

沸騰冷却を用いたコンピュータチップ用冷却器* (基本性能評価と計算による性能予測)

川口清司*¹, 寺尾公良*², 松本達人*²

Cooling Unit for Computer Chip by Using Boiling Heat Transfer (Evaluation of Basic Cooling Performance and Simulation for Predicting Cooling Performance)

Kiyoshi KAWAGUCHI*³, Tadayoshi TERAO and Tatsuhito MATSUMOTO

*³ Faculty of Engineering, Toyama University,
3190 Gofuku, Toyama-shi, Toyama, 930-8555 Japan

In recent years, the heating value of CPU has been increasing rapidly with the improvement of computer performance. Therefore computer industry is requiring cooling unit with high cooling performance for CPU in applicable to high heating value and heat flux. The existing cooling unit for CPU has been air-cooling aluminum fin, however it can not be adaptable to high heating value. We have developed a new compact boiling refrigerant type cooling unit for CPU. In this paper, the basic cooling performance of this boiling refrigerant type cooling unit was evaluated, it was clarified that the boiling refrigerant type cooling unit has high cooling performance compared with conventional air cooling aluminum fin. Furthermore the calculation method for predicting the cooling performance by modeling boiling and condensing phenomena was proposed.

Key Words: Heat Transfer, Thermosyphon, Boiling, Condensation, Cooling Unit

1. 緒言

コンピュータの計算速度の大幅な向上に伴って、コンピュータチップ(以下CPUと表記する)の発熱量や発熱密度が急激に増大しており、産業界からはより高性能な小型冷却器が求められている。

現在CPU用冷却器としては、アルミフィンを用いた自然空冷または強制空冷が行なわれており、発熱量がせいぜい数十W程度までは対応可能であるが、発熱量が100Wを越えると従来の冷却方式では冷却器の体格が大きくなり、機器に搭載することが困難になるという問題が発生する。また場合によっては発熱密度が増大して冷却することが不可能になる。この問題を解決する

一つ的手段として、高い熱伝達率を有する沸騰冷却を用いることが考えられる。著者らは、これまでに大電力制御素子であるパワーモジュール用の高性能沸騰冷却器を開発しており^{1,2)}、その技術を用いて新しいCPU用小型沸騰冷却器の開発を進めてきた。沸騰冷却器は、内部に封入された冷媒の沸騰・凝縮現象を用いることにより高い伝熱性能を有し、冷却器を小型化する上で極めて有効である。

沸騰冷却に関連する従来研究としては、ヒートパイプ方式のパワーモジュール用冷却器に関する研究がある³⁾、CPU用冷却に要求されるような高熱流束(例えば20W/cm²以上)に対応できるものではない。また、工業的にも沸騰冷却器の設計手法の確立は強く要望されているが、冷却器の大きさや内部構造が異なると冷却性能を予測することが困難になる。著者らはこれまで前報⁴⁾で、ある範囲の大きさ内では成立する冷却性能

* 原稿受付 2005年8月15日。

*¹ 正員, 富山大学工学部(☎930-8555 富山市五福3190)。

*² (株)デンソー(☎448-8661 刈谷市昭和町1-1)。

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

予測式を提案した。その範囲を超える場合には計算による冷却性能の予測が有効であると考えられるが、沸騰における数値解析についても現時点では単一気泡の挙動を計算できる程度であり、沸騰現象や凝縮現象を数値解析して熱抵抗を求めるなど、実用的な冷却器の性能予測に適用できる段階ではない⁴⁻⁵⁾。

本研究では、この沸騰冷却方式のCPU用小型冷却器について、基本的な冷却性能の評価を行い、従来の冷却方式である空冷アルミフィンとの性能比較および沸騰冷却器の設計を容易にするための計算解析による性能予測方法を提案したので報告する。

主な記号

- A_b : 沸騰部における伝熱面積 m^2
- A_c : 凝縮部における伝熱面積 m^2
- h_b : 沸騰部における熱伝達係数 $W/m^2 \cdot K$
- h_c : 凝縮部における熱伝達係数 $W/m^2 \cdot K$
- q_b : 沸騰部における熱流束 W/m^2
- q_c : 凝縮部における熱流束 W/m^2
- Q : 熱負荷 W
- Q_b : 沸騰部のセルにおける伝熱量 W
- Q_c : 凝縮部のセルにおける伝熱量 W
- Q_1 : 沸騰部における総伝熱量 W
- Q_2 : 凝縮部における総伝熱量 W
- T_a : 外気温度 $^{\circ}C$
- T_s : CPU取り付け面温度 $^{\circ}C$
- T_{sat} : 冷媒の飽和蒸気温度 $^{\circ}C$
- T_w : 壁面温度 $^{\circ}C$
- T_{wb} : 沸騰部における壁面温度 $^{\circ}C$
- T_{wc} : 凝縮部における壁面温度 $^{\circ}C$
- V : 冷却風速 m/s
- ΔT : 総温度差 K
- ΔT_b : 沸騰部温度差 K
- ΔT_c : 凝縮部温度差 K

2. 供試冷却器

2.1 沸騰冷却器 図1にCPU用沸騰冷却器の外観を示す。沸騰冷却器は、CPUの熱を受熱する冷媒槽と強制空冷により大気中に熱を放熱する放熱コアから構成され、ろう付けにより一体成型しており、高い気密性を有する。

冷媒槽内部は、冷媒槽の強度確保と伝熱面積拡大を目的として一辺の長さが1mm、高さ1mmの正方形角柱フィンをピッチ2mmで配設しており、高い熱流束に対応できる構造としている。放熱コアは、自動車用熱交換器で実績のある押し成型された多穴断面アルミ放熱

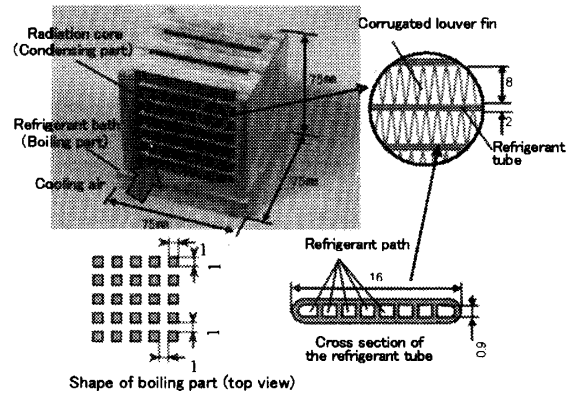


Fig.1 Boiling refrigerant type cooling unit for computer chip

Table 1 Specifications of boiling refrigerant type cooling unit for computer chip

Items	Contents
Cooling performance (Heat resistance)	0.2 K/W or less ($\Delta T=25 K$) ΔT =Temperature of contact surface with CPU - Ambient temperature
Heat load	120 W
Cooling air velocity	1.6m/sec
Refrigerant	HFC-134a
Size	75(W) × 75(D) × 75(H)mm

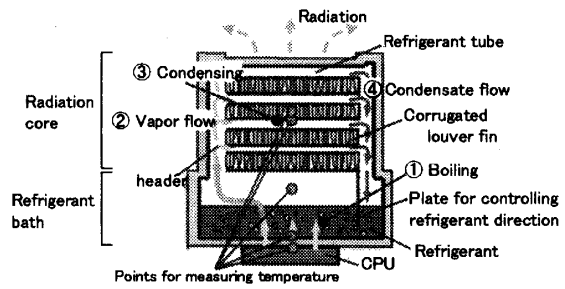


Fig.2 Structure of boiling refrigerant type cooling unit for computer chip

チューブと高性能コルゲートルーバフィンを積層し、コア両端部に設置されたヘッダを用いて各放熱チューブを連結して構成した。放熱チューブ内部には図1に示すように、一辺の長さ0.9×1.4mmの四角穴が冷媒流路として8個設けてある。放熱コアを積層構造とした最大の特長は、積層の段数を増減したり、チューブとフィンの長さを変えることにより、容易に冷却器の性能を目標仕様に合わせることができるところにある。本研究における試作品の放熱コア段数は7段である。また、内部には冷媒として自動車用空調装置で実績のある代替フロンHFC-134aを封入してある。HFC-134aを選択した理由は、ヒートパイプで一般的に使用されている水と比較して潜熱は小さいが、沸騰部における過熱度を小さくできること、代替フロンでありコストが比較的安価で

あることである。

図2にCPU用沸騰冷却器の断面構造を、表1に仕様を示す。図2を用いて冷却器の作動を説明する。冷却器がCPUの熱を受けると、冷媒槽内部で冷媒が沸騰して冷媒蒸気となる。この冷媒が気化する時に、必要な潜熱を吸熱する。冷媒蒸気は放熱コアの一方のヘッダを通過して放熱チューブ内へと到達し、冷却風により冷却され凝縮して液冷媒となる。ここで液化する際に潜熱を放熱する。その後、液冷媒はもう一方のヘッダを通り重力の作用により冷媒槽へと戻り、冷媒自然循環を形成する。また、放熱チューブへ伝えられた熱は高い熱伝達率を有するコルゲートルーバフィンにより大気中へと放熱される。

以上のサイクルを繰り返して冷媒が循環しながら熱輸送を行いCPUを冷却する。冷媒の循環を円滑に行うために、冷媒槽の一方のヘッダ差し込み部(冷媒槽と放熱コアを連結する部分)には冷媒流制御板を設けており、冷却器内部の冷媒循環方向を一方向に制御している。

上記の構成により、チューブの配置が水平になるような構成においても、循環用ポンプ等の動力装置を用いることなく冷媒を自然循環でき、沸騰と凝縮を連続して行うことにより沸騰冷却器は高い冷却性能を有し、大きな熱量や高い発熱密度にも対応することが可能になり、小型・軽量化にもつながる。

近年CPU用冷却器としてベーパーチャンバー型やヒートパイプ型冷却器が実用化されているが、それらと比較して本沸騰冷却器が異なる点は、凝縮部である放熱コアと一体で構成されており、高性能放熱フィンがろう付けされている放熱チューブ内まで冷媒が供給されるために放熱フィンの表面温度を高くできるので、冷却器全体で小型化が可能であること、また冷媒流制御により冷却性能を向上できること、さらに放熱チューブ長さや積層段数を変化させることによって、異なる発熱量にも容易に対応可能であることである。

2.2 空冷アルミフィン 図3に冷却性能を比較するために用いた空冷アルミフィンの構造を、表2にその仕様を示す。空冷アルミフィンは、現在市販されているアルミ押し出し成形のフィン形状を参考にして、とくにフィン形状は最適化されてはいないが、沸騰冷却器と同一ファンで性能評価した場合に、同等の性能になるように設計・製作した典型的なヒートシンクである。外形寸法は、150(D)×150(W)×85(H)mmで、150mm角のアルミの受熱板(板厚10mm)に、肉厚1mmの平板フィンをピッチ3mmで設けた。受熱板とフィンはろう付けにより接合し、接触熱抵抗を極力低減して高い冷却性能を有する構造としている。

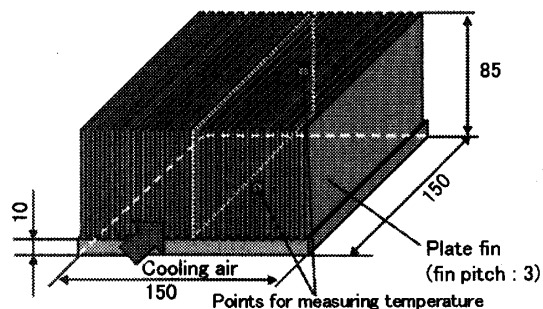


Fig.3 Structure of air-cooling aluminum fin

Table 2 Specifications of air-cooling aluminum fin

Items	Contents
Cooling performance (Heat resistance)	0.2 K/W or less ($\Delta T=24$ K) $\Delta T = \text{Temperature of contact surface with CPU} - \text{Ambient temperature}$
Heat load	120 W
Cooling air velocity	1.3m/sec
Size	150(W)×150(D)×85(H)mm

3. 実験装置と方法

3.1 基本性能評価 図4に今回の評価に用いた実験装置を示す。発熱体としてCPUを模擬した電気ヒータを埋め込んだ銅製のブロック(冷却器との接触面積25×25mm)を冷却器の底面に熱伝導グリスを介して取り付け、冷却器を加熱した。発熱量はヒータへの印加電圧により調整した。この時の発熱条件は将来におけるCPUの発熱量を考慮して50～200Wの条件で比較した。

冷却風は、冷却器の周りに隙間を設けないようにダクトを配設し(沸騰冷却器の場合におけるダクト断面サイズ:75×75mm, 空冷アルミフィンの場合におけるダクト断面サイズ:150×85mm), 市販の□60mmの軸流ファン(厚さ25mm)を1個用いて供給した。冷却条件は、同一ファンを定格で作動させた。これは風速を同一条件とした場合、ダクトの断面積が大きいほど風量が多い条件となり、風速を同一とした場合には逆にダクトが大きいほど風速低下を招くことから、実際の使用状況を考慮して同一ファンを用いた定格電圧での動作条件とした。

風速は冷却器から風上側へ80mm離れた位置で測定した。比較した空冷アルミフィンの場合はダクトのサイズが大きくなるので、これから滑らかな断面変化で□60mmのファンに接続した。風速を測定した位置のダクト断面サイズの違いと冷却器の圧力損失の違いから、測定位置の風速は沸騰冷却器では1.6m/s, 空冷アルミフィンでは1.3m/sとなった。また冷却風速は冷却器前

面において、1~5m/sの条件で行った。これは、沸騰冷却器におけるフィン間の流路断面積をぬれ縁長さで除して4倍した値である流力直径を代表長さとして、フィン間風速を代表速度としたレイノルズ数として表わすと $Re=317\sim 1585$ に相当する。

冷却性能は、外気温度とヒータブロック取付け面の中心における冷却器壁面温度との総温度差 ΔT を求め、その総温度差 ΔT を比較評価に用いた。外気温度およびヒータブロック取付け面温度ならびに放熱コア部の温度分布はT型熱電対を用いて19点測定し、別に放熱コア部に黒体塗装を施し走査型赤外線放射温度計により測定した。冷媒温度は冷媒圧力を測定し、飽和蒸気温度に換算して求めた。

3.2 過熱度と過冷度の測定 本研究のもう一つの目的である冷却性能予測のための数値解析手法を確立するためには、沸騰部における過熱度と凝縮部における過冷度を測定して、熱流束との関係を求める必要がある。そこで、図5に過熱度と過冷度を測定するための実験装置を示す。装置は沸騰部と凝縮部、およびそれらを結合する連結チューブから構成される。沸騰部の大きさは $25 \times 25\text{mm}$ で、これを伝熱面積とした。また沸騰部には1辺の長さが1mmで、高さが1mmの正四角柱がピッチ2mmで設けられており、供試冷却器と同じ構造とした。凝縮部も供試冷却器と同じ構造の多孔放熱チューブと放熱フィンから構成されている。放熱チューブの長さは55mmで幅は16mm、段数は7段、列数は3列である。実際の冷却器とほぼ同様の構成とした。沸騰部における壁面温度は、電気ヒータ取付け部の沸騰面側中心1点（四角柱の頂部）に熱電対を設けて測定した。また、凝縮部における壁面温度は、多孔放熱チューブの外側表面中央（2, 4, 6段目, 1列, 3列目の合計6点）に熱電対を設けて測定し、平均値を採用した。過冷度を測定するためには放熱チューブの内面温度を測定する必要があるが、放熱チューブの肉厚が薄いので誤差はほとんどない。凝縮部における伝熱面積は放熱チューブの内表面積を用いている。冷媒温度は冷媒圧力を測定し、飽和蒸気温度に換算して求めた。発熱量は電気ヒータに供給する電圧と電流を測定して求めている。なお、実験装置は断熱材で覆い、熱損失を最小限に抑制している。過熱度は沸騰部における壁面温度から冷媒の飽和蒸気温度を引くことにより求め、発熱量を沸騰部の伝熱面積 (625mm^2) で除した値を沸騰部における熱流束とした。同様に過冷度は凝縮部における冷媒の飽和蒸気温度から放熱チューブ外表面の平均温度を引くことにより求め、発熱量を凝縮部の伝熱面積で除した値を凝縮部における熱流束とした。また、放熱チューブ内にお

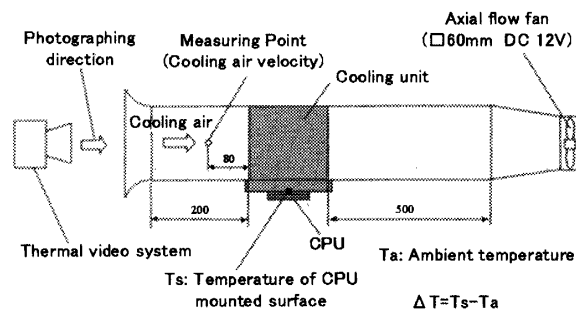


Fig. 4 Experimental apparatus for cooling performance

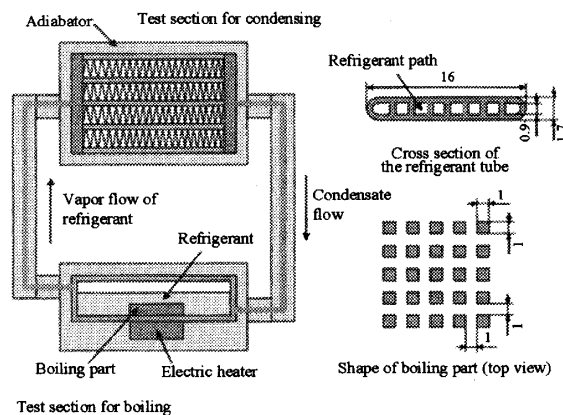


Fig. 5 Experimental apparatus for measuring degrees of superheat and supercool

いては流路に沿って冷媒の流動様式が異なると思われるが、あくまで実際の凝縮現象に基づいた平均的な熱流束の値を求めることにした。

4. 実験結果

4.1 沸騰冷却器の冷却性能 今回試作評価した沸騰冷却器の冷却性能を図6に示す。内部に冷媒を封入してあるため姿勢によって性能が変化するので、CPU用冷却器としての代表的姿勢を考慮し、3つの姿勢について評価を行った。基本的なCPUが下方に位置するボトムヒートの姿勢において、熱負荷120W時の総温度差 ΔT は24.8Kであり熱抵抗に換算して0.21K/Wという結果が得られた。CPUが側面に位置し、放熱コアのチューブが垂直になるサイドヒート1の姿勢では総温度差 ΔT は25.0K（熱抵抗0.22K/W）、チューブが水平になるサイドヒート2の姿勢では総温度差 $\Delta T=28.9\text{K}$ （熱抵抗0.24K/W）となった。

ボトムヒート姿勢時には冷媒が下方へ戻り、CPUの熱を効果的に受けて沸騰できるが、サイドヒート姿勢では冷媒が十分にCPU取り付け部に供給できないことから、性能低下が懸念された。そこで、放熱コアを立方体形状とし、冷却器の姿勢によらずフィンの冷媒液面より上方にある放熱コア部分から均等に放熱できる設計

と、冷媒を内容積の60%と多めに封入することにより、ボトムヒート時は有効に機能する放熱コア部の面積が減少して冷却性能は低下するが、サイドヒート時はCPU取り付け部に冷媒を供給し易くなり冷却性能を向上することができた。ただし、CPUが上方に位置するトップヒートにおいては放熱コア部に冷媒が溜まってしまいCPU取り付け部に接触できないので、今回の評価対象外とした。このように、沸騰冷却器は冷媒を重力の力で自然循環させるため、冷媒循環をいかに良好に行える循環構造を実現するかが重要といえる。

発熱量を変化させた場合の沸騰冷却器と空冷アルミフィンの冷却性能を図7に示す。両方とも設計通りほぼ同等の性能を示している。発熱量を50~200Wまで変化させ冷却性能の変化を測定した結果、姿勢が一定の場合は発熱量を変化させても熱抵抗は変わらず、ボトムヒート条件ではおよそ0.20K/Wの一定値が得られる。

この時の放熱経路に沿った代表点の温度を比較したグラフを図8に示す。具体的な温度測定位置を図2と図3に示す。沸騰冷却器の場合、CPU取り付け面温度（冷却器側）、沸騰部伝熱面温度（沸騰部四角柱頂部）、冷媒蒸気温度、放熱チューブ外表面（幅と高さ方向に対して中心、冷却風下流側）、放熱フィン表面温度（幅と高さ方向に対して中心、冷却風下流側）、外気温度（吸入側）である。一方、空冷アルミフィンの場合、CPU取り付け面温度（冷却器側）、放熱フィン表面温度（幅と高さ方向に対して中心、下流側）、外気温度（吸入側）である。空冷アルミフィンの場合、発熱体から受熱した熱は空冷アルミフィン内部の熱伝導のみで熱を運ぶため放熱フィンまでの温度差（15.9K）が大きい。一方、沸騰冷却器の場合、冷媒の沸騰・凝縮による潜熱を利用した熱輸送を利用するため、空冷アルミフィンと比べ放熱フィンまでの温度差（11.7K、36%低減）を小さくすることができ、より効率よくフィン全体へ熱を輸送することができる。この結果、フィン温度を高く維持できることから、狭いフィン面積や低風速条件下でも放熱できることがわかる。

さらに、この熱拡散能力の差を明確にするために、走査型赤外線放射温度計により放熱部の温度分布を比較した結果を図9に示す。沸騰冷却器は冷却風上流側に放射温度計を設置して、冷却器正面の温度分布を測定した。また空冷アルミフィンは側方に放射温度計を設置して、最外側におけるフィン側面の温度分布を測定した。沸騰冷却器では、冷媒の熱輸送効果によりフィン全体へ熱が伝わり効果的に温度が上昇しているのに比べ、空冷フィンでは熱伝導で熱を輸送するため発熱部の近傍しか温度上昇していない。これらの差により、沸騰冷

却器では小さい体格でも大熱量を放熱できることがわかる。

4.2 空冷アルミフィンとの比較 沸騰冷却器と空冷アルミフィンの外観写真と体格・重量比較をそれぞれ図10と図11に示す。熱負荷120Wで□60mmの軸流ファン（厚さ25mm、定格DC12V）を1個用いて冷却した場合、

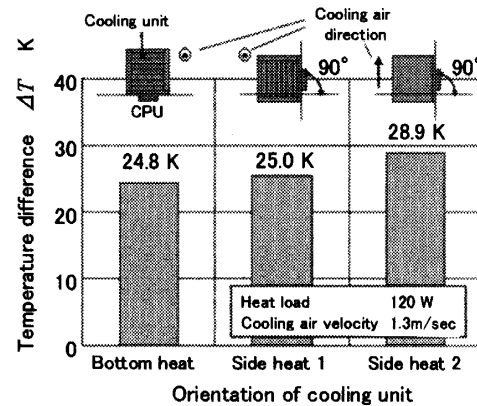


Fig.6 Comparison of cooling performance

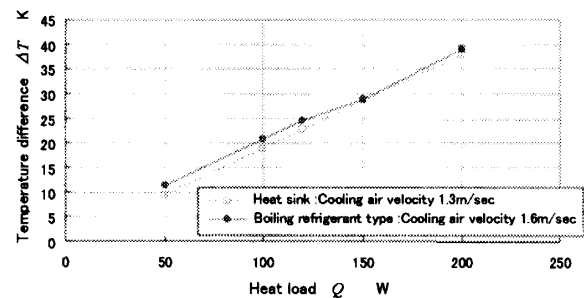


Fig.7 Comparison between boiling refrigerant type and air-cooling aluminum fin

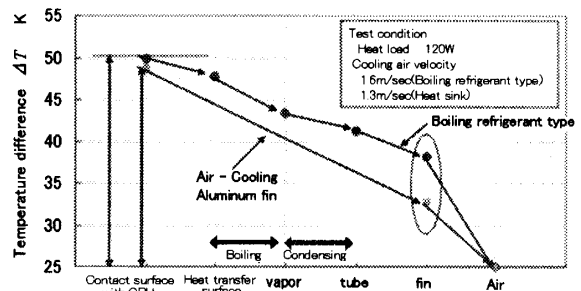


Fig.8 Comparison of heat abstraction

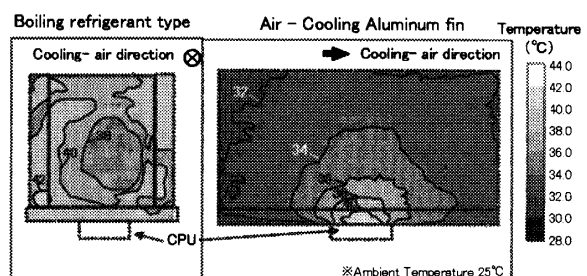


Fig.9 Temperature distributions of radiation core

総温度差 ΔT は沸騰冷却器 24.8K, 空冷アルミフィン 24K とほぼ同じ性能となる. よって同一性能を実現できる冷却器として体格と重量を比較すると, 沸騰冷却器は空冷アルミフィンと比べて体格で 1460cc から 420cc へ 71% 低減, 重量は 1450g から 350g へ 76% 低減できた.

5. 数値解析による冷却性能の予測

5.1 計算方法 今回, 目標仕様を満足できる冷却器サイズを容易に決定することを目的として, 数値解析により沸騰冷却器の温度分布を求め, 冷却性能を予測する計算手法を提案する.

数値解析の基本的考え方を図 12 に示す. この解析において考慮した熱経路は 2 つある. 一つは冷却器を構成するアルミの熱伝導による熱輸送, もう一つは内部に封入された冷媒による熱輸送である. CPU から放熱された熱はまず熱伝導グリースを介して, アルミの冷媒槽壁面に伝わる. この熱の大部分は壁面から内部に封入された冷媒に沸騰熱伝達により伝わり, 冷媒の気化潜熱 (163.2kJ/kg at 40°C) として消費される. 残りの熱はそのままアルミを伝導して放熱フィンに到達し外気に放出される. 気化した冷媒蒸気は, 低温の多穴断面を有するアルミ製放熱チューブの内壁で凝縮して熱をチューブから熱的に接合されている放熱フィンへと伝えて, その熱は空気との対流熱伝達により外気に放出される. 図 12 のモデルで冷媒流れの方向を規定していない理由は, 本解析手法が冷媒流を考慮していないためである.

本研究で提案する計算手法は, 冷却器を構成するア

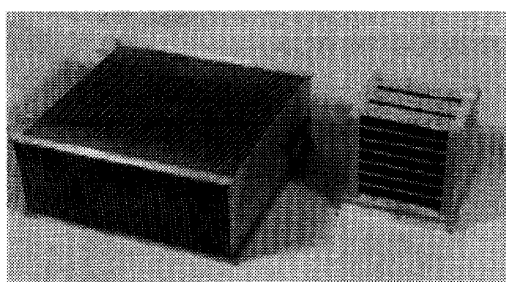


Fig.10 Comparison of air-cooling aluminum fin and boiling refrigerant type cooling unit

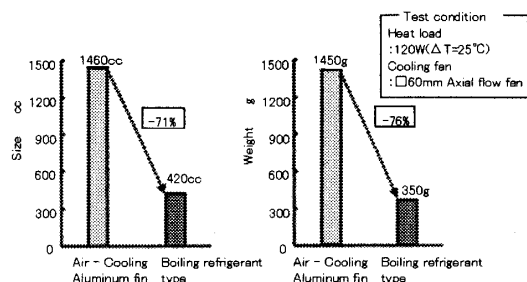


Fig.11 Comparison of size and weight

ルミの熱伝導による熱輸送と, 冷媒の沸騰と凝縮による熱輸送を連成して解析し, 冷却器各部の温度を求めるとともに冷却器からの放熱量を求めるものである. 図 13 に計算方法のフローチャートを示す. まず, 初期温度条件を与えて冷却器各部の温度を熱伝導方程式を解くことによって求める. 次に冷媒の飽和蒸気温度を仮定して, 沸騰部と凝縮部の壁面温度が飽和蒸気温度と比較してある値以上に大きい小さいかにより沸騰領域および凝縮領域を決定する. この時, 飽和蒸気温度に基づいて求めた沸騰領域における伝熱量と凝縮領域における伝熱量が同じであれば計算を終了させるが, 異なる場合には再度冷却器の温度分布を計算するとともに, 飽和蒸気温度を再計算して沸騰領域と凝縮領域の見直しを行う. 以上の計算を繰り返すことにより, 温度分布を求めることができる. この計算方法においては沸騰部と凝縮部のモデル化が重要なポイントである

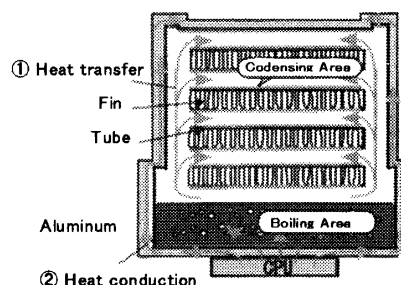


Fig.12 Calculation model

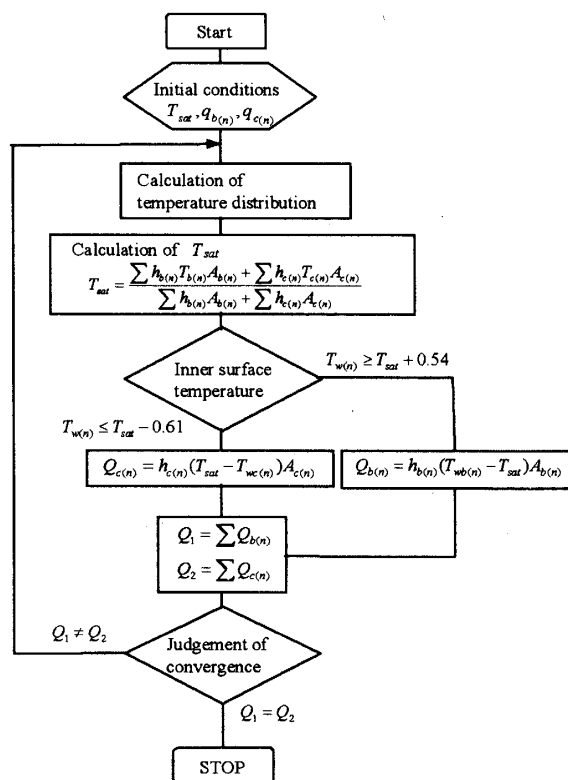


Fig.13 Flow chart of calculation

が、以下にその考え方を示す。

図14に沸騰部のモデルを示す。沸騰部は、アルミ壁面、冷媒液、冷媒蒸気の3つの層から構成されるが、本研究では液層は沸騰気泡による攪拌作用によって、温度分布は一定かつ蒸気温度と同じであるとみなして、液層を省略してモデル化を行った。計算を行う上で問題となるのは、どの領域において沸騰が生じているのかが不明である点である。そこで、沸騰部壁面を多数のセルに分割し、各セル単位でセル温度と飽和蒸気温度を比較してある値以上大きいセルは沸騰領域とみなして強制的に熱を奪うことにより、沸騰現象による高い熱伝達を模擬する。この時、奪う熱量は図15に示すように実験により求めた過熱度と熱流束の関係式(1)から決定する。熱流束の値が大きい理由は、伝熱面積として四角柱の表面積を含めた面積ではなく、沸騰部の面積(25×25mm)を採用しているためである。また、過熱度と熱流束の関係は一般的には $\Delta T_b = C q^n$ と表せるが、実験では線形に近い関係になっている理由は、過熱度の範囲が狭いことや沸騰部形状がプール沸騰と異なることが原因であると考えられる。

$$q_b = 3.1 \times 10^4 (\Delta T_b - 0.54) \quad (1)$$

沸騰領域における各セルからの伝熱量は式(2)で表わすことができる。

$$Q_{b(n)} = h_{b(n)} (T_{wb(n)} - T_{sat}) A_{b(n)} \quad (2)$$

ここで、熱伝達率は熱流束を過熱度で除することにより算出できる。従って、沸騰領域における全セルからの総伝熱量は式(3)で表わすことができる。

$$Q_1 = \sum Q_{b(n)} \quad (3)$$

次に図16に凝縮部のモデルを示す。凝縮部は、アルミ壁面、凝縮液、冷媒蒸気の3つの層から構成されるが、本研究では凝縮液層を省略してモデル化を行った。計算を行う上で問題となるのは、沸騰部と同様にどの領域において凝縮が生じているのかが不明である点である。そこで、凝縮部壁面をセルに分割し、各セル単位でセル温度と飽和蒸気温度を比較してある値以上小さいセルは凝縮領域とみなして強制的に熱を与えることにより、凝縮現象による高い熱伝達を模擬する。このとき、与える熱量は図17に示すように実験により求めた過冷度と熱流束の関係式(4)から決定する。ここで、過冷度と熱流束の関係は一般的には $\Delta T_c = C q^n$ と表せるが、実験では線形に近い関係になっている理由は、過冷度の範囲が狭いことや凝縮部形状や流動様式が異なることが原因であると考えられる。

$$q_c = 6.1 \times 10^4 (\Delta T_c - 0.61) \quad (4)$$

凝縮領域における各セルへの伝熱量は式(5)で表わすことができる。

$$Q_{c(n)} = h_{c(n)} (T_{sat} - T_{wc(n)}) A_{c(n)} \quad (5)$$

ここで、熱伝達率は熱流束を過冷度で除することにより算出できる。従って、凝縮領域における全セルへの総

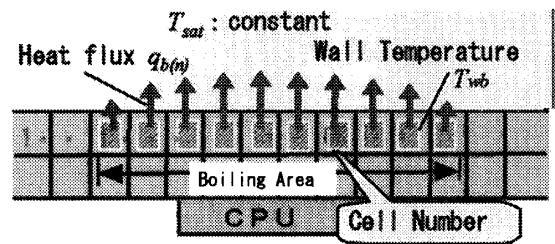


Fig.14 Model of boiling area

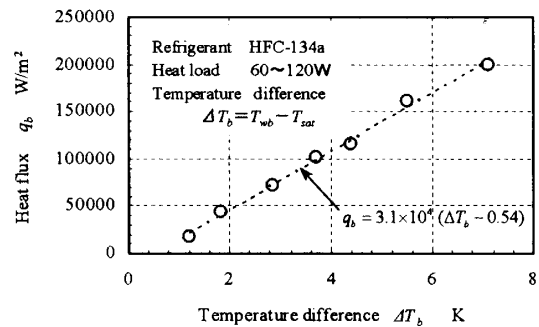


Fig.15 Relation between heat flux and super heat

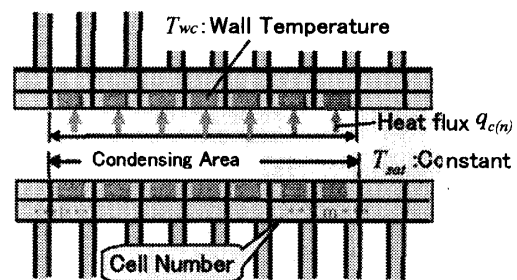


Fig.16 Model of condensing area

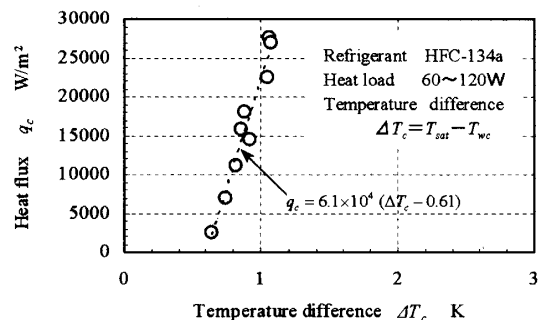


Fig.17 Relation between heat flux and super cool

伝熱量は式(6)で表わすことができる。

$$Q_2 = \sum Q_{c(n)} \quad (6)$$

飽和蒸気温度は最初仮定するが、次のステップでは修正値を求める必要がある。その算出方法は、沸騰領域における総伝熱量と凝縮領域における総伝熱量が等しいとすることにより、式(7)で求めることができる。

$$T_{sat} = \frac{\sum h_{b(n)} T_{b(n)} A_{b(n)} + \sum h_{c(n)} T_{c(n)} A_{c(n)}}{\sum h_{b(n)} A_{b(n)} + \sum h_{c(n)} A_{c(n)}} \quad (7)$$

ここでの計算条件としては、沸騰部では液冷媒における対流を、凝縮部では凝縮により生じる凝縮液滴の影響を考慮していない。これらが熱伝達に与える影響は、熱伝達率を測定したサンプルを実機に近い形態とすることで、実験的に求めた熱伝達率の中に包括される形で反映した。また、冷却器をモデル化する際、放熱フィンをもそのままモデル化すると非常に細かいメッシュが必要になり、多大なメモリと計算時間を要する。そこで、フィン形状を平板形状に大幅に簡略化して、フィンの平均熱伝達率は実際のフィンと同一の値を用いることにより、フィンからの放熱量を計算した。

5.2 計算結果 以上の計算により求めた温度分布を図18に示す。また、図19に試作品における実測温度分布との比較を示す。計算により沸騰冷却器の冷却性能は総温度差で23.2K(熱抵抗:0.019K/W)と推定された。これに対し、実測値は24.8K(熱抵抗:0.21K/W)であり、比較的良く一致している。ただし、温度分布全体をみるとCPU取り付け面の外周部の計算値が実測値より小さいが、これは冷媒液層の対流を考慮していないことの影響で外周部の計算誤差が大きいと考えられる。

なお、本研究における計算手法は冷却器内の蒸気流れが伝熱性能に大きく影響を及ぼす場合には適用が困難であり、その場合は蒸気流れを考慮した解析手法が必要になる。

6. 結言

- (1) 独自の冷媒自然循環機能を有する沸騰冷却方式により、大発熱量と高熱流束に対応できるCPU用高性能小型冷却器を開発し、従来より使用されている空冷アルミフィンと性能を比較した結果、大幅な小型・軽量化ができることを明らかにした。
- (2) 沸騰部と凝縮部の伝熱現象について独自のモデル化を行うことにより、冷媒蒸気流れが伝熱性能に大きく影響しない沸騰冷却器の冷却性能を予測できる簡易的な計算解析手法を提案した。

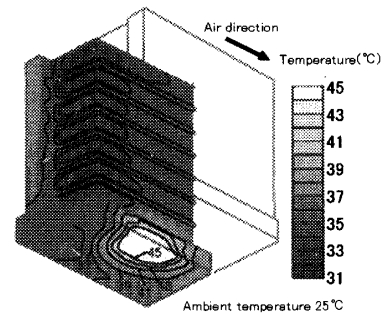


Fig.18 Result of calculation

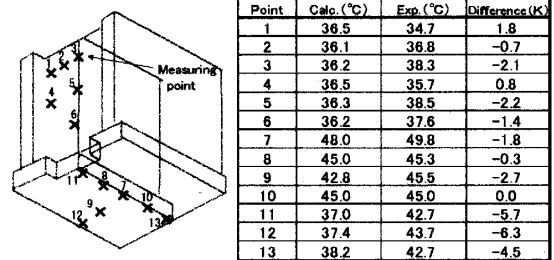


Fig.19 Comparison of calculation and experiment

参考文献

- (1) Suzuki, M., et al., Compact Boiling Refrigerant Type Cooling Unit Using Multi-Stacked Radiator Cores for Automobile (Refrigerant Circulation and Cooling Performance), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.64, No.622(1998), pp.1861-1866.
- (2) Suzuki, M., et al., Compact Boiling Refrigerant Type Cooling Unit Using Multi-Stacked Radiator Cores for Automobile (Comparison with Heat Pipe Type Cooling Unit), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.64, No.623(1998), pp.2244-2249.
- (3) Ohgushi, T., et al., Development of Compact Heat Pipe Heat Sinks for Power Module Cooling in a High Speed Elevator, *37th National Heat Transfer Symposium of Japan, 2000, Kobe*, Vol.1(2000), pp.39-40.
- (4) Lee, R.C., Nydahl, J.E., Numerical calculation of bubble growth in nucleate boiling from inception through departure, *Journal of Heat Transfer*, Vol.111(1989), pp.474-479.
- (5) Bai, Q., Fujita, Y., Numerical Simulation of the Growth for a Single Bubble, *35th National Heat Transfer Symposium of Japan, 1998, Nagoya*, Vol.1(1998), pp.195-196.
- (6) Kawaguchi, K., et al., Cooling Unit for Computer Chip by using Boiling Heat Transfer, *Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, Vol.21, No.4(2004), pp.309-317.