

磁気駆動マイクロポンプを内蔵したノートPC用液冷システムの試作と評価

Fabrication and Testing of Liquid Cooling System for Laptop PC Incorporated with Magnetically Driven Micro-pumps

占部諒・山田大生・本田崇†

九州工業大学大学院工学研究科, 福岡県北九州市戸畑区仙水町 1-1 (〒804-8550)

R. Urabe, H. Yamada, and T. Honda†

Kyushu Institute of Technology, Faculty of Engineering, 1-1 Sensuicho, Tobata-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka 804-8550, Japan

A novel built-in CPU liquid cooling system that dispenses with a cooling fan is proposed for a high-end laptop PCs. This system consists of a liquid cooling jacket adhered to a CPU, a heat radiation flat plate on the back cover of a monitor, and magnetically driven micro-pumps. First, the size of the plate and the flow rate of coolant were determined on the basis of a thermal resistance method. Next, a micro-pump that uses a flapping elastic plate was designed and fabricated to be less than 8 mm in height, which included a drive coil. Last, to increase the load flow rate to the target value, multiple pumps were serially connected. As a result of a heating test, the liquid cooling system equipped with the two micro-pumps in series, successfully dissipated heat up to 50 W.

Key words: Liquid cooling system, magnetic field, micro-pump, permanent magnet, series operation

1. はじめに

ノートPCのCPUの冷却には、通常、内蔵する冷却ファンを利用した強制空冷が用いられているが、長期間の使用で溜まった埃が冷却性能を低下させたり、基板上で短絡を起こしたりする問題があった。また、ハイエンド仕様のCPUでは熱設計電力(Thermal Design Power, TDP)が50 W程度のものであり、冷却ファンの騒音・振動への対策や、大型化した冷却機器(冷却ファン、ヒートパイプ、放熱フィン等)の実装が困難になる問題があった。

これら強制空冷の問題を解決するために、より冷却性能が高い液冷システムの開発が進められ、液冷システムを内蔵したノートPCが市販化された^{1,2)}。このシステムはCPUから発生する熱を、液冷ジャケットを通して冷却液に伝え、モニターの背面から外気に放出するもので、冷却ファンを使わないことから低騒音化も実現している。しかし、対応するCPUのTDPは30 Wまでであり、50 W程度のハイエンドクラスには対応していない。また、冷却液の送液に一般的な遠心ポンプを用いているが、TDPの増加に伴うポンプの大型化も懸念される。

そこで本研究では、CPUのTDPが50 W程度のハイエンドノートPCを想定し、冷却ファンを不要とする液冷システムの設計と評価、ならびに筐体内の空きスペースにコンパクトに収まる小型の磁気駆動型循環ポンプの開発を目的とした。本論文では、はじめに熱抵抗を考慮した液冷システムの熱設計を行い、モニター背面に設置する放熱板の試作と評価を行った。この結果を基に循環ポンプに対する要求条件を求め、続いて、著者らが以前より検討してきた弾性板の羽ばたき運動を利用した磁気駆動マイクロポンプ^{3,4)}の適用を試みた。本ポンプは、吐出圧力が低いものの流量が大きいという特徴を有し、さらに細い筒状や薄型形状で構成できるため省スペース化が期待される。本論文では、ポンプの欠点である吐出圧力の低さをポンプの直列接続によって改善し、これを組み込んだ液冷システムにおいて良好な冷却性能を得ることに成功したので報告する。

2. 液冷システムの熱設計と試作

2.1 基本構成と目標値

Fig. 1に液冷システムの構成の概略を示す。本システムは、CPUを模ったカートリッジヒーター内蔵のヒータープレート(60 mm角、高木製作所 HU-200C)、その上に密着した銅製の薄型液冷ジャケット(60 mm×80 mm×3 mm、高木製作所 PB-100T)、流路を配した放熱板(アルミニウム平板、厚さ1.5 mm)、冷却液を送り出す循環ポンプ、それらを連結するフレキシブルチューブ(内径5 mm)で構成されている。放熱板は筐体の一部としてモニター背面につづら折り状に配置されることを想定し、PC使用中は放熱板が立った状態となる。放熱板の大きさは次節にて決定する。流路は放熱板の内側に構成されるが、モニター側には保護用として放熱板と同じ形状の断熱板(EVAフォーム、厚さ3 mm)を配置する。冷却液には不凍液(濃度60%に水で希釈したナイブライン®、凍結温度-20 °C)を使用するとした。また、冷却ファンはPCの内部及び外部に一切設置しないとす。

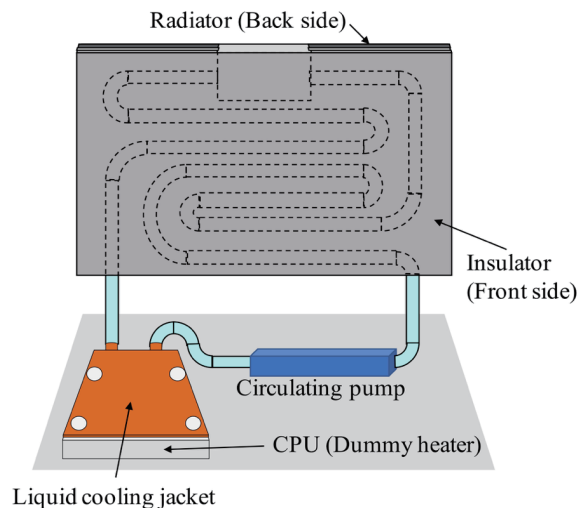


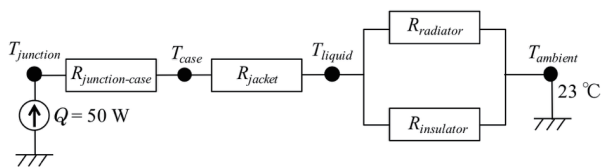
Fig. 1 Configuration of liquid cooling system.

本研究では、TDPが50 WのCPUの冷却を想定していることから、実験ではヒーターの消費電力を50 Wに設定し、CPUのケース表面温度 T_{case} に対応するヒータープレートの表面中央部の温度を評価した。目標収束温度は、一般的なCPUに許容される最大動作温度 $T_{case-max}$ が70°C程度であることを考慮し、20%のマージンを見込んで55°C以下とした。また、送液ポンプに関しては、採用するポンプが薄型化できる点を活かし、高さを8 mm以下、消費電力を一般的な内蔵空冷ファン(1~3 W)よりも低い1 W未満とする目標値を設定した。ポンプ流量の目標値については次節の放熱板の設計を受けてから決定することとする。

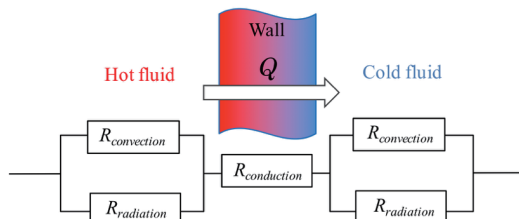
2.2 熱設計と放熱板の構成

放熱板の熱設計には熱抵抗法を用いた。熱抵抗は熱の伝わりにくさを表す値で、温度差を電圧降下、熱流量を電流に対応させると、伝熱経路を電氣的等価回路で表現できる。

Fig. 2(a)に、液冷システムの熱等価回路を示す。通常、CPUの熱はまずケース表面から基板への熱伝導、内部空気への対流熱伝達、筐体への放射熱伝達等に分かれて伝わり、その後も様々な経路を経ながら外気に放出される。そのため、熱等価回路は複雑な直並列回路で表現される。しかし、本実験では液冷ジャケットの熱抵抗が他の熱抵抗に対し十分小さいと予想されるため、ヒーターの熱がすべて液冷ジャケットによって冷却液に伝わるとして熱等価回路を表現した⁹⁾。同回路図において、電流源 Q はヒーターで発生する熱流量であり、本実験では50 Wである。各熱抵抗は、ヒーターとヒータープレート表面間の熱抵抗 $R_{junction-case}$ 、ヒーター



(a) Thermal resistance circuit of liquid cooling system



(b) Thermal resistance circuit of heat transfer through a wall

Fig. 2 Thermal resistance circuit for estimating thermal parameters.

プレート表面と冷却液間の熱抵抗(液冷ジャケットの熱抵抗) R_{jacket} 、放熱板に関わる熱抵抗 $R_{radiator}$ である。本研究では断熱板側への伝熱も無視できないと考え、解析には断熱板に関わる熱抵抗 $R_{insulator}$ も並列に加えた。なお、 $R_{radiator}$ と $R_{insulator}$ は、放熱板と断熱板のそれぞれの対流熱抵抗、伝導熱抵抗、放射熱抵抗を含んだ合成抵抗である。各部の温度は、ヒーター温度 $T_{junction}$ 、ヒータープレート表面温度 T_{case} 、冷却液温度 T_{liquid} 、周囲温度 $T_{ambient}$ とする。

T_{case} を目標値の55°C、 $T_{ambient}$ を室温23°Cとすれば、 R_{jacket} 、 $R_{radiator}$ 、 $R_{insulator}$ の合成抵抗(液冷システムの熱抵抗)は、

$$R_{jacket} + 1 / ((1 / R_{radiator}) + (1 / R_{insulator})) = (T_{case} - T_{ambient}) / Q$$

$$= (55 - 23) / 50 = 0.64 [^{\circ}\text{C}/\text{W}] \quad (1)$$

と表され、この値以下になるように液冷システムを設計しなければならない。ここで、(1)式の熱抵抗のうち、液冷ジャケットの熱抵抗 R_{jacket} の値は冷却液の流量で変化するため実験的に求める必要がある。

液冷ジャケット単体の熱抵抗は、ヒータープレートと液冷ジャケットを密着し、冷却液を市販のギアポンプで循環させたときの T_{case} と冷却液の温度から算出した。測定の結果、冷却液の流量を増加させていくと60 ml/min程度までは熱抵抗が大きく減少するが、それ以上の流量では熱抵抗の減少幅は頭打ちになることがわかった。そこで本研究では、流量70 ml/minにおける実測値 $R_{jacket} = 0.18 [^{\circ}\text{C}/\text{W}]$ を液冷ジャケットの熱抵抗として採用し、 $R_{radiator}$ と $R_{insulator}$ の合成抵抗を0.46°C/W以下となるように放熱板の設計を行うこととした。

$R_{radiator}$ と $R_{insulator}$ の合成抵抗の算出には、Fig. 2(b)に示すように平板で隔てられた流体間の熱通過の考え方を採用した⁹⁾。すなわち、冷却液と平板(放熱板、断熱板)が接しており、冷却液の熱が平板を通過して外気に伝わっていく。このとき、流体(冷却液、空気)と平板の間では対流伝熱と放射熱伝達で伝熱し、平板の中は熱伝導によって伝熱する。Table 1に、計算で用いた物性値を示す。実験に使用したアルミニウム板の外気側はブラックアルマイトによる黒色加工を施しており、放射率を0.95と見積もった。対流熱伝達率は、水冷と自然対流の場合の一般的な数値を用いた。また、断熱材の熱伝導率は0.03 W/mKとした。

Fig. 3に、50 Wの熱流量を熱通過させるのに要する平板の面積と放熱板と断熱板の合成熱抵抗の関係を示す。合成熱抵抗は面積に反比例し、目標値の0.46°C/W以下となる平板の面積は約0.12 m²以上となった。この結果より、本実験では放熱板の寸法を、縦300 mm、横400 mmと決定した。この大きさはモニターサイズ

Table 1 Thermal properties of radiator and insulator.

	Material	Thickness [mm]	Thermal conductivity [W/(m K)]	Convective heat transfer coefficient [W/(m ² K)]		Emissivity	
				Outside	Inside	Outside	Inside
Radiator	Aluminum	1.5	236	7	1000	0.95	0.7
Insulator	EVA foam	3.0	0.03	7	1000	0.7	0.7

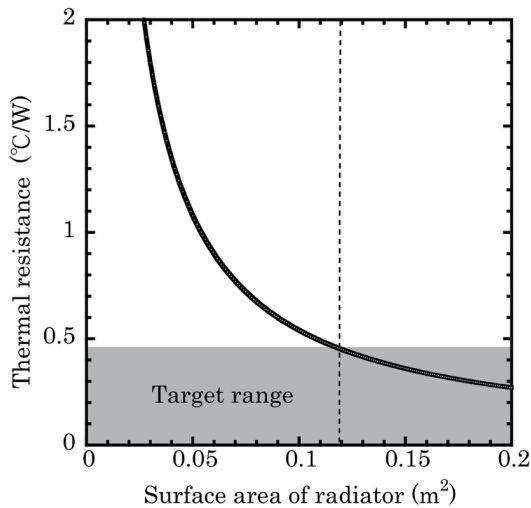


Fig. 3 Relationship between calculated thermal resistance and surface area of radiator.

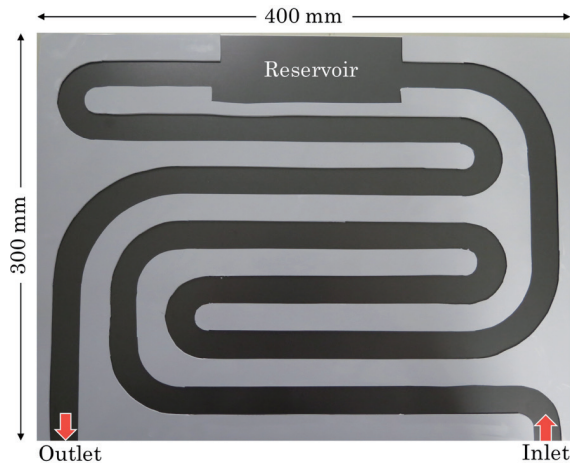


Fig. 4 Photograph of whole flow passage of radiator.

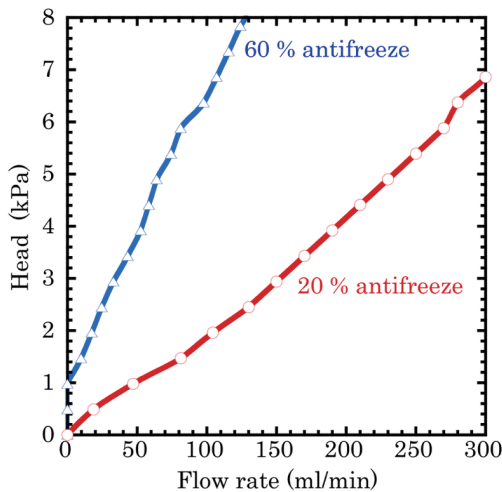


Fig. 5 System resistance curve.

が17インチクラスの比較的大型のノートPCの筐体に相当する。

2.3 放熱板の作製と評価

Fig. 4に、試作した放熱板の流路の写真を示す。前節で計算した

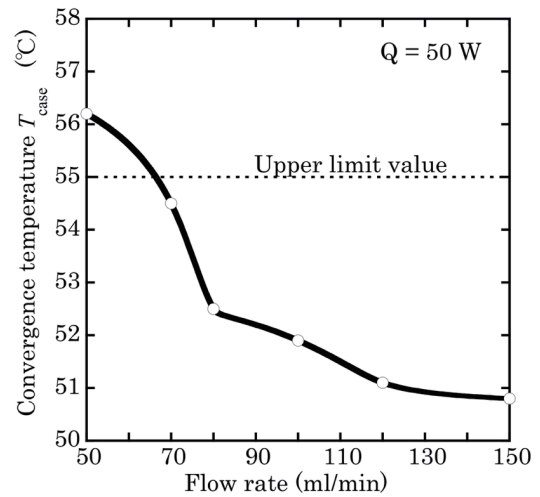


Fig. 6 Relationship between convergence temperature and flow rate.

平板を隔てた熱通過では、冷却液が直接放熱板に触れることが前提であり、配管を丸パイプで構成できない。そこで、厚さ2mmの放熱シリコンゴムの板(300mm×400mm)から図のようなつづら折りの流路をくり抜いて、それを前述の放熱板と断熱板で挟み込むことで流路を構成した。流路の断面形状は幅10mm、高さ2mmの矩形で、流路長は1.9mである。なお、放熱板の上部にはリザーバーを設けている。

Fig. 5に、作製した流路の室温23°Cにおける流量と圧力(抵抗曲線)の実測値を示す。同図には液冷システムで使用する濃度60%の不凍液に加え、濃度20%の不凍液の結果も示した。これは、冷却液に用いた不凍液の粘度の温度依存性が大きいためである。50W放熱時の冷却液の温度は熱等価回路から46-47°Cと見積もられる。その温度では濃度60%の不凍液の粘度は室温の約1/2まで低下し、室温の濃度20%の不凍液の粘度と同程度になる。そこで次章では、室温における濃度20%の不凍液の抵抗曲線を50W放熱時の特性と見なし、ポンプの動作点を考察することとした。

続いて、市販のギアポンプを用いて液冷システムに冷却液(濃度60%の不凍液)を送液したときの冷却性能の評価を行った。冷却実験は、PC筐体を模ったアルミニウム製容器の内部に、プリント基板上に載せたヒータープレートと液冷ジャケットを設置し、容器上部をキーボードで蓋をした状態で行った。また、実際のPCの使用を想定し、放熱板を水平から60°立てた。

Fig. 6は、ヒーターの消費電力を50Wとした場合のヒータープレート表面温度 T_{case} の収束温度(1時間後の温度)とポンプ流量の関係である。室温は23-25°Cである。流量がおおよそ70ml/min以上において目標収束温度の55°C以下になり、作製した液冷システムが設計した通りの冷却性能を有することが確認された。以上の結果より、循環ポンプの目標流量を液冷システムに組み込んだ状態で70ml/min以上と設定した。

3. マイクロポンプの試作と連結特性

3.1 素子構成と動作原理

前章の結果を受け、本章では冷却液を循環するための磁気駆動

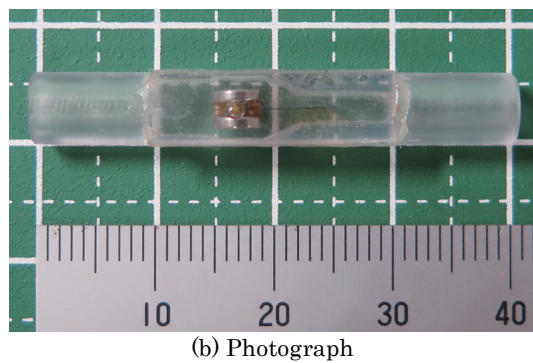
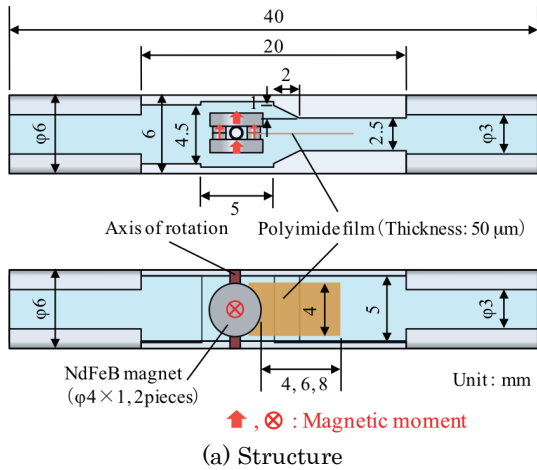


Fig. 7 Micro-pump using flapping elastic plate.

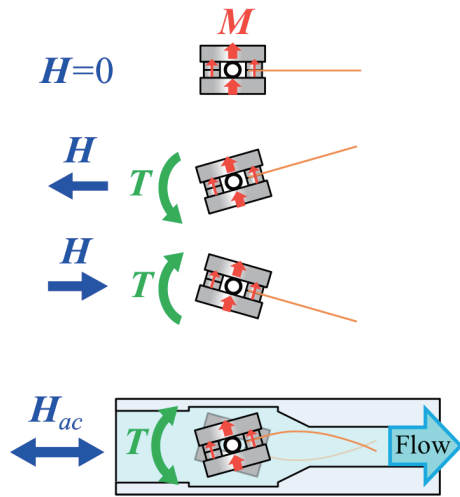


Fig. 8 Actuation principle of micro-pump.

マイクロポンプの開発を行う。本実験で採用するポンプは、永久磁石と弾性板から構成される羽ばたき機構を備え、交流磁界の印加による磁石の回転振動で生じた弾性板の羽ばたき運動を利用する。駆動コイルはケーシング外周に配置する構成のため、ポンプ高さの目標値である 8 mm 以下をコイル高さと考え、今回は高さ 6 mm のケーシング内にポンプを構成した。

Fig. 7(a)と(b)にマイクロポンプの構成と外観写真をそれぞれ示す。羽ばたき機構は、厚さ方向に着磁された 2 個の円盤状 NdFeB

磁石 (φ4 mm × 1 mm) の間に、円柱状 NdFeB 微小磁石 (φ1 mm × 0.5 mm) を 2 個重ねたものを 2 ヶ所に配置し、その一方の微小磁石間に弾性板としてポリイミドフィルムを挟み構成する。フィルム厚さは既報により規格の中から最適な 50 μm 厚を選定した。フィルム形状は長方形で、幅 4 mm、長さ (磁石端からの距離) を 4, 6, 8 mm とした。この羽ばたき機構を、組み合わせ磁石中央部の隙間に差し込んだ回転軸 (ポリイミドチューブ、外径 φ0.8 mm) を介し、塩化ビニル製のケーシング内に取り付けた。ケーシングの内部構造は、高さを 5 mm とし、幅については磁石周囲を 5 mm、フィルムが振動する箇所を 2.5 mm とし、その段差部には図のようにテーパーを設けた。また、両端はフレキシブルチューブと接続するため、外径 6 mm、内径 3 mm の筒状にした。

Fig. 8 に羽ばたき機構の動作原理を示す。ポンプ長手方向に磁界 H を印加すると、組み合わせ磁石の磁気モーメント M には、次式で表される磁気トルク T が作用し、羽ばたき機構は回転軸を中心に回転する。

$$T = M \times H \quad (2)$$

交流磁界を印加すれば磁気トルクは周期的に方向が切り替わり、羽ばたき機構は往復回転運動する。その結果、弾性板が羽ばたきことで流れが誘起されポンプとして機能する。

ポンプの基礎特性の評価は室温 23-25 °C で行い、作動流体には液冷システム駆動時の温度上昇を考慮し、濃度 20 % の不凍液を使用した。評価項目は、流量と揚程とした。基礎特性評価時の駆動には、直径 45 mm、長さ 350 mm の試験用ソレノイドコイルを用いた。液冷システム用駆動コイルについては次章で別途作製する。

3.2 ポンプ単体の基礎特性

はじめに、ポリイミドフィルムの長さを決定した。Fig. 9 に 4 kA/m 印加時における無負荷流量の周波数特性を示す。いずれも 70 Hz 以上で 100 ml/min を超え、流量が多いという本ポンプの特徴が現れている。流量が最大となる周波数は、フィルムの曲げ振動の共振周波数に対応しているため、フィルム長が短いほど高くなった。そのときの最大値は、6 mm 時の流量が約 200 ml/min と他の長さに比べ大幅に多く、この結果から本実験ではフィルム長を 6 mm と決定した。

続いて、最大流量が得られる 100 Hz において、磁界強度を変化させて流量と揚程の関係である性能曲線を測定した。なお、本実験ではフィルムの耐久性と後述する駆動コイルの要求条件 (層厚と消費電力) を考慮し、印加する最大磁界強度を 4 kA/m と設定した。Fig. 10 にポンプの性能曲線を示す。同図には 2 章で調べた放熱板の流路の抵抗曲線 (濃度 20 % の不凍液) も示しており、性能曲線との交点がポンプの動作点となる。流量、揚程ともに磁界強度が大きいくほど増加するが、動作点を見ると最大磁界強度の 4 kA/m 印加時でも目標値 70 ml/min 以上を満足させることは困難と予想される。本ポンプは無負荷では流量が多いが、吐出圧力が低いいため負荷があると流量が急激に低下してしまう。

3.3 直列接続による特性向上

前節の問題を解決するために、ポンプの直列接続による吐出圧力の増加を試みた。連結するポンプの個数は最大 3 個とした。磁石同士の干渉を少なくするため、隣り合うポンプとの磁石間距離を 20 mm とし、磁石の磁化方向はすべてが揃うように接続して評

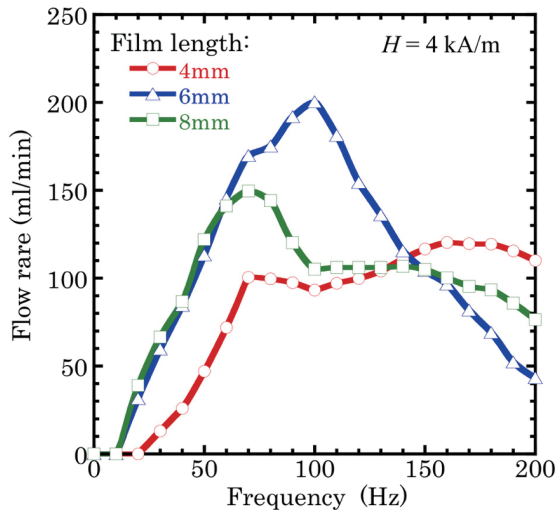


Fig. 9 Frequency dependence of no-load flow rate for three pumps with different film lengths.

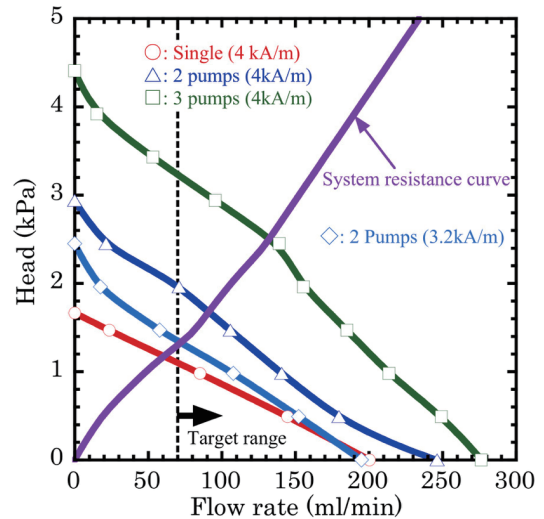


Fig. 11 Pump performance curves for single and serially connected pumps.

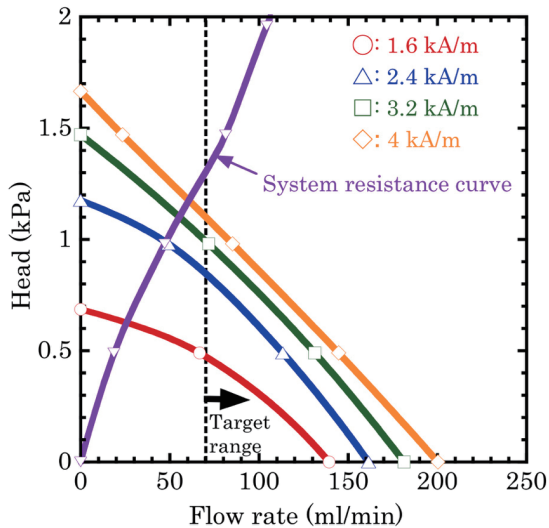


Fig. 10 Pump performance curves for single pump while different magnetic fields were applied.

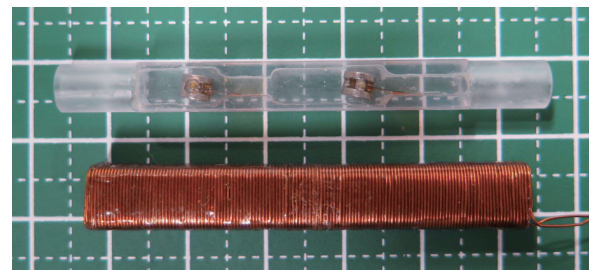


Fig. 12 Photograph of two micro-pumps in series and drive coil.

価を行った。

Fig. 11 に、ポンプを連結した場合の 4 kA/m 印加時における性能曲線を示す。連結することで、流量と揚程とも増加することがわかる。とくに揚程は個数に比例して増加し、直列接続が本ポンプの欠点である吐出圧力の低さを補う手法として有用であることが示された。流路の抵抗曲線とポンプの性能曲線の交点である動作点に着目すると、2 連結以上において目標流量の 70 ml/min 以上を満足できると期待される。ただし、2 連結の 4 kA/m 印加時の流量は目標値に対し余裕がある。そこで、2 連結時の駆動磁界を低減し動作点を目標値に合わせることにした。同図には 2 連結の 3.2 kA/m 印加時の結果も示しており、動作点の流量は目標値とほぼ一致している。

4. 液冷システムの評価

4.1 駆動コイルの作製

前章においてポンプを直列に 2 連結することで目標流量を満足

できる見通しを得た。そこで、2 章で作製した液冷システムに組み込むために、ポンプケーシング外周に密着する駆動用ソレノイドコイルを作製した。ケーシングの外形が幅、高さとも 6 mm で、コイル高さの目標値 8 mm からコイル形状は 1 辺が 8 mm の正方形断面とし、2 つの磁石の中心位置がコイル両端から内側に 15 mm となるようコイル長を 50 mm とした。この形状において、電流密度 6 A/mm^2 以下で最大駆動磁界の 4 kA/m を発生する条件のもと、 $\phi 0.32 \text{ mm}$ のホルマル線を 2 層巻き (総巻数 274 巻) したソレノイドコイルを作製した。Fig. 12 に 2 連結のポンプと駆動用コイルの写真を示す。

4.2 冷却性能の評価

Fig. 13 に、2 連結のポンプを組み込んだ液冷システム全体の写真 (左: カバーを外した状態、右: 測定時のカバーがある状態) を示す。各部の重量は、放熱板の乾燥重量が 1.3 kg、冷却液が 74 g、液冷ジャケットが 200 g、コイルを含めた 2 連結のマイクロポンプが 8.2 g であり、写真の右側のカバーを含めた総重量は約 2.1 kg である。評価実験では、2.3 節で説明した実験と同じく実際の PC 筐体内の環境に近い状態とし、ヒータープレートの消費電力を 50 W としたときのヒータープレート表面温度 T_{case} の時間変化を測定した。ポンプの駆動磁界は 3.2 kA/m と 4 kA/m とし、室内温度は 23-25 °C とした。

Fig. 14 に、 T_{case} の時間変化を示す。同図には比較のために、ポ

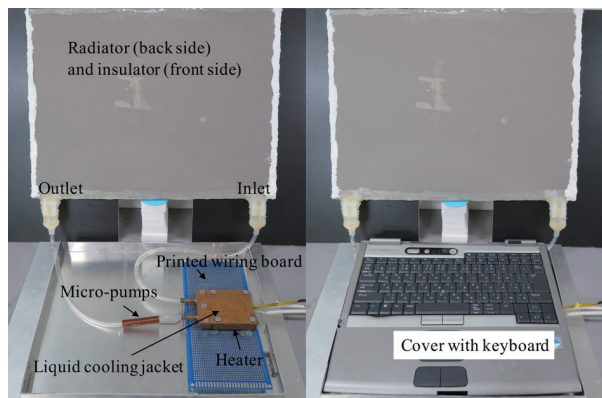


Fig. 13 Photograph of liquid cooling system incorporated with magnetically driven micro-pumps.

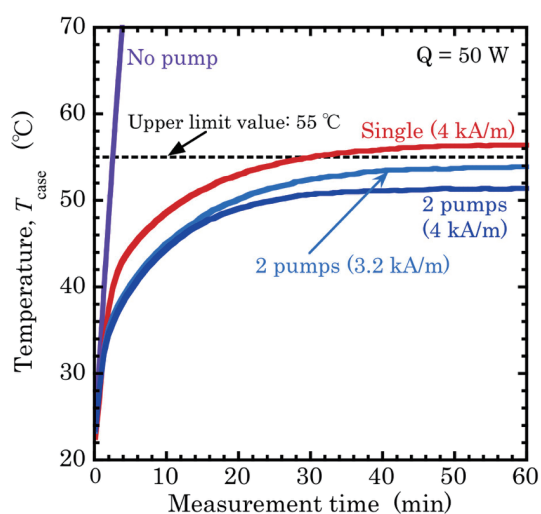


Fig. 14 Variation in temperature T_{case} with time.

ンプが無い場合とポンプ単体（駆動磁界 4 kA/m）の場合の結果も示している。ポンプが無い場合は 2 分以内で目標値の 55 °C を超えてしまうが、ポンプを駆動することで温度上昇が大幅に抑えられることがわかる。ただし、Fig.11 で予想された通り、ポンプ単体による収束温度は 56.4 °C となり目標値を超過した。一方、2 連結のポンプでは、3.2 kA/m と 4 kA/m の駆動磁界とともに 55 °C 以下に収束させることに成功した。3.2 kA/m と 4 kA/m でポンプを駆動

するのに要する電力はそれぞれ 0.48 W と 0.71 W であり、消費電力の目標値である 1 W 未満も達成することができた。

5. まとめ

ハイエンドのノート PC に適用可能な液冷システムを実現するために、TDP が 50 W の CPU の発熱をモニター背面から放熱する液冷システムを設計・作製し、その循環ポンプとして弾性板の羽ばたき運動を利用した厚さ 8 mm の磁気駆動マイクロポンプを作製した。以下に得られた結果をまとめる。

- (1) 液冷システムの熱抵抗を解析し、放熱板の大きさを設定するとともに、冷却液が放熱板に直接接触する流路構成を考案した。
- (2) 弾性板の羽ばたき運動を利用した磁気駆動マイクロポンプの基礎特性を評価し、直列に 2 連結することで液冷システムに必要な目標流量を満足することができた。
- (3) 2 連結したマイクロポンプと駆動コイルを組み込んだ液冷システムを評価し、消費電力 50 W 時のヒータープレート表面温度を 55 °C 以下にすることができた。

今後は、冷却性能を維持したまま、放熱板の厚さや流路構造を見直し、モニター部の薄型化・軽量化を図る予定である。また、今回はポンプの細長い形状を考慮して簡便なソレノイドコイルによる駆動を採用したが、さらなる消費電力の低減を目指し鉄心を使った駆動法等も検討する必要がある。

References

- 1) T. Nakagawa, Y. Neko, T. Matsuoka, M. Suzuki, M. Eishima, K. Nagashima, S. Matsushita, K. Arakawa, and K. Saito: US Patent No. US 6791834 B2, 2004.
- 2) Y. Kondo: Proc. Therm. Eng. Div. Conf. 2003 of JSME, (2003), p. 101 (in Japanese).
- 3) T. Honda, J. Yamasaki, and K.I. Arai: *IEEE Trans. Magn.*, **34**, 2102(1998).
- 4) T. Honda, A. Yoshida, and J. Yamasaki: *J. Appl. Electromagn. Mech.*, **25**, 511(2007).
- 5) Y. Cengel, A. Ghajar: Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, Chap. 15, p. 49 (McGraw-Hill, Columbus, 2010).
- 6) R. Remsburg: Advanced Thermal Design of Electronic Equipment, p. 499 (Springer, Boston, 1998).
- 7) K. Kondo, T. Honda, J. Yamasaki, and S. Ishii: *J. Magn. Soc. Jpn.*, **26**, 612 (2002).

2018年9月3日受理, 2018年10月26日採録