

加熱円柱内の液体水素垂直上昇流における中心軸温度分布

Axial Temperature Distribution in A Heated Pipe Cooled by Upward Flow of Liquid Hydrogen

塩津 正博, 白井 康之(京大); 達本 衡輝(原子力機構); 畑 幸一(京大);
成尾 芳博, 小林 弘明, 稲谷 芳文(JAXA)

SHIOTSU Masahiro, SHIRAI Yasuyuki (Kyoto Univ.); TATSUMOTO Hideki (JAEA); HATA Koichi (Kyoto Univ.);
NARUO Yoshihiro, KOBAYASHI Hiroaki, INATANI Hirohumi(JAXA)

E-mail: shiotsu@pe.energy.kyoto-u.ac.jp

1. はじめに

我々は、数年前から液体水素の強制対流熱伝達の研究を行い、DNB 熱流束実験結果を記述する表示式を提示している[1]。寸法の大きく異なる加熱管におけるサブクール強制対流沸騰 DNB 熱流束を評価するためには、中心軸上の温度分布に関する知識が必要である。本報では、市販の RuO2 抵抗体を用いて発熱体中心軸上温度分布測定を試みた。

2. 試験発熱体

実験装置や実験方法の詳細は既に報告した[2] ので省略する。試験発熱体は、外側をFRPブロックで断熱した内径 $d=5.95$ mm, 長さ $L=100$ mm の SUS316 製薄肉パイプを試験槽内トランスファチューブ一端に垂直に支持し直流電流加熱した。電気抵抗変化から発熱体平均温度を測定した。発熱体中心軸上に張った糸の上に 20mm 間隔で 6 点 (No.1~6) の RuO2 抵抗体 (0.5mm 角) を張り付け、予め校正しておいた電気抵抗と温度の関係を用いて温度分布を求めた。

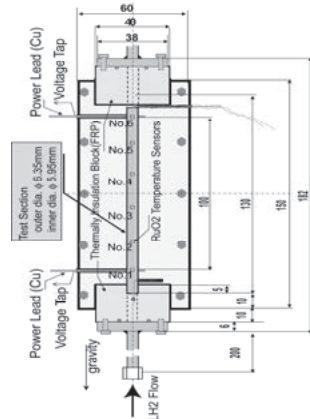


Fig.1 Test pipe heater.

3. 実験結果と考察

発熱率を指数関数状 ($Q = Q_0 e^{t/\tau}$) に $\tau = 10.0$ s で上昇させて実験を行った。Fig.2 に代表的な沸騰熱伝達曲線を示す。縦軸は熱流束、横軸は発熱体表面温度の入口液温からの上昇分である。飽和温度近傍までの過程は非沸騰熱伝達で、Dittus Boelter 式の値とほぼ一致している。沸騰が始まると、熱伝達が良くなるため各流速の曲線とも勾配がたつてくる。熱流束が q_{DNB} (DNB 熱流束) に到達すると発熱体温度が急上昇し膜沸騰状態に遷移する。非沸騰熱伝達係数並びに DNB 熱流束は流速に依存し流速が大きいほど大きい。

Fig.3 は中心軸上各点 (#1~#6) の入口温度からの上昇 ΔT_{ax} 、熱流束 q や発熱体平均温度上昇 ΔT_L を時間に対して示す。左側の図は流速 1.32 m/s、右側は 12.68 m/s でサブクール度はいずれも 8 K である。出口に近い #5 と #6 は q の上昇と共に増加しているが入口に近い #1 と #2 は殆ど上昇していない。図中の垂直破線は、沸騰開始点と DNB 熱流束点を示す。左図の低流速の場合、沸騰開始以後気泡によるノイズが大きくなり DNB 時の出口付近の温度上昇は約 2.5 K であるが流速が大きい右図の場合には、ノイズが殆どなく DNB 時の温度上昇は 1 K 程度である。前者では、円柱内側の境界層厚さが厚く、気泡が流路に拡がっていると推測されるが、後者では気泡は内壁近傍を、サブクール液が中心部を流れていると思われる。

Fig.4 は DNB 点での ΔT_{ax} を入口からの距離に対し流速をパラメータとして示す。40 mm 程度までは殆ど上昇せず以後流速が遅いほど大きく上昇している。

この方法で液温分布の測定が可能であることが分かった。さらに長い試験体での実験を計画している。

参考文献

- 1] Y. Shirai et al., *Adv Cry Egn.*, Vol.57 (2012) p.1067 .
- [2] 白井ら: 2009 年度秋季低温工学超電導学会予稿集 1D-a07.

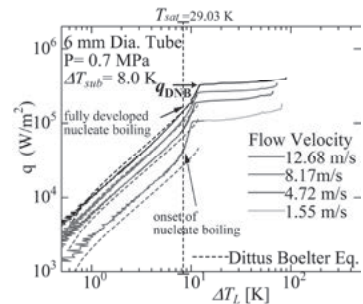


Fig.2 Heat transfer curves for various velocities.

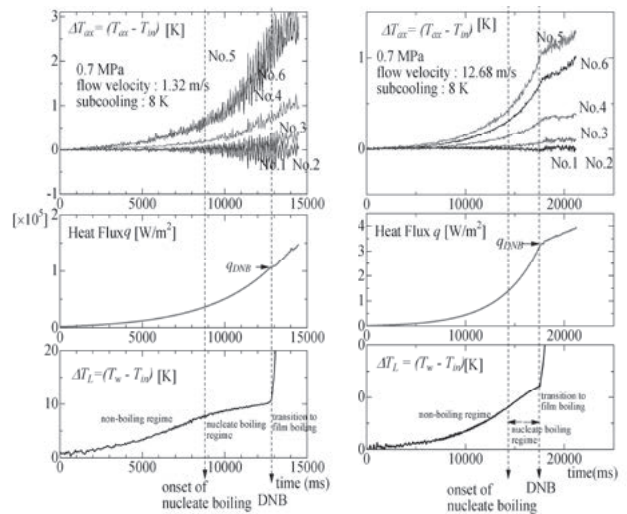


Fig.3 Temperature change $\Delta T_{ax} = (T_{ax} - T_{in})$ along the central axis of the flow path throughout the heat transfer test. /

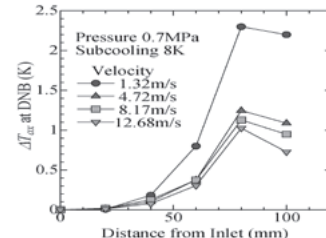


Fig.4 Temperature change ΔT_{ax} along the central axis of the flow path at DNB with the flow velocity as a parameter.

液体水素熱線式流量計の基礎検討

Basic study on hot wire flowmeter in forced flow of liquid hydrogen.

村上 嵩太郎, 白井 康之, 塩津 正博, 大浦 洋祐 (京大); 達本 衡輝 (原子力機構);
成尾 芳博, 小林 弘明, 稲谷 芳文 (JAXA); 成田 憲彦 (関西電力)

MURAKAMI Kotaro, SHIRAI Yasuyuki, SHIOTSU Masahiro, HATA Koichi (Kyoto Univ); TATSUMOTO Hideki (JAEA);
NARUO Yoshihiro, KOBAYASHI Hiroaki, INATANI Yoshifumi (JAXA); NARITA Norihiko (KEPCO)

E-mail: murakami@pe.energy.kyoto-u.ac.jp

1. はじめに

近年、水素の有効利用に関する研究が進んでいる。本研究では、液体水素の流速を気液二層の場合も含め高精度に計測できるコンパクトな流速計を開発することを目的としており、その手法として、発熱体(マンガニン線)を液体水素の強制対流により冷却し、温度の関係をを用いて流速を求める(熱線式流速計) [1]。今回は、その基礎検討として、マンガニン線の熱伝達特性および電流制御下における流速変化に対する冷却特性などの実験結果について述べる。

2. 実験装置と実験方法

Fig.1は流速計全体と上流側及び下流側のイメージ図である。発熱体(マンガニン線)は上下2本に張られている。また、液温センサとして上流側にRuO₂温度センサが2つ流れに影響のないように設置されている。また、基準とする流量および流速の変化は液体水素のタンクの重量変化および液体水素の圧力・液温によって求める。

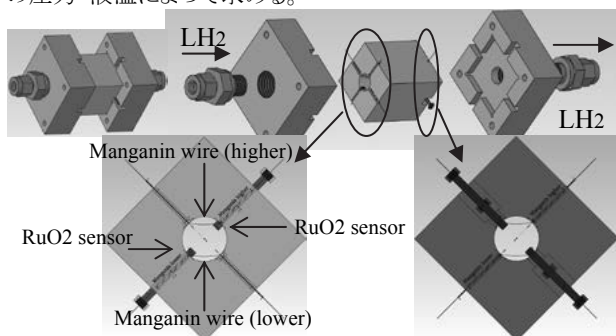


Fig.1 Cross-section view and Schematic diagram of flow-meter

実験は、発熱体およびセンサに電流を流し電圧を測定する四端子法を用い抵抗を求め、発熱体などの温度を計測する。抵抗と発熱体などの温度の関係は予め校正曲線を作成する。

今回の実験は、主に2種類ある。

- 非沸騰領域でのマンガニン線の熱伝達曲線を描くために、系の圧力・液温・流速は一定の状態でもマンガニン線に流す電流を指数関数的に上昇させる実験。
- 系の圧力・液温一定下で、マンガニン線温度と液温の温度差“ ΔT ”が一定になるように電流を制御(PI制御)し、その中で流速を変化させる実験。

実験条件は、いずれも系の圧力“P”が 0.4 MPa、バルク液温“ T_B ”が 21 Kである。

3. 実験結果と考察

実験 A の結果の一例を Fig.2 に、B の結果の一例を Fig.3 に示す。Fig.2は流速が3つの場合の結果を示しており、Fig.2の左図が Fig.1 で位置が高い方のマンガニン線 (Fig.2で“Manganin higher”と表記)の結果を表し、右図は位置が低い方のマンガニン線“Manganin lower”の結果を表す。Fig.2の縦軸は熱流束“ q ”、横軸はマンガニン線の温度と液温との温度差“ ΔT ”を表す。Fig.2 にあるように、流速が低ければ低いほど熱流束は小さく、また、流速が遅いほど違いがはっきり現れていることが分かる。

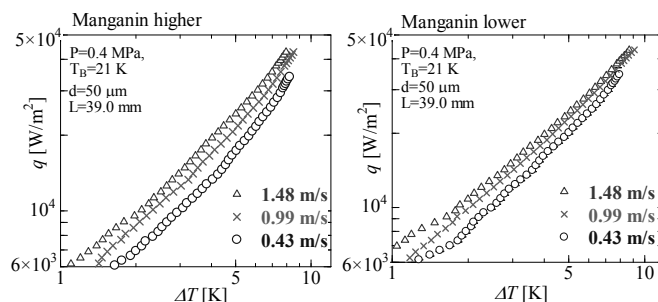


Fig.2 The heat transfer characteristics of the two manganin wires

このことから、実験で用いた熱線式流速計は流速が遅い部分での測定に強みを持つといえるだろう。

Fig.3はマンガニン線上(Manganin higher)の実験 B の結果である。右縦軸が電流、左縦軸はマンガニン線の温度と液温との温度差“ ΔT ”を表す。横軸は時間[s]である。Fig.3にある“Heating current”は計測したマンガニン線の電流値を表し、“moving average”はその電流値の移動平均値であり、電流変化の主な傾向を表している。また、電流値が離散的なグラフになっているのは、電流の制御を一秒毎に行っているためである。

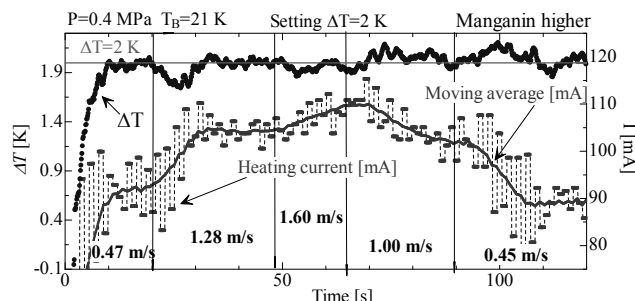


Fig.3 Flow velocity and heating current keeping the wire temperature constant

Fig.3から分かるように、温度差“ ΔT ”はおよそ2 Kで一定で制御は上手く成されている。また、流速が速くなれば温度差を保つために電流が大きくなり、流速が遅くなれば電流が小さくなっていることが分かる。そして、その変化は流速が遅い部分で顕著である。この実験からもこの流速計が流速に遅い所に強いということが分かる。

4. まとめと今後の課題

今回の実験では、熱線式流速計が遅い流速での測定に強みを持つことが分かった。今後は、電流制御の精度の向上(連続制御化)や流速と熱流束の関係の鮮明化に取り組むたいと考えている。

参考文献

- K. Murakami, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 85 (2011) p.64

液体水素のスロッシングに関する基礎研究 —シミュレーション解析

Fundamental study on sloshing of liquid hydrogen —Simulation analysis

奈良 洋行, 前川 一真, 武田 実 (神戸大学); 松野 優, 藤川 静一 (岩谷瓦斯); 熊倉 浩明, 黒田 恒生 (物材機構)
 NARA Hiroyuki, MAEKAWA Kazuma, TAKEDA Minoru (Kobe University);
 MATSUNO Yu, FUJIKAWA Shizuichi (Iwatani Ind. Gas.); KUMAKURA Hiroaki, KURODA Tsuneo (NIMS)
 E-mail: 117w518w@stu.kobe-u.ac.jp

1. はじめに

近年、地球温暖化対策や昨年発生した福島第一原子力発電所での事故を受け、化石燃料や原子力に替わるエネルギー源として太陽光や風力などの再生可能エネルギーに注目が集まっている。これらのエネルギーは地球上の広範囲に分布しているため、これらから得られた電気エネルギーを水素に変換し、液体水素状態で海外から日本へ海上輸送する計画が立てられている。大量の液体水素を安全に海上輸送するためには、船用大型タンク内部のスロッシング(液面揺動)現象を把握することが非常に重要である。

本研究ではこれまで小型容器を対象とした液体水素の液面減衰振動の基礎研究[1]や液体水素用 MgB₂ 液面計の研究開発[2,3]などを行ってきた。今回は、液体水素のスロッシングの解析モデルの構築を目的として、過去に実験が行われた小型容器と2000 Lタンク内部の液体水素のスロッシングに関するシミュレーション解析を行った。

2. 支配方程式と解析モデル

本研究では有限要素法を用いて、液体水素の液面時間変化のシミュレーション解析を行った。Fig.1(a)に小型容器内部の、(b)に2000 Lタンク内部のモデル形状を示す。小型容器内部は直径96 mm、高さ80 mmの円柱と96 mm×96 mm×120 mmの直方体が連結した形状になっており、これを919372個の四面体形状メッシュに分割した。小型容器内の気体、及び液体水素は、大気圧下で20.4 Kとした。この条件における物性値を使用し、初期の液面高さは125 mm (Fig.1(a)参照)とした。Fig.1(a)の矢印の向き0.1 Gの加速度を小型容器へ0.2 s間与え、その後の等速運動中の液面振動の様子を求めた。一方、2000 Lタンク内部は直径1300 mm、長さ2083 mmの横向き円柱形状になっており、これを152192個の三角柱形状メッシュに分割した。気体、液体水素の物性値は大気圧下で20.4 Kの値を用い、初期の液面高さは600 mm (Fig.1(b)参照)とした。Fig.1(b)の矢印の向き任意の加速度を2000 Lタンクへ加えて、加速時、等速運動時、減速時の液面振動の様子を求めた。

支配方程式として、(1)式の連続の式、(2)式の運動方程式を用い、自由表面は、(3)式に示す液体水素の体積分率が0.5となる位置とした。なおシミュレーションにはANSYS CFXを用いた。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{r}_\alpha \rho_\alpha) + \nabla \cdot (\mathbf{r}_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{r}_\alpha \rho_\alpha \vec{U}_\alpha) + \nabla \cdot (\mathbf{r}_\alpha (\rho_\alpha \vec{U}_\alpha \otimes \vec{U}_\alpha)) = -\mathbf{r}_\alpha \nabla p_\alpha + \nabla \cdot (\mathbf{r}_\alpha \mu_\alpha (\nabla \vec{U}_\alpha + (\nabla \vec{U}_\alpha)^T)) + \mathbf{S}_{M_\alpha} \quad (2)$$

$$\mathbf{r}_\alpha = \frac{V_\alpha}{V} \quad (3)$$

ここで、 ρ_α : α 相の密度、 \vec{U}_α : α 相の流速、 p_α : α 相の分圧、 μ_α : α 相の粘性係数、 \mathbf{T} :転置行列を表す演算子、 \mathbf{S}_{M_α} :単位体積当りの外部体積力、 V :任意の小さなメッシュの体積、 V_α :体積 V 中で α 相が占める体積、 α :気体または液体である。

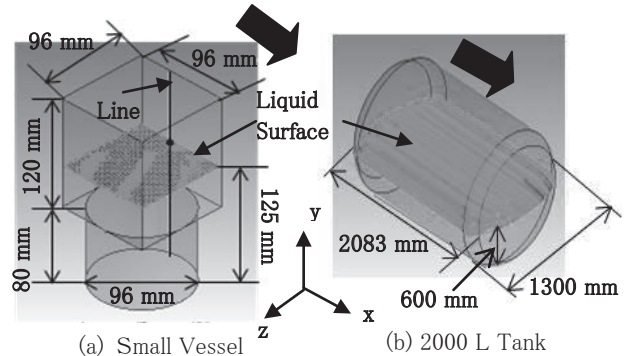


Fig.1 Analytical Model

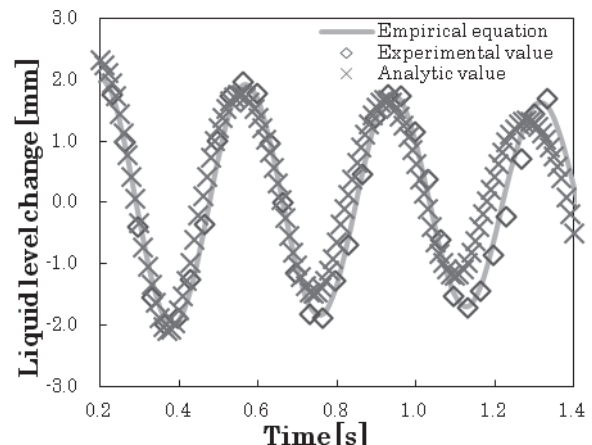


Fig.2 Time chart of liquid level change of LH₂

3. 解析結果

Fig.2に(a)小型容器のシミュレーション解析で求めた液面変化を示す。この解析はFig.1のLine上(実験での測定位置)の値である。実験値と解析値の平均周期を比較すると、それぞれ0.372 sと0.360 sであり、両者はほぼ一致している。また振幅を比べると、両者の差は最大0.6 mmであった。このことから、小型容器内部の解析モデルは実験をほぼ再現できていることがわかる。

一方、(b)2000 Lタンクの液面変化のシミュレーション解析では、加速時の1000 mmを超える液面位置や等速運動時の2 s周期の振動などのトラック走行試験で観測された実験結果の傾向を再現できた。詳細は、学会で報告する予定である。

謝辞

本研究に対して、科研費挑戦的萌芽研究(23656550)の援助を受けました。ここに謝意を表します。

参考文献

1. M. Takeda *et al.*: Adv. Cryo. Eng., Vol.55 (2010) pp.311-318
2. K. Maekawa *et al.*: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 85 (2011) p.43
3. M. Takeda *et al.*: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 85 (2011) p.44

長い蒸発部を持った超流動ヒートパイプの臨界熱量

The critical heat input of superfluid heat pipe with a long evaporating area

石井 聡, 高田 卓, 村上 正秀(筑波大); 都丸 隆行, 村上 巖(KEK)

ISHII Sou, TAKADA Suguru, MURAKAMI Masahide (Univ. of Tsukuba); TOMARU Takayuki, MURAKAMI Iwao (KEK)

E-mail: s1120910@u.tsukuba.ac.jp

1. はじめに

超流動ヘリウム(He II)のフィルムフローを利用したヒートパイプが提案されている¹⁾。これまでの研究はヒートパイプの一端に蒸発部、反対の一端に凝縮部がある条件で行われてきた。一方、冷却対象にヒートパイプを沿わせて使用する新規応用方式が考えられる為、超流動ヒートパイプ全体に渡って熱を印加した場合の臨界熱流量について研究を行った。

2. 実験方法

本研究の実験装置を Fig.1 に示す。超流動ヒートパイプを、内径 5 mm、肉厚 0.5 mm、全長 120 mm のステンレス管、管上端の加熱用銅ブロック、管下端の真空チャンバー底面と共通の凝縮用ステンレスブロックで構成した。管下端に設けた内径 1 mm 肉厚 1 mm の銅細管からヘリウムガスを常温で 8.5 気圧封入し、封じ切っている。管上端に抵抗ヒータ、管側面に巻いたマンガニンヒータを設置し、熱量の印加方法が異なる 2 ケースを実験した。それぞれのケースにおいて定常熱負荷に対するヒートパイプ両端の温度差を計測した。さらに、ヒートパイプ内のフィルムフローの流路を変化させるため、管内部に直径 1 mm のガラスビーズを詰めた系においても実験を行った。He II の温度は、1.5 K ~ 2.1 K の間で変化させた。本研究では、常に凝縮部が下部に設置された系で実験を行った。

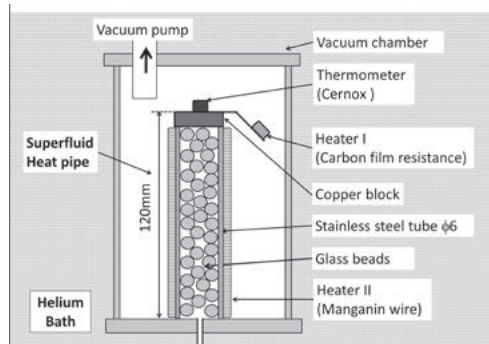


Fig.1 Schematic illustration of superfluid heat pipe installed in the vacuum chamber.

3. 実験結果と考察

Fig.2 に示すようにヒートパイプ内の温度差 ΔT は、臨界熱流量 Q_c に至るまではわずかにしかつかない。熱の印加方法によって ΔT の値に差がみられる。一方、 Q_c は熱の印加方法によらずほぼ同じ熱流量であった。この傾向はヒートパイプ内にガラスビーズを入れた際も同じであるが、 Q_c の値に差がみられる。

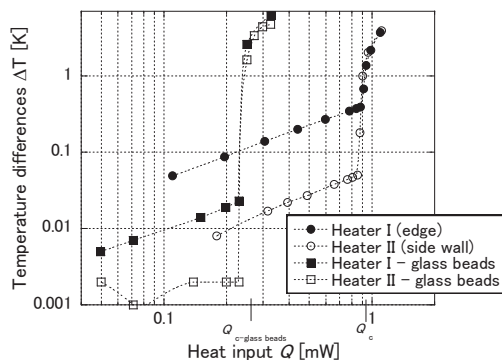


Fig. 2 The differences in temperature between upper part of superfluid heat pipe and helium bath.

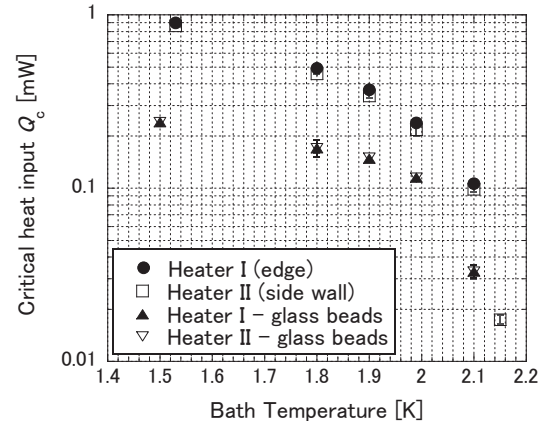


Fig. 3 Comparison of critical heat input Q_c between edge heater and side wall heater.

He II の温度を変数に臨界熱流量 Q_c をプロットすると Fig.3 のようになった。どの温度においても熱量の印加方法による差異は見られなかった。また、He II 温度が下がるにつれ Q_c は上昇する。ヒートパイプ内にガラスビーズを詰めた際の Q_c と何も詰めていない場合との差異は広がっている。

過去の研究から超流動ヒートパイプの臨界熱流量 Q_c は、

$$Q_c = P_w \rho_s \delta V_c (sT + \lambda) \quad (1)$$

と表され、フィルムフローの臨界流速 V_c 、濡れ周囲長 P_w に強く依存することが示されている。ここで、 δ はフィルムの膜厚、 ρ_s は超流動成分の密度、 s は比エントロピー、 λ は潜熱、 T は絶対温度である。ガラスビーズを封入した系では、ステンレスの壁面上フィルムを伝わる熱流量に加えてガラスビーズ壁面上フィルムを伝わる熱流量によって Q_c が記述されると考えられたが、結果は逆に Q_c が低下している。一方で、Mendelssohn²⁾ は壁面の材質、研磨方法、アニールの有無などを比較して、臨界流量が壁面のミクロな表面状態を強く反映することを示している。本結果は、内径 5 mm の管内に直径 1 mm のビーズを詰めたような比較的大規模な構造においても、臨界流量がその壁面形状の効果を強く受けることを示していると考えられる。

4. まとめ

超流動ヒートパイプについて、端部から加熱する系と長い蒸発部を持った系を比較した実験を行った。その結果、熱量の印加方法による臨界熱流量の差異は見られなかった。また、ヒートパイプ内にガラスビーズを詰めた系において、臨界熱流量の低下がみられた。これは、ヒートパイプ内の比較的大規模な構造においても、フィルムフローの流路変化が臨界流量に強く影響を与えることを示唆している。

参考文献

- 1) M. Murakami, N. Kaido, Proc. of ICEC 8, pp.223 (1985)
- 2) K. Mendelssohn, G. K. White, Proc. Phys. Soc. A 63, pp.1328 (1950)

超流動熱カウンター流ジェットのパイブ計測結果における熱入力依存性

Effect of heat input on PIV measurement result of superfluid thermal counterflow jet

村上 正秀 (筑波大)

MURAKAMI Masahide (U Tsukuba)

E-mail: murakami@kz.tsukuba.ac.jp

1. まえがき

浮遊するトレーサ粒子の動きを画像的に追跡して流速場を求めるPIV (Particle Image Velocimetry) が、超流動計測に於いても有用であることが分かってきた。しかし、トレーサは単純に常流動成分に追従するのでもなさそうである [1]。一方熱カウンター流においては、高密度の量子化渦の存在下でも常流動成分流速はほぼ理論通りであることが実験的に示されている。そこで PIV 応用における問題点が次のように纏められる: PIV 計測結果は常流動成分流速の理論値よりも小さい、結果は熱流束に強く依存する。本研究はその間の事情を明らかにし、PIV 応用の基礎を確立することが目的である。

2. 実験

熱カウンター流ジェットに PIV を応用するが、今回はノズル出口 (40x20 mm) での計測に特化した。ガラス製のジェットチャンバー (60 cm³) 内には常流動成分発生用のヒータが備えられ、開放端は円筒形ノズル (4.65 mm 径、縮流部込みの長さ 45 mm) となる。可視化トレーサは He II 中で中立安定な水素-重水素混合固体微粒子である。光源は 4 W の CW YAG レーザービームを光シート状にして使用し、トレーサ撮像は汎用高速ビデオカメラ (Photron FASTCAM SA3) による。流速解析は、2 枚の粒子画像間での粒子移動を直接相互相関法で追跡する PIV 法による。なお本研究では、熱流束値 q はヒータ発生熱量をノズル断面積 (0.17 cm²) で割っており、ヒーター線総断面積 (23 cm²) で割る通常の数よりも見かけ上大きい。

3. 実験結果

Fig. 1 には、ノズル出口における PIV 計測値 U_{PIV} を q に対してプロットした。これよりわかることは: q が小さいときには U_{PIV} は q に比例するが、大きな値 ($q > 10^4$ W/m²) では q に対して非線形的に増加する。この様な大きな q 条件下での計測は初めてである。この q に対して 2 様の依存性があることは理論的に予測されており [2]、今回の実験で定性的にこれを確かめたことになる。定量的には U_{PIV} 値は理論予測値 ($=q/\rho S T$) を下回り、トレーサ粒子が常流動成分流に完全には追従していないことが示唆される。この不一致加減は、温度に強く依存する。比例領域における結果を理論値と比較するためには、ジェットが速度分布 (一様分布と Goertler 分布との中間的分布となる) を持つことを考慮して U_{PIV} 値を補正する必要がある。もっとも、速度分布自体も極く弱く q に依存することが分かったが、簡単のため単一の補正係数を用いた。理論値は q に比例しており、両者の比は温度のみの関数となる。この比を Fig. 2 に示した。以前のデータ、LDV データ [3] も一緒に示したが、基本的には 3 種類のデータは誤差の範囲内で一致する。計測値の確率分布から平均をとるという手続きをとっていない以前のデータも結構良い精度であったと言える。LDV 計測値との一致も、基本的には両者ともトレーサ粒子の速度を測っているのが当然である。重要な発見には、 $T \rightarrow T_\lambda$ で U_{ave} 値は理論値に漸近することがあるが、超流動の性質を反映した 2.1 K 以上の急激な漸近挙動は、以前よりも正確に出ている。

参考文献

1. M. Murakami, et al.: Application of particle image velocimetry for measuring He II thermal counterflow jet, *Cryogenics*, 49 (2009) 543-548.
2. YA. Sergeev, et al.: Particles-vortex interactions and flow visualization in ⁴He, *J. Low Temp. Phys.*, 157 (2009) 429-475.
3. A. Nakano, et al.: Flow structure of thermal counterflow jet in He II, *Cryogenics*, 34 (1994) 991-995.

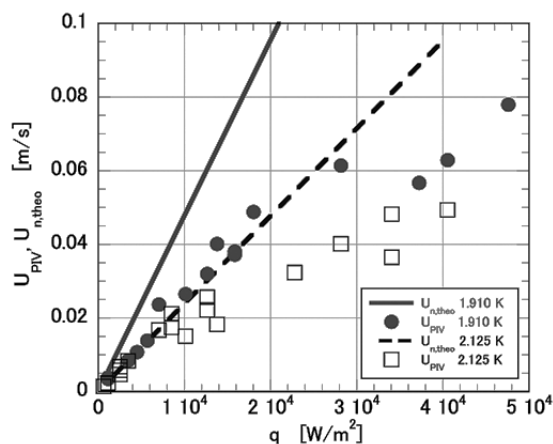


Fig. 1 x-component velocity measured with PIV at the center of nozzle exit, U_{PIV} , and $U_{n,theo}$ plotted against heat flux q

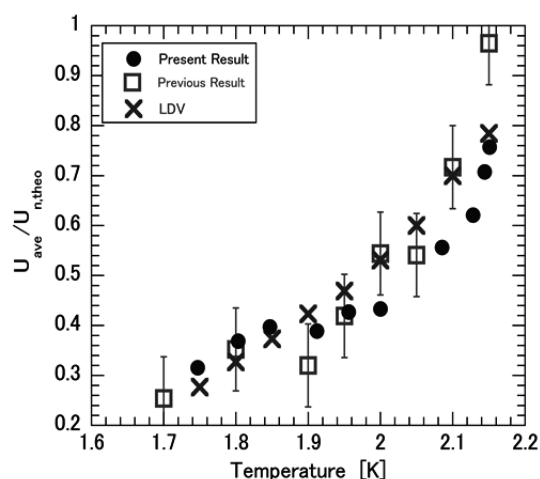


Fig. 2 Ratio of averaged PIV velocity at nozzle exit to theoretical prediction, $U_{PIV}/U_{n,theo}$ plotted against temperature. The LDV data [3] are also shown.

磁気冷凍用磁性体 $\text{La}(\text{Fe}_x\text{Si}_{1-x})_{13}$ 系化合物の熱膨張・磁歪特性

Thermal expansion and magnetostriction of $\text{La}(\text{Fe}_x\text{Si}_{1-x})_{13}$ compounds

川田 尚明, 山田 啓志, 竹下 実里, 松本 宏一(金沢大); 高田 裕章, 入江 年雄, 中村 英次(三徳)
 KAWATA Naoaki, YAMADA Keishi, TAKESHITA Misato, MATSUMOTO Koichi (Kanazawa Univ.);
 TAKATA Hiroaki, IRIE Toshio, NAKAMURA Eiji (SANTOKU)
 E-mail: ncma@stu.kanazawa-u.ac.jp

1. はじめに

磁気冷凍とは磁性体に磁場変化を与えることで冷凍を行う新しい冷凍方式である。この冷凍方式は今までの気体冷凍に比べ環境負荷の少ない技術として期待されている。

我々はこれまで、磁性体 $\text{La}(\text{Fe}_x\text{Si}_{1-x})_{13}$ 系化合物の磁気熱量効果に注目してきた。この化合物は 200K 近傍で一次相転移をもち、転移点付近において非常に大きな磁気熱量効果を示す。また、この磁性体は組成を変化させることにより、転移点の制御が可能である。以前、我々は Fe-Si を Ga で置換を行うことにより、磁性体の転移点制御を行い、このときの磁気熱量効果について報告した[1]。また、この磁性体は温度変化、磁場変化によって体積変化が生ずることが知られている。実用材料として検討するには、熱膨張・磁歪の計測を行うことは重要であり、磁気体積効果が磁気熱量効果に及ぼす影響を研究することも興味深い。そこで、本研究では熱膨張・磁歪の測定を行った。

2. 実験方法

試料は $\text{La}(\text{Fe}_{0.88}\text{Si}_{0.12})_{13}$ を基本組成とし、Ga で置換した試料を高周波溶解後、均質化処理を行い作製した多結晶試料を用いた[1]。作製した試料は $5 \times 5 \text{mm}$ 程度の立方体状にカットしている(Fig.1 左)。熱膨張・磁歪測定はキャパシタンス式測定装置により計測を行った[2]。キャパシタンス式測定装置とは、温度・磁場変化による試料長の変化を、平行平板コンデンサーの電極間隔の変化として測定する。このとき静電容量も変化するため、静電容量の変化を計測して、試料長変化を求める。Fig.1 右に作製したキャパシタンス式測定装置の概略図を示す。

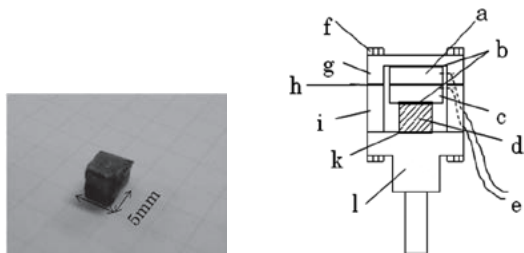


Fig.1 The left panel show the sample of $\text{La}(\text{Fe}_{0.86}\text{Ga}_{0.02}\text{Si}_{0.12})_{13}$. The right panel show the capacitance measuring device:(a)fixed capacitor plate,(b)stycast 1266 and cigarette paper and stycast GT,(c)movable capacitor plate,(d)sample,(e)coaxial cable,(f)M2 screws (eight in total),(g)upper holder,(h)copper foil spacers,(i)middle holder,(k)silver paste,(l)bottom holder.

3. 実験結果

Fig.2 に $\text{La}(\text{Fe}_{0.88}\text{Si}_{0.12})_{13}$ の Fe を Ga で 2%置換した $\text{La}(\text{Fe}_{0.86}\text{Ga}_{0.02}\text{Si}_{0.12})_{13}$ の 0T 磁場中と 2T 磁場中での熱膨張の温度依存性を示す。ここでは、試料の熱膨張の基準温度・磁場を 270K, 0T としている。この結果より、0T, 2T 磁場中どちらも 170K 付近の転移温度以下で 0.6%程度膨張している。また、

以前の磁気測定において、エントロピー変化が最大となった温度付近[1]で、熱膨張が急に大きくなっていることが分かる。Fig.3 はいくつかの温度における磁歪を磁場の二乗の関数として表している。転移温度付近(225K)で磁場を印加すると他の温度と比べ、明らかに磁歪が大きくなっていることが分かる。さらに、転移温度より高温側の常磁性状態では、磁場の二乗に比例している。熱膨張測定における温度の上昇・下降によるヒステリシスと、磁歪測定における磁化・消磁によるヒステリシスはどちらも小さかった。

講演では、これらの結果の詳細について報告する。

参考文献

1. K.YAMADA, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 85 (2011) p.213
2. T.OONISHI, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 85 (2011) p.63

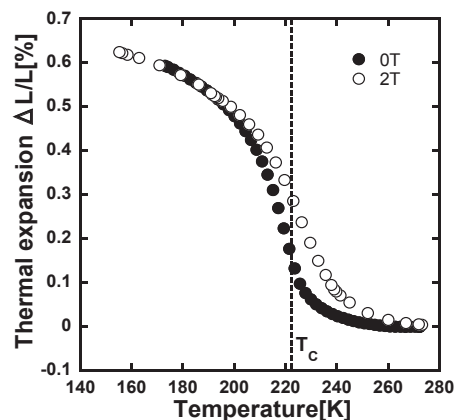


Fig.2 Thermal expansion of $\text{La}(\text{Fe}_{0.86}\text{Ga}_{0.02}\text{Si}_{0.12})_{13}$ at 0T and 2T

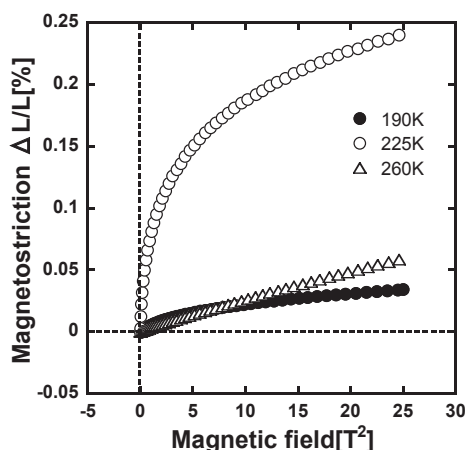


Fig.3 Magnetostriction of $\text{La}(\text{Fe}_{0.86}\text{Ga}_{0.02}\text{Si}_{0.12})_{13}$ at 190K and 225K and 260K

ErN を蓄冷材として用いた GM 冷凍機の冷凍能力試験

Evaluation of refrigerating ability of GM cryocooler using ErN as regenerators

中川貴, 中野貴紀, 伊澤拓志, 山本孝夫, 藤本靖 (阪大); 平山悠介 (物材研); 増山新二 (大島商船高専); 高田裕章, 栗岩貴寛, 入江年雄 (三徳)

NAKAGAWA Takashi, IZAWA Takushi, NAKANO Takanori, YAMAMOTO A. Takao, FUJIMOTO Yasushi (Osaka Univ.); HIRAYAMA Yusuke(NIMS); MASUYAMA Shinji(Oshima National College); TAKATA Hiroaki, KURIIWA Takahiro, IRIE Toshio(Santoku)

E-mail: nakagawa@mit.eng.osaka-u.ac.jp

1. はじめに

リニアモーターカー、MRI など用いられる超電導マグネットの冷却など多様な分野でGM冷凍機が用いられている。GM冷凍機の性能は蓄冷材の物性に大きく依存する。ErNは4K付近に磁気比熱のピークがあり、熱伝導度もステンレスと同程度であるため、4K用GM冷凍機の蓄冷材として期待されている¹⁾。本研究では、球形Er金属を出発原料としてErN球を合成し、0.1W4KGM冷凍機の蓄冷器に搭載して冷凍出力を測定したので、その結果を報告する。

2. 実験

$\phi 180 \sim 212 \mu\text{m}$, $\phi 212 \sim 250 \mu\text{m}$, $\phi 250 \sim 300 \mu\text{m}$ に分級した金属Er球を、熱間等方加圧装置 O2-Dr.HIP (Kobelco Co. Ltd.)を用いて、 $1550^\circ\text{C}200 \text{ MPa}$ の窒素中で球形を維持したまま窒化させた。得られた試料はXRDで若干の酸化物が混在しているものの、主相はErNであることを確認した。Fig. 1に示すように、GM冷凍機 (SHI製 SRDK-101D, 0.1 W@4.2 K) の2段目蓄冷機の低温側40vol%にErN球を充填し、残りの60vol%にPb球を用いて、冷凍能力試験を行った。

3. 結果と考察

Fig. 2に $\phi 212 \sim 250 \mu\text{m}$ のEr球を窒化して得られたErNの写真を示す。粒子径の揃った球形ErNが合成できていることが分かる。

Fig. 3はそれぞれの粒子径のErNの冷凍出力の温度依存性を示したグラフである。ErNを蓄冷材として用いると4.2K以下まで冷却できることがわかる。4.2Kでの冷凍出力と最低到達温度をTable 1にまとめる。粒子径が小さいほど4.2Kでの冷凍出力が高くなっていることがわかる。また、粒子径が小さいほど最低到達温度も低くなっている。

今回は $\phi 180 \sim 212 \mu\text{m}$ より小さなErNを合成していないため、どの程度まで粒子径を小さくできるのかは明らかではないが、粒子径が小さくなると圧力損失が大きくなるために冷凍出力が低下することと、市販のGM冷凍機の蓄冷材であるHoCu₂の最適粒子径が200 μm 程度であることを考慮すると、ErNも200 μm 程度がGM冷凍機の蓄冷材として最適な粒子径であると考えられる。

また、今回合成したErN球にはEr₂O₃が混在しており、出発原料のEr金属に含まれていた酸素濃度から算出すると、17%のErが酸化して磁性蓄冷材としては機能していない。酸素含有量の少ないEr金属を出発原料として酸化物混在比の低いErN球を合成すれば、さらに冷凍出力の向上が期待される。

以上のことより、ErNは4K-GM冷凍機用の蓄冷材として非常に優れていることが、実機を用いた試験においても実証することができた。

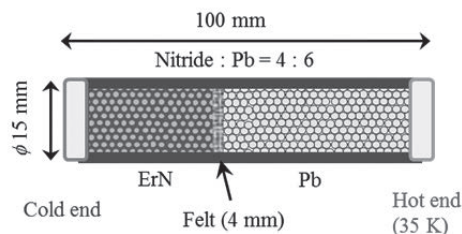


Fig. 1 Schematic illustration of the second regenerator column used in the present cooling test.

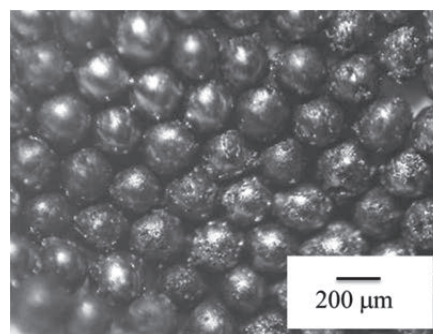


Fig. 2 A photo of ErN spheres.

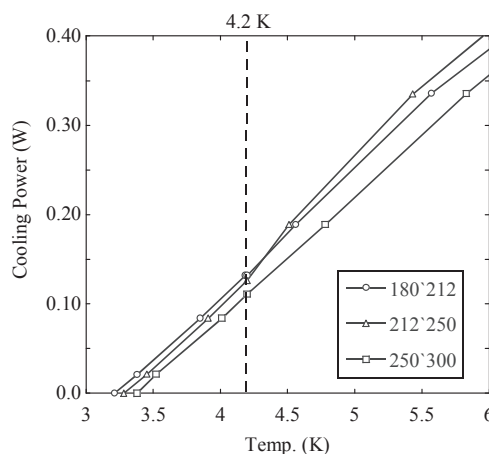


Fig. 3 Cooling powers of ErN of different size.

Table 1 Cooling power at 4.2 K and lowest temp. of cold end using ErN spheres as regenerator.

Size (μm)	Cooling Power @ 4.2 K (W)	Lowest temp. (K)
180~212	0.132	3.21
212~250	0.126	3.28
250~300	0.111	3.38

参考文献

- 1) Y. Hirayama *et al.*, *J. Alloys and Comp.*, 462 (2008) L12-L15.

室温磁気冷凍における冷凍性能解析

Numerical analysis of magnetic refrigeration at room temperature

間間 大輔, 中込 秀樹(千葉大); 八木 亮介, 小林 忠彦, 加治 志織, 富松 師浩, 齋藤 明子(東芝)
 MONMA Daisuke, NAKAGOME Hideki (Chiba University);
 YAGI Ryosuke, KOBAYASHI Tadahiko, TOMIMATSU Norihiro, KAJI Siori, SAITO T. Akiko (Toshiba)
 E-mail: monma@chiba-u.jp

1.はじめに

室温磁気冷凍技術は環境負荷の小さい未来の冷凍技術として期待が寄せられている。これまでの研究で、永久磁石を用いた AMR(能動的蓄冷型磁気冷凍)方式により、室温付近から零下の温度生成を達成している[1]。

さらなる冷凍性能の向上には、磁性材料の積層化が有効であると考えられる。その理由は、キュリー温度(T_c)の異なる材料を多層状に充填することにより、単一材料では働かない温度域まで仕事が可能となる点にある。そこで本研究は積層化した際の冷凍性能を明らかにするため、材料の T_c と AMR サイクル条件が冷凍性能に及ぼす影響を、計算モデルを基に数値実験で検討した。

2. 計算モデル

数値実験では実際の試験装置(Fig.1)を想定し、AMR bed 内に充填される冷媒と磁性体間の熱移動と、冷媒と外部環境間の熱移動を考慮した。Fig.2 に、冷媒と磁性体の熱支配方程式を示す。上が冷媒についての、下が磁性体についての式である。試験装置の AMR bed を熱流方向に複数セルに分割し、各々のセルにおいて、エネルギー保存式の関係が成り立つようにした。磁性体の磁場印加・除去に伴う発熱・吸熱は、磁性体のエントロピー変化と比熱の温度依存性を考慮した。AMR サイクルにおける冷媒移動量、サイクル周波数については、実験と対応が取れる条件にて模擬した。

3. 数値実験結果

Fig.3 に典型的な AMR サイクルの運転に伴う高温端と低温端の温度変化の様子を示す。十分な時間が経過すると AMR bed 内部での熱移動と外部への放熱量が釣り合った状態になり、高温端と低温端部間の温度差が一定となる。その後の低温端温度の上昇はヒーターによる熱負荷をかけた様子を示しており、上図は一定の熱負荷下で収束し平衡なサイクル状態の実現を示唆しているが、下図は平衡状態が崩れている様子を示している。本研究では熱負荷量、材料物性、および運転条件の変化が冷凍性能に与える影響を評価した。

積層化については、低温側半分に仮想材料を用いた2層型構成について検討した。仮想材料は T_c の変動に伴い、エントロピー変化と比熱の温度依存性がシフトするものとした。Fig.4 に数値実験より求めた熱負荷(Q)に対する低温端温度の変化を示す。この結果より、同じ Q に対し積層構成の方がより低温を生成できるが、低温側に Gd-10°Cを用いたものは 40W/kg 以上の Q に対し低温端温度が収束しないという傾向が示唆された。これは Q により低温側の温度が上昇し、材料の機能する温度域を外れることが原因と考えられる。この傾向に対し運転条件がどのような影響を与えるか、数値実験の詳細、考察は講演にて報告する。

本研究の一部は、(独)新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)の委託業務として実施されたものである。

参考文献

1. T. Kobayashi, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 77 (2007) p.138

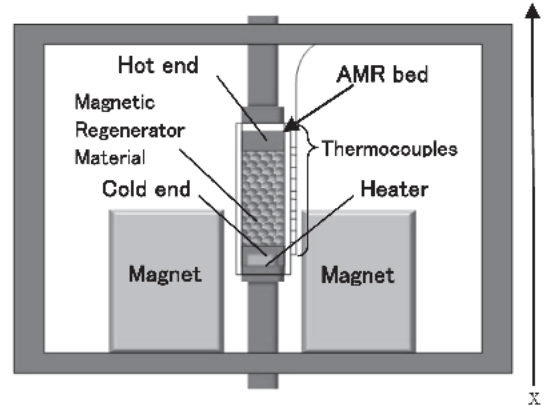


Fig.1 Schematic illustration of the experimental apparatus.

$$\rho_f c_f A dx \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} + \dot{m} c_f dx \frac{\partial T_f}{\partial x} = \lambda_f A dx \varepsilon \frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + h_f A_s (T_r - T_f) + h_a P dx (T_i - T_f)$$

$$\rho_r c_r A dx (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_r}{\partial t} = \lambda_r A dx (1 - \varepsilon) \frac{\partial^2 T_r}{\partial x^2} + h_f A_s (T_f - T_r) - \rho_r A dx (1 - \varepsilon) T_r \frac{\partial S_r}{\partial t}$$

T_f : 冷媒温度	c_f : 冷媒比熱	A: セル断面積	h_f : 磁性体-冷媒間
T_r : 磁性体温度	c_r : 磁性体比熱	A_s : 磁性体-冷媒	熱伝達率
T_i : 環境温度	λ_f : 冷媒熱伝導率	熱交換面積	h_a : 外部-冷媒間
ρ_f : 冷媒密度	λ_r : 磁性体熱伝導率	P: セル周囲長	熱伝達率
ρ_r : 磁性体密度	ε : 空隙率	dx: 単位長さ	S_r : 磁気エントロピー
	\dot{m} : 質量流量		

Fig.2 Heat dominant equations of refrigerant and magnetic material.

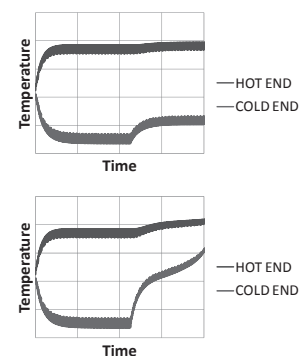


Fig.3 Temperature change of hot and cold ends in AMR cycle.

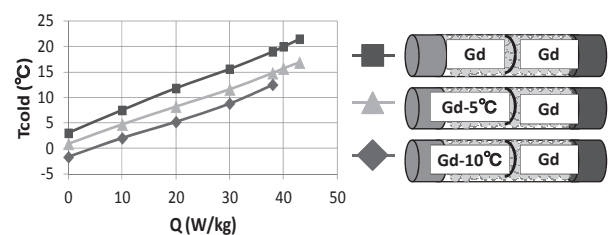


Fig.4 Temperature change of cold end by heat load.

車載用磁気冷暖房エアコンを目指した新システムの性能検討

Investigation on performance of new magnetic refrigeration system for in-vehicle air conditioner

牧野 裕人, 岡村 哲至(東工大); 田崎 豊, 高橋 秀和, 保田 芳輝(日産自動車); 伊藤 孝治(蔵王精機)

MAKINO Hiroto, OKAMURA Tetsuji(Tokyo Tech);

TASAKI Yutaka, TAKAHASHI Hidekazu, YASUDA Yoshiteru(Nissan Research Center, Nissan Motor Co.);

ITO Kouji (Zaouseiki Co.)

E-mail: makino.h.ac@m.titech.ac.jp, tokamura@es.titech.ac.jp

1. はじめに

電気自動車は、内燃機関を搭載した自動車と比較して熱損失が少なくエネルギー利用効率が高いため、エアコン電力消費量の航続距離に及ぼす影響が大きい。

近年、環境負荷低減、高効率の観点から、熱輸送媒体と磁場変化を与えることにより温度が変化するガドリニウムを磁気熱量部材として利用した室温磁気冷凍機の研究[1][2]が進められている。磁気冷暖房エアコンを車載するには、出力密度、成績係数(COP)、過渡特性など諸性能を高レベルで達成させることが求められる。これらの要求を鑑み、熱輸送媒体を使用せず、磁気熱量部材を熱スイッチで接続することにより低温端熱浴から高温端熱浴へ熱輸送を行う新たなシステムが提案されている[3]。本研究では、この熱輸送機構を実験的に検証し、特に運転条件が熱伝導磁気冷凍システムの温度特性および冷凍能力に及ぼす影響について検討を行った。

2. 実験方法

実験装置の作動機構を Fig.1 に示す。システムは磁気作業部材(以下 MC)、熱スイッチ、高温端熱浴、低温端熱浴、永久磁石から構成されている。永久磁石は MC 一つ置きに配列され、対応する MC へ励磁、消磁を行う。永久磁石は MC に対して往復運動を行い、MC もまた左右一方の MC と接触を切り替える様に作動する。MC 同士が接触しているときに熱スイッチ ON の状態、離れているときに熱スイッチ OFF の状態である。MC と永久磁石が移動することにより接触面の切り替えと励磁・消磁が繰り返され(Phase1,3)、熱交換時間を設けることで接触し合う MC 同士で熱交換を行う(Phase2,4)。結果、励磁・消磁に伴い発熱・吸熱を低温側熱浴から高温側熱浴へ輸送することが可能となる。今回使用した永久磁石による平均磁場強度は励磁時 0.79T、消磁時 0.14T となり、平均磁場強度変化は 0.65T である。

MC 単体は、熱伝導効率向上を目的に厚さ 0.6mm のガドリニウム平板に厚さ 0.2mm の銅平板が交互に積層され、拡散接合により一体化されている。また、その両端には厚さ 3mm の銅ブロックがはんだ付けにより一体化されている。

今回、磁石の移動期間は 1.1 秒に固定して停止時間を 1~30 秒間で変化させサイクル時間を変化させた。

3. 結果

Fig.2 にサイクル時間と低温、高温端間熱浴温度差(以下 ΔT_{HC})および熱負荷(以下 Q_c)の関係を示す。実験装置の作動に伴い低温端熱浴から高温端熱浴へ熱輸送が行われ、十分定常になった時の温度差を ΔT_{HC} 、 $\Delta T_{HC}=0$ となる様、低温端熱浴へ与えた熱量を Q_c とし、外気温 21 度の雰囲気内で実験を行った。結果、20~30 秒付近のサイクル時間に最適値を取ることがわかり、このシステムにおいて ΔT_{HC} 、 Q_c を最大にする最適運転条件が存在することが明らかとなった。その最適値を示すサイクル時間より小さな領域では隣接する MC 間で十分な熱輸送が行われないこと、最適値を示すサイクル時間より大きな領域では低周波化による単位時間当たりの熱輸送量低下と外気からの熱侵入の影響が ΔT_{HC} 、 Q_c 低下の主な要因と推察される。

4. まとめ

本研究では熱輸送媒体を用いず磁気熱量部材を熱スイッチで接続することにより低温端熱浴から高温端熱浴へ熱輸送を行う新たなシステムを構築し、運転特性を把握することを目的として試験機を製作して実験的検討を行った。その結果、低温端熱浴から高温端熱浴へ熱輸送を行うことができ、 ΔT_{HC} 、 Q_c において最適値をとる運転条件が存在することが確かめられた。

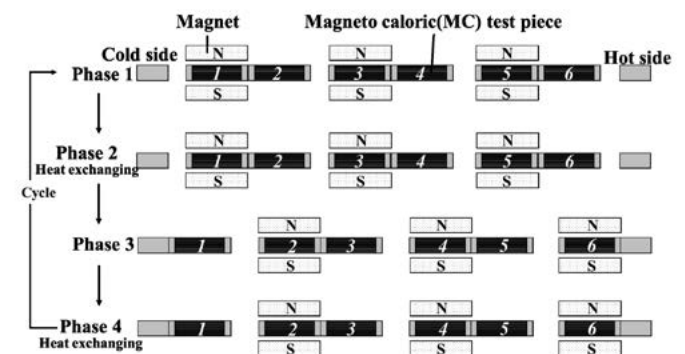


Fig. 1 Phases of cycle in test rig

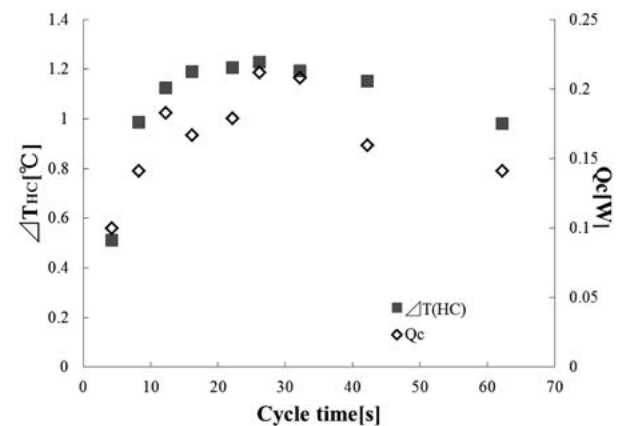


Fig.2 Relation between ΔT , Q_c and cycle time

参考文献

- [1]. T.KAWANAMI, Heat transfer characteristics and cooling performance of an active magnetic regenerator, Second IIF-International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Portoroz, Slovenia, 11-13 April 2007
- [2]. 平野 繁樹, 川南 剛, 池川 昌弘, 麓 耕二, 平澤 茂樹, 粒子充填層を有する再生型磁気冷凍機冷凍法の特性解析, 日本冷凍空調学会論文集, 巻:27 号:1 ページ:39-47
- [3]. 田崎 豊, 高橋 秀和, 保田 芳輝, 岡村 哲至, 牧野 裕人, 伊藤 孝治, 車載用磁気冷暖房エアコンの研究—新システムの熱輸送機構検討—, 2012 年度日本冷凍空調学会大会講演論文集 (2012.9.12-14, 札幌)

2 段 JT 方式の JT 冷凍機に関する考察 Consideration to JT Cooler with two-stage JT valves

榑崎 勝弘 (住友重機械)

NARASAKI Katsuhiko (SHI)

E-mail: kth_narasaki@shi.co.jp

1. はじめに

予冷機と Joule-Thomson (JT) 冷凍機から構成される 1K~4K 冷凍機において、1 段の JT バルブの使用が一般的である。これに対して 2 段式の JT バルブを採用し、冷却性能の向上が図られている。ここでは、2 段式の JT バルブ方式の理解を深めるために、1 段 JT バルブ方式と 2 段 JT バルブ方式のエンタルピーバランス解析を実施し、比較検討をすると共に、2 段 JT バルブ方式の場合の中間膨張圧力を変数として、冷却能力への影響度を考察する。

2. 熱バランス解析

Fig. 1 に 2 段 JT 方式の JT 冷凍機における低温 (1~4K) の最終ステージ、第 3 熱交換器と第 4 熱交換器周りのフロー図を示す。1K~4K ステージでの冷却能力と JT 流量の関係は Fig. 2 に示す範囲での熱バランスから次式により検討した。

$$Q_3/m = h_7 - h_5 - \eta \Delta h_{\text{HEX}}$$

ここで、

- h_n : 温度 T_n におけるヘリウムガスエンタルピー
- η : 第 3 と第 4 熱交換器の熱交換効率
- Δh_{HEX} : 効率 100% の場合の第 3 と第 4 熱交換器での熱交換量。
圧力と温度により、高圧基準 or 低圧基準で算出する。
- m : ヘリウム流量
- Q_3 : 1~4K ステージ冷却能力

第 3 熱交換器と第 4 熱交換器を合わせた場合の熱交換を高圧側の 100% の熱交換量 (= $h_5 - h_7$) か低圧側の 100% の熱交換量 (= $h_5 - h_7$) のどちらが熱交換に対して支配的かを判断するために、低圧基準、高圧基準の考え方を導入する。ここで、 h_7 は温度 T_7 、圧力 PM 、また h_5 は温度 T_5 、圧力 PL の場合のエンタルピーである。

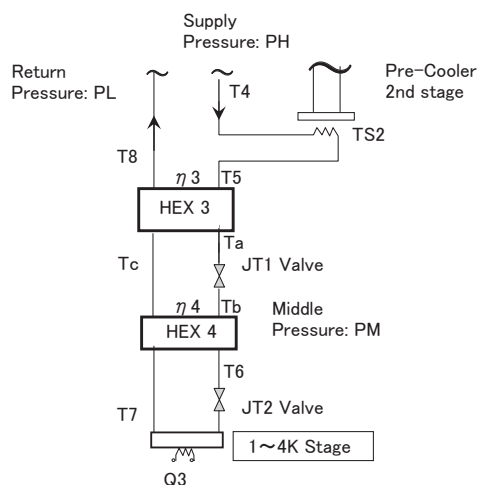


Fig.1 Flow Diagram of JT Cooler with Two-stage JT valves

3. 解析結果

Fig. 2 と 3 に ^3He を作動流体とした 1K 冷凍機に対する 1 段 JT 方式と 2 段 JT 方式の熱バランス解析結果を示す。

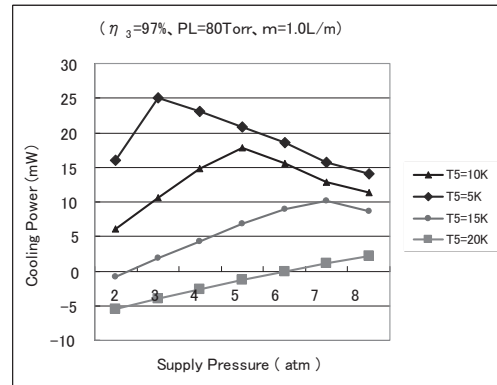


Fig.2 Result of JT Cooler with One JT valve

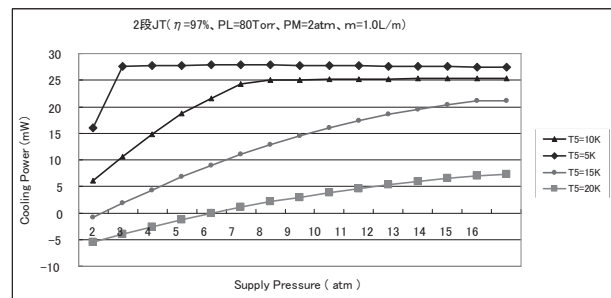


Fig.3 Result of JT Cooler with Two-stage JT valves

1 段 JT 方式の場合、第 3 熱交換器高圧入口温度 (T_5) によって低圧基準と高圧基準の境界が JT 吐出圧力 (PH) 依存して決まっている。その境界点で 1K ステージでの冷却能力のピーク値が存在する。一方、2 段 JT 方式の場合は、中間膨張圧力 (PM) に依存するが、低圧基準と高圧基準の境界が PH が高いほうに移動しており、1K ステージでの冷却能力は PH の増加につれて最大値まで上昇する。 T_5 が 15K の場合、1 段 JT 方式ではピークで 10mW の冷却が得られているが、2 段 JT 方式では吐出圧力 (PH) が 14atm で 2 倍の 20mW が得られる。このことは 2 段 JT 方式を採用して、JT 圧縮機の吐出圧力を 4K 級冷凍機並みに上げることが出来れば、1K ステージでの冷凍能力が 20mW を得られる可能性があるということである。又、10mW の冷凍能力を得るのに T_5 は 18~19K 程度で可能なこともロバスト設計の観点から非常に魅力的である。

4. おわりに

1 段 JT 方式と同様に、2 段 JT 方式の場合のエンタルピー-熱バランス解析における関係式を導出した。高圧基準 VS 低圧基準の関係や冷却ステージでの冷却能力の関係式を導出した。2 段 JT 方式による冷却性能の向上に関する方向性が把握できた。今後、実験により検証することを計画したい。