

熱起電力励磁型高温超電導マグネットの宇宙機への応用

Application of high Tc superconducting magnet excited by thermoelectric element to spacecraft

大沢 泰地, 岡村 哲至, 竹田 篤弘(東京工業大学); 船木 一幸(宇宙航空研究開発機構)
 OSAWA Taichi, OKAMURA Tetsuji, TAKEDA Atsuhiko (Tokyo Tech); FUNAKI Ikkoh (JAXA)
 E-mail: osawa.t.aa@m.titech.ac.jp

1. 緒言

近年, 新しい宇宙機の推進システムとして注目され, 研究がなされているのが磁気プラズマセルである。磁気プラズマセルでは, 宇宙機が磁場を展開することが必要なことから, 高温超電導マグネットを, 宇宙機へ搭載することが検討されている。そこで本研究では, この高温超電導マグネットの小型軽量化を目標に, 高温超電導コイルの電流源として熱電素子の利用を検討した。宇宙空間において熱電素子に温度差を与える方法として, 高温端側に太陽光受熱板を, 低温端側に放射冷却板の設置を想定した。太陽光受熱板は太陽熱放射を受け熱電素子へ入熱し, 放射冷却板は熱電素子からの廃熱を深宇宙へ放熱する。

本報では Fig.1 に示されるような熱電素子温度レベルや直列数から設計パラメータと, 受熱板及び放射冷却板のサイズとの関係を数値計算により検証したので報告する。

2. 熱電素子への入熱量

熱電素子への入熱量は, 放射冷却板及び受熱板のサイズに影響を与えるパラメータの一つである。そこで熱電素子の温度レベルや直列数が, 入熱量に与える影響を Fig.1 に示すようなモデルをたてて考察した。ただし熱電素子の低温端温度が 64K 以下では高温超電導コイルとの接続に HTS リードを用い, それ以上の温度では銅電流リードによる電圧降下を考慮した。

高温端温度 $T_H=280K$ での計算結果を Fig.2 に示す。縦軸の Q_{in}/I (以後, 性能指数と呼称)は高温超電導コイルへの単位通電電流あたりに必要な熱電素子への入熱量を表す。低温端温度が低いほど電流リード等による電圧降下を抑えることができるため性能指数は向上した。また熱電素子の直列数の増加によって熱電素子の伝熱面積が大きくなり, 熱電素子への入熱量を増やす必要があるため, 直列数は少ないほうが性能指数は向上した。

3. 受熱板及び放射冷却板のサイズの計算結果

性能指数の計算結果をもとに, Fig.3 に熱電素子の直列数 $n=2$ の場合の, 熱電素子低温端温度と受熱板及び放射冷却板のサイズの関係を示す。ただしこのとき, 熱電素子高温端温度 $T_H=280K$, 直列数 $n=2$, 高温超電導コイルの通電電流 $I=50A$ である。Fig.2 からわかるように, 性能指数は低温端温度が 64K のとき最も向上したが, 一方受熱板及び放射冷却板の合計サイズが最も少ないのは低温端温度が 104K のときであった。これは低温端温度を上昇させることで性能指数が悪化し熱電素子への入熱量が増えてしまい, 受熱板及び放射冷却板のサイズ増大につながるものの, 一方で放射冷却板から宇宙空間への放射熱流束が増大し, 放射冷却板のサイズを抑える効果があるからである。

4. 結言

熱起電力励磁型高温超電導マグネットの宇宙機への応用を念頭に, 熱電素子の温度レベルや直列数といったパラメータとシステムのサイズとの関係を数値計算により調査した。

その結果, システムのサイズをより小さくするためには, 熱電素子低温端温度を, 性能指数が最も良い温度よりも高くすることが有効であることが分かった。

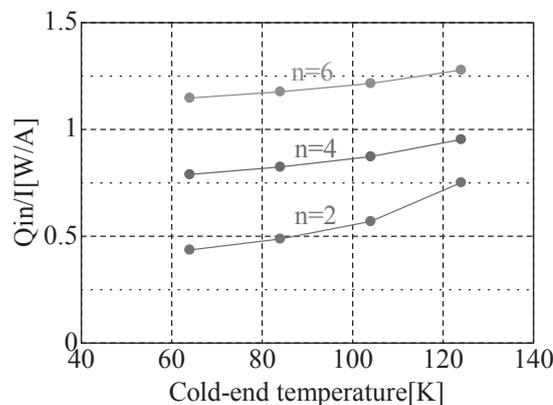
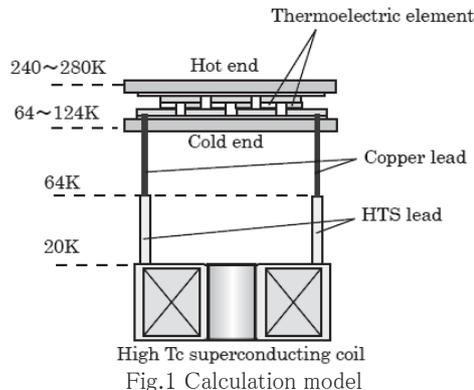


Fig.2 Heat input per unit current ($T_H=280K$)

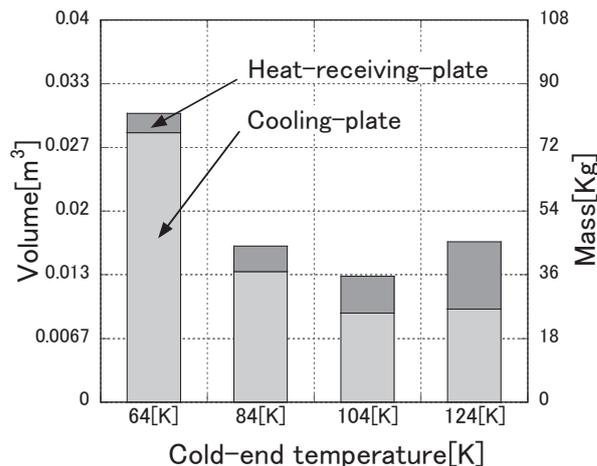


Fig.3 Total size of Heat-receiving-plate and Cooling-plate($n=2, T_H=280K$)

参考文献

1. M.Ono and T.Kuriyama, "Development of a Superconducting Magnet Excited with Thermoelectric Conversion Element in Quasi Persistent Mode," Proceedings of 17th International Conference on Magnet Technology, 2001.

低熱侵入多段ガス冷却電流リードの提案

A Proposal of multi-stage and gas-cooled structure current lead for low heat leak

山口 作太郎, 浜辺 誠, 渡邊 裕文, 河原 敏男 (中部大), 江本 雅彦 (NIFS)
 YAMAGUCHI Satarou, HAMABE Makoto, WATANABE Hirofumi, KAWAHARA Toshio (Chubu Univ.),
 EMOTO Masahiko (NIFS)
 E-mail: yamax@isc.chubu.ac.jp

1. はじめに

直流超伝導送配電システムでの主損失は断熱2重管と端末電流リードからの熱リークである。特に、短距離で大電流・低電圧では送電電力に対して端末での損失が大きく、この低減が超伝導システム全体の経済性を決める。このため、中部大学ではペルチェ電流リードの開発を行ってきたが、今回新たに多段電流リード及びそのガス冷却方式について検討をはじめることになった。ここでは、基本的な原理・構造について述べると同時に数値計算の結果を示す。

2. 基本構造及び原理

多段電流リードの一例をFig. 1に示す。常温側は300Kとし、超伝導低温側は77Kとする。従来のシステムでは77Kを保持する冷凍機1のみを使うのであるが、ここでは冷凍機2をリードの150K温度定点を作るために利用する。すると、常温からこの温度までの熱流束は全てこの冷凍機の熱負荷となり、77K冷凍機の熱負荷は150K以下で発生するリードのジュール熱になる。それぞれの熱流束の和($=Q1+Q2$)は従来の一つの冷凍機システムと変わらないが、150K冷凍機2のCOPは77K冷凍機1のCOPに比べて数倍大きく、電流リードを作る銅の電気抵抗率は低温になると急激に下がり、リードの最適設計では常温端での温度勾配がゼロになるため、リードのジュール発熱のみが熱負荷になるため、実効的な熱侵入量を大きく減らすことができる。このアイデアは1960年代に米国で提案されたが、実施された形跡がないようである[1]。

Fig. 2に銅電流リードの長さ方向に沿った熱流束分布を示す。300K(常温端)では温度勾配がゼロになるようにリードの最適設計を行うため、熱流束はゼロであり、低温側になるにつれて熱流束は単調増加し、77Kでは42.5W(電流は100A)となる。このため、COP=0.067の冷凍機1の消費電力は、 $42.5/0.067 = 634.3$ Wとなる。一方、温度定点を188Kで取ると、この温度を保持するための冷凍機2の熱負荷は35.2Wであり、COP=0.45とすると、この冷凍機2の消費電力は $35.2/0.45 = 78.2$ Wとなる。残りの6.3Wが冷凍機1の熱負荷となるので、 $6.3/0.067 = 94.0$ Wとなる。このため、2つの冷凍機の消費電力合計は172.2Wとなる。これは冷凍機が一つに比べて、73%もの消費電力低減となる。

次に、多段電流リードのガス冷却方式を考える。Fig. 3に原理構造図を示す。これは温度定点をリード中に作るだけでなく、その定点よりリードの高温部分を冷媒で循環冷却する。この方式の特長は熱交換器損失が低減できる上に温度定点への熱負荷を低減できるため、冷凍機2の熱負荷を下げることができることである。そして、従来のガス冷却リードのように冷媒の減少なく、循環量は外部条件(電流値や環境温度など)によって決めることができることである。

3. 今後の予定

以上のように、多段電流リードは熱侵入量低減に大きな可能性を持っている。このため、実験装置の設計検討を行っている段階である。全体性能は中間冷凍機の性能に強く依存するため、各種既存冷凍機の調査と組込み可能性などの検討が中心である。そして、来年度中にテストベンチで実験を開始したいと考えている。

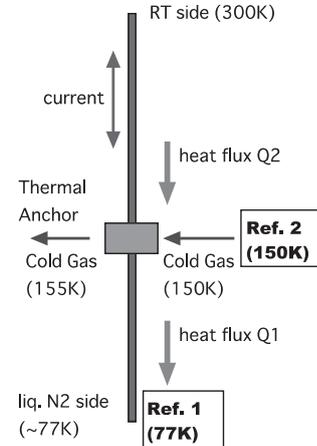


Fig. 1 Schematic structure of multi-stage current lead

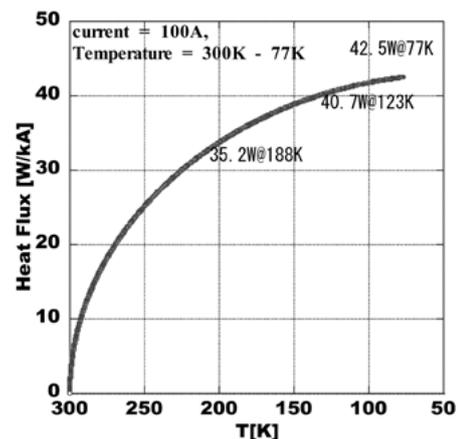


Fig. 2 Heat flux distribution of two-stage current lead

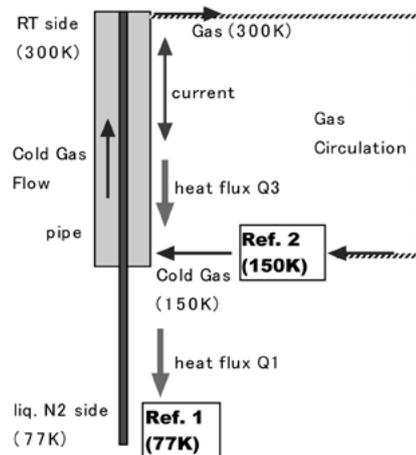


Fig. 3 Schematic structure of multi-stage & gas-cooled current lead

参考文献

- [1] L. Bromberg et al, PSFC/JA-09-23, MIT Plasma Science and Fusion Center, Sept. 22, 2009.

望遠鏡搭載用 2 段パルス管冷凍機における冷凍能力の傾き角依存性 Dependence of cooling performance of two stage pulse tube cryocooler on tilting angle for telescope

高田 卓 (筑波大学); 都丸 隆行, 鈴木 純一, 村上 巖, 豊田 恵嗣, 羽澄 昌史 (KEK)
and POLARBEAR II collaborators

TAKADA Suguru (Univ. of Tsukuba); TOMARU Takayuki, SUZUKI Jun-ichi, MURAKAMI Isao, TOYODA Keishi,
HAZUMI Masashi (KEK) and POLARBEAR II collaborators
E-mail: takada@kz.tsukuba.ac.jp

1. 概略

パルス管冷凍機は低振動である為、様々な検出器を冷却する冷凍機として使用されている。望遠鏡等に用いる場合、傾き角を持って使用される場合がある。このため、冷凍能力の傾き角依存性の定量的な把握が求められている。

パルス管冷凍機の傾き角依存性については、種々の先行研究があり、その定性的理解が進んでいるが[1]、市販されている 4 K 2 段パルス管冷凍機についての定量的評価が行われた例は少ない[2]。

本研究では、宇宙マイクロ波背景放射の B モード偏光測定を目指す望遠鏡である POLARBEAR II への使用を目的に、市販されている 4 K 2 段パルス管冷凍機の冷凍能力の傾き角依存性について測定、比較を行った。

2. 実験装置

傾き角依存性を調べるため、Fig. 1 に示すようなクライオスタットを製作し、冷凍能力測定を行った。角度調整は、クライオスタット側面に設けられたディスクを用いて、10° 刻みで、0~90° まで変化させて行われた。

本研究では、メーカーが保証する冷凍能力が、1.5 W @ 4 K であるものと、0.5 W @ 4 K である 4 K 2 段パルス管冷凍機を比較した。冷凍能力を測定するにあたって、印加された熱量は、各段に備えたフィルムヒータによって制御し、本報告における実験結果には、輻射や信号線等による熱侵入を考慮していない。なお、1 段ステージに輻射シールド及び MLI 40 層を施すことで、1 段ステージへの熱侵入を 0.05 W 未満に抑えており、測定された冷凍能力に対して十分に低いレベルである。運転周波数やガス封入圧力等のパラメータについては全て、それぞれのメーカー推奨条件に固定した。

3. 実験結果と考察

Figure 2 には、最低到達温度の傾き依存性をプロットした。使用した 1.5 W 級冷凍機並びに 0.5 W 級冷凍機は、冷凍能力が異なる事に加え、メーカー、ガス封入圧、アスペクト比等の全てが異なるにもかかわらず、最低到達温度の傾き依存性は、非常に似通っており、無負荷時では 1 段ステージにおいては 40°, 2 段ステージでは 50° 未満であれば最低到達がほとんど変わらない。

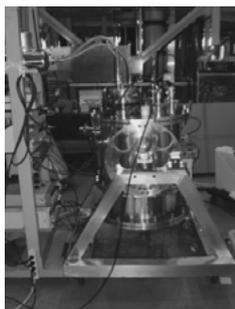


Fig.1 Picture of the cryostat for tilting test

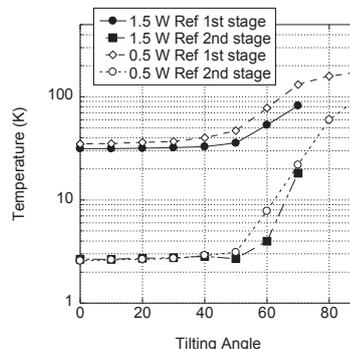


Fig.2 Achieved lowest temperature of two-stage pulse tube cryocooler on tilting angle with no heat load

また、水平時、40° の傾き角の際の冷凍能力ロードマップを測定すると、Fig.3 の結果が得られた。水平時のロードマップに、約 10 W 追加すると 40° 傾けた際のロードマップに対応するようになってきている事が分かる。この実効的追加熱量は、負荷する熱量に依らず一定である。この傾き角に対応する、実効的追加熱量をプロットすると Fig.4 のようになる。この実効的追加熱量は、傾きによって表れる、自然対流の効果による損失熱量[1] に対応すると考えられる。

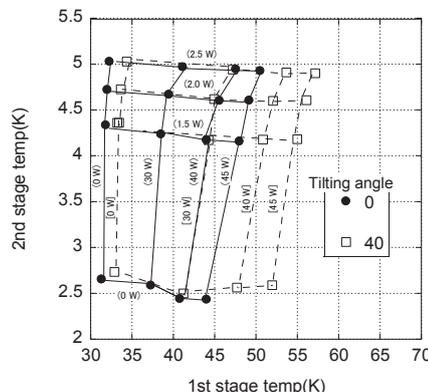


Fig.3 Load map of 1.5 W class refrigerator at the tilting angle 0 and 40 degree

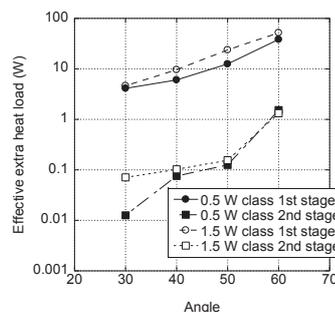


Fig.4 Effective extra heat load by tilting angle

参考文献

1. M. Shiraiishi, K. Takamatsu, M. Murakami and A. Nakano: Adv. in Cryo. Eng. Vol 45(2000), pp 119
2. C. Wang and P. E. Gifford: Adv. in Cryo. Eng. Vol 45(2000), pp 1

MEG 用 HCS の市販 MEG 装置への搭載 Installation of HCS on a Commercialized MEG

武田 常広(東京大学)、岡本 雅美、宮崎 隆、森田直樹、片桐 啓志(隼新領域技術研究所)

TAKEDA Tsunehiro (The Univ. of Tokyo),

OKAMOTO Masayoshi, MIYAZAKI Takashi, MORITA Naoki and KATAGIRI Keishi (Frontier Technology Institute Inc.)

E-mail: takeda@brain.k.u-tokyo.ac.jp

1. はじめに

我々は MEG(脳磁計)用ヘリウム循環装置(HCS)を開発し、その HCS を東京大学の 440 チャンネル MEG に搭載して、HCS を運転中に MEG 計測が可能であること、ランニングコストを 1/10 以下に出来ることなどを実証してきた。しかしながら、当該 HCS はトランスファーチューブ(TT)の挿入管が 3/2 インチであったため、一般の MEG 装置に利用するには利用 MEG の改造を必要としていた。挿入管の受入れポートの径を 3 倍にするだけであるが、結果的には MEG デュワ全体を改造しなくてはならないため利用が困難であった。そこで、挿入管径を標準の 1/2 インチにし、利用機器の TT 挿入口に挿入するだけで、一般の超伝導利用測定機器に利用可能な HCS を開発し、本年 5 月 N 大医学部に実機搭載したので、その結果を報告する。

2. HCS のコンセプト

精密計測機に用いられている SQUID は、超伝導状態にあるため、それが発生する熱は極めて小さい。また、ヘリウムガスから液体ヘリウムを生成する過程では、常温ヘリウムから数十 K のヘリウムガスを作ることは比較的容易だが、その低温ガスを更に冷やして、液体ヘリウムを作るために大量のエネルギーが必要になる。そこで、生成が容易な低温ヘリウムガスをデュワのネックチューブ部に大量に流しデュワへの侵入熱を奪うことにより、デュワの液体ヘリウム部に侵入する熱を少なくし、液体ヘリウムは出来るだけ蒸発直後に回収してすぐに液化して戻す方式のヘリウム循環システムを開発してきた。冷凍機は信頼性の高い 4 K1.5 WGM 冷凍機を用い、循環装置内に混入する不純物を精製し、精製器が不純物で閉塞した場合自動運転で閉塞を解除できるシステムを開発してきた。

実用化を目指して、TT 挿入管の太さを 3/2 インチから 1/2 インチとして、一般の機器に機器の改造無く利用可能とした。

3. 開発装置

Fig. 1 は、東京大学の 440 チャンネルベクトル型 MEG 装置に搭載されて、3.5 年以上実証試験を続けている HCS の外観を示す。1.5 W 4 KGM 冷凍機を 2 台用いて、14% 以上の液体ヘリウム循環を達成し、HCS を運転中でも通常の MEG 計測に支障が無いことが確認されている [1, 2]。

Fig. 2, 3 は、今回開発した HCS を N 大医学部に設置されている横河電機製 MEG (PQ1160C) に搭載した様子を示す。東大に設置した HCS のように、MEG と HCS を直線的に結ぶことが好ましいが、シールドルームへの大きな加工を必要としないように、デュワ右上に設置されていた換気孔を利用して TT を設置することとして、TT を斜め右上方に伸ばし、次に換気孔と部屋の壁を貫通させて、室外に設置する冷凍チャンバに結合した。

参考文献

1. T Takeda, et al.:Cryogenics, Vol. 48, (2008) p.6-11
2. T Takeda, et al.:Cryogenics, Vol. 49, (2009) p.144-150

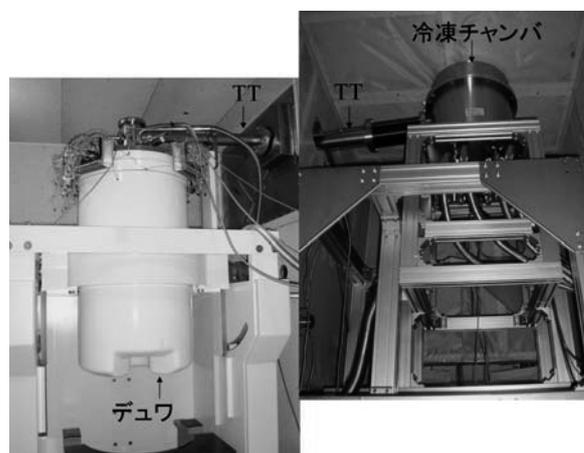


Fig.1 HCS with 3/2 inch insert tube for a MEG.



Fig.2 HCS installed on a commercialized MEG made by Yokokawa Electric Corporation Inc. (PQ1160C). TT: transfer tube, MSR: magnetically shielded room.

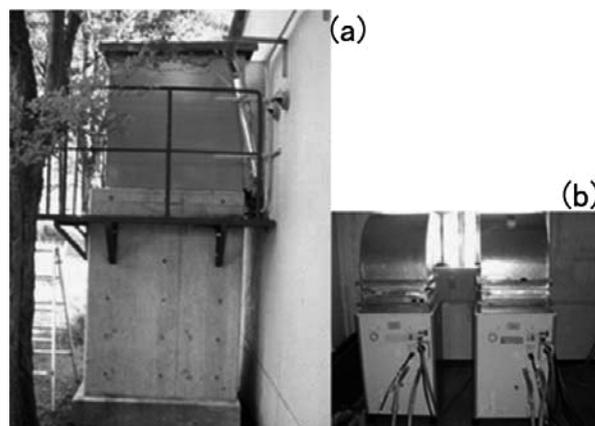


Fig.3 (a) The cold chamber was set in a box mounted on a firm concrete platform outside the MEG room to reduce vibration. (b) Compressors were located in the other small room, letting the warmed air through ducts to the outside of the room.

窒素を用いたサーモサイフォン式ヒートパイプの熱輸送限界に関する研究

Study on Heat Transfer Limitation Characteristics in
Liquid Nitrogen Thermosyphon Heatpipe

杉本 征大, 山村 周平, 岡村 哲至(東工大); 栗山 透(東芝)

SUGIMOTO Masahiro, YAMAMURA Shuhei, OKAMURA Tetsuji (Tokyo Tech), KURIYAMA Toru (TOSHIBA)

E-mail:sugimoto.m.ac@m.titech.ac.jp

1. はじめに

高温超電導磁石を冷却する方法の一つに、極低温で液体となる冷媒に直接漬ける浸漬冷却方式がある。超電導磁石に温度勾配無く冷やせることが利点であるが、液体が蒸発するため定期的な補充を要するという欠点がある。そこで我々はGM冷凍機による直冷方式と浸漬冷却方式を合わせたサーモサイフォン式ヒートパイプを提案した。Fig.1は実験装置の概略図である。ヒートパイプの液貯部から蒸発した気体が冷凍機と接している凝縮部に達すると液体に凝縮する。凝縮された液体が断熱部の壁面を通り、液貯部に還元する。この一連の流れによって液体を補充する手間が省け、かつ大量の熱輸送を行うことができることが予想される。しかし、ヒートパイプには、この循環を破たんさせる能力限界が存在する。我々は作動流体を窒素にし、サーモサイフォン式特有の能力限界であるフラッシング限界現象に着目した。フラッシング限界現象とは、蒸発した窒素が断熱部の壁面を通る液体を巻き上げる現象である。本研究では、断熱部の形状が異なるヒートパイプのフラッシング限界現象が起こらない限界熱輸送量(Critical flooding heat)の評価と判断法について報告する。

2. 実験方法

我々が所持しているヒートパイプは、断熱部が管径:3mm, 4mm, 管長:100mm, 300mmの合計4種類である。冷凍機を用いて、ヒートパイプ全体を窒素が液体になる温度以下に冷やした後、窒素供給ラインから液貯部に液体窒素を貯める。十分に液体窒素が貯まると、それぞれのヒートパイプで設定温度を70Kから100Kから任意の温度に温調して実験を行った。凝縮部にある二つのヒーターを用いて任意の温度に調整する。温度が定常状態になると液貯部の底面に張り付けたヒーターの熱入力を変化させる。フラッシング限界現象は、窒素が蒸発する量が大きくと起きやすくなる。フラッシング限界現象が発生すると断熱部がつまり、液貯部に液体窒素が還元しなくなる。結果、液貯部の窒素が空になり、温度が急上昇する。我々はヒートパイプの内部を可視化していないので、温度が急上昇するとフラッシング限界現象が発生したと判断した。

3. 実験結果

ヒートパイプの断熱部が管径 3mm, 管長 100mm, 温度が77Kの時の実験結果の一例をFig.2に示す。Fig.2から液貯部の熱入力が多いほどフラッシング限界現象が早く起きることがわかる。これは入熱量が多いほど、液体窒素が完全に蒸発する時間が早いからである。Fig.2からフラッシング限界現象が発生しない限界熱輸送量は7.2と7.9Wの間に存在すると判断できる。フラッシング限界現象が発生した時間とその時の入熱量の関係をFig.3で示す。プロットした点に近似曲線を与えると、実験値に沿うような二乗に反比例する式が完成した。我々はこの時の漸近線から限界熱輸送量を定義した。すなわち、液体窒素 77K の時の限界熱輸送量は 7.36Wであることがわかり、この大きさの熱侵入ならばフラッシング限界現象が起こらないことがわかった。今後も他のヒートパイプを使って実験をし、管径や管長の関係を検証していく予定である。

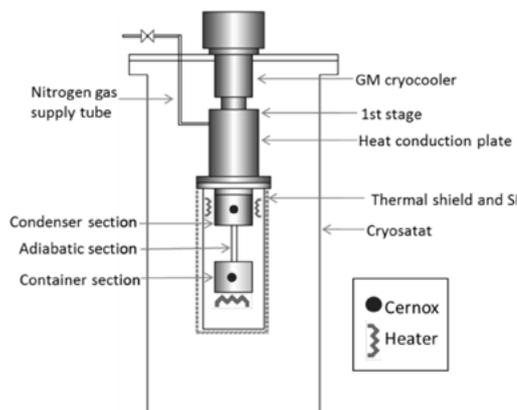


Fig.1 Experimental apparatus

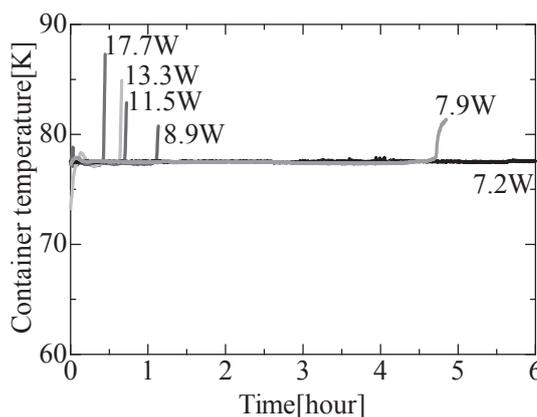


Fig.2 The trend of container temperature

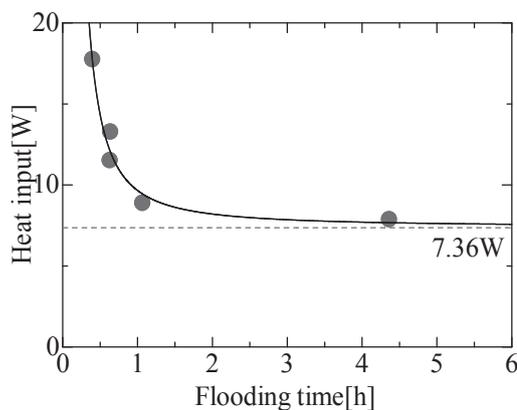


Fig.3 Dependence of temperature and critical flooding heat

参考文献

1. K. Yamada, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 81 (2009) p63
2. H. Suzuki, et al.: Abstracts of CSJ Conference, Vol. 173(2005) p173

ネオン冷凍機の開発

NEON TURBO-BRAYTON CYCLE REFRIGERATOR FOR HTS POWER MACHINES

尾崎 信介, 弘川 昌樹, 平井 寛一, 吉田 茂(大陽日酸)

OZAKI Shinsuke, HIROKAWA Masaki, HIRAI Hirokazu, YOSHIDA Shigeru

E-mail: Shinsuke.Ozaki@tn-sano.co.jp

1. はじめに

超電導機器では超電導状態を維持するために超電導体を一定温度以下に冷却する冷凍機が不可欠となる。特に、電力ケーブルや変圧器などの大型の超電導電力機器では、2.0kW@65K以上の冷凍能力が要求され、長期間にわたって冷凍機のメンテナンスが最小限であることが求められる。現在は上記の冷凍能力とメンテナンス性を満足するものはなく、当社では、超電導変圧器用としてネオンガスを冷媒としたターボブレイトンサイクルの冷凍機を開発している。本冷凍機はターボ圧縮機と膨張タービンの軸受に非接触の磁気軸受を採用している[1,2]ため、長期間メンテナンスが不要である。また、ターボ圧縮機の回転数はインバータによって容易に変速制御が可能である。ここでは、冷凍機システムと構成機器の概要および圧縮機の変速運転による熱負荷変動への対応について報告する。

2. ネオン冷凍機システム

Fig.1 にネオン冷凍機のプロセスを示す。冷媒にネオンを使用したターボブレイトンサイクルであり、冷凍能力は 2.0kW@65K である。主な構成機器はターボ圧縮機、膨張タービン、熱交換器である。ネオンガスは圧縮機で 0.5MPa から 1.0MPa まで昇圧され熱交換器で冷却された後、膨張タービン出口で 60K となる。低温のネオンガスは、超電導体を冷却するサブクール液体窒素と熱交換する。

回転機械に使用される磁気軸受は、長期間メンテナンスが不要だけでなく、オイルフリーであるため油除去などの設備も不要となる。ターボ圧縮機はインバータ制御で回転数を自由に変更できるため、冷凍機の熱負荷変動に対応した運転が可能である。

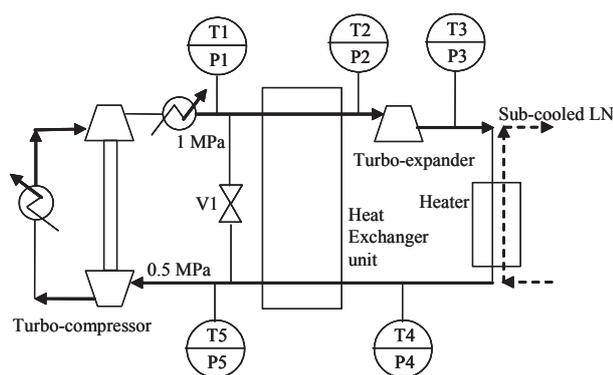


Fig.1 Flow diagram

3. 性能試験

冷凍機の冷凍能力はネオンガスとサブクール液体窒素の交換熱量で定義されるが、本試験では模擬ヒータの入力電力を冷凍能力とした。冷却温度はタービン出口T4の温度とし、65Kとなるようにヒータの入力を調整した。ヒータ入力以外に熱交換器からも配管を通じて入熱があるため、温度が一定となるまで十分に冷却してから測定を行った。

Fig.2に圧縮機の回転数を30krpmから34.5krpmに増加させたときの冷凍機の温度やヒータ入力の時間変化を示す。冷却温度を65Kで一定に保持したまま、圧縮機の回転数を増加することで圧縮機の圧縮比が上がって膨張タービンの発生寒冷が増加するため、ヒータ入力、すなわち冷凍能力が増大する。図より定常状態で冷凍機の冷凍能力が1kWから2kWに増大していることがわかる。

Fig.3は定格運転の回転数と冷凍能力をそれぞれ100%としたときの回転数と冷凍能力の変化を示したものである。図より圧縮機の回転数を定格の87%で運転すると、冷凍能力はほぼ半分の52%に減少し、78%の回転数では1/4の25%まで冷凍能力が減少する。圧縮機の回転数はインバータで容易に調整することができ、Fig.2で示したように冷却温度や冷凍能力の応答性も速いため、熱負荷変動に十分対応できることがわかった。

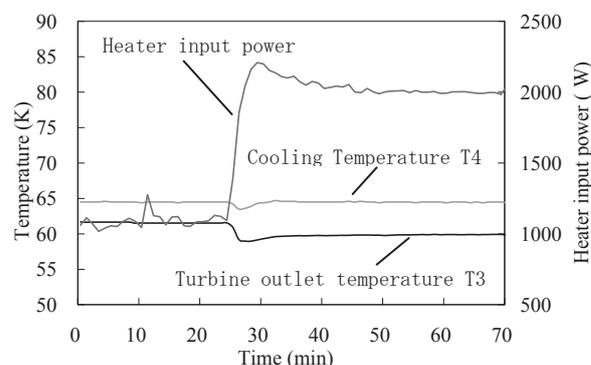


Fig.2 Data curve of cooling temperature and heater input power at changing compressor rotational speed

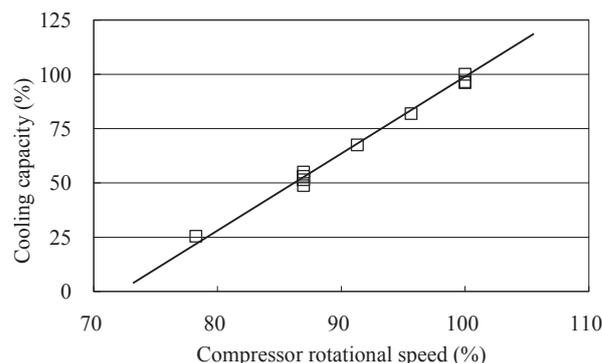


Fig.3 Relation between cooling capacity and compressor rotational speed at cooling temperature of 65 K

謝辞

この研究成果は、(独)新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) より受託した「リチウム系超電導電力機器技術開発」において達成したものです。

参考文献

1. H, Hirai, et al.: Adv Cryog Eng, Vol.55B (2009)p.895-902
2. H, Hirai, et al.: ICEC23, (2010)p.677-682