冷却ファンを用いないデスクトップPCのCPU対応高信頼性冷却法の検討

Study of the reliable cooling method of CPU without cooling fan for the Desk-top PC

○学 古橋 治郎 (関東学院大院) 正 辻森 淳 (関東学院大学)
 正 佐藤 和雄 (関東学院大学) 正 阿久津 敏乃介 (関東学院大学)

Jiro FURUHASHI, Atsushi TSUJIMORI, Kazuo SATO and Toshinosuke AKUTSU, Kantogakuin University
 Mutuura-cho4834, Kanazawa-ku, Yokohama-si, Kanagawa

Recently, heat release from the CPU increase, and thermal design for cooling CPU is more and more important. In this research, the capillary pump of plate type without the cooling fan was made. And the heat transfer characteristics of this capillary pump was investigated. As a result, it could work within 3.86W heat input, then the evaporating heat transfer through capillary wick was from 20W/m² K to 80W/m² K. But there were few influences on the evaporating heat transfer coefficient by atmospheric temperature.

Key Word: Thermal Design, Heat Transfer, Electronic Equipment, Heat Pipe

1. 緒言

近年、パーソナルコンピュータの性能の発展は著しい。特にCPU (中央演算装置) においては、クロック周波数が今や1GHzを越え2GHzまでに達しようとしている。それにとともにFig.1に示す通り、CPUの発熱量は益々増加する一方で機器の性能低下や動作不良に大きくかわる放熱環境が悪化している現状である。ノートパソコンの熱設計では高発熱密度を有するCPUは機器下部にあるため、気液比重差を利用したサーモサイフンの原理を用いて筐体全体で放熱する筐体放熱が検討されている¹⁾が、デスクトップパソコンになるとCPUの位置が不確定なため空冷却ファンなどの駆動部を持たない高信頼性の冷却方法を検討した場合、サーモサイフンの原理を用いることは困難である。この場合、毛管圧力差を用いて循環させるキャピラリポンプの原理が有効と考えられる²⁾。しかし、これまで検討されてきたパイプ型では伝熱面積を十分に確保するために蒸発器の厚みが増大する欠点があった。

そこで、本研究では吸熱部である蒸発器を薄型とするために平板型のキャピラリポンプを製作し、冷却や熱輸送特性を実験的に検討することを目的とした。

Fig. 1 Movement of CPU

2. 実験装置および方法

本研究の実験装置の概略図をFig.2に示す。装置は平板型の蒸発器、デスクトップケース側面に取り付けた空冷凝縮器、

Fig. 2 Experimental apparatus

蒸気管、液管から構成されている。凝縮器は外径φ3.2、内径φ2の銅製の熱輸送管に厚さ1.3mm×高さ25mm×長さ330mmのアルミ製の肉厚フィンをも10mmピッチで24枚取り付け、凝縮器放熱面積0.478m²を確保した。蒸発器は、CPUのソケット型を模擬した縦70mm×横120mm×厚さ20mmの直方体として、蒸発器内部に内面溝付加工をし、縦50mm×横100mm×厚さ3mmのテフロンウィックを挿入した構造である。テフロンウィックは2~10μm相当径を有する親冷媒材料である。この構造によりテフロンウィック内部に流入した液冷媒はウィックに浸透し飽和溶液となる。蒸発器下部から熱入力が生ずると、液冷媒は内面溝からの熱伝達によりウィック表面で蒸発する。この時に発生する毛管圧力差により冷媒蒸気は潜熱輸送により蒸気管を通り凝縮器まで移動し、外部空気により冷却され、熱輸送ループを形成する。蒸気管、液管にはループを確認するために半透明なPFAチューブを用いた。使用した冷媒はR134aである。実験ではCPUを模擬したヒータを蒸発器の下部に取り付け、熱入力を行い、温度測定はK型熱電対を使用してFig.2の点1~点15の温度を測定した。測定された温度データはデータロガを経由してパソコンに取り込む。実験条件は、Table1に示す通り、熱入力2~4W、雰囲気温度を20~30℃に設定する。

Table 1 Experimental condition

Parameter	Value
Heat input W	2~4
Atmospheric temperature °C	20, 25, 30

3. 実験結果および考察

Fig.3 に雰囲気温度 25°C のときの系内温度分布を示す。なお、測定点番号は Fig.2 の番号と対応している。Fig.3 より、2.03~3.45W の入力範囲内では、定常的に蒸発器（番号 12~15）で吸熱した冷媒蒸気は凝縮器（番号 2~8）で放熱することができた。この際、蒸発器内の吸熱面はほぼ一定温度に保持されている。また、蒸発器の温度は 3.45W まで低く抑えられており、機器全体の温度はほぼ均一化されていることが分かった。しかし、入力 3.68W からは蒸発器の温度は上昇する傾向がある。これは、熱輸送の限界に近づいてしまったためだと考えられる。

Fig. 3 Temperature distribution

Fig.4 に蒸発器の熱流束 q_e が蒸発熱伝達率 α に及ぼす影響を示す。Fig.4 より、熱流束 $380\text{W}/\text{m}^2$ の値までは蒸発熱伝達率は緩やかに減少しているが、それ以上の熱流束では急激に減少している。また、雰囲気温度の違いによる蒸発熱伝達率の影響はほとんど見られないことが分かった。この結果より、本ループでの蒸発熱伝達率は毛管力を発生するテフロンウイックの熱伝導が支配的だと考えられる。

Fig. 4 Heat transfer Coefficient

Fig.5 は蒸発器の熱流束 q_e とループ内温度差の関係を示す。Fig.5 より、熱流束が増大するとループ内温度差も緩やかに上昇するが、 $380\text{W}/\text{m}^2$ を越えた辺りからループ内温度差は急激に大きくなる傾向がある。しかし、熱流束が $380\text{W}/\text{m}^2$ 以下ではループ内温度差 ΔT が 10K 以内で動作することができた。

Fig. 5 Temperature difference

Fig.6 は凝縮器の熱流束 q_c と熱通過率 K_c の関係を示す。Fig.6 より、低熱流束では熱通過率は下降するが、熱流束が増大しても熱通過率はほぼ一定の値を示した。また、雰囲気温度別による違いはあまり見られない。

このことから、本凝縮器は十分な放熱性能を有することが分かった。

Fig. 6 Heat release from condenser

4. 結論

本研究において平板型のキャピラリポンプを試作し、熱輸送特性を調べた結果以下のことが分かった。

- (1) 試作した平板型のキャピラリポンプにより、2~3.86W の範囲で動作することができた。
- (2) 蒸発熱伝達率、熱通過率においては雰囲気温度による影響は少ない。

参考文献

- 1) 古橋治郎他：第 40 回学生員卒業研究発表講演集(2001), p193-194
- 2) 小林孝他：機論 (B 編), Vol.66-645(2000), P1440-1446
- 3) 後藤弘茂著：CPU の動向がわかる本(2001),(株)アスキー