

博士論文

データセンターにおける
天井吹出し空調気流方式の開発と評価

土屋 貴史

データセンターにおける天井吹出し空調気流方式の開発と評価

第1章 諸言	
1.1. 本研究の目的	… 1-1 … (1)
1.2. 本研究の背景	… 1-2 … (2)
1.3. 本研究論文の構成	… 1-3 … (3)
第2章 研究背景と既往の研究	
2.1. 本研究に至る背景	… 2-1 … (6)
2.1.1. 情報化社会とデータセンターの増加	… 2-1 … (6)
2.1.2. データセンターの変化	… 2-2 … (7)
2.1.3. データセンターの空調方式の変化	… 2-3 … (8)
2.1.4. データセンターに求められる性能	… 2-4 … (9)
2.1.5. データセンターの種類	… 2-7 … (12)
2.2. 近年のデータセンター設計における課題と対応	… 2-8 … (13)
2.2.1. 高効率化手法	… 2-8 … (13)
2.2.2. ラックの給気条件緩和と自然エネルギーの利用	… 2-9 … (14)
2.2.3. 設計条件と実運用との違い	… 2-11 … (16)
2.2.4. 空調気流方式とセキュリティ・設備	… 2-12 … (17)
2.2.5. 運営管理上求められる性能	… 2-14 … (19)
2.2.6. 吹出し風量の均一化	… 2-14 … (19)
2.3. 本研究における取り組み	… 2-15 … (20)
2.4. 既往の研究と本研究との関係	… 2-16 … (21)
2.4.1. データセンターの設計に関わる基準・研究	… 2-16 … (21)
2.4.2. 空調気流方式に関する研究	… 2-16 … (21)
2.4.3. ラック給気面温度の評価に関する研究	… 2-17 … (22)
2.4.4. ラックの欠損と発熱の偏りに関する研究	… 2-18 … (23)
2.4.5. 換気効率・温熱環境形成寄与率評価指標に関する研究	… 2-19 … (24)
第2章の参考文献	… 2-20 … (25)
第3章 数値流体解析による空調気流方式の比較	
3.1. はじめに	… 3-1 … (29)
3.2. 換気効率の評価指標	… 3-1 … (29)
3.3. サーバルームの数値流体解析	… 3-3 … (31)
3.3.1. 解析の目的	… 3-3 … (31)

3.3.2. 対象とする空調気流方式と解析モデル	… 3- 3 …	(31)
3.3.3. 解析条件	… 3- 5 …	(33)
3.3.4. 解析ケース	… 3- 6 …	(34)
3.4. 解析結果	… 3- 7 …	(35)
3.4.1. 温度分布・気流分布の比較	… 3- 7 …	(35)
3.4.2. ラック給気面温度の比較	… 3-12 …	(40)
3.4.3. 機器吸込み温度差比の比較	… 3-12 …	(40)
3.5. 第3章のまとめ	… 3-13 …	(41)
第3章の参考文献	… 3-15 …	(43)
第4章 縮小模型実験による空調気流方式の温熱環境の比較		
4.1. はじめに	… 4- 1 …	(46)
4.2. 縮小模型実験の概要	… 4- 1 …	(46)
4.2.1. 既往の縮小模型に関する研究	… 4- 1 …	(46)
4.2.2. 縮小模型の近似相似則	… 4- 1 …	(46)
4.2.3. 縮小模型の概要	… 4- 3 …	(48)
4.2.4. 空調機・発熱体の概要	… 4- 6 …	(51)
4.2.5. 測定装置・測定条件	… 4- 7 …	(52)
4.3. 実験ケース	… 4- 9 …	(54)
4.3.1. 冷却熱量比の定義	… 4- 9 …	(54)
4.3.2. 予備実験	… 4- 9 …	(54)
4.3.3. 実験ケース	… 4-10 …	(55)
4.4. 実験結果	… 4-12 …	(57)
4.4.1. 実験結果の補正	… 4-12 …	(57)
4.4.2. ラック列中央部	… 4-14 …	(59)
4.4.3. ラック列端部	… 4-22 …	(67)
4.4.4. 数値流体解析の結果との比較	… 4-30 …	(75)
4.5. 第4章のまとめ	… 4-31 …	(76)
第4章の参考文献	… 4-32 …	(77)
第5章 実大模型実験による各変数が温熱環境に与える影響の把握		
5.1. はじめに	… 5- 1 …	(80)
5.2. 実験パラメータの抽出	… 5- 1 …	(80)
5.3. 実運用のための評価指標	… 5- 2 …	(81)
5.4. 実大模型実験の概要	… 5- 3 …	(82)
5.4.1. 実大模型の概要	… 5- 3 …	(82)

5.4.2. 空気調和設備・模擬サーバの概要	… 5- 6 …	(85)
5.4.3. 温度測定	… 5- 7 …	(86)
5.5. 実験系の精度	… 5- 9 …	(88)
5.5.1 実大実験室の形状についての考察	… 5- 9 …	(88)
5.5.2 実験系の熱バランス	… 5-10 …	(89)
5.6. 実験ケース	… 5-11 …	(90)
5.6.1. 垂壁	… 5-11 …	(90)
5.6.2. 無次元垂壁長さの定義	… 5-11 …	(90)
5.6.3. 実験ケース	… 5-12 …	(91)
5.7. 実験結果	… 5-13 …	(92)
5.7.1. 発熱量が各空調気流方式に与える影響	… 5-13 …	(92)
5.7.2. 換気流量比が各空調気流方式に与える影響	… 5-15 …	(94)
5.7.3. 空調給気温度が各空調気流方式に与える影響	… 5-18 …	(97)
5.7.4. 無次元垂壁長さが各空調気流方式に与える影響	… 5-20 …	(99)
5.8 ラック列・発熱の不均一に関する検討	… 5-23 …	(102)
5.8.1. 検討の目的	… 5-23 …	(102)
5.8.2. 実験ケース	… 5-23 …	(102)
5.8.3. 実験結果	… 5-25 …	(104)
5.9. 第5章のまとめ	… 5-28 …	(107)
第5章の参考文献	… 5-30 …	(109)
第6章 実大模型実験による温熱環境と気流分布の分析		
6.1. はじめに	… 6- 1 …	(111)
6.2. 実大模型実験の概要	… 6- 1 …	(111)
6.2.1. 実大模型の概要	… 6- 1 …	(111)
6.2.2. 吹出し風速分布の調整	… 6- 1 …	(111)
6.2.3. 測定装置・測定手法	… 6- 3 …	(113)
6.2.4. 測定位置	… 6- 4 …	(114)
6.3. 実験ケース	… 6- 5 …	(115)
6.4. 実験結果	… 6- 6 …	(116)
6.4.1. ラック列中央部における温度分布と気流分布	… 6- 6 …	(116)
6.4.2. ラック列端部における温度分布と気流分布	… 6-12 …	(122)
6.5. 第6章のまとめ	… 6-16 …	(126)
第6章の参考文献	… 6-18 …	(128)

第7章 天井吹出し・天井吸込み方式の実物件への適用と評価	
7.1. はじめに	… 7-1 … (130)
7.2. 実建物の概要	… 7-1 … (130)
7.2.1. 空調気流方式の選定	… 7-1 … (130)
7.2.2. 建物・設備概要	… 7-2 … (131)
7.3 給気口と還気口の検討	… 7-4 … (133)
7.3.1. 給気口と換気口の検討	… 7-4 … (133)
7.3.2. 解析モデル	… 7-4 … (133)
7.3.3. 解析条件	… 7-5 … (134)
7.3.4. 解析ケース	… 7-6 … (135)
7.3.5. 解析結果	… 7-7 … (136)
7.4. 実在データセンターでの温度測定	… 7-10 … (139)
7.4.1. 測定概要	… 7-10 … (139)
7.4.2. 測定結果	… 7-11 … (140)
7.5. PUE の推定	… 7-15 … (144)
7.5.1. PUE の推定方法	… 7-15 … (144)
7.5.2. PUE の推定結果	… 7-17 … (146)
7.6. 第7章のまとめ	… 7-18 … (147)
第7章の参考文献	… 7-20 … (149)
第8章 結語	
8.1. 本研究のまとめ	… 8-1 … (151)
8.2. 本研究に関する分野の今後の課題と将来の展望	… 8-5 … (155)
8.2.1. データセンターの運用実態の把握と検討との相違	… 8-5 … (155)
8.2.2. サーバの高密度化と冷却方式	… 8-6 … (156)
8.2.3. 自然エネルギー利用	… 8-6 … (156)
研究業績一覧	… (159)
謝辞	… (165)

第 1 章 緒言

1. 1 本研究の目的
1. 2 本研究の背景
1. 3 本研究論文の構成

1. 1 本研究の目的

データセンターのサーバ室を対象とした新しい空調気流方式，天井吹出し・天井吸込み方式の開発と評価，さらに実建物への適用と評価を目的とする。近年急増するデータセンターでは，発熱量の増大とともに効率的な冷却が大きな課題となっている。効率的な空調気流方式は，サーバの安定的な冷却とともに，省エネルギー，ランニングコストの削減に大きく寄与する。設計時に用いられる仮定である均一発熱，ラック列の十分な形成の元で，以下の3つの段階を踏まえて，開発と評価を行った。

- ・ 数値流体解析，縮小模型実験を用いた新しい空調気流方式の開発のための，空調気流方式の比較
- ・ 実大模型実験を用いた制御変数が冷却特性に与える影響の把握
- ・ 天井吹出し・天井吸込み方式の実物件への適用と，その評価

1. 2 本研究の背景

近年，ICT（Information Communication Technology）の発達により，データセンターの需要が高まっている。データセンターは，情報処理を行うサーバコンピュータの冷却を専門として行う施設である。データセンターは，災害時も含めて重要な情報の処理を常に行っており，その安定的な運用は我々の生活に必要な不可欠である。安定的なデータセンターの運用のために，災害を考慮した立地や構造計画，冗長性を持たせた空調機器設備やバックアップ設備の設置，そしてサーバを安定的に冷却する技術が求められる。また，ブレードサーバに代表されるように，実装技術の向上にともない発熱密度が上昇しており，データセンターでは膨大な発熱が生じる。この膨大な熱を効率的に処理することで，省エネルギーを実現し，ランニングコストの低減を行うことができる。

効率的な冷却のための技術として，空調システムの最適化，自然エネルギーの利用，空調気流方式の改善などが考えられる。空調気流方式の比較について，中尾らが行った一連の研究があり，二重床吹出し天井吸込み気流方式が最も効率的と結論付けている。しかしながら，現在，中尾らとは異なるホットアイル・コールドアイル方式が主流となっており，結果が異なる可能性がある。そこで，本研究論文は，ホットアイル・コールドアイル方式を対象とした新たな空調気流方式の開発，その実物件への適用を行った。

第2章にて，研究背景と既往の研究，本研究との関連について詳細を述べる。

1. 3 本研究論文の構成

本研究論文は以下に示す 8 章から構成されている。

図 1-1 に本研究論文の構成を示す。

第 1 章「緒言」では、データセンターを取り巻く環境と要求性能から、データセンターの概要について説明し、本研究論文の目的を明らかにしている。

第 2 章「研究背景と既往の研究」では、情報化社会の変化とデータセンターの関係についてまとめた。現在のデータセンターに求められる性能から、空調気流方式の改善による省エネルギーが与える経済的なメリット、運用安定性の向上について整理した。近年のデータセンターが抱える課題や、運営上求められる性能とその対応策についてまとめた。

データセンターの空調気流方式、および評価方式についての既往の研究についてまとめた。ラックの設置率や発熱の偏りに関する研究と、現在抱えている課題について整理した。更に換気効率および温熱環境寄与率の研究についても整理し、本研究論文で用いる評価指標である機器吸込み温度差比との関係性を明らかにした。

第 3 章「数値流体解析による空調気流方式の比較」では、数値流体解析を用いて空調気流方式の換気効率を比較した。まず、短期間に結果を得られる手法として RANS の標準 $k-\epsilon$ モデルを用いた検討を行った。第 5 章以降で用いる実大実験模型を対象とした。空調気流方式は、給気口および還気口の位置をパラメータとし、給気口の位置は天井、床、壁面の 3 種類、還気口の位置は天井と壁面の 2 種類である。各空調気流方式の冷却特性を示す評価指標として、ラック給気面温度を無次元化した指標である機器吸込み温度差比を用いた。計算の結果から、天井吹出し天井吸込み方式が最も冷却効率が高くなった。またどの給気口の位置においても、還気口を天井面から壁面にすると、換気効率が低くなった。

第 4 章「縮小模型実験による空調気流方式の温熱環境の比較」では、サーバ室を一部切り出した形状の縮小模型を用いて、空調気流方式の温熱環境の比較を行った。第 3 章で行った数値流体解析の拡散項の精度を補完するため、短期間に温度の傾向を比較できる手法として縮小模型を用いた。第 3 章の結果から、天井吹出し・天井吸込み方式と床吹出し天井吸込み方式を対象とした。まず縮小模型実験の模型則について整理し、各種物理量の縮率(補正係数)を求めた。サーバ室の一部を切り出した模型を用い、ラック列中央部とラック列端部の 2 か所について実験を行った。実験の結果から、各空調気流方式のラック列端部、ラック列中央部における冷却特性を把握した。また、両方式の冷却特性の傾向は、第 3 章

で行った数値流体解析と等しいことを確認した。

第 5 章「実大模型実験による各変数が温熱環境に与える影響の把握」では、主要な制御パラメータを変更することができ、かつ実温度の検討ができる実大模型実験を行った。床吹出し・天井吸込み方式と、天井吹出し・天井吸込み方式を対象とし、温熱環境の比較を行った。データセンターの運用上、重要なパラメータである発熱密度、換気流量比、空調給気温度、無次元垂壁長さを主要なパラメータとし、機器吸込み温度差比と、温度のガイドラインを満たす割合を示す RCI_{Ht} を用いて評価した。その結果、発熱密度が上がると、天井吹出し・天井吸込み方式では換気効率が上がるが、床吹出し・天井吸込み方式では低くなることを確認した。また、空調給気温度は換気効率には影響を与えず、他のパラメータは縮小模型実験と同様の影響を与えることを確認した。

第 6 章「実大模型実験による温熱環境と気流分布の分析」では、第 5 章で得られた温度分布と気流性状の関係を把握するため、気流分布の測定、分析を行った。データセンターの最大の目的は、サーバ室内のサーバを安定的かつ効率的に冷却することであるが、サーバ室内では熱エネルギーの大部分は対流によって輸送されると考えられる。このため、気流分布を把握することは極めて重要である。第 5 章と同じ実大模型を用いて、ラック給気面温度に大きな影響を与えられると考えられるコールドアイル中央とラック列端部の気流分布を測定した。各空調気流方式について、気流分布と温度分布との関連性を考察した。

第 7 章「天井吹出し・天井吸込み方式の実物件への適用と評価」では、第 6 章までで検討した結果、天井吹出し・天井吸込み方式が最も高効率かつ運営管理上実用的であるとの結論を得、実物件への適用とその評価を行った。実物件では、天井面に監視カメラや照明器具、煙感知器などの設置スペースを確保する必要があることから、給気口、還気口を理想的な配置にできない場合がある。そこで、給気口、還気口の形状を千鳥格子や線状にする検討を行った。そして、実際に天井吹出し・天井吸込み方式が適用された物件にておいて、実運用状態でのラック給気面温度分布の測定を行った。第 6 章にて用いた機器吸込み温度差比にて評価を行い、実大模型実験と同じ傾向となることを確認した。加えて、得られた結果から床吹出し方式と比較した省エネルギー率を推定し、 PUE を求めた。

第 8 章「結言」では、各章で得られた結果を要約し、本論文の成果を明らかにした。本研究成果の応用と、今後の課題と将来展望について述べた。

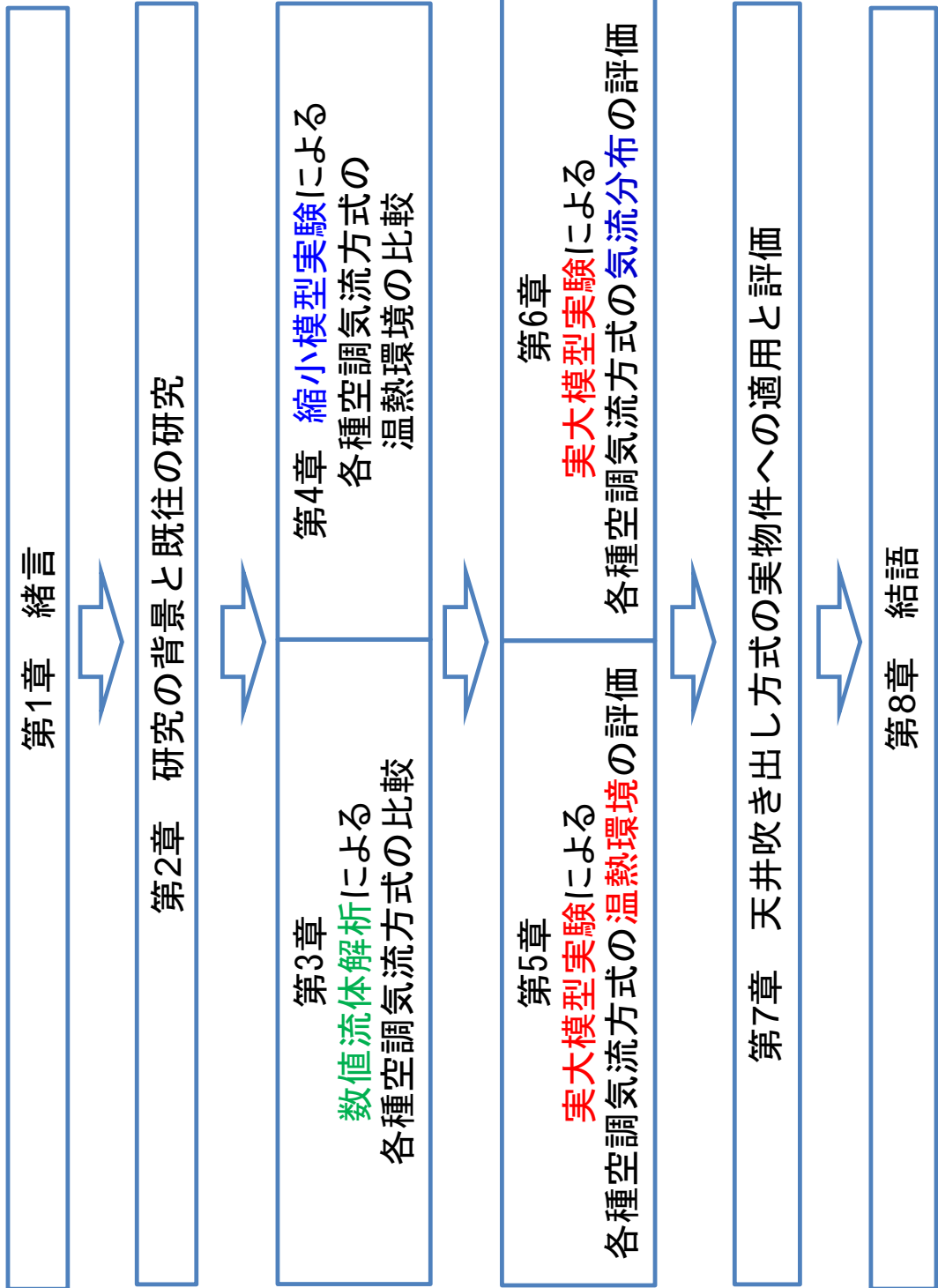


図 1 - 1 本研究論文の構成

第2章 研究背景と既往の研究

- 2. 1 本研究の背景
- 2. 2 近年のデータセンター設計における
課題と対応
- 2. 3 本研究における取り組み
- 2. 4 既往の研究と本研究の関係

2. 1 本研究の背景

2. 1. 1 情報化社会とデータセンターの増加

情報化社会は急速に発達している。情報化社会とは、情報の価値が増大し、人やエネルギーと同等の価値を持つ社会を指す。また、情報を用いるシステムが一般に普及した社会を示すこともある。情報化社会の概念は1960年代に提唱され、1990年代の半ばに到来したと言われる。この原動力となったものは、インターネットやコンピュータの発達であり、この情報システムの発達は、人の行動、価値判断に大きな影響を与えている。同様に社会の特徴を示す単語として、狩猟採集社会、農耕社会、牧畜社会、産業社会などがあるが、情報化社会はこれらと対比されて用いられることが多い。

情報化社会にとって最も大きな契機は、インターネットの発明である。1990年代までのコンピュータはスタンドアローンで駆動するものが多く、コンピュータの間での情報のやり取りは決して多くなかった。しかし、1988年のアメリカにおいてインターネット商用利用が開始され、1990年にはWorld Wide Web用のブラウザとサーバの開発が行われたことにより、1990年代にインターネットは爆発的に増加した。インターネットとは、TCP/IPとよばれるインターネットプロトコル技術を利用したコンピュータネットワークである。TCP/IPを利用したウェブブラウジング、個人間のコミュニケーションシステムとして用いられる電子メールは、現代社会に深く浸透している。更に、インターネット上で銀行サービスを行うネットバンキング、インターネットを経由して商取引を行うEコマースなど、もはや我々の生活に必要不可欠なものになりつつあるだけでなく、我々の社会の仕組みを大きく変化させている。

日本では、Windows95が1995年に発売され、インターネットが一般にも広がった。初期のインターネットは、電子メールやウェブブラウジングが中心であった。1999年には、携帯電話から電子メール（キャリアメール）やウェブブラウジングが可能となり、主にパーソナルコンピュータを用いて利用されていたインターネットがより身近な存在となった。2000年代に入り、ネットワークを経由してサービスを提供するASP（Application Service Provider）の普及もあり、ビジネスの根幹システムを担うようになった。更に2004年ころから、インターネット上で社会的なコミュニティを形成するサービスであるSNS（Social Networking Service）が盛んとなり、ビジネスだけでなく一般にもインターネットを介した情報のやり取りが日常的となった。携帯電話の世界では、2007年にタッチパネルを主たるユーザーインターフェイスデバイスとした多機能携帯電話、スマートフォンが登場した。スマートフォンは、携帯電話の高速移動通信システム利用を前提としており、ネットワークを経由した情報の交換が頻繁に行われる。

これらの情報処理は、サービスを提供する大量のコンピュータによって処理される。大量のコンピュータは大量の発熱を行い、それらのコンピュータを安定的に動作させるため

には安定的かつ効率的な冷却をする必要がある。そこで大量のコンピュータを集積し、効率的に冷却する施設が必要となる。その機能を満たす建物がデータセンターである。

2. 1. 2 データセンターの変化

かつてデータセンターはメインフレームを設置する場所であった。メインフレームとは、企業向けの大規模コンピュータを指す。図2-1にメインフレームの例を示す。これらのコンピュータは、企業の基幹業務を行うため、極めて高い性能を求められており、高信頼性・安定性などを確保するために、大規模なコンピュータ群とその周辺機器によって構成されていた。そのため一般的な建物では、大量の発熱を処理するための必要な冷却設備を設置できない、コンピュータの重さに床が耐えられないという問題があった。この問題に対処するため、コンピュータ専用の室や、建物が設計され、初期のデータセンターとなった。また、この時特に科学計算に用いられるコンピュータが設置される部屋は、電子計算機室と呼ばれていた。



図2-1 メインフレームの例(IBM704) (出展: Wikipedia)

その後、実装技術の発展が進み、コンピュータの小型化が起こった。コンピュータの小型化により、かつて必要であった特別な施設であるデータセンターが不必要となり、一般的な建物に設置できるようになった。ところが、2000年頃になると、Eコマース事業が現れ、再びデータセンターが注目され始めたが、その後のITブームの終焉とともに、再び下火となった。しかしながら、近年のスマートフォンの爆発的な普及、高速ブロードバンド、3GやLTEといった高速移動通信システムの普及、オンラインゲームや、SNSの増加などにより、再びデータサーバの数が増加し、データセンターの需要が大きくなりつつある。更に今後は、ネットワークを経由して情報を利用するクラウドの活用などにより、更にデータセンターの需要は大きくなると予想されている。

2. 1. 3 データセンターでの空調方式の変化

メインフレーム時代のデータセンターは、構成要素のほとんどに専用のものが用いられており、非常に大がかりであった。それがコンピュータの小型化により、コンピュータをサーバに入れて冷却する方式が一般的となった。この時は、部屋の床下にOAフロアを設けて、そこに空調空気を通して床吹出しにて冷却空気を供給した。サーバはきれいな列を作ることはなく、サーバが設置された後に、サーバの給気口面前的床面パネルをグレーチングに変えることで、空調給気の制御を行っていた。

しかしながら近年になると、ランダムに置かれていたラックの向きをそろえて列状に並べ、供給冷気が集まるコールドアイルと、高温排気が集まるホットアイルを形成する、ホットアイル・コールドアイル方式が一般的となった。図2-2にホットアイル・コールドアイル方式を示す。ホットアイル・コールドアイル方式では、従来のランダムな配列の方式に比べて、比較的低温の供給空気と比較的高温の排気をラック列にて分離するためサーバ室の冷却効率が向上した。

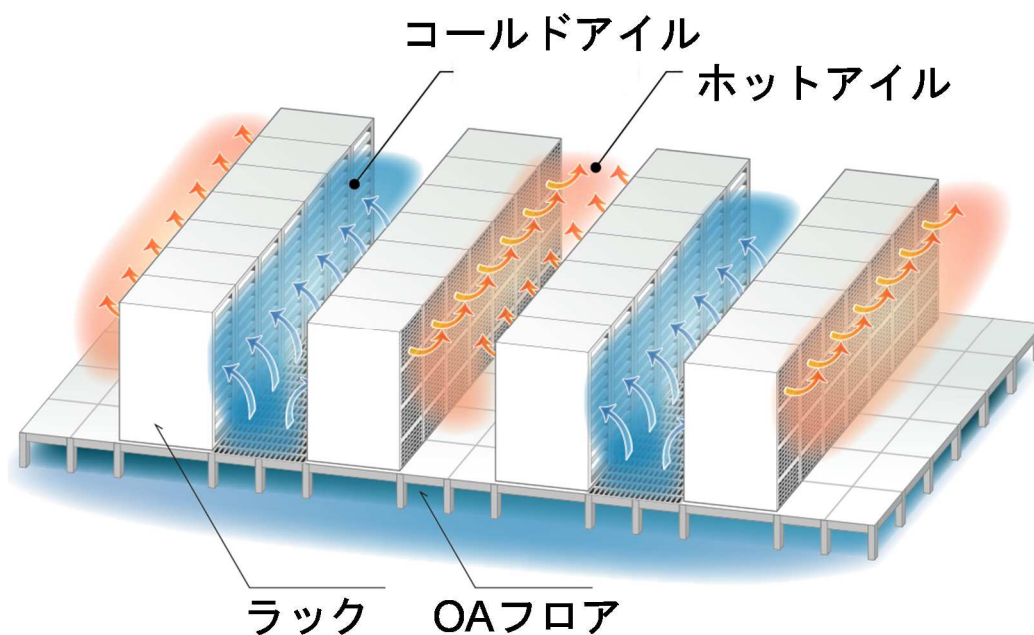


図2-2 ホットアイル・コールドアイル方式(床吹出し方式)

2. 1. 4 データセンターに求められる性能

(1) 一般的なデータセンターに求められる性能

現在のデータセンターには、様々な性能が求められている。一般的に求められる性能を以下に列挙する。

・信頼性

データセンターが常に動くという信頼性は非常に重要である。常にというのは、地震や災害があった場合、あるいは機械の故障や停電があった場合でも問題なく機能を果たすという意味である。この信頼性を確保するために、様々な対策が取られている。主なリスクとして、地震などの災害、火災、停電、機械の故障、情報漏えいなどのセキュリティに関するリスクが考えられる。

地震に対しては、地震リスクの小さな立地の選定といった計画段階での検討、耐震、制振構造の採用といった構造設計段階での検討を行う。これに加えて、津波や洪水などの地震以外の災害についても検討を行う。火災に対しては、煙感知システムの設置、消火システムの採用といった防火、消火計画での検討が行われる。停電に対しては、PDU や非常用発電機の複数導入などの設備設計段階での検討を行う。これにより電源系統のバックアップをとる。加えて、機械の故障の可能性に対して、設備機械に冗長性を持たせる検討が行われる。仮にひとつの空調機が故障しても、隣にある空調機でまかなうことができるようなロバストな設計を行うことによって、冗長性を実現する。他に、情報漏洩などのセキュリティ対策が必要となる。建物周辺の監視カメラの設置、サーバールームの入退室管理などの検討が行われる。これらは建物や設備のハード面だけでなく、運用のソフト面からも工夫を行う必要がある。

・柔軟性

情報機器の発展は目覚ましく、データセンターもその変化に対応して変化する必要がある。そのため、変化への柔軟性は重要な機能となる。求められている柔軟性には二種類あり、空間的な柔軟性と熱的な柔軟性がある。これらは建築計画とダクトや設備の大きさに影響を与え、相互関連しており、建物の全体計画に大きな影響を与える。空間的な柔軟性に関しては、サーバ室を分割して設計・施工し、その後必要になった時に追加するという方法がある。特にコンテナ型のデータセンターは、モジュールの増加が容易で柔軟性に富む傾向がある。一方、熱的な柔軟性に関して、初めからある程度の増加を見込んだ設計をする、部分的な熱負荷に部分的な空調機を導入するなどの対応がとられている。

・経済性

現実のデータセンターの建築には、高い経済性が不可欠である。データセンターでは、建設費全体に対して設備関係の比率が高く、その費用が高くなりがちである。したがって、空調システムの工夫によるコストの削減が全体の施工費に与える影響は

極めて大きい。また、イニシャルコストだけでなく、ランニングコストの低減も重要である。データセンターではCPU、HDDやマザーボードにおいて発生した熱を、空調機を用いて冷却している。このコンピュータの発熱量は膨大であり、床面積 1 m²あたりの発熱量は3kWを超える場合もある。その冷却に非常に大きなエネルギーが必要となる。その結果、データセンターでは他の管理部門に必要なエネルギーと比較して、空調に用いるエネルギー量の割合が大きくなる。したがって空調システムの高効率化は、データセンター運用における経済性の向上に大きく貢献する。

・環境性能

省エネルギーが最も顕著な環境性能であり、これは低炭素化にもつながる。その実現のために、高効率空調システムの採用や、自然エネルギーの利用、データセンターの排熱利用などが考えられる。また、他にも周辺環境との調和といった環境性能も求められている。

(2) Tier

(1)にて述べた各種の建物性能を包括的に評価するガイドラインとしてTier¹⁾が挙げられる。Tierは米国の民間団体であるUptime Instituteが作成した設計基準である。データセンターの信頼性をTier1からTier4で評価する。Tier4が最も高性能なデータセンターで、Tier1が最も低性能となる。評価項目は立地、建物、空調設備、通信設備らに分けられ、各Tierに基準が設けられている。それがすべて満たされた場合のTierがデータセンターに与えられる。例えば、空調設備において、受電回線、電源経路、電源経路が複数設置され、かつ自家発電設備がN+1ヶ、UPS設備がN+2ヶ設置されるとTier4となる。どれか一つでも下のTierとなると、そのTierが与えられる。

このTierはデータセンターの信頼性を図るうえで非常に便利だが、米国で作成されたため、日本の実情には合わない部分がある。例えば、自家発電設備をメイン電源とし、商用電源はバックアップとしているが、これはアメリカの商用電源の信頼性が低いためである。日本の商用電源の信頼性は世界でも最高レベルであるため、商用電源がメイン電源として利用される例が多い。ほかに、日本は地震国であるため、耐震についての規定を設ける必要性などが訴えられている。そこで、日本データセンター協会がTierをベースにデータセンターファシリティスタンダード²⁾を制定した。表2-1にファシリティスタンダードを示す。

ほかに、各種団体が発行している基準があり、ANSI/TIAによるAmerican National Standard Institute³⁾、ISO/IEC 17799⁴⁾の第9章、金融情報システムセンター発行の金融機関などコンピュータシステムの安全対策基準⁵⁾、電子情報技術産業協会の情報システムの設備環境基準⁶⁾などが挙げられる。

表 2-1 ファシリティ スタンダード (出展：日本データセンター協会)

基準項目 一覧表

分類	No.	評価項目	ティア 1	ティア 2	ティア 3	ティア 4	備考
建物 (B)	1	建物用途 (建物としてDC専用であるか否か)	複数用途 複数テナント可	複数用途 複数テナント可	複数用途 単一テナント	DC専用 DC関連複数テナント	
	2	地震リスクに対する安全性 1) PMLによる評価の場合 2) 建築基準法による評価の場合 ※1: 官庁施設の総合耐震計画基準及び同解説(建設大臣官庁官庁警備部監修、平成8年版)高さ60mを超える高層建築物、免震建築物はI類 ※2: 今後50年間に10%の確率で発生する可能性のある予測震度(文部科学省 全国地震動予測地図)	PML 25~30%未満	PML 20~25%未満	PML 10~20%未満	PML 10%未満	震度≧2 6弱以下
セキュリティ (S)	1	セキュリティ管理レベル	サーバ室	サーバ室	建物、サーバ室	敷地、建物 サーバ室、ラック	
電気設備 (E)	1	受電回線の冗長性	単一回線		複数回線 (SNW、本線予備線、ループ)		
	2	電源経路の冗長性 (受電設備~UPS入力)	単一経路	単一経路	複数経路	複数経路	
	3	電源経路の冗長性 (UPS~サーバ室PDU)	単一経路	単一経路	複数経路	複数経路	
	4	自家発電設備の冗長性	規定無し	N	N	N+1	
	5	UPS設備の冗長性	N	N	N+1	N+2	
空調設備 (H)	1	熱源機器・空調機器の冗長性	N	N	N+1	N+2	
	2	熱源機器・空調機用 電源経路の冗長性	単一経路	単一経路	複数経路	複数経路	
通信設備 (T)	1	引き込み経路 キャリアの冗長性	単一経路 単一キャリア	複数経路 単一キャリア	複数経路 複数キャリア	複数経路 複数キャリア	
	2	建物内ネットワーク経路 の冗長性	単一経路	複数経路	複数経路	複数経路	
設備運用 (M)	1	常駐管理体制	規定無し	規定無し	8時間/日以上の 常駐管理	24時間×365日の 常駐管理	
	2	運用マネジメントの仕組みと運用 (運用要員の育成プログラムなど含む)	運用体制有り	運用要員育成プログラム を含む規定された運用 体制有り	ISO27001又はFISC運用 基準において、設備運用 に関する項目に準拠	ISO27001の認証又は FISC運用基準に準拠	

(3) PUE

PUEはPower Usage Effectivenessの略であり、データセンターやサーバ室のエネルギー効率を示す指標である。米国の環境保護庁(EPA)、The Green Gridなども推奨する指標である。The Green Gridはデータセンターの省電力化を推進する業界団体である。

$$PUE(\text{Power Usage Effectiveness}) = \frac{\text{データセンター全体の消費電力}}{\text{IT機器の消費電力}}$$

図 2-3 PUE の定義

PUEの定義を図2-3に示す。PUEは、データセンター全体の消費電力をIT機器の消費電力で割った値である。このとき、一般に、データセンター全体の消費電力には、サ

サーバ、ストレージ、ルーター、管理用端末などの IT 機器の消費電力に加えて、空調装置、電力設備、照明装置、監視装置などが消費する電力を含むことが多い。しかしながら、一部では部分 PUE やサーバ室 PUE と呼びサーバ室だけを計算対象として、管理部門の電力消費を除いて用いる場合もある。PUE は、空調に用いる消費電力が小さくデータセンター全体の消費電力が小さいほど、すなわち PUE の値が小さいほど高効率であることを示す。また、データセンター全体の消費電力が IT 機器の消費電力と等しくなれば、PUE は 1 となり最も効率が良くなる。

過去には、一般的には PUE が 3.0 以上であったと言われるが、現在では 1.8~2.5 程度が一般的と言われる。高効率化したもので 1.3~1.5 程度、自然エネルギー利用などを行った最先端のもので 1.3 を切るものも出てきている。

2. 1. 5 データセンターの種類

データセンターの種類は、様々な観点から分類することができるが、建物のタイプや建設位置、サーバ室内のラック列の配列などによって分類することが多い。ここでは、高信頼性が求められていることが多い都市型と、柔軟性や低いイニシャルコストが特徴であるコンテナ型の説明を行う。銀行や証券、大企業といった気密性、重要度が高い用途には、都市型と呼ばれるデータセンターが採用されることが多い。都市型は、メンテナンスが容易なように都市に建設され、建物は RC の中層から高層建築となるものが多い。都市にあるため、セキュリティには十分な設備を設置する傾向がある。加えて、都市型であるため自然エネルギーの利用が難しい場合が多い。一方、ウェブサーバなどの冗長性を生かす用途には、都市の郊外に建てるコンテナ型データセンターが用いられることがある。コンテナ型は、その名の通り一般的なコンテナに非常に簡易なサーバを設けたものである。コンテナ型であるために増加、削減が容易であり、イニシャルコストが抑えられることが大きなメリットである。また、郊外に建てられ、コンピュータの冗長性を生かしてラック給気条件の大胆な緩和を行うことで、自然エネルギーを最大限利用するように設計されたものもある。

データセンターをその使用用途で分類することもできる。自社での情報処理やサーバとして用いる「自社データセンター」、データセンターの場所を貸し、サーバは賃貸者のものを外から持ってくる「コロケーション」、そして、サーバ自身もデータセンター事業者が所有し、情報処理能力を貸し出す「ホスティング」である。自社データセンター、ホスティングは自社にてサーバを管理しているため、設計においても詳細が決めやすく、仕様の自由度が高いことが多い。中には、ラック給気条件の緩和を行い、大幅な省エネルギーを図ったデータセンターも存在する。一方、コロケーションでは、他社のサーバを管理することになるため、柔軟性やセキュリティの確保のため安全側の設計となることが多い。ホスティングは、自社データセンターとコロケーションの中間の性能が求められることが多い。

2. 2 近年のデータセンター設計における課題と対応

2. 2. 1 高効率化手法

データセンターでは消費電力が一般的なオフィスに比べて非常に多いため、高効率化はランニングコストの削減に大きくつながる。したがって、様々な高効率化の検討が行われている。まず、キャッピングの採用が挙げられる。ホットアイル・コールドアイル方式での床吹出し方式を採用した場合、高効率化を妨げる要因の一つにホットアイルからコールドアイルへの回り込みが考えられる。この回り込みを防ぐために、物理的にホットアイルとコールドアイルを分離するキャッピングが行われる場合がある。図2-4にアイルキャッピングの例を示す。

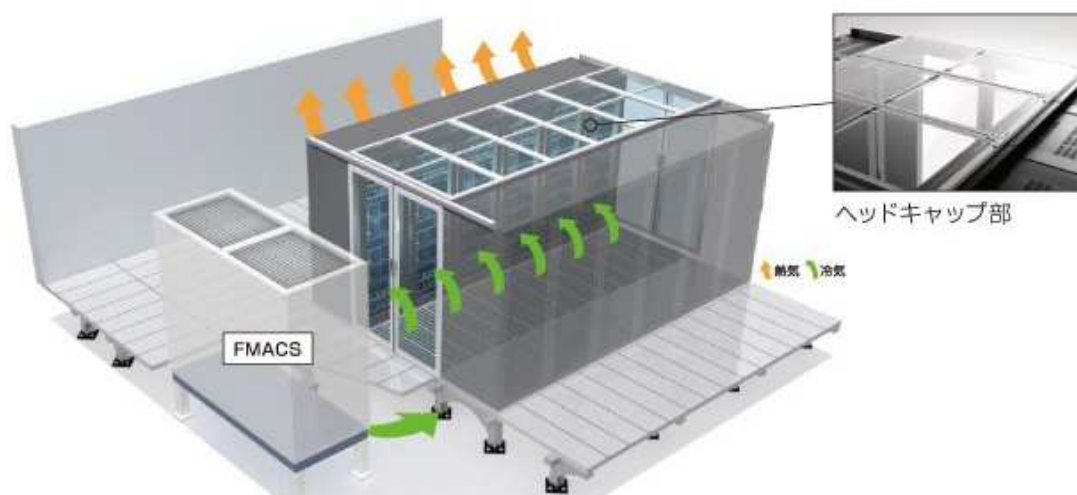


図2-4 キャッピングの例(出展：(株)NTT ファシリティーズ HP)

物理的にホットアイルとコールドアイルが分離されるため、ラック給気面の温度上昇を抑制することができ、その結果供給風量の削減が可能となる。このため、動力の省エネルギーが削減され、高効率化を実現することが可能となる。しかしながら、キャッピングにはラックが一様である、ラックに触れることができるといった前提条件が必要であり、加えてキャッピングを行うことで発生する新たな課題もある。

他の高効率化の手法として、自然エネルギーの利用が挙げられる。自然エネルギーとして最も普及しているのは外気冷房である。図2-5に外気冷房の例を示す。特に寒冷地においては、外気温が低く、適用可能期間が長くなるため、頻繁に用いられる。日本では北海道での普及が進んでいる。東京といった都市部でも使用することは可能であるが、取り入れ空気の空気質を担保する必要がある。

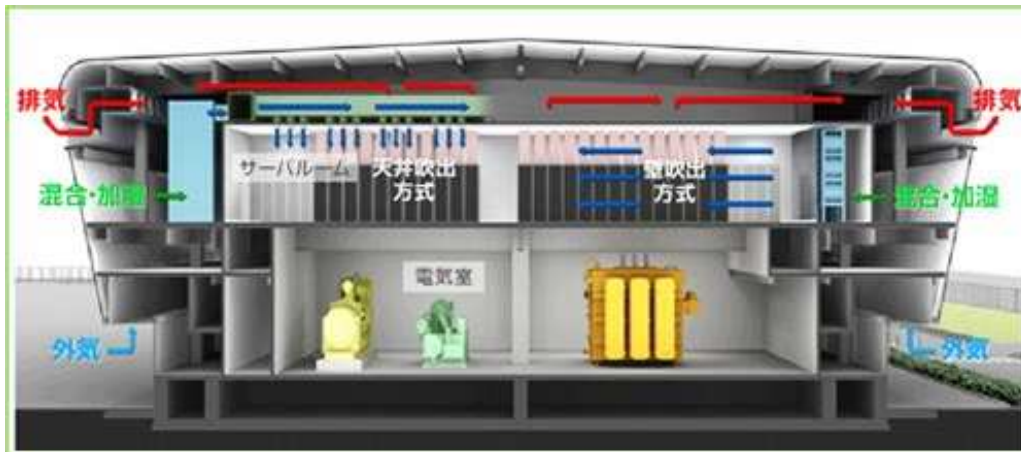


図 2 - 5 外気冷房利用の例 (出展：さくらインターネット(株)HP)

2. 2. 2 ラックの給気条件緩和と自然エネルギーの利用

データセンターの運営において、最も重要な管理項目はラック給気面の条件制御である。サーバは、多数のコンピュータから構成され、コンピュータは CPU(Central Processing Unit), HDD(Hard Disk Drive), マザーボードなどによって構成されている。これらの構成デバイスは発熱をともない、正常に稼働するためには適切に冷却される必要がある。これらのデバイスが正常に稼働するために必要なラックの給気条件を各種団体が示している。代表的なものに ASHRAE(American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)の Guideline と NEBS(Network Equipment Building Systems)がある。ASHRAE はデータセンターをその求められる環境性能に対して、表 2 - 2 のようにクラス分けしている。

表 2 - 2 ASHRAE によるデータセンターの環境性能のクラス分け
(出展：Envelopes represent conditions at IT Equipment inlet)

2008 Classes	2011 Classes	Applications	Information Technology Equipment	Environmental Control
1	A1	Data Center	Enterprise Servers, Storage Products, Volume Servers, Storage Products, Personal Computers, Workstations	Tightly Controlled
2	A2			Some Control
	A3			Some Control, Use of Free Cooling Techniques When Allowable
	A4			Some Control, Near Full-Time Usage Of Free-Cooling Techniques
3	B	Office, Home, Transportable Environment, etc.	Personal Computers, Workstations, Laptops, and Printers	Minimal Control
4	C	Point-of-Sale, Industrial, Factory, etc.	Point-of-Sale Equipment, Ruggedized Controllers, or Computers and PDAs	No Control

ASHRAE はこれらのクラス毎にラックの給気条件を規定している。図2-6、表2-3にラック給気条件を示す。最大許容温度、最大推奨温度、最低許容温度、最低推奨温度が指定され、湿度について規定も行われている。温度の条件はもっとも発熱の多い CPU の稼働温度を概ね 65℃以下に保つために設定され、湿度は HDD での静電気による故障率の上昇を抑制するために設定されている。許容条件については設計に求められるクラスが設定されており、それに対応した基準が適応される。

ASHRAE の Guideline は、2004 年に規定されたが、これらの基準は緩和される傾向にある。ASHRAE は 2004 年のガイドラインから 2008 年のガイドライン改定時に、推奨条件の緩和を行った。更に、近年自然エネルギーの利用として外気冷房が頻繁に行われるようになってきており、様々な温度条件や湿度条件での運用の実績が蓄積されてきた。2011 年には許容条件の緩和が行われ、設計や運用の自由度が大幅に広がった。これにより設計・運用者の判断で外気冷房をより長期間行うことができるようになり、コストを重視するデータセンター、あるいはデータの冗長性を建物ではなくコンピュータシステムで確保するデータセンターでの外気冷房が促進されることが期待されている。

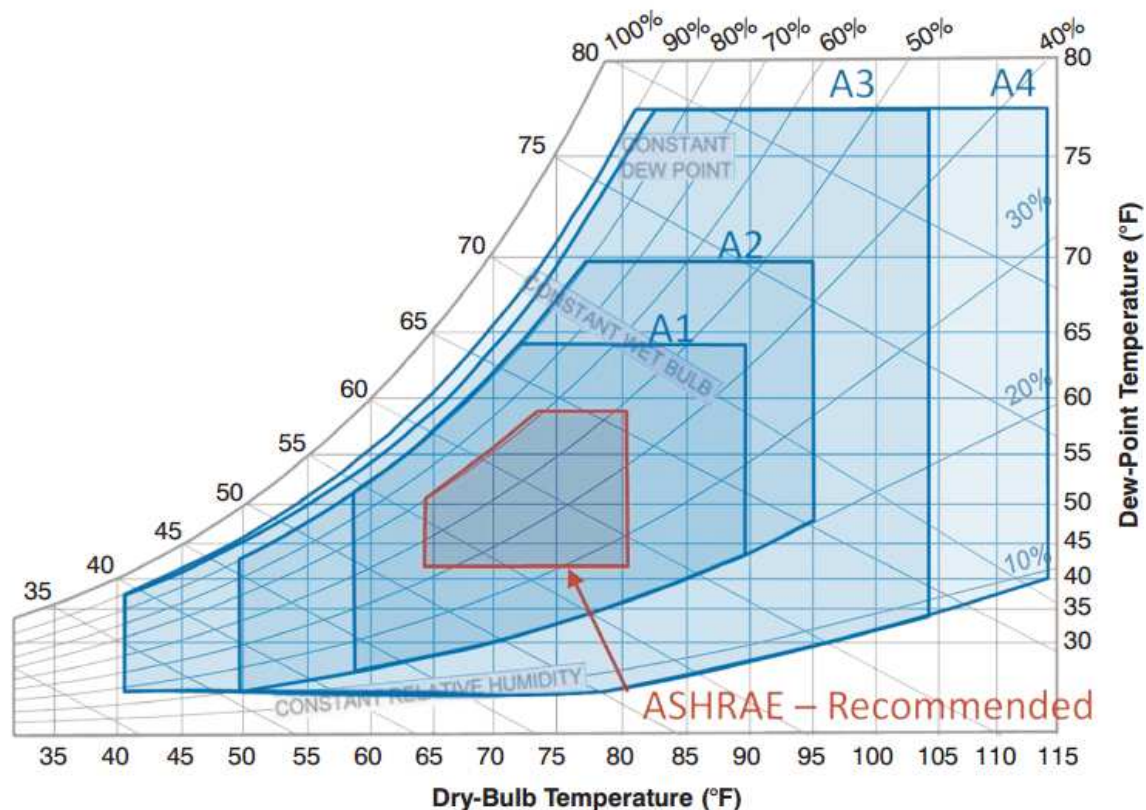


図2-6 ASHRAE の 2011 年改定後のラック給気条件 (空気線図)
 (出展: Envelopes represent conditions at IT Equipment inlet)

表 2-3 ASHRAE の 2011 年改定後のラック給気条件(表)
 (出展 : Envelopes represent conditions at IT Equipment inlet)

Range	Class	Dry-Bulb Temperature	Humidity Range, Non-Condensing	Maximum Dew Point
Recommended	All A	64.4°F to 80.6°F	41.9°F DP to 60% RH and 59°F DP	59°F
Allowable	A1	59°F to 89.6°F	20% to 80% RH	62.6°F
	A2	50°F to 95°F	20% to 80% RH	69.8°F
	A3	41°F to 104°F	10.4°F DP and 8% RH to 85% RH	75.2°F
	A4	41°F to 113°F	10.4°F DP & 8% RH to 90% RH	75.2°F
	B	41°F to 95°F	8% RH to 80% RH	82.4°F
	C	41°F to 104°F	8% RH to 80% RH	82.4°F

2. 2. 3 設計条件と実運用との違い

データセンターはその最大許容処理熱量に対応するため、すべてのラックが設置され、すべてのラック内にすべてのサーバが設置される仮定にて設計される。しかしながら、実運用の段階となると、設計時とは異なる条件で運用される場合がある。主な違いは以下の4つに整理することができる。

(1) 発熱の平面的な偏り

通常のサーバ室の設計では、ラック列にて均一な発熱があることを前提として設計が行われている。しかしながら、実際の運用段階においては、ラックは暫時的に設置されることが多い。加えて、一様なラック列が形成された場合においても、しばしばラックごとに発熱量が異なる。これは、一般にサーバラックの性能がラックごとに異なるためと考えられる。特にコロケーションなどのようにサーバの所有者が異なる場合、発熱量は大きく異なる。仮にすべて自社運用のサーバである場合でも、サーバに毎に処理する情報や携帯が異なり、発熱量が異なるとは限らない。以上のように、設計時と実運用時で発熱の平面的な分布が異なるという違いがある。

(2) 発熱の鉛直的な偏り

(1)と同様の課題が、ラック内のサーバについても発生している。運用上、サーバの機能や規格が異なる場合、ラック内のスペースが十分に空いていても2つのラックにサーバを設置する機会が多い。ラック内部においても、ラック全体を均一に用いるようにサーバを配置することが理想であるが、ブレードサーバのように高密度実装することを前提と

したサーバを用いる場合、ラック内部においても発熱の鉛直方向の偏りが生じる場合がある。以上のように、設計時と実運用時で発熱の鉛直的な分布が異なるという違いがある。

(3) ラック列の形成

ホットアイル・コールドアイル方式は、排熱の集まるホットアイルと冷たい空気が供給されるコールドアイルとをラック列を利用して分離する方式である。しかしながら、現実の運用ではラックおよびラック内サーバに空きが生じる場合が多い。これは、サーバラックの種類が異なるなどの理由もあるが、他に運用上の理由が挙げられる。例えば、コロケーションの場合には運用会社が面積でレンタルを行うため、ラック列に隙間が空くことがある。また、運用会社が十分な知識を持たないために、高発熱のラックに隣接するラックを取り除くといった運用を行う場合もある。これに対応するために局所的なカーテンをひく、といった対処が行われることが多いが、セキュリティやメンテナンスの観点から望ましい対応とは言い難い。

また、サーバ列の形成が行われても、ラック内部に空隙を生じている場合もある。(2)にて指摘したように、ラック内部に高発熱サーバがある場合、他の空いている空間にサーバを設置せず空隙とする場合がある。このためラック列は形成されているものの、ラック列の内部が開いており、ラック列の形成が不十分である場合がある。以上のように、設計時と実運用時でラック列の形成という点が異なる場合がある。ラック列の形成が不十分である場合、ラック給気面温度の上昇が考えられるが、ラック列の構成程度とラック給気面温度の上昇の関係について行われている研究は極めて少ない。

(4) 時系列での変化

設計時においては、サーバの発熱量は一定して行うことがほとんどである。しかしながら、実運用においてはサーバの発熱量は刻一刻と変化している。特にインターネット通信に関連するサーバや証券情報に関するサーバなどは、特定の時間に情報処理量が増加する傾向がみられる。実運用では、温度センサからの情報を元に空調機を制御するためサーバ室の変化に対応していると考えられるが、それが十分適切に制御されているかは精査が必要である。以上のように、設計時には考慮していない時系列の変化が実運用では発生している。

2. 2. 4 空調気流方式とセキュリティ・設備

データセンターには、空調設備以外に様々な設備が求められている。まず、サーバに供給する電力ケーブルが必要となる。また、サーバと通信を行う必要があるための通信ケーブルが必要である。さらに、運営管理上必要となる設備も多数ある。例えば火災に対しては、煙感知器や消火設備が挙げられる。データセンターでは、大量の空気がサーバ室内を循環しており、煙の濃度が下がる可能性が考えられる。通常の煙感知器では感知感度が低いため、超高精度の煙感知器が採用されることが多い。図2-7に超高感度煙感知器の例

を示す。機器で周辺空気を吸引、分析することで通常の煙感知器の 2000 倍程度の感度を実現している。また、データセンターではサーバ室内に水を持ち込むことを避けるため、窒素消火設備の採用などが行われる。更にセキュリティのための設備が設置されることがある。サーバ室内で、サーバはデータセンターの運営会社の所有物でない場合があり、その場合にはサーバに誰も触れないことを保証する必要がある。そのためのセキュリティ設備であるビデオカメラの設置などが行われる。当然、運営管理を行うための、照明設備の設置も求められる。加えて、非常用設備の設置が行われる。データセンターは常に稼働する必要がある。常に稼働するためには、様々な冗長性を確保する必要があり、電力の冗長性も重要な管理項目である。そのため、非常用発電機の設置が行われることが多いが、他にサーバ室に非常用発電機が稼働するまでの時間を稼ぐ UPS を設置する場合がある。図 2-8 にサーバ室内で用いられるデータセンター用の UPS の例を示す。



図 2-7 超高感度煙感知器の例
(出展: ホーチキ(株)HP)



図 2-8 データセンター用 UPS の例
(出展: 富士電機ホールディングス(株)HP)

以上のように、サーバ室にはサーバ以外に、電源ケーブル、通信ケーブル、防火設備、セキュリティ設備、照明設備、非常用電源設備などが設置される場合がある。このため、これらのデバイスの設置位置の確保が設計上の課題となる。

床吹出し方式では、OA フロア下の空間を供給空気と電源ケーブル、通信ケーブルで共有することとなり、ケーブル類が供給空気の流れを妨げる場合がある。特に、年月が経ち、サーバの更新時に OA フロア下のケーブル類を回収しきれなかった場合、供給空気がサーバまで到達しない場合がある。

横吹出し方式では、壁面に給気口を設置する。通常壁面にはパッケージエアコンが並ぶため、横吹出し方式ではその面積確保が重要な課題となる。

天井吹出し方式では、天井面に給気口と還気口を設置し、天井面の大部分を占める。しかしながら、天井面には煙感知器やセキュリティ設備であるビデオカメラ、照明設備などの設置が必要とされ、その面積確保が課題となる場合がある。

2. 2. 5 運営管理上求められる性能

データセンターに求められる性能は、設計上求められる性能と運営管理上求められる性能の2種類に分類することができる。設計上求められる性能とは、TIER や PUE に代表されるような省エネルギー性能や、冗長性の性能である。一方、運営管理上求められる性能とは、セキュリティの運用やサーバ更新時などにおいて管理する上で満たすことが望ましい性能である。例えば、コロケーションのデータセンターでは、データセンターの運用会社とサーバの所有者が異なる場合が多い。したがって、データセンターの運用会社はサーバに触れるためにはサーバの所有者に許可を得る必要があり、他社がサーバに触れないように管理する必要がある。そのため、サーバ室にビデオカメラが設置され、画像データが一定期間保存される場合が多い。

また、設備の点検などのために業者がサーバ室に入ることが難しい場合も多い。したがって、空調設備などをすべてサーバ室の外から更新できるような設計を行う場合がある。2. 2. 4 にて示した通り、データセンターのサーバ室には多数の設備が設置されており、そのスペースの確保、納まりの確保は設計の重要な課題である。

サーバの多様性への対応も設計上求められる課題である。自社データセンターであっても、多くの場合サーバラックの種類は異なり、均一なラック列の構成を行うことが難しい。床吹出し方式の場合、キャッピングを行うことでホットアイルとコールドアイルを物理的に分離し、効率を高める試みが行われる。サーバラックが一様な場合、この方式は有効である場合が多いが、サーバラックが一様でない場合には効率に疑問が残る。加えて、キャッピングを行った場合、セキュリティ用のビデオカメラの設置が難しい、もしくはビデオカメラの数が増加するといった新たな課題が発生する。天井吹出し方式においても、垂壁を設置した場合、同様の課題が発生する。

以上のように、セキュリティの確保やメンテナンスのしやすさなどデータセンターには運営管理上望ましい性能があり、空調気流方式とこれらは密接に関わっている。

2. 2. 6 吹出し風量の均一化

データセンターにおける空調設計の重要課題の一つとして、給気口からの風量分配の均一化が挙げられる。空調気流方式にかかわらず、データセンターでは供給空気が大量であるために、ダクトの根本と先で大きく風量が異なる。ダクトの先では十分に風速が落ちているため、給気口から冷気が供給される一方、ダクトの根本では吹出し風速が比較的に早い。給気口から供給空気が吹出されず、逆に誘引する場合がある。これは、ラック給気面の温度上昇を招く恐れがあり、避けるべき課題となる。

この現象を防ぐために、様々な対策が取られている。

(1) 吹出し風速を遅くする設計

この現象は、ダクトの根本での吹出し風速が速いために起こる現象であるため、その風速を小さくする設計を行うことが肝要である。すなわち、ダクトの口径を拡大する、ダクト長を短くし、ダクト内風量を小さくするといった工夫が求められる。しかしながら、一本のダクトが担当する風量は、平面計画によって決定されることが多いため、構造、意匠との調整が必要である。

(2) ダクト内ダンパーの設置

給気ダクト内に風量調整用のダンパーを設置する方式である。すべての給気口での風量をおおむね一定とするために、風量を固定した状態で各給気口のダンパーを調整する方法である。比較的安価に実行可能だが、給気口の数が多の場合、調整に非常に時間がかかる。加えて、供給風量が大きく変わった場合、ダンパーの調整を再度行う必要がある。

(3) 給気口の高気密化

給気口の気密性を上げて、ダクト内の圧力分布を均質化し、給気口からの吹出し風速を一定にする方法である。高気密とするために、それだけ動力に負担がかかる。加えて、十分な効果を得るためには非常に高気密にする必要がある。

(4) 給気口にファンの設置

ダクト内に抵抗などを設けて均一にするのではなく、給気口に個別にファンを設けて吹出し風量を調整する手法である。給気風量を一定にするだけでなく、ある一部の発熱量が多いラックに対して供給風量を多くするといった対処を行うことも可能である。一方、ファンの設置に費用が必要となる。

2. 3 本研究における取り組み

本研究では、均一発熱のホットアイル・コールドアイル方式を有するデータセンターを対象とした垂壁などを必要としない高効率な空調気流方式「天井吹出し・天井吸込み方式」の開発と実展開を目指した。対象は、均一発熱、均一吹出し風量でラック列が十分に形成されているホットアイル・コールドアイル方式のサーバールームとする。

まず、短期間に空調気流方式の冷却特性を得るために、「数値流体解析」、「縮小模型実験」を用いて比較を行った。数値流体解析は温度分布の精度の観点から、実験と確認を行うことが望ましいため簡易な手法である縮小模型実験を採用し、傾向の比較を行った。その結果、垂壁なしでも天井吹出し・天井吸込み方式が有効であることを確認した。

続いて、実運用を行うために必要なラック給気面の評価を行うため、「実大模型実験」を用いた。ここでは、実運用に必要な主要なパラメータである、風量を無次元化した換気流量比、空調給気温度、無次元垂壁長さ、発熱密度が冷却特性と気流分布に与える影響を明

らかにした。

最後にこれらの検討を踏まえて、天井吹出し・天井吸込み方式を実建物に適応し、実測にてその有効性を検証した。

2. 4 既往の研究と本研究の関係

2. 4. 1 データセンターの設計に関わる基準・研究

データセンターの設計に関わる研究は、アメリカで盛んに行われており、多数の研究論文が発表されている。実設計に関する研究はASHRAEによってまとめられ、ASHRAE Datacom Series として出版されている。Datacom Series では、10 種類以上の出版がなされている。例えば、Design Considerations for Datacom Equipment Centers⁶⁾は、サーバが保つべき温湿度の基準から、空調設備の設計基準、電気や発電機の設計基準、騒音基準などについて、種々の研究成果を基に解説している。High Density Data Centers - Case Studies and Best Practices⁸⁾では、高密度のデータセンターを対象としたケーススタディ、および実際に適用した最良事例についての紹介がされている。

また、US Uptime Institute がデータセンターの設備基準として、Data Center Site Infrastructure Tier Standard⁹⁾を発表している。データセンターの信頼性をランク分けし、それぞれに応じた具体的な設計基準を設けている。

サーバ室の空調はサーバラックだけでなく、サーバ内部まで考慮して行うべきであるとの指摘もなされている。Patel らは、サーバ室とサーバ内部を同時に評価の必要性を示している⁹⁾。しかしながら、現実にはサーバの運用は非常に流動的であり、設計時の意図通りに運用されないことも多い。

2. 4. 2 空調気流方式に関する研究

空調気流方式に関する研究は、電子計算機室を対象とした空調気流方式の比較、効率化から試みが行われている。中尾ら^{10) 11)}によって、高発熱機器室用空調気流方式についての一連の研究がなされている。第1報では高発熱機器を収容するサーバ室の空調気流方式について、機器吸込み空気温度とその標準偏差を指標として、実験的な評価を行っている。この研究では、二重床吹出し天井吸込み気流方式が最も効率的な気流方式であることを示した。第2報では、実験を基にして、垂直方向温度分布の予測モデルを作成した。水平気流による乱れが少ない場合には、予測値と実験値の一致を確認している。

その後、羽山らがデータセンターに関する一連の研究を行っている。空調システムの信頼性に関する研究¹²⁾として、空調停止後の信頼性評価や、サーバ室の上昇温度の予測方法

の開発などを行った。また、データセンターの機器冷却特性と空調効率に関する一連の研究^{13) 14) 15)}を行っており、実際のサーバ室を対象として様々な条件の実験から空調効率の評価を行っている。データセンターの研究では、一様な発熱条件での検討を行うことが多かったが、発熱に偏りがある場合などについても検討¹⁶⁾を行っている。また、数値モデルの開発も行い、実験などとの整合性も確認している。

中尾らの研究は現在主流となっているホットアイル・コールドアイル方式ではなく、従来からある床吹出し方式で、ラックをサーバ室に分散させた方式を対象に行っている。本研究論文の第3章から第6章にかけて行った検討は、ホットアイル・コールドアイル方式を対象として行っており、中尾らと異なる結果が認められた。また、羽山らの研究は、主に床吹出し・天井吸込み方式を対象としており、空調効率の向上などは床吹出し・天井吸込み方式を前提として研究を行っている。本研究論文で検討している空調気流方式は、天井吹出し・天井吸込み方式であり、羽山らの研究成果とは対象が異なる。加えて垂壁や換気流量比の影響も空調気流方式に違いより異なった。

2. 4. 3 ラック給気面温度の評価に関する研究

データセンターの空調設備の最大の目的は、安定的かつ効率的にラックに流入する空気温度を要求温度以下に保つことである。ラックに流入する空気の質としてASHRAEでは、サーバの保つべき基準を示している。しかしながら、基準の温湿度には、許容温度、許容湿度、推奨温度、推奨湿度というように幅が設定されており、総合的な判断を行うためには、新たな指標が必要である。そこで、Shermaら^{17) 18)}は、対流による熱輸送と気温を基にした無次元数の評価指標であるUtilization Index (UI)を提案し、これをデータセンターに適応している。また、Herringら¹⁹⁾は、ラックの給気面温度を各種団体が推奨する許容温度、推奨温度を用いて評価することができる無次元指標、Rack Cooling Index (RCI)を提案し、適用している。この指標は、高温側と低温側があり、高温側ではサーバの冷却信頼性を、低温側ではサーバの効率性を評価することが意図されている。

また、ラック給気面温度を無次元化した指標として羽山らが用いている、機器吸込み温度差比が挙げられる。これは、ラック給気面温度と空調給気温度の差を、空調給気温度と空調還気温度の差で無次元化した値で、小さければ小さいほどラック給気面が冷やされていることを示す。

本研究論文の第4章の縮小模型実験、第5章の実大模型実験では、ラック給気面の評価を2つの指標を用いて行っている。一つは羽山らが提案する機器吸込み温度差比で、もう一つがHerringらのRCIである。機器吸込み温度差比は無次元化指標で直感的にも理解しやすい指標であるが、絶対温度の情報が無次元化の過程で消えてしまうために、実用で空調空気温度を設定する際には用いることができない。そこで、各種ガイドラインの推奨温度、許容温度を用いたHerringのRCIを併用した。

2. 4. 4 設計条件と実運用との違いに関する研究

2. 2. 2では、設計条件と実運用との違いについて整理した。これらの違いについて行われた研究についてまとめる。

(1) 発熱の平面的な偏りに関する研究

発熱の平面的な偏りは、サーバ室には必ず発生する現象である。この偏りが空調効率に与える影響の把握は羽山ら¹⁶⁾によって行われている。羽山らは平面的な発熱の偏りを表現する指標としてマハラノビス汎距離を用いた。マハラノビス汎距離はユークリッド平面上における母集団の分布の標準偏差を用いて求められる値である。マハラノビスの汎距離を用いることで発熱の偏りを用いることで、統計的な処理を行うことができるようになり、床吹き出し方式で検討した結果、発熱の平面的な偏りよりもラックの流入と流出の温度差の偏り方がエネルギー効率に与える影響が大きいことを示した。

(2) 発熱の鉛直的な偏りに関する研究

発熱の鉛直的な偏りに関する研究はほとんど行われていない。これについては第@章にて予備実験を行い、その影響が換気流量比などに比べて十分小さいことを確認した。また、(1)の羽山らの検討から、ラックの鉛直的な偏りは、ラックの平均値が変化しない限り、ラックの流入と流出の温度差を変化させるとは考えにくく、換気効率に与える影響は換気流量比などに比べて小さいと考えられる。

(3) ラック列の形成に関する研究

ラック列の形成に関する研究は多く行われていない。コールドアイルとホットアイルの分離の程度が重要であることは、メクラ板の設置やキャッピングの設置などにより示唆されているが、その普遍的な研究は十分とは言いがたい。浮力のある強制対流場においては、浮力(=ラックの流出入温度差)と慣性力(=風量=換気流量比)および、幾何学形状が重要であると考えられる。しかしながら、浮力と慣性力は比較的容易に定量的な表記が可能である一方、ラック列の幾何学的形状を表す定量的な表記が容易でないためと推測される。今後、更なる研究が求められる分野と考えられる。

(4) 時系列の変化に関する研究

時系列の温度変化を考慮した研究で最もよく行われているものに、停電時のサーバ室の温度上昇についての検討が挙げられる。羽山らが床吹き出し天井吸込み方式を対象として検討を行っており、キャッピングがある場合ではない場合に比べて冷却空気があるため温度上昇が抑えられることを示した。また、停電時以外では、時系列での発熱量の変化に対して、学習システムを用いた最適制御に関する実証も行われている。

2. 4. 5 換気効率・温熱環境形成寄与率評価指標に関する研究

サーバ室の空調が効率よくラック給気面に到達しているかを表すためには、換気効率・温熱環境形成寄与率を評価する指標が適している。村上，加藤，小林ら¹⁹⁾²⁰⁾によって、換気効率および、温熱環境形成寄与率評価指標について提案がなされている。換気効率は、SVE(Scale for Ventilation Efficiency)1～SVE6 まで定義され、それぞれ、室内平均濃度とその分布、汚染室の平均拡散半径とその分布、吹出し空気の平均到達時間、吹出し口の環境形成寄与率指標、吸込み口の環境形成寄与率指標、空気余命に関する指標である。また、小林，加藤ら²¹⁾は不完全混合室を対象とした温熱環境形成寄与指標 CRI(Contribution Ratio for Indoor climate)の提案している。CRI はCRI1～CRI4 まで定義される。前述の機器吸込み温度差比は、CRI1 と同等であると考えられる。本研究論文では、機器吸込み温度差比としてCRI1 を第3章から第6章で用いる。

[第2章の参考文献]

- 1) Uptime Institute , Tier Performance Standard , 1995
- 2) 日本データセンター協会, データセンターファシリティスタンダードの概要,
www.jdcc.or.jp/pdf/facility.pdf
- 3) ANSI/TIA, American National Standard Institute, 2005
- 4) ISO/IEC 17799, 2005
- 5) 金融情報システムセンター, 金融機関などコンピュータシステムの安全対策基準,
2006
- 6) 電子情報技術産業協会, 情報システムの設備環境基準, 2006
- 7) ASHRAE, Design Considerations for Datacom Equipment Centers, 2009
- 8) ASHRAE, High Density Data Centers - Case Studies and Best Practices, 2008
- 9) D. Patel, A Vision of Energy Aware Computing From Chips to Data, The International
Symposium on Micro-Mechanical Engineering December 1-3, 2003
- 10) 中尾ら, 高発熱機器室用空調気流方式の研究 第1報-気流方式の比較と機器吸込み平
均温度計算モデルの実験検討, 空気調和・衛生工学会論文集 No.54, pp. 77-89 , 1994
年2月
- 11) 中尾ら, 高発熱機器室用空調気流方式の研究 第2報-温度差比の垂直分布モデル, 空
気調和・衛生工学会論文集 No.56, pp.87-97, 1994年10月
- 12) 羽山ら, データセンター用空調システムの信頼性評価, 電子情報通信学会技術研究報
告112(160), pp.23-26, 2012年7月
- 13) 羽山ら, データセンターの機器冷却特性と空調効率に関する研究, 日本建築学会環境
系論文集 74(640), pp.721-728, 2009年6月
- 14) 二渡ら, データセンターの機器冷却特性と省エネルギー対策に関する研究 : その2
送風エネルギーの削減による省エネルギー効果, 日本建築学会北海道支部研究報告集
(84), pp.265-268, 2011年7月
- 15) 羽山広文, データセンターにおける空調システム, 空気清浄 49(2), pp.45-52, 2011
年7月
- 16) 羽山ら, データセンター用空調システムの効率決定の要因に関する研究 : その1 発
熱の偏在が与える影響, 日本建築学会学術講演梗概集 D-2, pp.1113-1114, 2002年6
月
- 17) Ratnesh Sharma and etc, Dimensionless Parameter for Evaluation of Thermo-Fluid
Performance of Air Conditioning and Ventilation Systems, International
Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2006
- 18) Ratnesh K. Sherma and etc, Dimensionless Parameters for Evaluation of Thermal
Design and Performance of Large-Scale Data Centers, American Institute of
Aeronautics and Astronautics, 2002

- 19) Mugnus K. Herrlin, Rack Cooling Effectiveness in Data Centers and Telecom Central Office: The Rack Cooling Index(RCI), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering Transactions, Col.111, Part2, 2005
- 20) 村上ら, 新たな換気効率指標と三次元乱流数値シミュレーションによる算出法, 空気調和・衛生工学会論文集 (32), pp91-102, 1986年10月
- 21) 小林ら, 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: 第1報-CFDに基づく局所領域の換気効率評価指標の開発, 空気調和・衛生工学会論文集 (68), pp. 29-36, 1998年1月
- 22) 加藤ら, 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, 第2報 CFDに基づく局所領域の温熱環境形成寄与評価指標の開発, 空気調和・衛生工学会論文集, NO. 69, 1998年4月
- 23) 野呂田ら, データセンター用空調システムの効率決定の要因に関する研究: その2 換気流量比と室温分布の影響, 日本建築学会北海道支部研究報告集 (75), pp.155-158, 2002年6月
- 24) Bash, C.E., Patel, C.D., Sharma, R.K., 2003, "Efficient Thermal Management of Data Centers - Immediate and Long-Term Research Needs", Intl. J. Heat, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigeration Research, Vol. 9, No.2, pp137-152
- 25) Patel, C.D., Sharma, R.K, Bash, C.E., Beitelmal, A, "Thermal Considerations in Cooling Large Scale High Compute Density Data Centers", ITherm 2002 - Eighth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems, San Diego, California, May 2002.
- 26) 植草常雄, 藁谷至誠, 木下学, 三宅弘朗: データセンターにおける空調気流の応用設計技術に関する研究 (第1報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp. 1235-1238, 2007.
- 27) 花野弘行, 山中俊夫, 甲谷寿史: 置換換気室内の温度・汚染物濃度分布予測における模型実験法(その4) 縮小模型実験における近似相似則に関する検討, 日本建築学会学術講演梗概集, pp. 649-650, 2002.
- 28) 中村安弘, 辻克彦, 陳威, 水野稔: 自然対流による工場内流れの近似相似則, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 42, pp. 79-87, 1990.
- 29) 西岡利晃: 高温工場の換気に関する実験的研究 第2報 自然換気, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 20, pp. 1-8, 1982.
- 30) 前田敏男, 石黒一郎, 松本衛: 室内の熱対流の近似相似則, 日本建築学会論文集, Vol. 63, pp. 17-20, 1959.
- 31) 前田敏男, 石黒一郎: 強制換気のある室の熱対流の近似相似則, 日本建築学会論文報告集, Vol. 66, pp. 73-76, 1960.

- 32) 勝田高司, 土屋喬雄: 室内空気分布の模型実験法に関する研究: 第 1 報-室内空気分布の実用的相似則, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 17, pp. 1-10, 1981.
- 33) (株)NTT ファシリティーズ, 「ICT 装置用 (データセンター用) 気流制御システム」,
http://www.ntt-f.co.jp/service/aco_aislecapping/, 2014 年 4 月 6 日確認
- 34) さくらインターネット(株), 「データセンター」, <http://www.sakura.ad.jp/>, 2014 年 4 月 6 日確認
- 35) ホーチキ(株), 「超高感度煙感知システム」,
<http://www.hochiki.co.jp/business/kahou/kahou06.php>, 2014 年 4 月 6 日確認
- 36) 富士電機ホールディングス(株), 「無停電電源装置」
http://www.fujielectric.co.jp/products/power_supply/sustainable/ups/index.html, 2014 年 4 月 6 日確認

第3章 数値流体解析による 空調気流方式の比較

- 3. 1 はじめに
- 3. 2 換気効率の評価指標
- 3. 3 サーバ室の数値流体解析
- 3. 4 解析結果
- 3. 5 第3章のまとめ

3. 1 はじめに

第2章では、データセンターに求められる役割とその変化、エネルギー効率の指標、関連する研究についてまとめた。メインフレームの時代より日本では OA フロアを利用した床吹出し天井吸込み方式が採用されてきた。中尾ら^{1),2)}が実大実験にて効率的な空調気流方式の検討を行っており、床吹出し天井吸込み方式が最も効率が良いと結論付けているが、その対象はラックをランダムに並べたサーバ室である。現在はラック列を形成したホットアイル・コールドアイル方式が主流となっており、中尾らの結果と必ずしも一致するとは限らない。

そこで短期に実行可能な数値流体解析と縮小模型実験を用いた空調気流方式の比較を行う。本章では、数値流体解析を用いて新たな空調気流方式について述べる。平均的な流れ場・温度場の傾向を把握するために Reynolds Averaged Navier - Stokes (RANS) モデルの標準 $k-\epsilon$ モデルを採用した。従来からの床吹出し天井吸込み方式(以下、床吹出し方式)、天井吹出し天井吸込み方式(以下、天井吹出し方式)、横吹出し天井吸込み方式(以下、横吹出し方式)の3方式を空調気流方式の検討対象とした。空調気流方式の効率を把握するために、機器吸込み温度差比を用いて空調気流方式の比較検討を行った。

3. 2 換気効率の評価指標

換気効率の評価指標には空気齢など種々あるが、本検討では第4章以降の実験との傾向を比較するため、温度を基本とした評価指標である、機器吸込み温度差比を用いる。第2章にて述べたように、羽山らの用いる機器吸込み温度差比は、ラック給気面温度を空調給気温度と空調還気温度の差で除して、無次元化したものである。式(3-1)にて、機器吸込み温度差比を定義する。また、以降の章にて必要となる無次元数、排熱効率 η_v および換気流量比 κ_m をそれぞれ式(3-2)、(3-3)にて定義する。

- ・ 機器吸込み温度差比

$$m_{0m} = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \quad (3-1)$$

- ・ 排熱効率 η_v

$$\eta_v = \frac{V_f}{V} = \frac{V - V_u}{V} = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\theta_{1m} - \theta_0} \quad (3-2)$$

- ・ 換気流量比 κ_m

$$\kappa_m = \frac{V}{V_m} = \frac{\theta_{1m} - \theta_{0m}}{\theta_1 - \theta_0}, \quad \kappa_m \geq 0 \quad (3-3)$$

ここに,

V	: 空調給気風量	[m ³ /s]
V _m	: 機器換気量	[m ³ /s]
V _f	: 有効空調機器量	[m ³ /s]
V _u	: 無効空調機器量	[m ³ /s]
θ _{1m}	: サーバラック排気温度 (機器吹出し温度) [°C]	
θ _{0m}	: サーバラック吸込み温度 (機器吸込み温度) [°C]	
θ ₁	: 空調環気温度	[°C]
θ ₀	: 空調給気温度	[°C]

機器吸込み温度差比は、空調給気温度と機器吸込み温度との差を空調給気温度と還気温度との差で除した値である。これは、小林、加藤ら^{3),4)}が提案した温熱環境形成効率評価指標 CRI1 を 1 から引いた値に相当すると考えられる。CRI1 の定義を式(3-4)に示す。

・温熱環境形成寄与第 1

a 吸込み口以外の熱源による CRI1

$$CRI1(X) = \frac{d\theta(X)}{\theta_0}, \theta_0 = \frac{q/Q}{c_p \cdot \rho} \quad (3-4)$$

ただし,

dθ (X) : 着目する熱源で q[k J/h]の熱量の発生(滞流伝達)がある際の、位置 X における昇温(または温度効果) [°C]

θ₀ : 着目する温冷熱源が供給 (または排出) する熱量による一様拡散温度 [°C]

q : 着目する温冷熱源が供給する熱量 [kJ/h]

Q : 室への供給風量 [m³/h]

C_p · ρ : 空気の比熱 [kJ/(°C · m³)]

s

また、諏訪の指摘するように、これはホットアイル側の熱排気がサーバの吸込み気流に混入する割合を示す指標であると解釈でき、換気効率の指標と考えることもできる。したがって、本研究では機器吸込み温度差比を評価指標として用いる。

3. 3 サーバ室の数値流体解析

3. 3. 1 解析の目的

各空調気流方式の冷却特性の比較を行うため、数値流体解析にて比較、検討を行う。空調気流方式の比較のため、給気口と還気口の位置をパラメータとして比較を行う。計算対象は、第5章以降にて用いる実大実験模型を対象とした。機器吸込み温度差比を用いて、最も効率の高い空調気流方式を見出す。

3. 3. 2 対象とする空調気流方式と解析モデル

空調気流方式を決定する要因として、給気口位置、還気口位置に着目する。給気口的位置により3つに分けることができ、従来からの床吹出し方式、コールドアイルの天井から下に向けて吹き出す天井吹出し方式、コールドアイルの壁面から水平方向に気流を吹き出す横吹出し方式である。更にそれぞれの方式に対して、還気口的位置で分けることができる。ダクトを用いた天井吸込み方式、パッケージ空調機などを用いた時に行われる横壁面から還気を行う横吸込み方式の2つである。

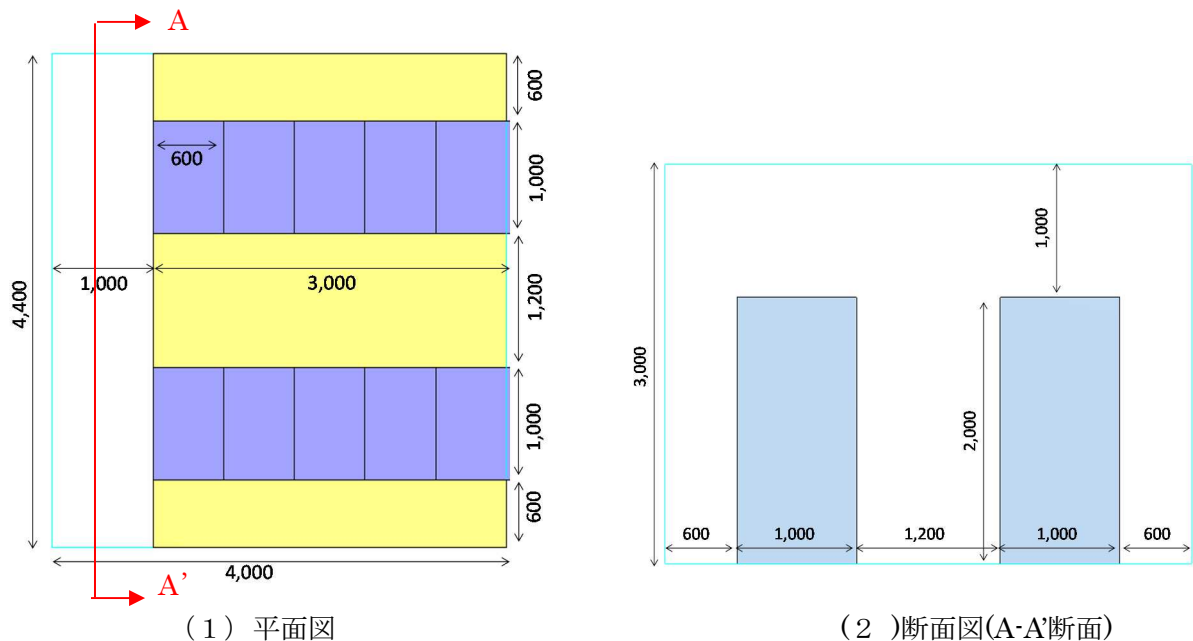
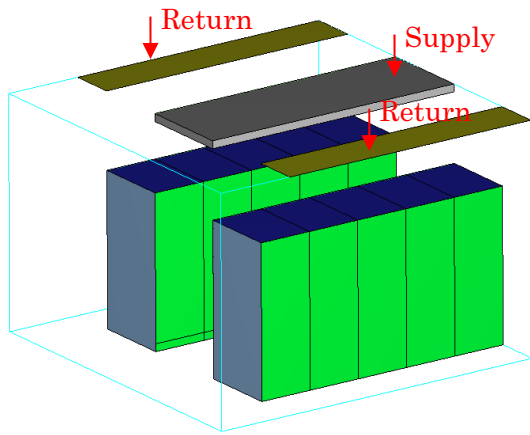
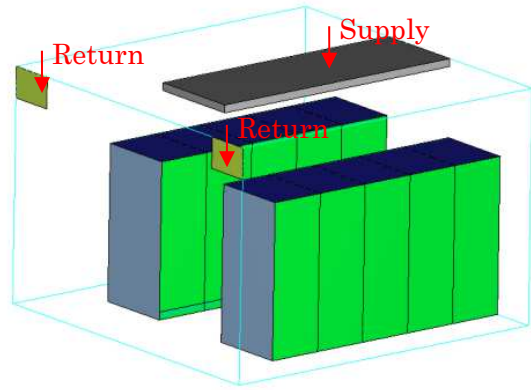


図3-1 解析モデル寸法[mm]

図3-1に解析モデル寸法を示す。図3-2に、天井吹出し方式、図3-3に床吹出し方式、図3-4に横吹出し方式の解析モデルを示す。それぞれ(1)が天井吸込み方式、(2)が横吸込み方式である。

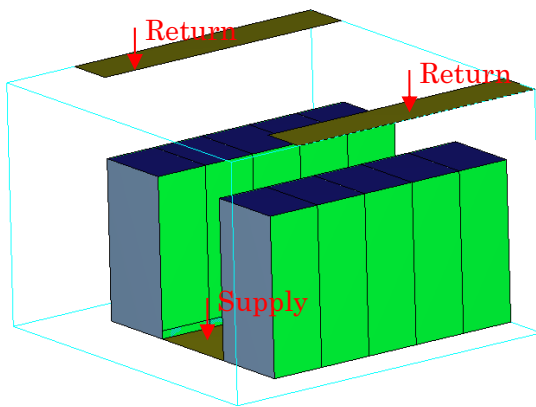


(1) 天井吸込み方式

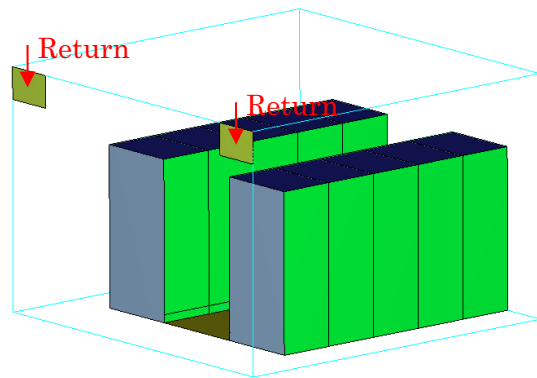


(2) 横吸込み方式

图 3-2 天井吹出し方式

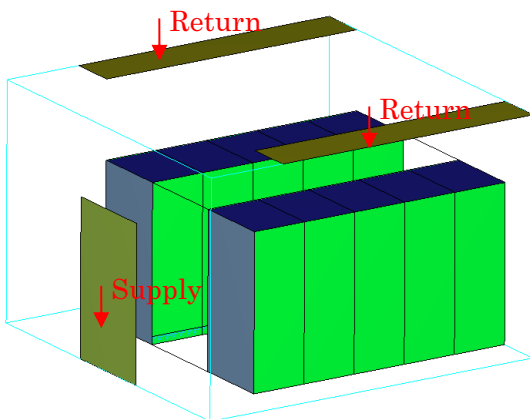


(1) 天井吸込み方式

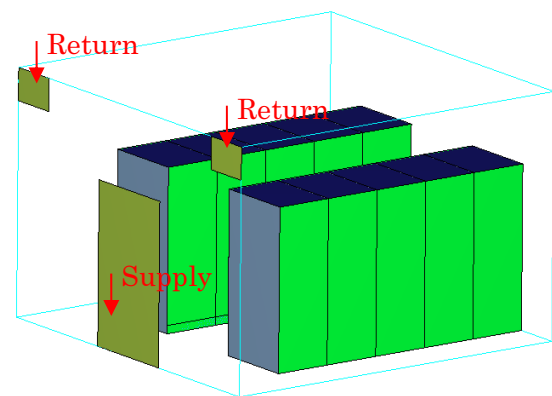


(2) 横吸込み方式

图 3-3 床吹出し方式



(1) 天井吸込み方式



(2) 横吸込み方式

图 3-4 横吹出し方式

3. 3. 3 解析条件

計算条件を表3-1に示す。乱流モデルは標準k-εモデル，計算アルゴリズムはSIMPLE法を用い，移流項の計算にはQUICKを採用した。

表3-1 計算条件

ソフトウェア	Cradle STREAM
乱流モデル	標準k-ε
計算アルゴリズム	SIMPLE法
差分スキーム	QUICK

表3-2に境界・発熱条件を示す。ラックの流入・流出温度差を10℃と想定し，この温度差とラック発熱量からラック風量を求めた。ラック風量は0.25[m³/s]となり，ラック全体の風量は2.5[m³/s]となる。換気流量比を1.2と設定し，この値からサーバ室への供給風量3.0[m³/s]を求め，吹出し開口面積で割ることで，吹出し風速0.71[m/s]を求めた。吹出し温度は18℃とした。なお，ルーバーの拡散性状を再現するために，天井吹出し方式では吹出し口側面から各面風量の2.5%を吹き出した。また，乱れの強さは，供給方式やダクティングの条件により大きく異なり，本検討の給気口での値が十分に蓄積されているとは言いがたい。そこで，経験的に乱流エネルギーの3%とし，その値を用いて散逸率を設定した。還気条件は勾配0(自然流出条件)とし，壁面条件は一般化対数則を用いた。

図3-5にラック内部の条件を示す。発熱はすべてのラックから均一に行われるものとし，ラックあたり3.0[kw]とした。ラック内部にサーバとなる仮想体積を設け，コールドアイル側の面から一定流量で計算領域から流出させ，ホットアイル側の面から同流量で計算領域に流出した。

表3-2 境界・発熱条件

発熱量[kW/Rack]		3.0
ラック風量[m ³ /s]		0.25
ラック流入・流出温度差[℃]		10.0
換気流量比[-]		1.2
吹出し (inlet)条件	温度[℃]	18.0
	風速	0.71
	乱れ	$k_{in}=3 \times (0.1U_{in})^2$ $\epsilon_{in}=Cu \cdot k_{in}^{3/2}/l_{in}$
還気(outlet)条件		勾配0
流体壁面条件		一般化対数則

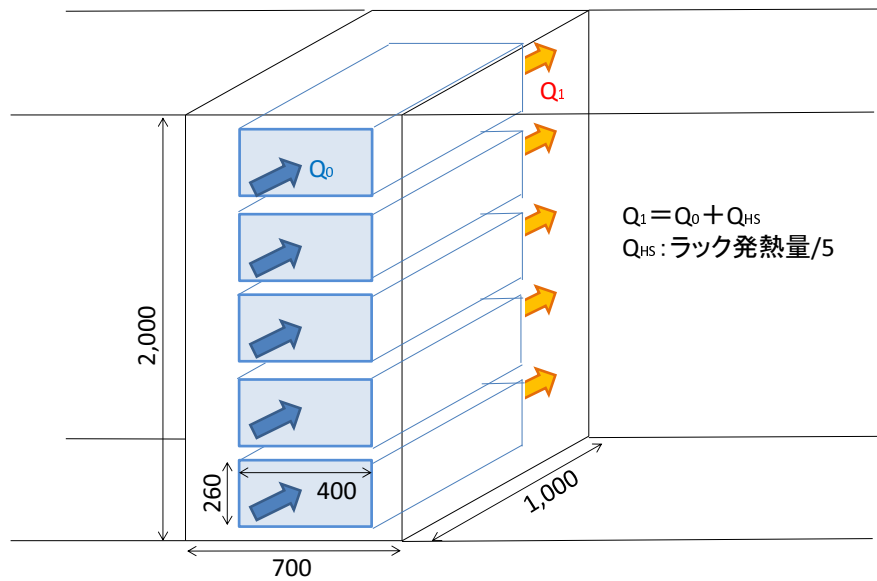


図 3-5 ラック内部の条件 [mm]

3. 3. 4 解析ケース

表 3-3 に解析ケースを示す。全部で 6 ケース設定した。主要なパラメータは給気口と還気口の位置である。給気口の位置は、天井、床面、壁面の 3 種類あり、それぞれケース名に A, B, C がつく。還気口の位置は、天井面と壁面の 2 種類あり、それぞれケース名に 1 と 2 がつく。

表 3-3 解析ケース

ケース名	給気口	還気口	換気流量比
ケースA-1	天井面	天井面	1.2
ケースB-1	床面	天井面	1.2
ケースC-1	壁面	天井面	1.2
ケースA-2	天井面	壁面	1.2
ケースB-2	床面	壁面	1.2
ケースC-2	床面	壁面	1.2

3. 4 解析結果

3. 4. 1 温度分布・気流分布の比較

図3-6にラック列中央における、ケース A-1(天井吹出し天井吸込み方式)の温度鉛直分布と気流ベクトル鉛直分布を示す。温度鉛直分布では、給気口から供給された冷気が拡散しながらラックに届けられていることがわかる。気流ベクトルの鉛直分布をみると、給気口で吹出された空気が、ラックに吸引されて下降速度を減少させながら、コールドアイル床面に到着していることが確認できる。ラック列の上部空間を見ると、給気口から供給された空気とホットアイルからの暖かい空気がラック列の上で循環流を形成した。

図3-7にケース B-1(床吹出し天井吸込み方式)の温度鉛直分布と気流ベクトル鉛直分布を示す。温度鉛直分布では、給気口からの冷涼な供給が、拡散しながら給気口上部へと届けられている。これはケース A-1 と上下を入れ替えた関係である。気流ベクトルの鉛直分布をみると、給気口で吹出された空気が、コールドアイルで上昇速度を減少させながら上昇したが、供給空気はラック列の上部まで到達しなかった。ラック給気面の上部ではホットアイルからの回り込みが発生した。この循環流はケース A-1 に比べて大きくなった。

図3-8にケース C-1(横吹出し天井吸込み方式)の温度鉛直分布と気流ベクトル鉛直分布を示す。温度鉛直分布では、ケース B-1 と同様な傾向を示した。すなわち、コールドアイルの下部にて温度が低く、ラック給気面上部に行くほど温度が上昇した。気流ベクトルの鉛直分布をみると、コールドアイルではケース A-1 に比べると緩やかな下降流を形成した。ラック列中央の切断面では、ホットアイルからの回り込みや循環流は見られなかった。

図3-9にケース A-2(天井吹出し横吸込み方式)の温度鉛直分布と気流ベクトル鉛直分布を示す。温度鉛直分布では、ケース A-1 とは異なり、ホットアイルからの回り込みが発生した。コールドアイルでは給気口から冷涼な空気が供給されているが、ホットアイルの温暖な空気が、ラック列を乗り越えてコールドアイルに侵入した。気流ベクトルの鉛直分布をみると、温度分布と同様の傾向、すなわちケース A-1 に比べて循環流は大きくなる傾向を確認した。これは、換気口の位置を変え小さくすることで、ホットアイルの温暖な空気が効率的に排出されず、その結果コールドアイルに回り込む風量が増加したと考えられる。

図3-10にケース B-2(床吹出し横吸込み方式)の温度鉛直分布と気流ベクトル鉛直分布を示す。温度鉛直分布では、ケース B-1 と同様の傾向を示した。給気口からの冷熱が、拡散しながらラック給気面の上部に届けられている。気流ベクトルの鉛直分布をみると、温度分布と同様、供給空気がラック列の上部まで到達はせず、ホットアイルからの回り込みが発生した。ケース A の天井吹出し方式では、還気口の位置を変えることで、回り込みが多くなったが、ケース B の床吹出し方式では、大きな変化が見られなかった。これは、天井吹出し方式では、サーバ室の流れに還気口の位置が大きな影響を与える一方、床吹出

し方式では、サーバ室の流れに還気口の位置は大きな影響を与えないことを意味する。すなわち、天井吹出し方式では幾何学形状による対流の影響が大きい、床吹出し方式では浮力の影響が大きいことを示唆する。

図3-11にケースC-2(横吹出し横吸込み方式)の温度鉛直分布と気流ベクトル鉛直分布を示す。温度鉛直分布では、他のケースと比べて大きな温度上昇を示した。気流ベクトルの鉛直分布をみると、他のケースに比べて風速が小さくなっていることが確認できる。これは、壁面吹出し壁面吸込み方式では、近傍の壁面で水平方向の循環流を形成し、供給空気がラック列の中央部まで到達していないためと推測される。

図3-12にラック給気面の温度鉛直分布を示す。ケースA-1では、ラック給気面全体の温度が約22℃以下に抑えられ、ラック給気面の上下温度差は約4℃となった。これはほかのケースに比べて最も小さな値である。ケースA-1、A-2の天井吹出し方式を比較すると、還気口を壁面にすることによるラック給気面上部の温度上昇を確認できた。これは、3.4.1にて確認した内容と一致する。また、ラック列の端部と中央部を比べるとラック列の端部の方が大きな温度上昇となることを確認した。これは、ラック列上部空間からではなくラック列側面からの回り込みによると考えられる。

ケースB-1、ケースB-2の床吹出し方式では、ラック給気面の温度は最大で約24℃となった。ラック給気面の上下温度差は約6℃である。成層的な温度分布を示し、還気口を壁面に変更しても、ラック給気面温度分布に大きな変化は見られなかった。一方、天井吹出し方式では、3.4.1にて還気口の位置による流れ場の変化を確認したが、これは床吹出し方式に比べて対流が還気に影響を与えているためと推測される。

ケースC-1、ケースC-2の壁面吹出し方式では、どちらのケースにおいても給気口からの供給空気がラック列の端部にまで到達せず、ラック給気面温度は給気口からの距離により異なった。ケースC-1では、ラック給気面の最大温度が約36℃、ケースC-2では42℃となった。これは供給空気が届かなかった領域でラックの流入面流出面を含んだ循環流が発生し、局所的な温度上昇を発生させたためと考えられる。

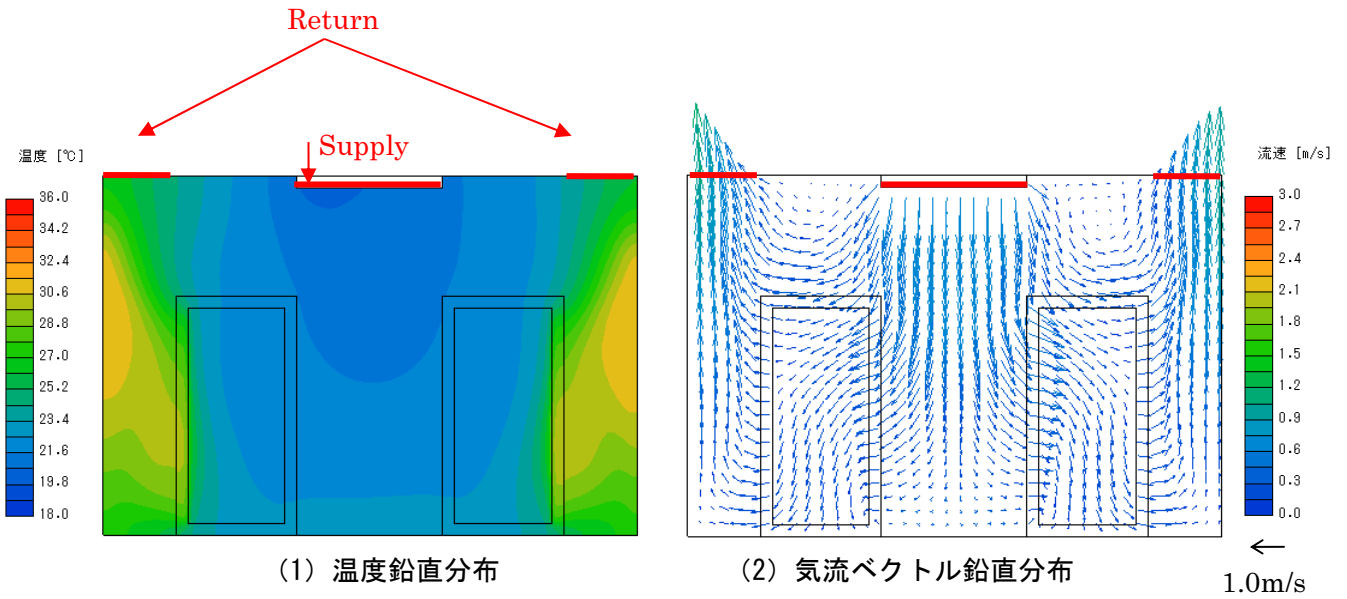


図 3-6 ケース A-1 (ラック列中央)

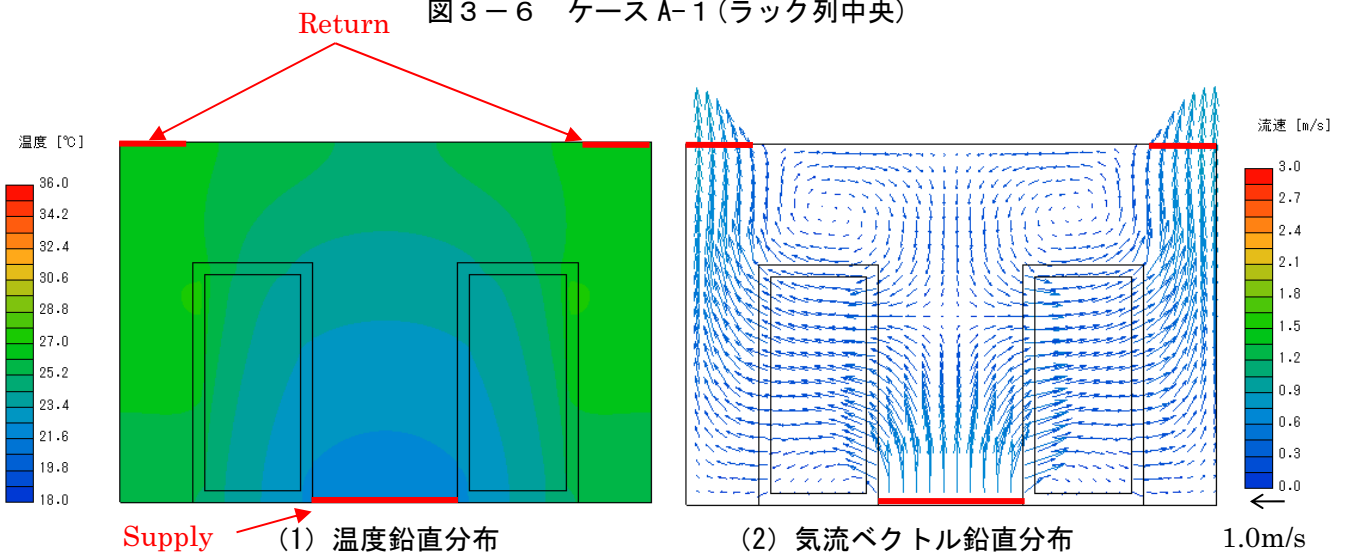


図 3-7 ケース B-1 (ラック列中央)

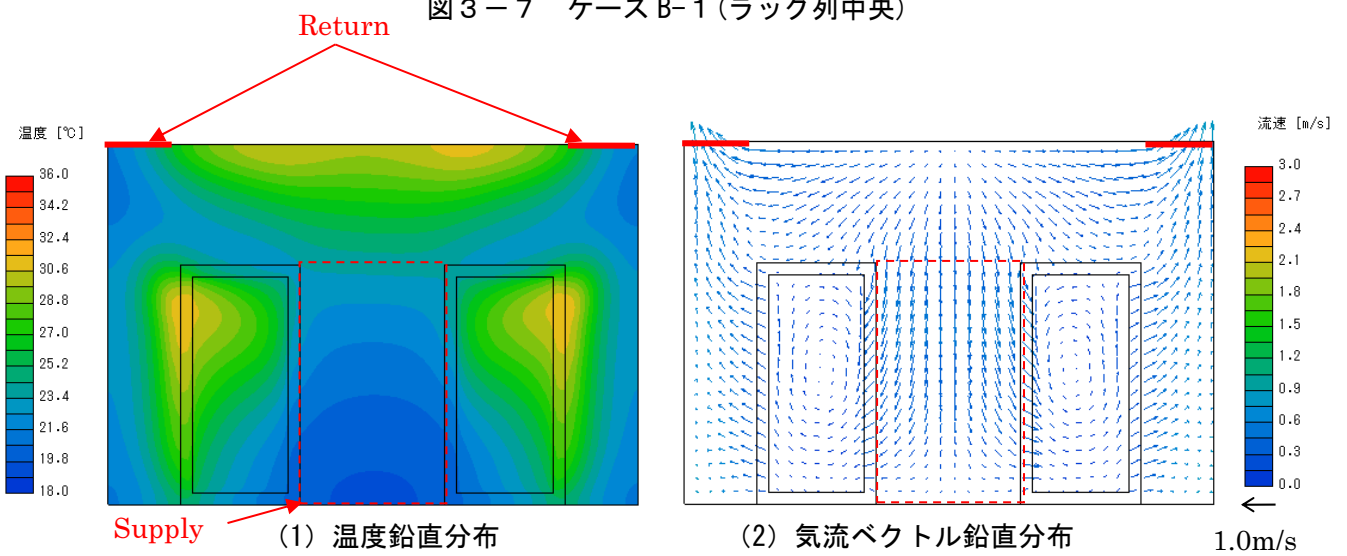


図 3-8 ケース C-1 (ラック列中央)

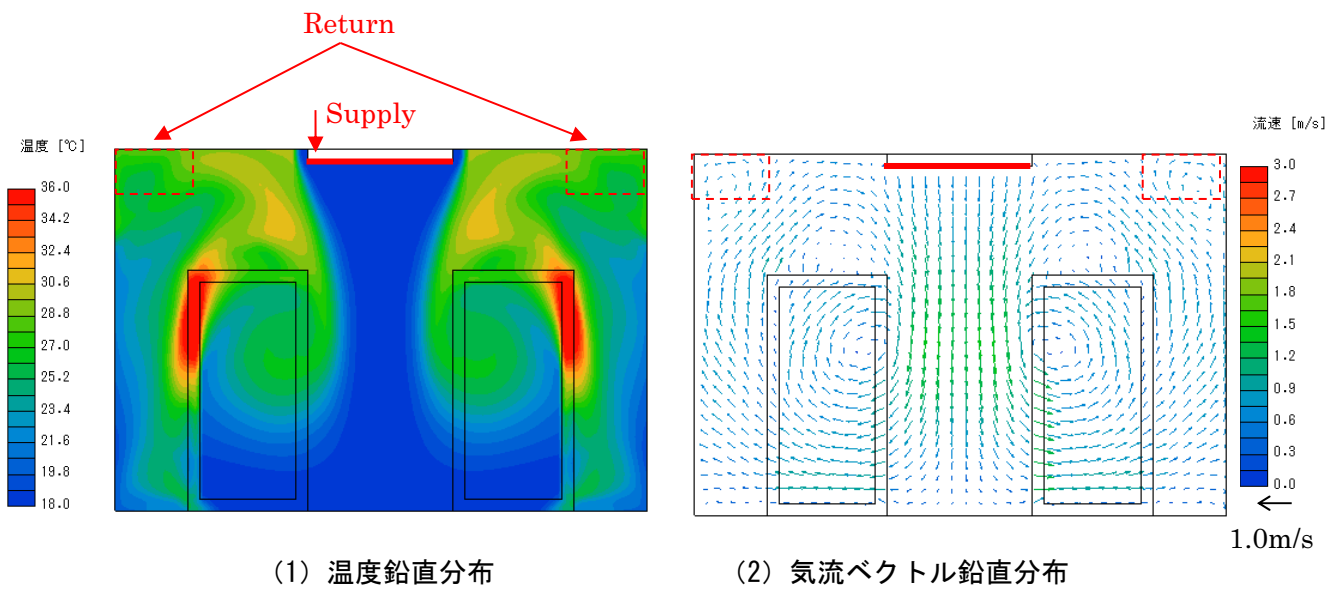


図 3-9 ケース A-1 (ラック列中央)

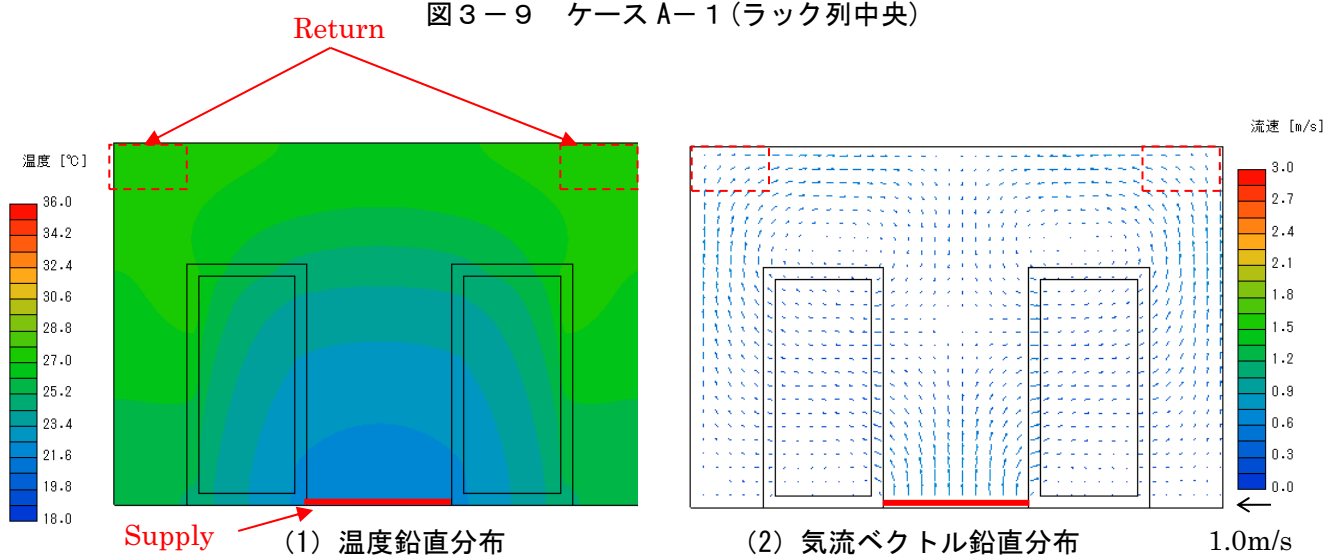


図 3-10 ケース B-2 (ラック列中央)

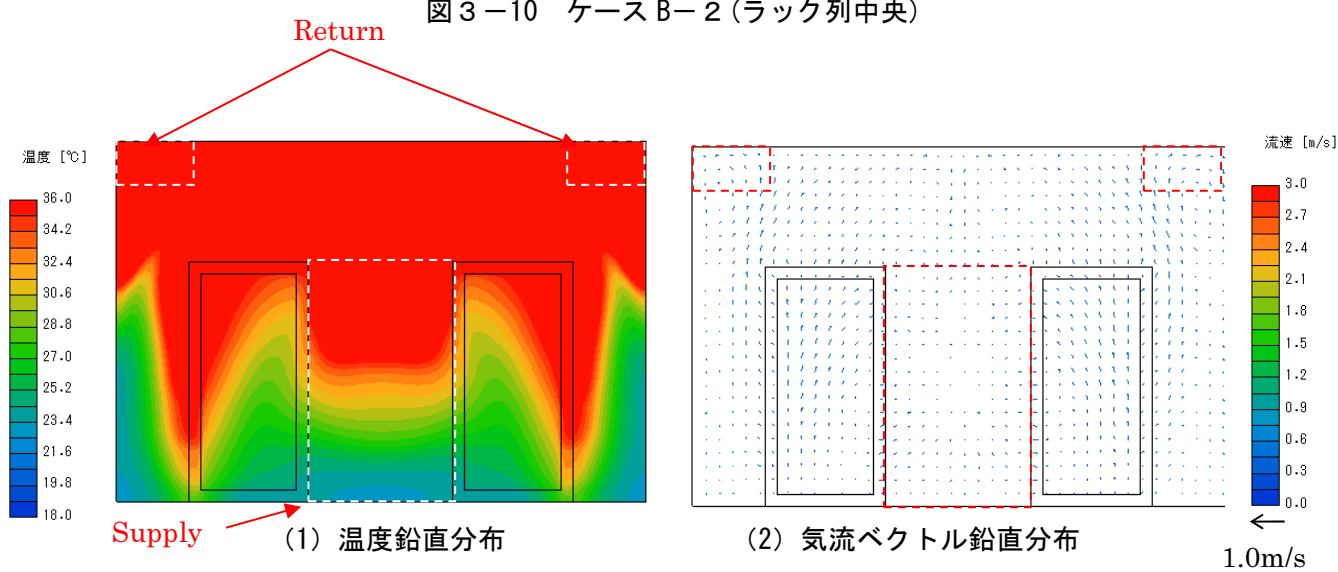


図 3-11 ケース C-2 (ラック列中央)

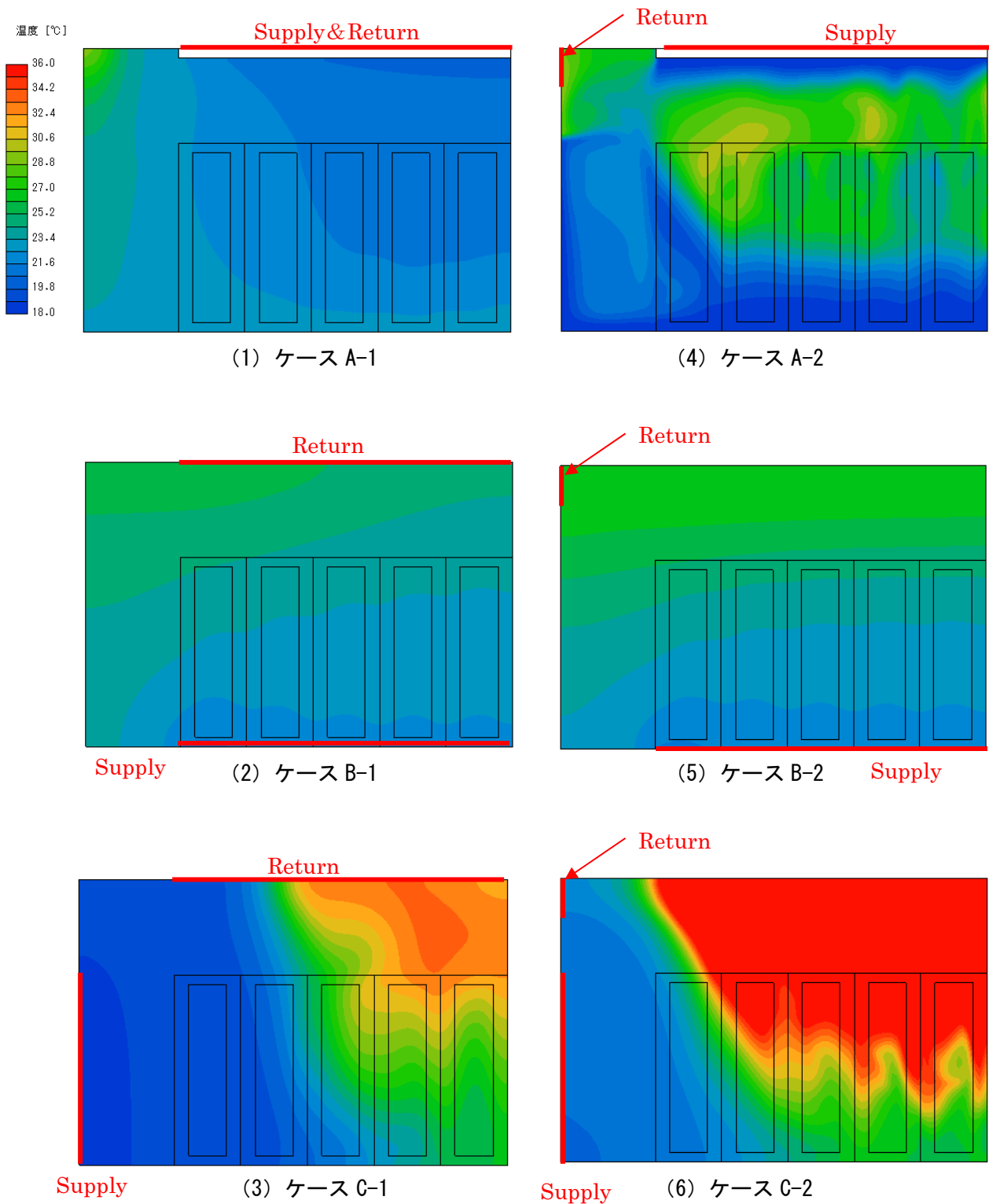


図 3-12 ラック給気面温度分布

3. 4. 2 ラック給気面温度の比較

図3-13にラック給気面温度の平均値，最大値，最小値を示す。平均値を見るとC-2のみ他のケースよりも大きな値となり，その他のケースでは25℃以下と確認できた。最小値を見ると，A-2が最も低く，18℃程度となっていることがわかる。データセンターにおいて，ラック給気面温度は温度差が小さいほうが望ましいため，A-1(天・天)，B-1(床・天)，B-2(床・横)が他のケースよりも効率が良いことが確認できた。

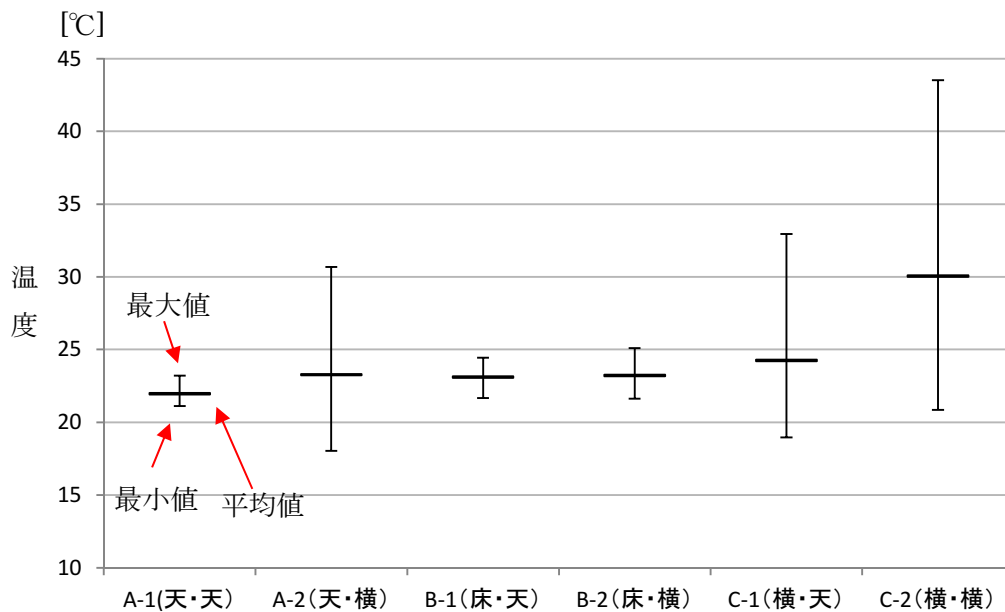


図3-13 ラック給気面温度の平均値，最大値，最小値

3. 4. 3 機器吸込み温度差比の比較

図3-14に機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。鉛直分布は，各高さにおける平均値を用いて求めた。高さはラック高さで除した無次元高さを用いている。最も機器吸込み温度差比の平均値が小さくなったのはケースA-1であった。また，ケースA-1は高さによる機器吸込み温度差の変化も最も小さく，本検討ケースでは最も効率が低い空調気流方式と言える。天井吹出し方式であるケースA-1，A-2を比較すると，還気口を壁面に変更することで機器吸込み温度差比は最大1を超え，効率が低くなることを確認できる。逆にケースB-1，B-2の床吹出し方式では，還気口の位置による変化は小さかった。ケースC-1，C-2の壁面吹出し方式では，高くなるにつれ，値は大きくなる傾向があった。どちらのケースに

においても機器吸込み温度差比が1を超える部位が発生した。

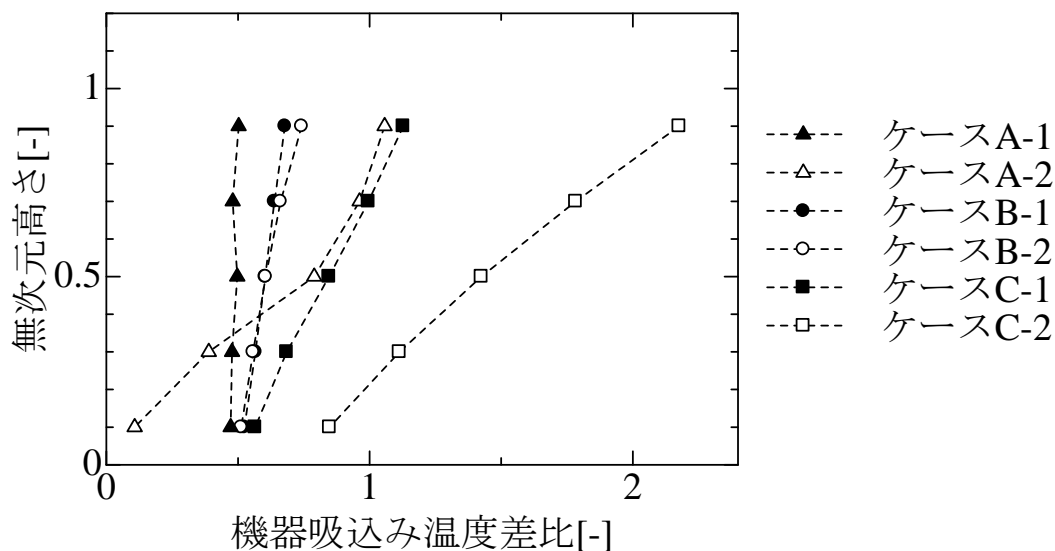


図 3-14 機器吸込み温度差比の鉛直分布

3. 5 第3章のまとめ

数値流体解析を用いて、給気口位置、還気口位置をパラメータとした空調気流方式の比較を行った。空調気流方式の冷却特性を示す無次元指標である機器吸込み温度差比と関連する無次元数の定義を行った。第5章にて用いた実大実験模型を対象として、温度分布と気流ベクトル分布について各種空調気流方式の比較を行い、以下の知見を得た。

天井吹出し方式

- ・ラック給気面全体の温度が約 22°C以下に抑えられ、ラック給気面の上下温度差は約 4°Cとなった。これはほかのケースに比べて最も小さな値であり、最も効率的にラック給気面を冷却できる方式と考えられる。
- ・還気口の位置を天井から壁面に変更するとラック給気面の温度上昇は大きくなった。
- ・ラック列の端部と中央部を比べるとラック列の端部の方が温度上昇は大きくなった。

床吹出し方式

- ・ラック給気面の温度は最大で約 24°Cとなった。ラック給気面の上下温度差は約 6°Cである。
- ・成層的な温度分布を示し、還気口を壁面に変更しても、ラック給気面温度分布に大きな変化は見られなかった。

壁面吹出し方式

- ・ケース C-1 では，ラック給気面の最大温度が約 36℃，ケース C-2 では 42℃となった。
- ・還気口の位置に関わらず，給気口からの供給空気がラック列の端部にまで到達せず，ラック給気面温度は給気口からの距離により異なった。

機器吸込み温度差比

- ・天井吹出し天井吸込み方式が，最も機器吸込み温度差比の平均値が小さく，機器吸込み温度差比の高さによる変化も小さくなった。したがって，天井吹出し天井吸込み方式が最も高効率であると考えられる。
- ・床吹出し方式では，天井吹出し天井吸込み方式の次に機器吸込み温度差比が小さく，還気口の位置による変化は小さかった。
- ・壁面吹出し方式では，ラック上部なるにつれ機器吸込み温度差比は大きくなる傾向があった。どちらのケースにおいても機器吸込み温度差比は 1 を超える部位が発生した。

[第3章の参考文献]

- 1) 中尾ら, 高発熱機器室用空調気流方式の研究 第1報-気流方式の比較と機器吸込み平均温度計算モデルの実験検討, 空気調和・衛生工学会論文集 No.54, pp. 77-89, 1994年2月
- 2) 中尾ら, 高発熱機器室用空調気流方式の研究 第2報-温度差比の垂直分布モデル, 空気調和・衛生工学会論文集 No.56, pp.87-97, 1994年10月
- 3) 小林ら, 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: 第1報-CFDに基づく局所領域の換気効率評価指標の開発, 空気調和・衛生工学会論文集 (68), pp.29-36, 1998年1月
- 4) 加藤ら, 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: 第2報-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 (69), pp.39-47, 1998年4月
- 5) 村上ら, 新たな換気効率指標と三次元乱流数値シミュレーションによる算出法, 空気調和・衛生工学会論文集 (32), pp91-102, 1986年10月
- 6) D. Patel, A Vision of Energy Aware Computing From Chips to Data, The International Symposium on Micro-Mechanical Engineering December 1-3, 2003
- 7) 羽山ら, データセンター用空調システムの信頼性評価, 電子情報通信学会技術研究報告 112(160), pp.23-26, 2012年7月
- 8) 羽山ら, データセンターの機器冷却特性と空調効率に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 74(640), pp.721-728, 2009年6月
- 9) Ratnesh Sharma and etc, Dimensionless Parameter for Evaluation of Thermo-Fluid Performance of Air Conditioning and Ventilation Systems, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2006
- 10) Ratnesh K. Sherma and etc, Dimensionless Parameters for Evaluation of Thermal Design and Performance of Large-Scale Data Centers, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002
- 11) Mugnus K. Herrlin, Rack Cooling Effectiveness in Data Centers and Telecom Central Office: The Rack Cooling Index(RCI), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering Transactions, Col.111, Part2, 2005
- 12) 諏訪 好英, データセンターにおける空調気流方式の高効率化に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 76(663), pp.501-508, 2011年05月
- 13) 三宅ら, データセンター空調における気流設計手法に関する研究: 室内温度環境に着目した空調気流設計, 環境工学総合シンポジウム講演論文集 2007(17), pp.300-303, 2007年7月
- 14) 木村ら, データセンター温熱環境の予測法: CFDにおける床下空間のモデル化, 冷凍 87(1019), pp.646-651, 2012年9月

- 15) Khattar Mukesh K. ら , Data center retrofit (heat containment and airflow management), 空気調和・衛生工学 85(10), pp.835-840, 2011 年 10 月
- 16) 伊東 民雄 [訳], 現行のサーマルガイドラインの意味するもの データセンターのエネ
ルギー使用のために, 空気調和・衛生工学 85(9), pp.747-754, 2011 年 9 月

第4章 縮小模型実験による 空調気流方式の温熱環境の比較

- 4. 1 はじめに
- 4. 2 縮小模型実験の概要
- 4. 3 実験ケース
- 4. 4 実験結果
- 4. 5 第4章のまとめ

4. 1 はじめに

第3章では、数値流体解析の Reynolds Averaged Navier - Stokes Simulation (RANS) モデルを用いて、各空調気流方式の比較を行い天井吹出し方式と床吹出し方式が高効率であることを確認した。したがって本章では縮小模型実験を用いて天井吹出し・天井吸込み方式と床吹出し・天井吸込み方式の比較を行う。また、数値流体解析における拡散項の精度を補うため第3章の第4章の結果を比較する。実験での主要なパラメータは換気流量比、冷却熱量比、垂壁の有無、キャッピングである。サーバ室の温熱環境はラック列の中央部と端部で異なることが知られているため、それぞれの冷却特性を機器吸込み温度差比、排熱効率で評価を行った。

4. 2 縮小模型実験の概要

4. 2. 1 既往の縮小模型に関する研究

本実験では、縮小模型を製作し実験を行った。縮小模型を用いる際は、現象を支配している力の無次元数を一致させる必要がある。室内の熱対流現象に関する近似相似則については、従来から多くの研究が行われている。古くは、1959年の前田ら¹⁾による室内の熱対流の近似相似則に関する研究が挙げられる。これは室内の熱対流現象の近似相似則を見出す基本的な検討である。その後、前田ら²⁾は現象を強制対流に変えて、近似相似則の検討を行っている。また、勝田ら³⁾は室内環境を対象とした実用的な近似相似則について検討を行っている。その結果、周壁部位を除く範囲では、吹出し・吸込みを伴う室内気流に対してはアルキメデス数の一致、室内熱対流に対しては乱流となることが相似条件であることとした。さらに、山中らは、置換換気室内の温度・汚染物濃度分布予測のための模型実験法について研究を行っている。本研究で扱うサーバ室の問題には、花野、山中ら⁴⁾が置換換気場の実験に用いた縮率が最も妥当と思われる、これを採用した。

4. 2. 2 縮小模型の近似相似則

本実験では、サーバ室を模擬した1/4の縮小模型を用いた。データセンターのサーバ室において、気流は強制対流と熱対流が共存していると考えられる。表4-1に、近似則に基づく各種縮率の関係、表4-2に縮小模型実験で用いた縮率の一覧を示す。模型の縮率となるラックの高さは0.25、ラックの吸排気温度差は4.00、空調機の風量と熱量はそれぞれ1.02と0.26である。まず、強制対流場において、レイノルズ数の一致条件を除外する。続いて、周壁近傍を除く乱れた場では、乱流レイノルズ数が支配的になるため、速度場に関する縮率を $n_u=1.0$ とする。データセンターにおいて、サーバの冷却は大風量の空調機

で行うため、乱流レイノルズ数が支配的と考えられる。サーバ室においては、空調給気口寸法を代表長さ、給気風速を代表速度とすると、実物のレイノルズ数は 5.74×1.0^4 、縮小模型のレイノルズ数は、 1.43×10^3 となる。レイノルズ数は共に乱流域となる。サーバ室がホットアイル・コールドアイル方式を採用している場合、ラックの給気面は、対向する給気面と、排気面も同様に対向する排気面に向き合うため、放射熱伝達の影響は小さいものと考えられる。従って、放射についても縮率を $n_\epsilon = 1.0$ とする。また、ラック近傍において、発熱体により自然対流場となり、浮力が支配的であると考えられるため、壁面強制対流場においてはレイノルズ数の一致条件を除外する。壁面近傍を除く流れ場では、最も支配的な無次元数が、乱流レイノルズ数であることを利用したものである。一方、自然対流場においては、流れ場の最も支配的な力は、発熱体近傍では浮力となると考えられる。したがって、浮力と代表長さの縮率であるアルキメデス数も一致する。

表 4 - 1 近似則に基づく各種縮率の関係

$n_u = n_{\Delta T}^{1/2} n_L^{1/2},$	$n_Q = n_{\Delta T}^{3/2} n_L^{5/2},$	$n_\alpha = n_u$
$n_T = n_{\Delta T}^{-1/2} n_L^{-1/2},$	$n_\epsilon = n_u^{1/2} n_k^{-1/2}$	

n_u : 速度の縮率, $n_{\Delta T}$: 温度差の縮率, n_L : 長さの縮率
 n_Q : 発熱量の縮率, n_α : 対流熱伝達の縮率
 n_r : 熱伝導抵抗の縮率, n_ϵ : 放射熱伝達率の縮率
 n_k : 放射の線形化係数に関する縮率

表 4 - 2 縮小模型実験で用いた縮率

	縮率	模型	実際に換算した値
ラックの高さ	0.25	525mm	2100mm
ラックの給排気温度差	4.10	(40°C)	(10°C)
空調機の風量	1.02	0.058m ³ /s	204.7m ³ /h
空調機の熱量	0.26	991.8W	3814.6W

4. 2. 3 縮小模型の概要

図4-1に想定したサーバ室と縮小模型で再現したラック列における気流と熱の分布概念図を示す。ホットアイル・コールドアイル方式のサーバ室を想定し、その一列分を切り出した形を縮小模型とした。ホットアイルの中央およびコールドアイルの中央は、周期境界面となる。

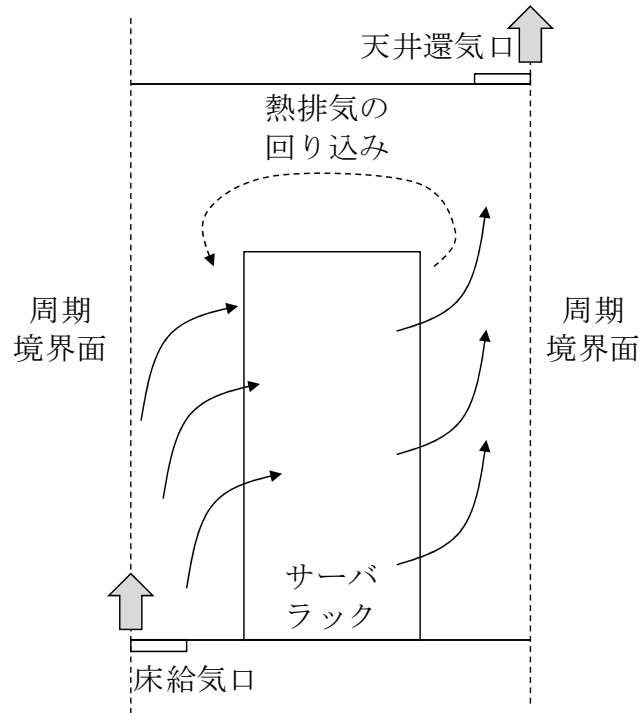


図4-1 サーバ室の断面内における気流と熱の分布概念図

写真4-1に天井吹出し方式（ラック列中央）時の縮小模型外観，写真4-2に床吹出し方式（ラック列中央）時の縮小模型外観を示す。アルミ製のフレームに透明塩化ビニル板にて空間を区切る構造とした。上下方向に空間を3分割し，最上段を給気・排気用のチャンバーとした。縮小模型は後述する空調機を接続する位置を上部空間と下部空間に切り替えることで，それぞれ天井吹出し方式と床吹出し方式を再現する。縮小模型内部には，塩化ビニル板およびステンレス製パンチング板で製作したサーバラック模型を設置した。

図4-2に縮小模型の寸法を示す。実寸法に換算した値を（括弧）内に併記した。内部空間の寸法は $3,500\text{mm} \times 2,400\text{mm} \times 4,200\text{mm}$ である。サーバラックは1台， $525\text{mm} \times 300\text{mm} \times 200\text{mm}$ である。これらは，大規模サーバ室の天井高さ $3,000$ ，19 インチラックの幅 600mm ，高さ 2100mm を想定している。



写真 4 - 1 縮小模型外観（天井吹出し方式・ラック列中央）



写真 4 - 2 縮小模型外観（床吹出し方式・ラック列中央）

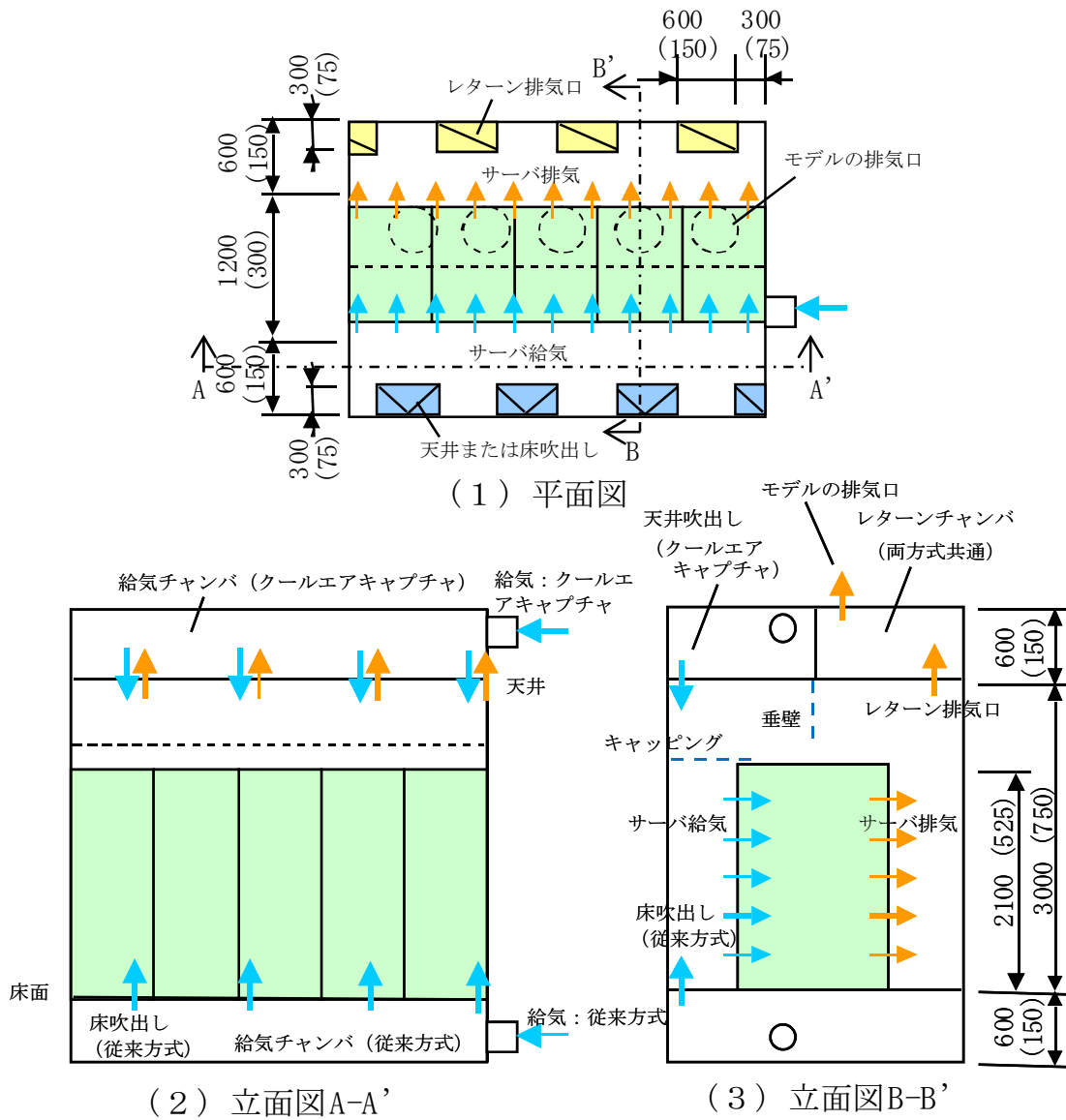


図4-2 縮小模型の寸法

4. 2. 4 空調機・発熱体の概要

縮小模型は、ラック列の数を変更できるように構成している。写真4-3に5列設置時のラック列、写真4-4に3列設置時のラック列を示す。5列設置時には、ラック列の中央部を模擬し、3列設置時にはラック列の端部を模擬する。



写真4-3 5列設置時（ラック列中央部模擬）



写真4-4 3列設置時（ラック列端部模擬）

縮小模型のホットアイル天井部にはレターン排気口を，コールドアイルの床面および天井面には空調吹出し口を設けた。スポット空調からの冷気を，それぞれの空調気流方式に合わせた空間に供給する。冷却空気の供給は，SUIDEN 製の型番 SS-25DF-1 にて行った。風速の多点計測にて風速と温度差を測定し，そこから風量と冷却能力を求めた。風量は $0.058[\text{m}^3/\text{s}]$ ，冷却能力が $992[\text{W}]$ であった。

サーバの発熱を模擬するため，電気ファンヒータを模擬した。サーバラック 1 列あたりに 3 台用い，サーバラック列 5 列で合計 15 台用いた。用いたファンヒータは TWINBIRD 製の型番 FH-4142 である。給気口および排気口にガイドを設け，風速と温度の多点計測にて風量と発熱能力を求めた。電気ファンヒータ 1 台あたりの風量は $0.0097[\text{m}^3/\text{s}]$ で，最大発熱量は $297[\text{W}]$ であった。また，電気ファンヒータはオンオフ切り替えのため，風量，発熱量ともに無段階で切り替えることができない。そこで，電気ファンヒータを改造し，送風のみ行うことができるモード，送風と発熱の両方を行うモードに切り替えることができるようにした。電気ファンヒータのうち，モードの違いの数を制御することで，発熱量とラック風量の制御を行った。

4. 2. 5 測定装置・測定条件

温度測定は，Texas Instruments 製の温度センサ LN35DZ を用いた。図 4-3 に温度測定位置を示す。サーバ室の温度制御で最も重要なサーバに入る空気，すなわちラック給気面の空気温度を測定した。縦に 3 列で測定を行い，中央部は上下方向に均等に 5 箇所，端部は上下方向にそれぞれ均等に 3 箇所に測定器を設置した。その他，空調給気口で給気温度，空調還気口にて還気温度，コールドアイルの壁面および，ラックの天上面温度を同時に計測した。

実験では，温度が定常状態になるまで運転をし，温度変化がわずかであることを確認してから測定を開始した。定常状態になってから 1 秒のインターバルで 10 分間の測定を行い，平均温度を求めた。

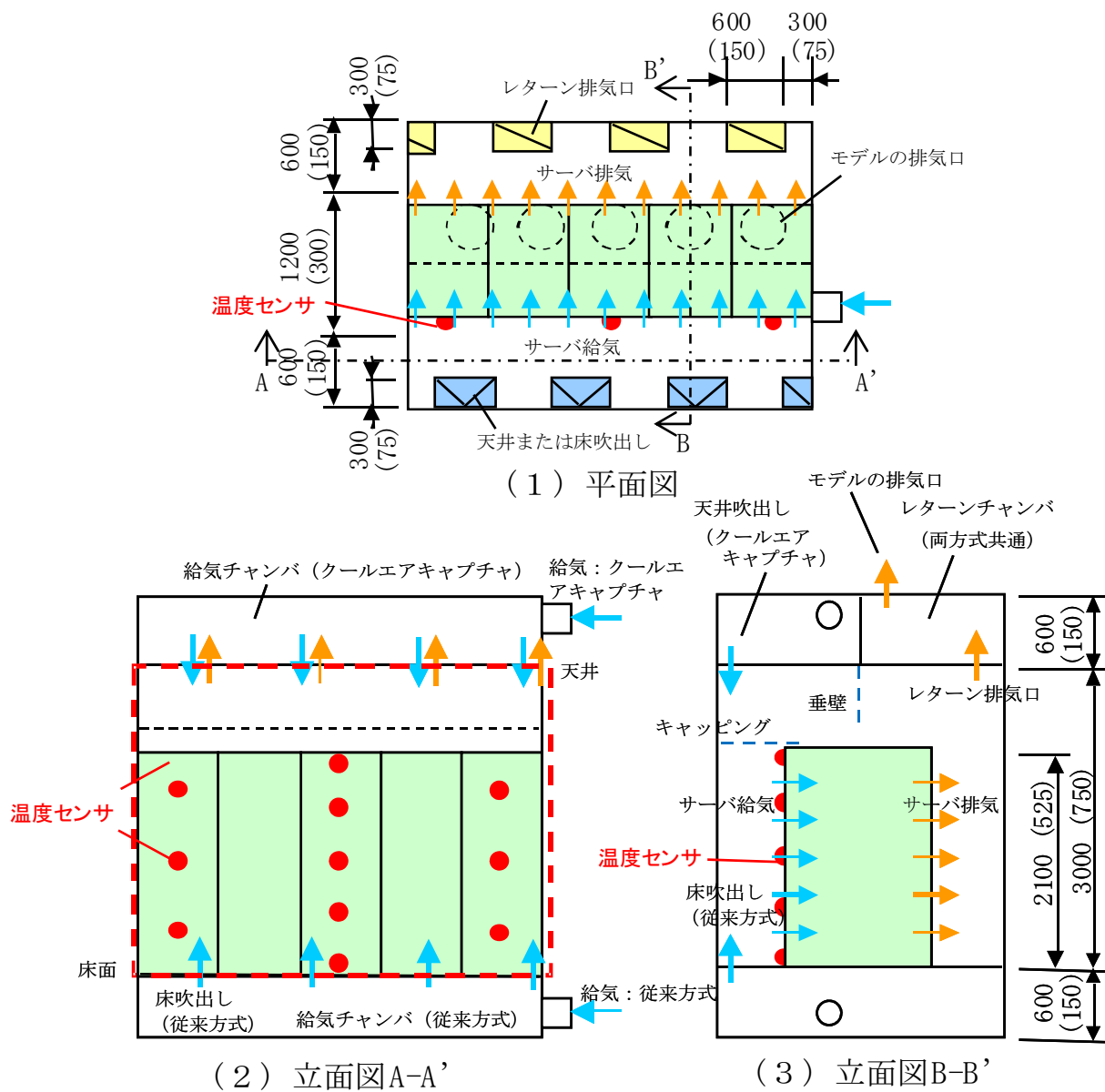


図4-3 温度測定位置

4. 3 実験ケース

4. 3. 1 冷却熱量比の定義

本実験は、ラック内での発熱量、空調給気風量および、垂壁・キャッピングが冷却特性に与える影響を把握する。第3章にて、空調給気風量の無次元化を行い、換気流量比を定義した。ここでは、ラック内発熱量の無次元化を行い、冷却熱量比 r_{heat} を定義する。式(4-1)に冷却熱量比を示す。

$$r_{\text{heat}} = \frac{q_{\text{cl}}}{q_{\text{ge}}} \quad (4-1)$$

r_{heat} は空調供給熱量を発熱量で除した値であり、発熱量に対してどの程度の冷却が行われたかを示す。通常のサーバ室ではサーモスタットなどによる温度制御が行われることが多く、発熱量と空調機による処理熱量がバランスするため、冷却熱量比は概ね1となる。本実験では、スポット空調機を用いており、冷却熱量比を1に制御することが難しい。そこで、冷却特性の比較を行うために冷却熱量比を導入した。

4. 3. 2 予備実験

使用する電気ファンヒータのモードを切り替え、ファンとヒータの数を制御することで風量と発熱量の制御を実現する。このとき、ラック列の中では、発熱を行う部分と行わない部分が混在することになり、発熱量と風量以外の要因が結果に影響を与える恐れがある。そこで予備実験を行い、今回の実験で想定する範囲内において、ヒータおよびファンの稼働位置が結果に影響しないことを確認した。図4-4に予備実験のケースを示す。

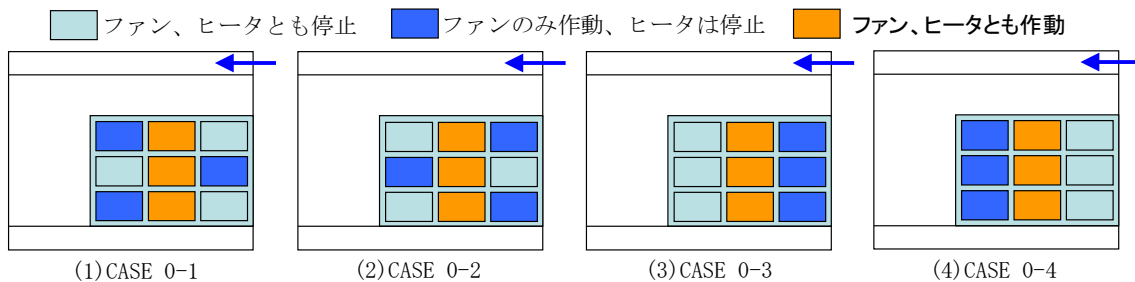


図4-4 予備実験のケース

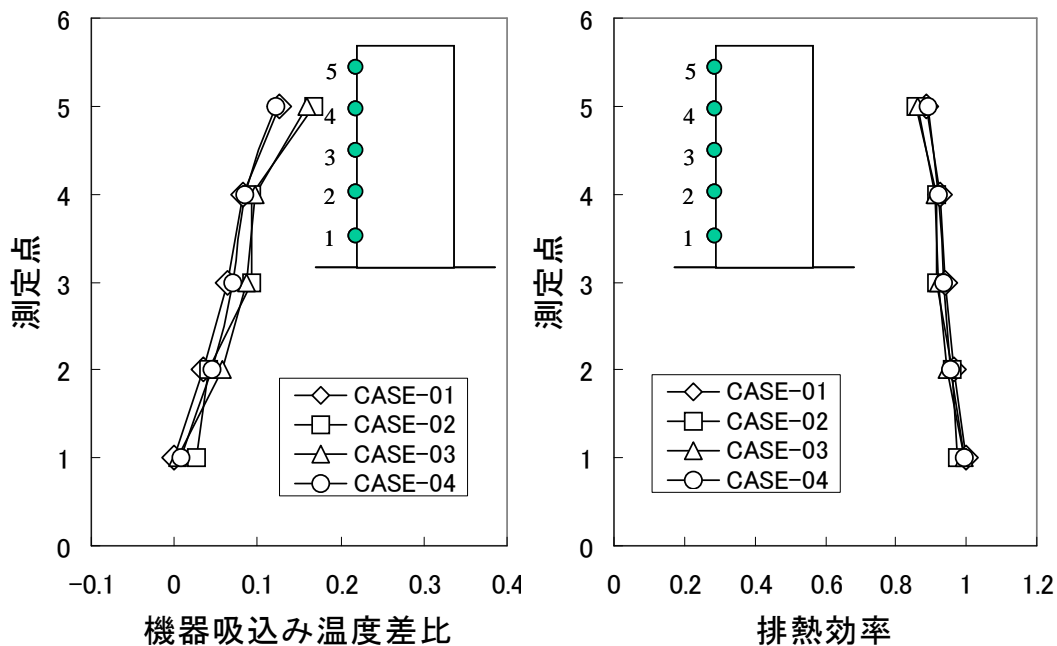


図4-5 ヒータとファンの位置を変更したときの
機器吸込み温度差比および排熱効率

ヒータとファンの位置を変更したときの機器吸込み温度差比および排熱効率を図4-5に示す、どのケースにおいても、機器吸込み温度差比および排熱効率共に、ほぼ等しい値をとった。これにより、今回の想定内において、ヒータおよびファンのモード切替により、風量比および熱量比の設定が可能であると判断した。

4. 3. 3 実験ケース

表4-3に実験ケースを示す。各方式について、異なるラック列の位置を対象として行う。ラック列が5列の時はラック列中央部を模擬したケースとなり、ラック列が3列の時はラック列端部を模擬したケースとなる。CaseAはラック列中央部、CaseBはラック列端部のケースである。それぞれについて、床吹出し方式と天井吹出し方式について、比較を行った。実際のサーバ室では、ホットアイルの熱排気がコールドアイルに流入することでラック給気面温度の上昇が起こっていると考えられている。床吹出し方式の実際の運用では、サーバラックの上部天井より垂壁を設ける、コールドアイルにキャッピングを設けるなどの対策がとられることが多い。そこで、垂壁とキャッピングの有無についての検討を行った。なお、天井吹出し方式はキャッピングを行うことができないので、考慮していない。これらすべてのケースについて、複数の風量比、熱量比について実験を行った。

表 4 - 3 実験ケース

ケース名	ラック列位置	吹出し方式	垂壁	キャッピング
CaseA-1	中央部	床吹出し方式	×無	×無
CaseA-2	中央部	床吹出し方式	○有	×無
CaseA-3	中央部	床吹出し方式	×無	○有
CaseA-4	中央部	天井吹出し方式	×無	×無
CaseA-5	中央部	天井吹出し方式	○有	×無
CaseB-1	端部	床吹出し方式	×無	×無
CaseB-2	端部	床吹出し方式	○有	×無
CaseB-3	端部	床吹出し方式	×無	○有
CaseB-4	端部	天井吹出し方式	×無	×無
CaseB-5	端部	天井吹出し方式	○有	×無

4. 4 実験結果

4. 4. 1 実験結果の補正

本縮小実験模型は、図4-1に示した通り、対称性と周期性を仮定して製作されている。すなわち、サーバ室の一部のみを切り出した部分領域を対象としている。このため、実際のサーバ室と縮小模型の熱輸送現象に若干の違いを生じることが考えられる。そこで、実験結果を考察するまえに、これらの熱輸送現象が与える影響の大きさを理論的に補正することとした。

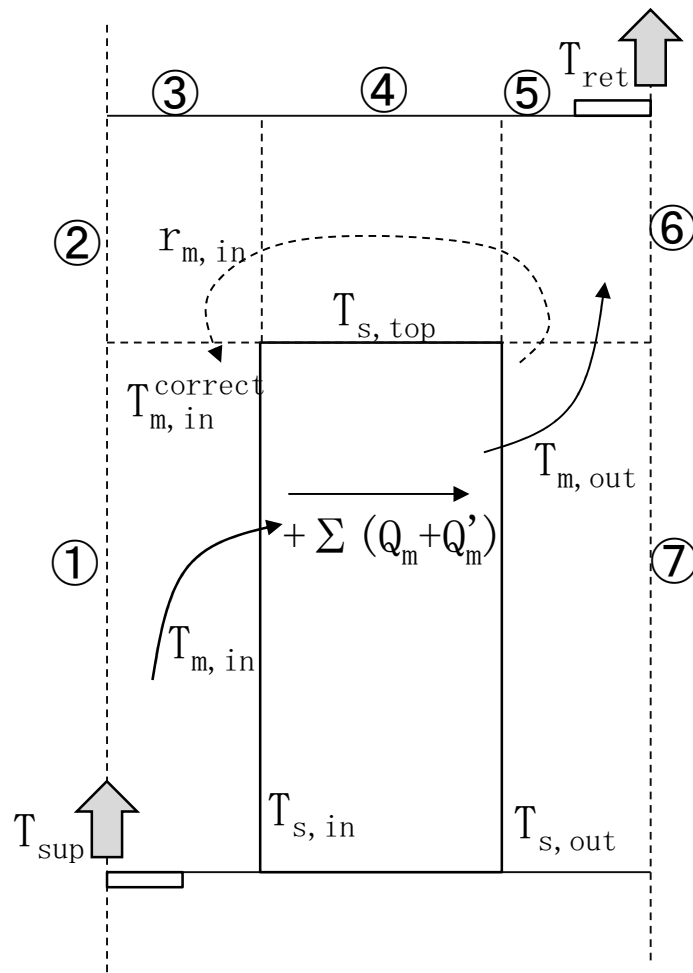


図4-6 実験模型の断面内における各種熱輸送現象

図4-6に実験模型の断面内における各種熱輸送現象を示す。4.2.2の近似相似則の考察にて示した通り、対流と熱伝導における熱輸送現象は、縮小模型においても正しく再現できていると考えられる。しかし、対称性と周期性を仮定したホットアイル・ユール

ドア中央の境界面において、本来のサーバ室では発生しない熱貫流が発生すると考えられる。加えて、サーバ室内では、ラックの排気面は隣接するラック列の排気面と対向し、同様にラックの給気面は隣接するラック列の給気面に対面するため、放射熱伝達は相殺すると考えられる。しかしながら、縮小模型では境界面を塩化ビニル板で構成し対称面を仮定しているため、本来のサーバ室では発生しない放射熱伝達を受ける。また、ラックの排気面の影響の一部は、熱の回り込みによってラックの給気面にも伝わると考えられる。そこで、熱量のバランスモデルを想定し、実験データからこの影響を取り除く補正を行うこととした。

縮小模型において熱量のバランスを以下に示す。

$$\rho_{\text{sup}} c_p T_{\text{sup}} W_{\text{sup}} + \sum(Q_m + Q_m^*) + \sum Q_{\text{trans}} + \sum Q_{\text{rad}} = \rho_{\text{ret}} c_p T_{\text{ret}} W_{\text{sup}} \quad (4-2)$$

式中の Q_m^* , Q_{trans} , は以下の式で表すことができる。

$$Q_m^* = (T_{m,\text{surf}} - T_{m,\text{in}}) h_{\text{surf}} (1 - \gamma) A_{\text{surf}} \quad (4-3)$$

$$Q_{\text{trans}} = k_w A_w \Delta T_w \quad (4-4)$$

$$\frac{1}{k_w} = \frac{1}{h_{\text{in}}} + \frac{L}{\lambda} + h_{\text{out}} \quad (4-5)$$

このとき、透明塩化ビニル板の各部側面表面温度 $T_{S,\text{in}}$ は、装置内外の空気温度差 T_{in} , T_{out} を用いて次のように計算できる。

$$T_{S,\text{in}} = \left\{ \left(\frac{L h_{\text{in}}}{\lambda} - \left(\frac{h_{\text{in}}}{h_{\text{out}}} \right) T_{\text{in}} - T_{\text{out}} \right) / \left(1 + \frac{L h_{\text{in}}}{\lambda} - \frac{h_{\text{in}}}{h_{\text{out}}} \right) \right\} \quad (4-6)$$

$$T_{m,\text{in}} = r_{m,\text{in}} T_{\text{ret}} + (1 - r_{m,\text{in}}) T_{\text{sup}} \quad (4-7)$$

これによって求められた $T_{S,\text{in}}$ を用いることで、面 S_1 から S_2 への放射熱伝達量 Q_{rad} を次式にて求めることができる。

$$Q_{\text{rad}} = \sigma (T_{S_1}^4 - T_{S_2}^4) F_{S_1, S_2} A_{S_1} \quad (4-8)$$

実験装置で測定される T_{ret} , $T_{m,\text{in}}$ は式 (4-2) の放射成分である第3項を除いた式を満たすと考えられる。しかし実際のサーバ室とは、 Q_{trans} , Q_m^* , Q_{rad} 内容が異なり、結果的に T_{ret} , $T_{m,\text{in}}$ の測定値は、実際のサーバ室とは異なる値を示す。そこで、以下の2つの補正を行った。

A) 境界面における貫流熱

Q_{trans} は、図4-6中の①, ②, ⑥, ⑦の壁面において、本来のサーバ室では発生しない貫流熱を生じている。

B) 放射熱伝達

Q_{rad} は、コールドアイルのラック表面において、図 4-6 中の①, ②, ⑥, ⑦から本来のサーバ室では発生しない放射熱伝達を生じる。また、そのときの放射熱量は実スケールの 4 倍の大きさの温度差からの値となる。

したがって式 (4-2) の T_{ret} を近似的に以下の式 (4-9) ように補正する。

$$\begin{aligned} & \rho_{\text{ret}} C_p T_{\text{ret}}^{\text{correct}} W_{\text{sup}} \\ &= \rho_{\text{ret}} C_p T_{\text{ret}} W_{\text{sup}} - (Q_{\text{trans},①} + Q_{\text{trans},②} + Q_{\text{trans},⑥} + Q_{\text{trans},⑦}) \\ & \quad - \alpha_{S,\text{in}} (Q_{\text{rad},①} + Q_{\text{rad},②} - Q'_{\text{rad},③} + Q_{\text{rad},③}) \\ & \quad - \alpha_{S,\text{top}} (-Q'_{\text{rad},③} + Q_{\text{rad},③} - Q'_{\text{rad},④} + Q_{\text{rad},④} - Q'_{\text{rad},⑤} + Q_{\text{rad},⑤}) \\ & \quad - \alpha_{S,\text{rad}} (-Q'_{\text{rad},⑤} + Q_{\text{rad},⑤} - Q_{\text{rad},⑥} - Q_{\text{rad},⑦}) \end{aligned} \quad (4-9)$$

また、このとき、 $T_{m,\text{in}}$ は以下のように補正する。

$$T_{\text{ret}}^{\text{correct}} = r_{m,\text{in}} T_{m,\text{out}} + (1 - r_{m,\text{in}}) T_{\text{sup}} \quad (4-10)$$

ここで、 $T_{m,\text{out}}$ が必要となるが、これは、ラック列排気側における空気温度の式 (4-11) から求めた。

$$\rho_{m,\text{out}} C_p T_{m,\text{out}} W_m = \rho_{m,\text{in}} C_p T_{m,\text{in}} W_m + Q_m \quad (4-11)$$

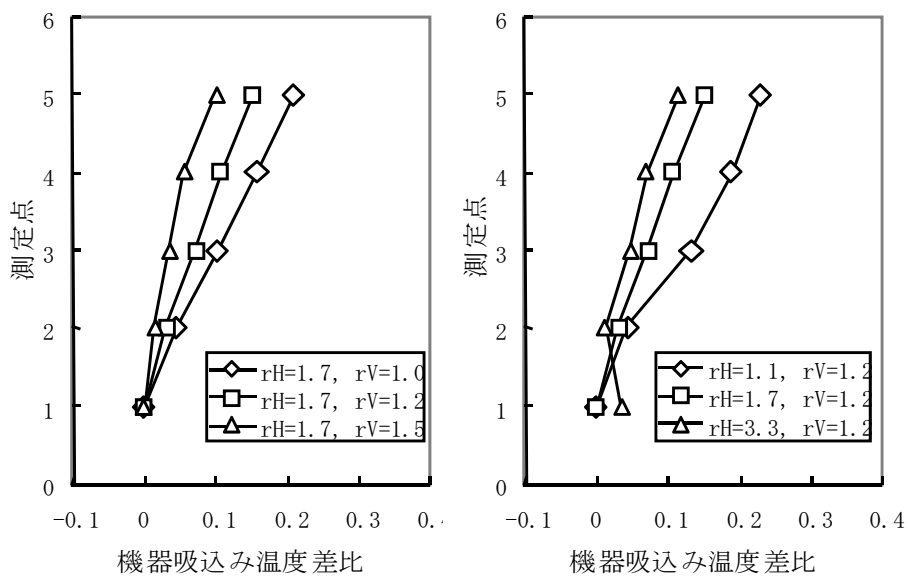
ここで、 $\rho_{m,\text{out}}$ は $T_{m,\text{out}}$ の関数となるため、反復計算を用いて補正後の値を求めた。

4. 4. 2 ラック列中央部

1) 床吹出し方式と天井吹出し方式の特性

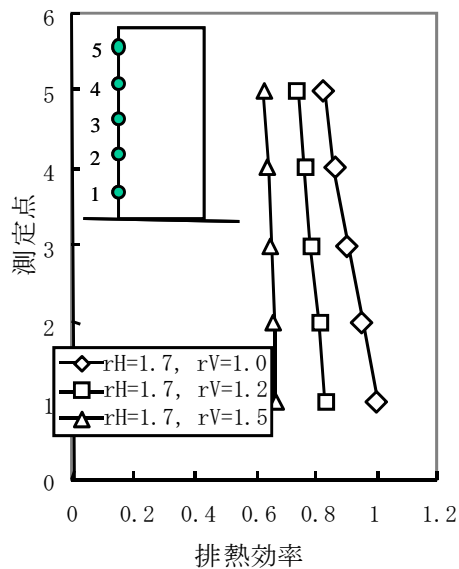
図 4-7 に CaseA-1 (床吹出し方式) の機器吸込み温度差比、排熱効率を示す。(1) は換気流量比を変えた場合で、(2) は熱量比を変えた場合となる。(3) に換気流量比を変えた場合の排熱効率を示す。床吹出し方式では、すべてのケースにおいて、測定点の高さが高くなるにつれ、機器吸込み温度差比が大きくなった。(1) では換気流量比が増加するにつれて、機器吸込み温度差比は小さくなった。(2) の冷却熱量比が大きくなると、(1) 同様に機器吸込み温度差比は小さくなった。(3) では、換気流量比を小さくすると、排熱

効率は小さくなった。換気流量比を1.0以下に下げるにつれ室内への供給空気がラック給気面の冷却に寄与する割合が増加するためと考えられる。図4-7に換気流量比が異なる場合のラック給気面温度のサーモ画像を示す。換気流量比が低下するにしたがい、ラック給気面温度が上昇していることが確認できる。



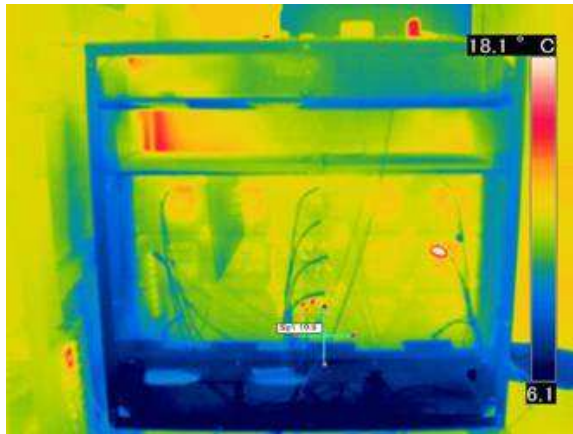
(1) 換気流量比が異なる場合

(2) 冷却熱量比が異なる場合

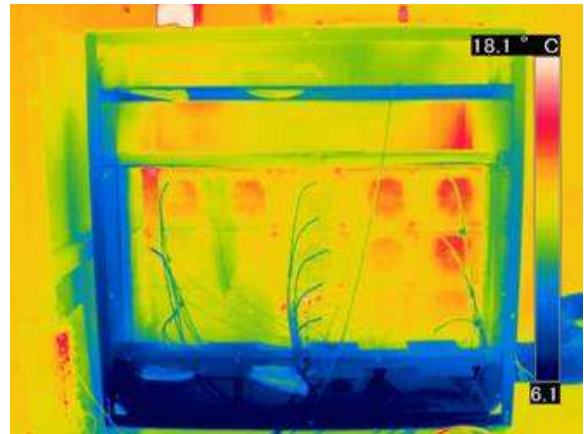


(3) 換気流量比が異なる場合

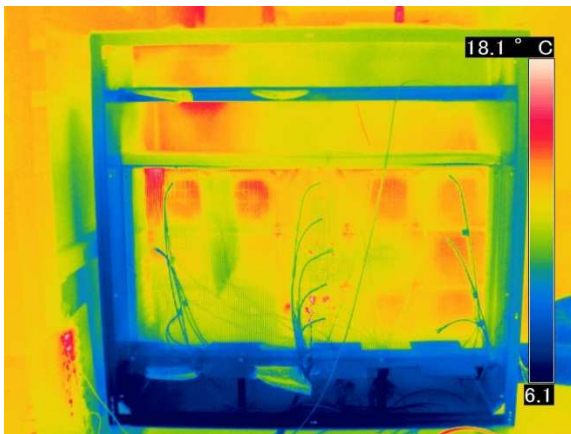
図4-7 CaseA-1 (床吹出し方式)



(1) $\kappa_m=1.0$



(2) $\kappa_m=1.2$



(3) $\kappa_m=1.5$

図4-8 ラック列中央部給気面温度分布(床吹出し方式)

図4-9に CaseA-4 (天井吹出し方式) の機器吸込み温度差比, 排熱効率の鉛直分布を示す。(1) は換気流量比を変えた場合で, (2) は熱量比を変えた場合となる。(3) に換気流量比を変えた場合の排熱効率を示す。天井吹出し方式では, 床吹出し方式に比べすべての換気流量比, 冷却熱量比で機器吸込み温度差比が小さくなった。鉛直方向における機器吸込み温度差比および, 排熱効率の分布はほとんど見られなかった。これは, 天井吹出し方式では天井給気口からの冷房気流がホットアイルからの高温排熱の進入を防ぎ, この冷房気流をサーバラックが取り込むために機器吸込み温度差比が小さくなると考えられる。これは⁹⁾にて指摘されている傾向と同様の傾向である。図4-10に天井吹出し方式のラック給気面温度分布を示す。機器吸込み温度差比と同様の傾向を確認した。

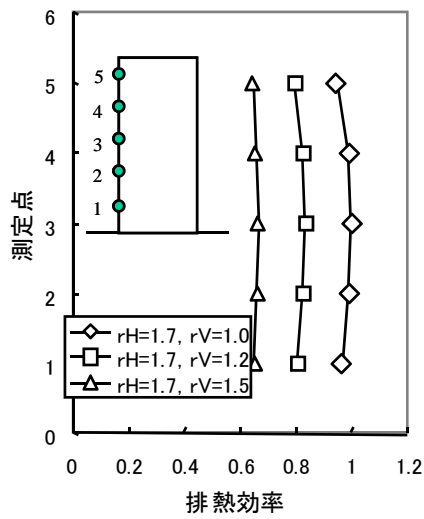
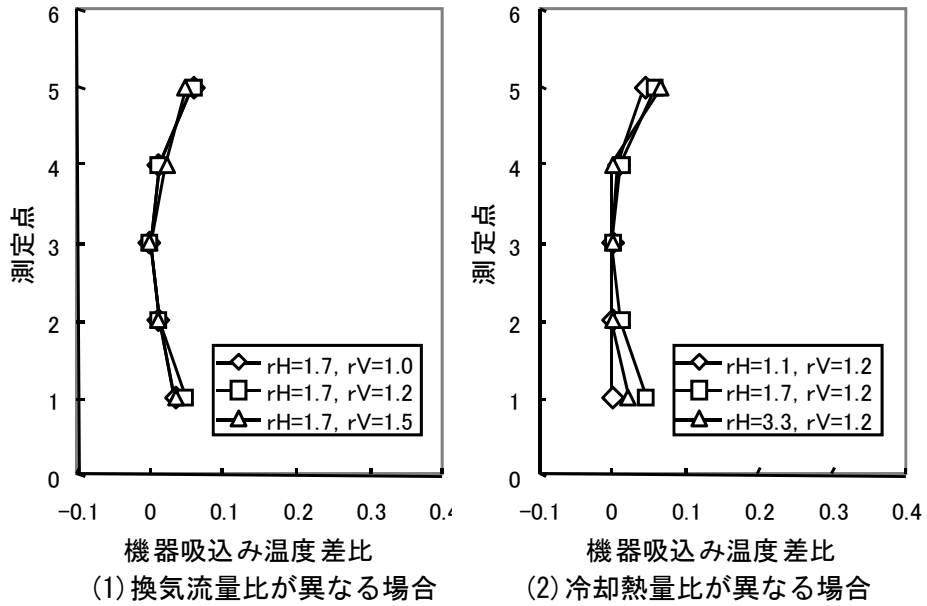
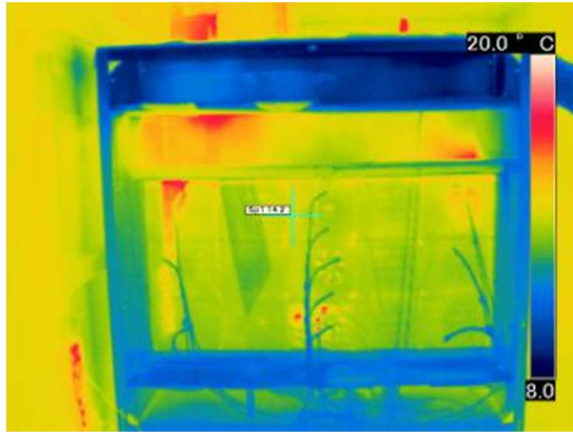
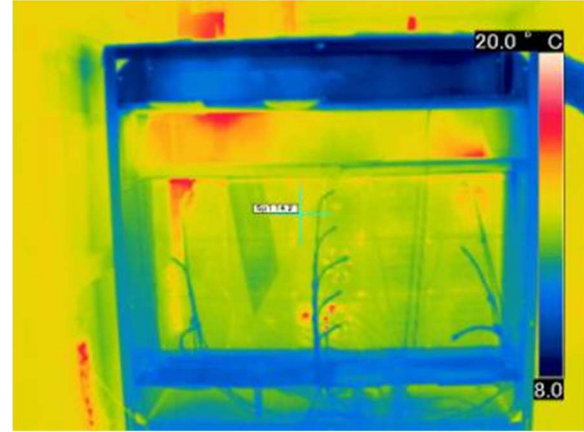


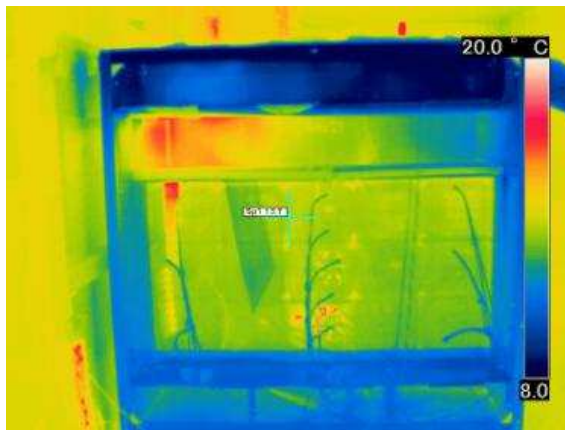
図4-9 CaseA-4 (天井吹出し方式)



(1) $\kappa_m=1.0$



(2) $\kappa_m=1.2$

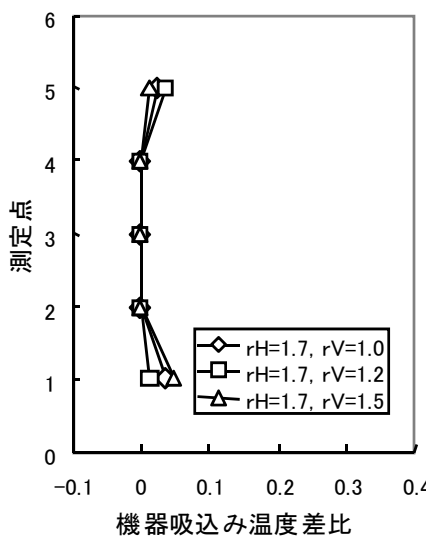


(3) $\kappa_m=1.5$

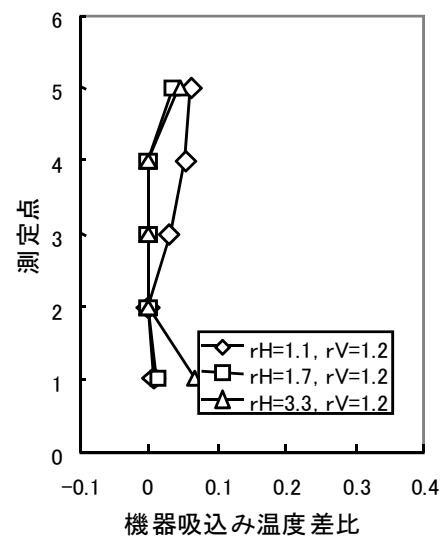
図4-10 ラック列中央部給気面温度分布(天井吹出し方式)

2) 垂壁・キャッピングの影響

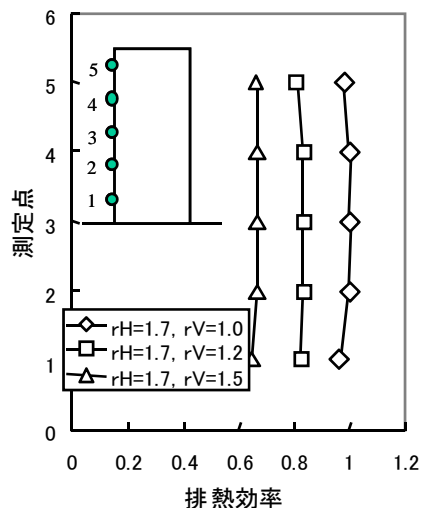
図4-11に CaseA-2, 床吹出し方式に垂壁を追加したケース, 図4-12に CaseA-3, 床吹出し方式にキャッピングを追加したケース, 図4-13に CaseA-5, 天井吹出し方式に垂壁を追加したケースの機器吸込み温度差比, 排熱効率の鉛直分布を示す。図4-11, 図4-12を見ると, 垂壁やキャッピングで物理的にコールドアイルとホットアイルを分離したため, なしの場合に比べて機器吸込み温度差比が小さくなっていることがわかる。高さによる機器吸込み温度差比の違いは小さく, 均一に冷却されていると言える。本実験では, 垂壁もキャッピングも同様の効果があると言える。排熱効率をみると, 換気流量比の増大にともなって, 排熱効率が低下した。これは過剰に冷却空気が供給されているためと考えられる。



(1) 換気流量比が異なる場合

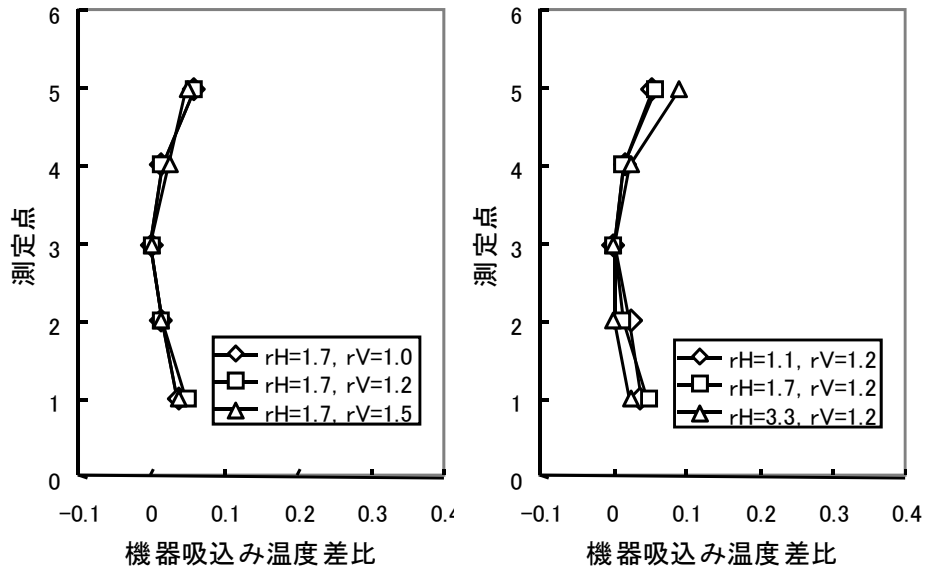


(2) 冷却熱量比が異なる場合



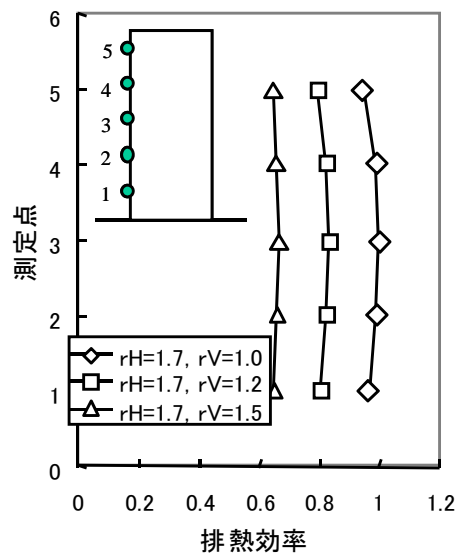
(3) 換気流量比が異なる場合

図 4-11 CaseA-2 (床吹出し方式+垂壁)



(1) 換気流量比が異なる場合

(2) 冷却熱量比が異なる場合



(3) 換気流量比が異なる場合

図4-12 CaseA-3 (床吹出し方式+キャッピング)

図4-13を見ると、機器吸込み温度差比の上下差は小さく、床吹出し方式に垂壁、もしくはキャッピングを設置した場合と同様の結果となった。天井吹出し方式の垂壁がない場合と比較すると、機器吸込み温度差比、排熱効率共に同様な値となった。これは、天井吹出し方式では、垂壁がない場合においてもホットアイルとコールドアイルの分離が行われており、ホットアイルからの回り込みが少ないことを示唆する。

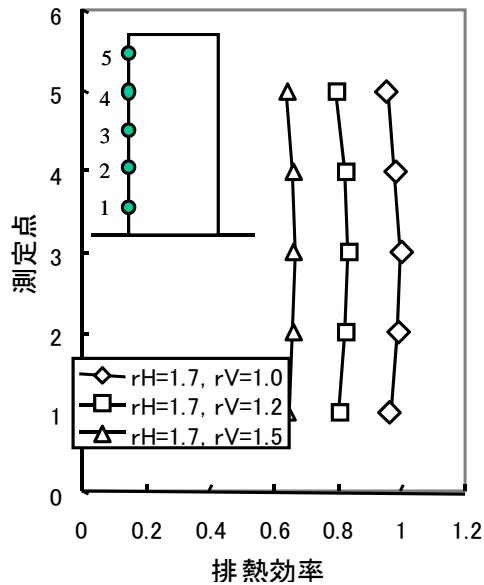
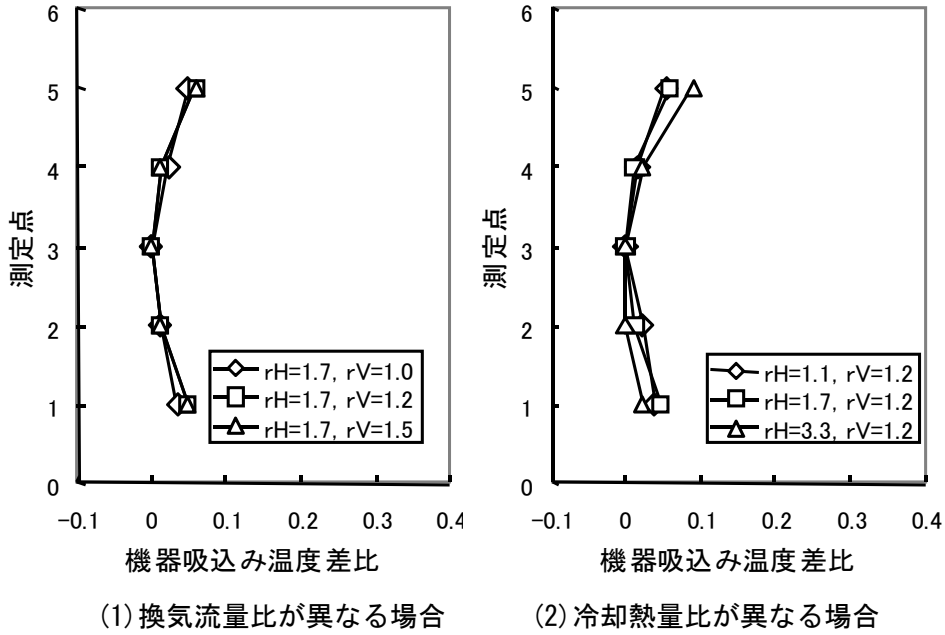


図4-13 CaseA-5 (天井吹出し方式+垂壁)

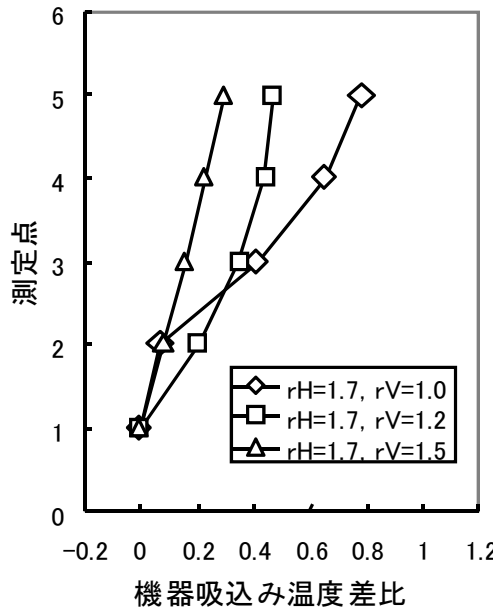
4. 4. 3 ラック列端部

1) 床吹出し方式と天井吹出し方式の特性

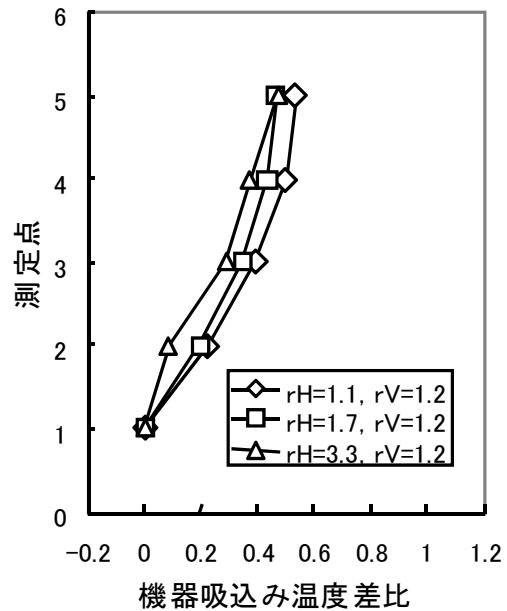
諏訪⁵⁾によるシミュレーションの結果によると、ラック列の中央部と端部では冷却特性が異なることが示されている。そこで、中央部と同様に端部を模擬したケースで冷却特性や、垂壁・キャッピングの効果の把握を行った。

図4-14に CaseB-1, 床吹出し方式, 図4-15に CaseB-4, 天井吹出し方式の機器吸込み温度差比, 排熱効率を示す。図4-14を見ると, 図4-7同様に上部の測定点ほど機器吸込み温度差比が大きくなった。しかしながら, ラック列中央部では最上部の値の最大値が0.2程度であったのに対し, ラック列端部では最大値が0.8程度となった。これは, ラック列端部では, ラック列の上部からの回り込みのみでなく, ラック列側部からの回り込みが発生しているためと考えられる。ホットアイルの高温空気は, その温度のために浮力でサーバ室上部へ滞留すると考えられる。ラック列上部の空間があいている場合は, ラック列の上部からコールドアイルに回り込む必要があるため, 浮力に逆流する流れとなる。一方, ラック列側部で空間が空いている場合は, 側部の下部から低温空気が抜け, 上部から高温空気が流入する。その結果, ラック列上部よりもラック列端部での回り込みが小さくなったと思われる。換気流量比を増加させると, 床吹出し方式では, 機器吸込み温度差比は小さくなったが, 冷却熱量比を大きくしても機器吸込み温度差比は変化しなかった。排熱効率に着目すると, 換気流量比の増加にともなって, 排熱効率は低下した。ラック列上部に比べて, ラック列下部で増加した。これは換気流量比が小さくなるにつれ, 十分であったラック列下部への冷却空気の量が減少し, 効率が改善したためと考えられる。

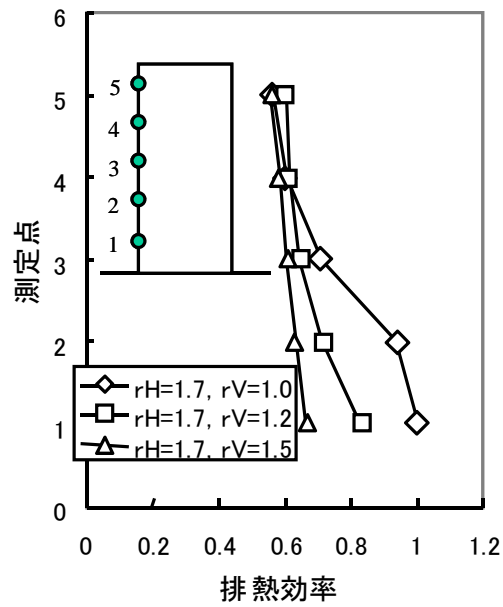
図4-15を見ると, 図4-9同様に, 機器吸込み温度差比の上下差は床吹出し方式に比べて小さくなった。しかしながら, ラック列中央部とラック列端部を比較すると, ラック列中央部の機器吸込み温度差比の最大値は0.05程度であったが, ラック列端部では0.2程度であった。床吹出し方式同様, ラック列中央部に比べラック列端部の方が, 冷却効率が低いと言える。しかしラック列中央部と端部の違いによる床吹出し方式の機器吸込み温度差比の増加量を見ると, 床吹出し方式では0.6程度の増加に対し, 天井吹出し方式では0.15程度であった。このことから, 天井吹出し方式の方が床吹出し方式より, ロバストな空調気流方式であると言える。排熱効率をみると, 床吹出し方式とは異なり, 換気流量比の低下にともない全体の排熱効率が向上した。図4-16, 図4-17にラック列端部の給気面温度分布を示す。機器吸込み温度差比と同じ傾向を確認した。



(1) 換気流量比が異なる場合

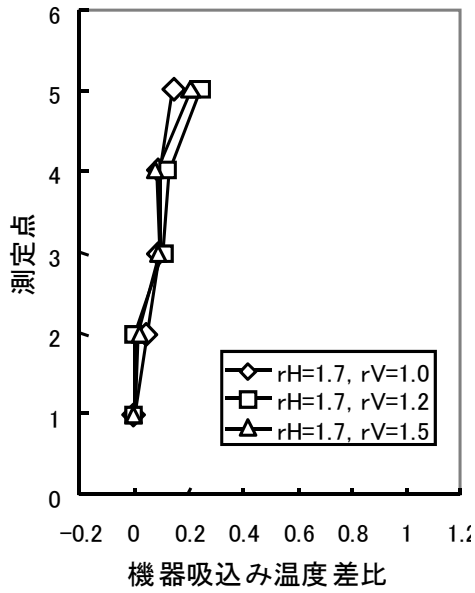


(2) 冷却熱量比が異なる場合

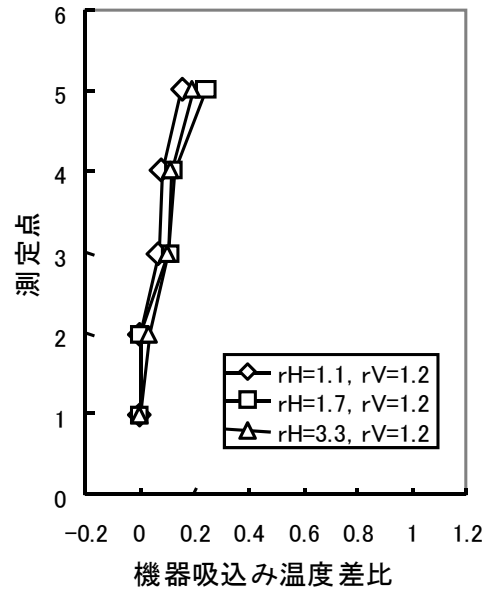


(3) 換気流量比が異なる場合

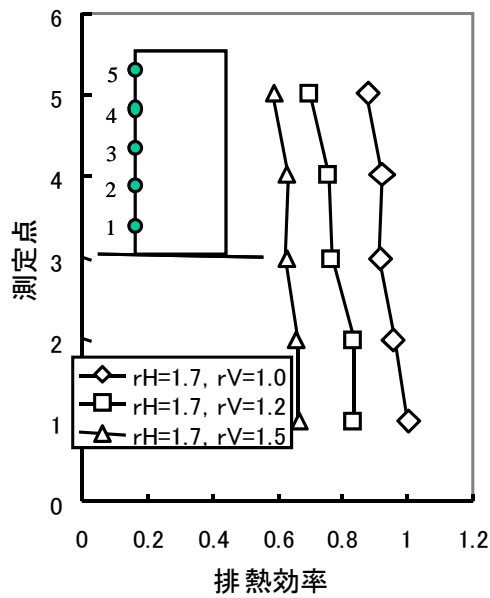
図4-14 CaseB-1 (床吹出し方式)



(1) 換気流量比が異なる場合

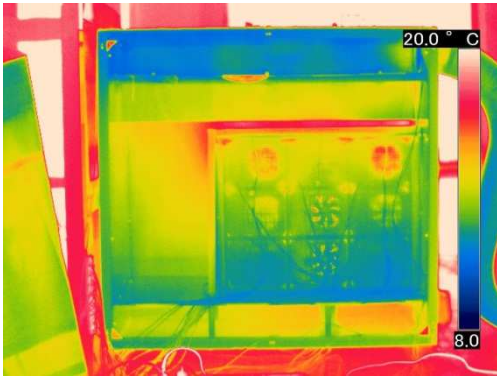


(2) 冷却熱量比が異なる場合

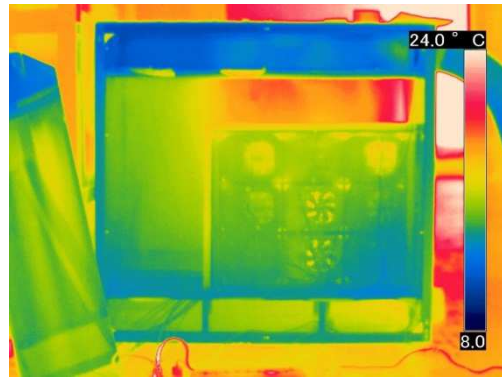


(3) 換気流量比が異なる場合

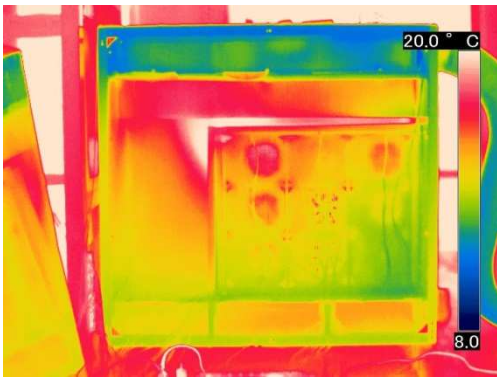
図 4-15 CaseB-4 (天井吹出し方式)



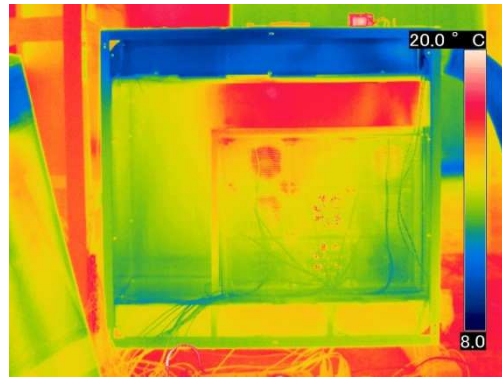
(1) $\kappa_m=1.0$



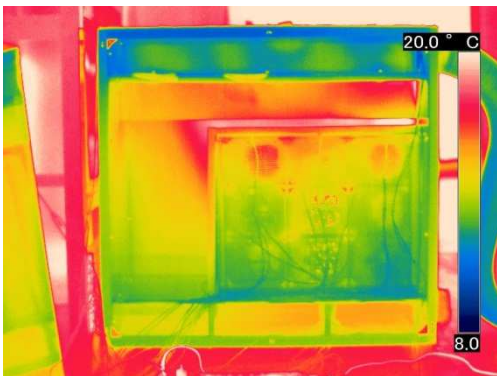
(1) $\kappa_m=1.0$



(2) $\kappa_m=1.2$

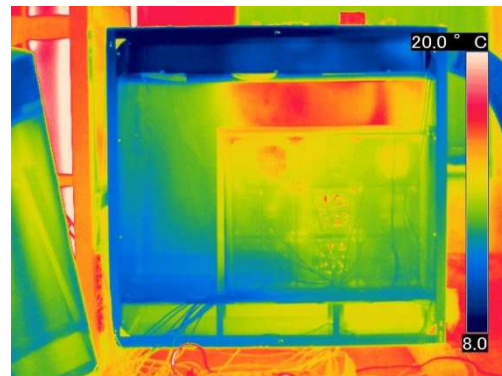


(2) $\kappa_m=1.2$



(3) $\kappa_m=1.5$

図4-16 ラック列端部給気面温度分布
(天井吹出し方式)



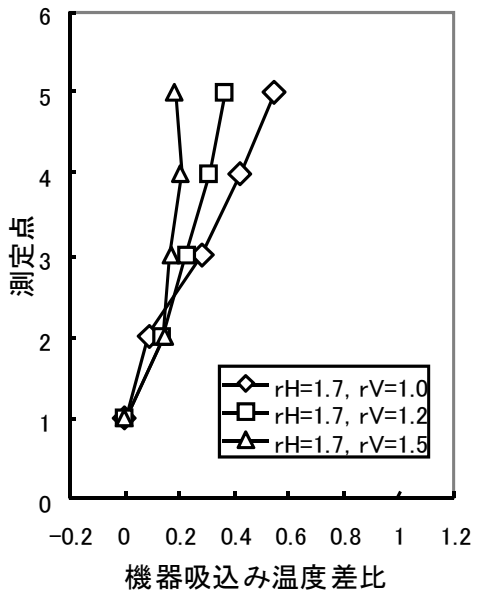
(3) $\kappa_m=1.5$

図4-17 ラック列端部給気面温度分布
(床吹出し方式)

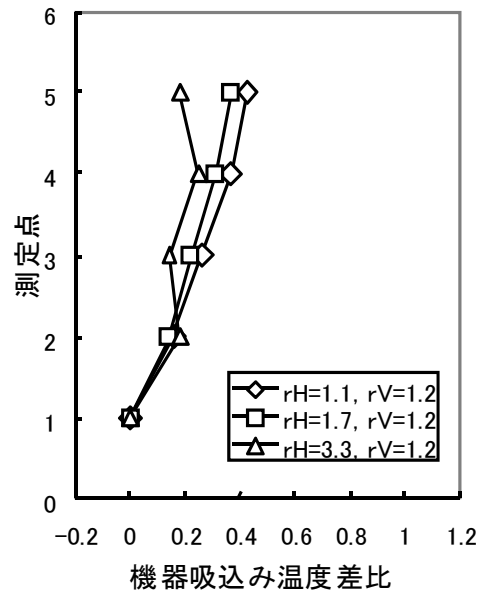
2) 垂壁・キャッピングの影響

図4-18に CaseB-2, 床吹出し方式に垂壁を追加したケース, 図4-19に CaseB-3, 床吹出し方式にキャッピングを追加したケース, 図4-20に CaseB-5, 天井吹出し方式に垂壁を追加したケースの機器吸込み温度差比, 排熱効率の鉛直分布を示す。図4-18, 図4-19を見ると, 垂壁やキャッピングで物理的にホットアイルとコールドアイルを分離したため, なしの場合に比べて機器吸込み温度差比が小さくなっていることがわかる。しかしながら, 図4-12, 図4-13のラック列中央部に比べると減少幅は小さくなった。ラック列中央部では, 機器吸込み温度差比の最大値は0.08程度であったのに対し, ラック列端部では0.4程度となった。垂壁・キャッピングは上部からの回り込みを防ぐことができるが, ラック列側部からの回り込みを完全に防ぐことができないことが確認できた。換気流量比, 冷却熱量を増加した場合, 機器吸込み温度差比は小さくなった。これはラック列中央部と同様の傾向である。排熱効率を見ると, 換気流量比の増加にともない, ラック列下部で排熱効率が低下した。ラック列上部では排熱効率の低下は見られなかった。これは, 床吹出し方式の場合, 浮力により低温空気がラック列にたまり, ラック列上部では高温空気がたまる。床からの風速が十分でない場合, 常にラック列上部では低温空気が不十分となり, 排熱効率が低いことに起因すると考えられる。

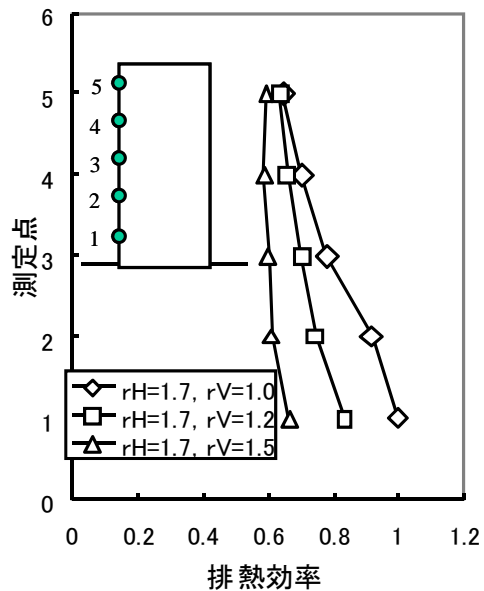
図4-20を見ると, 機器吸込み温度差比の上下差は小さく, 床吹出し方式に垂壁, もしくはキャッピングを設置した場合よりも, 機器吸込み温度差比は小さくなった。天井吹出し方式の垂壁がない場合のラック列端部と比較すると, 垂壁の有無に関わらず, 機器吸込み温度差比, 排熱効率共に同様な値となった。これは, 天井吹出し方式では垂壁がない場合においてもホットアイルとコールドアイルの分離が十分に行われており, 垂壁を設置してもこれ以上回り込みが減少しなかったためと考えられる。



(1) 換気流量比が異なる場合

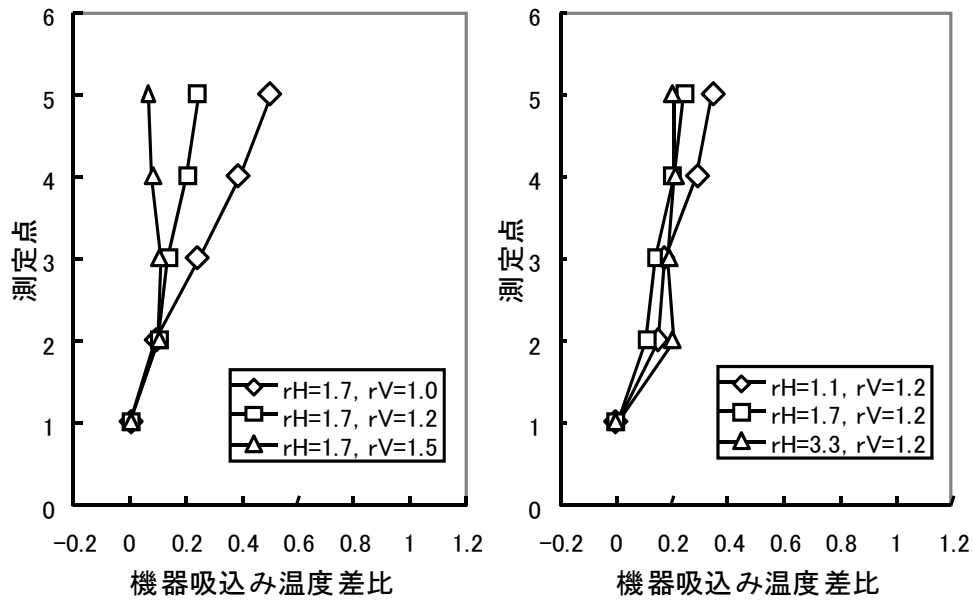


(2) 冷却熱量比が異なる場合



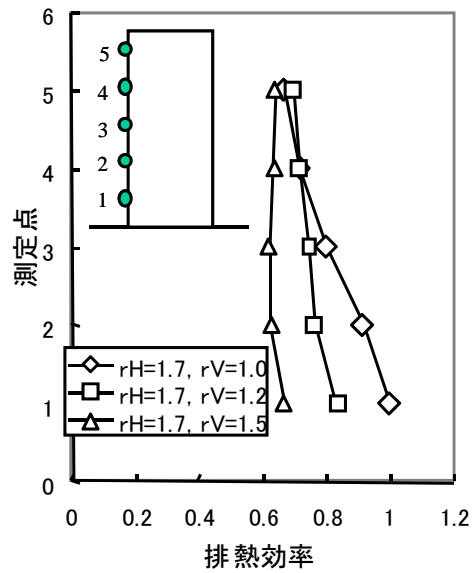
(3) 換気流量比が異なる場合

図4-18 CaseB-2 (床吹出し方式+垂壁)



(1) 換気流量比が異なる場合

(2) 冷却熱量比が異なる場合



(3) 換気流量比が異なる場合

図4-19 CaseB-3 (床吹出し方式+キャッピング)

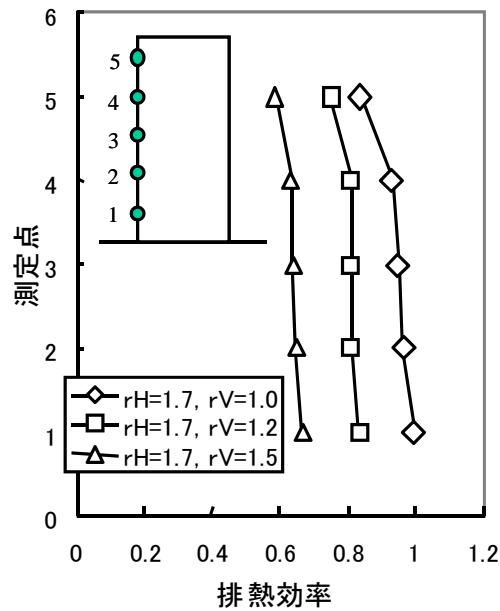
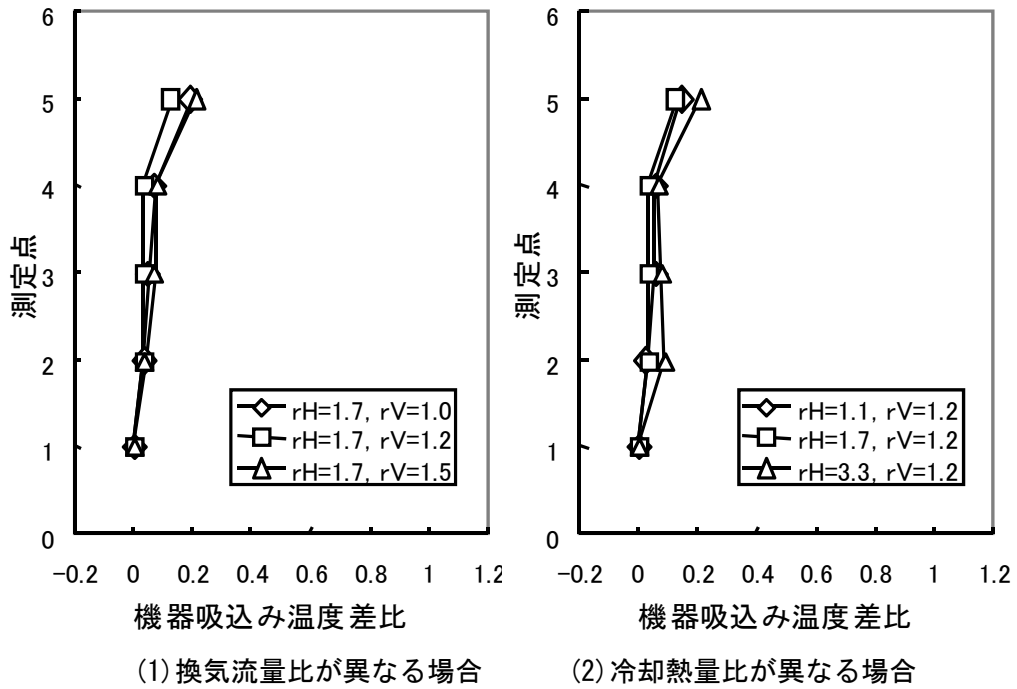


図4-20 CaseB-5 (天井吹出し方式+垂壁)

4. 4. 4 数値流体計算の結果との比較

短期間に得られる手法として、第3章では数値流体解析、本章では縮小模型実験を用いた空調気流方式の比較を行った。数値流体では拡散項である温度の精度が良くないことが知られており、縮小模型実験にて各空調気流方式の比較を行い補完した。

図4-21に第3章の数値流体にて得られた機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。図4-22に縮小模型実験から得られた機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。相対的な比較を行うと、数値流体解析、縮小模型実験どちらの手法においても天井吹き・天井吸込み方式の方が床吹き・天井吸込み方式より小さいことを確認した。これは、天井吹き・天井吸込み方式の方が床吹き・天井吸込み方式より回り込みが少ないことを示唆する。また、どちらの手法においても、ラック列端部とラック列中央部を比較すると、ラック列中央部の方でラック給気面温度が低くなった。

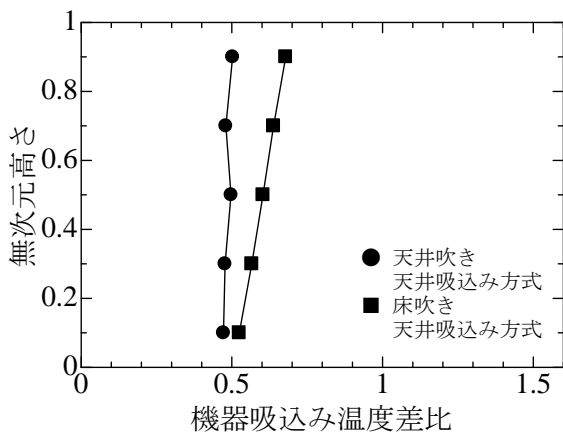


図 4-21 機器吸込み温度差比の鉛直分布
(数値流体)

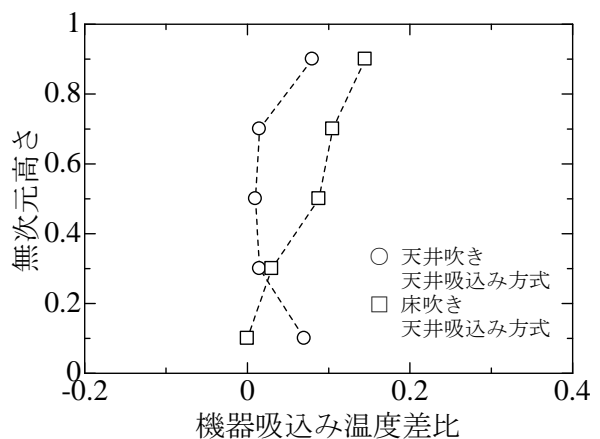


図 4-22 機器吸込み温度差比の鉛直分布
(縮小模型実験)

4. 5 第4章のまとめ

ホットアイル・コールドアイル方式のデータセンターを想定して、縮小模型を用いて天井吹出し方式と床吹出し方式の比較を行った。縮小模型は1/4スケールで、データセンターの一部を切り取った形状をしている。縮小模型であることと、一部を切り出したことによる実験結果の理論的な補正を行った。比較検討は、ラック列端部とラック列中央部である。換気流量比、冷却熱量比などの運用条件を変更した場合、垂壁やキャッピングを追加した場合の冷却特性を比較検討した。実験の結果から以下の知見を得た。

ラック列中央部

- ・天井吹出し方式では、床吹出し方式に比べすべての換気流量比、冷却熱量比で機器吸込み温度差比が小さくなった。また、鉛直方向における機器吸込み温度差比および、排熱効率の変化はほとんど見られなかった。
- ・床吹出し方式では、垂壁やキャッピングで物理的にコールドアイルとホットアイルを分離することで、なしの場合に比べて機器吸込み温度差比が小さくなった。本実験では、垂壁もキャッピングも同様の効果があった。
- ・天井吹出し方式では、垂壁がない場合でも床吹出し方式に垂壁、もしくはキャッピングを設置した場合と同様の結果となった。これは、天井吹出し方式では、垂壁がない場合においてもホットアイルとコールドアイルの分離が行われており、ホットアイルからの回り込みが少ないことを示唆する。

ラック列端部

- ・天井吹出し方式では、ラック列中央部での機器吸込み温度差比の最大値が0.2程度であったのに対し、ラック列端部での最大値が0.8程度となった。これは、ラック列端部では、ラック列の上部からの回り込みのみでなく、ラック列側部からの回り込みが発生しているためと考えられる。
- ・天井吹出し方式、床吹出し方式どちらにおいても、ラック列中央部に比べラック列端部の方が、冷却効率が低くなった。
- ・各空調気流方式のラック列中央部と端部の違いによる機器吸込み温度差比の増加量比べると、天井吹出し方式の増加量の方が小さかった。このことから、天井吹出し方式の方が床吹出し方式より、ロバストな空調気流方式であると言える。

数値流体解析と縮小模型実験の比較

- ・どちらの手法においても、天井吹出し方式の方が床吹出し方式より機器吸込み温度差比が小さくなった。また、ラック列端部と中央部を比較すると中央部の方にてラック給気面温度が低くなった。第3章にて得られた結果と同じ傾向であることを確認した。

[第4章の参考文献]

- 1) 前田敏男, 石黒一郎, 松本衛:室内の熱対流の近似相似則, 日本建築学会論文集, Vol.63, pp.17-20, 1959.
- 2) 前田敏男, 石黒一郎:強制換気のある室の熱対流の近似相似則, 日本建築学会論文報告集, Vol.66, pp.73-76, 1960.
- 3) 勝田高司, 土屋喬雄:室内空気分布の模型実験法に関する研究:第1報-室内空気分布の実用的相似則, 空気調和・衛生工学会論文集, No.17, pp.1-10,1981.
- 4) 花野弘行, 山中俊夫, 甲谷寿史:置換換気室内の温度・汚染物濃度分布予測における模型実験法(その4)縮小模型実験における近似相似則に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集(計画系D-2), pp.649-650, 2002.
- 5) 諏訪好英, データセンターにおける空調気流方式の高効率化に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, Vol.76, No.663, pp.501-508, 2011.5.
- 6) 諏訪好英, 井口日文:データセンター向け高効率空調システム「Cool Air Capture™」の開発, 大林組技術研究所報, No.73, CD-ROM, 2009.12.
- 7) 植草常雄, 藁谷至誠, 木下学, 三宅弘朗:データセンターにおける空調気流の応用設計技術に関する研究(第1報),空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp.1235-1238, 2007.
- 8) 羽山広文, 降旗由紀, 森太郎, 絵内正道, 木下学:データセンターの機器冷却特性と空調効率に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, Vol.74, No.640, pp.721-728, 2009.6.
- 9) 中村安弘, 辻克彦, 陳威, 水野稔:自然対流による工場内流れの近似相似則, 空気調和・衛生工学会論文集, No.42, pp.79-87, 1990.
- 10) 西岡利晃:高温工場の換気に関する実験的研究 第2報 自然換気, 空気調和・衛生工学会論文集, No.20, pp.1-8, 1982.
- 11) 井口日文, 諏訪好英:高発熱サーバに対応した効率的 iDC 空調システムの検討(その1)現状のサーバールームにおける空調システムの問題点, 平成21年度空気調和・衛生工学会大会, pp.1919-1922, 2009.
- 12) 諏訪好英, 井口日文:高発熱サーバに対応した効率的 iDC 空調システムの検討(その2)さまざまな空調システム方式における換気性能, 空調性能の比較, 平成21年度空気調和・衛生工学会大会, pp.1923-1926, 2009.

第5章 実大模型実験による 各変数が温熱環境に与える影響の把握

- 5. 1 はじめに
- 5. 2 実験パラメータの抽出
- 5. 3 実運用のための評価指標
- 5. 4 実大模型実験の概要
- 5. 5 実験系の精度
- 5. 6 実験ケース
- 5. 7 実験結果
- 5. 8 ラック列・発熱の不均一に関する検討
- 5. 9 第5章のまとめ

5. 1 はじめに

第4章では、縮小模型実験を用いて、天井吹出し方式と床吹出し方式の比較および特性の把握を行った。数値流体解析と縮小模型実験において、各空調気流方式の冷却特性が等しいことを確認した。しかしながら、縮小模型実験では相対的な比較を行えたが、実際のサーバの運用のためには、実大のサーバラームの冷却特性と制御パラメータの影響を把握する必要がある。そこで、本章では、実大実験模型を作成し冷却特性の把握を行った。パラメータは換気流量比、発熱密度、垂壁の有無、キャッピングである。評価には機器吸込み温度差比と実運用に有益な指標である RCI(Rack Cooling Index)を用いて評価した。

5. 2 実験パラメータの抽出

実大模型実験では、実運用する際に必要となる制御パラメータの影響を把握する。表5-1に実験に用いたパラメータと示す。

表5-1 実験に用いたパラメータ

	パラメータ	実験に用いた無次元化変数
基本変数	発熱量 [W]	発熱密度 [-]
空調機	風量 [m^3/s]	換気流量比 [-]
	空調給気温度 [$^{\circ}\text{C}$]	-
サーバ室形状	垂壁長さ [m]	無次元垂壁長さ [-]

まずサーバ室内の気流場、温度場に大きな影響を与えるパラメータとして、発熱密度が挙げられる。続いて、実運用の際に制御することができるパラメータが考えられ、空調機の設定および建物側で制御できる形状である。空調機の設定は供給風量および空調給気温度の2種類がある。普遍的な現象として把握するために無次元化を行い、供給風量はラック風量にて除することで得られる換気流量比を主要パラメータとする。建物側で制御できる変数として垂壁が挙げられる。第2章にて述べたように、キャッピングによりコールドアイルとホットアイルを物理的に分離することで高効率化が実現されるが、実運用上ではラックの高さや形状が異なる、ラックに触れることができない場合があり、キャッピングの設置ができない場合も多い。また、キャッピングを行うことができた場合においても、ガス消火やセキュリティ用カメラの設置に特別な配慮が必要となる場合がある。一方、垂壁であればキャッピングのデメリットを抑えつつホットアイルとコールドアイルの分離に寄与することが可能と考えられる。これを一般的な現象としてとらえるために無次元化し、無次元垂壁長さとして用いる。以上の背景から、本実験パラメータは、発熱密度、換気流量比、空調給気温度、無次元垂壁長さとした。

5. 3 実運用のための評価指標

ラックの実運用について、最も重視している管理項目はラックに給気される空気温度である。そのため、ラック吸気面温度について、ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) や NEBS (Network Equipment-Building System) らがガイドライン^{1)~3)}を提示している。ガイドラインには、推奨範囲と許容範囲が空気線図上に示されている。安定的かつ効率的なサーバ機器の冷却を実現するためには、これらのガイドラインが示す推奨範囲内にラック吸気面温度を納めることが望ましい。ラック吸気面温度の評価指標として、羽山ら⁴⁾の機器吸込み温度差比や、Sherma による UI⁵⁾⁶⁾などが提案されているが、本章では羽山らの機器吸込み温度差比と Herrlin の提案する RCI (Rack Cooling Index)⁷⁾を採用することにした。機器吸込み温度差比は、第4章で示した通り、ラック給気面温度の効率を示す有用な無次元数である。しかしながら、無次元化により推奨温度などとの比較が難しい。一方、RCI は、ASHRAE や NEBS のガイドラインに示されている推奨温度を用いることができ、かつ 0 から 1 の間の値で直感的に理解することができる無次元数の指標である。RCI には推奨温度の高温側を評価する RCI_{Hi} と推奨温度の低温側を評価する RCI_{Lo} がある。本章では、ラック吸気面の温度超過に着目するため、RCI_{Hi} を評価指標として採用した。定義式を式(5-1)に、RCI_{Hi} の定義の概念を図5-1に示す。RCI_{Hi} は、ラック給気面温度の温度が許容温度の上限を超えている程度を評価する。0 であれば、すべての面でラック給気面温度が推奨温度の上限を超えていることを示し、1 であれば、すべての面でラック給気面温度が推奨温度の上限を満たしていることを示す。一方、RCI_{Lo} は、ラック給気面温度の温度が許容温度の下限を下回っている程度を評価する。すなわち、対象とするサーバールームの冷却効率を示すことになる。0 であれば、すべての面でラック給気面温度が推奨温度の下限を下回っていることを示し、1 であれば、すべての面でラック給気面温度が推奨温度の下限を超えていることを示す。

$$RCI_{Hi} = 1 - \frac{\sum(T_x - T_{max-rec})_{T_x > T_{max-rec}}}{(T_{max-all} - T_{max-rec})n} \quad (5-1)$$

ここに、

T_x	: x 点での機器吸込み温度	[°C]
n	: 機器吸込み温度の測定点数	[-]
$T_{max-rec}$: ガイドラインや規定による推奨温度範囲の最大値	[°C]
$T_{max-all}$: ガイドラインや規定による許容温度範囲の上限	[°C]

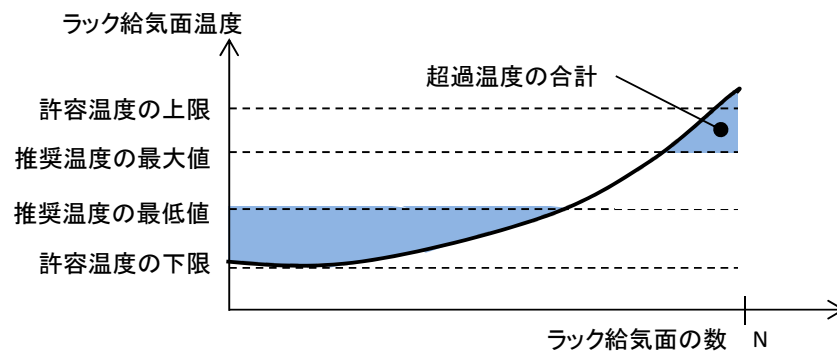


図 5 - 1 RCI_{hi} の概念

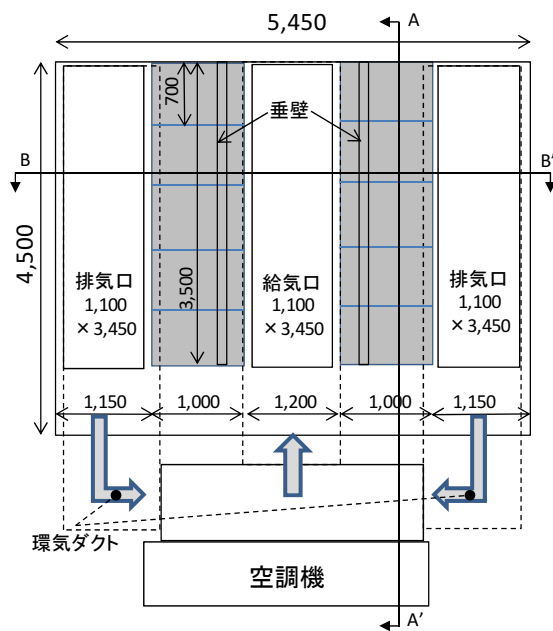
5. 4 実大模型実験の概要

5. 4. 1 実大模型の概要

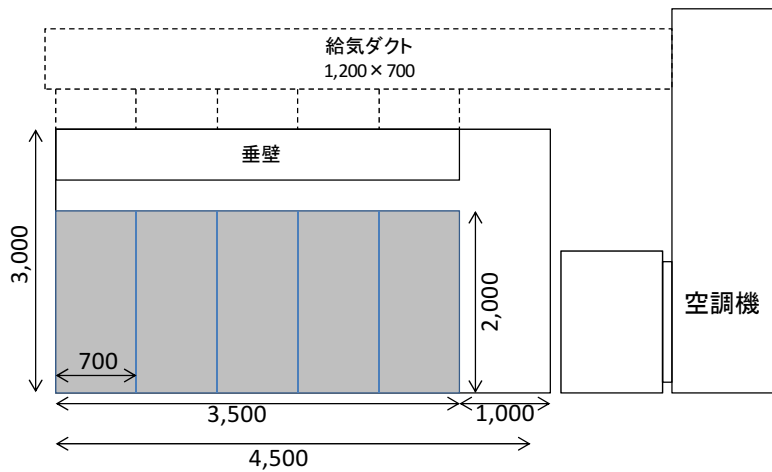
写真 5 - 1 に実験のために製作した実大模型の外観を示す。図 5 - 2 に実大模型の立面図と平面図を示す。実大模型の構成は、鉄骨造のフレームに木造の内装（床、壁、天井）である。実大模型は東京都内の実験施設内に設置した。そのため、日射や風の影響はほぼ受けないと考えることができる。しかしながら、実験施設内の温度はサーバ室よりも高温、または低温になる可能性があるため、断熱性能の確保を行った。各壁を 400mm の空気層を持つ二重構造とし、床は直接床面に触れない構造とした。実大模型の内側をサーバールームと見立て、内寸は 4,500mm×5,450mm、天井高さ 3,000mm で、床面積は 20.025 m²、容積は 60.075m³ である。実大模型の内部には、実際に使用されるサーバラックを二列配置し、中央をコールドアイル、ラック列の外側をホットアイルとした。本実験装置は、給気口的位置を天井面と床面で切り替えることで、天井吹出し方式、床吹出し方式、どちらも再現できるようにしている。コールドアイルの天井面および床面には、給気口を設置した。天井吹出し時には、コールドアイルの天井面の給気口が用いられ、床面の給気口は閉じられる。一方、床吹出し時には天井面の給気口を閉じ、床面の給気口から空調空気が供給される。ホットアイルの天井面に設置した還気口は空調気流方式を変更しても、設定は変わらない。



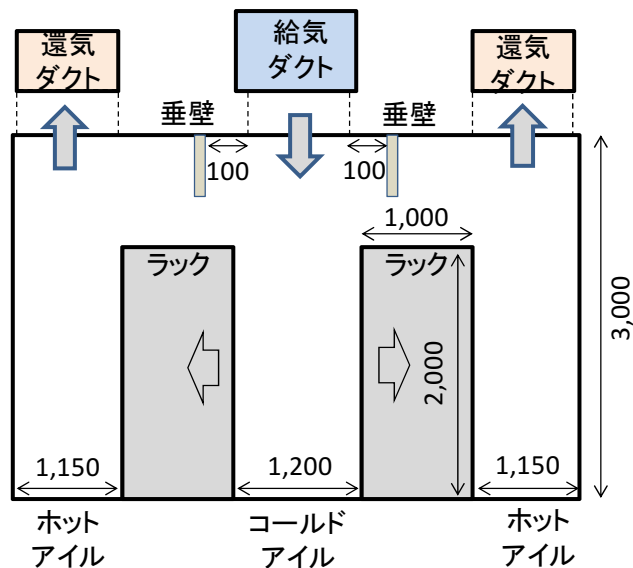
写真 5 - 1 実大模型外観



(1) 平面図



(2) 立面図 (A-A')



(3) 立面図 (B-B')

図 5 - 2 実大模型の構成 [mm]

5. 4. 2 空気調和設備・模擬サーバの概要

(1) 空気調和設備の概要

空調方式は、中央空調方式を用いた。データセンターの空調には専用のパッケージエアコンを用いることが多いが、床下に吹くことを想定しているため、下吹きとなっている。天井吹き方式を採用する場合、空調機が上吹きの方が下から上に流れを変えるダクトが必要なくなるため、有利となる。そこで、上吹きまたは横吹きの空調機を採用することができる中央空調方式を採用した。表5-2に空調機、チラー、およびポンプの概要を示す。空調機の最大空調給気風量は23,000[m³/h]であり、全熱量は72.0[kW]である。また、インバータにより空調給気風量の制御を可能としている。温度は空調給気温度を管理温度として設定することができる。模型室内の空調給気口および還気口にはダンパーを設けた。どの空調給気口でも均一に給気されるようダンパーを調整した。天井の給気口には、ルーバー（VHS）を設置した。給気口に個別のファンは設置していない。ルーバーを調整することで拡散的な気流を形成した。図5-3に空調給気口近傍の風速分布を示す。測定は、三次元超音波風速計を用いた。換気流量比が1.2の時に、空調給気量は約16,400[m³/h]となり、給気口近傍での風速は約1.3[m/s]である。

表5-2 空調設備の概要

機器名	概要
空調機	最大給気風量 23,000[m ³ /h] 全熱量 72.0[kW]
チラー	冷却能力 75.0[kW]
ポンプ	出力 1.5[kW] 吐出し量 0.154[m ³ /min]

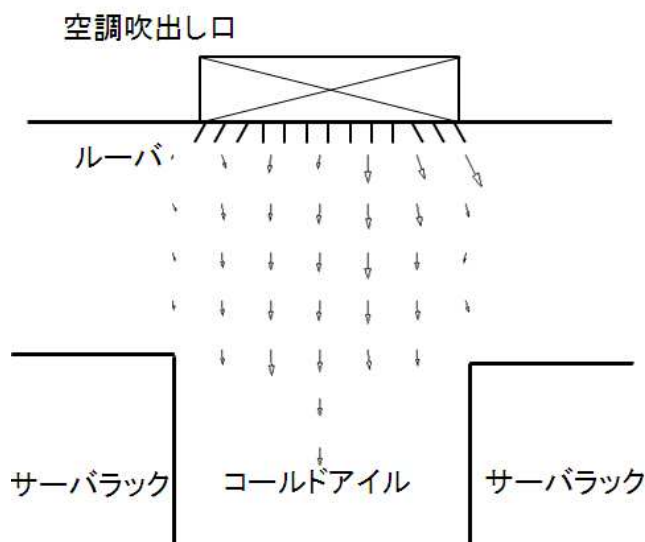


図5-3 空調給気口近傍の風速分布

(2) 模擬サーバの概要

模擬サーバとして、実際にデータセンターで用いられるサーバラックを用いた。模型室内部に5台×2列の合計10台を設置した。写真5-2に実大模型内観を示す。サーバラックの給気面がコールドアイル側を向くように並べ、コールドアイルを形成した。1ラックの寸法は、縦1,000mm、横700mm、高さ2,000mmである。実大実験模型の内寸天井高さが3,000mmであるので、ラック上面と天井までの間隔は1,000mmとなる。

一般的なサーバラックの給気風量および発熱密度を再現するために、ヘアドライヤとDCファンを用いた。ヘアドライヤはパナソニック製の型番EH5216Pである。ヘアドライヤの定格容量は1,200[W]である。ラック内部のサーバを再現するために、鉄板を用いてラック内部を水平に5分割した。区切られた各段にヘアドライヤとDCファンを設置した。DCファンはラックの給気側に設置した垂直板に設置し、適切な風量がラック内部に流れる構成した。風速計と温度計による多点計測による結果、1組のヘアドライヤとDCファンで、風量0.092[m³/s]、発熱密度は1,192[W]であった。したがって、1ラックでは風量0.380[m³/s]、発熱密度は5,960[W]となる。このときのラック流入側と流出側の温度差は約13℃である。



写真5-2 実大模型内観

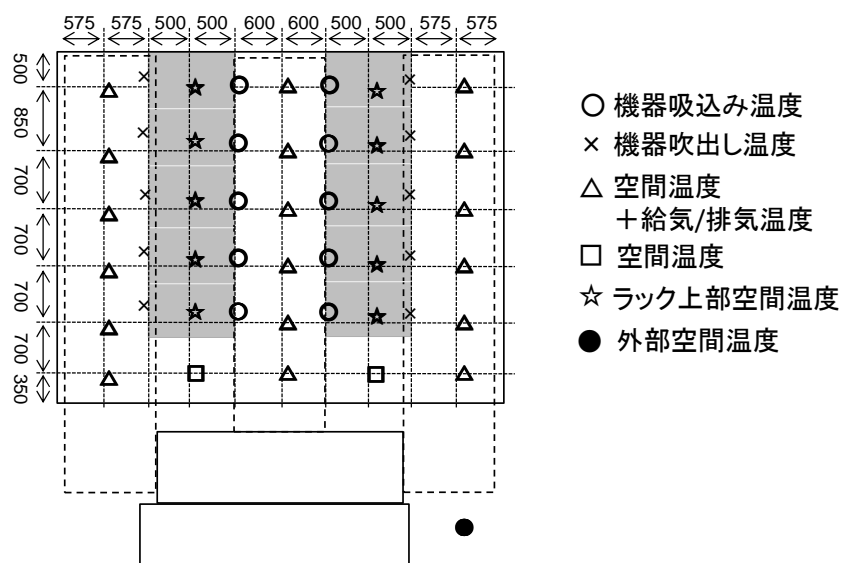
5. 4. 3 温度測定

(1) 測定装置

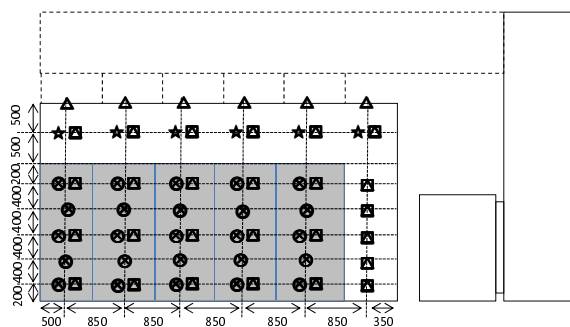
T型熱電対の素線径0.2mmを温度の測定に用いた。データロガーは中速用のGRAPHTECH製、GL820を用いた。各ケースにおいて、各部の温度が十分に安定し、定常状態になったことを確認してから、10秒間隔の瞬時値を5分間測定した。この5分間の平均値を、各点の測定値とした。

(2) 測定位置

T型熱電対の設置位置を図5-4に示す。前述した通り、サーバの安定的な運用には、ラック給気面の制御が極めて重要である。また、ラック給気面の一部の高温化は、ラック排気面からの高温排熱の回り込みによるものと考えられる。そこで、ラック給気面および排気面の温度測定を行った。各ラックの上下方向に5点ずつ、合計5点×10ラック×2面(給気面・排気面)の100点設置した。各ラックの5つの測定点は、ラック内部の発熱体高さと同じ高さとなるように配置した。ラックの給気面、排気面に加えて、空間温度の測定も行った。各ラックの上部に1点ずつ設けた。加えて、空間温度分布測定用として、クールドアイル、ホットアイルの中央に各ラックの発熱体高さに対応するように、鉛直方向に3点、ラックの上部空間の測定点と対応する高さの4点ずつ測定点を設けた。また、本実験系における基本的な値である空調給気温度および空調還気温度を測定するため、それぞれ天井給気口に5点、天井還気口に10点の測定点を設けた。このほかに、実験模型の外部温度などを加え、合計207点の測定を行った。



(1) 平面図



(2) 立面図

図5-4 温度測定点

5. 5 実験系の精度

5. 5. 1 実大実験室の形状についての考察

第4章の縮小模型実験と同様に、本実験装置は周期性と対称性を考慮してサーバ室の一部を切り出した形状をしている。ホットアイルの中央にある境界面のため、実際のサーバ室と本実験で、熱輸送現象が一部異なる部位が発生する。そこで、中央の境界面の壁による熱輸送現象の違いを、対流、放射、伝熱について理論的に考察する。

まず、対流に関しては、ホットアイルの境界面が浮力で上昇する空気の抵抗となると考えられる。しかしながら、サーバールームは一般に、換気回数が数十回から数百回におよび、対流成分に対して、抵抗は無視できるほど十分小さいと考えられる。

続いて、放射に関しては、一般に、ホットアイル・コールドアイル方式では、ラック給気面がコールドアイルを挟んだラックの給気面に対向し、ラック排気面はホットアイルを挟んだラックの排気面に対向する。したがって、本実験系では、ホットアイルの放射現象が、実際のサーバールームと異なる。放射による熱輸送は、シュテファン=ボルツマンの法則より式(5-2)で表現することができる。換気流量比 1.2、空調給気温度 18°C、垂壁なしの場合について、放射による熱輸送量の違いを概算する。検討条件下にて、放射温度計を用いてホットアイルに面する壁面温度9カ所を測定したところ、平均温度は 26.4°Cとなった。このときのラック排気面の平均温度は 31.2°Cである。仮に単位面積において、形態係数が最大値の1であった場合、式(5-2)から導かれる熱量は 26.1[W/m²]であり、1ラックの排気面全体だと 36.6[W]となる。1ラックの発熱量は約 6,000[W]であり、36.6[W]はこの 0.6%程度となる。したがって、本実験系では、放射による熱輸送の違いは無視してよいほど小さいと考える。

$$Q_{rad} = \rho(T_{s1}^4 - T_{s2}^4)F_{s1s2}A_{s1} \quad (5-2)$$

ここに、

Q_{rad} : 面 S1 から面 S2 への放射による輸送熱量[W/K・m²]

ρ : シュテファン=ボルツマン係数 = 5.669×10^{-8} [W/m²・K⁴]

T_s : 面 1 の表面温度[K]

T_{s2} : 面 2 の表面温度[K]

F_{s1s2} : 面 S1 から面 S2 の形態係数[-]

A_{s1} : 面 1 の表面積[m²]

最後に伝熱について、ホットアイルの境界面にて実際のサーバールームでは発生しない伝熱による熱輸送が発生する。日本膜構造協会によると⁸⁾、二重膜の熱貫流率は 3.63[W/m²]であり、仮に実験室の内外温度差が 10°Cあったとしても、室全体で 2,200[W]となる。これ

は実験系の発熱量である 60,000[W]の 3%程度あり，その影響は無視しても良いほど十分小さいと考えられる。

以上の考察から，本比較実験において，実大実験室の形状による影響は無視して良いほど小さいと考えられる。

5. 5. 2 実験系の熱バランス

5. 5. 1にて，本実験と実サーバールームとの熱輸送現象の違いについて考察した。加えて，本実験の熱バランスを確認するため，発熱量と空調処理熱量の確認をした。空調による処理熱量は，空調給気温度と空調還気温度の平均温度差と，空調給気風量，体積比熱の積から求めた。サーバ内部の発熱密度は，ラック内部のドライヤの消費電力を電力計にて測定した。

実験は，2011年9月11日に行った。空調機の取り込み空気温度および，模型外部の気温は 29.3℃であった。実験の結果，空調給気風量が 14,256[m³/h]，平均空調給気温度が 17.6℃，平均空調還気温度が 29.9℃であった。よって，空調機による処理熱量は 60,379[W]である。一方，ラック内の DC ファンを含めたサーバの消費電力は 59,611[W]であった。これは空調気がサーバ発熱量の 101.3%を処理していることを意味する。その後，同様の実験をいくつかのケースで行ったところ，空調機による処理熱量と発熱量の比は最小で 97.1%，最大で 107.1%であった。したがって，本実験系の熱バランスは，比較実験を行うための十分な精度が確保できていると考える

5. 6 実験ケース

5. 6. 1 垂壁

本実験では、主要なパラメータとして、ラック内の発熱密度、換気流量比、空調給気温度および無次元垂壁長さについて検討を行う。図5-5に各空調気流方式で垂壁を設置時の断面図を示す。垂壁はホットアイルとコールドアイルの分離を目的に垂壁はラック列の上部に設置される。天井吹出し方式では、天井の空調給気口からの冷気とホットアイルからの暖気を分離する。床吹出し方式では、ホットアイルからの暖気の侵入を防ぐ働きをする。

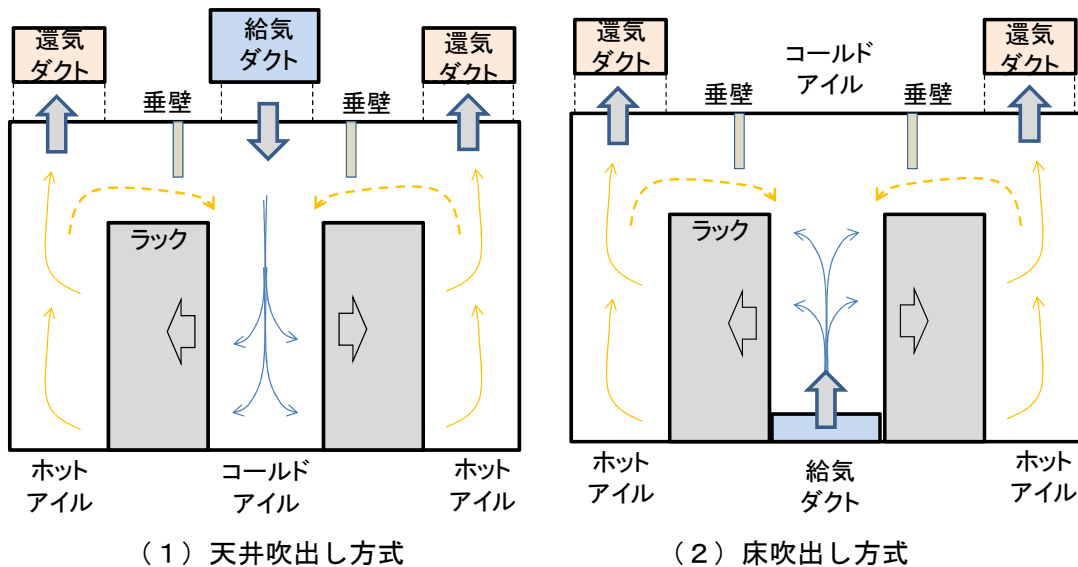


図5-5 各空調気流方式で垂壁を設置時の断面図

5. 6. 2 無次元垂壁長さの定義

本実験では第3章で定義した換気流量比に加えて、垂壁の長さを式(5-1)にて無次元化し、無次元垂壁長さを定義する。

$$r_{hw} = \frac{L_{hw}}{L_c - L_r} \quad (5-1)$$

ここに、 L_{hw} : 垂壁長さ [mm]
 L_c : サーバ室天井高 [mm]
 L_r : ラック高さ [mm]

5. 6. 3 実験ケース

表5-3に実験ケースを示す。ケース0からケース4-5まで設定し、それぞれのケースについて床吹出し方式と天井吹出し方式の2種類の空調気流方式で実験を行う。ケース0は基本ケースで、ラックあたりの発熱密度が2.4[W/Rack]、換気流量比が1.2、空調給気温度が18℃、無次元垂壁長さが0である。ケース1シリーズは、発熱密度を変化させたケースで、発熱密度を2.4、4.8、6.0と変化させる。ケース2シリーズは換気流量比を変えたケースで、1.0、1.4と変化させる。ケース3シリーズは空調給気温度を変えたケースで、18℃から24℃まで2℃刻みで変化させる。最後のケース4シリーズは無次元垂壁長さを変えたケースとなり、無次元垂壁長さを0.2刻みで変えたケースとなる。

1つの空調気流方式で13ケース、合計26ケースについて検討を設定した。

表5-3 実験ケース

	発熱密度	換気流量比	空調給気温度	無次元垂壁長さ
Unit	[kW/Rack]	[-]	[°C]	[-]
Case0	2.4	1.2	18	0.0
Case1-1	4.8	1.2	18	0.0
Case1-2	6.0	1.2	18	0.0
Case2-1	2.4	1.0	18	0.0
Case2-2	2.4	1.4	18	0.0
Case3-1	2.4	1.2	20	0.0
Case3-2	2.4	1.2	22	0.0
Case3-3	2.4	1.2	24	0.0
Case4-1	2.4	1.2	18	0.2
Case4-2	2.4	1.2	18	0.4
Case4-3	2.4	1.2	18	0.6
Case4-4	2.4	1.2	18	0.8
Case4-5	2.4	1.2	18	1.0

5. 7 実験結果

5. 7. 1 発熱密度が各空調気流方式に与える影響

各空調気流方式の冷却特性を把握するために、ラック給気面と排気面の温度の評価を行う。ラック給気面の温度はホットアイルからの高温排熱に影響を受けており、高温排熱はラック列の上部もしくは側部から回り込んでいると考えられる。そこで、機器吸込み温度差比、鉛直分布および水平分布で評価を行う。また、推奨温度との比較を行うために、 RCI_{Hi} にて評価を行う。機器吸込み温度差比の鉛直分布は、ラック列を構成するラック平均温度の高さ方向における分布を示す。水平分布は各ラックの平均温度の水平方向における分布を示す。

図5-6に発熱密度を変えた場合の機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。(1)が天井吹出し方式、(2)が床吹出し方式である。天井吹出し方式では、発熱密度が $2.4[\text{kW/Rack}]$ の時に、機器吸込み温度差比の最大値が 0.56 である一方、床吹出し方式では 0.72 となった。ラック列上部での機器吸込み温度差比の最大値は床吹出し方式の方が大きいですが、ラック列下部になるにしたがい、床吹出し方式の機器吸込み温度差比の方が小さくなった。床吹出し方式では、発熱密度が $2.4[\text{kW/Rack}]$ では吹出し風速が低く、ラック列上部まで冷気を供給できないためと考えられる。

発熱密度が増加するにしたがい、天井吹出し方式では機器吸込み温度差比が小さくなった。これは発熱密度の増加にともない浮力が強くなることに加え、天井からの吹出し風速が増加し、コールドアイルとホットアイルの分離がより効率的に行われたためと考えられる。一方、床吹出し方式では発熱密度の増加にともない、ラック列上部の機器吸込み温度差比が小さくなるが、ラック列下部の機器吸込み温度差比が大きくなった。これは、床面の給気口の吹出し風速が大きくなることで、ラック列上部まで冷気が供給されるが、ラック列下部では風速が早すぎるために、コールドアイル周辺の暖気を誘引しているためと考えられる。

図5-7に発熱密度を変えた場合の機器吸込み温度差比の水平分布を示す。(1)が天井吹出し方式、(2)が床吹出し方式である。天井吹出しでは、鉛直分布同様に、発熱密度の増加とともに機器吸込み温度差比は低下した。一方、床吹出し方式では発熱密度の増加とともに、ラック列端部の機器吸込み温度差比が増加した。これは発熱密度の増加が、ラック列中央からの回り込みでなく、ラック列端部からの回り込みを増加させることを示す。

図5-8に発熱密度を変えた場合の RCI_{Hi} を示す。天井吹出し方式はほぼ1となり、どの発熱密度においても、床吹出し方式より大きな値を示した。天井吹出し方式、床吹出し方式ともに、発熱密度の違いによる RCI_{Hi} の変化は見られなかった。

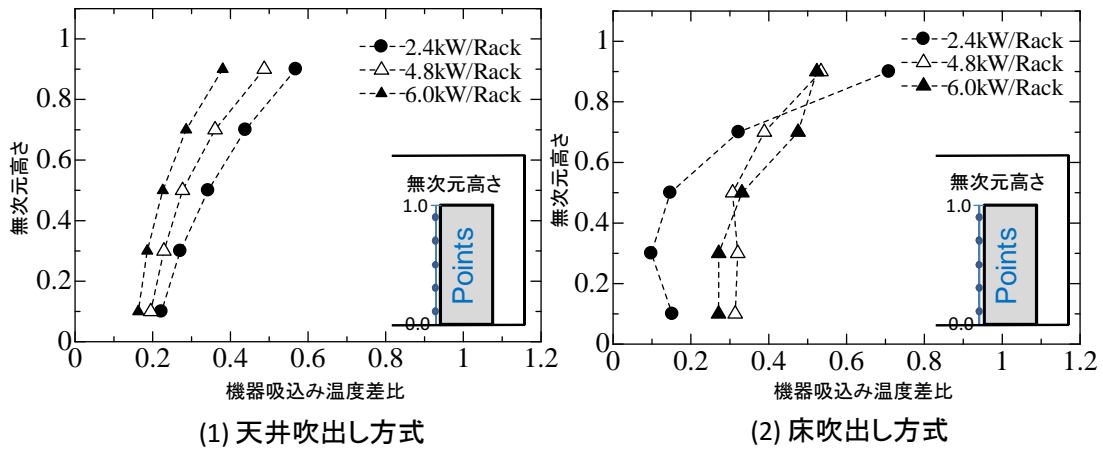


図 5 - 6 機器吸込み温度差比の鉛直分布 (発熱密度)

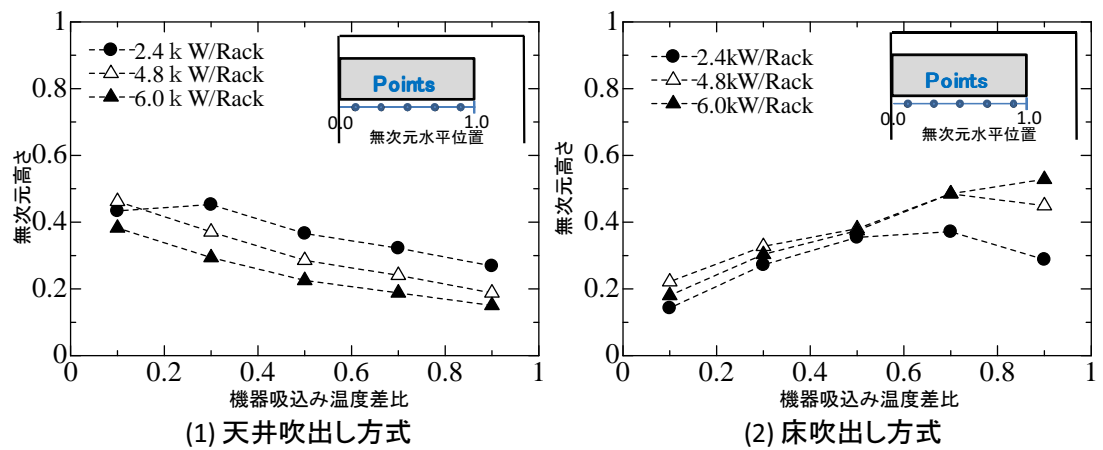


図 5 - 7 機器吸込み温度差比の水平分布 (発熱密度)

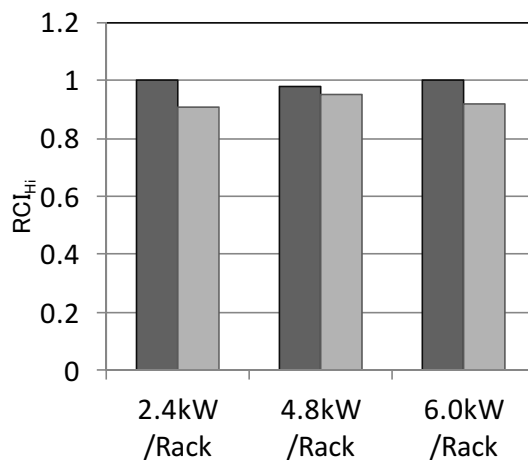


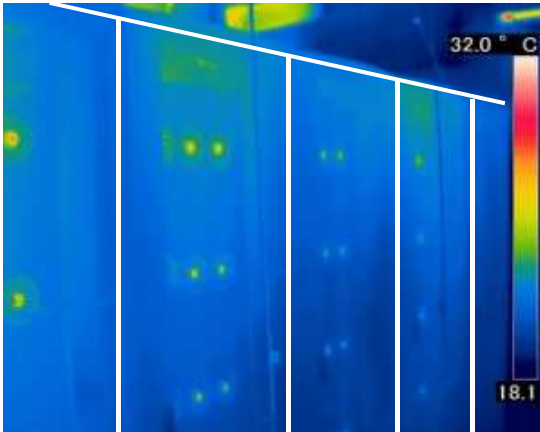
図 5 - 8 発熱密度の違いによる RCI_{hi} の変化

5. 7. 2 換気流量比が各空調気流方式に与える影響

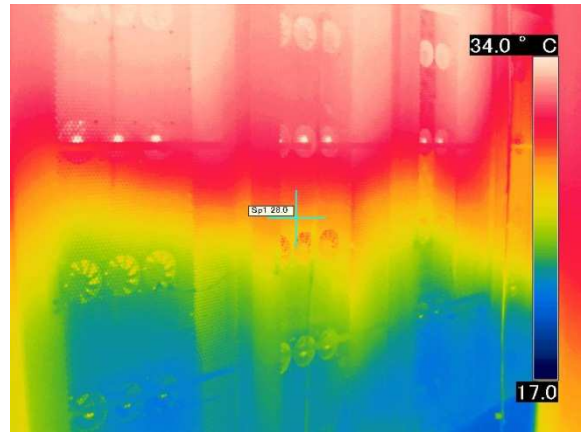
図5-9にサーモカメラにて撮影した天井吹出し方式のラック給気面温度分布，図5-10に床吹出し方式のラック給気面温度分布を示す。更に，ラック給気面温度から求めた機器吸込み温度差比の鉛直分布を図5-11に示す。(1)が天井吹出し方式，(2)が床吹出し方式である。天井吹出し方式と，床吹出し方式ともに， $\kappa_m=1.0$ の時は，機器吸込み温度差比がラック列上部で最大となった。床吹出し方式が0.73であるのに対し，天井吹出し方式では0.61となった。しかしラック列下部では，床吹出し方式では0.29，天井吹出し方式では0.20となり，大小関係が逆転した。これは，換気流量比の増加にともない，吹出し風速の増加が起こったためと考えられる。天井吹出し方式では，換気流量比が増大すると，コールドアイルに十分な冷却空気が供給される。ラック列全体の高さで機器吸込み温度差比が低下したと考えられる。床吹出し方式では，発熱密度の増加と同様に床面からの吹出し風速の増加にともない，冷却空気がラック列上部まで到達するため，ラック列上部で機器吸込み温度差比が低下したと思われる。しかしながらラック列下部では，吹出し風速の増加によって，誘因が発生し機器吸いこみ温度差比が増大したと考えられる。

図5-12に，換気流量比を変えた場合の機器吸込み温度差比の水平分布を示す。(1)が天井吹出し方式，(2)が床吹出し方式である。天井吹出し方式では，鉛直分布と同様，ラック列全体の機器吸込み温度差比が低下した。一方，床吹出し方式では，ラック列中央部では換気流量比の増加によって機器吸込み温度差比が低下したが，ラック列端部では逆転する位置が見られた。これはラック列端部において空調給気量の増加にともなう回り込みが発生していることを示す。

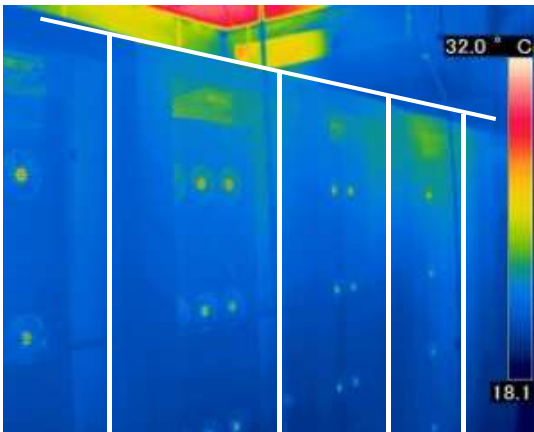
図5-13に換気流量比を変えた場合の RCI_{Hi} を示す。天井吹出し方式はすべてのケースで1となった。床吹出し方式では，換気流量比の低下によって， RCI_{Hi} は低下した。換気流量比が1.0の時， RCI_{Hi} は0.6まで低下した。天井吹出し方式で換気流量比1.0と同等の RCI_{Hi} を床吹出し方式で実現するためには，換気流量比が1.4程度必要であることがわかる。



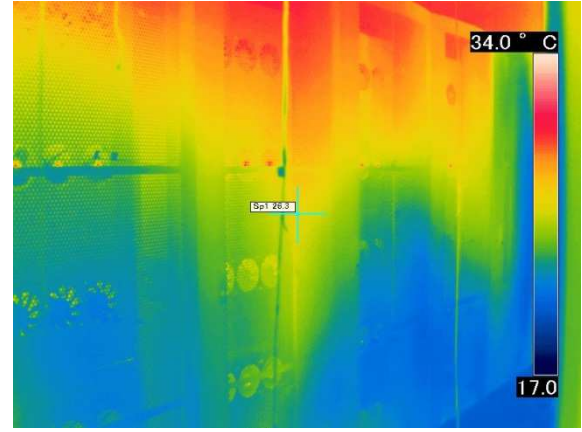
(1) $\kappa m=1.0$



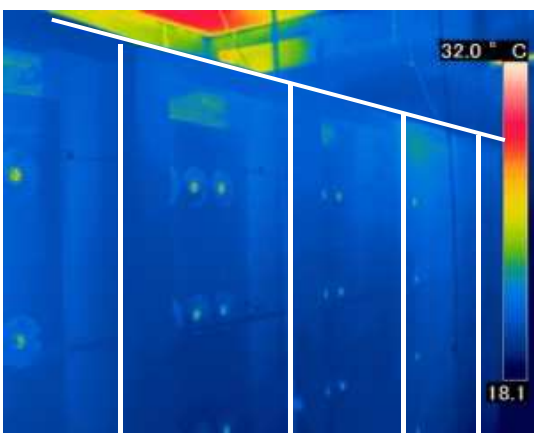
(1) $\kappa m=1.0$



(2) $\kappa m=1.2$



(2) $\kappa m=1.2$



(3) $\kappa m=1.4$



(3) $\kappa m=1.4$

図5-9 ラック給気面温度分布
(天井吹出し方式)

図5-10 ラック給気面温度
(床吹出し方式)

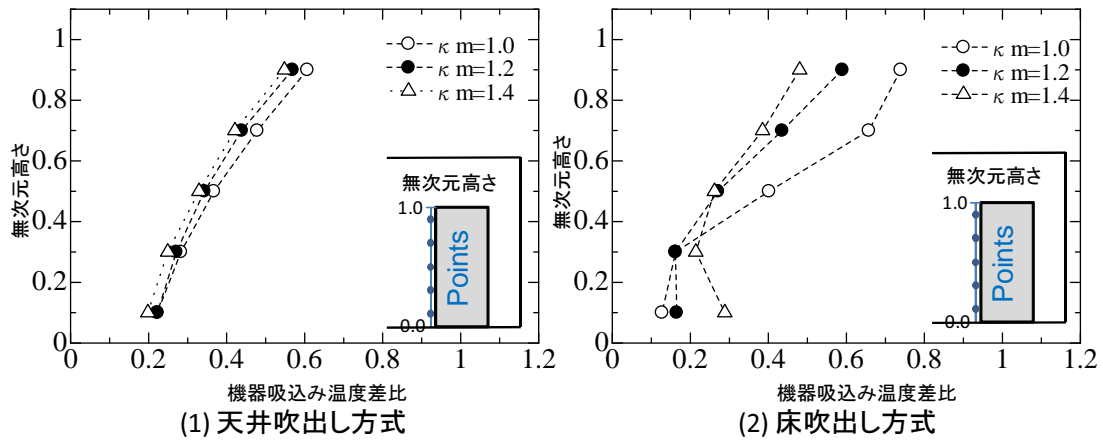


図 5-11 機器吸込み温度差比の鉛直分布 (換気流量比)

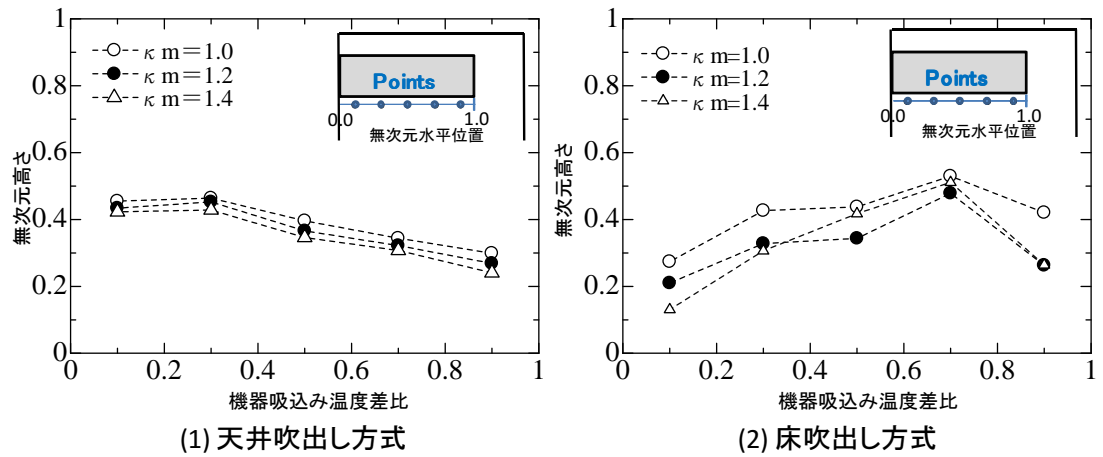


図 5-12 機器吸込み温度差比の水平分布 (換気流量比)

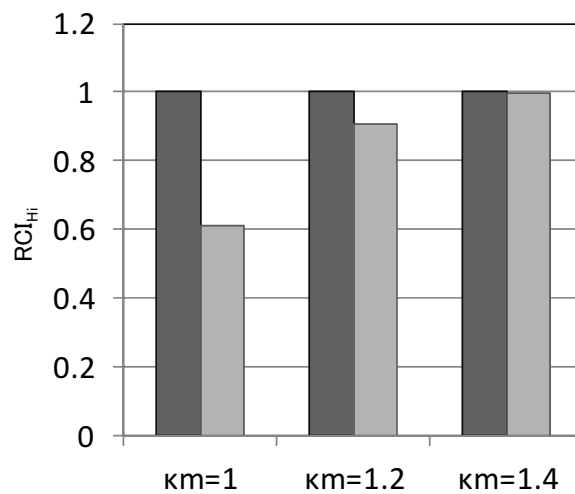


図 5-13 換気流量比の違いによる RCI_{Hi} の変化

5. 7. 3 空調給気温度が各空調気流方式に与える影響

図5-14に空調給気温度を変えた場合の機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。(1)が天井吹出し方式、(2)が床吹出し方式である。天井吹出し方式、床吹出し方式ともに若干の変動はあるものの、どの空調給気温度においても機器吸込み温度差比は大きく変化せず、変動にも一定の向が見られなかった。これは、空調給気温度が上がり、ラック給気面全体の温度が一様に上昇するためと考えられる。一様な上昇をしても各部位間の温度差は変わらないため、浮力の大きさ、流れ場は大きく変化しない。したがって、機器吸込み温度差比の定義からラック給気面の温度が無次元化されてしまうために起こる。

図5-15に、空調給気温度を変えた場合の機器吸込み温度差比の水平分布を示す。(1)が天井吹出し方式、(2)床吹出し方式である。鉛直分布同様、空調給気温度が変化しても、機器吸込み温度差比は大きく変化しなかった。

図5-16に空調給気温度を変えた場合の RCI_{Hi} を示す。また、このときのラック給気面温度分布を5-14に示す。天井吹出し方式、床吹出し方式ともに、空調給気温度の上昇に伴って RCI_{Hi} が、低下することを確認した。天井吹出し方式の場合、空調給気温度が 22°C までは、 RCI_{Hi} が0.9以上となったが、 24°C になると0.72まで低下した。一方、床吹出し方式の場合、空調給気温度が 2°C 上がることで、 RCI_{Hi} が約0.15低下した。

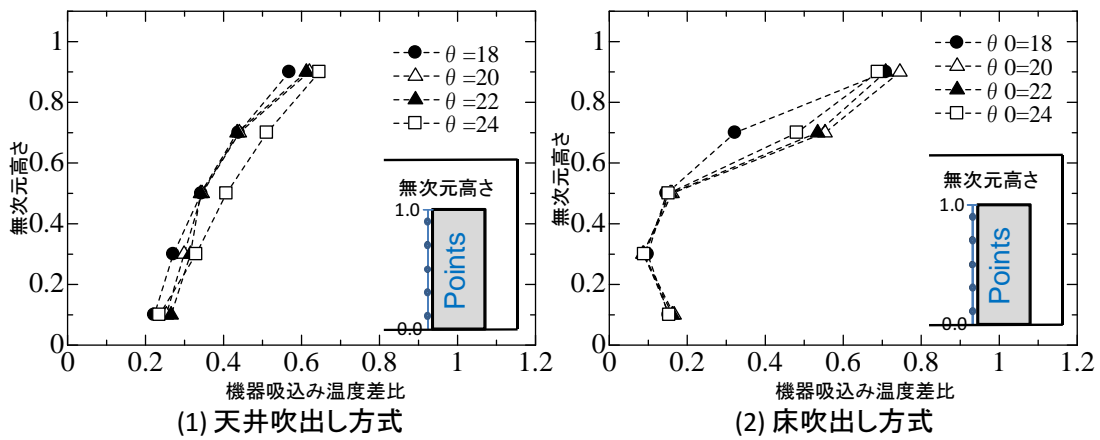


図 5 - 14 機器吸込み温度差比の鉛直分布 (空調給気温度)

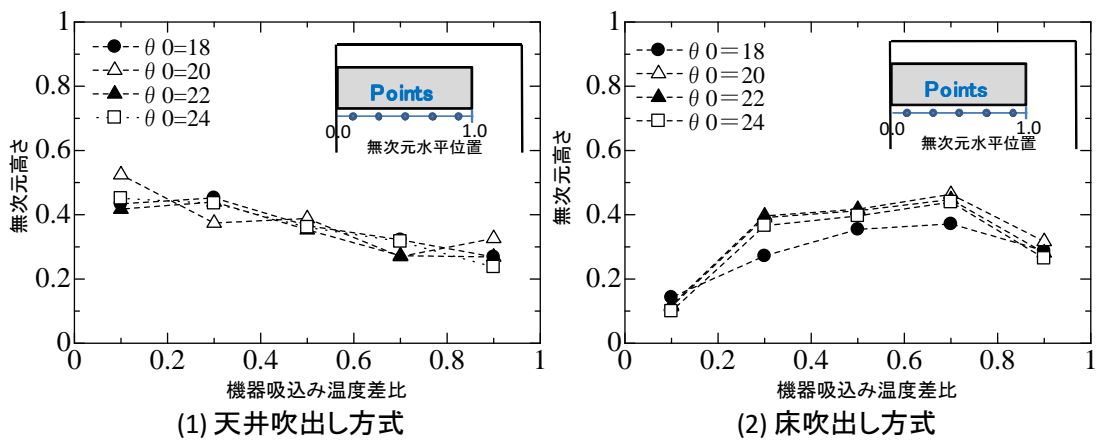


図 5 - 15 機器吸込み温度差比の水平分布 (空調給気温度)

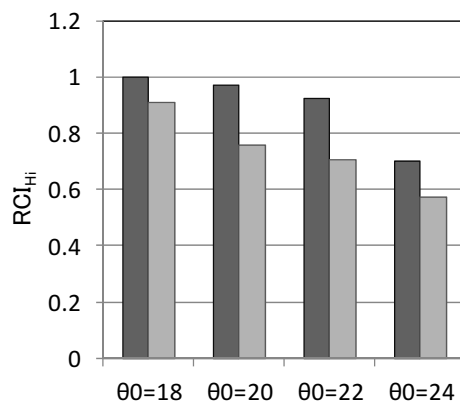


図 5 - 16 空調給気温度の違いによる RCI_{Hi} の変化

5. 7. 4 無次元垂壁長さが各空調気流方式に与える影響

図5-17に無次元垂壁長さを変えた場合の機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。(1)が天井吹出し方式、(2)が床吹出し方式である。天井吹出し方式では、無次元垂壁長さの増加により、機器吸込み温度差比が全体的に小さくなった。一方、床吹出し方式では、ラック列の上部で機器吸込み温度差比の低下が確認できた。ラック列下部から中間部にかけては無次元垂壁長さに関わらず、概ね同じ値を示した。天井吹出し方式では、垂壁によって天井から吹出した冷涼な供給空気と、ホットアイル上部空間に滞留した高温排熱の分離が進むため無次元垂壁長さの増加によって、機器吸込み温度差比が低下したと考えられる。一方、床吹出し方式では、ホットアイル上部垂壁を設置しても、垂壁のホットアイル側もコールドアイル側も高温排熱が滞留する。そのため、天井吹出し方式に比べて、ホットアイルとコールドアイルの分離が進まないと考えられる。

図5-18に、無次元垂壁長さを変えた場合の機器吸込み温度差比の水平分布を示す。(1)が天井吹出し方式、(2)が床吹出し方式である。またこの時の、天井吹出し方式における、無次元垂壁長さの違いによるラック給気面温度分布の変化を図5-18に示す。天井吹出し方式では、無次元垂壁長さの増加にともない、機器吸込み温度差比は低下した。特に、ラック列中央部は0.2以上低下したが、ラック列端部が0.05以下の低下となった。これより、天井吹出し方式において、無次元垂壁長さの増加は、ラック列中央部の機器吸込み温度差比の改善に寄与するといえる。ラック給気面温度分布をみると、無次元垂壁長さが増加することにより、ラック列中央部のラック給気面温度が低下することがわかる。しかしながらラック列端部の上部では、ラック給気面温度の上昇が確認できた。一方、床吹出し方式では、鉛直面同様、無次元垂壁長さが機器吸込み温度差比に与える影響は限定的であることを確認した。

図5-19に無次元垂壁長さを変えた場合の RCI_{Hi} を示す。天井吹出し方式では、どのケースにおいても、 RCI_{Hi} は1であった。一方、無次元垂壁長さが0.2であるときに、最小値0.72となったが、それ以外では0.91から0.95の間であった。これは無次元垂壁長さが0.2の時に、ラック端部およびラック上部の温度が他より若干高かったためと考えられる。

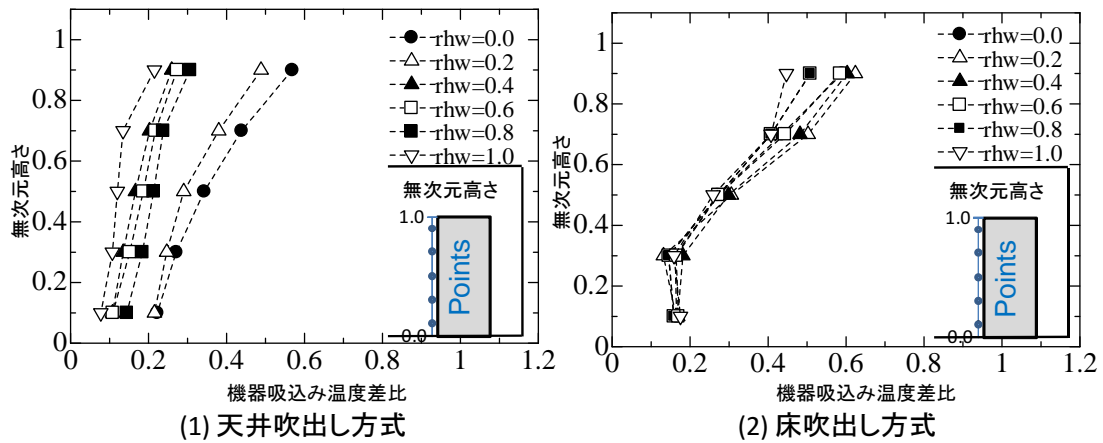


図5-17 機器吸込み温度差比の鉛直分布（無次元垂壁長さ）

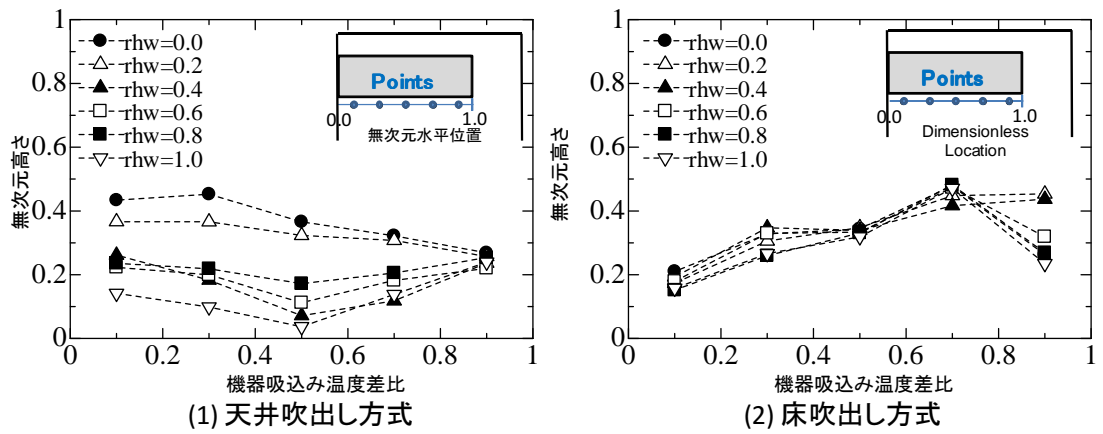


図5-18 機器吸込み温度差比の水平分布（無次元垂壁長さ）

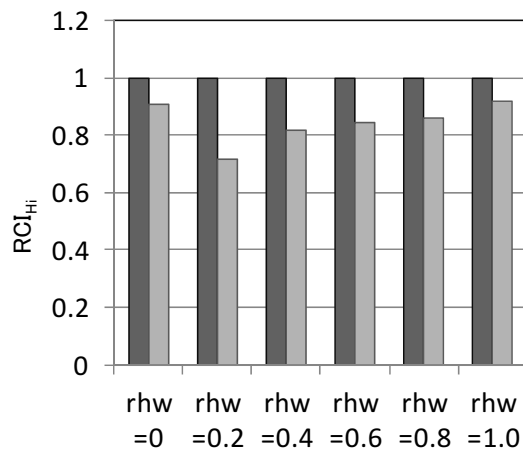
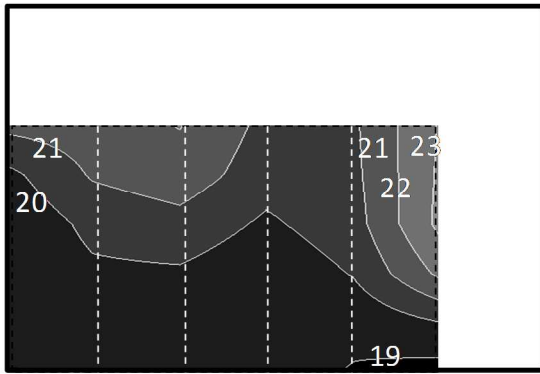
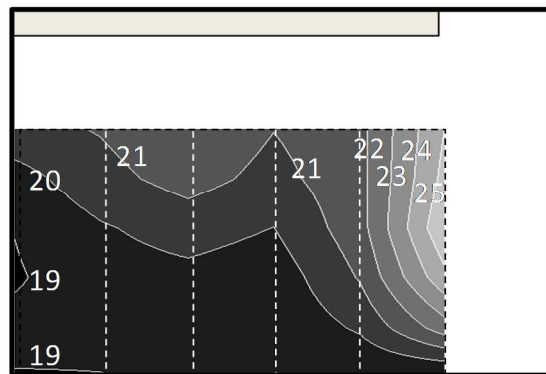


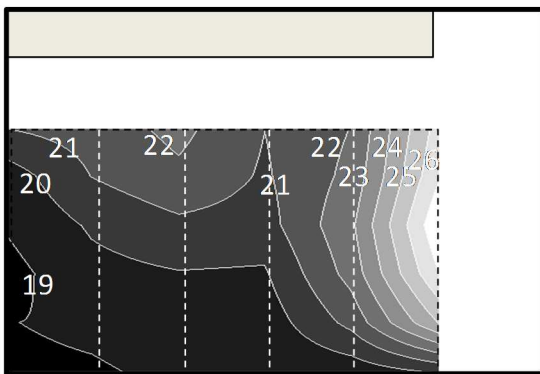
図5-19 無次元垂壁長さの違いによる RCI_{Hi} の変化



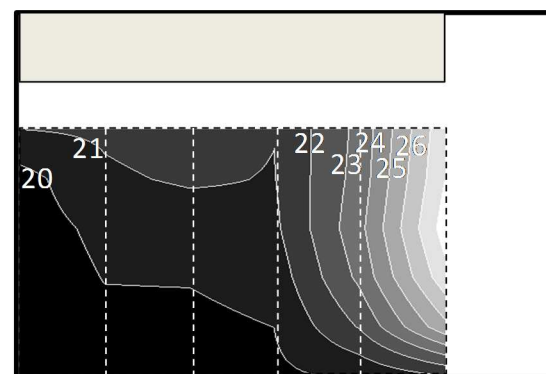
(1) 無次元垂壁長さ $r_{hw}=0.0$



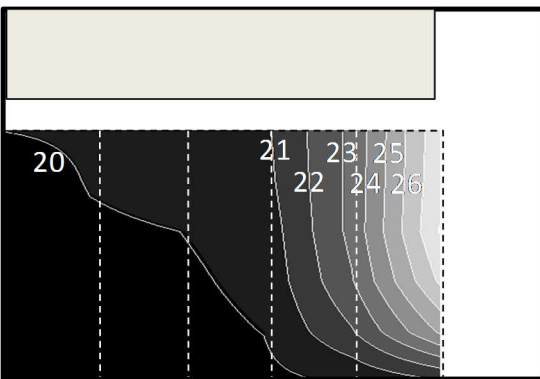
(2) 無次元垂壁長さ $r_{hw}=0.2$



(3) 無次元垂壁長さ $r_{hw}=0.4$



(4) 無次元垂壁長さ $r_{hw}=0.6$



(5) 無次元垂壁長さ $r_{hw}=0.8$

図5-20 無次元垂壁長さの違いによるラック給気面温度分布の変化
(天井吹出し方式)

5. 8 ラック列・発熱の不均一に関する検討

5. 8. 1 検討の目的

設計の上では、通常すべてのラックは埋められ整然としたラック列が形成される前提にて行われる。しかしながら、一般的にはラックに様々な種類があり、発熱の不均一、排熱方向などが異なる場合がある。加えて、運用管理上ラック列にラックの欠損が起こる場合もある。羽山らは水平方向の発熱の分布についてマハラノビスの汎距離を用いて、エネルギー効率に与える要因の把握を行った。しかしながら、鉛直方向の発熱の分布についての検討は十分でなく、浮力による影響があるためマハラノビスの汎距離が適応できるとは考えにくい。同様に、ラックの欠損に関しても一般化することが難しい。しかしながら、実大実験模型において、これらの条件を含んだ場合の検討を行うことは可能である。したがって、本項では天井吹出し方式について、以下の条件に関する検討を行う。

- ・発熱の鉛直的な分布がある場合のラック給気面温度分布
- ・ラックからの排熱方向がラック給気面温度分布に与える影響の把握
- ・ラックの欠損がある場合のラック給気面温度分布

5. 8. 2 実験ケース

表5-4と図5-21に実験ケースを示す。天井吹出し方式の垂壁なし、空調給気温度18℃、換気流量比1.1、ラックあたり発熱量は6.0[kW]のケースを基本ケースとする。ケース1シリーズは発熱の鉛直方向の偏りを検討するケースである。ラックは5つの段に分かれ、発熱の鉛直的な偏りはあるがラックあたりの発熱量は一定である。

ケース0では各段1.2[kW]の均一発熱である。ケース1-1ではラック列上部に、ケース1-2ではラック列下部に、ケース1-3では発熱を階段状に並べた。ケース2シリーズではラックからの排熱方向を変えた場合の検討を行う。ケース2-1は、ラック列側部に排熱した場合で、ケース2-2はラック列上部に排熱した場合となる。ケース3はラック列に欠損が発生した場合である。

表 5 - 4 実験ケース

ケース名	検討項目
Case0	基本ケース (空調給気温度18℃、換気流量比1.1)
Case1シリーズ	鉛直方向の発熱の偏り
Case2シリーズ	ラックからの排熱方向
Case3	ラック列のラック欠損

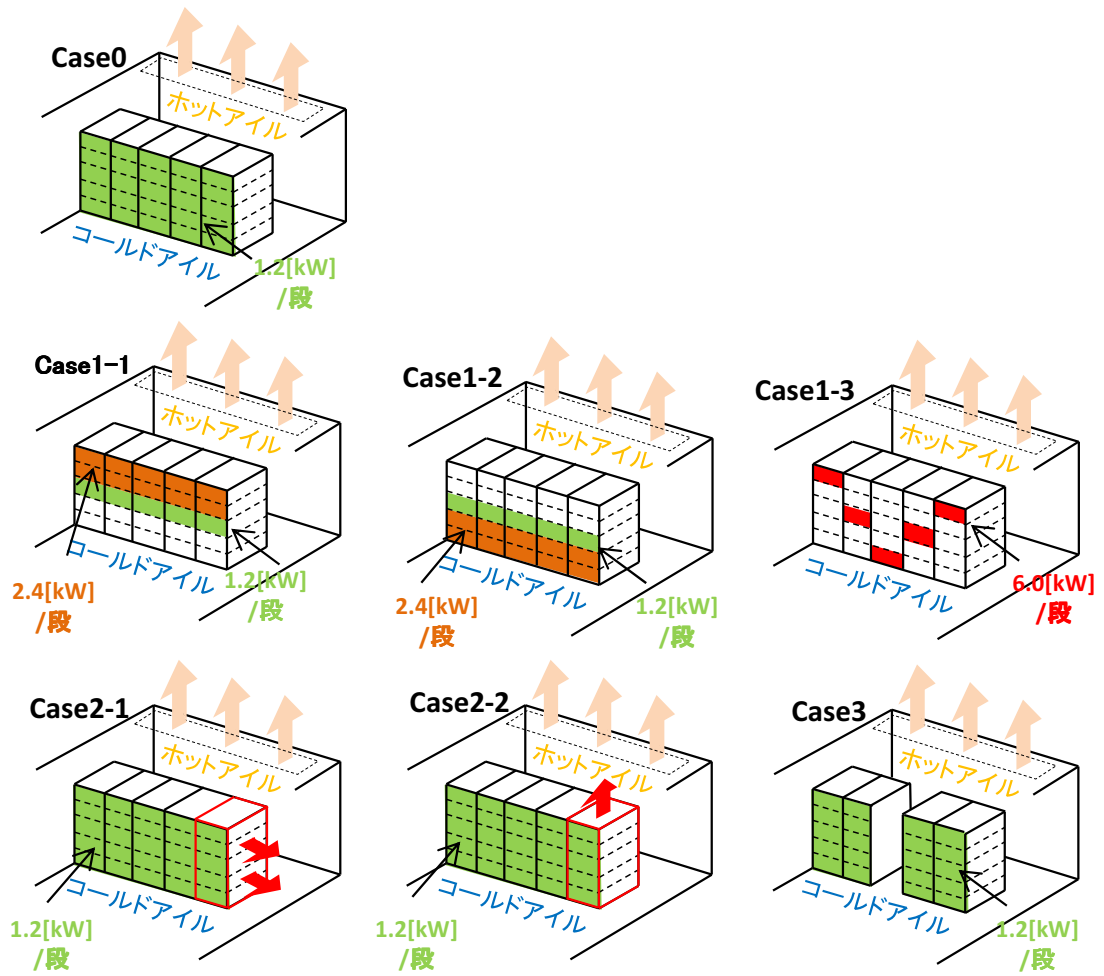


図 5 - 21 実験ケース

5. 8. 3 実験結果

(1) 発熱の鉛直的な偏りに関する検討

図5-22にラック給気面温度分布を示す。ケース0が基本ケースで均一発熱を行っているケースである。ケース1-1とケース1-2を比較すると若干ケース1-2の方ではラック列下部の温度上昇が抑えられているが、これはラック列下部にて高発熱を行っているためと考えられる。しかしながら、どのケースにおいてもラック給気面温度分布に明かな大きな違いは見られなかった。図5-23に機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。図5-22にて確認した通り、発熱の鉛直的な偏りによる影響は換気流量比などに比べると小さいことが確認できた。

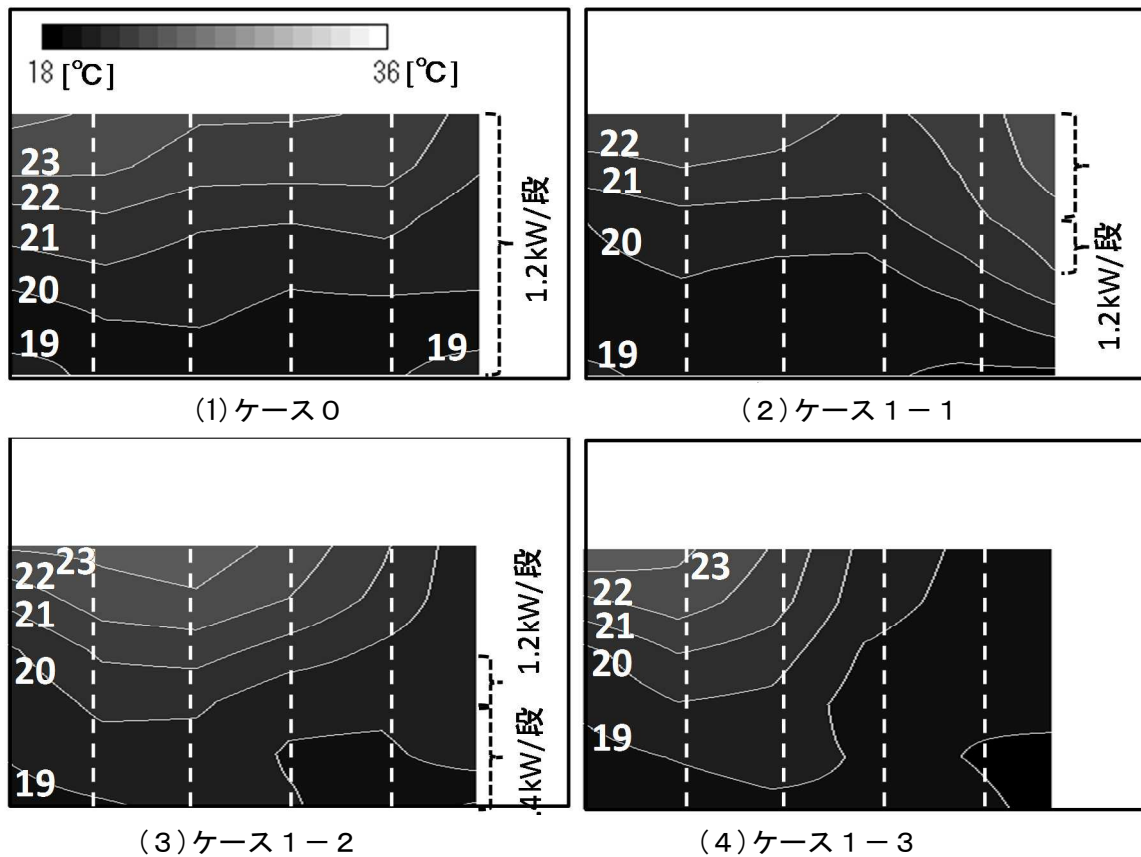


図5-22 ラック給気面温度分布

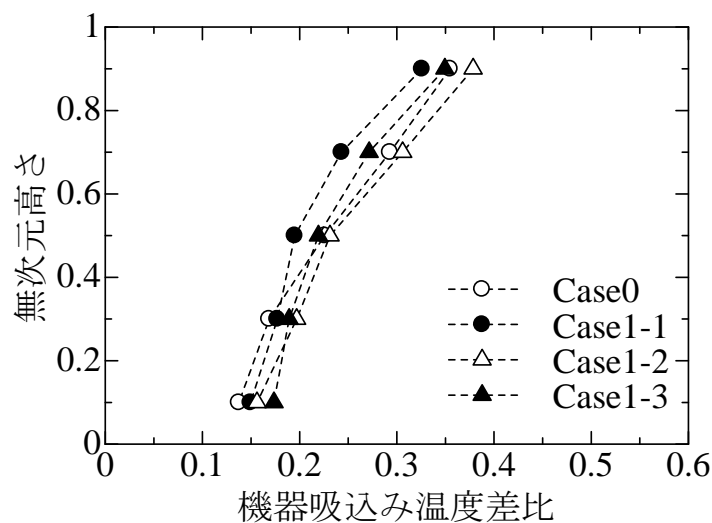


図 5-23 機器吸込み温度差比の鉛直分布

(2) ラック列の欠損・排熱向きに関する検討

図 5-24 にラックの排熱向きが異なる場合、ラック列に欠損がある場合のラック給気面温度分布を示す。排熱の向きが異なる場合においても、ラック給気面温度はおおむね同様の値を示すことを確認した。ラック列に欠損がある場合においては、ラック列の端部にてラック給気面温度が上昇したものの、ラックの欠損部周辺では顕著な温度上昇は確認できなかった。図 5-25 に高さ 1.0m における空間温度分布を示す。ラック列の欠損によってコールドアイルの温度が若干上昇し、ラック列の欠損部から冷気が流出していることが確認できる。このため、ラック給気面の温度に顕著な温度上昇がみられなかったと考えられる。図 5-26 に機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。排熱方向が異なる場合、ラック列に欠損がある場合においても、機器吸込み温度差比が大きく変化しないことを確認した。

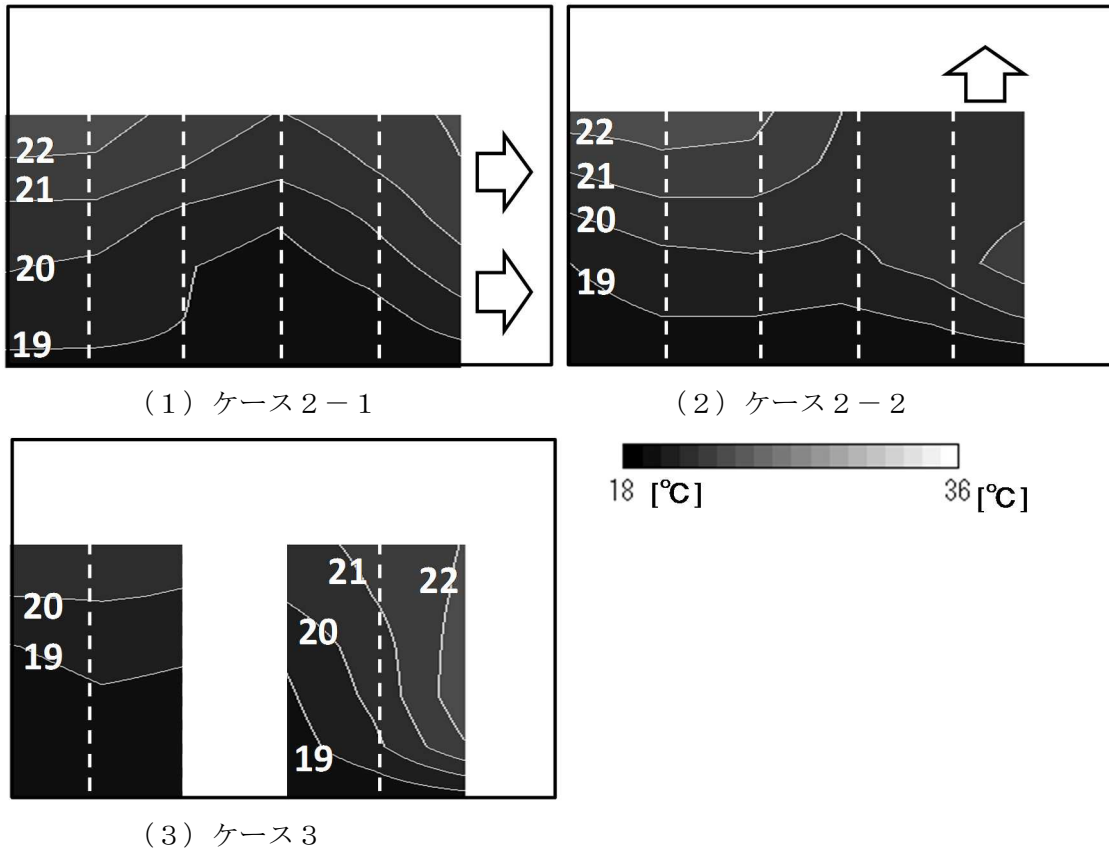


図 5-24 ラック給気面温度分布

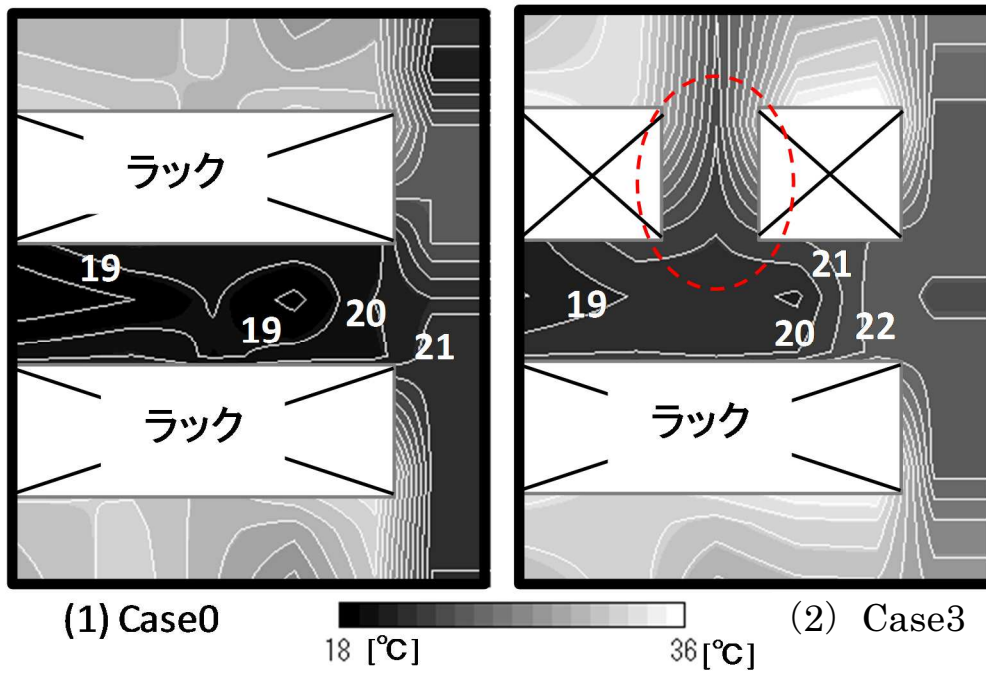


図 5-25 サーバ室の空間温度分布 (高さ 1.0m)

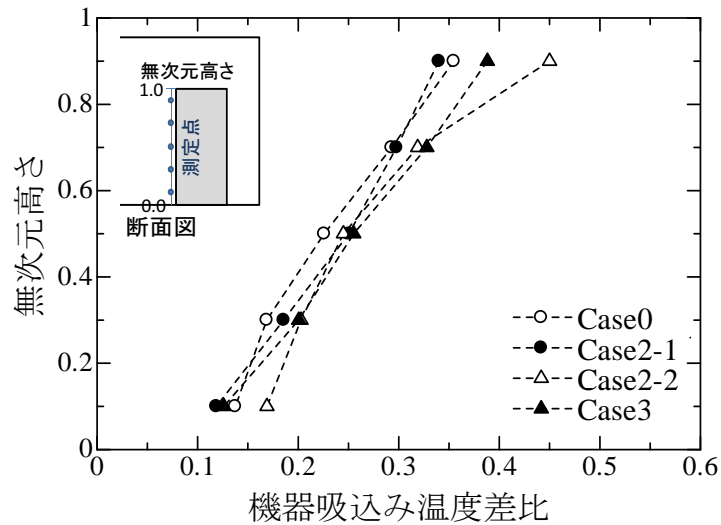


図5-26 機器吸込み温度差比の鉛直分布

5. 8 第5章のまとめ

本章では、ホットアイル・コールドアイル方式の実大実験模型を製作し、天井吹出し方式および床吹出し方式について、各種パラメータが与える影響を把握した。検討に用いたパラメータは、発熱密度、換気流量比、空調給気温度、無次元化垂壁長さである。評価は機器吸込み温度差比と RCI_{Hi} を用いて行い、実験の結果以下の知見を得た。

発熱密度

- ・発熱密度が増加するにしたがい、天井吹出し方式では機器吸込み温度差比が小さくなる一方、床吹出し方式では発熱密度の増加にともない、ラック列上部の機器吸込み温度差比が小さくなるが、ラック列下部の機器吸込み温度差比が大きくなった。
- ・天井吹出し方式、床吹出し方式ともに発熱密度の違いによる RCI_{Hi} は変化しなかった。

換気流量比

- ・床吹出し方式では、換気流量比の増大にともない、機器吸込み温度差比は、ラック列上部は低下したが、下部では逆の影響を与えた。一方、天井吹出し方式では、ラック列全体の高さで機器吸込み温度差比が低下した。
- ・天井吹出し方式はすべてのケースで RCI_{Hi} は1となったが、床吹出し方式では換気流量比の低下によって、 RCI_{Hi} は低下した。換気流量比が1.0の時、 RCI_{Hi} は0.6となった。

空調給気温度

- ・空調給気温度を増加させた場合、どちらの空調気流方式でも機器吸込み温度差比は変化しなかった。一方 RCI_{Hi} は両空調気流方式で、空調給気温度の上昇にともなって低下した。

無次元垂壁長さ

- 天井吹出し方式では，無次元垂壁長さの増加により，機器吸込み温度差比が全体的に小さくなった。一方，床吹出し方式では，ラック列の上部でのみ機器吸込み温度差比の低下が確認できた。
- 天井吹出し方式では，どのケースにおいても RCI_{Hi} は 1 であったが，床吹出し方式では，ほとんどのケースで 0.91 から 0.95 の間であった。

[第5章の参考文献]

- 1) ASHRAE, Design Considerations for Datacom Equipment Centers, 2009
- 2) ASHRAE, High Density Data Centers - Case Studies and Best Practices, 2008
- 3) ANSI/TIA, American National Standard Institute, 2005
- 4) 羽山ら, データセンターの機器冷却性能と空調効率に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第74巻, 第640号, 721-728, 2009年6月
- 5) Ratnesh K. Sherma and etc, Dimensionless Parameters for Evaluation of Thermal Design and Performance of Large-Scale Data Centers, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002
- 6) Ratnesh Sharma and etc, Dimensionless Parameter for Evaluation of Thermo-Fluid Performance of Air Conditioning and Ventilation Systems, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2006
- 7) Mugnus K. Herrlin, Rack Cooling Effectiveness in Data Centers and Telecom Central Office: The Rack Cooling Index(RCI), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering Transactions, Col.111, Part2, 2005
- 8) 日本膜構造協会, 環境に貢献する膜構造の技術開発, H19~H21,
- 9) Rasmussen N, Strategies for Deploying Blade Servers in Existing Data Centers, APC White Paper #125, 2006
http://www.makukouzou.or.jp/pages.022/pdf/003_001.pdf
- 10) Hannaford P, Ten Cooling Solutions to Support High-Density Server Deployment, APC White Paper #42, 2006
- 11) Chandrakant D. Patel, A Vision of Energy Aware Computing from Chips to Data Centers, The International Symposium on Micro-Mechanical Engineering, Dec1-3 2003
- 12) 中尾ら, 高発熱機器室用空調気流方式の研究 第1報・気流方式の比較と機器吸込み平均温度計算モデルの実験検討, 空気調和・衛生工学会論文集 No.54, 1994年2月
- 13) 諏訪好英, データセンターにおける空調気流方式の高効率化に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 76(663), 501-508, 2011年5月, 日本建築学会
- 14) 諏訪好英, 土屋貴史, データセンター向け空調気流方式の高効率化を目的とした縮小模型実験, 日本建築学会環境系論文集, 第77巻 第675号, 365-374, 2012年5月, 日本建築学会
- 15) 羽山ら, データセンターの機器冷却性能と空調効率に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第74巻, 第640号, 721-728, 2009年6月
- 16) 加藤ら, 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, 第2報 CFDに基づく局所領域の温熱環境形成寄与評価指標の開発, 空気調和・衛生工学会論文集, NO.69, 1998年4月

第6章 実大模型実験による 温熱環境と気流分布の分析

- 6. 1 はじめに
- 6. 2 実大模型実験の概要
- 6. 3 実験ケース
- 6. 4 実験結果
- 6. 5 第6章のまとめ

6. 1 はじめに

第5章では、実大模型実験を用いて、天井吹出し方式と床吹出し方式の比較および特性の把握を行った。加えて、各空調気流方式と主要パラメータが冷却特性に与える影響を確認した。第5章では、サーバ室の重要な管理項目であるために、温度分布を対象として評価を行った。しかしながら、サーバ室内の温度分布を決定付ける大きな要因に気流性状があり、この分析は非常に重要である。そこで、本章では、第5章と同じ実大実験模型を用いて、気流分布の測定を行った。主要なパラメータが、気流分布に与える影響を確認し、温度分布に与える影響を考察する。

6. 2 実大模型実験の概要

6. 2. 1 実験模型

第5章で用いた実大実験装置、模擬サーバ、空気調和設備を使用して実験を行った。

6. 2. 2 吹出し風速分布の調整

気流分布の測定を行うために、吹出し風速分布の確認と調整を行った。天井吹出し方式では、給気口上部のダクト内にダンパーを設け、給気口ごとの給気量調整を行えるようにした。写真6-1に天井吹出し方式の給気口を示す。天井吹出し方式では、高温空気を巻き込まないように拡散的な気流を形成するためにルーバー（VHS）を設置している。ルーバーは、給気口の縁では拡散するよう45度外側に向けている。床吹出し方式では、吹出し口にパンチング板（穴径7mm、開口率22.7%）を設置し、天井吹出し同様にダクト内に抵抗を設けた。写真6-2に床吹出し方式の給気口を示す。両空調気流方式において、開口での風速ができる限り均一になるよう調整を行った。



写真 6 - 1 天井吹出し方式給気口



写真 6 - 2 床吹出し方式給気口

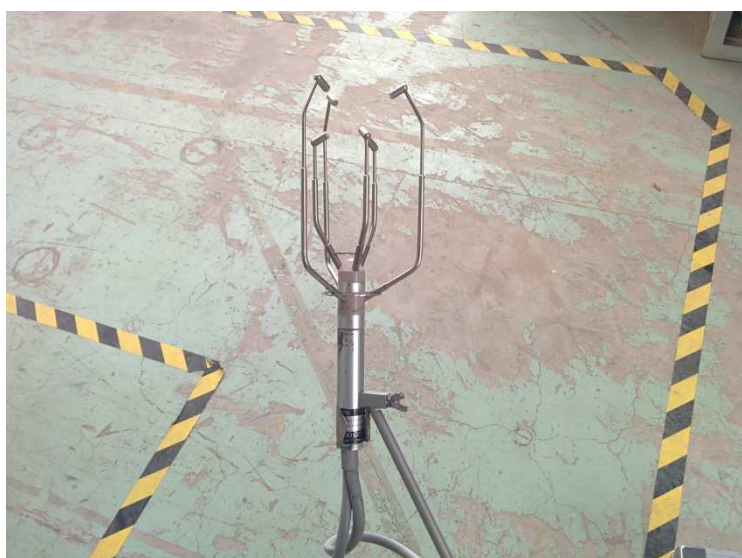
6. 2. 3 測定装置・測定手法

サーバ室内部の温度分布と気流分布の測定を行った。温度分布について、温度測定は第5章と同様に T 型熱電対の素線径 0.2mm を用いた。各部の温度が定常状態になってから、10 秒間隔で5 分間測定した。31 の瞬時値の平均値を測定値として用いた。

気流分布について、気流ベクトルはソニック製の 3 次元超音波風向風速計 WA590 を用いて測定した。写真 6 - 3 に WA590 を示す。本実験の前に、実代模型実験の最も乱れていると考えられるラック列側部にて予備実験を行い、測定時間について検討を行った。30 秒、60 秒、90 秒、120 秒、150 秒、180 秒で検討を行った結果、120 秒あれば測定結果が安定することを確認し、測定時間に採用した。



(1) 測定装置



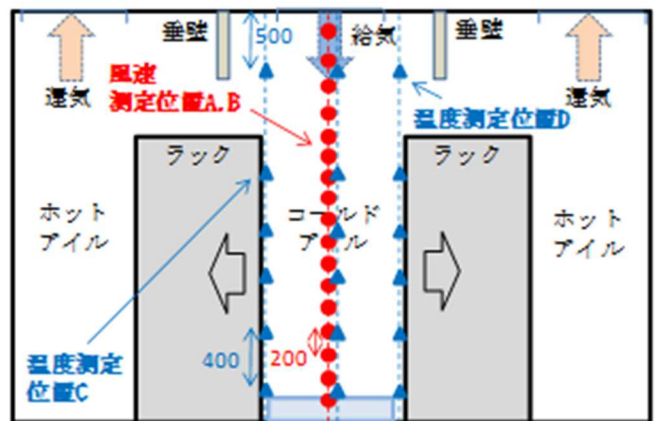
(2) プローブ

写真 6 - 3 3 次元超音波風向風速計

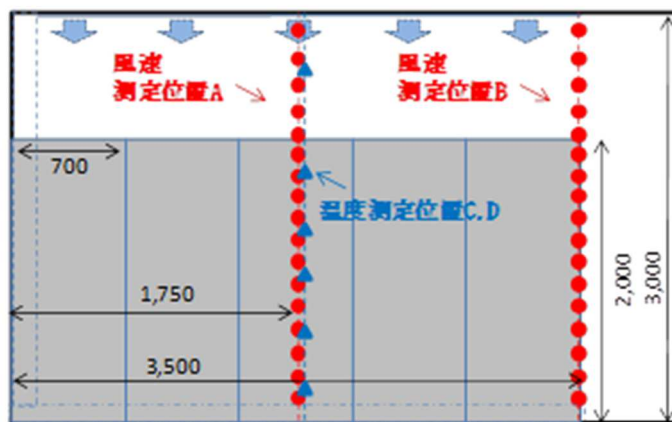
6. 2. 4 測定位置

図6-1に温度および気流の測定位置を示す。サーバの冷却は空調による供給空気により行われ、供給空気が十分にラック給気面に到達する必要がある。したがってコールドアイルにおける気流性状は、サーバへの空調空気の到達状況を決定付ける重要な要素と考えられる。そこで、両気流方式で供給空気の到達距離を把握するために、コールドアイル内のラック列中央に測定点Aを設定した。測定は鉛直方向に200mm間隔で行った。また、このときの温度分布と気流分布の関係性を把握するため、同時に温度測定位置CとDにて温度測定を行った。

第5章では、ラック列端部において、ラック列の側部からの回り込みが発生しラック給気面温度の上昇を確認した。そこで、ラック列端部を対象とした測定位置Bを設定し、同様に気流分布を測定した。



(a) 南北断面



(b) 東西断面

図6-1 気流分布測定位置 [mm]

6. 3 実験ケース

表6-1に実験ケースを示す。天井吹出し方式と床吹出し方式の2種類の気流方式を対象とした。天井吹出し方式はケース名にCを、床吹出し方式はケース名にFをつける。主要なパラメータは換気流量比，空調給気温度，無次元垂壁長さの3つである。それぞれの気流方式において，発熱密度2.4[kW/Rack]，換気流量比1.2，空調給気温度18℃，無次元垂壁長さ0.0の場合を基本ケースとした。ケース1では，換気流量比を1.0から1.4まで0.2間隔で変化させた。空調給気温度は18℃から24℃まで2℃間隔で変化させた。最後に，無次元垂壁長さを0.0から0.8まで0.2間隔で変化させた。各気流方式に10ケース，合計20ケースで検討を行った。

表6-1 実験ケース

ケース名	方式	換気流量比	空調給気温度	無次元垂壁長さ
		[-]	[℃]	[-]
ケース-C0	天井 吹出し方式	1.2	18	なし
ケース-C1シリーズ		1.0~1.4	18	なし
ケース-C2シリーズ		1.2	18~24	なし
ケース-C3シリーズ		1.2	18	0~0.8
ケース-F0	床 吹出し方式	1.2	18	なし
ケース-F1シリーズ		1.0~1.4	18	なし
ケース-F2シリーズ		1.2	18~24	なし
ケース-F3シリーズ		1.2	18	0~0.8

6. 4 実験結果

6. 4. 1 ラック列中央部における温度分布と気流分布

(1) 換気流量比の影響

図6-2に、測定位置 A における換気流量比を変化させた時の温度分布と気流分布の測定結果を示す。定量的に把握するため、図6-3、図6-4にそれぞれ、測定位置 A における温度、気流の鉛直成分の鉛直分布を示す。図6-2の床吹出し方式を見ると、ラックの半分からラック上部までの高さで、風速ベクトルがほぼ0、もしくはその向きが逆転していることを確認した。換気流量比が低下するにつれ、風速ベクトルの逆転する高さが低くなった。これにともない、換気流量比が小さくなるほど、コールドアイルの温度は上昇した。

一方、図6-2の天井吹出し方式では、ラックの半分からラック下部の高さで風速ベクトルがほぼ0、もしくはその向きが逆転した。換気流量比が低下するにしたがい風向ベクトルが逆転する高さは低くなった。コールドアイルの温度は、どの換気流量比でも安定して21℃以下となった。これは換気流量比が低いほど、供給空気が遠くまで到達することを示す。

床吹出し方式と天井吹出し方式は逆の結果となった。これは、床吹出し方式では供給空気の吹き出す方向と、冷たい空気による浮力の方向が逆である一方、天井吹き出し方式では、供給空気の吹き出す方向と、冷たい空気による浮力の方向が同じ方向であるためと考えられる。天井吹出し方式では換気流量比が大きくなると、床まで到達する供給空気が増加し、ラック下部にたまるため逆転高さが高くなったと考えられる。

図6-3、図6-4でも同様の傾向が認められる。床吹出し方式では条件による分布の変化が大きいのにに対し、天井吹出し方式では安定した分布を示した。また、床吹出し方式で大きな上下温度差を示したのに対し、天井吹出し方式では鉛直方向にほぼ均一な温度が得られた。

図6-4のグラフにおいて、正の値を示す領域は上昇流が存在することを、負の領域は下降流が存在することを示している。天井吹出し方式では、気流の鉛直方向が負の値の時、給気口からの下降流が発生していることを示す。図6-2で確認したとおり、高さ1.0～1.4mにて、気流の鉛直成分の正負が逆転した。換気流量比が大きくなると、逆転高さが高くなるが、天井吹出し方式の場合、コールドアイルの下面は床面であり、周囲に比較的冷涼な空気が溜まっているため、高温空気が混入する割合は低い。更にコールドアイル内の移流成分により供給空気直が直接供給されない領域においても、浮力および混合拡散によって徐々に冷気が輸送されると考えられる。このため、図6-3に示す均一な温度分布が得られたと考えられる。

一方、床吹出し方式では高さ1.3mから1.7mの領域で風速鉛直成分の値の正負が逆転し、

その高さ以上の領域においては 0 程度または負の値となった。床面給気口からの供給空気は鉛直気流成分の正負が逆転する高さまでは到達し、移流成分により冷気を輸送する。しかし、その高さ以上の領域には浮力により高温空気が滞留しており、冷気は混合拡散により輸送されると考えられる。このため、図 6-3 に示す成層的な温度差が生じていると予想される。換気流量比を小さくすると逆転位置は低くなり、ラック列上部や側部からの回り込みが増加し、上下の温度差は大きくなると考えられる。

これはら図 6-4 に示した鉛直気流成分の分布が図 6-4 の鉛直温度分布を裏付ける結果であり、床吹出し方式、天井吹出し方式の特性を定性的に説明できると考えられる。

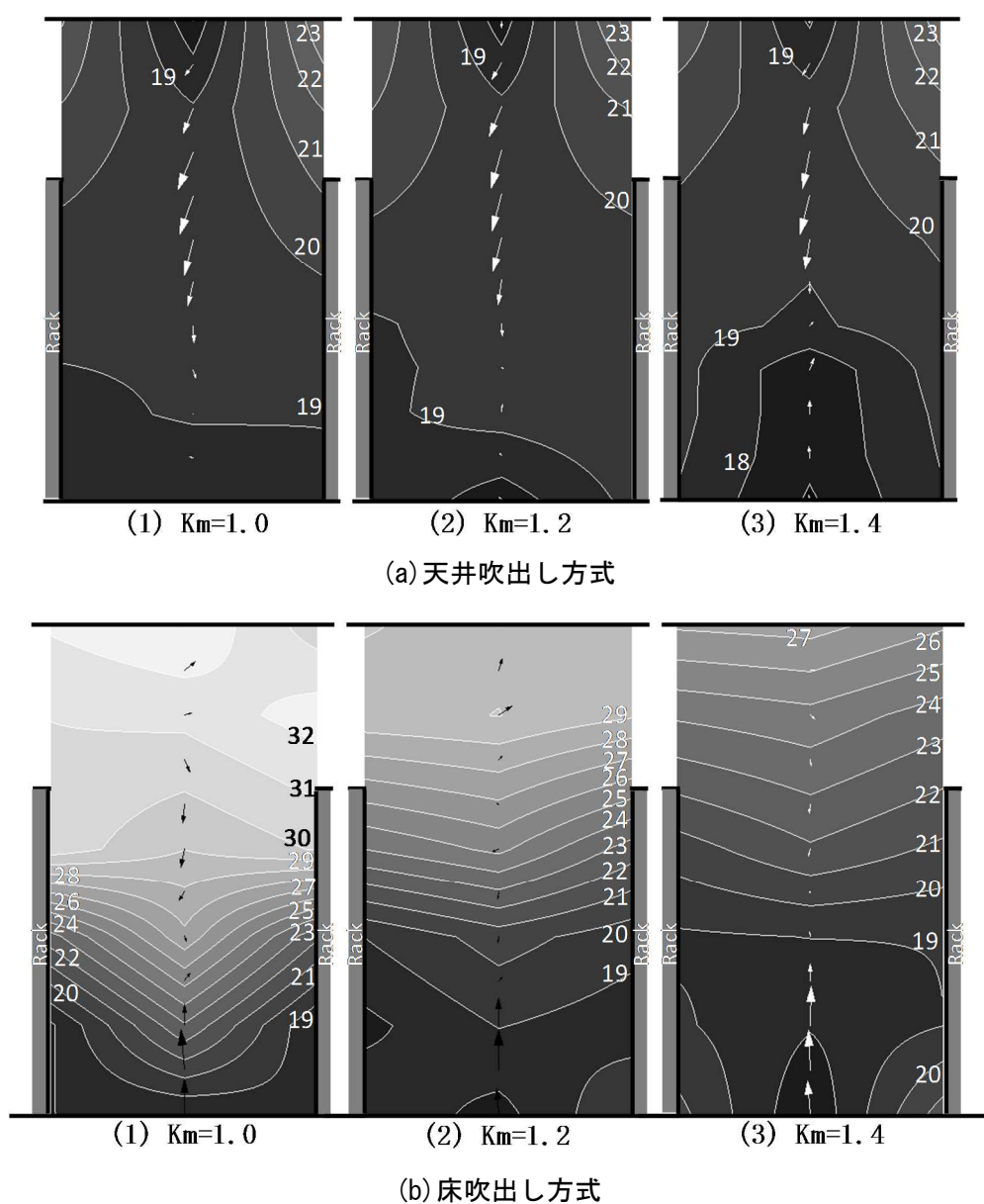


図 6-2 コールドアイル中央の温度分布と気流分布
(換気流量比を変化させた時)

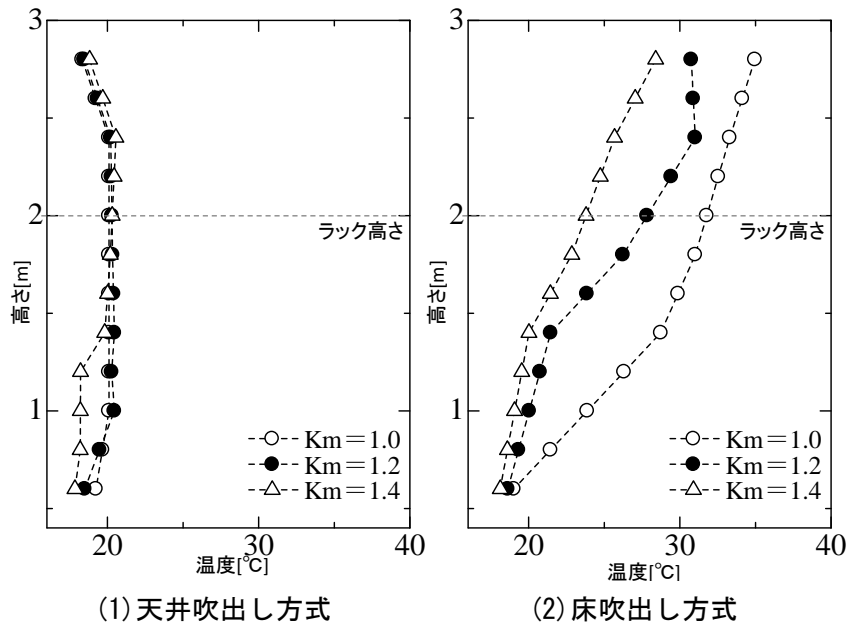


図 6 - 3 コールドアイル中央の温度の鉛直分布
(換気流量比を変化させた時)

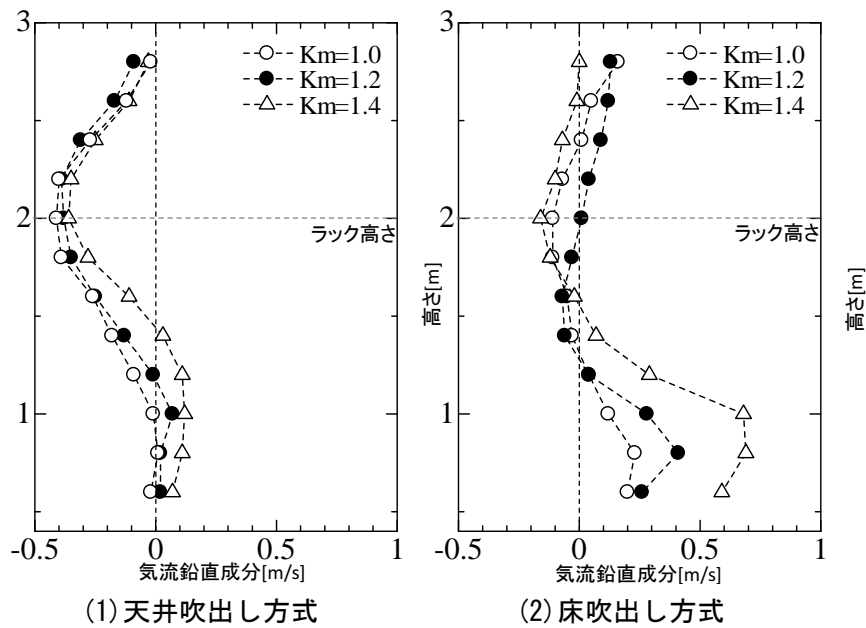
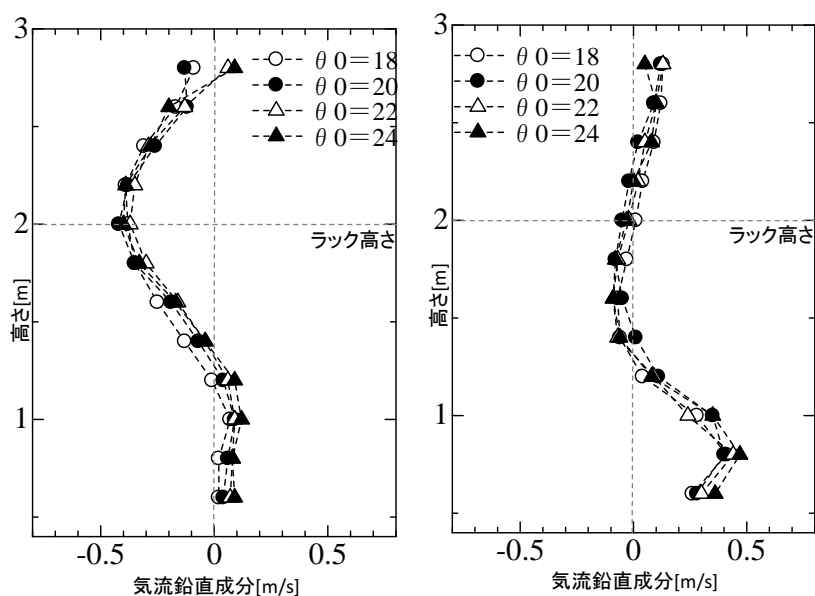


図 6 - 4 コールドアイル中央の気流鉛直成分の鉛直分布
(換気流量比を変化させた時)

(2) 空調給気温度の影響

図6-5に測定位置 A における、空調給気温度を変化させたときの気流鉛直成分の鉛直分布を示す。第4章から第5章にて確認した傾向と同様に、天井吹出し方式、床吹出し方式のいずれにおいても、空調給気温度の変化は気流分布に大きな影響を与えなかった。これは温度差に起因する浮力の大きさが気流分布に影響を与えるためと考えられる。空調給気温度を変化させても発熱量が変わらないために、コールドアイルとホットアイルの温度差は変化せず、浮力の大きさも変化しない。



(1) 天井吹出し方式

(2) 床吹出し方式

図6-5 コールドアイル中央の気流鉛直成分の鉛直分布
(空調給気温度を変化させた時)

(3) 無次元垂壁長さの影響

図6-6に測定位置 A における垂壁の条件を変化させた時の温度の鉛直分布を、また図6-7に気流の鉛直成分の鉛直分布を示す。天井吹出し方式において、無次元垂壁長さを大きくすると、コールドアイル中央の温度が若干低下する傾向を確認した。これは、垂壁によって、ラック列上部からの回り込みが減少したためと考えられる。また、無次元垂壁長さを大きくすると、気流の鉛直成分の逆転高さがわずかに変化した。しかし、無次元垂壁長さと鉛直成分の逆転高さには相関が認められなかった。

一方、床吹出し方式では、無次元垂壁長さの増減に関わらず、温度の鉛直分布に明解な変化が見られなかった。また、気流の鉛直成分についても、違いは認められなかった。一般的に、床吹出し方式ではコールドアイルまたはホットアイルを板などで物理的に分離するキャッピングが行われることが多い。キャッピングを行うと、コールドアイル内上部の温度上昇を提言することが知られている。しかしながら、本実験で行ったラック上部の部分的な遮蔽では効果が得られなかった。これは、垂壁では、サーバ室上部の高温空気がホットアイルからコールドアイル上へと移動することを十分に抑制できないためと考えられる。

天井吹出し方式と、床吹出し方式を比較すると、垂壁は床吹出し方式よりも、天井吹出し方式に大きな影響を与えた。これは、天井吹出し方式の給気口が垂壁近傍にあり、その影響を受けやすいためと考えられる。

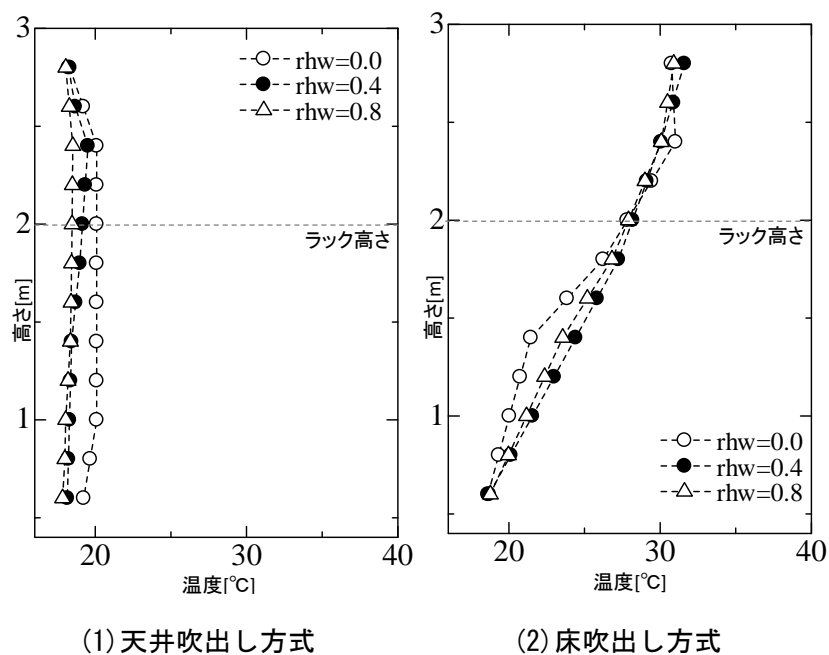
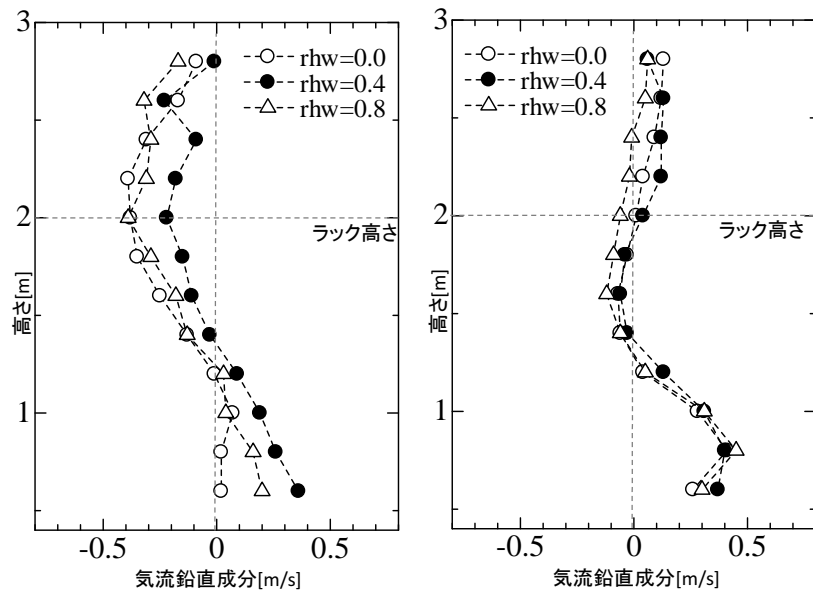


図6-6 コールドアイル中央の温度の鉛直分布
((無次元垂壁長さを変化させた時))



(1)天井吹出し方式

(2)床吹出し方式

図6-7 コールドアイル中央の気流鉛直成分の鉛直分布
(無次元垂壁長さを変化させた時)

6. 4. 2 ラック列端部における温度分布と気流分布

ホットアイル・コールドアイル方式では、ラック列のほとんどの領域において、ラック列に直交する中央で切断した二次元的な気流分布を示す。6. 4. 1ではこの2次元的な気流分布の分析を行った。しかし、第4章にて示した通り、ラック列の端部ではラック列側部より回り込む流れが発生し、ラック列中央部の気流分布とは異なる。そこで、各条件におけるラック列端部の気流分布、温度分布を測定し、換気流量比、無次元垂壁高さ等の設定条件に対する現象の違いを比較した。

(1) 換気流量比の影響

図6-8に測定位置Bにおける換気流量比を変化させた時の気流水平成分の鉛直分布を、図6-9に測定位置Bにおける気流の水平成分を示す。水平気流成分は、コールドアイルからラック列の外に流出する方向を正、コールドアイルへ流入する方向を負とした。天井吹出し方式では、ラック列の上部では、ほぼ鉛直、もしくはわずかにコールドアイルに流入する流れができていたことを確認した。供給空気は、ラック列下部で床面に衝突し、コールドアイルから流出することがわかる。換気流量比を大きくすると、ラック列の上部でわずかに流入量が増加するものの、他ではほとんど影響を受けなかった。

一方、床吹出し方式では、ラック列上部で高温空気がコールドアイルに流入し、ラック列下部でコールドアイルから流出する流れが確認された。換気流量比を大きくすると、流入空気は、より高い位置から流入することが認められた。2種類の空調気流方式を比較した結果、床吹出し方式に比べて天井吹出し方式ではコールドアイルに流入する空気が総じて少なかった。また、天井吹出し方式ではラック列端部においても換気流量比に対して気流状態が大きく変化せず、安定していることがわかった。

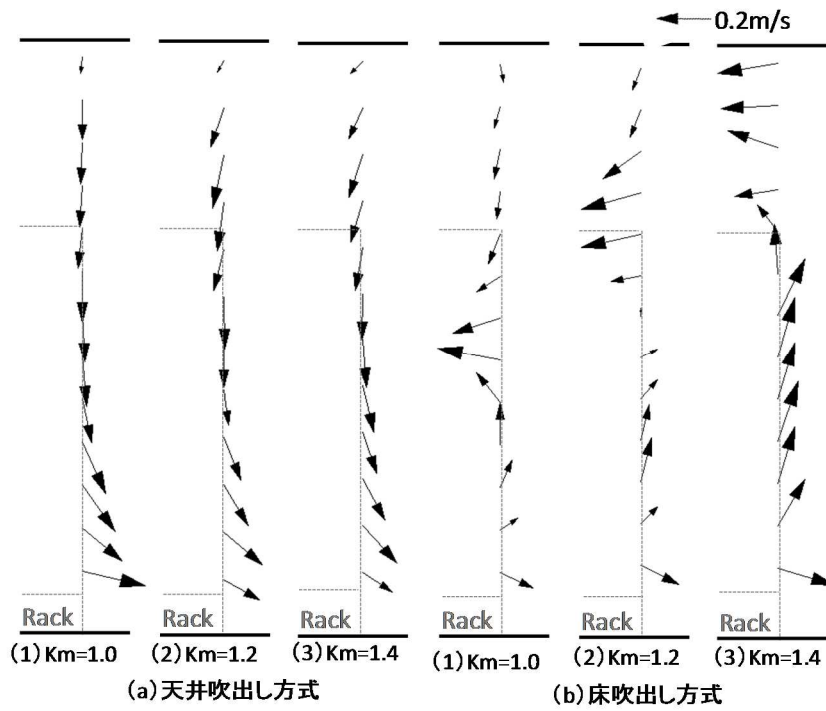


図 6-8 コールドアイル端部の気流分布
(換気流量比を変化させた時)

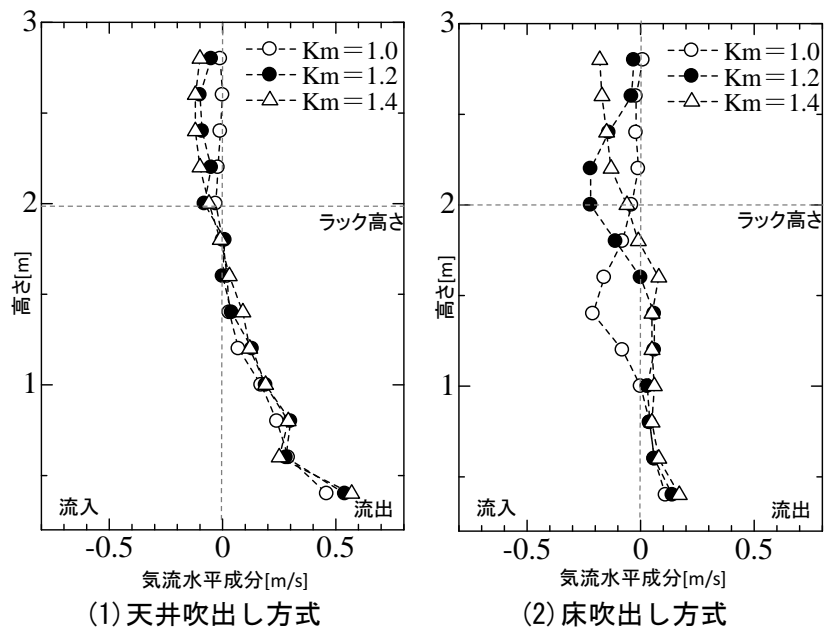
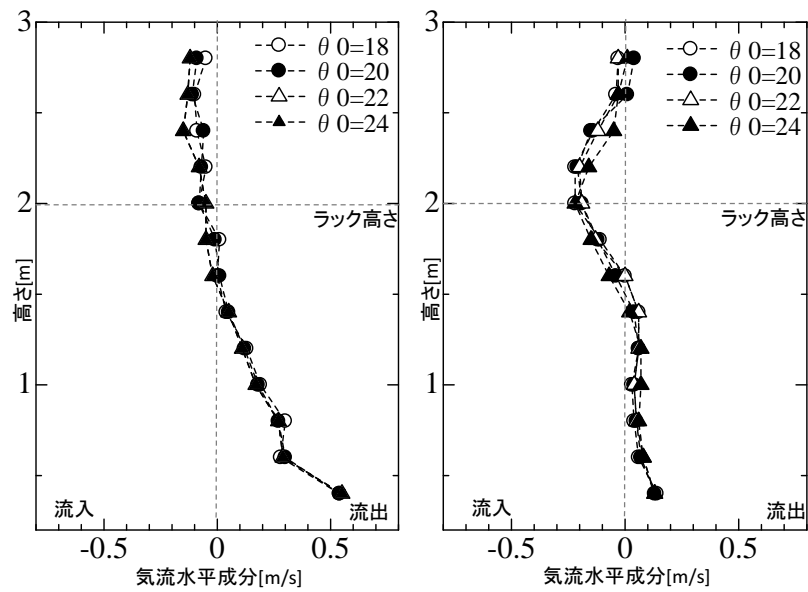


図 6-9 コールドアイル端部の気流水平成分の鉛直分布
(換気流量比を変化させた時)

(2) 空調給気温度の影響

図6-10に空調給気温度を変化させた時の測定位置にBにおける、気流水平成分の鉛直成分を示す。測定位置Aの場合と同様、気流の水平分布はほとんど変化しなかった。空調給気温度は、ラック列端部の気流分布に与えなる影響は小さいといえる。



(1) 天井吹出し方式

(2) 床吹出し方式

図6-10 コールドアイル端部の気流水平成分の鉛直分布
(空調給気温度を変化させた時)

(3) 無次元垂壁長さの影響

図6-11に測定位置Bにおける垂壁の条件を変化させた時の気流分布を、また、図6-12に気流の水平成分を示す。天井吹き出し方式では、無次元垂壁長さの増加によって、ラック列上部での吹き出し口からの下降流が若干抑制された。ラック列下部におけるコールドアイルからの流出が、換気流量比の増加にともない、増加した。このことは、天井吹き出し方式で垂壁を利用すると、ラック列端部において若干高温排熱の流入が増加することを示す。これは、第5章の温度分布の傾向を補強する結果となった。

一方、床吹き出し方式のラック列端部では、換気流量比に関わらず、ラック列下部で冷却空気が流出し、ラック列上部で高温排熱が流入する傾向を確認した。垂壁を使用した場合、しなかった場合で流入・流出気流の分布状況に違いが認められた。すなわち、ラック列上部では、垂壁によって高温空気の流入が減少し、ラック列下部では流出空気が減少した。したがって、垂壁によってラック列端部のサーバの効率的冷却は向上したと考えられる。

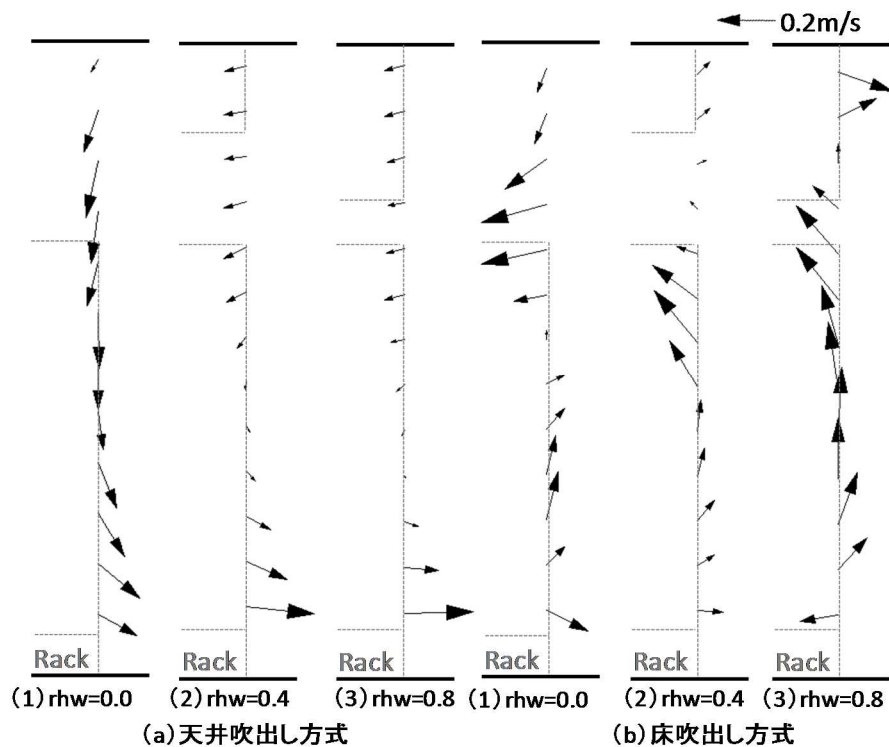


図6-11 コールドアイル端部の気流分布
(無次元垂壁長さを変化させた時)

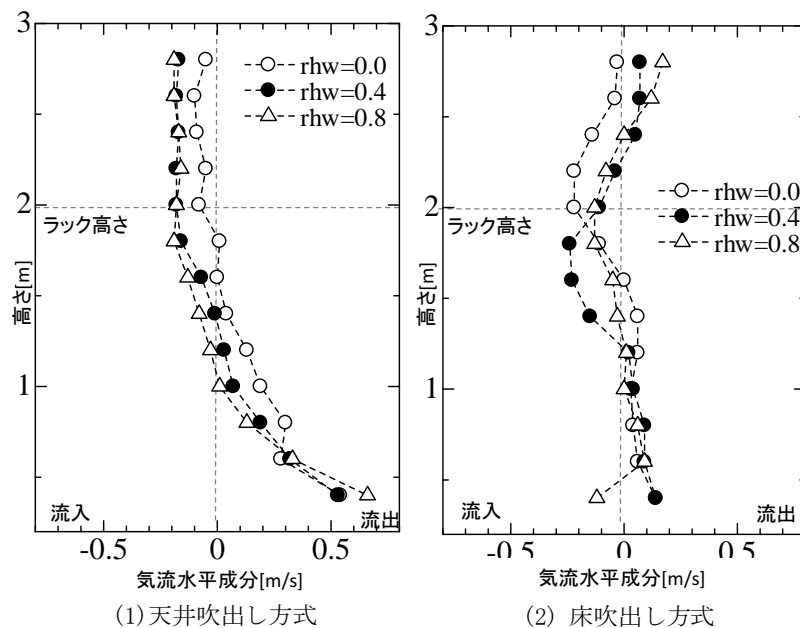


図 6-12 コールドアイル端部の気流水平成分の鉛直分布
(無次元垂壁長さを変化させた時)

6. 5 第6章のまとめ

本章では、第 5 章と同じ実大模型を利用して、サーバ室の気流分布の分析を行った。通常データセンターでは、重要な管理項目に温度が挙げられるため温度について様々な考察がなされる。しかしながら、室内の温度分布を決定付ける大きな要因に気流性状がある。そこで、主要なパラメータが、気流分布に与える影響を確認し、温度分布に与える影響を考察し、以下の知見を得た。

ラック列中央部

- 床吹出し方式では、換気流量比が低下するにつれ、供給空気の到達距離が短くなった。これにともない、コールドアイルの温度は上昇した。
- 天井吹出し方式では、換気流量比が低下するにしたがい、供給空気の到達距離が長くなった。コールドアイルの温度は、どの換気流量比でも 21℃以下となった。
- 床吹出し方式と天井吹出し方式は逆の結果となったが、これは床吹出し方式では供給空気の吹き出す方向と、冷たい空気による浮力の方向が逆である一方、天井吹き出し方式では、供給空気の吹き出す方向と、冷たい空気による浮力の方向が同じであるためと考えられる。これは、第 5 章にて確認した傾向を裏付ける結果となる。
- 垂壁は床吹出し方式よりも天井吹出し方式に大きな影響を与えた。これは、天井吹出し

方式の給気口が垂壁近傍にあり、その影響を受けやすいためと考えられる。

ラック列端部

- 天井吹き出し方式では、換気流量比を大きくすると、ラック列の上部でわずかに流入量が増加した。一方、床吹き出し方式では、換気流量比を大きくすると、流入空気はより高い位置から流入することが確認された。
- 天井吹き出し方式で垂壁を利用すると、ラック列端部において若干高温排熱の流入が増加した。一方、床吹き出し方式では、垂壁によって高温空気の流入が減少し、ラック列下部では流出空気が減少した。垂壁によってラック列端部のサーバの効率的冷却は向上したと考えられる。
- 空調給気温度は、両空調気流方式のラック列中央部、端部において、気流分布に大きな変化を与えなかった。

[第6章の参考文献]

- 1) Ratnesh K. Sherma and etc, Dimensionless Parameters for Evaluation of Thermal Design and Performance of Large-Scale Data Centers, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002
- 2) Ratnesh Sharma and etc, Dimensionless Parameter for Evaluation of Thermo-Fluid Performance of Air Conditioning and Ventilation Systems, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 2006
- 3) Magnus K. Herrlin, Rack Cooling Effectiveness in Data Centers and Telecom Central Office: The Rack Cooling Index(RCI), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering Transactions, Col.111, Part2, 2005
- 4) Rasmussen N, Strategies for Deploying Blade Servers in Existing Data Centers, APC White Paper #125, 2006
- 5) Hannaford P, Ten Cooling Solutions to Support High-Density Server Deployment, APC White Paper#42, 2006
- 6) Chandrakant D. Patel, A Vision of Energy Aware Computing from CHips to Data Centers, The International Symposium on Micro-Mechanical Engineering, Dec1-3 2003
- 7) 中尾ら, 高発熱機器室用空調気流方式の研究 第1報-気流方式の比較と機器吸込み平均温度計算モデルの実験検討, 空気調和・衛生工学会論文集 No.54, 1994年2月
- 8) 諏訪好英, データセンターにおける空調気流方式の高効率化に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 76(663), 501-508, 2011年5月, 日本建築学会
- 9) 諏訪好英, 土屋貴史, データセンター向け空調気流方式の高効率化を目的とした縮小模型実験, 日本建築学会環境系論文集, 第77巻 第675号, 365-374, 2012年5月, 日本建築学会
- 10) 羽山ら, データセンターの機器冷却性能と空調効率に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第74巻, 第640号, 721-728, 2009年6月
- 11) 加藤ら, 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, 第2報 CFDに基づく局所領域の温熱環境形成寄与評価指標の開発, 空気調和・衛生工学会論文集, NO.69, 1998年4月
- 12) 加藤ら, 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, 第2報 CFDに基づく局所領域の温熱環境形成寄与評価指標の開発, 空気調和・衛生工学会論文集, NO.69, 1998年4月
- 13) 野呂田 みゆき, 羽山 広文, 絵内 正道, 森 太郎, 木下 学, 037 データセンター用空調システムの効率決定の要因に関する研究: その2 換気流量比と室温分布の影響, 日本建築学会北海道支部研究報告集 (75), 155-158, 2002-06-29

第7章 天井吹出し方式の 実物件への適用と評価

- 7. 1 はじめに
- 7. 2 建物・設備概要
- 7. 3 給気口と還気口の検討
- 7. 4 実在データセンターでの温度測定
- 7. 5 PUE の推定
- 7. 6 第7章のまとめ

7. 1 はじめに

第4章までは、シミュレーション、縮小模型、実大模型を用いて、各空調気流方式の比較を行い、床吹出し方式、横吹出し方式に比べ、天井吹出し方式の冷却特性が優れることを示した。第5章以降にて実大実験を用いた制御パラメータの影響を把握した。本章では、天井吹出し方式の実在建物への適用を示す。適用するにあたって、セキュリティや煙感知器などの面積確保のため、天井給気口、天井還気口の面積を十分に取れない場合がある。そこで、それらの形状について検討を行った。更に、実物件を対象として実測を行い、天井吹出し方式の冷却特性を確認した。更に一般的によく用いられるPUEを推定し、通常データセンターより高効率であることを示した。

7. 2 実建物の概要

7. 2. 1 空調気流方式の選定

第2章にて、研究背景からデータセンターに望まれる性能について、以下のように整理をした。

- ・高効率である
- ・冗長性を確保することができる
- ・運用管理上キャッピングなどを設置する必要がない
- ・消火設備の設置が可能である

更に第6章までの結果から、これらの特徴を満たす方式は天井吹出し・天井吸込み方式であることを確認した。高効率である条件を満たすのは、床吹出し・天井吸込み方式のキャッピングを設けた場合も満たすが、キャッピングは設置のためにラックに触れる必要がある。加えて、セキュリティカメラの設置が増える、ガス系の消火設備を設置するとキャッピングにより空間が分断されるため、経路に工夫をする必要がある。

以上の検討から、実物件では天井吹出し・天井吸込み方式を採用することとした。

7. 2. 2 建物・設備概要

表7-1に建物緒元を示す。建物用途は事務所で、その1階にサーバ室を持ち、データセンターとして機能する。2階は事務室とUPS室、電気室などで構成される。構造種別はS造、建物規模は地上2F、搭屋1F、延床面積が約6,000㎡である。図7-1にサーバ室の平面図、立面図を示す。約33m×約50mの平面を持つ。中央で2つに分け、西側を第一期、東側を第二期として利用する。本章では、破線で囲まれている第一期の実装を対象とする。サーバ室の天井高さは2.8mであり、0.6mのOAフロアを持つ。

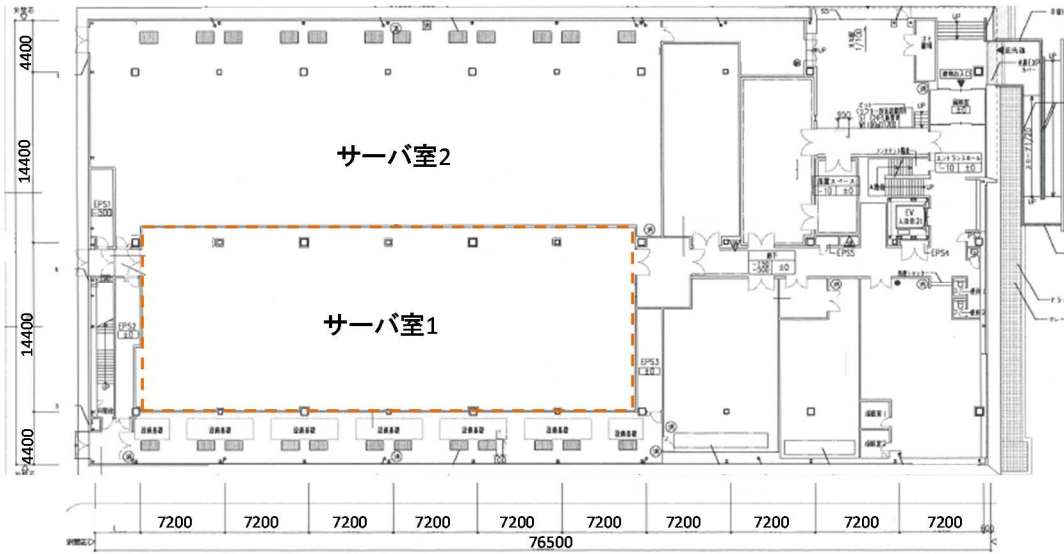
表7-2に設備概要を示す。事務室は中央空調方式、その他は空冷パッケージエアコン方式である。空冷パッケージエアコンは、空冷モジュールチラーの冷房専用タイプで、100kWタイプの5台連結ユニットを4ユニットとした。他に2次ポンプ、冷水クッションタンク、膨張タンクで構成される。空調機の制御は、空調還気口近傍に設置された温度センサから得られた温度が一定温度以下となるように行われている。

表7-1 建物概要

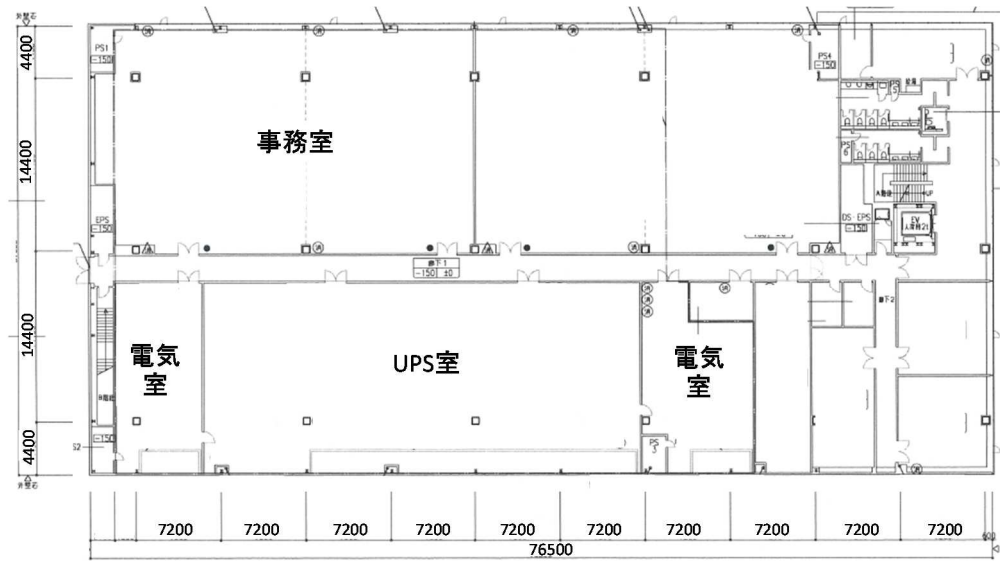
建物用途	事務所
構造種別	S造
建物規模	地上2F、搭屋1F
建築面積	2876.40㎡
延床面積	5777.74㎡

表7-2 設備概要

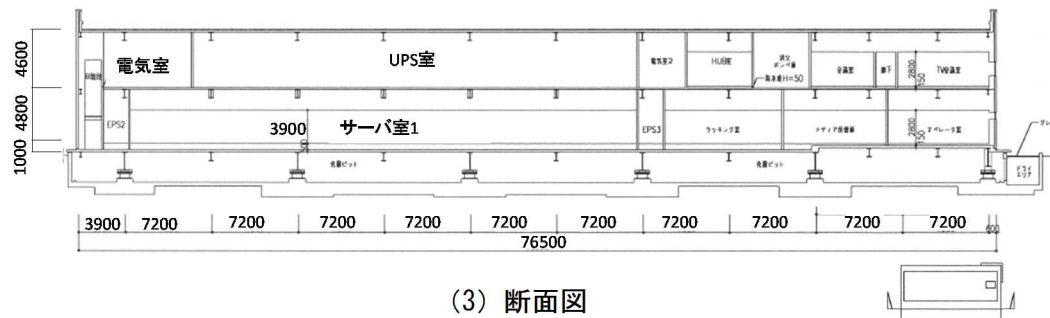
事務室	中央熱源方式
電気諸室・一般室	空冷パッケージエアコン ・空冷モジュールチラー 100kW×5連結×4ユニット ・水冷2次ポンプ 1,200L/min×3台 ・冷水クッションタンク、膨張タンク 1台



(1) 1F 平面図



(2) 2F 平面図



(3) 断面図

図 7-1 サーバ室平面図, 立面図 [mm]

7. 3 給気口と還気口の検討

7. 3. 1 検討の背景と目的

データセンターの設計において、信頼性を確保することは重要である。信頼性には、地震対策、災害対策、停電対策など種々あるが、サーバ室の設計に重要な影響を与える対策に、火災対策とセキュリティ対策がある。火災対策では、火災が起きた場合の検知対策、火災の消火対策の2つの対策がとられる。検知対策では、煙感知器の設置が行われる。

煙は通常浮力により天井面に集まる傾向があるため、煙感知器は天井面に設置されることが多い。しかしながら、天井吹出し方式では天井面に吸気口と還気口が設置される。ラック上部のスペースは空いているが、電源ケーブルや通信ケーブルが設置されることが多い。また、サーバ室内は強制対流により換気されているため、確実な動作のためには煙感知器などは還気口近傍の設置が望ましい。したがって、還気口近傍での煙感知器の設置スペースの確保をする必要がある。また、サーバ室のセキュリティ対策として、一般的に監視カメラの設置が行われる。監視カメラは各ホットアイル、コールドアイルの端、天井面に設置され、それぞれのアイルの監視を行う。したがって、天井の吸気口と還気口近傍にこれらカメラの設置スペースが必要となる。

更に、サーバ室では作業を行うための照明器具を設置する必要がある。サーバ室壁面やラック上部に設置することも可能であるが、ラック内のサーバのメンテナンスや取り換えをする際の配光を考えた場合、コールドアイル、ホットアイルの天井面に設置することが望ましい。

以上より、コールドアイル、ホットアイルの吸気口、還気口のスペースの確保が難しい場合があり、給気口・還気口の一部を照明や煙感知器、監視カメラなどに充てる必要がある場合がある。そこで、これら機器のスペースを確保しつつ、天井吹出し方式を実現するために、天井吹出し方式の吸気口と換気口の開口パターンについて数値流体解析を用いて行った。

7. 3. 2 解析モデル

図7-2に解析モデルの例を示す。計算モデルの対象は、建物のサーバ室第一期部とした。サーバ室のみを解析対象とした。すべてのラックが設置された状態を想定した。17列のラック列を設置し、コールドアイルとホットアイルを形成した。メッシュ数は、432×150×28で1,814,400メッシュである。サーバの寸法は1000mm(W)×2000mm(H)×700mm(D)で、各アイルの幅は1200mmである。

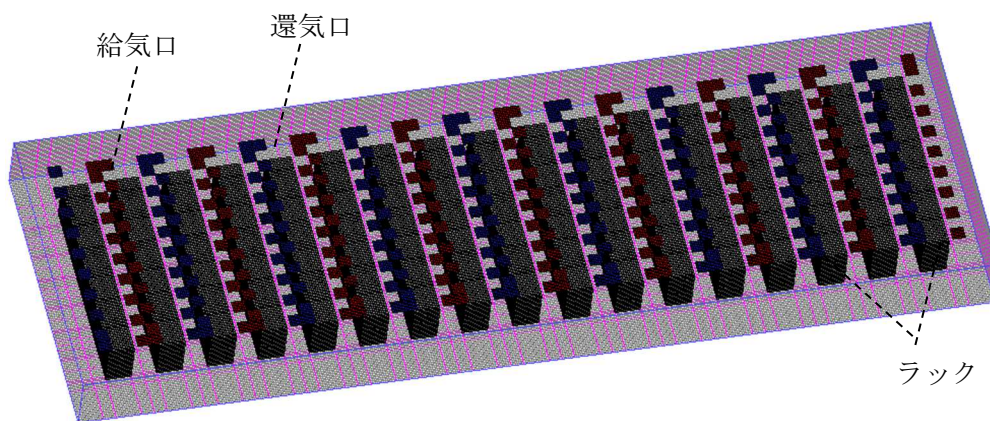


図 7-2 解析モデル

7. 3. 3 解析条件

表 7-3 に計算条件を示す。乱流モデルは標準 $k-\varepsilon$ モデル，アルゴリズムは SIMPLE 法を用いた。移流項の差分スキームは QUICK とした。

表 7-4 に境界条件を示す。ラックの発熱量は，当初の設計値である 5.9W/Rack とした。風量は検討対象ラックの平均給気面温度と平均排気面温度の温度差が 15°C となることから求めた。ラックは流入風量，流出風量を固定値で 30,498[m³/h] で与え，ラック流入温度にラックでの発熱量分を上昇温度として与えた。空調給気の合計流量は 36,598[m³/h] とした。この値は，換気流量比が 1.2 に相当する。また，乱れなどは表に示す式から求められる値とした。空調給気温度は 20°C である。これは当初の設計値である。還気口は質量保存を満たす勾配 0 とした。壁面の流れ境界は一般化壁対数則とし，熱境界は断熱とした。

表 7-3 計算条件

乱流モデル	標準 $k-\varepsilon$ モデル
アルゴリズム	SIMPLE 解法
差分スキーム	移流項：QUICK

表 7-4 境界条件

空調給気	$Q_{in}=36598[\text{m}^3/\text{h}]$ $k_{in}=3/2 \times (0.1U_{in})^2,$ $\varepsilon_{in}=C_{\mu} k_{in}^{3/2}/l_{in}$
空調給気温度	20[°C]
還気口(流出)	質量保存、勾配0
壁面	流体：一般化対数則 温度：断熱
ラック条件	発熱量 5.9 [kW/Rack] 風量 30,498 [m ³ /h]

7. 3. 4 解析ケース

解析ケースを表7-5, その開口平面図を図7-3に示す。給気口, 還気口の形状をパラメータとした。ケース1は全面吹出し, 全面吸込みの方式である。これに吹出し口を千鳥にしたケースをケース2とした。ケース3は給気口と換気口を入れ替えたケースである。ケース4は, 給気口と換気口の両方を千鳥とするケースとした。ケース5は給気口を千鳥に, 換気口を線状にしたケースとした。なお, 千鳥, 線状ともに, 開口面積は全面の半分となる。そこで千鳥および線状のケースでは, 吹出し風速を2倍とすることで, 風量が一定となるよう調整した。

表7-5 解析ケース

	給気口	還気口
ケース1	全面	全面
ケース2	千鳥	全面
ケース3	全面	千鳥
ケース4	千鳥	千鳥
ケース5	千鳥	線状

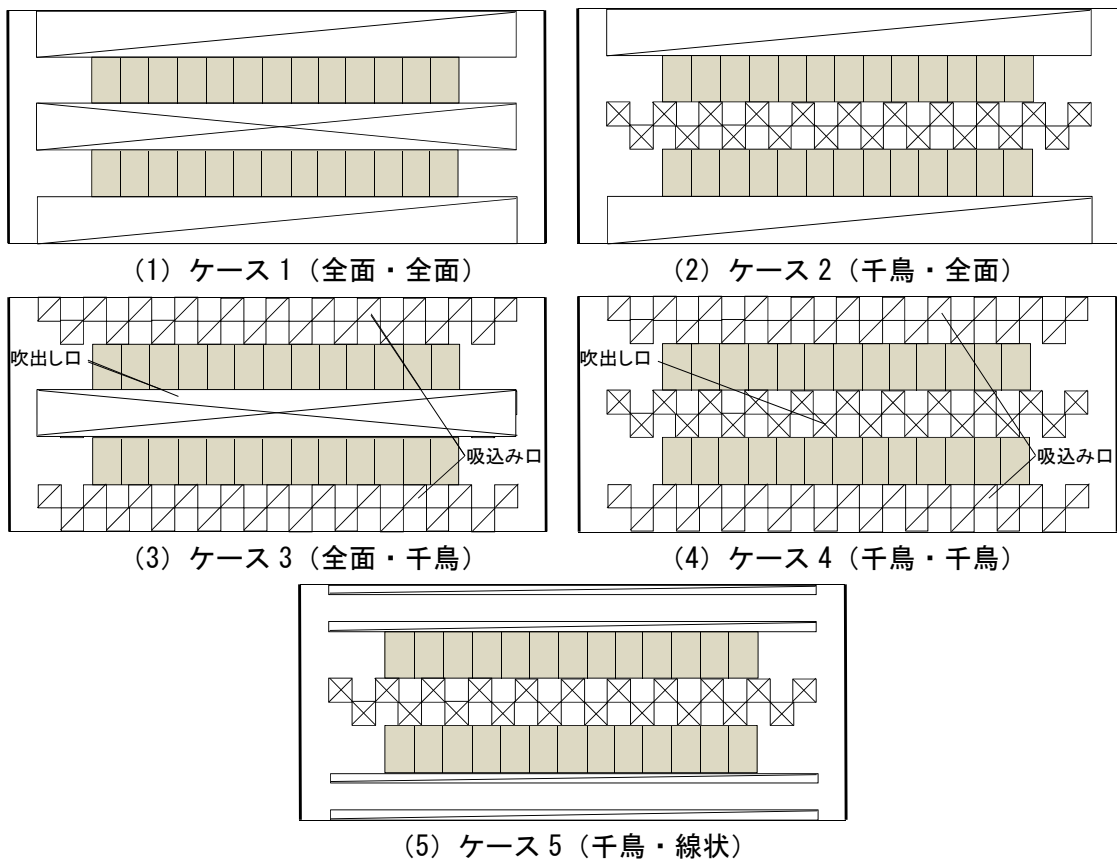


図7-3 解析ケース開口平面図

7. 3. 5 解析結果

(1) 温度水平分布

図 7-4 に温度の水平分布を示す。高さはラック列の上部の FL+1800mm である。コールドアイルの温度分布に着目する。すべてのケースの中で、ケース 1 の全面吹出し、全面吸込みが最も温度が低くなった。ホットアイルを見ると、全面で還気を行っているケースでは、局所的な上昇が発生している面積が小さく、高温のラック排気を効率的にサーバ室から排気できていることがわかる。ケース 2 とケース 3 を比べると、給気口が千鳥の場合は、吹いていない給気口の下で千鳥状に温度上昇がみられた。一方、還気口が千鳥の場合は、コールドアイルとラック列が接する部位に温度の上昇が見られた。ホットアイルは全面の方が、局所的な温度上昇を防ぐことができるため、ケース 3 の方が換気効率は良いと考えられる。しかしながらコールドアイルの上昇温度は、ケース 2 よりケース 3 の方が大きく、安定的な運用には還気口を千鳥にした方が良いことを確認した。ケース 4 の給気口、還気口両方を千鳥にした場合は、ケース 2 と同様な温度上昇の分布となった。しかし上昇温度はケース 2 より大きく、還気口であっても全面の方が望ましいと言える。ケース 5 では、ケース 4 の還気口の千鳥を線状に変更した。線状にすることで、上昇温度は小さくなった。以上のことから還気口において、千鳥よりも線状の方が望ましいことを確認した。

(2) 温度鉛直分布

図 7-5 にラック列中央部における温度の鉛直分布を示す。ケース 1 では、全面吹出し・全面吸込みであるため、コールドアイルでの回り込みがほとんど発生せず、ホットアイルでも排熱の大部分が還気口から流出していると考えられる。ケース 2 では、給気口を千鳥とした。そのため、吹き出していない給気口の下では、ホットアイル、ラック上部の熱気がコールドアイルに回り込んだ。しかしながら、ホットアイルは全面であるため、回り込みの温度はケース 3 よりも低くなった。一方、ケース 3 は還気口を千鳥にした場合であり、空いていない還気口の下ではラックからの排熱が還気口から排気されず、ラック上部へたまっていることがわかる。コールドアイルでは、給気口からの冷氣により高温排熱が直接流れ込むことを防いでいるが、一部が誘引されてラック上部の温度上昇を引き起こしている。以上のことより、コールドアイルにおいて局所的な温度上昇を防ぐためには、ホットアイルの還気口形状が重要であることを確認した。ケース 4 とケース 5 を比較すると、ホットアイルにおいて線状の方が効率的に高温排気を回収しており、局所的な温度上昇を防ぐことができた。

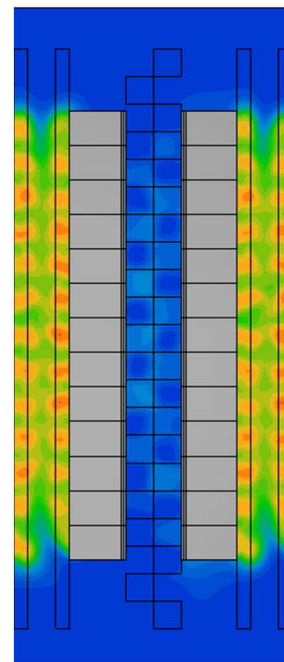
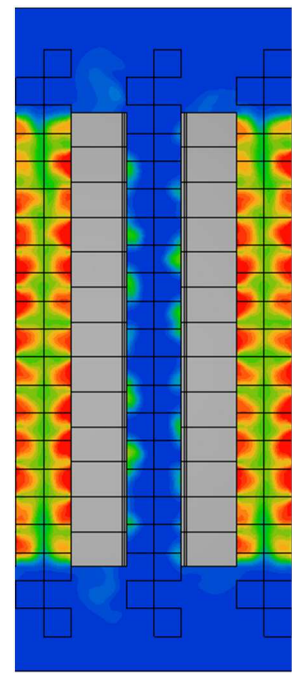
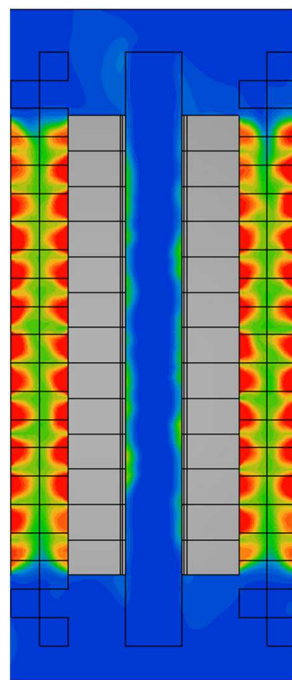
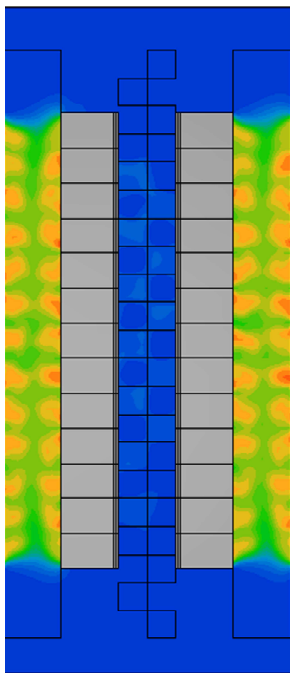
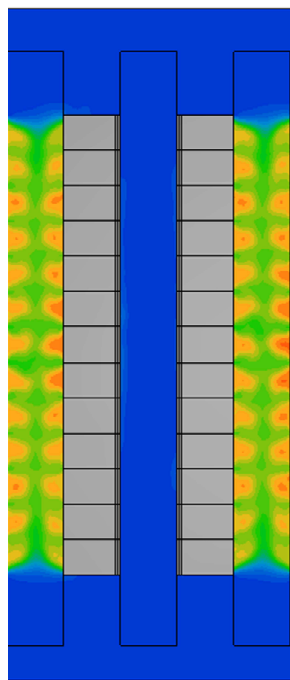
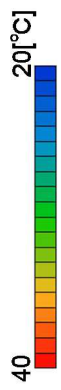


図7-4 温度水平分布 (FL+1800)

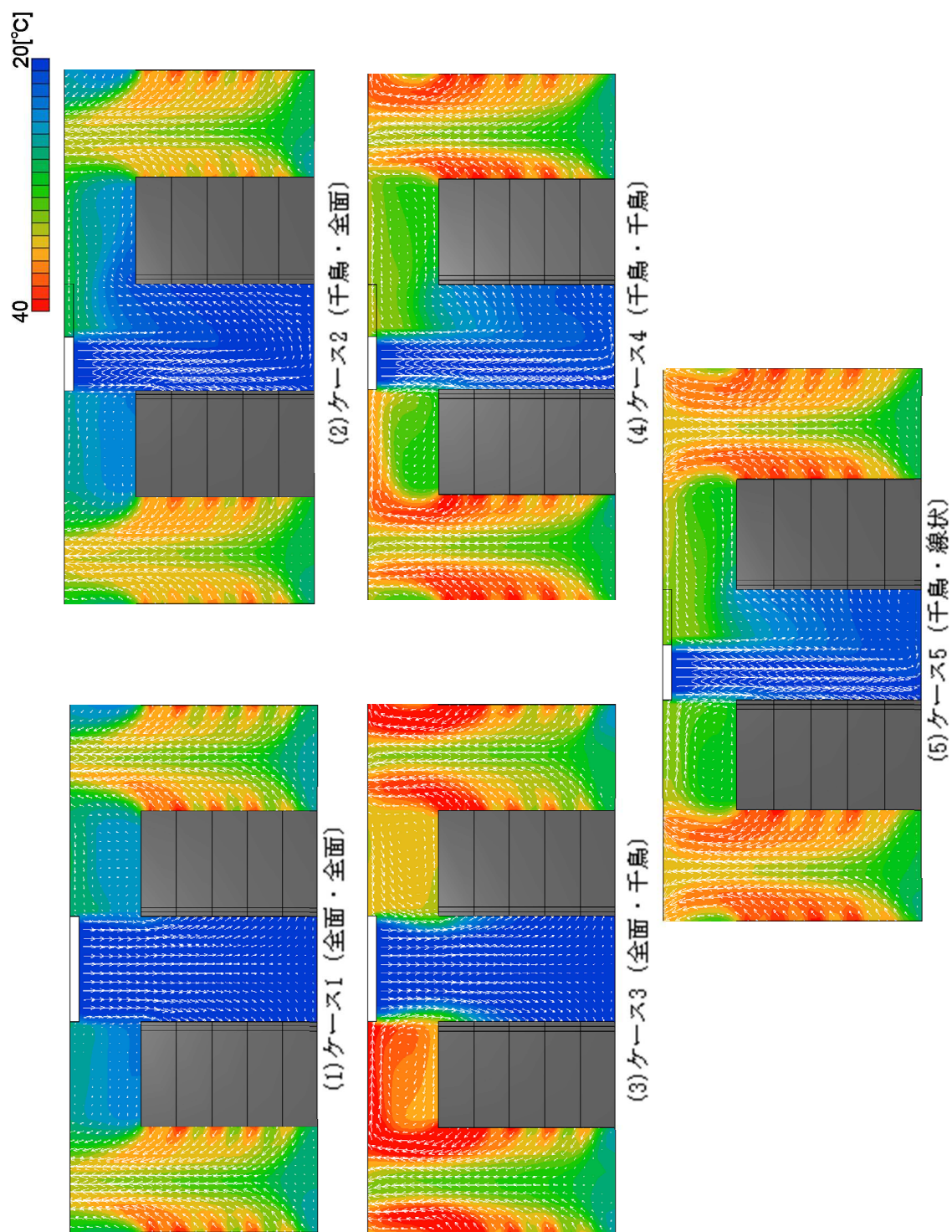


図7-5 温度鉛直分布(ラック列中央)

7. 4 実在データセンターでの温度測定

7. 4. 1 測定概要

(1) 測定概要

測定は2013年4月21日に行った。この時の空調給気温度は20℃であり、制御は還気口にて測定した温度を元に行っている。図7-6にサーバラックの実装状況を示す。サーバラックは一部のみ実装されている。実装率は約60%程度である。ラック列の一部には衝立が設置されている。

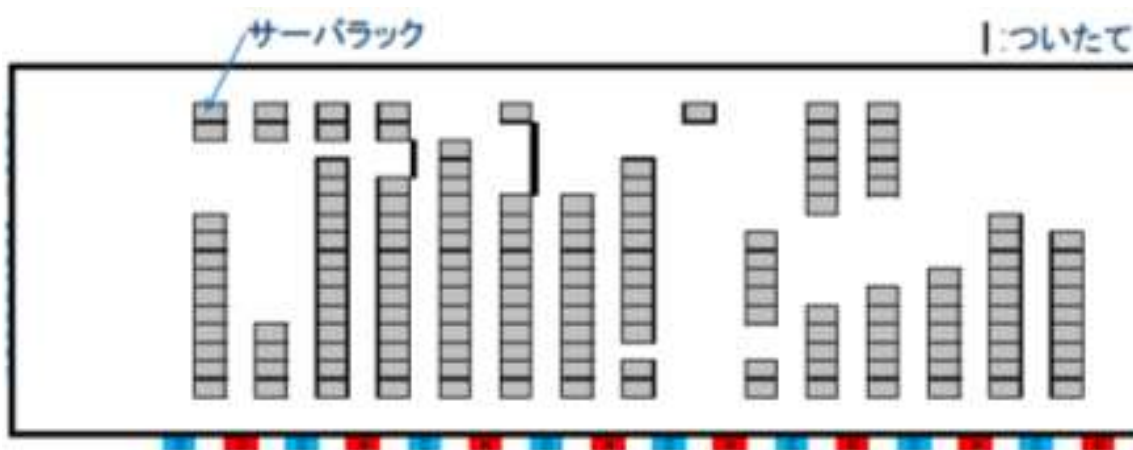


図7-6 サーバラックの実装状況

(2) 測定方法・測定位置

ラック給気面と排気面の温度分布、およびラック風量、空調給気風量の測定を行った。図7-7に各温度と風量の測定位置を示す。

温度測定は各ラックの給気面と排気面について、高さ方向に5点ずつ測定した。測定は2ラックのみを対象とした。T型熱電対の素線径0.2mmとデータロガーを用いて移動計測にて行った。ラックと同様の高さの梯子を用意し、ラック列の高さ方向に3分割する。分割された高さの中央点において熱電対を設置し、3点同時に測定できるようにした。1つのラックについて温度が安定してから30秒間測定を行い、その平均値を測定値とした。

ラック風量と、空調給気風量の測定を行った。ラック風量は、高さ方向に5分割したラック面を更に中央、右上、右下、左上、左下の5点に分割して測定した。測定には無指向性の風速計、KANOMAX クリモマスター6521を5台用いた。風速が安定してから1分間測定を行い、その平均値を測定値とした。測定値を面積積分し、ラック風量を求めた。空調給気風量は、給気ダクトの根本で面積を5分割して測定し、1分間の平均値を求めた。平均値を面積積分し風量を求めた。

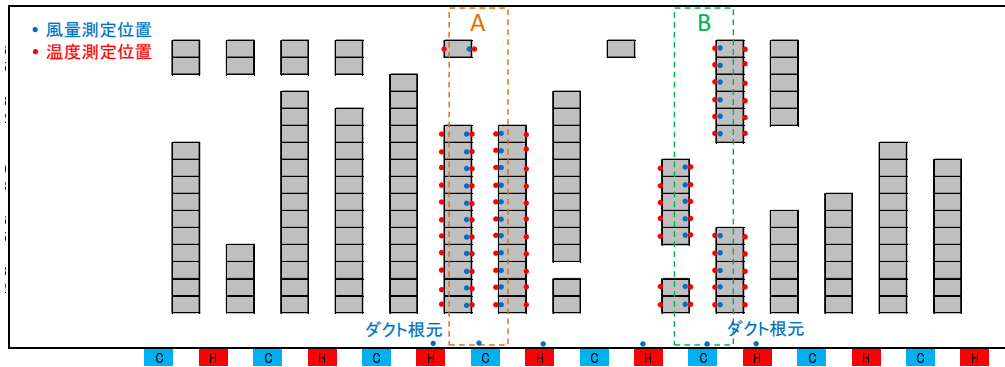


図 7-7 温度および風量測定位置

7. 4. 2 測定結果

(1) 発熱密度と換気流量比

表 7-6 に発熱密度と風量の測定結果を示す。ラック給気面と排気面の温度差，ラック風量から発熱密度を求めた。コールドアイル A の発熱密度は 2,716[W/Rack]，コールドアイル B は 2,398[W/Rack]であった。コールドアイル A のサーバ風量は 30,600[m³/ (h・ラック列)]で，コールドアイル B のサーバ風量は 16,632 [m³/ (h・ラック列)]であった。それぞれのラックに対応する空調給気風量は，コールドアイル A が 34,473[m³/ (h・ラック列)]で，コールドアイル B が 17,885[m³/ (h・ラック列)]であった。したがって，換気流量比はそれぞれ，1.12, 1.07 となった。ホットアイル上部の還気温度にて制御を行うシステムであったが，換気流量比は従来方式の一般的な値である 1.5 から 1.7 より，低い値となった。

表 7-6 発熱密度と風量の測定結果

	コールドアイルA	コールドアイルB
平均発熱密度[W/Rack]	2,716	2,398
サーバ風量[m ³ /(h・ラック列)]	30,600	16,632
空調給気風量[m ³ /(h・ラック列)]	34,473	17,855
換気流量比[-]	1.12	1.07

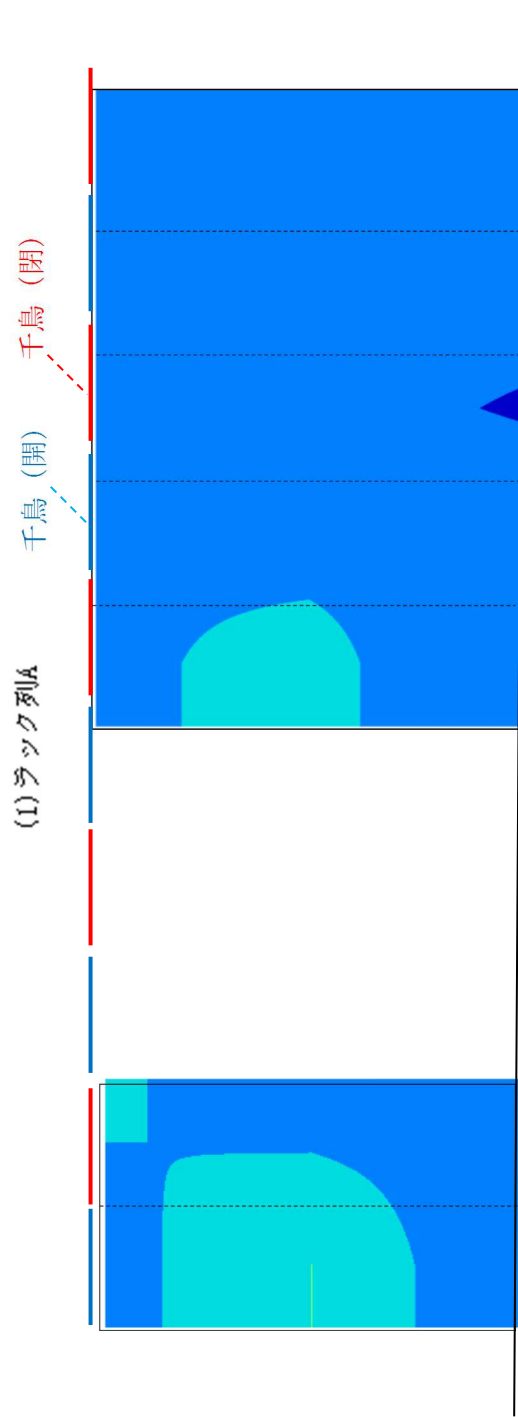
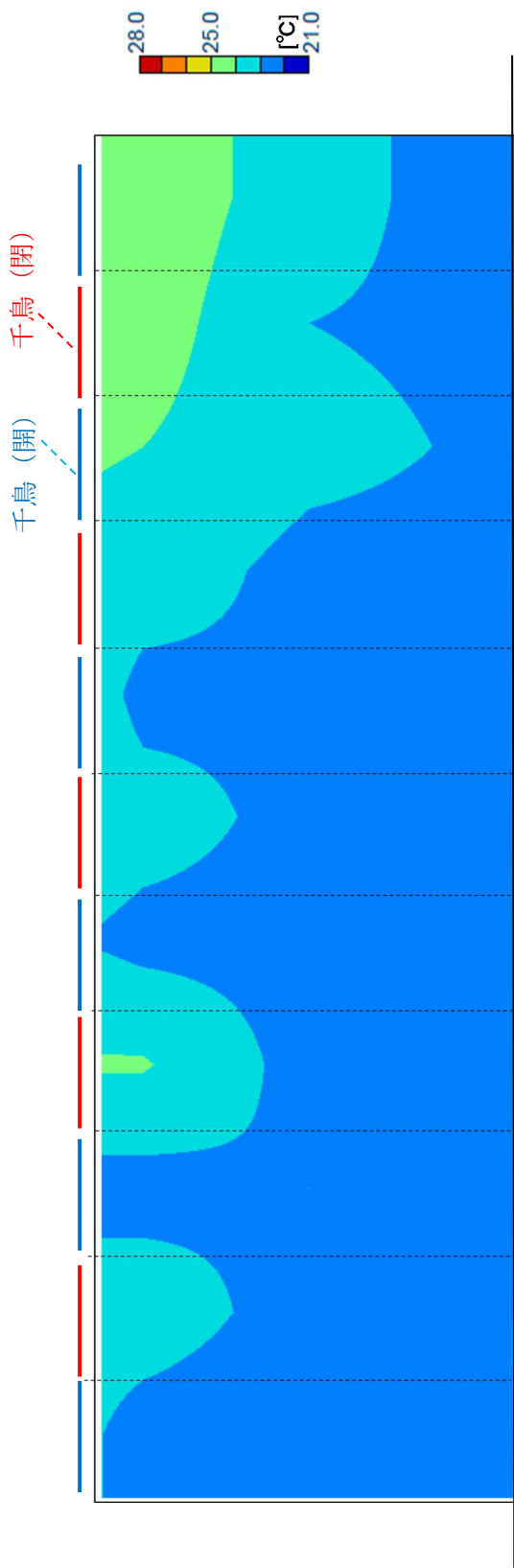


図7-8 ラック給気面温度分布

(2) ラック給気面温度分布

図7-8にコールドアイル A の右側のラック列とコールドアイル B の左側のラック列のラック給気面温度分布を示す。コールドアイル A はラックが十分に長いラック列を形成しているケースである。給気口が千鳥であるため、ラック列上部に規則的な温度上昇がみられる。上下の最大温度差は約 3.0℃となった。空調給気温度の 20℃に対し、ラック面最大温度は 24.2℃であった。コールドアイル B はラック列に欠損があるケースである。欠損がある場合においても、ラック給気面最大温度は 23.3℃であった。コールドアイル A とコールドアイル B を比較すると、コールドアイル B の方が温度は低くなった。A, B, すべての点で ASHRE の基準である 27℃を下回る温度となった。

(3) 機器吸込み温度差比

図7-9にコールドアイル A 列右とコールドアイル B 列左の機器吸込み温度差比の鉛直分布を示す。また、第5章より図5-6 機器吸込み温度差比の鉛直分布（発熱量）(1) 天井吹出し方式を再掲する。図5-6は、天井吹出し方式の実大模型実験での機器吸込み温度差比の鉛直分布である。

コールドアイル A と B を比較すると、コールドアイル A はラックの欠損がないため、B よりも機器吸込み温度差比が小さくなった。(2) では、ラック給気面温度はコールドアイル B の方が低くなったが還気温度も低いために、機器吸込み温度差比は大きくなったと考えられる。

図7-9と図5-6を比較すると、どちらのケースでも 0.2 から 0.5 程度の値を示した。また、上部に行くほど機器吸込み温度差比が大きくなる傾向も等しいことが認められる。しかしながら、コールドアイル B では、無次元高さ 0.5 での値が実大模型の結果よりも大きくなった。これらラックの欠損により、無次元高さ 0.5 近傍でのラック給気面温度が高くなったためと考えられる。したがって、実測を行ったラック列は実大模型実験とは発熱密度、発熱の偏在などの点で異なるにも関わらず、実大模型実験などで把握した機器吸込み温度差比と同じ傾向を実在サーバ室でも確認することができた。

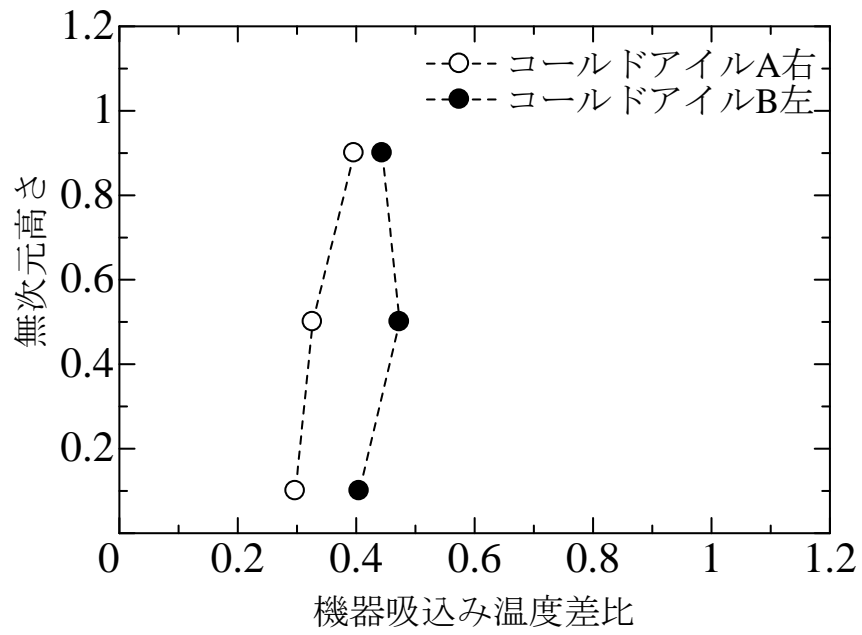


図 7-9 機器吸込み温度差比の鉛直分布

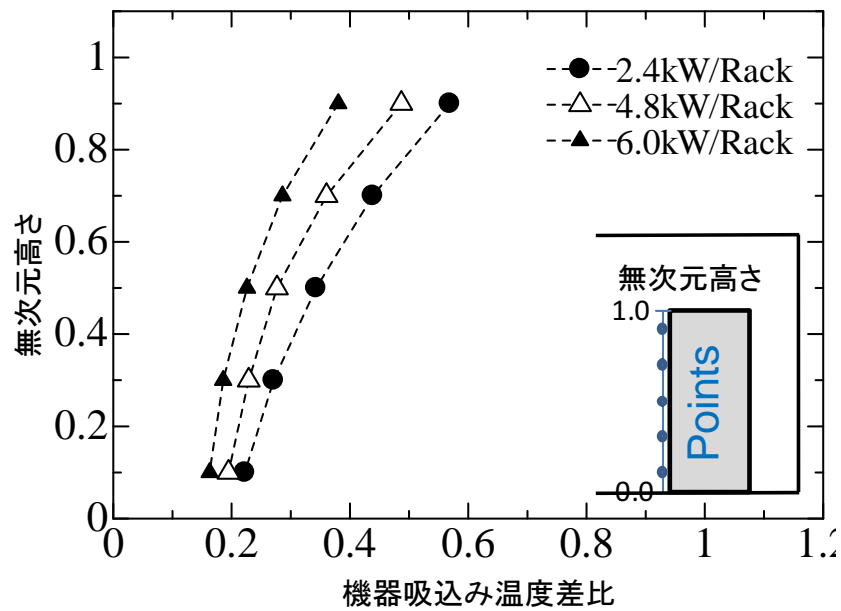


図 5-6 機器吸込み温度差比の鉛直分布 (発熱量)

(1) 天井吹出し方式 (再掲)

7. 5 PUE の推定

7. 5. 1 PUE の推定方法

(1) 推定方法の概要

PUE はデータセンターの環境性能を説明する最も重要な値である。しかしながら、データセンター全体のデータを取得することは、その秘匿性から難しい。そこで、第5章、第6章にて求めた実大模型実験での結果と、実物件での実測結果をもとに実物件におけるPUEの推定を行う。

図7-10にPUEの推定方法を示す。基本的に、実大模型実験と実物件での冷却特性がほぼ等しいことをから、実大模型実験の消費電力を実物件へと換算し、PUEの算出を行う。

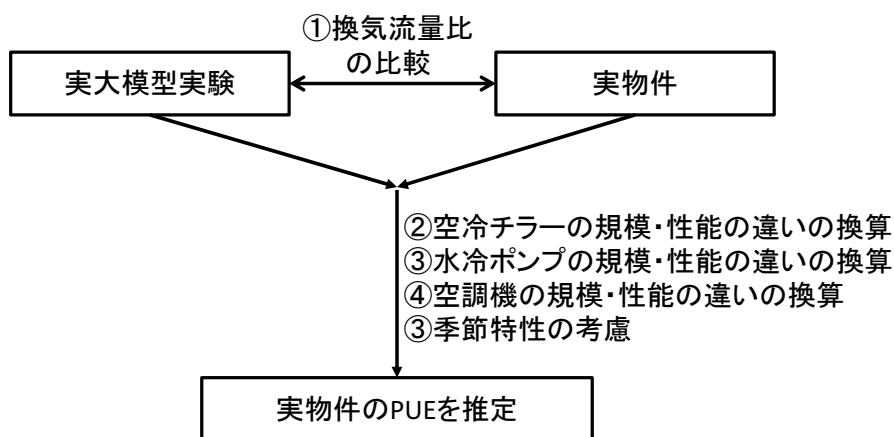


図7-10 PUE の推定方法

① 換気流量比の比較

実大模型実験と実物件での換気流量比の比較を行う。本比較は第7章の7.4.2にて行った。この結果、換気流量比は1.12と1.07であった。

② 空冷チラーの規模・性能の違いの換算

実大模型実験と実物件にて用いた空冷チラーの規模と性能が異なるため、換算を行う。実大模型実験では、実験変数を大きく変化させるため、必要より大容量の空冷チラーで、コストを重視した選定を行っている。

③ 水冷ポンプの規模・性能の違いの換算

実大模型実験と実物件にて用いた水冷チラーの規模と性能が異なるため、換算を行う。空冷チラー同様、実大模型実験では実験変数を大きく変化させるため、必要より大容量の空冷ポンプで、コストを重視した選定を行っている。

④ 空調機の規模・性能の違いの換算

実大模型実験と実物件にて用いた空調機の規模と性能が異なるため、換算を行う。空冷チラー同様、実大模型実験では実験変数を大きく変化させるため、必要より大型でコストを重視した選定を行っている。なお、規模・性能の違いは換算するが、吹出し風量は前述のとおり安全率を見て 1.2 とし、同条件での実大模型実験での消費電力を用いるため、換算の対象とはしない。

⑤ 季節特性の考慮

PUE は、通常年間積算値である。したがって、ある特定期間の COP を用いて PUE 算出すると積算値である年間 PUE は異なる場合がある。そこで、季節特性を考慮するために、年間 COP を用いて空冷チラーの消費電力を算出する。

(2) 換算条件・仮定

PUE の換算にあたり、仮定と換算条件を以下に示す。

仮定

- ・外気冷房なしの通年空調とする
- ・サーバの発熱量は実測の平均値を用い、年間負荷は一定とする

① 換気流量比の比較

実物件における実測の結果、換気流量比は 1.12 と 1.07 であった。これに安全率を考慮して、実物件での換気流量比は 1.2 とする。以後の換算には実大模型実験で換気流量比が 1.2 であったときの消費電力を元に換算を行う。

② 空冷チラーの規模・性能の違いの換算

実物件において、発熱量に対する冷却能力は実大模型実験とほぼ同等の 60[kW] に対して空冷チラー75[kW]である。しかしながら、実物件では用いた機種が異なり空冷チラーの容量が大きくなるため、高効率となる。表 7-7 に実大実験と実物件の空冷チラーの違いを示す。空冷チラーの消費電力を換算する際に実物件で用いた機器の年間 COP を用いる。

表 7-7 実大実験と実物件の空冷チラーの違い

		実大実験	実物件
空冷チラ	機種	日立 空冷チラー RCUNP750AV	東芝 モジュールチラー ユニバーサルスマートX
	定格COP	2.45	3.97
	年間COP	3.82	9.76

③ 水冷ポンプの規模・性能の違いの換算

実大模型実験では、実物件よりも揚程が小さく実物件よりも消費電力は小さくなると考えられる。しかしながら、実大実験模型では送水温度差は7℃である一方、実物件では、10℃差の大温度差送水とした。この点を加味し、揚程の小ささと送水温度差で効果が相殺できると考え、ポンプについては、換算しないこととする。

④ 空調機の規模・性能の違いの換算

実大模型実験では、実験変数と大きくとるため換気流量比を 2.0 まで変化できるような機種を選定している。しかしながら、実物件では、1.2 まで対応する空調機を選定しているため、消費電力の換算に考慮する。

⑤ 季節特性の考慮

実大模型実験で得られた消費電力は、中間期の一定期間の消費電力のデータである。しかしながら、空冷チラーは外気温によりその効率が異なるため、年間 COP を用いて消費電力の換算を行う。

7. 5. 2 PUE の推定結果

表 7-8 に実大実験(実測値)と実物件(推定値)の PUE を示す。実大実験での消費電力を元に、空冷チラーの機種変更および年間 COP への換算、サーバ室以外での消費電力を見込んだ。サーバ室以外の空調用消費電力、照明その他の電力は、それぞれ経験的に発熱量の 3%、5%とした。

実大模型実験では、サーバ室のパーシャル PUE が 1.44、建物全体の PUE が 1.52 となった。これを実物件の条件を元に推定すると、サーバ室のパーシャル PUE が 1.18、建物全体の PUE が 1.26 となった。一般的なデータセンターの PUE は 1.8 程度といわれており、同じ発熱量の建物である場合、IT 機器以外にかかる消費電力は約 68%削減となる。

表 7-8 実大実験(実測値)と実物件(推定値)の PUE

		実大実験	実物件
換気流量比	[-]	1.20	1.20
発熱量	[kW]	60.00	1440.00
瞬時COP(27.1℃時)	[-]	3.25	6.14
年間COP	[-]	3.82	9.76
消費電力(空冷チラー)	[kW]	23.11	184.69
消費電力(水冷ポンプ)	[kW]	1.40	33.60
消費電力(空調機)	[kW]	1.67	40.08
消費電力(サーバ室合計)	[kW]	26.18	258.37
サーバ室パーシャルPUE		1.44	1.18
空調(サーバ室以外) 発熱量の3%程度	[kW]	1.80	43.20
UPS損失、照明他 発熱量の5%程度	[kW]	3.00	72.00
建物合計消費電力量	[kW]	30.98	373.57
PUE		1.52	1.26

7. 6 第7章のまとめ

本章では、第 6 章までで検討してきた天井吹出し方式の実物件への適応と、その評価を行う。天井吹出し方式は、天井面の多くを空調給気口および還気口として用いる。しかしながらデータセンターでは、セキュリティや防火、メンテナンスの観点から、多数の監視カメラ、煙感知器、照明などを天井に設置する必要があるため、必ずしも天井給気口、天井還気口が全面で確保できるとは限らない。そこで、天井面積の確保のために、空調給気口と還気口に千鳥形状や線状を採用する検討を行った。その結果、以下の知見を得た。

- ・給気口が千鳥の場合に比べて還気口が千鳥の場合の方が、ラック給気面上部の温度が局所的かつ大きく上昇することを確認した。
- ・還気口において千鳥よりも線状を採用した方が、ラック給気面の温度上昇は小さい。
- ・給気口が千鳥の場合は比べて還気口が千鳥の場合は、空いていない還気口の下ではラックからの排熱が還気口から排気されず、ラック上部の温度を上昇させることを確認した。これが、局所的な温度上昇を引き起こしていると考えられる。

また、天井吹出し方式を採用し、還気空気温度で制御を行う実物件にて、温度と風量の測定を行い、以下を確認した。

- ・空調給気温度が 20℃の場合、ラック給気面温度は最大でも 24.4℃となった。
- ・ラック列に欠損がある場合でも、ラック給気面温度の温度上昇は 3.5℃以内となった。
- ・還気空気温度で制御を行った場合、換気流量比はおよそ 1.1 となった。
- ・実大模型実験と、実サーバ室において機器吸込み温度差比が同程度となることを確認し

た。

PUE の推定を行い、外気冷房を使用しない場合、年間で 1.26 となること示した。

[第7章の参考文献]

- 1) Uptime Institute , Tier Performance Standard , 1995
- 2) ASHRAE, Design Considerations for Datacom Equipment Centers, 2009
- 3) ASHRAE, High Density Data Centers - Case Studies and Best Practices, 2008
- 4) 日本データセンター協会, データセンターファシリティスタンダードの概要,
www.jdcc.or.jp/pdf/facility.pdf
- 5) 中尾ら, 高発熱機器室用空調気流方式の研究 第1報-気流方式の比較と機器吸込み平均温度計算モデルの実験検討, 空気調和・衛生工学会論文集 No.54, pp. 77-89, 1994年2月
- 6) 中尾ら, 高発熱機器室用空調気流方式の研究 第2報-温度差比の垂直分布モデル, 空気調和・衛生工学会論文集 No.56, pp.87-97, 1994年10月
- 7) 羽山ら, データセンター用空調システムの信頼性評価, 電子情報通信学会技術研究報告 112(160), pp.23-26, 2012年7月
- 8) 羽山ら, データセンターの機器冷却特性と空調効率に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 74(640), pp.721-728, 2009年6月
- 9) 二渡ら, データセンターの機器冷却特性と省エネルギー対策に関する研究: その2 送風エネルギーの削減による省エネルギー効果, 日本建築学会北海道支部研究報告集 (84), pp.265-268, 2011年7月
- 10) 羽山広文, データセンターにおける空調システム, 空気清浄 49(2), pp.45-52, 2011年7月
- 11) 羽山ら, データセンター用空調システムの効率決定の要因に関する研究: その1 発熱の偏在が与える影響, 日本建築学会学術講演梗概集 D-2, pp.1113-1114, 2002年6月
- 12) 村上ら, 新たな換気効率指標と三次元乱流数値シミュレーションによる算出法, 空気調和・衛生工学会論文集 (32), pp91-102, 1986年10月
- 13) 野呂田ら, データセンター用空調システムの効率決定の要因に関する研究: その2 換気流量比と室温分布の影響, 日本建築学会北海道支部研究報告集 (75), pp.155-158, 2002年6月
- 14) 空気調和・衛生工学会, 換気・空調設備の現場風量測定法, SHASE-S117-2010, 2010

第8章 結言

- 8. 1 本研究のまとめ
- 8. 2 本研究に関する分野の今後の課題と
将来の展望

8. 1 本研究のまとめ

本研究論文はホットアイル・コールドアイル方式を有するデータセンターを対象とした新たな空調気流方式「天井吹出し・天井吸込み方式」の開発と実物件への展開を行った。「数値流体解析」,「縮小模型実験」,「実大模型実験」の3つの異なる手法にて,各種空調気流方式の比較評価を行い,天井吹出し・天井吸込み方式の冷却特性が優れていることを確認した。加えて,発熱量,還気流量比や無次元垂壁長さが冷却特性と気流分布に与える影響を明らかにした。これらの検討を踏まえて,実建物に適用し,実測にてその有効性を検証した。

本研究論文の成果を,各章の結論として以下にまとめる。

第1章「緒言」では,データセンターを取り巻く環境と求められる空調気流方式について説明し,本研究論文の目的を明らかにしている。

第2章「研究背景と既往の研究」では,情報化社会の変化とデータセンターの関係についてまとめた。現在のデータセンターに求められる性能,データセンターの分類,空調気流方式の改善による省エネルギーが与える経済的なメリット,運用安定性の向上について整理した。また,データセンター設計に関連する信頼性指標である Tier, エネルギー効率指標である PUE についてまとめた。近年のデータセンターの変化の動向および設計と実運用との乖離についてまとめ,本研究の対象範囲が均一発熱,十分にアイルが形成される均一ラックと規定した。最後に,本研究論文と既往の研究の関係を整理した。データセンターの空調気流方式,ラック給気面の評価指標,設計と運用の乖離に関する研究,換気効率・温熱環境形成寄与率評価指標に関する研究について概要をまとめ,本研究論文との関係性を明らかにした。

第3章「数値流体解析による空調気流方式の比較」では,短期間に得られる手法として数値流体解析を採用し,ホットアイル・コールドアイル方式における空調気流方式の比較を行った。空調気流方式に大きな影響を与える形状のパラメータとして,ラックの配置パターン,給気口,還気口の位置が考えられる。ラック配列は,現在のデータセンターで一般に採用されるホットアイル・コールドアイル方式を対象とし,給気口,還気口の位置をパラメータとした。給気口,還気口が,それぞれ天井,床,壁面に設置されている場合を想定し,どの組み合わせの空調気流方式が最も効率が良いか評価した。

機器吸込み温度差比を用いて空調気流方式の効率の評価を行った。どの空調気流方式においても,ラック列の上部に行くほど機器吸込み温度差比は大きくなった。方式を比較すると天井吹出し・天井吸込み方式の換気効率が最も高くとなり,次に床吹出し方式となった。横吹き出し方式は,供給空気がラック列に十分到達しておらず,最も効率が低くなる

ことを確認した。

第4章「縮小模型実験による空調気流方式の温熱環境の比較」では、第3章の数値流体の拡散項の精度を補助する手法として縮小模型実験を用いた温熱環境の評価を行った。天井吹出し方式と床吹出し方式の比較を、ラック列中央部と端部に分けて行った。データセンターの一部を切り取った1/4スケールの縮小模型を用いたため、実験結果は理論的な補正を行った。換気流量比、冷却熱量比、垂壁・キャッピングの有無などの条件を変更した場合の冷却特性を比較検討し、以下の知見を得た。

ラック列中央部

- ・天井吹出し方式では、床吹出し方式に比べどのケースにおいても機器吸込み温度差比が小さくなった。また、鉛直方向における機器吸込み温度差比の変化は小さかった。垂壁を設置しても効果が見られなかったが、これは垂壁がなくても十分に高効率であるためと考えられる。
- ・床吹出し方式では、垂壁やキャッピングで物理的にコールドアイルとホットアイルを分離すると、機器吸込み温度差比が小さくなった。

ラック列端部

- ・天井吹出し方式、床吹出し方式どちらにおいても、ラック列中央部に比べラック列端部の方が、冷却効率が低くなった。
- ・天井吹出し方式では、ラック列中央部での機器吸込み温度差比の値がラック列端部の4倍程度となった。これは、ラック列端部ではラック列側部からの回り込みが発生しているためと考えられる。
- ・床吹出し方式におけるラック列の位置による機器吸込み温度差比の違いは天井吹出し方式より大きくなった。このことから、天井吹出し方式の方が床吹出し方式より、ロバストな空調気流方式であると考えられる。

数値流体解析との比較

- ・空調気流方式の効率の順位は、数値流体と等しいことを確認した。

第5章「実大模型実験による各変数が温熱環境に与える影響の把握」では、実大実験模型を製作して、ラック給気面温度の把握と実運用に必要なパラメータが各空調気流方式の温熱環境に与える影響を把握した。検討に用いたパラメータは、発熱量、無次元化した風量である換気流量比、空調給気温度、無次元化垂壁長さである。評価は機器吸込み温度差比と RCI_{Hi} を用いて行い、実験の結果以下の知見を得た。

- ・発熱量が増加するにしたがい、天井吹出し方式では機器吸込み温度差比が小さくなる一方、床吹出し方式ではラック列上部の機器吸込み温度差比が小さくなり、ラック列下部の機器吸込み温度差比は大きくなった。
- ・換気流量比が増大すると、床吹出し方式においてラック列上部で機器吸込み温度差比は

低下したが、下部では逆となった。一方、天井吹き出し方式では、ラック列全体の高さで機器吸込み温度差比が低下した。

- ・天井吹き出し方式では、無次元垂壁長さの増加による一定の傾向は見られなかった。
- ・天井吹き出し方式、床吹き出し方式ともに発熱量の違いで RCI_{Hi} は変化しなかった。
- ・天井吹き出し方式はすべてのケースで RCI_{Hi} は1となったが、床吹き出し方式では換気流量比の低下によって、 RCI_{Hi} は低下した。
- ・空調給気温度を増加させた場合、両空調気流方式で機器吸込み温度差比は変化しなかった。一方、 RCI_{Hi} は両空調気流方式で、空調給気温度の上昇にともなって低下した。

第6章「実大模型実験による温熱環境と気流分布の分析」では、第5章と同じ実大模型を利用してサーバ室の気流分布の分析を行い、温度分布の関連を分析した。室内の温度分布を決定付ける最も大きな要因の1つに気流性状があるため、主要なパラメータが、気流分布、温度分布に与える影響を考察し、以下の知見を得た。

ラック列中央部

- ・床吹き出し方式では、換気流量比が低下するにつれ、供給空気の到達距離が短くなる一方、天井吹き出し方式では、供給空気の到達距離が長くなった。これは、これは床吹き出し方式では供給空気の吹き出す方向と、冷たい空気による浮力の方向が逆である一方、天井吹き出し方式では、供給空気の吹き出す方向と、冷たい空気による浮力の方向が同じであるためと考えられる。
- ・床吹き出し方式では回り込みする空気の温度が高い一方、天井吹き出し方式では低いことを確認した。供給空気の到達距離と回り込み空気の温度の違いが、ラック給気面温度の違いを生み出す要因となっていると考えられる。

ラック列端部

- ・換気流量比を大きくすると、天井吹き出し方式では、ラック列の上部でわずかに流入量が増加する一方、床吹き出し方式では、流入空気はより高い位置から流入することが確認された。
- ・天井吹き出し方式で垂壁を利用すると、ラック列端部において若干高温排熱の流入が増加した。一方、床吹き出し方式では垂壁によって高温空気の流入が減少し、ラック列下部では流出空気が減少した。

第7章「天井吹き出し方式の実物件への適用と評価」では、第3章から第6章にて行った天井吹き出し方式の実物件への適応と評価、PUEの推定を行った。天井吹き出し方式は、天井面の多くを空調給気口および還気口として用いるが、データセンターでは、セキュリティや防火、メンテナンスの観点から、多数の監視カメラ、煙感知器、照明などを天井に設置する面積を確保する必要がある。そこで、空調給気口と還気口に千鳥形状や線状を採用する検討を行った。加えて、天井吹き出し方式を採用し、還気空気温度で制御を行う実物件

にて、温度と風量の測定を行い天井吹出し方式の評価を行った。最後に、実測の値を基に PUE の推定を行い、一般的なデータセンターより高効率であることを示した。

給気口・還気口の形状について

- ・給気口が千鳥の場合に比べて還気口が千鳥の場合の方が、ラック給気面上部の温度が上昇し、線状よりも千鳥形状の方がラック給気面の温度上昇が大きいことを確認した。
- ・給気口が千鳥の場合は比べて還気口が千鳥の場合は、空いていない還気口の下ではラックからの排熱が還気口から排気されず、ラック上部の温度を上昇させることを確認した。これが、局所的な温度上昇を引き起こしていると考えられる。

実建物での実測について

- ・空調給気温度が 20℃の場合、ラック給気面温度は最大でも 24.4℃となった。
- ・ラック列に欠損がある場合でも、ラック給気面温度の温度上昇は 3.5℃以内となった。
- ・還気空気温度で制御を行った場合、換気流量比はおよそ 1.1 となった。
- ・実大模型実験と、実サーバ室において機器吸込み温度差比が同程度となることを確認した。

PUE の推定について

・実物件の実測データをもとに、PUE の推定を行った。PUE は外気冷房なしで 1.26 となり、一般的なデータセンターより高効率であることを確認した。

第 8 章「結言」では、各章で得られた結果を要約し、本論文の成果を明らかにした。本研究成果の応用と、今後の課題、将来展望について述べる。

8. 2 本研究に関する分野の今後の課題と将来の展望

8. 2. 1 データセンターの運用実態の把握と検討との相違

本研究論文では、データセンター向けの新しい空調気流方式の開発を述べた。第3章から第6章まで、空調気流方式の効率性能の比較を行ったが、これらはすべて均等発熱量の状態を仮定して検討を行っている。しかしながら、実際のデータセンターでは、第7章で示したように、ラック列が完全に形成されない、発熱量が均等でないといった点が異なると考えられる。

ラック列の不完全な形成には様々な理由がある。第5章、第6章の実大模型を用いた検討では、サーバラックはすべて同一メーカーの同一製品を用いた。しかしながら実際の運用においてはこれが満たされることは極めて少ない。自社用データセンターの場合は、サーバの購入時期や購入製品に大きく形が異なることが考えられる。また、ハウジングといった場所を提供するデータセンターでは、使用者が用いるサーバが大きく異なるためラック列の形成すら困難となる場合がある。実務においては、ラック列の不完全な形成に、それぞれのケースで計算、実測などを通じて調整しているのが実情である。今後は、ラック列の幾何学形状を指標化し、冷却特性に与える影響との関係性をモデル化することが課題と考えられる。もし、この課題を克服することができれば、ラック列の配置前に、冷却特性の変化を容易に予測することができ、最適化を行うことも可能となる。

不均等発熱には、空間的な不均一、時間的な不均一がある。空間的な不均一については、羽山らがマハラノビス汎距離という指標を用いて検討を行っている。この指標の導入によって、空間的な不均一について、一定の評価を行うことができるようになった。しかしながら、時間的な不均一についてまだ十分に検討されているとは言いがたく、今後の課題となると考えられる。

これらの不完全なラック列の扱い、不均等発熱について検討が遅れている理由は大きく二つあり、第一に不均一さの定量化、第二に実態データの取得の難しさが挙げられる。不均一なラック列や発熱を持つサーバ室の比較を行うためには、不均一さを定量的に示す必要があり、幾何学的形状の定量化について今後の検討を行う必要がある。加えて、データセンターの実態を把握する難しさが挙げられる。データセンターはその役割から、所在位置、建物条件などが公になることが少ない。更に、極めて貴重なデータを扱っていることから、データセンターの内部に入る許可を得ることが困難な場合が多い。仮に、サーバ室に入ることができた場合でも、サーバラックに触れることができず、計測機器の設置の許可を得ることは稀である。サーバの消費電力を知ることで、発熱量の予測をすることが可能となるが、消費電力の変化が開示されることも少ない。例えば証券会社のデータセンターの場合、発熱量の変化は情報の処理量、すなわち証券の発注量などと相関があると考えられ、情報の開示はほぼ不可能である。以上のように、データセンターはその機密性の高

さから、データセンターへの入場のみでなく、温度データや消費電力量のデータを得ることが難しく、実態の把握が遅れていると考えられる。

8. 2. 2 サーバの高密度化と冷却方式

本研究論文は、サーバ室の空調気流方式を対象としている。主にサーバ室のラック形状などを対象として検討を行っているが、サーバは一定の発熱量と一定の風量を出す箱としてモデル化している。しかしながら、実際のサーバはこのモデル化とは異なる場合がある。現在、様々な種類のサーバが販売されている。この理由の一つとして、サーバ自身の進化が挙げられる。コンピュータはムーアの法則に代表されるように進化が激しく、HPC型、PC型、あるいは近年のブレードサーバなど、空間的には高密度となりつつある。これら様々な種類のサーバは、挙動も異なれば排気風量の特性も異なると考えられる。この違いを考慮した空調の制御が求められる。

また、サーバの高密度化にともない新たな課題も挙がっている。現在、主流となっている発熱量は2.0[kW/Rack]から12.0[kW/Rack]程度である。しかしながら、これ以上ラックあたりの発熱量が大きくなると、冷却に必要な風量が課題となり、ダクトの通過面風速が過大となる。その結果、空冷による冷却が難しくなるため、設置面積の低減を目的として設計されたサーバを、空間的に分散させて設置するなどの工夫が必要となる。もしくは、空冷方式を破棄し、液冷却方式の採用が考えられる。液冷却方式は、サーバを直接液体に浸けることで冷却する方式で、サーバ内部の発熱を空気ではなく、液体にて除去する方法である。固体の発熱体と気体の空気の対流熱伝達率に比べ、固体の発熱体と液体の対流熱伝達率は極めて大きく、熱容量も気体より液体の方が大きい。したがって、空冷方式に比べて液冷却方式は極めて効率が良い。しかしながら、空冷方式に比べて液冷却方式はメンテナンスに手間がかかる、実績が少ない、空冷方式に比べると高価であるといった課題がある。現在、半導体素子の細密化やアーキテクチャの進化、マルチコア化などの技術によりCPUの発熱量は低下傾向にあり、情報処理量当たりの発熱量は減少している。サーバの高密度化とCPU当たりの処理熱量の低下のバランス次第では、今後の液冷却方式の更なる普及が考えられる。

8. 2. 3 自然エネルギー利用

本研究論文では、空調気流方式の改善によって省エネルギーの実現を目指した。しかしながら、もう一つの省エネルギー手法として、自然エネルギー利用が考えられる。例えば、雪氷熱利用や外気冷房の利用である。

雪氷熱利用とは冬期に雪や氷を貯蔵しておき、冷熱源が必要な時に貯めていた雪氷熱エネルギーを冷熱源として利用する方法である。データセンターは発熱が膨大であるため、

年間の冷熱源を確保するためには広大な敷地を必要とする。また、冷熱源が必要な期間が短いほど有利となる。したがって適応に適する地域は、日本では土地が安く、気温が低い地域である北海道や東北地方に限られる。

一方、日本国内においても、比較的多くの場所で適用可能な手法に外気冷房がある。外気冷房とは、外気がサーバ室の冷却に適する気温、湿度である場合、空調機にて冷却を行わず、直接取り入れた外気によってサーバを冷却する手法である。サーバを冷却して暖められた排熱は、直接外気に排出する。この手法によって、冷却機構のエネルギーを削減することができ、省エネルギーを実現することができる。外気冷房は日本国内の広い範囲で適応可能であるが、やはり外気温が低い地域の方が有利である。また、外気冷房の利用の際、取り込み外気の質が課題となる。日本では、夏は高温多湿、冬は低温乾燥となる。外気温が高くなるとサーバの冷却が不十分となり、また湿度が低すぎるときには静電気の観点から故障率が増加すると言われている。加えて、微粒子などの空気質の対策など、外気冷房の利用には細心の注意を払う必要がある。したがって、金融に関するデータといった非常に重要な情報を取り扱うデータセンターでは、外気冷房の利用を嫌厭する場合もある。近年、サーバの冷却空気の許容範囲について、様々な研究、見直しが行われており、自然エネルギー利用時間が大きく変わる可能性もある。

《研究業績一覧》

[審査論文]

本論文に関連した審査論文

- (1) Takashi TSUCHIYA, YoshihideSUWA, Ryozo OOKA, Experimental Study of Air Flow Designs for Data Centers, Journal of Asian Architecture and Building Engineering, Vol.13(No.2), 2014.05
- (2) 土屋貴史, 諏訪好英, 大岡龍三, データセンターの最適空調のための実大模型実験—異なる空調方式における気流分布の比較—, 空気調和衛生工学会論文集 No.200, PP19-26, 2013年11月
- (3) 土屋貴史, 諏訪好英, 大岡龍三, 天井吹出し天井吸込み方式データセンターのための実大模型実験と空調条件の影響の把握, 空気調和衛生工学会論文集 No.190, pp.1-10, 2013年1月
- (4) 諏訪好英, 土屋貴史, データセンター向け空調気流方式の高効率化を目的とした縮小模型実験, 日本建築学会環境系論文集 77, pp.365-374, 2012年5月

本論文以外の分野に関する査読論文

- (5) Hong CHEN, Ryozo OOKA, Hong HUANG, Takashi TSUCHIYA, Study on mitigation measures for outdoor thermal environment on present urban blocks in Tokyo using coupled simulation, Building and Environment, Volume 44, Issue 11, pp.2290-2299, 2009年11月
- (6) 土屋貴史, 大岡龍三, 陳宏, 黄弘, 数値シミュレーションを用いた実在街区における各種ヒートアイランド対策が屋外温熱環境に与える影響の把握, 日本建築学会環境系論文集 No.630, pp.1021-1028, 2008年8月

[国際会議・国際シンポジウム講演]

- (1) Kenji MIKODA, Takashi TSUCHIYA, Geothermal Heat Pump System Installed in Main Building of Obayashi Corporation Technical Research Institute, 10th IEA Heat Pump Conference 2011, 2011年5月
- (2) Ryozo OOKA, Takashi TSUCHIYA, Hong CHEN, Hong HUANG, Study on the effect of the heat island relaxation measures to ventilation potential and energy conservation of buildings in office area, The 11th International Conference on Indoor Air Quality and Climate (Indoor Air 2008), pp.1-8, 2008年8月
- (3) Hong CHEN, Ryozo OOKA, Takashi TSUCHIYA, Hong HUANG, Study on the effect of the heat island relaxation measures to ventilation potential and energy conservation of buildings in office area, The First International Conference on Building Energy and Environment 2008 (COBEE), pp.1358-1365, 2008年7月
- (4) Ryozo. OOKA, Hong CHEN, Takashi TSUCHIYA, Hong HUANG The Effect of Relaxation Measures on Outdoor Thermal Environment in Existing Urban Blocks in Tokyo Using Coupled Simulation of Convection, Radiation and Conduction, The 4th International Conference on Advances in Wind and Structures (AWAS'08) , pp.1063-1071, 2008年5月
- (5) Takashi TSUCHIYA, Ryozo OOKA, Hong CHEN, Hong HUANG, Study on the Effects of Various Relaxation Measures for outdoor Thermal Environment in the Different Present Urban Blocks using Coupled Simulation of Convection, Radiation and Conduction, The Seventh Symposium on the Urban Environment, American Meteorological Society (7Urban, AMS), P.1.7, 7pp., 2007年8月

[口頭発表]

- (1) 小関由明, 諏訪好英, 原嶋寛, 土屋貴史, 矢部周子, インターロック式ペリメータシステムの開発 (第 2 報) 省エネルギー性の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp.153-156, 2013 年 9 月
- (2) 諏訪好英, 小関由明, 土屋貴史, 原嶋寛, 矢部周子, インターロック式ペリメータシステムの開発 (第 1 報) システムの原理と概要, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp.149-152, 2013 年 9 月
- (3) 三小田憲司, 土屋貴史, 分岐管方式地中熱交換器の採熱実験および性能予測, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp.197-200, 2013 年 9 月
- (4) 土屋貴史 諏訪好英, 原嶋寛, 矢部周子, 相沢則夫, 井口日文, データセンター向け天井吹出し天井吸込み空調気流方式の開発 (第 7 報) 天井吹出し方式と床吹出し方式の気流性状の比較, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp.221-224, 2013 年 9 月
- (5) 矢部周子, 諏訪好英, 土屋貴史, 原嶋寛, 相沢則夫, 井口日文, データセンター向け天井吹出し天井吸込み空調気流方式の開発 (第 6 報) 模型実験による床吹き方式との性能比較, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp.217-220, 2013 年 9 月
- (6) 小関由明, 諏訪好英, 原嶋寛, 土屋貴史, 矢部周子, インターロック式ペリメータシステムの開発 (その 2) 省エネルギー性の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.691-692, 2013 年 9 月
- (7) 諏訪好英, 土屋貴史, 奥田章子, 原嶋寛, 小関由明, 矢部周子, インターロック式ペリメータシステムの開発 (その 1) システムの原理と概要, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.689-690, 2013 年 9 月
- (8) 土屋貴史, 古城雄一, 諏訪好英, 原嶋寛, 矢部周子, 煙突効果による隙間風の実測と換気回路網計算の比較 (その 2) 換気回路網計算と実測の比較, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.679-680, 2013 年 9 月
- (9) 古城雄一, 土屋貴史, 諏訪好英, 原嶋寛, 矢部周子, 煙突効果による隙間風の実測と換気回路網計算の比較 (その 1) 竪穴の扉圧力差と風量の実測, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.677-678, 2013 年 9 月
- (10) 原嶋寛, 諏訪好英, 土屋貴史, 矢部周子, 相沢則夫, 井口日文, データセンター向け天井吹出し天井吸込み空調気流方式の開発 (第 5 報) CFD 解析を用いた開口条件の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp. 1811-1814, 2012 年 9 月
- (11) 井口日文, 諏訪好英, 土屋貴史, 原嶋寛, 相沢則夫, 矢部周子, データセンター向け天井吹出し天井吸込み空調気流方式の開発～実物件への適応と室温による風量制御検討～, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp. 1807-1810, 2012 年 9 月

- (12) 土屋貴史, 諏訪好英, 原嶋寛, 矢部周子, 相沢則夫, 井口日文, データセンター向け天井吹出し天井吸込み空調気流方式の開発 (第 3 報) 実大模型実験によるラックの条件が与える影響の把握, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp. 1803-1806, 2012 年 9 月
- (13) 矢部周子, 諏訪好英, 土屋貴史, 原嶋寛, 相沢則夫, 井口日文, データセンター向け天井吹出し天井吸込み空調気流方式の開発 (第 2 報) 実大模型実験による空調給気風量と垂壁の影響の把握, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp.1799-1802, 2012 年 9 月
- (14) 相沢則夫, 諏訪好英, 土屋貴史, 原嶋寛, 矢部周子, 井口日文, データセンター向け天井吹出し天井吸込み空調気流方式の開発 (第 1 報) 実大模型の製作と基本特性の把握, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp.1795-1798, 2012 年 9 月
- (15) 諏訪 好英, 三小田 憲司, 土屋貴史, 原嶋寛, 太陽光発電システムの運用シミュレーションと利用形態別の発電・蓄電容量の最適化, 日本建築学会大会学術講演梗概集, p p 1079-1080, 2012 年 9 月
- (16) 三小田憲司, 土屋貴史, 伊藤剛, 小野島一, 中山和樹, 島岡宏秀, 低炭素化と知的生産性に配慮した最先端オフィスの調査研究 その 22 地中熱ヒートポンプシステムの夏季運転実績評価, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1385-1386, 2012 年 9 月
- (17) 土屋貴史, 諏訪好英, 空調排気を利用したダブルスキンの熱性能予測, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1279-1280, 2012 年 9 月
- (18) 諏訪好英, 土屋貴史, データセンターにおける空調気流方式の高効率化に関する研究 (第一報) 縮小模型実験による高効率化の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp.1795-1798, 2011 年 9 月
- (19) 土屋貴史, 諏訪好英, データセンターにおける空調気流方式の高効率化に関する研究 (第二報) 縮小模型実験による各種設計条件の影響に関する検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp.1799-1802, 2011 年 9 月
- (20) 土屋貴史, 諏訪好英, 煙突効果による開閉障害防止を目的とした各種対策の効果の予測に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 741-742, 2011 年 9 月
- (21) 三小田憲司, 土屋貴史, コルゲート樹脂管を用いた二重管型地中熱交換器による採熱実験, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp. 1907-1910, 2011 年 9 月
- (22) 土屋貴史, 諏訪好英, ダブルスキンファサードを利用した自然通風の制御手法に関する研究 (その 2) 部屋の高さが空調負荷に与える影響, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集, pp. 445-446, 2011 年 9 月
- (23) 土屋貴史, 諏訪好英, ダブルスキンファサードを利用した自然通風の制御手法に関する研究 (その 1) 中間階において各種制御が空調負荷に与える影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 445-446, 2011 年 9 月

- (24) 土屋貴史, 大岡龍三, 陳宏, 黄弘, 放射・対流連成シミュレーションを用いた実在街区を対象とした屋外温熱環境緩和対策に関する研究 (その 3) 通風による屋外温熱環境緩和対策の冷房負荷削減効果の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-1, pp.919-920, 2008 年 9 月
- (25) 土屋貴史, 大岡龍三, 陳宏, 黄弘, 放射・対流連成シミュレーションを用いた実在街区を対象とした屋外温熱環境緩和対策に関する研究 (その 2) 京橋地区における屋外温熱環境の解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-1, pp.807-808, 2007 年 9 月
- (26) 陳宏, 大岡龍三, 土屋貴史, 黄弘, 放射・対流連成シミュレーションを用いた実在街区を対象とした屋外温熱環境緩和対策に関する研究 (その 1) 大手町地区における屋外温熱環境の解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-1, pp.805-806, 2007 年 9 月
- (27) 一ノ瀬雅之, 井上隆, 土屋貴史, ブラインドの制御と熱・光の変動特性 (その 2) ブラインド制御による影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp.27-28, 2006 年 9 月
- (28) 土屋貴史, 井上隆, 一ノ瀬雅之, ブラインドの制御と熱・光の変動特性 (その 1) 波長特性による影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp.25-26, 2006 年 9 月

[報文]

- (1) 諏訪好英, 土屋貴史, 原嶋寛, 矢部周子, 井口日文, 相沢則夫, データセンター向け天井吹出し・天井吸込み空調気流システム「クールエアキャプチャ®」の開発, クリーンテクノロジー, P52-56, 2013年8月
- (2) 土屋貴史, 諏訪好英, 原嶋寛, 須藤修二, 矢部周子, 古本恭一, "データセンター向け高効率空調システムの実大模型実験", 大林組技術研究所所報 No76, 2012年
- (3) 相沢則夫, 諏訪好英, 土屋貴史, 天井吹出し・天井吸込みによるサーバールーム高効率空調システム, 建築設備と配管工事, pp.8-11, 2011年8月
- (4) 染川大輔, 諏訪好英, 土屋貴史, "全層型ダブルスキンに作用する設計用風荷重の評価手法, 大林組技術研究所所報 No74, 2010年
- (5) 三小田憲司, 土屋貴史, 金子正, コルゲート管を用いた二重管方式地中熱利用システム, 大林組技術研究所所報 No74, 2010年
- (6) 土屋貴史, 諏訪好英, 染川大輔, ダブルスキンを利用した自然換気の制御に関する研究, 大林組技術研究所所報 No74, 2010年
- (7) 近藤裕昭 稲垣厚至, 井原智彦, 大岡龍三, 小田僚子, 黄弘, 高橋桂子, 竹林英樹, 土屋貴史, 第7回都市環境シンポジウム/第7回沿岸大気・海洋予測とプロセス会議(合同開催)報告, 天気 55(4), pp.259-265, 2008年8月
- (8) 土屋貴史, 大岡龍三, 陳宏, 黄弘, 連成シミュレーションを用いた実在街区における各種ヒートアイランド対策が屋外温熱環境に与える効果の把握, 生産研究 60 巻1号, pp.40-45, 2008年1月

《謝辞》

本論文は、東京大学生産技術研究所教授 大岡龍三博士のご指導の元で行った 2011 年から 2014 年までの研究成果をまとめたものです。大岡龍三博士には、修士論文からこの本論文まで鋭い御指摘、御指導をいただきました。博士号の取得についてご相談に上がったとき、ご多忙にも関わらず快く引き受けていただけたことは、私にとって今でも忘れることのできない喜びです。本論文の構成から作成に至るまで、暖かい御指導を賜りましたことを、心より感謝いたします。

東京大学生産技術研究所教授 加藤信介博士、工学院大学建築学部教授 野部達夫博士、東京大学大学院工学系研究科教授 赤司泰義博士、同研究科准教授 前真之博士には、数多くの示唆と有益なご助言をいただきましたこと、感謝いたします。いただきましたご助言により、様々な視点による分析、考察をより深く行うことができました。

株式会社大林組技術研究所環境技術研究部部長 長沼一洋博士には、企業の研究者としての心構えから展望まで、様々なお言葉をいただきました。

同研究所環境技術研究部チーム長 諏訪好英博士には、最も身近な上司として、実大・模型実験の構成から数値流体解析のノウハウ、論文の書き方まで、企業研究者としての土台を作り上げていただきました。

同研究所環境技術研究部 原嶋寛氏、矢部周子氏、須藤修二氏、古本恭一氏とは、実大実験の実施や口頭論文発表に加えて、本論文に関連する様々な研究で助言、協力をいただきました。同設備設計部、相沢則夫氏、井口日文氏には、設計の立場からの指摘、実用上からの問題点などの御助言をいただきました。

最後に、私事ではございますが、これまで常に私を支えてくれた最愛の妻 圭子と、多忙な生活を精神的に支えてくれた息子 創太に心から感謝いたします。