



Title	情報処理室における空調気流方式の計画手法に関する研究
Author(s)	羽山, 広文
Citation	北海道大学. 博士(工学) 乙第5139号
Issue Date	1997-03-25
DOI	10.11501/3122414
Doc URL	http://hdl.handle.net/2115/32684
Type	theses (doctoral)
File Information	5139.pdf



[Instructions for use](#)

情報処理室における空調気流方式の
計画手法に関する研究

1997 年 2 月

羽山広文

学位論文題名

情報処理室における空調気流方式の計画手法に関する研究

現在、高度情報化社会の発展に伴い、文字・音声・映像・データなどメディア情報を伝達するシステムの構築が進んでいる。これらのシステムには電子計算機や高速・広帯域の通信機などの高性能な情報処理機器が必要となる。近年、これらの情報処理機器は技術革新が著しく、高密度実装化・高発熱化が進んでおり、空調システムによる機器の冷却が不可欠となっている。実装密度の高い情報処理機器は、構成する電子部品の冷却として、ファンを用いた強制空冷方式や液冷方式を採用するケースが多い。このような機器が主に導入されている情報処理室では、一般に機器を適正に冷却するため、機器の冷却に必要な機器換気量を空調給気量と一致させる設計方法が採用されている。この方法では空調機冷却能力当たりの送風機容量およびその動力が著しく大きくなる傾向があり、実際この種の設計を行った情報処理室では、空調機の送風温度差が大きく取れないことが問題点として指摘されている。このように機器換気量を優先する設計法では、空調機の送風機動力が大きくなることから空調用エネルギー消費が大きくなっていること、また空調機の送風機容量が大きくなる建設費が大きくなっている点で改善の余地がある。一方、情報処理機の吹出し温度は機器毎にばらつきが大きく、室内温度の最大値を設定温度以下にした場合、冷え過ぎた室内温度環境になることが多く見られる。このため、保守作業員に対する温度環境の改善が求められている。

このような背景に基づき、本研究では、強制空冷機器が収容された機械室の空調に関し、1) 省エネルギー化、2) 経済化、3) 保守作業員の環境改善の3点に主眼を置き、空調気流方式の計画手法の確立を目的としている。まず、情報処理室用空調のエネルギー消費量および機器周辺の温度分布などの実測調査から現状の問題点を把握し、高効率な空調気流方式のあり方を検討した。次に、空調給気量を削減した空調気流方式について機器周辺温度のマクロな温度解析モデルを作成し、実大規模実験により検証を行い、空調給気量を左右する要因を明らかにした。また、高効率な空調気流方式を実現するため、二重床吹出しによる空調給気の適正な分配法について検討した。さらに、空調エネルギー消費量を左右する要因を示し、各要因が空調エネルギー消費量に与える影響を把握した。最後に、高効率な空調気流方式の実現に向けた計画手法についてまとめた。

本論文は7章より構成されている。第1章では、本研究の背景と目的、情報処理室用空調に関連する既往の研究を概説し、本研究の位置付けを明確にした。

第2章では、実測調査および実大規模実験の結果から強制空冷機器を収容した情報処理室用空調の問題点の把握と、これを解決するための方策について検討した。その結果、1) 情報処理室用空調は、空調機の送風温度差が小さく多くの空調給気量が必要となり、オフィス空調と比較し、同一の熱負荷を冷却するのに必要な空調用送風機容量およびその電力消費量が大きくなること、2) 室内温度が機器吹出し温度の影響を受けばらつきがばらつきが大きくなり、機器の適正な冷却温度条件を満たすには、室内作業員にとって低過ぎる温度環境になる場所ができることが問題点として明らかになった。これを改善するには、機器換気量と同等以上の空調給気量を確保する従来の設計方法を改め、換気流量比（空調給気量／機器換気量）をできる限り小さくすること、空調給気の分配を各機器の発熱量に対応させ、排熱効率（送風温度差／機器冷却温度差）を向上させることが有効であることを示した。

第3章では、情報処理室用空調に関し、機器毎に空調給気量を調整するための風量調整器を

用い換気流量比を小さくする室内空気再循環気流方式とその制御方式を提案した。また、空調給気量が機器発熱量に対応せず機器吹出し温度にばらつきが生じた場合、冷却に必要な空調給気量の評価方法を示した。さらに、本空調気流方式において各機器の機器吹出し温度、再循環温度、機器冷却空気温度の決定要因を明確にするため、マクロな温度解析モデルを作成し、実大規模実験によりその妥当性を検証した。その結果、各部の温度および無次元化した温度差比の値は、換気流量比 κ_m 、排熱効率 η_c 、機器下部の流量比 κ_b 、水平方向の熱移動係数 W の関数で表現できることを示した。また、換気流量比 $\kappa_m=0.42\sim 2.4$ の範囲において、マクロな温度解析モデルの計算結果は実験結果と概ね一致した。次に、空調給気量を決定する要因とその影響について検討した。その結果、空調給気量は排熱効率 η_c 、機器冷却温度差 $(\overline{\theta_{1m}}-\theta_{0m})$ 、機器吹出し温度差 $(\overline{\theta_{1m}}-\theta_0)$ 、空調給気不整合量 σ'_{1m} で決定されることがわかった。機器冷却温度差 $(\overline{\theta_{1m}}-\theta_{0m})$ は機器固有の条件であり与条件と考えると換気流量比 κ_m を小さくするには、1) 再循環量を増大し機器吹出し温度差 $(\overline{\theta_{1m}}-\theta_0)$ を拡大すること、2) 隙間や不要な開口からのリークを防止し排熱効率 η_c を向上させること、3) 機器の発熱量に対応した空調給気量の調整精度を向上させることが有効なことを示した。

第4章では、二重床および天井をチャンバに利用した空調気流方式に関し、一様な吹出し・吸込み風量分布を実現する手法およびチャンバの熱特性について検討した。一様な吹出し・吸込み分布が可能ならば、機器の発熱量に対応した空調給気量の分配は開口面積の調整で容易にできることになる。これを実現するためには、チャンバの高さを高く、開口率を小さくすればよいが、チャンバの高さが必要であり建物の階高、送風機動力が上昇する。そこで、最適なチャンバ形状・開口率を決定するため、一様な吹出し・吸込み開口を有するチャンバにおいて、その風量分布の最大値と最小値の差を平均風量で除した値を風量分布の不均一率 ϵ と定義し、チャンバの形状から定まる特性係数 k 、開口率、圧力損失、不均一率 ϵ の関係を簡易な近似式で表し、その妥当性を模型実験で検証した。次に、二重床から室内に供給される空調給気の熱量分布、スラブを介しての熱移動などの特性を明確にするため、二重床内の温度分布を求める解析モデルを作成し、その妥当性を実大規模実験で検証した。この解析モデルを用い、二重床吹出し空調気流方式の定常熱特性の検討を行った結果、二重床内の温度分布および有効熱量の不均一率 ϵ_{H} は、空調給気の熱移動係数に対する二重床およびスラブの熱移動係数の比（熱移動係数比 C ）で表現できることを示した。

第5章では、情報処理室用空調のエネルギー消費量を左右する要因の分析と評価を行った。まず、トータル空調エネルギー消費係数を空気搬送エネルギー消費係数と熱源エネルギー消費係数に分系し、空調用送風機の発熱量が熱源の負荷として評価できる方法を示した。また、エネルギー消費係数を求めるに当たり、チャンバの圧力損失、空調設備の各機器効率の算出方法を示した。次に、この評価法を用い、空気搬送エネルギー消費に影響を与える風量分布の不均一率 ϵ 、二重床高さ、二重床内障害物高さ、送風温度差についてその影響を評価し、空調気流方式の計画設計に必要な項目を示した。さらに、空調給気温度および空調還気温度・相対湿度が熱源エネルギー消費係数へ与える影響を評価し、情報処理機器室の温湿度条件が空調用エネルギー消費係数を左右する要因であることを示し、その適正な範囲を明らかにした。

第6章では、実際に稼働している情報処理室を対象に本空調気流方式を実施し、室内空気再循環気流方式の効果を検証した。その結果、機器発熱量に対応して空調給気量を調整することにより、排熱効率 η_c の向上、機器冷却温度差の上昇により、換気流量比が約28%、エネルギー消費量が16%減少したことを確認した。また、このことから、強制空冷機器を収容した情報処理室用空調に関し、室内空気再循環気流方式は1)空調給気量の削減による省エネルギー化、2)送風機容量の低減による経済化、3)室内温度分布の均一化による室内温度環境の改善に対し有効なことを実証した。

第7章は総括であり、本研究で得られた結果を要約して述べた。

Abstract

Research on Methods for the Planning of Air-conditioning and Circulation Systems for Data Processing Rooms

Author : Hirofumi HAYAMA

Now, as we move toward the advanced information society, systems for transmitting multimedia information, including text, sound, video, and computer data, are being constructed. Those systems require high-performance data processing equipment such as computers and high-bandwidth communications equipment. The technological revolution in such systems is achieving increasingly higher-density in component mounting. That is accompanied by increased heat generation, making the cooling of the equipment by air-conditioning systems indispensable. Most data processing equipment that has a high mounting density employs either forced-air cooling by means of fans or a liquid coolant system to cool the mounted components. The air-conditioning system design methodology employed for data processing rooms that house mainly this type of equipment is generally one in which the amount of ventilation required to cool the equipment is matched by the amount of air supplied by the air-conditioning system. There is a tendency in this method towards markedly stronger fans of higher capacity for a given cooling capability of the air conditioner. There are indications, however, that the inability to attain a large air temperature differential in the air conditioners is a problem in data processing rooms than have actually been designed in this way. Designs that put priority on air exchange in this way have high-powered fans, so the energy consumption for air-conditioning is high, and what is more, the large-capacity fans increase construction cost points on which there is room for improvement. On the other hand, there is much variation in the amounts of heat put out by different units of equipment, so when the maximum room temperature is kept below the set value, it is often too cold. Thus, improvement in the temperature environment for the maintenance personnel is requested.

That background has motivated us to establish a design methodology for the

air-conditioning systems of rooms that house forced-air-cooled equipment a methodology that emphasizes three points: 1) reduces energy consumption, 2) is more economical, and 3) improves the working environment of maintenance personnel. First, we identified the problems of current design methodologies by measuring energy consumption and the temperature distribution around the equipment as a basis for investigating highly efficient air-conditioning and circulation systems. Next, we created macroscopic models for temperature analysis in the vicinity of equipment for air-conditioning systems with reduced air supply volume, validated them with actual large-scale experiments, and clarified the factors that govern the amount of air supply in air-conditioning. In addition, to realize a highly efficient air-conditioning and circulation system, we investigated proper distribution of supplied conditioned air by means of a false-floor air outlet structure. We also found expressions for the factors that govern the amount of energy consumption in air-conditioning and determined the influence of each of those factors on energy consumption. Finally, we arrived at conclusions concerning a design methodology for high-efficiency air-conditioning and circulation systems.

This paper comprises seven sections. The first presents the background for our work and our objectives, briefly describes other main research related to the air-conditioning of data processing rooms, and clarifies how our work fits into that research.

Section 2 discusses the problems of air-conditioning for data processing rooms that house forced-air-cooled equipment that were identified from the results of the actual measurements and large-scale experiments as well as countermeasures for those problems. Two results are obtained. First, in air-conditioning for data processing rooms, the air temperature differential in the air conditioner is small and a large volume of conditioned air must be supplied. Thus, the capacity of the fans and the amount of power consumed are larger than for office air-conditioning for the same heat load. The second result is that because there is great variation in the temperature of the room due to the heat output of the equipment, it is problematic to provide a working environment that is not too cool for the people in the room while satisfying the temperature conditions for the equipment. We show that to reduce these problems it is effective to modify the conventional design policy of

maintaining a supply of conditioned air that greater than or equal to the amount of ventilation for the equipment to a policy of increasing the ventilation efficiency (the air temperature differential divided by the equipment cooling temperature differential) by making the ventilation flow ratio (the amount of conditioned air supplied divided by the amount of ventilation) as small as possible and matching the distribution of conditioned air to the amount of heat generated by the equipment.

In section 3, we propose a room air re-circulation method for the air-conditioning of data processing rooms that makes the ventilation flow ratio as small as possible by using an air flow adjusting mechanism to adjust the supply of conditioned air to each unit of equipment. We also propose a control scheme for that method. We further present in this section a method of evaluating the amount of supplied air required for cooling for the case in which there is variation in the exhaust temperatures of the equipment when the supplied air does not correspond to the amount of heat generated by the equipment. To clarify the factors that determine the exhaust temperature for each unit of equipment, the re-circulation temperature, and the equipment cooling air temperature in this air-conditioning and circulation system, we created a macroscopic temperature analysis model and tested its validity by experiment. The results showed that the temperature and the dimensionless temperature differential ratio for each part can be expressed as a function of the ventilation flow ratio (κ_m), the ventilation efficiency (η_v), the amount of flow in the lower part of the equipment (κ_d), and the heat transfer function (W) for the horizontal direction. In the ventilation flow ratio range of from 0.42 to 2.4, the calculated results of the macroscopic temperature analysis model were consistent with the measured values. Next, we investigated the factors that determine the volume of the conditioned air supply, and the influence of those factors. We found that the volume of the conditioned air supply is determined by the ventilation efficiency (η_v), the equipment cooling temperature differential, the equipment exhaust temperature differential, and the amount of conditioned air supply mismatch (σ_{im}). The equipment cooling temperature differential is a characteristic of the equipment, and can be considered a given condition. Thus, the ventilation flow amount (κ_m) can effectively be made smaller by 1) increasing the re-circulation amount to make the equipment exhaust temperature differential larger,

2) eliminating leakage from crevices and unnecessary openings so as to increase the ventilation efficiency (η_v), and 3) improving the accuracy of the adjustment of the amount of conditioned air supply to match the amount of heat generated by the equipment.

Section 4 discusses an air-conditioning and circulation method that uses the space enclosed by a false floor or a false ceiling as a chamber, including the method of achieving an even distribution in the amounts of air exhausted and drawn in and the thermal characteristics of the chamber. If an even distribution in the amounts of air exhausted and drawn in can be realized, then the distribution of the amount of conditioned air supplied according to the heat generated by the equipment is easily achieved by adjusting the areas of the ventilation openings. While in order to achieve that it is desirable to have a high chamber and small openings, such a design requires strong fans and that buildings be constructed with higher ceilings. Therefore, to determine the optimum chamber shape and opening size, we define the non-uniformity of the air volume distribution (ε) to be the value of the difference between the maximum and minimum values of the air volume distribution divided by the average air volume, and use a simple approximation formula to express the relation of ε to a characteristic coefficient k that is determined from the shape of the chamber, the ventilation opening size, and the pressure loss in the chamber. We validated the equation by large-scale experiments. Then, we devised an analytical model to determine the temperature distribution within a false floor for the purpose of clarifying such characteristics as the heat distribution of the conditioned air supplied to the room from the false floor and the heat transfer through a slab. That model was also validated by large-scale experiments. The results of using the model to investigate the steady-state thermal characteristics of an air-conditioning system that supplies cooling air through a false floor show that the non-uniformity of the temperature distribution within the false floor and the available heat (ε_H) can be expressed as the ratios of the heat transfer coefficients of the false floor and slab to the heat transfer coefficient of the supplied air (the heat transfer coefficient ratio, C).

Section 5 presents an analysis and evaluation of the factors that govern energy consumption in the air-conditioning of data processing rooms. First, the total air-conditioning energy efficiency ratio is divided into an air movement energy

efficiency ratio and a heat source energy efficiency ratio. Then a method is presented that can evaluate the amount of heat generated by the fans for air conditioning as the load of a heat source. In addition, a method is shown for calculating the pressure loss of the chamber and the efficiency of each unit of the equipment of the air-conditioning facilities for use in obtaining the energy efficiency ratio. Next, that evaluation method is applied to evaluate the influence of the non-uniformity of the air volume distribution (ε) the height of the false floor, the height of obstructions inside the false floor, and the air temperature differential on the air movement energy efficiency ratio, showing that these are required items in the design of air-conditioning and circulation systems. We also evaluate the influence of the supplied conditioned air temperature and circulated conditioned air temperature and relative humidity on the heat source energy efficiency ratio, showing that the temperature and humidity conditions in the data processing room are factors that govern the air-conditioning energy efficiency ratio. We also clarify the appropriate range.

Section 6 presents the results of a test of the effectiveness of the air re-circulation method for when our air-conditioning and circulation method was implemented in an actual functioning data processing room. The results confirm that adjusting the supply of conditioned air according to the amount of heat generated by the equipment and raising the equipment cooling temperature differential by increasing the ventilation efficiency (η_v) reduced the ventilation flow ratio by 28% and reduced the energy consumption by 16%. Those facts prove that, for the air-conditioning of data processing rooms that house equipment that is cooled by forced-air systems, the air re-circulation ventilation method 1) saves energy by reducing the amount of supplied conditioned air, 2) lowers cost by reducing the capacity of the circulation fans, and 3) improves the temperature environment for workers in the room by making the temperature distribution in the room even .

The paper is concluded in section 7 with a summary of the results of our research.

目 次

第1章 序論.....	1
1.1 研究の背景と目的.....	2
1.2 既往の研究と本研究の位置付け.....	5
1.2.1 機器冷却用温度条件.....	5
1.2.2 空調気流方式.....	6
1.2.3 空調気流方式のモデル化.....	7
1.2.4 空調給気の適正な分配方法.....	8
1.2.5 エネルギー消費量の評価方法.....	8
第2章 実測調査および実験による問題点の把握.....	13
2.1 はじめに.....	14
2.2 実測調査による問題点の把握.....	15
2.2.1 実測対象建物および空調システムの概要.....	15
2.2.2 測定項目と測定方法.....	17
2.2.3 実測結果と考察.....	19
2.3 実験による問題点の把握.....	25
2.3.1 実験設備の概要.....	25
2.3.2 実験パターン.....	27
2.3.3 実験結果と考察.....	28
2.4 まとめ.....	38
第3章 空調給気量の少ない空調気流方式.....	41
3.1 はじめに.....	42
3.2 気流方式の評価項目.....	43
3.2.1 空調気流方式の概要.....	43
3.2.2 機器冷却用温度条件.....	48
3.2.3 空調給気不整合量.....	49
3.2.4 機器吹出し温度分布.....	50
3.2.5 空調給気量.....	50
3.3 空調気流方式の解析モデル.....	52

3.3.1	換気流量比が $\kappa_m \leq 1/\eta_v$ の場合	53
3.3.2	換気流量比が $\kappa_m \geq 1/\eta_v$ の場合	56
3.4	小規模実験による検証	61
3.4.1	実験設備の概要	61
3.4.2	実験パターン	61
3.4.3	実験結果と考察	64
3.5	大規模実験による検証	68
3.5.1	実験設備と実験パターン	68
3.5.2	実験結果と考察	68
3.5.3	機器吹出し温度不均一率	71
3.5.4	水平方向の熱移動係数	72
3.5.5	機器吹出し温度	73
3.5.6	機器冷却空気温度	76
3.5.7	再循環温度	79
3.5.8	機器吹出し温度分布と室内温度分布の関係	82
3.6	空調給気量を決定する要因とその影響	84
3.6.1	排熱効率の影響	84
3.6.2	平均機器吹出し温度差の影響	85
3.6.3	空調給気不整合量の影響	85
3.7	まとめ	87
第4章 発熱に対応した空調給気分配設計方法		89
4.1	はじめに	90
4.2	チャンバの吹出し・吸込み気流の特性	91
4.2.1	吹出し・吸込み風量分布の評価	91
4.2.2	チャンバの吹出し・吸込み風量と圧力の基本式	92
4.2.3	計算結果	93
4.2.4	チャンバの圧力損失・開口率の近似	99
4.2.5	模型実験による計算方法の検証	100
4.3	チャンバ内の通気抵抗	104
4.3.1	障害物の通気抵抗	104

4.3.2	梁の通気抵抗.....	107
4.4	二重床空調気流方式の定常熱特性.....	109
4.4.1	二重床内温度の解析モデル.....	109
4.4.2	実大規模実験による二重床内温度モデルの検証.....	112
4.4.3	二重床の熱特性の評価.....	116
4.4.4	二重床吹出し・天井吸込み方式の気流分配設計方法.....	121
4.5	まとめ.....	122
第5章 空調システムのエネルギー消費の評価方法.....		124
5.1	はじめに.....	125
5.2	エネルギー消費の評価法.....	126
5.2.1	空調システムのエネルギー消費.....	126
5.2.2	空調用送風機の空気搬送用エネルギー消費量.....	128
5.2.3	熱源エネルギー消費.....	129
5.3	室外機吸込み温度とパッケージ型空調機の冷却能力と総合効率.....	134
5.3.1	現状の把握と問題点.....	134
5.3.2	空調機の冷却能力と総合効率.....	136
5.4	空調気流方式の評価.....	137
5.4.1	空気搬送エネルギー消費の評価.....	137
5.4.2	トータルエネルギー消費の評価.....	143
5.5	まとめ.....	149
第6章 フィールドにおける効果の検証.....		150
6.1	はじめに.....	151
6.2	フィールドテストの概要.....	152
6.2.1	実測建物および空調システムの概要.....	152
6.2.2	測定項目と測定方法.....	153
6.3	実測結果と考察.....	155
6.3.1	機器吹出し温度差.....	155
6.3.2	排熱効率.....	156
6.3.3	換気流量比.....	157
6.3.4	室温分布.....	157

6.3.5 エネルギー消費量.....	160
6.4 まとめ.....	161
第7章 総括.....	162
7.1 結論のまとめ.....	163
7.2 今後の課題.....	165
7.3 今後の展望.....	167
付録 集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状	169
参考文献	185
本論文に関連する工業所有権	190
記号表.....	191
謝辞.....	193

第1章 序論

1.1 研究の背景と目的

1876年、グラハム・ベルが電話機を発明した後、「必要なとき、必要な人とすぐに通話したい」という要望を満たすため、考え出されたのが電話交換機に代表される通信機である。国内では、明治23年に手動式交換機が初めて導入されて以来、現在では日本全国で約6,000万回線もの電話が普及している。一方、1946年、ペンシルバニア大学で真空管1万8千本を使用して作成されたENIAC(Electronic Numerical Integrator and Calculator)が最初の電子計算機としてこの世に登場した。これ以後、電子計算機は約50年間に高性能化、小形化、経済化が著しく進み、金融、製造、運輸、サービスの各分野で幅広く利用されている。双方とも生い立ちは異なるものの、社会や国民生活を支援し、大きな利便性をもたらしているとともに、重要な役割を担っている。

現在、電話の持つ即時伝達能力と電子計算機の持つ多量の情報蓄積能力・高速の情報処理能力を活用し、文字・音声・映像・データなどメディア情報を伝達するシステムの構築が進んでいる。これらは、デジタル化したメディア情報を有効に活用し、より便利で豊かな社会を目指したものであり、「マルチメディア革命」ともいわれている。これらのシステムには電子計算機や高速・広帯域の通信機などの高性能な情報処理機器が必要となる。近年、これらの情報処理機器は技術革新が著しく、高密度実装化により経済化の図れる機器については高発熱化が進んでおり、空調システムによる機器の冷却が不可欠となっている。大規模な情報処理システムを収容する建物において、建築空調設備上の特徴は、1) 空調運転時間が長く、極端な場合は年間24時間連続運転が必要である、2) 機器発熱が多く、室内の発熱密度がきわめて大きく、エネルギー多消費型の建物となる、3) 情報処理システムのダウンは社会的な影響が大きく空調設備にも高い信頼性が要求される、4) 情報処理システムのシステム変更が多く将来増設・リプレースへの対応が必要、などが上げられている¹⁾。以上の特徴を考えると、情報処理機器収容建物の計画には、信頼性の確保と省エネルギーを考慮したフレキシブルな空調システムが求められている。

実装密度の高い情報処理機器は、構成する電子部品の冷却として、ファンを用いた強制空冷方式や液冷方式を採用するケースが多くなっている²⁾。このような機器が主に導入されている情報処理室では、一般に機器冷却用温度条件を満足するため、機器の冷却に必要な機器換気量を空調給気量と一致させる設計方法が採用されている。この方法では空調機冷却能力当たりの送風機容量およびその動力が著しく大きくな

る傾向があり、実際この種の設計を行った情報処理室では、空調機の送風温度差が大きく取れないことが問題点として指摘されている¹⁾。このように機器換気量を優先する設計法では、空調機の送風機動力が大きなことから空調用エネルギー消費が大きくなっていること、また空調機の送風機容量が大きく建設費が大きくなっている点で改善の余地があると考えられる。一方、情報処理機器が停止した場合、その社会的影響が大きなことから、機器の冷却が優先し、冷え過ぎた室内温度環境になることが多く見られる。このため、保守作業員に対する温度環境の改善が求められている。

このような背景に基づき、本研究では、強制空冷機器が収容された機械室の空調に関し、1) 省エネルギー化、2) 経済化、3) 保守作業員の環境改善 に主眼を置き、空調気流方式の計画手法の確立を目的としている。まず、情報処理室用空調のエネルギー消費量および機器周辺の温度分布などの実測調査から現状の問題点を把握し、高効率な空調気流方式のあり方を検討する。次に、空調給気量を削減した空調気流方式について機器周辺温度の解析モデルを作成し、実大規模実験により検証を行い、空調給気量を左右する要因を明らかにする。また、高効率な空調気流方式を実現するため、二重床吹出しによる空調給気の適正な分配法について検討する。さらに、空調エネルギー消費量を左右する要因を示し、各要因が空調エネルギー消費量に与える影響を把握する。最後に、高効率な空調気流方式の実現に向けた計画手法についてまとめる。この研究を進めていくことで、情報処理室用空調の高効率化に寄与できるものと期待される。

以下に本論文の全体構成を示す。本論文は7章で構成されている。

第1章では、本研究の背景と目的を説明し、情報処理室用空調に関する既往の研究について概説するとともに、本研究の位置付けを述べる。

第2章では、実際に稼働している情報処理室の実測調査と実大規模実験を行い、機器吹出し温度分布・室内温度分布、空調給気量、エネルギー消費特性を明らかにし、情報処理室用空調の抱える問題点とその原因を明確にするとともに、高効率な空調気流方式のあり方を検討する。

第3章では、高効率な空調気流方式を提案し、本空調気流方式における機器を取り巻く各部の温度および空調給気量を決定する要因を明確にするため、空調気流方式の解析モデルを作成し、実大規模実験により、その妥当性を検証する。また、解

析モデルを構成する各パラメータの特性を明らかにする。

第4章では、二重床吹出しの気流方式について、空調給気の分配・集合および熱量分布に関する簡易な設計方法を得ることを目的に、チャンバの風量分布・圧力損失などの気流特性を明らかにする。また、チャンバを用いた空調給気の分配・集合の計算に必要なチャンバの通気抵抗について考察する。さらに、二重床から供給される熱量分布・熱損失などの熱特性を明らかにする。

第5章では、情報処理室用空調の省エネルギー対策とその効果の明確化を目的に、エネルギー消費の評価法を用い、空調給気量およびその分配精度、チャンバの形状、情報処理室の温湿度条件が空調システムのエネルギー消費に与える影響を定量的に評価する。

第6章では、室内空気再循環気流方式による空調給気量の削減効果を検証するため、稼働している情報処理室を対象に本気流方式を適用した結果を示し、本空調気流方式の効果を評価する。

第7章では総括として、本論文で得られた、情報処理室における空調気流に関する検討結果、新たな知見を整理する。また、論文で示した検討内容およびその結論は基礎的なものであるため、今後の研究によって解決されなければならない課題について、まとめて総括する。

1.2 既往の研究と本研究の位置付け

この論文の中心になるのは、情報機器室の空調気流方式に関して、機器冷却用温度条件を考慮した空調気流方式の評価方法、エネルギー消費量を左右する要因の分析である。本論文に関連する研究内容を示しつつ、本研究の位置付けと意義を整理する。

1.2.1 機器冷却用温度条件

発熱している機器を空気を媒体として冷却する場合、二重床内の空調給気温度あるいは機器周辺の室温を機器冷却用温度条件として規定されることが多い。機器の適正な運用には、この機器冷却用温度条件を要求される範囲に維持することが求められる。各種の冷却方式の機器が同一室内に混在して設置された場合、どの位置の温度を機器冷却用温度条件にするか、また空調システムの制御対象温度をどの点で行うかは、情報処理機器の設計ばかりではなく空調システムの設計および運用を行う上で重要な問題といえる。

これまで、情報処理室の空調システムの場合、二重床内の温度を制御することが多く見られる^[4]。この場合、機器発熱が設計条件より減少すると、空調給気量を減少させることで室内の過冷却は防止できるが、機器が必要とする換気量を下回らないよう空調給気を供給すると、二重床内温度はほぼ一様に制御できても、室内温度は空調給気温度および機器吹出し温度の影響を受けて、ばらつきが見られる^[5]。一方、二重床吹出し空調と合わせて、室温を制御対象とした別系統の天井吹出し空調を併設することで、室内温度を一様に制御することが可能となるが、建設費の増加とミキシングロスによるエネルギー消費量の増加を招くことが指摘されている^[6]。また、山本^[4]は電子計算機室を対象に室内温度の調査を行い 23~24[°C]で運用されている比率が多いことを指摘し、室内温度を 28[°C]に上昇させることによる空調システムの省エネルギー方法を提案している。しかし、室内温度の定義が明確ではなく、機器冷却温度条件や冷却方式の異なる機器が混在して設置された場合には全ての機器の条件を満たすことは困難と考えられる。

室内の空気を吸込み冷却する機器を対象に、中尾ら^{[5],[6],[7]}は機器の冷却用温度条件として機器正面側の二重床面から機器高さ迄の室温を用いている。この領域は保守者などの居住域とも一致することから、機器の冷却用温度条件ばかりではなく保守

者の作業環境を評価する上で有効である。しかし、実際の情報処理室では直接二重床下から空調給気を吸込むタイプの機器が多く設置されているため、全ての機器を機器正面側室温で評価するのは困難と考えられる。したがって、本研究では、強制空冷機器を対象に、機器吹出し温度の均一化が室内温度の均一化に繋がることに着目し、機器吹出し温度を機器の熱設計と空調設計の共通設計条件として扱う方法を検討する。さらに、機器吹出し温度を用い、空調給気量およびエネルギー消費量の評価方法について検討を進める。

1.2.2 空調気流方式

情報処理機器は高性能化、小形化が著しく、機器単体の発熱量は増大する傾向にあり、また、情報処理室の発熱密度も増加傾向にある^[5]（図 1.1）。情報処理室の空調気流方式では、電子計算機室の場合、図 1.2、写真 1.1 に示すような各種の方式が採用されている^{[8],[9]}。また、通信機室の場合、図 1.3、写真 1.2 に示す方式が用いられている^{[10]~[18]}。機器の形態、配線方法、室内の発熱密度により空調気流方式は異なるが、大規模で室内発熱密度が高い情報処理室では、機器の将来増設・リプレースへの対応、配線処理および空調給気の適正な分配のため、二重床の下部を配線スペースやプレナムチャンバとして空調給気の輸送スペースに利用する空調気流方式が多く見られる^{[19],[20]}。

これまでに、村上・加藤・田中ら^{[21][22]}は OA 機器が設置された空間での排熱効率に関し実験および気流解析により検討を行い、局所給排気バランス換気を行うことで機器から排気された熱が室全体に拡散される前に効果的に排気されることを示している。一方、自然空冷方式の機器を設置した通信機室の空調気流方式に関して、中尾ら^{[5],[6],[7]}は無次元化した温度差比^{[23],[24]}を用いた評価方法を提案し、実大規模の実験結果から空調気流方式として二重床吹出し・天井吸込み方式が優れていることを示している。しかし、いずれも空調給気量が機器換気量よりも多い空調気流方式を前提としたものであり、さらに空調給気量を少なくした空調気流方式の研究は見当たらない。本研究では、情報処理機器がより高発熱化し強制空冷方式が多く採用されてきていることに鑑み、二重床吹出し・天井吸込みの空調気流方式に強制空冷方式の機器が設置された場合を前提に、空調給気量を機器換気量よりも少なくした空調気流方式に主眼を置いて検討を進める。

1.2.3 空調気流方式のモデル化

情報処理室用空調には、少ないエネルギー消費量で機器冷却用温度条件を満たすことが求められる。そこで、空調システムのエネルギー消費量に關与するパラメータを明確にし、各パラメータがエネルギー消費量に与える影響を分析することが重要となる。これらの検討には、各パラメータを変化させた場合、室温分布など各部の温度を予測する必要がある。室内の温度分布を予測する方法として模型実験による方法が代表的である。一方、Navier-Stokes 方程式を CFD (Computational Fluid Dynamics) で解く方法も用いられている。これらの方法は共に、多くの研究が行われており、その有効性が実証されてきたが、費用や計算負荷を要するため、適用範囲が限定されている。

これまでに、村上・加藤・田中ら^{[21][22]}は OA 機器が設置された空間の空調気流方式について排熱効率を用い評価している。この研究は先に示す模型実験および CFD による研究成果の一例である。また、西岡^{[23][24]}は高温工場の換気効率や機器設置域温度を決定する要因を実験で明らかにし、温度成層型の換気設計方法を示している。一方、中尾ら^{[5][6][7]}は自然空冷方式の機器を設置した通信機室の空調気流方式に関し、無次元化した温度差比を用いて機器設置領域室温の解析モデルを作成し、機器の換気量と空調給気量の比および機器の排気が機器設置領域へ戻る風量の比をパラメータとして、室温が形成されることを示している。室内に設置される機器が自然空冷方式の場合、機器冷却温度差（機器の給気と排気の温度差）は、一般的に空調機の送風温度差より高く、室内に温度成層が形成され、それが空調還気温度を高くして送風温度差の拡大に繋がった。さらに、水平方向の室内温度分布はほぼ均一で、垂直方向の温度分布が支配的であったため、中尾による方法が有効であった。しかし、強制空冷方式の機器が設置された場合、機器の冷却温度差は自然空冷方式の機器と比較し小さく、かつ、ばらつきが大きい場合が多い。したがって、空調給気量を機器換気量より少なくした場合、機器吹出し温度のばらつきが機器設置領域の室内温度分布に与える影響を評価する必要がある。

本研究では、空調給気量を機器の換気量より少なくした場合について機器吹出し温度のばらつきも考慮するため、水平方向の熱移動を含めた機器周辺温度の解析モデルを作成し、実大規模実験によりその妥当性を検証する。さらに、このモデルを用い、空調給気量へ与える要因を明確にし、その影響を把握する点がこれまでの研究と異なるところである。

1.2.4 空調給気の適正な分配方法

二重床および天井をプレナムチャンバに利用した空調気流方式の高効率化を図るには、空気搬送動力の削減を目指した空調気流分配設計が重要である。ダクトあるいはチャンバを用いた吹出しおよび吸込み気流に関するこれまでの研究についてみると、佐藤^[25]、久保ら^[26]、早川ら^[19]、新津ら^[27]、^[28]、戸河里ら^[29]、^[30]は換気用ダクトあるいは二重床・プレナム天井内の静圧分布、吹出しおよび吸込み風量分布について研究している。また、クリーンルームの吹出しおよび吸込み気流分布に関して、鈴木ら^[31]、田中ら^[32]は、気流解析による検討を行っている。一方、情報処理室用空調システムにおいて、空調給気分配の適正化のため原^[33]、八乙女^[34]、柳原^[35]は、情報処理室の床にケーブル用・空調給気用に分離した二重構造の床を設け、ケーブルの敷設状況が空調給気に影響を与えない方式を提案している。

これらの研究成果を用いれば、チャンバの寸法、通気抵抗、開口面積や風量などの条件を与えることで、チャンバの吹出しおよび吸込み風量分布、チャンバの圧力損失を求めることができる。しかし、逆に目標とする風量分布を得るために必要な開口面積やチャンバの圧力損失を求めるのは簡便とはいえない。また、吹出しおよび吸込み風量分布やチャンバの性能を決定する各パラメータが空調システムのエネルギー消費に及ぼす影響を直接的に評価することが困難である。

本研究では、二重床吹出し・天井吸込み気流方式を対象に、吹出しおよび吸込み風量分布を決定するパラメータの把握とその影響について検討し、目標とする風量分布の設計が簡便にできる手法の開発を主眼としている。

1.2.5 エネルギー消費量の評価方法

情報処理室用空調に関し、これまで多くの実測調査が行われ、一般オフィスと比較しエネルギー消費量が多いことが指摘されている^[1]、^[4]、^[36]、^[42]。山本^[41]は90カ所の情報処理室用空調に関し調査を行い、機器の冷却温度差が小さなこと、また、エネルギー消費係数（空調用エネルギー消費量／電子計算機の消費電力量）の値が1以上となる場合が約半数程度となることを示している。これに対し、空調システムの高効率化の取組として、冷凍サイクルの制御に関する研究^[43]、^[46]が行われ、大きな成果を得ている。しかし、冷却温度差が小さな機器の冷却には空調給気量を大きくする必要があり、空調用エネルギー消費に占める空気搬送エネルギー消費の増加が問題とされている。したがって、エネルギー消費の評価に際し、空調機の空気搬送エネ

ルギー消費を考慮することが重要である。

一方、情報処理室は静電気による機器誤動作の防止、紙や磁気テープ、ディスクなどの記録媒体の適正な動作を保証するため、加湿設備で調湿されることが多い。空調給気温度が低くなると空調機で除湿が行われ、加湿負荷の増加と空調機の顕熱冷却能力低下に伴う空調効率の低下が問題点として指摘されている^{[47],[48]}。

本研究ではエネルギー消費係数^[49]を指標とした評価方法を用い、情報処理室用空調システムのエネルギー消費量の評価を行い、エネルギー消費量に与える要因を分析し、エネルギー消費量削減のための方法について考察する。

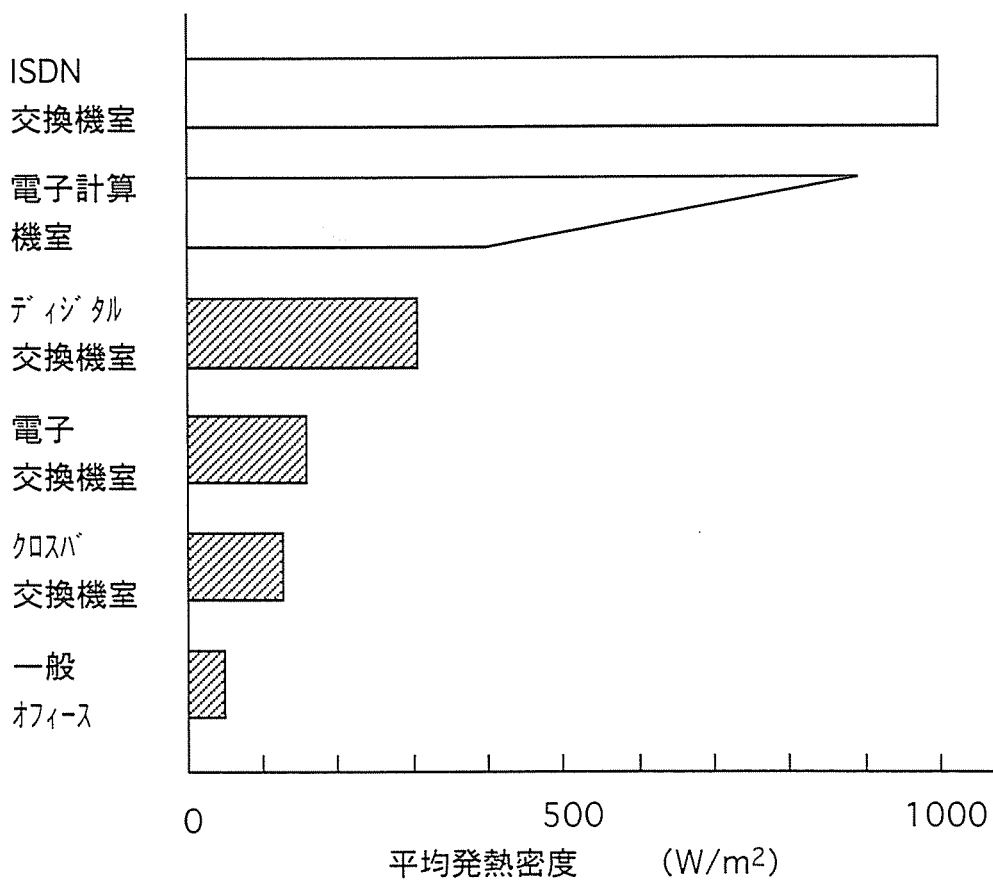


図 1.1 情報処理室の発熱密度の動向

図 1.2 電算機室の空調気流方式 (文献⁸⁾¹¹⁹⁾ を引用)

方式 項目	㉑ 直吹き方式	㉒ 天井吹出し方式	㉓ 床下吹出し、天井リターン方式	㉔ 床下と天井吹出し併用方式
システム 説明図				
概要	<ul style="list-style-type: none"> 室内へ空調機より直接送風し、直接リターンする。 送風到達距離に限度があるのでCPUが集中しているところでは温湿度条件が悪くなる。 	<ul style="list-style-type: none"> 天井より室内へ給気を行い、CPUへはすべて室内空気を通す。 CPUからの排気と、天井からの給気がカクハンされやすいので送風量を多く必要とする。 	<ul style="list-style-type: none"> 一定温室度の空気をフリーアクセスへ吹き込み一部をコンピュータに、残りを室内へ流入させる。 床面温度は低くなる。 室内温室度はCPU給気と兼用なのである程度なりゆきとなる。 	<ul style="list-style-type: none"> 一定温室度の空気をフリーアクセスへ吹込む。 室内へは別系統で空気を供給する。 床面温度は低くなる。
システム の特徴	<ul style="list-style-type: none"> 電算機負荷が少ない場合に良い。 ダクト工事が不要なので工事費が安い。 温室度のムラがしやすいので防止するために空調機を分散する必要がある。 オペレータに直接外気が当たらないようにする。 	<ul style="list-style-type: none"> 電算機負荷が少ない場合に良い。 天井吹出しの天井リターン方式も考えられる。 温室度のムラがしやすいので電算機の負荷量に合わせて、ダクト吹出口を変更可能にする。 オペレータに直接外気が当たらないようにする。 	<ul style="list-style-type: none"> 電算機のレイアウト変更によく対応できる。 床下吹出し、直接リターンの方式も考えられるが温室度ムラがしやすい。 床下の送風温室度は電算機の結露や静電気防止を考慮する。 床下の防塵処理および直下階天井結露防止を考慮する。 床面に建築負荷用吹出しパネル、天井面に吹込みパネルが必要である。 	

図 1.3 通信機室の空調気流方式 (文献 [5] を引用)

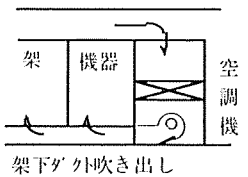
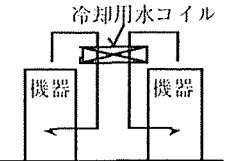
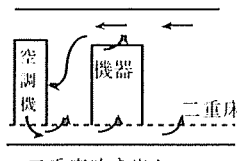
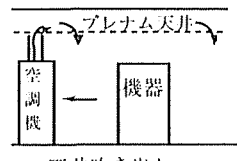
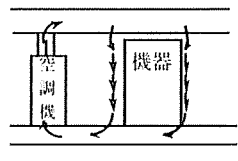
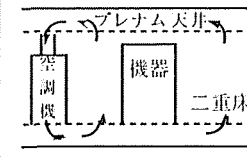
電話会社またはメーカー		テレベルク (スウェーデン通信庁)	エリクソン (スウェーデンの通信機メーカー)	ドイツデズト (ドイツ郵電省)	ブリティッシュテレコム (英国の電話会社)	A T & T (米国の電話会社)	N T T (日本の電話会社)
空調方式	構成	 架下ダクト吹き出し	 冷却用水コイル	 二重床吹き出し	 天井吹き出し	 二重床	 二重床
	処理可能 発熱密度	不明	1.6 kW/m ²	不明	現状 0.3 kW/m ² 限界値は不明	1 kW/m ² 程度	1.1 kW/m ² (室平均) 2.0 kW/m ² (局所)
空調機	構成	・セパレート形空冷パッケージ ・エアハンドリングユニット	・通信装置間通路上に自然通風熱交換器を設ける。冷水は中央熱源から供給。	・水冷または空冷パッケージ空調機。	・蒸発器、圧縮機、凝縮機一体形空冷パッケージ空調機	・空冷または水冷パッケージ空調機。 ・エアハンドリングユニット	・セパレート形空冷パッケージ空調機
	省エネルギー	不明	密閉形冷却塔によるフリークーリング	一体形の場合ヒートパイプによる間接外気冷房機能有り	直接外気冷房	密閉形冷却塔によるフリークーリング	冷凍サイクルの高効率制御
問題点		冷却の信頼性確保	耐震対策通信機室内での空調工事、強制空冷機器に対する対応	室温分布	自然空冷装置の冷却、冷却風量増大	自然空冷装置の冷却	



写真 1.1 電子計算機室の様子 (NTT)

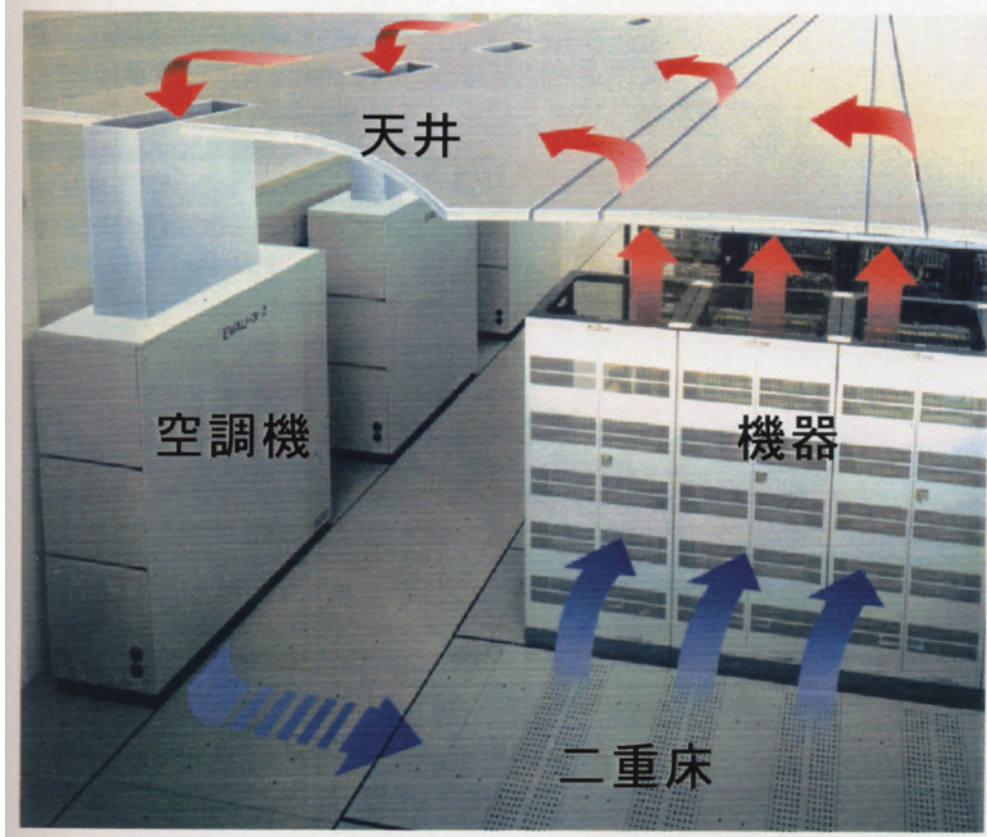


写真 1.2 通信機室の様子 (NTT)

第2章 実測調査および実験による問題 点の把握

2.1 はじめに

電子計算機などを収容する情報処理室用空調に関し、これまでエネルギー消費量が多く、しかも総合効率（空調の冷却能力／空調の消費電力）が小さいといった問題点が指摘されている¹⁾。本章では、情報処理室用空調の抱える問題点とその原因の把握を目的に、実際に稼働している情報処理室の実測調査と実大規模実験の結果を示す。また、実測調査および実大規模実験結果の分析を行い、室内温度分布、エネルギー消費特性を明らかにする。

本章の構成は、以下のとおりである。

2.2 では、情報処理室の実測調査を行い、機器吹出し温度、空調機の送風温度差、室内温度分布、エネルギー消費量の各特性について述べる。2.3 では、情報処理室を模擬した実大規模実験を行い、空調給気量をパラメータに、室内温度分布、機器吹出し温度の特性について述べる。2.4 では、実測調査および実大規模実験の結果から情報処理室用空調の問題点の原因分析とこれを解決するための方策について述べる。

2.2 実測調査による問題点の把握

2.2.1 実測対象建物および空調システムの概要

大型の電子計算機を収容している2つの情報処理室を対象に実測調査を行った^{[50], [55], [58]}。表 2.1 に実測対象建物および空調システムの概要、図 2.1、図 2.2 に実測した情報処理室の平面図を示す。実測対象建物は電子計算機センタ用建物として建設されたものであり、実測対象室の上下階にも対象室とほぼ同様の情報処理室が設けられている。情報処理室には二重床とプレナム天井が設置され、下吹き形のアハンドリングユニット（AHU）を用いた二重床吹き出し・天井吸込みの空調気流方式が採用されている。空調機の冷却能力は吹き出し温度で制御し、送風機は定風量運転である。

表 2.1 実測対象建物および空調システムの概要

対象建物	Aビル	Bビル
所在地	神奈川県横浜市	北海道札幌市
対象室設置階数	3階	4階
対象室面積[m ²]	782	411
二重床高さ[m]	0.35	0.35
空調領域幅×奥行き[m]	15.9×49.2	15.4×26.7
空調方式*	中央熱源+AHU×10台	中央熱源+AHU×8台
AHU 定格能力[kW/台]	80	72
AHU 定格風量[m ³ /h 台]	25,670	23,100
機器発熱量[kW]	371.5	272.3
室内発熱密度[W/m ²]	475	662
情報処理機器数[台]	141	135
設計用温湿度条件	25[°C]、50[%RH]	25[°C]、50[%RH]
設計用空調給気温度[°C]	18	18
設計外気取入れ風量[m ³ /h]		
実測日	H6年11月7～8日	H7年9月4～7日

*中央熱源はターボ冷凍機、空調機はエアハンドリングユニットAHU

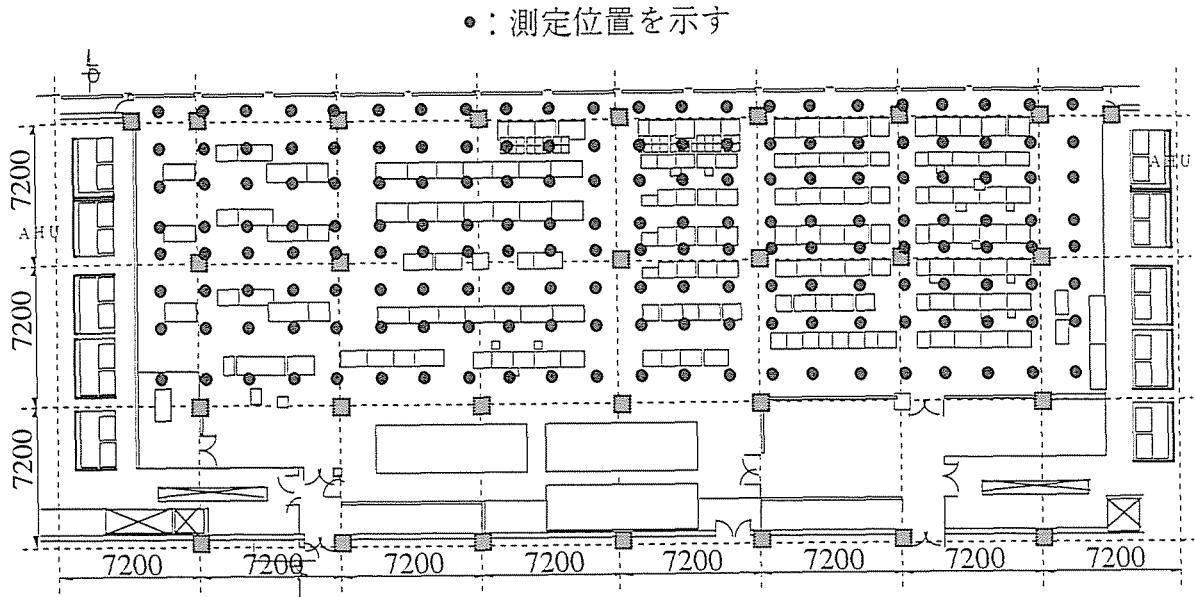


図 2.1 Aビルの平面図および温度測定点

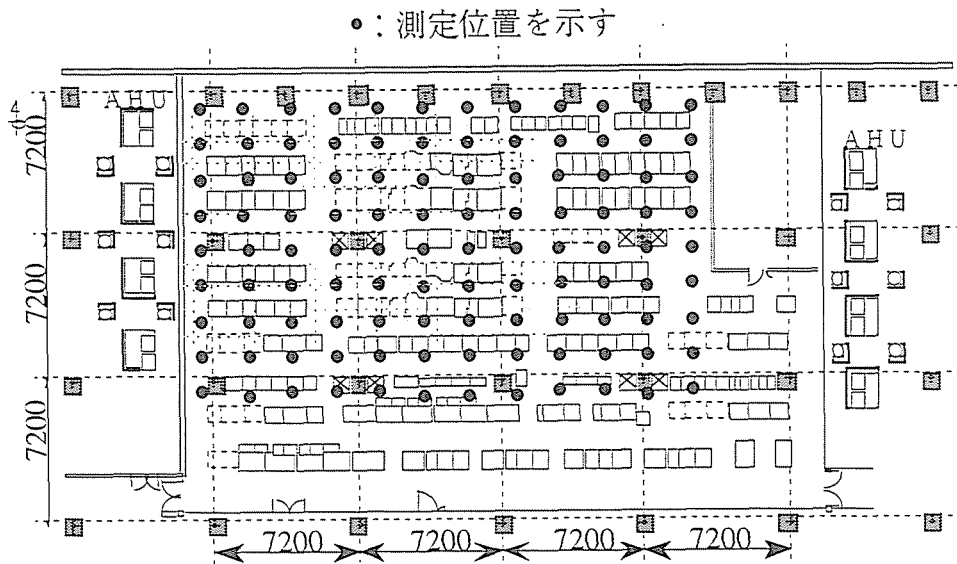


図 2.2 Bビルの平面図および温度測定点

2.2.2 測定項目と測定方法

表 2.2 に測定項目と測定方法を示す。実測では顕熱だけを考慮して評価することとし、情報処理機器と照明の消費電力量が空調負荷になると考えた。外壁・内壁および床スラブを通しての熱移動、外気負荷も考慮すべきであるが、情報処理機器の消費電力と比較し小さなことが予想できたため測定項目から除外した。機器の発熱量および空調機（AHU）の消費電力は各機器の電流値、電圧および力率の積で求めた。室内温度の測定は、床面から 500、1000、1500、2000[mm]の位置および二重床内の床スラブ面から 175[mm]の位置に T 型熱電対を固定した棒を立て、移動させながら実施した（図 2.3）。Aビルでは 176 箇所、Bビルでは 108 箇所（図 2.1、図 2.2 参照）の測定に 1～1.5 時間の時間を要した。この間、機器の発熱変動は少なく同時刻の測定結果と大きく変わらないことを確認した。情報処理機器は二重床から直接冷却空気を吸い込むタイプが主のため、機器の冷却用空気温度は機器の設置されている近傍の二重床内温度とした。

表 2.2 測定項目と測定方法

測定項目	測定方法
情報処理機器の消費電力[kW]	クランプメータで計測し算出
空調機の消費電力[kW]	送風機の電流計の値から算出
熱源等の消費電力[kW]	ターボ冷凍機、冷却塔および冷水ポンプなどを総合効率で推定*
照明の消費電力[kW]	灯数から算出
室内温度分布[°C]	機器間通路を T 型熱電対で計測
空調機の送風温度[°C]	T 型熱電対で計測
空調機の吸込み温度[°C]	T 型熱電対で計測
機器吹出し温度[°C]	T 型熱電対で計測
機器吸込み温度[°C]	T 型熱電対で計測
平均発熱密度[W/m ²]	情報処理機器の発熱量を室床面積で除算

*：熱源等消費電力=(室内熱負荷+空調機消費電力)/熱源等の総合効率(3.5)

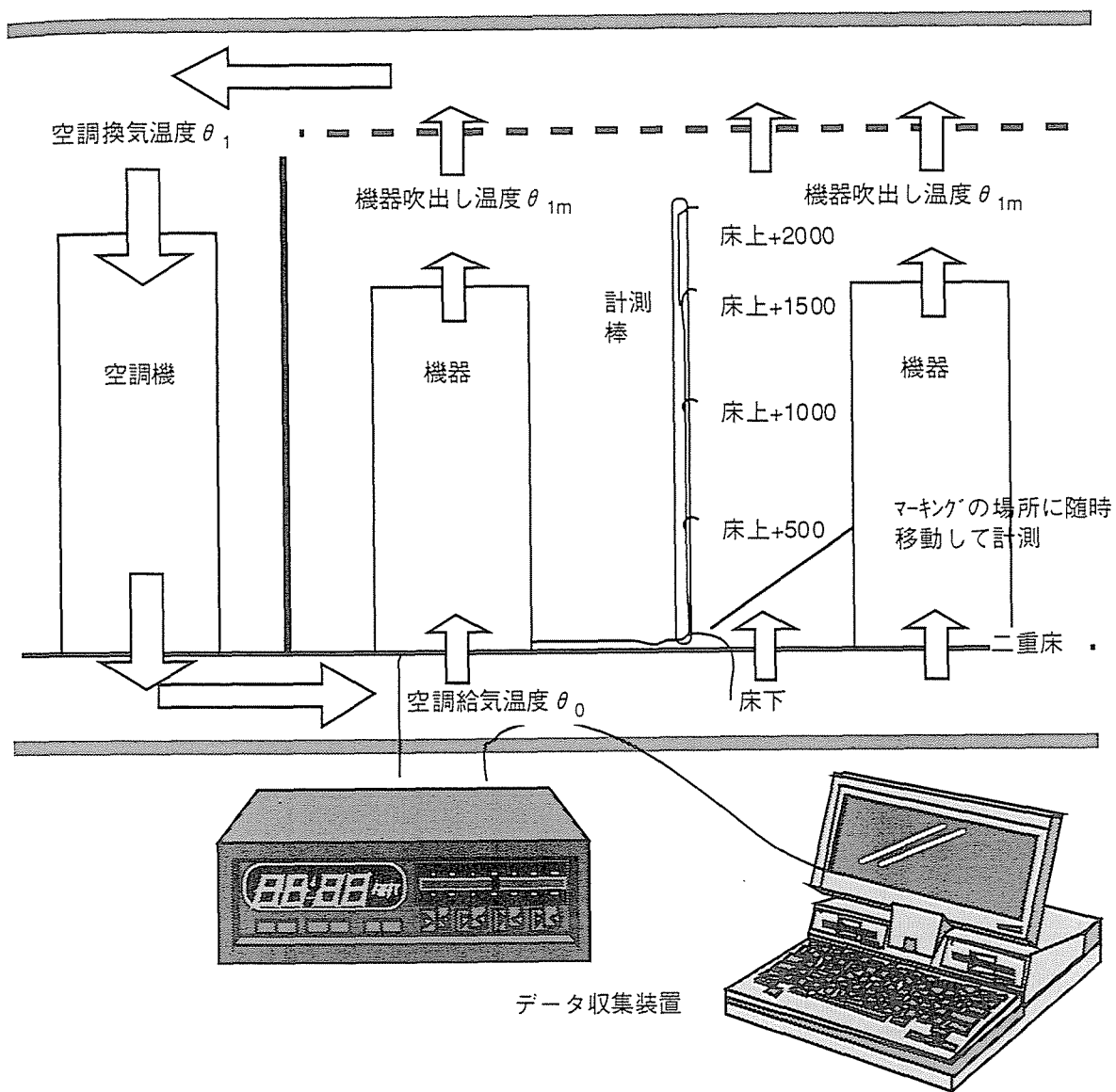


図 2.3 温度の測定方法

2.2.3 実測結果と考察

(a) 機器吹出し温度差

情報処理機器の吹出し温度と空調給気温度の差を機器吹出し温度差($\theta_{im} - \theta_0$)と定義し、図 2.4 にその頻度分布を示す。Aビル 141 台、Bビル 135 台の測定結果を算術平均した値はそれぞれ 6.2[°C]、6.0[°C]、標準偏差はそれぞれ 2.5[°C]、3.0[°C]となった。この結果、機器吹出し温度差のばらつきは大きく、また機器吹出し温度差の小さな機器が多数あることがわかった。

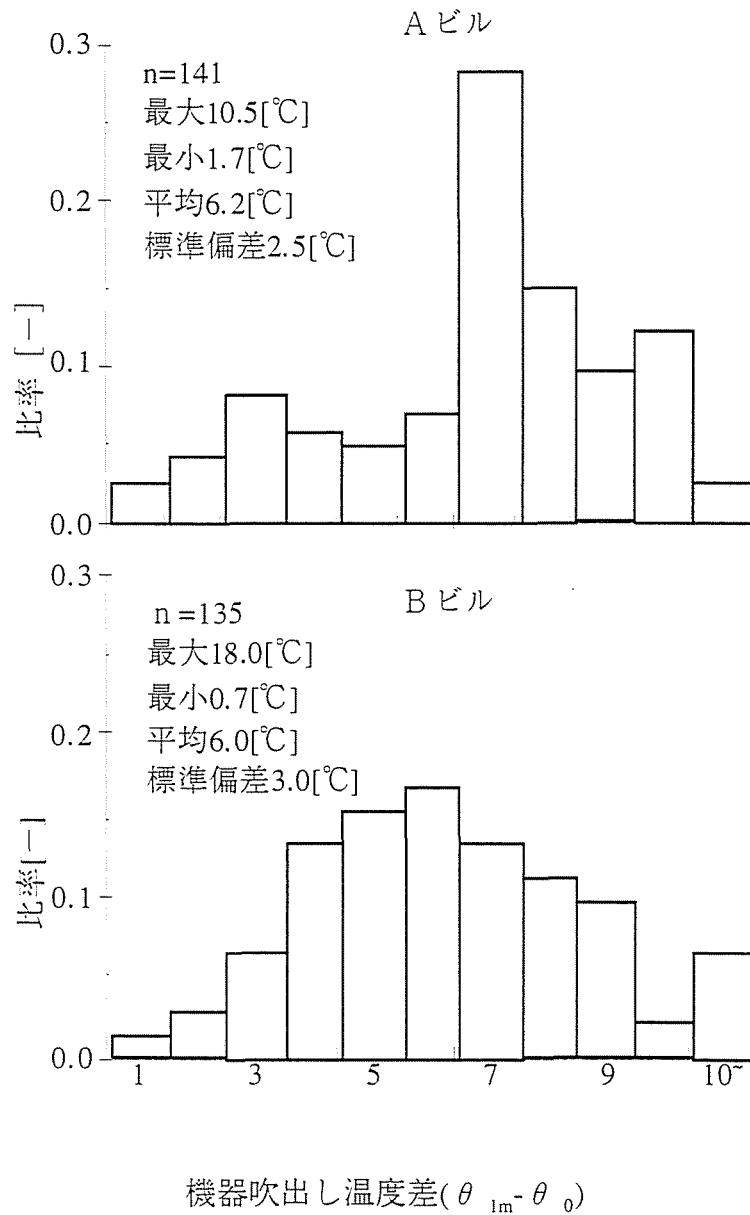


図 2.4. 情報処理機器の吹出し温度差

(b) 室内温度分布

図 2.5 に二重床から高さ 1500[mm]の室内温度の頻度分布を示す。この結果、最大温度は、Aビルの場合、25.1[°C]、Bビルが28.2[°C]となっており、情報処理室の温度条件として適切な範囲と考えられる。しかし、平均温度がAビルの場合、21.1[°C]、Bビルが24.7[°C]とオフィス等と比較し低くなっている。また、最低温度はAビルが18.3[°C]、Bビルが21.0[°C]と熱負荷の小さな場所では、室温が二重床内温度と同程度まで低下しており、室内作業者にとって温度の低すぎる環境といえる。これは、空調給気の分配が発熱量に対応して行われていないことが原因と考えられる。

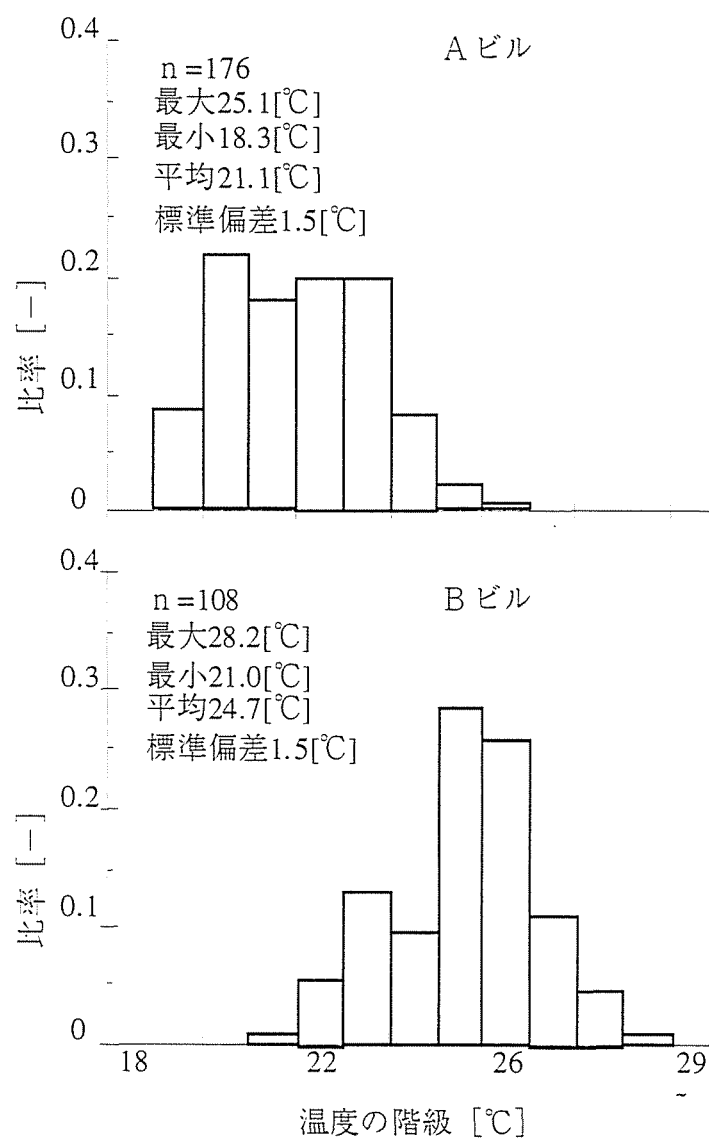


図 2.5 室内温度 (高さ 1500[mm])

(c) 空調機の送風温度差

各空調機における送風温度差の算術平均を求め、図 2.6 に示す。この結果、Aビルでは 3.1[°C]、Bビルでは 4.2[°C]であった。情報処理機器の機器吹出し温度差と比較して空調機の送風温度差が小さいのは、分電盤や端末機器など発熱量の少ない機器に対し、二重床のケーブル用開口が必要以上に開いていること、また、二重床の開口から吹出される空調給気量が機器の発熱量に対応していないことが原因と考えられる。オフィス空調の場合、空調機の送風温度差は 8~10[°C]程度になるのに対し、今回実測を行った情報処理室用空調の送風温度差は著しく小さくなっていることがわかる。

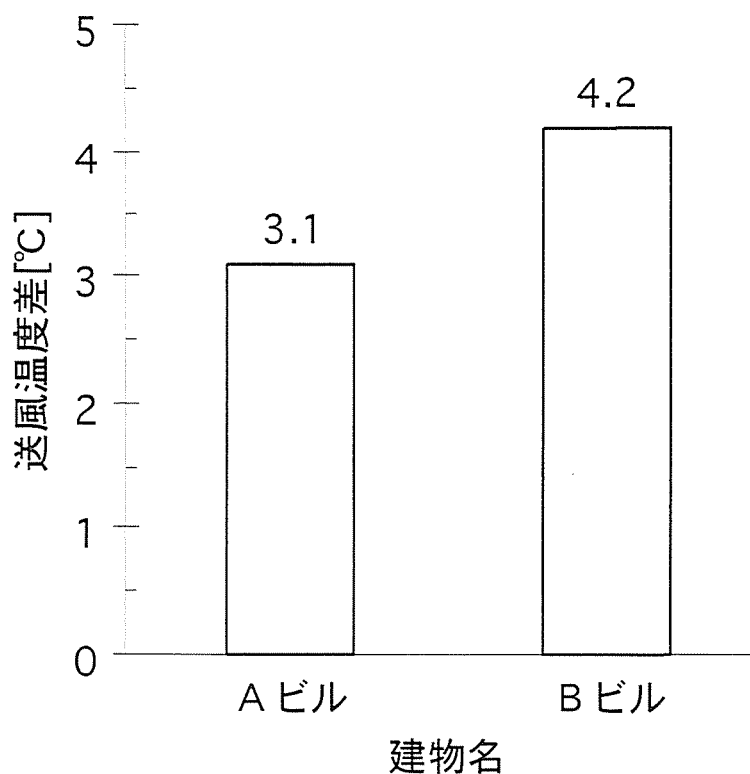


図 2.6 送風温度差（平均値）の実測結果

(d) 排熱効率

発熱する機器が設置された室内の冷却に関し、村上・加藤・田中ら^{[21],[22]}が用いている、排熱効率あるいは換気効率(Ventilation Efficiency)は、冷却に要する空調給気量の評価に有効である。ここでは、排熱効率 η_v を機器冷却温度差($\theta_{im}-\theta_0$)に対する送風温度差($\theta_1-\theta_0$)の比で定義し、空調気流方式の評価を行う。排熱効率 η_v は $0 \leq \eta_v \leq 1$ の範囲を取り、空調給気が機器の冷却を無駄なく行うほど、大きな値となる。

$$\eta_v = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\theta_{im} - \theta_0} \quad (2.1)$$

実測した機器吹出し温度差の平均値と送風温度差から求めた排熱効率 η_v を図 2.7 に示す。この結果、Aビルの方がBビルと比較し η_v の値が小さくなっている。これは、機器冷却温度差は双方とも同程度であるのに対し、送風温度差はAビルの方が小さくなっており、機器の冷却により多くの空調給気量を要していることを示している。

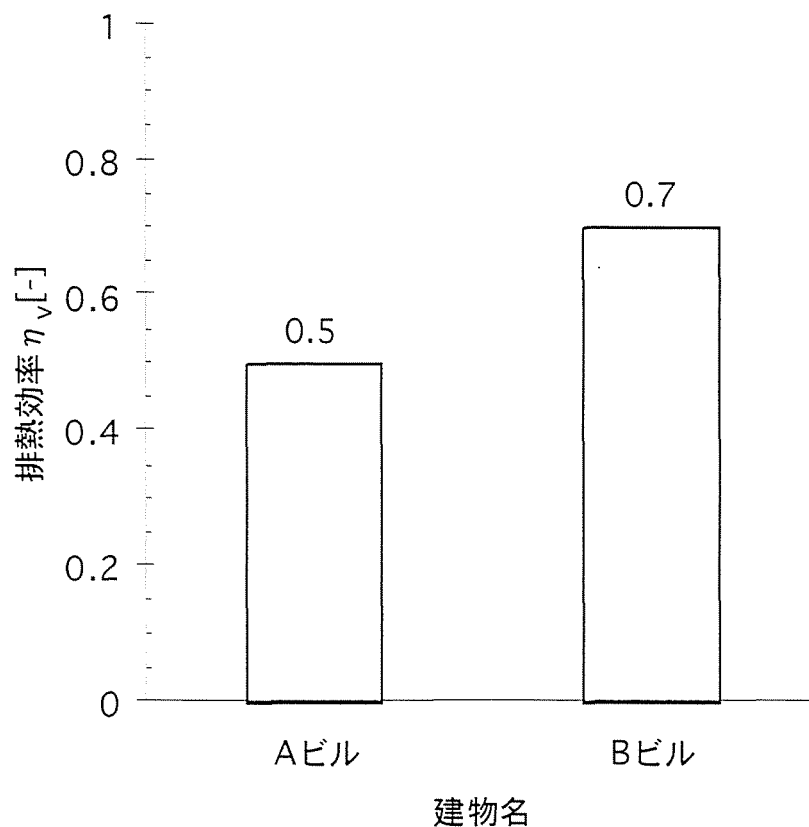


図 2.7 排熱効率の実測結果

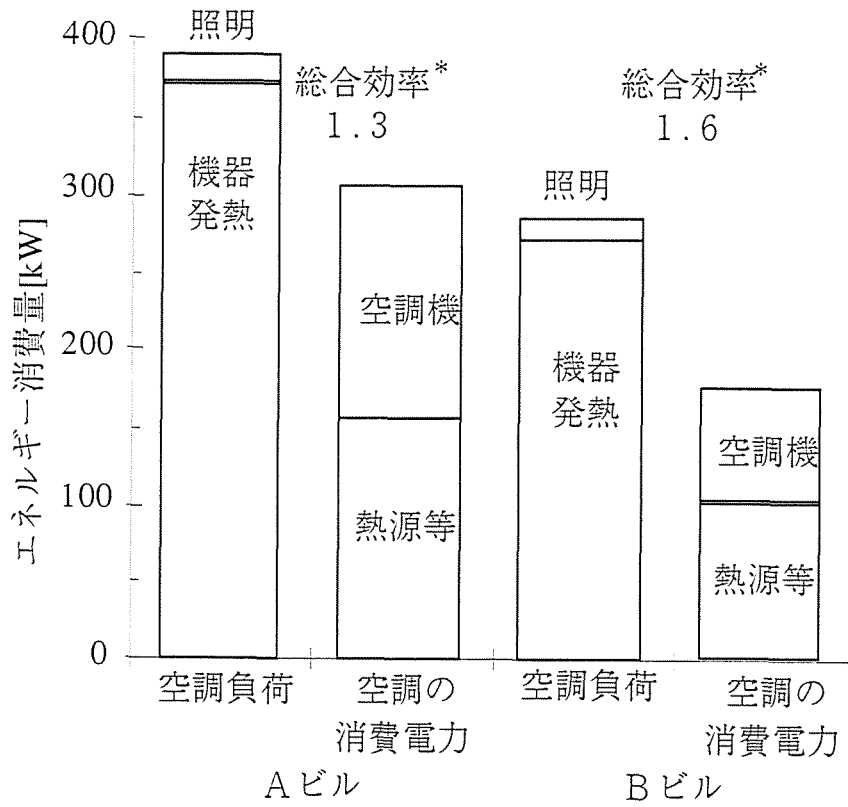
(e) エネルギー消費量

表 2.3 に各機器の消費電力を示す。この結果、情報処理機器の消費電力はかなり高く、平均発熱密度は $450\sim 700[\text{W}/\text{m}^2]$ となっている。

図 2.8 に各ビルの空調負荷、空調設備の消費電力および空調システムの総合効率（機器等の消費電力／空調機の消費電力）を示す。なお、空調設備（空調機＋熱源等）の消費電力は、ターボ冷凍機、冷却塔および冷水ポンプなどの補機類を含めた熱源システムの総合効率（空調機の冷却能力／熱源機器等の消費電力）を 3.5 と仮定して算出したものである。この結果、空調設備の総合効率は A ビルで 1.3、B ビルで 1.6 と小さく効率が良いとはいえない。また、空調設備用電力のうち約 40% が空調機の送風機で消費されている。送風機での消費電力は熱源負荷にもなることから、空調機の送風温度差が小さなことが、空調設備の総合効率を低下させる要因といえよう。

表 2.3 エネルギー消費量の実測結果

項 目	A ビル	B ビル
①機器の消費電力 [kW]	371.5	272.3
②照明の消費電力 [kW]	19.0	13.1
③熱源の消費電力 [kW]	154.4	102.1
④空調機の消費電力 [kW]	150.0	73.1
①+②機器等の消費電力 [kW]	390.5	285.4
③+④空調機の消費電力 [kW]	304.4	175.2
総合効率(①+②)/(③+④)[-]	1.3	1.6



*：総合効率＝機器等の消費電力／空調機の消費電力

図 2.8 エネルギー消費量の内訳

2.3 実験による問題点の把握^{[50], [56]~[57], [61]~[62]}

2.3.1 実験設備の概要

図 2.9 に実験設備の概要を示す。温度が制御できる人工気候室内部に情報処理室を模擬した床面積 9200[mm]×3600[mm]、天井高さ 2400[mm]の試験室を設置した。試験室は二重床およびプレナム天井を有しており、二重床吹出し・天井吸込みの空調気流方式が実施できる。二重床内には、送風機を用い温度制御された人工気候室の空気を送風した。風量はダクト内に設置した差圧式の風量計を用い計測し、その値を空調給気量とした。試験室内に 20 台の強制空冷装置を模擬した機器を設置した。模擬機器には容量が調整できる電気ヒータ 0~5,000[W]とファンユニット 0.389[m³/s]を設けた。模擬機器下部の二重床には開口面積が調整できる機構を設け、二重床内からの空調給気量を調整した。

表 2.4 に測定項目および測定方法を示す。実験は人工気候室の室内温度、機器下部の開口面積および模擬機器の換気量を一定に保ち、模擬機器の発熱量、空調給気量を実験パラメータとし、試験室内の温度がほぼ一定となった時点で各部の温度を計測した。なお、機器下部の開口面積は二重床内の圧力分布のばらつきから、機器毎に空調給気量の差が出ないように配慮した。試験室は厚さ 50[mm]の断熱パネルで構成し、壁体を通しての熱移動が小さくなるよう配慮した。試験室の熱損失係数は、各実験の定常状態における熱平衡式から求めた結果 26.5[W/°C]であった。

表 2.4 測定項目および測定方法

室内温度	高さ100,500,1200,1800,2100,2300[mm],計108点
二重床内温度	二重床内中央の高さ225[mm],計18点
天井内温度	天井内の高さ500[mm],計18点
機器の空調給気	各機器の下部,計20点
機器再循環温度	各2点,計40点
機器冷却空気温度	各2点,計40点
機器吹出し温度	各2点,計40点
空調給気量	差圧式風速計
空調給気温度	給気ダクト内,1点
空調還気温度	還気ダクト内,1点

*温度はT型熱電対

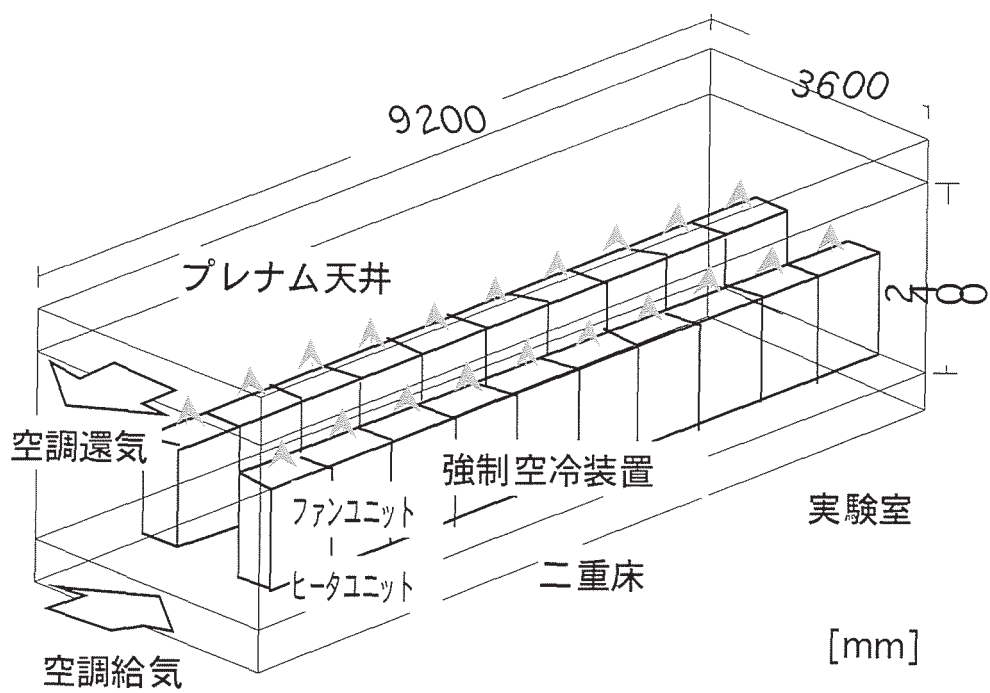


図 2.9 実験室の概要



写真 2.1 実験室内部の様子

2.3.2 実験パターン

実験は表 2.5、図 2.10 に示すように各機器を均一発熱にした場合と不均一発熱にした場合の双方について実施した。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 とし、これをパラメータとした。なお、各機器への空調給気は、各機器下部に設けた风量調整機構の開口面積を一定に保った状態で行った。また、不均一発熱の場合、相対面する機器の発熱量は等しくなるよう設定した。

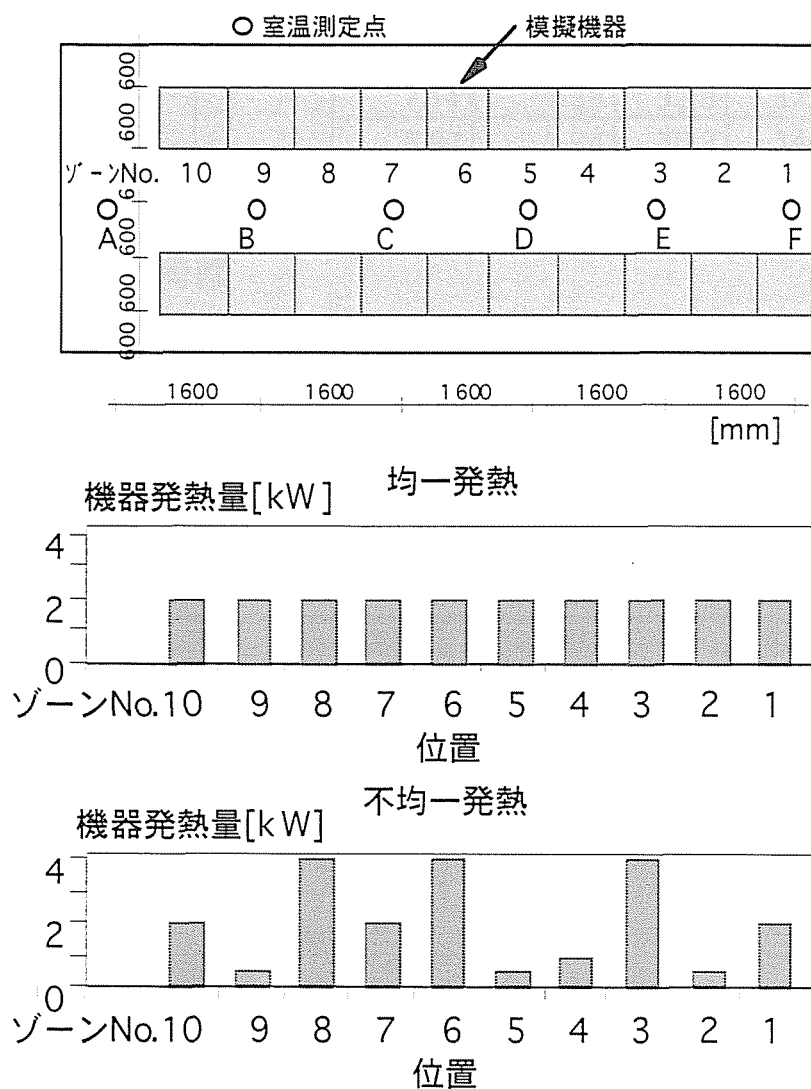


図 2.10 試験室内の状況

表 2.5 実験パターン

実験 パターン	機器発熱量 [W]	機器換気量 [m ³ /s]	空調給気量 [m ³ /s]	換気流量比 κ_m [-]	空調給気 温度[°C]	空調還気 温度[°C]	送風温度 差[°C]
①-1	36,000 均一 発熱	0.256 ×20[台]	2.32	0.45	30.9	43.2	12.3
①-2			3.98	0.78	33.8	42.4	8.6
①-3			5.19	1.01	37.6	44.2	6.6
①-4			6.46	1.26	37.6	42.9	5.3
①-5			8.46	1.65	34.4	38.4	4.1
①-6			12.31	2.40	31.7	34.5	2.8
②-1	39,000 不均一 発熱	0.256 ×20[台]	2.58	0.50	30.0	42.6	12.7
②-2			3.86	0.75	35.3	43.8	8.5
②-3			5.00	0.98	35.4	42.0	6.6
②-4			7.11	1.39	32.8	37.4	4.6
②-5			8.92	1.74	30.9	34.6	3.7
②-6			11.80	2.30	32.1	34.9	2.8

2.3.3 実験結果と考察

(a) 機器吹出し温度分布

測定した各機器の吹出し温度を次式で無次元化し温度差比に変換した機器吹出し温度差比 m_{lm} を図 2.11、図 2.12 に示す。

$$m_{lm} = \frac{\theta_{lm} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \quad (2.2)$$

この結果、均一発熱の場合、換気流量比 κ_m の増加に伴い m_{lm} のばらつきはしだいに増加傾向を示すが、全ての m_{lm} は概ね一様といえる。一方、不均一発熱の場合、 κ_m の増加に伴い m_{lm} のばらつきは顕著となる。 m_{lm} の値は均一発熱、不均一発熱双方とも κ_m の増加に伴い増加傾向を示す。これは、 κ_m の増加に伴い送風温度差が小さくなったためと考えられる。

次に、換気流量比 κ_m と平均機器吹出し温度差比 $\overline{m_{lm}}$ およびその標準偏差の関係を図 2.13 に示す。この図から、平均機器吹出し温度差比 $\overline{m_{lm}}$ は均一発熱、不均一発熱の双方とも、ほぼ同一の値となり、 $\kappa_m < 1$ の領域では概ね $\overline{m_{lm}} = 1.2 \sim 1.3$ となり、空調還気温度に近い。一方、 $\kappa_m > 1$ の領域では、 κ_m の増加に伴い増大の傾向を示す。これは、 κ_m の増加に伴い平均機器吹出し温度は空調還気温度より高くなることを意味している。標準偏差 σ_{lm} は、均一発熱の方が不均一発熱の場合よりも極端に小さいが、双方とも κ_m の増加に伴い増大の傾向を示している。

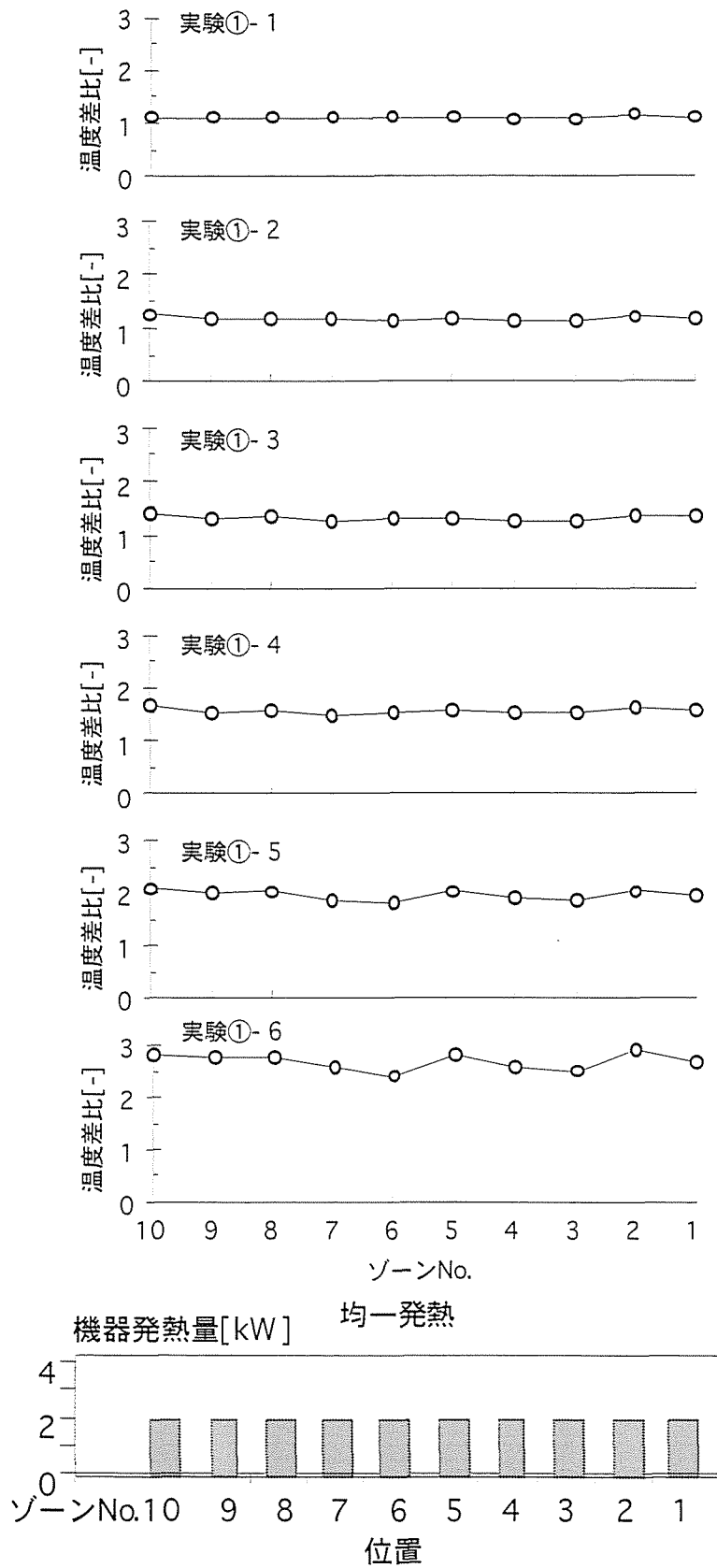


図 2.11 機器吹出し温度差比 (均一発熱)

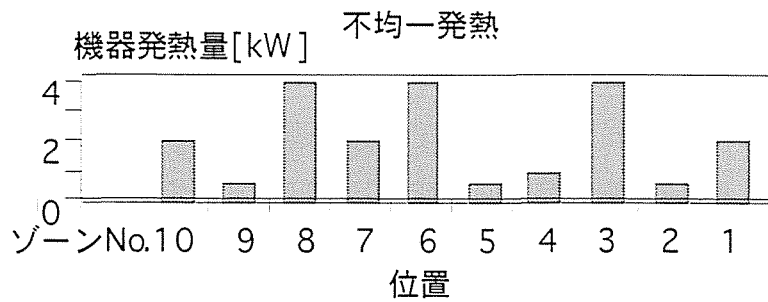
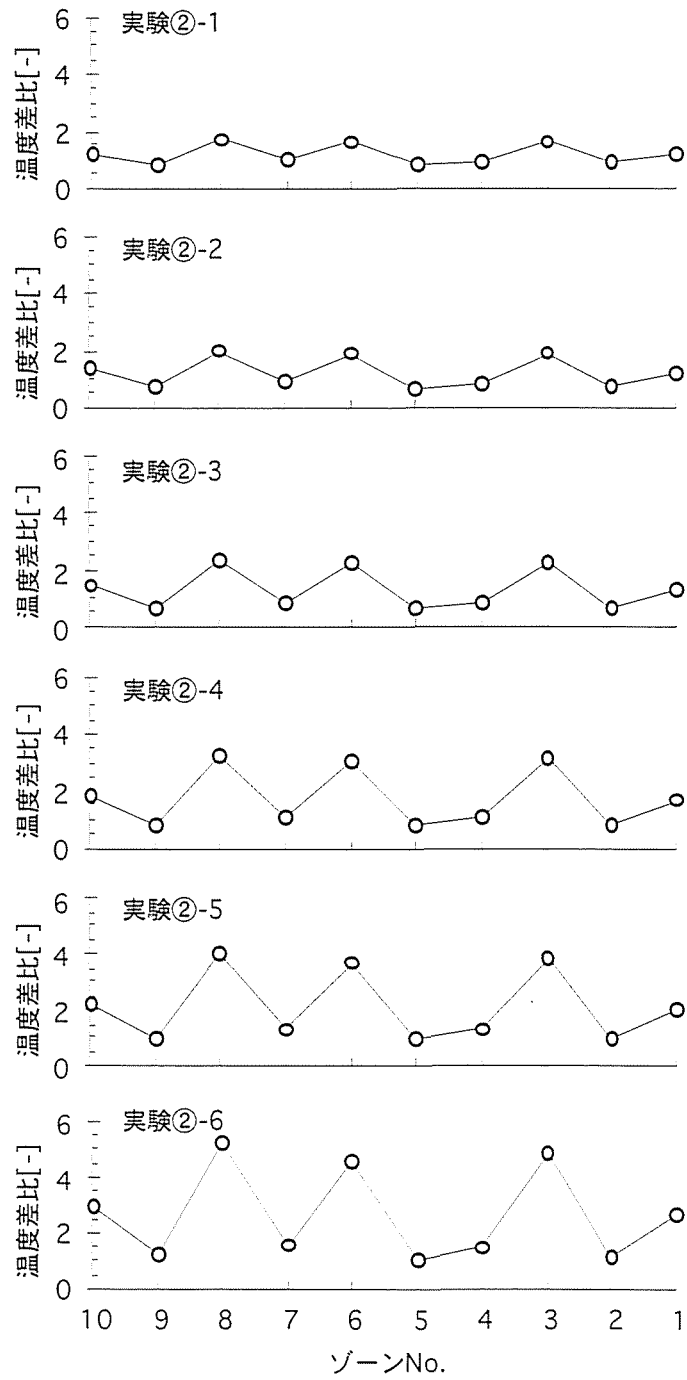


図 2.12 機器吹出し温度差比 (不均一発熱)

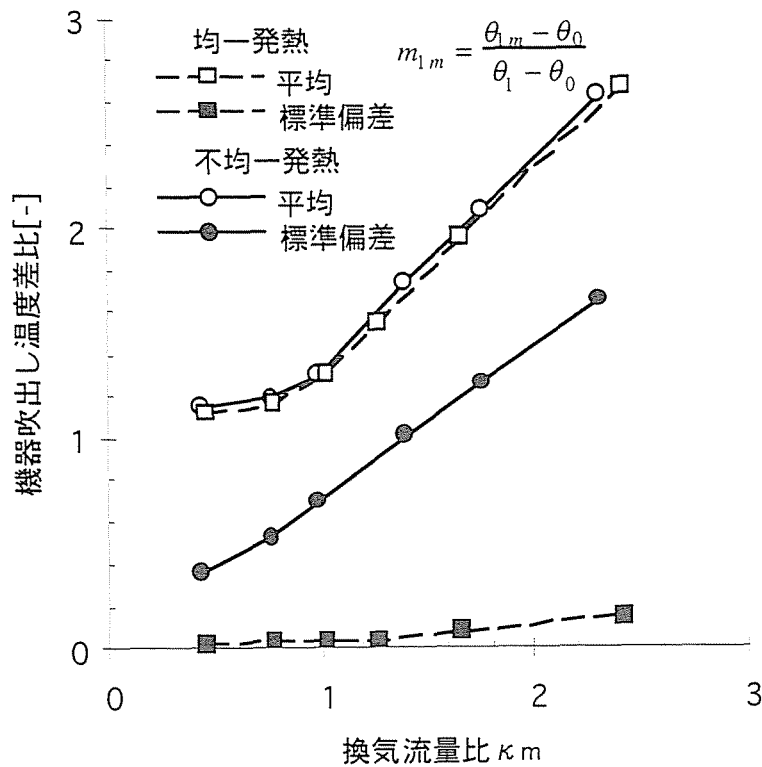


図 2.13 換気流量比と機器吹出し温度差比の平均・標準偏差

(b) 室内温度分布

機器列通路中央で測定した室内温度を次式で無次元化し温度差比に変換した室内温度差比 m_{room} を図 2.14、図 2.15 に示す。

$$m_{room} = \frac{\theta_{room} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \quad (2.3)$$

この図から、機器の均一発熱と不均一発熱の場合を比較すると、均一発熱では水平方向よりも垂直方向の温度差比のばらつきが大きくなっている。一方、不均一発熱では発熱量の大きな機器が設置されている領域は温度差比が高く、垂直方向より水平方向の温度差比のばらつきが大きく生じている。これは、不均一発熱の場合、機器吹出し温度のばらつきが、室内温度に影響し水平方向の分布を生じさせていると考えられる。また、水平方向の温度差比のばらつきは下部より上部で大きく、この傾向は換気流量比 κ_m の増加に伴い顕著になっている。これは、室内の水平方向の熱移動により、機器吹出し温度のばらつきが室内の下部では減少するためと考えられる。

次に、通路中央における、室内温度差比 m_{room} の垂直分布を図 2.16、図 2.17 に示す。この図から、均一発熱の場合、垂直方向の室内温度差比 m_{room} のばらつきは不均一発熱と比較し小さくなっている。また、換気流量比 κ_m の増加に伴い、 m_{room} の値ならびに、垂直方向の m_{room} のばらつきは増大の傾向を示す。不均一発熱の場合、F 点で m_{room} のばらつきが見られるが、他の測定位置ではばらつきは少ない。一方、不均一発熱の場合、 κ_m の増加に伴い、垂直方向の m_{room} のばらつきは顕著となっている。これは、機器吹出し温度のばらつきが室温分布に影響しているものと考えられる。

図 2.18、に換気流量比 κ_m と室内温度差比 m_{room} の平均・標準偏差の関係を示す。この図から、平均室内温度差比 $\overline{m_{room}}$ は均一発熱、不均一発熱の双方とも、ほぼ同一の値となり、 $\kappa_m < 1$ の領域では概ね $\overline{m_{room}} = 1 \sim 1.1$ となる。一方、 $\kappa_m > 1$ の領域では κ_m の増加に伴い増大の傾向を示す。これは、 κ_m の増加に伴い平均室内温度は空調還気温度より高くなることを意味している。標準偏差 σ_{room} は均一発熱の方が不均一発熱の場合よりも小さいが、双方とも κ_m の増加に伴い増大の傾向を示している。

(c) 排熱効率

測定した各機器吹出し温度の平均値および送風温度差から(2.1)式で定義した排熱効率 η_v を求め図 2.19 に示す。この結果、排熱効率 η_v は均一発熱および不均一発熱の双方においてほぼ同一の値となり、換気流量比 κ_m の増加に伴い減少傾向となる。 η_v が減少するのは、 κ_m の増加に伴い二重床から供給された空調給気が機器の冷却に寄与しないまま空調還気になる風量が増大したためと考えられる。

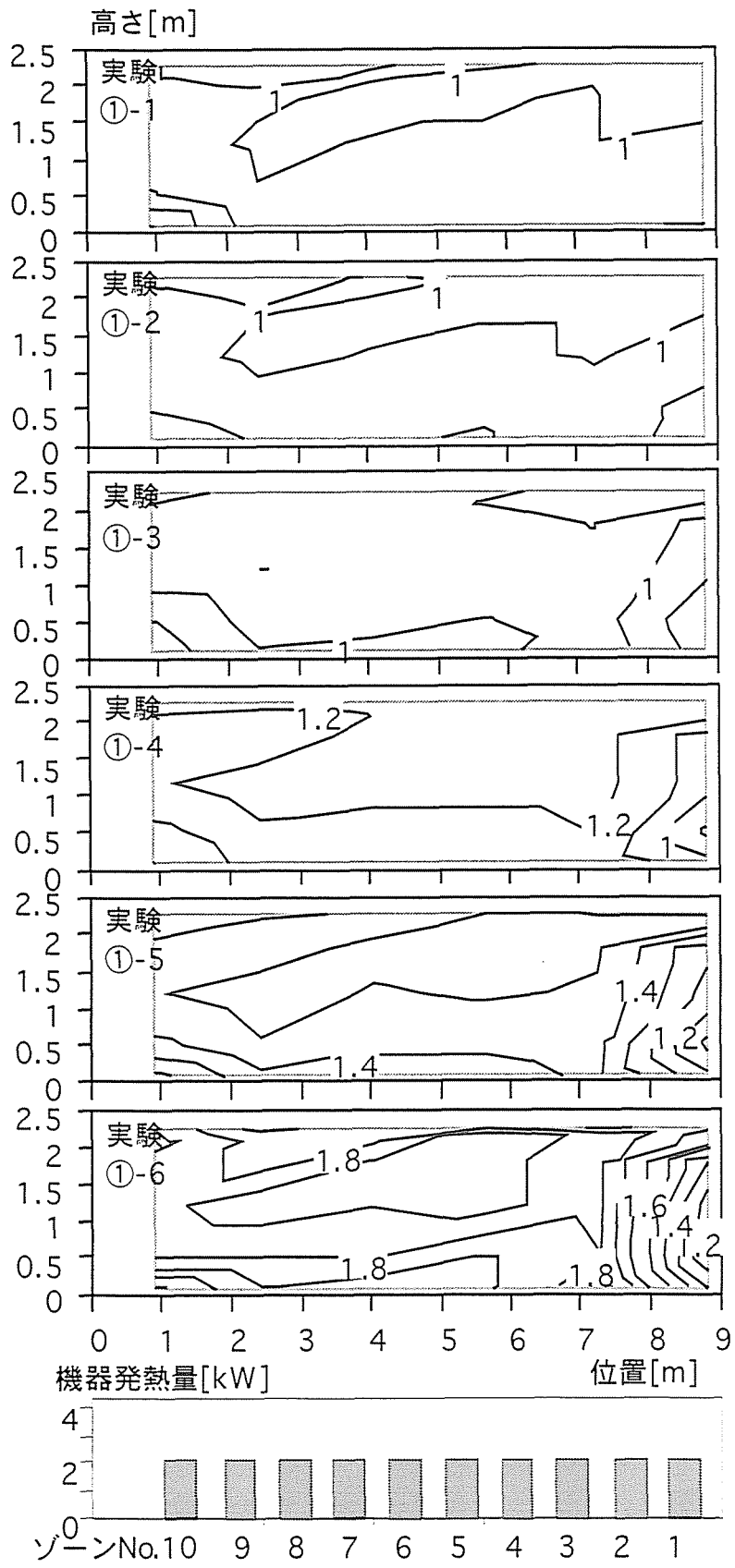


図 2.14 通路中央の垂直面における室内温度差比の分布 (均一発熱)

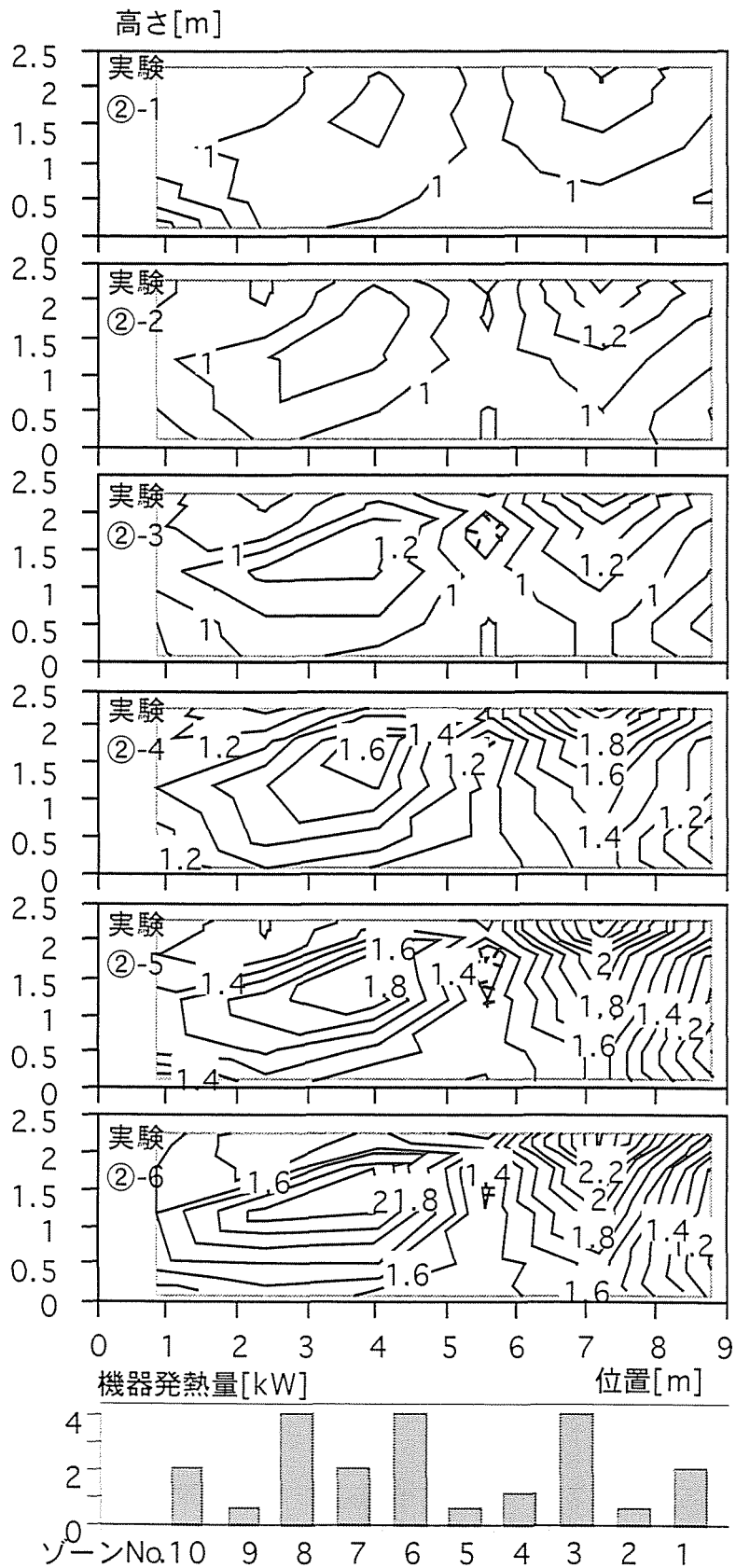


図 2.15 通路中央の垂直面における室内温度差比の分布（不均一発熱）

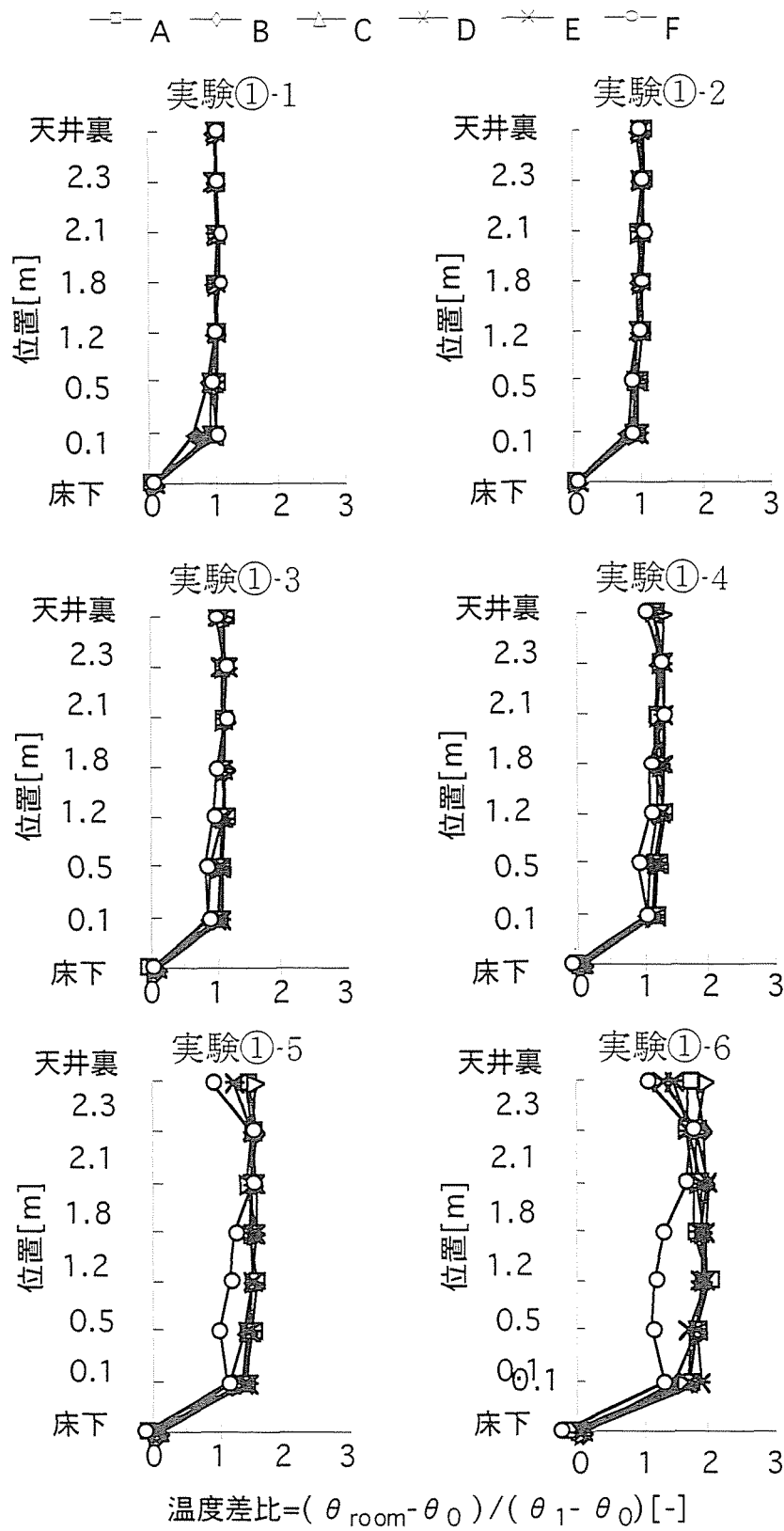


図 2.16 通路中央の垂直温度差比の分布 (均一発熱)

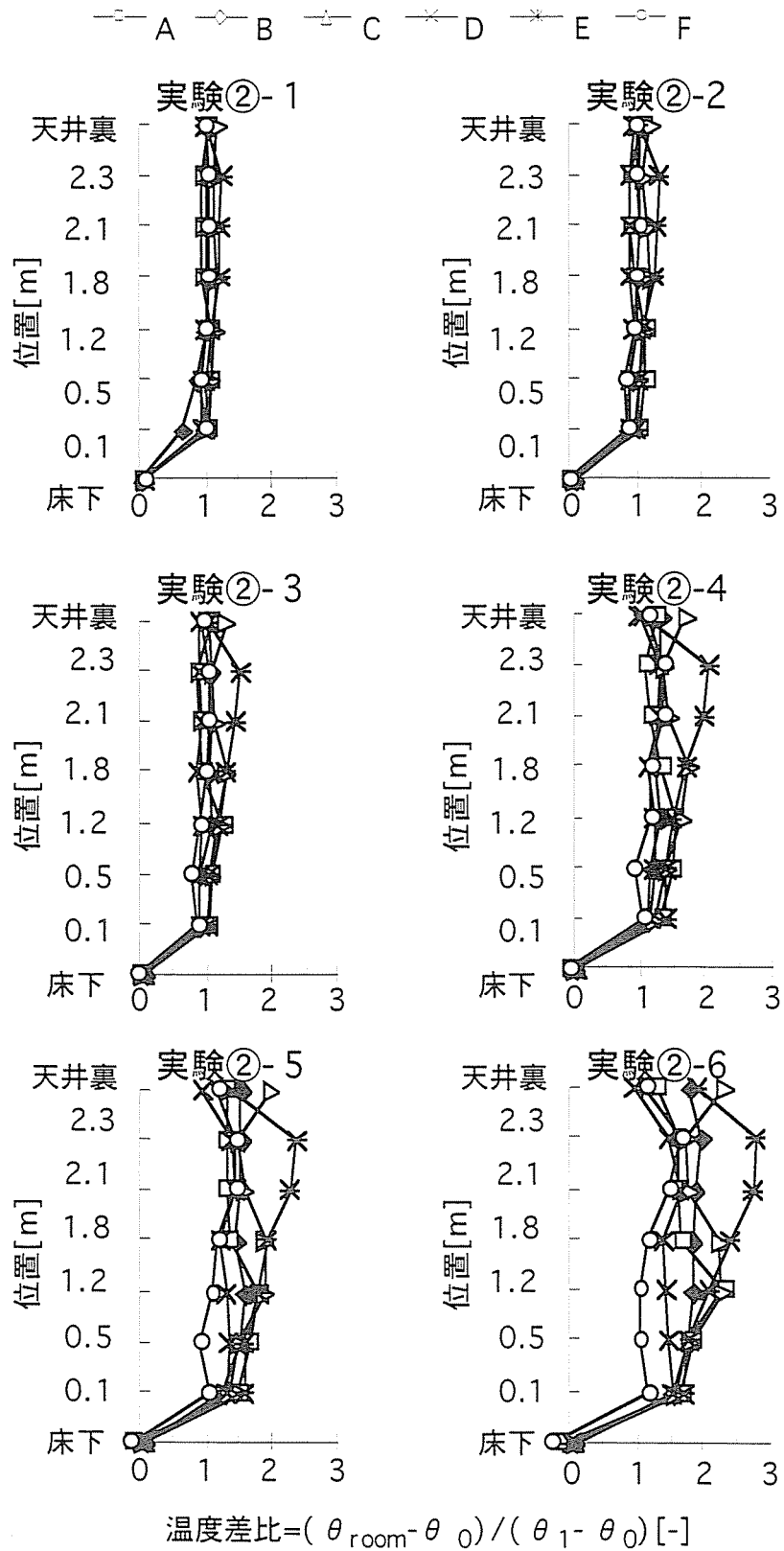


図 2.17 通路中央の垂直温度差比の分布（不均一発熱）

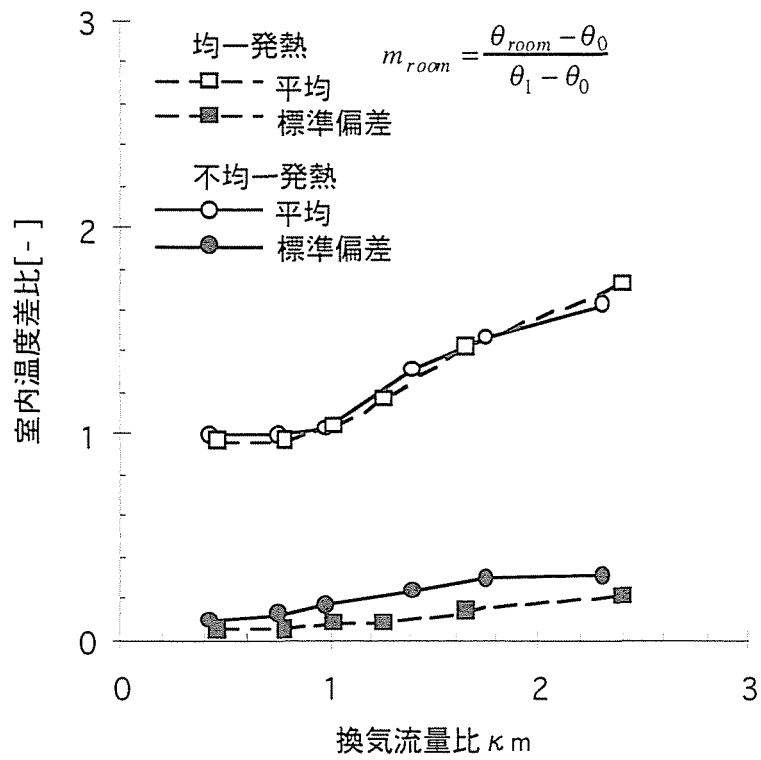


図 2.18 換気流量比と室内温度差比の平均・標準偏差

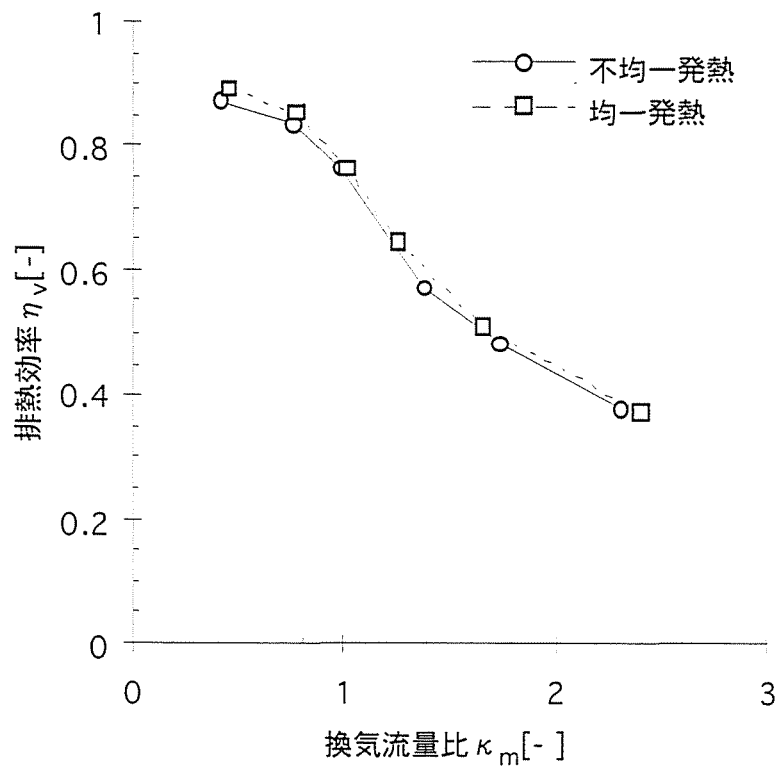


図 2.19 換気流量比と排熱効率の実験結果

2.4 まとめ

実測調査および実大規模実験の結果から情報処理室用空調の問題点の原因分析と、これを解決するための方策について述べる。

(a) 実測調査

- 1) 情報処理機器の機器冷却温度差はばらつきが大きく、その平均値は約 6[°C]程度であった。機器換気量と同程度の空調給気量を供給するこれまでの空調気流方式では、機器毎に空調給気量が正確に分配できたとしても、空調機の送風温度差は機器冷却温度差より大きくすることはできないと考えられる。
- 2) 室内温度の最大値は情報処理室の温度条件として適切な範囲といえる。しかし、平均値、最小値は、室内作業者にとって低すぎる温度となっている。これは、空調給気の分配が発熱量に対応していないこと、また、不要な開口や二重床からの空調給気のリークが原因と考えられる。このように、室内で過冷却される部分が生じることが排熱効率の低下および空調効率低下の要因の1つといえる。
- 3) 空調機の送風温度差は 3~4[°C]程度であり、オフィス空調と比較し小さいといえる。このため、情報処理室用空調は排熱効率が小さく送風機容量およびその動力が大きくなっていると考えられる。
- 4) エネルギー消費量の実測結果から、オフィス空調と比較し空調効率が低い空調システムといえる。これは空調用エネルギー消費量に占める空気搬送エネルギー消費量の割合が大きくなることが原因と考えられる。空調用送風機での消費電力は空調負荷にもなることから、空調給気量の大きなことが、より一層、空調効率を低下させているものといえる。

(b) 実大規模実験

- 1) 機器が不均一発熱した場合、室内温度および機器吹出し温度は水平方向にばらつきが生ずる。この傾向は、換気流量比 κ_m の増加に伴い顕著となる。これは、機器吹出し温度のばらつきが室内温度分布に影響を与えているものと考えられる。
- 2) 室内温度および機器吹出し温度の平均値は換気流量比 κ_m の増加に伴い空調還気温度より高くなる。これは、換気流量比 κ_m の増加に伴い二重床から供給された

空調給気が機器の冷却に寄与せず空調還気になる割合が増大するためと考えられる。

- 3) 機器換気量より空調給気量を低下させ、機器の冷却空気として機器周辺の空気を機器下部から吸込ませた場合、換気流量比 κ_m を小さくすることにより室内温度および機器吹出し温度はばらつきが小さくなり、また、その平均値は空調還気温度に近づく。これは、 κ_m の減少に伴い室内空気の再循環量が増大するため、垂直および水平方向の熱移動が促進されるためと考えられる。
- 4) 排熱効率は均一発熱および不均一発熱の双方においてほぼ同一の値で、換気流量比 κ_m の増加に伴い減少傾向となる。 η_v が減少するのは、 κ_m の増加に伴い二重床から供給された空調給気が機器の冷却に寄与しないまま空調還気になるためと考えられる。

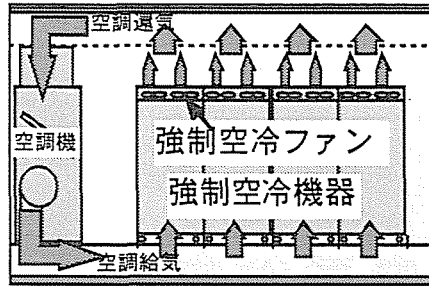
(c) 問題解決の方策

以上の実測調査および実大規模実験の結果から、情報処理室用空調の効率が低いのは排熱効率が悪く送風温度差が小さくなるため、空調給気量が大きくなることが直接の原因と考えられる。空調給気量を削減することにより送風機容量およびその動力は減少するが、単に空調給気量を減少しただけでは、空調機から離れた場所での空調給気量が不足し、機器換気量および機器吸込み温度を維持することができなくなる(図 2.20)。

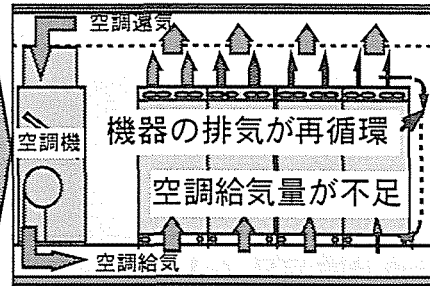
このような問題の解決に当たり、各機器の冷却用温度条件を満たしながら空調給気量を削減するためには、各機器の発熱量に対応して空調給気量を供給し、機器換気量より不足する場合には機器周辺の空気を吸込む気流方式が有効と考えられる。この気流方式とした場合、換気流量比 κ_m の減少に伴い平均機器吹出し温度および平均室内温度は空調還気温度と同程度となり、平均機器吹出し温度および平均室内温度の条件を満たしながら空調機の送風温度差を拡大することが可能になると考えられる。

本空調気流方式を適切に設計し運用するには各部の温度、空調給気量を決定する要因を明確にし、その影響を把握することが重要である。次章以降、これらの課題について検討を進める。

現状：空調給気量 > 機器換気量



空調給気量 < 機器換気量



- 現状：空調給気量 > 機器換気量
- 空調給気量 < 機器換気量：
 - 空調給気量が不足・機器冷却用空気温度条件の確保が困難、室温分布のばらつき増大

図 2.20 現状の問題点の概要

第3章 空調給気量の少ない空調気流方式

3.1 はじめに

第2章には、実測調査および実大規模実験から、強制空冷機器を収容した情報処理室用空調の問題点を把握し改善方法を示した。本章では、高効率な空調機流方式の適切な設計および運用を円滑に行うことを目的として、機器を取り巻く各部の温度および空調給気量を決定する要因を明確にするため、空調気流方式の解析モデルを作成し、実大規模実験により、その妥当性を検証する。また、解析モデルを構成する各パラメータの特性をも明らかにする。

本章の構成は以下のとおりである。

3.2では、高効率な空調気流方式と考えられる室内空気再循環気流方式の原理について概要を示す。また、本空調気流方式を運用する場合の制御方式について述べる。3.3では、空調気流方式のマクロな温度解析モデルを作成する。また、各機器からの吹出し温度にばらつきがある場合も扱えるよう、室内での水平方向の熱移動を考慮したモデルについて述べる。3.4では、小規模な実大規模実験を行い、空調気流方式の解析モデルの妥当性を検証する。また、モデルを構成する各パラメータの特性についても考察する。3.5では、大規模な実大規模実験を行い、水平方向の熱移動を考慮したモデルの妥当性を検証する。また、モデルを構成する各パラメータの特性についても考察する。3.6では、空調給気量を決定する要因を明らかにし、その影響を評価する。3.7では、解析モデルを用いた検討結果から、室内空気再循環気流方式の特性についてまとめる。

3.2 気流方式の評価項目

3.2.1 空調気流方式の概要

(a) 室内空気再循環気流方式の原理

現状把握から得た問題点とその解決方法を図 3.1 に示す例を用いて説明する^{[50],[55]}。現状の空調気流方式の場合、機器換気量に対応して空調給気を供給しているため、機器発熱量が小さく、機器冷却温度差が小さな機器の吹出し温度は低くなり、逆に機器発熱量が大きく、機器冷却温度差が大きな機器の吹出し温度は高くなる。したがって、このような機器の周辺室温は機器吹出し温度の影響を受け、ばらつきが大きくなる。空調システムの運用は、温度の高い部分を所定の温度条件以下になるよう空調機の能力を制御するため、室内温度の平均値は低くなる。

これに対し、次のような方法を提案する。まず、機器の下部の二重床パネルに風量調整機構付の給気口を設け、機器の発熱量に対応した空調給気量を供給する。もし、空調給気量が機器換気量より不足すれば、その分は機器周辺の室内空気を機器の側面下部から吸込ませる。こうすることにより、空調機の送風温度差は拡大し、空調給気量は現状の方法より少なくなる。しかも、機器吹出し温度はどの機器も一樣になり、機器周辺の温度分布もばらつきが小さくなる。このため、機器の冷却用温度条件を満たしながら室内温度の平均値も適正な範囲に維持することが可能となる。以上の空調気流方式を室内空気再循環気流方式と呼ぶ。

(b) 制御方法

この空調気流方式では、機器吹出し温度を制御対象として風量調整機構を操作する吹出し温度制御方式と、機器冷却空気温度を制御対象にする機器冷却空気温度制御方式の二通りが考えられる。前者の場合、まず、機器発熱量によらず機器吹出し温度を一定に決める。機器吹出し温度を設定室温とすれば、再循環空気もこれに近いことが予想される。機器冷却空気温度は各機器の発熱量に依存せず機器冷却温度差が大きな機器に対しては低く、小さな機器に対しては高くなる。再循環空気温度はわかっているので、空調給気量を機器の発熱量に比例して操作することにより機器吹出し温度が均一化できて調整作業が容易である。

一方、後者の方式は機器冷却空気温度を機器の要求条件の上限に設定することで、前者の方式より空調給気量の削減が可能と考えられる。しかし、再循環空気温度は

室内の熱拡散の影響を受けるため、機器冷却空気温度は単純に決まらない。そのため、前者の方式より空調給気量の操作が複雑になる。適正な制御を行うには機器毎に機器冷却空気温度を計測し空調給気量を操作する方式が考えられるが、制御機器のコストおよび保守を考えると、現段階では前者の方式が有利と言える。

以上のことから、本研究では機器吹出し温度制御による室内空気再循環気流方式の検討を中心に行う。

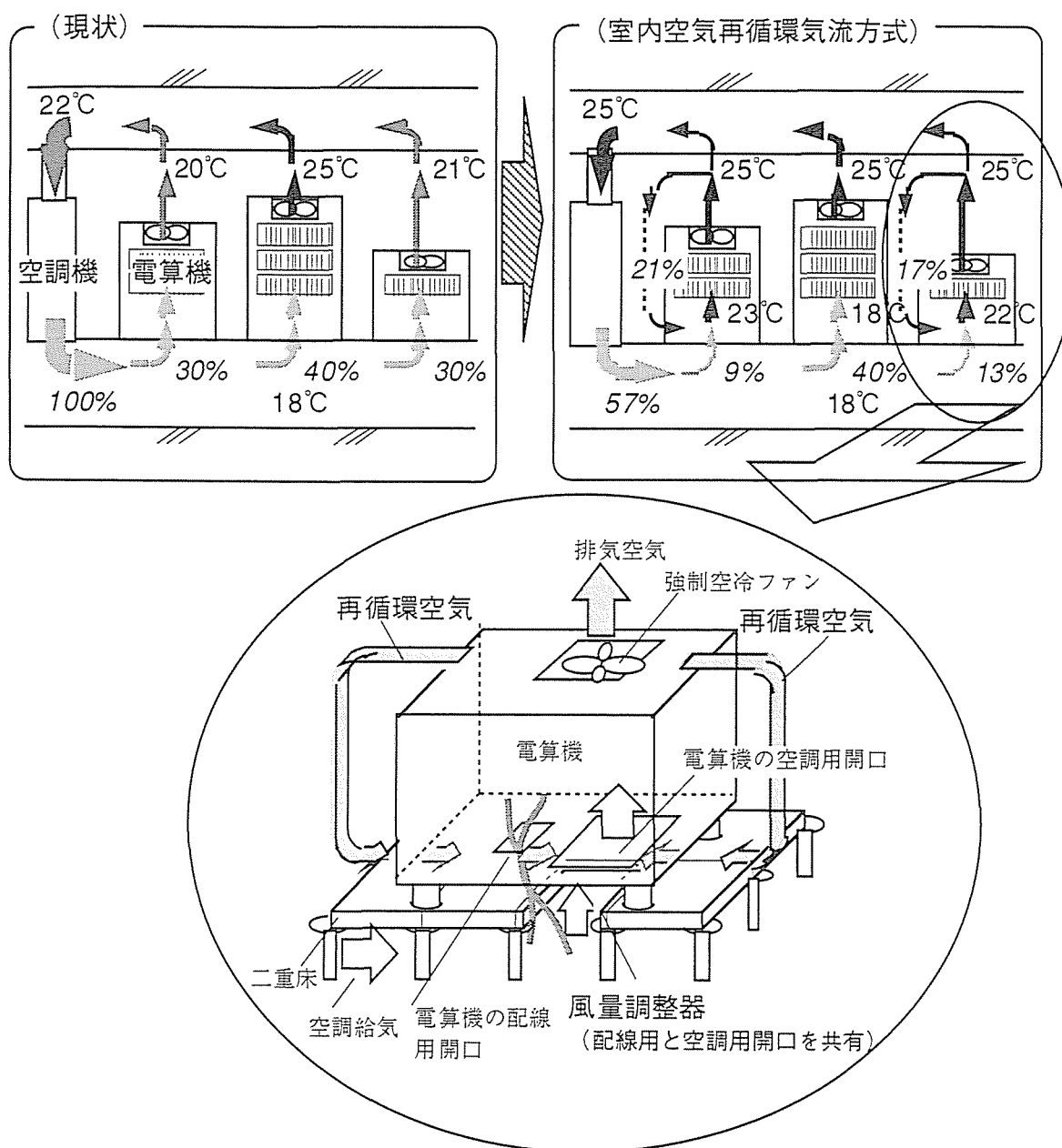


図 3.1-1 室内空気再循環気流方式の概要 (電子計算機の場合)

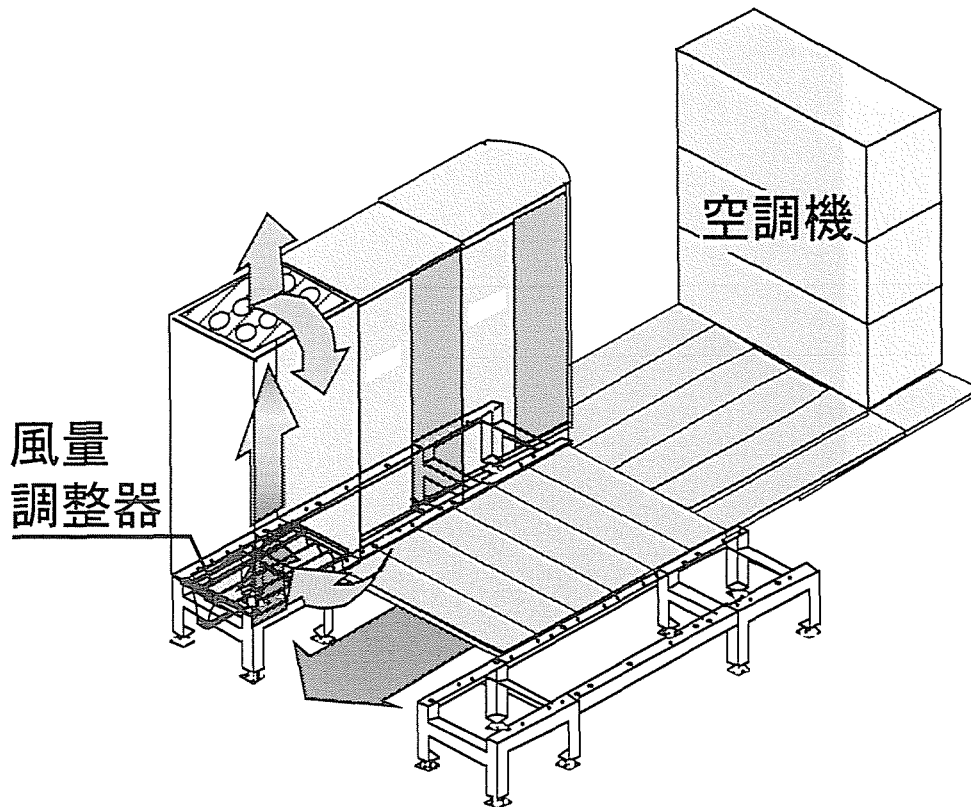


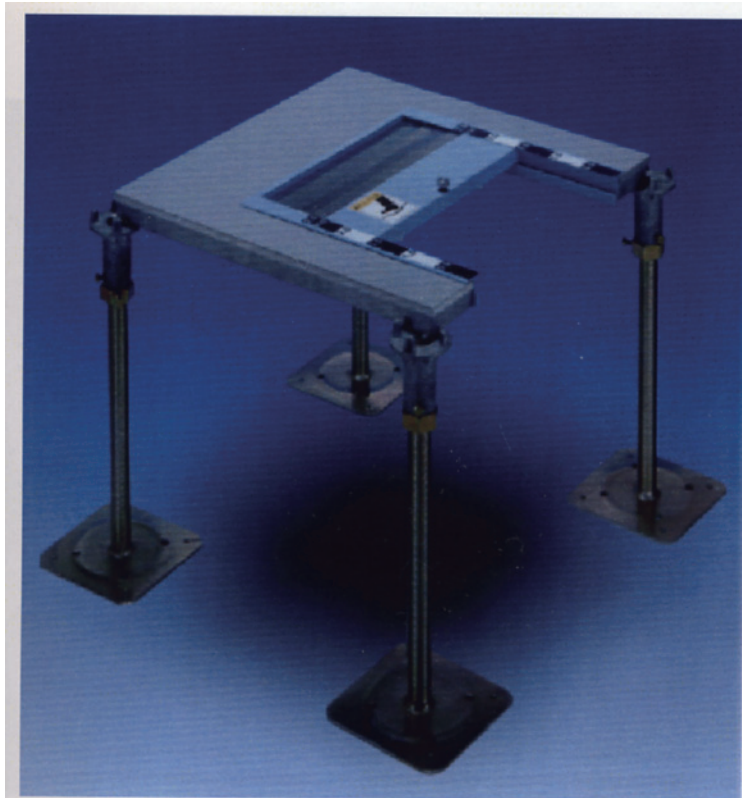
図 3.1.-2 室内空気再循環気流方式の概要（通信機器の場合）

（c）風量調整機構付き二重床パネル

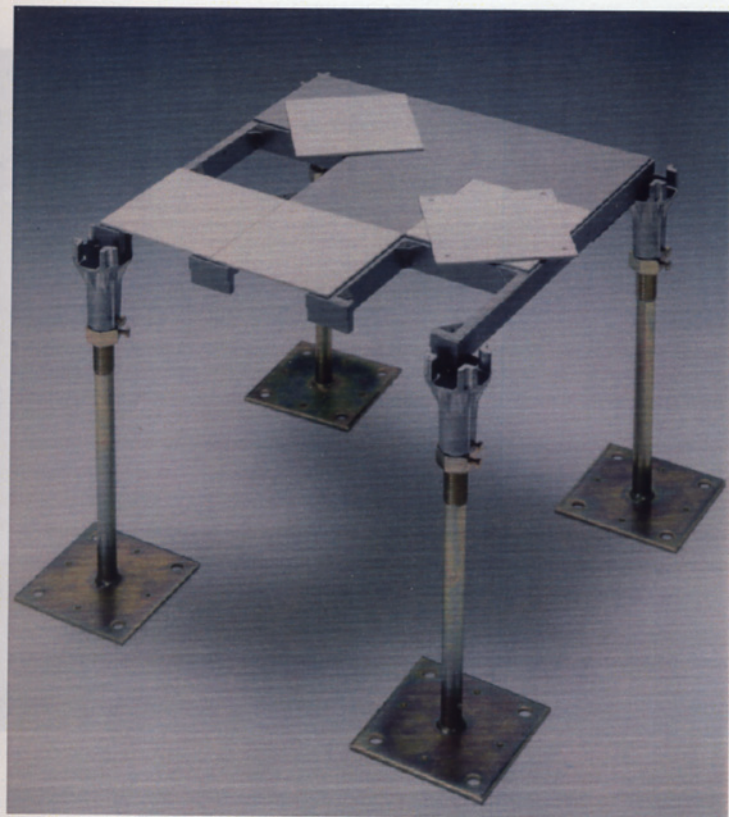
情報処理室に設置される機器の発熱量は機器毎に異なることが多い。このため、情報処理機器の下部に設置した二重床の開口面積を情報処理機器の発熱量や配線量に合わせて容易に調整できる風量調整機構付き二重床パネル（以後、風量調整器と呼ぶ）を開発した。この風量調整器は写真 3.1 および写真 3.2 に示す電子計算機用と通信機器用の 2 種類とした。

電子計算機用は種々の機器サイズに対応するため、二重床パネルに開口を設けてはめ込むタイプとした。この風量調整器は、新設の電子計算機ばかりでなく、電子計算機の更改時や発熱量・配線量の変化に合わせて、二重床の開口面積を再調整できるので、二重床の再利用と工事の簡略化が期待できる。

一方、通信機器用は、配線を貫通する部分と風量調整の部分を分割し、機器の下部に設置できる構造とした。これは、機器のフレームが規格化されているため、配線領域、風量調整領域が機器毎に変わらないためである。

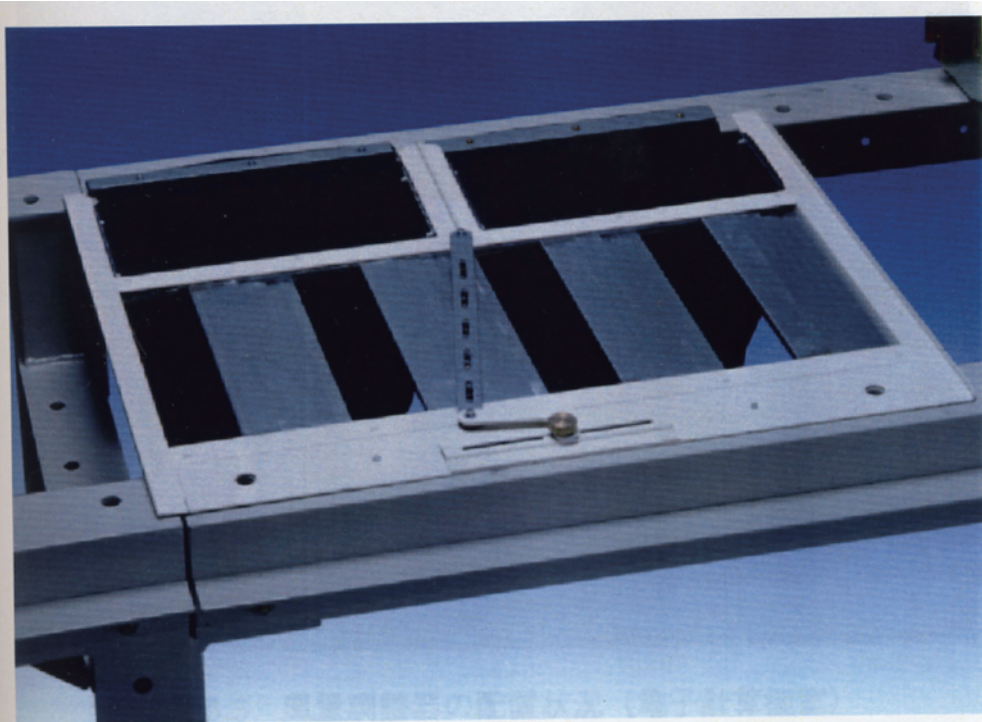


スライド式

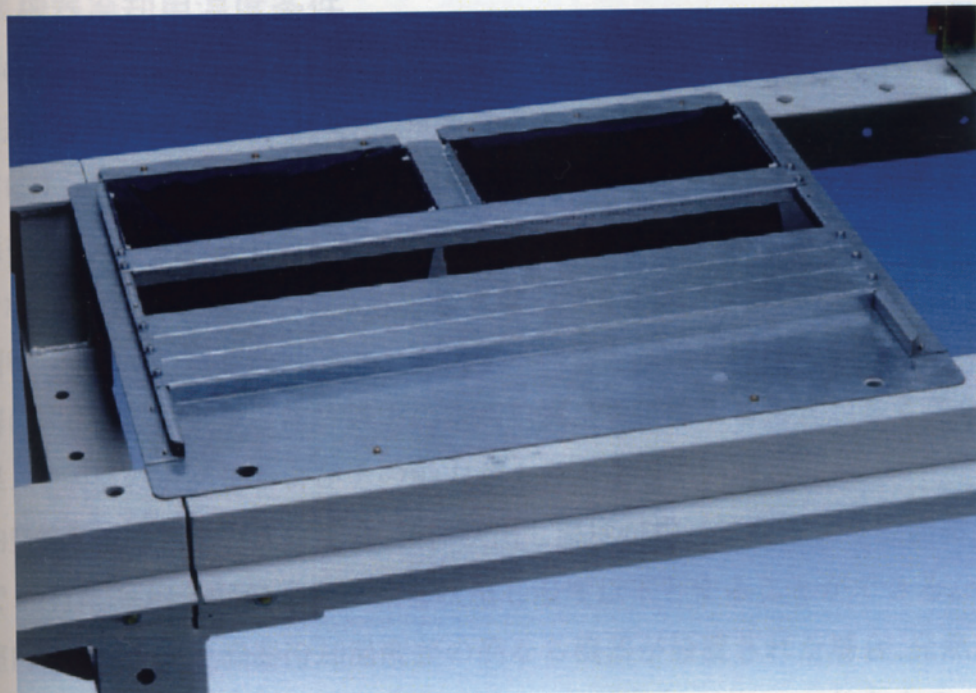


パネル式

写真 3.1 電子計算機用風量調整器



スライド式



パネル式

写真 3.2 通信機器用風量調整器

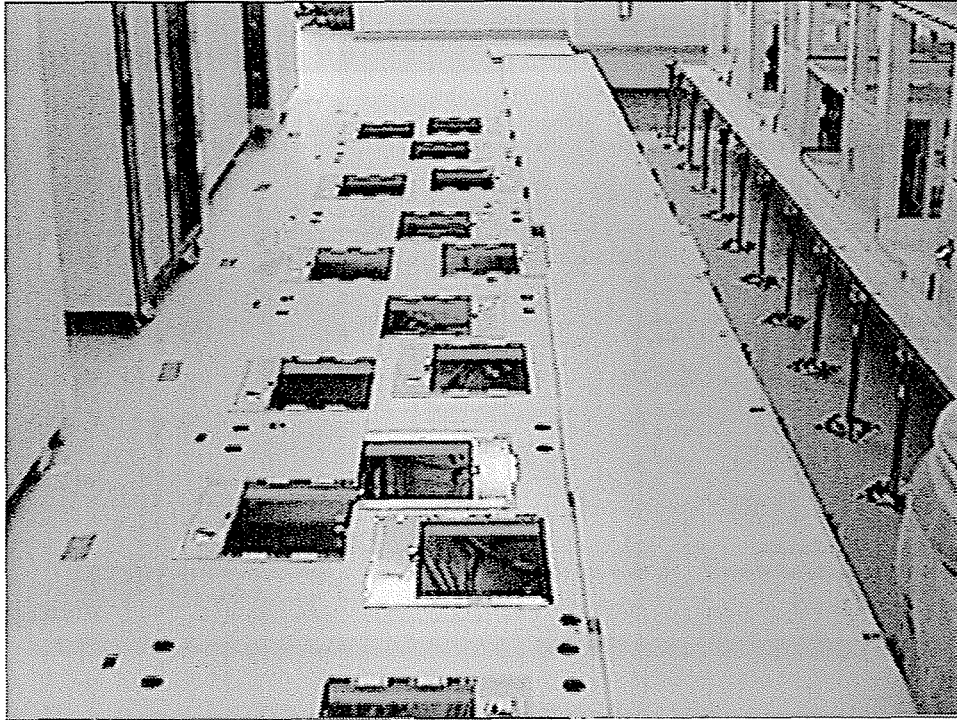


写真 3.3 風量調整器の配置状況（電子計算機室）

3.2.2 機器冷却用温度条件

機器の冷却方式には図 3.2 に示すタイプがあり、二重床内の空調給気温度あるいは機器周辺の室内温度を機器冷却用温度条件として規定されることが多い。機器の適正な運用には、この機器冷却用温度条件を要求される範囲に維持することが求められる。大規模な情報処理室の場合、冷却方式の異なる機器が同一室内に設置されることがあり、また、機器冷却温度差($\theta_{lm} - \theta_{om}$)は、ばらつきが大きくなることが多い。これまで、情報処理室用の空調設計では、隣接する機器の吹出し温度の影響を避けるため、各機器に対し機器換気量と同等以上の空調給気量を供給する方式が多く見られた。この結果、空調機の送風量およびその動力が大きくなっていった。

室内空気再循環気流方式の場合、機器吹出し温度が均一になるよう空調給気量の調整ができれば、室内各部の温度を機器吹出し温度以下とすることができる。このため、同一室内に冷却方式や機器冷却温度差の異なる機器が設置された場合、発熱量が大きな機器ほど機器冷却用空気温度が低くなり機器の適正な冷却が可能となる。

以上のことから、室内空気再循環気流方式では、機器吹出し温度を機器の熱設計と空調設計の共通設計条件として扱うことにより、機器冷却用温度条件を考慮しながら空調給気量の評価ができるものと考えられる。

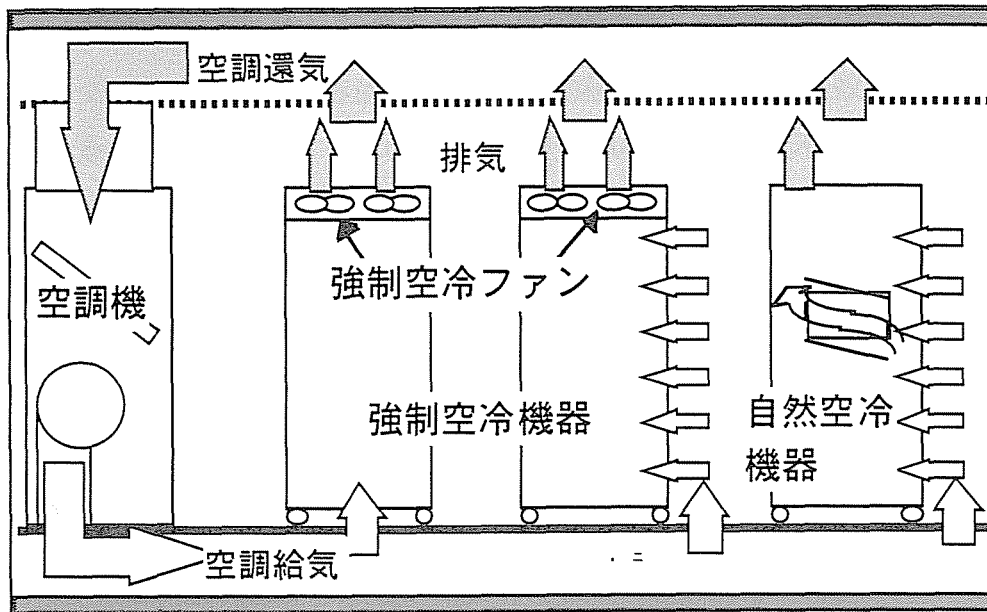


図 3.2 情報処理機器の冷却方式

3.2.3 空調給気不整合量

連続して設置された機器に対して、機器吹出し温度が均一になるよう、空調給気量が調整できれば、各機器の吹出し温度差($\theta_{im,j} - \theta_0$)は、室内の熱移動の有無に関わらず一様な値となり、機器の発熱量 $H_{m,j}$ 、空調給気量 V_j および排熱効率 η_v から次式が導かれる。

$$\theta_{im,j} - \theta_0 = \frac{\sum H_{m,j}}{c_p \rho \sum V_j \eta_v} \quad (3.1)$$

しかし、機器吹出し温度が均一になるよう、空調給気量を調整できず空調給気不整合が生じた場合、機器吹出し温度差は機器毎に異なり、もし、室内で水平方向の熱移動がないものと考えるとその値は次式で表される。

$$\theta'_{im,j} - \theta_0 = \frac{H_{m,j}}{c_p \rho V_j \eta_v} \quad (3.2)$$

そこで、室内に水平方向の熱移動がないものとした場合の機器吹出し温度差 ($\theta'_{im,j} - \theta_0$) の標準偏差 σ'_{im} を空調給気不整合量と定義し、空調給気不整合の程度を表す指標とする。

3.2.4 機器吹出し温度分布

室内で水平方向の熱移動を生ずる場合、機器の吹出し温度は隣接する機器吹出し温度の影響を受けるため、水平方向の熱移動を考慮しない場合と比較し、その標準偏差は小さくなる。これは、室内での水平方向の熱移動が空調給気不整合により生じた機器吹出し温度のばらつきを緩和するためである。したがって、空調給気不整合量 σ'_{lm} と、室内で水平方向の熱移動がある場合の機器吹出し温度差 $(\theta_{1m,j} - \theta_0)$ の標準偏差 σ_{1m} との比を機器吹出し温度不均一率 ε_θ と呼び、各空調気流方式における水平方向の熱移動の程度を表す指標とする。機器吹出し温度不均一率は $(0 \leq \varepsilon_\theta \leq 1)$ の範囲になり、 $\varepsilon_\theta = 0$ の場合、空調給気不整合が生じていても、機器吹出し温度のばらつきが全く生じないことを表し、 ε_θ の値が小さなほど機器吹出し温度のばらつきが小さくなる。

$$\varepsilon_\theta = \frac{\sigma_{1m}}{\sigma'_{1m}}, (0 \leq \varepsilon_\theta \leq 1) \quad (3.3)$$

3.2.5 空調給気量

空調用エネルギー消費量の削減には機器冷却用温度条件を満たしながら空調給気量を小さくすることが必要である。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 と定義すると次式となり、 κ_m が小さなほど空調給気量が少なくなる。機器発熱量が異なる機器に対し、機器吹出し温度が一様になるよう、各機器への空調給気量の調整ができれば、どの機器も機器吹出し温度 θ_{1m} は同じであるため、(3.5)式を用い空調給気量の評価が可能である。

$$V = \kappa_m V_m \quad (3.4)$$

$$\kappa_m = \frac{\overline{\theta_{1m} - \theta_{0m}}}{\eta_v (\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)} \quad (3.5)$$

$$\text{ただし、} \left\{ \begin{array}{l} \eta_v = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\theta_{1m} - \theta_0} \\ \overline{\theta_{1m}} = \frac{1}{n} \sum \theta_{1m,j} \\ \overline{\theta_{1m} - \theta_{0m}} = \frac{1}{n} \sum (\theta_{1m,j} - \theta_{0m,j}) \end{array} \right. \quad (3.6)$$

しかし、空調給気不整合が生じた場合、機器吹出し温度差 $(\theta_{1m} - \theta_0)$ の最大値を目標以下にするためには、機器吹出し温度不均一率 ε_θ が増加するほど、平均機器吹出し

温度差 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ を小さくしなければならない。その結果、換気流量比 κ_m の増加を招く。いま、 $(\theta_{1m} - \theta_0)$ が正規分布と考えると、 $(\theta_{1m} - \theta_0)$ は $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_0 \pm 2\sigma_{1m})$ の範囲に約95%含まれることになる。したがって、 ε_θ を用い κ_m を求めると、(3.3)、(3.5)式から次式となる。

$$\kappa_m = \frac{\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m}}{\eta_v (\theta_{1m,MAX} - \theta_0 - 2\varepsilon_\theta \sigma'_{1m})} \quad (3.7)$$

(3.7)式を用いることにより、空調給気不整合によって生じた機器吹出し温度分布を考慮した空調給気量の評価が可能となると考えられる。

3.3 空調気流方式の解析モデル

二重床吹出し・天井吸込みの空調気流方式に室内空気再循環気流方式を適用した場合について、水平方向の熱移動を考慮した集中定数モデルを作成する^{[61]~[63]}。換気流量比 κ_m の値に応じて2つの気流パターンが想定でき、そのモデルの概要を図3.3に示す。二重床から温度 θ_0 、風量 ΣV_j の空調給気を行い、室内の機器発熱 $\Sigma H_{m,j}$ と壁体負荷 H_w (冷房負荷の場合、正の値) によって最終的に空調還気温度 θ_1 に昇温して天井から空調機へ戻る。ゾーン j の区間において、温度 θ_0 の空調給気は機器下部からの風量 $V_{d,j}$ 、機器周辺からの風量 $V_{f,j}$ 、機器の冷却に寄与しない無効給気量 $V_{u,j}$ に分離されると考える。機器冷却空気温度を $\theta_{0m,j}$ とすると、機器発熱量 $H_{m,j}$ により $\theta_{1m,j}$ まで昇温し機器から吹出される。機器からの吹出し風量 $V_{m,j}$ のうち、 $V_{r,j}$ は機器設置領域に環流し、機器周辺からの空調給気量 $V_{f,j}$ と混合する。さらに、隣接する機器排気温度 $\theta_{1m,j\pm 1}$ の影響を受け、機器再循環温度 $\theta_{a,j}$ 、再循環風量 $V_{a,j}$ となり機器の側面下部から吸込まれる。機器下部では $V_{a,j}$ と二重床からの空調給気量 $V_{d,j}$ が混合し、機器冷却空気温度 $\theta_{0m,j}$ 、機器換気量 $V_{m,j}$ となり機器の冷却に用いられる。なお、 $V_{r,j}$ は $V_{d,j}$ 、 $V_{f,j}$ および $V_{u,j}$ の比率に応じ0となる点があり、換気流量比が $\kappa_m = 1/\eta_v$ で気流パターンが変わる。以下に、換気流量比が $\kappa_m \leq 1/\eta_v$ の場合と、換気流量比が $\kappa_m \geq 1/\eta_v$ の場合の双方について示す。

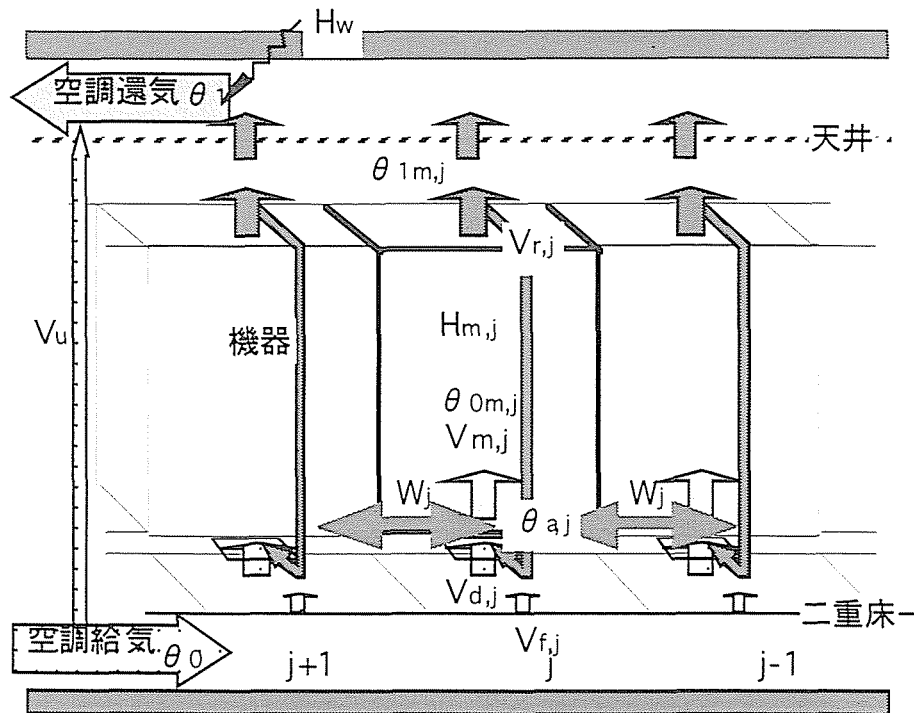


図 3.3 熱移動の概要

3.3.1 換気流量比が $\kappa_m \leq 1/\eta_v$ の場合

換気流量比が $\kappa_m \leq 1/\eta_v$ の場合、情報処理機器周辺の各点において、機器冷却空気温度 θ_{0m} 、機器吹出し温度 θ_{1m} 、機器再循環温度 θ_a 、空調還気温度 θ_1 を未知数とした以下の熱平衡式が成り立つ (図 3.4)。

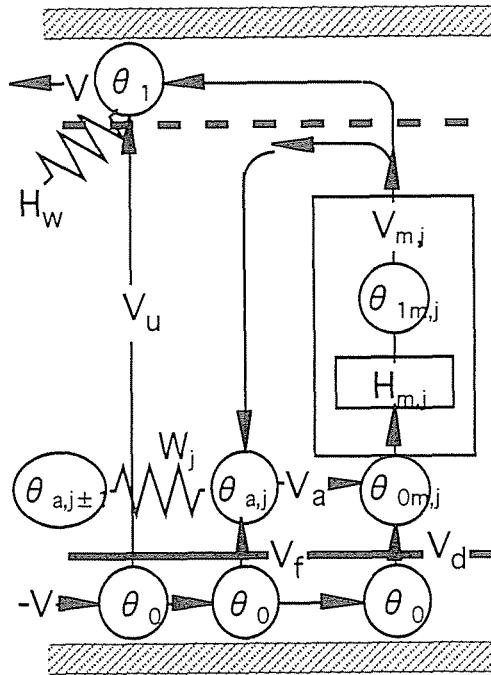


図 3.4 $\kappa_m \leq 1/\eta_v$ の場合のモデル

$$c_p \rho V_{m,j} (\theta_{0m,j} - \theta_{1m,j}) + H_{m,j} = 0 \quad (3.8)$$

$$c_p \rho V_{a,j} (\theta_{a,j} - \theta_{0m,j}) + c_p \rho V_{d,j} (\theta_0 - \theta_{0m,j}) = 0 \quad (3.9)$$

$$c_p \rho V_{r,j} (\theta_{1m,j} - \theta_{a,j}) + c_p \rho V_{f,j} (\theta_0 - \theta_{a,j}) + W_j (\theta_{a,j-1} - \theta_{a,j}) + W_j (\theta_{a,j+1} - \theta_{a,j}) = 0 \quad (3.10)$$

$$c_p \rho V (\theta_0 - \theta_1) + \sum H_{m,j} + H_w = 0 \quad (3.11)$$

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^⑩ $\kappa_m = V/V_m$ 、有効な空調給気量に対する機器下部からの空調給気量 V_d の比を機器下部の風量比 $\kappa_d = V_d / (V_d + V_f)$ と定義する。また、空調気流方式の排熱効率 η_v を次式とする。

$$\eta_v = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\theta_{1m,j} - \theta_0} \quad (3.12)$$

一方、各部の流量を機器換気量 V_m を基準に表すと次式となる。

$$\left\{ \begin{array}{l} V = V_d + V_f + V_u \\ V_{m,j} = V_{d,j} + V_{f,j} + V_{r,j} \\ V_{a,j} = (1 - \kappa_{d,j} \kappa_{m,j} \eta_v) V_{m,j} \\ V_{d,j} = \kappa_{d,j} \kappa_{m,j} V_{m,j} \eta_v \\ V_{f,j} = (1 - \kappa_{d,j}) \kappa_{m,j} V_{m,j} \eta_v \\ V_{r,j} = (1 - \kappa_{m,j} \eta_v) V_{m,j} \\ V_{u,j} = (1 - \eta_v) \kappa_{m,j} V_{m,j} \end{array} \right. \quad (3.13)$$

(3.8)-(3.11)式からなる連立方程式と(3.13)式を用い、各点の温度と機器下部の風量比 κ_{dj} との関係を探めると以下となる。

1) 機器冷却空気温度差

$$\theta_{0m,j} - \theta_0 = \frac{H_{m,j}(1 - \kappa_{m,j} \eta_v) + W_j(\theta_{a,j-1} + \theta_{a,j+1} - 2\theta_0)}{c_p \rho V_{m,j} \kappa_{m,j} \eta_v + \frac{2W_j}{(1 - \kappa_{d,j} \kappa_{m,j} \eta_v)}} \quad (3.14)$$

2) 機器吹出し温度差

$$\theta_{1m,j} - \theta_0 = \theta_{0m,j} + \frac{H_{m,j}}{c_p \rho V_{m,j}} \quad (3.15)$$

3) 機器再循環温度差

$$\theta_{a,j} - \theta_0 = \frac{H_{m,j}(1 - \kappa_{m,j} \eta_v) + W_j(\theta_{a,j-1} + \theta_{a,j+1} - 2\theta_0)}{c_p \rho V_{m,j} \kappa_{m,j} \eta_v (1 - \kappa_{d,j} \kappa_{m,j} \eta_v) + 2W_j} \quad (3.16)$$

4) 送風温度差

$$\theta_1 - \theta_0 = \frac{\sum H_{m,j} + H_w}{c_p \rho V} \quad (3.17)$$

5) 機器下部の風量比

$$\kappa_{d,j} = \left(1 - \frac{\theta_{0m,j} - \theta_0}{\theta_{a,j} - \theta_0}\right) \frac{1}{\kappa_{m,j} \eta_v} \quad (3.18)$$

$$\kappa_d = \left(1 - \frac{\overline{\theta_{0m,j}} - \theta_0}{\overline{\theta_{a,j}} - \theta_0}\right) \frac{1}{\overline{\kappa_{m,j}} \eta_v}$$

もし、各機器の発熱量 $H_{m,j}$ 、機器換気量 $V_{m,j}$ 、空調給気量 $V_{d,j}, V_{f,j}$ 、などが全て同一で、水平方向の熱移動がないものと考えたと $W_j=0$ となり、(3.14)~(3.18)式は次式となる。

1) 機器冷却空気温度差

$$\theta_{0m} - \theta_0 = \frac{H_m (1 - \kappa_m \eta_v)}{c_p \rho V_m \kappa_m \eta_v} \quad (3.19)$$

2) 機器吹出し温度差

$$\theta_{1m,j} - \theta_0 = \frac{H_{m,j}}{c_p \rho V_{m,j} \kappa_m \eta_v} \quad (3.20)$$

3) 機器再循環温度差

$$\theta_a - \theta_0 = \frac{H_m (1 - \kappa_m \eta_v)}{c_p \rho V_m \kappa_m \eta_v (1 - \kappa_d \kappa_m \eta_v)} \quad (3.21)$$

4) 送風温度差

$$\theta_1 - \theta_0 = \frac{\sum H_{m,j} + H_w}{c_p \rho V} \quad (3.22)$$

5) 機器下部の風量比

$$\kappa_d = \left(1 - \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_a - \theta_0}\right) \frac{1}{\kappa_m \eta_v} \quad (3.23)$$

さらに、各部の温度を機器冷却空気温度差 $\theta_{0m} - \theta_0$ 、機器吹出し温度差 $\theta_{1m} - \theta_0$ 、機器再循環温度差 $\theta_a - \theta_0$ を空調機の送風温度差 $\theta_1 - \theta_0$ で除して温度差比で無次元化すると次式で表される。

1) 機器冷却空気温度差比

$$m_{0m} = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{1 - \kappa_m \eta_v}{\eta_v} \quad (3.24)$$

2) 機器吹出し温度差比

機器吹出し温度差比は排熱効率 η_v の逆数となる。

$$m_{1m} = \frac{\theta_{1m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{1}{\eta_v} \quad (3.25)$$

3) 機器再循環温度差比

$$m_a = \frac{\theta_a - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{H_m (1 - \kappa_m \eta_v)}{H_m + \eta_v (1 - \kappa_d \kappa_m \eta_v)} \quad (3.26)$$

3.3.2 換気流量比が $\kappa_m \geq 1/\eta_v$ の場合

換気流量比が $\kappa_m \geq 1/\eta_v$ の場合も同様に、情報処理機器周辺の各点において、機器冷却空気温度 θ_{0m} 、機器吹出し温度 θ_{1m} 、機器再循環温度 θ_a 、空調還気温度 θ_1 を未知数とした以下の熱平衡式が成り立つ (図 3.5)。

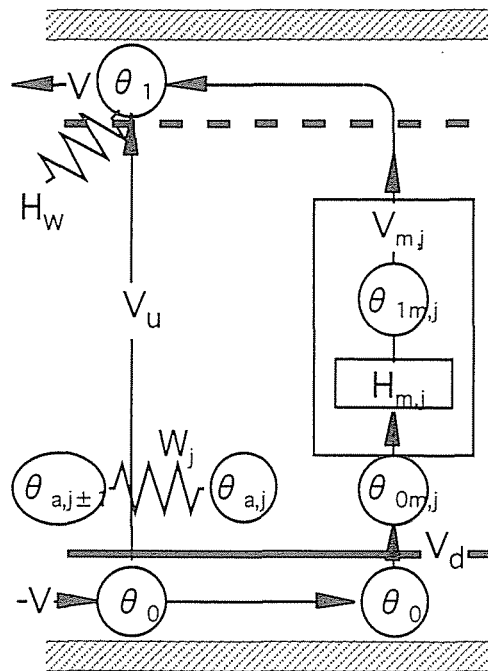


図 3.5 $\kappa_m \geq 1/\eta_v$ の場合のモデル

$$c_p \rho V_{m,j} (\theta_{0m,j} - \theta_{1m,j}) + H_{m,j} = 0 \quad (3.27)$$

$$\theta_{0m,j} - \theta_0 = 0 \quad (3.28)$$

$$\theta_{a,j} - \theta_0 = 0 \quad (3.29)$$

$$c_p \rho V (\theta_0 - \theta_1) + \sum H_{m,j} + H_w = 0 \quad (3.30)$$

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 $\kappa_m = V/V_m$ は同じとなるが、機器換気量 V_m と同量の空調給気量 V_d が機器下部から供給されることとなる。この時、各部の流量を機器換気量 V_m を基準に表すと次式となる。

$$\left. \begin{aligned} V &= V_d + V_f + V_u \\ V_{m,j} &= V_{d,j} \\ V_{a,j} &= 0 \\ V_{d,j} &= \kappa_{d,j} \kappa_{m,j} V_{m,j} \eta_v \\ V_{f,j} &= 0 \\ V_{r,j} &= 0 \\ V_{u,j} &= (1 - \eta_v) \kappa_{m,j} V_{m,j} \end{aligned} \right\} \quad (3.31)$$

(3.27)-(3.30)の連立方程式と(3.31) 式の条件を用い、各点の温度と機器下部の風量比 κ_{dj} との関係を求めると以下となる。

1) 機器冷却空気温度差

$$\theta_{0m,j} - \theta_0 = 0 \quad (3.32)$$

2) 機器吹出し温度差

$$\theta_{1m,j} - \theta_0 = \theta_{0m,j} + \frac{H_{m,j}}{c_p \rho V_{m,j}} \quad (3.33)$$

3) 機器再循環温度差

$$\theta_{a,j} - \theta_0 = 0 \quad (3.34)$$

4) 送風温度差

$$\theta_1 - \theta_0 = \frac{\sum H_{m,j} + H_w}{c_p \rho V} \quad (3.35)$$

5) 機器下部の風量比

$$\begin{aligned}\kappa_{d,j} &= \left(1 - \frac{\theta_{0m,j} - \theta_0}{\theta_{a,j} - \theta_0}\right) \frac{1}{\kappa_{m,j} \eta_v} \\ \kappa_d &= \left(1 - \frac{\overline{\theta_{0m,j}} - \theta_0}{\theta_{a,j} - \theta_0}\right) \frac{1}{\kappa_{m,j} \eta_v}\end{aligned}\tag{3.36}$$

もし、各機器の発熱量 $H_{m,j}$ 、機器換気量 $V_{m,j}$ 、空調給気量 $V_{d,j}, V_{i,j}$ 、などが全て同一で、水平方向の熱移動がないものと考えたと $W_j=0$ となり、(3.32)~(3.36)式は次式となる。

1) 機器冷却空気温度差

$$\theta_{0m} - \theta_0 = 0\tag{3.37}$$

2) 機器吹出し温度差

$$\theta_{1m} - \theta_0 = \frac{H_m}{c_p \rho V_m}\tag{3.38}$$

3) 機器再循環温度差

$$\theta_a - \theta_0 = 0\tag{3.39}$$

4) 送風温度差

$$\theta_1 - \theta_0 = \frac{\sum H_{m,j} + H_w}{c_p \rho V}\tag{3.40}$$

5) 機器下部の風量比

$$\kappa_d = 1\tag{3.41}$$

この時、排熱効率 η_v は(3.12)式に(3.38)、(3.40)式を代入することにより、次式となる。

$$\eta_v = \frac{\sum H_{m,j} + H_w}{\kappa_m \sum H_{m,j}}\tag{3.42}$$

$$\eta_v = \frac{1}{\kappa_m}, \quad \text{ただし、} H_w \ll \sum H_{m,j}\tag{3.43}$$

さらに、各部の温度を機器冷却空気温度差 $\theta_{0m} - \theta_0$ 、機器吹出し温度差 $\theta_{1m} - \theta_0$ 、機器再循環温度差 $\theta_a - \theta_0$ を空調機の送風温度差 $\theta_1 - \theta_0$ で除して温度差比で無次元化すると次式で表される。

1) 機器冷却空気温度差比

$$m_{0m} = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = 0 \quad (3.44)$$

2) 機器吹出し温度差比

$$\begin{aligned} m_{1m} &= \frac{\theta_{1m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \\ &= \frac{1}{\eta_v} = \kappa_m \end{aligned} \quad (3.45)$$

3) 機器再循環温度差比

$$m_a = \frac{\theta_a - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = 0 \quad (3.46)$$

(c) 各パラメータの特性

以上のモデルを想定すると、外壁負荷が無視できる場合、排熱効率 η_v 、機器冷却空気温度差比 m_{0m} 、機器吹出し温度差比 m_{1m} 、機器再循環温度差比 m_a は、図 3.6 に示す傾向となる。縦軸の 0 は空調給気温度 θ_0 を示し、また、縦軸の 1 は空調還気温度 θ_1 を示している。まず、この図から、機器吹出し温度差 m_{1m} と排熱効率 η_v は逆数の関係にあり、機器吹出し温度差 m_{1m} は、換気流量比が $\kappa_m < \eta_v$ の領域で $m_{1m} = 1/\eta_v$ となり、換気流量比が $\kappa_m > \eta_v$ の領域で $m_{1m} = \kappa_m$ となることがわかる。

一方、機器冷却空気温度 m_{0m} は、換気流量比 κ_m の増加に伴い直線的に低下し、 $\kappa_m \geq \eta_v$ で $m_{0m} = 0$ となる。

機器再循環温度差比 m_a は、機器下部の風量比 κ_d の値により傾向が変わる。図 3.7 に機器下部の風量比 κ_d を変化させた場合の機器再循環温度差比 m_a を示す。この図から、機器下部の風量比が $\kappa_d = 0$ の場合、 $m_a = m_{0m}$ となるが、 κ_d の増加に伴い、 m_a は換気流量比 κ_m の増加に伴い、低下の傾向が緩慢となる。 $\kappa_d = 1$ の場合、換気流量比が $\kappa_m < \eta_v$ の領域で、機器再循環温度差比は $m_a = 1/\eta_v$ となり、 $\kappa_m \geq \eta_v$ の領域で $m_a = 0$ になる。しかし、実際の現象ではこの様に明確な変化はないものと考えられる。

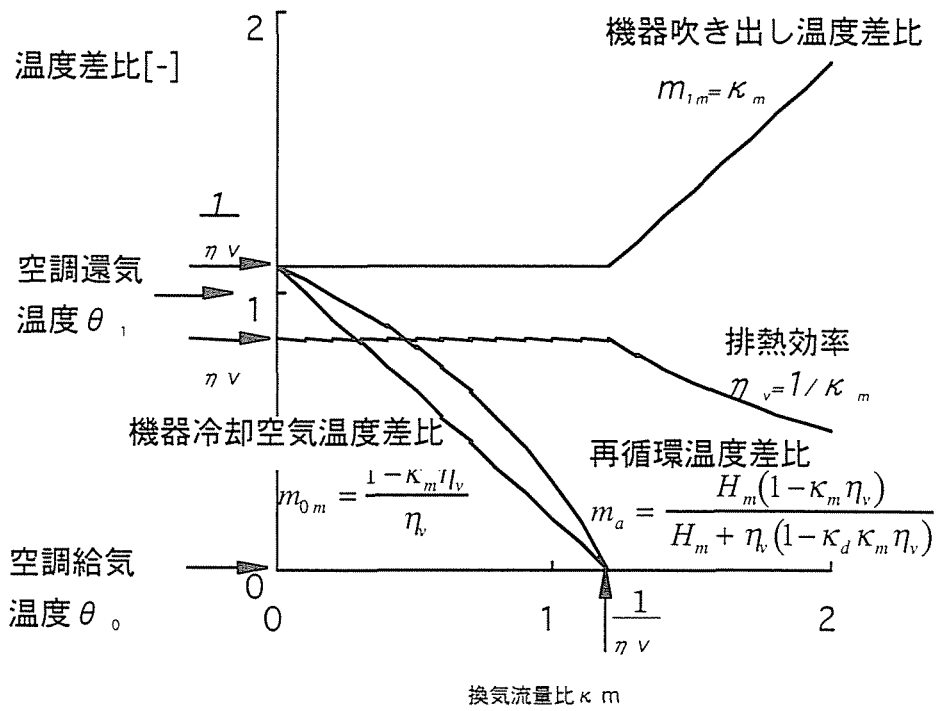


図 3.6 換気流量比と各パラメータの関係

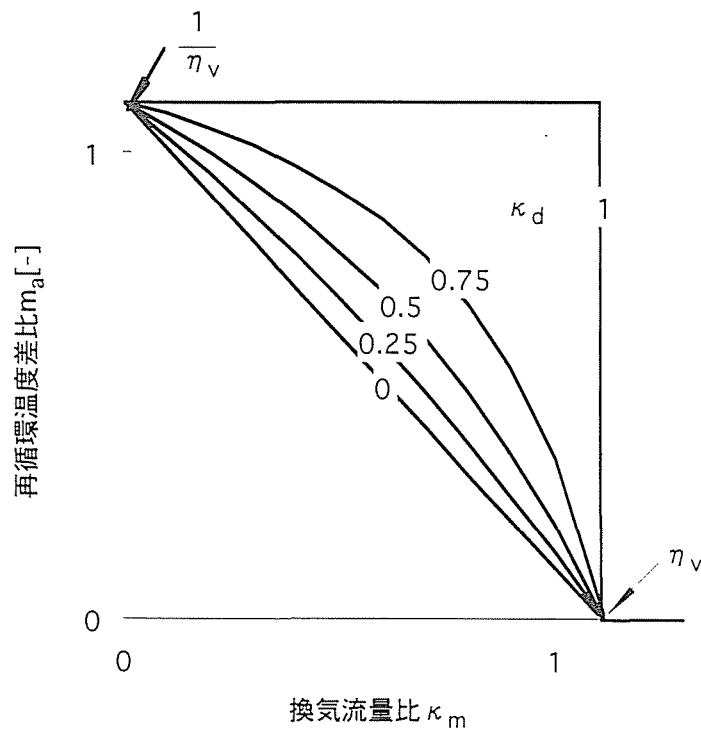


図 3.7 換気流量比と再循環温度差比の関係

3.4 小規模実験による検証

室内空気再循環気流方式における各部の温度の解析モデルを検証するため、実大規模の2台の模擬機器を用い小規模な実験を行った結果について述べる^{[50],[57]}。

3.4.1 実験設備の概要

図3.8に実験設備の概要を示す。温度が制御できる人工気候室内部に情報処理室を模擬した床面積2400[mm]×2400[mm]、高さ2400[mm]の試験室を設置した。試験室は二重床およびプレナム天井を有しており、二重床吹出し・天井吸込みの空調気流方式が実施できる。二重床内には、送風機を用い温度制御された人工気候室の空気を送風した。風量はベルマウス式流量計を用いて計測し、その値を空調給気量とした。試験室内に2台の情報処理機器を模擬した機器を設置した。模擬機器には容量調整できる電気ヒータ0~2[kW]とファンユニット800~2000[m³/h]を設けた。模擬機器下部の二重床には開口面積が調整できる機構を設け、二重床内からの空調給気量を調整した。

表3.1に測定項目および測定方法を示す。実験は人工気候室の室温および模擬機器の換気量を一定に保ち、模擬機器の発熱量、空調給気量、二重床の開口面積を実験パラメータとし、試験室内の温度がほぼ一定となった時点で各部の温度を計測した。なお、試験室の熱損失係数は、空調給気量が0の状態でも模擬機器を発熱させ、その発熱量と試験室内外温度差の関係から求めた。また、模擬機器の換気量はその上部に高さ600[mm]のダクトを設置し、ダクト端面での風速を熱線風速計で測定し、その算術平均値とダクト断面積から求めた。

3.4.2 実験パターン

室内空気再循環気流方式での換気流量比と各部の温度の関係について検証するため、2台の模擬機器を同一の条件に設定し実験を行った。表3.2に実験パターンを示す。

表 3.1 測定項目および測定方法

測定項目	点数	測定方法
試験室内温度	68	T型熱電対 高さ 300,600,1200,1800,2100[mm]
空調還気温度	1	T型熱電対
空調給気温度	1	T型熱電対
機器吹出し温度	6	T型熱電対、各機器3点の算術平均
機器冷却空気温度	6	T型熱電対、各機器3点の算術平均
機器再循環温度	6	T型熱電対、各機器3点の算術平均
人工気候室内温度	1	T型熱電対
空調給気量	1	ベルマウス風量計

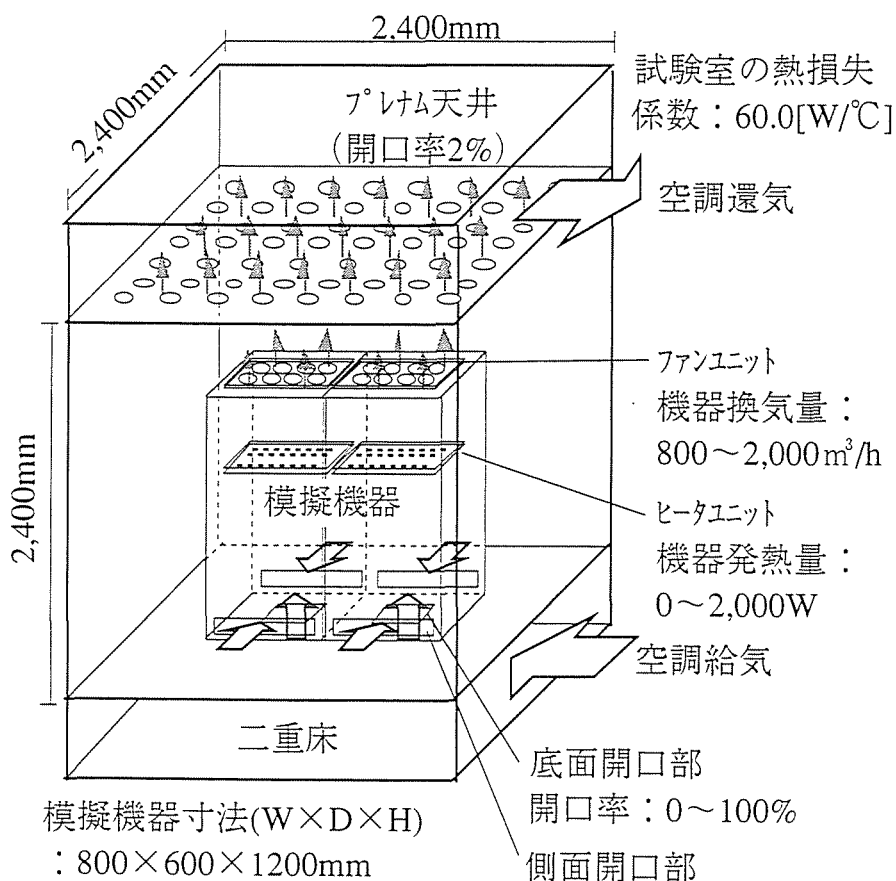


図 3.8 実験設備の概要

表 3.2 実験パターン

実験パターン	模擬機器 発熱量 [W]		模擬機器 換気量 [m ³ /s]		空調給気量 [m ³ /s]		換気流量比 κ_m [-]		空調給気 温度 [°C]	空調還気 温度 [°C]	送風温度 差 [°C]
	Hm1	Hm2	Vm1	Vm2	V1	V2	κ_{m1}	κ_{m2}	θ_0	θ_1	$\theta_1 - \theta_0$
①-1	674		0.28		0.28	1.00			20.6	23.2	2.6
①-2					0.21	0.75			20.5	23.6	3.1
①-3					0.14	0.50			20.4	24.6	4.2
①-4					0.07	0.25			20.5	27.9	7.4
②-1	1349		0.28		0.28	1.00			20.8	25.4	4.6
②-2					0.21	0.75			20.7	26.4	5.7
②-3					0.14	0.50			20.8	28.8	8.0
②-4					0.07	0.25			21.4	33.5	12.1
③-1	2023		0.28		0.28	1.00			20.7	27.2	6.5
③-2					0.21	0.75			20.6	29.1	8.5
③-3					0.14	0.50			21.0	32.0	11.0
③-4					0.07	0.25			21.6	38.4	16.8
④-1	2678		0.28		0.28	1.00			20.4	29.3	8.9
④-2					0.21	0.75			20.5	31.6	11.1
④-3					0.14	0.50			20.9	36.0	15.1
④-4					0.07	0.25			21.7	44.2	22.5
⑤-1	3327		0.28		0.28	1.00			20.1	31.4	11.3
⑤-2					0.21	0.75			20.2	34.7	14.5
⑤-3					0.14	0.50			20.3	40.1	19.8
⑤-4					0.07	0.25			19.6	50.4	30.8

注：インデックス₁、₂は機器の番号を示す

3.4.3 実験結果と考察

(a) 排熱効率

各実験における測定結果から(3.12)式を用い試験室の排熱効率 η_v を求め図 3.9 に示す。この結果、排熱効率 η_v は換気流量比 κ_m の変化によらず一様の傾向を示し、その算術平均は 0.95 と 1 に近い。試験室が小さなこと、また発熱量に対応して空調給気を供給しているため、1 に近いものと考えられる。排熱効率 η_v は、機器吹出し温度差比 m_{im} の逆数となることから、機器吹出し温度差比 m_{im} も換気流量比 κ_m の変化によらず一様となる。実験結果にばらつきが見られるのは、換気流量比 κ_m が変わることにより二重床から吹出される風量分布が変化し、室内の気流パターンに影響を与えること、機器吹出し温度の測定誤差などが原因と考えられる。排熱効率 η_v は、室形状、機器発熱量と空調給気量のバランスなど各条件により定まるパラメータと考えられる。

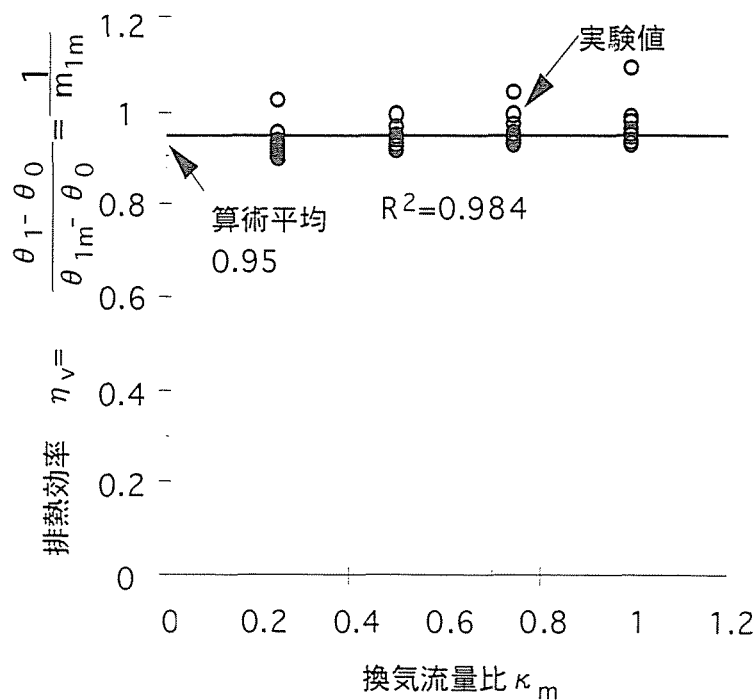


図 3.9 換気流量比と排熱効率の関係

(b) 機器冷却空気温度差比

図 3.10 に機器冷却空気温度差比 m_{0m} の測定値と、(3.24)式を用い求めた計算値を示す。この結果、機器冷却空気温度差比 m_{0m} は換気流量比 κ_m の増加に伴い減少傾向を示し、 $\kappa_m=1/\eta_v$ で $m_{0m}=0$ となる。多少ばらつきが見られるのは、解析モデルにおいて、試験室の壁体負荷を室内の各部の温度に反映させなかったためと、各部の温度の測定誤差が原因と考えられる。しかし、計算結果は実験結果を良く表現しているといえる。

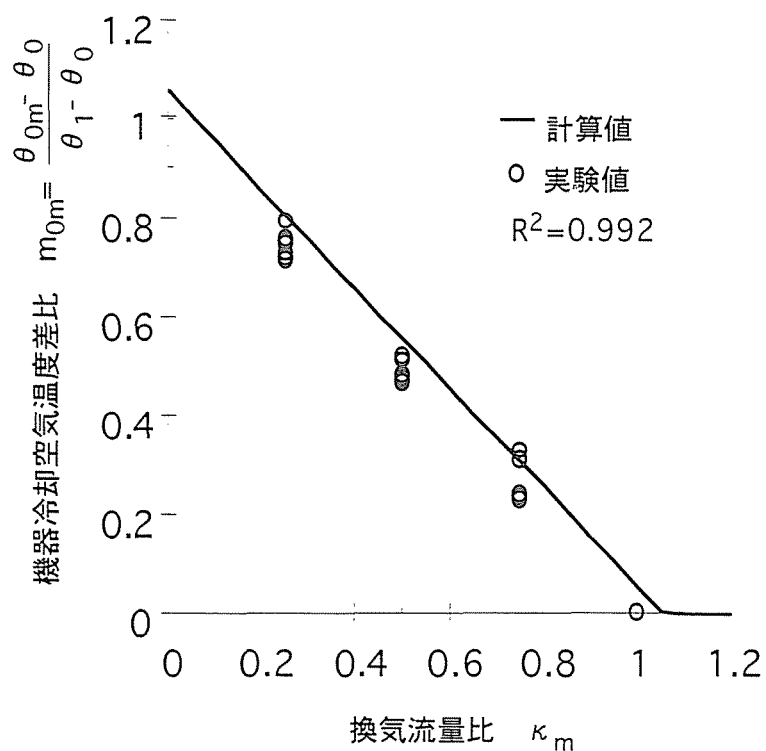


図 3.10 換気流量比と機器冷却空気温度差比の関係

(c) 機器下部の風量比

実験結果から得られた各部の温度および排熱効率 η_v を(3.18)式に代入し、機器下部の風量比 κ_d を求め、換気流量比 κ_m との関係を図 3.11 に示す。その結果、機器下部の風量比 κ_d は、換気流量比 κ_m の増加に伴い増大する。これは、機器下部からの空調給気量 V_d は開口前後の圧力差の約 1/2 乗に比例して吹き出されるのに対し、機器下部以外からの空調給気量 V_f は二重床の隙間を通過してくるため、圧力差の 1/2 乗ではなく、むしろ圧力差に比例して吹出されるものと考えられる。したがって、各空調給気量の吹出し経路の違いが機器下部からの空調給気量 V_d の値を決定しているものと考えられる。

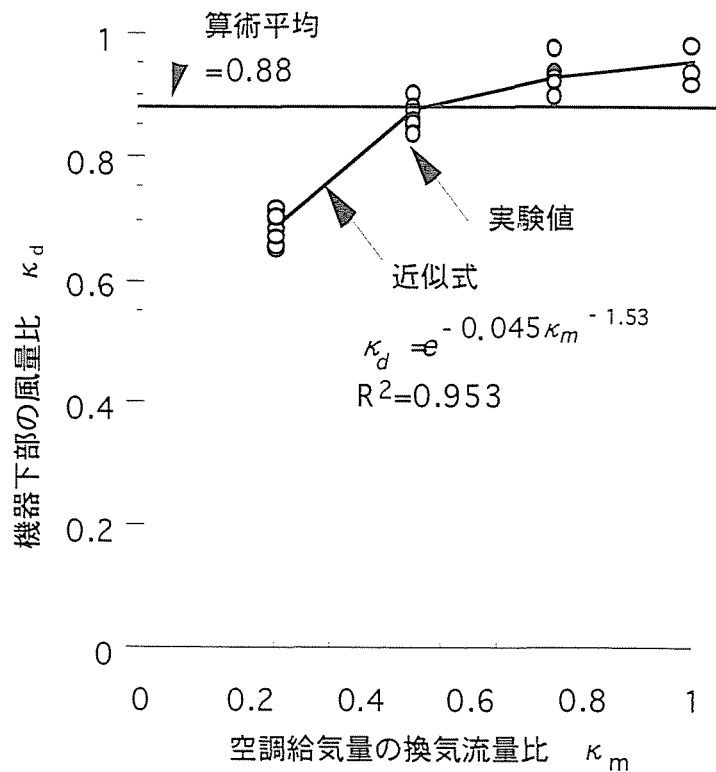


図 3.11 換気流量比と機器下部の風量比の関係

(d) 機器再循環温度差比

図 3.12 に機器再循環温度差比 m_a の実験値と(3.26)式から求めた計算値を示す。計算結果は機器下部の風量比 κ_d の変化を考慮した場合と、実験から得られた κ_d の平均値を用いた場合の双方を示した。この結果、機器再循環温度差比 m_a は換気流量比 κ_m の増加に伴いやや減少傾向となり、 κ_m が 1 に近づくにつれて急激に減少する。 κ_d の変化を考慮することにより実験と計算結果の寄与率 R^2 は高くなる。しかし、今回の実験範囲において κ_d に実験結果の平均値を用いても計算結果は実験結果を良く表現しているといえる。一方、 $\kappa_m=1$ に近くなると、機器再循環温度差比 m_a の実験結果はばらつきが大きくなっている。これは $\kappa_m=1$ に近くなること、すなわち機器換気量と空調給気量が同程度になると、機器から吹出された空気の再循環量が少なくなるため、機器再循環温度差比 m_a は各風量のバランスによって変化し易くなるものと考えられる。

以上の結果から、今回の実験範囲において換気流量比を用いた室内空気再循環気流方式の解析モデルは各部の温度の実験結果を概ね良く表現しているといえる。

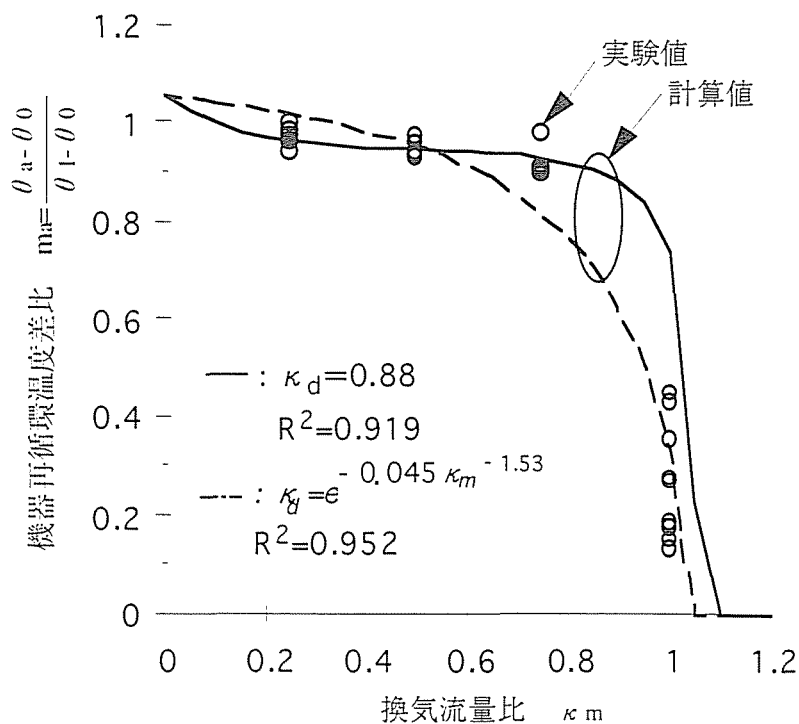


図 3.12 換気流量比と再循環温度差比の関係

3.5 大規模実験による検証

各機器の発熱量と空調給気量が対応せず、空調給気不整合が生じた場合について、各部の温度の解析モデルを検証するため、実大規模の20台の模擬機器を用い実験を行った結果を述べる^{[50], [61], [62]}。

3.5.1 実験設備と実験パターン

実験設備および実験パターンは2.3.1および2.3.2に示したものと同一である。実験パターンを表3.3に再掲する。

表 3.3 実験パターン

実験パターン	機器発熱量 [W]	機器換気量 [m ³ /s]	空調給気量 [m ³ /s]	換気流量比 κ_m [-]	空調給気温度 [°C]	空調還気温度 [°C]	送風温度差 [°C]
①-1	39,000 均一 発熱	0.389 ×20[台]	2.45	0.32	30.9	43.2	12.3
①-2			3.50	0.45	33.8	42.4	8.6
①-3			4.57	0.59	37.6	44.2	6.6
①-4			5.69	0.73	37.6	42.9	5.3
①-5			7.45	0.96	34.4	38.4	4.1
①-6			10.84	1.39	31.7	34.5	2.8
②-1	39,000 不均一 発熱	0.389 ×20[台]	2.37	0.30	30.0	42.6	12.7
②-2			3.55	0.46	35.3	43.8	8.5
②-3			4.59	0.59	35.4	42.0	6.6
②-4			6.53	0.84	32.8	37.4	4.6
②-5			8.19	1.05	30.9	34.6	3.7
②-6			10.84	1.39	32.1	34.9	2.8

3.5.2 実験結果と考察

(a) 排熱効率

各実験における温度の測定結果から(3.12)式を用い実験室の排熱効率 η_v を求め図3.13に示す。この図から、 η_v は均一発熱および不均一発熱の結果ともほぼ同一の傾向を示し、換気流量比 κ_m の増加に伴い減少傾向となることがわかる。これは、 κ_m の増加に伴い二重床から供給された空調給気量が機器の冷却に寄与しないまま空調還気になるためと考えられる。解析モデルでは、排熱効率 η_v は換気流量比が $\kappa_m < 1/\eta_v$ の場合、換気流量比 κ_m の値に関わらず、一定の値になるものとしたが、今回の実験では換気流量比が $\kappa_m < 1/\eta_v$ の場合でも κ_m の増加に伴い減少する傾向が見られ

る。これは、大規模実験で使用した模擬発熱機器下部の風量調整器にダンパを用いたため、図 3.14 に示すように、風量調整器から吹出された空調給気の一部が機器下部のフレーム当たり、機器に直接吸い込まれず機器間の隙間を通り機器上部から吹出されたのが原因と考えられる。

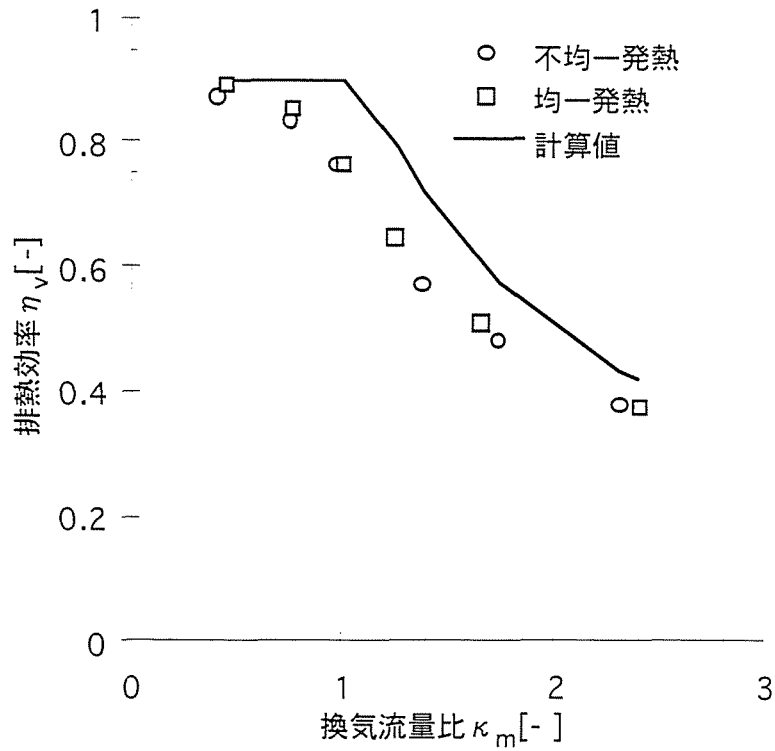


図 3.13 換気流量比と排熱効率の関係

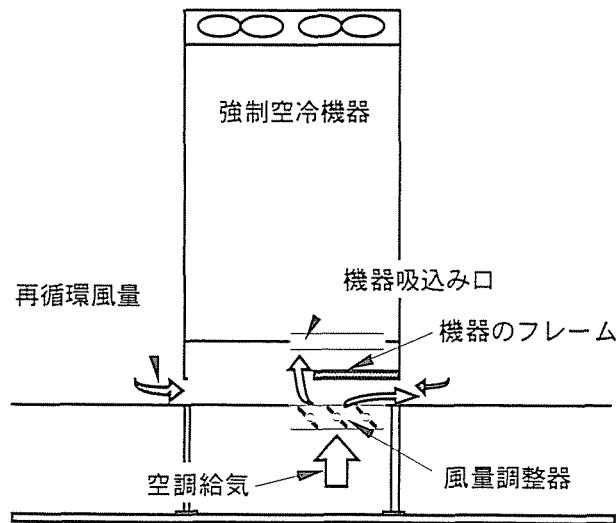


図 3.14 風量調整器回りの概要

(b) 機器下部の風量比

実験結果から得られた各部の温度の結果および機器発熱量の条件を(3.18)式に代入し機器下部の風量比 κ_d を求め図 3.15 に示す。その結果 κ_d は換気流量比が $\kappa_m < 1$ の領域で κ_m の増加に伴い増大する傾向となるが、換気流量比が $\kappa_m > 1$ の領域で再び減少傾向を示す。解析モデルでは、換気流量比が $\kappa_m > 1/\eta_v$ の領域で $\kappa_d = 1$ になることを想定しているのに対し、実験結果は $\kappa_d =$ 約 0.6 となった。機器下部の風量比は $\kappa_d = V_d / (V_d + V_p)$ の定義からもわかるように、 κ_d は機器の冷却に有効な空調給気量 $(V_d + V_p)$ に対する機器下部からの空調給気量 V_d の比を表していることを考慮すると、機器下部からの空調給気量 V_d が機器に直接吸込まれず、一度機器下部から架間通路へ吹出され、再度、機器に吸込まれていることを意味していると考えられる。多少ばらつきは見られるものの均一発熱の場合と不均一発熱の場合の結果は概ね一致しているものといえる。なお、 κ_d は機器吸込み口の形状、機器フレームの形状など種々の条件により決定されるものと考えられる。

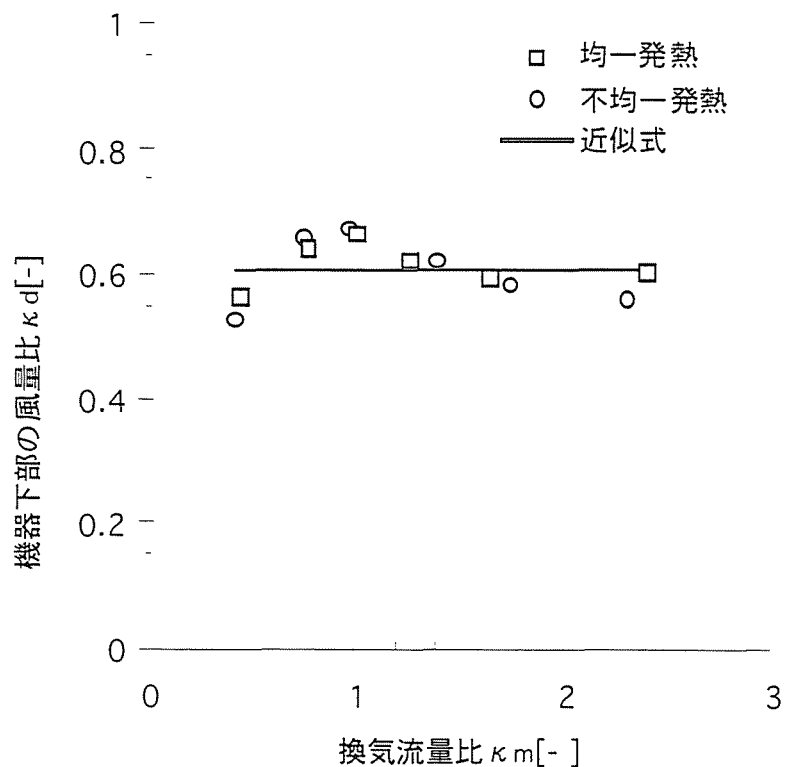


図 3.15 換気流量比と機器下部の風量比の関係

3.5.3 機器吹出し温度不均一率

不均一発熱の場合の機器吹出し温度の測定結果から、(3.1)~(3.2)式を用い、空調給気不整合量 σ'_{im} および機器吹出し温度差の標準偏差 σ_{im} から機器吹出し温度不均一率 ε_{θ} を求め図 3.16 に示す。この図から、換気流量比 κ_m の増加に伴い ε_{θ} は増大するが、増大傾向はしだいに緩慢となることがわかる。これは、換気流量比 κ_m が小さくなると再循環量が増大し、室内の水平方向の熱移動が促進するためと考えられる。

実験結果から近似式を求めた結果、次の近似式が得られた。寄与率は ($R^2=0.993$) と 1 に近く、近似式としては妥当と考えられる。

$$\kappa_d = 0.85e^{-0.16\kappa_m^{-1.97}}, \quad R^2 = 0.992 \quad (3.47)$$

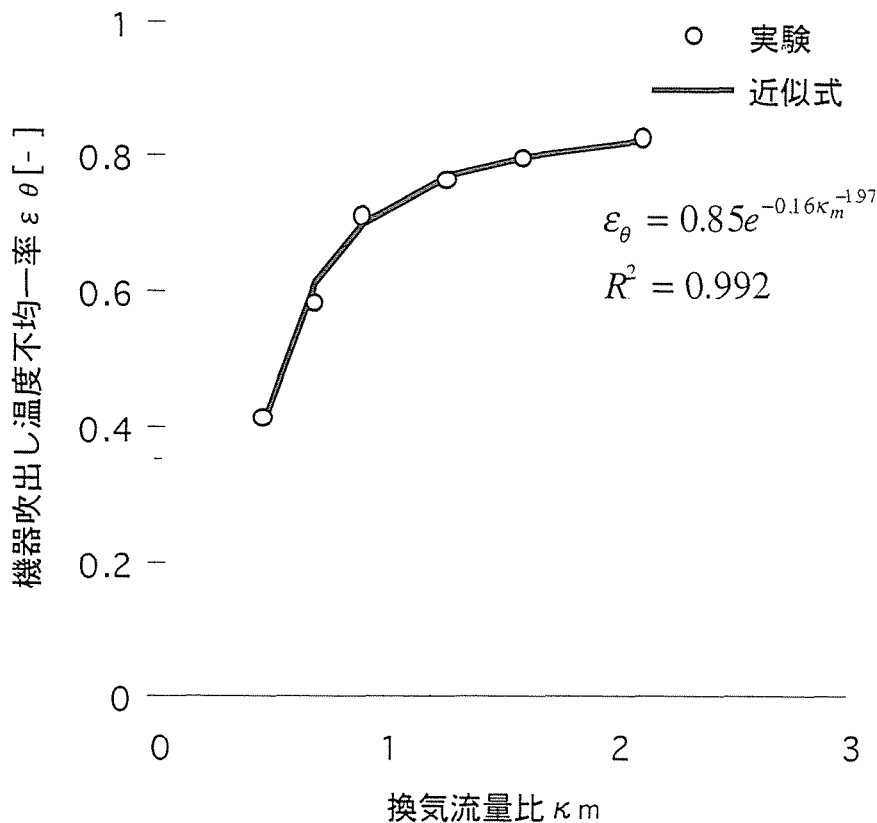


図 3.16 換気流量比と機器吹出し温度不均一率の関係

3.5.4 水平方向の熱移動係数

水平方向の熱移動は隣接するゾーンの再循環温度に比例し、さらに各実験パターン毎、熱移動係数 W_j は 800[mm] 間隔の全ゾーンで一定と考えた。不均一発熱の場合について、隣接する機器の発熱量の差が機器吹出し温度に反映されていることと考え次式を用い W_j を求めた。

$$W_j = \frac{0.5 |H_{m,j} - H_{m,j-1}|}{|\theta_{1m,j} - \theta_{1m,j-1}|} \quad (3.48)$$

各機器毎に求めた W_j から平均値を求め結果を図 3.17 に示す。この図から換気流量比が $\kappa_m > 1$ の領域では、ほぼ一定の値を示すのに対し、換気流量比が $\kappa_m < 1$ の領域では、 κ_m の減少に伴い W_j は増加傾向を示すことがわかる。これは、 κ_m の増加に伴い室内空気の再循環量が減少し水平方向の熱移動量が低下するためと考えられる。今回算出した W_j は、各機器への空調給気量、換気流量比を同一にした条件で得られたものであり、これらの条件が機器個々で異なる場合については、実験で求める必要がある。

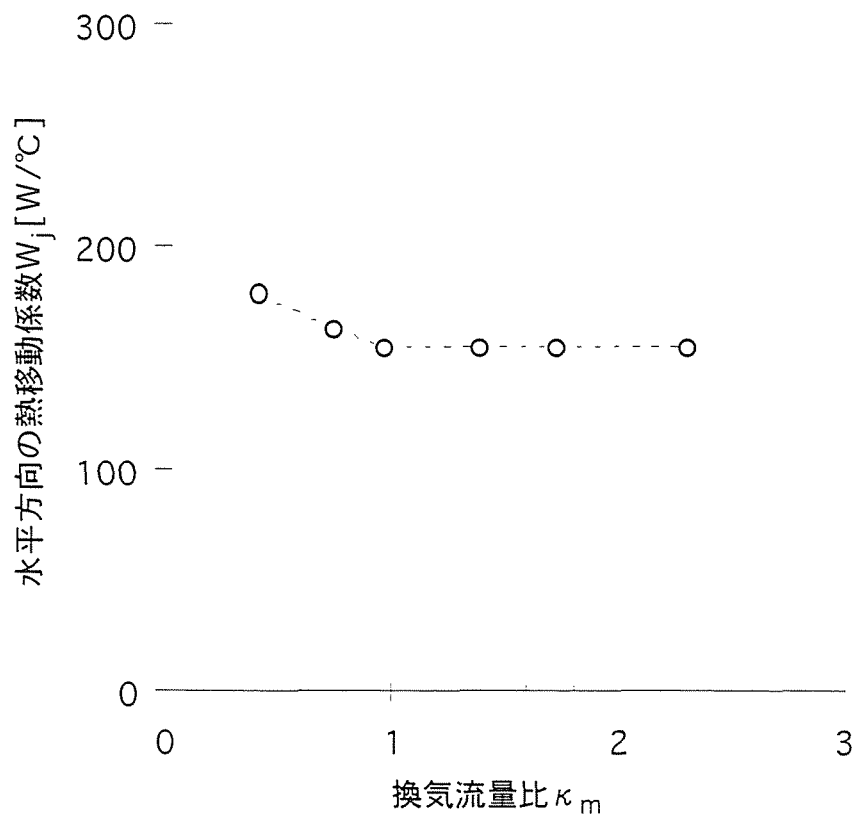


図 3.17 換気流量比と熱移動係数の関係

3.5.5 機器吹出し温度

実験で得られた機器吹出し温度の測定結果から機器吹出し温度差比 m_{im} を求めた。一方、これまでに示した排熱効率 η_v 、機器下部の風量比 κ_d 、水平方向の熱移動係数 W_j の実験結果から近似式を求め、各実験条件における機器吹出し温度差比 m_{im} を求めた。均一発熱の結果を図 3.18 に、不均一発熱の結果を図 3.19 に示す。この図から、実験結果と計算結果は概ね一致し、空調給気不整合に伴う機器吹出し温度差のばらつきを良く再現しているといえる。また、図 3.20 に m_{im} の実験値と計算値の相関を示す。双方ともばらつきが見られるものの寄与率 (R^2) は 1 に近く概ね一致しているものといえる。

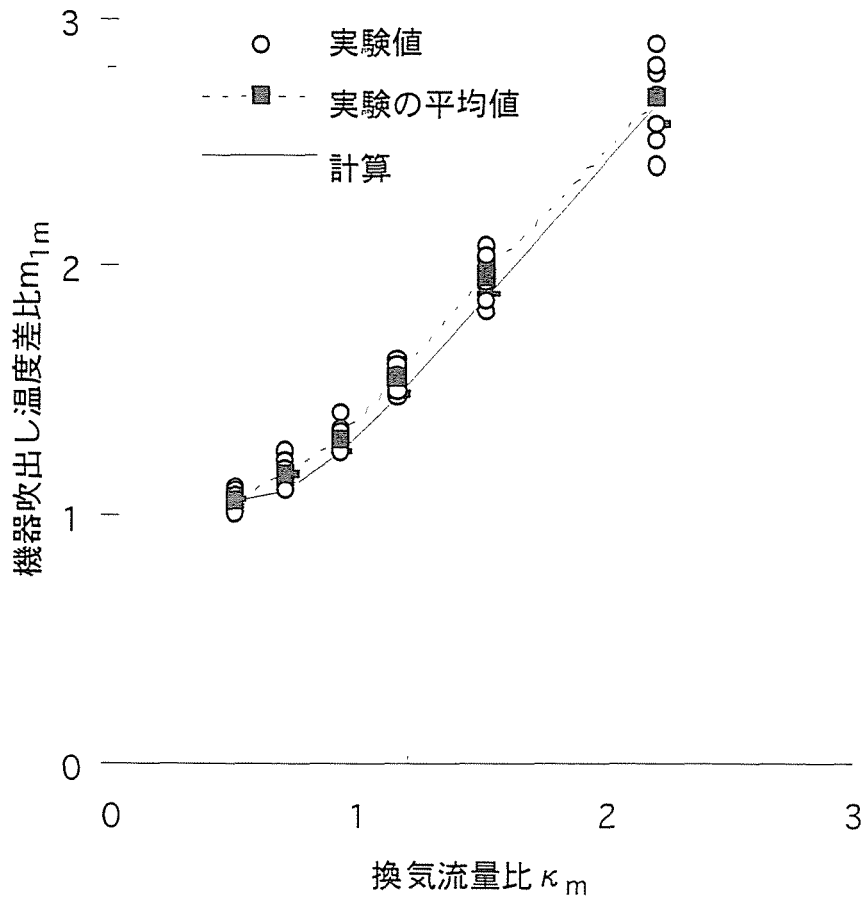


図 3.18 機器吹出し温度差比 (均一発熱の場合)

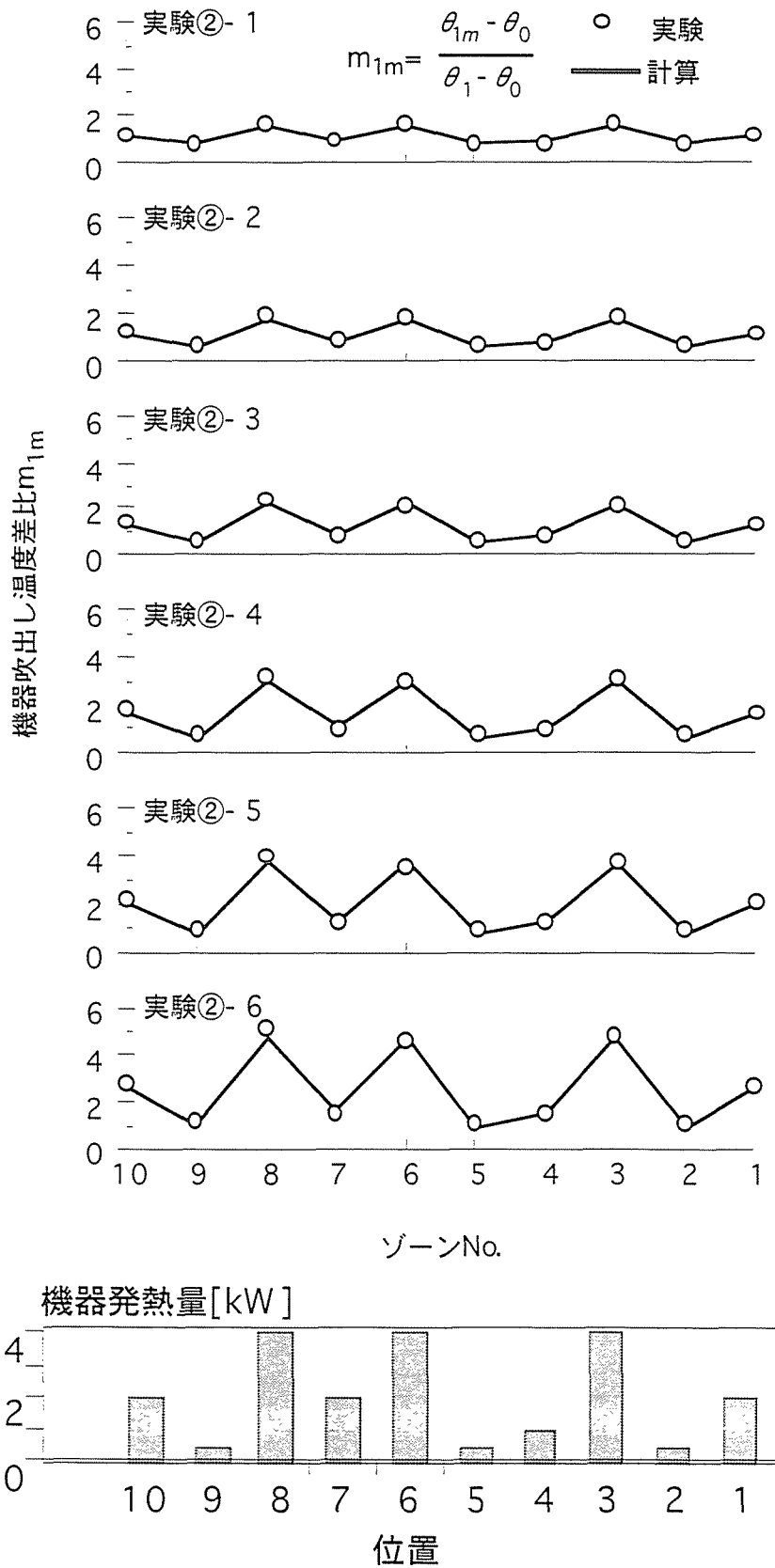


図 3.19 各機器の機器吹出し温度差比 (不均一発熱の場合)

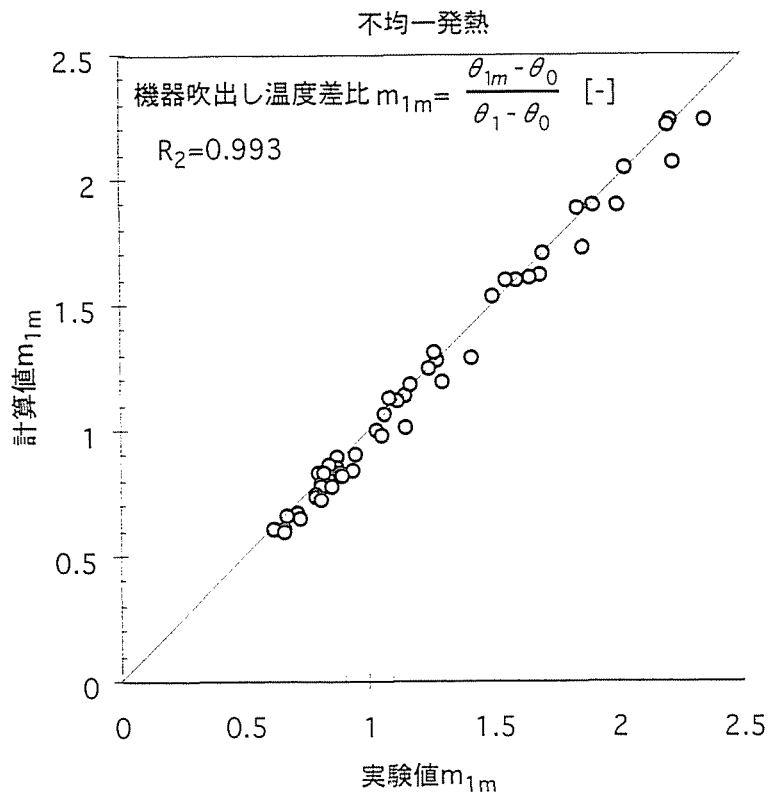
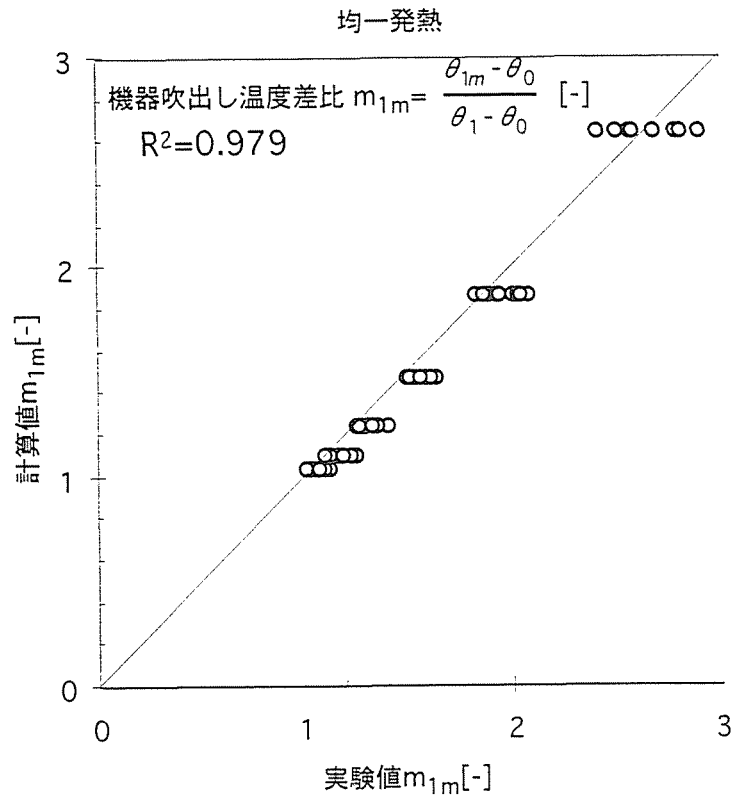


図 3.20 機器吹出し温度差比の実験値と計算値の比較

3.5.6 機器冷却空気温度

実験で得られた機器吹出し温度の測定結果から機器冷却空気温度差比 m_{0m} を求めた。一方、これまでに示した排熱効率 η_v 、機器下部の風量比 κ_d 、水平方向の熱移動係数 W_j の実験結果から近似式を求め、各実験条件における機器吹出し温度差比 m_{0m} を求めた。均一発熱の結果を図 3.21 に、不均一発熱の結果を図 3.22 に示す。この図から、計算結果は実験結果より低い値となったが、換気流量比 κ_m の変化に伴う機器冷却空気温度差比 m_{0m} の変動の傾向を概ね良く再現しているといえる。また、図 3.23 に m_{0m} の実験値と計算値の相関を示す。双方ともばらつきが大きく相関が高いとはいえない結果となった。

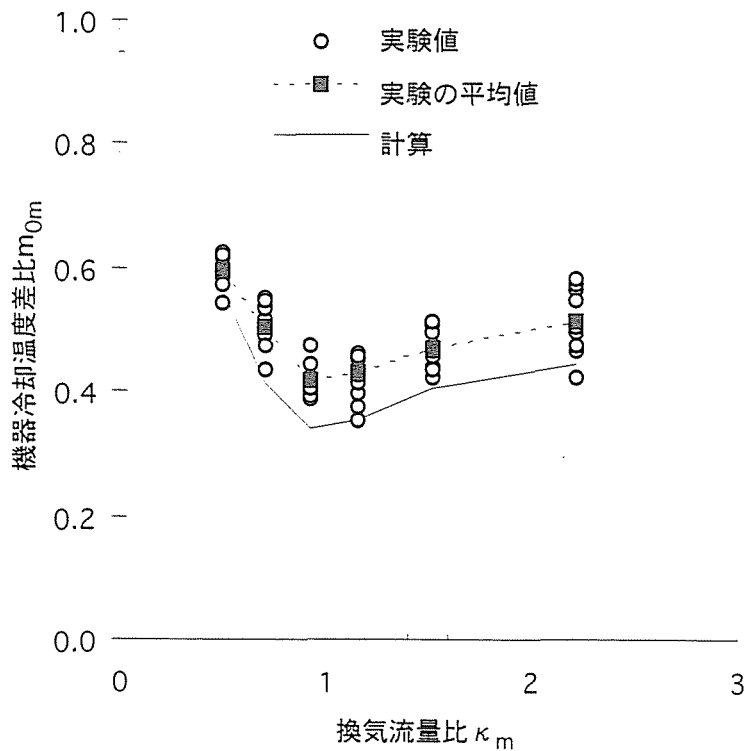


図 3.21 機器冷却空気温度差比 (均一発熱の場合)

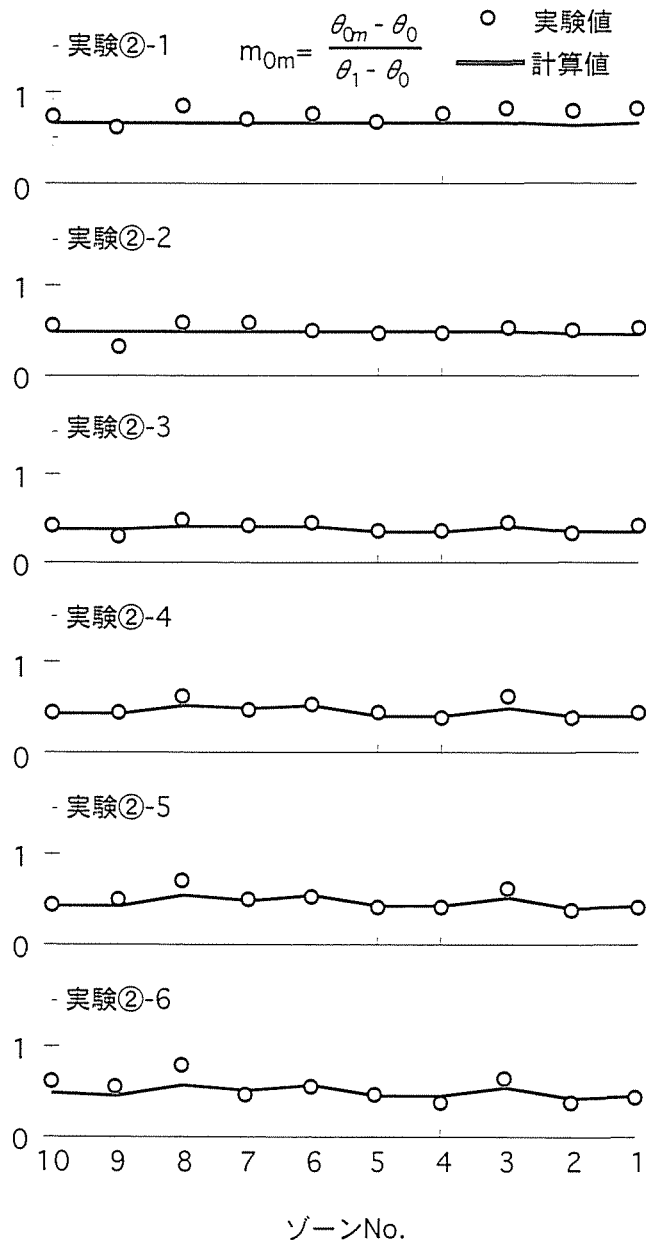


図 3.22 機器冷却空気温度差比（不均一発熱の場合）

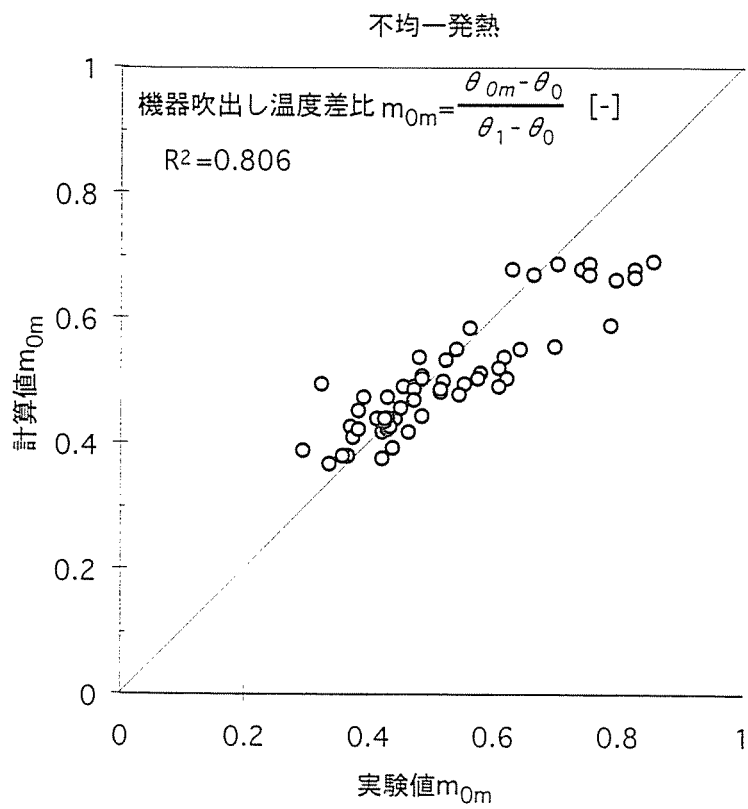
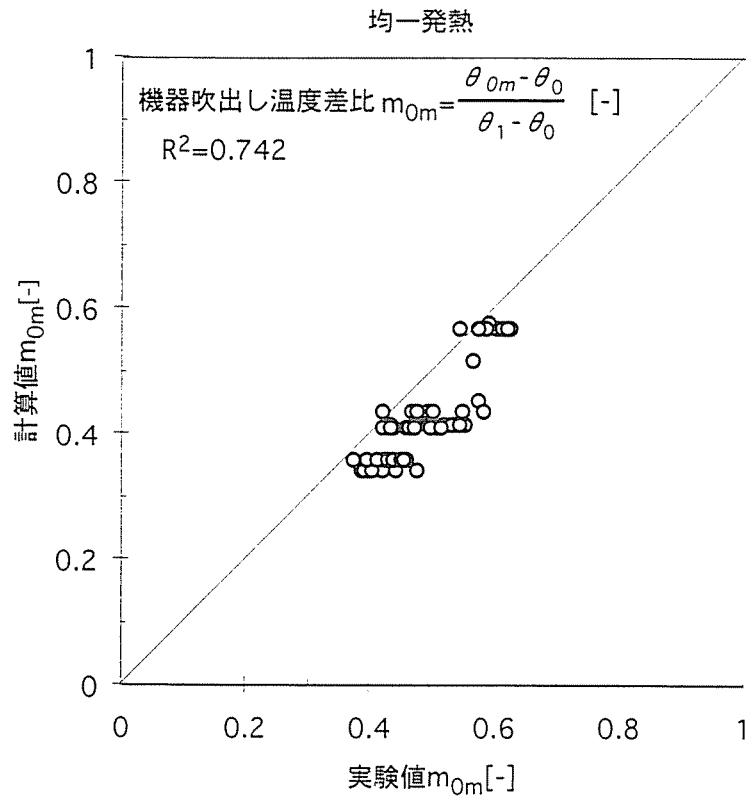


図 3.23 機器冷却空気温度差比の実験値と計算値の比較

3.5.7 再循環温度

実験で得られた機器吹出し温度の測定結果から機器再循環温度差比 m_a を求めた。一方、これまでに示した排熱効率 η_v 、機器下部の風量比 κ_d 、水平方向の熱移動係数 W_j の実験結果から近似式を求め、各実験条件における機器再循環温度差比 m_a を求めた。均一発熱の結果を図 3.24 に、不均一発熱の結果を図 3.25 に示す。この図から、計算結果は実験結果より低い値となったが、換気流量比 κ_m の変化に伴う機器再循環温度差比 m_a の変動の傾向を概ね良く再現しているといえる。また、図 3.26 に m_a の実験値と計算値の相関を示す。換気流量比 κ_m が小さな領域では計算結果と実験結果は良く一致しているのに対し、 κ_m が大きな領域では一致しなくなってくる。これは、換気流量比 κ_m が小さな領域では、再循環が多く機器吹出し温度の空気がそのまま再循環しているのに対し、換気流量比 κ_m が大きな領域では、再循環量が少なくなり、各風量バランスにより機器再循環温度が決定されてしまうためと考えられる。したがって、換気流量比が大きな場合、機器再循環温度を精度良く予測することは困難と考えられる。

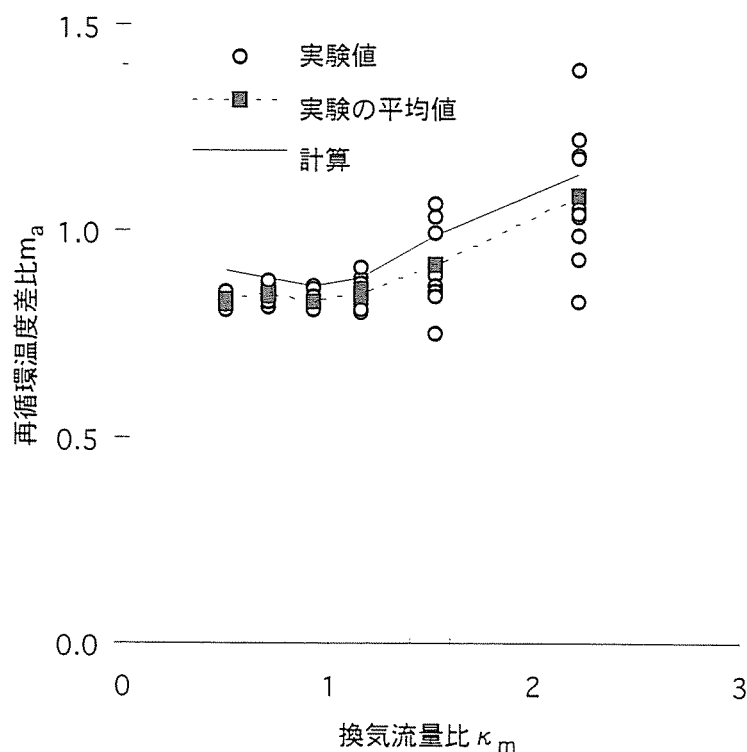


図 3.24 機器再循環温度差比 (均一発熱)

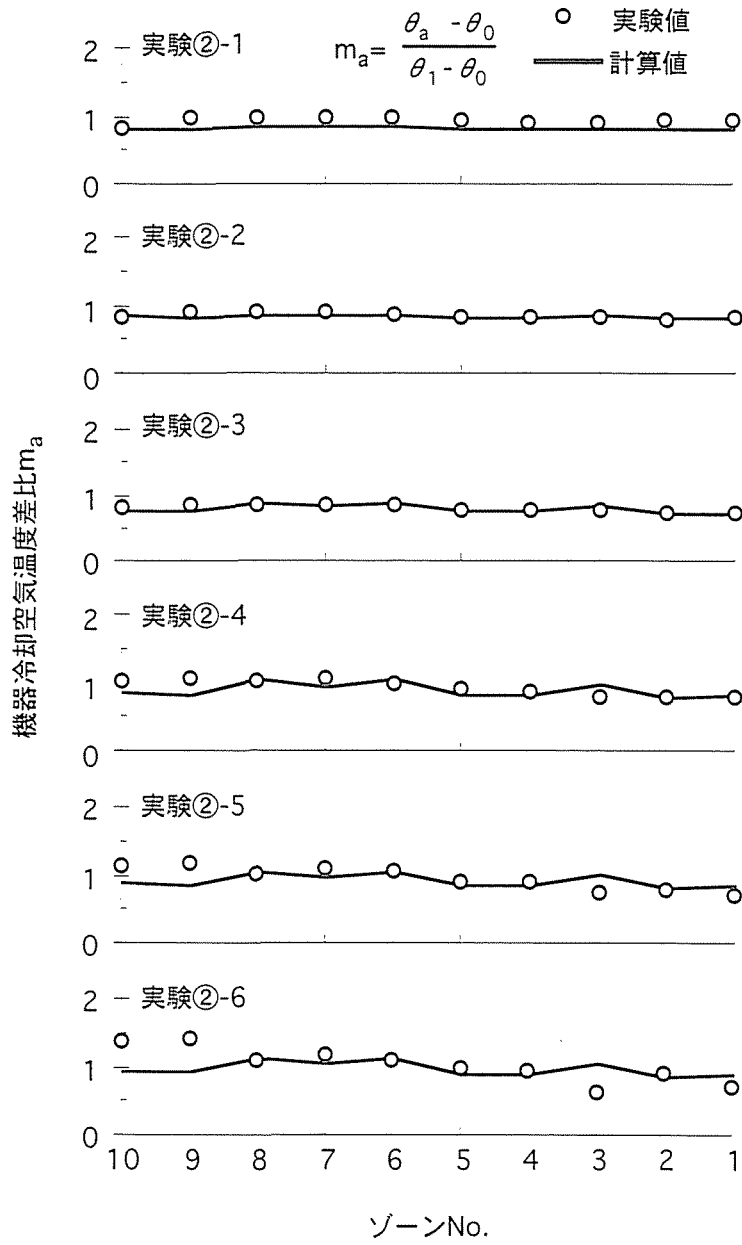


図 3.25 機器再循環温度差比（不均一発熱）

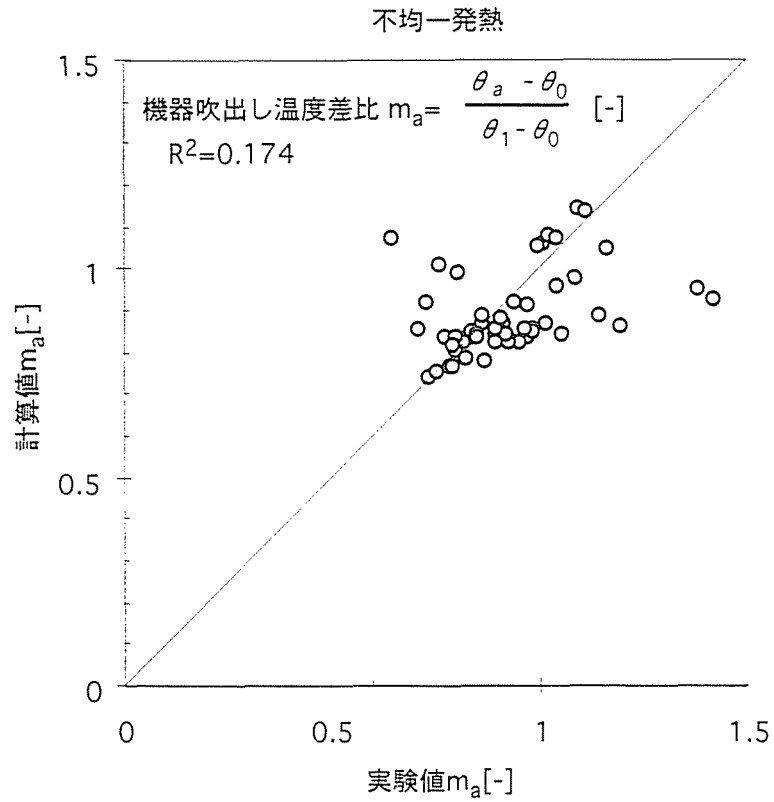
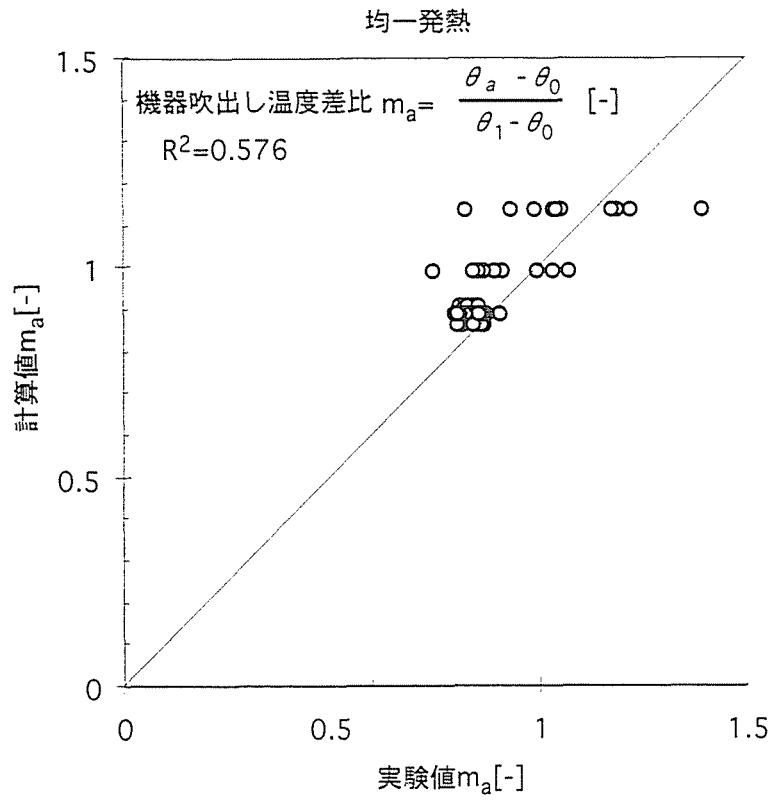


図 3.26 機器再循環温度差比の実験結果と計算結果の比較

3.5.8 機器吹出し温度分布と室内温度分布の関係

機器吹出し温度が機器設置領域の温度に与える影響について検討する。表 3.3 に示す実験パターンのうち、不均一発熱の実験②-1～②-6 における換気流量比 κ_m と機器吹出し温度の標準偏差 σ_{1m} の関係を図 3.27 に示す。この結果、 κ_m の変化に関わらず σ_{1m} は一定の値を示すことがわかる。一方、機器吹出し温度の標準偏差 σ_{1m} と機器設置領域の温度の標準偏差 σ_{room} の関係を図 3.28 に示す。この結果、 σ_{room} と σ_{1m} は一意に定まることがわかった。今回の実験のように機器吹出し温度が交互に上下する条件では、機器吹出し温度のばらつきは機器設置領域の温度へ与える影響が少ないものといえる。しかし、これらの関係は、機器の配置パターン、空調給気不整合量の大きさなどにより変化するものと考えられる。

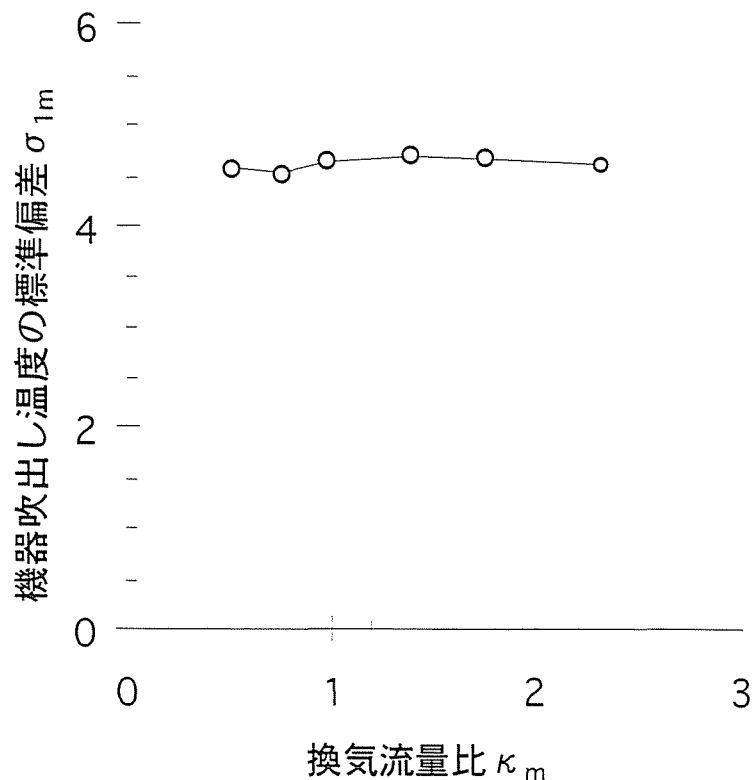


図 3.27 換気流量比と機器吹出し温度の標準偏差の関係

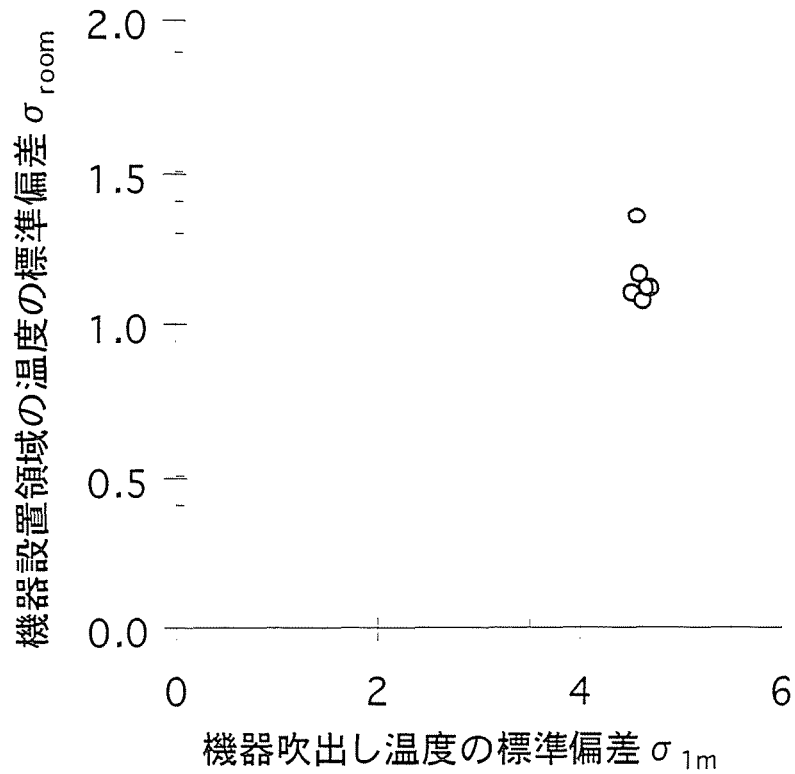


図 3.28 機器吹出し温度の標準偏差と機器設置領域の温度の標準偏差の関係

以上の実大規模での検証結果から、本論文で示した室内空気再循環気流方式の解析モデルは、水平方向の熱移動を考慮して機器吹出し温度差比 m_{1m} 、機器冷却空気温度差比 m_{0m} 、機器冷却空気温度差比 m_d を概ね良く表現できるものと考えられる。また、機器吹出し温度分布から、機器設置領域の温度を予測することが可能となる。室の形状、機器換気量の条件を限定すれば、本モデルは室内空気再循環気流方式を用いた空調気流方式の評価ができるものといえよう。

3.6 空調給気量を決定する要因とその影響

これまで検討してきた解析モデルを用い、空調給気量を決定する要因とその影響について評価する。

3.6.1 排熱効率の影響

排熱効率 η_v は機器冷却温度差に対する送風温度差の比を表しており、空調給気量を評価するパラメータと考えられる。換気流量比 κ_m と排熱効率 η_v の関係は(3.5)式で表され、図 3.29 となる。

$$\kappa_m = \frac{\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m}}{\eta_v (\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)} \quad (3.5)$$

$\eta_v (\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ の減少に伴い、換気流量比 κ_m は著しく増大し、また、この傾向は $\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m}$ が大きくなるほど顕著になることがわかる。

$\kappa_m < 1/\eta_v$ の場合、排熱効率 η_v は一定の値となり、 κ_m を低下させるには $\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m}$ を与条件と考えると、 $\eta_v (\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ の拡大が有効である。 η_v を大きくするには、空調給気の分配を機器の発熱量に対応して調整すること、また、空調給気の無駄なリークを防止することが有効と考えられる。

一方、 $\kappa_m > 1/\eta_v$ の場合、 $\theta_{0m} = \theta_0$ の関係になることから $\kappa_m = 1/\eta_v$ の関係になる。

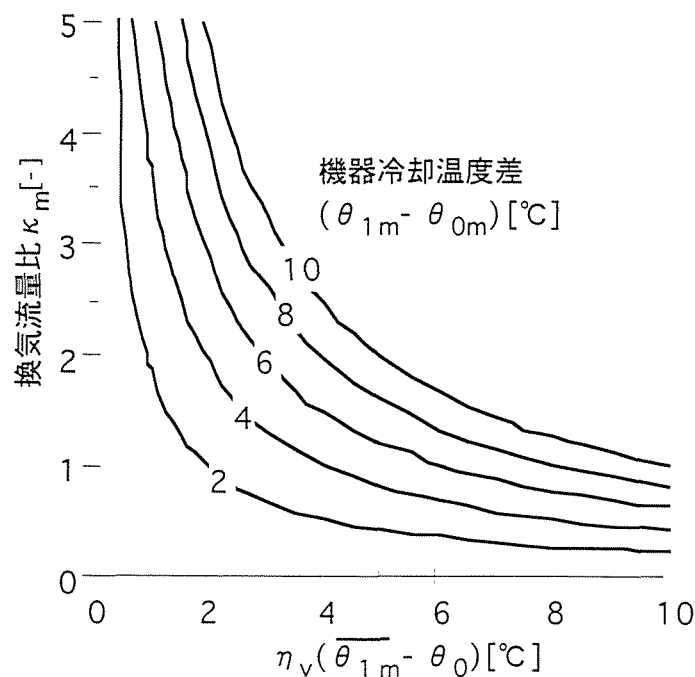


図 3.29 $\eta_v (\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ と換気流量比の関係

3.6.2 平均機器吹出し温度差の影響

各機器に供給する空調給気量を機器換気量と同等程度とする従来の空調気流方式の場合、機器冷却空気温度 θ_{om} は空調給気温度 θ_0 と等しくなり、平均機器吹出し温度差 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ は平均機器冷却温度差 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m})$ と等しくなる。 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m})$ は機器の冷却設計に関わり、与条件と考えると、 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ の拡大は困難である。

一方、室内空気再循環気流方式の場合、 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m})$ の小さな機器に対しては、換気流量比 κ_m を小さくし再循環量を増大させることで機器冷却空気温度 θ_{om} が上昇し、 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ が拡大する。平均機器吹出し温度 $\overline{\theta_{1m}}$ が機器冷却用温度条件として規定された場合、 θ_0 を低下させることで $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ の拡大が可能となる。しかし、 θ_0 を低下させた場合、空調機の顕熱比(SHF)の低下、熱源の効率低下をきたすため、配慮が必要となる。

3.6.3 空調給気不整合量の影響

高発熱機器室において、空調給気不整合量 σ'_{1m} が換気流量比 κ_m へ与える影響を明確にするため、最大機器吹出し温度差 $(\theta_{1m,MAX} - \theta_0)$ をパラメータに σ'_{1m} と κ_m の関係を求め図 3.30 に示す。なお、平均機器冷却温度差 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m}) = 6[\text{C}]$ として算出した。

この図から、 σ'_{1m} の増加に伴い κ_m は増大する傾向となることがわかる。 $(\theta_{1m,MAX} - \theta_0)$ が小さな場合、 σ'_{1m} の僅かな増加に対して κ_m は急激に増大する。しかし、 $(\theta_{1m,MAX} - \theta_0)$ が大きくなるに連れ、 σ'_{1m} の増加に対して増大傾向は緩慢となる。これは、 $(\theta_{1m,MAX} - \theta_0)$ が小さな機器の場合、室内空気の再循環量を小さくする必要があり、水平方向の熱移動が少なく、機器吹出し温度のばらつきが顕著となる。一方、 $(\theta_{1m,MAX} - \theta_0)$ が大きな機器の場合、多少空調給気不整合が生じて室内空気の再循環量を大きくできるため、水平方向の熱移動が促進され機器吹出し温度のばらつきが減少するものと考えられる。

すなわち、最大機器吹出し温度 $\theta_{1m,MAX}$ の上昇、あるいは空調給気温度 θ_0 の低下により、 $(\theta_{1m,MAX} - \theta_0)$ が拡大できれば、 κ_m を低減できると共に、機器発熱量に対応した空調給気量の調整精度が低くても、機器冷却温度条件を満たしながら空調給気量の削減が可能といえよう。

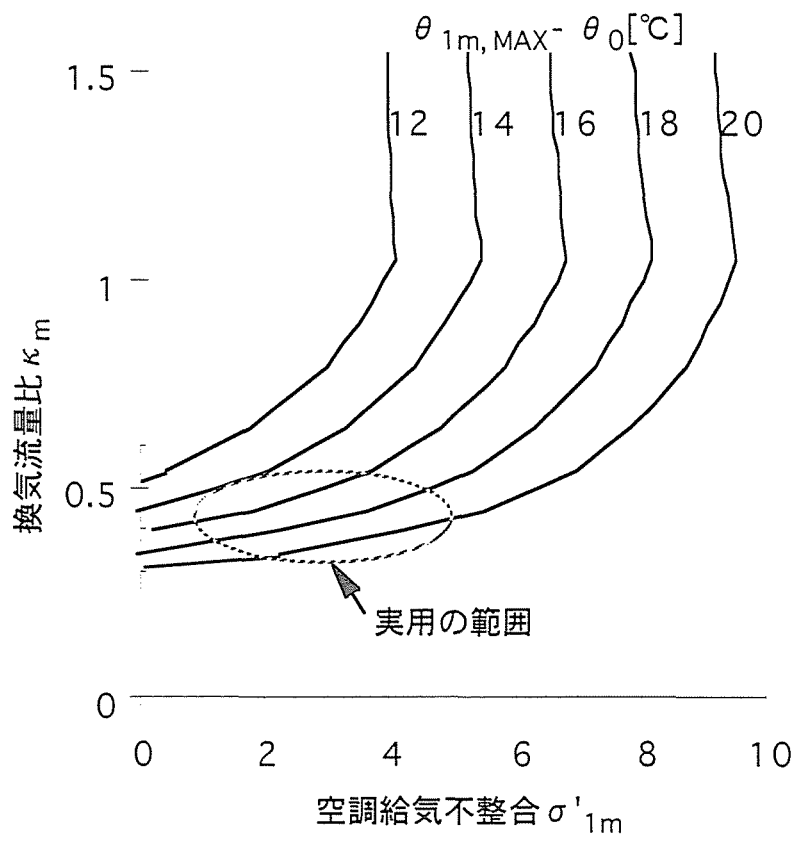


図 3.30 空調給気不整合量と換気流量比の関係

3.7 まとめ

強制空冷機器を収容した情報処理室用空調の高効率化を目的とした、室内空気再循環気流方式について、機器を取り巻く各部の温度および空調給気量を決定する要因を明確にするため、解析モデルを作成し、実大規模実験により、その妥当性を検証した。また、解析モデルを構成するパラメータの特性を明らかにした。

(a) 空調気流方式の評価項目

- 1) 強制空冷機器を収容した情報処理室用空調に関する現状の問題点は、空調給気量が多いこと。また、室温が機器吹出し温度の影響を受け、ばらつきが大きくなっている点である。これを解決する対策として、機器発熱量に対応して各機器毎に空調給気量を調整する機構を設け、機器換気量より不足する分は機器周囲の空気を再循環させる室内空気再循環気流方式の原理を述べた。
- 2) 室内空気再循環気流方式の制御方法として、機器吹出し温度を制御対象にする吹出し温度制御方式と、機器冷却空気温度を制御対象にする機器冷却空気温度制御方式の二通りを比較した。前者の方法では、機器吹出し温度を一定の値になるよう空調給気量を調整することで、再循環温度は機器吹出し温度に近くできる。したがって、機器冷却空気温度は機器発熱量の高い機器は低く、機器発熱量の低い機器に対し高くなるが、目標とした機器吹出し温度を上回ることはない。一方、後者の方法では機器冷却温度条件を満たしながら必要最小限の空調給気量で冷却でき、理想的な方法といえる。しかし、適正な制御を行うためには、機器毎に機器冷却空気温度を把握し空調給気量を制御する必要がある、現段階ではコストおよび保守性を考えると前者の方法が有利と判断した。
- 3) 機器の適正な冷却条件を満たしながら、空調給気量の適正化を実現するため、機器冷却温度条件について検討した。その結果、機器冷却空気温度を機器冷却用温度条件とする従来の方法では、冷却方式の異なる機器が混在して設置された場合、機器毎に機器冷却用温度条件を定義することとなる。したがって、室内空気再循環方式では、機器吹出し温度を機器の熱設計と空調設計の共通条件として扱うことを提案した。
- 4) 機器発熱量に対応して空調給気量が供給できなくなった場合について、空調給気量に対応性を評価する空調給気不整合量 σ'_{im} と、機器吹出し温度の標準偏差 σ_{im} との比から機器吹出し温度不均一率 ε_{θ} を定義した。この評価指標を用い、

機器吹出し温度分布にばらつきが生じた場合の空調給気量の評価方法を示した。

(b) 空調気流方式の解析モデルとその検証

- 1) 二重床吹出し・天井吸込み気流方式の空調気流方式に室内空気再循環気流方式を適応した場合について、各部の温度を予測するため水平方向の熱移動も考慮したマクロな温度解析モデルを作成した。その結果、各部の温度は、換気流量比 κ_m (機器換気量に対する空調給気量の比)、排熱効率 η_v (機器冷却温度差に対する送風温度差の比)、機器下部の風量比 κ_d (有効な空調給気量に対する機器下部からの空調給気量の比) で表現できることがわかった。
- 2) 解析モデルを検証するため、小規模な実大規模実験を行った。その結果、機器冷却空気温度差比 m_{0m} 、機器吹出し温度差比 m_{1m} 、再循環温度差比 m_a について、実験結果と解析結果が概ね一致し、モデルの妥当性が確かめられた。
- 3) 水平方向の熱移動を考慮した解析モデルを検証するため、大規模な実大規模実験を行った。その結果、機器冷却空気温度差比 m_{0m} 、再循環温度差比 m_a については、実験結果と解析結果の整合は十分とはいえないが、機器吹出し温度差比 m_{1m} については実験結果と解析結果は概ね一致し、機器吹出し温度を予測する上で有効な温度解析モデルが得られた。

(c) 空調給気量を決定する要因とその影響

- 1) 空調給気量を決定する要因は排熱効率 η_v 、機器冷却温度差 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m})$ 、機器吹出し温度差 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ であることを示した。機器冷却温度差 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m})$ は機器固有の条件であり与条件と考えると、換気流量比 κ_m の削減には $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_{0m})$ の小さな機器に対して再循環量を増大させ機器吹出し温度 $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ の拡大が有効である。平均機器吹出し温度 $\overline{\theta_{1m}}$ が機器冷却用温度条件として規定された場合、 θ_0 を低下させることで $(\overline{\theta_{1m}} - \theta_0)$ の拡大が可能となる。一方、排熱効率 η_v を上昇させるには、機器の発熱に対応して空調給気量を調整すること、隙間や不要な開口からのリークを防ぐことが有効である。
- 2) 高発熱機器室において、空調給気不整合量 σ'_{1m} が換気流量比 κ_m へ与える影響について検討し、空調給気不整合量 σ'_{1m} と換気流量比 κ_m の関係を明らかにした。この結果を用いることで機器の温度条件、空調給気量の調整精度を考慮し、空調給気量の決定が可能になると考えられる。

第4章 発熱に対応した空調給気分配設計方法

4.1 はじめに

機器発熱量に対応して空調給気量を調整することは、機器冷却温度条件を満たしながら空調給気量を削減する上で重要である。チャンバの位置により詳細な開口調整を実施するのであれば、従来の空調用ダクトの設計方法を用い目標とする風量分布が実現できる。しかし、二重床内の圧力を所定の範囲に維持し、開口面積の大小で空調給気量の調整ができれば、開口調整の稼働量や吹出しおよび吸込み口のコストが削減できるようになる。一方、二重床内を流れる空調給気は、スラブおよび二重床を通して熱移動を生じ、空調給気温度が変化する。したがって、空調給気量が確保できても熱量として不足することも考えられる。そこで、本章では、二重床吹出しの気流方式について、空調給気の分配・集合および熱量分布に関する簡易な設計方法を得ることを目的に、チャンバの風量分布・圧力損失などの気流特性を明らかにする^{[65]~[72]}。また、チャンバを用いた空調給気の分配・集合の計算に必要となる、チャンバの通気抵抗について考察する。さらに、二重床から供給される熱量分布・熱損失などの熱特性を明らかにする。

本章の構成は以下のとおりである。

4.2では、まず、チャンバの吹出しおよび吸込み風量分布の一様性を評価する指標を提案する。次に、この指標を用い、チャンバの形状を決定するパラメータと開口率・圧力損失の関係を示す近似式を求め、吹出しおよび吸込み気流の特性を明らかにする。4.3では、二重床および天井内に設置されるケーブル、支柱、梁などの障害物を考慮した通気抵抗に関し考察する。4.4では、二重床内の空調給気温度の解析モデルを作成し、これを用い、二重床内の空調給気温度分布、室内に供給される熱量分布、さらにスラブを介して生ずる熱損失について検討する。4.5ではチャンバを用いた吹出しおよび吸込み気流の特性および熱特性についてまとめる。

4.2 チャンバの吹出し・吸込み気流の特性

4.2.1 吹出し・吸込み風量分布の評価

チャンバの形状、チャンバ内の通気抵抗の条件により、チャンバ内の圧力分布および吹出し・吸込み風量分布が変化し、この結果チャンバの吹出しおよび吸込み風量分布も変化する。チャンバ内の圧力分布および吹出し・吸込み風量分布は図 4.1 に示すようになる。このような吹出しおよび吸込み風量分布の一様性を評価するため、チャンバの吹出しおよび吸込み風量の最大、最小、平均を用い(4.1) 式に示す風量分布の不均一率 ε を定義する。

$$\text{風量分布の不均一率 } \varepsilon = \frac{\text{最大風量} - \text{最小風量}}{\text{平均風量}} \quad (4.1)$$

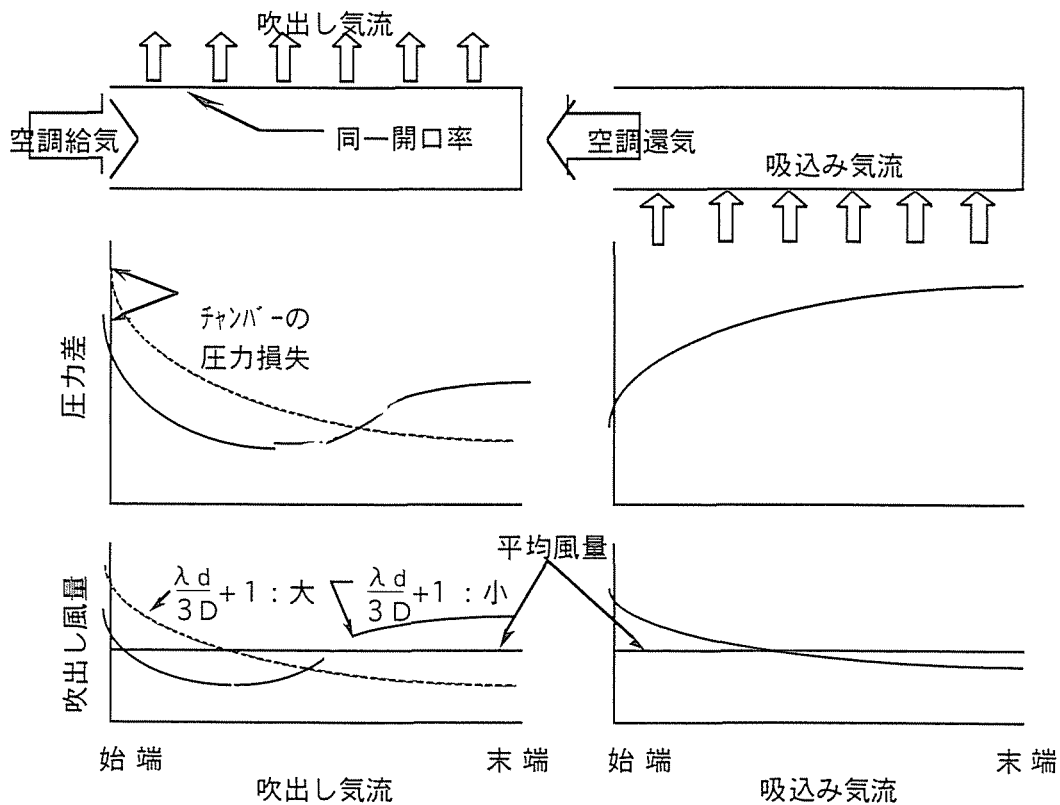


図 4.1 吹出し・吸込みチャンバの圧力および風量分布

4.2.2 チャンバの吹出し・吸込み風量と圧力の基本式

チャンバを平行平板の一次元連続分配・集合管と見なすと、吹出し・吸込み風量 q_j は、図 4.2 に示す j 番目の開口をはさむ距離 ℓ の区間でチャンバにかかる室内圧力 P_r とチャンバ内の圧力 P_j との圧力差から次式で求められるものとする。

$$q_j = \frac{O_p}{\sqrt{\zeta_p}} \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_j - P_r)} \quad (4.2)$$

ζ_p は吹出しおよび吸込み口の通気抵抗係数である。吹出し気流の場合、連続の条件から

$$\frac{dv}{dx} = -\frac{q_j}{A}, \quad \text{or} \quad \frac{dV}{dx} = -q_j \quad (4.3)$$

また、運動量の法則から

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{dv}{dx} v \frac{\rho}{2} - \left(\zeta_o + \frac{\lambda}{D} \right) \frac{\rho}{2} v^2 \quad (4.4)$$

が得られる。上記の連立方程式を解析的に解くことは困難なため、距離 ℓ の区間で差分近似すると次式となる^[73]。

$$V_{j+1} - V_j = A(v_{j+1} - v_j) = -q_j, \quad V_s = \sum_{j=1}^n q_j \quad (4.5)$$

$$P_{j+1} - P_j = \frac{\rho}{2}(v_j^2 - v_{j+1}^2) - \left(\zeta_o + \lambda \frac{\ell}{D} \right) \frac{\rho}{2} v_j^2 \quad (4.6)$$

ζ_o は分岐損失係数であり、その値は佐藤^[25]の実験結果より、主流と支流の流量比が 50:1 以下の場合 $\zeta_o = 0$ とすることができる。

同様に、吸込み気流の場合も連続の条件および運動量の法則から次式が得られる。

$$\frac{dv}{dx} = \frac{q_j}{A}, \quad \text{or} \quad \frac{dV}{dx} = q_j \quad (4.7)$$

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{dv}{dx} v \frac{\rho}{2} - \left(\zeta_i + \frac{\lambda}{D} \right) \frac{\rho}{2} v^2 \quad (4.8)$$

距離 ℓ の区間で差分近似すると次式となる^[73]。

$$V_{j+1} - V_j = A(v_{j+1} - v_j) = q_j, \quad V_s = \sum_{j=1}^n q_j \quad (4.9)$$

$$P_{j+1} - P_j = \frac{\rho}{2}(v_j^2 - v_{j+1}^2) - (\zeta_i + \lambda \frac{\ell}{D}) \frac{\rho}{2} v_j^2 \quad (4.10)$$

ζ_i は支管からの流入で主管の流速が増加した場合の合流損失係数を表している。合流流量比が小さな場合、合流損失係数は次式で表される^[73]。

$$\zeta_i = \frac{v_{j-1}^2 - v_j^2}{v_j^2} \quad (4.11)$$

以上の関係式を連立させ、チャンバの吹出しおよび吸込み風量、チャンバ内の圧力分布を求めることができる。

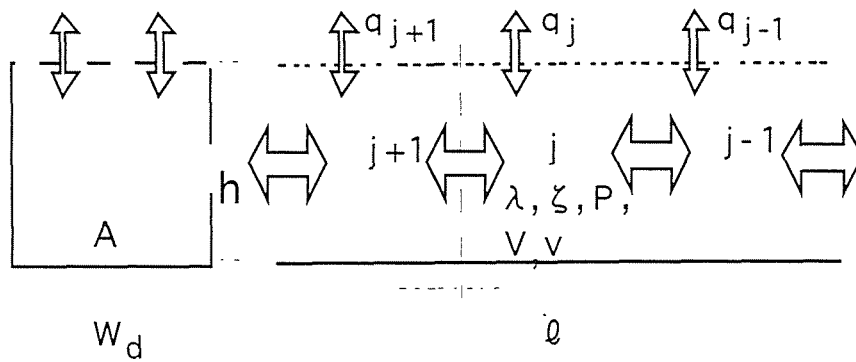


図 4.2 吹出し・吸込み気流の計算モデル

4.2.3 計算結果

(a) 計算精度

前項の基本式は非線形なため解析的に解を得ることが困難である。そこで、チャンバを複数の区間に分割し逐次二分法を用い、吹出し・吸込み風量および圧力を求めた。計算条件を表 4.1 に、また、計算結果を図 4.3 に示す。計算結果は、分割数 300 でのチャンバ始端の圧力を 1 とし、各分割数での圧力の比を示したものである。この図から、チャンバ始端の圧力は分割数が 200 以上になると概ね一様となる。分割数 300 の解を精解と見なすと、これとの誤差が 1 % 以内に収めるためには少なくとも 30 分割が必要となることがわかる。

表 4.1 分割数と計算誤差検討の計算条件

項目	値
有効高さ[m]	0.2
チャンバーの長さ[m]	12
チャンバ内の通気抵抗[-]	0.08
始端での風量[m ³ /s]	1.39
吹出し・吸込みの開口率[%]	1.0
計算分割数[個]	10~300
打ち切り誤差(風量) [%]	0.1

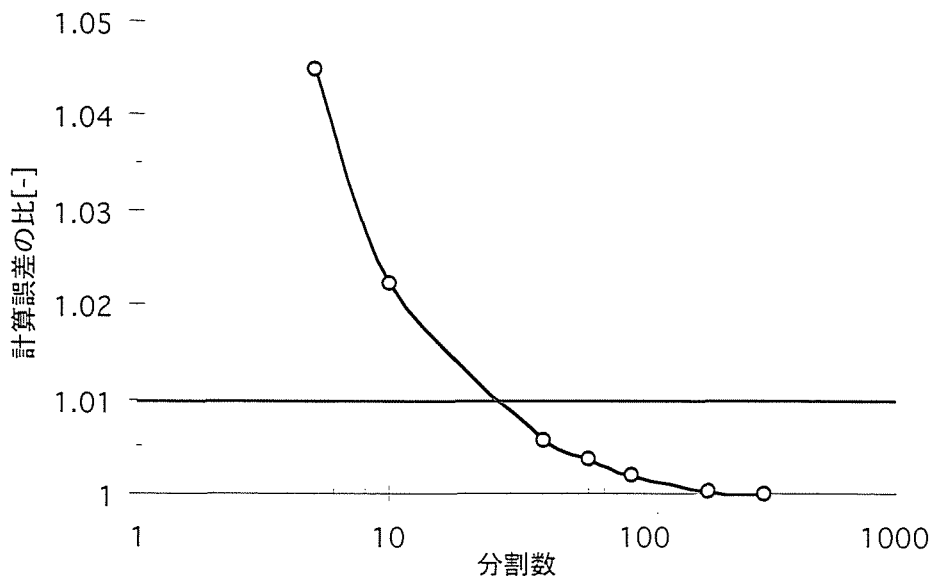


図 4.3 分割数と計算誤差の関係

(b) チャンバの吹出し・吸込み風量分布

チャンバ性能を決定するパラメータは、長さ L 、高さ h 、通気抵抗 λ である。これらのパラメータと風量分布の関係を明確にするため風量分布を求め、図 4.4 に示す。なお、計算は 4.2 の条件で行った。この結果、以下のことがいえる。

- 1) 吹出し気流では、チャンバの特性係数が $k_d < 0$ の場合には、チャンバ内の摩擦による圧力降下と比べ静圧再取得による昇圧の方が大きくなるので、始端より終端での吹出し風量が大きい。また、チャンバの特性係数が $k_d > 0$ の場合、逆にチャンバ内の摩擦による圧力降下と比べ静圧再取得による昇圧の方が小さくなるので、終端より始端での吹出し風量が大きくなる。

- 2) 吸込み気流の場合、合流による風速増加と摩擦抵抗がいずれも圧力降下として働くため、吸込み風量は終端へ向かって減少傾向となる。
- 3) 吹出し気流の場合 k_d は 1 以上、吸込み気流の場合 k_c は 2 以上になると、チャンバの終端へ向かって吹出し・吸込み風量は減少し、 k_d 、 k_c の値に関わらず風量分布はほぼ同一の傾向となる。

表 4.2 計算条件

項 目	値
有効高さ[m]	0.4
チャンバの長さ[m]	12
吹出しのチャンバの特性係数 k_d	-1, 0, 2, 10
吸込みのチャンバの特性係数 k_c	0.5, 2, 6, 10
吹出し・吸込みの開口率[%]	1.0
計算分割数[個]	120
打ち切り誤差 (風量) [%]	0.1

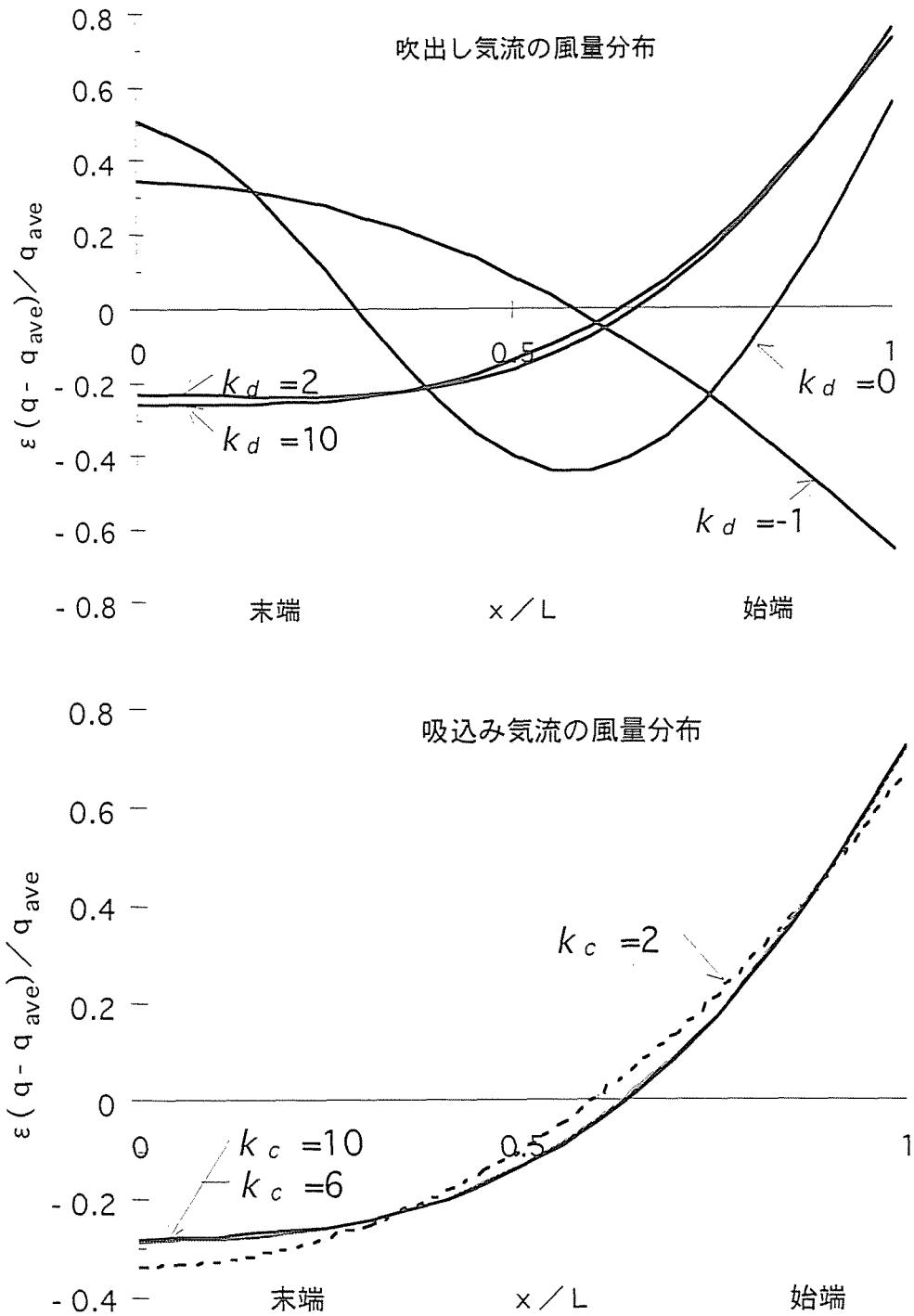


図 4.4 吹出し・吸込み風量分布

(c) チャンバの形状と圧力損失・開口率

チャンバの長さ L 、チャンバの相当直径 D 、チャンバ内の通気抵抗 λ 、チャンバの開口率 O_p を変化させ、各条件でのチャンバの吹出し・吸込み風量分布、チャンバ

始端での圧力（チャンバの圧力損失）を求め図 4.5 に示す。なお、計算は表 4.3 の条件で行った。この結果以下のことがいえる。

- 1) 吹出し・吸込みいずれの気流においても、風量分布の不均一率 ε が増加すると、チャンバの特性係数 k に対するチャンバの圧力損失は減少し、一方、チャンバの開口率は増大する。
- 2) 吹出し気流の場合、チャンバの特性係数が $-1 < k < 0$ の区間で、 k の増加に伴いチャンバの圧力損失は減少し、チャンバの開口率は増加する。 $k=0$ の点でチャンバの圧力損失は最小となり、チャンバの開口率は最大となる。これは、チャンバ内の通気抵抗による圧力損失が静圧再取得で相殺されたためである。 $0 < k$ の区間で、 k の増加に伴いチャンバの圧力損失は増大し、チャンバの開口率は減少する。このことから、空気搬送動力削減の観点では $k=0$ となるようなチャンバが理想的であるが、二重床および天井をチャンバとして利用する場合、チャンバの高さに制約があり k の値が大きくなることが多い。
- 3) 吸込み気流の場合は、チャンバの特性係数 k の増加に対し、チャンバの圧力損失および開口率は減少する。
- 4) チャンバの特性係数が $k > 2$ の場合、吹出し・吸込み気流の圧力損失、開口率は概ね一致し、吹出し・吸込み気流の両者に対し、同一のチャンバの特性係数 k を用い表現することができる。

表 4.3 計算条件

項 目	値
有効高さ[m]	0.4
チャンバーの長さ[m]	12
吹出しのチャンバの特性係数 k_d	-1～10
吸込みのチャンバの特性係数 k_c	2～10
吹出し・吸込みの開口率[%]	1.0
計算分割数[個]	120
打ち切り誤差（風量）[%]	0.1

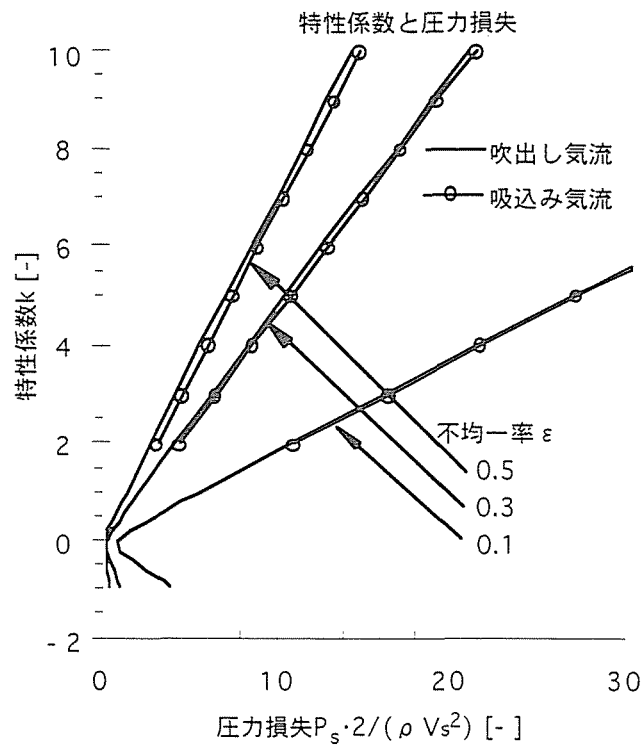
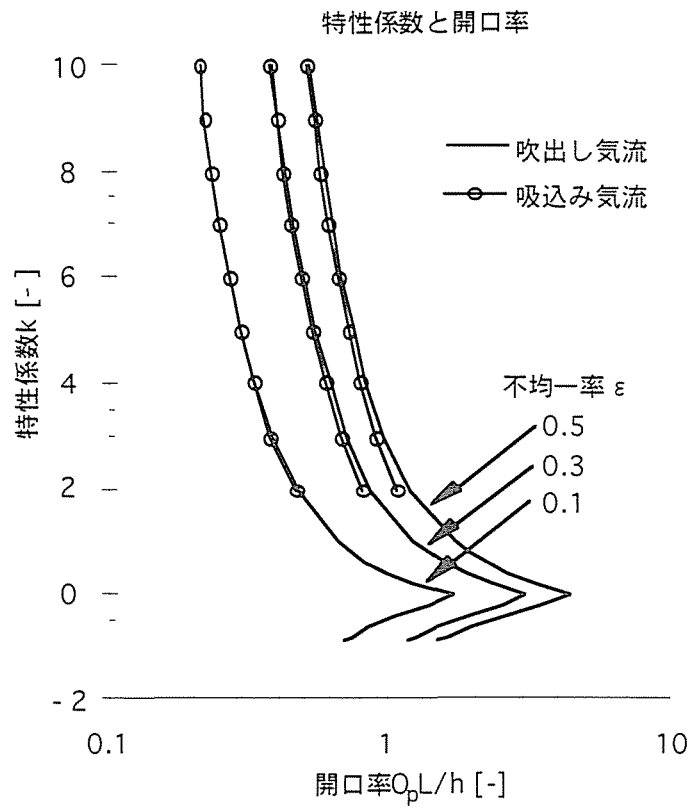


図 4.5 チャンバの特性係数と圧力損失・開口率

4.2.4 チャンバの圧力損失・開口率の近似

図 4.5 に示したチャンバの特性係数 k とチャンバの圧力損失・開口率の関係を一般化するため、圧力損失と開口率の計算結果を最小二乗法を用い以下の近似式（適用範囲 $k \geq 2$ ）を求めた。

$$P_s = 0.815 \varepsilon^{-0.820} k \frac{\rho}{2} V_s^2, \quad R^2 = 0.997 \quad (4.12)$$

$$O_p = 2.326 \frac{\varepsilon^{0.554}}{\sqrt{k}} \frac{h}{L}, \quad R^2 = 0.997 \quad (4.13)$$

両者とも近似式の決定係数（寄与率）は 1.0 に近い。さらに、(4.12)、(4.13)式から得られる近似解と、前項で示した精算解を比較し図 4.6 に示す。この結果、近似解は精算解と比較しチャンバの特性係数の小さな領域でやや誤差が生ずるが、実用的には十分な精度で近似されているものといえよう。

これらの近似式は風量分布の不均一率 ε とチャンバの形状を表すパラメータで構成されており、各パラメータがチャンバの圧力損失や開口率に与える影響を把握する上で有効と考えられる。

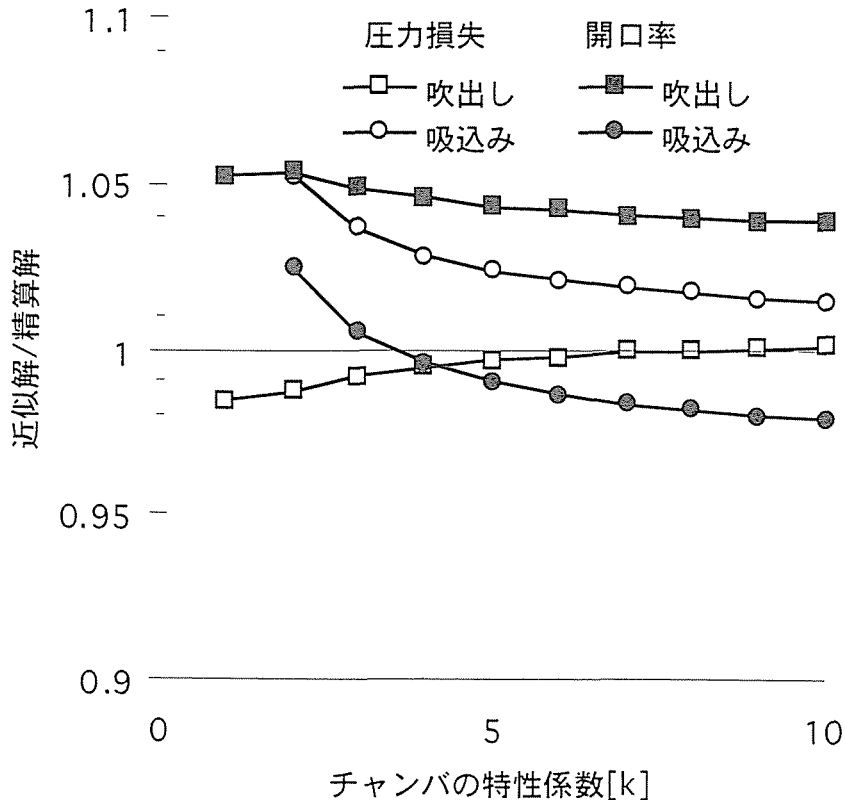


図 4.6 近似式の精度（ $\varepsilon = 0.3$ の計算例）

4.2.5 模型実験による計算方法の検証

(a) 実験の概要

前章で示した計算法を検証するため、図 4.7 に示す模型を作成し実験を行った。長さ 6000[mm]のチャンバに整流装置を介して送風機を接続し上面に多孔板を設置した。チャンバには静圧測定孔を 600[mm]間隔で合計 10ヶ所設置し、チャンバから吹出しおよび吸込み気流を生じさせた状態で、室内とチャンバ内の静圧差を微差圧計で測定した。送風機の風量はラミナーフロー流量計で測定した。チャンバ始端の風速 V_s は、送風機の風量をチャンバの断面積で除して求めた。チャンバの通気抵抗は、多孔板を全閉し、終端部を開放した状態でチャンバの始端と終端の圧力差および風量から求め、 $\lambda=0.019$ ($2 \times 10^4 \leq Re \leq 10^5$) と得られた。チャンバの上面に設置した多孔板は孔径 5[mm ϕ]、ピッチ 20[mm]、厚さ 1.6[mm]、開口率が 5%である。開口率の調整にはテープを使用した。多孔板の通気抵抗係数 ζ_p は気密試験機を用いて測定し、 $\zeta_p=2.0$ ($10^3 \leq Re \leq 10^4$) と得られた。実験パターンを表 4.4 に示す。

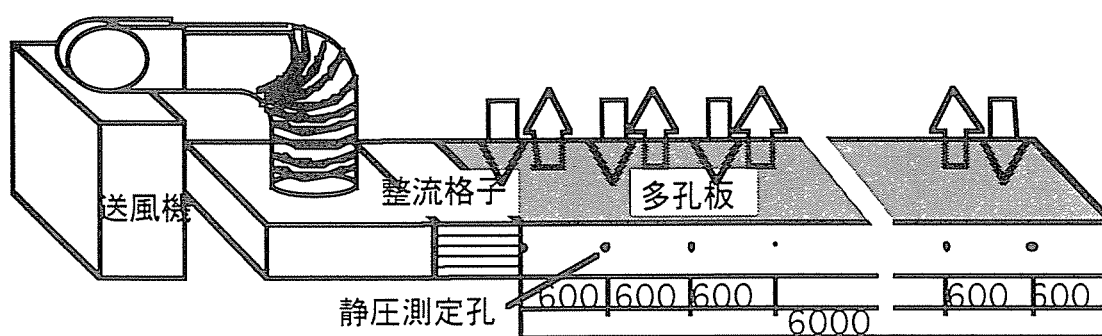


図 4.7 実験装置の概要

表 4.4 実験パターン

気流パターン	吹出し	吸込み
風量[m ³ /s]	0.417, 0.281	0.417, 0.281
始端風速[m/s]	6.9, 2.3	6.9, 2.3
多孔板の開口率[%]	1, 5	1, 5

(b) チャンバ内圧力の実験と計算結果の比較

吹出しおよび吸込み気流の状態での実験と計算結果を図 4.8 に示し比較する。この図から、始端から終端に向けてチャンバ内の圧力は増加傾向を示している。これは、チャンバ表面の圧力損失よりも静圧再取得（デフューザ効果）による圧力上昇が勝ったためと考えられる。また、開口率が小さなチャンバの方がチャンバ内圧力が高くなっている。

図 4.9 に実験値と計算値の相関を示す。この結果から、実験と計算結果にやや差を生じているが、多孔板からの吹出しおよび吸込み風量は静圧の約 $1/2$ 乗に比例することから、風量分布に換算した誤差は平均風量に対し最大 5% 程度であり、計算結果は実用上十分な精度で実験結果を表現しているといえよう。

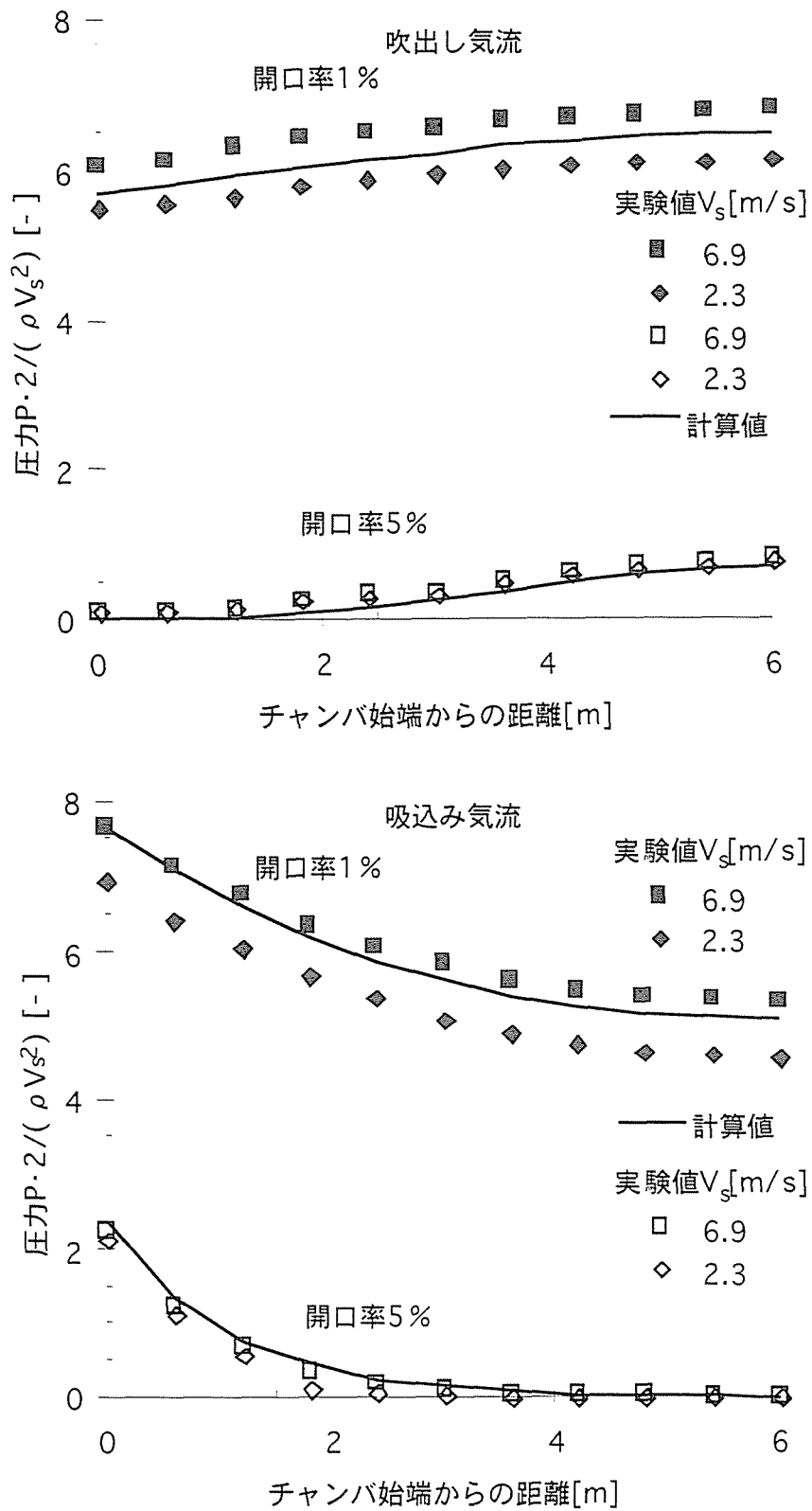


図 4.8 吹出し・吸込み気流の実験と計算結果

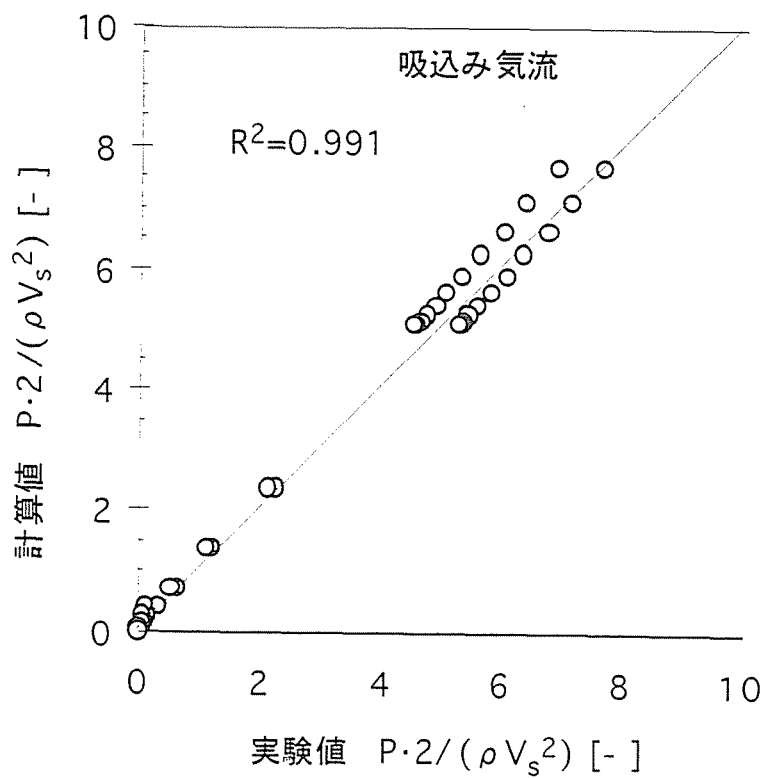
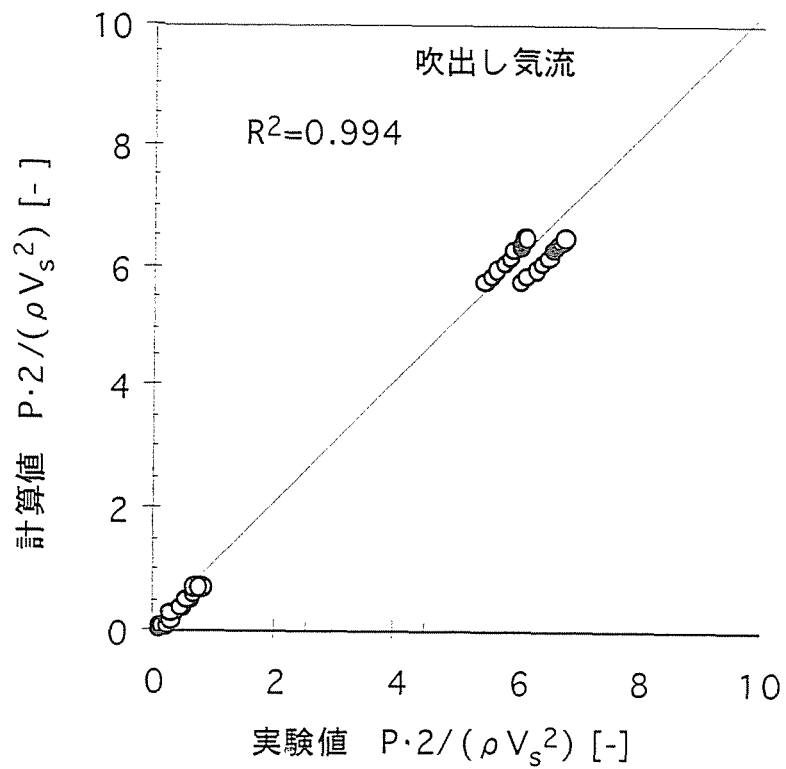


図 4.9 吹出し・吸込み気流の実験と計算結果の相関

4.3 チャンバ内の通気抵抗

4.3.1 障害物の通気抵抗

二重床内および天井内をチャンバとし空調給気および空調還気を行う場合、二重床内の場合、ケーブル、支柱、床パネルが、また天井内では野縁材、支柱などが通気抵抗になる（図 4.10）。チャンバを空調用ダクトと同様に考えると、その通気抵抗 λ_d は次式で表される^[74]。

$$\lambda_d = 0.0055 \left\{ 1 + \left(20000 \frac{\varepsilon_d 10^6}{D \text{Re}} \right)^{1/3} \right\}, \quad \text{Re} > 2 \times 10^4 \quad (4.14)$$

しかし、空調用ダクトは二重床内および天井内のような障害物を想定したものではなく、そのまま利用することは困難といえる。そこで、上記の障害物がある場合の通気抵抗を、図 4.11 に示すように流れに対し直交する垂直フィンと同様と考えることとする。

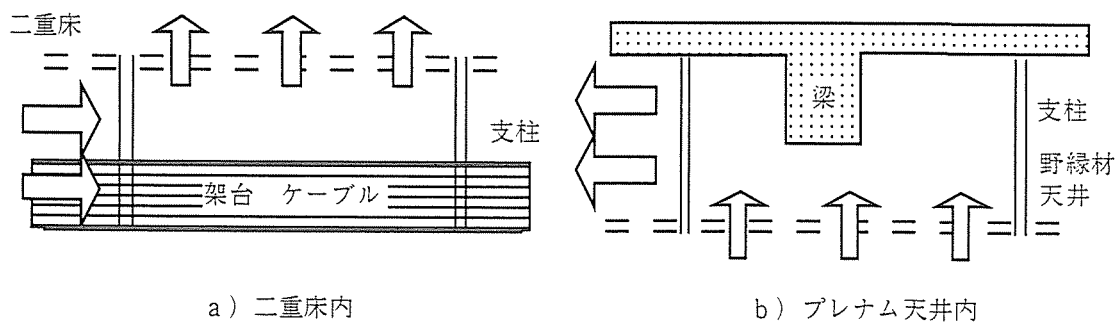


図 4.10 二重床および天井内の障害物の概要

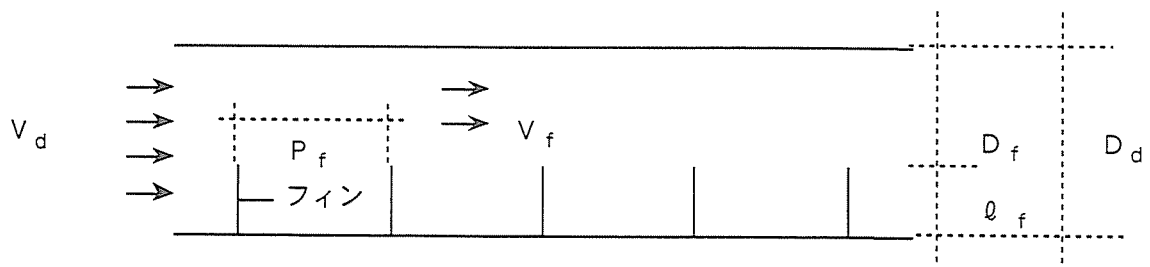


図 4.11 フィン付きチャンバのモデル

まず、ダクトの圧力損失 ΔP は次式で表すことができる。 f は Fanning の摩擦係数である。

$$\Delta P = 4 f \frac{L_f}{D_{fe}} \frac{\rho v_f^2}{2} \quad (4.15)$$

植田^[74]は実験から乱流域における摩擦係数 f を求め、次式の実験式を得ている。

$$f = 4C \left(\frac{D_f}{\ell_f} \right)^{0.08} \text{Re}^{-0.05} \quad (4.16)$$

$$\text{Re} = \frac{v D_{fe}}{\nu}$$

ただし、 C はフィンの形状 p_f/ℓ_f によって定まる定数であり、図 4.12 に示す値となる。また、レイノルズ数 R_e は D_f の相当直径 D_{fe} を代表長さとしている。この結果を多項式近似すると次式になる。この近似された多項式は標準偏差 1.44×10^{-3} 、最小二乗和 3.51×10^{-5} である。

$$C = 6.57 \times 10^{-2} - 6.88 \times 10^{-2} \left(\frac{p_f}{\ell_f} \right) + 3.38 \times 10^{-2} \left(\frac{p_f}{\ell_f} \right)^2 \quad (4.17)$$

$$- 7.06 \times 10^{-3} \left(\frac{p_f}{\ell_f} \right)^3 + 6.63 \times 10^{-4} \left(\frac{p_f}{\ell_f} \right)^4 - 2.31 \times 10^{-5} \left(\frac{p_f}{\ell_f} \right)^5$$

一方、チャンバ内の通気抵抗 λ_d は次式で表される。

$$\Delta P = \lambda_d \frac{L_f}{D_{de}} \frac{\rho v_d^2}{2} \quad (4.18)$$

(4.15)、(4.18)式より、通気抵抗 λ_d を求めると次式になる。

$$\lambda_d = 4f \frac{D_{de}}{D_{fe}} \frac{v_f^2}{v_d^2} = 4f \left(\frac{D_f + \ell_f}{D_f} \right)^3 \quad (4.19)$$

開口率を $O_f = \frac{D_f}{D_f + \ell_f}$ と定義すると、

通気抵抗 λ_d は次式になる。

$$\lambda_d = \frac{4f}{O_f^3} \quad (4.20)$$

(4.20)式に(4.16)式を代入すると λ_d は次式になる。

$$\lambda_d = 4C \left(\frac{D_f}{\ell_f} \right)^{0.08} \frac{Re^{-0.05}}{O_f^3} \quad (4.21)$$

(4.17)、(4.21)式を用いチャンバ内の障害物がある場合を想定し、 $0.4 < P_f/\ell_f < 10$ の範囲で、 D_f/ℓ_f の値を変化させ λ_d を求めた。なお、 $Re=2 \times 10^4$ とした。結果を図4.13に示す。この結果、図4.12の結果と同様に P_f/ℓ_f の増加と共に λ_d は減少し、1~2の範囲で最低値となる。また、 λ_d は D_f/ℓ_f の値により変化し、 D_f/ℓ_f の増加に伴い増大する。

障害物のある二重床および天井内の通気抵抗は今回検討した範囲内で予測できるものと考えられるが、実際の二重床および天井内での障害物の形状は複雑であり、規則的に配列された垂直フィンの通気抵抗と同等に扱うことには無理があると思われる。実験などでの検証が必要と考えられる。

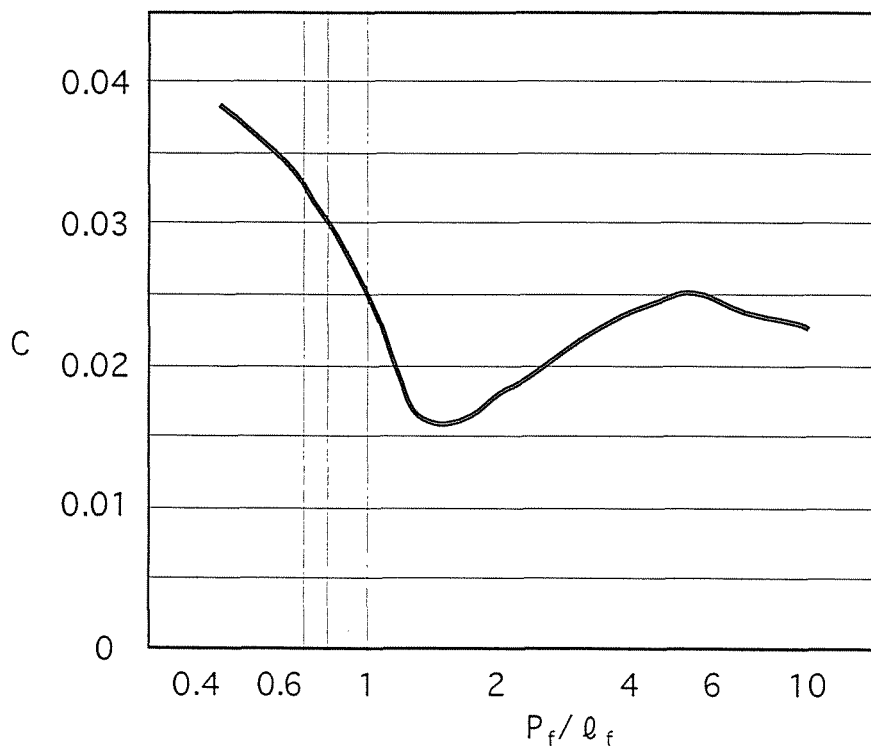


図4.12 摩擦係数におけるCの値^[7-1]

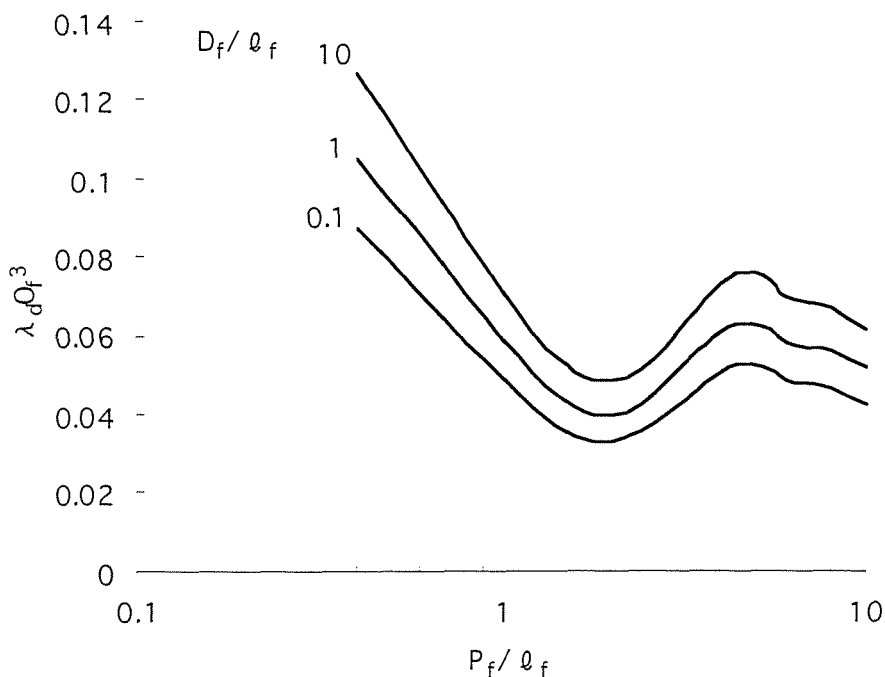


図 4.13 フィン付きチャンバの通気抵抗

4.3.2 梁の通気抵抗

天井内をチャンバに用い空調還気を行う場合、建物構造物の梁は通気抵抗の大きな要素といえる。これまでに早川^[9]は、梁による通気抵抗を気流の急拡大・急縮小の合成で扱い、梁で区画された区間毎に圧力を計算する方法を提案している。一般的に天井面の開口はスリット状の開口を照明器具などと組み合わせて設けることが多く、一様な開口率となることが施工上便利である。したがって、早川の方法を用いた場合、目標とする風量分布を得るのに必要な開口面積やチャンバの圧力損失を求めることは簡便とはいえない。ここでは、天井の吸込み気流に関し、前述したチャンバの圧力損失・開口率の近似式を用いることを目的に、梁のように局部的に生ずる通気抵抗をチャンバ全体の通気抵抗に変換して表す方法を示す。

梁のある箇所での通気抵抗が急縮小と急拡大の局部抵抗係数の合成と考えると、梁の通過前後の圧力差は次式となる。

$$\Delta P = (\zeta_c + \zeta_e) \frac{\rho}{2} v_1^2 \quad (4.22)$$

急縮小と急拡大の局部抵抗係数は表 4.5 に示す値が用いられている。この局部抵抗係数は風速 v_1 で定義されているため、これを風速 v_2 での定義に変換すると局部抵抗係

数 ζ_b は図4.14に示す値となる。

チャンバの通気抵抗係数 λ_d への変換はチャンバの長さ L 、チャンバの相当直径 D_{de} を用い次式で求める。

$$\lambda_d = \sum_j \left(\zeta_{b,j} \frac{D_{de}}{L} \right) \quad (4.23)$$

以上の方法で梁の通気抵抗が考慮できるものと考えられる。

表 4.5 急縮小と急拡大の局部抵抗係数^[74]

A_1/A_2	0.1	0.2	0.4	0.6
急拡大 ζ_e	0.81	0.64	0.36	0.16
急縮小 ζ_c	0.34	0.32	0.25	0.16
$\zeta_b = \zeta_e + \zeta_c$ (v_1 基準)	1.15	0.96	0.61	0.32
$\zeta_b = \zeta_e + \zeta_c$ (v_2 基準)	115.0	24.0	3.81	0.89

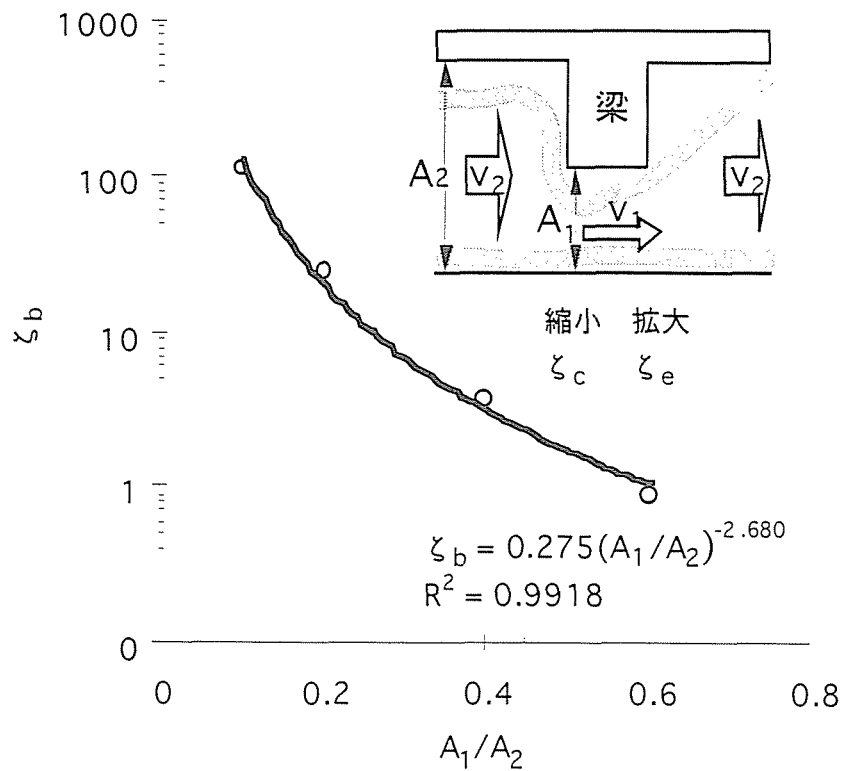


図 4.14 梁の通気抵抗係数

4.4 二重床空調気流方式の定常熱特性

二重床内を気流輸送スペースに利用した場合、二重床、スラブを介した熱の移動により、吹出し温度が変化し室内に供給する熱量の分布が生じたり、スラブからの熱損失が生ずる。このため、空調給気温度が室内の末端領域で上昇するなどの問題が生じている。一般的に、情報処理室は機器発熱負荷が壁体負荷と比べ著しく大きなため、スラブを通しての熱移動で空調設備容量が大幅に不足するなどの問題は顕在化していないが、床面積が大きな場合、スラブを通しての熱移動量を把握することは重要といえる。そこで、二重床空調気流方式の適切な設計に必要なデータの取得を目的に、二重床吹出し方式を一次元の直交座標モデルで扱い二重床を構成する各種パラメータと室内に供給される有効熱量・熱移動との関係を明らかにする^{[76]~[80]}。

4.4.1 二重床内温度の解析モデル

二重床内温度を評価するため、一次元の直交座標モデルを用い解析モデルを作成する。

(a) モデルの前提条件

検討するモデルは同一条件で空調を行っている室が上下に連続していることとし、以下の仮定を設定した。

- 1) 二重床は一次元の連続分配管とし、流れに直交方向の気流および熱の移動は考慮しない。
- 2) 二重床からは均一の面風速で吹出すこととする。また、室内温度は均一とする。
- 3) 二重床およびスラブについては水平方向の熱伝導は無視し、垂直方向のみ考慮する。

なお、二重床内および室内側熱伝達率が均一になることを想定した簡易法と、この熱伝達率が位置により異なることを想定した精算法の2種類について検討する。

(b) 簡易法

図4.15に簡易法の解析モデルの概念図を示す。二重床およびスラブの熱貫流率は、位置および風速に関係なく一定とすると、微少区間に分割した各面での熱平衡式は次式で表される。なお、チャンバの幅は1[m]と考える。

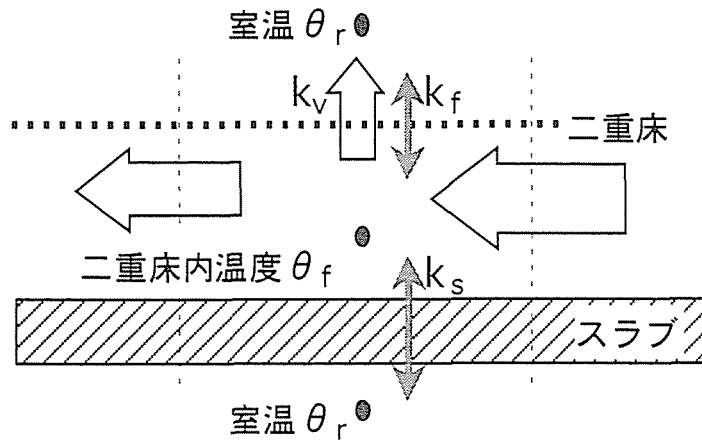


図 4.15 二重床の熱移動モデル

$$Q_n = k_v \left(x + \frac{\Delta x}{2} \right) \left(-\frac{dt}{dx} \frac{\Delta x}{2} \right) \quad (4.24)$$

$$Q_n = k_v \left(x - \frac{\Delta x}{2} \right) \left(\frac{dt}{dx} \frac{\Delta x}{2} \right) \quad (4.25)$$

一方、区間 Δx でのスラブおよび二重床からの熱移動量 Q_{fs} は次式となる。

$$Q_{fs} = \Delta x (k_f + k_s) (\theta_r - \theta_f) \quad (4.26)$$

(4.24)式 - (4.25)式 - (4.26)式 = 0 とすると、次式の微分方程式が得られる。

$$\frac{d\theta_f}{dx} = \frac{k_f + k_s}{k_v x} (\theta_f - \theta_r) \quad (4.27)$$

これを $x=L$ のとき $\theta_f = \theta_0$ の条件で解くと、二重床内の温度 θ_f は次式となる。

$$\theta_f = \theta_r - (\theta_r - \theta_0) \left(\frac{x}{L} \right)^C \quad (4.28)$$

$$\text{ただし、} C = \frac{k_f + k_s}{k_v} \quad (4.29)$$

C は空調給気の熱移動係数 k_v に対する、二重床の熱移動係数 k_f + スラブの熱移動係数 k_s の比の形で表され、ここでは、熱移動係数比と呼ぶ。(4.28)式を用い求めた二重床内温度分布を図 4.16 示す。この結果、二重床内温度は始端から終端に向かい徐々に上昇し、終端では室温と等しくなる。また、熱移動係数比 C が小さなほど二重床

内温度の変化は少ないことがわかる。これは、二重床やスラブの熱移動に比べ換気の成分が多くなるため、二重床やスラブを介しての熱移動による空調給気温度への影響が減少するためである。

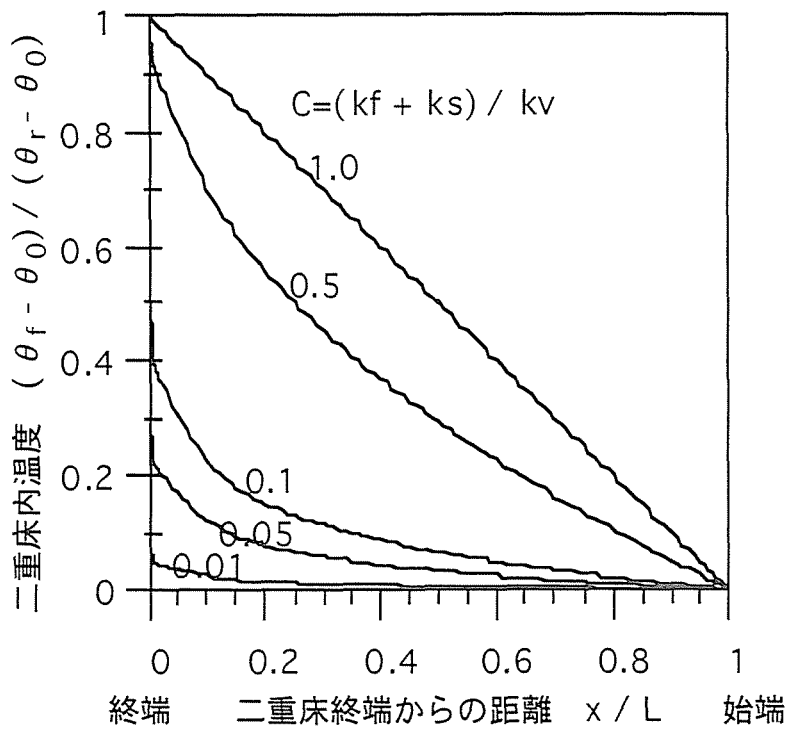


図 4.16 二重床内温度

(c) 精算法

図 4.17 に精算法モデルの概念図を示す。二重床およびスラブの熱貫流率は、位置により変化することを考慮する。二重床を分割した各面での熱平衡式は次式となる。

$$\dot{Q} = k_{v,n}(\theta_{f,n} - \theta_{f,n+1}) \quad (4.30)$$

$$Q_{fs} = (k_{f,n} + k_{s,n})(\theta_{r,n} - \theta_{f,n}) \quad (4.31)$$

(4.30)式-(4.31)式=0 とすると、次式となる。

$$k_{v,n}(\theta_{f,n} - \theta_{f,n+1}) - (k_{f,n} + k_{s,n})(\theta_{r,n} - \theta_{f,n}) = 0 \quad (4.32)$$

これを変形すると、二重床内の温度 $\theta_{f,n}$ は次式となる。

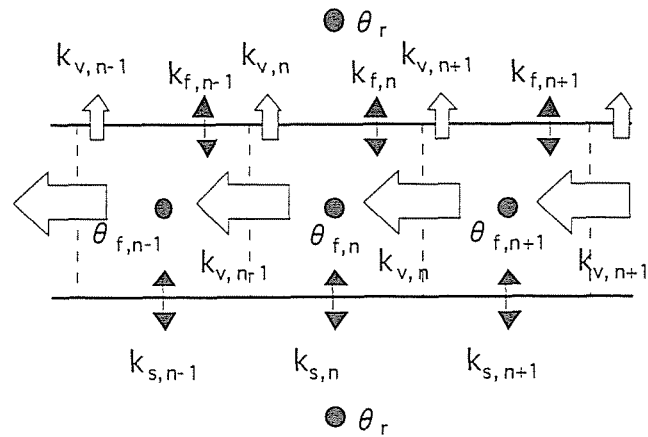


図 4.17 精算法のモデルの概要

$$\theta_{f,n} = \frac{(k_{f,n} + k_{s,n})\theta_r + k_{v,n}\theta_{f,n+1}}{k_{v,n} + k_{f,n} + k_{s,n}} \quad (4.33)$$

(4.33)式に、各測定ポイントでの k_s 、 k_f および終点からの距離 x を代入することにより、二重床内温度 $\theta_{f,n}$ が求められる。

4.4.2 実大規模実験による二重床内温度モデルの検証

前述した二重床内温度モデルの妥当性を実大規模実験で検証する。

(a) 実験の概要

図 4.18 に実験施設の概要を示す。実験室寸法は奥行き 9,200[mm]、幅 3,600[mm]、天井高 2,400[mm] であり、その周囲および上面を厚さ 50[mm] の断熱材またスラブ上部を厚さ 100[mm] の断熱材により断熱している。二重床への給気量は最大 40,000[m³/h] である。また実験室内には模擬発熱体を設置し、最大 100[kW] まで発熱が可能である。

(b) 測定項目と実験条件

表 4.6 に測定項目、図 4.18 に温度および熱流のセンサ取り付け状況を示す。実験室の奥行き方向の 6 列について、各温度および熱流を計 25 点を測定した。実験パターンを表 4.7 に示す。実験室内の発熱量を 37[kW] とし、空調給気量が 5,000 ~ 55,000[m³/h] までの 10 ケースについて実験を行った。

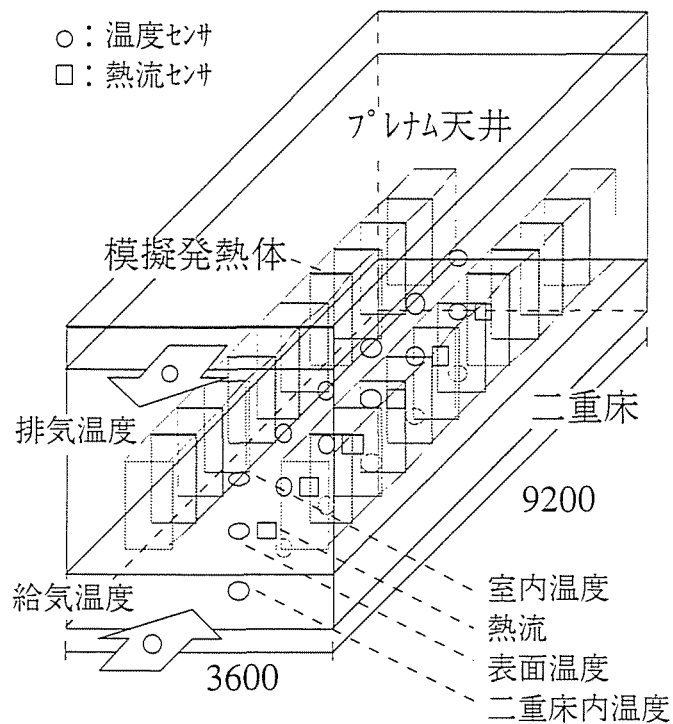


図 4.18 実験装置の概要

表 4.6 測定項目と方法

測定項目	単位	点数	測定センサ
室内温度	℃	6	T型熱電対
二重床内温度	℃	6	〃
二重床表面温度	℃	6	〃
二重床給気温度	℃	1	〃
二重床排気温度	℃	1	〃
二重床表面熱流	W/m ²	6	熱流計

表 4.7 実験パターン

No.	発熱量	給気量	No.	発熱量	給気量
	[kW]	[m ³ /h]		[kW]	[m ³ /h]
1	37	5200	7	37	21000
2	37	5800	8	37	28500
3	37	11000	9	37	35500
4	37	12500	10	37	38000
5	37	19500	11	37	56000

(c) 二重床の熱貫流率の実験結果

図 4.19 に二重床の熱貫流率と二重床通過風速の関係を示す。二重床通過風速の増加に伴い二重床の熱貫流率も増加する傾向にある。平均値は $7.2[\text{W}/\text{m}^2\text{C}]$ である。計算モデルに用いる二重床の熱貫流率は、簡易法では平均値を、精算法では各実験の測定値とする。また、実験室底部は完全断熱とし、スラブの熱貫流率は考慮しない。

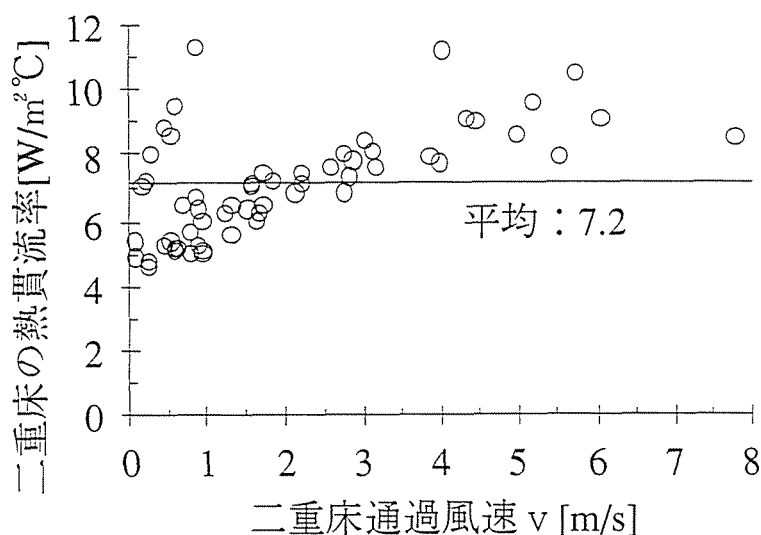


図 4.19 二重床内風速と熱貫流率の関係

(d) 二重床内温度計算モデルの評価

図 4.20 に二重床内温度の測定値とモデル計算値の一例を示す。この結果、実験値と簡易法および精算法による計算値は、二重床終端付近を除けば概ね一致している。二重床終端付近では、実験値と精算法の結果が良く一致していることから、二重床の熱貫流率を位置によらず一様に与えたことが誤差の要因と考えられる。

次に、二重床の各ポイントでの二重床内温度の測定値と、簡易および精算法による計算値の相関を図 4.21 に示す。この結果、精算法の計算結果は実験値と良く一致しているのに対し、略算法の計算結果は実験値よりやや高めになることがわかる。これは、先にも示したように、終端付近での誤差が影響していると考えられる。

以上のことから、精算法は二重床終端付近で実験結果よりやや高くなるが、全般的には概ね実験結果を表現し得るものと考えられる。

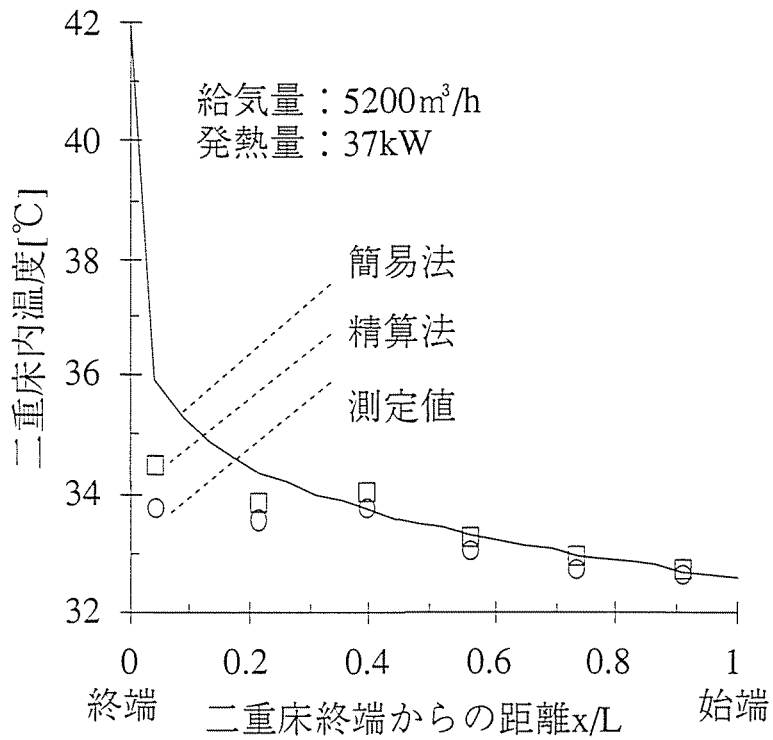


図 4.20 実験結果と計算結果の比較

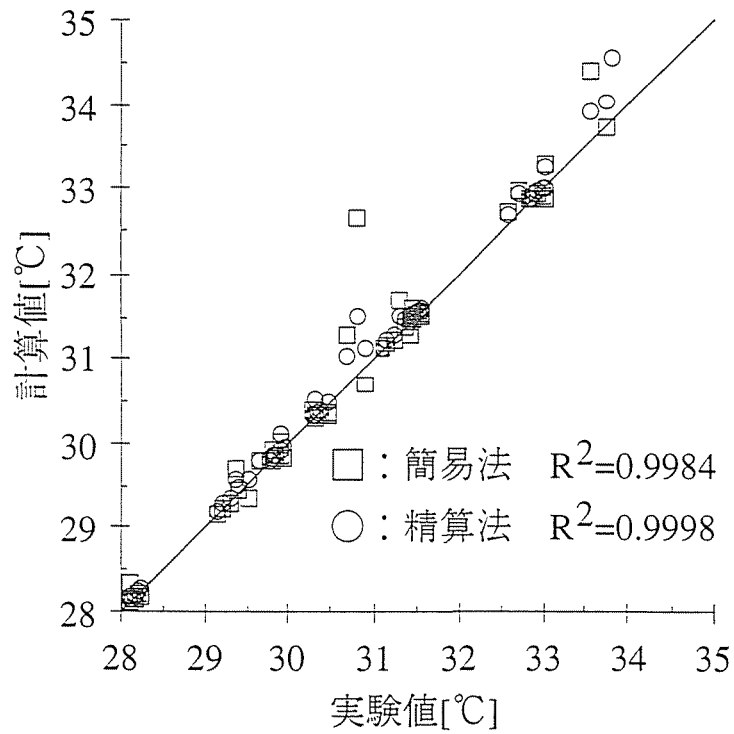


図 4.21 実験結果と計算結果の相関

4.4.3 二重床の熱特性の評価

二重床の定常的な熱移動特性を評価するため、二重床を構成する各種パラメータと室内に供給される有効熱量・熱移動との関係を明らかにする。

(a) 各部の熱量

チャンバ内の位置によりスラブおよび二重床各部の熱量を整理する。各部の熱量は二重床・スラブ・空調給気の各熱移動係数および二重床内温度を用い求めることができる。

1) 二重床に供給される全熱量

$$Q_T = k_v L (\theta_r - \theta_0) \quad (4.34)$$

2) 空調給気による熱量

$$\begin{aligned} Q_v &= \int_0^L k_v (\theta_r - \theta_f) dx \\ &= \frac{k_v Q_T}{k_f + k_s + k_v} \end{aligned} \quad (4.35)$$

3) 二重床を介しての伝達熱量

$$\begin{aligned} Q_f &= \int_0^L k_f (\theta_r - \theta_f) dx \\ &= \frac{k_f Q_T}{k_f + k_s + k_v} \end{aligned} \quad (4.36)$$

4) スラブを介しての伝達熱量

$$\begin{aligned} Q_s &= \int_0^L k_s (\theta_r - \theta_f) dx \\ &= \frac{k_s Q_T}{k_f + k_s + k_v} \end{aligned} \quad (4.37)$$

(b) 局所有効熱量と平均有効熱量

室内の冷却および加熱に有効な熱量の分布について検討する。室内へ供給される、熱量を局所有効熱量 Q_{ux} と平均有効熱量 Q_u とし、次の2つの場合について求める。

1) スラブを介しての伝達熱量を利得とした場合

$$Q_{ux} = (k_f + k_s + k_v)(\theta_r - \theta_0) \left(\frac{x}{L}\right)^c \quad (4.38)$$

$$Q_u = k_v(\theta_r - \theta_0) \quad (4.39)$$

2) スラブを介しての伝達熱量を損失とした場合

$$Q_{ux} = (k_f + k_v)(\theta_r - \theta_0) \left(\frac{x}{L}\right)^c \quad (4.40)$$

$$Q_u = \frac{k_f + k_v}{k_f + k_s + k_v} k_v(\theta_r - \theta_0) \quad (4.41)$$

(4.38)、(4.39)式および(4.40)、(4.41)式を用い、二重床終端からの距離 x/L における Q_{ux}/Q_u を求めると、双方とも次式となる。

$$\frac{Q_{ux}}{Q_u} = (1 + C) \left(\frac{x}{L}\right)^c \quad (4.42)$$

終端からの距離 x/L および熱移動係数比 C をパラメータに Q_{ux}/Q_u を求め、結果を図 4.22 に示す。この結果、局所有効熱量は始端で大きく、終端に向かって減少する。また、熱移動係数比 C が小さくなるほど均一になることがわかる。

(c) 局所有効熱量が平均有効熱量と等しくなる位置

局所有効熱量と平均有効熱量が等しくなる位置 x_m を、 $Q_{ux} = Q_u$ とし求めた。その結果、スラブを介しての伝達熱量を利得・損失のどちらで扱っても局所有効熱量 Q_{ux} が平均有効熱量 Q_u と等しくなる位置 x_m は、次式となる。

$$x_m = L \left(\frac{1}{1 + C}\right)^{1/c} \quad (4.43)$$

熱移動係数比 C をパラメータに局所有効熱量と平均有効熱量が等しくなる位置 x_m/L を求め図 4.23 に示す。この結果、 $C=1$ の時 $x_m/L=0.5$ となり、 C の減少に伴い小さくなることがわかる。すなわち、局所有効熱量と平均有効熱量が等しくなる位置は中央から終端側に移動することとなる。

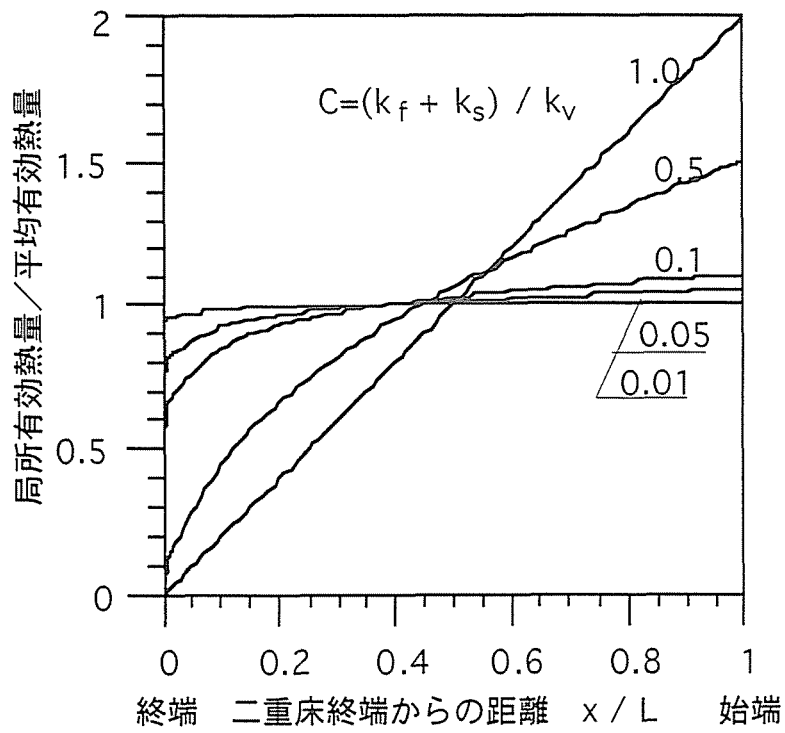


図 4.22 局所有効熱量の分布

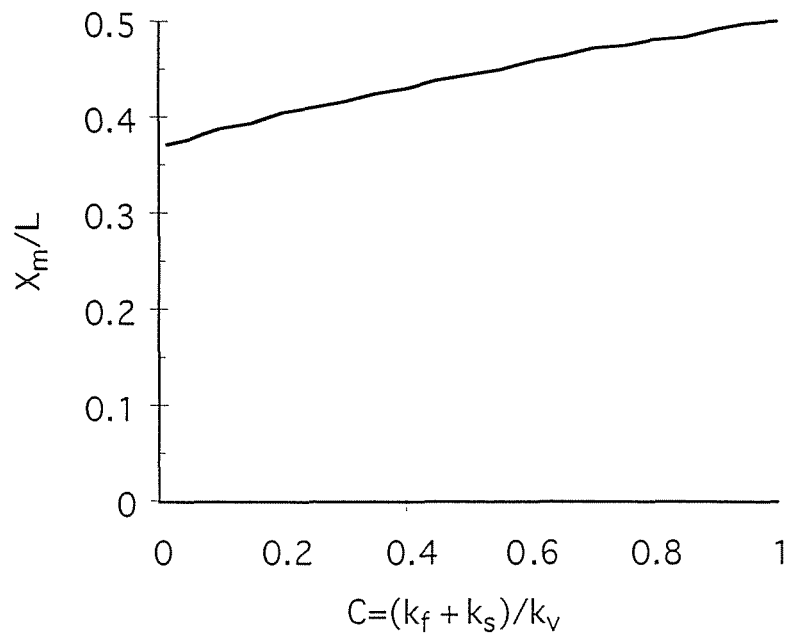


図 4.23 局所有効熱量と平均有効熱量が等しくなる位置

(d) 有効熱量の不均一率

有効熱量の一様性について評価する。局所有効熱量と平均有効熱量から、有効熱量の不均一率を次式で定義する。

$$\varepsilon_H = \frac{1}{L} \int_0^L \left| \frac{Q_{ux} - Q_u}{Q_u} \right| dx \quad (4.44)$$

この式は直接積分できないため、(4.38)、(4.40)式に示す局所有効熱量 Q_{ux} が(4.39)、(4.41)式に示す平均有効熱量 Q_u と交わる位置 x_m を用い、(4.45)式に示すように積分区間を分割した。

$$\varepsilon_H = \frac{1}{L} \left(- \int_0^{x_m} \frac{Q_{ux} - Q_u}{Q_u} dx + \int_{x_m}^L \frac{Q_{ux} - Q_u}{Q_u} dx \right) \quad (4.45)$$

これらの結果から有効熱量の不均一率 ε_H は次式で表される。

$$\varepsilon_H = 2C(1+C) \left(\frac{1+C}{C} \right) \quad (4.46)$$

有効熱量の不均一率 ε_H の計算結果を図 4.24 に示す。この結果、熱移動係数比 C の増加に伴い有効熱量の不均一率 ε_H が増加することがわかる。すなわち、二重床の熱移動係数 k_f およびスラブの熱移動係数 k_s を小さくすること、あるいは空調給気の熱移動係数 k_v を増加させることにより、有効熱量の不均一率 ε_H を小さくし、一様な熱量分布にすることが可能となる。この結果を用いることで有効熱量の不均一率 ε_H を設計目標値とし、二重床およびスラブの熱性能、空調給気量を求めることができる。

(e) スラブを介しての熱移動率

スラブを介し階下へ伝達する熱量について評価する。一般的に情報処理室が上下階方向に連続している場合、上層階で生ずるスラブを介しての熱移動は、下階において熱取得になる。しかし、これに該当しない場合、スラブを介し階下へ伝達する熱量は損失となる。この場合、スラブを介しての熱移動率は室内へ供給する全熱量 Q_T に対するスラブを経由する伝達熱量 Q_s の比なり、次式で表される。

$$\begin{aligned} \varepsilon_L &= \frac{Q_s}{Q_T} \\ &= \frac{C_s}{C_f + C_s + 1} \end{aligned} \quad \text{ただし、} C_f = \frac{k_f}{k_i}, \quad C_s = \frac{k_s}{k_i} \quad (4.47)$$

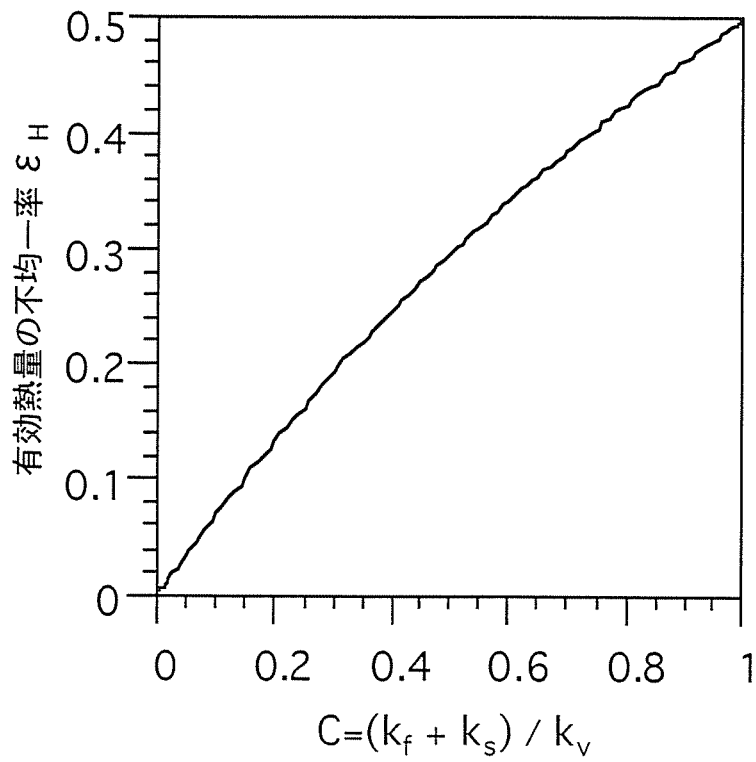


図 4.24 有効熱量の不均一率

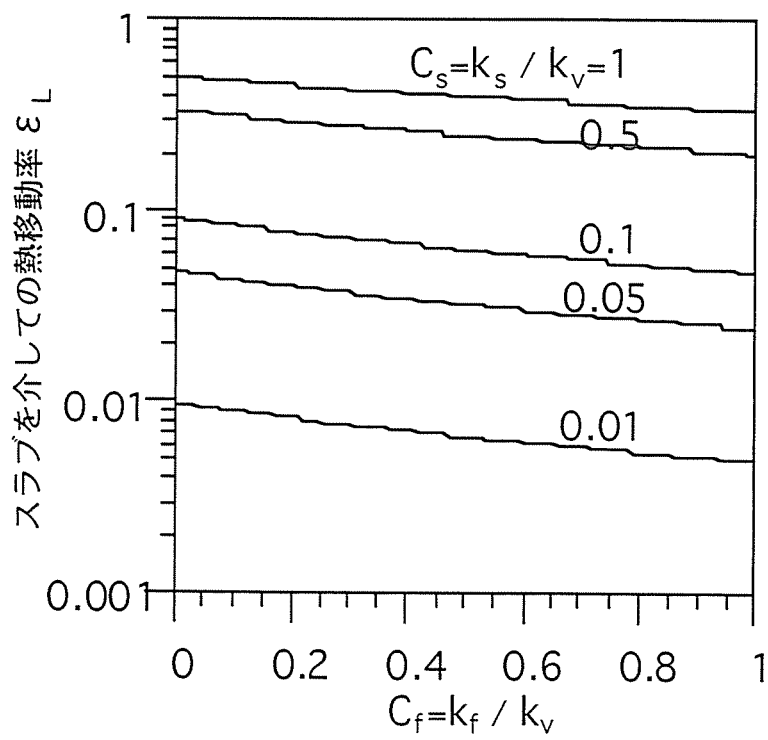


図 4.25 スラブを介しての熱移動率

スラブを介しての熱移動率 ϵ_L の計算結果を図 4.25 に示す。この結果、スラブを介しての熱移動率 ϵ_L は C_s の増加に伴い増大し、 C_f の増加に伴わずかに減少することがわかる。すなわち、スラブの熱移動係数 k_s と空調給気の熱移動係数 k_v の比を小さくすることにより、スラブを介しての熱移動量を削減できることを示している。この結果は当然の結果ともいえるが、スラブを介しての熱移動率を設計目標値とし、二重床およびスラブの熱性能、空調給気量を求めることができるため、設計を行う上では有効な評価指標といえよう。

4.4.4 二重床吹出し・天井吸込み方式の気流分配設計方法

これまで示した気流分配設計方法を用い、実際の設計を行う際の検討フローを図 4.26 に示す。この手順により、機器発熱量に対応した気流分配設計が容易にできる。

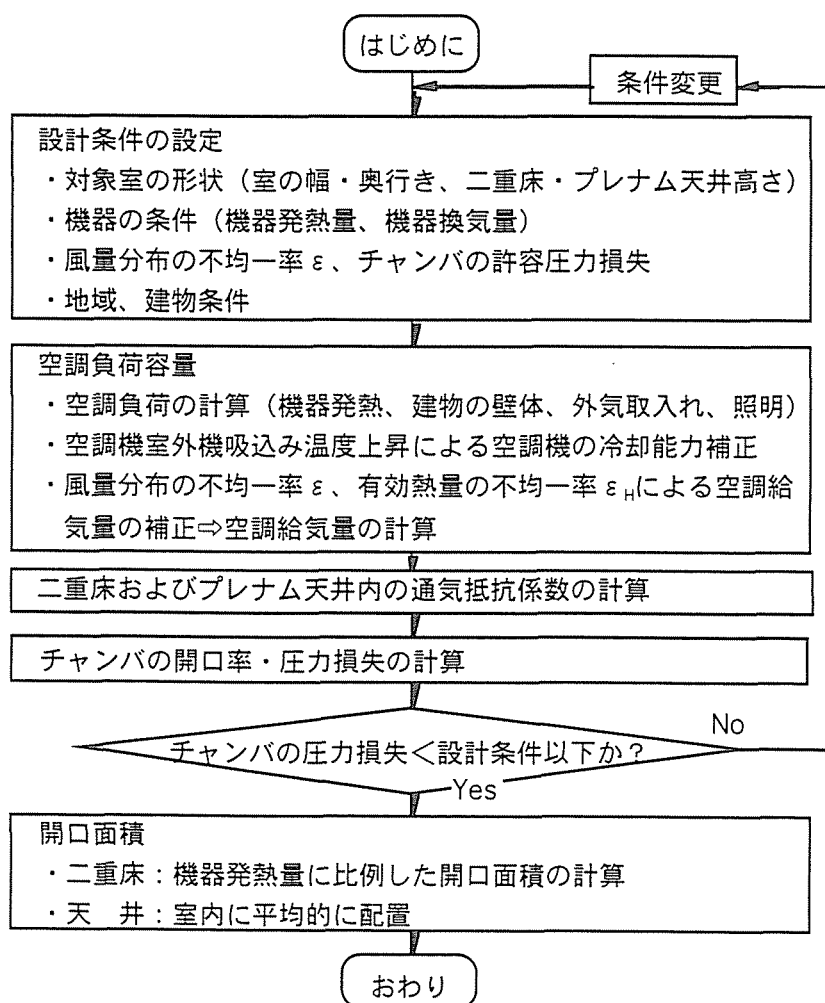


図 4.26 二重床吹出し・天井吸込み方式の気流分配設計フロー

4.5 まとめ

二重床および天井をチャンバに利用した空調気流方式に関し、気流および熱特性について検討した結果をまとめる。

(a) チャンバの吹出し・吸込み気流の特性

- 1) チャンバ内圧力分布の解析モデルを作成した。解析モデルの計算精度について、模型実験との比較を行い、実用的な精度であることを検証した。
- 2) チャンバの吹出しおよび吸込み風量分布の一様性を評価する指標として、風量分布の不均一率を定義した。この風量分布の不均一率 ϵ とチャンバの特性係数 k を用い、チャンバの形状と圧力損失、開口率の関係を示す近似式を求めた。その結果、各パラメータとチャンバの圧力損失・開口率の関係を容易に表現できるようになった。
- 3) チャンバに一様な開口を設けて吹出し・吸込みを行う場合、チャンバの特性係数 k が定まると、目標とする風量分布の不均一率 ϵ を実現するチャンバの圧力損失と開口率が得られる。この近似式を用いることでチャンバの設計が容易に実施できると考えられる。

(b) チャンバ内の通気抵抗

- 1) 二重床や天井内に設置されるケーブル、支柱などの障害物を考慮した通気抵抗を求めるため、フィン付きチャンバのモデルを活用し、通気抵抗の計算式を導いた。
- 2) 天井内に設置される梁を考慮した通気抵抗を求めるため、急拡大・急縮小の通気抵抗を合成し通気抵抗の計算式を導いた。

なお、これらの検討結果は実験などで確認しておらず、実用上の精度に関しては今後の課題といえる。

(c) 二重床空調気流方式の定常熱特性

- 1) 二重床から供給される空調給気の熱量分布、スラブを介しての熱移動などの特性を明確にするため、二重床内の温度分布を求める解析モデルを作成した。解析モデルの計算精度について、模型実験との比較を行い、実用的な精度であること

を検証した。

- 2) 二重床内の温度分布は、空調給気の熱移動係数に対する、二重床およびスラブの熱移動係数の比（熱移動係数比 C ）で傾向が決定されることがわかった。これは、有効熱量の不均一率についても同じ傾向となる。このため、情報処理室用空調のように、空調給気量が大きな場合、有効熱量の不均一率は少ないが、二重床吹出しのオフィス空調の場合、情報処理室用空調と比較し空調給気量が少ないため、これを配慮した設計が必要と考えられる。
- 3) スラブを介しての熱移動は、空調給気の熱移動係数に対する、二重床の熱移動係数の比（熱移動係数比 C_s ）で傾向が決定されることがわかった。空調給気量が大きな場合、熱移動係数比 C_s が小さくなり、スラブを介しての熱移率は小さくなるが、室内負荷が小さな場合、スラブの断熱化を配慮した設計が必要となる。

以上、二重床吹出し方式の気流および熱特性についての検討結果を示した。これらの検討結果は、情報処理室の建築および設備設計のみならず、オフィスにおける二重床吹出し空調の気流設計に活用できるものと考えられる。

第5章 空調システムのエネルギー消費 の評価方法

5.1 はじめに

大規模な情報処理室は、実測結果からも明らかなように、室内の発熱密度が高く、空調に要するエネルギー量が大きくなっているため、省エネルギー対策の意義は大きい。第3章では空調給気量の削減を目的に、室内空気再循環気流方式の提案と、その特性について述べ、さらに、第4章では、これを適切に実現するための空調給気分配法について検討してきた。本章では、情報処理室用空調の省エネルギー対策とその効果の明確化を目的に、エネルギー消費の評価法を用い、空調給気量およびその分配精度、チャンバの形状、情報処理室の温湿度条件が空調システムのエネルギー消費に与える影響を定量的に評価する。

本章の構成は以下のとおりである。

5.2では、情報処理室用空調のエネルギー消費に関し、トータルエネルギー消費量を空気搬送エネルギー消費量と熱源エネルギー消費量に分系し、空調用送風機の発熱量および熱源機器の特性を考慮した評価法を示す。5.3では、パッケージ型空調機の特性を評価するため、室外機の吸込み温度と空調機の冷却能力・総合効率の関係を検討する。5.4では、風量分布の不均一率、送風温度差、チャンバ形状さらには室内の湿度条件が空調システムのエネルギー消費に与える影響について述べる。5.5では、情報処理室用空調の省エネルギー対策についてまとめる。

5.2 エネルギー消費の評価法

5.2.1 空調システムのエネルギー消費

熱源・搬送・空調・換気など種々の機器で構成される空調システムのエネルギー消費の評価にはエネルギー消費係数を評価指標に用いる方法^[49]が提案されている。エネルギー消費係数は入力エネルギーを空調負荷で割ったもので、成績係数の逆数となり、小さな値ほど効率が良いことを意味している。空気搬送系、熱源系など、各エネルギー消費係数を加算することでトータルエネルギー消費係数が求められることが特徴である。ここでは、空気搬送動力および熱源動力に着目するため、室内熱損失および利得を考慮した室内熱量係数、また、スラブからの熱損失や外壁負荷などの空気系熱量係数、さらに、水搬送系の損失を考慮した水系熱量係数を全て1とし、空気搬送系、熱源系、トータル空調系の3つに分類し情報処理室用空調システムのエネルギー評価を行う^{[56], [59], [60]}。

(a) 空気搬送エネルギー消費係数 ε_A

強制空冷機器を収容した情報処理室空調の場合、送風温度差を大きく取れず、空調給気量が多くなる傾向が見られる。また、空調給気の輸送スペースとして設けられた二重床内は多くの配線のため狭隘化し、空調用送風機の全圧損失が大きくなる場合が多い。このため、空調システムの消費エネルギーの評価に際し、空調機の空気搬送エネルギー消費を考慮することが重要である。

室内熱負荷 H_L の冷却に、空調用送風機が E_F の空気搬送用エネルギーを要した場合、空気搬送エネルギー消費係数 ε_A は次式で表される^[49]。

$$\varepsilon_A = \frac{E_F}{H_L} = \frac{1}{ATF} \quad (5.1)$$

空気搬送システムの顕熱成績係数(ATF)はASHRAE 90-75Rで示された係数であり、空気搬送エネルギー消費係数 ε_A はその逆数である。

(b) 熱源エネルギー消費係数 ε_{COM} , ε_{REF}

外壁の熱負荷、および室内熱損失、空気搬送熱損失、水搬送熱損失のいずれも考慮しなければ、熱源エネルギー消費係数はパッケージ型空調方式の場合、室内熱負荷 H_L に対するコンプレッサ動力と室外機用ファンの動力 E_{com} の比となり、また、中

中央熱源方式の場合、室内熱負荷 H_L に対する冷凍機および冷却塔と水搬送系の動力 $H_{HS} + H_P$ の比で表し次式となる。

$$\varepsilon_{COM} = \frac{E_{COM}}{H_L} \quad \text{パッケージ型空調方式} \quad (5.2)$$

$$\varepsilon_{REF} = \frac{E_{HS} + E_P}{H_L} \quad \text{中央熱源空調方式} \quad (5.3)$$

しかし、空調用室内機がパッケージ型空調機あるいはエアハンドリングユニットの場合、室内ファンは室内機内部に設置されることが多く、ファンの発熱を熱源負荷に含め検討する必要がある。そこで、ここでは次式に示すように、空気搬送エネルギー消費量が熱源の負荷になるよう、室内熱負荷 H_L と空調用送風機動力 E_F を加え熱源の負荷と考える。

$$E_{COM} = \frac{H_L + E_F}{COP_{COM}} \quad \text{パッケージ型空調方式} \quad (5.4)$$

$$E_{HS} + E_P = \frac{H_L + E_F}{COP_{REF}} \quad \text{中央熱源空調方式} \quad (5.5)$$

熱源機器のエネルギー消費量は室内負荷 ($H_L + E_F$) を熱源機器の成績係数で除して求める。(5.4)、(5.5)式をそれぞれ(5.2)、(5.3)式に代入すると、各熱源機器のエネルギー消費係数は次式となる。

$$\varepsilon_{COM} = \frac{H_L + E_F}{H_L COP_{COM}} \quad \text{パッケージ型空調方式} \quad (5.6)$$

$$\varepsilon_{REF} = \frac{H_L + E_F}{H_L COP_{REF}} \quad \text{中央熱源空調方式} \quad (5.7)$$

(5.6)、(5.7)式を用い熱源機器のエネルギー消費係数を定義することにより、空調用送風機の動力が熱源機器の負荷となることも考慮して、空調システムのエネルギー消費が評価できるようになる。

(c) トータル空調エネルギー消費係数 ε_T

空調システムトータルのエネルギー消費係数 ε_T は、室内熱負荷 H_L に対する各機器の消費エネルギー量の比で表すこととする。

$$\varepsilon_T = \frac{E_F + E_{COM}}{H_L} \quad \text{パッケージ型空調方式} \quad (5.8)$$

$$\varepsilon_T = \frac{E_F + E_{HS} + E_P}{H_L} \quad \text{中央熱源空調方式} \quad (5.9)$$

以上の、エネルギー消費係数を用い情報処理室用空調システムのエネルギー消費の評価を行う。

5.2.2 空調用送風機の空気搬送用エネルギー消費量

空調用送風機の空気搬送エネルギー消費量 E_F は、空調給気量 V および圧力損失 P_T 、送風機効率 η_T を用い、次式から求めることができる[65]。

$$E_F = \frac{V P_T}{\eta_T} \quad \text{ただし } P_T = P_C + P_S \quad (5.10)$$

P_C は室内機の機内圧力損失および室内機の吹出し・吸込み口の圧力損失を表している。室内機の機内圧力損失は、送風温度差と室内機の形状が定まれば、定数で与えることができる。一方、 P_S は第4章(4.12)式で求めた、二重床および天井の圧力損失を考慮することにより、次式となる。

$$P_S = 0.815 \varepsilon^{-0.820} k \frac{\rho}{2} v_s^2 \quad (5.11)$$

チャンバ始端の風速 v_s は室内熱負荷 H_L 、チャンバの幅 W_d 、チャンバの高さ h 、空調機の空調給気量 V から次式になる。

$$v_s = \frac{V}{W_d h} \quad (5.12)$$

(5.11)、(5.12)式から、 P_S は次式に書き替えられる。

$$P_S = 0.8150 \varepsilon^{-0.8204} k \frac{\rho}{2} \left(\frac{V}{W_d h} \right)^2 \quad (5.13)$$

以上の結果を整理すると、空調用送風機の空気搬送用エネルギー消費量 E_F は次式となる。

機内静圧損失分+二重床の圧力損失分+天井の圧力損失分

$$E_F = \frac{P_c V + 0.815 \varepsilon^{-0.820} k_d \frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{W_d h} \right)^2 V^3 + 0.815 \varepsilon^{-0.820} k_c \frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{W_d h} \right)^2 V^3}{\eta_T} \quad (5.14)$$

この結果から、各パラメータと空気搬送エネルギー消費量 E_F の関係が明確となった。特に、空調給気量 V およびチャンバの断面積 $W_d h$ は、空気搬送エネルギー消費量 E_F に大きく影響を与えるため、設計上の重要なポイントといえる。

5.2.3 熱源エネルギー消費

熱源は、パッケージ型空調方式、中央熱源方式双方とも空調還気温度・湿度、風量などの条件でエネルギー消費量が異なる。ここでは、空冷チリングユニットを用いた中央熱源方式を例に熱源エネルギー消費の特性を検討する。

(a) 空調システムの概要

図 5.1 に評価を行う空調システムの概要を示す。空調システムは、熱源に空冷チリングユニット（以下、チラー）、室内ユニットにエアハンドリングユニット（以下、AHU）を採用する。チラーからの冷水はAHUで空調還気と熱交換しながら昇温し、再びチラーに戻る。冷却された空調還気は空調給気として情報処理室の二重床内に供給され、情報処理室を冷却する。なお、評価に際してはポンプ、配管等からの熱取得、熱損失は考慮しないものとする。

(b) エアハンドリングユニット（AHU）

表 5.1 に AHU の仕様を示す。汎用の上吸込み・下吹出し形である。空調給気温度 18[°C]、空調還気温度 22[°C]、冷水温度 12-7[°C]において、冷却能力（全熱）50 [kW] を発揮できる AHU とした。評価において固定する条件と変化させる条件を併記した。AHU のコイルは図 5.2 に示す特性のコイルを持つものとした。図 5.3 に示す特性のぬれ面補正係数を用い、熱通過率の補正を行った。コイル表面に水滴が付着すると、コイルの空気抵抗が増加するため、図 5.4 の特性を考慮しコイルの空気抵抗を補正した。いずれの値もメーカーのカタログ値を用いた。

室内が加湿されている場合、SHF を考慮するため、情報処理室の相対湿度を 50[%]、

AHU の給気湿度を 90[%]として、湿り空気 h-x 線図を用い SHF を求めた。

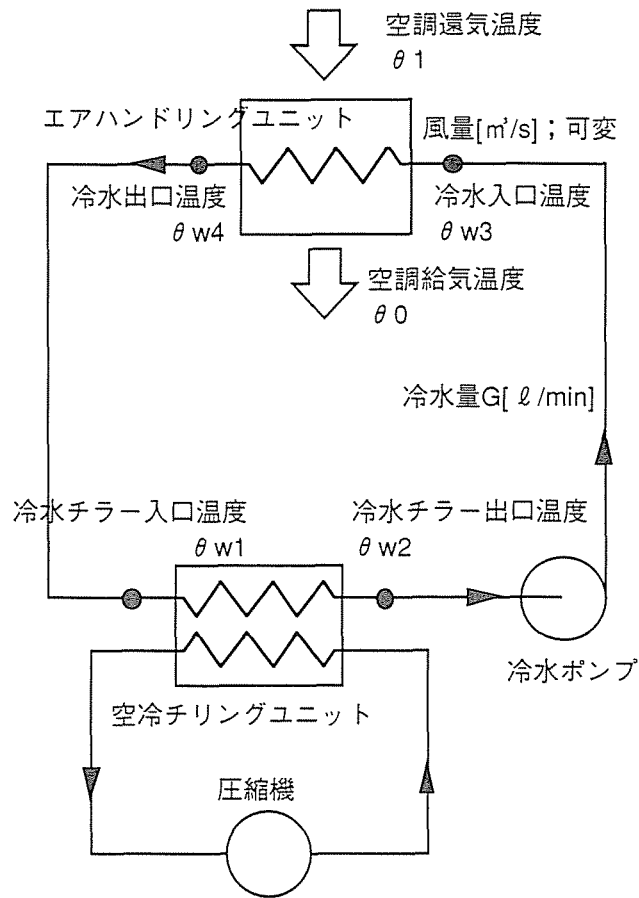
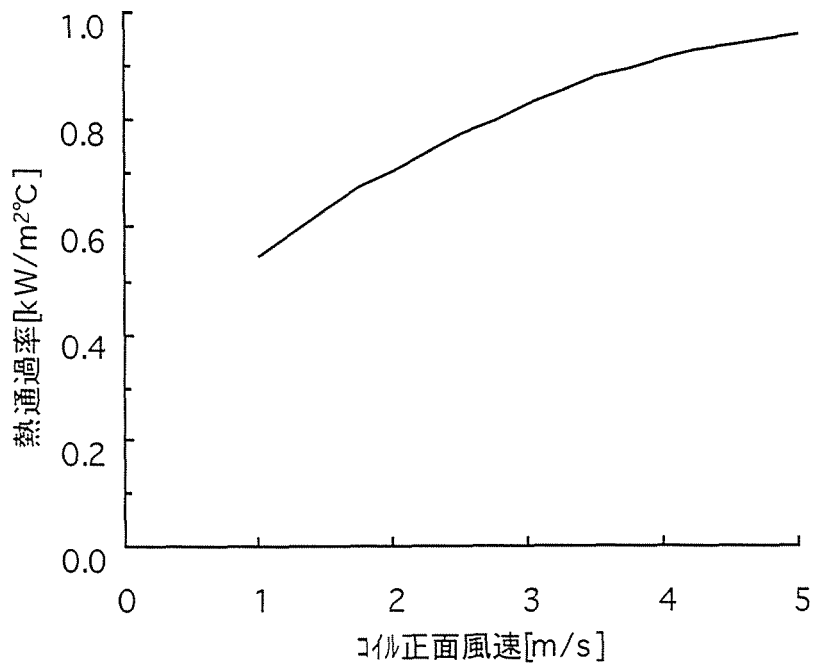


図 5.1 空調システムの概要

表 5.1 AHUの標準仕様

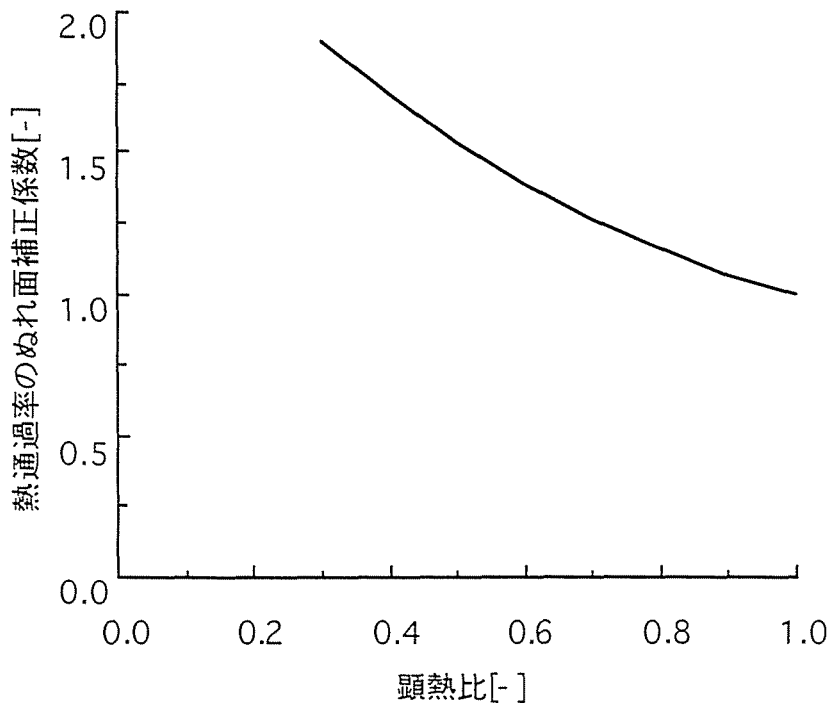
ユニットサイズ [-]	40	固定
冷却能力 (全熱) [kW]	50	固定
空調給気温度[°C]	18	変化
空調還気温度[°C]	22	変化
冷水温度[°C]	12-7	変化
対数平均温度差[°C]	10.5	変化
冷水流量 [ℓ/min]	143	固定
風量 [m³/h]	37326	変化
コイル圧力損失 [Pa]	29.4	変化
空調機全圧損失 [Pa]	362.6	変化
熱交換器サイズ [-]	W27*2900*2	固定
管内水速 [m/s]	0.369*2	固定

* : 新晃工業(株), 標準型D型空気調和機, AH-95-A(No.95063000)



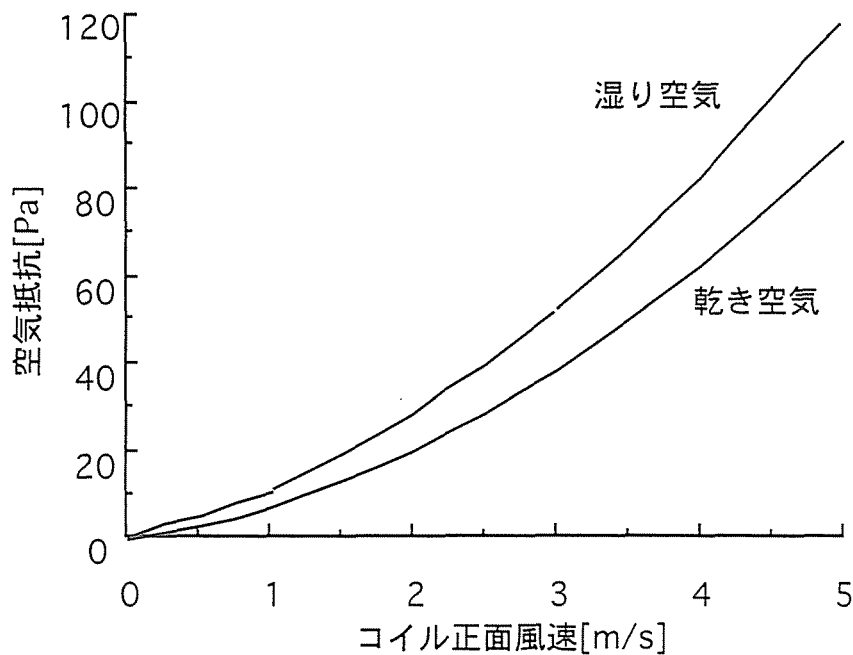
*：新晃工業(株), 標準型D型空気調和機, AH-95-A(No.95063000)

図 5.2 コイル正面風速と熱通過率



*：新晃工業(株), 標準型D型空気調和機, AH-95-A(No.95063000)

図 5.3 熱通過率のぬれ面補正係数



*：新晃工業(株)，標準型D型空気調和機，AH-95-A(No.95063000)

図 5.4 コイルの空気抵抗

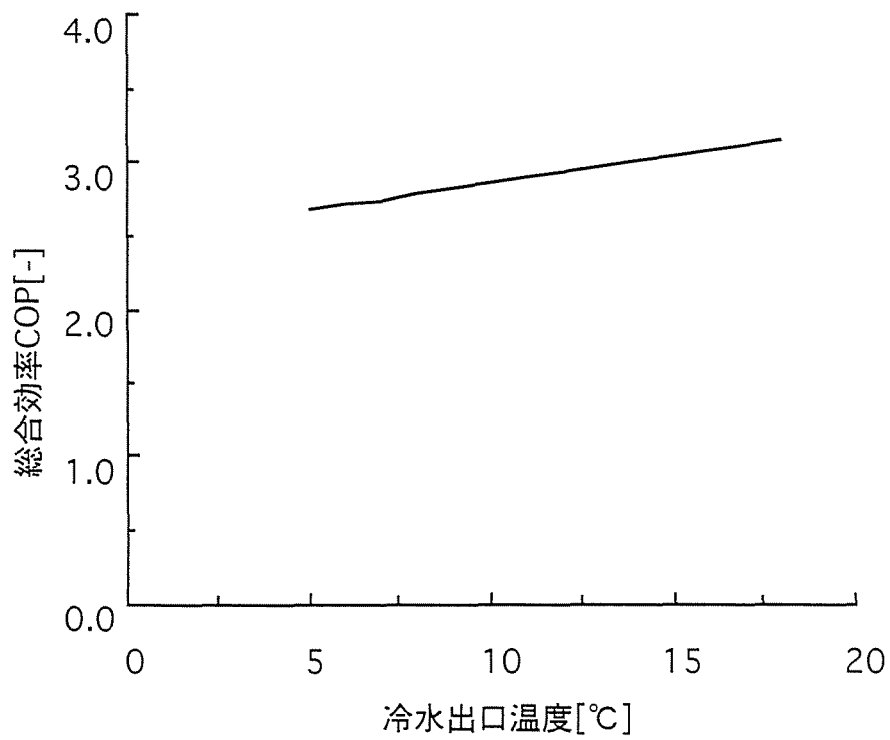
(c) チリングユニット (チラー)

表 5.2 にチリングユニットの仕様を示す。外気温度 35[°C]、冷水温度 12-7[°C]で冷却能力 274 [kW] の機器を選定した。このチラーに複数の AHU が接続されている状態を想定した。図 5.5 に冷水出口温度と総合効率の関係を示す。なお、チラーの総合効率はチラー、冷却塔および冷水搬送ポンプの電力消費量に対するチラーの冷却能力の比を求めたものである。この結果から、冷水出口温度の上昇に伴い、僅かながら総合効率が向上していることがわかる。

表 5.2 チラーの標準仕様

圧縮機	往復動 (レシプロ)	固定
冷却能力 [kW]	274	固定
外気温度[°C]	35	固定
冷水温度[°C]	12-7	変化
効率 (COP) [-]	2.74	変化

*三菱電機(株)，冷熱ハンドブック 空調機器編 '95・'96, PP.112-176



*三菱電機(株), 冷熱ハンドブック 空調機器編 '95・'96

図 5.5 冷水出口温度と総合効率の関係

5.3 室外機吸込み温度とパッケージ型空調機の冷却能力と総合効率

近年、情報処理室用空調として、空冷パッケージ型空調機を採用する例が増えている。その理由として、空冷パッケージ型空調機は空調ゾーン毎の様々な利用形態に対応し安いこと、据付け工事が簡便であること、低価格であることなどが挙げられる。しかし一方では、空調機の台数が増加し、屋外の限られたスペースに空調機室外機を集中して設置することが多くなる。このため、冷房時集中設置された室外機では、自らの高温排気を再度吸込むショートサーキット流れが生じ、室外機吸込み温度が上昇する。これは空調機の冷却能力や総合効率の低下、冷媒圧力の上昇に伴う空調機の停止を引き起こす要因となる。ここでは、室外機吸込み温度上昇の実態、およびその結果生ずる問題点を述べる。なお、集中して設置された場合の空調機室外機の吸込み温度性状に関しては、付録に詳細な検討結果^[82]を示す。

5.3.1 現状の把握と問題点

室外機が連続的に設置されている場合の室外機の吸込み温度の実態を把握するため、実測調査を行った。対象は空冷パッケージ型の空調機室外機である。図 5.6 に実測調査場所の室外機配置を示す。屋上の限られたスペースに室外機が集中的に設置されているのがわかる。図 5.7 に室外機の吸込み温度上昇（吸込み温度－外気温度）の測定例を示す。その結果、設置場所により吸込み温度上昇に違いがあり、列の中央部で温度上昇が大きくなっている。これは、室外機からの高温排気が大気に拡散されず、再度室外機に吸い込まれるショートサーキット流れが生じているためと考えられる。また、最大値および最小値の差は大きく、吸込み温度が大きく変動している。この要因として、室外機周囲の気流の変化で、大気への熱拡散が変動することが考えられる。図 5.8 に吸込み温度上昇の頻度分布を示す。この結果、実測調査の時間内で吸込み温度上昇が 5℃以上となるのは約 4 割であった。

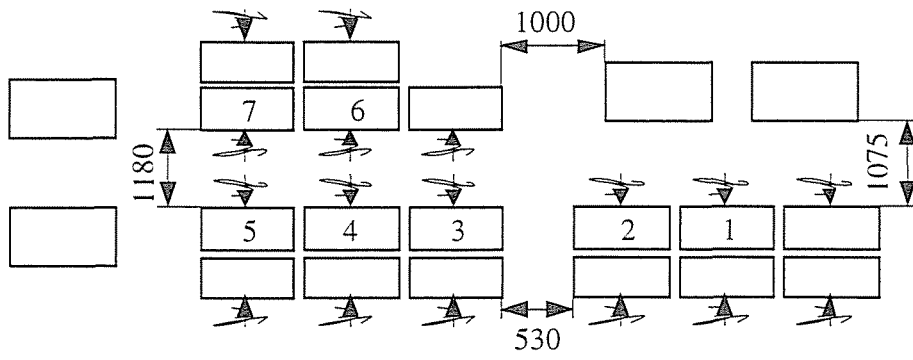


図 5.6 実測対象の室外機

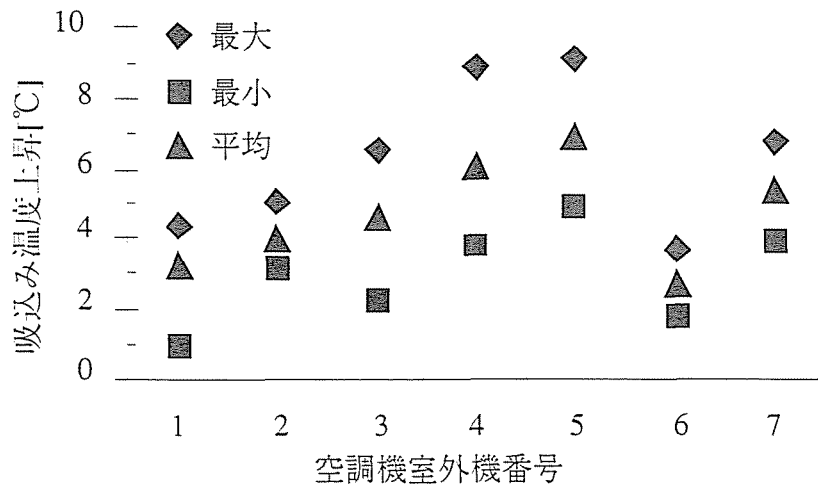


図 5.7 室外機吸込み温度上昇の測定例

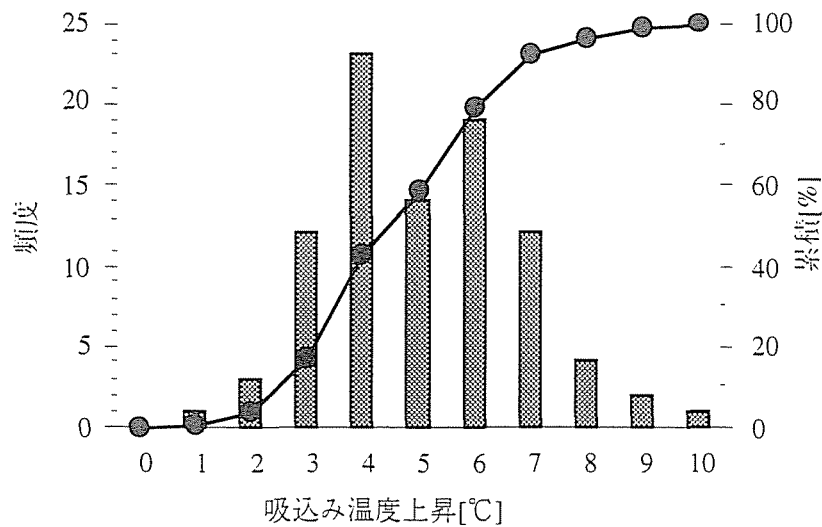
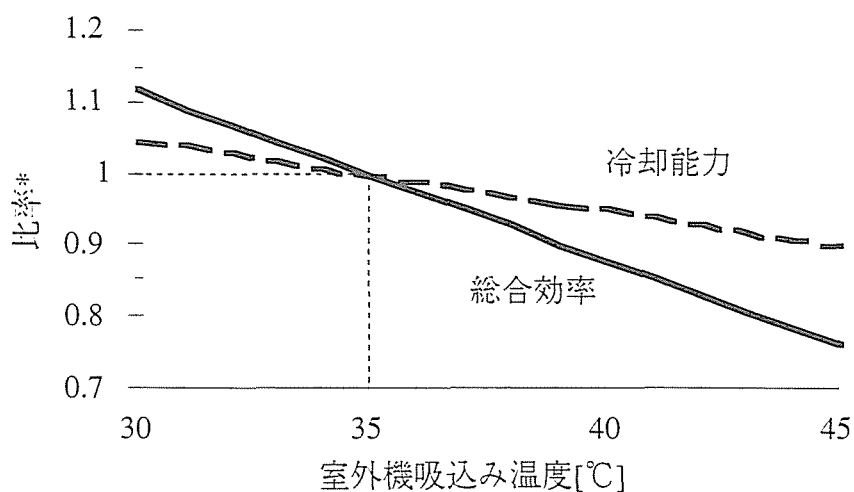


図 5.8 吸込み温度上昇の頻度分布

5.3.2 空調機の冷却能力と総合効率

室外機は外気との熱交換により冷暖房を行うため、室外機の吸込み温度は空調機の能力および総合効率に大きな影響を与える。図 5.9 に冷房時における空冷パッケージ型空調機の冷却能力・総合効率と室外機の吸込み温度の関係の例を示す。この図より、吸込み温度が 5℃上昇すると冷却能力は約 5%、総合効率は約 10%低下することがわかる。また、R22 の冷媒を用いた空調機は動作可能な吸込み温度が 43℃となっているものが多く、これを越えた場合、空調機の保護動作が働き停止することがある。このことから、室外機を設置する場合、建設費の削減、省エネルギー、機器の適正な運転を図るため、吸込み温度上昇を規定値以下に抑制する配置計画が重要である。



*：5HP空調機 室内条件；27℃,50%
室外機吸込み温度35℃を1とした場合のシミュレーション結果

図 5.9 室外機吸込み温度と空調機冷却能力・総合効率の関係

5.4 空調気流方式の評価

5.4.1 空気搬送エネルギー消費の評価

(a) 風量分布の不均一率 ϵ

一般的に、チャンバの開口面積を小さくすると、風量分布の不均一率 ϵ は小さくなり、空調給気の風量分布は一様となる。その反面、チャンバの圧力損失が大きくなり空気搬送エネルギー消費は増大する。一方、チャンバの開口面積を大きくすると、空調給気の風量分布はばらつきが大きくなり、風量分布の不均一率 ϵ は増大する。この場合、最小風量の位置で機器の冷却に必要な空調給気量を確保するため、空調給気量の総量を増加させなければならない。そこで、表 5.3 の条件で、風量分布の不均一率 ϵ を変化させた場合の空気搬送エネルギー消費係数 ϵ_A を求め図 5.10 に示す。この結果、以下のことがいえる。

- 1) 室内発熱密度が小さな場合、 ϵ_A の最小値は不均一率の値が小さな領域で実現し、発熱密度が上昇するのに伴い大きな領域へ移行する。これは、室内発熱密度が小さな場合、チャンバの始端風速 v_s が小さく、二重床および天井の開口率を小さくしても送風機動力に対する影響が少ない。このため、空調給気量を増加させるよりも、風量分布の不均一率を小さくした方が空気搬送エネルギー消費係数が少なくなる。しかし、室内発熱密度が大きな場合、チャンバの始端風速 v_s が大きくなり、二重床および天井の開口率を小さくすることによる送風機動力への影響が顕著となる。このため、空調給気量が多少増加しても、風量分布の不均一率を大きくした方が空気搬送エネルギー消費係数が少なくなるためと考えられる。
- 2) 一般的な情報処理室の発熱密度 400~800[W/m²]において、風量分布の不均一率は 0.1~0.5 程度の範囲で ϵ_A が最小となることがわかる。このことから、二重床吹出しにより空調給気を行う場合、また、天井から空調還気を行う場合、風量分布の不均一率がこの範囲になるよう、開口を設けることにより、その開口面積に比例した空調給気量および空調還気量を確保することが可能になり、空気搬送エネルギー消費係数を少なくすることができると考えられる。

表 5.3 計算条件

空調機流方式	二重床吹出し・天井吸込み
室奥行き	18[m]
有効二重床高さ	0.4[m]
チャンバの特性係数 k	二重床、天井とも6.5[-]
空調機の機内静圧損失	196[Pa]、20[mmAq]
空調機の吹出し・吸込 み口の圧力損失	49[Pa]×2、5[mmAq]×2
空調給気量	基準風量×(1+ε/2)
空調機の送風温度差	7[°C]
送風機の総合効率	0.5[-]

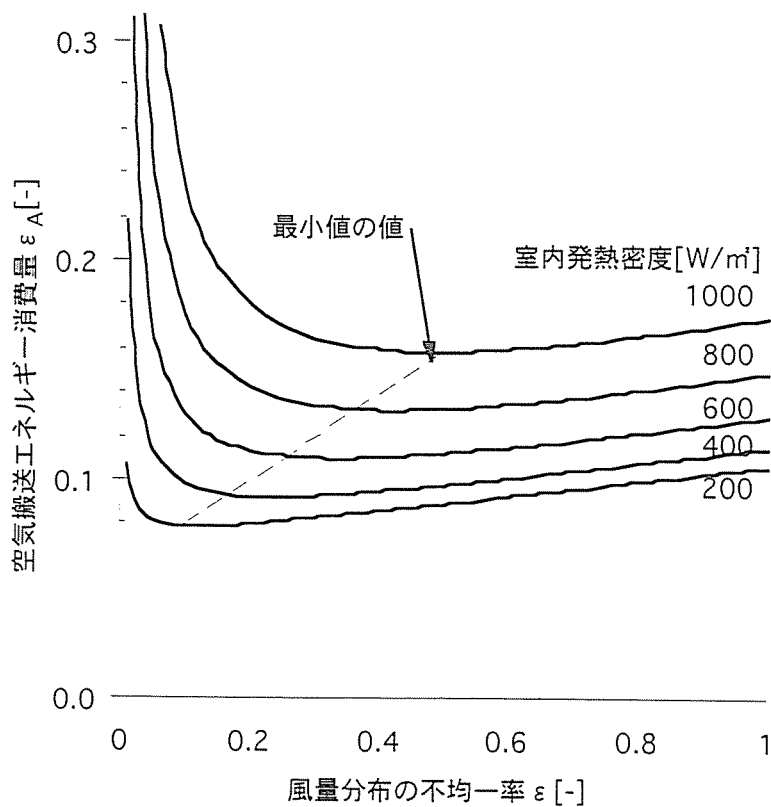


図 5.10 不均一率と空気搬送エネルギー消費係数

(b) 二重床高さ

情報処理室の二重床は機器の配線および空調給気の輸送スペースとして利用されている。これらの機能を適正に満たすためには、二重床高さは大きな方が良い。しかし、二重床高さを大きくした場合、耐震性の確保などが問題となり、二重床のコストが増加する。また、二重床高さが増加すると建物の階高も大きくする必要があり、建築計画、建築コストに大きな影響を与える。

ここでは、二重床高さが空気搬送エネルギー消費に与える影響を定量的に評価する。検討は表 5.4 に示す条件で行い、結果を図 5.11 に示す。この結果以下のことがいえる。

- 1) 二重床高さの低下に伴い空気搬送エネルギー消費係数は増加する。この傾向は室内発熱密度の増加に伴い顕著になる。これは、二重床高さの低下および発熱密度の増加により、二重床始端の風速が増大するためである。
- 2) 現在、情報処理室用二重床は、高さが 0.35~0.45[m]のものが多く用いられている。室奥行きおよび、配線や支柱などの二重床内障害物などの条件により異なるが、室内発熱密度の増加に伴い空気搬送エネルギー消費係数は増加する。したがって、高発熱の情報処理室では各種条件に応じ二重床高さを計画することは空気搬送エネルギー消費量を削減する上で重要なポイントといえる。

表 5.4 検討条件

室奥行き (チャンバ長さ) [m]	18
風量分布の不均一率 ε [-]	0.3
空調機送風温度差 [°C]	7
二重床内障害物の高さ [m]	0.25
空調機機内静圧 [Pa]	294
送風機の総合効率 [-]	0.5

*1：二重床高さとは二重床内の有効高さを指す

*2：二重床内障害物は支柱、架台、配線を含む

*3：空調機機内静圧には空調機の吹出し・吸込み口の圧力損失も含む

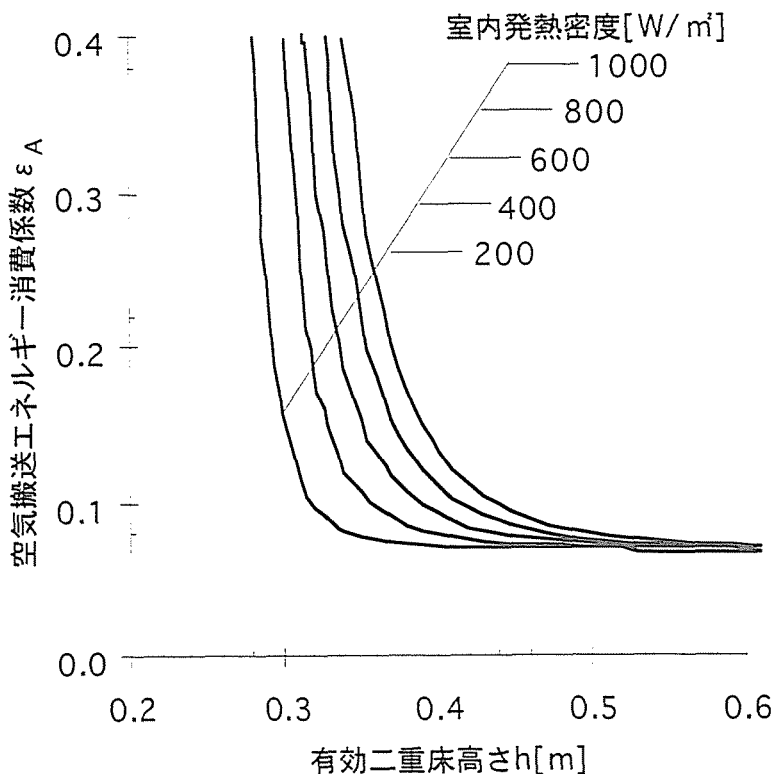


図 5.11 二重床高さと空気搬送エネルギー消費係数の関係

(c) 二重床内障害物の高さ

情報処理室の二重床内に設置される配線は情報処理機器の運用に不可欠なものである。近年、情報伝送技術の進歩に伴い、配線量あたりの情報伝送量は飛躍的に向上しているものの、大規模な情報処理室における配線処理は機器設置上大きな課題の1つとなっている。

ここでは、二重床内に設置される配線等の障害物高さが空気搬送エネルギー消費に与える影響を定量的に評価する。検討は表 5.5 に示す条件で行い、結果を図 5.12 に示す。この結果以下のことがいえる。

- 1) 二重床内障害物高さの増加に伴い空気搬送エネルギー消費係数は増大する。この傾向は室内発熱密度の増加に伴い顕著になる。これは、二重床内障害物高さの増加に伴い、二重床内の通気抵抗が増大することと、また、発熱密度の増加により、二重床始端の風速が増大することが原因といえる。
- 2) 室奥行きおよび、有効二重床高さなどの条件により異なるが、室内発熱密度の増加に伴い空気搬送エネルギー消費係数は増加する。したがって、高発熱の情

報処理室では各種条件に応じ二重床の障害物高さに基準を設け、これを維持することは空気搬送エネルギー消費量を削減する上で重要なポイントといえる。

表 5.5 検討条件

室奥行き (チャンバ長さ) [m]	18
風量分布の不均一率 ε [-]	0.3
空調機送風温度差[°C]	7
有効二重床高さ[m]	0.4
空調機機内静圧[Pa]	294
送風機の総合効率[-]	0.5

- *1：二重床高さとは二重床内の有効高さを指す
- *2：二重床内障害物は支柱、架台、配線を含む
- *3：空調機機内静圧には空調機の吹出し・吸込み口の圧力損失も含む

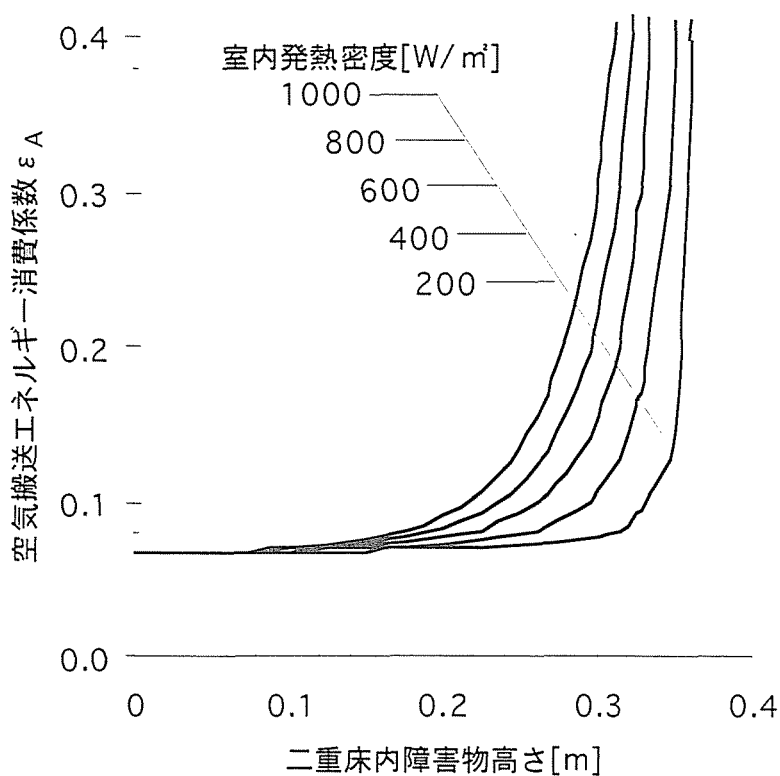


図 5.12 二重床内障害物高さと空気搬送エネルギー消費係数の関係

(d) 送風温度差

空調機の送風温度差($\theta_1 - \theta_0$)は、次式で表され、空調給気量を決定するパラメータである。

$$\theta_1 - \theta_0 = \frac{H_L}{c_p \rho V} \quad (5.15)$$

ここでは、送風温度差が空気搬送エネルギー消費係数に与える影響を定量的に評価する。検討は表 5.6 に示す条件で行い、結果を図 5.13 に示す。この結果以下のことがいえる。

- 1) 送風温度差の低下に伴い空気搬送エネルギー消費係数は増大する。この傾向は室内発熱密度の増加に伴い顕著になる。これは、送風温度差の低下に伴い、空調給気量が増大することと、また、発熱密度の増加により、さらに空調給気量が増大し二重床始端の風速が増大することが原因といえる。
- 2) 送風温度差拡大に伴う空気搬送エネルギー消費係数の減少傾向は、送風温度差の拡大に伴い徐々に緩慢となる。したがって、送風温度差が小さな領域では、送風温度差の僅かな拡大が空気搬送エネルギー消費係数を激減させるが、送風温度差が大きな領域では、送風温度差の拡大による効果は徐々に減少することがわかる。

表 5.6 計算条件

室奥行き (チャンバ長さ) [m]	18
風量分布の不均一率 ε [-]	0.3
有効二重床高さ[m]	0.4
二重床内障害物の高さ[m]	0.25
空調機機内静圧[Pa]	294
送風機の総合効率[-]	0.5

*1：二重床高さとは二重床内の有効高さを指す

*2：二重床内障害物は支柱、架台、配線を含む

*3：空調機機内静圧には空調機の吹出し・吸込み口の圧力損失も含む

*4：天井の圧力損失は二重床と同じとした

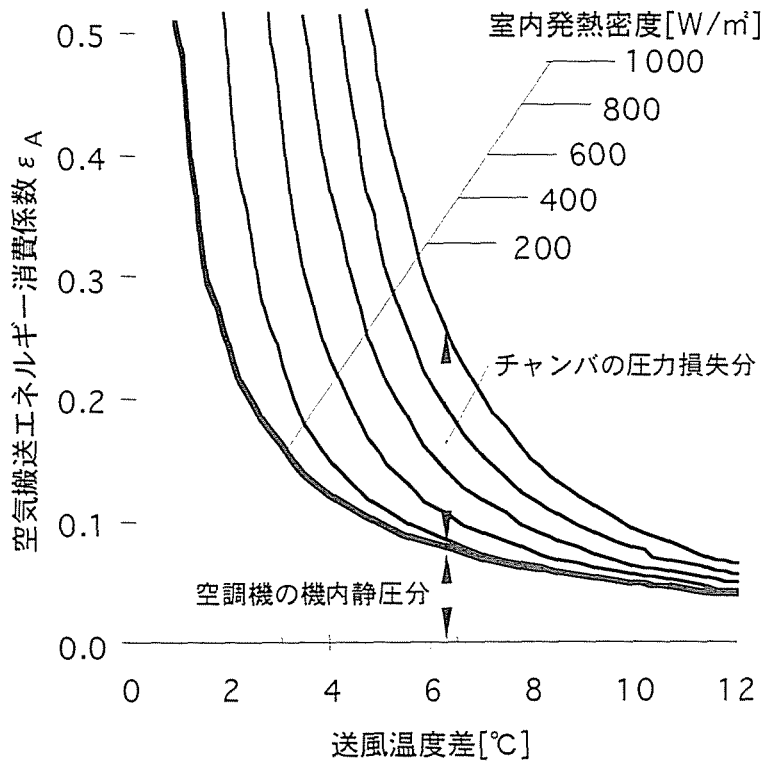


図 5.13 送風温度差と空気搬送エネルギー消費係数の関係

5.4.2 トータルエネルギー消費の評価

(a) 送風温度差

空気搬送エネルギー消費係数を小さくするには、空調機の送風温度差の拡大が有効であることは既に述べたとおりである。ここでは、送風温度差の拡大がトータルエネルギー消費係数に与える影響を評価する。検討は表 5.7 に示す条件で行った。なお、この検討では送風温度差の変化が熱源の総合効率に影響しないものとし、熱源エネルギー消費係数を 0.3 とした。検討結果を図 5.14 に示す。この結果以下のことがいえる。

- 1) 送風温度差の減少に伴い空気搬送エネルギー消費係数 ϵ_A の増加と合わせ、熱源エネルギー消費係数 ϵ_{REF} も増加している。これは、空調給気量の増加による送風機動力の増大が、熱源の負荷を拡大しているためである。このため、トータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T は送風温度差の減少に伴い著しく増大することとなる。

2) 送風温度差の拡大に伴うトータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T の減少傾向は、送風温度差の拡大に伴い緩慢となる。このため、送風温度差が小さな領域では送風温度差の拡大に伴うトータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T の削減効果は著しいが、送風温度差が大きな領域では、その効果は少なくなる。第2章の実測結果でも示したように、送風温度差の小さな領域で運転している場合、送風温度差の増加が可能となれば、空気搬送エネルギーの削減と同時に熱源エネルギーも合わせて削減でき、大きな効果が期待できよう。

表 5.7 計算条件

室内発熱密度[W/m ²]	600
室奥行き(チャンバ長さ)[m]	18
風量分布の不均一率 ϵ [-]	0.3
有効二重床高さ[m]	0.4
二重床内障害物の高さ[m]	0.25
空調機機内静圧[Pa]	294
送風機の総合効率[-]	0.5

*1: 天井の圧力損失は二重床と同じとした

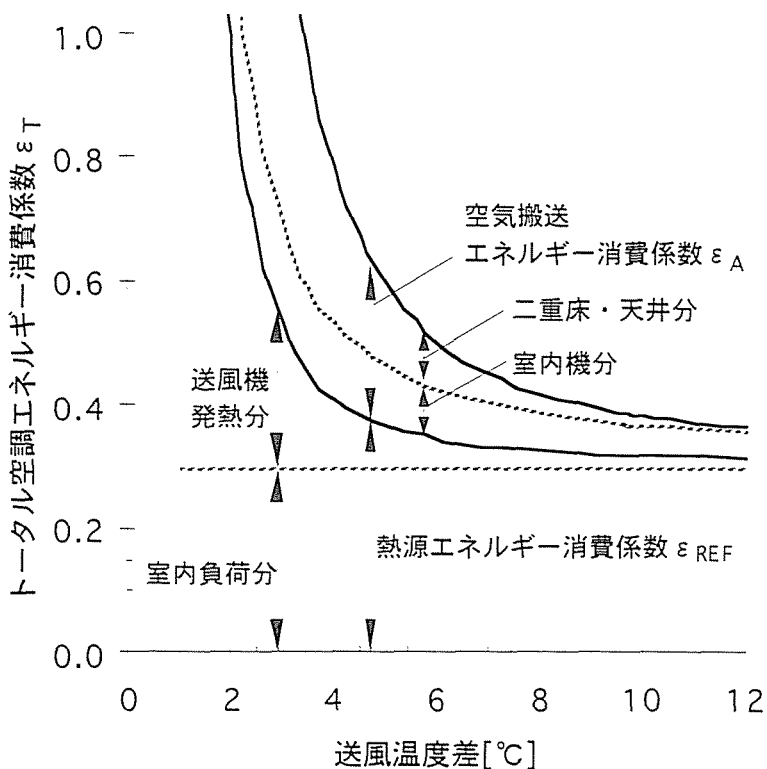


図 5.14 送風温度差とトータルエネルギー消費係数

(b) 熱源機器効率の影響

送風温度差の拡大には、空調還気温度の上昇と空調給気温度の低下の2通りが考えられる。いずれの場合も空調機の給気温度および還気温度が変わることにより、熱源の効率が変化すると考えられる。ここでは、5.2.3で示した中央熱源方式の熱源エネルギー消費特性を考慮し、空調機の給気および還気温度が変化した場合のトータル空調エネルギー消費係数を評価する。ただし、加湿設備による室内の調湿は行わず、空調機は顕熱冷却するものとした。

まず、空調還気温度を30[°C]に保ち、空調給気温度をパラメータに各エネルギー消費係数を求めた結果を図5.15に示す。この結果、送風温度差の増加に伴い、空気搬送エネルギー消費係数 ϵ_A は減少傾向を示すのに対し、熱源機器エネルギー消費係数は減少傾向から送風温度差が約5[°C]を境に、緩やかな増加傾向に転ずる。これは、送風温度差の増加に伴い、空調給気量が減少する反面、空調給気温度と熱源機器の戻り冷水温度の低下により、熱源機器の総合効率が小さくなったためと考えられる。このため、トータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T の最小値が出現する。 ϵ_T を最小値にする送風温度差は熱源機器や空調機の実績により変化すると考えられる。

次に、空調還気温度をパラメータに、送風温度差とトータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T との関係を求め図5.16に示す。この結果、送風温度差が10[°C]付近でトータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T の最小値が出現する。また、送風温度差が同一でも空調還気温度が上昇すると、トータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T は小さくなる。これは、空調還気温度の上昇に伴い、熱源機器の戻り冷水温度が上昇し、熱源機器の総合効率が増加したためと考えられる。今回の計算条件の範囲では、空調還気温度をできるだけ高くし、送風温度差が8[°C]以上になるように運転することが効率的な運転になることがわかった。

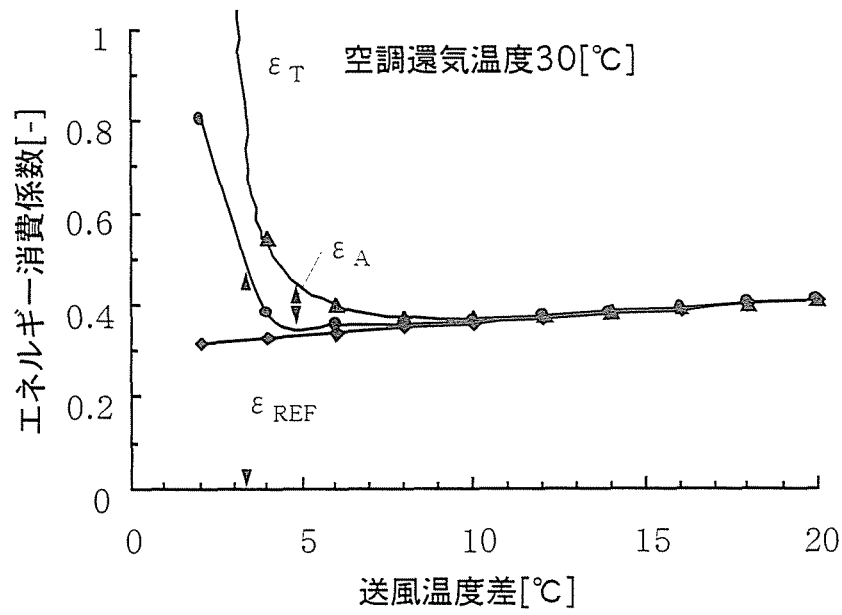


図 5.15 送風温度差とエネルギー消費係数の関係

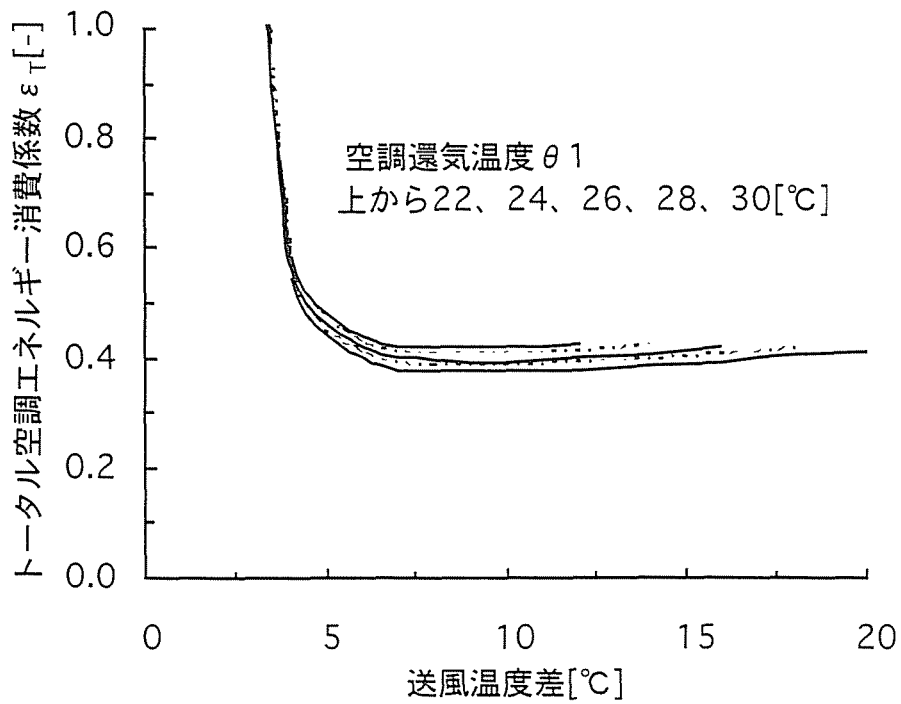


図 5.16 送風温度差とトータル空調エネルギー消費係数の関係

(c) 空調機の顕熱比 (SHF) の影響

情報処理室は静電気による機器誤動作の防止、紙や磁気テープ、ディスクなどの記録媒体の適正な動作を保証するため、加湿設備で調湿されることが多い。空調給気温度が低くなると空調機で除湿が行われ、加湿負荷の増加と空調機の顕熱冷却能力低下に伴う空調効率の低下が問題点として指摘されている。ここでは、5.2.3 で示した中央熱源方式の熱源エネルギー消費特性を考慮し、空調機の給気および還気温度が変化した場合について、空調機の顕熱比 (SHF) を考慮して、トータル空調エネルギー消費係数を評価する。

まず、空調還気温度を 30[°C]に保ち、空調給気温度をパラメータに各エネルギー消費係数を求めた結果を図 5.17 に示す。この結果、送風温度差の増加に伴い、空気搬送エネルギー消費係数 ϵ_A は単調減少の傾向を示すのに対し、熱源機器エネルギー消費係数は減少傾向から、送風温度差が約 8~10[°C]を境に、増加傾向へ転ずる。顕熱比を考慮しない場合と比較して、トータル空調エネルギー消費係数が最小値となるポイントが明確になっている。これは、送風温度差の拡大に伴い空調給気温度が低下するため、AHU で除湿が行われ顕熱能力が減少するためと考えられる。

次に、空調還気温度をパラメータに、送風温度差とトータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T との関係性を求め図 5.18 に示す。この結果、送風温度差が 8~10[°C]付近でトータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T の最小値が出現する。この傾向は室内の相対湿度が高いほど顕著となっており、今回の検討条件では相対湿度が 30[%]以下の場合除湿に伴うトータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T の増加は見られなかった。一方、送風温度差が同一でも空調還気温度が上昇すると、トータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T は小さくなる。これらのことから、情報処理室を調湿している場合、空調給気温度を低くして送風温度の拡大を図ることは、空調機の顕熱冷却能力の低下を招き、トータル空調エネルギー消費係数 ϵ_T を増加させることになる。したがって、調湿された情報処理室の空調は空調機の SHF を高くするような機器選定を行うか、または相対湿度の設定を 30~40[%]程度まで低くした運用によりトータル空調エネルギー消費の削減が可能といえる。

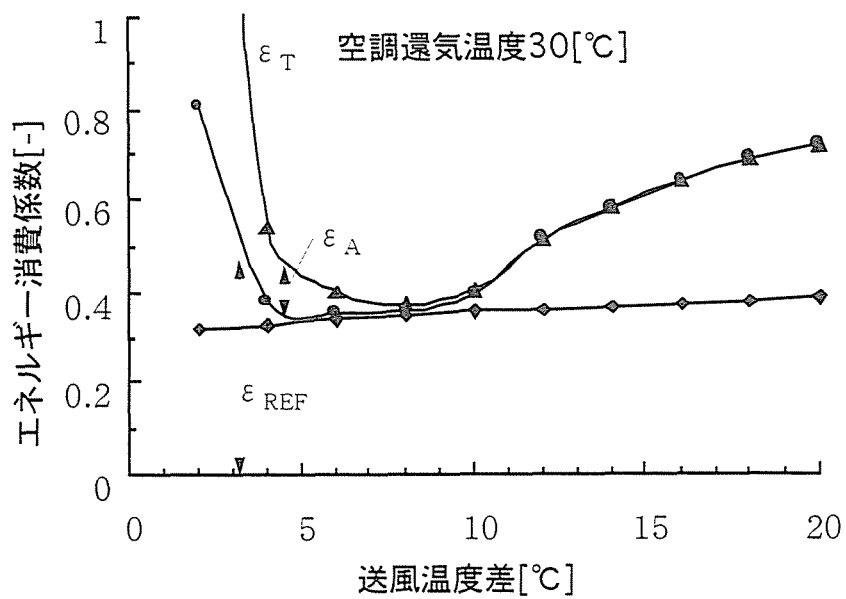


図 5.17 送風温度差とエネルギー消費係数の関係 (SHF を考慮)

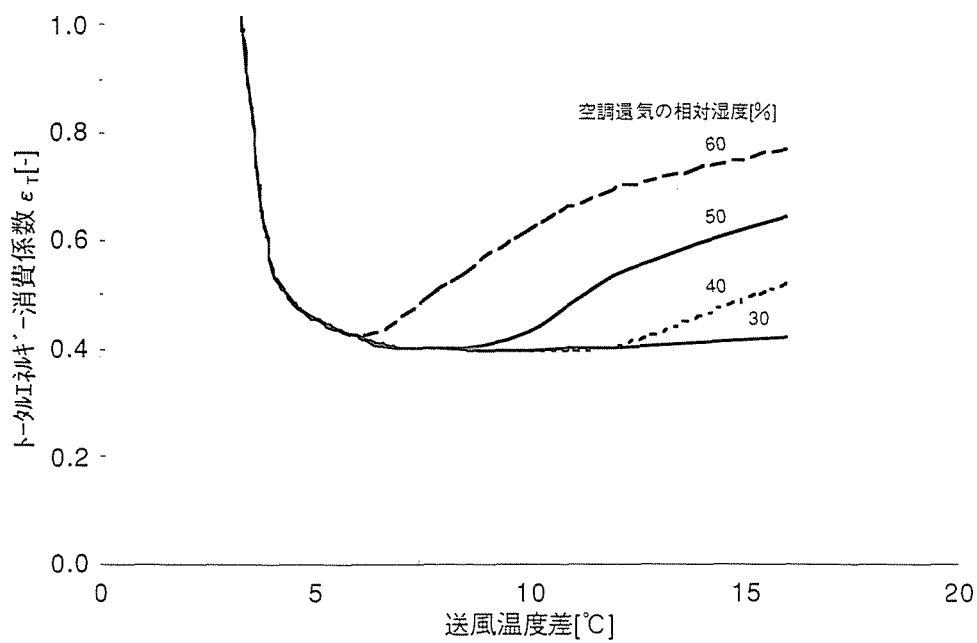


図 5.18 送風温度差とトータル空調エネルギー消費係数の関係 (SHF を考慮)

5.5 まとめ

本章では、情報処理室用空調の省エネルギー対策とその効果を明確にするため、エネルギー消費の評価方法を用い、エネルギー消費量を左右する要因の分析と評価を行った。その結果を以下にまとめる。

(a) エネルギー消費の評価法

- 1) 情報処理室用空調のエネルギー評価を行うため、トータル空調エネルギー消費係数を空気搬送エネルギー消費係数と熱源エネルギー消費係数に分系し示した。特に、空調用送風機の発熱量が熱源の負荷として評価できるように表した。
- 2) 二重床と天井をチャンバに利用した空調気流方式の空気搬送エネルギー消費を評価するため、チャンバの圧力損失を考慮した評価方法を示した。
- 3) 中央熱源方式において、空調還気温度、空調機の顕熱比、熱源機器の戻り冷水温度を考慮して、熱源機器の総合効率を算出する方法を示した。

(b) 空調気流方式の評価

- 1) 上記の評価法を用い、空気搬送エネルギー消費に影響を与える風量分布の不均一率、二重床高さ、二重床内障害物高さ、送風温度差について評価し、その特性を示した。これらの結果を用いることで、空気搬送エネルギー消費係数を削減するために必要となる建築設計上の留意点が明らかになると考えられる。
- 2) 空調給気温度および空調還気温度が熱源エネルギー消費係数へ与える影響を評価した。その結果、空調還気温度の上昇は熱源機器の戻り冷水温度を上昇させ、熱源の総合効率向上に繋がることを示した。一方、空調給気温度の低下は空調機の顕熱比(SHF)を低下させ、エネルギー消費係数の増大に繋がることを示した。また、室内が加湿設備で調湿された場合、調湿されていない場合と比較し送風温度差が大きくできないことを示した。これらの検討結果は空調設備機器の設計および、情報処理機器の湿度条件のあり方を考える上で有用な結果と考えられる。

第6章 フィールドにおける効果の検証

6.1 はじめに

室内空気再循環気流方式による空調給気量の削減効果を検証するため、第2章に示したBビルの情報処理室を対象に本気流方式を適用した結果を示し、本空調気流方式の効果を評価する。

本章の構成は以下のとおりである。

6.2では、フィールドテストを実施した建物および空調システムの概要、測定項目、測定方法について述べる。6.3では、機器吹出し温度差、排熱効率、換気流量比エネルギー消費量、室内温度分布の各項目について、対策前後の実測結果を比較して示す。6.4ではフィールドテストにより確認できた項目をまとめる。

6.2 フィールドテストの概要

6.2.1 実測建物および空調システムの概要

フィールドテストは第2章で実測調査を行ったBビルを対象とした。図6.1に示す情報処理室を対象にフィールドテストを実施した。対象建物および空調システムの概要を表6.1に再掲する。二重床から各機器の発熱量に対応した空調給気量を吹き出せるよう、機器の下部に設けられた開口に塩化ビニル製のシートを用い開口面積を調整した。開口面積は二重床内の圧力分布を考慮し算定した。また、室内空気が再循環できるように、機器の側面下部に設けられたパネルを取り外した。機器の吸込みおよび吹出し温度を監視しながら空調給気量を減少させ、各部の温度が安定した状態で測定を開始した。なお、測定方法、測定項目は2章で示した方法と同じである。

表 6.1 実測対象建物および空調システムの概要

対象建物	Bビル
所在地	北海道札幌市
対象室設置階数	4階
対象室面積[m ²]	411
二重床高さ[m]	0.35
空調領域幅×奥行き[m]	15.4×26.7
空調方式*	中央熱源+AHU×8台
AHU 定格能力[kW/台]	72
AHU 定格風量[m ³ /h 台]	23,100
情報処理機器数[台]	135
実測日	H7年9月4～7日

*中央熱源はターボ冷凍機、空調機はエアハンドリングユニットAHU

6.2.2 測定項目と測定方法

測定項目、測定方法は第2章で行った実測調査と同様である。表6.2に測定項目と測定方法を再掲する。実測では顕熱だけを考慮して評価することとし、情報処理機器と照明の消費電力量が空調負荷になると考えた。外壁・内壁および床スラブを通しての熱移動、外気負荷も考慮すべきであるが、情報処理機器の消費電力と比較し小さなことが予想できたため測定項目から除外した。機器の発熱量および空調機(AHU)の消費電力は各機器の電流値、電圧および力率の積で求めた。室内温度の測定は、床面から500、1000、1500、2000[mm]の位置および二重床内の床スラブ面から175[mm]の位置にT型熱電対を固定した棒を立て、移動させながら実施した。108箇所(図6.1参照)の測定に1~1.5時間の時間を要した。この間、機器の発熱変動は少なく同時刻の測定結果と大きく変わらなことを確認した。情報処理機器は二重床から直接冷却空気を吸い込むタイプが主のため、機器の冷却用空気温度は機器の設置されている近傍の二重床内温度とした。

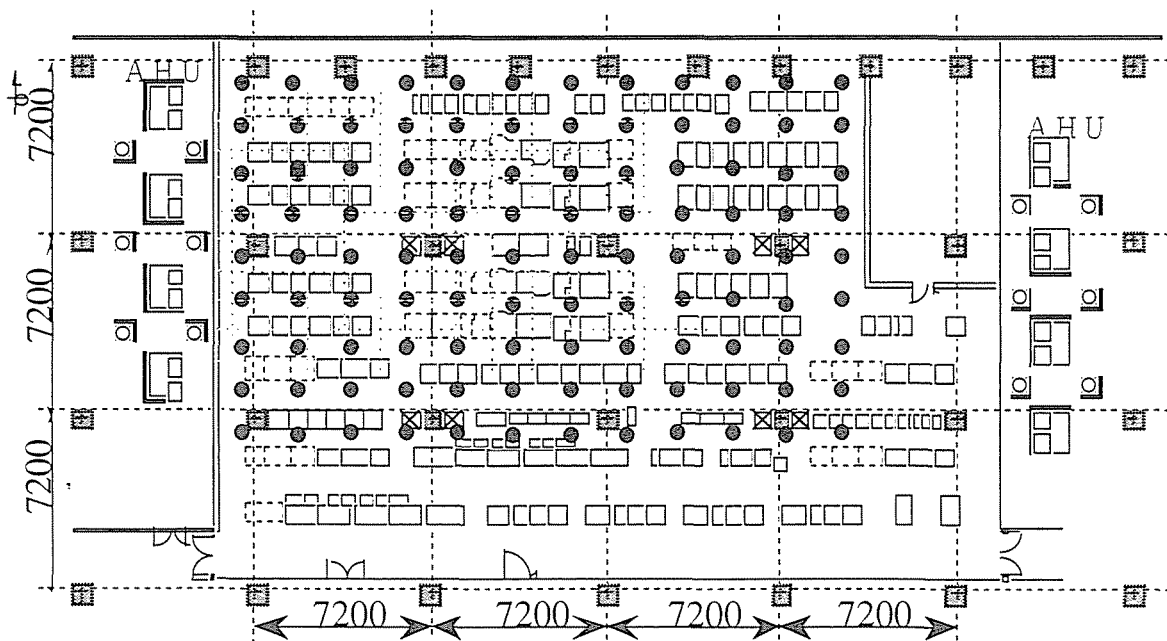


図6.1 Bビルの平面図および温度測定点

表 6.2 測定項目と測定方法

測定項目	測定方法
情報処理機器の消費電力[kW]	クランプメータで計測し算出
空調機の消費電力[kW]	送風機の電流計の値から算出
熱源等の消費電力[kW]	ターボ冷凍機、冷却塔および冷水ポンプなどを 総合効率で推定
照明の消費電力[kW]	灯数から算出
室内温度分布[°C]	機器間通路を T 型熱電対で計測
空調機の送風温度[°C]	T 型熱電対で計測
空調機の吸込み温度[°C]	T 型熱電対で計測
機器吹出し温度[°C]	T 型熱電対で計測
機器吸込み温度[°C]	T 型熱電対で計測
平均発熱密度[W/m ²]	情報処理機器の発熱量を室床面積で除算

6.3 実測結果と考察^{[51],[52]}

6.3.1 機器吹出し温度差

図 6.2 に対策前後の機器吹出し温度差($\theta_{1m} - \theta_0$)を示す。この結果、機器吹出し温度の平均値は 6.0[°C]から 6.2[°C]へと増加し、標準偏差は 3.0[°C]から 2.8[°C]へと減少した。対策により機器吹出し温度差の増加と均一化が多少図られたことがわかる。

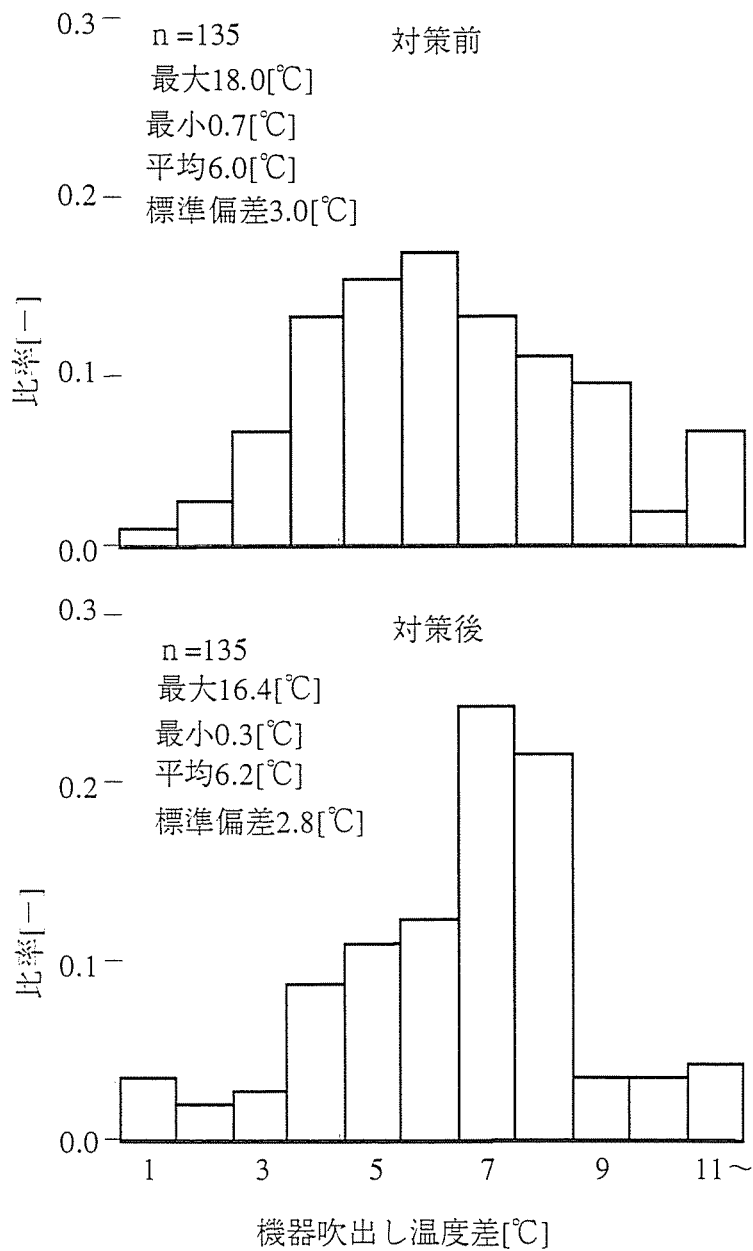


図 6.2 機器吹出し温度差の比較

6.3.2 排熱効率

測定結果から平均機器吹出し温度 θ_{im} 、空調給気温度 θ_o 、空調還気温度 θ_i を用い次式で排熱効率 η_v を求めた (図 6.3、表 6.3)。

$$\eta_v = \frac{\theta_i - \theta_o}{\theta_{im} - \theta_o} \quad (6.1)$$

その結果、 η_v は対策により 0.70 から 0.93 へと大きく増加した。このことから、発熱量に対応して二重床の開口を調整することで η_v が向上することが確かめられた。

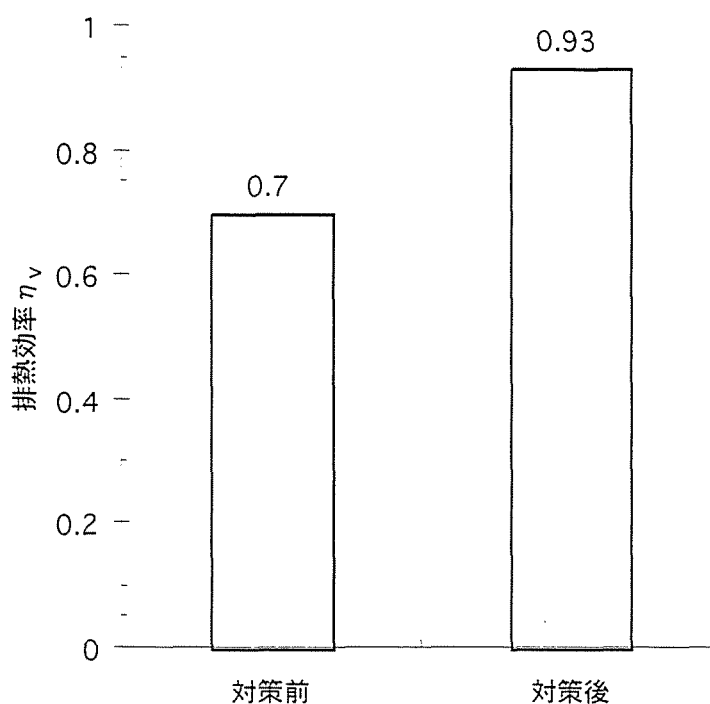


図 6.3 対策前後の排熱効率

表 6.3 測定結果

項目	対策前	対策後
空調給気温度 θ_o [°C]	18.6	19.3
空調還気温度 θ_i [°C]	22.8	25.1
送風温度差 $\theta_i - \theta_o$ [°C]	4.2	5.8
平均機器吹出し温度 θ_{im} [°C]	24.5	25.5
平均機器吹出し温度差 $\theta_{im} - \theta_o$ [°C]	6.0	6.2
排熱効率 η_v [-]	0.70	0.93

6.3.3 換気流量比

情報処理室の壁体負荷は機器の発熱と比較し十分小さなものと考え、前記の測定結果を次式に代入し換気流量比 κ_m を求めた (図 6.4)。

$$\kappa_m = \frac{\overline{\theta_{1m} - \theta_{0m}}}{\eta_v (\overline{\theta_{1m} - \theta_0})} \quad (6.2)$$

その結果、 κ_m は 1.44 から 1.04 へ約 28% 減少した。今回、稼働中の情報処理室を対象に対策したこと、機器の冷却に支障をきたさないよう機器吹出し温度を低めに設定した。そのため、 κ_m を減じた主たる要因は排熱効率 η_v の向上であり、機器吹出し温度差 ($\theta_{1m} - \theta_0$) の増加による効果は小さかった。もし ($\theta_{1m} - \theta_0$) が高くできれば κ_m はさらに小さくできるものと考えられる。

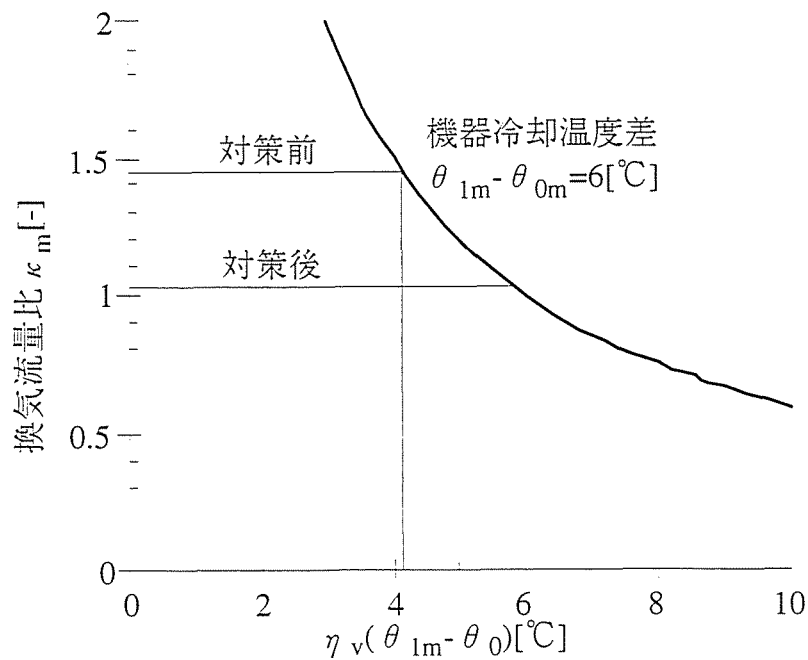


図 6.4 換気流量比の比較

6.3.4 室温分布

図 6.5 に二重床から高さ 1500[mm]の室内温度を示す。この結果、平均温度は 24.7[°C]から 26.7[°C]へとやや増加したが、室温の標準偏差は 1.5[°C]から 0.6[°C]へと大きく減少した。これは、各機器の発熱量に対応した空調給気量の分配により、室温も均一になることが確認できた。一方、二重床から高さ 1500[mm]の水平面における室内温度分布を図 6.6 に示す。この結果から、対策前に比べ対策後は室内温度分布は一様になっていることがわかる。

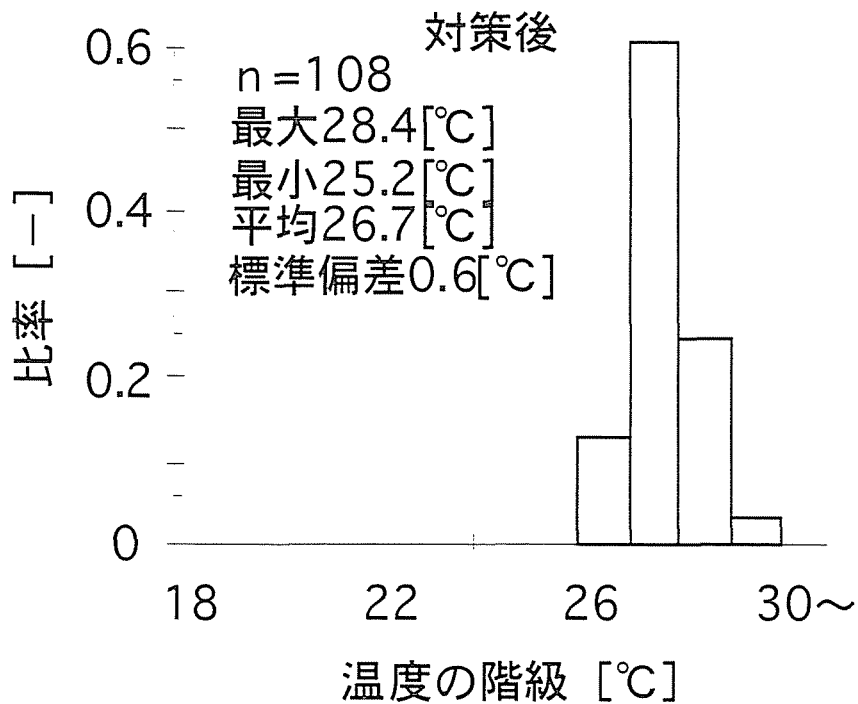
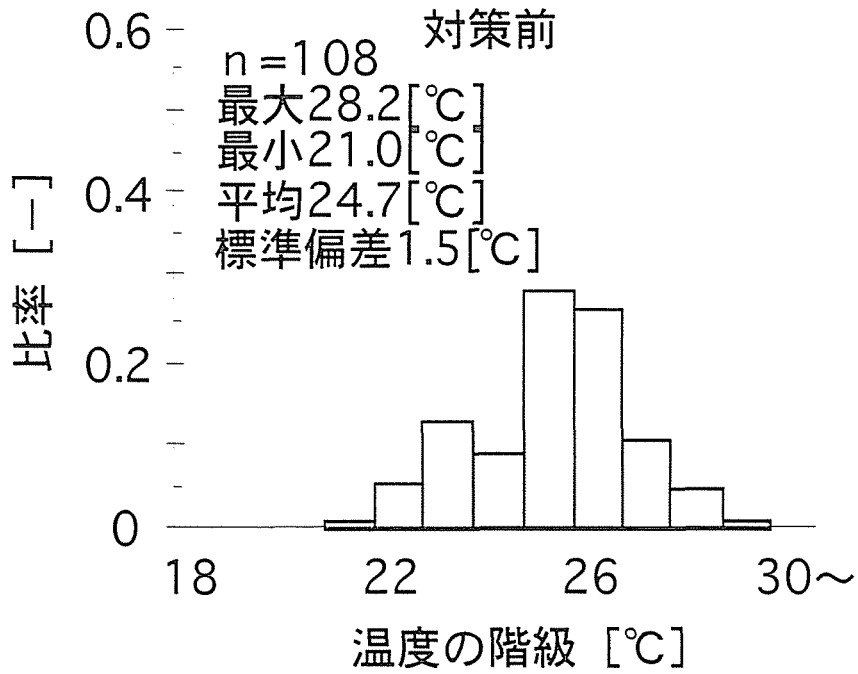


図 6.5 室温分布の比較

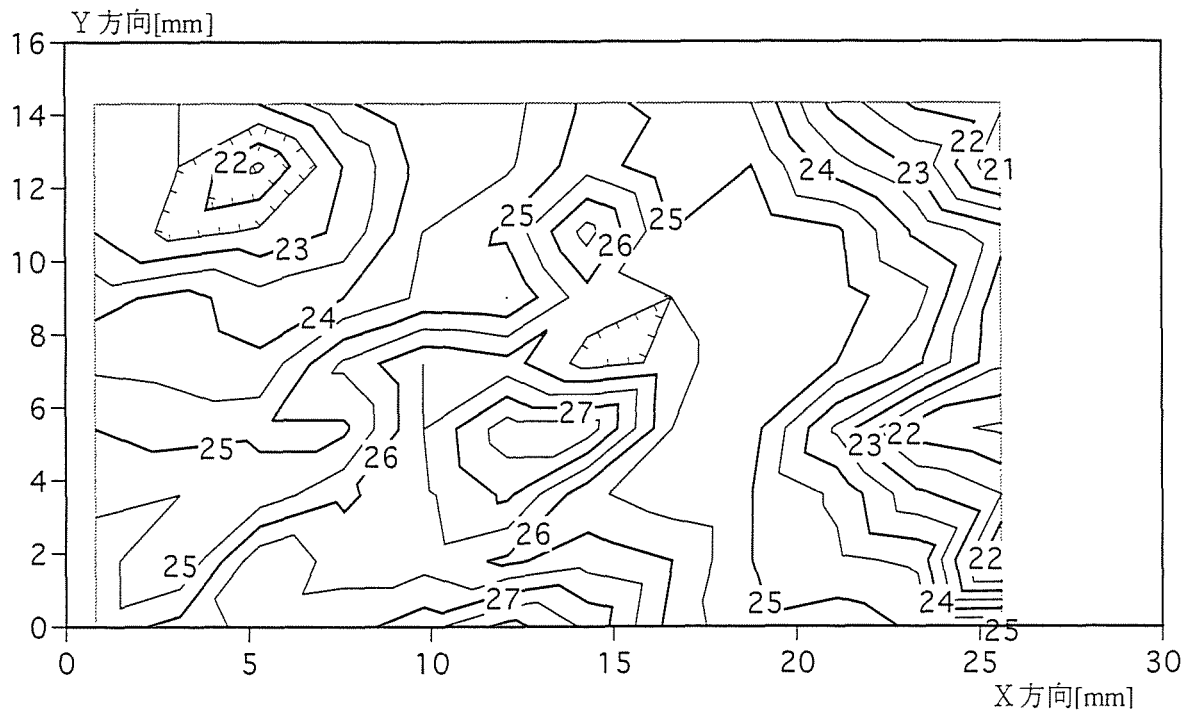


図 6.6-1 対策前の室温分布 (FL+1500mm)

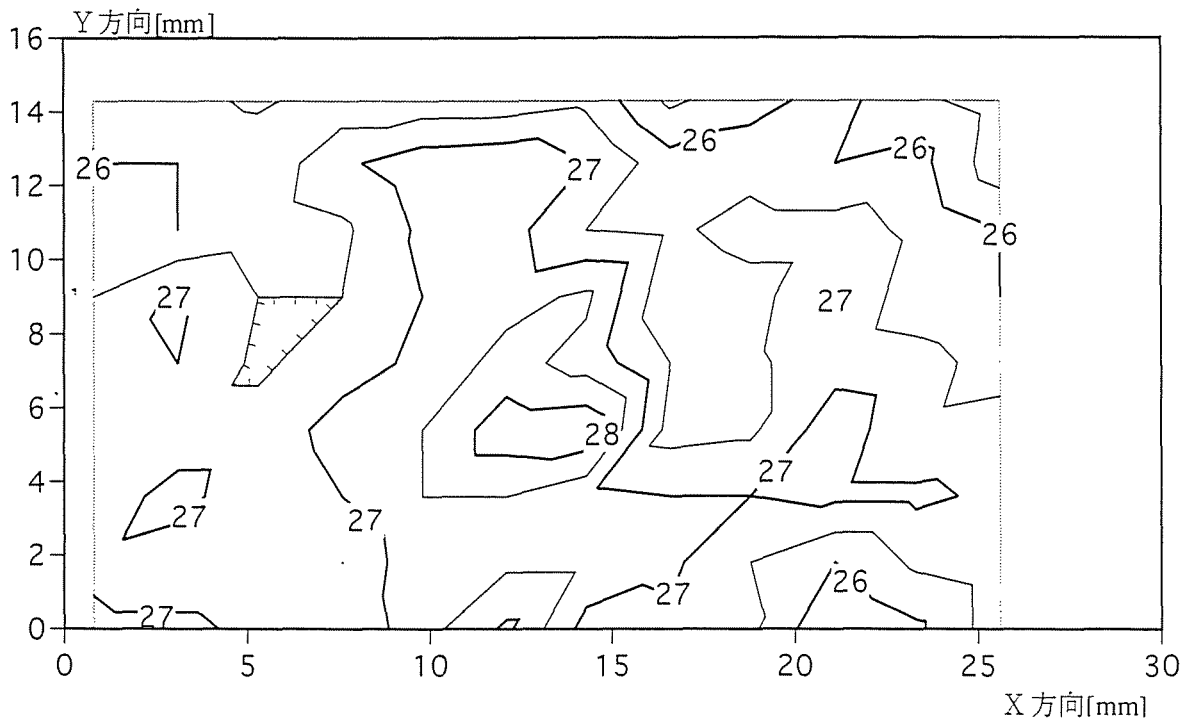


図 6.6-2 対策後の室温分布 (FL+1500mm)

6.3.5 エネルギー消費量

表 6.4、図 6.7 に対策前後における各機器の消費電力を示す。この結果、対策を行うことにより空調設備（空調機+熱源等）の消費電力が減少し、総合効率が約 16% 向上した。情報処理室空調の場合、空調機の送風機動力の比率が高いため、送風機の消費電力削減とともに、送風機発熱量の減少が熱源等のエネルギー消費量削減に寄与していると考えられる。

表 6.4 エネルギー消費量の実測結果

項 目	対策前	対策後
①機器の消費電力 [kW]	272.3	272.3
②照明の消費電力 [kW]	13.1	13.1
③熱源の消費電力 [kW]	102.1	97.0
④空調機の消費電力 [kW]	73.1	54.2
①+②機器等の消費電力 [kW]	285.4	285.4
③+④空調機の消費電力 [kW]	3175.2	151.2
総合効率(①+②)/(③+④)[-]	1.6	1.9

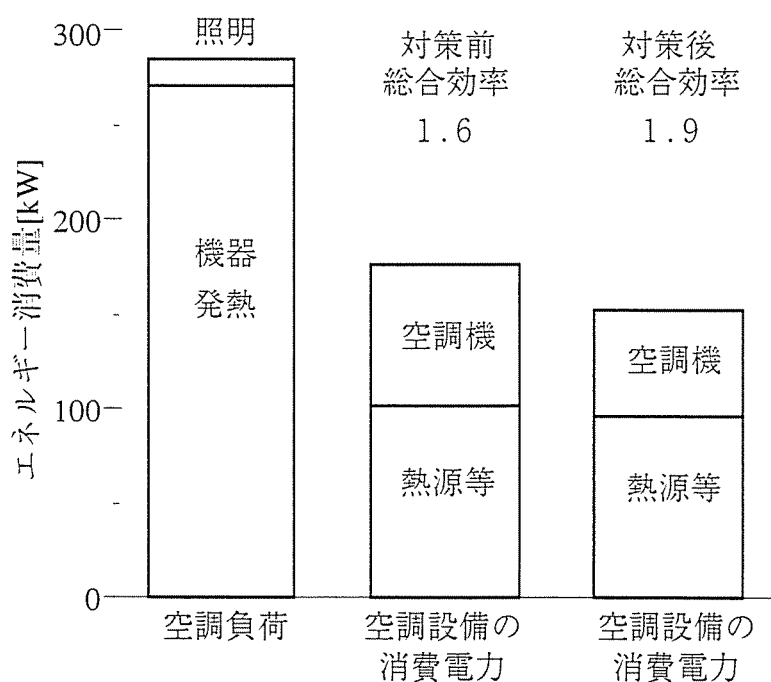


図 6.7 エネルギー消費量の比較

6.4 まとめ

室内空気再循環気流方式の効果を検証するため、実際に稼働している情報処理室を対象に、本気流方式を実施した。対策前後の実測結果から、以下の知見が得られた。

- 1) 機器吹出し温度差は対策を行うことにより、僅かな上昇に止まった。これは、実際の発熱量がカタログ値と異なっているものがあり、機器発熱量に対応した空調給気量の調整が十分でなかったことが原因と考えられる。機器発熱量データの正しさが省エネルギー効果を左右する大きな要因といえよう。
- 2) 本気流方式を実施することで排熱効率 η_v は0.7から0.93へ大きく向上した。
- 3) 換気流量比 κ_m は対策により1.44から1.04へ約28%減少した。この効果の要因は排熱効率の向上といえる。今回の対策は実際に稼働している機器であることを配慮し機器吹出し温度を低く設定したため、この程度の削減に止まった。機器吹出し温度差をもう少し拡大できれば、換気流量比 κ_m はさらに減少すると考えられる。今回の対策が既設の空調設備に対し実施したが、新設の場合、空調給気量の削減は空調設備容量の低減にも反映する。
- 4) 室内温度分布の標準偏差は対策により1.5[°C]から0.6[°C]へ大きく減少し、室内温度が均一になった。本気流方式は空調給気量の削減と同時に室内温度分布の均一化にも有効な方式といえる。
- 5) エネルギー消費量は対策により約16[%]減少した。空調給気量の削減は空調機の送風機動力の削減のみならず、送風機発熱量の低減が熱源等のエネルギー消費量削減にも寄与していることが確かめられた。

第7章 総括

7.1 結論のまとめ

文字・音声・映像・データなどのマルチメディア情報を活用するコミュニケーションは、情報化社会の発展とともに益々普及し、今後、電子計算機や電話交換機などの情報処理機器の導入が更に進むものと考えられる。本論文では、強制空冷方式の情報処理機器が収容された機械室の空調に関し、1) 省エネルギー化、2) 経済化、3) 保守作業者の環境改善の3点に主眼をおき、空調気流方式の計画手法についてまとめたものである。

第1章では、本研究の背景と目的、情報処理室用空調に関連する既往の研究を概説し、本研究の位置付けを明確にした。

第2章では、実態調査および実大規模実験の結果から強制空冷機器を収容した情報処理室用空調の問題点の把握と、これを解決するための方策について検討した。その結果、1) 情報処理室用空調は、空調機の送風温度差が小さく多くの空調給気量が必要となり、オフィス空調と比較し、同一の熱負荷を冷却するのに必要な空調用送風機容量およびその電力消費量が大きなこと、2) 室内温度が機器吹出し温度の影響を受けばらつきが大きくなり、機器の適正な冷却温度条件を満たすには、室内作業員にとって低過ぎる温度環境になる場所ができることが問題点として明らかになった。これを改善するには、機器換気量と同等以上の空調給気量を確保する従来の設計方法を改め、換気流量比（空調給気量/機器換気量）をできる限り小さくすること、空調給気の分配を各機器の発熱量に対応させ、排熱効率（送風温度差/機器冷却温度差）を向上させることが有効であることを示した。

第3章では、情報処理室用空調に関し、機器毎に空調給気量を調整するための風量調整器を用い換気流量比を小さくする室内空気再循環気流方式とその制御方式を提案した。また、空調給気量が機器発熱量に対応せず機器吹出し温度にばらつきが生じた場合、冷却に必要な空調給気量の評価方法を示した。さらに、本気流方式において各機器の機器吹出し温度、再循環温度、機器冷却空気温度の決定要因を明確にするため、マクロな温度解析モデルを作成し、実大規模実験によりその妥当性を検証した。その結果、各部の温度および無次元化した温度差比の値は、換気流量比 κ_m 、排熱効率 η_v 、機器下部の風量比 κ_d 、水平方向の熱移動係数 W の関数で表現できることを示した。また、換気流量比 $\kappa_m=0.42\sim 2.4$ の範囲において、マクロな温度解析モデルの計算結果は実験結果と概ね一致した。次に、空調給気量を決定する要因とその影響について検討した。その結果、空調給気量は排熱効率 η_v 、機器冷却

温度差、機器吹出し温度差、空調給気不整合量 σ'_{im} で決定されることがわかった。機器冷却温度差は機器固有の条件であり与条件と考えると、換気流量比 κ_m を小さくするには、1) 再循環量を増大し機器吹出し温度を拡大すること、2) 隙間や不要な開口からのリークを防止し排熱効率 η_v を向上させること、3) 機器の発熱量に対応した空調給気量の調整精度を向上させることが有効なことを示した。

第4章では、二重床および天井をチャンバに利用した空調気流方式に関し、一様な吹出し・吸込み風量分布を実現する手法およびチャンバの熱特性について検討した。一様な吹出し・吸込み分布が可能ならば、機器の発熱量に対応した空調給気量の分配は開口面積の調整で容易にできることになる。これを実現するためには、チャンバの高さを高く、開口率を小さくすればよいが、チャンバの高さが必要であり建物の階高、送風機動力が上昇する。そこで、最適なチャンバ形状・開口率を決定するため、一様な吹出し・吸込み開口を有するチャンバにおいて、その風量分布の最大値と最小値の差を平均風量で除した値を風量分布の不均一率 ϵ と定義し、チャンバの形状から定まる特性係数 k 、開口率、圧力損失、不均一率 ϵ の関係を簡易な近似式で表し、その妥当性を模型実験で検証した。次に、二重床から室内に供給される空調給気の熱量分布、スラブを介しての熱移動などの特性を明確にするため、二重床内の温度分布を求める解析モデルを作成し、その妥当性を実大規模実験で検証した。この解析モデルを用い、二重床吹出し空調気流方式の定常熱特性の検討を行った結果、二重床内の温度分布および有効熱量の不均一率 ϵ_H は、空調給気の熱移動係数に対する二重床およびスラブの熱移動係数の比（熱移動係数比 C ）で表現できることを示した。以上のチャンバの吹出し・吸込み気流特性および定常熱特性を考慮した空調給気の分配設計方法を示した。

第5章では、情報処理室用空調のエネルギー消費量を左右する要因の分析と評価を行った。まず、トータル空調エネルギー消費係数を空気搬送エネルギー消費係数と熱源エネルギー消費係数に分系し、空調用送風機の発熱量が熱源の負荷として評価できる方法を示した。また、エネルギー消費係数を求めるに当たり、チャンバの圧力損失、空調設備の各機器効率の算出方法を示した。次に、この評価法を用い、空気搬送エネルギー消費に影響を与える風量分布の不均一率 ϵ 、二重床高さ、二重床内障害物高さ、送風温度差についてその影響を評価した。さらに、空調給気温度および空調還気温度・相対湿度が熱源エネルギー消費係数へ与える影響を評価し、情報処理機器室の湿度条件が空調用エネルギー消費係数を左右する要因であること

を示し。その適正な範囲を明らかにした。

第6章では、実際に稼働している情報処理室を対象に本気流方式を実施し、室内空気再循環気流方式の効果を検証した。その結果、機器発熱量に対応して空調給気量を調整することにより、排熱効率 η_v の向上、機器冷却温度差の上昇により、換気流量比が約28%、エネルギー消費量が16%減少したことを確認した。また、このことから、強制空冷機器を収容した情報処理室用空調に関し、室内空気再循環気流方式は1) 空調給気量の削減による省エネルギー化、2) 送風機容量の低減による経済化、3) 室内温度分布の均一化による室内温度環境の改善に対し有効なことを実証した。

電子計算機や高速・広帯域通信機器などで構成される情報処理システムは、マルチメディア社会を支えるインフラストラクチャーと考えられる。情報処理システムを安価に構築し運用することは、このシステムを用いたサービスが安価に提供できることとなり、サービスを受ける国民の利益と考えることができる。また、エネルギー消費量の抑制は、地球環境時代において重要なテーマといえる。一方、情報処理室にオペレーターが在室する場合、快適な温度環境を提供することは建築設備技術者としての責務といえる。このような観点から、本研究成果は、情報処理室における空調気流の計画設計に有効なものと考えられる。

7.2 今後の課題

本論文で残された課題についてまとめる。

(a) 空調給気不整合量の影響

本論文で提案した室内空気再循環気流方式は、機器発熱量に対応して空調給気量を供給できれば、機器吹出し温度の均一化が図られ、機器冷却用温度条件を満たしながら空調給気量の削減が可能となる。しかし、機器発熱量の情報を正確に把握することは、困難な場合が多く、機器発熱量と空調給気量の対応性の善し悪しが適正な冷却に必要な空調給気量を左右する。本研究では、実験室の規模、機器配置パターンなどに制約があり、限定された条件下において空調給気不整合量と換気流量比の関係を導いた。今後、実験室の規模、機器配置パターンが異なる条件下で、空調給気不整合量と換気流量比の関係を明確にすることが課題といえる。

(b) 天井吸込み方式と横吸込み方式

高発熱の情報処理室用空調システムは、二重床吹出し・天井吸込み方式が多く採用されている。特に、自然空冷方式の機器が設置された場合、天井吸込み方式とすることで、室内で生ずる温度成層を活用し空調給気量の少ない空調気流方式が実現できる。しかし、強制空冷方式の機器の場合、室内での温度成層は生じにくくなるため、天井吸込み方式の効果について定量的に評価することが今後の課題といえる。

(c) 空調機が停止した場合の信頼性の確保

高発熱の機器を収容した機械室では、空調電源の停止や空調機の故障に伴い、空調機の冷却能力が低下するため、時間の経過と共に室温が上昇する。情報処理システムは停止に伴う社会的影響が大きいため、空調電源に予備発電機や空調機に予備機を設け信頼性を確保している。室内発熱分布が均一な場合、室温上昇も偏りが少なく、経過時間毎の室温の予測は容易であるが、室内発熱に偏りがある場合、その程度を考慮しながら室温上昇を予測することは困難といえる。今後、今回検討した水平方向の熱移動のモデルを拡張し、この様な問題の解決を図ることが課題といえる。

(d) 機器設計者と空調設計者の協調

情報処理機器の設計者は機器の高性能化・経済化を主眼に、密度の高い実装方式、効率の高い冷却方式を選択し設計している。その結果、強制空冷方式の機器は機器冷却温度差が小さく、機器の冷却に必要な機器換気量が大きくなり、本論文の主題となっている問題が生じたものと考えられる。従来、情報処理機器の稼働により得られる生産額は空調システムのイニシャルコスト、ランニングコストと比較し、著しく高いため、情報処理機器の要求する条件を無条件で満たすことが空調設計者の役割と考えられていた。今後、機器設計者と空調設計者が双方の機器特性を十分理解し、協調して双方のシステム設計に反映することが意義あるものと考えられる。

7.3 今後の展望

(a) 「経営に優しい」、「人に優しい」、「地球に優しい」

オイルショック以降、エネルギーコスト削減の観点で、省エネルギー機器・システムの開発・導入が盛んに行われ、「経済化（経営に優しい）」の取組に力が注がれた。このことが、今日の経済大国「日本」を築き上げた原動力の一つと考えることができる。一方、1980年代後半以降の好景気に沸いた頃から、オフィスワーカーの生産性向上を目指した、アメニティ性の高い建築空間・空調など「人に優しい」取組が進展してきた。さらに、地球環境問題が叫ばれている今日、地球温暖化抑制、オゾン層保護など「地球に優しい」取組も考慮する必要がでてきた。ここに挙げた「経営に優しい」、「人に優しい」、「地球に優しい」は各々「経済化」、「快適性」、「省エネルギー」に読み変えることができる。これらのキャッチフレーズは施策や技術の研究開発・導入を判断する上での評価指標と考えられ、これを同時に実現することは、研究開発に携わる者にとって理想であり、大きな目標ともいえる。ところが、一般的にこの3つのキャッチフレーズを同時に満たすことは困難な場合が多く、何かを犠牲にして初めて成り立つものもある。例えば「イニシャルコストの増加分をランニングコストの削減分で回収するのに長い時間を要する」、「夏期の室内温度を上げて省エネルギーを図る」などはこの一例といえる。このように何かの犠牲の上に成り立つ技術は無理があり、改善の余地が残された技術といえる。

(b) 普及の効果

本研究の成果が広く普及した場合を想定し、期待できる効果を試算してみる。国内での電子計算機室の総面積は約1300万[m²]程度と考えられる。これは、NTTグループの電子算機室面積約38万[m²]とNTTグループの電子計算機のマーケットシェアから推定したものである。電子算機室の平均発熱密度を300[W/m²]と仮定すると、機器発熱量は全国で約350億[kWh/年]、電力料金は約7000億[円/年]（20円/kWhとした場合）となる。この発熱を冷却するための空調用エネルギーは約230億[kWh/年]（総合効率を1.5とした場合）、電力料金は約4700億[円/年]にも達し、100万[kW]規模の発電所2.6件分にも相当する。

もし、空調気流方式の改善により20%の省エネルギーが図れたとすると、空調用エネルギーは約46億[kWh/年]、電力料金は約940億[円/年]の削減につながる。一方、空調システムの建設費は、送風機容量の削減に伴い25%削減できるとすれば、約4800

億[円]（空調システムの建設費を 50 万円/kW とした場合）の削減となる。空調システムの更改期間は 10～15 年程度と考えると 320～480 億[円/年]となる。また、室内の温熱環境は先にも示したように改善が期待できる。

以上のことから、本研究は「経営に優しい」、「人に優しい」、「地球に優しい」の目標の達成を目指したものであり、成果を広く普及することにより、大きな効果が期待できると考えられる。今後、一企業のみならず広く普及させていくことが重要といえる。

付録 集中設置される空調機室外機の吸 込み温度性状

付.1 はじめに

近年、情報処理室用空調として、空冷パッケージ型空調機を採用する例が増えている。その理由として、このような建物では、ゾーン毎または室毎の様々な利用形態に対応できる空調設備が要求されるのに対し、空冷パッケージ型空調機はこの種の要求に柔軟に対応することが可能であること、据付け工事が簡便であること、低価格であることなどが挙げられる。

しかし一方では、空調機の台数が増加し、屋外の限られたスペースに空調機室外機を集中して設置することが多くなる。このため、冷房時集中設置された室外機では、自らの高温排気を再度吸込むショートサーキット流れが生じ、室外機吸込み温度が上昇する。これは空調機の冷却能力や総合効率の低下、冷媒圧力の上昇に伴う空調機の停止を引き起こす要因となる。室外機を設置する場合、室外機の吸込み温度を予測することができれば、許容範囲内に温度上昇を抑制する設置条件を決定することが可能となる。庁ら^[81]は、建物のベランダに室外機が設置された場合について、実測および気流解析を用いて室外機の吸込み温度上昇の予測方法を検討しているが、室外機が建物の屋上に設置される場合についての報告は見られない。ここでは、室外機の配置方法と室外機の吸込み温度上昇の関係について検討し、室外機吸込み温度上昇が空調機の効率に与える影響を評価する^{[82]~[87]}。

付.2 室外機模型の概要

付.2.1 室外機模型の作成

様々な設置形態における室外機の吸込み温度上昇を再現するため模型を作成した^[83]。対象室外機は装置側面または底面に外気取り入れ用の開口があり、装置上部の排気用ファン2機により排気を行う強制空冷型である。装置側面の開口部から外気を取り入れるものが横吸込みタイプ、底面部から外気を取り入れるものが下吸込みタイプである。模型の大きさは、実物の1/6の寸法で相似となるよう配慮した（図A.1参照）。

付.2.2 相似則によるパラメーターの設定

本検討では室外機周辺条件として最も厳しい無風条件を想定しているため、模型実験側で制御できるのは模型寸法、風量、排気速度および温度となる。系の力学的相似として、室外機の形状を実物と幾何学的に相似とした上で、平均排気速度を代

表風速、模型周辺温度と排気温度の差温を代表温度差とし、アルキメデス数 Ar の一致によって達成されるものと考えた^[88]。これと同様に、室外機表面からの伝達熱は無視し、内部発熱と換気熱損失から得られる熱的相似を考慮した。ここで、 U_L とし、乱流レイノルズ数 Re の自動的一致を仮定した。従って、力学的相似条件は(A.1)式、熱的相似条件は、対流輸送と内部発熱の関係から(A.2)式とした。

$$n_{\theta} n_L = n_U^2 \quad (A.1)$$

$$n_R = n_U n_{\theta} n_L^2 \quad (A.2)$$

なお、室外機頂部付近の熱拡散には排気の乱れ性状の影響が無視し得ないと考えられるが、実物と同様ファンによる排気であることから、特に考慮しなかった。

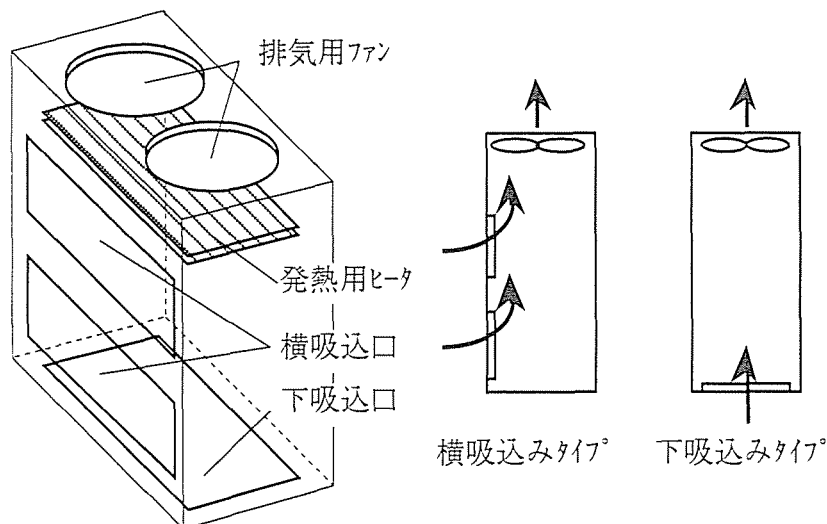


図 A.1 室外機の形状

付.3 現場測定による模型実験の妥当性の検証

付.3.1 現場測定の概要

調査現場は、模型実験が容易に実施可能な室外機配置であるビルとした。測定項目は吹出し、吸込み口温度、室外機間温度、外気温度である。図 A.2 に実測室外機の配置寸法と測定ポイントを示す。実測時室外機の運転は強制運転とし、一定の排気風量および発熱量となるよう固定した。

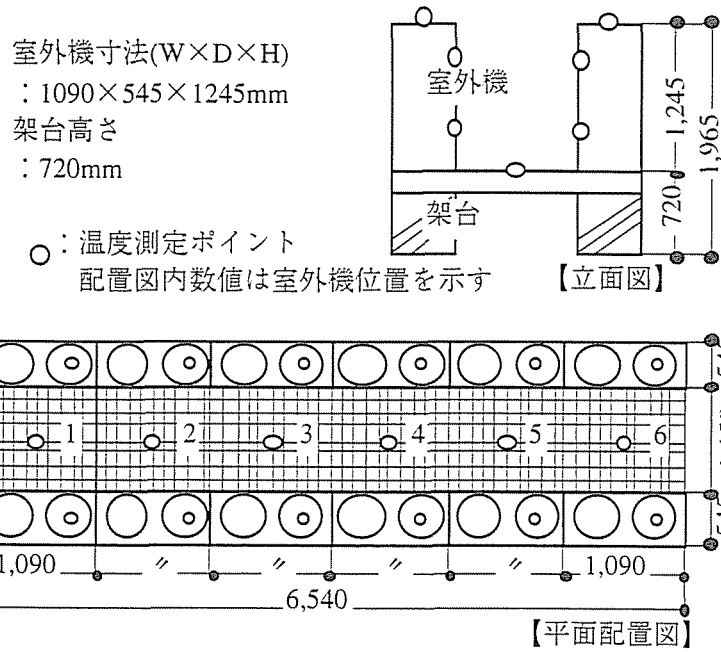


図 A.2 室外機の配置状況と温度測定ポイント

付.3.2 実機と模型の温度比較

現場実測の室外機配置を模型で再現し、同様の温度測定を行った。図 A.3 に室外機吸込み温度上昇に関する実測値と模型実験結果の比較を示す。実機では外気条件等の影響を受けて温度が大きく変動している。しかし、平均温度については比較的対応がよく、模型実験により実物の状況が概ね再現できるものと判断した。

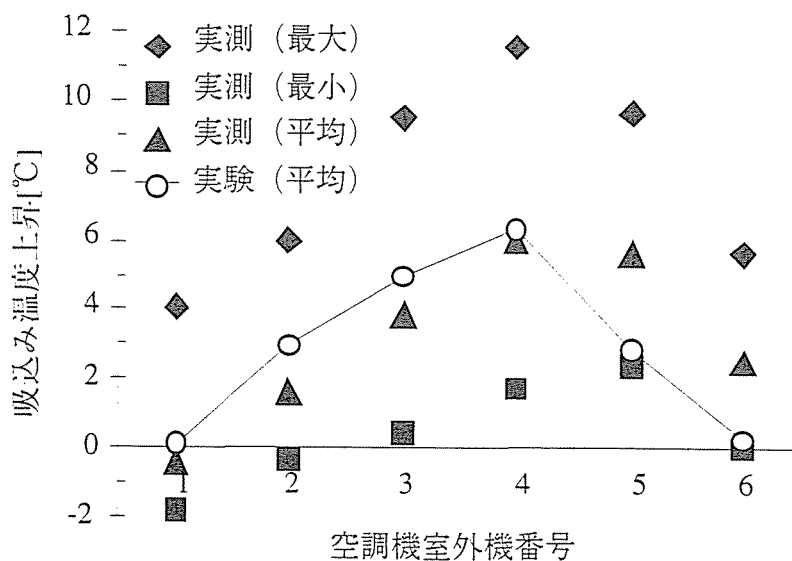


図 A.3 室外機吸込み温度の実測値と実験値

付.4 模型実験の概要

付.4.1 実験方法

室外機が屋上に多数設置されていることを想定し、図 A.4 に示すように対称面に断熱材の壁を設け実験を行った。これは、対称に室外機の列が並ぶ状態を想定した上で、外気が静穏な最も厳しい状況をモデル化したものである。実験には縮尺 1/6 の室外機模型を用い、室外機設置長さ L (模型台数)、通路幅 W および取り付け高さ h を実験変数とした。表 A.1 に示す計 50 ケースの実験パターンについて、室外機の吸込み、吹出し温度、室外機間温度および外気温度を測定した。温度測定は K 型熱電対を用い、データロガーにてデータを収集した。

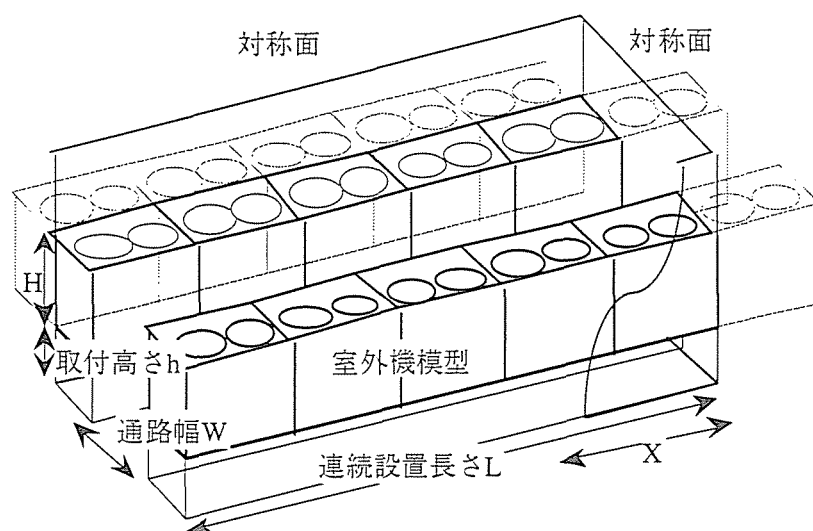


図 A.4 室外機模型の配置

表 A.1 実験パターン

横吸込みタイプ°	
通路幅 W [m]	0.15、0.25、0.35、0.45
取り付け高さ h [m]	0、0.125、0.25
室外機設置台数 [台]	2、3、4、6
下吸込みタイプ°	
通路幅 W [m]	0.15、0.25、0.35、0.45
取り付け高さ h [m]	0.125、0.25
室外機設置台数 [台]	2、3、4、6

付.4.2 対称性の検証

本実験に先立ち、室外機が連続的に設置されることを再現するため、断熱壁を対称面に設置した模型配置において、吸込み温度上昇の対称性について検証を行った。図 A.5 に 3 種類の異なる設置タイプについて、室外機吸込み温度上昇の測定結果を示す。その結果、各設置タイプにおける装置の吸込み温度上昇は概ね一致し、x および y 方向の対称性が保たれていることを確認した。

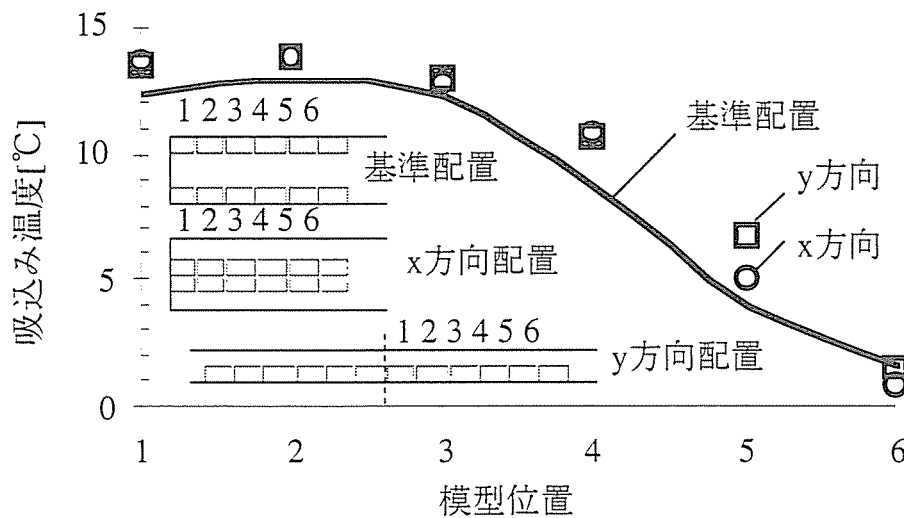


図 A.5 対称性の実験結果

付.5 室外機吸込み温度上昇の予測

付.5.1 モデル

空調機室外機の奥行き方向の微小長さ dx の空間に流入・流出する気流には、図 A.6 に示す q_i, E_i, Q_i, Q_{i+1} が考えられ、各々の空気温度を $t_i, t_r, \theta_i, \theta_{i+1}$ とする。空間内の風量収支より以下の式が成立する。

$$E_i + Q_i - q_i - Q_{i+1} = 0 \quad (\text{A.3})$$

熱量収支についても同様に以下の式が成り立つ。

$$c_p \rho (t_r E_i + q_i Q_i - t_i q_i - q_{i+1} Q_{i+1}) = 0 \quad (\text{A.4})$$

このうち、室外機の吸込み風量 q_i は与条件として一定と与え、また室外機からの環流風量 E_i を一定と見なすと以下のように表すことができる。

$$c_p \rho q_i = K_u (x + dx - x) = K_u dx \quad (\text{A.5})$$

$$c_p \rho E_i = K_o dx \quad (\text{A.6})$$

また $q_i > E_i$ でありこの差を Q とおけば次式となる。

$$c_p \rho Q = (K_u - K_o)x = K_v x \quad (\text{A.7})$$

次に、温度については実験結果より

$$t = t_i \quad (\text{A.8})$$

$$t_o = t_i + \frac{R}{K_u} \quad (\text{A.9})$$

であり、 θ_i と t の関係は以下となる。

$$\theta_i = t + \frac{dt}{dx} \frac{dx}{2}, \quad \theta_{i+1} = t - \frac{dt}{dx} \frac{dx}{2} \quad (\text{A.10})$$

一方、 t_r 、 t_o 、 t_i の関係は図 A.7 に示すように t_r を t_o と t_i を内分することにより近似的に以下とおいた。

$$t_r = \alpha_w t_o + (1 - \alpha_w) t_i \quad (\text{A.11})$$

設置長さ L の場合、 $E_{\text{total}} = K_o L$ 、 $Q_{\text{total}} = K_v L$ であり、各々の開口部面積で除した値が面平均風速となる。パラメータ H 、 W 、 L が変化した場合、この風速比は変化すると考えられ、 E の面平均風速を基準とした流入空気的面風速を $\beta_{w,L}$ とすれば以下となる(図 A.8)。

$$\beta_{w,L} \frac{K_o L}{L W} = \frac{K_v L}{S}, \quad K_o = \frac{L W}{\beta_{w,L} S} K_v \quad (\text{A.12})$$

最終的に補正係数 α_w 、 $\beta_{w,L}$ をパラメータとして、 $x=L$ において $t=t_r$ とすると、室外機の吸込み温度 t は次式となる。^[85]

$$t = \frac{\alpha_w R L W}{\beta_{w,L} S K_u} \log_e \left(\frac{L}{x} \right) + t_f \quad (\text{A.13})$$

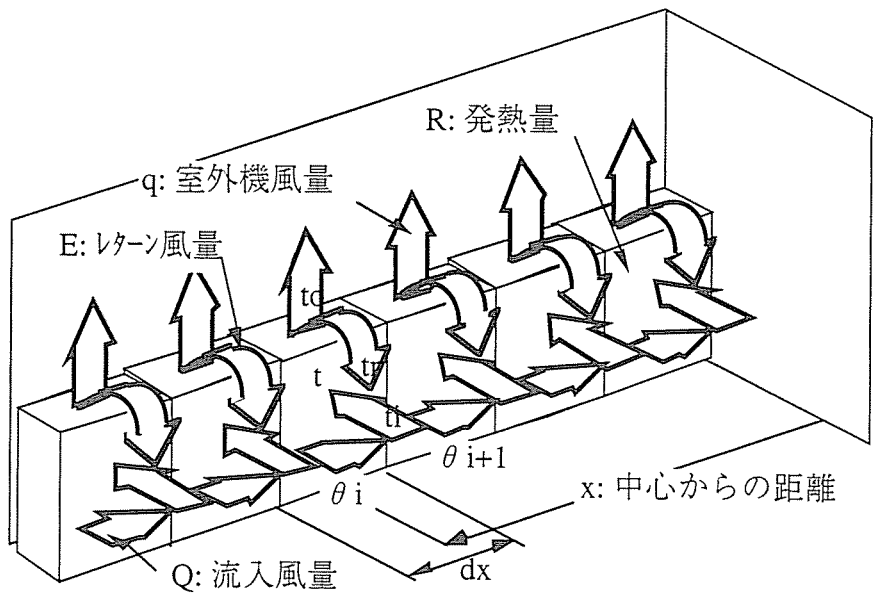


図 A.6 気流のパターン

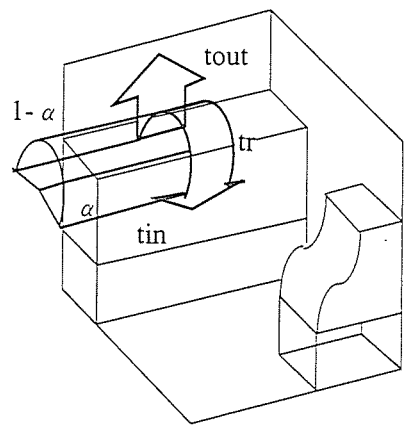


図 A.7 α_w の概念図

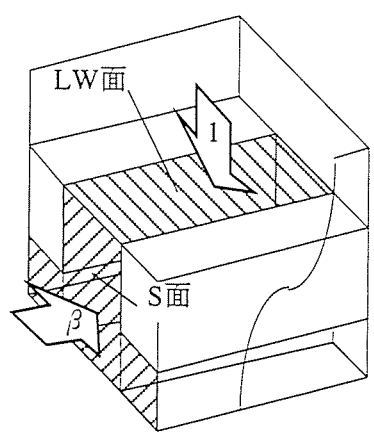


図 A.8 $\beta_{w,L}$ の概念図

付.5.2 補正係数の決定

補正係数 α_w 、 $\beta_{w,L}$ は実験により定められるパラメータであることから、実験結果を用い、補正係数 α_w 、 $\beta_{w,L}$ を W/H 、 L/W の関数として算出する。実験結果からの α_w を図 A.9、 $1/\beta_{w,L}$ を図 A.10 に示す。 α_w 、 $1/\beta_{w,L}$ は横吸込みタイプの場合、(A.14)、(A.15)式、下吸込みタイプの場合、(A.16)、(A.17)式となる。多少のばらつきはあるが、 W/H の増加に伴い α_w が低下すること、 L/W の減少に伴い $1/\beta_{w,L}$ が低下することは妥当な結果と考えられる。

ここで得られた補正係数 α_w 、 $1/\beta_{w,L}$ と設置条件を式(A.13)に代入することにより、室外機の吸込み温度上昇が算出可能となる。室外機吸込み温度上昇 t を小さくするためには、 α_w と小さくするか、 $1/\beta_{w,L}$ を大きくする必要がある。

$$\alpha_w = -0.133\left(\frac{W}{H}\right) + 0.321 \quad \text{横吸込みタイプ} \quad (\text{A.14})$$

$$\frac{1}{\beta_{w,L}} = 0.337\left(\frac{L}{W}\right) \quad \text{横吸込みタイプ} \quad (\text{A.15})$$

$$\alpha_w = -0.317\left(\frac{W}{H}\right) + 0.723 \quad \text{下吸込みタイプ} \quad (\text{A.16})$$

$$\frac{1}{\beta_{w,L}} = 0.084\left(\frac{L}{W}\right) \quad \text{下吸込みタイプ} \quad (\text{A.17})$$

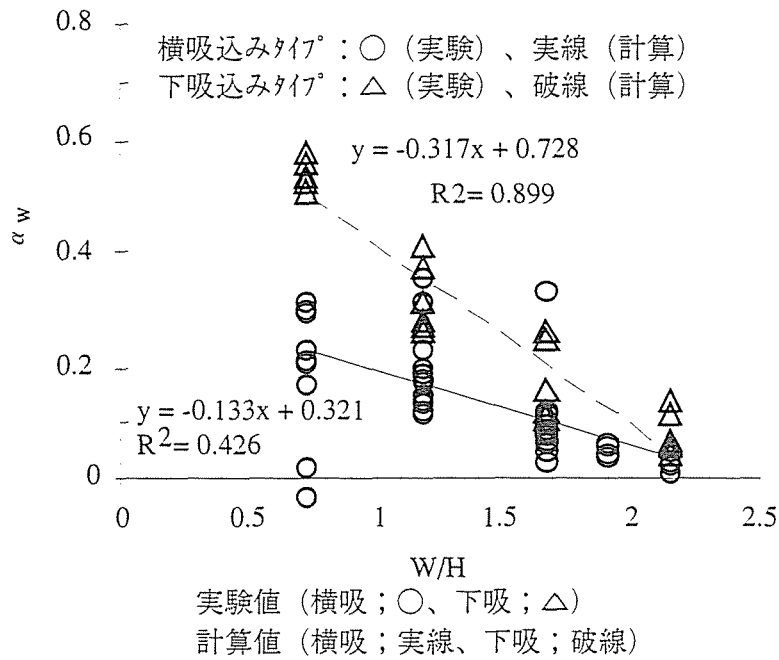


図 A.9 α_w の分布

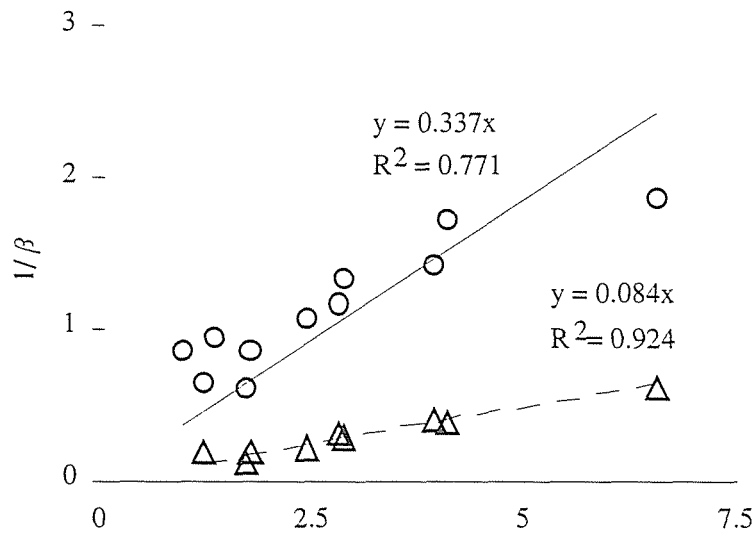


図 A.10 $\beta_{w,L}$ の分布

付.5.3 吸込み温度分布の計算と実験

図 A.11 に室外機吸込み温度上昇の実験値と計算値の比較を示す。その結果、室外機連続設置時の中心 (対称面) 付近では、計算値と実験値の差は大きくなるが、その他の領域では比較的良好に一致している。中心付近での誤差は、予測式が log 関数となることから、中心からの距離 $x=0$ 付近で実際の現象と矛盾していることによる

ものと考えられる。

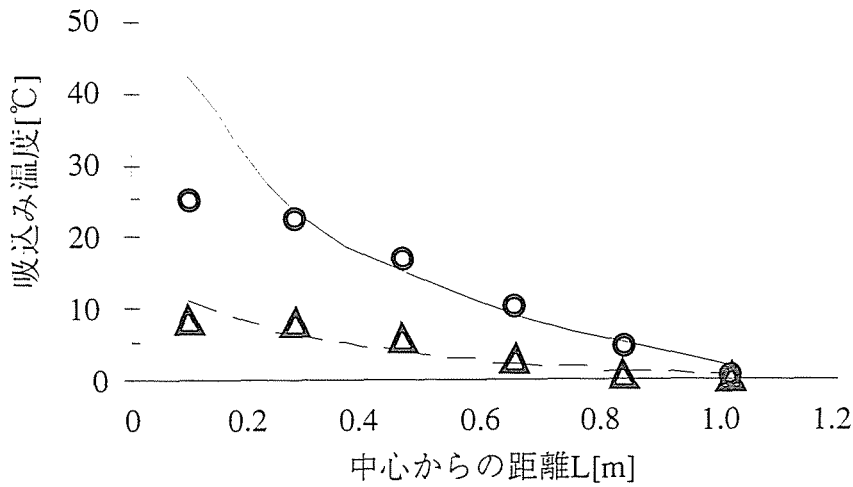


図 A.11 室外機吸込み温度上昇の実験値と計算値

付.5.4 吸込み温度上昇の平均と最大

実用上は室外機の最大吸込み温度、即ち $x=0$ の温度が予測可能であることが望ましい。そこで、最大値の影響因子と考えられる室外機吸込み温度上昇の平均値と最大値の関係を図 A.12 に示す。この図より、吸込み温度上昇の平均値と最大値との間には強い相関関係があることがわかる^[86]。横吸込みタイプでは(A.18)式、下吸込みタイプでは(A.19)式となり、室外機吸込み温度上昇の平均値を計算により得ることができれば、最大値の予測が可能と判断できる。そこで、各ポイントでの吸込み温度上昇を(A.15)式より求め、(A.20)式の形で平均値を算出することを試みた。(A.20)式で求めた平均値を(A.18)、(A.19)式に代入し、最大値を計算する。以上を最大温度モデルと呼ぶものとする。

$$t_{\max} = 1.92t_{\text{ave}} \quad \text{横吸込みタイプ} \quad (\text{A.18})$$

$$t_{\max} = 2.39t_{\text{ave}} \quad \text{下吸込みタイプ} \quad (\text{A.19})$$

$$t_{\text{ave}} = \frac{\alpha_w R L W}{\beta_{w,L} S K_u} \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \log_e \left(\frac{2n}{2k-1} \right) + t_f \quad (\text{A.20})$$

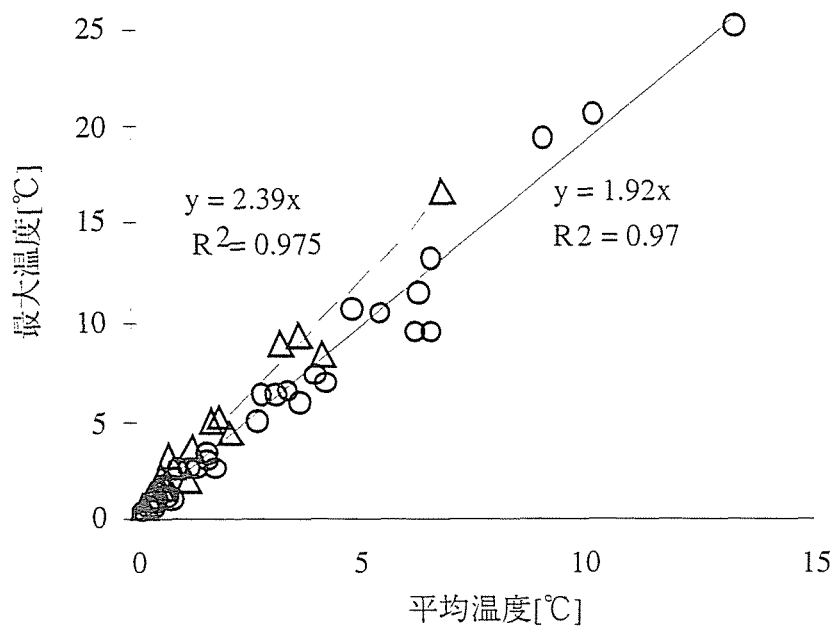


図 A.12 室外機吸込み温度上昇の平均値と最大値の関係

付.5.5 吸込み温度上昇の最大値の計算と実験

最大温度モデルによって得られる室外機吸込み温度上昇の最大値の計算値と実験値の比較を図 A.13 に示す。横吸込みおよび下吸込みの両タイプとも、計算値と実験値が良好に一致している。この結果、最大温度モデルにより、実際の設置条件での吸込み温度上昇の最大値を予測可能であることが示された。

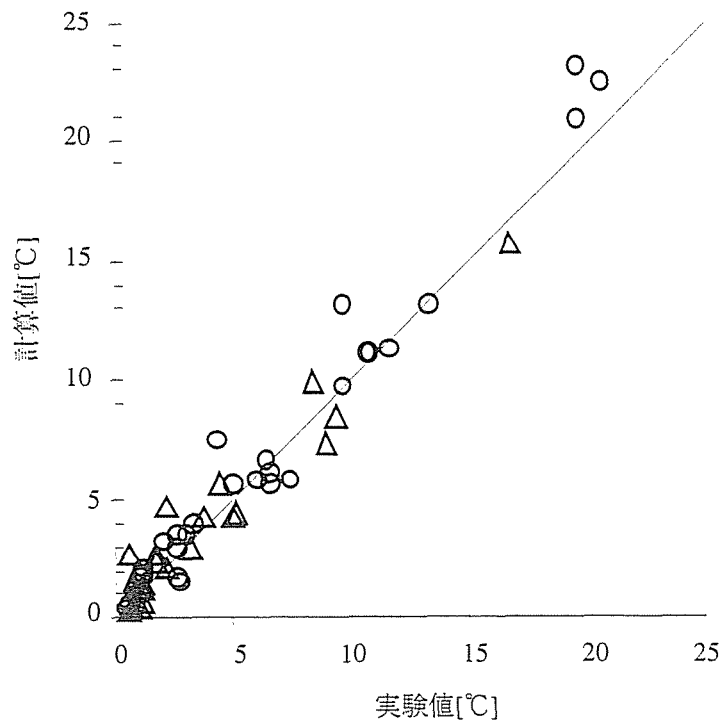


図 A.13 室外機吸込み温度上昇の最大値

付.6 吸込み温度上昇の最大値と設置条件

通路幅 W 、取り付け高さ h 、室外機設置長さ L が室外機吸込み温度上昇の最大値に与える影響を評価するため、設置条件の各パラメータを増減させ、室外機吸込み温度上昇の最大値を算出した。その結果を図 A.14 に示す。最大値は通路幅 W および取り付け高さ h の増加に伴い減少する。この計算範囲内では、それぞれ 1m の増加で通路幅 W は 2°C 程度、取り付け高さ h は 1°C 程度の減少となる。室外機設置長さ L を一定とした場合、通路幅 W は取り付け高さ h より室外機吸込み温度上昇の最大値に与える影響は大きいことがわかる。一方、室外機設置長さ L が増加すると最大値は急激に増加する傾向にあり、最大値を抑制するためには室外機の連続設置台数に上限を規定することが有効であると言える。

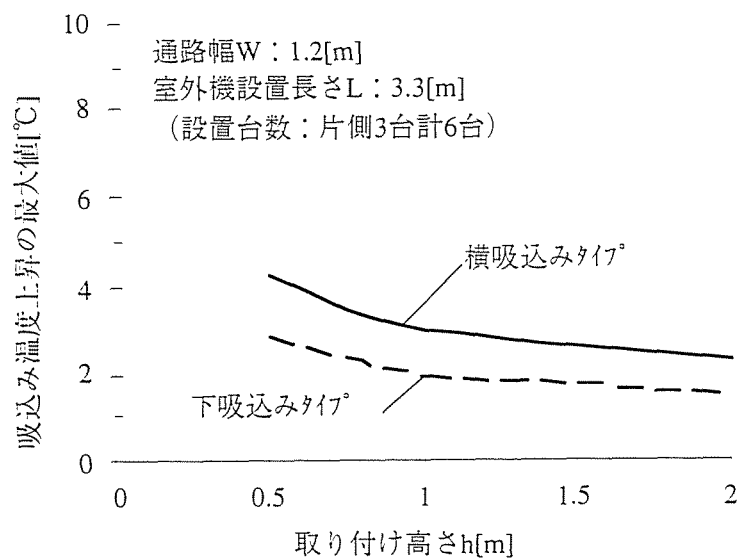
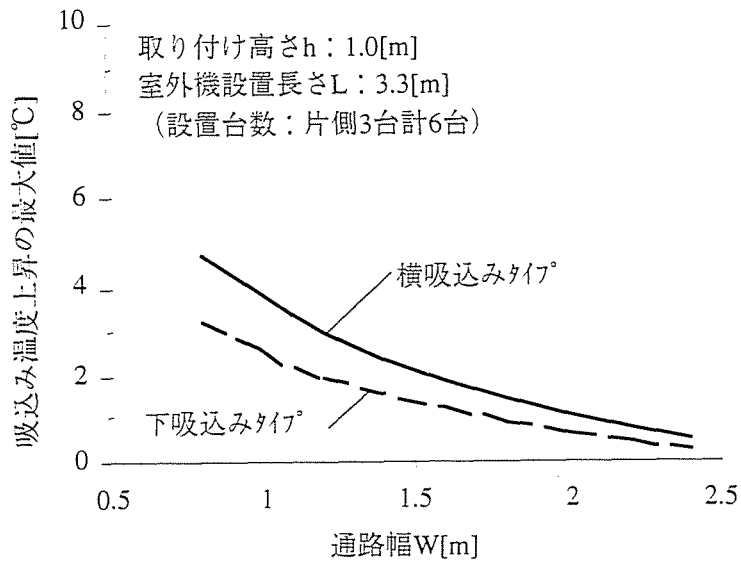
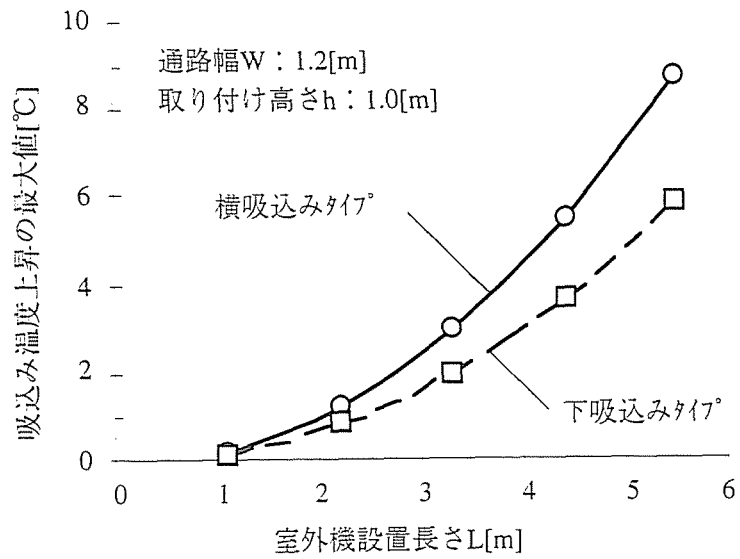


図 A.14 室外機吸込み温度上昇の最大値

付.7 まとめ

集中設置される空調機室外機を対象に、現場実測調査および相似則を考慮した室外機モデルにより、室外機吸込み温度と設置パラメータの関係について検討した。その結果、以下の知見を得た。

- 1) 屋上に室外機が連続して設置されている場合の室外機吸込み温度上昇の実態調査を行った結果、集中設置された場合の設置条件が室外機の吸込み温度上昇に大きく影響していることがわかった。
- 2) 相似則を考慮した室外機モデルについて、実機との比較を行い模型実験の妥当性を検証し、良好な結果を得た。
- 3) 室外機が連続的に設置されることを再現するため、断熱壁を対称面とした模型設置における吸込み温度上昇の対称性を検証実験により確認した。
- 4) 室外機設置パラメータを考慮した室外機吸込み温度上昇の予測モデルを作成し、実験との比較を行った。その結果、最大温度モデルを用いることにより、室外機設置のパラメータを考慮した室外機吸込み温度上昇の最大値を十分な精度で予測できることを確認した。このモデルは室外機設置条件の各パラメータが室外機の吸込み温度上昇に与える影響を明確にすることができ、室外機の適正な配置計画に有効と考えられる。

付録の記号表

β	: 体積膨張率[1/°C]
g	: 重力加速度[m/s ²]
Ar	: アルキメデス数
Re	: 乱流レイノルズ数
ν	: 渦動粘性係数[m ² /s]
E	: 環流風量[m ³ /s]
Q	: 流入風量[m ³ /s]
q	: 室外機の吸い込み風量[m ³ /s]
K_u	: 吸い込み気流の熱コンダクタンス[W/m°C]
K_o	: 環流気流の熱コンダクタンス[W/m°C]
K_v	: 流入気流の熱コンダクタンス[W/m°C]
θ	: 温度[°C]

t	: 室外機吸い込み温度上昇[°C]
t_i	: 室外機間の温度[°C]
t_f	: $x=L$ における流入空気温度[°C]
t_o	: 室外機の吹き出し温度[°C]
t_r	: 環流空気の温度[°C]
t_{ave}	: 室外機吸い込み温度上昇の平均値[°C]
t_{max}	: 室外機吸い込み温度上昇の最大値[°C]
$\alpha_w, \beta_{w,L}$: 補正係数[-]
L	: 室外機設置長さ[m]
h	: 室外機取り付け高さ[m]
W	: 通路幅[m]
R	: 室外機の発熱量[W/m]
S	: 流入面積[m ²]
H	: 室外機高さ[m]
n	: 中心からの設置台数[台]
x	: 中心からの距離[m]

参考文献

- [1] (社)空気調和・衛生工学会：空気調和・衛生工学便覧，第 12 版，6 応用編，pp.167-172,1995.3
- [2] 大島耕一：熱設計ハンドブック，朝倉書店，p.239, 1992.6
- [3] 早乙女巖・ほか：電算機センターの省エネルギー化に関する研究 (第 3 報)，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 II, pp.257-260, 1992.10
- [4] Minoru Yamamoto, Takashi Abe : The New Energy-Saving Way Achieved by Changing Computer Culture, IEEE Transactions on Power System, Vol. 9, No. 3, pp.1563-1568, 1994.8
- [5] 中尾正喜：高発熱機器室用空調システムの研究，学位論文,1994.12
- [6] 中尾正喜・羽山広文・西岡真稔・松尾陽：高発熱機器室用空調気流方式の研究 (第 1 報)，空気調和・衛生工学会論文集, No.54, pp.77-89, 1994.2
- [7] 中尾正喜・羽山広文・西岡真稔・松尾陽：高発熱機器室用空調気流方式の研究 (第 2 報)，空気調和・衛生工学会論文集, No.56, pp.87-97, 1994.10
- [8] M.N. Birken : Cooling Computers, Heating, Piping & Air Conditioning, Vol. 39, No.9, pp.126-127, 1967.6
- [9] 升水正美・吉原貢・野村圭二郎：最近のコンピュータセンタの計画について，建築設備と配管工事，pp.51-59, 1992.11
- [10] Karl Schmaus: Problems in Connection with Change over from Analog to Digital Switching Systems in Existing Deutsche Bundespost Buildings, INTELEC 87 (The Ninth International Telecommunications Energy Conference)
- [11] Per Lindman, Tadeus Wolpert: The Reliability of Power and Cooling Equipment, ERICSSON REVIEW, No.3, 1986
- [12] Ragnar Almquist: A Cooling System for Electronic Telephone Exchanges, ERICSSON REVIEW, No.4, 1981
- [13] Ragnar almquist: Operational Experience of ERICOOL for Active Cooling, ERICSSON REVIEW, No.2, 1986
- [14] Erik Albertsson: ERICOOL for Cooling Telecommunications Equipment, ERICSSON REVIEW, NO.2, 1986
- [15] Rune Alexandersson, Anders junborg: ERICOOL Systems for Passive Cooling, ERICSSON REVIEW, No.2, 1986
- [16] W.G.Broun: Equipment Cooling for Modernisation, British Telecommunications Engineering, Vol.2, Jan. 1984
- [17] D.Watts: Keeping Cool with System X, British Telecom Journal, Winter 1982/83
- [18] N. Osifchin, W. Pferd: Energy Engineering in Telephone Equipment Buildings, INTELEC 78, 1987
- [19] 早川一也・桜井翰：電算機室の空気調和に関する一考察，空気調和・衛生工学，第

- 43 巻第 7 号, pp.591-611, 1969.7
- [20] 中尾正喜・羽山広文：高発熱通信機室用空調システムの開発, 空気調和・衛生工学, 第 64 巻第 12 号, pp.63-71, 1990.12
- [21] S.Murakami, S.Kato, T.Tanaka, D.-H.Choi, T.Kitazawa : The Influence of Supply and Exhaust Openings on Ventilation Efficiency in an Air-conditioned Room with a Raised Floor, ASHRAE Transactions, Vol. 98, pp. 738-755, 1992
- [22] 田中俊彦・ほか：床吹出 OA 空間における効率的顕熱排出に関する研究(その 12), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.285-288, 1992.10
- [23] 西岡利晃：工場換気に関する実験的研究(第 1 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.18, pp.49-61, 1982.2
- [24] 西岡利晃：工場換気に関する実験的研究(第 2 報), 空気調和・衛生工学会論文集, No.20, pp.1-9, 1982.2
- [25] 佐藤雄二：等流量分配管ならびに集合管, 日本機械学会論文集, 25-157, pp.927-938, 1959.9
- [26] 久保利介・植田辰洋：管寄せの分流および合流に関する研究, 日本機械学会論文集, 34-268, pp.2133-2138, 1968.12
- [27] 新津靖・加藤孝夫・前田鉄夫：一様吹出しスリット・ダクトの特性(第 1 報), 空気調和衛生工学, 40-4, pp.387-395, 1966.4
- [28] 新津靖・加藤孝夫・前田鉄夫：一様吹出しスリット・ダクトの特性 (第 2 報), 空気調和衛生工学, 40-4, pp.396-405, 1966.4
- [29] 戸河里敏・小原俊平・早川真・日沖正行：チャンバ吹出し方式の空気特性に関する実験的研究(その 1), (その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.211-212, pp.245-246, 1977.10
- [30] 戸河里敏・早川真：天井チャンバ吹出し空調方式の研究(その 2), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.451-452, 1986.8
- [31] 鈴木ほか：層流型クリーンルーム内の気流性状・汚染物質拡散に関する研究(その 7), 空気調和・衛生工学学術講演会講演論文集, 1988.10
- [32] 田中晃・前田真之・浅見欽一郎・斎木篤：クリーンルーム内の気流設計に関する研究(第 2 報), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.421-422, 1986.8
- [33] 原聡・ほか：電算機センターの省エネルギー化に関する研究(第 1 報), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.1229-1232, 1992.10
- [34] 八乙女巖・ほか：電算機センターの省エネルギー化に関する研究 (第 3 報), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 II, pp.257-260, 1992.10
- [35] 柳原隆司・ほか：東京電力船橋コンピュータセンターの空気調和設備, 空気調和衛生工学, 第 69 巻第 12 号, pp.89-91, 1995.12
- [36] 木村孝・ほか：電算室の環境・エネルギー消費量の研究, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, pp.1029-1032, 1992.10
- [37] STROEDER R. : Wirtschaftliche Luftgeschwindigkeit-Keiten in RLT-Anlagen, Tech

- Bau, VOL.25, No.11, pp. 55-59, 1994
- [38] HUTCHINS P. F., WADE J W. , SPARTS G, Energy Savings in Computer / Data Centers, Energy Pollut Control Oppor Year 2000, PP. 339-342 , 1994
- [39] All-sensible Cooling a Solution to High Costs, Refrig Air Cond, VOL.95, No.1137, pp. 26-28 1992
- [40] CONNOR M. C. · HANNAUER L : Computer center design, ASHRAE J (Am Soc Heat Refrig Air Cond Eng), VOL.30, No.4, PP. 20-27, 1988
- [41] 鹿生幸三 · 山井英樹 · 柳原隆司 · 荒川清 · 池田成樹 ; 山田博 : 電算センターの省エネルギー化に関する研究 第 2 報, 空気調和 · 衛生工学会学術講演会講演論文集, PP. 253-256, 1993.10
- [42] 佐川祐一郎 · 渡辺健一郎 · 石黒邦道 · 木村孝 · 田中俊彦 · 原聡 : 電算室の環境 · エネルギー消費量の研究 (その 1) 既存電算室の実測概要と冬季実測結果、空気調和 · 衛生工学会学術講演会講演論文集、 PP. 1029-1032, 1992.10
- [43] 河原勝重 · 近藤誠二郎 · 吉田昌弘 : ダイキン電子計算機室用エアコン, 冷凍, 第 61 巻第 703 号, pp.55-62, 1987.5
- [44] 多賀明義 : コンピュータ室用エアコン, 冷凍, 第 69 巻第 801 号, pp.15-19, 1994.7
- [45] 中尾正喜 · 植草常雄 · 河合素直 : 年間冷房空調機の高効率制御 (第 1 報) 空気調和 · 衛生工学会論文集, No.59, pp.83-93, 1995.10
- [46] 中尾正喜 · 植草常雄 · 河合素直 : 年間冷房空調機の高効率制御 (第 2 報) 空気調和 · 衛生工学会論文集, No.60, pp.29-37, 1996.2
- [47] BORN B. J. : Corrosion of a computer by humidifying water : A case history, Pap Int Corros Forum, No.86-5, 1986
- [48] 田久保昭治 : 電算機室の空調設備 I, 暖房, VOL.24, No.271 PP. 12-15, 1985
- [49] (社)空気調和 · 衛生工学会 : 建築 · 設備の省エネルギー技術指針, pp.192-198, 1994.6
- [50] 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機械室における空調方式の高効率化に関する研究」 日本建築学会計画系論文集, No.494, 1997.4
- [51] Masaki Nakao, Hirofumi Hayama, Tsuneo Uekusa : An Efficient Cooling System for Telecommunications Equipment Rooms, INTELEC 88, pp.344-349, 1988.10
- [52] Hirofumi Hayama, Masaki Nakao : Air Flow Systems for Telecommunications Equipment Rooms, INTELEC 89, p.8.3, 1989.10
- [53] Hirofumi Hayama, Masaki Nakao, Minoru Sanbe : Airflow Distribution in Telecommunications Equipment Rooms, INTELEC 90, pp.206-212, 1990.10
- [54] Masaki Nakao, Hirofumi Hayama, Masatoshi Nishioka : Which Cooling Air Supply System is Better for High Heat Density Room, INTELEC 91, pp.393-400, 1991.11
- [55] 中里秀明、羽山広文、木下学 : 電算機室用空調システムの研究 (その 1) 空

- 気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.257-260, 1995.10
- [56] 羽山広文、中里秀明、木下学：電算機室用空調システムの研究（その2） 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.261-264, 1995.10
- [57] 木下学、羽山広文、中里秀明：電算機室用空調システムの研究（その3） 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.265-268, 1995.10
- [58] 羽山広文、中里秀明、忽那秀治、木下学：電算機室用空調システムの研究（その4）, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.209-212, 1996.9
- [59] 忽那秀治、羽山広文、中里秀明、木下学：電算機室用空調システムの研究（その5）, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.213-216, 1996.9
- [60] 中里秀明、羽山広文、忽那秀治、木下学：電算機室用空調システムの研究（その6）, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.217-220, 1996.9
- [61] 羽山広文、中里秀明、木下学、忽那秀治、倉淵隆：強制空冷装置に対応した高効率空調気流方式の研究（その1） 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.671-672, 1996.9
- [62] 中里秀明、羽山広文、木下学、忽那秀治、倉淵隆：強制空冷装置に対応した高効率空調気流方式の研究（その2） 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.673-674, 1996.9
- [63] 阿部正弘、羽山広文、中里秀明、忽那秀治、倉淵隆：強制空冷装置に対応した高効率空調気流方式の研究（その3）, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.675-676, 1996.9
- [64] 忽那秀治、羽山広文、中里秀明、阿部正弘、倉淵隆：強制空冷装置に対応した高効率空調気流方式の研究（その4） 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.677-678, 1996.9
- [65] 羽山広文：「床吹出し空調システムの高効率化」日本建築学会技術報告集, 第2号, pp.110-114, 1996.3
- [66] 羽山広文、中尾正喜、光町正宣：チャンバを用いた空調気流の検討(その1), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.449-450, 1986.8
- [67] 羽山広文、中尾正喜：チャンバを用いた空調気流の検討(その2), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1111-1112, 1987.10
- [68] 羽山広文、中尾正喜：チャンバを用いた空調気流の検討(その3), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.885-886, 1988.10
- [69] 羽山広文、中尾正喜、中北英孝：チャンバを用いた空調気流の検討(その4), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.717-718, 1989.10
- [70] 羽山広文、三瓶実：チャンバを用いた空調気流の検討(その5), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1203-1204, 1990.10
- [71] 羽山広文：空冷パッケージ型空調機によるコンピュータ室空調, 建築設備と配管工事, Vol. 30, No. 12, pp.84-89, 1992.12
- [72] 伊藤善文、羽山広文：高発熱機器室用空調システム, 建築設備士, 第21巻, 第

- 10号, pp.24-27, 1989.10
- [73] 管路・ダクトの流体抵抗, 日本機械学会編
 - [74] 井上宇市: 空調ハンドブック, 丸善株式会社
 - [75] 植田辰洋、原田一郎: フィン付き伝熱面の熱伝達に関する研究, 日本機械学会論文集, 30-210, pp.278-287, 1964.2
 - [76] 羽山広文、三瓶実: 二重床空調方式の熱特性に関する研究(その1), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.289-292, 1992.10
 - [77] 木下学、羽山広文: 二重床空調方式の熱特性に関する研究(その2) 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.1109-1112, 1996.9
 - [78] 羽山広文、三瓶実: チャンバを用いた空調気流の検討(その6), 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1559-1560, 1992.8
 - [79] 羽山広文、木下学、西岡真稔: 「二重床空調方式の熱特性に関する研究(その1)」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1561-1562, 1993.9
 - [80] 木下学、羽山広文、中北英孝、宮内洋一: 「二重床空調方式の熱特性に関する研究(その2)」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1563-1564, 1993.9
 - [81] 序昌之・福島清司・関矢遼一・佐藤鋼平・中村隆広: 大空間におけるビル用空調室外ユニット周りの気流解析, 日本機械学会環境工学総合シンポジウム講演論文集, pp.443-445, 1993.7
 - [82] 羽山広文、木下学、山崎大輔、倉渕隆: 「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究」日本建築学会技術報告集, 第4号, 1997.4
 - [83] 羽山広文、木下学、倉渕隆、山崎大輔、平松和浩: 「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究(その1)」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.895-896, 1995.8
 - [84] 木下学、羽山広文、倉渕隆、山崎大輔、平松和浩: 「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究(その2)」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.897-898, 1995.8
 - [85] 山崎大輔、羽山広文、木下学、倉渕隆、平松和浩: 「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究(その3)」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.899-900, 1995.8
 - [86] 木下学、羽山広文、倉渕隆、山崎大輔: 「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究(その4)」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.655-656, 1996.9
 - [87] 羽山広文、木下学、中尾正喜、倉渕隆、山崎大輔: 「集中設置される空調機室外機周辺の温度性状の検討」日本機械学会第5回環境工学総合シンポジウム講演論文集, pp.337-340, 1995.10
 - [88] (社) 空気調和・衛生工学会: 空気調和・衛生工学会便覧(第12版), 相似則と無次元化・基礎編, p198-199, 1995.3

本論文に関連する工業所有権

- [1] 羽山 ほか：特願平 7-108716：空気調和方式
- [2] 羽山 ほか：米国 08/641,079、EPC96106787.3、インドネシアP-961148、マレーシアPI-9601642、中国 96104927.8、韓国 1996-14158：Air Conditioning Method in Machine Room Having Forced Air Cooling Equipment Housed Therein
- [3] 羽山 ほか：特願平 8-013174：フローア用風量調整パネル
- [4] 羽山 ほか：特願平 8-013175：フローア用風量調整パネル
- [5] 羽山 ほか：特願平 8-236465：フローア用パネル
- [6] 羽山 ほか：特願平 8-260274：フローア用風量調整パネル
- [7] 羽山 ほか：特願平 8-200784：通信装置用風量調整機構付パネル

記号表

A	: チャンバの断面積[m ²]
c_p	: 空気の比熱[J/(kg(DA)・K)]
D	: チャンバの相当直径 $D=2 h$ [m]
E	: エネルギー消費量[W], 添字 ; F;ファン, P;ポンプ, HS;冷凍機, COM;コンプレッサ
H_L	: 室内熱負荷[W]
h	: チャンバの高さ[m]
ρ	: 空気の比重[kg/m ³]
H_m	: 発熱量[W] [J/s]
H_w	: 壁体の熱損失[W] [J/s]
k	: チャンバ特性係数[-], 吹出し気流: $k_d = \frac{\lambda L}{3D} - 1$, 吸込み気流: $k_c = \frac{\lambda L}{3D} + 2$
k_f	: 二重床の熱移動係数 [W/°C]
k_s	: スラブの熱移動係数 [W/°C]
k_v	: 空調給気の熱移動係数[W/°C]
L	: チャンバの長さ[m]
ℓ	: 区間の長さ[m]
m_{1m}	: 機器吹出し温度差比[-] ($(\theta_{1m} - \theta_o)/(\theta_i - \theta_o)$)
m_{0m}	: 機器冷却空気温度差比[-]
m_a	: 機器再循環温度差比[-]
m_{room}	: 室内温度差比[-] ($(\theta_{room} - \theta_o)/(\theta_i - \theta_o)$)
O_p	: 吹出し・吸込み口の開口率[-]
P	: 圧力[Pa]
Q	: 風量[m ³ /s]
q	: 吹出し・吸込み風量[m ³ /s]
Re	: レイノルズ数[-] $Re = \frac{vD}{\nu}$
v	: 風速[m/s]
v_s	: チャンバ始端風速[m/s]
V	: 空調給気量[m ³ /s]
V_m	: 機器換気量[m ³ /s]
V_d	: 機器下部からの空調給気量[m ³ /s]
V_f	: 機器周辺からの空調給気量[m ³ /s]
V_u	: 無効給気量[m ³ /s]
V_a	: 室内からの機器吸込み風量[m ³ /s]
V_r	: 機器再循環風量[m ³ /s]

W_d	: チャンバの幅[m]
W_j	: 水平方向の熱移動係数[W/°C]、 j : ゾーン No.を示すインデックス
x	: 距離[m]
θ_{0m}	: 機器冷却空気温度[°C]
θ_0	: 空調給気温度[°C]
θ_1	: 空調還気温度[°C]
θ_a	: 機器再循環温度[°C]
θ_{1m}	: 機器吹出し温度[°C]、
$\theta_{1m} - \theta_0$: 機器吹出し温度差[°C]
$\theta_{1m} - \theta_{0m}$: 機器冷却温度差[°C]
$\theta_{1m,MAX}$: 最大機器吹出し温度[°C]
$\theta_{1m,MAX} - \theta_0$: 最大機器吹出し温度差[°C]
θ'_{1m}	: 水平方向の熱移動がない場合の機器吹出し温度[°C]
θ_r, θ_{room}	: 室内温度[°C]
$\theta_{f,n}$: 区間 n における二重床内の温度[°C]
κ_m	: 換気流量比[-] (V/V_m)
κ_d	: 機器下部の風量比[-] ($V_d/(\eta_v \kappa_m V_m)$)
η_v	: 排熱効率[-] ($(V_d + V_r)/V$)
ΔX	: 微少区間の距離[m]
σ_{1m}	: 機器吹出し温度差($\theta_{1mj} - \theta_0$)の標準偏差[°C]、 j : ゾーン No.を示すインデックス
σ'_{1m}	: 空調給気不整合 (水平方向の熱移動がない場合の機器吹出し温度差($\theta'_{1mj} - \theta_0$)の標準偏差[°C])、 j : ゾーン No.を示すインデックス
ε_θ	: 機器吹出し温度不均一率 ($\sigma_{1m} / \sigma'_{1m}$)
ε	: 風量分布の不均一率[-]
ε	: エネルギー消費係数[-] 添字 ; F;ファン, REF;冷凍機+ポンプ等, COM;コンプレッサ
ν	: 渦動粘係数[m ² /s]
λ	: チャンバの通気抵抗[-]
ζ_i	: 合流損失係数[-]
ζ_o	: 分岐損失係数[-]
ζ_p	: 多孔板の通気抵抗[-]
η_T	: 送風機の総合効率[-]
j	: ゾーン No.を示すインデックス
n	: 機器の数
s	: チャンバの始端を示す添字
—	: 平均値を示す

謝辞

本論文の完成にあたり、卒業論文・修士論文で研究の手ほどきを受けて以来今日まで、研究者としての心構えや懇切なご指導をいただいた北海道大学工学部・荒谷登教授に心より感謝いたします。本研究をまとめるにあたり、貴重なご意見をいただいた北海道大学工学部・石山祐二教授、落藤澄教授、工藤一彦教授、絵内正道助教授に心から感謝いたします。

空調気流方式の実大規模実験、空調機室外機の模型実験において、東京理科大学・倉渕隆助教授、西岡真稔助手にご指導と貴重なご意見をいただきました。心から感謝いたします。また、当時、東京理科大学の修論生だった山崎大輔君、阿部正弘君、当時卒論生だった平松和浩君、松本武大君、寺島克君、星野康君、川角直紀君らには多くの実験とデータ整理を行っていただきました。感謝とともに一人一人の残した研究の進展をはかることでその労に報いて行きたいと思えます。

本研究は、日本電信電話(株)の通信装置や電子計算機などを収容した情報処理室用空調の高効率化を目指して開始したものであり、装置側の要求条件と建物側の設計条件を考慮しながら検討を進める必要がありました。通信装置に関しては、ネットワークシステム研究所・茨木修氏らに、また電子計算機に関しては、ソフトウェア本部・飯田龍一氏、毛利学氏、前田高雄氏らに、さらに建物に関しては、不動産企画部・中尾正喜博士、佐々木晃氏らに、開発から導入に至るまで多大なご協力とご支援をいただきました。特に、中尾正喜博士とともに三瓶実氏、大島一夫氏、須藤勇氏、実川博史氏、植草常雄氏、中北英孝氏には、当時、高発熱機械室用空調システムの開発プロジェクトに参画させていただき、懇切なご指導とご協力をいただきました。ここに記して深く感謝いたします。

(株)NTT ファシリティーズ研究開発部においては、久住呂昭彦取締役研究開発部長をはじめ研究開発部の方々には多くのご支援とご協力をいただきました。特に、高草木明博士には、自らの学位取得の経験を踏まえ、研究の進め方や論文のまとめ方に関しご指導とご協力をいただきました。また、加納修平氏、牛島英資氏には風量調整器の開発を協力していただきました。さらに、同じグループだった前田暁氏、中里秀明氏、小松正佳氏、木下学氏、忽那秀治氏らには、実験・現場実測から導入先への説明まで、苦勞をともにしました。深甚なる謝意を表します。

諸氏に、心からお礼を申し上げるとともに、最後に本論文の校正と筆者の健康管理に協力してくれた妻に感謝します。

平成9年2月 羽山広文

研究業績目録

氏名 羽山 広文

1. 論文 (学位論文関係)

- (1) 羽山広文：「床吹出し空調システムの高効率化」日本建築学会技術報告集，第2号，pp.110-114, 1996.3
- (2) 羽山広文、木下学、山崎大輔、倉淵隆：「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究」日本建築学会技術報告集，第4号，(1997.4 掲載決定)
- (3) 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機械室における空調方式の高効率化に関する研究」日本建築学会計画系論文集, No.494, (1997.4 掲載決定)
- (4) 中尾正喜、羽山広文、西岡真稔、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, No.54, pp.77-89, 1994.2
- (5) 中尾正喜、羽山広文、西岡真稔、松尾陽：「高発熱機器室用空調気流方式の研究 第2報-温度差比の垂直分布モデル」空気調和・衛生工学会論文集, No.56, pp.87-97, 1994.10

2. 論文 (その他)

- (1) 小泉泰之、古保静男、四元勝一、室山誠一、羽山広文：「信頼性を考慮した通信空調用電源の構成」電子情報通信学会論文誌 B-I, Vol. J75-B-I, No.10, pp.682-689, 1992.10
- (2) Yasuyuki Koizumi, Katsuichi Yotsumoto, Hirofumi Hayama, Shizuo Furubo, Seiichi Muroyama : 「Design of Power Systems for Air Conditioners Used in Telecommunication Networks」ELECTRONICS and COMMUNICATIONS in JAPAN, Part 1, Vol.76, No.12, pp.1-13, 1993

3. 講演 (学位論文関係)

- (1) Hirofumi Hayama, Masaki Nakao : 「Air Flow Systems for Telecommunications Equipment Rooms」INTELEC'89, p.8.3, 1989.10
- (2) Hirofumi Hayama, Masaki Nakao, Minoru Sanbe : 「Airflow Distribution in Telecommunications Equipment Rooms」INTELEC'90, pp.206-212, 1990.10
- (3) 中尾正喜、羽山広文：「高発熱通信機室用空調システムの開発」空気調和・衛生工学，第64巻第12号，pp.63-71, 1990.12
- (4) 中里秀明、羽山広文、木下学：「電算機室用空調システムの研究 (その1)」空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.257-260, 1995.10
- (5) 羽山広文、中里秀明、木下学：「電算機室用空調システムの研究 (その2)」, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.261-264, 1995.10
- (6) 木下学、羽山広文、中里秀明：「電算機室用空調システムの研究 (その3)」, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.265-268, 1995.10
- (7) 羽山広文、中里秀明、忽那秀治、木下学：「電算機室用空調システムの研究 (その4)」, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.209-212, 1996.9
- (8) 忽那秀治、羽山広文、中里秀明、木下学：「電算機室用空調システムの研究 (その5)」, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.213-216, 1996.9
- (9) 中里秀明、羽山広文、忽那秀治、木下学：「電算機室用空調システムの研究 (その6)」, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.217-220, 1996.9
- (10) 羽山広文、中里秀明、木下学、忽那秀治、倉淵隆：「強制空冷装置に対応した高効率空調気流方式の研究 (その1)」, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 671-672, 1996.9
- (11) 中里秀明、羽山広文、木下学、忽那秀治、倉淵隆：「強制空冷装置に対応した高効率空調

- 気流方式の研究（その2）」、日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 673-674, 1996.9
- (12) 阿部正弘、羽山広文、中里秀明、忽那秀治、倉淵隆：「強制空冷装置に対応した高効率空調気流方式の研究（その3）」、日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.675-676,1996.9
- (13) 忽那秀治、羽山広文、中里秀明、阿部正弘、倉淵隆：「強制空冷装置に対応した高効率空調気流方式の研究（その4）」、日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 677-678, 1996.9
- (14) 羽山広文、中尾正喜、光町正宣：「チャンバを用いた空調気流の検討(その1)」、日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.449-450, 1986.8
- (15) 羽山広文、中尾正喜：「チャンバを用いた空調気流の検討(その2)」 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1111-1112, 1987.10
- (16) 羽山広文、中尾正喜：「チャンバを用いた空調気流の検討(その3)」、日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.885-886, 1988.10
- (17) 羽山広文、中尾正喜、中北英孝：「チャンバを用いた空調気流の検討(その4)」 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.717-718, 1989.10
- (18) 羽山広文、三瓶実：「チャンバを用いた空調気流の検討(その5)」 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1203-1204, 1990.10
- (19) 羽山広文：「空冷パッケージ型空調機によるコンピュータ室空調」, 建築設備と配管工事, Vol. 30, No. 12, pp.84-89, 1992.12
- (20) 伊藤善文、羽山広文：「高発熱機器室用空調システム」 建築設備士, 第21巻, 第10号, pp.24-27, 1989.10
- (21) 羽山広文、三瓶実：「二重床空調方式の熱特性に関する研究（その1）」、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.289-292, 1992.10
- (22) 木下学、羽山広文：「二重床空調方式の熱特性に関する研究（その2）」 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.1109-1112, 1996.9
- (23) 羽山広文、三瓶実：「チャンバを用いた空調気流の検討(その6)」 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1559-1560, 1992.8
- (24) 羽山広文、木下学、倉淵隆、山崎大輔、平松和浩：「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究（その1）」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp895-896, 1995.8
- (25) 木下学、羽山広文、倉淵隆、山崎大輔、平松和浩：「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究（その2）」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp897-898, 1995.8
- (26) 山崎大輔、羽山広文、木下学、倉淵隆、平松和浩：「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究（その3）」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp899-900, 1995.8
- (27) 木下学、羽山広文、倉淵隆、山崎大輔：「集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究（その4）」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp655-656, 1996.9
- (28) 羽山広文、木下学、中尾正喜、倉淵隆、山崎大輔：「集中設置される空調機室外機周辺の温度性状の検討」日本機械学会第5回環境工学総合シンポジウム講演論文集, pp.337-340, 1995.10
- (29) 羽山広文、木下学、西岡真稔：「二重床空調方式の熱特性に関する研究（その1）」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1561-1562, 1993.9
- (30) 木下学、羽山広文、中北英孝、宮内洋一：「二重床空調方式の熱特性に関する研究（その2）」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1563-1564, 1993.9

4. 講演（その他）

- (1) Masaki Nakao, Hirofumi Hayama, Tsuneo Uekusa：「An Efficient Cooling System for Telecommunications Equipment Rooms」 INTELEC'88, pp.344-349, 1988.10
- (2) Masaki Nakao, Hirofumi Hayama, Masatoshi Nishioka：「Which Cooling Air Supply System is Better

- for High Heat Density Room] INTELEC'91, pp.393-400, 1991.11
- (3) Yasuyuki Koizumi, Katsuichi Yotsumoto, Hirofumi Hayama, Shizuo Furubo: 「Design Considerations of Power Systems for the Air Conditioner Used in Telecommunication Networks」 INTELEC'91, pp.410-415, 1991.11
 - (4) Isamu Sutoh, Kazuo Ohshima, Hirofumi Hayama, Masaki Nakao, Ryoichi Okada: 「Configuration and Reliability of an Air-Conditioning System for Telecommunications Systems That Uses the Heat Dissipated from Fuel Cells」 INTELEC'93, Vol. 1, pp.190-195, 1993.11
 - (5) Minoru Sanbe, Hirofumi Hayama, Satoru Maeda: 「Improvement and Expansion of NTT-MACS-III Air-Conditioning System for Telecommunications Equipment Rooms」 NTT REVIEW, Vol. 3, No.4, pp.74-81, 1991.7
 - (6) 中尾正喜、羽山広文、実川博史: 「高発熱機器室用空調方式の研究(その1)」空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.865-868, 1988.9
 - (7) 中北英孝、中尾正喜、羽山広文、実川博史: 「高発熱機器室用空調方式の研究(その2)」空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.869-872, 1988.9
 - (8) 羽山広文、中尾正喜、実川博史、須藤勇: 「高発熱機器室用空調方式の研究(その3)」空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.873-876, 1988.9
 - (9) 前田暁、中尾正喜、羽山広文、実川博史、植草常雄: 「高発熱機器室用空調方式の研究(その5)」空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.881-884, 1988.9
 - (10) 中尾正喜、羽山広文、西岡真稔: 「高発熱機器室用空調方式の室温分布」空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, 1991.10
 - (11) 羽山広文、吉村正孝: 「気流切替え多孔吹出し方式」日本建築学会・環境工学委員会 第1回床吹出し空調システムシンポジウム, pp.65-72, 1993.10
 - (12) 羽山広文: 「気流切替え多孔吹出し方式」日本建築学会・環境工学委員会 第2回床吹出し空調システムシンポジウム, pp.41-48, 1994.11
 - (13) 羽山広文、三瓶実、中尾正喜、渡辺均、四宮光文: 「空調設備の信頼性設計方法の検討(その1)」空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.1005-1008, 1991.10
 - (14) 三瓶実、羽山広文、須藤勇、渡辺均、四宮光文: 「空調設備の信頼性設計方法の検討(その2)」空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.1009-1012, 1991.10
 - (15) 羽山広文、中尾正喜: 「高発熱機器室用空調システムの信頼度の検討(その1)」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.1093-1094, 1991.9
 - (16) 羽山広文、木下学、中尾正喜: 「高発熱機器室用空調システムの信頼度の検討(その2)」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.977-978, 1994.9
 - (17) 寺島克、倉淵隆、羽山広文、木下学、山崎大輔、阿部正弘: 「高発熱機器室用空調システムの信頼度の検討(その3)」日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.679-680, 1996.9
 - (18) Imano Masashi, Kurabuchi Takashi, Kamata Motoyasu, Hirofumi Hayama: 「A Long Term Transient Analysis of Thermal Flow Field of a Telecommunication Equipment Room in Case of Air-Cooling System Breakdown」 Room Air Convection and Ventilation Effectiveness '96, 1996.7
 - (19) 羽山広文、吉村正孝、中尾正喜: 「多孔吹出し空調方式の検討」日本機械学会第4回環境工学総合シンポジウム講演論文集, pp.382-385, 1994.7
 - (20) その他、窓の伝熱性状に関する研究に関連した講演3回

5. 特許

本論文に関係した特許7件

以上