相変化を伴う並列細管熱輸送デバイスの熱輸送特性*

齋藤 博史^{*1}, 村田 章^{*1}, 岩本 薫^{*1}

Heat Transport Characteristics of Parallel-Tube Heat Transport Device with Phase Change

Hiroshi SAITO^{*1}, Akira MURATA and Kaoru IWAMOTO^{*1} Tokyo University of A. & T., Dept. of Mechanical System Engineering
Naka-cho 2-24-16, Koganei-shi, Tokyo, 184-8588 Japan

In order to achieve higher heat transport performance for electronic power device cooling, a two-phase heat transport device with parallel tubes, which consisted of several thin tubes connecting cooling- and heating-headers, was developed and its performance was experimentally tested. The performance of the parallel-tube heat transport device was higher than that of the meandering closed loop heat transport device of self-existing mode oscillating flow. In this study, in order to clarify the effects of various parameters on the heat transport performance, experiments were performed by varying the following parameters: working fluids, filling ratio, number of tubes, tube diameter and length, header diameter, and temperature difference between heating and cooling headers. In addition to the heat transfer experiments using copper circular tubes, flow visualization experiments were performed using square channels grooved on a plate. These results show a detail of the parallel-tube heat transport device performance. The heat transport limit occurred by dry-out in the heating header.

Key Words : Heat Transport Device, Phase Change, Condensation, Boiling, Flow Visualization

1. 緒 言

コンピュータやパワーデバイスなどに代表される電子機器は、電子素子の微細化に伴う高密度実装および高性能化に伴い、発熱密度は増大の一途をたどっている。これらの熱を取り除くために一般的に用いられてきた空冷や液冷による強制対流冷却の冷却性能は、限界に近づいている。そこで発熱体からの除熱のために高い熱輸送能力をもつ熱輸送デバイスが必要となっている。現在用いられているヒートパイプは、高い見掛けの熱伝導率を有するものの小径化に伴い熱輸送能力が低下するという問題がある。作動流体の振動流を利用した熱輸送デバイスは、既に実用化され高い熱輸送量を有していることが知られている⁽¹⁾⁻⁽¹¹⁾。なかでも振動流を駆動するための外部動力を必要としない、作動流体の相変化（沸騰と凝縮）を利用した単管閉ループ構造の蛇行細管型ヒートパイプ（自励振動型ヒートパイプ）は、単純構造で細径化が可能ため注目されている。そこで蛇行細管型のターン部の自由度を高め、より高い熱輸送量を目指し、上下の冷却および加熱用ヘッダを並列に並べられた複数の細管でつないだ構造をもつ図 1 に示す並列細管熱輸送デバイスを提案する。本熱輸送デバイスは、加熱・冷却部ヘッダを複数本の並列細管で接続した形状で、内部に作動流体が封入され、気液の相変化による上昇流および下降流を別々の細管で非定常に行い、作動流体の循環を実現させる。本研究ではこの並列細管熱輸送デバイスの様々なパラメータが熱輸送量に与える影響を調べることを目的とし実験を行った。幾何学的パラメータは細管本数、細管太さ、細管長さとし、ヘッダ間温度差、作動流体の種類および封入率を変化させ、伝熱実験と内部流動の可視化実験を行い、熱輸送特性を評価した。加熱部の条件設定は、電子素子等の発熱量に相当する熱流束条件が与えられるべきであるが、本実験では、テストコアの構造などの制限から、加熱および冷却のために循環水を用いるため、上記の西尾ら⁽⁵⁾⁻⁽⁸⁾の条件設定と同様に加熱条件は加熱水を用い変化させたことを付記しておく。

* 原稿受付 2012 年 3 月 5 日

^{*1} 正員, 東京農工大学 (〒184-8588 東京都小金井市中町 2-24-16)

E-mail: saito@mmlab.mech.tuat.ac.jp

Fig. 1 Instantaneous flow image of parallel-tube heat transport device with phase change.

Fig. 2 Test core with circular copper tubes for heat transfer experiments.

2. 実験装置および実験方法

図2に細管型テストコア、図3に正方形断面チャンネル型テストコアの概略を示す。また、表1にテストコア諸元一覧を示す。本熱輸送デバイスは、2つのヘッダ（加熱部、冷却部）を複数本の細管で連結した構造を有する。細管型テストコアは銅製で、形状パラメータは、細管内径 $d = 0.51\text{mm}$, 0.72mm , 1.0mm , 2.0mm , 5.0mm , 加熱部および冷却部ヘッダ内径 $D = 1.0\text{mm}$, 6.0mm , ヘッダ軸（幅）方向長さ $L = 72\text{mm}$, 細管本数 $N = 3, 6, 12$, 細管幅方向ピッチは 12mm , 細管長さ $l = 100\text{mm}$, 300mm である。正方形断面チャンネル型テストコアは、真鍮製で、細管型を基本形状とし、ヘッダ部は、ヘッダ部内寸 $6.0\text{mm} \times 6.0\text{mm}$, ヘッダ軸（幅）方向長さ $L = 76\text{mm}$, 細溝部は、 $2.0\text{mm} \times 2.0\text{mm}$ および $4.0\text{mm} \times 4.0\text{mm}$ の正方形断面形状、細溝部長さ $l = 100\text{mm}$, 細管幅方向ピッチ 12mm とした。異径管の組み合わせは、流路ごとに圧力損失に差を生じさせ、ヘッダ間の還流を生じやすくするためである。モデル名称は、コアタイプ（細管型：Tube type, チャンネル型：Channel type）、細管内径 d , ヘッダ内径 D , 細管本数 N と順に示した文字列（Type/ d - D - N [l]）で定義し、 $l = 100\text{mm}$ の場合は、[l]の表記を省いた。また、比較のため表1下部に示すように蛇行細管型ヒートパイプ（Meandering Closed Loop type：MCL）の実験も行った。表2に実験に用いた作動流体の飽和液状態における物性値を示す。作動流体は、細管型テストコアはR-134a, 正方形断面チャンネル型テストコアはR-134a, エタノール, 水の3種類を使用し、真空ポンプにより真空度が絶対圧力で約 0.5Torr にテストコア内を減圧した後、封入した。作動流体の封入率 α は、全内容積を基準（ $\alpha = 100\%$ ）とし、全内容積の半分の $\alpha = 50\%$, 片側ヘッダ部内容積に相当する $\alpha = 10 \sim 49\%$, 片側ヘッダ部内容積の半分に相当する $\alpha = 5 \sim 24\%$ の3条件とした。なお、 $\alpha = 50\%$ 以外は、管本数・管長さにより全内容積が変化するので、液面高さ位置が同じ場合でも α は異なる値となる。

Fig. 3 Test core with square channels for flow visualization experiments.

図4に伝熱実験装置概略を示す。細管型テストコアでは、ヘッダ部をコンテナに格納し、恒温槽から供給される水で蒸発部と凝縮部をそれぞれ加熱・冷却した。テストコアおよびコンテナは、全体が断熱材で覆われている。内部流動の可視化実験は、図3に示した正方形断面チャネル型テストコアを用い、上下ヘッダ部背面に取り付けられたジャケット部に、恒温槽より供給された加熱水および冷却水を供給した。内部流動の観察には、透明ポリカーボネイト面側から高速度ビデオカメラ（フォトン FASTCAM512PCI、解像度 $512 \times 512 \text{ pixel}^2$ 、設定フレームレート 250fps）を用い撮影した。ポリカーボネイト面側以外は、断熱材で覆われている。

実験条件は、冷却水供給温度は 20°C 一定とし、加熱水供給温度を 25°C から 80°C まで変化させ、実験を行った。冷却水入口出口温度および加熱側、冷却側ヘッダ表面温度を K 型熱電対 ($\phi 100 \mu\text{m}$) で計測した。冷却水流量は、定流量弁を用い一定とし、羽根車式デジタル流量計で計測した。

熱輸送量 $\dot{Q} [\text{W}]$ および実効熱伝導率 $k_{\text{eff}} [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$ は、次式より算出した。

$$\dot{Q} = \rho V C_p (T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}}) \quad (1)$$

Table 1 Geometric parameters of test cores.

Core type	Tube diameter d (mm)	Header diameter D (mm)	Number of tube N	Tube length l (mm)	Model name (Type/ d - D - N [l])	Working fluid
Tube type	0.51	6	12	100	T/0.51-6-12	R-134a
	0.72		6		T/0.51-6-6	R-134a
			6		T/0.72-6-6	R-134a
			12		T/1-6-12	R-134a
	6		T/1-6-6		R-134a	
	6		300	T/1-6-6 [$l=300$]	R-135a	
	2		3	100	T/1-6-3	R-134a
			6		T/2-6-6	R-134a
			1 and 5		1mm×5 + 5mm×1	T/1&5-6-6
	1		1		6	T/1-1-6
Channels type	2	6	6		C/2-6-6	R-134a, Ethanol, Water
	2 and 4		2mm×4 + 4mm×2	C/2&4-6-6	R-134a, Ethanol, Water	
Meandering Closed Loop type	1	-	6 (6 turns)	100	MCL	R-134a

Table 2 Physical properties of working fluids.

	(Saturated liquid at 300K)		
	R-134a ⁽¹⁴⁾	Ethanol ⁽¹³⁾	Water ⁽¹³⁾
Boiling point [°C]	-26.2	78.3	100
Density [kg/m ³]	1206.0	783.5	996.6
Surface tension [mN/m]	7.9	22.19	71.69
Specific heat at constant pressure [kJ/(kg·K)]	1.429	2.451	4.179
Kinematic viscosity [mm ² /s]	0.1674	1.334	0.8573
Thermal conductivity [mW/(m·K)]	81.5	166.0	610.4
Latent heat of vaporization [kJ/kg]	1.78×10^2	8.54×10^2	2.43×10^3

Fig. 4 Experimental apparatus for heat transfer experiment.

$$k_{eff} = \dot{Q}l / (A(T_{h,header} - T_{c,header})) \quad (2)$$

ここで、 V [m³/s]は冷却水体積流量、 ρ [kg/m³]は水の密度、 C_p [kJ/(kgK)]は水の定圧比熱、 $T_{c,out}$ [°C]は冷却水出口温度、 $T_{c,in}$ [°C]は冷却水入口温度、 l [m]は細管長さ、 A [m²]は細管流路内断面積、 $T_{h,header}$ [°C]は加熱ヘッダ表面温度、 $T_{c,header}$ [°C]は冷却ヘッダ表面温度である。 $\dot{Q}$ は、テストコアの熱伝導の影響を差引くため、作動流体を封入しない場合の熱輸送量を計測し、正味の $\dot{Q}$ を算出している。計測の不確かさ⁽¹²⁾は、細管内径 $d = 1\text{mm}$ の細管型テストコアを使用した場合、 $\dot{Q}$ に対して最大約 6%である。

3. 実験結果および考察

特に記載の無い場合の基本実験条件は、細管内径 $d = 1\text{mm}$ 、ヘッダ径 $D = 6\text{mm}$ 、細管本数 $N = 6$ 、細管長さ $l = 100\text{mm}$ 、作動流体は R-134a、作動流体封入率 $\alpha = 50\%$ とする。

3・1 細管内径 d と細管長さ l の影響

図 5 は細管内径 d の異なる細管型テストコア (T/d-6-6) と細管長さ $l = 300\text{mm}$ (図中 T/1-6-6 [$l = 300$]) の熱輸送量 $\dot{Q}$ および実効熱伝導率 k_{eff} とヘッダ間温度差 $\Delta T (= T_{h,header} - T_{c,header})$ の関係を示す。 $\dot{Q}$ は、 d が 1mm 以上の場合、細管内径の違いによる差はほとんど見られず、本実験条件の範囲内では、単調に増加する。 d が 0.72mm 以下の場合、 ΔT の上昇に伴い $\dot{Q}$ は増加するが、ある温度を境に一定の値となる。正方形断面チャネル型テストコアを用いた可視化実験でも ΔT の上昇に伴い同様な現象が生じることが確認され、これは気泡流の上昇に対し、凝縮液の還流が不足し加熱ヘッダ内の作動流体が減り、最終的には加熱ヘッダ内に液が無くなり、ドライアウトに至ったためである。T/1-6-6 [$l = 300$] の $\dot{Q}$ は、 $l = 100\text{mm}$ の T/1-6-6 と比べ約 1/2 に低下しているものの、 ΔT の上昇に伴い単調に増加する。管長の増加による流動損失増加の影響と考えられる。

Fig. 5 Influence of tube inner diameter and tube length (T/d-6-6, R-134a, $\alpha = 50\%$).

単位温度勾配, 単位断面積当りの熱輸送性能を表す実効熱伝導率 k_{eff} は, d が小さいほど, 最大値が高いことがわかる. d が小さい場合には上記ドライアウトの影響により k_{eff} は一旦上昇した後に低下するが, d が大きくなるとその傾向は見られなくなる. また, $d=1\text{mm}$ を 5 本と $d=5\text{mm}$ を 1 本 (最外列に配置) を組み合わせたもの (図中 T/1&5-6-6) と, $d=2\text{mm}$ の結果が同様な値となり, それぞれの総断面積が約 24mm^2 , 19mm^2 と近い値を示すこと, 図 5(a) で両者の $\dot{Q}$ がほぼ同じ値を示すことから異径管の組み合わせは性能向上に寄与しないことがわかる. T/1-6-6 と T/2-6-6 の $\dot{Q}$ は, ほぼ同じ値を示すが, T/2-6-6 の k_{eff} は T/1-6-6 より総断面積が大きいため低くなる. k_{eff} における管長の影響は $l=100\text{mm}$, 300mm の比較から ΔT に対する変化の傾向は同一だが, 管長を 3 倍にしても熱輸送量は半分程度にしか低下しないので, 管長が長い $l=300\text{mm}$ の方が k_{eff} は高くなる. 本実験に用いた T/0.51-6-6 の最大 k_{eff} は, 銅の熱伝導率 ($390\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)⁽¹³⁾ の約 400 倍に達している.

3・2 作動流体封入率 α の影響

図 6 に細管内径 $d=1\text{mm}$, 0.51mm と変化させた場合 (T/d-6-6, R-134a) の作動流体封入率 α が, 熱輸送量 $\dot{Q}$ および実効熱伝導率 k_{eff} に与える影響を示す. $d=0.51\text{mm}$ の場合, $\dot{Q}$ は α による差が見られず, $\Delta T = 3^\circ\text{C}$ 以上でドライアウトが生じ, $\dot{Q}$ は一定の値となっている. $d=1\text{mm}$ の場合, ヘッダ内容積以上の封入量となる $\alpha = 45\%$ 以上で

は、 $\dot{Q}$ に差は見られない。 $\alpha=22\%$ (ヘッド内容積の半分) では、 $\Delta T=15^\circ\text{C}$ 以上で徐々に $\dot{Q}$ の増加割合が小さくなっており、 ΔT の上昇に伴い徐々にドライアウトに至ることがわかる。

図 6(b) の k_{eff} では $d=0.51\text{mm}$, 1mm の場合とも低封入率で若干低い値となるが、全体的な傾向に大きな変化はないことがわかる。

3・3 細管本数 N の影響

図 7 に細管本数 N を変化した場合 (T/1-6- N) の熱輸送量 $\dot{Q}$ を示す。 N の増加に伴い、 $\dot{Q}$ は増加する。しかし、 $N=6$ と 12 では、 $\dot{Q}$ は 35% 程度の差しかなく、 N と $\dot{Q}$ は比例しない。 $N=3$ の場合、ヘッド間温度差 $\Delta T=15^\circ\text{C}$ までは、 $\dot{Q}$ は増加するものの、その後一定の値となっている。熱輸送デバイスのコンパクト化、低コスト化のためには、 N が少ないほうが望ましく、ドライアウトは凝縮液の戻り (下降流) が一本でも生じていれば発生しないが、作動流体の粘性や表面張力が高い水やエタノールなどで N が少ない場合は、凝縮液の加熱部ヘッドへの液戻りが十分ではなく加熱部ヘッドがドライアウトしやすいことが、正方形断面チャネル型テストコアを用いた可視化実験で確認された。 N の増加によりドライアウト発生の可能性は低下するが、流路断面積は増加するため実効熱伝導率 k_{eff} は低下する (図省略)。 N には k_{eff} に対して最適値が存在し、本テストコアでは $N=6$ が最適である。

(a) Heat transport rate

(b) Effective thermal conductivity

Fig. 6 Influence of working-fluid filling ratio (T/d-6-6, R-134a).

3・4 ヘッダ径 D の影響

図8にヘッダ径 $D=1\text{mm}$ と 6mm (T/1-D-6) の場合の熱輸送量 $\dot{Q}$ を示す. また, 同時に $d=1\text{mm}$ の蛇行細管型ヒートパイプ (MCL) の結果を示す. $\dot{Q}$ は, $D=6\text{mm}$ の場合, ヘッダ間温度差 ΔT の上昇と共に増加し, $D=1\text{mm}$ では $\Delta T=20^\circ\text{C}$ を超えるとドライアウトにより一定の値となる. $D=1\text{mm}$ の $\dot{Q}$ は $D=6\text{mm}$ と比較して非常に低く, ヘッダサイズの縮小による性能低下は顕著である. 蛇行細管型 (MCL, 加熱・冷却部の直径も 1mm) の $\dot{Q}$ は $D=1\text{mm}$ の並列細管型と同程度の値をとるが, 飽和傾向は見られない. $D=6\text{mm}$ の並列細管型と蛇行細管型を比較すると, 並列細管型は $\Delta T=30^\circ\text{C}$ で約3倍高い値となる.

3・5 コア設置角度の影響

図9にテストコア設置角度の概略を示す. 図9(a)の設置角度 θ は, テストコアを正面に見て側面方向への傾斜角とし, 図9(b)の設置角度 ϕ は, テストコアを正面に見て背面方向への傾斜角と定義する. 図10に細管型テストコア (T/1-6-6) 設置角度 θ, ϕ が熱輸送量 $\dot{Q}$ に与える影響を示す. ただし, 本熱輸送デバイスは, 冷却部ヘッダから加熱部ヘッダへの液戻りに重力を利用しているため, 冷却部ヘッダと加熱部ヘッダが上下反転している状態 $0^\circ \sim 90^\circ$ では実験を行っていない. 実験結果より, θ, ϕ によらずヘッダ間温度差 ΔT の増加に伴い, $\dot{Q}$ は単調に増加する. ϕ の $\dot{Q}$ へ影響は, θ に比べ大きく, 背面へ傾斜させた場合の方が $\dot{Q}$ が小さい. $\phi=0^\circ$ では $\dot{Q}$ は大きく減少するが, $\theta=0^\circ$ では, 熱輸送が行われていることがわかる. 封入率 $\alpha=50\%$ で, $\theta=0^\circ$ および $\phi=0^\circ$ の場合には,

Fig. 7 Influence of tube number on heat transport rate (T/1-6-N, R-134a, $\alpha=50\%$).

Fig. 8 Influence of header diameter on heat transport rate (T/1-D-6, R-134a, $\alpha=50\%$).

Fig. 9 Definition of Inclination angle of test core.

Fig. 10 Influence of inclination angle on heat transport rate (T/1-6-6, R-134a, $\alpha = 50\%$).

蒸気流が加熱ヘッダから冷却ヘッダへ流れ、また、液相部では微小な液位差による重力ヘッドにより対流（液戻り）が生じ、熱輸送が行われ熱輸送量は零とはならない

3・6 作動流体の違いによる熱輸送量への影響および内部流動の変化

図 11 に作動流体の違いと設置角度 θ, ϕ が熱輸送量 $\dot{Q}$ に与える影響 (C/d-6-6) を示す。正方形断面チャネル型テストコアの細溝部寸法は、作動流体に水を用いた場合のラプラス長（飽和水では約 2.5mm）を基準に決定し、ラプラス長さに対し極端に細管径を細径化した場合は、熱輸送量が低下するため断面寸法 2.0mm×2.0mm とした。設置角度 $\theta = 90^\circ$ 、 $\phi = 90^\circ$ の場合、作動流体の種類、細溝サイズの違い (C/2-6-6, C/2&4-6-6) によらず $\dot{Q}$ は単調に増加する。熱輸送デバイスの作動開始温度（図の x 切片）は、R-134a が最も低く、エタノール、水の順に高くなる。これは、沸点（表 2 参照）の違いによるものである。 $\dot{Q}$ は R-134a の場合に異なる細溝サイズを組み合わせたコア (C/2&4-6-6：正面左から 2 番目、5 番目の細溝が 4mm、他の細溝は 2mm) で低下するが、エタノールおよび水の場合、その差は見られない。これは、R-134a の蒸気泡サイズは小さく、液相の上昇流による顕熱輸送の低下のためであることを可視化実験で確認した。 $\theta = 90^\circ$ 、 $\phi = 0^\circ$ の場合、異なる細溝サイズを組み合わせたコア (C/2&4-6-6) で R-134a の場合に $\dot{Q}$ は $\theta = 90^\circ$ 、 $\phi = 90^\circ$ の場合に比べ約 1/2 であるが、それ以外のエタノール、水の場合は著しく低下した。凝縮液戻りが熱輸送に必須であることがわかる。

図 12 に正方形断面チャネル型テストコア (C/2-6-6)、設置角度 $\theta = 90^\circ$ 、 $\phi = 90^\circ$ の場合の加熱部ヘッダと、正面左から 3 番目の細溝の周囲の内部流動の可視化画像を示す。R-134a の場合（図 12(a)）、ヘッダ内部で核沸騰が生じ、無数の小さな蒸気泡が発生し、蒸気泡が連続的に細溝部に流入する様子が見られた。また、細溝部内では、気泡流となって上昇する様子が見られた。エタノール（図 12(b)）および水（図省略）の場合、ヘッダ内部に大き

な蒸気泡が発生し、蒸気泡はヘッダ内部を図中左右に大きく移動し、細溝部に蒸気泡の一部が流入する様子が見られた。この蒸気泡の生成が還流を生じさせ熱輸送に寄与している。

4. 結 言

- (1) 並列細管熱輸送デバイスは、実験条件範囲内において、蛇行細管型熱輸送デバイスと比較して、潜熱・顕熱輸送の両方を利用するため、熱輸送量 $\dot{Q}$ は約3倍の性能を示す。
- (2) 細管内径 d は熱輸送特性に大きな影響を及ぼし、本デバイスでは加熱部ヘッダでのドライアウトが生じないように凝縮液もどりを起こすために $d=1\text{mm}$ 以上が必要である。
- (3) 細管内径 d が小さいほど、実効熱伝導率 k_{eff} のヘッダ間温度差 ΔT に対し急激な変化を示し、ピーク値は高いが、ドライアウトの発生により ΔT の上昇とともに急激に低下する。
- (4) 熱輸送量 $\dot{Q}$ は、細管本数 N に比例せず、 N の増加による流路断面積の増加によって実効熱伝導率 k_{eff} は低下するため、 N には k_{eff} に対して最適値が存在し、本テストコアでは $N=6$ が最適である。
- (5) 本デバイスは、重力を利用し冷却部ヘッダから加熱部ヘッダに凝縮液もどりを起こしているため、デバイスを傾斜させると熱輸送量 $\dot{Q}$ は減少し、加熱部ヘッダでドライアウトが生じると $\dot{Q}$ は飽和する。

(a) for $\theta=90^\circ$ and $\phi=90^\circ$ (vertical position)

(b) for $\theta=90^\circ$ and $\phi=0^\circ$ (horizontal position)

Fig. 11 Influence of working fluid of heat transport rate (Channels type test core, $C/d-6-6$, $\alpha=50\%$).

Fig. 12 Flow visualization of internal flow behavior at heating header (Channels type test core, C/2-6-6, $\alpha = 50\%$).

謝 辞

本実験の遂行にあたり、本学元学生の大西徹夫氏、坂井達也氏、池谷拓巳氏にご協力を頂いた。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) Kurzweg, U. H. and Zhao, L., "Heat Transfer by High-Frequency Oscillations: A New Hydrodynamic Technique for Achieving Large Effective Thermal Conductivities", *Physics of Fluids*, Vol. 27, No. 11 (1984), pp. 2624-2627.
- (2) Akachi, H., "Structure of a Heat Pipe", *U.S. Patent #4,921,041*(1990).
- (3) Akachi, H., "Structure of Micro-Heat Pipe", *U.S. Patent #5,219,020* (1993).
- (4) 赤地久輝, "ループ型細管ヒートパイプ", 日本国特許, 特公平 6-97147 号(1994).
- (5) 細田稔, 西尾茂文, 白樫了, "蛇行閉ループ式熱輸送デバイスに関する研究", 日本機械学会論文集 B 編, Vol.64, No.622(1998), pp. 229-235.
- (6) Hosoda, M., Nishio, S., and Shirakashi, R., "Study of Meandering Closed-Loop Heat-Transport Device (Vapor-Plug Propagation Phenomena)", *JSME International Journal, Series B*, Vol.42, No.4 (1999), pp. 737-744.
- (7) 西尾茂文, 永田眞一, 沼田祥平, 白樫了, "気泡駆動形熱輸送デバイスの熱輸送特性に関する研究", 日本機械学会論文集 B 編, Vol.65, No.640 (1999), pp. 4077-4083.
- (8) 西尾茂文, 永田眞一, 馬場史朗, "SEMOS Heat Pipe に関する研究", 日本機械学会論文集 B 編, Vol.68, No.671 (2002), pp. 254-260.
- (9) 長崎孝夫, 伊藤優, 石川智隆, "自励振動式ヒートパイプの熱輸送機構に関する研究", 第 42 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol.2 (2005), pp. 211-212.
- (10) Holley, B. and Faghri, A., "Analysis of pulsating heat pipe with capillary wick and varying channel diameter", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.48 (2005), pp. 2635-2651.
- (11) 杉本勝美, 村川英樹, 吉田壮寿, 鎌田洋平, 浅野等, 竹中信幸, 持木幸一, "自励振動型ヒートパイプ内の熱流動現象に関する研究 (中性子ラジオグラフィによる冷媒挙動の可視化)", 日本機械学会論文集 B 編, Vol.76, No.766(2010), pp. 975-982.
- (12) ANSI/ASME PTC 19.1, *Measurement Uncertainty*, (1985), ASME.
- (13) 日本機械学会編, 伝熱工学資料, 改訂第 4 版(1986), p.325, 日本機械学会.
- (14) 日本冷凍協会・日本フロンガス協会編, 代替フロン類の熱物性: HFC-134a HCFC-123, (1991), p.69, 日本冷凍協会.