HFO 作動液を封入した自励振動ヒートパイプの伝熱性能

安田 陽介^{*1,*3,*4}, 鍋島 史花^{*2}, 舟越 砂穂^{*2}, 永井 大樹^{*3}

Heat transfer performance of Pulsating Heat Pipe with Hydrofluoroolefin

Yosuke YASUDA^{*1,*3,*4}, Fumika NABESHIMA^{*2}, Sunao FUNAKOSHI^{*2} and Hiroki NAGAI^{*3}^{*1,*2}Thermal Fluidic Systems Research Department, Hitachi, Ltd. Research & Development Group
832-2 Horiguchi, Hitachinaka-shi, Ibaraki 312-0034, Japan^{*3}Institute of Fluid Science, Tohoku University, 2-1-1 Katahira, Aoba-ku, Sendai-shi, Miyagi 980-8577, Japan^{*4}Department of Aerospace Engineering, Tohoku University, 2-1-1 Katahira, Aoba-ku, Sendai-shi, Miyagi 980-8577, Japan

Received: 11 April 2020; Revised: 23 June 2020; Accepted: 1 September 2020

Abstract

Pulsating heat pipes (PHP) are increasingly attracting attention for their potential to downsize electronic devices to be designed. Unlike conventional heat pipes, PHP maintains high heat transfer performance despite having a smaller diameter, and have a smaller dependence on heating orientation. In this study, hydrofluoroolefins (HFO) are selected as an environmentally-friendly and non-flammable working fluid for PHP. The flat-plate PHP is made of aluminum alloy, and its dimensions are a length of 222 mm, a width of 55 mm, and a thickness of 3 mm. It is prepared the channel, which is 1.2 mm × 1.2 mm square, 22 turns, and closed-end serpentine. The working fluids are R1233zd(E) and R1336mzz(Z) as HFO, and the other is R245fa as one of conventional hydrofluorocarbon (HFC). The filling ratio of each working fluid is approximately 50 %. The flat-plate PHP is set vertically, heated in the top heating orientation, and measured the equivalent thermal conductivity. When the cooling temperature is 40 °C, the equivalent thermal conductivity with R1233zd(E) and R1336mzz(Z) are between 2500 and 4000 W/(m·K), and higher than that of R245fa. When the cooling temperature is -5 °C and the heat transport rate is less than 100 W, the equivalent thermal conductivity with all working fluids are equivalent, and R1233zd(E) and R1336mzz(Z) have larger temperature dependence than R245fa. The maximum heat transport rate with R1233zd(E) is the highest, and around 190 W. When the cooling temperature is 40 °C, the maximum heat transport rate with R1336mzz(Z) is 150W, and higher than that with R245fa (104W). From the above results, we have concluded that PHP with R1233zd(E) and R1336mzz(Z) have higher heat transport performance than that with R245fa, and R1233zd(E) and R1336mzz(Z) may replace as the working fluid for PHP, instead of conventional R245fa.

Keywords : Pulsating heat pipe, Hydrofluoroolefin, HFO, R1233zd(E), R1336mzz(Z), R245fa, Closed-end, Vertical top heating orientation, Thermal conductivity

1. 緒 言

自励振動ヒートパイプ (PHP, Pulsating Heat Pipe) は、加熱部と冷却部を複数回往復する蛇行細径流路の中に、所定量の作動液を封入したものである。従来のヒートパイプでは、加熱部において沸騰した作動液が、冷却部において凝縮し、重力および毛細管力によって加熱部に還流することで熱を継続的に輸送するが、流路を細径化すると作動液の加熱部への還流が阻害され、伝熱性能が低下するという課題がある。一方、PHP では表面張力により流路を閉塞した作動液が、加熱部での沸騰に起因する圧力上昇により冷却部へ移動し、流路壁面との熱伝達により放熱した後、隣り合う流路での圧力上昇により加熱部へと還流し、これが繰り返されることで継続的に熱を

輸送する。このような動作原理により、PHP は従来のヒートパイプと比較して流路の細径化が可能であり、加熱姿勢による伝熱性能への影響が小さいことから、電子機器の小型化に貢献する熱輸送手段として注目されている。

PHP の基本構成は赤地によって考案された (Akachi, 1990, 1993)。その後、PHP の動作原理の検証や、伝熱性能を決める各種パラメータによる影響について数多くの研究がなされてきた (長崎, 2005, Zhang and Faghri, 2008, Taft et al., 2012)。一方、実機適用に向けた研究例として、宇宙機に搭載される電子機器向けとして、PHP を用いた冷却システムの開発が進められており (永井他, 2018)、小型実証衛星に搭載して軌道上実験を行った例もある (Ando et al., 2018)。また、船舶に搭載するパワーシステム向けとして PHP を用いた冷却器の伝熱性能評価を行った例もある (Agostini and Habert, 2015, Torresin et al., 2014, 2015, 2017, Tschida et al., 2019)。

PHP の伝熱性能を決めるパラメータの一つに作動液の種類がある。これまで、PHP の内部に封入する作動液として主に使用されてきたのは、FC-72, FC-75 等のパーフルオロカーボン系冷媒 (PFC)、R123, R141b 等のハイドロクロロフルオロカーボン系冷媒 (HCFC)、R134a, R245fa 等のハイドロフルオロカーボン系冷媒 (HFC)、エタノール、メタノール等のアルコール系冷媒、アンモニア、アセトン、水などであった (長崎, 2005, Zhang and Faghri, 2008, Agostini and Habert, 2015)。また、水にダイヤモンドあるいは Al_2O_3 の微小粒子を混入したナノ流体を用いた研究例 (Ma et al., 2006, Qu et al., 2010) や、1-Butanol 水溶液を用いた研究例 (麓他, 2016) もある。

作動液の種類は、冷却対象の動作温度や使用環境温度との適合性、流路壁材質との化学的安定性、低環境負荷、安全性などから選定されるべきである。しかしながら、これまでの研究例で使用されてきた PFC 系冷媒、HCFC 系冷媒、HFC 系冷媒は地球温暖化係数 (GWP) が高く、温室効果ガスとして既に使用規制されている (United Nations, 1998)、あるいは今後規制されることが懸念される (United Nations, 2016)。また、アルコール系冷媒、アンモニア、アセトンは可燃性冷媒であり、実機適用の際には安全性の観点から不燃性冷媒を用いる方が望ましい。さらに、水、水をベースとしたナノ流体、1-Butanol 水溶液は低温環境下で凍結することが懸念される。

これらの懸念を解消する作動液として、筆者らは、ハイドロフルオロオレフィン系冷媒 (HFO) に着目した。これまでに作動液として HFO 系冷媒を使用した研究例は少なく、筆者が調査した限りでは、HFC 系冷媒 R134a の代替冷媒として、R1234yf の実用性を、物性値から解析的に検討した研究例のみである (Taft et al., 2012)。本研究では、冷却対象の動作温度との適合性の観点から、R1234yf よりも沸点の高い HFO 系冷媒 R1233zd(E), R1336mzz(Z)に着目し、これらの実用性の実験的検証および今後の熱設計への展開を目的として、内部に非ループ流路を備えた平板型 PHP に、HFO 系冷媒として R1233zd(E), R1336mzz(Z)を、比較対象として HFC 系冷媒 R245fa をそれぞれ封入し、トップヒート加熱姿勢での伝熱性能を比較した結果について報告する。

2. 実験方法

2・1 作動液の種類

本研究で使用した作動液の物性を表 1 に示す。冷却対象の動作温度や使用環境温度との適合、低 GWP、不燃性などの要件を満たす作動液として、HFO 系冷媒である R1233zd(E)および R1336mzz(Z)を選定した。また、比較対象として、沸点や臨界温度が R1233zd(E)と同等である HFC 系冷媒 R245fa を選定した。なお、表 1 の物性値は、NIST (National Institute of Standards and Technology) の REFPROP (Lemmon et al., 2018) での計算値である。

2・2 実験装置

本研究で用いた平板型 PHP の外観を図 1 に、断面形状を図 2 に示す。平板型 PHP は、長さ 222 mm、幅 55 mm、厚さ 3 mm のアルミニウム合金製 (A6061) の平板の内部に、1.2 mm×1.2 mm の正方形断面の一筆書き蛇行流路を設けた構造である。流路の往復数は 11 (ターン数 22) で、両端の繋がっていない非ループ流路である。この PHP の流路内に、表 1 に示す作動液を、封入率約 50 %でそれぞれ封入した。封入時の真空引き圧力は 200Pa 以下である。

PHP の加熱部、冷却部、温度測定点の位置を図 3 に示す。PHP には長さ 65 mm の加熱部、長さ 101 mm の断熱部、長さ 56 mm の冷却部を設けた。PHP 表面の温度測定点は、長手方向に A から E の 5 点、幅方向に 4 点、合計 20 点である。測定点 A は加熱部、測定点 B, C, D は断熱部、測定点 E は冷却部の温度である。温度測定手段として T 型熱電対 (線径 0.076mm, テフロン二重被覆) を用い、各測定点にアルミテープで固定した。

Table 1 Physical properties of working fluids.

Items	Units	R245fa	R1233zd(E)	R1336mzz(Z)
Type	-	HFC	HFO	HFO
Chemical formula	-	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{CHF}_2$	$\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHCl}$	$\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHCF}_3$
Melting temperature	$^{\circ}\text{C}$	-103	-90	-85
Triple point temperature	$^{\circ}\text{C}$	-103	-78	-90
Boiling temperature	$^{\circ}\text{C}$	15	18	33
Critical temperature	$^{\circ}\text{C}$	154	166	171
Critical pressure	MPa	3.651	3.624	2.903
Vapor pressure (25 $^{\circ}\text{C}$)	kPa	148.6	129.8	73.7
Liquid density (25 $^{\circ}\text{C}$)	kg/m^3	1338.5	1263	1370
Liquid kinematic viscosity (25 $^{\circ}\text{C}$)	m^2/s	2.99×10^{-7}	2.27×10^{-7}	2.86×10^{-7}
Liquid thermal conductivity (25 $^{\circ}\text{C}$)	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$	8.82×10^{-2}	8.27×10^{-2}	7.67×10^{-2}
Latent heat	kJ/kg	191.2	191.2	168.5
Surface tension (25 $^{\circ}\text{C}$)	mN/m	13.6	14.6	13.5
Flammability	-	Non-flammable	Non-flammable	Non-flammable
ODP ¹	-	0	0	0
GWP ²	-	858	1	2

¹ODP: Ozone Depletion Potential. ²GWP: Global Warming Potential for 100 years. $\text{CO}_2=1$.

Fig.1 Photo of PHP.

Fig.2 Cross section of PHP channels.

Fig.3 Dimensions and temperature measurement points on PHP.

実験装置の構成を図4に示す。加熱姿勢は、加熱部が上方にあるトップヒート姿勢である。直径10mmのカートリッジヒータを流路方向に2本挿入した、厚み20mmの銅ブロックを加熱源とし、PHPの加熱部に熱伝導グリース（G-777、信越化学工業製）を介して接触させた。また、幅14mm、高さ3.5mmの1往復の冷却水路を内部に設けたクーリングプレートで冷却手段とし、加熱部と同じく熱伝導グリースを介してPHPの冷却部に接触させた。これらの周囲をガラスクロスで覆って断熱した。加熱源であるカートリッジヒータには直流安定化電源を接続し、電力計で加熱量 Q_H を測定しながら温度が定常になるまで加熱し、 $Q_H = 40 \sim 200$ Wの範囲で40 W刻みで上昇させた。クーリングプレートにはチラーを接続してエチレングリコールと水の混合液（濃度50%）を循環させ、水温 T_W を-5, 25, 40℃で変化させた。各条件において、PHP表面に固定したT型熱電対の電圧をデータロガーにより収集し、温度を演算して、コンピュータに取り込んだ。

以上に記載したPHPの仕様および実験条件を表2にまとめた。

Fig.4 Experimental apparatus.

Table 2 Specifications of PHP and experimental conditions.

Items	Units	Values
Material	-	Aluminum alloy (A6061)
PHP dimensions	mm ³	222 × 55 × 3
Channel dimensions	mm ²	1.2 × 1.2
Number of turns	turn	22
Channel shape	-	Closed-end serpentine
Working fluid in PHP	-	R245fa / R1233zd(E) / R1336mzz(Z)
Filling rate of working fluid	%	Approximately 50
Heating orientation	-	Vertical top heating
Heating area	mm ²	65 × 55
Adiabatic area	mm ²	101 × 55
Cooling area	mm ²	56 × 55
Heat input Q_H	W	40 ~ 200
Cooling liquid	-	Ethylene glycol and water (50 %)
Cooling liquid temperature T_W	°C	-5, 25, 40

2・3 熱輸送量の算出方法

PHP の断熱部を通過して冷却部に輸送される熱輸送量 Q は、ヒータからの加熱量 Q_H に対し、加熱部から周囲空気への漏洩熱量 Q_L を差し引いた値である。 Q_L は加熱部と周囲空気の温度差により変化すると仮定し、その相関を把握する目的で、図 4 に示す実験装置に、既知の熱伝導率 $k_{AL} = 225 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ の中実アルミ板を PHP の代わりに設置して予備実験を行った。

予備実験における熱輸送量 Q 、および漏洩熱量 Q_L は以下の式で算出される。

$$Q = k_{AL} \cdot \frac{A}{L_{BD}} \cdot (T_B - T_D) \quad (1)$$

$$Q_L = Q_H - Q \quad (2)$$

A は PHP の断面積 ($0.055 \text{ m} \times 0.003 \text{ m} = 1.65 \times 10^{-4} \text{ m}^2$)、 L_{BD} は測定点 B から D までの距離 (0.071 m)、 T_B は測定点 B の 4 点の平均温度、 T_D は測定点 D の 4 点の平均温度である。また、測定点 A の 4 点の平均温度を加熱部温度 T_A とし、周囲空気温度 T_a との温度差 $T_A - T_a$ と、式(2)から算出した Q_L の相関を図 5 に示す。これによると、 Q_L は $T_A - T_a$ に比例しており、以下の式(3)で整理できる。

$$Q_L = 0.165 \cdot (T_A - T_a) \quad (3)$$

これより、PHP の伝熱性能を測定する際の熱輸送量 Q は、式(2)、(3)を組み合わせる以下の式(4)で定義する。

$$Q = Q_H - 0.165 \cdot (T_A - T_a) \quad (4)$$

Fig.5 Heat loss to ambient air.

2・4 伝熱性能の評価方法

PHP の伝熱性能は等価熱伝導率および最大熱輸送量 Q_{MAX} で評価した。各部における熱輸送量 Q は一定であると仮定し、加熱部から冷却部までの全体の等価熱伝導率 k_{AE} 、加熱部の等価熱伝導率 k_{AB} 、断熱部の等価熱伝導率 k_{BD} 、冷却部の等価熱伝導率 k_{DE} を、以下の式(5)、(6)、(7)、(8)で定義した。

$$k_{AE} = \frac{Q \cdot L_{AE}}{A \cdot (T_A - T_E)} \quad (5)$$

$$k_{AB} = \frac{Q \cdot L_{AB}}{A \cdot (T_A - T_B)} \quad (6)$$

$$k_{BD} = \frac{Q \cdot L_{BD}}{A \cdot (T_B - T_D)} \quad (7)$$

$$k_{DE} = \frac{Q \cdot L_{DE}}{A \cdot (T_D - T_E)} \quad (8)$$

A は式(1)と同様に PHP の断面積 ($0.055 \text{ m} \times 0.003 \text{ m} = 1.65 \times 10^{-4} \text{ m}^2$), L_{AE} は測定点 A から E までの距離 (0.161 m), L_{AB} は測定点 A から B までの距離 (0.05 m), L_{BD} は式(1)と同様に測定点 B から D までの距離 (0.071 m), L_{DE} は測定点 D から E までの距離 (0.04 m), T_A , T_B , T_D , T_E は測定点 A, B, D, E の温度定常時の各々 4 点ずつの平均温度である. 各測定点の各々の平均値に対する温度バラつきは条件により異なるが, 代表条件として $Q_H = 120 \text{ W}$, $T_W = 40^\circ \text{C}$ においては, T_A では $2.0 \sim 7.1 \text{ K}$, T_B と T_D では $0.1 \sim 1.0 \text{ K}$, T_E では $0.4 \sim 2.5 \text{ K}$ である.

一方, 最大熱輸送量 Q_{MAX} は, 加熱部温度 T_A の最大値が 120°C を超える直前の条件の熱輸送量 Q と定義した.

3. 実験結果および考察

作動液 R245fa, R1336mzz(Z), R1233zd(E), 冷却水温度 $T_W = 40^\circ \text{C}$, 25°C , -5°C で, 加熱量 Q_H を 40 W 刻みで徐々に変化した際の PHP 表面温度の時間履歴を, 図 6 および図 7 に示す. なお, R245fa では, $T_W = 25^\circ \text{C}$ の条件は未測定である. グラフ中の温度は, 加熱部平均温度 T_A , 断熱部平均温度 T_B , T_C , T_D , 冷却部平均温度 T_E である. これによると, 図 7(b)の条件 (R1233zd(E), $T_W = 40^\circ \text{C}$) 以外の条件では加熱量 Q_H を上昇させていくと, T_A が急上昇する様子が見られた.

Fig.6 Temperature time history of PHP with R245fa.

Fig.7 Temperature time history of PHP with HFO.

PHP の熱輸送量 Q と、式(5)から算出した全体の等価熱伝導率 k_{AE} の関係を図 8 に示す。これによると、 $T_W = 40^\circ\text{C}$ では、R1233zd(E)および R1336mzz(Z)の k_{AE} は $2500\text{--}4000\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ の範囲であり、R245fa よりも大きい。一方で、 $T_W = -5^\circ\text{C}$ での k_{AE} は、 $Q < 100\text{ W}$ の条件では全作動液で同等となっており、R245fa と比較して R1233zd(E) および R1336mzz(Z)は伝熱性能の温度依存性が大きいことが分かった。また、 $T_W = 40^\circ\text{C}$ での R1233zd(E)および R1336mzz(Z)の k_{AE} は $Q = 110\text{ W}$ で低くなり、 Q をさらに大きくすると再上昇する傾向が見られた。

各条件における加熱部の等価熱伝導率 k_{AB} 、断熱部の等価熱伝導率 k_{BD} 、冷却部の等価熱伝導率 k_{DE} を図 9 にそれぞれ示す。これによると、R1336mzz(Z)では特に k_{AB} が $Q = 110\text{ W}$ で低下する傾向が見られた。これは、加熱部での温度上昇による圧力上昇により $Q = 110\text{ W}$ では作動液が加熱部から遠ざかる傾向にあるのに対し、加熱量をさらに上昇させると作動液の振動の振幅が大きくなり、作動液が加熱部に再び供給されるようになるためと考えられる。また、R1233zd(E)では、 $Q = 110\text{ W}$ で k_{AB} だけでなく k_{DE} についても低下する傾向が見られた。これは、前述のような圧力上昇によって作動液が加熱部から遠ざかるだけでなく、作動液の振動の振幅が比較的小さくなったことで、冷却部への伝熱性能が悪化したと考えられる。

また、図 9 の代表条件として、 $Q_H = 120\text{ W}$ 、 $T_W = 40^\circ\text{C}$ における各作動液の k_{AB} 、 k_{BD} 、 k_{DE} を図 10 に示す。これらによると、R1233zd(E)、R1336mzz(Z)では $k_{AB} < k_{BD} < k_{DE}$ となっているのに対し、R245fa では $k_{BD} > k_{AB} = k_{DE}$ となっており、R245fa のみ傾向が異なっている。さらに、 $Q_H = 120\text{ W}$ 、 $T_W = 40^\circ\text{C}$ の条件における、各温度測定部の代表点の温度履歴を拡大表示したグラフを図 11 に示す。これによると、R1233zd(E)、R1336mzz(Z)と比較して R245fa は温度変動の振幅が大きく、さらに温度変動が間欠的である。温度変動の周期は R1233zd(E)、R1336mzz(Z)では 2~4 秒程度であるのに対し、R245fa では 5~10 秒程度である。R245fa でこのような傾向を示すのは、R245fa では他の作動液と比較して振動の振幅が小さいために、冷却部まで液が届きづらく、冷却部での液の通過頻度が少ないために、特に冷却部での等価熱伝導率が小さくなる傾向にあると考えられる。さらに、R245fa では振動が間欠的であり、全体的に液の通過頻度が少ないために、各部での等価熱伝導率が小さくなっていると考えられる。

これらの内部挙動の違いについては、今後、可視化実験や数値解析を行うことで明らかにする。

Fig.8 Overall equivalent thermal conductivity k_{AE} in vertical top heating orientation. In the case of $T_W = 40^\circ\text{C}$, k_{AE} with R1233zd(E) and R1336mzz(Z) are between 2500 and $4000\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, and higher than k_{AE} with R245fa. In the case of $T_W = -5^\circ\text{C}$ and $Q < 100\text{ W}$, k_{AE} with all working fluids are equivalent. k_{AE} with R1233zd(E) and R1336mzz(Z) have larger temperature dependence than k_{AE} with R245fa.

Fig.9 Local equivalent thermal conductivity. In the case of R1233zd(E) and R1336mzz(Z), $k_{AB} < k_{BD} < k_{DE}$. In the case of R245fa, $k_{BD} > k_{AB} = k_{DE}$.

Fig.10 Local equivalent thermal conductivity at $T_w = 40^\circ\text{C}$ and $Q_H = 120\text{ W}$. In the case of R1233zd(E) and R1336mzz(Z), $k_{AB} < k_{BD} < k_{DE}$. In the case of R245fa, $k_{BD} > k_{AB} = k_{DE}$.

(a) R245fa, $T_w = 40^\circ\text{C}$, $Q_H = 120\text{ W}$

(b) R1336mzz(Z), $T_w = 40^\circ\text{C}$, $Q_H = 120\text{ W}$

(c) R1233zd(E), $T_w = 40^\circ\text{C}$, $Q_H = 120\text{ W}$

Fig.11 Temperature time history at $T_w = 40^\circ\text{C}$ and $Q_H = 120\text{ W}$. Temperature variation of R245fa is larger than R1233zd(E) and R1336mzz(Z).

最後に、各条件における最大熱輸送量 Q_{MAX} を表 3 に示す。また、REFPROP (Lemmon et al., 2018) により算出した各作動液の蒸気圧曲線の傾き ($\Delta P / \Delta T$) を図 12 に示す。表 3 によると、全ての冷却温度条件において R1233zd(E) の Q_{MAX} が最も大きく、約 190 W である。また、 $T_w = 40^\circ\text{C}$ では、R1336mzz(Z) の Q_{MAX} は R245fa より大きい、 $T_w = -5^\circ\text{C}$ では逆に R1336mzz(Z) の方が小さくなる。PHP ではターン間の圧力の不均衡により振動が持続するため、R1336mzz(Z) の場合、他の作動液と比較して沸点が高く、図 12 に示すように蒸気圧曲線の傾きが小さいために、低温になるほど沸騰が生じづらくなり、作動液に加振力が生じづらくなっていると考えられる。しかしながら、電子機器の熱設計において最悪条件となる高温の条件においては、R245fa よりも R1336mzz(Z) の方が k_{AE} および Q_{MAX} が大きいことから、従来から用いられている R245fa から置き換えが可能であると考えられる。

以上の結果から、R1233zd(E) および R1336mzz(Z) を封入した PHP は、従来作動液 R245fa を封入した PHP と比較して伝熱性能の温度依存性は大きいものの、より高い伝熱性能を有していることから、置き換えが可能であると考えられる。

Table 3 Maximum heat transport rate.

Working fluid	Q_{MAX} [W]		
	$T_w = 40^\circ\text{C}$	$T_w = 25^\circ\text{C}$	$T_w = -5^\circ\text{C}$
R1336mzz(Z)	150	111	115
R1233zd(E)	> 187	187	190
R245fa	104	Unmeasured	184

Fig.12 Slope of saturated vapor pressure calculated by REFPROP (Lemmon et al., 2018).

4. 結 言

自励振動ヒートパイプ(PHP)に使用する作動液として、冷却対象の動作温度や使用環境温度との適合、低 GWP、不燃性などの要件を満たす HFO 系冷媒に着目した。本研究では、HFO 系冷媒の実用性の実験的検証および今後の熱設計への展開を目的として、内部に非ループ流路を備えた平板型 PHP に、HFO 系冷媒として R1233zd(E)、R1336mzz(Z)を、比較対象として HFC 系冷媒 R245fa をそれぞれ封入して、トップヒート加熱姿勢での伝熱性能を比較し、以下の結果を得た。

- (1) 冷却温度 $T_W = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ では, R1233zd(E)および R1336mzz(Z)の等価熱伝導率 k_{AE} は $2500 - 4000\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ の範囲であり, R245fa よりも大きい.
- (2) 冷却温度 $T_W = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$ では, 熱輸送量 Q が小さい条件において等価熱伝導率 k_{AE} は全作動液で同等であり, R245fa と比較して R1233zd(E)および R1336mzz(Z)は等価熱伝導率の温度依存性が大きい.
- (3) 最大熱輸送量 Q_{MAX} は R1233zd(E)が最も大きく, 約 190 W である. また, $T_W = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ では, R1336mzz(Z)の Q_{MAX} は R245fa より大きい.

以上の結果から, R1233zd(E)および R1336mzz(Z)を封入した PHP は, 従来作動液 R245fa を封入した PHP と比較して伝熱性能の温度依存性は大きいものの, より高い伝熱性能を有していることから, 置き換えが可能であると考え.

文 献

- Agostini, B. and Habert, M., Experimental characterization of a double back to back pulsating heat pipe for power electronics, *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal*, Vol.6, No.3-4 (2015), pp.123-134.
- Akachi, H., Structure of a heat pipe, US Patent 4921041 (1990).
- Akachi, H., Structure of micro-heat pipe, US Patent 5219020 (1993).
- Ando, M., Okamoto, A., Tanaka, K., Maeda, M., Sugita, H., Daimaru, T. and Nagai, H., On-orbit demonstration of oscillating heat pipe with check valves for space application, *Applied Thermal Engineering*, Vol.130, No.5 (2018), pp.552-560.
- 麓耕二, 石田卓也, 川南剛, 稲村隆夫, 自励振動型ヒートパイプの熱輸送特性におよぼす作動流体の影響, *日本機械学会論文集*, Vol.82, No.834 (2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00529.
- Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L. and McLinden, M.O., NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg (2018).
- Ma, H. B., Wilson, C., Borgmeyer, B., Park, K., Yu, Q., Choi, S. U. S. and Tirumala, M., Effect of nanofluid on the heat transport capability in an oscillating heat pipe, *Applied Physical Letters*, Vol.88, No.143116 (2006).
- 永井大樹, 安達拓矢, 大丸拓郎, 宇宙機の熱・流体制御の最前線, *伝熱*, Vol.57, No.238 (2018), pp.23-30.
- 長崎孝夫, 自励振動ヒートパイプの熱輸送特性に関するレビュー, *伝熱*, Vol.44, No.186 (2005), pp.13-17.
- Qu, J., Wu, H. and Cheng, P., Thermal performance of an oscillating heat pipe with Al_2O_3 - water nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.37, Issue 2 (2010), pp.111-115.
- Taft, B.S., Williams, A.D. and Drolen, B.L., Review of pulsating heat pipe working fluid selection, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.26, No.4 (2012), pp.651-656, DOI:10.2514/1.T3768.
- Torresin, D., Habert, M., Agostini, F., Agostini, B. and Moulier, V., Experimental characterization of an open loop pulsating heat pipe cooler, *Proceedings of the ASME 2014, 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, ICNMM2014* (2014).
- Torresin, D., Habert, M., Moulier, V., Agostini, F. and Agostini, B., Characterization of a novel pulsating heat pipe cooler for power electronics at extreme ambient temperatures, *Proceedings of the ASME 2015, 13th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, ICNMM2015* (2015).
- Torresin, D., Agostini, F., Mularczyk, A., Agostini, B. and Habert, M., Double condenser pulsating heat pipe cooler, *Applied Thermal Engineering*, Vol.126 (2017), pp.1051-1057.
- Tschida, C., Torresin, D., Cairolì, P., Qi, L., Ramanan, V., Raciti, L. and Antoniazzi, A., Thermal design of a high-current solid state circuit breaker for DC shipboard power systems, *2019 IEEE Electric Ship Technologies Symposium (ESTS)* (2019), pp.477-483, DOI:10.1109/ESTS.2019.8847879.
- United Nations, Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change, Kyoto (1998).
- United Nations, Amendment to the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, Kigali (2016).
- Zhang, Y. and Faghri, A., Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes, *Heat Transfer Engineering*, Vol.29, No.1 (2008), pp.21-44, DOI:10.1080/01457630701677114.

References

- Agostini, B. and Habert, M., Experimental characterization of a double back to back pulsating heat pipe for power electronics, *Heat Pipe Science and Technology, An International Journal*, Vol.6, No.3-4 (2015), pp.123-134.
- Akachi, H., Structure of a heat pipe, US Patent 4921041 (1990).
- Akachi, H., Structure of micro-heat pipe, US Patent 5219020 (1993).
- Ando, M., Okamoto, A., Tanaka, K., Maeda, M., Sugita, H., Daimaru, T. and Nagai, H., On-orbit demonstration of oscillating heat pipe with check valves for space application, *Applied Thermal Engineering*, Vol.130, No.5 (2018), pp.552-560.
- Fumoto, K., Ishida, T., Kawanami, T. and Inamura, T., Effect of working fluid in heat transport characteristics of pulsating heat pipe, *Transactions of the JSME (in Japanese)*, Vol.82, No.834 (2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00529.
- Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L. and McLinden, M.O., NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg (2018).
- Ma, H. B., Wilson, C., Borgmeyer, B., Park, K., Yu, Q., Choi, S. U. S. and Tirumala, M., Effect of nanofluid on the heat transport capability in an oscillating heat pipe, *Applied Physical Letters*, Vol.88, No.143116 (2006).
- Nagai, H., Adachi, T. and Daimaru, T., Front line of thermal and fluid control for spacecraft, *Journal of the Heat Transfer society of Japan*, Vol.57, No.238 (2018), pp.23-30 (in Japanese).
- Nagasaki, T., Review of pulsating heat pipes, *Journal of the Heat Transfer society of Japan*, Vol.44, No.186 (2005), pp.13-17 (in Japanese).
- Qu, J., Wu, H. and Cheng, P., Thermal performance of an oscillating heat pipe with Al_2O_3 – water nanofluids, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol.37, Issue 2 (2010), pp.111-115.
- Taft, B.S., Williams, A.D. and Drolen, B.L., Review of pulsating heat pipe working fluid selection, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.26, No.4 (2012), pp.651-656, DOI:10.2514/1.T3768.
- Torresin, D., Habert, M., Agostini, F., Agostini, B. and Moulier, V., Experimental characterization of an open loop pulsating heat pipe cooler, *Proceedings of the ASME 2014, 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, ICNMM2014* (2014).
- Torresin, D., Habert, M., Moulier, V., Agostini, F. and Agostini, B., Characterization of a novel pulsating heat pipe cooler for power electronics at extreme ambient temperatures, *Proceedings of the ASME 2015, 13th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, ICNMM2015* (2015).
- Torresin, D., Agostini, F., Mularczyk, A., Agostini, B. and Habert, M., Double condenser pulsating heat pipe cooler, *Applied Thermal Engineering*, Vol.126 (2017), pp.1051-1057.
- Tschida, C., Torresin, D., Cairolì, P., Qi, L., Ramanan, V., Raciti, L. and Antoniazzi, A., Thermal design of a high-current solid state circuit breaker for DC shipboard power systems, *2019 IEEE Electric Ship Technologies Symposium (ESTS)* (2019), pp.477-483, DOI:10.1109/ESTS.2019.8847879.
- United Nations, Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change, Kyoto (1998).
- United Nations, Amendment to the Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer, Kigali (2016).
- Zhang, Y. and Faghri, A., Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes, *Heat Transfer Engineering*, Vol.29, No.1 (2008), pp.21-44, DOI:10.1080/01457630701677114.