J-PARC 大強度中性子源の液体水素循環システムの現状と大強度試験結果 Present status and test result of 1MW proton beam injection of liquid hydrogen circulation system of J-PARC high intensity neutron source

<u>麻生 智一</u>, 勅使河原 誠, 武藤 秀生, 青栁 克弘, 高田 弘 (原子力機構) <u>ASO Tomokazu</u>, TESHIGAWARA Makoto, MUTO Hideki, AOYAGI Katsuhiro, TAKADA Hiroshi (JAEA) E-mail: aso.tomokazu@jaea.go.jp

1. はじめに

J-PARC の大強度中性子源は、加速器からの陽子ビーム を水銀ターゲットで受け、核破砕反応による中性子で中性子 散乱実験を行う利用施設である。ターゲットで発生した速中性 子を液体水素減速材で冷中性子に冷却するために、液体水 素循環系(1.5MPa, 18K)とヘリウム冷凍機(6kW at 17K, 1.6MPa, 270g/s)から成る2元冷凍システム「液体水素循環シ ステム」を2008年から運転している(Fig.1)[1]。2015年から運 転中に生じたヘリウム冷凍機内の熱交換器と内部吸着器 (ADS)の圧力損失上昇は冷却性能を劣化させたが、ヘリウム ガス中の油分の局所的な蓄積が原因とし、2016年夏季に対 策した熱交換器のフロン洗浄とADSの交換によって冷凍機性 能が回復した[2]。その後、圧力損失は増加せず、今年1月か ら7月まで最長の約175日連続運転を行うことができた。

加速器からの陽子ビーム出力は段階的に増強され,現在, 500kWの陽子ビーム出力で運転している。数年以内には目 標である1MWの陽子ビームによる利用運転が可能な計画で, これに先立ち,1MWビーム出力による大強度試験が2018年 7月に行われた。液体水素循環システムにおいて初めて 1MW入射時の負荷を受けて,設計通りの運転動作確認を行い,大強度中性子源のための設備として利用者への安定した 中性子供給が維持できる見通しを得た。本件は,性能劣化から回復した冷凍機の現状と,大強度試験について報告する。

2. ヘリウム冷凍機の現状と今後の計画

2016 年夏季に実施の冷凍機内に蓄積した油の除去後, ガスクロマトグラフや四重極質量分析装置等の機器を用いて, ヘリウムガス中の不純物(水分,窒素,その他炭化水素系ガス 等)を継続して監視しているが,特異なものは検出されていな い。また,ヘリウムガス中の油についても,定期的にコールドト ラップによる分析を行っているが,活性炭吸着器(OS-5)を通 過した後の油分濃度は約10ppbと設計範囲内である。

冷却性能低下をもたらした圧力損失発生状況を詳細に把 握するため、2017 年夏季に第1熱交換器と第2熱交換器の それぞれに差圧計を設置した。現在まで第1,第2熱交換器 及び ADS の圧力損失は上昇することなく安定している。一方, 油分離能力の状態を把握するために圧縮機の油分離器と



Fig.1 Over view of liquid hydrogen circulation system

OS-5 に差圧計を新たに設置した。油分離器の圧力損失は 徐々に(0.38Pa/h)上昇しており,油分離器のエレメントへの 油分吸着が進んでいると考えられる。OS-5 の圧力損失は変 化なく,不純物等の堆積は無い。今年1月からの冷凍機の運 転では,これまで最長で3ヶ月だった連続運転を約6ヶ月間 (175日間)行い,7月の運転終了までの間,熱交換器及び ADSの圧力損失が上昇することなく,冷却能力を維持した。

しかし, 既報[2]したように, 2016年に交換した ADS は局所 的に油の蓄積があったフェルト(ADS 内の活性炭を保持する ための厚みのある不織布)と同じものを使っているため, 同様 の圧力損失に係る性能低下が起こり得る。このため, 油の蓄 積が無かった初期の ADS に使用していたロックウールをフェ ルト材に変えて, 次期の ADS の製作に着手した。活性炭を採 取して吸着油分を分析するための採取口や, 油分が溜まる状 況を可視化するための機器の挿入口を準備する予定である。

3.1MW 陽子ビームの大強度試験

液体水素循環システムの液体水素循環系は、中性子源で 1MWの陽子ビームを受けると、中性子によって液体水素減速 材で約4kWの核発熱が発生して熱負荷を受ける。減速材の 温度上昇が本中性子源の中性子性能を低下させるため、1 MW時の減速材温度上昇を3K以内に抑えることが本システ ムの設計条件の一つである。また、本システムはアキュムレー タ緩衝とヒータ制御を備えて、陽子ビームのON/OFF時の温 度変動によって非圧縮性の液体水素の循環系閉ループで生 じる大きな圧力変動を抑制している。

これまでビーム出力が 500kW まで段階的に増強され,本 システムでは設計仕様の約半分の熱負荷を受けて運転制御 してきた。今回,大強度試験で初めて設計仕様の 1MW 時の 負荷変動に対する制御動作が確認できた。具体的には,3 基 の減速材で最高温度 20.5K,最大出入口温度差 2.8K となり, 設計条件である 3K 以内を満足した。アキュムレータ及びヒー タによる圧力制御は,計算値 60kPa に対して 65kPa だった (Fig.2)。配管や機器の容積の誤差があるが,設計通りに圧 力を抑えることができた。



Fig.2 Increase of hydrogen pressure at beam injection

- 1. T. Aso, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol.77 (2007) p.145
- T. Aso, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol.95 (2017) p.64

X 線天文衛星「Athena」X 線検出器向け冷却装置の開発 Development of X-IFU cooling system for X-ray astronomy satellite Athena

大塚 清見,恒松 正二,金尾 憲一,楢崎 勝弘(住重);

篠崎 慶亮, 東谷 千比呂, 山本 亮, 山崎 典子, 満田 和久, 中川 貴雄(JAXA);南 雄人(KEK) <u>OTSUKA Kiyomi</u>, TSUNEMATSU Shoji, KANAO Kenichi, NARASAKI Katsuhiro (SHI); SHINOZAKI Keisuke, TOKOKU Chihiro, YAMAMOTO Ryo, YAMASAKI Noriko, MITSUDA Kazuhisa, NAKAGAWA Takao (JAXA); MINAMI Yuto (KEK) E-mail: kiyomi.otsuka@shi-g.com

1. はじめに

欧州宇宙機関(ESA)が大型計画 2 号機として 2020 年代後 半の打上げを目指す X線天文衛星(Athena)に日本(JAXA)が 国際協力で参加している。 X 線カロリメータ冷却のために機械 式冷凍機を使用しており、日本からは 4K 級冷凍機(2 段スタ ーリング冷凍機(2ST)+4K 級ジュールトムソン(JT)冷凍機)お よび 1K 級 JT 冷凍機を提供している。 1K 級 JT 冷凍機の予 冷機には ESA が開発中の 2 段パルス管冷凍機(2PT)が使わ れている。 2017 年フランスでの試験にて、室温から 50mK まで を寒剤なしで冷凍機だけで実現した。本稿では、ESA の実験 装置に組み込んだ時の冷却試験結果について報告する。

2. CC-CTP ミッション横断型冷凍機システムの実証

冷凍機システムを用いた開発中のミッションとして、Athena の他に次世代赤外線天文衛星(SPICA)および宇宙マイクロ波 背景放射偏光観測ミッション(LiteBIRD)がある。SPICA と LiteBIRD は日本の 4K 級冷凍機と1K 級冷凍機とヨーロッパ の Sub-K 冷凍機あるいは日仏共同開発のクローズドサイクル 希釈冷凍機の使用を想定している。

CC-CTP(Cryo-Chain Core Technology Program)とは、ESA が公募し、フランスの国立宇宙センター(CNES)とフランスの原 子力・代替エネルギー庁(CEA)が主体となって行う宇宙用冷 凍機のミッション横断型研究開発である。50mK でセンサを駆 動する無冷媒型冷凍機システムを構築し、3 年間で技術成熟 度(TRL)5以上を実証し、具体的なミッションデザインが可能な 状態に至ることを目標としている。本実証は、ESA および JAXA 双方にとってミッション横断型の共通システムの End to End 実証実験としての意義を持つ。

3. 冷凍機システム

適用ミッションの冷凍機システムの共通部分を実証するために Cryostat1 試験を実施した[1] [2]。Fig.1に Cryostat1 冷 凍機システムを示す。点線の範囲は CC-CTP 共通部分であ



4. CC-CTP Cryostat1 試験結果

Fig.2 に 2017 年 9 月に実施した Cryostal 試験での 300K から 1.7K までの冷却試験結果を示す。冷却開始から 54 時間 10 分後(64.4Hr)に 1.7K 以下に冷却することができた。



Fig.2 Cool down profile from 300K to 1.7K

4K 級冷凍機および 1K 級冷凍機で冷却後、ADR にて 50mK以下(到達温度47mK)に冷却することができた。ADRリ サイクルの際、4K 級冷凍機および 1K 級冷凍機へ排熱し、そ のときの 4K 冷却部への熱負荷は 30mW から40mW へ、1K 冷却部への熱負荷は4mWから7mW へ変化した。

Table1に4K級冷凍機の性能評価試験結果、Table2に1K 級冷凍機の性能評価試験結果を示す。4K級冷凍機の冷凍 能力として40mW@4.3K、1K級冷凍機の冷凍能力として 19mW@1.77Kを確認することができた。

Table1 Cooling performance of 4K class Cooler

rabier cooming periormanee or in class coordi						
Heat	2ST 1st	2ST 2 nd	4K-JT	2ST	4K-JT	
load	Temp.	Temp.	Temp.	Power	Power	
40mW	96.0K	17.3K	4.32K	61.6W	61.3W	
	Fable2 Coo	ling perfor	mance of 1	K class Co	ooler	
Heat	2PT 1 st	2PT 2 nd	1K-JT	2PT	1K-JT	
load	Temp.	Temp.	Temp.	Power	Power	
19mW	92.2K	9.9K	1.77K	300W	37.3W	

5. おわりに

Cryostat1 試験の結果、日本から供給した 4K 級冷凍機お よび 1K 級 JT 冷凍機を含めた複数の冷凍機の組み合わせに て問題なく冷却温度 50mK 以下に冷却することができた。次 は、宇宙用真空断熱容器にセンサおよび冷凍機システムを 導入した Cryostat3 試験が予定されている。

謝辞

本開発での Cryostat1 試験は、CEA に実験機会と場所を 提供していただいた。

参考文献

- Prouvé, T. et al. ATHENA X-IFU 300 K -50 mK cryochain demonstrator cryostat, Cryogenics 89, 85-94(2018)
- Shinozaki, K. et al. Cooling performance of Joule Thomson coolers in 300 K - 50 mK cryochain demonstration for ATHENA X-IFU, ICEC 2018 E04-098 to be published

— 48 —

石狩超電導直流ケーブルの断熱性能解析-3 Thermal insulation analysis of cryogenic pipe in Ishikari Project - 3

山口 作太郎,神田 昌枝, イワノフ ユーリ, 渡邉 裕文, 筑本 知子, 井上 徳之, 高野廣久(中部大) <u>YAMAGUCHI Sataro</u>, KANDA Masae, IVANOV Yury, WATANABE Hirofumi, CHIKUMOTO Noriko, INOUE Tokuyuki, TAKANO Hirohisa (Chubu Univ.) e-mail: *yamax@isc.chubu.ac.jp*

1. はじめに

今までに石狩プロジェクト・回線2の断熱2重管への熱侵 入を輻射と熱伝導(熱伝達)の2つのプロセスに分けて見積も り及び多層断熱膜(MLI)を通じての熱侵入量解析[1]を調べる モデルを提唱した。また、MLIの反射率、断熱2 重管外管、 内管の表面の反射率の実測値を入れた熱侵入量解析では、 輻射熱輸送モデルの熱輸送方程式[2]を解析的に解いて、熱 輸送量の見積もりを行った[3]。その結果、石狩プロジェクトで 利用した 21 層 MLI では、多めの見積もりでも熱侵入量が 0.02W/m 以下となり、実験データとは 50 倍以上低いことが分 かった。一方、断熱2 重管の熱侵入量測定実験では設備が 大きくなり、時間も掛かるため、より簡便な方法で色々な MLI 性能比較を行いたい。このため、小型クライオスタットの中に GM 冷凍機ヘッドを入れ、これに MLI を巻いた小型実験で MLI 温度測定を行うことによって、2つのプロセスによる熱侵 入量を見積もる研究[4]を開始した。これによって MLI を構成 するアルミ蒸着フィルム間に挟むスペーサ評価を予定してい る。その結果、スペーサの種類によって温度分布が大きく異 なり、断熱性能の概略傾向は掴むことができた。

しかし、MLI の熱容量が極めて低いため、50 ミクロンの細い熱電対線を利用して温度測定を行っているが、その温度精度の評価は困難である。このため、表面温度の測定を確実にするために表面の emissivity を制御したアルミとステンレス板(0.1t)に熱電対を付けて温度測定を色々なスペーサに対して開始した。これによって、輻射と熱伝導による熱輸送の分離精度を向上すると同時に各種スペーサの評価を試みる。

2. 実験装置の構成と利用するスペーサ

実験装置の模式図を Fig. 1 に示した。温度制御ができる 銅製の Cryo-head を真空中に設置し、周りからの輻射の回り 込みを防ぐように MLI の囲いを付けた。温度は 77K ほどで制 御した。そして、色々なタイプの MLI で利用している各種スペ ーサを敷き、その上に厚さ 0.1t のアルミ板及びステンレス板を 置いて、それに熱電対(TC)を取付て温度測定を行っている。

Cryo-head 及びアルミ板、ステンレス板の輻射率(放射率) はそれぞれ 0.02, 0.03, 0.3 程度と言われているので、解析で はこの値を利用する。また、表面に黒い塗料を塗ることによっ て、輻射率をほぼ 1.0 にすることができるため、外部条件を変 えること無く輻射による熱侵入量を変えることができる。これに よってアルミ板などの温度がどのように変化するかを測定する。 尚、アルミ板は両面あるため、それぞれ黒塗料を塗るかどうか の実験も行っている。

一方、カネカが供給している MLI では 3 種類のスペーサ があり、ネット状のスペーサ(net)の他に不織布が 2 種類(9805,



9B12)ある。これ以外に独自にアルミ板などを浮かせるスペー サ(straw と呼んでいる)を用いた。straw は他に比べて極めて

熱伝導が低いと同時に視野率の高い(輻射による熱輸送を妨

3. 実験結果とまとめ

げない)構造をしている。

実験結果の一部を表1に示す。スペーサを変えることによって明らかにアルミ板温度が異なっていることが分かる。外気 温とクライオヘッド温度はほぼ変わらないため、アルミ板温度 が高い時、熱侵入量が少ないことを意味し、各種スペーサで 異なることは実効的な熱伝達率が異なることを意味する。今後、 数値計算との比較によって、熱伝達と輻射による熱侵入量の 分離を行う予定である。

謝辞:(株)栃木カネカからのサンプル提供及び石狩技組の 支援に感謝する。また、中部大・電気システムの川上真吾君、 及び研究員の岩田暢祐氏に感謝する。

参考文献

- 山口他、「石狩プロジェクトでの断熱2重管での輻射 と熱伝導による熱侵入の分離」第94回2017年度春期 低温工学・超電導学会講演概要集3A-a03, p. 138.
- 2. R. Byron Bird et al, Transport Phenomena, p. 447, 1960, John Willey & Sons, Inc.
- 山口他、「石狩超電導直流ケーブルの断熱性能解析-1」 第 95 回 2017 年度秋期 低温工学・超電導学会講演概 要集 3B-a03, p. 161.
- 山口他、「石狩超電導直流ケーブルの断熱性能解析-2」 第 96 回 2018 年度春期 低温工学・超電導学会講演概 要集 2P-p13, p. 133.

	Cryo-head	Low temp.side	RT side	Cryo-temp [K]	RT [K]	spacer	Plate Temp [K]
Al 0.1t	copper	Al	AI	78.1	299.1	Net	250.9
Al 0.1t	copper	AI	AI	76.3	296.5	9B05	240.4
Al 0.1t	copper	AI	AI	76.3	298.2	9B12	256.1
Al 0.1t	copper	AI	AI	76.3	297.4	Straw	271.1

Table 1 Experimental results of temperature measurement for various conditions.

— 49 —

超伝導送電用真空断熱配管のコンダクタンス

Conductance of the cryogenic pipe for the superconducting power transmission

渡邉 裕文, イワノフ ユーリ, 高野 廣久, 山口 作太郎 (中部大)

<u>WATANABE Hirofumi</u>, IVANOV Yury, TAKANO Hirohisa, YAMAGUCHI Satarou (Chubu Univ.) E-mail: h_watanabe@isc.chubu.ac.jp

1. はじめに

超伝導送電用の真空断熱配管は液体窒素が流れる内管 と真空容器となる外管の二重管であり、真空断熱のため に内管と外管の間は 0.01Pa 以下に排気される。超伝導送 電用の真空断熱配管は細くて極めて長い配管であり、真 空排気のされ方は配管表面からの放出ガス速度と配管の コンダクタンスにより主に決まる。従って、超伝導送電の 真空排気システムを設計するためには事前にこれらの値 を知る必要がある。しかしながら、コンタクタンスは円筒 管や同軸円筒二重管など主要な形状については式や数値 が文献に集積されており[1]、それらを利用することがで きるが、任意の形状については計算により求める必要が ある。今回、石狩プロジェクトで用いた真空断熱配管の形 状を例として配管のコンダクタンスをモンテカルロ法に より求めた。その結果を報告する。

2. コンダクタンスの計算

コンダクタンスは

 $C = C_0 K$

と表すことができる。ここで*C*₀は開口コンダクタンス、*K* は配管口に入った気体分子が出口に到達する通過確率で ある。開口コンダクタンスは分子の平均速度*v*、管の入口 の断面積*A*、ボルツマン定数*k*、気体の温度*T*、気体の質量 を*m*として、

$$C_0 = \frac{1}{4}\bar{v}A = \frac{1}{4}\sqrt{\frac{8kT}{\pi m}}A$$

と表すことができる。従って、通過確率Kを求めれば配管 のコンダクタンスを求めることができる。今回モンテカ ルロ法で通過確率Kを求め、コンダクタンスを求めた。計 算では通常の通過確率を計算する際のモンテカルロ法で 仮定される条件と同様[2]、次の項目を仮定した。

- 気体分子同士の衝突は起きず、気体分子は直進する。
- 分子は配管入口に一様に入射する。
- 配管入口への入射角度分布及び配管表面での散乱 は余弦則に従う。

プログラム作成には Mathematica を用いた。今回コン ダクタンスの計算を行った配管の断面形状及び大きさを 図1に示す。

3. 計算結果

プログラムの動作確認のため、作成したプログラムを 用い、外管内半径に対する内管外半径の比 $R_i/R_o = 0.5$ の 同軸円筒二重管について、外管内半径に対する配管長さ の比 $L/R_o = 1 - 10$ の範囲で通過確率Kを計算した。その 結果とBermanによる理論計算結果[3]及びDevisによる モンテカルロ法を用いた計算結果[4]との比較を表 1 に示 す。モンテカルロ法の Devis の計算では試行回数は数千 回であり、今回我々が行った計算は約 20 万回である。 我々の結果とBermanの結果は極めて良く一致している。 また、Devis の結果とも不確かさの範囲で一致している。 図 2 に図 1 のモデルについて配管長さに対してコンダ クタンスを計算した結果を示す。結果は 0.127 m におい て 2.8 m³/s であり、配管長さが長くなると急激に減少す る。特に、出口への直接出射の影響が小さくなる 6 m 以 上の配管長さではほぼ配管長さの-1 乗に比例し減少し、 127 m の長さで 9.6×10³ m³/s となった。



Fig. 1 The model of a cryogenic pipe for calculation

Table 1 Comparison of transmission probability of a
cylindrical annulus [3,4].

L/R_{O}	Berman (A)	Devis	This work (B)	A-B
1	0.5295	0.524 ± 0.007	0.5290 ± 0.0018	0.0005
5	0.2081	0.203 ± 0.006	0.2081 ± 0.0022	0.0000
10	0.1216	0.124 ± 0.010	0.1208 ± 0.0012	0.0008



Fig. 2 Conductance of the cryogenic pipe for the model in Fig. 1.

- 1. 株式会社アルバック編:新版真空ハンドブック,オーム社 (2002)
- M. Matsumoto and S. Sukenobu: J. Vac. Soc. Jpn., Vol. 58 (2015) pp.299-305
- 3. A. S. Berman: J. Appl. Phys., Vol. 40 (1969) pp.4991-4992
- 4. D. H. Davis: J. Appl. Phys., Vol. 31 (1960) pp.1169-1176

超電導ケーブル冷却用ブレイトン冷凍機実証試験—第2報—

Brayton refrigerator cooling system demonstration test for HTS cable

下田 将大,星野 昌幸,矢口 広晴(前川製作所);三村 智男(東京電力ホールディングス);

增田 孝人 (住友電気工業)

<u>Masahiro Shimoda</u>, Masayuki Hoshino, Hiroharu Yaguchi (Mayekawa Mfg.); Tomoo Mimura (Tokyo Electric Power Holdings,inc.); Takato Masuda (Sumitomo Electric Industries, Ltd.)

E-mail: masahiro-shimoda@mayekawa.co.jp

1. はじめに

高温超電導ケーブルは大容量低損失送電のメリットを生かし、次世代の送電ケーブルとして実用化が期待されている。

NEDO「高温超電導ケーブル実証プロジェクト」では、冷凍 機のメンテナンス間隔が短く、能力低下が発生したために頻 繁な保守対応が必要となったことが課題であった。[1]

課題解決のために NEDO「高温超電導実用化促進技術開発」として、メンテナンス間隔が長く、大容量・高効率のブレイトン冷凍機の開発を行い、東京電力旭変電所の実系統に連携する240m級超電導ケーブルと接続して実証試験を行った。

本報告では、実証試験結果を中心に報告する。

2. 冷却システム概要

超電導ケーブル冷却システムのフロー図を Fig.1 に示す。 本システムは、冷凍機、循環ポンプ、リザーバタンク等で構成 される。NEDO「超電導実証プロジェクト」からの変更点として、 冷凍機は、メンテナンス間隔を長くし、台数を少なくすることで 現場対応頻度を減らすために、5kW ブレイトン冷凍機に変更。 循環ポンプは、故障時予備機への切り替え準備による循環停 止時間を短くするために、2 台を1 つのユニットにまとめた。冷 凍機予備機として、必ず使用するわけではないため、冷凍機 複数台ではなく簡易的にサブクーラを設置したことである。



3. 系統連系実証試験

2017 年 3 月 31 日から 2018 年 4 月 2 日まで超電導ケーブ ルを実系統に連系して実証試験を実施した。

実証試験中の冷凍機出口温度、液体窒素圧力、液体窒素 循環流量、ケーブル熱負荷の推移を Fig.2 に示す。Fig.2 に 示すように、春から夏にかけての気温上昇に伴うケーブル熱 負荷上昇に対して、冷凍機出口温度、圧力、流量は、一定に 制御できていた。2018 年 1 月以降の温度、流量の乱れは点 検と試験実施により、冷凍機発停動作が発生したためである。

メンテナンス間隔に関して、2016 年 9 月からの単体試験と 系統連系後の運転時間を合わせ 14600 時間、連続運転を行 った。連続運転中の各機器の保守内容を table.1 に示す。冷 凍機、循環ポンプは、メンテナンスを実施せず連続運転が可 能であった。



Fig.2 Parameter transition during the demonstration test

Table.1 Correspondence during operation						
機器						
冷凍機	14600時間 メンテナンス無し 連続運転					
循環ポンプ	1台 10960時間 メンテナンス無し 連続運	転				
冷却塔	2017年4月~2018年3月 冷却塔清掃 3回					
	冷媒					
液体窒素	実証試験中補充無し					
ネオン	実証試験中 補充無し					

4. 実証試験終了後の冷凍機冷却能力測定結果

実証試験前後で冷却能力が維持されていることを確認する ために COP(冷却能力/電力)の測定を実施した。(fig.3)

COPは、実証試験前と同等の数値を示しており、冷凍機能力が維持されていることが確認できた。



Fig.3 Cooling capacity measurement result

5. おわりに

1年以上の実系統連系運転を開始し、実系統運転時間も 含め、14600時間、冷凍機メンテナンスなしかつ、冷凍機能力 が維持された状態で連続運転が可能であることが確認できた。

謝辞

本研究は、「高温超電導実用化促進技術開発」として、新 エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)から補助を受 けて実施したものである。

参考文献

- M Shimoda et al. : Abstracts of CSSJ Cnference. Vol,89(2014)
- M Shimoda et al. : Abstracts of CSSJ Cnference. Vol. (2017)

— 51 —

高温超伝導マグネット用冷媒に水素を利用するための考察

Discussion to apply hydrogen as a HTS magnet coolant

<u>岩本 晃史</u> (NIFS) <u>IWAMOTO Akifumi</u> (NIFS) E-mail: iwamoto.akifumi@LHD.nifs.ac.jp

1. はじめに

高温超伝導導体は従来の導体と比較して冷却温度を高く 設定できる可能性がある。つまり、ヘリウム以外の冷媒の候補 として液体又は超臨界状態の水素も候補となる。しかし、マグ ネットの冷媒として利用を検討するためには、水素の物性や 特性を調べ、ヘリウムと比較した利点や欠点の評価が必要で ある。そこで、大型超伝導マグネットの効率的な水素冷却を目 的として、ヘリウムとの特性・物性の違いやマグネット冷却温度 設定の考え方について検討した結果を報告する。

2. 大型高温超伝導マグネットの冷却

マグネット冷却システムを単純化するとFig.1に示す3つの 系に分けることができる。マグネットで発生した熱の移動につ いて系毎に考えると、マグネットでは発生した熱を除去し系外 へ排出する能力、冷却配管ではその熱を冷凍機へ輸送する 能力、冷凍機では熱を運んできた冷媒を冷却し再度マグネッ トへ供給する能力が求められ、それぞれ高い効率であること が要求される。液体ヘリウム温度から液体水素温度領域の運 転温度を前提に考えると、液体水素温度領域の選択は冷凍 機の効率を高くする。その温度領域では、マグネットを構成す る導体や構造材の比熱が大きくなるため、擾乱などによる温 度上昇が原因となるクエンチは起こりにくくなる。それにもかか わらず、これまでに高温超伝導マグネットでは原因不明のク エンチ後に焼損し再通電ができない状態に陥る例が報告さ れており、その対応が課題となっている [1]。NbTi 等の液体 ヘリウム温度近傍で冷却されていた導体では擾乱~発熱~ 温度上昇~常伝導転移~冷却~超伝導再転移の過程を想 定し、安定化を検討したが、高温超伝導マグネットについては、 その概念とは異なる指針が必要であり、その検討が始まって いる。また、高温超伝導マグネットはクエンチ検出が難しく、保 護についても同様に新たな指針の検討が始まっている。



Fig. 1 Schematic of large scale magnet cooling system.

このように現状では高温超伝導マグネットに関する安定化 や保護の議論が実用レベルに達しておらず、それらに対応す るためのマグネット冷却の議論も限定される。そこで、本報告 では発生した熱をマグネット系外へと排出し、冷却配管で冷 凍機まで輸送する過程に注目する。

3. 熱輸送能力

大型超伝導マグネットの冷却では、冷却配管に使える空間がマグネット構造により制限されるため、同じ配管径や配管長を仮定して輸送できる熱量の評価を行うことにする。流体が持つ定圧比熱*C*_pと密度 ρの積は単位体積あたりの比熱を表し、ここでは、その値を熱輸送能力として定義する。

超伝導マグネットを冷却する冷媒の状態として、簡便な冷却が期待できる飽和蒸気圧の液体と、それと比較すると高圧だが相変化を起こさず安定した冷却が望める超臨界、の2つの相が考えられる。Fig.2と3はそれぞれへリウムと水素の飽和蒸気圧及び超臨界圧の熱輸送能力を示している。物性計

算には Cryodata 社の Hepak 及び Gaspak を使用した。飽和 蒸気圧下では気化により急激に熱輸送能力が低下することが 分かる。一方、超臨界状態では熱輸送能力はピークまで単調 に向上し、その後、単調に減少していることが分かる。熱輸送 能力は水素の方が若干高い。



Fig. 2 Heat tansport ability of He at 101.3 kPa and 900 kPa.



Fig. 3 Heat tansport ability of H₂ at 101.3 kPa and 1300 kPa.

4. 圧力損失

熱輸送能力が高くても圧力損失が大きければ冷媒流量が 制限され、熱の排出量は小さくなる。水素とヘリウムについて 同じ条件の配管に発生する圧力損失をDarcy-Weisbachの式 (Re_D > 10,000)を用いて評価した。飽和蒸気圧下液体、超臨 界状態いずれの場合も、同じ体積流量あたりに発生する差圧 はほぼ同等であった。

5. 冷媒選択

冷却温度を検討する際、熱的な振動が発生する可能性が あるため急激な変化やピーク値を含むような温度範囲を選択 することは望ましくない。温度上昇が熱輸送能力を向上させる 範囲を利用するのが望ましい。冷媒の供給と回収の温度差 (すなわちマグネット内の温度差)を大きく許容できる場合は、 液体である温度範囲やピーク値までの温度範囲を最大限利 用することで、より多くの熱を回収することが可能になる。いず れの相状態でも水素とヘリウムの熱輸送能力に大きな違いは ないが、飽和蒸気圧下であれば液体である温度範囲、超臨 界圧下であれば熱輸送能力のピーク値までの温度範囲は水 素の方が広く、より多くの熱を輸送できることができる。

6. まとめ

水素はヘリウムと同等かそれ以上の熱輸送能力を持ち、 温度差や超伝導性能が許せば高温超伝導マグネット用冷媒 としての能力が高いことが分かった。

参考文献

 A. Ishiyama et al., J. Cryo. Super. Soc. Jpn., Vol. 48 (2013) p.141.

常温ディスプレーサパルス管冷凍機の等温モデル

Isothermal model of warm displacer pulse tube refrigerator

<u>朱 紹偉</u>(同済大学) <u>ZHU Shaowei</u> (Tongji University) E-mail: swzhu2008@yahoo.com

1. INTRODUCTION

The warm displacer pulse tube refrigerator has the same theoretical efficiency of Stirling refrigerator. The isothermal model or equivalent PV model for a pulse tube refrigerator is rather complex, which need to develop a numerical program, though the calculation speed is very high. The warm displacer pulse tube refrigerator is more like Stirling refrigerator. If the displacer and the gas column between the displacer and the cold gas in the pulse tube are considered as a hybrid displacer, the isothermal model of Stirling refrigerator¹, which can be calculate this type of pulse tube refigerator¹, which can be calculated by Excel. It is rather simpler than ordinary equivalent PV model.

2. ISOTHERMAL MODEL

Figure 1 is the displacer pulse tube refrigerator. In ordinary isothermal model, the gas in the pulse tube is divided into three parts, cold gas, gas piston and warm gas. But for displacer type, the gas piston and warm gas including the gas in the front space of the displacer can be considered as a gas displacer whose process is adiabatic, and the gas displacer with the solid displacer act as a hybrid displacer. Meanwhile assuming the process in other spaces are isothermal like that in Stirling refrigerator. Then we get isothermal model of displacer type pulse tube refrigerator. Compared with Stirling refrigerator, the gas displacer is a big dead volume in front of the solid displacer.



Figure 1 Isothermal model of displacer pulse tube refrigerator

Volumes of the compression space, displacer space, gas displacer, cold gas, and back space of the displacer are

 $V_{C} = V_{CS} + 0.5V_{C0}(1 - \cos(\omega t - \varphi))$ $V_{D} = V_{DS} + 0.5V_{D0}(1 - \cos(\omega t))$ $V_{DG} = V_{DG0}(P/P_{0})^{-1/k}$ $V_{E} = V_{PT} + V_{D} - V_{DG}$ $V_{B} = V_{BS} + 0.5V_{D0}(1 + \cos(\omega t))$

Where, V_C, V_{CS} and V_{C0} are the volume, dead volume, and swept volume of the compression space. ω is angle frequency, φ is the phase delay of the compressor to the displacer. V_D, V_{DS} and V_{D0} are the volume, dead volume and swept volume of the displacer front space, respectively. V_{DG} and V_{DG0} are the volumes of the gas displacer and its volume at pressure P₀. P is pressure.V_E and V_{PT} are the volume of the cold gas and the pulse tube. V_B and V_{BS} is the volume and dead volume of the displacer back space.

Then the pressure P can be get by

$$P = MR / [(V_C + V_B + V_{EXH}) / T_0 + V_R / T_R + (V_{EXC} + V_E) / T_E]$$

Where M and R are total mass in the refrigerator and gas constant. V_{EXH} , V_R and V_{EXC} are the dead volume of the after cooler, regenerator, and cold head. T_0 , T_R , and T_E are the room temperature, regenerator average temperature, and refrigeration temperature.

PV works of input power and gross refrigeration power or expansion power of the cold gas are

$$W_C = \frac{1}{\tau} \oint P dV_C \qquad W_E = \frac{1}{\tau} \oint P dV_E$$

Where τ is period.

Mass flow rate at the hot end of the regenerator

 $\dot{m} = [d(P(V_C + V_{EXH}))/dt]/(RT_0)$

Pressure can be calculated by Excel. Give a V_{DG0} to check whether the minimum V_E near zero. With several times of trying, we can get the pressure. With the pressure, PV work and mass flow rate can be got. We can make a numerical program to make calculation.

Like Stirling refrigerator adiabatic model, if assuming the gas in the compression space and displacer back space, and the cold gas are adiabatic, we can get adiabatic model of displacer pulse tube refrigerator. The accuracy of adiabatic model is higher than that of the isothermal model, but it should be solved with numerical program.

3. COMPARED WITH NODAL ANALYSIS

To validate the isothermal model, the results are compared with nodal analysis method. A pulse tube refrigerator with following parameter is simulated. Charge pressure 2MPa, refrigeration temperature 200K, room temperature 300K, frequency 50Hz, regenerator Φ 50×40 with 60% porosity ratio, pulse tube Φ 35×150, after cooler and cold head Φ 50×40 with 13% porosity ratio, dead volume and swept volumes of the compressor, displacer front space, and displacer back space is 10cc and 50cc, respectively.

Figure 2 shows the pressure and mass flow rate from isothermal model and nodal analysis model. There is a little difference. PV work is also similar. So it could be considered as a valuable method for displacer type pulse tube refrigerator.



4. CONCLUSION

If considering the solid displacer with the gas column between the cold gas and solider displacer as a hybrid displacer, isothermal model of warm displacer pulse tube refrigerator is introduced, which can be calculated by Excel. The results are near nodal analysis method.

5. ACKNOWLEDGMENT

The project is supported by National Science Foundation of China (No.51476117).

REFERENCE

 SW. Zhu, Isothermal model of warm displacer pulse tube refrigerator, Proceedings of the Chinese Association of Refrigeration, 2017, Xi'an

— 53 —

高出力 4 K-GM 冷凍機開発への試み An attempt at development of a large capacity 4K-GM cryocooler

MASUYAMA Shinji (NIT, Oshima College); MATSUMOTO Koichi (KANAZAWA Univ.); NUMAZAWA Takenori (NIMS) E-mail: masuyama@oshima-k.ac.jp

1. はじめに

蓄冷式4K冷凍機は、手軽に4Kレベルの温度を得ること ができる魅力さを持つとともに、無冷媒マグネットや MRI など の超電導応用技術に欠くことのできない装置である.その一 方で、残された大きな課題は効率の悪さであろう.4Kレベル を維持するために多くの電気入力が必要とされており、これは システムのランニングコストに直結している.この課題は、エネ ルギー有効利用点の観点からも、早急に改善するべきもとで あると言える.

本研究では,高出力 4 K-GM 冷凍機の開発を目指している. 今回は,1) 室温部の圧力ライン,2)2 段目蓄冷器構造, の二つに着目して 4.2 K における冷凍能力試験を行った.以下に,実験方法と結果を述べる.

2. GM 冷凍機と2 段目蓄冷器

実験に使用された 2 段 GM 冷凍機は RDK-408D2 (SHI) (1 W at 4.2 K モデル) である. その中の 2 段目蓄冷材には、Pb, HoCu₂, Gd₂O₂S (GOS) 球が充填されており, その概略図を Fig. 1 に示す. (a) は一般的な三層構造 (three-layer) であり, 三種類の蓄冷材が, 今までの研究成果を参考に, 図示された 割合で充填される. なお, 高低温端と異種材料の境界には, 蓄冷材を固定するために, 積層されたステンレスメッシュを挿 入してあるが, Fig. 1 では省略される. (b) は開発中の同軸パ イプ (co-axial pipe) 構造で, Pb 部にステンレスパイプが同軸 方向に挿入されている. パイプを挿入することで, ヘリウムの 軸方向への乱れを抑える効果があると考えている.

圧縮機は、SUZUKISHOKANN 社製のロータリー式 (C-300G) とスクロール式 (SSC-3700) をそれぞれ使用した. な お、定格電力は、いずれも 7.3 kW at 60 Hz であり、ヘリウムガ スの初期封入圧力は、1.6 MPa 一定とした. なお、圧縮機単体 試験から、スクロール式の方が、ガス排出量が大きいことを前 回報告した[1].

3. 実験条件と試験結果

上記のコールドヘッド, 圧縮機を使用して, 4.2 K での冷凍 能力を測定した. 実験条件と4.2 K での冷凍能力結果を Table 1 に示す. Type I ~ III はロータリー式圧縮機, Type IV, V はス クロール式圧縮機を使用した.

3-1) 室温部の圧力ライン (圧縮機含む) の変更結果

フレキシブルホース (以後, フレキとする) を 15A から 20A に変更した場合 (Type I と II), 冷凍能力が 1.43 W から 1.60 W へ大幅に向上している. このフレキで圧縮機を変更した場 合 (Type II と IV), 能力が 0.1 W 向上し 1.70 W となった. 以 上のことから, フレキの容積を大きくすることで, コールドヘッド 内に導入されるガス流量が増え, これが冷凍能力の向上につ ながっていることが予測される. それと同時に, 圧縮機のガス 排出能力も大きい方が望ましい.

3-2) 同軸パイプ構造の適応結果

ロータリー式圧縮機を使用した場合の Type II と III で比較 すると,能力が 0.07 W が向上し,1.67 W が得られた.つぎに, スクロール圧縮機を使用した場合の Type IV と V を比較する と,能力が 0.09 W 向上し,1.79 W が得られた.以上の結果か ら,パイプを挿入することで,2 段目膨張空間へ,より多くのガ スが導入され,能力が向上したと考えられる.この結果は同時 に,2段目蓄冷器の高温側のガスは,理想的な一次元流れに なっておらず,乱れが生じていることも示していると考えられる.

4. まとめ

高出力4K-GM冷凍機開発を目指して、室温部の圧力ラインと、2段目蓄冷器構造の二点に着目し、性能評価を行った. 4K冷凍機の低温端付近では、ヘリウム密度が比較的大きいため、4Kを維持するためには、多くのガスが必要とされる.研究結果から、室温部の圧力ラインを変更して、コールドヘッドへ多くのガスを導入する手法も、能力向上に寄与するが、それだけでは不十分であることが、本研究結果から示された.

発表当日は、20A 20 m のフレキを使用したときの能力結果 も報告する予定である.



Fig. 1. Schematics of two types of the second stage regenerators filled by Pb, HoCu₂ and GOS spheres: (a) three-layer layout, (b) co-axial pipe.



Fig. 2. Photograph of the co-axial pipe. From the warm end view.

Table 1. Experimental conditions and the measured cooling power at 4.2 $\rm K$

Туре	Pressure line* (flexible hose)	Comp.	Co-axial pipe	Power at 4.2 K [W]
Ι	15A 10 m	Rotary	—	1.43
II	20A 10 m	Rotary	—	1.60
III	20A 10 m	Rotary	\bigcirc	1.67
IV	20A 10 m	Scroll	_	1.70
V	20A 10 m	Scroll	\bigcirc	1.79

*The length of pressure line shows the total length of flexible hoses of high- and low-line.

謝辞 本研究は, JSPS 科研費 JP18K04095, 中国電力技術研究財団 (試験研究 A) の助成により実施された.

参考文献

1. 增山新二ら: Abstracts of CSSJ Conference, 96 (2018), p.103

磁性蓄冷材 HoCu2の磁場中比熱、磁化

Magnetic field dependence of specific heat and magnetization of magnetic regenerator HoCu₂

<u>渡辺 祥太</u>, 表 秀樹, 松本 宏一(金沢大); 平山 貴士, 李 瑞(住重) <u>WATANABE Shota</u>, OMOTE Hideki, MATSUMOTO Koichi (Kanazawa University); HIRAYAMA Takashi, LI Rui (Sumitomo Heavy Industries, Ltd.) E-mail: shotanagaizumi@gmail.com

1. はじめに

超伝導磁石の冷却などに用いられる Gifford-McMahon (GM)冷凍機やパルス管冷凍機などの 4K 冷凍機の性能は、 蓄冷器に充填する蓄冷材の比熱に大きく依存する。磁性蓄 冷材 HoCu₂は、10K 以下の低温領域で二回の磁気転移に伴 う二つの大きな比熱ピークを示す。また、反強磁性体であるた め磁場勾配による磁気力が小さいことから、小型冷凍機で主 に使用されている蓄冷材であり、その性能向上に大きく貢献 している。

4K 冷凍機の磁場中での特性を理解するためには、磁性蓄 冷材の磁場中での特性を明らかにすることが必要である。し かし、現在、文献で得られる HoCu₂ の比熱等の物性値は温 度・磁場範囲、精度が不十分である。

本研究では、冷凍機に用いられる球状のHoCu₂について、 磁場中比熱、磁化を詳細に測定した。

2. HoCu₂の測定試料

本研究では、直径 0.15mm 以上である球状の HoCu₂ を用 いて測定を行った。Fig.1 に試料を示す。



Fig.1 A photo of HoCu₂ spheres

3. 実験装置と実験方法

比熱測定では、Quantum Design 社製の PPMS(物理特性測 定システム)を用いて、緩和法でゼロ磁場と 0.5~7T の磁場中 比熱測定を行った。磁化測定では Quantum Design 社製の MPMS(磁気特性測定システム)を用いて 5T までの磁化測定 を行った。球の合計質量は、比熱測定では 3.3mg、磁化測定 では 9.1mg であった。

4. 実験結果

Fig.2 に観測された HoCu₂のゼロ磁場比熱と、1,2,3T にお ける磁場中比熱を体積当たりに換算した結果を示す。HoCu₂ はゼロ磁場において、9.5K で常磁性状態から反強磁性状態 へ転移し、6.5K で別の磁気構造を持つ反強磁性状態へ転移 する[1]。これに対応する 9.5K と 6.5K で二つの鋭いピークを 観測した。この二つのピークが部分的に重なることで、比較的 幅広い温度範囲において大きな比熱を持つ。1T では、ゼロ 磁場で二つに分裂していたピークの裾が一つになり、約 6.5K でゼロ磁場と同等の鋭いピークを示す。また、更に磁場が大 きくなるに伴い、約 6.5K で存在していた比熱のピークの大き さは小さくなり、高温側の広い温度範囲でゼロ磁場の比熱より も大きな値を持つ。2T以上の磁場中では、比熱ピークが判別 できなくなることがわかった。

Fig.3 に 5K における HoCu2 の磁化曲線を示す。磁化は体 積当たりで表している。HoCu2 の磁化は緩やかに立ち上がり、 1T 付近でメタ磁性的な振る舞いを示す。比較のために、従来 の蓄冷材料として知られている Er₃Ni, ErNi, Er₃Co の結果も示 す[2]。磁場の大きさに関わらず、他蓄冷材と比較して最も体 積当たりの磁化が小さいことがわかる。そのため、磁場勾配に よる磁気力を考察すると、同じ大きさの蓄冷器に充填された 場合には HoCu2 は磁気力が小さいことが予想される。

講演では、測定結果の詳細、文献値との比較、さらに他の 蓄冷材との比較などについて報告する。



Fig.3 Magnetization curves of HoCu₂ and Er₃Ni, ErNi, Er₃Co at T = 5K

- Bischof, J., et al. The Specific Heat of HoCu₂ in Magnetic Field. Phys. Stat. Sol. (a) 114, 1989, p. K229
- 済藤明子,他.磁性蓄冷材へ磁場が及ぼす影響の考察 および反強磁性 蓄冷材 Ho₂A1の提案.低温工学.31, 4,1996, p.182-189

磁場中における小型 4K 冷凍機の冷凍性能の研究

Experimental investigation of cooling capacity of 4K cryocooler in magnetic fields

<u>平山 貴士</u>, 森江 孝明, 白石 太祐, 許 名堯(住重); 松本 宏一(金沢大学) <u>HIRAYAMA Takashi</u>, MORIE Takaaki, SHIRAISHI Taisuke, XU Mingyao (Sumitomo Heavy Industries, Ltd.); MATSUMOTO Koichi (Kanazawa University) E-mail: takashi.hirayama@shi-g.com

1. はじめに

Gifford-McMahon (GM)冷凍機やパルス管冷凍機に代表される小型4K冷凍機はMagnetic Resonance Imaging (MRI)や Magnetic field-applied Czochralski (MCZ)などの強磁場を応 用するアプリケーションにおける超伝導コイル冷却に活用され ている。これら装置の運用時には、冷凍機自身も比較的強い 磁場環境に晒される場合が少なくない。そのため、磁場環境 下における小型4K冷凍機の性能を把握することは、これらア プリケーションの設計において非常に重要である。そのため 1990年代にGM冷凍機の磁場依存性や、搭載している磁性 蓄冷材の磁場依存性について多くの報告が成されている [1][2]。しかしGd₂O₂S (GOS)に代表される近年の蓄冷材開発 の進捗により[3]、1990年代とは搭載されている蓄冷材が異な ってきており、冷凍機の磁場中の特性も変化してきていると考 えられる。

そこで本研究では、住友重機械工業製(住重製)の 4KGM 冷凍機と4K パルス管冷凍機、それぞれにおいて冷凍性能の 磁場依存性を測定した。

2. 測定対象の冷凍機

本研究では、住重製 4KGM 冷凍機 RDE-412D4と4Kパル ス管冷凍機 RP-082B2S を用いて測定を実施した。Table.1 に それぞれの冷凍機の仕様値一覧を示す。

	RDE-412D4	RP-082B2S
Туре	GM cryocooler	Pulse tube cryoccoler
Cooling power at first stage	53 W at 43 K	35 W at 45 K
Cooling power at second stage	1.25 W at 4.2 K	0.9 W at 4.2 K
Input power	6.5 kW	7.7 kW

Table.1 Specification sheet of cryocooler

3. 実験方法

Fig.1 にパルス管冷凍機の試験セットアップの外観を示す。 住友重機械製無冷媒超伝導マグネット(ボア 150mm)に Cold head を設置した。Fig.1 には記載していないが、GM 冷凍機を 測定する場合は 2 段ステージをシールド板で覆っており、パ ルス管冷凍機を測定する場合は、それに加えて 1 段と 2 段ス テージを Super Insulation (10 layers)で覆っている。磁場は Cold head に対して平行に最大 7 T まで印加した。磁場の値 としては、各冷凍機に搭載されている 2 段磁性蓄冷材 HoCu₂ 層の中心位置の値を採用した。

4. 実験結果

Fig.2 に GM 冷凍機 RDE-412D4 とパルス管冷凍機 RP-082B2S の 2 段ステージ温度の磁場依存性を示す。測定は各 ステージに定格熱負荷を印加した状態で実施した。また縦軸 はゼロ磁場におけるステージ温度で規格化している。RDE-412D4 は磁場印加に伴い、緩やかに温度上昇を示した。一 方、RP-082B2S は 4.0 T までほとんど温度変化を示さず、4.0 T 以上において急激な温度上昇を示した。

講演では、測定結果の詳細について報告する。



Fig.1 Experimental set-up at pulse tube cryocooler



Fig.2 Magnetic field dependence of second stage temperature [4][5]

参考文献

- A. Onishi et al., Behavior of a 4 K-GM Cryocooler in a Magnetic Field. TEION KOGAKU. 34, 1999, pp.196– 199
- A. Saito et al., The Magnetic Field Influences on the Regenerator Materials and the Proposal of the New Antiferromagnetic Material Ho2Al. TEION KOGAKU. 31, 1996, pp.182–189
- T. Numazawa et al., A New Ceramic Magnetic Regenerator Material for 4 K Cryocoolers. Cryocooler 12, pp.473-481
- T. Morie et al., Improvement of cooling capacity of 4 K GM cryocooler in magnetic fields. ICEC27-ICMC2018, E-02:215
- T. Hirayama et al., Experimental investigation of cooling capacity of 4 K pulse tube cryocooler. ICEC27– ICMC2018, E-02:214

— 56 —

2018 年度 低温技術講習会 —77 K 小型冷凍機を作ろう— Summer Seminar for Cryogenic Technology 2018 —the Challenge to Making 77 K Cryocooler—

野村 祐一, 宮野 将希(明星大); 横土 敬幸, 飯田 隆仁(住重); 石井 聡(東京電機大); 髙橋 洋一郎(大陽日酸); 目黒 凌平(アルバック)

<u>NOMURA Yuichi</u>, MIYANO Masaki (Meisei Univ.); YOKODO Takayuki, IIDA Takahito (SHI);

ISHII Satoshi (Tokyo Denki Univ.); TAKAHASHI Yoichiro (Taiyo Nippon Sanso); MEGURO Ryouhei (ULVAC)

E-mail: 15t3037@stu.meisei-u.ac.jp

1. はじめに 低温技術講習会は,研究者や技術者を対象とし, 超電導や低温技術の理解を深めることを目的として開催されて きた [1-6]。今回は第7回目となる小型パルス管冷凍機製作の 企画となった。物質・材料研究機構にて 2018 年 8 月 6 日から 10日までの一週間で学んだ内容や,製作した小型 GM パルス 管冷凍機の実験について報告する。昨年度までと異なるのは, 蓄冷材として燐青銅が加わった事, 真空ポンプが油回転ポンプ からターボ分子ポンプに変更になった事, MLI を施したことで ある。このため、最低到達温度は電磁弁方式で38Kとなった。 2. 座学 本講習会は, 座学と小型冷凍機の製作実習から構成さ れた。冷凍機が使われている NIMS の 1020 MHz NMR, ハイ ブリッドマグネットだけでなく,超電導線やビッターコイルの 実物説明も組込まれた。座学は,順に"小型冷凍機の原理と設 計", "熱音響冷凍機", "計測 (温度, 圧力, 液面, 流量, 磁界)", "ク ライオスタットと冷凍機", "高圧ガスと安全", "参加者へのごっ た煮情報"であった。初めて聞くという学生や仕事で触れてい るという参加者へ質疑応答を通して,丁寧に講義がなされた。

3. 実習 実習初日のデモンストレーションのあと、電磁弁班 とロータリー弁班の2班に分かれて、蓄冷材をSUS316 #300 メッシュへの詰め替えを行った。ロータリー弁班は、蓄冷材の 一部を燐青銅 (Cu-6Sn-0.2P) #250 メッシュに入れ替えた。ま た最終日には、両班とも MLI を施した。電磁弁を用いた各種方 式 [7]、蓄冷材の違い [8]、MLI の効果 [9] については、別途報告 する。Table1 に第1回目からの最低到達温度と77Kにおける 冷凍能力を受講者数と共に示す。毎年、何らかの改良が施され ており、各年度に優劣があるわけではない。今年は、ロータリー 弁方式でも最低到達温度 50K を記録した。Fig.1に冷凍能力 を示す。MLI によって熱負荷が低減したことが分かる。電磁 弁方式については、熱電対の熱接触が変化し、測定温度が 20K 以上減少したと考えられる。

4. おわりに 77 K での冷凍能力が 10 W 以上あることが示さ れた。本講習会が如何に有意義であったかは, 最終日に撮影さ れた Fig. 2 に示す集合写真に現れている。

謝辞 今回の講習会に当たり,ご指導また講習会の運営をして 頂いた松原洋一,住友重機械工業 許名堯,森江孝明, ColdTech 上岡泰晴,東京農工大学上田祐樹,クライオウェア 藤岡耕治,大 陽日酸 平井寛一,産業技術総合研究所 古瀬充穂, 淵野修一郎,池 上技術 野口隆志,物質・材料研究機構 西島元,九州大学 吉田茂, 前川製作所 駒込敏弘各氏に深く感謝する次第である。

- Y. Miyazaki, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 86, 3D-a11 (2012) p. 234
- K. Ueno, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 88, 1Ca06 (2013) p. 37
- T. Matsumoto, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 90, 2D-a07 (2014) p. 130
- S. Kawakami, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 92, 2D-p01 (2015) p. 128

Table1 Reached temperature and cooling cpacity at 77 K.

Electr	ric Valve	R	otary	persons
69 K	_	_	—	13
69 K	_	72 K	4.8 W	8
65 K	_	81 K	_	5
78 K	< 0 W	77 K	0 W	4
76 K	_	63 K	2.1 W	14
59 K	_	54 K	8.2 W	7
38 K	> 10 W	50 K	> 10 W	7
	Electr 69 K 65 K 78 K 76 K 59 K 38 K	Electric Valve 69 K — 69 K — 65 K — 78 K < 0 W	Electric ValveR 69 K —— 69 K — 72 K 65 K — 81 K 78 K $< 0 \text{ W}$ 77 K 76 K — 63 K 59 K — 54 K 38 K > 10 W 50 K	Electric ValveRotary 69 K —— 69 K — 72 K 65 K — 81 K 78 K $< 0 \text{ W}$ 77 K 0 W 76 K — 63 K 2.1 W 59 K — 54 K 8.2 W 38 K > 10 W 50 K > 10 W



Fig.1 Cooling capacity

- 5. Y. Terao, et al.: Abstracts of 1st Asian ICMC-CSSJ 50, 1P-p25 (2016) p. 26
- K. Demura, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 95, 2D-p01 (2017) p. 110
- Y. Takahashi, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 97, 1D-p06 (2018)
- M. Miyano, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 97, 1D-p07 (2018)
- Y. Nomura, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 97, 1D-p08 (2018)



Fig.2 Group photo at the last of the seminar.

2018 年度 低温技術講習会----電磁弁方式----

Summer Seminar for Cryogenic Technology 2018 --- Team electromagnetic valve---

<u>髙橋 洋一郎</u>(大陽日酸);宮野 将希, 野村 祐一(明星大);

横土 敬幸, 飯田 隆仁(住重);石井 聡(東京電機大学);目黒 凌平(アルバック)

TAKAHASHI Yoichiro(TNS); MIYANO Masaki, NOMURA Yuichi(Meisei)

YOKODO Takayuki, IIDA Takahito(SHI); ISHII Satoshi(TDU);MEGURO Ryouhei(ULVAC)

E-mail:takahashiy.qyt@tn-sanso.co.jp

1. はじめに

本低温技術講習会は若手研究者の育成、技術者の低温技 術向上を目的としており、今年度は8月6日から5日間の日程 で物質・材料研究機構(NIMS)にて開催された。実習テーマは 「77K 冷凍機を作ろう」であり、我々のチームでは電磁弁を用い て冷凍機の圧力制御を行い、冷凍能力を測定した。本講演で は冷却実験とその結果について報告する。

2. 実験方法

Fig.1 に実習で使用した電磁弁方式のパルス管冷凍機の概略図を示す。パルス管の冷端部分と中間部分に取り付けてあるT型熱電対と配管に巻かれているヒーターの導通チェックを行い蓄冷材の詰め込みを行った。蓄冷材はSUS316 #300 メッシュを使用した。パルス管冷凍機の第1、2、3世代の運転を行い、最低到達温度を測定した。その後第3世代であるダブルインレット型と4バルブ型それぞれの場合で、電磁弁の開閉周期を固定し各オリフィスの開度調整を行うことで最適条件を調べた。最適条件でヒーターを使用し熱負荷を与え、各負荷量に対する温度を測定することで冷凍能力を測定した。今回の実習ではMultilayer Insulator(MLI)を断熱真空層に施工した場合の冷凍能力測定も行った。

3. 実験結果

Table.1 は MLI の施工を行っていない場合の世代別の最低 到達温度の比較の表である。年代が上がっていくごとに最低 到達温度が向上しているのが確認できた。第3世代ではダブ ルインレット型と4バルブ型の2種類を測定したがダブルイン レット型の方が低い最低到達温度を記録した。ダブルインレット 型と4バルブ型の冷凍能力の測定結果、MLIの施工を行った 場合の冷凍性能の結果についての詳細は講演で紹介する。

4. おわりに

座学や実習を通して電磁弁バルブ型パルス管冷凍機の冷

却原理、構造を学ぶことができた。MLI 施工をした場合、冷凍 性能が向上し断熱効果を実感することができた。また受講者同 士や講師の方々と繋がりをもてたことはとても貴重だった。

謝辞

ご参加いただきました講師ならびに関係者の皆様に深く感 謝申し上げます。



Fig.1 Schematic view of the pulse tube refrigerator electromagnetic valve type.

Table.1 Minimum target temperature of each generation.

Generation	PT Cold End(K)	PT Middle(K)
First(Basic)	178.3	337.6
Second(Orifice)	154.7	186.2
Third(DoubleInlet)	74.5	115.4
Third(4valve)	78	104

2018 年度 低温技術講習会 —ロータリー弁方式— Summer Seminar for Cryogenic Technology 2018 —Team Rotary Valve—

宮野 将希, 野村 祐一(明星大); 横土 敬幸, 飯田 隆仁(住重); 石井 聡(東京電機大); 髙橋 洋一郎(大陽日酸); 目黒 凌平(アルバック)

MIYANO Masaki, NOMURA Yuichi (Meisei Univ.); YOKODO Takayuki, IIDA Takahito (SHI);

ISHII Satoshi (Tokyo Denki Univ.); TAKAHASHI Yoichiro (Taiyo Nippon Sanso); MEGURO Ryouhei (ULVAC)

E-mail: 15t3046@stu.meisei-u.ac.jp

1. はじめに 今年の低温技術講習会 —77 K 小型冷凍機を作ろう [1] では,電磁弁方式 [2] とロータリ弁方式に分かれて実習を行った。本稿では,ロータリ弁班の実習結果について,その概要を報告する。

2. 実習内容 実習の第一は, 蓄冷材の充填であった。蓄冷器に 充填されていた蓄冷材を取出し, Table1 に緒元を示す SUS316 を 1638 枚充填した。後に, 蓄冷管の低温端から 1/3 ほど燐青 銅 663 ± 2 枚, その上に SUS316 を 1173 枚充填し直した。いず れも外径 29 mm, 素線径 0.04 mm である。実習の第二は, パル ス管方式の比較である。基本型, バッファオリフィス型, ダブル インレット型の 2 種類について, 到達温度をオリフィス弁開度 と共に測定した。実習の第三は, MLI の施工である。詳細につ いては, 次報 [3] で報告する。付随して, ガス置換や真空排気に ついても体験した。

3. 実習結果 Table2 にパルス管方式と到達温度をオリフィス 弁の開度, 蓄冷材とともに示す。基本型, オリフィス型, ダブ ルインレット型と世代が進むにつれて, 到達温度が下がってい くのが分かる。バッファ弁は, フジキンの UN-94M-P6.35-L-R, ダブルインレット弁は, Swagelok の SS-4MG が使われており, Cv 値は各社の資料から読み取った。Fig. 1 にバッファオリ フィス弁開度 (BO) 4.44 mCv の時に, ダブルインレットオリ フィス弁開度 (DO) を変化させたときの到達温度を示す。到達 温度を最低にする DO があることが分かる。

Fig. 2 に蓄冷材が SUS のみの場合と燐青銅が加わった場合 の冷凍能力を示す。作業流体の充填圧力が異なるので, 蓄冷材 以外の動作条件が全く同じとは言えないが, 陸冷材の違いが冷 凍曲線に表れている。燐青銅がある場合には, 60 ~ 75 K の温 度範囲で, 温度と冷凍能力は直線関係にある。この温度領域で は, 燐青銅は冷凍能力向上に資することが分かった。

今回,室温各部の温度測定も行った。測温場所は,パルス管温 端,ダブルインレットオリフィス弁蓄冷機側とパルス管側,ロー タリ弁出口,バッファオリフィス弁の先のバッファ入口である。 冷凍機を運転開始してから10分程度は,パルス管温端が最も温 度が高くなっていた。それ以降は,ダブルインレットオリフィ ス弁のパルス管側とロータリー弁出口が温度の高い部位となっ た。低温部から熱を多く排出しようとする場合には,オリフィ ス弁側が高くなることから,パルス管温端から,遠い場所に最も 多く排熱していると考えることができる。

4. おわりに 低温技術講習会に参加して, 講義とパルス管冷 凍機の実習を経験して, 多くのことを知ることができた。オリ フィス開度によって, 冷凍性能が変わること, 蓄冷材の種類に よって, 冷凍能力特性が変わること, パルス管が排熱する場所に 関する知見も得られた。最後に, 講師の方々に感謝申しあげる 次第である。

参考文献

- Y. Nomura, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 97, 1D-p05 (2018)
- 2. Y. Takahashi, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 97,

Table1 Specification of cold mass

Material	Mesh	Thickness	Mass
SUS316	#300	0.0825 mm	0.14871 g
Phosphor bronze C5191	#250	0.080 mm	0.14359 g

Та	Table2 Pulse tube type and reached temperature.						
Туре	Lowest Temp.	ВО	DO	Material			
Basic	140 K	0 mCv	0 mCv	SUS316			
Orifice	113 K	4.44 mCv	0 mCv	SUS316			
Double Inlet	54 K	5.56 mCv	7.46 mCv	SUS316			
Double Inlet	56 K	5.56 mCv	7.46 mCv	Cu-Sn-P/ SUS316			
Double Inlet	50 K	4.44 mCv	7.46 mCv	Cu-Sn-P/ SUS316 with MLI			







Fig.2 Cooling capacity of rotary valve

1D-p06 (2018)

 Y. Nomura, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 97, 1D-p08 (2018)

1D-p08

2018 年度 低温技術講習会 —MLIの効果— Summer Seminar for Cryogenic Technology 2018 —Effect of MLI—

<u>野村 祐一</u>, 宮野 将希(明星大); 横土 敬幸, 飯田 隆仁(住重); 石井 聡(東京電機大); 髙橋 洋一郎(大陽日酸); 目黒 凌平(アルバック) <u>NOMURA Yuichi</u>, MIYANO Masaki (Meisei Univ.); YOKODO Takayuki, IIDA Takahito (SHI);

ISHII Satoshi (Tokyo Denki Univ.); TAKAHASHI Yoichiro (Taiyo Nippon Sanso); MEGURO Ryouhei (ULVAC) E-mail: 15t3037@stu.meisei-u.ac.jp

1. はじめに 今年の低温技術講習会—77 K 小型冷凍機を作ろう—[1]では、真空ポンプを油回転からターボに変更し、MLI (多層熱絶縁)を施したため、これまでの到達温度を更新した。 その概要を MLI の施工効果を中心に報告する。

2. クライオスタット真空度と熱負荷 今年は,真空排気ポンプ を油回転からターボ分子に変更したことにより,真空ポンプ引 き口において 3×10⁻⁴ Pa を記録した。冷凍機を収納するクラ イオスタットの真空引口は NW25 であるので,それを考慮して も,クライオスタット内は,残留ガスによる対流熱伝達は,無視 できると考えられる。

クライオスタット内部への放射熱 Qw は,

$$\dot{Q}_{\rm W} = \sigma \varepsilon A_{\rm W} T_{\rm W}^4 \tag{1}$$

で与えられる。ここで、 $\sigma = \pi^2 k^4 / 60\hbar^3 c^2 = 5.670367(13) \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$ 、汚れたステンレスの放射率 $\varepsilon = 0.5 \sim 0.6$ 、クライオスタットの内面積 $A_W = 0.1837 \text{ m}^2$ 、壁温度 $T_W = 300 \text{ K}$ とすると、 $\dot{Q}_W = 42 \sim 51 \text{ W}$ と見積もれる。

クライオスタット内表面からの放射熱がすべて低温部に入 射するわけではない。そこで、低温部の表面積を算定し、面積 比を用いて、低温部への侵入熱を求めることが行われている。 SUS 製の蓄冷管は外径 31 mm, 長さ 170 mm, パルス管は外径 21 mm, 長さ 250 mm であり, 接続管は 1/4 銅管である。接続 管には、熱電対とヒータ線が取りくけられており, カプトンテー プで固定されているので、外径 7 mm, 長さ 250 mm を用いた。 また、蓄冷管とパルス管の 1/3 の長さが低温であると近似した。 低温部の表面積 $A_c = 186 \text{ cm}^2$ となるので、低温部への放射熱 は 4.3 ~ 5.1 W と見積もれる。低温部からの放射熱は、カプト ンの放射率 $\varepsilon = 0.95$ 、低温部温度 60 K とすると 3 mW となり、 無視できる。

3. MLI の施工と効果 Fig. 1 に MLI を施工した時の様子を示 す。ロータリー弁班は 10 層の MLI をタイトに 2/3 重ね巻し た。電磁弁班は, 5 層の MLI をルーズに 3/4 重ね巻し, そのう え, 蓄冷管・パルス管部を 10 層の MLI で 2 重巻にした。

講習会資料によれば、MLI を施工した場合の侵入熱は

$$\dot{Q} = \frac{\sigma \varepsilon \left(A_{\rm W} T_{\rm W}^4 - A_{\rm C} T_{\rm C}^4 \right)}{2(n+1)} \tag{2}$$

である。ここで, $\varepsilon = 0.05$, ロータリー弁班は $A_{\rm W} = 274.2$ cm², MLI 層数 n = 20, 電磁弁班は $A_{\rm W} = 476.2$ cm², n = 30 とする と, 式 (2) の第 2 項は無視できるので, それぞれ $\dot{Q} = 15$ mW, $\dot{Q} = 18$ mW となる。

Fig. 2 に MLI 有無のロータリー弁方式の冷凍能力を示す。 オリフィス開度が異なるので, 直接比較はできないが, MLI に よって 3.8 W 熱負荷が低減していると読める。Fig. 3 に電磁弁 方式の冷凍能力を示す。熱負荷が 5 W 低減できたとしても, 冷 凍能力曲線は重ならないので, 熱電対の熱接触が変化し、測定 温度が 20 K 以上減少したと考えられる。



(a) rotary team

(b) EM team



Fig.1 MLI work

Fig.2 Cooling capacity of rotary valve



Fig.3 Cooling capacity of em valve

4. おわりに MLI の施工により, 熱負荷を低減できることが体 感できた。また, 施工方法は, タイトでない方が良いと考えら れる。

参考文献

 Y. Nomura, et al.: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 97, 1D-p05 (2018)

加圧液体窒素の減圧時における蒸発特性に関する研究 Study on evaporation characteristics of pressurized liquid nitrogen under depressurization

<u>臼井 智之</u>,北田 一輝,前川 一真,武田 実(神戸大) <u>USUI Tomoyuki</u>, KITADA Kazuki, MAEKAWA Kazuma, TAKEDA Minoru (Kobe Univ.) E-mail: 178w502w@stu.kobe-u.ac.jp

1. はじめに

近年、原子力発電や化石燃料の枯渇、地球温暖化などエ ネルギーに関する問題が多い。そのため、これらの問題を解 決し得る水素エネルギーが注目されている。そこで、水素エ ネルギー利用の発展を目指し、大型船による液体水素(沸点 20.3 K)の海上輸送が計画されている[1]。極低温液体である 液体水素は、船舶の揺動や入熱により少しずつ蒸発し、液量 が減ってしまう。そのため、出来るだけ蒸発ガスを逃さずタンク 内に閉じ込めて蓄圧状態で輸送するが、陸上タンクへ荷揚げ する際は大気圧程度まで減圧しなければならない。蓄圧状態 から減圧すると激しい沸騰が発生し、大量に蒸発して損失と なることから、これを最小限にする効率的な減圧を行う必要が ある。

そこで、本研究では液体水素の減圧速度や減圧時間の最 適値を見つけるための予備的研究として、加圧液体窒素で減 圧試験を行い、温度変化・圧力変化を含めて蒸発特性を調 べることを目的とする。今回は過去の実験結果[2]に加え、さら に詳細な実験条件を設定し、蒸発特性を中心に沸騰挙動を 調べたので報告する。

2. 実験装置

実験装置の写真を Fig.1 に示す。実験装置は光学クライオ スタット、温度計、圧力計、流量計、データロガー、高速度カメ ラ等から構成され、蒸発ガスラインには流量調整用のニード ル弁及び減圧用の開閉弁として電磁弁を取り付けている。

光学クライオスタットは、断熱真空槽、液体窒素槽(10.0 L)、 液体水素槽(13.6 L)、サンプル槽(3.8 L)、光学観測窓等か ら構成されており、主な素材は SUS304 である。クライオスタッ ト下部に光学観測窓が取り付けられており、内部の様子を観 察することが可能である。



Fig.1 Photograph of experimental apparatus.

3. 実験方法

サンプル槽に液体窒素を一定量充填し、電磁弁を閉めて サンプル槽を密封する。ヒーター等の加熱により液体窒素を 蒸発させ設定圧力まで上げる。電磁弁を開とし、サンプル槽 の密閉を解くことで減圧を行う。同時に、蒸発ガスの流量・内 部圧力・液体温度の計測と高速度カメラによる撮影を開始する。以上の方法により、減圧試験を行った。

極低温液体の急減圧時における沸騰挙動は、初期の液体 状態、設定圧力、減圧速度に大きく依存すると考えられてい ることから、次のように実験条件を設定した。(1)液体状態は 飽和状態(温度均一)と成層状態(温度分布が存在)の2種類、 (2)設定圧力は 0.4 MPaG, 0.2 MPaG の2種類、(3)減圧速 度はニードル弁の開度を変えることで複数の条件を設定した。

実験結果と考察

Table 1 に減圧試験で得られた蒸発量を示す。減圧速度と 蒸発量の関係では、液体状態や設定圧力に関わらず、減圧 速度が速いものほど蒸発量が少ないという傾向がみられた。 激しい沸騰を伴う速い減圧の方が蒸発量は多くなると予想し たが、遅い減圧は緩やかな沸騰が長時間続くため蒸発量が 多くなったと考えられる。したがって、沸騰の激しさよりも沸騰 している時間の方が蒸発量に与える影響は大きいと言える。 また、飽和状態と成層状態を比較すると、蒸発量が少なかっ たのは成層状態である。成層状態は飽和温度に達していな いサブクール状態を有しているため、飽和状態に比べて蒸発 量が少なくなったと考えられる。設定圧力の違いをみると、高 い圧力から減圧を行った方が、蒸発量は多くなった。高圧状 態から減圧すると、沸騰している時間は長く、激しい沸騰が起 きるためであると考えられる。

Test#	Liquid conditions	Set pressure [MPaG]	Depressurization speed	Total evaporation [kg]
run1	Saturation	0.4	High	0.2038
run2	Saturation	0.4	Medium	0.2097
run3	Saturation	0.4	Low	0.2242
run4	Saturation	0.2	High	0.1276
run5	Saturation	0.2	Low	0.1393
run6	Stratification	0.4	High	0.1482
run7	Stratification	0.4	Low	0.1713
run8	Stratification	0.2	High	0.0794
run9	Stratification	0.2	Low	0.0970

Table1 Experimental conditions and total evaporation.

5. まとめ

様々な実験条件の下で行った減圧試験において、主に蒸 発量に着目して解析した。今回の結果から、沸騰の激しさより も、沸騰が続く時間の方が蒸発量に与える影響が大きいこと が分かった。また、成層状態で減圧を行った方が蒸発量を抑 えられることが分かった。今後の課題として、より様々な条件 において減圧試験を行うことや、減圧速度を定量化して減圧 試験を行い蒸発特性を検証することが挙げられる。

参考文献

1. S. Kamiya *et al.*: Physics Procedia, Vol. 67 (2015) PP. 11– 19

2. J. Tanaka *et al.*: Abstracts of CSSJ Conference, Vol. 94 (2017) P. 56

液体水素の蒸発ガスにおけるオルト・パラ組成比の経時変化 Time change of ortho-para composition ratio for gas evaporated from liquid hydrogen

佐藤 更,青木 誠,武田 実,前川 一真(神戸大); ハバストロウ クリストフ(ドレスデン工科大) SATO Sara, AOKI Makoto, TAKEDA Minoru, MAEKAWA Kazuma (Kobe Univ.); HABERSTROH Christoph (TU Dresden) E-mail: 187w603w@stu.kobe-u.ac.jp

1. はじめに

今日、地球温暖化をはじめとする環境問題や化石燃料の 枯渇が懸念されている中、代替エネルギーとして水素エネル ギーが注目されている。燃料となる水素を輸送する場合、気 体の状態ではなく液体水素(沸点20K)の状態で、大型タンク を用いて海上・陸上輸送するのが効率的である。輸送した後 は現地にて蒸発したガスの状態で利用する。そのため、液体 水素やその蒸発ガスの特性を知ることは重要である。

等核二原子分子である水素にはオルト・パラの二種類の水 素分子が存在し、その組成比は平衡状態において温度に大 きく依存する。水素を液化する際、オルト水素からパラ水素へ の変換(オルト・パラ変換)が起こるが、その変換過程におい て、温度降下とともに徐々に安定した組成比になる。一方で、 液体水素は時間経過とともに蒸発し、パラ水素からオルト水 素への変換(パラ・オルト変換)が起こることが知られている。 過去の実験で、液体水素の蒸発ガス(パラ水素約 100%)がノ ーマル水素(オルト・パラ組成比3:1)に到達するまでの時間が 異常に長いことがわかってきた[1, 2]。本研究では、液体水素 の蒸発ガスが室温平衡状態のノーマル水素に到達するまで のオルト・パラ組成比の経時変化を測定している。今回は、液 体水素蒸発ガス採取容器の内容積と内圧を変え、測定日時 を分けて計測を行った。実験結果に対して貯蔵条件の違いが パラ・オルト変換の速度に与える影響について解析したので 報告する。

2. 実験装置と実験方法

オルト・パラ組成比の測定には、岩谷産業株式会社が所有 する株式会社ラウンドサイエンス社製 DS-501S の熱伝導型 オルト・パラ水素分析計を用いた。液体水素蒸発ガス採取容 器は5本あり、それぞれをNo.1からNo.5とした。材質は304 L ステンレス鋼で、内容積は1Lと2.25 Lである。液体水素 蒸発ガスを採取するにあたって、ボンベの片側にはキャップを、 反対側には圧力計とバルブを取り付けた。

実験は、以下の(1)~(3)の手順で行った。

(1) No. 1からNo. 5までの各採取容器の圧力計が、Table. 1 の値を示すように液体水素蒸発ガスを採取した(10/13)。

(2) 採取した日から経過時間を Table. 1 のように分けて、容器 内に採取したガスをオルト・パラ水素分析計にて組成比を測 定した。

(3) 測定値を用いて、容器ごとのオルト・パラ組成比の経時変化を解析した。

実験結果と考察

Table. 1 に実験結果を示す。本実験結果から、内圧が等し く内容積の異なる No. 2 と No. 4 を比較した場合、両者はほぼ 重なった。このため、パラ・オルト変換の速度は、内容積に依 存しないことが確認された。

内容積が等しく内圧が異なる No. 3と No. 4,5 を比較した 結果と予想を Fig. 1 に示す。No. 3と No. 4,5 とでは、内圧の 高い No. 4,5 の方がパラ・オルト変換の速度が大きかった。こ のことから、同じ内容積であれば内圧の大きい容器内の方が パラ・オルト変換は速いことが確認された。これは過去の研究 で指摘された通り、容器の内圧が高い方が水素分子同士の

Table. 1 Experimental results and storage conditions

	_						
Cyl. No.	Para concen.		Measure	nent day			
Volume	Internal pressure	10/13	10/20	10/30	11/20		
No.1	%	99.7	94.0		65.0		
1 L	MPaG	0.30	0.16		0.03		
No.2	%	99.7	97.4	91.9			
1 L	MPaG	0.60	0.44	0.31			
No.3	%	99.7		93.3	88.1		
2.25 L	MPaG	0.30		0.25	0.19		
No.4	%	99.7	97.4	91.8			
2.25 L	MPaG	0.60	0.53	0.47			
No.5	%	99.7		91.0	81.5		
2.25 L	MPaG	0.60		0.54	0.47		



衝突回数が増えることで、パラ・オルト変換が促進されたため だと考えられる。

液体水素蒸発ガスを採取した日から38日経過したNo.3と No.4,5の測定後、水素蒸発ガスを静置した場合パラ水素は 直線的に減少していくと仮定して、パラ水素濃度の経時変化 の予想を算出した。その結果、ノーマル水素に到達する時間 はFig.1の点線で示すようにNo.3は約245日、No.4,5で は約160日と予想した。しかしその後、115日経過して追加測 定をしたところ、58.9%、54.0%となり、予想したほどパラ水素 濃度は減少していなかった。このことから、パラ・オルト変換は パラ水素濃度が減少するにつれて反応速度が遅くなると推測 され、水素蒸発ガスのパラ水素は下に凸の曲線形に従って減 少して行くと考えられる。

本実験では実験方法の性質上、測定を繰り返すたびに採 取容器の内圧が下がっていく。そのため、より詳細な経時変 化を得るためには内圧が同じサンプルを多く用意し、測定日 をずらして測定する必要がある。そうすることで、内圧とパラ水 素濃度と貯蔵した時間との関係をより詳しく解析することがで きる。

参考文献

- 1. 榎 浩利ほか:第25回水素エネルギー協会大会予稿集, (2005) P. 57
- M. Teshigawara *et al.*: Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section B: Beam Interactions with Materials and Atoms, Vol. 368, (2016) PP. 66–70

— 62 —

微小重力下のλ点近傍におけるHe II沸騰の気液界面異常熱輸送についての考察 Anomalous heat transfer across liquid-vapor interface around Lambda point

in He II boiling under microgravity condition

<u>高田 卓</u>(核融合研);木村 誠宏(KEK);村上 正秀(筑波大) <u>TAKADA Suguru</u> (NIFS); KIMURA Nobuhiro (KEK); MURAKAMI Masahide (U. Tsukuba) E-mail: takada.suguru@nifs.ac.jp

1. 研究背景

2016年9月に落下塔において実施された微小重力下の超流動へリウム(He II) 沸騰実験の中で、λ 点近傍においては他の温度帯と比較して圧倒的に小さな気泡が生成されることが発見された。これは、気液界面からの熱伝達が λ 点近傍で 非常に大きいということを意味している[1]。この原因についての考察を展開したのが本研究である。

He II 中においては微小重力下であってもλ点近傍で臨 界熱流束が下がる[2]。このため、宇宙空間における He II 利 用を考えた場合、He II タンクに対して小さな熱流量でさえ、 He II タンク全体の温度が上昇しλ点近傍において沸騰が始 まりタンク圧力の急上昇につながるというシナリオが想定され る。しかしながら、実験結果はλ点近傍においての沸騰様相 は他の温度領域のデータから外挿が出来ないことを示してお り、物理的な解説と更なる研究展開を示すことは実応用上も 必要である。

2. λ 点近傍における異常熱伝達

Fig. 1(a) (b) は微小重力下における HE II 温度 1.9 K の 場合の 気泡と 2.165 K の場合の気泡を可視化した結果で ある。注目されたいのは印加した熱流量がより大きい 2.165 K の方が小さな気泡を観測している事実である。こ れはヒータ印加から 4.0s 後の可視化結果であり平均気泡 径は定常に達しているが、2.165 K の場合では気液界面が 不安定な挙動を見せている。平均気泡径を用いて気液界 面を貫く熱流束に直せば、Fig. 1(a) においては 44.5 W/m2, Fig. 1(b) は 856.3 W/m2 となり、λ 点近傍で桁違いの異常 熱輸送が起きていることが判る。



Fig.1 Visualization results of boiling bubble in He II under microgravity (a) 1.9 K 5.96 mW (b) 2.165 K 14.48 mW Visualized area; 12.5 x 12.5 mm

3. 解析

λ 点近傍以外のデータにおいては、気液界面の熱輸送が Kryukov らや Ametitov によって指摘されている Kinetic theory [3,4] で解説される熱流量によって理解できる [1]。Fig.2 はこの理論を非常に単純に適用した場合に得 られる気泡サイズと実験で得られた気泡サイズの比を取 ったものである。理論で得られる熱流量を印加熱量から 差し引いた分が潜熱として消費されて気泡成長に寄与す るというような単純なモデルである。これはλ点近傍以 外では He I であっても非常に良い一致を見せる。

λ点近傍での特異な現象を理解するために、その界面 熱抵抗の高さに注目した。λ点近傍では比熱が高いなど の特徴の他に気液界面における界面熱抵抗が急上昇する ことが知られている[5]。1.4~2.1K領域では熱抵抗の値 は $10^{-7}m^{2}$ K/W 程度のオーダーであるが、熱抵抗が ρ_{n}/ρ_{s} におおよそ比例している為、 λ 点に近づくほど急上昇し、2.17K においては $10^{-4}m^{2}$ K/W にまで達する。



Fig.2 Temperature dependence of the ratio between the experimental and calculation results at the time 4.2 and 2.1 s.

ここで He II の定常熱伝達を示す Gortor-Millink 則 (G-M 則) による Ti~Tb の温度分布における臨界熱流束 を計算式が下記である。ここで f(T)は熱伝導関数、m は 定数で 3, r は半径である。

$$q_{cr} = \left(\frac{(m-1)\varphi}{r} \int_{T_b}^{T_i} \frac{dT}{f(T)}\right)^{1/m}$$

Ti は[4]中の半経験式による界面熱抵抗係数に熱流束を 乗じたものを使用して計算すると、10mK 程度の温度差が 液内に生まれる。不確定な経験定数 φ <1 があるためオー ダーでの議論しか出来ないものの、実験で得られた熱流 束は G-M 則で計算される熱流束として解釈可能なオーダ ーである。

この事実は、微小重力中でλ点近傍においてノイジー 膜沸騰が起きていることを示唆している。過去研究にお いてサイレント膜沸騰では Kinetic theory で計算可能な 熱流束、ノイジー膜沸騰では G-M 則から計算可能な熱流 束が気液界面から輸送されることが示されている為であ る[6]。気泡の挙動の観察からも不安定なノイジー膜沸騰 であるとの弁別は矛盾しない。

4. まとめと今後の課題

微小重力下におけるλ点近傍の気液界面からの異常熱 輸送についてこの気泡がノイジー膜沸騰領域にあり、沸 騰モードの変化によってこうした状態変化が生まれたこ とが考察された。しかしながら、このモード変化の要因 λ点近傍のデータの不足のため、λ点近傍で正確に温度 制御された低液頭圧下のデータを収集する必要がある。

[1] S. Takada et al., Cryogenics vol.89 (2018) pp.157-162

- [2] S. Takada et al., International Journal of Microgravity
- Science and Application Vol. 31-4 pp.186-193 (2014)
- [3] A.Kryukov, S. W.van Sciver, Cryogenics 21(1981) pp.525-528
- [4] Ametitov Y.Cryogenics 23 (1983)pp.179-184
- [5] F. Jebali, M. Francois, 1994, Pysica B 194-196, pp. 599-600
- [6] S. Takada et al., Proc. 23rd ICEC (2011, July)pp. 325-329