

マイクロ・ベアチューブ熱交換器の最適設計

奥 知久^{*1}, 笠木 伸英^{*2}, 鈴木 雄二^{*2}

Optimum Design of Micro Bare-Tube Heat Exchanger

Tomohisa OKU, Nobuhide KASAGI and Yuji SUZUKI

Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo,
Hongo 7-3-1, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656, Japan

Micro bare-tube heat exchangers can accomplish high performance and compactness with their simple structure. In general, decreasing characteristic length leads to higher heat transfer area density at the expense of larger pressure drop. The trade-off has been so far optimized by trial and error. In the present study, simulated annealing (SA) is employed to optimize various design parameters of heat exchangers, which composes a multiple-variable highly nonlinear system. Although the heat transfer coefficient and the pressure drop on the air-side make major contribution to the total heat resistance and pumping power, empirical correlations of flow around tube bank can not predict them accurately in the low Reynolds number range, which is characteristic of compact heat exchangers. Hence, we make a series of numerical simulation for heat transfer and pressure drop of flow in the tube bank at various tube spacings and Reynolds numbers, and correlation functions are developed using an artificial neural network. Finally, optimum design is made for three types of micro bare-tube heat exchangers, i.e., heater core and radiator for automobiles, electronic equipment cooling system, and recuperator for micro gas turbine.

Key words : Heat Exchanger, Micro Tube, Optimum Design, Numerical Analysis, Neural Network

1. 緒言

従来、熱交換器の高性能化を目的として、様々な形状の拡大伝熱面が考案されてきた⁽¹⁾。また、一般に代表寸法を小さくすることによって熱伝達率が增大することから、伝熱管の細径化も進められている。しかし、管径を小さくすることにより流動抵抗も増加するため、熱伝達と圧力損失のトレードオフが必要となるが、従来のフィン付き熱交換器では、構造が複雑で設計パラメータが多く、それらを最適化するのは困難であった。

Paitoonsurikarnら⁽²⁾は、単純な構造のまま熱伝達率を向上させ、単位体積あたりの伝熱面積を大きくするため、フィンを持たない細い裸管を多数配列した細管群熱交換器（以後、マイクロ・ベアチューブ熱交換器と呼ぶ）を提案した。彼らは、管径やピッチを変化させたときの管群周りの伝熱、流動損失を経験式によって見積もり、工学的最適化手法のひとつであるシミュ

レーテッド・アニーリング（焼き鈍し法）を用いて最適化を行った。その結果、熱伝達率を向上させるとともに、単位体積あたりの伝熱面積を大きくすることが可能であるため、熱交換器の高性能化とコンパクト化が達成されることを示した。特に、車載ヒーターコアのプロトタイプを試作し、伝熱量が3割程度増大するなど、優れた性能が得られることを実証した。最適な管直径は0.5mm程度であり、最適条件における管群周りのレイノルズ数は従来のシェル・アンド・チューブ型熱交換器と比べて低く、100～300であった。

産業上重要な多くの気液熱交換器では、管内に水、管外に空気が流れ、液側に比較して小さな気側の熱伝達率がボトルネックになり、総伝熱量を支配する。また、空気は水と比較して単位体積当たりの熱容量が小さいため、流量を大きくせねばならず、気側ファン動力が液側ポンプ動力を卓越する。従って、正確な熱交換器性能の予測には、管群周りの流れとなる空気側の熱伝達率と圧力損失の正確な算出が必要となる。従来、管群周りの流れに用いられるZukauskasの実験式⁽³⁾は比較的高いレイノルズ数範囲のデータに基づくものであり、マイクロ・ベアチューブ熱交換器に特有の低レイノルズ数域ではデータ数が少なく、管群ピッチによる影響も明確に示されていないため信頼性に乏しい。

*原稿受付 2003年2月10日。

*1 非会員、日産自動車(株)。(〒243-0126 神奈川県厚木市岡津古久560-2)。

*2 正員、東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻。(〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1)。

E-mail: kasagi@thtlab.t.u-tokyo.ac.jp

以上の背景から、本研究ではまず、流れ条件を様々な変化させた管群まわり流れの熱流動数値解析を行い、そのデータ群に対してニューラルネットワーク (NN) を用いた補間を行い、データベースを構築する。次に、NNデータベースを用いてマイクロ・ベアチューブ熱交換器の最適設計を行う。想定した熱交換器は、車載熱交換器、計算機冷却システム用熱交換器、マイクロガスタービン再生熱交換器の3種類である。

2. 管群まわり流れの数値計算

図1に示す計算領域で、スパン方向3列、流れ方向10列のinline配置管群まわり流れの熱流動を、2次精度風上差分、SIMPLE法を用いたCFDコード、FLUENT5により解析した。円柱壁面は等温条件とし、流体は一樣速度で流入し、自由流出する。側壁は周期境界条件とした。スパン方向の列数については、予備的に1~4列の周期を仮定した計算を行い、3, 4列の計算結果に大きな違いが現れないことから3列を選んだ。なお、流体物性値の温度変化はないものと仮定した。

計算条件としては、流路断面積最小部分での流速 U_{max} と円管外径により定義されたレイノルズ数 Re_{max} を10から300、無次元スパン方向管ピッチ P_T 、流れ方向管ピッチ P_L を1.25から4.5の間で系統的に変化させ、合計46ケースの計算を行った。

単一円柱の場合、レイノルズ数が190前後で流れに3次元性が現れることが知られている⁽⁴⁾。しかし、今回

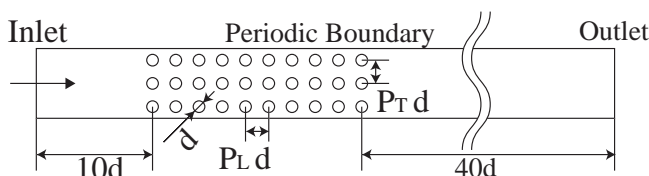


Fig. 1 Computational domain.

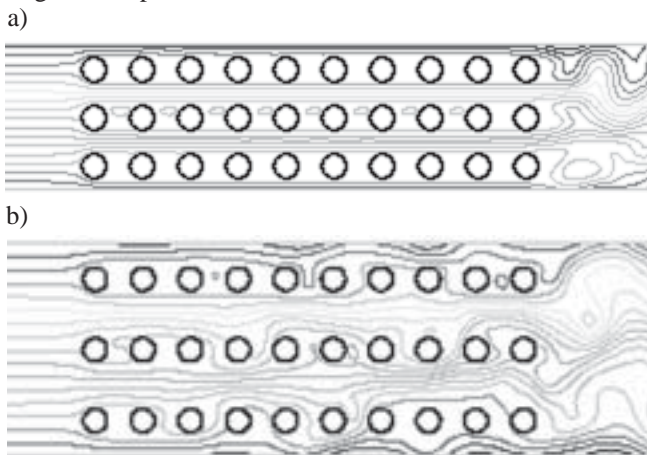


Fig. 2 Typical flow patterns around the tube bank at $Re_{max}=300$. a) $P_T=P_L=2$, b) $P_T=3, P_L=2$.

扱うレイノルズ数域での平均的な熱伝達、圧力損失特性には、流れの3次元性の効果は小さいと考え、非定常層流を仮定した2次元計算を行った。なお、単一円柱表面の格子数を変化させて計算を行った結果、十分解像度が高いと考えられる、円周上に360点をとった計算結果と比較して、円周上120点の計算結果は、ストローハル数で94.5%、抵抗係数で98.4%で一致したため、計算負荷を考慮して円柱表面の格子数を120とした。

以上によって、流れ方向 i 列目円管のヌセルト数 Nu_i 、抗力係数 $C_{D,i}$ 、管群圧力損失係数 C_p を、単一円柱の渦発生周期の数倍の時間にわたり行った数値計算から、積分平均して求めた。

図2に $Re_{max}=300$ における代表的な2つの流れパターンを瞬時流線で示す。 $P_T=P_L=2$ のときは、流線はほぼ水平な直線となり、隣接する円柱間への流体の出入りは少なく、渦放出も発生しない。一方、スパン方向のピッチをやや広げた $P_T=3, P_L=2$ では、第3列目から渦が発生しており、乱れが大きくなっている。後者の場合、圧力損失、伝熱ともに、顕著に増大するため、精度の高い予測を行うためには、この流れパターンの遷移が発生するピッチやレイノルズ数を正確に捉える必要がある。

3. NNによるデータベース化

熱交換器設計を行う際には、任意の Re_{max}, P_T, P_L の値に対して平均ヌセルト数 Nu_{mean}, C_p を求める必要がある。そこで前章の数値計算によって得られたデータの補間を行うために、人工ニューラルネットワーク(以下、NNと書く)を構築しデータベース化を行った。すなわち、 Re_{max}, P_T, P_L の3つの変数を入力、 Nu_{mean}, C_p を出力とするNNを構成し、これらの対応関係が数値計算結果を最も良く近似するようにNNの重み係数を定めた。隠れ層を1つ以上持つNNは、任意の滑らかな関数を近似できることが知られているが、学習の速度は物理現象に整合した構造を用いることにより顕著に改善

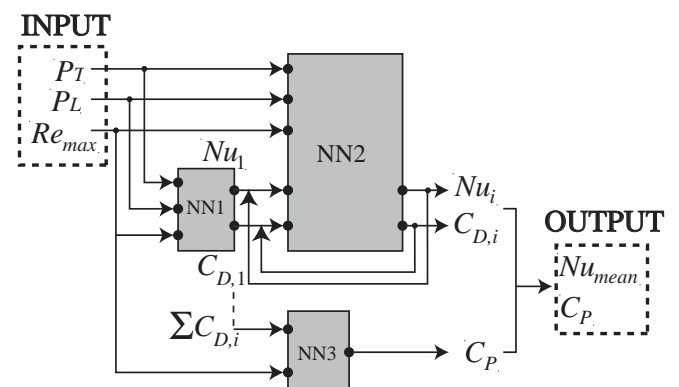


Fig. 3 Diagram of neural network.

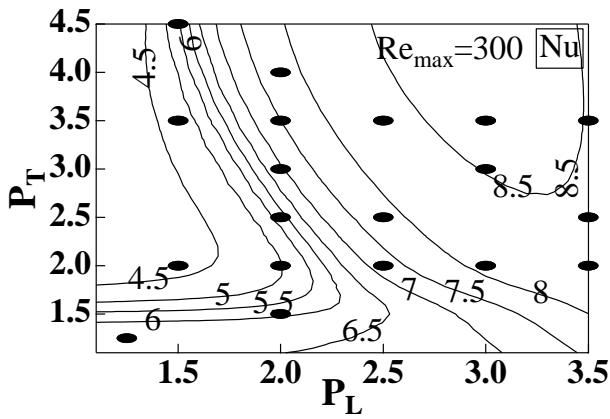


Fig. 4 Contours of Nu_{mean} at $Re_{max} = 300$.

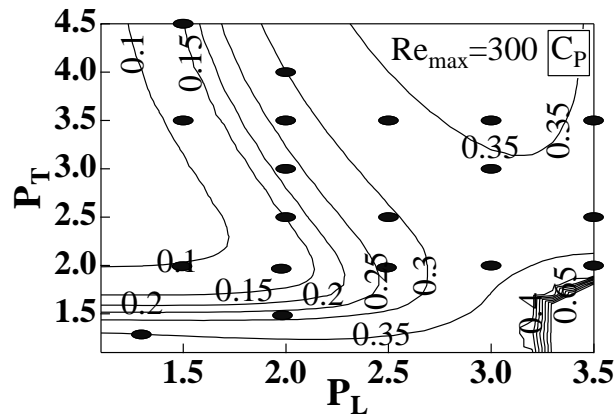


Fig. 5 Contours of C_p at $Re_{max} = 300$.

させることが可能である⁽⁵⁾。そこで、本研究では、図3に示すように、NN1, NN2, NN3の3つから構成されるNNを用いた。

まず、第1列目の管列が下流側の管列よりも高い熱伝達、圧力損失を持つことを考慮し、与えられた Re_{max} , P_T , P_L に対して、第1列の管のヌセルト数 Nu_1 , 抗力係数 $C_{D,1}$ を予測するNN1を設けた。第2列目以降の管群の予測に用いるNN2は、 Nu_i , $C_{D,i}$ がより上流側の管列周りの流れの様相、熱伝達により影響を受けることを考慮し、各円管周りの流れの様相の遷移を順次予測できるリカレント構造とした。入力は管群流れのパラメータである Re_{max} , P_T , P_L , および、 i 列目円管のヌセルト数 Nu_i , 抗力係数 $C_{D,i}$ であり、出力は流れ方向 $(i+1)$ 列目円管のヌセルト数 Nu_{i+1} , 抗力係数 $C_{D,i+1}$ である。NN3では Re_{max} , 円管10列の $C_{D,i}$ の和から管群全体の圧力損失係数 C_p を出力する。

ニューラルネットワークは、シグモイド関数を活性化関数として用いた隠れ層1層の構造であり、隠れ層のニューロン数はNN1, NN2, NN3でそれぞれ、3, 4, 2個とした。また、学習には、誤差逆伝播法に基づく最急降下法を用い、46の数値計算結果を全て学習データとして用いた。

図4と図5に $Re_{max}=300$ における Nu_{mean} と C_p の分布を

示す。図中の丸印は学習点を示す。 Nu_{mean} , C_p の分布には $P_L=1.5 \sim 2.5$ を境に値が急変する部分が見られるが、これは図2に示したように、流れの様相が定常層流状態から部分的、あるいは管列全体にわたって渦放出を伴う非定常状態に遷移し、流動抵抗、熱伝達が増大することを示す。この遷移域は Re_{max} が小さくなるに従って P_L の大きい方へ移動し、定常層流域が拡大する。

4. 最適設計手法

マイクロ・ベアチューブ熱交換器の概念図を図6に示す。設計変数は、空気側入口・出口温度 ($T_{a,in}$, $T_{a,out}$), 水側入口・出口温度 ($T_{w,in}$, $T_{w,out}$), 管外径 (d), ピッチ (P_T , P_L), 空気質量流量 (m_a), 水質量流量 (m_w), コア寸法 (w , l , t) の12個である。最適設計では、これらのいくつかを要求仕様として与え、評価関数 J が最小値をとるように独立変数をシミュレーテッドアニーリングで決定した。従属変数は拘束式を満足するように収束計算を施した。管の肉厚は外径の10%とし、内径は $d_{in}=0.8d$ とした。なお、管壁の熱伝導による熱抵抗も考慮したが、管内外熱伝達率に比べて十分小さく、実際には無視できる。

管内流れに関して、ヌセルト数は層流等温壁の解析値3.66を用いた。また、コアの圧力損失は、

$$\Delta P_{core} = \frac{\rho u_m^2}{2} \left(K_C + K_E + f \frac{l}{d_{in}} \right) \quad (1)$$

で与えた⁽¹⁾。ここで、 u_m は平均流速、係数 K_C , K_E は入口、出口の損失係数、 f は管摩擦係数である。本研究の範囲では、管内流れのレイノルズ数 Re_{in} は小さく、層流であるため、 $f=64/Re_{in}$ を用いた。さらに、経験的にマニ

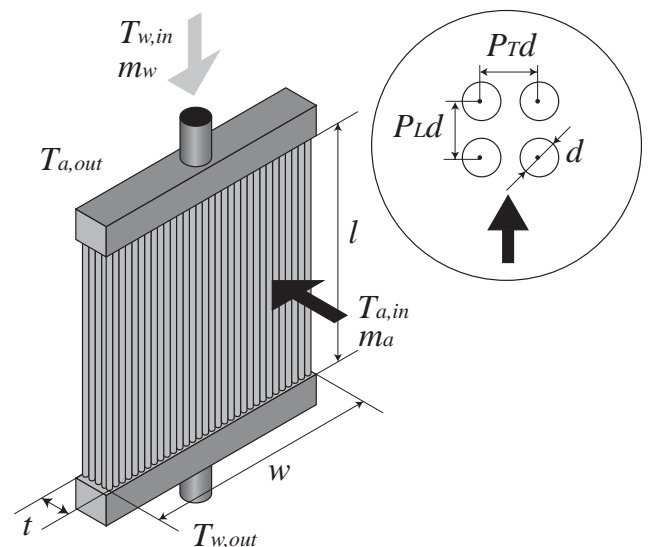


Fig. 6 Micro bare tube heat exchanger.

ホールドの圧力損失が ΔP_{core} の2倍程度あることから、全圧力損失 ΔP_{in} として、 $\Delta P_{in}=3\Delta P_{core}$ を仮定した。一方、管外流れの熱伝達、圧力損失については、前述のNNを用いて予測値を求めた。

評価関数は、想定する熱交換器によって以下の5種類を設定した。

(1) 車載ヒーターコア

- ・CASE 1：ポンプ動力最小化 ($J=W_p$)
- ・CASE 2：総伝熱量最大化 ($J=-Q_T$)
- ・CASE 3：コア体積最小化 ($J=V=wt$)

(2) 計算機冷却システム用熱交換器

- ・CASE 4：システムポンプ動力最小化 ($J=W_p$)

(3) マイクロガスタービン再生器

- ・CASE 5：サイクル効率最大化 ($J=-\eta_{th}$)

シミュレーテッドアニーリングは、金属の焼き鈍し現象をモデル化した工学的最適化手法のひとつである。計算初期には温度（探索半径）を大きくとることで極小値に陥らないだけのエネルギーを与え、クーリングスケジュールに従って探索半径を徐々に小さくしていくことで極小値に陥ることを避け、最小値に収束させることができる。具体的な手順は以下の通りである。

- 1) 最適化したい設計変数の組（探索中心ベクトル）の初期値 x_0 を定める。
- 2) 初期温度 T_0 （探索半径）を定める。
- 3) 標準偏差が温度 T に比例する正規乱数のベクトル r により、新しい設計変数の組 $x=x_0+r$ を定める。
- 4) 試行回数 M 個の x に対して評価関数 $J(x)$ を求め、その中で最小値をもたらす x について $x_0=x$ とする。
- 5) 温度 T をクーリングスケジュール

$$\frac{T_{i+1}}{T_i} = \exp\left(\frac{\ln\left(\frac{T_N}{T_0}\right)}{N-1}\right) \quad (2)$$

に従って下げ、温度ステップ数 N だけ繰り返す。

今回のすべての最適化計算では、初期温度 T_0 を初期探索中心ベクトル x_0 の0.80倍とし、 N と M をともに1000とした。なお、探索中心ベクトル x は全ての要素の絶対値が1程度になるように予め正規化されている。

5. 最適設計結果

5.1 車載ヒーターコア, ラジエータ 要求仕様として表

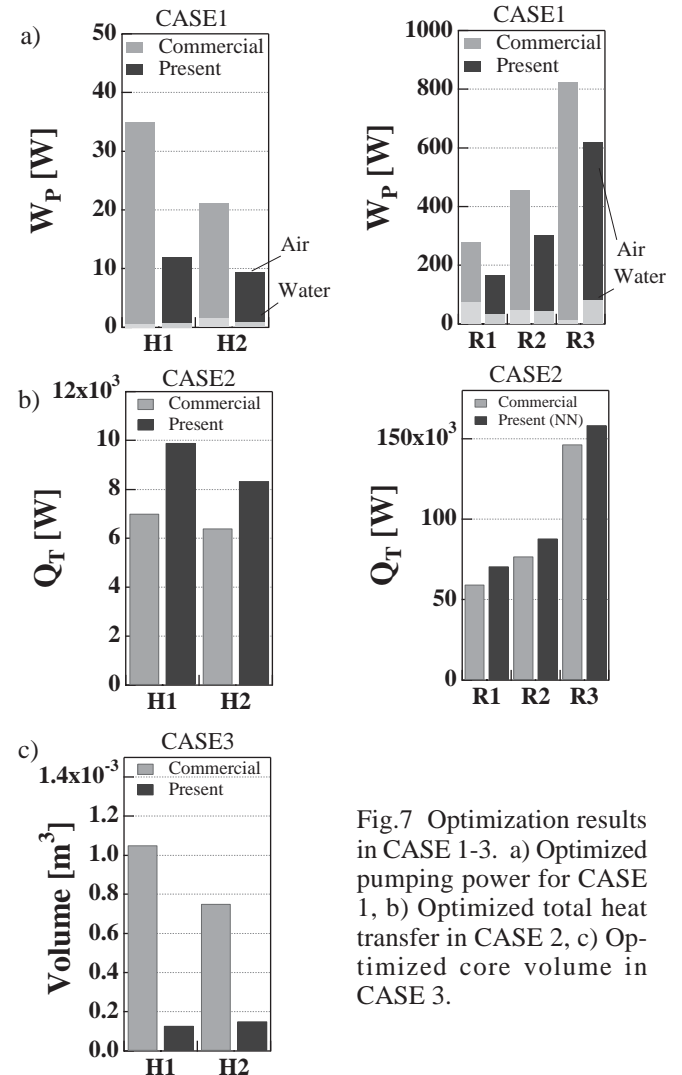


Fig.7 Optimization results in CASE 1-3. a) Optimized pumping power for CASE 1, b) Optimized total heat transfer in CASE 2, c) Optimized core volume in CASE 3.

Table 1 Specifications of commercial heat exchangers.

	Definition	Q_T (kW)	W_p (w)	w (cm)	l (cm)	t (cm)	Vol (cm ³)	$T_{w,in}$ ()	$T_{a,in}$ ()	m_a (kg/s)	m_w (kg/s)	ΔP_a (Pa) ^a	ΔP_w (kPa) ^w	W_a (W) ^a	W_w (W) ^w
H1	Heater Core	7.0	35.0	20.0	15.0	3.50	1050	80	15	0.116	0.20	343	2.93	34.3	0.59
H2	Heater Core	6.4	21.0	20.0	15.0	2.50	750	80	15	0.116	0.20	196	7.33	19.6	1.47
R1	Radiator	59.3	277.4	65.0	43.0	1.60	4472	80	20	1.624	2.00	147	36.0	206	72.0
R2	Radiator	76.8	456.2	65.0	43.0	2.70	7547	80	20	1.624	2.00	294	22.7	412	45.3
R3	Radiator	146.5	782.4	70.0	75.0	5.00	26250	80	20	3.050	2.00	294	4.93	811	10.1

Experiment No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
W	1	1	1	2	2	2	3	3	3
l	1	2	3	1	2	3	1	2	3

Table 2 Orthogonal array.

LEVEL	1	2	3
w, l (m)	5.00×10^{-2}	1.01×10^{-1}	2.02×10^{-1}

Table 3 Three levels for w and l.

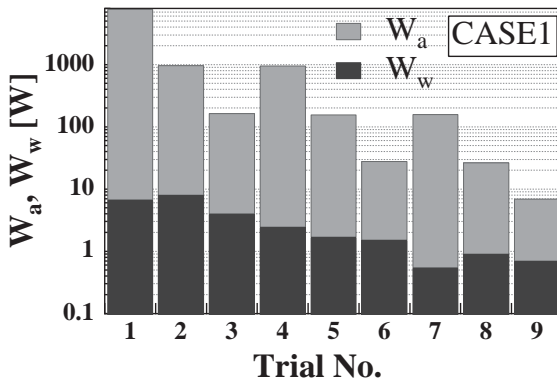


Fig. 8 Optimized pumping power of nine trials in CASE 1.

1に示す計5種類の車載ラジエータ,ヒーターコア市販品(ルーバーフィン型熱交換器)の仕様に基づく最適設計を行った。CASE 1は,総伝熱量 Q_T ,コア体積 V を市販品と等しく保ちつつポンプ動力 W_p を最小化する最適設計であり,CASE 2,CASE 3は,それぞれ, W_p , V の値を保ったまま Q_T を最大化, Q_T , W_p の両方を保ったまま l , V を最小化する最適設計である。

図7aにCASE 1の最適設計結果をルーバーフィン型熱交換器と比較して示す。マイクロ・ベアチューブ熱交換器では,いずれの場合も従来型熱交換器よりも性能が高く,特に高さ l の小さいヒーターコアH1,H2において W_p は半分以下に減少し,効果が大きい。また,水側のポンプ動力 W_w に比べ,空気側のファン動力 W_a が非常に大きく,支配的になる。CASE 2でも同様の改善がみられ,H1,H2では20%以上伝熱量が増大する(図7b)。さらに,CASE 3では,体積は1/5から1/10に激減している。管群の最適配置は,CASE 1 H1の場合で $P_T=2.4$, $P_L=1.3$, $d=6.5 \times 10^{-4}$ mとなり,Zukauskasの実験式を低レイノルズ数領域で簡易的に補正した相関式を用いた最適設計結果⁽²⁾と類似の傾向を示す。

要求仕様として与えるコア寸法比 $w:l:t$ は最適設計結果に大きく影響する。コア体積を $V=1.05 \times 10^{-3}$ m³に固定した上で,表2の直交表を用いて,表3のように w , l を3種設定し,CASE 1の最適設計を9通りを行った。それ以外の要求仕様はH1の市販品スペックを与えた。図8に示すように,空気側前面面積 wl によるポンプ動力

W_p の変化は極めて大きく, wl を大きくする程 W_p を小さくすることができる。

以上のように,マイクロ・ベアチューブ熱交換器の最適設計により,飽和状態に近づいているフィン形状のさらなる精緻化をすることなく,極めて高効率・小

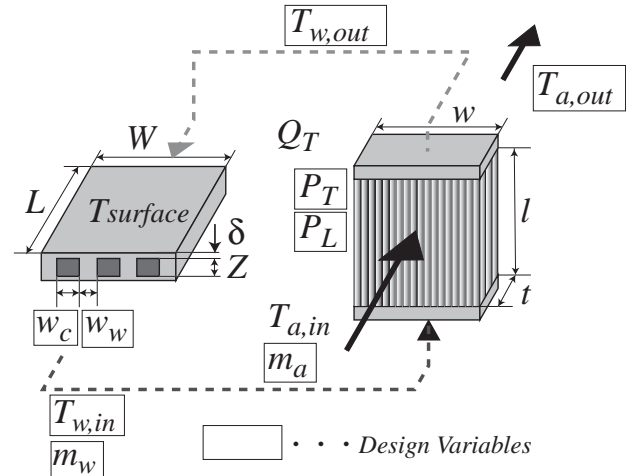


Fig. 9 Schematic of a cooling system with micro bare-tube heat exchanger and cooling plate.

LEVEL	1	2	3
w, l (m)	2.92×10^{-2}	5.85×10^{-2}	1.17×10^{-1}

Table 4 Three levels for w and l.

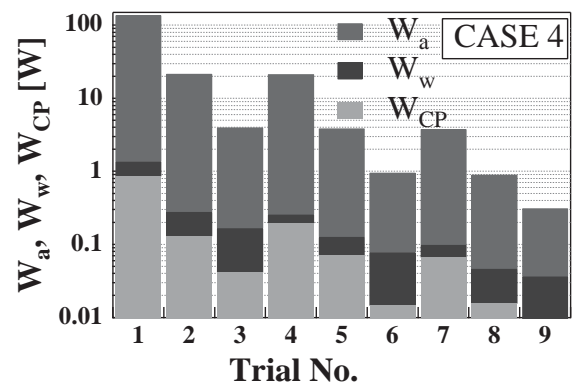


Fig. 10 Optimized pumping power of nine trials in CASE 4.

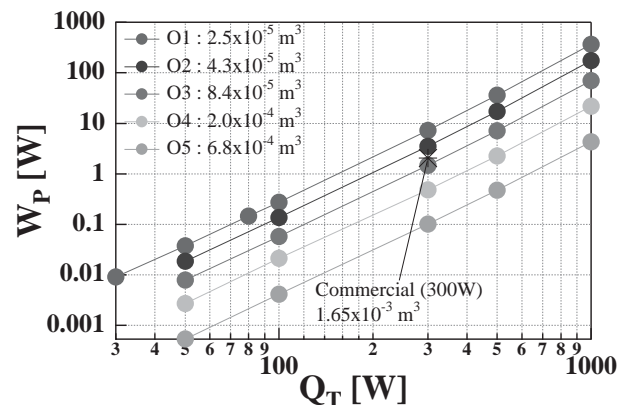


Fig. 11 Total pumping power versus heat exchange rate for various core volume in CASE 4.

型の熱交換器を実現できることを示した。

5.2 計算機冷却システム 近年、ハイエンドCPUの発熱密度は40W/cm²を越えており、今後も増加傾向にあると予想されている⁽⁶⁾。Tuckerman-Pease⁽⁷⁾がシリコンウェーハ上に冷却用マイクロ流路を製作し、11W/(cm²)の除熱が可能であることを示して以来、現在主流である空気強制対流冷却に代わる液冷システムが注目されている。ここでは、マイクロ・ベアチューブ熱交換器を用いた単相液冷システムを想定し、除熱後の作動流体からの放熱も含め、最適設計を試みた。

図9に冷却システムの概要を示す。チップ上のクーリングプレート(CP)によって発熱量が冷媒に伝えられ、マイクロ・ベアチューブ熱交換器(MHE)によって周囲空気に放熱される。クーリングプレートはアルミブロックに矩形のマイクロ流路を形成したものを仮定した。図中の設計変数のうち $L, W, Z, w, l, t, Q_T, T_{surface}, T_{a,in}$ は要求仕様としてあらかじめ与え、空気、水の質量流量 m_a, m_w など、残りのパラメータを最適化した。その際の評価関数は、CPのポンプ動力 W_{CP} とMHEのポンプ動力 W_{MHE} の和 W_p とした。

コア体積を $V=2 \times 10^{-4} \text{m}^3$ に固定し、 w, l を表4のように3種設定し、表2の直交表を用いて9通りの最適設計(CASE 4)を行った。発熱量(放熱量)は $Q_T=300\text{W}$ 、周囲空気温度32℃に対して $T_{surface}=50$ ℃である。CPの寸法は、 $L=W=0.05\text{m}$ とし、板厚 $\delta=0.001\text{m}$ 、流路高さ $Z=0.01\text{m}$ とした。

最適設計結果を図10に示す。CASE 1と同様に、空気側前面積変化によるシステムポンプ動力 W_p の変化は大きく、 w, l を大きくする程 W_p を小さくすることができる。これは、 W_p に対してマイクロ・ベアチューブ熱交換器の空気側圧力損失が支配的であるためである。また9番目の結果からわかるように、 W_p が小さくなる場合、 W_{CP} はMHE側に比べ無視できるほど小さい。

コア寸法比を $w:l:t=5:5:1$ で一定の条件で、コア体積 V を系統的に変化させた場合の最適設計結果を図11に示す。システムポンプ動力 W_p の最適設計結果は、従来型液冷サーバー用熱交換器($1.65 \times 10^{-3} \text{m}^3$)と同等の伝熱量、ポンプ動力を、 $6 \times 10^{-5} \text{m}^3$ 程度の体積で実現できることを示しており、著しいコンパクト化が可能であることが示される。また、 W_p は、総伝熱量 Q_T のほぼ3乗に比例して増加することがわかる。

以上により、マイクロ・ベアチューブ熱交換器は、比較的小型の気液熱交換器に対しても極めて有効であることが示される。

5.3 マイクロガスタービン再生器 再生ガスタービン

サイクルでは、再生熱交換器の性能を向上することが、サイクル熱効率の向上、同じサイクル熱効率下でのTIT(タービン入口温度)とRIT(再生器入口温度)の減少などにつながる⁽⁸⁾。そこで再生器にマイクロ・ベアチューブ熱交換器を用いることを想定し、今後分散電源などで普及が見込まれる出力数~数10kWのマイクロガスタービン用再生器を対象とした最適設計を行った。

図12に再生ガスタービンサイクルを示す。最適化により決定する設計変数は d, P_T, P_L, m_a, m_w 、さらに、再生器入口圧力 P_i 、温度 T_i で、評価関数はサイクル熱効率($J=\eta_{th}$)とした。また、タービン出力は5kW、圧縮比3、タービン入口温度1000℃を仮定した。この時の再生器総伝熱量は数10kW程度である。温度効率 ϵ_R 、無次元圧力損失 $(\Delta P/P)$ は、以下のように定義される。

$$\epsilon_R = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (3)$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{P_2 - P_5}{P_2} + \frac{P_4 - P_6}{P_4} \quad (4)$$

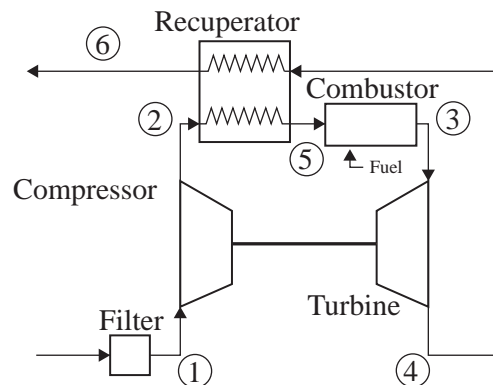


Fig. 12 Recuperated gas turbine cycle.

LEVEL	1	2	3
w, l (m)	1.64×10^{-1}	3.28×10^{-1}	4.92×10^{-1}

Table 5 Three levels for w and l .

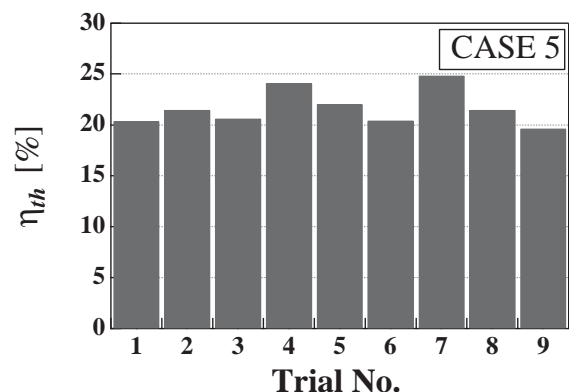


Fig. 13 Comparison of cycle efficiency among nine trials.

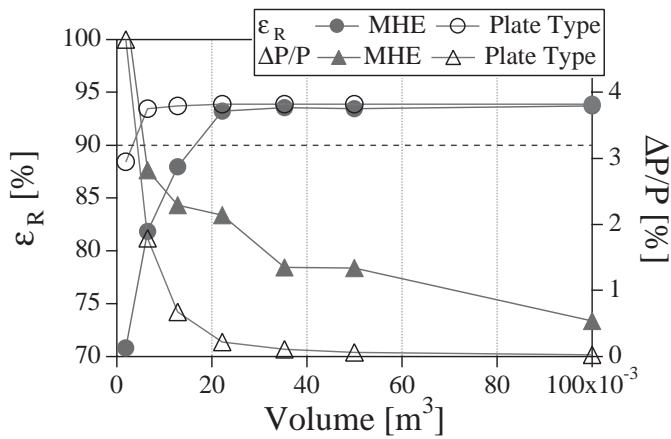


Fig. 14 Reciprocator temperature effectiveness and pressure drop in CASE 5.

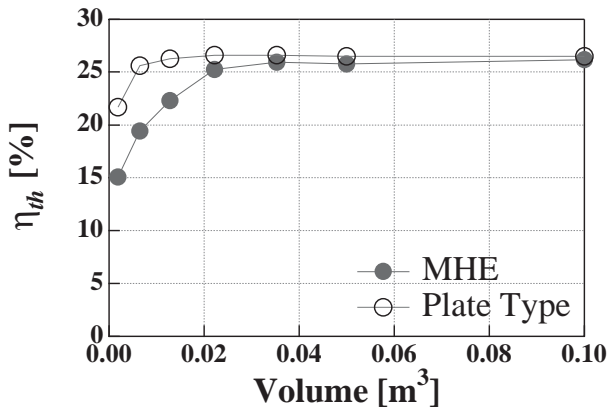


Fig. 15 System efficiency of recuperated gas turbine cycle in CASE 5.

再生ガスタービンのサイクル熱効率の計算では、圧縮機、タービンの断熱効率を80%に設定した。

再生器コア体積を $V=3.53 \times 10^{-2} \text{m}^3$ に固定した上で、表5のように w 、 l を3種設定し、表2の直交表を用いて9通りの最適設計 (CASE 5) を行った。図13に結果を示すが、サイクル熱効率 η_{th} を向上させるには、 w を大きく l を小さくすればよいことがわかる。

上記の結果より、再生器として有利な w が大きく l が小さいコア寸法比 $w:l:t=15:1:10$ を固定した上で、コア体積を系統的に変化させ、最適設計を行った。その他の要求仕様は上記と同様とした。また立方体コアを持つ対向流型プレート型熱交換器の最適設計を同様の設計条件で行い、比較対象とした。

図14に再生器温度効率 ϵ_R と無次元圧力損失 ($\Delta P/P$) の最適設計結果を示す。同一コア体積ではプレート型熱交換器に比較して、マイクロ・ベアチューブ熱交換器の温度効率は低く、圧力損失は高くなる。このことから、気熱交換器にマイクロ・ベアチューブ熱交換器を適用した場合、コンパクト化に限界があることが明らかである。図15にサイクル熱効率 η_{th} の最適設計結果を示す。ある程度コア体積が大きくなり、温度効率がプレート型熱交換器と同等の値となると、サイクル熱効率もほとんど同程度となるが、計算を行った範囲で

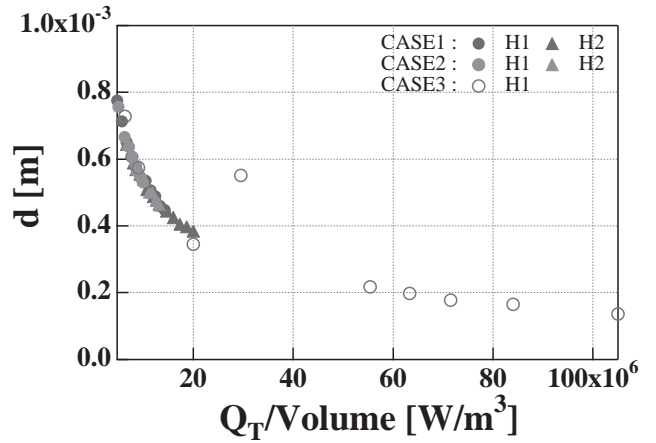


Fig. 16 Optimum tube diameter in CASEs 1, 2, and 3.

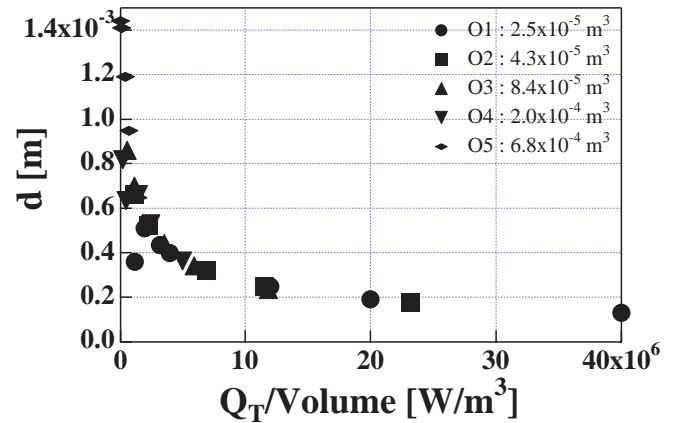


Fig. 17 Optimum tube diameter in CASE 4.

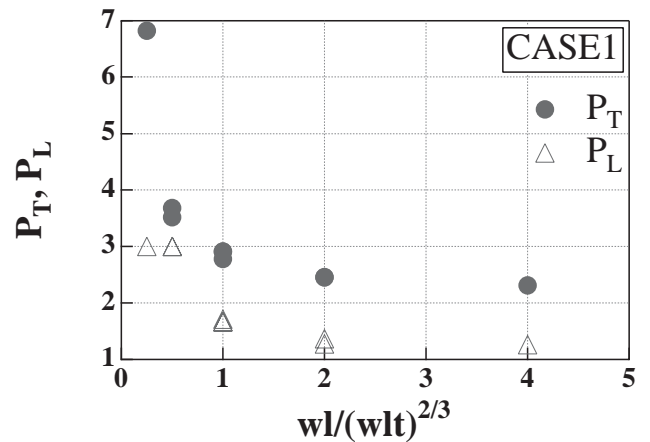


Fig. 18 Optimum tube pitch versus frontal area in CASE 1.

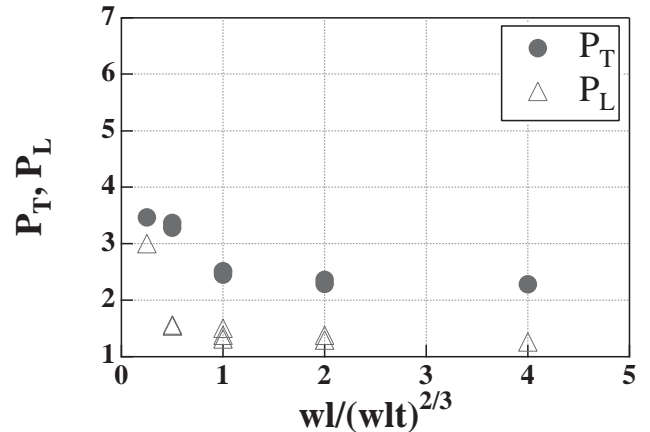


Fig. 19 Optimum tube pitch versus frontal area in CASE 4.

はマイクロ・ベアチューブ熱交換器が有利な条件は見いだされなかった。

6. 最適形状

以上の異なる設計条件での最適化結果から、マイクロ・ベアチューブ熱交換器の最適形状を考察する。

6.1 気液熱交換器 管内流体を水、管外流体を空気とする車載ヒーターコア、ラジエータ、計算機冷却システム用熱交換器では、前述のように熱容量の差から空気側動力が水側動力を卓越する。そのため設計変数の最適値は空気側圧力損失が減少するように決定され、設計条件の変化に対して系統的な変化となる。

CASE 1-3において、単位体積あたりの伝熱量を変化させたときの管径の最適値を図16に示す。熱負荷の増大とともに最適な管径 d はほぼ単調に減少する。CASE 3 H1の場合に、 d が不連続的に変化しているが、これは評価関数の分布に2つの谷があり、熱負荷の小さい場合には管径の小さい側の谷が評価関数の最小値を示すが、熱負荷がある値を超えると管径の大きい側の谷に最適値が移動するためである⁽⁹⁾。

図17にCASE 4における管径の最適値を示す。コア寸法比一定のもとで、熱負荷の増加に対して管径最適値が単調に減少し、ほぼ同じ曲線に近づいている。このように0.2mm程度の細い管が最適となるのは、空気側の圧力損失が支配的で管内圧力損失の影響が小さいためである。

図18と図19にCASE 1, CASE 4での最適管ピッチを前面投影面積 $A=wl$ を体積で無次元化した値に対して示す。 A が小さいコア寸法比のもとでは、空気側圧力損失を小さくするために P_T, P_L ともに大きくなる傾向にある。ただし前述のように、 A が大きい方が性能向上につながるため、実用的な最適管ピッチはこれらのデータ点が漸近する $P_T=2.4, P_L=1.3$ と一定になるとしてよい。これらの最適管ピッチでは、管群中の流れは図2aに示したように乱れの小さな流れとなり、渦放出が発生しないのがマイクロ・ベアチューブ熱交換器の大きな特徴である。

最適管ピッチがほぼ一定であることから、熱負荷増加に対する管径の減少のみによって伝熱面密度が増加することになる。単位体積あたりの伝熱面表面積は管径0.5mmの場合で $2000\text{m}^2/\text{m}^3$ となり、プライマリーサーフィス型熱交換器と同等の極めて大きな値となる。

6.2 気-気熱交換器 管内外がともに気体であるマイクロガスタービン再生器では、双方の圧力損失の値が同程度となる。つまり管内圧力損失が無視できないた

め、管径最適値は気液熱交換器ほど微細化することはできず、プレート型熱交換器と同様あるいはそれ以下の性能に留まる。また、この時、最適管ピッチは一定値となることも、系統的な変化を示すこともない。

7. 結論

マイクロ・ベアチューブ熱交換器に特有な低レイノルズ数域にて、管群周り流れの熱流動数値解析を行い、NNを用いたデータベース化を行った。さらにそれを用いて3種類の熱交換器を想定した最適設計を行った。

1. NNを用いた結果、 Nu_{mean}, C_p に低レイノルズ数域特有の流れの遷移を反映させ、良好な相関式を得ることができた。
2. 上記データベースを用いてマイクロ・ベアチューブ熱交換器の最適設計を行った。気液熱交換器では管内圧力損失が小さいために管径の微細化が可能であり、従来型熱交換器に比較して高性能となる。熱負荷増加に対して最適管径は減少し、最適管ピッチは $P_T=2.4, P_L=1.3$ に漸近する。
3. 気-気熱交換器では管内圧力損失が無視できないために細管の利点を活かすことができず、従来型熱交換器に対する性能向上は期待できない。

本研究は文部科学省科研費基盤研究(A)(No. 13305015)の援助を受けた。記して謝意を表する。

参考文献

- (1) Kays, W. M., and London, A. L., *Compact heat exchangers, 3rd edition*, McGraw-Hill Inc., (1984).
- (2) Paitoonsrikarn, S., Kasagi, N., and Suzuki, Y., Proc. Symp. Energy Engineering in the 21st Century, Hong Kong, 3, (2000), 972.
- (3) Zukauskas, A., Adv. in Heat Transfer, **8**, (1972), 93.
- (4) Williamson, C. H. K., Annu. Rev. Fluid Mech., **28**, (1996), 477.
- (5) Suzuki, Y., and Kasagi, N., Proc. 11th Turbulent Shear Flows, Grenoble, (1997), 9.18.
- (6) *Overall Roadmap Technology Characteristics*, ITRS, (2000)
- (7) Tuckerman, D. B., and Pease, R. F. W., IEEE Electron Device Letters, **EDL-2**, (1981), 126.
- (8) 福永・上地・笠木, 第28回ガスタービン定期講演会講演論文集, (2000), 141.
- (9) Paitoonsrikarn, S., 修士論文, 東京大学大学院工学系研究科, (2000).