



Title	ICT機器の特性を考慮したデータセンターの省エネルギー化に関する研究
Author(s)	二渡, 直樹
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(工学)
Dissertation Number	甲第14448号
Issue Date	2021-03-25
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k14448
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/81304
Type	doctoral thesis
File Information	Naoki_Futawatari.pdf



ICT 機器の特性を考慮したデータセンターの省エネルギー化に関する研究
Impact of ICT Equipment Characteristics on Energy Saving in Data Centers

2021 年 2 月

北海道大学大学院工学院
空間性能システム専攻

二渡 直樹
Naoki FUTAWATARI

第1章	序論	4
1.1	本研究の背景	4
1.1.1	情報通信の発展	4
1.1.2	情報通信とデータセンター	8
1.1.3	データセンターを取り巻く動向	12
1.1.4	データセンターの省エネルギー化の意義	15
1.2	既往の研究と本研究の意義	16
1.2.1	既往の取組・研究	16
1.2.2	本研究の位置付けと目的	27
1.3	本研究の論文構成	31
第2章	ラック周辺の気流検討	33
2.1	第2章の目的	33
2.2	ラック周りの換気回路網モデル	34
2.2.1	ラックの概要	34
2.2.2	解析に用いる諸式	37
2.2.3	換気回路網モデルの作成	39
2.2.4	換気回路網解析の手順	42
2.3	機器冷却モデルと機器冷却特性	45
2.3.1	機器冷却モデルの作成	45
2.3.2	機器冷却特性の各種評価指標	47
2.4	換気回路網解析モデルの検証と実大実験の考察	49
2.4.1	実大実測に用いるラックの概要	49
2.4.2	比較検討項目	51
2.4.3	実測の考察と解析との比較	53
2.5	機器冷却特性及び機器吸込温度の予測図	59
2.5.1	予測図作成の目的と概要	59
2.5.2	機器冷却特性の予測図	60
2.5.3	空調給気温度に対する機器吸込温度の予測図	61
2.6	第2章のまとめ	62
第3章	CFD解析の高精度化と高断熱化による吸排分離	63
3.1	第3章の目的	63
3.2	合わせ込み手法の提案	64
3.3	合わせ込み	66
3.3.1	検証室の概要	66

3.3.2	CFD モデルの概要	68
3.3.3	信号因子と多特性.....	70
3.3.4	合わせ込み因子.....	71
3.3.5	合わせ込みの実施.....	73
3.4	冷却性能の改善.....	79
3.4.1	冷却性能の改善策としての高断熱化.....	79
3.4.2	評価指標.....	80
3.4.3	冷却性能の改善結果.....	82
3.4.4	冷却性能改善によるエネルギー削減.....	84
3.5	第 3 章のまとめ.....	86
第 4 章	ICT 機器の特性がデータセンターに与える影響	87
4.1	第 4 章の目的.....	87
4.2	予測手法の提案.....	88
4.2.1	気流分離効率の概要.....	88
4.2.2	ASE を用いた R の予測方法	90
4.2.3	予測手順.....	91
4.3	検証室の概要.....	92
4.4	ICT 機器の特性把握	95
4.4.1	実験条件（実験 A と実験 B）	95
4.4.2	実験結果（実験 A と実験 B）	98
4.5	予測手法の妥当性.....	102
4.5.1	ICT 機器の再現方法	102
4.5.2	実験条件（実験 C と実験 D）	103
4.5.3	実験結果と予測結果の比較（実験 C と実験 D）	104
4.6	機械室のトータルエネルギーの最適化手法の提案.....	108
4.6.1	条件の整理.....	108
4.6.2	室内温度分布の予測結果.....	111
4.6.3	消費電力の予測と最適化検討.....	113
4.7	第 4 章のまとめ.....	118
第 5 章	データセンターの給気温度の最適化に向けた検討.....	119
5.1	第 5 章の目的.....	119
5.2	解析条件と CFD モデル	120
5.2.1	解析条件の検討.....	120
5.2.2	解析対象室と CFD モデル.....	124
5.3	解析結果	125
5.3.1	ICT 機器特性の影響（解析条件 A）	125

5.3.2 隣室の影響（解析条件 B）	129
5.3.3 屋外の影響（解析条件 C）	133
5.3.4 給気温度の最適化.....	137
5.4 第 5 章のまとめ.....	139
第 6 章 結論	140
6.1 本研究の総括.....	140
6.2 今後の課題と展望.....	142
付録	144
付録 1 実大実測で使用した排気ファンとサーバー内蔵ファンの性能	144
付録 2 換気回路網解析の風量算出手順.....	145
記号表	150
研究業績	152
参考文献	156

第1章 序論

1.1 本研究の背景

1.1.1 情報通信の発展

あらゆる活動の根本に情報通信技術（Information and Communication Technology、以下 ICT）があり、ICT が我々の生活になくてはならない存在となって久しい。ICT の発達及び急激なデジタル化の進展に伴い、ネットワークを流れる情報量は爆発的に増加している。Figure 1-1 に示すように、Cisco は 2017～2022 年の間で世界の IP トラフィックが 3 倍、年平均成長率（CAGR）は 26%になると予測している [1]。中でもスマートフォンやタブレットの通信量、及びテレビや Machine to Machine（M2M）の通信量の増加が目覚ましい。これらは、第 5 世代移動通信システム（5G）をはじめとするデジタル基盤や IoT、ビッグデータ、AI といったデジタル技術の発展がもたらす結果であると考えられる。

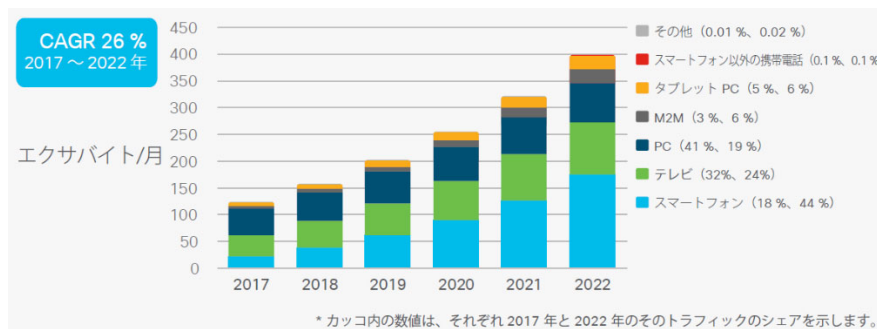


Figure 1-1 Cisco VNI による世界の IP トラフィック予測（2017～2022 年） [1]

移動通信は、固定電話が一般的であった時代に開発された車載電話が始まりである。この車載電話にショルダーホンを加え、第 1 世代移動通信システム（1G）と呼ばれている。その後、フィーチャーフォンを端末とする 2G、3G でデジタル方式の通信が可能となる。フィーチャーフォンの時代を経て、2010 年ごろからの第 4 世代移動通信システム（4G）でスマートフォンが登場し、従来の移動通信の用途であるメールやブログ・ウェブサイトの閲覧に加えて、ソーシャルメディアや動画サイトの閲覧、オンライン・ソーシャルゲームなどがストレスなく利用できるようになった。利用拡大に伴って高速大容量通信に対するニーズが高まり、その結果、通信速度は Mbps レベルから Gbps レベルへと進化した（Figure 1-2）。

2020 年より商用開始となった 5G は、「超高速通信」「超低遅延通信」「多数同時接続」がコンセプトとなっている。4G と比較し、10 倍以上の通信速度、10 分の 1 の遅延、10 倍の端末の同時接続という高い性能を持ち、身の回りのあらゆるものがネットワークにつながる Internet of Things（IoT）時代の ICT 基盤として期待されている [2]。

また、実世界をサイバー空間に再現（デジタルツイン）し、実世界の制約を超えてエミュレートすることで「未来予測」や「新たな知」を発見することができるというサイバー・フ

ィジカル融合への関心が高まっている。NTT ドコモはこのサイバー・フィジカル融合に求められる無線通信の役割は、実世界の映像やセンシング情報などの大容量かつ低遅延な伝送、高信頼かつ低遅延な制御信号の伝送による実世界へのフィードバックであるとし、5Gの特徴を生かした高性能な無線通信への期待が高まっているとしている [3]。

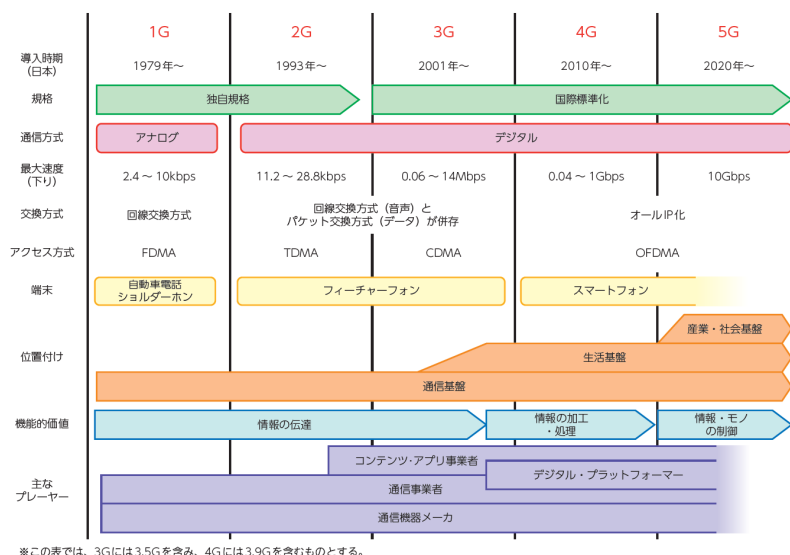


Figure 1-2 移動通信システムの進化 [2]

インターネット技術やセンサー・テクノロジーの発展を背景に、家電や自動車、ビル、工場などの設備など、世界中の様々なものがインターネットにつながることをIoTと呼ぶ。現状では、企業のIoTソリューションの導入理由は業務自動化・最適化が多くを占める [2]。内閣府は、情報社会 (Society 4.0) の次の新たな社会「Society 5.0」において、現実空間からIoTデバイスやセンサーを通じてあらゆる情報が集積 (ビッグデータ) し、人工知能 (AI) がビッグデータを解析、高付加価値を現実空間にフィードバックすることで、新たな価値が産業や社会にもたらされるとしている [4]。したがって、Society 5.0の根幹を成す技術としてIoTの発展、普及が期待される。

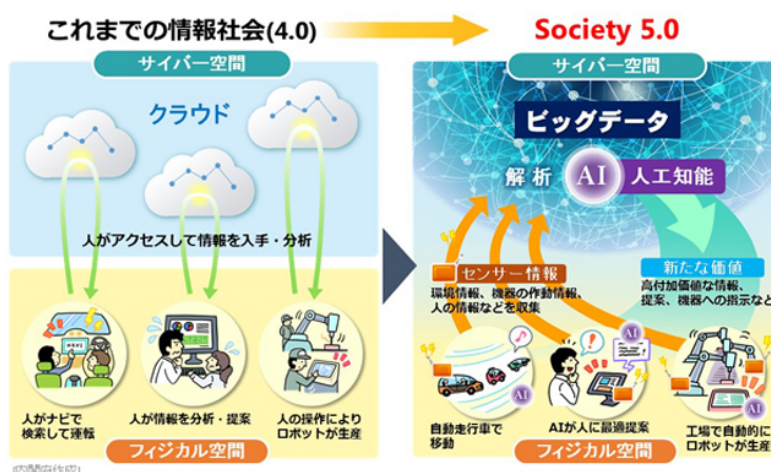


Figure 1-3 サイバー・フィジカル空間の関係の変化 [4]

IoT ネットワークは一般に Figure 1-4 の構成をとり、デバイスで生成されたデータがネットワークを経て IoT ゲートウェイに集約され、広域ネットワークを介して IoT プラットフォームに至る [5]。IoT デバイスは 2015 年には 170 億台程度であったが、2022 年までに倍の 350 億台程度まで増加すると予想されている (Figure 1-5)。家電やスマート玩具などの「コンシューマ」、スマート工場 (Industry 4.0 が背景) やスマートシティが拡大する「産業用途」並びにコネクテッドカーの普及が進む「自動車・宇宙航空」が拡大の中心となると予想される。



Figure 1-4 IoT の構成要素 [5]

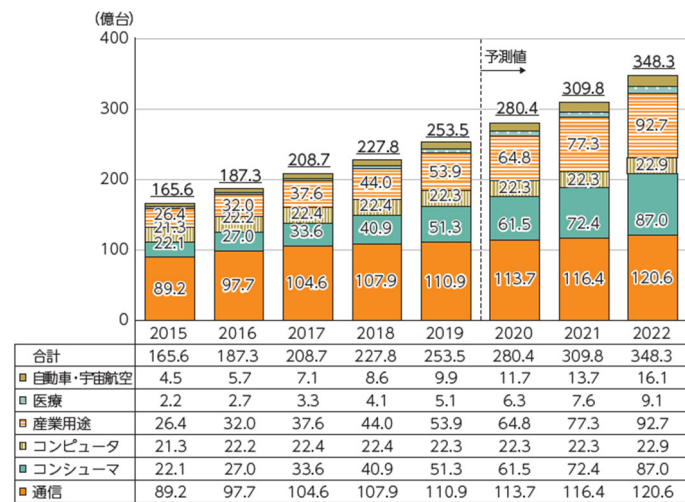


Figure 1-5 世界のIoT デバイス数の推移及び予測 [2]

1.1.2 情報通信とデータセンター

情報通信は、通信設備（電話交換機など）、サーバーやストレージ、ネットワーク機器（ルーター、スイッチ）などの ICT 機器によって構築されたネットワークを介して成されている。固定電話網であれば、Figure 1-6 のように電話線が電話機から電信柱や地中を通じて電話局の電話交換機とつながっており、相手方の電話局の電話交換機とやり取りをすることで通話が可能となる [6]。インターネットは、Autonomous System (AS) と呼ばれる個々のネットワーク間で Border Gateway Protocol (BGP) という規約により経路情報の交換を行うことで通信を行っている [5]。AS は概ね階層構造が形成されてきたが、近年のトラフィックの激増に対応するため、巨大なトラフィックが生じるコンテンツサーバーに直接ネットワークを接続したり、Content Delivery Network (CDN) サーバーを設置し、エンドユーザーから最も近い CDN サーバーからコンテンツを配信したりする動きがある (Figure 1-7)。また、固定通信や 4G や 5G などの移動通信、IoT ネットワークは Figure 1-8 に示す構造となっており、固定通信ネットワークがその中心となっている。

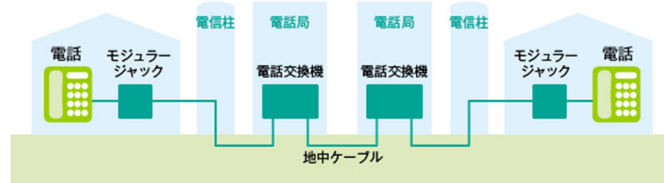


Figure 1-6 一般加入電話サービスの仕組み [6]

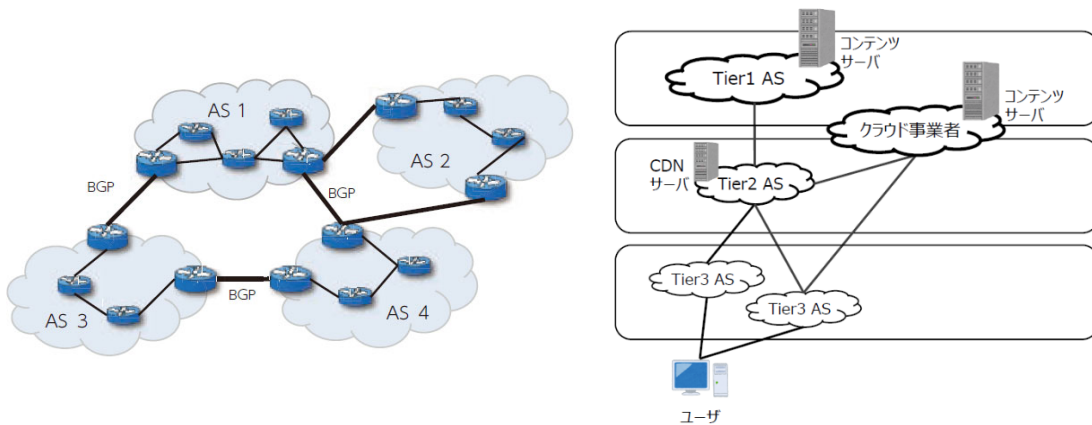


Figure 1-7 インターネットの概念図と構造の変遷 [5] [7]

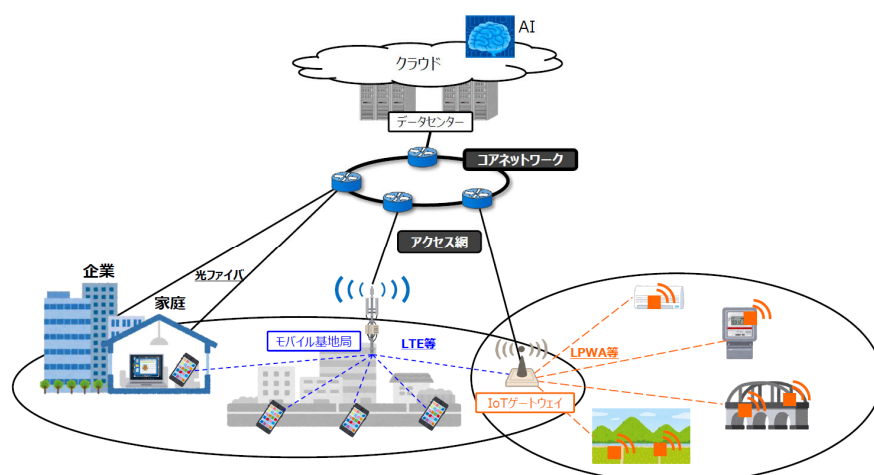


Figure 1-8 固定通信とモバイルネットワーク構成の概念図 [7]

これらの情報通信ネットワークを構成する ICT 機器は、高温環境での動作による故障率の上昇 (Figure 1-9) や低湿環境による静電気の発生、高湿環境による結露など、動作環境の悪化に伴い様々な問題が発生するため、動作温湿度環境に厳密な規定が設けられる。温湿度条件には、ICT 機器メーカーが独自に設定している条件の他、ASHRAE 技術諮問委員会 9.9 (TC9.9) が定める ICT 機器吸込条件の推奨環境範囲と許容環境範囲があり、これが広く引用される。Figure 1-10 に示す通り、露点温度、乾球温度、相対湿度で定義されるクラス A1～A4 (Table 1-1) に共通する推奨範囲と、それぞれのクラスの許容範囲が示されている。空冷設備は通常の状態下で推奨範囲内にある周辺環境を達成するように設計する。一方で、ICT 機器の信頼性及び運用に影響を与えるリスクなく、短時間、推奨範囲外の許容範囲で運用されることは許容されているとしている [8]。この温湿度条件は、2004 年に公表されて以降、外気冷房やフリークーリングなどの自然エネルギー利用やより広い環境条件下での運転による冷却システムの高効率化でもたらされる省エネルギー効果を見込んで、緩和される傾向にある。

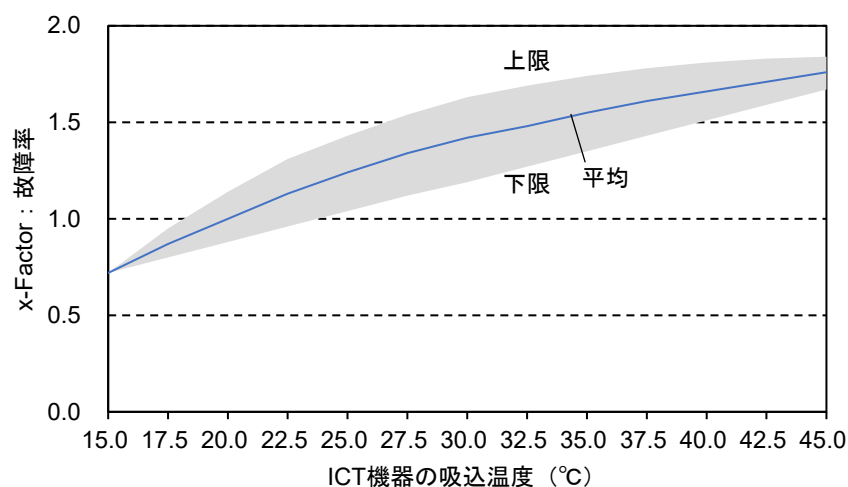


Figure 1-9 ポリウムサーバーのハードウェアの相対的な ITE 故障率 (x-Factor) [8]

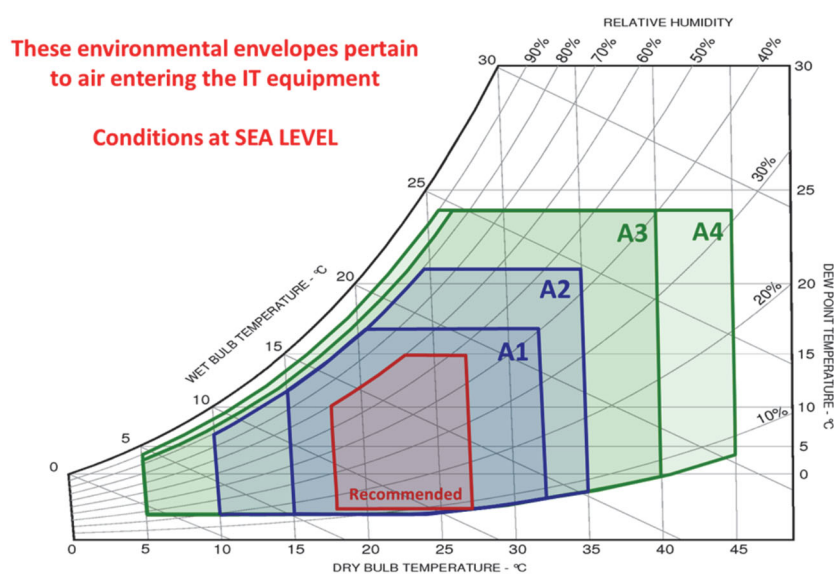


Figure 1-10 ASHRAE クラス A1~A4 の推奨及び許容環境範囲 (2015) [8]

Table 1-1 空冷装置に関する環境クラス定義 [8]

クラス	アプリケーション	製品	環境制御
A1	データセンター	エンタープライズサーバー、ストレージ	厳密な制御 (露点、温度、相対湿度)
A2~A4	IT スペース	ポリウムサーバー、PC、ストレージ、ワークステーション	ある程度の制御 (露点、温度、相対湿度)
B	オフィス、住宅、移動環境	PC、ワークステーション、ノート PC、プリンター	最低限の制御 (温度)
C	店舗、産業、工場	POS 機器、強靱な制御機器 またはコンピュータ、PDA	制御無 (屋内、十分な冬の暖房と換気)

ICT 機器の設置環境を推奨範囲ないし許容範囲（特にミッション・クリティカルな運用に求められるクラス A1）に保つには相当なエネルギーが必要となり効率的な運用が求められる。また、防災、セキュリティ、保守管理などの観点からも、ICT 機器を収容して集中的に管理する施設が必要とされる。その施設がデータセンターであり、日本データセンター協会（JDCC）は「分散する IT 機器を集約設置し効率よく運用するために作られた専用施設」と定義している。具体的には、インターネット用のサーバーやデータ通信、固定・携帯・IP 電話などの装置を設置・運用することに特化した建物の総称を指すとしている [9]。

データセンターはその用途により様々な構成要素が用意されている。その構成の一例を Figure 1-11 に示す。情報通信コンピュータ室をはじめ、付帯するサービス部、共用部、オフィス部、並びに壁や柱などの躯体で構成される。情報通信コンピュータ室自体は、コンピュータサーバー（11%）、ストレージ（19%）、通信装置（5%）などの IT 用途が 42%を占める一方で、冷却装置（12%）、配電装置（3%）などの設備用途や（ラック間の）通路（20%）、コマンドエリア（4%）などの非 IT 用途が（58%）を占めている。

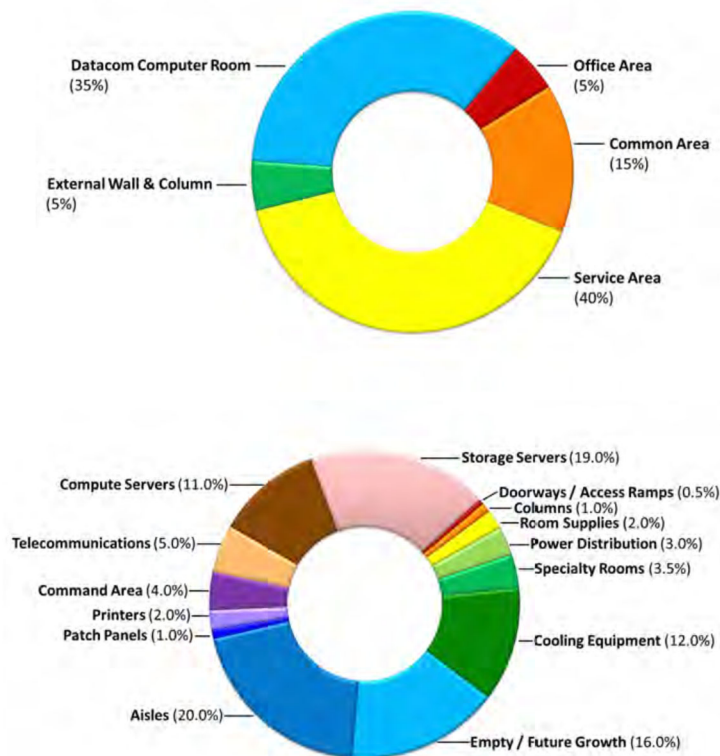


Figure 1-11 データセンターの床面積内訳の例（上）とそのうちの情報通信コンピュータ室（Datacom Computer Room）の床面積内訳の例（下） [10]

1.1.3 データセンターを取り巻く動向

これまでに述べた通り続伸する ICT 需要を支えるデータセンターの市場規模は拡大の一途をたどると予測される。カテゴリ別でも幅広い用途での成長が見込まれる (Figure 1-12)。国内に目を向けても傾向は同様に増加傾向にある (Figure 1-13)。富士キメラ総研は、5G や IoT の浸透でデータセンター市場に次のような影響があるとしている [11]。

- ① 通信量は増大、Web コンテンツシステムもリッチ化し、Web コンテンツプロバイダーやインターネットサービスプロバイダー (ISP) のデータセンター利用量が拡大する
- ② 5G の低遅延性を生かすため通信基地局内や近距離にデータセンターを置く、エッジデータセンターの需要が増える
- ③ 通信基地局の拠点として、データセンターやエッジデータセンターの需要が増える

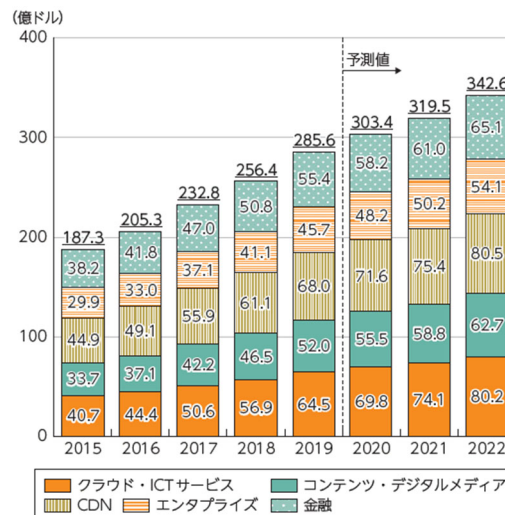


Figure 1-12 世界のデータセンター市場規模の推移及び予測 [2]

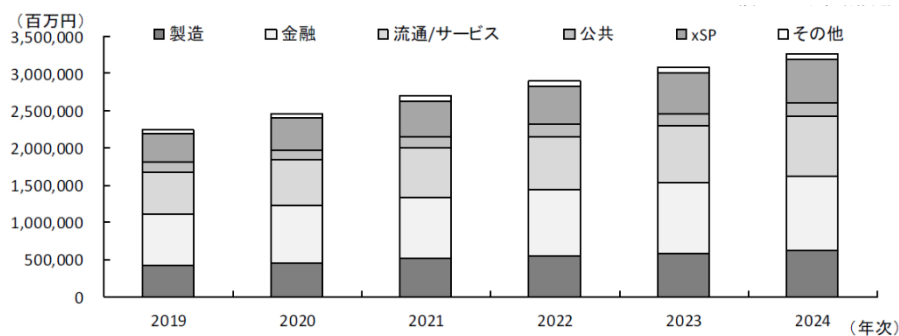


Figure 1-13 日本のユーザー企業の業種別のデータセンター市場動向 [11]

また、前述の ICT 機器の需要の高まりから、ICT 機器自体の高性能化、高密度実装化が進んでいる。ASHRAE TC 9.9 は Figure 1-14 のグラフを発表し、2U・2 ソケットサーバーの場

合、「コミュニケーション／電気通信」の用途を除き、消費電力は増加する傾向にあると報告している。科学分野のサーバーは42Uラックにフル搭載した場合には1ラック当たり25～30kWの消費電力になると予想しているが、大半の分野は15kW/ラック以下の見込みである。ASHRAE TC 9.9は同書で15～20kW/ラックを超える電力レベルは、世界中のほとんどのデータセンターで問題となり得て、局所的な液冷などを検討する必要があるとしている [10]。実際のラック搭載状況を考慮すると、グラフで示すように42Uフル搭載することは多くなく、1ラック当たりの消費電力はもう少し小さいものと想定される。しかしながら、今後もICT機器の高発熱密度化が進むのは確実であり、データセンターには高い電力供給能力が求められる。さらに、ICT機器の情報処理に用いられた消費電力はほぼ熱に変わることから、それを冷却可能なソリューションも必要となる。それらを実現するデータセンターは付加価値が高く、ラック当たりの供給可能電力は年々高くなる傾向にある。特に昨今では、ハイパースケールデータセンターの開設が増えているため、1ラック当たりの平均供給可能電力として8kVA以上を設定しているデータセンターが多い。一方で、2kVA以下の電力スペックのデータセンターは陳腐化により閉鎖する傾向にあるといわれるものの、2024年でも総ラック数の半数以上を占める [11]。

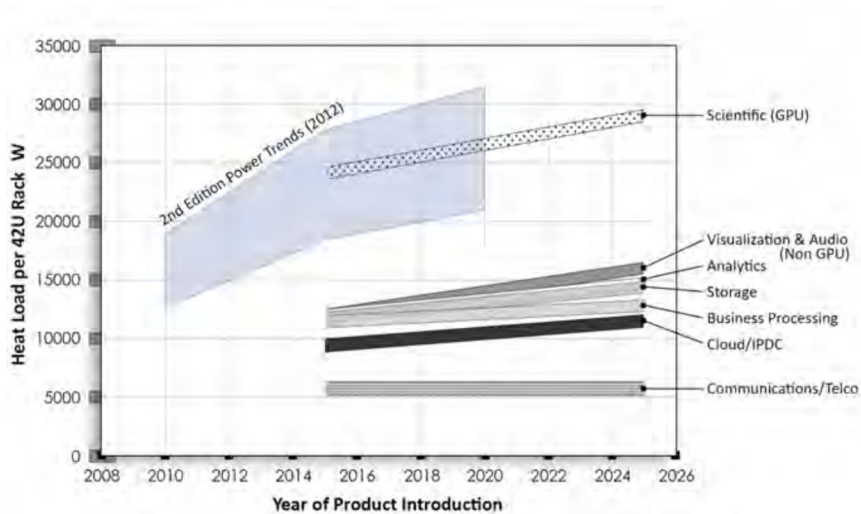


Figure 1-14 2Uサーバー（2ソケット）の電力トレンド [10]

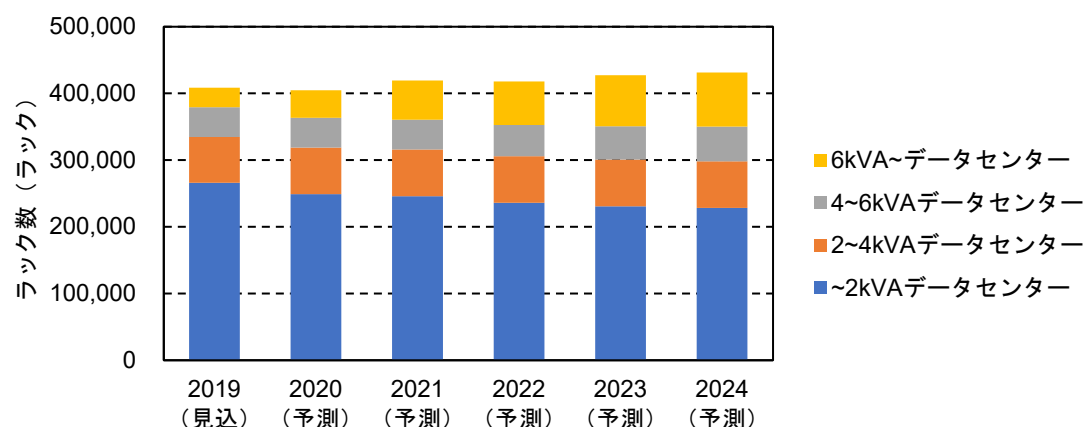


Figure 1-15 電力スペック別データセンター推移 [11]

低電力スペックのデータセンターが過半を占める理由の一つとして、データセンターの老朽化が考えられる。インターネットバブルなどを背景に 2000 年代に竣工したデータセンターが多く、今後、20 年以上のサーバールーム面積が増加する一因となっている（Figure 1-16）。運用年数の長いデータセンターの増加（つまり、閉鎖されず運用し続けられること）が、低電力スペックのデータセンターの割合が減らない理由の一つであると考えられる。

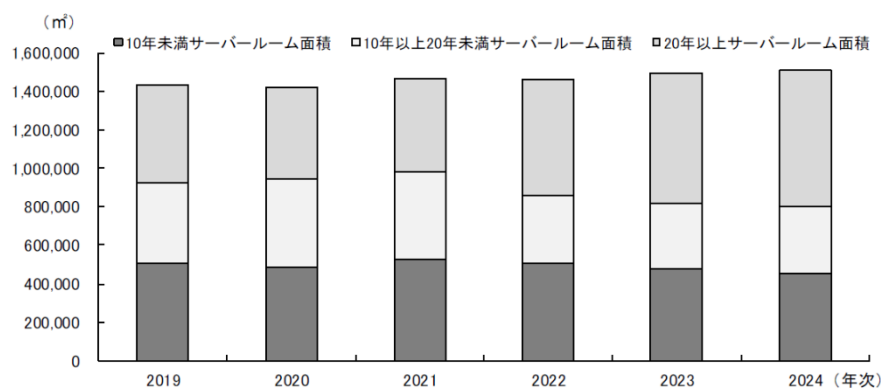


Figure 1-16 竣工年代別サーバールーム面積 [11]

1.1.4 データセンターの省エネルギー化の意義

データセンターは消費電力量の大きい施設として知られており、世界の消費電力量の約1%、日本の消費電力量の約1.5%を占めていると推定される [12] [13] [14]。その理由として、情報処理のために ICT 機器が膨大な電力を消費すること、ICT 機器の消費電力はほぼ全てが顕熱負荷となるためにそれを冷却する空調システムの消費電力が大きいこと、電源容量が大きいこと電力損失が大きいこと、などが挙げられる。Shehabi らは米国のデータセンターの規模別の Power Usage Effectiveness (PUE) を Table 1-2 で報告している [15]。これによると、ハイパースケールデータセンターを除く典型的なデータセンターでは、付帯設備が約40~60%を占めることがわかる。特に、電力設備（電力損失）はデータセンターの消費電力の約10%、冷却設備は約30~50%を占める。

Table 1-2 データセンターの規模別 PUE (2014 年) [15]

Space Type	IT	Transformer	UPS	Cooling	Lighting	Total PUE
Closet	1	0.05	-	0.93	0.02	2.0
Room	1	0.05	0.2	1.23	0.02	2.5
Localized	1	0.05	0.2	0.73	0.02	2.0
Midtier	1	0.05	0.2	0.63	0.02	1.9
High-end	1	0.03	0.1	0.55	0.02	1.7
Hyperscale	1	0.02	-	0.16	0.02	1.2

電話局を運用する電気通信事業者や自社で機械室やデータセンターを運用する企業にとっては、ICT 機器を含むデータセンターの省エネルギー化は経費削減につながり、データセンター事業者にとっては、付帯設備の消費電力の低減はハウジング価格（円/ラック）やコロケーション価格（円/kVA）の低廉化につながる。いずれも企業競争力が向上することから非常に関心が高い。さらに、環境問題への関心の高まりから、環境経営や持続可能な開発目標（Sustainable Development Goals、SDGs）に取り組む企業が増えており、環境配慮（地球温暖化対策）としてのデータセンターの省エネルギー化の機運はさらに高まってきている。

1.2 既往の研究と本研究の意義

1.2.1 既往の取組・研究

(1) ICT 機器の冷却方式

ICT 機器自体の冷却方式には、主に空冷式と液冷式がある。空冷式に関しては、冷却ファンを内蔵しない自然空冷方式と、冷却ファンを内蔵し ICT 機器の筐体内のコンポーネントを冷却する強制空冷方式に分けられる。液冷式に関しては、ICT 機器内で冷却液の密閉回路を形成して CPU などの高発熱部品から除去した熱をラジエータで排熱する密閉回路方式、冷却液分配装置（Coolant Distribution Unit、CDU）からの冷却液を ICT 機器に導入して高発熱部品に取り付けたコールドプレートから熱を取り去るコールドプレート方式などがある。前者は高発熱部品を含めた ICT 機器の発熱をすべて空気で排熱し、後者は高発熱部品以外の熱を空気で排熱することから、いずれもデータセンターの空調システムに左右される。一方で、すべての排熱を液冷で処理する方式も存在する。冷却液（鉱油などの絶縁性を持つもの）に ICT 機器を浸漬し冷却する液浸方式である。この方式では、ICT 機器の内蔵ファンを取り外すために、ICT 機器自体の消費電力も小さくすることができる。

前述の通り、15～20kW/ラックを超える電力レベルでは高発熱ソリューションを検討する必要があり、液冷式はその一つ的手段として検討される。ハイパフォーマンス・コンピューティング（HPC）やスーパーコンピュータでは、液冷式の冷却手段の採用が一般的になりつつある。しかし、複数のメーカー製の ICT 機器が混在する環境での統合の容易さ、サービスが簡単であること、そして電子機器に導電性の液体を近づけることへの恐れなどの要因により、今日のデータセンターでは空冷式が大多数を占める [16]。本研究では、液冷式の ICT 機器は対象外とし、空冷式の ICT 機器及びその冷却のための空調システムを対象とする。以下、ICT 機器はラックマウント型の強制空冷式の機器（サーバー等）と定義する。

(2) ICT 機器の省エネルギー化

オフィス機器（コンピュータ、ディスプレイ、画像機器、及びコンピュータサーバー）の国際的省エネルギー制度である国際エネルギースタープログラム（ENERGY STAR）などの認証制度により、ICT 機器自体の省エネルギー化が進んでいる。ENERGY STAR では、サーバーに対して稼働状態効率基準への適合だけでなく、アイドル時の消費電力の測定、報告を求めている [17]。実際に、SPECpower_ssj2008 で測定した性能と消費電力の推移をみると、性能と稼働時の消費電力は上昇傾向にあるが、アイドル時の消費電力はほぼ横ばいであり、省エネルギー化が進んでいることが見て取れる（Figure 1-17）。



Figure 1-17 性能と消費電力のトレンド [10]

アイドル状態など部分負荷時の省エネルギー化のために、ICT 機器の吸込温度や構成部品の温度により内蔵する冷却ファンの回転数を増減する制御が取り入れられている。一例として、ICT 機器の吸込温度により内蔵ファン回転数の下限を決定し、構成部品の温度から内蔵ファン回転数を PID 制御するシステムが紹介されている [16]。ICT 機器の熱管理に使用する温度センサーの位置の例を Figure 1-18 に、吸込温度と内蔵ファン回転数の下限の関係の例を Figure 1-19 に示す。また、より高度な内蔵ファンの制御として、多入力多出力 (Multi-Input Multi-Output、MIMO) 制御が提案されている [18]。

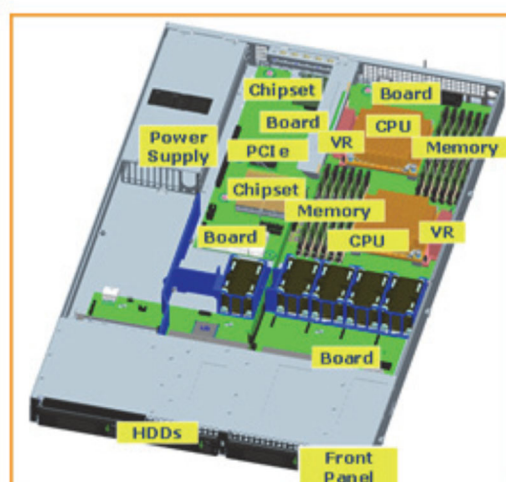


Figure 1-18 1U ボリュームサーバーの温度センサー位置の例 [16]

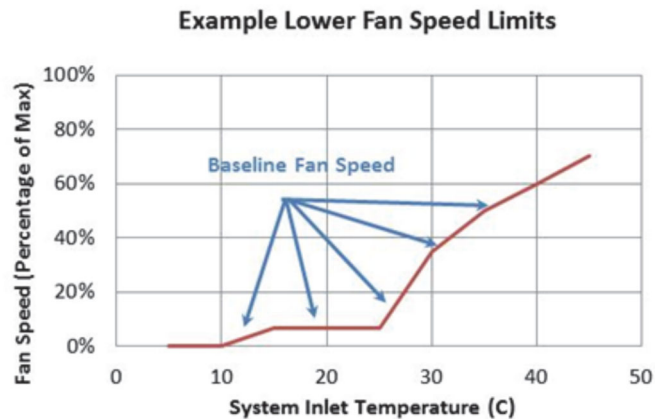


Figure 1-19 ICT 機器の吸込温度と内蔵ファン回転数の関係の例 [16]

(3) データセンター空調システムの特徴

オフィスと比較したデータセンターの空調システムの特徴を Table 1-3 に示す。ICT 機器の膨大な顕熱負荷を処理するために年間を通して冷房運転を行うこと、空調機の熱交換器での除湿及びそれに起因する加湿などの無駄なエネルギー消費を避けるために高顕熱で運転すること、給気量不足による局所的な熱だまりを防ぐために大風量で運転することなどが主な特徴として挙げられる。また、冷却対象がミッション・クリティカルな機器であるが故に、ICT 機器の熱障害を防ぐために高いレベルで温湿度管理を行う必要があり、空調システムの停止による室内温度上昇を避けるために高い信頼性が求められる。さらに、ICT 機器は更新速度が速く、新設、増設、設定変更が頻繁に行われるため、それらに対応できる柔軟な設備設計が必要となる。前述の通り、温湿度管理については ASHRAE TC9.9 の環境条件を満たす空調設計が一般的である。信頼性に関する基準としては、日本データセンター協会 (JDCC) が Uptime Institute の Uptime Tierなどを参考に、日本の実情に即した日本独自の基準として制定した「データセンターファシリティスタンダード」が多く引用される (Table 1-4)。この基準では冗長化について、N+1 (ティア 3) や N+2 (ティア 4) といった、いわゆる常用機台数+予備機台数を一律で規定している。一方で、羽山らは空調設備の不稼働率を算出して必要台数を求める、投資と信頼性のバランスを考慮した信頼度設計の手法を提案している [19]。

Table 1-3 データセンターの特徴 [20]

項 目	データセンター	オフィス
室内熱負荷 (発熱密度)	300～2 000 W/m ²	50～100 W/m ²
運転時間	24 h 365 日連続運転	間欠運転
運転制御	年間冷房	冷房 + 暖房
熱処理	顕熱が主	顕熱 + 潜熱
気流方式	二重床吹出し方式	天井からのダクト吹出し方式
送風量	換気回数 50～300 回/h	換気回数 10～20 回/h

Table 1-4 データセンターファシリティスタンダード（空調設備の抜粋） [21]

各ティアレベルが想定している、データセンターのサービスレベル

	サービスレベル
ティア 1	・地震や火災など災害に対して、一般建物レベルの安全性が確保されている。 ・瞬間的な停電に対してコンピューティングサービスを継続して提供できる設備がある。 ・サーバ室へのアクセス管理が実施されている。 ・想定するエンドユーザの稼働信頼性：99.67%以上
ティア 2	・地震や火災など災害に対して、一般建物レベルの安全性が確保されている。 ・長時間の停電に対してもコンピューティングサービスを継続して提供できる設備がある。 ・サーバ室へのアクセス管理が実施されている。 ・想定するエンドユーザの稼働信頼性：99.75%以上
ティア 3	・地震や火災など災害に対して、一般建物より高いレベルでの安全性が確保されている。 ・機器のメンテナンスなど一部設備の一時停止時においても、コンピューティングサービスを継続して提供できる冗長構成の設備がある。 ・建物およびサーバ室へのアクセス管理が実施されている。 ・想定するエンドユーザの稼働信頼性：99.98%以上
ティア 4	・地震や火災など災害に対してデータ保全の安全性を保ち、かつ可用性も確保した非常に高いレベルでの耐災害性が確保されている。 ・機器の故障やメンテナンスなど一部設備の一時停止時において、同時に一部機器に障害が発生してもコンピューティングサービスを継続して提供できる、より高いレベルの冗長構成の設備がある。 ・敷地、建物、サーバ室およびラック内の IT 機器へのアクセス管理が実施されている。 ・想定するエンドユーザの稼働信頼性：99.99%以上

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
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	

推奨項目 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
空調設備 (H)	1	熱源機械室の区画	規定無し	規定無し	独立した専用区画室	独立した専用区画室	
	2	空調用補給水の備蓄量 (加湿・冷却塔補給水)	規定無し	12時間	24時間	48時間	
	3	熱源機器・空調機用電源の冗長性 (停電時のサーバ室温度上昇防止対応)	規定無し	規定無し	自家発電設備	自家発電設備 (必要に応じ、UPSを設置)	
	4	配管設備の冗長性 (水冷空調の場合)	規定無し	規定無し	必要	必要	

(4) 空調気流方式

ICT 機器はラックやキャビネット（以下、ラックで統一する）と呼ばれる筐体に搭載された状態で運用される。ラックは EIA 規格に準拠した 19 インチラックが一般的である。この規格では ICT 機器とラックの寸法が規定されており、幅 19 インチ (482.6mm)、高さ 1.75 インチ (44.45mm) の ICT 機器を搭載可能なように、ICT 機器を取り付けるマウントレールの幅や取付穴のピッチが決められている。また、1U という単位を 1.75 インチと定めている。

以前は、ICT 機器の吸排気の向きがそろえられておらず、吸排気が混合（再循環）して ICT 機器の吸込温度が上昇する状況がしばしば見受けられた。機械室では ICT 機器の吸込温度が最も高い箇所に合わせて給気温度を決定するため、過剰冷却や過剰給気に繋がり空調効率を悪化する一因となってきた。ラックに搭載する ICT 機器の向きをそろえ、吸気側と排気側をそれぞれ対面させると、排気の再循環が抑制され、空調効率が高まる。この方式はコールドアイル・ホットアイル方式（Figure 1-20）と呼ばれ、多くのデータセンターで採用されている。空冷ラックの吸排方式は Figure 1-21 に示す通り様々であるが、コールドアイル・ホットアイル方式の平面計画がほとんどであり、前面吸込・背面吹出の形状や前面吸込・天面吹出の形状が多数を占める。

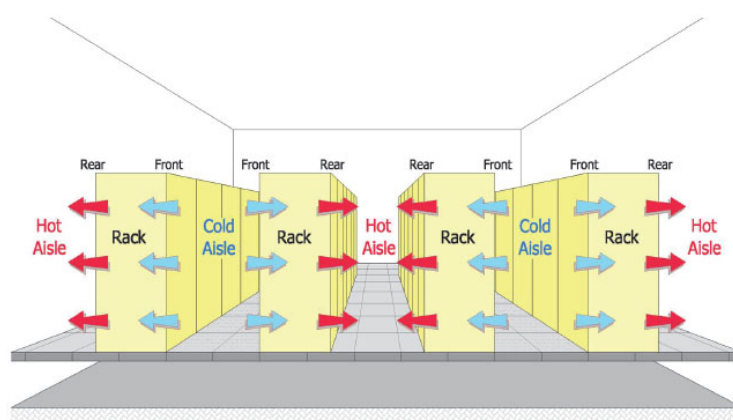


Figure 1-20 コールドアイル・ホットアイル方式 [8]

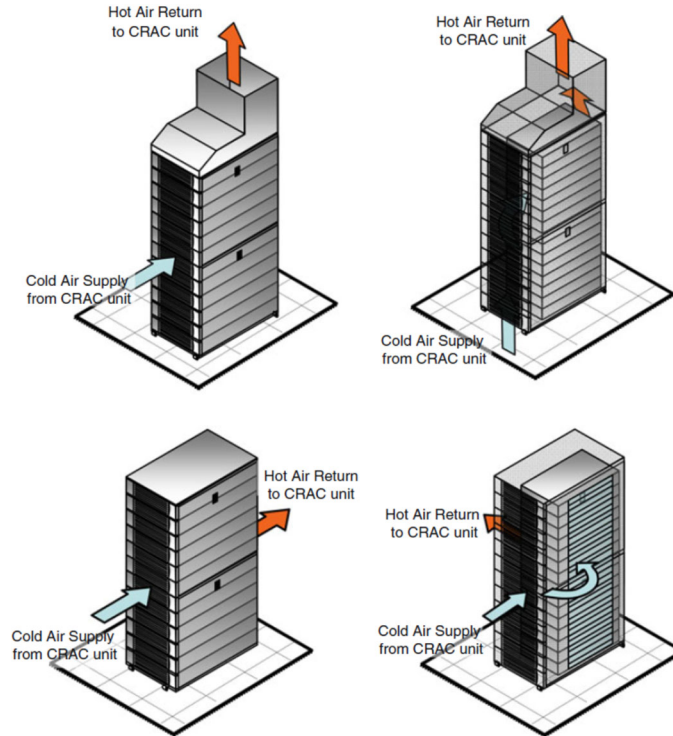


Figure 1-21 空冷ラックの吸排方式 [22]

データセンターの特徴の一つとして、大風量給気が挙げられることを述べた。これは、ICT機器の要求風量に対して空調機の給気風量を充足させ、ICT機器の排気の再循環を抑制することを目的としている。それ故に空調機の室内ファンの消費電力は大きく、空調システムの消費電力のうち約3割を占める [23]。そのため、機械室内の空調気流の高効率化に関する研究が盛んに進められている。

空調機からの給気をどのように分配・回収するかは空調気流の効率に大きく影響する。今日のデータセンターで多く採用される空調気流方式の例を Figure 1-22 に示す。一般的なデータセンターでは、ICT機器の増設などに対するフレキシビリティの確保や空調給気の適正分配、配線処理を考慮し、二重床を設け、その下部空間を配線スペースやプレナムチャンバとして利用している。中尾らは、実大実験により4種類の空調気流方式（二重床吹出・横吸込方式、二重床吹出・天井吸込方式、天井吹出・横吸込方式、天井吹出・二重床吸込方式）を無次元化した室内温度と標準偏差で評価し、発熱密度及び給気温度が等しい条件下で、二重床吹出・天井吸込方式が最も効率的な空調気流方式であることを示した [24]。ShrivastavaらはCFDを用いて二重床吹出、二重床吸込、天井吹出、天井吸込を組合せた7種類の空調気流方式の熱性能を比較し、同様に二重床吹出・天井吸込方式が最も優れていると結論した [25]。一方で、諏訪らは一連の研究で、二重床吹出・天井吸込方式と比べ、天井吹出・天井吸込方式の方が良好な結果を示したと結論している [26] [27] [28]。

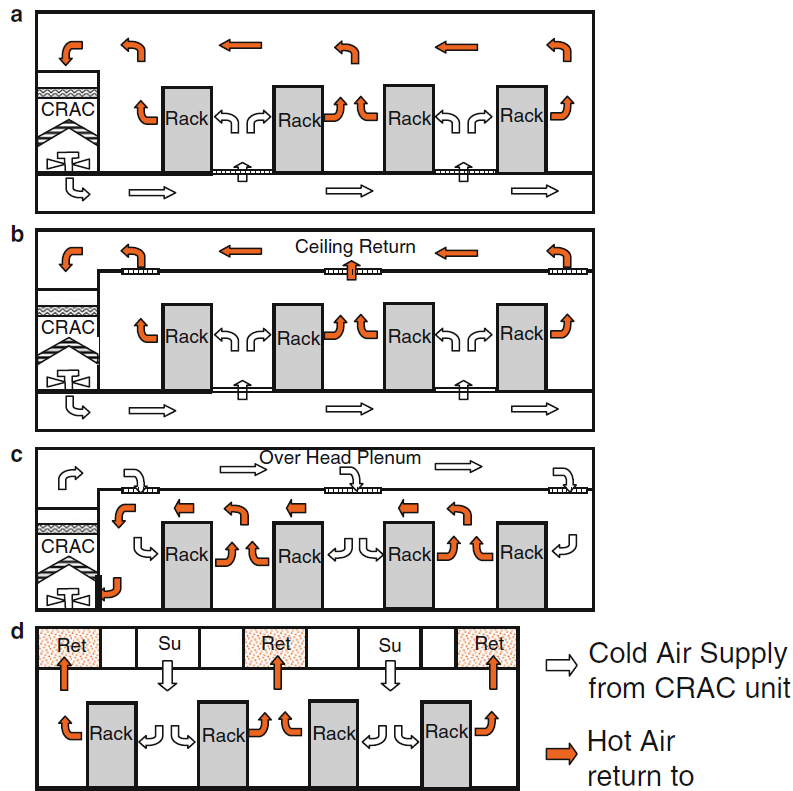


Figure 1-22 空調気流方式の例（a：二重床吹出・横吸込方式、b：二重床吹出・天井吸込方式、c：天井吹出・横吸込方式、d：天井吹出・天井吸込方式） [22]

(5) アイルコンテインメント

井口らはコールドアイル・ホットアイル方式について、二重床吹出・横吸込方式を採用する機械室の熱気流シミュレーションを行い、ショートサーキットやそれによる局所的な熱だまりなどの空調効率の悪化に繋がる現象が生じることを指摘した [29]。この中で、ショートサーキットは主に、ラック間通路を横断する流れ、ラック列の端部での偏流、ラック上部を横断する流れで生じ易いことを示している。この気流改善手法として、コールドアイルとホットアイルを物理的に分離するアイルコンテインメントが提案されており、データセンターのエネルギー効率に関する欧州行動規範（the European Code for Energy Efficiency in Data Centres）の重要な課題と合意された解決策を記載したベストプラクティス集にも掲載されている [30]。コールドアイルを囲うコールドアイルコンテインメントと、ホットアイルを囲うホットアイルコンテインメントが主流であるが、ASHRAE ではその他にラック前面にチャンバを設けるタイプと、ラック背面に排気chimneyを設けるタイプを紹介している（Figure 1-23）。

吉井らはコールドアイルコンテインメント方式、延岡ら、近都らは吸込チャンバ方式をそれぞれ検討し、コンテインメントを施すことで吸排気が効率化し、空気搬送系動力の削減効果を得ると同時に、ラック前面の温度が画一化することで空調給気温度の昇温が可能とな

り、冷凍サイクルの効率が向上する可能性を示唆している [31] [32] [33]。

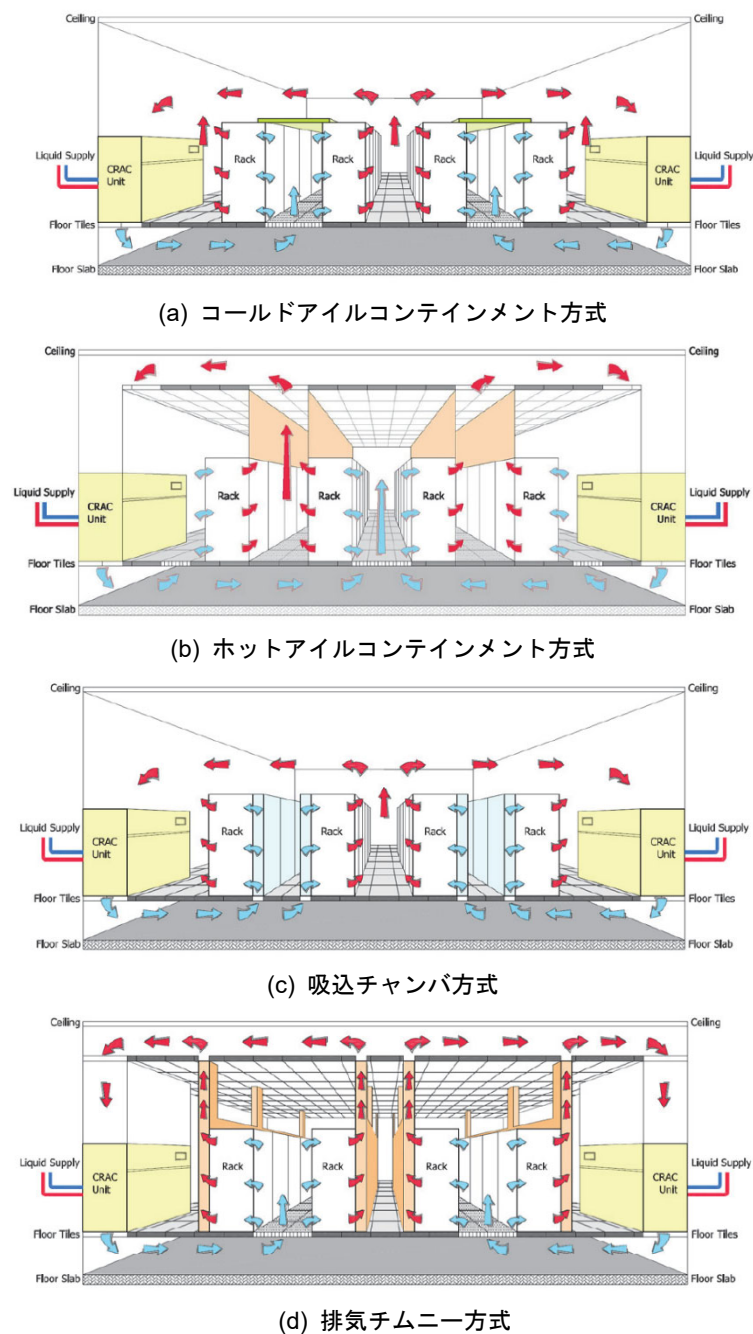


Figure 1-23 アイルコンテインメントの種類 [16]

(6) 空調システムの高効率化

データセンターの空調システムの熱源方式には、主に個別分散方式と中央熱源方式がある (Table 1-5)。前者は冷媒 (代替フロン) を熱搬送媒体としたパッケージ型空調機を用いたシステムであり、後者は冷凍機などで生成した冷水を熱搬送媒体としたシステムである。

従来、ICT 機器を扱う施設であることから、漏水によるサービス断を忌避して個別分散方式が主流であった。しかし、近年は ICT 機器の高発熱・高密度化が進み、大規模になるほどスペース効率が高くなる中央熱源方式が採用される機会が増えている。

植草らは、パッケージ型空調機の冷凍サイクルにおいて、膨張弁の容量見直し、圧縮機の最低圧縮比の低減、凝縮圧力制御弁の採用により、低外気温度時に低圧力比で運転する方法を確立し、低外気温度時の運転効率を大幅に向上させた [34]。パッケージ型空調機の高外気温度時の効率向上手段の一つにガスインジェクションサイクルがある。冷凍サイクルの膨張弁の二次側はガス相冷媒と液相冷媒の二相流となっているが、ガス相冷媒は蒸発器で熱交換するのは顕熱分のみのためほとんど冷却に寄与しない。そこで、膨張弁を一段追加し、一段目で膨張した二相冷媒のうちガス相冷媒を分離し、圧縮機に注入（インジェクション）することで、圧縮機の仕事を減らし効率を向上する [35]。宇田川らは、外気温度 35℃相当の凝縮圧力において、単段圧縮サイクルと比べて COP が 25%向上することを、ガスインジェクションを搭載した実験装置で確認した [36]。

データセンターでは ICT 機器の発熱を処理するため年間で冷房を行うことから、空調システムにはその特徴を考慮した様々な工夫が図られてきた。中間期・冬期に寒冷な外気を利用する外気冷房（エアサイドエコノマイザー）という技術がある。エコノマイザーは「機械的な暖房や冷房の要求を低減する制御技術（a control system that reduces the mechanical heating and cooling requirement）」と定義される [37]。植草らは、パッケージ型空調機の効率向上を目的に、冷凍サイクル内に冷媒ポンプを備えた間接外気冷房型（インダイレクト・エアサイドエコノマイザー）空調機を考案し、シミュレーション及び実機実測により制御方法を提案した。この空調機は、従来の空調機と比較して年間で消費電力量を約 50%削減可能としている [38]。中央熱源方式においても、冷水を使用することから、フリークーリングや外気冷房との親和性が高い。冷凍機をバイパスし、冷却塔で生成した冷却水を冷却に利用するフリークーリングも間接外気冷房の一種であるといえる。冷却塔を利用したエコノマイザーは寒冷な外気を水の冷却に用いることからウォーターサイド・エコノマイザーとも呼ばれる。また、直接外気を機械室内に導入する直接外気冷房（ダイレクト・エアサイドエコノマイザー）では、微粒子やガスによる汚染など解決すべき課題はあるが、空調システムの消費電力が約 50%低減されるという非常に大きな効果が報告される [39]。国内では、寒冷地における国内有数の規模のデータセンターで直接外気冷房を適用し、機械室のみを対象とした partial Power Usage Effectiveness (pPUE) で 1.14 という高い効率を達成している [40]。ASHRAE TC9.9 は直接外気冷房の導入に当たり考慮すべき事項として、微粒子やガスの発生源となる敷地の周辺環境、気候、自然災害への配慮や、適切なフィルターならびにリアルタイム監視・制御の選定を挙げている [41]。

その他、ヒートパイプを用いて外気と室内空気を熱交換する間接外気冷房 [42]や、外気と室内空気を熱交換する熱交換器の外気側に散水し蒸発潜熱を冷却に用いる間接蒸発冷却 (Indirect evaporative cooler, IEC) [42][43]など様々なエコノマイザーが検討されている。

Table 1-5 熱源方式の特徴 [20]

	パッケージ型空調機方式	冷凍機方式
信頼性	並列冗長運転・予備保全を確実に行うことにより、信頼性が高くなる	機器・配管の信頼性は比較的高いが、緊急時の対応に配慮が必要
省エネルギー	冷凍機より機器単体の効率は劣るがシステム全体での効率は高い	冷凍機単体効率は高いが搬送動力が大きいことによりシステム全体効率は低下する可能性がある
設置スペース	小	中
イニシャルコスト	安い	比較的高い
特 徴	① 個別空調のため故障の波及は少ない ② 配管・機器設置スペースを初期から計画しておけば将来対応や逐次増設は簡単である	① フリークーリング、外気冷房などの省エネルギーシステムとの併用により、効率が向上する ② 機器の寿命は比較的に長い
留意事項	外気温度や室内温度条件による能力変化が大きいので選定の際は注意が必要	① 冬の冷却水温度制御が必要 ② 冷却水の水質管理が必要 ③ 機器増設スペース、更新時の搬入スペースの確保が必要 ④ 故障時の影響範囲が大きいことにより、冗長性の確保を十分に行う必要がある

(7) 高度な解析・予測技術

データセンターの機械室の温熱環境を把握する上で、実大実験や縮小模型実験といった手法は、試験環境の構築にコストがかかることや大規模な条件変更が困難であることなどの課題がある。そこで、ASHRAE でも気流の最適化や分析のスタディ手段として推奨しているように [23]、Computational Fluid Dynamics (CFD) による熱・気流シミュレーションが積極的に活用されている。通常大規模な実験が必要となる空調気流方式の比較や、複数の水準を用意しなければならないパラメータの最適化に、CFD が効果的な検討手段となっている。前述の、空調気流方式を比較検討した Shrivastava ら [25]、諏訪ら [26]の研究は CFD を用いたものである。また、Shrivastava らは同研究の延長として、これらの空調気流方式の換気設計のために、天井の高さ、開口パネルの流量、戻り換気口の位置をパラメータとした検討を行った [44]。Sorell らも同様に複数の空調気流方式における天井高のパラメータスタディを実施している [45]。Patankar らは開口パネルからの気流分布について二重床高さとパネルの開口率をパラメータとして CFD で解析し、その研究の中で均一な気流分布にするための手法を提案している [46] [47]。温熱環境の改善を目的とした CFD によるパラメータスタディとしては、Wibron ら [48]や Wang ら [49]がコンテインメントやブランクパネルといった気流分離の効果を検証しており、Ni らはコールドアイルにおける二重床開口

パネルの吹出角度の最適条件を検討している [50]。また、Yuan らは既存のデータセンターの保守フェーズにおける気流改善の方法としてバッフルプレート（コールドアイルに張り出すようにラック前面に設置される整流板）を提案し、そのサイズと取付角度の最適化を行った [51]。

1.2.2 本研究の位置付けと目的

(1) 効率的かつ安定的な空調気流の実現に向けた検討

コールドアイルとホットアイルの分離やコンテインメントの設置は、気流効率を改善し、再循環やそれによる熱だまりの発生を抑制する効果がある。しかし、ラック間やコンテインメントの部材間、二重床パネルや天井パネルの隙間などを完全に密封することは実行上困難である。Joshi らは、タイルシールの摩耗などによって二重床の固定パネルの面積の 0.1～0.5%に相当する面積で漏気が発生することを指摘し、その漏気量が開口パネルを通過する風量の 10～15%に相当することを報告している [22]。また、ラック内で ICT 機器が偏在することは、システム運用上、当然起こり得る。ラック内には、ICT 機器の未実装部やラック側板と ICT 機器の間など、通気抵抗が小さい隙間が存在し、その箇所で漏気し易い。ラック内の隙間を塞ぐ手段としてはブランクパネルの設置が有効であるが、それでもわずかな隙間が残る。給気量が ICT 機器の要求する換気量を満たさない場合、ホットアイルからコールドアイルに ICT 機器の排気が再循環する可能性がある。一方で、再循環を防ぐために過大な給気量を設定すると、コールドアイルから ICT 機器の冷却に寄与せずホットアイルに流出するショートサーキットが増加し、空調効率向上の妨げとなる。そのため、ある程度の昇温を許容する温度条件を設定することで効率改善を図ることが多いが [52]、ICT 機器の吸込温度のばらつきが残ることから、根本的な改善とならない。

そこで本研究では、換気回路網を用いて ICT 機器の冷却特性を予測する解析モデルを確立することで、ラック周りで効率的かつ安定的な空調気流、つまり再循環量とショートサーキット量を最小化する給気条件を検討する手法を提案する。さらに、解析結果を用いて効率的な空調設計の一助とすべく、ICT 機器の冷却特性及び ICT 機器の吸込温度を予測する方法を示す。

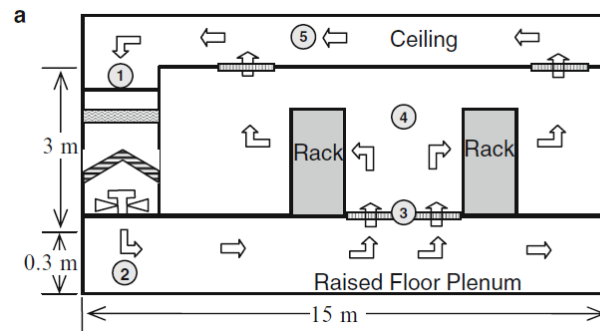
(2) 熱気流シミュレーションによる新たな吸排分離の模索

コンテインメントやブランクパネルを十分に設置したとしても、給気温度と ICT 機器の吸込温度を一致させることは難しい。実運用では施設側と異なる企業がラック内を運用する場合があるという難しさも相まって昇温が大きいことが予想されるが、気密を十分にコントロールできる実験室実験であっても 2～3℃は温度上昇する [53]。

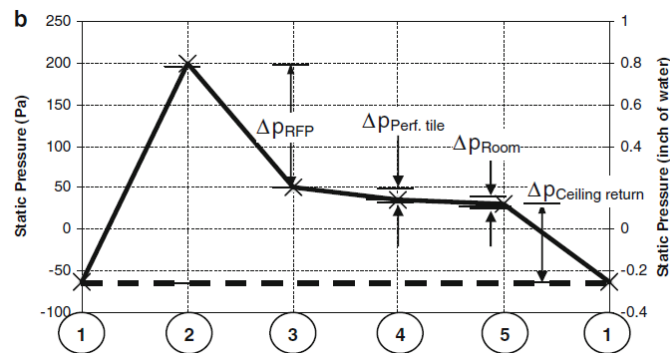
そこで、CFD を用いてコールドアイルとホットアイルの分離をより高める新たな手段を模索する。前述の通り、CFD により大規模な実験を行うことなく各要素のパラメータスタディが可能となる。しかしながら、CFD 解析はどの要素をモデル化するかによって結果が変わってくる。機械室の実測結果と CFD シミュレーションの結果を合わせる場合、最小限の要素で CFD モデルを構築し、その要素の設定だけでフィッティングしようとする、設定が理論値ないし現実の値から大きく外れる可能性がある。二重床吹出方式では、二重床内は気流分配のためだけではなく、電源やネットワークケーブル、空調用配管やその他のインフラの敷設スペースとして使用される。VanGilder らは、これらの障害物は気流の妨げとな

る可能性があり、二重床内の気流解析に障害物を含めることが望ましいとしている [54]。木村らは二重床内の障害物が CFD の予測精度に与える影響に着目し、二重床内に体積圧力損失を与えることで、二重床開口の吹出風速分布やラック面での垂直温度分布の予測精度が向上することを示した [55]。また、Joshi らは典型的な二重床吹出・天井吸込方式における圧力損失が約 250Pa であると示している (Figure 1-24) [22]。特筆すべきは、二重床内の圧力損失の大きさ、並びにコンテインメント無しの場合であっても室内で数十 Pa の圧力損失が生じていることである。コンテインメントやブランクパネルを具備した機械室の場合、この圧力損失はより大きいものになるはずである。このように、データセンターでは室内の圧力差が大きいことから、前述の二重床固定パネルをはじめとする構成要素の隙間が CFD のシミュレーション結果に影響を与えると考えられる。一方で、空間が区画されることで、その間に大きな圧力差が生じるだけでなく、区画前後で温度差が生じることになる。鋼板やアルミニウムといった熱抵抗の小さい部材で構成されるデータセンターでは、その温度差による熱貫流が少なからず冷却性能に影響すると考えられる。しかし、今まで論述した通りに、気流効率の向上に関する研究は数多くあるものの、高度な吸排分離を実現するために熱貫流に言及した研究はまだない。

そこで本研究では、上記の背景を踏まえ、コールドアイルコンテインメントとブランクパネルを採用した二重床吹出・横吸込方式のデータセンターを模擬した実験室で、CFD の解析結果に影響を与えると考えられる要素をモデル化し、予測精度に影響する要素を把握する。要素としては、障害物の有無、構造部材の断熱性能、様々な箇所における隙間を考慮する。また、パラメータチューニングによりデータセンターの温度分布の予測精度を向上する手法を提案する。そして、チューニング後の CFD モデルで冷却性能の改善並びにエネルギー削減を目的とした検討を行う。



(a) 典型的な二重床吹出方式のデータセンターの模式図



(b) データセンターの様々な構成要素間の圧力損失

Figure 1-24 データセンターの圧力損失の変化 [22]

(3) データセンター全体の消費エネルギーの適正化に向けた検討

ASHRAE は空調システムの運転効率向上やエコマイザーの利用時間の延長のために、ICT 機器が十分に冷却できる範囲で高い給気温度を選択することを提言している [23]。小金井らは、直接外気冷房を導入したデータセンターを想定し、給気温度を緩和した場合の省エネルギー効果を試算した。給気温度を 18℃から 32℃に緩和することで外気冷房有効時間割合が約 55%から約 100%となり、外気冷房を用いない従来方式と比較した空調システムの消費電力削減率が約 15%から約 40%に増大すると報告している [56]。

しかし、吸込温度が上昇すると、内蔵ファンの回転数が増加し、機械室の冷却性能や消費電力に影響を与えられとされる。Moss らは、数種類のサーバーの吸込温度と消費電力の関係を明らかにし、それらを組み合わせて典型的な複合 IT 負荷を想定した。そして、複合 IT 負荷を ICT 機器シミュレーターで再現して、給気温度設定に対する ICT 機器と空調システムの合計消費電力の関係を実験により求めた。その結果、合計消費電力が最低となる給気温度設定が存在することを示した。しかし、この実験はラック架列に並べて設置する in-row タイプの空調機で行われており給気温度と ICT 機器の吸込温度に近いが、アンビエント空調システムを採用する一般的な機械室では、室内の空気混合により給気温度と ICT 機器吸

込温度が乖離し、空調機の効率や冷房能力に負の影響を与えると忠告している [57]。すなわち、ICT 機器と空調システムの消費電力を関連付けて整理するためには、給気と ICT 機器吸気の関係性を明らかにする必要がある。しかし、機械室内の気流は複雑であるが故、技術的難易度が高い。合計消費電力の最適点を探るために ICT 機器の吸込温度を変化させると、ICT 機器風量が増加して ICT 機器風量と給気量のバランスが変わる。特に、ICT 機器風量に対し給気量が不足すると、再循環が増加し、室内の温度分布が急激に悪化することが知られている [58]。すなわち、給気量が不足する領域では再循環風量が大きいため、再循環が増加することを考慮しないと空調機の吹出口から ICT 機器の吸込口までの昇温を過小評価することになる。その結果、空調機の消費電力や ICT 機器の風量と消費電力を見誤ることにつながる。

空調機の吹出口から ICT 機器の吸込口までの昇温を把握するためには、実測で評価 [59] するほか、CFD [25]や機械学習 [60]による予測を行うことになる。しかし、これらの解決策では、風量のバランスの違いによる再循環流量の変化まで検討しようとする、多大な労力がかかる。そこで本研究では、簡単な数値計算で、任意の機械室における温度分布を予測する手法を提案する。また、予測結果に ICT 機器の特性と空調システムの特性を組み込み、給気温度ないし ICT 機器吸込温度に対する ICT 機器と空調システムの合計消費電力の最適点を探る方法を報告する。さらに、上記の最適化手法で得られた知見を、前項で記述した CFD モデルに適用してより詳細な検討を行い、合計消費電力を最小化するために考慮すべき内容を提言する。

1.3 本研究の論文構成

上記の本研究の意義を踏まえ、以下のように論を進める (Figure 1-25)。

第2章では、再循環量とショートサーキット量を最小化する給気条件を検討することを目的に、サーバーラック周りの換気回路網解析モデルを作成し、風量関係の変動に伴う ICT 機器の冷却特性の挙動を数値計算で予測する手法を確立する。機器冷却特性の評価、及び熱収支解析には集中定数モデルを適用し、風量収支の解析モデルには換気回路網を用い、互いに連成させる。また、解析モデルの妥当性を検討することを目的に、冷却気流方式を模した実大規模のラックを構築し、低風量時の温度分布悪化を把握する二種類の実大実測を実施、機器冷却特性の傾向を比較する。さらに、解析結果を用いて効率的な空調設計の一助とすべく、ICT 機器の冷却特性及び ICT 機器の吸込温度を予測する方法を示す。

第3章では、冷却性能の改善並びにエネルギー削減を目的とし、CFD モデルを用いて冷却性能の改善を試みる。CFD の解析結果に影響を与えられ要素として、障害物や各部の隙間、構成要素の熱貫流を取り上げ、多要素を検討する必要がある CFD シミュレーションの予測精度向上には、実験計画法 (Design of Experiments、DOE) を用いた効率的なパラメータチューニングの適用を提案する。さらに、チューニング後の CFD モデルを用いて二重床固定パネルなどの高断熱化の効果を検証し、断熱性能が吸排分離に与える影響を定量化する。

第4章では、簡易に機械室の温度分布を予測する手法を提案する。予測手法の妥当性確認のために、まず、内蔵ファン回転数が可変の ICT 機器の特性を明らかにする。次に、風量を設定可能な模擬発熱体を用いて、ICT 機器の特性を再現した実験を行い、機械室の実測結果と比較することで予測手法の精度を確認する。最後に、明らかにした ICT 機器の特性とパッケージ空調機を想定した空調システムの消費電力特性を用いて、機械室のトータルエネルギー消費量の最適点を探る方法を報告する。

第5章では、第4章で得られた知見として、機械室のトータルエネルギー消費量の検討に ICT 機器のバリエーションと外皮負荷を考慮する。検討には第3章でチューニング済みの CFD モデルを用い、CFD に ICT 機器の特性を組み込んで ICT 機器の特性の違いによる影響を把握する。また、ICT 機器の吸込温度の変更に伴う、隣室や屋外との温度差の変化による熱の流出入を把握し、機械室の冷却性能並びに空調システムの消費電力、機械室のトータルエネルギー消費量に対する影響を検討する。

第6章では、各章で述べた結果を総括し、本研究の目的であるデータセンターの設計や運用に有用な新たな知見を述べるとともに、データセンターの空調システムに関する今後の課題と展望について述べる。

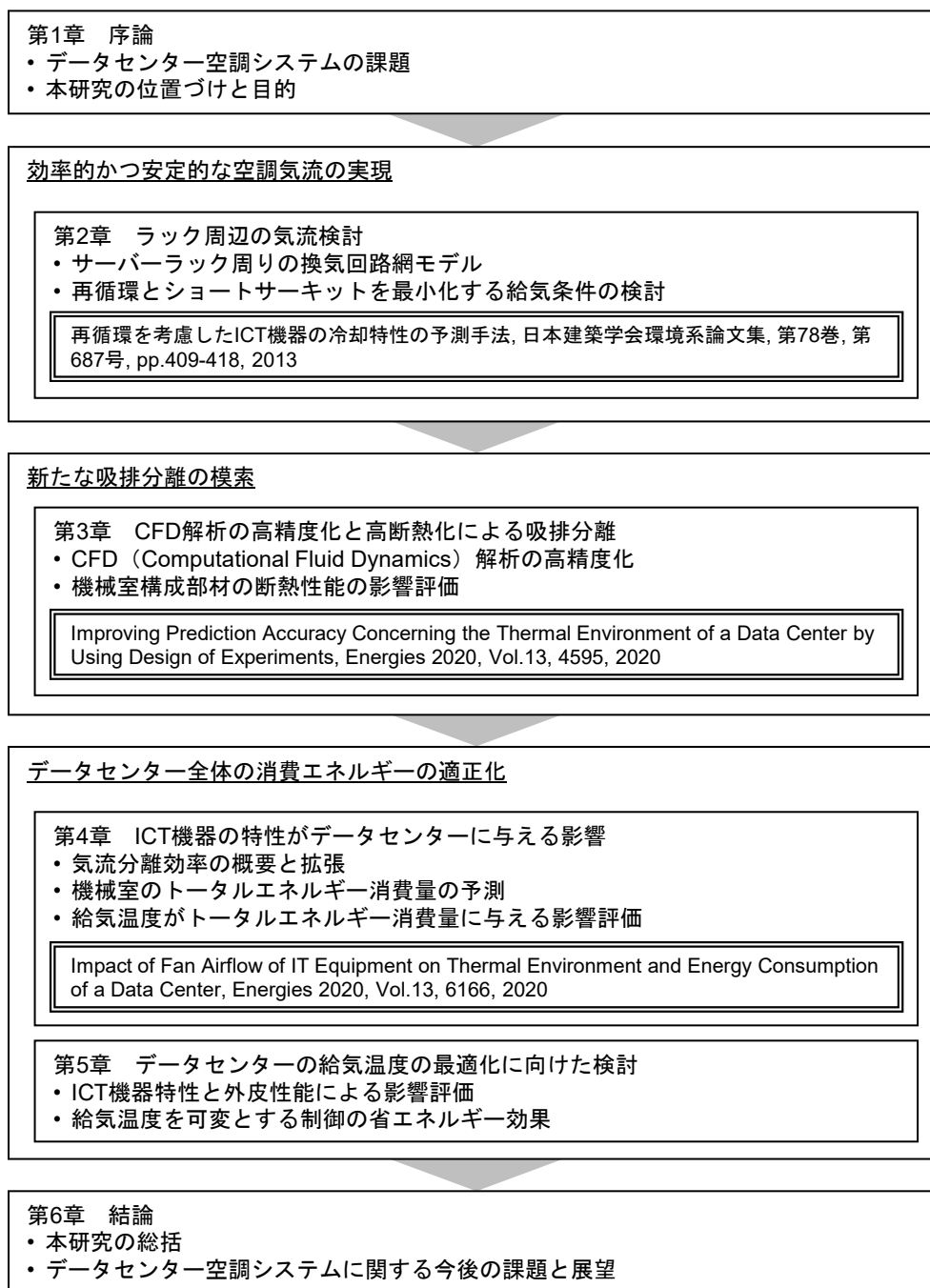


Figure 1-25 本研究の論文構成

第2章 ラック周辺の気流検討

2.1 第2章の目的

対策を適切に行っていない機械室では、空調機からの給気が ICT 機器を介さず、抵抗の小さい経路からショートサーキットして空調機に還気することがあり、そこで給気のロスが生じている。そのロスが一部の ICT 機器の換気量を不足させ、その箇所で再循環が生じ、ICT 機器の吸込温度が上昇する。従来の設計法では、この再循環やショートサーキットの影響による環境悪化の検討が困難なため、ある程度の昇温を許容する温度条件を設定する場合が多く、空調効率向上の妨げとなっている。本研究では、特にラック内で再循環とショートサーキットが同時に発生して環境悪化を引き起こす可能性に着目し、ラック周りの ICT 機器の冷却特性を予測する解析モデルを確立することで、ラック周りで効率的かつ安定的な環境を設計・構築するための予測手法を検討する。また、解析結果を用いて効率的な空調設計の一助とすべく、機器冷却特性及び機器吸込温度の各予測図の作成方法を示す。

2.2 ラック周りの換気回路網モデル

2.2.1 ラックの概要

本章の換気回路網モデルや実大実測に用いるラックは、ラック単体で給気量の増減による影響が評価できるようにラック頂部に排気ファンおよび排気塔を設ける構成とする。ラック構成を以下に示す（Table 2-1、Table 2-2、Figure 2-1、Figure 2-2）。ラックには47段の搭載箇所があり、上から段数を呼称する。47段目以下には50(mm)の隙間が存在するが、便宜上、呼称する際には47段目に含める。サーバー搭載数は36台、1台当たりの消費電力は200Wとする。ラック天井面に搭載する排気ファンの性能は、2連で最大風量0.833(m³/s)、最大静圧79(Pa)、サーバーに内蔵されたファンの性能は、5連で最大風量0.057(m³/s)、最大静圧330(Pa)である（Table 2-3、Table 2-4）。表中のP-Q特性曲線^{付録1}を示す式は、カタログのP-Q特性曲線^{付録1}を最小二乗法で近似したものである。

Table 2-1 外形寸法表

ラック寸法 (W×D×H) (mm)	700×1,200×2,200
サーバー寸法 (W×D×H) (mm)	450×580×45

Table 2-2 ラックの搭載物

段数	搭載物	段数	搭載物
1	ブランクパネル	25	サーバー19
2	ブランクパネル	26	サーバー20
3	ブランクパネル	27	サーバー21
4	ブランクパネル	28	サーバー22
5	サーバー1	29	サーバー23
6	サーバー2	30	サーバー24
7	サーバー3	31	サーバー25
8	サーバー4	32	サーバー26
9	サーバー5	33	サーバー27
10	サーバー6	34	サーバー28
11	サーバー7	35	サーバー29
12	サーバー8	36	サーバー30
13	サーバー9	37	サーバー31
14	サーバー10	38	サーバー32
15	サーバー11	39	サーバー33
16	サーバー12	40	サーバー34
17	サーバー13	41	サーバー35
18	サーバー14	42	サーバー36
19	サーバー15	43	未搭載
20	サーバー16	44	未搭載
21	サーバー17	45	未搭載
22	サーバー18	46	未搭載
23	ブランクパネル	47	未搭載
24	ブランクパネル		

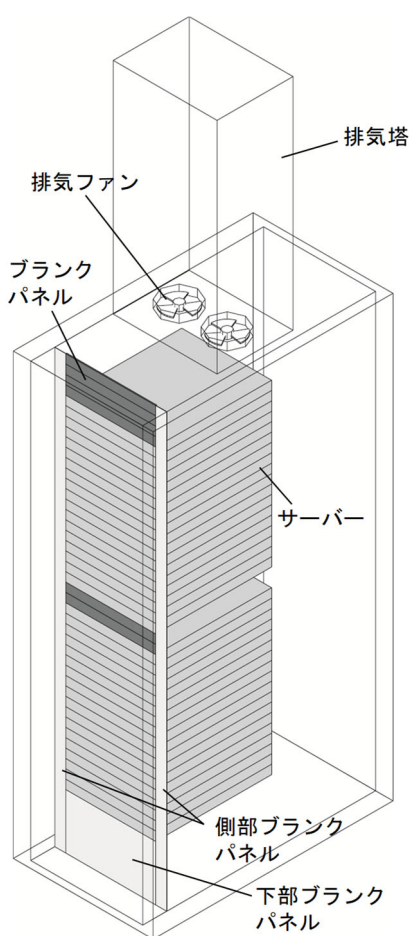


Figure 2-1 ラックの構成

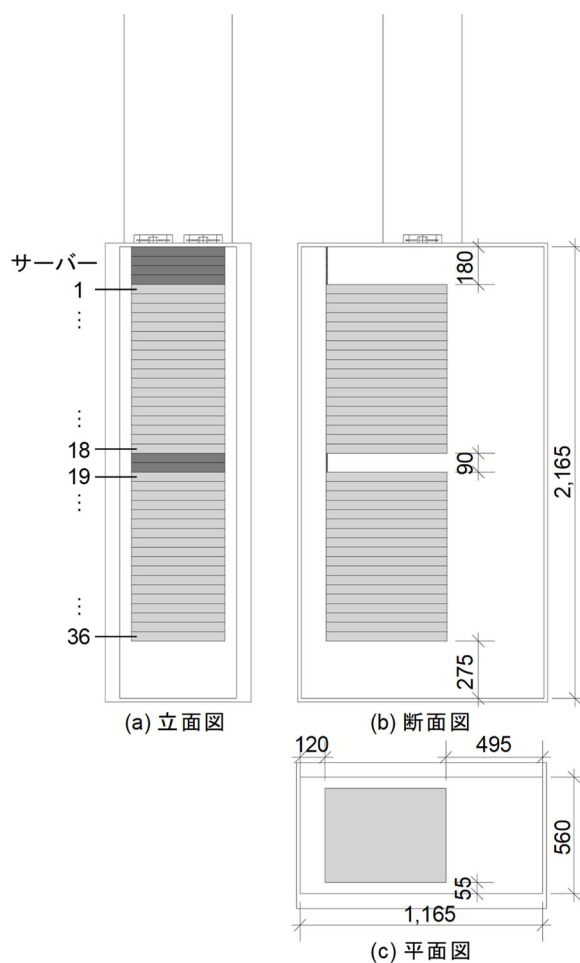


Figure 2-2 ラックの平立断面図と内法寸法

Table 2-3 排気ファンの性能

消費電力 (W)	最大風量 (m³/s)	最大静圧 (Pa)
118	0.833	79
P-Q 特性曲線		
$P_{fan} = 93.5V_{fan}^2 - 237V_{fan} + 134$ ($R^2 = 0.997$)		
ここで、		
P_{fan} : 排気ファン静圧 (Pa)		
V_{fan} : 排気ファン風量 (m³/s)		

Table 2-4 サーバー内蔵ファンの性能

消費電力 (W)	最大風量 (m³/s)	最大静圧 (Pa)
36	0.057	330
P-Q 特性曲線		
$V_{mfan} < 0.033$ $P_{mfan} = 1.23 \cdot 10^5 V_{mfan}^2 - 8.91 \cdot 10^3 V_{mfan} + 332$ ($R^2 = 0.996$)		
$V_{mfan} \geq 0.033$ $P_{mfan} = -3.27 \cdot 10^5 V_{mfan}^2 + 2.15 \cdot 10^4 V_{mfan} - 173$ ($R^2 = 0.992$)		
ここで、		
P_{mfan} : サーバー内蔵ファン静圧 (Pa)		
V_{mfan} : サーバー内蔵ファン風量 (m³/s)		

サーバー搭載箇所両側部には搭載物を支える支柱（マウントレール）が立っているが、さらに外側に当たる支柱とラック内壁の間には 1 搭載箇所当たり両側に幅 55(mm)、高さ 45(mm)の隙間がある。また、未搭載の 43～47 段目は大きく隙間があいている。これらを再循環やショートサーキットが生じる漏気経路（Figure 2-3）と想定し、漏気を抑制するためにブランクパネルを設置する。また、Figure 2-1 に示す通り、搭載箇所両側部に設置するブランクパネルを側部ブランクパネル、未搭載の 43～47 段目に設置するブランクパネルを下部ブランクパネルとする。

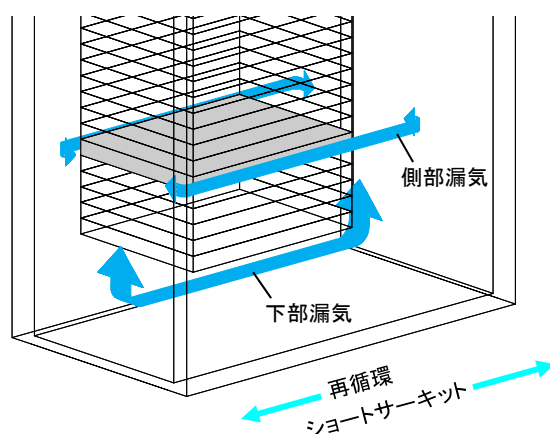


Figure 2-3 再循環とショートサーキットが生じる側部及び下部の漏気

2.2.2 解析に用いる諸式

換気回路網解析及び熱収支計算に用いる諸式を以下に示す。

(1) ベルヌーイの定理

圧力差のある節点 1-2 間 (Figure 2-4) において、連続の式と管路に応用したベルヌーイの定理 [61]を適用すると、次の諸式を得られる。

$$v_1 A_1 = v_2 A_2 = V_{1,2} \quad (2-1)$$

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 + P_F = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + P_{\rho 1,2} + \Delta P_r \quad (2-2)$$

ここで、

排気ファンを通過するとき、 $P_F = P_{fan}$

サーバー内蔵ファンを通過するとき、 $P_F = P_{mfan}$

ファンがないとき、 $P_F = 0$

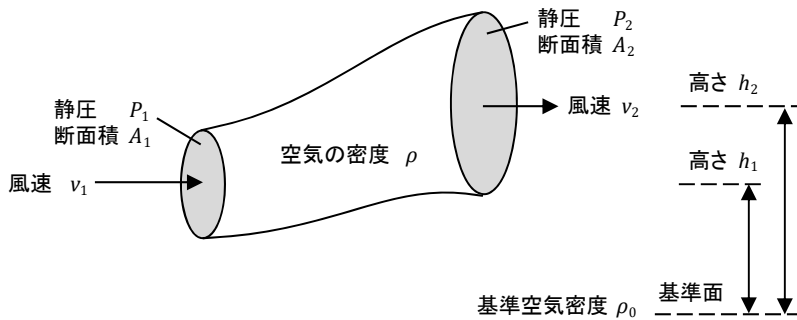


Figure 2-4 節点 1-2 間の流管の諸条件

(2) 位置圧 (浮力)

節点 1-2 間の位置圧 $P_{\rho 1,2}$ 、及び空気温度 θ の空気の密度 ρ は次の式で求める。なお、空調給気温度 θ_0 を用いて求めた値を基準空気密度 ρ_0 とする。

$$P_{\rho 1,2} = (\rho - \rho_0)g(h_2 - h_1) \quad (2-3)$$

$$\rho = \frac{1.293}{1 + \theta/273.15} \quad (2-4)$$

(3) 局部抵抗による圧力損失

局部抵抗による圧力損失 ΔP_r は、局部圧力損失係数 ζ 、及び基準面での風速 v_0 により次式で表される [20] [62]。

$$\Delta P_r = \zeta \frac{v_0^2}{2} \rho \quad (2-5)$$

抵抗係数を直列合成する場合、それぞれの抵抗を通過する風量が等しいことを考慮すると、次のように総合局部圧力損失係数 ζ_a を求められる。節点 1-2 間の圧力損失 ΔP_r は総合局部圧力損失係数 ζ_a を用い、次式で求められる。

$$\zeta_a = \sum \frac{\zeta}{A_0^2} \quad (2-6)$$

$$\Delta P_r = \zeta_a \frac{\rho}{2} V_{1,2}^2 \quad (2-7)$$

圧力差が既知の並列回路は、各経路において(2-2)式を適用し、算出した風量を足し合わせることで全体の風量とする。なお、圧力損失の空気の密度 ρ には、基準空気密度 ρ_0 を用いる。

(4) 節点方程式

ある節点 i に繋がる枝管の風量 V_i (流出は正、流入は負) について次式が成立する。

$$\sum V_i = 0 \quad (2-8)$$

(5) 送風機の比例法則

換気回路網解析では、インバータによる周波数制御を想定し、排気ファン特性の制御を行う。制御後のファン性能を推定すべく以下の諸式を用いる。一般に用いられる比例法則はファン特性と回転数の関係であるが、回転数は周波数に比例するため、周波数を用いて利用する。制御前のファン回転数及び周波数を N_1, f_1 とし、制御後をそれぞれ N_2, f_2 とする。消費電力の関係式である(2-11)式の指数は、ファン効率などの要因で2~3を推移するが、本研究ではその値を3に固定する。なお、基準となる周波数 f_1 は50(Hz)とした。

$$\frac{V_{fan2}}{V_{fan1}} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{f_2}{f_1} \quad (2-9)$$

$$\frac{P_{fan2}}{P_{fan1}} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^2 \quad (2-10)$$

$$\frac{H_{fan2}}{H_{fan1}} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = \left(\frac{f_2}{f_1} \right)^3 \quad (2-11)$$

(6) 熱系と換気回路網の連成

換気回路網解析により風量を算定後、熱系と連成し各部の温度を算出する。発熱による昇温は、換気回路網解析により算出した風量を用い、後述の機器冷却モデルの各接点で成り立つ熱平衡式を解いて得る。また、節点 i に温度 θ_{i-in} の流入風量 V_{i-in} が複数存在する場合には、混合後の空気温度 θ_i は次の値をとる。

$$\theta_i = \frac{\sum V_{i-in} \theta_{i-in}}{\sum V_{i-in}} \quad (2-12)$$

2.2.3 換気回路網モデルの作成

ラック周りの冷却特性を換気回路網モデルでモデル化する (Figure 2-5)。節点 o_1 はラック前面の機械室内、節点 o_2 は天井チャンバ内を表す。また、節点 n_{d1} と節点 n_{d2} 、節点 n_{d3} はサーバー背面ダクト内の各部を表し、節点 n_{0mi} と節点 n_{1mi} 、節点 n_{dmi} はサーバー i の吸入口、吹出口、サーバー背面ダクト内を表している。モデルでは、A-A'平面から D-D'平面の4種類の平面を想定し、それぞれに漏気経路を示した。Table 2-5 のように回路の抵抗に当たる局部抵抗を6種類に分類し、配管要素の局部圧力損失係数 ζ で近似、(2-6)式で総合局部圧力損失係数 ζ_a を算出した。特に漏気経路では、流出入が入れ替わると各局部抵抗の値は異なってくるため、逆流時の総合局部圧力損失係数 ζ_a も併記する。配管要素への近似に当たりブランクパネル設置箇所の抵抗は管内オリフィスで近似し、その開口率をブランクパネルの開口率とする (Figure 2-6)。なお、サーバー背面空間の風量とサーバー風量や再循環風量の間には合流抵抗が生じるが、他に挙げる局部抵抗に対し十分に小さいことを確認したため、これを無視する。

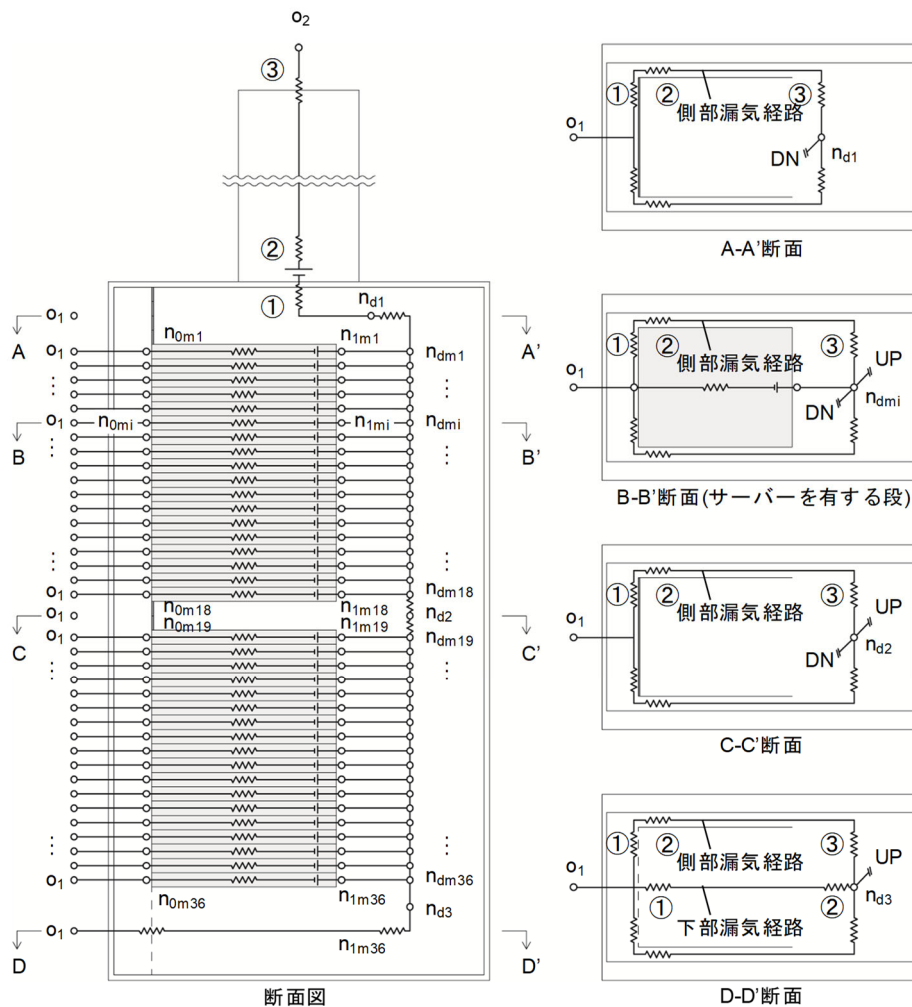


Figure 2-5 換気回路網モデル

Table 2-5 局部抵抗の詳細

経路	箇所	分類*	ζ/A_0^2	ζ/A_0^2 (逆流時)
$n_{d1} \rightarrow o_2$	①	A	2	—
	②	B	7	—
	③	C	23	—
		ζ_a	31	—
$o_1 \rightarrow n_{d1}$	①	D	4,053	7,179
側部漏気経路	②	E	Figure 2-6 に表記	
	③	D	7,179	386
		ζ_a	①+②+③で算出	
$n_{dm1} \rightarrow n_{d1}$		D	46	—
		ζ_a	46	—
$n_{0mi} \rightarrow n_{1mi}$		F	1,682,432	—
		ζ_a	1,682,432	—
$n_{0mi} \rightarrow n_{dmi}$	①	D	70,468	147,418
側部漏気経路	②	E	Figure 2-6 に表記	
	③	D	147,418	6,470
		ζ_a	①+②+③で算出	
$n_{d2} \rightarrow n_{dm18}$		A	1	10
		ζ_a	1	10
$o_1 \rightarrow n_{d2}$	①	D	16,885	32,724
側部漏気経路	②	E	Figure 2-6 に表記	
	③	D	32,724	1,592
		ζ_a	①+②+③で算出	
$n_{dm19} \rightarrow n_{d2}$		B	10	1
		ζ_a	10	1
$o_1 \rightarrow n_{d3}$	①	E	Figure 2-6 に表記	
下部漏気経路	②	D	55	39
		ζ_a	①+②で算出	
$o_1 \rightarrow n_{d3}$	①	D	1,705	2,623
側部漏気経路	②	E	Figure 2-6 に表記	
	③	D	2,623	160
		ζ_a	①+②+③で算出	

* 分類：抵抗要素（近似した配管要素）

A：風向に垂直な空間の狭まり（急縮小）

B：風向に垂直な空間の広がり（急拡大）

C：天井チャンバへの吹出し（壁付き管出口）

D：風向に直角な曲り（長方形直角エルボ）

E：ブランクパネルによる狭まり（管内オリフィス）

F：機器内の抵抗（実測結果から算出）

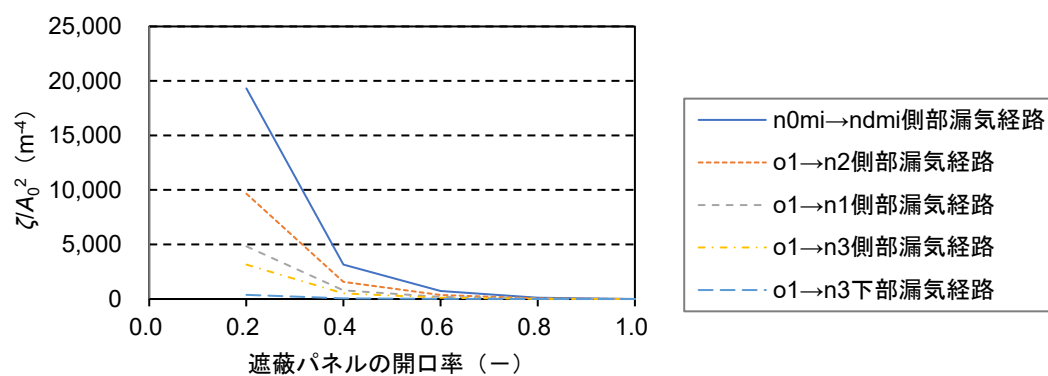


Figure 2-6 ブランクパネルの開口率に対する抵抗

2.2.4 換気回路網解析の手順

(1) 解析の概要

入力条件を基に制御後排気ファン風量 V_{fan2} を仮定し、節点毎の風量収支が成立するよう収束計算を行い、熱系と連成する。換気回路網には Cross 法 [63] の他、多元連立方程式を立てニュートン・ラプソン法により連成して解く解法もある。本研究では、機械室内とサーバー背面空間の圧力差により漏気経路の風向が逐一変動することや、ファンの存在する経路を通る風量と実際のファンの処理風量が一致すると想定した場合、ファン風量の解は P-Q 特性曲線上に存在することを考慮し、収束計算には排気ファンの最大風量と最小風量を区間とする二分法を適用する。

(2) 解析手順

換気回路網解析モデルの解析手順は、Figure 2-7 のフローチャートに沿う。フローの各部の概要を以下に示す。

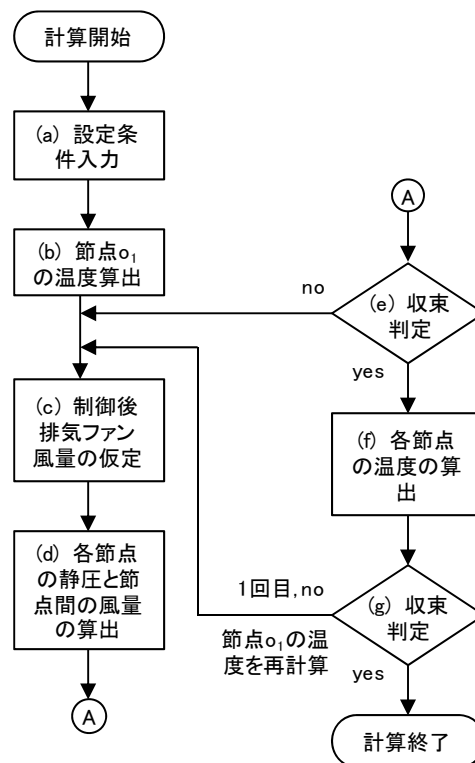


Figure 2-7 換気回路網解析の手順

(a) 設定条件入力

室内下部温度（箇所は後述）、室内上部温度（箇所は後述）、排気ファンの入力周波数 f_2 、機械室内静圧 P_{o1} 、天井チャンバ内静圧 P_{o2} 、各部ブランクパネルの開口率を設定条件とする。本研究では、 $P_{o1} = 0$ 、 $P_{o2} = 0$ とする。

(b) 節点 o_1 の温度算出

室内下部温度、室内上部温度から上下の温度勾配（傾き）を求め、各節点 o_1 の高さに応じて温度を算出する。

(c) 制御後排気ファン風量 V_{fan2} の仮定

制御後排気ファン風量 V_{fan2} を二分法に基づき仮定する。なお、本研究では周波数制御後の排気ファンの P-Q 特性曲線、及びサーバー内蔵ファンの P-Q 特性曲線は以下の式に近似することとする。制御前と制御後の周波数が等しい場合、排気ファンは Table 2-3 の式、サーバー内蔵ファンはその風量に応じて Table 2-4 のいずれかの式となる。

$$P_{fan2} = aV_{fan2}^2 + bV_{fan2} + c \quad (2-13)$$

$$P_{mfan} = dV_{mfan}^2 + eV_{mfan} + f \quad (2-14)$$

ここで、

$a \sim f$: 二次関数の各係数

(d) 各節点の静圧と節点間の風量の算出

各節点の静圧と節点間の風量の算出は、Table 2-6 に示す通り、主に(2-2)式と(2-8)式、(2-13)式、(2-14)式を用いて行う。特に、ベルヌーイの定理を示す(2-2)式は(2-1)式、(2-3)式、(2-4)式、及び(2-7)式を代入して用いる。一度、手順(f)を踏んだ場合、以降は位置圧も考慮する。

Table 2-6 各節点の静圧と節点間の風量の算出手順^{付録2}

手順	節点	算出に用いる既知の値	式	算出値
1		V_{fan2}	(2-13)	P_{fan2}
2	$nd1$	$P_{o2}, P_{fan2}, V_{nd1,o2}^{*1,*2}$	(2-2)	P_{nd1}
3	$nd1$	P_{o1}, P_{nd1}	(2-2)	$V_{yo1,nd1}^{*1}$
4	$nd1$	$V_{nd1,o2}, V_{yo1,nd1}$	(2-8)	$V_{ndm1,nd1}$
5	$ndmi$	$i=1 \sim 18$ の間、手順 6~9 を繰り返す		
6	$ndmi$	$P_{up}^{*3}, V_{ndmi,up}$	(2-2)	P_{ndmi}^{*4}
7	$ndmi$	P_{n0mi}^{*5}, P_{ndmi}	(2-2), (2-14)	$V_{n0mi,ndmi}^{*2}$
8	$ndmi$	P_{n0mi}, P_{ndmi}	(2-2)	$V_{yn0mi,ndmi}$
9	$ndmi$	$V_{ndmi,up}, V_{n0mi,ndmi}, V_{yn0mi,ndmi}$	(2-8)	$V_{down,ndmi}^{*3}$
10	$nd2$	$P_{ndm18}, V_{nd2,ndm18}$	(2-2)	P_{nd2}
11	$nd2$	P_{o1}, P_{nd2}	(2-2)	$V_{yo1,nd2}$
12	$nd2$	$V_{nd2,ndm18}, V_{yo1,nd2}$	(2-8)	$V_{ndm19,nd2}$
13	$ndmi$	$i=19 \sim 36$ の間、手順 6~9 を繰り返す		
14	$nd3$	$P_{ndm36}, V_{nd3,ndm36}$	(2-2)	P_{nd3}
15	$nd3$	P_{o1}, P_{nd3}	(2-2)	$V_{yo1,nd3}$
16	$nd3$	$V_{nd3,ndm36}$	(2-8)	$V_{yo1,nd3}$

*1: 節点 1 から節点 2 への経路 1-2 を通る風量を $V_{1,2}$ 、漏気経路 1-2 を通る風量を $V_{y1,2}$ と表す。

*2: 経路 $nd1-o2$ を通る風量は全て排気ファンで処理すると仮定すると、 $V_{nd1,o2}=V_{fan2}$ が成り立つ。同様に、経路 $n0mi-ndmi$ では $V_{n0mi,ndmi}=V_{mfan}$ が成り立つ。

*3: up は一つ上の節点、 $down$ は一つ下の節点を示す。

*4: 風量を求める際は、節点 $n1mi$ と節点 $ndmi$ は同一節点として扱う。

*5: 節点 $o1$ と節点 $n0mi$ の静圧は等しいとし、 $P_{o1}=P_{n0mi}$ として扱う。

(e) 収束判定（風量収支）

Table 2-6 の手順 15 と手順 16 でそれぞれ求めた $V_{\gamma o1,nd3}$ の差が E 以下を満たす場合手順(f)に進み、満たさない場合手順(c)に戻る。ここで、 $E=10^{-3}(\text{m}^3/\text{s})$ とする。

(f) 各節点の温度の算出

手順(d)で算出した風量を用いて、各節点の温度を算出する。前項で示したように、後述の機器冷却モデルの各接点で成り立つ熱平衡式、及び(2-12)式を適用して計算を行う。なお、必要な場合には温度の算出に繰返し計算を行う。

(g) 収束判定（風量と熱系の連成）

1 回目は手順(c)に戻り、2 回目以降は前回との制御後排気ファン風量 V_{fan2} の差が E 以下を満たす場合収束したとして計算終了、満たさない場合手順(c)に戻る。ここで、 $E=10^{-3}(\text{m}^3/\text{s})$ とする。

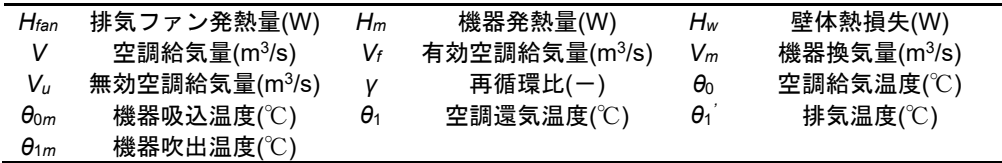
なお、サーバーを搭載した段の漏気経路の風量 $V_{\gamma n0mi,ndmi}$ は、マイナスの時に再循環風量となる。この風量により対応する節点 $n0mi$ の温度が昇温することとなるが、対応する機器がない風量 $V_{\gamma o1,nd1}$ 、 $V_{\gamma o1,nd2}$ 、 $V_{\gamma o1,nd3}$ が再循環風量であった場合には、それらの風量と空調給気量 V すなわち制御後排気ファン風量 V_{fan2} との温度の風量平均をとり、新しい室内下部温度とする。従って、手順(c)に戻る場合は、以上の計算を行い、室内下部温度を昇温する。また、節点 $o1$ の温度は手順(b)の温度の傾きから再計算する。ただし、空調給気温度は手順(a)で入力した室内下部温度のままとする。

2.3 機器冷却モデルと機器冷却特性

2.3.1 機器冷却モデルの作成

ICT 機器の機器冷却特性を把握するために、Figure 2-8 に示す再循環を考慮した機器冷却モデルを作成する。モデル化には、羽山らの集中定数モデル [58]を参考とした。この集中定数モデルは、各部の温度を得られる場合、各節点毎の風量配分を把握することができ、機械室のような複雑な気流分布を持つ対象での検討に有効である。ところが、各部の温度について熱平衡式を解き各指標を得る関係上、高発熱体による昇温がない場合には適用することができない。なお、Figure 2-8 に示す機器冷却モデルや機器冷却特性は平均としての表現であり、後述の換気流量比 κ_m を除く機器冷却特性は、対となる機器吸込温度 θ_{0m} と機器吹出し温度 θ_{1m} が既知の機器の分だけ評価することができる。

空調機から二重床を通じて空調給気温度 θ_0 、空調給気量 V を室内に供給する。室内の機器発熱量 H_m と壁体熱損失 H_w (冷房負荷になる場合は正の値) により排気温度 θ_1' に昇温し排気塔に放出される。そこで排気ファン発熱量 H_{fan} によって昇温し、最終的に空調還気温度 θ_1 となって空調機へ戻る。二重床の空調給気量 V は機器の冷却に有効な風量 (有効空調給気量 V_f) と、機器の冷却に寄与せずショートサーキットする風量 (無効空調給気量 V_u) に分離する。また、機器吸込温度 θ_{0m} は、機器発熱量 H_m により機器吹出し温度 θ_{1m} まで昇温し、機器から排気される。機器からの換気量 (機器換気量 V_m) の内、再度機器へ再循環する比率を再循環比 γ とすると、再循環風量 γV_m は機器に還流する。



2.3.2 機器冷却特性の各種評価指標

(1) 換気流量比と排熱効率

機器換気量 V_m に対する空調給気量 V の比を換気流量比 κ_m と定義する。また、空調給気量 V に対する有効空調給気量 V_f の比を排熱効率 η_v と定義し、それぞれを次式で示す。

$$\kappa_m = \frac{V}{V_m} = \frac{\theta_{1m} - \theta_{0m}}{\theta_1 - \theta_0}, \kappa_m \geq 0 \quad (2-15)$$

$$\eta_v = \frac{V_f}{V} = \frac{V - V_u}{V} = 1 - \frac{V_u}{V} = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\theta_{1m} - \theta_0} \quad (2-16)$$

$$V_f = \eta_v V = \eta_v \kappa_m V_m, \quad V_u = (1 - \eta_v) \kappa_m V_m \quad (2-17)$$

ここで、非圧縮性流体を考えると体積収支が成り立ち、空調給気量 V と有効空調給気量 V_f 、無効空調給気量 V_u の関係は次式となる。

$$V_f + V_u = V \quad (2-18)$$

(2) 機器吸込温度差比と再循環の導入

機器冷却特性の各種評価指標の導入手順を示す。

非圧縮性流体を考慮すると、各節点において体積収支が成り立つことを前提とする。各節点での熱平衡式から、以下に示す式が成り立つ。なお、このモデルでは壁体熱損失 H_w 及び排気ファン発熱量 H_{fan} を考慮しているが、一般に機械室では機器発熱量 H_m が支配的であるためこれらを見捨てることができる。その際、 $H_w=0$ 、 $H_{fan}=0$ とすると機器冷却特性は簡単に表せる。

$$c\rho V(\theta_0 - \theta_1) + H_m + H_w + H_{fan} = 0 \quad (2-19)$$

$$c\rho V_m(\theta_{0m} - \theta_{1m}) + H_m = 0 \quad (2-20)$$

$$c\rho V_f(\theta_0 - \theta_{1m}) + H_m + H_w = 0 \quad (2-21)$$

$$c\rho V_f(\theta_0 - \theta_{0m}) + c\rho V_m(\theta_{1m} - \theta_{0m}) + H_w = 0 \quad (2-22)$$

まず、(2-19)式、(2-20)式を整理すると、空調給気量 V 及び機器換気量 V_m は以下の式で表せる。

$$V = \frac{H_m + H_w + H_{fan}}{c\rho(\theta_1 - \theta_0)} \quad (2-23)$$

$$V_m = \frac{H_m}{c\rho(\theta_{1m} - \theta_{0m})} \quad (2-24)$$

換気流量比 κ_m は機器換気量 V_m に対する空調給気量 V の比であり、その定義式に(2-23)式と(2-24)式を代入すると次の式が得られる。

$$\kappa_m = \frac{V}{V_m} = \frac{(\theta_{1m} - \theta_{0m})(H_m + H_w + H_{fan})}{(\theta_1 - \theta_0)H_m} \quad (2-25)$$

$H_w = 0$ 、 $H_{fan} = 0$ とすると、

$$\kappa_m = \frac{V}{V_m} = \frac{\theta_{1m} - \theta_{0m}}{\theta_1 - \theta_0} \quad \cdots (2-15) \text{式}$$

(2-21)式を整理すると、有効空調給気量 V_f を得られる。

$$V_f = \frac{H_m + H_w}{c\rho(\theta_{1m} - \theta_0)} \quad (2-26)$$

排熱効率 η_V は空調給気量 V の内、有効空調給気量 V_f の占める割合であり、その定義式に(2-23)式と(2-26)式を代入すると次の式が得られる。

$$\eta_V = \frac{V_f}{V} = \frac{(\theta_1 - \theta_0)(H_m + H_w)}{(\theta_{1m} - \theta_0)(H_m + H_w + H_{fan})} \quad (2-27)$$

$H_w = 0$ 、 $H_{fan} = 0$ とすると、

$$\eta_V = \frac{V_f}{V} = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\theta_{1m} - \theta_0} \quad \cdots (2-16) \text{式}$$

(2-20)式を整理すると、機器冷却温度差 $\theta_{1m} - \theta_{0m}$ が得られる。

$$\theta_{1m} - \theta_{0m} = \frac{H_m}{c\rho V_m} \quad (2-28)$$

(2-22)式に(2-28)式を代入して整理すると、機器吸込温度差 $\theta_{0m} - \theta_0$ が得られる。

$$\theta_{0m} - \theta_0 = \frac{\gamma H_m + H_w}{c\rho V_f} \quad (2-29)$$

さらに、(2-19)式を整理すると、送風温度差 $\theta_1 - \theta_0$ が得られる。

$$\theta_1 - \theta_0 = \frac{H_m + H_w + H_{fan}}{c\rho V} \quad (2-30)$$

機器吸込温度差比 m_{0m} は送風温度差 $\theta_1 - \theta_0$ に対する機器吸込温度差 $\theta_{0m} - \theta_0$ の比であり、その定義式に(2-29)式、(2-30)式を代入して整理すると、次の関係が得られる。

$$m_{0m} = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{\gamma H_m + H_w}{\eta_V (H_m + H_w + H_{fan})} \quad (2-31)$$

$H_w = 0$ 、 $H_{fan} = 0$ とすると、

$$m_{0m} = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{\gamma}{\eta_V} \quad (2-32)$$

また、再循環比 γ は(2-31)式で示す機器吸込温度差比 m_{0m} を整理し、次のように求められる。

$$\gamma = \frac{\eta_V m_{0m} (H_m + H_w + H_{fan}) - H_w}{H_m} \quad (2-33)$$

$H_w = 0$ 、 $H_{fan} = 0$ とすると、

$$\gamma = \eta_V m_{0m} \quad (2-34)$$

2.4 換気回路網解析モデルの検証と実大実験の考察

2.4.1 実大実測に用いるラックの概要

解析モデルの検証のため、実際に ICT 機器を搭載したラックを構築する。構成したラックの概要は2.2.1 項に従う。実機においてはラック上部にチャンバボックスを設置、それを介してφ300(mm)のフレキシブルダクトから排気する経路を用意した (Figure 2-9、Table 2-7)。この際、圧力損失をできるだけ小さくするため、フレキシブルダクトは4本設置している。また、機器冷却特性の評価に用いる各部温度の測定は T 型熱電対を用いて計測する (Table 2-8、Figure 2-10)。各部温度は概ね定常状態となったことを確認後、1 分毎に測定した5分間の平均値を用いる。ここで、空調給気温度と室内温度に高さ方向の直線的な温度勾配を確認したため、解析モデルに室内下部温度と室内上部温度の値 (Figure 2-10 参照) を与え、高さで温度の傾きから節点 o_1 (Figure 2-5 参照) のそれぞれの温度を求める。側部ブランクパネルは布製パネル、下部ブランクパネルは金属製パネルを利用した (Figure 2-11)。



Figure 2-9 ラックとチャンバボックスの様子

Table 2-7 チャンバボックスの寸法と総合局部圧力損失係数

チャンバボックス寸法 (W×D×H) (mm)	700×1,200×450
経路 n_{d1-O2} の総合局部圧力損失係数 ζ_a	210

Table 2-8 温度測定点

測定項目	測定箇所	測定点数	測定間隔
空調給気温度 (室内下部温度)	T1	1 (3 点の平均)	
室内温度	T2	12	
機器吸込温度	T3	12 (各 2 点の平均)	1 分 (5 分平均を使用)
機器吹出温度	T4	12 (各 3 点の平均)	
空調還気温度	T5	1 (4 点の平均)	

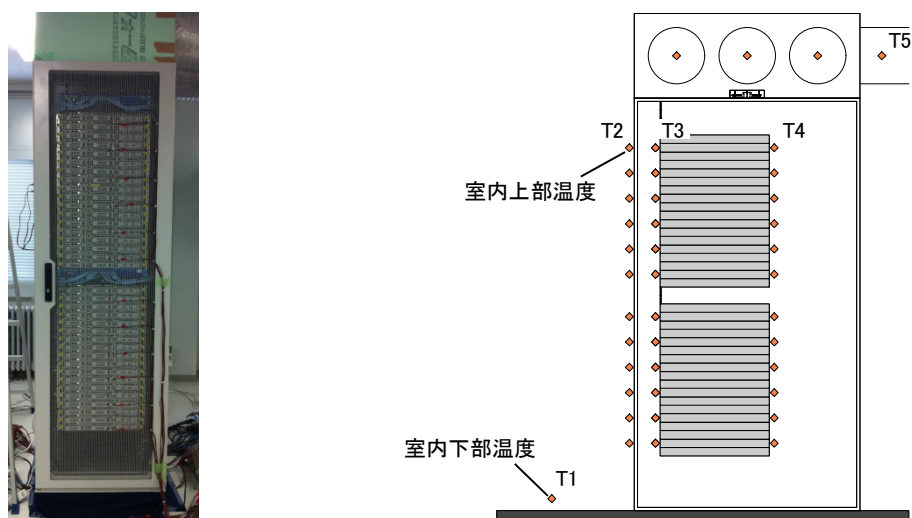


Figure 2-10 測定の様子と温度測定点



側部ブランクパネル



下部ブランクパネル

Figure 2-11 側部ブランクパネルと下部ブランクパネル

2.4.2 比較検討項目

本検討ではラック頂部に排気ファンを設けることで、ラックへの給気量をパラメータにした検討が可能な構成としている。ラックへの給気量の増減による機器冷却特性への影響を把握するため、実際に ICT 機器を搭載したラックを用いて以下に示す 2 種類の実測を行い、解析との比較検討項目とする。

① 検討Ⅰ

機器換気量 V_m に対する空調給気量 V の過不足が機器冷却特性に大きな影響があると予想されることから、換気流量比 κ_m が 1 を跨ぐように 9 点実測 (Table 2-9) し、機器冷却特性の推移を把握する。これを側部ブランクパネルの有無各々で行う。なお、側部ブランクパネルなしは Figure 2-12 の CASE1、側部ブランクパネルありは CASE5 に当たる。

② 検討Ⅱ

空調給気量 V が機器換気量 V_m より少ない場合には、機器の排気の再循環が多く生じると考えられる。従って、換気流量比 κ_m が 1 以下の条件下 (Table 2-10) で、側部及び下部のブランクパネルを CASE1 から CASE6 まで段階的に変更し (Figure 2-12 参照)、ブランクパネルの再循環抑制効果を把握する。

ここで、換気流量比 κ_m の変更は、交流電圧調整器 (Figure 2-13) を用いて排気ファンへの投入電圧を制御し、排気ファン風量を変化させることで行った。検討Ⅰでは、側部ブランクパネルの有無各々で 44~60(V) の 2(V) 刻み、検討Ⅱは各 CASE で 44(V) に制御して実験を行った。

Table 2-9 検討Ⅰにおける換気流量比

換気流量比	側部ブランクパネルなし	0.74	0.80	0.90	0.96	1.01	1.10	1.14	1.18	1.25
κ_m (—)	側部ブランクパネルあり	0.91	0.96	1.00	1.04	1.08	1.11	1.12	1.17	1.19

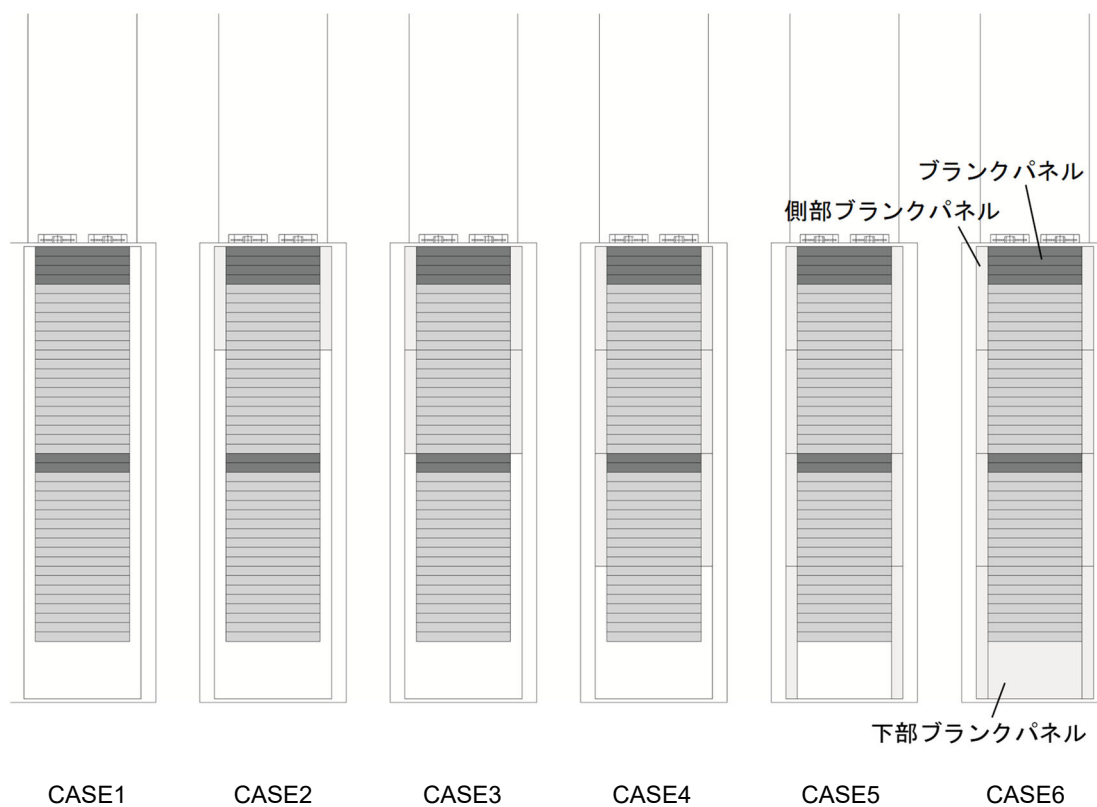


Figure 2-12 各 CASE の blank パネル設置箇所

Table 2-10 検討Ⅱにおける換気流量比

	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5	CASE6
換気流量比 κ_m (—)	0.74	0.72	0.80	0.79	0.87	0.88



Figure 2-13 交流電圧調整器

2.4.3 実測の考察と解析との比較

(1) ブランクパネルの開口率の決定

実測結果と解析結果を比較するにあたり、まず、ブランクパネルの有無各々の換気回路網モデルでのブランクパネルの開口率を定める。実大実測における換気流量比 κ_m と他の機器冷却特性との関係に合うように調整した結果、ブランクパネルの開口率は、該当部のブランクパネルがない場合に 0.57、ある場合に 0.37 となった。

(2) 換気流量比に対する機器冷却特性の推移（検討 I）

検討 I における計算設定条件は以下のようになった（Table 2-11）。風量比の変化に伴う機器冷却特性の挙動を把握するため、換気流量比 κ_m に対する排熱効率 η_v 、機器吸込温度差比 m_{0m} 、及び再循環比 γ を、解析値と実測値を併せて図示する（Figure 2-14、Figure 2-15、Figure 2-16）。

Table 2-11 検討 I の計算設定条件

	室内下部温度 (°C)	室内上部温度 (°C)	ブランクパネルの開口率 (—)	
			側部	下部
側部ブランクパネルなし	27.1	28.6	0.45	0.45
側部ブランクパネルあり	27.1	28.4	0.33	0.45

Figure 2-14 から、排熱効率 η_v は換気流量比 κ_m が小さくなるほど、すなわち機器換気量 V_m に対する空調給気量 V が少ないほど向上する傾向にある。また、側部ブランクパネルの有無を比較すると、換気流量比 κ_m が等しい場合、側部ブランクパネルありの方が高く推移している。排熱効率 η_v は空調給気量 V に占める有効空調給気量 V_f の割合を表しているため、側部ブランクパネルを設置することで機器の冷却に寄与せず排気ファンに吸い込まれる無効空調給気量 V_u が抑制できていることがわかる。

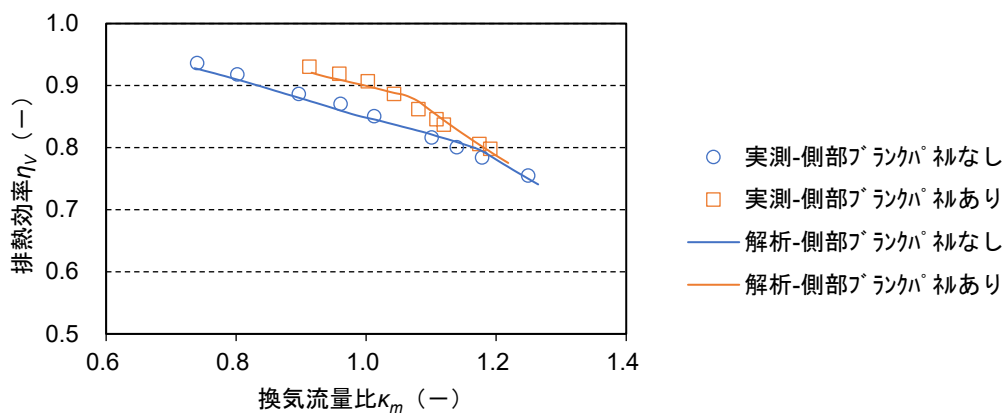


Figure 2-14 換気流量比と排熱効率の関係

次に Figure 2-15 から、換気流量比 κ_m が小さくなるほど機器吸込温度差比 m_{0m} は増加し、等しい換気流量比 κ_m では、側部ブランクパネルありの方がその値が小さい。この関係を考慮すると、機器の安定運用のために機器吸込温度差比 m_{0m} を適切な範囲に抑える空調制御を行う際、側部ブランクパネルを設置する方が換気流量比 κ_m を小さくすることができ、空気搬送系動力の削減に繋がる。

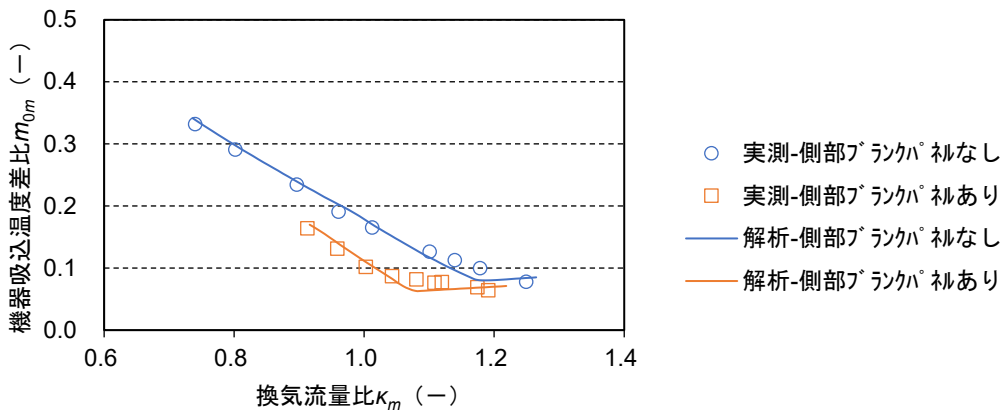


Figure 2-15 換気流量比と機器吸込温度差比の関係

さらに、Figure 2-16 は換気流量比 κ_m と再循環比 γ の関係を示しているが、その挙動は機器吸込温度差比 m_{0m} との関係と類似している。このことから、機器吸込温度差比 m_{0m} の上昇は再循環風量 γV_m の増加が主な要因であるといえる。なお、空調給気量 V が機器換気量 V_m を上回っている換気流量比 $\kappa_m \geq 1$ の領域でも、再循環風量 γV_m の存在を確認した。

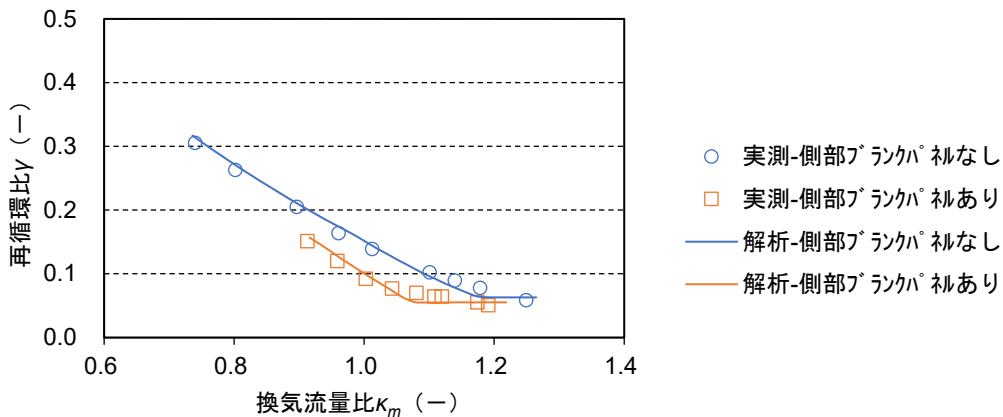
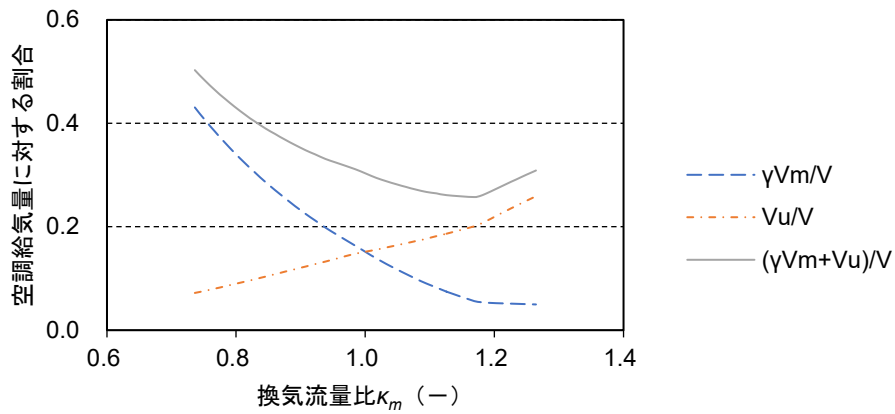


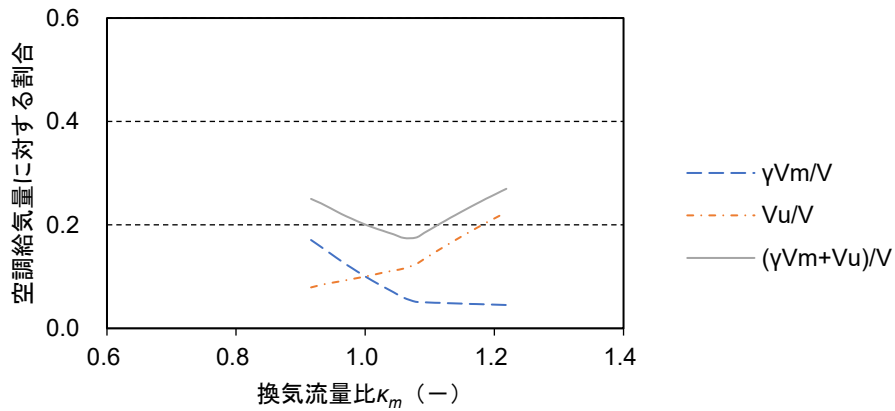
Figure 2-16 換気流量比と再循環比の関係

(3) 再循環とショートサーキットの推移

換気流量比 κ_m の変動に伴う再循環とショートサーキットの推移を把握するため、検討 I の解析結果における換気流量比 κ_m 毎の空調給気量 V に対する再循環風量 γV_m の割合 $\gamma V_m/V = \gamma/\kappa_m$ 、及び機器無効空調給気量 V_u の割合 $V_u/V = 1 - \eta_V$ を図示する (Figure 2-17)。この結果から、換気流量比 κ_m の増加に伴い、空調給気量 V に対する再循環風量 γV_m の割合は減少し、対して無効空調給気量 V_u の割合は増加する。割合の大小は換気流量比 κ_m が 1.0 で入れ替わり、割合の和 $(\gamma V_m + V_u)/V$ が最も小さくなる換気流量比 κ_m は側部ブランクパネルなしで 1.17、側部ブランクパネルありで 1.06 (－) であった。このことから、再循環を抑制し、かつ、空調効率を低下させるショートサーキットを抑えるためには、換気流量比 κ_m を 1.0 よりやや大きな値に設定することが有効といえる。



側部ブランクパネルなし



側部ブランクパネルあり

Figure 2-17 換気流量比と空調給気量に対する再循環風量・無効空調給気量の割合の関係

(4) ブランクパネルが機器冷却特性に与える影響（検討Ⅱ）

検討Ⅱでは、CASE1 から CASE6 にかけて、ブランクパネルを上から順に設置し、それが機器冷却特性に与える影響を把握する。解析におけるブランクパネルの開口率は、検討Ⅰでの値を用いる（Table 2-11 参照）。検討Ⅱにおける計算設定条件は以下ようになった（Table 2-12）。

Table 2-12 検討Ⅱの計算設定条件

	CASE1	CASE2	CASE3	CASE4	CASE5	CASE6
室内下部温度 (°C)	27.2	27.3	27.5	27.3	27.7	27.7
室内上部温度 (°C)	29.1	29.1	29.1	29.3	29.4	29.3

各 CASE における機器吸込温度差比 m_{0m} の平均値と最大値を Figure 2-18 に示す。実測値の平均をみると、機器吸込温度差比 m_{0m} はブランクパネルを順に設置すると効果的に減少することがわかる。一方、最大値は CASE1 から CASE4 にかけてあまり減少せず、CASE5 では平均値の減少傾向に反し大きく増加している。しかし、CASE6 では最大機器吸込温度差比 m_{0m} も平均に近い値まで抑制できており、ブランクパネルを全て設置することで、運用上不利になる吸込温度の高い機器の発生を抑制できることを確認した。

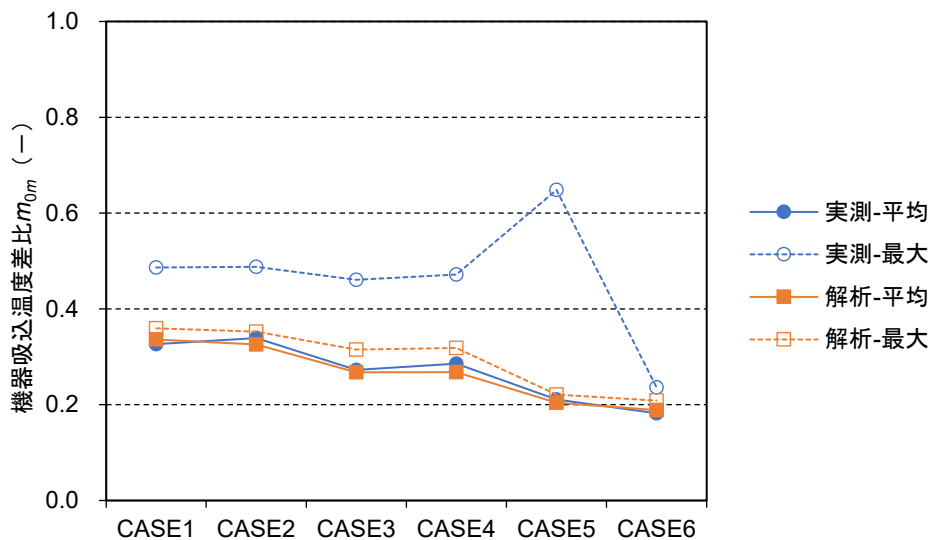


Figure 2-18 各 CASE の機器吸込温度差比

次に、ブランクパネルを順に設置する際のサーバーユニット毎の再循環比を検討し、Figure 2-18 の CASE5 で生じた機器吸込温度差比 m_{0m} の最大値の上昇原因を探る。検討Ⅱの各 CASE における再循環比 γ の高さ分布を Figure 2-19 に図示する。これらの結果から、CASE1 から CASE6 までブランクパネルを上から順に設置するに従い、再循環比 γ の最大値を記録するサーバー番号が下に推移していることから、設置した箇所での再循環の抑制

には、ブランクパネルが大いに貢献していることがわかる。しかしながら、検討Ⅱでは全てのCASEで換気流量比 κ_m は 1.0(－)を下回るように調整しており (Table 2-10 参照)、排気ファンを通過する風量（ここでは、空調給気量 V のこと）よりも機器換気量 V_m の方が多い。換気流量比 κ_m が 1.0(－)以上であっても再循環が生じる恐れがあるのは前述のとおりであるが、下回る場合にはより発生しやすい。ブランクパネルを設置しないCASE1では、主に上段のサーバー（サーバー番号 2, 5, 8）の再循環比 γ が高い傾向にあるが、CASE3 から CASE5 では、行き場を失ったサーバーの排気がブランクパネルの設置されていない下段の両側部や下部の漏気経路から再循環し、下段のサーバーの再循環比 γ が高くなっていることがわかる。特にCASE5では、側部ブランクパネルが全て設置されているため、未設置の下部ブランクパネルの位置で排気が再循環し、その直近のサーバー（サーバー番号 35）で非常に高い再循環比 γ を記録しており、これが機器吸込温度差比 m_{0m} の最大値の極端な上昇を引き起こしている。

解析においても、下部ブランクパネルの未設置位置から吹出す風量が多いのは確認できているが、各サーバーへの適切な風量分配率を決定しかねるため、全て前面空間（空調給気温度）の温度上昇に寄与すると仮定し計算している。したがって、全てのサーバーに対して画一的に再循環風量 γV_m を与えていることになるため、下部ブランクパネル位置付近における機器吸込温度 θ_{0m} の極端な昇温を把握できず、それが解析と実測での各機器冷却特性の最大値の乖離の主な要因であると推測される。

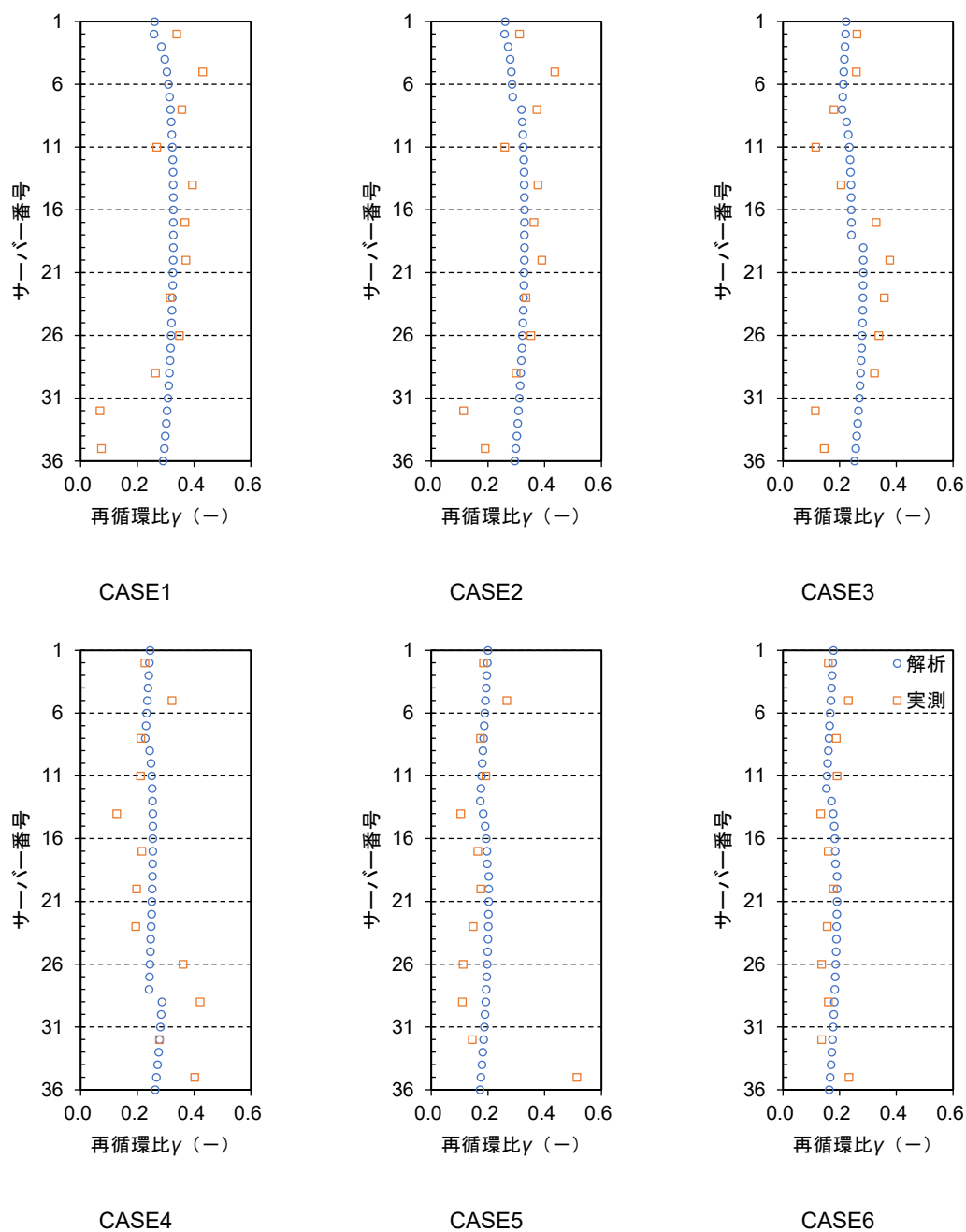


Figure 2-19 再循環比の高さ分布

2.5 機器冷却特性及び機器吸込温度の予測図

2.5.1 予測図作成の目的と概要

(1) 予測図作成の目的

ラック周辺の換気回路網解析により、排気ファンの周波数とブランクパネルの設置状況を変化させた際の機器冷却特性の推移を得ることができる。そこで、効率的な空調設計の一助とすべく、以下に示す2種類の予測図の作成方法を示す。

- ① 設計上ある条件を設けた場合に得られる機器冷却特性と排気ファンの風量比（ $= V_{fan2}/V_{fan1}$ ）を図上で追うことができるよう、解析で得たデータを基に、機器冷却特性の予測図を作成する。設計上の条件には機器吸込温度 θ_{0m} を無次元化した機器吸込温度差比 m_{0m} を採用することとし、許容値を任意に定めることで、再循環比 γ と排気ファンの風量比が導かれる形とする。実務上、投入すべき排気ファンの周波数 f は得られた風量比と(2-9)式から算出し、インバータで制御する。また、制御後の排気ファン消費電力 H_{fan2} は風量比と(2-11)式を用いることで推測可能である。
- ② ASHRAE の温湿度条件は ICT 機器の吸込み口の状態で定義されている [8]。従来の設計では、再循環やショートサーキットの影響を把握することが困難なため、ある程度の昇温を見越した空調機の給気温度設定を行う場合が多い。しかし、機器冷却特性の換気回路網解析を用いることで、空調給気温度 θ_0 に対する機器吸込温度 θ_{0m} の平均値を精度良く予測できる。そこで、排気ファンの風量比をパラメータに、空調給気温度 θ_0 の変更に伴う機器吸込温度 θ_{0m} の推移の予測図を作成する。

(2) 予測図作成における解析条件の概要

Figure 2-1 に示すラックを解析対象とし、機器冷却特性はその平均値のみを評価対象とする。予測図の作成につき定めた詳細解析条件を以下に表記する (Table 2-13)。ブランクパネルの開口率は側部ブランクパネルと下部ブランクパネルの双方の設置箇所に適用する。機器冷却特性の予測図を作成する上で、室内下部温度（空調給気温度 θ_0 ）及び室内上部温度は ASHRAE の推奨範囲 [8] を考慮し、共に 18°C とした。機器吸込温度 θ_{0m} の予測図でもこれらの温度は等しいとするが、温度自体は任意に変更している。

Table 2-13 予測図作成の詳細解析条件

ブランクパネルの開口率 (—)		排気ファンの風量比 (—)
ブランクパネルなし	ブランクパネルあり	
0.45	0.33	0.6~1.4

2.5.2 機器冷却特性の予測図

作成した機器冷却特性の予測図を Figure 2-20 に示す。予測図に存在する2種類の曲線はいずれも再循環比 γ との関数であり、それぞれ機器吸込温度差比 m_{0m} と排気ファンの風量比を横軸に持つ。許容機器吸込温度差比 m_{0m} とブランクパネルの開口率を仮定すると、再循環比 γ を求めることができ、その値から排気ファンの風量比を決定し、設計及び運用時に応用することが可能となる。例として、機器吸込温度差比の許容値を 0.10、ブランクパネルの開口率を 0.33（ブランクパネルあり）とすると、再循環比 0.09、排気ファンの風量比 0.85 という結果を得られる。基準の周波数が 50.0(Hz) のため、この風量比と(2-9)式から、この条件設定では制御後排気ファン周波数 f_2 を 42.4(Hz) 以上に設定すべきであることがわかる。

同一機械室内のラックで、ICT 機器の発熱量 H_m が異なっていたり、ブランクパネルの設置状況が異なっていたりする場合でも、そのそれぞれについて換気回路網解析を行い、予測図を作成することで、許容機器吸込温度差比 m_{0m} から決定される排気ファンの風量比を個々のラックで求めることができる。

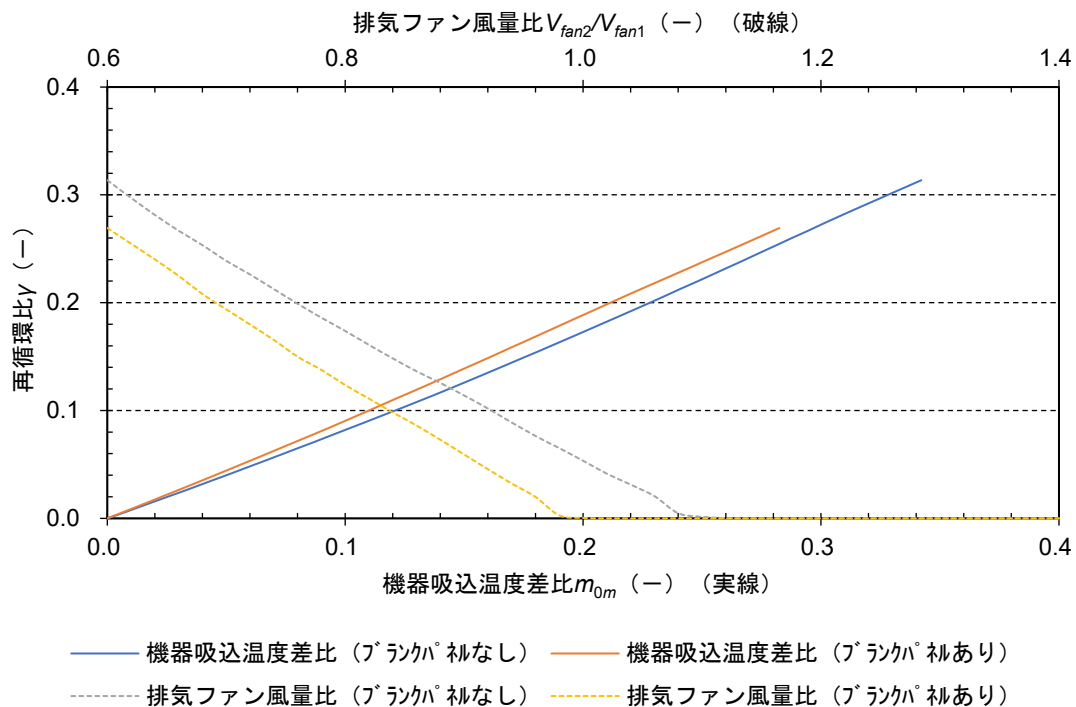
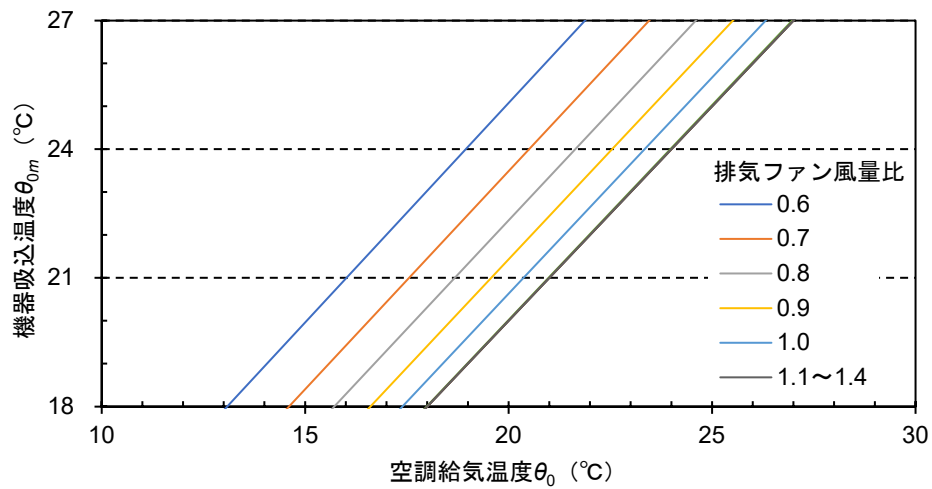


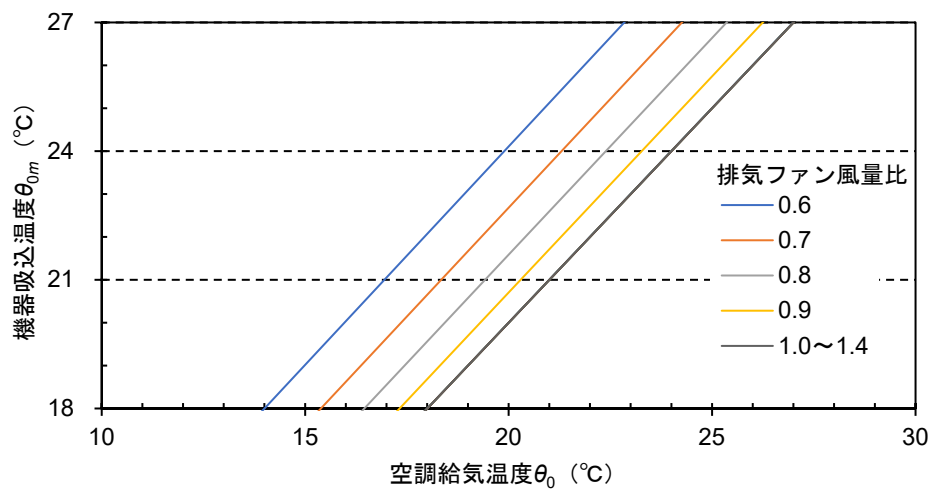
Figure 2-20 機器冷却特性の予測図

2.5.3 空調給気温度に対する機器吸込温度の予測図

ブランクパネルの有無各々で空調給気温度に対する機器吸込温度の予測図を作成する (Figure 2-21)。この結果、空調給気温度 θ_0 と機器吸込温度 θ_{0m} は比例関係にあることがわかる。排気ファンの風量比が増加すると、機器吸込温度 θ_{0m} の上昇は抑制され、ブランクパネルなしで 1.1 以上、ブランクパネルありで 1.0 以上の場合、空調給気温度 θ_0 から機器吸込温度 θ_{0m} への昇温はみられなかった。ASHRAE 推奨範囲の上限温度は機器吸込温度 θ_{0m} で 27°C であることから、任意の排気ファンの風量比における空調給気温度 θ_0 の上限値を、この図を作成することで検討可能である。また、ブランクパネルの有無を比較すると、等しい機器吸込温度 θ_{0m} となる空調給気温度 θ_0 が、ブランクパネルありの方が高く、より空調効率改善の見込みがあるといえる。



(a) 側部ブランクパネルなし



(b) 側部ブランクパネルあり

Figure 2-21 空調給気温度に対する機器吸込温度の予測図

2.6 第2章のまとめ

本章では、ラック内で再循環とショートサーキットが同時に発生して環境悪化を引き起こす可能性があることに着目し、ラック周りの ICT 機器の冷却特性を予測するために機器冷却モデル、及び換気回路網モデルを構築・連成し、解析を行った。その結果、以下に挙げる知見を得た。

- 1) 換気回路網解析と実大実測の結果を比較検討し、機器冷却特性の傾向を概ね捉えていることを確認した。特に、平均値で解析と実測の傾向が良く一致した。
- 2) 解析及び実測の結果から、換気流量比の減少に伴い、排熱効率は向上するものの、他の機器冷却特性は悪化することを確認した。その際、漏気を抑制するブランクパネルを設置することで、機器冷却特性の全ての指標で改善がみられる。
- 3) 空調給気量に対する再循環風量と無効空調給気量の割合を解析結果からそれぞれ算出し、換気流量比に対するそれらの推移を把握した。側部ブランクパネルの有無にかかわらず、それらの和は換気流量比が 1.0 よりやや大きい値で最小となるため、この冷却気流方式の空調設計では機器換気量を多少超える空調給気量に設定すると良い。
- 4) 高さ方向の再循環比の分布を検討した結果、ブランクパネルを上から順に設置するに従い再循環比のピークが下へ推移することを確認した。全てのブランクパネルを設置すると再循環比は大きく抑制されるが、一部未設置箇所があるとそこから再循環が多く生じる恐れがあることを把握した。
- 5) 換気回路網解析の結果を用いて、空調設計の一助となる簡易特性予測図を作成し、その手法を示した。機器吸込温度差比の許容値を設定すると、再循環比と排気ファンの風量比をそれぞれ図上で追うことができ、さらに風量比から排気ファンに入力する周波数を把握することができる。また、空調給気温度の変更に従い推移する機器吸込温度を解析によって確認し、再循環による昇温を見込んだ空調給気温度の設定条件が検討可能であることを示した。ただし、条件毎に解析し、各図を作成する必要がある。

第3章 CFD解析の高精度化と高断熱化による吸排分離

3.1 第3章の目的

空調効率の向上のため、コールドアイル・ホットアイル方式のラック配置や、コンテインメント、ブランクパネルなどの気流分離効率を高める手法が提案されてきた。様々な空調気流方式が開発、提案される中、これらの気流分離技術は気流方式によって設置される箇所が変わりながらも、必要不可欠な手法として今日でも採用されている。

しかしながら、第2章でのラック単体の冷却特性の評価では、ICT機器の需要風量に対して十分な給気量があっても、一定の再循環（ICT機器風量の約5%、Figure 2-16 参照）が確認された。ICT機器の高発熱化・高密度実装が進む中、更なる高温空気と低温空気の分離（吸排分離）が求められている。そこで本章では、新たな吸排分離の手段を提案することを目的とする。方法としては、隙間からの漏気だけでなく、二重床内の障害物（空調架台、二重床架台、配管・配線）や構成部材の断熱性能など、機械室を模擬した実在の検証室において考えられる物理現象を挙げてCFDモデルに再現する。CFDモデルのチューニングに当たっては、多要素を検討する必要があるため、実験計画法による効率的なCFDの精度向上法を考案し、実践する。その後、チューニング済みのCFDモデルを用いて、新たな吸排分離手段の模索と効果の定量化を行う。

3.2 合わせ込み手法の提案

実験計画法はイギリスの R. A. Fisher によって農場実験の合理化のために開発された、実験の割り付けと解析のための手法である [64]。あるプロセスに対する複数の因子の影響を検討する上で、従来の一度に一つの因子をパラメータスタディする方法（総当たり法）と比較して、少ない実験で十分な情報を得ることができる [65]。

本研究では、実験計画法を用いて CFD シミュレーションの予測精度の向上を図る。空調機の風量が異なっても同一の CFD モデルで精度良く再現できるように、仁科らの提案する多特性の場合の合わせ込み手法を用いる [66]。多特性の合わせ込み手法は、乖離のばらつきを減らし、値を近づける 2 ステップ法の前に、特性ごとの信号因子に対する乖離パターンの違いを小さくするステップを加えたものである。

K 種類の特性を P_k ($k=1, 2, \dots, K$) としたときの合わせ込みのための実験計画を Table 3-1 に示す。合わせ込み因子を内側因子、信号因子(G)を外側因子とした直積実験となる。内側直交表には混合系直交表 L18 を使用する。特性 P_k における第 j 水準の信号因子 G_j の実験結果を x_{jk} 、内側直交表の第 i 解析における特性 P_k 、信号因子 G_j のシミュレーション結果を c_{ijk} とする。シミュレーション結果と実験結果の乖離を y_{ijk} とする。

$$y_{ijk} = c_{ijk} - x_{ijk} \quad (3-1)$$

Table 3-1 多特性の合わせ込みのための実験計画

									P_1			P_K		
									実験結果			実験結果		
									G_1	G_2	G_3	G_1	G_2	G_3
									x_{j1}			x_{jK}		
合わせ込み因子									信号因子			信号因子		
	A	B	C	D	E	F	G	H	G_1	G_2	G_3	G_1	G_2	G_3
解析 01	1	1	1	1	1	1	1	1	c_{111}	c_{121}	c_{131}	c_{11K}	c_{12K}	c_{13K}
解析 02	1	1	2	2	2	2	2	2	c_{211}			c_{21K}		
解析 03	1	1	3	3	3	3	3	3						
解析 04	1	2	1	1	2	2	3	3						
解析 05	1	2	2	2	3	3	1	1						
解析 06	1	2	3	3	1	1	2	2						
解析 07	1	3	1	2	1	3	2	3						
解析 08	1	3	2	3	2	1	3	1						
解析 09	1	3	3	1	3	2	1	2						
解析 10	2	1	1	3	3	2	2	1		c_{ij1}			c_{ijK}	
解析 11	2	1	2	1	1	3	3	2						
解析 12	2	1	3	2	2	1	1	3						
解析 13	2	2	1	2	3	1	3	2						
解析 14	2	2	2	3	1	2	1	3						
解析 15	2	2	3	1	2	3	2	1						
解析 16	2	3	1	3	2	3	1	2						
解析 17	2	3	2	1	3	1	2	3						
解析 18	2	3	3	2	1	2	3	1						

合わせ込みの手順は次の通りである。各ステップで最適水準が異なる場合は、基本的に第 1 ステップの水準を最優先し、次に第 2 ステップの水準を優先する。

① 第1ステップ

特性ごとの信号因子に対する乖離パターンの再現性に関する条件出しを行う。次の式で算出する S_i を解析特性として、合わせ込み因子の要因効果を計算する。それぞれの因子で S_i の平均値が小さい水準を選定する。

$$S_i = \sum_{j=1}^J \sum_{k=1}^K (y_{ijk} - \bar{y}_{i \cdot k} - \bar{y}_{ij \cdot} + \bar{y}_{i \cdot \cdot})^2 \quad (3-2)$$

$$\bar{y}_{i \cdot k} = \sum_{j=1}^J y_{ijk} / J, \quad \bar{y}_{ij \cdot} = \sum_{k=1}^K y_{ijk} / K, \quad \bar{y}_{i \cdot \cdot} = \sum_{j=1}^J \sum_{k=1}^K y_{ijk} / JK \quad (3-3)$$

② 第2ステップ

ばらつきに対する解析特性を偏差平方和 S_i' とし、その値を最小化する条件出しを行う。

$$S_i' = \sum_{j=1}^J \sum_{k=1}^K (y_{ijk} - \bar{y}_{i \cdot k})^2 \quad (3-4)$$

③ 第3ステップ

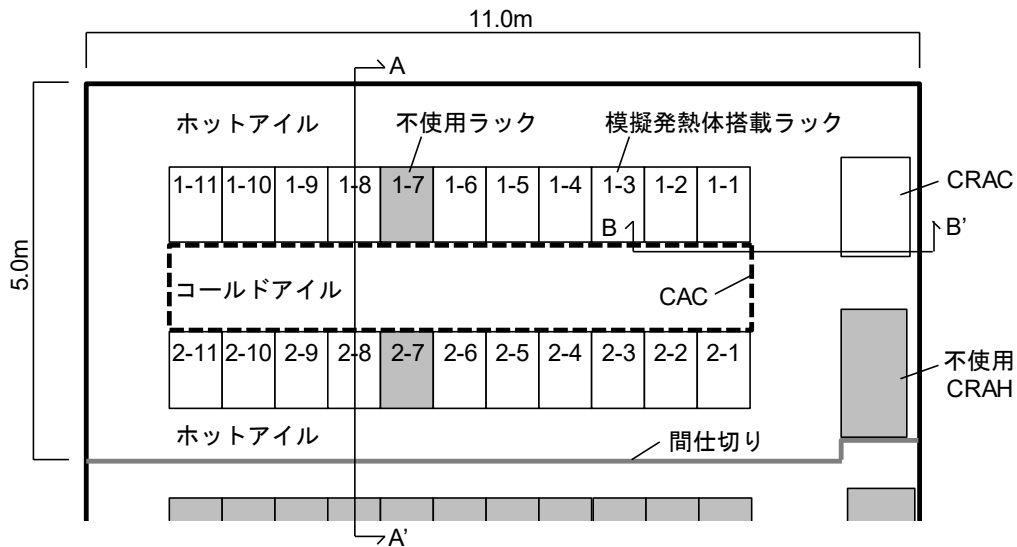
解析ごとに平均値 $\bar{y}_{i \cdot \cdot}$ を求め、平均値に対する合わせ込み因子の要因効果を計算する。平均値が 0 に近い水準を選定する。

ここで、直交表を用いる際の交互作用の扱いについて述べる。一般に、直交表においては、因子の主効果はその因子を割り付けた列の効果として現れ、因子同士の交互作用は因子を割り付けた列とは別の列に現れる。交互作用が現れる列に他の因子が割りついているときには、その因子の効果とこの交互作用が交絡して現れる [67]。本研究では、交互作用の影響が多少あっても再現性の高い最適水準を選定するために、交互作用は考慮しない。そのため、直交表には特定の列に交互作用が現れない（全ての列にほぼ均等に交互作用が現れる）混合系直交表 L_{18} を使用し、水準毎の解析特性の平均値で水準間の優劣を評価する。また、各ステップの水準変更ごとに予測精度を確認し、交互作用による予期せぬ精度悪化を排除する。

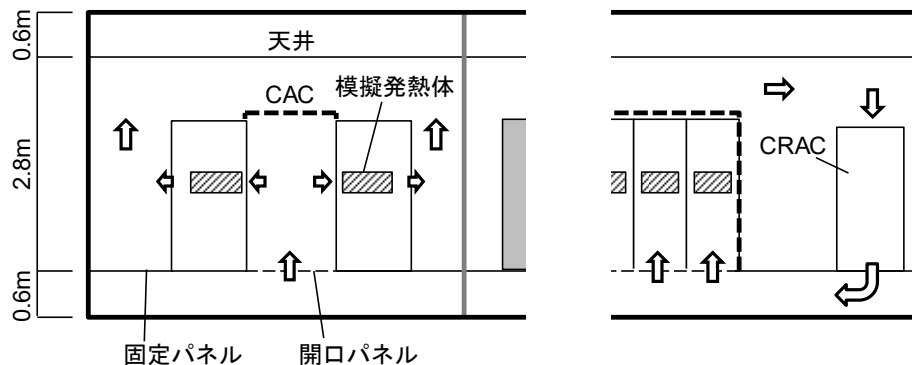
3.3 合わせ込み

3.3.1 検証室の概要

データセンターを模擬した検証室を Figure 3-1 に、実験設備の概要を Table 3-2 に示す。検証室のラック配置はコールドアイル・ホットアイル形式であり、コールドアイルをラック上部に渡した水平部材で囲うコールドアイルコンテインメント（以下、CAC）を設置している。検証室の中央（ホットアイル部）にて室内、二重床内、天井内を仮間仕切り（帯電防止防炎フィルム）で区画した、幅 11.0(m)、奥行 5.0(m)の範囲を対象とする。22 ラックの 19 インチラックのうち、20 ラックに 2(kW)のヒーターを持つ模擬発熱体を 1 台ずつ搭載し、不使用の 2 ラックは扉面を塞いでいる。模擬発熱体は高さ 6U であり、下から 23~28U 目に搭載している。空調機はパッケージ空調機である Computer-Room Air-Conditioner (CRAC) を用いる。



(a) 検証室の平面図



(b) 検証室の断面図（左：A-A'断面、右：B-B'断面）

Figure 3-1 検証室の概要

Table 3-2 検証設備の概要

CRAC	定格顕熱能力 (kW)	45 ^{*1}
	定格風量 (m ³ /min)	240
	定格機外静圧 (Pa)	120
	外形 (W×D×H) (mm)	1,295×900×1,950
模擬発熱体	ヒーター容量 (kW)	2
	定格風量 (m ³ /min)	23
	外形 (W×D×H) (mm)	440×670×260

*1：室内吸込条件 27(°CDB)・19(°CWB)、室外吸込条件 35(°CDB)、連絡配管長 7.5(m)時

CFD モデルの与条件は、CRAC 風量、CRAC 給気温度、模擬発熱体風量、模擬発熱体熱量とする。これらは Table 3-3 で示す測定点の実測値、または実測値を用いた演算値とする。CRAC 風量は CRAC 吸込口の平均風速と有効面積から算出し、模擬発熱体風量は消費電力と吸排温度差から算出した。模擬発熱体吸込温度は CFD シミュレーションの予測対象である。

Table 3-3 測定点

分類	対象	点数	測定箇所
温度	CRAC 吹出口	3 点平均	
	模擬発熱体吸込口	3 点平均	1-1, 1-3, 1-5, 1-9, 1-11, 2-1, 2-3, 2-5, 2-9, 2-11
	模擬発熱体吹出口	6 点平均	1-1, 1-3, 1-5, 1-9, 1-11, 2-1, 2-3, 2-5, 2-9, 2-11
消費電力	模擬発熱体	1 点	全台一括
風速	CRAC 吸込口	6 点平均	

3.3.2 CFDモデルの概要

CFD解析には市販のソフトウェアを用いる。離散化手法は直交系有限体積法によるSIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent) 法である [68]。シミュレーションの設定を Table 3-4 に示す。乱流モデルは、データセンターの CFD 解析で一般的に用いられる標準 $k-\epsilon$ モデルを選択した [25] [44] [49] [50] [51] [54] [69]。基礎方程式は、連続の式、運動量保存式、ナビエ・ストークス方程式、エネルギー方程式である。ナビエ・ストークス方程式では、ブシネスク近似を用いて浮力を考慮している。なお、本 CFD ソフトウェアでは材料の表面粗さは考慮していない。また、検証室を囲む壁は断熱としている。解析領域全体での計算誤差が $10^{-3.5}$ となったときに収束とみなす。なお、VanGilder らは CFD 解析におけるグリッドサイズについて、粗い範囲では予測精度への影響が大きいと報告している [69]。本研究では、グリッドサイズが異なることによる影響を極力排除するため、全モデルで同一の分割数 (23,400,000 グリッド (200×780×150)) とした。

モデル化した検証室を Figure 3-2 に示す。後述の合わせ込み因子の対象としない与条件として、コールドアイルの二重床開口パネルとラック扉にそれぞれ開口率を与える。二重床開口パネルは開口率 25%と開口率 50%が交互に並んでいるため、CFD モデルでは開口率 37.5%の様な開口とする。また、ラック扉の前背面の開口部は開口率 76% (カタログ値) を与える。

Table 3-4 シミュレーション設定

定常・非定常	定常
離散化手法	SIMPLEC 法
乱流モデル	標準 $k-\epsilon$
基本方程式	連続の式
	運動量保存式
	非圧縮性ニュートン流体に対するナビエ・ストークス方程式
	エネルギー方程式
空間分割法	直交非等間隔格子
境界条件	流入領域 : CRAC 吹出口
	流出領域 : CRAC 吸込口
	初期温度 : 25(°C)
	その他の設定値は後述の Table 3-5 参照

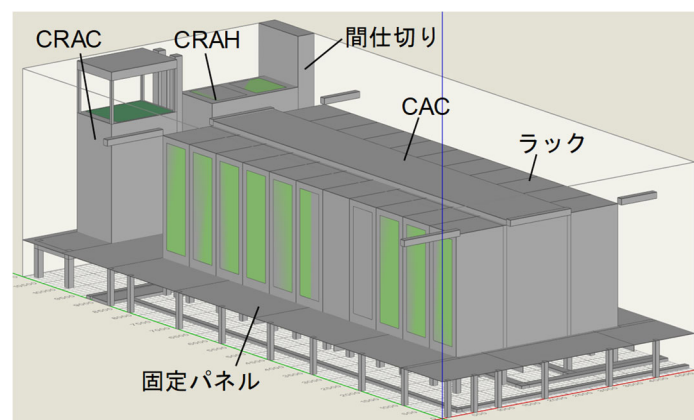


Figure 3-2 検証室のCFDモデル

3.3.3 信号因子と多特性

CFD モデルの高精度化を図るにあたり、空調機の供給風量が異なっても同一のモデルで結果を再現できることを目標とする。そこで、CRAC 供給風量を信号因子とし、CRAC のファン周波数を 45(Hz) (G₁)、54(Hz) (G₂)、63(Hz) (G₃)に設定して検証室で実験する。実験で得た与条件（実測結果）を Table 3-5 に示す。また、予測対象である模擬発熱体吸込温度は Table 3-3 に示す 10 ラックで計測している。10 箇所の温度を対象とするため、10 特性の合わせ込みとして多特性の実験計画を適用する。

Table 3-5 信号因子と CFD モデルの与条件

信号因子	CRAC ファン周波数 (Hz)	供給風量 (m ³ /min)	給気温度 (°C)	模擬発熱体 風量 (m ³ /min/台)	発熱量 (W/台)
G ₁	45	157.2	21.7	9.8	2,392
G ₂	54	188.1	21.7	10.5	2,383
G ₃	63	222.0	21.9	11.2	2,351

3.3.4 合わせ込み因子

CFDの解析結果に影響を与えると考えられる因子をTable 3-6の通り抽出する。モデルの有無に関する水準については、第1水準はモデル有、第2水準はモデル無とする。モデルの数値に関する水準については、第1水準は理論値または実測値、第2水準は第1水準の値の1/2とし、第3水準はモデルに考慮しない。ただし、熱伝導率と材料の厚さから計算される熱抵抗値（因子C）の第2水準は、材料の厚さを第1水準の2倍とした。また、因子が割り当てられないH列は誤差列（e）である。以下に概要を述べる。

A. 障害物の有無

Figure 3-3に示す二重床架台、気流ガイド、配管・ケーブル類、空調機吸込構造物などを障害物としてモデル化する。ここで、気流ガイドは二重床空間にスムーズに空調給気を導入するために空調機吹出口の直下に斜めに固定される鋼板である。

B. CRAHの開口率

CRACに隣接する不使用CRAHは停止しているが、その吸込口と吹出口には圧力差が生じるため、機内が漏気経路となりCFD結果に影響を与える可能性がある。室内ファンのP-Q特性曲線と、定格風量、定格機外静圧から定格運転時の機内静圧を求め、機内静圧と吸込面風速から抵抗係数を算出した。抵抗係数に対応する開口率を吸込口に与える。

C. 熱抵抗値

二重床固定パネル、ラック筐体、模擬発熱体筐体、CAC、ブランクパネルの熱貫流を考慮する。熱抵抗値は材料の熱伝導率と厚さから求め、熱伝達率はソフトウェアの自動計算機能を用いた。

D. 固定パネルの開口率

二重床固定パネルの開口率は実測値を用いる。幅 300(mm)の固定パネル 26 枚当たり約 10(mm)の隙間量であった。

E. ブランクパネルの開口率

ラック内のマウントレールの ITE 未搭載箇所に設置するブランクパネル、ラック側面とマウントレール間を閉塞する側部ブランクパネル、ラック底面とブランクパネル及び側部ブランクパネルの下端を閉塞する下部ブランクパネルに分けて開口率を与える。それぞれの開口率は実測値を用いる。

F. ラック間の隙間の有無

ラックとラックの間には 6(mm)の隙間が存在し、モデルで考慮する。なお、隙間無につ

いては、ラックとラックの間を幅 6(mm)の直方体モデルで塞いだ。なお、第3水準はダミー法を用い、標準とする第1水準を代入する。

G. CAC の開口率

CAC 自体に大きな隙間はないが、ラック上部と CAC 水平部材の間の 80(mm)の固定用部材に 2(mm)程度隙間が存在する。この実測値を CAC の開口率として用いる。

Table 3-6 合わせ込み因子

合わせ込み因子		第1水準	第2水準	第3水準
A	障害物の有無	有	無	-
B	CRAH の開口率 (%)	24.85	12.42	0
C	熱抵抗値 ($10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$)			
	固定パネル (アルミニウム、2.0mm)	0.01	0.02	
	ラック筐体 (鉄、0.8mm)	0.01	0.03	
	模擬発熱体筐体 (鉄、1.2mm)	0.02	0.04	
	CAC (プラスチック、0.3mm)	2.00	4.00	断熱
	ブランクパネル (プラスチック、2.0mm)	9.52	19.05	
D	側部及び下部ブランクパネル (鉄、0.8mm)	0.01	0.03	
	固定パネルの開口率 (%)	0.13	0.07	0
E	ブランクパネルの開口率 (%)			
	ブランクパネル	0.56	0.28	0
	側部ブランクパネル	0.38	0.19	0
	下部ブランクパネル	15.28	7.64	0
F	ラック間の隙間の有無	有	無	-
G	CAC の開口率 (%)	2.50	1.25	0

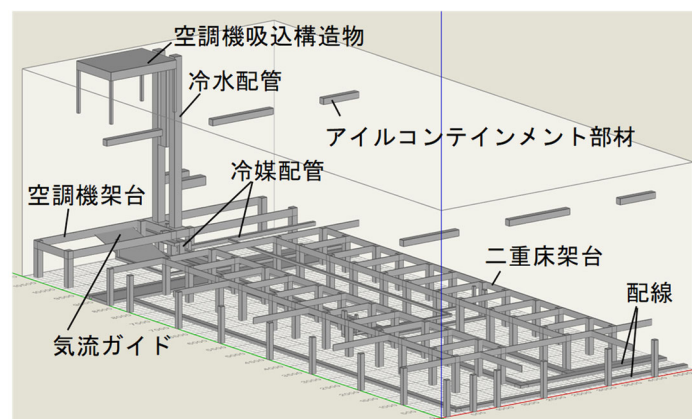


Figure 3-3 障害物のモデル

3.3.5 合わせ込みの実施

信号因子と合わせ込み因子を Table 3-1 に割り付け、実験計画に基づき解析を行った。解析結果を Table 3-7 に示す。解析特性 S_i 、 S'_i 、 $\bar{y}_{i..}$ を算出し、合わせ込み因子の各水準で平均して Figure 3-4 に示す要因効果図を作成した。解析特性 S_i については、因子 F のダミー水準を含め、いずれの合わせ込み因子も CFD モデルに反映する水準の方が小さく、CRAC 給気量を変化させたときの結果の再現性が良いといえる。一方で、CRAH の開口率（因子 B）や熱抵抗値（因子 C）、ブランクパネルの開口率（因子 E）は理論値や実測値（第 1 水準）を CFD モデルの与条件とすると、第 2 水準と比べ再現性が悪化する結果となった。

Table 3-7 実験計画に基づく解析結果

特性	P ₁ (1-1)			P ₂ (1-3)			P ₃ (1-5)			P ₄ (1-9)			P ₅ (1-11)		
実験結果	24.7	24.0	23.5	25.9	24.8	23.6	24.1	23.5	22.9	24.1	23.9	23.6	27.8	26.8	25.1
信号因子	G ₁	G ₂	G ₃	G ₁	G ₂	G ₃	G ₁	G ₂	G ₃	G ₁	G ₂	G ₃	G ₁	G ₂	G ₃
解析 01	25.9	25.1	24.8	25.3	24.5	23.9	25.2	24.2	23.8	25.7	25.0	24.6	25.9	25.4	25.0
解析 02	25.6	24.9	24.6	25.2	24.3	23.7	24.8	24.1	23.7	25.4	24.7	24.3	25.8	25.0	24.9
解析 03	25.8	23.6	22.4	24.8	23.2	22.4	24.2	23.0	22.4	23.8	22.9	22.5	23.1	22.5	22.3
解析 04	25.4	24.8	24.5	25.1	24.1	23.7	24.8	24.1	23.7	25.4	24.9	24.4	25.8	25.3	24.9
解析 05	26.1	24.9	24.3	25.3	24.3	23.4	25.4	24.0	23.4	25.8	24.8	24.3	26.0	25.2	24.7
解析 06	26.5	25.2	24.2	25.8	24.2	23.3	25.4	23.8	23.1	25.1	24.0	23.4	24.8	23.9	23.2
解析 07	25.7	24.9	24.5	25.2	24.3	23.5	25.2	24.1	23.6	25.9	24.9	24.4	26.3	25.4	24.9
解析 08	25.5	24.4	24.0	25.0	23.7	23.0	24.7	23.5	22.9	25.4	24.0	23.4	25.4	24.1	23.5
解析 09	26.1	24.7	23.5	25.5	23.8	22.8	25.4	23.9	23.0	26.6	25.0	24.1	27.9	26.2	25.1
解析 10	26.5	25.4	24.4	24.9	23.5	23.1	23.8	23.2	23.0	27.9	25.7	23.2	27.9	25.8	24.0
解析 11	27.2	26.7	25.8	26.3	24.9	24.4	25.7	25.0	24.6	26.9	25.9	25.8	27.6	26.8	26.4
解析 12	28.3	27.0	26.1	27.0	25.0	24.2	26.4	25.0	24.3	27.9	26.4	25.9	28.7	27.4	27.0
解析 13	27.5	26.2	25.2	25.9	24.6	24.1	25.9	24.7	24.2	27.2	25.8	25.0	27.7	26.6	25.7
解析 14	27.1	26.4	25.4	25.4	24.1	23.5	24.9	24.0	23.9	26.6	24.6	25.2	27.4	25.0	25.8
解析 15	28.0	26.9	25.8	26.7	24.9	24.1	26.3	25.0	24.3	27.9	26.4	25.6	28.8	27.5	26.7
解析 16	25.9	25.1	24.4	25.1	24.0	23.4	25.2	24.0	23.4	27.2	25.1	24.1	27.6	26.3	24.9
解析 17	27.6	26.5	25.2	26.1	24.6	23.9	26.2	24.7	24.1	27.9	26.1	25.1	28.1	26.7	25.8
解析 18	26.7	26.4	25.0	26.4	24.6	23.9	26.1	24.9	24.2	28.7	27.0	25.9	29.7	27.9	26.6

特性	P ₆ (2-1)			P ₇ (2-3)			P ₈ (2-5)			P ₉ (2-9)			P ₁₀ (2-11)		
実験結果	25.8	24.6	23.9	25.6	24.3	23.4	25.2	24.2	23.5	25.1	24.4	23.9	24.2	23.5	23.2
信号因子	G ₁	G ₂	G ₃	G ₁	G ₂	G ₃	G ₁	G ₂	G ₃	G ₁	G ₂	G ₃	G ₁	G ₂	G ₃
解析 01	26.0	25.0	24.6	25.7	24.8	24.4	25.9	24.9	24.5	26.7	25.6	24.9	25.9	25.2	24.8
解析 02	26.4	25.0	24.4	26.0	24.7	24.2	26.0	24.8	24.4	26.7	25.6	24.8	25.6	24.9	24.6
解析 03	26.7	24.0	22.5	26.6	24.2	22.5	26.3	24.0	22.5	24.3	22.9	22.6	22.7	22.3	22.3
解析 04	26.1	24.8	24.4	25.8	24.6	24.1	25.9	24.9	24.4	26.7	25.7	24.8	25.6	25.0	24.6
解析 05	26.0	24.7	24.0	25.8	24.5	23.7	26.1	24.8	24.1	26.6	25.4	24.7	25.4	24.8	24.3
解析 06	26.4	24.9	24.0	26.1	24.2	23.3	25.6	23.9	23.2	25.2	24.0	23.4	24.5	23.7	23.2
解析 07	25.7	24.8	24.2	25.6	24.5	23.9	25.8	24.8	24.3	26.6	25.4	24.8	26.0	25.1	24.6
解析 08	25.3	24.2	23.8	25.1	23.7	23.0	24.8	23.7	23.1	25.8	24.2	23.5	24.8	23.9	23.3
解析 09	25.5	24.2	23.2	25.2	23.8	23.0	25.7	24.2	23.8	28.0	25.9	24.8	27.2	25.5	24.5
解析 10	27.9	25.7	24.3	26.8	24.8	23.3	26.1	24.5	23.3	26.8	24.6	23.5	27.9	25.7	24.3
解析 11	27.3	26.5	25.8	26.5	25.1	24.5	26.2	25.2	24.8	27.9	27.0	26.8	27.8	27.0	26.4
解析 12	28.3	26.8	26.1	27.3	25.2	24.3	26.9	25.2	24.6	28.9	27.4	27.3	28.8	27.5	27.1
解析 13	27.2	26.2	25.2	26.5	24.9	24.1	26.5	25.1	24.3	28.2	26.9	25.7	27.6	26.6	25.7
解析 14	27.0	26.3	25.2	25.8	24.3	23.6	25.3	24.2	23.8	26.0	24.3	25.1	27.3	24.9	25.9
解析 15	28.0	26.6	25.8	27.0	25.2	24.2	26.7	25.2	24.5	28.9	27.5	26.7	29.0	27.6	26.9
解析 16	25.8	24.9	24.3	25.0	23.9	23.4	25.1	23.9	23.4	26.7	24.9	24.0	27.4	25.8	24.8
解析 17	27.5	26.4	25.3	26.0	24.6	23.9	26.2	24.7	24.0	27.9	26.2	25.2	28.0	26.5	25.7
解析 18	27.0	26.5	25.2	26.3	24.6	23.9	26.1	24.8	24.1	28.5	26.8	25.9	29.5	27.9	26.5

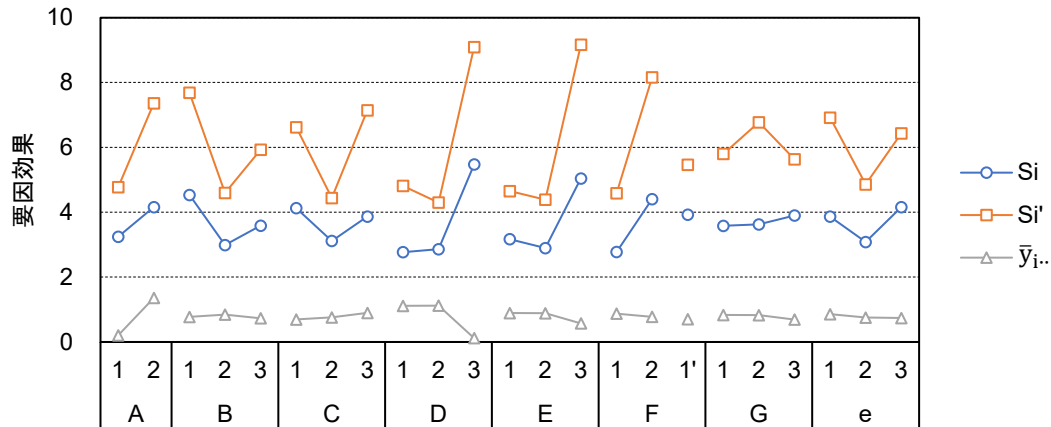


Figure 3-4 合わせ込み因子の要因効果図

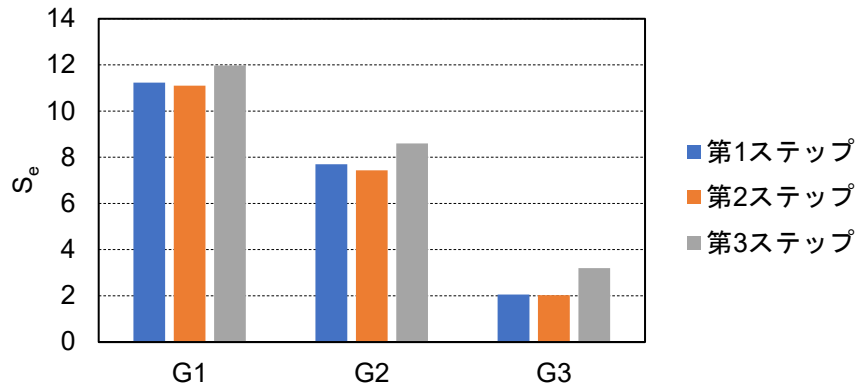
第1ステップとして、解析特性 S_i が小さい水準を選択する。第2ステップでは解析特性 S_i' が小さい水準を、第3ステップでは解析特性 $\bar{y}_{i..}$ が0に近い水準を選択する。基本的に第1ステップの水準を最優先し、次に第2ステップの水準を優先する。下位のステップで水準を変更する場合、上位のステップで選択した最適水準を変更することとなるため、それぞれのステップで水準を変更する因子を1つだけに制限する。そして、変更後に予測精度を確認する。予測精度を確認する指標は、10ラックの模擬発熱体吸込温度のシミュレーション結果と実験結果の乖離の平均値 $\bar{y}_e$ と偏差平方和 S_e とする。

各ステップでの合わせ込みで選択する水準を Table 3-8 に、予測精度の確認結果を Figure 3-5 に示す。前述の通り、第1ステップでは、各因子で解析特性 S_i が小さい水準を選択した。第2ステップでは、解析特性 S_i' の減少幅が最も大きい固定パネルの開口率(D)を第1水準から第2水準に変更した。第2ステップ後の予測精度を確認する。残差平方和 S_e は全ての CRAC ファン回転数条件でわずかに減少し、乖離の平均値 $\bar{y}_e$ はほぼ変化がなかった。第3ステップでは、解析特性が0に近くなる固定パネルの開口率(D)の第3水準を選択した。第3ステップ後の予測精度の変化は、要因効果図の示す通り、残差平方和 S_e は増加したが、乖離の平均値 $\bar{y}_e$ は0に近くなり大きく予測精度が向上した。

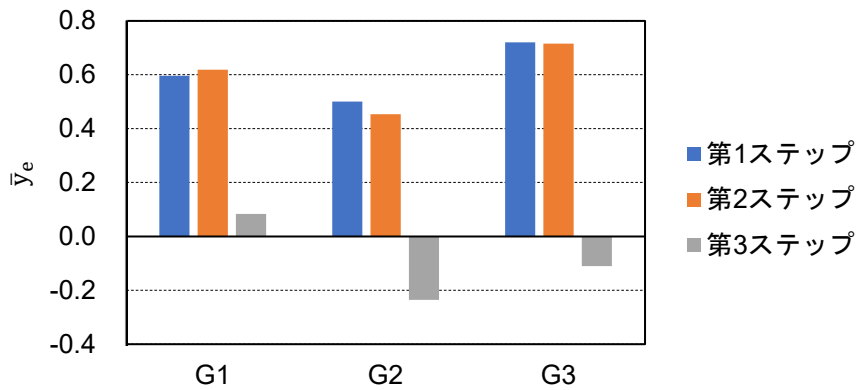
本来、信号因子（3水準）と合わせ込み因子（2水準×2因子、3水準×5因子）で最適な組み合わせを導出するのに、総当たりでは2,916通りのシミュレーションが必要となる。本手法では、混合系直交表 L_{18} に割り付けた解析を信号因子の数だけ、合わせ込み結果の確認に全3ステップを信号因子の数だけ実施することで、最適な組み合わせを計63通りで導出できた。

Table 3-8 合わせ込み結果

因子	A		B			C			D			E			F			G		
水準	1	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	1'	1	2	3
第1ステップ	✓			✓			✓		✓				✓		✓			✓		
第2ステップ	✓			✓			✓		✓				✓		✓			✓		
第3ステップ	✓			✓			✓			✓			✓		✓			✓		



(a) 残差平方和 S_e



(b) 乖離の平均値 $\bar{y}_e$

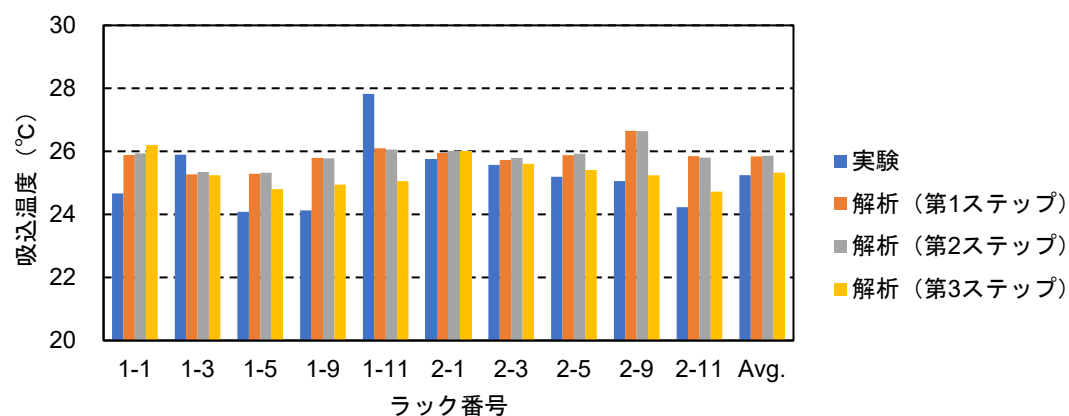
Figure 3-5 合わせ込みの各ステップでの予測精度の確認

実際の模擬発熱体の吸込温度の再現性を確認する。CRAC のファン周波数を 45Hz (G_1)、54Hz (G_2)、63Hz (G_3)に変化させた際の、ラック毎の模擬発熱体の吸込温度の実測結果とシミュレーション結果を Figure 3-6 に示す。

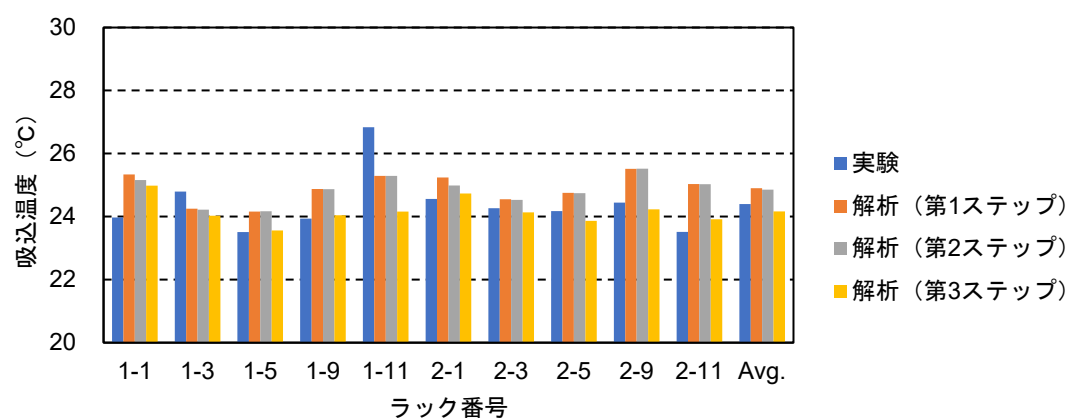
まず、シミュレーションの各ステップについて考察する。いずれの CRAC 風量条件においても、第 1 ステップと第 2 ステップのシミュレーション結果に大きな違いはなかった。次に、第 1、2 ステップと第 3 ステップを比較すると、特に CRAC から遠いラック(1-5～11、2-5～11)で模擬発熱体の吸込温度が低くなった。これは、固定パネルの隙間を通じて二重床内からホットアイルに流出するバイパス空気がなくなり、二重床開口パネルを十分な空調給気が通過したためであると考えられる。

次に、合わせ込み後の第3ステップのシミュレーション結果を対象に、実測値と比較する。1列目の架列については、ラック番号1-1で1~1.5(K)、1-11で3(K)の乖離がみられたが、その他のラックでは概ね実験結果を再現できていた。また、2列目の架列については、実験結果を精度よく予測できていた。ラック番号1-11は特に乖離が大きく、CFDモデルに反映していない模擬発熱体の吸込温度の上昇要因の存在が示唆される。同ラックの近くで再循環経路などがないか再度確認したところ、CACの垂直部材とラックが接する部分に隙間を確認した。CRACファン周波数63Hz (G₃)のCFDモデルにこの隙間を反映した結果をFigure 3-7に示す。隙間を10(mm)ずつ変化させた結果、隙間が30(mm)の時にラック番号1-11の模擬発熱体の吸込温度のシミュレーション値が実測値に近づいた。

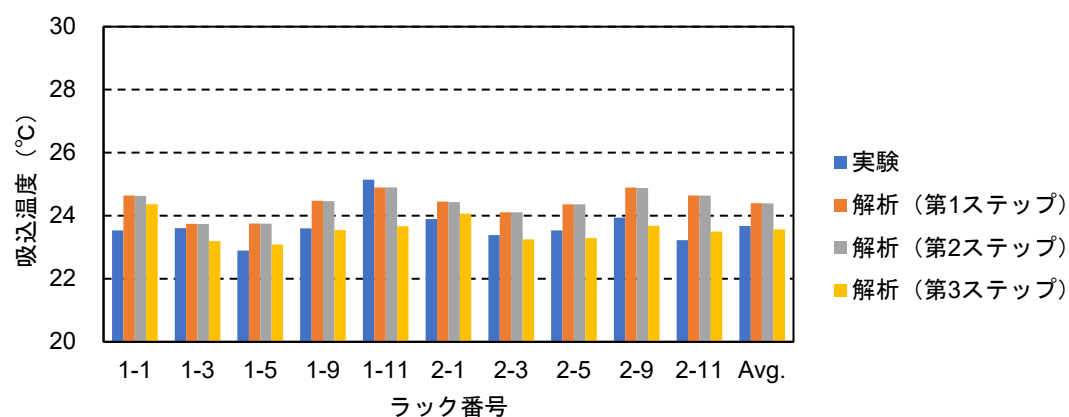
なお、前述の通り、既往の文献や研究 [22] [70]では、二重床固定パネルの隙間の影響について言及されている。しかしながら、本モデルではモデルに反映しない方が予測精度は高かった。本モデルでは停止しているCRAHを通過するバイパス経路をモデル化しており、バイパス経路としては二重床固定パネルの隙間と並列に存在する。この開口が二重床固定パネルの隙間と比べて極めて大きいことから、固定パネルの隙間のモデル有無の影響を小さくしている可能性がある。



(a) CRAC ファン回転数 45Hz (G₁)



(b) CRAC ファン回転数 54Hz (G₂)



(c) CRAC ファン回転数 63Hz (G₃)

Figure 3-6 模擬発熱体吸込温度の予測結果

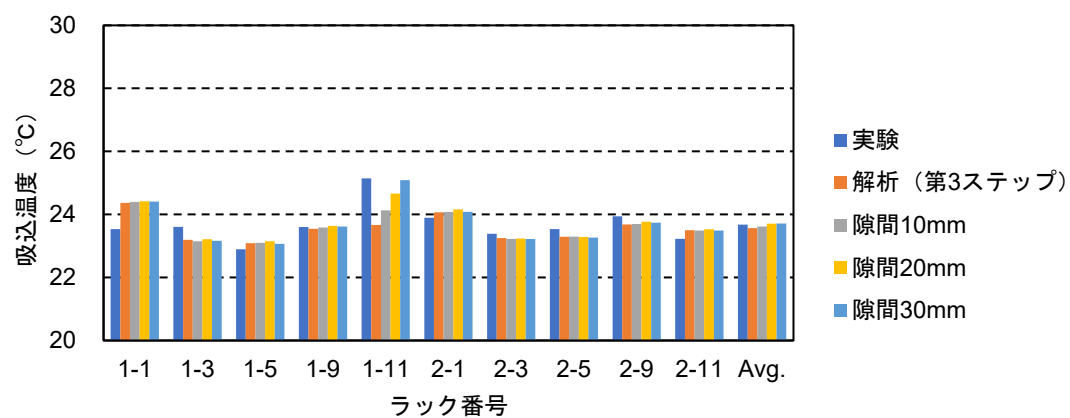


Figure 3-7 CRAC ファン周波数 63Hz (G₃) における CAC の垂直部材とラックが接する部分の隙間の再現による模擬発熱体吸込温度の予測結果の変化

3.4 冷却性能の改善

3.4.1 冷却性能の改善策としての高断熱化

前章で行った合わせ込みの結果、本モデルでは部材の熱貫流をモデルに反映した。しかし、データセンター内では気流による熱の移動が大部分を占めると考えられており、構成部材の熱貫流による熱の移動は注目されていない。そこで本章では、構成部材の断熱性能を向上した場合の、室内の冷却性能の改善効果を検証する。

第3ステップの合わせ込みを実施したCFDモデルにおいて、熱貫流を考慮した部材に対して一律に断熱材（グラスウール、10mm）を取り付ける。各部材の熱抵抗値の変化はTable 3-9に示す通りである。元の部材の熱抵抗値は、取り付けた断熱材と比べて十分に小さいため無視する。ただし、模擬発熱体はICT機器を模擬したものであり、ICT機器に断熱材を取り付けるのは現実的ではない。そのため、模擬発熱体筐体の熱抵抗値は変更前と変更後で同値とする。

Table 3-9 改善策

構成部材	改善前		改善後	
	材質	熱抵抗値 ($10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$)	材質	熱抵抗値 ($10^{-3} \text{ m}^2\text{K/W}$)
固定パネル	アルミニウム、2.0mm	0.02	グラスウール、10mm	294.12
ラック筐体	鉄、0.8mm	0.03		
CAC	プラスチック、0.3mm	4.00		
ブランクパネル	プラスチック、2.0mm	19.05		
側部/下部ブランクパネル	鉄、0.8mm	0.03	同左	
模擬発熱体筐体	鉄、1.2mm	0.04		

3.4.2 評価指標

冷却性能の改善効果を測る指標として、Tozer らが提案する気流管理指標 [71]を用いる。気流管理指標ではデータセンター内の気流経路のモデル化に当たり、CRAC 風量(m_c)や ICT 機器風量(m_s)に加え、ベンチュリ効果により二重床内に誘引される気流である負圧風量(m_n)や、二重床から給気されて ICT 機器を冷却することなく CRAC に還気するバイパス風量(m_b)、ICT 機器の排気が ICT 機器の吸込口に戻る再循環風量(m_r)をモデルに組み込んでいる (Figure 3-8)。これらの気流経路の各箇所できり立つ質量やエネルギーに関する平衡式を解くことで、各部の温度から風量比を求めることができる。風量比は、ICT 機器風量(m_s)に対する CRAC 風量(m_c)の比である Balance Ratio (以下、BAL)、CRAC 風量(m_c)に対する負圧風量(m_n)の比である Negative Pressure Ratio (以下、NP)、二重床内風量(m_f)に対するバイパス風量(m_b)の比である Bypass Ratio (以下、BP)、ICT 機器風量(m_s)に対する再循環風量(m_r)の比である Recirculation Ratio (以下、R) の 4 種類である。それぞれの風量比を温度から求める式を次に示す。

$$BAL = \frac{m_c}{m_s} = \frac{T_h - T_s}{T_r - T_c} \quad (3-5)$$

$$NP = \frac{m_n}{m_c} = \frac{T_f - T_c}{T_r - T_f} \quad (3-6)$$

$$BP = \frac{m_b}{m_f} = \frac{T_h - T_r}{T_h - T_f} \quad (3-7)$$

$$R = \frac{m_r}{m_s} = \frac{T_s - T_f}{T_h - T_f} \quad (3-8)$$

ここで、 T_r : CRAC 還気温度

T_c : CRAC 給気温度

T_f : 二重床内温度

T_s : ICT 機器吸込温度

T_h : ICT 機器吹出温度

これまでの記述の通り、気流管理指標は空調効率を風量比で評価するものであり、熱の移動は気流のみでなされるという前提で等式が成り立っている。羽山らの機器冷却特性 [58]や、Sharma らの SHI (Supply Heat Index) と RHI (Return Heat Index) [72]、Tozer らの ASE (Air Segregation Efficiency) [73]といった、他に提案されているデータセンターの評価指標も同様である。しかしながら、本 CFD モデルにおける熱の移動は、気流と熱貫流の複合的なものである。そこで本研究では、従来通り熱の移動が気流によると仮定し、風量比で冷却性能を評価する。そして、構成部材の断熱性能を向上したことによる評価指標の変化を考察し、熱貫流による熱移動が冷却性能に影響を与える可能性を推察する。

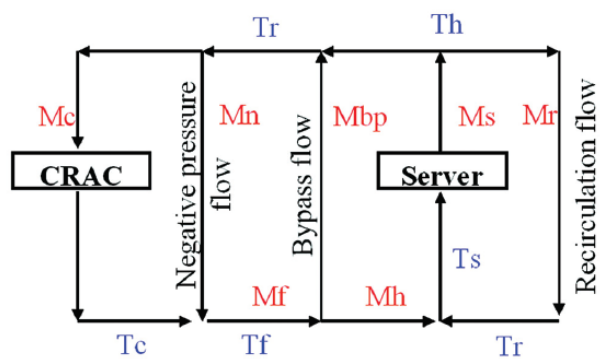
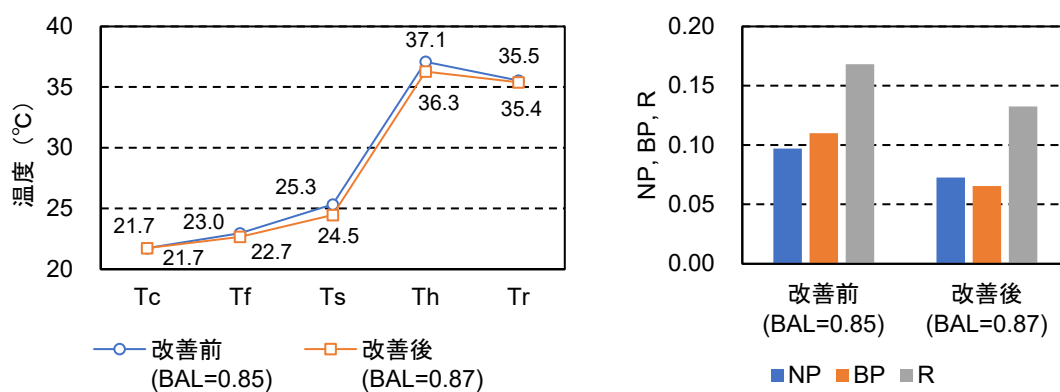


Figure 3-8 データセンターの気流模式図 [71]

3.4.3 冷却性能の改善結果

改善前後の各部温度と各風量比を Figure 3-9、Figure 3-10、Figure 3-11 に示す。CAC とブランクパネルを設置している本条件であっても、改善前では、CRAC から給気された空気は二重床内で $0.4\sim 1.2^{\circ}\text{C}$ 昇温し、ICT 機器吸込口までにさらに $1.3\sim 2.4^{\circ}\text{C}$ 昇温している。BAL=0.85 である CRAC ファン周波数 45Hz (G_1) では、CRAC から供給された空気は ICT 機器吸込口までに 3.6°C 温度上昇していた。いずれの CRAC 風量条件でも、改善前と比べて改善後は、二重床内温度で 0.3°C 程度、ICT 機器吸込温度で 0.8°C 程度低下した。各部温度から求めた各風量比については、改善後の値は改善前と比べて、NP は 0.02、BP は $0.04\sim 0.05$ 、R は 0.04 低下した。いずれの指標も低い方が望ましいことから、断熱性能の向上による冷却性能の改善効果がみられたとともに、NP、BP、R が発生するいずれの流路にも断熱性能が影響を与えていることがわかった。

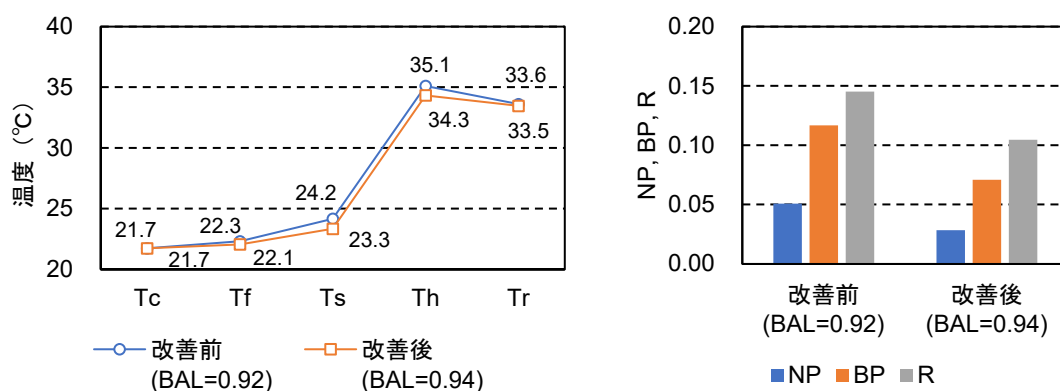
次に、風量比で評価する評価指標に、熱貫流がどの程度影響しているかを考察する。前節で示した通り、本 CFD モデルでは気流と熱貫流で熱が移動する。そのため、同じ CRAC ファン周波数条件で改善前と改善後の各指標の差を確認すると、構成部材の低い熱抵抗値がどの程度指標を悪化させているか確認できる。CRAC ファン周波数 45Hz(G_1) を例にとって説明する。CRAC 風量(m_c)の 10%に当たる風量が負圧風量(m_n)として室内から二重床に誘引されているが、そのうち 2%が熱貫流による影響を受けている。同様に、二重床内風量(m_i)のうち 11%がバイパス風量(m_b)として ICT 機器を冷却せずに CRAC に戻るが、そのうち 4%が熱貫流による影響である。ICT 機器の排気が ICT 機器吸込口に戻る再循環風量(m_r)は ICT 機器風量(m_s)の 17%を占めるが、そのうち 4%が熱貫流による影響である。改善策として 10mm のグラスウールを貼り付けることを想定しているため、完全断熱とすると熱貫流による影響はより大きいと考えられる。元々、CAC とブランクパネルを設置している気流分離効率が低い室内環境ではあるが、ICT 機器の高密度実装が進むにつれ、さらに高いレベルで吸排分離が求められる。熱貫流を減少させることによる分離効率の向上は、この課題に対する解決策の一つとなる可能性がある。



(a) 各部の平均温度

(b) 気流管理指標

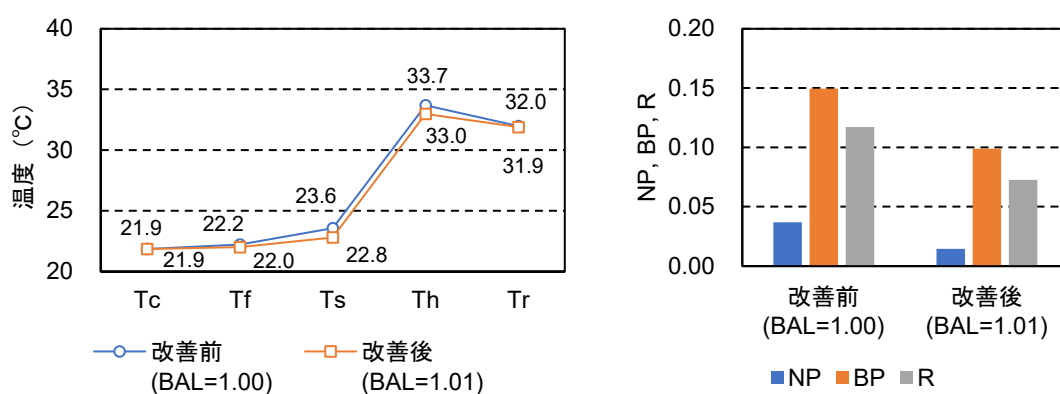
Figure 3-9 CRAC ファン周波数 45Hz における冷却性能の改善効果



(a) 各部の平均温度

(b) 気流管理指標

Figure 3-10 CRAC ファン周波数 54Hz における冷却性能の改善効果



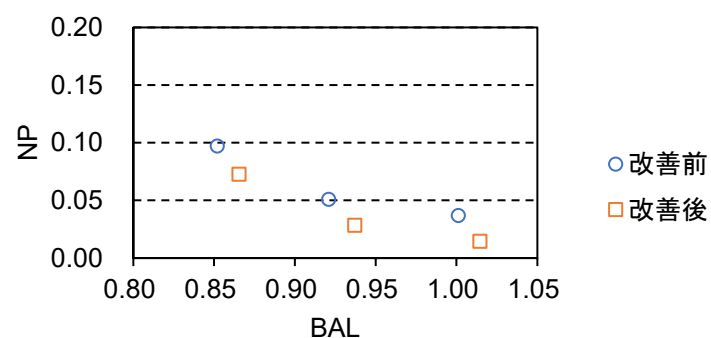
(a) 各部の平均温度

(b) 気流管理指標

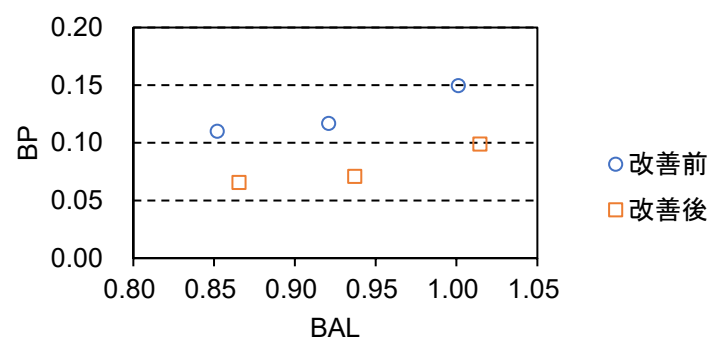
Figure 3-11 CRAC ファン周波数 63Hz における冷却性能の改善効果

3.4.4 冷却性能改善によるエネルギー削減

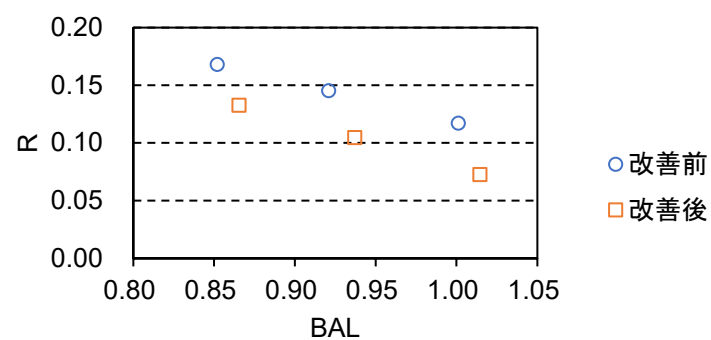
最後に、断熱性能の向上によるエネルギー削減の可能性について考察する。CRAC ファン周波数条件による各指標の変化を見やすくするため、Figure 3-9～Figure 3-11(b)を Figure 3-12 に再整理する。Figure 3-12 の横軸の BAL は(3-5)式に示す通り、ICT 機器風量(m_s)に対する CRAC 風量(m_c)の比であり、CRAC 風量を増加させると BAL は大きくなる。つまり、BAL が大きくなるほど二重床内に十分な風量が供給されることから、NP は減少、BP は増加した。同様に、R は、BAL が大きくなるほどコールドアイルコンテインメント内に十分な風量が供給されたために減少した。いずれの場合も、今回の CRAC 風量条件の範囲内では、改善前と比べ改善後の方が低い。ここで、改善後の R の目標値を改善前の給気量最大 (CRAC ファン周波数 63Hz) 時と同等にすることとし、断熱性能の向上による省エネルギー効果を試算する。試算結果を Table 3-10 に示す。BAL と R の関係を一次関数で近似し、改善前の $R=0.12$ (BAL=1.00) と同等になる改善後の BAL を計算すると、BAL=0.90 となった。ICT 機器風量(m_s)が一定であると仮定すると、CRAC 風量(m_c)を 90%に絞ることができる。この効果を消費電力の削減効果に換算する。理論上、ファンの消費電力は風量変更前後の風量の比の 3 乗に比例する。したがって、ファン風量を 10%低減するとファンの消費電力は 26%削減される。つまり、構成部材に 10mm のグラスウールを貼ることで、CRAC ファン消費電力を 26%削減しつつ、CRAC ファン周波数 63Hz(G3)の条件と同等の冷却性能を得ることができる。実際は、CRAC ファン周波数を減速させた場合のランニングコスト減と、断熱材を貼るイニシャルコスト増を試算し、ライフサイクルコストで改善策の採否を判断することが望ましい。



(a) BAL と NP の関係



(b) BAL と BP の関係



(c) BAL と R の関係

Figure 3-12 改善前後の BAL と各評価指標の関係

Table 3-10 改善後の省エネルギー効果の試算

	R (目標値)	BAL	ファン風量	ファン消費電力	削減効果
改善前	0.12	1.00	100% (基準)	100% (基準)	—
改善後		0.90	90%	74%	26%

3.5 第3章のまとめ

本研究では、コールドアイルコンテインメントとブランクパネルを採用した二重床吹出・横吸込方式のデータセンターを模擬した検証室を対象に、CFDシミュレーションのICT機器吸込温度の予測精度向上を図った。検証室においてCFDの解析結果に影響を与えると考えられる要素として、障害物や各部の隙間、構成要素の熱貫流を取り上げ、かつ、CRAC供給風量が異なっても同じモデルで精度を保てるように合わせ込みを行った。パラメータチューニングを効率的に行うために、実験計画法を活用した。3条件のCRAC供給風量で合わせ込み因子とその水準をチューニングするのに、総当たりでは2,916通りのシミュレーションを行う必要があるが、本研究で用いた手法では63通りのシミュレーションで合わせ込み因子の最適水準を導出することができた。10ラックのICT機器吸込温度の平均値を実験結果とチューニング後のCFDシミュレーション結果で比較すると、全てのCRAC風量条件で、 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ の範囲に収まっていた。取り上げる因子や水準は対象とする室によるものの、CFDシミュレーションの精度向上手法としては汎用性があるものとする。

さらに、チューニング後のCFDモデルで構成要素の熱貫流を組み込んでいることに着目し、冷却性能の改善を目的とした検討を行った。二重床固定パネル、ラック筐体、アイルコンテインメント、ブランクパネルの断熱性能を10mmのグラスウール相当とした結果、ICT機器吸込温度の平均値が約 1°C 低下した。この結果を気流管理指標で再整理し、CRAC供給風量と断熱性能が冷却性能に与える影響を評価する方法を示した。構成部材の断熱性能を向上した結果、再循環を同レベルに保ちつつ、CRACファン消費電力を26%削減可能であることを示した。目標とする冷却性能に対し、CRAC供給風量を絞ることによるランニングコスト減と高断熱化によるイニシャルコスト増を試算し、ライフサイクルコストで比較することが望ましい。

ICT機器の高密度実装が進み、アイルコンテインメントやブランクパネルといった気流分離の手段が採用されてきているが、今後はさらに高いレベルで吸排分離が求められる。断熱性能の向上による熱貫流の減少は、区画された空間の熱移動を抑えることから、気流分離とは異なるアプローチの吸排分離といえる。構成部材の断熱性能の向上は、データセンターの高発熱化という課題に対する解決策の一つとなる可能性がある。

第4章 ICT 機器の特性がデータセンターに与える影響

4.1 第4章の目的

空調効率の向上やエコマイザーの可用時間延長による空調システムの省エネルギー化のために、ICT 機器が十分に冷却できる範囲で給気温度を高く設定することがしばしば推奨されてきた。ICT 機器の吸込温度が上昇すると内蔵する冷却ファンの風量が増加し、第2章、第3章で述べてきた給気量と ICT 機器風量のバランスが変わることから機械室の冷却性能に影響を与えると考えられる。また、内蔵ファンの消費電力、及びそれを冷却する空調システムの消費電力も増加することが予想される。

そこで本章では、ICT 機器吸込温度を変更することによるデータセンターの冷却性能やエネルギー消費への影響を評価することを目的とした検討を進める。しかし、空調システムの消費電力を検討に加味するためには、ICT 機器周りの温度と空調機周りの温度を関連付ける必要がある。そのため、本章では、簡単な数理計算でこれらの温度を紐づける方法を提案する。数理計算の基礎には、既往のデータセンターの冷却性能の評価指標を採用し、式を展開して関係式を得る。本予測手法を利用し、ICT 機器吸込温度をパラメータとしたデータセンターのトータルエネルギー消費量の最適化手法を示す。

4.2 予測手法の提案

4.2.1 気流分離効率の概要

給気温度と ICT 機器の吸込温度の関連付けのため、本研究では Tozer らの気流分離効率の理論を発展させる [73]。これらの指標は、機械室の CRAC の給気と還気、及び ICT 機器の吸気と排気のそれぞれの加重平均温度と、質量とエネルギーの保存式を用いて、平均のバイパス空気と再循環空気、それに給気効率と排気効率を求めることができる。

この指標で想定する気流モデルは Figure 4-1 の通りである。CRAC 供給風量(m_c)は二重床内で負圧気流 (negative pressure flow、以下 NP) (ベンチュリ効果でホットアイルから二重床内に誘引される気流) と合流する。合流後の気流は、ICT 機器の冷却に寄与する風量(m_f)と寄与しないバイパス気流 (bypass flow、以下 BP) に分かれる。ICT 機器に到達する冷却空気量(m_f)は ICT 機器の排気の再循環気流 (recirculation flow、以下 R) とともに、ICT 機器風量(m_i)として ICT 機器に吸い込まれる。Tozer らは、NP は全てのデータセンターで存在するわけではなく、計測も難しいことから、単独の評価対象から外しているが、モデル上、NP は R に含まれているとしている [73]。

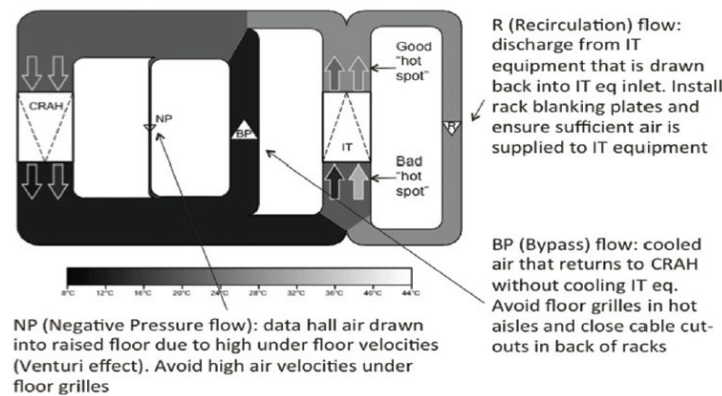


Figure 4-1 データセンターの気流モデル [73]

BP は、ICT 機器の冷却に寄与せずに空調機に還気する給気である。一般に、ホットアイルの二重床開口パネルや二重床固定パネルの隙間でみられるとともに、コールドアイルへの冷気の過供給でも発生する。R は、ICT 機器の排気が空調機で冷やされる前に ICT 機器の給気側に戻る空気、結果として ICT 機器吸込温度を上昇させる。局所的な給気不足などによって、ラック内や室内で R が生じる。BP と R は以下の式で定義される。

$$BP = \frac{T_{io} - T_{ci}}{T_{io} - T_{co}} \quad (4-1)$$

$$R = \frac{T_{ii} - T_{co}}{T_{io} - T_{co}} \quad (4-2)$$

ここで、 T_{ci} : 還気温度 (°C)

T_{co} : 給気温度 (°C)

T_{ii} : ICT 機器吸込温度 (°C)

T_{io} : ICT 機器吹出温度 (°C)

BP と R は、ICT 機器に到達する冷気の量に影響を与える。そのため、気流性能は給気効率と排気効率によって定義することができる。給気効率 (supply performance、以下 η_{supply}) は、空調給気量(m_c)に対する ICT 機器に到達する冷却空気量(m_f)の比である。 η_{supply} が 1 であることは、室内で BP が無いことを表している。また、排気効率 (demand performance、以下 η_{demand}) は、ICT 機器風量(m_i)に対する ICT 機器に到達する冷却空気量(m_f)の比である。 η_{demand} が 1 であることは、室内で R が無いことを表している。 η_{supply} と η_{demand} は以下の式で定義される。

$$\eta_{supply} = 1 - BP = \frac{m_f}{m_c} = \frac{T_{ci} - T_{co}}{T_{io} - T_{co}} \quad (4-3)$$

$$\eta_{demand} = 1 - R = \frac{m_f}{m_i} = \frac{T_{io} - T_{ii}}{T_{io} - T_{co}} \quad (4-4)$$

気流可用性 (availability of flow、以下 A_f) は ICT 機器の要求風量(m_i)に対する CRAC 給気量(m_c)の比である (羽山らの機器冷却特性 [58]の換気流量比 κ_m に同じ)。1 を超える A_f は冷気の過剰供給を示し、1 未満の A_f は供給不足を示す。温気がコールドアイルに逆流するのを防ぐためには、 A_f を 1 より少し高く設定するのが望ましい。 A_f は以下の式で求められる。

$$A_f = \frac{m_c}{m_i} = \frac{T_{io} - T_{ii}}{T_{ci} - T_{co}} = \frac{\eta_{demand}}{\eta_{supply}} \quad (4-5)$$

気流分離効率 (Air segregation efficiency、以下 ASE) は、冷気と温気の分離効率に関する指標であり、IT 負荷や空調機のファン回転数とは独立したエアマネジメントの指標として紹介されている。 ASE は次の式で表される。

$$ASE = \sqrt{\frac{(1 - BP)^2 + (1 - R)^2}{2}} \quad (4-6)$$

4.2.2 ASE を用いた R の予測方法

(4-5)式に(4-3)式と(4-4)式を代入して整理すると(4-7)式となる。

$$1 - BP = \frac{1 - R}{A_f} \quad (4-7)$$

(4-7)式を(4-6)式に代入して整理すると(4-8)式を導ける。

$$R = 1 - \sqrt{\frac{2}{1 + \frac{1}{A_f^2}} \cdot ASE}, R \geq 0 \quad (4-8)$$

(4-8)式は再循環気流(R)を気流可用性(A_f)と気流分離効率(ASE)のみで求められることを表している。ここで着目すべきなのは、ASE は ICT 機器消費電力や空調機のファン回転数とは独立した指標であることである。すなわち、BP や R に影響する漏気経路（二重床固定パネルの隙間やアイルコンテインメント、ブランクパネルの設置状況など）に変更を加えない限り、ICT 機器の消費電力や ICT 機器の風量、CRAC の給気量に変動しても一定の値をとるということである。したがって、ASE を既知の値と考えると、 A_f に対する R を求めることができる。(4-8)式の関係を図 4-2 に図示する。

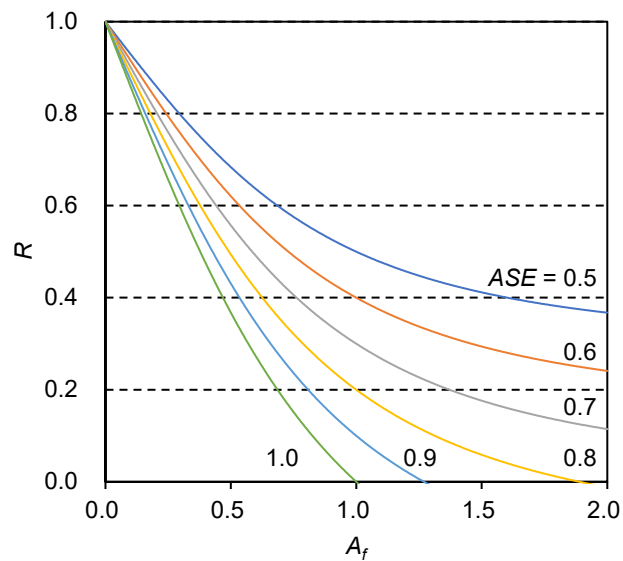


Figure 4-2 A_f と R の関係

4.2.3 予測手順

ICT機器吸込温度(T_{ii})を起点とした予測手順をTable 4-1に示す。ICT機器吸込温度以外の与条件である給気量(m_c)と気流分離効率(ASE)は、既設機械室であれば実測結果、新設機械室であれば設計値などを用いる。ASEに関しては、Tozerらが、コンテインメント有の機械室におけるASEはおよそ0.65~0.8、コンテインメント無の機械室はおよそ0.4~0.7であり、平均は0.6であるという調査結果を報告している[73]。また、与条件以外に必要な情報は、ICT機器の特性と空調機のものである。

なお、後述の通り、ICT機器吸込温度とICT機器風量の関係はCPU使用率によって異なるため、ICT機器吹出温度(T_{io})を与条件としてもよい。本章では予測に当たりCPU使用率を固定するため、一般的に扱われることの多いICT機器吸込温度を与条件とした。

Table 4-1 予測手順

Step	Input	Output	算出方法	式
1	T_{ii} (与条件)	m_i	実験式など	
2	m_i	E_i	実験式など	
3	T_{ii}, m_i, E_i	T_{io}	$T_{io} = T_{ii} + \frac{E_i}{c\rho m_i}$	(4-9)
4	m_c (与条件), m_i	A_r	(5)式	
5	ASE(与条件), A_r	R	(8)式	
6	T_{ii}, T_{io}, R	T_{co}	(2)式	
7	T_{co}, m_c, E_i *1	T_{ci}	$T_{ci} = T_{co} + \frac{E_i}{c\rho m_c}$	(4-10)
8	外気条件及び T_{ci} *2, E_i *1 など	E_c	実験式など	

記号表 (再掲含む)

c : 空気の比熱 (kJ/kg/K)

E_c : CRAC 消費電力 (W)

E_i : ICT 機器消費電力 (W)

T_{ci} : 還気温度 (°C)

T_{co} : 給気温度 (°C)

T_{ii} : ICT 機器吸込温度 (°C)

T_{io} : ICT 機器吹出温度(°C)

m_c : 給気量 (m³/s)

m_i : ICT 機器風量 (m³/s)

ρ : 空気の密度 (kg/m³)

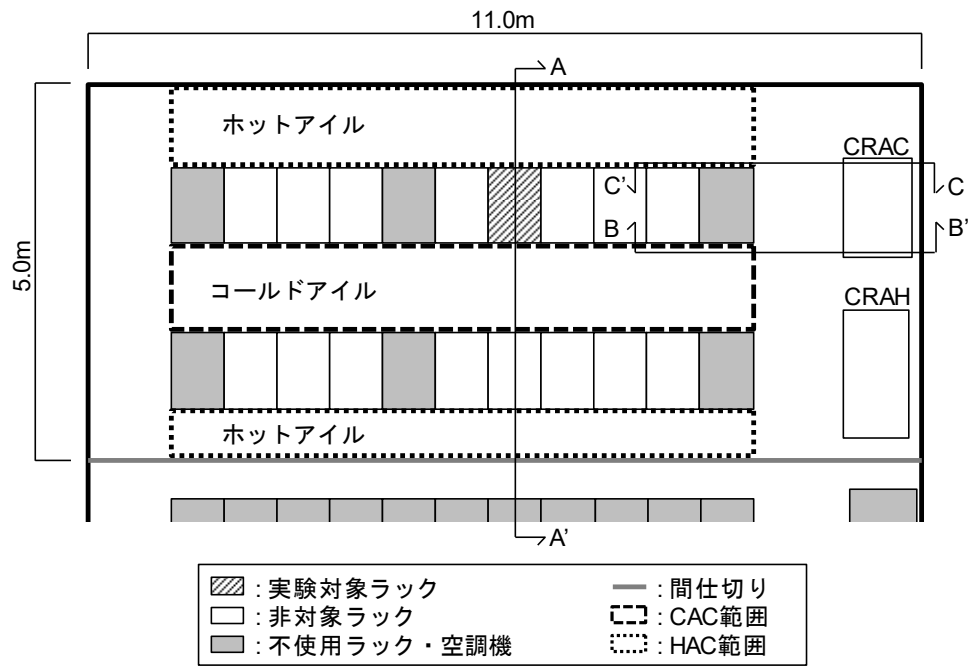
*1 本章では冷房能力=ICT機器消費電力とした。実際の冷房能力を得られる場合はそれを用いる。

*2 CRACの特性により、還気湿球温度や給気温度(乾球、湿球)を用いることがある。

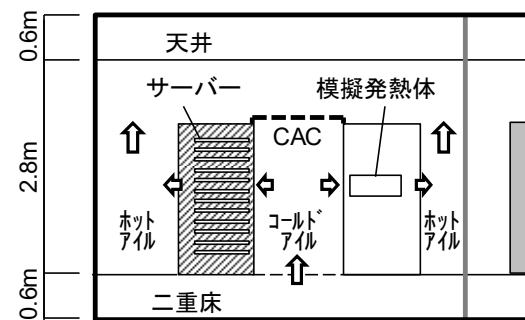
4.3 検証室の概要

機械室を再現した検証室においてICT機器の特性把握と再現実験を行う。検証室を Figure 4-3 に、実験設備の概要を Table 4-2 に示す。Figure 4-3 は対象ラックに後述のサーバー12 台を搭載した状態を示している。検証室はコールドアイルとホットアイルを形成しており、二重床吹出・横吸込方式及び二重床吹出・天井吸込方式を選択できる。コールドアイル部で幅 300mm の開口率 25%、50%の二重床開口パネルを交互に配置している。天井吸込の場合は、天井面のホットアイル部に開口率 33%の吸込口を設けている。検証室では、コールドアイルコンテインメント（以下、CAC）とホットアイルコンテインメント（以下、HAC）を構成可能である。検証室では、CAC はコールドアイルをラック上部に渡した水平部材で囲う形状であり、HAC はホットアイルをラック上部から天井まで渡した垂直部材で囲う形状である。幅 9.6(m)、奥行 11.0(m)の検証室の中央（ホットアイル部）にて室内、二重床内、天井内を仮間仕切り（帯電防止防炎フィルム）で区画した、幅 5.0(m)、奥行 11.0(m)の範囲で実験する。全 22 ラックの 19 インチラックのうち、16 ラックを稼働させ、1 台を実験対象ラックとしてサーバー12 台または 2kW のヒーターを持つ模擬発熱体 1 台を、15 ラックに模擬発熱体 1 台を搭載している。ラック内のマウントレールの未搭載箇所及びマウントレールの側部に、それらの空間を介して発生する再循環流を抑制するブランク板（ブランクパネル）を設置可能である。

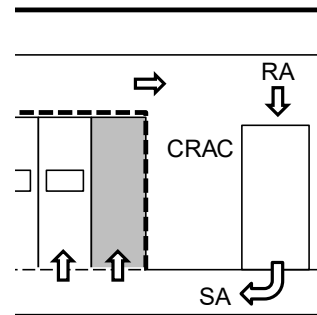
空調機は定格顕熱能力 48.6(kW)の Computer-Room Air-Handler（以下、CRAH）並びに定格顕熱能力 45.0(kW)の CRAC を使用する。冷水を生成する熱源システムは空冷チラー及び冷水ポンプで構成される。



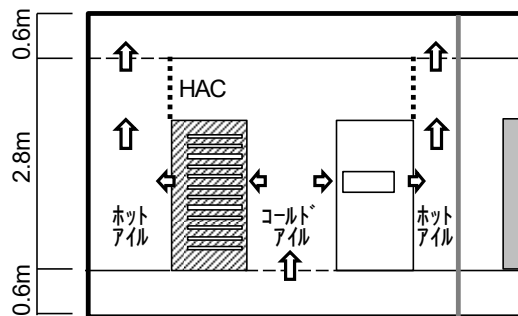
(a) 平面図



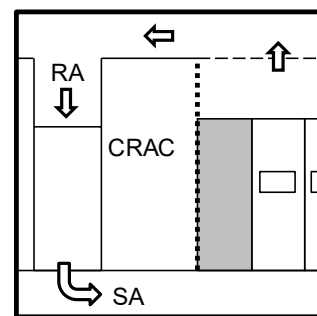
(b) A-A'断面(CAC 有)



(c) B-B'断面(CAC 有)



(d) A-A'断面(HAC 有)



(e) C-C'断面(HAC 有)

Figure 4-3 検証室の概要

Table 4-2 検証設備の概要

CRAH	定格顕熱能力 (kW)	48.6
	室内吸込条件	24.0 (°CDB), 50 (%RH)
	冷水条件	7-12 (°C), 2.87 (L/s)
	定格風量 (m³/s)	4.3
	定格機外静圧 (Pa)	100
CRAC	定格顕熱能力 (kW)	45.0
	室内吸込条件	27.0 (°CDB), 19.0 (°CWB)
	室外吸込条件	35.0 (°CDB)
	定格風量 (m³/s)	4.0
	定格機外静圧 (Pa)	120
ICT 機器負荷	対象ラック	A 社製 1U サーバー×12 または 2kW 模擬発熱体×1
	非対象ラック	2kW 模擬発熱体×1

4.4 ICT 機器の特性把握

まず始めに ICT 機器自体のファンの挙動を把握する。ICT 機器はあるベンダの汎用 1U サーバーを用いる。サーバー周囲温度を変化させ、内蔵ファンの挙動を把握する。また、サーバーを取り巻く気流が異なる場合の影響を把握するため、CAC やブランクパネルといった気流分離技術の有無もパラメータとする。

4.4.1 実験条件（実験 A と実験 B）

対象ラックに Table 4-3 に示す仕様のサーバーを 12 台搭載する。42U 搭載可能なラックの下から 6U 目に 1 台、以降 3U ごとに搭載する。最上段は 39U 目である。空調給気温度設定をパラメータに、サーバーの周辺温度を変化させた際のサーバーの特性を把握する。

Table 4-3 サーバー仕様

概要	A 社製 1U サーバー (2012 モデル)
主な仕様	CPU: 10-core (3.0GHz)×1 Storage: HDD (300GB)×1 Memory: 8GB×1
電源仕様	単相 100VAC, 最大 1.91A

本実験における計測項目と計測機器を Table 4-4 に、実験対象ラックのサーバーの搭載状況と測定箇所を Figure 4-4 に示す。状態が安定した 5 分間の平均値を分析に用いる。サーバー吸込温度と吹出温度は温度を計測した 5 台の平均値とし、サーバー風量はサーバー吹出温度と吸込温度の差の平均値とサーバー12 台の消費電力の合計値から計算する。温度測定点は 12 台のサーバーの平均を捉えられるように最上段、最下段を含め極力均等に配置する。CRAH を使い、CAC 有無、BP 有無、CPU 使用率、空調給気温度設定をパラメータとした Table 4-5 の実験を行う。CPU 使用率は「(実時間－アイドル状態時間)／実時間」で定義し、CPU 負荷の生成には複数の技術計算に基づくストレステストツールを用いた。サーバーに搭載される管理ツールで CPU 使用率に対する CPU 負荷率（最大演算能力に対するパーセンテージ）を確認したところ、CPU 使用率 100%で CPU 負荷率 100%程度、CPU 使用率 50%で CPU 負荷率 51%程度、CPU 使用率 0%で CPU 負荷率 1%程度であった。

Table 4-4 測定点と測定機器（実験 A と実験 B）

項目	測定機器
サーバー吸込温度 (5 台×3 点)	T 型熱電対、データロガー (GRAPHTEC, GL840)
サーバー吹出温度 (5 台×3 点)	
消費電力 (all servers)	電力計 (HIOKI, 3168)
サーバーファン回転数 (各サーバー)	サーバー搭載の管理ツール

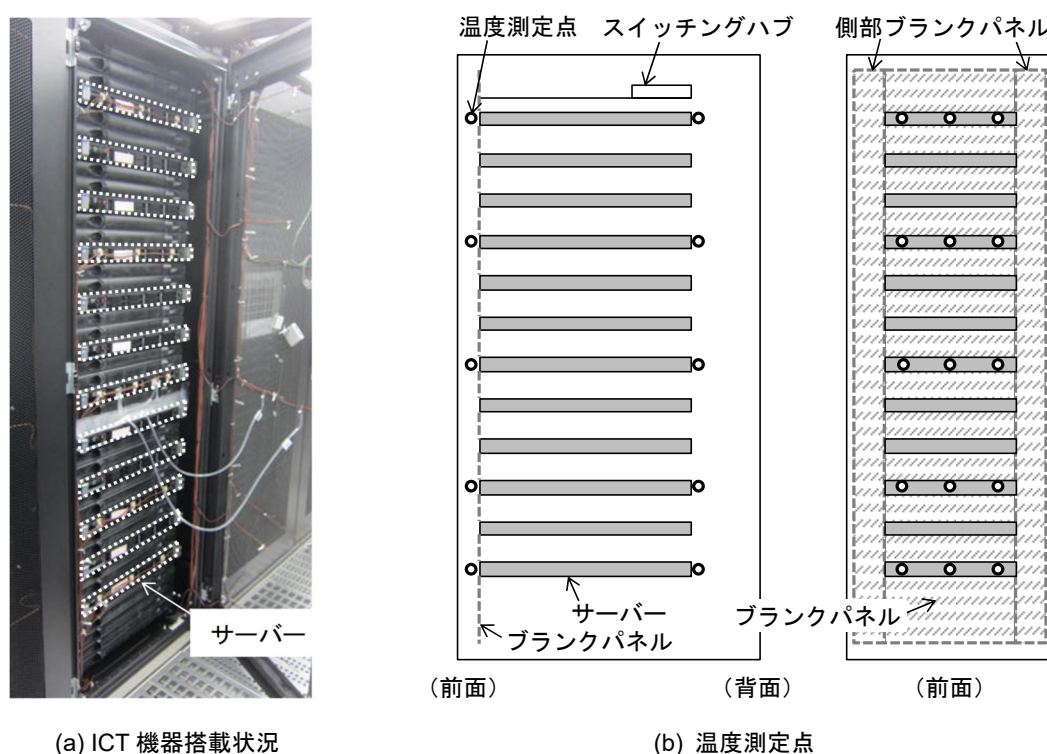


Figure 4-4 対象ラックの搭載状況と温度計測点

Table 4-5 実験条件（実験 A と実験 B）

CASE	CAC	空白パネル	CPU 使用率 (%)	給気温度設定 (°C)
A-1	無	無	0	15, 19, 23, 27, 31
A-2	無	無	50	15, 19, 23, 27, 31
A-3	無	無	100	15, 19, 23, 27, 31
B-1	無	無	100	15, 19, 23, 27, 31
B-2	無	有	100	15, 19, 23, 27, 31
B-3	有	無	100	15, 19, 23, 27, 31
B-4	有	有	100	15, 19, 23, 27, 31

前述の通り、サーバーは周囲温度により内蔵ファン回転数が変動することがわかっている。そのため、Table 4-5 のように空調給気温度を変更すると ICT 機器風量が増減するのだが、ICT 機器風量と給気量のバランスが変わることによる結果への影響が懸念される。そこで、事前実験を実施し、CAC 有、空白パネル有、CPU 使用率 50%、CRAH 風量一定の条件において、CRAH 給気温度設定 (15, 19, 23, 27, 31 °C) に対応するサーバー風量（サーバー12 台の総風量）を得た。それぞれの給気温度設定において、模擬発熱体風量は事前実験におけるサーバーと模擬発熱体の吸排温度差が合うように決定し、CRAH 給気量設定は ICT 機器風量(m_i)に対する空調給気量(m_c)の比（気流可用性(A_f))が 1.4 に近くなるよう決定した。決定した給気温度設定ごとの風量設定を Figure 4 に示す。

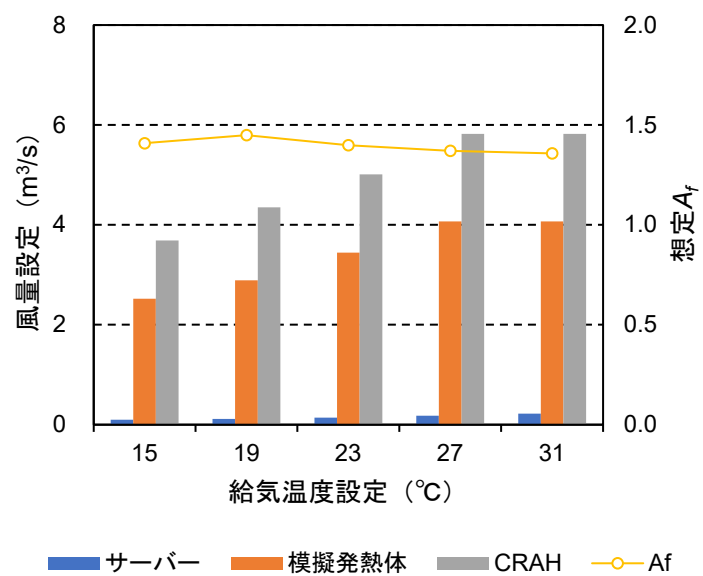


Figure 4-5 給気温度設定ごとの風量設定と想定 A_f

4.4.2 実験結果（実験Aと実験B）

(1) サーバー風量特性

実験Aの結果を用いて、Figure 4-6 にサーバーのCPU使用率をパラメータとしたサーバー吸込温度及び吹出温度とサーバーファン回転数（風量）の関係を示す。Figure 4-6 (a)に示す通り、CPU使用率が0%の時は他のCPU使用率と比べて、サーバー吸込温度に対応するファン回転数（風量）が小さい。サーバー吸込温度とサーバー風量の関係はCPU使用率により異なる相関を持つといえる。一方で、Figure 4-6 (b)から、サーバー吹出温度とサーバーファン回転数（風量）はCPU使用率にかかわらず相関を持つことがわかる。

次に、実験Bの結果を用い、気流分離技術（CAC有無、ブランクパネル有無）をパラメータとしたサーバー吸込温度及び吹出温度とサーバーファン回転数（風量）の相関をFigure 4-7に示す。Figure 4-7 (a)に示すサーバー吸込温度とサーバーファン回転数の関係は多少ばらつきがあるものの、サーバー風量でみるとばらつきは見られない。Figure 4-7 (b)もばらつきはなく、サーバー周囲温度とサーバーファン回転数（風量）の関係は気流分離技術に大きく影響されないといえる。なお、実験で確認したファン回転数の最大値は94%、最小値は29%であった。

なお、測定対象サーバーが全サーバーを代表できているかを確認するために、測定対象サーバーと全サーバーのファン回転数の平均値を比較する。Figure 4-8の通り、測定対象サーバーと全サーバーのファン回転数はほぼ等しく、全12台のサーバーの温度を5台の計測温度の平均値で代表して問題ないといえる。

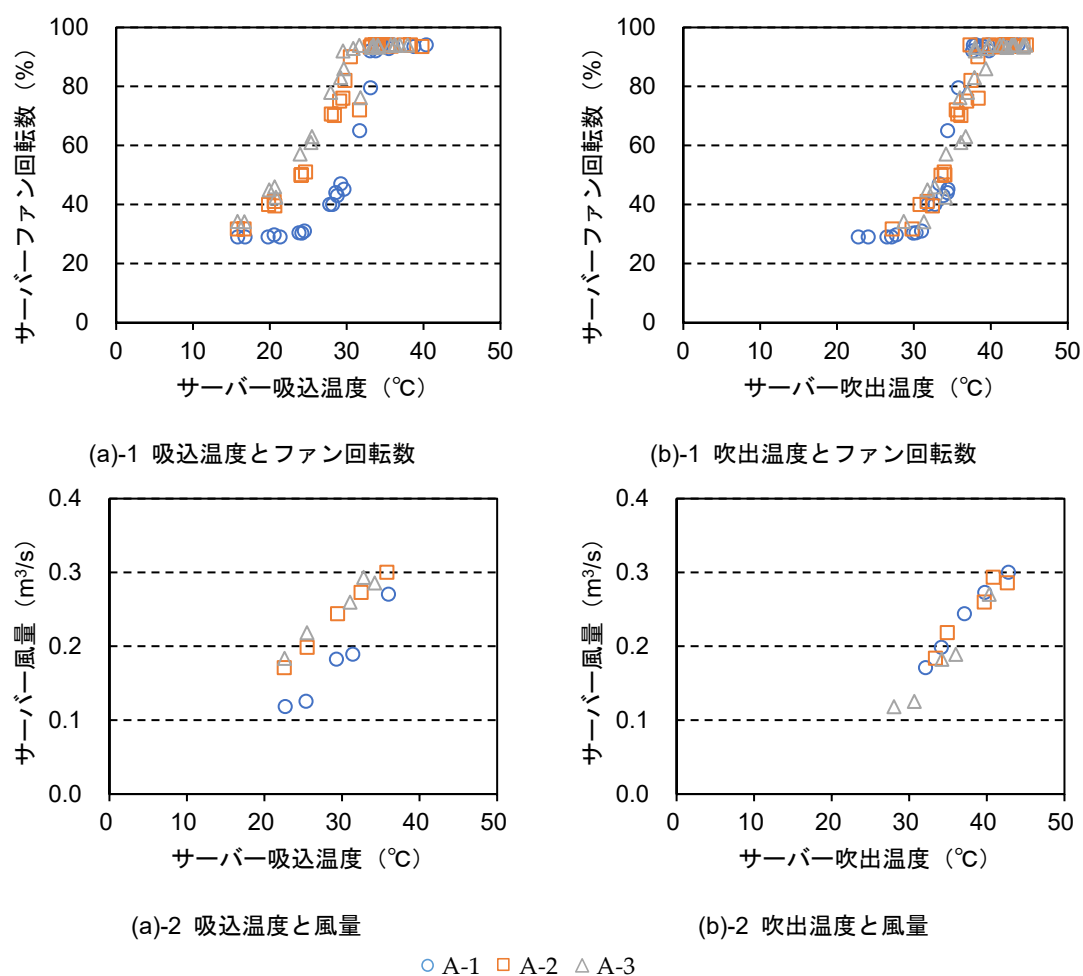


Figure 4-6 CPU使用率毎のサーバー周囲温度とサーバーファン回転数及びサーバー風量の関係
(実験 A)

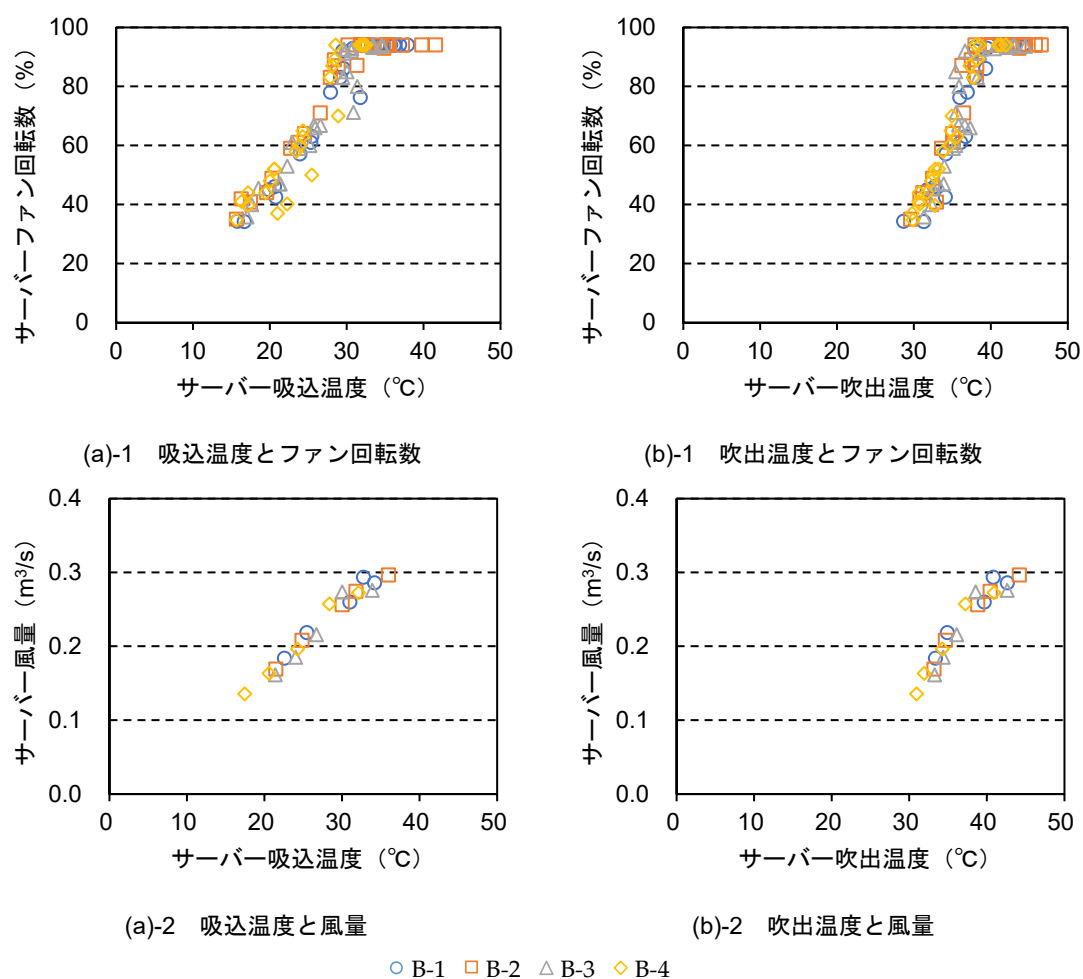


Figure 4-7 気流分離技術ごとのサーバー周囲温度とサーバーファン回転数及びサーバー風量の関係 (実験 B)

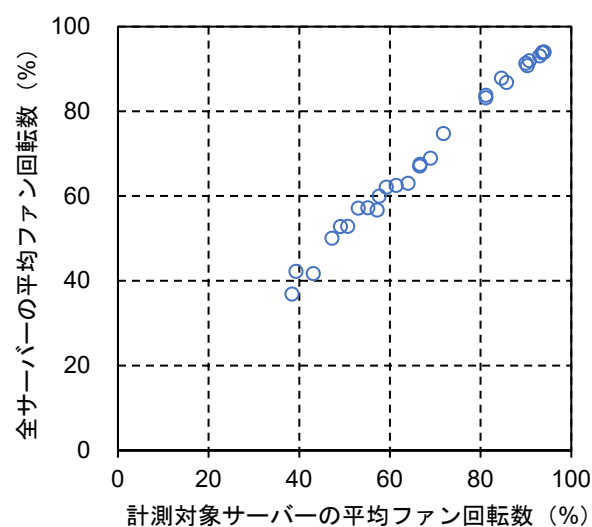


Figure 4-8 測定対象サーバーと全サーバーの平均ファン回転数の比較 (実験 A と実験 B)

(2) サーバー消費電力特性

実験 A 及び実験 B の結果を用いて、全 12 台合計のサーバー風量とサーバー消費電力の相関を Figure 4-9 に示す。サーバー風量が増加すると、サーバー消費電力は増加する。また、Figure 4-9 (a) から、サーバー消費電力は CPU 使用率が高いほど大きいことがわかる。ここで、CPU 使用率毎にサーバー風量の最高値と最低値におけるサーバー消費電力を比較すると、CPU 使用率 100% の場合で約 18%、CPU 使用率 50% で約 22%、CPU 使用率 0% で約 48% 低い。一方で、Figure 4-9 (b) から、この関係は気流分離技術の有無に影響されないことがわかる。給気温度を下げるまたは気流分離技術により再循環を抑制するなどの手段で、サーバー周囲温度を低下させてサーバー風量を低く抑えることは、サーバー自体の消費電力削減だけでなく、それを冷却する空調システムの省エネルギーにもつながる。一方で、CPU 使用率 0%、つまりアイドル状態のサーバーでも、消費電力は CPU 使用率 100% 時の約半分もあり、冷却対象として無視できないことに注意する必要がある。

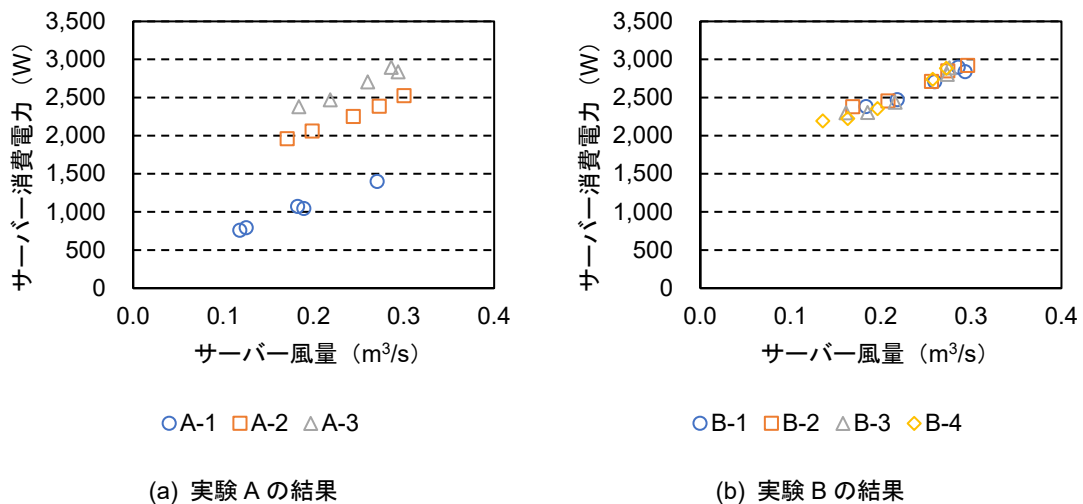


Figure 4-9 サーバー 12 台の総風量と総消費電力の関係（実験 A と B）

4.5 予測手法の妥当性

本章では、各ラックに模擬発熱体を搭載し、汎用 1U サーバーの特性を模擬発熱体で再現する。そして、予測手法で機械室の温度分布の予測ができるか確認する。

4.5.1 ICT 機器の再現方法

Figure 4-7 (a)-2, (b)-2 の関係を実験環境で再現し、ICT 機器の風量変化が冷却に与える影響を明らかにする。サーバーはファン風量を調整可能な模擬発熱体で代用し、サーバー周囲温度に対するサーバー風量のプロットの傾きを模擬発熱体で再現する。なお、模擬発熱体の吸込温度はラック位置により異なるため、個々の模擬発熱体で傾きを再現するのは困難である。そのため、本実験ではすべての模擬発熱体の風量設定を同一とし、全模擬発熱体の平均周囲温度と平均風量が Figure 4-7 (a)-2, (b)-2 のプロットの傾きとなるように給気温度を調整した。また、温度帯は予測に影響ないと判断し、実験が容易な温度帯とした。

4.5.2 実験条件（実験 C と実験 D）

全 16 ラックに模擬発熱体を搭載した。空調機は CRAC を用いる。模擬発熱体は高さ 6U であり、下から 23～28U 目に搭載している。Table 4-6 に示すように、二重床吹出・横吸込方式においては CAC 有、BP 有無にて、二重床吹出・天井吸込方式においては HAC 有、BP 有無にて実験を行う。前節で述べた通り、模擬発熱体の周囲温度と風量を Figure 4-7 (a)-2, (b)-2 のプロットの傾きと合わせる。実験条件ごとに模擬発熱体の風量を 5 点設定し、吸気温度や吹出温度をモニタリングしながら傾きに合うように CRAC 給気温度を調整する。なお、CRAC 給気量設定は一定とする。模擬発熱体のファンは電圧制御であり、Table 4-7 に 5 点の電圧設定と想定風量（別途測定）を示す。本実験の計測項目と計測機器を Table 4-8 に示す。状態が安定した 5 分間の平均値を分析に用いる。なお、本実験では Figure 4-4 (b)中の側部ブランクパネルは Table 4-6 のブランクパネル無（C-1、D-1）の条件でも設置した状態である。

Table 4-6 実験条件（実験 C と実験 D）

CASE	CAC	HAC	ブランクパネル	空調気流方式
C-1	有	—	無	二重床吹出・横吸込方式
C-2	有	—	有	
D-1	—	有	無	二重床吹出・天井吸込方式
D-2	—	有	有	

Table 4-7 模擬発熱体のファン電圧設定と想定風量

CASE に付加する番号	電圧設定 (V)	想定風量 (m ³ /s)
-1	26.4	0.24
-2	23.0	0.22
-3	19.5	0.21
-4	17.2	0.19
-5	15.5	0.17

Table 4-8 測定項目と測定機器（実験 C と実験 D）

項目	測定機器
給気温度 (3 points) 還気温度 (6 points)	T 型熱電対、データロガー (GRAPHTEC GL840)
模擬発熱体吸込温度 (1 点/台) 模擬発熱体吹出温度 (1 点/台)	T 型熱電対、データロガー (GRAPHTEC, GL840 及び GL820)
消費電力 (全模擬発熱体)	電力計 (HIOKI, PW3365 及び 3168) * ¹ 電力計 (Panasonic, T3720N) * ²

*¹ 実験 C で使用*² 実験 D で使用

4.5.3 実験結果と予測結果の比較（実験 C と実験 D）

(1) 再現状況の確認

まず、模擬発熱体が Figure 4-7 (a)-2, (b)-2 の温度と風量の関係を再現できているかどうかを確認するために、Figure 4-10 にサーバーと模擬発熱体の周囲温度と 1 ラック当たりの風量を示す。前述の通り、サーバーは 1 ラックに 12 台、模擬発熱体は 1 ラックに 1 台搭載した。結果を確認すると、模擬発熱体の内蔵ファンの可変領域が狭いため風量の変動範囲は狭いものの、吸込温度、吹出温度ともに模擬発熱体で 12 台のサーバーの「傾き」を概ね再現できていた。

次に、模擬発熱体の風量と消費電力の関係を Figure 4-11 に図示する。比較対象のサーバーの数値は実験 B の結果を用いる。（前述の通り）模擬発熱体の風量変動はサーバーの低風量範囲ではあるが、模擬発熱体の内蔵ファンが増速するにつれて消費電力が増加する傾向が見て取れる。

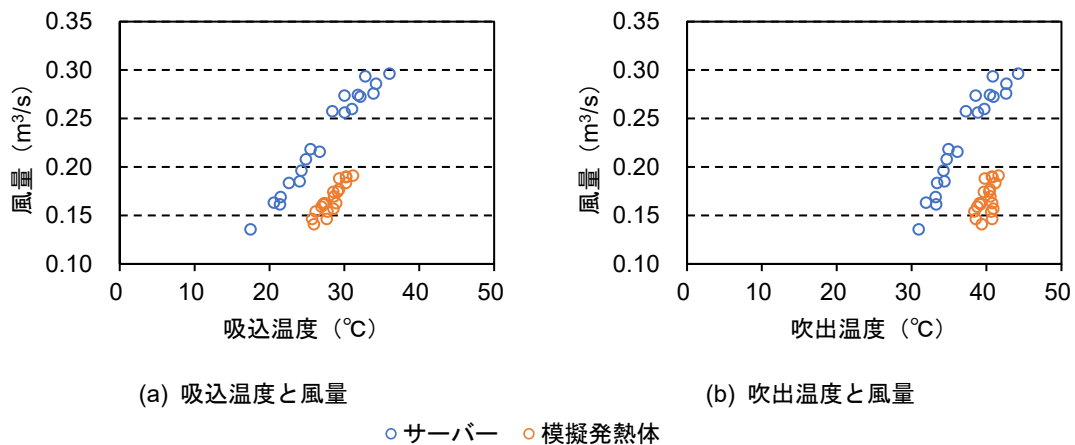


Figure 4-10 1 ラック当たりの機器の周囲温度と風量の関係
(サーバーは実験 B の結果、模擬発熱体は実験 C と実験 D の結果)

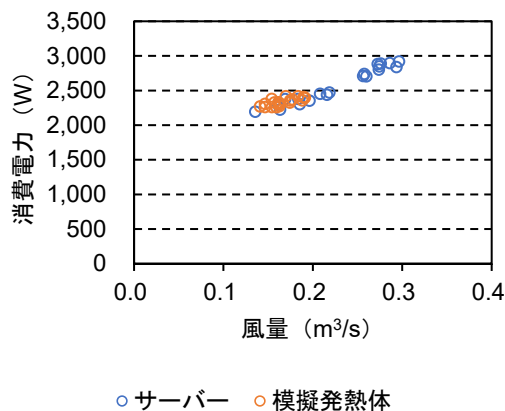


Figure 4-11 1 ラック当たりの機器の風量と消費電力の関係
(サーバーは実験 B の結果、模擬発熱体は実験 C と実験 D の結果)

(2) 与条件の確認

予測に用いる与条件の値を得るために、ICT機器吸込温度(T_{ii})とCRAC給気量(m_c)、ASE並びにICT機器関連の実験式を確認する。Figure 4-12 にそれぞれの実験条件での T_{ii} と m_c 、ASE の実験結果を示す。 T_{ii} はそれぞれの実測値を、 m_c と ASE は C-1、C-2、D-1、D-2 それぞれの平均値を与条件として用いる。なお、CRAC の風量設定を固定しているため、同一 airflow scheme では m_c がほぼ一定である。しかし、横吸込方式と比較して天井吸込方式の m_c が小さかった。天井吸込口や天井内、還気ダクト（天井から CRAC 吸込口）といった機外抵抗の増加が影響し、天井吸込方式の m_c が小さかったと考えられる。

ICT機器関連の実験式は、Figure 4-10 (a)と Figure 4-11 のラック当たりの模擬発熱体の結果を近似して得る。1 ラック当たりの近似式は以下の通りである。

$$\frac{m_i}{16} = 0.009T_{ii} - 0.092 \quad (4-11)$$

$$\frac{E_i}{16} = 30,745 \left(\frac{m_i}{16} \right)^3 + 2,191 \quad (4-12)$$

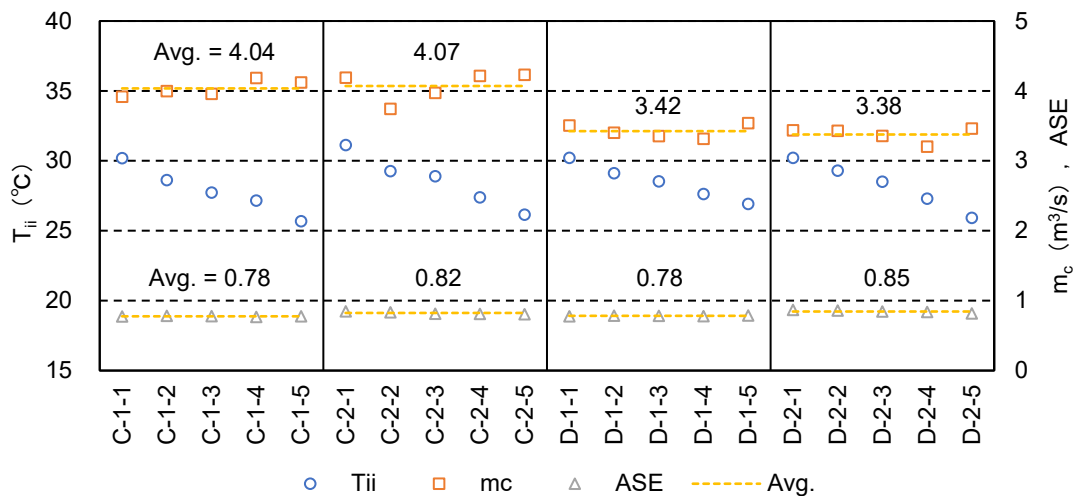


Figure 4-12 実験条件ごとの ICT 機器吸込温度(T_{ii})と給気量(m_c)、ASE

(3) 予測結果との比較

前項で把握した与条件と実験式を用いて、再循環気流(R) (Table 4-1 の Step5) と CRAC の給気温度(T_{co})、還気温度(T_{ci}) (Table 4-1 の Step6,7) を予測する。再循環気流と各部温度の実験結果と予測結果を Figure 4-13、Figure 4-14 に示す。まずは実験結果を考察する。Figure 4-13 の実験結果から、 A_f が小さくなるほど R が大きくなる傾向にあることがわかる。つまり、ICT 機器の要求風量に対して CRAC からの給気量が不足し、再循環が大きくなったといえる。これは、給気量はほぼ固定であるため、ICT 機器吸気温度(T_{ii})が高くなり ICT 機器

風量が増加したことが理由である。Figure 4-14 では、予測した R の値を用いて ICT 機器吸気温度(T_{ii})に対する給気温度(T_{co})と還気温度(T_{ci})を予測している。ICT 機器吸気温度(T_{ii})は与条件である。グラフからわかる通り、 T_{ii} が高くなるほど T_{co} から T_{ci} までの温度差が大きくなる。例えば、最も R の大きい D-1 では、27℃吸込の場合 1.5℃の昇温であったが、30℃吸込の場合 2.1℃と昇温の幅が大きい結果となった。いずれも予測結果は実験結果をよく再現していることから、本予測手順は妥当であると考えられる。

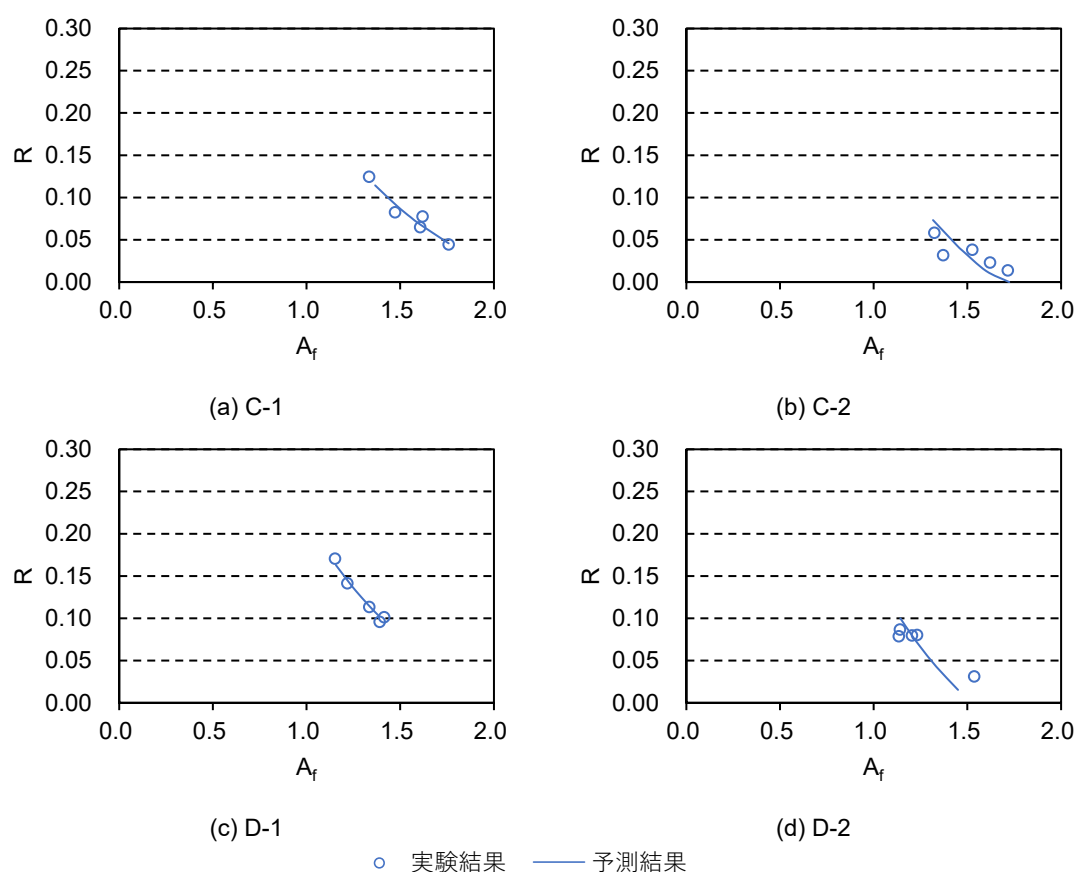


Figure 4-13 A_f に対する R の実験結果と予測結果

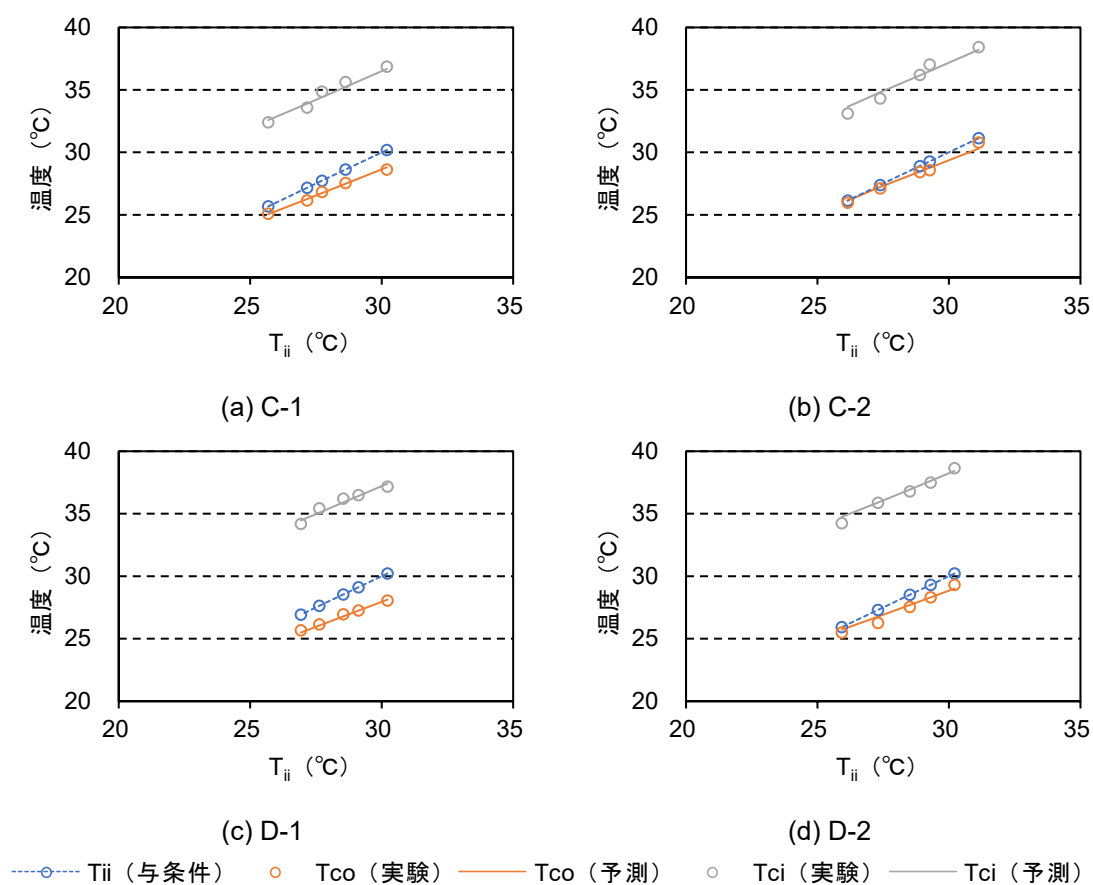


Figure 4-14 ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する給気温度(T_{co})、還気温度(T_{ci})の実験結果と予測結果

4.6 機械室のトータルエネルギーの最適化手法の提案

前章にて、本予測手順で機械室の温度分布の予測が可能であること、特に、CRAC 周り と ICT 機器周りの温度の紐づけが可能であることを確認した。したがって、ICT 機器吸込温度 に対応する CRAC の消費電力を予測することが可能である。本章では、特性を把握した ICT 機器を想定して、機械室の消費電力を最適化する手法を提案する。

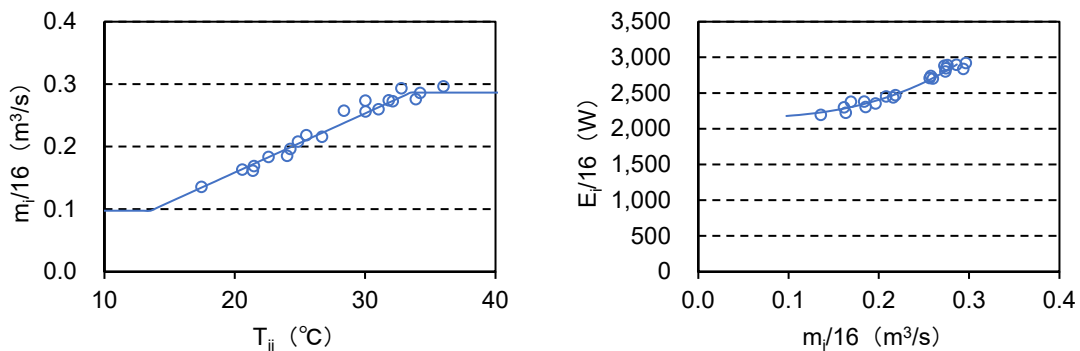
4.6.1 条件の整理

(1) 前提条件

16 ラックの各ラックに 12 台ずつ ICT 機器を搭載した状態を想定する。冷却装置は CRAC1 台とする。室内の気流性能をパラメータとし、ASE を 0.5~1.0 の 0.1 刻みで設定する。また、予測の起点とする ICT 機器吸込温度(T_{ii})は 1℃刻みとして、それぞれの数値を予測する。

(2) ICT 機器特性

ICT 機器の特性は実験 B の実測値から最小二乗法で求めた。Figure 4-15 に実験 B の結果 と想定する ICT 機器の特性を示す。Figure 4-15 (a)で示す ICT 機器風量は 34℃以上で上限、 13℃以下で下限とした。これは、4.2.2 項(1)で示したサーバーファン回転数の最大値、最小 値をとる ICT 機器吸込温度(T_{ii})を推定して決定した。



(a) 1 ラック当たりの ICT 機器風量

(b) 1 ラック当たりの ICT 機器消費電力

○ 実験結果 — 想定特性

Figure 4-15 ICT 機器特性

(3) CRAC 特性

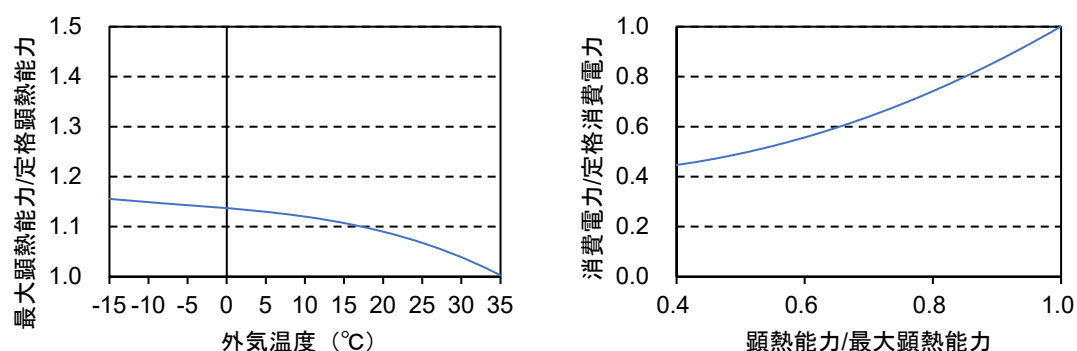
空調システムを想定する方法は様々であるが、本章では最適化手法の提案が主眼 であるため簡単な方法をとる。国内空調メーカーのデータセンター向け CRAC（定格顕熱 能力 63kW）の室内湿球温度に対する最大冷房能力の特性と、部分負荷時の消費電力の特性 をヒアリングし、特性を整理した。Table 4-9 に CRAC の仕様を、Figure 4-16 に CRAC の 特性の一例を示す。この CRAC の運転可能な吸込空気の湿球温度範囲は 12~24℃CWB であ

る。Table 4-1 では CRAC の消費電力の計算には還気の乾球温度を用いると例示したが、本章では CRAC の特性を考慮し還気の湿球温度を用いる。シミュレーションに当たり絶対湿度を 20℃、50%RH 時の値で固定し、還気の乾球温度から湿球温度を求めた。

また、トータルエネルギー消費量の推定のために、年間消費電力量を算出する。5℃刻みの消費電力を算出し、5℃刻みの出現時間で積算する。出現時間は EnergyPlus で公開されている東京の気象データ [74]を使用した。整理した出現時間を Figure 4-17 に示す。

Table 4-9 CRAC 仕様

定格条件	顕熱能力 (kW)	63.0
	消費電力 (kW)	21.6
	室内吸込条件	27.0 (°CDB), 19.0 (°CWB)
	室外吸込条件	35.0 (°CDB)
	風量 (m ³ /min)	320
	機外静圧 (Pa)	120
制御設定	能力制御	インバータ回転数制御
	風量制御	固定風量



(a) 外気温度に対する最大顕熱能力変化
(室内吸込条件、風量、機外静圧は Table 4-9)

(b) 部分負荷に対する消費電力変化 (室内・室外
吸込条件、風量、機外静圧は Table 4-9)

Figure 4-16 CRAC 特性の一例

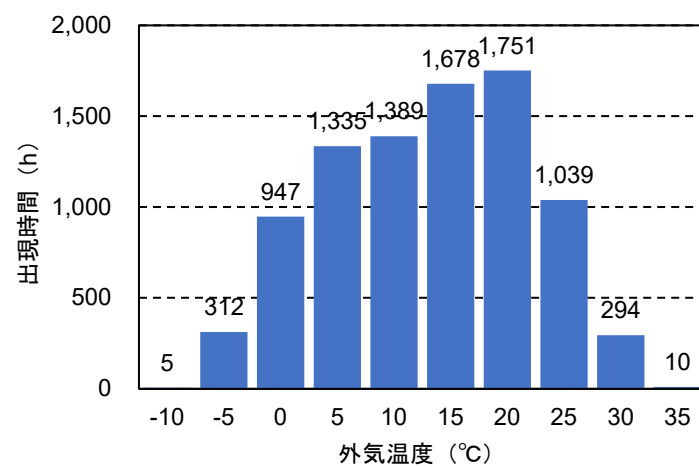


Figure 4-17 外気温度の5°C刻みの出現時間（東京）

4.6.2 室内温度分布の予測結果

Table 4-1 の Step1～5 を実施し、ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する気流可用性(A_f)と、ASE 毎の ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する再循環気流(R)を求めた結果を Figure 4-18 に示す。Figure 4-18 (a)の通り、 T_{ii} が高くなるにつれ A_f は小さくなった。今回の予測では A_f は 1.2～3.4 の範囲であった。また、 A_f が小さくなると、ICT 機器要求風量に対する給気量が不足側にシフトするため、 R が増加する傾向にある。また、Figure 4-18 (b)の通り、 T_{ii} が高くなるにつれ R は大きくなった。ASE が 1 の場合は R が発生しない一方で、ASE が 0.5 の場合は R が最大で 0.46 と、ICT 機器の排気風量の半分近くが再循環していることがわかった。また、Figure 4-15 (a)の通り、ICT 機器吸込温度(T_{ii})が 13℃以下と 34℃以上の範囲では ICT 機器風量の増減がないことから、その範囲では R は変動しなかった。

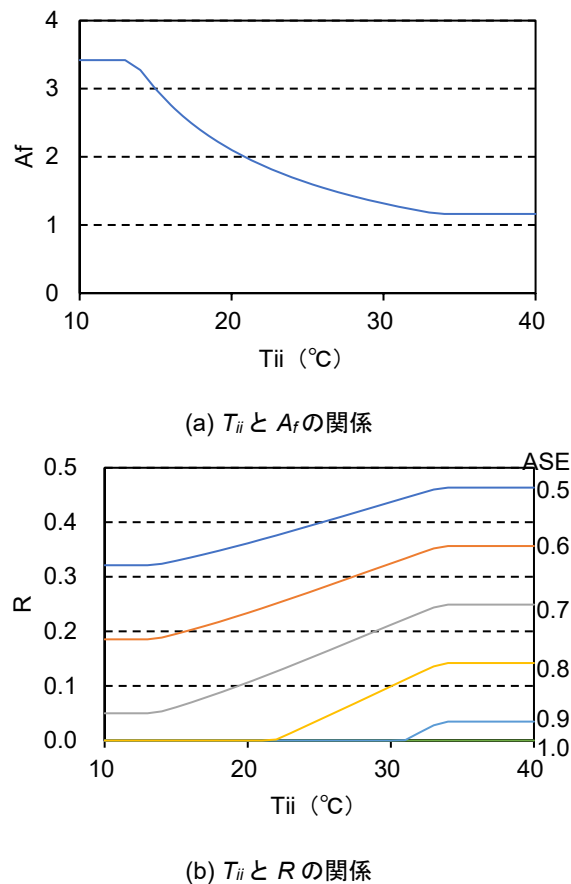


Figure 4-18 ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する気流評価指標

Step 6, 7 を実施し、ICT 機器周り、CRAC 周りの各部温度を求めた結果を Figure 4-19 に示す。ASE が 0.5～0.7 の機械室では、低温域で還気湿球温度が CRAC の運転可能範囲を下回った。そのため、運転可能範囲に収まる結果のみ図示している。

再循環のほとんどない機械室 (ASE=0.9 や ASE=1.0) を除いて、ICT 機器吸込温度(T_{ii})が

高いほど給気温度(T_{co})から T_{ii} までの昇温が大きいことがグラフから見て取れる。ICT 機器風量が上限の範囲では、 $ASE=0.5$ で 7.3°C 、 $ASE=0.6$ で 4.7°C 、 $ASE=0.7$ で 2.8°C 、 $ASE=0.8$ で 1.4°C の昇温幅であった。また、CRAC の給気量は一定であるが、 T_{ii} が高くなるにつれ ICT 機器消費電力(E_i) (つまり冷房負荷)が大きくなるため、CRAC の還気温度(T_{ci})と給気温度(T_{co})の温度差は大きくなる傾向にあった。

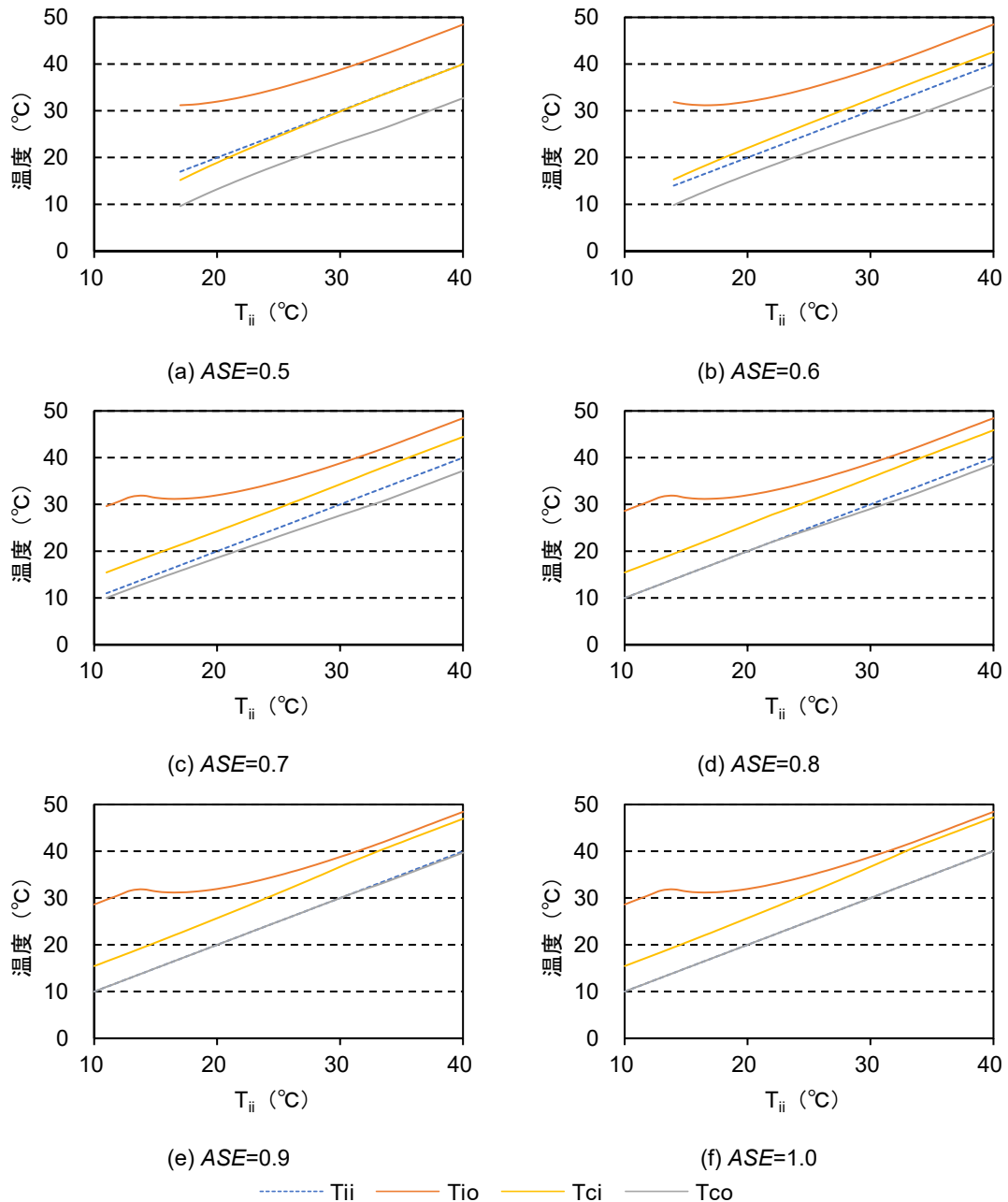


Figure 4-19 ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する各部温度

4.6.3 消費電力の予測と最適化検討

(1) CRAC の消費電力量の予測結果

Figure 4-19 で示した CRAC の還気（乾球）温度(T_{ci})から還気の湿球温度を計算し (Figure 4-20)、CRAC の消費電力(E_c)を外気温度別に求める (Table 4-1 の Step8)。その後、CRAC 消費電力(E_c)を時間積算して東京における CRAC 年間消費電力量(ΣE_c)を算出する。CRAC の冷房負荷は Figure 4-15 (b)で求めた ICT 機器消費電力(E_i) (16 ラック分) である。Figure 4-20 には、前項で述べた通り、運転可能範囲に収まる結果のみ図示している。

ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する CRAC 年間消費電力量(ΣE_c)を Figure 4-21 に示す。ICT 機器風量が増加する 34℃未満の範囲では、いずれの気流性能の機械室でも T_{ii} が 22～24℃で ΣE_c が最低点となる曲線となった。一方で、ICT 機器風量が最大で一定となる 34℃以上の範囲では、 T_{ii} が高くなるほど ΣE_c が小さくなった。本予測の範囲では、ASE=0.5 の場合のみ、ICT 機器風量が上限の範囲 ($T_{ii}=40℃$) で ΣE_c が最小となった。Figure 4-22 に示す通り、また、一般に言われるように、 T_{ii} が高いほど Coefficient Of Performance (COP) は高くなるために運転は効率的となる。しかし、冷却負荷である ICT 機器消費電力も増加するために、最低点～34℃の範囲では ΣE_c が増加する傾向となった。

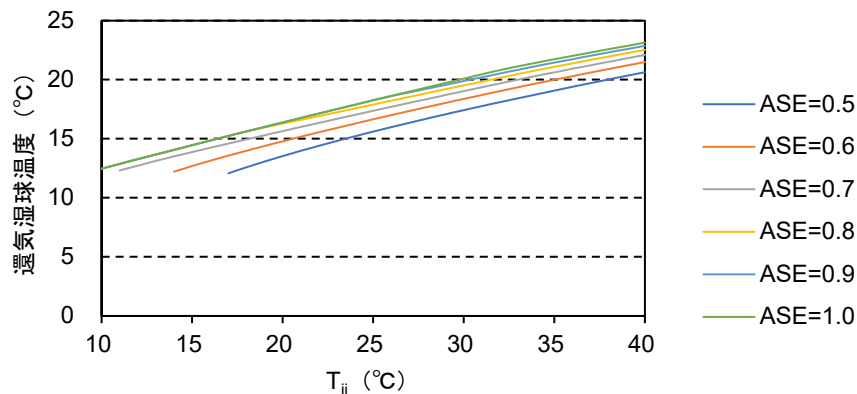


Figure 4-20 ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する CRAC の還気湿球温度

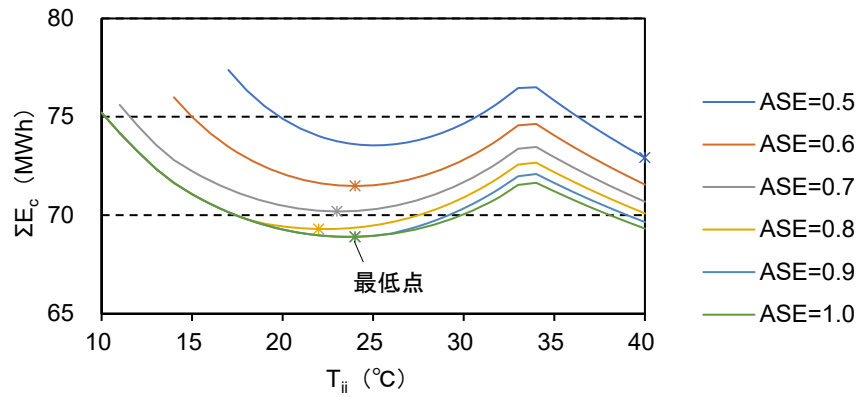


Figure 4-21 ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する CRAC 年間消費電力量(ΣE_c)

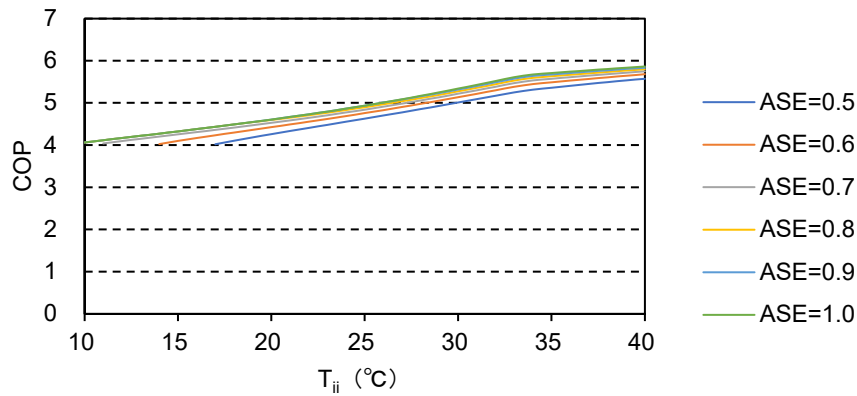


Figure 4-22 ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する COP

(2) トータルエネルギーの最適化

CRAC 年間消費電力量(ΣE_c)と ICT 機器年間消費電力量(ΣE_i)の合算値である、年間トータル消費電力量(ΣE_{total})の予測結果を Figure 4-23 に示す。 ΣE_c と比べて ΣE_i の値が大きいことから、CRAC 消費電力の変化幅は相対的に小さく、ICT 機器吸込温度(T_{ii})低下による ICT 機器消費電力減少の影響の方が大きい。そのため、ICT 機器風量が変化する T_{ii} が 14~33°C の範囲では、 T_{ii} が低いほど ΣE_{total} が小さくなる結果となった。14°C 未満の領域では ΣE_i が変動しないため、 ΣE_c の影響で T_{ii} が低いほど ΣE_{total} が大きくなる。そのため、CRAC 運転可能範囲外である ASE=0.5 の機械室を除いて、いずれも 14°C で ΣE_{total} が最適点となった。ASE=0.5 の機械室も運転可能範囲の下限での運転が最適点であった。また、 T_{ii} が 33°C 以上となると、同様に ΣE_c の影響で ΣE_{total} は減少に転じた。

なお、本研究では ICT 機器消費電力を CRAC の冷房負荷としたが、冷房負荷には外皮負荷などのその他の負荷も影響する。特に、本検討のように ICT 機器吸込温度を下げると室

内温度が低下し、室内外の温度差が広がる。結果として、ICT機器吸込温度が高い場合と比べ、外皮負荷が大きくなる。その結果、年間トータルエネルギー消費量の最低点はICT機器吸込温度が高い側にシフトする可能性がある。また、本検討では4.4節で把握した特性を持つICT機器を想定して試算したが、周囲温度によって風量が変わらないICT機器やステップ状に変化するICT機器も世の中には存在する。実際の機械室ではラックレベルで異なるICT機器が組み合わされていると考えられる。このことも、最適点を変化させる一因である。

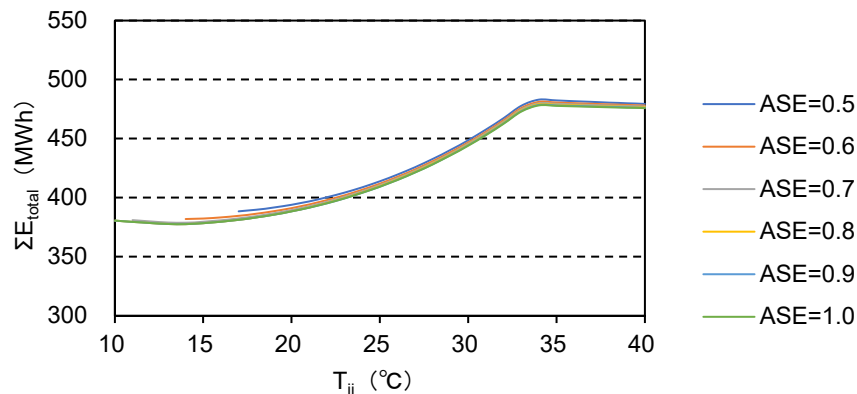


Figure 4-23 ICT機器吸込温度(T_{ii})に対する年間トータルエネルギー消費量(ΣE_{total})

なお、実際はデータセンター事業者と顧客とで Service Level Agreement (SLA) を契約し、機械室内の温度条件を定義することが多い。一般に引用されるのは、ASHRAE のサーマルガイドラインにおける推奨範囲である [8]。このエンベロップでは、ICT機器吸込口の乾球温度を 18~27°C に保つことを求められる。この範囲で ICT機器吸込温度(T_{ii})を変化させた場合の省エネルギー効果を検証する。 $T_{ii}=27^{\circ}\text{C}$ を基準としたときの、範囲内で ΣE_c が最小となる T_{ii} 、範囲内で ΣE_{total} が最小となる T_{ii} における年間消費電力量を求め、省エネルギー効果を検証する。

結果を Figure 4-24 に示す。まず、 ΣE_c が最小となる T_{ii} をみると、 ΣE_c は基準と比べて 99-100(%) とほぼ変わらない。これは、そもそも基準 ($T_{ii}=27^{\circ}\text{C}$) が、Figure 4-21 の通りカーブの底に近いためである。一方で、 ΣE_i はそれぞれの T_{ii} に応じて 3~7% 減少した。 ΣE_{total} の削減効果は ASE により多少異なり 3~6% となった。 ΣE_{total} が最小となる T_{ii} はいずれも推奨範囲の下限 ($T_{ii}=18^{\circ}\text{C}$) であった。ただし、CRAC としては T_{co} が低くなるため ΣE_c は基準と比べて増加した。特に、 R の大きい ASE=0.5 の機械室では、 ΣE_c が 4% 上昇した。しかし、 ΣE_i が 11% と大きく低減し、 ΣE_{total} としては 8~9% の低減となった。

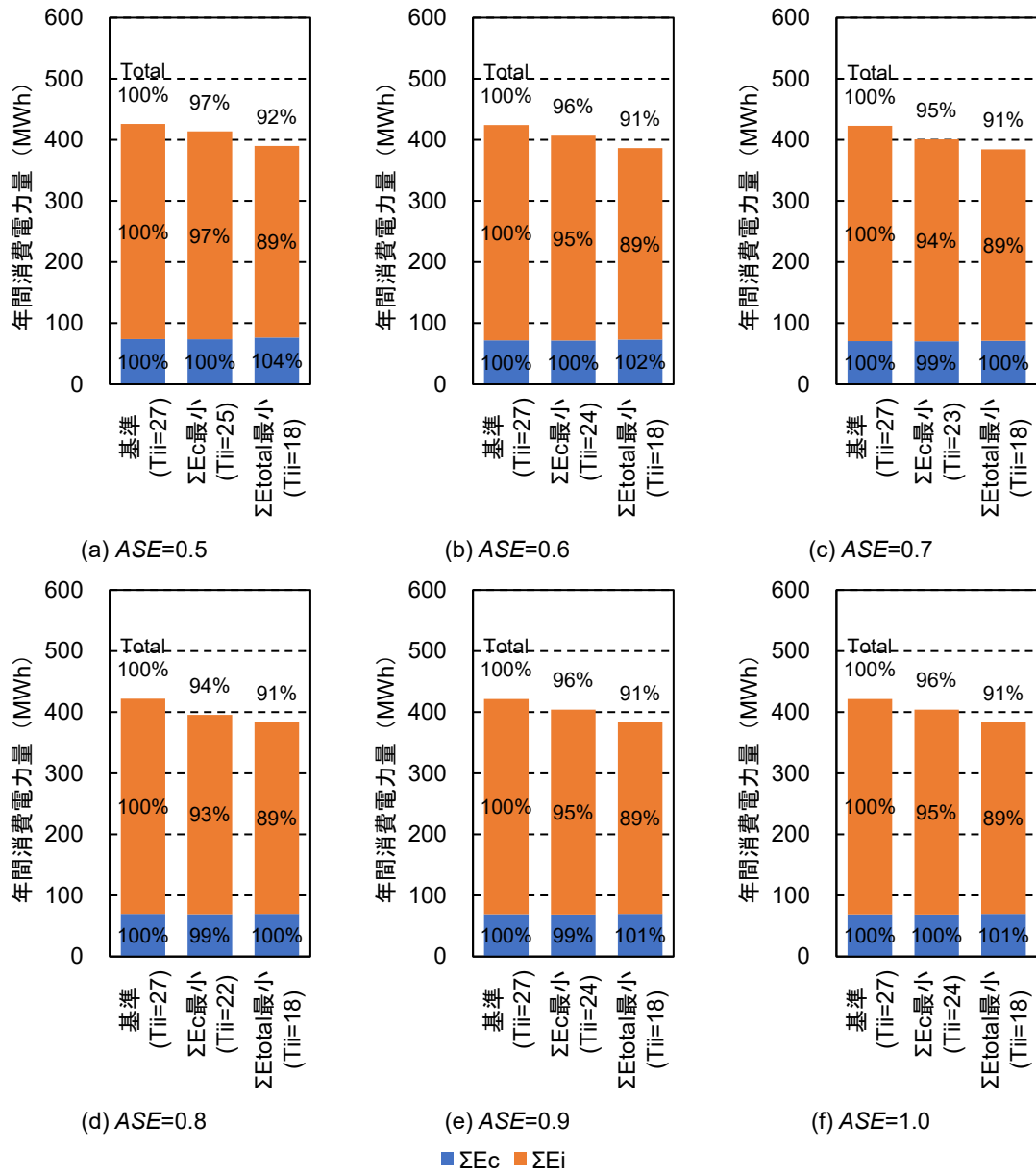


Figure 4-24 ASHRAE 推奨範囲内での年間消費電力量

なお、最適化の結果を Power Usage Effectiveness (PUE)で評価する場合には注意が必要である。Partial PUE (pPUE) を次の式で定義し、ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する pPUE を Figure 4-25 に図示する。

$$pPUE = \frac{\Sigma E_{total}}{\Sigma E_i} = \frac{\Sigma E_i + \Sigma E_c}{\Sigma E_i} \quad (4-13)$$

T_{ii} が高くなるほど ICT 機器年間消費電力量(ΣE_i)が大きくなるため、(4-13)式から pPUE は小さくなる。本来望ましい姿は年間トータル消費電力量(ΣE_{total})の最小化であるが、pPUE で評価し方針を決めると、 ΣE_{total} が増加してしまう可能性がある。

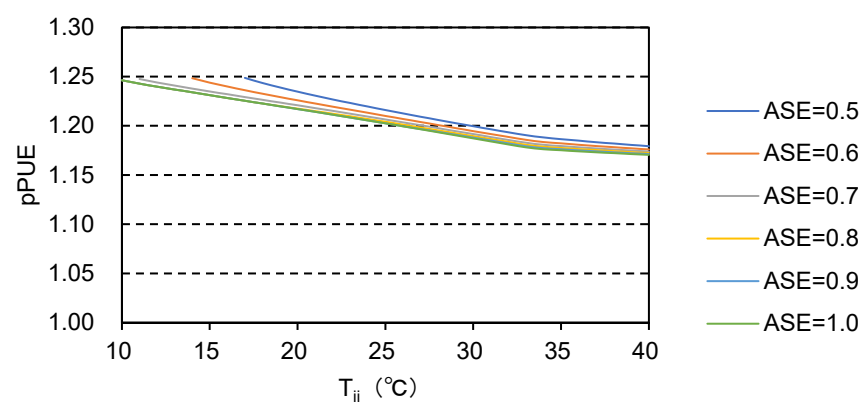


Figure 4-25 ICT 機器吸込温度(T_{ii})に対する pPUE

4.7 第4章のまとめ

本論文では、既往の Air Segregation Efficiency (ASE)などの評価指標を発展させ、容易に給気温度と ICT 機器吸込温度を関連付ける温度分布の予測手法を提案した。データセンターを模擬した検証室で実験を行い、実験結果と予測結果との比較を行った。その結果、提案した手法で精度よく室内温度分布を予測可能であることがわかった。これにより、ICT 機器吸込温度から CRAC の給気、還気温度を予測できるため、CRAC の消費電力を予測可能となる。本予測手法を利用し、ICT 機器吸込温度をパラメータとしたデータセンターのトータルエネルギー消費量の最適化手法を示した。

ある CRAC の特性を例に ASE が 0.5~1.0 の機械室を想定して試算した結果、CRAC の年間消費電力量を最小化するためには ICT 機器吸込温度が 22~24℃の範囲を選択し、トータルエネルギー消費量を最小化するためには ICT 機器内蔵ファンの回転数が最低となるうち最も高い ICT 機器吸込温度を選択することがよいということがわかった。ASHRAE のサーマルガイドラインにおける推奨範囲 (ICT 機器吸込温度 18~27℃) 内では、トータルエネルギー消費量が最も小さくなるのは ICT 機器吸込温度が 18℃の時であった。ICT 機器吸込温度を 27℃から 18℃に低下させることで、CRAC 年間消費電力量は増加するものの ICT 機器年間消費電力量が大幅に低減し、トータルエネルギー消費量では 8~9%の低減効果が得られることを示した。本論文では、給気温度と ICT 機器吸込温度を関連付ける予測手法、並びに空調システムの消費電力の予測方法の提案に主眼を置き、CRAC の消費電力特性は簡易なものを用いるにとどめたが、空調システムの情報は冷房負荷、給気温度、還気温度、風量、消費電力特性などの一般的な内容であり、エコマイザーなどの複雑な熱源の消費電力予測にも応用可能であると考ええる。

なお、本章では、ICT 機器消費電力と冷房負荷がイコールであると仮定し、CRAC 年間消費電力量を試算したが、実際は外皮負荷などのその他の負荷も影響する。特に、室内温度を下げると室内外の温度差が広がり、外皮負荷が大きくなることに注意が必要である。また、同一の特性を持つ ICT 機器で統一して試算したが、周囲温度によって風量が変わらない ICT 機器やステップ状に変化する ICT 機器も世の中には存在する。これらの存在も、最適点を変化させる一因である。予測対象のデータセンターに実装される ICT 機器群を正しく把握することも重要となる。これらを考慮することで、年間トータルエネルギー消費量の最低点は ICT 機器吸込温度が高い側にシフトする可能性がある。

第5章 データセンターの給気温度の最適化に向けた検討

5.1 第5章の目的

第4章では ICT 機器のファン特性が機械室の冷却性能とエネルギー消費に与える影響を評価し、機械室の外皮負荷や搭載される ICT 機器の特性により結果が変わりうることを示唆した。特に、ICT 機器の吸込温度ないし、給気温度を変化させると、隣接空間との温度差が大きくなり熱の流出入が増加する。本章では、まず、一般的な ICT 機器特性として ASHRAE が報告したサーバー特性を再現して CFD 解析を行い、第4章で把握した汎用 1U サーバーの特性を再現した場合の CFD 結果と比較する。次に、一般的な機械室の外皮条件を想定して隣室や室外との熱流出入の影響を把握する。さらに、年間を通じて変動する外気温度をもとに給気温度を変化させることで、機械室の省エネルギー化を達成する空調制御の提案を行う。

5.2 解析条件と CFD モデル

5.2.1 解析条件の検討

(1) ICT 機器の特性のバラエティ

第4章ではあるベンダの ICT 機器を対象に、周囲温度に対するファン風量と消費電力の関係を把握した。前述の文献 (Moss ら) [57]でも、数種類のサーバーの吸込温度と消費電力の関係を明らかにし、それらを組み合わせて典型的な複合 IT 負荷を想定して論を進めている。一方で、ASHRAE は多くの ICT 機器ベンダから収集した情報から周囲温度 (ICT 機器の吸込温度) に対するファン風量と消費電力の関係 (Figure 5-1) を報告している [8]。そこで本章では、ASHRAE の示す ICT 機器を搭載した機械室の温度分布、エネルギー消費傾向を検討し、第4章で用いた汎用 1U サーバーの特性を模擬した機械室のそれと比較することで、ICT 機器の違いがデータセンターに与える影響を把握する。

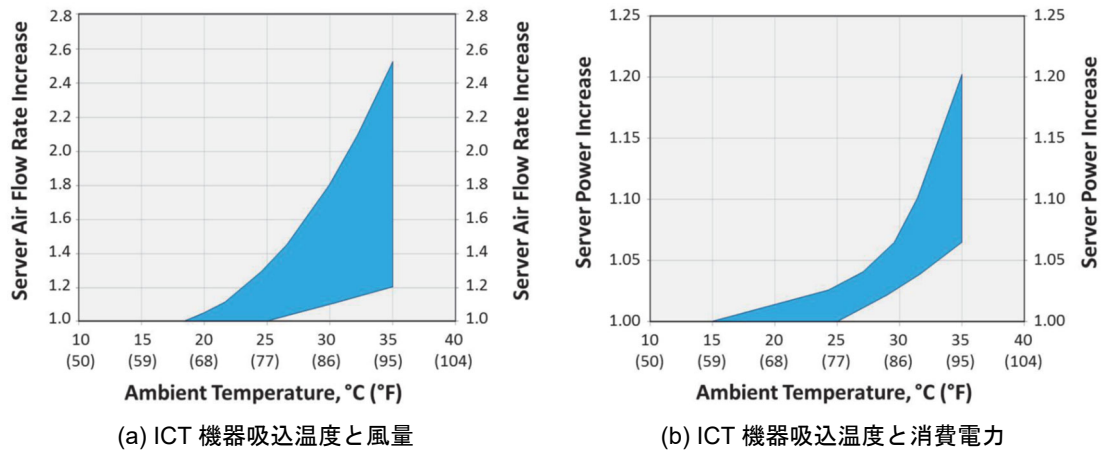


Figure 5-1 Class A2 サーバーの特性 [8]

ASHRAE の示す ICT 機器の特性は範囲を持っており、特に消費電力の特性については Class A2 (Figure 1-10 参照) のサーバーのほとんどがその範囲に含まれるとしている。本研究では、その範囲の上限ラインと下限ラインを対象に検討を進めることで、一般的な ICT 機器の特性が考察に内包されるようにする。

汎用 1U サーバー (以下、ITE-R)、ASHRAE 上限ライン (以下、ITE-Hi)、ASHRAE 下限ライン (以下、ITE-Lo) の ICT 機器吸込温度と風量増加率、消費電力増加率の関係をそれぞれ Figure 5-2、Figure 5-3 に示す。ここで、ASHRAE では増加率を示していることから、増加率 1 を、ITE-R の下限風量 $0.10(\text{m}^3/\text{s})$ 及び下限消費電力 $2,179(\text{W})$ とした。また、参考に ITE-R の測定結果をプロットした。

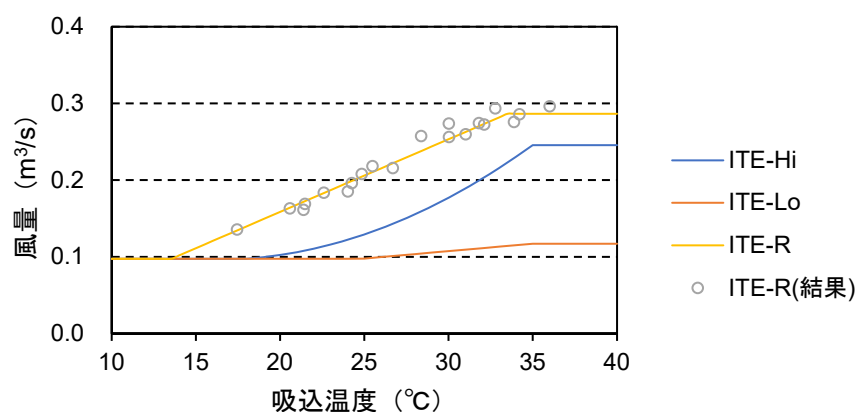


Figure 5-2 ICT 機器吸込温度と風量増加率の関係

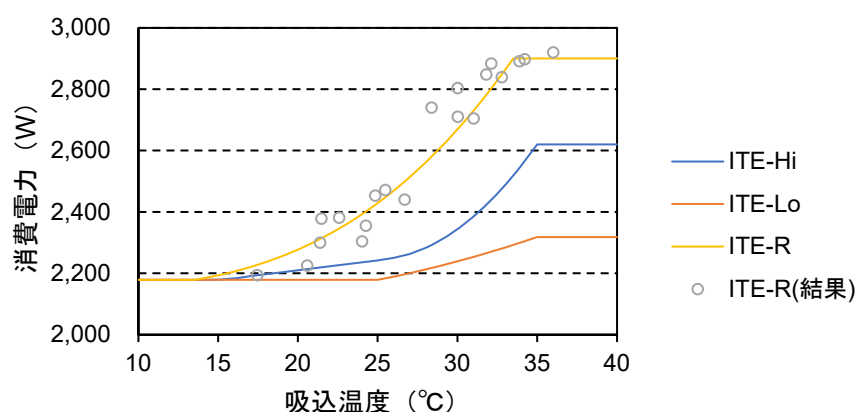


Figure 5-3 ICT 機器吸込温度と消費電力増加率の関係

(2) 境界の熱流入・熱流出の再現

データセンター内の ICT 機器の発熱量は膨大であることから、データセンターの空調システムの省エネルギーに関する研究において、壁体熱損失を大きく取り上げた報告はない。しかし、給気温度を大きく変化させると境界（壁、床、天井など）との温度差が大きくなり、熱貫流による熱の流出入が大きくなることが想定される。例えば、隣室が同様の機械室であり、かつ両室とも ASHRAE サーマルガイドラインの推奨範囲を満たしている場合であっても、片方が下限（18℃）、もう片方が上限（27℃）で運用している場合には 9℃の温度差が生じ、相互に影響するものと考えられる。

そこで本章では、隣室が機械室である場合を想定して内壁及びスラブを、周囲が屋外である場合を想定して外壁及び天井を以下の Figure 5-4 のように想定し、CFD 解析によりこれらの境界からの熱流出入を検討する。各数値は文献 [75]を参考に、断面構成をデータセンターを想定してアレンジしている。屋外の表面熱伝達率は実務で一般に用いる 23(W/m²・K)

第5章 データセンターの給気温度の最適化に向けた検討

を用いる。また、隣室の表面熱伝達率については、オフィスなどの設計では静止空気に対する表面熱伝達率である $9(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$ を用いることが多いが、機械室内では対流熱伝達が大きいと考えられることから、屋外相当の $23(\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$ とした。なお、室内側の表面熱伝達率は CFD ソフトウェアの壁関数を用いた自動計算とする。

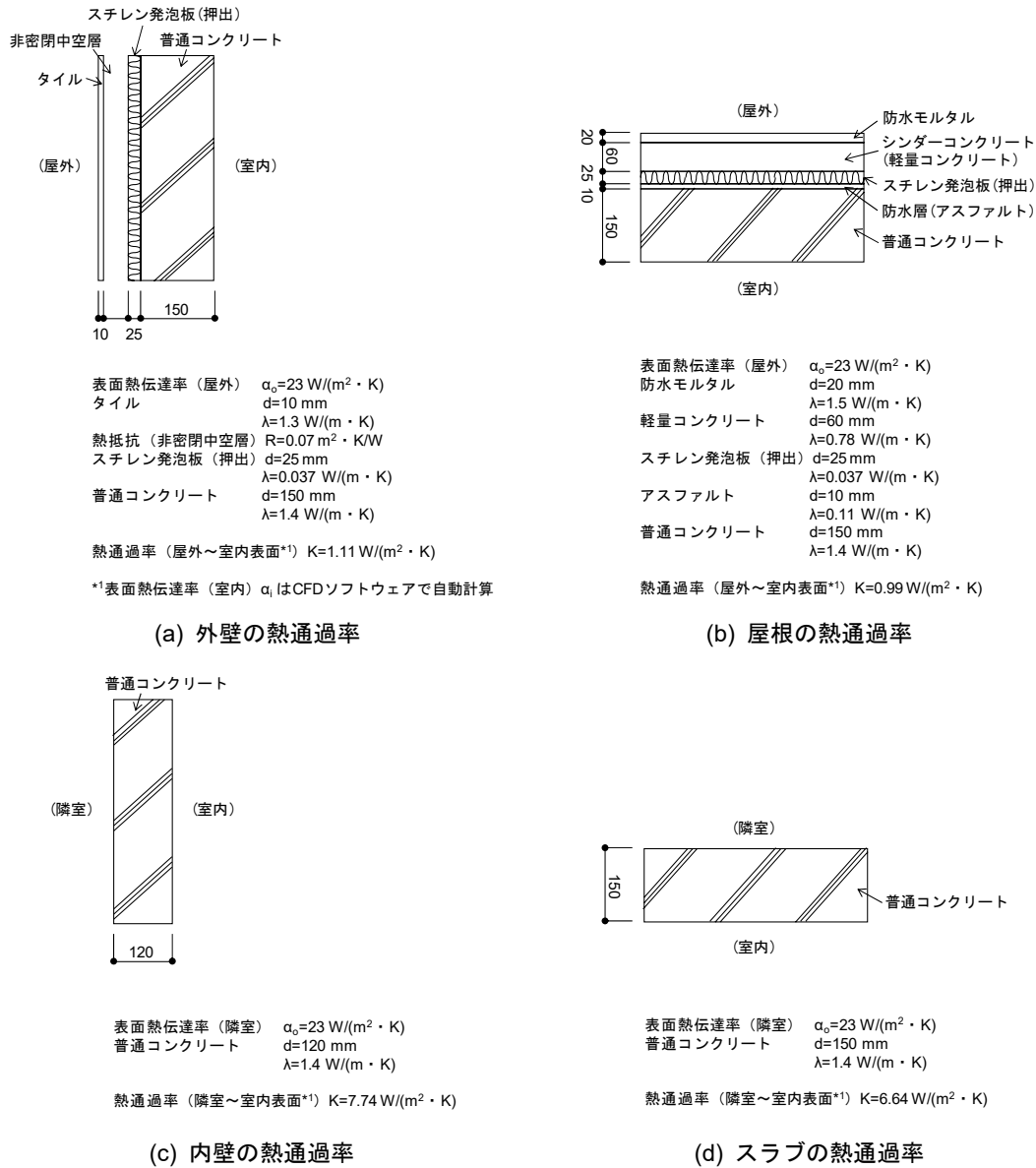


Figure 5-4 想定境界条件

(3) 解析条件

解析条件を Table 5-1 に示す。想定する ICT 機器をパラメータとする条件 A、隣室に機械室が存在する場合の影響を把握するための条件 B、外壁の熱貫流の影響を把握するために外気温度をパラメータとした条件 C にて解析する。給気温度は 4.6.1 項で想定した CRAC が

設定可能な給気温度範囲 15～35℃を含む 15～36℃の 3℃刻みとした。(給気温度 12℃は試算したものの、解析条件 B 及び C の外気温度 35℃条件で冷房能力が不足した。) なお、隣室が機械室の場合の隣接空間の温度については、給気温度(二重床内温度) 18℃、還気温度(室内温度) 27℃と仮定し、熱の授受による影響を把握する。

なお、解析条件 C の隣室条件の温度については、方位等をパラメータとしない汎用的な結果を得るために外気温度を用いている。実際の施設を解析対象とする場合には、日射等の影響を考慮した相当外気温度(SAT)を用いて評価する必要がある。定常計算において相当外気温度を考慮するためには、1時間ごとの相当外気温度を用いて熱貫流を計算すればよい。なお、時間単位ではなく日単位で年間消費電力量を計算する場合、日平均相当外気温度を用いる方法がある [19]。

Table 5-1 解析条件

解析条件	想定 ICT 機器	境界条件	隣接空間の温度	給気温度
A-1 A-2 A-3	ITE-R ITE-Hi ITE-Lo	完全断熱	—	15～36℃ (3℃刻み)
B-1	ITE-Hi	隣室	～FL+600 : 18℃ FL+600～ : 27℃	15～36℃ (3℃刻み)
C-1 C-2 C-3 C-4	ITE-Hi	屋外	-10℃ 5℃ 20℃ 35℃	15～36℃ (3℃刻み)

(4) 消費電力の予測方法

空調システムの消費電力予測は第4章と同じく、データセンター向け CRAC (Computer-Room Air-Conditioner) の室内湿球温度に対する最大冷房能力の特性と、部分負荷時の消費電力の特性のヒアリング結果を用いる。絶対湿度を 20℃、50%RH 時の値で固定し、還気の乾球温度から湿球温度を求め、消費電力算出に使用する。また、トータルエネルギー消費量の推定のために、年間消費電力量を算出する。5℃刻みの消費電力を算出し、5℃刻みの出現時間で積算する。第4章同様、EnergyPlus [74]で公開されている東京の出現時間 (Figure 4-17 参照) を用いる。

5.2.2 解析対象室と CFD モデル

第3章で予測精度を向上した機械室及び CFD モデルを解析の対象とする。ただし、第3章の検証室の CRAC は定格顕熱能力 45(kW)、定格風量 240(m³/min)であり、本章の解析では冷房能力と風量が不足する。そのため、第4章で想定した定格顕熱能力 63(kW)、定格風量 320(m³/min)の CRAC (Table 4-9 及び Figure 4-16 参照)を使用することとし、CFD モデルにも反映した。また、グリッドサイズは第3章の CFD モデルから長辺方向の分割数を増やした (23,850,000 グリッド (200×795×150)) で統一して解析した。

解析対象とした範囲が幅 11.0(m)、奥行 5.0(m) (11 ラック×2 架列) と限られた範囲であり、隣接空間との熱の授受を考慮すると通常考えられる機械室と比べて単位面積当たりの影響が大きい。そこで、隣接空間との境界条件については、境界2面を対称に拡張した Figure 5-5 の機械室を解析対象室とする。拡張側の2面は完全断熱とした。

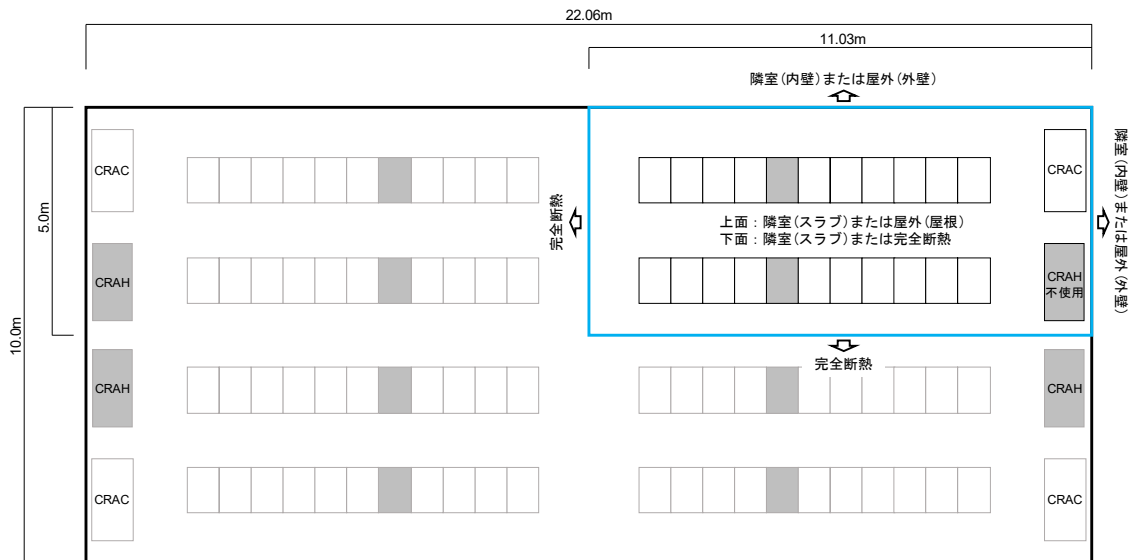


Figure 5-5 解析対象室及び境界条件

ラックに搭載する ICT 機器の特性は Figure 5-2 と Figure 5-3 に示す通りであるが、第3章のモデルではラックに模擬発熱体を1台ずつ搭載している。モデルの予測精度を保持するため、本章では模擬発熱体のモデル (ヒーター、ファン) にこれらの特性を持たせる。模擬発熱体は高さ 6U であり、下から 23~28U 目に搭載している。

5.3 解析結果

5.3.1 ICT 機器特性の影響（解析条件 A）

(1) 冷却性能の比較

搭載する ICT 機器の特性が異なる機械室の冷却性能を比較する。まず、給気温度に対する ICT 機器の吸込温度、吹出温度、及び還気温度を Figure 5-6 に示す。それぞれの ICT 機器の風量と消費電力の違いは主に ICT 機器の吹出温度に現れており、吸込温度が低く風量が少ない範囲では吸排温度差が大きい。また、ITE-Lo は Figure 5-2 の通り吸込温度が高くなっても風量増加が少ないため、給気温度が高い範囲でも吸排温度差はあまり小さくならなかった。

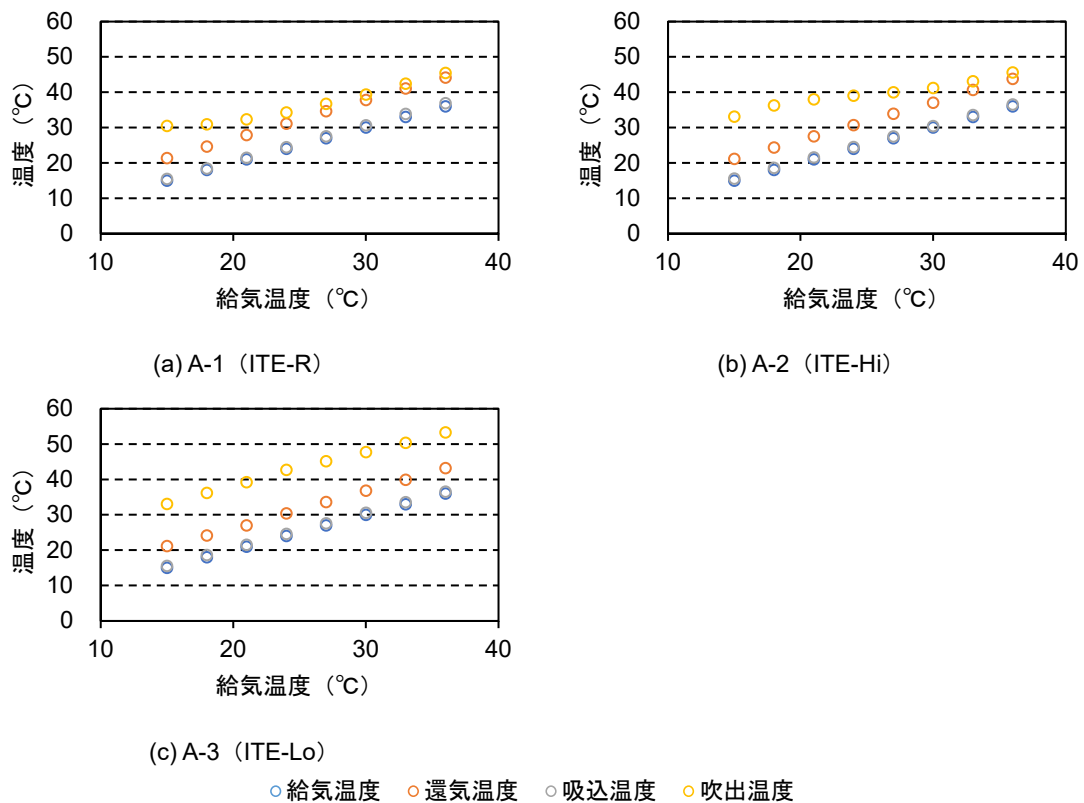


Figure 5-6 給気温度に対する各部温度（解析条件 A）

給気温度から吸込温度までの昇温は小さいため、以降で詳細に確認する。Figure 5-7 に昇温をボックスプロットで表す。ITE-R を搭載している場合、給気温度が上昇するにつれ昇温も大きくなり、かつ昇温幅のばらつきも増加することから、冷却性能が悪化していることがわかる。一方で、ITE-Hi と ITE-Lo を搭載している場合、給気温度に対して昇温幅は目に見える変化はなかった。この理由を、Tozer らの気流評価指標で考察する（説明は 4.2.1 項を参照）。給気温度に対する気流評価指標を Figure 5-8 に示す。ICT 機器風量に対する CRAC 風量の比である気流可用性（availability of flow、以下 A_f ）は、いずれの場合も 1 以上であ

り給気量は充足側であった。給気温度が高いほど ICT 機器風量が大きくなるが、CRAC 風量は一定のため、気流可用性は低くなる。それに伴い、バイパス気流 (bypass flow、以下 BP) は小さくなった。Figure 4-2 で示したように再循環気流 (recirculation flow、以下 R) は A_f が低くなるにつれ高くなる傾向にある。ITE-R の結果をみると、 A_f が低くなるにつれ R が高くなっているが、ITE-Hi と ITE-Lo では ITE-R ほどの上昇がみられなかった。ITE-R と比べて ICT 機器の風量の上限が低く、R が上昇する程度の低い A_f の範囲に至らなかったためであると考えられる。それが ITE-Hi と ITE-Lo で給気温度から吸込温度までの昇温の変化が見られない理由である。なお、3.4.2 項で記した通り、気流管理指標は気流のみで熱の移動がなされるという前提で等式が成り立っているが、本 CFD モデルにおける熱の移動は、気流と熱貫流の複合的なものである。そのため、Figure 5-8 の高 A_f 領域で R がゼロにならず、Figure 5-7 で $0.3 \sim 0.4^\circ\text{C}$ の昇温が存在するのは、高温域から低温域への熱流入による温度上昇であると考えられる。

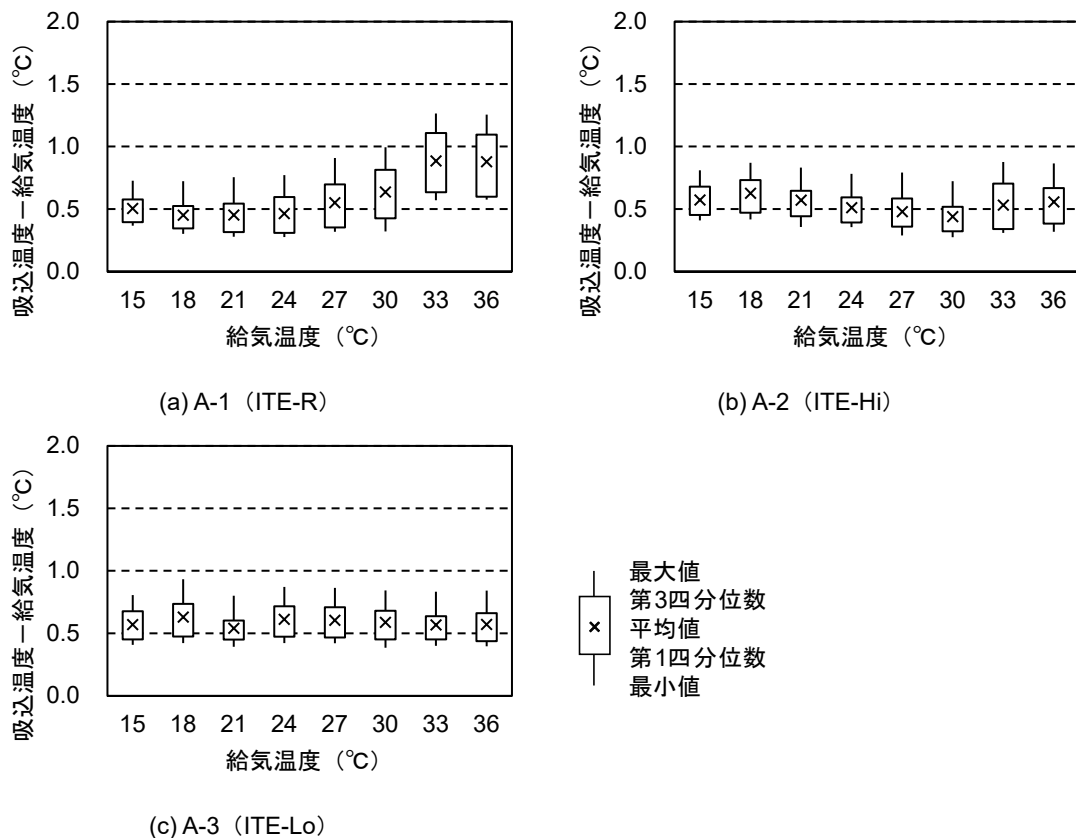


Figure 5-7 給気温度から吸込温度までの昇温 (解析条件 A)

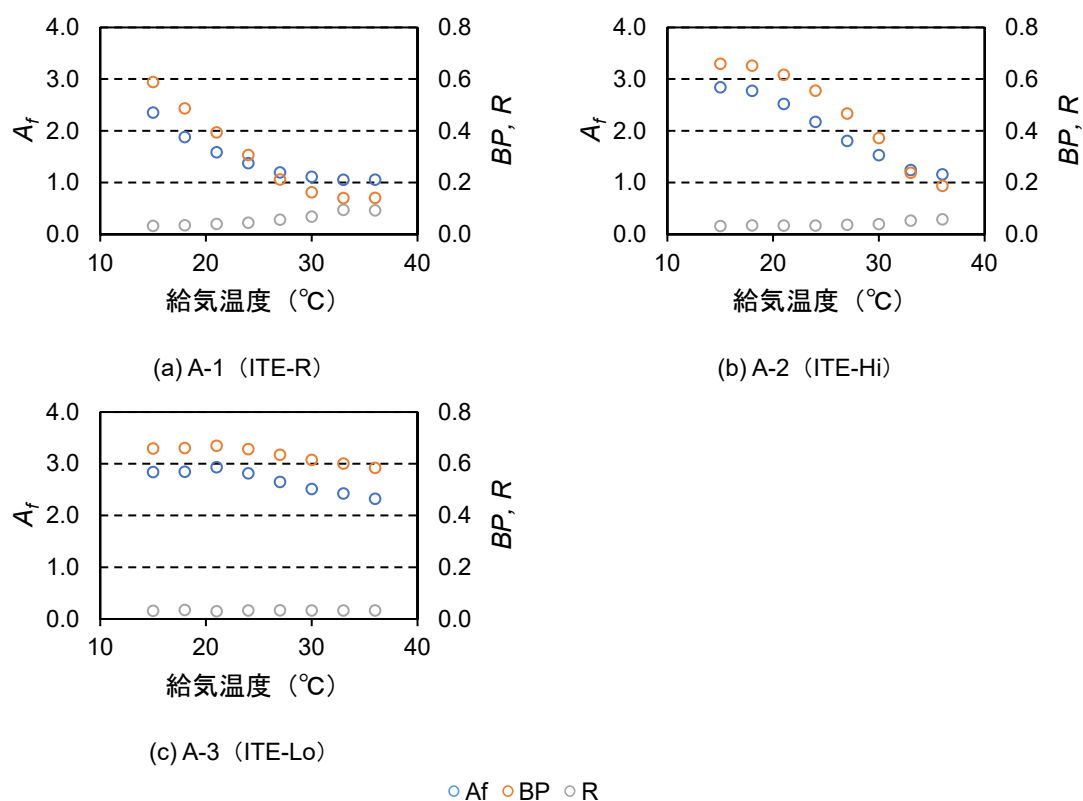


Figure 5-8 気流評価指標の比較（解析条件 A）

(2) トータルエネルギー消費量への影響

ICT 機器の特性の違いが機械室のエネルギー消費に与える影響を確認する。まず、給気温度ごとの ICT 負荷を Figure 5-9 に示す。いずれの ICT 負荷も給気温度が高いほど大きくなった。ITE-R に関しては ICT 機器の吸込温度が約 34°C で消費電力が上限に達することから、再循環による昇温を加味して給気温度 33°C で ICT 負荷が上限となり、給気温度 36°C 時と同じ値となった。

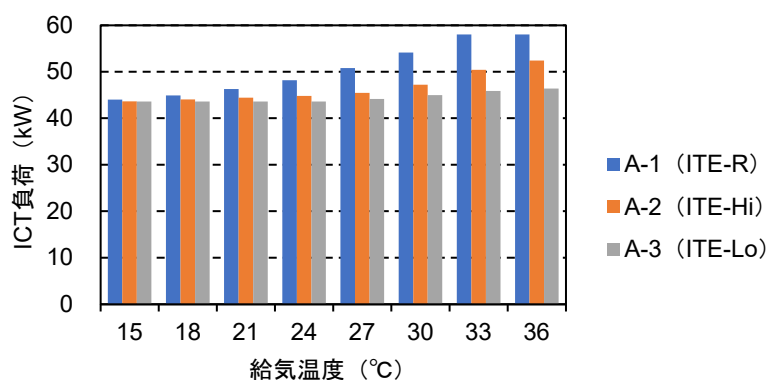


Figure 5-9 給気温度と ICT 負荷（解析条件 A）

次に、ICT 機器の年間消費電力量 (ΣE_i) と CRAC の年間消費電力量 (ΣE_c)、その合計であるトータルエネルギー消費量 (ΣE_{total}) を Figure 5-10 に示す。 ΣE_i の傾向は Figure 5-9 と同様である。 ΣE_c は、ITE-R は給気温度 24℃、ITE-Hi は給気温度 30℃を境に増減が逆転する。給気温度（還気の湿球温度）が高くなると、運転効率が向上し CRAC の消費電力は低減傾向になるが、ICT 負荷、すなわち冷房負荷は増加するため、そのトレードオフによりある給気温度で増減方向が逆転すると考えられる。ITE-Lo では ICT 負荷の増加が小さく、CRAC の運転効率向上の方が優位であったため、給気温度が高くなっても ΣE_c が上昇に転じることはなかった。本検討範囲では、ITE-R では給気温度 15℃、ITE-Hi では給気温度 24℃、ITE-Lo では給気温度 24℃の時、 ΣE_{total} が最小となった。

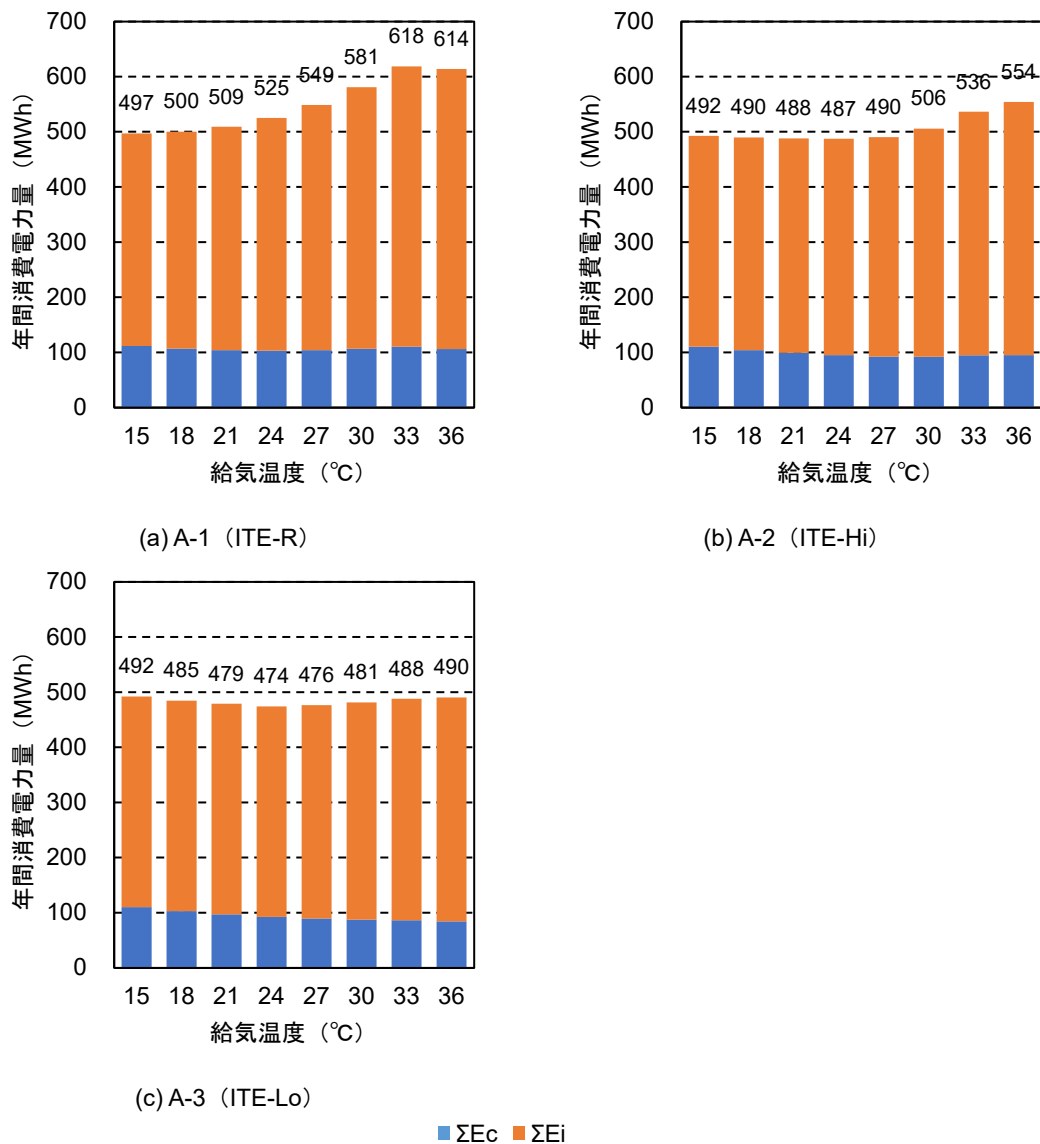


Figure 5-10 トータルエネルギー消費量（解析条件 A）

5.3.2 隣室の影響（解析条件 B）

(1) 隣室との熱の授受

隣室の影響を考察する上で、まず隣室との熱の授受の状況について確認する。Figure 5-11 に給気温度に対する ICT 負荷と外皮負荷（流入をプラスとする）を示す。隣室を二重床内 18℃、室内 27℃で運用する室と想定したことから、給気温度 18℃の時に外皮負荷がほぼゼロとなり、18℃未満の時には隣室から熱が流入し、18℃超の時には隣室に熱が流出した。ICT 負荷と外皮負荷の合算が解析対象室の冷房負荷となるため、18℃超の場合は冷房能力が ICT 負荷より小さくなった。熱の流出入を子細に確認するために、Figure 5-12 に模式図を示す。模式図の内壁では 2 面ある内壁を合算した数値を記載している。室全体でみると、Figure 5-11 に示した通り給気温度 21℃で流出に転じるが、二重床内では給気温度 27℃で流出に転じる。したがって、境界が完全断熱の場合（すなわち A-2）と比べ、給気温度 27℃までは下階の隣接室からの熱流入で、二重床内温度が高くなっていると予想される。

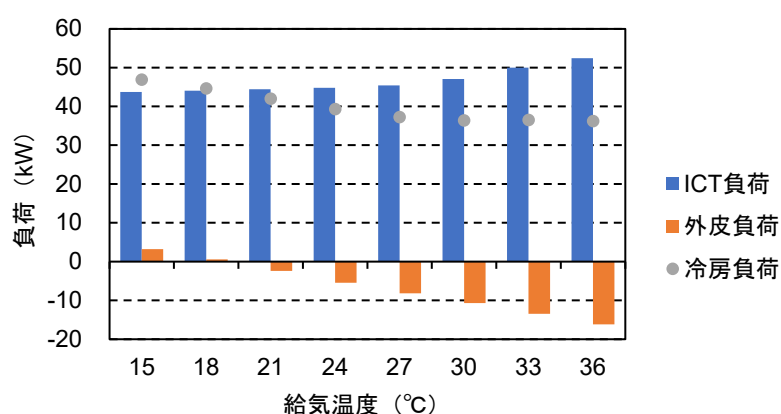


Figure 5-11 給気温度と ICT 負荷、外皮負荷（解析条件 B）

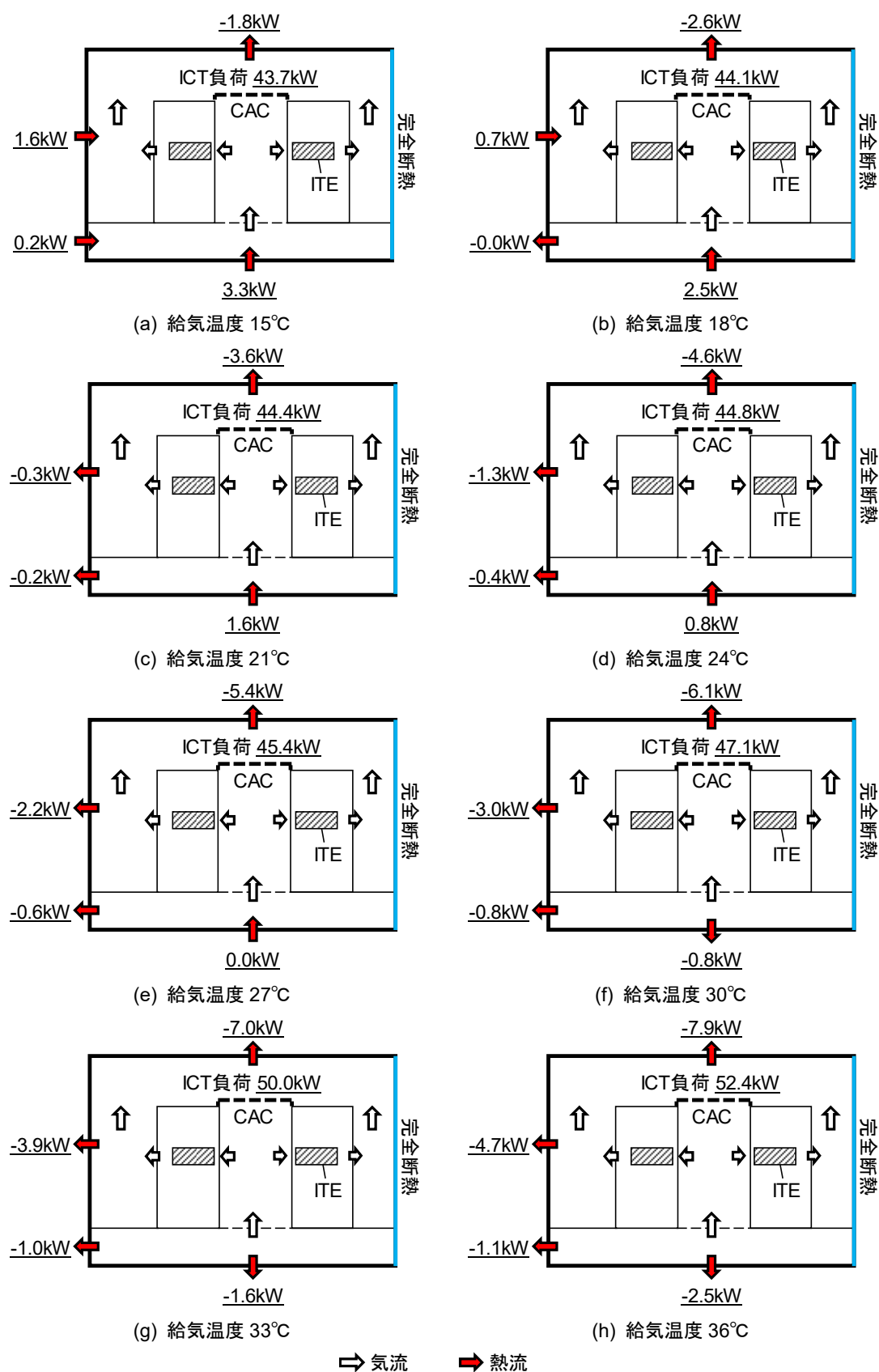


Figure 5-12 隣室との熱流の模式図（解析条件 B）

(2) 冷却性能の考察

給気温度に対する ICT 機器の吸込温度、吹出温度、及び還気温度を Figure 5-13 に示す。Figure 5-6 (b) の ITE-Hi の結果と比べて冷房能力が小さいため、給気温度が高いときの還気温度が低い傾向にあった。また、給気温度が高くなるほど、給気温度から吸込温度までの温度上昇が小さくなる傾向にあった。その傾向を詳細に確認するために、給気温度から吸込温度までの昇温をボックスプロットで表したものを Figure 5-14 に示す。給気温度が高くなるほど温度上昇が小さく、かつ吸込温度のばらつきも小さくなっている。Figure 5-7 (b) と比較すると、給気温度 24℃では境界が完全断熱の場合 (A-2) とほぼ等しい形状であるが、給気温度 24℃を境にして給気温度が低い側では A-2 と比べて温度上昇が大きくばらつきも大きくなる傾向にあり、給気温度が高い側では A-2 と比べて温度上昇とばらつきが小さくなる傾向にあった。特に、給気温度 36℃の場合には ICT 機器の吸込温度が給気温度より低いラックも見られた。これは、下階の隣接室への熱流出により給気が冷却された結果である。

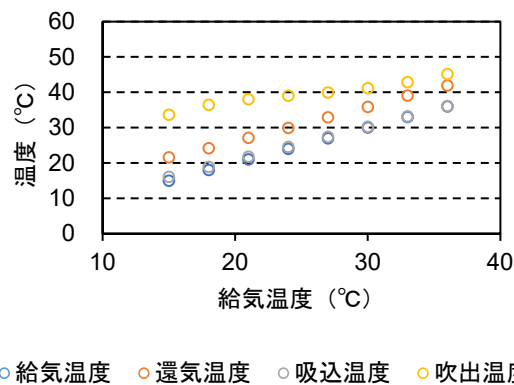


Figure 5-13 給気温度に対する各部温度 (解析条件 B)

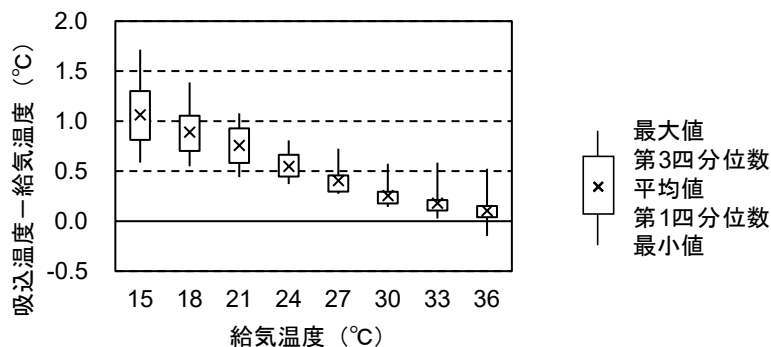


Figure 5-14 給気温度から吸込温度までの昇温 (解析条件 B)

(3) トータルエネルギー消費量の考察

Figure 5-15 に ICT 機器の年間消費電力量 (ΣE_i) と CRAC の年間消費電力量 (ΣE_c)、その合計であるトータルエネルギー消費量 (ΣE_{total}) を示す。給気温度が高くなるにつれ、CRAC の運転効率が向上することに加えて冷房能力も減少することから、 ΣE_c は減少傾向にあった。一方、 ΣE_i は上昇傾向であり、それらの合計の ΣE_{total} は給気温度 27°C で最小となった。

Figure 5-10 (b) で示した隣室を考慮しない場合の ITE-Hi の結果と比較し、熱が隣室に流出したことからトータルエネルギー消費量は小さくなる傾向にあった。また、トータルエネルギー消費量が最小となる給気温度は、隣室を考慮しない場合は 24°C であったが、隣室を考慮する場合は 27°C であった。

なお、給気温度を高くすると対象室の冷房負荷は低減するが、隣室の冷房負荷が増える。そのため、トライアルなどで一室のみ給気温度を緩和した場合には、隣室の消費電力が増加してしまっていないか注意を払う必要がある。また、収容する ICT 機器の仕様から給気温度が異なる室が隣接する場合には、場合によっては断熱材を施工するなどして、それぞれの室で独立して空調能力を確保することが信頼度設計上重要となる。

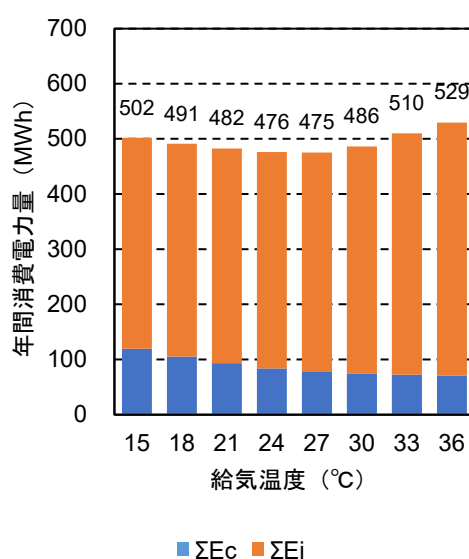


Figure 5-15 トータルエネルギー消費量（解析条件 B）

5.3.3 屋外の影響（解析条件 C）

(1) 屋外との熱の授受

外気温度との熱の授受による冷房能力の違いを、外気温度-10℃、5℃、20℃、35℃の場合で、それぞれ Figure 5-16、Figure 5-17、Figure 5-18、Figure 5-19 に図示する。熱流入をプラスとする。給気温度が高くなるほど、屋外への熱の放出量が多くなる、又は屋外からの熱の流入量が少なくなる傾向にあった。外気温度-10℃、5℃、20℃の時は全ての給気温度で屋外に熱が流出し、機械室内の冷房負荷は ICT 負荷より小さくなる。外気温度 35℃の時は給気温度 27℃と 30℃の間で流出入が逆転する。27℃以下の給気温度では屋外から熱が流入し、冷房能力は ICT 負荷以上となる。日本の外気温度を考えると 35℃を超えることは稀であり、外壁の断熱性能をあえて低くすることで、大半の時期で屋外への放熱による冷房負荷の低減効果が得られるといえる。

一般に、データセンターの外皮負荷は ICT 負荷と比べて小さく、外皮負荷と外気負荷を合わせても室内熱負荷の約 2%との報告もある [76]。今回、外気温度 35℃、給気温度 18℃（その時の還気温度は約 24℃）の場合、外皮負荷は約 1.1(kW)であり、ICT 負荷は 44.0(kW)に対して約 2.5%であった。そのため、オーダーは妥当であると考え。なお、外気負荷は本研究では考慮していないが、換気回数 0.1(回/h)を想定した場合の外気温度 35℃、給気温度 18℃における外気負荷は約 0.1(kW)であった。外皮負荷と外気負荷を合計すると ICT 負荷の約 2.7%となった。

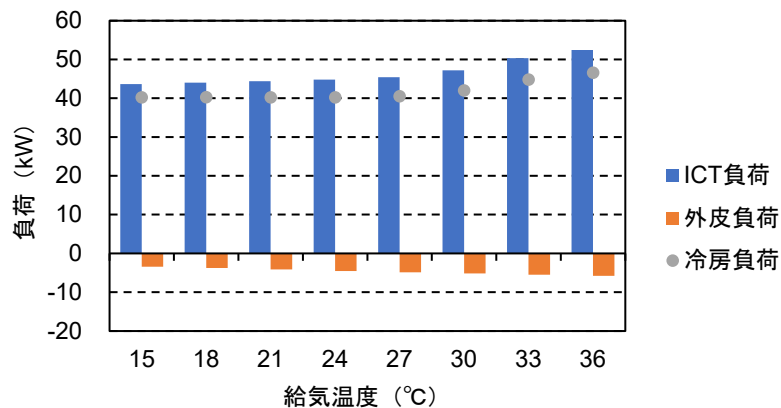


Figure 5-16 外気温度-10℃時の給気温度と ICT 負荷、外皮負荷（解析条件 C-1）

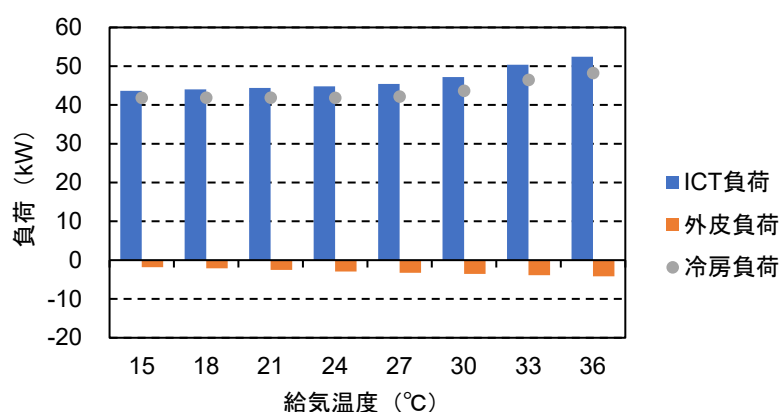


Figure 5-17 外気温度 5°C時の給気温度と ICT 負荷、外皮負荷 (解析条件 C-2)

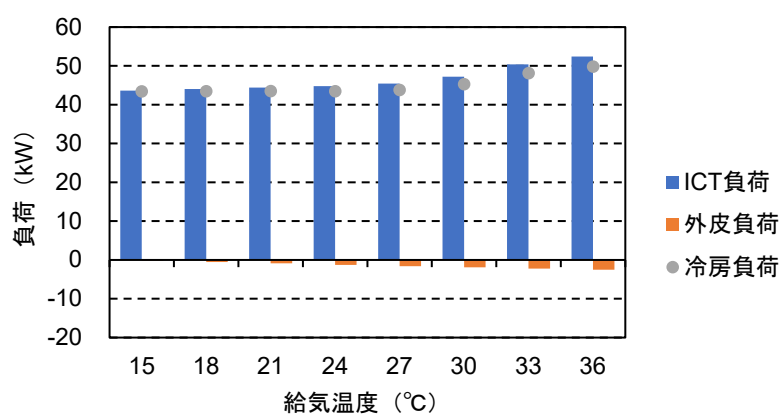


Figure 5-18 外気温度 20°C時の給気温度と ICT 負荷、外皮負荷 (解析条件 C-3)

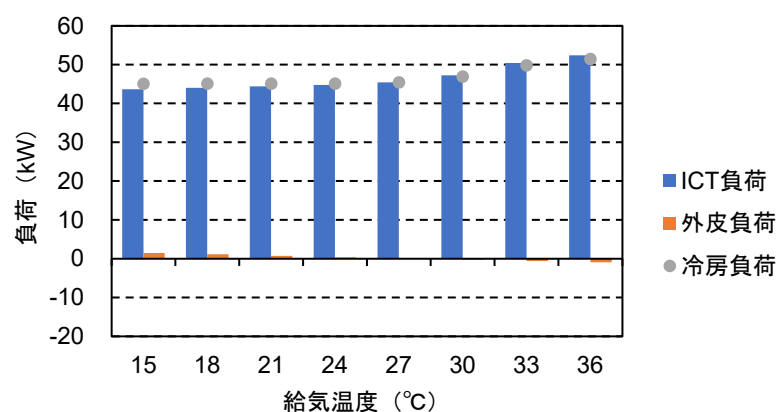


Figure 5-19 外気温度 35°C時の給気温度と ICT 負荷、外皮負荷 (解析条件 C-4)

(2) ICT 機器吸込温度への影響

CRAC 吹出口から ICT 機器の吸込口までの温度上昇を Figure 5-20 に示す。いずれの条件でも昇温は 1°C 未満であり、大きな違いはなかった。ただし、給気温度が高くなるほど外皮

負荷は小さくなる方向にあることから、昇温についても小さくなる傾向にあった。また、外気温度が高くなるほど、ばらつきは大きくなった。

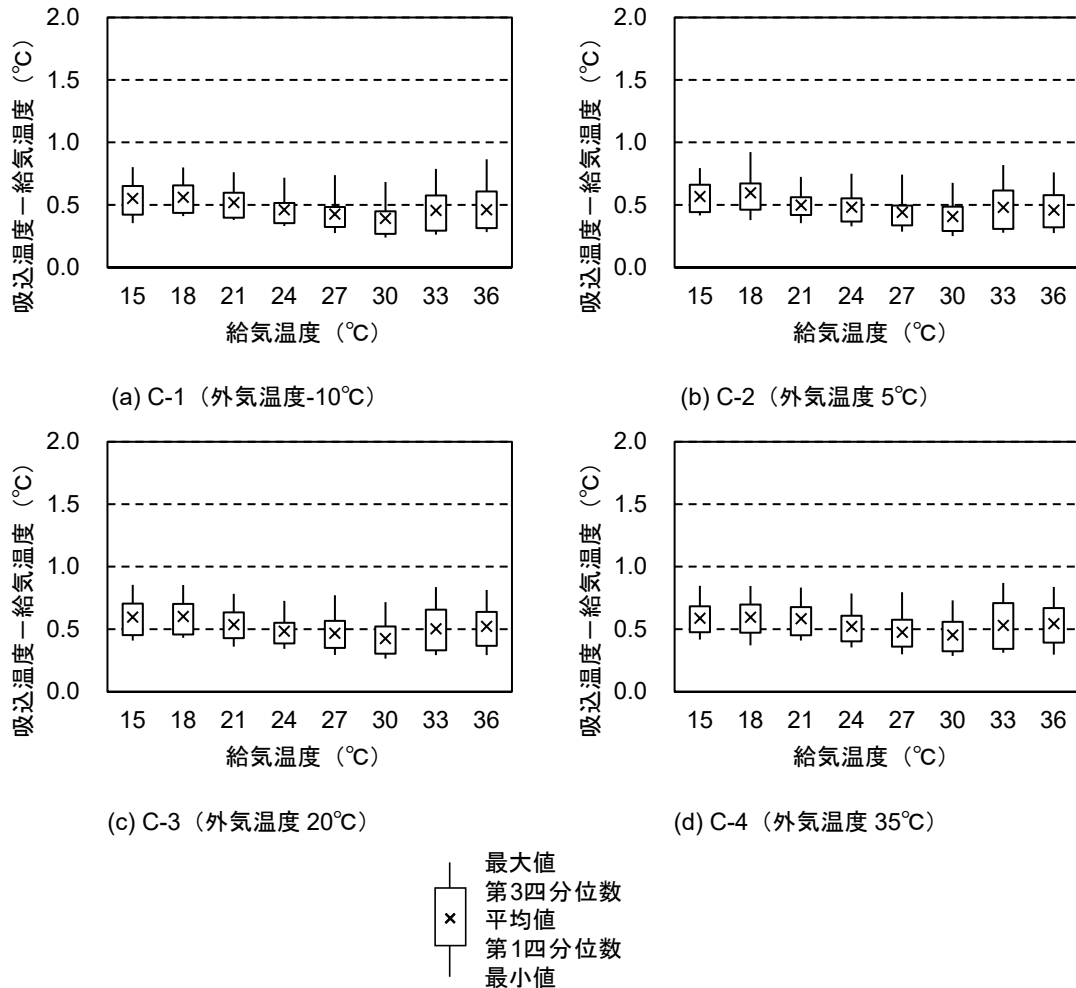


Figure 5-20 給気温度から吸込温度までの昇温（解析条件 C）

(3) 機械室内の消費電力の考察

Figure 5-21 に外気温度別の ICT 機器消費電力 (E_i) と空調消費電力 (E_c) の合計消費電力を示す。この結果から、給気温度が高くなるとトータルエネルギーは減少するが、給気温度 21~27°C 辺りで増加に転じることがわかる。この転換点が各外気温度の消費電力の最小値となる。消費電力が最小をとる給気温度は外気温度により異なり、外気温度が高くなるほど高くなることがわかった。

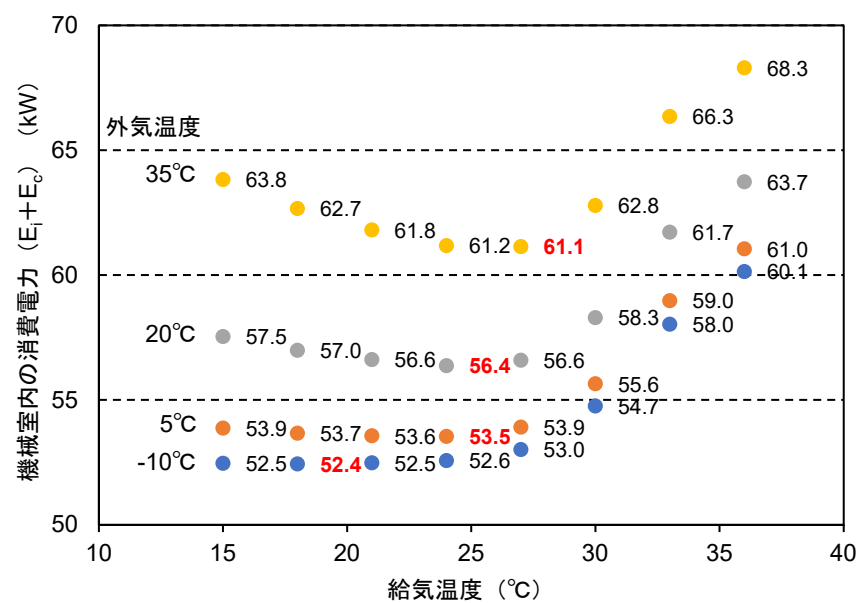


Figure 5-21 外気温度別の消費電力（赤字が最小）

5.3.4 給気温度の最適化

前項で、解析条件 C の結果から、外気温度によって最小の消費電力をとる最適な給気温度があることを示した。そこで、年間で給気温度を一定に固定する固定給気温度制御に対し、外気温度により給気温度を変更する可変給気温度制御を検討し、更なる省エネルギー化の可能性を検証する。Figure 5-21 で示した外気温度別の結果において、外気温度の間を最小二乗法で補間し表にまとめた (Table 5-2)。また、この結果を用いて東京における年間のトータルエネルギー消費量 (ΣE_{total}) を算出した結果を Figure 5-22 に示す。

前項で示した通り、外気温度が高いほど給気温度を高くすると最も消費電力が少なくなる。可変給気温度制御では、3℃刻みの給気温度のうち最も機械室内消費電力が小さいものを選択する方法とした。結果は、給気温度を 24℃に固定した場合と可変給気温度制御でほぼ同等のトータルエネルギー消費量であった。これは、東京の外気温度の大半を占める 5～30℃の範囲で給気温度 24℃の場合に消費電力が最低になるためであり、可変給気温度制御でそれ以外の外気温度に対応して給気温度を変化させても省エネルギー効果が小さいためであった。給気温度 24℃固定と比較した可変給気温度制御の省エネルギー効果は 61(kWh/年)であった。

Table 5-2 外気温度別、給気温度別の機械室内消費電力

給気温度 (°C)	外気温度 (°C)										
	-15	-10	-5	0	5	10	15	20	25	30	35
15	52.6	52.5	52.7	53.1	53.9	54.8	56.1	57.5	59.4	61.5	63.8
18	<u>52.6</u>	<u>52.4</u>	<u>52.6</u>	53.0	53.7	54.5	55.6	57.0	58.6	60.5	62.7
21	52.6	52.5	52.6	<u>53.0</u>	53.6	54.3	55.4	56.6	58.1	59.8	61.8
24	52.7	52.6	52.7	<u>53.0</u>	<u>53.5</u>	<u>54.3</u>	<u>55.2</u>	<u>56.4</u>	<u>57.8</u>	<u>59.4</u>	61.2
27	53.1	53.0	53.1	53.4	53.9	54.6	55.5	56.6	57.9	59.4	<u>61.1</u>
30	54.9	54.7	54.8	55.1	55.6	56.3	57.2	58.3	59.6	61.1	62.8
33	58.1	58.0	58.1	58.4	59.0	59.7	60.6	61.7	63.1	64.6	66.3
36	60.3	60.1	60.2	60.5	61.0	61.7	62.6	63.7	65.1	66.6	68.3
可変給気温度制御	<u>52.6</u>	<u>52.4</u>	<u>52.6</u>	<u>53.0</u>	<u>53.5</u>	<u>54.3</u>	<u>55.2</u>	<u>56.4</u>	<u>57.8</u>	<u>59.4</u>	<u>61.1</u>

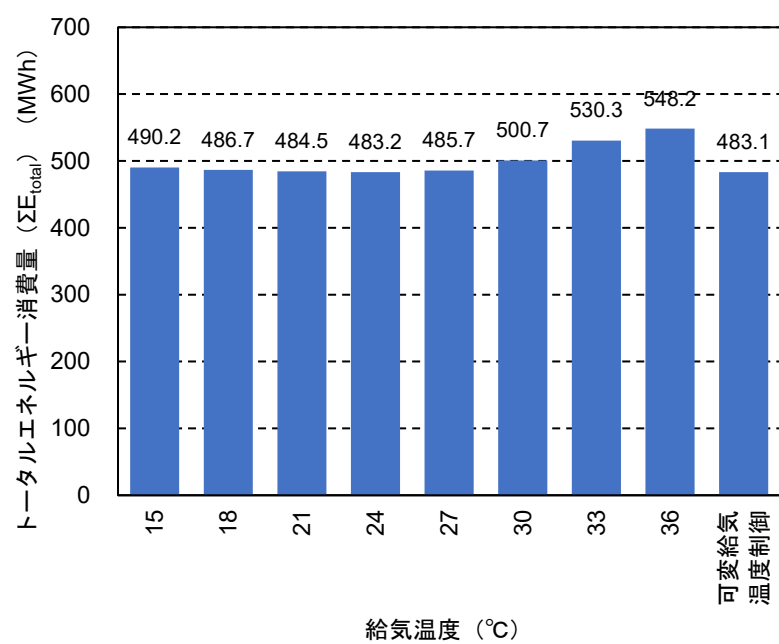


Figure 5-22 外皮負荷を考慮した場合のトータルエネルギー消費量と可変給気温度制御の効果

5.4 第5章のまとめ

本章では、第4章で得られた知見である ICT 機器のバリエーションと外皮負荷が機械室全体のエネルギー消費特性に影響を与える可能性について検証した。第3章でチューニング済みの CFD モデルに ICT 機器の特性及び隣接空間との境界条件を組み込み、給気温度ごとの解析を行うことで解析を進めた。ICT 機器のバラエティについては、第4章で特性を把握した汎用 1U サーバーと、ASHRAE が報告した Class A2 の ICT 機器の特性から 2 種類の ICT 機器特性を作成し、計 3 種類の特性を対象とした。隣接空間の境界条件は、一般的なデータセンターの内壁や外壁、屋上を想定して設定した。

ICT 機器の特性の違いによる影響に関しては、それぞれの ICT 機器でトータルエネルギー消費量を最小化する給気温度が異なることを示した。ICT 機器の吸込温度と消費電力の関係が異なること、それに伴い冷房能力が異なってくることが主な影響であるが、冷却性能の考察から、ICT 機器風量が大いほど給気温度から ICT 機器の吸込温度までの昇温が大きく、つまり再循環風量が多くなることも影響していることを示した。

次に、ICT 機器の吸込温度の変更に伴って変わる隣接空間との熱の流出入量が、機械室の冷却性能並びに機械室の消費エネルギーに与える影響を検討した。内壁を介して隣室と接する場合には、給気温度 18℃、還気温度（室内温度）27℃の隣室であると仮定し、対象室の給気温度を変化させた際の熱の授受による影響を検討した。その結果、給気温度 18～21℃で流出が逆転し、給気温度 21℃以上では隣室に熱が流出し、給気温度が高くなるほど流出量が増加することがわかった。したがって、完全断熱を仮定した場合と比較し対象室内の冷房負荷が小さくなるため、境界条件を考慮しない場合と比べてトータルエネルギー消費量は小さくなり、トータルエネルギー消費量が最小となる給気温度についても、24℃から 27℃に上がった。また、一般的な機械室の外壁を想定した検討結果から、トータルエネルギー消費量が最小となる給気温度が存在することを確認した。また、外気温度別に ICT 機器と空調機の消費電力を確認すると、外気温度が高いほど消費エネルギーが最小となる給気温度が高くなることを示した。具体的には、外気温度-15℃で給気温度 18℃が最小、外気温度 35℃で給気温度 27℃が最小となった。そこで、年間で給気温度を一定に保つ通常の制御（固定給気温度制御）に対し、給気温度を可変とする制御（可変給気温度制御）を提案し、その省エネルギー効果を確認した。結果としては、トータルエネルギー消費量が最低となる給気温度（本検討では 24℃）に固定した固定給気温度制御に対して、年間で 61(kWh/年)（東京）とわずかな効果しか得られなかったものの、新たな高効率空調制御手法の可能性を提示することができた。

第6章 結論

6.1 本研究の総括

本研究では、データセンターの空調システムの高効率化や省エネルギー化に関し、既往の研究が多く存在し既に高い水準に達している空調設備の高性能化や自然エネルギー利用、高効率な空調気流方式の開発とは異なる手段でデータセンターの省エネルギー化という課題にアプローチした。そして、今後のデータセンターの設計や運用に関する新たな知見を得ることを目的とし論を進めた。

第1章「序論」では、本研究の背景を記した。本研究の対象施設であるデータセンター及びその空調システムを取り巻く動向を述べるとともに、データセンターの省エネルギー化の意義を示した。また、ICT機器の省エネルギー化、空調設備の高効率化、空調気流効率向上に関する既往の取組みや研究を挙げ、新たに取り組むべき研究課題として、効率的かつ安定的な空調気流の実現、新たな吸排分離の模索、データセンター全体の消費エネルギーの適正化を挙げた。

第2章「ラック周辺の気流検討」では、効率的かつ安定的な空調気流の実現に向け、データセンターの冷却性能を悪化させる ICT 機器の高温排気の給気口への再循環量と、ICT 機器の冷却に寄与せず空調機に還気するショートサーキット量を最小化するための検討を行った。サーバーラック周りの換気回路網解析モデルを作成し、風量関係の変動に伴う ICT 機器の冷却特性の挙動を数値計算で予測する手法を確立した。解析によってラック内で再循環とショートサーキットが同時に発生して環境悪化を引き起こす現象を確認するとともに、再循環量とショートサーキット量を最小化する条件の存在を示した。効率的かつ安定的な空調気流を実現するためには、ラックの気流改善対策（ブランクパネル）を実施した状態でも ICT 機器の要求風量の 1.1 倍程度の給気量が必要であることを示した。

第3章「CFD 解析の高精度化と高断熱化による吸排分離」では、冷却性能の改善並びにエネルギー削減を目的とし、CFD（Computational Fluid Dynamics）モデルを用いて従来の物理的な気流分離とは異なる新たな吸排分離の模索を試みた。最小限の要素で CFD モデルを構築し、その要素の設定だけでフィッティングしようとする、設定が理論値ないし現実の値から大きく外れる可能性があることから、本研究の CFD モデルには、障害物や各部の隙間、さらに既往の研究では取り上げられていない構成要素の熱貫流を取り上げた。多要素を検討する必要があることから、実験計画法（Design of Experiments、DOE）を用いた効率的なパラメータチューニングの適用を提案して予測精度を高めた。さらに、チューニング後の CFD モデルを用いて二重床固定パネルなどの高断熱化の効果を定量化し、給気量を 10% 削減しても断熱性能を向上する前と同等の冷却性能を維持できることを明らかにした。断

熱性能の向上による熱貫流の減少は、区画された空間の熱移動を抑えることから、気流分離とは異なるアプローチの吸排分離といえる。構成部材の断熱性能の向上は、データセンターの高発熱化という課題に対する解決策の一つとなる可能性を提示した。

第4章「ICT機器の特性がデータセンターに与える影響」では、データセンター全体の消費エネルギーの適正化を目的として、簡易に機械室の温度分布を予測する手法を提案した。内蔵ファン回転数が可変のICT機器の特性を明らかにし、提案した予測手法を用いて機械室のトータルエネルギー消費量の最適点を探る方法を示した。予測の結果、従来、空調効率向上の手段として推奨されてきた給気温度の高温化は、空調システムの省エネルギー化には効果があるが、必ずしもICT機器の消費電力を含めた機械室全体の省エネルギー化に寄与するわけではないことを確認した。さらに、予測結果の考察から機械室全体の消費エネルギーの検討には、外皮負荷や実装されるICT機器特性の正しい把握が重要となる可能性を示唆した。

第5章「データセンターの給気温度の最適化に向けた検討」では、第4章で得られた知見である、ICT機器のバリエーションと外皮負荷を機械室のトータルエネルギー消費量の検討に考慮した。検討には第3章でチューニング済みのCFDモデルを用い、CFDにICT機器の特性を組み込んでICT機器の特性の違いによる影響を把握した。結果から、想定するICT機器の特性によってトータルエネルギー消費量を最小化する給気温度が異なることを示した。また、ICT機器の吸込温度の変更に伴って変わる隣接空間との熱の流出入量が、機械室の冷却性能並びに機械室の消費エネルギーに与える影響を検討した。一般的な機械室の外壁を想定した検討結果から、外気温度が高いほど消費エネルギーが最小となる給気温度が高いことを示した。そこで、年間で給気温度を一定に保つ通常の制御（固定給気温度制御）に対し、給気温度を可変とする制御（可変給気温度制御）の省エネルギー効果を確認した。結果としては、トータルエネルギー消費量が最低となる給気温度に固定した固定給気温度制御に対して、わずかな効果しか得られなかったものの、新たな高効率空調制御手法の一つを提示することができた。

6.2 今後の課題と展望

本研究で得られた今後の課題と展望に関する知見を以下に示す。

ラック毎の機器冷却特性の評価指標

第2章でラック周囲の気流について検証し、ICT機器の需要風量に対して1.1~1.2倍の給気量を供給することで効率的かつ安定的な空調気流が得られることを確認した。実際のデータセンターでは数多くのラックが配置され、そのそれぞれのラックに対して適正な給気量を確保する必要がある。本研究で用いた羽山らの機器冷却特性 [58]、Tozerらの気流評価指標 [71] [73]は、いずれも機械室の平均温度を用いた集中定数モデルであり、条件の異なる複数の機械室を横並びに比較評価するのに適する。これらのモデルを発展させ、各々のラックで適正な冷却性能を確保できているかどうかを評価可能な指標が求められる。

CFD解析の簡略化

第3章では、CFD解析の予測精度向上に実験計画法（Design of Experiment、DOE）を用いた。ここでは、要素を考慮すべきか否かの観点から因子を検討しており、例えば、「障害物」のうち二重床架台と気流ガイド、配管・ケーブル類などのそれぞれの結果への影響度までは確認していない。どの構成部材の「熱貫流」の影響が大きいかについても同様である。しかし、実務を考慮するとモデル作成も解析も短時間で完了することが求められることから、CFDモデルの簡略化が必須であるといえる。二重床内の障害物を体積圧力損失に代替したり（木村ら [55]）、気流ガイドを空調機吹出口の風向で代替したりといったモデルの簡略化や、シャイニン・メソッドを活用したモデル化要素の削減が望ましい。シャイニン・メソッドは直交表と比べ少ない回数で、因子の主効果を推定することができ、また、必要に応じて任意の相互作用について逐次調査が可能であるという特徴を持つ。すなわち、主効果の大きい「障害物」をモデル化し、残りの「障害物」についてはモデル化する「障害物」との相互作用が小さいことを確認したうえでモデルから省くことで、簡略かつロバスト性の高いCFDモデルの作成が可能であると考えられる。

機械室内の熱貫流を組み込んだ評価指標

第3章で予測精度向上後のCFDモデルを用い、機械室内の構成部材（二重床固定パネル、ラック筐体、アイルコンテインメント、ブランクパネル）の断熱性能向上による冷却性能の向上効果を定量化した。従来の評価指標は機械室内の熱の移動は気流によってのみ生じる前提ではあるものの、熱貫流による熱移動も評価結果に含まれる。気流と熱貫流を分離して評価可能な指標を開発することで、機械室の冷却性能改善策として、高気密化を採るのが効果的か、高断熱化を採るのが効率的かの検討が容易となる。

ICT 機器の特性を考慮した省エネルギー施策

第4章では、ICT 機器の吸込温度が上昇することで、ICT 機器の冷却ファン風量と消費電力が増加し、データセンターの冷却性能や消費エネルギー特性に影響を与える影響を把握した。その結果を受け、第5章では、機械室のトータルエネルギー消費量（ここでは、ICT 機器と空調機の消費電力量）を最小化する給気温度があること、また、その給気温度は、実装される ICT 機器の特性や、熱貫流による熱の流出入がなされる隣接空間との境界条件により異なることを示した。これらの事象を考慮し適切な給気温度を選択することは、データセンターの設計段階や運用段階における省エネルギー化に向けた取り組みとして、効果を発揮することになると考えている。

一方、実用に向けて以下の課題が残る。

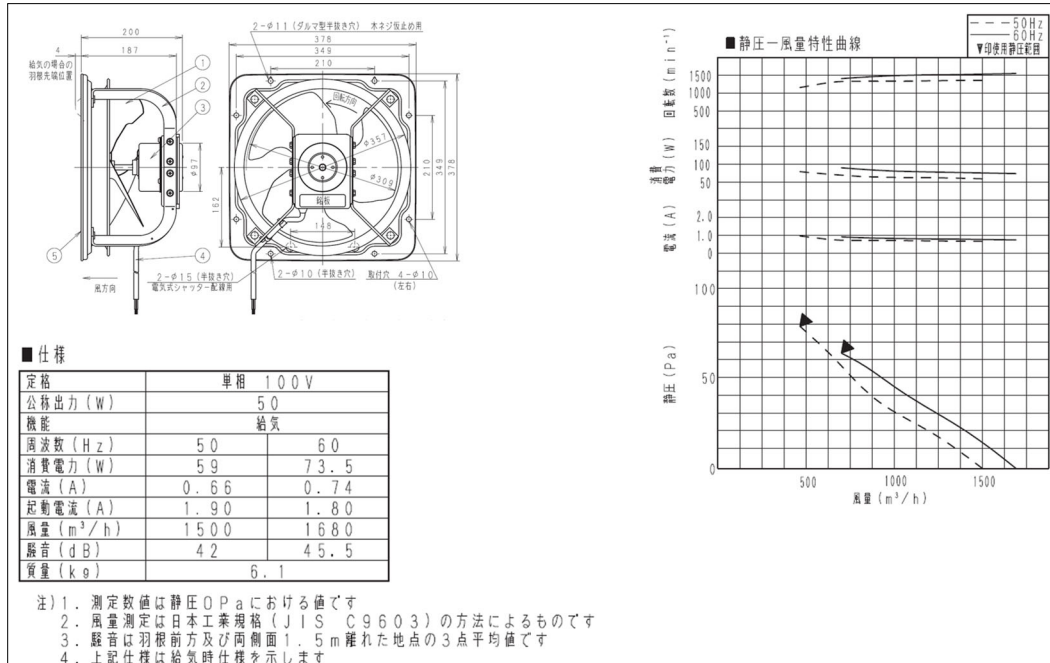
- (a) 与条件として、ICT 機器の特性と空調機の特性が必要となる。特に、ICT 機器の特性については、入手困難であることが予想される。その場合、ASHRAE などの公開情報を用いることになるが、現場ごとに妥当性は確認されるべきである。
- (b) 第5章の試算では CFD 解析を用いたが、CFD モデルの構築から複数の解析をこなすまで、多くの稼働がかかる。なお、CFD 解析の精度向上については、第3章に手法を示した。
- (c) CFD 解析では壁関数を用いた自動計算で室内の表面熱伝達率 α_i を求め、熱の流出入量を求めることができた。しかし、CFD 解析を用いない場合、表面熱伝達率を設定する必要があるが、床、壁、天井で異なる他、二重床内、室内で異なることが予想される上、さらにホットアイル側に存在する壁面では ICT 機器の排気が直接当たるか否かも大きな変動要因であると考えられる。簡便な試算に向けて、それぞれの面における妥当な表面熱伝達率を検討する必要がある。
- (d) 隣接空間との熱の授受がある場合、室内の冷却性能に影響がある。二重床内での熱の授受は ICT 機器の吸込温度に直接影響するが、室内での熱の授受は空調機の還気温度に直接影響するだけでなく、再循環気流や室内から二重床内に誘引される気流の温度が変わることで、ICT 機器の吸込温度に間接的に影響すると考えられる。簡便な数値計算でこの現象を再現する場合、集中定数モデルのどの節点に熱の授受を加えるかの検討が必要となる。

付録

付録 1 実大実測で使用した排気ファンとサーバー内蔵ファンの性能

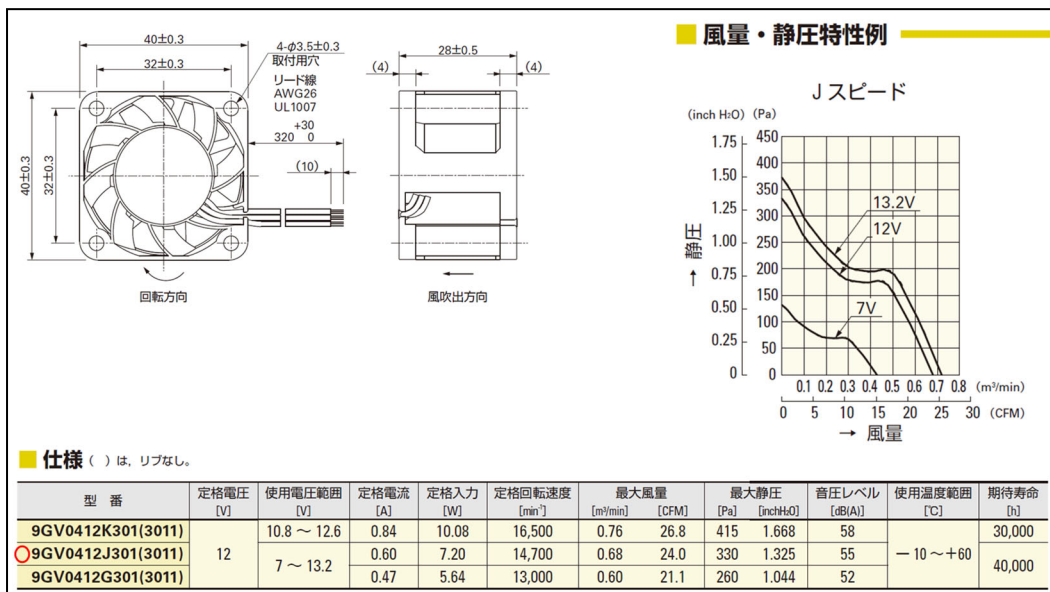
1) 排気ファン

パナソニックエコシステムズ(株), FY-30GSU3(給気時), 50Hz



2) サーバー内蔵ファン

山洋電気(株), 9GV0412J301, 12V



付録 2 換気回路網解析の風量算出手順

式導入の便宜上、2.2.4 節の手順(d)と基準とする風向が異なっている箇所があるため、注意が必要である。また、以下の記号名称は省略する。

(1) 排気ファンの制御後の P-Q 特性曲線、及び制御後排気ファン風量の決定

排気ファンの P-Q 特性曲線上から複数点を抽出し、(2-9)式、(2-10)式を用いて制御後の点を導く。それらの点に最小二乗法を適用し、排気ファンの制御後の P-Q 特性曲線である(2-13)式を算出する。

$$P_{fan2} = aV_{fan2}^2 + bV_{fan2} + c \quad \dots(2-13)式$$

二分法に基づき、 V_{fan2} を決定、(2-13)式から P_{fan2} を得る。

(2) 節点 n_{d1}

節点 n_{d1} から節点 o_2 へは必ず排気ファンを通り、逆流はないものとする。その時、 $V_{nd1,o2}$ は次のように表すことができる。

$$V_{nd1,o2} = V_{fan2}$$

経路 $n_{d1}-o_2$ において、ベルヌーイの定理を示す(2-2)式を適用し、次の式を導き、整理すると、 P_{nd1} を得られる。

$$P_{nd1} + \frac{\rho}{2}v_{nd1}^2 + P_{fan2} = P_{o2} + \frac{\rho}{2}v_{o2}^2 + P_{\rho n_{d1},o2} + \Delta P_r$$

$$P_{nd1} = P_{o2} + P_{\rho n_{d1},o2} - P_{fan2} + \frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{A_{o2}^2} - \frac{1}{A_{nd1}^2} + \zeta_{an_{d1},o2} \right) V_{fan2}^2$$

節点 n_{d1} の側部漏気経路を通る風量 $V_{\gamma nd1,o1}$ は、両側部に同様の経路が 2 つあるため、並列合成と考え、一方の漏気経路 $n_{d1}-o_1$ に(2-2)式を適用して求めた風量を 2 倍して求める。

$$P_{nd1} + \frac{\rho}{2}v_{\gamma nd1}^2 = P_{o1} + \frac{\rho}{2}v_{\gamma o1}^2 + \Delta P_r$$

$$V_{\gamma nd1,o1} = 2 \times \frac{\text{sign}(P_{nd1} - P_{o1})|P_{nd1} - P_{o1}|^{1/2}}{\sqrt{\frac{\rho}{2} \left| \frac{1}{A_{o1}^2} - \frac{1}{A_{nd1}^2} + \zeta_a \right|}}$$

ここで、

$$P_{nd1} - P_{o1} \geq 0 \text{ のとき、} \zeta_a = \zeta_{a\gamma n_{d1},o1}$$

$$P_{nd1} - P_{o1} < 0 \text{ のとき、} \zeta_a = -\zeta_{a\gamma o1,n_{d1}}$$

節点 n_{d1} において節点方程式を示す(2-8)式を適用し、 $V_{nd1,ndm1}$ を得る。

$$\Sigma V_{nd1} = V_{nd1,o2} + V_{\gamma nd1,o1} + V_{nd1,ndm1} = 0$$

$$V_{nd1,ndm1} = -(V_{nd1,o2} + V_{\gamma nd1,o1})$$

(3) 節点 n_{dmi}

$$V_{n_{dmi}, n_{dmi-1}} = -V_{n_{dmi-1}, n_{dmi}}$$

ただし、

$$i = 1 \text{ のとき、 } V_{n_{dm1}, n_{d1}} = -V_{n_{d1}, n_{dm1}}$$

$$i = 19 \text{ のとき、 } V_{n_{dm19}, n_{d2}} = -V_{n_{d2}, n_{dm19}}$$

経路 $n_{dmi} \sim n_{dmi-1}$ に(2-2)式を適用し、 $P_{n_{dmi}}$ を得る。

$$P_{n_{dmi}} + \frac{\rho}{2} v_{n_{dmi}}^2 = P_{n_{dmi-1}} + \frac{\rho}{2} v_{n_{dmi-1}}^2 + P_{\rho n_{dmi}, n_{dmi-1}} + \Delta P_r$$

$$P_{n_{dmi}} = P_{n_{dmi-1}} + P_{\rho n_{dmi}, n_{dmi-1}} + \Delta P_r + \frac{\rho}{2} \left\{ \left(\frac{V_{n_{dmi-1}, n_{dmi-2}}}{A_{n_{dmi-1}}} \right)^2 - \left(\frac{V_{n_{dmi}, n_{dmi-1}}}{A_{n_{dmi}}} \right)^2 \right\}$$

ただし、

$$i = 3 \sim 18, 21 \sim 36 \text{ のとき、 } \Delta P_r = 0$$

$i = 1$ のとき、

$$P_{n_{dm1}} = P_{n_{d1}} + P_{\rho n_{dm1}, n_{d1}} + \frac{\rho}{2} \left\{ \left(\frac{V_{n_{d1}, o_2}}{A_{n_{d1}}} \right)^2 - \left(\frac{1}{A_{n_{dm1}}^2} - \zeta_{an_{dm1}, n_{d1}} \right) V_{n_{dm1}, n_{d1}}^2 \right\}$$

ここで、

$$V_{n_{dm1}, n_{d1}} \geq 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = \zeta_{an_{dm1}, n_{d1}}$$

$$V_{n_{dm1}, n_{d1}} < 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = -\zeta_{an_{d1}, n_{dm1}}$$

$i = 2$ のとき、

$$P_{n_{dm2}} = P_{n_{dm1}} + P_{\rho n_{dm2}, n_{dm1}} + \frac{\rho}{2} \left\{ \left(\frac{V_{n_{dm1}, n_{d1}}}{A_{n_{dm1}}} \right)^2 - \left(\frac{V_{n_{dm2}, n_{dm1}}}{A_{n_{dm2}}} \right)^2 \right\}$$

$i = 19$ のとき、

$$P_{n_{dm19}} = P_{n_{d2}} + P_{\rho n_{dm19}, n_{d2}} + \frac{\rho}{2} \left\{ \left(\frac{V_{n_{d2}, n_{dm18}}}{A_{n_{d2}}} \right)^2 - \left(\frac{1}{A_{n_{dm19}}^2} - \zeta_a \right) V_{n_{dm19}, n_{d2}}^2 \right\}$$

ここで、

$$V_{n_{dm19}, n_{d2}} \geq 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = \zeta_{an_{dm19}, n_{d2}}$$

$$V_{n_{dm19}, n_{d2}} < 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = -\zeta_{an_{d2}, n_{dm19}}$$

$i = 20$ のとき、

$$P_{n_{dm20}} = P_{n_{dm19}} + P_{\rho n_{dm20}, n_{dm19}} + \frac{\rho}{2} \left\{ \left(\frac{V_{n_{dm19}, n_{d2}}}{A_{n_{dm19}}} \right)^2 - \left(\frac{V_{n_{dm20}, n_{dm19}}}{A_{n_{dm20}}} \right)^2 \right\}$$

経路 $n_{0mi} \sim n_{dmi}$ では全ての風量が必ずサーバー内蔵ファンを通り、逆流はないものとする
と各段の機器で次の式が成り立つ。

$$V_{n_{0mi}, n_{dmi}} = V_{mfan}$$

また、次の式が成立するものとする。

$$P_{n_{omi}} = P_{o_1}$$

サーバー内蔵ファンの P-Q 特性曲線を最小二乗法で二次関数に近似し、次の式を得る。

経路 n_{0mi} - n_{dmi} に(2-2)式を適用して求めた次式と連立して V_{mfan} を得る。

$$\begin{cases} P_{mfan} = dV_{mfan}^2 + eV_{mfan} + f \\ P_{n_{omi}} + \frac{\rho}{2}v_{n_{omi}}^2 + P_{mfan} = P_{n_{dmi}} + \frac{\rho}{2}v_{n_{dmi}}^2 + \Delta P_r \end{cases}$$

$$V_{mfan} = \frac{e + \sqrt{e^2 - 4\left(\frac{\rho}{2}\zeta_a - d\right)(P_{n_{dmi}} - P_{n_{omi}} - f)}}{2\left(\frac{\rho}{2}\zeta_a - d\right)} \geq 0$$

ここで、

$$\zeta_a = \zeta_{an_{omi},n_{dmi}}$$

従って、節点 n_{dmi} にサーバーを通過し流入する風量は、節点 n_{dmi} からの視点を以って次のように表せる。

$$V_{n_{dmi},n_{omi}} = -V_{n_{omi},n_{dmi}} = -V_{mfan}$$

漏気経路 n_{dmi} - n_{0mi} に(2-2)式を適用して求めた風量を 2 倍し、 $V_{\gamma n_{dmi},n_{0mi}}$ を求める。

$$P_{n_{dmi}} + \frac{\rho}{2}v_{\gamma n_{dmi}}^2 = P_{n_{omi}} + \frac{\rho}{2}v_{\gamma n_{omi}}^2 + \Delta P_r$$

$$V_{\gamma n_{dmi},n_{omi}} = 2 \times \frac{\text{sign}(P_{n_{dmi}} - P_{n_{omi}})|P_{n_{dmi}} - P_{n_{omi}}|^{1/2}}{\sqrt{\frac{\rho}{2}\left|\frac{1}{A_{n_{omi}}^2} - \frac{1}{A_{n_{dmi}}^2} + \zeta_a\right|}}$$

ここで、

$$P_{n_{dmi}} - P_{n_{omi}} \geq 0 \text{ のとき、} \zeta_a = \zeta_{a\gamma n_{dmi},n_{omi}}$$

$$P_{n_{dmi}} - P_{n_{omi}} < 0 \text{ のとき、} \zeta_a = -\zeta_{a\gamma n_{omi},n_{dmi}}$$

節点 n_{dmi} において(2-8)式を適用し、得た式を整理し $V_{n_{dmi},n_{dmi+1}}$ を得る。

$$\Sigma V_{n_{dmi}} = V_{n_{dmi},n_{dmi-1}} + V_{n_{dmi},n_{omi}} + V_{\gamma n_{dmi},n_{omi}} + V_{n_{dmi},n_{dmi+1}} = 0$$

$$V_{n_{dmi},n_{dmi+1}} = -(V_{n_{dmi},n_{dmi-1}} + V_{n_{dmi},n_{omi}} + V_{\gamma n_{dmi},n_{omi}})$$

ただし、

$$i = 1 \text{ のとき、} V_{n_{dm1},n_{dm2}} = -(V_{n_{dm1},n_{d1}} + V_{n_{dm1},n_{om1}} + V_{\gamma n_{dm1},n_{om1}})$$

$$\begin{aligned} i = 18 \text{ のとき、} V_{n_{dm18},n_{d2}} \\ = -(V_{n_{dm18},n_{dm17}} + V_{n_{dm18},n_{om18}} + V_{\gamma n_{dm18},n_{om18}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i = 19 \text{ のとき、} V_{n_{dm19},n_{dm20}} \\ = -(V_{n_{dm19},n_{d2}} + V_{n_{dm19},n_{om19}} + V_{\gamma n_{dm19},n_{om19}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} i = 36 \text{ のとき、} V_{n_{dm36},n_{d3}} \\ = -(V_{n_{dm36},n_{dm35}} + V_{n_{dm36},n_{om36}} + V_{\gamma n_{dm36},n_{om36}}) \end{aligned}$$

(4) 節点 n_{d2}

$$V_{n_{d2}, n_{dm18}} = -V_{n_{dm18}, n_{d2}}$$

経路 n_{d2} - n_{dm18} で(2-2)式を適用して得た次式を整理し、 P_{nd2} を求める。

$$P_{n_{d2}} + \frac{\rho}{2} v_{n_{d2}}^2 = P_{n_{dm18}} + \frac{\rho}{2} v_{n_{dm18}}^2 + P_{\rho n_{d2}, n_{dm18}} + \Delta P_r$$

$$P_{n_{d2}} = P_{n_{dm18}} + P_{\rho n_{d2}, n_{dm18}} + \frac{\rho}{2} \left\{ \left(\frac{V_{n_{dm18}, n_{dm17}}}{A_{n_{dm18}}} \right)^2 - \left(\frac{1}{A_{n_{d2}}^2} - \zeta_a \right) V_{n_{d2}, n_{dm18}}^2 \right\}$$

ここで、

$$V_{n_{d2}, n_{dm18}} \geq 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = \zeta_{an_{d2}, n_{dm18}}$$

$$V_{n_{d2}, n_{dm18}} < 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = -\zeta_{an_{dm18}, n_{d2}}$$

漏気経路 n_{d2} - o_1 に(4-2)式を適用して求めた風量を2倍し、 $V_{\gamma nd2, o1}$ を求める。

$$P_{n_{d2}} + \frac{\rho}{2} v_{\gamma n_{d2}}^2 = P_{o_1} + \frac{\rho}{2} v_{\gamma o_1}^2 + \Delta P_r$$

$$V_{\gamma n_{d2}, o_1} = 2 \times \frac{\text{sign}(P_{n_{d2}} - P_{o_1}) |P_{n_{d2}} - P_{o_1}|^{1/2}}{\sqrt{\frac{\rho}{2} \left| \frac{1}{A_{o_1}^2} - \frac{1}{A_{n_{d2}}^2} + \zeta_a \right|}}$$

ここで、

$$P_{n_{d2}} - P_{o_1} \geq 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = \zeta_{a\gamma n_{d2}, o_1}$$

$$P_{n_{d2}} - P_{o_1} < 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = -\zeta_{a\gamma o_1, n_{d2}}$$

節点 n_{d2} において(2-8)式を適用し、得た式を整理すると $V_{nd2, ndm19}$ が得られる。

$$\Sigma V_{n_{d2}} = V_{n_{d2}, n_{dm18}} + V_{\gamma n_{d2}, o_1} + V_{n_{d2}, n_{dm19}} = 0$$

$$V_{n_{d2}, n_{dm19}} = -(V_{n_{d2}, n_{dm18}} + V_{\gamma n_{d2}, o_1})$$

(5) 節点 n_{d3} (Table 2-6 の手順 15)

$$V_{n_{d3}, n_{dm36}} = -V_{n_{dm36}, n_{d3}}$$

経路 n_{d3} - n_{dm36} で(2-2)式を適用して得た次式を整理し、 P_{nd3} を求める。

$$P_{n_{d3}} + \frac{\rho}{2} v_{n_{d3}}^2 = P_{n_{dm36}} + \frac{\rho}{2} v_{n_{dm36}}^2 + P_{\rho n_{d3}, n_{dm36}} + \Delta P_r$$

$$P_{n_{d3}} = P_{n_{dm36}} + P_{\rho n_{d3}, n_{dm36}} + \frac{\rho}{2} \left\{ \left(\frac{V_{n_{dm36}, n_{dm35}}}{A_{n_{dm36}}} \right)^2 - \left(\frac{1}{A_{n_{d3}}^2} - \zeta_a \right) V_{n_{d3}, n_{dm36}}^2 \right\}$$

ここで、

$$V_{n_{d3}, n_{dm36}} \geq 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = \zeta_{an_{d3}, n_{dm36}}$$

$$V_{n_{d3}, n_{dm36}} < 0 \text{ のとき、 } \zeta_a = -\zeta_{an_{dm36}, n_{d3}}$$

漏気経路 n_{d3} - o_1 の風量 $V_{\gamma nd3, o1}$ は同節点間の圧力差によって決定されるが、その経路は漏気経路2箇所と下部漏気経路1箇所に分けられる。それぞれの経路をA、Bとすると、風量

$V_{And3,o1}$ 、 $V_{Bnd3,o1}$ は(2-2)式を用いて整理すると、それぞれ以下の式で表せる。

$$V_{An_{d3},o_1} = 2 \times \frac{\text{sign}(P_{n_{d3}} - P_{o_1})|P_{n_{d3}} - P_{o_1}|^{1/2}}{\sqrt{\frac{\rho}{2} \left| \frac{1}{A_{Ao_1}^2} - \frac{1}{A_{An_{d3}}^2} + \zeta_{aA} \right|}}$$

$$V_{Bn_{d3},o_1} = \frac{\text{sign}(P_{n_{d3}} - P_{o_1})|P_{n_{d3}} - P_{o_1}|^{1/2}}{\sqrt{\frac{\rho}{2} \left| \frac{1}{A_{Bo_1}^2} - \frac{1}{A_{Bn_{d3}}^2} + \zeta_{aB} \right|}}$$

ここで、

$$P_{n_{d3}} - P_{o_1} \geq 0 \text{ のとき、 } \zeta_{aA} = \zeta_{aAn_{d3},o_1}, \quad \zeta_{aB} = \zeta_{aBn_{d3},o_1}$$

$$P_{n_{d3}} - P_{o_1} < 0 \text{ のとき、 } \zeta_{aA} = -\zeta_{aAo_1,n_{d3}}, \quad \zeta_{aB} = -\zeta_{aBo_1,n_{d3}}$$

これらの風量の和が、漏気経路 $n_{d3}-o_1$ の風量 $V_{\gamma nd3,o1}$ となる。

$$V_{\gamma n_{d3},o_1} = V_{An_{d3},o_1} + V_{Bn_{d3},o_1}$$

(6) 節点 n_{d3} (Table 2-6 の手順 16)

節点 n_{d3} において(2-8)式を適用し、漏気経路 $n_{d3}-o_1$ への風量 $V_{\gamma nd3,o1}$ を求める。

$$\Sigma V_{n_{d3}} = V_{n_{d3},n_{dm36}} + V_{\gamma n_{d3},o_1} = 0$$

$$V_{\gamma n_{d3},o_1} = -V_{n_{d3},n_{dm36}}$$

記号表

換気回路網関係の記号（第2章、付録2）

A_0	基準面断面積(m ²)	V_{fan1}, V_{fan2}	制御前後の排気ファン風量(m ³ /s)
A_i	節点 i の断面積(m ²)	v_i	節点 i の風速(m/s)
f_1, f_2	制御前後のファン周波数(Hz)	V_i	節点 i に繋がる枝管の風量(m ³ /s)
g	重力加速度(m/s ²)	V_{i-in}	節点 i の流入空気の風量(m ³ /s)
H_{fan1}, H_{fan2}	制御前後の排気ファン発熱量(W)	V_{ij}	節点 i-j 間の風量(m ³ /s)
h_i	節点 i の基準面からの高さ(m)	V_{mfan}	サーバー内蔵ファン風量(m ³ /s)
n_{0mi}, n_{1mi}	サーバー i の吸入口、吹出口の節点	$v_{\gamma i}$	節点 i の漏気経路の風速(m/s)
N_1, N_2	制御前後のファン回転数(rpm)	$V_{\gamma ij}$	節点 i-j 間の漏気経路の風量(m ³ /s)
n_{d1-3}	サーバー背面ダクト空間の節点	ΔP_r	局部抵抗による圧力損失(Pa)
n_{dmi}	サーバー i の背面ダクト空間の節点	ζ	局部圧力損失係数(—)
o_1	ラック前面の機械室内の節点	ζ_a	総合局部圧力損失係数(—)
o_2	天井チャンバ内の節点	ζ_{aij}	節点 i-j 間の総合局部圧力損失係数(—)
P_F	ファン静圧(Pa)	$\zeta_{\gamma ij}$	節点 i-j 間の漏気経路の総合局部圧力損失係数[—]
P_{fan}	排気ファン静圧(Pa)	θ	空気温度(°C)
P_{fan1}, P_{fan2}	制御前後の排気ファン静圧(Pa)	θ_i	混合後の空気温度(°C)
P_i	節点 i の静圧(Pa)	θ_{i-in}	節点 i の流入空気の温度(°C)
P_{mfan}	サーバー内蔵ファン静圧(Pa)	ρ	空気の密度(kg/m ³)
$P_{pi,j}$	節点 i-j 間の位置圧(Pa)	ρ_0	基準空気密度(kg/m ³)
v_0	基準面風速(m/s)		
V_{fan}	排気ファン風量(m ³ /s)		

機器冷却特性関係の記号（第2章）

c	空気の比熱(J/kgDA・K)	γ	再循環比(—)
H_{fan}	排気ファン発熱量(W)	η_v	排熱効率(—)
H_m	機器発熱量(W)	θ_0	空調給気温度(°C)
H_w	壁体熱損失(W)	θ_{0m}	機器吸込み温度(°C)
m_{0m}	機器吸込み温度差比(—)	θ_1	空調還気温度(°C)
V	空調給気量(m ³ /s)	θ_1'	排気温度(°C)
V_f	有効空調給気量(m ³ /s)	θ_{1m}	機器吹出し温度(°C)
V_m	機器換気量(m ³ /s)	κ_m	換気流量比(—)
V_u	無効空調給気量(m ³ /s)	ρ	空気の密度(kg/m ³)

記号表

合わせ込み手法関係の記号（第3章）

C_{ijk}	第 i 解析における特性 P_k の信号因子 G_j のシミュレーション結果	x_{jk}	特性 P_k の信号因子 G_j の実験結果
G_j	第 j 水準の信号因子	y_{ijk}	第 i 解析における特性 P_k の信号因子 G_j のシミュレーション結果と実験結果の乖離
P_k	第 k 番目の特性		
S_i	(3-2)式で求める解析特性	$\bar{y}_e$	各模擬発熱体吸込温度のシミュレーション結果と実測結果の乖離の平均値
S_i'	偏差平方和		
S_e	各模擬発熱体吸込温度のシミュレーション結果と実験結果の偏差平方和	$\bar{y}_{i..}$	解析 i における乖離の平均値

気流管理指標関係の記号（第3章）

BAL	Balance ratio(—)	NP	Negative Pressure ratio(—)
BP	Bypass ratio(—)	R	Recirculation ratio(—)
m_b	バイパス風量(m^3/s)	T_c	CRAC 給気温度($^{\circ}C$)
m_c	CRAC 風量(m^3/s)	T_f	二重床内温度($^{\circ}C$)
m_f	二重床内風量(m^3/s)	T_h	ICT 機器吹出温度($^{\circ}C$)
m_n	負圧風量(m^3/s)	T_r	CRAC 還気温度($^{\circ}C$)
m_r	再循環風量(m^3/s)	T_s	ICT 機器吸込温度($^{\circ}C$)
m_s	ICT 機器風量(m^3/s)		

気流分離効率関係の記号（第4章、第5章）

A_f	気流可用性(—)	R	再循環気流(—)
ASE	気流分離効率(—)	T_{ci}	CRAC 還気温度($^{\circ}C$)
BP	バイパス気流(—)	T_{co}	CRAC 給気温度($^{\circ}C$)
m_c	CRAC 風量(m^3/s)	T_{ii}	ICT 機器吸込温度($^{\circ}C$)
m_f	二重床内風量(m^3/s)	T_{io}	ICT 機器吹出温度($^{\circ}C$)
m_i	ICT 機器風量(m^3/s)	η_{demand}	排気効率(—)
NP	負圧気流(—)	η_{supply}	給気効率(—)

消費電力関係の記号（第4章、第5章）

E_c	CRAC 消費電力(W)	ΣE_i	ICT 機器年間消費電力量(Wh)
E_i	ICT 機器消費電力(W)	ΣE_{total}	年間トータルエネルギー消費量(Wh)
ΣE_c	CRAC 年間消費電力量(Wh)		

研究業績

I. 論文（学位論文関係）

- 1) 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝, 豊原範之: 再循環を考慮した ICT 機器の冷却特性の予測手法, 日本建築学会環境系論文集, 第 78 巻, 第 687 号, pp.409-418, 2013
- 2) Naoki Futawatari, Yosuke Udagawa, Taro Mori, Hirofumi Hayama: Improving Prediction Accuracy Concerning the Thermal Environment of a Data Center by Using Design of Experiments, Energies 2020, Vol.13, 4595, 2020
- 3) Naoki Futawatari, Yosuke Udagawa, Taro Mori, Hirofumi Hayama: Impact of Fan Airflow of IT Equipment on Thermal Environment and Energy Consumption of a Data Center, Energies 2020, Vol.13, 6166, 2020

II. 講演論文（学位論文関係）

- 1) 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝, 豊原範之: ICT 機器の冷却特性を考慮した空調システム効率の予測手法に関する研究（その 1）機器冷却特性の換気回路網モデルの構築と検討, 日本建築学会北海道支部研究報告集, 第 85 号, pp. 247-250, 2012
- 2) 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝, 豊原範之: ICT 機器の冷却特性を考慮した空調システム効率の予測手法に関する研究（その 2）データセンターにおける機器冷却特性とエネルギー効率の予測手法, 日本建築学会大会学術講演梗概集（東海）, pp.1237-1238, 2012
- 3) 宮本将行, 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: ICT 機器周囲の再循環を考慮したデータセンターの省エネルギー化に関する研究（その 1）実大実験と CFD の比較, 空気調和・衛生工学会北海道支部第 52 回学術講演会, pp.63-66, 2018
- 4) 二渡直樹, 宇田川陽介, 羽山広文, 宮本将行: ICT 装置のファン挙動が排気の再循環に与える影響の考察, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（名古屋）, 第 3 巻, pp.73-76, 2018
- 5) 宮本将行, 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: データセンター用空調システムの高効率化に関する研究（その 1）実大実験と CFD の比較, 日本建築学会大会学術講演梗概集（東北）, pp.1111-1112, 2018
- 6) 宮本将行, 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎: ICT 機器周囲の再循環を考慮したデータセンターの省エネルギー化に関する研究（その 2）サーバー機器特性を考慮した CFD 解析, 空気調和・衛生工学会北海道支部第 53 回学術講演会, pp.87-90, 2019
- 7) 二渡直樹, 月元秀樹, 宇田川陽介, 宮本将行, 羽山広文: 風量可変の ICT 機器の特性に関する基礎的研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集（北陸）, pp.1171-1172, 2019
- 8) 宮本将行, 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎: データセンター用空調システムの高効率化に関する研究（その 2）CFD によるブラנקパネルの再循環抑制効果の検証, 日本建築学

会大会学術講演梗概集（北陸）, pp.1197-1198, 2019

- 9) 宮本将行, 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎: データセンター用空調システムの高効率化に関する研究（その3）トータルエネルギーを考慮した気流分離技術の検証, 日本建築学会大会学術講演梗概集（関東）, pp.755-758, 2020

Ⅲ. 講演論文（その他）

- 1) 二渡直樹, 羽山広文, 菊田弘輝: 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1）簡易測定法の確立と検証, 空気調和・衛生工学会北海道支部第45回学術講演論文集, pp.55-58, 2011
- 2) 二渡直樹, 羽山広文, 菊田弘輝: 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, 第84号, pp.265-268, 2011
- 3) 二渡直樹, 羽山広文, 菊田弘輝: データセンターの省エネルギー対策に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集（関東）, pp.995-996, 2011
- 4) 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: データセンターにおける省エネルギー対策と再循環の影響, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（名古屋）, pp.473-476, 2011
- 5) 豊原範之, 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: 外気冷房を導入したデータセンターの性能評価に関する研究（第1報）施設概要およびエネルギー性能（冬期実測結果）, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（札幌）, pp.1779-1782, 2012
- 6) 二渡直樹, 豊原範之, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: 外気冷房を導入したデータセンターの性能評価に関する研究（第2報）機器冷却特性の評価と考察（冬期実測結果）, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（札幌）, pp.1783-1786, 2012
- 7) 二渡直樹, 豊原範之, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: 外気冷房を導入したデータセンターの性能評価に関する研究（第3報）エネルギー消費特性と機器冷却特性の評価（年間実測結果）, 空気調和・衛生工学会北海道支部第47回学術講演論文集, pp.25-28, 2013
- 8) 二渡直樹, 豊原範之, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝: 外気冷房を導入したデータセンターの性能評価に関する研究（第2報）機器冷却特性の評価と考察（冬期実測結果）, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（札幌）, 第3巻, pp.269-272, 2013
- 9) 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝, 豊原範之: 外気冷房を導入したサーバ室のエネルギー消費特性の予測, 日本建築学会大会学術講演梗概集（北海道）, pp.1299-1300, 2013
- 10) 豊原範之, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝, 二渡直樹: 外気冷房を導入したデータセンターの運用実績調査に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集（北海道）, pp.1297-1298, 2013
- 11) 宇田川陽介, 二渡直樹, 木幡悠士, 柳正秀, 齋藤潔, 大野慶祐, 奥野健太: データセンター向け空調機の効率向上に関する研究（第1報）高精度数値モデルの構築, 日本冷凍空

- 調学会年次大会講演論文集（東京）, E314, 2015
- 12) 二渡直樹, 宇田川陽介, 木幡悠士, 柳正秀, 齋藤潔, 大野慶祐, 奥野健太: データセンター向け空調機の効率向上に関する研究（第2報）静特性解析, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集（東京）, E314, 2015
 - 13) 中田達也, 植草常雄, 柳正秀, 関口圭輔, 宇田川陽介, 月元秀樹, 二渡直樹: データセンター向け中央熱源方式の統合制御手法に関する検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集（関東）, pp.1425-1426, 2015
 - 14) 二渡直樹, 宇田川陽介, 木幡悠士, 柳正秀, 齋藤潔, 大野慶祐, 奥野健太: データセンター向け空冷パッケージ空調機の効率向上に関する研究, 第26回環境工学総合シンポジウム2016講演論文集, 423, 2016
 - 15) 宇田川陽介, 二渡直樹, 木幡悠士, 柳正秀, 齋藤潔, 山口誠一, 大野慶祐, 奥野健太: データセンター向け空調機の効率向上に関する研究（第3報）構成要素がインジェクションサイクルに与える影響, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集（神戸）, B131, 2016
 - 16) 二渡直樹, 宇田川陽介, 木幡悠士, 柳正秀, 齋藤潔, 山口誠一, 大野慶祐, 奥野健太: データセンター向け空調機の効率向上に関する研究（第4報）ステップ応答解析, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集（神戸）, B132, 2016
 - 17) 二渡直樹, 月元秀樹, 木幡悠士, 宇田川陽介, 柳正秀: 空冷パッケージ空調機へのミスト散布の影響, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（鹿児島）, 第3巻, pp.469-472, 2016
 - 18) 宇田川陽介, 二渡直樹, 木幡悠士, 柳正秀, 齋藤潔, 大野慶祐, 奥村健太: データセンター向けパッケージ空調機の効率向上に関する研究, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集（鹿児島）, 第3巻, pp.485-488, 2016
 - 19) 月元秀樹, 二渡直樹, 宇田川陽介, 柳正秀: データセンタの消費電力削減に向けた空調機の運用方式, 日本建築学会大会学術講演梗概集（九州）, pp.1493-1494, 2016
 - 20) Naoki Futawatari, Hideki Tsukimoto, Yuji Kohata, Yosuke Udagawa, Yasuhiro Naito: Packaged Air Conditioner Incorporating Free Cooling Cycle for Data Centers, INTELEC2016, TS03.1, 2016
 - 21) 奥村健太, 大野慶祐, 山口誠一, 齋藤潔, 宇田川陽介, 二渡直樹, 木幡悠士: ガスインジェクション圧縮式ヒートポンプの制御特性に関する研究, 空気調和・冷凍連合講演会講演論文集（東京）, pp.141-144, 2017
 - 22) 宇田川陽介, 二渡直樹, 木幡悠士, 齋藤潔, 山口誠一, 大野慶祐, 中野大輝: データセンター向け空調機の効率向上に関する研究（第5報）サイクルの制御特性, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集（東京）, D222, 2017
 - 23) 二渡直樹, 宇田川陽介, 木幡悠士, 齋藤潔, 山口誠一, 大野慶祐, 中野大輝: データセンター向け空調機の効率向上に関する研究（第6報）シミュレーションによる制御系の検討, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集（東京）, D223, 2017

- 24) 宇田川陽介, 二渡直樹, 木幡悠士, 齋藤潔, 山口誠一, 大野慶祐, 中野大輝: データセンタ向けパッケージ空調機の効率向上に関する研究 (第2報) ガスインジェクションサイクルの操作量変化特性, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (高知), 第3巻, pp.149-152, 2017
- 25) 二渡直樹, 宇田川陽介, 木幡悠士, 齋藤潔, 山口誠一, 大野慶祐, 中野大輝: データセンタ向けパッケージ空調機の効率向上に関する研究 (第3報) ガスインジェクションサイクルの制御理論構築, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (高知), 第3巻, pp.153-156, 2017
- 26) 木幡悠士, 羽山広文, 二渡直樹, 月元秀樹, 宇田川陽介: 放射効果を用いた潜顕分離空調方式の性能検証 (第3報) 冷房期における膜放射ユニットの熱処理特性の分析, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (中国), pp.1103-1104, 2017
- 27) 中野大輝, 大野慶祐, 山口誠一, 齋藤潔, 二渡直樹, 宇田川陽介: 数値シミュレーションによるガスインジェクションヒートポンプの制御特性解析, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (郡山), A101, 2018
- 28) 木幡悠士, 羽山広文, 宇田川陽介, 月元秀樹, 二渡直樹: 全空気式放射空調方式の設計条件が放射熱量および室内環境に与える影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東北), pp.1067-1070, 2018
- 29) 吉田知広, 大野慶祐, 山口誠一, 齋藤潔, 二渡直樹, 宇田川陽介: ガスインジェクションサイクルの制御検討に向けた体系的特性把握, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (東京), C142, 2019
- 30) 宮本将行, 二渡直樹, 羽山広文, 森太郎: CFD 解析を利用したデータセンターの空調給気量の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (札幌), 第3巻, pp.29-32, 2019
- 31) 山川英士, 宇田川陽介, 二渡直樹, 齋藤潔, 宮岡洋一, 西山教之: Energy Flow+M による低GWP冷媒を用いたデータセンター用空調機の検討, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集 (津), A142, 2020

参考文献

- [1] Cisco, Cisco Visual Networking Index (VNI): 予測とトレンド、2017～2022 年, 2018.
- [2] 総務省, 令和 2 年版情報通信白書, 2020.
- [3] NTT ドコモ, 5G の高度化と 6G(2.0 版), 2020.
- [4] 内閣府, Society 5.0, Available: https://www8.cao.go.jp/cstp/society5_0/index.html. Accessed on 2020/10/10.
- [5] 総務省, 令和元年版情報通信白書, 2019.
- [6] NTT 東日本, 意外と知らない! 電話・通信の仕組み, Available: https://business.ntt-east.co.jp/content/nw_system/. Accessed on 2020/10/11.
- [7] 総務省, 平成の情報化に関する調査研究, 2019.
- [8] ASHRAE, Thermal Guidelines for Data Processing Environments, Fourth Edition, 2015.
- [9] 日本データセンター協会, データセンターとは, Available: <https://www.jdcc.or.jp/activity/datacenter/>. Accessed on 2020/10/11.
- [10] ASHRAE, IT Equipment Power Trends, Third Edition, 2018.
- [11] 富士キメラ総研, データセンタービジネス市場調査総覧 2020 年版, 2020.
- [12] E. Masanet, A. Shehabi, N. Lei, S. Smith, J. Koomey, Recalibrating global data center energy-use estimates, Science, 367, pp. 984-986, 2020.
- [13] 富士経済, 2018 年版業務施設エネルギー消費実態調査, 2018.
- [14] 資源エネルギー庁, 電力調査統計 電力需要実績 (2016 年度、2017 年度), Available: https://www.enecho.meti.go.jp/statistics/electric_power/ep002/results_archive.html. Accessed on 2020/10/14.
- [15] A. Shehabi, S. Smith, D. Sartor, R. Brown, M. Herrlin, J. Koomey, E. Masanet, N. Horner, I. Azevedo, W. Lintner, United States Data Center Energy Usage Report, Lawrence Berkeley National Laboratory, 2016.
- [16] ASHRAE, IT Equipment Design Impact on Data Center Solutions, 2016.
- [17] 国際エネルギースタープログラム, ENERGY STAR プログラム要件 コンピュータサーバの製品基準 適合基準バージョン 3.0, Available: <https://www.energystar.go.jp/document.html>. Accessed on 2020/10/15.
- [18] Z. Wang, C. Bash, N. Tolia, M. Marwah, X. Zhu, P. Ranganathan, Optimal Fan Speed Control for Thermal Management of Servers, In Proceedings of the ASME 2009 InterPACK Conference collocated with the ASME 2009 Summer Heat Transfer Conference and the ASME 2009 3rd International Conference on Energy Sustainability (IPACK2009), InterPACK2009-89074, pp. 709-719, 2019.
- [19] 羽山広文, 大島一夫, 高草木明, 松島修, 空調機停止後の室温変化を考慮した空調設備の信頼性評価に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, 507, pp. 71-78, 1998.
- [20] 空気調和・衛生工学会, 空気調和・衛生工学便覧 第 14 版 3.空気調和設備編, 2010.
- [21] 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, 2010.
- [22] Y. Joshi, P. Kumar, Energy Efficient Thermal Management of Data Centers, 2012.

- [23] ASHRAE, Best Practices for Datacom Facility Energy Efficiency, 2008.
- [24] 中尾正喜, 西岡真稔, 羽山広文, 松尾陽, 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, 54, pp. 77-89, 1994.
- [25] S. Shrivastava, B. Sammakia, R. Schmidt, M. Iyengar, Comparative Analysis of Different Data Center Airflow Management Configurations, In Proceedings of ASME 2005 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems collocated with the ASME 2005 Heat Transfer Summer Conference (IPACK2005), IPACK2005-73234, pp. 329-336, 2005.
- [26] 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.
- [27] 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, 675, pp. 365-374, 2012.
- [28] 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, 200, pp. 19-26, 2013.
- [29] 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, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 1919-1921, 2009.
- [30] M. Acton, P. Bertoldi, J. Booth, 2020 Best Practice Guidelines for the EU Code of Conduct on Data Centre Energy Efficiency, 2020.
- [31] 吉井存, 関口圭輔, 藁谷至誠, 植草常雄, 高密度サーバー導入機械室におけるアイルキャッピングの省エネルギー効果検証, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 第 巻環境工学Ⅱ, pp. 1317-1318, 2009.
- [32] 延岡隆裕, 近都州彦, 大石剛, 山下一彦, 植田俊克, 福田隆男, 市川孝誠, 竹内憲治, 茂呂誠志, 葛岡典雄, サーバルームにおける空調設備の省エネについて(第1報)室内温度条件緩和とアイルチャンバー化の省エネ効果, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 1971-1974, 2009.
- [33] 近都州彦, 大石剛, 山下一彦, 植田俊克, 延岡隆裕, 福田隆男, 市川孝誠, 竹内憲治, 葛岡典雄, 茂呂誠志, サーバルームにおける空調設備の省エネについて(第2報)CFDによる空調吹出条件の探索と省エネルギー性の試算, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 1975-1978, 2009.
- [34] 植草常雄, 大島一夫, 中尾正喜, 前田暁, 年間冷房型空調機の制御方法, 空気調和・衛生工学会論文集, 49, pp. 63-73, 1992.
- [35] 宇田川陽介, 二渡直樹, 木幡悠士, 柳正秀, 齋藤潔, 大野慶祐, 奥村健太, データセンター向け空調機の効率向上に関する研究(第1報)高精度数値モデルの構築, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(東京), E313, 2015.
- [36] 宇田川陽介, 二渡直樹, 木幡悠士, 柳正秀, 齋藤潔, 山口誠一, 大野慶祐, 奥村健太, データセンター向け空調機の効率向上に関する研究(第3報)構成要素がインジェクションサイクルに与える影響, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集(神戸), B131, 2016.
- [37] ASHRAE, ASHRAE Terminology, Available: <https://xp20.ashrae.org/terminology/>. Accessed on 2020/10/21.

- [38] 植草常雄, 柳正秀, 君島真仁, 河合素直, 間接外気冷房機能を付加した年間冷房型パッケージ空調機の効率向上に関する研究 (温度制御方法および過熱度制御方法に関する研究), 日本機械学会論文集(B 編), 67, 660, pp. 229-236, 2001.
- [39] S.-W. Ham, M.-H. Kim, B.-N. Choi, J.-W. Jeong, Energy Saving Potential of Various Air-side Economizers in a Modular Data Center, *Applied Energy*, 138, pp. 258-275, 2015.
- [40] 豊原範之, 羽山広文, 森太郎, 菊田弘輝, 井上義之, 外気冷房を導入したデータセンターの性能評価に関する研究 (第 8 報) 竣工後 4 年間の性能評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (鹿児島), 3, pp. 493-496, 2016.
- [41] ASHRAE, Particulate and Gaseous Contamination in Datacom Environments, 2009.
- [42] S.-W. Ham, J.-S. Park, J.-W. Jeong, Optimum supply air temperature ranges of various air-side economizers in a modular data center, *Applied Thermal Engineering*, 77, pp. 163-179, 2015.
- [43] A. Agrawal, M. Khichar, S. Jain, Transient simulation of wet cooling strategies for a data center in worldwide climate zones, *Energy and Buildings*, 127, pp. 352-359, 2016.
- [44] S. Shrivastava, B. Sammakia, M. Iyengar, R. Schmidt, Significance Level of Factors for Different Airflow Management Configurations of Data Centers, *Proceedings of the ASME 2005 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Heat Transfer, Part B*, pp. 99-106, 2005.
- [45] V. Sorell, Y. Abougabal, K. Khankari, A. W. Viralkumar Gandhi, An Analysis of the Effects of Ceiling Height on Air Distribution in Data Centers, *ASHRAE Transactions*, 112, 1, pp. 623-631, 2006.
- [46] S. V. Patankar, K. C. Karki, Distribution of Cooling Airflow in a Raised-Floor Data Center, *ASHRAE Transactions*, 110, 2, pp. 629-634, 2004.
- [47] S. V. Patankar, Airflow and Cooling in a Data Center, *Journal of Heat Transfer*, 132, 073001, 2010.
- [48] E. Wibron, A.-L. Ljung, T. S. Lundström, Comparing Performance Metrics of Partial Aisle Containments in Hard Floor and Raised Floor Data Centers Using CFD, *Energies*, 12, 1473, 2019.
- [49] F. Wang, Y. Huang, B. Prasetyo, Energy-Efficient Improvement Approaches through Numerical Simulation and Field Measurement for a Data Center, *Energies*, 12, 2757, 2019.
- [50] J. Ni, B. Jin, B. Zhang, X. Wang, Simulation of Thermal Distribution and Airflow for Efficient Energy Consumption in a Small Data Centers, *Sustainability*, 9, 664, 2017.
- [51] X. Yuan, Y. Wang, J. Liu, X. Xu, X. Yuan, Experimental and numerical study of airflow distribution optimisation in high-density data centre with flexible baffles, *Building and Environment*, 140, pp. 128-139, 2018.
- [52] 関口圭輔, 藁谷至誠, 植草常雄, 吉井存, 高発熱サーバー導入機械室における空冷パッケージ空調機の消費電力低減に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東北), pp. 1319-1320, 2009.
- [53] 三宅弘朗, 小松正佳, 柳正秀, 植草常雄, 三野洋介, アイルキャッピング方式における空調機風量制御の違いによる省エネルギー効果の検証, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (東海), pp. 1241-1242, 2012.

- [54] J. W. VanGilder, Z. R. Sheffer, X. S. Zhang , C. M. Healey, Potential Flow Model for Predicting Perforated Tile Airflow in Data Centers, ASHRAE Transactions, 117, 2, pp. 771-786, 2011.
- [55] 木村健太郎, 相澤直樹, 柴田克彦, データセンターの環境計測評価手法に関する研究 (第3報) CFDによる床下空間の構造的モデル化法, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (山口), pp. 745-748, 2010.
- [56] 小金井真, 山中敦, 谷岡隆誠, 樋山恭助, 緒方康人, IT 複合情報処理施設における外気冷房システムの研究 (第2報) 加湿器の使用及び吹出温度の高温化によるエネルギー削減効果の検討, 空気調和・衛生工学会論文集, 39, 209, pp. 21-31, 2014.
- [57] D. Moss , J. John H. Bean, Energy Impact of Increased Server Inlet Temperature, Schneider Electric, 2011.
- [58] 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, 74, 640, pp. 721-728, 2009.
- [59] R. Schmidt, M. Iyengar, D. Beaty , S. Shrivastava, Thermal Profile of a High-Density Data Center: Hot Spot Heat Fluxes of 512 W/ft², ASHRAE Transactions, 111, 2, pp. 765-777, 2005.
- [60] K. Sasakura, T. Aoki, M. Komatsu, T. Watanabe, A Temperature-Risk and Energy-Saving Evaluation Model for Supporting Energy-Saving Measures for Data Center Server Rooms, Energies, 13, 5222, 2020.
- [61] 石原正雄, 建築換気設計, 朝倉書店, 1969.
- [62] 井上宇市, 新版空気調和ハンドブック, 丸善, 1967.
- [63] 渡辺要, 建築計画原論Ⅲ, 丸善, 1965.
- [64] 田口玄一, 横山巽子, 実験計画法(改訂版), 日本規格協会, 1979.
- [65] GE Healthcare Life Science, Design of Experiments in Protein Production and Purification, 2014.
- [66] 仁科健, 吉野睦, 山田秀, シミュレーションにおける統計的実験計画法 「合わせ込み」の効率化を中心として, 第1回横幹連合コンファレンス予稿集, pp. 99-104, 2005.
- [67] 富士ゼロックス (株) QC 研究会, 疑問に答える 実験計画法問答集, 日本規格協会, 1989.
- [68] アドバンスドナレッジ研究所, フローデザイナー2020 リファレンスガイド, 2020.
- [69] J. W. VanGilder , X. S. Zhang, Coarse-Grid CFD: The Effect of Grid Size on Data Center Modeling, ASHRAE Transactions, 114, 2, pp. 166-181, 2008.
- [70] K. C. Karki, A. Radmehr , S. V. Patankar, Prediction of Distributed Air Leakage in Raised-Floor Data Centers, ASHRAE Transactions, 113, 1, pp. 219-226, 2007.
- [71] R. Tozer, C. Kurkjian , M. Salim, Air Management Metrics In Data Centers, ASHRAE Transactions, 115, 1, p. 63-70, 2009.
- [72] R. K. Sharma, C. E. Bash , C. D. Patel, Dimensionless Parameters for Evaluation of Thermal Design and Performance of Large-scale Data Centers, Proceedings of the 8th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, AIAA-2002-3091, 2002.
- [73] R. Tozer, B. Whitehead , S. Flucker, Data Center Air Segregation Efficiency, ASHRAE Transactions, 121, 1, pp. 454-461, 2015.

- [74] EnergyPlus, EnergyPlus Weather Data, Available: <https://energyplus.net/weather>. Accessed on 2020/8/1.
- [75] 空気調和・衛生工学会, 空気調和設備 計画設計の実務の知識 (改訂 3 版), オーム社, 2010.
- [76] 羽山広文, 中里秀明, 木下学, 倉淵隆, 強制空冷機器を収容した電算機室の高効率空調方式に関する研究, 日本建築学会計画系論文集, 494, pp. 29-36, 1997.