

三浦正義, 長崎孝夫, 伊藤優, “加振機構を用いた自励振動ヒートパイプの熱輸送特性に関する基礎的研究（有効熱伝導率の測定）”, 日本機械学会論文集, 81, 14-00651 (Jul 2015)(日本機械学会)

# 加振機構を用いた自励振動ヒートパイプの熱輸送特性に関する基礎的研究 (有効熱伝導率の測定)

三浦 正義<sup>\*1</sup>, 長崎 孝夫<sup>\*2</sup>, 伊藤 優<sup>\*2</sup>

## A fundamental study on the heat transport characteristics in a pulsating heat pipe by using a forced oscillation system (Measurement of effective thermal conductivity)

Masayoshi MIURA<sup>\*1</sup>, Takao NAGASAKI<sup>\*2</sup> and Yu ITO<sup>\*2</sup>

<sup>\*1,\*2</sup> Department of Energy Sciences, Tokyo Institute of Technology,  
4259-G3-33 Nagatuta-cho, Midoriku-ku, Yokohama 226-8502, Japan

Received 1 December 2014

### Abstract

Recently, highly efficient small heat transport devices have been required. In particular, pulsating heat pipes (PHP) have come to draw a lot of attention. The contribution of sensible heat transport and latent heat transport in oscillating working fluid, which plays an important role in heat transport performance of PHP, has not been clarified enough experimentally yet. The purpose of this study is to evaluate the contribution of sensible heat transport and latent heat transport experimentally by making liquid column oscillate sinusoidally in the channel. The channel was initially evacuated, and ethanol was charged to form a liquid column, which is called single component system. In addition, the ethanol was charged in the channel with air in the gas phase at atmospheric pressure, which is called two components system. The effective thermal conductivity of latent heat transport is determined by the difference between the effective thermal conductivity in single component system and that in two component system. In two components system, that is sensible heat transport, the effective thermal conductivity decreases monotonically as oscillation center moves to cooling section under the same amplitude, because residence time of liquid column at heating section decreases. On the other hand, in latent heat transport, the effective thermal conductivity increases as oscillation center moves to cooling section under the same amplitude, because liquid film at cooling section becomes longer. In addition, numerical analysis was conducted for sensible heat transport in oscillating working fluid. The comparison of the numerical results with the experimental results indicates that liquid film at the tip of liquid column would enhance sensible heat transport.

**Key words** : Pulsating heat pipe, Sensible heat, Latent heat, Effective thermal conductivity, Visualization

## 1. 緒 言

今日, LSI に対する高性能・高密度化の要求が高まり, その発熱密度の増加が予測される. また, LED も照明への利用の普及拡大に伴い, 高発熱密度化が予想される. このような発熱密度の増加に伴い半導体チップの冷却が問題となっており, より小型でより熱輸送性能の高い熱輸送デバイスの開発が望まれている. その熱輸送デバイスの 1 つとしてヒートパイプが挙げられ (Reay, et al., 2013), 代表的な形式であるウィック式およびサーモサイフォン式がこれまで多く用いられている. これらはいずれも作動流体の蒸発・凝縮の潜熱により熱輸送を行うものであり, 凝縮部から蒸発部への液の還流が毛管力あるいは重力により行われるが, これら従来のものとは異なる熱輸送機構をもつものとして自励振動ヒートパイプ (Pulsating Heat Pipe, PHP) がある (Akachi, et al., 1996).

<sup>\*1</sup> 正員, 東京工業大学大学院 (〒226-8502 神奈川県横浜市緑区長津田町 4259-G3-33)

<sup>\*2</sup> 正員, 東京工業大学

E-mail of corresponding author: miura.m.ah@m.titech.ac.jp

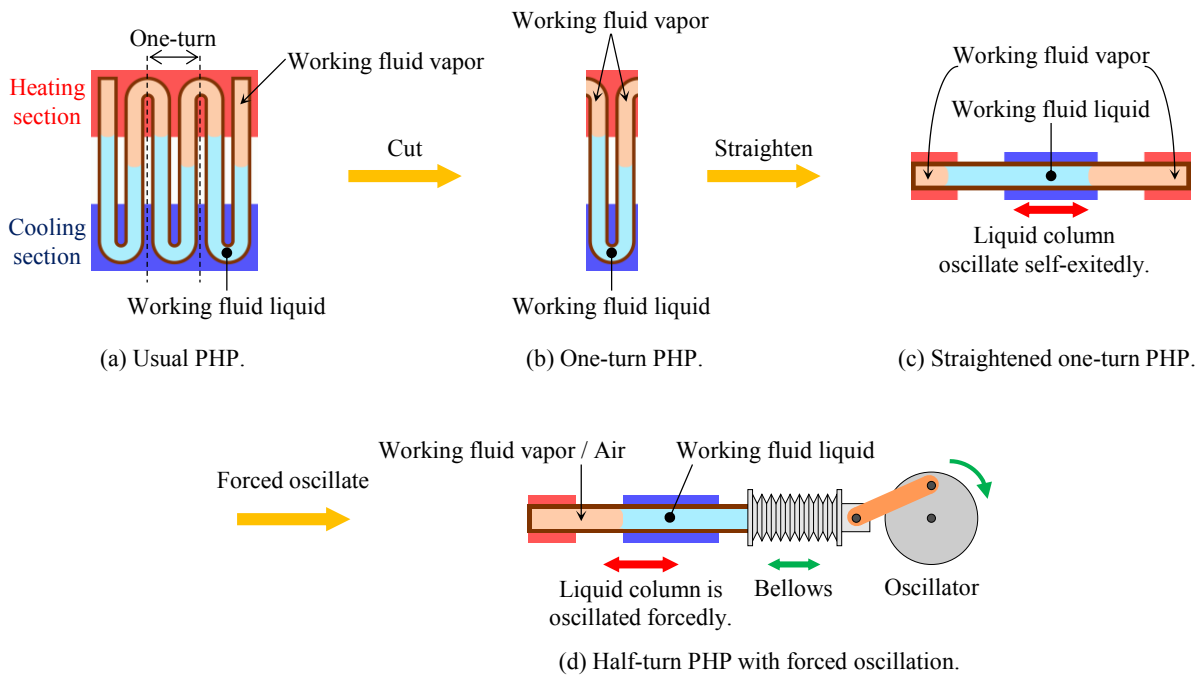


Fig.1 Schematic diagram of experimental method in the present study. Half-turn PHP simulates the thermal hydraulic phenomena in an actual PHP.

自励振動ヒートパイプは図 1(a)に示すように加熱部と冷却部の間に流路を複数回往復させ、作動流体を 50%程度封入したもので、表面張力により形成された液柱が自励的に振動し、高い熱輸送性能が得られるといわれている(宮崎, 2009)。この自励振動ヒートパイプについて、動作機構の解明を目的とした基礎的研究から熱輸送性能向上を目的とした応用的研究まで幅広く研究が行われている。基礎的研究として、流路中で振動する作動流体の挙動を観察した研究は数多く行われている。例えば、ガラス管を用いた可視化実験において高速度ビデオカメラを用いて気液の流動挙動の記録を行い、蒸気プラグの長さの変化から作動流体の相変化による潜熱輸送量が推定されている(西尾他, 2002)。また、液溜め構造を有する加熱部とゴム製のダイヤフラムを有する冷却部をガラス製の熱輸送管で接続した単一の直管による独自の自励振動ヒートパイプについての熱輸送機構の検討が行われ、加熱部から蒸気プラグへの潜熱輸送、液プラグの往復振動による顕熱輸送、冷却部での液交換が連続的に行われる熱輸送モデルが示された(奥山他, 2012, Kato, et al., 2013)。加えて、より基礎的な研究として、流路内において液柱を正弦波的に強制振動させて自励振動ヒートパイプにおける液柱の流動を模擬し、液柱先端の移動接触線の挙動を調べ、異なる作動流体における接触線の挙動の違いや前進接触角とキャピラリー数との関係が示された(Tripathi, et al., 2010)。数値解析を用いて自励振動ヒートパイプの動作機構を検討した研究として、2ターンの自励振動ヒートパイプについて数値解析を行い、顕熱と潜熱による熱輸送全体において液プラグの往復振動による顕熱輸送が支配的であることを示した研究(Shafii, et al., 2001)や、作動流体挙動の可視化実験結果に基づき、加熱部での気泡発生を考慮した数値解析を行った研究(Senjaya and Inoue, 2013)などがある。一方、熱輸送性能の向上を目的とした研究としては、次のようなものがある。作動流体の濡れ性に着目し、セルフリウエットング水溶液であるブタノール水溶液を作動流体に用いて、ブタノール濃度が熱輸送特性に及ぼす影響やドライアウトの抑止効果が実験的に検討された(麓・川路, 2008)。また、作動流体にマイクロサイズの固体微粒子を添加したときの熱輸送性能が検討され、固体微粒子添加による熱輸送促進効果が報告されている(海老名他, 2011)。以上では自励振動ヒートパイプに関する従来研究の中で特色があるものをいくつか示したが、種々の流路径、流路長さ、ターン数、作動流体に対する熱輸送特性を調べた実験結果がこれまで多く報告されている。

この自励振動ヒートパイプの構造は単純であり、それが大きな長所でもあるが、その中で生じている熱流動現象すなわち相変化を伴う細管内気液二相の往復振動流の流れと伝熱は複雑であり、前述のように従来多くの研究が行われてきたものの、その動作機構および熱輸送機構はいまだ十分に解明されていない(Zhang and Faghri, 2008)。そこで著者らは図 1(a)で示した通常の複数ターンの自励振動ヒートパイプを図 1(b)のように 1ターンの

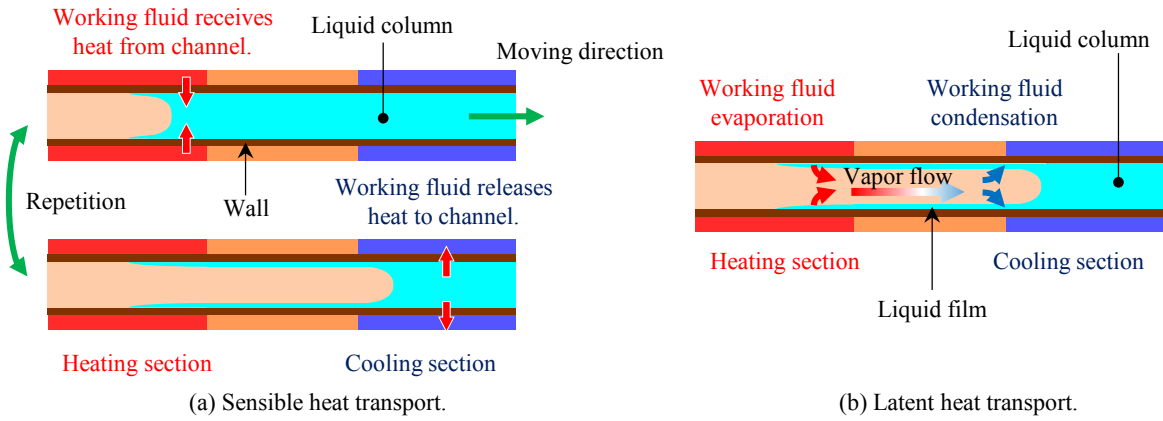


Fig.2 Schematic diagram of sensible heat transport and latent heat transport in pulsating heat pipes. Sensible heat transport is based on convective heat transfer between wall and working fluid. Latent heat transport is based on phase change.

だけ切り取って図 1(c)のように直線状とし，自励振動ヒートパイプを最も単純化した場合の研究を行った。すなわち，両端部を加熱し中央部を冷却した直線流路内の 1 個の液柱の自励振動について高速度ビデオ撮影を含む実験を行い，種々の加熱量における液柱の振動周波数と振幅，気体圧力変動波形と液柱振動の関係を調べた（長崎他，2013）。その結果，液柱長さや気体部分の体積が振動の周波数と振幅および熱輸送特性に及ぼす影響などが示されたが，液柱振動による熱輸送機構をより明確に把握するには，任意の振動周波数・振幅において流路内の液柱を強制振動させる実験が必要と考えられる。そこで，本研究では，自励振動ヒートパイプにおける熱輸送機構を解明することを目的として，図 1(d) に示すように加熱部と冷却部を設置した流路内において作動流体を機械的に往復振動させて自励振動ヒートパイプにおける流動と熱輸送現象を模擬し，高速度ビデオ撮影による液柱振動の観察および流路外壁温度分布を測定した結果を報告する。さらに振動する作動流体による熱輸送における顕熱輸送と潜熱輸送の寄与の割合を有効熱伝導率により定量的に評価する。ここで顕熱輸送は，図 2(a) に示すように流路内を往復する作動流体が加熱部で流路壁から熱を受け取り，断熱部での流路壁との熱の授受および冷却部で流路壁へ熱を放出するという対流熱伝達に基づく熱輸送（ドリムパイプ効果）である。一方，潜熱輸送は図 2(b) に示すように作動流体が加熱部で沸騰・蒸発し冷却部で液相へ凝縮する，または断熱部で凝縮し流路壁熱伝導および液柱の往復振動により冷却部へ熱が輸送されるという気液の相変化に基づく熱輸送である。このような顕熱輸送と潜熱輸送の寄与の割合を調べるため，気相が単成分蒸気および大気圧付近の空気として実験を行う。さらに，液柱振動による顕熱輸送について数値解析を行い，実験結果との比較検討を行う。

## 2. 記号

英字			ギリシャ文字		
$A$	断面積	[ $m^2$ ]	$\alpha$	作動流体封入率	[-]
$c$	比熱	[ $J/kg \cdot K$ ]	$\Theta$	無次元温度	[-]
$f$	液柱振動周波数	[Hz]	$\kappa$	熱拡散率	[ $m^2/s$ ]
$k$	熱伝導率	[ $W/m \cdot K$ ]	$\nu$	動粘度	[ $m^2/s$ ]
$L$	長さ	[m]	$\rho$	密度	[ $kg/m^3$ ]
$Q$	熱輸送量	[W]	添字		
$S$	液柱振動振幅	[m]	ad	断熱部	
$t$	時刻	[s]	cond	固体熱伝導	
$T$	温度	[ $^{\circ}C$ ]	eff	有効	
$U$	速度	[m/s]	L	液体	
$x$	位置	[m]	w	流路壁	

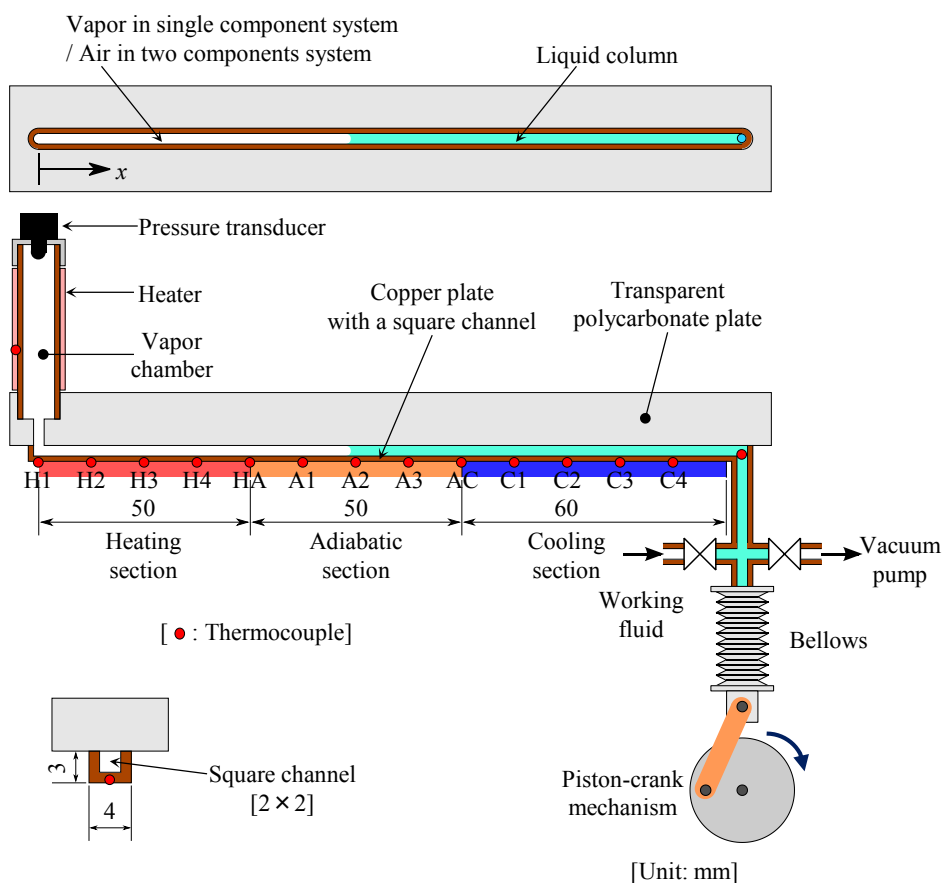


Fig.3 Experimental setup. The copper straight channel is square cross section. The channel is connected to the oscillator via bellows. The oscillator is composed of piston-crank mechanism. These make working fluid in the channel oscillate sinusoidally. The working fluid is ethanol. Position  $x$  is the distance from the end of heating section.

### 3. 実験装置および実験方法

図3に実験装置の概略を示す。断面  $2\text{ mm} \times 2\text{ mm}$ 、長さ  $160\text{ mm}$  の溝流路を設けた銅板（幅  $4\text{ mm}$ 、厚さ  $3\text{ mm}$ ）に透明ポリカーボネイト板を密着し内部を可視化する。この銅板の加熱部（長さ  $50\text{ mm}$ ）は、カートリッジヒーターを圧入した銅ブロックを押し付けることにより加熱し、接触熱抵抗を低減させるために、銅ブロックと流路銅板の間に伝熱グリスを塗布した。冷却部（長さ  $60\text{ mm}$ ）は、冷却水ジャケットにより冷却し、冷却部中心の壁温を約  $30\text{ }^\circ\text{C}$  とした。なお、冷却水の温度は恒温循環水槽を用いて加熱量の大きさに応じて調整した。温度測定には T 型熱電対（素線径  $0.1\text{ mm}$ ）を用い、流路壁温度を外表面から深さ  $0.5\text{ mm}$  の位置で測定した。また流路の冷却部側の端部において、液温を K 型シース熱電対（シース径  $0.5\text{ mm}$ ）により測定した。流路の冷却部側は、ベローズを介してピストン・クランク機構よりなる加振器につながれており、これらにより流路内の作動液体を正弦波的に振動させる。気相の圧縮比を小さくし実際の自励振動ヒートパイプの現象を模擬するために、流路の加熱部側の端部はステンレス管を用いた蒸気チャンバー（内径  $6\text{ mm}$ 、長さ  $195\text{ mm}$ ）と接続している。また、チャンバー部での作動流体の凝縮を防ぐために、チャンバー外面にテープヒーターを巻き、チャンバー壁温を加熱部流路壁温と一致させた。

流路内の作動液体を正弦波的に振動させ、次の2つの異なる系で実験を行い、顕熱輸送・潜熱輸送を実験的に評価した。顕熱輸送と潜熱輸送を同時に評価する実験（以下、単成分系と呼ぶ）では、流路を真空排気した後に作動流体であるエタノールを封入し、気相をエタノールの純蒸気とした。これは実際の自励振動ヒートパイプにおける熱流動現象を模擬することに対応する。一方、顕熱輸送のみを評価する実験（以下、2成分系と呼ぶ）では、大気圧下でエタノールを封入し、気相を大気圧空気とした。この場合でも気相の空気中にはエタノールの蒸気が存在し、蒸発と凝縮による潜熱輸送は生じうるが、気相拡散抵抗のため単成分系と比較すると潜熱輸送は少

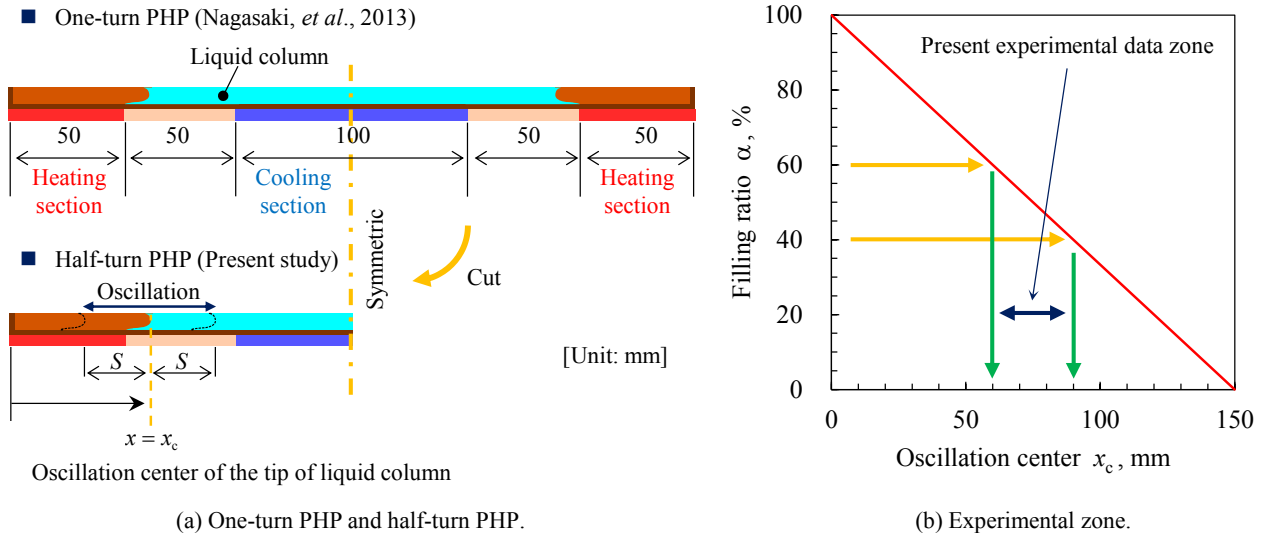


Fig.4 The relationship between filling ratio in one-turn PHP and oscillation center in the present study. Half-turn PHP is half of one-turn PHP. The filling ratio is percentage of working fluid to the inner volume of the pipe.

ないと考えられることから、近似的に顕熱輸送のみが行われるものとする。なお、作動流体として用いたエタノールは、十分に加熱脱気を行ったのち室温まで冷却したものを使用した。

液柱振動振幅、液柱先端の振動中心位置および液柱振動周波数を変化させて実験を行い、流路外壁温度の時間変化を測定した。また、液柱の高速度ビデオ撮影を行い流路内作動流体の流動現象を観察するとともに、液柱の振動振幅、振動周波数および液柱先端振動中心位置の測定を行った。なお、事前に作動流体を封入しない状態で実験を行い、断熱部の温度勾配の実測値を用いて流路壁熱伝導による加熱部から冷却部への伝熱量を算出し、ヒーター投入電力との差異より、周囲への熱損失を見積もった。以下の実験結果においては、この結果に基づいて見積もった熱損失をヒーター投入電力  $Q_E$  から差し引き、熱輸送量  $Q_{total}$  とした。

本実験で行った液柱振動条件の選択について述べる。本研究は前述の通り図 1(c)で示したような直線流路を用いた自励振動ヒートパイプの実験(長崎他, 2013)を参考にしているが、その振動周波数  $f$  はおよそ 3 Hz であった。そこで本実験においては振動周波数 3 Hz を基本とし、振動周波数の影響を検討するために 1 Hz および 2 Hz の場合でも実験を行った。また、振動振幅  $2S$  に関しては、加熱部中心と冷却部中心の間を液柱先端が往復する場合の振幅 ( $2S = 105 \text{ mm}$ ) と加熱部 - 断熱部境界と断熱部 - 冷却部境界の間を液柱先端が往復する場合の振幅 ( $2S = 50 \text{ mm}$ ) 間で、変化させて実験を行った。つぎに、液柱先端振動中心について述べる。図 4(a) に示すように本実験における液柱先端振動中心位置  $x_c$  は、1 ターン自励振動ヒートパイプの作動流体封入率  $\alpha$  (流路全体積に占める作動流体の体積割合) と関係する。ここで、 $x$  は流路加熱部端から冷却部方向への距離である。図 4(b) に 1 ターン自励振動ヒートパイプの作動流体封入率と本実験の液柱先端振動中心位置の関係を示す。一般的な自励振動ヒートパイプの作動流体の封入率は  $40\% < \alpha < 60\%$  であり、それに対応する液柱先端振動中心位置は  $60 \text{ mm} < x_c < 90 \text{ mm}$  である。そのため、液柱先端振動中心位置は断熱部領域内で変化させた。

## 4. 実験結果および考察

### 4・1 流路壁温分布

図 5(a) にヒーター投入電力  $Q_E$ 、振動振幅  $2S$ 、液柱先端振動中心位置  $x_c$  および液柱振動周波数  $f$  を同一とした場合における単成分系 (●印) と 2 成分系 (■印) の流路壁温度分布を示す。また、図中の Vacuum (▲印) は、作動流体を封入しない場合、すなわち銅流路壁の単純熱伝導によるのみ熱が輸送される場合の結果である。図 5(a) から、2 成分系では作動流体を封入しない場合と比較して加熱部温度が低下しており、作動流体の往復振動による顕熱輸送が行われていることが確認できる。単成分系では、2 成分系と比較して、さらに加熱部温度が低下しており、熱輸送性能が向上していることがわかる。これは、2 成分系では液柱の往復振動による顕熱輸送の

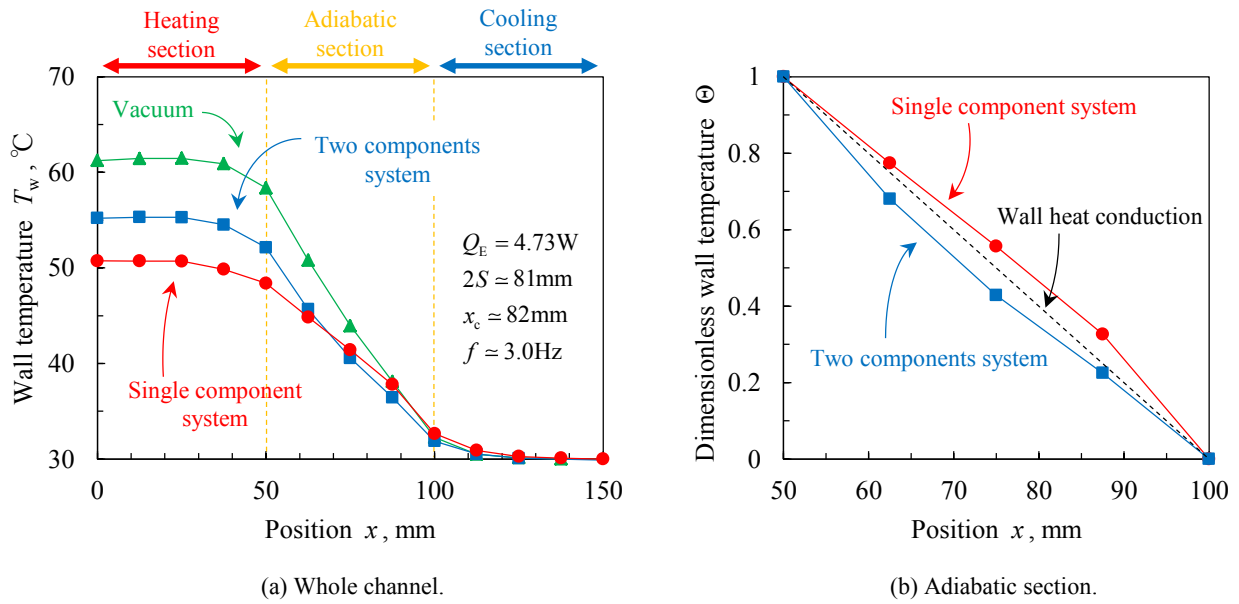


Fig.5 Wall temperature distribution. Symbol ● is the result in single component system, where sensible heat transport and latent heat transport occur. Symbol ■ is the result in two components system, where sensible heat transport occurs. Symbol ▲ is the result without working fluid.

みが行われるのに対して、単成分系では顕熱輸送に加えて作動流体の相変化による潜熱輸送が行われるからである。

単成分系と2成分系の壁温分布の差異をより明確にするため、断熱部両端の温度で規格化した次の無次元温度  $\Theta$  を用いた断熱部壁温分布を図 5(b) に示す。

$$\Theta = \frac{T(x) - T_{AC}}{T_{HA} - T_{AC}} \quad (1)$$

ここで  $T_{HA}$  は加熱部 - 断熱部境界 (図 3 中の点 HA) 温度,  $T_{AC}$  は断熱部 - 冷却部境界 (点 AC) 温度である。また図中の破線で示す直線分布は流路壁の単純熱伝導に対応する。図 5(b) から、単成分系 (●印) の場合には単純熱伝導 (破線) と比較して無次元温度分布が上に凸であることがわかる。これは、液柱が冷却部側に後退したとき、加熱部の残留液膜から蒸発した作動流体が冷却部近傍で凝縮し、その凝縮熱が流路を加熱するためであると考えられる。一方、2成分系 (■印) の場合には、単純熱伝導 (破線) と比較して無次元温度分布が下に凸であることがわかる。これは、振動する液柱の顕熱輸送により流路壁から作動流体に熱が移動し、流路の温度が低下しているためである。本節で議論した流路壁温度分布は、図 5 で示した組み合わせとは異なる液柱の振動振幅、振動周波数、液柱先端の振動中心位置の組み合わせにおいても同様の傾向が確認されている。この顕熱輸送における壁と作動流体の間の熱交換のメカニズムは、後述の数値解析 (第 4.4 節) によっても確認した。

#### 4・2 有効熱伝導率

前節では単成分系と2成分系の壁温分布の相違を議論したが、本節では熱輸送性能について議論する。熱輸送性能は、加熱部から冷却部への熱輸送量  $Q_{total}$  と加熱部 - 冷却部温度差  $\Delta T$  の関係として評価する必要がある。その指標として実用研究の場合には熱抵抗がよく用いられるが、ここではより基礎的に熱輸送機構の検討を行うため、振動する作動流体による有効熱伝導率  $k_{eff}$  を次式

$$k_{eff} = \frac{(Q_{total} - Q_{cond}) \cdot L_{eff}}{A \cdot \Delta T} \quad (2)$$

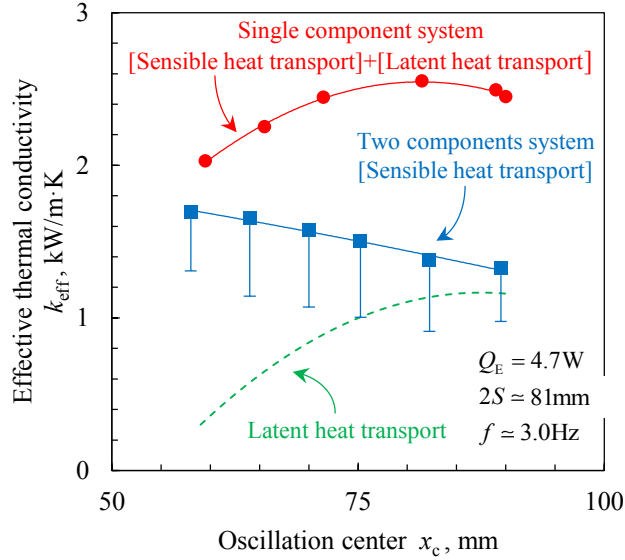


Fig.6 Relationship between effective thermal conductivity and oscillation center. In sensible heat transport, as oscillation center moves to cooling section, effective thermal conductivity decrease monotonically. On the other hand, in latent heat transport, as oscillation center moves to cooling section, effective thermal conductivity increases.

により算出した. ここで,  $Q_{total}$  は全熱輸送量,  $Q_{cond}$  は壁の熱伝導による熱輸送量,  $L_{eff}$  はヒートパイプの有効長 (加熱部中心と冷却部中心の間の距離 105 mm),  $A_w$  は作動流体流路断面積 (2 mm×2 mm),  $\Delta T$  は加熱部中心  $T_{H3}$  と冷却部中心  $T_{C2}$  の間の温度差である. 流路熱伝導による熱輸送量  $Q_{cond}$  は断熱部の壁温温度勾配を用いて,

$$Q_{cond} = A_w k_w \frac{T_{HA} - T_{AC}}{L_{ad}} \quad (3)$$

で見積もった. ここで,  $A_w$  は流路壁の断面積 (8 mm<sup>2</sup>),  $k_w$  は流路壁 (銅) の熱伝導率,  $T_{HA}$  は加熱部 - 断熱部境界温度,  $T_{AC}$  は断熱部 - 冷却部境界温度,  $L_{ad}$  は断熱部長さ (50 mm) である.

さらに, 潜熱輸送と顕熱輸送の両方が行われる単成分系の有効熱伝導率と顕熱輸送のみが行われる2成分系の有効熱伝導率を比較することにより, 振動する作動流体による潜熱輸送のみの有効熱伝導率を求める. すなわち単成分系の場合の有効熱伝導率  $k_{eff,single}$  から2成分系の場合の有効熱伝導率  $k_{eff,two}$  を差し引き, 次式で定義される潜熱輸送の有効熱伝導率  $k_{eff,latent}$  を算出した.

$$k_{eff,latent} = k_{eff,single} - k_{eff,two} \quad (4)$$

なお, 単成分系においては潜熱輸送の過程が顕熱輸送に影響している可能性があり, その主たる原因として, 図5(b)で示したように断熱部における温度分布の相違が考えられる. そこで, 第4.4節で後述する数値解析において, 断熱部流路壁温度を単成分系および2成分系の実測値で与えて計算を行い, 顕熱輸送に対する断熱部流路壁温度分布の影響を検討した. その結果, 単成分系における顕熱輸送の有効熱伝導率を2成分系におけるそれと同一とみなすと, 次に示す図6の場合に有効熱伝導率で約 0.5 kW/m·K (顕熱輸送の約 39%) の不確かさが見込まれることがわかっている. この不確かさを図6の2成分系の顕熱輸送に対してエラーバーで示している.

図6は, 式(2)より求めた単成分系の実効熱伝導率 (●印), 2成分系の実効熱伝導率 (■印), および式(4)より求めた潜熱輸送の有効熱伝導率 (破線) を振動中心位置  $x_c$  に対して示したものである. 振動振幅  $2S$  は約 81 mm で一定であり, 振動中心位置  $x_c$  が大きいほど液柱先端は冷却部に近い領域を往復運動する. 2成分系, すなわち顕熱輸送については,  $x_c$  の増加とともに有効熱伝導率は単調に減少する. これは, 振動中心位置が加熱部から遠ざかるにつれ, 加熱部付近に液柱が滞在する時間が減少し, 加熱部流路壁と液柱との間の熱交換が十分に行われなためである. 一方, 潜熱輸送については,  $x_c$  の増加すなわち振動中心が冷却部に近づくとともに有効熱伝導率が増加する. その理由は, 次の通りである. 振動する液柱は後退した後の壁面に液膜を残すことが高速度ビデ



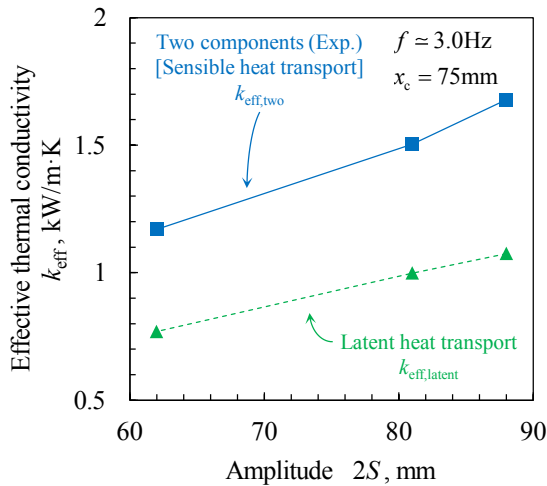


Fig.7 Relationship between effective thermal conductivity and amplitude . In both of sensible heat transport and latent heat transport, as oscillation amplitude increases, effective thermal conductivity increases.

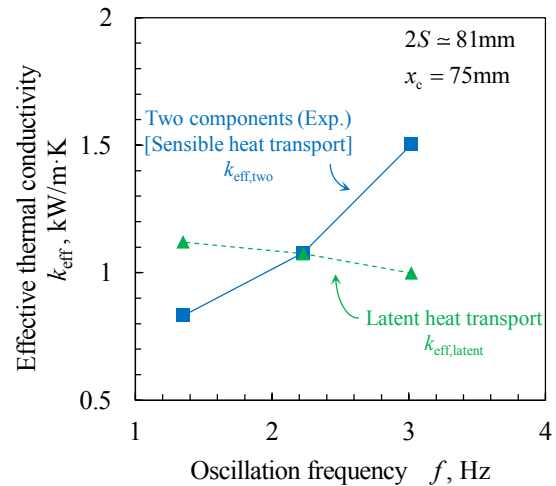


Fig.8 Relationship between effective thermal conductivity and oscillation frequency. In sensible heat transport, as oscillation frequency increases, effective thermal conductivity increases. On the other hand, in latent heat transport, as oscillation frequency increases, effective thermal conductivity decreases.

オ撮影により観察されており、このとき加熱部での液膜の蒸発と冷却部での蒸気の液膜への凝縮が同時に発生し、これにより潜熱輸送が効果的に行われると考えられる。振動中心が冷却部に近づくと、冷却部に露出する液膜が長くなり、液膜への蒸気の凝縮が促進され、潜熱輸送の有効熱伝導率が增大すると考えられる。そして、これら顕熱輸送と潜熱輸送が同時に行われる単成分系においては、振動中心が断熱部中心付近のとき、有効熱伝導率が最大となる。これは、実際の自励振動ヒートパイプにおいて、最適な作動流体の封入率が存在していることに対応すると考えられる。本節で議論した有効熱伝導率は、図6で示した組み合わせとは異なる液柱の振動振幅、および振動周波数の組み合わせにおいても同様の傾向が確認されている。

#### 4・3 顕熱輸送・潜熱輸送の有効熱伝導率に及ぼす諸因子の影響

図7は、振動周波数および振動中心位置を同一とした場合における有効熱伝導率と振動振幅の関係を示したものである。潜熱輸送については、振動振幅の増加とともに有効熱伝導率は単調に増加していることがわかる。これは、振動振幅が増加するにつれ、液柱振動に伴って形成される液膜の長さが増加し、液膜蒸発・凝縮による潜熱輸送が増大するためである。また、2成分系、すなわち顕熱輸送についても、振動振幅が増加するにしたがって、有効熱伝導率は単調に増加している。これは、振動振幅が増加するにつれ、液柱が加熱部および冷却部により深く浸入するようになるからである。

図8は、振動振幅および振動中心位置を同一とした場合における有効熱伝導率と振動周波数の関係を示したものである。2成分系、すなわち顕熱輸送については、振動周波数が増加するにしたがって、有効熱伝導率が単調に増加している。これは、振動周波数が増加するにつれ、液柱が加熱部および冷却部で熱交換する単位時間当たりの回数が増大するからである。一方、潜熱輸送については、振動周波数が増加するにしたがって、有効熱伝導率は単調に減少することがわかる。この理由は次のように考えることができる。液柱振動周波数が増加するにつれて、液柱の移動速度が増加し、それともなって残留液膜の厚さは増大することが知られている (Aussillous and Qu er el, 2000)。この液膜厚さの増加により蒸発・凝縮の熱伝達率は減少し、潜熱輸送の有効熱伝導率が低下していると考えられる。

以上のような熱輸送は作動流体の物性の影響を受けると考えられ、例えば、作動流体の熱伝導率、比熱、蒸発潜熱の差異は、熱輸送に対する顕熱輸送および潜熱輸送の寄与の割合に影響を与え、表面張力の差異は潜熱輸送に影響を及ぼす液膜の厚さを変化させると考えられる。ただし、上で述べた定性的な議論に関しては、流体の物

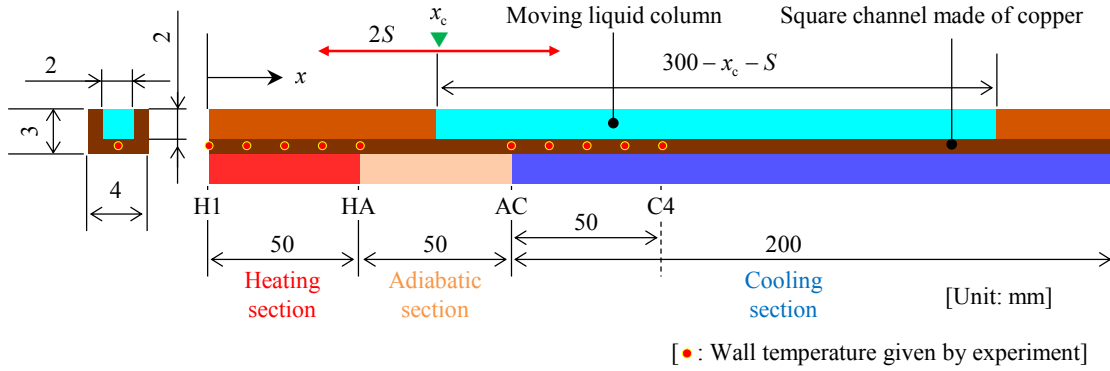


Fig.9 The analytic model of oscillating column in square channel.

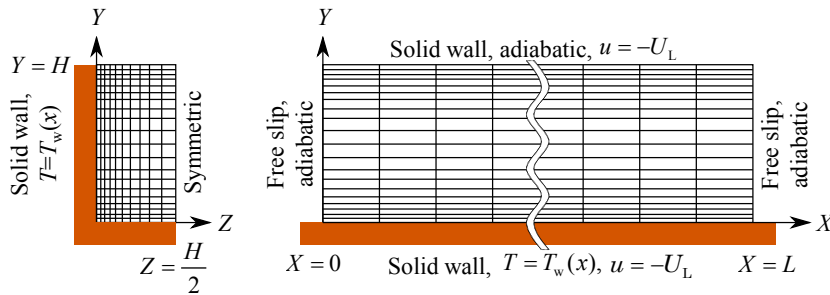


Fig.10 Calculation mesh and boundary condition of velocity field and temperature field in liquid column.

性の影響は小さいと考えられる。これら作動流体の物性の差異が熱輸送に及ぼす影響の定量的議論は、今後の検討課題である。

#### 4・4 液柱振動による顕熱輸送の数値解析

本節では、正方形断面流路内の振動液柱内の流れ場と温度場について数値解析を行い、数値解析から得られた振動液柱による顕熱輸送と前節までの実験結果を比較する。図9に、正方形断面流路内で振動する液柱の解析モデルを示す。本解析においては、液柱の往復振動により形成される液膜は考慮せず、液柱先端の端面は平面で近似し、液柱を直方体として取り扱うことにする。実験において流路冷却部端で測定された液温は冷却部壁温とほぼ等しかったことから、計算モデルでは流路および液柱を冷却部側に延長し、実験での流路冷却部端における液の流入流出を模擬した。加熱部壁温分布・冷却部壁温分布、液柱振動振幅 $2S$ 、液柱先端の振動中心位置 $x_c$ 、および振動周波数 $f$ は、実験値を与えて計算を行い、その結果得られる熱輸送量を実験結果と比較する。図10に、この液柱内の速度場と温度場を解くための座標系と計算格子を示す。座標 $X$ は液柱先端を原点とする流れ方向距離、 $Y$ は底面を原点とする高さ方向距離、 $Z$ は壁面を原点とする奥行き方向距離であり、これらの座標系は液柱とともに移動する。また、流路の高さと幅を $H$ 、液柱長さを $L$ とする。 $Z$ 方向の計算領域長さは、場の対称性から片側のみ( $0 \leq Z \leq H/2$ )とする。また、加熱部および冷却部の流路壁温度は実測値により与える(温度測定点の値を用い、内挿する)が、断熱部流路壁温度については、液体と壁の間の熱交換を考慮して、壁の非定常温度変化を解く。

流路内を往復振動する液柱内の速度場と温度場の支配方程式および境界条件は、以下の通りである。

$$\text{連続の式: } \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (5)$$

$$\text{Navier-Stokes 方程式: } \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p^* + \nu \nabla^2 \mathbf{u} \quad (6)$$

$$\text{エネルギー方程式: } \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{u}T) = \kappa \nabla^2 T \quad (7)$$

ただし、 $\mathbf{u}=(u \ v \ w)^T$ 、 $\nabla=(\partial/\partial X \ \partial/\partial Y \ \partial/\partial Z)^T$ 、 $p^*=p+\rho\frac{dU_L}{dt}X$  である。

境界条件

$$X=0, L: \quad u=0, \quad \frac{\partial v}{\partial X}=0, \quad \frac{\partial w}{\partial X}=0, \quad \frac{\partial T}{\partial X}=0 \quad (8a)$$

$$Y=0: \quad u=-U_L, \quad v=0, \quad w=0, \quad T=T_w \quad (8b)$$

$$Y=H: \quad u=-U_L, \quad v=0, \quad w=0, \quad \frac{\partial T}{\partial Y}=0 \quad (8c)$$

$$Z=0: \quad u=-U_L, \quad v=0, \quad w=0, \quad T=T_w \quad (8d)$$

$$Z=\frac{H}{2}: \quad \frac{\partial u}{\partial Z}=0, \quad \frac{\partial v}{\partial Z}=0, \quad w=0, \quad \frac{\partial T}{\partial Z}=0 \quad (8e)$$

ここで、 $U_L$  は液柱振動速度であり、液柱の振動振幅  $S$  と振動周波数  $f$  の実験値、および液柱先端の振動中心位置  $x_c$  を用いると、液柱先端位置  $x_L$  および液柱速度  $U_L$  は次式で与えられる。

$$x_L = S \sin(2\pi ft) + x_c \quad (9)$$

$$U_L = \frac{dx_L}{dt} = 2\pi f S \cos(2\pi ft) \quad (10)$$

さらに、断熱部流路壁温度  $T_w$  は、断面内において一様であると仮定し、1次元非定常熱伝導方程式

$$A_w \rho_w c_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = A_w k_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} + Q_w(x, t) \quad (11)$$

により断熱部流路壁温度  $T_w$  の時間変化を解く。ここで、 $A_w$  は流路壁の断面積、 $\rho_w$  は流路材料である銅の密度、 $c_w$  は銅の比熱、 $k_w$  は銅の熱伝導率である。また、 $Q_w(x, t)$  は  $x$  方向単位長さあたりの液柱から流路壁への伝熱量であり、流体の温度勾配により、

$$Q_w(x, t) = 2 \int_0^{H/2} k \left( \frac{\partial T}{\partial Y} \right)_{Y=0} dZ + 2 \int_0^H k \left( \frac{\partial T}{\partial Z} \right)_{Z=0} dY \quad (12)$$

で与えられる。ここで、 $k$  は作動流体であるエタノールの熱伝導率である。以上の式 (5) - 式 (7)、式 (11) を時間発展に解き進め、周期定常解を求める。式 (5)、式 (6) に基づいて速度場を解く際には、SMAC法とスタガードメッシュを用い、対流項には1次風上法を用いた。エネルギー方程式 (7) の時間前進には Euler 陽解法を用い、壁の非定常熱伝導方程式の式 (11) の時間前進には完全陰解法を用いた。

計算格子として、壁近くおよび液柱両端 ( $X=0, L$ ) 付近での速度および温度変化が急峻であることから、壁近くおよび液柱両端付近では格子サイズを小さくし、これら境界から離れるにつれ格子サイズが一定の比率で増加する不等間隔格子を用いた。以下で述べる結果では、 $Y$  方向、 $Z$  方向の最小格子サイズを  $H/40$  とし、 $X$  方向の最小格子サイズを  $H/2$  とし、いずれの方向にも格子サイズを 1.05 の比率で等比級数的に増加させた。ただし、格子サイズの最大値は、 $Y$  方向・ $Z$  方向には  $H/20$ 、 $x$  方向には  $10H$  とした。また、断熱部壁温を解く場合の格子サイズは、 $\Delta x = 0.5 \text{ mm}$  とした。なお、これら最小格子サイズを上記の値の  $1/2$  として計算を行ったが、伝熱量の計算結果に格子サイズの違いによる相違はなかった。以上の計算により、周期定常状態が得られた後、熱輸送量  $Q_h$  を次式で求め、実験値との比較を行った。

$$Q_h = Q_{\text{cond}} + Q_{\text{hex}} \quad (13)$$

ただし

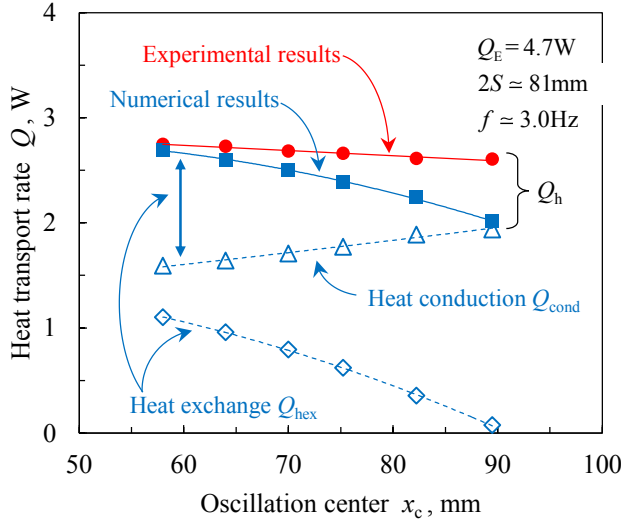


Fig.11 Relationship between heat transport rate and oscillation center.

$$Q_{\text{cond}} = -A_w k_w \left( \frac{\partial \bar{T}_w}{\partial x} \right)_{x=50\text{mm}} \quad (14a)$$

$$Q_{\text{hex}} = -\int_{x=0\text{mm}}^{x=50\text{mm}} \bar{Q}_w(x) dx \quad (14b)$$

ここで、 $\bar{T}_w$  および  $\bar{Q}_w$  は、振動の 1 周期についての時間平均を表す。式 (14a) の  $Q_{\text{cond}}$  は、加熱部 - 断熱部境界における温度勾配を用いた流路壁の熱伝導による熱輸送であり、式 (14b) の  $Q_{\text{hex}}$  は、液柱が加熱部に浸入したとき、加熱部が液柱により直接冷却されることによる熱輸送を表す。

図 11 に、振動振幅  $2S \approx 81\text{mm}$ 、液柱振動周波数  $f \approx 3.0\text{Hz}$  の場合における、2 成分系の実験により得られた熱輸送量 (●印) および数値解析により得られた熱輸送量 (■印) と液柱先端振動中心位置の関係を示す。振動中心位置が加熱部 ( $0 \leq x \leq 50\text{mm}$ ) に近いとき、実験結果と数値解析結果は比較的良好に一致している。しかし、液柱先端振動中心位置が冷却部に近づく ( $x_c$  が増加する) につれ、数値解析により得られた熱輸送量は実験値に比べ小さな値となり、 $x_c$  が約  $90\text{mm}$  の時、数値解析により得られた熱輸送量は実験値に対して約 23% 小さくなっている。また、図 11 には、流路壁熱伝導による熱輸送量  $Q_{\text{cond}}$  (式 (14a))、および液柱と加熱部流路壁の間の熱交換による熱輸送量  $Q_{\text{hex}}$  (式 (14b)) の計算結果も示されている。流路壁熱伝導による熱輸送量は、液柱先端振動中心位置が加熱部から冷却部に近づくにつれ、増加していることがわかる。これはヒーター加熱量  $Q_E$  が一定の条件において、液柱先端振動中心位置が冷却部に近づくにつれ加熱部 - 冷却部間の温度差が大きくなるためである。また、加熱部流路壁と振動する液柱の間の熱交換による熱輸送量  $Q_{\text{hex}}$  は、液柱先端振動中心位置が加熱部から冷却部に近づくにつれ、急峻に減少していることがわかる。これは、加熱部における液柱の滞留時間が減少するためと考えられる。図の掲載は省略したが、いずれの液柱先端振動中心位置に対しても、数値解析により得られた断熱部流路壁温度分布は実験値とほぼ一致していたことから、流路壁熱伝導による熱輸送量は本解析により精度よく予測されていると考えることができる。したがって実験と数値解析の熱輸送量の差異は、加熱部流路壁と液柱との間の熱交換による熱輸送量の差異により生じていると考えられる。特に  $x_c$  が大きい場合、液柱を単純な直方体で近似した計算モデルでは図 12(a) のように加熱部に浸入する液柱部分の長さは短い。しかし実際には図 12(b) に示すように液柱先端の端面は平面ではなく湾曲したメニスカスとなっており、さらに液柱が振動している場合には、前進する液柱の先端に対して先行する液膜の存在が確認されている。実験では、この先行液膜が液柱先端より深く加熱部に浸入することにより、加熱部流路壁が作動流体と熱交換する領域が拡大し、作動流体と加熱部流路壁の間の熱交換による熱輸送量が計算モデルに比べて増大すると考えられる。このため、 $x_c$  が大きく、加熱部に浸入する液柱領域長さが短いほど、先行液膜を考慮していない解析結果は熱輸送量を過小評価するもの

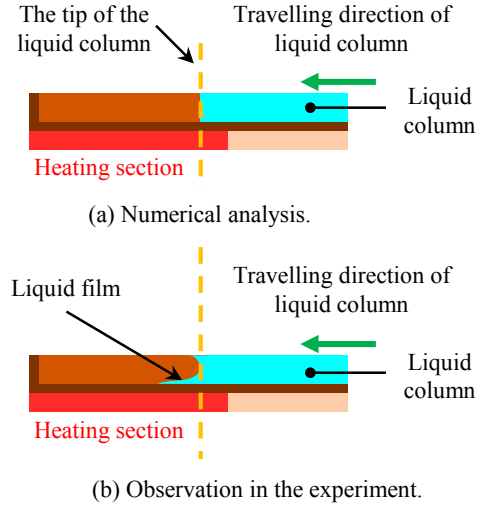


Fig.12 The shape of the tip of liquid column.

と考えられる。また、図の掲載は省略したが、振動周波数が減少するにつれて実験と数値解析の熱輸送量の差異は小さくなることが確認されている。これは、振動周波数が減少するほど先行液膜が短くなることから実験から確認されており、この先行液膜の熱輸送促進効果が小さくなり液柱を直方体に近似した数値解析モデルに近づくためであると考えられる。先行液膜以外の実験結果と解析結果の差異の要因として、残留液膜の影響が考えられる。第 4・2 節で述べたように、振動する液柱は後退した後の壁面に液膜を残すことが高速ビデオ撮影により観察されている。この残留液膜は流路壁にとどまることにより流路壁と熱交換を行い、そして再び加熱部に浸入する液柱本体と混合、攪拌されることにより、顕熱輸送に影響していると考えられる。これら先行液膜及び残留液膜の熱輸送効果についての詳細な検討は、今後の課題である。

## 5. 結 言

自励振動ヒートパイプにおける熱輸送機構を実験的に解明することを目的として、任意の振動周波数、振動振幅、および液柱先端振動中心位置において流路内の液柱を強制的に振動させることで自励振動ヒートパイプにおける熱流動現象を模擬し、作動流体の振動による熱輸送における顕熱輸送と潜熱輸送の寄与の割合を実験的に評価した。さらに液柱振動による顕熱輸送について数値解析と実験結果との比較を行い、以下の結果を得た。

- (1) 単成分系と 2 成分系で断熱部壁温分布を比較すると、熱輸送機構の違いにより、単成分系では単純熱伝導の直線温度分布と比較して断熱部中央部の温度が高くなり、2 成分系では断熱部中央部の温度が低くなる。
- (2) 自励振動ヒートパイプを模擬した単成分系について、有効熱伝導率が最大となる液柱先端振動中心位置の最適値が存在し、その最適位置は断熱部中心近傍である。これは、実際の自励振動ヒートパイプにおいて、作動流体の封入率の最適値が存在することに対応する。
- (3) 振動中心位置が冷却部に近づくとともに、顕熱輸送の有効熱伝導率は単調に減少する。一方、潜熱輸送の有効熱伝導率は増加する。これは、冷却部に露出する液膜が長くなり、液膜への蒸気の凝縮が促進されるためである。
- (4) 顕熱輸送の有効熱伝導率は振動振幅および振動周波数の増加とともに増大する。一方、潜熱輸送の有効熱伝導率は振動振幅が増加するにつれて増大し、振動周波数が増加するにつれて減少する。
- (5) 顕熱輸送について、液柱を単純な直方体として数値計算を行った結果と実験結果を比較すると、加熱部に浸入する液柱領域長さが減少するにつれ、熱輸送量の計算結果は実験値に比べ低下する傾向が見られた。これは振動液柱の先端に対して先行する液膜が、作動流体と加熱部流路壁の間の熱交換に寄与するためと考えられる。

## 文 献

- Akachi, H., Poláček, F. and Štulc, P., Pulsating heat pipes, Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium, Vol.5 (1996), pp.208-217.
- Aussillous, P. and Quéré, D., Quick deposition of a fluid on the wall of a tube, Physics of Fluids, Vol.12, No.10 (2000) pp.2367-2371.
- 海老名季学, 長崎孝夫, 伊藤優, 固体微粒子添加による自励振動ヒートパイプの性能向上 (作動流体と設置姿勢の影響), 日本機械学会 2011 年度年次大会 DVD-ROM 論文集 (2011), G060021.
- 麓耕二, 川路正裕, セルフリウエティング効果による自励振動型ヒートパイプの性能向上に関する研究, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.74, No.744 (2008), pp.1807-1813.
- Kato, S., Okuyama, K., Ichikawa, T. and Mori, S., A single, straight-tube pulsating heat pipe (Examination of a mechanism for the enhancement of heat transport), International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.64 (2013), pp.254-262.
- 宮崎芳郎, 熱で揺れる流体が熱を運ぶ (自励振動ヒートパイプの仕組み), 日本機械学会誌, Vol.112, No.1090 (2009), pp.744-745.
- 長崎孝夫, 加藤達哉, 伊藤優, 直線水平流路を用いた自励振動ヒートパイプに関する研究, 第 50 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol.50, II+III (2013), pp.422-423.
- 西尾茂文, 永田真一, 馬場史郎, 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.2086-2092.

- 奥山邦人, 上堂菌聖, 家島純, 加藤俊介, 森昌司, 単一の直管からなる自励振動ヒートパイプに関する研究 (振動の挙動と熱輸送特性), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.78, No.788 (2012), pp.881-893.
- Reay, D., McGlen, R. and Kew, P., Heat pipes: theory, design and applications, Sixth edition (2013), Butterworth Heinemann, Oxford.
- Senjaya, R. and Inoue, T., Oscillating heat pipe simulation considering bubble generation Part I: Presentation of the model and effects of a bubble generation, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.60 (2013), pp.816-824.
- Shafii, B. M., Faghri, A. and Zhang, Y., Thermal modeling of unlooped and looped pulsating heat pipes, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol.123, No.6 (2001), pp.1159-1172.
- Tripathi, A., Khandekar, S. and Panogriahi, K. P., Oscillatory contact line motion inside capillaries, Proceedings of the 15th International Heat Pipe Conference, Vol.15 (2010).
- Zhang, Y. and Faghri, A., Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes, Heat Transfer Engineering, Vol.29, No.1 (2008), pp.20-44.

## References

- Akachi, H., Polášek, F. and Štulc, P., Pulsating heat pipes, Proceedings of the 5th International Heat Pipe Symposium, Vol.5 (1996), pp.208-217.
- Aussillousl, P. and Quéré1, D., Quick deposition of a fluid on the wall of a tube, Physics of Fluids, Vol.12, No.10 (2000), pp.2367-2371.
- Ebina, S., Nagasaki, T. and Ito, Y., Enhancement of pulsating heat pipe performance by solid small particles (Effects of base fluid and orientation), Proceedings of the Mechanical Engineering Congress Japan (2011), G060021 (in Japanese).
- Fumoto, K. and Kawaji, M., Study on improving the performance of a pulsating heat pipe using self-rewetting material, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.74, No.744 (2008), pp.1807-1813 (in Japanese).
- Hosoda, M., Nishio, S. and Shirakashi, R., Study of meandering closed-loop heat-transport device (Vapor-plug propagation phenomena), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.64, No.622 (1998), pp.1845-1851 (in Japanese).
- Kato, S., Okuyama, K., Ichikawa, T. and Mori, S., A single, straight-tube pulsating heat pipe (Examination of a mechanism for the enhancement of heat transport), International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.64 (2013), pp.254-262.
- Miyazaki, Y., Thermally swung fluid transports heat (Mechanism of oscillating heat pipes), Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.112, No.1090 (2009), pp.744-745 (in Japanese).
- Nagasaki, T., Kato, T. and Ito, Y., Study on self-oscillation heat pipe with a horizontal straight channel, Proceedings of 50th National Heat Transfer Symposium of Japan, Vol.50, II+III (2013), pp.422-423 (in Japanese).
- Nishio, S., Nagata, S. and Baba, S., Study of SEMOS heat pipe, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.68, No.671 (2002), pp.2086-2092 (in Japanese).
- Okuyama, K., Kamidozono, S., Iyeshima, J., Kato, S. and Mori, S., Study of a single, straight tube pulsating heat pipe (Oscillation behavior and heat transport characteristics), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.78, No.788 (2012), pp.881-893 (in Japanese).
- Reay, D., McGlen, R. and Kew, P., Heat pipes: theory, design and applications, Sixth edition (2013), Butterworth Heinemann, Oxford.
- Senjaya, R. and Inoue, T., Oscillating heat pipe simulation considering bubble generation Part I: Presentation of the model and effects of a bubble generation, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.60 (2013), pp.816-824.
- Shafii, B. M., Faghri, A. and Zhang, Y., Thermal modeling of unlooped and looped pulsating heat pipes, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol.123, No.6 (2001), pp.1159-1172.
- Tripathi, A., Khandekar, S. and Panogriahi, K. P., Oscillatory contact line motion inside capillaries, Proceedings of the 15th International Heat Pipe Conference, Vol.15 (2010).
- Zhang, Y. and Faghri, A., Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes, Heat Transfer Engineering, Vol.29, No.1 (2008), pp.20-44.