内気冷却用熱交換器を適用した密閉筐体の熱設計*

小林 孝^{*1}, 中村 光典^{*2}, 大串 哲朗^{*3}
岩丸 明史^{*4}, 藤井 雅雄^{*1}Thermal Design of Closed Cabinet Applying Heat Exchanger
for Inner Air CoolingTakashi KOBAYASHI, Mitsunori NAKAMURA, Tetsuro OGUSHI,
Akifumi IWAMARU and Masao FUJII

This paper describes about thermal design and simulation method of closed cabinet applying heat exchanger for inner air cooling. In controller system which we used for this research, the cabinet is equipped in outdoor, and the cabinet is sealed to prevent the inducement of dust. This system dissipates 630 Watts in total, so it had a problem that the inner air temperature of the cabinet was raised over 30 K. So we equipped a heat pipe heat exchanger in the cabinet, and we also changed the air flow path to realize the best performance of heat exchanger according to the results from thermal and fluid simulation using macroscopic model of heat exchanger to reduce computational load. In conclusion, inner air temperature rise had reduced below 15 K, and the result was in good agreement with the simulation.

Key Words: Heat Exchanger, Heat Pipe, Forced Convection, Closed Cabinet, Electronic Equipment

1. 緒 言

近年の電子機器筐体では塵埃、塩分、ガス等の混入による電子回路の信頼性低下を懸念し、全密閉化することが多い。ただし全密閉化は内部空気温度が著しく上昇して内部部品の温度条件が過酷となるのに対し、有効な冷却対策が難しい実装方式である。したがって機器の長期信頼性を確保する上で、支配的要因である空気温度の冷却改善が必須課題となる。本課題に対する有効策の一つに内気冷却用のヒートパイプ式熱交換器(以下、熱交換器と略す)があり、密閉筐体の冷却において実績を上げている。そのシステム概念図を図1に示す。本冷却システムでは筐体内外の空気は空間的に分離されたまま、ファンによる強制流動によりプレートフィン、ヒートパイプを介して熱交換されるので、異物等が混入することなく排熱可能である。また冷凍機使用時と違い、冷え過ぎによる結露の心配がなく、主な稼動部品がファンのみであるためコンパクトで信頼性が高いメリットもある。

しかし、近年の電子機器では高性能化に伴う発熱量増大の一方で、小型化の要求にともなう機器の高実装密度化から筐体内部での有効流路の確保が困難となっている。つまり熱流体現象が複雑化しているために、単純に熱交換器を設置するだけでなく、その性能を最大限引き出す風路最適化が重要で、そのために数値解析を応用した設計手法が有効である。⁽¹⁾

Fig.1 Mechanism of heat exchanger cooling system

* 原稿受付 1997年10月8日。

^{*1} 正員, 三菱電機(株)設計システム技術センター(☎220-8120 横浜市西区みなとみらい2-2-1)。

^{*2} 東京電力(株)本店(☎100-0011 東京都千代田区内幸町1-1-3)。

^{*3} 正員, 三菱電機(株)先端技術総合研究所(☎661-8661 尼崎市塚口本町8-1-1)。

^{*4} 三菱電機(株)電力・産業システム事業所(☎652-8555 神戸市兵庫区和田崎町1-1-2)。

これまで、電子機器の熱設計に数値解析を活用した例として、半導体パッケージ⁽²⁾や筐体内の熱伝導解析を扱ったものが多く報告されている⁽³⁾⁽⁴⁾。また、筐体内の流れ場を扱ったケース⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾では、流体回路網法を適用したものが多いが、自然対流と強制対流が混在した筐体内のフローパターンや二次流れを詳細に調べる上では精度的に限界があった。こうした要求から、最近では Navier-Stokes の運動方程式を数値解析した報告例も出てきたが、基板周囲の範囲に限られた事例⁽⁸⁾⁽⁹⁾が多い。また、一部で筐体全体規模を扱った報告⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾もあるが筐体周囲の境界領域を含めて解析メッシュ領域として扱っているため計算規模が大きく、またメッシュ分割粗さに起因する圧力損失計算精度への影響に言及していないため、高速性と精度の面で課題があった。また、Navier-Stokes の式を扱うモデル中で熱交換器も含めて扱った事例は無く、大型筐体全体規模の解析の中で、いかに微細な構造を持つ熱交換器を含めてモデル表現するかも課題であった。

そこで、本研究では熱交換器を設置した大型密閉筐体内の複雑な熱流体挙動を数値解析により高速・高精度に把握、改善するために、Navier-Stokes の運動方程式と熱交換器部での排熱（内気冷却）特性を連成した数値解析モデルを確立することを試みた。

本報では大型電子機器密閉筐体に内気冷却用熱交換器を設置する上で、実設計に利用できる高速なターンアラウンドタイムと高精度な解析を両立した実用的数値解析モデルについて述べる。また、本手法を活用して見出した密閉筐体の改良型冷却構造についても報告する。

2. 記号

- A : 熱交換器内ファン設置部面積 m^2
- g_i : 重力加速度 m/s^2
- h : 熱伝達率 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
- L : 代表長さ m
- P : 圧力 Pa
- Q_h : 熱交換器内気側流量 m^3/min
- Q_c : 熱交換器外気側流量 m^3/min
- T : 温度 K
- T_a : 外気温度 K
- T_{hi} : 熱交換器内気高温側流体温度 K
- T_{ho} : 熱交換器内気低温側流体温度 K
- T_s : 放射物体間の平均温度 K
- u_i : 各方向の速度成分 m/s
- α : 熱拡散率 m^2/s
- β : 体膨張係数 K^{-1}

- ΔP_{hex} : 熱交換器単体圧損失測値 Pa
- ε : 放射率
- ε_h : 熱交換器内気側温度効率
- Φ : 開口率 ($0 < \Phi < 1$)
- ρ : 比重 kg/m^3
- σ : ステファン・ボルツマン定数 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$
- ν : 動粘性係数 m^2/s
- ξ : 圧力損失係数
- ξ_{hex} : 熱交換器単体の総括圧損失係数

3. 密閉筐体実装構造

緒言で述べたように熱交換器は密閉筐体内気を冷却する上で有効な手段であるが、性能を最大限に引き出す上では通風・排熱経路を考慮して筐体内の実装構造を最適化する必要がある。図2に今回研究対象とした電子機器の実装構造を示す。本機種では電子回路基板を多数実装した上下に自然換気口を持つ小端末A、B、C、Dを4基まとめて大筐体（2460 x 1000 x 2600mm）内に設置／密閉化する2重構造となっている。小端末A～Dの消費電力合計は 630 Wである。試作当初には内部空気が最高箇所まで 30 K 以上上昇したため、大筐体の中央内壁に熱交換器（三菱電機（株）製 FPX-20B）を設置した。しかし、単に熱交換器を設置しただけでは筐体内での有効流路の確保が難しく、小端末内気への冷却効果は少なかった。そのため、数値解析を活用し、各小端末内部の暖気をより効率的に換気、排熱できるような構造改善を行った。冷却改善を行う上では、大型・高密度実装という特徴上、実験主体でのアプローチが難しく、早急な現象の解明・対策最適化を実現する上では数値解析が有効な手段となった。

Fig. 2 Construction of controller unit

4. 数値解析モデル概要

今回の数値解析で解いた支配方程式は以下に示す連続の式、Boussinesq 近似を考慮した運動方程式とエネルギー方程式であり、有限体積法にて離散化した。また、乱流モデルとして標準 $k-\varepsilon$ モデルを適用した。

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x_i} + \nu \nabla^2 u_i + g_i \beta (T - T_A) \quad \dots\dots (2)$$

$$u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \alpha \nabla^2 T \quad \dots\dots\dots (3)$$

一般に電子機器では実装部品の最小スケールが筐体に比べ $1/1000$ 以下となる場合も多く、部品形状を全て忠実に再現して数値解析を行えば既存の CPU 能力を超えた計算規模となる。したがって実用的解析を行う上ではマシン環境と設計期間に見合った規模まで形状を単純化し、メッシュ分割を粗くする必要がある。つまり、数値解析を機器設計に応用する上では、形状の単純化や粗メッシュ化により精度が低下した熱流体現象を精度良く解析できるモデル開発が重要となる。

今回の冷却改善において重要な熱流体現象は小端末内部の通風圧損特性と、熱交換器部の排熱性能であり、これを精度良く表現するモデル開発が必要であった。

以下に小端末筐体内部での圧損モデル、および熱交換器モデルについて説明する。

4. 1 小端末筐体内の圧損フィルターモデル 小端末中で発熱密度からみて最も厳しい条件にある B 端末の解析モデルを図 3 に示す。本来、小端末 A～D は単体での設置を前提としているため、自然換気冷却方式を想定した換気口が上下に設置されている。小端末内部には基板群、電源等の構造物が高密度に実装されている。今回、基板、板金等については no slip 平板として摩擦を扱ったが、計算負荷を考慮した形状省略・粗メッシュ化により、渦粘性等による圧損が考慮できない問題があった。つまり、解析結果において流路の縮小・拡大箇所での圧損が過小評価される課題があった。この課題に対して、図 3 に示す圧力損失フィルターモデルを追加することにより対処した。具体的にはモデル中において形状を簡略化した筐体天板の通風パンチ穴板金 ($\phi=0.3$)、基板ユニット上下のスリット状ガイドレール ($\phi=0.5$)、電源ユニット上下のパンチ穴板金 ($\phi=0.3$) のコントロールボリューム部に、実物での面積開口率 ϕ に応じた圧力損失係数⁽¹²⁾ ξ を (4)、(5) 式のように設定した。なお、これらの部位は筒状のダクト通風構造となっているので、浮力に応じた自然対流の出入口関係に対応し、式 (4) の入口圧損係数 ξ_{inlet} と式 (5) の出口圧損係数 ξ_{outlet} を使い分けた。

Fig. 3 Numerical model of terminal B

Fig. 4 Measurement location

(a) Without ventilation (Closed)

(b) With natural ventilation

Fig. 5 Comparison between predictions and measurements of inner air temperature rise

$$\xi_{inlet} = 14.3 - 26.9 \Phi + 13.4 \Phi^2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\xi_{outlet} = 19.9 - 37.2 \Phi + 18.3 \Phi^2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

また、本機種では空気温度上昇値によりシステムの信頼性を評価しているため、基板上の部品個々についてはモデル化を省略し、各基板毎の合計発熱量を与えた。また、外気と接触している筐体表面部位からの自然対流、放射による熱伝達特性については式(6) (13)、(14)により境界条件を規定し、筐体周囲空間の解析ボリュームを削減することで計算時間を短縮した。なお、式(6)中のLは各筐体面の長辺を代表長さとして用いた。

$$h = 1.36 (\Delta T / L)^{0.25} + 4 \varepsilon \sigma T_s^3 \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで小端末B単体を用いて、本解析モデルの精度を検証した。図4に示す空気温度測定箇所14点での実測値、解析値を図5にて比較する。図5の(a)は筐体上下の換気口を完全に閉じた密閉状態、一方の(b)は上下の通風口を開けた自然換気状態である。

図5では、圧損フィルターモデル手法を用いない従来

解析法による解析結果も記したが、メッシュ粗さに伴う圧力損失が考慮されず端末内の対流が見かけ上促進されるため、温度が低めに評価されている。一方、今回提案した圧損フィルターモデル手法を用いた解析値は最高温度箇所の上昇値、分布とも実測値の傾向をよく現しており、通風口を開けた換気効果による約10 Kの温度低下も再現している。したがって本圧損フィルターモデル手法は小端末内部の通風特性を実用レベルで妥当に表現しているといえるため、全体解析に際しては本手法を小端末A～Dに適用した。

4. 2 熱交換器排熱モデル 熱交換器内には切起こし加工された490 x 53 x 0.12 mmのアルミ薄板フィン約280枚が1.5 mmピッチでヒートパイプに接合されている。ここで仮に各フィンも含め全形状をモデル化して数値解析を行っても、噴流効果による熱伝達特性や渦粘性に起因する圧力損失特性まで一括して再現することは困難である。そこで、本熱交換器単体での実測データに基づく内気側温度効率 ε_h をマクロな熱交換効果として数値モデル化した。つまり、熱交換器内気側での排熱性能を示す温度効率 ε_h は式(7)で表されるが、流体温度に着目した場合、内気高温側温度 T_{hi} と内気低温側温度 T_{ho} の関係は ε_h を用いた簡単な代数式(8)に書き換えられる。本式(8)を熱交換器の総合排熱特性とし、サブルーチンプログラムとして組込んだ。具体的には、熱交換器の設置相当部のコントロールボリュームを通過した温度 T_{hi} の流体は(8)式に従い計算処理された温度 T_{ho} となって排気されるアルゴリズムである。

$$\varepsilon_h = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_A} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$T_{ho} = T_{hi} - \varepsilon_h (T_{hi} - T_A) \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで本研究に用いた熱交換器単体の特性評価試験データを図6に示す。図6(a)は内気側高温流体温度 T_{hi} に対する温度効率 ε_h の変化特性を示すグラフである。 T_{hi} が高温になるにつれてヒートパイプ内の蒸発熱伝達率が向上し、 ε_h が若干上昇するが、ほぼ一定と考えても差し支えない範囲である。一方、図6(b)に示す熱交換器の内気側風量 Q_h と温度効率 ε_h の関係では、機器の通風特性に依存した内気側流量 Q_h の変化に伴い、 ε_h も大きく変化する。今回は、解析結果での流量 Q_h における ε_h の値を使用することで本特性を考慮した。

なお、流体駆動条件は熱交換器内に設置されているファンの風量—静圧特性を線形近似して与え、圧力損

(a) Relation between ε_h and T_{hi} (b) Relation between ε_h and Q_h

Fig. 6 Characteristic of the FPX-20B heat exchanger

失との平衡計算をさせた。熱交換器内部で生じる圧力損失特性は、熱交換器単体における通風特性実測試験データを用いて式(9)から総括圧損係数 ξ_{hex} を逆算し、同コントロールボリューム部に与えた。

$$\xi_{hex} = \frac{2\Delta P_{hex}}{\rho(Qh/60A)^2} \quad \dots\dots\dots (9)$$

5. 数値解析結果と通風改善内容

4章で述べたモデル手法を全体規模で適用することにより、大筐体レベルでの一括解析が可能となった。本章では、大筐体全体規模で行った数値解析結果と、その結果をもとに検討した通風改善内容を説明する。

まず最初に単純に熱交換器を設置した場合での解析を行い、通風改善対策前の状態での現象／問題点の把握を行った。図7(a)に筐体中央断面部での空気温度上昇値と主な流線ベクトルの解析結果を示す。熱交換器を設置しただけでは以下の(1)、(2)に述べる現象に

(a) Before improvement

(b) After improvement (Unit: K)

Fig. 7 Computational results of air temperature rise and velocity on the center plane

より熱交換器の効率が低下し、内気が高温化していることがわかる。

- (1) 当初の熱交換器ファン取付向きでは内気側ファンからの強制流動と小端末内部からの換気自然対流とが筐体上部で衝突し、筐体上部に高温空気がよどむ高温成層が形成されている。
- (2) 熱交換器内気側における吹出口直前に小端末が近接している構造のため、熱交換器から出た冷却空気がすぐに吸気されるショートサイクルが起きている。

次に上記結果をもとに、以下(1)、(2)に示す冷却改善対策を実施した構造での解析を行った。

- (1) 小端末からの自然対流換気とファンによる強制流動を同方向とし、一様な内部循環流を作るために、熱交換器内に設置されているファンの通風方向を逆向きに変える。

- (2) 内気ファンでの吸排気を仕切ってショートサイクルを遮断し、上部の熱溜りを効率的に吸引するような矩形整流ダクト (545 x 120 x 900mm) を熱交換器前に設置する。(図 8 参照)

図 7 (b) に通風改善対策を行った条件での解析結果を示す。内気ファンでのショートサイクルがなくなり、また筐体上部に滞留していた暖気がダクトを通して効率的に吸引、外気と熱交換され、内気温が大幅に低下している。

実機にて同様の対策を実施して温度実測試験を行い、解析結果と比較確認した結果を図 9 に示す。通風対策 (1)、(2) により筐体内の最高空気温度上昇部が 15 K 程度まで冷却改善され、数値解析での予測とほぼ同様の効果が得られている。このことから本数値解析モデルが十分実用的であることがわかる。なお、以上の数値計算に用いたコントロールボリューム数は約 10 万、1 回あたりの計算時間は 150MIPS のワークステーションで約 4Hr である。

6. 結言

- (1) 高密度実装された自然換気筐体において、内部構造物の通風抵抗特性をマクロに組み入れた実用的数値モデル手法を確立した。
- (2) 自然対流および強制流動が共存する大型筐体内にヒートパイプ式熱交換器を設置した構造において、熱交換器の排熱特性をマクロに組み入れた実用的数値モデル手法を確立した。
- (3) 密閉筐体の内部空気温度上昇の改善過程において数値解析手法を活用し、熱交換器の性能を引き出す改良型冷却構造を実現した。

Fig.9 Comparison between predicted and measured air temperature rise

(a) Before improvement (b) After improvement
(Normal heat exchanger) (Heat exchanger with flow duct)

Fig.8 Schematic of flow duct for heat exchanger

文献

- (1) 中村光典・小林 孝ほか 5 名、内気冷却用熱交換器を設置した密閉筐体の熱設計とシミュレーション、第 33 回日本伝熱シンポジウム講演論文集、(1996)、793 - 794
- (2) 例えば鈴木 敦、藤岡和正ほか、ヒートパイプを用いた大電力半導体冷却システムの熱履歴解析、機論、62-595、B (1996-3)、340-345
- (3) 小林 孝・高田潤二ほか、ノートパソコンの熱設計、第 29 回日本伝熱シンポジウム講演論文集、(1992)、493-494
- (4) 久野勝美・岩崎秀夫ほか 3 名、小型きょう体の熱解析、機論、62-601、B (1996-9)、225-230
- (5) 岩崎秀夫ほか、節点法によるラップトップ EWS の熱設計、機械学会講演論文集 No.921、(1992)、264
- (6) 大金頭二・小林 孝ほか、ラップトップコンピュータの通風解析、日本機械学会 関西支部第 249 回講演会 (1990)、27-29
- (7) 大串哲朗・山中悟郎、電子機器筐体の自然対流放熱計算法、日本機械学会第 68 期全国大会講演論文集 Vol.C、(1990)、10-12
- (8) 例えば H.Rosten and R.Viswanath, "Thermal Modeling of the Pentium Processor Package" Proc. 44th Electronic

Components and Technology Conference, Washington
D.C., (May 1994), 421-428

(9)小林 孝、電子機器開発における CFD 応用熱設計手
法、日本機械学会 関西支部第 224 回講習会テキス
ト(1997)、12-13

(10)Tom Lee, Ben Chambers et al, "Application of CFD
Technology to Electronic Thermal Management", Proc.
44th Electronic Component and Technology Conference,
Washington D.C., (May 1994) IEEE, 411-420

(11)R.Viswanath and I.Ali, "Thermal Modeling of High
Performance Packages in Portable Computer" 45th
ECTC conference ,Las VegasNevada (1995), 1122-1133

(12)生井、送風機と圧縮機、朝倉書店、7 版、(昭和 42
年)

(13)Warren H.Giedt、基礎伝熱工学、丸善、(1960)、191

(14)石塚 勝・藤井雅雄、電子機器の放熱設計とシミュ
レーション、応用技術出版、(1989)、24 - 27