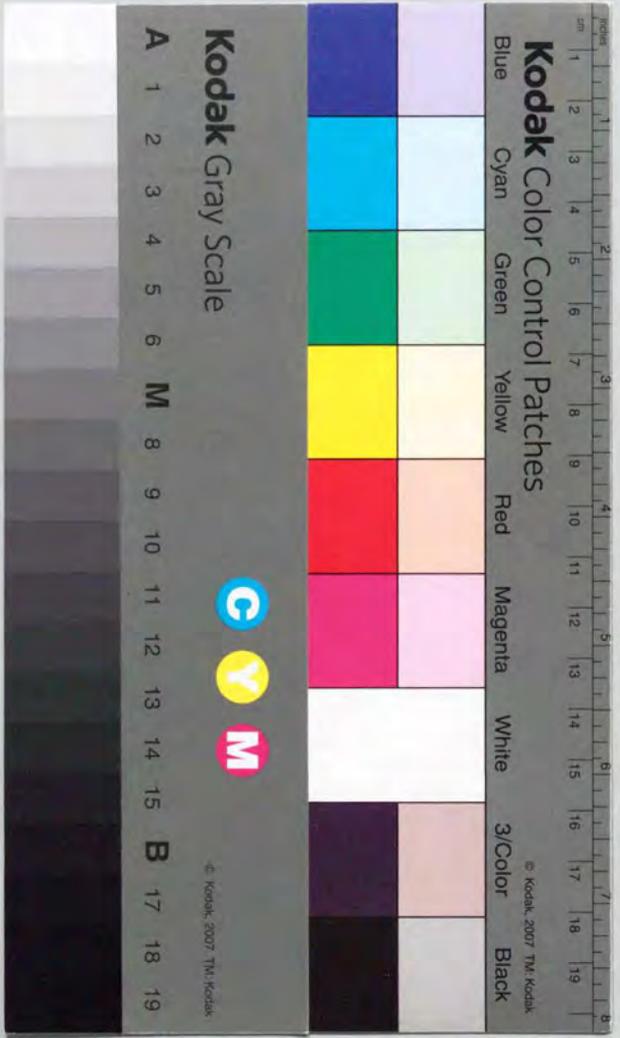


高発熱機器室用空調システムの研究

平成6年12月

中尾正喜



①

博士論文

高発熱機器室用空調システムの研究

中尾正喜

Masaki Nakao

論文の内容の要旨

論文題目 高発熱機器室用空調システムの研究

氏名 中尾正喜

近年、産業用空調設備は、精密機械を収容した室、電算機室、通信機室など、広い領域にわたって重要な役割を担っている。特に通信機器においては、その経済性・保守性向上のため、高性能の自然空冷形の電子機器が大量に使用されており、この自然空冷機器の冷却性能を損なうことなく、高い発熱密度まで良好な室温分布を形成できる方式の実現が課題となっている。また、高発熱機器室に対する空調機は年間運転が必要とされ、省エネルギー性に優れた空調機の開発も課題となっている。

第一の課題に応えるため、通信機器の冷却に適した気流方式を得ることを目標に、複数の気流方式を、実験的に比較評価し、最適な方式を選定した。この気流方式に関し設計用基礎データを得るため、機器の吸い込み領域の平均温度の解析モデルを構築し、実験により検証した。さらに垂直分布のモデルについても検討を加えた。また室内の平面的な温度分布をできるだけ一様とするため、発熱分布に対応した気流の分配を実現する設計手法を確立した。

第二の省エネルギーの課題に関しては、機器吸い込み領域の所要温度条件に対し空調

機の吹出し吸込み温度差を大きくできる気流方式を検討するとともに、年間冷房運転に対応し、低外気温時に空調機の冷凍サイクル効率が高くなるような制御方式の実現を目標として研究を進めた。

第一部は、「通信機室用空調方式の課題」と題して、本研究の外部条件である通信機室の発熱条件の動向と海外の通信機室空調に関する文献を調査し、高発熱通信機室の空調システムの開発条件と本研究の課題を示した。

通信機室空調システムの開発にあたって満足すべき条件は、(1)室温維持の信頼性確保、(2)高発熱密度への対応、(3)自然空冷機器の冷却を阻害しないこと、(4)空調機の高効率化、(5)送風機動力の低減、である。これらの条件のうち、(1)は小型空調機の複数台設置を前提とした信頼度設計により解決でき、本研究においては(2)～(5)の要求に応えることを課題とした。

第二部においては、「高発熱機器室に適した気流方式」と題して、複数の気流方式を比較評価し、適切な方式を選択した。

第1章において、複数の気流方式を実験により比較評価した。対象とした気流方式は(A)二重床吹きだし天井吸込み方式、(B)二重床吹きだし横吸込み方式、(C)天井吹き出し二重床吸込み方式、(D)天井吹き出し横吸込み方式、である。本研究は高発熱機器の効果的な冷却を目的とするので、室温は床面から機器上端まで(機器設置域)の機器の吸込み温度で定義し、さらに無次元化して温度差比により表現した。次に、実大規模の室において複数の空調気流方式を対象に、単位床面積あたりの機器発熱量(機器発熱密度)を 650 W/m^2 、空調換気回数を 60 回/h として、室内の温度分布を測定し、各気流方式の性能を機器設置域室温の垂直方向の平均温度差比とその標準偏差を評価指標として比較した。その結果、次項が明らかとなった。

(1)二重床吹き出し天井吸込み方式と天井吹き出し二重床吸込み方式は一様性に優れている。

(2)横吸込み方式は横気流の下流側で温度が高くなる。

(3)各気流方式の温度差比 m とその標準偏差 k を比較すると、

(2)

$m=0.2$ 、 $k=0.09$ (二重床吹き出し天井吸込み方式)

$m=0.65$ 、 $k=0.46$ (二重床吹きだし横吸込み方式)

$m=1.05$ 、 $k=0.12$ (天井吹き出し二重床吸込み方式)

$m=1.15$ 、 $k=0.12$ (天井吹き出し横吸込み方式)

となる。これより、二重床吹き出し天井吸込み方式の温度差比を他の気流方式と比べると、平均温度差比が最も小さく、機器設置域の平均温度が空調吹出し温度に最も近いこと、および垂直方向の分布の指標とした無次元化標準偏差も小さいことが明らかとなった。

西岡による高温工場の換気に関する研究において、温度差比の決定要因が(発熱量 H)/換気量 V であることが報告されている。これに従って各気流実験結果を整理すると、

(1)二重床吹き出し天井吸込み方式

$H/V=3.2\sim 8.3$ [Wh/m^3]において、温度差比 $m=0.15\sim 0.3$

(2)二重床吹きだし横吸込み方式

$H/V=2.2\sim 4.5$ [Wh/m^3]において、温度差比 $m=0.4\sim 0.65$

(3)天井吹き出し二重床吸込み方式

$H/V=2.2\sim 4.5$ [Wh/m^3]において、温度差比 $m=1.05$

(4)天井吹き出し横吸込み方式

$H/V=2.2\sim 4.5$ [Wh/m^3]において、温度差比 $m=1.1\sim 1.2$

となり、実験した H/V の範囲において、方式による差が顕著であることが明らかとなった。

第2章においては、二重床吹き出し天井吸込み方式を対象として、温度差比の解析モデルを作成し、実験により検証した。

本論文で対象とする、通信機室などの高発熱機器室では機器発熱負荷と比べ周壁からの負荷が小さいこと、また室内気流が比較的単純であることなどの特徴があり、室内を上下方向の気層に分割してモデル化することとした。機器の放熱方式を室温形成の主要因ととらえ、まず放熱モデルを作成した。機器の発熱は機器の内部換気と機器の外側表面对流により放散されると考え、機器の内部換気量 U_f を機器の高さ、機器の抵抗係数、

(3)

空気の体積膨張率の関数で表現できることを示し、また、外表面対流量 U_n は垂直平板の自然対流量の経験式より求める手法を示した。内部換気量に表面対流を加えた機器換気量を機器実効換気量 U と定義すると、実験に使用した発熱機器では、1 [kW/機器]の発熱条件で、外表面対流量 U_n は機器実効換気量 U の4.7%に達することが推定された。

次に、集中定数モデルの解析により、換気流量比 κ （空調給気量 V と機器実効換気量 U の比、 $\kappa = V/U$ ）と再循環比 η （機器からの放熱の内、機器設置領域に留まるものの割合を表すもの）が温度差比決定のパラメータであることを示した。吹き出しパネルを連続的に配置した方式について、実験的に求めた再循環比 η を与えることにより、換気流量比 κ が0.75以上の領域において、ことから数式モデルにより実験値の特徴

(1) 換気流量比 κ の大きな領域で温度差比は一定である。

(2) 平均温度差比 m が急激に大きくなる換気流量比 κ が計算値で0.86に対し、実験では0.95~1.0である。

をよく説明できることを示した。仮に、機器実効換気量 U において、機器の外表面対流を考慮しなければ、平均温度差比 m が急激に大きくなる換気流量比 κ は約2.0となり平均温度差比の計算値と実験値は大きく異なることがわかった。

モデルで使用した再循環比 η は機器室や発熱機器の形状、吹き出し口の配置形式などから決定されると予想されるが、本研究においては、機器室や発熱機器の形状を固定し、吹き出し口の配置形式のみを変化させ、その影響を調べた。具体的には、床の吹き出しパネルを連続的に配置した場合、一枚毎に配置した場合、床パネル3枚に吹き出しパネルを一枚配置した場合、を比較した。その結果吹き出し口の局所性が高いほど、再循環比 η が高い値を示すこと、および換気流量比の増加に従い温度差比が上昇する傾向にあることが明らかとなった。再循環比 η の決定要因の分析は今後の課題である。

西岡の高温工場に関する実験的研究の実験データを換気流量比 κ を要因として整理すると、西岡の方法すなわち発熱量/換気量を要因とするより、実験データをよく説明できることがわかった。

さらに平均温度差比モデルの発熱の偏在に対する有効性を調べるため、室内に1305 [W/m²]の領域と発熱のない領域を設定し、発熱領域を間仕切られた室として計算

した平均温度差比は、実験値と良い一致性を示した。

将来、機器冷却において垂直温度分布が課題になることを想定し、換気流量比平均温度差比の数式モデルを拡張し、温度差比の垂直分布を予測するモデルを求めた。実験検討により、

(1) 換気流量 V が低い領域において計算値と実験値の一致性がよい。

(2) 吹き出し吸込み風量分布の偏りにより水平気流が発生しやすい領域において、

実験値と計算値の差が大きい。

ことが明らかとなった。

第3章においては、電子機器に使用されている部品（主としてIC）は動作保証温度を超えないことが必要であることから、自然空冷機器の内部に装着された電子回路パッケージ上の部品周囲温度最高値に着目し、部品周囲温度最高値とその構成要素の関係を検討した。室温、空調気流の無い場合の室温から部品周囲温度までの温度上昇分、気流の影響を受ける場合の部品周囲温度上昇分、とそれぞれの標準偏差を構成要素と仮定し、これら構成要素を空調吹き出し温度、機器発熱量、空調換気量、気流方式、電子回路の発熱量から実験により求める手法を示した。

第4章においては、第3章で得られた手法により気流方式を評価した。各気流方式と機器の部品周囲温度最高値の関係を調べ、この実験データより気流方式の適用限界を明らかにした。このように、機器冷却の性能目標を機器内部の部品周囲温度とし、機器冷却に適した気流方式を検討した研究例は他に見当たらない。

部品周囲温度の許容値を、一般的なICの動作保証温度（70℃）として、各気流方式の適用限界を求めた結果、二重床吹き出し天井吸込み方式の部品周囲温度は、室奥行きによらず、最も高い発熱密度に適用でき、横吸込み方式は室奥行きが長くなるとともに気流の影響を強く受け適用限界が下がることが示された。

第5章では、第1章において優れた気流方式であると評価された二重床吹き出し天井吸込み方式について、その気流分配設計手法を得るため、一様な吹き出し・吸い込み風量分布を実現する手法を求めた。一様な吹き出し・吸い込み分布が可能ならば、必要に応じ開口を集中でき、機器の逐次増設等の不確定な発熱分布に対応できる。一様な吹き出し・吸い込み風量分布を実現するためには、チャンバーの高さを高く、開口率を小さくすれば

よいが、チャンバーのスペースが必要であり階高に影響し、送風機動力が上昇する。そこで、送風機動力と均一吹出し性能の総合評価により、最適なチャンバー形状、開口率を決定するため、一様な吹出し開口を有するチャンバーにおいて、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不均一率と定義し、開口率、必要静圧、不均一率の関係を明らかにした。なお、本章は羽山による研究成果を引用したものである。

第三部においては「年間冷房空調機の最適化制御」と題して、低外気温時に冷凍サイクルの効率を最適化する制御方法を検討した。

年間冷房運転を前提としたパッケージ空調機においては、低外気温時に凝縮圧力の低下を防止するため、凝縮器の能力を抑制する制御が適用されている。しかし、外気温が低く冷房にとって好ましい条件であるにもかかわらず、凝縮圧力を維持することにより、外気温が高いときと効率がほとんど変わらなくなってしまう。冬季において、冷房能力を保ちつつ圧縮機動力の少ない運転を可能とする試みとして、膨張弁のサイズを大きくし凝縮圧力を下げることが、末永、池本、吉野らによりなされており、既に冷凍・冷蔵設備に導入されている。しかし、単に膨張弁サイズを大きくするだけでは、空調機の高効率化は達成できず、蒸発温度低下を防ぐ条件、圧縮機の運転制約条件等を満足しなければならない。そこで本研究において、低外気温時の高効率化を目標に、効率最適化を制約条件付き非線形最適化問題として定式化した。

次にこの最適化問題のモデルに含まれる空調機の非線形シミュレーションモデルを求めた。この非線形モデルのシミュレーションにより、さまざまな外気条件下で、二つの操作変数すなわち膨張弁開度と凝縮圧力調整弁開度に対する評価関数値を求めた。この計算結果を二操作変数に対する圧縮機COPの等高線グラフとして表現し、最適点の特徴を明らかにした。空調機の効率を評価関数とする最適点の特徴の一つは、評価関数COPが二つの操作変数、すなわち膨張弁開度、凝縮圧力調整弁開度、に対し単調性を持つことである。もう一つの特徴は、最適点が制約条件の境界上にあることである。

この二つの特徴を利用することにより、最適化制御より簡便な制御方法（準最適化制御と呼ぶ）を得た。この準最適化制御を実際の空調機に適用した実験結果はシミュレーション結果とよく一致することを示した。また、従来の凝縮圧力一定制御のシミュレ-

ーション結果と比較したところ、準最適化制御により従来方式より高い効率を達成でき、特に外気温が低い領域でその差が顕著であることを示した。

本高効率化制御を適用した年間冷房用空調機の省エネルギー効果をシミュレーションにより求めた。東京の気象データのもとで、年間冷房の機器室に適用すると、適用しない場合と比べ、約14%省エネルギーとなることが明らかとなった。さらに、東京におけるフィールドテストにより、8月の総合効率は3.1であるが、冬季には月平均で4.8に達しており、低外気温時の高効率化効果が確認できた。実測結果の効率が試験室における性能試験データより劣っていたのは、冷媒配管長が試験条件より長かったことと、室外機冷却空気のショートサーキットによる室外機吸込み温度の上昇が原因と推定された。

第三部の研究に関連し、制約条件緩和のための圧縮機の改良、制御方法の一般化、室外機排気のショートサーキットによる性能低下防止対策が重要であるが、今後の課題とする。

Abstract

Title: An Efficient Cooling System For High Heat Density Equipment Rooms

Author: Masaki NAKAO

In recent years, industrial air-conditioning unit has played an increasingly important role in cooling a wide range of places, such as rooms containing precision equipment, computer rooms and telecommunications equipment rooms. High-performance natural convection equipment is widely used for cooling telecommunications equipment rooms because of its improved economy and maintainability. We need to find a way of producing a favorable temperature distribution inside the room at high heat generation densities, without impairing the cooling performance of the natural convection equipment. Furthermore, rooms in which large amounts of heat are generated must be air-conditioned all year round, resulting in much higher power consumption than that of ordinary air-conditioning unit. Therefore, it is also important to restrict their energy

consumption.

To respond to the first requirement, we experimentally compared a number of air flow techniques in a full-scale experimental room, with a view to obtaining an air flow suitable for cooling telecommunications equipment. We also constructed an algebraic model of the temperature distribution inside the room to obtain fundamental design data related to the optimum air flow technique. Next, to make the vertical temperature distribution inside the room as uniform as possible, we established design techniques for achieving an airflow distribution corresponding to the heat generation distribution.

On the other hand, to reduce the energy consumption, we investigated the use of an air flow method involving a reduced flow rate and a larger temperature drop in the conditioning unit. We also researched a control method that enables air conditioning unit that is used all year round to be operated with high efficiency during periods of cold weather.

Part 1, entitled "The Requirements of Cooling Systems for a High Heat Density Equipment," describes the background of trends in telecommunications equipment rooms, surveys the reference material related to the cooling of telecommunications equipment overseas, describes the conditions that must be met by cooling systems for telecommunications rooms with a high heat generation density, and introduces the main subjects of this research.

The conditions that must be fulfilled when designing a cooling system for a high heat density equipment room are as follows:

(2)

- (a) Guaranteed reliability of temperature control,
- (b) Adaptation to heat generation distribution,
- (c) No obstruction of natural convection equipment,
- (d) High air-cooling efficiency, and
- (e) Reduction of power used for air circulation.

The first of these requirements can be satisfied by dividing the system up into a number of multi-unit air conditioners. We aim to respond to the other four in this research.

In Part 2, entitled "Air Flow Methods for High Heat Density Equipment Rooms," we evaluate a number of air flow techniques. In Section 1, we make an experimental investigation of air flow methods that result in good temperature distributions. Since this research is aimed at finding an effective method for cooling equipment that outputs large amounts of heat, the temperature of a room is defined in terms of the temperature of air supplied to the equipment between the floor level and the top of the equipment (the equipment installation region). The inlet temperatures of the equipment are compared after being made dimensionless. Using a multi-unit air-conditioner system, we calculated the temperature distribution inside the room at various equipment heat generation densities and air-cooling flow rates. We compared the performance of each air flow method in terms of the average and standard deviation of the vertical temperature difference in the equipment installation region. As a result, in the case of underfloor supply/overhead return cooling with fixed heat generation

(3)

density and cooling air flow rate, we found that the average air temperature in the equipment installation region was closest to the average air-conditioner outlet temperature (i.e., the average temperature difference was the smallest), and that its standard deviation (an indicator of the magnitude of the vertical distribution) was also the smallest. Consequently, we showed that the underfloor air supply/overhead return circulation method is the most suitable. In Section 2, we construct a model for analyzing the equipment inlet temperature with this air flow method.

In air-conditioned rooms containing equipment that outputs a large amount of heat, such as telecommunications equipment rooms, the equipment dissipates relatively little heat next to the walls and the air flow inside the room is relatively simple. Based on characteristics such as these, it is possible to model the inside of the room by dividing it up into vertical layers of air.

The heat generated inside the equipment is dissipated through a combination of internal air circulation and the flow of air around its external surfaces. The rate at which air flows through the equipment, including the surface flow, is called the effective ventilation rate of the equipment. From a simple analysis of the room-temperature distribution model, the air circulation ratio k can be used to determine the temperature distribution within the room ($k=V/U$, where V is the electrical power supplied to the air cooling equipment and U is the effective circulation rate of the equipment). In addition, as a means of describing the shape of the heat-generating equipment, the equipment room and so on, we defined the

recirculation coefficient h as the proportion of heat emitted by the equipment that remains inside the room (i.e., inside the equipment installation region). We devised an algebraic model to express the average inlet temperature to the equipment in terms of the experimentally determined recirculation ratio h and the air circulation rate k , and verified this model experimentally. We also obtained a model for predicting the vertical air temperature distribution. This model expresses the vertical temperature distribution as a continuous derivative function, which can be solved to yield an algebraic expression. Compared with the use of numerical calculations, this approach results in much better correlation between the design parameters and the temperature distribution.

The individual components of electronic equipment (mainly ICs) must never be operated above their maximum guaranteed operating temperature. In Section 3, we focus on the ambient temperature of electronic circuit packages cooled by natural air convection, and evaluate various air flow methods. We investigate the relationships between each air circulation method and the maximum ambient temperature of the components in the equipment, and use this experimental data to clarify the limits within which the air circulation methods can be applied. This appears to be the first time the target performance of equipment cooling systems has been expressed in terms of the ambient temperature of the components inside the equipment.

As mentioned earlier, most telecommunications equipment rooms contain equipment that is cooled by natural convection. Although this provides excellent

maintainability and economy, there is also the drawback that the temperature is easily affected by the ambient air flow. To determine the ambient temperature of the components, we constructed an experimental statistical model that includes the effects of ambient air flow.

Using this statistical model, we compared the maximum ambient component temperatures obtained with each air flow method at constant heat generation density and room depth.

As a result, in Section 4, we show that with the underfloor supply/overhead return method, the ambient temperature of the components is least affected by air circulation. The ambient temperature is most affected by air circulation with a horizontal supply stream, in which case the maximum ambient temperature of the components became remarkably high. By taking the maximum permissible temperature of components to be 70°C (a typical value for ordinary ICs), we determined the applicable range of each air flow method.

In Section 5, we investigate airflow distribution design methods for the underfloor supply/overhead return method. To deal with an indefinite heat generation distribution in a practical manner, we devised a technique for making airflow distribution uniform through the use of a uniform aperture ratio. If it is possible to obtain a uniform air supply distribution, then it is possible to cope with regions of high heat generation density by grouping apertures together as necessary. A uniform airflow distribution can be obtained by increasing the height of the chambers under the raised floor and decreasing the aperture ratio,

but this approach increases the height of the floor and adds to the power required to drive the air circulation equipment. From an overall evaluation of the air circulation costs and the uniformity of the air supply, we determined the optimum chamber shape and aperture ratio for a chamber where all the apertures are the same size. This was achieved by defining the non-uniformity ratio as the range of air flow speeds divided by the average speed, and clarifying the relationships between the aperture ratio, the required pressure and the non-uniformity ratio.

In Part 3, entitled "Optimized Control of Continuously Operated Air-Cooling Equipment," we investigate control techniques for optimizing the efficiency of the refrigeration cycle of air conditioning units.

Assuming packaged air conditioning units are used for year-round air cooling, undesirable reduction of the condensation pressure during periods of cold weather is prevented by regulating the performance of the condenser. However, although a low external temperature is favorable for air conditioning, regulating the condensation pressure results in almost the same efficiency as in hot weather. In an earlier report, Matsunaga, Ikemoto and Yoshino suggested increasing the size of the expansion valve and reducing the condensation pressure. This technique, which has already been adopted in freezing and refrigeration facilities, makes it possible to reduce the compressor power. However, by simply increasing the size of the expansion valve, it becomes impossible to achieve high performance. It becomes only possible to realize an air conditioning unit with several functions, such as keeping the superheat of the evaporation temperature,

and remaining within the operating limits of the compressor. In this research, we formulated the optimization of efficiency as a non-linear constrained optimization problem.

Next, we obtained a non-linear simulation model of air conditioning unit containing this model of the optimization problem. By simulating this non-linear model, we obtained evaluation function values under a wide range of operating conditions for two operational variables, i.e., the degree to which the expansion valve and the condensation pressure regulation valve are open. We produced a contour plot of the compressor COP against these two operational variables, and clarified the characteristics of the optimum point.

One of the characteristics of the optimum point, which can be used to evaluate the efficiency of air-cooling systems, is that the COP varies monotonically with both operational variables. Another characteristic is that the optimum point lies at the extremity of the constraint conditions.

By using both of these characteristics, we obtained a simpler method than optimized control (we call this "quasi-optimized control"). We verified the effectiveness of this method in simulations and actual experiments, and the experimental and simulated results were found to agree well. Compared with the results of simulating conventional condensers, quasi-optimized control was shown to be capable of higher efficiency, with a particularly large difference when the outside temperature was low.

With the new control method, a significant difference in COP appears when the

outdoor air temperature is 20 °C or less. The COP is about two times that of the conventional method when the outdoor air temperature is 5 °C or less.

Electric power consumption through the year was calculated using the above data and outdoor air temperature frequency. The calculation result of electric power consumption throughout the year is carried out, according to the histogram of the outdoor air temperature frequency in Tokyo. The electric power consumption of an air conditioning unit controlled by this new method in Tokyo is 14% less over one year.

In the field test of Tokyo site, its overall efficiency, including the power needed to drive the fans, was 3.11 in August and averaged at 4.78 during winter months, confirming that the system is more efficient during periods of cold weather. The overall yearly efficiency was 3.94, which is worse than the experimental performance data. This is assumed to be due to differences in the length of the refrigerant pipes and an increase in the outdoor air intake temperature due to a possible short circuit between the warm air outlet and the cool air inlet outside the room.

Faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the page. The text is arranged in approximately 20 horizontal lines.



目 次

はじめに

第一部 高発熱機器室用空調方式の研究

1. 高発熱機器室用空調方式の動向と課題	1
1.1 通信機室の動向と空調方式の課題	1
1.2 海外の状況	2
2. 高発熱機器室の空調システムに必要な性能	4
3. 研究課題1: 室温分布に優れる気流方式	6
4. 研究課題2: 機器冷却に適した気流方式	8
5. 研究課題3: 二重床吹出し方式の空気分配設計手法(羽山による)	10
6. 研究課題4: 高発熱機器室用年間冷房空調機の最適化制御	10
7. 従来の研究と本研究の位置づけ	17
7.1 研究課題1: 室温分布に優れる気流方式	17
7.2 研究課題2: 機器冷却に適した気流方式	18
7.3 研究課題3: 二重床吹出し方式の空気分配設計手法	18
7.4 研究課題4: 通信機室用年間冷房空調機の最適化制御	18
第一部 参考文献	20

第二部 高発熱機器室に適した気流方式

第二部の概要	23
1. 実験による気流方式の比較評価	24
1.1 モデル通信機室と発熱機器の構成	24
1.1.1 実験対象室の構成	24
1.1.2 発熱機器	24
1.1.3 吹出し吸込み条件	32

1. 1. 4 実験条件	36
1. 1. 5 空調風量分布の測定	36
1. 2 室温の評価法	39
1. 3 温度差比mにおける θ_1 、 θ_0 、 θ_{in} と実験による温度測定値との対応	40
1. 4 気流実験	43
1. 4. 1 気流実験の条件	43
1. 4. 2 温度測定誤差の検討	47
1. 5 実験結果の評価	51
1. 5. 1 各気流方式の水平方向温度分布、垂直温度分布	52
1. 5. 2 各気流方式の比較評価	74
1. 6 まとめと今後の課題	
1. 6. 1 まとめ	75
1. 6. 2 今後の課題	76
第二部1章の参考文献	81
2. 気流方式の計算モデルと実験による検証	82
2. 1 発熱機器の熱性能	83
2. 1. 1 発熱実験	83
2. 1. 2 発熱機器の伝熱モデル	85
2. 1. 3 機器外表面からの対流熱伝達量(放熱量) H_n	87
2. 1. 4 発熱機器の換気量 U_i	90
2. 1. 5 発熱機器表面对流量 U_n	92
2. 1. 6 機器実効換気量 U	94
2. 2 二重床吹き出し天井吸込み方式の温度差比の計算モデル	97
2. 2. 1 機器上方の空気の一部が機器設置域へ還流する場合 ($V-(1-\eta_i)U_i-(1-\eta_n)U_n < 0$ の時)	99
2. 2. 2 機器設置域の空気が直接域外へ排出される場合 ($V-(1-\eta_i)U_i-(1-\eta_n)U_n \geq 0$ の時)	100
2. 2. 3 平均温度差比の計算値と実験値の比較	101
2. 2. 4 温度差比モデルの適用条件の検討	104
2. 2. 5 二重床正面吹き出し天井吸込み方式における吹き出し形態の比較評価 (再循環比 η の分析)	111
2. 3 二重床吹き出し天井吸込み方式の垂直温度分布計算モデル	113
2. 3. 1 空調換気量が(機器換気流量-機器排気の再循環流量)より少ない場合 ($V-(1-\eta_i)U_i-(1-\eta_n)U_n < 0$ の時)	113
2. 3. 2 空調換気量が(機器換気量-機器排気の再循環流量)より多い場合 ($V-(1-\eta_i)U_i-(1-\eta_n)U_n \geq 0$ の時)	116
2. 3. 3 垂直温度分布モデルの実験値との比較	121
2. 4 垂直温度分布に起因する標準偏差	136
2. 5 強制冷却機器に拡張した計算モデル	138
2. 5. 1 機器上方の空気の一部が機器設置域へ還流する場合 ($(V+W)-(1-\eta_i)(U_i+W)-(1-\eta_n)U_n < 0$ の時)	141
2. 5. 2 機器設置域の空気が直接域外へ排出される場合 ($(V+W)-(1-\eta_i)(U_i+W)-(1-\eta_n)U_n \geq 0$ の時)	142
2. 6 高温工場の換気に関する既往の研究	143
2. 7 空調設計手法への応用	146
2. 8 2章のまとめと今後の課題	146
2. 8. 1 まとめ	146
2. 8. 2 今後の課題	148
第二部2章の参考文献	151
3. 通信機器の部品周囲温度特性	152
3. 1 自然空冷機器の冷却性能評価指標	152
3. 2 気流方式の評価指標	157
3. 3 空調機一部故障停止時の室温度の平均値 T_1 およびその標準偏差 σ_1	158
3. 4 空調気流がない場合の機器内温度上昇 T_2 、 σ_2	158
3. 5 通信機器周辺気流による部品周囲温度上昇平均値 T_3 、標準偏差 σ_3	159
3. 5. 1 気流方式と機器周辺風速の関係	159
3. 5. 2 部品周囲温度上昇平均値 T_3 、標準偏差 σ_3	163
3. 6 自然空冷機器の部品周囲温度最高値計算モデル	164
3. 6. 1 室温最高値の計算モデル	165
3. 6. 2 部品周囲温度最高値計算モデル	166
3. 7 部品周囲温度最高値を評価指標とした気流方式適用限界	169
3. 7. 1 気流方式別部品周囲温度	169
3. 7. 2 気流方式の適用領域	169
4. 発熱分布に対応した空調吹き出し吸込み設計手法	171
4. 1 吹き出し・吸込み設計条件	171
4. 1. 1 吹き出しおよび吸込み風量分布の特性と不均一率の定義	171
4. 1. 2 吹き出し・吸込み風量条件	172
4. 1. 3 吹き出し・吸込みチャンバーの圧力損失	173
4. 2 気流輸送スペースとして最適な値 (送風機動力費と建物建設費を総合した評価結果)	174
4. 3 吹き出しおよび吸込みチャンバーの開口率と圧力損失の計算方法	174
4. 4 二重床、天井の構成例	177
4. 5 チャンバー内通気抵抗係数	179
4. 6 パネルの通気抵抗係数	180
4. 7 分散設置した空調機による局所発熱の冷却限界	181
4. 8 二重床吹き出し天井吸込み方式の空気分配設計法	183
第二部4章参考文献	184

5. 第二部のまとめと今後の課題	185
5.1 まとめ	185
5.2 今後の課題	188

第三部 年間冷房空調機の高効率制御

— 評価関数が単調性を有する場合の制約条件付き最適化制御とその応用 —

第三部の概要	190
1. 研究の目的	191
2. 空調機の最適化制御モデル	193
2.1 制御対象	193
2.2 最適化制御の定式化	194
2.3 不等式制約条件つき単調関数の最適化問題	195
3. 静的シミュレーションモデル	197
3.1 冷凍サイクル	199
3.1.1 モデル化の考え方	199
3.1.2 モデル化の手法(回路要素化)	200
3.2 圧縮機	201
3.2.1 基礎式	202
3.2.2 圧縮機のマルチポートモデル	202
3.3 凝縮器	202
3.3.1 凝縮器管内冷媒側熱伝達率	202
3.3.2 空気側熱伝達率 α_A	203
3.3.3 熱通過率 K_c	203
3.3.4 圧力損失	203
3.3.5 凝縮器の熱収支	203
3.3.6 凝縮器のマルチポートモデル	204
3.3.7 凝縮圧力調節弁付きの凝縮器	204
3.4 膨張弁	204
3.5 蒸発器	205
3.5.1 蒸発器管内冷媒側熱伝達率	205
3.5.2 圧力損失	205
3.5.3 熱通過率 K_e	205
3.5.4 蒸発器の熱収支	206
3.5.5 蒸発器のマルチポートモデル	206
3.6 冷媒配管	206

3.6.1 冷媒配管における熱伝達	206
3.6.2 冷媒配管のモデル	207
3.7 サイクルシミュレーション	207
4. 実験によるモデルの構築	210
4.1 空調機の仕様	210
4.1.1 空調機の基本機能と構成	210
4.1.2 空調機の構造	210
4.1.3 構成要素の仕様	215
4.2 空調機性能実験	218
4.3 各構成要素の測定値によるモデル作成およびモデル検証	224
4.3.1 圧縮機	224
4.3.2 凝縮器	228
4.3.3 凝縮圧力調整弁付きの凝縮器	231
4.3.4 膨張弁	232
4.3.5 蒸発器	238
4.3.6 接続配管	238
5. シミュレーション結果と最適点	244
5.1 シミュレーション結果	244
5.2 制御対象の特徴と最適点	245
6. 単調性を活かした最適点探索法	257
6.1 最適化制御	258
6.2 準最適化制御	260
6.3 制御プログラム	262
6.4 制御効果の比較	265
6.4.1 最適点と準最適点の比較	265
6.4.2 準最適化制御と従来の制御(凝縮圧力定値制御)との比較	265
7. 制御実験	269
7.1 実験方法	269
7.2 実機の実験結果	269
7.3 シミュレーション結果と実験値の比較	273
7.4 準最適制御と従来の制御の比較	274
7.5 今後の高効率化への課題	274
8. 年間省エネルギー効果の推定	281
8.1 年間累積消費電力の算出	281
8.2 フィールドテストによる効果の検討	285

8. 2. 1 フィールドテスト概要	285
8. 2. 2 空調機特性の測定結果	286
9. 第三部のまとめと今後の課題	290
9. 1 まとめ	290
9. 2 今後の課題	290
第三部参考文献	293
第三部 付録 熱通過率補正係数の計算	295

第四部 まとめと今後の課題

1. 気流方式のまとめと今後の課題	299
1. 1 まとめ	299
1. 2 今後の課題	302
2. 空調機の高効率化制御のまとめと今後の課題	303
2. 1 まとめ	303
2. 2 今後の課題	304

第五部 本論文に関連する既発表論文 その他の著者発表論文 工業所有権

本論文に関する既発表論文	306
その他の著者発表論文	307
工業所有権	309

はじめに

近年、産業用空調設備は、精密機械を収容した室、電算機室、通信機室など、広い領域にわたって重要な役割を担っている。この中で技術革新の著しい通信機器、情報処理機器など高密度実装により経済化がはかれるものについては、機器の冷却に適し、機器周辺環境を適正に維持できる空調気流方式が必要とされる。また、これら機器を収容した室は、高発熱密度化の傾向にあり、このような室に対する空調設備は年間運転が必要とされ、通常の空調設備に比べて膨大な電力を消費するので、省エネルギーが大きな課題となっている。

本論文は、これらの課題に応えるため、高発熱機器室に適した気流方式とその室温形成機構の解明、自然空冷機器の内部温度を評価指標とした気流方式適用限界の検討手法、年間冷房空調機の高効率化制御についてまとめたものである。

第一部は通信機室空調システムをとりまく条件や海外の状況等、研究の背景、2つの研究課題すなわち高発熱機器冷却に適した気流方式と年間冷房に適した空調装置制御方式の課題、さらに従来の研究と本研究の位置づけについて記述した。

第二部では、高発熱機器冷却に適した気流方式を得るため、その評価基準を設定し、室温分布の形成機構、機器内部温度の気流による影響を明らかにし、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た。

第三部においては、高発熱機器室用空調機は外気温度の低い時でも冷房運転が必要であることに着目し、外気温度の低いときに運転効率を向上させる最適化制御方式を研究し、シミュレーションにより制御方法の妥当性を検討した上で、性能向上効果を実験により検証した。

この高効率化された空調機を年間冷房の室に適用した時の年間省エネルギー効果をシミュレーションにより例示した。さらにフィールドにおいて、高効率化の効果の実証を試みた。

第四部において本研究で得られた結果のまとめと今後の課題について述べた。

本研究の成果が高発熱機器室用空調技術の確立に寄与できれば幸いである。

第一部

高発熱機器室用空調方式の研究

1. 高発熱機器室用空調方式の動向と課題

1.1 通信機室の動向と空調方式の課題

今後の通信網の高度化に向け、各種ISDN (Integrated Service Digital Networks) 機器の高密度実装が進み、ISDN機器本格導入時期の通信機室は発熱密度が高くなることが予想される。クロスバ交換機では100W/m²であったが、現在のデジタル交換機は300W/m²であり、数年後のISDN機器では600W/m²程度、将来広帯域のサービスが普及する時期には1000W/m²にも達すると予想されている。⁽⁶⁴⁾ ⁽²⁾

このような高発熱密度の機器室、例えば通信機室や電算機室は、通信や情報サービスを高い信頼度で提供するため、室温を機器の動作保証範囲に高い信頼度で保つ必要がある。一方、通信機室特有の条件として以下のことを満足する必要がある。

(1)通信機器としては、冷却用のファンが不要で自然通風により冷却する高発熱機器が今後とも多く使用されると予想されている。機器より高い位置に設けられた吹出し口から水平に吹出す従来の方式では気流の到達距離を確保するため吹出し気流速度を5、6m/s以上確保する必要があるが、この気流の影響により機器の自然通風による冷却が妨げられ、部品の温度条件が満足されなくなる。したがって、機器の自然通風による冷却を妨げることなく、高発熱密度室を冷房する必要がある。

(2)通信機室や電算機室が事務室と異なる点の一つは、配線量が多いことにある。通信機室における配線方式には架上プレートラック配線方式、架上ダクト配線方式、床下配線方式があるが、配線作業が容易であることや電算機等の情報処理装置と通信機が同一室に設置されることから床下配線方式が採用される。したがって、この床下配線方式に適した気流方式を検討する必要がある。⁽²⁾

(3)機器を直線状に配列することも通信機室や大規模な電算機室の特徴である。機器の列を架列と呼び、架列は長いものでは10m程度になり、通信機室内に同一方向に架列が並ぶことになる。これは室内の気流・温度分布に影響を与えるので、架配列に適した気流方式が必要となる。

(4)機器のデジタル化により、機器発熱の時間変動はほとんど無い。そこで空調機は連続運転となりその稼働率が高いので、運転費を低減することも重要な課題となる。

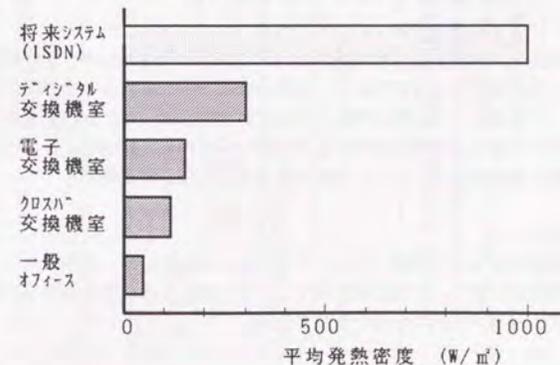


図-1-1 平均発熱密度の動向

1. 2 海外の状況

各国の通信機室用空調方式の概要を表-1-1に示す。通信機が気流を吸込む位置は、電算機のように主として機器下部の方式(テレベルク、ドイツ郵電省)と、機器前面の方式(エリクソン、ブリティッシュテレコム、AT&T、)が採用されている。

表1-1には、本研究の成果である空調システムも比較のため示している。

(1) テレベルク

機器の下部にダクトを設け、このダクトにより冷却空気を各機器に供給する方式である。空調機は機器列(以下架列と呼ぶ)端部に設けられ、側面下部から冷風を供給する。処理可能発熱密度は不明である。課題は空調機故障時のバックアップであり、この方式では冷却単位が架列で閉じていることから、架列両端の空調機で信頼性を確保しなければならない。

(2) ドイツ郵電省⁽⁹⁾

配線、空調気流スペースとして二重床を採用しており、電算機室と同じである。気流は機器下部から直接機器に吹込む方式である。空冷または水冷パッケージ空調機を使用しており、空冷一体形を採用した場合、省エネルギーのためヒートパイプによる間接外気冷房を適用する場合がある。天井は通常設けない。直接機器に冷風が供給されることにより、電子回路パッケージに局所的に高温の部分が生じることが問題点である。

(3) エリクソン^{(4) (5) (8) (7) (8)}

スウェーデンのエリクソン社の冷却システムでは、機器の自然空冷方式(自然対流による冷却)に対応して空調の冷却コイルも自然通風になっており、逆U字形の通風路により、機器の自然空冷能力を促進するような効果がある。水冷却コイルが架列通路に露出されており、冷却コイルでの結露を防止するため、外気調和機で除湿制御する必要がある。送風機を使用しないので、全く騒音が無く、気流速度が低いので、作業環境としても優れている。冷水配管が通信機室内にあるので、水漏れの恐れがあるが、配管ジョイントの高信頼度化により漏水事故は起きていないようである。

(4) ブリティッシュテレコム(BT)^{(9) (10)}

デジタル交換機(システムX)用に開発された空調方式は冷却能力15kWの空冷空調機を通信機室の外壁面に分散設置する方式である。空調気流は二重天井のラインディフューザから吹出している。ラインディフューザは開口調整が可能であり、発熱分布に対応できる。省エネルギーのため、外気温が低いとき、通信機室に外気を直接導入して外気冷房を行えるようになっている。本方式は、第2部で具体的に示すように空調風量が大きくなる欠点を有している。

(5) AT&T⁽¹¹⁾

AT&Tの空調方式は電子交換機(No. 4ESS)用のもので、天井側スリットから冷却空気を吹出し、機器前面に流し、二重床側のスリットから吸込む構成であるが自然空冷機器の冷却に問題があり、あまり導入されていない模様である。

表-1-1 各国の通信機室用空調方式

電話会社またはメーカー	構成	気流方式	処理可能発熱密度	空調機	省エネルギー	問題点	NTT	AT&T	ブリティッシュテレコム(英国の電話会社)	ドイツ郵電省(ドイツ郵電省)	エリクソン(スウェーデンの通信機メーカー)	テレベルク(スウェーデンの通信機メーカー)	
				<ul style="list-style-type: none"> セパレート形空調機 パッケージ空調機 エリクソン・リソグ・ユニット 	冷却サイクルの高度制御		<ul style="list-style-type: none"> 空冷または水冷パッケージ空調機 エリクソン・リソグ・ユニット 	密閉形冷却塔によるアーク・リソグ	直接外気冷房	<ul style="list-style-type: none"> 水冷却または空冷パッケージ空調機 	トーテム形式の場合ヒートパイプによる間接外気冷房機能有り。室温分布	密閉形冷却塔によるアーク・リソグ	耐震対策通信機室内での空調工事
				<ul style="list-style-type: none"> 蒸発器、圧縮機、凝縮機一体形空調機(パッケージ空調機) 	自然空冷装置の冷却、冷却風量増大			直接外気冷房	自然空冷装置の冷却、冷却風量増大				

2. 高発熱機器室の空調システムに必要な性能

本章では高発熱機器室の空調システムに要求される条件を説明する。

(1) 空調システムの信頼性確保

通信機室や電算機室は、通信や情報サービスを高い信頼性で提供するために、室温を保証することが重要となる。そこで通信・情報サービスの不稼働率^{*1}の中に室温の最悪条件超過確率を含め、室温超過確率が条件内に収まるように、空調システムの信頼度設計を行っている。

中央熱源方式では信頼性を確保するためには、熱源システムおよび熱搬送システムを多重化する必要があるため、大幅なコストアップをまねく。これに対し小形の空調機を複数台設置する方式では、個々の空調機コストは同一能力で比較すると中央熱源方式より高くなるが、冗長構成に伴うコストアップが少ないので総合的には有利である。

空調機1台当りの冷却能力を大きくすると、予備機のコストが高くなり、平均的な通信機室規模では空調システムコストが上昇する。逆に1台当りの冷却能力を小さくしすぎると、台数増によるコストアップとなる。このため、通信機室の発熱規模に応じた経済的な容量とすべきである。

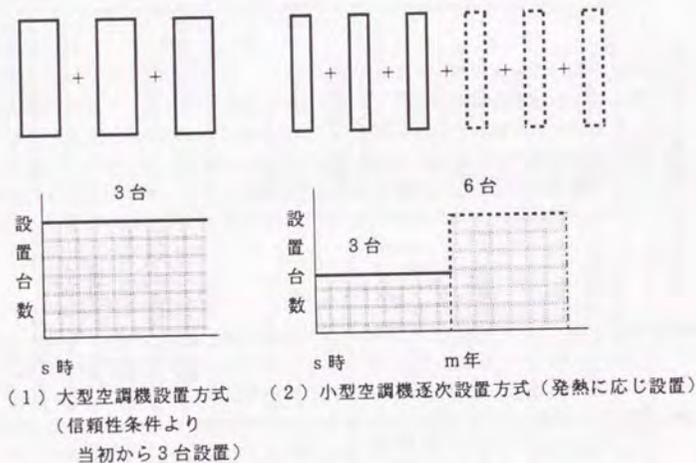


図-2-1 中央熱源方式と小型空調機逐次設置方式の比較

^{*1}不稼働率：故障と故障の間、即ち正常に稼働する時間の平均値はMTBF（平均故障間隔）、故障してから修理して正常に稼働する時間の平均値はMTTR（平均修復時間）と呼ばれる。これを用いて、機器の稼働率Aは、 $A = \text{MTBF} / (\text{MTBF} + \text{MTTR})$ 。これより不稼働率は、 $(1-A)$ で与えられる。

(2) 通信機発熱分布に対応して分散設置

通信機から出る室内発熱分布の空間的かたよりに対し、温度分布が悪化しないよう、また室温の時間変動が少なく質の良い環境を実現できるよう、空調機を分散設置し各空調機個別に冷却能力制御を行う必要がある。

(3) 機器の冷却性能

自然空冷機器は、その冷却性能が機器周辺風速により影響を受けるので、室内の気流速度と方向を自然空冷に適したものとする必要がある。

(4) 室内温湿度条件

室温の空間分布を、室内の空気を吸込む機器の吸込み温度条件内に収める必要がある。

また、湿度が大幅に変動すると、電子機器の接点抵抗が高くなることがわかっている。これを防止するため、湿度変動を少なくすることが望ましい。

事務室用空調機は除湿能力が大きいため、通信機室にそのまま適用すると、室内の湿度が下がりすぎる。室内湿度が30%程度以下になると静電気が発生し易くなり、通信機障害の原因となる。そこで通信機室用空調機はできるだけ除湿しないよう、高熱冷却特性を持たせる必要がある。

(5) 空調機の高効率化

通信機は発熱が24時間連続してあり、また高発熱のため冬でも冷房が必要であるので、空調機は年間冷房運転となる。そこで、空調機の効率を向上させる必要がある。

(6) 空調機の送風機動力の低減

室内発熱を空気処理する場合、高発熱になると送風量が増大するので、送風動力を低減することが重要な課題となる。

(1)は小形空調機の逐次増設、(2)は空調機の分散配置により解決できる。(3)～(6)の要求条件に対する解を得ることが本研究の課題である。

3. 研究課題1：室温分布に優れる気流方式—（第二部 1、2章）

本論文で検討する空調気流方式は図-3-1に示す方式である。

- (1)：二重床吹き出し天井吸込み方式
- (2)：二重床吹き出し横吸込み方式
- (3)：天井吹き出し二重床吸込み方式
- (4)：天井吹き出し横吸込み方式

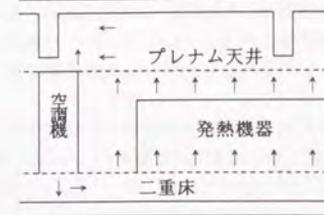
二重床吹き出し天井吸込み方式と二重床吹き出し横吸込み方式は二重床内を気流輸送スペースに用い、二重床パネルに設けた吹き出し口から冷却空気を吹出す方式である。吹出された気流は機器を冷却し、二重床吹き出し天井吸込み方式の場合天井に設けた吸込み口から吸込まれ、プレナム天井内を通過し空調機へ戻る。二重床吹き出し横吸込み方式の場合、通信機室内を水平方向に流れ空調機へ戻る。

天井吹き出し二重床吸込み方式は、プレナム天井から吹出された気流は、機器を冷却し室内を水平方向に流れ空調機へ戻る方式である。

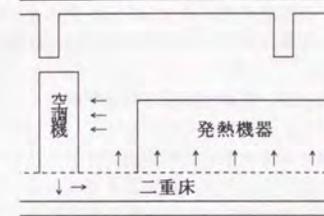
一方、気流の方向は、二重床吹き出し天井吸込み方式方式の場合、気流が垂直方向であり、室内の気流速度は通信機室の奥行きに依存しない。しかし、二重床吹き出し横吸込み方式、天井吹き出し二重床吸込み方式は、吹出された気流が室内を水平方向に流れ空調機に戻るため、同じ発熱密度でも通信機室の奥行きが長くなるのに伴い空調機に最も近い場所での機器周辺風速は増加する。

実大規模の実験室において、各気流方式の室温分布性能や空調換気量を、温度差比により室温垂直分布を無次元化して比較評価する。さらに、最も優れた空調気流方式については、設計と条件より実現される温度差比を予測するモデルを検討し、実験により検証することを課題とする。

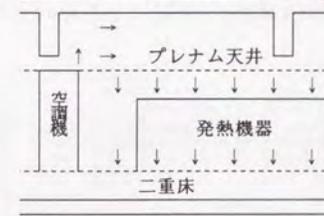
(1). 二重床吹き出し天井吸込み方式



(2). 二重床吹き出し横吸込み方式



(3). 天井吹き出し二重床吸込み方式



(4). 天井吹き出し横吸込み方式

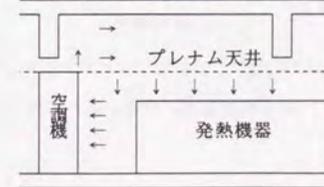


図-3-1 空調気流方式

4. 研究課題2：機器冷却に適した気流方式（第二部 3章）

通信機械室には、現在主として自然空冷形の機器（以下自然空冷機器と呼ぶ）が設置されている。機器のような電子機器は電子回路パッケージにより構成され、電子回路パッケージにできるだけ多くの部品を搭載し、実装密度を上げるにより小型化・経済化が図れる。実装密度を上げるためには、電子回路パッケージの発熱を上げて部品周囲温度を所定の値に維持することが必要となる。

第2部第3章の目的は、部品の周囲温度条件に含まれる変数のうち、気流方式に依存するもの（室温の平均値 T_1 、部品周囲温度上昇の気流による影響分 T_3 、とそれぞれの標準偏差 σ_1 、 σ_3 ）と空調気流方式との関係を明らかにすることである。 T_1 および σ_1 は研究課題1の中で、各気流方式に関する実大規模の実験により求められた値を使用する。

機器特性に対する気流の影響分 T_3 、 σ_3 については、電子回路パッケージの組み込まれた機器を対象とした実験により求める。

この実験結果と、無風環境下での機器特性 T_2 、 σ_2 を組み合わせ、高発熱通信室に適した気流方式、すなわち最も低風量でかつ高温の吹出し温度で機器の動作保証温度条件を満足できる気流方式を選定することが可能となる。

部品周囲温度を構成する要素である、気流の影響分の標準偏差 σ_3 、室温分布の標準偏差 σ_1 については、発熱密度 $1\text{KW}/\text{m}^2$ において σ_3 を 3°C 以下にすること、 σ_1 を 1°C 以下にすることを気流方式の必要条件としたが、この目標を実現することが容易ではない例を示す。

これまでの空調気流方式は機器上方で水平方向に吹出す方式（図-4-1）であるが、これによれば発熱密度の増加に伴い空調不整合量*1、室温分布の標準偏差が増加する傾向にある（図-4-2、図-4-3）。現在の推定データを外挿すると発熱密度 $1\text{KW}/\text{m}^2$ では空調不整合量の標準偏差は 8°C 、室温分布の標準偏差は 15°C になる可能性があり、噴流吹出し方式では目標達成は不可能である。なお、自然空冷架用空調方式を採用しているエリクソン社でも空調の発熱密度条件は最大 $350\text{W}/\text{m}^2$ までとしている。

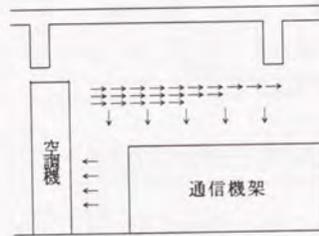


図-4-1 水平噴流吹出し横吸い込み方式

*1空調不整合量：無風時の架内温度上昇を基準とした空調運転時（有風）の架内温度上昇の変化量

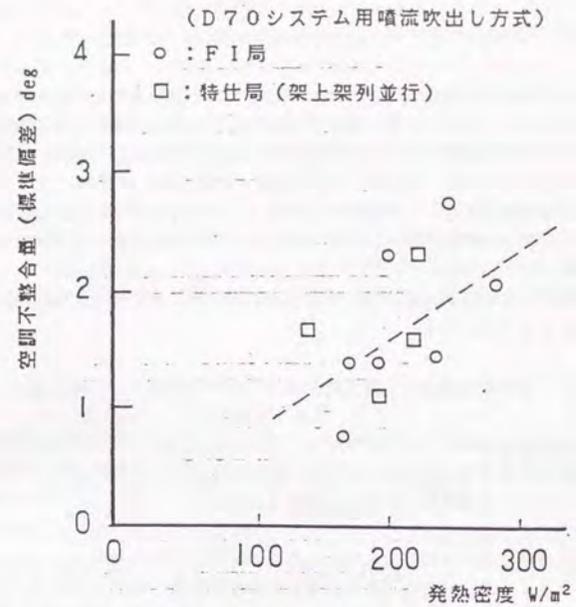


図-4-2 発熱密度と空調不整合量の関係（現状）

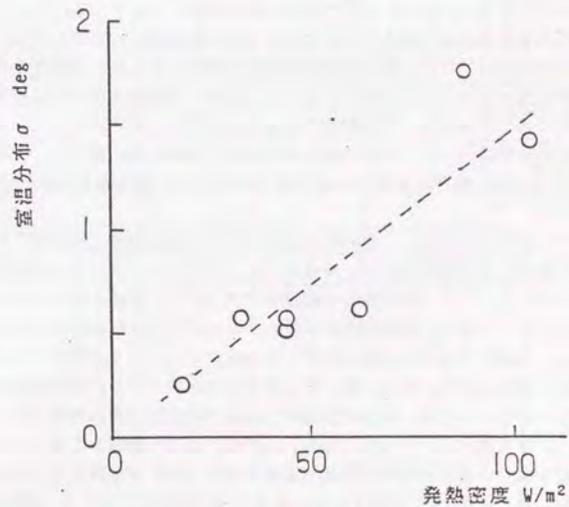


図-4-3 発熱密度と室温分布の関係（現状）

5. 研究課題3：二重床吹出し方式の空気分配設計手法（羽山による）――（第二部 5章）

研究課題1、2の結果、二重床吹出し・天井吸込み方式が最も優れている結果が得られる。この方式を実現する上では空気分配の簡便な設計手法が課題である。設計に当たっては適正な温度環境の実現および送風機動力費の軽減を目的に、最適なチャンパー形状、開口量等を決定することが重要である。

この気流方式を実現するため、二重床およびプレナム天井をチャンパーとして利用し、発熱分布に対応した空気分配方式の設計条件、吸込み風量分布の計算法および必要風量を確保する設計法を研究課題とする。

なお、空気分配設計手法の研究は羽山によるものであるが、本研究の全体を示すのに必要な部分であるので引用することとする。

6. 研究課題4：高発熱機器室用年間冷房空調機の最適化制御――（第三部）

高発熱機器室の冷却を目的とした省エネルギー空調方式として、フリークーリング方式がある。フリークーリングを実現する方法として、外気を直接導入する方式^{(26) (27) (28)}の他に、①冷却塔と室内に設けられた空調機間を冷却水が循環する方法^{(29) (30) (31) (32) (33)}や、②低沸点冷媒が自然循環する方法がある。フリークーリング方式は外気温が高いときの冷却手段として空冷パッケージ空調機と組み合わせたものが一般的であり、このシステムと、冷凍サイクルに最適化制御を組み込んだシステム（研究目標）を比較し、表-6-1に示す。①②の方式は③の方式より室内外の熱交換器フィンシャルコストと装置寸法が劣る。また配管が冷凍サイクル以外に必要なので、配管工事費が③より高くなる。①は水配管を使用することから、配管腐食や漏水の危険など保守性が劣る。

本研究のねらいは、フリークーリング用の室内外熱交換器を必要としないで、フリークーリングと同様に低温外気を有効利用できるよう、冷凍サイクルの制御方法を工夫することである。

高発熱通信機室^{(34) (35)}では、電子部品が高密度に実装された機器が設置されており、機器の動作および信頼性を保証する環境を維持するため、温度・湿度の大幅な変動を避けることが必要である。このため、年間を通して空調機を運転する必要があるが、冬季においては外気温が低下するため、事務室用パッケージ空調機を使用すると凝縮圧力が低下し、これにともなう冷媒流量の減少や蒸発温度の低下に起因して冷房能力の低下や、過剰な除湿能力を引き起こす。（図-6-1）

このような状態を避けるために、一般の年間冷房パッケージ空調機（電算機室用空調機等）では、凝縮器出口に凝縮圧力制御弁を設け、冷媒をバイパスさせることにより凝縮器内を液冷媒で満たす。バイパスすることにより凝縮器の性能が低下するので、凝縮圧力が下がらないようにする方法が取られている。しかし、凝縮圧力が必要以上に上昇すると圧縮仕事が増大し、効率が低下する。すなわち、凝縮圧力調節弁を用いると、外気温が低いという冷房にとっては好条件であるにもかかわらず、外気温が低い時も、高い時も冷却能力が同じであれば効率はほとんど変わらない（図-6-2）。これは、凝縮圧力調節弁により凝縮圧力を外気温が低い時も外気温が高い時と同じくらいまで高めているためである。これをモリエル線図上で説明する。図-6-3において、外気温が高いときは高効率空調機も従来と同じabcdの冷凍サイクルとなる。外気温の低下にともない、共に④⑤④に達するが、さらに外気温が低下しても、従来の空調機では圧

力が下げられなくなる。そこで、効率を向上させるため、冷凍サイクルの最適化制御方式を研究課題とし、第三部において検討する。第三部では、まず、制御目標、制御方式を定式化し、制御方式の効果検討に必要なシミュレーションモデルを作成し、さらにシミュレーション結果を実験により検証し、検証されたシミュレーションモデルを用いて、低外気温時の冷凍効率と空調機構成要素の特性との関係を考察する。

図-6-4に、高効率化空調機の基本構成を示す。設定圧力の可変な圧力制御弁と容量の大きな電子膨張弁、およびそれらを制御する装置が従来の空調機に付加された構成である。

この空調機の動作は、モリエル線図上図-6-3で示すように、圧力制御弁と電子膨張弁の働きで高圧側を下げつつ運転限界内に低圧側の圧力を維持できる（冷凍サイクルabcd）。

研究目標としての高効率化を、図-6-4のグラフで示す。横軸は外気温、縦軸は空調機総合効率である。外気温の低下に従い効率が上昇する特性を実現することが目標である。

表-6-1 空調機構成の検討

空調機構成	フリークーリング		③空冷パッケージ空調機+最適化制御
	①空冷パッケージ空調機+水循環システム	②空冷パッケージ空調機+冷媒自然循環システム	
インシャルコスト	△	△	○
ランニングコスト	○（ポンプ動力）	◎	◎
装置寸法	△	○	◎（冷凍サイクルと熱交換器兼用）
配管工事費	△	△	◎（冷凍サイクルと冷媒配管兼用）
保守性	△（水使用）	◎	◎
総合評価	△	○	◎

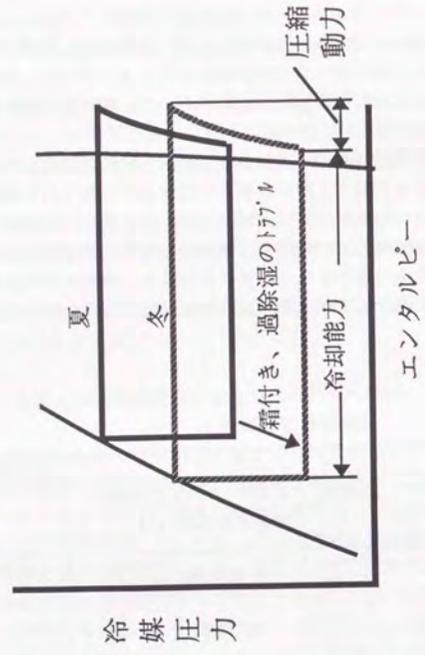
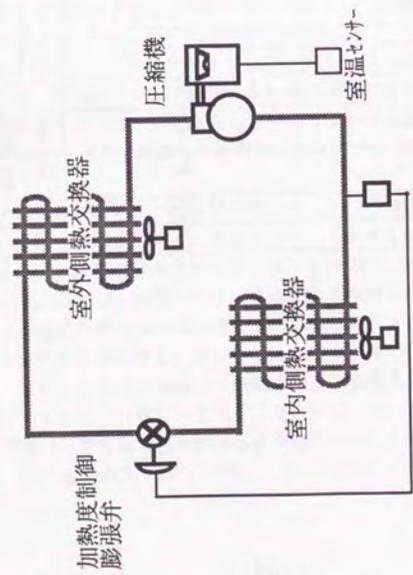


図-6-1 一般の空調機

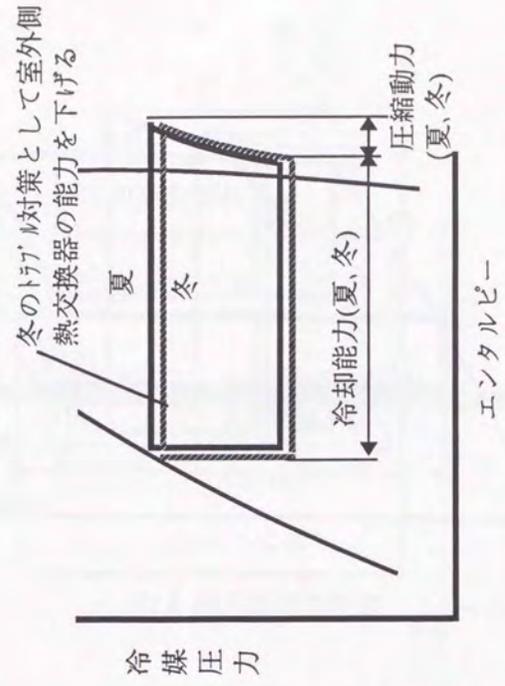
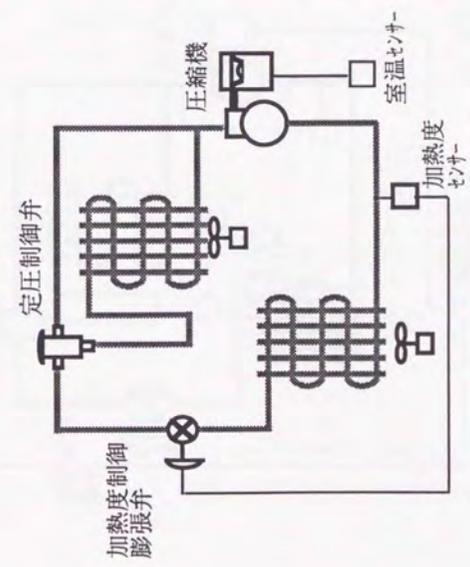


図-6-2 年間冷房タイプの空調機

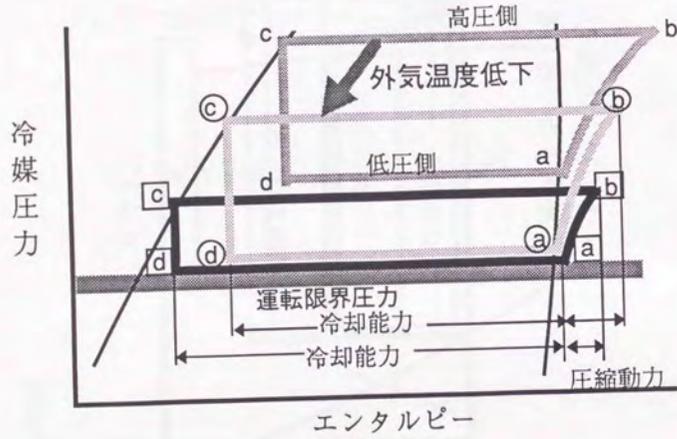


図-6-3 高効率制御の考え方

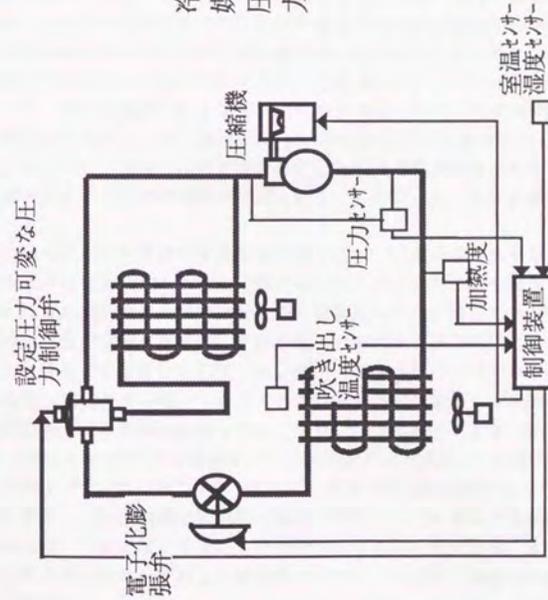
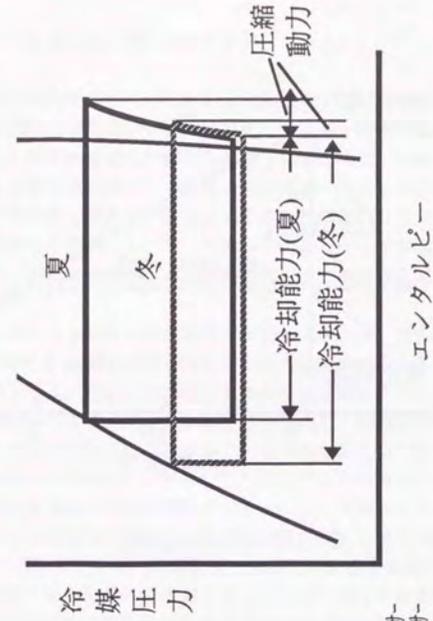


図-6-4 本制御システムを適用した空調機

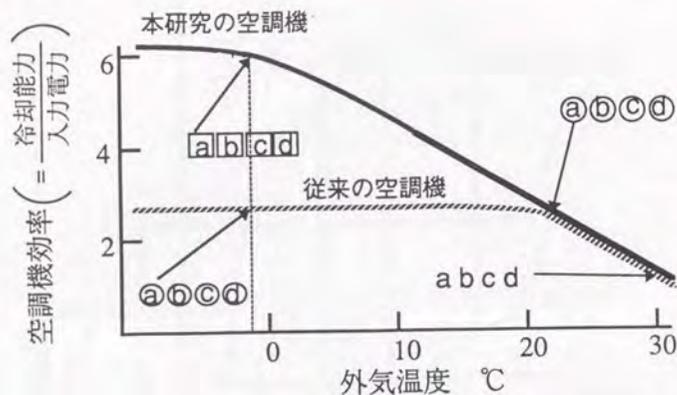


図-6-5 高効率制御の狙い

7. 従来の研究と本研究の位置づけ

7.1 研究課題1: 室温分布に優れた気流方式

本研究は高発熱機器の効果的な冷却を目的とするので、室温は機器の吸込み温度で定義する。さらに機器の吸込み温度は無次元化して温度差比⁽¹³⁾ ⁽¹⁴⁾により表現する。本論文では、高発熱機器室を対象とし、機器設置域水平面平均室温(機器の冷却に寄与する領域の室温)の垂直方向平均温度差比とその標準偏差により、複数の空調気流(吹出し吸込み方式)を比較し、二重床吹出し天井吸込み方式が最も優れていることを示す。さらに、この二重床吹出し天井吸込み方式を用いて機器室を空調する場合について、平均温度差比モデルを作成し、これを用いて空調吹出し温度・給気量条件、機器発熱条件を与えた時に実現する機器設置域平均室温を予測する計算法を示した。

この室温平均値に加え、垂直方向の温度分布が予測できれば、次のような利点が生まれる。機器の熱設計は機器の吸込み温度を考慮して行なわれるが、吸込み温度を詳しく予測することにより、設計制度が向上する。垂直方向の機器吸込み温度分布を予測できていれば、例えば機器設計段階で、機器の高さ方向に電子部品の実装密度を変えて、発熱密度の高い電子回路パッケージを吸込み温度の低い領域に優先的に配置することも可能である。そこで、平均温度差比の数式モデルを拡張し、垂直方向の温度分布を考慮した数式モデルを作成し、実験により検証する。

通信機器や情報処理機器等の高発熱機器を対象とした、空調気流方式の研究は、見あたらないが、機器冷却を対象とした高温工場の換気方式が西岡によって研究されている。⁽⁶⁷⁾ ⁽⁶⁸⁾ ⁽⁶⁹⁾ 西岡の研究は換気効率や機器設置域温度を決定する要因を実験により明らかにする試みである。西岡の研究においては、発熱体の放熱特性によらない温度成層型の換気設計を目標としたものである。したがって発熱体の特性は発熱量でのみとらえており発熱量/換気量をパラメータとして実験式を導いている。本研究は、発熱体の放熱特性がより詳しく得られる場合、その機器設置域温度を予測するモデルを提案するものである。

ところで、室内の温度分布を予測するための方法として、模型実験による方法が代表的なものとして挙げられるが、これに替わりNavier-Stokes方程式に差分によって解く数値解法も用いられている。両者共に、数多くの研究が行われ、その有効性が実証されてきたが、多くの費用や計算負荷を要することで、適用範囲が限定される。したがって、より簡易に解析する方法が求められる。

室内に局所的な高発熱源が存在しない場合には、温度分布は水平方向にほぼ均一で、上下方向の温度分布が支配的となることが一般に知られている。このような空間では、上下方向の温度分布のみに注目して現象をマクロに捉えたと簡易なモデルが構築できる。例えば宮川⁽¹⁵⁾ ⁽¹⁶⁾は、大空間の上下温度予測を目的に、室内を上下方向に幾つかの気層に分割し、気層間の熱移動をモデル化し、変分原理を用いて定式化した。また、戸河里⁽¹⁷⁾ ⁽¹⁸⁾ ⁽¹⁹⁾らも、同様に室を複数の気層に分割したモデルを用いている。いずれも大空間の温度分布予測を目的としたものである。周壁面における熱流が重要な要素となり、このため水平方向の熱移動も考慮しなければならないが、Navier-Stokes方程式を用いた数値解法と比較すると、計算は非常に容易である。一方、伊東・中原⁽²⁰⁾ ⁽²¹⁾ ⁽²²⁾は、オフィス空間の床吹出し冷房時の上下温度分布について、周壁温度を既知とし、室内気流を完全混合域とピストンフロー域の2領域に分け、温度分布予測モデルを作成した。ここでは、吹出し口の最適設計のために数値計算によるケーススタディが行われている。以上の方法はいずれも、設計条件パラメータより、温度分布を予測するのに数値計算を用いる方法である。

本論文で対象とする、通信機室などの高発熱機器室の空調問題では、一般に機器発熱による負荷と比べ周壁からの負荷が小さいこと、また室内気流が比較的単純であるなどの特徴があり、気層を用いてモデル化する手法が有効であると考えられる。機器からの放熱を輸送する流量（機器実効換気量 U ）は、オフィスのモデルでは考慮されなかったものであるが、高発熱機器室では室温形成の主要な要因と見なして、床面から発熱機器上端高さに至る機器吸込み温度の平均値と垂直方向温度分布の数式モデルを求める。数値計算を用いる場合に比べ、設計パラメータと温度分布の関係が陽に示される点で優れるよう、平均値モデルも分布モデルも代数式で表現できることを目標とする。

7. 2 研究課題2：機器冷却に適した気流方式

機器冷却の性能目標を機器内部の部品周囲温度とし、機器冷却に適した気流方式を検討したものは見あたらない。一般に、機器の吸込み温度条件をインターフェイス条件として規定すれば、機器の熱設計と、空調設計は独立に進められるが、自然空冷機器の冷却性能は周辺気流の影響を受けるので、周辺気流と温度条件によりインターフェイス条件を規定する必要がある。そこで、自然空冷機器を対象に実大規模の実験室において、各気流方式と機器の部品周囲温度の関係を調べ、これより気流方式の適用限界を明らかにする。

7. 3 研究課題3：二重床吹出方式の空気分配設計手法

本研究においては、二重床吹出し・天井吸込み方式の気流分配設計に当たり、最適なチャンパ一高さ、吹出し・吸込みの開口を設計することを目標に、吹出し・吸込み風量分布の不均一率を定義し、送風機動力を最小化する不均一率を求めるが、この不均一率を定義し最適化を検討した研究は見あたらない。一方、本研究では、床下チャンパー内通気抵抗係数、プレナム天井内通気抵抗係数、吹出し・吸込みパネルの通気抵抗係数を測定しているが、床下内ケーブルを考慮した通気抵抗係数の測定について報告されたものはない。

7. 4 研究課題4：通信機室用年間冷房空調機の最適化制御

本研究では、6章で述べたように、凝縮圧力設定値を可変とし、一般の空調機で問題となっている霜付、過除湿運転の対策として凝縮圧力が下がっても、蒸発圧力を出来る限り高く保つ制御を行う。これにより、冬季において冷房能力を保ちつつ圧縮機動力の少ない（高COP）運転が可能となる。これを実現するため、末永、池本⁽³⁶⁾、吉野⁽³⁷⁾により膨張弁のサイズを大きくし、凝縮圧力を下げる方法が紹介され、冷凍・冷蔵設備においては導入されている。⁽³⁷⁾ またこれを可能とする要素技術として、電子制御膨張弁⁽³⁸⁾ ⁽³⁹⁾ が使用されている。

しかしながら、これらの制御方式を分析し、その高効率化効果、適用条件等については、報告されたものはない。

そこで本研究においては、低外気温時の高効率化制御を最適化制御として定式化し検討を進める。最適化制御の効果検討を目的とし、空調機のシミュレーションモデルを得るため、過去の研究⁽⁴⁰⁾ ⁽⁴¹⁾ ⁽⁴²⁾ ⁽⁴³⁾ ⁽⁴⁴⁾ を参考とし、空調機の各要素の数式モデルを求めている。⁽⁴⁵⁾ ⁽⁴⁶⁾ ⁽⁴⁷⁾ ⁽⁴⁸⁾ ⁽⁴⁹⁾ ⁽⁵⁰⁾ ⁽⁵¹⁾ さらに、このモデルを用いて、運転状態を検討し、最適点の存在やその特徴について議論する。次に、高効率制御のアルゴリズムを提示し、この高効率制御のアルゴリズムをシミュレーションモデルに適用し、シミュレーションにより効果を推定し、さらに実験により検証する。

以上が、本研究のアプローチであるが、次に、最適化制御に関する既往の研究との関連を述べる。

空調機における電子制御方式の研究は松岡⁽⁵²⁾ により報告されている。松岡は空調機を線形な多入力多出力のシステムととらえ、容量制御、蒸発温度制御等への応用例を示している。線形近似できる領域の制御手法としてはマクロな見通しの良い方法と思われる。しかし、本研究の対象とする年間冷房空調機は外気温の変化が大きくまた容量制御も併用していて、動作点が大きく変動するので線形化は困難とみなし、松岡の方法によらないこととした。

一方、非線形なシステムの最適化制御に関しては、数式モデルを必要とするもの⁽²⁾ ⁽³⁾ と必要としないもの⁽⁴⁾ がある。必要とするものには、こう配を用いる方法や、そうでないものなどがあるが、空調機の場合外気温や室温を考慮した簡易な数式モデル構築が困難なことから、数式モデルが不要な方法を採用する。数式モデルを用いない方法は、制御対象の操作量を試行的に変化させ、目的関数を求める情報を制御対象から得て最適な条件を求める方法であり、頂点保持法、摂動法、山登り法等の手法がある。これらの方法は、評価関数が測定により決まるので、外気変動などの影響を受ける欠点がある。

そこで本研究では、制御対象の特徴に着目し、評価関数の測定が不要な、簡易な高効率制御方式（最適ではないので準最適制御方式と呼ぶ）を提案し、その効果をシミュレーションと実験により検証する。

第一部 参考文献

- (1) 中尾：高発熱機器室用空調方式、建築設備と配管工事、日本工業出版、63、平1.7
- (2) NAKAO et al: AN EFFICIENT COOLING SYSTEM FOR TELECOMMUNICATION EQUIPMENT ROOMS、C I B、1989-6 THEME 1 - VOLUME 2
- (3) Karl Schmaus: Problems in Connection with Change over from Analogue to Digital Switching Systems in Existing Deutsche Bundespost Buildings, Intelec 87 Conference Proceedings, The Ninth International Telecommunications Energy Conference
- (4) Per Lindman, Tadeus Wolpert: The Reliability of Power and Cooling Equipment, ERICSSON REVIEW, No. 3, 1986
- (5) Ragnar Almquist: A Cooling System for Electronic Telephone Exchanges, ERICSSON REVIEW, No. 4, 1981
- (6) Ragnar Almquist: Operational Experience of ERICOOL for Active Cooling, ERICSSON REVIEW, No. 2, 1986
- (7) Erik Albertsson: ERICOOL for Cooling Telecommunications Equipment, ERICSSON REVIEW, No. 2, 1986
- (8) Rune Alexandersson, Anders Junborg: ERICOOL Systems for Passive Cooling, ERICSSON REVIEW, No. 2, 1986
- (9) W.G. Brown: Equipment Cooling for Modernisation, British Telecommunications Engineering, Vol. 2, Jan. 1984
- (10) D. Watts: Keeping Cool with System X, British Telecom Journal, Winter 1982/83
- (11) N. Osifchin, W. Pford: Energy Engineering in Telephone Equipment Buildings, INTEL EC 78, Conference Proceedings, 1987
- (12) R. Gordon, PE. Watson: Computer room cooling : remote equipment with overhead supply, Heating/Piping/Air Conditioning, May 1984
- (13) 西岡利晃：建築空間における空気成層と換気に関する研究、学位論文、平成2年11月
- (14) Baturin: Fundamentals of Industrial Ventilation, 3rd English Edition, Pergamon Press, Oxford, 1972
- (15) 宮川保之：変分原理を用いた大空間の上下温度分布計算法、第1報、空気調和・衛生工学論文集、No.13、1980年6月
- (16) 宮川保之：変分原理を用いた大空間の上下温度分布計算法、第2報、空気調和・衛生工学論文集、No.13、1980年6月
- (17) 戸河里敏、荒井良延、三浦克弘：大空間における上下温度分布の予測モデル（その1）、日本建築学会系計画系論文報告集、No.427、1991年9月
- (18) 戸河里敏、荒井良延、三浦克弘：大空間における上下温度分布の予測モデル（その2）、日本建築学会系計画系論文報告集、No.435、1992年5月
- (19) 戸河里敏、荒井良延、三浦克弘：オフィス空間の空調・熱環境計画手法の研究（その1）、日本建築学会大会学術講演概要集、1992年8月
- (20) 宮井信雄、伊藤尚寛、中原信生、山本裕子：床吹出し空調時における室内温度分布の予測モデル、日本建築学会大会学術講演概要集、1990年10月
- (21) 伊藤尚寛：床吹出し空調システムの省エネルギー性、日本建築学会 床吹出し空調システムシンポジウム、1993年10月
- (22) 中原信生、伊藤尚寛：空気の分配と分布および室内エネルギー損失、空調装置・衛生工学、Vol. 62、No. 10
- (23) 野村豪：大空間の空気調和—総論、空気調和・衛生工学、Vol. 51、No. 11
- (24) 野村豪：室内空気分布の研究と最近の発展、空気調和・衛生工学、Vol. 51、No. 10
- (25) 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に関する研究（その1）、空調装置・衛生工学論文集、1994年2月
- (26) W.G. Brown: Equipment Cooling for Modernisation, British Telecommunications Engineering, Vol. 2, Jan., 1984
- (27) Peter Schmidt: Air-conditioning in Telecom Installations with Lowest Energy Consumption, Intelec '87, IEEE, 1987
- (28) D. Watts: Keeping cool with System X, British Telecom Journal, Winter 1982/83
- (29) Weiss Technik GmbH: Twin Air-Conditioning Unit, Leaflet-No. RK4. 0. 0. 19/E15854-15852
- (30) Stulz GmbH: Computer-Room Systems by Stulz
- (31) ATE Klimatechnik: ATE Jupiter Luftgekühlte Klimageräte mit direkter und indirekter Freier Kühlung sowie Kondensatorwärmerückgewinnung
- (32) 谷村：コンピュータ室用ハチケシエフコンパロク
- (33) 三菱電機：コンピュータ室用ハチケシエフコンパロク
- (34) 中尾、羽山、高発熱通信機室用空調システム、空気調和・衛生工学、第64巻、第12号、平成2年12月
- (35) 中尾：高発熱機器室用空調方式、建築設備と配管工事、第27巻、第7号、1989.7
- (36) 末永、池本：蒸気圧縮式冷凍サイクルの見直し 4. 6 運転の面よりの見直し、冷凍、第56巻、第649号、昭和56年11月号
- (37) 吉野：省エネルギー型膨張弁仕様による冷凍・冷蔵設備における省エネルギー、冷凍、第59巻、第685号、昭和59年11月号
- (38) 梅原：電子膨張弁と新冷媒制御、冷凍、第59巻、第682号、昭和59年8月号
- (39) 藤牧、田中：電子制御膨張弁とその応用、冷凍、第59巻、第682号、昭和59年8月号
- (40) 遠藤：容積形圧縮機の設計に利用されるシミュレーション手法、冷凍、第64巻、第742号、平成元年、8月号
- (41) 遠藤：数値シミュレーションによる冷凍サイクル特性の研究、機械技術研究所報、Vol. 43、No. 1、1989
- (42) 中沢、伊東、今須：冷凍サイクル要素の合理的組み合わせ、特集 蒸気圧縮式冷凍サイクルの見直し、冷凍、第65巻、第649号、昭和56年11月号
- (43) 福島、ほか：空調用冷凍装置のサイクルシミュレーション、冷凍第52巻、第593号、昭和52年3月号
- (44) 齊藤：冷凍工学のシミュレーション、四半世紀の回想と将来展望、冷凍、第64巻、第742号、平成元年8月号
- (45) 杉本他：昭和57年度早稲田大学卒業論文、昭58
- (46) 藤井、長田：九州大学生産科学研究所報告、57、47、昭48
- (47) Schmidt, T. E. Kaltetechnik Vol. 15 No. 12. 370. 1963
- (48) 赤川：気液二相流、コロナ社、80、昭49
- (49) J.G. Collier: AERAE-R, 3809, 1962
- (50) 大島他：IIR, CONFERENCE E2-169-1983-9, 1983
- (51) 小泉：移動・速度論、昭見堂、120、昭46
- (52) 松岡：空調機におけるマトリクス電子制御方式、冷凍、第59巻、679号、昭和59年5

月号

- (53) 高松：プロセスシステム工学、日刊工業新聞社
- (54) J.コワリツク、M.R.オズマツ、(山本、小山共訳)：非線形最適化問題、培風館
- (55) 寺野：システム工学、コロナ社
- (56) 山下、保志：ディジタルプロセス制御、コロナ社
- (57) 高橋：ダイナミックシステム論、科学技術社
- (58) 植草、中尾 他：高発熱機器室用空調方式の研究(その4 低外気温時の空調機高効率制御方法)空調学会講演論文集、877、昭63.9
- (59) 前田、中尾 他：高発熱機器室用空調方式の研究(その5 年間省エネルギー効果のシミュレーション)、空調学会講演論文集、881、昭63.9
- (60) 植草 他：高発熱機器室用冷却装置、'89日本冷凍空調年鑑(日本冷凍冷蔵新聞社)、平1.1、24
- (61) 中尾 他：通信機室用高効率空調機の開発、NTT施設、24、平1.3
- (62) NAKAO et al: High Efficiency Cooling Unit for Telecommunications Equipment Rooms、NTT REVIEW、Vol.1 No.1 MAY 1989
- (63) 中尾、羽山、高発熱通信機室用空調システム、空気調和・衛生工学、第64巻、第12号、平成2年12月
- (64) 中尾：高発熱機器室用空調方式、建築設備と配管工事、第27巻、第7号、1989.7
- (65) 中尾 他：空調方式の開発、NTT施設、48、昭63.5
- (66) 中尾、羽山：高発熱通信機室用空調システム、第28回学会賞技術賞受賞物件、技術開発部門、空気調和・衛生工学、第64巻、第12号、平成2年12月
- (67) 西岡：高温工場の換気に関する実験的研究、第1報-機械換気、空気調和・衛生工学会論文集、No.18、1982年2月
- (68) 西岡：高温工場の換気に関する実験的研究、第2報-自然換気、空気調和・衛生工学会論文集、No.20、1982年10月
- (69) 西岡：高温工場の換気に関する実験的研究、第3報-実験および模型実験との比較、空気調和・衛生工学会論文集、No.24、1984年、2月

第二部

高発熱機器室に適した気流方式

通信機器を収容する通信機室や情報処理機器を収容する電算機室においては、今後も発熱密度が上昇する傾向にあり、例えば画像情報などの高速広帯域サービスの進展に伴い 1 kW/m^2 に達すると予想されている。

このような高発熱密度化に対し、液冷却などの高性能な冷却方法が電算機において一部適用されているが、保守性、信頼性等総合的に評価すると、大部分の機器は空気で冷却する方が有利である。例えば、液冷却の場合、一部の電子回路パッケージが故障し修理するとき、他の電子回路パッケージの冷却性能を損なわないよう、液冷却系統の多重化が必要となるためである。

気流方式の開発には、高発熱機器が室内に多数設置された条件下での、気流方式と室温分布の関係を明確にする必要がある。この視点での研究例としては、例えば西岡らによる工場換気の研究³⁾⁴⁾⁵⁾がある。

西岡は高温工場の換気効率を高める条件を実験的に求め、温度差比の要因を分析し、その実験式を得た。本論文は温度差比を高発熱機器室の空調に適用したものであり、通信機器室等一定の高さの機器が室内に列を形成して配置される平面的に均一な条件を生かし、簡易なモデルを作成する。

ここで、本論で目的とする「効率的な空調方式」の評価指標について整理しておく。

空調システムを高効率で運転するためには、送風動力をできるだけ節減するため空調風量を小さくすること、すなわち空調の吹き出しと還気との温度差を大きくすることが有効である。また、冷凍サイクルの効率向上のためには還気温度を高くすることが望まれる。さらに、電子機器は高温の空気を吸い込むことにより、部品の故障率が上昇する (10°C で約 2 倍) ので、室温の平均値を低く保ち、標準偏差を小さくすることが必要である。以上の 3 点を満足するためには、室温が吹き出し温度に近くなるように計画すれば良いので、後ほど説明する温度差比を評価指標とする。

一方、通信機器に多く用いられている自然空冷機器は周辺気流の影響を受け易く、空調気流方式により機器内温度上昇が変化する。しかし、この現象を解析的に把握することは困難であり、空調気流方式毎の空調不整合 (空調気流により機器の部品周囲温度が上昇すること)、冷却可能発熱密度を実験的に求める必要がある。

第二部においては、実大規模の実験室を対象とし、各気流方式と室内温度分布の関係、周辺気流速度と自然空冷機器の空調不整合量を評価し、気流方式の性能を評価する。1 章においては、気流方式と室温分布の関係を実験により検討し、温度差比を評価指標として二重床吹き出し天井吸込み方式が最も優れていることを示す。2 章ではこの方式を対象に垂直温度分布の数式モデルを作成しその実験検討を行う。3 章では、気流方式と機器の部品周囲温度の関係を調べ、部品周囲温度により気流方式を評価し、二重床吹き出し天井吸込み方式がこの評価指標においても最も優れていることを示す。さらに部品周囲温度が上限値以下となるような、気流方式の適用限界を求める手法を明らかにし、適用例を示す。4 章においては、二重床吹き出し天井吸込み方式を実現するための吹き出し設計法を示す。

1. 実験による気流方式の比較評価

高発熱機器を収容する室に対する空調気流方式を、機器吸込み温度の平均値と標準偏差を指標として、実験的に比較評価し、優れた気流方式を選定する。

1. 1 モデル通信機室と発熱機器の構成

1. 1. 1 実験対象室の構成

(1) 実験室

実験は実大規模(図-1-1参照)の実験室を用いた。温度の測定点を図-1-2、図-1-3、図-1-4に示す。室内では水平方向(x:5点×y:9点、図-1-2中の黒丸・)の計45点において、それぞれ垂直方向3点(図-1-4黒丸・参照)を測定し合計135点の測定点を設定した。x=1、3、5が発熱機器の吸込み口の無い面(機器背面側)、x=2、4は、吸い込み口のある機器正面側である。また、これとは別に垂直分布の詳細を知るために、2カ所(図-1-2、図-1-4中二重丸◎)の垂直分布測定点を設けた。天井内と二重床内には、それぞれ3×3点の計9点の温度測定点を設定した(図-1-3)。

(2) 自然対流機器の設置

3章で機器の部品周囲温度を検討するため、自然空冷機器を図-1-2のNo. 1、No. 2の位置に設置し、気流方式の各実験において、この自然空冷機器の部品周囲温度を測定した。

自然空冷機器には自然通風能力を向上させるための工夫として、対流誘導板が設けられており、図-1-5の構成となっている。

(3) 気流方式の切り替え機構

空調機の吹出し吸込み方式は、空調機械室内のダンパ(図-1-6)により切り替える。

水平方向の吸込み方式は実験室と空調機械室を間仕切っている壁パネル(図-1-7)を取り外すことにより設定できる。このダンパ切り替えと壁パネルの脱着により、図-1-8の気流方式を実現できる。二重床吹出し方式には、吹出しパネルの配置(図-1-9)によるバリエーションが設定可能である。

(4) 空調負荷の考え方

実験室の熱損失係数は $0.15\text{kW}/^\circ\text{C}$ であり、実験を通じて最大の室内外温度差約 10°C に対し、壁体からの熱負荷は、約 1.5kW となる。これは、次に述べる機器発熱量と比べると小さい(0.7% ~ 2.7%)ので、本論文では、機器発熱のみを空調負荷と考えることにする。

1. 1. 2 発熱機器

実験で用いた発熱機器は、図-1-10に示すように電気ヒーターを内蔵し、自然通風により排熱する構成である。実験室には、発熱機器が1列に8台並んでおり、室全体で8列設置されているので(図-1-2参照)、発熱機器総数は64台である。機器には冷却空気を吸い込む穴のあるパネル側(正面)と穴のないパネル側(背面)があり、正面側から吸い込まれた空気は上部より排出される。

実験では機器発熱は $300\text{W}/\text{m}^2$ から $1000\text{W}/\text{m}^2$ (室内総発熱量 55kW ~ 189kW 、発熱機器1台当り 0.86kW ~ 2.95kW)まで、電気ヒーターの通電本数により変化させた。

なお、通信機器の寸法は国際標準化が予定されており、実験で使用した発熱機器の寸法は規格案に準拠しているため、本論文の実験結果は通信機器を発熱機器とした場合、一般性を持ちうる。



図-1-1 実験室

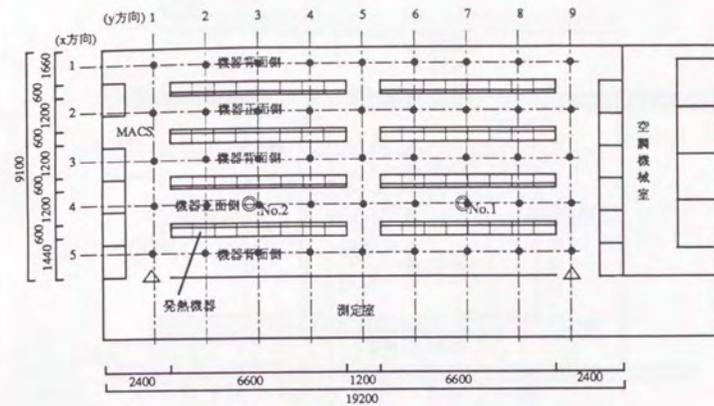


図-1-2 実験室の構成 (平面図)

熱電対設置位置：○ (鉛直方向5点)、● (鉛直方向3点)

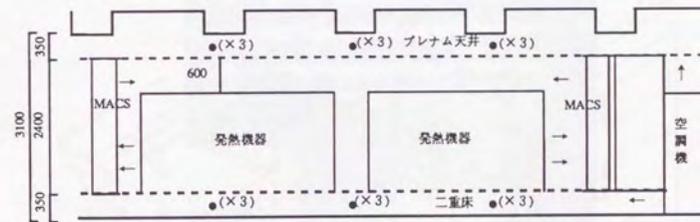


図-1-3 実験室の構成 (断面図)

● は熱電対設置位置(紙面に垂直方向3点)

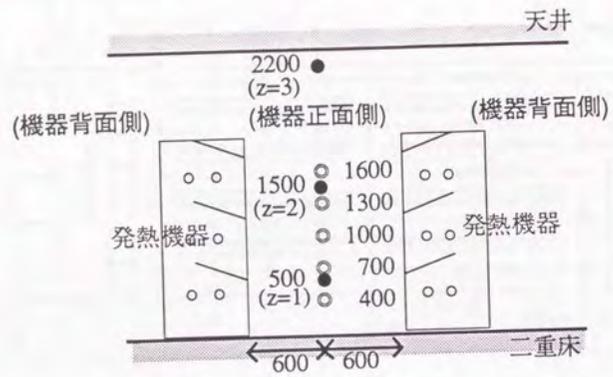


図-1-4 垂直方向温度測定点位置

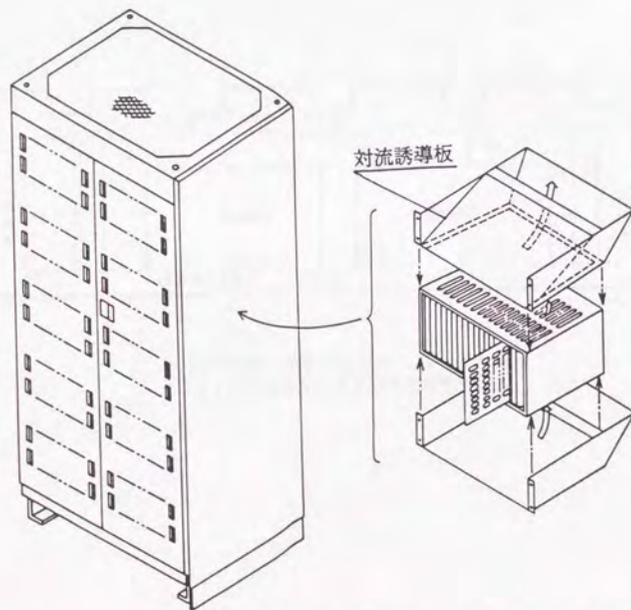


図-1-5 装置内部温度評価用の自然空冷装置

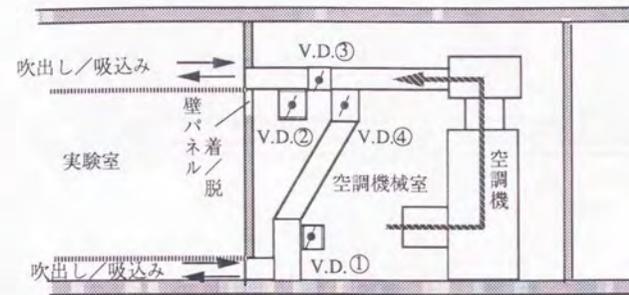


図-1-6 空調機械室の構成

(ダンパーの開閉により、各気流方式に対応する。)

二重床→天井：V.D.②④開、①③閉

天井→二重床：V.D.①③開、②④閉

二重床→横：壁パネルを外し、V.D.④開、①②③閉

天井→横：壁パネルを外し、V.D.③開、①②④閉



図-1-7 壁(着/脱)パネル
(実験室側から見た)

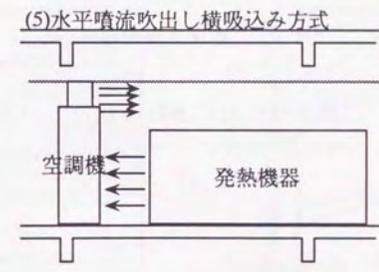
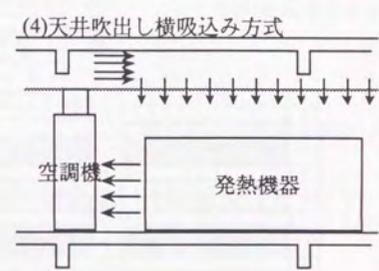
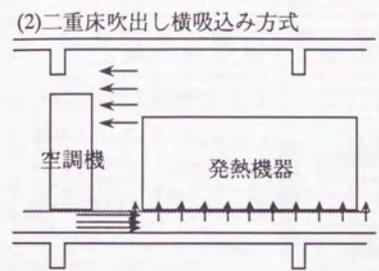
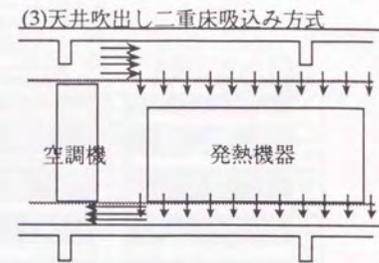
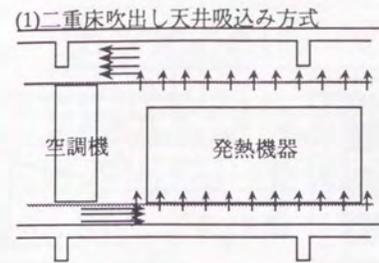
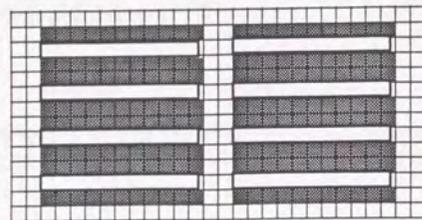


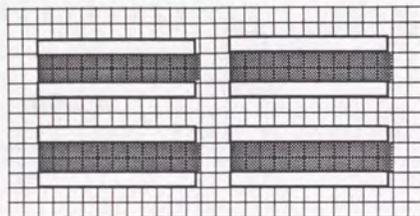
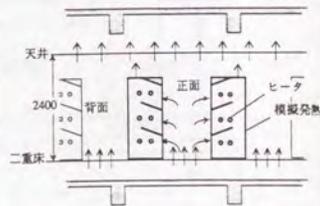
図-1-8 空調気流方式 (第一部の図-3-1に水平噴流吹き出し横吸込み方式を加えたもの)



測定室側

二重床全面吹き出し方式

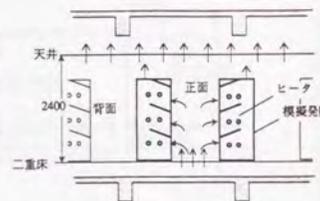
空調機械室側



測定室側

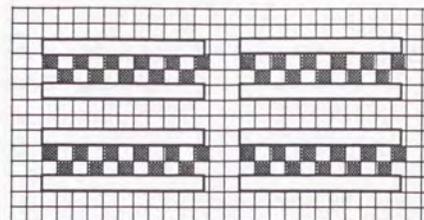
二重床正面吹き出し方式

空調機械室側



図中網かけ部は、吹出し口

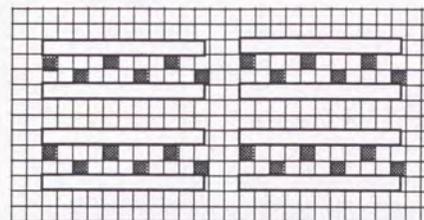
図-1-9(a) 二重床吹出しにおける吹出しパネル配置 (1)



測定室側

空調機械室側

吹き出し方式(1-3):
二重床正面千鳥



測定室側

空調機械室側

吹き出し方式(1-4):
二重床正面桂馬千鳥

図中網かけ部は、吹出し口

図-1-9(b) 二重床吹出しにおける吹出しパネル配置 (2)

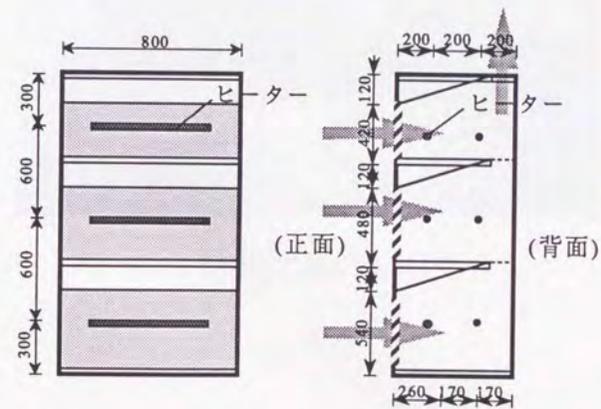


図-1-10 模擬発熱の構成

1.1.3 吹出し吸込み条件

天井面および床面における吹出し吸込みは、参考写真に示すような多孔パネルにより行なう。
二重床パネル、天井パネルの仕様を表-1-2、表-1-3に、吹き出しと吸い込みの条件を表-1-4に示す。

表-1-1 実験室構成

項目	単位	値
室容積	m ³	419.3
天井高さ	m	2.4
幅	m	19.2
奥行き	m	9.1
室床面積 S	m ²	174.7
模擬発熱設置面積	m ²	30.7
通信機器設置面積比		0.18

表-1-2 二重床パネル

項目	単位	値	備考
パネル寸法	mm	600×600	
穴径	mm	5φ	
開口率		0.2	シャッター全開時
開口調整			シャッターによる



参考写真 二重床パネル

表-1-3 天井

項目	単位	値	備考
パネル寸法	mm	900×900	テープによる
穴径	mm	5φ	
室全体の開口率		0.1	
開口調整			



参考写真 天井パネル

表-1-4 吹出し吸込み条件

気流方式	全床面積当たりの 開口面積率[%]	吹出し/吸込み条件
二重床全面吹出し	6.6	パネルは正面及び背面通路 図-1-9下図
二重床正面吹出し	2.6	パネルは正面のみに設置 図-1-9上図
二重床吸込み	6.6	パネルは正面及び背面通路 図-1-9下図
天井吹出し	5.0	パネルは天井に一様に設置
天井吸込み	5.0	同上
横吸込み	-	空調機械室側の間仕切上部の 吸込み口(壁面パネルの脱着に よる・図-1-6参照)

1. 1. 4 実験条件

吹出し、吸込みの形態により表-1-5の気流方式条件を設定する。

さらに、二重床吹出し天井吸込み方式については、吹出しパネル配置を変化させた実験も行う(図-1-9)。

表-1-5 気流方式名称と吹出し・吸込み形態

空調気流方式	吹出し	吸込み	
1-1 二重床全面→天井	機器の前後通路	天井	
1-11 二重床全面→天井	機器の前後通路	天井	不均一発熱
1-2 二重床正面→天井	機器の正面側通路	天井	
1-3 二重床正面千鳥→天井	機器の正面側通路千鳥	天井	
1-4 二重床正面桂馬千鳥→天井	機器の正面側通路桂馬千鳥	天井	
2-1 二重床全面→横	機器の前後通路	横	
2-21 二重床全面→横	機器の前後通路	横	横吸込位置高
2-2 二重床正面→横	機器の正面通路	横	
3-1 天井全面→二重床	天井全面	機器の前後通路	
3-11 天井全面→二重床	天井全面	機器の前後通路	不均一発熱
3-2 天井部分→二重床	天井部分	機器の前後通路	
4-1 天井全面→横	天井全面	横	
4-2 天井部分→横	天井部分	横	
5-1 噴流水平→横		横	

1. 1. 5 空調風量分布の測定

(1) 全空調風量の測定

各空調機のレタン部に吸込みチャンパー(1760^W×1250^H×500^D)を設け、開口率50%のパンチングメタルを吸込み口に取り付けた。このパンチングメタルは前後差圧と風量の関係を予め校正してあるので、差圧により各空調機の風量を測定できるようになっている。室全体の空調風量はこの各空調機の風量の和としている。

二重床吹き出し天井吸込み方式については二重床側吹き出し風量分布と天井側吸込み不良分布を求めるため、二重床パネルと天井パネルの穴部の静圧分布を測定した。測定値を表-1-6に示す。この静圧分布より風量分布(最大値を1とする相対値)を求めた(表-1-7)。

この風量分布を描くと図-1-11、図-1-12のようになる。

表-1-6 (a) 天井パネル静圧分布測定値

		mmAq								
y座標										
x座標	y座標	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x=1	y=1	0.38	0.39	0.37	0.49	0.69	1.01	1.38	1.93	2.80
	3	0.39	0.39	0.44	0.48	0.68	1.08	1.39	2.25	2.76
	5	0.36	0.41	0.46	0.49	0.74	1.08	1.45	2.28	2.80

実験条件: 二重床吹き出し天井吸込み方式

空調風量=29070 [m³/h]、室平均風速V=空調風量/床面積=166m/h

表-1-6 (b) 二重床パネル静圧分布測定値

		mmAq								
y座標										
x座標	y座標	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x=1	y=1	0.33	0.31	0.29	0.35	0.38	0.49	0.56	0.65	0.67
	3	0.43	0.33	0.37	0.28	0.38	0.45	0.58	0.76	1.13
	5	0.69	0.63	0.57	0.51	0.55	0.72	0.92	1.07	1.09

実験条件: 二重床吹き出し天井吸込み方式

空調風量=29070 [m³/h]、室平均風速V=空調風量/床面積=166m/h

表-1-7 (a) 天井パネル吸込み風量分布

最大値を1とする

y座標		最大値を1とする								
x座標	y座標	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x=1	y=1	0.37	0.37	0.36	0.42	0.50	0.60	0.70	0.83	1.00
	3	0.37	0.37	0.40	0.41	0.49	0.62	0.70	0.90	0.99
	5	0.36	0.38	0.41	0.42	0.51	0.62	0.72	0.90	1.00

平均=0.58、不均一率* = 1.08

*5章で定義する吹き出し吸込み風量分布の指標

表-1-7 (b) 二重床吹き出し風量分布

最大値を1とする

y座標		最大値を1とする								
x座標	y座標	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x=1	y=1	0.54	0.52	0.51	0.56	0.58	0.66	0.70	0.76	0.77
	3	0.62	0.54	0.57	0.50	0.58	0.63	0.72	0.82	1.00
	5	0.78	0.75	0.71	0.67	0.70	0.80	0.90	0.97	0.98

平均=0.70、不均一率* = 0.71

*5章で定義する吹き出し吸込み風量分布の指標

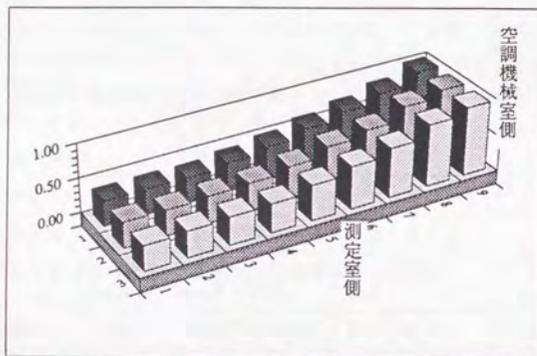


図-1-11 天井側吸込み風量 (最大風量を1とした)
実験条件: $V=166 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$

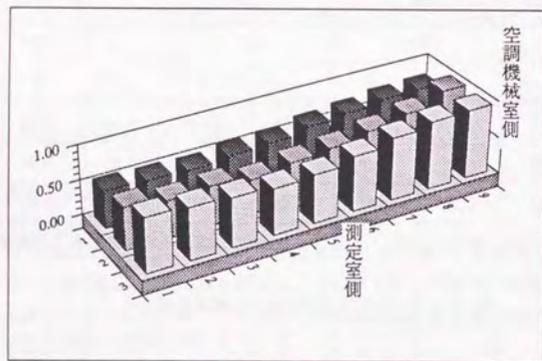


図-1-12 二重床側吹出し風量 (最大風量を1とした)
実験条件: $V=166 \text{ m}^3/(\text{h} \cdot \text{m}^2)$

1. 2 室温の評価法

高発熱通信機器は先に述べたように、室温の平均値と標準偏差を含む式により熱設計されている。そこで、室温は、床上から、機器の高さ(室内空気を吸い込む高さ)までの空間において定義された機器設置域平均室温(機器冷却に寄与する領域の高さ方向平均室温)と機器設置域の室温標準偏差で評価できる。

平均温度については、西岡による高温工場の換気に関する実験的研究³⁾で紹介された、Baturinの定義した温度差比により評価する。この温度差比は空調給気温度からの室温上昇を空調温度差で除した無次元量である。標準偏差についても、室温の標準偏差を空調温度差により無次元化して評価する。

(1) 温度差比

$$\text{温度差比 } m(x, y, z) = \frac{\theta_a(x, y, z) - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \quad (1.1)$$

$$= \Delta \theta_a / \Delta \theta_1$$

ただし、

$$\Delta \theta_1 = \theta_1 - \theta_0$$

$$\Delta \theta_a(x, y, z) = \theta_a(x, y, z) - \theta_0$$

ここで、

x, y, z : 座標 (図-1-2 参照)

$\theta_a(x, y, z)$: 機器設置域室温 $^{\circ}\text{C}$

θ_1 : 空調還気温度 $^{\circ}\text{C}$

θ_0 : 空調給気温度 $^{\circ}\text{C}$

機器設置域平均室温に対する温度差比は

$$\text{平均温度差比 } m = \frac{\theta_{a,m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \quad (1.2)$$

$$= \Delta \theta_{a,m} / \Delta \theta_1$$

ただし、

$$\Delta \theta_{a,m} = \theta_{a,m} - \theta_0$$

ここで、

$\theta_{a,m}$: 機器設置域平均室温 $^{\circ}\text{C}$

(2) 温度差比標準偏差

機器設置域室温 $\theta_a(x, y, z)$ の標準偏差 σ_m も同様に無次元化して

$$\text{無次元化標準偏差 } k = \frac{\sigma_m}{\theta_1 - \theta_0} \quad (1.3)$$

とする。

1. 3 温度差比mにおける θ_1 、 θ_0 、 θ_{m} と実験による温度測定値との対応

前述の平均温度差比mを定義する各点の温度 θ_1 、 θ_0 、 θ_m はいずれも室平均値である。従って、実験値(図-1-2~図-1-4に示す点で測定された)を用いて温度差比mを求める場合、平均化操作を行い、室平均値を求める必要がある。また、室における熱収支についても釣り合うように各点の温度を決める必要がある。

そこで、次に実測温度の平均化の方法について検討しておく。

(二重床吹出し・天井吸込みの場合)

まず、空調給気温度 θ_0 については、二重床内温度9点が相当するが、これについては、平面的な温度むらがあり見られないため、これらの算術平均をとり θ_0 とする。

θ_1 については、天井内温度9点が相当するが、これらには平面的な温度むらが見られる。この場合9点の温度は物理的には重みが異なるので、単純に平均を求めることができない。ここで、天井内の空気と周壁との熱の交換を無視すると、空調機側の天井内温度3点の平均が、天井内の平均温度とみなせる。即ち、空調機側においては、天井内の空気全てが通過するからである。

本実験の発熱量の大きさを考慮すると、実験室壁体からの熱負荷は、室内発熱に比べて小さいと考えられるので、

$$H = (\theta_1 - \theta_0) \times V \times C_p \times \gamma \quad (1.4)$$

となるはずである。そこで、図-1-13において、 θ_1 と温度測定値との対応(表-1-8)について、上式の右辺の計算値と発熱量Hとを比較することにより、分析を行った。

表-1-8 図-1-13で比較した θ_0 、 θ_1

	θ_0	θ_1
(1)	空調機吹出口温度	空調機吸込み口温度
(2)	二重床内温度平均	高さ2200の平均室温
(3)	二重床内温度平均	天井内空調機側温度3点平均
(4)	二重床内温度平均	天井内温度9点平均

(1)の組み合わせは、実験室全体の空調処理熱量にあたるが、計算結果は発熱量Hより小さく計算される。これは、室内発熱以外で熱負荷があるためである。実験では、機械室をチャンバーとして経由して空調機吸込みを行う方式を用いたため、機械室における隙間風などによる負荷が生じていたとも考えられる。

(2)の組み合わせは、発熱量Hとの差が最も大きく、高さ2200における室温を θ_1 として用いるのは適当でない。

(3)と(4)では、均一発熱の場合は両者の計算結果はほぼ一致していて、(1)(2)と比べて発熱量Hとの対応がよい。また、室の片側半面でのみ発熱を行った実験結果(不均一発熱、

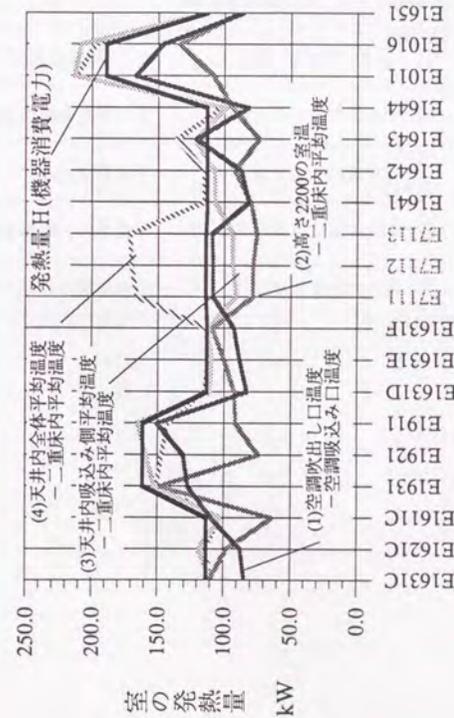


図-1-13 機器発熱量と空調温度差から求めた室発熱量
実験番号

実験番号：E7111, E7112, E7113) の場合には、(4) がかなり大きめに計算されるのに対して、(3) は比較的良く対応している。これは、前にも述べたように天井内温度に対して、天井内温度測定点9点は物理的な重みが異なるため生じた差であり、重みを考慮せず単純に平均した(4)の場合の θ_1 に比べ、(3)の θ_1 の方が適切な定義だと考えられる。

以上の検討の結果、空調還気温度 θ_1 の値として、天井内の空調機側測定点3点の温度の平均値を用いる事にする。

天井吹き出し方式の場合も、二重床吹き出し・天井吸込の場合と同様、吹き出し側においては、平面的な温度むらは少なく、吸込み側において温度むらが大いという実験結果が得られている。したがって、 θ_1 、 θ_0 の定義も二重床吹き出し・天井吸込みの場合に準じて行い、 θ_0 は、吹き出し側(天井内)測定点9点の平均温度、 θ_1 は吸込み側(二重床内)の空調機側温度3点の平均値を用いることにする。また、吸込み側が横吸込み方式の場合は、空調機吸込み口における温度を用いる。

表-1-9 各気流方式の θ_1 、 θ_0 と温度測定点

気流方式	θ_0 (吹き出し側)	θ_1 (吸込み側)
二重床→天井	二重床内温度9点平均	天井内空調機側温度3点平均
二重床→横	二重床内温度9点平均	空調機吸込み口
天井 →二重床	天井内温度9点平均	二重床内空調機側温度3点平均
天井 →横	天井内温度9点平均	空調機吸込み口

1. 4 気流実験

1. 4. 1 気流実験の条件

気流方式毎に、室発熱量、空調換気量、空調吹き出し位置、空調吸込み位置から構成される実験条件を設定した。以下、これらの条件を表に示す。

(a) 二重床吹き出し天井吸込み方式

表-1-10 発熱・空調換気量条件(二重床→天井)

空調気流方式	発熱量 W/m ²	室の 発熱量 kW	空調換気量 m ³ /(h·m ²)	室の 換気量 m ³ /h	実験番号
1-1 二重床全面→天井 (吹き出し) 機器の両面通路	647	113	79	13860	E1631C
	647	113	144	25200	E1621C
	647	113	199	34800	E1611C
	922	161	111	19500	E1931
	922	161	165	28920	E1921
	922	161	271	47400	E1911
	647	113	135	23680	E1631D
	647	113	108	18900	E1631E
	647	113	91	16000	E1631F
	1-2 二重床正面→天井 (吹き出し) 機器の正面側通路	647	113	144	25200
647		113	120	21000	E1642
647		113	180	31500	E1643
647		113	85	15000	E1644 68
1081		189	264	46160	E1011 69
1081		189	208	36400	E1016 74
647		113	144	25200	E1651 75

(b) 二重床吹出し横吸込み方式

表-1-11 発熱・空調換気量条件 (二重床→横)

空調気流方式	発熱量 W/m ²	室の 発熱量 kW	空調換気量 m ³ /(h・m ²)	室の 換気量 m ³ /h	実験番号
2-1 二重床全面→横 (吹出し) 機器の両面通路	647	113	216	37800	E3611A
	647	113	144	25200	E3621A
	647	113	271	47360	E3631A
	647	113	216	37800	E3611B
	647	113	216	37800	E3611C
	647	113	216	37800	E3611D
	647	113	216	37800	E3611E
	647	113	216	37800	E3611F
	324	56.7	120	21000	E3311F
	324	56.7	120	21000	E3311E
	324	56.7	120	21000	E3311D
	324	56.7	120	21000	E3311C
	324	56.7	120	21000	E3312F
	324	56.7	120	21000	E3312E
	324	56.7	120	21000	E3312D
	324	56.7	120	21000	E3312C
324	56.7	120	21000	E3312B	
324	56.7	120	21000	E3312A	
2-2 二重床正面→横 (吹出し) 機器の正面側通路	315	55.0	148	25940	E3651
	315	55.0	148	25940	E3652
	315	55.0	120	21000	E3654
	315	55.0	96	16740	E3655
	0	0	96	16740	E3656

(c) 天井吹出し二重床吸込み方式

表-1-12 発熱・空調換気量条件 (天井→二重床)

空調気流方式	発熱量 W/m ²	室の 発熱量 kW	空調換気量 m ³ /(h・m ²)	室の 換気量 m ³ /h	実験番号	
3-1 天井全面→二重床 全面	647	113	240	42000	E2611A	
	647	113	240	42000	E2611B	
	647	113	144	25200	E2611C	
	647	113	240	42000	E2611D	
	(吹出し) 天井全面	647	113	144	25200	E2611E
	647	113	144	25200	E2611F	
(吸込み) 装の前後通路	324	56.7	120	21000	E2311	
	324	56.7	120	21000	E2312	
3-2 天井全面→二重床 背面 (吹出し) 天井全面 (吸込み) 機器の背面側	653	114	240	42000	E7122	

(d) 天井吹出し横吸込み方式

表-1-13 発熱・空調換気量条件 (天井→横)

空調気流方式	発熱量 W/m ²	室の 発熱量 kW	空調換気量 m ³ /(h・m ²)	室の 換気量 m ³ /h	実験番号
4-1 天井全面→横	324	56.7	120	21000	E4221
(吹出し) 天井全面	324	56.7	120	21000	E4222
(吸込み) 横吸込み	647	113.0	240	42000	E4131
	647	113.0	288	50400	E4132
	647	113.0	144	25200	E4133

(e) 水平噴流吹出し横吸込み方式

表-1-14 発熱・空調換気量条件 (水平→横)

空調気流方式	発熱量 W/m ²	室の 発熱量 kW	空調換気量 m ³ /(h・m ²)	室の 換気量 m ³ /h	実験番号
5-1 噴流水平→横	457	79.9	194	33860	E5411
	457	79.9	194	33860	E5412
	457	79.9	194	33860	E5413

1.4.2 温度測定誤差の検討

空気の温度測定には、熱電対を使用している。熱電対は図-1-14の構成であり、放射の遮蔽対策は無いので、熱電対の温度が、機器からの放射を受け上昇している可能性がある。また、熱電対の被覆が放射により温度上昇し、この被覆から熱伝導で熱電対に熱が流れ熱電対温度が上昇することも考えられる。これらの要因により、空気温度の測定値が真値より高くなる恐れがある。本節では、この誤差を簡単なモデルで推定する。さらに、推定値により測定値を補正する手法を検討する。

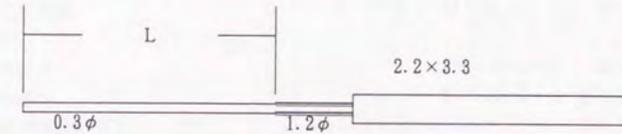


図-1-14 熱電対の先端部

(1) 熱電対が直接放射を受け上昇することによる誤差

温度 T_s の空气中に置かれた熱電対が、周囲温度 T_w から放射を受け T に上昇する場合の熱収支は次式である。

$$\alpha (T_s - T) = 5.67 \times 10^{-8} \cdot \varepsilon \cdot (T^4 - T_w^4) \quad (1.5)$$

- α : 熱伝達率 W/m²°C
- T : センサー温度 K
- T_s : 空気温度 K
- T_w : 周囲温度
- ε : 放射率
- d : 熱電対線直径
- λ : 空気の熱伝導率
- Pr : 空気のプラントル数
- ν : 空気の動粘性係数
- Re : レイノルズ数
- Nu : ヌセルト数 ($= v d / \nu$)
- v : 空気の流速

管外強制対流熱伝達⁶⁾は

$$Nu = A (Re) \cdot B (Pr) \quad (1.6)$$

ただし

$$Re = v d / \nu$$

$$\alpha = \lambda Nu / d$$

$$A (Re) = 0.891 \cdot Re^{0.33}$$

$$B(Pr) = 1.11 \cdot Pr^{0.31}$$

式(1.5)により以下に示すように、周囲温度が65℃、空気温度の真値が20℃のとき、センサー温度は20.4℃となる。

計算例。

(a)熱伝達率の計算

20℃の空気の物性値

熱伝導率 $\lambda = 0.0257$ W/m℃

プラントル数 $Pr = 0.71$

動粘性係数 $\nu = 1.56 \times 10^{-5}$ m²/s

空気の流速 $v = 0.05$ m/s

熱電対線の径 $d = 0.0003$ m

$Re = 0.962$

$Nu = A(Re) \cdot B(Pr)$

$= 0.088 \cdot 0.998$

$= 0.878$

$\alpha = \lambda Nu / d$

$= 75.6$

(b)Tの計算

熱電対の放射率を0.1とし、この ϵ と α を式(1.5)に代入し、Tの解を求めると、

$T = 293.4$ [K]

温度差は

$T - T_g = 0.4$ [℃]

(2)放射を受けた被覆からの熱伝導による誤差

被覆の温度上昇の計算は、被覆の径と放射率を設定して、(1)と同じ手法で求められる。

求めた被覆の温度Tを根元の温度とするフィンの伝熱モデルにおいて、先端の温度を求める問題となる。ここで、先端の温度と周囲温度との温度差が、熱電対の測定誤差と見なされる。

熱電対として、銅、コンスタンタンを使用しており、銅の熱伝導率がコンスタンタンより高いので、銅線の熱伝導により先端部の温度が上昇すると考える。

フィンの温度Tを周囲流体温度T_gを基準として、 $\theta = T - T_g$ と置くと、

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - \frac{\alpha \cdot s}{k \cdot A} \theta = 0 \quad (1.7)$$

であり、境界条件

フィン根元で $\theta = T_b - T_g$

フィン先端で $d\theta/dx = 0$

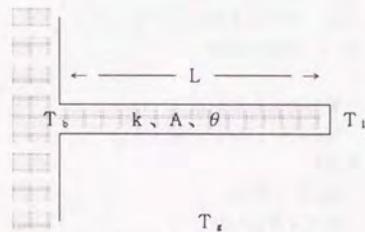


図-1-15 フィンの伝熱モデル

のもとで、先端における温度T_Lは

$$(T_L - T_g) / (T_b - T_g) = 1 / \cosh(q \cdot L) \quad (1.8)$$

である。

ただし

$$q = \sqrt{\frac{\alpha s}{k A}} \quad (1.9)$$

記号

k : 銅線の熱伝導率

α : 熱伝達率

A : 銅線の断面積

s : 銅線の周囲長

L : 銅線の露出部分の長さ

T_b : フィン根元温度 (被覆部温度)

T_L : フィン先端部温度 (銅線先端部温度)

T_g : フィン周囲流体温度 (空気温度)

計算例

(a)被覆の温度上昇

被覆の径d_bを0.0012、放射率 ϵ_b を0.8とすると、

$Re = 3.85$

$\alpha_b = 29.7$

$T_b = 300.5$

$T_b - T_g = 7.5$

となる。

(b)銅線先端部温度上昇

管外強制対流熱伝達の式より、直径d=0.0003mの銅線が風速0.05m/sの雰囲気にあるとき、

$\alpha = 75.6$

となる。さらに、

$s = \pi d = 0.00094$

$k = 330$

$A = \pi (d/2)^2 = 7.1 \times 10^{-8}$

$$q = \sqrt{\frac{\alpha s}{k A}}$$

$= 51$

Lを0.05mとすると、

$$(T_L - T_g) / (T_b - T_g) = 1 / \cosh(q \cdot L) = 0.16$$

$T_b - T_g = 7.5$ であるので、 $T_L - T_g$ は1.2となる。

(3) 誤差の補正法

各実験において、空気の流速が異なるので、空調給気量から流路の平均風速を求め、 v とする。また周囲温度も機器の発熱量に応じ異なるので、発熱量と機器表面温度の関係をを用いて発熱量から表面温度を求め、これを周囲温度 T_w とする。空気温度 T_g は常温(273+20・K)とする。

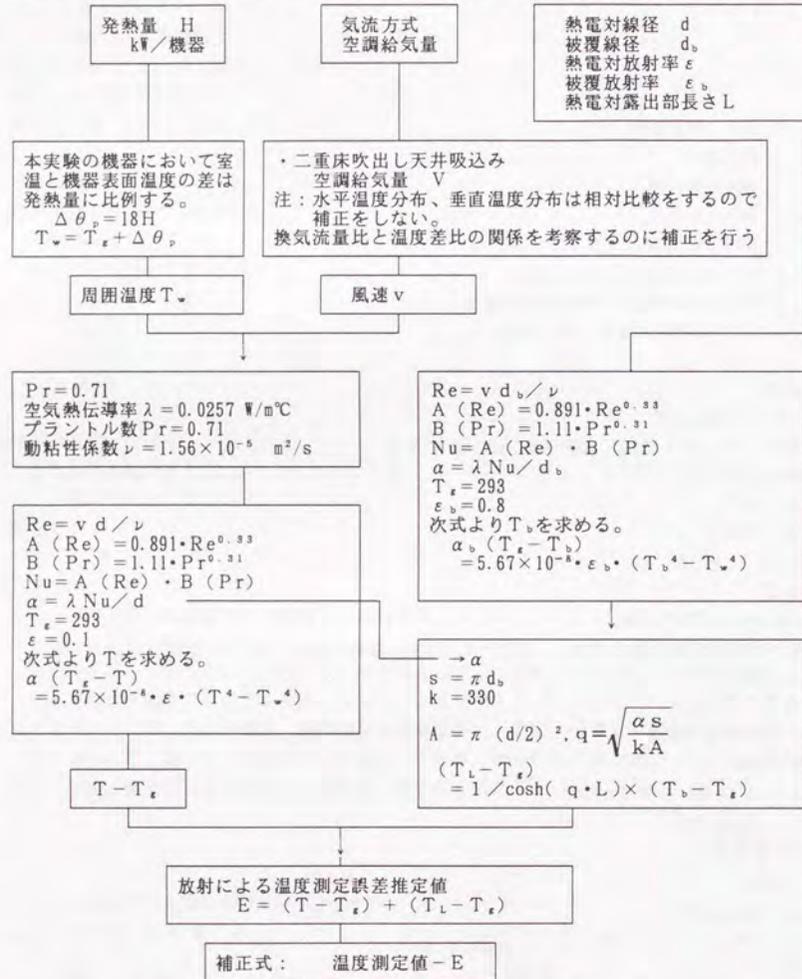


図-1-16 放射により生じる温度測定誤差の補正

1.5 実験結果の評価

本論で主に取り扱う室温は、機器の冷却に寄与する室内空気、即ち二重床表面から発熱機器上端までの室温である。これを通常の意味での室温と区別するために、機器冷却用室温と称することにす。

実験値による機器冷却用室温はxy平面上の各座標($x = 1 \sim 5$; $y = 1 \sim 9$)の床上500と1500($z = 1, 2$)の室温の平均値とする。また、天井内温度および二重床内温度は、吹出し側となる場合測定点9点の平均値、吸い込み側となる場合最も空調機械室寄りの測定点3点の平均値を用いることにした。

下記の同一発熱、同一空調換気量条件の実験について、二重床吹出しと天井吹出しの温度分布を比較する。

表-1-15 気流方式の比較

空調気流方式	空調吹出し/吸込み位置	実験番号		
		発熱量(W/m ²) 換気量(m ³ /(h・m ²))	647 144	647 240
1-2 二重床正面→天井	機器の正面側通路/天井	E1641	-	E1643 (647, 180)
2-1 二重床全面→横	機器の前後通路/横	E3621A	-	-
3-1 天井全面→二重床全面	天井全面/機器の前後通路	E2611C	E2611D	-
4-1 天井全面→横	天井全面/横	E4133	-	-
5-1 噴流水平→横	噴流水平/横	-	-	E5411 (457, 194)

表-1-15に示す同一発熱、同一空調換気量条件で示した各空調方式について以下に比較を行う。ここでは、まず室温の水平方向分布及び垂直分布より各々の空調方式の特徴について分析した後、比較評価を行う。

1. 5. 1 各気流方式の水平方向温度分布、垂直温度分布（図-1-17～図-1-29参照）

まず各気流方式ごとにみていくと、

a. (1-2)二重床正面→天井方式：（図-1-17、図-1-22）

水平方向温度分布からは、他の気流方式と比べ水平方向偏差が小さく、また平均温度も高さ $z=500$ 、 $z=1500$ の両者とも空調給気温度に近いものとなっていることがわかる。また、垂直温度分布からは、垂直方向に温度勾配が生じていることがわかる。しかし、機器上端付近でも温度はあまり高くなく、これにより機器排気は機器設置域外へと排出され、設置域内部の温度はあまり上昇していないと考えられる。

水平方向温度分布から、機器設置列の中央部で温度が高くなっていることがわかる。室温の最悪条件を気流設計において考慮する場合は、室全体の平均温度より、機器設置列の中央部温度を設計条件とすべきである。

b. (2-1)二重床全面→横：（図-1-18、図-1-23）

水平方向温度分布からは、 $z=500$ における水平方向偏差は小さくまた平均温度も吹出し温度に近いものとなっているが、 $z=1500$ については水平方向偏差も大きく平均温度も空調給気温度に近くなっていることがわかる。また、垂直温度分布からは、(1-2)方式と同様に垂直方向に温度勾配が生じているが、機器上端（ $z=1500$ ）付近では急に温度が高くなっている。これは機器排気が機器設置域外にうまく排出されず、そのため温度が上昇しているものと考えられる。

c. (3-1)天井全面→二重床全面：（図-1-19、図-1-24）

水平方向温度分布からは、 $z=500$ 、 $z=1500$ の両者の水平方向偏差も大きく、また平均温度も吹出し温度より高くなっていることがわかる。垂直温度分布を見ても、機器設置域全体に渡って温度が空調給気温度より高く、また温度差についてもあまり無いことがわかる。空調還気温度が機器設置域温度より高いのは、空調換気量の内一部は、機器冷却に寄与しないで吸込み口から排出されていると推測される。また、温度差があまり見られないのは、機器排気は機器設置域付近へ行われ、さらに機器設置域では混合が活発に行われているためだと考えられる。

d. (4-1)天井全面→横：（図-1-20、図-1-25）

水平方向温度分布をみると、 $z=500$ 、 $z=1500$ の両者の標準偏差は小さいが、平均温度については両者とも空調還気温度に近くなっている。また、垂直温度分布からも、機器設置域全体にわたって、温度が空調還気温度より高く、また温度差もあまり見られない。従って、方式(3-1)同様、機器排気は機器設置域付近へ行われ、さらに機器設置域で混合が活発に行われていると考えられる。

e. (5-1)噴流水平→横：（図-1-21、図-1-29）

水平方向温度分布をみると、 $z=500$ 、 $z=1500$ ともに偏差は大きくはないが、平均温度については空調還気温度より高くなっていることがわかる。また垂直温度分布からは、吹出し温度、吸込み温度、機器設置域温度の差がなく、ほぼ一様であることがわかる。従って、室全体にわたり混合が活発に行われていると考えられる。

次に、実験全体から次の3点がわかった。

f. 気流方式ごとに水平方向偏差の大きさについては、それぞれ異なっているが、いずれの気

流方式においても y 方向位置のどちらか一方（空調機械室側またはその反対側）の温度が高いということではなく、中央部に関してはほぼ対称の分布をしている。 y 方向に関して一様な(1-2)二重床正面→天井、(3-1)天井全面→床方式のみならず、(2-1)二重床全面→横、(4-1)天井全面→横、(5-1)噴流水平→横などの空調機械室側で吸込みが行われる横吸込み方式においても、空調機械室側で温度が高くなる現象は見られなかった。

また室の両端と中央部で温度が低いのは、発熱機器が設置されず通路部分であることによる。これにより、水平分布は建物の形状や吹出し吸込み位置の違いによって生じているというより、機器の設置形態によって生じていると考えられる。最も偏差の小さい(1-2)二重床正面→天井方式では、空調温度差 13.5°C に対し偏差 0.8°C である。(2-1)二重床全面→横、(3-1)天井全面→床方式は空調温度差約 10°C に対し $z=1500$ における偏差が約 2.5°C と大きい。

g. (1-2)二重床正面→天井、(2-1)二重床全面→横、(3-1)天井全面→二重床全面、(4-1)天井全面→横の比較では、(1-2)(2-1)床吹出し方式では機器設置域の温度は空調給気温度に近いのに対して、(3-1)(4-1)の天井吹出し方式では、空調還気温度の方に近くなっていることがわかる。これは、空調効率の点から、二重床吹出し方式の方が、天井吹出し方式より効率が高いといえる。

二重床→天井方式については後に述べるように優れた空調方式であることがわかったので、二重床正面吹出しにおいて発熱量と空調換気量を変えた場合の実験結果及び、二重床正面吹出しと二重床全面吹出し方式の実験結果との比較を行い、更に詳細に分析する。

h. 二重床正面の正面側垂直温度分布について（図-1-30参照）

実験を行った発熱・空調換気条件の範囲では、空調換気量がかなり小さい場合（発熱量 $647\text{ W}/\text{m}^2$ 、空調換気量 $85\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ ）を除けば、発熱・空調換気条件が変わっても垂直温度分布形状の大きな違いは生じていない。

i. 二重床全面・正面の水平方向温度分布について（図-1-31～図-1-36）

空調換気量が小さい領域（発熱量 $647\text{ W}/\text{m}^2$ 、空調換気量 $85\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ ）では正面吹きにおいても全面吹きと同様機器正面側と背面側とで温度に差が見られるが、空調換気量が多い領域においては全面吹き方式では差がみられるのに対し、正面吹き方式においてはほとんど差がみられない。例えば

図-1-33、図-1-34は同一発熱量と同一空調換気量であるが、全面吹出し方式の場合（図-1-33）、正面吹出し方式の場合（図-1-34）より水平分布の変動が大きく、背面より正面側が高くなる。この傾向は図-1-35と図-1-36の比較においても確認できる。

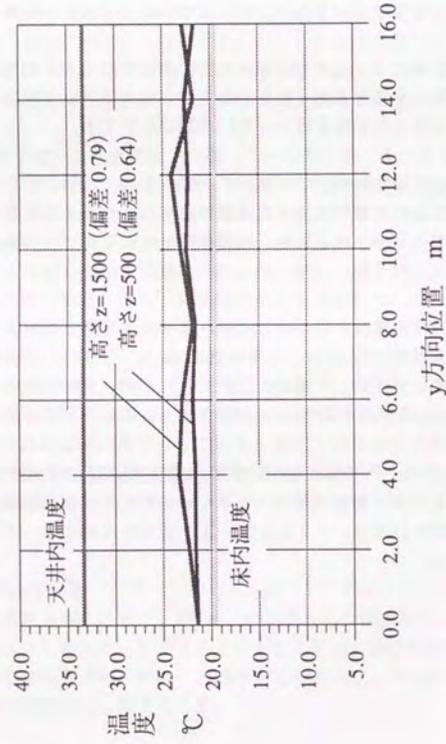
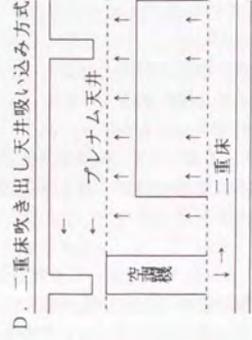


図1-1-17 水平方向温度分布 (装置正面側通路)

(二重床正面→天井、発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、
 空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、実験番号E1641、)
 温度は、x座標=4での値を示したが、標準偏差はx座標=2,4の平均温度に対しての
 ものである。



D. 二重床吹き出し天井吸い込み方式

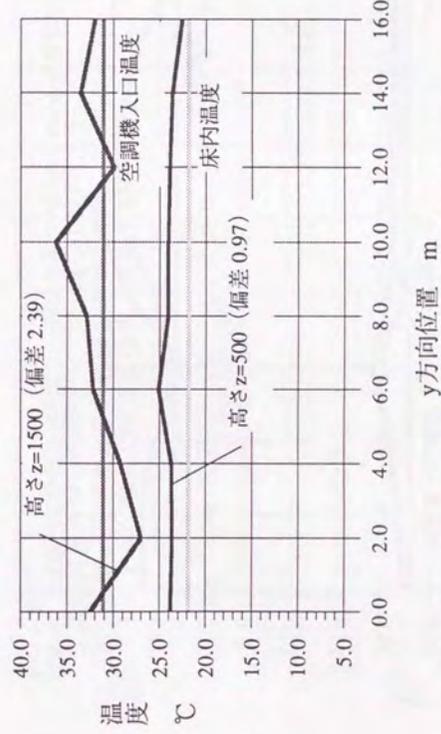
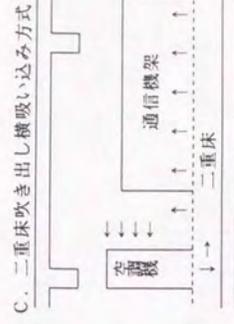
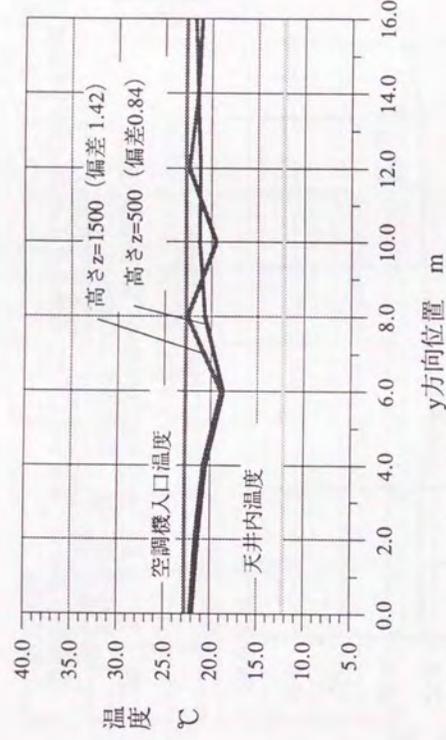


図1-1-18 水平方向温度分布 (装置正面側通路)

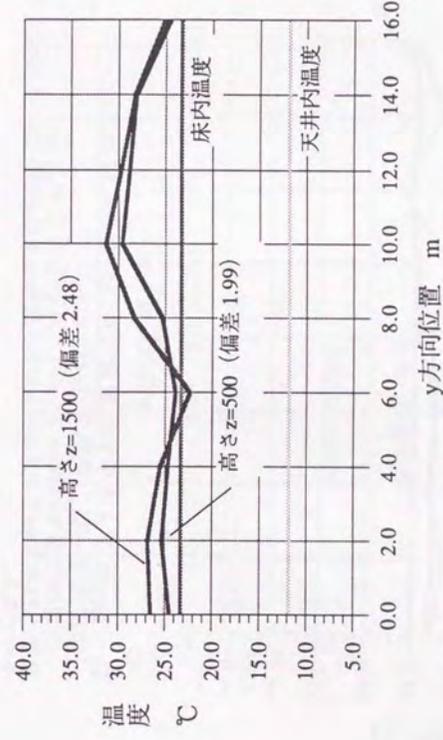
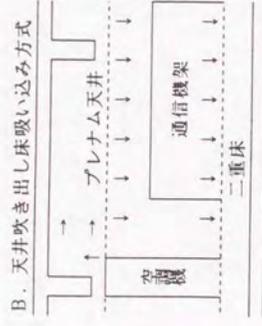
(二重床全面→横、発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、
 空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、実験番号E3621A、)
 温度は、x座標=4での値を示したが、標準偏差はx座標=2,4の平均温度に対しての
 ものである。



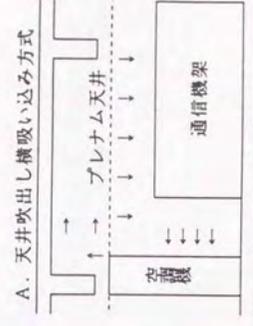
C. 二重床吹き出し機吸い込み方式



図一1-1-9 水平方向温度分布 (装置正面側通路)
 (天井全面→二重床全面、発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$
 空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、実験番号E2611C、)
 温度は、x座標=4での値を示したが、標準偏差はx座標=2,4の平均温度に対しての
 ものである。



図一1-20 水平方向温度分布 (装置正面側通路)
 (天井全面→横、発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$
 空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、実験番号E4133、)
 温度は、x座標=4での値を示したが、標準偏差はx座標=2,4の平均温度に対しての
 ものである。



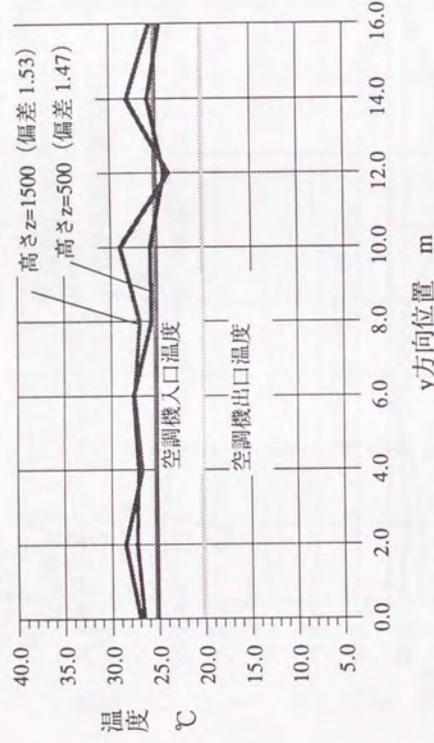


図-1-2-1 水平方向温度分布 (装置正面側通路)
 (噴流水平→横、発熱量 $H=457 \text{ W/m}^2$ 、
 空調換気量 $V=194 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、実験番号E5411、)
 温度は、x座標=4での値を示したが、標準偏差はx座標=2,4の平均温度に対しての
 ものである。

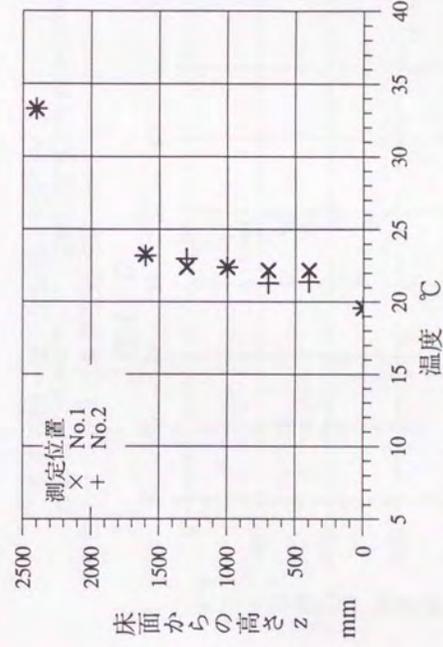
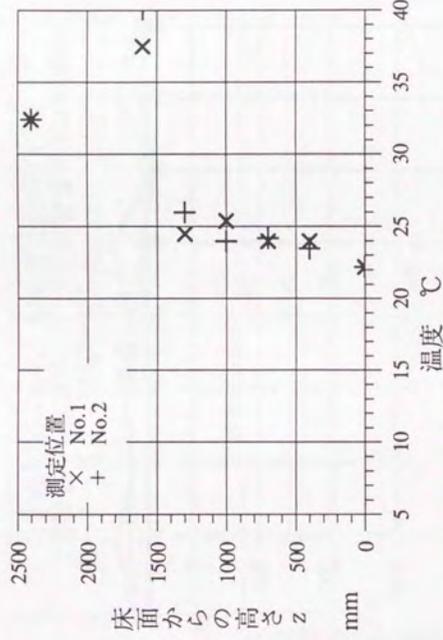
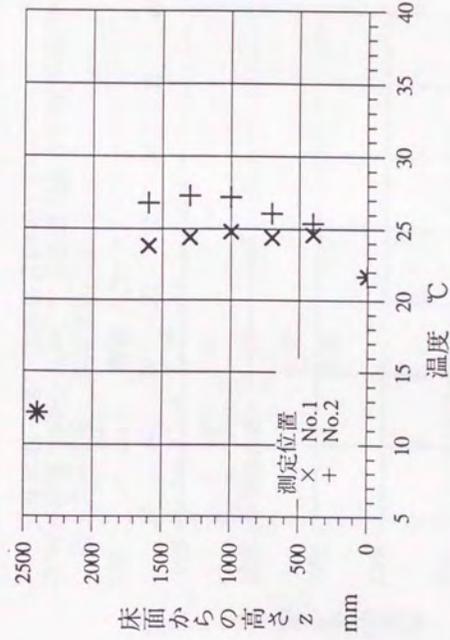


図-1-2-2 垂直温度分布
 (発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
 二重床正面→天井、実験番号E1641)



図一 1 - 2 3 垂直温度分布
 (発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
 二重床全面 → 横、実験番号 E3621A)



図一 1 - 2 4 垂直温度分布
 (発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
 天井全面 → 二重床全面、実験番号 E2611C)

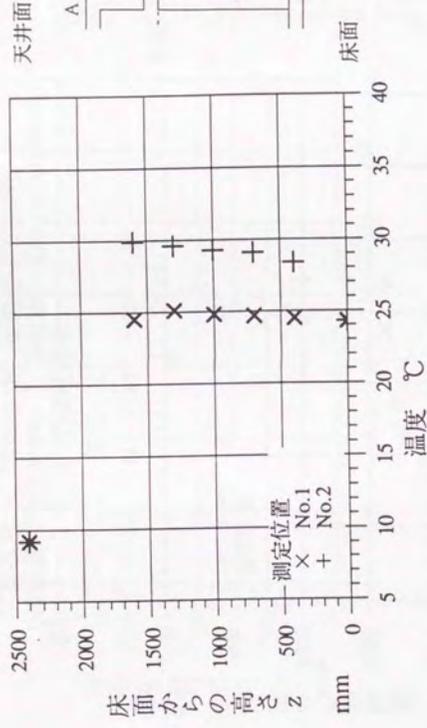


図-1-25 垂直温度分布
(発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
天井全面→横、実験番号E4133)

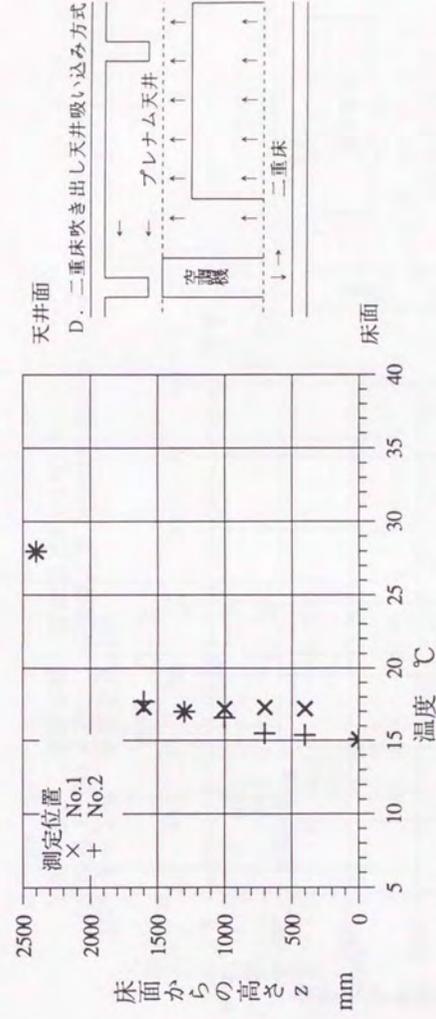
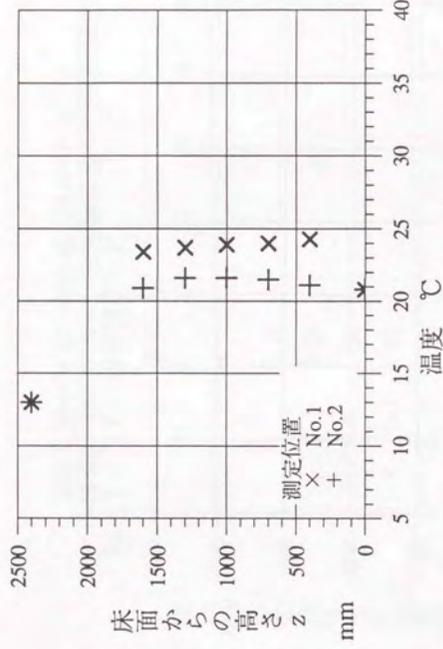
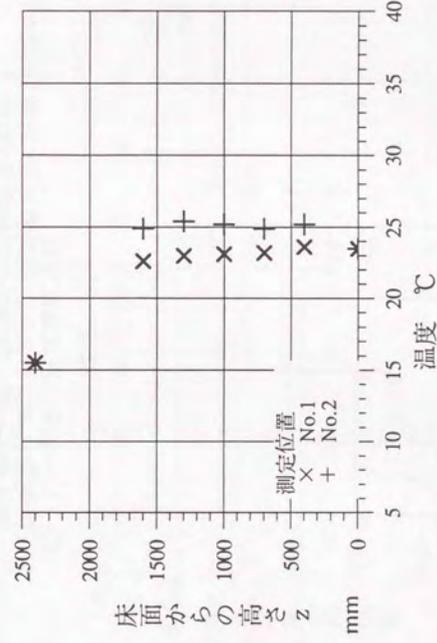


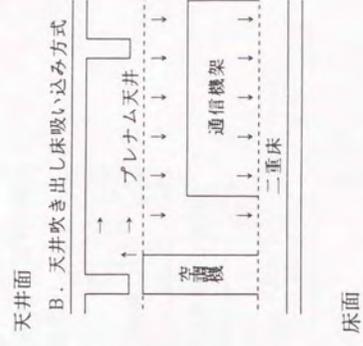
図-1-26 垂直温度分布
(発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=180 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
二重床正面→天井、実験番号E1643)



図一1-27 垂直温度分布
 (発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=240 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
 天井全面 → 二重床全面、実験番号 E2611D)



図一1-28 垂直温度分布
 (発熱量 $H=653 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=240 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
 天井全面 → 二重床背面、実験番号 E7122)



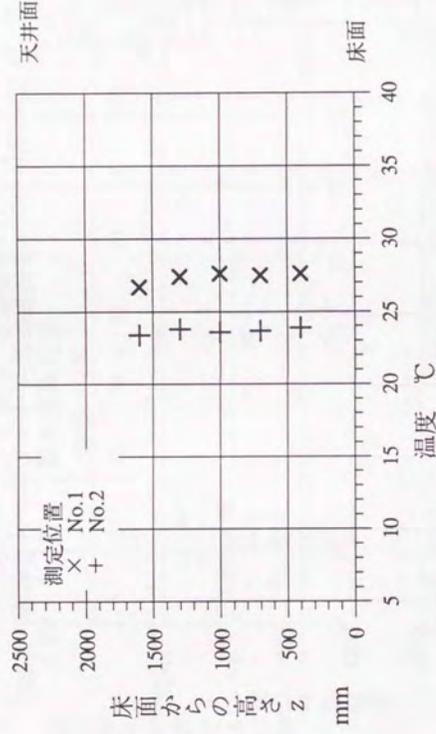


図-1-29 垂直温度分布
(発熱量 $H=457 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=194 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
噴流水平→横、実験値：実験番号E5411)

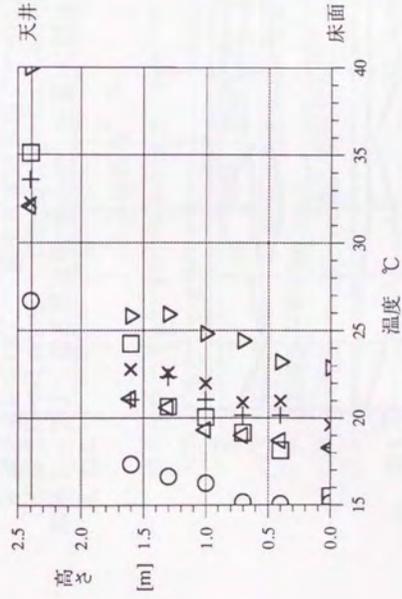
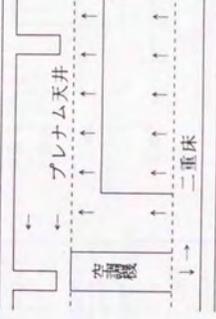
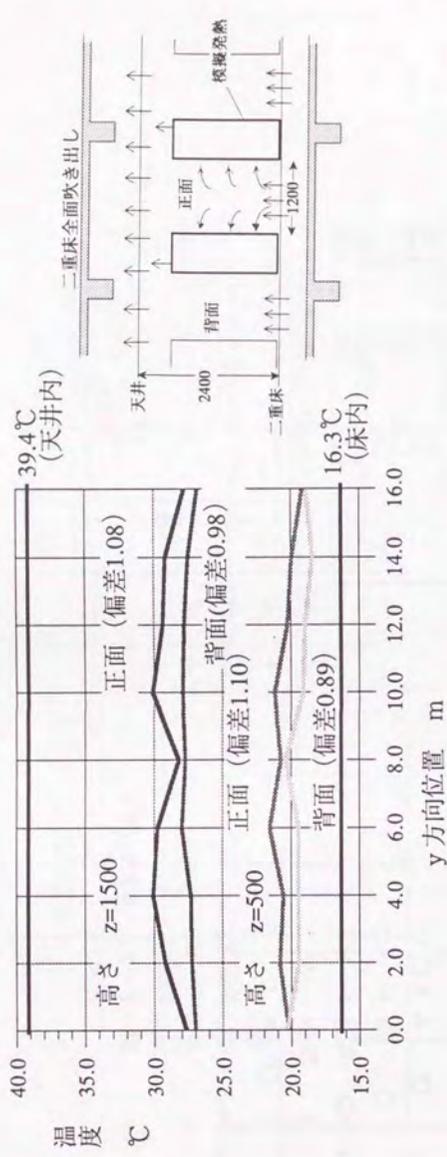


図-1-30 垂直温度分布

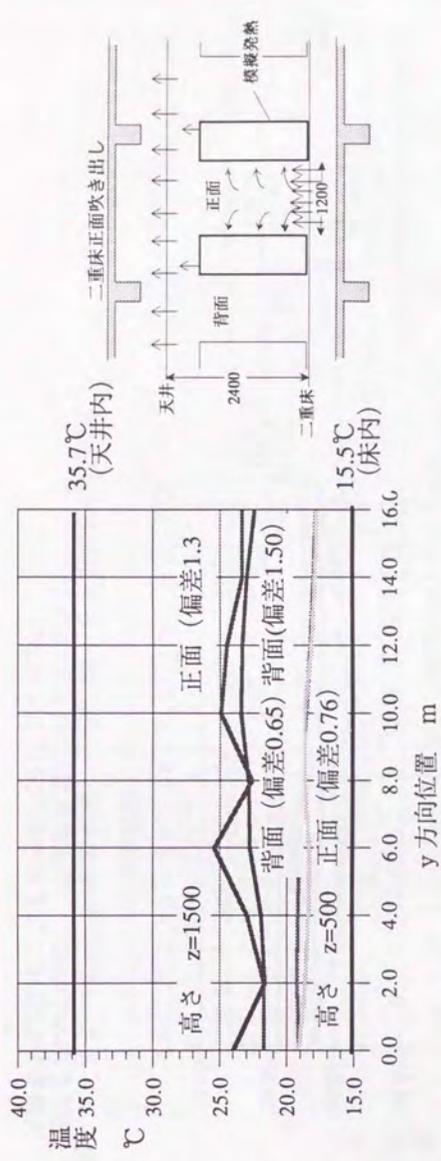
	発熱量 H W/m^2	空調換気量 V $\text{m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$	換気流量比 κ
x	647	144	1.37
+	647	120	1.14
o	647	180	1.71
△	1082	86	0.81
▽	1082	264	2.02
		208	1.59

D. 二重床吹き出し天井吸い込み方式

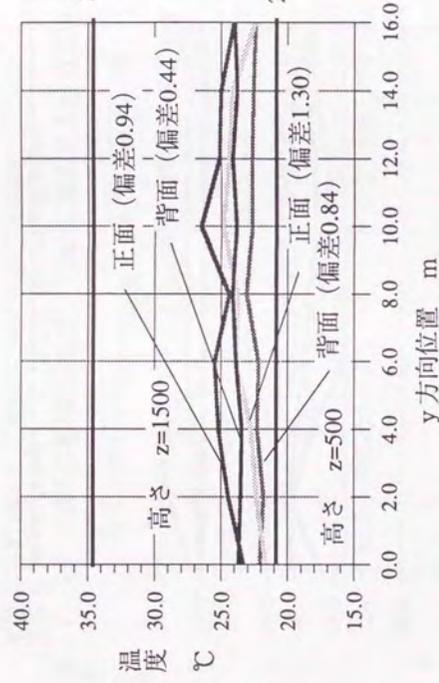




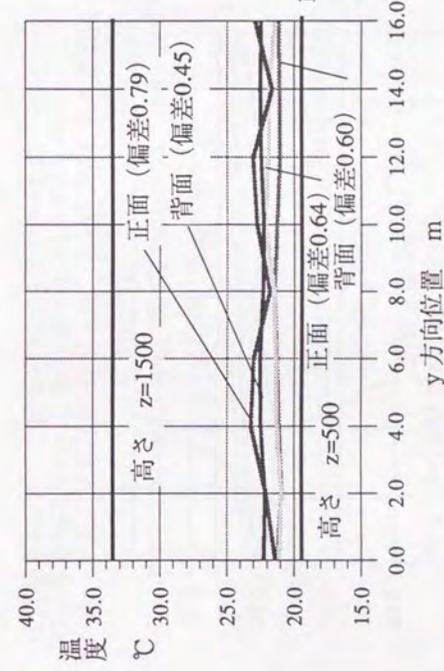
図一1-3 1 測定位置(装置背面、正面)に関する平面温度分布比較
(発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=79 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
実験番号E1631C、二重床全面吹き出し $\kappa=0.75$)



図一1-3 2 測定位置(装置背面、正面)に関する平面温度分布比較
(発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=85 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
実験番号E1644、二重床正面吹き出し $\kappa=0.81$ 、)



図一1-3-3 測定位置(装置背面、正面)に関する平面温度分布比較
(発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$ 、
実験番号E1621C、二重床全面吹き出し $\kappa=1.37$)



図一1-3-4 測定位置(装置背面、正面)に関する平面温度分布比較
(発熱量 $H=647 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=144 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$ 、
実験番号E1641、二重床正面吹き出し $\kappa=1.37$)

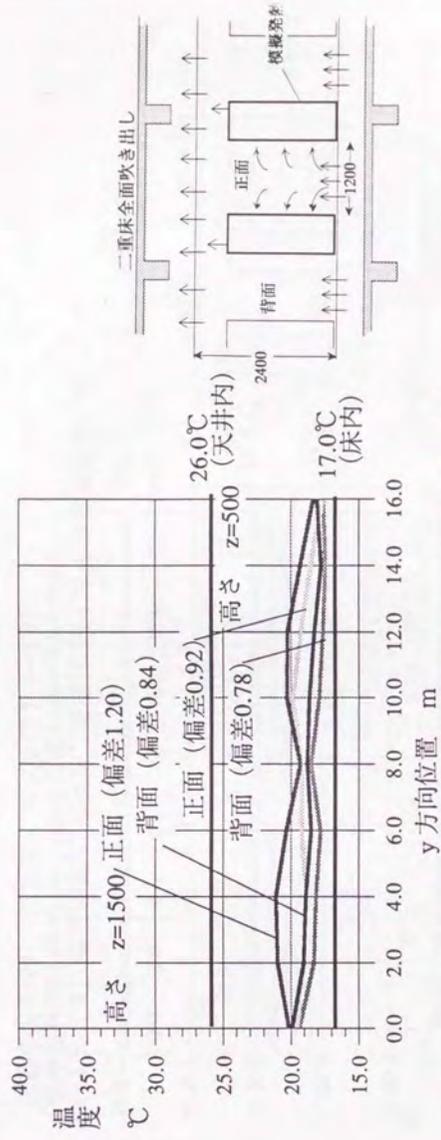


図-1-3-5 測定位置(装置背面、正面)に関する平面温度分布比較
(発熱量 $H=922\text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=271\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
実験番号E1911、二重床全面吹き出し $\kappa=2.22$ 、)

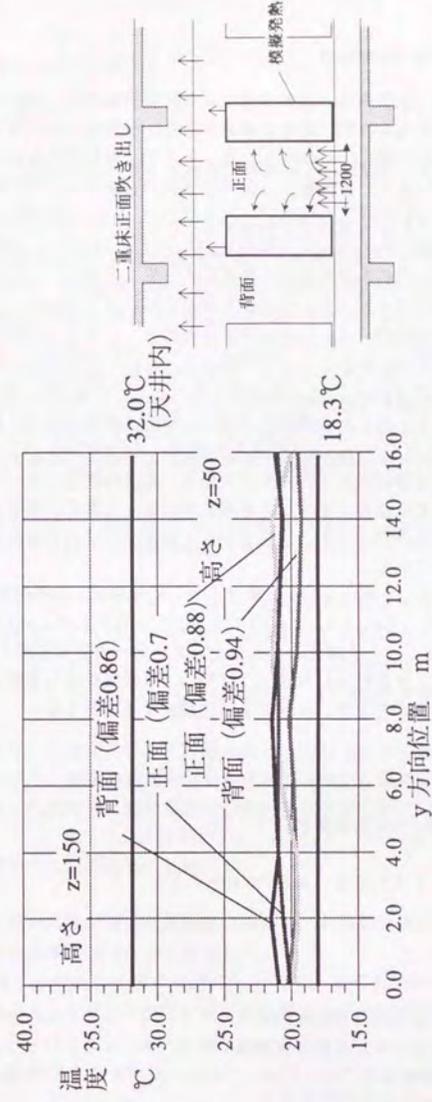


図-1-3-6 測定位置(装置背面、正面)に関する平面温度分布比較
(発熱量 $H=1081\text{ W/m}^2$ 、空調換気量 $V=264\text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、
実験番号E1011、二重床正面吹き出し $\kappa=2.02$ 、)

1. 5. 2 各気流方式の比較評価

4種の気流方式について、温度差比、標準偏差により比較評価する。本論文と関連の深い研究として、西岡^{23, 43, 52}の高温工場の換気に関する研究があり、温度差比を決定する要因が(発熱量/換気量)であることを模型実験により示している。そこで、西岡の方法に従い、図-1-37において、(発熱量H/換気量V)を横軸に、各気流方式の温度差比と標準偏差を比較した。天井吹き出し方式(3-1)(4-1)については、二重床/天井方式(1-2)と比べ実験値が少ないが、各気流方式間に差が存在することが読み取れる。天井吹き出し方式(3-1)と(4-1)は、温度差比、標準偏差ともに良く似た傾向を示し、いずれも温度差比は非常に大きく1を越えているが、標準偏差については低く保たれる。この傾向は、H/Vにはあまり依存しないようである。二重床/横方式(2-1)の温度差比は、天井吹き出し方式(3-1)(4-1)と比較すると小さく、0.5前後であるが、標準偏差については、他方式より大きい。また、H/Vの増大とともに、温度差比、標準偏差の値は増える傾向にある。二重床/天井方式(1-2)は、他方式と比べると、温度差比、標準偏差ともに低く、良好な値を示している。また、H/Vの増加とともに、両者は増加の傾向にあるが、その増加傾向は二重床/横方式(2-1)より小さい。天井吹き出し方式(3-1)(4-1)において、標準偏差が小さいのは、機器排気の上昇気流と空調給気の下降流がぶつかり、気流の混合が進んでいるためだと考えられる。そのため、温度差比は極めて高く、1を越えている。二重床/横方式(2-1)において機器上部は機器排気空調機吸込み口への排出経路であり、機器上部付近の温度が高いため標準偏差が大きくなったものと考えられる。

例えば、 $H/V = 4.5$ で、4種の方式を比較すると、温度差比、標準偏差は図-1-38(a)、(b)ようになる。天井吹き出し方式(3-1)(4-1)の温度差比は二重床吹き出し方式(1-2)(2-1)より大きく、天井/横方式(4-1)では1.1を越える。したがって、同一温度を実現するためには、天井吹き出し方式(3-1)(4-1)では、二重床吹き出し方式(1-2)(2-1)より空調吹き出し温度を低くするかまたは空調換気量を大きくしなければならず、より大きい空調機を必要とする。

機器発熱Hは、

$$H = c_p \gamma V \Delta \theta_1 \quad (1.10)$$

ただし、 $\Delta \theta_1 =$ 還気温度 θ_1 - 給気温度 θ 。

式(1.2)、式(1.10)より、 $\Delta \theta_1$ を消去すると、

$$H/V = \frac{c_p \gamma \Delta \theta_{1,m}}{m} \quad (1.11)$$

各気流方式で、風量当たりの処理可能発熱量H/Vは、図-1-39のようになる。温度差比の高い気流方式を用いた場合には、必要な空調換気量も大きくなるということがよく分かる。次に図-1-38(b)に示す標準偏差については、二重床/天井方式(1-2)が最小の0.08であり、方式(2-1)は0.46で最大である。

以上の分析をまとめると、次のようになる。二重床吹き出し天井吸込み方式(1-2)は、その機器設置領域の温度均一性と標準偏差が小さいことにより、4方式の中で最も良い気流方式であるといえる。言い替えると、方式(1-2)は同一発熱量、空調吹き出し温度のもとで、最小の空調換気量で、機器吸込み温度の平均値と標準偏差に関する要求条件を実現できる。

1. 6 まとめと今後の課題

1. 6. 1 まとめ

(1) 同一発熱・空調換気条件下の温度差比を指標とした気流方式の比較評価

複数の気流方式を温度差比を指標として実験により比較評価した。対象とした気流方式は(1)二重床吹きだし天井吸込み方式、(2)二重床吹きだし横吸込み方式、(3)天井吹き出し二重床吸込み方式、(4)天井吹き出し横吸込み方式、である。本研究は高発熱機器の効果的な冷却を目的とするので、室温を床面から機器上端まで(機器設置域)の機器の吸込み温度で定義し、さらに無次元化して温度差比により表現した。次に、実大規模の室において複数の空調気流方式を対象に、単位床面積あたりの機器発熱量(機器発熱密度)を 650 W/m^2 、空調換気回数を 60 回/h として、室内の温度分布を測定し、各気流方式の性能を機器設置域室温の垂直方向の平均温度差比とその標準偏差を評価指標として比較した。その結果、次項が明らかとなった。

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式と天井吹き出し二重床吸込み方式は室温の一様性が他の方式より優れていた。
- ・横吸込み方式は水平方向の気流の下流側で温度が高くなった。
- ・各気流方式の温度差比mとその標準偏差kを比較すると、

$m = 0.2, k = 0.09$ (二重床吹き出し天井吸込み方式)

$m = 0.65, k = 0.46$ (二重床吹きだし横吸込み方式)

$m = 1.05, k = 0.12$ (天井吹き出し二重床吸込み方式)

$m = 1.15, k = 0.12$ (天井吹き出し横吸込み方式)

となった。これより、二重床吹き出し天井吸込み方式の温度差比を他の気流方式と比べると、平均温度差比が最も小さく、機器設置域の平均温度が空調吹き出し温度に最も近いこと、および垂直方向の分布の指標とした無次元化標準偏差も小さいことが明らかとなった。

(2) 各気流方式の平均温度差比の比較結果

前項の記述は、特定の発熱密度と空調換気風量下での結果に過ぎないので、他の発熱・空調換気風量条件下の実験結果を次のように整理した。

西岡による高温工場の換気に関する研究において、温度差比mの決定要因が(発熱量H)/(換気量V)であることが報告されている。これに従って各気流実験結果を整理すると、

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式

$H/V = 3.2 \sim 8.3 \text{ [Wh/m}^3\text{]}$ において、温度差比 $m = 0.15 \sim 0.3$

- ・二重床吹きだし横吸込み方式

$H/V = 2.2 \sim 4.5 \text{ [Wh/m}^3\text{]}$ において、温度差比 $m = 0.4 \sim 0.65$

- ・天井吹き出し二重床吸込み方式

$H/V = 2.2 \sim 4.5 \text{ [Wh/m}^3\text{]}$ において、温度差比 $m = 1.05$

- ・天井吹き出し横吸込み方式

$H/V = 2.2 \sim 4.5 \text{ [Wh/m}^3\text{]}$ において、温度差比 $m = 1.1 \sim 1.2$

となり、実験したH/Vの範囲において方式による差が顕著であることが明らかとなった。

1. 6. 2 今後の課題

(1) 同一発熱・空調換気条件下温度差比を指標とした気流方式の比較評価

本研究では標準偏差を室内全体で定義したが、温度分布を垂直方向と水平方向に分けて分析し、例えば垂直方向の標準偏差と水平方向の標準偏差の形成要因を考察することが課題となる。機器列の発熱の偏り、吹き出し空気分布の偏り等、現実には避けられない不確定な条件が室温に与える影響を調べ、影響の少なさを気流方式を評価することも意味があろう。

(2) 気流方式比較結果の適用限界の明確化

気流方式の実験による比較結果(まとめの(2)項)は次の実験条件下での結果であり、その条件外の発熱/空調換気量においては、今後研究する必要がある。

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式
H/V = 3.2 ~ 8.3 [Wh/m³]
- ・二重床吹きだし横吸込み方式
H/V = 2.2 ~ 4.5 [Wh/m³]
- ・天井吹き出し二重床吸込み方式
H/V = 2.2 ~ 4.5 [Wh/m³]
- ・天井吹き出し横吸込み方式
H/V = 2.2 ~ 4.5 [Wh/m³]

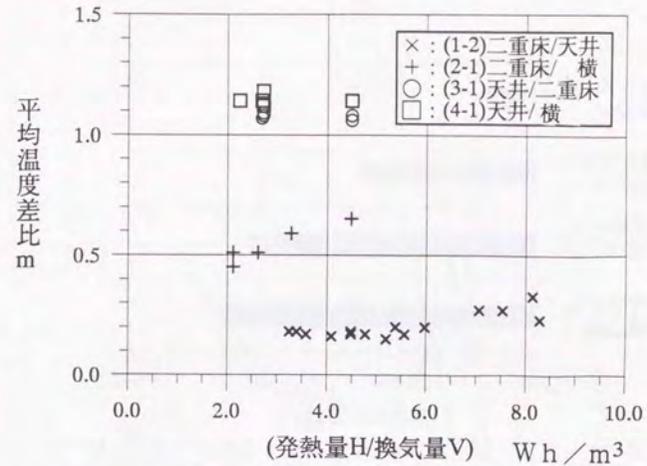


図-1-37 (a) (発熱量/換気量) と温度差比

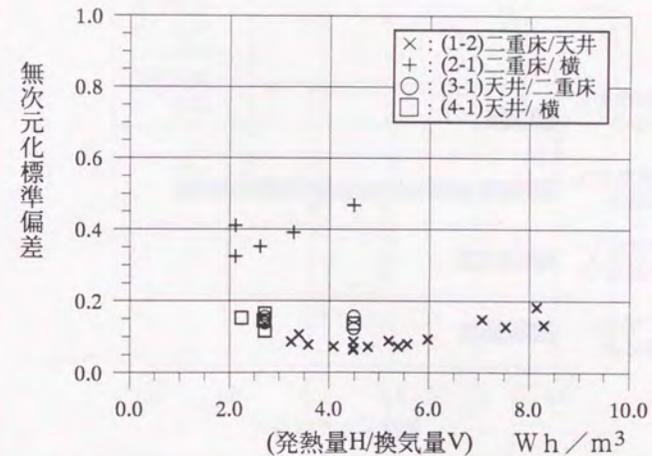


図-1-37 (b) (発熱量/換気量) と温度差比の標準偏差

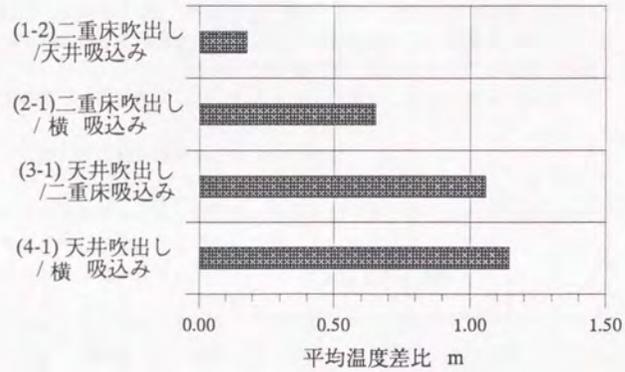


図-1-38 (a) 平均温度差比による気流方式の比較
 (測定点x=1~5、y=1~9、z=1,2におけるデータを用いた
 発熱量H=647W/m²、空調給気量V=144 m/h(換気回数 60回)、 $\kappa=1.36$ 、
 (1-2),(2-1)は全面吹出し方式)

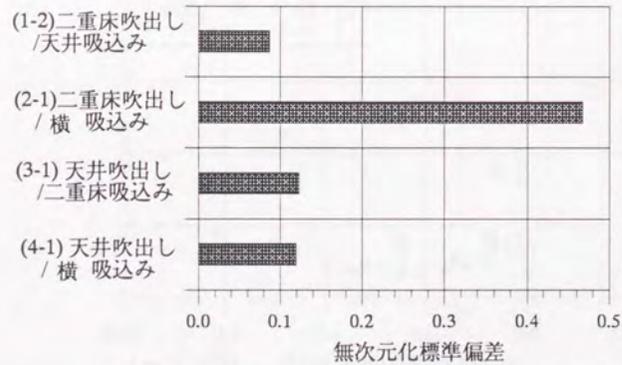


図-1-38 (b) 無次元化標準偏差による気流方式の比較
 (測定点x=1~5、y=1~9、z=1,2におけるデータを用いた
 発熱量H=647W/m²、空調給気量V=144 m/h(換気回数 60回)、 $\kappa=1.36$ 、
 (1-2),(2-1)は全面吹出し方式)

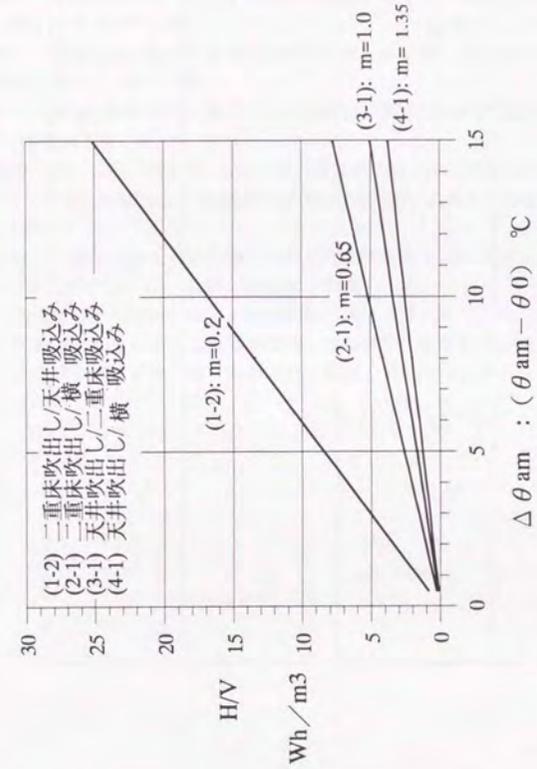


図-1-39 各空調方式での風量当たりの処理可能発熱量

表-1-16 記号

項目	室平均	高さ別平均	単位
室温		θ_a	°C
機器設置域 平均室温*	θ_{am}		°C
空調給気温度(空調 吹出温度)	θ_0		°C
空調還気(リターン)温度	θ_1		°C
温度差比		m $\left(= \frac{\theta_a - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \right)$	
平均温度差比	m $\left(= \frac{\theta_{am} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \right)$		
発熱量	H		W/m ²

第二部1章の参考文献

- 1) 内田秀夫他：熱伝達特論、pp71-72、裳華房、昭和41年
- 2) 空気調和・衛生工学会：空気調和・衛生工学便覧 1巻 第10版、p167、昭和56年4月
- 3) 西岡利晃：高温工場の換気に関する実験的研究 第1報-機械換気、空気調和・衛生工学会論文集、No.18、1982年2月
- 4) 西岡利晃：高温工場の換気に関する実験的研究 第2報-自然換気、空気調和・衛生工学会論文集、No.18、1982年10月
- 5) 西岡利晃：高温工場の換気に関する実験的研究 第3報-実測及び模型実験との比較、空気調和・衛生工学会論文集、No.18、1984年2月
- 6) 日本機械学会編：伝熱工学資料、pp37-38、改訂第2版、日本機械学会、1966年
- 7) Baturin: Fundamentals of Industrial Ventilation, 3rd English Edition.(1972), Pergamon Press, Oxford
- 8) 村上、加藤：新たな換気効率指標と三次元乱流数値シミュレーションによる算出法、換気効率の評価モデルに関する研究、No.32、1986年、10月
- 9) 野村：大空間の空気調和-総論、空気調和・衛生工学、第51巻、第11号
- 10) 野村：室内空気分布の研究と最近の発展、空気調和・衛生工学、第51巻、第10号
- 11) 中原：大空間の空気調和計画、空気調和・衛生工学、第51巻、第11号