冷媒流制御を用いた小形熱サイフォン* (素子多段取付時の放熱性能向上)

鈴木昌彦^{*1}, 小林和雄^{*1}, 門田 茂^{*1}
川口清司^{*1}, 西尾茂文^{*2}

Compact Thermosyphon with Refrigerant Flow Control (Improvement of Heat Transfer Characteristics in the Cooling Unit with Multiple Power Modules Mounted Vertically)

Masahiko SUZUKI, Kazuo KOBAYASHI, Shigeru KADOTA,
Kiyoshi KAWAGUCHI and Shigefumi NISHIO

In a compact closed two-phase loop thermosyphon which consists of a multi-radiator and a refrigerant bath with multiple power modules mounted vertically the heat radiation performance deteriorates as the refrigerant bath becomes thinner. We have found that this is because the return condensate is blocked by the backflow of the bubble in the return path when the heat load decreases and increases sharply. We have also improved the heat radiation performance by providing an adiabatic path between the boiling area and the return path.

Key Words: Heat Transfer, Thermosyphon, Boiling, Condensation

1. 緒 言

近年, 半導体素子はますます高集積, 高容量, 高速化の傾向にあり, それに伴って電気自動車や一般電力制御機器(はん用インバータ, 無停電電源等)の発展はめざましい。こうした素子の冷却手段として, 高い熱伝達率を有する沸騰冷却は冷却器を小形化するうえで非常に有効である。

図1に著者らが提案する密閉形多管式二相熱サイフォン構造を有する小形沸騰冷却器⁽¹⁾を示す。冷媒槽に取付けられたパワーモジュール(以下PM)から発生する熱は, 沸騰と凝縮を利用することで, 放熱器に効率よく伝わり, 空冷アルミニウムフィンやヒートパイプ方式と比較して大幅な小形・軽量化を可能にした。図1の冷却器はPMを単段に取付けた例であるが, 一方で機器メーカーよりPMを多段・両面に取付けたいというニーズがあり, 本研究ではPMを多段に取付けた際の放熱性能について検討した。冷媒は低沸点, 低飽和蒸気圧の特徴をもつフロロカーボンを使用してい

るが現時点では高価なため, できるだけ少ない冷媒量で放熱性能を確保することが重要な課題である。

従来の関連研究としては藤田ら⁽²⁾が狭いかんげきにおける大気圧下での水の沸騰熱伝達について報告しているが, 発熱素子を多段に取付けた密閉形多管式二相熱サイフォンにおいて冷媒槽幅を狭くした際の放熱性能の報告例は見当たらない。そこで今回, PM多段取付時において熱負荷を変動させた際の放熱性能低下とそれを克服する新冷媒槽構造の効果を確認したので報告する。

Fig. 1 Compact thermosyphon

* 1996年5月15日 第33回日本伝熱シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 1997年2月18日。

^{*1} 正員, (株)デンソー (☎448 刈谷市昭和町1-1)。

^{*2} 正員, 東京大学生産技術研究所 (☎106 東京都港区六本木7-22-1)。

2. パワーモジュール小形沸騰 冷却器の原理と構造

沸騰冷却器の原理は、密閉された容器内に冷媒を封入し、縦形冷媒槽に取付けられた PM から発生する熱を、熱伝達率の非常に大きい沸騰および凝縮現象を利用して、放熱フィンと放熱チューブからなる多管式の放熱器に効率よく熱を伝え、冷却ファンを用いて大気中に放熱するものである。この方式により、従来の空冷アルミニウムフィンと比較して、体積で約 1/4、重量で約 1/5 と大幅に小形・軽量化が可能である。パワーモジュール小形沸騰冷却器の最重要課題は低コスト化であり、著者らは PM 単段取付時において冷媒流制御板を設置し、冷媒流を制御することにより、冷媒量を半減できたことを報告した⁽¹⁾。

緒言でも述べたとおり、機器メーカー側から搭載性向上のため、PM を多段・両面に取付けたいという強い要望がある。多段取付構造を図 2 に示す。今回の評価基準は、PM 取付面温度過熱度 15°C 以内、各取付面間の過熱度差は 5°C 以内とし、実際の使用状況を考慮し熱負荷変動も条件として考慮した。

3. 試験方法

図 3, 4 に試験装置を示す。この装置は多管式の凝縮器と矩形状の冷媒槽で密閉空間を構成している。冷媒槽はスペーサを挿入することにより冷媒槽幅 d を可変 ($1 \sim 12 \text{ mm}$) できる。発熱体は電気ヒータを用いており、過熱度の分布を測るために伝熱経路を図 3 に示すように各ブロックともくし歯状に上下に 6 分割し、熱電対をブロック深さ方向に各 3 点配置した。あらかじめ検定実験により、ブロック内温度こう配と沸騰面の温度の関係を明らかにしておき、その結果を用

Fig. 2 Cooling unit with multiple power modules mounted vertically

いて沸騰面温度を求め過熱度を算出した。ヒータブロックは両面に三段ずつ装着でき、また片面取付時には可視化用透明窓を装着して冷媒の挙動を観察することができる。

実験は発熱体を両面に三段(計 6 個)装着し、総発熱量 1.25 kW を均等に加えて行った。冷媒はフッ化炭素 (C_6F_{14})、 1.25 kW 定常負荷時の内部圧力は 0.065 MPa である。また実際の PM の熱負荷変動を考え、負荷変動の条件として負荷変動量が最大となるように、最大熱負荷 (1.25 kW , 定常状態) → 無負荷 (0 kW , 60 s) → 最大熱負荷 (180 s 以上) という負荷変動パターンを用いた。

4. 実験結果

4.1 基本放熱性能 図 5 に戻り液通路がない矩形状冷媒槽形状で、発熱素子を多段に取付けた場合と、

Fig. 3 Experimental apparatus

Fig. 4 Photo of the experimental apparatus

Fig. 5 Comparison of the influence of the flooding between vertical mounting and parallel mounting

Fig. 7 Radiation performance in the sharply varied heat load

Fig. 6 Influence of the refrigerant flow control

放熱量は同じで素子を単段で横に並べた場合の高さ方向の過熱度分布を示す。単段では $d=9\text{ mm}$ でも、放熱性能が低下しないのに比べ、多段では放熱性能が低下している。これにより、多段のほうがフラッシングの影響を受けやすく、冷媒流制御の効果がより期待できると思われる。

図6に発熱素子多段・両面取付時の冷媒槽幅と放熱性能の関係を示す。冷媒槽は図6に示すとおり、沸騰部幅を85 mm、戻り液通路幅を w とし、液面高さを最上部の発熱素子取付面の上辺からの高さ $h=60\text{ mm}$ とした。図6より冷媒槽幅を薄くしていくとある幅を境に放熱性能が急激に低下することがわかる。戻り液通路がない $w=0\text{ mm}$ の場合、 $d=9\text{ mm}$ より小さくすると上昇沸騰蒸気と下降凝縮液が干渉してフラッシングが発生し、沸騰部内で冷媒の枯渇が発生して沸騰面の中央や上部からドライアウトが発生する。 $w=30\text{ mm}$ の場合は冷媒流制御板がフラッシングを防止し、冷媒の循環流が形成されて $d=5\text{ mm}$ までドライアウトは発生しない。冷媒流制御板を設けることで冷媒量を30%低減することができ、循環流形成の効果はかなり大きい。

4・2 定常負荷と負荷変動時の性能比較 以上のように冷媒槽幅を狭くしていくと、定常熱負荷状態で

あれば冷媒槽幅 d をかなり狭めても性能が確保されるが、負荷が変動すると放熱性能が低下する。図7に、 $w=30\text{ mm}$ の場合の負荷変動の有無による放熱性能の違いについて示す。定常熱負荷では $d=3\text{ mm}$ までドライアウトを発生しないが、負荷変動パターンを加えると $d=5\text{ mm}$ 以下で放熱性能が急激に低下する[図7(a)]。発熱体を単段で横に並べた際にはこのような放熱性能の変化はみられない[図7(b)]。

負荷変動時に放熱性能が低下する理由を調べるために、可視化窓から冷媒の挙動を観察した結果を図9に示す。これにより、定常熱負荷状態では循環流が形成されていたものが[図9(a)]、負荷を急減すると戻り液通路内で合体気泡が成長し[図9(b)]、戻り液通路内を逆流し[図9(c)]、循環流が停止して[図9(d)]、ドライアウトが始まることがわかった[図9(d)]。

4・3 循環流停止のメカニズム 図8に負荷変動時に循環流が停止するメカニズムを示す。図8(a)(b)(c)は戻り液通路内の様子を示したものである。一定熱負荷の定常状態では凝縮液が上から下へ勢いよく流れ、通路内で発泡する気泡は十分成長することなく下に押し流される[図8(a)]。しかし、負荷が急減すると凝縮液の勢いは弱まり、戻り液通路部付近は熱伝達率が小さいとともにいくらかの熱容量を有しているために、通路内の発泡の勢いはある程度持続し続ける。そこでバランスが崩れて合体気泡が成長していく[図8(b)]。そして合体気泡がある大きさを超えると流れに打ち勝ち、通路内を気泡が逆流する[図8(c)]。このときに横置き単段であれば液面変動が相対的に小さくてすむが、多段であると液面変動が大きくなり、最上部の発熱素子の沸騰面はかなりの割合で乾くことになる。このような状態に再度熱負荷が加わるとドライアウトに至ると考えられる。

このメカニズムを実証する実験結果を図10に示す。

Fig. 8 Behavior of the refrigerant in the sharply varied heat load
($d=3$ mm, heat load is changed : 1.25 kW $\rightarrow$ 0 kW $\rightarrow$ 1.25 kW)

沸騰面の過熱度 ΔT_1 は沸騰部の発泡量すなわち冷媒の循環量を、通路部の過熱度 ΔT_2 は通路内での発泡量をそれぞれ示す指標となる。定常状態で ΔT_2 を約 10°C とし、沸騰曲線から得られる滞騰部の熱伝達率、アルミニウムの熱抵抗などから計算すると約 4% の熱量が通路部へ流れている。 ΔT_1 と ΔT_2 を比較すると、 ΔT_1 が負荷変動後すぐに小さくなっているのに対し、 ΔT_2 はかなり時間が経つまでなかなか小さくならな

い。このことから、負荷急減後における凝縮液の流れの弱まり方と戻り通路内での発泡の弱まり方に差があり、上述のドライアウトの発生をよく説明できる。

5. 新冷媒槽構造

5・1 新冷媒槽構造 循環流停止を防止すれば、より冷媒量低減が可能となる。循環流停止を防止する対策案としては戻り液通路に伝わる熱量を小さくし

Fig. 9 Behavior of the refrigerant in the return path

Fig. 10 Behavior of the degree of the superheat when the heat load decreases sharply

Fig. 11 Improved structure of the refrigerant bath

て、通路内での発泡量を低減する案と、通路の熱容量を小さくして通路内の発泡が負荷変動後にすぐ弱まるようにする案が考えられるが、製造面を考慮すると冷媒槽の一部分の肉厚を薄くするのは難しいことと、より根本的に解決するという点から前者を採用した。

図 11 に循環流停止を防止する新冷媒槽構造を示す。冷媒槽の全幅は変えずに戻り液通路を左側に寄せ、沸騰部との間に断熱通路を設け、そこに冷媒を流す。これにより冷媒槽壁面を伝わってくる熱を低減できる。また断熱通路内で発生した蒸気を上部に容易に排出できるように断熱通路を凝縮部入口付近まで延長して、

Fig. 12 Refrigerant behavior of the improved structure ($d=3$ mm, heat load is changed: 1.25 kW $\rightarrow$ 0 kW $\rightarrow$ 1.25 kW)

Fig. 13 Improved effect on the degree of the superheat when the heat load decreases sharply

断熱通路内の冷媒の流れをスムーズにし、断熱効果をより向上させることをねらった。図 12 に新冷媒槽構造を用いた場合の可視化写真をのせる。

5・2 新冷媒槽構造の放熱性能 この新構造を用い図 10 と同じ実験をした結果を図 13 に示す。図 10 に比べ ΔT_2 が約 3°C 小さくなり、沸騰部から通路部へ流れる熱量が 4% から 1.5% に減って断熱効果を確認できた。過熱度 $\Delta T_2 = 7^{\circ}\text{C}$ はほとんど発泡が起らない領域であり、負荷変動時の気泡逆流は阻止できている。この構造により d が 5 mm 以下の領域で循環流停止を防止することができた。

冷媒槽の最適化を行った結果を図 14 に示す。なお、戻り液通路幅 w は断熱通路幅 10 mm を含めて許容値 30 mm であり全幅は変わらない。また沸騰面の高さ

Fig. 14 Optimization of the refrigerant width and the refrigerant level

Fig. 15 Distribution of the degree of the superheat

方向での PM 取付面温度分布を図 15 に示す。各 PM 間の温度のばらつきはほとんどなく許容温度差 5°C 以内を十分満足している。

Fig. 16 Radiation performance of the improved structure

以上の実験結果をまとめたものを図 16 に示す。本新構造により放熱性能が向上し、冷媒流制御なし時に比べ、冷媒量を 60% 低減(循環流による効果 30%, 新構造による効果 30%)することができた。

6. 結 言

素子を多段に取付けた小形密閉二相熱サイフォンにおいて、

- (1) 冷媒流制御板を設け循環流を生成することで放熱性能を向上できる。
- (2) 沸騰部と戻り液通路の間に断熱通路を有する新冷媒槽構造により、負荷変動時の通路内での気泡逆流を防止し、さらに放熱性能を向上させた。

文 献

- (1) 杉戸 肇・ほか 5 名, 日本機械学会熱工学部門講演会論文集, A 30(1995-11), 80-81.
- (2) 藤田恭伸・大田 悟・ほか 1 名, 第 23 回日本伝熱シンポジウム講演集, B 132(1986-5), 187-189.