

## 大電力制御盤用小形冷却器\*

### (傾斜フィンを有する対向流形熱交換器の数値解析)

川口清司\*<sup>1</sup>, 岡本義之\*<sup>2</sup>  
鈴木昌彦\*<sup>2</sup>, 真船利宏\*<sup>3</sup>

## Compact Cooling Unit for High Power Electric Controller

### (Numerical Analysis in the Counter Flow Type Heat Exchange with Inclined Fin)

Kiyoshi KAWAGUCHI\*<sup>4</sup>, Yoshiyuki OKAMOTO,  
Masahiko SUZUKI and Toshihiro MAFUNE

\*<sup>4</sup> Toyama University, Faculty of Engineering, 3190 Gofuku, Toyama-shi, Toyama, 930-8555 Japan

In recent years, calorific power of semiconductor has been increasing. So more compact cooling unit for high power control panel compared with air-forced aluminum fin is desired. We have been developing the new counter flow type compact cooling unit having inclined radiation fin. In this paper, we have established the simple method for calculation of cooling performance of heat exchanger by using radiation fin modeled by pressure resistance in the flow field, and by using NTU method in the temperature field.

**Key Words:** Simulation, Heat Exchanger, Cooling Unit, Numerical Analysis

## 1. 緒 言

近年、半導体素子はますます高集積、高密度、高速化の傾向にあり、それに伴って、半導体を内部実装した一般大電力制御盤の発熱量は増加の一途をたどっている。こうした素子の冷却手段として、高性能の空気対空気方式冷却器のニーズが高まっている。

従来大電力制御盤用冷却器としては、高温の内部空気を低温の外部空気で冷却する空気対空気方式の熱交換器が使用されている。その方式は対向流式や直交流式の熱交換器が用いられており、特に対向流式は流路に沿って一様に温度差を大きくとれるために温度効率の点で優れている。しかし、薄形化の要求が強い大電力制御盤では熱交換器の前面面積を大きくとれないため、冷却風速が大きくなりそれに伴い圧力損失も増大するという問題点がある。

そこで、著者らはこれまでに新しい方式の制御盤用空気対空気方式冷却器を開発してきた<sup>(1)(2)</sup>。本冷却器

は自動車用熱交換器で用いられている高性能フィンを傾斜配置したことが特徴で、それにより送風系の圧力損失を大幅に低減することが可能である。その結果、従来方式の空気対向流方式と比較して、冷却性能向上、騒音低減、低消費電力化が可能である。

本研究では、新冷却器の熱交換器性能を予測するための簡易シミュレーション方法の確立を行い、実験値と比較したので報告する。

## 2. おもな記号

- $A$ : 伝熱面積  $m^2$   
 $C_p$ : 定圧比熱  $J/(kg \cdot K)$   
 $Q_{max}$ : 高温空気側と低温空気側流体における大きいほうの流量  $m^3/s$   
 $Q_{min}$ : 高温空気側と低温空気側流体における小さいほうの流量  $m^3/s$   
 $q_{ci}$ : 低温空気側セルから空気に与える熱量  $W$   
 $q_{hi}$ : 高温空気側セルから空気に与える熱量  $W$   
 $T_{avc}$ : 低温側各セル群の平均温度  $^{\circ}C$   
 $T_{avh}$ : 高温側各セル群の平均温度  $^{\circ}C$   
 $T_{ci}$ : 低温空気側セルの温度  $^{\circ}C$   
 $T_{hi}$ : 高温空気側セルの温度  $^{\circ}C$   
 $V$ : フィン通過風速  $m/s$

\* 原稿受付 2000年7月21日。

\*<sup>1</sup> 正員, 富山大学工学部(☎930-8555 富山市五福3190) [元: (株)デンソー].

\*<sup>2</sup> 正員, (株)デンソー(☎448-8661 刈谷市昭和町1-1).

\*<sup>3</sup> (株)デンソー.

E-mail: kawaguti@eng.toyama-u.ac.jp

- $V_{avc}$ : 低温側各セル群の平均流速 m/s
- $V_{avh}$ : 高温側各セル群の平均流速 m/s
- $V_{ci}$ : 低温空気側セルの流速 m/s
- $V_{hi}$ : 高温空気側セルの流速 m/s
- $V_k$ : 各軸方向の流速成分 m/s
- $a_c$ : 低温空気側の熱伝達率  $W/(m^2 \cdot K)$
- $a_f$ : フィン部における熱伝達率  $W/(m^2 \cdot K)$
- $a_h$ : 高温空気側の熱伝達率  $W/(m^2 \cdot K)$
- $\alpha_k$ : 各軸方向の圧力損失における流速の二乗に比例する係数
- $\alpha_s$ : フィン部以外における熱伝達率  $W/(m^2 \cdot k)$
- $\beta_k$ : 各軸方向の圧力損失における流速に比例する係数
- $\Delta P_k$ : 各軸方向の圧力損失 Pa
- $\Delta T$ : 内部空気温度と外部空気温度の差 K
- $\lambda$ : 熱伝導率  $W/(m \cdot k)$

添字  $i$  は 1~4,  $k$  は  $x, y, z$

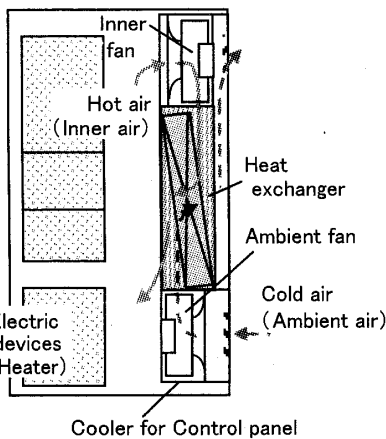


Fig. 1 Configuration of high power electric controller

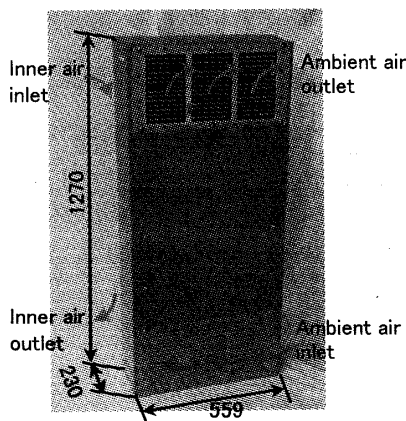


Fig. 2 Appearance of cooling unit for high power electric controller

### 3. 大電力制御盤用冷却器の構造

図 1 に制御盤と制御盤用冷却器の構造を示す。制御盤の内部には電子機器が収納され作動時に発熱する。この発熱量は数 kW にも及び、内部の空気温度が上昇する。冷却器は制御盤の側面に取付けられ、新空気対向流方式の熱交換器と送風用ファンにより構成されている。新空気対向流方式熱交換器は上下方向に高温空気流路と低温空気流路が交互に対向するように配設され、それぞれの流路には自動車用熱交換器で用いられている高性能ルーバ付きコルゲートフィンが傾斜配置されている。このような構造にすることによって、空気対向流方式の熱交換性能上のメリットを有し、かつ傾斜配置することによって熱交換器前面面積が増大し、圧力損失の低減とそれに伴う騒音の大幅な低減を実現することができる。

図 2 に冷却器の外観、表 1 に冷却器の仕様を示す。冷却能力は 2.7 kW、そのときの内気温度と外気温度の差  $\Delta T$  は 19 K である。

### 4. 新空気対向流方式冷却器の構造

熱交換器方式の中で最も温度効率の高い対向流方式にはさまざまな構造が提案されているが、制御盤用冷却器のように縦長構造が要求されるものに関しては、他社の例をみると、長手方向に空気を流して対向距離をできる限り長く確保して性能の向上を狙ったものばかりである。しかしながらこのような考え方は、空気の通過断面積が小さくなるために風速が大きくなり、高性能化を図るために通風路にルーバフィンを用いると圧力損失が極端に大きくなる。したがって、セパレータのピッチを詰めて伝熱面積を増大させたり、セパレータにディンプルを設けて熱伝達率を高めるなどの工夫をこらした例がみられるが、いずれも熱伝達率の向上効果に比較して圧力損失の影響が大きく、性能向上を図ることは困難である。そこで著者らは、このような縦長構造の熱交換器において、圧力損失の増大を抑制しつつ熱伝達率を向上させる方法を検討してきた。

Table 1 Specifications of cooling unit

Items	Specifications
Cooling performance	2.7kW ( $\Delta T=19K$ ) $\Delta T$ : Hot air temperature - Cold air temperature
Acoustic Noise	65dB (A) (1m away from panel cooler)
Size	559 × 1270 × 230 (mm)
Weight	39 (kg)

図3は著者らが考案した新空気対空気方式熱交換器で、図4にその内部構造を示す。この熱交換器の最大の特徴は熱交換器に対してコルゲートルーバフィンに斜めに配置したことにある。ルーバフィンは同一通過風速で比較すると、ルーバレスフィンよりも熱伝達率は高いが圧力損失が大きい。そこで、フィンを縦長に傾斜配置して前面面積を拡大することによりフィン流入風速を下げ、圧力損失の抑制と高熱伝達率の確保を両立させた。フィンの傾斜角は、シミュレーションによる最適化および搭載上の制約から $83^\circ$ を採用している。高温と低温空気はそれぞれ上下方向から熱交換器に流入するが、フィンを通過する際には、フィンに沿って流れるため、セパレータを介して互いに対向流を形成する。このように高性能フィンの配置された部分で流れを対向させることにより、性能向上を狙ったものである。

熱交換器はセパレータとフィンを交互に積層して一体ろう付けにより製作するというシンプルな構造とす

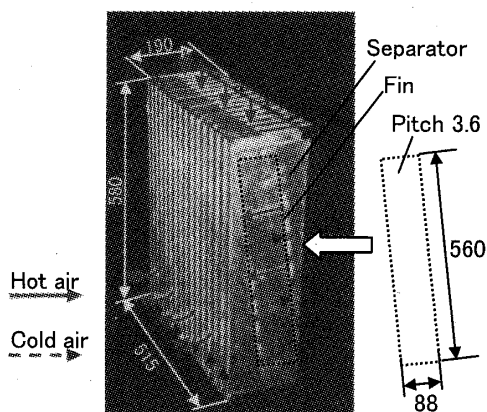


Fig. 3 Appearance of compact heat exchanger with inclined fin

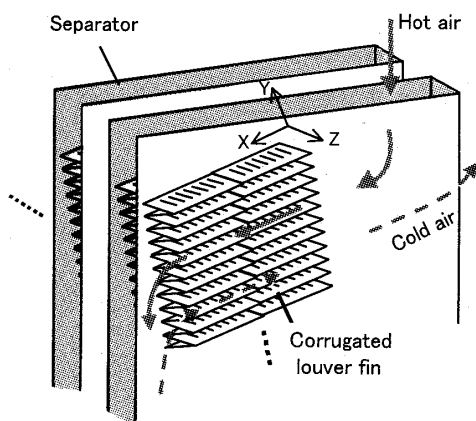


Fig. 4 Inside structure of compact heat exchanger

ることで、低コスト化と気密性の向上を図っている。なお今回の設計では内・外気の通路は合計三十一段であるが、段数を増減することによって広範囲の熱負荷にフレキシブルに対応できる。

熱交換器内部に配置したフィンを図5に示す。高さ16 mm、奥行き44 mm、長さ560 mmの自動車空気調和用熱交換器に用いられている高性能コルゲートルーバフィンで、フィンピッチ3.6 mm×155山を1列として奥行き方向に2列直列配置してある。高さ16 mmのフィンを選定した理由は、段数を少なくしてセパレータ枚数を極力少なくし、材料コストと組付け工数の削減を狙いである。

### 5. 熱交換器の解析モデル

図4に示すように熱交換器はセパレータを介して高温空気側と低温空気側の二つのフィンから構成され、フィンは先述したように熱伝達率を向上させるために多数のルーバが設けてある。高温空気の熱は高温側フィンからセパレータ、さらにセパレータから低温側フィンへと伝熱し、最後に低温側フィンから低温空気へと伝わる。

上記の伝熱状態はフィン形状を忠実にモデル化することにより解析できるが、メッシュ作成時間および計算時間が膨大になり現実的ではない。従来の研究例においても一つのフィンを解析するにも膨大な時間を要している。解析を実施するうえでの技術課題をもう少し具体的に検討すると大きく分けて3点が挙げられる。第1にセパレータを介して低温空気と高温空気の二流体間の熱交換量を計算する必要があること、第2にフィン形状が複雑で寸法が大きい構造物をいかにシンプルなモデルに置き換え、実用的なモデルサイズにとどめるかということ、第3に複雑なルーバフィンのモデル化をどのように行うかということである。

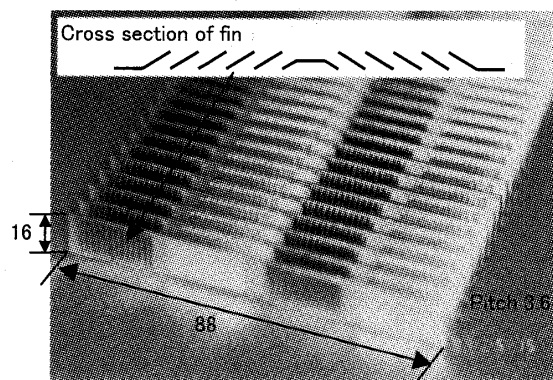


Fig. 5 Appearance of fin in the heat exchanger

そこでこれらの課題を解決するために、速度場計算に必要な機能と温度場計算に必要な機能を分離して考えることにした。

**5.1 速度場モデル** フィンのモデル化にあたって速度場計算に必要な機能は、抵抗体としての機能であり、三軸方向の抵抗が正確に再現できればモデル上のような形状を入力しても、風速分布と圧力損失は精度よく計算できる。そこで、フィン部は形状を入力せず、単なる抵抗体としてモデル化を行った。図6に示すように実際のコルゲートルーパーフィンは熱伝達率を向上させるために多数のルーバを設けており、複雑な形状をしている。それに対して抵抗体は直方体で模擬することによって、計算上の取扱いは極めて容易である。抵抗体を通過するときの三軸方向の圧力損失を各軸ごとに通過風速の二乗と一乗に比例する成分の和として表すことにする。すなわち圧力損失を、式(1)~(3)で示す。

$$\Delta P_x = \alpha_x V_x^2 + \beta_x V_x \dots\dots\dots(1)$$

$$\Delta P_y = \alpha_y V_y^2 + \beta_y V_y \dots\dots\dots(2)$$

$$\Delta P_z = \alpha_z V_z^2 + \beta_z V_z \dots\dots\dots(3)$$

したがって、係数  $\alpha$  と  $\beta$  を決定できれば、フィン形状を直方体でモデル化することによって、フィンの抵抗体としての機能を再現することができる。

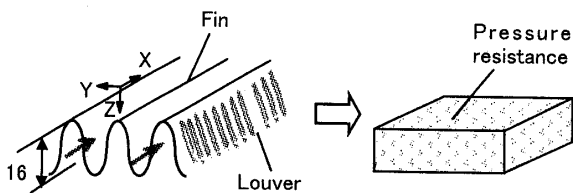


Fig. 6 Fin model using porous type pressure resistance

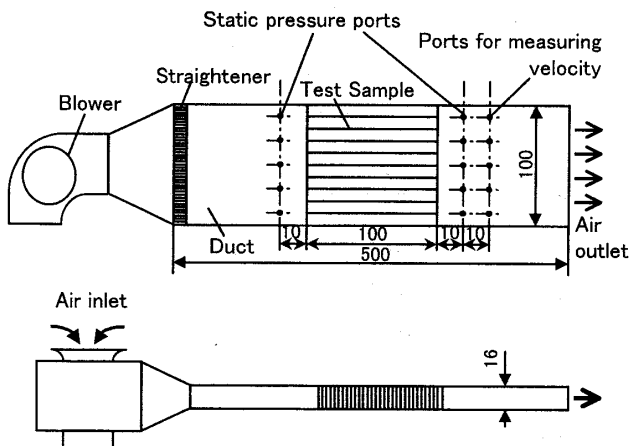


Fig. 7 Schematic apparatus for measuring pressure loss

そこで、係数を決定するために、図7に示すような実験装置を用いてフィン単体における風速と圧力損失の関係を求めた。実験装置の構成は、幅 100 mm×高さ 16 mm の矩形ダクト内に 100×100×16 mm の供試フィンを設置し、ダクト内には送風機により空気を供給する。風速は5箇所の測定孔に熱線計を挿入し、高さ方向6点の風速分布を求め平均風速を算出することによって代表値とした。また、フィンの上流と下流には圧力測定孔を複数個設けることにより、フィン前後の圧力差を精密微差圧計により測定した。各軸方向の圧力損失を求める場合は、フィンの設置方向を変えて行った。なおフィンの高さ方向成分は速度成分自体が小さいため、考慮しないことにした。

図8に実験結果を示す。各軸方向の圧力損失は、風速の二乗成分のみで整理することができる結果となりそれぞれ  $\alpha_x=12$ ,  $\alpha_y=120$  の値を得た。

**5.2 温度場モデル** フィン部での高温側と低温側の熱交換は、フィンと空気の熱伝達とセパレータを介して隣接するフィンどうしの熱伝導により行われる。今回のモデルでは先述したようにフィンは抵抗体でモデル化しているため、空気・フィン・セパレータ間

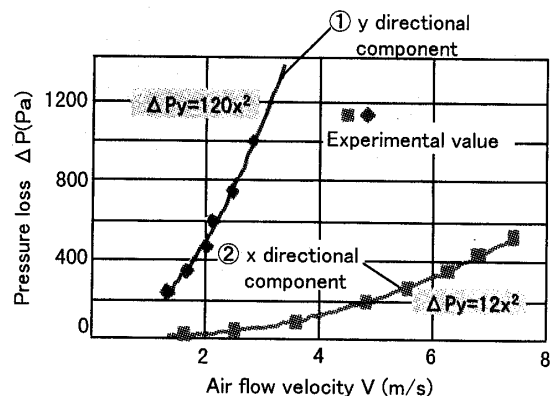


Fig. 8 Relation between pressure loss and air flow velocity

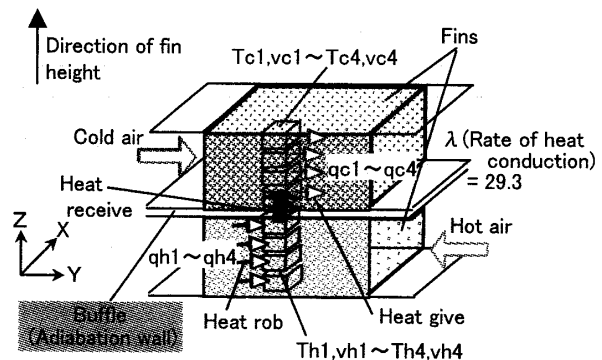


Fig. 9 Heat exchanging model using NTU method

は実際の伝熱現象を再現せず、セパレータ表面の熱伝達を計算するようなモデルになってしまう。そこで、図9に示すように、セパレータは見掛け上断熱壁としていったん伝熱を遮断したうえで、隣接するフィンどうしの熱交換量を熱交換器の基礎理論である  $\epsilon$ -NTU 法を用いて計算することにした。

具体的には、セパレータを介して高・低温側で対向するセル群を一つの単位とし、流れ場の解析を行うことによって各セルの流速を求める。次に各セル群の平

均流速と平均温度を式(4)、(5)によって算出し、同時に各セル群における熱交換量を式(6)により算出する。この熱交換量を低温側の対向する一つのセル群に均等に与え、各セルにおける比熱と流速が求まっているので、温度を計算することができる。また、初期温度は最初に設定しておく。このように、高温空気側からはこの熱交換量を奪い、低温空気側には熱交換量を与えるという作業を計算が収束するまで繰返すというものである。

各セル群の平均流速と平均温度は式(4)、(5)で表される。

$$V_{avc} = \frac{1}{4} \sum_{n=1}^4 V_{cn}, \quad V_{avh} = \frac{1}{4} \sum_{n=1}^4 V_{hn} \quad \dots\dots (4)$$

$$T_{avc} = \frac{1}{4} \sum_{n=1}^4 T_{cn}, \quad T_{avh} = \frac{1}{4} \sum_{n=1}^4 T_{hn} \quad \dots\dots (5)$$

熱交換量  $q$  は式(6)で表せる。

$$q = \frac{1 - e^{-(R+1)NTU}}{1 - R \cdot e^{-(R+1)NTU}} \rho \cdot C_p \cdot Q_{\min} \cdot \Delta T_{hc} \quad \dots\dots (6)$$

ここで、 $\rho$  は密度で、伝熱単位数  $NTU$ 、水当量比  $R$ 、熱通過率  $K$  は、式(7)~(10)で表される。

$$NTU = \frac{K \cdot A}{\rho \cdot C_p \cdot Q_{\min}} \quad \dots\dots (7)$$

$$R = \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}} \quad \dots\dots (8)$$

$$\Delta T_{hc} = T_{avh} - T_{avc} \quad \dots\dots (9)$$

$$K = \frac{\alpha_c \alpha_h}{\alpha_c + \alpha_h} \quad \dots\dots (10)$$

以上の式により計算を行った。

ここで、熱伝達率  $\alpha$  はフィン部とフィン部以外の領域に分けて流速の関数として表した実験式(11)、(12)

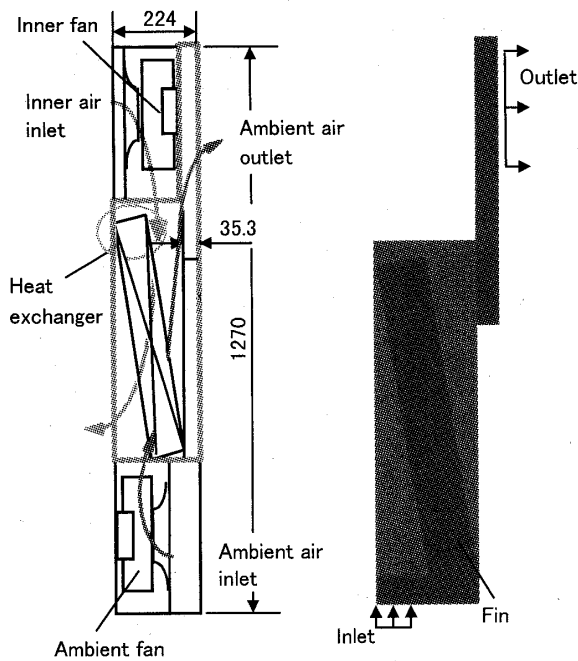


Fig. 10 Heat exchanger model for calculation

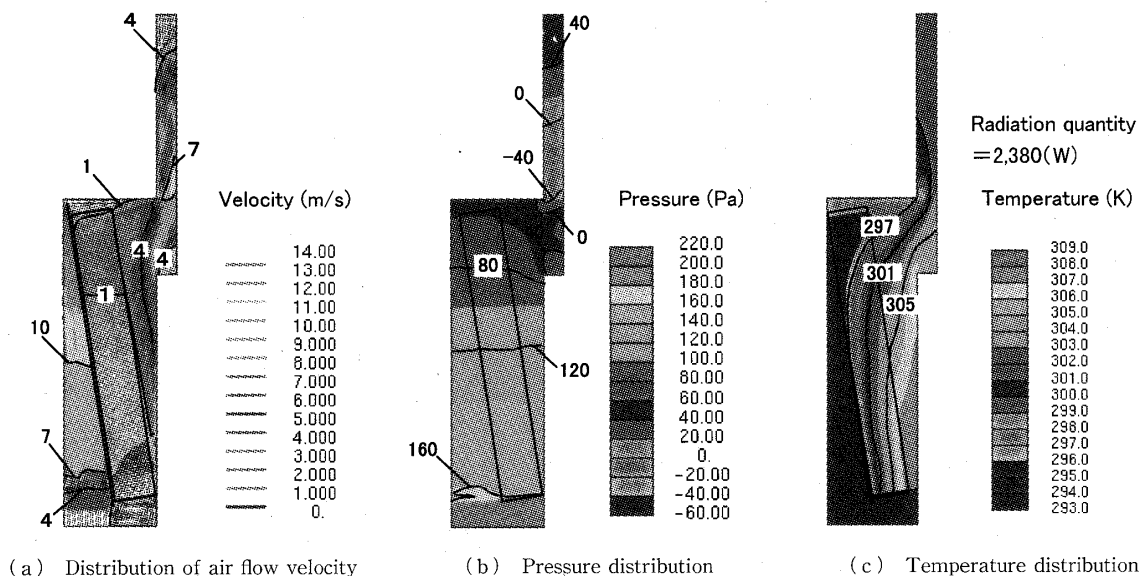


Fig. 11 Calculation results (Conventional type)

を用いた。

$$\alpha_f = 91.6 V_{av}^{0.33} \dots\dots\dots (11)$$

$$\alpha_s = 21.5 V_{av}^{0.5} \dots\dots\dots (12)$$

6. 解析モデル

図10は実機の構造と外気送風系の解析モデルを対比させて示したものである。内気送風系モデルについても同形状に作成しているが流入口と流出口の位置が異なっている。モデル化は隣接する内・外気通路の一段分のみについて行い、熱交換器部分とその上・下流の通路を含んだものとした。またフィン形状を入力せず抵抗体で表現することにより、全体のモデル規模を60000メッシュに抑えることができた。

流れ場と温度場の支配方程式は、連続の式、ナビエ・ストークス方程式、エネルギー方程式である。境界条件は、下部に流入口、右上部に流出部を設け、風量は700 m<sup>3</sup>/hで、高温空気と低温空気の温度差は19 Kである。乱流モデルは三次元のk-εモデルを用いている。流入口の流速分布は、実際の流れ場ではファンの流出部になるため流速分布は一様ではないが、境界条件としては一様な平均流速を用いている。また、壁面での温度境界条件は断熱とした。なお、本研究で示した解析例は低温空気側のみであるが、高温空気側についても同一風量700 m<sup>3</sup>/hで解析を行っている。

7. 解析結果と実験結果

7.1 従来構造の解析結果と実験値との比較

図11に計算により求めた流速分布・圧力分布・温度分布を示す。また、図12に冷却器の性能試験方法を示す。供試冷却器は電力制御盤を模擬したきょう体の内部には空気温度分布を一様にするためのかくはん用ファンが設けてある。冷却性能については、内外気温度差

ΔTを発熱量で割った値を用いた。内気温度は冷却器の内気流入口部に熱電対を8箇所を設置して測定し外気温度は外気流入口部に熱電対を4箇所を設置して測定した。内気と外気はそれぞれの平均値を用いる。また、発熱量は電気ヒータへの印加直流電圧と電流値を測定して計算した電力値を用いた。送風量は、外気流出口と内気流出口に設けた熱線風速計をトラバースすることにより、風速分布を測定し積算して風量を求めた。図13に送風量をパラメータとして放熱量を測定した結果と計算結果の比較を示す。この結果、今回用いた解析手法は実機性能を±5%の精度で予測できることがわかった。なおはん用性を考えた場合、この解析方法の精度に影響を与える因子としては、(1)モデル形状の再現性、(2)流入部における流速境界条件、(3)フィン熱伝達率式の適用範囲、(4)熱交換量における各セルへの与え方、などが考えられる。モデル形状については各部のRを除いてはほぼ忠実に実機形状を再現しており特に問題はないと思われるが、使用するフィンを変更する場合には再度圧力損失や熱伝達率を求める必要がある。流入部の流速分布は本研究で

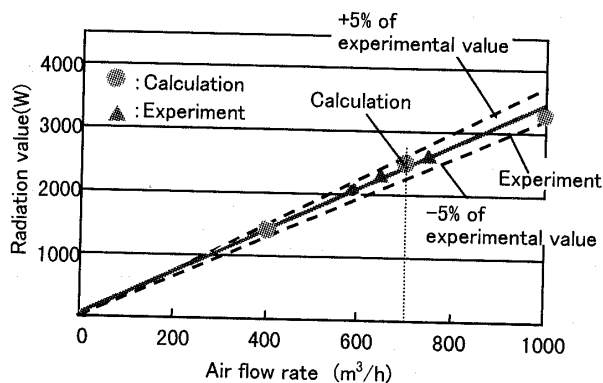


Fig. 13 Comparison of calculation and experimental results

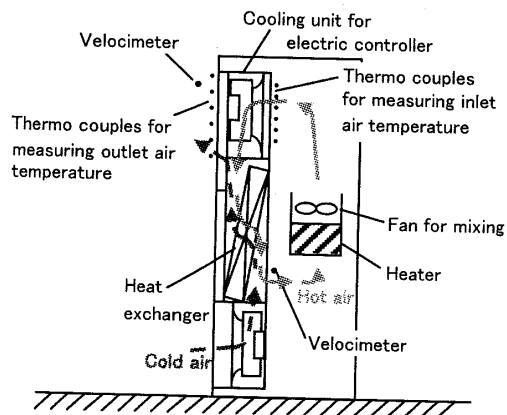


Fig. 12 Experimental equipment for measuring cooling performance

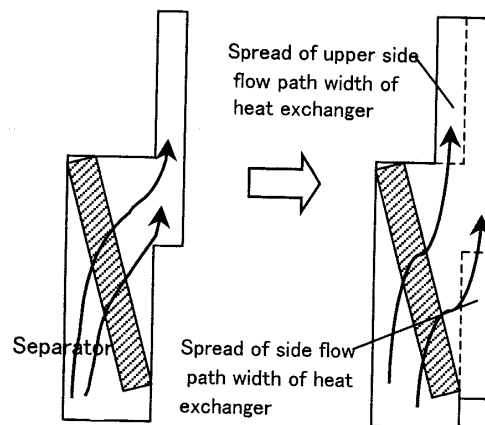


Fig. 14 Improved points in the heat exchanger

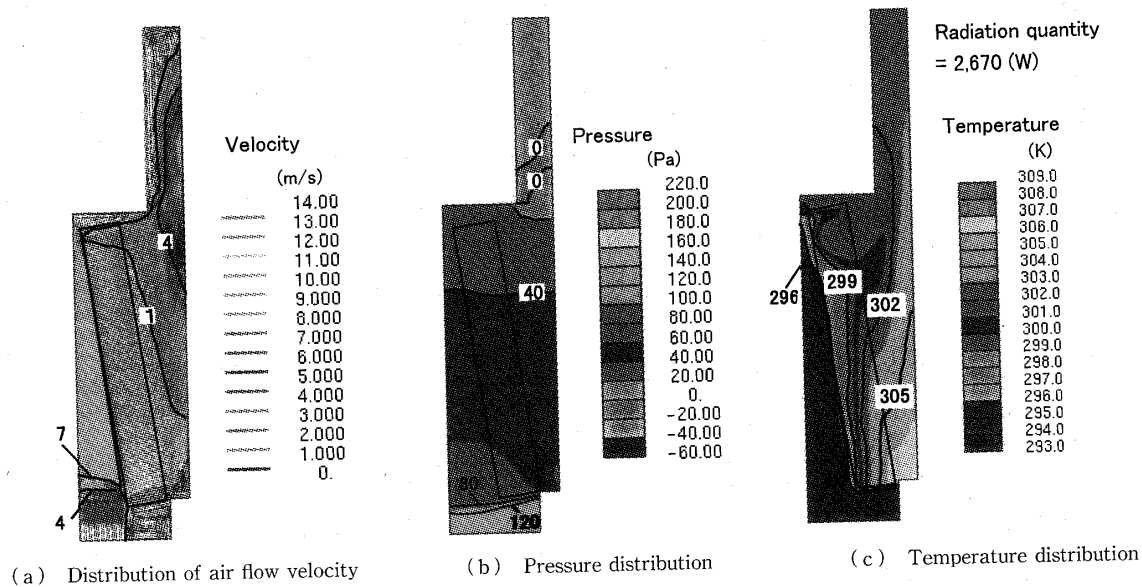


Fig. 15 Calculation results (Improved shape)

は均一としたが、ファンの位置によっては流速分布が大きく偏る可能性もあるので注意が必要である。またフィン熱伝達率式では、1~10 m/sの範囲では適用可能であるが、それ以外の低速・高速流の場合は誤差の要因になる。熱交換量における各セルへの与え方は、本研究においては均等に行っているが、フィン高さが大きくなる場合にはフィン効率が低下するので、それを考慮した配分方法を検討する必要がある。

解析結果について、圧力分布より算出した熱交換器の圧力損失は、ファン性能を考慮した目標値である140 Paを大幅に超え、210 Paと大きい。この原因として流速分布解析結果より、フィン部では熱交換器上方に流れが集中しており、また熱交換器の出口で縮流と曲げが同時に発生していることがわかった。この結果、これらの箇所では圧力等高線の間隔が密になっており、全体の圧力損失が大きくなっている。また、温度分布についてもフィン上方では熱交換がされずにフィン温度が低温のままであることがわかる。

**7・2 改良構造の解析結果** そこで、これらの問題点を改良するために、図14に示すように、熱交換器厚み(X-Y平面方向)を10 mm薄くし、かつ前面に通路を確保することによって、フィン下方への風通し

をよくし、さらには熱交換器出口部分での急激な曲がりを緩和することを狙った。この改良構造について解析を実施した結果を図15に示す。フィン上の風速分布はほぼ一樣になると同時に、圧力損失を210 Paから目標値以下の130 Paまで低減できた。また熱交換量についても、フィン部で一樣な温度分布になっていることがわかる。その結果、全放熱量では改良前と比較して16%の冷却性能向上を達成できた。

## 8. 結 言

- (1) 構造が複雑な放熱フィン等を単純な抵抗体によりモデル化し、NTUにより新空気対向流方式熱交換器の伝熱性能を実用的精度と時間で解析する手法を提案した。
- (2) 上記手法を用いて熱交換器内流路形状の改良により冷却性能を向上させた。

## 文 献

- (1) 鈴木昌彦・ほか3名, 第37回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (2000-5), 427-428.
- (2) 鈴木昌彦, ほか4名, 第37回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (2000-5), 429-430.