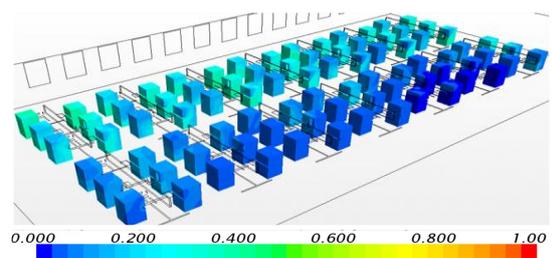
室内環境形成寄与率 CRI は、各熱や汚染物質のソース（シンク）が室内の環境形成に対してどのような影響力を持っているかを評価する指標である。在室率 100%、換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の結果を例とし、在室者の座席周辺における温熱環境の CRI_c 分布を観察する。各熱源による基準温度 (25.5°C) からの各在室者の座席周辺での CRI_c 分布を図 6-23 に示す。0 から数値が大きいほど発熱による温度上昇が大きい地点、数値が小さいほど温度上昇が小さい地点であることが示された。異なる熱源による CRI_c 空間分布が大きい差異と

なった。

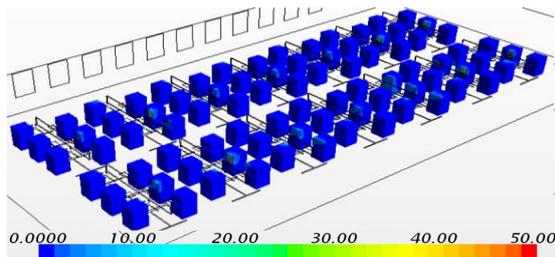
具体的に、ACBとDFCUという熱源の場合、二つのケースでACBはDFCUよりCRI値が大きいいため、ACBは室内の温熱性状に大きく影響した。DFCUは北天井に設置されているため、ACBとDFCUのCRI分布により、ACBは南壁（内壁）での区域に大きく影響した一方、DFCUは逆に北壁（窓）の方に大きく影響した。他の熱源に関しては、デスクトップパソコン、ノートパソコン、RP、照明、人体は室内に一樣分布しているため、各人体周りの温熱環境に与える影響が均一と見なされている。ただし、東・南・西壁と窓は壁体近傍の狭い範囲における人体を顕著に影響した。



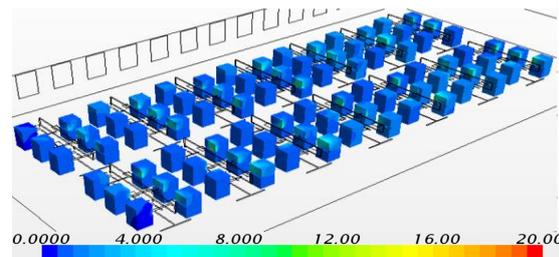
ACBのCRI_c



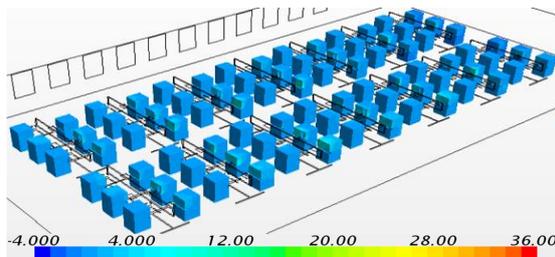
DFCUのCRI_c



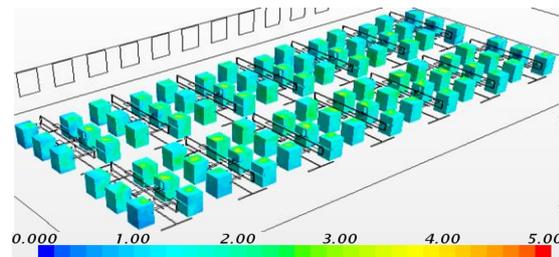
Desktop PCのCRI_c



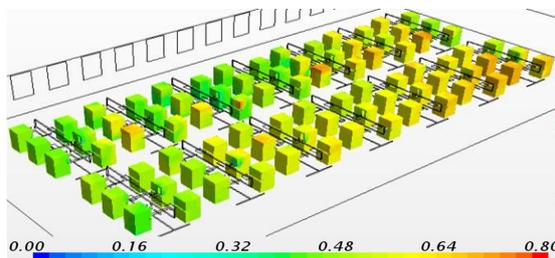
Laptop PCのCRI_c



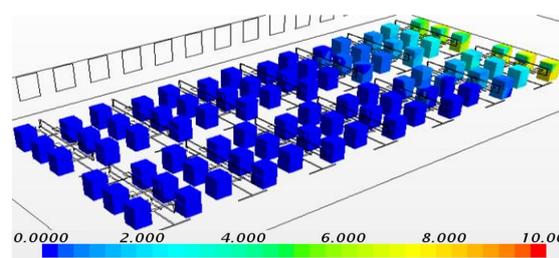
放射パティション(RP)のCRI_c



人体のCRI_c



照明のCRI_c



東壁のCRI_c

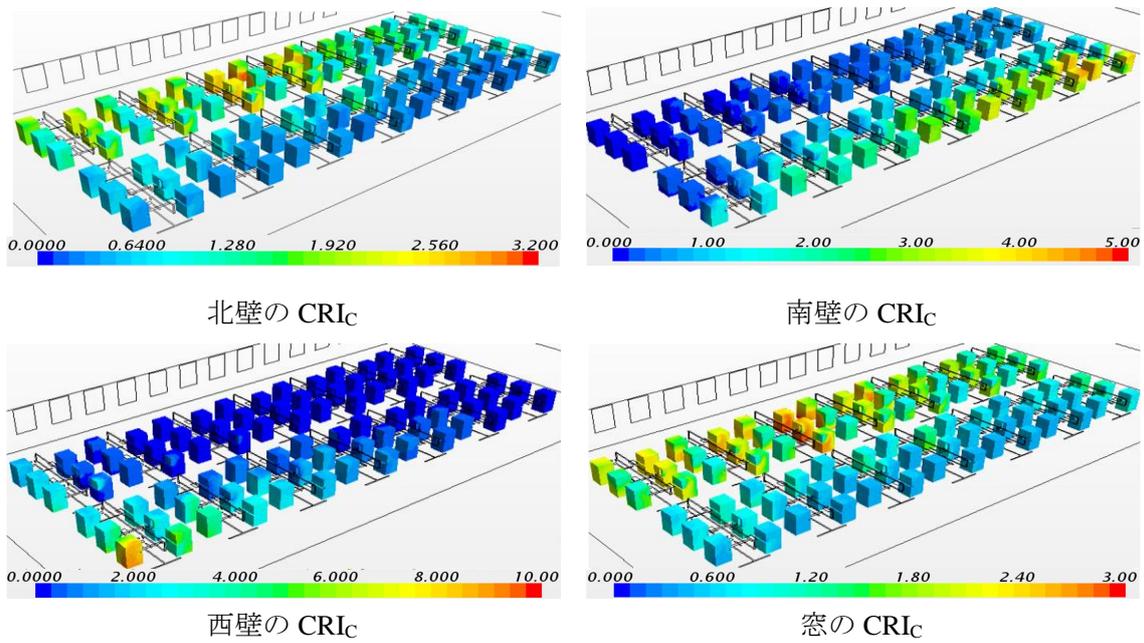


図 6-23 換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の在室者の座席周辺での CRI_c 分布

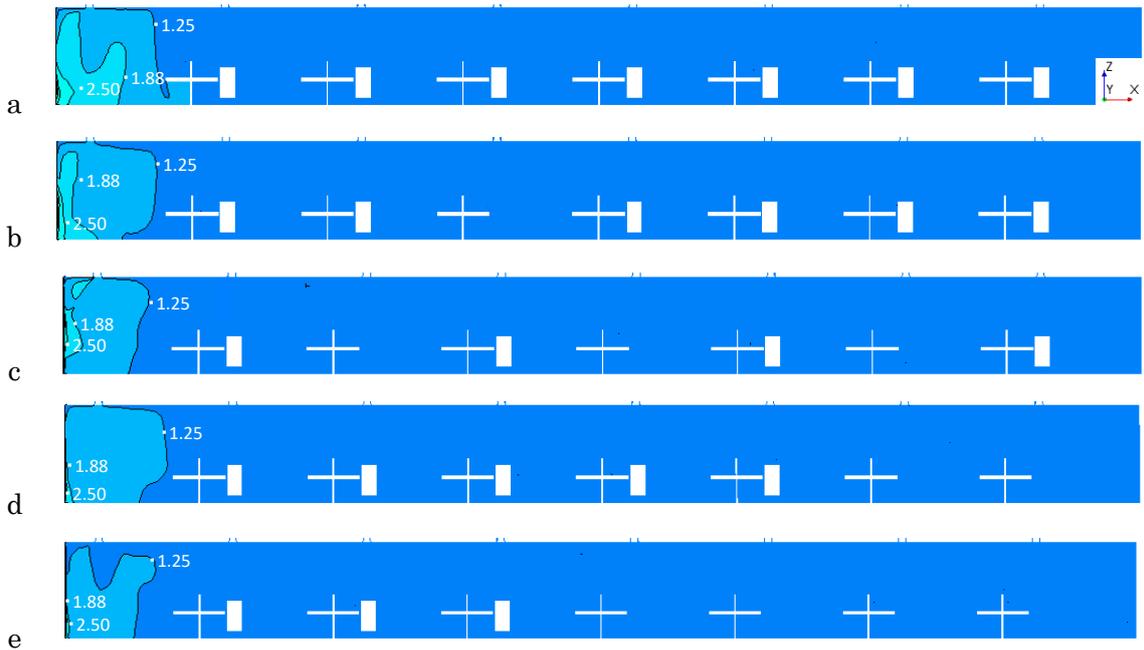


図 6-24 換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の $y=5.6$ の断面における西壁によるホルムアルデヒドの CRI_{AQ} 分布 (a : 在室率 100%、b : 在室率 70%、不在者均一分布、c : 在室率 50%、不在者均一分布、d : 在室率 70%、不在者不均一分布、e : 在室率 50%、不在者不均一分布、

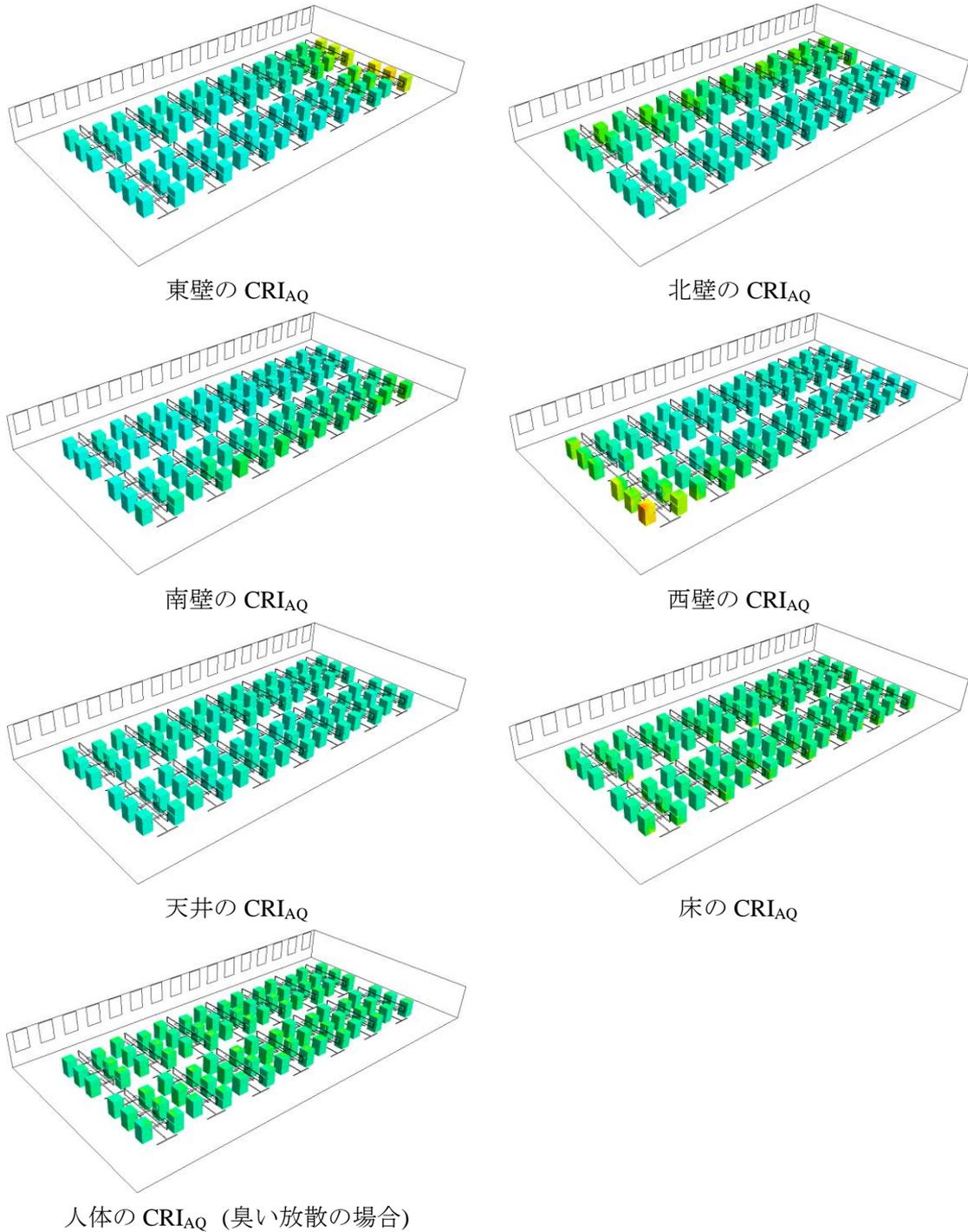


図 6-25 換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の在室者の座席周辺での CRI_{AQ} 分布

換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の西壁から放散される CH_2O を例とし、室内における汚染物質の CRI_{AQ} 分布を観察する。臭いの CRI_{AQ} は CH_2O の CRI_{AQ} の結果により類推することができる。図 6-24 に断面 $y=5.6 \text{ m}$ における西壁の CRI_{AQ} の分布である。滞在者数の少なめることにより、空間風速が低くなったこと、特に壁面近傍における気流速度が落としたことは建材放散からの CH_2O の物質伝達率の増大を抑制した（即ち、物質が気流に空間へ輸送される

ことが困難になり、放散しにくくなる意味である)。そのため、換気量の減少に伴い、壁面から空間までの CRI_{AQ} 値が徐々に低下した結果が顕著に観察された。また、汚染物質は ACB の吸込み口に流入して室外からの新鮮空気と混合し、室内へ戻った様子が示された。また、不在者不均一分布の場合は、不在者均一分布の時と同じの換気量を室内へ供給したが、稼働している ACB の数量が少なくなったため、吹き出し空気の流速が速くなった。その為、壁に近づくところでの空気がよく混合され、図 6-24(d、e)に示すような CRI_{AQ} の分布が相対的に均一になった様子が見られた。全体的に、図 6-25 に示すように汚染源は主に汚染源近傍での区域に影響した。

6.4.3 MRT 感度の計算

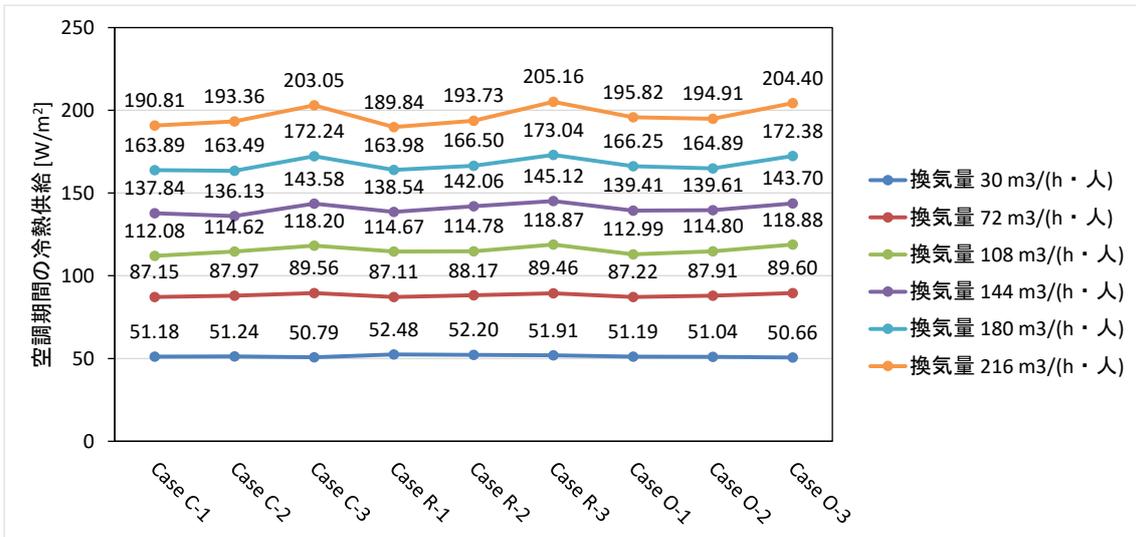
第4章の4.3に示した式(4-2)方法を用い、MRTの感度解析を行った。室内における各表面の温度(或いは熱流束)がそれぞれ $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ (或いは 1 W/m^2) を上昇させた際の、各在室者表面のMRTの上昇を算出した。表6-9に異なる在室率と違う在室者の位置分布の場合の滞在者全員のMRT平均感度を示す。床面、天井面、什器面が在室者に近づく、人体へのMRT感度が大きくなった一方、他の表面が人体へのMRT感度は小さくなったことが示された。

表 6-9 在室者平均 MRT 平均感度

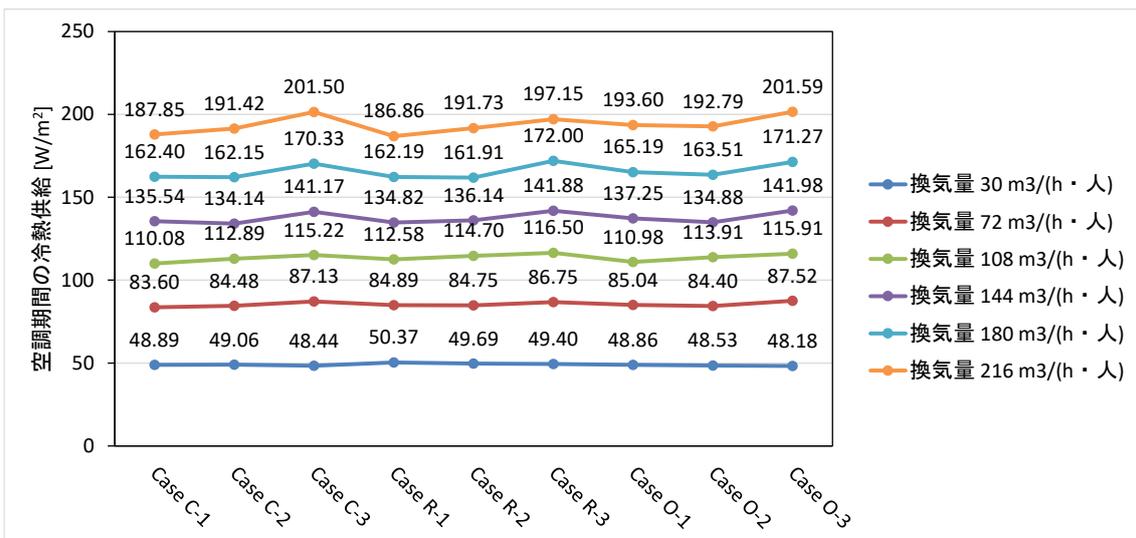
発熱源	84 人	58 人		42 人	
		不在者均一分布	不在者不均一分布	不在者均一分布	不在者不均一分布
東壁	2.E-03	1.E-03	2.E-04	1.E-03	7.E-05
北壁	3.E-03	2.E-03	3.E-03	1.E-03	1.E-03
南壁	4.E-03	3.E-03	4.E-03	3.E-03	2.E-03
西壁	2.E-03	1.E-03	3.E-03	1.E-03	2.E-03
窓	1.E-03	1.E-03	1.E-03	7.E-04	7.E-04
人体	9.E-03	5.E-03	9.E-03	3.E-03	4.E-03
照明	3.E-03	3.E-03	3.E-03	2.E-03	2.E-03
Laptop PC	8.E-04	5.E-04	7.E-04	3.E-04	4.E-04
Desktop PC	3.E-03	2.E-03	3.E-03	1.E-03	1.E-03
放射パーティション	3.E-03	2.E-03	3.E-03	2.E-03	2.E-03
什器	3.E-01	2.E-01	3.E-01	1.E-01	1.E-01
天井	3.E-01	2.E-01	3.E-01	2.E-01	2.E-01
床	4.E-01	3.E-01	4.E-01	2.E-01	2.E-01

6.5 空調期間の冷熱供給の結果と考察

5月から10月までの全期間（平日朝9時から夜8まで、一日計12時間の勤務時間）における冷熱供給を計算した。全ケースにおける冷熱供給を図6-26に示す。不在者不均一分布の場合、稼働する照明器具数が滞在者数の少なめに伴って減少したため、冷熱供給は不在者均一分布のケースより若干少なくなったことが示された。換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ ではACBとDFCUの発停温度幅が広がるとともに、冷熱供給が少なくなった。一方、 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の以外の換気量ケースでは、冷熱供給はACBとDFCUの発停温度幅が広がるに伴い多くなったことが示された。



不在者均一分布



不在者不均一分布

図6-26 全ケースにおける空調期間の冷熱供給

換気量が増えると、冷熱供給は顕著に上昇してしまう結果が見られた。図 6-27-1~図 6-27-6 に示すように、外気処理の冷熱供給の割合は、他の空調機器と比べ、換気量が増えるとともに顕著に大きくなった。また、図 6-28 に示すように、換気量 30 m³/(h・人)から上昇するとともに、外気処理の冷熱供給の増幅は全ての空調機器の冷熱供給の増幅とだんだん一致になっており、増幅は徐々に落とした。ただし、換気量 30 m³/(h・人)から換気量 72 m³/(h・人)まで増えた場合、外気処理の増幅は全ての空調機器の冷熱供給の和の増幅より 1.5 倍になった。一方、換気量を増加しても、外気処理以外 (ACB+HRU+RP+DFCU) の冷熱供給の増幅が 1 もなく、0.98 程度で固定しており、冷熱供給量は 0.02 程度で軽く降下した。これにより、液冷空調システムを採用する場合、良好な空気質を極限まで追加する際のエネルギー使用量の増加は主に外気量の増加に伴う外気処理用のエネルギー使用が増加となっている。

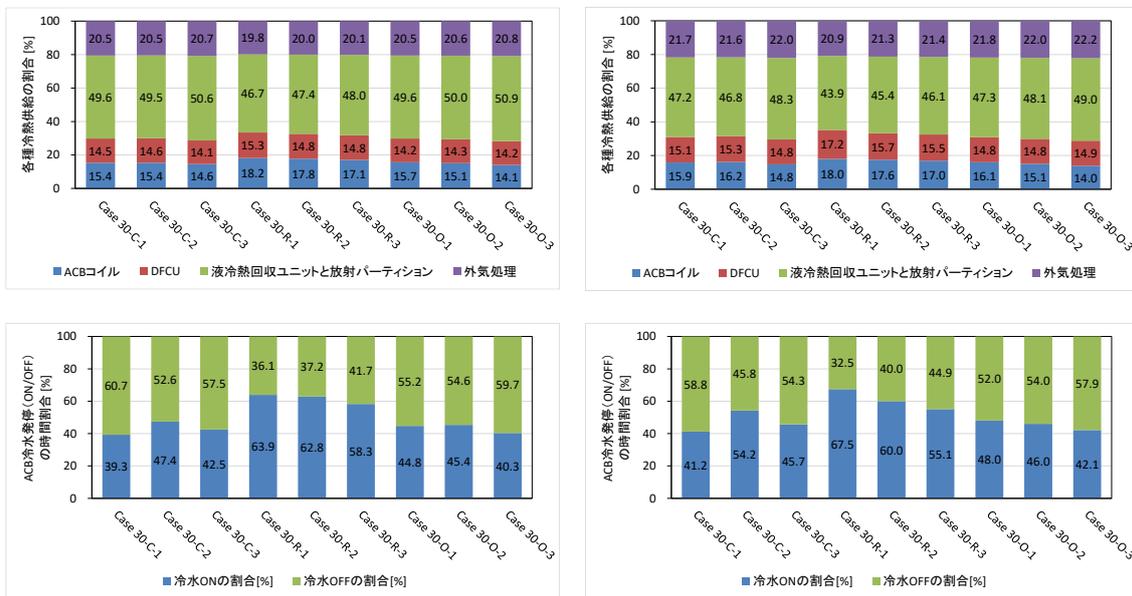


図 6-27-1 換気量 30 m³/(h・人)の場合の各種冷熱供給負荷の割合と ACB 冷水発停(ON/OFF)の時間割合 (左:不在者均一分布、右:不在者不均一分布)

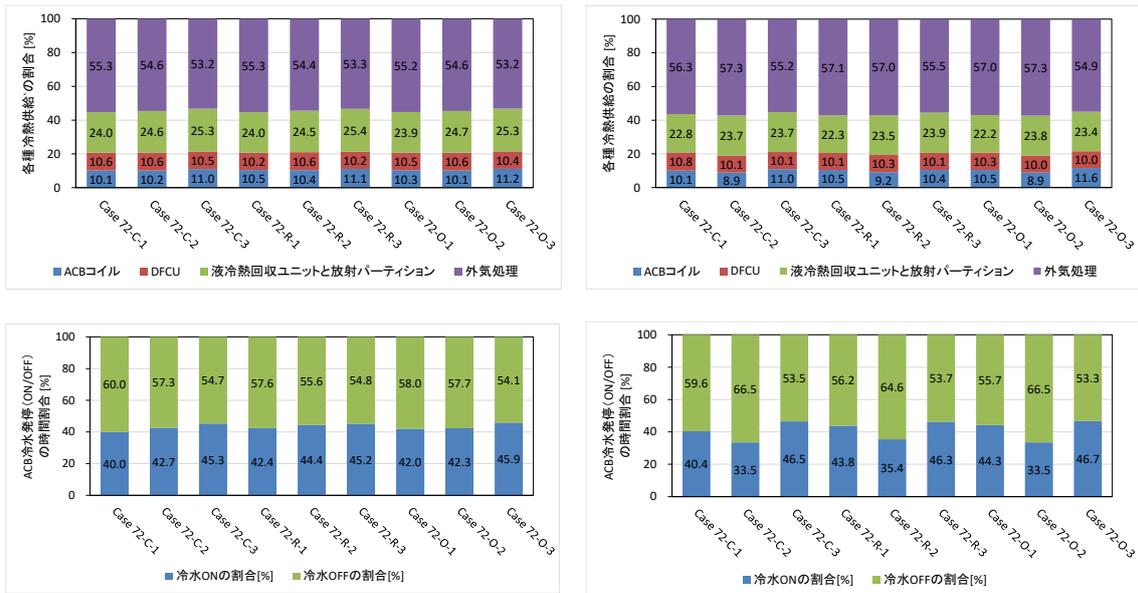


図 6-27-2 換気量 72 m³/(h・人)の場合の場合の各種冷熱供給負荷の割合と ACB 冷水発停 (ON/OFF)の時間割合 (左:不在者均一分布、右:不在者不均一分布)

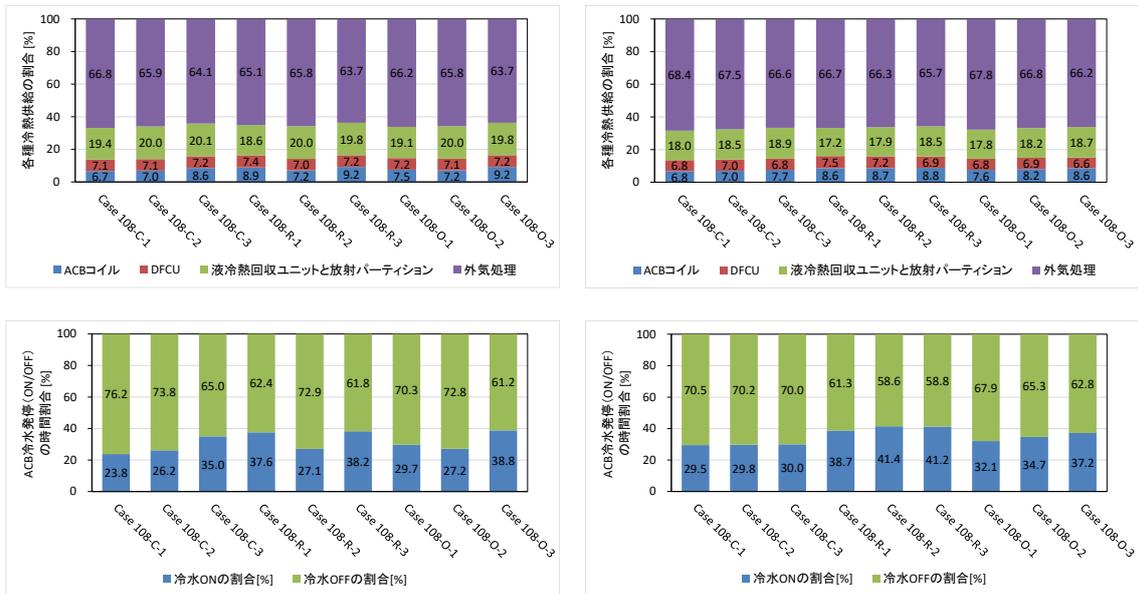


図 6-27-3 換気量 108 m³/(h・人)の場合の場合の各種冷熱供給負荷の割合と ACB 冷水発停 (ON/OFF)の時間割合 (左:不在者均一分布、右:不在者不均一分布)

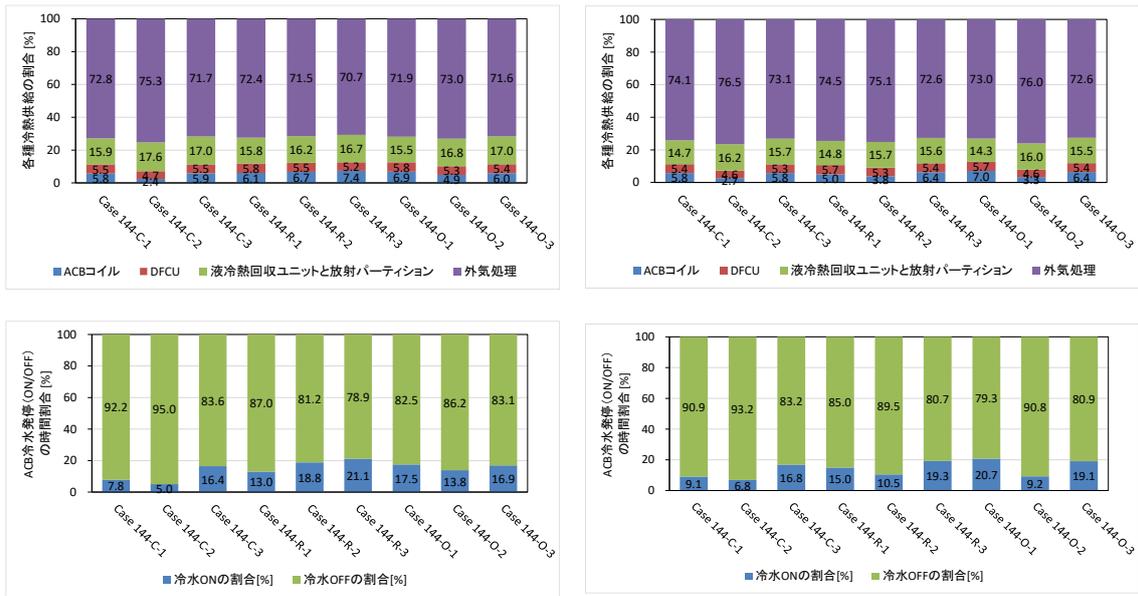


図 6-27-4 換気量 144 m³/(h・人)の場合の各種冷熱供給負荷の割合と ACB 冷水発停 (ON/OFF)の時間割合 (左:不在者均一分布、右: 不在者不均一分布)

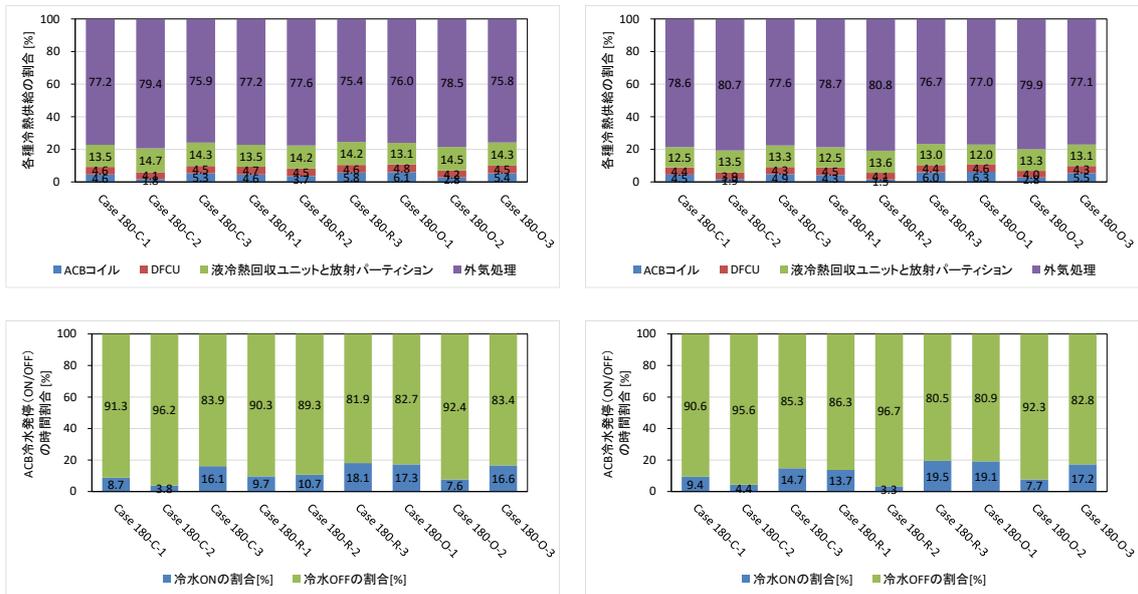


図 6-27-5 換気量 180 m³/(h・人)の場合の各種冷熱供給負荷の割合と ACB 冷水発停 (ON/OFF)の時間割合 (左:不在者均一分布、右: 不在者不均一分布)

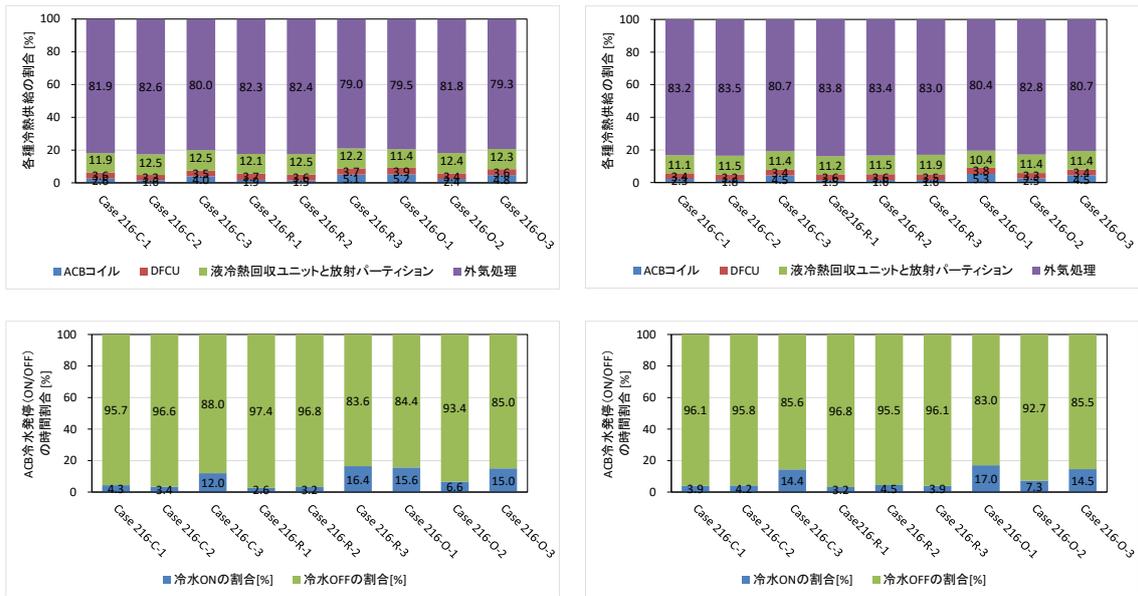


図 6-27-6 換気量 216 m³/(h・人)の場合の各種冷熱供給負荷の割合と ACB 冷水発停 (ON/OFF)の時間割合 (左:不在者均一分布、右:不在者不均一分布 ;)

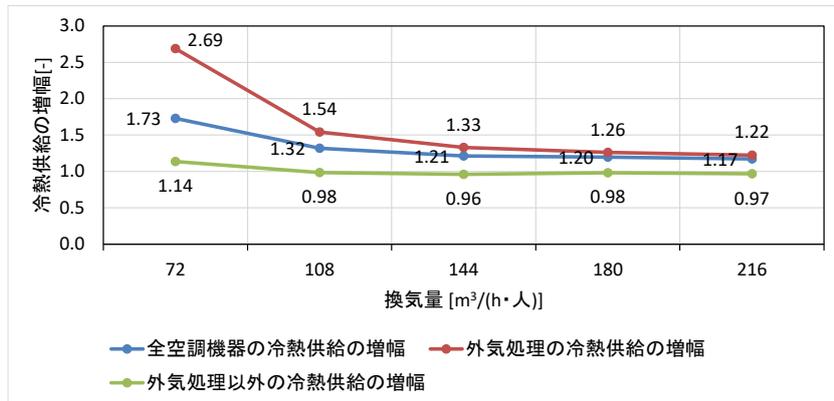


図 6-28 換気量の増加に伴う全空調機器、外気処理、外気処理以外の冷熱供給の増幅

また、図 6-27-1~図 6-27-6 に示すような ACB 冷水発停(ON/OFF)の時間割合により、ほとんどのケースにおいて、ACB 冷水が流す時間割合は制御温度幅が広くなるとともに、大きくなった。これは広い制御温度幅の場合、ACB は室内の温度を制御下限温度に冷やす時間が長くなっており、即ち、ACB の熱交換面積が足りないためと考える。また、換気量の増加は ACB 冷水発停(ON/OFF)の時間割合に大きく影響を与えた。特に、不在者均一分布の Case 216-R-1 で、冷水が流す時間割合は 2.6% になった。つまり、換気量が多いほど、ACB への冷水供給量は少ない。

図 6-29 に異なる空調設定温度において、違う制御温度幅による外気冷房運転時間（上図）と外気処理の冷暖房に関する冷熱供給負荷の比例（下図）を示す。空調設定温度の 25.5°C の以外、外気冷房の運転条件は空調運転の制御条件と同様であるため、外気冷房運転の時間割合は制御温度幅が広くなるとともに、大きくなった。25.5°C の場合（換気量 30 m³/(h・人) のケースのみ）、外気処理負荷を積極的に削減するため、外気冷房の条件は外気温度 25.5°C 以下の時外気冷房を利用することである。そのため、空調設定温度 25.5 °C のケース、即ち、換気量が 30 m³/(h・人) のケースにおいては、外気冷房運転の時間割合が最大、55.9% になった。また、空調設定温度 25.5 °C のケースの以外、外気処理に関わる冷暖房負荷について、空調設定温度の上昇と制御温度幅が広がる場合、外気暖房の割合が大きくなった。一方、外気冷房の割合が小さくなった。

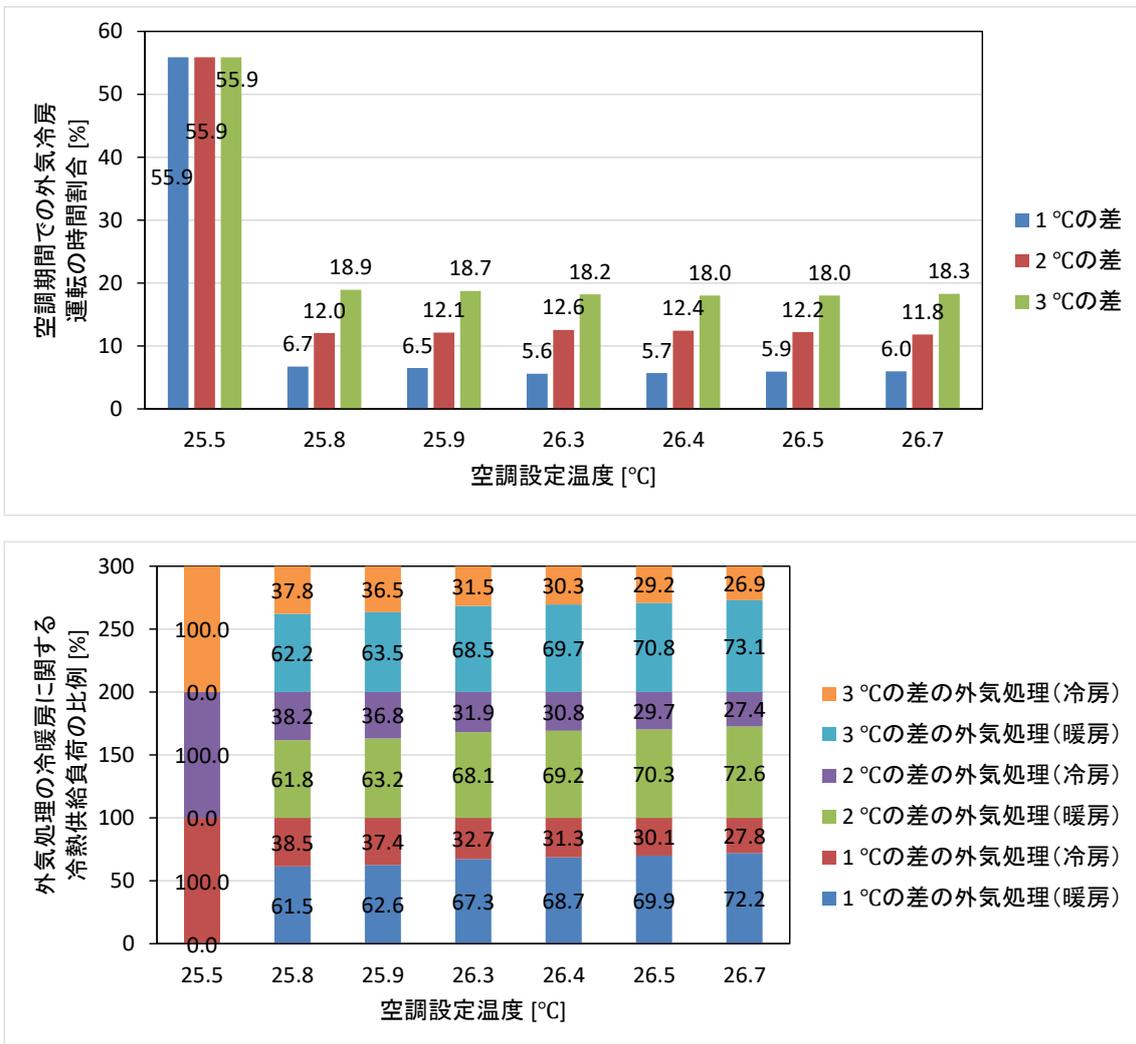


図 6-29 異なる空調設定温度において、違う制御温度幅による外気冷房運転時間（上）と外気処理の冷暖房に関する冷熱供給負荷の比例（下）

また、平成25年省エネルギー基準に指摘されている空気調和設備の基準一次エネルギー消費原単位は $1033 \text{ MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{年})$ (5 地域) である。3374 時間の年間空調時間、3.24 の熱源 COP^[6-8]、熱効率 33%(原子力)^[6-9]の電力の一次エネルギー供給算定値で、その基準一次エネルギー消費原単位を冷熱供給に換算した結果は、 $95.98 \text{ W}/\text{m}^2$ になっている。解析による各換気量の冷熱供給と基準一次エネルギーによる冷熱供給との比較を図 6-30 に示す。その結果、換気量の $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ のケースは最小で大体 5 割、換気量の $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ のケースは最大で大体 2 倍になった。ただし、液冷空調システムにおいて、デシカントと全熱交換器を外気潜熱負荷処理システムとしたが、各制御パターンでの室内へ導入する外気と室外へ排出空気との間の熱交換効率が不明なので、今回の外気処理負荷の計算結果は全熱交換器の熱効率効率を考慮してなく、外気を空調設定温湿度に処理する冷熱供給量であった。

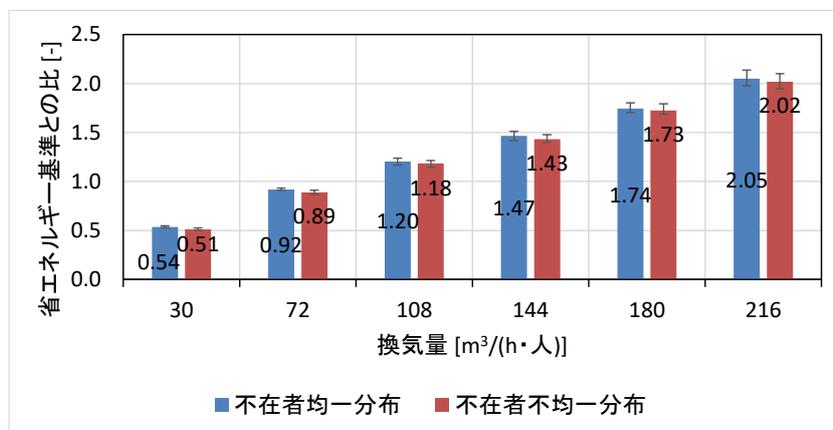


図 6-30 解析による冷熱供給と省エネルギー基準による冷熱供給との比較

6.6 PMV の期間計算の結果と考察

各 CFD 代表流れ場の解析ケースにおける室内各発熱源に対する CRI の計算と各人体に対する MRT 感度の解析は第 2 章の式(2-1)、第 4 章の式(4-2)により行った。センシング点での CRI 値とネットワークシミュレーションによる各熱源の real-time 熱流を組合せ、センシング温度を計算し、それを ACB と DFCU の制御モデルに組込んだ。その後、第 4 章の図 4-3 に示すような PMV 計算の流れにより、空調機器の発停制御と性能変動を考慮した在室者毎の PMV の期間シミュレーションを行った。

図 6-23 (CRI_c の結果) に示すように、北ペリメーターゾーンの天井に設置したペリメーター負荷を処理する DFCU や在室者人数に応じて発停する HRU、RP と比べ、インテリアゾーンの天井に設置した主に人体の発熱負荷を処理する ACB は、在室者周囲の空気性状に顕著に影響すると考えられる。その影響を把握するために、Case u-30-O-1 における外気温がピーク値となる 8 月 1 日の 15 : 00 ~ 15 : 59 (図 6-31) の結果を例として、ACB 冷水発停制御動作に伴う PMV の経時変化を説明する。

ACB への冷水を停止すると、ACB コイルの冷却能力が低減するとともに、PMV 値が上昇して暑い側になる傾向が見られた。逆に、冷水を流すと、ACB コイルの冷却能力が上昇するとともに、PMV 値が降下して寒い側になる傾向が見られた。このように、在室者の PMV 変動は ACB への冷水の発停にともなう変動が顕著であった。また、その時間帯に、在室者全員の PMV 最大値が 0.5 を超える時があったが、在室者全員の PMV 平均値が変動しながら 0 ~ 0.5 の範囲に維持できた (図 6-31 に丸いマークを付いている緑線)。

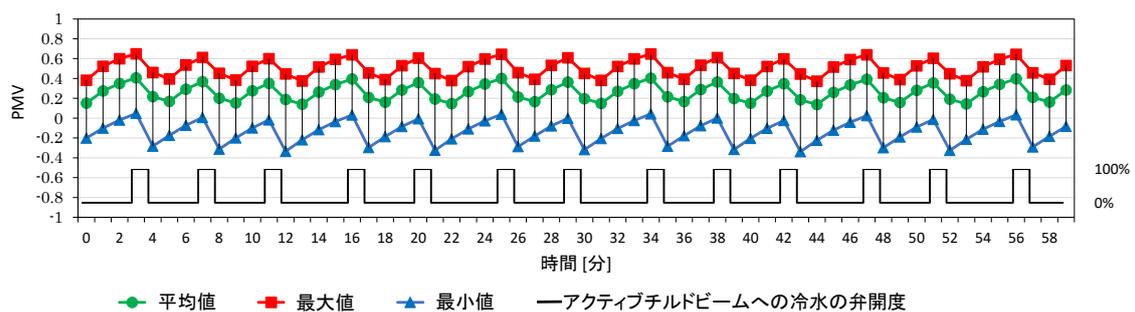


図 6-31 ACB 冷水発停制御動作に伴う PMV の変動

(Case u-30-O-1、8 月 1 日の 15 : 00 ~ 15 : 59)

ACB の冷水発停制御が在室者の PMV 期間分布に与える影響を把握するために、図 6-32-1~図 6-33-3 に示すような換気量の 30 m³/(人・h) の Case u-30-O-1 (不在者均一分布、センサー位置は在室者周辺、設定温度幅は 1℃) と Case n-30-O-1 (不在者不均一分布、センサー位置は在室者周辺、設定温度幅は 1℃) を例とし、ACB への冷水 ON の時、OFF の時、ON と OFF を含める時の在室者全員 (同一時刻に在室人数分のデータであること) の PMV 頻度分布及び累積確率密度分布を比較した。

各ケースにおいては、全冷房期、外気温がピーク値となる 8 月、中間期となる 10 月の PMV 頻度分布と累積確率密度分布の結果をそれぞれに図 6-32-1~図 6-33-3 の左上側と左下側図に示す。空調時間帯のうち、ACB への冷水 ON と OFF を含める時、ACB への冷水 ON の時、ACB への冷水 OFF の時に、PMV が快適域に収まる ($-0.5 \leq PMV \leq 0.5$) 割合、PMV が快適域を下回る ($PMV < -0.5$ 、寒い側) 割合、PMV が快適域を上回る ($PMV > 0.5$ 、暑い側) 割合をそれぞれに表 6-10~表 6-12 に示す。

具体的に、各ケースにおいて ACB の冷水発停制御が PMV に与える影響に関しては、ACB へ冷水を流した場合、PMV は全てのケースで 100% 快適域に収まった。それに対して、冷水を停止した場合、外気温がピーク値となる 8 月には、PMV が少し高くなる傾向になり、中間期となる 10 月には、PMV が低くなる傾向になった様子が示された。

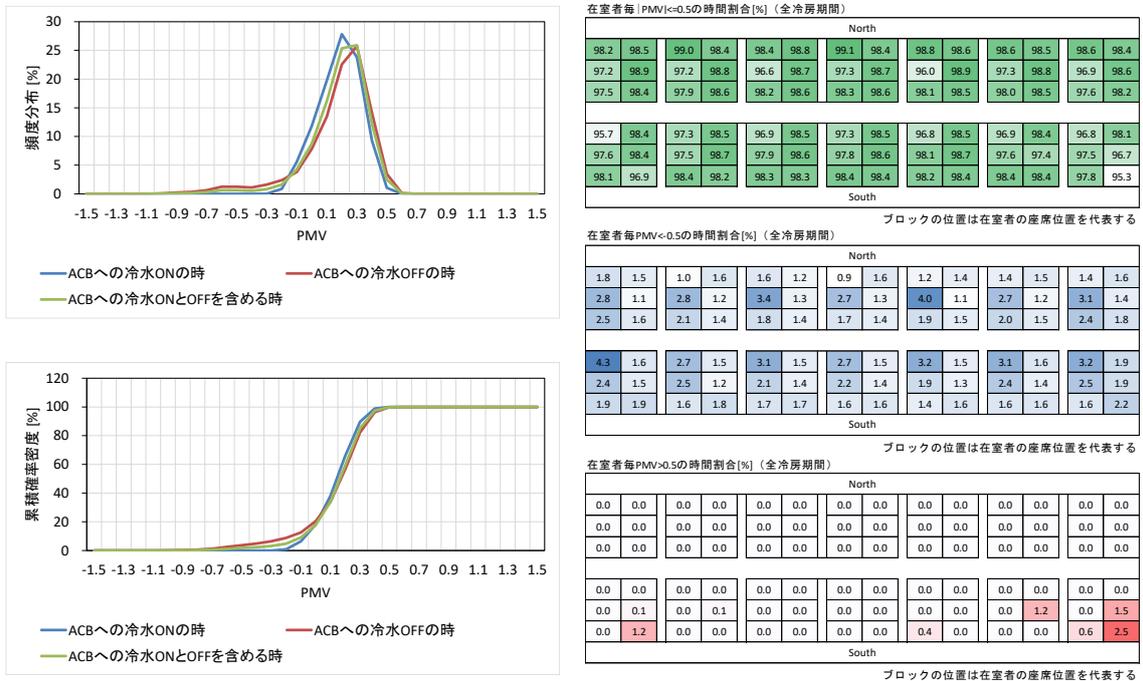


図 6-32-1 Case u-30-O-1 における全冷房期の解析結果 (左上: PMV 頻度分布、左下: PMV 累積確率密度、右: 在室者毎の PMV の時間的な割合)

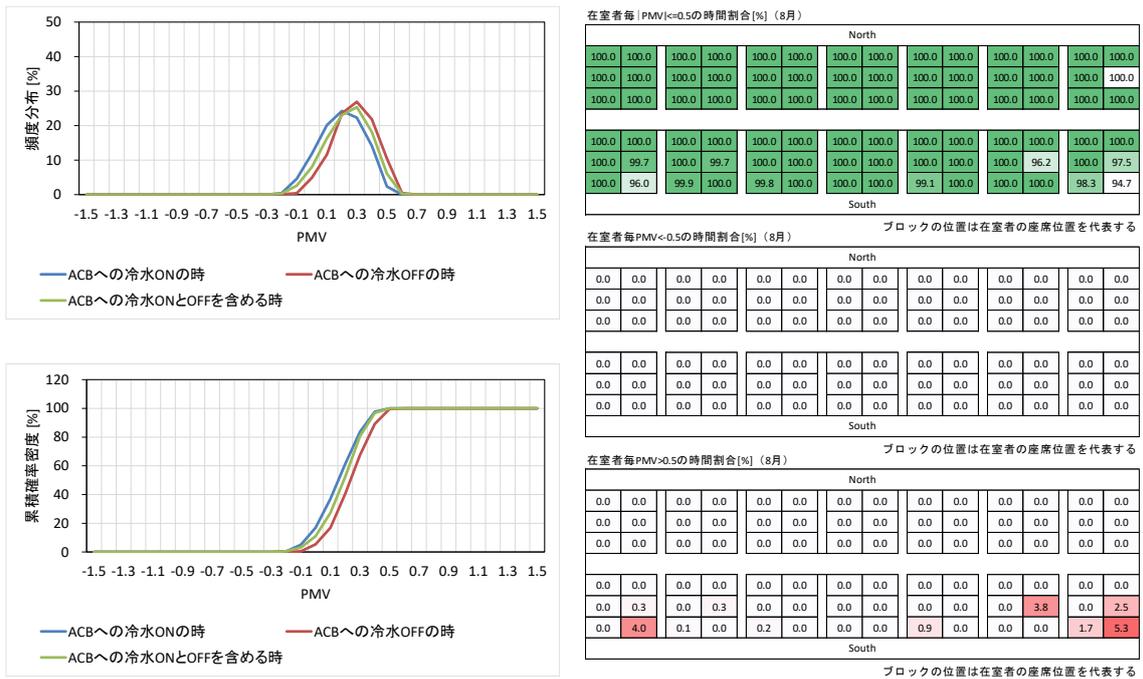


図 6-32-2 Case u-30-O-1 における 8 月の解析結果 (左上: PMV 頻度分布、左下: PMV 累積確率密度、右: 在室者毎の PMV の時間的な割合)

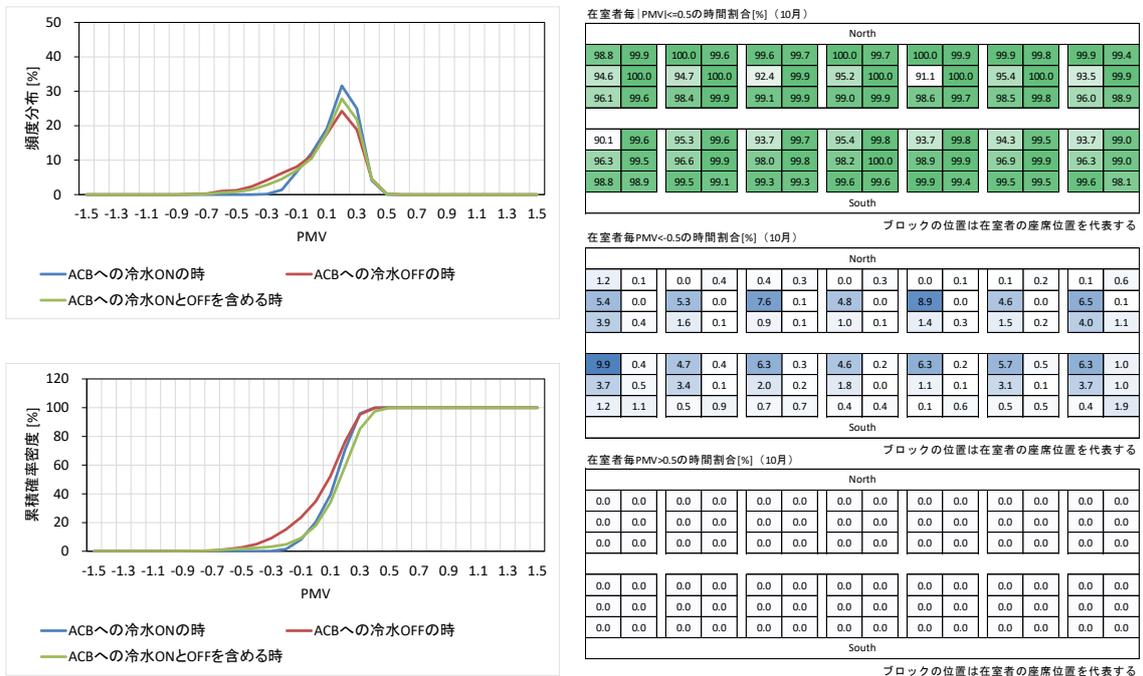


図 6-32-3 Case u-30-O-1 における 10 月の解析結果 (左上: PMV 頻度分布、左下: PMV 累積確率密度、右: 在室者毎の PMV の時間的な割合)

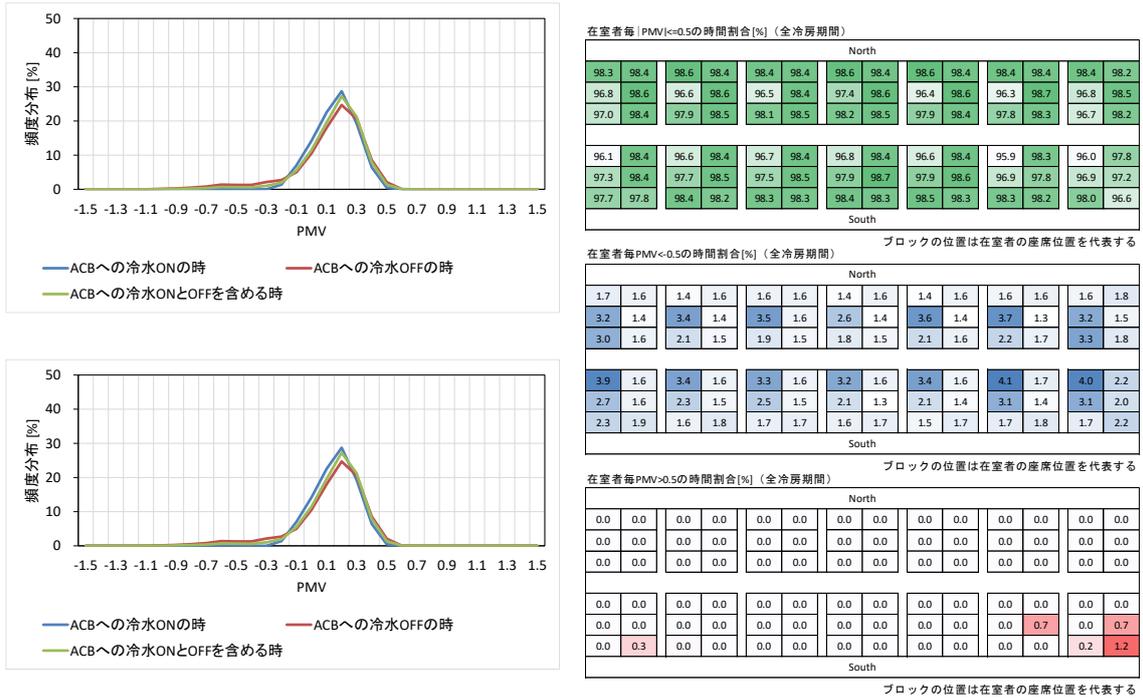


図 6-33-1 Case n-30-O-1 における全冷房期の解析結果 (左上: PMV 頻度分布、左下: PMV 累積確率密度、右: 在室者毎の PMV の時間的な割合)

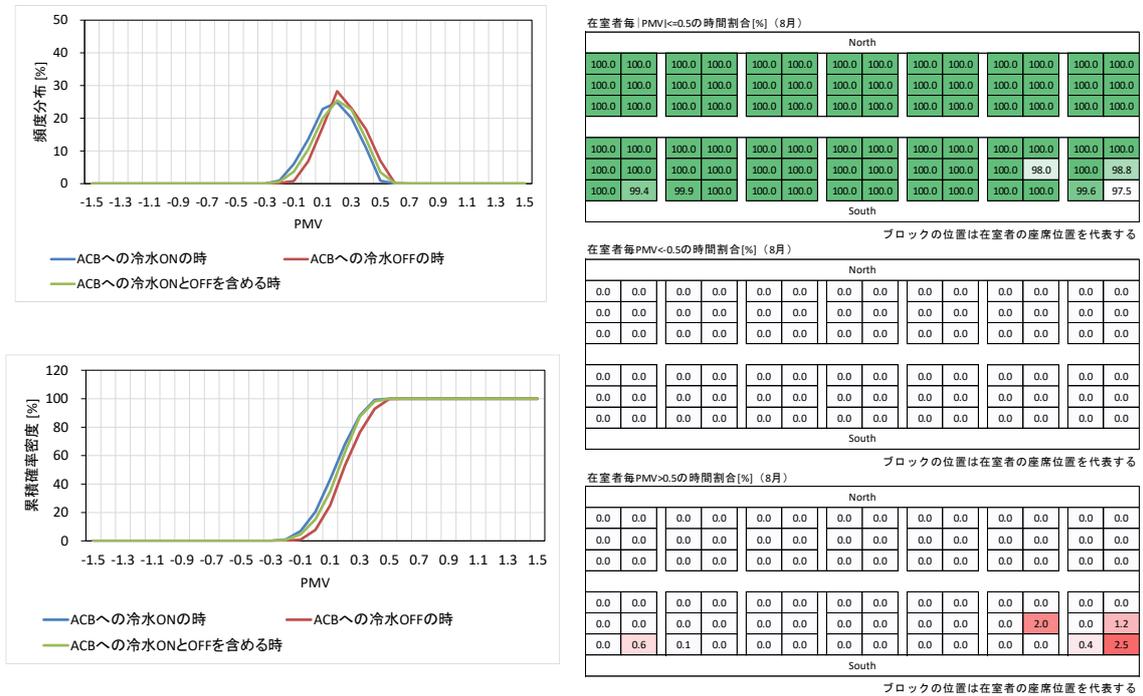


図 6-33-2 Case n-30-O-1 における 8 月の解析結果 (左上: PMV 頻度分布、左下: PMV 累積確率密度、右: 在室者毎の PMV の時間的な割合)

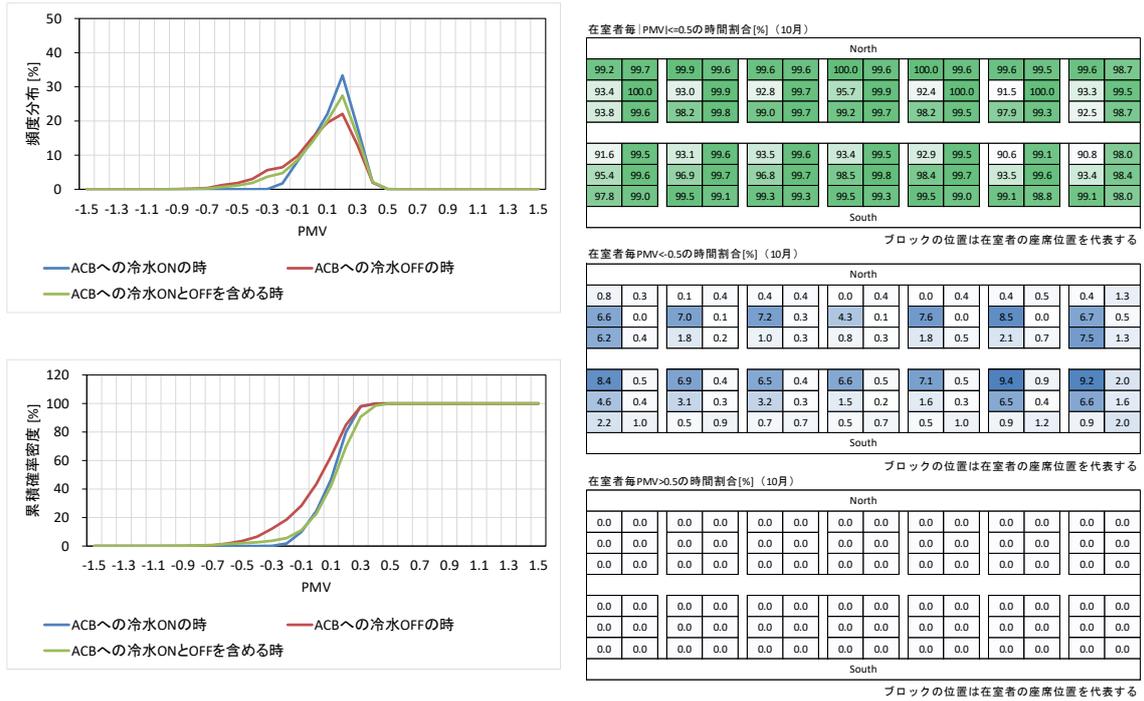


図 6-33-3 Case n-30-O-1 における 10 月の解析結果（左上：PMV 頻度分布、左下：PMV 累積確率密度、右：在室者毎の PMV の時間的な割合）

表 6-10 ACB への冷水 ON と OFF を含める時における PMV 値の累積確率密度 [%]

		ACB への冷水 ON と OFF を含める時		
		$ PMV \leq 0.5$	$PMV < 0.5$	$PMV > 0.5$
Case u-30-O-1	全冷房期	98.7	1.2	0.1
	8 月	99.8	0.0	0.2
	10 月	99.2	0.8	0.0
Case n-30-O-1	全冷房期	98.5	1.4	0.0
	8 月	99.9	0.0	0.1
	10 月	99.0	1.0	0.0

表 6-11 ACB への冷水 ON の時における PMV 値の累積確率密度 [%]

		ACB への冷水 ON の時		
		$ PMV \leq 0.5$	$PMV < 0.5$	$PMV > 0.5$
Case u-30-O-1	全冷房期	100.0	0.0	0.0
	8 月	100.0	0.0	0.0
	10 月	100.0	0.0	0.0
Case n-30-O-1	全冷房期	100.0	0.0	0.0
	8 月	100.0	0.0	0.0
	10 月	100.0	0.0	0.0

表 6-12 ACB への冷水 OFF の時における PMV 値の累積確率密度 [%]

		ACB への冷水 OFF の時		
		$ \text{PMV} \leq 0.5$	$\text{PMV} < -0.5$	$\text{PMV} > 0.5$
Case u-30-O-1	全冷房期	97.3	2.5	0.1
	8 月	99.6	0.0	0.4
	10 月	98.6	1.4	0.0
Case n-30-O-1	全冷房期	96.9	3.1	0.1
	8 月	99.9	0.0	0.1
	10 月	98.3	1.7	0.0

在室者毎の PMV の時間的な割合を図 6-32-1~図 6-33-3 の右側図に示すように、殆どの在室者の PMV 快適性満足率（快適域 $-0.5 \leq \text{PMV} \leq 0.5$ に収まる時間割合）が 98%程度になり、在室者同士の差異が小さいことが見られた。

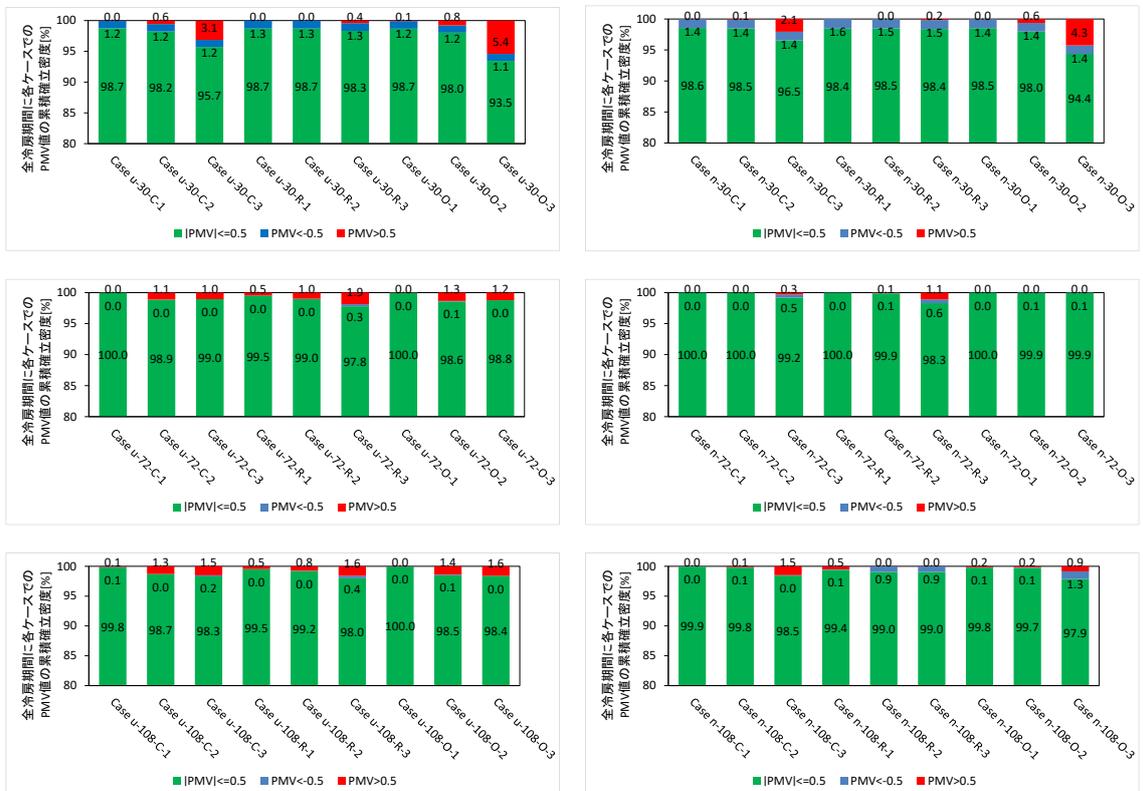
しかし、室中心の南東側における在室者の PMV は、特に外気温がピーク値となる 8 月には、暑い側になるリスクが比較的高い。北西側における在室者の PMV は、特に中間期となる 10 月には、寒い側になるリスクが比較的高いという結果となった。ただし、不在者均一分布の Case u-30-O-1 と比べ、不在者不均一分布の Case n-30-O-1 の場合は、室の東側や室の西側のところにおける PVM 値がやや均一になった。また、各ケースにおいて、作業デース毎の左側における在室者の PMV は、中間期の時に寒い側になるリスクが比較的高いという結果となった。

その原因は、まず殆どの機器からの発熱量は HRU によって回収されたが、人体からの発熱量は室内の気流により室中央に集めることが考えられている（室中央における人体発熱源による CRI 値が比較的高い）。次に、北ペリメーターゾーンの天井に DFCU を設置したため、南側と比べて室中央の北側における空間は DFCU 吹出口からの冷たい風に大きく影響された。さらに、室内のデスクは 7 列であるのに対して、天井の ACB は 8 列設置されており、西側の第一列の在室者の上部天井における ACB の数量は、東側の第一列の在室者の上部天井における ACB の数量より 7 台で多い。また、図 6-34 に示すように、どちらのケースにおいても、作業デース毎の左側における加重平均風速が同デースの他の位置と比べ速かった。これは、図 6-15 に示すような風速スカラー分布により、相隣の ACB からの吹出し空気にぶつかり、天井から剥離して下方へ向かって作業デスクの左側の処に吹いたため、作業デース毎の左側における温熱快適性がいつも悪くになると考えている。



図 6-34 在室者毎の座席における加重平均風速 (左: Case u-30-O-1、右: Case n-30-O-1)

図 6-35 に示すように、全体的に冷房期間において、換気量、センサー位置、制御温度幅を違いに設定しても在室者全員の PMV 値の累積確率密度が殆ど 98% 以上になり、液冷空調システムを採用したオフィスルームにおいて、快適な温熱環境が達成できることを確認した。ただし、異なるセンサー位置に関する結果により、センサーを在室者に近づくところ(即ち、ケースの C のシリーズ)に設置する場合、PMV 値は在室者周辺での平均対流温度をセンシング温度とするケース(即ち、ケースの O のシリーズ)の PMV 値とほとんど同様であり、センサーをリータン口(即ち、ケースの R のシリーズ)に設置するケースの PMV 値と比べて快適性範囲に収まる傾向が高いことが見られた。また、どちらのケースにおいても、制御温度幅を広めるとともに、PMV 値は快適性範囲を超えるリスクが高く、特に暑い側になる傾向が示された。



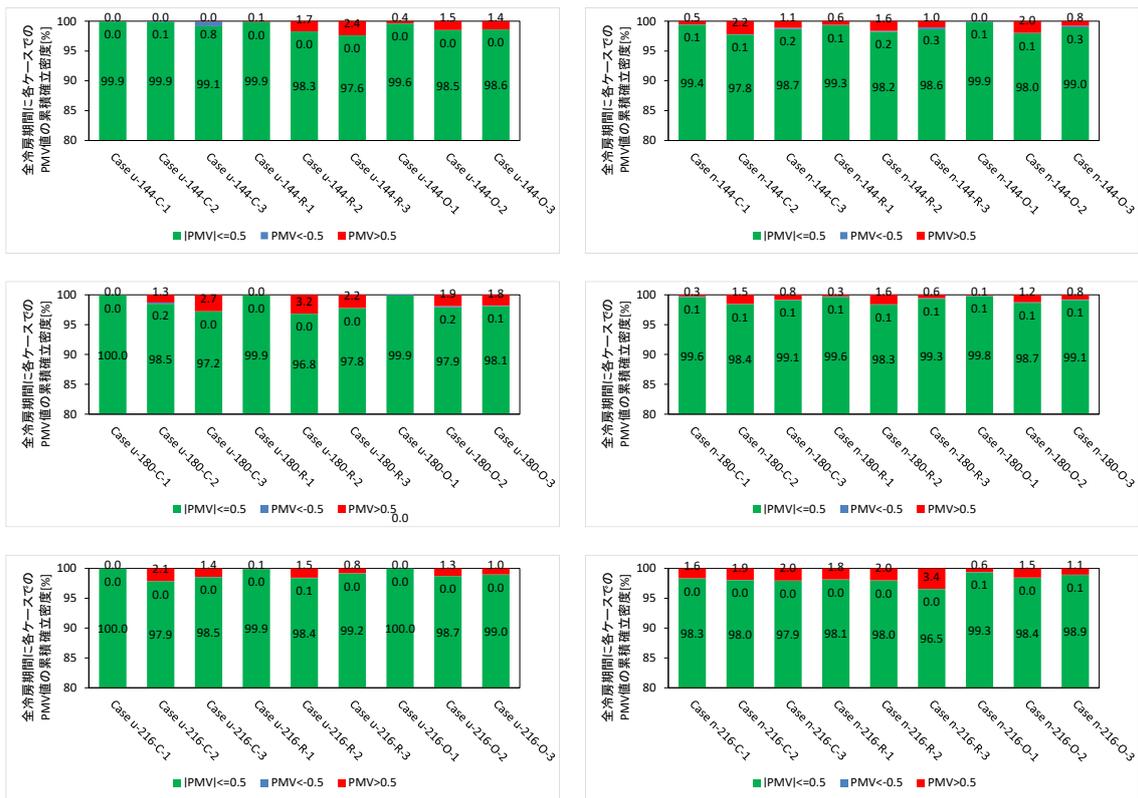


図 6-35 全ケースの冷房期間での PMV 値の累積確率密度

(左：不在者均一分布、右：不在者不均一分布)

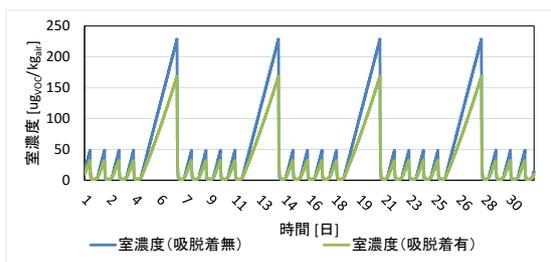
以上のように、在室者の PMV は ACB への冷水の発停に伴って顕著に変動することが分かった。ACB へ冷水を流した場合、PMV は快適域 ($-0.5 \leq PMV \leq 0.5$) に 100% で達成した。一方、ACB への冷水を停止した場合、PMV は快適域を超える傾向があり、その状態となる原因を把握した。全体的に、全冷房期において、殆どのケースでの全員の PMV は快適域に収まる割合が 98% 以上になり、在室者毎の PMV 快適性満足率の結果により液冷空調システムでの在室者同士の快適性差異が小さいことを確認した。また、全てのケースの結果により、センサー位置を人体に近づくところに設置し、制御温度幅が 1°C の差と設定する場合は、最も快適な室内温熱環境をよく維持することができた。しかし、室天井側における空調機器は不均一に設置されたため、在室者同士の PMV 分布は室の北西側から南東側、デスクの左側から右側にわたって小さい差異が生じた。このことは空調機器の位置や装置数量を最適化して改善できることと期待されている。

6.7 座席位置における VOC 濃度の期間計算の結果と考察

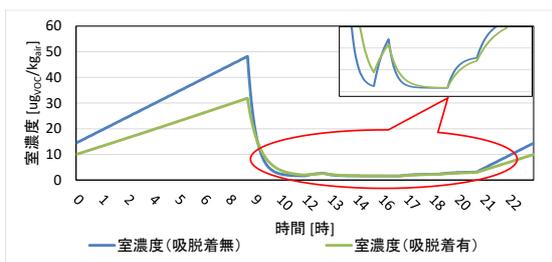
6.7.1 吸脱着効果による日中室濃度の変動

各 CFD 代表流れ場の解析ケースにおける室内の各 VOC 分散源に対する CRI_{AQ} の計算は第 2 章の式(2-14)により行った。吸脱着効果が大きい建材に対する VOC の吸脱着現象は Langmuir 型と考えた。吸脱着効果を考慮した汚染物質の分布性状を反映する期間シミュレーションについては、まず着目する床、壁、天井を放散面とした建材から、汚染物質が単独で放散されることにより、それらの建材の表面における CRI_{AQ} を予め計算しておいた。その後、第 3 章の式(3-9)と式(3-15)をネットワークモデルに導入し、第 4 章の図 4-4 に示すような流れにより、期間シミュレーションを行った。汚染物質は石膏ボードと仮定した建材から放散速度の $5 \times 10^{-9} \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ として室内に CH_2O が放散される。吸着等温式のパラメータについて、飽和吸着量は $0.027 \mu \text{g}_{\text{voc}}/\text{kgPS}$ 、Langmuir 定数は $0.0038 \text{ l}/(\mu \text{g}_{\text{voc}}/\text{m}^3)$ とした。

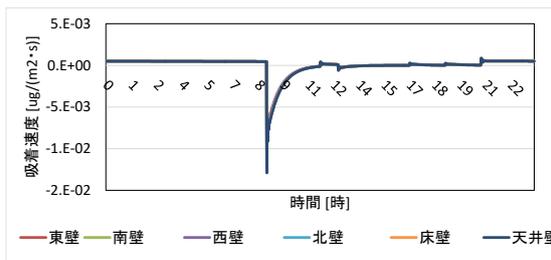
日中の室内 VOC 濃度の変動を把握するために、換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 、不在者均一分布の Case u-30 を例として説明する。図 6-36 に示すような吸脱着無と吸脱着有の結果により、室濃度が高まるとともに、VOC が建材に吸着され、室濃度の上昇が抑制された。逆に、室濃度が低まるとともに、VOC が建材から脱着され、室濃度の上昇が促進された。室内の濃度は建材の吸脱着効果によって影響された。また、換気無の夜と週末に、汚染物質が室内に溜まっているため、濃度が換気有の平日より高かった。そのため、吸着速度が日中の換気開始の時に最大になった。一日中に、座席位置に VOC 濃度が殆ど $10 \mu \text{g}_{\text{voc}}/\text{kg}_{\text{air}}$ 以下に抑えられているが、朝の 9~10 時（換気開始の一時間目）VOC 濃度が高く、方針値の $83 \mu \text{g}_{\text{voc}}/\text{kg}_{\text{air}}$ をやや超えたことが示された。



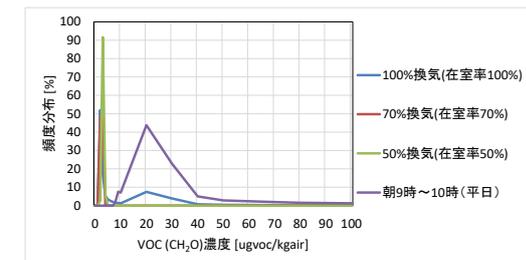
5月の CH_2O 室濃度の変化



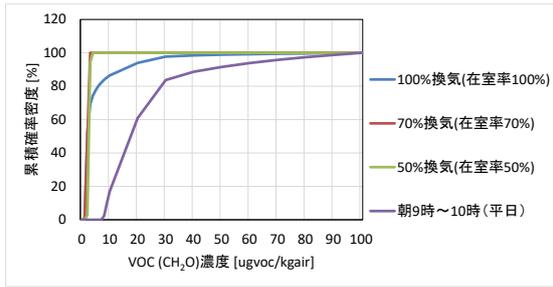
一日の CH_2O 室濃度の変化



一日の CH_2O 吸着速度の変化



座席位置での CH_2O 濃度の全冷房期間頻度分布

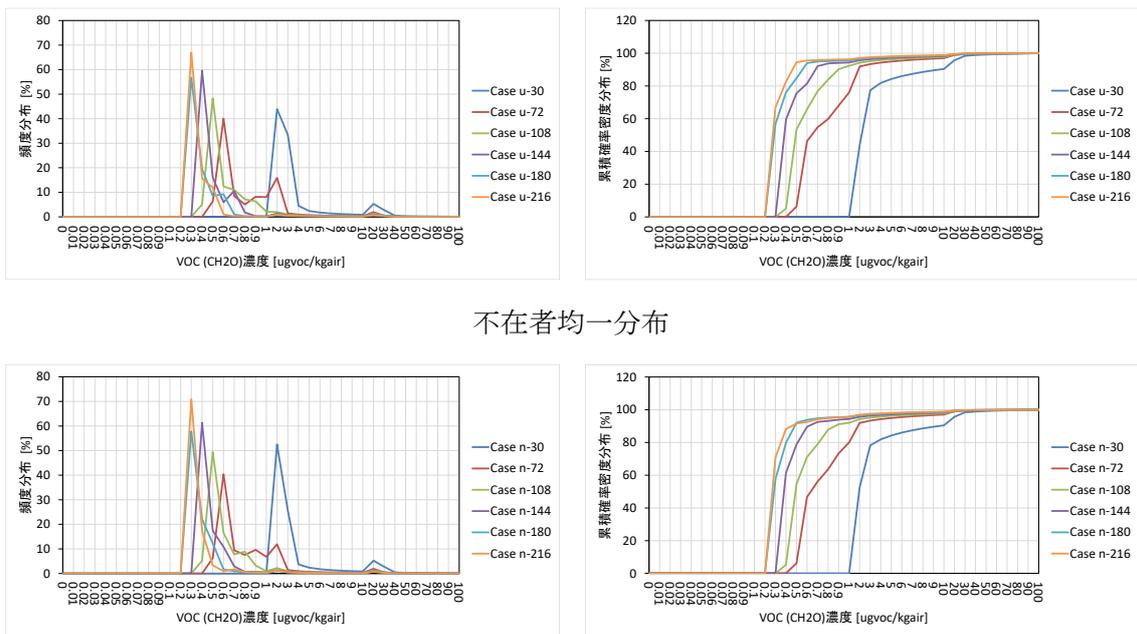


座席位置での CH₂O 濃度の全冷房期間累積確率密度

図 6-36 Case u-30 における VOC の解析結果

6.7.2 全冷房期間における室全員の座席位置での VOC 濃度分布

全ケースにおいて、全冷房期間（5月～10月）の室全員の座席位置での VOC 濃度の頻度分布と累積確率密度分布を図 6-37 に示す。座席位置に VOC 濃度が殆ど期間に 10 μg_{voc}/kg_{air} 以下に抑えられたが、換気量が増えるとともに、VOC 濃度はさらに低くなる結果が示された。



不在者均一分布

不在者不均一分布

図 6-37 全ケースにおいて、全冷房期間の室全員の座席の処での VOC 室濃度の頻度分布と累積確率密度分布

6.8 座席位置における臭いによる不快感率の期間計算の結果と考察

各 CFD 代表流れ場の解析ケースにおける室内の各臭い放散源に対する CRI_{AQ} の計算は第2章の式(2-14)により行った。臭いの分布性状を反映する期間シミュレーションは VOC のシミュレーションと同様に、まず着目する床、壁、天井、人体から、臭いが単独で放散されることにより、それらの検討位置（在室者の座席）における臭い濃度 Decipol の CRI_{AQ} を予め計算しておいた。そして、第4章の図4-4に示すような流れにより、在室者の座席における臭い濃度 Decipol の期間シミュレーションを行った。その後、第3章の式(3-17)を用いて在室者の座席における Decipol から在室者の不快感率に換算した。今回は、臭いの計算は吸着と考えていない。吸着効果がある臭いの予測は前節6.7でのホルムアルデヒドの結果から類推することができる。

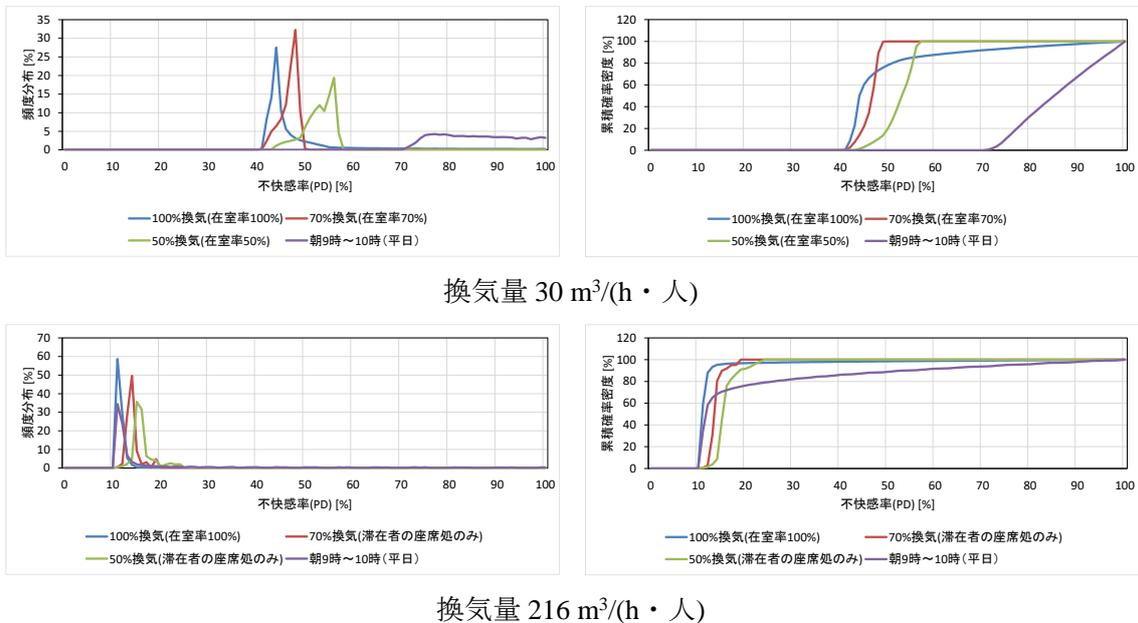


図 6-39 各空調期間帯において、在室者毎の座席に臭いによる不快感率の頻度分布と累積確率密度分布

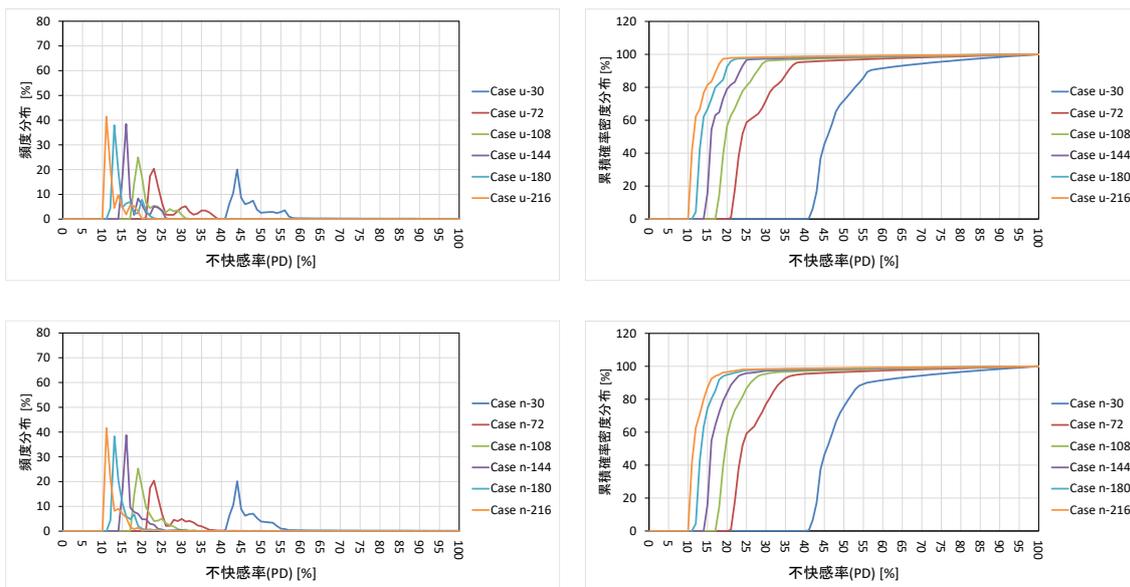
日中各空調時間帯における不快感率の変動を把握するために、換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ と換気量 $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の時、臭い発生量が $223.33 + 1 \text{ olf/人} \times \text{人数の不在者均一分布}$ のケースを例として説明する。図 6-39 に示すように、換気無の夜や週末を過ごして臭いが室内に溜まっているから、臭い濃度が高かった。そのため、換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合は、朝 9~10 時（換気開始の一時間目）に不快感率が 70% 以上を超えた累積確率密度は 100% であった。換気量が $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合、室内の臭いが速く希釈されたが、朝 9~10 時（換気開始の一時間目）に不快感率が 20% 以上を超えた累積確率密度は 20% 程度まで降下した。また、満

席ではない場合、室内への換気量が削減されるとともに、臭いの濃度が高くなったため、不快感率も高くなった。

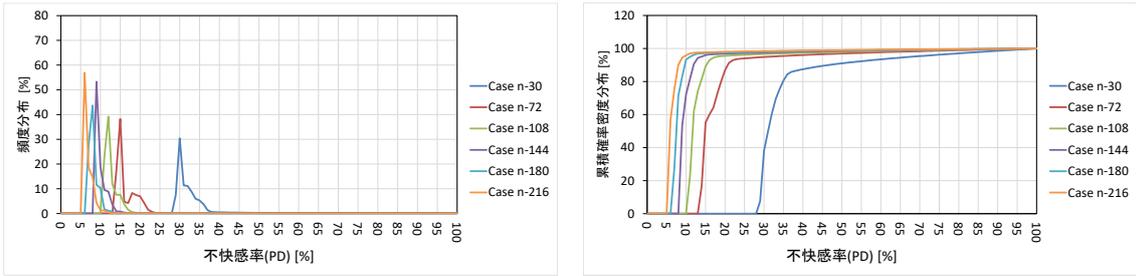
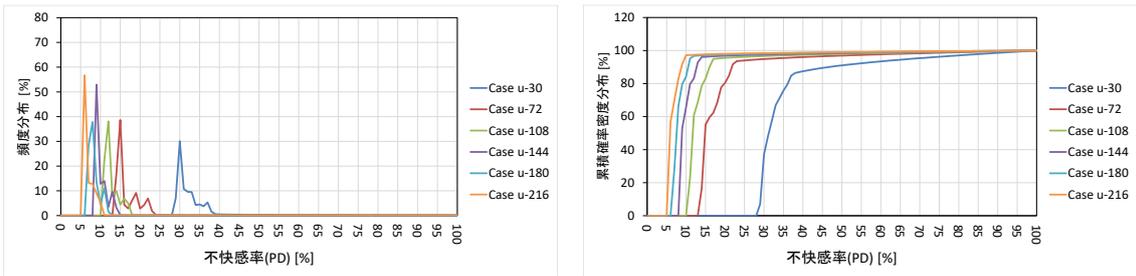
全冷房期間における全てのケースの滞在者全員の座席位置での臭いによる不快感率の頻度分布と累積確率密度分布を図 6-40 に示す。全体的に、換気量が $30 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ から $216 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ まで上昇するとともに、臭い発生量が $223.33 + 1 \text{ olf}/\text{人} \times \text{人数}$ の場合、全員の座席位置での不快感率は 50% から 15% 程度まで、臭い発生量が $84 + 1 \text{ olf}/\text{人} \times \text{人数}$ の場合、全員の座席位置での不快感率は 30% から 10% 程度まで、臭い発生量が $42 + 1 \text{ olf}/\text{人} \times \text{人数}$ の場合、全員の座席位置での不快感率は 25% から 5% 程度まで低下したことが示された。

滞在者全員の座席位置での臭いによる不快感率が 20% 及び 10% 以下になった累積確率密度分布を図 6-41 に示す。その結果により、臭い発生量を少なめる場合は、換気量 $2 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ で不快感率が 20% 以下に収まる累積確率密度が最大 94.4% になり、換気量が増えてもその累積確率密度が 4% しか上昇しないことが示された。ただし、不快感率が 10% 以下に収まりようとする場合、臭い発生量を $42 + 1 \text{ olf}/\text{人} \times \text{人数}$ に少なめ、換気量を $108 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{人})$ 以上に増加する必要となることを確認した。

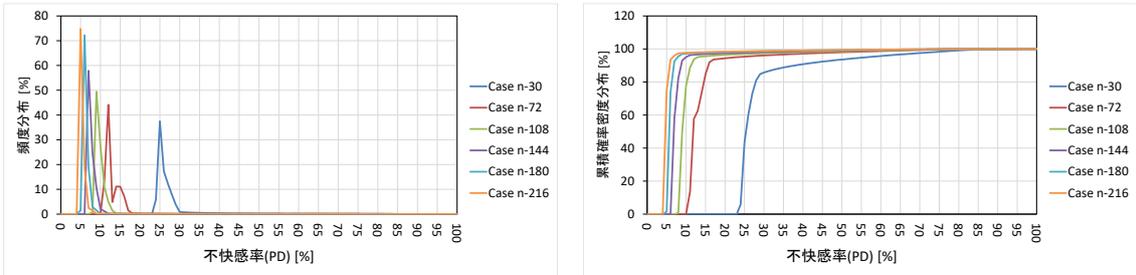
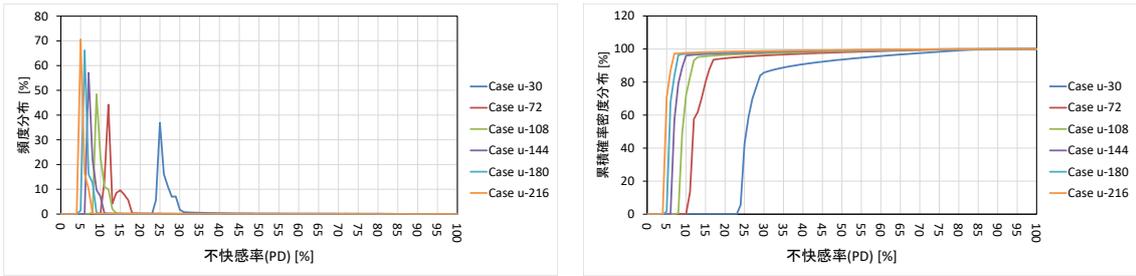
また、不在者不均一分布のケースと比べ、不在者均一分布の場合は、各ケースの頻度分布が三つの山のような形状になった。この原因は、まず、不在者均一分布の場合、満席ではない時に換気量が削減され、各滞在者における新鮮空気が比較的少なくなった。図 6-42 に示すように、不在者不均一分布の場合は、滞在者が集合に分布されるので、滞在者がいる区域のみへ新鮮空気を供給し、各滞在者周辺での新鮮空気が比較的多くなったため、滞在者の座席での不快感率が不在者の座席での不快感率より低いことが示された。



olf 発生量 $223.33 + 1 \text{ olf}/\text{人} \times \text{人数}$ (上段：不在者均一分布、下段：不在者不均一分布)

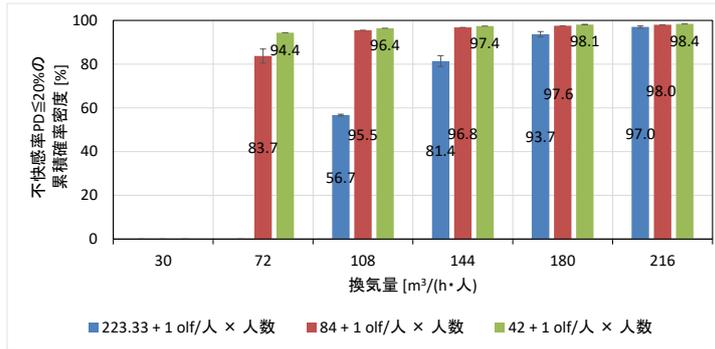


olf 発生量 84 + 1 olf/人 × 人数 (上段：不在者均一分布、下段：不在者均一分布)

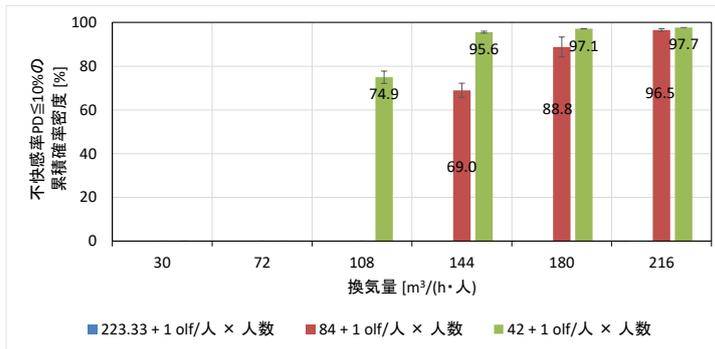


olf 発生量 42 + 1 olf/人 × 人数 (上段：不在者均一分布、下段：不在者均一分布)

図6-40 全ケースにおいて全冷房期間の滞在者全員の座席処での臭いによる不快感率の頻度分布と累積確率密度分布



PD ≤ 20%



PD ≤ 10%

図6-41 全ケースにおいて全冷房期間の滞在者全員の座席位置での臭いによる不快感率が20%及び10%以下になった累積確率密度分布

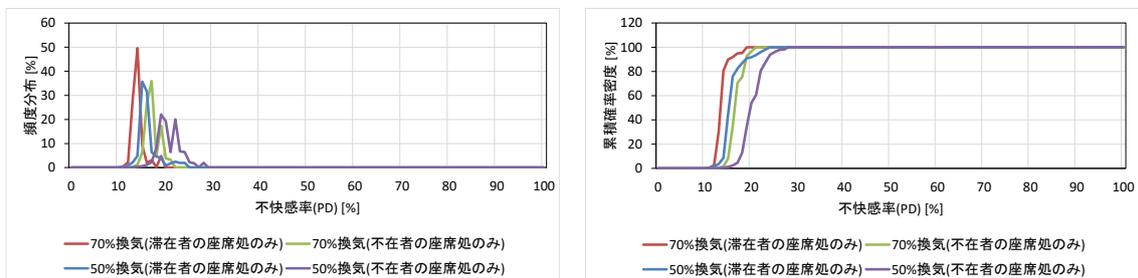
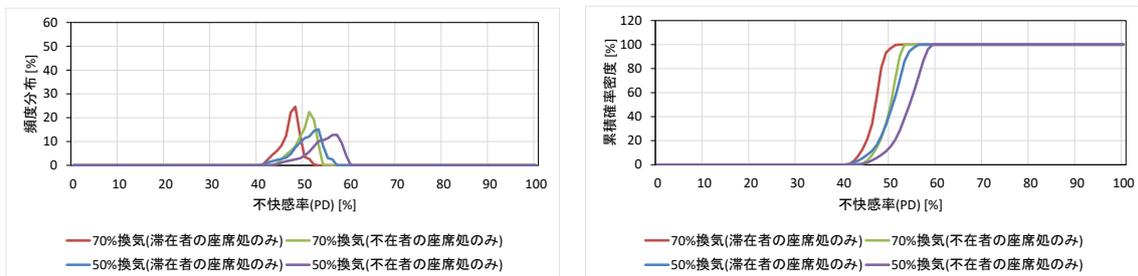


図6-42 不在者不均一分布の場合、満席ではない時の滞在者と不在者の座席位置における全冷房期間の臭いによる不快感率の頻度分布と累積確率密度分布

在室者同士の臭い分布を把握するために、臭い発生量が 223.33 + 1 olf/人 × 人数の場合、全冷房期間における換気量 30 m³/(h・人) 場合の在室者毎の座席に臭いによる不快感率が 50% 以下を抑えられた時間割合の分布と、換気量 216 m³/(h・人) 場合の在室者毎の座席に臭いによる不快感率が 20% 以下を抑えられた時間割合分布を例として説明する。図 6-42 と 6-43 に示すように、VOC の時間割合分布と同じに、汚染源に近いところにおける在室者の不快感率が高かった様子が示された。また作業デスク毎に左側における不快感率が低かった。不在者均一分布と比べ、不在者不均一分布の場合は、室西側における不快感率が東側より顕著に低いことが見られた。また不在者不均一分布の場合は、室西側における不快感率の分布が比較的均一になった。この原因は、不在者不均一分布の場合、満席ではない時に、室東側へ新鮮空気を供給していないため、臭いが貯まっており、更に室西側における人体からの臭いが気流によって東側へ輸送されたと考える。

Case u-30
在室者毎の処に不快感率(PD)≦50%の時間割合[%] (全冷房期間)

North													
68.74	62.49	61.94	77.39	76.84	63.58	64.02	77.95	77.39	61.80	54.96	76.84	77.21	62.60
79.62	56.16	58.96	76.47	73.08	62.46	57.66	71.17	73.55	62.63	63.74	69.74	71.65	61.66
66.38	76.28	79.39	55.49	64.30	62.35	77.39	62.07	57.66	76.28	78.32	62.35	63.05	68.55
South													
74.27	61.24	63.99	77.21	79.25	54.16	62.77	76.99	79.25	61.24	57.82	77.39	78.69	59.99
65.69	69.51	72.60	61.77	63.44	68.55	71.65	53.49	63.60	69.74	79.02	54.32	55.82	76.10
63.58	76.10	78.32	52.32	76.84	75.36	76.47	59.30	63.05	74.99	76.47	59.85	63.05	67.84

ブロックの位置は在室者の座席位置を代表する

不在者均一分布

Case n-30
在室者毎の処に不快感率(PD)≦50%の時間割合[%] (全冷房期間)

North													
66.9	69.6	69.1	69.7	68.7	69.1	67.9	64.3	63.5	58.2	63.2	52.5	54.3	52.3
74.4	67.9	74.4	67.6	73.6	66.4	68.0	63.5	65.1	57.1	61.4	51.5	52.2	50.3
76.9	69.6	73.0	67.6	72.4	66.2	65.1	62.2	64.0	55.5	55.0	50.0	51.1	48.5
South													
77.5	69.2	74.3	69.3	71.1	64.0	63.2	62.0	62.5	53.7	54.2	48.3	49.2	47.1
74.2	69.7	72.2	67.8	69.7	61.7	64.6	60.3	62.8	51.5	52.5	48.9	49.9	47.1
71.5	70.0	72.9	66.2	70.3	62.5	69.9	58.5	65.5	50.7	52.8	51.9	59.9	46.0

ブロックの位置は在室者の座席位置を代表する

不在者不均一分布

図 6-43 全冷房期間において換気量 30 m³/(h・人) 場合の在室者毎の座席に臭いによる不快感率が 50% 以下を抑えられた時間割合分布 (臭い発生量が 223.33 + 1 olf/人 × 人数)

Case u-216
在室者毎の処に不快感率(PD)≦20%の時間割合[%] (全冷房期間)

North													
94.91	96.89	88.17	95.67	95.86	76.20	97.03	95.86	95.89	96.89	96.44	95.67	95.86	73.00
95.86	75.10	96.27	96.04	94.67	96.78	96.10	94.67	94.67	78.70	96.75	94.67	94.72	74.25
96.92	95.67	96.04	75.44	97.03	96.89	95.86	96.50	96.30	95.86	96.04	76.75	96.89	94.00
South													
94.91	96.75	96.89	95.67	95.86	96.27	96.92	95.71	95.89	78.42	96.27	95.86	95.86	76.20
97.03	94.43	94.43	75.09	96.89	94.67	94.72	75.44	96.89	94.67	95.89	96.14	96.27	95.67
87.17	95.89	95.89	96.27	95.89	95.86	95.86	75.09	77.73	95.86	95.89	74.53	75.92	93.72

ブロックの位置は在室者の座席位置を代表する

不在者均一分布

Case n-216
在室者毎の処に不快感率(PD)≦20%の時間割合[%] (全冷房期間)

North													
97.0	96.9	96.9	96.8	96.9	96.9	97.0	72.9	73.2	57.2	72.4	59.9	62.7	73.8
96.9	96.9	96.9	97.0	96.9	96.8	96.8	72.9	72.4	72.3	72.7	58.0	77.6	74.5
96.9	96.8	97.0	96.9	97.0	96.9	96.9	72.1	72.8	73.7	59.0	56.9	73.7	75.3
South													
97.0	96.8	96.9	96.8	96.9	73.7	75.1	71.9	72.5	72.9	58.6	73.7	74.8	75.4
97.0	96.8	96.8	96.9	96.9	76.2	74.6	72.3	72.6	73.7	56.9	56.6	60.1	74.1
97.0	96.9	96.9	96.9	96.9	74.5	77.6	72.4	72.3	74.8	55.8	56.2	56.2	73.4

ブロックの位置は在室者の座席位置を代表する

不在者不均一分布

図 6-44 全冷房期間において換気量 216 m³/(h・人) 場合の在室者毎の座席に臭いによる不快感率が 20% 以下を抑えられた時間割合分布 (臭い発生量が 223.33 + 1 olf/人 × 人数)

6.9 まとめ

本章では、全体像シミュレーション手法の有用性を明らかに図るために、省エネルギーと温熱快適性を極限まで追求した液冷空調システムを採用する一室のオフィスを想定することで、計 108 のケーススタディの実例を挙げた。はじめに、異なる必要換気量の下、違うセンサー位置と発停制御、また満席ではない時の在室者の分布による解析ケースの設定を詳細に説明した。そして、全冷房期間(5月~6月)における在室者全員の PMV の分布性状、在室者の座席周辺での VOC 濃度と臭いによる不快感率の分布性状を観察し、異なる発停制御と容量制御の下の期間エネルギー使用量を検討した。

その結果、まず換気量が二酸化炭素を 1000PPM 以下に希釈するための $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ から $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ まで 6 倍で増えても、在室者の座席周辺における加重平均風速が最大 0.44 m/s で、 0.5 m/s 以下が抑えられた。

換気量は $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ から $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ まで増えると、エネルギー使用量が最初 7 割で、その後 2 割程度で急激に上昇した。ただし、エネルギー使用の増加は主に外気処理用のエネルギー使用の増加であった。外気処理以外のエネルギー使用は逆に軽く降下した。省エネルギー基準と比べ、単位面積当たりの空調冷熱供給は換気量の $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の 5 割程度から換気量の $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の場合の 2 倍程度まで上昇した。制御温度幅が広くするとともに、ACB の熱交換面積が足りないため、ACB の冷水が流す時間割合が長くなった他に、冷熱供給負荷も多くなった。

PMV の結果について、在室者の PMV は ACB への冷水の発停に伴って顕著に変動することを確認した。どちらのケースにおいても、全冷房期において、全員の PMV は快適域に収まる割合が殆ど 98% 以上になり、在室者毎の PMV 快適性満足率の結果により液冷空調システムでの在室者同士の快適性差異が小さいことを確認した。センサー位置を人体に近づくところに設置し、制御温度幅が 1°C の差と設定する場合は、快適な室内温熱環境をよく維持することができた。しかし、室天井側における空調機器が不均一に設置されたため、在室者同士の PMV 分布は室の北西側から南東側にわたって小さい差異が生じた。このことは空調機器の位置や装置数を最適化して改善できることと期待されている。

VOC の結果について、濃度が高まるとともに、VOC が建材に吸着され、室濃度の上昇が抑制された。逆に、室濃度が低まるとともに、VOC が建材から脱着され、室濃度の上昇が促進された。室内の濃度は建材の吸脱着効果によって影響されたことを確認した。一日中に、座席の処に VOC 濃度が殆ど $10 \mu\text{g}/\text{voc}/\text{kgair}$ 以下に抑えられているが、朝の 9~10 時 (換気開始の一時間目) VOC 濃度が高く、方針値の $83 \mu\text{g}/\text{voc}/\text{kgair}$ をやや超えたこともあった。全ケースにおいて、換気量が増えるとともに、VOC 濃度はさらに低くなるのが分かった。座席同士の VOC 濃度は $83 \mu\text{g}/\text{voc}/\text{kgair}$ を超えた時間割合のばらつきが小さくなったが、不在者均一分布のケースと比べ、不在者不均一分布の場合は在室者の座席位置での VOC 濃

度がさらに均一に分布され、濃度がさらに低くなったことが見られた。ただし、放散源の壁に近いところに、その時間割合が真ん中の処よりやや高かった。換気による完全混合が事実上不可能であるため、室内に汚染物質の空間分布が存在し、放散源に近い局部は他の局部より濃度がやや高い結果が見られた。

臭いの結果について、換気無の夜や週末を過ごして臭いが室内に溜まっているから、朝9~10時（換気開始の一時間目）に不快感率が非常に高く、換気量を $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ に設定しても、不快感率が20%以上を超えた累積確率密度はやはり20%程度になった。VOCの結果と同じに、換気量が $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ から $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ まで上昇するとともに、全員の座席位置での不快感率顕著に低下した様子が見られた。また、臭い発生量を少なめる場合は、換気量 $72 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ で不快感率を20%以下に収まる累積確率密度が最大94.4%になり、換気量が増えてもその累積確率密度が4%しか上昇しないことが示された。ただし、不快感率を10%以下に収まりようとする場合、臭い発生量を $42 + 1 \text{ olf/人} \times \text{人数}$ に少なめ、換気量を $108 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ 以上に増加する必要となることを確認した。なお、不在者不均一分布の場合は、滞在者が全員室内の局部に集合して分布されるため、その局部のみへ新鮮空気を供給し、各滞在者の周辺における新鮮空気が比較的多くなった。そのため、滞在者の座席における不快感率が不在者の座席における不快感率より低かった。

全体として、液冷空調システムを採用したオフィスルームにおいて、どちらの空調方式を設定しても、センサー位置が近づくところに設置されれば、人体に在室者同士の快適性差異が小さくなり、居住域に渡って極限までの快適な温熱環境を維持することができる。ホルムアルデヒドと臭いによる空気質の解析結果により、汚染負荷を抑える必要がある。そうすると、換気量 $72 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ で健康な室内空気質が得られた。この場合、エネルギー使用量は省エネルギー基準に指摘されている値を超えない。ただし、従来での二酸化炭素濃度を1000PPM以下に制御するための必要換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ にする場合、エネルギー使用量は省エネルギー基準の5割程度に達成したが、良好な室内空気質が達成できない。また、どちらの換気量を設定しても、室内の汚染源が定常で汚染物質を放散しており、換気無の期間に汚染物質が室内に溜まっているため、朝の換気開始の一時間以内に空気質が悪くなるリスクが高い。このことに対して、プリ・ベンチレーションを利用して改善することと期待している。満席ではない時に、滞在者数に応じて換気量を調節すれば、空気質が悪くなるリスクが高い。このことに対して、不在者が不均一に分布されて、即ち、同じの部門の業者の座席を同じの区域に配置して改善することと期待している。また室天井側における空調機器が不均一に設置されたため、いつも室者同士のPMV及び空気質は悪い点と良い点が存在している。このことに対して、空調機器の位置や装置数量を最適化して改善できることと期待されている。

以上のように、本研究で提案している全体像シミュレーション手法を利用し、多数のケースを通じて温熱快適性と空気質の両方の全体像の期間性状変動を観察した上で、それらの最適値を達成しようとしてエネルギー使用量がどのような程度になるか、空調方式やさらに空調機器の配置をどのようにするかを評価することができる。

第 6 章の参考文献

- [6-1] 湯澤秀樹, 杉原義文, 近藤武士, 林 立也, 関根賢太郎, 河野仁志, 加藤信介, 松縄堅: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第 2 報) モデル建物とモデル空調システムの検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 21-24, 2013
- [6-2] 寺西翔平, 趙 旺熙, 岩本静男, 河野仁志, 加藤信介, 松縄堅: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第 26 報) インテグレーション試験条件における結露リスク評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 253-256, 2015
- [6-3] P. Wargoeki, P.O. Fanger, P. Krupicz, A. Szczecinski: Sensory pollution loads in six office buildings and a department store, *Energy and Buildings*, 36 (2004), pp.995-1001
- [6-4] P. Wargoeki: Sensory pollution sources in buildings, *Indoor Air* 2004, 14 (Suppl 7), pp.82-91
- [6-5] 田中俊六, 岩田利枝, 土屋喬雄, 寺尾道仁, 武田仁: 最新建築環境工学, 2008 年, 株式会社井上書院
- [6-6] 石野久彌ら: 事務所建築における家具類の熱の影響に関する実測・実験研究、日本建築学会計画系論文報告集、pp59-66, 1987.2.
- [6-7] 平成 25 年住宅・建築物の省エネルギー基準解説書編集委員会: 平成 25 年省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説 I 非住宅建築建物 (第二版), 2004
- [6-8] エネルギー資源データブック: www.ohmsha.co.jp/data/link/978-4-274-21453-0/Conversion_Table.pdf

第7章

まとめ

本研究では、社会的な急務である「高品質の室内環境を省エネルギーに実現する建物設計」に対応させ、「室内環境の分布性状を反映する建物のエネルギーと空気質の期間シミュレーションに関する研究」をテーマとした。室内で複雑な三次元の熱や物質輸送に起因した三次元的な温度や濃度分布を考慮し、準定常の非定常計算である CRI-ネットワークモデルの Quasi Coupling Simulation の方法を使用することで、実務レベルに耐えうる軽い計算負荷により利用可能な建物に関するエネルギー使用、温熱快適性、空気質を構成する全体像シミュレーション手法の開発を行っている。この全体像シミュレーション手法の有用性を明らかにするために、省エネルギーと温熱快適性を極限まで追求した液冷空調システムをモデル化した上で、一室のオフィスを想定することにより、エネルギー使用、温熱快適性、空気質の期間シミュレーション結果を確認した。

ここでは全体のまとめとして各章の主要な結論を総括すると共に、今後取り組むべき課題に関して述べる。

7.1 各章の主要な結論

第1章では、序論として現在の建物エネルギー解析において求められているシミュレーション技術を概説し、本研究の位置付けを述べた他、本論文の構成を説明した。

第2章では、建築環境工学において発展してきたシミュレーション技術を概説した。ネットワークモデルのマクロモデル解析、及び CFD のマイクロモデル解析に存在している欠点を解説した上で、現時点でその欠点を解決するためのカップリング技術を発展してきた既往研究をレビューした。その後、本研究で提案しているシミュレーション手法の開発を達成するための手段に関して、室内温熱環境形成寄与率 CRI とネットワークモデルとの連成手法についての既往研究をまとめた。

第3章では、本研究で提案しているシミュレーションの評価項目である温熱環境、空気質に関する既往研究をレビューした。まず温熱環境、空気質に影響を与える要素を概説した。その上、温熱環境を評価する指標についての既往研究をレビューし、応用範囲が広い予想平均申告である PMV の計算方法を述べた。次に、揮発性有機化合物による室内空気汚染の問題を紹介した上で、建材の吸着効果を考慮する揮発性有機化合物による室濃度の計算方法を述べた。そして、室内臭いによる空気汚染問題についての既往研究をレビューし、臭い発生強度の単位である olf で、臭い濃度の評価指標である decipol による在室者の不快感率の計算方法を述べた。

第4章では、「室内環境の分布性状を反映する建物のエネルギーと空気質の期間シミュレーションの開発」と題して、準定常の非定常計算である CRI-ネットワークモデルの Quasi Coupling Simulation による熱と物質の空間的・時間的な計算方法の考え方を解説し、空調機器の発停制御や容量制御を含める全体像シミュレーション手法のフレームワークを構築

した。このフレームワークは、汚染物質の吸着と脱着効果を考慮した室内汚染物質濃度を解析すること、センサー位置と空調機器のコントロールを最適化すること、複数の部屋で構成する一棟建物をシミュレーションすることに拡張することができる。また、そのフレームワーク上で、温熱快適性及び汚染物質の吸脱着効果を考慮した空気質に関する方面に展開し、最終の全体像シミュレーション手法を開発した。

第5章では、「液冷空調システムのモデル化」と題して、空調発停制御や容量制御を考慮した液冷システムの性能変動をモデル化した。具体的には、液冷熱回収ユニット (HRU)、放射パーティション (RP)、アクティブチルドビーム (ACB)、ドライファンコイルユニット (DFCU) で構成された液冷空調システムの特徴を紹介した。その上で、まず HRU と RP の通水の有無による組合せを考慮し、単体 HRU と RP のチャンバー性能実験からの結果による感度式を用い、HRU と RP の性能をモデル化した。次に、ACB のモデル化について、メーカーの技術資料を用い、通水状況と一次空気の吹出の有無 (ON/OFF) による四つの運転モードをモデル化した。モデル化した ACB を用い、シミュレーションを行った ACB コイルの冷却能力を検証するために、チャンバー実験を行った。その結果、各運転モードにおける ACB のコイル冷却能力のシミュレーション値は実験結果とかなり対応していることが分かった。また、1分の時間解像で解析した ACB への冷水 ON から冷水 OFF までのコイル冷却能力の変動は 10 秒でサンプリングした実験結果とかなり対応したことが得られ、空調機器の性能及び制御を解析するための時間解像を短くする必要性を確認した。DFCU がペリメータ負荷 (外皮負荷) を理想的に処理するものとして、外皮負荷 (東、南、西、北壁面と窓の貫流熱の合計) と等しい熱処理量を DFCU の冷房能力とした簡易 DFCU モデルを作った。その他、室内における家具類の什器も室内の空気に吸熱したり放熱したりして熱授受を行い、蓄熱になると考え、什器内部に温度分布がないと仮定して什器蓄熱のモデル化を行った。

第6章では、「省エネルギーと温熱快適性を極限まで追求したオフィス空調におけるエネルギー使用と空気質の検討」と題して、本研究で提案している全体像シミュレーション手法はどのような機能があるかを把握、その手法の有効性を明らかにした。液冷空調システムを採用する一室のオフィスを想定し、計 108 ケースを通じて異なる発停制御と容量制御の下の期間エネルギー使用、在室者全員の PMV、在室者の座席周辺での VOC 濃度と臭いによる不快感率の期間的な頻度分布と累積確率密度を検討した。全体として、液冷空調システムを採用したオフィスルームにおいて、どちらの空調方式を設定しても、センサー位置が人体に近いところに設置されれば、在室者同士の快適性差異が小さくなった。特に空調発停幅 1℃ の場合は、居住域に渡って極限までの快適な温熱環境を維持することができた。ホルムアルデヒドと臭いに関する解析を行ったところ、 $216 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ の換気量が必要なことが分かった。しかし、汚染負荷を実用的な手法を用いて抑え、 $72 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ のみの換気量で良好な空気質を達成できることが分かった。この場合、エネルギー使用量は省エネルギー基準に指摘されている値を超えない。ただし、従来での二酸化炭素濃度を 1000PPM 以下に制御するための換気量 $30 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{人})$ にする場合、エネルギー使用量は省エネルギー基準の 5 割程度に収まるが、良好な室内空気質が達成できない。また、どちらの換気量を設定しても、

室内の汚染源が定常で汚染物資を放散しており、換気無の期間に汚染物質が室内に溜まっているため、朝の換気開始の一時間以内に空気質が悪くなるリスクが高い。これに対して、プリ・ベンチレーションを利用して改善できると考えている。満席ではない時に、滞在者数に応じて換気量を調節すると、空気質が悪くなるリスクが高い。これは、会社の同じ部門の業者の座席が同じ区域に配置され、不在者の座席がまとめられることで改善できると考えている。天井における空調機器が不均一に設置されたため、在室者のPMV及び座席周辺の空気質は悪い点と良い点が常に存在している。これに対して、空調機器の位置や装置数を最適化することで改善できると考えている。この手法は、多数の計算ケースを通じて、設計段階で高品質の室内環境を省エネルギーに実現する建物設計の検討、特に、多様な空調機器を構成した空調システムを採用する大きいオフィスルームにおいて、異なる空調方式がオフィスルームの局部での室内環境分布性状とエネルギー使用に与える影響の検討に役に立つことと期待している。

第7章では、全体のまとめを行い、本研究の成果を総括し、今後の展望を示した。

7.2 今後の展望

以上のように本論のテーマである「室内環境の分布性状を反映する建物のエネルギーと空気質の期間シミュレーションに関する研究」に関するまとめを行ったが、各章の細部には今後の課題が多く残されている。

本研究では、計算コストの効率化が命題となる実務上の取り扱いから、準定常の非定常計算である CRI-ネットワークモデルの **Quasi Coupling Simulation** の方法で温熱快適性と空気質の全体像を含める期間シミュレーション手法の開発を行った。本シミュレーション手法は CRI の応用の上で開発されたものなので、今後、このモデルを発展させ、VAV 空調方式と内部発熱等の変動により流れ場が相当に変化するケースに対応したものとするためには、流れ場の変化に伴う CRI の変化の取り扱いに関して更なる CRI の補間に関する検討が必要となる。また、本シミュレーション手法は拡張機能を持っているため、今後、本手法に空調システムの制御最適化モデルと多室連成モデルを加えることを予定する。

本研究では、ペリメータ負荷を理想的に処理するものとして、ペリメータ負荷と等しい熱処理量を DFCU の冷房能力とした簡易モデルと、什器内部に温度分布がないと仮定して什器蓄熱のモデルを作ったが、今後、この二つのモデルを実現現象により改善することを予定する。

本研究では、開発したシミュレーション手法の有効性を明らかにするために、省エネルギーと温熱快適性を極限まで追求した液冷空調システムを採用するオフィスルームを解析対象とし、5月~10月の PMV、空気質、エネルギー使用の計算を行ったが、今後本手法を利用し、空調暖房期間及び計算対象の複雑形状や多室連成を含めた期間エネルギーより実現現象を再現可能な応用技術に発展させ、実務デザインを図るための汎用的に利用できるツールの更なる開発を行い、建築環境デザイン分野に広く普及することを望む。

Appendix

Appendix 1

付表 1 各熱源の発熱負荷及び流体の出・入温度

ケース	在室率	ACB 吹出 空気 [°C]	DFCU 吹出 空気 [°C]	パン コン 吹出 空気 [°C]	Desk top PC [W]	Lap top PC [W]	人体 [W]	照明 [W]	RP [W]	東壁 [W]	北壁 [W]	南壁 [W]	西壁 [W]	窓 [W]
Case u-30	100%	23.9	24.0	25.5	1727.9	134.4	6048.0	1664.0	-925.2	417.8	452.8	351.9	375.1	548.4
	70%	23.6	24.2	25.5	1184.4	85.5	4176.0	1664.0	-651.0	372.2	416.2	286.8	398.4	429.8
	50%	23.3	24.5	25.5	858.1	62.2	3024.0	1664.0	-471.0	325.0	384.7	263.6	397.2	124.3
Case u-72	100%	24.4	24.1	25.5	1718.6	126.4	6048.0	1664.0	-938.8	413.0	445.7	296.5	369.9	544.8
	70%	24.2	24.3	25.5	1182.3	83.8	4176.0	1664.0	-654.0	373.3	418.2	254.6	399.5	424.1
	50%	24.0	24.5	25.5	856.0	60.5	3024.0	1664.0	-474.0	321.2	379.6	210.4	393.9	123.4
Case u-108	100%	24.6	24.1	25.5	1719.5	127.3	6048.0	1664.0	-937.2	414.5	448.3	295.8	371.8	540.2
	70%	24.5	24.2	25.5	1184.1	85.3	4176.0	1664.0	-651.8	377.0	423.3	260.6	403.2	427.0
	50%	24.3	24.5	25.5	857.9	62.2	3024.0	1664.0	-471.2	327.6	388.2	225.4	400.2	125.0
Case u-144	100%	24.5	24.1	25.5	1715.7	124.3	6048.0	1664.0	-942.4	411.8	444.7	282.3	369.2	544.1
	70%	24.3	24.2	25.5	1183.5	84.7	4176.0	1664.0	-652.4	377.4	423.3	260.6	403.6	425.8
	50%	24.1	24.6	25.5	854.7	59.4	3024.0	1664.0	-475.8	323.5	382.6	204.4	395.7	124.6
Case u-180	100%	24.6	24.0	25.5	1723.3	130.2	6048.0	1664.0	-932.0	421.2	456.9	320.5	378.5	547.9
	70%	24.4	24.2	25.5	1184.4	85.5	4176.0	1664.0	-651.0	379.6	426.9	272.6	405.8	426.5
	50%	24.3	24.6	25.5	853.0	58.2	3024.0	1664.0	-478.0	322.4	381.1	204.4	394.6	121.7
Case u-216	100%	24.6	24.0	25.5	1630.0	128.1	6048.0	1664.0	-931.9	421.2	456.9	320.5	378.5	547.9
	70%	24.5	24.0	25.5	1189.3	89.3	4176.0	1664.0	-644.4	413.0	472.2	451.5	439.5	436.6
	50%	24.4	24.5	25.5	856.6	61.1	3024.0	1664.0	-472.8	329.8	391.3	268.8	402.1	123.8

Appendix

ケース	在室率	ACB 吹出 空気 [°C]	DFCU 吹出 空気 [°C]	パソコン 吹出 空気 [°C]	Desk top PC [W]	Lap top PC [W]	人体 [W]	照明 [W]	RP [W]	東壁 [W]	北壁 [W]	南壁 [W]	西壁 [W]	窓 [W]
Case n-30	100%	23.9	24.1	25.5	1713.6	122.6	6048.0	1664.0	-945.6	404.4	434.0	301.8	361.7	539.5
	70%	23.9	24.2	25.5	1188.4	88.7	4176.0	1092.0	-645.5	367.3	410.1	294.3	393.9	427.7
	50%	23.8	24.5	25.5	860.4	64.3	3024.0	832.0	-467.6	311.5	366.3	251.6	383.8	114.5
Case n-72	100%	24.4	24.1	25.5	1716.5	124.7	6048.0	1664.0	-941.2	411.1	443.2	292.8	368.0	536.2
	70%	24.4	24.2	25.5	1187.0	87.9	4176.0	1092.0	-647.1	368.0	410.6	259.1	393.9	417.1
	50%	24.4	24.5	25.5	858.7	62.8	3024.0	832.0	-470.2	310.4	365.3	207.4	383.8	113.5
Case n-108	100%	24.6	24.0	25.5	1722.8	130.2	6048.0	1664.0	-932.0	419.0	453.8	310.8	375.9	542.6
	70%	24.6	24.3	25.5	1183.2	84.7	4176.0	1092.0	-652.4	366.5	408.6	244.9	392.7	425.8
	50%	24.6	24.5	25.5	860.2	64.0	3024.0	832.0	-467.8	316.7	373.5	224.6	389.0	112.6
Case n-144	100%	24.5	24.1	25.5	1715.7	124.3	6048.0	1664.0	-942.4	413.7	447.2	291.3	371.0	536.6
	70%	24.5	24.2	25.5	1189.3	89.6	4176.0	1092.0	-644.1	373.3	418.2	268.8	399.9	430.1
	50%	24.6	24.4	25.5	863.5	66.8	3024.0	832.0	-463.2	320.1	378.0	231.4	392.7	115.4
Case n-180	100%	24.6	24.1	25.5	1717.0	125.2	6048.0	1664.0	-940.4	417.1	451.8	308.5	374.4	538.8
	70%	24.7	24.4	25.5	1175.1	78.0	4176.0	1092.0	-664.0	361.7	402.5	232.1	388.3	428.2
	50%	24.7	24.5	25.5	860.0	63.8	3024.0	832.0	-468.2	322.4	381.1	246.4	394.6	110.6
Case n-216	100%	24.6	24.1	25.5	1717.0	125.2	6048.0	1664.0	-940.4	417.1	451.8	308.5	374.4	538.8
	70%	24.7	24.2	25.5	1178.6	80.6	4176.0	1092.0	-659.3	393.9	446.2	405.1	420.5	400.8
	50%	24.8	24.4	25.5	859.5	63.6	3024.0	832.0	-468.6	326.9	387.2	301.8	399.5	109.4

Appendix 2

付表 2 発表論文リスト

1. 査読付き論文（筆頭著者）

- 1) 王立, 加藤信介, 張偉榮, 黄孝根, 佐藤大樹, 関根賢太郎: 空調機器の発停制御・性能変動を考慮した PMV の空間分布・時間変動特性の評価内部発熱直接処理型空調における冷房期オフィス室内の温熱環境評価 その 2. 日本建築学会環境系論文集. Vol.82, No.733, pp237-247, 2017.02

2. 査読無し論文（国際会議発表論文含む）（筆頭著者）

- 2) Li Wang, Shinsuke Kato, Weirong Zhang, Hyokeun Hwang, Taiki Sato, Kentaro Sekine: Influence on Indoor Thermal Environment by Different Location Sensors and Range of Temperature Control for Active Chilled Beam in an Office Room with Liquid Cooling Air-conditioning System, CLIMA2016, Aalborg, Denmark, 2016.5. (国際会議)
- 3) Li Wang, Shinsuke Kato, Hyokeun Hwang: Analysis of Contaminant Distribution in an Office Room with Liquid Cooling Air-conditioning System, IA2016, Ghent, Belgium, 2016.7. (国際会議)
- 4) Li Wang, Shinsuke Kato, Weirong Zhang, Hyokeun Hwang, Taiki Sato, Kentaro Sekine: Dynamic Analysis of the Thermal Comfort in an Office Room with Liquid Cooling Air-conditioning System. IAQVEC2016, Seoul, Korea, 2011.3. (国際会議)
- 5) 王立, 張偉榮, 佐藤大樹, 関根賢太郎: CRI を用いたワークステーション周りの温熱環境解析 (その 3) ネットワークシミュレーションモデルにおけるチルドビームと什器蓄熱のモデル化, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東), pp209-210, 2015.9. (国内会議)
- 6) 王立, 黄孝根, 加藤信介, 張偉榮, 佐藤大樹, 関根賢太郎: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第 23 報) チルドビーム・CRI モデルを用いた居住域 PMV の空間分布・変動性状の評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (大阪), pp241-244, 2015.9. (国内会議)
- 7) 王立, 黄孝根, 加藤信介, 張偉榮, 佐藤大樹, 関根賢太郎: CRI を用いたワークステーション周りの温熱環境解析 (その 4) 空調システム発停温度幅が室内の PMV 空間分布・時間変動特性に与える影響の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (九州), pp35-36, 2016.8. (国内会議)
- 8) 王立, 加藤信介, 黄孝根: 省エネルギーに最適化した空調方式の事務所ビルの室内空気質評価、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (鹿児島), pp149-152, 2016.9. (国内会議)

内会議)

- 9) 王立, 加藤信介: 吸脱着効果を考慮した室内化学物質空気汚染の空間分布・時間変動特性に関する研究 -CO₂ 濃度による換気量制御を行う室内へのネットワークモデル計算への CRI の組み込み-, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (広島) 2017. (国内会議)
- 10) 王立, 加藤信介, 張偉栄: チャンバーを用いる車室内装材VOC放散試験法に関するCFD解析, 生産研究, 2015年1月, Vol.67, pp49-53
- 11) 王立, 加藤信介, 黄孝根: アクティブチルドビーム・液冷空調システムを利用した執務室の室内環境に関する研究 その1 温熱環境の影響評価, 生産研究, 2016年1月, Vol.68, pp59-62

3. 査読無し論文 (国際会議発表論文含む) (筆頭著者以外)

- 12) 黄孝根, 王立, 加藤信介, 関根賢太郎: 液冷空調システムにおける液冷熱回収装置の熱回収性能, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東), pp207-208, 2015.9. (国内会議)
- 13) 黄孝根, 王立, 加藤信介, 張偉栄, 佐藤大樹, 関根賢太郎: 業務用ビルを対象とする液冷空調システムの開発 (第22 報) サーマルマネキンを用いた液冷熱回収装置が人体に及ぼす熱的影響, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (大阪), pp237-240, 2015.9. (国内会議)
- 14) 黄孝根, 王立, 加藤信介, 関根賢太郎: オフィス空間における高発熱機器の熱負荷処理方法に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (九州), pp139-140, 2016.8. (国内会議)
- 15) 山本竜大, 王立, 加藤信介: 部品内部から拡散する VOC 測定法に関する数値解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (関東), pp815-816, 2015.9. (国内会議)
- 16) 山本竜大, 王立, 加藤信介: 部品内部から拡散するVOC測定法に関する数値解析、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (大阪), pp1-4, 2015.9. (国内会議)

謝辞

本論文は、筆者が東京大学大学院工学系研究科建築学専攻の博士課程在学中に行った。「室内環境の分布性状を反映する建物のエネルギーと空気質の期間シミュレーションに関する研究」の成果に関する次項を取りまとめたものであります。

まず、本研究を進めるにあたり、東京大学生産技術研究所 加藤信介教授からは研究全般における懇切丁寧な御指導を賜りました。先生からは分野を乗り越える研究全般の幅広い知識のみならず学者としての心掛けを教えてくださいました。また、多様な国際的な交流の機会を揃えていただき著者の研究活動が一層発展できたと存じます。

東京大学生産技術研究所 大岡龍三教授には、多彩であり才気あふれるスタッフや院生と共に切磋琢磨できる研究室という、最高の研究環境をご提供頂けたことに深く感謝しております。

東京工芸大学 張偉栄准教授、東京大学生産技術研究所 菊本英紀講師には、研究を遂行するにあたり常にご助言を多く頂き、懇切丁寧な御指導を賜りました、ここに大いなる謝意を表させていただきます。

東京大学生産技術研究所 高橋岳生技術官には、豊富な経験に基づくご助言を多く頂き、的確な御指導を頂けたこと大変光栄に思います。

また、お忙しいにもかかわらず博士論文審査委員をお引き受けいただきました東京大学工学系研究科 赤司泰義教授、前真之准教授、神奈川大学 岩本静男教授には、審査の際に様々な視野から貴重な御助言と御指導を賜りました。深く感謝の意を表します。

日本大成建設株式会社 佐藤大樹氏、関根賢太郎氏は共同研究者として本研究の最初から最後まで両面の御支援をいただきました。この場を借りて心から深く感謝の意を示します。

尹航氏、林侃氏、李荣玲氏、黄孝根氏、河原大輔氏は研究室の先輩として研究室生活や学外活動等で温かい御指導いただきました。大浦理路氏、小林美子氏、兒玉和生氏、鈴木新平氏、吉富透悟氏、山本竜大氏、小林真太郎氏、谷本光咲氏、高須真理奈氏、高橋雄大氏とも楽しい研究生生活を共にしました。

同期である有馬雄祐氏、中島慶悟氏、池田伸太郎氏とは研究に御協力頂くのみにとどまらず、3年間お互いに力になり苦楽を共にする仲間として常にお世話になりました。

現在東京大学加藤研究室及び大岡研究室の趙旺熙氏、韓夢濤氏、呉元錫氏、劉明哲氏、河村哲哉氏、長谷部花奈氏、李度胤氏、高姍氏、郭倩文氏、文可氏、林超氏は研究以外の研究室生活における様々な御支援を頂きました。

謝辞

秘書の山田由美子氏、小野青佳氏、竹内愛氏、飯泉伸子氏には研究以外の研究室生活における様々な御支援を頂きました。

3年間以上に渡る研究生生活を無事に送れましたのも、これら皆様のお蔭であります。ここに記して、紙面上に述べられなかった数多くの方々を含めこれまでにお世話になった方々に心から深甚の謝意を表す次第であります。本当にありがとうございました。

最後に、いつも温かく見守り、支援してくれました父 王錫文、母 唐常鈴、義母 謝成燕に深く感謝致します。

2017年7月

王立

著者略歴

1986年10月		生まれ
2002年9月	中国貴州省遵義市第四中学	入学
2005年7月	中国貴州省遵義市第四中学	卒業
2005年9月	中国重慶大学都市建設と環境工学部 建築環境と設備工程学科	入学
2009年7月	中国重慶大学都市建設と環境工学部 建築環境と設備工程学科	卒業
2009年9月	中国重慶大学大学院都市建設と環境工程研究科 供熱供ガス通風と空調工程専攻修士課程	入学
2012年7月	中国重慶大学大学院都市建設と環境工程研究科 供熱供ガス通風と空調工程専攻修士課程	終了
2012年10月	中国赴日本国留学予備学校	入学
2013年9月	中国赴日本国留学予備学校	卒業
2013年10月	東京大学大学院工学系研究科建築学専攻研究生	入学
2014年9月	東京大学大学院工学系研究科建築学専攻研究生	退学
2014年10月	東京大学大学院工学系研究科建築学専攻博士課程	入学
2017年9月	東京大学大学院工学系研究科建築学専攻博士課程	修了見込み

