

練習船深江丸による液体水素タンクの海上輸送実験

First experiment on liquid hydrogen transportation by training ship "Fukae-maru"

前川 一真, 濱浦 隆昌, 鈴木 康平, 三宅 勇希, 武田 実 (神戸大); 松野 優, 藤川 静一 (岩谷産業); 熊倉 浩明 (NIMS)

MAEKAWA Kazuma, HAMAURA Takaaki, SUZUKI Kohei, MIYAKE Yuuki, TAKEDA Minoru (Kobe University); MATSUNO Yu, FUJIKAWA Shizuichi (Iwatani Corp.); KUMAKURA Hiroaki (NIMS)

E-mail: maekawa@maritime.kobe-u.ac.jp

1. はじめに

本研究室では、これまでに液体水素海上輸送のための基盤研究として、大型液体水素タンク用外部加熱型 MgB₂ 液面センサーの開発を行ってきた[1][2][3]。今回、世界初となる神戸大学附属練習船深江丸を用いた液体水素海上輸送実験を行った。本研究では、深江丸後部甲板に液体水素実験システムを構築し、光学観測窓付きクライオスタット(小型液体水素タンク:容積約 20 L)と 400 L 液体水素タンクを積載した状態で、神戸大学深江キャンパスから関西空港沖まで往復の航海を行い、航海中における小型液体水素タンク内部の液面・温度・圧力、その時の船体揺動(ロール角とピッチ角)のデータなどを計測した。

2. 実験方法

本実験では、小型液体水素タンク中央に設置してある全長 500 mm 外部加熱型 MgB₂ 液面センサー用プローブの 250 mm の位置と 125 mm の位置に新たに較正した CCS(カーボンセラミックセンサー)を設置し、それぞれ温度計 A、B と呼ぶこととした。実験はまず、岸壁係留中の深江丸後部甲板に小型液体水素タンク、400 L 液体水素タンク等を積載後、水素放出ガスラインを構築し、水素ガスの漏えいがないことを確認した。その後、計測システムの構築を行い、防爆のため電気機器は全て深江丸船内の計測器室に設置した。海上輸送実験では、関西空港沖で、400 L 液体水素タンクから小型液体水素タンクへ液面センサーで液面位置が 180 mm になるまで液体水素を移送し、液面センサーをオフにした後、深江キャンパスへ向かうまでの約 1 時間 45 分、小型液体水素タンク内部の温度、圧力、船体揺動を同時に計測した。Fig.1 に実験装置の写真を示す。

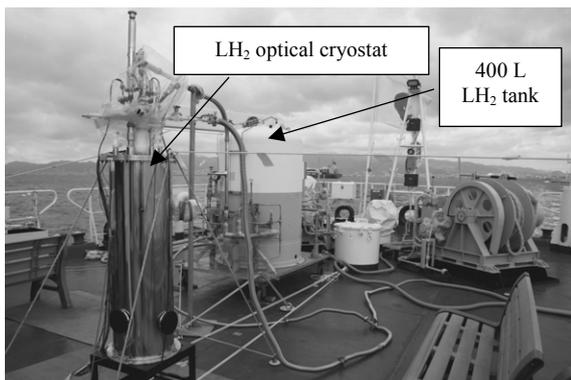


Fig.1 Photograph of experimental apparatus.

3. 実験結果

航海中における温度、圧力の時間変化を Fig.2 に示す。また、その時の船体揺動のデータを Fig. 3 に示す。Fig.2 を見ると、約 800 秒までの間、温度計 A の温度が急激に上昇していることがわかる。また、同時刻の Fig.3 を見ると、船体が大きく揺動していることがわかる。これは、関西沖出港後、3 回続けて、急旋回を行い、意図的に船体を大きく揺動させたためである。温度計 A の温度が急激に上昇したのは、小型液体水素タンク上部の暖かい水素ガスとの攪拌による影響と、タンク内

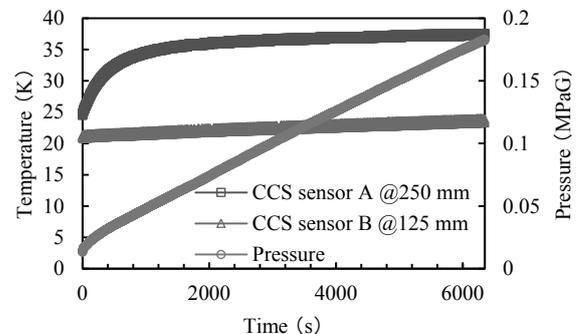


Fig.2 Time chart of temperature A and B and pressure inside 20 liter LH₂ tank during marine transportation.

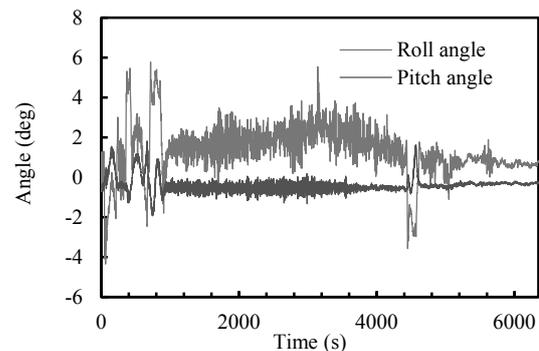


Fig.3 Time chart of roll angle and pitch angle during marine transportation.

壁との熱交換による影響と考えられる。一方、液中にある温度計 B は、容器内圧の上昇とともにやや温度上昇 (1.4 K/h) したが、ほぼ 20 K を示していた。また、急旋回中の圧力上昇率は約 0.16 MPaG/h であったのに対して、停泊中は 0.11 MPaG/h であったことから、停泊中に比べて船体動揺が大きい航海中は温度、圧力上昇ともに大きいことがわかった。

4. まとめ

今回、液体水素の海上輸送実験を世界で初めて行った。航海中における液体水素タンク内部の液面、温度、圧力、船体動揺の同時計測に成功した。船体動揺が大きい場合、液体水素タンク内部でスロッシングが発生し、それに伴うタンク内部の温度、圧力上昇が大きくなることが確認できた。今後は、液体水素タンク内部に温度計をさらに増設し、詳細な温度分布計測を行い、より詳細な液体水素タンク内部の熱流動現象を明らかにする予定である。

参考文献

1. K. Maekawa, et al.: J. Cryo. Super. Soc. Jpn. **50**, (2015) pp. 368-373.
2. K. Maekawa, et al.: Journal of the JIME. **51**, (2016) pp. 125-131.
3. K. Maekawa, et al.: IEEE Transactions on Applied Superconductivity. **27**, (2017) 9000304.

走査型プローブ顕微鏡用ヘリウム循環冷却システムの熱解析 (II)

Thermal analysis of a helium circulation cooling system for scanning probe microscopes (II)

寺岡 総一郎(東大);横田 統徳, 佐々木 徹, 宮武 優(ユニソク);福山 寛(東大)

TERAOKA Soichiro (The Univ. of Tokyo); YOKOTA Munenori, SASAKI Toru, MIYATAKE Yutaka (UNISOKU);

FUKUYAMA Hiroshi (The Univ. of Tokyo)

E-mail: teraoka.soichiro@mail.u-tokyo.ac.jp

1. はじめに

極低温走査型プローブ顕微鏡 (LT-SPM) は基礎研究分野で広く使われており, その冷却にヘリウム循環方式を採用できれば応用範囲がさらに広がり, 長時間連続測定による性能向上も望める。開発中の SPM 用ヘリウム循環冷却システムの主要構成要素である低振動・低熱損失液体ヘリウム移送管の断熱性能を数値熱解析した結果を前回発表したが[1], 今回, 試作品についてこれを実測したので報告する。

2. 液体ヘリウム移送管の概要

設計の概要は前回[1]詳報した。SPM 側の気液セパレータからの蒸発ヘリウムガスの一部を帰還させ, 送液管を囲むシールドを冷却して送液管への輻射熱と伝導熱を低減する。

3. 断熱性能の測定方法

測定方法のダイアグラムを Fig.1 に示す。再凝縮装置に相当する送液側(Supply)には液体ヘリウムベッセル(60L)を, SPM に相当する受液側(Reservoir)には液体窒素シールド付のガラスデューワーをそれぞれ用いた。受液側, 送液側, および帰還パイプ(Return)のヘリウムガス回収量はフロート式流量計 FM1~FM3 でリアルタイムに観測し, 積算流量計 IFM1~IFM3 でも記録する。ヘリウム液位はデューワーのスリットを通してビデオモニタし, 液移送の有無を視認した。断熱性能は, ニードル弁 RV1~RV3 を調整して長時間にわたり液位を一定に維持した状態を作り, そのときの IFM1~IFM3 の回収量から評価する。移送管内熱シールドの温度は, 水平部と受液側垂直部の 2 カ所に白金抵抗温度計(Pt1000)を設置して計測した。

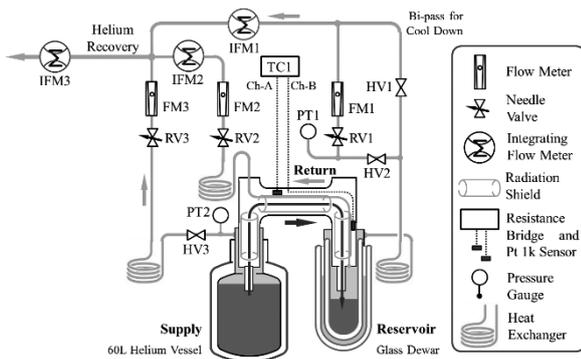


Fig.1 Schematic diagram for test of the low vibration and low consumption liquid helium transfer tube

Table1 Comparison of thermal insulation performance of various liquid helium transfer tubes

	this work		ref. [2]	ordinary transfer tubes
	numerical analysis [1]	test result		
heat leak per unit length [W/m]	0.08	0.09 ± 0.02	0.2	0.7~1.4
liq. He consumption rate [L/h]	0.27	0.29 ± 0.06	0.8	2.8~5.5

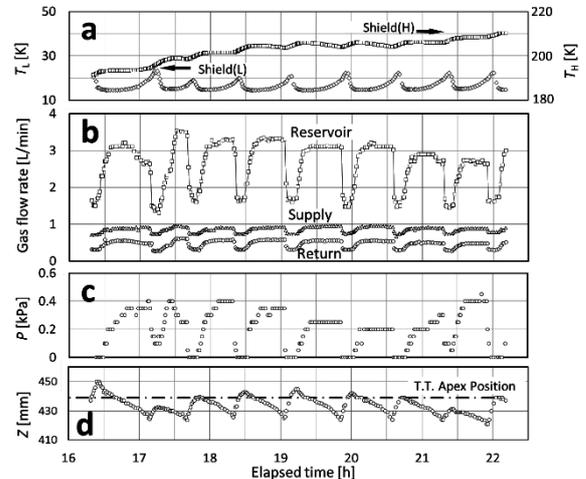


Fig.2 Time evolutions of (a) temperatures of radiation shields (L and H), (b) helium gas flow rates from three recovery lines, (c) pressure and (d) liquid helium level of the reservoir

4. 測定結果

Fig.2 に, ヘリウム液位がほぼ一定に保たれた状態で記録した, (a)2 カ所のシールド温度, (b)3 系統の回収ラインのヘリウムガス回収量, (c)受液側デューワー内圧(ゲージ圧), および (d)受液側ヘリウム液位を示す。今回送液側の圧力制御をせず, より厳しい低循環量での測定を行った。実際に液体ヘリウムがデューワー内に注ぎ込まれるのは, 40~50 分周期で 10 分程度の間だけ間欠的に起こっている。注液中は, デューワー内圧がほぼゼロに急低下し(Fig.2(c)), 送液側, 受液側, 帰還の何れからの蒸発量も低下している(Fig.2(b))。つまり, 30~40 分間は冷却ガスのみが流れており, 間欠的に約 10 分間液体が流れるというサイクルを繰り返す。Fig.2(d)から, 液位が移送管の先端部(図中横破線)まで上昇すると注液が停止することが分かる。

Fig.2 の時刻 17.5 h から 20.5 h の範囲における IFM3 のデータから全蒸発率を求めると, 液換算で 0.37 L/h となる。これから, 移送管を挿入しない状態で予め測定した送液側ベッセルと受液側デューワーそれぞれ単体での蒸発率(0.029 L/h, 0.048 L/h)を差し引くと, 0.29 L/h となる。これが, 今回試作した移送管内で入熱のため 1 hr あたり蒸発する液体ヘリウム量で, 入熱量 0.21 W にあたる。この値は数値熱解析[1]の予想値 0.27 L/h とよく一致し, Table1 に示したように, より複雑な 6 重管構造をもつ先行研究の移送管[2]や, 帰還ガス予冷機能をもたない一般的な移送管よりかなり高性能であることが分かる。現在, 圧力制御による定常流の実現と, 実際の SPM 装置の蒸発量に近いより大きな循環量のときの熱損失計測を計画している。

参考文献

- S. Teraoka, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 93 (2016) p.160
- T. Takeda, et al.: Cryogenics Vol. 48, (2008) p.6

新規超流動現象研究を目指す各種振動子測定とパルス管冷凍機 I

Various mechanical Oscillator techniques for new types of superfluidity study and pulse tube refrigerator I

原田 修治, 青木 徹, 池内 正充, 植田 浩明, 加藤 億人, 久保田 実,

重松 利信, 鈴鹿 英知, 知崎 陽一, 東崎 健一, 鱒崎 有 (新規超流動現象研究会)

HARADA Shuji, AOKI Toru, IKEUCHI Masamitsu, UEDA Hiroaki, KATO Yasuto, KUBOTA Minoru,
SIGEMATSU Toshinobu, SUZUSHIKA Hidetomo, CHIZAKI Yoichi, TOZAKI Kenichi and HIRESAKI Yu (NeSF)

E-mail: insqp.jp@gmail.com

1. はじめに: 新規超流動現象とは

銅酸化物高温超流動体の研究の進展や進化に伴い, 従来の第1種, 第2種超伝導体とは違った特性を持つ超伝導体, 銅酸化物超伝導体をはじめそれ以外にも, 有機超伝導体や, Fe を含む超伝導体など様々な系で見出されている。これらは新規超伝導体として統一的描像で考えられるとして提唱されている[1]。具体的には量子渦液体状態や量子渦の固体状態など量子渦状態が, 抵抗ゼロの T_c 以上に 現れる等の特徴を持っている。

我々が研究しようとしている新規超流動現象とは, 上記新規超伝導体と共通の特徴を持ち合わせていると考えられる系が超流動現象でも起こっているのではないかとこの観点から研究を推し進めようとしている。具体的には以下の二つの系を研究している。a). 30 気圧以上に加圧した状態で冷却する事で生成する ^4He の hcp 結晶からなる固体に生ずる超流動転移とおよそ1桁高温から始まる渦液体状態と考えられる異常状態[2], ならびに, b). 金属 Pd 結晶中で高密度状態にあり原子状に近いと考えられる水素の異常 [3]である。

2. 特定非営利活動(NPO)法人立ち上げの経緯と目的

固体 ^4He の超流動の可能性は, 超電導や超流動のミクロな機構が急速に明らかになって行った 1960 年代に理論的な可能性が議論され[1], 近年の世界的実験研究のきっかけは, 2004 年1月号 Nature 誌上の論文[4]で, その後世界各地で盛んな研究活動が行われて来た。が, 系が複雑であり, 注意深く設計された実験研究が要請されることから, 様々な局面での研究は行われたが, 統一的な理解が共有されている状態とは言えない[5]。

我々は長い歴史的経緯に照らして, 息の長い研究を目指し, 低温工学・超電導学会の下に作られた調査研究会「新規超流動現象調査研究会」活動(2013 年 3 月-3カ年間)を基に, 継続的な活動が可能な特定非営利活動(NPO)法人を立ち上げ, 独自の実験室を立ち上げている[6, 7]。

3. 各種振動子測定とパルス管冷凍機

超流動研究の実験方法として, 液体ヘリウムが入った容器の中に隙間を開けて重ねた円盤の錘を浸けた捻り振子を使ったのは, Andronikashvili[8]で, 超流動密度の温度変化を初めて定量的に計測した。この振子の原理を活かし, 制限空間中の液体ヘリウムや, He 単原子膜の2次元超流動の転移と, 量子渦 dynamics の研究を行う高感度捻り振子 TO を開発したのは, J.D. Reppy とそのグループ[9]であった。共鳴周波数の変化から超流動密度の絶対値, 及び, 振動エネルギーの物質吸収に関する Q 値の高い変化から, 系内のエネルギー散逸の詳細な情報を得, 2次元超流動 KT 転移の特性を実

験的に突き止めた。因みに対応する理論を打ち立てた Kosterlitz と Thouless らは, 2016 年度 Nobel 物理学賞を受賞した。

我々は, 固体ヘリウム及び PdH(D)_x 系の研究に高感度ねじり振子 $\text{TO}(f_0 \sim 1\text{kHz})$ を用いてきた。他, 後者に対しては, 金属-水素系試料を板状に作りこの試料板を振動させる振動リード(VR)($f_0 \sim 1\text{kHz}$)法を用いて, 共鳴周波数から弾性定数の変化, Q 値の変化から系内の内部摩擦(水素の運動状態)についての情報が得られる。加えて, 液体ヘリウム中の量子渦の研究に近年用いられているのが, 音叉型水晶振動子($f_0 \sim$ 数-100kHz)である。我々は固体ヘリウムの研究に応用が出来ないかと検討している。

我々は, 低温の生成には, パルス管冷凍機を導入し, 全体の冷凍機的设计試作段階にある。固体ヘリウムの実験には希釈冷凍機温度が必要であり, 測定手段である振動子測定系は, 無振動の環境を期待する。

この問題に対処する為, これまで, 真空容器内の長い振子を用いた除振法を報告している[10]。この他, 様々な除振法の効果を評価する為, 上記各種振動子を振動のセンサーとして用いることを検討している。事実, 上記報告では TO を振動センサーとして用いた。それは外部振動によって振動子のエネルギー散逸, Q 値の減少が起こり, 振動センサーとなるからである。各種振動センサーと除振機構を用い, これまでの液体ヘリウムを使った冷凍機に劣らぬ研究を目指している。

本稿は第1稿として, これまでの研究経過と, NPO 法人立ち上げ及び実験室の現状について報告を行う。

参考文献

1. A. Leggett, "Quantum Liquids" Oxford Graduate texts (2007).
2. M. Kubota: *J Low Temp Phys*, **169** (2012) 228-247.
3. S. Harada, et al.: *J Low Temp Phys*, **162** (2011) 724-732.
4. E. Kim & M. Chan, *Nature*, **427** (2004) 225.
5. <http://www.pnas.org/cgi/doi/10.1073/pnas.1605738113>
6. M. Kubota & S. Harada: *J. Cryo. Super. Jpn* Vol.51 (2016) p.226.
7. <http://insqp.jp/web.fc2.com/>
8. L Andronikashvili: *J Phys USSR* Vol.10 (1946) 201.
9. J.E. Berthold, D. J. Bishop, and J.D. Reppy, *Phys. Rev. Lett.* vol.39, (1977) 348.
10. T. Miya, et al.: *Abstracts of CSJ Conference*, Vol. **83**, (2010) p.109.

極低温用真空断熱容器の真空劣化に及ぼすアウトガスの影響

Effect of outgas for the vacuum jacket of cryogenic vessel

猪股 昭彦(神戸大学, 川崎重工); 奥村 健太郎, 後神 一藤(川崎重工); 武田 実(神戸大学)

INOMATA Akihiko (Kobe Univ., KHI); OKUMURA Kentaro, GOKAN Kazuto(KHI); TAKEDA Minoru (Kobe Univ.)

E-mail: inomata_akhiko@khi.co.jp

1. はじめに

我が国では、2014年4月に閣議決定された「エネルギー基本計画」の中で、水素社会の実現に向けた取り組みが明記されている。将来の水素発電の本格導入や燃料電池自動車の普及など、大量の水素需要に対応するために、LNGのように大容量の水素を液化して輸送・貯蔵する技術が必要となる。液化水素はLNGと比べて蒸発しやすいため、貯蔵には真空断熱が有効であるが、大容量の真空状態を確保するための知見が不足している。

そこで本研究では、真空層に存在する各種材料から放出されるアウトガスの特性を調べた。さらに、ガス放出速度を抑制する加温処理(ベーキング)を行い、その効果を定量的に検証した。そして、これらの結果を基に、ガスの放出挙動について考察を行った。

2. 実験方法

ステンレス製の容器の中に測定サンプルを設置し、材料の真空層におけるガス放出(アウトガス)特性を調べる試験を行った。測定法はスルーブット法(コンダクタンスが既知のオリフィスで仕切られた2つのチャンパー間の圧力差を計測する方法)を採用した。真空排気は、ターボ分子ポンプおよび後段にドライポンプを組み合わせたことで行った。下流側のメインチャンパーに試料を設置し、試料から放出されるガスの放出量を測定した。真空度は電離真空計を設置して測定した。

測定する材料は、ステンレス鋼(SUS304L)、液化水素容器の断熱材としての適用が考えられる積層真空断熱材(SI)を対象とした。SIについては、ポリエステル樹脂の両面にアルミを蒸着した輻射断熱フィルム、およびこのフィルム同士の相関熱伝導を抑制するために、スペーサーとしてポリエステルネットを挿入したものを用いた。これらについて、加温しなかった場合とベーキング処理を施した場合について、真空度の変化を計測することでアウトガスの放出速度を測定した。

3. 測定結果および考察

Fig.1にSUS304L、Fig.2にSIについて、ベーキングの有無によるアウトガス速度の相違を調べた結果を示す。

SUS304Lについては、ベーキングにより、ガス放出速度は約1/2~1/10に低減された。また、SIに関しては、初期段階(約180分まで)ではガス放出速度の低減効果が見られたが、それ以降ではベーキングの有無に関わらずほとんど変化がなかった。

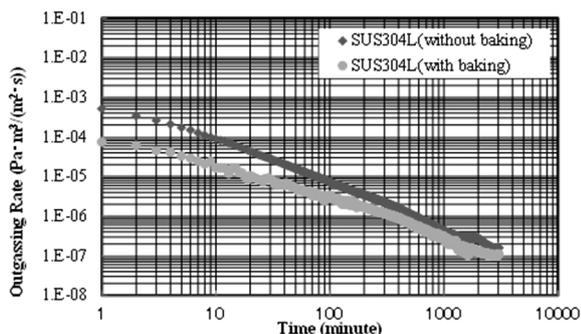


Fig.1 Outgas rate from SUS304L

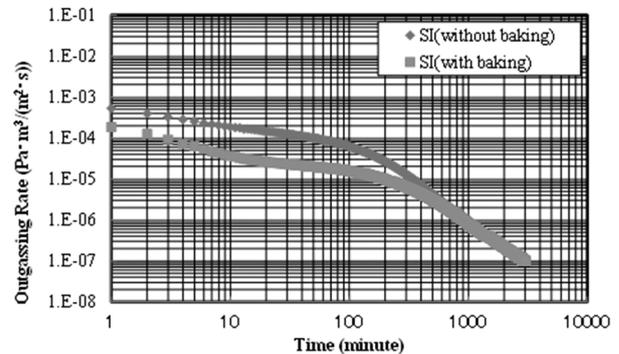


Fig.2 Outgas rate from SI

以上の結果を基に、ベーキングによるガス放出速度の低減効果と反応機構の因果関係について考察する。

ガスの放出速度は、固体表面に吸着しているガスや、固体内部に存在するガス、材料の蒸発によるガスの量などに依存することが知られており¹⁾、材料、温度履歴などにより異なる。ガス放出速度の時間依存性として、固体表面に吸着しているガス分子が放出する場合と、固体内部から拡散する場合を比較すると、表面に吸着しているガス分子が放出する場合は、時間の -1 乗に比例し、固体内部からの拡散を伴う場合は、時間の $-1/2$ 乗に比例することが知られている¹⁾。

Fig.1より、SUS304Lについては、ガス放出速度は、 $t^{1/2}$ に比例する傾向が見られることから、固体内部からのガス分子の拡散が律速段階であると考えられる。

一方、積層真空断熱材については、100分ほど経過するまでの初期段階については、 $t^{1/2}$ に比例するが、その後、傾きが変わり、400秒程度経過した後においては、 t^{-1} に比例する傾向が見られた。このことから、積層真空断熱材のガス放出は、初期段階においては、固体内部からのガス分子の拡散が律速になるものの、その後、表面に吸着しているガス分子が放出する速度が律速になると考えられる。

4. まとめ

真空断熱層に含まれる主要材料のアウトガス速度を計測し、その結果より、材料による反応機構の相違があることが推察され、また、ベーキング効果にも変化があることが確認された。

謝辞

この成果は平成25年度経済産業省「再生可能エネルギー貯蔵・輸送等技術開発」による成果の一部である。ご指導いただきました皆様に御礼申し上げます。

参考文献

1. G. Horikoshi: "Vacuum Technology (3rd Ed.)," University of Tokyo Press, Tokyo (1994)

磁気熱量効果における磁性体の形状・反磁場効果の研究

Demagnetizing field effect on magnetocaloric effect

松本 宏一, 裏 雄太郎, 宇治山 崇, 表 秀樹(金沢大); 木寄 剛志, 野村 隆次郎(フジクラ)
 MATSUMOTO Koichi, URA Yutaro, UJIYAMA Takashi, OMOTE Hideki (Kanazawa Univ);
 KIZAKI Takeshi, NOMURA Ryujiro (Fujikura LTD)
 E-mail: k.matsu@staff.kanazawa-u.ac.jp

1. はじめに

室温磁気冷凍用の代表的な磁性材料である Gd は AMR 中で熱交換流体との熱交換と流体の圧力損失の観点から多くの場合、球状加工して用いられている。球状以外にも線状、板状の磁性材料により、熱交換の特性改善の提案がなされている。我々は金属 Gd の線材が作製可能になった。一方、従来の研究では、Gd 金属を板に圧延した場合などの加工によって磁気熱量効果が影響を受けることが報告されている[1]。Gd は六方稠密構造を取り、単結晶の磁化測定では異方性も報告されている[2]。これらのことから、室温磁気冷凍で用いられる永久磁石で得られる 1T 程度の磁場の場合、磁性体の形状や反磁場の磁気熱量効果に及ぼす影響も検討する必要もある。そこで、本研究では、球、線、板状に加工した Gd 金属の磁化測定と磁気エントロピー変化の解析を行った。

2. Gd 試料、磁化測定方法

本研究では直径 0.25mm の線、直径 0.3mm の球、厚み 0.1mm の板を作成した。磁化測定は MPMS(Quantum Design)を用い、磁場 2T までの磁化曲線や磁化の温度変化を測定した。Gd 試料は MPMS の試料空間に入るように線は長さ約 4mm、板は直径 3.3mm の円盤または圧延方向の依存性評価用に約 3x5mm の短冊に切り出された。反磁場効果や試料加工の異方性を調べるために、様々な方向に磁場を印加した。試料と磁場印加方向について、表1に示す。

形状	サイズ	磁場印加方向, 反磁場係数 N
線	ϕ 0.25mm(L~4mm)	・ 試料長手平行, $N=0$ ・ 試料長手垂直, $N=1/2$
球	ϕ 0.3mm	・ $N=1/3$
板	t~0.1mm(3x5mm) ・ 円盤 ϕ 3.3mm, ・ 3x5mm	・ 円盤面に垂直, $N=1$ ・ 圧延方向平行 ・ 圧延方向垂直

Table 1 Gd samples and applied field directions

3. 測定結果と考察

図1には Gd 線の磁化曲線を示す。実線は磁場が試料長手方向、破線は磁場が試料長手に垂直な場合である。図2の左図には Gd 球の磁化曲線、右図には円盤の平面に垂直方向に磁場を印加した場合の磁化曲線を示す。すべての試料で強磁性相の温度 240K で飽和する磁化の大きさ、および常磁性相 330K での磁化の大きさと磁場依存性がほとんど同じであった。また、磁場を 2T 程度印加した場合には各温度での磁化に大きな違いは無かった。これらのことから、作製された試料は加工方向依存性のない均一な試料であることが分かった。板材での圧延方向の違いはほとんど無かった。

磁場が小さい領域での磁化(M)の立ち上がりには試料形状による大きな違いが現れている。この結果は反磁界効果で説明できる。反磁界係数(N)は、線材の長手方向へ磁場印加した場合はほぼゼロ、垂直の場合は 1/2、球の場合は 1/3、円盤垂直方向ではほぼ 1 となる。これらの反磁界係数を仮定して、磁化曲線上に反磁場 $H_d=NM$ を点線で表すと、各図の直線のようになり、かなり良く測定結果をよく説明できる。

得られた磁化曲線を基に Maxwell の関係式を用いて磁気エントロピー変化を求めた。図3には印加磁場 0.5T での各試料の磁気エントロピー変化を示す。磁化の大きな強磁性相や転移温度近傍では反磁場によるエントロピー変化の抑制が特に大きくなるのが分かる。印加磁場が大きくなると、エントロピー変化の試料形状による違いは小さくなるが、永久磁石を用いる磁場領域では大きな影響を与えることが明らかになった。開発した線状の磁性体の長手方向に磁場を印加することで、反磁場効果を減少させることが出来る。

講演では、実験や測定結果の詳細について報告する。

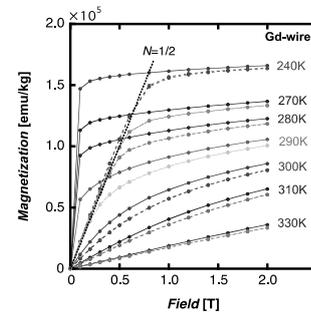


Fig.1 Magnetization curve of Gd wire (Solid line: $H \parallel L$, Broken line: $H \perp L$)

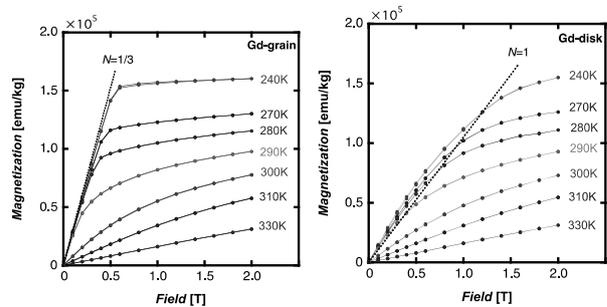


Fig.2 Magnetization curve of Gd grain (left panel) and plate in $H \perp t$ (right panel)

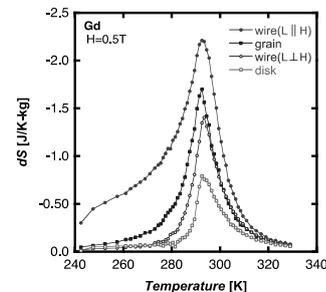


Fig.3 Magnetic entropy change of various Gd samples by 0.5 T

参考文献

- S.V.Taskaev, et al.:J.M.M.M. vol.331 (2013) p.33.
- H.E.Nigh, et al.:Phys. Rev., Vol.132 (1963) p.1092.

異なる動作温度の磁気作業物質を積層した磁気ヒートポンプの検討

Study of magnetic heat pump using multi-layered magnetic materials

宮崎佳樹, 池田和也, 脇耕一郎(鉄道総研)
 MIYAZAKI Yoshiki, IKEDA Kazuya, WAKI Koichiro (RTRI)
 E-mail: miyazaki.yoshiki.23@rtri.or.jp

1. はじめに

ノンフロンで高効率期待される磁気ヒートポンプ技術の、鉄道車両空調への適用を目指した研究開発を行っている。今回冷却温度差の拡大を目的として、動作温度域の異なる複数の磁気作業物質を組み合わせ、AMR(Active magnetic regenerator)評価装置に搭載して基礎試験を行った。また、数値解析を用いた充てん方法の検討を行ったので報告する。

2. 基礎試験装置

室温磁気ヒートポンプサイクルに用いられる AMR の評価を行うための基礎試験装置の概略図を Fig. 1, 写真を Fig. 2 にしめす。永久磁石が回転することにより固定された AMR を励消磁する。AMR の励消磁に合わせてディスプレーサを動かすことで、AMR 内の磁気作業物質と熱交換流体(水)を熱交換させることができる。磁気作業物質にはガドリニウム(Gd; 粒径 0.6 - 0.85 mm)系合金を用いた。永久磁石は内径 104 mm 外径 154 mm, ハルバツハ配列を用いた 2 極磁石で、表面磁束密度は 1.0 T である。AMR 容器はアクリル製で内径 15 mm, 外径 20 mm, 磁気作業物質充填長さは 60 mm である。Gd の充填量は 52.9 g, 充填率は 63%程度とした。AMR 両端部に熱電対を挿入して、AMR 内部の温度を測定し、両端の温度差を評価した。

3. 数値解析

数値解析は、熱損失を考慮したモデルを用いている[1]。磁気作業物質は Gd 系を想定し、断熱温度変化が励磁と消磁で異なること、磁場中では比熱がブロードになることなどを考慮した。磁気作業物質と熱交換流体の熱交換時間は 0.1 sec 一定とし、熱交換流体の移動速度と移動距離で決まる熱交換流体流量をパラメタとして、AMR 両端の温度差を評価した。

4. 試験結果と解析結果

積層 AMR の動作温度依存性について、試験結果を Fig. 3, 数値解析結果を Fig. 4 に示す。充填槽長さは 60 mm に固定している。試験結果と数値計算結果は概ね傾向が一致しており、複数材料を用いた場合の数値解析の妥当性を確認した。

これを踏まえて、1~3 種類の Gd 系合金を積層した場合の数値計算を行った。Fig. 5 に AMR 長さを変えた場合の解析結果を示す。AMR 長さが短い領域は、材料の充填量が少なく、温度勾配を維持できないために、生成温度差が拡大しない領域となったと考えられる。この領域では、1~3 層 AMR の生成温度差は大差なく、AMR の積層効果が得られない。今回用いた試験条件はこの領域に入っていた可能性が高い。ある程度の AMR 長さがあれば、単層、2 層、3 層の生成温度差に有意差が認められるが、2 層 AMR は他の AMR と異なり、途中で生成温度差が減少傾向に転じる。この理由は、2 種類の磁気作業物質のキュリー温度の差が大きく、磁気熱量効果による吸発熱が小さな領域が増加したことなどが考えられる。AMR 長さが十分にある領域では、3 層 AMR の生成温度差の優位性が顕著になる。この領域では 3 層 AMR が有利であるといえる。

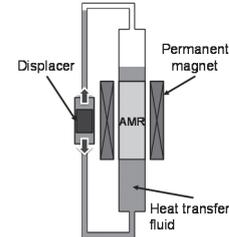


Fig. 1 Schematic of experimental set up for AMR

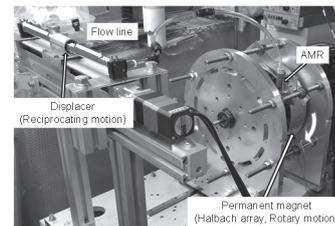


Fig. 2 Photograph of experimental set up

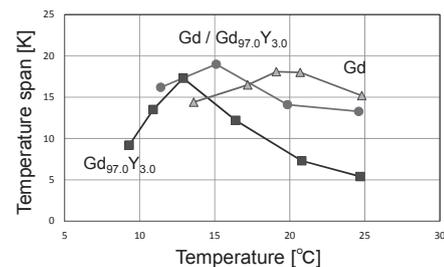


Fig. 3 Experimental result of 2 layered AMR temperature span

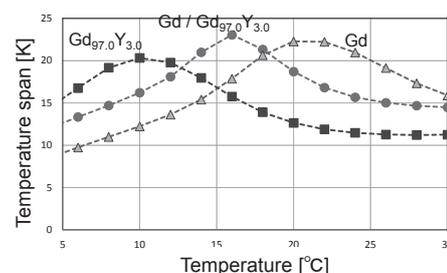


Fig. 4 Calculated result of 2 layered AMR temperature span

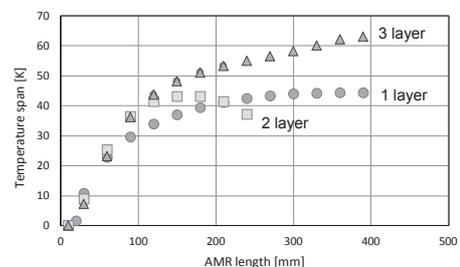


Fig. 5 Calculated result of 1~3 layered AMR temperature span

参考文献

- [1] 宮崎佳樹他:低温工学, Vol. 50, No. 2 (2015) p. 80-87
- [2] Y. Miyazaki, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 93 (2016) p. 47.

1.6 W - GM 冷凍機の開発

Development of a 1.6 W-GM cryocooler

増山 新二 (大島商船高専); 沼澤 健則 (NIMS)
 MASUYAMA Shinji (NIT, Oshima College); NUMAZAWA Takenori (NIMS)
 E-mail: masuyama@oshima-k.ac.jp

1. はじめに

小型 4 K 冷凍機の効率改善がもたらす効果は、各種先進的な応用面をさらに発展させる可能性を持っていると考えられる。GM 冷凍機において 4 K に到達することが可能となった 1990 年代から、効率改善に対する取組みは、各研究者により幅広く行われてきた。4 K レベルでの小型冷凍機の性能は、蓄冷材の物性値、特に比熱特性に大きく依存する。今日までの研究成果から、4 K 用の蓄冷材として実用化されている物質は、 HoCu_2 と $\text{Gd}_2\text{O}_2\text{S}$ (GOS) が挙げられ、磁性体蓄冷材の代表的な存在となっていると言えるであろう。

そこで本研究では、効率改善を目指し、GM 冷凍機の 2 段階蓄冷材に、それら両者の蓄冷材と Pb を組み合わせた三層構造において、現在までに得られている最適条件を使用して、4.2 K での冷凍能力測定を実施した。以下に、GM 冷凍機の構成ならびに、実験結果を述べる。

2. 2 段階 GM 冷凍機と 2 段階蓄冷器構造

Fig. 1 に 2 段階 GM 冷凍機の概略図を示す。各ステージの温度と冷凍能力測定のために、シリコン (Si) 温度計と電気ヒータがセットされている。また、2 段階目ステージの輻射熱低減のため、輻射シールドを 1 段階目ステージに固定し、その周りをスーパーインシュレーションで覆った。

性能試験に使用された 2 段階 GM 冷凍機は、コールドヘッド: RDK-408D2 (SHI), 圧縮機: C300G (SUZUKISHOKAN) で、定格電気入力 7.3 kW である。冷凍機の動作周波数は 1.2 Hz, ヘリウムガスの初期封入圧力は 1.6 MPa 一定とした。

Fig. 2 に 2 段階蓄冷材の概略図を示す。高温側から Pb (0.212-0.3 mm), HoCu_2 (0.15-0.3 mm), ならびに GOS (0.25-0.3 mm) 球を 50:20:30% の体積割合で充填した三層構造である。なお、カッコ内の数値は球径を表す。高低温端側と異種蓄冷材境界部には、積層されたステンレスメッシュが仕切り材として挿入されてあるが、Fig. 2 では、それらは省略されている。

3. 冷凍性能試験方法・結果

室温から運転された GM 冷凍機は、約 2 時間で各ステージの温度が安定した。その後、電気ヒータにより熱負荷を加え、冷凍能力を測定した。1 段階目ステージに 65 W 一定の熱負荷を加えた時の 2 段階目ステージの冷凍能力試験結果を Fig. 3 に示す。最低到達温度は 2.6 K, 冷凍能力は 1.60 W at 4.2 K を達成した。この時の圧縮機の電気入力実測値は 7.6 kW であり、%カルノーは 1.5% であった。

Fig. 4 は、4.2 K での冷凍能力の 1 段階目ステージ温度依存性を示す。1 段階目に電気ヒータによる熱負荷を加えない状態では、到達温度が 24.3 K となり、1.39 W at 4.2 K の能力が得られている。熱負荷を加えると、46.5 K までは 1 段階目ステージの温度上昇に伴い、4.2 K での冷凍能力も改善している。46.5 ~ 57 K までは、ほぼフラットな状態で、1.60 W at 4.2 K の能力を維持していることが見て取れる。その後は、能力は減少している。また、50 K での 1 段階目ステージの冷凍能力は、64.6 W であった。以上の結果から、4.2 K での冷凍能力は、1 段階目ステージ温度に依存するが、その能力が飽和する温度範囲が存在することがわかる。Masuyama ら¹⁾の蓄冷器内のヘリウム物性の解析結果から、ヘリウム流の乱れ (Fig. 2 の Pb 領域の乱れが大きい) のため膨張空間にガスが流れにくくなり、冷凍

能力が飽和してしまう、という提案がなされており、これを回避するための方策も考案されている。

4. まとめ

GM 冷凍機の 2 段階蓄冷材として、4 K を得るための代表的な磁性体である HoCu_2 と GOS を使用し、それらと Pb を組み合わせた三層構造を用いて性能評価を行った。実験結果から、1.60 W at 4.2 K の冷凍能力を達成した。研究目的である 4 K 冷凍機の効率改善に一步近づけたと言える。

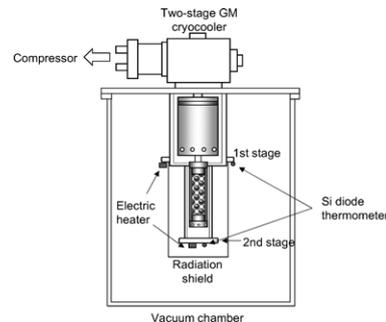


Fig. 1. Schematic diagram of the two-stage GM cryocooler.

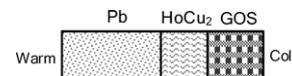


Fig. 2. The second stage regenerator of three-layer layout.

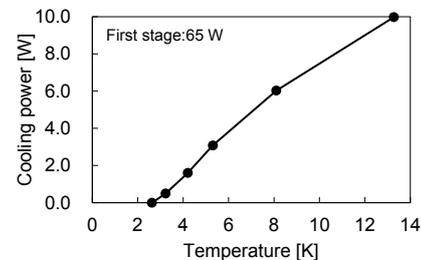


Fig. 3. Experimental result of the second stage cooling power.

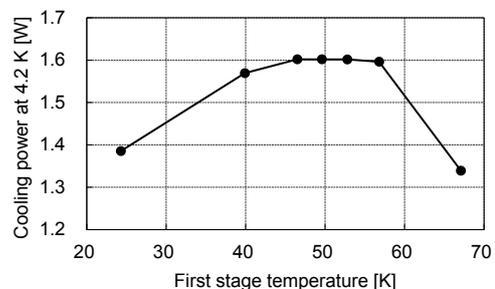


Fig. 4. Cooling power result at 4.2 K as a function of the first stage temperature.

謝辞 本研究は、科学研究費助成事業 (基盤研究 (C) 15K06693), NIFS 一般共同研究 (NIFS17KECA053), ならびに公益財団法人中国電力技術研究財団 (試験研究 A) の一部により実施された。

参考文献

1. S. Masuyama and T. Numazawa., *Cryocoolers* **19** (2017), pp. 307-312

キロワット冷凍能力パルス管冷凍機的设计 Design of kilowatt cooling power Pulse tube refrigerator

朱 紹偉(同济大学)
ZHU Shaowei (Tongji University)
E-mail: swzhu2008@yahoo.com

1. INTRODUCTION

The high cooling power high efficiency pulse tube refrigerator is a development goal since the success of the application of a pulse tube refrigerator in space. A displacer type pulse tube refrigerator is almost the only one solution to reach this goal at this moment. A displacer with a driving rod has an additional driving force from the rod which can control the stroke of the displacer. Confirmation test reached over 15% efficiency with about 20W cooling power. A kilowatt cooling power pulse tube refrigerator based on a 10kW input power compressor is simulated with numerical method for the next step of manufacture.

2. STRUCTURE

Figure 1 shows the schematic of the pulse tube refrigerator. The real refrigerator would be a dual compressor type with twin cold head. It is also could be a single cold head type which may meet gas distribution difficult in the regenerator. The basic size of the regenerator is $\Phi 100 \times 50$, the pulse tube is $\Phi 40 \times 200$, displacer diameter is $\Phi 120$, piston diameter is $\Phi 118$, refrigeration temperature is 77K, room temperature is 300K, frequency is 50Hz, charge pressure is changed to let the linear motor work at resonant point at 50Hz.

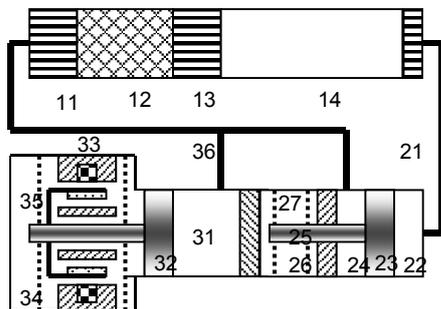


Figure 1 Displacer pulse tube refrigerator

11. warm heat exchanger 12. regenerator 13. cold heat exchanger 14. pulse tube 21. displacer connecting tube
22. displacer front space 23. displacer 24. displacer back space 25. displacer rod 26. displacer spring 27. displacer buffer 31. compression space 32. compressor piston 33. linear motor 34. motor spring 35. motor house 36. compressor connecting tube

3. NUNERICAL RESULTS

Figure 2 shows that there is an optimum rod diameter, which is 50mm for COP. The rod diameter contributes a big gas spring effect because the weight of the displacer increases largely at same spring stiffness. Figure 3 shows that there is an optimum regenerator diameter for COP. Near the optimum regenerator diameter, the COP decreasing is not so much. Figure 4 shows that the length of the pulse tube has almost no influence to the COP. The regenerator length and screen wire diameter also has influence to the COP. Based on the past experience, the efficiency of the real refrigerator could be half of the numerical simulation because some losses are not included in the simulation. This simulation is based on the fixed compressor piston diameter and weight. If the compressor piston diameter and weight is changed, the results may be different.

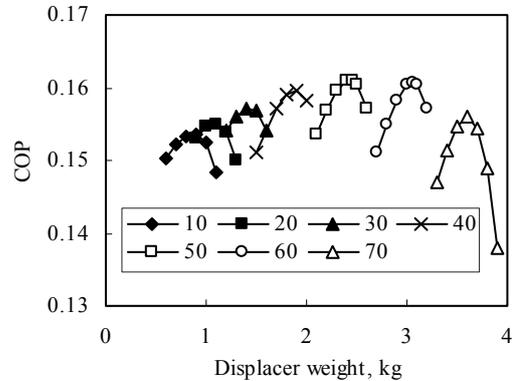


Figure 2 Displacer rod diameter effect

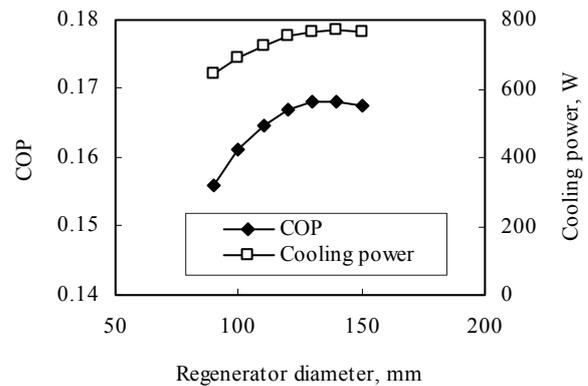


Figure 3 Regenerator diameter effect

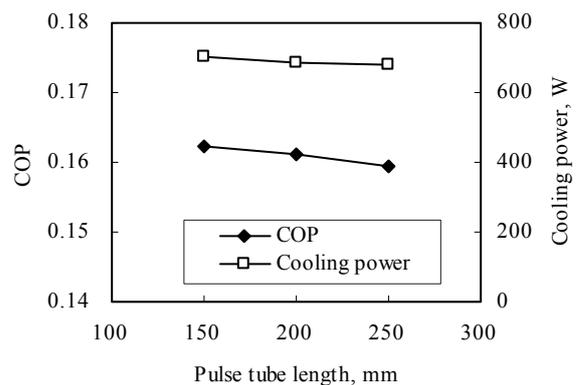


Figure 4 Pulse tube length effect

4. CONCLUSION

With a fixed compressor, the rod diameter, regenerator diameter, and pulse tube length is investigated. In a certain range, the efficiency change is not so much.

参考文献

1. S. Zhu, Step piston pulse tube refrigerator, Cryogenics 64 (2014) 63-69

流路中心に垂直設置された円柱発熱体の強制対流サブクール沸騰下での DNB 熱流束

DNB heat flux in forced convection of subcooled liquid hydrogen for a wire set in central axis of vertically mounted flow channel

松本 太斗, 白井 康之, 塩津 正博, 藤田勝千, 飼沼 徹(京大); 小林 弘明, 成尾 芳博, 稲谷 芳文, 野中 聡(JAXA)
 MATSUMOTO Taito, SHIRAI Yasuyuki, SHIOTSU Masahiro, FUJITA Katsuyuki, KAINUMA Toru (Kyoto-Univ.);
 KOBAYASHI Hiroaki, NARUO Yoshihiro, INATANI Yoshifumi, NONAKA Satoshi (JAXA)
 E-mail: t-matsumoto@pe.energy.kyoto-u.ac.jp

1. はじめに

我々の研究チームは、液体水素冷却超電導機器の設計において重要となる液体水素の熱伝達の測定を行っている。超電導線材を模擬した PtCo 線材に対して液体水素強制対流下で圧力、サブクール度、流速を種々変えて DNB (Departure from Nucleate Boiling) 熱流束の測定を行った。

さらに、実験結果を基にサブクール沸騰下における液体水素の DNB 熱流束表示式を導出した。これらについて、本講演で報告する。

2. 供試体

実験装置や実験方法の詳細について、既に報告しているので省略する[1]。内径(D) ① 8 mm および② 12 mm の FRP 製流路の中心軸に沿って、直径(d) 0.7 mm, 加熱長さ(L) 200 mm の PtCo 製ヒーターを支持した 2 種類の供試体を用いた。

これら供試体を垂直に支持し、上向きに液体水素を一定流速で流した状態で発熱部に指数関数状の発熱率 $Q = Q_0 \exp(t/\tau)$ ($\tau = 5$ s) を与える直流電流で加熱した。400 kPa, 700 kPa, 1100 kPa の圧力条件下で、液温を 21 K から飽和温度、流速を最大 7.7 m/s まで種々変え、液体水素の強制流動下における DNB 熱流束を測定した。

3. DNB 熱流束の表示式について

飽和条件での DNB 熱流束表示式を以前に提示している[2]。

$$q_{DNB,sat} = Gh_{fg}(\rho_v/\rho_l)^{0.43}(L/D_w)^{-0.35}F_b \quad (1)$$

$$F_b = 0.29We^{-0.45} + 0.001 \quad \text{for } We \geq We_b$$

$$F_b = 0.020(L/D_w)^{-0.18} \quad \text{for } We < We_b$$

$$We_b^{-0.45} = 0.069(L/D_w)^{-0.18} - 0.0034$$

$$We = G^2 D_e / (\rho_l \sigma), D_e = D - d, D_w = (D^2 - d^2) / d$$

ただし、 G は質量流量、 h_{fg} は蒸発潜熱、 ρ は密度、 σ は表面張力、下付きの l, v は、液体と気体に関するものである。

サブクール条件での DNB 熱流束には、潜熱の寄与と顕熱の寄与があり、その内、潜熱の寄与は、 $q_{DNB,sat}$ で近似できるものとする。また顕熱の寄与について、最初に DNB 熱流束に至るのは、最もサブクール度が小さい流路下流であることから、流路出口におけるサブクール度を基に次式を求めた。

$$q_{DNB,sub} = q_{DNB,sat}(1 + ASc_{out}) \quad (2)$$

$$A = 1.4(\rho_v/\rho_l)^{-0.43}E^{-0.1}(L/D_w)^{0.25}$$

$$E = D_e / \sqrt{\sigma/g(\rho_l - \rho_v)}$$

$$Sc_{out} = c_{pl}\Delta T_{sub,out}/h_{fg}$$

ただし c_p は定圧比熱、 ΔT_{sub} はサブクール度を示す。

ここで、表示式を用いるにあたって、流路出口におけるサブクール度を推定するためには、 $q_{DNB,sub}$ が必要となる。エネルギー収支の関係は、

$$\Delta T_{sub,out} = \Delta T_{sub,in} - 4q_{DNB,sub}(L/D_w)/(Gc_{pl})$$

と表され、この関係から、

$$Sc_{out} = Sc_{in} - 4q_{DNB,sub}(L/D_w)/(Gh_{fg}) \quad (3)$$

となる。(3)式を(2)式に代入して

$$q_{DNB,sub} = q_{DNB,sat}(1 + ASc_{in})/(1 + ABq_{DNB,sat}) \quad (4)$$

$$B = 4q_{DNB,sub}(L/D_w)/(Gh_{fg})$$

この(4)式を用いて、流路入口のサブクール度から DNB 熱流束を求めることができる。

4. 実験結果との比較

Fig.1, Fig.2 にそれぞれ試験体①, ②の 700kPa に圧力条件における各サブクール度での DNB 熱流束と流速の関係を示す。図中の点は実験値を、点線は求めた表示式を示している。

二つの試験体の違いは、流路直径であるが、同じ環境条件で DNB 熱流束はあまり変わらない。これは、流路外側に比べ、発熱体周りの液体水素が冷却に大きく寄与することを示している。

図から、表示式は、流速のある程度速い領域 ($We \geq We_b$) において、よい精度で DNB 熱流束を示しており、400 kPa, 1100kPa のデータも検討して、 $We \geq We_b$ において表示式と実験値の誤差は 15%以内であった。

今後は、 $We < We_b$ の流速が遅く、DNB 熱流束の変化量大きい領域での現象の理解および、より正確な DNB 熱流束表示式の導出を試みる。

謝辞

本研究の一部は、JST 先端的低炭素化技術開発事業 (ALCA) の助成を受け実施したものである。

参考文献

- [1] H. Tatsumoto, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 81 (2009) p.65
- [2] H. Tatsumoto, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 91 (2015) p.187
- [3] M. Shiotsu, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 90 (2014) p.210

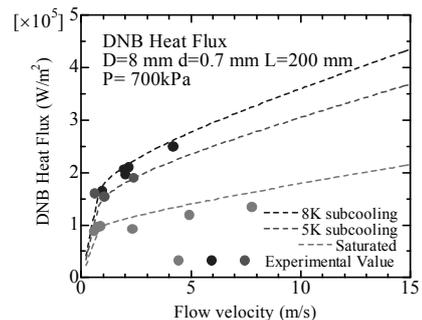


Fig. 1 DNB heat flux vs flow velocity for test body①

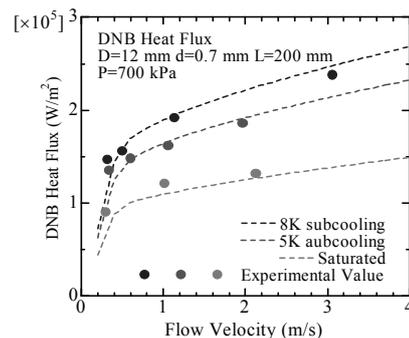


Fig. 2 DNB heat flux vs flow velocity for test body②

水平逆三角形管を流動する沸騰液体窒素の圧力損失、熱伝達特性

Pressure drop and heat transfer characteristics of boiling nitrogen flow in a horizontal inverted triangular pipe

大平 勝秀(東北大, JAXA, スラッシュ水素研究所); 渡部 久俊(東洋エンジニアリング); 高橋 幸一(東北大 流体研); 小林 弘明, 田口 秀之(JAXA)

OHIRA Katsuhide (Tohoku Univ., JAXA, Institute of Slush Hydrogen); WATANABE Hisatoshi (Toyo Engineering); TAKAHASHI Koichi (IFS, Tohoku Univ.); KOBAYASHI Hiroaki, TAGUCHI Hideyuki (JAXA)

E-mail: ohira.tohoku@gmail.com

1. はじめに

JAXA では液体水素を燃料とする極超音速予冷ターボジェットエンジン技術の開発を進めている。エンジン始動時、高速飛行時に配管内の液体水素は気液二相流動状態となる。また、極低温機器に多用される三角形流路断面を持つプレートフィン型コンパクト熱交換器においても圧力損失と熱伝達特性を把握することが重要である。本研究では、水平逆三角形管を流動する液体窒素沸騰二相流の流動パターン、ボイド率、圧力損失、熱伝達特性の関係を明らかにする。

2. 実験装置および実験方法

テストセクションを図 1 に示す。長さ 800 mm、一辺 20 mm の正三角形管の外壁にニクロム線ヒータをスタイクキャストで固着し加熱した。圧力損失は加熱区間 550 mm で測定し、局所熱伝達率は流れ方向 6 点で測定し、外壁温度から算出した。本発表では圧力損失と最下流の管側面部(T5)、上部(T6)の局所熱伝達率を報告する。伝熱部下流には二重螺旋型ボイド率計、高速度カメラを設置している。流速 0.10~2.1 m/s、液体換算 Re 数 = $5.8 \times 10^3 \sim 1.3 \times 10^5$ 、質量流束 $G = 77.4 \sim 1640$ kg/(m²·s)、熱流束 $q = 5, 10, 20$ kW/m² である。

3. 実験結果および考察

気泡流、プラグ流、スラグ流、スラグ・環状流、波状・環状流、波状流の流動パターンを観察した。水平管の圧力損失は加速損失と摩擦損失から成る。従来の圧力損失及び熱伝達率評価モデルは円管を流動する常温流体の実験結果をベースにしており、極低温流体(液体窒素)及び三角形管へ適用した報告例は少ない。本実験では、ランタンクを加压して(0.11~0.135 MPa)伝熱管へ圧送しているため、圧力損失測定部の熱平衡クオリティ x が負の場合(サブクール状態)、負と正が混在する場合、正の場合がある。圧力損失測定部が全て $x < 0$ では、液単相の Blasius 式で評価した。 $q = 20$ kW/m² ではサブクール沸騰の影響で一部の実験値は 40%程度大きくなるが、その他は±30%以内で Blasius 式と良い一致を示した。クオリティ x が負と正が混在する場合と正の場合では、三角形管[1]、円管[2]と同様に、負の流路では Blasius 式で、正の流路(二相流状態)では均質流モデル($s = 1$)と分離流モデルの Winterton, Butterworth, Khalil の圧力損失モデルで計算した。計算値と実験値の比較を平均偏差(MD)、標準偏差(SD)にて定量的に行った。MD では Butterworth モデル、SD では図 2 の Khalil モデルが良い相関を示した。因みに三角形管では Khalil、円管では Butterworth が実験値と良い相関を示した。

図 3 に管側面部(T5)、上部(T6)の熱伝達率と質量流束の関係を示す。 $x < 0$ では液単相強制対流熱伝達が支配的であるため、Dittus-Boelter 式と比較を行った。サブクール沸騰(気泡発生)の影響が大きい場合(可視化部で Slug flow)、実験値が最大 2 倍程度大きくなるが、その他は±25%以内で Dittus-Boelter 式と良い一致を示した。二相流状態($x > 0$)では、沸騰が開始する質量流束点は熱流束が小さい程小さくなり、熱伝達率の増加量は熱流束が大きい程大きくなる。 $q = 20$ kW/m² では側面部と比較すると、上部は沸騰熱伝達による気泡発生で伝熱促進が大きい、質量流束の低下に伴い膜沸

騰となり一部ドライアウトして伝熱量は低下する。管側面部、上部の熱伝達率と 4 個(Gunger-Winterton, Liu-Winterton, Steiner, Kandlikar)の熱伝達式の比較を MD, SD を用いて定量的に行った。図 4 の Liu-Winterton モデルが実験値と良い相関を示した。因みに三角形管では Liu-Winterton、円管では Gunger-Winterton が実験値と良い相関を示した。

1. K. Ohira, et al.: Abstracts of IWC-HTS, (2015) OR4-06
2. K. Ohira, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 89 (2014) p.187

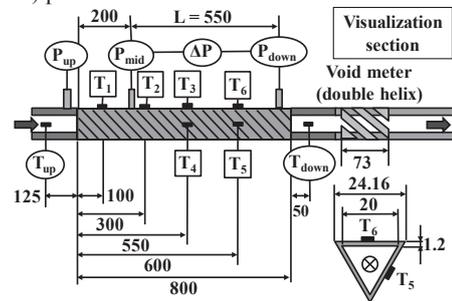


Fig. 1 Schematic illustration of the test section.

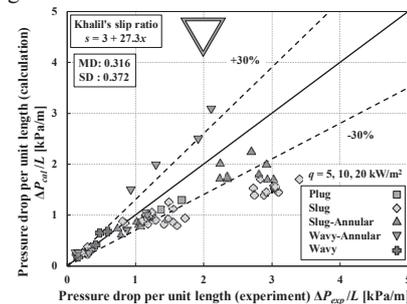


Fig. 2 Measured vs. calculated pressure drops (Khalil's model).

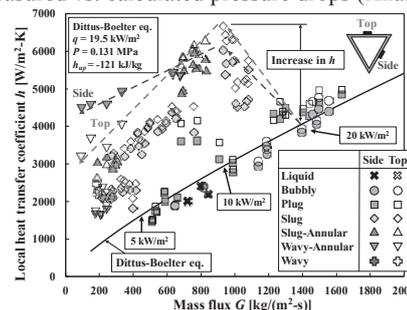


Fig. 3 Mass flux vs. heat transfer coefficient (side and top).

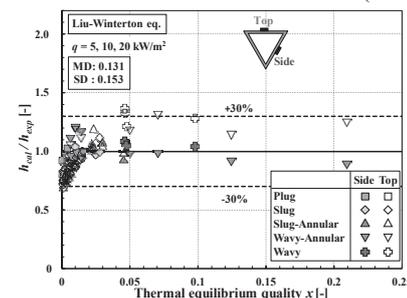


Fig. 4 Measured vs. calculated heat transfer coefficients (L-W).

4.7 秒間の微小重力落下塔実験における He II 中の気泡成長の可視化結果解析

Image analysis of bubble growths in He II under 4.7 seconds microgravity conditions

高田 卓(核融合研); 木村 誠宏(KEK); Slawomir Pietrowicz(ヴロツワフ工科大学); Krzysztof Grunt(ヴロツワフ工科大学);
村上 正秀(筑波大); 岡村 崇弘(KEK)
TAKADA Suguru (NIFS); KIMURA Nobuhiro (KEK); PIETROWICZ Slawomir (WUST); GRUNT Krzysztof (WUST);
MURAKAMI Masahide (U. Tsukuba); OKAMURA Takahiro(KEK)
E-mail: takada.suguru@LHD.nifs.ac.jp

1. 研究背景

我々はこれまで微小重力下における He II 沸騰について知見を深めるべく、産総研北海道センターの落下塔を用いて可視化実験を続けてきた。しかしながら、約 1.3 秒間微小重力環境であるという制約から気液界面の定常熱伝達の議論には不足であった。そのため、約 4.7 秒間の微小重力環境が得られるドイツ・プレーメンの ZARM (Zentrum für angewandte Raumfahrttechnologie und Mikrogravitation) 施設の落下塔を使用し、He II 中の単気泡の成長の様子を可視化する実験を継続した。

2. 実験方法

前述の ZARM 落下塔を使用して微小重力環境を得た。落下塔内部の全長 122 m (塔全体は 149 m) の巨大な真空チューブ中に実験装置を載せた気密カプセルを自由落下させて、地上までの約 4.7 秒間微小重力環境を得る。実験装置がおさまられるカプセルの中に直交する4方向に光学窓のついた可視化クライオスタット、測定器、2台の高速ビデオカメラ、全ての実験機器が設置される (Fig.1(a), (b))。真空チューブは 50Pa 以下であり、空気抵抗による残留重力は無視できる。また液体ヘリウム槽はカプセル外の巨大な真空空間を利用して排気、減圧し、飽和超流動ヘリウムをえている。

約 2 L の超流動ヘリウム中にマンガニン線の微小ヒータ (ϕ 50 μ m x 約 2 mm) を設置して沸騰を引き起こした。ワイヤは直交する 2 方向からのカメラの焦点を合わせやすくなるため鉛直に設置した。電流リードには銅安定化層付きの NbTi 線を使用しており、Fig.2 に見える気泡の中にある細い線がマンガニン、やや太いリード線は NbTi 線である。

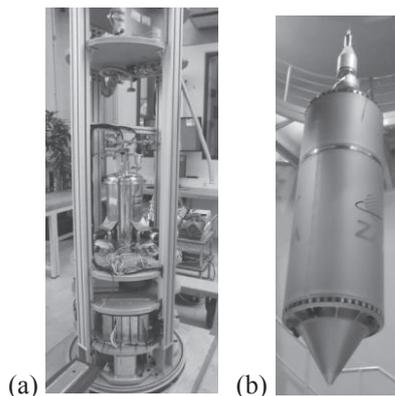


Fig.1 pictures of the experimental set-up (a) inside capsule (2) outside

3. 実験結果

代表的な写真として Fig.2 のような気泡が撮影された。非常に真球度が高いこと、ヒータ中心と気泡中心が離れていることが分かる。この傾向は再現性があり熱量、バス温度に依らず共通に見られ、気泡生成直後を除いて同様である。画像データから気泡の射影面積を計測し、円相当直径を算出したものが Fig.3 である。通電開始時刻を $t = 0$ としている。落下直後に振動による残留重力が残るため、落下開始 0.5 秒後に定電力電源から熱流を印

加している。通電時間は 4.2 秒間である。通電開始から 3 秒程度経過した際には、ほぼ定常に達しているように見られる。印加した熱流に応じた定常気泡径が存在することが類推される。比較として示した実線ならびに破線は気液界面から He II 相への熱輸送が Kinetic theory で解説される界面熱伝達の非定常熱バランス式 [2] によるものとして計算したものである。界面から He II 相へと流出する熱流量を理論式から計算し、その他の熱流量は全て相変化に使われるという仮定のもと計算された成長曲線が Fig.3 内の実線・破線である。その際、気泡内のガス密度は飽和蒸気圧曲線上の密度を仮定して使用している。Fig.2 から分かる通り、ヒータワイヤとその周辺の温度が高くとも気泡全体の平均ガス密度は飽和蒸気圧曲線上の密度と近い値であることが類推される。そのため大きなずれをもたらす仮定ではないが、気泡サイズをやや小さく見積もる仮定である。しかし、求めた理論成長曲線は実験値に比べ大きな値を取っている。気泡を貫くワイヤからの熱リークなどを含めた詳細な検討が必要であることが分かった

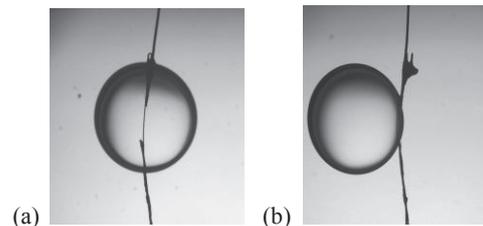


Fig. 2 Visualization results of a vapor bubble induced by the small heater; $T_b = 1.9$ K, $Q = 5.08$ mW, (a) Head 1 (b) Head 2 Visualized area is about 12.5 x 12.5 mm square [1].

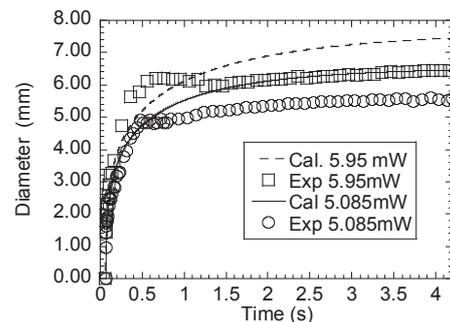


Fig.3 Time variation of bubble diameter at $T_b = 1.9$ K, comparison with the calculation based on the non-equilibrium equation of energy balance on the interface which are predicted by the kinetic theory.

参考文献

- 1) S. Takada, et al, Proceedings of 1st ICMC-CCSJ50th in press
- 2) Labuntzov D. A., Ametitov Y., 1979, Cryogenics 19 401-404

謝辞
本研究は、科研費基盤(B) 25289300,宇宙航空研究開発機構宇宙工学委員会戦略的基礎開発費、European Space Agency (HRE/UP/2016-01/AO)の援助を受けました。