

学位申請論文

データセンターの空調効率向上を目的とした  
空調計画手法に関する研究

平成 30 年 3 月

竹内 仁哉



# 目次

## 第1章 序論

1.1 研究の背景と目的	1
1.2 既往研究	5
1.2.1 空調方式に関する既往研究	
1.2.2 エネルギー効率に関する既往研究	
1.2.3 空調効率の評価法に関する既往研究	
1.3 本論文の構成	7

## 第2章 空調効率と機器排気による再循環率の関係に関する検討

2.1 はじめに	11
2.2 評価モデル・評価指標	11
2.2.1 評価モデル	
2.2.2 評価指標	
2.3 熱貫流を考慮しない機器再循環率の風量分配と熱量分配の関係	13
2.3.1 解析概要	
2.3.2 機器再循環率の算出方法	
2.3.3 解析結果	
2.4 熱貫流を考慮した機器再循環率の風量分配と熱量分配の関係	16
2.4.1 解析概要	
2.4.2 検討ケース	
2.4.3 解析結果	
2.5 空調効率への影響に関する検討	19
2.5.1 解析概要	
2.5.2 空調方式と再循環率の関係	
2.5.3 再循環率と風量比の関係	
2.5.4 機器吸込み温度と再循環率の関係	
2.5.5 機器稼働位置と再循環率の関係	
2.6 まとめ	33

### 第3章 機器排気による再循環率測定法と適用効果の検討

3.1 はじめに	35
3.2 動的定常濃度を用いたトレーサガス実験法の概要	35
3.2.1 開放系・循環系の定義	
3.2.2 漏気を伴わない完全混合条件の室への適用	
3.2.3 漏気を伴わない不完全混合条件の室への適用	
3.2.4 漏気を考慮した完全混合条件の室への適用	
3.2.5 漏気を考慮した不完全混合条件の室への適用	
3.3 簡易モデルを対象とした CFD 解析による実験法の適用効果検討	44
3.3.1 解析モデル	
3.3.2 解析条件	
3.3.3 漏気を伴わない循環系における各ソース発生の濃度推移	
3.3.4 漏気を考慮した循環系における各ソース発生の濃度推移	
3.3.5 実験法の適用効果	
3.4 まとめ	51

### 第4章 実大実験室実験における機器排気による再循環率測定

4.1 はじめに	53
4.2 実験概要	53
4.2.1 実験概要	
4.2.2 実験モデル	
4.3 機器排気による再循環率測定	59
4.3.1 開放系の評価モデル	
4.3.2 循環系の評価モデル	
4.3.3 循環系における各ソース発生による濃度推移	
4.3.4 循環系の室内・循環部の差分による濃度推移	
4.3.5 開放系と循環系の関係	
4.3.6 機器排気による再循環率	
4.4 CFD 解析結果と実験結果の比較検討	66
4.4.1 解析概要	
4.4.2 解析条件	
4.4.3 CFD 解析結果と実験結果の整合性	
4.5 まとめ	69

---

## 第5章 実大規模による空調効率向上のための空調計画に関する検討

5.1 はじめに	71
5.2 データセンターの市場動向	71
5.2.1 データセンターの動向	
5.2.2 サーバ室面積の動向	
5.2.3 電力スペックの動向	
5.3 解析概要	75
5.4 空調方式別の空間温度分布	78
5.5 再循環率と風量比の関係	86
5.5.1 平均再循環率と風量比	
5.5.2 最大再循環率と風量比	
5.6 機器吸込み温度と風量比の関係	96
5.6.1 機器吸込み平均温度と風量比	
5.6.2 機器吸込み最高温度と風量比	
5.7 空調効率と風量比の関係	106
5.8 空調計画手法の提案	109
5.9 まとめ	111
第6章 総括	113
発表論文・その他	117
参考文献	125
謝辞	



# 第 1 章

## 序 論



# 第1章

## 序論

### 1.1 研究の背景と目的

近年、IoT(Internet of Things)やビッグデータ、AI(Artificial Intelligence)などといった新たな技術である ICT(Information and Communication Technology)は、新たな発明の創出や生産活動の効率化に大きく貢献し、生活を便利にする技術であるため、今後の ICT における利活用が国内の経済成長のための重要なファクターになってきている。

最近の動向として、ICT 技術の急激な進歩、ならびにコンピュータの処理能力の向上に伴い、ビッグデータに見られるように電子的に処理可能なデータが飛躍的に増大し、人工知能等の新たな技術革新が進んでいる。その根幹を担うのが「データ」であり、この「データ」の利活用がこれまで見過ごされてきた生産性向上や新たな需要の掘り起こしに繋がり、経済成長やイノベーションの促進に資することが期待される。2016 年末から 2017 年にかけて、国内において官民データ活用推進基本法の制定や改正個人情報保護法の全面施行などといった法整備が進められており、官民データ活用推進基本法は、データの適正かつ効果的な活用の推進に関し、基本理念を定め、行政手続や民間取引のオンライン化等を目指すこととしている。このような法整備により、データの利活用を促進する動きが将来的に加速することが予想されるため、従来からデータ利活用のニーズは高かったが、今後は更にビッグデータの利活用が促進される可能性がある。

データセンターを取り巻く環境の代表例として、特に、身近なインターネット接続機器であるスマートフォンにて、膨大なデータが生成されている。スマートフォンの普及状況として、世界中でインターネット接続に最も使われている電子機器であり、代表的なスマートフォンである iPhone は、米国で初めて発売されてから今日までの 10 年間に於いて、世界的に見ても爆発的に普及している。

スマートフォンなどの ICT 機器を通じて、インターネット利用などにより爆発的に増大するデータトラヒックの保管や処理等を担うのがデータセンターである。国内外におけるデータセンターの年平均成長率は、2012 年度に対する 2017 年度比で 3.9%と増加傾向にあり、年々重要視されてきている市場である(図 1.1)。特に、データセンターの世界市場として、北米のシェア率が世界市場の約 4 割を占めており、エリア別の平均成長率は 2013 年度に対する 2018 年度比で北米では 3.9%、日本では 4.0%と国内外問わず増加傾向にある。

また、データセンターにおけるエネルギー消費量は、2006 年に対して 2025 年には約 5.2 倍のエネルギー消費量が増加する見込みであるため、データセンター内のエネルギー削減に取り組むことが急務な課題となっている(図 1.2)。

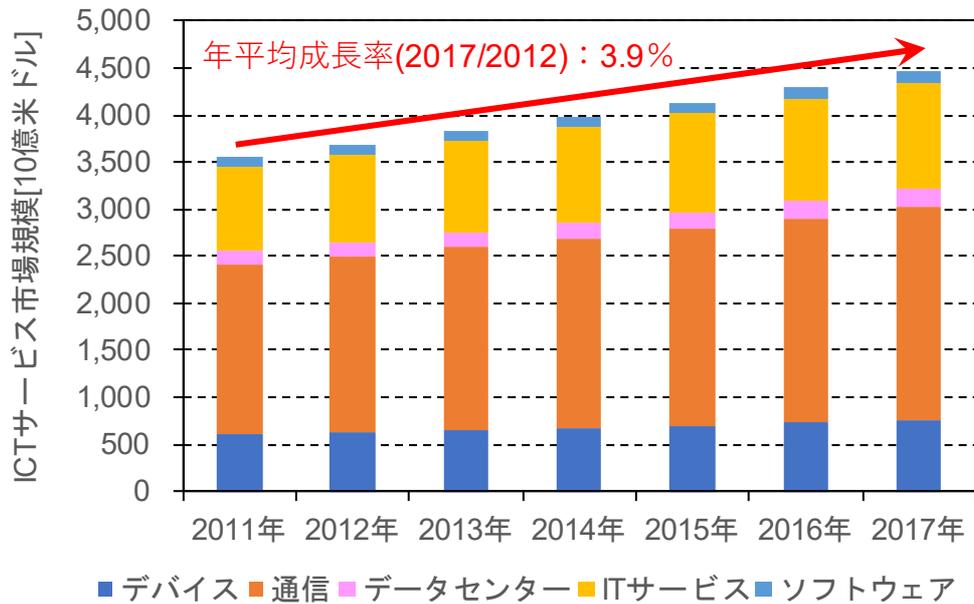


図 1.1 ICT サービス市場規模の推移<sup>2)</sup>

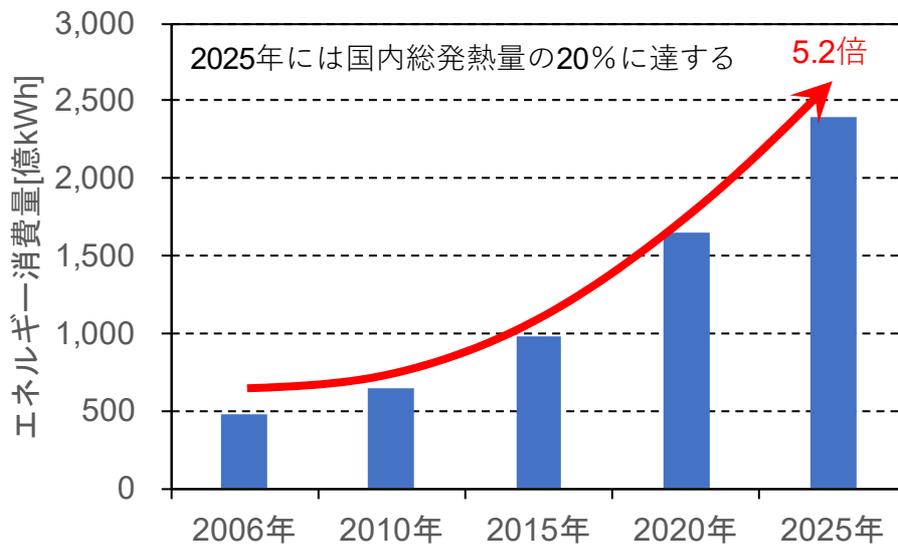


図 1.2 データセンターのエネルギー消費量の推移<sup>3)</sup>

一方、ICT 業界における「Green ICT」という国内の取組みとして、「Green of ICT」と「Green by ICT」の2種類の取組みがある(図 1.3)。前者の取組みは、ICT 自信の環境負荷を減らす取組みとして、後者は ICT を活用して環境負荷を減らす取組みを推進している。また、ICT 分野の中でデータを処理するサーバ以外に、特に ICT に関連する通信業界における CO<sub>2</sub> 排出量の内訳は全体の約 24%を占めている(図 1.4)。一方、データセンターのエネルギー消費構造として、空調用として消費されるエネルギーが全体の約 30%(図 1.5)を占めていることから、ICT 自信による省エネルギーのみならず、データセンター全体におけるエネルギー削減を早急に取組む必要があると考えられる。

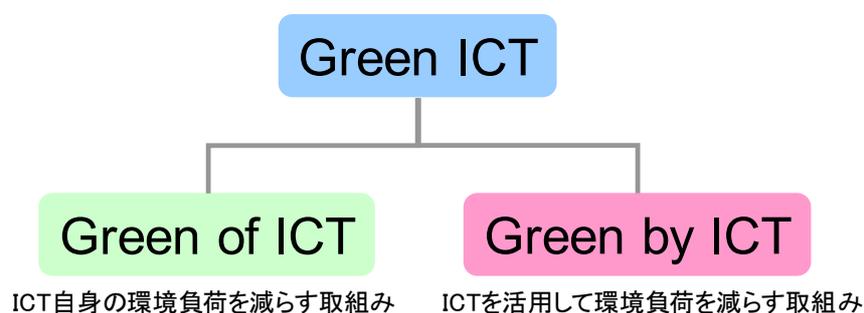
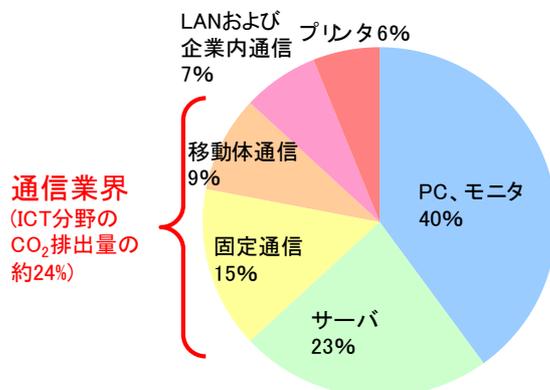
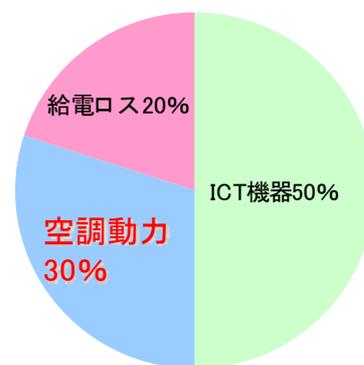
図 1.3 国内における ICT 業界の取組み<sup>4)</sup>図 1.4 ICT 分野における CO<sub>2</sub> 排出量の内訳

図 1.5 データセンターのエネルギー消費構造

国内外におけるデータセンターの空調システムの動向として、様々な冷却システムや空調機器が存在している。例えば、データセンターで広く用いられている二重床の床下から空調空気を供給する二重床空調システム以外に、ラックに搭載される機器排気面から高温排気が排出されることから、負荷近傍にて熱処理を行うラック型空調機やラックのリアドアに冷却装置が付随したリアドア型空調機、機器排気面の天井面に設置した天吊り型空調機などを用いた局所空調システムも存在する。また、近年、外気利用による冷却システム

も普及してきているため、直接外気を利用した外気冷房システムや間接的に外気を利用するフリークーリングシステムが、データセンターの新たな冷却システムとして採用されてきている。しかしながら、データセンターは規模や運用形態が多種多様であるため、各データセンターに応じた効果的な空調システム、ならびに適切な空調計画を実施することが望まれる。

国内外におけるデータセンターの設計基準・指針として、ASHRAEのThermal Guidelines<sup>5)</sup>により、サーバ室に設置されたラックにて管理されているサーバやストレージなどを対象とした機器の推奨・許容稼働範囲が提案されている。従来では、空気線図上で18°C~27°Cと小さい範囲(Class:A1に該当)で機器の吸込み温度が担保されるような運用を推奨していたが、ICT機器メーカーによる従来の動作環境温度を緩和した耐候サーバの開発や、近年に見られる省エネルギーの推進・普及により、A2~A4のClassのように機器の推奨稼働範囲が緩和される傾向にある(図1.6)。一方、国内では日本データセンター協会から発行されているJDCCファシリティスタンダード<sup>6)</sup>では、ティア(Tier)に見られる空調設備の冗長性など、設備面に関するファシリティ基準の指針が示されている。しかしながら、様々なデータセンターに特化した空調システム、空調機が存在しているが、各空調システムに応じた適切な設計手法が確立されていないのが現状である。

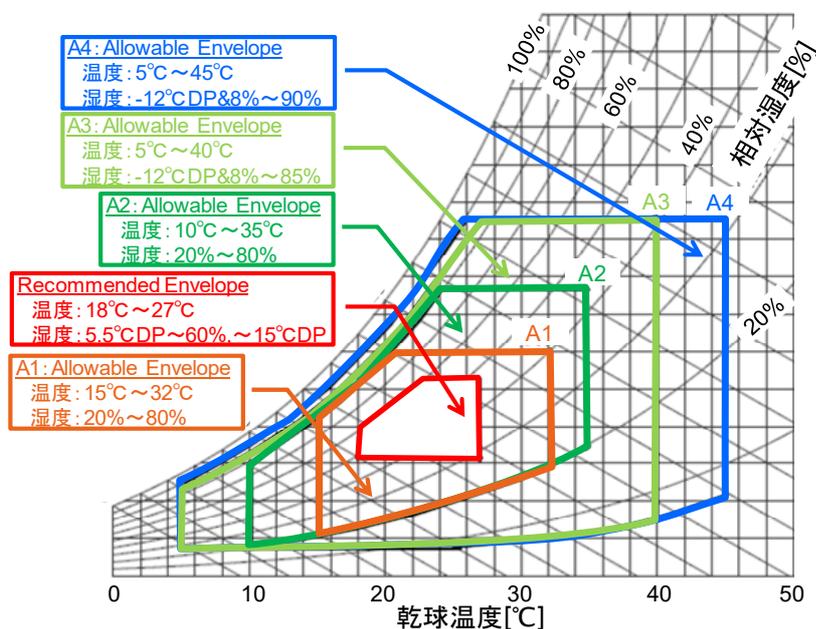


図 1.6 ASHRAE Environmental Classes for Data Centers<sup>5)</sup>

設計や運用上の課題として、機器の運用形態が設計段階と異なる場合が挙げられる。特に、データセンターを管理する事業者によっては、管理側の運用方法次第で機器の稼働率が変動することにより、状況によっては空調の運用方法や空調計画を見直す必要が生じる場合もあり得る。また、設計段階において、ラック単位の負荷情報しか入手できないことが大半のため、一般的に熱収支を重視される傾向がある。例えば、空調風量が ICT 機器風量より多い場合、冷却が過多となり空調効率が低下する恐れがある。一方、空調風量が ICT 機器風量より少ない場合、機器排気面から排出された高温空気が機器吸込み面へショートサーキットすることにより空調効率は低下する恐れがある(図 1.7)。

以上より、データセンターの運用管理をする上で重要なファクターの一つとして、サーバなどの機器を対象とした機器吸込み最高温度に着目し、この機器吸込み最高温度を ASHRAE などによって決められた所定の稼働範囲内にて運用することが重要になると考えられる。つまり、空調効率を向上させるポイントとして、機器排気面から排出された高温排気が機器吸込み面にショートサーキットしないように抑制し、空調空気を機器の冷却に有効利用することが重要であると考えられる。本研究では、データセンターにおける更なる省エネを図るために、稼働率の異なる機器や様々な空調システムにより形成されるサーバ室内の複雑な空気流動を明らかにし、各空調システムに応じて普遍的に活用可能な評価法や測定法の有効性について検討するとともに、実務上において効率的に計画や運用が可能な基礎資料を整備することを目的とする。

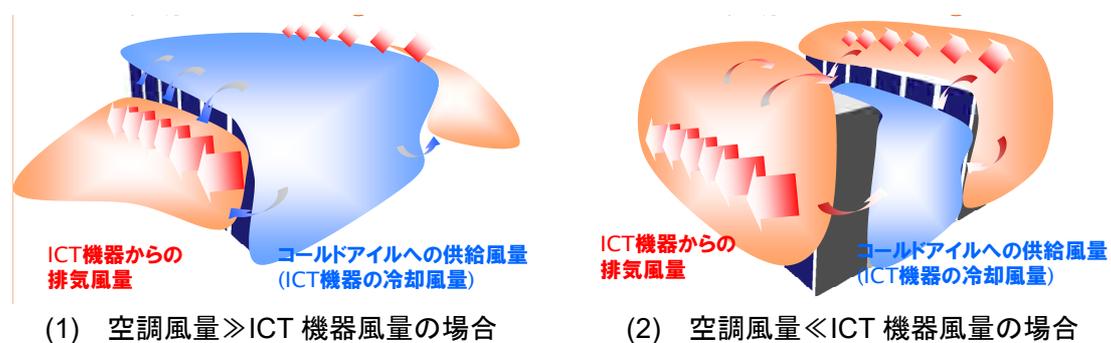


図 1.7 非効率的な空調の運用例

## 1.2 既往研究

### 1.2.1 空調方式に関する既往研究

データセンターの空調方式は一般的に広く用いられている二重床空調システムをはじめ、外気利用した空調システムなど、省エネルギーの推進や普及に伴い、様々な空調システムが存在している。例えば、サーバ室内の空調システムに着目した既往研究として、諏訪ら<sup>7)</sup>により、サーバ室内に設置する吹出し口、吸込み口のレイアウトが異なる様々な空調方

式を対象として、CFD 解析による換気性能や空調性能の違いについて比較されており、特に、天井吹出し天井吸込み方式が効率的な空調方式である点が示されている。外気利用に着目された既往研究として、山口ら<sup>9)</sup>により、データセンターの消費エネルギーを抑制する手法として外気冷房を活用した事例があるが、データセンター内のエネルギー削減に外気冷房による効果大きい点が示されている。また、サーバ室内に外気を直接導入し、気化式加湿により水の蒸発潜熱を有効利用する直接型外気冷房と、冷却塔など介してフリークーリングによる間接型外気冷房を組み合わせた場合のエネルギー削減効果について、新村ら<sup>10)</sup>により、各外気冷房の導入効果について試算に基づき検討されている。このような外気利用を行った場合、従来の高効率インバータ冷凍機を用いた水熱源システムより直接型と間接型を併用したシステムによるエネルギー削減効果が大きく、藤本ら<sup>11)</sup>により、外調機を介してサーバ室内に調節された外気を導入した場合における、環境腐食性やエネルギー削減効果について実機検証と試算により検討が行われているが、外調機にフィルタを設置することにより腐食性に関する問題はなく、従来システムに比べエネルギー削減効果があった点が示されている。一方、サーバ室内の空気環境については、宇田川ら<sup>12)</sup>やASHRAEのTC9.9から発行されているWhite Paper<sup>13)</sup>より、外気利用することによる室内環境への影響について検討されており、外気利用する際の注意点として、機器の故障の原因となり得る腐食性ガスや湿度の面について指摘されている。このような背景を踏まえ、データセンターのサーバ室は年間冷房のため空調用エネルギーが膨大となることから、各空調方式を採用することによる効果を適切に把握しておく必要がある。しかしながら、空調方式の計画や運用などのファシリティ面における対策以外に、機器の稼働率はデータセンターの事業者による運用形態次第で大きく異なる場合も多く見られる。以上より、データセンター内のエネルギー削減を検討するにあたり、各空調システムと機器の稼働率との関係や機器風量と空調風量との関係など、空調効率に影響を及ぼす因子について、詳細に検討する必要があると考えられる。

### 1.2.2 エネルギー効率に関する既往研究

PUE<sup>14)</sup>(Power Usage Effectiveness)は、データセンターのエンドユーザーがエネルギー効率を簡易的に評価するツールであり、データセンター全体の消費電力をIT機器による消費電力にて除することで算出可能である。PUEの特徴として、PUE=1.0に近くなればなるほど高効率なデータセンターである指標であり、多くの研究<sup>10) 11)</sup>ではエネルギー効率を評価する上でPUEを用いている。一方、PUEを用いた評価を行った際、データセンターの中でIT機器が消費している電力の割合を把握することが困難な点も指摘されている。運用面では、サーバ室内の温度分布は機器の稼働率や空調方式が異なることから、サーバ室内の空気流動は複雑化される傾向にあり、その結果、空調が不十分なエリアで生じる熱溜りや冷却過多によるサーバ室内の水平面や鉛直面において、設計温度から乖離した温度分布によって

生じる空調効率の低下が顕在化してきている。しかしながら、PUE による評価は、データセンターのエネルギー効率を客観的に把握する上で有効であるが、このようなサーバ室内の空気流動によって形成された結果、エネルギー効率が低下している問題や状況を把握、評価することは困難であると考えられる。

### 1.2.3 空調効率の評価法に関する既往研究

羽山・降旗ら<sup>15)</sup>のサーバ室内の熱・風量収支に基づいたブロックモデルを用いて実験結果から機器の冷却特性に有効な各パラメータを同定し、機器の冷却特性が空調効率へ与える影響を定量的に評価している。この評価モデルは、データセンターの空調効率を評価する上で簡易的で有効な評価法である。しかし、実際の運用面において、サーバ室内には多数のラック内に複数の機器が搭載されており、これらの機器全てを対象としてASHRAEなどで決められた所定の稼働範囲内に機器の機器吸込み最高温度を担保できるように運用することが重要になってくると思われる。つまり、機器を運用管理する上で重要な機器吸込み最高温度の予測に際し、羽山らが提案しているブロックモデルによる平均的な評価方法では予測対象が平均的な機器吸込み温度となるため、この評価モデルを用いて個別の機器吸込み最高温度を推定するのは一般的に困難である。そこで、提案されている評価法を用いた評価限界など、CFD解析を用いて詳細に検討する必要があると考えられる。

## 1.3 本論文の構成

本論文は、以下の構成からなる。

- ・ 第1章 序論

研究の背景および目的、本研究に関連する既往研究とその関係について述べる。

- ・ 第2章 空調効率と機器排気による再循環率の関係に関する検討

データセンターにおける空調効率の向上のポイントとして、機器排気面から排出された高温排気が機器吸込み面へショートカットするのを抑制し、空調空気を機器冷却に有効利用することが挙げられる。しかし、実際の運用では機器の稼働率や運用形態、空調方式も多種多様なため、サーバ室内の空気流動はこれまで以上に複雑化してきている。その結果、データセンターの空調効率をより向上させるために空調空気の分配性状や機器冷却の効果、機器排気による機器吸込み面への再循環の状況について、設計段階や運用段階などの各フェーズによって評価できることが望ましい。特に、ラック内に搭載される機器を運用管理する上で重要な機器吸込み最高温度の予測に際し、羽山らが提案されたブロックモデルによる平均的な評価方法では予測対象が平均的な機器吸込み温度となるため、この評価モデ

ルを用いて個別の機器吸込み最高温度を推定するのは一般的に困難である。そこで、サーバ室内を評価する上で重要なパラメータである機器排気による再循環率と機器吸込み温度の関係や熱貫流による影響、空調方式や機器の稼働位置による空調効率への影響を明らかにするために、評価モデルや評価指標を用いて CFD 解析による詳細な検討を行う。

### ・ 第3章 機器排気による再循環率測定法と適用効果の検討

第2章では、データセンターの運用管理をする上で重要なパラメータである機器吸込み最高温度を予測するために、機器排気による再循環率と機器吸込み温度の関係などについて CFD 解析を用いて詳細に検討した結果、評価モデルでの評価限界や機器吸込み温度と再循環率や風量比の関係、機器吸込み温度と空調方式や機器の稼働位置との関係を明らかにした。しかしながら、実空間において、各機器を対象とした機器排気による高温空気の排気性状や空間への拡散性状を把握するために、一般的な温度計測による熱的評価では不十分であるため、換気効率を評価する上で広く一般的に用いられているトレーサガスを用いた測定の適用を試みたいが、サーバ室に導入される機器や空調機のように、室内の空気を吸込み、再度、室内に吹出す系を対象としたトレーサガス実験法は現状、確立されていない。そこで、倉渕らはこのような条件下において、実空間で測定可能とする空気循環系における動的定常濃度を用いたトレーサガス実験法を提案しており、一部、CFD 解析や実験室実験による実験的な検討に着手している。本章では、実空間において機器排気による再循環率を測定可能とするために、倉渕らが提案するトレーサガス実験法を用いた場合の適用効果について、漏気の有無による条件下において CFD 解析を用いて検討する。

### ・ 第4章 実大実験室実験における機器排気による再循環率測定

第3章では、実空間において機器排気による再循環率を測定するために、倉渕らが提案している動的定常濃度を用いたトレーサガス実験法を用いた場合の適用効果に関して、CFD 解析による事前検討を行った。サーバ室を想定した簡易モデルを対象として、提案する実験法に基づき、漏気を伴わない場合、さらには漏気を考慮した場合の2条件下における開放系と循環系の2種類のモデルを想定した場合、循環系における室内、循環部の各ソース発生を行った場合に実現する動的定常濃度を重ね合わせることにより、開放系の定常濃度と等しい点を確認した。第3章での適用効果に基づき、サーバ室内に設置される循環系の機器や空調機を対象として、トレーサガスを機器内にて発生し、機器吸込み面にてサンプリングをすることにより、機器排気による再循環率を測定することが可能であると考えられる。そこで、本章では、実大規模の仮想サーバ室を対象とした実大実験室実験により、提案するトレーサガス実験法を用いて、実空間における機器排気による再循環率測定の有効性について検討する。

・ 第5章 実大規模による空調効率向上のための空調計画に関する検討

第4章では、実大規模の仮想サーバ室を対象とした実大実験室実験により、提案するトレーサガス実験法を用いて、実空間において機器排気による再循環率測定が可能である点を確認した。そこで、本章では実大規模のデータセンターを想定して、第2章にてCFD解析による詳細な検討結果に基づき、再循環率と風量比の関係、機器吸込み温度と風量比の関係、空調効率と風量比の関係について明らかにする。以上より、これまでに得られた知見に基づき、データセンターの空調効率を更に向上させるために、実務上において効率的に計画や運用が可能な空調計画の手法について検討する。

・ 第6章 総括

6章では、全体の総括と今後の課題と展望について述べる。

図1.8に本論文の構成の概要を示す。

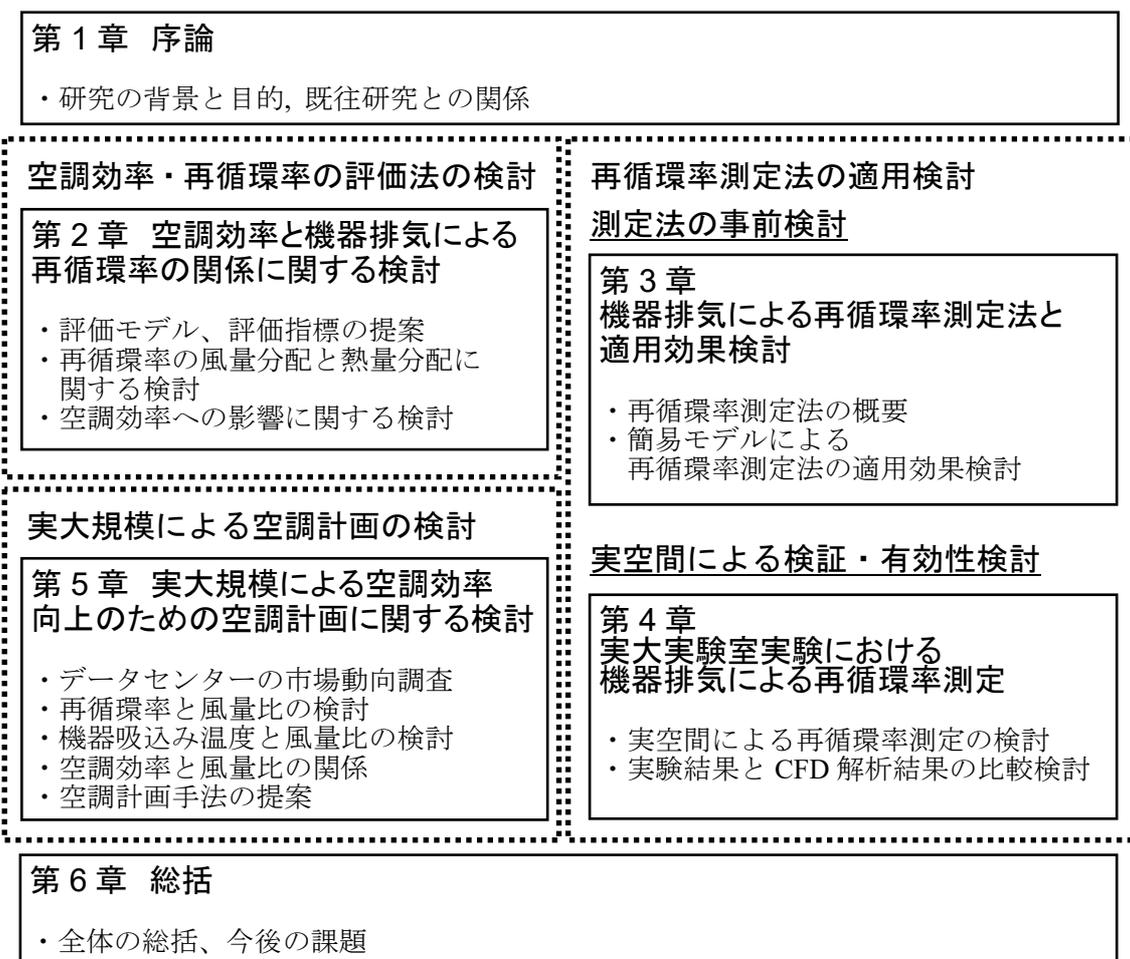


図1.8 本論文の構成



## 第2章

### 空調効率と機器排気による 再循環率の関係に関する検討



## 第2章

### 空調効率と機器排気による再循環率の関係に関する検討

#### 2.1 はじめに

データセンターにおける空調効率の向上のポイントとして、機器排気面から排出された高温排気から機器吸込み面へのショートカットを抑制し、空調空気を機器冷却に有効利用することが挙げられる。しかし、実際の運用では機器の稼働率や運用形態、空調方式も多種多様なため、サーバ室内の空気流動はこれまで以上に複雑化してきている。その結果、データセンターの空調効率をより向上させるために空調空気の分配性状や機器冷却の効果、機器排気による機器吸込み面への再循環の状況について、設計段階や運用段階などの各フェーズによって評価できることが望ましい。特に、ラック内に搭載される機器を運用管理する上で重要な機器吸込み最高温度の予測に際し、羽山らが提案されたブロックモデルによる平均的な評価法<sup>15)</sup>では予測対象が平均的な機器吸込み温度となるため、この評価モデルを用いて個別の機器吸込み最高温度を推定するのは一般的に困難である。

本章では、サーバ室内を評価する上で重要なパラメータである機器排気による再循環率と機器吸込み温度の関係や熱貫流による影響、空調方式や機器の稼働位置による空調効率への影響を明らかにするために、評価モデルや評価指標を用いて CFD 解析による詳細な検討を行う。

#### 2.2 評価モデル・評価指標

##### 2.2.1 評価モデル

図 2.1 に熱収支式、風量収支式に基づく評価モデルを示す。本評価モデルは羽山らの評価モデル<sup>15)</sup>を基本とし、一部の条件を修正したブロックモデルである。本評価モデルでは空調機から吹出す空調機吹出し温度  $\theta_0$  が空調機風量  $V$  にて室内に供給され、室内の機器発熱  $H_m$  によって空調機吸込み温度  $\theta_1$  まで昇温し空調機に戻る、循環フローの二重床吹出天井排気システムを想定した。既往研究にて提案される評価モデルと本評価モデルとの異なる点として、評価モデルの簡略化を図るために、既往研究の評価モデルにて組み込まれている室内再循環比  $\gamma_r$  の中に機器再循環比  $\gamma_m$  を一緒に組み込んで考慮し、機器吸込み側で評価する因子を機器吸込み温度のみに限定した改訂モデルである。

また、壁体などの躯体からの熱損失  $H_w$  の影響については、機器の冷却に影響を与える場合と機器の冷却に直接影響を与えない場合が想定されるが、本研究ではモデルの単純化を

図るために  $H_w$  については考慮せず、その影響については別途検討する。

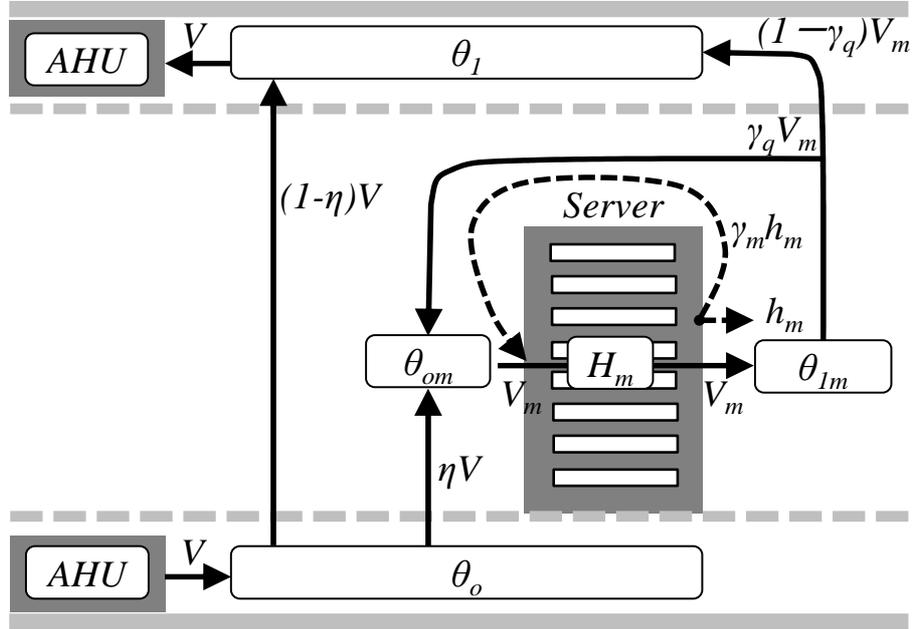


図 2.1 評価モデル

ここで、本評価モデルに基づき、式 (2.1) は機器吸込み温度  $\theta_{om}$  に関する関係式、式 (2.2) は空調機吸込み温度  $\theta_1$  に関する関係式として表される。

$$\theta_0 \eta V + \theta_{lm} \gamma_q V_m = \theta_{om} V_m \quad (2.1)$$

$$\theta_0 (1-\eta)V + \theta_{lm} (1-\gamma_q)V_m = \theta_1 V \quad (2.2)$$

以上より、式 (2.1) を展開し、式 (2.2) に代入すると、以下の式として表される。

$$(\theta_1 - \theta_0)V = (\theta_{lm} - \theta_{om})V_m \quad (2.3)$$

## 2.2.2 評価指標

本評価モデルにおいて、空調機風量  $V$  に対する機器の冷却に有効な風量比率を有効空調率  $\eta$  ( $0 \leq \eta \leq 1$ )、機器風量  $V_m$  のうちラック廻りや機器間を通じて機器の吸込み側へ再循環する風量比率を風量による再循環率  $\gamma_q$  ( $0 \leq \gamma_q \leq 1$ ) と定義すると、空調機風量  $V$  は機器の冷却に有効な風量  $\eta V$  と機器の冷却に寄与しない風量  $(1-\eta)V$  に分離できる。以上より、機器風量  $V_m$  に関する風量収支式は以下のように表され、有効空調率  $\eta$  を大きくするためには、再循環率  $\gamma_q$  を小さくすることが必要であると考えられる。

$$\gamma_q V_m + \eta V = V_m \quad (2.4)$$

$$\gamma_q = 1 - \eta \frac{V}{V_m} \quad (2.5)$$

一方、機器排気による再循環率は風量による再循環率  $\gamma_q$  以外に、機器排気温度の分布の影響を含む熱量による再循環率も考えられる。ここで、熱量による再循環率を  $\gamma_m (0 \leq \gamma_m \leq 1)$ 、機器排気面からの排熱量を  $h_m$  と定義した場合、以下の関係式が成り立つ。

$$h_m = (\theta_{1m} - \theta_0) C_p \rho V_m \quad (2.6)$$

$$h_m - \gamma_m h_m = H_m \quad (2.7)$$

以上より、式 (2.7) を展開すると、熱量による再循環率  $\gamma_m$  は以下の式で表される。

$$\gamma_m = \frac{h_m - H_m}{h_m} \quad (2.8)$$

このように、サーバ室内の空気流動は複雑のため、機器から排気される風量による再循環率  $\gamma_q$  や熱量による再循環率  $\gamma_m$  を適切に評価する必要があると考えられる。

## 2.3 熱貫流を考慮しない機器再循環率の風量分配と熱量分配の関係

### 2.3.1 解析概要

図 2.2 にデータセンターで広く用いられている二重床空調方式の従来方式 A、図 2.3 に従来方式 A とは対照的な天井吸込み口を有する従来方式 B の解析モデル、図 2.4 に各モデルの鳥瞰図、表 2.1 に解析条件を示す。

解析モデルとして、ANSI 規格の TIA-942-2005<sup>16)</sup>に基づき、空調機やラックの位置などを考慮し、天井吸込み口が従来方式 A ではホットアイル側、一方、従来方式 B ではコールドアイル側に設置され、二重床の下部から室内上部へ給気を行うモデルを想定した。負荷条件として、機器発熱量は定格 2kW/台が 4 台/ラック、計 24 台/室を搭載し、実際の運用を想定し、定格×25%(アイドル時)、定格×50%、定格×75%(高負荷時)の 3 ケースを想定する。なお、各解析モデルの計算格子(セル数)は VDI 6019:2009<sup>17)</sup>に基づき決定した。ただし、本検討では、機器吸込み温度に対する熱貫流の影響を把握するために、熱貫流を考慮しない条件にて機器発熱量は定格×50%の一定条件(1.0kW/台)、機器風量は機器の吸排気温度差 = 10°C となる風量 297m<sup>3</sup>/h・台とし、空調総風量と機器総風量が等しい条件にて解析を行った。

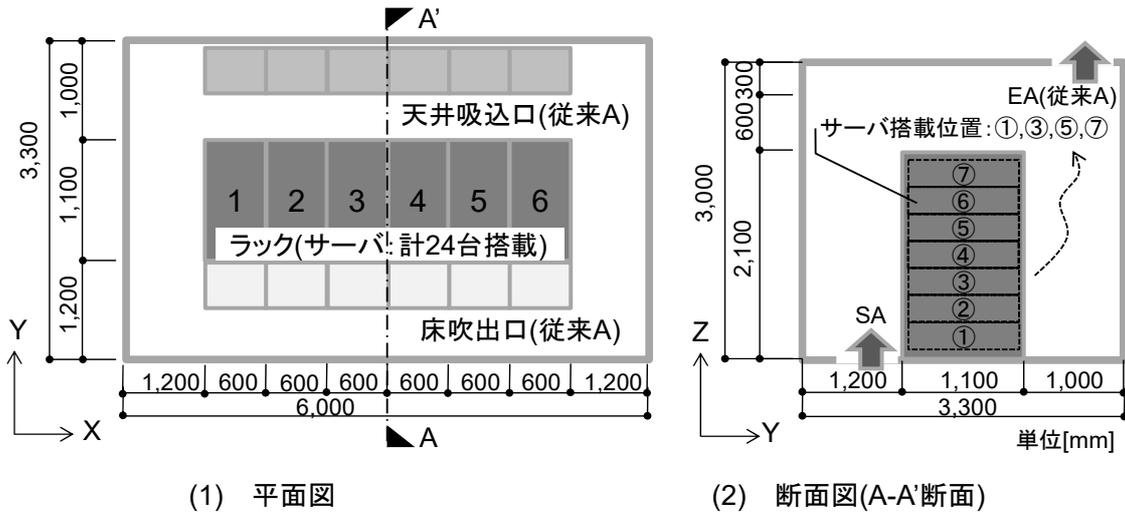


図 2.2 解析モデル(従来方式 A)

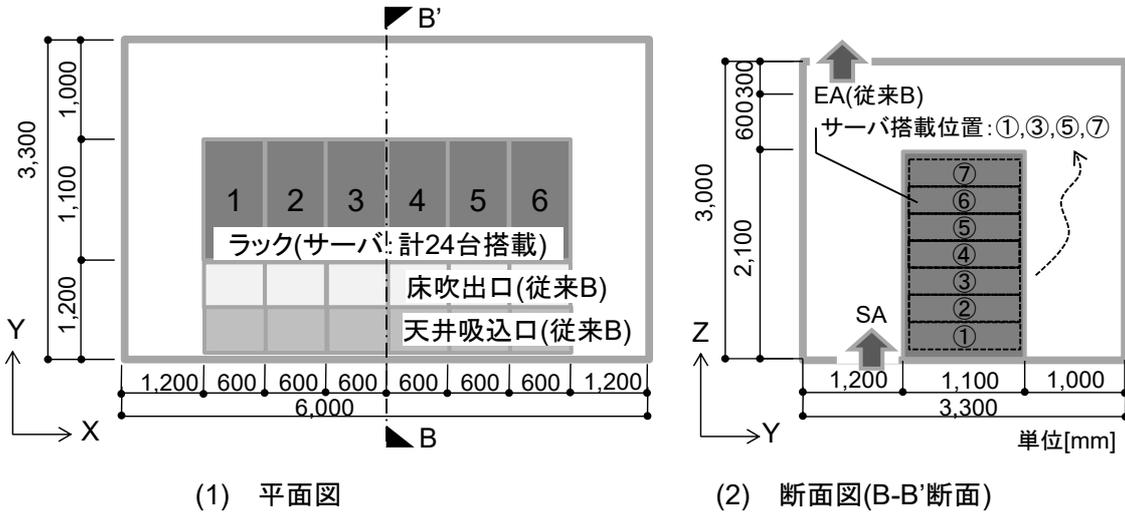


図 2.3 解析モデル(従来方式 B)

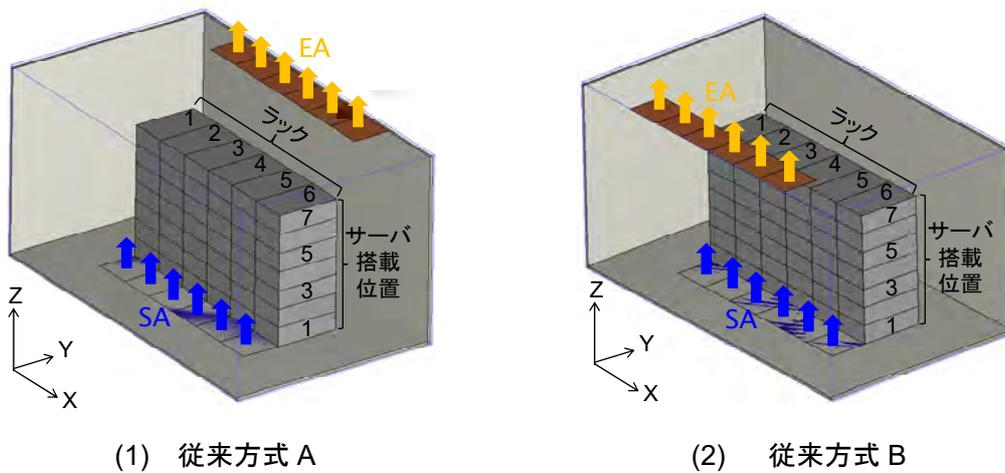


図 2.4 解析モデル(鳥瞰図)

表 2.1 解析条件

解析領域	6.0(x)×3.3(y)×3.0 (z) [m]
乱流モデル	標準 k-ε モデル(高レイノルズ)
差分スキーム	1次風上差分
解法	SIMPLE
壁面応力条件	一般化対数則
流入・ 流出条件	サーバ吸込面 :0.6×0.3[m], $U_{in}=0.4583[m/(s \cdot 台)]$ (1,3,5,7 段目)(稼働率:50%) サーバ排気面 :0.6×0.3[m], $U_{out}=0.4583[m/(s \cdot 台)]$ (1,3,5,7 段目)(稼働率:50%) 従来方式 A・B : 吸込面 0.6×0.6[m],吹出し面 0.6×0.6[m] 稼働率:25% $U_{in}=0.4583[m/(s \cdot 台)], U_{out}=0.4583[m/(s \cdot 台)]$ 稼働率:50% $U_{in}=0.9166[m/(s \cdot 台)], U_{out}=0.9166[m/(s \cdot 台)]$ 稼働率:75% $U_{in}=1.3749[m/(s \cdot 台)], U_{out}=1.3749[m/(s \cdot 台)]$
	局所空調方式 : 吸込面 0.6×0.6[m],吹出し面 0.6×0.3[m] 稼働率 25% $U_{in}=0.4583[m/(s \cdot 台)], U_{out}=0.9166[m/(s \cdot 台)]$ 稼働率 50% $U_{in}=0.9166 [m/(s \cdot 台)], U_{out}=1.8332[m/(s \cdot 台)]$ 稼働率 75% $U_{in}=1.3749 [m/(s \cdot 台)], U_{out}=2.7498[m/(s \cdot 台)]$
発熱・ 冷却条件	サーバ発熱量 : 稼働率 25% 0.5[kW/台], 2[kW/ラック], 6[ラック/室] 稼働率 50% 1.0[kW/台], 4[kW/ラック], 6[ラック/室] 稼働率 75% 1.5[kW/台], 6[kW/ラック], 6[ラック/室]
	従来方式 : 0°C吹出し温度固定 局所空調方式: 0°C吹出し温度固定, 6 台

### 2.3.2 機器排気による再循環率算出方法

本検討では、風量分配による機器排気の再循環率  $\gamma_q$  を求めるために、各機器の排気面に濃度 1 のパッシブスカラーを定量発生させ、各機器の吸込面に到達する再循環量を合計することで再循環率  $\gamma_q$  を算出した。一方、熱量分配による機器排気の再循環率  $\gamma_m$  は、上述した式 (2.8) より機器排気面からの排熱量  $h_m$ 、機器発熱量  $H_m$  を用いて算出した。

### 2.3.3 解析結果

表 2.2 に熱貫流を考慮しない場合における風量分配による機器排気の再循環率  $\gamma_q$ 、熱量分配による機器排気の再循環率  $\gamma_m$  を示す。機器排気による再循環率  $\gamma_q$  と  $\gamma_m$  は、従来方式 A では 6.6%、6.2%、従来方式 B では 8.4%、8.0%と差は著しくはないが、厳密には一致しないことを確認した。

表 2.2 風量・熱量分配による機器排気の再循環率  $\gamma_q$ 、 $\gamma_m$ (熱貫流：なし)

従来方式 A	風量による再循環率 $\gamma_q$	6.6[%]
	熱量による再循環率 $\gamma_m$	6.2[%]
従来方式 B	風量による再循環率 $\gamma_q$	8.4[%]
	熱量による再循環率 $\gamma_m$	8.0[%]

## 2.4 熱貫流を考慮した機器再循環率の風量分配と熱量分配の関係

### 2.4.1 解析概要

図 2.5 に熱貫流を考慮した場合における評価モデルを示す。壁体などの躯体からの熱貫流  $H_w$  を考慮する際に機器の排気面からの  $H_w$  のみに由来し、機器発熱の影響を取り除いた排熱量を  $h_w$  とし、 $h_w$  の一部が機器吸込み面に再循環する比率を  $\gamma_w (0 \leq \gamma_w \leq 1)$  とすると、機器排熱量は機器吸込み面への再循環量  $\gamma_w h_w$  とそれ以外の熱量  $(1 - \gamma_w) h_w$  に分離できる。一方、 $h_w$  のうち、機器に吸込まれる比率を  $\eta_w (0 \leq \eta_w \leq 1)$  と定義した場合、機器に吸込まれる熱量  $\eta_w H_w$  とそれ以外の熱量  $(1 - \eta_w) H_w$  に分離できる。よって、以下の式 (2.9)、式 (2.10) の関係式が成り立つ。

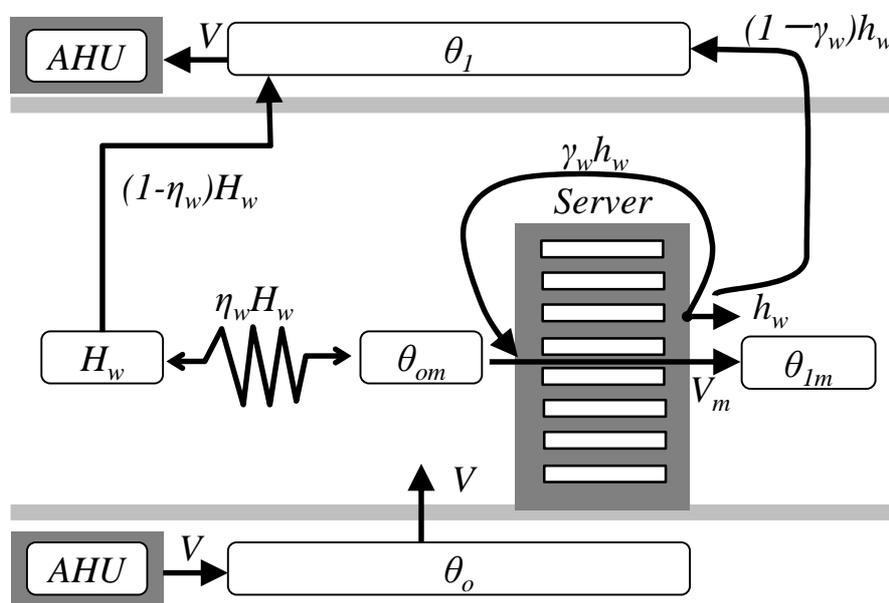


図 2.5 熱貫流を考慮した評価モデル

$$\gamma_w h_w + \eta_w H_w = h_w \quad (2.9)$$

$$\gamma_w = \frac{h_w - \eta_w H_w}{h_w} \quad (2.10)$$

### 2.4.2 検討ケース

図 2.6 に示す検討ケースでは、機器発熱と熱貫流が共存する条件で求めた流れ場を固定した状態で、Case A<sub>m</sub>、Case B<sub>m</sub> は機器発熱のみの再循環率  $\gamma_m$  をパッシブスカラーの輸送方程式を解いて求めたものである。一方、Case A<sub>w</sub>、Case B<sub>w</sub> では機器発熱の影響を取り除いた条件での熱貫流のみの再循環率  $\gamma_w$  を、一方、Case A<sub>mw</sub>、Case B<sub>mw</sub> では機器と熱貫流が共存する条件での再循環率  $\gamma_{mw}$  を検討した。ここで、Case A<sub>w</sub>、Case B<sub>w</sub> にて考慮する熱貫流  $H_w$  は機器総負荷の 1/100 となる 240W とし、機器発熱の影響を取り除いた条件での熱貫流のみの再循環率  $\gamma_w$  の算出方法として、第一に機器吸込み平均温度  $\theta_{0m}$  を用いて、 $\eta_w H_w = \theta_{0m} C_p \rho V_m$  より  $\eta_w = 0.3$  算出し、式 (2.10) より再循環率  $\gamma_w$  を算出した。また、対象となる解析モデルは、図 2.2 に示す従来方式 A、従来方式 B を想定し、各ケースにおける空調吹出し温度は便宜的に 0°C 固定の条件とした。

壁面からの熱貫流による機器吸込み温度への影響を把握するために、図 2.5 に示す解析モデルの天井・床以外の 4 面の壁が ALC(熱貫流率 0.166W/m<sup>2</sup>・K)で覆われた空間を想定し、東京都における夏・冬の標準気象データ(夏：最高外気温 33.9°C、冬：最低外気温 -0.3°C、室内温度 26°C と仮定)を用いて熱貫流量を推定し、熱貫流/機器総負荷で規準化して機器吸込み平均温度の関係について比較した。

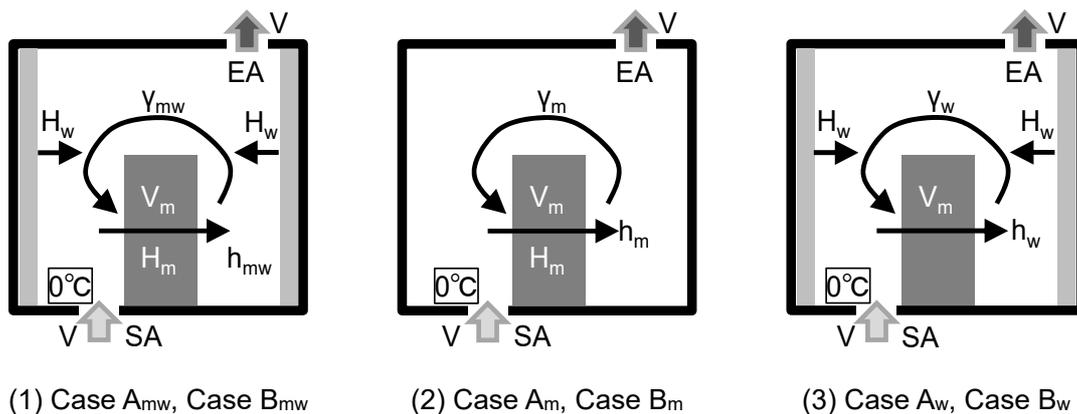


図 2.6 検討ケース

### 2.4.3 解析結果

表 2.3 に示す熱貫流を考慮した再循環率  $\gamma_m$ 、 $\gamma_w$ 、 $\gamma_{mw}$  は、熱貫流を考慮しない場合における風量分配による機器排気の再循環率  $\gamma_q$  と同様に、従来方式 A、B のように空調方式による差は著しくはないが、厳密には一致しない。

一方、東京都における夏・冬の標準気象データを用いた室内に対する試算した熱貫流量は 70.8W、-235.8W(夏 1.31W/m<sup>2</sup>、冬-4.37W/m<sup>2</sup>)となり、熱貫流による機器の吸込み平均温度上昇(下降)は熱貫流/機器総負荷で規準化した場合、表 2.4 に示す熱貫流/機器総負荷が-0.01～0.01 の範囲を示す。このことから、機器吸込み平均温度上昇(下降)は、-0.04～0.03℃とそもそも影響は著しく小さい。つまり、サーバ室内のように、機器発熱量が圧倒的に大きい環境下では、熱貫流の影響を無視しても室内熱環境に及ぼす影響は少ないと言える。

表 2.3 風量・熱量分配による機器排気の再循環率 (熱貫流：あり)

従来方式 A	Case A (機器のみ考慮)	再循環率 $\gamma_q$	6.6[%]
	Case A <sub>m</sub> (機器のみ考慮)	再循環率 $\gamma_m$	6.3[%]
	Case A <sub>w</sub> (熱貫流のみ考慮)	再循環率 $\gamma_w$	6.6[%]
	Case A <sub>mw</sub> (機器・熱貫流考慮)	再循環率 $\gamma_{mw}$	6.4[%]
従来方式 B	Case B (機器のみ考慮)	再循環率 $\gamma_q$	8.4[%]
	Case B <sub>m</sub> (機器のみ考慮)	再循環率 $\gamma_m$	8.1[%]
	Case B <sub>w</sub> (熱貫流のみ考慮)	再循環率 $\gamma_w$	8.3[%]
	Case B <sub>mw</sub> (機器・熱貫流考慮)	再循環率 $\gamma_{mw}$	8.2[%]

表 2.4 機器吸込み平均温度上昇(下降)と熱貫流/機器総負荷の関係

熱貫流/機器総負荷[-]	-1.0	-0.1	-0.01	0.01	0.1	1.0
熱貫流による 機器吸込み温度への影響比率 $\eta_w$ [%]	44.5	43.6	35.7	30.1	28.1	28.9
機器吸込み平均温度上昇(下降)[℃]	-4.45	-0.44	-0.04	0.03	0.28	2.89

## 2.5 空調効率の影響に関する検討

### 2.5.1 解析概要

図 2.2 に示す解析モデルの比較モデルとして、図 2.7、図 2.8 に機器から高温空気が排気される排気側の天井面に空調機を有する局所空調方式の解析モデル、表 2.5 に検討ケースを示す。検討ケースとして、空調方式別に従来方式 A、従来方式 B、局所空調方式の 3 ケース、機器の稼働率を定格 2kW/機器に対して、一律 25%(0.5kW/台、2kW/ラック)、50%(1.0kW/台、4kW/ラック)、75%(1.5kW/台、6kW/ラック)の 3 ケース、空調機風量  $V$  と機器風量  $V_m$  による風量比  $V/V_m$  に対して、0.8、0.9、1.0、1.1、1.2、1.3 と変化させた 5 ケースの計 45 ケースを検討した。なお、各機器単体の風量分配による再循環率  $\gamma_q$  を求めるにあたり、各機器の排気面にて濃度 1 のパッシブスカラーを定量発生させ、各機器の吸込面におけるパッシブスカラー到達量から求める。図 2.9 にラックに搭載された計 24 台分の機器の稼働位置を示す。

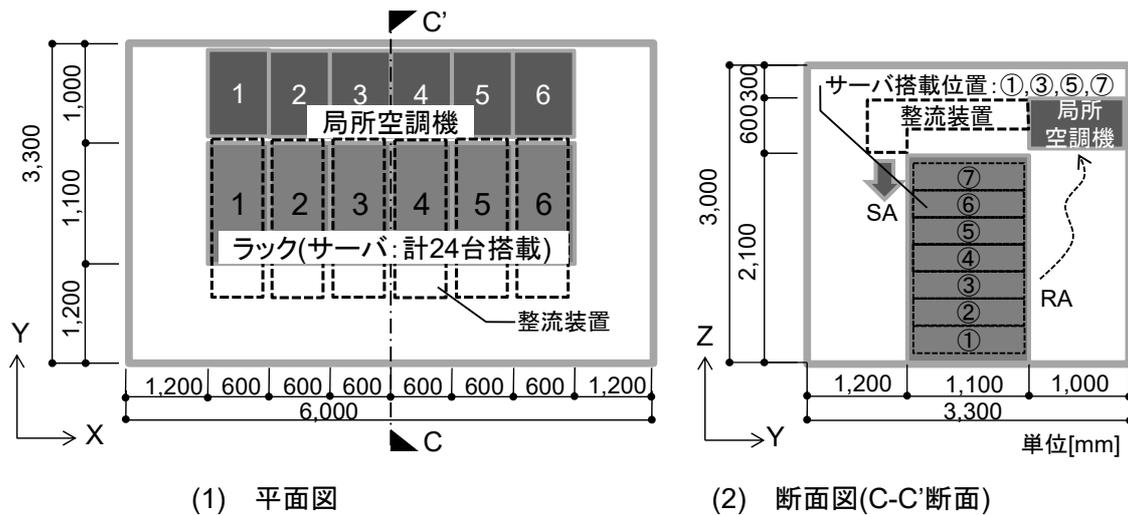


図 2.7 解析モデル(局所空調方式)

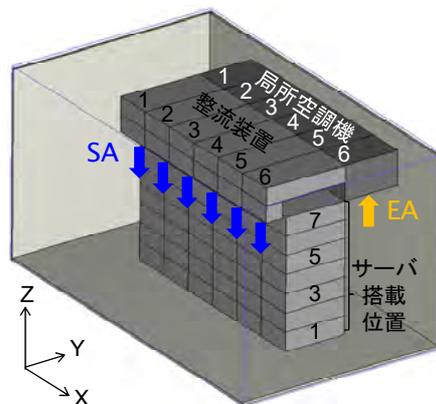


図 2.8 解析モデル(鳥瞰図：局所空調方式)

表 2.5 検討ケース

ケース名	空調方式	機器発熱量[kW/ラック]	風量比 $V/V_m$ [-]
Case A-1	従来方式 A	2(稼働率：25%)	0.8
Case A-2		4(稼働率：50%)	
Case A-3		6(稼働率：75%)	
Case B-1	従来方式 B	2(稼働率：25%)	0.9
Case B-2		4(稼働率：50%)	1.0
Case B-3		6(稼働率：75%)	1.1
Case C-1	局所空調方式	2(稼働率：25%)	1.2
Case C-2		4(稼働率：50%)	1.3
Case C-3		6(稼働率：75%)	

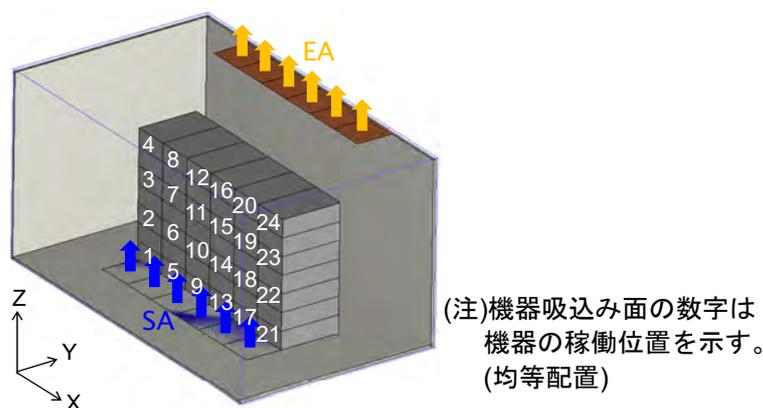


図 2.9 機器の稼働位置(従来方式 A の場合)

### 2.5.2 空調方式と再循環率の関係

機器の稼働率別における空調方式による風量比と風量分配による再循環率  $\gamma_q$  の関係について、機器の稼働率が 25%(0.5kW/台、2kW/ラック)を図 2.10、機器の稼働率が 50%(1.0kW/台、4kW/ラック)を図 2.11、機器の稼働率が 75%(1.5kW/台、6kW/ラック)を図 2.12 に示す。なお、図 2.10～図 2.12 の番号(1、3、5、7)は機器の搭載位置(ラック下端から 1 と表記)を示す。また、機器の稼働率別における空調方式による機器吸込み面近傍鉛直断面の再循環率分布については、機器の稼働率別に図 2.13～図 2.15、一方、図 2.13～図 2.15 の再循環率分布に対応した温度分布として、機器の稼働率別に図 2.16～図 2.18 に示す。

各空調方式による再循環率  $\gamma_q$  は機器の稼働位置によらず、機器の稼働率の増加に伴い増加傾向にある。特に、局所空調方式の再循環率  $\gamma_q$  は従来方式 A、B に対して全体対に小さいが、機器の稼働率が低い場合、風量比  $V/V_m$  の減少に伴いラック下端に搭載される機器の再循環率  $\gamma_q$  が他の空調方式に比べ大きい傾向を示す。この理由として、局所空調方式では

機器の稼働率が低く、風量比が  $V/V_m=1.0$  以下と小さい場合、ラック上部に搭載される機器と局所空調機間においてショートサーキットが生じることによって、ラック下部に搭載される機器の高温空気を局所空調機によって効率的に捕集することが出来ていないためである。また、各空調方式において、風量比  $V/V_m$  の増加に伴い再循環率  $\gamma_q$  は小さくなり、機器の稼働位置による差異は小さくなる傾向にある。

機器の吸込み面近傍における鉛直断面温度分布(図 2.16～図 2.18)より、機器吸込み温度が高いラック上部(稼働位置:7)と機器吸込み温度が低いラック下部(稼働位置:1)の機器では、特に風量比  $V/V_m$  の減少に伴い、機器吸込み温度の温度差が  $10^{\circ}\text{C}$  以上となるケースも見られる。以上より、機器を運用管理する上で重要な機器吸込み最高温度を抑制する上で、機器から排気される高温空気の再循環を抑制することが重要であると考えられるため、各機器単体の風量分配による再循環率  $\gamma_q$  や熱量分配による再循環率  $\gamma_m$  を適切に把握する必要がある。

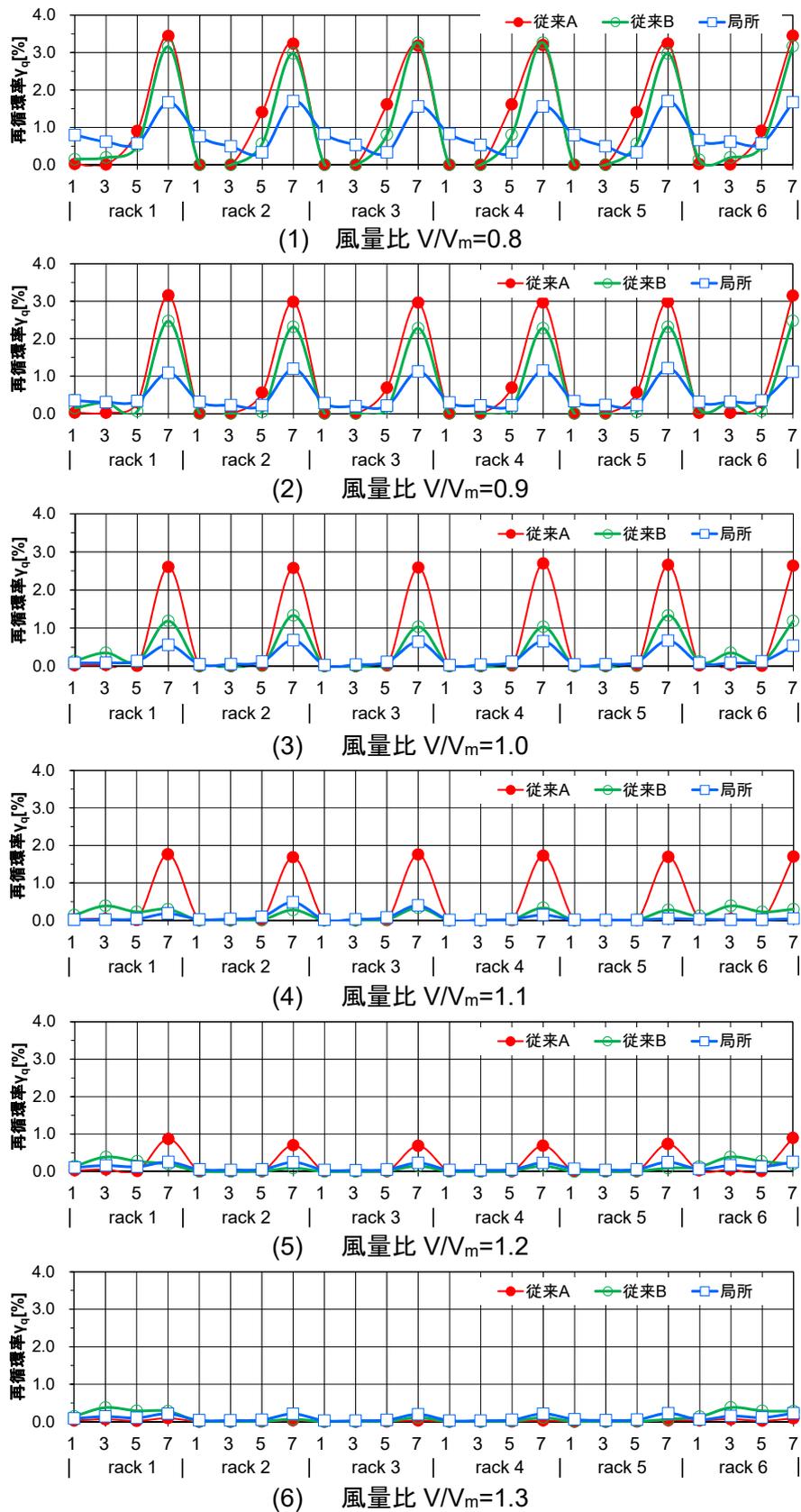


図 2.10 空調方式による風量比と再循環率の関係(機器稼働率 : 25%)

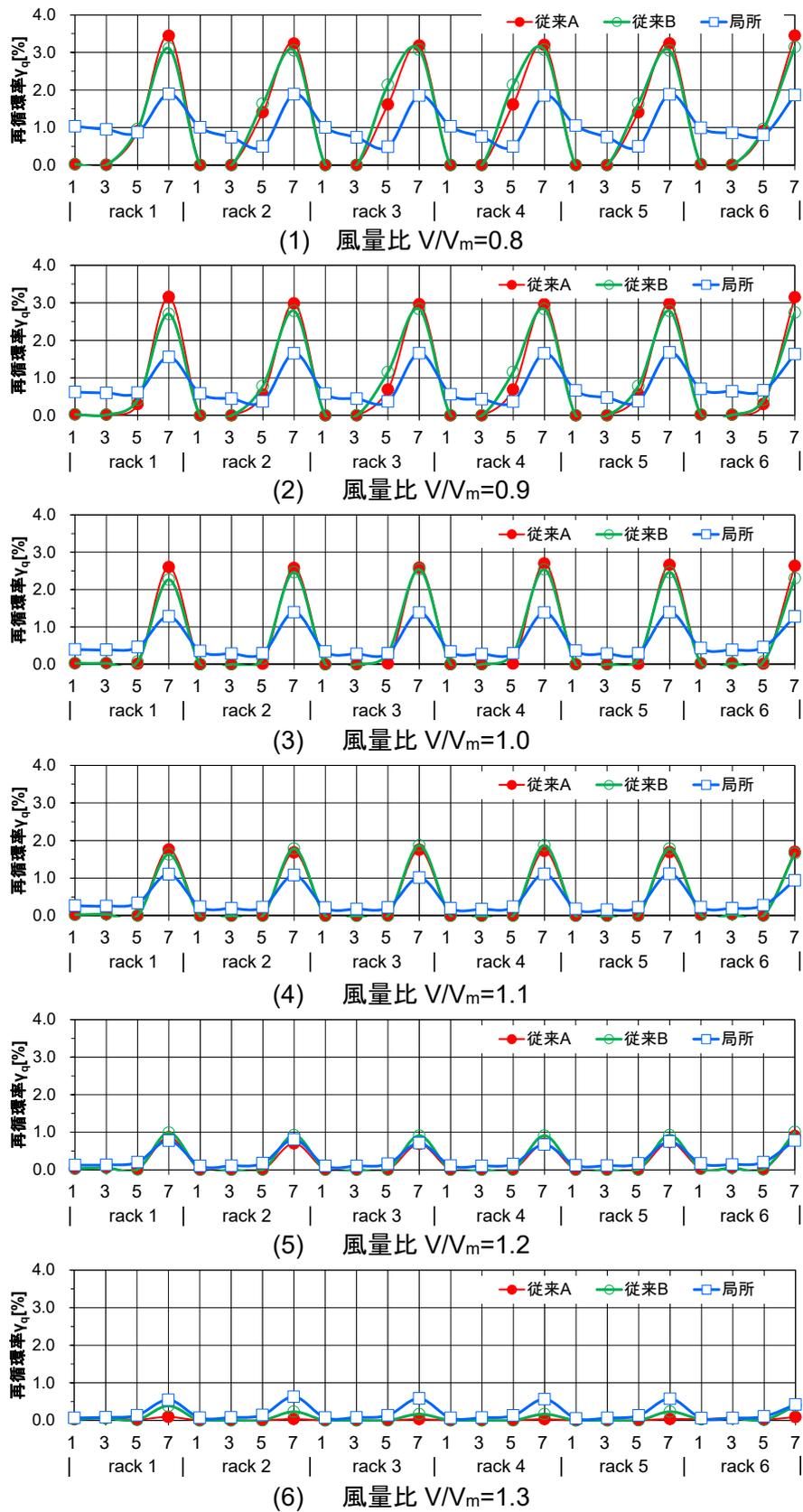


図 2.11 空調方式による風量比と再循環率の関係(機器稼働率 : 50%)

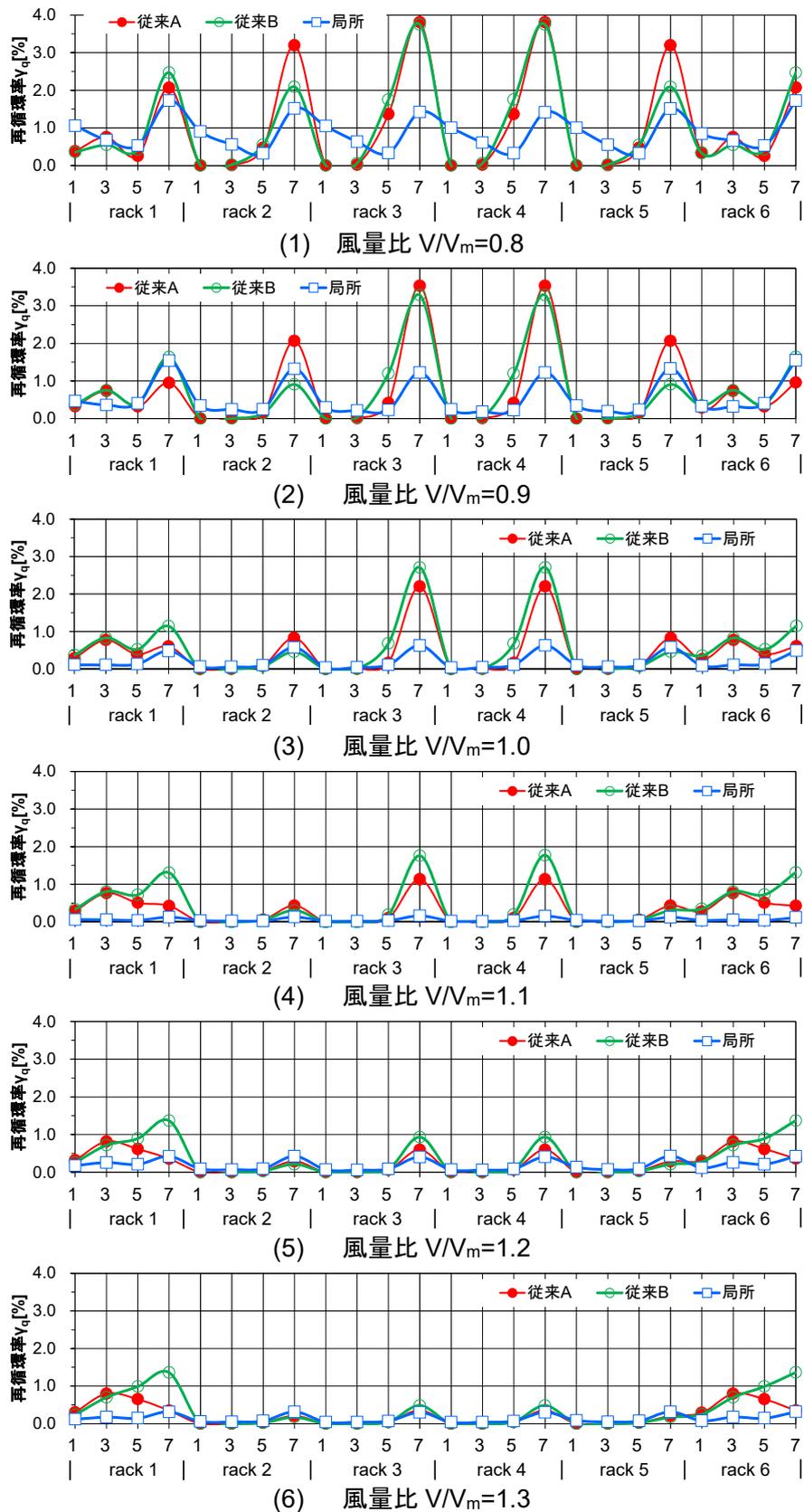


図 2.12 空調方式による風量比と再循環率の関係(機器稼働率 : 75%)

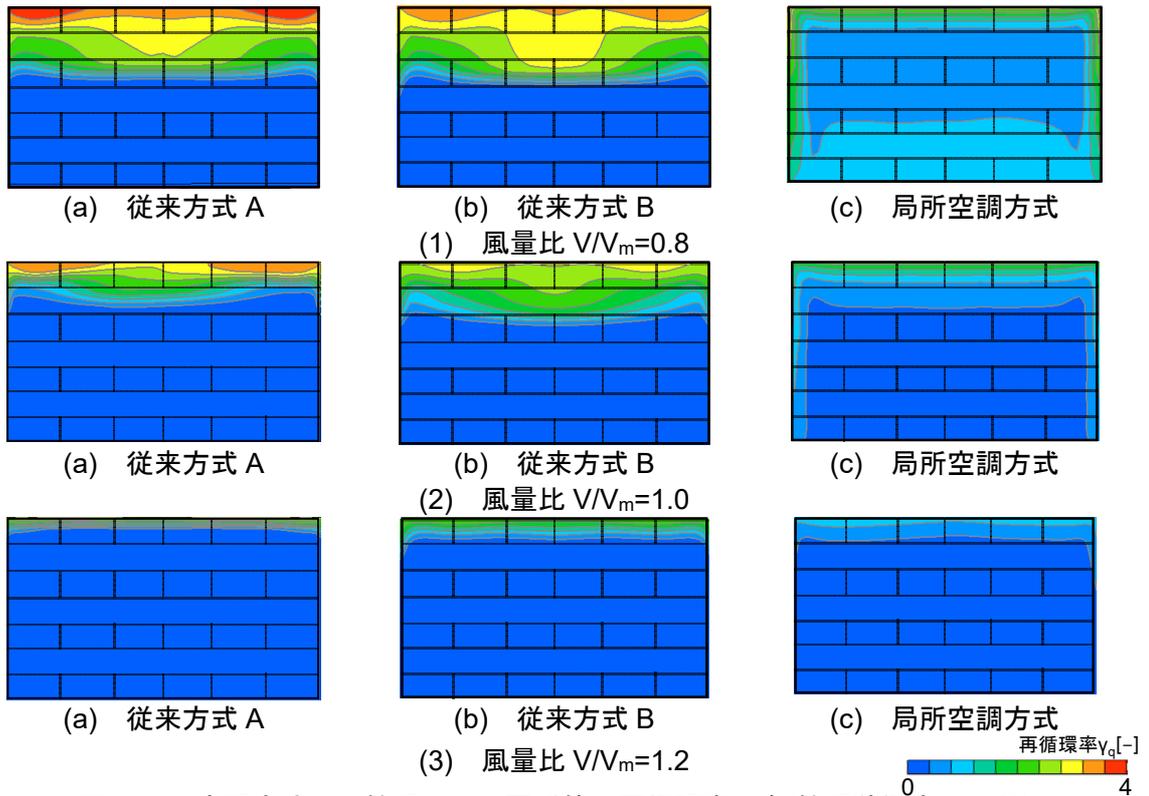


図 2.13 空調方式別の機器吸込み面近傍の再循環率分布(機器稼働率：25%)

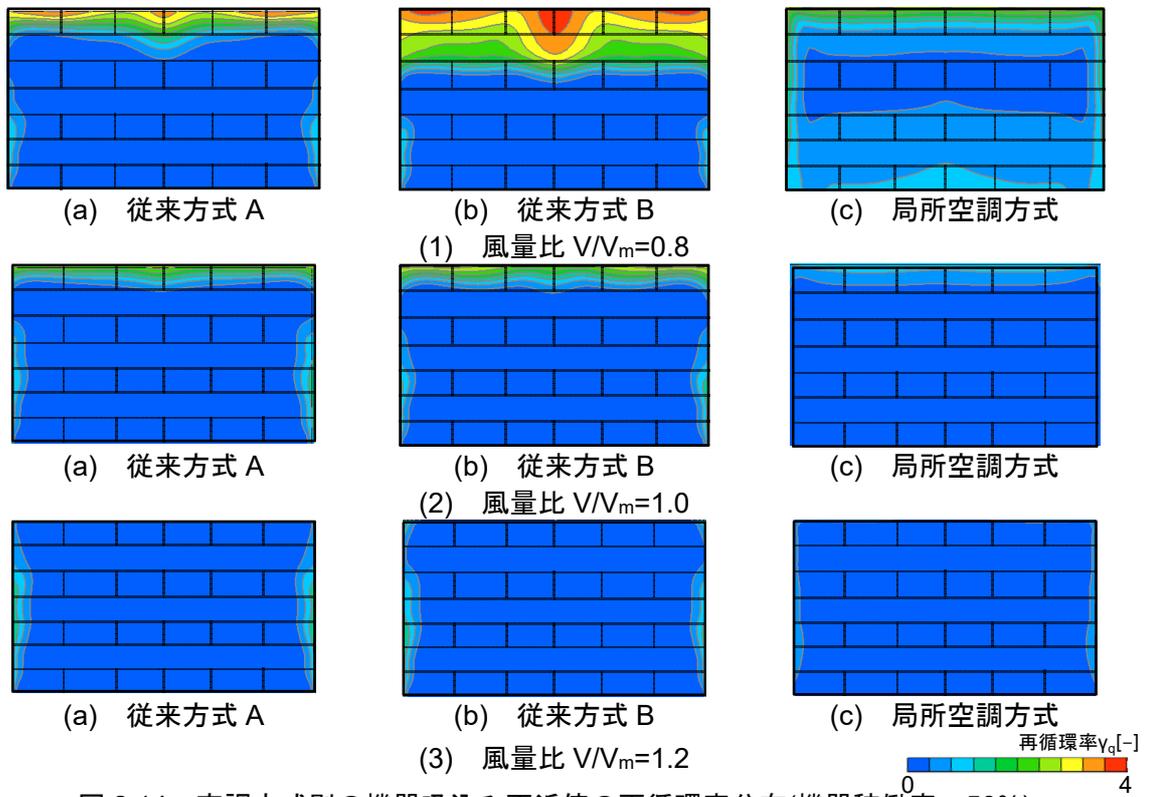


図 2.14 空調方式別の機器吸込み面近傍の再循環率分布(機器稼働率：50%)

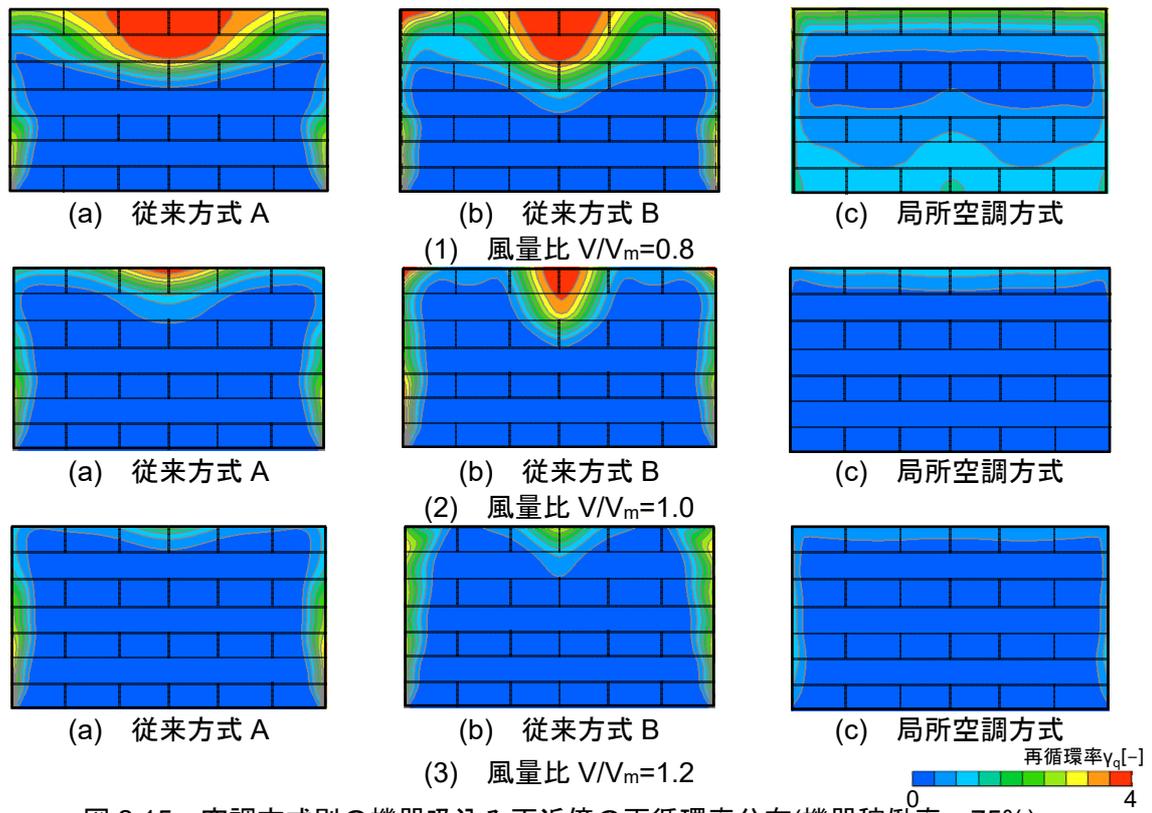


図 2.15 空調方式別の機器吸込み面近傍の再循環率分布(機器稼働率 : 75%)

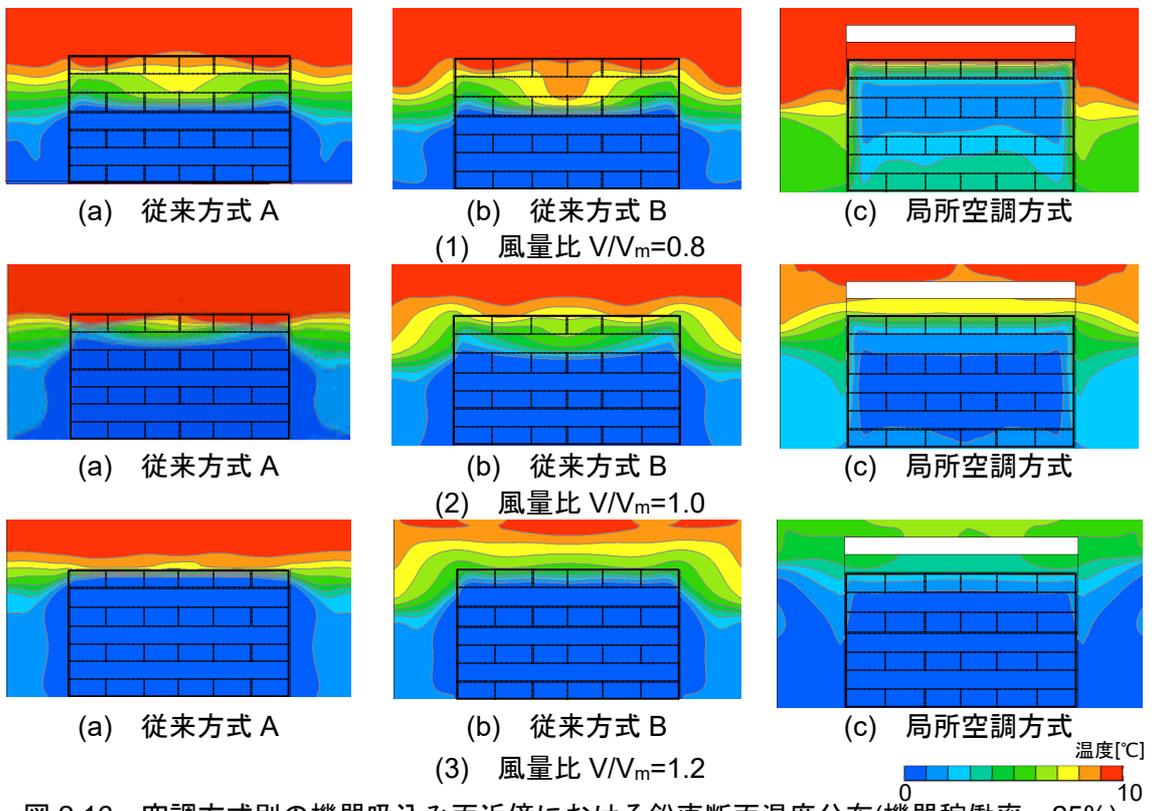


図 2.16 空調方式別の機器吸込み面近傍における鉛直断面温度分布(機器稼働率 : 25%)

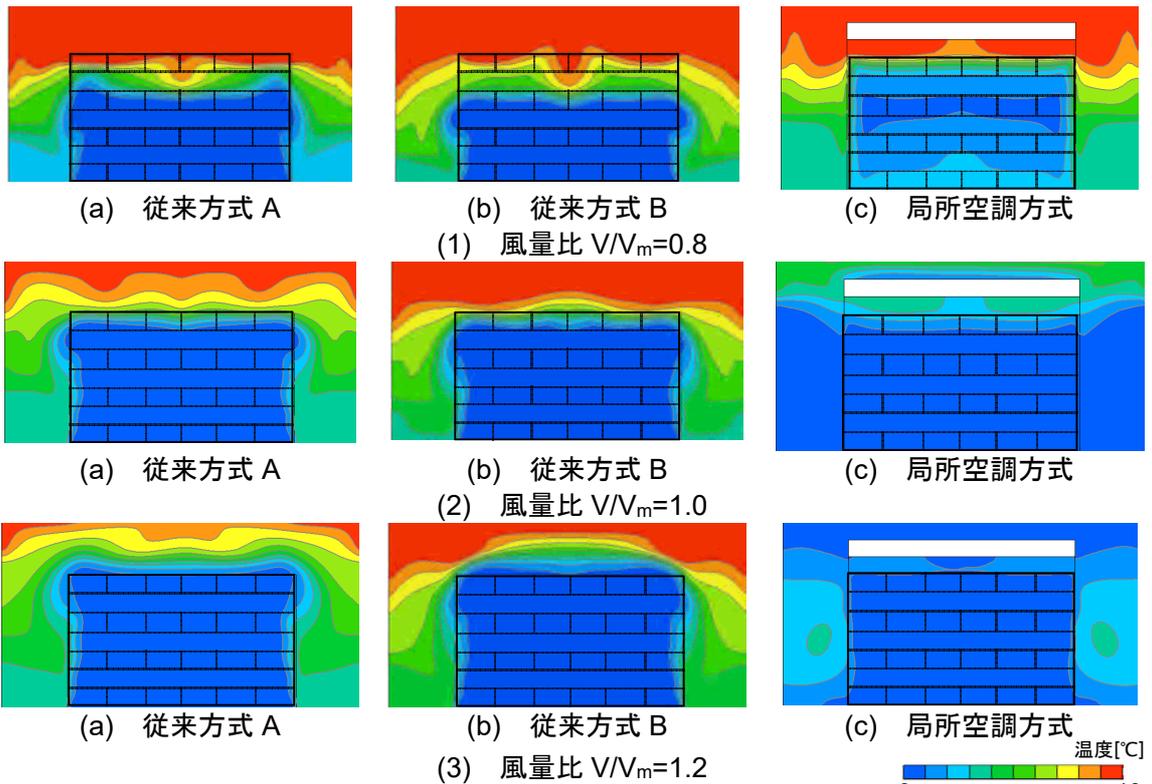


図 2.17 空調方式別の機器吸込み面近傍における鉛直断面温度分布(機器稼働率：50%)

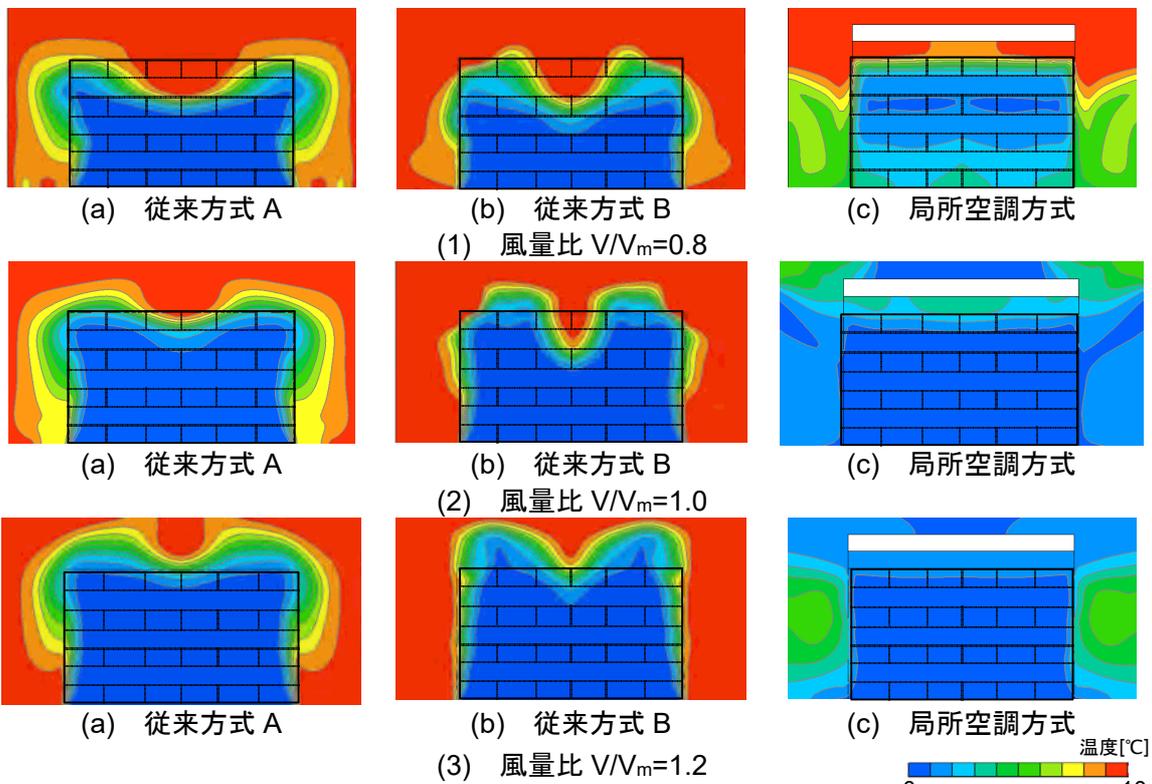


図 2.18 空調方式別の機器吸込み面近傍における鉛直断面温度分布(機器稼働率：75%)

2.5.3 再循環率と風量比の関係

風量分配による再循環率  $\gamma_q$  はサーバ室内の空調機風量  $V$  と機器風量  $V_m$  とのバランスにより影響を受けるため、風量比  $V/V_m$  を変動要因として検討を行う。図 2.19 に風量分配による再循環率  $\gamma_q$  と風量比との関係、図 2.20 に風量分配による再循環率の比較対象として、熱量分配による再循環率  $\gamma_m$  と風量比との関係について示す。なお、風量分配による再循環率  $\gamma_q$  の算出方法として、計 24 台の各機器の排気面にて濃度 1 のパッシブスカラーを定量発生させ、各機器の吸込面におけるパッシブスカラー到達量から求める。一方、熱量分配による再循環率  $\gamma_m$  は、2.2.2 節にて上述した式 (2.6)、式 (2.8) に基づき算出した。

風量比  $V/V_m$  の増加に伴い、風量分配ならびに熱量分配による平均再循環率  $\gamma_q$ 、 $\gamma_m$  はともに減少傾向にあり、各空調方式でも同様な傾向を示す。また、風量分配ならびに熱量分配による平均再循環率  $\gamma_q$ 、 $\gamma_m$  は機器の稼働率による差異は小さく、同様の傾向を示しているため、風量分配ならびに熱量分配による平均再循環率  $\gamma_q$ 、 $\gamma_m$  は厳密には等しいとは言えないが、概ね一致することがわかる。

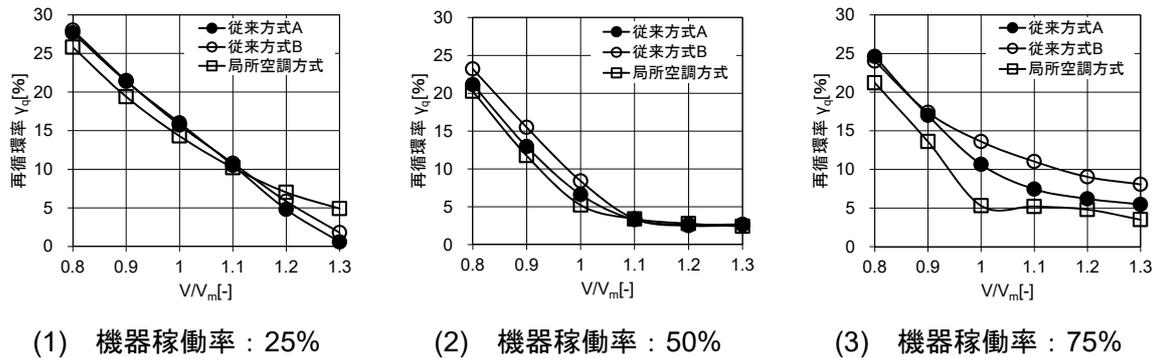


図 2.19 風量分配による再循環率  $\gamma_q$  と風量比の関係

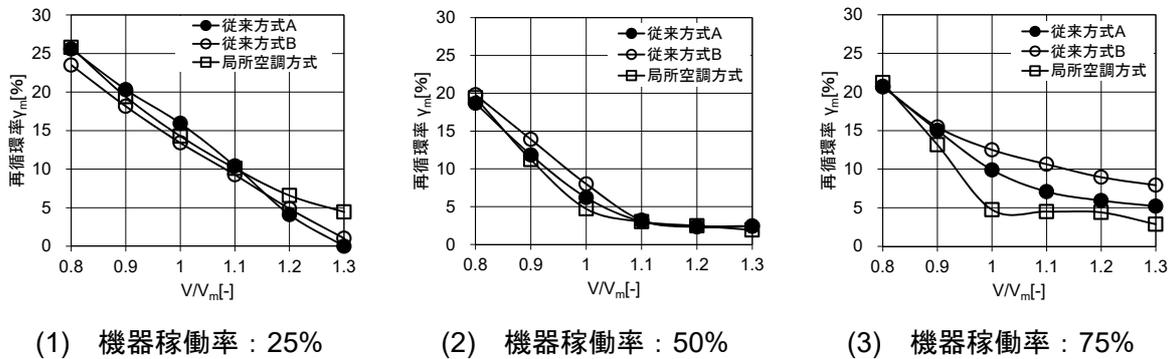


図 2.20 熱量分配による再循環率  $\gamma_m$  と風量比の関係

#### 2.5.4 機器吸込み温度と再循環率の関係

前節にて、風量分配による再循環率  $\gamma_q$  と熱量分配による再循環率  $\gamma_q$  は厳密には等しくないが、概ね一致する点を確認した。本節では、再循環率は風量分配のみに着目し、機器吸込み温度と再循環率の関係について検討する。図 2.21 に機器吸込み温度が平均、ならびに最高の場合における風量比の関係、図 2.22 に風量分配における再循環率が平均、ならびに最大の場合における風量比との関係について示す。なお、ここで取り扱う機器吸込み平均温度  $\theta_{om}$  は各機器の吸込み温度の平均値、機器吸込み最高温度  $\theta_{om}$  は計 24 台の最大値を用いる。同様に、風量分配による平均再循環率  $\gamma_q$  は各機器の吸込み面による再循環率の平均値、風量分配による最大再循環率  $\gamma_q$  は各機器の吸込み面による再循環率の中で最大値を用いる。

機器吸込み温度と風量比の関係について、風量比の増加に伴い機器吸込み温度の平均温度ならびに最高温度は各空調方式においても同様に減少傾向の推移を示す。特に、機器吸込み最高温度と風量比の関係では、風量比  $V/V_m=1.0$  以下の場合、局所空調方式と従来方式による機器吸込み最高温度の差異が大きくなるが、一方、風量比  $V/V_m=1.1$  以上の場合、各空調方式による差異は小さくなる傾向を示す。以上から、風量比を  $V/V_m=1.1$  以上により、各空調方式においても機器吸込み温度を概ね一定に維持することが可能であると考えられる。

風量分配による再循環率の関係については、機器吸込み温度と風量比の関係と同様に、風量比の増加に伴い、平均再循環率ならびに最大再循環率は各空調方式においても同様に減少傾向を示す。特に、最大再循環率と風量比の関係において、機器吸込み最高温度と風量比の関係と同様に、風量比  $V/V_m=1.0$  以下の場合、局所空調方式と従来方式による最大再循環率の差異は大きくなるが、風量比  $V/V_m=1.1$  以上の場合、各空調方式による差異は小さくなる。この理由として、特にラック端部や上端などに搭載される機器において、機器単体の機器吸込み面に対する再循環率に偏りが生じたためと考えられる。

したがって、ラックに搭載される機器を管理する上で、ASHRAE や運用時にて決められた運用範囲内に機器吸込み温度を維持することが望ましいため、機器単体の再循環率  $\gamma_q$  を明らかにし、再循環率が大きい機器に対して適切な対策を行う必要があると考えられる。

第2章 空調効率と機器排気による再循環率の関係に関する検討

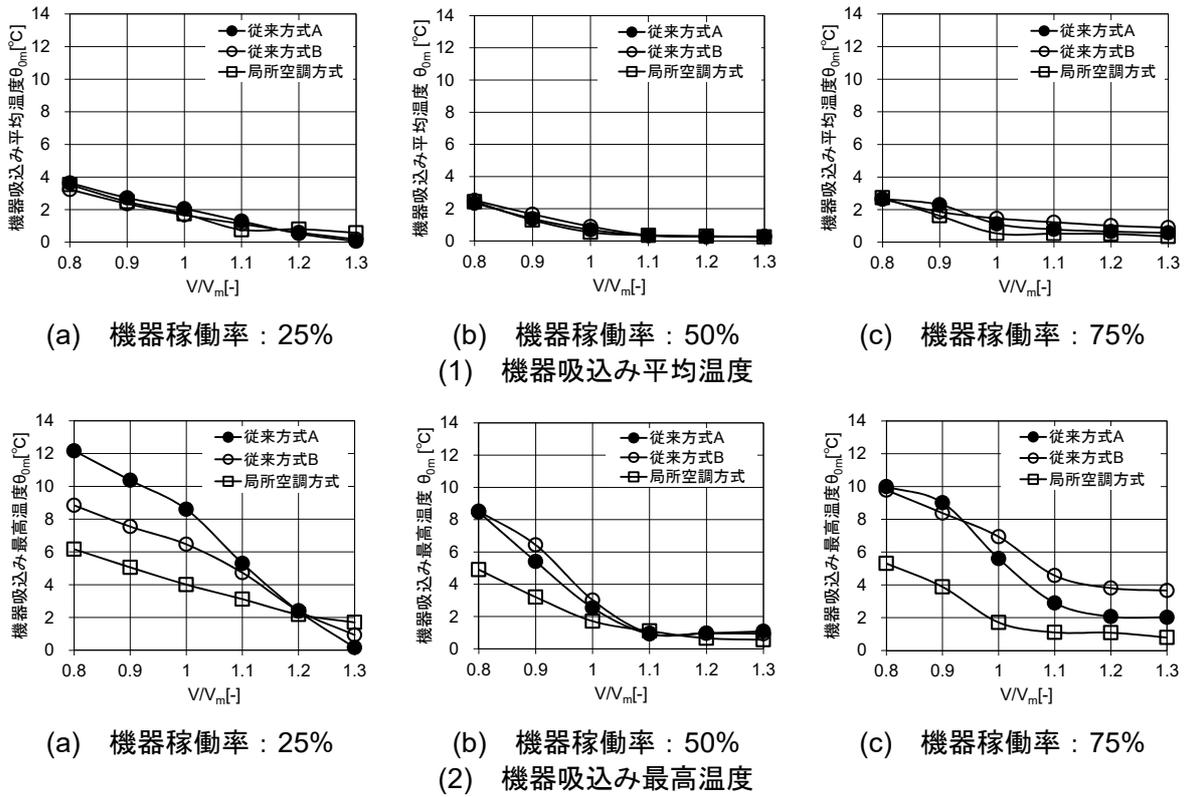


図 2.21 機器吸込み温度と風量比の関係

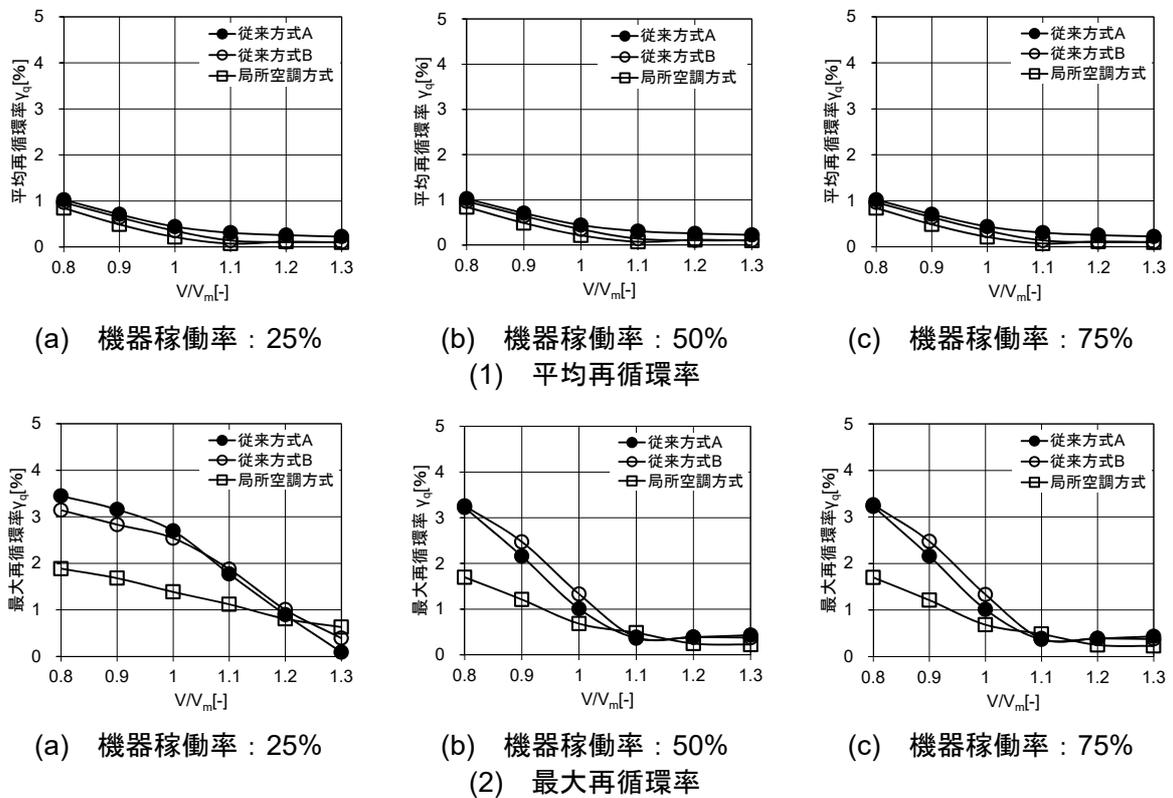


図 2.22 風量分配による再循環率と風量比の関係

## 2.5.5 機器稼働位置と再循環率の関係

本節では、前節の結果に引き続き、サーバラックに搭載される機器の稼働位置による再循環率への影響について検討する。機器の稼働位置を変動要因として、再循環率の抑制方法を把握するために、図 2.23 に検討モデルを示す。検討ケースとして、機器の稼働位置を均等配置した基準ケースを Case 1、Case 1 の比較ケースとして、サーバラックの下部に集中配置させた Case 2、逆にサーバラックの上部に機器を集中配置させた Case 3 の計 3 ケースとする。なお、機器の稼働率については、前節までの検討結果をふまえ、機器の稼働率が 50%(1.0kW/台、4kW/ラック)を代表ケースとして想定した。

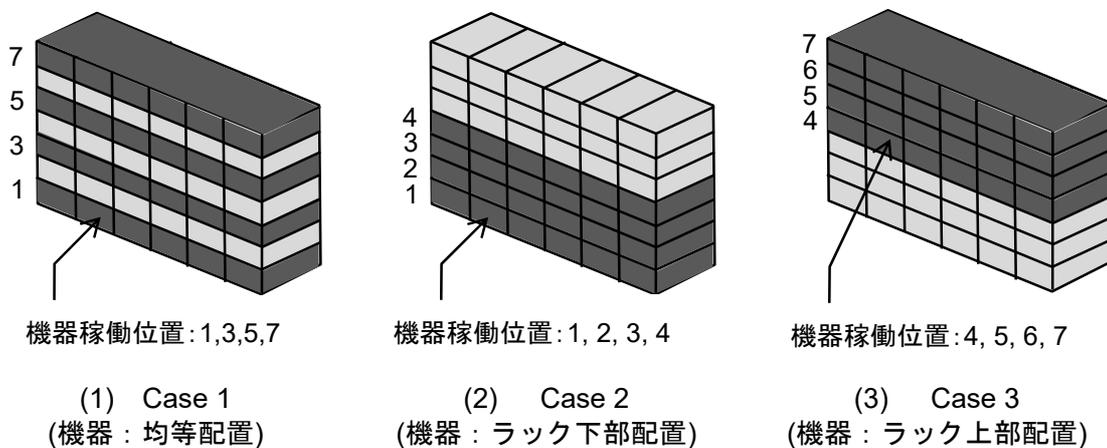


図 2.23 検討モデル

図 2.24 に各ケースにおける機器の稼働位置と再循環率の関係を示す。各ケースにおいて、風量比の増加に伴い、平均再循環率、最大再循環率は各空調方式でも減少傾向を示す。また、各ケースにおける平均再循環率、ならびに最大再循環率は機器の稼働位置による顕著な差異は見られない。しかしながら、サーバラックの下部に機器を集中配置させた Case 2 においては、他のケースに比べ、最大再循環率が全体的に抑制されている。一方、サーバラックの上部に機器を集中配置させた Case 3 では、最大再循環率が他のケースに比べて全体的に上昇している。この理由として、サーバラックに機器が搭載されない位置がサーバ室内の空気流動の障害物となり、2.5.2 節にて上述したように、ラック下部よりラック上部に搭載した機器による再循環率が大きくなる傾向から、機器の稼働位置がラック下部の Case 2 は全体的に機器の再循環率は低く、一方、Case 3 のように機器の稼働位置がラック上部の場合には全体的に機器の再循環率は高くなったためと考えられる。

以上より、機器の稼働位置はデータセンターを運用管理する事業者によって大きく異なるが、一般的には機器重量が重い機器からラック下部から実装していくため、再循環率が抑制可能な適切な機器の搭載方法や位置についても考慮する必要があると考えられる。

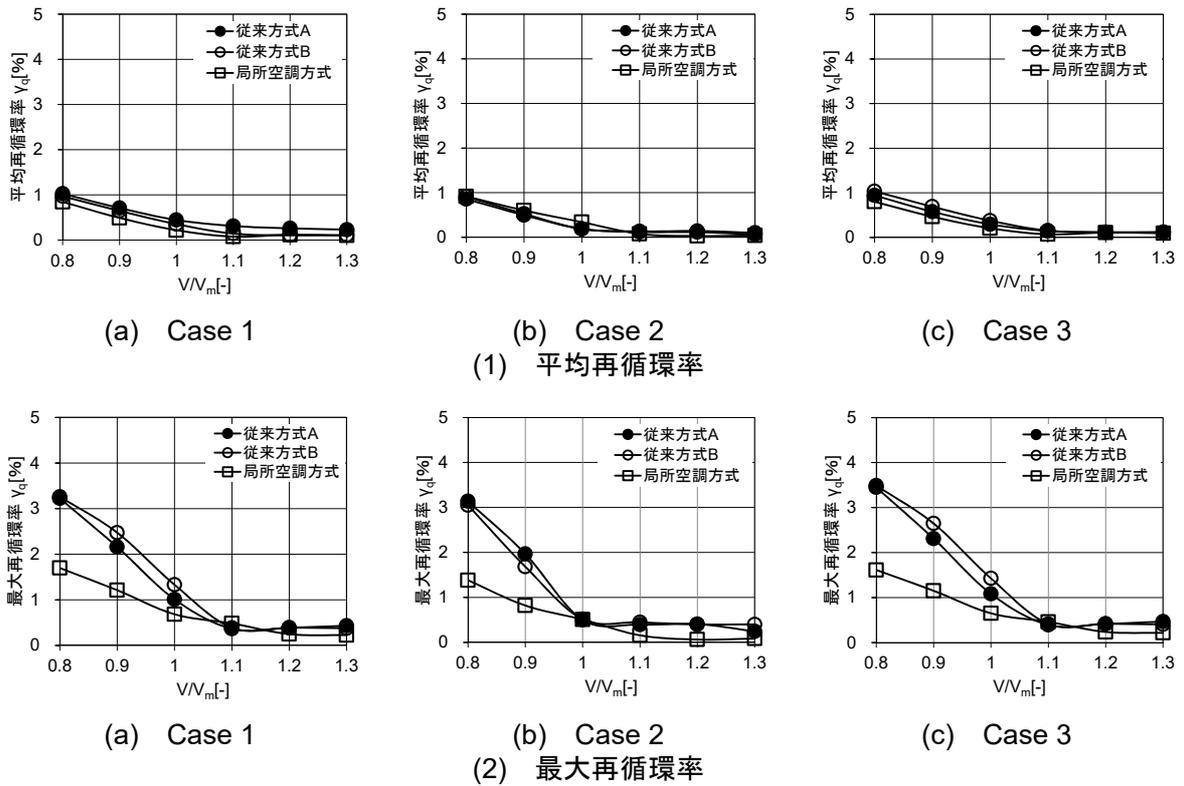


図 2.24 機器の稼働位置と再循環率の関係(機器稼働率 : 50%)

## 2.6 まとめ

本章では、データセンターにおいて機器を運用管理する上で重要となる機器吸込み温度に着目し、空調効率と機器排気による再循環率の関係について検討を行った。検討を進めるにあたり、評価モデルや評価指標を提案し、空調効率に影響を及ぼすと想定される様々な影響因子と機器排気による再循環率の関係について、仮想データセンターを想定したモデルを用いてCFD解析による詳細な検討により、以下の知見が得られた。

- (1) 再循環率には風量分配による再循環率 $\gamma_q$ と熱量分配による再循環率 $\gamma_m$ が考えられ、これら再循環率 $\gamma_q$ 、 $\gamma_m$ は厳密には等しくないが、概ね一致する。
- (2) データセンターのサーバ室内のように、機器発熱量が圧倒的に大きい環境下では、室内の壁面や天井面からによる熱貫流の影響を無視しても室内熱環境に及ぼす影響は小さいため、無視することが可能である。
- (3) 機器単体の再循環率は機器の稼働位置により異なり、特に、機器の稼働位置がラック上部の場合は再循環率が大きい、ラック下部に位置する場合は比較的、再循環率は小さくなる。
- (4) 局所空調方式の再循環率は従来方式A、Bに比べて、全体的に小さくすることは可能である。
- (5) 機器排気による再循環率 $\gamma_q$ は、空調機風量 $V$ と機器風量 $V_m$ との比である風量比 $V/V_m$ の増加に伴い、各空調方式において減少傾向を示す。特に、最大再循環率と風量比の関係において、風量比 $V/V_m=1.0$ 以下の場合、従来方式と局所空調方式による差異は大きく、一方、風量比 $V/V_m=1.1$ 以上の場合、各空調方式において再循環率を概ね一定にすることが可能である。
- (6) 機器吸込み温度 $\theta_{om}$ と再循環率 $\gamma_q$ の関係については、機器の稼働率や空調方式によらず、風量比 $V/V_m$ の増加に伴い、機器吸込み温度の平均値ならびに最大値や再循環率の平均値ならびに最大値は各空調方式において、概ね似た減少傾向を示す。機器吸込み温度と風量比の関係は、再循環率と風量比の関係と同様に、特に、機器吸込み最高温度に関して、風量比 $V/V_m=1.0$ 以下の場合、従来方式と局所空調方式による差異は大きく、一方、風量比 $V/V_m=1.1$ 以上の場合、各空調方式において機器吸込み最高温度を概ね一定にすることが可能である。
- (7) 機器の稼働位置と再循環率の関係について、機器の稼働位置をラック下部にすることで著しい効果は見られないが、機器排気による再循環率 $\gamma_q$ を各空調方式において基準ケースより抑制することが可能であるため、適切な機器の稼働位置を考慮する必要がある。



## 第3章

# 機器排気による再循環率測定法と 適用効果の検討



## 第3章

### 機器排気による再循環率測定法と適用効果の検討

#### 3.1 はじめに

第2章では、データセンターの運用管理をする上で重要なパラメータである機器吸込み最高温度を予測するために、評価モデルと評価指標に基づき、サーバ室の熱・風量収支に基づいたブロックモデルである評価モデルでの評価限界や機器吸込み温度と再循環率の関係、再循環率と風量比の関係、空調方式や機器の稼働位置による影響等について CFD 解析により明らかにした。機器排気面から排出される高温排気を汚染質とみなすことによって、機器単体の再循環率と機器吸込み温度との関係や空調効率への影響など、換気効率の問題として、CFD 解析を用いて詳細に評価することが可能である点を示した。しかしながら、実空間において、各機器を対象とした機器排気による高温空気の排気性状や空間への拡散性状を把握するために、一般的な温度計測による熱的評価では不十分であるため、換気効率を評価する上で広く一般的に用いられているトレーサガスを用いた測定の適用を試みたいが、サーバ室に導入される機器や空調機のように、室内の空気を吸込み、再度、室内に吹出す系を対象としたトレーサガス実験法は現状、確立されていない。

近年、事務所ビルなどに導入されるビル用マルチエアコンなど、換気機能を有しない空調機を対象とした空調空気の分配性状や、喫煙室の分煙機のようにエアフィルターを介して室内空気を循環する条件下での滞留状況などについて評価するニーズも少なくない。そこで、倉渕らはこのような条件下において、実空間で測定可能とする空気循環系における動的定常濃度を用いたトレーサガス実験法を提案しており<sup>18)~26)</sup>、一部、CFD 解析や実験室実験による実験的な検討に着手している。

本章では、第2章にて検討した機器排気による再循環率を実空間において測定するために、既往研究にて提案されたトレーサガス実験法について概説し、サーバ室を想定した簡易モデルを想定して、提案するトレーサガス実験法を用いた場合の適用効果について CFD 解析を用いて検討する。

#### 3.2 動的定常濃度を用いたトレーサガス実験法の概要

##### 3.2.1 開放系・循環系の定義

図 3.1 に開放系、循環系の概要を示す。ここで、本研究にて取り扱う開放系とは、これまでに広く用いられている換気効率の評価対象であった一般的な換気室である、外部から新

鮮空気を流入し、室空気を外部に排気する給排気口を有する系と定義する。一方、循環系とはビル用マルチエアコンなどのように、換気機能はないが還気の温湿度を調節して再度、室内に供給する給排気口が接続した循環部を有する系と定義する。

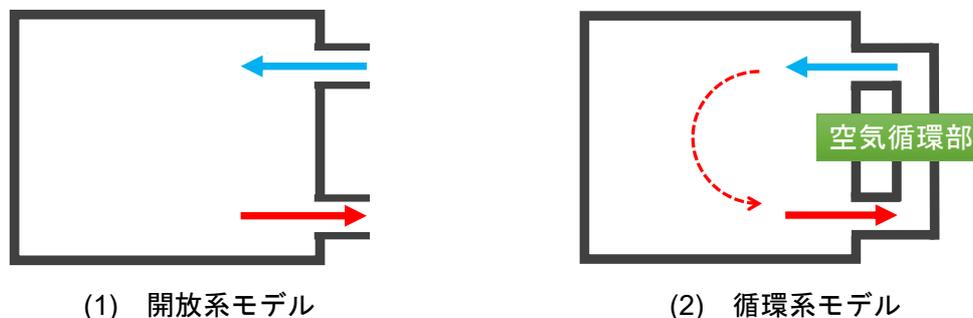


図 3.1 開放系・循環系の概要

### 3.2.2 漏気を伴わない完全混合条件の室への適用

前節にて定義した循環系に関して、室容積が  $V$ 、循環換気量が  $Q$  の循環部を有する漏気を伴わない循環系の完全混合条件モデルを想定し、図 3.2 に示すように、(1)室内に正のソース  $M$  がある場合、(2)循環部に負のソース  $-M$  がある場合、さらには、(3)室内ならびに循環部に正のソース  $M$ 、負のソース  $-M$  がある場合の 3 モデルを想定する。

一般的な換気室である開放系において、吹出し濃度  $C_s$  と室の初期濃度を 0 とし、完全混合条件で時刻  $t$  における室濃度  $C$  の値は、室内ソースを  $M_p=M$  とした場合、式 (3.1) より表される。一方、循環系における室濃度の濃度方程式は  $C_E=C$  とした場合、式 (3.2) にて表される。

$$C = \frac{M}{Q} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{Q}{V}t\right) \right] \quad (3.1)$$

$$V \frac{dC}{dt} = C_s Q + M - CQ \quad (3.2)$$

ここで、循環系における吹出し濃度一定の条件を課すためには、循環部に負のソースを式 (3.3)、式 (3.4) として設定し、室内ソースによる濃度上昇を打ち消しあうように設定する必要がある。

$$C_s Q = C Q + M_N \quad (3.3)$$

$$M_N = -M \left[ 1 - \exp\left(-\frac{Q}{V}t\right) \right] \quad (3.4)$$

ここで、倉渕らが提案する実験法では、室内に正のソース発生、ならびに循環部に負のソース発生がある場合の関係式として、式 (3.5)、式 (3.6) として表されるため、発生ソースが室内と循環部に単独に発生する場合に実現する一定の変化率で上昇・下降する濃度を動的定常濃度と定義している。また、式 (3.5) と式 (3.6) の両式の和は、式 (3.7) に示す定常濃度である一定の値を示す。つまり、循環系において室内と循環部にトレーサガスを供給した場合に実現する動的定常濃度を重ね合わせることで、等価な開放系における定常濃度分布と等しいことを示す。なお、実験法の詳細な理論的証明、ならびに実験法の妥当性検討の内容については関連研究<sup>18)~26)</sup>を参照されたい。

$$C_p Q = C_{p0} + \frac{M}{V} t \quad (3.5)$$

$$C_n Q = C_{n0} - \frac{M}{V} t \quad (3.6)$$

$$C = C_{p0} + C_{n0} \quad (3.7)$$

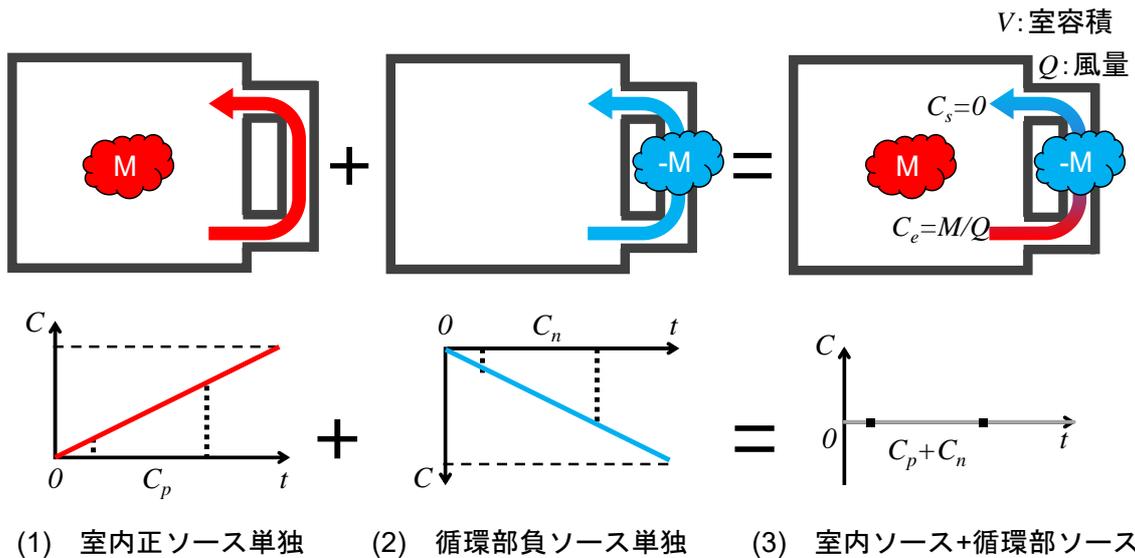


図 3.2 漏気を伴わない完全混合条件の循環系モデル概要

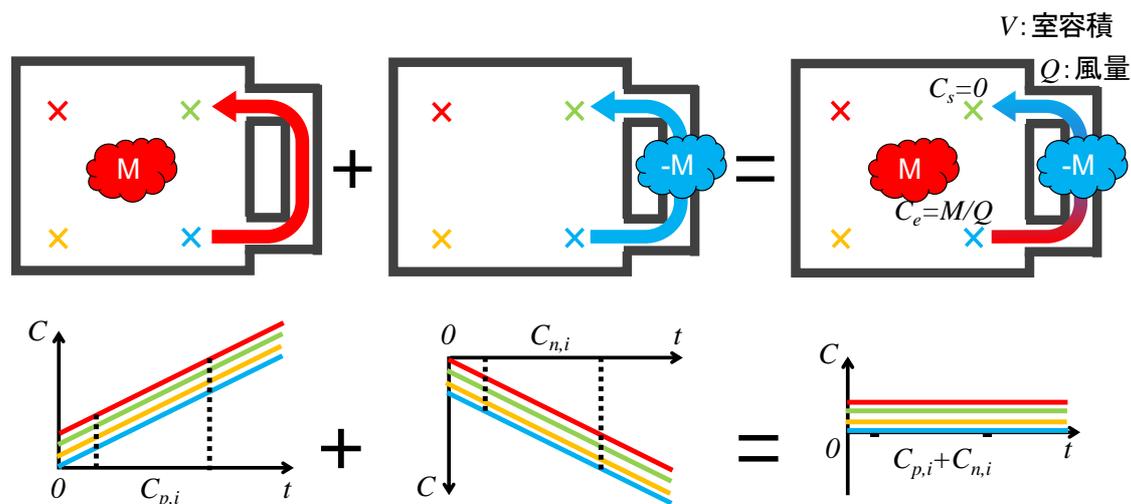
3.2.3 漏気を伴わない不完全混合条件の室への適用

図 3.3 に漏気を伴わない不完全混合条件の室における動的定常濃度、室内ソースの循環部ソースの和を示す。不完全混合条件の室を想定した場合、完全混合条件の室と同様に、一般的な換気室である開放系における吹出し濃度一定の条件下で、室内ソースによって生じる定常濃度分布は、等価な循環系における室内ソース、循環部ソース単独の場合の濃度の和で表すことができる。以下に示す式 (3.8)、式 (3.9)、式 (3.10) が成り立つ。

$$C_{p,i}Q = C_{p0,i} + \frac{M}{V}t \quad (3.8)$$

$$C_{n,i}Q = C_{n0,i} - \frac{M}{V}t \quad (3.9)$$

$$C = C_{p0,i} + C_{n0,i} \quad (3.10)$$



(1) 室内正ソース単独 (2) 循環部負ソース単独 (3) 室内ソース+循環部ソース

図 3.3 漏気を伴わない不完全混合条件の動的定常濃度、その和

ここで、図 3.4 に示す循環系を微小容積  $v_i$  に分割したブロックモデルを想定した場合、 $i$  要素から  $j$  要素への風量  $Q_{ij}$ 、室内ソースの要素を  $mi$  とすると、室内ソース単独の場合における濃度変化式は式 (3.11) にて表される。

$$V_i \frac{dC_{p,i}}{dt} = \sum_j Q_{ji} C_{p,j} - \sum_j Q_{ij} C_{p,i} + m_i \quad (3.11)$$

また、この式 (3.11) に式 (3.8) を代入した場合、以下の式 (3.12) が得られる。

$$-\sum_j Q_{ji} C_{p0,j} + \sum_j Q_{ij} C_{p0,i} = m_i - v_i \frac{M}{V} \quad (3.12)$$

この式 (3.12) は、定常濃度問題を循環系のソース問題に置き換えると濃度差のみが意味を持つことに対応している。また、室内ソースの総量は時間微分項由来の疑似ソースの総量と一致することが明らかである。なお、実験法の詳細な理論的証明、ならびに実験法の妥当性検討の内容については関連研究<sup>18)~26)</sup>を参照されたい。

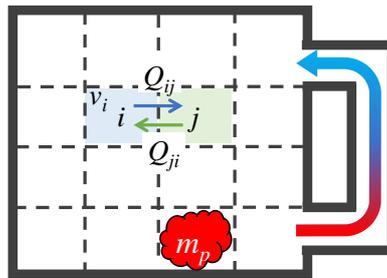


図 3.4 漏気を伴わない不完全混合条件の室に対するブロックモデル

### 3.2.4 漏気を考慮した完全混合条件の室への適用

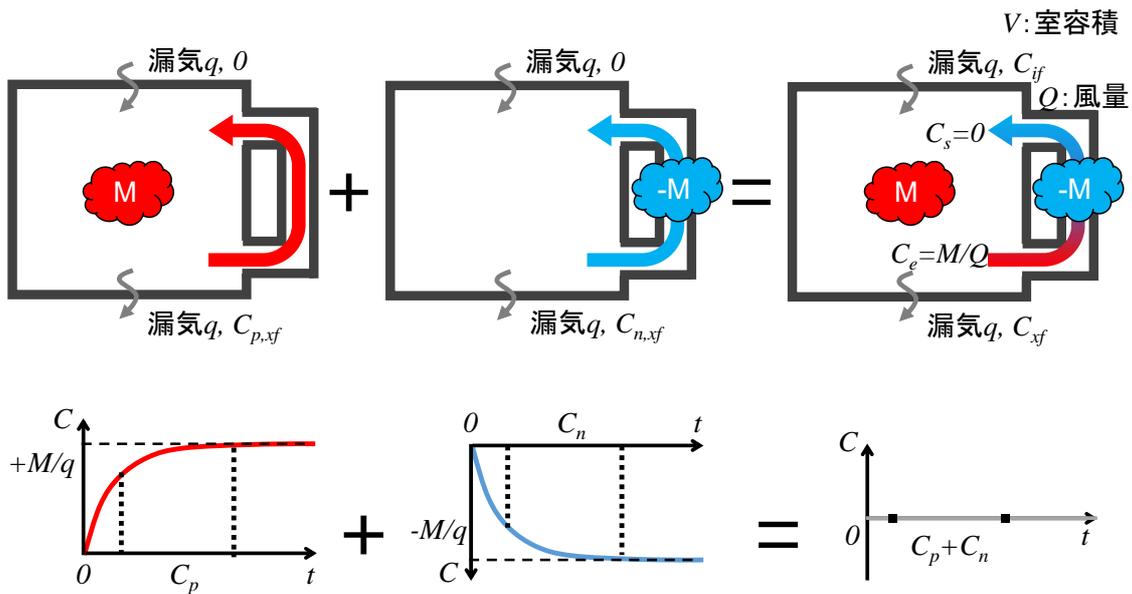
実際の室内には循環部の空気流動が卓越する条件にあっても、漏気は少なからず存在する。そこで、図 3.5 に示すような循環換気量  $Q$  の循環部を有し、漏気量  $q$  がある循環系の完全混合条件モデルを想定する。室内に室内ソース  $M$  があり、循環部からの吹出し濃度  $C_s$ 、漏入濃度を  $C_{if}$ 、漏出濃度を  $C_{of}$  と仮定した場合、定常濃度となる条件として質量収支から  $C_{if} = C_{of}$  となる必要がある。

ここで、室内ソースおよび循環部ソース単独の場合の室内の濃度変化式は漏入濃度を  $C_{if} = 0$  とした場合、式 (3.13)、式 (3.14) となり、図 3.5 に示すように、室内ソース、循環部ソース単独において時間変化し、時間経過の開始直後においてソースは室内濃度の時間変化項にほぼ等しくなり、十分に時間が経過した後においては  $\pm M/q$  に漸近した推移となり、漏出項への寄与が支配的となる。よって、漏出濃度  $C_{of}$  の絶対値が等しい条件にて式 (3.13)、式 (3.14) の両式を加算した場合、以下の式 (3.15) となり、合成した濃度は時間変化しないことがわかる。なお、実験法の詳細な理論的証明、ならびに実験法の妥当性検討の内容については関連研究<sup>14)~22)</sup>を参照されたい。

$$V \frac{dC_p}{dt} = M - qC_p \quad (3.13)$$

$$V \frac{dC_n}{dt} = -M - qC_n \quad (3.14)$$

$$V \frac{d}{dt}(C_p + C_n) = 0 \quad (3.15)$$



(1) 室内正ソース単独 (2) 循環部負ソース単独 (3) 室内ソース+循環部ソース

図 3.5 漏気を考慮した完全混合条件の循環系モデル概要

### 3.2.5 漏気を考慮した不完全混合条件の室への適用

図 3.6 に漏気を考慮した不完全混合モデルの動的定常濃度、室内ソース、循環部ソースの和を示す。また、図 3.7 に微小容積要素  $v_i$  で分割したブロックモデルを示す。ここで、 $i$  要素から  $j$  要素への風量  $Q_{ij}$ 、室内ソース  $m_{p,i}$ 、循環部ソース  $m_{n,i}$ 、 $i$  要素から外部への流出量を  $p_i$  とする。室内に正ソース、循環部に負ソースがある場合の室内各部の濃度は式 (3.16)、式 (3.17) にて表される。また、微小容積への流入風量は式 (3.18) にて表されるが、漏入濃度を 0 と仮定しているため濃度収支へ直接影響を与えない。式 (3.16)、式 (3.17) を空間全体で合計した場合、式 (3.19)、式 (3.20) が得られる。ここで、 $C_p$ 、 $C_n$  はそれぞれ室内ソース、循環部ソース単独の場合における空間平均濃度を示し、一方、 $C_{p,xf}$ 、 $C_{n,xf}$  はそれぞれ室内ソース、循環部ソース単独における平均漏出濃度を表し、室内ソースの合計と循環部ソースの合計は  $M$ 、 $-M$  とする。以上より、上述した式 (3.19)、式 (3.20) は式 (3.13)、

式 (3.14) と同じであるため、平均漏出濃度の絶対値が等しい条件にて両式を加算すると式 (3.15) が成立し、空間平均濃度  $C_p + C_n$  は時間変化しないことを示す。

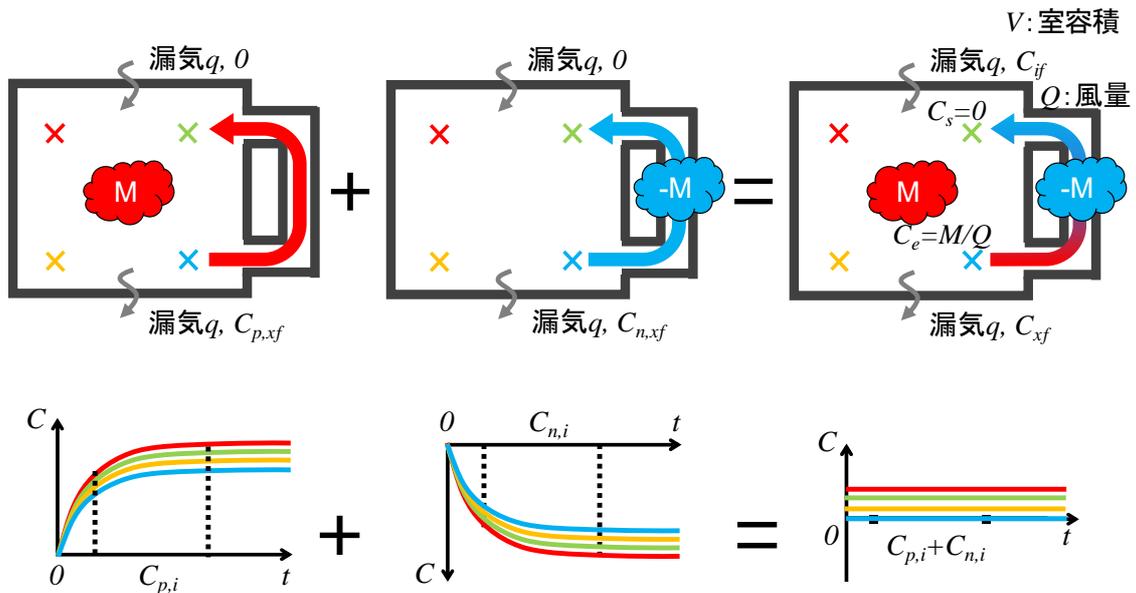
$$v_i \frac{dC_{p,i}}{dt} = m_{p,i} + \sum_j Q_{ji} C_{p,j} - \sum_j Q_{ij} C_{p,i} - q_i C_{p,i} \quad (3.16)$$

$$v_i \frac{dC_{n,i}}{dt} = m_{n,i} + \sum_j Q_{ji} C_{n,j} - \sum_j Q_{ij} C_{n,i} - q_i C_{n,i} \quad (3.17)$$

$$p_i + \sum_j Q_{ji} = q_i + \sum_j Q_{ij} \quad (3.18)$$

$$V \frac{dC_p}{dt} = \sum_j v_i \frac{dC_{p,i}}{dt} = M - qC_{p,xf} \quad (3.19)$$

$$V \frac{dC_n}{dt} = \sum_j v_i \frac{dC_{n,i}}{dt} = -M - qC_{n,xf} \quad (3.20)$$



(1) 室内正ソース単独 (2) 循環部負ソース単独 (3) 室内ソース+循環部ソース

図 3.6 漏気を考慮した不完全混合条件の動的定常濃度、その和

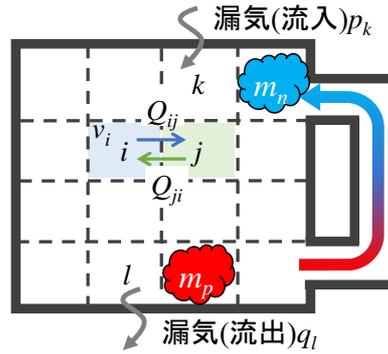


図 3.7 漏気を考慮した不完全混合条件の室に対するブロックモデル

ここで、微小容積における濃度変化率が室の濃度変化率に対して一定であるため、漏気がある条件下では、以下の式 (3.21) が成立すると仮定する。

$$\frac{dC_{p,i}}{dt} = \alpha_i \frac{dC_p}{dt} \quad (3.21)$$

室内ソースの場合における室内各部の濃度は式 (3.22) にて表され、この式に式 (3.21) を代入し、時間微分を行うと、式 (3.23) が得られる。

$$v_i \frac{dC_{p,i}}{dt} = m_{p,i} + \sum_j Q_{ji} C_{p,j} - \sum_j Q_{ij} C_{p,i} - q_i C_{p,i} \quad (3.22)$$

$$v_i \alpha_i \frac{d^2 C_p}{dt^2} = \sum_j Q_{ji} \alpha_j \frac{dC_p}{dt} - \sum_j Q_{ij} \alpha_i \frac{dC_p}{dt} - q_i \alpha_i \frac{dC_p}{dt} \quad (3.23)$$

ここで、空間平均濃度は  $C_{p,\infty}$  に漸近、漏気による名目換気時間を  $T=V/q$  とした場合、式 (3.24) と表され、この式の二回微分の一回微分に対する比は以下の式 (3.25) として表すことができる。

$$C_p = C_{p,\infty} \left( 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) \quad (3.24)$$

$$\frac{d^2 C_p}{dt^2} \bigg/ \frac{dC_p}{dt} = \frac{C_{p,\infty}}{T^2} e^{-\frac{t}{T}} \bigg/ \frac{C_{p,\infty}}{T} e^{-\frac{t}{T}} = -\frac{1}{T} \quad (3.25)$$

以上より、式 (3.23) と式 (3.25) より、以下の式 (3.26) が成立する。

$$\left( \sum_j Q_{ij} + q_i - \frac{v_i}{T} \right) \alpha_i - \sum_j Q_{ji} \alpha_j = 0 \quad (3.26)$$

一方、空間における室平均濃度と局所濃度の関係式は式 (3.27) にて表される。ここで、漏気がある一般の条件下において、ある点の濃度の時間変化率は場所の関数である  $\alpha_i$  を用いて、式 (3.28) にて表すことが出来る。この式を式 (3.27) に代入すると、式 (3.29) が成立する。

$$V \frac{dC}{dt} = \sum_i v_i \frac{dC_i}{dt} \quad (3.27)$$

$$V \frac{dC_p}{dt} = \alpha_i \frac{dC_p}{dt} \quad (3.28)$$

$$V = \sum_i v_i \alpha_i \quad (3.29)$$

したがって、式 (3.26) と式 (3.29) の解が  $\alpha_i$  として与えられる。以上より、場所の関数である  $\alpha_i$  はソースの発生に関係なく、流れの構造のみによって決まる。これは、漏気量  $q$  と循環換気量  $Q$  の関係である  $q \ll Q$  のとき、 $\alpha_i \approx 1$  と予想することができ、室平均と各点の濃度変化率が一定の関係である点を意味している。



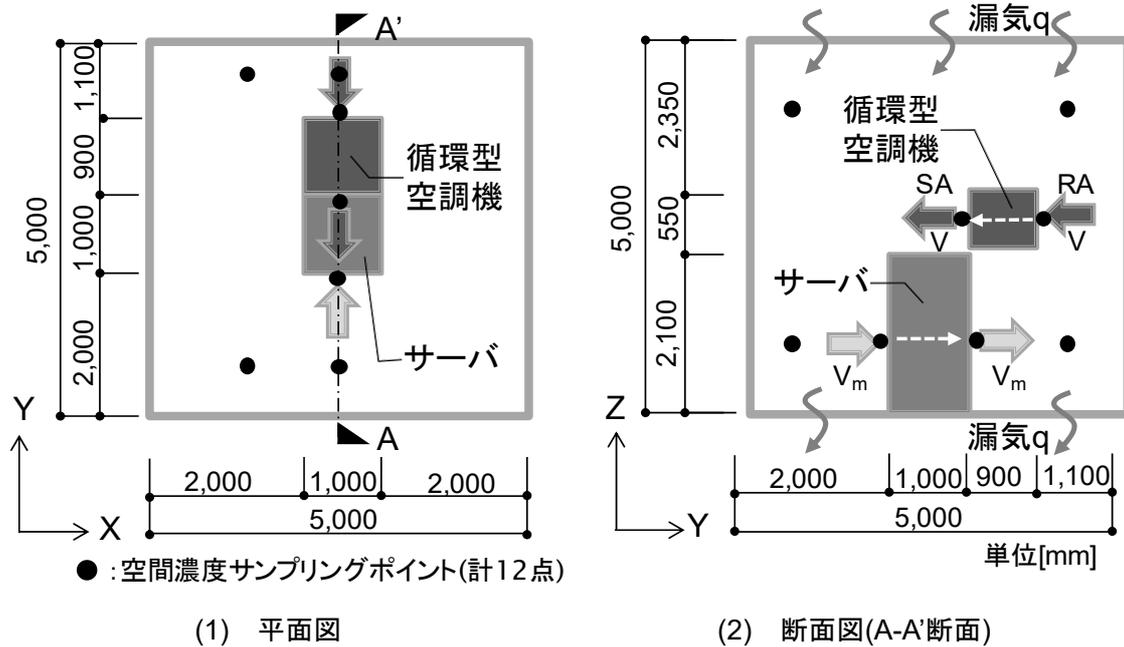


図 3.9 解析モデル(漏気有り)

### 3.3.2 解析条件

表 3.1 に解析条件、図 3.10、図 3.11 に検討ケースを示す。トレーサガス実験法を適用するにあたり、開放系ならびに循環系モデルを想定する。検討ケースとして、機器内にて室内の正ソース発生とした開放系モデルである Case 1、循環部である機器内にて正ソースを発生した循環系モデルである Case 2、一方、循環部である空調機内にて正ソース発生した循環系モデルである Case 3 の 3 ケースについて検討する。解析条件として、開放系モデルを想定した Case 1 では機器吸込み面における平均吸込み濃度を機器排気面に加算し、機器排気面にて濃度 1(つまり、発生量  $M$  を機器風量  $V_m$  と等しいと想定し、 $M/V_m=1[-]$ と仮定する)のパッシブスカラーを定量発生させ、空調機吹出し面では開放系のため吹出し濃度 0 のパッシブスカラーを定量発生させた条件下で検討する。一方、Case 2、Case 3 の循環系において、機器内にてソース発生を行う Case 2 では、機器吸込み面における平均吸込み濃度を機器排気面に加算し、機器排気面にて濃度 1 のパッシブスカラーを定量発生させ、空調機吹出し面では、空調機吸込み平均濃度を吹出し濃度として設定する。Case 3 に示す空調機内にてソース発生を行う場合、機器吹出し面では機器吸込み平均濃度を吹出し濃度として設定し、空調機吸込み面における平均吸込み濃度を空調機吹出し面に加算させ、空調機吹出し面にて濃度 1 のパッシブスカラーを定量発生させる。なお、開放系である Case 1 では定常解析を行い、一方、循環系である Case 2、Case 3 では Case 1 の定常解析で得られた流れ場を固定した状態にて非定常解析を行う。

表 3.1 解析条件

解析領域	5.0[m](x)×5.0[m](y)×5.0[m](z)		
乱流モデル	標準 k-ε モデル(高レイノルズ), 等温解析		
差分スキーム	一次風上差分		
解法	SIMPLE		
壁面境界条件	一般化対数則		
流入・流出条件	機器	: 吸込み面	1.0[m]×2.1[m], $U_{in}=2.183[m/s]$
		: 排気面	1.0[m]×2.1[m], $U_{out}=2.183[m/s]$
	循環型空調機	: 吸込み面	1.0[m]×0.55[m], $U_{in}=8.333[m/s]$
		: 吹出し面	1.0[m]×0.55[m], $U_{out}=8.333[m/s]$
漏気	: 天井面	5.0[m]×5.0[m], $U_{in}=0.0183[m/s]$	
	: 床面	5.0[m]×5.0[m], $U_{out}=0.0183[m/s]$	
濃度発生条件	Case 1	機器排気面	: 濃度 1 定量発生+サーバ吸込濃度
	Case 4	空調機吹出し面	: 濃度 0 定量発生
	Case 2	機器排気面	: 濃度 1 定量発生+サーバ吸込濃度
	Case 5	空調機吹出し面	: 発生なし(循環)
	Case 3	機器排気面	: 発生なし(循環)
	Case 6	空調機吹出し面	: 濃度-1 定量発生+空調機吸込濃度

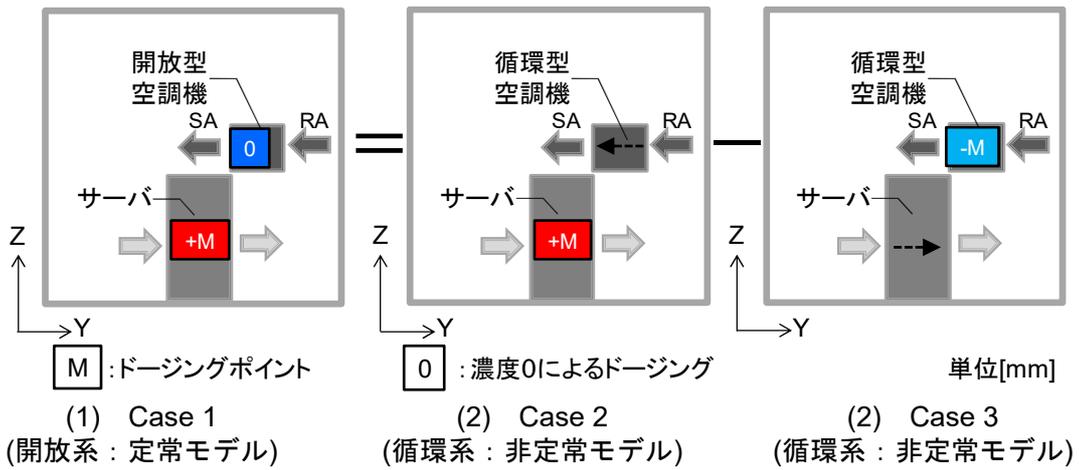


図 3.10 検討ケース(漏気無し)

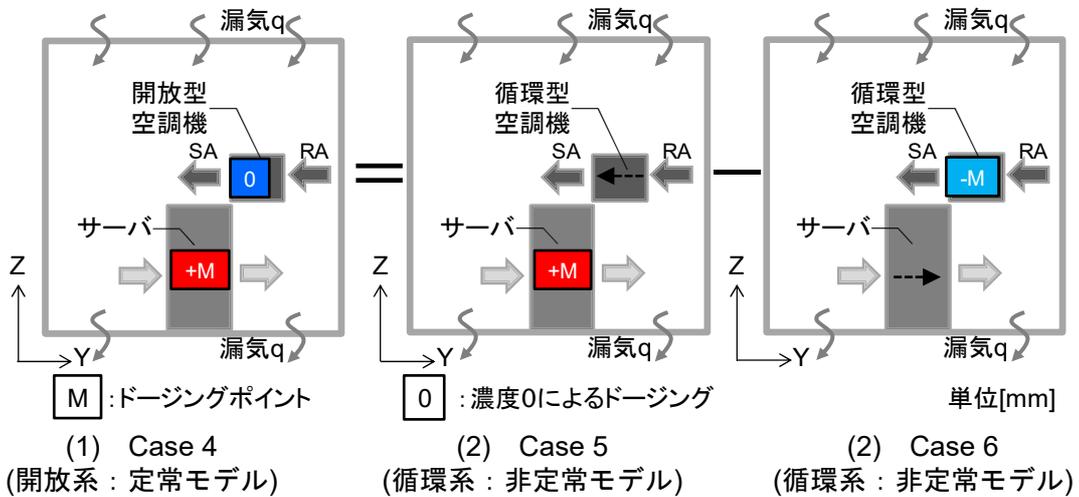


図 3.11 検討ケース(漏気有り)

### 3.3.3 漏気を伴わない循環系における各ソース発生濃度の推移

図 3.12 に循環系である Case 2、Case 3 の濃度推移、図 3.13 に循環系の各ソース発生の場合の非定常濃度データの加算により得られた濃度推移を示す。なお、データの処理方法として、トレーサガス実験法にて提案している室平均濃度の時間変化率が等しい時点、つまり、循環換気量(空調機風量)に関する名目換気時間の約 1 倍のデータを抽出し、機器内ソース発生の場合の Case 2 および空調機内ソース発生の場合の Case 3 における時系列データの加算(差分)をとった。

図 3.12 より、室内発生である Case 2(機器内発生)、循環部発生である Case 3(空調機内発生)の濃度推移は、空間内の各測定ポイントにおいて単調に増加している。このような時間変化を示す濃度推移を既往研究にて動的定常濃度と呼んでおり、実験法の理論通りの濃度推移を示している。また、図 3.13 に示すように、Case 2 と Case 3 の循環系における各ソース発生の場合の時系列データによる差分データは、こちらも同様に、実験法の理論通りである定常濃度となる一定値を示していることが確認できる。

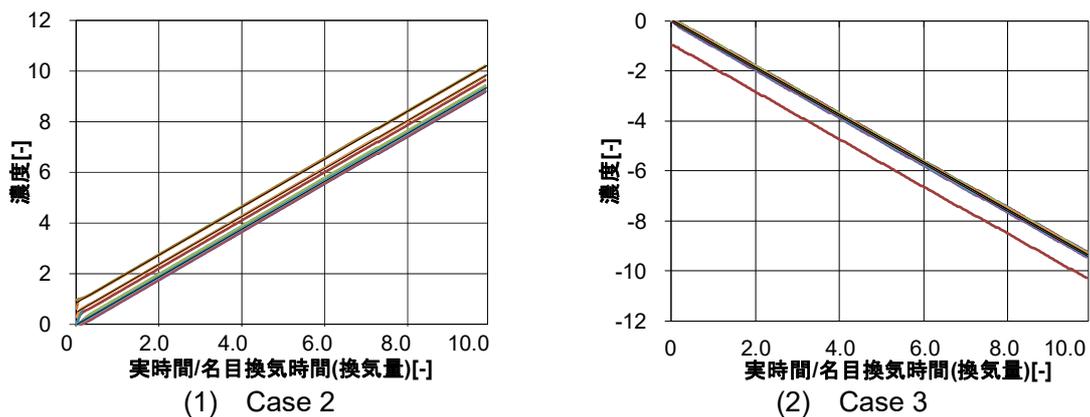


図 3.12 循環系の各ソース発生における濃度推移(漏気無し)

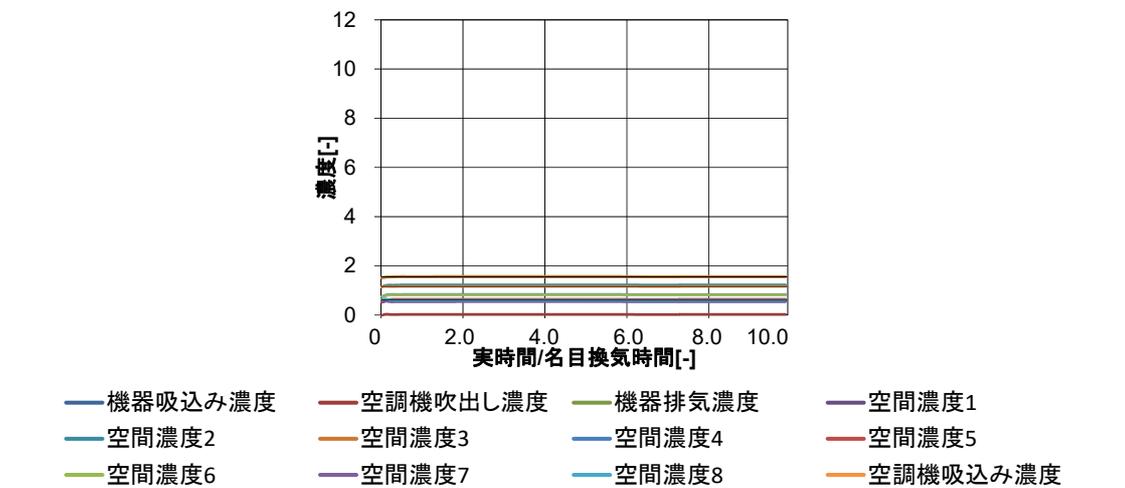


図 3.13 循環系における各ソース発生の場合の加算による濃度推移(漏気無し) (Case 2-Case 3)

3.3.4 漏気を考慮した循環系における各ソース発生の濃度推移

図 3.14 に循環系である Case 5、Case 6 の濃度推移、図 3.15 に循環系の各ソース発生の場合の非定常濃度データの加算により得られた濃度推移を示す。なお、データの処理方法として、漏気無しの場合と同様に、提案している実験法より室平均濃度の時間変化率、もしくは循環部吸込み濃度の時間変化率が等しい時点を抽出し、機器内ソース発生の Case 5 および空調機内ソース発生の Case 6 における時系列データをずらし、加算による補正を行った。図 3.14 より、室内発生である Case 5(機器内発生)、循環部発生である Case 6(空調機内発生)の濃度推移は、空間内の各測定ポイントにおいて発生量  $M$ /漏気量  $q=10[-]$ の定常濃度に漸近する推移を示す。また、図 3.15 に示すように、Case 5 と Case 6 の循環系における各ソース発生の場合の時系列データによる差分データは、漏気を伴わないケースと同様に、実験法の理論通りである定常濃度となる一定値を示していることが確認できる。

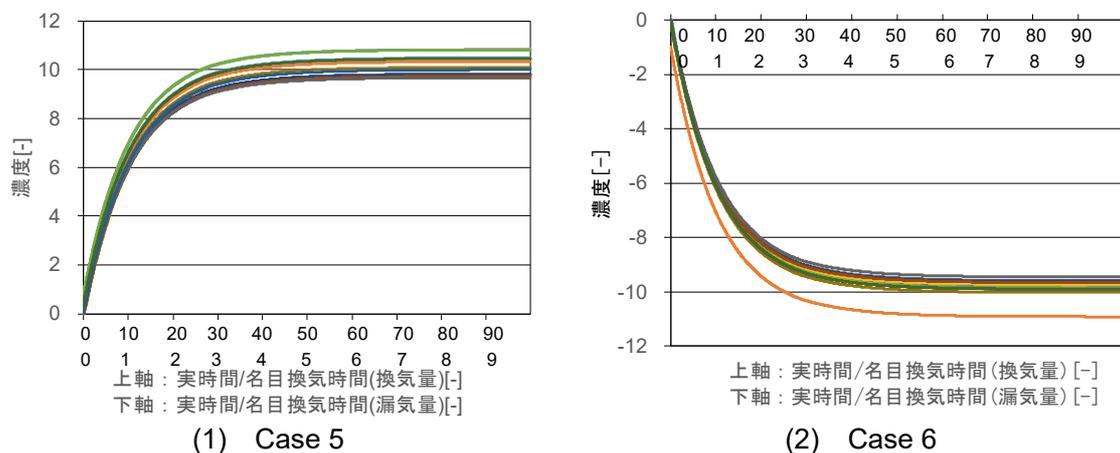


図 3.14 循環系の各ソース発生における濃度推移(漏気有り)

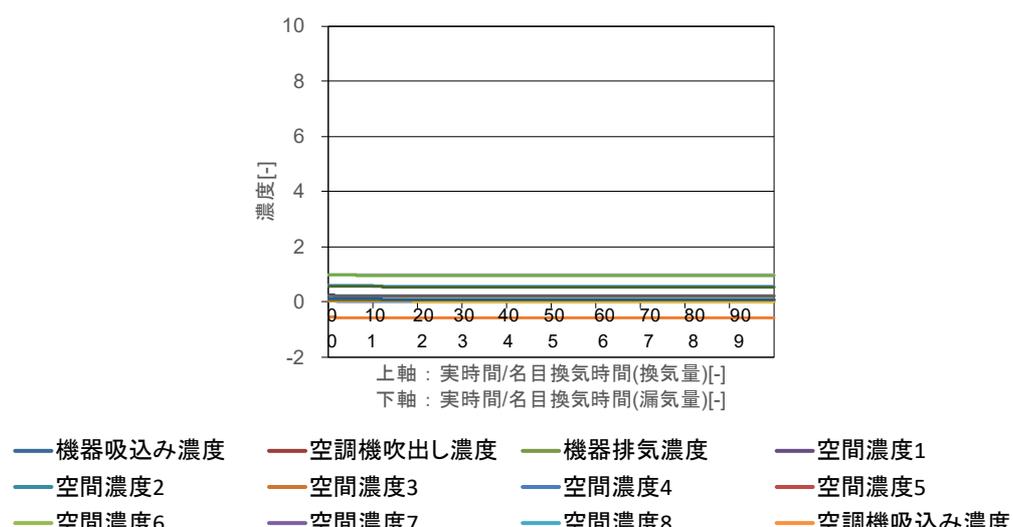


図 3.15 循環系における各ソース発生の加算による濃度推移(漏気有り) (Case 5-Case 6)

3.3.5 実験法の適用効果

図 3.16 に漏気を伴わない循環系における各ソース発生の場合の鉛直断面濃度分布の一例、図 3.17 に漏気を伴わない定常状態ならびに循環系における各ソース発生の加算による鉛直断面濃度分布を示す。図 3.16 より、各ケースにおいて室平均濃度の時間変化率が等しい時点である、循環換気量(空調機風量)に関する名目換気時間の約1倍である同じ時点において、Case 2、Case 3 の鉛直断面濃度分布は大きく異なる。一方、図 3.17 に示すように、循環系における各ソース発生において、空調機吹出し面平均濃度を 0、パッシブスカラー発生量  $M$ /循環換気量  $V$  で基準化し、室平均濃度が等しい時点において非定常データを加算することによって得られる鉛直断面濃度分布は、Case 1 の定常状態である濃度分布と等しくなることがわかる。

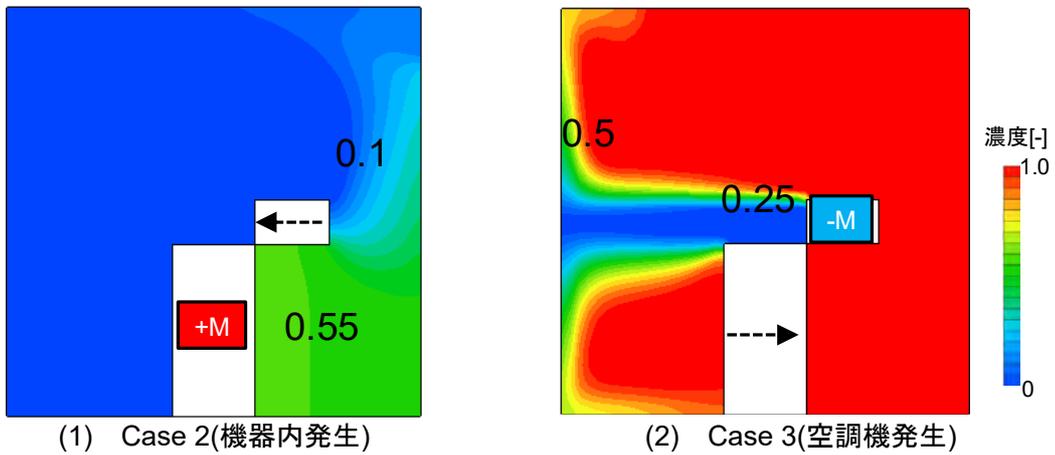


図 3.16 漏気を伴わない循環系における鉛直断面濃度分布(A-A'断面)

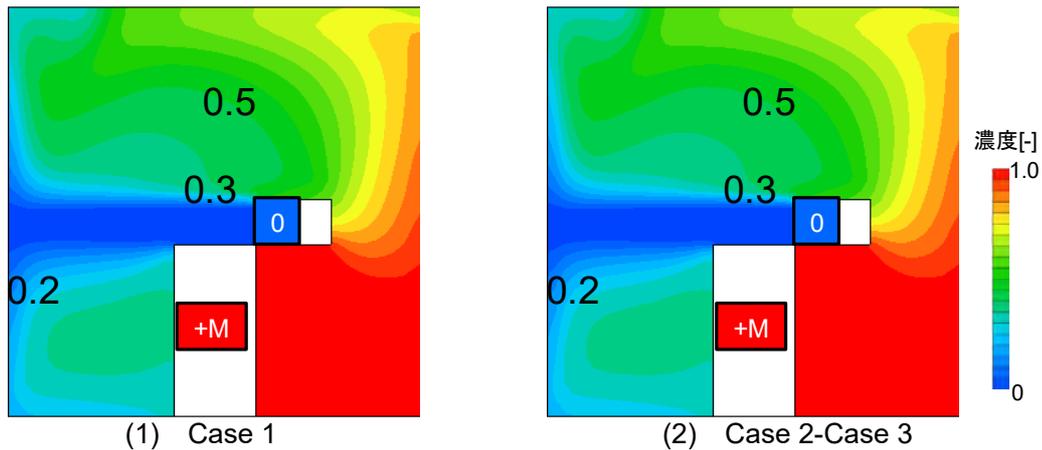


図 3.17 漏気を伴わない定常時・循環系の加算による鉛直断面濃度分布(A-A'断面)

一方、図 3.18 に漏気を考慮した循環系における各ソース発生の場合の鉛直断面濃度分布の一例、図 3.19 に漏気を考慮した定常状態ならびに循環系における各ソース発生の加算による鉛直断面濃度分布を示す。図 3.18 より、各ケースの循環部吸込み濃度の時間変化率が等しい時点を抽出した Case 5、Case 6 の鉛直断面濃度分布は、漏気を伴わない Case 2 や Case 3 と同様に大きく異なる。一方、図 3.19 より、循環系における各ソース発生において、空調機吹出し面平均濃度を 0、パッシブスカラー発生量  $M$ /循環換気量  $V$  で基準化し、循環部吸込み濃度の時間変化率が等しい時点を抽出し、非定常データをずらし加算による補正を行って得られる鉛直断面濃度分布は、Case 4 の定常状態である濃度分布と等しくなることがわかる。

以上より、この実験法を用いて循環系における各ソース発生の測定を実施することで、ラックに搭載される機器による再循環率を測定することが可能である。具体的な測定手法として、機器内にてトレーサガスを定量発生させ、機器吸込み面でサンプリングを行うことにより、各機器を対象に同様の測定を行うことで各機器による再循環率測定が可能であると考えられる。

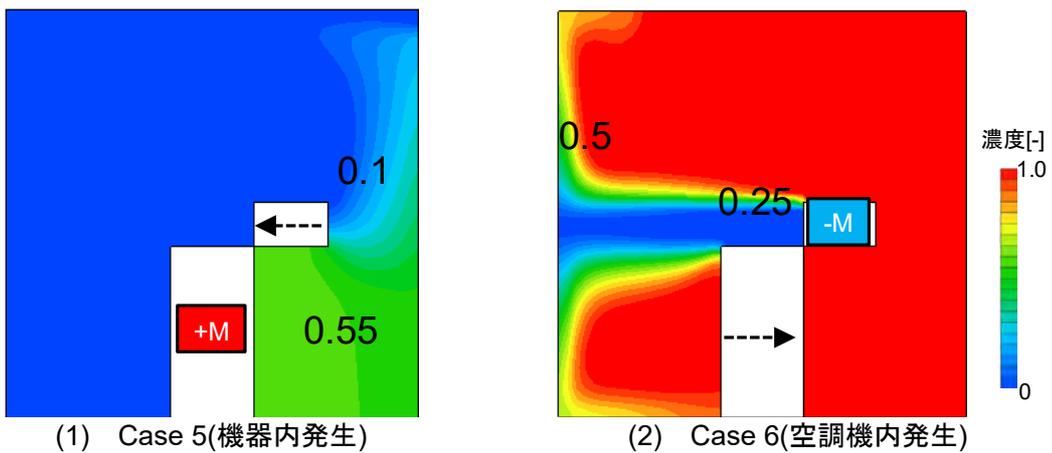


図 3.18 漏気を考慮した循環系における鉛直断面濃度分布(A-A'断面)

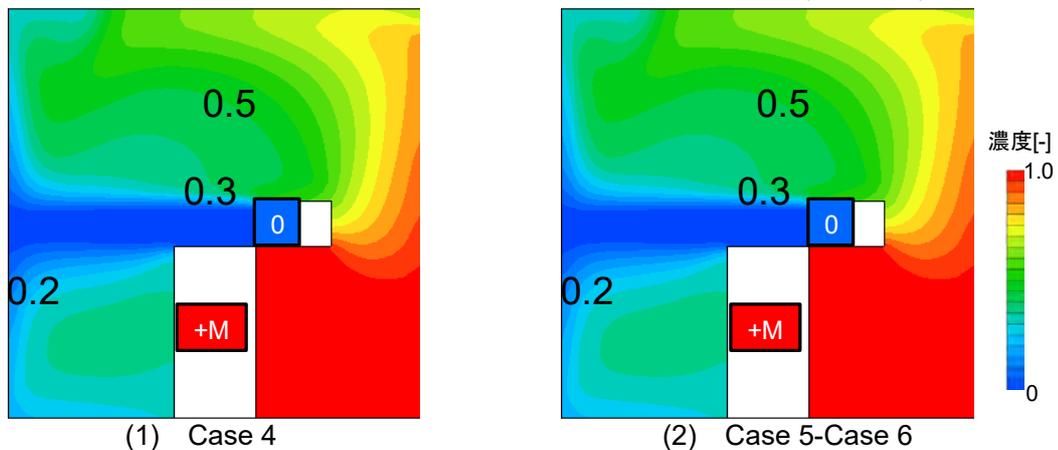


図 3.19 漏気を考慮した定常時・循環系の加算による鉛直断面濃度分布(A-A'断面)

### 3.4 まとめ

本章では、実空間において機器排気による再循環率を測定するために、既往研究にて提案しているトレーサガス実験法の適用効果を検討する。第一に、トレーサガス実験法の概要について整理し、第二に、実験法を適用した場合の効果について、サーバ室を想定した簡易モデルを用いて CFD 解析による検討を行い、以下の知見が得られた。

- (1) 機器排気による再循環率を測定するために用いるトレーサガス実験法は、循環系の室内と循環部に単独に発生ソースが発生する場合に実現する一定の変化率で上昇・下降する濃度を動的定常濃度と定義している。
- (2) 漏気を伴わない完全混合条件下において、循環系における室内と循環部にトレーサガスを供給した場合に実現する動的定常濃度を重ね合わせるにより、等価な開放系における定常濃度分布と等しい。漏気を伴わない不完全混合条件下においても同様に成立する。
- (3) 漏気を考慮した完全混合条件・不完全混合条件下においても同様で、循環系における室内と循環部にトレーサガスを供給した場合に実現する動的定常濃度を重ね合わせるにより、等価な開放系における定常濃度分布と等しい。
- (4) サーバ室を想定した簡略モデルを用いてトレーサガス実験法の適用検討として、循環系の室内発生である機器内にて、一方、循環部発生である空調機内にて正ソースを発生した場合、これらの濃度推移は理論通り、漏気を伴わない条件下では動的定常濃度と呼ばれる単調に増加、減衰し、一方、漏気を考慮した条件下では動的定常濃度は発生量  $M$ /漏気量  $q$  の定常濃度に漸近する推移を示す。
- (5) 漏気の有無に関わらず、循環換気量に関する名目換気時間が同じ時点である循環系における各ソース発生において、空調機吹出し面平均濃度を 0、パッシブスカラー発生量  $M$ /循環換気量  $V$  で基準化した鉛直断面濃度分布は大きく異なる。
- (6) 漏気の有無に関わらず、空間平均濃度もしくは循環部の吸込み濃度の時間変化率が等しい時点を抽出し、この循環系における各ソース発生の時系列データを用いた場合空調機吹出し面平均濃度を 0、パッシブスカラー発生量  $M$ /循環換気量  $V$  で基準化したデータの差分をとって得られる濃度は、定常濃度となる一定値を示す。
- (7) 結論として、倉渕らが提案している実験法を適用し、循環系における各ソース発生の測定を実施することで、ラックに搭載される機器の再循環率を測定することが可能である。具体的な測定手法として、機器内にてトレーサガスを定量発生させ、機器吸込み面でサンプリングを行うことにより、各機器を対象に同様の測定を行うことで各機器による再循環率測定が可能であると考えられる。



## 第4章

### 実大実験室実験における 機器排気による再循環率測定



## 第4章

### 実大実験室実験における機器排気による再循環率測定

#### 4.1 はじめに

第3章では、実空間において機器排気による再循環率を測定するために、倉渕らが提案している動的定常濃度を用いたトレーサガス実験法を用いた場合の適用効果に関して、CFD解析による事前検討を行った。サーバ室を想定した簡易モデルを対象として、実験法に基づき、開放系と循環系の2種類のモデルを想定し、循環系における室内、循環部の各ソース発生を行った場合に実現する動的定常濃度を重ね合わせることで、開放系の定常濃度と等しい点を確認した。この実健法を用いることにより、サーバ室内に設置される循環系の機器を対象として場合、トレーサガスを室内発生として機器内、循環部発生として空調機内もしくは空調系統内にて発生し、機器吸込み面にてサンプリングをすることにより、機器排気による再循環率を測定することが可能であると考えられる。

本章では、実大規模の仮想サーバ室を対象とした実大実験室実験により、このトレーサガス実験法を用いて実空間における機器排気による再循環率測定の有効性を明らかにする。また、実大実験室実験により得られた検証結果とCFD解析による予測結果を比較し、得られた結果に対する整合性について検証を行う。

#### 4.2 実験概要

##### 4.2.1 実験概要

図4.1、表4.1、写真4.1に実験室概要に示す。幅6m×奥行3.3m×高さ3mのサーバ室内には、データセンターで広く用いられている二重床冷却方式を採用し、動的定常濃度を用いたトレーサガス実験法を適用するために、給排気口が外部と接続した換気の系である開放系、給排気口が循環部にて結合している系を循環系とし、開放系・循環系の検証を行うにあたり切替え可能な空調システムを採用した。負荷条件として、発熱量が0.5kW/台、風量が298m<sup>3</sup>/h・台の模擬機器を4台/ラック、6ラックの計24台を使用した。なお、空調風量は実験設備の制約上、機器総風量の約0.8倍となる5,400m<sup>3</sup>/hになるように、トレーサガスの定常濃度法に基づき給気風量、排気風量を調整した。また、空調吹出し温度は24℃に固定した状態にて実験した。

測定ポイントとして、サーバ室内の空気流動を適切に把握するために、空間全体に複数の熱電対を設置した。また、トレーサガス実験法を適用するにあたり、図4.2に示すように、

室内、循環部の発生ソースとしてトレーサガスの CO<sub>2</sub> を用い、サンプリングポイントとして各機器の吸込み面の 24 箇所と空調機吸込み面の 2 箇所である計 26 箇所とした。一方、ドーピングポイントは、開放系、循環系モデルの室内ソースは機器内を想定し、循環系モデルの循環部ソースは空調系統内を想定し、トレーサガスを計 2.5ℓ/min 定量発生させた。

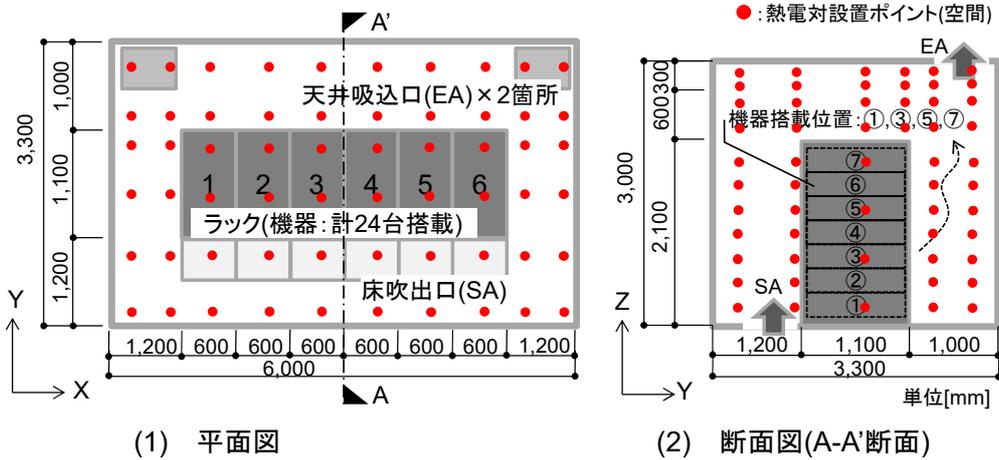


図 4.1 実験室概要



(1) 機器吸込み面側



(2) 機器排気面側

写真 4.1 実験室概要

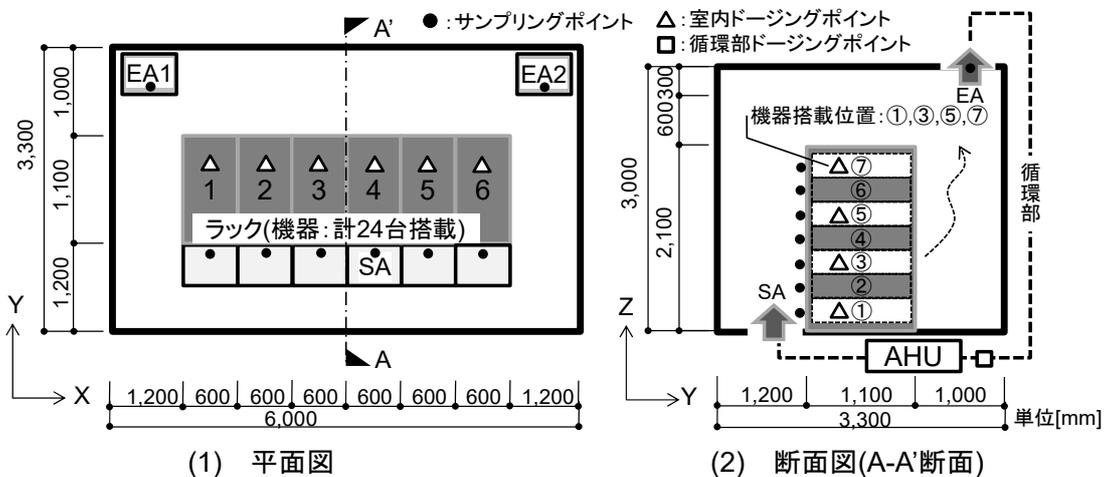


図 4.2 トレーサガス実験法の測定概要

ここで、実験を開始するにあたり、トレーサガス実験法を適用する条件として、実験対象とする実験室や実験室に付随する空調系統からの漏気量が循環換気量小さいことが望ましい。そこで、実験を開始する前の事前検証として、空調系統を含めた実験システム全体の漏気量測定をトレーサガスの濃度減衰法に基づき行った。対象とする実験室の循環換気量  $5,400\text{m}^3/\text{h}$  による換気回数は  $100\text{回}/\text{h}$  であるが、開放系モデルを想定したサーバ室のみを対象とした漏気量は  $2.4\text{m}^3/\text{h}$ 、換気回数で  $0.1\text{回}/\text{h}$  と非常に小さい。一方、循環系モデルを想定したサーバ室と空調系統を含めた実験システム全体の漏気量は約  $200\text{m}^3/\text{h}$ 、換気回数は約  $3.7\text{回}/\text{h}$  と開放系モデルの漏気量に比べ大きい。循環換気量の換気回数に対して非常に小さいことを確認した。以上より、機器排気による再循環率を測定するためにトレーサガス実験法を適用するための制約条件がない点を確認した。

表 4.1 実験室実験の概要

環境試験室	6,000[mm](x)×3,300[mm](y)×3,000[mm](z)	
壁・床・天井	断熱パネル 厚さ：42[mm]、断熱性能：0.49[W/m <sup>2</sup> ・K]	
ラック	19 インチラック(42U サイズ)：6[ラック/室]	
機器 (模擬機器)	数量	：4[台/ラック]、計 24[台/室]
	発熱量	：0.5[kW/台]
	風量	：298[m <sup>3</sup> /h] ( $\Delta T=10.2^\circ\text{C}$ )
空調機 (開放系・循環系)	吸込み口(天井面)	：564[mm](x)×865[mm](y)×2 箇所
	吹出し口(床面)	：600[mm](x)×600[mm](y)×6 パネル
	風量	：5,400[m <sup>3</sup> /h]
	吹出し温度	：24°C(固定)

#### 4.2.2 実験モデル

図 4.3 に開放系、循環系モデルの単純な系の実験モデルを示す。第 3 章にて CFD 解析によりトレーサガス実験法の適用効果について検証したが、この際に用いた簡易モデルは、図 4.3 に示す単純な実験系モデルと同様な考え方が可能である。しかしながら、実際にはラック内には複数の機器が搭載されるため、実空間にて機器排気による再循環率を測定するためには複雑な実験系を想定する必要がある。そこで、図 4.4 に示すように、単純な系の実験モデルを組み合わせることによりトレーサガス実験法を可能とする複雑な系の実験モデルを示す。このように、各機器の再循環率を測定する場合は、単純な系の実験モデルに基づき各機器を対象とした測定を行い、一方、機器全体による再循環率を測定する場合は、各機器を対象とした測定を組み合わせることにより、機器排気による再循環率を測定することが可能である。

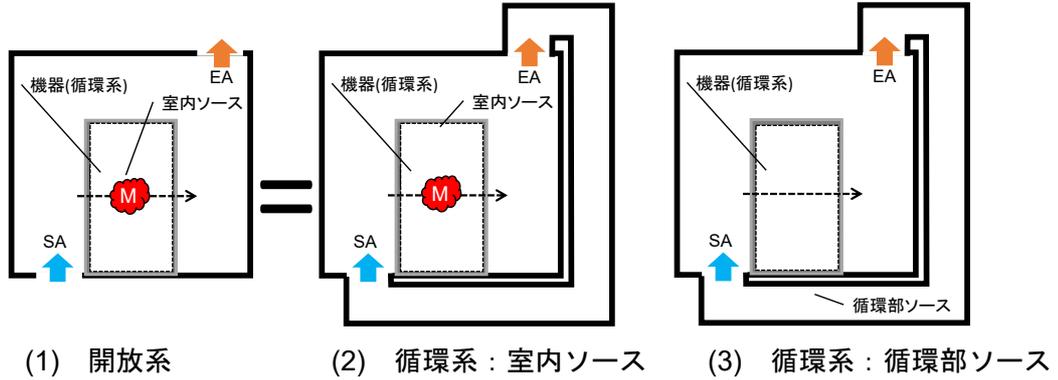
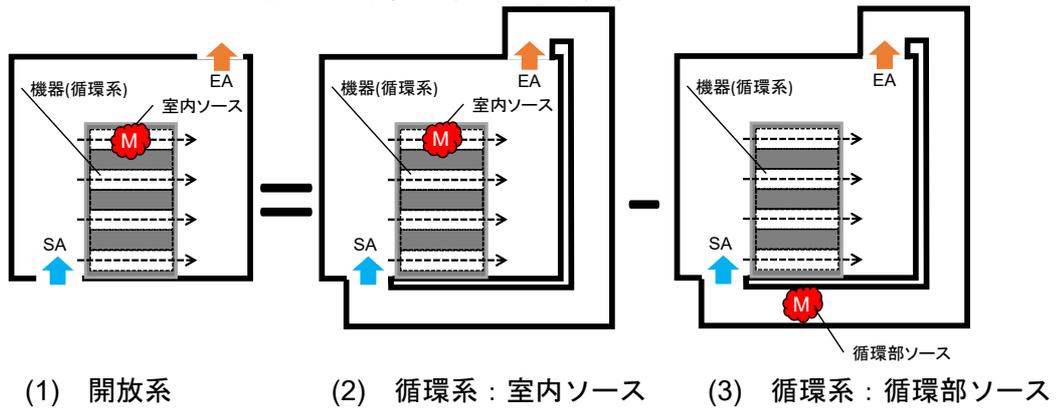
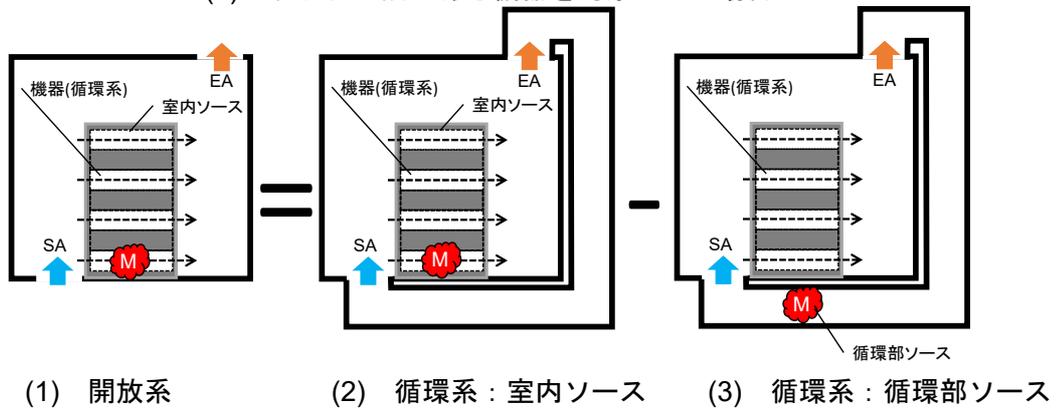


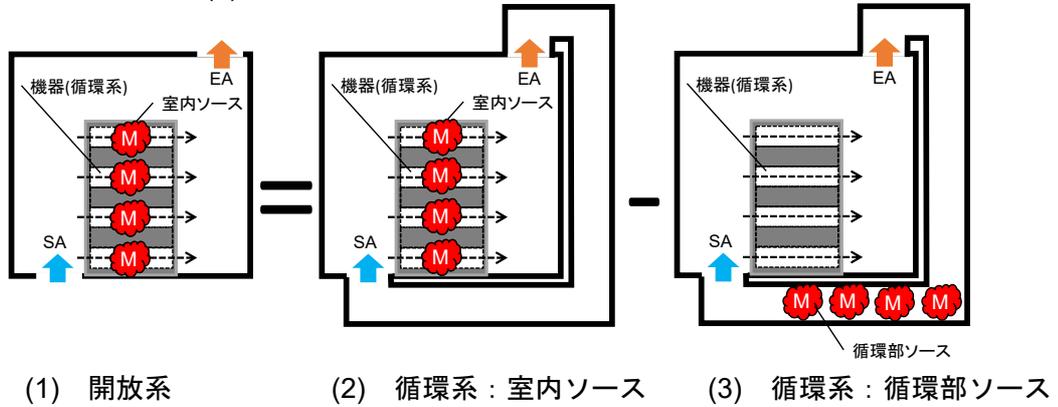
図 4.3 単純な系における実験モデル



(a) ラック上段にある機器を対象とした場合



(b) ラック下端にある機器を対象とした場合



(c) 全ての機器を対象とした場合

図 4.4 複雑な系における実験モデル

ここで、トレーサガス実験法の測定に関して簡略化を図るために、4.5節にて後述するCFD解析結果の機器吸込み面近傍の濃度分布に基づき、トレーサガスのドーピングポイントを代表的な4エリアに集約して測定を行う。図4.5にトレーサガス実験法を適用する場合のドーピングポイントを示す。開放系、循環系の実験ケースとして表4.2、適用するトレーサガス実験法の測定項目について表4.3に示す。実験ケースとして、Case A<sub>V</sub>~Case D<sub>V</sub>の開放系による室内発生の4ケース、Case A<sub>R</sub>~Case D<sub>R</sub>の循環系による室内発生の4ケース以外に、Case E<sub>R</sub>の循環部発生の1ケースの計9ケースとした。なお、トレーサガス実験法を適用するにあたり、負ソースを用いたトレーサガス実験は実施不可能なため、正ソースで代替し、循環系の室内及び循環部ソース単独の場合における非定常濃度データの差分により、開放系による定常濃度分布を求める。なお、循環系の室内及び循環部ソースでは非定常データを取り扱うため、漏気による漏出濃度あるいは室平均濃度の時間変化率の絶対値が等しい時系列データを抽出する必要がある。仮に、漏出濃度の特定が困難な場合は、循環系の循環部吸込み濃度などで代替する。また、このトレーサガス実験法は、機器による誤差の影響を受けやすいため、表4.3に示す応答性に優れた2種類の測定機器を用いて測定を行う。また、実験法の妥当性を検証する前の事前確認として、測定機器の測定精度を把握するため、表4.3の汎用センサを対象に、4種類のCO<sub>2</sub>スパンガスを用いて測定を行った。図4.6に汎用センサとCO<sub>2</sub>スパンガス濃度との関係を示す。なお、汎用センサであるCO<sub>2</sub>データロガーの応答時間測定に関しては、一定濃度に充填された袋にCO<sub>2</sub>データロガーを設置し、パッシブ法により検知された濃度推移に基づき、CO<sub>2</sub>データロガーの応答時間を推定した。

図4.6より、汎用センサの測定結果とCO<sub>2</sub>スパンガス濃度との関係は、概ね対応しているが、汎用センサの検知濃度が上昇するにつれて、CO<sub>2</sub>スパンガス濃度値との差が大きくなる。以上より、汎用センサを用いる場合、実験で測定する濃度範囲について留意する必要があり、検証を行う前の事前準備として、測定機器の機差についても確認しておくことが望ましい。

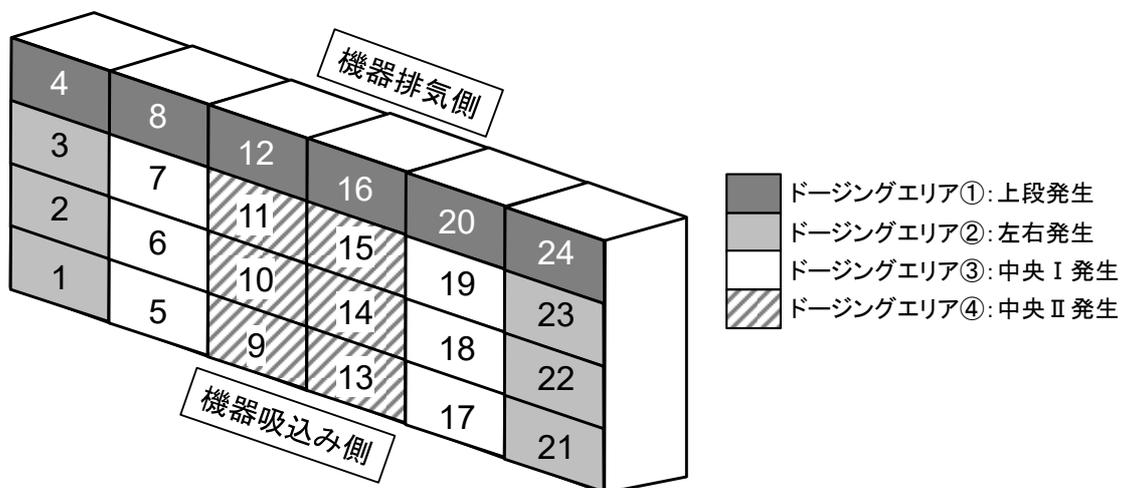


図4.5 トレーサガスのドーピングポイント

表 4.2 実験ケース

ケース名	発生位置	開放系/循環系	発生量 M[L/min]
Case A <sub>V</sub>	室内：エリア①	開放系	0.42×6 点=2.52
Case B <sub>V</sub>	室内：エリア②		
Case C <sub>V</sub>	室内：エリア③		
Case D <sub>V</sub>	室内：エリア④		
Case A <sub>R</sub>	室内：エリア①	循環系	
Case B <sub>R</sub>	室内：エリア②		
Case C <sub>R</sub>	室内：エリア③		
Case D <sub>R</sub>	室内：エリア④		
Case E <sub>R</sub>	循環部		
			1.25×2 点=2.5

表 4.3 トレーサガス実験法による測定項目

測定項目	測定位置	測定機器
空間濃度	機器吸込み口近傍 24 点	CO <sub>2</sub> 分析計(富士電機製) 「応答性：アクティブ法」：約 50s
	バックグラウンド 1 点	
給気濃度	空調機吹出し口内 1 点	CO <sub>2</sub> データロガー(T&D 製)
排気濃度	空調機吸込み口 2 点	「応答性：パッシブ法」：約 60～90s

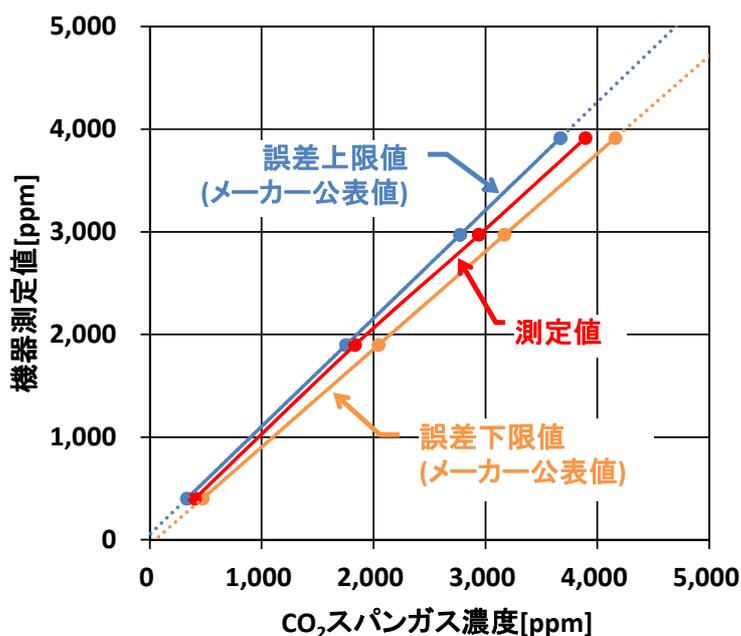


図 4.6 汎用センサと CO2 スパンガス濃度との関係

### 4.3 機器排気による再循環率測定

#### 4.3.1 開放系の評価モデル

前節にて、機器排気による再循環率を測定するために用いる開放系、循環系の実験モデルについて示した。ここでは、実際に開放系、循環系の実験モデルを用いて実験を行う手法について検討する。図 4.7、図 4.8 に開放系における評価モデルと評価モデルに基づく行列式を示す。測定方法として、図 4.5 に示すドージングポイントの 4 エリアを対象として、機器内にて定量発生したトレーサガス実験を行い、図 4.7 に示す各エリアにおける空間内の物質収支を想定する。この評価モデルを用いて、その解を合成して得られる行列式に基づき、機器排気による再循環率を評価する（図 4.8）。

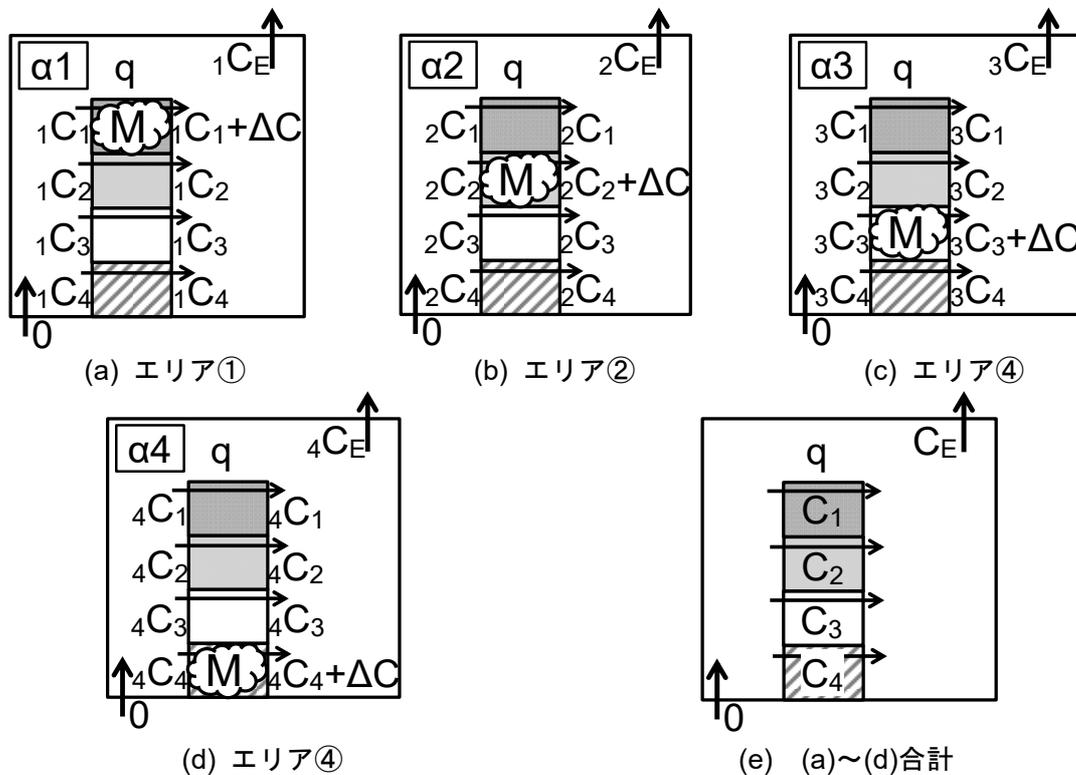


図 4.7 開放系における評価モデル

$$\begin{pmatrix} {}_1C_1 + \Delta C & {}_2C_1 & {}_3C_1 & {}_4C_1 \\ {}_1C_2 & {}_2C_2 + \Delta C & {}_3C_2 & {}_4C_2 \\ {}_1C_3 & {}_2C_3 & {}_3C_3 + \Delta C & {}_4C_3 \\ {}_1C_4 & {}_2C_4 & {}_3C_4 & {}_4C_4 + \Delta C \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ C_3 \\ C_4 \end{pmatrix}$$

${}_mC_n$  : エリア  $m$  ガス発生時の  
 エリア  $n$  の機器吸込み濃度       $\Delta C$  : 機器の濃度上昇分       $\alpha$  : 重みづけ係数

図 4.8 開放系の評価モデルに基づく行列式

なお、本章で取扱う機器排気による再循環率とは、機器から排出された排気風量のうち機器吸込み側へ再循環する風量の機器排気風量に対する割合と定義する。ただし、第2章にて上述しているが、機器排気による再循環率を  $\gamma$ 、空調風量を  $V$ 、機器風量を  $V_m$ 、空調風量  $V$  に対する機器の冷却に有効な風量比率を  $\eta$  と仮定した場合、式 (2.5) が成立する。

#### 4.3.2 循環系の評価モデル

図 4.9、図 4.10 に循環系における評価モデルと評価モデルに基づく行列式を示す。循環系の室内ソース発生として4エリアの機器内、循環部ソース発生として空調系統内にてドーピングを行い、計5ケースのトレーサガス実験を行う。開放系の測定方法と同様に、図 4.9 に示す評価モデルを用いて、得られた解を合成して得られる行列式に基づき評価する。

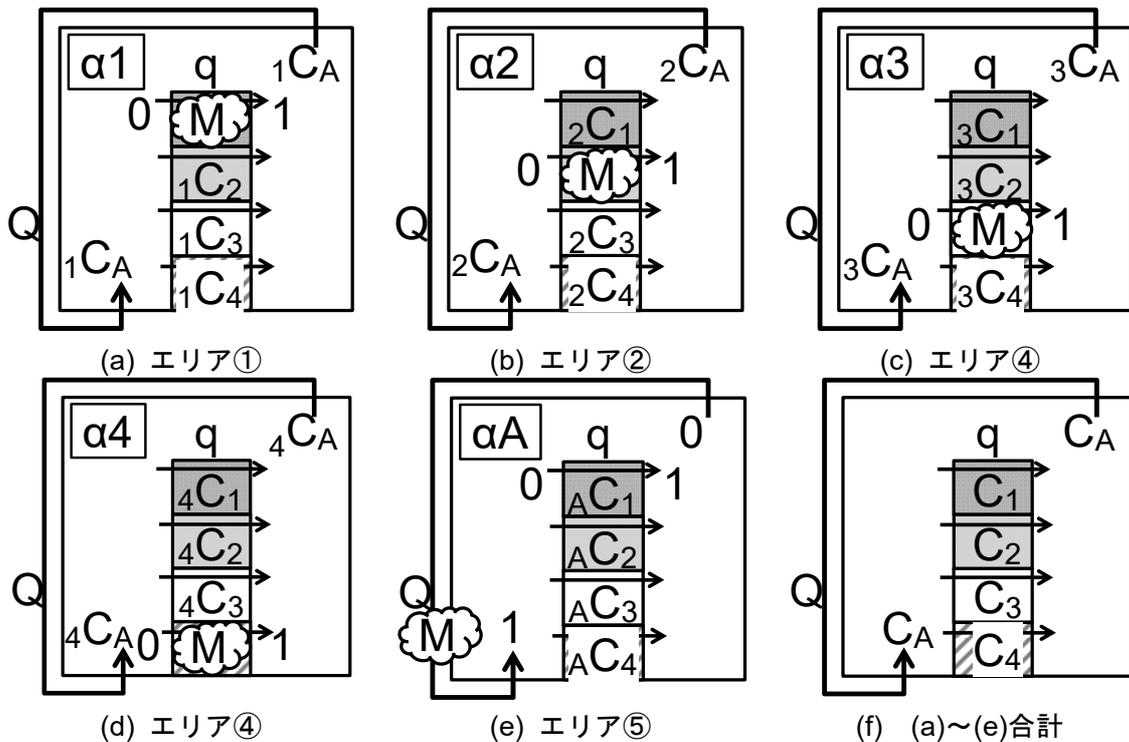


図 4.9 循環系における評価モデル

$$\begin{pmatrix}
 1 & 2C_1 & 3C_1 & 4C_1 & AC_1 & 1 \\
 1C_2 & 1 & 3C_2 & 4C_2 & AC_2 & 1 \\
 1C_3 & 2C_3 & 1 & 4C_3 & AC_3 & 1 \\
 1C_4 & 2C_4 & 3C_4 & 1 & AC_4 & 1 \\
 1C_5 & 2C_A & 3C_A & 4C_A & 1 & 1 \\
 q & q & q & q & Q & 0
 \end{pmatrix}
 \begin{pmatrix}
 \alpha_1 \\
 \alpha_2 \\
 \alpha_3 \\
 \alpha_4 \\
 \alpha_A \\
 \beta
 \end{pmatrix}
 =
 \begin{pmatrix}
 C_1 \\
 C_2 \\
 C_3 \\
 C_4 \\
 C_A \\
 0
 \end{pmatrix}$$

$\alpha$  : 重みづけ係数       $\beta$  : ハイパス値       $q$  : 機器風量       $Q$  : 空調風量

図 4.10 循環系の評価モデルに基づく行列式

### 4.3.3 循環系における各ソース発生の濃度推移

図 4.11 に循環系を対象として、Case A<sub>R</sub>~Case D<sub>R</sub>である室内発生の 4 ケースに加え、Case E<sub>R</sub>である循環部発生の 1 ケースの計 5 ケースに関する濃度推移を示す。なお、データの抽出方法として、循環系の循環部吸込み濃度の時間変化率が等しく、漏気の影響が少ない時点（循環換気量に関する名目換気時間の約 1.5 倍）を抽出し、室内及び循環部の時系列データの差分をとった。循環系の室内発生とした Case A<sub>R</sub>、Case B<sub>R</sub>、Case C<sub>R</sub>、循環部発生とした Case E<sub>R</sub>の濃度推移は、各ケースによって多少の変動はあるものの、発生量  $M$ /漏気量  $q=1,800\text{ppm}$  の定常濃度に漸近する推移を示している。なお、図 4.11 に示す室内発生とした Case D<sub>R</sub>の濃度推移は、他の循環系による室内発生・循環部発生の計 4 ケースと比較した場合、循環換気量に関する名目換気時間の約 120 倍以降で検知濃度が小さくなっているが、汎用センサの測定値と CO<sub>2</sub> スパンガス濃度との関係より、測定結果がセンサの測定精度による誤差範囲内であることを確認した。

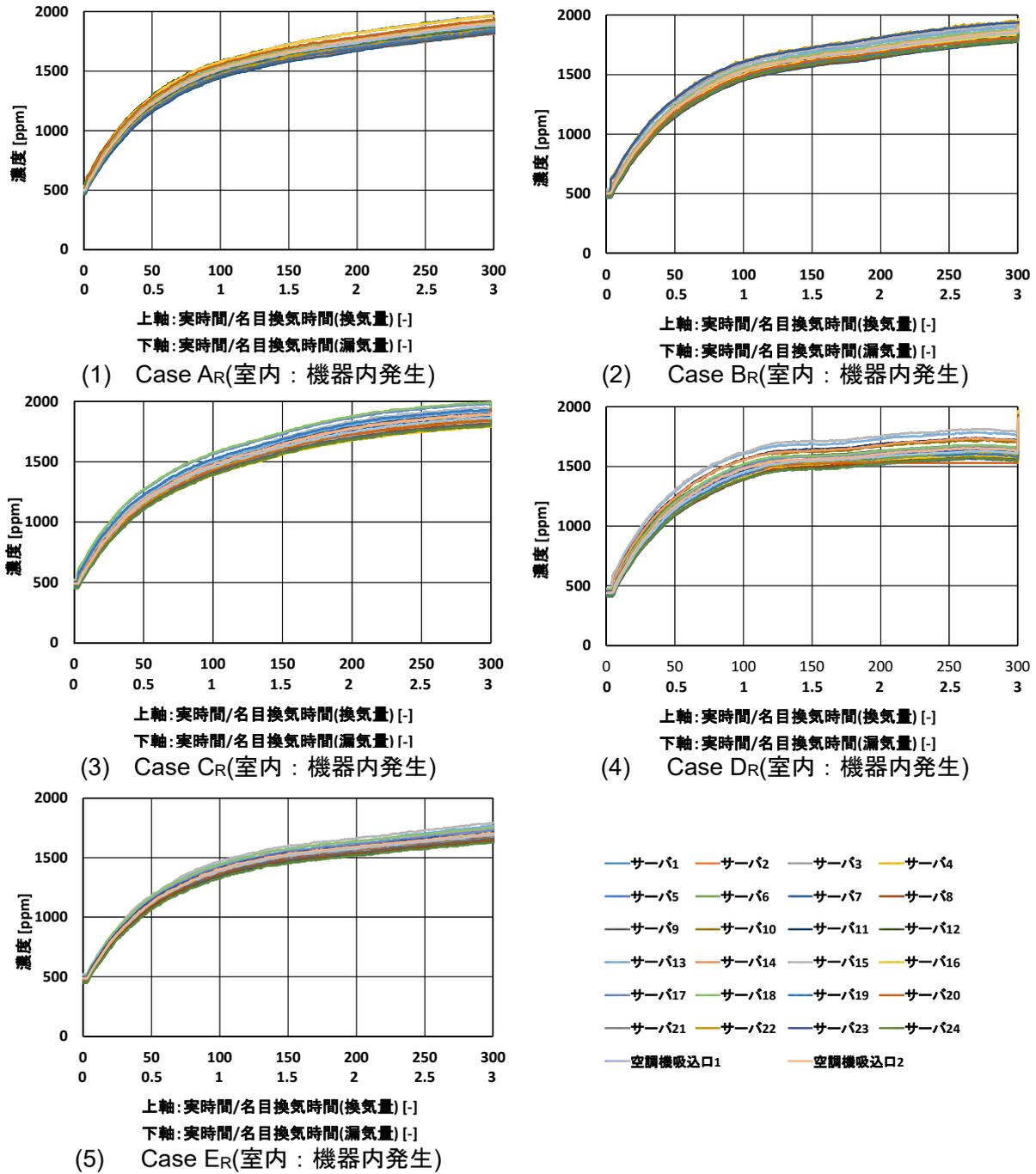


図 4.11 循環系における各ソース発生濃度の推移

4.3.4 循環系の室内・循環部の差分による濃度推移

図 4.12 に循環系における室内、循環部ソース発生 の非定常濃度データの差分により得られた濃度推移を示す。なお、実験法による時系列データの推奨抽出時点として、室平均濃度の時間変化率が安定した時点で、空間濃度が比較的低い循環換気量に関する名目換気時間の数倍程度のため、本研究では実験開始直後から循環換気量に関する名目換気時間の100倍までを早期データの抽出区間とした。図 4.12 より、循環部吸込み濃度の時間変化率が安定した時点において、各ケースにおける循環系の室内及び循環部発生により得られた各動的定常濃度の差分による機器吸込み平均濃度や循環部吸込み平均濃度の濃度推移は、理論通り、各ケースとも多少の変動はあるものの、概ね一定の濃度推移を示すことを確認した。

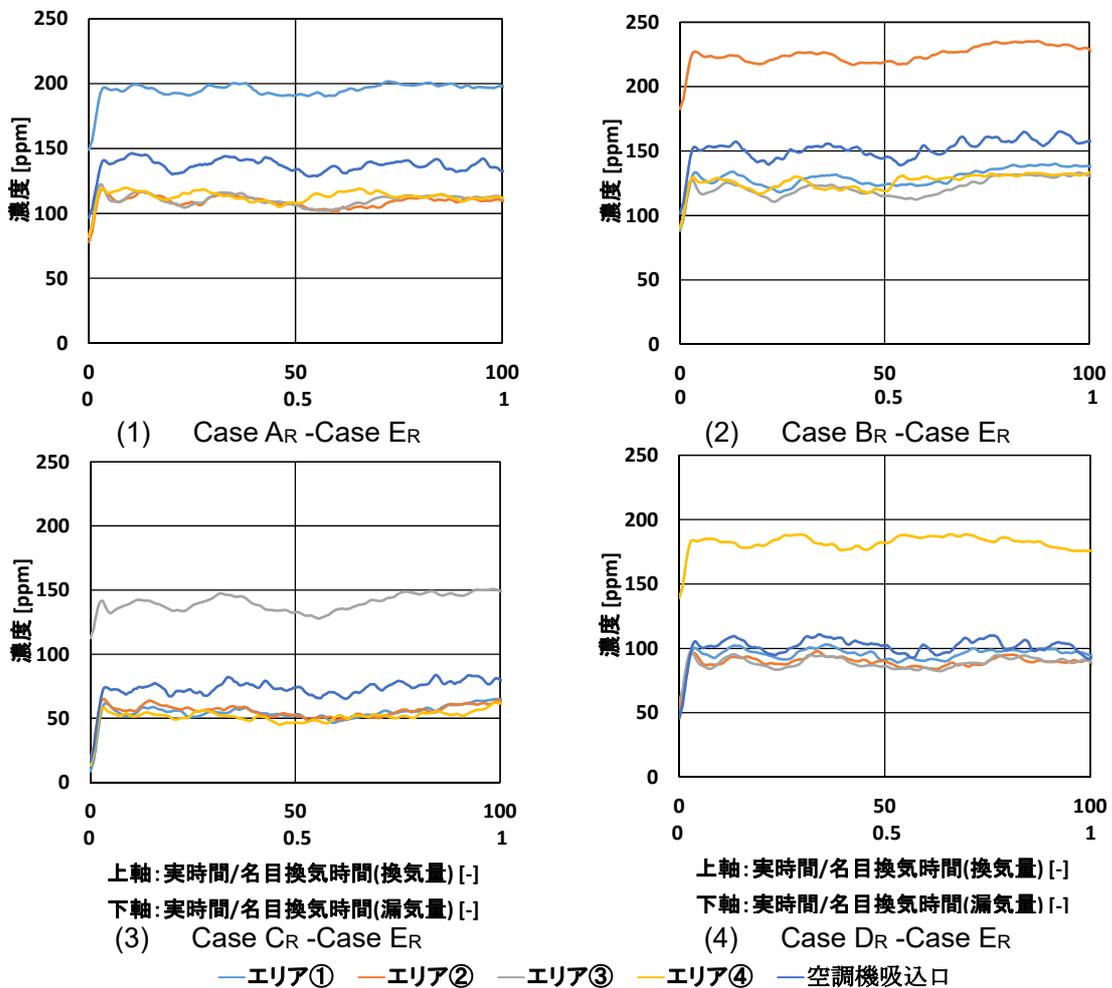


図 4.12 循環系の室内・循環部の差分による濃度推移

4.3.5 開放系と循環系の関係

開放系と循環系の実験にて得られたデータの有効性を明らかにするために、図 4.13 に開放系、循環系による測定結果の比較を示す。なお、データの抽出区間として、開放系は定常状態である時点の 3 分間の平均値、一方、循環系は時間変化率が安定した時点以降において、循環換気量に関する名目換気時間の 10 倍から 50 倍までの区間平均データを用いた。各ケースとも多少のばらつきは見られるものの、各ケースにおける決定係数が  $R^2=0.9$  以上と比較的高い。一方、開放系による実験値を真値とした場合の平均二乗誤差(RMSE)では各ケースにおいて概ね 0.5 未満の値を示すが、図 4.13(1)に示すように、比較的にラック上部に搭載される測定ポイントにて誤差が大きくなる傾向がある。この理由として、第 2 章より機器の再循環率がしやすい稼働位置がラック上部に位置するため、ほかの稼働位置よりサンプリング時の濃度測定の変動が大きくことが反映していると考えられる。以上より、各ケースとも開放系と循環系は良好な対応を示しているため、実験法の理論通り、循環系の室内及び循環部データの差分により開放系の定常濃度分布を測定することが可能であることを確認した。

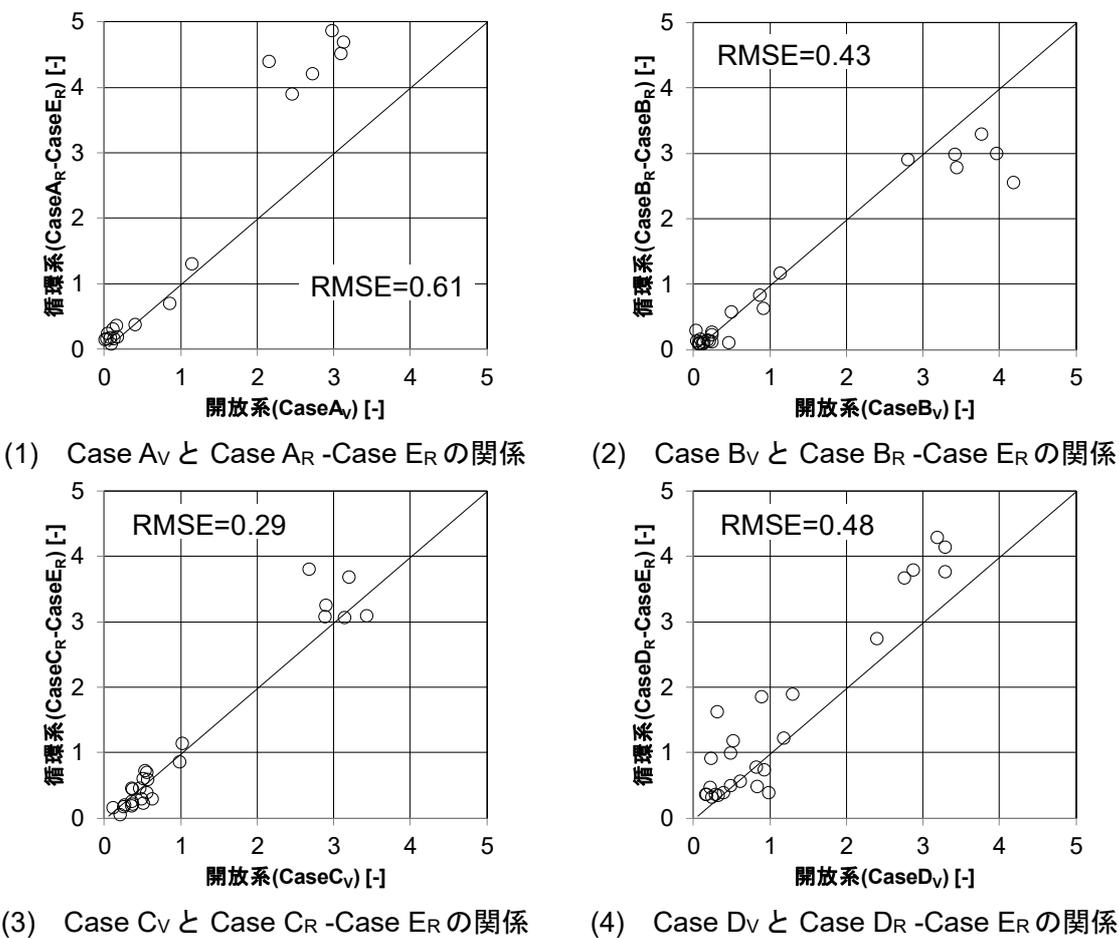


図 4.13 開放系・循環系による測定結果の比較

4.3.6 機器排気による再循環率

図 4.14 に開放系、循環系の測定結果から得られた機器排気による再循環率を示す。図 4.14 に示す開放系と循環系の室内及び循環部ソースの差分により得られた再循環率は、各ドージングポイントによるサンプリング結果がエリア毎によって多少の差異は見られるが、概ね対応していることを確認した。以上のことから、各エリアによって得られた再循環率の合計で評価可能な機器排気による再循環率は、両ケースとも概ね対応することを確認した。

		ドージングエリア				
		エリア①	エリア②	エリア③	エリア④	①～④ 全発生
サンプリングエリア	エリア①	7.1	3.9	2.1	4.8	17.9
	エリア②	0.4	1.8	0.9	0.5	3.6
	エリア③	0.3	0.5	0.3	0.4	1.5
	エリア④	0.4	0.4	0.4	0.3	1.5
	合計	8.2	6.6	3.7	6.0	24.5

		ドージングエリア				
		エリア①	エリア②	エリア③	エリア④	①～④ 全発生
サンプリングエリア	エリア①	8.7	4.7	2.3	4.7	20.4
	エリア②	0.0	1.4	0.1	0.7	2.2
	エリア③	0.6	0.0	0.5	0.4	1.5
	エリア④	0.5	0.9	0.5	0.7	2.6
	合計	9.8	7	3.4	6.5	26.7

(1) 開放系

(2) 循環系

図 4.14 機器排気による再循環率の測定結果

## 4.4 CFD 解析結果と実験結果の比較検討

### 4.4.1 解析概要

図 4.15 に解析モデルを示す。解析モデルは、機器排気による再循環率測定を行った実大実験実験室モデルを再現したモデルとし、天井吸込口がホットアイル側に 2 箇所、クールアイル側の二重床の下部から室内上部へ給気を行う、データセンターで広く用いられている二重床冷却方式を想定した。負荷条件として、機器発熱量は定格 0.5kW/台が 4 台/ラック、計 24 台/室、流入・流出条件として、機器風量や空調風量は実験条件と同条件として設定した。

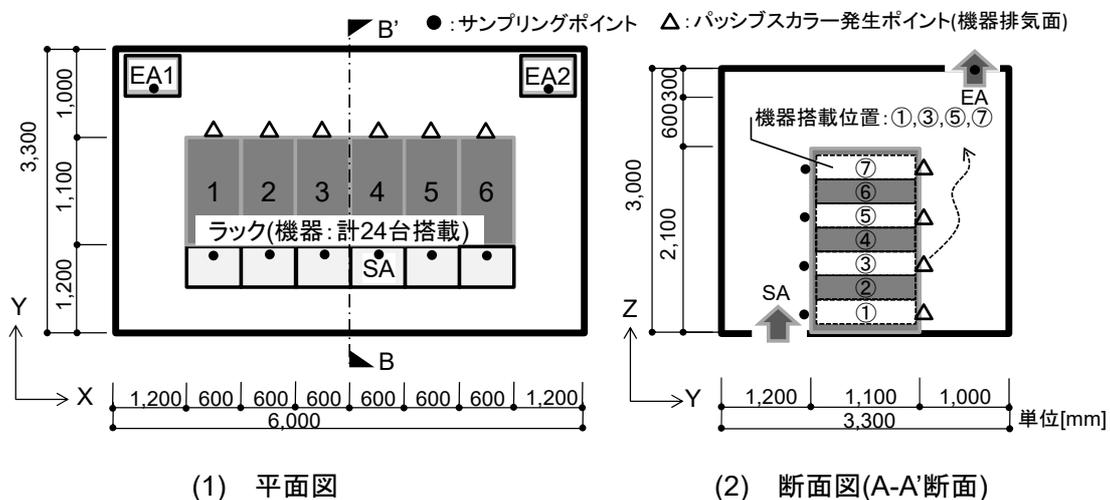


図 4.15 解析モデル

## 4.4.2 解析条件

表 4.4 に解析条件を示す。空調吹出し温度は実験結果に基づき、23.8°C 固定にて解析を行った。なお、解析モデルでは漏気発生面などを忠実に再現できない部分があるため、漏気や放射の影響は考慮せず、壁面は断熱条件にて解析を行った。また、機器排気による再循環率を求めるにあたり、各機器の排気面にて濃度 1 のパッシブスカラーを定量発生させ、各機器の吸込み面に到達する再循環量を合計することで実験結果と比較可能な再循環率を算出した。

表 4.4 解析条件

解析領域	6,000[mm](x)×3,300[mm](y)×3,000[mm](z)	
乱流モデル	標準 $k-\varepsilon$ モデル	
差分スキーム	一次風上差分	
解法	SIMPLE	
壁面境界条件	一般化対数則	
流入・ 流出条件	機器吸込面	: 0.6×0.3[m], $U_{in}=4.5987[m/(s \cdot \text{台})]$
	機器排気面	: 0.6×0.3[m], $U_{out}=4.5987[m/(s \cdot \text{台})]$
	空調吸込面	: 0.6×0.6[m], $U_{in}=2.0833[m/(s \cdot \text{パネル})]$
	空調吹出面	: 0.6×0.6[m], $U_{out}=0.6944[m/(s \cdot \text{パネル})]$
発熱・ 冷却条件	機器発熱量	:0.5[kW/台], 4[kW/ラック], 6[ラック/室]
	空調吹出温度	:23.8°C吹出温度固定(実験値を再現)

## 4.4.3 CFD 解析結果と実験結果の整合性

図 4.16 に実験結果と CFD 解析による機器吸込み面近傍の鉛直断面温度分布、図 4.17 に実験結果と CFD 解析による機器吸込み面近傍の鉛直断面濃度分布、図 4.18 に実験結果と CFD 解析により得られた機器排気による再循環率を示す。なお、実験結果については、真値とみなせる開放系のデータを用いた。図 4.16 より、各ケースにおける温度分布は概ね対応していることが確認できるが、特に、機器吸込み面近傍の低温領域にて概ね対応した温度分布を示している一方で、空間上部の高温領域では、多少の差異が見られる。この理由として、本解析モデルでは漏気や放射の影響を考慮せず、壁面を断熱条件にて解析を行っているため、CFD 解析結果が実験結果に対して比較的高い温度分布を示したと考えられる。

図 4.18 に示すように、実験結果と CFD 解析結果における機器排気による再循環率は、図 4.16 や図 4.17 に示す温度分布、濃度分布と同様に、各エリアの再循環率はラック上部中央やラック端部において、実験条件と解析条件の違いなどにより、両ケースの結果に多少の差異が見られるが、概ね対応していることを確認した。また、各エリアによって得られた

再循環率の合計で評価可能な全体としての機器排気による再循環率は、両ケースとも概ね対応している。このように、測定方法やデータの取扱い等に課題はあるが、機器排気による再循環率測定が可能であることから、データセンターの空調効率を評価可能な点を示すことができた。

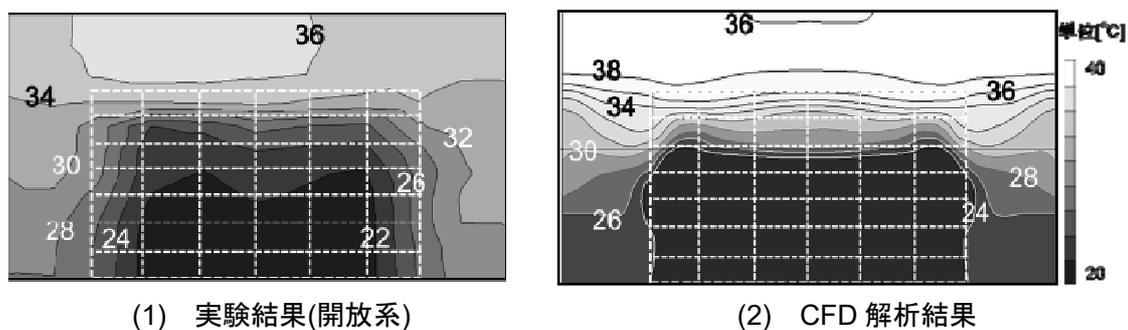


図 4.16 鉛直断面温度分布

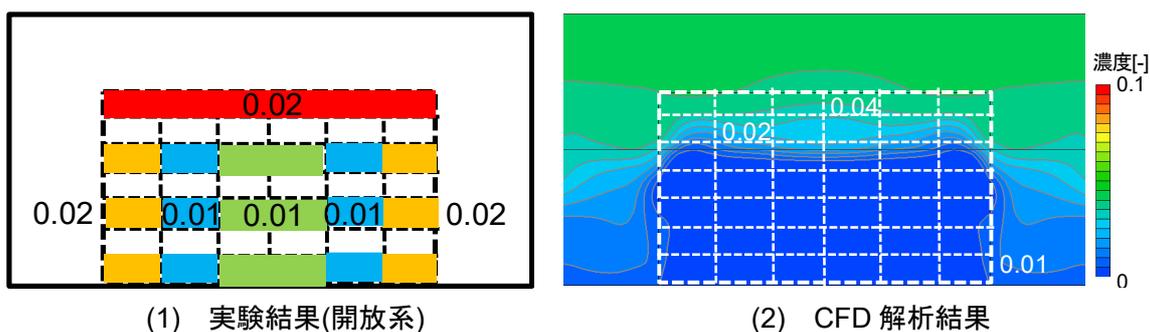


図 4.17 鉛直断面濃度分布

		ドーピングエリア				
		エリア①	エリア②	エリア③	エリア④	①～④全発生
サンプリングエリア	エリア①	7.1	3.9	2.1	4.8	17.9
	エリア②	0.4	1.8	0.9	0.5	3.6
	エリア③	0.3	0.5	0.3	0.4	1.5
	エリア④	0.4	0.4	0.4	0.3	1.5
	合計	8.2	6.6	3.7	6.0	24.5

		ドーピングエリア				
		エリア①	エリア②	エリア③	エリア④	①～④全発生
サンプリングエリア	エリア①	8.8	6.3	2.2	4.6	21.9
	エリア②	0.0	0.8	0.3	0.1	1.2
	エリア③	0.1	0.5	0.2	0.1	0.9
	エリア④	0.1	0.8	0.3	0.1	1.3
	合計	9.0	8.4	3.0	4.9	25.3

図 4.18 機器排気による再循環率の比較

## 4.5 まとめ

本章では、実大規模の仮想サーバ室を対象とした実大実験室実験により、実空間においてトレーサガス実験法を用いた機器排気による再循環率測定の有効性について検討を行い、得られた実験結果と CFD 解析結果を比較した結果、以下の知見が得られた。

- (1) 機器排気による再循環率を測定するためにトレーサガス実験法を適用する上で、開放・循環系の評価モデル、測定方法を示した。例えば、各機器の再循環率を測定する場合は、単純な系の実験モデルに基づき各機器を対象とした測定を行い、一方、機器全体による再循環率を測定する場合は、各機器を対象とした測定を組み合わせることにより、機器排気による再循環率を測定することが可能である。
- (2) 実大実験室実験モデルにおいて、機器排気による再循環率を測定するために、開放系では室内ソース発生として 4 ケース、一方、循環系では開放系と同様に、室内ソース発生として 4 ケース以外に、循環部ソース発生として 1 ケース加えた、計 5 ケースのトレーサガス実験を行うことで機器排気による再循環率を測定可能である。
- (3) トレーサガス実験法の実験上を適用し循環系の室内、循環部による非定常濃度データの差分を求める場合、データの抽出方法の留意点として、循環系の循環部吸込み濃度の時間変化率が等しく、漏気の影響が少ない時点を抽出する必要がある。
- (4) 循環系における室内、循環部ソース発生の濃度推移は、測定誤差や機器の機差による影響もあることから多少の変動はあるものの、概ね、実験法の理論通りのように発生量  $M$ /漏気量  $q$  の定常濃度に漸近する濃度推移を示す。
- (5) 循環系における室内、循環部ソース発生の非定常濃度データの差分により得られた濃度推移は、室平均濃度の時間変化率が安定した時点で、空間濃度が比較的低い循環換気量に関する名目換気時間の数倍程度にてデータを抽出することによって、理論通り、各ケースとも多少の変動はあるものの、概ね一定の濃度推移を示す。
- (6) 開放系と循環系にて得られた実験結果は概ね良好に対応していることから、トレーサガス実験法を適用することで循環系の室内及び循環部データの差分により開放系の定常濃度分布を測定することが可能である。
- (7) 実大実験室実験モデルを再現した解析モデルを用いて、実験結果と CFD 解析結果の比較をした場合、機器吸込み面近傍の鉛直断面濃度分布、ならびに機器排気による再循環率については概ね良好な対応関係を示した。
- (8) 今後、倉瀬らが提案しているトレーサガス実験法を適用する場合、測定方法やデータの取り扱い等には課題はあるが、機器排気による再循環率測定が可能であり、データセンターの空調効率を実空間において評価可能であると考えられる。



## 第5章

### 実大規模による空調効率向上のための 空調計画に関する検討

