マルチエバポレータ型ループヒートパイプの内部流動特性に関する研究
(微小重力環境下での蒸発器及び凝縮器の可視化)松田 雄太^{*1}, 長野 方星^{*2}, 岡崎 峻^{*3}, 小川 博之^{*4}, 永井 大樹^{*5}Study on internal flow characteristics of multiple evaporators loop heat pipe
(Visualization in evaporators and condenser under microgravity)Yuta MATSUDA^{*1}, Hosei NAGANO^{*2}, Shun OKAZAKI^{*3}, Hiroyuki OGAWA^{*4} and Hiroki NAGAI^{*5}^{*1,*2}Department of Aerospace Engineering, Nagoya University

Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya 464-8603, Japan

^{*3,*4}Japan Aerospace Exploration Agency

3-1-1 Yoshinodai, Chuo-ku, Sagami-hara-shi, Kanagawa 252-5210, Japan

^{*5}Department of Aerospace Engineering, Tohoku University

6-6 Aoba, Aramaki, Aoba-ku, Sendai 980-8579, Japan

Received 28 February 2015

Abstract

Loop Heat Pipes (LHPs) have been used in thermal control of spacecraft as next generation heat transport devices. Recently, multiple-evaporators LHP (MLHP) is under studied since the MLHP supplies autonomous thermal control function. However, some physical phenomena in the MLHP have not been clarified yet. The purpose of this study is to clarify thermal behavior of the MLHP under the microgravity. The MLHP used in this research has two evaporators and one condenser. Distilled water is used as the working fluid. 40W/40W, 80W/80W, 120W/0W, 0W/120W heat load were applied during the test. This experiment was conducted under microgravity for about 20 seconds, which was realized by parabolic flight. The vapor-liquid distribution in the wick core and the compensation chamber (CC) under the microgravity is presented. The effect of the microgravity for the working the MLHP is also discussed. The heat distributions in the MLHP when one and both evaporators were heated is also clarified.

Key words : Capillary force, Loop heat pipe, Microgravity, Porous wick, Two-phase heat transfer

1. 緒 言

近年の宇宙ミッションの高度化、多様化に伴い、宇宙機の熱設計要求はより一層厳しいものとなっている。そのような中、次世代の熱輸送デバイスとしてループヒートパイプ (Loop Heat Pipe, 以降LHP) が期待されている。LHPは作動流体の蒸発と凝縮による潜熱を利用して熱を輸送し、多孔質内で生じる毛細管力を駆動力とする気液二相流体型熱輸送デバイスである(Ku, 1999), (Maydanik, 2005)。LHPは現在までに海外の人工衛星GLAS, SWIFTや、日本のKIBOモジュールに取り付けられた全天X線監視装置MAXIの素子冷却に利用されてきた(Baker and Grob, 2001), (Choi, 2004), (岩田他, 2013)。しかし、将来の宇宙ミッションは非常に細かな温度制御が必要となる。例えば、惑星探査機や月面ローバーは外部熱環境の大きな変化に曝されると同時に、内部機器の発熱量は状況により変化する。また、熱制御に使用可能な電力は限られている。そのため、電力を必要とせず、より機能的な熱制御ができるデバイスが求められている。そのような背景の下、高機能熱輸送技術として、ループ内に複数の蒸発器を持つマルチエバポレータ型LHP (Multiple Evaporators LHP, 以下MLHP) が研究されている。Bienertらは2

No.15-00104 [DOI:10.1299/transjsme.15-00104], J-STAGE Advance Publication date : 15 June, 2015

^{*1} 名古屋大学 工学研究科 (〒464-8603 愛知県名古屋市千種区不老町)^{*2} 正員, 名古屋大学 工学研究科^{*3} 宇宙航空研究開発機構 宇宙科学研究所 (JAXA/ISAS) (〒252-5210 神奈川県相模原市中央区由野台 3-1-1)^{*4} 正員, 宇宙航空研究開発機構 宇宙科学研究所 (JAXA/ISAS)^{*5} 東北大学 工学部 (〒980-8579 宮城県仙台市青葉区荒巻字青葉 6-6)

E-mail of corresponding author: nagano@nuae.nagoya-u.ac.jp

つの蒸発器を持つMLHPの概念を提案し、ウィック材としてチタンを、作動流体として水を使用しMLHPを初めて実証した(Bienert, et al., 1997). またKuらはウィック材としてチタンを、作動流体としてアンモニアを使用した小型MLHPを開発した(Ku, et al., 2005). また、著者らはウィック材にテフロン樹脂、作動流体にアセトンを用いたMLHPを設計試作し、様々な熱負荷環境における動作特性を明らかにした(Okutani, et al., 2014). しかし、MLHPにおける流動変化やリザーバ内の複雑な挙動はこれまで十分に明らかにされていない. 今後高機能なMLHPを開発し、実用化するためには、MLHPの挙動および動作を把握し、詳細なモデルを確立することが必要である. そのための手段の一つとして、MLHPの蒸発器や補償室 (Compensation Chamber, 以下CC) の内部流動を直接観察することが考えられる.

LHPの可視化研究としては、表1に示すように、これまでいくつか行われてきた. d'Entremontらはボアスコープを使用し、チタンウィックと作動流体としてアンモニアを使用したLHPを可視化した(d'Entremont and Ochterbeck, 2010). これにより低熱負荷起動時の逆流現象を可視化し解明した. また、Okamotoらは中性子ラジオグラフィによりSUSウィックと作動流体として水を使用したLHPを可視化した(Okamoto, et al., 2011). これにより定常状態と過渡状態での作動流体を可視化し、始動およびドライアウト時のウィックにおける液体挙動を把握した. 大串らはパラボリックフライトにより、微小重力下での実験を行った. テフロンウィックと作動流体としてPF5060 (C_6F_{14})を使用し可視化窓を設けた蒸発器を持つLHPにより微小重力実験を行った(大串他, 2000). これにより、LHPの温度分布や可視化結果から微小重力がLHPの動作を停止させることがないと結論づけた.

以上のように、これまでLHPの可視化研究は数例存在する. しかし、微小重力下での蒸発器・CCの詳細な気液分布や、熱リークによるコアからの気泡発生に着目した研究は前例がない. また、これまでの可視化研究は1つの蒸発器を有するLHPに限定されており、複数の蒸発器を有するMLHPの複雑な熱流動現象を可視化した研究例はない. 例えば、MLHPは片側の蒸発器のみが加熱された時に、非加熱側の蒸発器内の流体は逆方向に流れるとされているが(Ku, et al., 2005), (Okutani, et al., 2014), この逆流現象は可視化されたことがなく、その時の蒸発器とCCの熱流動状態は未解明である.

そのような背景を受け、本研究は微小重力環境下でのMLHPの内部熱流動を可視化実験により観察し、内部の気液分布と伝熱挙動を明らかにすることを目的とする. 本稿では、内部可視化の方法を検討し、可視化用MLHPを新たに設計・製作した. 次に、航空機を用いたパラボリックフライトによる微小重力環境下での両側熱負荷試験、片側熱負荷試験を行い、蒸発器のウィックコアでの熱リーク発生の様子とCC内部における気液分布を観察した. また、微小重力下の凝縮器での凝縮様式の変化を観察した. さらに、可視化結果より熱リーク量を算出することにより両側、片側熱負荷時の各構成要素における熱分布を求めたので報告する.

Table 1 Previous researchs on LHP visualization

Author	Method	Observation area	Gravity environment	Type of LHP
d'Entremont (2010)	Bore scope	Core, CC	1G	Single
Okamoto (2011)	Neutron radiography	Core, CC, Condenser	1G	Single
Ogushi (2000)	Glass plate	Core, CC	μ G	Single

2. 動作原理および観察対象

図1にMLHPの模式図を示す. MLHPは、2つの蒸発器、蒸気管、液管、凝縮器、2つのCC、ウィック及び作動流体からなる. 両側蒸発器に熱が加えられると、MLHP内部に封入された作動流体が蒸発器内で蒸発し、ウィックのグループ及び蒸気管を通り、凝縮器内で凝縮する. 凝縮した作動流体は、液管を通り、ウィックの毛細管力によって蒸発器へと戻る. 図1(a)に、この時の動作の概略図を示す. 一方、片側の蒸発器 (Evap.1) のみに熱負荷がある場合、熱負荷を受けていない蒸発器 (Evap.2) での流体の流れの向きは通常と逆転すると予想される(Ku, et al., 2005), (Okutani, et al., 2014). Evap.1で発生した蒸気は、凝縮器へと流れるとともに、一部が蒸気管側からEvap.2へと流入し、Evap.2内で凝縮し、液管側からEvap.1へ流入する. 図1(b)に、このときの動作の概略図を示す.

Fig. 1 The scheme of the MLHP. These show the principle of the MLHP. When the heat load is applied to both evaporators (Fig. (a)), the vapor flows to the vapor lines and condenser. The working fluid is condensed in the condensers, and flows to each evaporator. When the heat load is applied to only one evaporator (e.g. Evap. 1) (Figure.1 (b)), the flow direction of the working fluid in Evap. 2 is reverse (reverse flow) of the direction in the cases that heat loads applied to both evaporators (forward flow).

本実験は、微小重力時の MLHP の複雑な熱流動を明らかにするため、以下の 3 つの観察を大きな目的として行う。

① 微小重力下でのコア及び CC 内部における気液分布

微小重力下における、コア及び CC 内部の気液分布を観察する。微小重力下では、重力ではなく表面張力が支配的になると予想される。また、熱リークによりコア側で発生する気泡の様子を観察する。

② 逆流時の蒸発器及び CC 内部における流動

片側加熱時、加熱側蒸発器から非加熱側蒸発器へ蒸気が流入する場合のコア及び CC 内部の状態、および気液分布を観察する。熱負荷を受けていない蒸発器は、凝縮器として機能することが予想される。その状態でのコア及び CC 内部の流動を観察する。

③ 凝縮器内での二相状態

地上における凝縮器内の流れは、波状流・スラグ流となることが事前に観察されている。しかし微小重力下の流れは、液の表面張力の影響が支配的になるため、地上と異なることが予想される。

3. 実験装置および実験方法

3・1 実験装置

図 2 に今回新たに製作した可視化用 MLHP の実験装置の構成図を示す。実験装置は長さ 500mm、幅 600mm、高さ 500mm の直方体のラックに全て収められる。図 3 に新たに構築した可視化用 MLHP の写真を、表 2 に仕様を示す。本 MLHP は 2 つの蒸発器を持ち、それぞれの CC にはボアスコープにより内部を観察できるように挿入口を設けている。各蒸発器は、図 4 に示す A15052 製のブロックにより上下より挟まれる。ブロックには 4 本のカートリッジヒーターが挿入され、直流電源により全周から加熱される。凝縮器は PFA 製の 1/8inch チューブを使用し、150×300mm の A15052 製のプレートにはめ込まれている。凝縮器の冷却は、液冷、空冷、伝導冷却を検討し、電力、サイズ、および冷却性能の点から保冷剤による伝導冷却を選択した。保冷剤は土台の上に固定された断熱材と、凝縮器である A15052 製のプレートにより挟まれ、ネジにより固定されている。保冷剤は外気温 30℃において、0～10℃を約 130 分維持することができる。ウィックには SUS304 製のものを使用し、濡れ性、潜熱などの観点から作動流体として純水を使用した。温度分布の測定は T 型熱電対により行い、各蒸発器 4 点、各 CC 4 点、蒸気管 5 点、凝縮器 5 点、液管 5 点、外気温 1 点、各ヒータブロック 1 点の合計 34 点の温度を測定している。圧力は各蒸発器出口 1 点、各 CC 入口 1 点の合計 4 点を測定した。

MLHP 蒸発器および CC 内部の観察は、CC 上部より、ガラス製ボアスコープケースを介してボアスコープを挿入して行った。蒸発器内部の様子はボアスコープに接続されたデジタルカメラにより記録される。ボアスコー

ブは、LED 外部光源装置に接続され、観察部を照らしている。なお、観察視野角は 50° である。図 5 に蒸発器側のウィックコア、および CC を観察したときの、概念図と可視化画像の対応を示す。

MLHP の凝縮器の観察は、ハイスピードカメラによりミラーを介して行った。ハイスピードカメラで撮影された映像は、カメラのメモリに保存され、微小重力間のインターバルの約 3 分間の間に PC に転送される。

Fig. 2 Experimental device configuration. The experimental apparatus is composed of a MLHP, a data logger, a thermostat, a light source, two bore scopes, two digital cameras, two power supplies, a power controller, two monitors and a high-speed camera.

Fig. 3 Photo of the MLHP. The temperature in MLHP was measured by 34 T-type thermocouples. Four thermocouples were attached to the each evaporator, four to the each CC, five to the vapor line, five to the condenser, five to the liquid line, one to the each heater block, and one to the ambient. Pressure in MLHP was also measured by 4 pressure gauges.

Fig. 4 Schematic diagram of a heater block. The heater blocks are attached to the each evaporator and simulate the heat generation of the devices. (a) is the schematic diagram of the heater block, and (b) is the cross sectional view of the heater block.

Table 2 MLHP geometry characteristics

Evaporator (SUS304)	O.D.	21mm	Vapor Line (SUS304)	O.D.	6.4mm
	Length	85mm		Length	350mm
CC (SUS304)	O.D.	50mm	Liquid Line (SUS304)	O.D.	3.2mm
	Length	75mm		Length	500mm
Wick (SUS304)	O.D.	19mm	Condenser (PFA)	O.D.	3.2mm
	I.D.	14mm		Length	1500mm
	Pore size	1.2 μ m	Working fluid	Material	Water
	Porosity	40%		Volume	180cc

Fig. 5 Observation of the evaporator and the CC. This picture shows the correspondence of the visualization image and schematic diagram when the core and CC is observed. The bright portion of the figure is the observation section, and actual observing angle is 50° .

3・2 実験条件

各実験は2013年12月20, 21日の2日間のパラボリックフライトにより行った。パラボリックフライトは株式会社ダイヤモンドエアサービス所有の Gulfstream-II により行われた。微小重力環境は約20秒間実現され、その時の重力レベルは約 $10^{-2}G$ である(景山, 2014)。表3にフライト1日目および2日目の実験条件を示す。フライト1日目では、計11回のパラボリックフライトを実施し、40W/40W 両側熱負荷を4回、80W/80W 両側熱負荷を4回、非熱負荷を2回、80W/0W 片側熱負荷を1回行った。またフライト2日目は、計12回のパラボリックフライトを実施し、120W/0W 片側熱負荷を4回、80W/80W 両側熱負荷を3回、50W/50W 両側熱負荷を1回、0W/120W 片側熱負荷を3回、非熱負荷を1回行った。また、各実験のインターバル中にボアスコープを回転させることで、ウィックコア側 (Core) と CC 側の両方を観察している。

Table 3 Experimental condition

12/20 Parabolic flight 1				12/21 Parabolic flight 2			
Experiment No	Heat load	Observation		Experiment No	Heat load	Observation	
		Evap.1	Evap.2			Evap.1	Evap.2
1-1	40W/40W	Core	Core	2-1	120W/0W	Core	Core
1-2	40W/40W	CC	CC	2-2	120W/0W	CC	CC
1-3	40W/40W	Core	Core	2-3	120W/0W	Core	Core
1-4	40W/40W	CC	CC	2-4	120W/0W	CC	CC
1-5	0W/0W	Core	CC	2-5	0W/0W	Core	CC
1-6	80W/80W	Core	Core	2-6	50W/50W	CC	CC
1-7	80W/80W	Core	Core	2-7	80W/80W	Core	Core
1-8	80W/80W	CC	CC	2-8	80W/80W	CC	CC
1-9	80W/80W	Core	Core	2-9	80W/80W	Core	Core
1-10	0W/0W	Core	CC	2-10	0W/120W	CC	CC
1-11	80W/0W	Core	Core	2-11	0W/120W	Core	Core
				2-12	0W/120W	CC	CC

4. 実験結果と考察

4・1 蒸発器内部観察結果

(1) 加熱側蒸発器可視化結果

片側熱負荷 120W/0W の実験より、動作時の加熱側の蒸発器内部の気液分布を明らかにした。図6に加熱側蒸発器内部の可視化結果を示す。t=0で μG が開始され、その後13秒間の変化の様子を示している。図中に示した点線は気液界面である。図6(a)より、 μG 開始前は、コア内上部に気相、下部に液相が分布していることが確認できる。また、下部から熱リークにより気泡が発生していることが確認できる。この時、重力加速度は $1.0 \pm 0.02G$ であった。その後 μG 状態に入ると、気相は中心部に移動する。また、コア周囲から熱リークによる気泡発生が見られる(図6(b))。その後、気泡はCC側に伸展しながら成長する(図6(c)及び(d))。気泡が成長しても、コア内壁と気泡は接触せず、コア内壁は液相と接触している(図6(e)及び(f))。また、コア内部のバイヨネット管と気泡の間には必ず液相が存在していた(図6(c)～(e))。

次に、図 7 に加熱側の CC 内部の気液分布の可視化結果を示す。μG に入る直前の気液分布と、μG での典型的な状態を示している。なお、点線は気液界面を示している。図 7 (a)より 1G 時、CC 内部において上部に気相、下部に液相が分布していることが分かる。一方 μG 状態に入ると、気相は中心部に移動し、大きな気泡として存在する。その後、バイヨネット管の周りを漂う。バイヨネット管が気泡内と直接接触する、あるいは気泡が分断されることはなかった (図 7 (b))。

以上の可視化結果より、1G および μG 環境における加熱側の蒸発器、CC の気液分布は図 8 のように描ける。点線は断面図の際の切断線である。加熱側の 1G 時気液分布は、重力に従い上部に気相、下部に液相となっている (図 8 (a))。一方、μG 時には表面張力の影響が支配的になるため、液は壁面に張り付き中心部に気泡が集まる。また、バイヨネット管周りでも、表面張力の影響により気泡はバイヨネット管を避けるように移動、成長する。ウィックコアでの気泡は CC 方向まで伸展しながら成長していく (図 8 (b))。

Fig. 6 Inside of the evaporator (heated side, 120W/0W). This shows the internal observation of the evaporator of the heated side. Under 1G condition, the vapor phase is distributed the top of the core and the liquid phase is distributed the bottom of the core (a). On the other hand, the vapor phase moves to the center of the core under μG. In addition, bubbles due to heat leak are generated around the core. After that, the bubbles grow so as to extend to the CC side (b-f).

Fig. 7 Inside of the CC (heated side, 120W/0W). This shows the visualization result of the vapor-liquid distribution in the CC of the heated evaporator side. The vapor phase is distributed at the top of the CC, the liquid phase is at the bottom of the CC under 1G (a). Under μG environment, the vapor phase moves in the center of the core as a large bubble (b).

Fig. 8 Vapor-liquid distribution (heated side). This shows the vapor-liquid distribution conceptual diagram of the heated evaporator and the CC. The vapor-liquid distribution is in accordance with gravity under 1G environment (a). On the other hand, the effect of surface tension becomes dominant in μ G environment (b).

(2) 非熱負荷側蒸発器可視化結果

図 9 に片側熱負荷 0W/120W 時の非加熱側蒸発器内部の可視化結果を示す。t=0 で μ G が開始され、その後 13 秒間の変化の様子を示している。図 9(a)より 1G 時に、コア内上部に気泡があり、それ以外は液相となっていることが分かる。また、コア内部における気泡発生は確認されなかった。一方 μ G に移行すると、気泡は一度消失するが、その後いくつかの気泡がコア内壁から生じる(図 9 (b))。それ以降、気泡の発生はない。発生した気泡は暫くコアの中心を漂う(図 9 (c)及び(d))。発生した気泡の大きさは均一ではない (図 9 (b)~(d))。最終的に、中心部に 1つの大きな気泡となり存在していた(図 9 (e)及び(f))。1G 時に気泡の発生が確認できなかったが、 μ G 時には初期に気泡の発生が見られた。まず 1G 時にコア内からの気泡が発生していないことから、蒸気はウィックを貫通していないことがわかる。これよりグループで蒸気が凝縮していたと考えられる。一方で、 μ G 時の初期に気泡の発生が確認されたが、これはウィック内部に残留していた気相が現れたためと考えられる。これより μ G 時においても蒸気はグループで凝縮していると考えられる。

次に、図 10 に非加熱側の CC 内部の気液分布の可視化結果を示す。図 10 より、CC 内部の気液分布は、加熱時(図 7)と大きな違いが見られないことがわかる。1G 時は、上部に気相、下部に液相が分布している (図 10 (a))。一方 μ G に移行すると、その気相は中心部に移動し大きな気泡として存在する。その後、バイヨネット管の周りを回りながら漂う。バイヨネット管が気泡と直接接触せず、気泡がバイヨネット管により分断されることはなかった (図 10 (b))。

以上の可視化結果より、非熱負荷時の蒸発器、CC の気液分布を図 11 に示す。非熱負荷側では、1G 時に加熱側蒸発器から非加熱側蒸発器に流入した蒸気は、グループで凝縮され、コアには現れないものと考えられる(図 11 (a))。 μ G 環境に入ると、ウィックに残っていた気相が気泡となり初期にコア内に現れる。しかし、加熱蒸発器から非加熱側蒸発器に流れる蒸気はグループで凝縮が完了しているため、コアに現れることはない(図 11 (b))。

Fig. 9 Inside of the evaporator (non-heated side, 120W/0W). This shows the internal observation of the evaporator of the non-heated side. Under 1G condition, the vapor phase is distributed the top of the core and the liquid phase is distributed the bottom of the core (a). On the other hand, the bubbles disappeared once, but the bubbles occurred from the core inner wall at first, drifting the center of the core under μG (b-f).

Fig. 10 Inside of the CC (non-heated side, 120W/0W). This shows the vapor-liquid distribution conceptual diagram of the non-heated evaporator and the CC. In the non-heated side, the vapor-liquid distribution does not change significantly from the heated side evaporator and the CC.

Fig. 11 Vapor-liquid distribution (non-heated side). This shows the vapor-liquid distribution conceptual diagram of the non-heated evaporator and the CC. In the non-heated side, the vapor-liquid distribution is in accordance with the gravity under 1G environment (a). On the other hand, the effect of surface tension becomes dominant in μG environment (b).

4・2 凝縮器観察

熱負荷 40W/40W 時の 1G と μ G における凝縮過程の変化を図 12(a)および(b)にそれぞれ示す。凝縮器全体を撮影したため、流路内の気液変化の鮮明な画像は得られなかった。しかし、蒸気相に比べ液相は黒く映るため、コントラストにより気相部と液相部を区別した。またボンド数を計算することにより、それぞれの遷移過程を考えた。まず 1G での凝縮器内の流れは、上流(図中右側)から蒸気単相流、波状流、スラグ流、液単相流となっている。上流部(右)では管が明るく映されているため蒸気相である。その後、中ほどで暗い液相部と明るい蒸気相部が混在しているため、ここでスラグ流となっていると考えた(図 12 (a))。また、ボンド数とウェーバー数をそれぞれ計算したところ 0.78, 0.75 と見積もられた。Bond 数の支配力マップにおいて、重力が支配力となっている領域であるため、スラグ流の前に波状流があると想定される。一方で、 μ G での凝縮器の流れは、上流(図中右側)から蒸気単相流、環状流、液単相流となっていると予想される。写真では、蒸気単相流から直接液単相流に遷移しているように見える(図 12 (b))。しかし、これは流れが環状流となり、液が管内壁に張り付いているため、液単相流と外見上、区別できないためであると考えられる。また、ボンド数とウェーバー数を計算したところ、それぞれ 0.01, 0.75 と見積もられ、表面張力が支配力となっていることからこの仮説は妥当である。

また、特徴的な点として、1G と μ G において蒸気単相流の長さが変化している。蒸気単相流長と二相領域長さの和は、1G で 48cm であるのに対し、 μ G では 82cm に変化した。それに伴い、液単相流長は 1G で 102cm であるのに対し、 μ G では 68cm に変化した。液単相流長が μ G 環境で減少した原因として、外気 of 自然対流の減少、熱リーク量の減少、凝縮様式の変化が考えられる。まず、外気 of 自然対流の影響について考える。外気 of 自然対流が減少すると、LHP の蒸発器および各配管からの熱損失が減少する。その結果、凝縮器での放熱量が増加するため、蒸気単相流長と二相領域長さが増加すると考えられる。次に熱リーク量の変化について考察する。石川らのリザーバ内蔵型 LHP の宇宙軌道上実験の報告によると、重力の影響が無くなることにより、ウィック内浸透時の圧力損失の低下、およびウィックコアと CC 内蒸気間の熱交換が減少し、熱リーク量が減少すると推論している(石川他, 2010)。本研究の微小重力実験においても、石川らの仮説の通り、ウィックコア内の液は表面張力によりコア内壁に存在し、蒸気は液で覆われて中央に存在することから、圧力損失の低下、およびコアと CC 内蒸気間の伝熱量が減少し、熱リークが減少していると考えられる。最後に、凝縮器内の凝縮過程での流動様式は、画像より 1G で波状流、スラグ流であったが(図 12 (a))、 μ G で環状流へ変化したと予想できる(図 12 (b))。凝縮器は可視化用に透明なフッ素樹脂のチューブで構成されており、冷却は底部に設置されたアルミニウム合金板から行われる。1G では波状流でチューブ底部に液が多く存在する、つまり液膜が厚いため、凝縮熱伝達率が減少するのに対し、 μ G では環状流へ変化し、底部の液膜が薄くなるため、凝縮熱伝達率が大きくなる。したがって、 μ G のほうが凝縮が促進される。これは二相領域長さを短くする方向に寄与するが、上記の 3 つの影響のバランスにより、液単相長が減少したと考えられる。

Fig. 12 Condensation process. This shows the visualization result of the condenser under μ G. The vapor-liquid surface in the condenser recedes under μ G and the recession of the vapor-liquid surface stop at the 8 seconds in the μ G.

4・3 MLHP 動作時の熱収支

(1) 両側熱負荷時の熱収支見積り

両側熱負荷時の伝熱経路は図 1(a)の矢印で示している．各蒸発器に与えられた熱負荷 Q_{load1} および Q_{load2} は，各 CC から大気への熱損失 Q_{amb1} および Q_{amb2} ，蒸気管から大気への熱損失 Q_{vl} ，凝縮器での放熱 Q_{con} ，凝縮器でのサブクール熱量 Q_{sub} ，液管から大気への熱損失 Q_{ll} として外部と熱交換を行う．すなわち，以下の関係が成立する．

$$Q_{load1} + Q_{load2} = Q_{amb1} + Q_{amb2} + Q_{vl} + Q_{con} + Q_{sub} + Q_{ll} \quad (1)$$

液管から大気への熱損失 Q_{ll} は，作動流体の比熱容量 C_p ，質量流量 $\dot{m}$ ，および液管出入り口の温度差 ΔT_{ll} から以下のように計算できる．

$$Q_{ll} = C_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T_{ll} \quad (2)$$

蒸気管から大気への熱損失 Q_{vl} は，蒸気管の平均温度 T_{vlave} と外界の温度 T_{amb} ，蒸気管長さ l_{vl} ，および蒸気管と外界との単位長さあたりの熱コンダクタンス G_{vl} を用いて，以下の式から計算できる．

$$Q_{vl} = G_{vl} \cdot (T_{vlave} - T_{amb}) \cdot l_{vl} \quad (3)$$

また，凝縮器でのサブクール熱量 Q_{sub} は凝縮器の凝縮完了部分の温度と凝縮器出口の温度との差 ΔT_{con} から以下のように求められる．

$$Q_{sub} = C_p \cdot \dot{m} \cdot \Delta T_{con} \quad (4)$$

また蒸発に使われた熱量 Q_{evap} は以下で表わすことができる．

$$Q_{evap} = Q_{vl} + Q_{con} = \dot{m} \cdot \lambda \quad (5)$$

ここで λ は蒸発潜熱である．また，凝縮器での放熱 Q_{con} は，以下のように表すことができる．

$$Q_{con} = Q_{evap} - Q_{vl} \quad (6)$$

凝縮器を流れる作動流体の流速をハイスピードカメラの映像より見積もり， $\dot{m}$ を算出した．作動流体の流速は凝縮器における気液界面の後退速度と単位長さあたりの凝縮量より見積もった．

また，各蒸発器から CC への熱リーク Q_{hl1} および Q_{hl2} は以下から計算できる．

$$Q_{hl1} + Q_{hl2} = Q_{amb1} + Q_{amb2} + Q_{sub} + Q_{ll} = Q_{load1} + Q_{load2} - Q_{evap} \quad (7)$$

実験番号 1-1 から 1-4 (表 3) より，1G 時の 40W/40W 熱負荷時の熱収支を計算した結果を図 13，表 4 に示す．この時の熱リークの総和は $Q_{hl1} + Q_{hl2} = 9.7 \text{ W}$ と見積もられ，全熱負荷の 12.1% であることが明らかとなった．可視化結果では蒸発器コアの一方からのみ(Evap.2)気泡の発生が確認でき，概算量は単位時間当たり半径 11.7mm 相当であった．これは 9.5W の蒸気発生量に相当する．また蒸発器(Evap.1)コア内部が完全に液で満たされており，沸騰は無いことから，コア内壁と液が対流熱伝達により熱交換を考えるとウィックを介した熱伝達量は以下のように計算できる．

$$Q_{hl1} = G_{hl-wick} (T_{ev} - T_{cc}) L_{core} \quad (8)$$

$$G_{hl-wick} = \frac{1}{\left(\frac{1}{G_{wick}} + \frac{1}{G_{wick-l}} \right)} \quad (9)$$

$$G_{wick} = \frac{2\pi k_{eff}}{\ln(D_{wick}^o / D_{wick}^i)} \quad (10)$$

$$G_{wick-l} = h_{wick-l} \cdot \pi \cdot D_{wick}^i \quad (11)$$

ここで、 $G_{hl-wick}$ はウィック外壁とコア内部の流体の単位長さあたりの熱コンダクタンス、 G_{wick} はウィック外壁と内壁の単位長さあたりの熱コンダクタンス、 G_{wick-l} はウィック内壁とコア内部の流体の単位長さあたりの熱コンダクタンス、 h_{wick-l} はウィック内壁とコア内部の流体の対流熱伝達率である。また T_{ev} は蒸発器平均温度、 T_{cc} は CC 平均温度、 L_{core} はコア長さ、 k_{eff} はウィックの有効熱伝導率、 D_{wick}^o, D_{wick}^i はウィックの外径及び内径である。これより計算される非熱負荷側での熱伝達量 Q_{hl1} は 1.1W である。したがって、式(1)～(7)より計算された熱リーク量の総和 (9.7W) に対し、可視化結果及び式(8)～(11)で見積もられた熱リーク量の総和は 10.6W となり、10%程度大きく見積もられた。この原因はデジタルカメラの動画による気泡の発生量の見積もりや、大気への対流熱伝達の見積もりの不確かさによるものと考えられる。しかし、気泡発生が活発な蒸発器(Evap.2)と活発でない蒸発器(Evap.1)で熱リーク量(Q_{hl1}, Q_{hl2})が大きく異なることは、熱収支の見積もりからも、可視化結果からも明確に確認することができた。一方、凝縮器での放熱量は全体の 63.3%であった。

次に、実験番号 2-7 から 2-9 (表 3) に 1G 時の 80W/80W 熱負荷時の熱収支分布を計算した結果を、図 13、表 4 に示す。この時の熱リークの総和は $Q_{hl1} + Q_{hl2} = 14.4W$ と見積もられ全熱負荷の 9.0%であることが明らかとなった。コア内での蒸発量に換算すると、 $9925mm^3/sec$ となり、単位時間当たり半径 13.4mm 相当の気泡が発生することになる。熱負荷が増加し、質量流量が増加したことにより、凝縮器での二相領域が長くなり、凝縮器でのサブクール熱量 Q_{sub} は大きく減少した。一方で蒸発器、CC から大気への熱損失 $Q_{amb1} + Q_{amb2}$ は蒸発器及び CC の温度が上昇したことにより増大している。また、凝縮器でのサブクール熱量が減少したため液管温度が上がり、液管から大気への熱損失 Q_{ll} が大きくなっている。コアを撮影した動画より、40W/40W と同様に片方の蒸発器(Evap.1)コアでは気泡発生が活発であるが、もう一方の蒸発器(Evap.2)では気泡発生が活発でないことが確認された。しかし、両方の蒸発器内部で気泡発生が確認できた点では 40W/40W の可視化とは異なっている。これは熱負荷量が増加したことが理由であると考えられる。気泡発生が活発である Evap.1 での可視化結果から推算される熱リーク量は 12.3W である。一方、Evap.2 の可視化結果による蒸気発生量から推算される熱リーク量は 1.9W 程度であり、式(1)～(7)より計算された熱リーク量の総和とおおよそ一致していた。また、凝縮器での放熱量は全熱負荷量の 75.0%であった。

(2)片側熱負荷時の熱負荷分布

片側熱負荷時の伝熱経路は図 1(b)に示した。片側熱負荷時に、非熱負荷側の蒸発器(Evap.2)は凝縮器として作用する。この時の、凝縮による放熱を Q_{con2} と置いた。この時の熱収支は以下のように表せる。

$$Q_{load1} = Q_{amb1} + Q_{amb2} + Q_{con2} + Q_{vl} + Q_{con} + Q_{sub} + Q_{ll} \quad (12)$$

これらの熱量は質量流量 $\dot{m}$ の関数である。凝縮器に流入する作動流体の流速をハイスピードカメラの映像より、凝縮器に流れこんだ作動流体の質量流量 $\dot{m}_{con}$ を算出した。非熱負荷側の蒸発器 Evap.2 からの放熱量 Q_{con2} は以下の式で求めた。

$$Q_{con2} = G_{HB} \cdot L_{HB} \cdot (T_{HB} - T_{amb}) \quad (13)$$

ここで G_{HB} はヒータブロックと外界との単位長さあたりの熱コンダクタンス、 T_{HB} はヒータブロック温度である。また、放熱量 Q_{con2} から非熱負荷蒸発器(Evap.2)への質量流量 $\dot{m}_{evap2}$ は以下の式より求めた。

$$\dot{m}_{evap2} = \frac{Q_{con2}}{\lambda} \quad (14)$$

また、Evap.1 を流れる作動流体の質量流量 $\dot{m}_{evap1}$ は以下の式で表される。

$$\dot{m}_{evap1} = \dot{m}_{con} + \dot{m}_{evap2} \quad (15)$$

実験番号 2-1 から 2-4 (表 3) より得られた、1G 時の 120W/0W 熱負荷時の各要素での熱収支分布を計算した結果を図 14、表 5 に示す。また、それぞれの質量流量を表 6 に示す。凝縮器に流入する質量流量と第二の凝縮器として働いた Evap.2 の質量流量比は $\dot{m}_{con} : \dot{m}_{evap2} = 8.5 : 1.0$ と見積もられた。

Fig. 13 Heat distribution (both side heated). This shows heat distribution when MLHP is heated at 40W/40W and 80W/80W.

Fig. 14 Heat distribution (one side heated). This shows heat distribution when MLHP is heated at 120W/0W and 0W/120W.

Table 4 Heat distribution (both side heated)

	40W/40W(No.1-3)	80W/80W(No.2-8)
Q_{con}	50.6W	120.0W
Q_{amb1}	0.9W	1.1W
Q_{amb2}	0.9W	1.1W
Q_{sub}	7.5W	1.1W
Q_{vl}	19.8W	25.7W
Q_{ll}	0.2W	11.1W

Table 5 Heat distribution (one side heated)

	120W/0W(No.2-2)	0W/120W(No.2-11)
Q_{con}	72.2W	72.6W
Q_{amb1}	8.4W	-
Q_{amb2}	-	8.4W
Q_{con2}	11.0W	-
Q_{con1}	-	11.0W
Q_{sub}	7.0W	6.9W
Q_{vl}	19.6W	19.3W
Q_{ll}	1.8W	1.8W

次に、実験 2-10 から 2-12 (表 3) より、1G 時に熱負荷を 120W/0W から 0W/120W に入れ替えた場合の各要素での熱収支を計算した結果を図 14、表 5 に示す。また、各質量流量を計算した結果を表 6 に示す。凝縮器に流入する質量流量と第二の凝縮器として働いた Evap.1 の質量流量比は $\dot{m}_{con} : \dot{m}_{evap1} = 8.5 : 1.0$ と見積もられた。熱負荷を入れ替えた場合においても、全体の熱負荷の分布はほとんど変化しなかった。また、凝縮器に流れる質量流量 $\dot{m}_{con}$ と、非加熱側の蒸発器に流れる質量流量 $\dot{m}_{evap1,2}$ の比もほとんど変化しなかった。また、質量流量比は凝縮器側が大半を占めており、非加熱側の蒸発器には 11% 程度しか流れていない。これは、非加熱側の蒸発器が断熱されているためであり、放熱がほとんど行われていないことを意味している。今後は非加熱側の蒸発器を冷却するなどして、積極的に吸熱した場合の流量変化を調べる必要がある。

Table 6 Mass flow rate distribution (one side heated)

	120W/0W(No.2-2)	0W/120W(No.2-11)
$\dot{m}_{evap1}$	4.4×10^{-5} kg/sec	4.5×10^{-6} kg/sec
$\dot{m}_{evap2}$	4.5×10^{-6} kg/sec	4.4×10^{-5} kg/sec
$\dot{m}_{con}$	3.9×10^{-5} kg/sec	3.9×10^{-5} kg/sec

5. 結論

MLHP の微小重力環境下での内部熱流動特性を明らかにするため、ボアスコープおよびハイスピードカメラを用いて蒸発器内部および凝縮器を可視化できる MLHP を新たに設計、製作し、パラボリックフライトにより微小重力環境での熱流動を観察した。得られた結果を以下にまとめる。

- ・ 両側熱負荷および片側熱負荷時のウィックコアでの熱リークによる気泡発生、および CC 内部の気液分布を微小重力環境下において初めて明らかにした。また、気液分布の様子は重力環境下と微小重力環境下で大きく異なることが明らかとなった。
- ・ 凝縮器での凝縮過程をハイスピードカメラを用いて観察した。画像は不鮮明であったものの、気液二相流動様式が重力環境下では波状流、スラグ流であったのに対し、微小重力環境下では環状流に変化することが確認された。また、微小重力環境下では凝縮器内における液単相領域が短くなることが明らかとなった。この原因は外気 of 自然対流の減少や熱リーク量の減少、および凝縮器での流動様式の変化が大きく影響しているものと考えられる。
- ・ 両側熱負荷および片側熱負荷における各要素での熱収支分布を見積もった。また、熱リークによる気泡発生量からも、その見積もりが妥当であることが確認された。また、片側熱負荷における、凝縮器と非加熱側の蒸発器への質量流量比を明らかにした。

謝辞

本微小重力実験は独立法人宇宙航空研究開発機構、財団法人日本宇宙フォーラム、株式会社ダイヤモンドエアサービスに協力いただいた。ここに感謝の意を表する。

文 献

- Baker, C. and Grob, E., System accommodation of propylene loop heat pipes for the geoscience laser altimeter system (GLAS) instrument, Proceedings of the 31st International Conference on Environmental System (ICES-31) (2001), SAE Paper No. 2001-01-2263.
- Bienert, W. B., Wolf, D. A., Nikitkin, M. N., Maidanik, Y. F., Fershtater, Y., Vershinin, S. and Gottschlich, Y., The proof of feasibility of multiple evaporator loop heat pipes, Proceeding of the 6th European Symposium on Space Environment Control System (1997), pp.393-398.
- Choi, M., Thermal vacuum/balance test results of swift BAT with loop heat pipe thermal system, Proceedings of the 2nd International Energy Conversion Engineering Conference (IECEC-2) (2004), AIAA Paper No. 2004-5683.
- d'Entremont, B.P. and Ochterbeck, J.M., Visualization study of low-heat-load LHP startup, Proceeding of the 15th International Heat Pipe Conference (IHPC-15) (2010).
- 石川博章, 野村武秀, 斉藤康之, 川崎春夫, 岡本篤, 畠中龍太, リザーバ内蔵ループ形ヒートパイプの熱特性に関する研究(きく 8 号搭載展開型ラジエータの軌道上熱輸送特性), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.76, No.768(2010), pp.153-160.
- 岩田直子, 小川博之, 高橋忠幸, 臼井隆, 三木明彦, 池田瑞穂, 飯田浩, 湯本隆宏, 小野ゆかり, 阿部和弘, 立川清隆, X 線天文衛星 ASTRO-H の熱制御システム, 第 13 回宇宙科学シンポジウム講演集 (2013), P2-009.
- 景山大郎, 我が国の航空機による微小重力実験飛行, 日本マイクロ重力応用学会誌, Vol. 31, No. 2 (2014), pp.45-46.
- Ku, J., Operation characteristics of loop heat pipes, Proceedings of the 29th International Conference on Environmental System (ICES-29) (1999), Paper No. 1999-01-2007.
- Ku, J., Ottenstein, L., Douglas, D., Pauken, M. and Birur, G., Miniature loop heat pipe with multiple evaporators for thermal control of small spacecraft, Government microcircuit Applications and Critical Technology Conference (2005), Paper No. 183.
- Maydanik, Y.F., Review loop heat pipe, Applied Thermal Engineering, Vol.25 (2005), pp.635-657.

- 大串哲郎, 川路正裕, 増本博光, 矢尾彰, Jason Xu, 宇宙用フレキシブルループ型ヒートパイプ(FLLHP)の研究(微小重力下における熱輸送特性), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.66, No.646(2000), pp.1488-1493.
- Okamoto, A., Hatakenaka, R. and Murakami, M., Visualization of a loop heat pipe using neutron radiography, Proceeding of the 8th Minsk International Seminar (2011), pp.288-295.
- Okutani, S., Nagano, H., Okazaki, S., Ogawa, H. and Nagai, H., Operating characteristics of multiple evaporators and multiple condensers loop heat pipe with polytetrafluoroethylene wicks, Electronics Cooling and Thermal Control Vol.4 No.1 (2014), pp.22-32.

References

- Baker, C. and Grob, E., System accommodation of propylene loop heat pipes for the geoscience laser altimeter system (GLAS) instrument, Proceedings of the 31st International Conference on Environmental System (ICES-31) (2001), SAE Paper No. 2001-01-2263.
- Bienert, W. B., Wolf, D. A., Nikitkin, M. N., Maidanik, Y. F., Fershtater, Y., Vershinin, S. and Gottschlich, Y., The proof of feasibility of multiple evaporator loop heat pipes, Proceeding of the 6th European Symposium on Space Environment Control System (1997), pp.393-398.
- Choi, M., Thermal vacuum/balance test results of swift BAT with loop heat pipe thermal system, Proceedings of the 2nd International Energy Conversion Engineering Conference (IECEC-2) (2004), AIAA Paper No. 2004-5683.
- d'Entremont, B.P. and Ochterbeck, J.M., Visualization study of low-heat-load LHP startup, Proceeding of the 15th International Heat Pipe Conference (IHPC-15) (2010).
- Ishikawa, H., Nomura, T., Saito, Y., Kawasaki, H., Okamoto, A. and Hatakenaka, R., Study on heat transfer characteristics of reservoir embedded loop heat pipe (heat transfer characteristics of deployable radiator for use on KIKU-8 under orbital environment), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.76, No.768(2010), pp.153-160 (in Japanese).
- Iwata, N., Ogawa, H., Takahashi, T., Usui, T., Miki, A., Ikeda, M., Iida, A., Yumoto, A., Ono, Y., Abe, K. and Tatikawa, K., Thermal control system of X-ray astronomy satellite ASTRO-H, 13th Symposium of Space Science (2013), P2-009 (in Japanese).
- Kageyama, T., The microgravity experiment flight by Japanese aircraft, International Journal of Microgravity Science and Application, Vol. 31, No. 2 (2014), pp.45-46 (in Japanese).
- Ku, J., Operation characteristics of loop heat pipes, Proceedings of the 29th International Conference on Environmental System (ICES-29) (1999), Paper No. 1999-01-2007.
- Ku, J., Ottenstein, L., Douglas, D., Pauken, M. and Birur, G., Miniature loop heat pipe with multiple evaporators for thermal control of small spacecraft, Government microcircuit Applications and Critical Technology Conference, (2005) Paper No. 183.
- Maydanik, Y.F., Review loop heat pipe, Applied Thermal Engineering, Vol.25 (2005), pp.635-657.
- Ogushi, T., Kawazi, M., Masumoto, H., Yao, A. and Jason Xu., Study on flexible lopped heat pipe (FLHP) for space use (Heat transport characteristics under microgravity condition), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.66, No.646 (2000), pp.1488-1493 (in Japanese).
- Okamoto, A., Hatakenaka, R. and Murakami, M., Visualization of a loop heat pipe using neutron radiography, Proceeding of the 8th Minsk International Seminar (2011), pp.288-295.
- Okutani, S., Nagano, H., Okazaki, S., Ogawa, H. and Nagai, H., Operating characteristics of multiple evaporators and multiple condensers loop heat pipe with polytetrafluoroethylene wicks, Electronics Cooling and Thermal Control Vol.4 No.1 (2014), pp.22-32.