

電子機器の自然空冷に関する研究

(エンクロージャの影響)

宮本 政英*・加藤 泰生*・栗間 諄二*・坂田 昌一**

An Experimental Investigation of Free Convection Cooling
of Electronic Equipment

(A Printed-Wiring-Board Placed Horizontally within Cabinet)

Masahide MIYAMOTO, Yasuo KATOH, Junji KURIMA
and Masaichi SAKATA

Abstract

An experiment was carried out to study free convection cooling of electronic components on a PWB placed horizontally within the cabinet. The cabinets (200mm×150mm in cross-section 80mm high), which were made from acrylic resins plates (4mm thick), had the ventilating many small holes in the front panel and the bottom panel. The ratio of the ventilating hole area in the front panel to the front panel inside area was altered by changing the diameter of each hole. The effects of the ventilation on the hottest temperature in the PWB are cleared quantitatively by using this ventilating area ratio. The flow pattern in the cabinets was visualised by using the tobacco smoke and the laser beam.

It seemed that there was a close connection between the flow pattern and the location of the hot spot on the PWB, and that the ventilating holes in the bottom was not useful for cooling the PWB.

1. 緒 言

電子機器の熱対策設計は、その性能や信頼性にかかわる重要な課題である。特に高い信頼性を要求される航空機搭載用の電子機器等においては、自由対流による冷却が重要な役割を演ずる¹⁾。自由対流熱伝達に関する研究は、発熱体が無限な自由空間にある場合については多いが、電子機器に見られるキャビネットのような閉空間にある場合については、その例も少なくいまだ十分解明されているとは言えない。代表例としては、Noronha ら²⁾が、大形キャビネット（高さ約2.1m）の通風孔と温度上昇の関係を調べた例や、国峰ら³⁾が平行に配置された垂直印刷配線板について、通風孔と放熱量の関係を調べた例などが知られており、また、通風孔流入速度を適当に仮定して温度上昇を推定する方法も提案されている⁴⁾。しかしながら流入速

度を予測することは一般には非常に困難なことである。

本報告は、比較的小型で偏平な形状の供試キャビネット内に一枚の水平基板が配置された場合について、通風孔と温度上昇の関係を実験的に調べると共に、流れ場の可視化観察を行ない、熱対策設計の基礎資料を提供するものである。

2. 実験装置及び測定方法

fig. 1 に本実験装置の概略を示す。実験は外気の乱れによる影響を避けるために、ベニヤ板及びフロートガラスで囲まれた密閉空間（高さ 1815mm 幅 925mm 奥行 925mm）内で行なわれ、供試キャビネットは厚さ 2cm の発泡スチロール製断熱板の上に設置してある。この供試キャビネットの諸元及び座標は fig. 2(a) に示される。キャビネットはアクリル板（厚さ 4mm）製の直方体容器（高さ 80mm 幅 200mm 奥行 150mm）でその中に基板⑦を底面パネルより 5mm 高い位置に不平に取付けてある。基板の詳細は fig. 2(b) に示す。基板上には、発熱する電子部品に対

* 機械工学科

** 大学院機械工学専攻

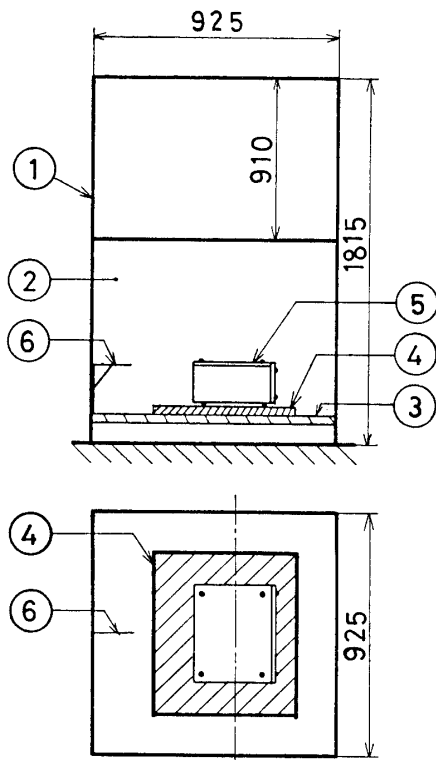


Fig. 1 Experimental apparatus.

- 1 Test room
- 2 Observation glass
- 3 Platform
- 4 Insulator
- 5 Cabinet
- 6 Thermocouple to measure the ambient fluid temperature

応する 5 枚のステンレス箔の発熱帯⑤ (厚さ 30 μ m, 130mm \times 10mm, SUS304) が接着されており, 各発熱帯は電氣的に直列接続になっており, 交流定電圧装置を経て通電加熱される。

前面パネル①には千鳥状に通風孔を開けた 4 種類のパネル ($R_F=1.03, 9, 20.5, 31.6\%$) を用いた。また底面パネル⑥には, 次の 4 種類のパネルを用いた。すなわち, $x=75$ mm の位置に Z 方向に並んだ一列の通風孔のある場合 ($R_V=2.4\%$), $x=1.5, 135$ mm の位置で二列の場合 ($R_V=5\%$), 全面に千鳥状に配置した場合 ($R_V=23.6\%$), 通風孔なしの場合 ($R_V=0\%$) である。キャビネット各部の温度測定は, $\phi 0.1$ mm C-C 熱電対が天井パネルに 5 本, 各側面パネルにそれぞれ 1 本, 発熱帯上に 7 本 (図 2(b) に×印で示す), さらに周囲温度測定用プローブ⑥に 1 本取付けられている。

測定条件として, $R_F=1.03, 9, 20.5, 31.6, 100\%$ (全開) と $R_V=0$ (通風孔なし), 2.4, 5.1, 23.6, 100% (全開) のそれぞれの組合せに対して供給電圧を種々

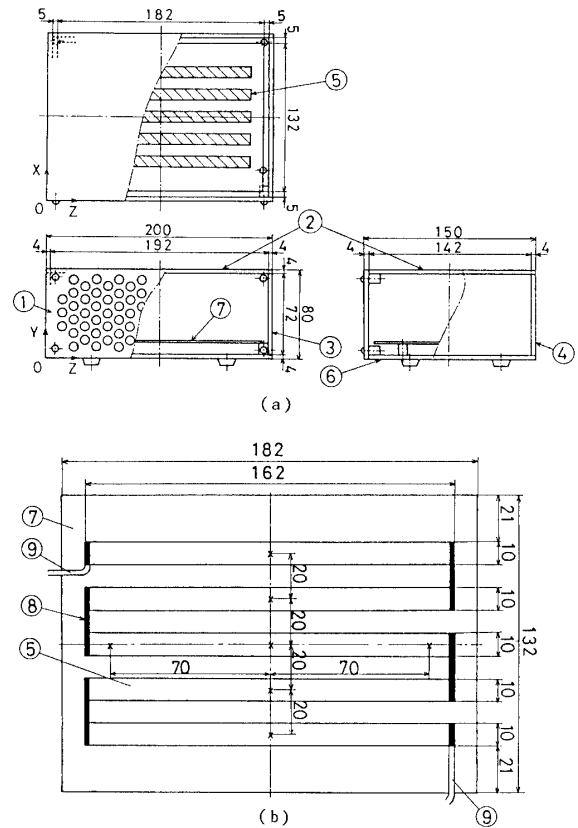


Fig. 2 (a) Structure of tested cabinet.
(b) Schematic illustration of the heated board.

- 1 Front panel
- 2 Roof panel
- 3 Side panel
- 4 Rear panel
- 5 Heated ribbon
- 6 Bottom panel
- 7 Board
- 8 Wire
- 9 Lead wire

変化させて, キャビネット各部の温度測定を行なった。また温度測定後, 光源にレーザー光を用いて, たばこの煙によりキャビネット内 XY 断面の流れの可視化を行なった。測定は, 通電加熱約 1 時間後に, 温度場が準定常状態となつてから行なわれた。

3. 実験結果及び考察

fig. 3 に $R_V=0, 2.4, 100\%$ のそれぞれの場合に, R_F を 1.3, 9, 20.5, 31.6, 100% と変化させたときの Hot Spot (発熱帯上の最高温度) T_H と周囲温度 T_∞ の温度差 T_H-T_∞ と供給電力 Q の関係を示す。実線は各 R_V に対して, $R_F=100\%$ と $R_F=1.03\%$ の実験値より推定した Q と T_H-T_∞ の関係を示す (但し, $R_V=0\%$ では $R_F=9\%$ とした)。各 R_V での $R_F=100\%$ と 1.03% との T_H-T_∞ の差は $R_F=100\%$ の T_H-T_∞ の約 18% 程度となり, $Q=7$ W におけるこの温

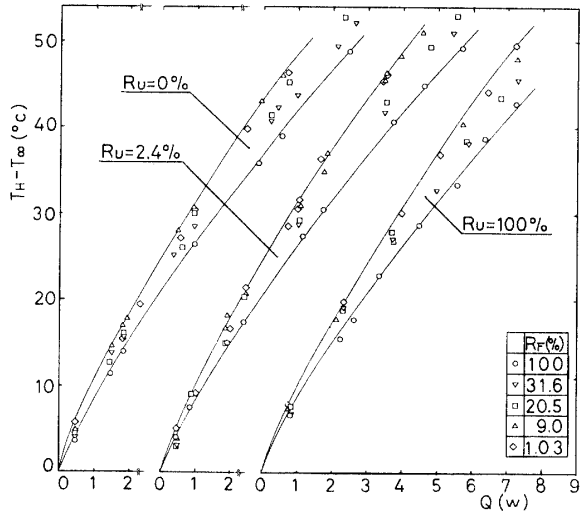


Fig. 3 Relation between supplied power and Hot Spot temperature ($T_H - T_\infty$). ($R_U = \text{constant}$)

度差は約 7°C 程度となる。なお以上の実測値における T_∞ の値は、約 $27\sim 30^\circ\text{C}$ であった。

Fig. 4 は fig. 3 の結果について、横軸に開口比 R_F を、縦軸に $T_H - T_\infty$ をとって、 $Q = \text{一定}$ における関係を示す。(但し、この場合の $T_H - T_\infty$ は fig. 3 から $Q = \text{一定}$ の際の予測値である。) fig. 4 からわかるように開口比 R_F のある領域で Hot Spot 温度に顕著な変化がある。すなわち、この領域に本装置に対する自然空冷の最適開口比 R_F が存在すると思われるが、まだ一般的ではない。

Fig. 5 は fig. 3 と同じ実測値を R_U の効果を調べるために R_F のそれぞれの場合に再整理したものであり、 R_U を 0, 2.4, 5.1, 23.6, 100% と変化させたときの $T_H - T_\infty$ と Q との関係を示す。 R_U が変化しても R_F が一定なら温度差に大きな差はみられない。これは、キャビネット壁と基盤の隙間がせまく、 R_U にして 12% であり、この隙間による流動抵抗が大きく、底面側からのより温度の低い空気の流入を妨げるためだと考えられる。

Fig. 6 は、 $R_U = 23.6\%$ の条件で $R_F = 1.03, 100\%$ に変化させたときの $T_H - T_\infty$ と Q の関係を示す。 T_R は、天井パネルの内面中央で測定された温度であるが、基板を除くキャビネットの内面温度は、大略この T_R で代表できる。 $R_F = 1.03\%$ と $R_F = 100\%$ とにおける $T_H - T_\infty$ の差は、同じ $T_R - T_\infty$ の差に大略等しいことがわかる。また $R_F = 100\%$ の $T_R - T_\infty$ は、 $R_F = 1.03\%$ のその約 50% 程度であることもわかる。このことは、換気による放熱が全発熱量のおよそ半分に相当することを意味する。

写真 (a)~(h) は、 $z = 100\text{mm}$ の位置における XY 断面の流れをタバコの煙でもって可視化した写真の若干例を示す。いずれも後部 (閉塞側) に一つの大きな渦が発生しているのがわかる。これは、Hot Spot の位置と密接に関係し、温度測定をも勘案すると、後部渦と前部流場の境界付近が Hot Spot 位置であろうと予

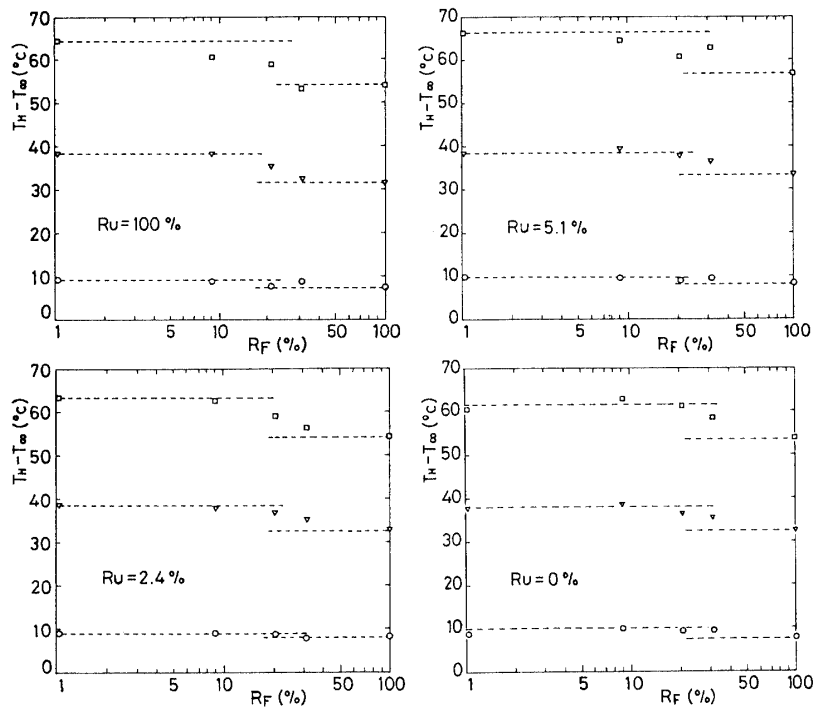


Fig. 4 Relation between ventilating area ratio R_F and Hot Spot temperature ($T_H - T_\infty$).
(\circ ; $Q = 1\text{ W}$, ∇ ; $Q = 5\text{ W}$, \square ; $Q = 10\text{ W}$)

測される。また開口部の前方から流入した新しい空気は、後部渦流の手前で上昇し、天井パネルに沿って流れており、 R_F が小さくなると共に換気量が減じるた

め、これらの流れが前部で循環する流れ場を形成していくのがわかる。

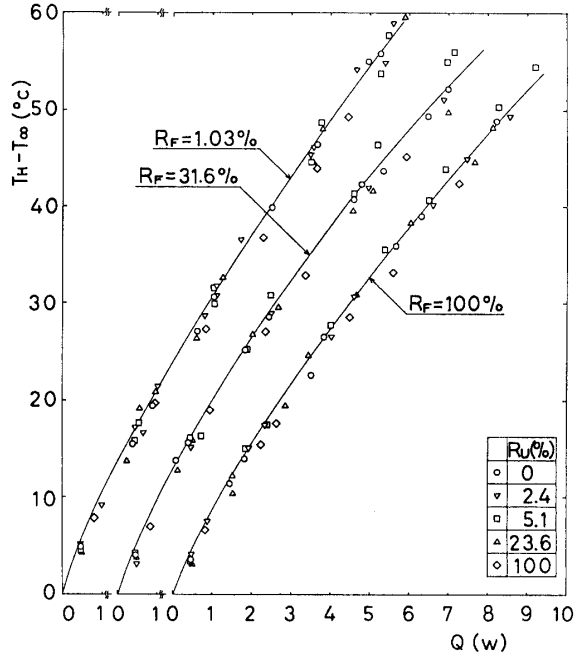


Fig. 5 Relation between ventilating area ratio R_U and Hot Spot temperature ($T_H - T_\infty$). ($R_F = \text{constant}$)

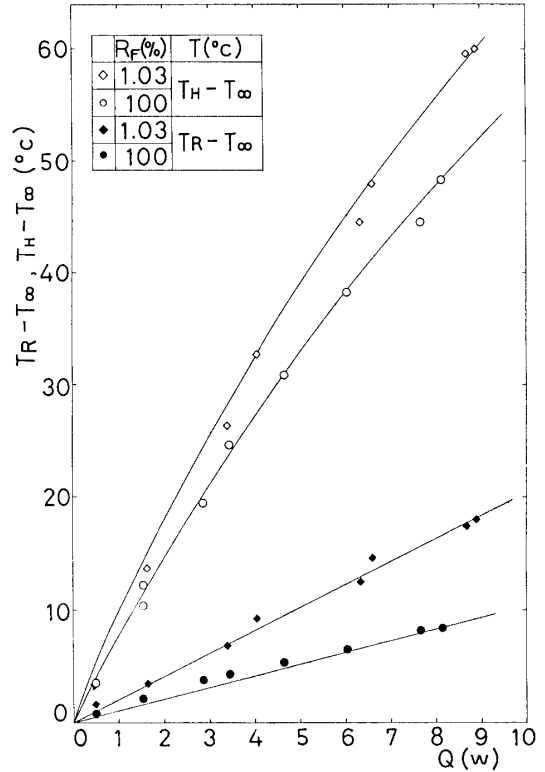
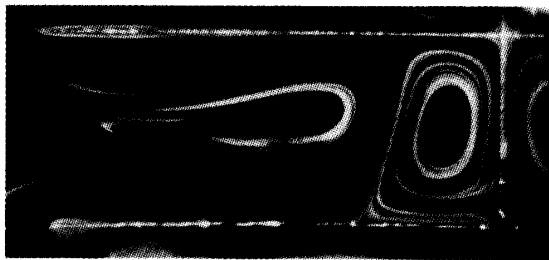
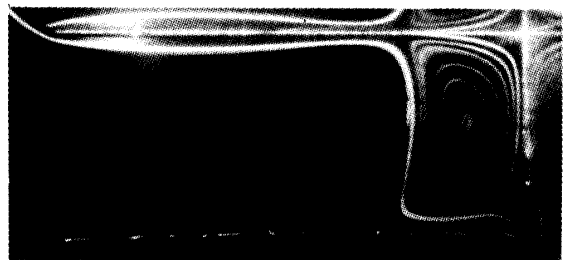


Fig. 6 Comparison of ($T_H - T_\infty$) and ($T_R - T_\infty$) at 100% R_F and 1.03% R_F .



(a) $R_F = 100\%$, $R_U = 23.6\%$, $Q = 2$ W



(e) $R_F = 100\%$, $R_U = 100\%$, $Q = 4$ W



(b) $R_F = 20.5\%$, $R_U = 23.6\%$, $Q = 4$ W



(f) $R_F = 31.6\%$, $R_U = 100\%$, $Q = 4$ W

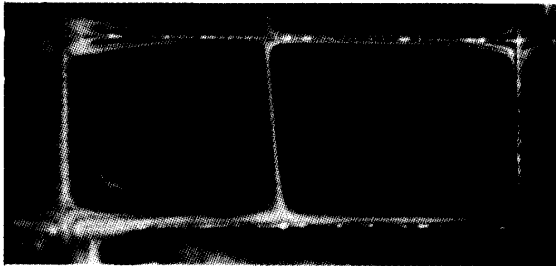
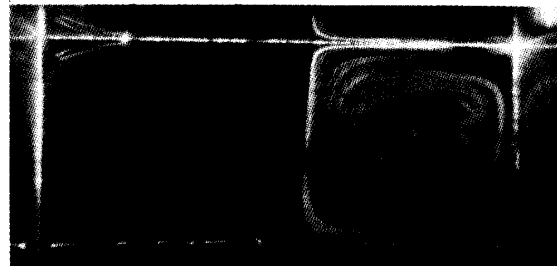
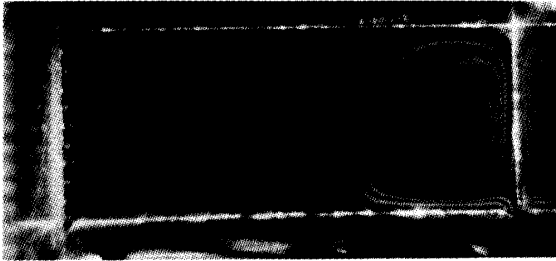
(c) $R_F = 9\%$, $R_U = 23.6\%$, $Q = 2$ W(g) $R_F = 1.03\%$, $R_U = 100\%$, $Q = 4$ W(d) $R_F = 1.03\%$, $R_U = 23.6\%$, $Q = 6$ W(h) $R_F = 31.6\%$, $R_U = 23.6\%$, $Q = 6$ W

Photo. (a)-(h) Flow pattern in the cabinet (35 mm F2.0, ASA 200, F2.0, 1/4 sec)

4. 結 言

得られた主要な結果は以下のとおりである。

- (1) キャビネット内に一枚の水平基板がある場合を取扱った本実験では、底面パネルにおける通風孔は、Hot Spot 温度にほとんど影響しない。
- (2) 前面パネルの通風孔の R_F は、Hot Spot 温度に影響し、 $R_F = 100\%$ では、 $R_F = 1.03\%$ に比較し $T_H - T_\infty$ が約18%低下した。
- (3) キャビネット内の流れは、前部と後部の渦流とに分離し、それらの境界近傍が Hot Spot となる。
- (4) $R_F = 1.03\%$ の $T_R - T_\infty$ は $R_F = 100\%$ のその約2倍となる。これは、換気によって持ち去られる熱量が $R_F = 100\%$ では、全熱量の約50%に達するものと推定できることを意味する。

今後さらにより広範な実験によって、キャビネット内の水平基板上の Hot Spot 温度や、その位置を正確に予測する手法を確立することが望まれる。

最後に本実験に協力いただいた、機械工学科、八川裕介、原田寿興の両君に深く感謝する。

5. 主な記号

- Q ; 供給電力
 R_F ; 前面パネルの前面内り面積に対する開口部面積の比
 R_U ; 底面パネルの底面内り面積に対する開口部面積の比
 T_H ; Hot Spot 温度
 T_R ; 天井パネル中心温度, (キャビネット内)
 T_∞ ; 周囲温度
 X ; キャビネット奥行方向座標 ($0 < X < 132$ mm)
 Y ; キャビネット高さ方向座標 ($0 < Y < 80$ mm)
 Z ; キャビネット横方向座標 ($0 < Z < 200$ mm)

参 考 文 献

- 1) 遠藤和敏, 海老原英明: 日本航空宇宙学会誌, **31**, No. 356 (1983)
- 2) Noronha, R. I. et al.: Proc. Inst. Mech. Engrs. **179**, Pt-1 No. 13 (1964-65)
- 3) 国峰他: 電子通信研究会資料, CPM 79-66
- 4) 伊藤他: 電子機器の熱対策設計, 日刊工業新聞社 (1981)
(昭和58年10月15日 受理)