

電子機器の自然空冷に関する研究 (第3報 放熱経路による熱計算)

宮本 政英*・加藤 泰生*・坂田 昌一**

An Experimental Investigation of Free Convection Cooling of Electronic Equipment (3rd Report)

Masahide MIYAMOTO, Yasuo KATOH and Masaichi SAKATA

Abstract

An experimental study of free convection cooling of electronic components on PWB, which was placed horizontally in the cabinets, was carried out using the following two types of model cabinet.

- (1) The cabinets (200×150 mm in cross section, 80 mm high), which were made of acrylic resins plates (4 mm thick), had the ventilating small holes in the top panel and the bottom panel of them.
- (2) The two-dimensional models of the cabinet (160×380 mm in cross section and 80 mm high) had many slits in the top panel of them.

Numerical values of velocity of the ventilation, which were estimated by the heat balance analysis using the measured temperature, agreed with the values directly measured by LDV. It was demonstrated that the flow rate of ventilation could be estimated using the obtained relation between the ventilating air velocity and the mean temperature excess on the inner wall surface of the cabinets.

1. 緒 言

著者らは、これまでキャビネットとその内部に一枚の水平発熱基板を有する電子機器の自然空冷に関する一連の実験を行い得られた結果を報告した^{1)~4)} それによると、キャビネットパネルに設けられた換気孔の開口位置や開口比と発熱体最高温度(ホットスポット温度)との関係、又発熱量に対する換気によって運ばれる熱量の割合、可視化による流れ状況等が明らかにされた。

電子機器の自然空冷については、キャビネットの外壁面温度を、換気による空気の流速を仮定して予測する方法⁵⁾ が提案されている程度で、換気流速やキャビネット内部の発熱体温度の予測はNoronha⁶⁾ による大型キャビネットの場合以外は不可能である。

従って、本研究の目的は、キャビネットとその内部に一枚の水平基板がある場合について、換気による流

入あるいは流出空気量及び熱量、さらに発熱体上の温度上昇をより一般性のある形で定量的に予測することである。

本研究では、既報と同様に熱電対による温度場の測定を行うと共に新たにLDVによる流速測定を加え、パネル材質(天井パネルのみ)や換気孔の開口比の違いによる換気流速への影響等を調べた。又前報同様、可視化による流れ場の観測等を行った。これらのデータを基に、キャビネット各パネルからの熱の流れ(熱損失)を定量的に見積ることを試みた。又換気流速とパネル内壁温度との関連を調べ、その定量的予測法を提案した。さらに、キャビネット内部の水平発熱基板の熱伝達率を求め、基板の平均温度を予測する手法を提案した。

2. 実験装置および測定方法

実験は、既報の熱模擬モデル(内部に一枚の水平基板を持つ偏平な直方体のキャビネット、三次元モデル)を用いるとともに、材質の影響、熱損失の見積りに有

* 機械工学科

** 大学院機械工学専攻(現宇部興産(株))

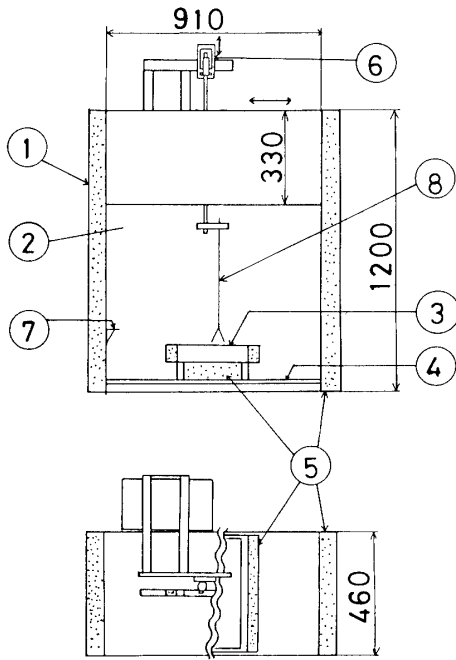
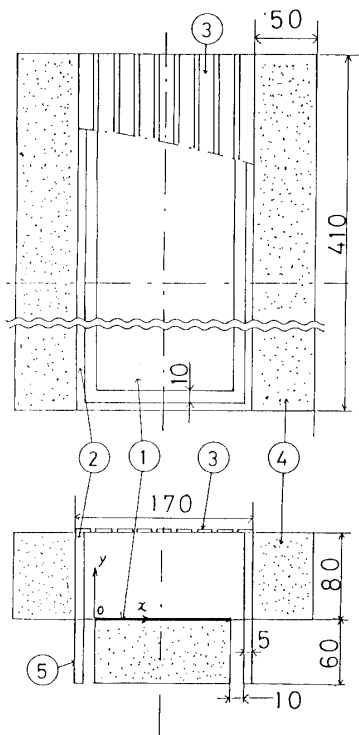
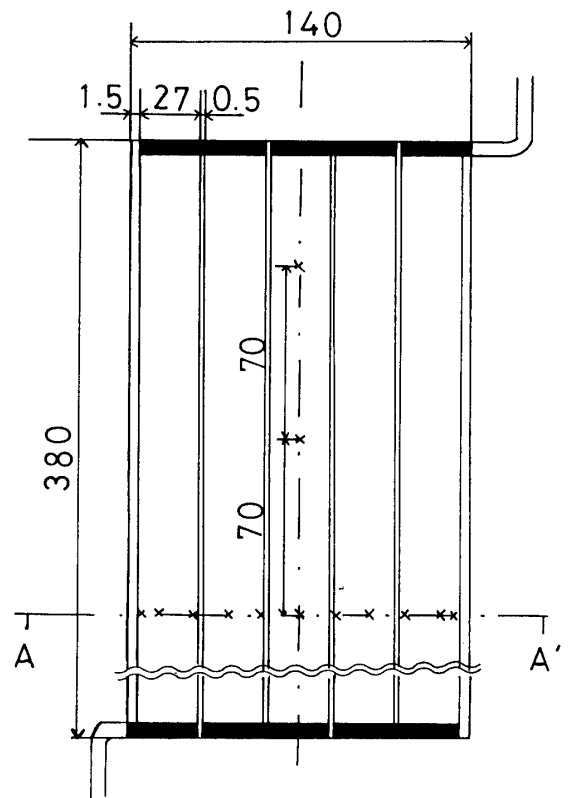
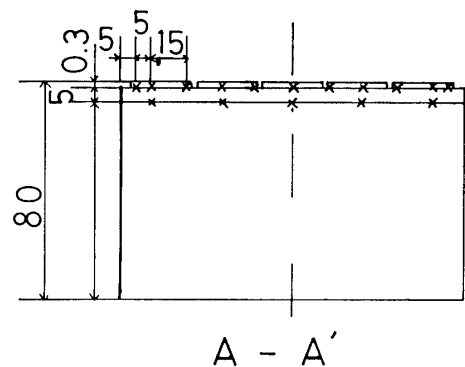


Fig. 1 (a) Experimental apparatus
 ① Test room ② Observation glass
 ③ Enclosure ④ Platform
 ⑤ Insulator
 ⑥ Thermocouple's traversing device
 ⑦ Thermocouple to measure the ambient fluid temperature
 ⑧ Thermocouple probe



(b) Two dimensional model of cabinet.
 ① Heated plate ② Side panel
 ③ Roof panel ④ Heat insulator
 ⑤ Cabinet stand



(c) Printed-wiring board with uniform heat generation

利なように新たに二次元モデルを作成し使用した。従って、主に二次元モデルの概略について述べる。

Fig. 1 (a) にその実験装置全体図を示す。また Fig. 1 (b)(c) にキャビネット及び発熱基板の詳細図を示す。実験は三次元モデルと同様、密閉空間内で行った。

キャビネットは、アクリル板 (厚さ 5 mm) 製の直方体容器 (高さ 140 mm, 幅 170 mm, 奥行 410 mm) で通風のための流入口を設けるため、4 隅に足をつけ、その中に底面より 60 mm の位置に基板を設置した。なお基板の下には断熱のため約 50 mm 厚の発泡スチロールの板を貼り付けている。5 mm 厚ベークライト板製の基板上には、全面を一様に発熱させるため、5

枚のステンレス箔の発熱体、(厚さ $30\ \mu\text{m}$, $380\ \text{mm} \times 27\ \text{mm}$ SUS304) が $0.5\ \text{mm}$ 間隔で接着されており、各発熱体は電氣的に直列接続となっており、交流定電圧装置によって通電加熱される。

天井パネルはスリット状に通風孔を開けた3種の開口比 ($R_0 = 10, 30, 50\%$) のパネルを用いた。キャビネット各部の温度測定には、 $\phi 0.1\ \text{mm}$ C-C 熱電対が天井パネルに6本、各側面パネルに6本、発熱するステンレス箔とベークライト板の間に15本、ベークライト板の裏面に5本 (Fig. 1(c) に×印で示す) が用いられた。又、周囲温度測定用プローブが1本、さらに天井空気流出温度測定用プローブ (C-A $25\ \mu\text{m}$ 熱電対) が取り付けられている。測定条件として、それぞれの開口比について天井パネル材質 (1 mm 厚アルミ板, 4 mm 厚アクリル板, 1 mm 厚ポリカーボネイト板) のそれぞれの組合せに対して供給電力を種々変化させキャビネット各部の温度測定を行うとともに流出空気の流速測定を行った。測定は通電加熱1時間後に、温度場が準定常状態となってから行われた。

3. 実験結果および考察

3.1 流出速度分布

[三次元モデルの場合]

Fig. 2, Fig. 3 はそれぞれ開口比 $R_0 = 0.1\%$, 29.9% の場合の天井上方 $10\ \text{mm}$ の位置での Y 方向流速及びその変動量の RMS 値の分布を示したものである。

両開口比とも通風孔部が流速, RMS 値とも高くその周囲が最低値を示していることがわかる。又、天井パネルの端部 ($X = 0, 150\ \text{mm}$) の位置で流速が高くなっているが、これは暖められた側面パネルからの自由対流によるものと考えられる。最大流速は、 $R_0 = 0.1\%$ の場合、 $12.4\ \text{cm/s}$ 、それに対して $R_0 = 29.9\%$ の場合、約 $6.5\ \text{cm/s}$ と低い値をとっている。

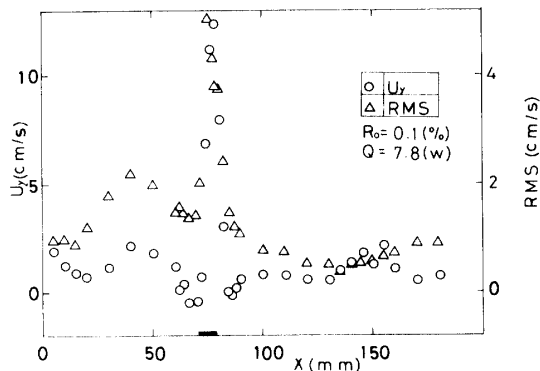


Fig. 2 Velocity profiles and its' RMS profiles of heated air leaving cabinet ($R_0 = 0.1\%$)

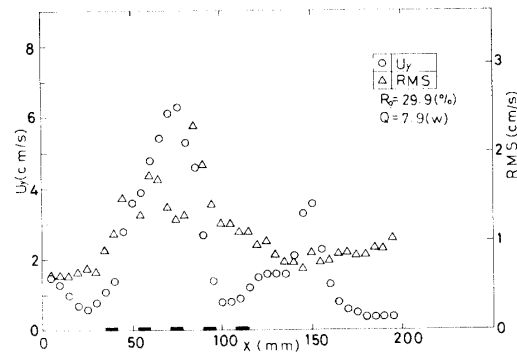


Fig. 3 Velocity profiles and its' RMS profiles of heated air leaving cabinet ($R_0 = 29.9\%$)

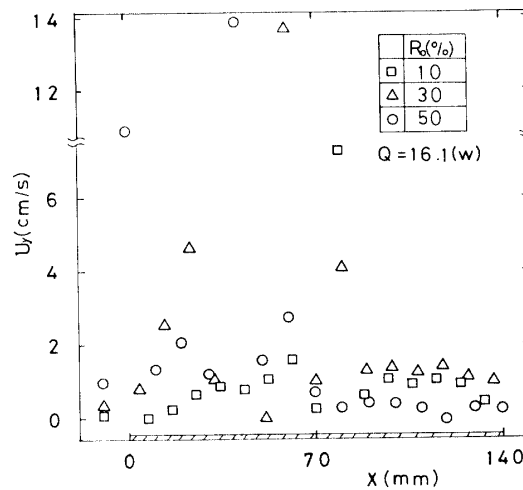


Fig. 4 Velocity profiles and its' RMS profiles of heated air leaving cabinet ($R_0 = 10, 30, 50\%$)

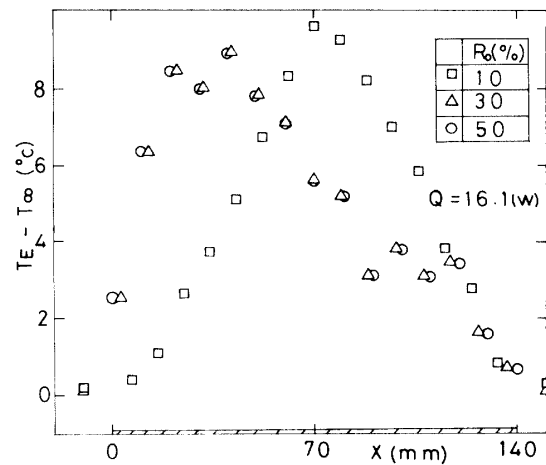


Fig. 5 Temperature profiles of heated air leaving cabinet

[二次元モデルの場合]

Fig. 4 は一様発熱体がある場合の上述と同位置での

Y 方向流出速度の分布である。開口比の増加に伴い流出速度は大きくなり、最大流速は 14 cm/s を示し、流れに偏りがみられる。これは開口比が大きくなると流入口での流動抵抗に比較し、相対的にこの部分での流動抵抗が減少し、流入した空気が内部へこもらず流れの均一化が生じず、そのまま煙突効果で流出しているからと考えられる。参考に同位置での流出空気温度分布を Fig. 5 に示すと、速度分布と同様、開口比の増加とともに分布に偏りがみられる。これらの条件では流出空気温度と周囲空気温度との温度差は最大 10℃ 程度である。

3.2 各放熱経路を通過する熱量

一般的に、換気孔のあるキャビネット内に発熱体のある場合の発熱面からの放熱経路は、それぞれ熱抵抗の形で示すと、Fig. 6 の様になる。(ただし発熱体から直接伝導でキャビネットへ伝わる熱を無視してある)。

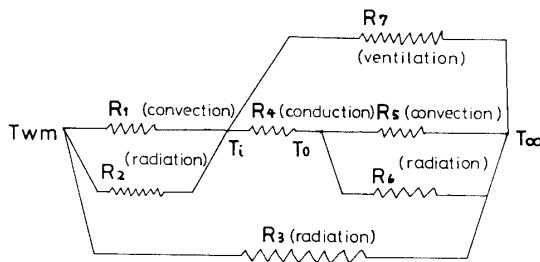


Fig. 6 Electrical analogy of heat flow path from PWB in cabinet

[三次元モデルの場合]

三次元モデルの場合、各パネルからの放熱量および換気による放熱量を Fig. 6 を参考に以下の 2 通りの方法で見積った (この場合、 R_3 は考慮しなかった)

(I) キャビネット壁内面より外面への熱伝導で失われる熱量 Q_d (熱抵抗 R_4) を用いる。各パネルを熱伝導で通過する熱量 Q_d は

$$Q_d = -kA \frac{\partial T}{\partial x} = kA \frac{T_i - T_o}{\delta} \quad \dots\dots(1)$$

となる

(II) 各壁面パネルからの自由対流及びふく射の熱伝達量 $Q_c + Q_r$ (熱抵抗 R_5, R_6 並列) を用いる。自由対流による伝熱量 Q_c は

$$Q_c = hA(T_o - T_\infty) \quad \dots\dots(2)$$

ふく射による伝熱量 Q_r は

$$Q_r = \epsilon\sigma(T_o^4 - T_\infty^4)A \quad \dots\dots(3)$$

となる。

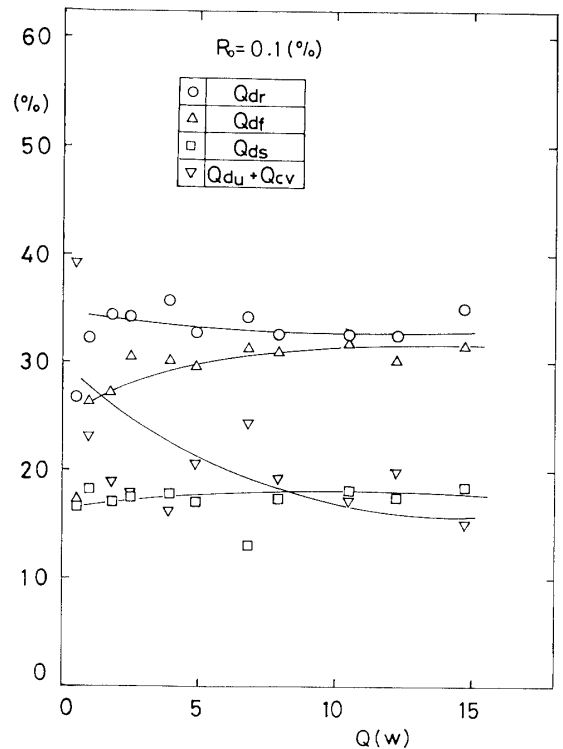


Fig. 7 Heat dissipated by each cabinet panel and ventilating air, estimated by method (I) ($R_0 = 0.1\%$)

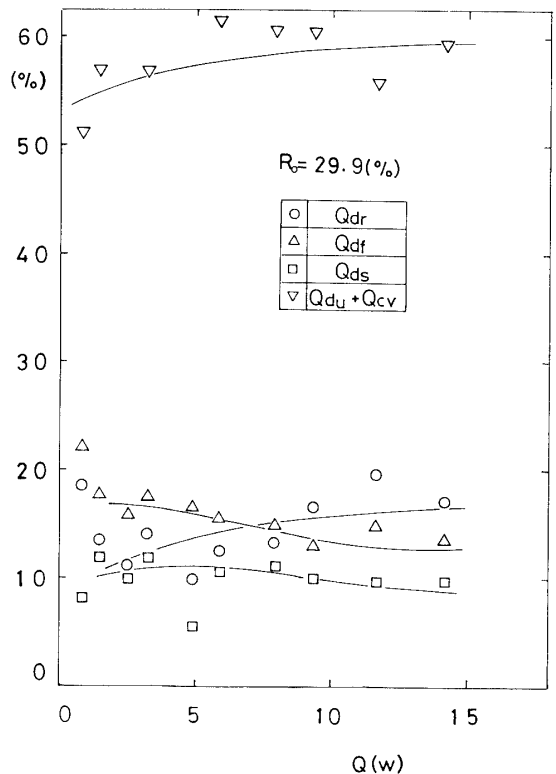


Fig. 8 Heat dissipated by each cabinet panel and ventilating air, estimated by method (I) ($R_0 = 29.9\%$)

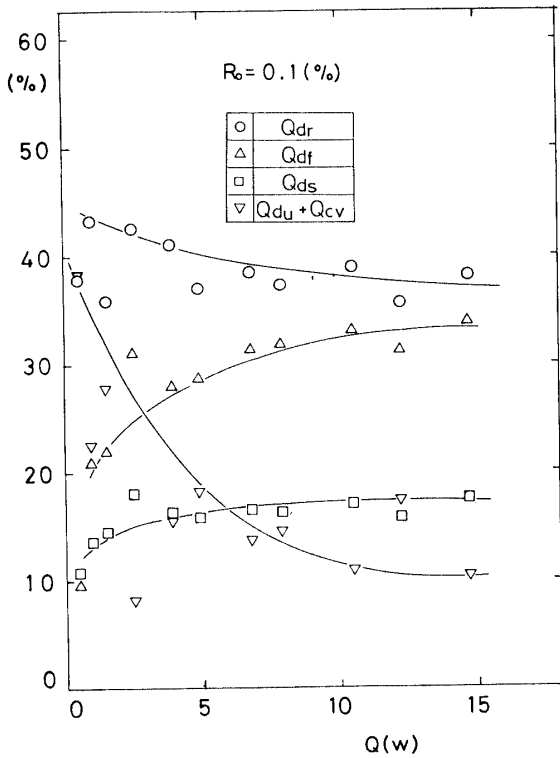


Fig. 9 Heat dissipated by each cabinet panel and ventilating air, estimated by method (II) ($R_0 = 0.1\%$)

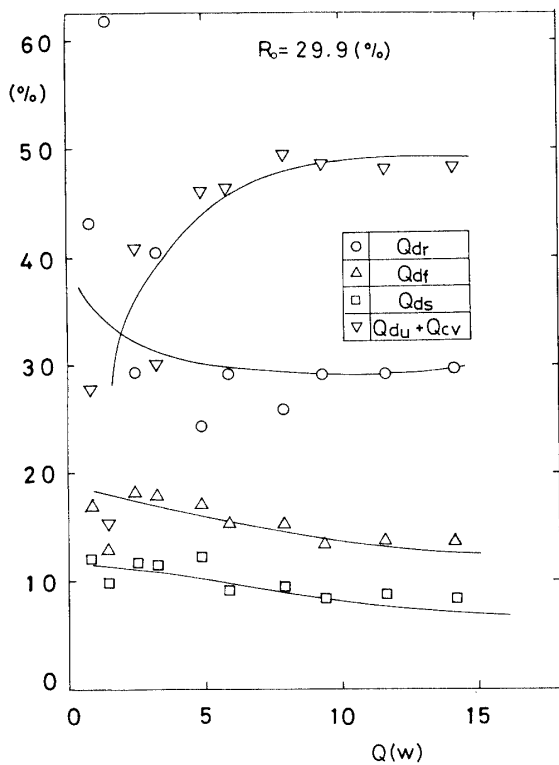


Fig. 10 Heat dissipated by each cabinet panel and ventilating air, estimated by method (II) ($R_0 = 29.9\%$)

Fig. 7, 8 は方法(I), Fig. 9, 10 は方法(II)で得られた値を供給熱量に対する割合で示す。ここに供給熱量から各壁面熱損失を差し引いたものを換気量 Q_{cv} 及び底面からの熱損失 Q_{du} として示す。これらの見積りより、底面熱損失は小さく無視できるとすると、(II)の見積りでは $R_0 = 0.1\%$ の場合、換気量による放熱量 Q_{cv} が 10% 程度であるのに対し、 $R_0 = 29.9\%$ の場合この値はほぼ 50% となっている。又、天井パネルからの熱損失に関しては、 $R_0 = 0.1\%$ の場合(I)(II)とも 35% 程度であるのに対し、 $R_0 = 29.9\%$ の場合(I)の方法によるその値は各壁面パネルの熱損失と同程度の 15% 程度となり、(II)の見積りより若干低い値をとる。

次に、(I)(II)の方法で見積もった換気熱量 Q_{cv} から次式を用いてそれぞれ近寄り速度、 U_{mI} 、 U_{mII} を算出し、Fig. 11 に示す。

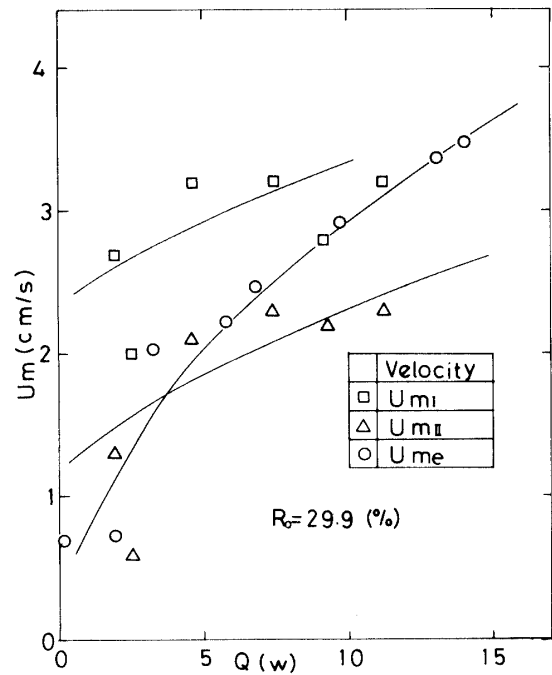


Fig. 11 Velocity of ventilating air leaving cabinet

$$U_m = \frac{Q_{cv}}{\rho C_p A_r (T_r - T_\infty)} \quad \dots\dots(4)$$

この値は平均流出速度に対応しており、LDV による実測値 U_{me} を参考のため比較して示している。これにより一般に電子機器の筐体内で自由対流により誘起される流速は、10~25 cm/s とされているが、本実験系においては、大略 1~3 cm/s であることがわかった。

[二次元モデルの場合]

二次元モデルにおける各部の熱損失量とその熱抵抗

は以下の様に求められる (側面および底面パネルに相当する部分はこの場合断熱されていると仮定)

(I)発熱体からキャビネット内部へ対流により失われる熱量 Q_c とその熱抵抗

$$Q_c = h A_w (T_{wm} - T_{ir}) \quad \dots\dots(5)$$

ここに、 h は水平発熱基板上の熱伝達率、 A_w は伝熱面面積、 T_{wm} は伝熱面平均温度、 T_{ir} は天井パネル内壁平均温度を表す。

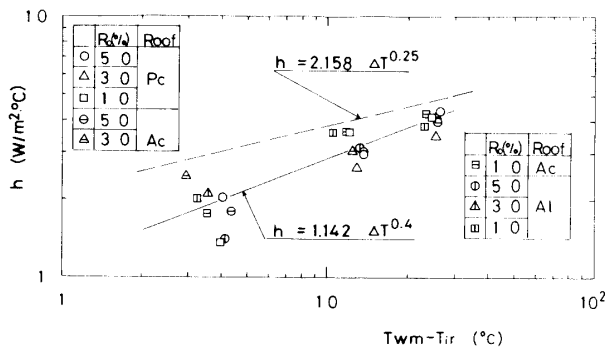


Fig. 12 Relation between mean temperature excess ($T_{wm} - T_{ir}$) and average heat transfer coefficient on PWB horizontally placed in cabinet

ここで、上式よりえられた水平発熱基板上自由対流熱伝達率 h を Fig. 12 に示す。これよりばらつきが大きく開口比や材質による有意な変化の傾向が認められないことがわかる。図中破線は単独水平発熱基板上の熱伝達率式 $h = 1.32 (\Delta T/L)^{1/4}$ である⁷⁾ 実験誤差のためばらつきが大きい、大略の平均値を知るため、最小二乗法により本実験値を直線近似し、 ΔT を $\Delta T/L$ で置き換えると次の式が得られる。

$$h = 0.52 \times \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{0.4} \quad \dots\dots(6)$$

従って、この部分の熱抵抗は、

$$R_1 = \frac{(T_{wm} - T_{ir})}{Q_c} = \frac{1}{h A_w} \quad \dots\dots(7)$$

(II)発熱体からキャビネット内部へのふく射熱量 Q_r とその熱抵抗

$$\begin{aligned} Q_r &= Q_{rc} - Q_{ro} \\ &= \varepsilon \sigma (T_{wm}^4 - T_{ir}^4) (1 - F_{wr} R_o) A_w \\ &\doteq 4 \varepsilon \sigma T_{m1}^3 (T_{wm} - T_{ir}) (1 - F_{wr} R_o) A_w \quad \dots\dots(8) \end{aligned}$$

ここに、 Q_{rc} は密閉状態におけるふく射熱量、 Q_{ro} は Q_{rc} のうち天井パネル壁面の存在しない通風孔部分へのふく射熱量、 ε はふく射率 ($= 0.13$)、 F_{wi} は発熱体からキャビネット内壁面への形態係数、 σ はステファンボルツマン定数 $5.67 \times 10^{-8} (W/m^2 K^4)$ 、 $T_{m1} = 0.5 (T_{wm} + T_{ir})$ を表す。

従ってこの部分の熱抵抗は

$$R_2 = \frac{(T_{wm} - T_{ir})}{Q_r} = \frac{1}{4 \varepsilon \sigma T_{m1}^3 (1 - F_{wr} R_o) A_w} \quad \dots\dots(9)$$

(III)発熱体から換気孔を通じて周囲へ直接ふく射される熱量 $Q_{r\infty}$ とその熱抵抗

$$Q_{r\infty} = \varepsilon \sigma F_{w\infty} R_o (T_{wm}^4 - T_{\infty}^4) A_w \quad \dots\dots(10)$$

ここに、 T_{∞} は周囲空気温度、 $T_{m2} = 0.5 (T_{wm} + T_{\infty})$ を表す。

従って、この部分の熱抵抗は、

$$R_3 = \frac{(T_{wm} - T_{\infty})}{Q_{r\infty}} = \frac{1}{4 \varepsilon \sigma F_{w\infty} R_o A_w T_{m2}^3} \quad \dots\dots(11)$$

(IV)天井パネルを伝導で通過する熱量 Q_{dr} とその熱抵抗は、

$$Q_{dr} = \frac{k (T_{ir} - T_{or})}{\delta} \quad \dots\dots(12)$$

ここに、 k は壁面パネル熱伝導率、 T_{ir} 、 T_{or} は天井パネル内外壁面温度、 δ は天井パネル厚さを表す。

従って、この部分の熱抵抗は

$$R_4 = \frac{T_{ir} - T_{or}}{Q_{dr}} = \frac{\delta}{k} \quad \dots\dots(13)$$

(V)天井パネルからの対流による放熱量 Q_{cr} とその熱抵抗は、

$$Q_{cr} = h_r A_r (1 - R_o) (T_{or} - T_{\infty}) \quad \dots\dots(14)$$

ここに、 h_r は単独水平発熱基板の熱伝達率、 A_r はキャビネット天井面積を表す。

従って、この部分の熱抵抗は、

$$R_5 = \frac{(T_{or} - T_{\infty})}{Q_{cr}} = \frac{1}{h_r A_r (1 - R_o)} \quad \dots\dots(15)$$

(VI)天井パネルから周囲へのふく射熱量 Q_{rr} とその熱抵抗は、

$$Q_{rr} = \epsilon_r \sigma A_r (1 - R_o) (T_{or}^4 - T_\infty^4) \dots\dots(16)$$

$$\approx 4 \epsilon_r \sigma A_r (1 - R_o) T_{m3}^3 (T_{or} - T_\infty)$$

ここに、 ϵ_r は天井面ふく射率、 $T_{m3} = 0.5(T_{or} + T_\infty)$ を表す。

従って、この部分の熱抵抗は、

$$R_s = \frac{(T_{or} - T_\infty)}{Q_{rr}} = \frac{1}{4 \epsilon_r \sigma A_r (1 - R_o) T_{m3}^3} \dots\dots(17)$$

(Ⅷ)キャビネットからの換気熱量 Q_{cv} とその熱抵抗は、

$$Q_{cv} = \rho C_p U_m (T_{ir} - T_\infty) A_r \dots\dots(4)$$

ここに、 ρ は空気密度、 C_p は空気比熱、 U_m は近寄り速度を表す。

従って、この部分の熱抵抗は、

$$R_7 = \frac{T_{ir} - T_\infty}{Q_{cv}} = \frac{1}{\rho C_p U_m A_r} \dots\dots(18)$$

流出速度を U_E とすると

$$(\rho_\infty - \rho)gh = K_1 \cdot \frac{1}{2} \rho U_E^2 \dots\dots(19)$$

ここに、 K_1 は流動抵抗係数を示す。空気を理想気体と仮定すると次式が得られる。

$$\frac{\rho_\infty - \rho}{\rho} = \frac{\Delta T}{T_\infty} \dots\dots(20)$$

式(20)を式(19)に代入し、整理すると、

$$U_E = \sqrt{\frac{2gh}{T_\infty K_1}} \Delta T^{1/2} = C \Delta T^{1/2} \dots\dots(21)$$

の関係が得られる。従って、 U_m もこの関係を満足していると仮定して次式を得る。

$$U_m = C \Delta T_1^{1/2} \quad (\Delta T_1 = T_{ir} - T_\infty) \dots\dots(22)$$

式(22)より得られた結果を Fig. 13 に示す。さらに比較のため LDV による実測値も示す。これより、速度は開口比の変化に伴って変化することがわかる。

3.3 伝熱面表面平均温度 T_{wm} の予測法

通風孔のあるキャビネットの全放熱量は、伊藤の式⁷⁾によれば次式で表される。

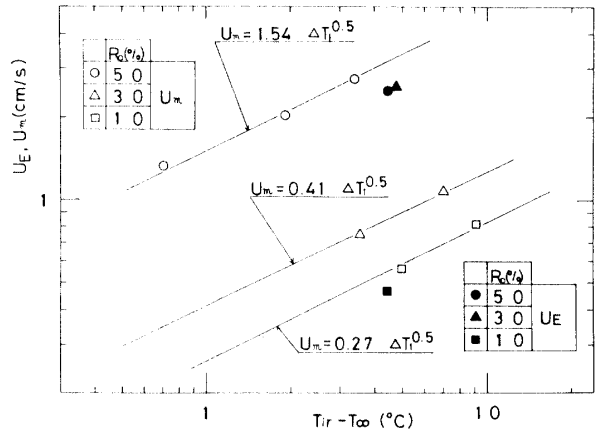


Fig. 13 Relation between mean temperature excess ($T_{ir} - T_\infty$) and velocity of ventilating air

$$Q' = 1.86(A_s + \frac{4}{3}A_r + \frac{2}{3}A_u)\Delta T_2^{1.25} + 4\sigma\epsilon T_{m1}^3 A \Delta T_2 + 1000 U_m A_r \Delta T_2 \dots\dots(23)$$

ここに、 Q' はキャビネットからの全放熱量、 A_s はキャビネット側面積、 A_u はキャビネット底面積、 A はキャビネット内側全表面積 ($= A_s + A_u + A_r$)、 $\Delta T_2 = T_o - T_\infty$ 、 $T_{m1} = 0.5(T_o + T_\infty)$ を表す。

この式を用いて二次元モデルによって得られた結果を、一般化することを試みる。この式の各項に対応する熱抵抗はすでに得られており、また換気熱量に関する項には、 $U_m = C \Delta T_1^{1/2}$ の関係を代入して整理できる。

従って、伝熱面からの全放熱量は次式であらわされる。

$$Q = \frac{1}{R_5} (T_o - T_\infty) + \frac{1}{R_6} (T_o - T_\infty) + \frac{1}{R_7} (T_i - T_\infty) + \frac{1}{R_8} (T_{wm} - T_\infty) \dots\dots(24)$$

ここに、

$$Q_{cv} = 1000 C \Delta T_1^{1/2} \cdot A \Delta T_2 = \frac{1}{R_7} (T_i - T_\infty)$$

$$Q_c = 1.86(A_s + \frac{4}{3}A_r + \frac{2}{3}A_u)\Delta T_2^{1.25} = \frac{1}{R_5} (T_o - T_\infty) \dots\dots(25)$$

$$Q_r = 4\sigma\epsilon T_{m1}^3 A \Delta T_2 = \frac{1}{R_6} (T_o - T_\infty)$$

$$Q - Q_r = Q' = Q - \frac{1}{R_8} (T_{wm} - T_\infty)$$

を表す。放熱経路略図、Fig. 6 から天井パネルにおいては以下の関係を有する。

$$Q_d = \frac{1}{R_6} (T_o - T_\infty) + \frac{1}{R_5} (T_o - T_\infty) = \frac{1}{R_4} (T_i - T_o) \dots\dots(26)$$

また、キャビネット内部では以下の関係を有する。

$$Q_a + Q_{cv} = Q'_c + Q'_r$$

$$Q'_c = \frac{1}{R_1}(T_{wm} - T_i), \quad Q'_r = \frac{1}{R_2}(T_{wm} - T_i) \quad \dots\dots(27)$$

従って、式(24)はこれらの式(26)(27)で置換できるので

$$Q = \frac{1}{R_1}(T_{wm} - T_i) + \frac{1}{R_2}(T_{wm} - T_i) + \frac{1}{R_3}(T_{wm} - T_\infty) \dots\dots(28)$$

これらの式を用いるとキャビネット外壁面の温度のみならず伝熱面平均温度 T_{wm} も見積ることが可能となる。

ただし、 R_1, R_7 における三次元と二次元の相違は無視した。この式の適用範囲は、水平基板を配したキャビネット内で新気が通過する隙間面積がある程度せまいものに限定される。

4. 結 言

本実験によって得られた主な結果は以下のとおりである。

- 1) 三次元モデルでは、換気熱量 Q_{cr} より計算で求めた平均流出速度と、LDV で実測した平均流出速度の値は大略一致しており換気熱量の見積りの妥当性が確認できた。さらに一般の熱対策設計に用いられる自然空冷の換気流速は、10~25 cm/s と設定されているが、本実験では、その約1/10程度の流速であった。
- 2) 二次元モデルでは、平均流出速度 U_E は天井パネル内壁面温度とキャビネット外周囲温度との温度差の $\frac{1}{2}$ 乗に比例するという関係で整理することができた。
- 3) 又、放熱経路図を参考に発熱体からの対流、伝導、ふく射それぞれによる熱損失と熱抵抗を求めた。それら熱抵抗を用いて放熱経路各節点での温度の見積りが容易となった。特に、水平発熱基板上の平均温度を見積る式を導出し、供給熱量と外部温度情報からこれを予測することが可能となった。

以上の結果は厳密な一般性を有していないが、電子機器の熱対策設計に貴重な資料となりうると思われる。

終わりに、本実験に協力していただいた機械工学科59年度卒業生、原賢一、後藤史則の両君に深く感謝の意を表します。

使用記号

A	: 面積
C	: 式(21)で使用される定数
C_p	: 空気の定圧比熱
F	: 形態係数
h	: 熱伝達率
K	: 熱通過率
K_f	: 流動抵抗係数
k	: 熱伝導率
Q	: 供給熱量
Q_c, Q_{cl}, Q_r	: それぞれ対流、伝導、ふく射伝熱量
Q_{cr}	: 換気伝熱量
R	: 熱抵抗
R_0	: 開口比
T_E	: 流出空気温度
T_i, T_0	: パネル内、外壁面平均温度
T_{wm}	: 伝熱面平均温度
T_∞	: 周囲空気温度
ΔT	: 温度差
	(添字なし, $T_{wm} - T_\infty$, 添字1, $T_{iv} - T_\infty$, 添字2, $T_{or} - T_\infty$)
U_m	: 開口部への近寄り速度、式(4)で定義
U_y	: 実測による局所流出速度
U_E	: 実測による平均流出速度
X	: キャビネットコーナから幅方向への距離
δ	: パネル板厚
ϵ	: ふく射率
ρ	: 空気密度
σ	: ステファン・ボルツマン定数

添字

f	: 前後面パネル
u	: 底面パネル
r	: 天井パネル
s	: 側面パネル
w	: 伝熱面パネル
∞	: 周囲空気

参 考 文 献

- 1) 宮本政英, 加藤泰生, 栗間諱二, 坂田昌一: 日本航空宇宙学会西部支部講演集, 17—20 (1983)
- 2) 宮本政英, 加藤泰生, 栗間諱二, 坂田昌一: 第21回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 130—132 (1984)
- 3) 宮本政英, 加藤泰生, 栗間諱二, 坂田昌一: 山口大学工学部研究報告, 34, No.2, 25—29 (1984)
- 4) 宮本政英, 加藤泰生, 栗間諱二, 坂田昌一: 山口大学工

学部研究報告, **35**, No. 1, 19—24 (1984)

- 5) 田中敏男, 国峰尚樹, 原田昭男, 松本 忠: 電子通信研究会資料 CPM 79-66
- 6) Noronha, R. L.: Proc. Inst. Mech. Engrs., **179**, Pt-1, No. 13 (1964-65)
- 7) 伊藤謹司, 伊藤博友, 国峰尚樹: 電子機器の熱対策設計, 日刊工業新聞社 (1981)

(昭和60年4月15日受理)