自動車用積層放熱コアを用いた小形沸騰冷却器*
(冷媒流循環と冷却性能)鈴木昌彦^{*1}, 川口清司^{*1}
大原貴英^{*1}, 長賀部博之^{*1}Compact Thermosyphon using Multi-stacked
Radiator Cores for Automobile
(Refrigerant Circulation and Cooling Performance)Masahiko SUZUKI, Kiyoshi KAWAGUCHI,
Takahide OHARA and Hiroyuki OSAKABE

A new closed two-phase loop thermosyphon with multi-stacked radiator cores and a new flow controller forming refrigerant circulation have been developed. When the temperature of the partition wall which separates the liquid return passage from boiling region of the refrigerant tank becomes extremely high, the refrigerant circulation is inhibited. The inhibition factor of the refrigerant circulation was clarified.

Key Words: Thermosyphons, Condensation, Boiling, Refrigerant Circulation, Cooling performance

1. 緒 言

近年、半導体素子はますます高集積化、高容量化、高速化の傾向にあり、これを使用する電子機器・電力制御機器の発展は目ざましく、電気自動車へも展開されている。それに伴い素子の発熱量や発熱密度も増大し、小形化を狙った冷却法として沸騰冷却が注目されている。

図1に著者らが開発した小形沸騰冷却器を示す⁽¹⁾⁽²⁾。この冷却器の特徴は、自動車用積層形放熱コアと押出材冷媒槽を用いていることであり、積層コア数と冷媒槽の長さを変えることにより、発熱量とパワーモジュール(PM)の数の違いにフレキシブルに対応できる。また、この冷却器は冷媒流制御板と薄形冷媒槽に凝縮液戻り通路を設けて、冷媒流を自然循環させて冷却性能を大幅に向上させている。

本報では、冷媒流自然循環原理を実証するとともに、沸騰部発熱量分布と凝縮液戻り通路内の発泡が冷却性能に及ぼす影響を明らかにした。

2. おもな記号

g : 重力の加速度 m/s^2
 h : 冷媒液面位置 mm
 h_0 : 最大ヘッド差 mm
 h_1 : 凝縮液戻り通路部液面位置 mm
 h_2 : 沸騰部液面位置 mm
 Δh : ヘッド差 $= h_1 - h_2$ mm
 P_{in} : 冷却器内圧 Pa

Fig. 1 Compact cooling unit

* 1997年5月21日 第34回日本伝熱シンポジウムにおいて講演, 原稿受付 1997年7月22日.

^{*1} 正員, (株)デンソー (☎ 448-8661 刈谷市昭和町1-1).

$\Sigma \Delta P_i$: 循環経路の総圧損 Pa

Q : 全放熱量(発熱量) W

Q_L : 凝縮液通路側発熱量 W

Q_R : 凝縮液通路と反対側発熱量 W

T_t : PM 取付面温度 $^{\circ}\text{C}$

ΔT_t : PM 取付面温度上昇値 K

T_w : 凝縮液通路壁面温度 $^{\circ}\text{C}$

ΔT_w : 凝縮液通路内過熱度 K

V : 冷却風速 m/s

ρ : 冷媒の密度 kg/m^3

3. 小形沸騰冷却器の構造

図2に小形沸騰冷却器の構造、表1に仕様を示す。自動車用積層放熱コアは、送風方向が垂直方向となるようにプレス成形された薄板材と高性能コルゲートルーバフィンを多数積層して構成される。冷却器内部には冷媒としてパーフロロカーボン($n\text{-C}_6\text{F}_{14}$)が封入され、冷媒槽は押出成形にて凝縮液戻り通路の仕切壁を一体形成し、また凝縮器と冷媒槽の連結部内の端部には冷媒流制御板を設けている。このような新しい冷媒循環構造にすることにより、冷媒流を一方方向に自然循環させて沸騰蒸気流と凝縮液流の干渉を防止し、冷却性能を大幅に向上させることができる。この冷却器の性能はPM取付面と周囲空気の温度差38K、冷却風速2.4m/sの条件下で2kWを放熱可能である。

4. 冷媒自然循環の原理

図3に冷媒流制御式沸騰冷却器のモデル図を示す。沸騰時には気泡を生じ、この気泡の浮力により循環流

が駆動され始める。循環経路での冷媒総圧損 $\Sigma \Delta P_i$ は式(1)で示すようにヘッド差 $\Delta h (=h_1 - h_2)$ とバランスする。

$$\Sigma \Delta P_i = \rho \cdot g \cdot \Delta h \quad \text{.....(1)}$$

すなわち、循環流形成の条件は、冷却器構造により決まる最大ヘッド差 h_0 に対し式(2)を満足することである。

$$\Sigma \Delta P_i \leq \rho \cdot g \cdot h_0 \quad \text{.....(2)}$$

5. 作動時冷媒液面位置

図4に $Q=70\text{ W}$ 時、図5に $Q=1700\text{ W}$ 時の作動時冷媒液面位置の可視化例を示す。可視化部は、図2に示す沸騰部と凝縮液戻り通路部である。見掛けの液

Fig. 3 Model of refrigerant circulation

Fig. 4 Liquid level at 70 W

Fig. 5 Liquid level at 1700 W

Table 1 Specifications of compact cooling unit

Items	Specifications
Cooling performance	2 KW
Refrigerant	Perfluorocarbon
Cooling air velocity	2.4m/s

Fig. 2 Construction of compact cooling unit

面位置は気泡による押上げにより高くなっているの
で、両端を開放した透明チューブを冷媒槽内部に設置
して、真の液面位置を測定した。その結果、凝縮液戻
り通路部の真の液面位置 h_1 は沸騰部の真の液面位置
 h_2 より高くなっており、ヘッド差 $\Delta h = h_1 - h_2$ でバ
ランスして循環していることを確認できた。また、放熱
量が $Q = 70 \text{ W}$ から $Q = 1700 \text{ W}$ に増大して沸騰状態
が激しくなるにつれ、沸騰部のボイド率が增大して、
真の液面位置が低下することがわかる。

図6に放熱量を変化させた場合における真の液面位
置 h_1 , h_2 を示す。放熱量増大に伴いヘッド差 Δh が増
えることがわかる。これは蒸気流量が増大し、循環経
路の総圧損が大きくなるためと考えられる。破線で示
す h_1 (計算値) は、 h_2 (実験値) に計算で求めた循環経路
の総圧損 $\sum \Delta P_i$ から求めたヘッド差を加算したもの
である。 h_1 の概略計算方法については以下のとおり
である。条件は発熱量が 2.2 kW 定常で、周囲温度
 25.7°C 、また圧力損失は、①冷媒槽→ジョイント、②
ジョイント→放熱コア入口、③放熱コア内、④凝縮液
戻り通路、の4部分に分けて流路の損失係数を仮定し
て計算している。①は曲がり損失とジョイント内圧力
損失、②は急拡大における損失、③は放熱コア内流路
抵抗、④は通路内抵抗と曲がり損失を考慮している。
実験値と比較して計算値が若干小さい理由は、積層形
放熱コア内の凹凸形状等が複雑であり、実際の圧力損
失のほうが大きくなるためと考えられる。

6. 沸騰部発熱量分布が冷却性能に 及ぼす影響

沸騰部の冷媒液面が低下して、PM が取付けられて
いる領域が冷媒で満たされなくなると、ドライアウト
が発生してPM 取付面温度 T_i は急上昇する。そこ
で、沸騰面の発熱量分布アンバランス時におけるドラ
イアウトの発生状況について調べた。試験に用いた装
置は可視化装置とは別で、冷媒槽の両面にPM が取付
可能になっている。

Fig. 6 Change of liquid level

図7に沸騰冷却器に取付ける発熱体(電気ヒータ)位
置を示す。例えば、(A, G)は、図7中上段左側の両面
に取付ける2個の発熱体の位置を示す。

図8に放熱量(発熱量)に対する発熱体取付面温度上
昇値 ΔT_i を示す。 ΔT_i はPM 取付面の最大温度
 $T_{i\max}$ と周囲温度 T_a の差で、 T_i は各PM (長手方向
寸法: 118 mm) のチップ直下位置 (PM の長手方向両
端部から 38 mm の位置、2点) で測定している (合計
 24 点)。図7, 8に示す条件下では、放熱量 7000 W
で、上方の(A, G)でドライアウトが生じる。これは、
放熱量増大により冷媒循環経路の総圧損が増大し、沸
騰部の液面が低下したためと考えられる。

表2にすべてヒータがONの場合、総放熱量 2200 W
に相当する熱流束時([ON] 370 W , [—] 0 W) に
おいて、発熱量分布によって、ドライアウトが発生す
るかどうかの評価結果を示す。本条件下では、ドライ
アウトは生じない。

表3にすべてONの場合、総放熱量 3600 W に相当
する熱流束時([ON] 600 W , [—] 0 W) において発
熱量分布によってドライアウトが発生するかどうかの
評価結果を示す。これによると、総放熱量の大小に関
係なく、左列下方(B, H, C, I)がOFFで発泡しない
とき、上方でドライアウトを生じやすくなる。例えば、
(A, G) (D, J) (B, H) (C, I) がON時総放熱量 2400

Fig. 7 Position of heaters

Fig. 8 Cooling performance

Table 2 Evaluation of dryout generation
([ON] 370 W, [—] 0 W)

total radiating value (w)	upper		middle		lower		result dryout location
	(A,G)	(D,J)	(B,H)	(E,K)	(C,I)	(F,L)	
370	ON	—	—	—	—	—	—
	—	ON	—	—	—	—	—
740	ON	ON	—	—	—	—	—
	—	—	ON	ON	—	—	—
1110	ON	ON	—	ON	—	—	—
	ON	ON	ON	—	—	—	—
1480	ON	ON	—	ON	—	ON	—
	ON	ON	ON	—	ON	—	—
2200	ON	ON	ON	ON	ON	ON	—

Table 3 Evaluation of dryout generation
([ON] 600 W, [—] 0 W)

total radiating value (w)	upper		middle		lower		result dryout location
	(A,G)	(D,J)	(B,H)	(E,K)	(C,I)	(F,L)	
600	ON	—	—	—	—	—	—
	—	ON	—	—	—	—	—
1200	ON	ON	—	—	—	—	(A,G),(D,J)
	—	—	ON	ON	—	—	—
1800	ON	ON	—	ON	—	—	(A,G),(D,J),(E,K)
	ON	ON	ON	—	—	—	—
2400	ON	ON	—	ON	—	ON	(A,G)
	ON	ON	ON	—	ON	—	—
3600	ON	ON	ON	ON	ON	ON	—

Table 4 Evaluation of dryout generation
([ON] 810 W, [—] 390 W)

total radiating value (w)	upper		middle		lower		result dryout location
	(A,G)	(D,J)	(B,H)	(E,K)	(C,I)	(F,L)	
2760	ON	—	—	—	—	—	—
	—	ON	—	—	—	—	—
3200	ON	ON	—	—	—	—	—
	—	—	ON	ON	—	—	—
3600	ON	ON	—	ON	—	—	—
	ON	ON	ON	—	—	—	—
4020	ON	ON	—	ON	—	ON	—
	ON	ON	ON	—	ON	—	—
4860	ON	ON	ON	ON	ON	ON	—

Wでもドライアウトを生じないが、(A, G) (D, J)がON時の総放熱量が1200 Wでも(A, G) (D, J)部でドライアウトを生じる。

表4に一般のインバータ制御時の発熱量ばらつきと考えられる±35%のばらつきが前記発熱条件に対して生じた際([ON] 810 W, [—] 390 W)における同様の評価結果を示す。この場合もドライアウトは発生しない。

表3におけるドライアウトの発生原因を調べるために、沸騰部の可視化を行った。図9は表3に示すドライアウトを生じる(A, G) (D, J)がON時、図11は放熱量がそれ以上に大きくてもドライアウトを生じない(A, G) (D, J) (B, H) (C, I)がON時の沸騰部の流動状態を示す。

図10に(A, G) (D, J)がON時、図12に(A, G)

Fig. 9 Visualization of boiling area
[(A, G) (D, J) : ON, Q=1 200 W] Fig. 10 Model of refrigerant flow
[(A, G) (D, J) : ON, Q=1 200 W]

(D, J) (B, H) (C, I)がON時の流動状態のモデル図を示す。図9と図10に示すように上方の(A, G) (D, J)がON時は、下方の発泡がないので液面が低下して、上方でドライアウトを生じる。また図11と図12に示すように(A, G) (D, J) (B, H) (C, I)がON時は、下方で発泡していない右列の上方部も、左列からの冷媒流が一部落下してくるので、ドライアウトを生じない。

下方で発泡しないときに液面位置が低下してドライアウトが発生することを確認するため、図13に示すように冷媒量を増やした評価を行った。冷媒量を610 ccから750 ccに増やすことにより液面位置が上昇し、(A, G) (D, J)がON時もドライアウトを生じなくなった。

Fig. 11 Visualization of boiling area
[(A, G) (D, J) (B, H) (C, I) : ON, $Q=2\,400\text{ W}$]

Fig. 12 Model of refrigerant flow
[(A, G) (D, J) (B, H) (C, I) : ON, $Q=2\,400\text{ W}$]

Fig. 13 Effect of refrigerant quantity

以上の結果より、通常の発熱量分布ではドライアウトはまったく発生しないことがわかる。また、仮に下方で発熱量が零になる条件でも、冷媒量を増やすことによりドライアウトを防止できる。

Fig. 14 Measuring method of superheat

Fig. 15 Measuring method of T_w

7. 凝縮液戻り通路内発泡が冷却性能に及ぼす影響

発熱量分布のほかに冷媒循環に影響を及ぼす要因の一つに、凝縮液戻り通路内の発泡が考えられる。そこで発泡の冷却性能への影響を調べるために、図 14 に示すように L 側(凝縮液戻り通路仕切壁側)と R 側(仕切壁より離れた側)の発熱量比率を変えた場合における凝縮液戻り通路内過熱度 ΔT_w [T_w (仕切壁温度) - T_s (飽和蒸気温度)] と発泡の関係を調べた。 T_w は、図 15 に示すように T_{w1} , T_{w2} から外挿法で求め、 T_s は内圧より求めた。 T_w の高さ方向位置は冷媒槽下端から 225 mm で測定している。また T_s を得るための内圧測定点は、放熱コア連通部の端面である。

図 16, 17 は、L 側と R 側の発熱比率を変えたときの凝縮液戻り通路内の発泡状態を可視化した例を示す。図 16 に示すように R 側の発熱時は、 ΔT_w は 2.0 K と小さく、この実験条件下 ($P_{in}=50\text{ kPa.abs}$) では沸騰開始点には至っておらず、凝縮液落下時の蒸気の巻込みによるわずかの発泡が見られるだけである。一方、図 17 に示すように L 側の発熱量は、 ΔT_w は 13.0 K と大きく仕切壁の過熱による壁面からの発泡も見られる。このような発泡時では、凝縮液戻り通路における見掛けの液面が高くなり、冷媒の一部が凝縮器内を逆流するようになるので、循環流が弱くなる。

Fig. 16 Bubble in liquid return passage
 $\Delta T_w = 2.0 \text{ K}$ ($Q_L = 0 \text{ W}$, $Q_R = 1000 \text{ W}$)

Fig. 17 Bubble in liquid return passage
 $\Delta T_w = 13.0 \text{ K}$ ($Q_L = 1000 \text{ W}$, $Q_R = 0 \text{ W}$)

図 18 はこの冷却器における循環流安定条件を求めるために、L 側と R 側の発熱量比率を変えて戻り通路内過熱度 ΔT_w を求めた結果を示す。なお本結果はあくまでも冷却器の材質をアルミニウムにした場合である。L 側の発熱量比率が大きくなるに従い、 ΔT_w は大きくなり発泡が増大し循環流が弱くなる方向へ向かう。しかし、放熱量 $Q = 4 \text{ kW}$ まではたとえ L 側のみに発熱が片寄っても $\Delta T_w < 17.3 \text{ K}$ で循環流は安定している。また、実用上の PM 出力ばらつき範囲内 ($\pm 35\%$ 程度) では、凝縮液通路内発泡によって循環流が不安定になることはない。

8. 結 言

自動車用積層形放熱コアを用いた小形沸騰冷却器において、

- (1) 冷媒流の自然循環は、凝縮液戻り通路部と沸騰部のヘッド差で駆動していることを可視化で実証するとともに、循環を不安定にする要因は、発熱量分布と凝縮液戻り通路内の発泡であることを明らかにした。
- (2) 沸騰部の重力方向発熱量分布とドライアウト発生状況の関係を調べた結果、沸騰部下部に大きな発

Fig. 18 Unstable region of the circulation

熱量が存在するほうがドライアウトしにくいことを明らかにした。

- (3) 水平方向の発熱量バランスと凝縮液戻り通路内発泡の関係を調べた結果、液戻り通路から離れた場所に大きな発熱量が存在するほうが、循環流が安定することを明らかにした。

文 献

- (1) 竹内哲也, ほか 3 名, 平成 8 年電気学会産業応用部門全国大会講演論文集, 3, (1996-8), 233-234.
- (2) 長賀部博之, ほか 4 名, 機講論, No. 96-15 (1996-9), 681-682.