



THERMAL ENGINEERING

TED Newsletter on the WEB

日本機械学会熱工学部門ニュースレター
TED Newsletter No.70 September 2013

目 次

1. TED Plaza

『ヒートパイプにおける最新研究動向』

- 浅層地中熱源利用を想定したトップヒート・ボトムヒート切替可能ヒートパイプ BACH の熱輸送特性
永井 二郎（福井大学）
- 宇宙用ループヒートパイプの高機能化へのアプローチ
長野 方星（名古屋大学）

2. 行事案内

- 部門企画行事案内
- 部門関連行事案内
- 国際会議案内

3. 第 91 期部門組織

4. その他

編集後記

TED Plaza

浅層地中熱源利用を想定したトップヒート・ボトムヒート切替可能ヒートパイプ BACH の熱輸送特性



永井 二郎

福井大学 教授
 大学院工学研究科 機械工学専攻
nagai@u-fukui.ac.jp

1. はじめに

今回、熱工学部門ニューズレターにヒートパイプ BACH に関する記事執筆の機会を頂いた。ここ数年筆者は、後述の BACH と呼ばれる（と勝手に呼ぶ？）新型ヒートパイプの基礎研究と、主に浅層地中熱源利用を想定した実証試験を行ってきた。それら研究開発の概要を、偶然ではあるが、今年の日伝熱学会誌「伝熱」の10月号に記事としてまとめる機会を得た^[1]。そこで、本ニューズレターでは、一部記事内容の重複をお許し頂き、特に BACH の熱輸送特性に焦点をあてた内容を紹介する。主な内容は、日本機械学会北陸信越支部の講演会^[2]等で発表したものである。

1-1. 新型ヒートパイプ BACH の概要と経緯^[1]

ヒートパイプは、無動力で高温部から低温部へ効率よく（見かけの熱伝導率が非常に大きく）熱輸送するデバイスである。現在、CPU 冷却等で広く用いられるヒートパイプは、ウィック式あるいはサーモサイフォン式ヒートパイプと呼ばれるもので、高温部での作動液蒸発と低温部での凝縮により熱輸送を実現している（詳しくは、例えば「伝熱」2012 年 10 月号の「古くて新しいヒートパイプ」特集号を参照）。筆者は、2006 年より防火水槽融雪システムに関する研究を始めたが、その際に初めてサーモサイフォン式ヒートパイプを購入し使用した。その簡易な構造と高い性能に感動した記憶がある。

その 2006 年とほぼ同時期の 2007 年に、福井県敦賀市にある（公財）若狭湾エネルギー研究センターが、一風変わったヒートパイプを発明・出願した（その後、特許として確定）^[3]。図 1 および図 2 にその基本的な概念図を示す。図 1 はボトムヒート（下部吸熱・上部放熱）状態を、図

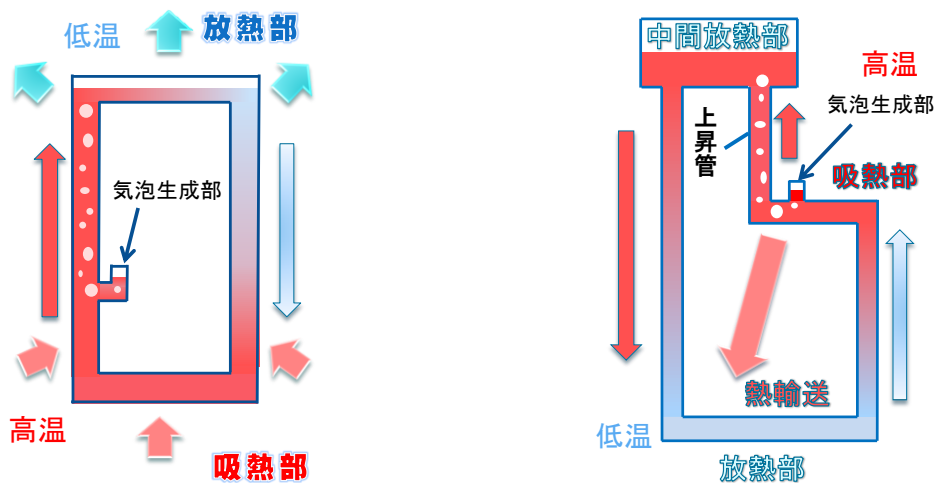


図 1. ヒートパイプ BACH (ボトムヒート)

図 2. ヒートパイプ BACH (トップヒート)

2 はトップヒート（上部吸熱・下部放熱）状態の作動の様子を示している。基本的なボトムヒート状態（図 1）では、まずループ状の密閉配管内を真空にした後に作動液を比較的高い封入率で充填する。吸熱部（＝高温部）に設置した「気泡生成部」から、作動液中に蒸気泡が連続的に生成され、その泡の浮力により液循環が誘起され、潜熱輸送＋顕熱輸送により熱輸送を実現する。「気泡生成部」で生成された蒸気泡は、放熱部（＝低温部）で凝縮し、下降管に流入することはない。

筆者は 2007 年以降、若狭湾エネルギー研究センターや県内中小企業と共に、この新しいヒートパイプの共同研究・開発を行い、関連特許を出願してきた^[4]。また、2007 年当時の若狭湾エネルギー研究センターの新宮所長と相談し、このヒートパイプを「気泡駆動型循環式ヒートパイプ（Bubble-Actuated Circulating Heat pipe）略称：BACH」とネーミングした。この BACH について、大変有り難いことに、前述の伝熱「古くて新しいヒートパイプ」特集号に大串先生に取りあげて頂いた^[5]。また、図 1 に示したようなボトムヒート状態 BACH の基本的な熱輸送特性や「気泡生成部」の基礎理論は、参考文献^[6]を参照願いたい。

通常のウィック式あるいはサーモサイフォン式ヒートパイプでは、トップヒート（上部吸熱・下部放熱）では性能が激減してしまい、少なくとも全長が数 m では作動しない。後述のように地中熱源利用を考えると、数 m オーダーで動作するヒートパイプが必要である。2007 年の BACH 発明当初から、上手く工夫すれば、図 2 に示す擬似的なトップヒート状態でも BACH は作動するのではないかと期待していた。つまり、BACH は気泡の浮力を用いるため、どうしても気泡が上昇する部分が必要である。そのため図 2 に示すように中間放熱部を設けて、泡ポンプ効果により液循環駆動力を得て、後はサイフォンの原理に従い、下部の放熱部までは液体のみが循環するようにした。その結果、トップヒート状態で BACH が作動することが確認され、その熱輸送特性把握や伝熱モデル構築を行った^[7]。現在、その汎用的な熱設計ツールの完成に向けて基礎研究を行っている。

1-2. 切替可能 BACH と浅層地中熱源利用

図 1 と図 2 に示すように、トップヒート BACH とボトムヒート BACH は構成要素や形状が異なるため、別個に製作する必要があった。これが同一の装置でかつ簡易操作によりボトムヒートとトップヒートの切替が可能になれば、システムの小型化及び低コスト化につながる。2012 年に著者らは、その切替可能 BACH を考案した^[4]。その作動状態を図 3 に示す。(a) に示すトップヒート状態と (b) のボトムヒート状態は、2 カ所の三方弁操作により切替可能になっている。実験室レベルでの実測結果では、作動液の入れ替え無しで、弁操作のみによりトップヒートとボトムヒートの切替は可能であり、その熱輸送性能はトップヒート状態の方がボトムヒート状態よりも 1/2 程度になることが分かった。

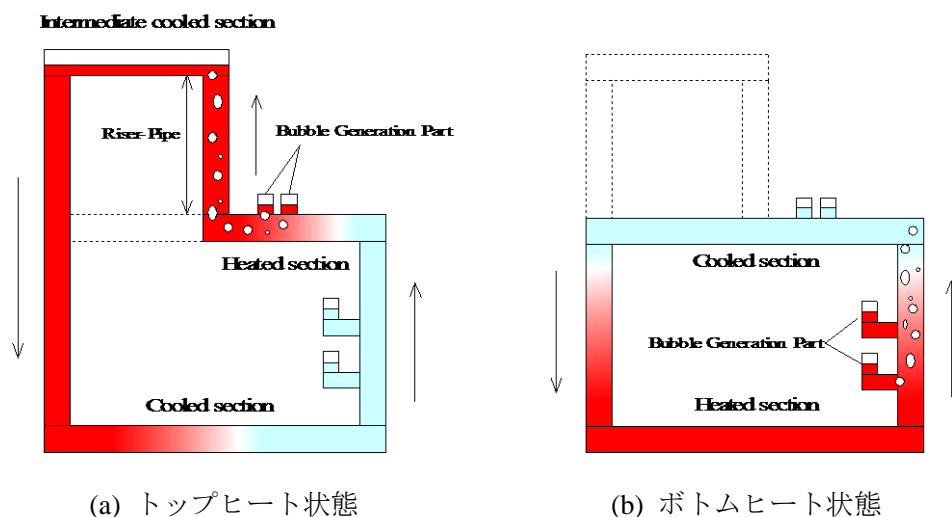


図 3. 熱輸送方向切替可能ヒートパイプ BACH^[4]

一方、浅層地中熱源利用を考えよう。地中約 5m 以深では年間を通じてその地中温度はほぼ一定であり、例えば福井市では約 16℃である。よって温度場から考えれば原理的には、無動力で、夏季はトップヒート BACH により地上から地中へ熱輸送（つまり冷房）し、冬季はボトムヒート

BACHにより地中から地上へ熱輸送（つまり暖房）することが可能である。その際に、図3に示す切替可能BACHを用いれば、地上部に2つの弁があり、その弁操作によりボトムヒートとトップヒートが切替可能となり、無動力冷暖房の可能性もゼロとは言えないだろう。この技術開発として、平成23～24年度のNEDO新エネルギーベンチャー技術革新事業「気泡駆動型循環式ヒートパイプによる無動力地中熱源活用技術の開発」（代表委託先：有限会社松本鉄工所）に筆者も参画し、切替可能BACHの熱輸送特性把握実験等を担当した。本ニュースレターでは、浅層地中熱源利用装置としてのトップ・ボトムヒート切替可能BACHの可能性確認と熱設計ツール作成を念頭に置き、実際に地中数mのBACHを埋設し、その熱輸送特性把握実験を行った結果^[2]を説明する。

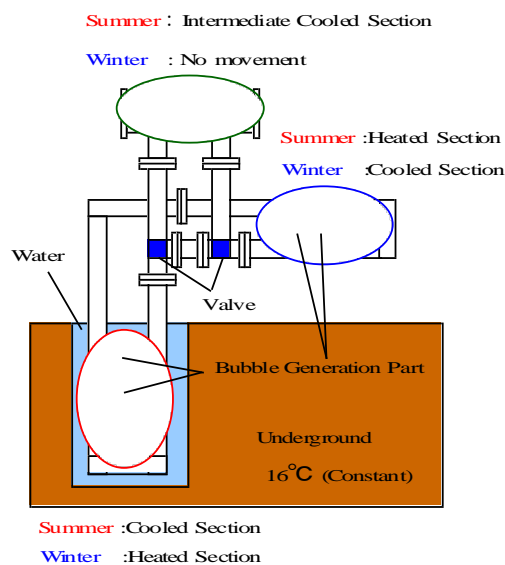
2. 実験装置及び方法

2.1 実験装置

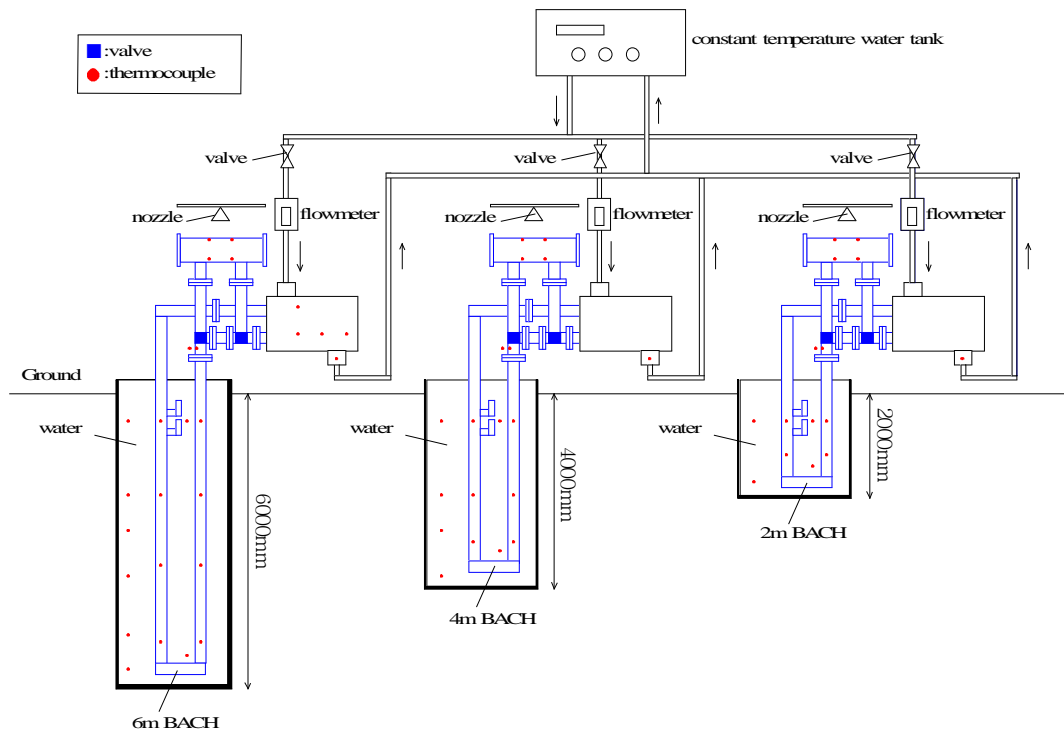
実験装置は福井県敦賀市金ヶ崎町に設置し、深度5mの地中温度は16°C程度である。実験装置を図4(a)(b)に示す。切替可能BACHは地中部、熱交換水槽内部、中間放熱部、フレキ管、気泡生成部、3方弁から構成されている。地中部は夏季に放熱部(cooled section)、冬季に吸熱部(heated section)、水槽内部は夏季に吸熱部、冬季に放熱部としての役割を果たす。中間放熱部(intermediate cooled section)は夏季に作動し、冬季は無作動である。地中部は20Aのステンレスパイプで構成されており、気泡生成部は地中深さ570mm, 770mmの位置に2つ設けた。全長1650mm(2mBACH), 3650mm(4mBACH), 5650mm(6mBACH)の3タイプあり、埋設した鋼管杭の中に挿入し、杭内部に水を充填した。水槽内部も20Aのステンレスパイプから構成されており、気泡生成部は天井側に2つ設けられ、全長1000mmである。中間放熱部は50Aのステンレスパイプから構成されており、全長500mm、両端に無色透明なポリカーボネイト製の観察窓を設けることにより内部流動様相が観察可能になっている。上昇管は130mm～330mmで調節可能になっている。中間放熱部を冷却させるノズルの噴射形状はラミナーとスプレー(平板状)の2タイプある。また、各部壁面、鋼管杭内部、水槽出入口内部に熱電対を取り付けた。

2.2 実験方法

切替可能BACH内部を真空にした後、作動液(R134a)を中間放熱部観察窓中央まで封入する。トップヒートは上昇管長さ130mm, 230mm, 330mmの3パターン、中間放熱部冷却方法は、空冷・ラミナー(水)・スプレー(水)を2個利用の3パターン行う。ラミナーの流量0.55L/min, スプレーの流量は1個当たり0.02L/minである。ボトムヒートでは鋼管杭水位を420mm低下させる試験も行う。30秒毎にBACH吸熱部・放熱部・中間放熱部の壁面温度、地中水温、熱交換水槽出入口水温を測定し、データロガーに記録する。熱交換水槽に冷却/加熱水を0.5L/min～2.9L/minで



(a) BACHのみ



(b) 実験装置全体図

図4 実験装置

流し、BACH 吸熱部と放熱部がある温度差で定常状態に至ってから次式(1)により各条件での吸熱量・放熱量 $Q[W]$ を測定する。なお、屋外試験のため日射・気温を考慮する補正を行う。測定に必要な全天日射量と気温のデータ（気象庁）はそれぞれ京都府舞鶴市、福井県敦賀市を用いた。

$$Q = \dot{m}c\Delta T \quad (1)$$

\dot{m} : 冷却/加熱水質量流量[kg/s] , c : 冷却/加熱水定圧比熱[J/kg・K] , ΔT : 冷却/加熱水出入口水温差 [K]

3. 実験結果及び考察

3.1 トップヒート

空冷状態において、吸熱部と中間放熱部の距離（上昇管長さ ΔL ）の違いによる吸熱部吸熱量を図5に示す。吸熱部と放熱部の温度差 ΔT_{whc} は、吸熱部を気泡生成部壁面温度、放熱部は地中深さ670mmの2個の平均壁面温度を用いた。まず、最大で約300Wの吸熱量を有することが分かる。また ΔT_{whc} がある値に達すると吸熱量は低下する。その時の流動様相は ΔT_{whc} が大きくなるほど気泡発生は連続的・爆発的になる。それにもかかわらず吸熱量が低下する原因は、管径と二相流の圧力損失が関係していると考えられる。このことから ΔT_{whc} には適正範囲があることを示唆している。

地中埋設長さで比較すると4m, 6m, 2mの順で吸熱量が大きいことから、4m付近で埋設長さの最適値が存在することを示唆している。これは地中に温度分布が存在するためBACH壁面温度も影響をうけることにより、気泡生成部以外の壁面からも発泡し、一部で作動液が逆流している箇所もあるためだと考えられる。 ΔL が長くなると、吸熱量は低下する。理由として静圧が高くなり、吸熱部での過熱度が低下、その結果熱伝達率が低くなっているためであると考えられる。過去のBACH熱輸送モデル^[2]を参考にすると ΔL の最適値は130mmより小さい値であると思われる。

$\Delta L=330\text{mm}$ (6mBACH) において中間放熱部冷却方法の違いによる吸熱部吸熱量を図6に示す。 $\Delta T_{whc} = 7\text{K}$ 以下ではラミナー、スプレー、空冷の順で吸熱量が大きい。これはノズルの形状差ではなく流量差であると考えられる。また、吸熱量は ΔT_{whc} だけでなく吸熱部と中間放熱部の温度差 ΔT_{whi} の影響も大きいと考えられる。

3.2 ボトムヒート

鋼管水位の違いによる熱輸送量を図7に示す. $\Delta T_{w,hc}$ は, 吸熱部は気泡生成部壁面温度, 放熱部は4か所全ての平均壁面温度を用いた. 図3に示したように, 切替可能 BACH のボトムヒート状態では, 作動液の封入率が 100%に近くなるため, 当初, ボトムヒート状態では作動しない可能性も危惧していた. しかし図7に示すように, 殆どの領域において熱輸送量が 0W より大きいことから両モードで作動可能であると判断でき, 最大で約 200W の放熱量であることがわかる. 水位低下後の方が熱輸送量は大きくなることから, 水位低下は有効であるケースも存在する. この理由として, ある程度の鋼管杭水位低下は, 熱輸送過程において無駄な放熱を抑えることが可能となるためだと考えられる.

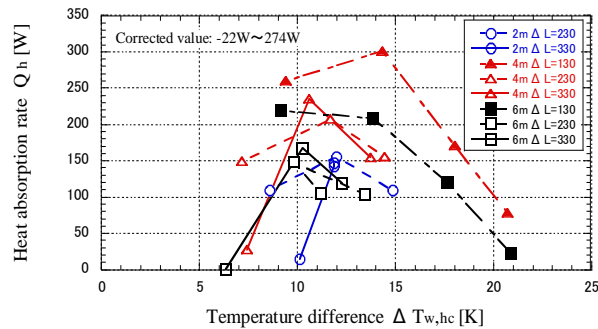


図5 トップヒート BACH の熱輸送 (吸熱) 特性 (中間放熱部は空冷) ($\Delta T, \Delta L$, 地中熱交換長さの影響)

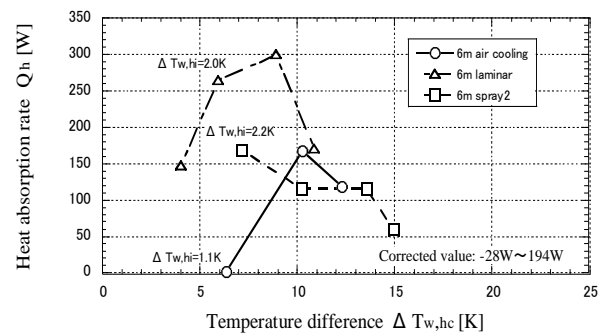


図6 トップヒート BACH の熱輸送 (吸熱) 特性 ($\Delta L=330\text{mm}$) (ΔT と中間放熱部冷却方法の影響)

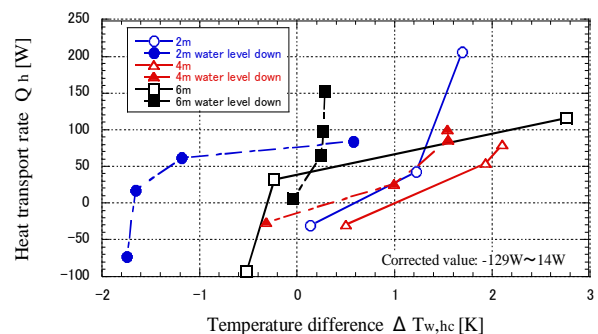


図7 ボトムヒート BACH の熱輸送特性 (ΔT , 地中熱交換長さ, 及び地中交換杭内水位の影響)

4. おわりに

- (1) 製作したトップ・ボトムヒート切替可能 BACH は, 両モードで作動することを確認した.
- (2) 切替可能 BACH のトップヒートの熱輸送特性に関して実験範囲内においては次のことがわか

った。

- ・最大で約 300W の吸熱量（冷却能力）を有すること。
- ・ ΔT_{whc} には適正範囲が存在すること。
- ・地中熱交換長さ約 4m が最適であること。

(3)切替可能 BACH のボトムヒートの熱輸送特性に関しては、最大で約 200W の放熱量(加熱能力)を有し、地中熱交換杭内のある程度の水位低下は、熱輸送量増大に有効であることが分かった。

浅層地中熱源利用システム実現（＝事業化）のためには、まだ課題が山積状態であり、その中には大学で行うべき基礎研究課題も多く含まれている。今後も地域の中小企業と連携し事業化の後押しをするお手伝いととも、汎用的な知見取得とブレークスルーにつながる研究成果を挙げるよう継続的に研究開発を続けていきたい。

参考文献

- [1] 永井, "ヒートパイプ BACH による浅層地中熱源利用の試み", 伝熱, Vol.52, No.221 (2013) 掲載予定.
- [2] 塚本ら, "トップ・ボトムヒート切替可能 BACH の熱輸送特性", 日本機械学会北陸信越支部第 50 期総会・講演会講演論文集, 1108 (2013), pp.1-2.
- [3] 新宮・大谷, "ループ型ヒートパイプ", 特許第 4771964 号 (2011).
- [4] 鳥取・永井, "熱輸送方向を切り替え可能なヒートパイプ", 特願 2011-075859.
- [5] 大串, "各種熱輸送デバイス", 伝熱, Vol.51, No.217 (2012), pp.39-46.
- [6] Nagai, N., et al., "Advances and Opportunities in Bubble-Actuated Circulating Heat Pipe (BACH)", *Frontiers in Heat Pipes*, Vol.1, No.2 (2010), pp.1-7.
- [7] Nagai, N., et al., "Development of Top-Heat Type of Bubble-Actuated Circulating Heat Pipe (BACH) and its Heat Transport Characteristics", *Proc. 3rd International Forum on Heat Transfer*, (2013), pp.1-3.

TED Plaza

宇宙用ループヒートパイプの高機能化へのアプローチ



長野 方星

名古屋大学 准教授
 大学院工学研究科 航空宇宙工学専攻
nagano@nuae.nagoya-u.ac.jp

1. はじめに

宇宙機の曝される熱環境は地上とは大きく異なるため、熱マネージメントには民生機器とは異なる困難さを伴う。違いとしては、大気のない宇宙空間では熱の移動が起こりにくく、また宇宙への排熱手段は熱ふく射のみであること、3 K の宇宙背景放射と 5778 K の太陽光入射などの外部熱入力による激しい周期加熱環境に曝されること、その結果、限られた宇宙機空間内においても排熱と保温の要求が時間的空間的に離れて存在することなどが挙げられる。さらに、打上性能や太陽電池パドルの発電量の制約から、熱制御手法は軽量で電力リソースを極力要しないことが大前提にある。

宇宙機の排熱の最終手段はふく射によるが、宇宙機内の熱の移動は高熱伝導材料による伝導伝熱（～100mm 程度）、ヒートパイプ（～1m 程度）などが一般に用いられる^{1,2)}。また火星ローバー Curiosity など、排熱量の大きいミッションでは単相流体ループ（～数十 m）が用いられる³⁾。近年、より高効率で省エネな熱輸送デバイスとして、ループヒートパイプ（Loop Heat Pipe, LHP）が注目されている。ウィックとよばれる多孔体内で生じる毛細管力を駆動力とし、電力を用いずに小さな温度差で熱を長距離輸送できるのが特徴である⁴⁾。LHP は米国では ICESAT, EOS-AURA, GOES や SWIFT などの宇宙ミッションや商用衛星に用いられつつある⁵⁻⁷⁾。また日本においても、ETS-VIIIでの技術実証や、全天 X 線監視装置（MAXI）での初実用などが開始され^{8,9)}、今後のスタンダードな熱輸送技術として期待される。

一方で、宇宙ミッションの多様化に伴い、熱制御要求がますます厳しくなっている。例えば、複数の発熱機器や大きな設置面積を有する熱源に対して、効率的な熱制御が望まれている。また、宇宙機の小型高性能化やサブシステムの小型化に伴う、熱輸送技術の小型化も求められている。さらに観測機器の検出器などは、単なる冷却要求ではなく、厳しい温度一定制御の要求がある。

そのような要求に応えるため、著者らはリザーバ制御型 LHP やマルチエバポレータ・コンデンサ型 LHP といった機能的な LHP の研究開発を行っている¹⁰⁻¹⁴⁾。本稿では、LHP の原理について説明し、著者らの取り組んでいるリザーバ制御型 LHP、マルチエバポレータ・コンデンサ型 LHP について紹介する。

2. ループヒートパイプの原理

図 1 に LHP の基本的な構造を示す。また、図中の点 1-9 での圧力・温度状態を図 2 の飽和蒸気圧曲線上に示す。LHP はエバポレータ、リザーバ（Compensation Chamber, CC）、蒸気管、コンデンサ、液管より構成される。ループには作動流体が適量封入されている。流体の駆動源となるウィックは数 μm ～数十 μm のオープンセル多孔体から構成される。ウィックはエバポレータ内だけに設置されて、他の要素は平滑管で構成される。LHP 動作は以下のように説明される。すなわち、エバポレータに熱が負荷されるとウィック表面の液が蒸発する。蒸気はグルーブから蒸気管へと導かれる。さらに蒸気は蒸気管からコンデンサへと導かれる。蒸気はコンデンサ内で凝縮され、サブクールされる。サブクール液は液管、バイオネット管を介してウィックコアへ導かれ、

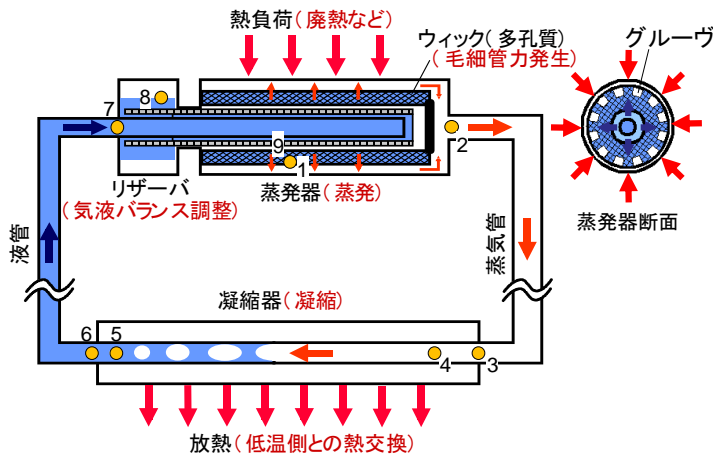


図1 ループヒートパイプ模式図

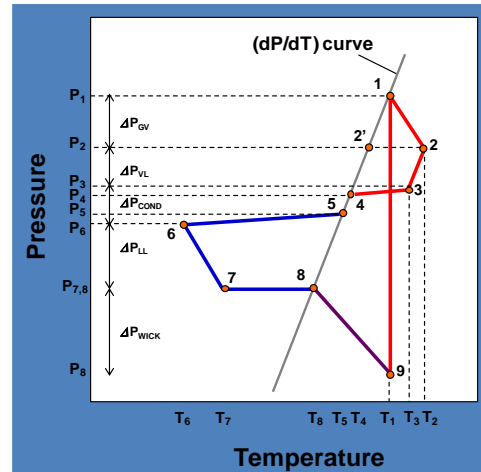


図2 P-T線図上に示されたLHP温度圧力状態

再びウィック表面へと導かれる。

エバポレータが加熱されると、ウィック内の気液界面でメニスカスが形成され、以下で表される毛細管力 P_{Cap} が生まれる。

$$P_{Cap} = \frac{2\sigma \cos \theta_{Wick}}{r} \quad (1)$$

ここで σ は作動流体の表面張力、 r はメニスカスの曲率半径、 θ_{Wick} は作動流体とウィックとの接触角である。ループが動作するためには、ウィック内で形成される毛細管力が全体の圧力損失 ΔP_{Tot} と釣り合わなければならない。全体の圧力損失は、ウィック、グループ、蒸気管、コンデンサ、液管を通過するときの圧力損失に体積力を加えたものである。つまり、

$$P_{Cap} = \Delta P_{Tot} = \Delta P_{Wick} + \Delta P_{Groove} + \Delta P_{Vap} + \Delta P_{Cond} + \Delta P_{Liq} + \Delta P_{Grav} \quad (2)$$

が成立する。メニスカスの曲率半径はウィックの細孔半径よりも小さくならないため、最大毛細管力はウィック細孔半径で決まる。

定常状態においては、LHPの熱収支は以下のように表わされる。

$$Q_{sub} = Q_{leak} - Q_{CC-a} \quad (3)$$

ここで Q_{sub} はCCと戻り液との熱交換量、 Q_{leak} はエバポレータからCCへ伝わる熱リーク量、 Q_{CC-a} はCCと外界との熱交換量である。LHPの動作温度はコンデンサのサブクール量がCCへの熱リーク量とバランスするように決定される。 Q_{sub} は以下の式で得られる。

$$Q_{sub} = \dot{m} c_p (T_{CC} - T_{in}) \quad (4)$$

ここで \dot{m} は作動流体の質量流量、 c_p は比熱容量である。 T_{CC} と T_{in} はCCの温度とCC入口の温度である。 Q_{leak} は以下の式で表される。

$$Q_{leak} = \frac{2\pi k_{Eff} L_{Wick}}{\ln(D_{Wick}^o / D_{Wick}^i)} (T_{Evap} - T_{CC}) \quad (5)$$

ここで k_{Eff} はウィックの実効熱伝導率、 D_{Wick}^o と D_{Wick}^i はウィックの内径と外径、 L_{Wick} はウィックの長さ、 T_{Evap} は蒸気グループ側の蒸気の温度、 T_{CC} はCC内の流体の温度である。この温

度差はウィックでの圧力損失を除く全圧力損失と釣り合うように決定される。

$$T_{Evap} - T_{CC} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_{Sat} \cdot (\Delta P_{Total} - \Delta P_{Wick}) \quad (6)$$

図3は実験室で自作したLHPである。動作時のサーモグラフィの様子を図4に示す。熱負荷を与えると自動的に熱がエバポレータからコンデンサまで運ばれているのが見て取れる。

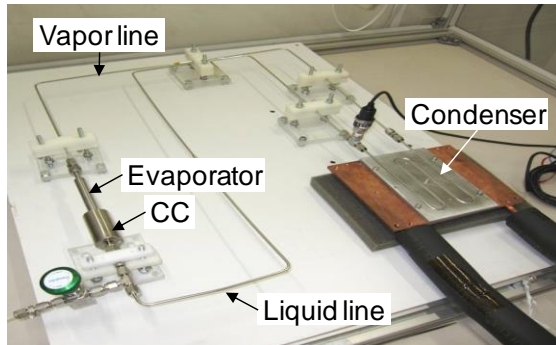


図3 実験室 LHP

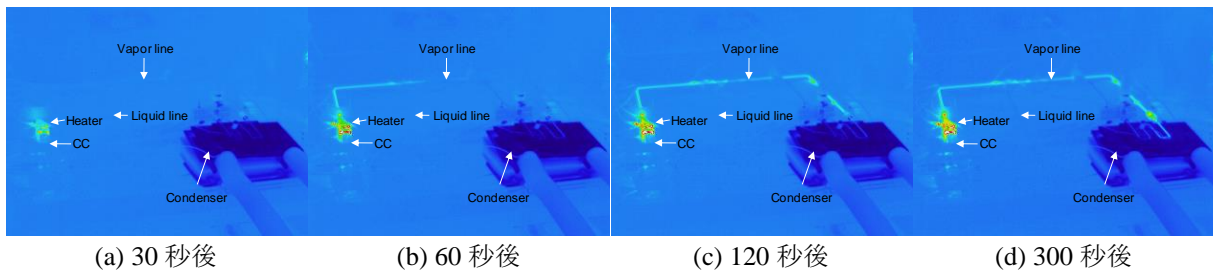


図4 LHP 起動時のサーモグラフィの様子¹⁵⁾

3. リザーバ制御型 LHP

LHP における CC の主な役割は、ループ内の余剰作動流体を貯蔵し、また、ループ内で液が不足した場合に液を供給する、いわゆる液溜めである。動作時において CC 内は飽和状態となり、エバポレータ内ウィック内に存在する飽和状態と式(6)の関係が成立している。エバポレータの CC の圧力差は、LHP を動作させるのに必要な圧力差、つまりウィックを除くループ全体の圧力損失総和に相当している。CC 内は飽和状態にあるため、CC の温度を制御することで圧力制御が可能となり、LHP 動作に制御機能を持たせることができる¹⁶⁾。

ループの動作温度は CC 内に存在する二相状態の作動流体の飽和温度で決定される。CC 飽和温度は、図 5(a)に示すように、エバポレータ側からのウィック径方向への伝導熱リーク Q_{leak} と、液管からのサブクール液が再び飽和状態になるのに必要な補償熱量 Q_{sub} 、および外界との熱交換 Q_{CC-a} (通常無視できるほど小さい) の熱収支が式(3)で与えられる。外界温度 T_{Amb} がシンク温度 T_{Sink} よりも高い場合、CC の自然動作温度 T_{CC} は供給熱量 Q_{load} に対して、図 6 のような V 型曲線を描く。

また、CC に外部から熱エネルギー Q_{CC} を能動的に与えたとき、CC での熱収支は図 5 (b)より、

$$Q_{CC} = Q_{sub} - Q_{leak} \quad (7)$$

となる。CC の制御にヒータを用いる場合、ヒータ電力 Q_{heater} が Q_{CC} と等しくなる。CC は加熱制御のみとなるため、制御可能となるのは自然到達温度が設定温度よりも低い領域(図 6 の zone②)に限られる。

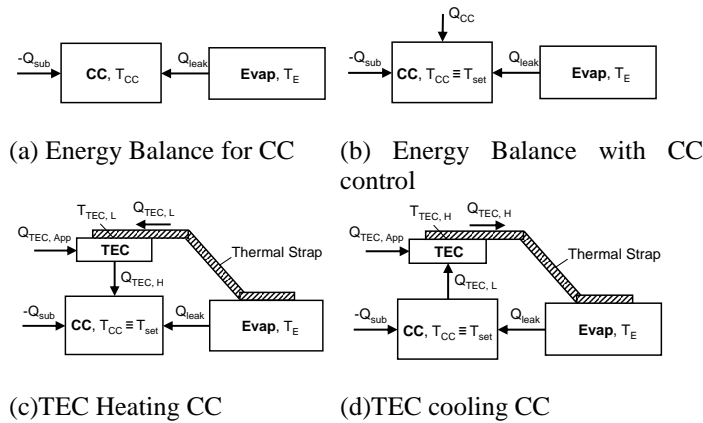


図 5 CC 能動制御の概念図

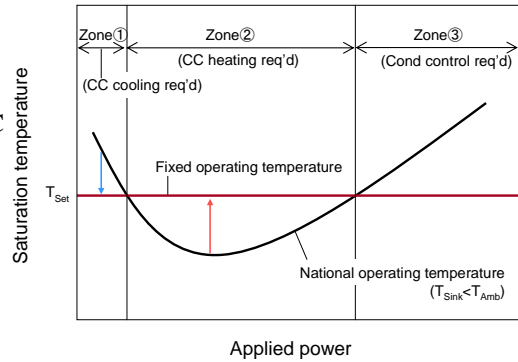


図 6 飽和特性カーブ

次に、著者らが行っている熱電モジュール TEC を用いた CC 温度制御の概念を図 5 (c), (d)に示す。TEC の片側は CC に、他端は高熱伝導性のサーマルストラップを介してエバポレータに接続されている。TEC に供給される電流の正負を任意に入れ替えることで、TEC の発熱と吸熱が入替わる。その結果、CC の加熱と冷却の両方が可能となり、CC 制御範囲を図 6 の zone①まで拡張できる。CC 加熱時は TEC 吸熱側の面でエバポレータへの熱負荷を吸収するため、実際に CC に供給される熱エネルギー Q_{CC} は、供給電力 $Q_{TEC,App}$ と TEC 低温側での吸熱量 $Q_{TEC,L}$ の和となる。

$$Q_{CC} = Q_{TEC,H} = Q_{TEC,App} + Q_{TEC,L} \quad (8)$$

したが、必要電力量はヒータを用いる場合よりも小さくすることができる。一方、図 6 の zone①においては、CC は TEC により冷却される (図 5 (d))。また、TEC で吸収された熱エネルギーはエバポレータ側へ供給されるため、エバポレータでの熱負荷が実質的に増大する。熱負荷の増大は飽和温度をさらに下げる方向に作用するため、冷却に必要な TEC 電力量はさらに削減される。

以上のように TEC を用いて CC を加熱・冷却することで発熱量や外界温度が変化しても動作温度を一定に制御することが可能となる。この手法は、例えば観測機器の検出器での一定温度制御要求に応えることができる。さらに、TEC を用いることでヒータよりも少ない電力で温度制御を実現することができる。また、紙面の都合上詳細は省くが、CC 制御は LHP の起動信頼性向上、および強制シャットオフにも有効である⁸⁾。

図 7 に CC 制御なし、および CC 制御ありの場合の、CC 温度とエバポレータへ与えた熱負荷の関係を示す。CC 制御ありの場合の CC 設定温度は 40°C とした。CC 制御なしの場合、エバポレータへの熱負荷に応じて CC 温度が変化しているが、CC 制御ありの場合はエバポレータへの熱負荷を変化させているにもかかわらず、設定温度でほぼ一定に制御が行われている。熱負荷 10W, 20W 付近で ±4°C 以内の温度変動がみられたが、熱負荷 40W 以上では、±1°C 以内の精度で温度制御が行えていることがわかる。

図 8 にエバポレータへの熱負荷を 50W 一定とし、CC 設定温度を 25°C/30°C/35°C/40°C/35°C と設定したときの代表的な 5 点の温度履歴と TEC への供給電力の履歴を示す。電力の制約から 40°C に制御することができなかったが、それ以外は CC 温度を TEC の加熱冷却制御により設定温度に維持できていることがわかる。50W 熱負荷時での自然動作温度は約 33°C であるが、CC 温度制御により CC を 25°C から 38°C まで温度制御ができることを示している。特に 33°C 以下で制御できたということは、TEC の冷却機能が有効に働いたということの意味しており、これは第 6 図の Zone①を示している。尚、温度制御に要した TEC 電力は 1W 未満であった。

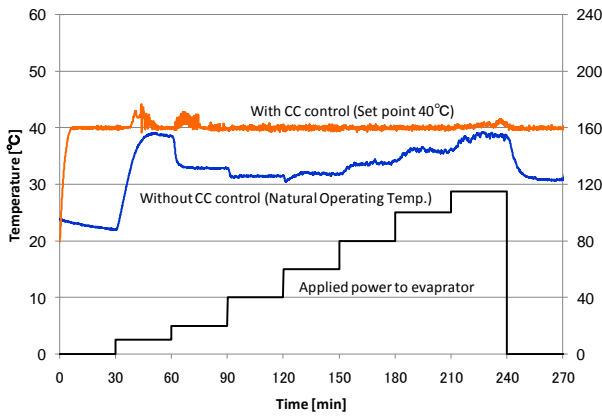


図7 CC 温度履歴 (CC 制御あり・制御なし) ¹¹⁾

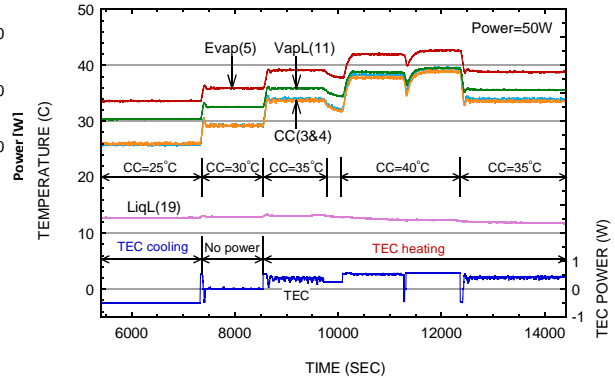


図8 一定熱負荷での CC 温度履歴 ¹⁰⁾

次に、CC 制御なしおよび制御あり (設定温度 43°C) それぞれにおいて、シンク温度 -15°C で LHP を起動させた後、シンク設定温度を -15°C から 20°C、20°C から -15°C と変化させたときの冷却水入口温度と CC 温度を図 9 に示す。このとき、エバポレータへの熱負荷は 50W 一定である。CC 温度は、CC 制御なしでは、シンク設定温度 20°C から -15°C への変化にともなって、42°C から 25°C へと大きく変動しているのに対し、CC 制御ありでは 43°C 一定で制御ができていることがわかる。シンク温度の変化は、宇宙機の曝される外部環境が大きく変動したときを想定しており、CC 制御を行うことで外部環境に左右されずにループ動作温度を制御できることを表している。

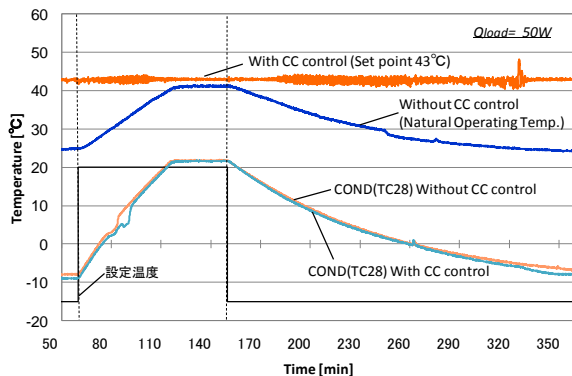


図9 シンク温度変化時の CC 温度履歴 (CC 制御あり・制御なし) ¹¹⁾

4. マルチエバポレータ・コンデンサ型 LHP

図 10 に 2 つの並列エバポレータと並列コンデンサを有する LHP の流れの概念と、それに対応した圧力損失ダイアグラムを示す。それぞれのエバポレータ内のウィックで生じる最大毛細管力は、シングル LHP のエバポレータと同じく式(1)で表される。LHP の動作により流体が循環すると、LHP の各要素で圧力損失が生じる。各々のエバポレータを流れる作動流体の質量流量は以下の式で表わされる。

$$\dot{m}_i = \frac{Q_{LOAD,i}}{\lambda_i} \quad (i = 1, 2) \quad (9)$$

LHP が正常に動作するためには、それぞれのエバポレータ内のウィックで生じる最大毛細管力はウィックに負荷される全圧力損失よりも大きくなければならない。すなわち、以下の成立が必要である。

$$P_{Cap,i} \geq \Delta P_{Tot,i} \quad (i = 1, 2) \quad (10)$$

図 10(a)では、エバポレータ 2 がエバポレータ 1 よりも高い熱負荷を受けているときの状態を示している。蒸気管(point 5)からコンデンサを介して液管(point 12)までの圧力損失は、両エバポレータで等しく、その値はエバポレータへの総熱負荷量で決まる。エバポレータ 1 内のウィック外周(point 1)から蒸気管(point 5)までの圧力損失と、液管(point 12)からエバポレータ 1 内のウィック内壁(point 14)までの圧力損失はエバポレータ 1 に負荷される熱量のみで決定される。同様に、エバポレータ 2 内のウィック外周(point 3)から蒸気管(point 5)の圧力損失と、液管(point 12)からエバポレータ 2 内のウィック内壁(point 16)に至るまでの圧力損失は、エバポレータ 2 に負荷される熱量のみで決定される。つまり各エバポレータに負荷される圧力損失は、総熱負荷量と、2 つのエバポレータ間の熱負荷分布のみに依存する。

一方、熱負荷が片方のエバポレータのみに与えられたとき、熱負荷を受けていないエバポレータはコンデンサとして機能する。この点がマルチエバポレータ型 LHP の特徴である。図 10(b)にエバポレータ 2 に熱負荷を与え、エバポレータ 1 に熱負荷がないときの圧力損失ダイアグラムを示す。エバポレータ 1 側の蒸気管(point 5) から液管(point 12)の流れは逆転し、流体はエバポレータ 1 内を point 2 から point 13 へと流れる。その結果、エバポレータ 1 のウィックが保持する圧力損失は図 10(a)の圧力損失よりも小さい。エバポレータ 1 側で排熱できる熱量は、2 つのコンデンサとエバポレータ 1 間の質量保存則、エネルギー保存則、および運動量保存則により決まり、これらは熱負荷量、熱輸送管径、コンデンサ温度、外界温度などの要因で決まる。

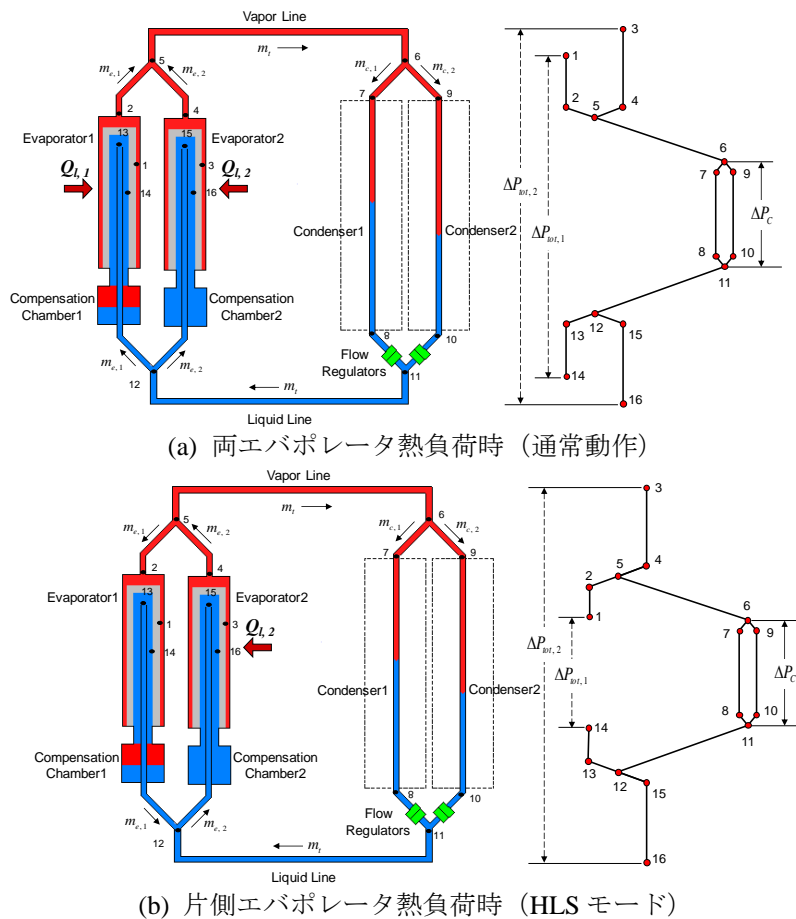


図 10 マルチエバポレータ・マルチコンデンサ型 LHP の原理図¹¹⁾

図 11 は MLHP への合計熱負荷量を 50W に保ちながら両エバポレータへの熱負荷の割合を変化させたときの温度の時間履歴である。まず 25W/25W の熱負荷を加え、MLHP を起動させる。その後、25W/25W から 50W/0W に変化させると、エバポレータ 2 の温度は下がり始めるが、蒸気管の温度を下回ると、温度は 55°C 程度で安定している。これは、エバポレータ 1 で発生した蒸気がエバポレータ 2 に流れているためであり、熱負荷量の変化に伴って、蒸気の流れが変化したためである。次に、熱負荷量を 50W/0W から 0W/50W に切り替えた。すると、エバポレータ内の作動

流体の流れも受動的に切り替わり，エバポレータ 2 で順方向に，エバポレータ 1 で逆方向に流れ始めた。片側熱負荷時において，ループの動作温度を制御しているのは，熱負荷のない側の CC であり，熱負荷の切り替わりに応じて，CC2 から CC1 へ切り替わることが見て取れる。熱負荷を 25W/25W に戻した場合は，流れの方向が受動的に元に戻ることも確認された。このように，動作中に熱負荷量を大きく変化させた場合において，MLHP では，内部の流れが受動的に切り替わり，安定して動作した。

最後に，MLHP に TEC モジュールを設置した場合の実験結果について報告する。図 12 に TEC モジュール付きの MLHP の写真を示す。エバポレータと CC 間は銅製のサーマルストラップで結合されている。本 MLHP を用い，片側，または両方の CC の温度を 303K に制御し，エバポレータ 1，エバポレータ 2 への熱負荷を 100W/0W, 75W/25W, 50W/50W, 25W/75W, 0W/100W と変えた場合の実験結果を図 13 に示す。片方の CC のみを制御した場合も，両方の CC を制御した場合も，動作温度は熱負荷にかかわらず 303K に制御できることが明らかとなった。

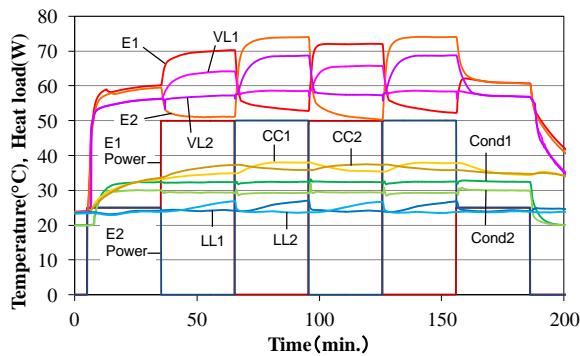
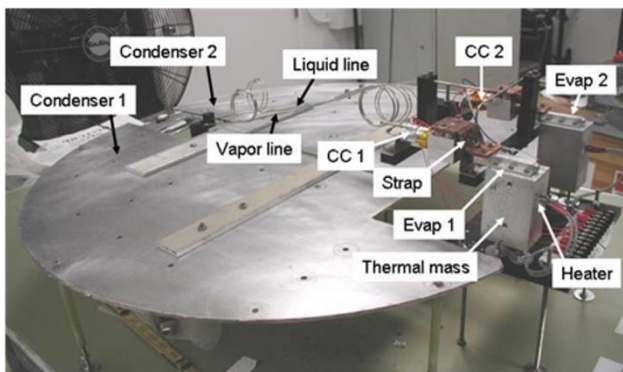
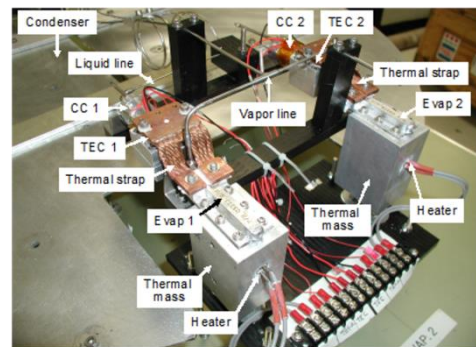


図 11 MLHP の熱流動スイッチ特性¹²⁾



(a) 全体図



(b) エバポレータ，CC 部

図 12 TEC モジュール付き MLHP¹³⁾

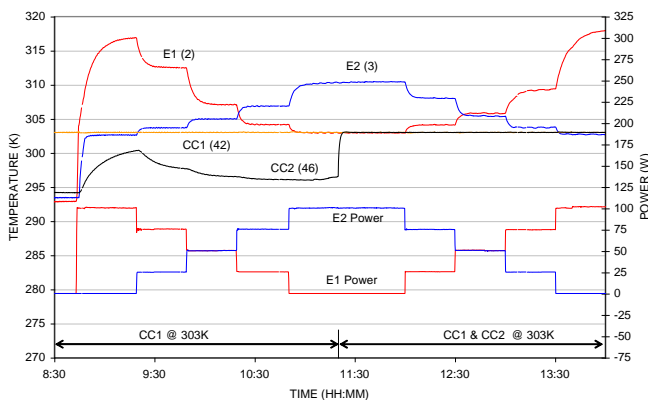


図 13 MLHP の CC 制御時の特性¹⁴⁾

5. まとめ

宇宙用熱輸送技術として期待されるループヒートパイプの原理と、高機能化を図るため、CC制御による温度制御、マルチエバポレータ/コンデンサ化による機能的LHPの研究について紹介した。近年は宇宙のみに限らず、民生応用も期待されていることから、本技術のさらなる高性能化、高機能化、ならびに民生に向けての低コスト化についても研究開発を進めたい。

本研究に関してお世話になりました、NASA/GSFCのJentung Ku博士、宇宙航空研究開発機構の小川博之准教授、福吉英由子様、東北大学の永井大樹准教授、研究室の西川原理仁君、奥谷翔君(OB)に謝意を表します。

参考文献

- 1) M. J. Montesano, "High Performance Flexible Thermal Strap," Proceedings of the 39th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, AIAA Paper 2001-0218 (2001).
- 2) H. Masumoto, H. Kimura, T. Ogushi, K. K. Nakamura, Y. Kanamori, "Development of a VCHP/FCHP Radiator System for 3-Axis Stabilized Geostationary Satellite Application," Proceedings of the 20th Thermophysics Conference, AIAA Paper 85-1012 (1985).
- 3) G. Birur, P. Bhandari, D. Bame, P. Karlmann, A. Mastropietro, Y. Liu, J. Miller, M. Pauken, and J. Lyra, "From Concept to Flight: An Active Fluid Loop Based Thermal Control System for Mars Science Laboratory Rover," Proceedings of the 42nd International Conference on Environmental Systems, AIAA Paper 2012-3514 (2012).
- 4) J. Ku, "Operating Characteristics of Loop Heat Pipes," Proceedings of 29th International Conference on Environmental Systems, SAE Paper No. 1999-01-2007 (1999).
- 5) C. Baker, and E. Grob, "System Accommodation of Propylene Loop Heat Pipes for The Geoscience Laser Altimeter System (GLAS) Instrument," Proceedings of 31st International Conference On Environmental Systems, SAE, SAE paper No. 2001-01-2263 (2001).
- 6) L. Ottenstein, J. Ku, and D. Feenan, "Thermal Vacuum Testing of a Novel Loop Heat Pipe Design for the Swift BAT Instrument," Proceedings of Space Technology and Applications International Forum 2003, (2003).
- 7) M. Choi, "Thermal Vacuum/Balance Test Results of Swift BAT with Loop Heat Pipe Thermal System," Proceedings of the 2nd IECEC, AIAA, Providence, AIAA Paper 2004-5683 (2004).
- 8) T. Ogushi, A. Yao, H. Ishikawa, S. Haga, A. Miyasaka, and H. Noda, "Mathematical Modeling for Predicting Steady State and Transient Characteristics of Reservoir Embedded Looped Heat Pipe (RELHP)," Proceedings of The 31st International Conference on Environmental Systems, SAE Paper No. 2001-01-2239 (2001).
- 9) H. Nagai, and S. Ueno, "Performance Evaluation of Doublecondenser Loop Heat Pipe onboard Monitor of All-sky X-ray Image (MAXI) in Thermal Vacuum Testing," Proceedings of The 35th International Conference on Environmental Systems, SAE Paper No. 2005-01-2939 (2005).
- 10) H. Nagano, H. Nagai, F. Fukuyoshi, and H. Ogawa, "Study on Thermal Characteristics of A Small Loop Heat Pipe," *Journal of Thermal Science and Technology*, Vol. 3, No. 2, pp. 355-367 (2008).
- 11) 福吉英由子, 長野方星, 永井大樹, 小川博之, "小型ループヒートパイプのリザーバ制御による動作特性の向上," *宇宙技術*, Vol. 9, pp. 49-55 (2010).
- 12) H. Nagano, S. Okutani, S. Okazaki, H. Ogawa, and H. Nagai, "Study on Dual Evaporators and Dual Condensers Loop Heat Pipe with PTFE Wicks," Proceedings of The Third International Forum on Heat Transfer, (2012).
- 13) H. Nagano and J. Ku, "Capillary Limit of a Multiple-Evaporator and Multiple-Condenser Miniature Loop Heat Pipe," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 21, No. 4, pp. 694-701 (2007).
- 14) J. Ku, L. Ottenstein, D. Butler, and H. Nagano, "Thermal Performance of a Miniature Loop Heat Pipe with Multiple Evaporators and Multiple Condensers" Proceedings of the 14th International Heat Pipe Conference, (2007).
- 15) H. Nagano and M. Nishikawara, "Small Loop Heat Pipe with Plastic Wick for Electronics Cooling," *Japanese Journal of Applied Physics*, Vol. 50, No. 11, 11RF02-1-6 (2011).
- 16) W. B. Bienert, and D. A. Wolf, "Temperature Control with Loop Heat Pipes: Analytical Model and Test Results," Proceedings of the 9th International Heat Pipe Conference, (1995).

行事案内

部門企画行事案内

- 2013 年度 -

● [No. 13-115 「熱工学コンファレンス 2013」プレコンファレンスワークショップ](#)

開催日： 2013 年 10 月 17 日(木)～10 月 18 日(金)

場 所： アソベの森 いわき荘

問い合わせ先： 部門幹事 横森 剛（慶應義塾大学）

● [熱工学コンファレンス 2013](#)

開催日： 2013 年 10 月 19 日(土)～20 日(日)

場 所： 弘前大学 文京キャンパス 総合教育棟

● [No. 13-58 講習会『伝熱工学資料（改訂第 5 版）』の内容を教材にした熱設計の基礎と応用](#)

開催日： 2013 年 9 月 19 日(木), 20 日(金)

会 場： 日本機械学会 第 1・2 会議室（東京都新宿区信濃町 35 番地 信濃町煉瓦館 5 階）

問い合わせ先： 日本機械学会熱工学部門（担当職員：大通千晴） 電話(03)5360-3500

● [日本機械学会 2013 年度年次大会](#)

開催日： 2013 年 9 月 8 日(日)～11 日(木)

場 所： 岡山大学 津島キャンパス

部門関連行事案内

- 2013 年度 -

● [第 17 回オーガナイズド混相流フォーラム](#)

開催日： 2013 年 12 月 5 日(木), 6 日(金)

場 所： 国民宿舎サンライズ九十九里, 千葉県山武郡九十九里町

主 催： [日本混相流学会](#)

● [第 51 回燃焼シンポジウム](#)

開催日： 2013 年 12 月 4 日(水)～6 日(金)

場 所： 大田区産業プラザ Pio, 東京都

主 催： [日本燃焼学会](#)

● [第 24 回内燃機関シンポジウム](#)

開催日： 2013 年 11 月 26 日(火)～11 月 28 日(木)

場 所： 神戸大学 六甲台第 2 キャンパス 百年記念館, 兵庫県

主 催： [自動車技術会](#), [日本機械学会](#)

● [第 34 回日本熱物性シンポジウム](#)

開催日： 2013 年 11 月 20 日(水)～22 日(金)

場 所： 富山県民会館, 富山県富山市

主 催： [日本熱物性学会](#)

● [可視化情報学会全国講演会 2013 会津](#)

開催日： 2013 年 9 月 27 日(金)～28 日(土)

場 所： 会津大学, 福島県会津若松市

主 催： [可視化情報学会](#)

● [日本冷凍空調学会 年次大会](#)

開催日： 2013 年 9 月 10 日(火)～12 日(木)

場 所： 東海大学 高輪キャンパス, 東京都港区

主 催： [日本冷凍空調学会](#)

● [第41回可視化情報シンポジウム](#)

開催日： 2013年7月16日(火)～17日(水)
場 所： 工学院大学 新宿キャンパス, 東京都新宿区
主 催： [可視化情報学会](#)

● [第50回日本伝熱シンポジウム](#)

開催日： 2013年5月29日(水)～5月31日(金)
場 所： ウェスティンホテル仙台および仙台トラストシティ, 宮城県仙台市
主 催： [日本伝熱学会](#)

● [第47回空気調和・冷凍連合講演会](#)

開催日： 2013年4月16日(火)～18日(木)
場 所： 東京海洋大学 海洋工学部 85周年記念会館, 東京都江東区
主 催： [日本機械学会](#), [空気調和・衛生工学会 \(幹事学会\)](#), [日本冷凍空調学会](#)

国際会議案内

– 2014年度–

● [The 15th International Heat Transfer Conference \(IHTC-15\)](#)

開催日： 2014年8月10日(日)～16日(土)
開催地： Kyoto International Conference Center, Kyoto, Japan

● [The 16th International Symposium on Flow Visualization \(ISFV16\)](#)

開催日： 2014年6月24日(火)～28日(土)
開催地： Okinawa, Japan

– 2013年度–

● [The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization \(FLUCOME2013\)](#)

開催日： 2013年11月18日(月)～22日(金)
開催地： Nara, Japan

● [The 24th International Symposium on Transport Phenomena \(ISTP-24\)](#)

開催日： 2013年11月1日(金)～5日(火)
開催地： Yamaguchi, Japan

● [The 13th International Symposium on Solid Oxide Fuel Cells \(SOFC-XIII\)](#)

開催日： 2013年10月6日(土)～11日(金)
開催地： Okinawa, Japan

● [Eighth International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena \(TSFP-8\)](#)

開催日： 2013年8月28日(水)～30日(金)
開催地： Poitiers, France

● [The World Conferences on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics \(ExHFT-8\)](#)

開催日： 2013年6月16日(日)～20日(木)
開催地： Lisbon, Portugal

● [ASME 11th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels \(ICNMM\)](#)

開催日： 2013年6月16日(日)～19日(水)
開催地： Sapporo, Hokkaido, Japan

● [The 4th Asian Symposium on Computational Heat Transfer and Fluid Flow \(ASCHT2013\)](#)

開催日： 2013年6月3日(月)～6日(木)
開催地： Kowloon, Hong Kong

第 91 期部門組織

熱工学部門運営委員会

● 部門長

小林 秀昭 東北大学

● 副部門長

中部 主敬 京都大学

● 幹事

横森 剛 慶應義塾大学

● 部門運営委員

林田 和宏 北見工業大学
丸田 薫 東北大学
小原 拓 東北大学
松原 幸治 新潟大学
板谷 義紀 岐阜大学
長田 裕司 (株)豊田中央研究所
近藤 良夫 日本ガイシ(株)
服部 博文 名古屋工業大学
川南 剛 神戸大学
芝原 正彦 大阪大学
岩崎 英和 川崎重工業(株)

木下 進一 大阪府立大学
西田 耕介 京都工芸繊維大学
野津 滋 岡山県立大学
岡角 仁夫 高知工科大学
蔵田 耕作 九州大学
有馬 博史 佐賀大学
瀬名波 出 琉球大学
塩見 淳一郎 東京大学
中村 元 防衛大学校
染矢 聡 (独)産業技術総合研究所
芹澤 良洋 新日鐵住金(株)
森 昌司 横浜国立大学
田崎 豊 日産自動車(株)
武田 哲明 山梨大学
大塚 裕之 (株)IHI
堀内 敬介 (株)日立製作所
中垣 隆雄 早稲田大学
斎藤 寛泰 芝浦工業大学
田口 良広 慶應義塾大学
近久 武美 北海道大学
津島 将司 東京工業大学

熱工学部門各種委員会委員長 & 幹事

● 総務委員会

委員長 小林 秀昭 東北大学
幹事 津島 将司 東京工業大学
委員 近久 武美 北海道大学
中部 主敬 京都大学
横森 剛 慶應義塾大学
中別府 修 明治大学
壹岐 典彦 (独)産業技術総合研究所
藤森 俊郎 (株)IHI
田崎 豊 日産自動車(株)
吉田 篤正 大阪府立大学
大通 千晴 (一社)日本機械学会

● 広報委員会

委員長 中別府 修 明治大学
幹事 志村 祐康 東京工業大学
委員 赤松 正人 山形大学
朝原 誠 青山学院大学
大西 元 金沢大学
岡島 淳之介 東北大学
橋本 英樹 九州大学
林 潤 大阪大学
元祐 昌廣 東京理科大学

● 年次大会委員会

委員長 小林 佳弘 東京電機大学
幹事 小林 健一 明治大学

● 熱工学コンファレンス委員会

委員長 山田 純 芝浦工業大学
幹事 丹下 学 芝浦工業大学

● 学会賞委員会

委員長 藤田 修 北海道大学
幹事 高橋 周平 岐阜大学

● 講習会委員会

委員長 上野 一郎 東京理科大学
幹事 植村 豪 東京工業大学
委員 深淵 康二 慶應義塾大学
岩本 薫 東京農工大学

● 部門賞委員会

委員長 中部 主敬 京都大学
幹事 横森 剛 慶應義塾大学
委員 小林 秀昭 東北大学
近久 武美 北海道大学
津島 将司 東京工業大学

● 年鑑委員会

委員長 鈴木 雄二 東京大学
幹事 丸田 薫 東北大学
委員 近久 武美 北海道大学
平澤 茂樹 神戸大学
永井 二郎 福井大学
春木 直人 岡山大学
三上 真人 山口大学
天野 寿二 東京ガス(株)

● 出版委員会

委員長 北川 敏明 九州大学
幹事 下栗 大右 広島大学

● AJK 合同会議委員会

委員長 高田 保之 九州大学
幹事 店橋 護 東京工業大学
委員 中部 主敬 京都大学
須賀 一彦 大阪府立大学
丸田 薫 東北大学
鹿園 直毅 東京大学
小原 拓 東北大学

鈴木 雄二	東京大学	宮良 明男	佐賀大学
野崎 智洋	東京工業大学	廣田 真史	三重大学
● JTST 委員会		野田 進	豊橋技術科学大学
委員長 門脇 敏	長岡技術科学大学	花村 克悟	東京工業大学
幹事 山田 昇	長岡技術科学大学	宮崎 康次	九州工業大学
委員 北川 敏明	九州大学		

その他

編集後記

今回の TED Plaza 70 号では、相変化と潜熱輸送を巧みに利用した、古くも新しい伝熱機器であるヒートパイプに関して、第一線で活躍されている福井大学の永井先生と名古屋大学の長野先生に、その研究成果について解説頂きました。両氏にはこの場を借りて厚く御礼申し上げます。地中と宇宙、と応用フィールドは全く異なりますが、どちらも自律的な伝熱制御を実現するために随所に創意工夫を施しており、そのアイデアには感動を覚えるばかりです。読者の方には、本記事より熱工学のさらなる可能性を感じて頂ければと思います。

(編集担当委員：大西・元祐)

第 91 期広報委員会

委員長：	中別府 修	(明治大学)
幹事：	志村 祐康	(東京工業大学)
委員：	赤松 正人	(山形大学)
	朝原 誠	(青山学院大学)
	大西 元	(金沢大学)
	岡島 淳之介	(東北大学)
	橋本 英樹	(九州大学)
	林 潤	(大阪大学)
	元祐 昌廣	(東京理科大学)

©著作権：2013 一般社団法人 日本機械学会 熱工学部門