Kobe University Repository : Kernel

PDF issue: 2025-08-05

電子機器向け高性能空冷構造の最適化と予測手法の研究

新, 隆之

(Degree)
博士（工学）

(Date of Degree)
2014-09-25

(Date of Publication)
2015-09-01

(Resource Type)
doctoral thesis

(Report Number)
甲第6219号

(URL)
https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1006219

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。

博　士　論　文

電子機器向け高性能空冷構造の最適化と予測手法の研究

平成２６年７月

神戸大学大学院 工学研究科

新　隆之

目次

記号表 …… 1

第１章　緒論 …… 3
1.1　研究の背景・動機 …… 3
1.2　従来研究 …… 7
1.3　研究の目的 …… 23
1.4　全体構成 …… 24

第２章　傾斜ストリップフィンの伝熱性能と通風方法の検討 …… 26
2.1　背景 …… 26
2.2　ヒートシンク構造と通風ダクト構造 …… 26
2.3　実験装置および方法 …… 28
2.3.1　フィン間空気流動様相の可視化法 …… 28
2.3.2　フィン面温度分布の可視化法 …… 29
2.3.3　伝熱実験の方法 …… 29
2.4　実験結果および考察 …… 31
2.4.1　フィン間空気流動様相の可視化結果 …… 31
2.4.2　フィン面温度分布の可視化結果 …… 32
2.4.3　伝熱実験結果 …… 34
2.5　傾斜ストリップフィンの伝熱性能の一般計算式との比較検討 …… 41
2.5.1　平板フィンと傾斜ストリップフィンの伝熱性能計算方法 …… 41
2.5.2　伝熱性能の実測値と計算値の比較結果 …… 45
2.6　第２章のまとめ …… 48

第３章　噴流を用いた平板フィン型空冷ヒートシンクの最適化と性能予測 …… 50
3.1　背景 …… 50
3.2　実験装置および実験方法 …… 51
3.3　フィン間流れの可視化結果 …… 54
3.4　フィン上端部での排気風速分布 …… 56
3.5　冷却特性測定結果 …… 57
3.6　噴流空冷構造の最適化 …… 62
3.7　噴流空冷構造の伝熱性能予測法の検討 …… 65
3.7.1　伝熱性能測定結果の整理方法 …… 65
3.7.2　熱伝達率の整理結果 …… 66
3.8　第３章のまとめ …… 76

第４章　噴流を用いた平板フィン型空冷ヒートシンクの数値解析……77
4.1　背景……77
4.2　数値解析手法の概要……77
4.3　解析対象の物理モデルと実験結果……80
4.4　解析結果と考察……84
4.5　第４章のまとめ……89

第５章　メモリカード列の冷却性能予測手法の検討……90
5.1　背景……90
5.2　実験装置および実験方法……92
5.3　温度上昇測定結果と熱拡散のモデル化……93
5.4　熱伝達率測定結果による熱拡散モデルの検証……97
5.5　第５章のまとめ……101

第６章　結論……102

参考文献……105

論文目録……109

謝辞……110

記号表

A ： 面積 (m^2)
Cp ：比熱 (J/kg K)
D ：奥行き(m)
D_e ：代表直径(m)
G ：フィン間流路幅(m)
H ：フィン高さ(m)
H_d ：ダクト高さ(m)
j ：j因子
k ：ペナルティパラメータ
K ：総括熱伝達率 (W/m^2 K)
L ：フィン長さ (m)
L_b ：ベース奥行(m)
M ：質量流量(kg/s)
n ：法線ベクトル
N ：個数
N_f ：フィン枚数
Nu ：ヌセルト数
h ：熱伝達率 (W/m^2 K)
P_b ：送風動力(W)
Pr ：プラントル数
Q ：発熱量，放熱量 (W)
Q_h ：ヒータ発熱量(W)
Q_a ：冷却風量(m^3/min)
q ： 熱流束 (W/m^2)
R ：熱抵抗(K/W)
Re ： レイノルズ数
T ：温度 (˚C), 伝熱流体温度 (˚C)
T_a ：空気温度 (K)
T_{ain} ：入口空気温度 (K)
T_b ：ベース温度 (K)
T_d ：発熱体温度 (K)
T_{mix} ：混合平均温度 (K)
t_b ：ベース厚さ(m)
t_f ：フィン厚さ(m)
U ：流速(m/s)
v ：動粘性係数(m^2/s)

W_b　：ベース幅(m)
W_d　：ダクト幅(m)
W_n　：ノズル幅(m)
W_e　：排気流路幅(m)
X　：距離(m)
α_t　：熱混合遅れ
β　：マルチフロー傾き角(°)
ΔT　：高温部と低温部の温度差 (K)
ΔT_m　：対数平均温度差 (K)
ΔT_{mix}：混合平均温度上昇 (K)
ΔP　：圧力損失(Pa)
λ　：熱伝導率 (W/mK)
θ　：ストリップ列傾斜角 (°)
ρ　：密度 (kg/m^3)
η　：フィン効率

（添え字）
1　：前段
2　：後段
a　：空気
b　：ベース
card：カード
d　：ダクト
f　：フィン
in　：入口
lsi　：LSI
m　：平均
out：出口
s　：ストリップ

第１章　緒論

1.1　研究の背景・動機

高性能サーバや車両用インバータなどに代表される高負荷の電子機器においては，処理速度や計算規模の増大，または高出力化が進み，近年，CPU や変換素子の高発熱密度化が進んでいる．そのため，これら高負荷の電子機器を対象にした冷却技術開発が産学界において重要な課題となっている．特にエンタープライズ向けサーバやスーパーコンピュータにおいては，冷却技術は重要なキー技術の一つとして認識され，ハードウェア設計の最上流に位置付けられるようになった．これらの機器においては, データ処理の中核となる CPU モジュールの冷却と CPU の周辺に大量に搭載されるメモリモジュールの冷却が重要な技術課題である．

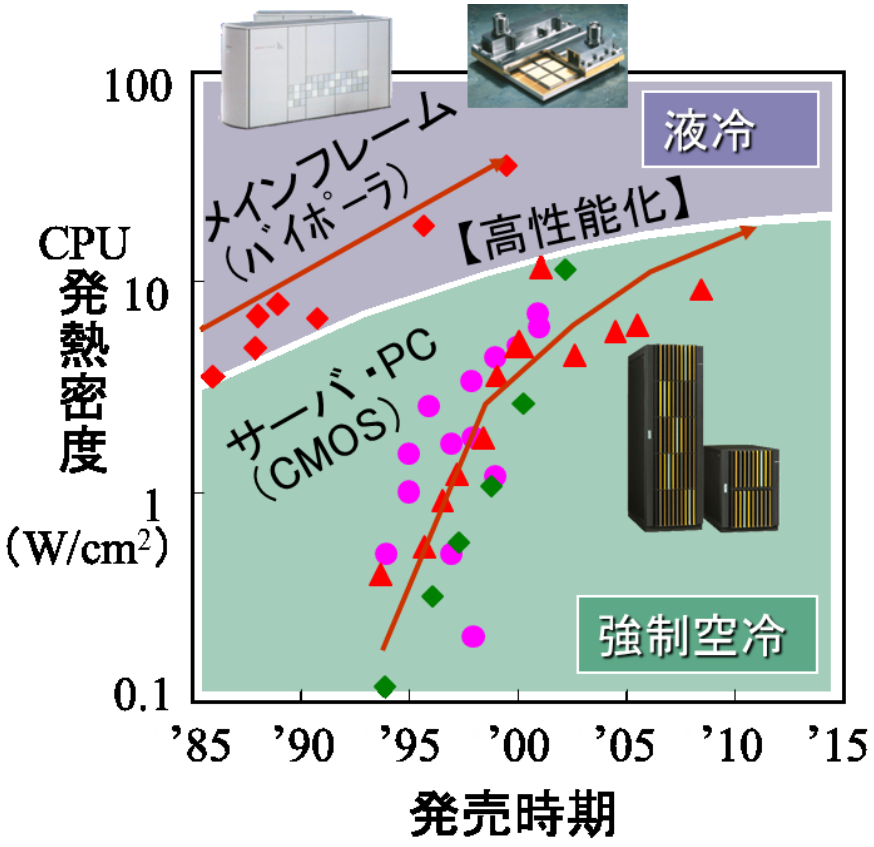


Fig. 1-1　CPU power density trend

図 1-1 は, エンタープライズ向けサーバ用やスーパーコンピュータ用 CPU の発熱密度のトレンドを表している．1980 年代から開発が加速したバイポーラ素子型 CPU を搭載したメインフレーム機の最上位機種は水冷方式が多く, CPU の発熱密度は上昇していった．その後 2000 年頃を境に，低消費電力を特長とする CMOS

型の空冷サーバに開発が移行し，一旦は CPU 発熱密度が大幅に低下し，水冷方式は見られなくなった．しかし，引き続きサーバの高性能化の要求により CPU の発熱密度は上昇し続け，現在では空冷の限界に到達しつつある[(1)~(3)]．2011 年に世界最速の処理性能を記録した理化学研究所のスーパーコンピュータ「京」では，バイポーラ時代と同様な水冷方式が再び採用されている[(4)]．

図 1-2 は，サーバ以外のいくつかの電子機器製品を，筐体のセット体積を横軸に，筐体の体積発熱密度を縦軸にとってそのトレンドを表したものである．液晶テレビは薄型化の要求から，汎用インバータは小型化の要求から，いずれも発熱密度は上昇し，それぞれの自然空冷の限界に到達しつつある．また，HEV 用インバータは，高出力化の要求から，やはり発熱密度が急上昇しており，水冷などの液冷方式が既に主流となっている．このように，何れの電子機器製品においても，高発熱密度化が進展し，それぞれの冷却方式の限界に挑戦することが必要となってきた．

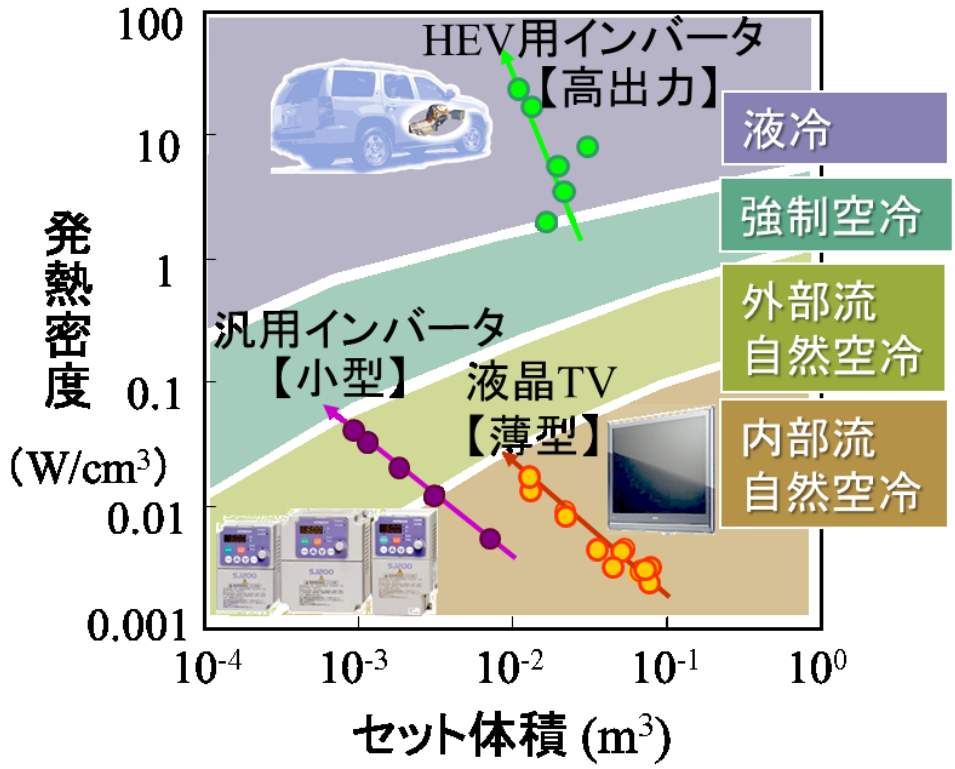


Fig. 1-2　Cabinet power density vs. cabinet volume

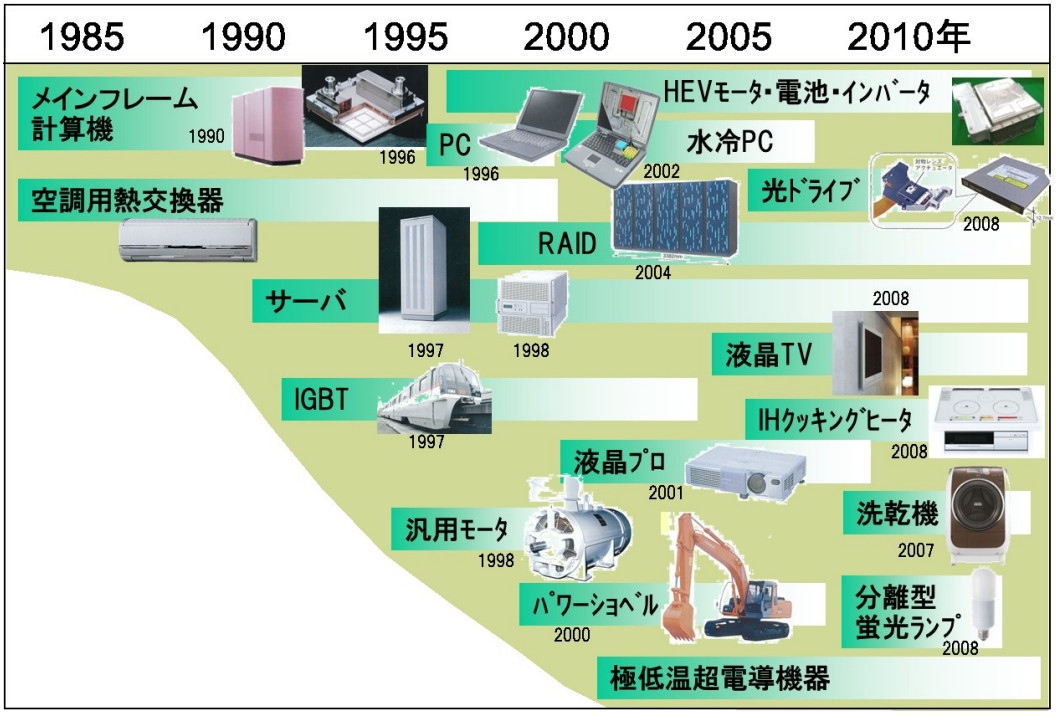


Fig. 1-3　Expansion of cooling products

一方，図 1-3 は冷却技術開発が必要とされる製品群の変遷を年代別に整理したものである．1980 年代にメインフレーム計算機や空調機で培われた機器の冷却技術は，その後様々な製品に展開され，現在では家電から建設機器まで多岐に渡る電子機器・産業機器に対象が急拡大しており，開発した冷却技術の体系化，一般化により，その適用範囲を広げることが開発効率から考えても非常に重要になってきた．

以上述べたように，エンタープライズ向けサーバの最上位機種や HEV 用インバータなどでは，水冷方式が採用されると考えられるが，それ以外のほとんどの機種では，コストや保守性に優れた空冷方式が引き続き採用され続けると考えられる．そこで本研究では，電子機器，特にエンタープライズサーバ向け CPU モジュールやメモリモジュールを対象に，強制空冷構造の改良と一般化により，適用事例を広げ，学術的な検討を加えて体系化することを目的として研究を行う．

本研究のポイントは以下の３点である．

① CPU モジュール向け平行流空冷構造の検討

② CPU モジュール向け噴流空冷構造の検討

③ メモリモジュール向け空冷構造の検討

以下，順にそれらの概要を述べる．

① CPU モジュール向け平行流空冷構造の検討

本検討では，高密度モジュールの平面実装を想定し，平面上に大型のヒートシンクを搭載した発熱体が２列近接して配置された実装方式について，ヒートシン

クに直列に冷却風を送風することを前提として実験的検討を行う．ヒートシンクの冷却性能を向上させることを目的に，ヒートシンクの放熱面に斜めの突起列を多数設け表面熱伝達率を高める工夫を施したヒートシンク構造を設計･試作する．また，風温上昇による温度分布の不均一を改善することを目的に，後段側に新鮮な冷却風をバイパス流入させる通風ダクト構造を設計・試作する．さらに，これらのヒートシンク構造と通風ダクト構造の改良の効果を定性的に確認することを目的に，ヒートシンクのフィン間空気流れの水流による可視化実験と，フィン面温度分布のサーモグラフィによる可視化実験を行う．また，改良したヒートシンク構造と通風ダクト構造の定量的な効果を把握するため,詳細な伝熱実験を行い,冷却性能を評価する．

最後に，改良したヒートシンク構造の伝熱性能を，伝熱工学資料等に記載のあるプレートフィンやオフセットフィンなどの一般的な計算式による値と比較し，色々な対象製品に改良した空冷構造を適用することができるように検討を行う．

② CPU モジュール向け噴流空冷構造の検討

本検討では，①と同様に高密度モジュールの平面実装を想定し，平面上に大型のヒートシンクを搭載した発熱体が多数近接して配置された実装方式について，ヒートシンクに個別に冷却風を送風することを前提として実験的検討を行う．このヒートシンクへの個別送風方式は，①の直列送風方式において課題となる前段と後段間の風温上昇による温度分布の不均一を解消できる送風方法であり，ヒートシンクへは上部から噴流状に冷却風を供給することを特長とする．

冷却性能の高い銅製のヒートシンクを用い，本噴流空冷方式の冷却特性を実験により求め，実際に送風機と組み合せたときの冷却性能を評価するためブロア動力で整理し，一般的な平行流空冷方式と本噴流空冷方式を比較する．またブロア動力が一定の条件下で，冷却性能に影響を及ぼすフィン高さ，ノズル幅，フィン間流路幅等の構造寸法パラメータの影響を実験により検討する．

また，冷却性能の実験値を噴流冷却構造の代表的なパラメータを用いて無次元数で整理し，冷却性能予測法を提案する．

さらに，３次元非圧縮性流体を対象にしたペナルティ関数法による定常有限要素法解析プログラムを用いて，大型平板フィンを搭載した LSI パッケージの噴流空冷構造を対象に，数値解析を適用した伝熱性能予測法を検討する．

③ メモリモジュール向け空冷構造の検討

本検討では，サーバ等に搭載されるメモリモジュールの空気冷却を対象に，実験的検討を行い，その冷却性能予測法を提案する．メモリモジュールは，多数のDRAM-LSIを両面に搭載したDIMM (Dual Inline Memory Module)と呼ばれるメモリカードを，ソケットを介して基板上に多列，多段に実装される．この大量のメモリカード列をいかに冷却するか，特に冷却風の下流側に搭載されるメモリカー

ドの冷却設計が課題である. そこで, 多段に実装されたメモリカード列について, その冷却性能を研究する．本研究では，横方向８列・流れ方向４段のメモリカード列を対象とし，上流側メモリカードの発熱が下流側メモリカードに及ぼす風温上昇の影響と，メモリカード内の各LSIの熱伝達率について，実測値をもとにした発熱LSI下流の熱拡散の簡易モデルを提案し，そのモデルを用いて一般化した予測手法を提案し，その妥当性を評価する．

1.2　従来研究

先に述べたとおり, 高性能サーバや車両用インバータなどに代表される高負荷の電子機器の冷却方式は，強制空冷方式から水冷などの間接液冷方式へと移行する機種が見られるようになっている[(1)~(5)]．しかし，空冷方式は，コスト・設置性・保守性の点で，非常に優れた冷却方式である．したがって，水冷などの間接液冷方式でしか冷却ができない大型で高発熱の電子機器を除外すれば，空冷方式は将来的にも最も多用される冷却方式と考えられる．そこで，本研究では強制空冷方式を対象にした冷却構造の検討を進めている．

1990年台前半までの電子機器, 特に大型計算機を対象にした強制空冷に関する研究は，LSIなどの発熱体が多数搭載された配線基板間を，空気が流れるだけの間げきをあけて多数枚実装した，いわゆるブックシェルフ型の三次元実装に関するものが多く見られた．図1-4は，伝熱工学資料（改定第５版）[(6)]に紹介されている電子機器の通風筐体設計の例にある筐体図を元に，冷却風の流れを追記し，ブックシェルフ型の三次元実装の例を示したものである．この例では，ラックハウジングの筐体内に，上下に２段の配線基板が多数搭載されている．筐体最上部に搭載される冷却ファンによって筐体内部の空気は吸い出される．冷却空気は筐体下部の左右側部に設けられた空気取り入れ口から筐体内に取り込まれ，上下２段に搭載された配線基板間の隙間を上方に流れ，冷却ファンを経て筐体上部の左右側部に設けられた空気排出口から排気される．図1-5には，LSIが多数搭載された配線基板の例として，日立製作所の空冷メインフレーム計算機M-680のCPUボード[(1)]を示す. 基板上には多数の冷却フィン付きLSIパッケージ列が搭載されている. 基板の左端から右端に向けて冷却空気は基板に沿って流れ，碁盤目状に並んだLSIパッケージを次々に冷却していく冷却構造である．図1-6には，このCPUボード上に搭載された冷却フィン付きLSIパッケージを示す．LSIパッケージの中央部には発熱体であるLSIチップが配置されており，その裏面には冷却用のアルミニウム製フィンが搭載されている．

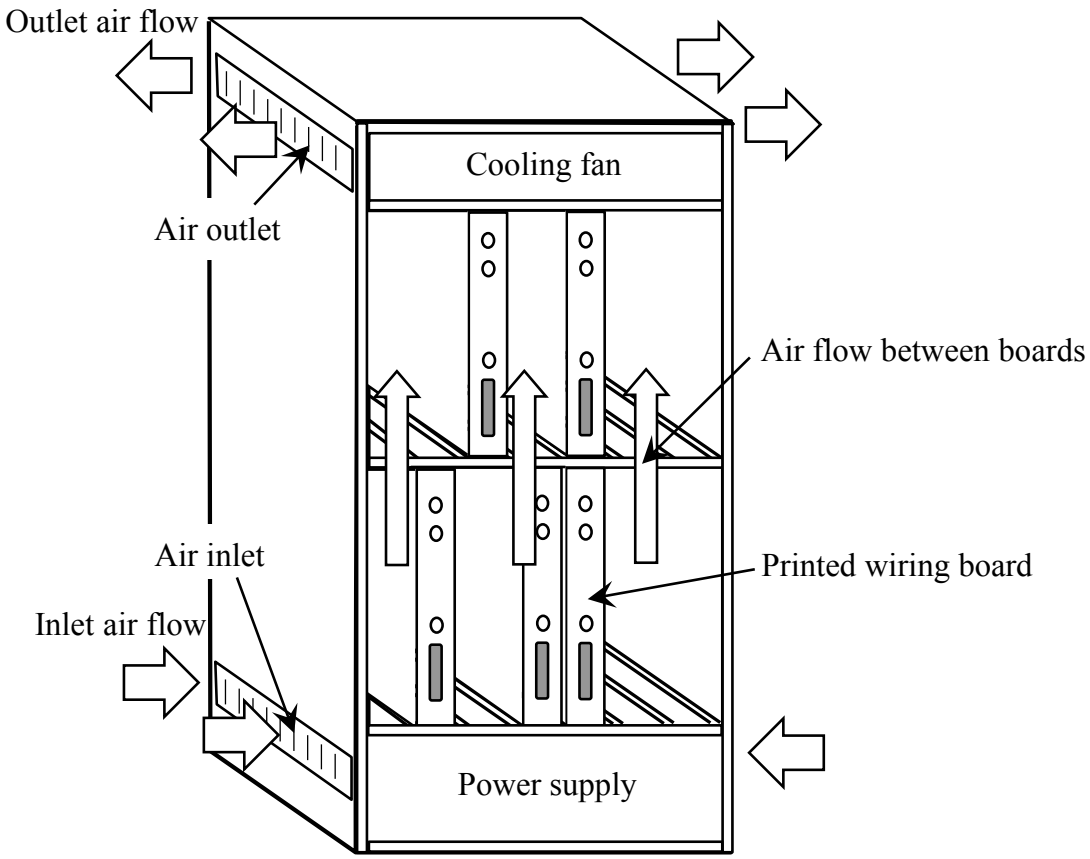


Fig. 1-4 Rack housing of the computer[6]

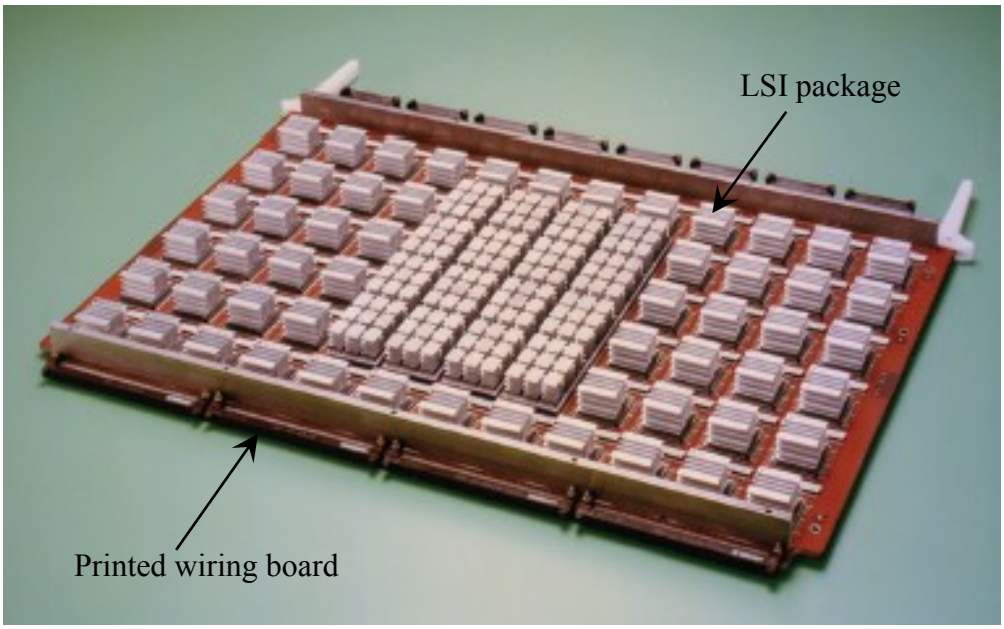


Fig. 1-5 Printed wiring board used in Hitachi's last generation of air-cooled mainframe computer, M680 (announced in 1985)[1]

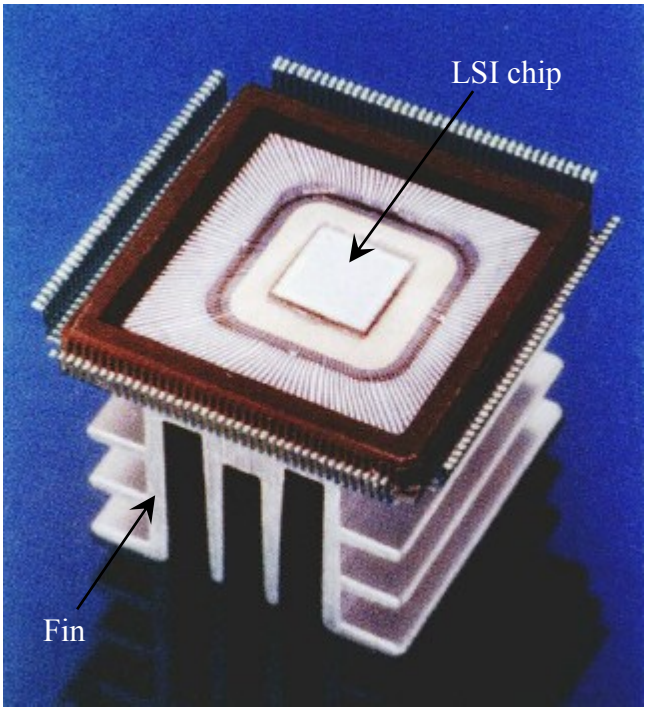


Fig. 1-6　LSI package on printed wiring board used in M680[1]

以上述べたブックシェルフ型の三次元実装を対象に，LSIパッケージ列の冷却性能に関する検討が，従来から多数報告されている．

柳田は，図1-7に示すような基板上に配列したICパッケージ列に対し，下流側パッケージの熱伝達率を求めるために，パッケージ後流温度分布の計算モデルを提案した[7]．冷却フィンの搭載されない直方体形状のICパッケージ列に対し，基板上で発熱するパッケージ上面の境界層による線状熱源を考え，熱源から後流に３次元的に温度が拡散する場合の温度分布計算モデルを提案した．さらに，パッケージ後流の風温分布を測定し，測定値を元に，流路高さや風速を変えた場合の後流の温度分布を，計算により予測する手法を提案した．

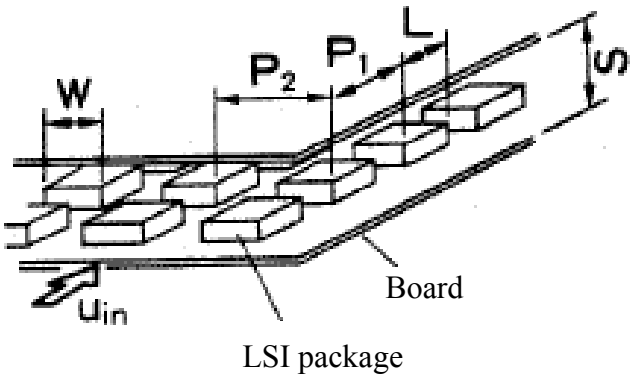


Fig. 1-7　LSI package arrays on a circuit board[7]

また柳田は，フィン無しICパッケージが基板上に等間隔で配列された場合のパッケージの熱伝達率について検討を行い[8]，上流側パッケージでの風温上昇は，前述の温度分布計算モデルによる重ね合わせで計算できることを示し，個々のパッケージの熱伝達率の計算方法を提案した．

さらに柳田は，ICパッケージの規則配置の場合と不規則配置の場合の両者に対し，基板への熱伝導や熱放射を考慮してパッケージの温度上昇を計算する方法について報告している[9]．特に不規則配置の場合には，有限要素法を用いた温度分布の計算法を提案し，この計算方法が±10%の精度で実測値と一致することを示した．

松島らは，基板上に配列されたフィン付きパッケージ列に関し，伝熱特性を実験的に調べ，配列中の一部のパッケージが不規則な幾何学形状になった場合の伝熱特性について報告している[10]．冷却フィン単体の伝熱性能の差が大きくても，配列状態の下流側においては，その差は減少することを示し，その原因が，下流側においては，上流側のパッケージによる空気の温度上昇が支配的になるためであることを述べている．また，配列中に一部異種の冷却フィンが混ざった場合，異種のフィンが周りのパッケージの伝熱性能に与える影響はほとんど無いことを示した．さらに，冷却空気の混合による伝熱促進を目的に，パッケージ列間に円柱状の障害物を設けた結果，障害物により下流側のパッケージで熱伝達率は向上したが，同時に圧力損失も増大し，ファン動力一定の伝熱性能は大きく変わらないことを示した．

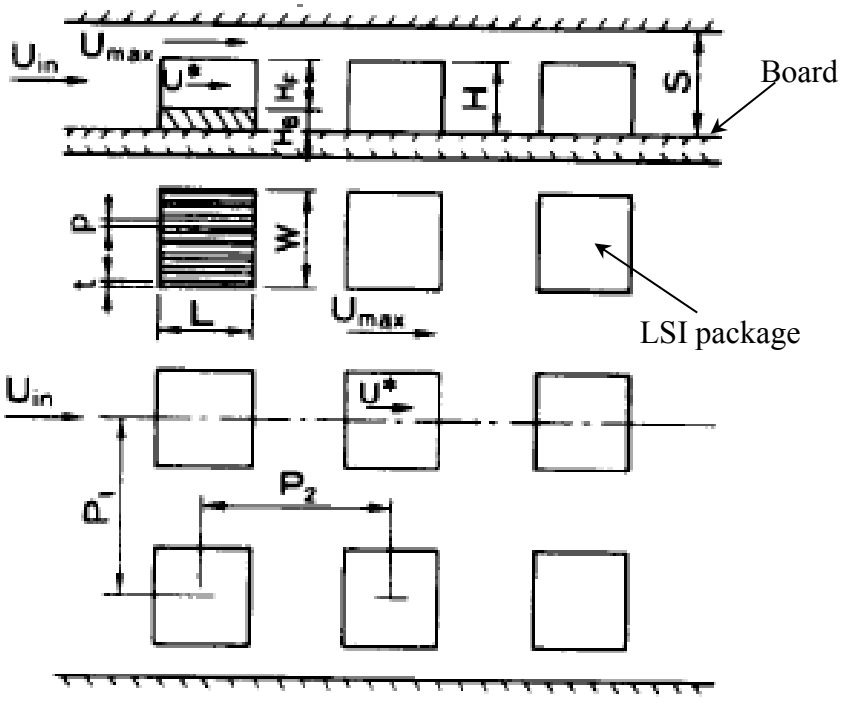


Fig. 1-8　Finned LSI packages on a circuit board[11]

また松島らは，図1-8に示すようなフィン付きパッケージの放熱性能の簡易予測法に関する検討を行い，規則的に碁盤目状に配列され，全ての平行平板状のフィン付きパッケージが均等発熱した場合の各パッケージにおける熱伝達率を，実用的な精度で予測できる簡易予測式を作成した[11].

さらに松島らは，フィンなしブロック列，あるいは平板フィン付きパッケージ列の圧力損失の簡易予測法を実験により検討している[12]．その結果，ブロック列の圧力損失を±20%の精度で予測する予測モデルを提案した．また，平板フィン付きパッケージ列の圧力損失を±20～30%の精度で予測する予測モデルを提案した.

一方，基板上に碁盤目状に配列されたフィン無しのブロック列の圧力損失に関しては，従来，五十嵐らがいくつかの実験的検討を行っている．五十嵐らは，実装機器に近い寸法を有する正方形ブロックが碁盤目配列された場合の圧力損失について，ブロック高さ，行数，列数，ピッチ等を系統的に変化させて実験を行い，これらのパラメータの圧力損失に及ぼす影響を明らかにし，圧力損失の予測を±10%の精度で可能にした[13]．また，同様に基板上に碁盤目配列された円柱ブロック群の圧力損失と熱伝達に関し実験的検討を行い，円柱ブロック群の圧力損失係数の一般関係式と平均熱伝達率の関係式を求め，実験値と±10%の精度で一致することを示した[14]．ここで，円柱ブロック群の検討結果は，基板上に搭載される円柱形状のアルミ電解コンデンサなどの伝熱性能予測に役立つものである.

さらに五十嵐らは，高密度に碁盤目配列されたコンデンサを模擬した円柱群の圧力分布を測定し，実験結果を整理して圧力損失係数の推奨式を求めた．得られた推奨式は実験値と±10%の精度で一致することが報告されている[15].

五十嵐らは，基板間の流路に置かれた角柱の圧力損失も検討している．平行平板間の流路内に置かれた単一の二次元角柱に関し，角柱高さと辺長，ダクト高さを変化させて圧力損失を測定し，圧力損失係数の推奨式を求めた．この推奨式は実験値と±5%の精度で一致することが報告されている[16]．さらに五十嵐らは，平行流路に置かれた二次元角柱に関し，圧力損失と局所熱伝達率に及ぼす開口比の影響を実験的に調べ，ファン動力一定の下で最適開口比を求めている[17].

横野らは，LSIパッケージ用小形フィン付き放熱器に関し，代表的なLSIパッケージの底板の大きさを２種選び，フィン高さとフィン間隙をパラメータにした平面放熱器を試作し，自然対流中と強制対流中の両方の特性を実験的に整理し，従来の結果と比較した．その結果，フィン高さ，フィン長さ，フィン間隙のフィン構造パラメータと熱伝達率の間の関係式を，自然対流中と強制対流中の場合についてそれぞれ求めている[18].

岡本らは，基板上に配列されたICパッケージを想定し，平面壁上に正方形状の突起を一定間隔で格子状および千鳥状に配列し，主流の流速を実機に近づけた低流速の条件下で，突起間谷部内の流れの挙動をレーザドップラー流速計による流速測定により明らかにした[19].

中村らは，矩形ダクト内層流境界層に置かれたICパッケージ上面の局所熱伝達特性を実験により明らかにし，平均ヌセルト数の相関式を従来の研究者の実験値と比較した．その結果，類似な流れ場であれば，全実験値はブロック形状，開口比，流体の種類，加熱条件とは無関係に，得られた相関式の±20%の範囲内で整理できることを示した[20]．

太田らは，平面上突起物まわりの二次元非定常流れと熱伝達に関し，数値解析を行い，プラントル数と加熱条件を固定し，高レイノルズ数の場合に発生する非定常流れ場の詳細と熱伝達特性との関係を明らかにした[21]．

ここまでは，図1-4に筐体構造の例を示したブックシェルフ型の三次元実装を対象にし，基板上のフィン無しブロック列やフィン付きLSIパッケージ列の伝熱特性に関する従来技術を述べた．一方，1980年代後半からは，半導体素子の高集積化が急激に進み，多数のLSIを一括してパッケージングした高密度マルチチップモジュールを複数個平面状に実装する方式が主流となってきた．そこで，平面上に実装された高密度モジュールにヒートシンクを搭載して強制空冷する検討がいくつかなされている[22]．

マルチチップモジュール実装における伝熱上の最大の課題は，マルチチップモジュール内部に封入されたLSIチップの熱を，モジュール上に搭載されたヒートシンクに伝える熱伝導体の開発であった．この熱伝導体はLSIチップごとに独立して設置される．モジュール内に搭載されるLSIチップは，半田ボールでセラミック多層基板に搭載されるため初期の高さばらつきを熱伝導体で吸収する必要があり，さらに計算機の稼働・停止に応じて多層基板が変形するため，その変形も熱伝導体で吸収する必要がある．つまり，ある程度の柔軟性を持ちながら，熱抵抗も小さい熱伝導体の開発が必要であった．

上記の課題に対して芦分らは，図1-9左図に示すような多数のプレート状のフィンを組み合わせた構造のマルチフィン形熱伝導体を取り上げ，フィン部の熱抵抗を解析的に求め，解析結果を実験結果と比較することにより，熱抵抗解析の妥当性を検討した．また，発熱素子面との平面接触状態を保ちつつフィンの熱抵抗を最小にする設計法を提案した[23]．さらに芦分らは，既存の接触熱抵抗推定式のうち，理論的な構造が最も明解なガウス面理論を取り上げ，非等方性の面が気体を介して低い接触圧で接触する場合への適用性について検討し，発熱素子と熱伝導体間の接触熱抵抗の簡便な予測式を提案した[24]．また芦分らは，ガウス面理論を拡張し，非等方性の表面粗さによる局所的な間隙変化の影響を理論的に求め，その結果に基づいて平均間隙を用いた予測式の妥当性を検討した[25]．

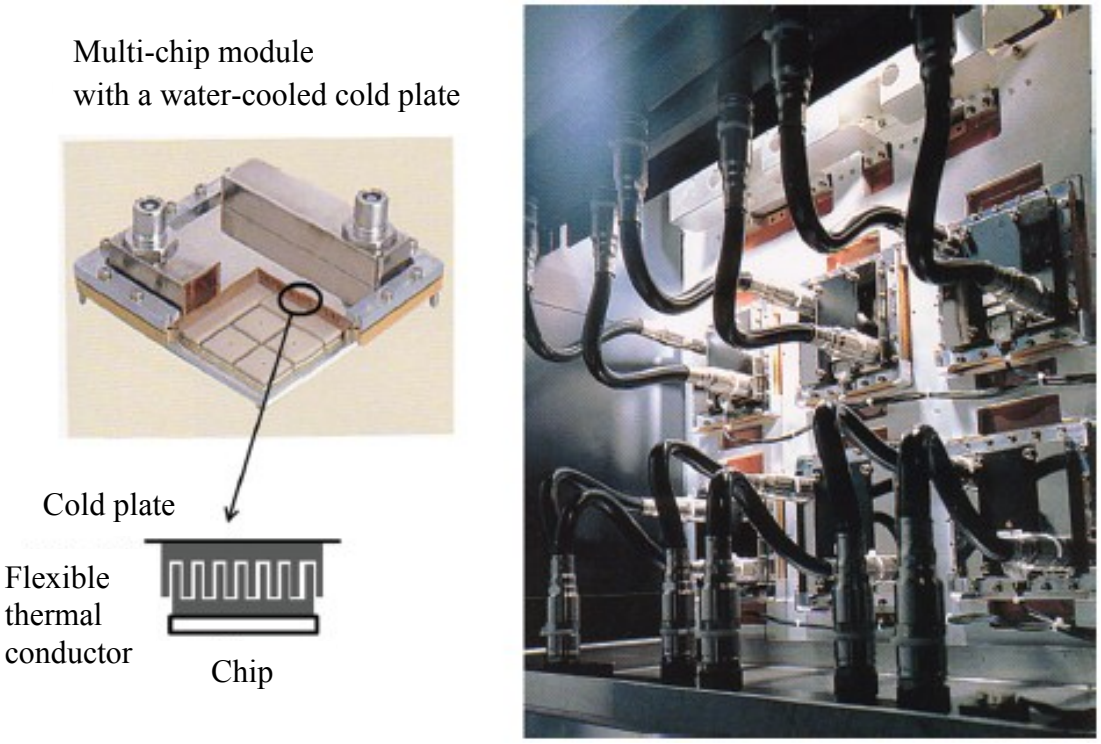


Fig. 1-9　A CPU composed of multi-chip modules on a large mother board (right), and an indirect water-cooled multi-chip module (left) (Hitachi M880) [3]

図 1-9 に示すマルチチップモジュールのように高密度化が進み，平面基板上に大型の高発熱モジュールを多数搭載するようになると，第一に，高発熱のモジュールを冷却するためのヒートシンクの高性能化が必要になった．第二に，モジュールを冷却した後の排気風の温度が上昇するため，下流側のモジュールに与える風温上昇の影響を低減することが必要になった．

まず，第一の課題であるヒートシンクの高性能化について，従来の研究を述べる．空冷ヒートシンクとしての放熱フィン面自体の高性能化の研究については，従来から空調用熱交換器の高性能化の研究が多数行われている．以下にそのいくつかの例を示す．

畑田らは，図 1-10 に示す空調用熱交換器の山形断面ルーバフィンと平板ルーバフィンの伝熱特性について，ルーバ山角度とフィン傾斜角に関して実験的検討を行っている[26]．ルーバフィンは，フィン前縁部の温度境界層が薄く熱伝達率が高い領域を増やすことによって，熱交換器の伝熱性能を向上させる目的で使われるが，下流部に行くに従って，上流部ルーバフィンの速度分布と温度分布の影響を受け，伝熱促進の効果が薄れるという課題があった．そのため，山形断面ルーバフィンや平板ルーバフィンを傾斜させて設置することにより，下流側のルーバフィンでの性能低下を改善しようとする検討を行っている．その結果，ルーバを傾斜させることにより上流部ルーバによる速度分布の影響が下流部ルーバに到達しにくくなり，下流側ルーバフィンでの伝熱促進に効果が見られることを畑田らは

明らかにした．さらに，単位体積当たりのエネルギー損失が一定の条件下で，熱交換量を最大にする平板ルーバフィンの仕様は，ルーバフィン傾斜角が 15～20°であることを示している．本研究では，このルーバフィン傾斜角の最適値 15～20° を参考にして研究を行った．

Fig. 1-10　Convex louvered fins for air conditioning heat exchangers

平松らは，ルーバフィンの伝熱数値解析法の検討を行い，従来の差分法の直交格子ではなく，ルーバの傾斜角に沿って格子を配置できる斜交格子を採用し，解析の自由度が大きく，汎用性に富むフィン性能解析法を提案した．この解析法を用い，ルーバフィンにおける流線の可視化結果が数値計算結果に一致することを確かめ，この流線のパターンの悪化が下流部のルーバフィンでの熱伝達率低下の原因であることを明らかにした[27]．また平松らは，この解析法を用いてフィン設計に必要な各形状ファクタがルーバフィンの流れや熱伝達特性にどのような影響を与えるかを検討した．その結果，特定の配列パラメータによって，ルーバフィンの熱伝達と圧力損失の特性が支配されることが分かり，熱伝達が最大となる最適パラメータ値が明らかになった．圧力損失を考慮した場合のルーバフィンの最適傾斜角は 17～22° である[28]．このルーバ傾斜角の最適値は，ルーバフィンの形状が異なっているにも関わらず，畑田らの検討した最適値 15～20° と近い値であり，本研究で取り組むヒートシンクの改良の指針になると考える．さらに平松らは，傾斜ルーバフィン，平行ルーバフィン，オフセットルーバフィンについての数値解析を行い，前述のルーバフィンとの比較を行っている[29]．

藤井らは，電子機器向けの高性能強制空冷放熱器の開発を目的に，低レイノルズ数域での新しい伝熱促進の手法として，略台形状に屈曲した多孔伝熱面を用いて流体の吹き出しと吸い込みを同時に実現する呼吸効果により，伝熱促進を図れる多孔台形フィンを検討した．その結果，この多孔台形フィンの熱コンダクタンスは，同一ファン動力では平滑フィンに比較して約 1.6 倍大きいことが分かった[30]．

川村らは，ミニタワー型のパソコンなどの小型電子計算機を対象に，単位体積当たりの CPU 冷却性能の向上を目的に，平行平板フィンの後部半分に吸い込み型

軸流ファンを埋め込んだ CPU 空冷構造を検討し, 冷却性能に及ぼすファン取り付け高さの影響を評価した．その結果，ファン動力 0.5W で一定のとき，フィン後段側フィン高さを 20mm から 5mm に低くしていくと単位体積当たりの熱伝達率は増加するが, フィン高さを更に 2.5mm まで低くすると急激に減少することが分かった[31].

羽下らは，電子機器の水冷方式において，水冷ヒートシンク内の水冷流路の発熱体側の放熱面は平滑状態のままで，反対側の対向面にのみ乱流促進体を設けて伝熱促進を図る対向形波形乱流促進体の研究を行った．この波形乱流促進体は，突起頂上と伝熱面間に適度な間隔を設けることにより，流体が突起頂上を越えて流れるときに生じる流れの増速効果や渦の発生などにより，低いポンプ動力で対向する伝熱面の熱伝達率を向上させることが特徴である．本波形乱流促進体の設計においては，三次元数値流体解析により形状最適化を図るとともに，実際に実験により熱流動特性の実測を行った[32].

高発熱 CPU の上部に大型の空冷ヒートシンクを搭載する場合, 平板状のヒートパイプであるベーパーチャンバーを用いることによって, CPU からの発熱をヒートシンク全体に拡散させ，放熱面積の大きなヒートシンクによって効率的に冷却することができる．小糸らは，大型空冷フィンのフィンベース部分にベーパーチャンバーを組み込んだヒートシンクを対象に，その伝熱特性に及ぼす熱源サイズの影響について，実験および数値解析を行った．その結果，ベーパーチャンバーの熱抵抗は，蒸発部熱抵抗と凝縮部熱抵抗に分けることができ，後者の熱抵抗は前者に比べて非常に小さく，熱源サイズの影響は前者の熱抵抗に対して顕著に現れることが分かった．つまり，蒸発部熱抵抗は熱源の熱量や熱流束にほとんど依存しないものの，熱源サイズが小さくなるに伴って増加する．また，熱源上方に設置されるベーパーチャンバー内のウイックカラムは，ベーパーチャンバーの最大熱輸送量を増加させ，力学的強度を高める一方，いずれの熱源サイズにおいても，ウイックカラムは熱抵抗となっており，ベーパーチャンバーの熱抵抗が 13% 増加していることが分かった[33].

以上述べたように，第一の課題であるヒートシンクの高性能化については，熱交換器用空冷放熱フィンの伝熱促進の研究例や，パソコンなど比較的小さな CPU を対象にした研究例は多いが，大型のマルチチップモジュールを対象にして，空冷ヒートシンクのフィン表面に伝熱促進の工夫や改良を施してヒートシンクの高性能化を図る研究は少ない.

つぎに，先に述べた第二の課題である下流側のモジュールに与える風温上昇の影響低減について述べる．平面基板に対して平行に冷却空気を送風して高密度モジュールを順次冷却する平行流冷却方式を採る場合，上流側の風温上昇が下流側のモジュールに与える影響は大きい．特に，平面基板上に大型の高発熱モジュールを多数搭載するようになると，風温上昇の影響低減が必須となる．そこで，執筆者らは，風温上昇の影響を受けにくい冷却方式の開発を進めてきた[34] [35] .

上流の空気温度上昇の影響を全く受けない空冷方式としては，個々のLSIパッケージや発熱モジュールに対して，その上部から冷却空気を噴流状に直接供給する噴流空冷方式がある．ここで対象とする噴流空冷方式は，LSIパッケージや発熱モジュールの上部に空冷ヒートシンクを搭載し，そのヒートシンクに対して冷却空気を噴流状に個別に供給する冷却方式である．冷却空気は個別に送風されるため，上流発熱体での風温上昇の影響は全く受けない．噴流冷却に関しては，冷却対象伝熱面に冷却媒体を噴流状に直接衝突させて冷却する衝突噴流冷却の研究が多数行われている[36]．以下，衝突噴流冷却に関するいくつかの従来研究について述べる．

栗間らは，広い領域での冷却を目的に，軸対称衝突空気噴流と伝熱面の間に多孔板を設置して伝熱増進の検討を行っている．噴流の流動特性を実験的に調べた上で，局所および平均熱伝達率への多孔板の孔径，ピッチおよび多孔板-衝突板間距離の影響を調べ，その最適条件を見出した．多孔板の適切な設置により，ノズル出口面積の９倍以上の領域で平均熱伝達率が増進することを示した[37]．

一宮らは，複数ノズルでの衝突噴流熱伝達の特性を検討するため，３個のスリットノズルを使用し，ノズル出口と同じ高さに断熱壁を有し，さらに中央ノズルに対して対称な系で衝突噴流伝熱実験を行った．ノズルー衝突面間距離が小さいと，ノズル出口の流動状態が直接衝突面の伝熱に影響を及ぼすので，ノズル出口の流れが，層流あるいは乱流の場合を，それぞれ層流噴流あるいは乱流噴流として，主に伝熱特性に注目して局所熱伝達率の特性およびノズル間の平均熱伝達率を実験的に検討した．その結果，中央ノズルと第２ノズル間の平均ヌセルト数の整理式を提案した[38]．

琴らは, 衝突噴流系の伝熱促進を行う目的で, 分離型伝熱促進体の一種として, 図1-11に示すような角柱列を用いた場合について実験的を行った．この伝熱促進方法は，角柱列と壁の間の流れや角柱の下流に生じる乱れを利用して，よどみ点のみならず壁面噴流領域の広い範囲にわたって伝熱促進を行おうとする点に特徴がある．そこで，ノズル出口と伝熱面との間の距離及び乱流促進体と伝熱面との間隔を変化させ，局所熱伝達率の測定を行った．その結果，一般の衝突噴流では，よどみ点から離れるに従って熱伝達率は減少するが，角柱列を挿入すると，角柱による壁面近傍の流れの加速と乱れの発生の効果によって，よどみ点から離れた位置においても大きな乱流促進を期待できることが分かった[39]．

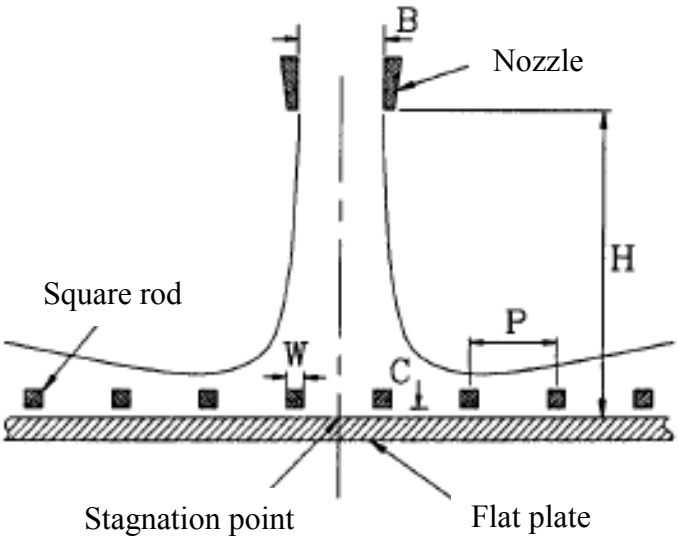


Fig. 1-11　Coordinate system of flat plate with rod array[39]

社河内らは，平板に直角に衝突する円形衝突噴流のノズル－平板間距離がかなり小さい場合の流動・伝熱特性の改善・向上について，切欠ノズルの使用を提案するとともに，伝熱特性向上のメカニズムについて検討し，伝熱促進パラメータを提案し，有効性を示した[40].

ここまで述べてきた衝突噴流の研究例では，冷却対象面は何れも平面であった．しかし，本研究で対象とする噴流空冷方式は，LSIパッケージや発熱モジュールの上部に空冷ヒートシンクを搭載し，そのヒートシンクに対して冷却空気を噴流状に個別に供給する冷却方式である．ヒートシンクに噴流状に冷却空気を供給する場合，平面への衝突噴流に相当する部分はヒートシンクベースの表面のみとなり，その冷却への寄与度は小さい．したがって，噴流空冷方式のヒートシンク内部での流動様相や伝熱メカニズムは独自に検討する必要がある．そのため，ヒートシンクを用いた噴流空冷方式の研究がいくつか行われている．

田坂らは，超コンパクトヒートシンクとして，フィンピッチの微細（0.7mm）なプレートフィンタイプおよびピンフィンタイプを取り上げ，平行流および噴流を用いた強制空冷下での実験的研究を行い，その熱伝達と圧力損失に及ぼすフィン形状と冷却方式の影響について，比較検討を行っている[41]．その結果，平行流冷却と噴流冷却を比べると，実験した流量範囲内では，平行流冷却の方が熱コンダクタンスで20～40%，圧力損失で2～3倍大きい値を示すことが分かった．また，送風動力が1W以下では同等，1Wを超えると平行流冷却の方が若干高い熱コンダクタンスを示すことが分かった．

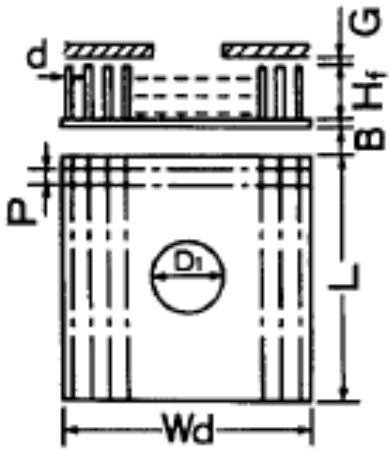


Fig. 1-12　Impingement cooling of heat sink with pin fin arrays[42]

近藤らは，図1-12に示したピンフィン形ヒートシンクの噴流空冷を対象に，冷却上最適形状となるヒートシンク中心上部に 1 個噴流孔を設けた場合について，噴流孔径，ピンフィンと噴流板との隙間，ピン径，フィン高さ，ピン本数の影響を考慮できるピンフィン形ヒートシンクの圧力損失の簡易予測法を提案した．その結果，上記構造パラメータをさまざまに変化させた際の圧力損失を，±30％の精度で予測できることを示している[42]．さらに近藤らは，上記と同様の条件下で熱抵抗の簡易予測法を提案し，熱抵抗についても±30％の精度で予測できることを示している[43]．

また近藤らは，平板フィンの噴流冷却特性に関し，噴流孔の寸法やフィン間流路幅などと冷却特性の関係を調べ，その熱抵抗の簡易予測法を提案している[44]．さらに近藤らは，フィン厚さ0.2mmの薄肉平板フィンの噴流冷却に対し，実験によりノズルとフィンとの間隙やフィン間流路幅の影響を検討し，最適構造を調べている[45]．

以上述べた噴流空冷方式に関する従来研究は, 何れも60mm×60mm程度までの大きさのヒートシンクを対象とし，単体で基板上の空間に自由に設置された状況における研究のみである．つまり，100mm×100mmを超える大型の高発熱モジュールが基板上に碁盤目状に多数隣接して搭載されるような，高密度実装系に対する噴流空冷方式の研究例は無いことが分かる．

さらに，ここまで述べた従来研究は，主に大型計算機やサーバにおける CPU パッケージや CPU モジュールを対象にしたものであった．一方，CPU の周辺には CPU で処理する大量のデータを一時的に保存し，出し入れするために大量のメインメモリが搭載されている. メインメモリを構成するメモリモジュールは, 図 1-13 に示すように多数の DRAM-LSI を両面に搭載した DIMM (Dual Inline Memory Module)と呼ばれるメモリカードを，ソケットを介して基板上に多列，多段に実装される．メモリカードに搭載される DRAM-LSI の発熱量は，データ処理の高速化・大容量化に伴い今後も増加する傾向にあり，大量のメモリカード列をいかに

冷却するか，特に下流側に搭載されるメモリカードの冷却設計が重要である．そこで本研究では，大型計算機やサーバに搭載されるメモリカード列の空気冷却を対象に研究を進めている．

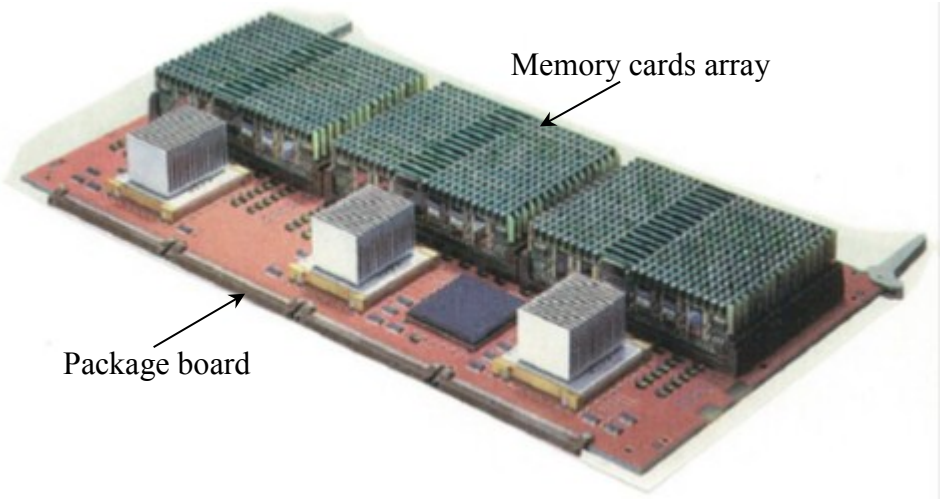


Fig. 1-13　Memory cards array on the package board

メモリカード列の空気冷却に対する従来の研究について以下に述べる．従来，メモリカードの冷却について検討された例は非常に少ない．唯一，メモリカード単体での空気冷却性能について検討した例としては，米田らの研究がある．米田らは, 図 1-14 に示す SDRAM パッケージが両面搭載されるメモリカード単体を対象に，熱抵抗を測定可能なメモリカード基板を試作し，熱抵抗を風洞中で測定した．さらに，SDRAM 内部の熱伝導解析を実施し，実測値と組み合わせ，短時間で簡便に熱抵抗を予測する手法を提案している[46]．しかし，メモリカードが実際の実装状態であるソケットに搭載され，多列，多段に実装された状態のメモリカード列を対象にした空気冷却の研究例はこれまでに無いことが分かる．

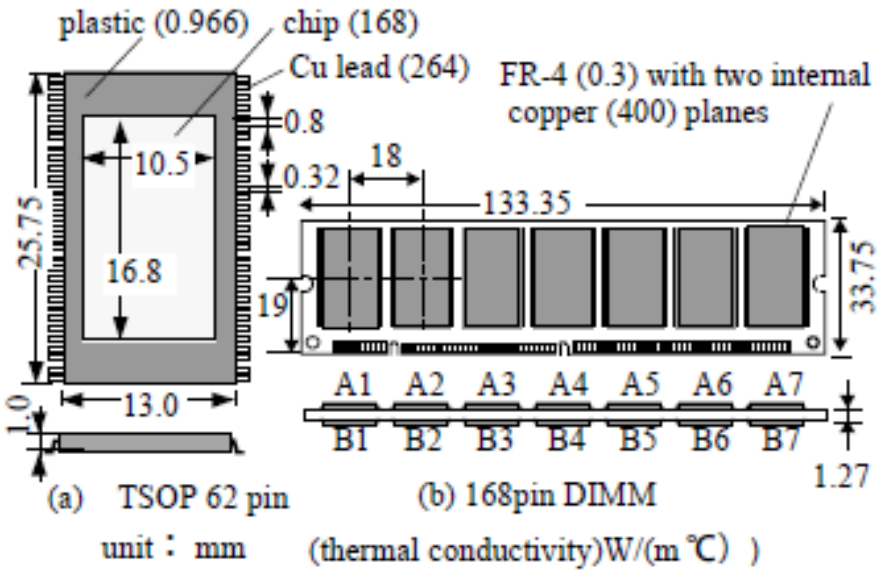


Fig. 1-14　Geometry of memory card

従来研究の最後に，産業界で伝熱・冷却設計に広く利用されている伝熱工学資料（改定第５版）[6]に沿って，強制空冷フィンの冷却技術を具体的に説明する．高発熱電子機器の冷却方式として，従来は図 1-15 に示すように発熱体に平板フィンをつけて伝熱面積を増加させて強制空冷を行っていた．図 1-5，1-6，1-8 にも類似例を示したとおりである．その伝熱特性の計算方法を以下に述べる[6]．

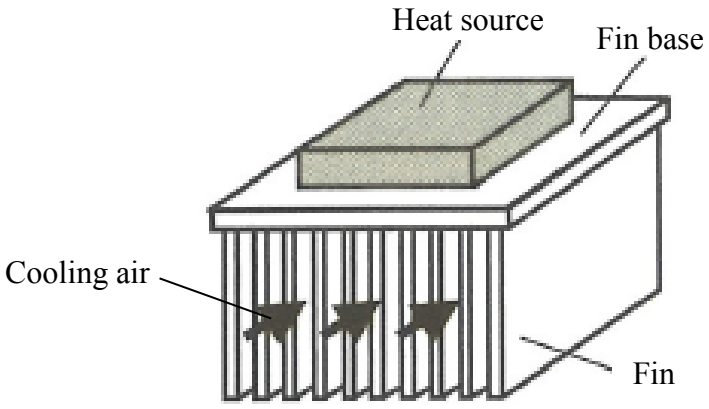


Fig. 1-15　Forced air cooling fin

フィン全体での放熱量 Q (W)は次式(1.1)で計算できる．

$$Q = h\eta A(T_d - T_{ain}) \tag{1.1}$$

ここで，h はフィン表面の熱伝達率，ηはフィン効率，A はフィン表面積，T_d は発熱体温度，T_{ain} はフィン前面空気温度である（複数の発熱体がある場合には，T_{ain} として上流部の発熱体による空気の温度上昇を考慮する必要ある）．

フィン表面の熱伝達率 h (W/m^{2}K)は次式(1.2)，(1.3)で計算できる．

$$h \cdot s = 2.185\, x^{0.4} \left\{ 1 - \frac{1}{\exp(9800\, x^{0.91})} \right\} \tag{1.2}$$

$$x \equiv u_f \left(\frac{s^2}{L} \right) \tag{1.3}$$

ここで，s は平板フィンのフィン間隙，L はフィンの流れ方向の長さであり，図 1-16 のダクト内の平板フィン冷却構造図に示す平板フィンの寸法条件であり，u_f はフィン間の風速である．

フィン間風速 u_fは, 与えられるダクト入り口の風速 u_d を基に次の(1.4)から(1.12)の関係式で求めることができる（複数の発熱体がある場合には，全てのフィン間流動抵抗係数 f を計算に含める必要がある）．

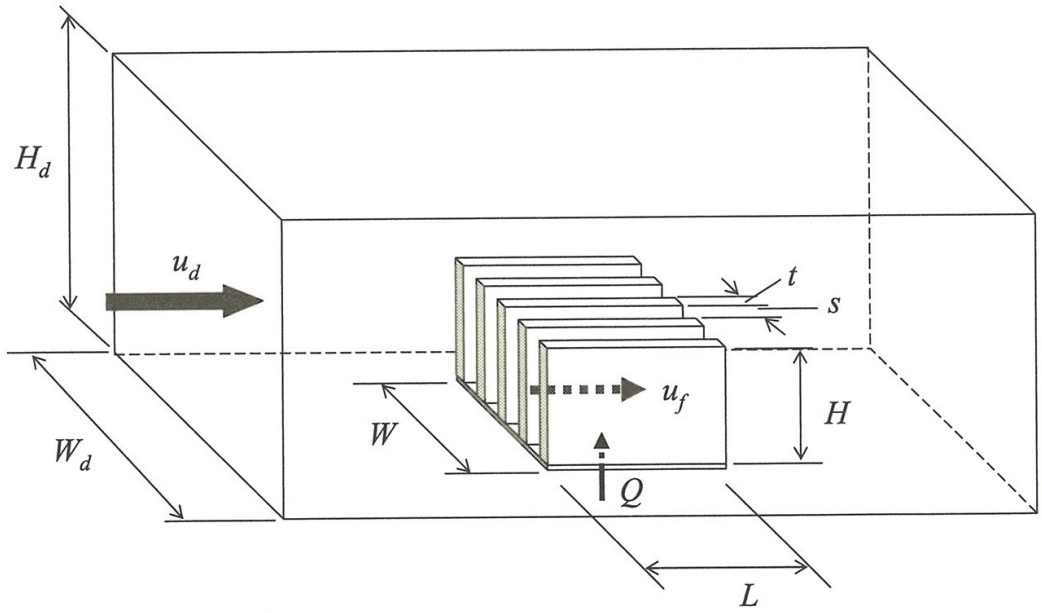


Fig. 1-16　Heat sink with plate fins in air duct

$$u_d = u_f(\gamma_f + \gamma_b\sqrt{1+f}) \tag{1.4}$$

$$f = \frac{0.0274}{x}\sqrt{x+1.934\times10^{-4}} + K_c - K_e \tag{1.5}$$

$$\gamma_f \equiv A_{fc}/A_d \tag{1.6}$$

$$\gamma_b \equiv A_b/A_d \tag{1.7}$$

$$K_c = 0.42\left(1-\sigma^2\right) \tag{1.8}$$

$$K_e = \left(1-\sigma^2\right)^2 \tag{1.9}$$

$$\sigma \equiv s/\left(t+s\right) \tag{1.10}$$

$$A_{fc} = sH\left(N-1\right) \tag{1.11}$$

$$A_d = H_d W_d \tag{1.12}$$

ここで，Nはフィン枚数，その他フィン板厚 t などは図 1-16 に示す寸法条件である．

フィン効率ηは次式で計算できる．

$$\eta = \frac{\tan\ hu_b}{u_b} \tag{1.13}$$

$$u_b = H\sqrt{\frac{2h}{\lambda t}} \tag{1.14}$$

ここで，λはフィンの熱伝導率，h はフィン表面の熱伝達率，H と t は図 1-16 に示す寸法条件である．

以上の計算式の適用範囲は s=1～2 mm，L=10～100 mm，u_d <5 m/s である．上記計算手法により算出できる熱伝達率 h を，実測の熱伝達率と比較すると，フィン設置間隔が粗い場合（フィン枚数 N＝9，フィンベース幅 W＝22mm）には，熱伝達率の計算値は実測値よりも 21～26%低い値となり，フィン設置間隔が密な場合（フィン枚数 N＝20，フィンベース幅 W＝22mm）には，計算値は実測値より

も 32～36%高い値となる．そのため，上記計算方法の熱伝達率予測精度は，30%程度と言える．

また，図 1-17 に示すようなピンフィン型ヒートシンクとファンを組み合わせた冷却方式も，従来，パソコン用 CPU 冷却などの用途に使われていた．ここで，ピンフィン表面の熱伝達率 h (W/m^{2}K)は次式(1.15)で計算できる[6]．

$$h = 5.55 L^{0.148} \left(\frac{H_p}{L} \right)^{0.223} \left(\frac{l_p}{d_p} \right)^{1.72} \Delta p^{0.574} \tag{1.15}$$

また，L などは図 1-17 に示す寸法条件である．

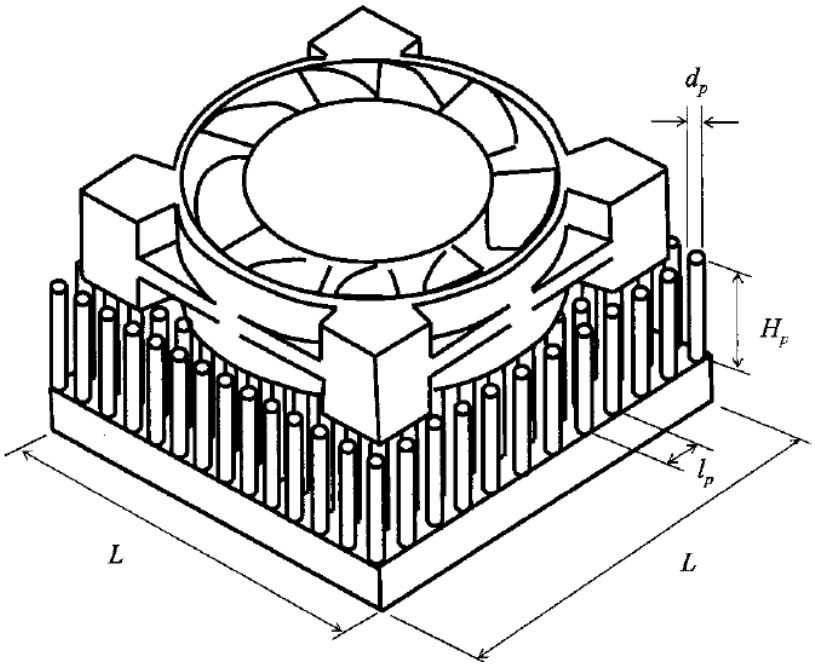


Fig. 1-17　Pin fin heat sink with cooling fan

1.3　研究の目的

前節で述べたとおり，従来の強制空冷フィン冷却技術の最大の問題点として，多数並んだ発熱部品を冷却する場合に，冷却空気の温度上昇が原因で，後流に位置する発熱部品では冷却空気の温度が高温となり冷却性能が悪化することが挙げられる．冷却性能の最大化のためには，強制空冷フィン冷却の熱流体現象を実験と解析により詳細に把握し，その結果を基に全ての発熱部品に対し低温で新鮮な冷却空気を流す工夫が必要である．本研究では，それを解決する第１の方法として，フィン構造の最適化により傾斜ストリップフィンを提案し，伝熱性能向上と伝熱性能の予測手法を確立する．第２の方法として，冷却風の温度上昇がない噴流方式による伝熱性能向上と予測手法を確立する．その際に，図 1-17 に示すよう

なピンフィンの場合には，製作が大変であると共に冷却性能が不十分であり，高い冷却性能を有する噴流冷却方式を確立する．第３の方法として，多数の発熱部品の配置の最適化による伝熱性能向上と予測手法を確立する．

以上の通り本研究では，電子機器，特にエンタープライズサーバ向け CPU モジュールやメモリモジュールを対象に，強制空冷構造の改良と一般化により，適用事例を広げ，学術的な検討を加えて体系化することを目的として研究を行う．CPU モジュール向け平行流空冷構造，CPU モジュール向け噴流空冷構造，メモリモジュール向け空冷構造などを対象とする．これらの空冷構造に関し，実験的に伝熱性能を求め，さらに，伝熱性能実測値を無次元数で整理し，また，数値解析手法を用いることにより，伝熱性能の予測手法を提案し，系統的にまとめることを目的とする．

1.4　全体構成

第１章では研究の背景・動機，従来研究，研究の目的などを述べた．

第２章では，高密度 CPU モジュールの平面実装を想定し，平面上に空冷ヒートシンクを搭載した発熱体が２列近接して並んだ実装方式を対象に，後流に位置する発熱体の冷却風高温化による冷却性能悪化を解決するために，冷却性能を高める工夫を施したヒートシンク構造と，風温上昇による温度分布の不均一を改善する通風ダクト構造に対する検討を述べる．さらに，改良したヒートシンク構造の伝熱性能を，伝熱工学資料等に記載のあるプレートフィンやオフセットフィンなどの一般的な計算式による値と比較し，色々な対象製品に改良した空冷構造を適用することができるようにした検討結果を述べる．

第３章では，高密度 CPU モジュールの平面実装を想定し，平面上に空冷ヒートシンクを搭載した発熱体が多数近接して配置された実装方式について，後流に位置する発熱体の冷却風高温化による冷却性能悪化を解決することを目的とし，ヒートシンクに個別に冷却風を送風することにより風温上昇が全く無い噴流方式を前提として実験的検討を行い，大型の銅製平板フィン型ヒートシンクを用いた噴流空冷方式を開発し，その冷却特性を実験により求めたので，詳細を述べる．さらに，その伝熱性能である熱伝達率の実測値を，フィン高さ，ノズル幅，フィン間流路幅の３つの代表的なパラメータを用いて無次元数で整理し，伝熱性能予測法を検討したので，検討結果を述べる．

第４章では，３次元非圧縮性流体を対象にしたペナルティ関数法による定常有限要素法解析プログラムを用いて，大型平板フィンを搭載した LSI パッケージの噴流空冷構造を対象に，数値解析を適用した伝熱性能予測法を検討したので，その結果を述べる．

第５章では，サーバ等に搭載されるメモリモジュールの空気冷却を対象に，その冷却性能予測法を確立することを目的とし，上流側メモリカードの発熱が下流側メモリカードに及ぼす風温上昇の影響と，メモリカード内の各 LSI の熱伝達率

について，熱拡散の簡易モデルによる整理式を作り詳細な伝熱実験によりその妥当性を評価したので，その結果を述べる．

第６章では，以上の結論をまとめて述べる．

第２章　傾斜ストリップフィンの伝熱性能と通風方法の検討

2.1　背景

第１章で述べたとおり，空冷方式は，コスト・設置性・保守性の点で優れた冷却方式であり，将来的にも最も多用される冷却方式と考えられる．強制空冷フィンによる冷却技術の最大の問題点として冷却風の温度上昇がある．後流に位置する発熱部品には高温の冷却風が供給されることにより冷却性能が悪化するが，これを解決する第１の方法として，熱交換器用ルーバフィンの伝熱促進の知見[28]をベースにし，フィンベース上に設けた多数の平板フィンのフィン面上に，傾斜させたストリップ列を配置させた傾斜ストリップフィンを新たに考案し，伝熱性能向上と伝熱性能の予測手法を確立する．本章では，高密度モジュールの平面実装を想定し，平面上にヒートシンクを搭載した発熱体が２列近接して並んだ実装方式について検討する．また，冷却性能を高める工夫を施した傾斜ストリップフィン構造と，風温上昇による温度分布の不均一を改善する通風ダクト構造について述べ，さらに，改良した傾斜ストリップフィンの伝熱性能を，伝熱工学資料等に記載のあるプレートフィンやオフセットフィンなどの一般的な計算式による値と比較し，色々な対象製品に改良した空冷構造を適用することができるように検討を行う．

2.2　ヒートシンク構造と通風ダクト構造

平面実装された多数の発熱体を冷却するための送風方法には，並んだ発熱体に個別に送風する方法と，並んだ発熱体に直列に一括して送風する方法とがある．個別に送風する方法は，上流側の発熱体の風温上昇を受けない利点がある反面，ヒートシンク上部に送風用チャンバが必要で通風系が複雑になるという課題がある．一方，直列に送風する方法は，通風系が単純でコンパクトである反面，発熱体が多数並ぶと風温上昇による下流側の冷却性能低下と温度分布の不均一を無視できなくなる．本章では，発熱体が２列並んでいる場合を対象とする．そのため，通風系が単純でコンパクトである直列送風を前提として検討を行い，風温上昇による温度分布の不均一は，下流側に新鮮な冷却空気をバイパス流入させることによって改善することにした．通風ダクト構造の詳細を述べる前に，まずヒートシンク構造について述べる．冷却性能を高める工夫を施したヒートシンク構造として，熱交換器用ルーバフィンの伝熱促進の知見[28]を発展させて，フィンベース上に設けた多数の平板フィンの表面に表面積増大効果と境界層前縁部の熱伝達率向上効果を併せ持つ傾斜ストリップフィンを二次フィンとして設けることを考えた．本研究で考案した傾斜ストリップフィンの構造を図2-1に示す．傾斜ストリップフィンはアルミニウム製であり，ベースプレート上に等間隔でフィンが接合されている．フィン両面には，矩形

状微細突起を傾斜角θで並べたストリップ列が等間隔で全面に配列されている．フィンベースの寸法はl00mm×l00mmで，ベースプレート厚さは5mmである．フィン板厚は1.6mm，フィンピッチは3.5mm，フィン高さはl00mmである．矩形状微細突起（ストリップ）の寸法は，長さ3 mm，肉厚0.4mm，高さ1mmであり，それを2mmの間隔を空けて並べてストリップ列を構成する．そのストリップ列は，ピッチ5mmで傾斜角θだけ傾けて配列されている．傾斜ストリップフィンは，フィン面に突起列を設けることによって熱伝達率を向上させると同時にフィン表面積を増大させ，さらに突起列を傾けることにより上流側の突起の温度境界層が下流側の突起に影響を及ぼさないように工夫したものである．

なお，傾斜角θとストリップ長さ3mmの寸法については，第一章で述べた熱交換器用ルーバフィンの知見[28]を基に決めたもので，一方，フィン板厚1.6mm，ストリップ列のピッチ5mm，ストリップ肉厚0.4mm，ストリップ高さ1mmに関しては，熱交換器用に標準で存在するリブ付きのアルミニウム押出し材を流用したために固定値である．

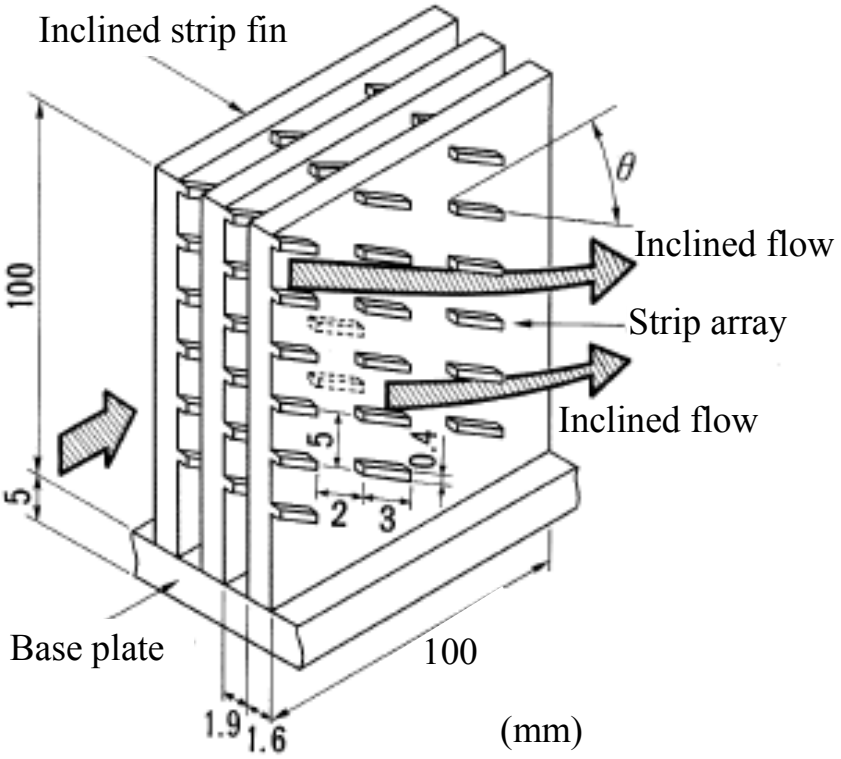


Fig. 2-1　Inclined strip fin

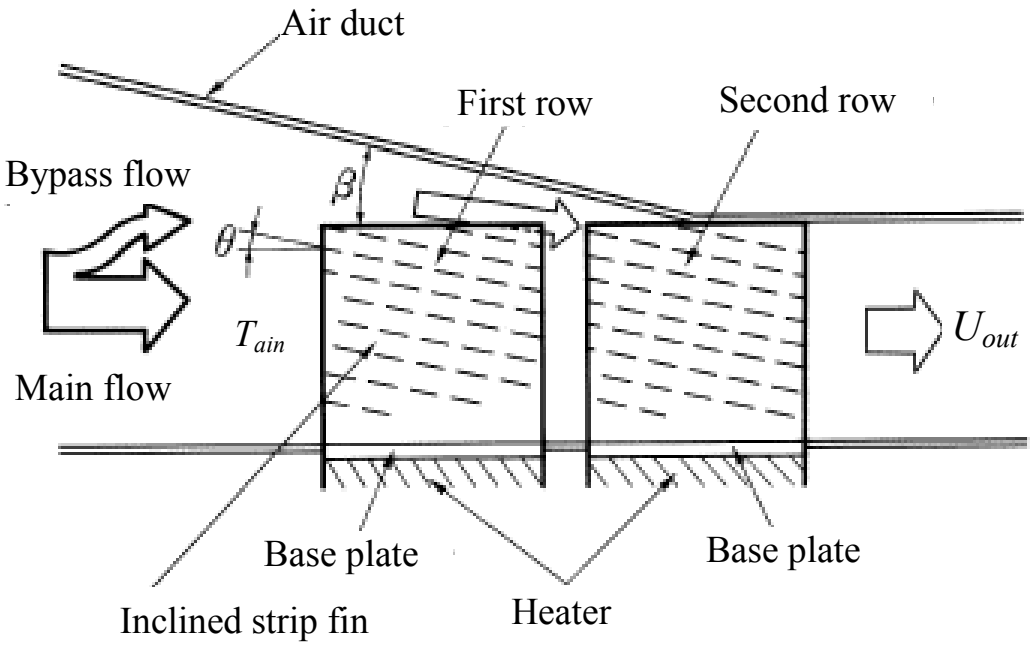


Fig. 2-2　Air duct

つぎに，通風ダクト構造について図2-2に示す．傾斜ストリップフィンを搭載した発熱体が２列近接して並び，通風ダクトは，冷却風が前段フィンと後段フィンを直列に風漏れなく冷却するように構成されている．フィン上方のダクト壁は，後段フィンの中央部から傾き角βで上部に開けられ，下流側に新鮮な冷却空気をバイパス流入させられるようになっている．本研究では，このような通風ダクト構造をマルチフロー方式と称する．マルチフロー方式にすることにより，風温上昇による温度分布の不均一を改善し，前段フィンと後段フィンの温度レベルを均一化する効果が期待できる．さらに，マルチフロー方式のダクト構造は，圧力損失を大幅に低減させる効果も期待できる．

2.3　実験装置および方法

2.3.1　フィン間空気流動様相の可視化法

傾斜ストリップフィンと通風ダクトに，上記のような効果が期待できるか定性的に確認するため，フィン間空気流を二次元流れと仮定し，水流により可視化して流動様相を観察した．可視化の方法はアルミニウム粉末をトレーサとする表面浮遊トレーサ法[(5)]であり，作動流体は水である．テストピースは図2-1および図2-2で示した仕様の2倍のモデルとした．実際の空気流と可視化用水流の流動様相を合わせるため，フィン間流速とフィン間水力直径で定義するフィン間レイノルズ数を，実際の空気流と可視化用水流とで同じに設定して可視化実験を実施した．

2.3.2　フィン面温度分布の可視化法

傾斜ストリップフィンとマルチフロー方式の通風ダクト構造の冷却性能を定性的に把握するために，フィン面温度分布の可視化を行った．可視化手法を図2-3に示す．下部にフィルムヒータを貼った前段，後段１枚ずつの要素フィンを，１フィンピッチ分の幅（3.5mm）のダクト中に設置し，風速5m/sで通風して冷却した．要素フィンの表面には黒体塗料を塗布し，観測用の窓材には，食品包装用ポリエチレンフィルムを使用した．温度分布可視化装置は熱画像分析装置（日本電子製，サーモピュアーJTG-3210）を用い，画像記録装置によりCRT画像を撮影した．観察用窓材として用いたポリエチレンフィルムの赤外線（JTG-3210の測定波長：8～13μm）の透過率は80～90%[51]であり，定性的な測定にはポリエチレンフィルムの窓材は使用可能である．

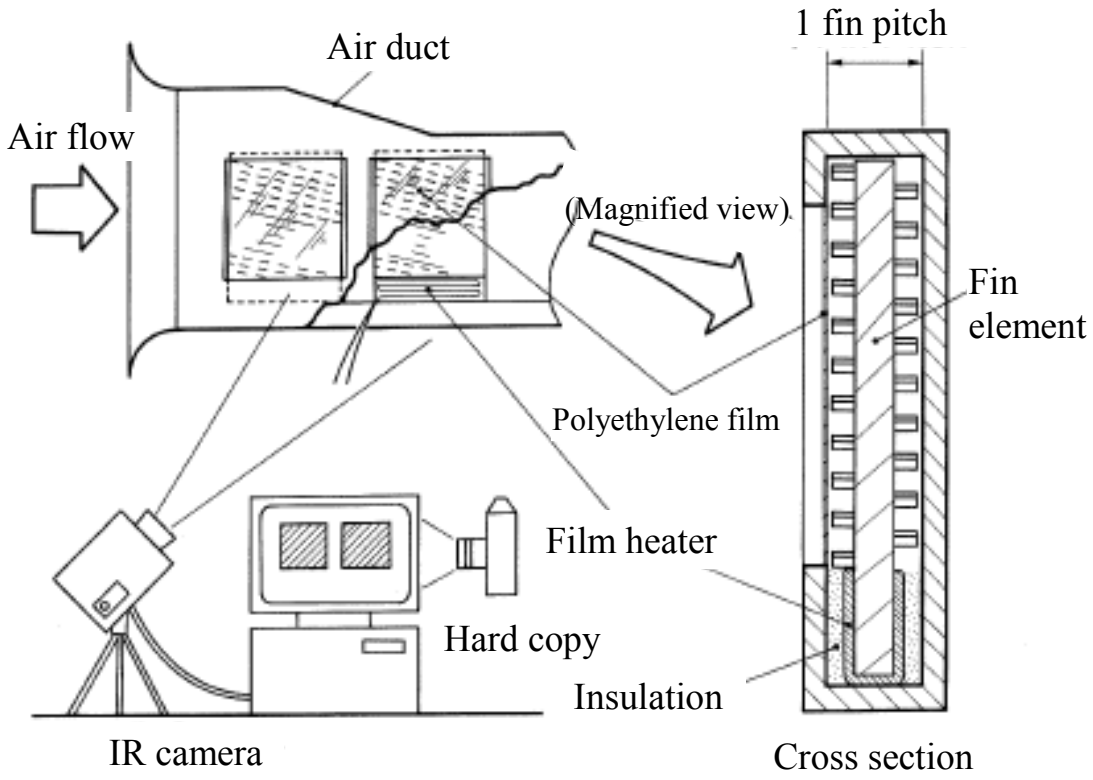


Fig. 2-3　Schematic diagram of experimental setup for infrared view of thermal image

2.3.3　伝熱実験の方法

傾斜ストリップフィンと通風ダクトの冷却性能を詳細に評価するために，伝熱実験を行った．図2-4に試験装置を示す．実験は吸込み型風洞を用いて行った．空気流量は１/４円ノズルを用いて差圧として測定し，流量に換算した．実験用に試作した傾斜ストリップフィンは，図2-1に示した構造であるが，試作を容易に行うため，フィンベースの幅は38.9mmに縮小して試作した．フィンピッチは変更しないためフィンの枚数は11枚となり，仕様であるフィンベース幅100mmの場合のフィン

枚数38枚よりも少ないヒートシンク構造で実験した．そのため，通風ダクトのダクト幅もフィンベース幅に合わせて38.9mmに縮小した．発熱体にはフィルムヒータを使用し，フィンおよび空気の温度は線径0.lmmのK型熱電対，圧力損失ΔPはデジタル微差圧計（0～2000Pa，最小感度0.01Pa）を用いて測定した．圧力損失の測定は，後段フィン後流部のダクト内壁面４面中央部に，孔径1.0mmの静圧測定タップを設け，４面での静圧測定値を平均化して行った．圧力損失は，ダクト入口部の大気圧からの静圧降下値として定義した．デジタル微差圧計の測定値は電圧値としてデータロガーで10回取込み，平均化して圧力損失値とした．したがって，圧力損失の測定誤差は5%以内である．

前段フィン平均熱伝達率h_{f1}は，入口空気温度T_{ain}，前段フィンベース後端温度T_{b1}，ヒータ発熱量Q，フィン全表面積Aで定義した．また，後段フィン平均熱伝達率h_{f2}は，入口空気温度T_{ain}，後段フィンベース後端温度T_{b2}，ヒータ発熱量Q，フィン全表面積Aで定義した．一方，圧力損失ΔPは，前段フィン前縁と後段フィン後縁との静圧差で定義した．h_{fl}，h_{f2}の算出式を以下に示す．

$$h_{f1} = \frac{Q}{A(T_{b1} - T_{ain})} \tag{2.1}$$

$$h_{f2} = \frac{Q}{A(T_{b2} - T_{ain})} \tag{2.2}$$

ブロア送風動力P_bは，圧力損失ΔPと流量の積で定義した．実験はストリップ傾斜角θを7.5°，15°，22.5°，マルチフロー方式のダクト傾斜角βを0°，12.7°，20°と独立に変化させて行い，ダクト内の平均風速U_{out}とh_{fl}，h_{f2}，ΔPとの関係を調べた．

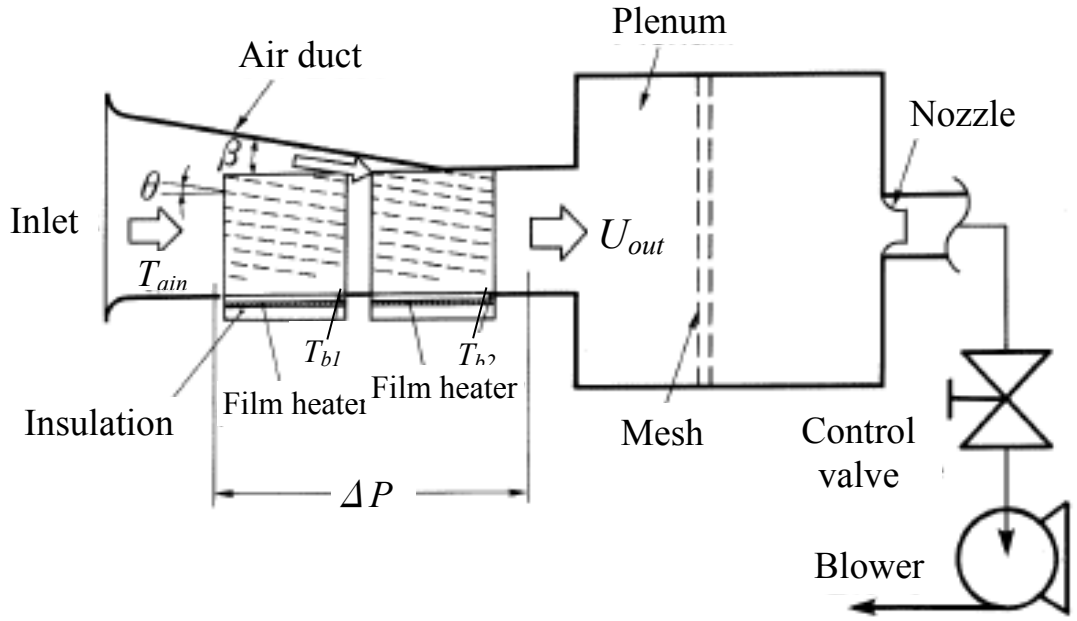


Fig. 2-4　Schematic diagram of experimental setup for heat transfer experiment

2.4　実験結果および考察

2.4.1　フィン間空気流動様相の可視化結果

フィン間空気流の流れの可視化結果の一例を図2-5に示す．図から，流れが突起列に沿って傾斜して比較的低速で流れていることがわかる．また，本結果はダクト上壁部を傾斜させて開口させたマルチフローの流れも定性的に模擬しているが，それにより後段フィンへの比較的高速なバイパス流ができていることが定性的にわかる．以上から，傾斜ストリップフィンとマルチフロー方式の通風ダクト構造を組み合わせたときの流れの様相が定性的に確認できた．

この流れの可視化の様相を目視により詳細に観察した結果，図2-5の写真の下部にある傾斜ストリップ列を設けていない領域で流れが加速している様子が観測できた．この傾斜ストリップ列を設けていない領域での加速流は，フィンベース部近傍のフィン面温度が比較的高い領域での加速流であることから，伝熱性能向上に寄与することが予想される．一方，上部のバイパスフロー領域は減速流の様相を呈しており，フィン面温度が比較的低いフィン先端部での減速流であることと，傾斜ストリップ列に入り込まないで後方に抜けていく流れが多いため，伝熱性能向上にはあまり寄与していない可能性が高い．

なお，この流れの可視化で模擬したマルチフロー方式のダクト構造は，後段フィンの後端部から上部のダクト壁を立ち上げた構造であり，伝熱実験で用いた後段フィン中央部からダクト壁を立ち上げたダクト構造とは異なるものである．しかし，バイパス流の確認を，流れの可視化により定性的に行うという趣旨から考えると，本構造で得られた可視化結果は定性的には伝熱実験の参考になると考える．

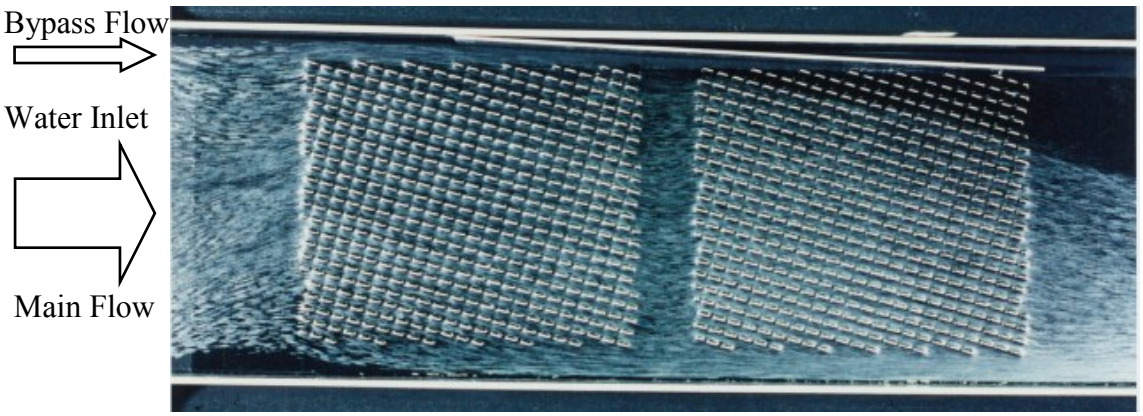


Fig. 2-5　Flow visualization at a channel between fins

2.4.2　フィン面温度分布の可視化結果

ポリエチレンフィルムの観測窓を介して撮影したフィン面温度分布の可視化結果を，図2-6，図2-7に示す．図2-6に示すケースAは，傾斜ストリップフィンの効果を，1）平板フィン，2）平行ストリップフィン（θ＝0°），3）傾斜ストリップフィン（θ＝15°）と並べて比較したものである．色は入口空気温度からのフィン面温度上昇値ΔTを表す．また色は，青色，緑色，黄色，赤色，白色の順に低温から高温となっている．いずれの結果も，フィンベースに近いほど，また，下流側に行くほど温度が高くなっていることがわかる．さらに，後段フィンの温度レベルは，図2-6中1），2），3）の順に低くなっていることがわかる．これにより，傾斜ストリップフィンが冷却性能向上に有効であることが定性的にわかる．図2-7に示すケースBは，傾斜ストリップフィン（θ＝15°）に対して，1）ダクト上壁を閉じた結果，2）ダクト上壁を閉じてフィンベース近くの突起を切除した結果，3）フィンベース近くの突起を切除した状態でダクト上壁を後段フィンの後端部から7.5mm立ち上げて開けた結果，の三者を並べて比較したものである．1）と2）を比較すると，フィンベース近くの突起を切除した結果，若干温度レベルが低下していることがわかる．これは，フィンベース付近での流れの滞留がなくなった効果と，流れの可視化で説明した加速流の効果によるものと理解できる．2）と3）を比較すると，ダクト上壁を開けたことによりバイパス流が後段フィン側に流入し，前段フィンの温度レベルが上昇し，後段フィンの流れ方向への温度分布が20℃以下に均一化（従来の構造では約40℃であり約50%以下に均一化）していることがわかる．以上から，ダクト上壁を開けたマルチフロー方式のダクト構造とすることにより，前段フィンと後段フィンの温度レベルを均一化できることが定性的にわかる．

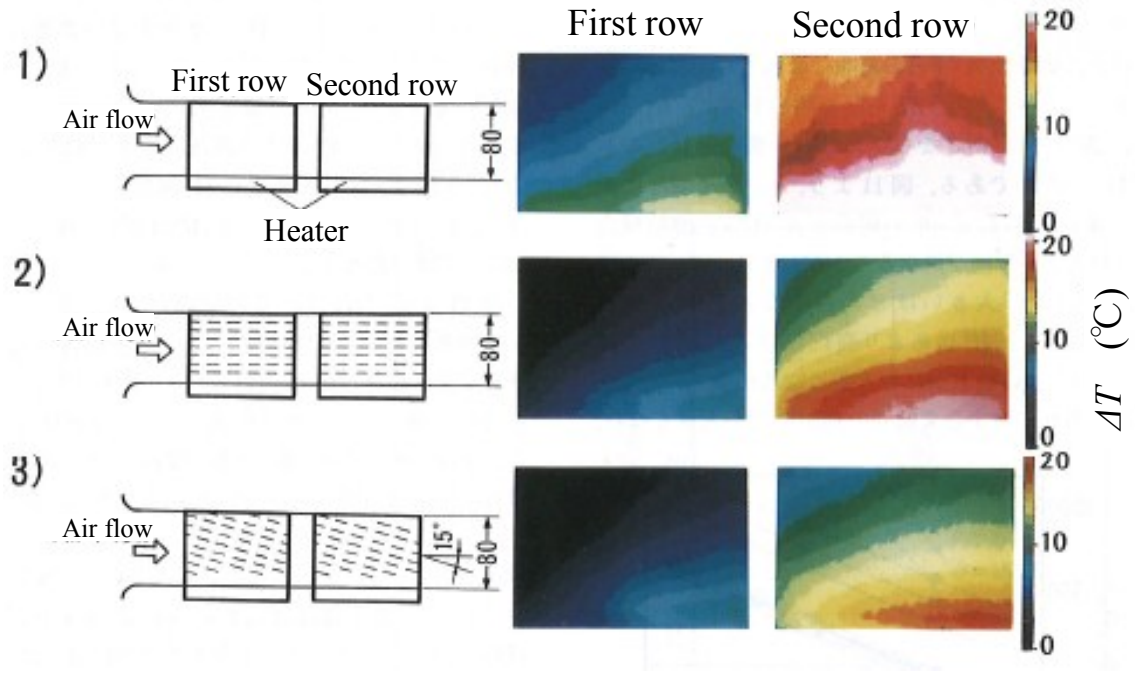


Fig. 2-6 Infrared view of thermal image on fin surface (Case A)

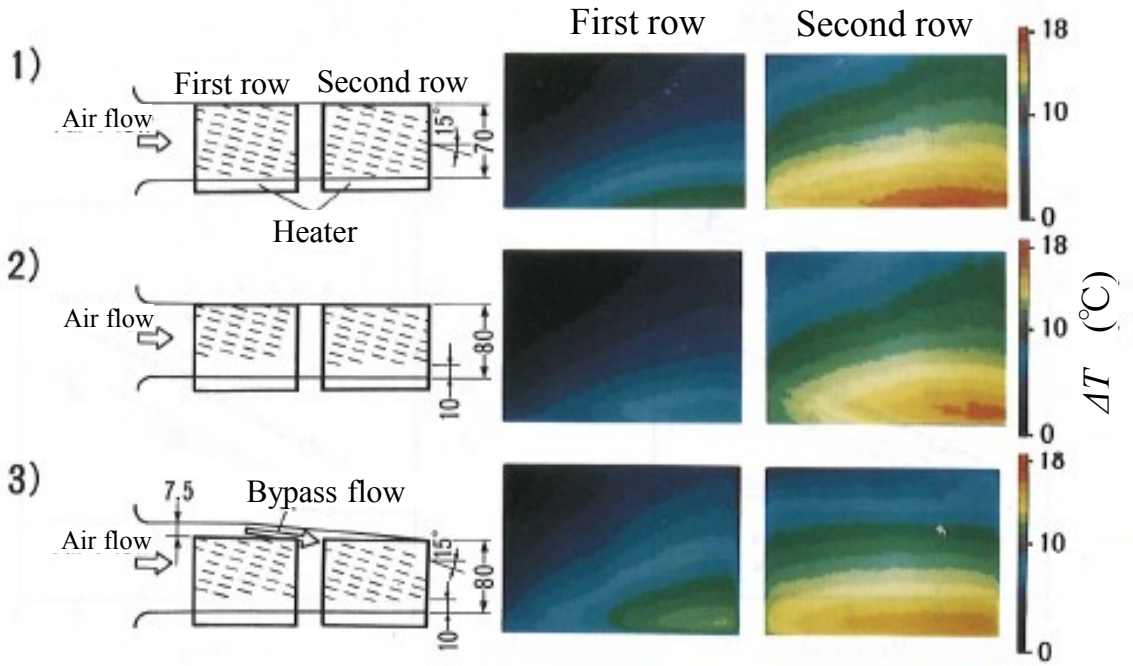


Fig. 2-7 Infrared view of thermal image on fin surface (Case B)

2.4.3　伝熱実験結果

図2-8に圧力損失特性を示す．βを大きくすると，いずれのθにおいてもΔPは著しく（従来の構造の約50%以下に）減少し，ほぼ同様な値となる．これは，前段を通過する風量がバイパス分だけ減少し，前段フィンの圧力損失が低下したためと考えられる．また，ダクト上部を開けないストレートダクト構造であるβ＝0°の場合を見ると，ストリップ列の傾斜角θが7.5°，15°，22.5°と大きくなるほど，ΔPも大きくなることがわかる．これは，ダクト内の主流に対して，傾斜角θが大きくなるほどストリップ列が主流を阻害するためと考えられる．

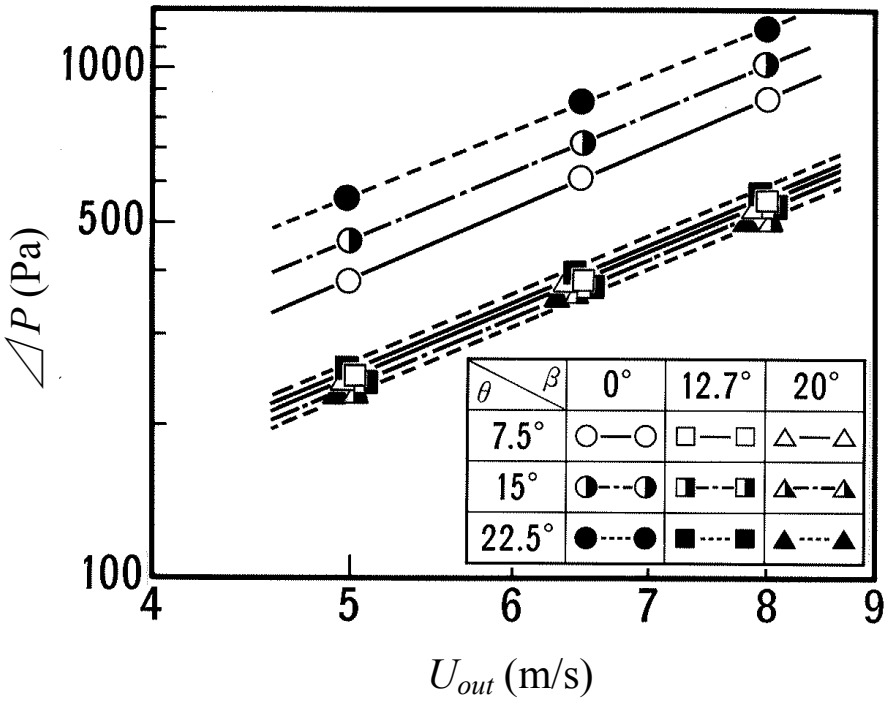


Fig. 2-8　Pressure drop at the system

図2-9に前段フィンの冷却性能である熱伝達率を示す．βを大きくすると，いずれのθでもh_{f1}は著しく低下する．これは，図2-8で述べたのと同様に，マルチフローにすると前段フィンを通過する風量が減少するためである．図2-10に後段フィンの熱伝達率を示す．後段フィンの熱伝達率が前段フィンより小さいのは，後段フィンの入口空気温度が前段フィンの影響で上昇しているためである．また，βを大きくすると，いずれのθでもh_{f2}は低下するが，同様の傾向を示した前段フィンのh_{f2}の低下割合よりはその低下割合は小さい．

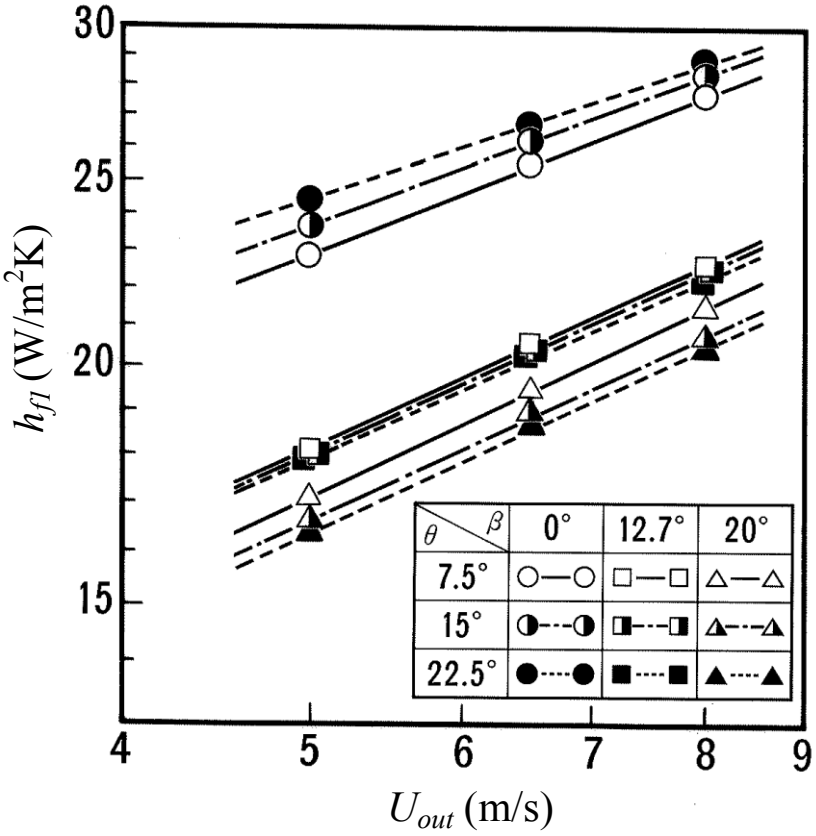


Fig. 2-9 Heat transfer coefficient of upstream heatsink

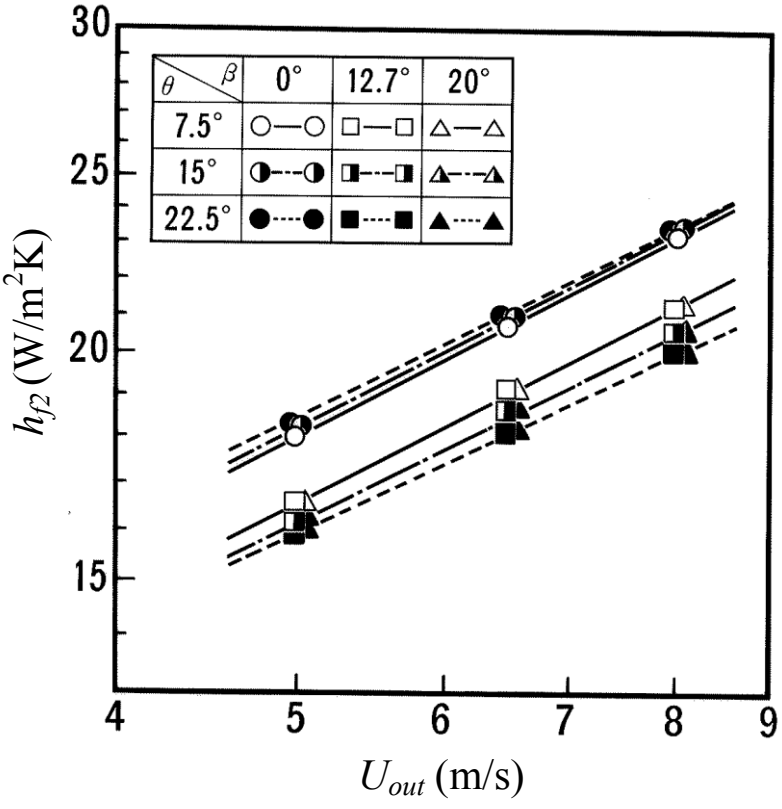


Fig. 2-10 Heat transfer coefficient of downstream heatsink

以上の結果は，いずれの風速においても同様の傾向を示すことから，U_{out}＝6.5m/sの場合を例にとり，h_{f1}，h_{f2}，ΔPに及ぼすθならびにβの影響をそれぞれ示したのが，図2-11と図2-12である．

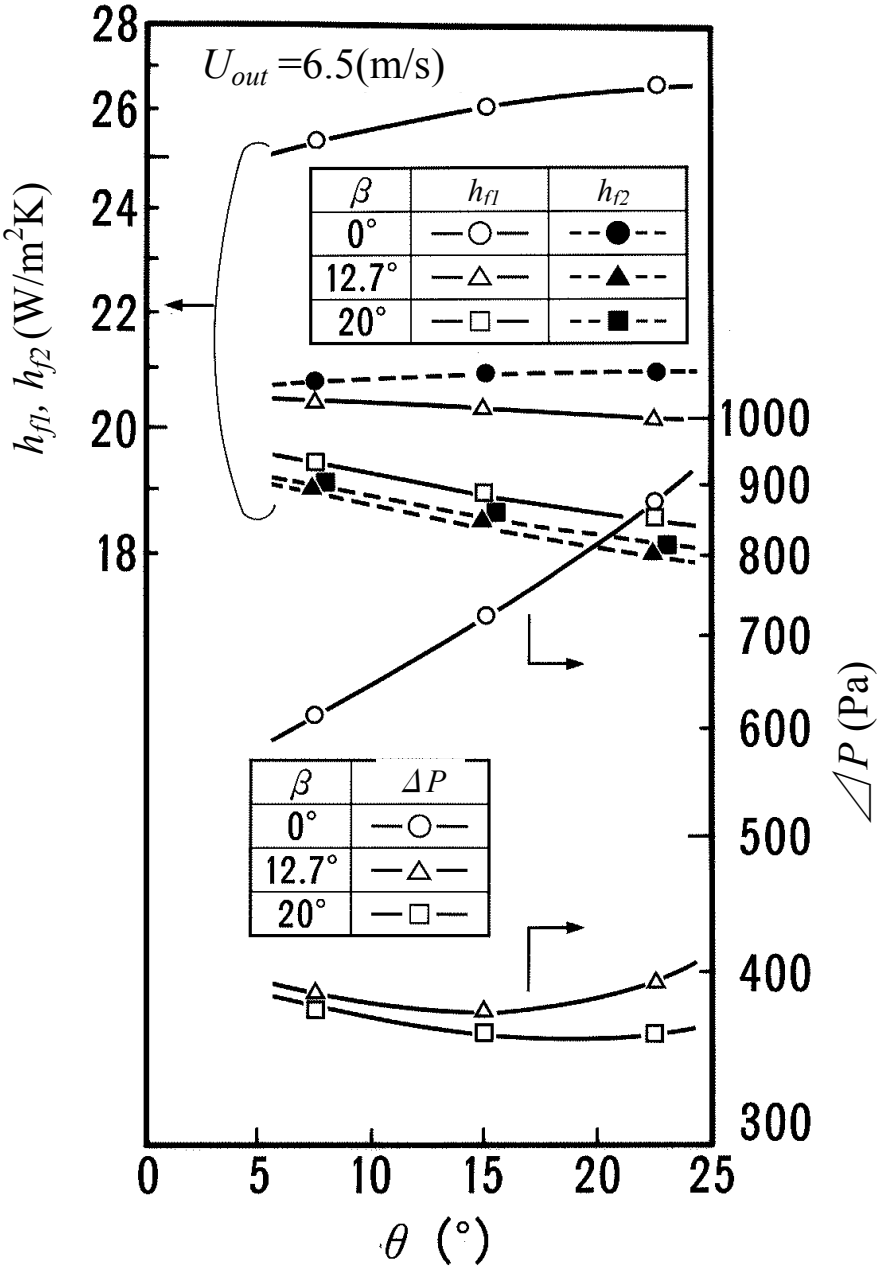


Fig. 2-11　Effect of θ on heat transfer coefficient

図2-11より，h_{f1}，h_{f2}，ΔPに及ぼすθの影響は，β＝0°の場合とβ=12.7°，20°の場合とでは大きく傾向が異なることがわかる．β＝0°の場合，ΔPはθが大きいほど大きくなるが，β＝12.7°，20°の場合にはΔPはあまり変化しない．β＝0°の場合，θが大きいほどΔPが大きくなるのは，θが大きいほど流れに対する突起列の向かい角が大きくなり，流れの曲がりが大きくなるためと考えられる．また，β＝0°の場合，h_{f1}はθ

が大きいほど大きくなるが，β＝12.7°，20°のときには，h_{f1}はθが大きいほど逆に小さくなる．これは，傾斜ストリップフィンの単体性能はθが大きいほど大きいが，ダクト上壁を聞けると，θが大きいほどバイパス風量が増加し，前段フィンを通過する風置が減少するためと考えられる．一方h_{f2}は，β＝0°の場合，θに対してあまり変化しないが，β＝12.7°，20°の場合，θが大きいほど減少する．

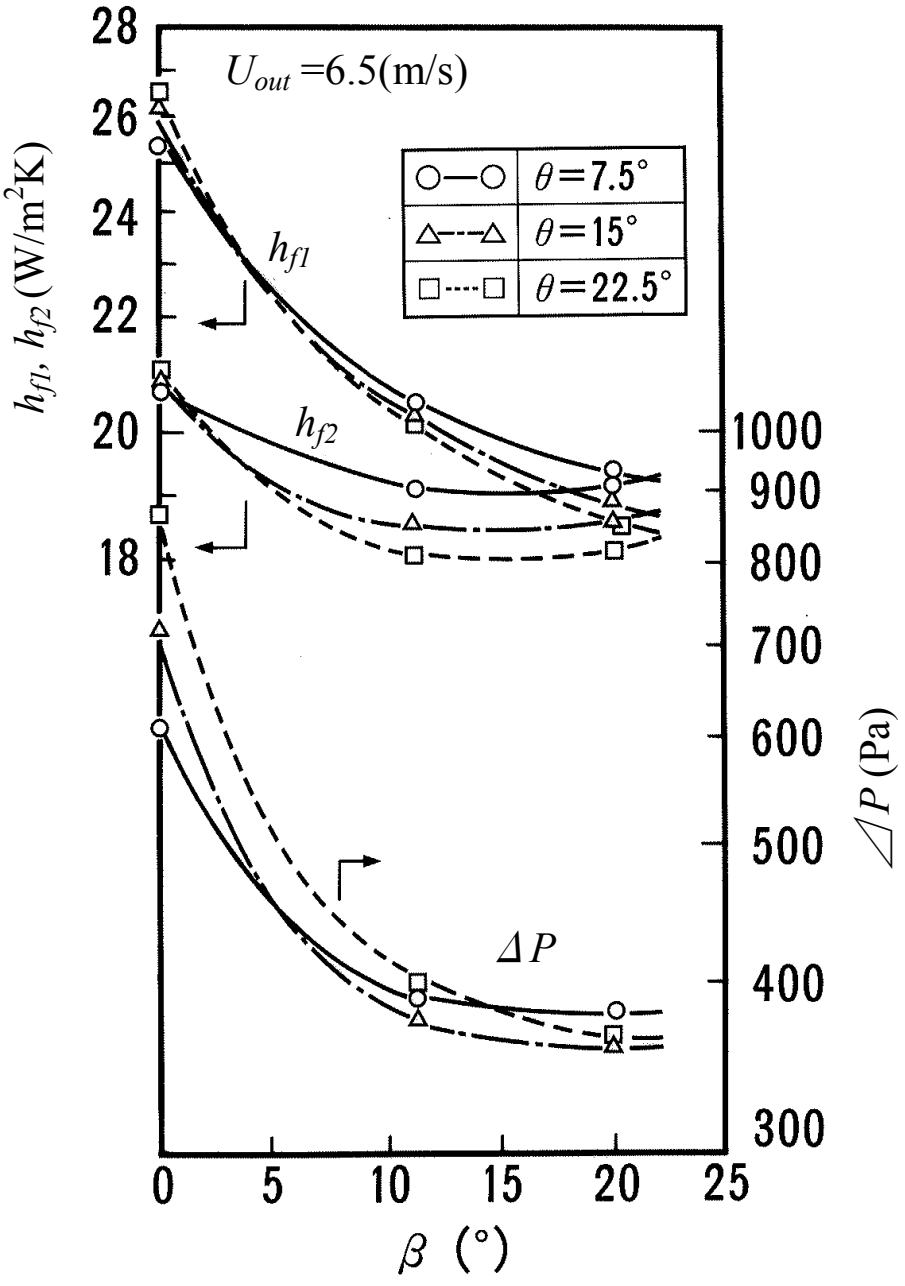


Fig. 2-12　Effect of β on heat transfer coefficient

図2-12より，h_{f1}，h_{f2}，ΔPに及ぼすβの影響は，いずれのθでも同様の傾向を示すことがわかる．βを大きくしてバイパス風量を増加させると，h_{f1}，h_{f2}とも低下するが，β＝20°近くでほぼ同じ値を取るようになり，前段フィンと後段フィンの温度レベル

は均一化する．また，βを大きくするとΔPは50%以上減少し，やがてその値は飽和する．

マルチフロー方式により，後段フィン中央部位置からダクト上壁を角度βだけ立上げて，傾斜ダクトを構成する場合，傾斜ダクトに沿って傾斜流が発生し，加速した流れが前段フィンにも流入するように考えられ，その加速流により前段フィンの熱伝達率h_{f1}に影響を与えているように考えられる．例えば，図2-2中で β＝12.7°の場合，前段フィンの前縁位置から後端位置に至るまでの加速率は，(長さ100mm)×(1+tan12.7°)／(高さ100mm)=1.23倍あるように見える．しかし，図2-12より，βを0°から12.7°に傾斜ダクトを上げると，θ＝7.5°の前段フィンの熱伝達率h_{f1}は，25.2W/m^{2}Kから，20.2W/m^{2}Kに低下（つまり悪化）していることが分かる．これは，前述した加速流の理屈により熱伝達率が向上している訳ではないことを表している．つまり，加速流の理屈とは真逆の結果となっている．この原因は，比較している風速U_{out}が後段フィンを出た後のダクト平均風速（つまり後段フィン出口の冷却風量に相当）であり，その風速U_{out}を同一にして比較しているので，ダクト入口の平均風速は，βが0°のときと12.7°のときでは，12.7°の方が遅くなっていることである．さらに，傾斜ダクトでダクト上壁を開けることにより，通風抵抗の少ない傾斜ダクト部をバイパスして後段フィン側に冷却風が流れるので，ダクトの入口平均風速以上に，前段フィン流入直前の風速は低下していると考えられる．そのため，βが12.7°のときの前段フィン熱伝達率h_{f1}は，同じ風速U_{out}＝6.5m/sで比較すると，βが0°のときよりも，20.2／25.2＝0.80倍も性能低下していることが分かる．

図2-13はθ＝7.5°，U_{out}＝6.5m/s 時における，各フィン後端部のフィン温度分布と，各フィン後方の風温分布をフィン高さ方向Hに対して示したものである．それぞれの値は入口空気温度T_{ain}からの温度上昇値で示した．前段フィンでは，風温上昇ΔT_{a1}，フィン温度上昇ΔT_{f1}とも，β＝20°の方がβ＝0°より大きい．ΔT_{a1}がフィン最下部で低いのは，最下部には突起がないため風速が大きくなっていることに起因すると考えられる．一方後段フィンでは，フィン上部はβ＝20°の方がβ＝0°よりΔT_{a2}，ΔT_{f2}とも小さいが，フィン下部では逆にβ＝20°の方がβ＝0°よりΔT_{a2}，ΔT_{f2}とも大きくなる．これは，後段フィンに流入するバイパス流が，後段フィンの上部だけしか冷却していないことを示唆している．

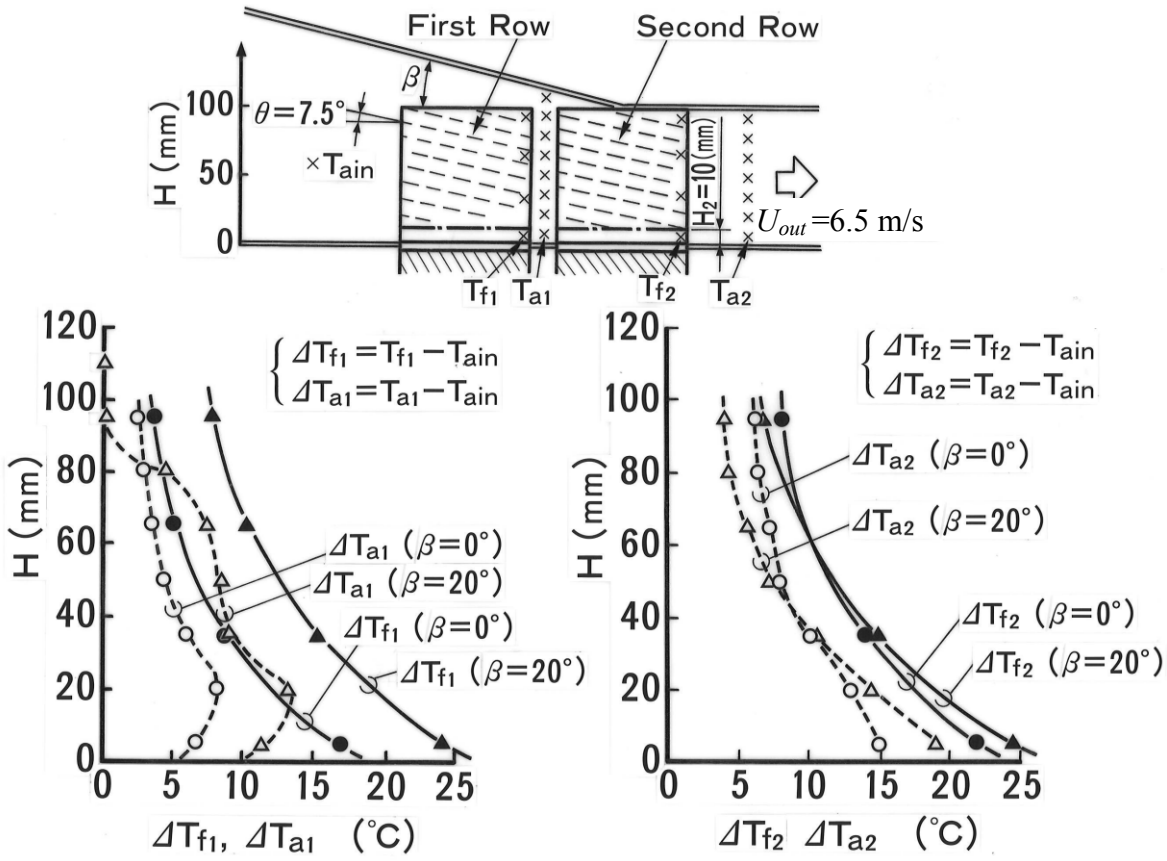


Fig. 2-13　Temperature distribution at the edge of the heatsink

図2-14に，ブロア動力P_bで整理した後段フィン熱伝達率h_{f2}について示す．図から，ブロア動力P_b一定で考えた場合，ストリップ傾斜角θ=7.5°のフィンが最も冷却性能が良いことがわかる．また，ブロア動力P_b一定で考えた場合，同じフィンであれば，ダクト上壁を開けてバイパス流を後段フィン側に流入させても，後段フィンの冷却性能はほとんど同じであることがわかる．ストリップ傾斜角θ＝7.5°のフィンが最も冷却性能が良い理由は，可視実験により，ストリップ列による流れ方向の変化とストリップ列が主流を阻害するための圧力損失の増加との相互作用のためである．

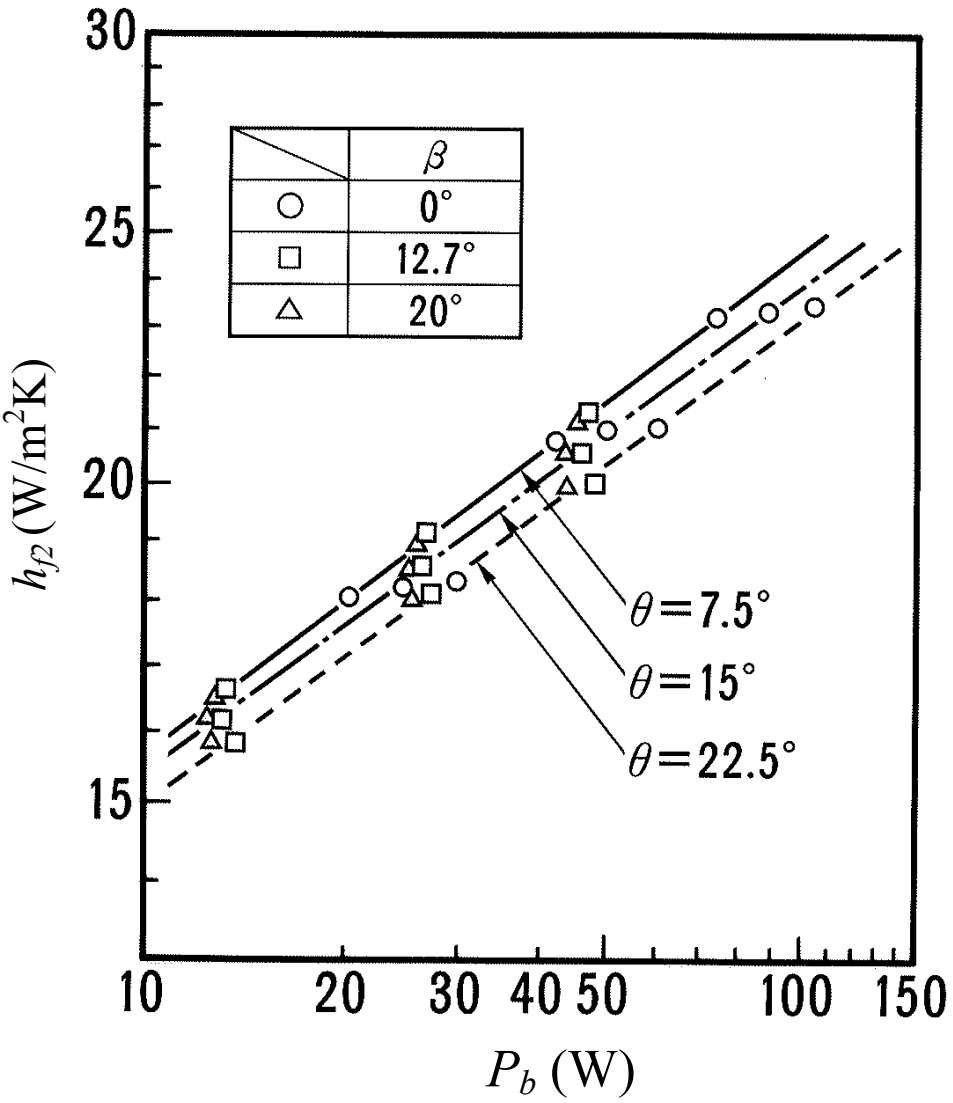


Fig. 2-14　Heat transfer coefficient vs. blower power

なお，今回の研究対象とした，後段フィンに新鮮な空気流をバイパス流入させるマルチフローダクト方式であるが，傾斜ダクトの立上げ位置に関しては，伝熱実験では後段フィンの中央部であるが，フィン間流れの可視化実験やフィン面温度分布の可視化実験では後段フィンの後端部である．最初に行った各可視化実験時には，傾斜ダクトの立上げ位置を重要なパラメータと認識できておらず，後段フィンの後端部に固定して各可視化実験を実施した．しかしその後の伝熱実験において，傾斜ダクトの立上げ位置の重要性を認識し，ダクト立上げ位置を後段フィンの前縁部から後端部まで位置をパラメータにして伝熱予備実験を実施した．その結果，本報告に示した後段フィン中央部から傾斜ダクトを立上げる条件において，最も伝熱性能が良いことが判明した．そのため，伝熱実験の傾斜ダクトの立上げ位置は後段フィンの中央部としたものである．傾斜ダクトの立上げ位置が後段フィンの前縁部である場合，後段フィンに十分なバイパス流が流入せず，逆に，立上げ位置が後段フィ

ンの後端部である場合, バイパス流が後段フィン内に十分流入せずに排出されてしまうため，後段フィンの中央部付近が最適であったと理解できる.

2.5　傾斜ストリップフィンの伝熱性能の一般計算式との比較検討

本研究にて創案したヒートシンク構造である傾斜ストリップフィン構造について，前節までに実験によって求めた伝熱性能を詳しく述べた．本節では，その伝熱性能を，伝熱工学資料や従来の研究で用いられている平板フィンやオフセットフィンなどの一般的な熱伝達率計算式による計算値と比較し, 様々な対象製品に, この改良した空冷ヒートシンク構造を適用することができるように検討を行う.

2.5.1　平板フィンと傾斜ストリップフィンの伝熱性能計算方法

傾斜ストリップフィン構造の伝熱性能を単純な平板フィンの伝熱性能と比較検討するために，まず平板フィンの伝熱性能の計算方法を検討した．図 2-1 で述べた傾斜ストリップフィン構造に対し，フィン表面のストリップ列のみを無くした状態の平板フィンを対象にした．平板フィンの伝熱性能計算結果を検証するために，アルミニウム製の平板フィンも試作して伝熱実験を行った．対象とした平板フィンのフィン構造と伝熱実験用の通風ダクトの諸寸法を以下の表 2-1 に示す.

Table 2-1　Dimension of heat sink and air duct

フィン厚	t_f	0.0016	(m)
フィンギャップ	G	0.0019	(m)
フィン高さ	H_f	0.1000	(m)
フィン奥行	L_f	0.1060	(m)
ベース幅	W_b	0.0389	(m)
ベース奥行	L_b	0.1060	(m)
ベース厚	t_b	0.0050	(m)
フィン枚数	N_f	11.000	(-)
ダクト幅	W_d	0.0389	(m)
ダクト高さ	H_d	0.1000	(m)
ダクト断面積	A_d	0.0039	(m^2)
フィン部面積	A_f	0.2386	(m^2)
ベース部面積	A_b	0.0024	(m^2)
全放熱面積	$A_t=A_f+A_b$	0.2410	(m^2)
フィン間隙代表直径	$D_e=2*H_f*G/(H_f+G)$	0.0037	(m)

傾斜ストリップフィンと同様に，フィンベースの幅を38.9mmに縮小して試作した平板フィンのフィンの枚数は11枚であり, ストレートな通風ダクト中に平板フィンを風漏れ無いように設置して伝熱実験を行った.

まず，平板フィンの伝熱性能計算方法を示す．平板フィンの熱伝達率は，平行２

平板間流路の発達した層流熱伝達率を対数平均温度差基準で表す以下の(2.3)のShah & Londonの式[47]を用いて計算した.

$$\mathrm{Nu_{pl}} = 7.55 + \frac{0.024\left(\frac{D_e}{L_f}\mathrm{Re_f Pr_a}\right)^{1.14}}{1+0.0358\left(\frac{D_e}{L_f}\mathrm{Re_f Pr_a}\right)^{0.64}\mathrm{Pr_a}^{0.17}} \tag{2.3}$$

$$\mathrm{Re_f} = \frac{U_f D_e}{\nu_a} \tag{2.4}$$

ここで，$\mathrm{Nu_{pl}}$は対数平均温度差基準の平均ヌセルト数であり，$\mathrm{Re_f}$はフィン間平均風速U_fとフィン間代表直径D_eで式(2.4)により定義されるフィン間レイノルズ数である．$\mathrm{Pr_a}$は空気のプラントル数，ν_aは空気の動粘性係数である．

$$h_m = \frac{\lambda_a}{D_e}\mathrm{Nu_{pl}} \tag{2.5}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh Z}{Z} \tag{2.6}$$

$$Z = H_f\sqrt{\frac{h_m \cdot 2(t_f + L_f)}{\lambda_f t_f L_f}} \tag{2.7}$$

$$K = h_m \frac{A_b + \eta_f A_f}{A_t} \tag{2.8}$$

$$\Delta T_m = \frac{Q}{KA_t} \tag{2.9}$$

上記の通り，式(2.5)から(2.9)に示す手順で，平均熱伝達率：h_m，フィン効率：η_f，熱通過率：K，対数平均温度差：ΔT_mの順に求められる．ここで，対数平均温度差：ΔT_mは以下に示す式(2.10)で定義される．

$$\Delta T_m = \frac{T_{ain} - T_{aout}}{\ln\left(\dfrac{T_b - T_{aout}}{T_b - T_{ain}}\right)} \tag{2.10}$$

したがって，フィンベース温度：T_bは以下の式(2.11)で示す通りとなる．

$$T_b = \frac{T_{aout} - T_{ain}\exp\left(\dfrac{T_{ain} - T_{aout}}{\Delta T_m}\right)}{1 - \exp\left(\dfrac{T_{ain} - T_{aout}}{\Delta T_m}\right)} \tag{2.11}$$

ここで，平板フィンから排出される出口空気温度：T_{aout}は，発熱量：Qとダクトの通風質量流量：Mから以下の式(2.12)で算出される．C_{pa}は空気の定圧比熱である．

$$T_{aout} = T_{ain} + \frac{Q}{MC_{pa}} \tag{2.12}$$

以上により，発熱量：Q，通風ダクトの平均風速：U_{out}，入口空気温度：T_{ain}が与えられたときに，平板フィンのフィンベース温度：T_bが算出できる．本節では，特に後段側のフィンの伝熱性能に着目して実測値と計算値を比較する．後段フィンのフィンベース温度：T_{b2}は，ここで求めたT_bに，式(2.12)で求められる１段分の平均風温上昇：T_{aout}-T_{ain}を加えて求められる．

つぎに，傾斜ストリップフィンの伝熱性能計算方法を検討した．傾斜ストリップフィンの熱伝達率は，伝熱工学資料改定第５版に強制対流伝熱促進の例として記載されているオフセットストリップフィンの熱伝達率を，傾斜ストリップ列の表面積部分にのみ適用した．適用したオフセットストリップフィンの構造を図2-15に示す．このフィンの伝熱促進の特徴は，フィン先端部分のリーディングエッジ効果により熱伝達率を向上させるものである．代表的なストリップ長さは３～６mmであり，本研究の傾斜ストリップフィンのストリップ長さ３mmと近い寸法であるため選定した．

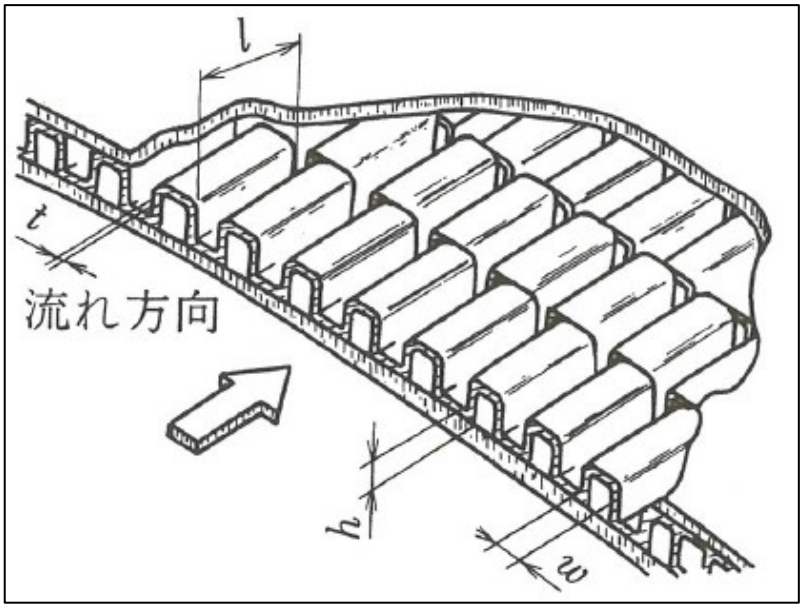


Fig. 2-15　Offset strip fin

図2-15に示すオフセットストリップフィンの伝熱性能を表す*j*因子として，Wieting[48]は以下の式(2.13)を推奨しており，この式を用いて傾斜ストリップフィンのストリップ列の熱伝達率を算出することにした．

$$\mathrm{j_s} = \frac{\mathrm{Nu_s}}{\mathrm{Re_s Pr_a}^{1/3}} = 0.242\left(\frac{L_s}{D_{es}}\right)^{-0.322}\left(\frac{t_s}{D_{es}}\right)^{0.089}\mathrm{Re_s}^{-0.368} \qquad (2.13)$$

（ $\mathrm{Re_s}>1000$，$0.7<0.002/D_{es}<2.7$ ）

ここで,

$$\mathrm{Re_s} = \frac{U_f D_{es}}{\nu_a} \qquad (2.14)$$

である．ここで，Wietingの式(2.13)に示されるヌセルト数$\mathrm{Nu_s}$は，オフセットストリップフィン表面の平均熱伝達率h_{f2}と，表2-2に示したストリップ流路代表直径D_{es}により定義されるストリップ表面のヌセルト数である．

上記の式(2.13)を試作した傾斜ストリップフィンに適用するため，ストリップ列の寸法を以下の表2-2にまとめた．Wietingの式(2.13)の構造的適用条件は，$0.7<0.002/D_{es}<2.7$　であるが，表2-2に示すとおりD_{es} =0.0027(m)であるから，$0.002/D_{es}$=0.74であり，上記のWietingの式(2.13)の構造的適用条件を満たしていることが分かる．

Table 2-2　Dimension of strip array on surface of inclined strip fin

ストリップ長さ	L_s	0.0030	(m)
ストリップ厚さ	t_s	0.0004	(m)
ストリップ高さ	H_s	0.0019	(m)
ストリップ列間の間隙	w_s	0.0046	(m)
ストリップ流路代表直径	$D_{es}=2*w_s*H_s/(w_s+H_s)$	0.0027	(m)

式(2.13)で算出される熱伝達率は，傾斜ストリップフィンのストリップ列の表面積部分にのみ適用し，それ以外のフィン面の熱伝達率は，前述した平板フィンの熱伝達率を用いた. 傾斜ストリップフィンの全表面積に占めるストリップ列の面積割合は17%である．上記の熱伝達率の算出以外の計算方法は，前述した平板フィンと同様に計算を行った.

計算結果は, ストリップ列による放熱面積増大効果を含んだ伝熱性能である熱抵抗：R_{f2}と，表面積増大の効果を除外した平均熱伝達率：h_{f2}で整理し，それぞれ実測値と計算値を比較した．それぞれの定義式を(2.15)，(2.16)に示す.

$$R_{f2}=\frac{(T_{b2}-T_{ain})}{Q} \tag{2.15}$$

$$h_{f2}=\frac{Q}{A(T_{b2}-T_{ain})} \tag{2.16}$$

2.5.2　伝熱性能の実測値と計算値の比較結果

熱抵抗 : R_{f2} の比較結果を，表 2-3 と図 2-16 に示す．ここで，平板フィンの熱抵抗実測値を $R_{f2_pl_exp}$，計算値を $R_{f2_pl_cal}$，また，傾斜ストリップフィンの熱抵抗実測値を $R_{f2_st_exp}$，計算値を $R_{f2_st_cal}$ とした．傾斜ストリップフィンはストリップ傾斜角 θ＝7.5°の実測値と比較した．図より，平板フィンと傾斜ストリップフィンを比較すると，実測値，計算値とも傾斜ストリップフィンの熱抵抗の方が平板フィンの熱抵抗値よりも 20%程度小さく，傾斜ストリップフィンの伝熱性能が平板フィンよりも高いことが分かる．また，どちらのフィンも，実測値と計算値の値は概ね一致し，実測値は計算値よりも若干高めの熱抵抗を示すことが分かる．また，Wieting の式(2.13)の流体的適用条件は，Re_s>1000 であるが，今回の実験条件である U_{out}=5.0～8.0(m/s)の範囲内では，Re_s =1500～2400 であり，流体的適用条件 Re_s>1000 を満たしていることが分かる.

Table 2-3　Comparison of experimental and calculated value of thermal resistance

（1）平板フィン					
ダクト平均風速（後面）	U_{out}	5.0	6.5	8.0	(m/s)
後段フィン熱抵抗（実測値）	*Rf2_pl_exp*	0.221	0.196	0.180	(K/W)
後段フィン熱抵抗（計算値）	*Rf2_pl_cal*	0.209	0.190	0.177	(K/W)
（2）傾斜ストリップフィン（θ =7.5°）					
ダクト平均風速（後面）	U_{out}	5.0	6.5	8.0	(m/s)
後段フィン熱抵抗（実測値）	*Rf2_st_exp*	0.191	0.166	0.147	(K/W)
後段フィン熱抵抗（計算値）	*Rf2_st_cal*	0.178	0.158	0.144	(K/W)

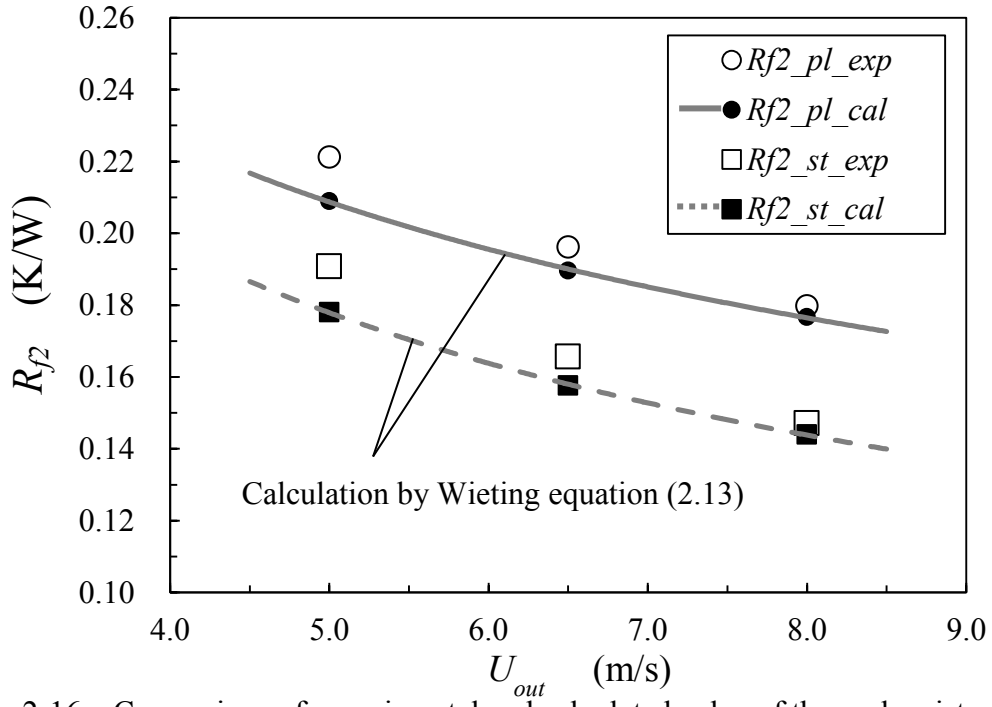


Fig. 2-16　Comparison of experimental and calculated value of thermal resistance

一方，これらの結果を式(2.16)に示す熱伝達率：h_{f2} で比較した．比較結果を表 2-4 と図 2-17 に示す．ここで，平板フィンの熱伝達率実測値を $h_{f2_pl_exp}$，計算値を $h_{f2_pl_cal}$, また, 傾斜ストリップフィンの熱伝達率実測値を $h_{f2_st_exp}$, 計算値を $h_{f2_st_cal}$ とした．図より，平板フィンと傾斜ストリップフィンの熱伝達率を比較すると，実測値，計算値とも同程度の値となることが分かる．また，どちらのフィンも，実測値と計算値の値は概ね一致し，実測値は計算値よりも若干低めの熱伝達率を示すことが分かる．

Table 2-4　Comparison of experimental and calculated value of heat transfer coefficient

（1）平板フィン					
ダクト平均風速（後面）	U_{out}	5.0	6.5	8.0	(m/s)
後段フィン平均熱伝達率（実測値）	*hf2_pl_exp*	18.75	21.15	23.07	(W/m^2K)
後段フィン平均熱伝達率（計算値）	*hf2_pl_cal*	19.86	21.89	23.49	(W/m^2K)
（2）傾斜ストリップフィン（θ=7.5°）					
ダクト平均風速（後面）	U_{out}	5.0	6.5	8.0	(m/s)
後段フィン平均熱伝達率（実測値）	*hf2_st_exp*	17.98	20.70	23.31	(W/m^2K)
後段フィン平均熱伝達率（計算値）	*hf2_st_cal*	19.26	21.76	23.81	(W/m^2K)

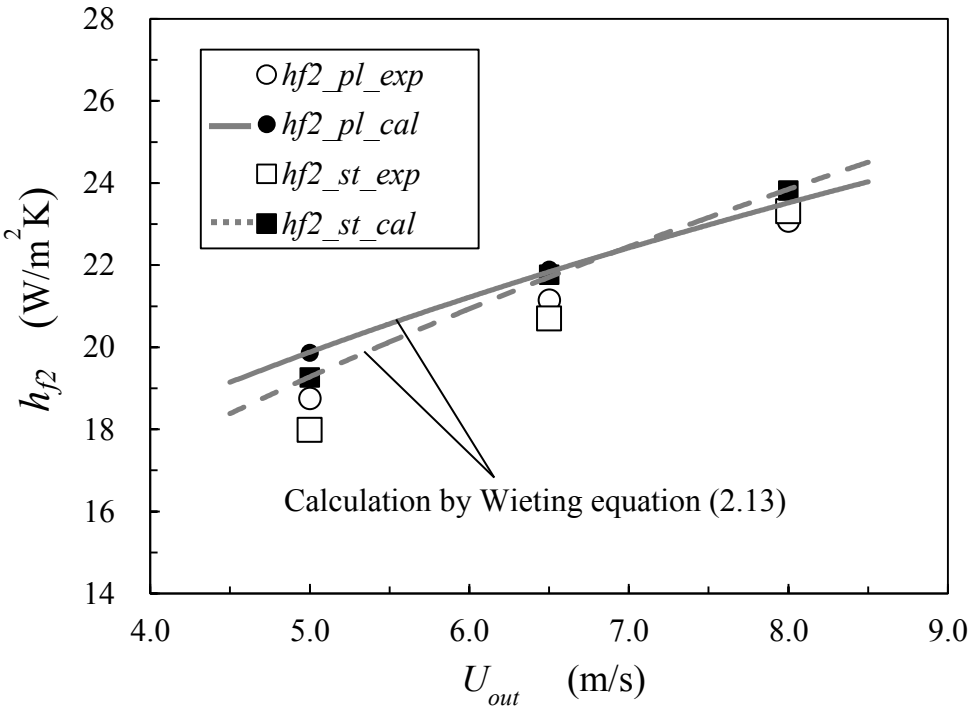


Fig. 2-17　Comparison of experimental and calculated value of heat transfer coefficient

以上の結果から，傾斜ストリップフィンの伝熱性能を表す熱抵抗値と熱伝達率は，Wieting の式(2.13)を基に，前述した計算方法で算出できることが分かった．これらにより，本研究にて創案したヒートシンク構造である傾斜ストリップフィン構造について，本研究で対象にした発熱体が２列近接して並んだ実装方式以外の一般的な実装対象や色々な対象製品に対しても，傾斜ストリップフィンの適用を検討することができるようになった．

ここまでの検討で論じてきた熱伝達率は，式(2.16)に示すとおり，入気温度 T_{ain} からのフィンベース温度上昇値を基準とした熱伝達率であった．ここで，より一般的な熱伝達率の値で整理することを目的に，式(2.11)に定義する対数平均温度差基準の熱伝達率と，後段フィン内部での空気温度の平均値との温度差を基準とした熱伝達率を算出した．表 2-5 に，傾斜ストリップフィン（後段，θ＝7.5°）の熱伝達率計算値を入気温度差基準と対数平均温度差基準と平均空気温度基準とで比較して示す．傾斜ストリップフィンの対数平均温度差基準の熱伝達率は，入気温度差基準の熱伝達率の約３倍の値となることが分かる．また，平均空気温度基準の熱伝達率は，入気温度差基準の熱伝達率の 1.5 倍程度の値となることが分かる．

Table 2-5　Comparison of calculated value of heat transfer coefficient based on log mean temperature difference and inlet air temperature difference

傾斜ストリップフィン（θ=7.5°）熱伝達率計算値					
ダクト平均風速（後面）	U_{out}	5.0	6.5	8.0	(m/s)
後段フィン平均熱伝達率（対数平均温度差基準）	$h_{f2_st_cal_dtm1}$	75.42	81.95	88.05	(W/m^{2}K)
後段フィン平均熱伝達率（平均空気温度との温度差基準）	$h_{f2_st_cal_dtm2}$	30.78	32.25	33.51	(W/m^{2}K)
後段フィン平均熱伝達率（入気温度差基準）	$h_{f2_st_cal}$	19.26	21.76	23.81	(W/m^{2}K)

2.6　第２章のまとめ

高密度モジュールの平面実装を想定し，平面上に空冷ヒートシンクを搭載した発熱体が２列近接して並んだ実装方式を対象に，冷却性能を高める工夫を施したヒートシンク構造と，風温上昇による温度分布の不均一を改善する通風ダクト構造について検討を行い，さらに，改良したヒートシンク構造の伝熱性能を，伝熱工学資料等に記載のあるプレートフィンやオフセットフィンなどの一般的な計算式による値と比較し，色々な対象製品に改良した空冷構造を適用することができるように検討を行った結果，以下の結論を得た．

(1) フィン面に斜めの突起列を多数設けることによって冷却性能を高める傾斜ストリップフィンを考案し，その傾斜ストリップフィンと，風温上昇による温度分布の不均一を改善するマルチフロー方式の通風ダクト構造とを組み合せた冷却シス

テムを提案した.
(2) 上記冷却システムについて，フィン間空気流れの可視化と，フィン面温度分布の可視化を行い，傾斜ストリップフィンとマルチフロー方式の通風ダクト構造に，上記の効果があることを定性的に把握した.
(3) 伝熱実験の結果，フィン上部のダクト壁を開けると，前段フィン，後段フィンとも冷却性能は低下してしまうが，温度分布を20℃以下に均一化でき（従来の構造では約40℃であり約50%以下に均一化），さらに，圧力損失を従来の構造の約50%以下に大きく低減できることがわかった.
(4) ブロア動力一定で考えた場合，ストリップ傾斜角θ＝7.5°のフィンが最も冷却性能が良く，同じフィンであれば，ダクト上壁を開けてバイパス流を後段フィン側に流入させても冷却性能はほとんど同じであることがわかった. 可視実験によりストリップ傾斜角θ＝7.5°のフィンが最も冷却性能が良い理由は，ストリップ列による流れ方向の変化とストリップ列が主流を阻害するための圧力損失の増加との相互作用のためであることを明らかにした.
(5) 傾斜ストリップフィンの伝熱性能を表す熱抵抗値と熱伝達率は，Wieting の式[48]を基に算出できることが分かった.

第３章　噴流を用いた平板フィン型空冷ヒートシンクの最適化と性能予測

3.1　背景

第２章では, 平面上に空冷ヒートシンクを搭載した発熱体が２列近接して並んだ実装方式を対象に，直列送風を前提として，冷却性能を高める工夫を施したヒートシンク構造と, 風温上昇による温度分布の不均一を改善する通風ダクト構造について検討の検討を行った. 強制空冷フィンによる冷却技術の最大の問題点として冷却風の温度上昇があり, 後流に位置する発熱部品には高温の冷却風が供給され冷却性能が悪かったことを解決する第２の方法として, 冷却風の温度上昇がない噴流方式による伝熱性能向上と予測手法を確立する．本章においては，上流の空気温度上昇の影響を全く受けない空冷方式として, 個々の LSI パッケージに対して冷却空気を噴流状に直接供給する噴流空冷方式を対象に検討を行う．

噴流空冷方式に関する研究には，第１章でも述べたとおり，冷却性能を向上させるためのヒートシンク構造や噴流孔形状に関するものが多く，いずれも小型の LSI パッケージが比較的自由な空間に単一で搭載される実装系についての研究であり，100 mm 角を超える大型の高発熱モジュールが基板上に碁盤目状に多数隣接して搭載される（本研究ではモジュール寸法が 100mm×100mm に対してモジュール間隙間が 10mm）ような，高密度実装系に対する噴流空冷方式の研究例は少ない．そこで, このような高密度実装系に対して効率良く均一に冷却する空冷構造の開発を目的として，図 3-1 に示すような平板フィン型ヒートシンクを用いた噴流空冷構造の研究を行った．本噴流空冷構造は，大型の LSI モジュールの上部に長方形の銅製平板フィンを高密度に配置したヒートシンクを搭載し, ヒートシンクの上部に長方形断面のノズルを取り付け, 冷却空気をノズルからフィン間流路に噴流状に供給して冷却する２次元噴流構造を特徴とするものである. ヒートシンクから排出された冷却空気は，ノズルとノズルの間の空間を通って排気される．そのため，LSI モジュールが多数隣接して搭載される場合でも, 排気流路が十分確保されるので排気部の流体抵抗を低くでき，その結果，送風機を組み合わせた筐体通風系の冷却風量を十分確保できるため，高効率な冷却が可能となる．

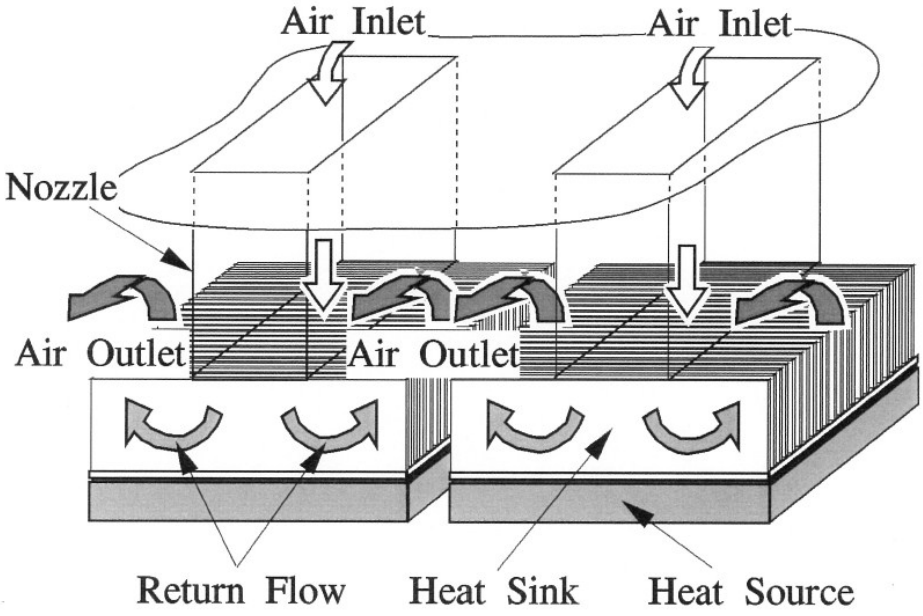


Fig. 3-1　Air-jet cooling system

本章では，冷却性能の高い銅製の平板型ヒートシンクを用い，本噴流空冷方式の冷却特性を実験により求め，実際に送風機と組み合せたときの冷却性能を評価するためブロア動力で整理し，一般的な平行流空冷方式と本噴流空冷方式を比較する．またブロア動力が一定の条件下で，冷却性能に影響を及ぼすフィン高さ，ノズル幅，フィン間流路幅等の構造寸法パラメータの影響を実験により検討し，最適値があることを見出した．さらに，伝熱性能である平均熱伝達率の実験値を噴流空冷構造の代表的なパラメータを用いて無次元数で整理し，冷却性能予測法を検討した．

3.2　実験装置および実験方法

図 3-2 に実験装置全体図を示す. 冷却空気は吐出し式風洞により風量 Q_a (m^3/min) の調整・測定を行った後，テストセクションに供給される．発熱体である LSI モジュールは，その寸法が 100mm×100mm であり，また隣接するモジュール間隙間が 10mm と非常に近接して碁盤目状に多数実装される．しかし，実験ではモジュール 1 つ分の領域を模擬して行うため，ヒートシンクの左右両側に隣接するモジュールとの境界面を模擬する境界板を，フィン側端部から 5mm 空間を空けて設置した．これは，多数のモジュールを密に搭載する場合に，本来流出部として空間を確保すべき領域にも，伝熱面積を最大化するためにフィンを拡大して設置したためである．

冷却空気は矩形のノズルを通ってヒートシンク上方からフィン間に噴流で供給され，フィンと熱交換した後，U ターン状に流れてノズルと境界板間の排気流路から紙面垂直方向に排出される．ヒートシンクは，銅製の厚さ 3.0 mm のフィン

ベースにフィンを取付けるための溝を切り，はんだ付けにより銅製のフィンとフィンベースを接合して作製した．ヒートシンクの加熱は，ヒートシンクのフィンベース板底面に貼付けたフィルムヒータにより行い，ヒータ発熱量 Q_h (W)は供給電力を測定して求めた．フィルムヒータはフィンベース寸法と同寸法のステンレス箔ヒータを作製し，粘着フィルムを介してフィンベース底面に貼付けた．さらに，フィルムヒータの下には断熱のため LSI モジュールと同寸法のベークライト製ブロックを取付けて実験を行った．ノズルの入口に設置した熱電対により入気温度 T_a (℃)を測定した．

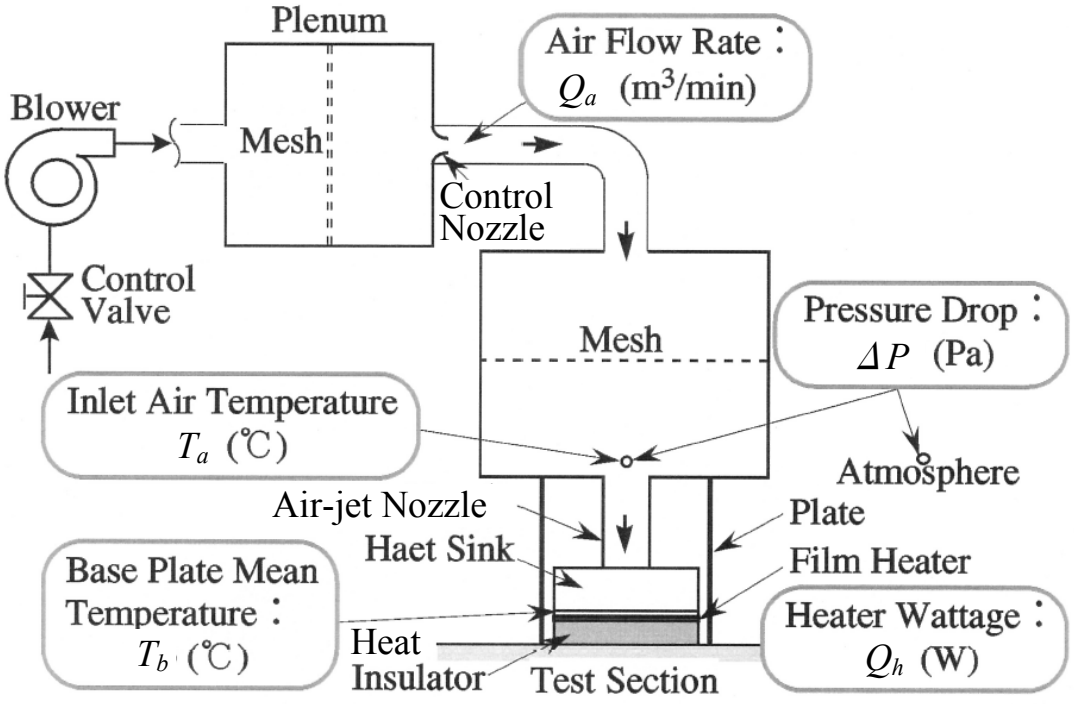


Fig. 3-2　Experimental apparatus

図 3-3 の(a)にテストセクションの詳細とヒートシンク構造を示す．実験ではモジュール 1 つ分の領域を模擬して行うため，ヒートシンクの左右両側に隣のモジュールとの境界面を模擬する境界板を，フィン端部から 5mm の間隔を空けて設置した．ヒートシンクのフィンベース底面に埋設した 17 点の T 型熱電対（素線径 0.1 mm）によりフィンベース板の温度を測定し，17 点を平均したものをヒートシンク底面温度 T_b (℃)とした．この熱電対は，ヒータに直接接触しないようにするため，フィンベース板に幅 1.0 mm，深さ 0.5 mm の溝を切って取り付けた．熱電対は，設置用の溝の面積を最低限にするため，フィンベース中心軸上に十字状に切削した溝内に等間隔で設置し，さらにフィンベースの四隅にも設置した．17 点の熱電対温度は，ノズルからフィン間に入った空気の流れ方向，つまりフィンの長手方向に温度分布が大きくなることが予想された．しかし，フィン内の温

度分布が最も生じ易いと考えられる最低風量 Q_a=1.0(m^3/min)の場合でも，17 点の温度ばらつきは最大値と最小値の差で 3.0 K 程度であった（ヒータ発熱量 Q_h= 400 W，ヒートシンク底面温度上昇 T_b-T_a=26.2 K，ヒートシンク出入口での風温上昇平均値 20.7 K 時）．そこで，T_b の平均値の算出については，17 点の単純算術平均とした. 17 点の温度ばらつきが小さかった原因は, 銅製フィンベースの板厚が 3.0 mm で, さらに厚さ 0.5 mm の銅フィンが 80 枚フィンベース上に搭載されたため, フィン間流路の風温上昇に伴って生じる温度差がベース部とフィン部での熱伝導によって大きく緩和されたためと考えられる．

圧力損失 ΔP(Pa)は，ノズル入口の T_a 測定点とほぼ同じ位置で静圧を測定し，大気圧との差をとって ΔP とした．この ΔP は，ノズル部での圧力損失とヒートシンク部での圧力損失の合計値として測定される．ヒートシンクの冷却性能である熱伝達率 h_b(W/m^{2}K)は，ヒートシンクのフィンベース板底部面積 A_b(m^2)と入気温度 T_a を基準に，以下の式(3.1)のように定義する．

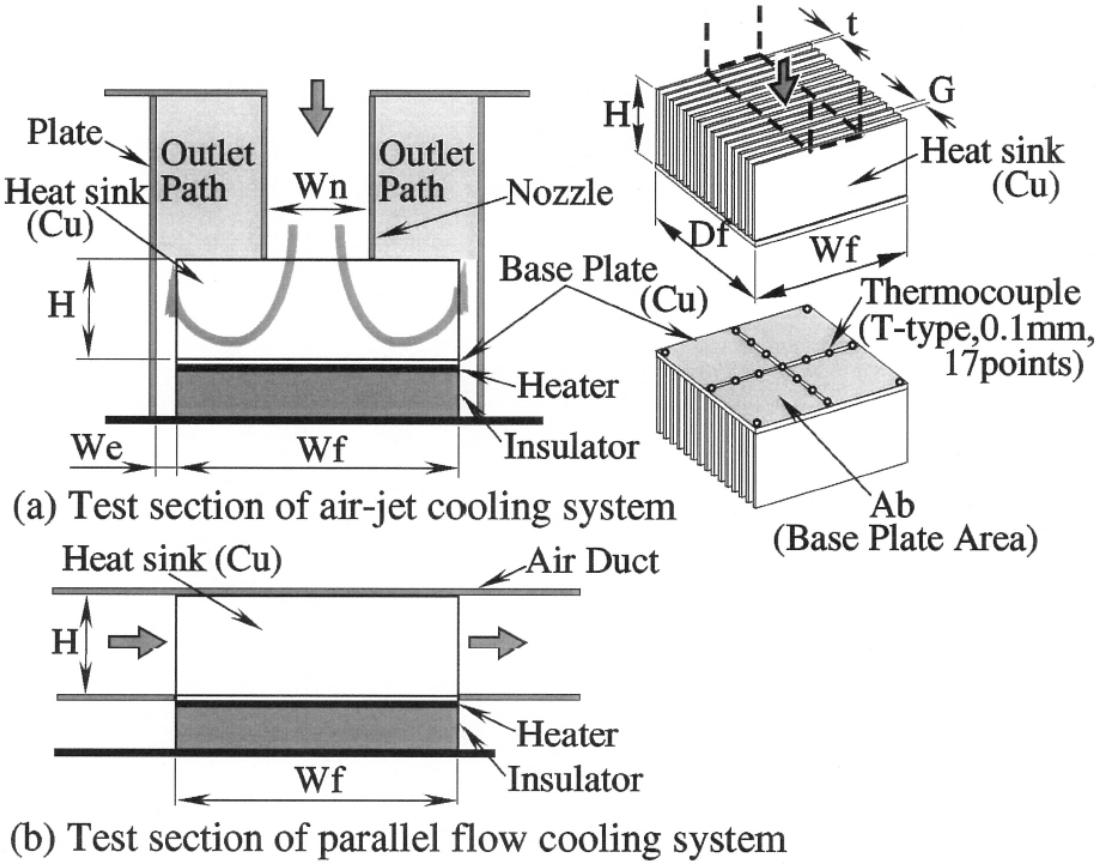


Fig. 3-3　Test section and schematic of heat sink

$$h_b = \frac{Q_h}{A_b(T_b - T_a)} \tag{3.1}$$

図 3-3 の(b)には，比較のために行った平行流空冷方式の冷却特性実験のテストセクションの詳細を示す．冷却空気はフィン高さ H，フィンベース奥行き D_f と同一寸法断面のダクトから供給された後に後方に排気される構造とし，フィン間流路以外に冷却風が漏れない状態で実験を行った．

表 3-1 に本研究で扱ったヒートシンクとノズルの各部の寸法を示す．表中の上段には各部の寸法を mm 単位で示す. 下段の数値は上段の値をフィン幅 W_f で除して無次元化して表したものである．冷却構造の最適化検討は，フィン板厚 t，フィン幅 W_f，フィン出口排気流路幅 W_e を固定し，フィン高さ H，ノズル幅 W_n，フィン間流路幅 G を変化させて行った．なお，フィン枚数 N はフィン間流路幅 G により一意に決定されるため，独立なパラメータではない．

Table 3-1　Geometry of heat sink and air-jet nozzle

t	G	H	W_n	W_e	W_f	D_f
0.5	0.5-1.0	30-60	25-45	5	100-110	100-110

(mm)

t/W_f	G/W_f	H/W_f	W_n/W_f	W_e/W_f
0.0047	0.0047 -0.0094	0.28 -0.57	0.24 -0.42	0.047

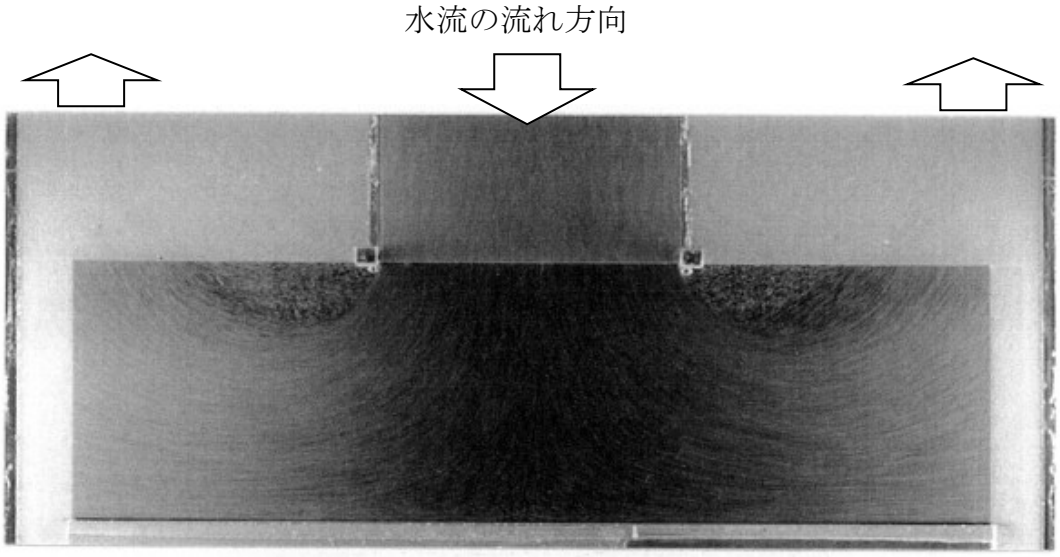
この冷却系における流れの特徴を把握し，冷却実験の妥当性を検証するために，水流によるフィン間流れの可視化実験を先行して行った．可視化実験は，アクリル製の２倍寸法モデルを用いて，水流により行った．水にごく微量の洗剤を混合させることにより微細な気泡を作り，その気泡をトレーサとして利用した．光源にはハロゲンライトを用いた．可視化画像の記録は，CCD ビデオカメラとスチルカメラを併用して行った．トレーサである微細気泡は，フィン壁面付近の低流速域には滞留せず，フィン間の中央部付近の流れの早い領域を通過していくことが考えられる．そのため，この可視化方法の可視化断面はフィン間流路の中央部付近であると言える．

3.3　フィン間流れの可視化結果

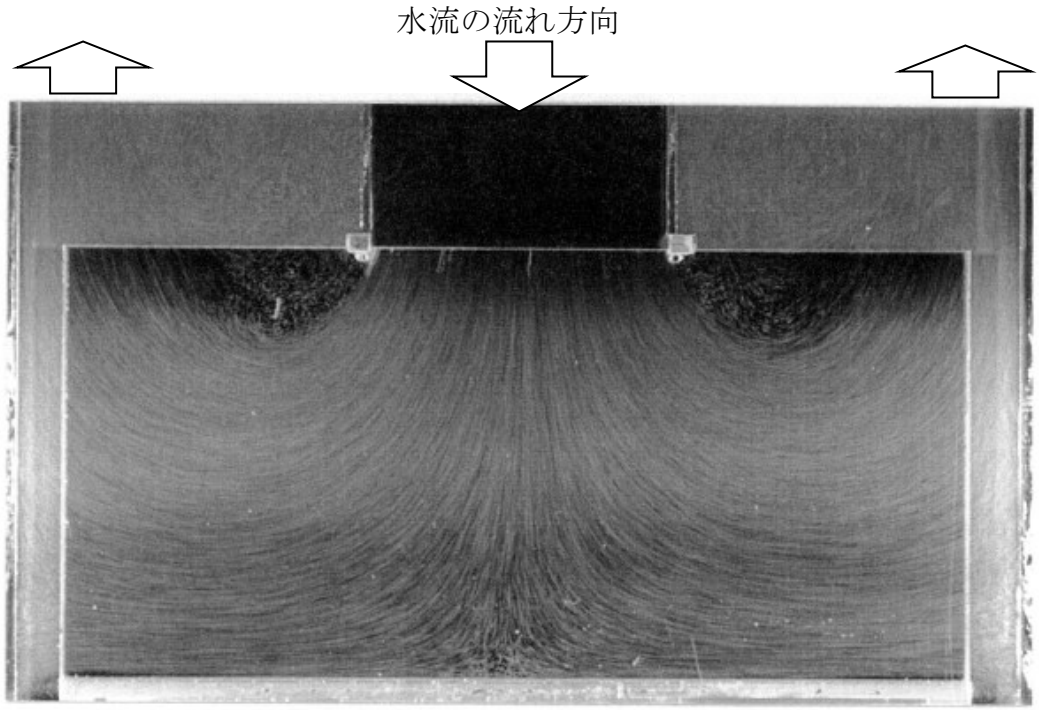
図 3-4 にフィン間流れの可視化写真を示す．(a)はフィン高さが H/W_f=0.28 の場合で，(b)はフィン高さが H/W_f=0.47 の場合である．フィン高さ以外の条件は，フィン間流路幅 G/W_f=0.0075，ノズル幅 W_n/W_f=0.33，風量 Q_a=2.0 m^3/min 相当の水量で，(a)，(b)両者とも同じ値とした．このとき，フィン間流路入口の流速と等価直径を基準とするレイノルズ数 Re は約 1400 であり，実際の空気流の場合と等価な値とした．

図 3-4 から，(a)，(b)とも，流れはノズルからフィン間流路中に噴流状に流れ込み，フィンベース部に沿って流れた後に，境界板に沿って上方に U ターンして排

出されることが分かる. (a)と(b)を比較すると, フィン高さHの大きい(b) の方が, フィンベースに平行に流れる速度が遅く，特にフィンベース付近の流速は(a)に比べて遅いことが分かった．これらの結果は，図 3-4 のスチル写真では分かりにくいが，ビデオ映像を比較すると明確に観測できた．また，排気流路部には，ノズル外壁近くに循環流領域が確認され，この循環流領域の外側にフィン間流路から上方に排出される高速の排気流が存在することが分かった.



(a) H/W_f=0.28, G/W_f=0.0075, W_n/W_f=0.33, Q_a=2.0m^3/min, Re=1400



(b) H/W_f=0.47, G/W_f=0.0075, W_n/W_f=0.33, Q_a=2.0m^3/min, Re=1400

Fig. 3-4　Effect of fin height on flow visualization at a channel between fins

3.4　フィン上端部での排気風速分布

水流による流れの可視化により，フィン間流路内のフィン間隙の中央部付近の流れの様子を定性的に把握できた．この流れの可視化結果を定量的に確認し，さらに冷却実験の妥当性を確認する目的で，図 3-3 に示した噴流空冷構造のテストセクションを利用し，フィン上端近傍の排気部で風速分布 U_{out} m/s を測定した．測定結果を図 3-5 に示す．風速の測定は，無指向性のセンサ径 1.0 mm の風速計を用い，ノズル外壁面から境界板までの領域を X 方向に平行移動させながら行った．測定条件は，図 3-4 の(a)に相当する構造条件であるが，風量だけは Q_a=2.5 m^3/min と異なった条件である．図 3-4(a)の可視化写真で観測された，排気流路での循環流領域で U_{out} は 5 m/s 以下の低い風速値をとり（X≦0.023 m），その外側の排気部（X＞0.023 m）で U_{out} は 20 m/s まで大きく上昇していることが分かった．これらの結果は，図 3-4 (a)の可視化結果と良く一致する傾向であり，実際の噴流空冷構造でも可視化結果と同様な流れが生じていることが推測できる．

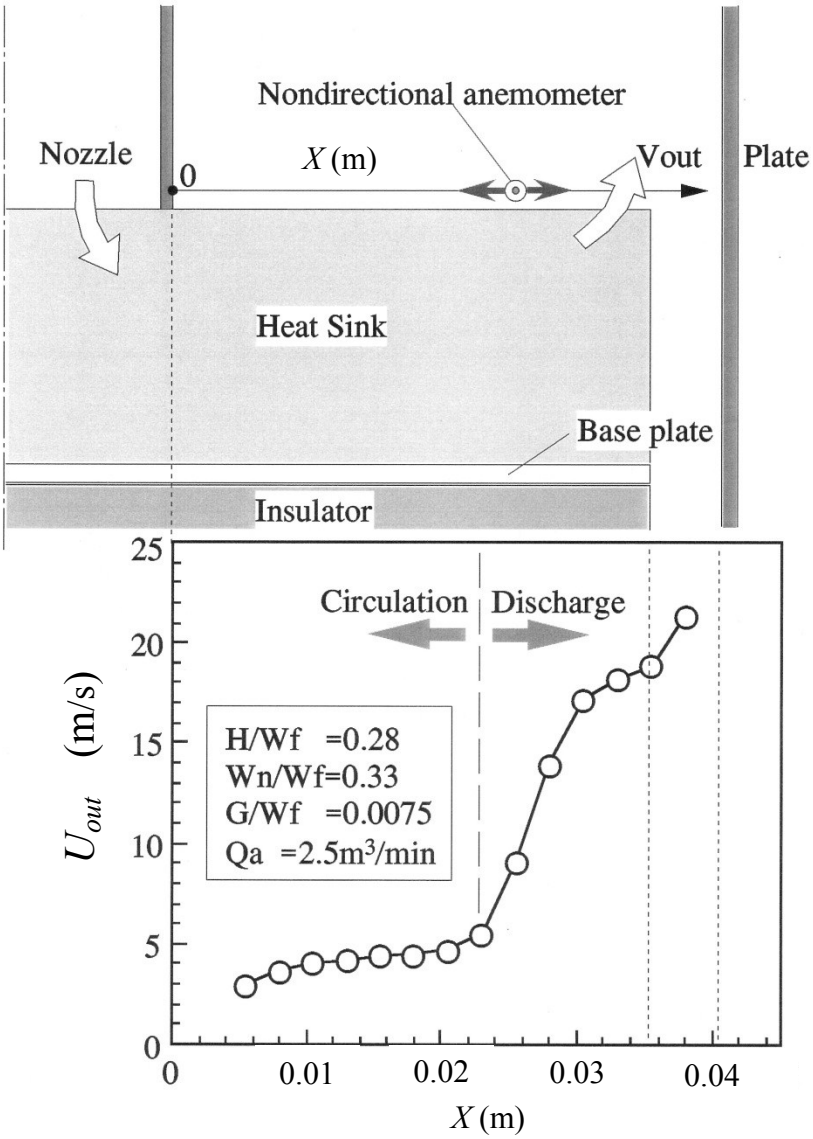


Fig. 3-5　Velocity distribution near the upper end of heat sink

3.5　冷却特性測定結果

以下に冷却特性測定結果の一例を示す．図 3-6 に，風量 Q_a に対する熱伝達率 h_b の特性を，フィン高さ H をパラメータにして対数表示で示す．この結果はノズル幅 W_n とフィン間流路幅 G を固定して実験したものである．また，図中の白抜きの各プロットは噴流方式の実測値を示し，黒い●印のプロットは比較のために併記した平行流方式の実測値を示す．

図 3-6 から，風量 Q_a 一定でフィン高さ H/W_f を変化させた場合，熱伝達率 h_b は H/W_f=0.38 で最大になることが分かる．この理由は以下のように考えられる．H/W_f が小さすぎると，フィン間流路を横方向に流れる流速が大きくなりフィンの表面熱伝達率は増加するが，放熱面積減少による冷却性能低下がそれを上回り，結果として熱伝達率 h_b は減少する．一方，H/W_f が大きすぎると，放熱面積は大きくな

るが，フィン間の横方向流速が可視化結果でも述べたように小さくなり，また，空気流が比較的温度の高いフィン根元部まで到達しにくくなるので，やはり熱伝達率 h_b は減少する．

風量 Q_a 一定でフィン高さ H/W_f を変化させた場合，熱伝達率 h_b に最大値が存在することは，アルミニウム製のヒートシンクを用いた本報告者らの既報[34][35]で述べている．本研究では，より冷却性能の高い銅製のヒートシンクを用い，より多くのパラメータについて噴流空冷方式の冷却特性を実験により求めた．

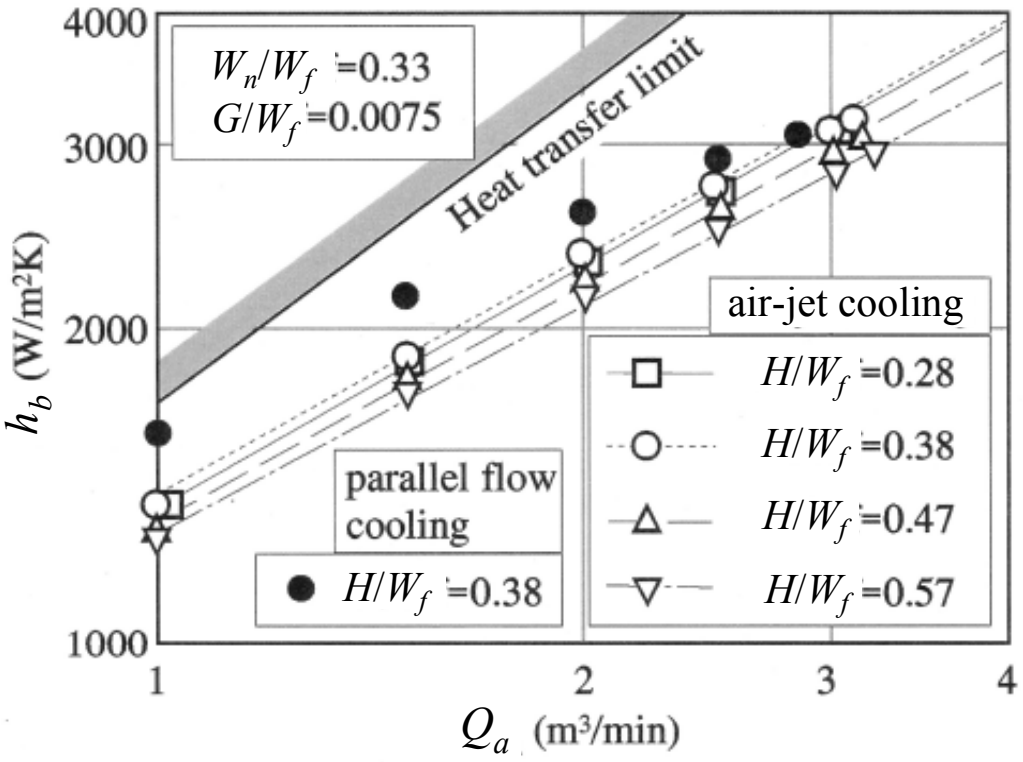


Fig. 3-6　Heat transfer coefficient vs. flow rate

ここで，既報[34][35]のアルミニウム製ヒートシンクと今回の銅製ヒートシンクの冷却性能の差を，フィン効率も交えて述べる．アルミニウム製ヒートシンク（熱伝導率 200 W/mK）と銅製ヒートシンク（熱伝導率 380 W/mK）を，同じ構造，寸法（フィン高さ H/W_f=0.28，フィン間流路幅 G/W_f=0.007，ノズル幅 W_n/W_f=0.33）で試作し，同一の条件，風量 Q_a=2.0 m^3/min，ヒータ発熱量 Q_h= 400 W で実験した結果，ヒートシンク底面温度上昇値 T_b-T_a はアルミニウム製の場合 17.5 K，銅製の場合 15.3 K で，2.2 K の温度低減効果が認められた．また，フィン効率はアルミニウム製の場合0.662であり，銅製の場合0.754となった．今回の実験条件の場合，銅とアルミニウムの熱伝導率差に起因するフィン効率の差は約 0.1 であり，それによって生じる温度低減効果は 2.2 K であった．

つぎに，平行流と噴流の熱伝達率 h_b を比較する．図 3-6 のように，平行流の h_b は，同じ H/W_f=0.38 の噴流の h_b より大きい値を示している．これは同一風量で比較すると，噴流が横方向に左右２パスで流れるのに対して平行流は１パスであるため，平行流は噴流に比べてフィン間の横方向流速（平行流流速）が２倍に大きくなり，それによりフィンの表面熱伝達率が増加するためと考えられる．また，図 3-6 中の上部に示したハッチング付きの実線は，熱伝達率の上限値を表す線である．この上限値の考え方は，どんなにヒートシンクの冷却性能を向上させても，ヒートシンク底面温度 T_b がヒートシンクの平均出口風温より低くなることは無いので，T_b がヒートシンクの平均出口風温と等しくなるときの h_b を熱伝達率の上限と考えたものである．ヒートシンクの平均出口風温は，ヒータ発熱量 Q_h と風量 Q_a から一意に求められる値である．風量 Q_a=1.0 m^3/min の場合，平行流の h_b は上限に近いためフィン構造等を最適化しても熱伝達率の向上は期待できず，風量を増やすのが熱伝達率向上に効果的であることを表している．一方，風量が増加すると h_b は上限値から離れていき，フィン面積の増大や構造の最適化による性能向上が見込まれることを表している．

図 3-7 には，風量 Q_a に対する圧力損失 ΔP の特性を，フィン高さ H をパラメータにして示す．図から，風量一定で H/W_f を大きくすると単調に ΔP は減少することが分かる．これは H/W_f を大きくすることにより，フィン間の横方向流速が小さくなることに起因していると考えられる．

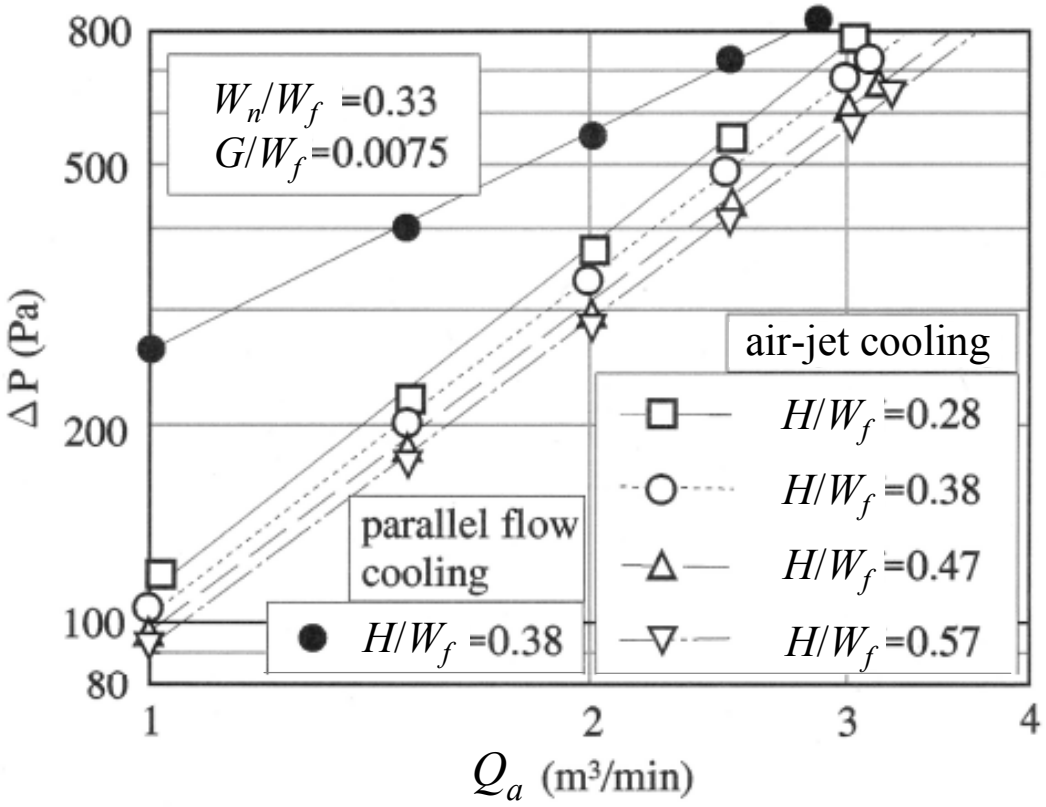


Fig. 3-7　Pressure drop vs. flow rate

平行流の ΔP は，噴流の ΔP より大きい値を示す．これも先に述べたように，平行流の場合にはフィン間の横方向流速が噴流に比べて大きいためと考えられる．また，平行流の ΔP の風量 Q_a に対する傾きはほぼ 1 乗であり，フィン間での流れが均一な層流状態であることを示しているのに対し，噴流の ΔP は 1.7 乗であるので，フィン間での流れのパターンが風量 Q_a により変化していると考えられる．

上記の結果を，送風機であるブロアと実際に組合せたときの冷却性能を比較する意味で，ブロア動力 P_b (W)で整理し，図 3-8 に示す．ブロア動力 P_b (W)は，以下の式で定義した．

$$P_b = \frac{Q_a}{60} \cdot \Delta P \tag{3.2}$$

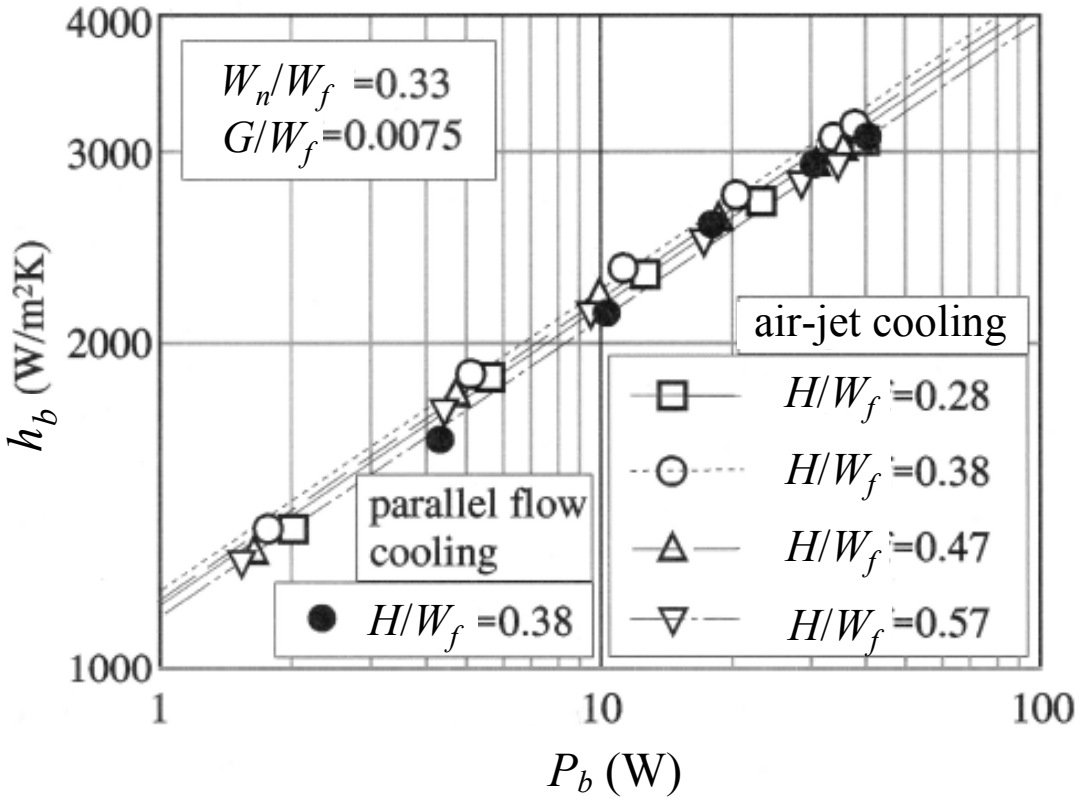


Fig. 3-8　Heat transfer coefficient vs. blower power

図 3-8 より，いずれのブロア動力 P_b の場合においても，熱伝達率 h_b は白い○印のプロットで示す H/W_f=0.38 の場合に最大になることが分かる．また，ブロア動力 P_b 一定で噴流と平行流の熱伝達率 h_b を比較すると，噴流の方が平行流より熱伝達率 h_b が 20%以上大きいことが分かる．つまり，流れ方向に１段しか LSI モジュールが無い場合でも，噴流空冷方式は平行流空冷方式に比べて冷却性能が高いことを示している．さらに，流れ方向に LSI モジュールが多段に搭載された場合には，平行流は隣の LSI モジュールから排気された空気流がそのまま次の LSI モジュールに流入し，風温上昇により熱伝達率が大きく悪化するので，より一層噴流空冷方式が効果的であると言える（２倍以上）．熱伝達率が大きい理由は，可視実験により，ノズル外壁近くの循環流による伝熱促進効果が有効に作用しているためである．

3.6　噴流空冷構造の最適化

最初に，ノズル幅 W_n とフィン間流路幅 G を両者固定して，フィン高さ H の最適値について検討した結果を述べる．図 3-8 において，ブロア動力 P_b に対する熱伝達率 h_b の傾きは，どの H/W_f でもほぼ一定であるので，P_b=20 W のときの h_b を，横軸を H/W_f にとりプロットし，図 3-9 に示す．

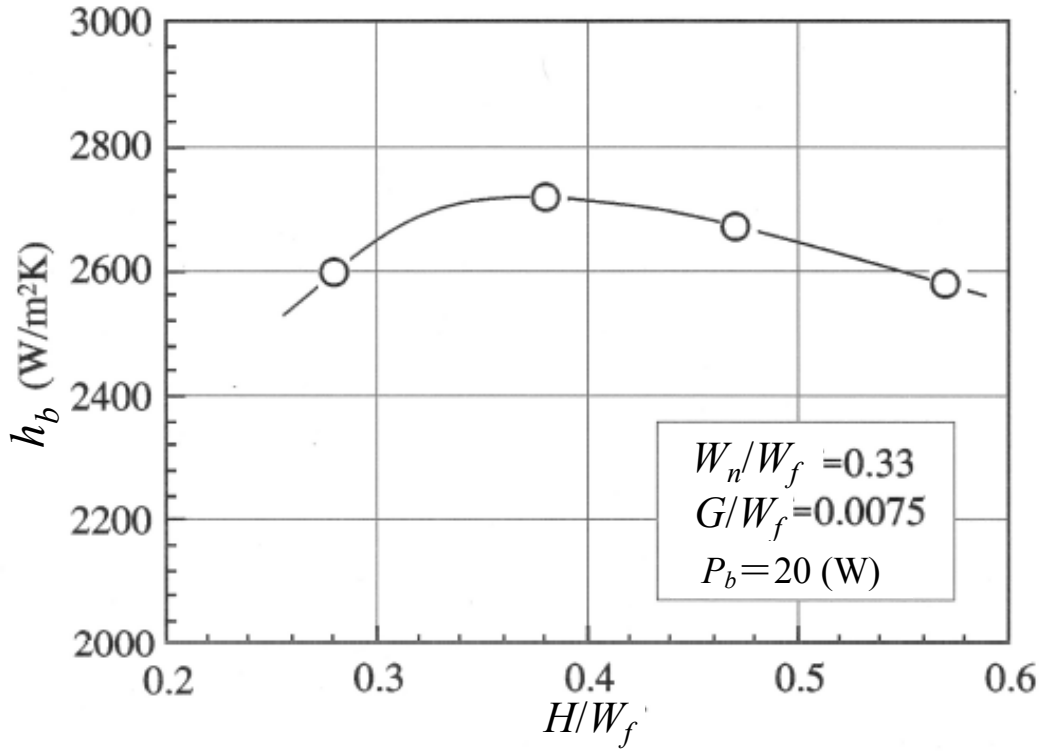


Fig. 3-9　Effect of fin height on heat transfer coefficient

図より，H/W_f=0.35～0.4 付近で熱伝達率 h_b は最大値をとることが分かる．これは，図 3-6 で述べた理由の他に，H/W_f が小さすぎると ΔP が大きくなることが原因となっている．ブロア動力 P_b 一定の条件下では，平行流空冷方式の場合には，フィン高さ H/W_f が大きいほど熱伝達率 h_b は単調に大きくなる．理由は以下である．平行流では，フィン高さが大きい程，放熱面積は単調に増加し，さらに圧力損失は大きく低下する．逆に，フィン高さが大きい程，フィン表面熱伝達率とフィン効率は低下するが，総合的には，熱伝達率 h_b はフィン高さの増大により単調に増加することになる．このような平行流との比較の観点から，噴流空冷方式のフィン高さに最適値が存在することは興味深い事実である．また，フィン高さ H/W_f が最適値より小さくなる場合は，大きくなる場合に比べて熱伝達率 h_b の低下割合が大きいことも分かる．

つぎに，フィン間流路幅 G のみを固定して，フィン高さ H，ノズル幅 W_n を変化させたときの熱伝達率 h_b について述べる．図 3-9 と同様にして，P_b =20 (W)の

ときの h_b を，横軸をノズル幅 W_n /W_fにとりプロットし，図 3-10 に示す．図中では，フィン高さ H/W_fをパラメータとして変化させている．いずれの H/W_fの場合でも，熱伝達率 h_bは，W_n /W_f=0.3～0.4 付近で緩やかな最大値をとることが分かる．これは，ノズル幅 W_n /W_fが小さすぎると，ノズルからフィン間流路への流入速度が増加するためフィンの表面熱伝達率は大きくなるが，圧力損失 ΔP の増加がそれを上回るため，結果として熱伝達率 h_b は低下する．逆に，ノズル幅 W_n /W_fが大きすぎると，ΔP は低下するものの，表面熱伝達率の低下が大きく，結果として，やはり熱伝達率 h_b は低下すると考えられる．

さらに図 3-10 から，フィン高さ H/W_fが大きいほどノズル幅 W_n /W_fの最適値は小さい方へシフトすることが分かる．これは，フィン高さ H が大きいほど，ノズルからの空気流がフィン根元部まで到達しにくくなることから，ノズル幅 W_n を小さくして，フィン間流路への流入速度を増加させる方向にノズル幅 W_n /W_fの最適値がシフトすると解釈できる．

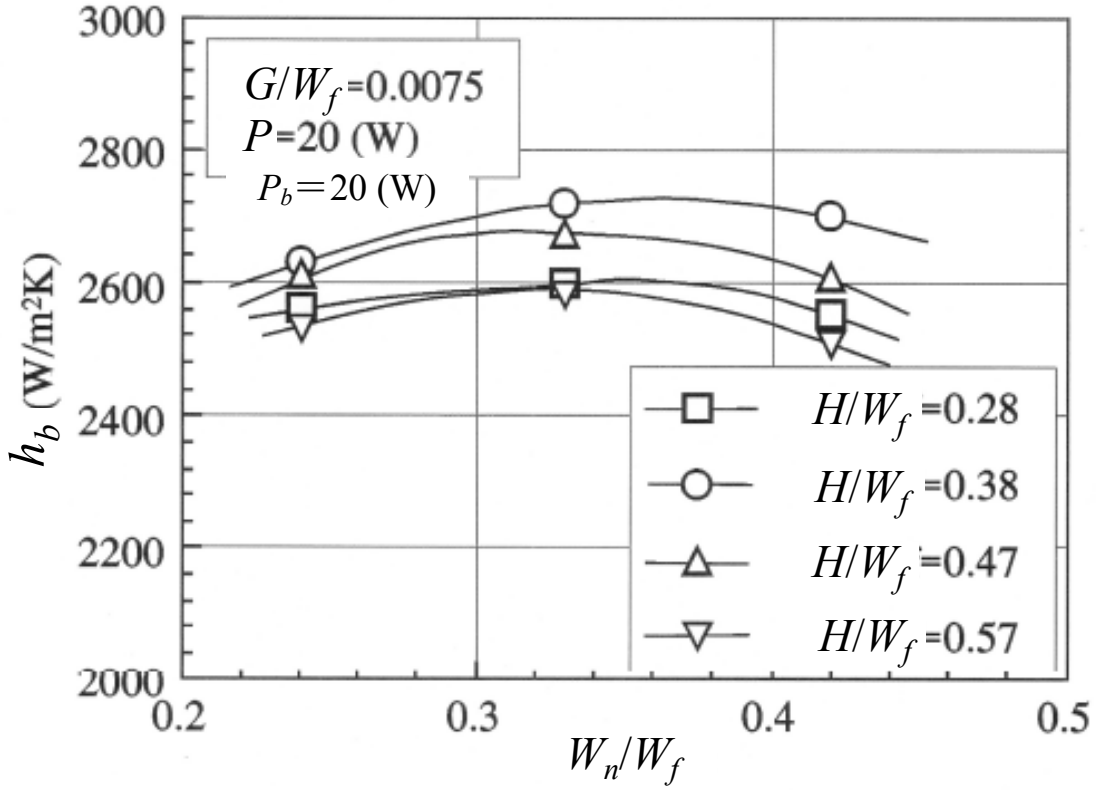


Fig. 3-10　Effect of nozzle width on heat transfer coefficient

最後に，フィン高さ H/W_fとノズル幅 W_n /W_fを両者固定して，フィン間流路幅 G /W_fを変化させたときの熱伝達率 h_b について述べる．Fig. 3-11 は，ブロア動力 P_b =20W のときの熱伝達率 h_b を，横軸をフィン間流路幅 G /W_fにとりプロットしたものである．図から，G/W_f=0.007～0.009 付近で熱伝達率 h_b は最大値をとること

が分かる．これは，G/W_fが小さすぎると，フィン枚数 N が増加するため放熱面積は大きくなるが，圧力損失 ΔP の増加がそれを上回るため，結果として熱伝達率 h_b は低下する．逆に，G/W_fが大きすぎると，圧力損失 ΔP は低下するものの，放熱面積の低下と，フィン間流速の低下による表面熱伝達率の低下の影響が大きく，結果としてやはり熱伝達率 h_b は低下するものと考えられる．

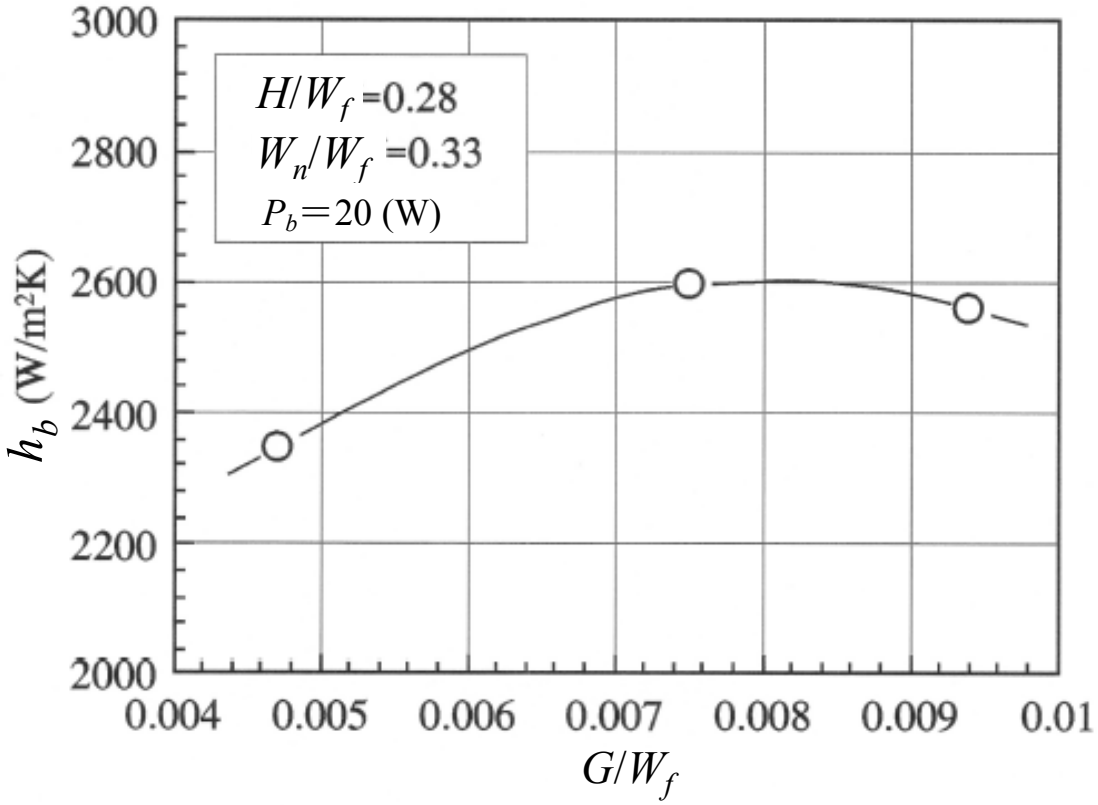


Fig. 3-11　Effect of fin spacing on heat transfer coefficient

ここまで，冷却性能に影響を及ぼすフィン高さ，ノズル幅，フィン間流路幅等の構造寸法パラメータの最適化に関して述べてきたが，本論文で述べる最適とは，実用上の観点から，全てブロア動力一定で評価した場合の最適を意味することとした．

3.7　噴流空冷構造の伝熱性能予測法の検討

本節では，前節までの本章で述べた噴流空冷構造に対し，その伝熱性能である熱伝達率 h_b の実測値を，フィン高さ H，ノズル幅 W_n，フィン間流路幅 G の３つの代表的なパラメータを用いて無次元数で整理し，伝熱性能予測法を検討した．

3.7.1　伝熱性能測定結果の整理方法

前節までに述べた熱伝達率 h_b の実測値に対し，図 3-12 に示す方法で無次元数である Nu 数と Re 数で整理した．

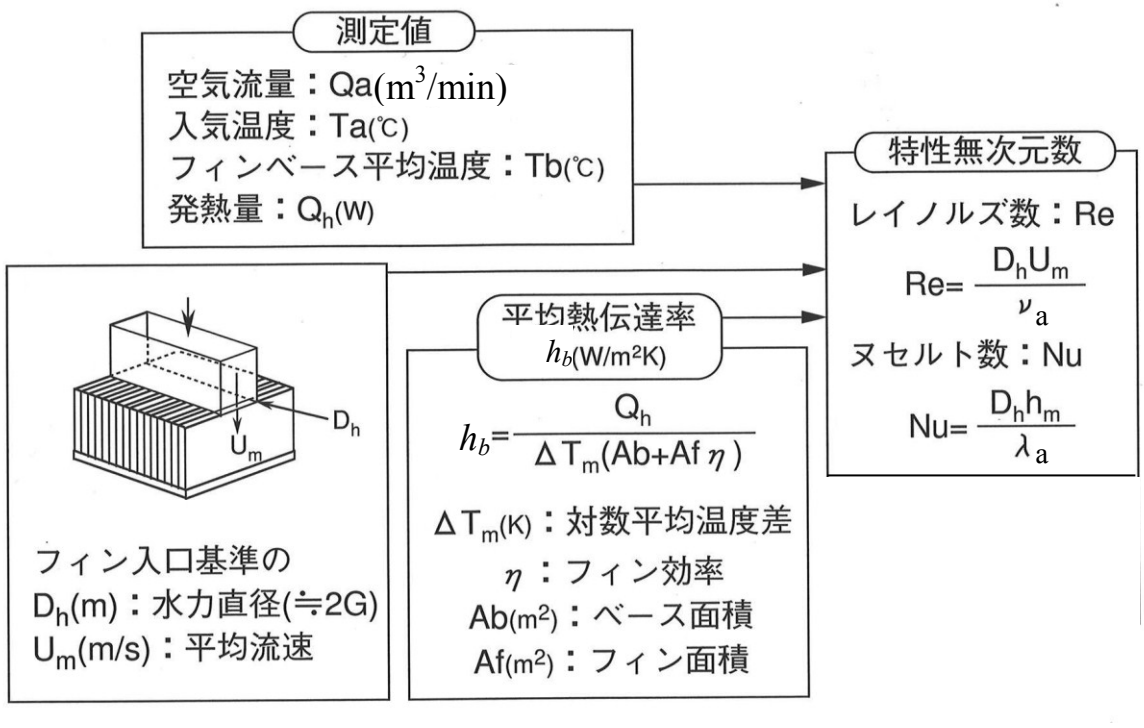


Fig. 3-12　Effect of fin spacing on heat transfer coefficient

図に示すとおり，Re 数は以下の式(3.3)のとおりである．

$$\mathrm{Re} = \frac{D_h U_m}{\nu_a} \tag{3.3}$$

ここで，U_mはノズル直下のフィン入口流路断面における平均風速であり，また，フィン入口流路断面における水力直径を代表直径D_hとし式(3.4)で定義した．ν_aは空気の動粘性係数である．

$$D_h = \frac{2W_n G}{W_n + G} \tag{3.4}$$

Nu数は対数平均温度差基準の平均ヌセルト数として以下の式(3.5)で定義した．

ここで，λ_aは空気の熱伝導率である．下記の通り，式(3.5)から(3.11)に示す手順で，排出される出口空気温度：T_{aout}，対数平均温度差：ΔT_m，熱通過率：K，熱伝達率：h_b，フィン効率：η，Nu数の順に求められる．ここで，λ_fはフィン材料（ここでは銅）の熱伝導率，Mはダクトの通風質量流量，C_{pa}は空気の定圧比熱である．

$$\mathrm{Nu} = \frac{D_h h_m}{\lambda_a} \tag{3.5}$$

$$\eta = \frac{\tanh Z}{Z} \tag{3.6}$$

$$Z = H\sqrt{\frac{h_m \cdot 2(t + W_f)}{\lambda_f t W_f}} \tag{3.7}$$

$$h_m = K\frac{A_t}{A_b + \eta A_f} \tag{3.8}$$

$$K = \frac{Q}{\Delta T_m A_t} \tag{3.9}$$

$$\Delta T_m = \frac{T_a - T_{aout}}{\ln\left(\dfrac{T_b - T_{aout}}{T_b - T_a}\right)} \tag{3.10}$$

$$T_{aout} = T_a + \frac{Q}{M C_{pa}} \tag{3.11}$$

3.7.2 熱伝達率の整理結果

図 3-13 に，実測した Nu 数の整理結果の一例を示す．フィン高さ H をパラメータとし，ノズル幅 W_n，フィン間流路幅 G を固定して整理した結果である．図より，Nu は Re に対して 0.66 乗の一定の傾きを持つことが分かり，以下の式(3.12)の関係があることが分かる．

$$\mathrm{Nu} \propto \mathrm{Re}^{0.66} \tag{3.12}$$

また，フィン高さ H が大きくなるほど，Nu が大きく減少することが分かる．

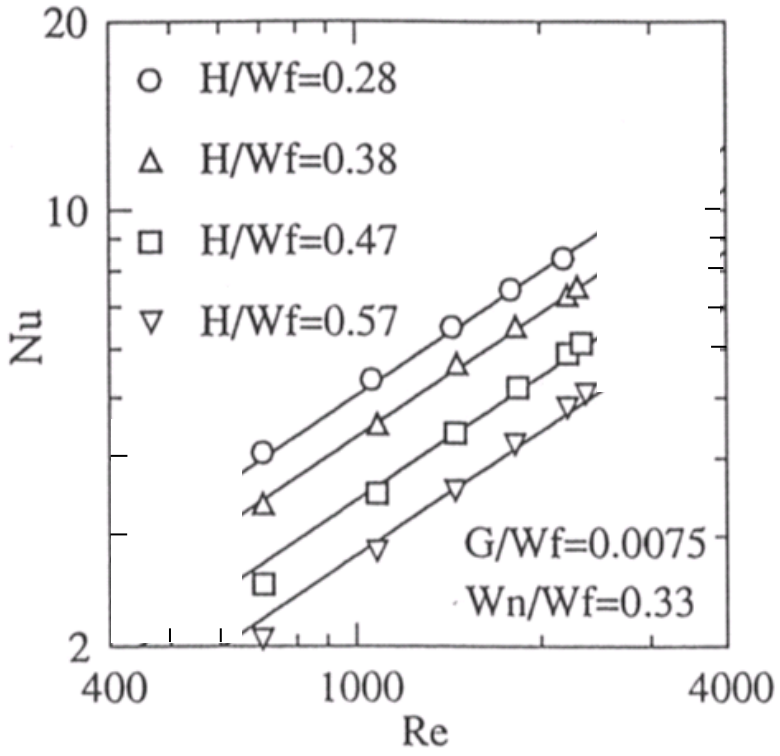
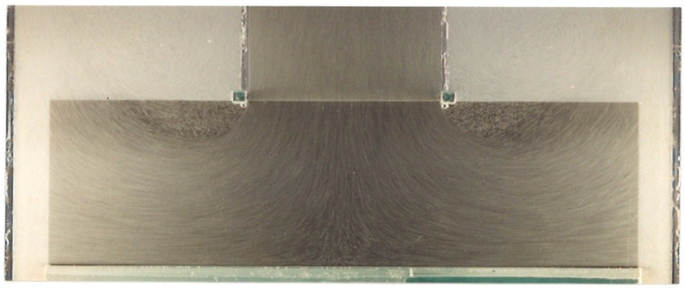


Fig. 3-13 Effects of fin height on Re vs. Nu



H/W_f=0.28, Re=1400

H/W_f=0.47, Re=1400

Fig. 3-14 Effects of fin height on flow visualization at a channel between fins

図 3-14 は，H を変化させたときのフィン間流れの可視化結果であり，何れの H でもノズル直下の左右両側に流れのはく離によるよどみ域が生じているのが分かる．フィン高さ H が大きくなるほど Nu が減少する原因は以下のとおりと考えられる．同じ Re で比較すると，ノズル直下でフィン下方に流入する流速は H が変化しても変わらないが，フィン間で左右に流れが分かれて横方向に流れる流速成分は H が大きいほど低下することに起因している．

図 3-15 と図 3-16 は，それぞれ，G を変化させたときの Nu 整理結果とフィン間流れの可視化結果である．H を変化させた場合と同様に，Nu は Re に対して 0.66 乗の傾きを持つことが分かる．また，フィン間流路幅 G が大きくなるほど，Nu が大きく増加することが分かる．この原因は，図 3-16 で分かるように，G が大きくなるほど，ノズル直下左右のよどみ域が大きくなり，同時にフィン間の噴流がフィンベース付近まで届くようになることである．これにより，G が大きいほどフィンベース付近の空気とフィン面の温度差が大きい領域に，より多くの空気が流れることになり，結果として熱交換が促進されていると考えられる．

図 3-17 と図 3-18 は，それぞれ，W_n を変化させたときの Nu 整理結果とフィン間流れの可視化結果である．図より，前二例と同様に Nu は Re に対して 0.66 乗の傾きを持つことが分かる．また，ノズル幅 W_n が大きくなると，Nu が僅かに増加することが分かる．この原因は，Re が同じ場合には，W_n が大きくなるほど，フィン間に流入する流量は増加するので，フィン間で左右に流れが分かれて横方向に流れる流速成分が増加しているとこに起因していると考えられるが，その影響は H や G が変化したときに比較すると小さい．

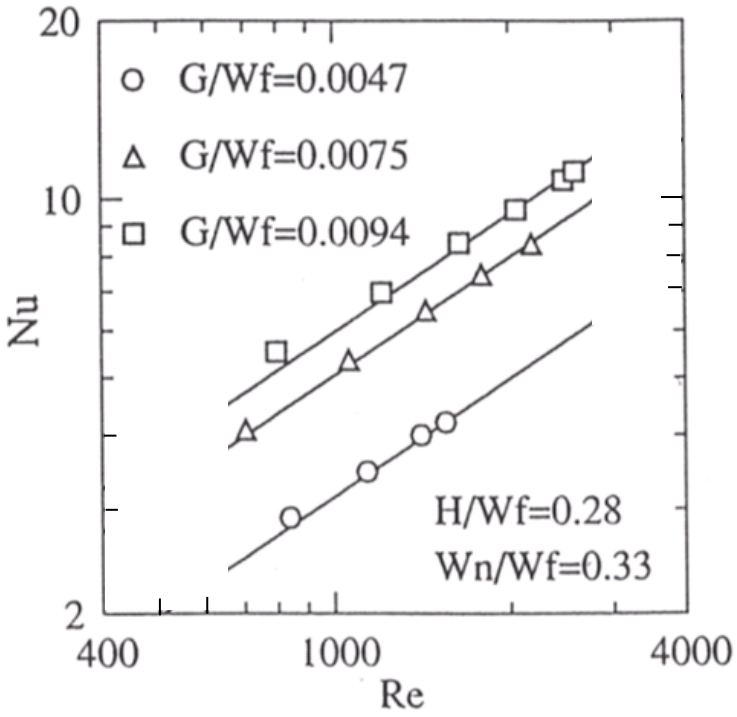
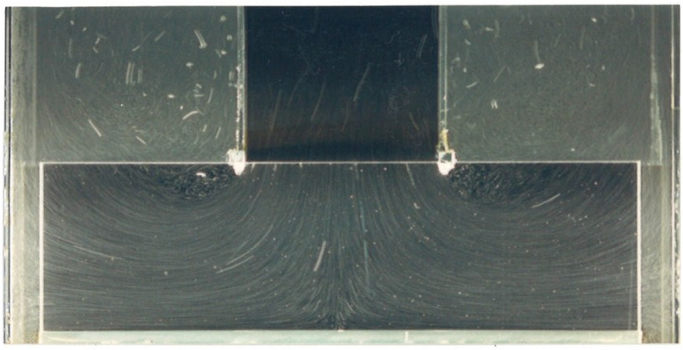


Fig. 3-15 Effects of fin spacing on Re vs. Nu



G/W_f=0.0047, Re=1700

G/W_f=0.0094, Re=1700

Fig. 3-16 Effects of fin spacing on flow visualization at a channel between fins

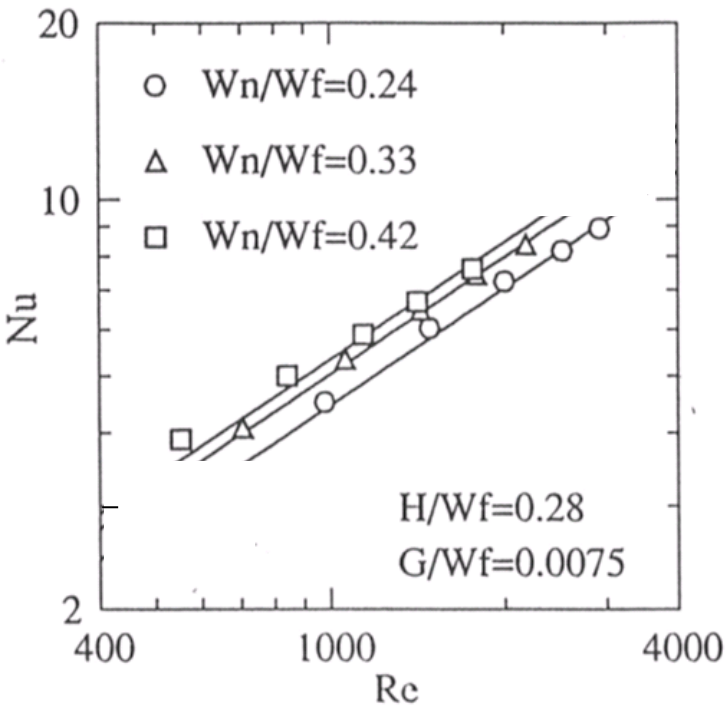
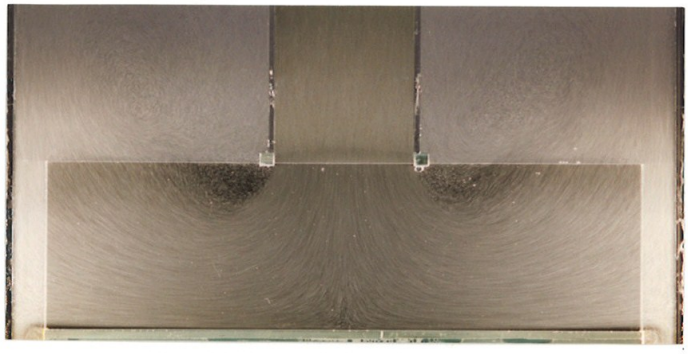
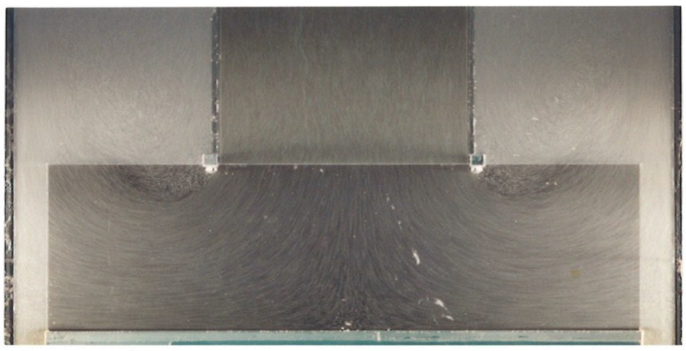


Fig. 3-17 Effects of nozzle width on Re vs. Nu



W_n/W_f=0.24, Re=1100



W_n/W_f=0.42, Re=1100

Fig. 3-18 Effects of nozzle width on flow visualization at a channel between fins

以上述べたとおり，何れのパラメータ条件でも，Nu と Re の関係は式(3.12)に示すような 0.66 乗の一定の傾きを持つことが分かった. さらに, H の減少によって，また G や W_n の増加によって Nu は増加することが分かった.

この，Nu が Re の 0.66 乗に比例するという特性は，第２章で述べた平行流には見られない噴流独自の特性である．図 3-19 に，同じ平板フィン型ヒートシンクを用いて，冷却空気の流し方のみを，平行流と噴流に変えた場合の伝熱性能測定値の比較結果を示す．図から分かるように，平行流の測定値は，第２章で述べた式(2.3)にほぼ合致した傾向を示し，Re にあまり依存しないフラットな特性である．一方, 噴流の測定値は, 今まで述べたように Re の 0.66 乗に比例した傾きを示し，Re＝1000 程度で噴流の Nu が平行流の値を上回っている．

$$\mathrm{Nu}^{*} = 7.55 + \frac{0.024\left(\dfrac{D_h}{W_f}\mathrm{Re}^{*}\mathrm{Pr_a}\right)^{1.14}}{1 + 0.0358\left(\dfrac{D_h}{W_f}\mathrm{Re}^{*}\mathrm{Pr_a}\right)^{0.64}\mathrm{Pr_a}^{0.17}} \tag{3.13}$$

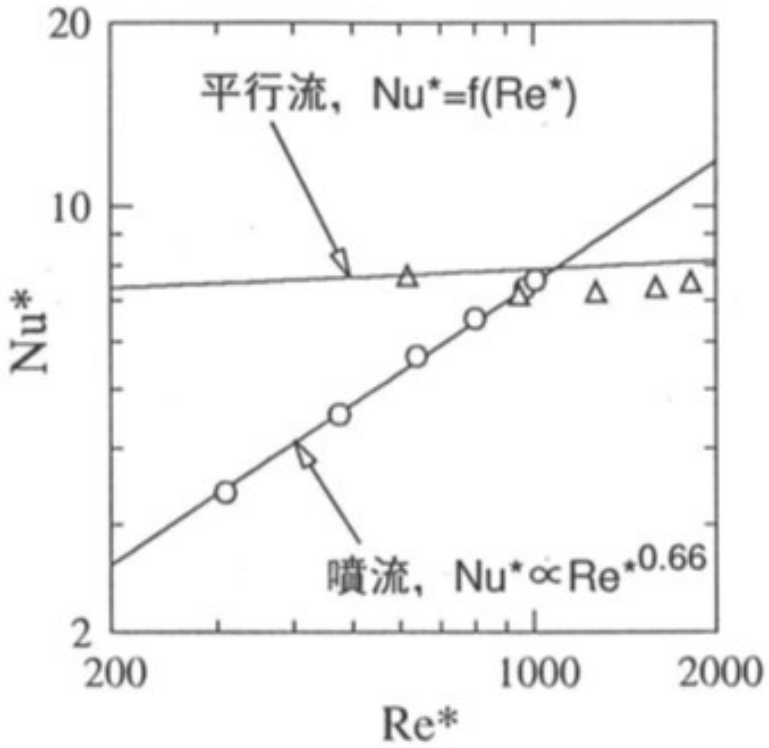
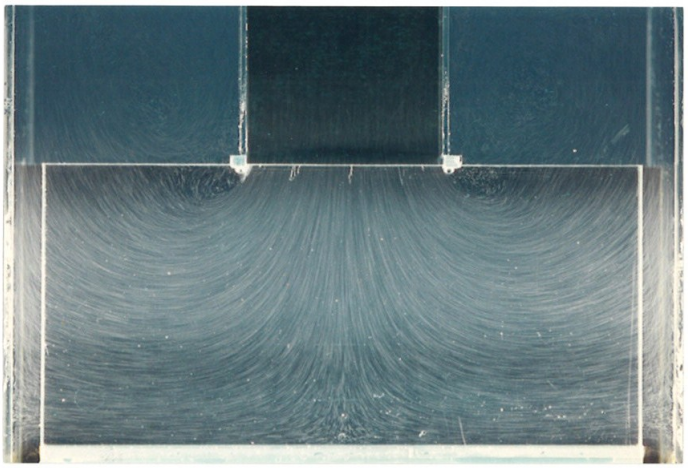
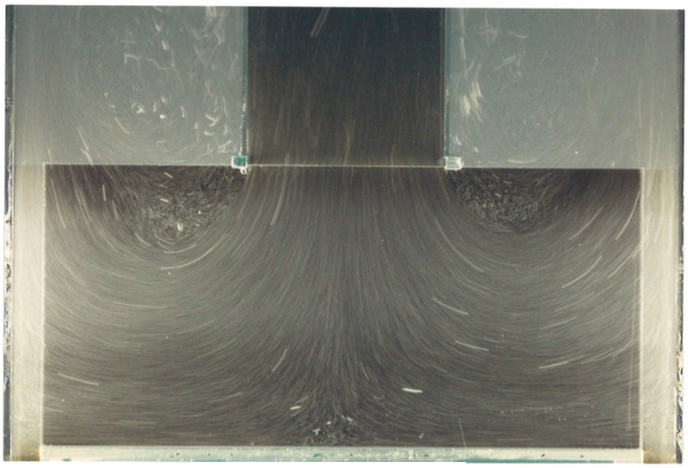


Fig. 3-19　Comparison of Nu between parallel flow and air jet flow

図 3-20 に，G/W_f＝0.0071，H/W_f＝0.47，W_n/W_f＝0.33 の条件で Re を変化させた場合のフィン間流れの可視化結果を示す. Re が小さいときにはノズル直下の左右のよどみ域は小さいが，Re が大きくなると，このよどみ域は大きくなり，流れがフィンベース部分まで十分到達してからUターン状に排出されていることが分かる．このように，噴流の場合は，Re の違いによって，フィン間の冷却風の流動パターン自体が大きく変化するため，Re に強い依存性を示すと理解できる．



Re=700



Re=2800

G/W_f＝0.0071，H/W_f＝0.47，W_n/W_f＝0.33

Fig. 3-20　Effects of Reynolds number on flow visualization at a channel between fins

以上の結果から，各パラメータと Re，Nu の関係を以下の式(3.14)で仮定した．

$$\mathrm{Nu} = a\left(\frac{H}{G}\right)^{b}\left(\frac{W_n}{G}\right)^{c}\mathrm{Re}^{d} \tag{3.14}$$

ここで，Re の係数 d は 0.66 とする．$\mathrm{Nu/Re}^{0.66}$ と H/G の関係，並びに，$\mathrm{Nu/Re}^{0.66}$ と W_n/G の関係を，それぞれ，図 3-21，図 3-22 に示す．

図 3-21 に示すとおり，$\mathrm{Nu/Re}^{0.66}$ は H/G の-0.85 乗の傾きで整理でき，したがって，b＝-0.85 となることが分かる．

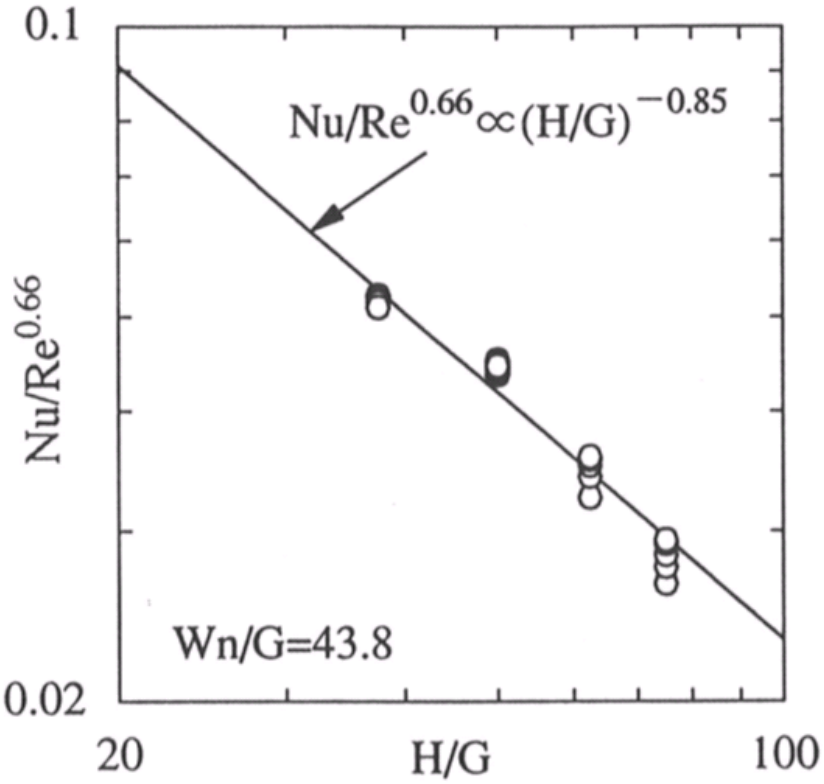


Fig. 3-21　H/G vs. $\mathrm{Nu/Re}^{0.66}$

さらに，図 3-22 に示すとおり，$\mathrm{Nu/Re}^{0.66}$ は W_n/G の 0.31 乗の傾きで整理でき，したがって，c＝0.31 となることが分かる．

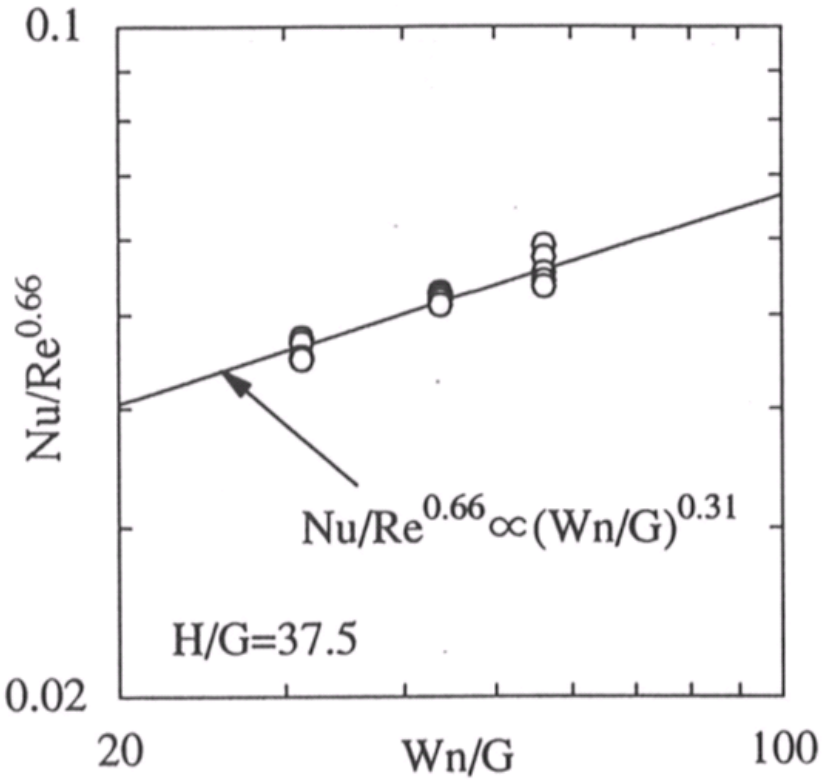


Fig. 3-22　W_n/G vs. $Nu/Re^{0.66}$

以上から，式(3.14)の係数 a も求めることができ，最終的に，

$a=0.35$，$b=-0.85$，$c=0.31$，$d=0.66$

となった．つまり，各パラメータと Re，Nu の関係式は下記の式(3.15)で表すことができる．

$$\mathrm{Nu}=0.35\left(\frac{H}{G}\right)^{-0.85}\left(\frac{W_n}{G}\right)^{0.31}\mathrm{Re}^{0.66} \tag{3.15}$$

図3-23に，上記式(3.14)を用いて予測したNuと，実測したNuを比較した結果を示す．図から分かるとおり，Reが500から3000の範囲内を条件に，±20%の誤差範囲内で予測値と実測値は一致していることが分かる．

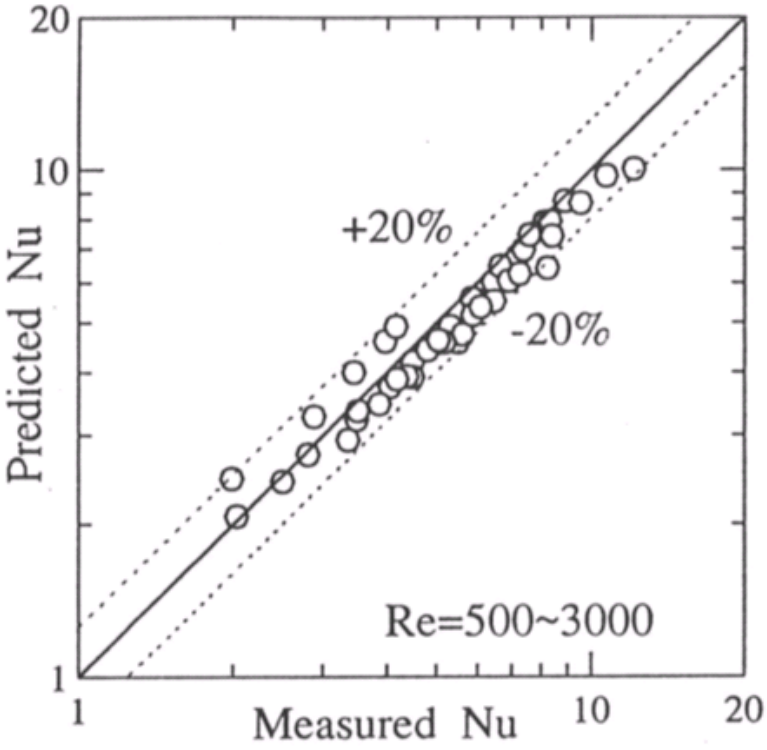


Fig. 3-23　Comparison between measured Nu and predicted Nu

以上から，噴流を用いた平板フィン型ヒートシンクの伝熱性能に関し，伝熱実験とフィン間流れの可視化実験と通して，フィン高さ：*H*，フィン間流路幅：*G*，ノズル幅：W_nの影響を整理した結果，ヌセルト数：Nuを±20%の精度で予測できる整理式を導出できた．

最後に，本研究のNuは，Reの0.66乗に比例することが分かった．一般に，平板周りの強制対流熱伝達率は，層流の場合Reの0.5乗に比例し，乱流の場合Reの0.8乗に比例することが知られている．今回の結果である0.66乗は，0.5と0.8のちょうど中間の値であり，層流と乱流の両方の性質を併せ持つ流れの様相を示していると推察できる．

3.8 第３章のまとめ

電子機器の高密度実装系に対する高効率空冷構造の開発を目的として，大型の銅製平板フィン型ヒートシンクを用いた噴流空冷方式を開発し，その冷却特性を実験により求め，さらに，その伝熱性能である熱伝達率 h_b の実測値を，フィン高さ H，ノズル幅 W_n，フィン間流路幅 G の３つの代表的なパラメータを用いて無次元数で整理し，伝熱性能予測法を検討した結果，以下の結論を得た．

(1) 水流を用いたフィン間流れの可視化実験と排気部の速度分布測定により，本冷却系における流れの特徴を定性的に把握し，事前に想定した本冷却系の流動様相と合致していることを確認した．

(2) ブロア動力 P_b 一定の条件下で，噴流空冷方式と平行流空冷方式の熱伝達率 h_b を比較すると，流れ方向に１段しか LSI モジュールが無い場合においても，噴流の方が平行流よりも熱伝達率が 20%以上大きいことが分かった．流れ方向に LSI モジュールが多段に搭載された場合には，より一層噴流空冷方式が効果的である（２倍以上）．可視実験により熱伝達率が大きい理由は，ノズル外壁近くの循環流による伝熱促進効果が有効に作用していることを明らかにした．

(3) ブロア動力 P_b 一定の条件下で，噴流を用いた平板フィン型ヒートシンク構造の最適化検討を行い，フィン高さ H，ノズル幅 W_n，フィン間流路幅 G の諸量に最適値があることを明らかにした．特に，フィン高さ H については，以下のパラメータの範囲内（フィン間流路幅 G/W_f=0.0047～0.0094，ノズル幅 W_n/W_f=0.28～0.57，風量 Q_a=1.0～3.0 m^3/min）において，H/W_f=0.35～0.4 付近で熱伝達率 h_b は最大値をとることが分かった．これは平行流空冷方式には見られない，噴流空冷方式に特有の現象であり，循環流による伝熱特性変化と圧力損失変化が相互作用しているためである．

(4) 噴流を用いた平板フィン型ヒートシンクの伝熱性能に関し，伝熱実験とフィン間流れの可視化実験と通して，フィン高さ：H，フィン間流路幅：G，ノズル幅：W_n の影響を整理した結果，ヌセルト数：Nu を±20%の精度で予測できる整理式を導出した．

第４章　噴流を用いた平板フィン型空冷ヒートシンクの数値解析

第３章では，上流の空気温度上昇の影響を全く受けない空冷方式として，個々の発熱体に対して冷却空気を直接供給する噴流空冷方式を対象に，実験を中心とした構造の最適化検討と伝熱性能予測手法の検討を行った．本章においては，この噴流空冷方式を対象に，数値解析によって伝熱性能の予測検討を行う．

4.1　背景

電子機器の冷却構造を最適化するに際し，数値解析を用いた性能予測手法が有効である．この章では，三次元非圧縮性流体を対象にしたペナルティ関数法による定常有限要素法解析プログラムを用いて，大型平板フィンを搭載した LSI パッケージの噴流空冷構造を対象に，数値解析を適用した伝熱性能予測法を検討する．本研究の目的は，先進的な空冷構造の研究開発に対し，効果的な数値解析手法の適用を試みることである．

4.2　数値解析手法の概要

本研究で用いた数値解析の支配方程式は，ナビエ・ストークス方程式，連続方程式，乱流の２方程式モデル，流体と固体のエネルギー方程式である．核となる方程式は以下のテンソルで表される．ナビエ・ストークス方程式は式(4.1)により，連続の式は式(4.2)により表される．

$$\left(U_i U_j\right)_{,j} = -\frac{1}{\rho} P_{,i} + \left\{\nu\left(U_{i,j} U_{j,i}\right)\right\}_{,j} \tag{4.1}$$

$$U_{i,i} = 0 \tag{4.2}$$

乱流の２方程式モデルは，以下の式(4.3)から式(4.6)で表される．

$$\dot{k} + \left(U_j k\right)_{,j} = \left\{\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k}\right) k_{,j}\right\}_{,j} + \nu_t \left(U_{i,j} + U_{j,i}\right) U_{i,j} - \varepsilon \tag{4.3}$$

$$\dot{\varepsilon} + \left(U_j \varepsilon\right)_{,j} = \left\{\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}\right) \varepsilon_{,j}\right\}_{,j} + C_1 \frac{\nu_t \varepsilon}{k} \left(U_{i,j} + U_{j,i}\right) U_{i,j} - C_2 \frac{k\varepsilon}{\nu_t} \tag{4.4}$$

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{4.5}$$

ここで,

$$\nu' = \nu + \nu_t \ , \quad \lambda' = \lambda + \lambda_t = \lambda + \frac{\rho C_p \nu_t}{\mathrm{Pr}_t} \tag{4.6}$$

流体と固体のエネルギー方程式は，式(4.7)で表される．

$$\rho C_p \left\{ \dot{T} + \left(U, T\right)_{,j} \right\} = \lambda' T_{,jj} + Q \tag{4.7}$$

また，運動方程式に関する境界条件は以下である．

$$U_i = \overline{U}_i, \quad \text{on } \mathrm{S}_1 \tag{4.8}$$

$$n_i P / \rho - \nu n_j \left(U_{i,j} + U_{j,i} \right) = 0, \quad \text{on } \mathrm{S}_2 \tag{4.9}$$

$$U_i = 0, \quad \text{on } \mathrm{S}_3 \tag{4.10}$$

$$U_{i\,S4} = U_{i\,S4}', \quad \left(U_{i,n}\right)_{\mathrm{S4}} = -\left(U_{i,n}\right)_{\mathrm{S4}}' \quad \text{on } \mathrm{S}_4 \tag{4.11}$$

ここで，S_1 は入口境界，S_2 は出口境界，S_3 は固体壁境界，S_4 は周期境界である．式(4.8)のオーバーバーは既定値であることを示している．式(4.9)は，いわゆるトラクションフリーの出口境界である．n_i は x_i 軸における境界に描かれた法線の方向余弦である．

エネルギー方程式に関する境界条件は以下である．

$$T = \overline{T}, \quad \text{on } \mathrm{S}_{\mathrm{T1}} \tag{4.12}$$

$$-\lambda T_{,n} = \overline{q}\,, \quad \text{on } \mathrm{S}_{\mathrm{T2}} \tag{4.13}$$

$$-\lambda T_{,n} = h(T - T_\infty)\,, \quad \text{on } \mathrm{S}_{\mathrm{T3}} \tag{4.14}$$

ここで，S_{T1}は温度境界，S_{T2}は熱流束境界，S_{T3}は熱伝達率境界である．

非圧縮性流体の有限要素法の解析手法としては，従来から ABMAC 法や SIMPLE 法[49][50]などがあるが，噴流空冷のような３次元の高速度流体に対しては，ペナルティ有限要素法が適している．そこで，本研究ではペナルティ有限要素法プログラムを用いることとした．ペナルティ関数法において，圧力 P は次の近似式(4.15)で表せる．

$$P = -\kappa U_{i,j} \tag{4.15}$$

ここで，κはペナルティパラメータであり，$\kappa \to \infty$の場合，式(4.15)で計算される圧力 P は，実際の圧力に漸近することが知られている．以下，有限要素法による定式化について説明する．

(4.1)式の運動量項は，重み関数 U^*が乗じられた後に，体積 V で積分され，運動量方程式から圧力 P を除外するため，式(4.15)により以下の式(4.16)のように置換される．

$$\iiint_e U^*(U_j U_i)_{,j} dV = -\frac{\kappa}{\rho}\iiint_e U_{j,j} U^*_{,i} dV - \nu \iiint_e (U_{i,j} + U_{j,i}) U^*_{,j} dV. \tag{4.16}$$

また要素としては，８ノードの双線形アイソメトリックス６面体要素を採用した．流体領域である V は６面体要素に分割され，速度成分 U_i は各ノード $U_{i\alpha}$（α=1, 2, …, 8）の値により要素内で補間される．

$$U_i = N_\alpha U_{i\alpha} \tag{4.17}$$

上式(4.17)の中で，N_αは形状関数であり，局所座標 ξ，η，ζを単位として次式(4.18)で与えられる．

$$N_\alpha = \frac{1}{8}(1+\xi_\alpha \xi)(1+\eta_\alpha \eta)(1+\zeta_\alpha \zeta) \tag{4.18}$$

ここで，ξ_α，η_α，ζ_αは，ノード α における局所座標値である．支配方程式(4.16)の定式化のため，重み関数 U^*として形状関数 N_αを用い，ガラーキン法で定式化を行った．式(4.16)を式(4.17)で置換し，次式(4.19)を得られる．

$$\iiint_e \overrightarrow{N_\alpha N_{\beta,j}} dV \times U_{j\beta} U_{i\beta} + \frac{\kappa}{\rho} \iiint_e N_{\alpha,i} N_{\beta,j} dV \times U_{j\beta} + \nu \iiint_e N_{\alpha,j} (N_{\beta,j} U_{i\beta} + N_{\beta,i} U_{j\beta}) dV = 0 \tag{4.19}$$

4.3 解析対象の物理モデルと実験結果

解析対象である噴流空冷構造を図 4-1 に示す．基本的には，第３章で述べた噴流空冷構造と同様であるが，平板フィン型ヒートシンクの材質や詳細寸法が多少異なっている．90mm×106mm のベース領域に，厚さ 1.0mm のアルミニウム製平板フィンがフィン間流路幅 1.0mm で 53 枚搭載されている．平板フィンのフィン高さは 40mm である．ヒートシンク上部に矩形状のノズルが隙間無く搭載されている．ヒートシンクの両側面には，13.5mm の間隙を空けて境界板が設置されている．排気はノズルと境界板の間に構成される空間から排出される．

アルミニウム製のヒートシンクベースプレートの下面に溝を切り，0.1mm 径の T 型熱電対を 17 箇所埋設してベースプレートの平均温度を測定した．また，中央部のフィンの両側面の端部に熱電対を設置してフィン温度を測定した．入口空気温度はノズル内で測定し，出口空気温度はフィン間流路の出口で熱電対をトラバースさせて測定した．

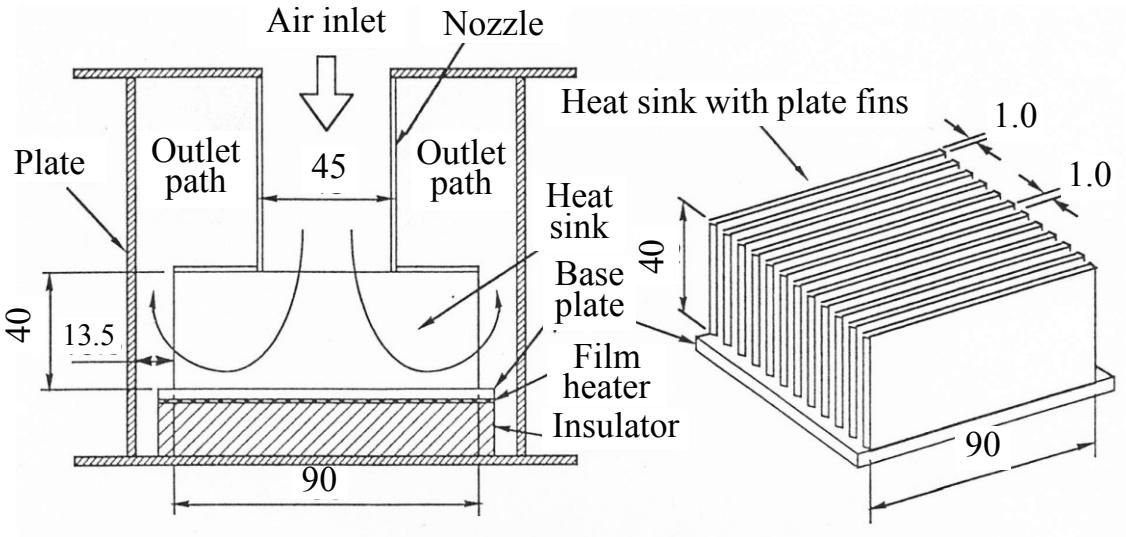


Fig. 4-1　Cooling system for dummy LSI package

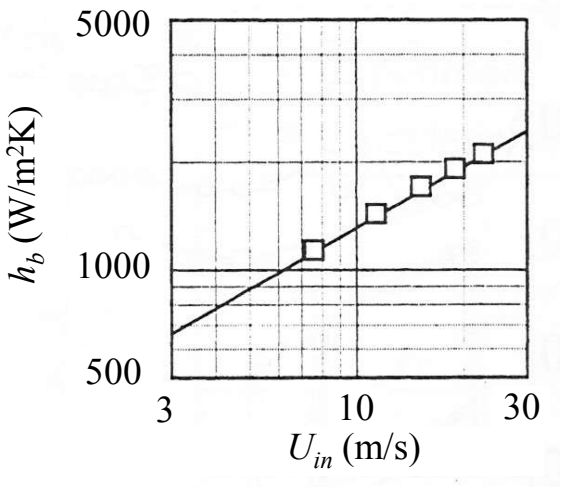


Fig. 4-2 Averaged heat transfer coefficient based on the fin base area

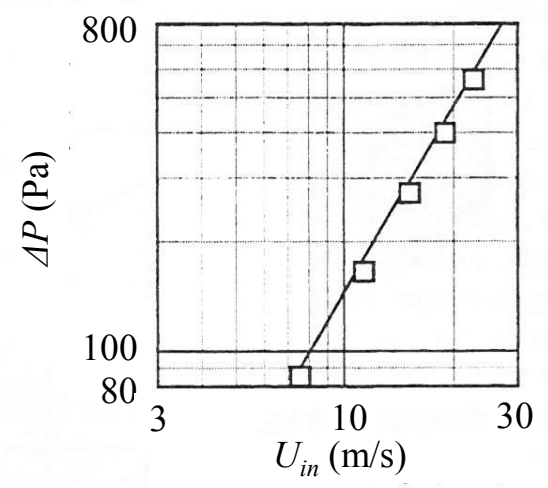


Fig. 4-3 Pressure drop at the system

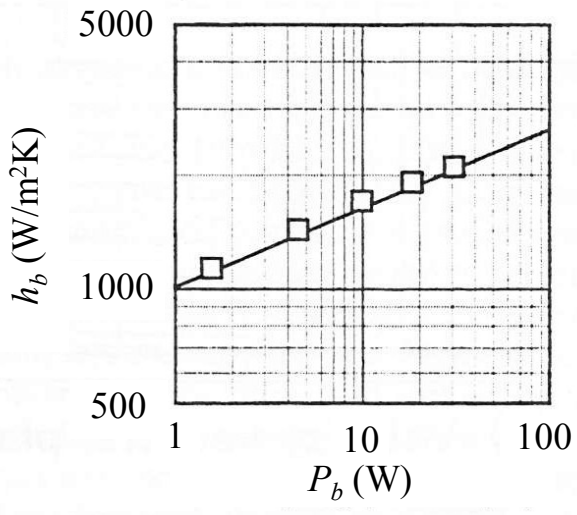


Fig. 4-4 Averaged heat transfer coefficient with pumping power

図 4-2 から図 4-4 に，解析対象とした噴流空冷ヒートシンクの伝熱性能の実測値を示す．熱伝達率と圧力損失の定義は第３章と同様である．図 4-3 で明らかなように，この噴流空冷構造の圧力損失は比較的高い値となっている．しかし，図 4-4 に示すとおり，送風動力当たりの熱伝達率で表現される総合伝熱性能は高い．電子機器向けの商用冷却ファンの最大出力に相当する 20 W の送風動力のときに，約 2000 W/m^2K と比較的高い伝熱性能を示しているが，第３章で述べた銅製のヒートシンクの伝熱性能よりは低い．これは，アルミニウム製のヒートシンクであることに加え，フィン枚数が少なく放熱面積が第３章の銅製ヒートシンクに比べて少ないことに起因している．

図 4-5 に，本研究で用いた模擬 LSI パッケージの数値解析モデルを示す．図に示すとおり，*Z* 軸方向に対し，フィン厚み方向の半分とフィン間流路の半分を解析対象とし，両側の端面を対称境界とした．フィン幅方向である *X* 軸方向は，中心から右半分だけを解析対象とし，中心側を対称境界に，境界板側を固体壁境界とした．流体の入口境界は，ノズル直下のフィン間流路に設定し，14m/s，20℃の流入境界を設定した．流体の出口境界は，13.5mm のフィン端面と境界板の間に構成される空間のフィン上端面の断面に自由流出境界を設定した．発熱条件は，フィンベース下側の端面に均一な等熱流束境界を設定した．*X-Y-Z* 軸方向のメッシュのグリッド数は，29×18×4 であり，合計で 2088 グリッドの計算メッシュで数値解析を実施した．フィン材質であるアルミニウムの熱伝導率は 180 W/mK とし，乱流解析のモデルは標準 k-ε の 1 次風上モデルを使用した．

今回使用した乱流解析モデルである標準 k-ε モデルは，一般には衝突噴流の流体解析には不向きである．それは，衝突噴流の場合，速度勾配が大きいため生成項も大きくなり，解の安定性に課題があるためである．しかし，今回の解析では，標準 k-ε モデルに 1 次の風上モデルを用いるだけで，十分な解の安定性を確保できている．その理由は，今回の解析対象が衝突噴流ではなく，狭い二平板間チャネルにおける噴流状の U ターン流れの解析であるためで，流路の両側にフィン表面という壁があるので，粘性の影響が比較的強く表れ，慣性の影響が大きい通常の衝突噴流とは流れの様相が大きく異なるためと考えられる．

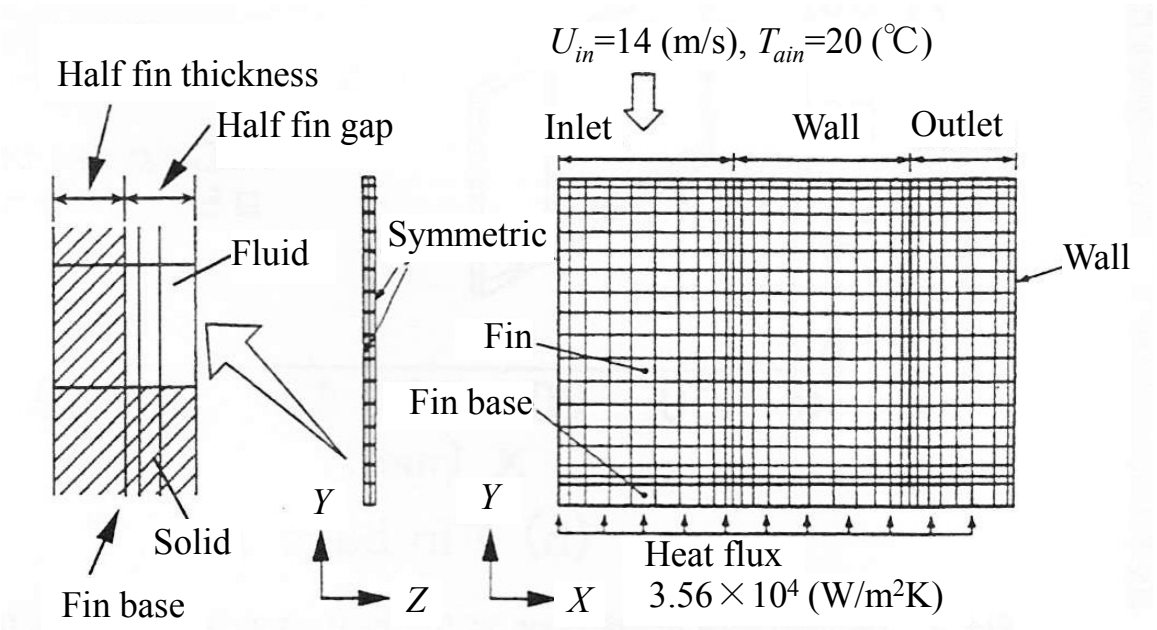
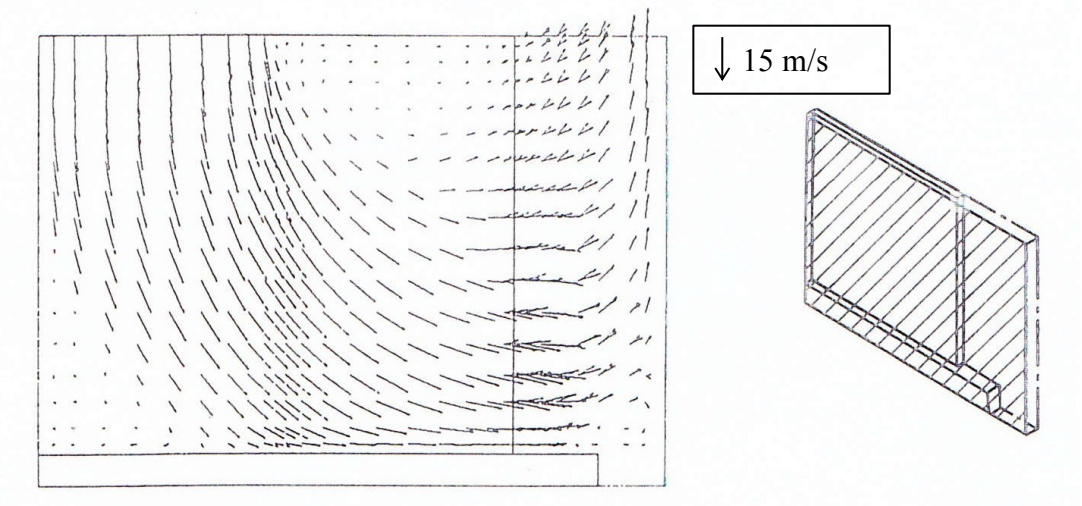


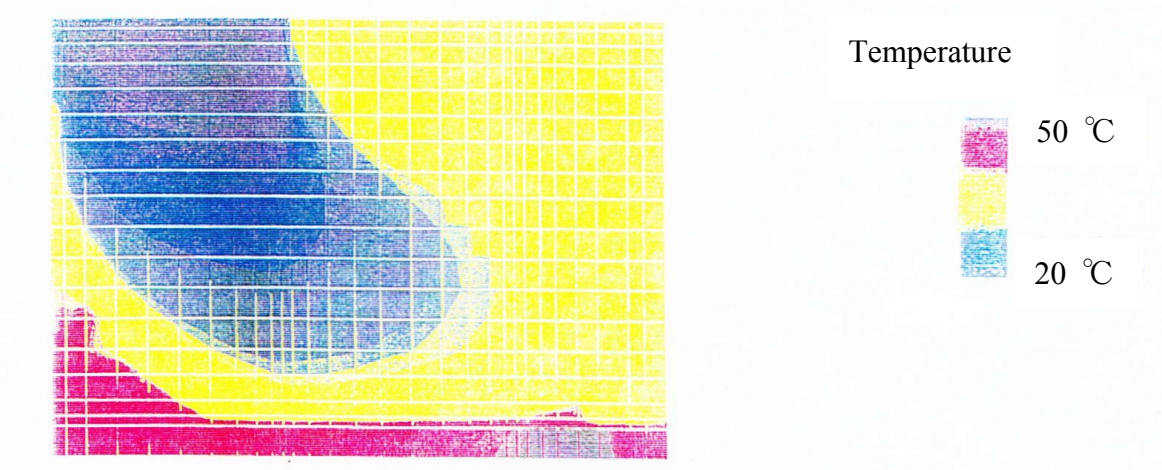
Fig. 4-5 Physical model of dummy LSI package

4.4　解析結果と考察

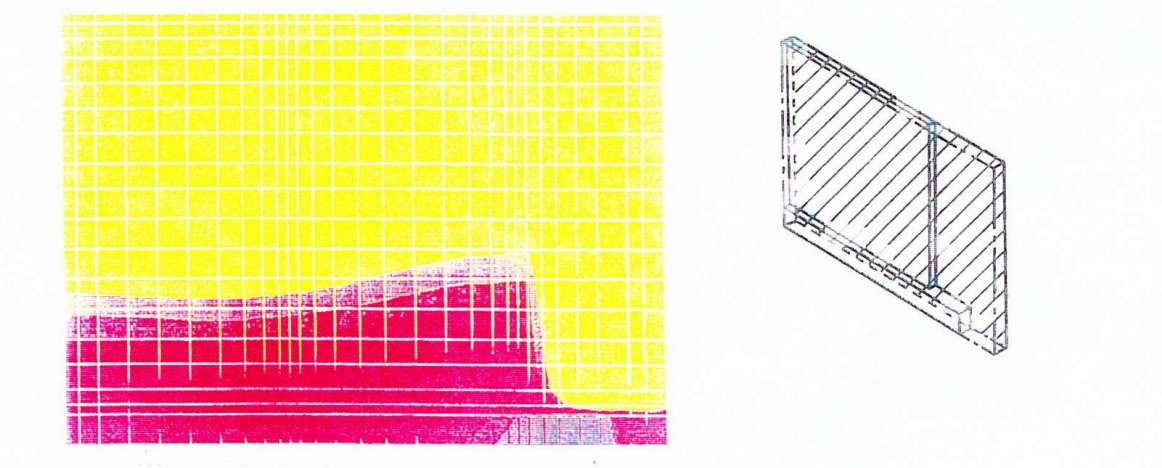
解析結果を図 4-6 に示す. 図中, (a)はフィン間流路中央断面の速度ベクトルを,



(a) Velocity vectors; plane in fin spacing center



(b) Temperature; plane in fin spacing center



(c) Temperature; plane in fin-center

Fig. 4-6　Calculated velocity vectors and temperature

(b)はフィン間流路中央断面の温度分布を，(c)はフィン中央部断面の温度分布を示す．図中(a)の速度ベクトルを見ると，入口ノズル直下から流入した流れがフィンベース部に沿って U ターン状に反転し，境界板に沿ってフィン上部の排出空間に排気される様子が分かる．そのため，フィンの右上部付近に大きな循環流によるよどみ域が見られる．一方，図 4-7 に示した，解析モデルに近い寸法構造の水流による流れの可視化写真を見ると，同じような U ターン状の流れと大きな循環流によるよどみ域が，同様に観測されている．以上から，数値解析で求めたフィン間空気流の流れパターンは，流れの可視化結果の流れパターンと良好に一致することが分かった．

また，図中(b)のフィン間流路断面の温度分布を見ると，ノズル部からフィン間流路内に供給された冷却空気は素早く温度上昇し，フィンベース付近で既に排気温度に近い風温まで到達していることが分かる．図中(c)のフィン中央部断面の温度分布を見ると，フィン内部の温度分布は，水平方向よりも垂直方向により分布が大きいことが分かる．フィン内部で最高温度を示すのは，フィンベース部の端部付近であることも分かる．

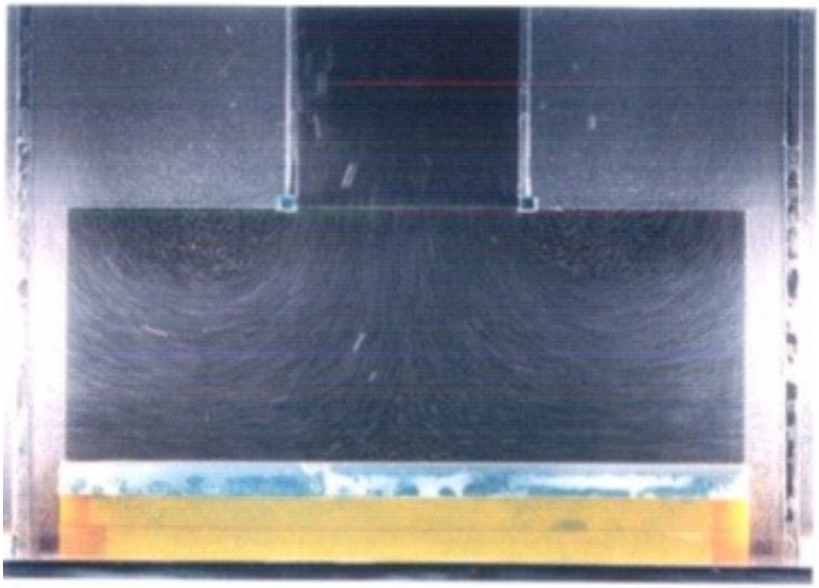


Fig. 4-7　Photograph of flow visualizasion

図 4-8 に, フィン側部端面付近の温度分布を, 解析値と実測値で比較して示す. 解析値の Y＝0mm の位置の温度のみフィンベース固体部分の温度であるが，それ以外は空気の温度を示している．フィンベース近傍では解析値と実測値は良好に一致するが，フィンの先端部分に行くほど計算値より実測値の方が低くなる傾向が見られた．特に，Y＝10～20mm の位置で解析値と実測値が合わないのは，流れが U ターン状に大きく変化するにもかかわらず，設定したメッシュが粗すぎたためと考えられる．この領域のメッシュをより細かく設定することにより，解析精度をより高精度にできると考える．ただし，伝熱性能の評価に際し，出口空気の温度分布はそれほど重要な評価項目ではないので，より解析時間を必要とするメッシュ変更は実施しないことにした.

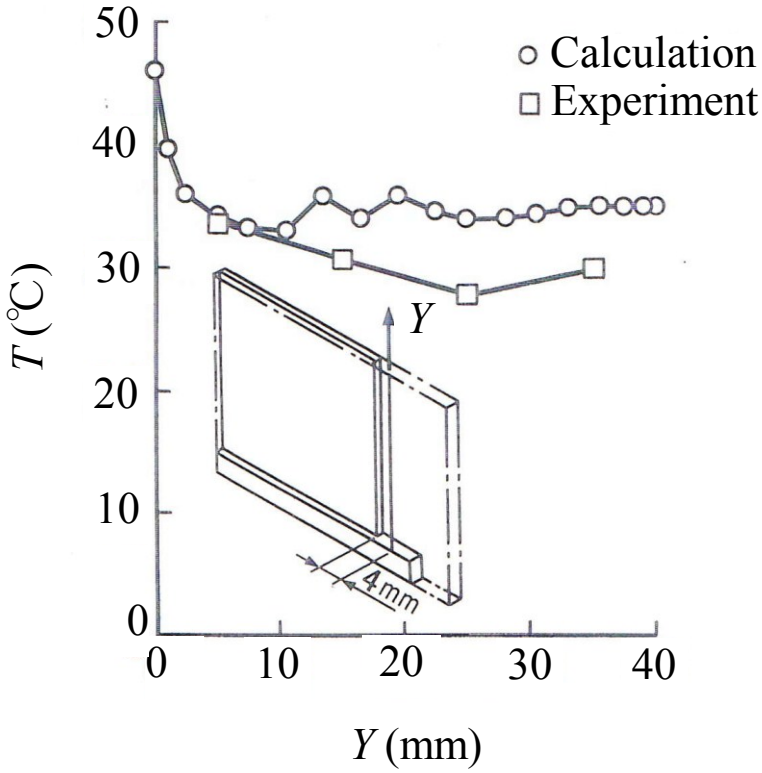
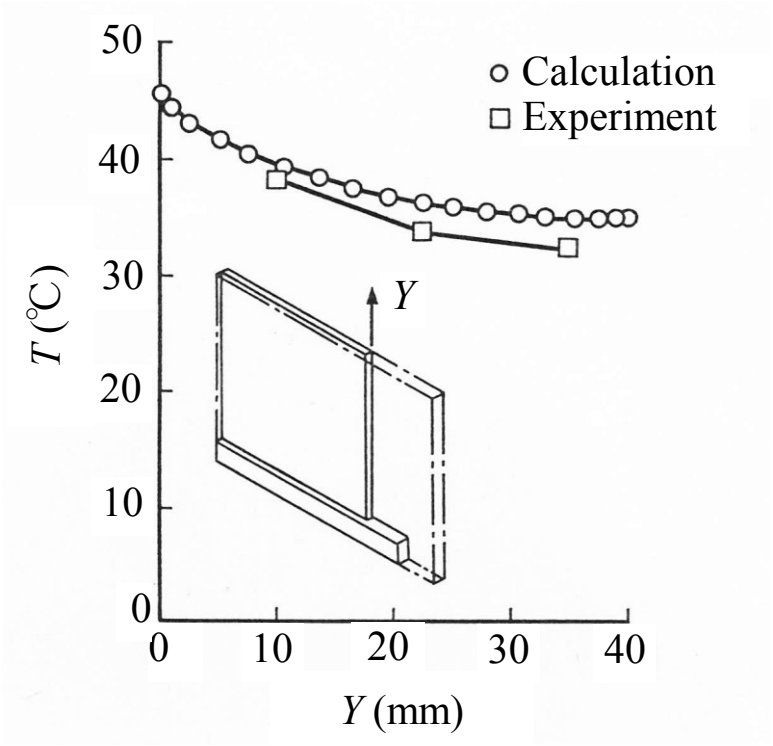
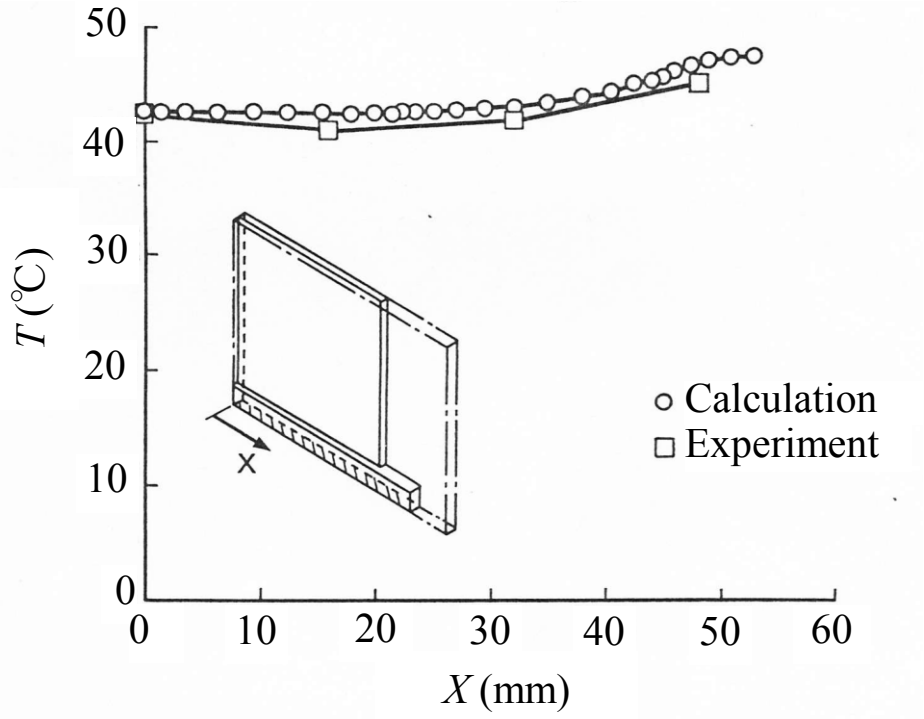


Fig. 4-8　Temperature distribution near the edge of the heat sink

図 4-9(a)にフィン側部端面の温度分布を, 図 4-9(b)にフィンベース底部の温度分布を，それぞれ解析値と実測値で比較して示す．図から，何れの解析値も実測値と良好に一致することが分かる．このとき，解析の誤差は 10%以内であった.



(a) Fin edge



(b) Fin base

Fig. 4-9 Temperature distribution in the heat sink

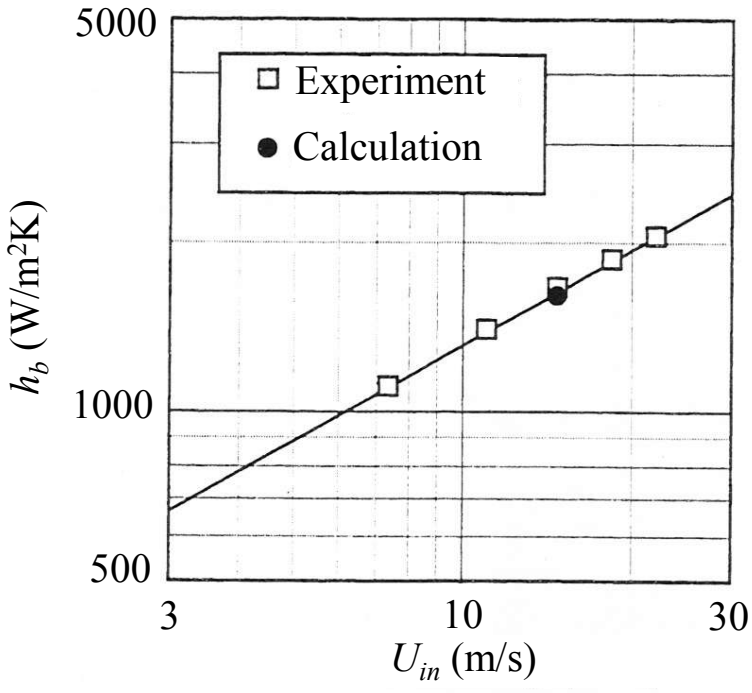


Fig. 4-10　Comparison of experimental and computational value of average heat transfer coefficient

実際の LSI モジュールの伝熱性能評価においては，第３章でも述べたとおり，フィンベースの平均温度とその温度分布が重要な評価項目となる．それらが LSI モジュール内部のチップ温度に直接関係するからである．図 4-10 は，ヒートシンクの伝熱性能の解析値と実測値の比較結果を表す．図の縦軸はフィンベース面積基準の平均熱伝達率である．図より，解析値と実測値の平均熱伝達率は良好に一致することが分かる．本研究で用いた解析メッシュは，前述のとおり比較的粗いメッシュであったにもかかわらず，ヒートシンク温度の予測精度は十分な結果となった．これにより，本解析手法によれば，短い解析時間でも十分な数値解析が可能であることが分かり，新しい空冷構造の研究開発に対し，本数値解析手法が有効であることが分かった．

4.5 第４章のまとめ

3 次元非圧縮性流体を対象にしたペナルティ関数法による定常有限要素法解析プログラムを用いて, 大型平板フィンを搭載した LSI パッケージの噴流空冷構造を対象に，数値解析を適用した伝熱性能予測法を検討した結果，以下の結論を得た.

(1) 数値解析で求めたフィン間空気流の流れパターンは，流れの可視化結果の流れパターンと良好に一致することが分かった．その結果，ノズル外壁近くの循環流による伝熱促進現象が噴流空冷方式に特有の現象であることを明らかにした.
(2) フィン側部端面とフィンベース底部の温度分布解析値は，実測値と良好に一致し，解析の誤差は 10%以内であった.
(3) ヒートシンクの伝熱性能を表すフィンベース面積基準の平均熱伝達率は，解析値と実測値が良好に一致することが分かった．その結果，第３章の実験により求めた予測整理式は精度が良いことを明らかにした.

第５章　メモリカード列の冷却性能予測手法の検討

5.1　背景

第４章までは，高性能サーバなどに搭載されるCPUモジュール向けの冷却構造の検討を行った．強制空冷フィンによる冷却技術の最大の問題点として冷却空気の温度上昇がある．後流に位置する発熱部品には，上流の発熱部品により温度上昇した冷却空気が供給され冷却性能が悪化するが，それを解決する第３の方法として，多数の発熱部品の配置の最適化による伝熱性能向上と予測手法を確立する．本章では，高性能サーバのCPUモジュールの周囲に多数搭載されるメモリモジュールの空気冷却を対象に実験的検討を行い，その冷却性能予測法を提案する．

メモリモジュールは，大規模実装を実現するため図 5-1，図 5-2 に示すように，多数の DRAM-LSI を両面に搭載した DIMM (Dual Inline Memory Module)と呼ばれるメモリカードを，ソケットを介して基板上に多列，多段に実装される．メモリカードに搭載される DRAM-LSI の発熱量は，データ処理の高速化・大容量化に伴い今後も増加する傾向にあり，大量のメモリカード列をいかに冷却するか，特に冷却風の下流側に搭載されるメモリカードの冷却設計が課題である．しかし，これまでメモリカードの冷却設計について検討された例は少なく，例えば，メモリカード単体での冷却性能について検討した例はあるが，多段に実装されたメモリカード列について，その冷却性能を研究した例はない．そこで本研究では，横方向８列・流れ方向４段のメモリカード列を例にとり，上流側メモリカードの発熱が下流側メモリカードに及ぼす風温上昇の影響と，メモリカード内の各 LSI の熱伝達率について，実測値をもとにした発熱 LSI 下流の熱拡散の簡易モデルを提案し，そのモデルを用いて一般化した予測手法を提案し，その妥当性を評価する．

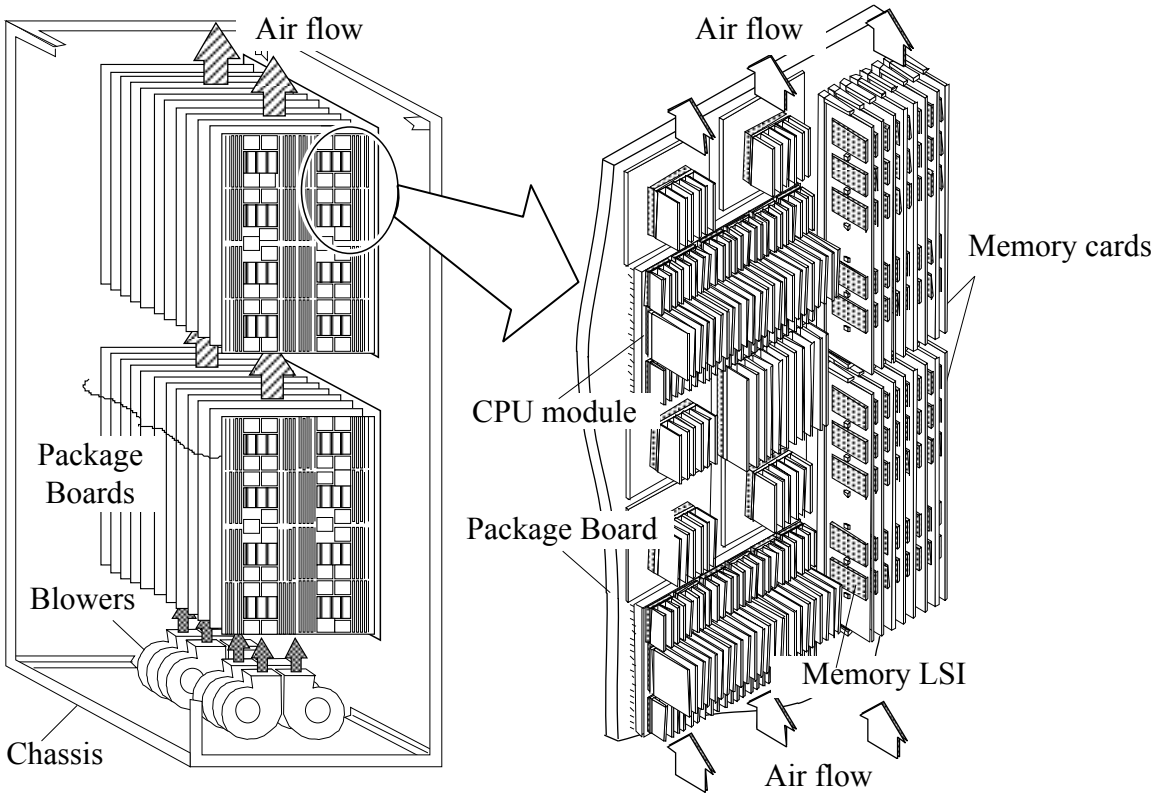


Fig. 5-1 Geometry of memory cards array in server system

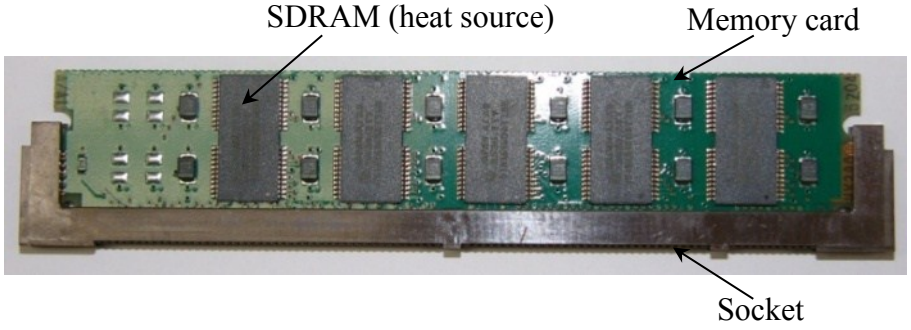


Fig. 5-2 Memory card with the socket

5.2　実験装置および実験方法

メモリカード列の冷却性能を詳細に把握するため，メモリカード列を忠実に模擬した伝熱実験装置を製作した．実験装置の概要を図 5-3 に示す．実験装置は吐出し型の風洞で構成される．ブロアで加圧された冷却空気は，チャンバ１の風量測定用ノズルで風量を測定した後にチャンバ２に送られ，入気温度 T_{ain} を測定し，テストセクションに供給される．

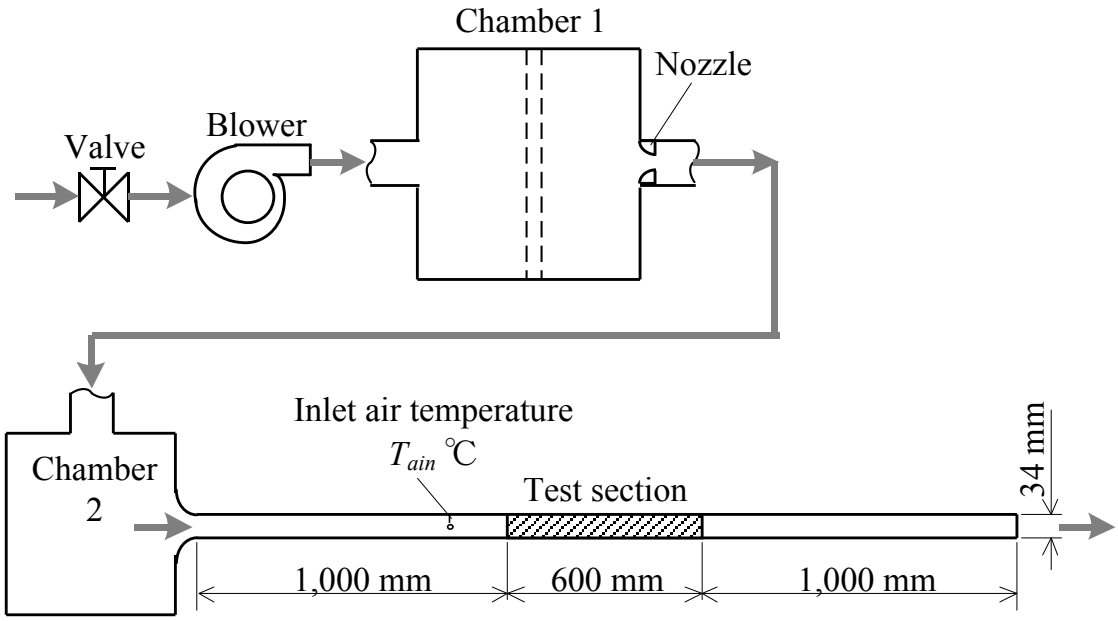


Fig. 5-3　Experimental apparatus

テストセクションの詳細を図 5-4 に示す．メモリカードはアクリル製のダクト内に横方向に８列，流れ方向に４段設置し，ダクトの外周には断熱のため厚さ 50mm のグラスウールを取付けた．伝熱実験は，４段のメモリカードの内の任意の１段のみに模擬発熱 LSI（アルミニウム製ブロックにステンレスシートヒータと熱電対を取付けたもの）を設置して発熱させ，各模擬 LSI 表面温度 T_s を測定し，各段内の熱伝達率 h_N を算出した．模擬発熱 LSI の下流部での風温上昇の測定は，風温を直接測定するのが困難であるため，非発熱の模擬 LSI ブロックの温度を測定し風温値として代用した．模擬発熱 LSI を搭載したメモリカードの構造と詳細寸法を図 5-5 に示す．テストセクションの入口平均風速 U_{in} は，チャンバ１で測定した風量をダクト断面積で除して算出した．図 5-5 に示したとおり，ダクト内ではソケット部がダクト内高さの６割弱を閉塞した状態となっているため，冷却空気はソケットを乗り上げて，加速された状態でメモリカードを冷却することになる．ソケット上部での加速された風速を U_{max} と定義し，後のレイノルズ数の算出には，この U_{max} を代表速度として用いた．

本検討では便宜上，４段のメモリカード列を上流側から N_{card}=１～４，メモリ

カード内の LSI を上流から N_{lsi}= 1 ～ 5 と記載する.

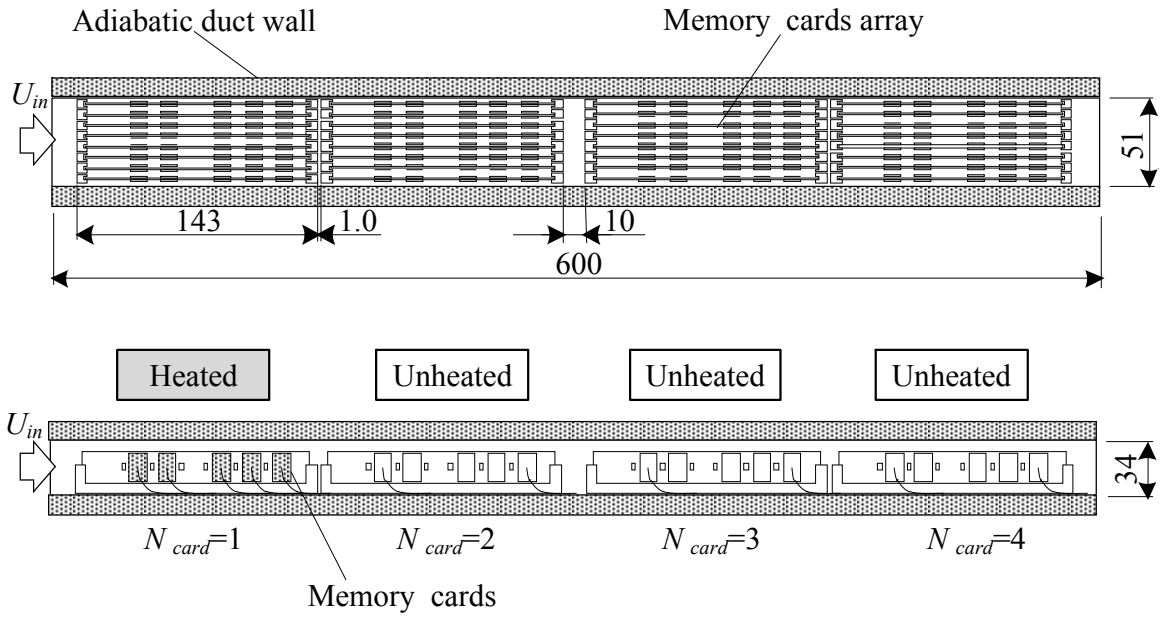


Fig. 5-4　Test section of memory cards array

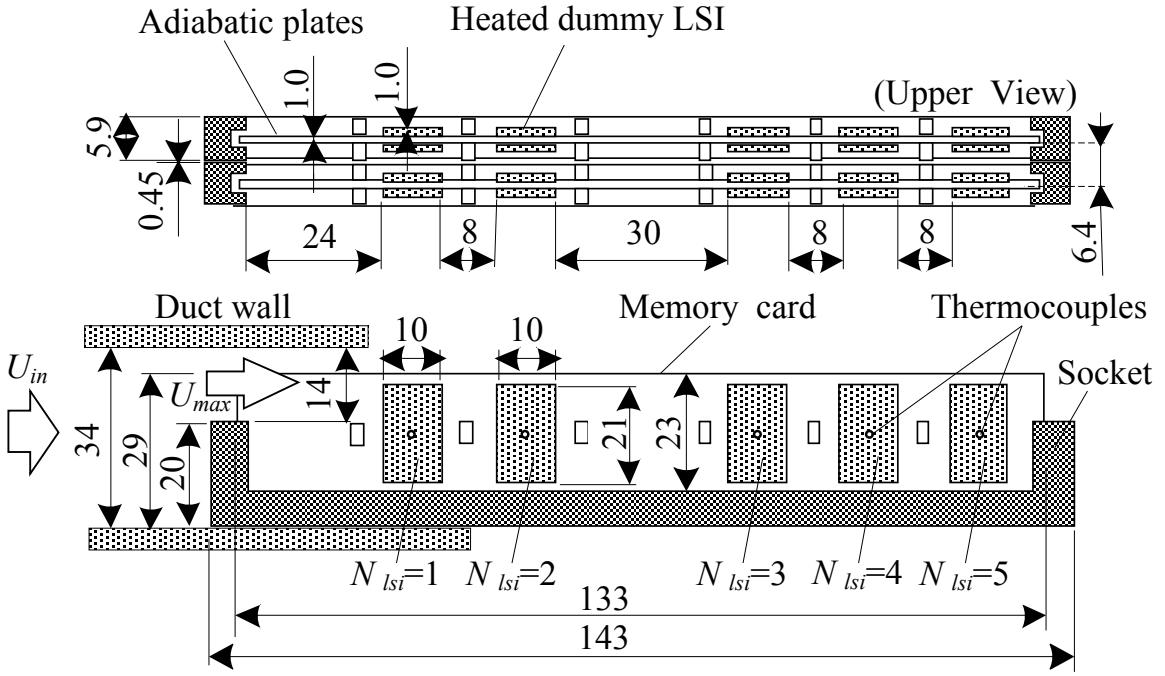


Fig. 5-5　Specimen geometry of memory card

5.3　風温上昇測定結果と熱拡散のモデル化

発熱メモリカード列を N_{card}= 1 ～ 4 の位置に逐次移動させて伝熱実験を行った.

模擬発熱 LSI 下流部での風温上昇値の測定結果を図 5-6 に示す．図では，N_{lsi}＝１または５の位置の下流側非発熱メモリの温度上昇値を，熱混合遅れ $\alpha_t=\Delta T_a/\Delta T_{mix}$ で整理した. 上流側の発熱体で放出された熱は流れに乗って拡散, 混合していき，最終的には完全混合するが，発熱体に近い領域では完全には混合しない．混合の不完全さは，発熱体の配列や流路の状況，流速によって異なってくる．この混合の不完全さを表す指標として，実際の風温上昇値 ΔT_a と混合平均風温上昇 ΔT_{mix} の比として熱混合遅れ α_t を定義するものである．ここで，ΔT_a は実測した風温上昇値（ここでは非発熱の模擬 LSI ブロックの温度上昇値），ΔT_{mix} は風量と発熱量から算出される混合平均風温上昇値である．α_t＝１の場合，完全混合状態を表し，通常 α_t は１以上の数値をとる．図中にはメモリカード内で N_{lsi}＝１～４を発熱させた場合の N_{lsi}＝５の α_t も併記した.

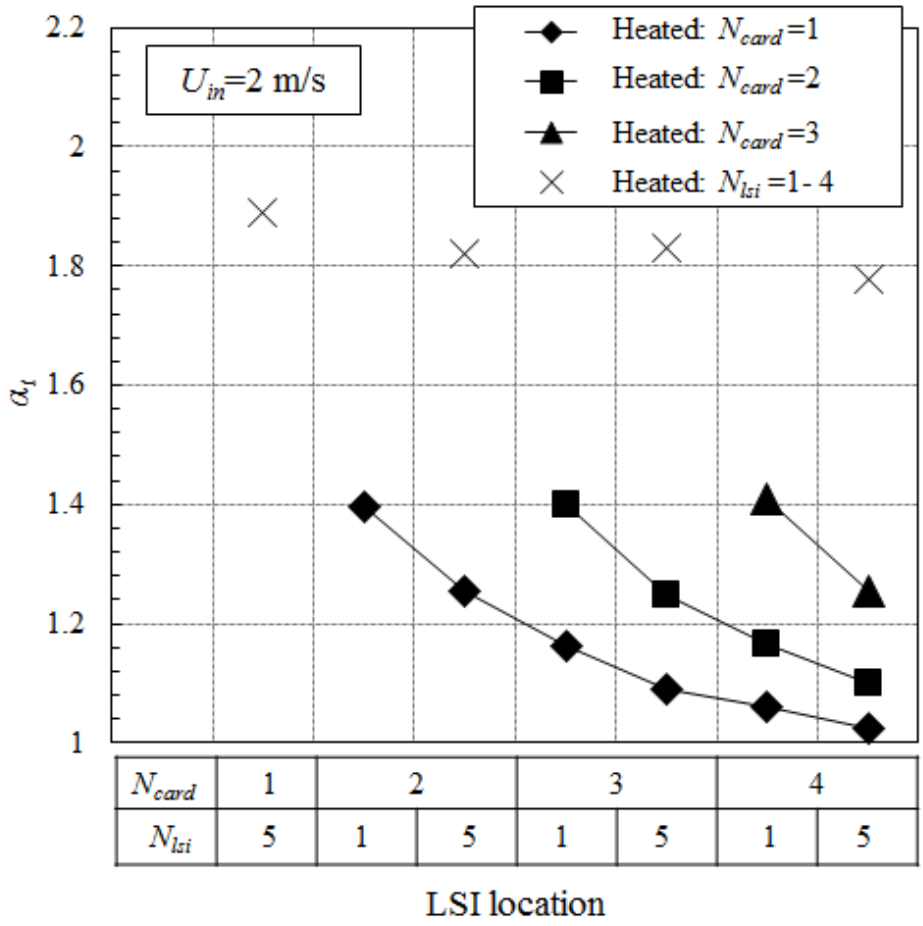


Fig. 5-6　Distribution of α_t of LSI mounted on memory cards

図 5-6 より，発熱メモリカード列がどの位置であっても，α_t は下流に行くほど小さくなり，ある程度距離が離れると１に近づいていくことが分かる．またメモリカード内で N_{lsi}＝１～４を発熱させた場合の N_{lsi} ＝５の α_t は，非常に大きな値をとることが分かる．以上より α_t は，発熱メモリカードがどの位置に設置されてい

ても，発熱体からの距離に依存して低下していくことが分かり，発熱体からの距離で整理できそうであることが分かる．そこで，各種の発熱位置，風速で測定した α_t のデータを，発熱体からの距離 X(m)を横軸にとりプロットしたのが図 5-7 である．図から α_t は発熱位置，風速によらず発熱体からの距離 X によりほぼ整理できることが分かる．

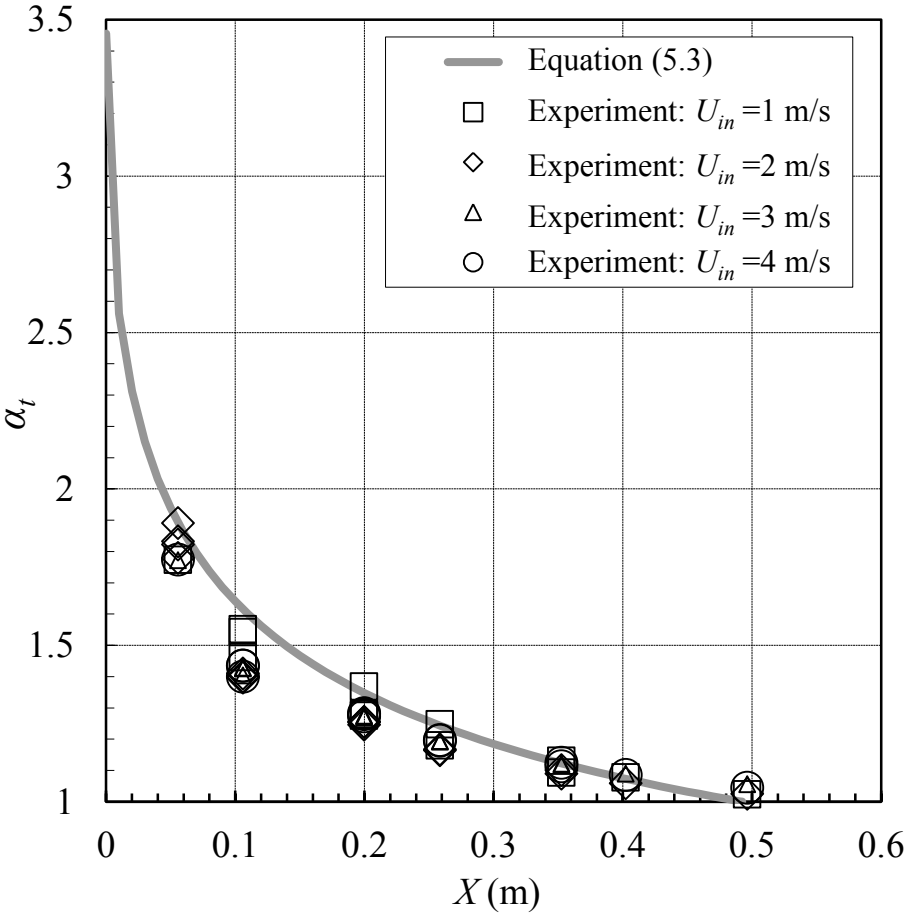


Fig. 5-7　Correlation between α_t and X

つぎに，上記 α_t の X による整理式を導くために，発熱 LSI 下流の熱拡散をモデル化する．単純な基板上に搭載された発熱体下流の熱拡散については，柳田[7] が熱拡散層厚さ δ_t を用いてモデル化を行っている．本研究のようにメモリカードのソケットによって流れ場が大きく乱される場合においても，等価的な δ_t を定義することによりモデル化が可能と考え，柳田の熱拡散モデルを参考にして，図 5-8 に示すような高さ a=1mm，幅 b=21mm，奥行 L=10mm の発熱 LSI 下流の熱拡散モデルを検討した．発熱 LSI の下流 X の位置における温度一様な熱拡散領域は，LSI の投影面積 ab よりも熱拡散層厚さ δ_t だけ縦横両方向に広がり，面積 A となると仮定する．一方，通風断面積を A_0 とすると，風温上昇の熱バランスから，α_t は(5.1)式に示すように A_0/A となり，結局 δ_t により式(5.1)最右辺のように表される．こ

こで，柳田の検討を参考に δ_t は$\sqrt{X}$ に比例すると考え，(5.2)式を仮定する．(5.2)式中の係数 0.0032 は実験データにフィッティングして決定した．(5.2)式を(5.1)式に代入することにより，α_t の X による整理式である(5.3)式を得る．(5.3)式を図 5-7 中に実線で併記した．図から，α_t の整理式(5.3)式により，α_t の実測値をほぼ整理できることが分かった．

$$\alpha_t \equiv \frac{\Delta T_a}{\Delta T_{mix}} = \frac{T_a - T_0}{T_{mix} - T_0} = \frac{A_0}{A} = \frac{A_0}{ab + (2a+b)\delta_t} \tag{5.1}$$

$$\delta_t = 0.0032\sqrt{X} \tag{5.2}$$

$$\alpha_t = \frac{A_0}{ab + 0.0032(2a+b)\sqrt{X}} \tag{5.3}$$

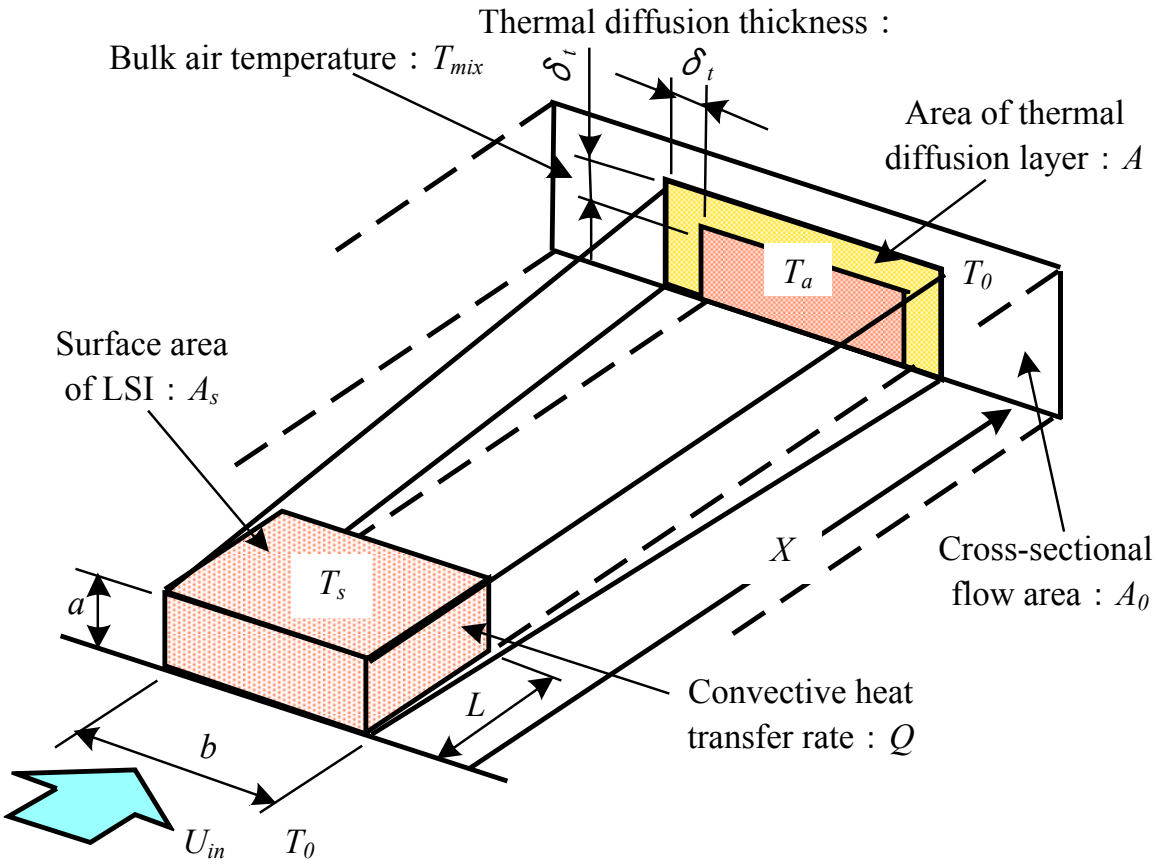


Fig. 5-8　Thermal diffusion model

ここで，(5.2)式中の係数 0.0032 について考察する．本係数は実験データにフィッティングして決定したものであるが，柳田の熱拡散モデルで導出した係数は 0.1

であった．これは柳田の熱拡散モデルが発熱 LSI の上面に LSI 高さ a に比べて十分な空間があることを前提にしたモデルであったため，境界層厚さ δ_t は$\sqrt{X}$ に比例して急激に増大する条件だったと考えられる．今回の実験条件では，元々ダミーLSI 間の隙間が 3mm 程度しかないため，発熱体からの距離 X が 500mm の場合でも，δ_t の広がれる空間が数 mm しか存在しない．そのため係数が 0.0032 になったと考えられる．式(5.2)から，X=500mm の場合の δ_t を計算すると 2mm 程度の値となり，ダミーLSI 間の隙間に境界層厚さ δ_t は十分広がった結果と考えられる．その意味では，メモリモジュールのように非常に近接して発熱体が搭載されているような実装系では，式(5.2)を含め，本研究で提案した熱混合遅れ α_t に対する熱拡散モデルは普遍的に適用できると考えられる．

また，図 5-7 において，熱混合遅れ α_t が入口平均風速 U_{in} に依存しない結果となっている．この理由は，前述したように本研究のメモリカード内では，ダミーLSI 間の隙間が 3mm 程度しかないため，流れが極端に拘束される結果となり，平均風速 U_{in} が変化しても冷却空気流の流れの様相があまり変化せず，境界層厚さ δ_t も平均風速 U_{in} に依存しない結果となっているためと推察できる．

5.4　熱伝達率測定結果による熱拡散モデルの検証

図 5-9 に１段目メモリカード内の各 LSI 位置での LSI 熱伝達率 h_N の実測結果を表す．N_{lsi}=１～５の場合について，それぞれ記号を変えたプロットで表示した．また，N_{lsi}=１～４は発熱させずに N_{lsi}=５のみ発熱させた場合についても，白抜きの○印のプロットで図中に併記した．図より，N_{lsi} が小さいほど，つまりメモリカード内の上流側に位置する LSI ほど h_N が大きいことが分かる．これは，下流側に位置する LSI ほど上流 LSI の風温上昇を受けて温度上昇しているためである．また，○印のプロットを見ると，最下流の N_{lsi}=５のみ単体で発熱させた場合でも，その h_N は最上流の N_{lsi}=１の h_N とほぼ一致することが分かる．そこで，LSI 単体の表面熱伝達率 h_s はソケット上部の最大風速 U_{max} を代表風速とする Re をもとに，(5.4)式で仮定する．ここで，T_s は LSI の表面温度である．

$$h_s \equiv \frac{Q}{A_s\left(T_s - T_{ain}\right)} = 0.664\,\mathrm{Re}^{0.5}\,\mathrm{Pr}_a^{\,0.33}\,\frac{\lambda_a}{L} \tag{5.4}$$

ここで，

$$\mathrm{Re} = \frac{U_{\max} L}{\nu_a} \tag{5.5}$$

$$h_N \equiv \frac{Q}{A_s\left(T_{s,N} - T_{ain}\right)} = \frac{1}{\dfrac{A_s}{GC_p}\displaystyle\sum_{i=1}^{N-1}\alpha_{t,i} + \dfrac{1}{h_s}} \tag{5.6}$$

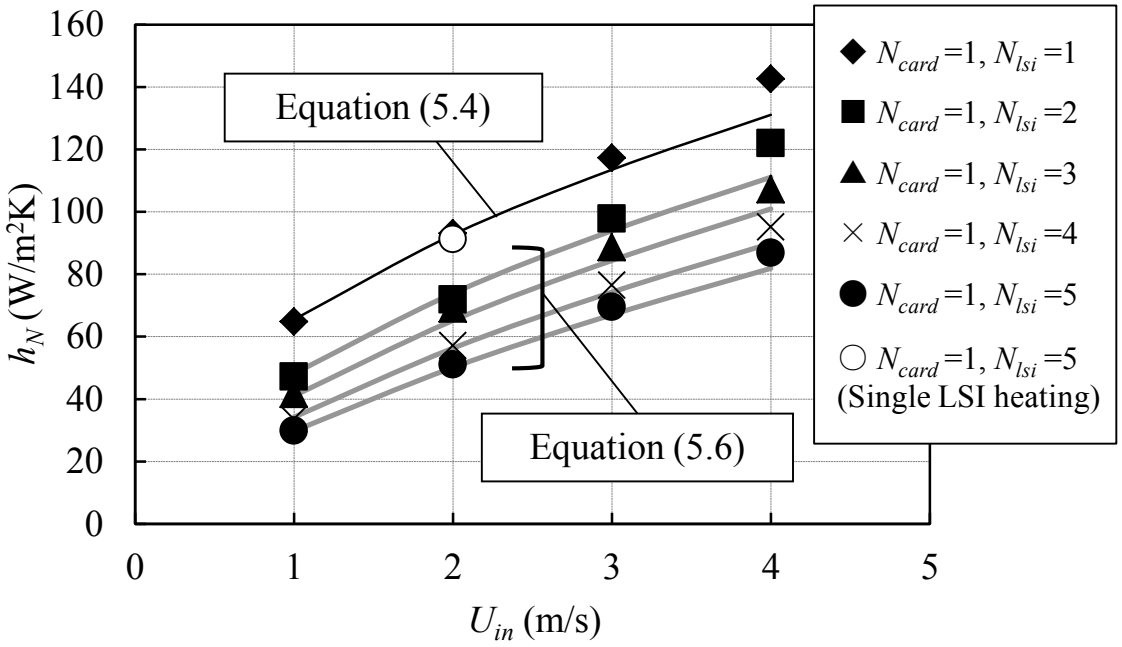


Fig. 5-9　Heat transfer coefficient of LSI (N_{card}=1)

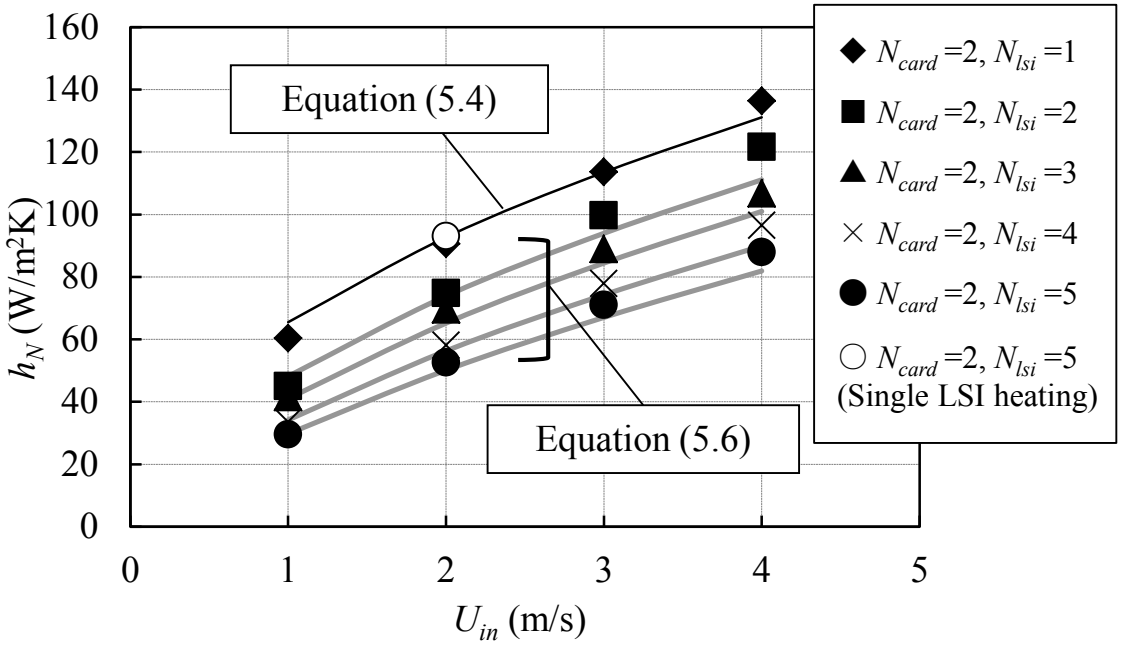


Fig. 5-10　Heat transfer coefficient of LSI (N_{card}=2)

図 5-9 中の黒い実線が(5.4)式を表す．図より式(5.4)は実測値と概ね一致し，仮定が妥当であることが分かる．このように，LSI 単体の表面熱伝達率の計算方法は，既知の式(5.4)で良く合うので，本論文では詳細には考察せず，空気温度上昇の影響を表す熱混合遅れを主体に論じることとする．

つぎに，風温上昇が加わる場合について検証する．N_{lsi}=２～５の場合，h_N は，

(5.3)式で表される α_t を元にした風温上昇が(5.4)式に重ね合わされ，(5.6)式のように表される．ここで，$T_{s,N}$ は N_{lsi}=N の位置の LSI 表面温度，G は質量流量，C_p は空気の定圧比熱である．図 5-9 中の灰色の実線が(5.6)式を表し，図より風温上昇が加わった場合の熱伝達率整理式(5.6)式は，実測値と概ね一致することが分かる．

N_{card}= 2 ～ 4 の位置の場合についても図 5-9 と同様に整理した．整理結果を図 5-10 から図 5-12 に示す．N_{card}= 2 ～ 4 いずれの搭載位置であっても，上記の(5.4), (5.6)式によって熱伝達率は整理できることが分かった．

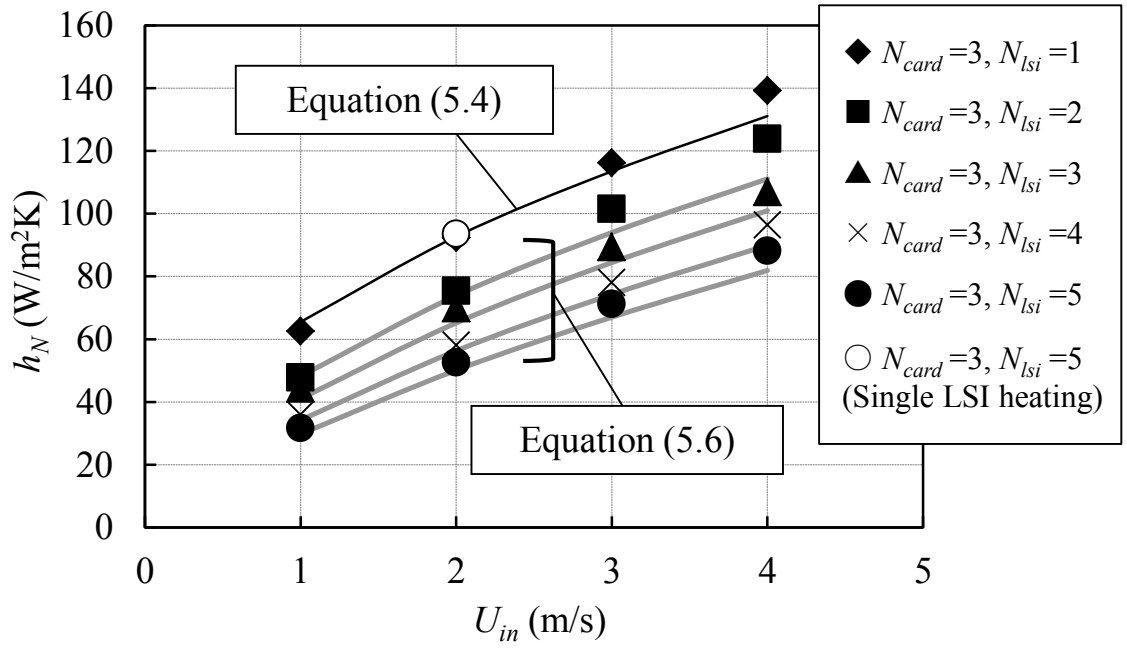


Fig. 5-11　Heat transfer coefficient of LSI (N_{card}=3)

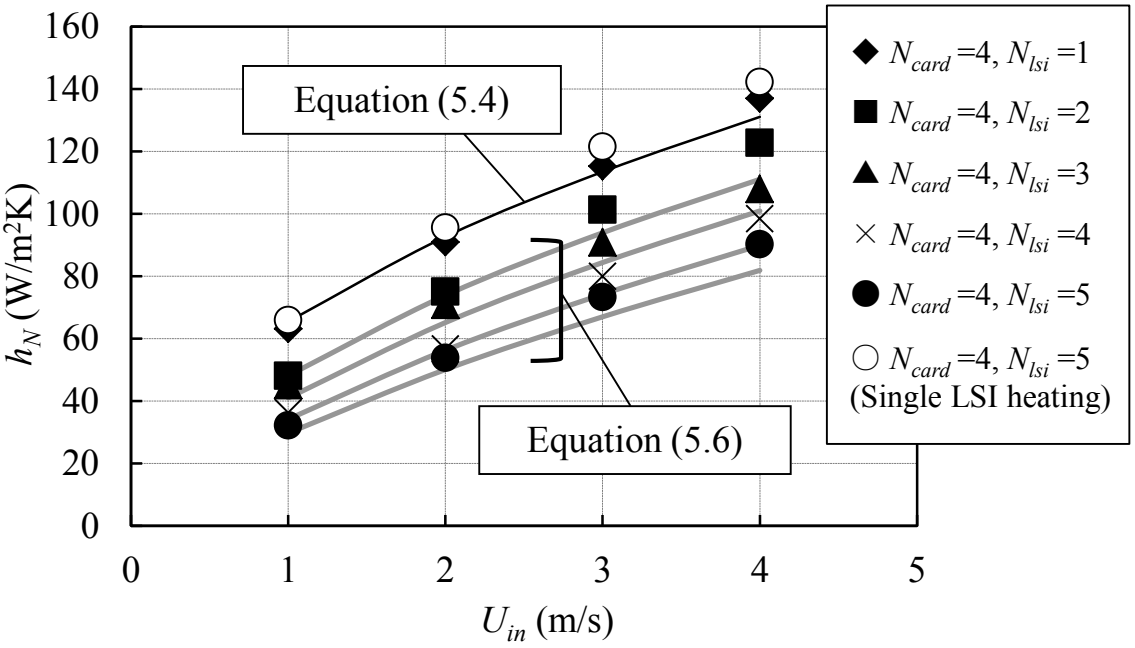


Fig. 5-12　Heat transfer coefficient of LSI (N_{card}=4)

最後に，N_{card}＝１～４全段が同時発熱した場合について検証する．実際のメモリモジュールの動作状態はこのような同時発熱状態となっている．図 5-13 に全ての風温上昇を含む N_{card}＝２～４のオーバーオールの熱伝達率 $h_{N,\ overall}$ を示す．$h_{N,\ overall}$ の値は，図 5-9 から 5-12 で示した上段の風温上昇の影響を受けない h_N の値より 40%以上小さい値を示しており，上段での風温上昇の影響が下段側の熱伝達率に大きく影響を及ぼしていることが良く分かる結果となっている．灰色の実線は(5.6)式と同様に(5.3)式の α_t を用いて求めた整理式を表す．図より，本整理式と実測値は概ね一致することが分かる．以上により，本メモリカード列の冷却性能予測手法が有効であることを確認できたと考えられる．

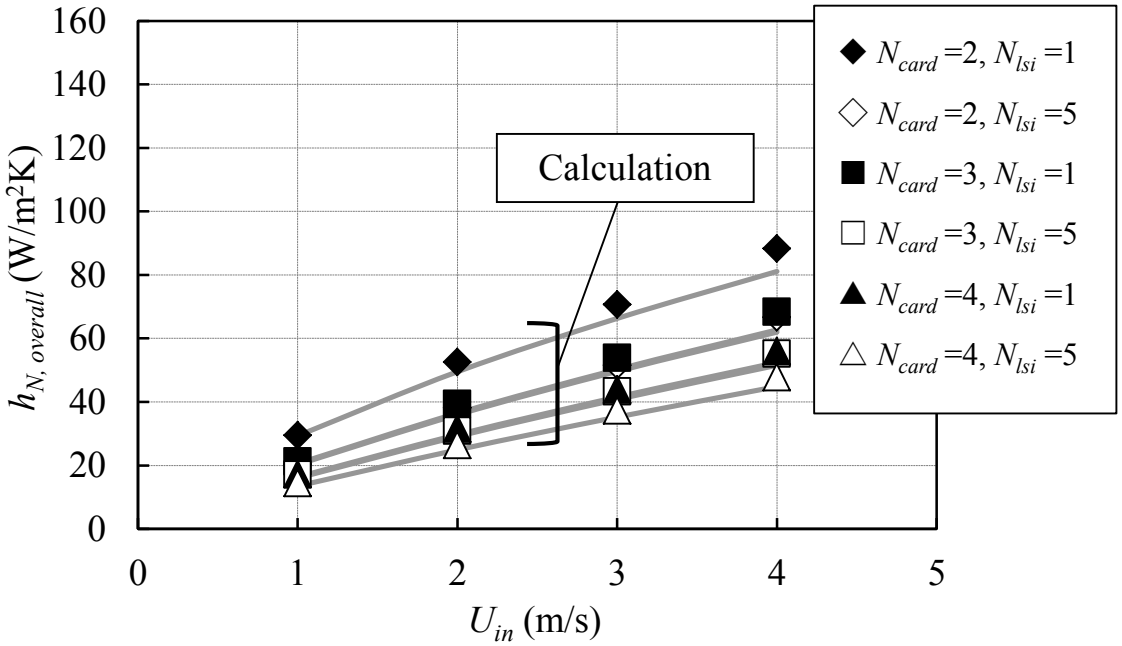


Fig. 5-13　Overall heat transfer coefficient of LSI (Ncard=2-4)

5.5　第５章のまとめ

サーバ等に搭載されるメモリモジュールの空気冷却を対象に，その冷却性能予測法を確立することを目的とし，①上流側メモリカードの発熱が下流側メモリカードに及ぼす風温上昇の影響と,②メモリカード内の各 LSI の熱伝達率について，熱拡散の簡易モデルによる整理式を作り詳細な伝熱実験によりその妥当性を評価した．以下に結論を示す.

（1）メモリカード列の伝熱実験の結果，熱混合遅れ α_t は発熱体からの距離 X が大きくなるほど急激に減少し 1 に近づくこと，α_t は発熱位置，風速によらず，距離 X によってのみ決定されることが分かった．これは速度分布によらず単に風温上昇だけが関係しているためである.

（2）発熱 LSI 下流の熱拡散簡易モデルにより，熱混合遅れ α_t を表す整理式(5.3)式と，風温上昇を含む熱伝達率を表す整理式(5.6)式を提案した.

（3）上記整理式をメモリカードの伝熱実験データで検証した結果，整理式による予測値と実測値は概ね一致し，本メモリカード列の冷却性能予測法が妥当であることを確認できた.

第６章　結論

本研究では，電子機器，特にエンタープライズサーバ向けCPUモジュールやメモリモジュールを対象に，強制空冷構造の改良と一般化により，適用事例を広げ，学術的な検討を加えて体系化することを目的として研究を行う．CPUモジュール向け平行流空冷構造，CPUモジュール向け噴流空冷構造，メモリモジュール向け空冷構造などを対象とする．これらの空冷構造に関し，フィン構造の最適化，噴流方式の最適化，多数の発熱部品の配置の最適化による伝熱性能向上と予測手法を確立するために，実験的に伝熱性能を求め，さらに，伝熱性能実測値を無次元数で整理し，また，数値解析手法を用いることにより，伝熱性能の予測手法を提案し，系統的にまとめることを目的として検討し，以下の結論を得た．

第２章では，高密度モジュールの平面実装を想定し，平面上に空冷ヒートシンクを搭載した発熱体が２列近接して並んだ実装方式を対象に，冷却性能を高める工夫を施したヒートシンク構造と，風温上昇による温度分布の不均一を改善する通風ダクト構造について検討を行い，さらに，改良したヒートシンク構造の伝熱性能を，伝熱工学資料等に記載のあるプレートフィンやオフセットフィンなどの一般的な計算式による値と比較し，色々な対象製品に改良した空冷構造を適用することができるように検討を行った結果，以下の結論を得た．

(1) フィン面に斜めの突起列を多数設けることによって冷却性能を高める傾斜ストリップフィンを考案し，その傾斜ストリップフィンと，風温上昇による温度分布の不均一を改善するマルチフロー方式の通風ダクト構造とを組み合せた冷却システムを提案した．

(2) 上記冷却システムについて，フィン間空気流れの可視化と，フィン面温度分布の可視化を行い，傾斜ストリップフィンとマルチフロー方式の通風ダクト構造に，上記の効果があることを定性的に把握した．

(3) 伝熱実験の結果，フィン上部のダクト壁を開けると，前段フィン，後段フィンとも冷却性能は低下してしまうが，温度分布を20℃以下に均一化でき（従来の構造では約40℃であり約50%以下に均一化），さらに，圧力損失を従来の構造の約50%以下に大きく低減できることがわかった．

(4) ブロア動力一定で考えた場合，ストリップ傾斜角θ＝7.5°のフィンが最も冷却性能が良く，同じフィンであれば，ダクト上壁を開けてバイパス流を後段フィン側に流入させても冷却性能はほとんど同じであることがわかった．可視実験によりストリップ傾斜角θ＝7.5°のフィンが最も冷却性能が良い理由は，ストリップ列による流れ方向の変化とストリップ列が主流を阻害するための圧力損失の増加との相互作用のためであることを明らかにした．

(5) 傾斜ストリップフィンの伝熱性能を表す熱抵抗値と熱伝達率は，Wietingの式を基に算出できることが分かった．

第３章では，高密度モジュールの平面実装を想定し，平面上に空冷ヒートシンクを搭載した発熱体が多数近接して配置された実装方式について，ヒートシンクに個別に冷却風を送風することを前提として実験的検討を行い，大型の銅製平板フィン型ヒートシンクを用いた噴流空冷方式を開発し，その冷却特性を実験により求め，さらに，その伝熱性能である熱伝達率 h_b の実測値を，フィン高さ H，ノズル幅 W_n，フィン間流路幅 G の３つの代表的なパラメータを用いて無次元数で整理し，伝熱性能予測法を検討した結果，以下の結論を得た．

(6) 水流を用いたフィン間流れの可視化実験と排気部の速度分布測定により，本冷却系における流れの特徴を定性的に把握し，事前に想定した本冷却系の流動様相と合致していることを確認した．

(7) ブロア動力 P 一定の条件下で，噴流空冷方式と平行流空冷方式の熱伝達率 h_b を比較すると，流れ方向に１段しか LSI モジュールが無い場合においても，噴流の方が平行流よりも熱伝達率が 20%以上大きいことが分かった．流れ方向に LSI モジュールが多段に搭載された場合には，より一層噴流空冷方式が効果的である（２倍以上）．可視実験により熱伝達率が大きい理由は，ノズル外壁近くの循環流による伝熱促進効果が有効に作用していることを明らかにした．

(8) ブロア動力 P 一定の条件下で，噴流を用いた平板フィン型ヒートシンク構造の最適化検討を行い，フィン高さ H，ノズル幅 W_n ，フィン間流路幅 G の諸量に最適値があることを明らかにした．特に，フィン高さ H については，以下のパラメータの範囲内（フィン間流路幅 G/W_f=0.0047～0.0094，ノズル幅 W_n/W_f=0.28～0.57，風量 Q_a=1.0～3.0 m^3/min）において，H/W_f=0.35～0.4 付近で熱伝達率 h_b は最大値をとることが分かった．これは平行流空冷方式には見られない，噴流空冷方式に特有の現象であり，循環流による伝熱特性変化と圧力損失変化が相互作用しているためである．

(9) 噴流を用いた平板フィン型ヒートシンクの伝熱性能に関し，伝熱実験とフィン間流れの可視化実験と通して，フィン高さ：H，フィン間流路幅：G，ノズル幅：W_n の影響を整理した結果，ヌセルト数：Nu を±20%の精度で予測できる整理式を導出した．

第４章では，３次元非圧縮性流体を対象にしたペナルティ関数法による定常有限要素法解析プログラムを用いて，大型平板フィンを搭載した LSI パッケージの噴流空冷構造を対象に，数値解析を適用した伝熱性能予測法を検討した結果，以下の結論を得た．

(10) 数値解析で求めたフィン間空気流の流れパターンは，流れの可視化結果の流れパターンと良好に一致することが分かった．その結果，ノズル外壁近くの循環流による伝熱促進現象が噴流空冷方式に特有の現象であることを明らかにした．

(11) フィン側部端面とフィンベース底部の温度分布解析値は, 実測値と良好に一致し，解析の誤差は 10%以内であった.

(12) ヒートシンクの伝熱性能を表すフィンベース面積基準の平均熱伝達率は，解析値と実測値が良好に一致することが分かった．その結果，第３章の実験により求めた予測整理式は精度が良いことを明らかにした.

第５章では，サーバ等に搭載されるメモリモジュールの空気冷却を対象に，その冷却性能予測法を確立することを目的とし，①上流側メモリカードの発熱が下流側メモリカードに及ぼす風温上昇の影響と，②メモリカード内の各 LSI の熱伝達率について，熱拡散の簡易モデルによる整理式を作り詳細な伝熱実験によりその妥当性を評価した．以下に結論を示す.

(13) メモリカード列の伝熱実験の結果，熱混合遅れ α_t は発熱体からの距離 X が大きくなるほど急激に減少し１に近づくこと，α_t は発熱位置，風速によらず，距離 X によってのみ決定されることが分かった．これは速度分布によらず単に風温上昇だけが関係しているためである.

(14) 発熱 LSI 下流の熱拡散簡易モデルにより, 熱混合遅れ α_t を表す整理式(5.3)式と，風温上昇を含む熱伝達率を表す整理式(5.6)式を提案した.

(15) 上記整理式をメモリカードの伝熱実験データで検証した結果, 整理式による予測値と実測値は概ね一致し, 本メモリカード列の冷却性能予測法が妥当であることを確認できた.

以上のように, 本研究では電子機器向け高性能空冷構造の改良と一般化により，適用事例を広げ，学術的な検討を加えて伝熱性能の予測手法を提案し，系統的にまとめた．また，本研究により，世の中の空冷技術の進歩に貢献し，本技術を適用した製品を完成させ，発売することにより工業的な成果を達成することができた.

参考文献

(1) 小高俊彦, 「ユビキタス」への歩み,日立評論, Vol.87, No.5, (2005), pp.32-33.

(2) 中山恒, 伝熱機器 50 年の進展, 伝熱 (特集 : 創立 50 周年を迎えて) , Vol.51, No.214 (2012.1), pp.30-50.

(3) Wataru. Nakayama, Max Jakob Award Paper – Heat in Computers: Applied Heat Transfer in Information Technology, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 136 (2014), pp. 1-22.

(4) 塚本俊之, 草野義博, 平井慶太, 魏杰, 「京」にみる冷却技術, 伝熱 (特集 : スーパーコンピュータと伝熱) , Vol.52, No.220 (2013.7), pp.21-26.

(5) 日本機械学会編, 電子機器の冷却技術, (1987), 7, 技報堂出版

(6) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 改定第 5 版 (2009), 丸善株式会社, pp. 241-247.

(7) 柳田武彦, 基板上に配列した IC パッケージの温度分布計算法 (第 1 報, パッケージ後流の温度分布) , 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 54, No. 503 (1988), pp. 1730-1735.

(8) 柳田武彦, 基板上に配列した IC パッケージの温度分布計算法 (第 2 報, パッケージの熱伝達率) , 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 55, No. 513 (1989), pp. 1432-1437.

(9) 柳田武彦, 基板上に配列した IC パッケージの温度分布計算法 (第 3 報, パッケージ温度上昇の計算) , 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 55, No. 518 (1989), pp. 3172-3177.

(10) 松島均, 柳田武彦, 基板上に配列されたフィン付きパッケージ列の熱伝達, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 57, No. 537 (1991), pp. 1808-1812.

(11) 松島均, 柳田武彦, 近藤義広, 基板上に配置したフィン付きパッケージの放熱性能の簡易予測法, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 58, No. 546 (1992), pp. 548-553.

(12) 松島均, 柳田武彦, 中山恒, 基板上に配置されたパッケージ列の圧力損失, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 59, No. 560 (1993), pp. 1244-1251.

(13) 五十嵐保, 福岡健人, 基板上に碁盤目配列されたブロック群の圧力損失, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 66, No. 646 (2000), pp. 1535-1543.

(14) 五十嵐保, 中村元, 福岡健人, 基板上に碁盤目配列された円柱ブロック群の圧力損失と熱伝達, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 66, No. 648 (2000), pp. 2157-2165.

(15) 五十嵐保, 森田健, 基板上に高密度に碁盤目配列された円柱群の圧力損失, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 68, No. 667 (2002), pp. 876-884.

(16) 五十嵐保, 森田健, 平行平板流路に置かれた単一角柱の圧力損失, 日本機

械学会論文集 B 編，Vol. 68, No. 675 (2002), pp. 3114-3121.
(17) 五十嵐保，中村元，森田健，平行流路に置かれた二次元角柱の圧力損失と熱伝達，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 71, No. 701 (2005), pp. 208-214.
(18) 横野泰之，佐々木富也，石塚勝，LSI パッケージ用小形フィン付放熱器の特性，日本機械学会論文集 B 編, Vol. 53, No.495 (1987), pp. 3397-3402.
(19) 岡本史紀，勝間田知英，安部信明，木島正道，平面壁上の正方形状突起群まわりの流れ，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 63, No.616 (1997), pp. 3834-3842.
(20) 中村元，五十嵐保，電子機器パッケージ模型まわりの流れと熱伝達，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 68, No. 670 (2002), pp. 1767-1775.
(21) 太田照和，中島円，柳岡英樹，平面上突起物まわりの二次元非定常流れと熱伝達の数値解析，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 64, No. 617 (1998), pp. 226-231.
(22) 岸本他，マルチチップ実装を用いた高発熱通信装置の強制空冷法，電気情報通信学会技術研究報告，90-454 (1991), p. 37.
(23) 芦分範行，大黒崇弘，川村圭三，頭士鎮夫，発熱素子冷却用のマルチフィン形熱伝導体に関する研究（第１報，フィンの最適設計法），日本機械学会論文集 B 編，Vol. 58, No. 547 (1992), pp. 865-870.
(24) 芦分範行，大黒崇弘，川村圭三，頭士鎮夫，発熱素子冷却用のマルチフィン形熱伝導体に関する研究（第２報，発熱素子と熱伝導体間の接触熱抵抗の予測方法)，日本機械学会論文集 B 編, Vol. 58, No. 547 (1992), pp. 871-878.
(25) 芦分範行，大黒崇弘，川村圭三，頭士鎮夫，発熱素子冷却用のマルチフィン形熱伝導体に関する研究（第３報，発熱素子と熱伝導体間の接触熱抵抗への非等方性表面粗さの影響についての理論的考察），日本機械学会論文集 B 編，Vol. 58, No. 554 (1992), pp. 3141-3146.
(26) 畑田敏夫，千秋隆雄，空調用熱交換器の山形断面ルーバフィンの伝熱特性（第１報，実験的検討），日本機械学会論文集 B 編，Vol. 50, No. 453 (1984), pp. 1415-1422.
(27) 平松道雄，石丸典生，松崎耕正，空調機用熱交換器のフィンに関する研究（第１報，ルーバフィンの伝熱数値解析法の検討），日本機械学会論文集 B 編，Vol. 55, No. 519 (1989), pp. 3449-3456.
(28) 平松道雄，石丸典生，松崎耕正，空調機用熱交換器のフィンに関する研究（第２報，ルーバフィンの伝熱特性），日本機械学会論文集 B 編，Vol. 55, No. 519 (1989), pp. 3457-3461.
(29) 平松道雄，石丸典生，松崎耕正，空調機用熱交換器のフィンに関する研究（第３報，ルーバ形状の検討），日本機械学会論文集 B 編，Vol. 55, No. 519 (1989), pp. 3462-3466.
(30) 藤井雅雄，瀬下裕，上野繋樹，山下晤郎，高性能強制空冷用放熱器の開発，

日本機械学会論文集 B 編，Vol. 54, No. 503 (1988), pp. 1749-1753.
(31) 川村圭三，中島忠克，松島均，高発熱マイクロプロセッサーに装着するファン付き平板ヒートシンクの冷却性能に及ぼすファン取付高さの影響，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 65, No. 632 (1999), pp. 1377-1382.
(32) 羽下誠司，大串哲朗，上田哲也，木本信義，対向面に波形乱流促進体を設けた水冷ヒートシンクの伝熱特性，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 73, No. 731 (2007), pp. 1541-1547.
(33) 小糸康志，井村英昭，望月正孝，齊藤祐士，鳥居修一，ベーパーチャンバーの伝熱特性に関する基礎実験と数値解析（熱源サイズの影響），日本機械学会論文集 B 編，Vol. 72, No. 714 (2006), pp. 404-411.
(34) 新隆之，田中哲也，畑田敏夫，大黒崇弘，塚口保，微細ピッチ平板フィン型ヒートシンクの噴流冷却特性，日本機械学会第 6 回熱工学シンポジウム講演論文集，B19 (1993), pp. 93-94.
(35) 新隆之，田中哲也，畑田敏夫，大黒崇弘，噴流を用いた平板フィン形ヒートシンクの最適化検討, 日本機械学会熱工学講演会講演論文集, C32 (1994), pp. 275-277.
(36) N. Zuckerman and N. Lior, Jet Impingement Heat Transfer: Physics, Correlations, and Numerical Modeling, Advances in Heat Transfer, Vol. 39 (2006), 565. Elsevier Inc.
(37) 栗間諄二，宮本政英，原田俊光，衝突壁上流に多孔板を設置した軸対象衝突噴流の伝熱増進，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 54, No. 503 (1988), pp. 1736-1743.
(38) 一宮浩市，保坂宣夫，上壁を有する衝突噴流熱伝達の特性に関する実験的研究，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 55, No. 518 (1989), pp. 3210-3215.
(39) 琴聲民，川口靖夫，徐正閏，角柱列を利用した衝突噴流系の伝熱促進に関する研究，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 61, No. 589 (1995), pp. 3289-3295.
(40) 社河内敏彦，松本昌，渡部篤，ノズル・平板間距離が小さい場合の円形衝突噴流の流動・伝熱特性（切欠ノズルによる改善・向上），日本機械学会論文集 B 編，Vol. 66, No. 650 (2000), pp. 2655-2660.
(41) 田坂誠均，相原利雄，林千博，超コンパクトヒートシンクの熱伝達および圧力損失特性，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 64, No. 617 (1998), pp. 245-253.
(42) 近藤義広，松島均，ピンフィン形ヒートシンクの噴流冷却における圧力損失の簡易予測法，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 60, No. 579 (1994), pp. 3943-3950.
(43) 近藤義広，松島均，LSI パッケージ搭載用ピンフィン形ヒートシンクの噴流冷却における熱抵抗の簡易予測法, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 62, No. 595 (1996), pp. 1164-1171.

(44) 近藤義広，松島均，LSI パッケージ搭載用平板フィンの噴流冷却特性に関する検討，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 62, No. 596 (1996), pp. 1549-1556.
(45) 近藤義広，松島均，小松利広，LSI パッケージ搭載用薄肉平板フィンの噴流冷却に関する実験的検討，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 62, No. 596 (1996), pp. 1557-1562.
(46) 米田奈柄，有田順一，細川浩二，メモリモジュールの熱解析，日本機械学会熱工学講演会講演論文集（1999）, 31-32.
(47) R. A. Wirtz, W. Chen, R. Zhou, Effect of Flow Bypass on the Performance of Longitudinal Fin Heat Sinks, Transactions of the ASME, Journal of Electronic Packaging, Vol. 116 (1994), pp. 206-211.
(48) 日本機械学会編，伝熱工学資料，改定第 5 版 (2009)，丸善株式会社，p. 168.
(49) H. Matsushima, H. Hatada, T. Endo, T. Senshu, Three Dimensional Simulation of Forced Convection and Heat Transfer in Heat Exchangers with Convex Strip Fins by the Finite Element Method, ASME (1991), 91-HT-18, pp.1-5.
(50) 松島均，寺田浩二，上木彰久，近藤義広，小松利広，SIMPLE 法ベースの有限要素法による LSI パッケージの三次元定常熱流動解析，日本機械学会論文集 B 編，Vol. 60, No. 578 (1994), pp. 3490-3497.
(51) 岩間由希，電子機器の熱解析に関する詳細モデルと簡易化の検討，日本能率協会，第 11 回 2011 熱設計・対策技術シンポジウム講演論文集，Session F-6-2 (2011), p. F6-2-4.

論文目録

第２章は次の論文からなる

学術雑誌

新 隆之, 畑田 敏夫, 大黒 崇弘 ：電子機器用強制空冷放熱器の研究 : 傾斜ストリップフィンの特性と通風方法の検討，日本機械学会論文集, B編, Vol.60, No.570, pp.620-626, 1994

第３章は次の論文からなる

学術雑誌

新 隆之, 田中 哲也, 椿 繁裕 : 噴流を用いた平板フィン型空冷ヒートシンクの最適化，日本機械学会論文集, Vol.80, No.811, TEP0043, pp.1-12, 2014

国際会議（査読あり）

Takayuki Atarashi, Tetsuya Tanaka, Shigeyasu Tsubaki : Optimization of Heat Sinks with Plate Fins in Air Jet Cooling，Proc. of 3rd International Forum on Heat Transfer (IFHT2012), Paper-No.150, 2012

第４章は次の論文からなる

学術雑誌

Tetsuya Tanaka, Hitoshi Matsushima, Akihisa Ueki, Takayuki Atarashi : Numerical Simulation of Impingement Air Cooling from LSI Packages with Large Plate Fins by the Penalty Finite Element Method，Transaction of the ASME, Journal of Electronic Packaging, Vol. 119, No.1, pp.73-77, 1997

Shigeki Hirasawa, Tuyoshi Kawanami, Tomoharu Kinoshita, Tomoji Watanabe, Takayuki Atarashi : Numerical Analysis of Forced Convection Heat Transfer around Spherical Particles Packed in Fluid Flow, Journal of Physics Conference Series, No.395-012143, 2012

第５章は次の論文からなる

学術雑誌

Takayuki Atarashi, Tetsuya Tanaka, Shigeyasu Tsubaki, Shigeki Hirasawa : Calculation Method for Forced-Air Convection Cooling Heat Transfer Coefficient of Multiple Rows of Memory Cards, Journal of Electronics Cooling and Thermal Control, 2014 (掲載決定).

謝辞

本研究の遂行と本論文の執筆に当たり，筆者の指導教官として非常に多くの懇切なるご指導，ご助言を賜りました，神戸大学大学院工学研究科の平澤茂樹教授に深く御礼を申し上げます．平澤教授の温かい叱咤激励とサポート無しには，ここまで辿り着くことは到底できなかったと実感しております．特に本論文の執筆に際しましては，業務との関係で進捗に関し多大なるご心配をお掛けいたしましたこと，ここにお詫び申し上げます．

また，審査委員として，論文の執筆に当たり多くのご指導，ご助言を賜りました神戸大学大学院工学研究科の鈴木洋教授，山根隆志教授，川南剛准教授にも御礼を申し上げます．流体工学的な視点から多くの示唆に富むご助言をいただきました．平澤研究室の同窓として論文執筆に色々なご協力を頂きました白井克明助教にも深謝いたします．特に熱流体解析のモデリング手法に関して多くのご助言をいただきました．

博士課程後期課程への入学に際し，そのチャンスを作っていただき，最後まで励まして下さった日立製作所日立研究所の海保真行主管研究員に深謝いたします．博士課程後期課程での本研究遂行と本論文の執筆に対し，経済的な支援と業務的な配慮をいただいた日立製作所インフラシステム社の都築浩一 CTO，堀内敏彦本部長付き，杉浦匠統括部長に深謝いたします．

本研究の基となる伝熱実験データの収集・整理に関し，ご協力いただいた日立製作所インフラシステム社の田中哲也課長に感謝いたします．本研究の研究対象であるコンピュータやサーバに関し，事業部として各種情報提供をいただいた日立製作所情報・通信システム社の椿繁裕 GL 主任技師に感謝いたします．本研究で行った平板フィンの噴流空冷構造を対象にした数値解析のモデルについて，ご指導をいただいた日本大学生産工学部の松島均教授，日立製作所情報・通信システム社の上木彰久技師に感謝いたします．傾斜ストリップフィンの研究の進め方について，ご指導をいただいた東京大学生産技術研究所の畑田敏夫特任教授に感謝いたします．噴流空冷構造やメモリカードの研究に関し，研究の進め方や伝熱実験結果の解釈の方法，モデル化の方法など多岐に渡ってご指導を頂いた，日立国際電気の大黒崇弘特別職・技師長に深謝いたします．

本研究の遂行にあたって全面的に協力をいただいた日立製作所の情報・通信システム社の方々，日立研究所機械研究センタの方々，インフラシステム社技術開発本部の方々に深く感謝いたします．

最後に，著者が神戸大学に進学し，長期に亘り研究を行う際に，常に応援とサポートをしてくれた家内に対し深く感謝いたします．