

大電力制御盤用小形冷却器*
(冷却器送風系の数値解析)川口清司*¹, 真船利宏*²
鈴木昌彦*³, 岡本義之*³Compact Cooling Unit for High Power Electric Controller
(Numerical Analysis in the Cooling Unit)Kiyoshi KAWAGUCHI*⁴, Toshihiro MAFUNE,
Masahiko SUZUKI and Yoshiyuki OKAMOTO*⁴ 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 cooling unit having inclined radiation fin. In this paper, we have established the calculation method of cooling performance of the cooling unit having the heat exchanger modeled by pressure resistance, considering air velocity distribution at the inlet of the heat exchanger generated by cooling fan.

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⁽¹⁾⁽²⁾。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、新冷却器の冷却性能を短時間で予測するために、熱交換器全体を圧力抵抗体でモデル化し、ファンを含めた送風系の簡易数値解析手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

V_k : 各軸方向の流速成分 m/s

W : 冷却器幅 m

x : 冷却器幅方向における風速測定位置 m

α_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

β_k : 各軸方向の圧力損失における流速に比例する係数

ΔP : 圧力損失 Pa

ΔP_k : 各軸方向の圧力損失 Pa

ΔT : 高温空気と低温空気の温度差 K

添字 k は y, z

* 原稿受付 2000年7月21日。

*¹ 正員, 富山大学工学部(☎930-8555 富山市五福3190) [元:(株)デンソー]。*² (株)デンソー(☎448-8661 刈谷市昭和町1-1)。*³ 正員, (株)デンソー。

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

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2.7kW、そのときの内気温度と外気温度

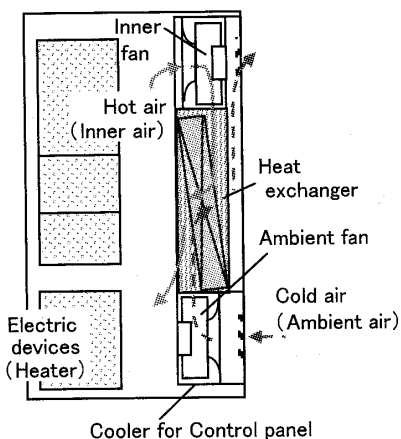


Fig. 1 Configuration of high power electric controller

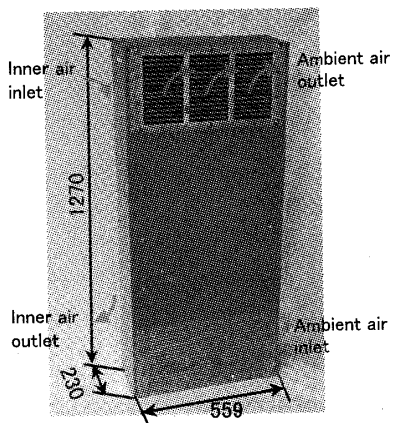


Fig. 2 Appearance of cooling unit for high power electric controller

の差 ΔT 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では、空気の通過断面積が小さくなるために風速が大きく、高性能化を図るために通風路に高性能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。

図3は著者らが考案した新空気対向流方式熱交換器で、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を斜めに配置したことにある。ルーバフィンと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

Table 1 Specifications of cooling unit

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

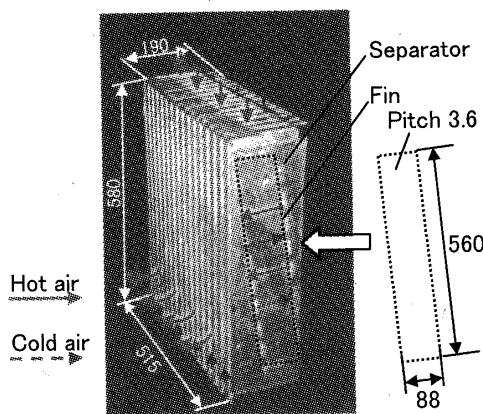


Fig. 3 Appearance of compact heat exchanger with inclined fin

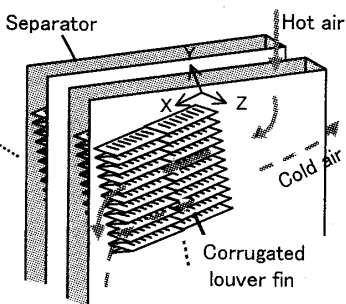


Fig. 4 Inside structure of compact heat exchanger

は高いが圧力損失が大きい。そこで、フィン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。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ることで、低コスト化を図っている。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は、高さ 16 mm の奥行き 44 mm の自動車空調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 山を一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を削減することが大きな狙いである。

5. 冷却器解析

図 1 に冷却器の構成を示すが、上方に内気送風用のターボファン、下方に外気送風用のターボファンが設けられており、その間に熱交換器が設置されている。したがってファンのレイアウトやそれらの回転方向により熱交換器への流入速度分布が変化し、それに伴い冷却性能も変化する。実際、ファン設置位置を左部から右部に変えただけで、熱交換器への風量分布は大きく変化し、その結果冷却性能は 12% も向上することが実験的に確認されている。

そこで、送風系を含めた冷却器全体の解析により、

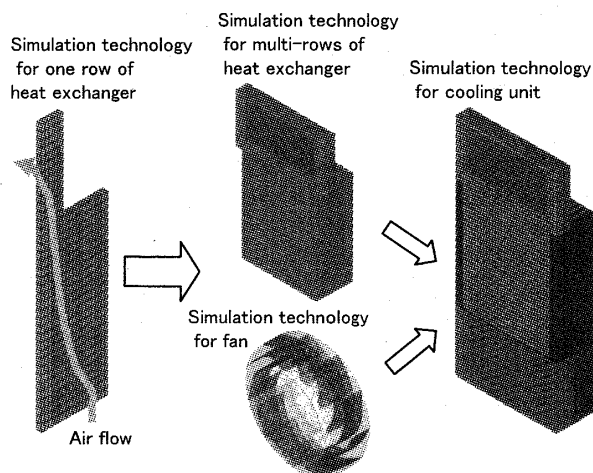


Fig. 5 Approaching method for simulation

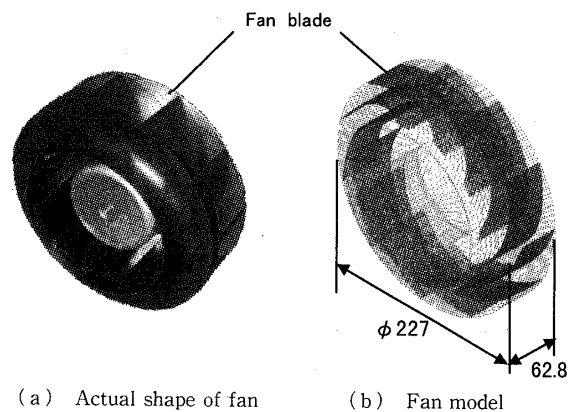


Fig. 6 Analysis model of cooling fan

冷却性能の予測を行うことが性能の向上を図るうえで重要になってくる。しかしながら、ターボファンの特性解析、さらにルーバフィンを用いた多段の熱交換器の伝熱解析を実施しようとする膨大なメッシュ作成と計算に時間を要するため現実的ではない。そこで、冷却器の性能予測シミュレーションの進め方として、図 5 に示すように、ルーバフィンを抵抗体として模擬する熱交換器単段の解析により、冷却性能、速度分布、圧力損失を求め、これらの値を用いて熱交換器全体を抵抗体として模擬する多段モデル化を行い、ファンモデルと併せて冷却器全体の解析を行うことにした。

5・1 ファン特性の解析 まず、ファンのモデル化であるが、本冷却器で使用しているファンは図 6(a) に示すようなファン外径 227 mm、ファン内径 150 mm、ファン厚み 62.8 mm、翼枚数 11 枚のターボファンである。ファン翼形状は厚み方向に対して二次元的であるが、内部流れは三次元なので直接に解析すると膨大な時間を要する。そこで、ファン翼が回転することによる運動量の変化から空気に作用する運動量

を計算し、送風量と静圧を求める手法を用いた。

図6(b)にファンの解析モデルを示す。実際のファンでは翼の厚みが存在するが、翼の厚みを考慮してモデル化を行うと、メッシュ作成に時間を要する。そこで、翼の厚みを考慮した場合としない場合について比較を行ったところ、流入速度がそれぞれ4.50, 4.45 m/sであり、翼の厚みを考慮しなくてもあまり影響がないことがわかった。

図7にファン静圧の計算値と実験値との比較を示すが、送風量と回転数を入力することにより、圧力を求めることができる。ここで回転数はあらかじめ圧力実験値と対応がとれている値を用いている。実用的には問題ない±10%の精度で両者は一致していると思われる。

5・2 熱交換器の多段化解析 単段モデルをそのまま多段化するとメッシュ数が多くなり計算時間が長くなるため、フィンモデルの際に用いた抵抗体モデルの考え方を導入することにした。図8に示すように、単段熱交換器モデルではフィン部を抵抗体に模擬したが、多段熱交換器モデルでは熱交換器全体を抵抗体で模擬している。その結果、メッシュ数を900 000個から12 000個に低減し、計算時間も約1/10に低減

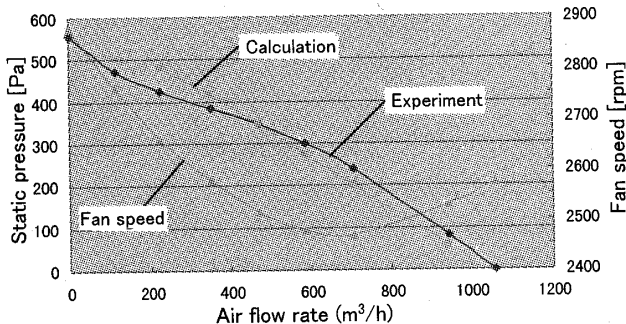


Fig. 7 Comparison of experiment and calculation

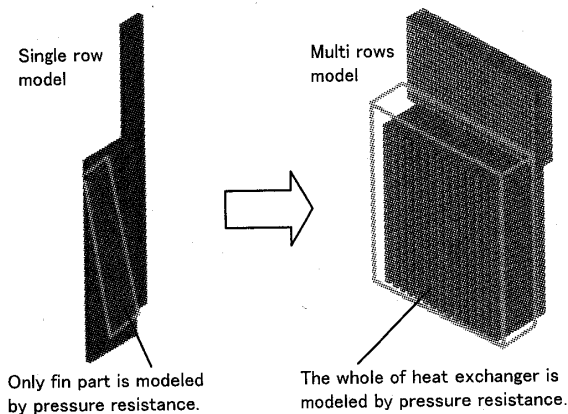


Fig. 8 Heat exchanger model

できた。

ここで抵抗体の定義であるが、速度の関数で表される圧力値を発生するブロックとしている。図9に示すように、モデルのX, Y, Z軸方向は幅方向にX軸、高さ方向にY軸、奥行き方向にZ軸をとっている。単段モデルでは流れを考慮するためフィン部のみを抵抗体に模擬しており、Y, Z軸に斜めに抵抗体が設定されている。しかし、多段モデルではフィンも含めて熱交換器全体を抵抗体に模擬している。そこで、フィン部分を含めた熱交換器の圧力損失と同じ圧力値を発生する抵抗値に設定する必要がある。具体的には、図10に示すように、フィン部を含めた熱交換器の圧力損失を解析により求め、各軸方向の圧力損失係数を算出し、それを多段モデルの圧力損失係数とした。

各軸方向における圧力損失 ΔP は、圧力損失係数と流速により式(1), (2)で表すことができる。

$$\Delta P_y = \alpha_y V_y^2 + \beta_y V_y \dots\dots\dots (1)$$

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

これより、各軸方向の圧力損失係数を求めた結果、 $\alpha_y = 1.7$, $\beta_y = 0.9$, $\alpha_z = 1.0$, $\beta_z = 0.75$ を得た。

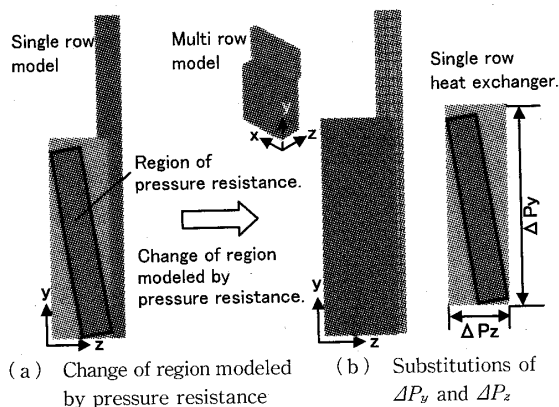


Fig. 9 Modeling method of heat exchanger by pressure resistance

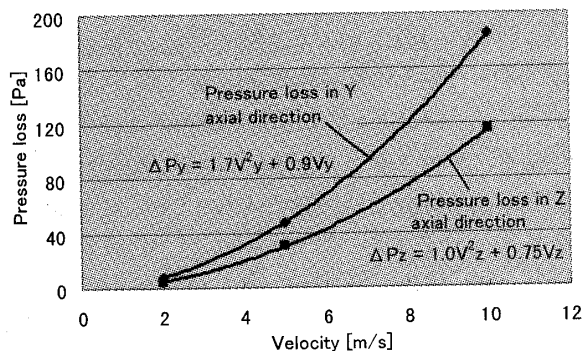


Fig. 10 Pressure loss of the single row of the heat exchanger

図11に多段モデルを用いて熱交換器中央部分を解析した結果を示す。圧力損失として図11に示す流出口の圧力と流入口の圧力の差をとっており、実験による圧力損失110 Paに対して、計算値は111 Paとなり多段モデル化が妥当であることが検証できた。

なお、実験装置は解析モデルと同じ形状の流路をアクリル板により製作し、上下のアクリル板の間に高さ16 mmのフィンを立ててある。流入口と流出口付近におけるアクリル板壁面に圧力測定孔を設けて、圧力センサにより静圧を測定し、その差を圧力損失とした。

5.3 冷却器全体解析 図12にファンモデルと多段熱交換器モデルを組合せた冷却器全体の外気送風系の解析モデルを示す。内気送風系についても同様にモデルを作成した。ファンモデルは60 000メッシュ、熱交換器モデルは、複雑な形状を入力せず、抵抗体で表

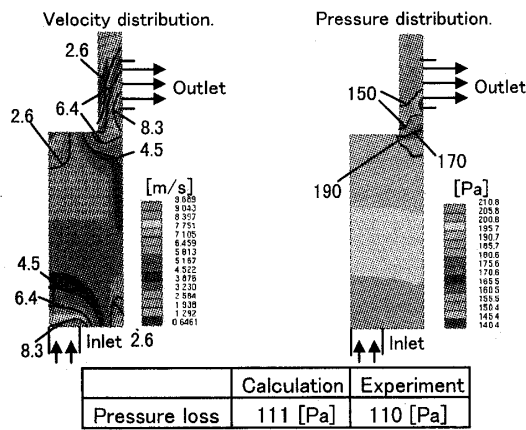


Fig. 11 Propriety of modeling of heat exchanger by pressure resistance

現することにより12 000メッシュで作成し、全体のモデル規模を140 000メッシュに抑えることができた。熱交換器モデルは、一段あたりに流体が通過する抵抗体部と流体が通過しない固体壁部を設け、それらを多段にすることにより構成されている。

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、右上部に流出口を設け、風量は700 m³/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。また、壁面での温度境界条件は断熱とした。

解析の手順は、まず熱交換器単段モデルを用いた流れの計算結果から得られた圧力損失を熱交換器多段モデルにフィードバックし、熱交換器全体の圧力損失を求める。それとファンモデルと合せて冷却器全体モデルを作成する。そして、冷却器全体の流れ場を計算して冷却器送風系の圧力損失と熱交換器に流入する風量分布を計算し、その風量分布を熱交換器単段にフィードバックして熱交換量を求める。

図13に冷却ファンまわりの流速分布の解析結果を示す。このように、冷却器内にファンと熱交換器を配置した状態におけるファンまわりの流速分布を求める

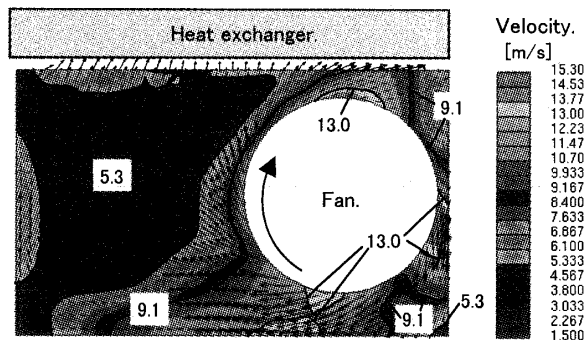


Fig. 13 Velocity distribution around cooling fan in the cooling unit

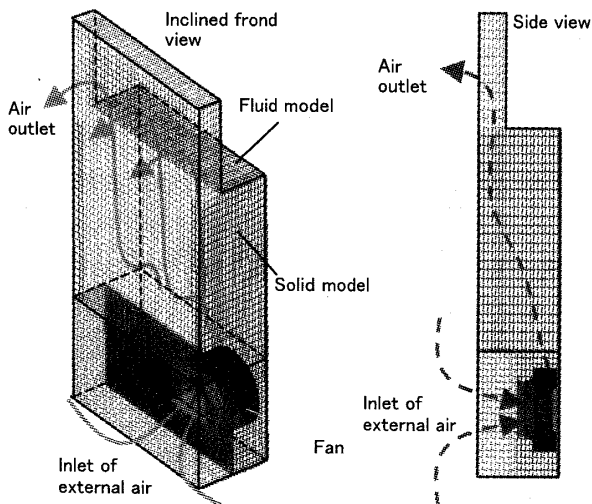


Fig. 12 Simulation model of the whole cooling unit

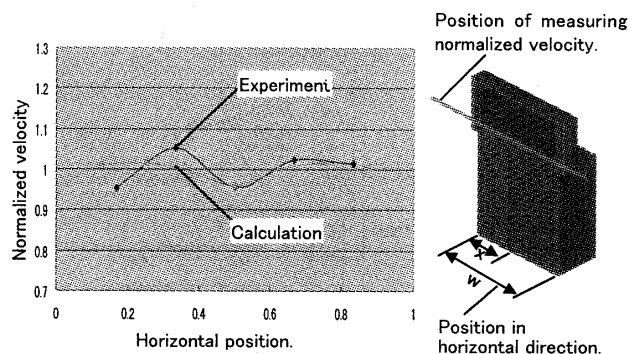


Fig. 14 Comparison of experiment and calculation

ことができる。ファンと冷却器ケースの干渉により熱交換器入口にて風速分布が発生していることがわかる。図14に熱交換器出口部における水平方向風量分布の解析値と実験値の比較を示す。横軸には熱交換器端からの測定位置をとり縦軸にはその位置における流量を平均流量で割った正規化流量を示す。ファン等の送風系を含んだ解析なので、熱交換器流入部において風速分布が発生し、解析値は実験値と比較して最大でも6%程度の誤差しかなく、実験値とも傾向が一致していることがわかる。表2に冷却性能における解析値と実験値の比較を示す。熱交換器単段モデルに対して多段モデルの場合、誤差3%が1%に向上していることがわかる。これは熱交換器の幅方向の流量分布を考慮できるようになったためと考えられる。

本研究において解析と並行して実施した実験方法を図15に示す。供試冷却器は電力制御盤を模擬したきょう体の側面に取付け、きょう体の内部には電気ヒータを設けて内部空気を加熱した。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に熱電対を4箇所を設置して測定

Table 2 Calculated results (cooling performance)

	Cooling performance	Error
Multi rows model	2634 W/ 19K	1%
Single row model	2735 W/ 19K	3%
Experiment	2660 W/ 19K	

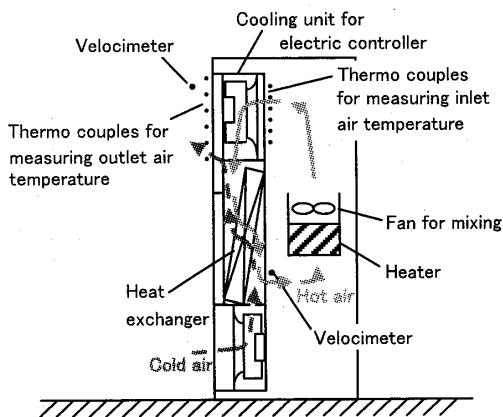


Fig. 15 Experimental equipment for measuring cooling performance

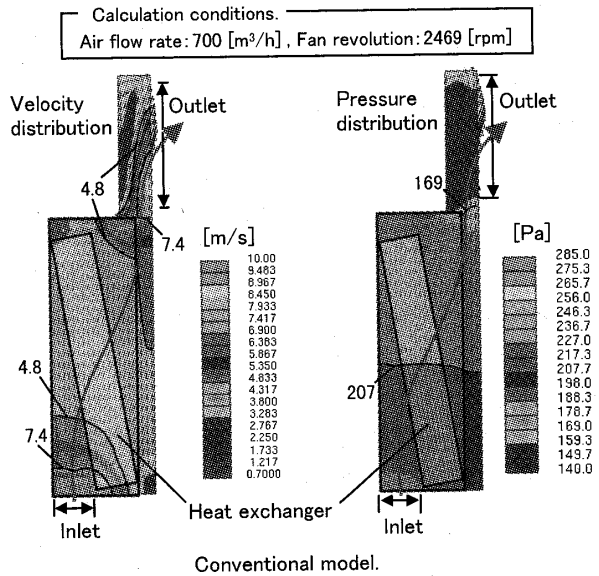


Fig. 16 Calculation results (Conventional model)

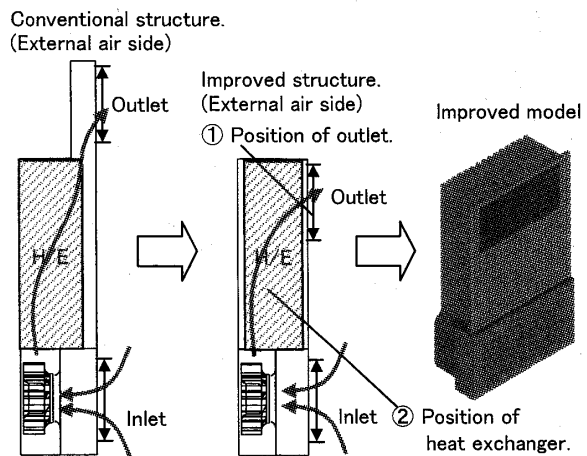


Fig. 17 Improved points in the cooling unit

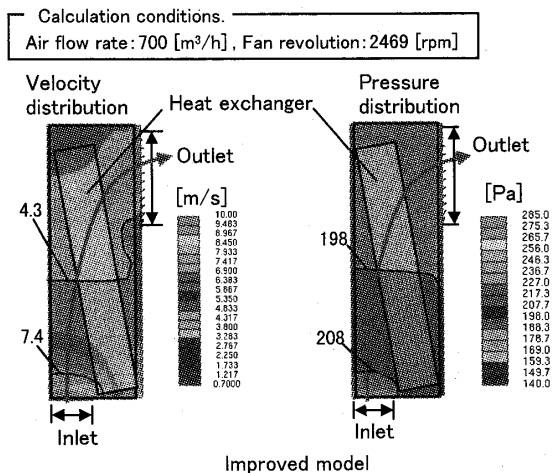


Fig. 18 Calculation results (Improved model)

Table 3 Comparison of pressure loss

	Pressure loss of heat exchanger.	Pressure loss of cooling unit.
Conventional cooling unit	110 [Pa]	215 [Pa]
Improved cooling unit	60 [Pa]	185 [Pa]
Improvement of pressure loss	▲ 45%	▲ 14%

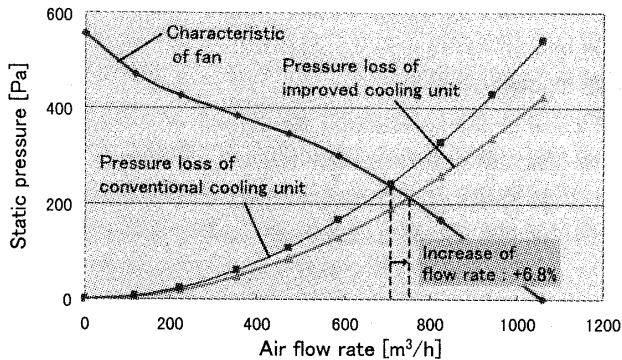


Fig. 19 Effect of decrease of pressure loss in improved cooling unit

した。内気と外気はそれぞれの平均値を用いている。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16に流速分布、圧力分布の解析結果を示す。現状の冷却器構造においては、外気の流入出口が上下に離れているため、フィン上部から流出口に向かう箇所

で流路が狭まり、圧力損失が大きくなっていることがわかる。そこで、図17に示すように流出口位置を下げることで、冷却性能がどの程度向上できるかをシミュレーションを用いて検討することにした。図18に解析結果を示す。また、表3に圧力損失の比較を示す。速度場では急な流れが改善され、逆流分布が均一化されており、圧力場についてもそれに伴い全体的に均一化され熱交換器の圧力損失が111 Paから60 Paになり45%低減することができる。また、冷却器全体では圧力損失を215 Paから185 Paに低減できることがわかった。次に圧力損失低減による風量増大が冷却性能向上に及ぼす影響も見積もる。図19に圧力損失が低減できたことによる風量増大分を示す。ファン特性曲線と圧力損失曲線の交点より風量を求めると、改良により6.8%風量を増大させることができ、冷却性能に換算すると約5%の性能向上が見込める。

6. 結 言

(1) ファン特性解析および、複雑な熱交換器構造を抵抗体で模擬した多段化モデル解析により、ファン等の送風系の影響を考慮した冷却器全体の冷却性能を実用的な精度と時間で計算できる手法を提案した。

(2) 上記手法を用いて送風系の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回日本電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.