TUMSAT-OACIS Repository - Tokyo University of Marine Science and Technology (東京海洋大学)

超電導回転機の熱サイフォン冷却システムに関する研究

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 公開日: 2019-06-25 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 山口, 康太 メールアドレス: 所属:
URL	https://oacis.repo.nii.ac.jp/records/1789

博士学位論文

超電導回転機の
熱サイフォン冷却システムに関する研究

平成 30 年度
（2019 年 3 月）

東京海洋大学大学院
海洋科学技術研究科
応用環境システム学専攻

山口　康太

要旨 1
第 1 章　超電導回転機と冷却システム 4
1.1　序論 4
1.2　超電導 5
1.2.1　完全導電性 5
1.2.2　完全反磁性 5
1.2.3　第一種超電導体と第二種超電導体 7
1.2.4　ピンニング効果と磁束の量子化 8
1.2.5　超電導材料の形態 9
1.2.6　高温超電導体 9
1.3　超電導回転機 10
1.4　超電導回転機の冷却システム 13
参考文献 15
第 2 章　熱サイフォン冷却システム 18
2.1　熱サイフォン 18
2.2　熱サイフォン冷却システム 19
2.3　熱サイフォン冷却システムの熱輸送限界 20
2.4　冷凍機 21
2.5　冷媒と温度特性 22
2.6　熱サイフォンの熱抵抗 23
2.7　20 MW 級舶用超電導回転機に求められる冷却能力 25
参考文献 27
第 3 章　ネオン熱流束の算出 29
3.1　熱流束 29
3.2　試験装置の設計 30
3.2.1　凝縮器の設計 31
3.2.2　冷媒管 35
3.2.3　蒸発器の設計 37
3.2.4　ネオン冷媒投入量について 42
3.3　試験条件 43
3.4　気相・液相ネオンと飽和温度の関係 44
3.5　熱負荷試験結果 46

3.6　熱流束の算出 49
参考文献 54
第 4 章　　凝縮器内伝熱面積が運転圧力に及ぼす影響.....55
4.1　凝縮器内伝熱面積と運転圧力について.....55
4.2　試験装置 55
4.3　初期冷却試験 56
4.4　熱負荷試験 57
4.5　運転温度変更試験.....60
4.5　まとめ 61
第 5 章　　二重管による傾斜耐性の向上.....62
5.1 試験装置 62
5.2　初期冷却試験 64
5.3　水平熱負荷試験.....65
5.4　傾斜耐性試験における気相ネオン投入量.....66
5.5　傾斜耐性試験 66
5.6　傾斜耐性熱負荷試験.....68
5.7　まとめ 70
参考文献 70
第 6 章　　動揺環境下における熱サイフォンの熱輸送能力.....71
6.1　垂直管構成の熱サイフォン冷却システムへの動揺評価.....71
6.1.1　試験装置 71
6.1.2　初期冷却試験.....73
6.1.3　熱負荷試験.....73
6.2　超電導回転機を想定した熱サイフォン冷却システムステムへの動揺評価.....78
6.2.1　試験装置 78
6.2.2　初期冷却試験.....81
6.2.3　熱負荷試験.....83
6.2.4　傾斜熱負荷試験.....86
6.3　まとめ 87
参考文献 87
第 7 章　　内管径変更による熱輸送能力への影響.....88
7.1　試験装置 88

7.2　水平熱負荷試験.....89
7.3　傾斜熱負荷試験.....90
7.4　冷媒管内管部における速度.....91
7.5　まとめ.....93
参考文献.....93
第 8 章　外管径変更による熱輸送能力への影響.....94
8.1　試験装置.....94
8.2 熱負荷試験.....95
8.3　まとめ.....98
第 9 章　高速回転環境下における熱輸送能力への影響.....99
9.1　試験装置.....99
9.2　高速回転試験.....101
9.3　まとめ.....103
第 10 章　20 MW 超電導モータ用熱サイフォン冷却システムの設計.....104
10.1 蒸発器の設計.....104
10.2　冷媒管の設計.....105
10.3　凝縮器の設計.....106
10.4　まとめ.....106
第 11 章　結論.....108
謝辞.....110
List of Publication.....111
List of Presentation.....112
特許.....113
補助金.....113

要旨

本博士論文は、超電導回転機の実用化に向けた熱サイフォン冷却システムの研究について行った。以下にその要約を述べる。また、図 1 に本論文の構成を示す。

第 1 章と第 2 章においては、超電導回転機の概略を述べるとともに用いられている冷却システムについての紹介している。現在主に用いられている冷却システムは冷却した気相 He の圧送によるものであるが、熱サイフォン冷却システムは圧送に必要な動力を要しない点、構造が簡単な点、省スペース化が可能な点が挙げられ有用性があるといえる。熱サイフォンの原理から始まり、熱サイフォン冷却システムの構成、熱輸送能力限界、冷媒の選択性、伝熱の基礎的な項目について紹介している。

第 3 章では、熱サイフォン冷却システムにおいて蒸発器の設計指標として必要となる熱流束を実験的に求めて考察を加えるために試験装置の設計・製作について述べる。この研究では、事例として船舶推進用の 20 MW 級の超電導モータに求められる超電導界磁の冷却能力は 400 W@30 K であり、その 2 分の 1 に相当する模擬モデルとして 200 W@30 K 級の熱サイフォン冷却システムを設計・製作した。製作した熱サイフォン冷却システムの蒸発器部には覗き窓を設けており、蒸発器内部の液相ネオン冷媒の状態を観測することにより、ネオン冷媒の熱流束を計算した。これより、18000 W/m^2 の許容熱流束を得ることができた。これにより、蒸発器設計に必要な伝熱面積計算の指標を得ることができた。

第 4 章では、熱サイフォン冷却システム内の凝縮器に注目し、凝縮器の運転台数における熱サイフォン冷却システムの内圧とシステム内液相量について評価した。試験結果より、熱サイフォン冷却システム内の液相量は内圧に依存することを確認した。また、凝縮器温度を変化させる試験により、システム内圧力は伝熱面積と凝縮器における熱輸送量の関係であることを確認できた。これにより、内圧が熱サイフォン冷却システムにおける気相ネオン投入量の指標とすることができる。

第 5 章では、熱サイフォン冷却システムの傾斜耐性について評価を行った。超電導回転機の応用が期待されている電気推進航空機や船舶では、上昇下降時や船体動揺時においても安定的な冷却が求められる。しかし、熱サイフォン冷却システムは冷媒の自然対流を用いる観点及び凝縮器と蒸発器を結ぶ冷媒移送配管に L 字部を設ける観点から、この配管が傾斜することにより冷媒が滞留して自然対流が妨げられる。これを解決するために、単一の径の配管に変えて外径と内径の異なる二重の冷媒配管を用いることにより、傾斜した状態でも気液を分流することが可能と考えた。外径 ϕ25.4mm（1 インチ）の外管と ϕ12.7mm（1/2

インチ）の内管を使用することで 30°の傾斜においても安定的に冷却が可能であることが明らかになり、150 W 以上の熱輸送能力をもつことを確認した。

第 6 章では、本学の練習船「汐路丸」をもちいて、船体動揺が及ぼす熱輸送能力への影響について垂直管構成の単純な熱サイフォン冷却システムと超電導回転機を模擬した熱サイフォン冷却システムのそれぞれについて評価した。試験結果より、垂直管構成の熱サイフォン冷却ステムでは動揺により蒸発器内において伝熱面積が増える影響から、陸上の静止系よりも冷却能力が向上した。また超電導回転機を模擬した熱サイフォン冷却システムでは、船舶の動揺環境下においても陸上と変わらぬ冷却能力を持つことを確認した。

第 7 章では、第 6 章において船内実験で用いた超電導回転機を模擬した熱サイフォン冷却システムを用いて、30°の傾斜環境下において外管を ϕ 12.7 mm(1/2 インチ)で固定し、内管を変化させることにより内管の有効断面積が与える影響について評価した。試験結果より、傾斜環境下での熱輸送能力は内管の有効断面積に比例していることを確認した。

第 8 章では、第 4 章で製作した 200 W 級の熱サイフォン冷却システムを用いて外管径を ϕ 25.4 mm(1 インチ)から ϕ 15.9 mm（5/8 インチ）へと変更し、配管の熱輸送能力について評価した。試験結果より、有効断面積と熱輸送能力が比例関係であることが確認できた。これにより連結配管の指標を得ることができた。

第 9 章では、電気推進航空機への超電導回転機の応用を考慮し、回転機構を有する熱サイフォン冷却システムを用いることで、1000 rpm までの回転環境下における熱輸送特性への影響について評価した。

第 10 章では、本論文によって得られた設計指針を用いて、20 MW 級超電導回転機の熱サイフォン冷却システムの設計を行った。第 3 章の許容熱流束から蒸発器の設計を行い、第 7 章と第 8 章の結果から冷媒管に必要な断面積を求め、使用する内管と外管をそれぞれ算定した。また、発熱量から必要な冷凍機数を求め、第 4 章の結果より、運転条件となる内圧と飽和温度及び必要気相ネオン投入量を求めた。

第 11 章にて、本論文の全体のまとめを述べて結とする。

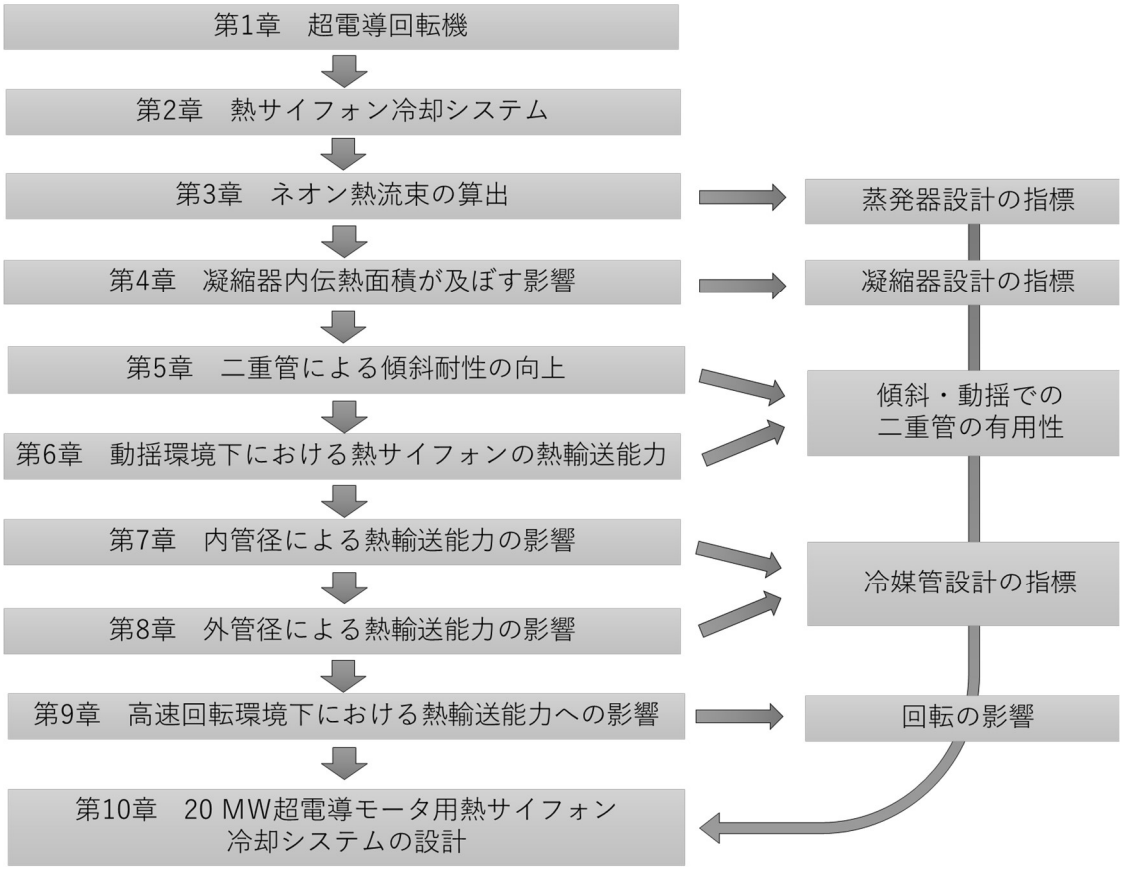
第1章　超電導回転機
第2章　熱サイフォン冷却システム
第3章　ネオン熱流束の算出
第4章　凝縮器内伝熱面積が及ぼす影響
第5章　二重管による傾斜耐性の向上
第6章　動揺環境下における熱サイフォンの熱輸送能力
第7章　内管径による熱輸送能力の影響
第8章　外管径による熱輸送能力の影響
第9章　高速回転環境下における熱輸送能力への影響
第10章　20 MW超電導モータ用熱サイフォン
冷却システムの設計
蒸発器設計の指標
凝縮器設計の指標
傾斜・動揺での
二重管の有用性
冷媒管設計の指標
回転の影響

図 1　本論文の構成図

第1章 超電導回転機と冷却システム

1.1 序論

世界的にも省エネルギー化や環境への負担低減化は推進されており、2015 年には国連気候変動パリ会議（COP21）にて全世界的に CO_2 排出量削減の方針(パリ協定)が決められた。莫大なエネルギーを消費し、温室効果ガスを排出する船舶も CO_2 排出削減対象の項目となっている。日本では2030年までに船舶を含めた運輸部門で燃料消費率の改善などにより 163 億トンの CO_2 削減を提言している[1]。また、国際海事機関（International Maritime Organization）も 2018 年に海運業界の二酸化炭素排出量削減の目標を定めており、2030 年までには 2008 年と比較して 40%以上の削減、2050 年までには 70%以上の削減できるように推奨している[2]。従来の船舶の推進機関であるディーゼル機関では、燃料にC重油を用いることから環境負荷が高い。使用する燃料油が A 重油から軽油となる電気推進船は環境負荷への負荷が低く操縦性や効率の高い高効率な推進装置電気推進船はひとつの解決手段として上げられる。電気推進船はディーゼル機関とは異なり、電動機を用いて推進する。電動機の出力はその体格・電気子電流及び磁束密度に依存する。従来の回転機に用いられてきた界磁極の永久磁石の代わりに超電導材料を用いることによりはるかに高い磁場を扱える観点から、出力が磁場に依存する電動機や発電機を含めた回転機では小型化又は高出力化が可能である。船舶の推進装置には、低速かつ高トルクの推進装置が求められており、高磁場による高トルクが達成可能な超電導回転機はニーズと一致している。また、超電導体は電気抵抗が 0 となることにより、従来の回転機では避けて通れない通電による損失を減らすことが可能となり高効率となる。実際に推進システム構成に最適化された船型やポッド型推進システムを採用することにより、6 MW の推進システムの場合、従来船と比べ約 18 %の推進効率の向上を達成すると報告されている[3]。

世界各国において超電導回転機の開発は進められており、現在は船舶のみならず航空機分野においても応用が検討されている[4]。超電導回転機はその特性上、回転体内部に存在する超電導体を冷却することから、専用の冷却システムが必要となる。熱サイフォン冷却システムは超電導回転機の冷却システムのひとつであり、他の冷却システムと比べて相変化を利用するため熱輸送能力が高いこと及び構造が簡易などの利点が挙げられ、高効率化・小型化が利点となる超電導回転機の目的に合致しているといえる。

本研究では、舶用超電導モータ向け熱サイフォン冷却システムの模擬モデルを製作し、設計において重要になる装置の蒸発器での熱流束を求め、二重管構造による傾斜耐性への影

響と冷媒輸送管である内管/外管径を変更することによる影響を明らかにした。また、凝縮器個数の変更に伴う凝縮器伝熱面積が与える影響についても明らかにすることで、各構成要素での設計指針を求め、20 MW 超電導回転機の熱サイフォン冷却システムの設計を行った。

1.2　超電導

1908 年　Kamarlingh-onnes が発見した現象である超電導は、今日まで多くの研究者により研究されてきた。超電導状態を発現する物質である超電導体は、固有の温度で電気抵抗が零となる。この電気的性質と外部から磁場をかけても磁束密度を零に保つ磁気的性質の顕著な 2 つの性質持つ。本項では、電気的性質である完全導電性と磁気的性質である完全反磁性の 2 つを中心に述べる。

1.2.1　完全導電性

一般的に金属は原子が格子状に配置されており、それぞれの原子は細かく振動している。この振動による運動エネルギーが金属原子の内部エネルギーであり、温度となる。温度が高いほど内部エネルギーは高く、振幅は大きくなる。金属における電気抵抗はこの振動により、電子が散乱されることによって発生する。従って温度が高いほど電気抵抗は大きくなる。また、金属中に不純物が存在することも電子の流れを阻害する要因となるため、純度の高い金属ほど電気抵抗は低くなる。

限りなく 0 K に近い極低温まで金属を冷却しても、原子の振動は止まることはなく、電気抵抗は理論上存在する。しかし、超電導体は超電導状態と常電導状態の境界の臨界温度 T_C 以下になると直流電気抵抗が急激に低下し、零を示す。この直流電気抵抗が零となる現象が完全導電性である。

1.2.2　完全反磁性

完全反磁性とは、超電導体にある物質に外部から磁場をかけても超電導体内部磁束密度を零に保つ超電導体の顕著な性質の一つである。一般的にマイスナー効果とも呼ばれている。これは超電導体が単に完全導電性の物質じゃないことを示す重要な時期的性質である。上で述べた完全導電性である場合の磁場を考える。電流密度 j と電場 E の関係はオームの法則は以下の式 1.1 で示される。

$$j = \frac{E}{\rho} \tag{1.1}$$

上式において、ρ は直流電気抵抗率を示す。完全に電気抵抗が 0 となればρは 0 となる。このとき電流密度j が定数であるためには次の式 1.2 を満たす必要がある。

$$E = 0 \tag{1.2}$$

ここで、Maxwell 方程式のひとつであるファラデーの法則の式を考える。

$$-\frac{\partial B}{\partial t} = \nabla \times \mathrm{E} \tag{1.3}$$

（1.3）式に（1.2）式を代入すると

$$\frac{\partial B}{\partial t} = 0 \tag{1.4}$$

（1.4）式から完全導体の物質は完全に電気抵抗が 0 となった瞬間の磁場 B から、変化しないことを示す。この条件にて、超電導状態になるまで外部磁場 H を加えたときと加えないときの両方を考える。(1.4) 式までに導かれたように電気抵抗が 0 になる瞬間の磁場を保つことから、外部磁場 H を加えたときの影響は図 1-1 に示すような形となる。この状態から任意に外部磁場を加えた場合、 Lentz の法則より内部の磁束を保つために励磁電流が流れる。超電導体の表面に超電導状態となるまでに外部磁場 H を加えた場合、外部磁場 H は超電導体内で捕捉される。そのため、外部磁場を取り去った後も内部磁場 B を保とうと励磁電流が流れ、一種の磁石となる。しかし、実際の超電導体が示す挙動はこれと違う。超電導状態になるまで外部磁場 H をかけていてもいなくても、超電導状態になった瞬間の磁場を捕捉せず、図 1-2 の示すように超電導体内の磁場は 0 を保つ。

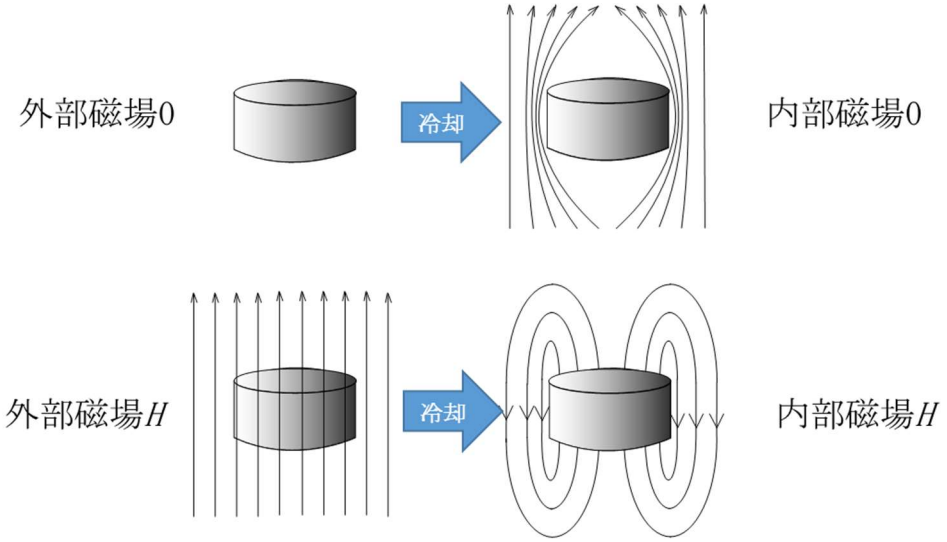

図 1-1 完全導体の示す磁場

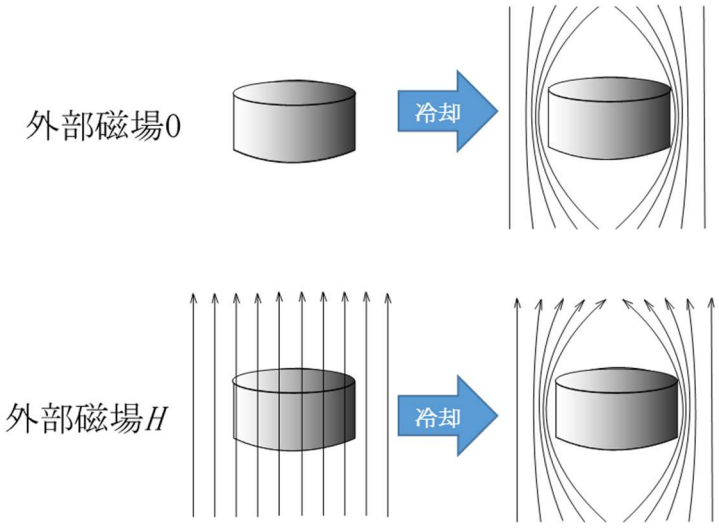

図 1-2　超電導体の示す磁場

1.2.3　第一種超電導体と第二種超電導体

超電導体には第一種超電導体と第二種超電導体の二種類が存在する。超電導体は外部磁場をかけることで先に述べたマイスナー効果により内部磁場を零にするため、外部磁場を打ち消すように磁化する。下の図 1-3 に第一種超電導体と第二種超電導体に磁場を加えた際の磁化の曲線を示す。第一種超電導体はある磁場 Hc 以上の磁場をかけられることで超電導状態が一気に破壊される性質を持つ。第二種超電導体は Hc_1 の磁場まではマイスナー効果により磁化をするが、Hc_1 を超える磁場が印加されると超電導状態が一部壊れて常電導状態となる。その後 Hc_1 から Hc_1 の磁場の間では超電導状態と常電導状態が混合して存在する混合状態となり、磁場を受け入れつつも超電導の状態を示す。Hc_2 を超えることで超電導状態が完全に崩壊する。実用的な超電導体は第二種超電導体である。

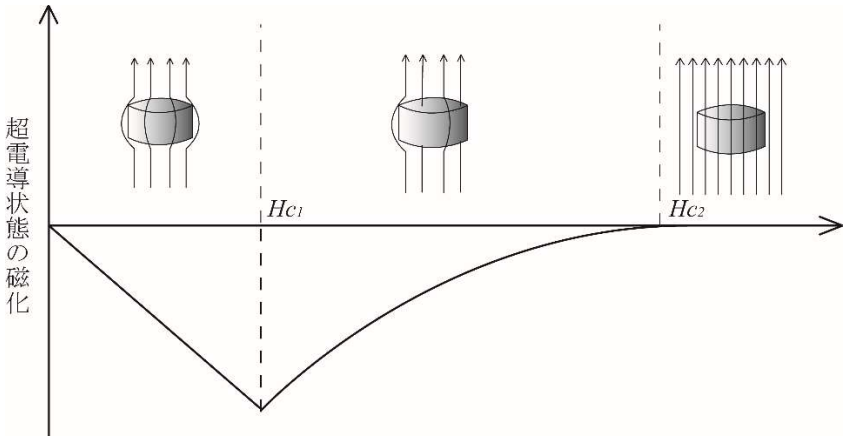

図 1-3　第一種超電導体と第二種超電導体の磁化

1.2.4　ピンニング効果と磁束の量子化

第二種超電導体は Hc_1 以上の外部磁場を加えることでマイスナー効果を示す超電導状態と常電導状態の混合状態を示す。常電導状態の部分は反磁性を示さず、磁束の侵入を許す。侵入した磁束は次式の ϕ_0 単位に量子化される。

$$\phi_0 = \frac{h}{2e} = 2.068 \times 10^{-15}\ [\mathrm{Wb}] \tag{1.5}$$

侵入した磁場は図 1-4 のように常電導状態周りの超電導領域において永久電流が流れることにより保持される。しかし、この状態において電流を流すと、超電導電流と磁束の間には電磁力が発生する。電磁力が発生により磁束は動き出そうとする。磁束が動くことは、運動エネルギーを消費したことを意味し、その消費したエネルギーが電気抵抗となる。この磁束が動き出そうとすることを防いでいる力をピン止め力という。このピン止め力を超える電磁力が発生すると、超電導状態は崩壊する。また、このピン止め力が高いほど、大きな磁束を補足できることを意味する。

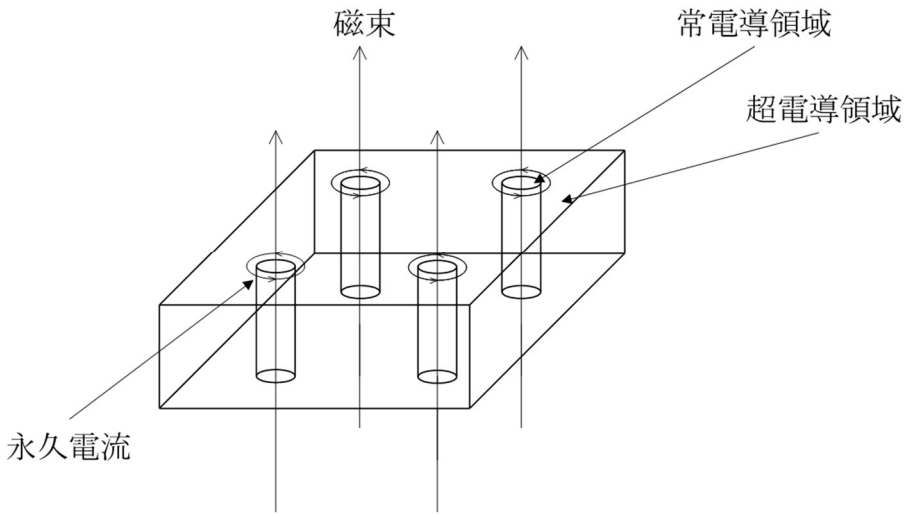

図 1-4　磁束のピンニング効果

1.2.5　超電導材料の形態

高温超電導材料の応用形態は３種類の形態に大別できる。①超電導コイル、②バルク超電導体、③超電導薄膜に関して以下に説明する。

①　超電導コイル

１つは従来の銅線に代わる線材としての利用である。超電導材料を合金超電導線材やテープ状超電導線材としてパンケーキ、レーストラック、ソレノイド状などに巻線して、通電することにより磁束エネルギーを得ることができる。

②　バルク超電導体

２つ目は従来の永久磁石に代わるバルクとしての利用がある。超電導材料の結晶に不純物を混ぜて塊にしたものをバルクと呼ぶ。これに高磁場をかけて冷却することにより、バルク中の不純物に磁束を捕捉させることにより、バルク内に磁束を保持（ピン止め）することができる。これにより存在する全ての永久磁石よりも強い反発力を発生させることができる。

③　超電導薄膜

最後に薄膜としての利用する方法がある。従来の半導体や誘電体の薄膜化に用いられた方法を超電導材料に応用することにより超電導体の薄膜を形成することができる。超電導体をセンサやデバイスとして利用することができる。これを電子部品に組み込むことで省電力化が期待できる。

1.2.6　高温超電導体

超電導を実用化するにあたり、臨界温度 *Tc* を超えて超電導体を極低温まで冷やすことが求められる。超電導体が持つ臨界温度が高ければ高いほど、使用できる冷媒が増え実用化の範囲が増えるため各国の研究機関は臨界温度の高い超電導体を探した。現在、高温超電導体として注目されているのが Bi 系と Y 系の 2 つの超電導体である。これらの超電導体は超電導回転機としての実用化の面からも期待されている材料であり、現在も研究が進んでいる。銅酸化物超電導体は、以下の図 2.5 左図に示すようなペロブスカイト形の結晶構造を持つ。基本的なペロブスカイト構造は金属イオン A, B と酸素イオンが集まって構成される。図 1-5 右図にはペロブスカイト型の結晶構造を持つ $YBa_2Cu_3O_{7-y}$ の構造であり、イットリウムと同じ平面の酸素が欠乏している。

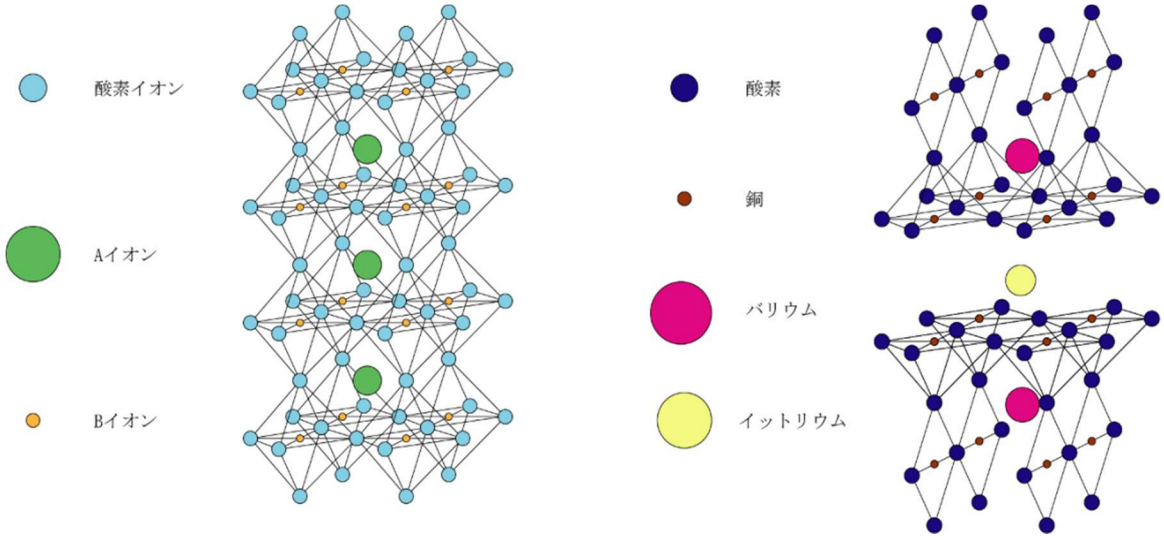

図 1-5　ペロブスカイト型結晶構造

① Bi 系

Bi 系超電導体で開発が進められているのは、*Tc* が 110 K と高い値を示す $Bi_2Sr_2Ca_2Cu_3O_{10}$（Bi2223）と *Tc* は 90 K であるが液体ヘリウムによる冷却で 24 T と高い磁束を示す $Bi_2Sr_2Ca_2Cu_3O_8$ の 2 種類である。

② Y 系

Y 系超電導体では $YBa_2Cu_3O_3$（Y123）が最も有名である。Y123 の臨界温度が液体窒素以上あるということと、液体窒素中で高い磁束を示すことができるためである。この線材を作る方法は Bi 系とはちがい、多くの薄膜技術を用いて作ることができるのが最大の特徴である。この際、薄膜を定着させるために安定化層など多くの層を必要とする。

1.3　超電導回転機

従来の回転機と異なり、界磁子もしくは電気子に超電導体を用いた回転機を超電導回転機という。前項にて超電導体にはバルク超電導体、超電導コイルの 2 種類に分類できるが、超電導回転機にはその両方を用いることが出来る。バルク超電導体を用いた回転機はバルク体内に磁束を捕捉させる着磁というステップを施してその捕捉された高磁場を活用するものである。着磁するためのシステムが動作前に必要となるが、永久磁石の飽和磁束密度に比べて 5 倍以上の磁束を捕捉できることや、着磁後に外部電源が不要になるなどの利点がある。

また超電導コイルを用いた超電導回転機は、超電導のゼロ抵抗特性を利用したものである。励磁に外部の電流源を用いるため動作中は回転部に電流を導入するスリップリングなどの機構が必要となるが、励磁及び減磁を容易にすることができるメリットがある。

一般的に超電導回転機の出力 P は、角加速度 ω、電流 密度 i、回転子の長さ L、磁束密度 B を用いることで下式のように表すことができる。

$$P = \omega \times B \times 2i \times \pi r^2 L \tag{1.6}$$

従って、回転機の出力を大きくするためには磁束密度 B 又は回転子の体格 $\pi r^2 L$ を大きくする必要がある。超電導を界磁子または電気子に用いることで、磁束密度 B を上昇させることにより、同体格での出力の増大化もしくは同出力での体格の小型化を期待することができる。また磁束密度 B を増加させることにより、高トルク化が可能となる。小型化・高トルク化の観点から船舶の電気推進船への応用が期待されており、世界各国でも盛んに研究が進められている。

米国の American　Superconductor Corporation（ＡＭＳＣ）が船舶用推進機用として、2004 年に 5MW モータの開発し[5]、2011 年には図 1-6 に示す 36.5 MW モータの開発及び試験に成功している[6]。独国の Siemens も 2005 年には 4 MW の超電導モータを構築し[7]、2012 年に試験結果を公表している[8]。また、韓国の Doosan Heavy Industries and Construction (Doosan) では、2G (ReBCO)線材を用いた界磁極を持つ超電導回転機を船舶推進用として開発しており、2015 年に 5MWモータを開発し 264 kW の出力を達成している[9]。

日本国内においても、川崎重工業株式会社が船用超電導モータの試験機として 1 MW 超電導モータと 3 MW 級超電導モータの製作に成功している[10-11]。IHI も BSCCO 線材を用いた 400 kW モータの開発を行っており、2009 年に 400 kW の定格出力試験を完了している[12]。東京海洋大学においては、線材ではなくバルク超伝導体を用いた船舶用超電導回転機の開発を 2005 年からおこなっており[13-16]、近年では ABB Corporation Research と新日鉄住金株式会社との合同で 30 kW 級の高温超電導バルク回転器による回転試験の完了を報告している[17]。

図 1-6　36.5MW超電導舶用回転機 [5]

また、小型化・高出力化の観点から、次世代電気推進航空機の分野でも注目されている。次世代電気推進航空機は、従来のジェットエンジンではなく、発電機とモータにより駆動する航空機である。次の図 1-7 に電気推進航空器の概要図を示す。次世代電気推進航空機ではモータを自由に配置することが可能となり、モータにより航空機表面の空気層を取り込むことにより、高効率化を図ることが出来る[18]。米国の NASA が研究開発を行っており、300 人乗りの航空機において 70-72%の燃料削減が可能である[19-20]。

図 1-7　次世代電気推進航空機 [18]

1.4　超電導回転機の冷却システム

超電導回転機は回転体内部にある超電導体を扱う観点から、回転体内を冷却可能な冷却システムを必要とする。現在、超電導回転機の冷却には大きく分けて 2 つの冷却システムが存在する。一つは冷却した He を圧送により冷却する方法であり、AMSC や川崎重工業株式会社などの研究機関が採用している[5,11]。その構成を次の図 1-8 に示す。冷却した He を圧送することで超電導回転機内部を冷却する。冷却した He を回転体内部に送るために回転部と静止部を分ける特殊なカップリングを用いている。

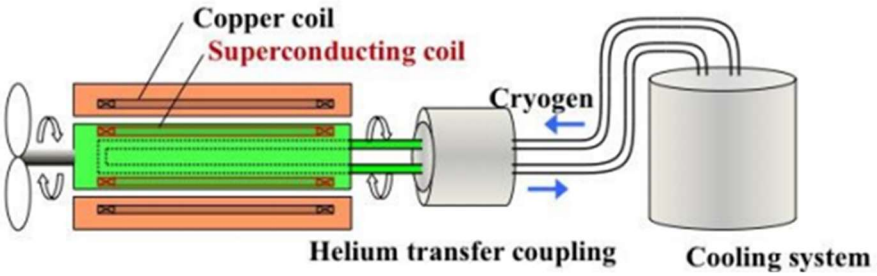

図 1-8　冷却した気相 He 圧送による冷却システム [21]

もう一つは熱サイフォンを利用した冷却システムであり、Siemens が 400 kW の超電導モータに採用している[22]。また、川崎重工業株式会社においても 20 MW 級超電導モータの概念設計に熱サイフォン冷却システムが採用されている。その概要図を図 1-9 に示す。熱サイフォンを利用した冷却システムでは中に封入した冷媒の蒸発と凝縮を用いた自然対流により熱輸送を行う。この冷却システムの構成等の詳細については後述するが、先に述べた He 圧送による冷却システムと比較して、構造が単純であること、コンパクトであること、圧送に必要な動力源を必要としないことが挙げられ、潜在性があるといえる。小型化が可能という点も超電導回転機のニーズともマッチしているといえる。また、熱輸送に封入した冷媒の潜熱を利用することから高い熱輸送効率を持つ。

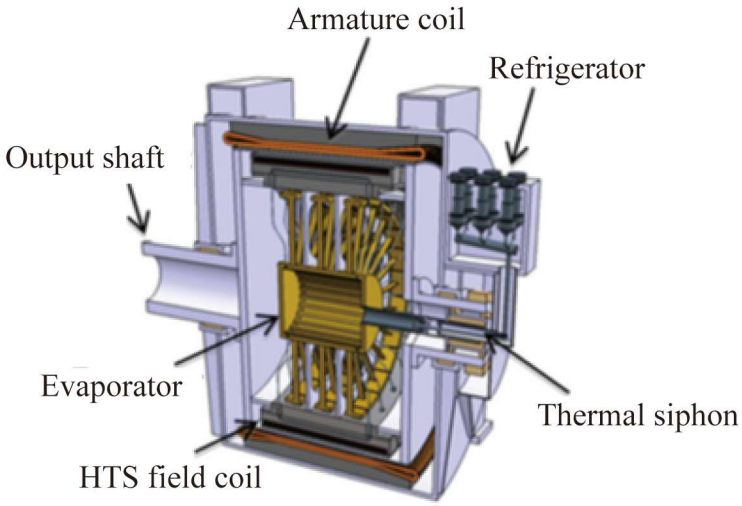

図 1-9　熱サイフォン冷却システム [23]

これら 2 つの冷却システムの他にも様々な冷却システムがある。京都大学では 20 kW 級の超電導誘導・同期モータは液体窒素中に浸すことで冷却を行っている[24]。また、韓国の Doosan Heavy Industry の超電導回転機は、冷却した Ne を循環させる熱サイフォン冷却し捨てと He 圧送冷却システムを組み合わせた様な冷却システムを採用している[9]。超電導回転機を用いた風力発電機の分野においては、He 圧送冷却システムや熱サイフォン冷却システムは採用されておらず、冷凍機から伝導板を介した伝導冷却が採用されている[25-26]。

参考文献

[1] COP21 Submission of Japan's Intended Nationally Determined Contribution (http://www4.unfccc.int/submissions/INDC/Published%20Documents/Japan/1/20150717_Japan's%20INDC.pdf)

[2] International Maritime Organization (http://www.imo.org/en/MediaCentre/PressBriefings/Pages/06GHGinitialstrategy.aspx)

[3] 和泉充他 http://www.istec.or.jp/web21/pdf/15_03/all.pdf, NEDO 省エネルギー革新技術開発事業成果報告書（http://www.nedo.go.jp/library/seika/shosai_201405/20140000000056.html）

[4] National Academies Press 2016, "Commercial aircraft propulsion and energy systems research: reducing global carbon emissions," (https://nap.edu/catalog/23490/commercial-aircraft-propulsion-and-energy-systemsresearch-reducing-global-carbon)

[5] G. Snitchler, B. Gamble, and S. Kalsi, "The Performance of a 5MW High Temperature Superconductor Ship Propulsion Motor," *IEEE Trans. Appl. Supercond.* Vol. 15, no. 2, pp. 2206-2209, 2005.

[6] B. Gamble, G. Snitcher and T. MacDonald, "Full power test of a 36.5 MW HTS propulsion motor," *IEEE Trans. Appl. Supercond.*, vol. 21, no. 3, pp. 1083–1088, 2011.

[7] M. Frank, P. van Hasselt, P. Massek, W. Nick, H.-W. Rothfischer, H. Schmidt, B. Wacker, H. Neumüller, G. Nerowski, J. Frauenhofer, R. Hartig, and W. Rzadki, "High-Temperature Superconducting Rotating Machines for Ship Applications," *IEEE Trans. Appl. Supercond.* Vol. 16, no. 2, pp.1465-1468, 2006.

[8] W. Nick, J. Grundmann, and J. Fraunhofer, "Test results from Siemens low-speed, high-torque HTS machine and description of further steps towards commercialization of HTS machines," *Physica C*, vol. 482, pp. 105-110, 2012.

[9] H. Moon, Y. Kim, H. Park, M. Park, and I. Yu, "Development of a MW-Class 2G HTS Ship Propulsion Motor," *IEEE Trans. Appl. Supercond*. Vol. 26, no. 4, 5203805, 2016 (pp.5).

[10] K. Umemoto, K. Aizawa, M. Yokoyama, K. Yoshikawa, Y. kimura, M. Izumi, K. Ohasi, M. Numano, K. Okumura, M. Yamaguchi, Y. Gocho and E. Kosuge, "Development of 1MW-class HTS motor for podded ship propulsion system," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 234, 032060, 2010 (pp.7).

[11] T. Yanamoto, M. Izumi, K. Umemoto, T. Oryu, Y. Murase, and M. Kawamura, "Load Test of 3-MW HTS Motor for Ship Propulsion," *IEEE Trans. Appl. Supercond*. Vol. 27, no. 8, 5204305, 2017 (pp.5).

[12] A. Fukuya, T. Tsuda, and T. Oota, “Progress in motors with superconducting armature windings Axial-gap synchronous motors cooled by liquid nitrogen,” (in Japanese), *J. Cryo. Super, Soc. Jpn.*, Vol. 47, no. 6, pp.370-376, 2012.

[13] H. Matsuzaki, Y. Kimura, I. Ohtani, M. Izumi, T. Ida, Y. Akita, H. Sugimoto, M. Miki, and M. Kitano, “An Axiala Gap-Type HTS Bulk Synchronous Motor Excited by Pulsed-Field Magnetization With Vortex-Type Armature Copper Windings,” *IEEE Trans. Appl. Supercond*. Vol. 15, no. 2, pp.2222-2225, 2005.

[14] M. Miki, S. Tokura, H. Hayakawa, H. Inami, M. Kitano, H. Matsuzaki, Y. Kimura, I. Ohtani, E. Morita, H. Ogata, M. Izumi, H. Sugimoto, and T. Ida, “Development of a sysnchronous motor with Gd-Ba-Cu-O bulk superconductors as pole-field magnets for propulsion system,” *Supercond. Sci. Technol.,* Vol. 19, pp.494-499, 2006.

[15] H. Matsuzaki, Y. Kimura, E. Morita, H. Ogata, T. Ida, M. Izumi, H. Sugimoto, M. Miki, and M. Kitano, “HTS Bulk Pole-field Magnets Motor With a Multiple Rotor cooled by liquid nitrogen,” *IEEE Trans. Appl. Supercond*. Vol. 17, no.2, pp.1553-1556, 2007.

[16] T. Sano, Y. Kimura, D. Sugyo, K. Yamaguchi, M. Izumi, T. Ida, H. Sugimoto, and M. Miki, “Gd-123 bulk field pole magnets cooled with condensed neon for axial-gap type sysnchronous motor,” *Material Science and Engineering B*, Vol. 151, pp.111-116, 2008.

[17] 新日鉄住金株式会社　プレスリリース
（http://www.nssmc.com/news/20180803_100.html）

[18] J.L Felder, G.V Brown, H D Kim, and J Chu, “Turboelectric distributed propulsion in a hybrid wing body aircraft,” *Proc. 20th Int. Society for Airbreathing Engines* (Gothenburg, Sweden, September 2011).

[19] J.L Felder, H D Kim, and G.V. Brown, “Turvoelectric Distributed Propulsion Engine Cycle Analysis for Hybrid-Wing-Body Aircraft,” in 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Aerospace Sciences Meetings, (Orlando, FL, January 2009).

[20] G.V. Brown, “Weights and Efficienties of Electric Components of a Turboelectric Aircraft Propulsion System,” in the 49th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Aerospace Sciences Meetings, (Orlando, FL, January 2011).

[21] 柳本俊之．船舶推進機用高温超電導モータの実用化に関する研究．東京海洋大学.2018. 博士学位論文

[22] M. Frank, J. Frauenhofer, B. Gromoll, P. van Haßelt, W. Nick, G. Nerowski, H.-W. Neumüller, H.-U. Häfner, and G. Thummes, “Thermosyphoncooling system for the SIEMENS 400 kW HTS

synchronous machine," in *Cryogenic Engineering Conf. CEC/ICMC 2003*, (Anchorage, Alaska, September 2003).

[23] T. Yanamoto, M. Izumi, M. Yokoyama, and K. Umemoto, "Electric propulsion motor development for commercial Ships in Japan," *Proceedings of the IEEE*, Vol. 103, no.12, pp.2333-2343, 2015.

[24] T. Karashima, T. Nakamura, K. Ikeda, N. AMemiya, M. Yoshikawa, Y. Itoh, T. Terazawa, and Y. Ohashi, "Experimental and Analytical Studies on Highly Efficient Regenerativee Characteristics of a 20-kW Class HTS Induction/Synchronous Motor," *IEEE Trans. Appl. Supercond*. Vol. 27, no. 4, 5202605, 2017 (pp.5).

[25] Y. Terao, M. Sekino, and H. Ohsaki, "Electromagnetic Design of 10 MW Class Fully Superconducting Wind Turbine Generators," *IEEE Trans. Appl. Supercond*. Vol. 22, no. 3, 5201904, 2012 (pp.4).

[26] W. Stautener, R. Fair, K. Sivasubramaniam, K. Amm, J. Bray, E. T. Laskaris, L.K. Weeber, M. Douglass, L. Fulton, S. Hou, J. Kim, R. Longtin, M. Moscinski, J. Rochford, R. Rajput-Ghoshal, P. Riley, D. Wagner, and R. Duckworth, "Large Scale Superconducting Wind Turvine Cooling," *IEEE Trans. Appl. Supercond*. Vol. 23, no. 3, 5200804, 2013 (pp.4).

第2章　熱サイフォン冷却システム

本章では、先の章で述べた超電導回転機の冷却システムに用いる熱サイフォン冷却システムについて述べる。

2.1　熱サイフォン

熱サイフォンは熱輸送形態の一種である[1-2]。基本的な構成は加熱する蒸発部、冷却を行う凝縮部、またそれらをつなぐ断熱部で構成される。下記の図 2-1 に熱サイフォンの概略図を示す。熱サイフォンの内部は冷媒が封入されており、蒸発部では熱を受け取った冷媒が蒸発することで液相冷媒から気相冷媒となる。蒸発した気相冷媒は密度差により、凝縮部へと導かれる。凝縮部では、吸熱源により冷却されることで、気相冷媒が熱を放出し、液相冷媒へと凝縮する。液相冷媒は重力により再び蒸発部へと導かれる。この一連の還流により熱輸送を行う。この際、熱サイフォンの運転温度は封入した冷媒の飽和温度に依存する。利点としては、内部の自然対流を利用することで蒸発部と凝縮部での温度差が小さくなる、相変化を用いるため熱輸送能力が大きくなるなど挙げられる。熱サイフォンでは、重力を利用し冷媒を還流させるため構造上必ず上部が凝縮部、下部が蒸発部となる。このため、傾斜により気相流と液相流の流れが変化することにより、熱輸送能力に影響を受ける[3-4]。

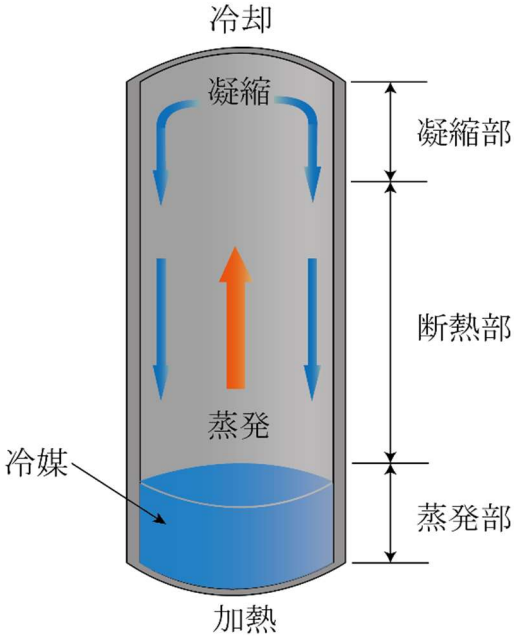

図 2-1　熱サイフォン概略図

また、断熱部にウィックや溝などを用いることで、毛細管力によって液相冷媒の移送を行うことができるものはヒートパイプと呼ばれ、凝縮部と蒸発部の位置は上部でも下部でもよい。熱サイフォン/ヒートパイプは世界中にて研究されており、航空宇宙関連、地熱発電などの専門的な分野から PC のラジエータなど多岐に使われている。また、その形状も様々であり、直管のものから冷媒がループする口の字型や円環型のものなどが存在する。

2.2　熱サイフォン冷却システム

熱サイフォンを用いた超電導回転機用熱サイフォン冷却システムの概要図を図 2-2 に示す。熱サイフォン部分は凝縮器、蒸発器、それらをつなぐ冷媒管で構成されており、クライオスタットにて大気と遮断している。回転体内部を冷却する観点から軸を通して冷媒を供給する必要があり、冷媒管は垂直管と水平管を L 字型に構成した構造となる。また、冷却システムである静止部と回転体である回転部をつなぐ極低温継手が設けられている。凝縮器には吸熱源となる極低温冷凍機がつなげられている。被冷却物である超電導体は蒸発器から冷却板を介して冷却される。封入された冷媒は蒸発器にて超電導体の発熱を受け吸熱し、気相冷媒となる。気相冷媒は冷媒管を通じて凝縮器へと戻り、冷凍機により冷却されることで凝縮し、液相冷媒となる。液相冷媒は重力により蒸発器へと冷媒管を介して流れる。この一連の動作により熱輸送を行う。

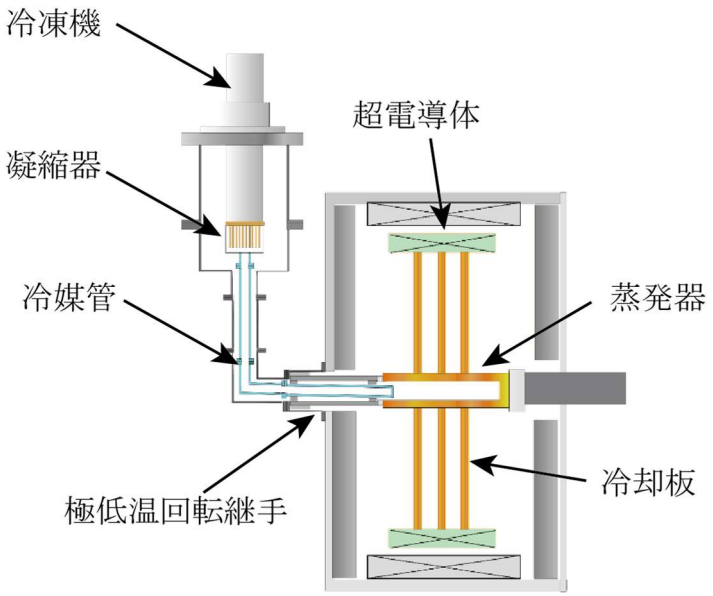

図 2-2　熱サイフォン冷却システムの概要図

2.3　熱サイフォン冷却システムの熱輸送限界

熱サイフォンの熱輸送は冷媒の還流が必須となる。熱輸送には凝縮器や蒸発器などの伝熱面における冷媒の相変化や冷媒管内の気相/液相冷媒の混相流を伴う。従って、各々の構成要素において熱輸送能力の限界が存在する[5-6]。熱サイフォン冷却システムの最大の熱輸送能力は極低温冷凍機の冷却能力となるが、その冷却能力を十分に活用することのできる各構成要素の設計が必要となる。ここでは各構成要素における熱輸送能力の限界について述べる。

① 凝縮器

凝縮部においては凝縮器表面での伝熱面積が重要となる。高熱負荷においては蒸発部からの気相冷媒の還流が多くなり、凝縮部における凝縮量も多くなる。伝熱面積が少ない場合、凝縮した冷媒が伝熱面積に付着した膜状凝縮形態となる。膜状凝縮形態においては、気相冷媒は液相冷媒を介して伝熱面と熱交換を行うため熱伝達率が著しく低下し、熱輸送能力の限界となる。

② 冷媒管

熱サイフォン冷却システムにおいては、冷媒管内において気相冷媒/液相冷媒の 2 相流となる。また気相冷媒と液相冷媒の流れが逆となるため、高熱負荷域においては蒸発器における蒸発量の増大に伴い気相冷媒の流速が上昇する。気相冷媒の流速が速くなると液相冷媒と気相冷媒の界面において液相冷媒が気相冷媒により戻される逆流の減少を起こす。逆流が発生すると十分な冷媒が蒸発器に供給されず結果としてドライアウトを起こす。この逆流現象は気相冷媒の速度に依存するため、冷媒管の径に大きく影響する。また冷媒菅の径が小さいことで、冷媒が凝縮器から流れる前に冷媒が凝縮器へと戻るフラッディング現象も存在する[3,7]。

③ 蒸発器

蒸発器においては凝縮器同様に伝熱面積が重要となるが、システム内の冷媒量が大きく影響する。冷媒量が極端に少ない場合、蒸発器内の液相冷媒がなくなるドライアウトが発生する[8-9]。また冷媒量が少ない場合、蒸発器内冷媒も少なく伝熱面積が確保しにくく伝熱面の温度上昇し、沸騰形態の遷移を起こす。沸騰形態が遷移することで伝熱面での熱伝達率が低下し、熱輸送能力の限界となる。

2.4　冷凍機

熱サイフォン冷却システムにおいて、システムの最大となる冷却能力は用いる冷凍機に依存する。また、使用できる温度範囲も依存することから冷凍機の選択は重要である。求める温度域及び冷却能力によって使用する極低温冷凍機は異なるが、GM 冷凍機、スターリング冷凍機、パルスチューブ、ターボブレイトン冷凍機などが上げられる。

①　スターリング冷凍機

スターリング冷凍機は、圧縮機、膨張機、それらの中間に存在する蓄冷機によって構成される。圧縮機側のピストンと膨張機側ピストンを位相差をもって稼動することにより、圧縮機（室温側）では等温圧縮を行い蓄冷機によって吸熱した後に膨張機（低温側）では等温膨張を行うことで冷却する。理想の状態においてはカルノー効率と等しい効率となる。構造が簡単なこと及び圧縮機と膨張機を一体構造とすることが可能なことから宇宙環境での応用として開発されている[10]。膨張機が単段式の場合多くは液体窒素温度で用いられており[11]。また、2 段式の場合でも 10 K まで冷却することが可能である[12]。

②　GM 冷凍機

GM 冷凍機の構成はスターリング冷凍機の構成と似ている。圧縮機と膨張機、蓄冷器で構成され、圧縮機と膨張機の間にバルブ機構を設け、両者を高圧と低圧のガスラインでつないでいる。スターリング冷凍機とは異なり、バルブ機構により圧縮機の高圧側と低圧側を切り替えることで、膨張機側のディスプレーサを駆動することにより、寒冷を発生させることで冷却している。この冷凍機の特徴として、圧縮機と膨張機をガスラインでつないでいることにより、熱を放出する圧縮機を冷却対象から遠くに設置することが可能である。膨張機が単段式の GM 冷凍機は主に 20 K-80 K 程度で 2 段式の GM 冷凍機は 4 K 以下での冷却が可能である。

③　パルスチューブ

パルスチューブ冷凍機は上で述べた 2 種類の冷凍機同様の構成を持つ冷凍機である。構成の違いとしてはピストンやディスプレーサなどの膨張機がパルス管と呼ばれるものに置き換わる。パルス管はバルブとバッファにつながっており、膨張機内ガスがピストンやディスプレーサの代わりとなることで寒冷を発生し、冷却している。この冷凍機は膨張機に稼動

部がないため低振動であることが最大の利点となっている。一方、動揺などの環境下においては著しく冷却能力に影響があるため、静止した機器に用いられる。

④ ターボブレイトン冷凍機

ブレイトン冷凍機はターボ圧縮機とターボ膨張機とその両者をつなぐラインに主機熱交換器とを設けることにより冷却する冷凍機である。タービン圧縮機で圧縮した冷媒を主機熱交換器によって冷却し、ターボ膨張機によって膨張させることにより冷却する。この冷凍機は大きな冷却能力を持つものの、装置が大きいため、超電導線材応用などの分野にて研究開発が行われている[13]。

2.5 冷媒と温度特性

熱サイフォンを用いるにあたって、重要な事項が封入冷媒の選定である。熱サイフォンの動作温度は封入した冷媒の飽和温度/圧力に依存するため、被冷却物に対応した動作温度範囲を持つ冷媒を選択する必要がある。超電導回転機では、超電導コイルであれば一般的に用いられている高温超電導体は Bi 系であれば 110 K 程度、Y 系であれば 90 K 程度の臨界温度（*Tc*）を有する。実際の機器に使用する際は高温超電導体の発熱等による安全や性能の観点から *Tc* の半分以下に保つほうが良い。高温超電導体である Y 系や Bi 系の *Tc* の約半分以下である 40K 以下の凝縮点を持つ冷媒は Ne、He、H_2 があげられる。この 3 つの物性値を次の表 2-1 に示す。この表より、熱サイフォンの動作温度としては He、H_2、Ne の順に高温となる。また、熱サイフォンは蒸発潜熱を用いることから高い潜熱をもつ H_2 は魅力的である。しかし、H_2 は可燃性かつ使用材料によっては水素脆性を起こすことから取り扱いが難しい。最も低温で動作する He は分子径が小さいため容器内から逃げやすく、真空容器中で稼働する熱サイフォン冷却システムにおいては取り扱いが難しくなる。また、凝縮には 4 K まで冷却するため大きな冷却能力を有する冷凍機が必要となる。従がって、安定な気体である Ne を実験の冷媒として選択している。また、Ne と He の混合冷媒も同様の動作温度を持つため、選択肢の一つとなる[14]。

表 2-1　He、Ne、H_2 の大気圧時における各物性値 [15]

	He	Ne	H_2
沸点 [K]	4.224	27.092	20.39
蒸発潜熱 [kJ/kg]	20.416	86.98	451.5
液体の粘性率[μPa・s]	3.196	126	12.67
表面張力 [mN/m]	0.105	4.77	1.872
三重点温度 [K]	2.1773	24.55	13.96
三重点圧力 [kPa]	5.04	43.35	7.199

2.6　熱サイフォンの熱抵抗

熱サイフォンを冷却システムに用いた際、重要となるのは凝縮部と蒸発部の温度差、熱輸送能力である。温度差・熱輸送量を用いる熱抵抗は熱サイフォンにおける熱輸送能力を現す指標のひとつである。熱抵抗は凝縮器と蒸発器の温度差に対しての熱輸送量を取るため、値が低いほど温度差が少なく熱輸送が可能であることを示す。熱サイフォンでは蒸発部が凝縮部よりも下方にあるため、凝縮した冷媒が重力により還流する。これを熱抵抗の考えによって伝熱性能を考えると以下の図 2-3 で考えることができる。

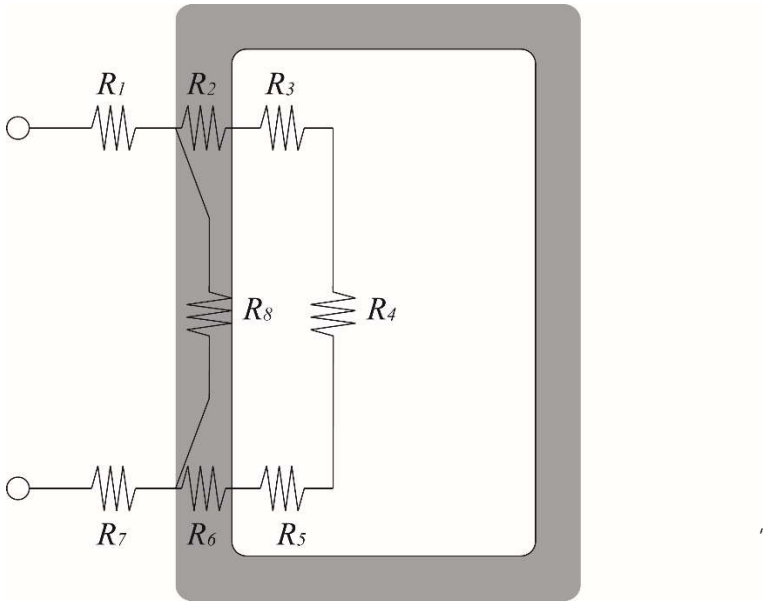

図 2-3　熱サイフォンにおける熱抵抗の概念

ここで、図 2-3 における各熱抵抗 R について記載する。

①加熱源と吸熱源における熱抵抗 R_1 と R_7

熱サイフォン冷却システムにおいては、凝縮器と冷凍機間、蒸発器と伝熱板の部分における熱抵抗となる。容器外表面の熱伝達率 h_h [W/(m^{2}K)]と加熱部の伝熱面積 A_h [m^2]を用いて以下の式で求めることができる。

$$R_1, R_7 = \frac{1}{h_h A_h} \tag{2.1}$$

②壁面における熱抵抗 R_2 と R_6

この部分は半径方向の熱伝導による次の式で求まる。D_o はヒートパイプの外形[m],D_i はその内径[m]、 λ_w は容器材料の熱伝導率[W/(mK)]、l_e は加熱部の長さをあらわす。

$$R_2, R_6 = \frac{ln(D_0/D_i)}{2\pi\lambda_w l_e} \tag{2.2}$$

③凝縮時における熱抵抗 R_3

凝縮する際の状態により、熱抵抗は変化する。膜状凝縮なのか凝縮を伴う 2 層流なのかと熱伝達の形態が変わると値は変わってくるが、どちらにせよ凝縮部における熱伝達率を h_c [W/(m^{2}K)]と凝縮部伝熱面積 A_c[m^2]すると以下の式で求めることができる 。

$$R_3 = \frac{1}{h_c A_c} \tag{2.3}$$

④蒸気流における熱抵抗 R_4

蒸気流による熱抵抗 R_4 は無視できるほど小さい。わずかに対流により液相-気相間において熱交換が行われるが限りなく小さい。

⑤蒸発部における熱抵抗 R_5

蒸発部における熱抵抗は沸騰熱伝達率 h_e [W/(m^{2}K)] と蒸発器伝熱面積 A_e [m^2]を用いることで以下の式のように表すことができる。

$$R_5 = \frac{1}{h_e A_e} \tag{2.4}$$

⑥容器壁の軸方向熱抵抗 R_8

凝縮部から蒸発部へ向かう容器壁の軸方向側熱抵抗 R_8 は以下の式で表すことができる。

$$R_8 = \frac{l_{eff}}{\lambda_w A_{wx}} \tag{2.5}$$

容器壁は外部から入熱を受けるものの、常に冷媒が流れていることで冷却されることにより、他の熱抵抗に比べてはるかに小さくなる。従って容器壁を軸方向に伝わる熱量は一般的に無視される。

⑦　システムの全熱抵抗

①～⑥の熱抵抗を組み合わせシステム全体での熱抵抗は以下のように表される。

$$R = \frac{\Delta T}{W} \tag{2.6}$$

この温度差⊿T は凝縮部温度と蒸発部温度であらわされる。また、W は熱輸送量を表す。これにより、熱サイフォン冷却システムの性能を知ることが出来る。

2.7　20 MW 級船用超電導回転機に求められる冷却能力

川崎重工業株式会社は、将来の外航船向けの 20 MW級船舶推進用超電導モータに必要の概念設計が行われており[16]、概念設計の仕様を次の表 2-2 に示す。20 MW級船舶推進用超電導モータの概念設計において冷却損が 400 kW と計上されており、冷却システムの成績係数（Coefficient of Performance : COP）を考慮すると超電導回転機に求められる冷却能力は 400 W@30 K となる。また、超電導コイルは 37 K、蒸発器は 30 K に冷却することが求められる。この概念設計を基に熱サイフォン冷却システムを考えると、モータの軸受け間距離が 3000 mm であり、蒸発器をモータの中心に設置し、蒸発器の長さを超電導コイルの長さ 1300 mm と同等の長さのものと考慮しても、850 mm 以上の水平冷媒管を必要とする。また、超電導コイルを 37 K に冷却することから、冷媒は前項において挙げた He、Ne、H_2 が考えられるが、実用上の観点から Ne が望ましい。

本研究は、この 20 MW 級船舶推進用超電導モータの概念設計を基に超電導回転機の設計指針となる熱サイフォン構成部である蒸発器、冷媒管、凝縮器の設計指針を得るとともに 20 MW 級船舶推進用超電導モータの熱サイフォン冷却システムの設計を目的とする。

表 2-2　20 MW 級船舶推進用超電導回転機の概念設計[16]

	項目	値
電動機 基本 仕様	定格出力	20,000 kW
	定格回転数	90 min^{-1}
	定格トルク	2123 kNm
	極数	24
	相数	9
	スロット数	216
	電機子電圧	4700 V
	モータ外径（バックヨーク外径	4000 mm
	軸受け間距離	3000 mm
	モータ体積	37.7 m^3
	トルク密度（単位体積当りのトルク）	56.3 kNm/m^3
超電導	超電導コイル動作電流	200 A
	超電導コイル動作温度	37 K
	超電導線材の種類	ビスマス系
	超電導線材の 77 K・自己磁場性能	300 A
	超電導コイル形式	レーストラック型 ダブルパンケーキ
	超電導コイルターン数（1 コイル当り）	1000 ターン
	超電導コイル直線長	1 300 mm
	超電導コイル積層数	4
損失	電気損	133 kW
	冷却損（超電導コイル発熱、入熱他） （冷却システム COP=0.01 @ 30K）	40 kW
	機械損失	29 kW
	合計	202 kW
全体効率		99 %

参考文献

[1] S.W.Chi　ヒートパイプの理論と応用　（株）日本技術経済センター　1978

[2] 日本ヒートパイプ協会　実用ヒートパイプ　日刊工業新聞社　1995

[3] 白石 正夫, Pradit Terdtoon, 村上正秀, 傾斜した二相密閉型サーモサイフォンの伝熱特性に関する基礎的研究 機会技術研究所報告 167 号　1995

[4] A.A. Mouza, S.V. Paras and A.J. Karabelas, "The influence of small tube diameter on falling film and flooding phenomena," *International Journal of Multiphase Flow*, Vol.28, pp. 1311-1331, 2002.

[5] D. Areay, P.A. Kew, R.J. Mcglen, "Heat Pipes (Sixth edition),"Elsevier, 2013.

[6] A.Faghri, "Heat Pipe Science and Technology," Grobal Digital Press, 2016.

[7] Chen Jianye, Xu Lum Xiong Wei, Qiu Limin, and Z. Xiaobin, "Experimental results of flooding expeirments in an inclined tube with liquid nitrogen and its vapor," *Cryogenics,* vol.*62*, pp. 1-4, 2014.

[8] B. jiao, L.M. Qiu, X.B. Zhang and Y. Zhang,"Investigation on the effect of filling ratio on the steady-state heat transfer performance of a vertical two-phase closed thermosyphon," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, pp.1417-1426, 2008.

[9] Z.Q. Long and P. Zhang, "Impact of condition and filling ration on heat transfer limit of cryogenic thermosyphon," *Cryogenics*, Vol. 52, 66-76, 2012.

[10] K. Narasaki, S. Tsunematu, K. Kanno, K. Otsuka, S. Hoshida, K. Fujioka, K. Tsurumi, and M. Hirabayashi, "Development of single stage stirling cooler for space use," *AIP conference Proceedings*, Vol.823, 1505, 2006.

[11] M. Watanabe, H. Yumura, H. Hirota, T. Masuda, M. shimoda, R. Ohno, M. Ikeuchi, H. Yaguchi, H. Ichikawa, T. Mimura, S. Honjo, and T. Hara "Recent progress of Liquid nitrogen cooling system (LINCS) for Yokohama HTS cable project," *Phisycs Procedia*, Vol.36 pp1313-1318, 2012

[12] G.R. Baker, D. Feger, A.S. Gibson, A. Little, T.W. Bradshaw, M.R. Crook, A.H. Orlowska, B.J. Tomlison and A. Sargeant, "Demonstration of a10 K stirling cooler for space application," *Proceedings of the 9th European Space Mechanisms and Tribology symposium*, pp.165-170, 2001.

[13] H. Hirai, M. Hiroyama, S. Yoshida, N. Nara, and S. Ozaki, "Neon turbo-bryton cycle refrigerator for HTS power machines," *AIP conference proceedings*, Vol.1434, 1672, 2012.

[14] R. Sato, B. Felder, M. Miki, K. Tsuzuki, H. Hayakawa, and M.Izumi, "Helium-neon gas mixture thermosyphon cooling and stability for large scale HTS synchronous motors," *IEEE Trans. Appl. Supercond.* Vol. 23 no. 3 5200704, 2013.

[15] 社団法人低温工学協会　超電導・低温工学ハンドブック　株式会社オーム社　1993

[16] T. Yanamoto, O. Tsukamoto, K. Umemoto, K. Hayashi, T. Kato, M. Izumi, T. Takao, S. Fukui, and Y. Fujimoto, “R&D Status of key Technologies for Large Scale HTS Rotating Machine for Ship propulsion, ” *J. Cryo.Super.Soc. Jpn.* Vol. 48, No1, pp.12-22, 2013.

第3章 ネオン熱流束の算出

本章では、熱サイフォン冷却システムの構成要素である蒸発機の設計指標である熱流束を得るために設計・製作した熱サイフォン冷却システムの設計概念を述べるとともに、製作した冷却システムにて得られた熱流束について述べる。

3.1 熱流束

熱流束は伝熱面積あたりの熱輸送量を示す指標であり、温度差に対する熱流束の遷移を知ることで使用する冷媒の沸騰形態を知ることができる。図 3-1 に基本的な沸騰曲線を示す。熱流束は伝熱界面である液相と固体間においての温度差上昇に伴い、熱流束が上昇していく。この際、冷媒の沸騰状態は核沸騰である。しかし、沸騰形態が膜沸騰形態へと徐々に遷移し始め、核沸騰と膜沸騰の混在する遷移沸騰形態へと移行すると伝熱面での温度差は上昇するものの熱流束は減少してしまう。ネオンにおいても遷移沸騰へ移行することで熱流束が著しく低下することが確認されている[1]。そのため、熱サイフォン冷却システムにおいては、核沸騰状態で運転することが望ましい。従って核沸騰状態における熱流束の許容量を知れば、蒸発器の設計指標となる。

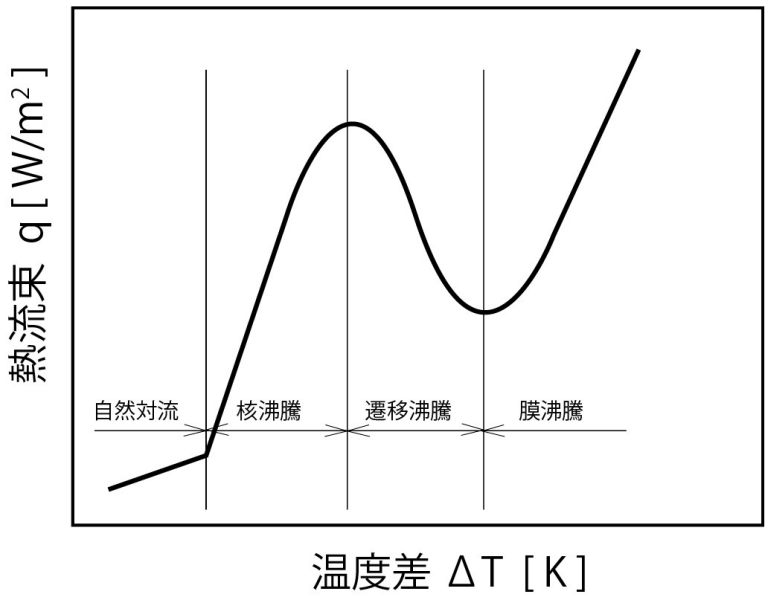

図 3-1 沸騰曲線

具体的には、ネオン冷媒の許容熱流束を知ることにより、システムの発熱量から熱サイフォン冷却システムの蒸発器設計において必要な伝熱面積を得ることができる。熱流束 q は以下の式により求めた。

$$q = \frac{Q_{evp} + Q_i}{A} \tag{3.1}$$

表 3-1 に式中の計算に用いた各数値について説明する。

表 3-1　熱流束・熱伝達率の計算に用いる各パラメータ

記号	意味		備考
q	熱流束	[W/m^2]	
Q_{evp}	蒸発器ヒータ出力	[W]	実測値より
Q_i	入熱	[W]	実測値より
A	伝熱面積	[m^2]	蒸発器と液相ネオンの接触面積

3.2　試験装置の設計

本項においては、熱流束を求めるにあたり製作した試験装置である熱サイフォン冷却システムの設計について述べる。熱サイフォン冷却システムは構成要素である凝縮器・冷媒管・蒸発器の設計最適化に加え、各部位ごとでの設計が必要となる。

本設計においては 20 MW 級超電導回転機に求められる冷却能力 400 W@30 K[2]を参考とし、その半分である 200 W 級の熱輸送能力を持つ熱サイフォン冷却システムを設計・製作した。次の図 3-2 に構成の概要図を示す。熱サイフォン部は凝縮器、冷媒管、蒸発器で構成されている。超電導回転機を冷却することを想定しているため、冷媒管は垂直管と水平管で構成されている。次の項より凝縮器、冷媒管、蒸発器の各部位における詳細な設計を説明する。

また、熱サイフォン冷却システムは第 5 章にて行う傾斜耐性試験も視野に入れた設計となっている。日本海事協会の認定要領及び船舶設備規定より船舶内で用いる機器は 22.5 度の傾斜、また一部の特殊船については、30°の傾斜状態での作動できることが求められる[3]。従って、本試験装置は 30°傾斜の状態においても冷却できることを目指した設計となっている.

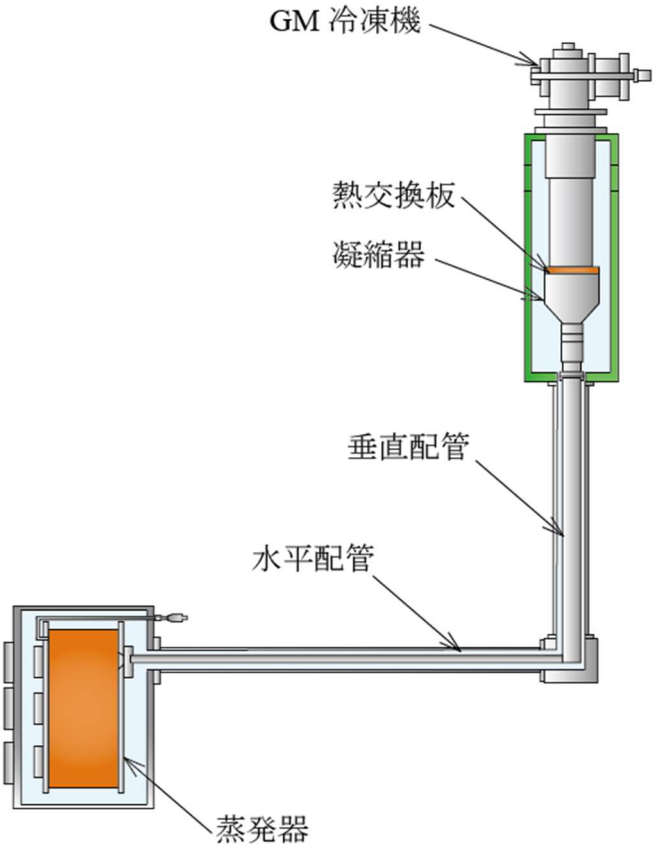

図 3-2　200 W 級熱サイフォン冷却システム概略図

3.2.1　凝縮器の設計

本試験装置における凝縮器は、2 台の冷凍機、2 枚の熱交換板と 2 個の凝縮器、Y 字管、ガス供給管、凝縮器内圧計、安全弁で構成されている。図 3-3 に凝縮器の構成図を示す。ネオンを液化するために 2 台の一段式冷凍機（RDK-500B、住友重機械工業）が熱交換板を介して凝縮器へと接続されている。冷凍機の公証冷却能力は 80 W@30 K であり[4]、2 台の冷凍機を使用している。また、本試験では装置を蒸発機側から凝縮機側に見た際に、左側（L 冷凍機）と右側（R 冷凍機）で 2 台の冷凍機を区別している。

組立に際しては冷凍機のコールドヘッド外周部を 20 層の MLI を用いて覆った。コールドヘッドと凝縮器の間には両者を接続するための熱交換板（無酸素銅（C1020）製の円板）が取り付けられている。熱交換版には、凝縮器の温度を測定するためのシリコンダイオード温度センサ（DT-670-CU-1.4L、LakeShore）、凝縮器の温度を調整するためのカートリッジヒー

タ（E2A72、Watlow）が固定されている。図 3-4 に熱交換板上のヒータ位置及び温度センサ位置を示す。また、凝縮器には Brice らにより先行研究された熱交換能力を向上させるためのフィンが設けられている[5]。また 凝縮器 1 個当たりの伝熱面積は 87800 mm^2 である。

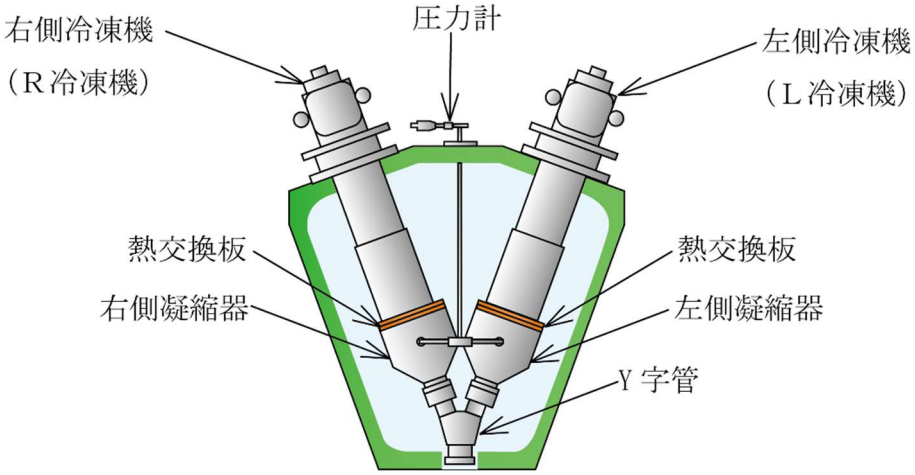

図 3-3　凝縮機構成図

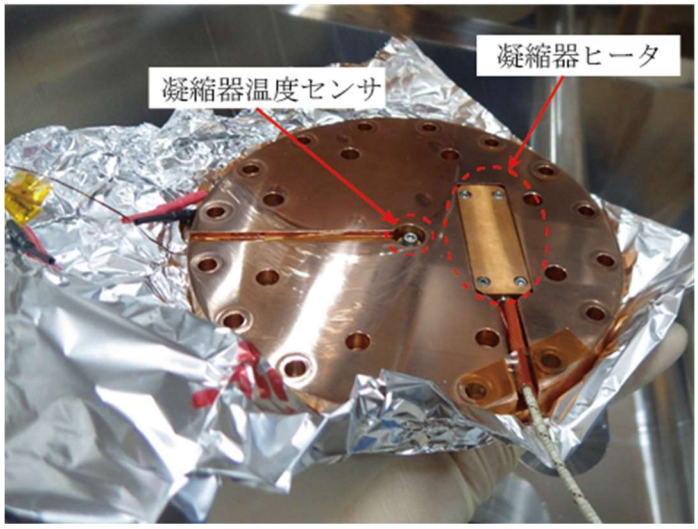

図 3-4　熱交換板と温度センサ（中心部）、及びヒータ（右側長方形のブロック内）

また、2 個の凝縮器を採用することから、それぞれの凝縮器出口と冷媒管をつなぐ Y 字管が必要となる。凝縮容器先端部との接続には合わせて呼び径 1 インチ VCR（内径 ϕ 22.1 mm）を使用し、後述する垂直管（ϕ 34.0 mm x t 1.65 mm）とつながれる部分にはインジウムシールでの接続を採用した。図 3-5 に凝縮器に取り付けた後の Y 字管の外観を示す。

図 3-5　Y 字管外観

熱サイフォン冷却システムの設計において、全体の熱輸送能力は凝縮器に取り付けられた極低温冷凍機の冷却能力となるため冷却能力の把握は必須となる。また、システム内に浸入する入熱を計測する観点からも極低温冷凍機の冷却能力を調べる必要がある。従って、本冷却システムで用いる GM 冷凍機を単体で冷却及び熱負荷試験を行い、冷凍機の冷却能力について事前に調査した。

試験においては図 3-6 に示すように、2 台の冷凍機を凝縮機クライオスタット内に取り付け、冷凍機の先端であるコールドヘッドには温度測定及び同部への熱負荷印加のために図 3-4 に示した熱交換版をのみを取り付けた。コールドヘッド及び熱交換板の外周は熱輻射による入熱を防ぐために 20 層の MLI（Multi Layer Insulation）で覆った。

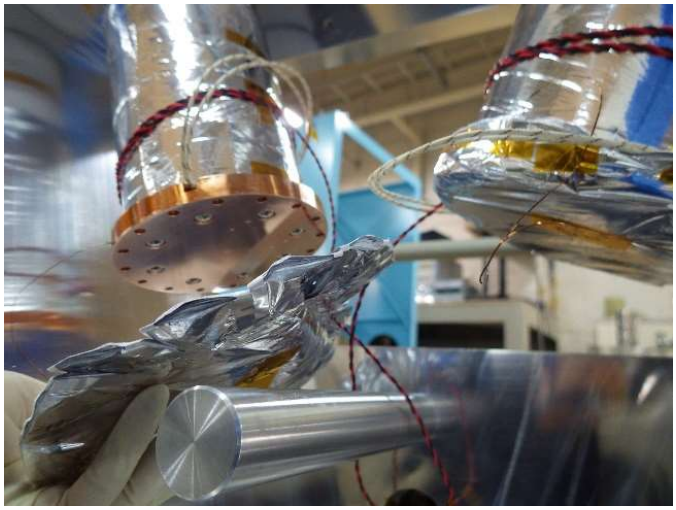

図 3-6　コールドヘッドと熱交換板

コールドヘッドの温度測定は極低温用温度コントローラ（モデル 331S、LakeShore）を使用した。また、熱負荷ヒータ用の電源として可変直流電源（ZX-400LA、TAKASAGO）を用いている。温度は GPIB，ヒータ出力はデータロガー（Compact DAQ、ナショナルインスツルメンツ）を経由して自動収集した。試験では、２台の冷凍機を冷却後左側と右側でそれぞれ熱負荷試験を行った。熱負荷は 70 W から 105 W まで、5 W 毎に段階的に与えた。各熱負荷は 180 分間維持し、その間の温度変化を測定・平均したものをコールドヘッド温度とした。ただし、熱負荷印加開始後約 60 分間は温度が安定しないため実際には熱負荷印加開始後 60 分から 180 分（計 120 分間）の平均温度を採用している。この試験により得られた左側/右側冷凍機のコールドヘッド温度を表 3-2 に示す。

表 3-2　左側（L）冷凍機 / 右側（R）冷凍機の熱負荷に対するコールドヘッド温度

熱負荷 [W]	左側コールドヘッド温度 [K]	右側コールドヘッド温度 [K]
70	23.54	24.70
75	24.83	26.09
80	25.98	27.47
85	27.07	28.71
90	28.37	30.25
95	29.55	31.55
100	31.08	33.26
105	32.28	34.66

また、図 3-7 に試験によって得られた冷却能力と温度の関係を示す。

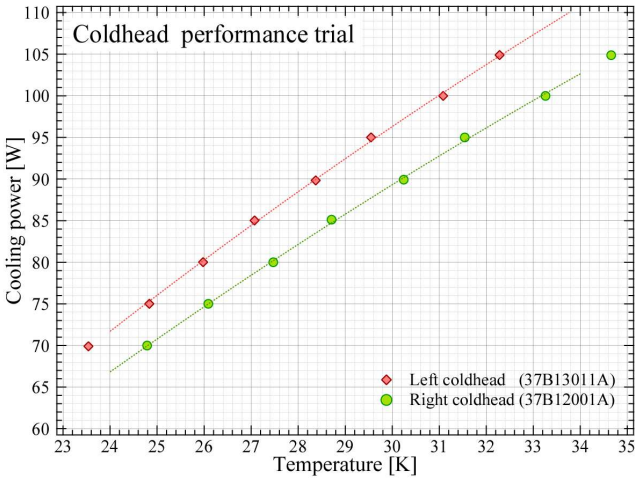

図 3-7　左側（L） / 右側（R）冷凍機の温度と冷却能力の関係グラフ

以上の結果から、各冷凍機における温度と冷却能力の関係を数式化した。以下の式 3.2 に左側冷凍機の、式 3.3 に右側冷凍機のコールドヘッド温度と冷却能力の関係式を示す。

$$P_L = -0.0470 \cdot T^2 + 6.64 \cdot T - 60.5 \tag{3.2}$$

$$P_R = -0.0415 \cdot T^2 + 5.99 \cdot T - 53.0 \tag{3.3}$$

熱サイフォン冷却システムにおいては、凝縮器において冷媒が熱交換し、冷却することから凝縮器の設定温度よりも内部の冷媒温度が高くなる。本試験装置においては、冷媒の飽和温度を 30 K と想定し、凝縮器温度はそれよりも低い 29.6 K とした。上式を用いて本装置の運転温度である 29.6 K 時の各冷凍機の冷却能力を算出すると表 3-3 のようになる。

表 3-3　運転温度 29.6 K における冷凍能力

	冷凍能力 [W]
左側（L）冷凍機	94.8
右側（R）冷凍機	87.9
合計冷却能力	183

従って、本試験装置の熱サイフォン冷却システムの最大熱輸送能力は 183 W@29.6 K となる。

3.2.2　冷媒管

次に冷媒管の設計に移る。冷媒管は熱サイフォンシステムの熱輸送限界を決定する重要な構成要素である。また、超電導回転機では回転軸内を介して冷媒管を供給するため、冷媒管は水平管及び垂直管の組み合わせとなる。従って、水平管と垂直管は凝縮器に取り付けられた 2 台の冷凍機の合計冷却能力（183 W@29.6 K）の熱輸送能力をと同等の熱輸送能力をもつ設計が必要である。熱サイフォン冷却システムにおいては冷媒管内で気液二層流となるため、冷媒管の長さ及び断面積の影響が大きい。特に水平管では、液相冷媒が滞留するため、気相冷媒の通路が狭くなり逆流が起こりやすい。

はじめに水平配管の設計について述べる。水平配管は垂直配管に比べ、熱輸送限界に直接的な影響を与える部位であることから、その管長・管径を系統的に変化させることで、熱輸送限界を定量的に評価する必要がある。

水平配管の長さは 20 MW 級回転機の設計より軸受け間長さが 3000 mm であることから、軸受けから中心部である蒸発器まで、また軸受けから凝縮器クライオスタットの厚みを考慮して、本試験装置は 1200 mm とした。また、管径の選定に当たっては入手性を考慮し標準規格品とし、更に冷媒管の継ぎ手には VCR（Swagelok 社）の規格に準じたものを使用している。次の表 3-4 に VCR に準じた入手性の高い配管を記す。本研究における試験では、表 3-4 中での最大径である ϕ 25.4 mm x t 1.65 m m の配管を採用したが、これは入手が可能な標準規格品の中から熱輸送能力の向上を最優先に考慮したためである。

表 3-4　各種水平配管の管径

配管外径	[インチ]	1/2	5/8	3/4	1
配管外径	[mm]	12.7	15.9	19.1	25.4
肉厚	[mm]	1.0	1.24	1.24	1.65
内径	[mm]	10.7	13.4	16.6	22.1
有効断面積	[mm^2]	89.9	141	216	383

次に、垂直配管の設計について述べる。垂直配管においては、水平配管と比べ液相の滞留も無く逆流やフラッディングは起こりにくく、垂直配管は水平配管に比べ熱輸送能力に与える影響は少ないとされた為、凝縮器に接続可能な最大の管径である ϕ 34.0 mm x t 1.65 mm を採用した。垂直管の長さは傾斜耐性を付与するために傾斜角 30° を与えた際にも十分な凝縮器高さ（＝水頭圧）を確保するため、755 mm とした。表 3-5 に本試験装置における冷媒管の仕様を示す。

表 3-5　冷媒管の仕様

		水平配管	垂直配管
配管径	[mm]	25.4	34.0
肉厚	[mm]	1.65	1.65
内径	[mm]	22.1	30.7
有効断面積	[mm^2]	383	740
配管長	[mm]	1200	755

また、水平配管における長さ/断面積比である *L/D* 比は

$$\frac{L}{D} = \frac{1200}{22.1} = 54.3$$

となる。

冷媒管は垂直配管、水平配管を接続するためにエルボ配管を使用している。エルボ配管は垂直管との接続部は ϕ 34.0 mm x *t* 1.65 mm、水平管との接続部にはる ϕ 25.4 mm x *t* 1.65 mmを使用している。接続部のシールには垂直管側はインジウムシールを行い、水平管側には1インチの VCR を採用した。また、蒸発器と水平配管の接続部のシールには U-tight seal（臼井国際産業）を採用した。組立に際しては、輻射による熱進入を軽減させるために、冷媒管周囲には 30 層からなる MLI（Multi Layer Insulation）を施している。

3.2.3　蒸発器の設計

熱サイフォン冷却システムに用いた蒸発器の設計について述べる。蒸発器の設計において重要なパラメータひとつに液相冷媒と蒸発器の接触面積である伝熱面積が挙げられる。これは、液相ネオンと蒸発器内壁の接触面積を意味する。式 3.4 に伝熱面積を求める式を示す。

$$A = \frac{Q}{q} \tag{3.4}$$

式 3.4 中の A は伝熱面積[m^2]、Q は熱負荷[W]、q は熱流束[W/m^2]である。また、伝熱面積 A は、蒸発器の大きさ（内径×幅）の関数で決定されるが、本装置においては装置全体の大きさ（高さ×重量）の制限から、内径 ϕ 600 mm 以内、全長 300 mm 以内として設計の最適化を行った。熱流束の値は伝熱表面での沸騰状態により大きく変化するが、本研究では沸騰状態を熱輸送能力が高い核沸騰と想定して設計を行った。使用冷媒であるネオンの熱流束の計算式は少なく、試験装置の設計においてはネオンの核沸騰の Stephan and Abdelsalam の式[4]を採用した。

次の式 3.5 に液相ネオンと無酸素同表面との間での核沸騰時における熱流束の計算式（Stephan and Abdelsalam の式）を示す。

$$q = \left[C_3(\rho_s C_{ps} k_s)^{0.117}(T_w - T_{sat})\right]^{1/0.376} \tag{3.5}$$

ここで定数 C_3 は Abdelsalam の実験によって求められた数である。なお、$\rho_s C_{ps} k_s$はそれぞれ、伝熱面の材質（本実験では無酸素胴：C1020）での密度、比熱 、熱伝導率であり、T_wは蒸発器内壁面の温度、T_{sat}はネオンの飽和蒸気温度を意味する。本設計では、蒸発器に印加される熱負荷 Q を 200 W と仮定し設計を行った。また以下の表 3-6 に計算に必要な各種数値を示す。

表 3-6　熱流束の計算に用いる各パラメータ

記号	意味		値	備考
T_{sat}	ネオン飽和温度	[K]	30.0	
T_w	蒸発器内壁面温度	[K]	30.5	
C_3	定数		8.2	[4] のグラフより
ρ_s	無酸素銅の密度	[kg/m^3]	8960	NIST [5]より 30.5 K の値
C_{ps}	無酸素銅の比熱	[J/kg･K]	27.78	NIST [5]より 30.5 K の値
k_s	無酸素銅の熱伝導率	[W/m･K]	1436	NIST [5]より 30.5 K の値

計算の条件として蒸発器の材料である無酸素胴（C1020）は RRR = 50 と仮定し、計算に必要な各物性値は NIST [3]から引用した。また、定数C_3は図 3-8 [4]のグラフ中のネオン飽和圧力 0.223 MPaABS (2.2 bar)時のものを採用している。

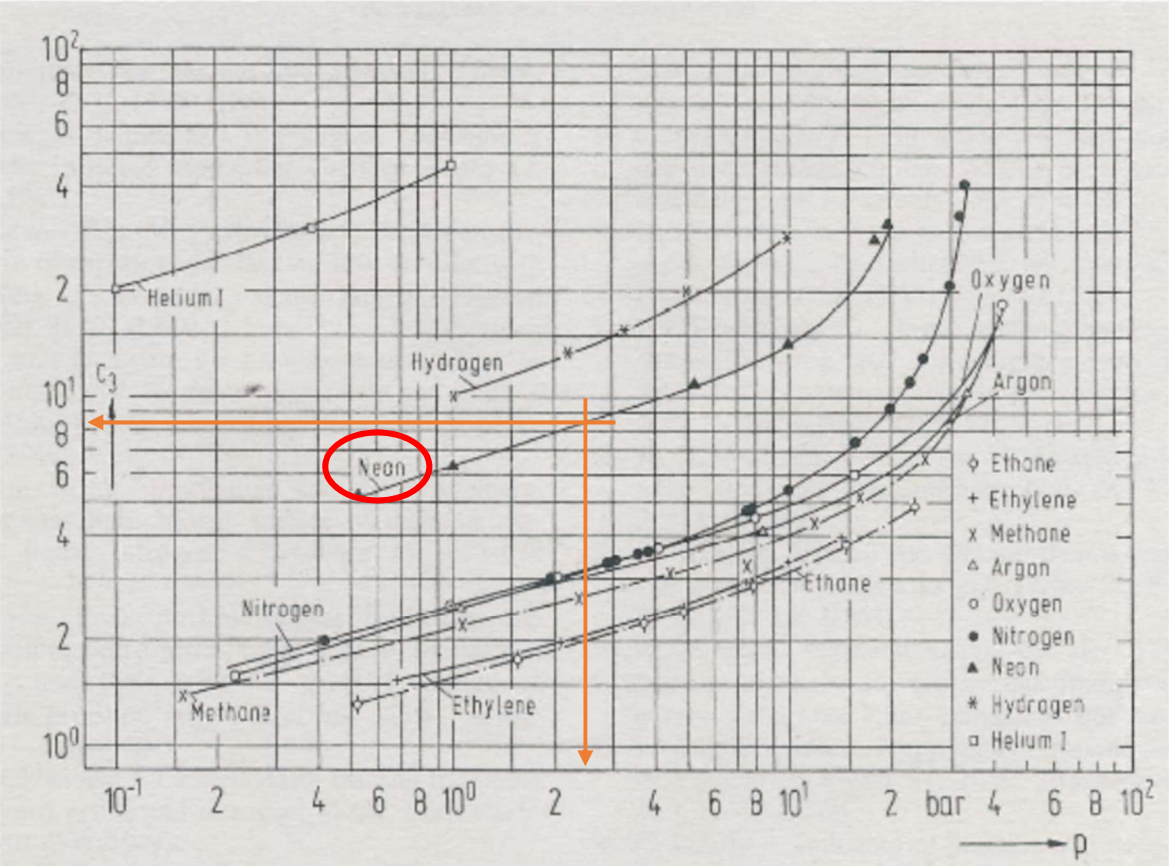

FIG. 7. Constant c_3 in equation (12).

図 3-8　Abdelsalam らによる C_3 導出のための実験値[4]

以上の条件より、熱流束の仮の設計値として

$$q = 19600 \quad [\mathrm{W/m^2}]$$

を得た。

ここで、熱負荷 $Q = 200$ W、$q = 19600$ W/m^2 を、式 3.4 に代入すれば、必要伝熱面積 A は、

$$A = 0.0102 \quad [\mathrm{m^2}]$$

となるが。本設計では安全係数を 2 倍と仮定した結果、最終的に必要な伝熱面積 A を、

$$A = 0.0205 \quad [\mathrm{m^2}]$$

と、決定した。

求めた必要伝熱面積を用いて、前述の通り蒸発器の内径を ϕ 600 mm 以内、全長を 300 mm 以内として設計を行った。まず初めに、蒸発器内のネオンの体積について検討する。蒸発器中の液相ネオンは、30° 傾斜した際においても前記の伝熱面積を確保できるだけの体積を必要とする。ここでは、蒸発器内径 D_{ei} を 300–600 mm までの間で 100 mm 毎に変化させた際の必要液相ネオン体積と、液面高さを 3D モデルにて算出した。表 3-7 に計算結果を示す。なお、本計算に当たっては蒸発器の *L/D* 比を 0.5 と仮定した。

表 3-7　30° 傾斜時に各内径における必要伝熱面積を満たす条件

内径 D_{ei}	[mm]	300	400	500	600
液相体積 V	[L]	0.481	0.448	0.424	0.403
液面高さ h_{30}	[mm]	63	57.5	53.6	50.5
接触長さ L_{30}	[mm]	109.1	99.6	92.8	87.5

この結果より、蒸発器の内径が増えるほど、必要な液量・全長が少なくなることが分かる。次に、表 3-8 に示した液相ネオン体積を基準として、傾斜角を 0° とした場合の伝熱面積、液面高さを算出しその結果を表 3-8 に示した。

表 3-8　水平状態にした場合の各内径における状態の変化

内径 D_{ei}	[mm]	300	400	500	600
伝熱面積 A_0	[m^2]	0.028	0.036	0.043	0.051
液面高さ h_0	[mm]	27.3	19.3	14.9	11.9
接触長さ L_0	[mm]	150	200	250	300

このように、30° 傾斜時に対応した伝熱面積を得るような液相ネオン体積を有する設計を行えば、水平時においても十分な伝熱面積を得られることが分かる。以上の結果から、いずれの蒸発器内径においても、制限寸法内で必要伝熱面積を得られることが確認できたが、一方で、蒸発器の耐圧強度や製作・組立工程及び必要な気相ネオン投入量を考慮すると、内径が小さくなるほど有利である。

本装置における設計では、強度・伝熱面積・製作・組立期間を考慮した結果蒸発器内径 D_{ei} を 400 mm、全長（以後、内長）を 150 mm と決定した。また、胴部の材質を無酸素銅（C1020）、両端フランジ部をステンレス（SUS304）とした。図 3-9 に製作した蒸発器の外観を示す。

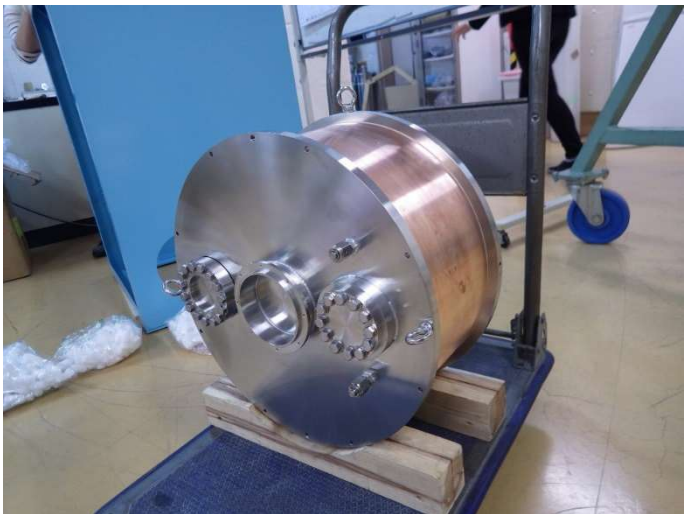

図 3-9　蒸発器外観

本試験装置における蒸発器では、蒸発器の設計に際して必要となる各種パラメータ（伝熱・熱流束・沸騰状態の確認など）を得るために、幾つかの工夫を施した。はじめに、冷媒管のオフセットについて述べる。前項で述べたとおり、本装置における蒸発器寸法は内径ϕ 400 mm、内長 150 mm と決定したが、仮に冷媒管を蒸発器中心に接続した場合、液相の逆流防止の観点から許容液面高さ(深さ)はその半径未満である150 mm程度が限界であった。これは、水平時における伝熱面積で 0.079 m^2 相当であり、30°傾斜時では 0.065 m^2 となる。本装置では、より多くの伝熱面積を得る＝許容液面高さを増加するために冷媒管の鉛直上方へのオフセットを実施している。次に蒸発器両端面に設けられた覗き窓について述べる。3.1 項で述べたとおり、熱流束 q は伝熱表面の沸騰状態に大きく左右される。そこで本装置では、蒸発器内部における液相ネオンの沸騰状態を視認可能とする位置に 2 箇所の観測用の窓を設けている。覗き窓の材質には「パイレックスガラス（ホウケイ酸ガラス)」を採用している。図 3-10 に蒸発器に取り付けられた覗き窓を示す。

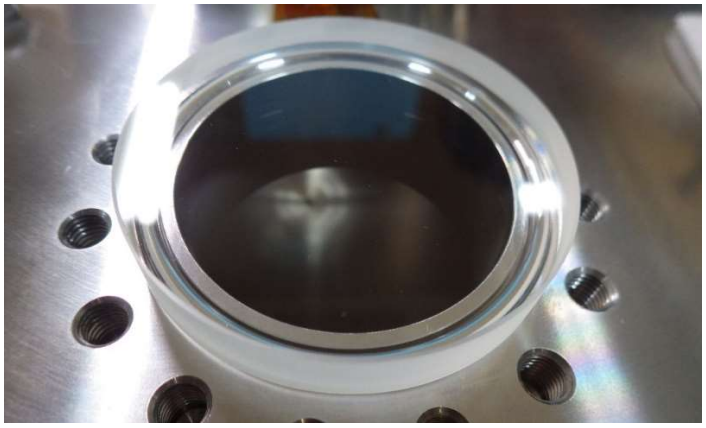

図 3-10　蒸発器開口部とパイレックス製覗き窓ガラス

3.2.4　ネオン冷媒投入量について

静定状態で動作する熱サイフォン冷却システム内では、気相/液相冷媒は飽和状態で安定する。ここに、外部から熱負荷を印加すると熱輸送量に応じて飽和温度・飽和圧力が変化する。また、飽和状態は熱サイフォンシステムの内容積と投入した気相の総量に依存する。熱サイフォン冷却システム内に投入する気相ネオンの総量が少なければ液相が不足し必要な伝熱面積が得られない。従って、熱サイフォン冷却システムではその内容積の正確な把握が重要であると共に、運転条件に応じた気相ネオン投入量の決定が求められる。ここでは、本装置における熱サイフォン部分の内容積を積算すると共に、運転条件を指定し、それに基づいた気相ネオンの投入量を算出する。

まず容積の積算について行う。本装置における熱サイフォンシステムは大きく分けて 1) ネオン供給管と蒸発器、2) 冷媒管、3) 蒸発器の 3 つの部位から構成されている。この内 2) は配管の構成（径や長さ、二重管の有無）によって、3）は覗き窓の有無によって変化するが、ここでは実際の試験に用いた構成を採用する。以下に試験時の装置構成を簡単に述べる。この容積の算出において冷媒管は二重管構成とした。水平外管は設計にて述べた外径 ϕ 25.4 mm x t 1.65mm、全長 1200 mm とした。また、内管は水平・垂直共に ϕ 12.7 mm x t 1.0 mm と仮定した。以上の構成をもとに、表 3-9 に各部の内容積を示す。

表 3-9　熱サイフォンシステムの構成要素と内容積

部品名称	内容積 [L]	総内容積 [L]
ガス導入配管	0.00466	
凝縮器（2 個）	1.26	
Y 字管	0.0967	
垂直配管（二重管）	0.489	21.5
エルボ配管（二重管）	0.0771	
水平配管（二重管）	0.369	
蒸発器	19.3	

次に、必要な気相ネオン投入量を求めるが、その前に運転条件について述べる。本装置では、蒸発器温度を 30 K に保つため、飽和圧力を 0.201 MPa として、その際の運転温度は飽和温度より 29.6 K とした。熱サイフォン冷却システム内の気相ネオン投入量に対する液化量は次の式 3.6 を用いた。

$$V_{gas,R} \times \rho_{gas,R} = (V_{liq,L} \times \rho_{liq,L}) + [\rho_{gas,L} \times (V_{total} - V_{liq,L})] \quad (3.6)$$

また、表 3-10 に式中のパラメータについて説明する。

表　3-10　液化量の計算に用いる各パラメータ

記号	意味	値	
$V_{gas,R}$	0℃における気相ネオンの体積	[m^3]	
$\rho_{gas,R}$	0℃における気相ネオンの密度	[kg/m^3]	0.9003
$V_{liq,L}$	運転温度における液相ネオンの体積	[m^3]	1.162x10^{-3}
$\rho_{liq,L}$	運転温度における液相ネオンの密度	[kg/m^3]	1154 @ 29.6 K
$\rho_{gas,L}$	運転温度における気相ネオンの密度	[kg/m^3]	19.84 @ 29.6 K
V_{total}	熱サイフォンシステム内容積	[m^3]	21.5x10^{-3}

式中における 0℃における気相ネオンの体積は、ガス投入時に質量流量計を用いて計測する。また、計算に用いた気相/液相ネオンの密度は NIST [5]より抜粋した。

3.3　試験条件

3.2 項の設計・製作を行った熱サイフォン冷却システムの蒸発器底部にカートリッジヒータ及び温度センサを取り付けた。概略図を次の図 3-11 に示す。

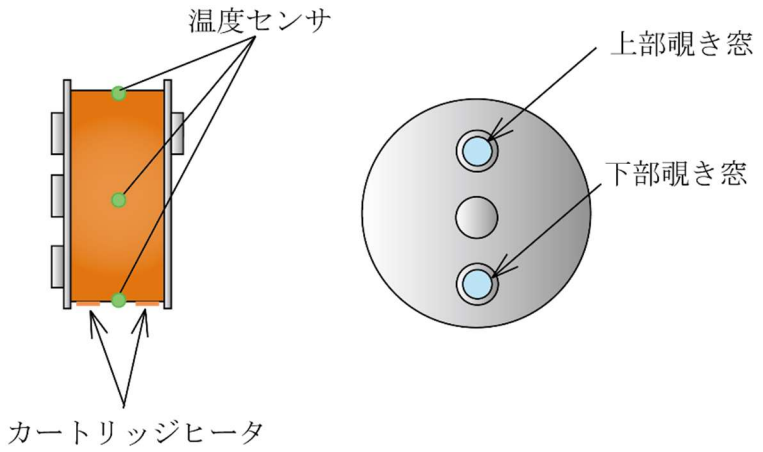

図 3-11　蒸発器に取り付けたカートリッジヒータ及び温度センサ位置

熱流束を算出するため、蒸発器に貼り付けられたカートリッジヒータから熱負荷を加えることにより、蒸発器温度の変化を調べる熱負荷試験を行った。実験装置に必要な気相ネオン投入量については冷凍機の冷却能力 183 W@29.6 K を熱負荷率 100 %とし、50 – 150 %を 25 %刻みの 5 条件で必要な伝熱面積を算出し、気相ネオン投入量を式 3.5 から算出した。表 3-11 に実験条件としての気相ネオン投入量を示す。

表 3-11　必要伝熱面積と気相ネオン投入量

熱負荷率　[%]	必要伝熱面積　[m^2]	気相ネオン投入量 [NL]
50	0.00467	435
75	0.00701	440
100	0.00934	451
125	0.0117	470
150	0.0140	496

熱負荷試験では、434 NL と 440 NL において、0 W から 5 W 毎に段階的に熱負荷を印加し、451　NL 以降の気相ネオン投入量では、10 W 毎に印加した。熱負荷は各段階で 180 分間維持し、各部温度の静定を確認した後、次の熱負荷へと移行した。また沸騰形態が核沸騰から遷移沸騰への遷移を確認しだい、熱負荷の印加を中止した。この試験は 0°（水平状態）で行っている。

3.4　気相・液相ネオンと飽和温度の関係

はじめに熱流束を計測するために必要な冷媒温度を計測するために、次の図 3-12 に示すように、蒸発器下部と蒸発器上部に温度センサを設置することにより、気相冷媒と液相冷媒の温度の計測を行った。

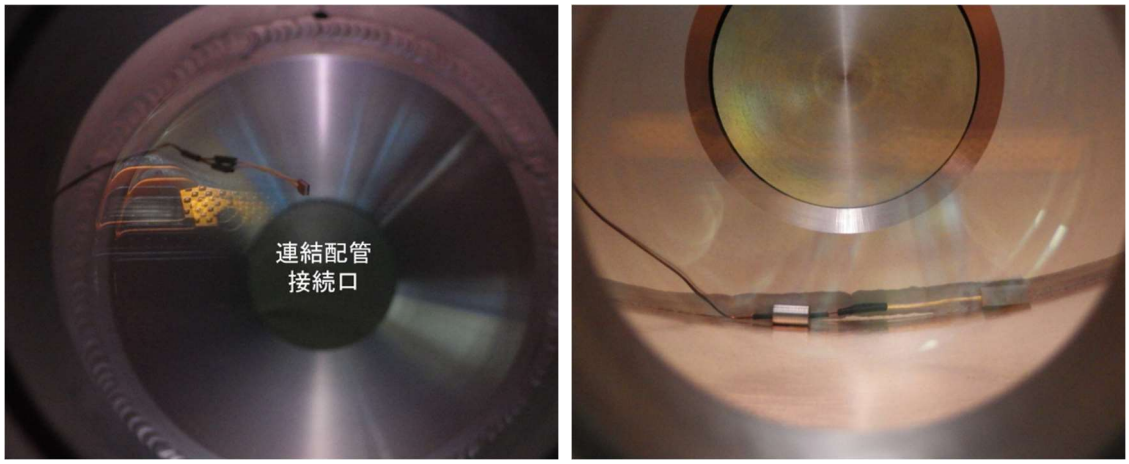

図 3-12 蒸発器内上部気相ネオン温度センサ（左）と蒸発器内下部の
液層ネオン温度センサ（右）

次の図 3-13 に 435 NL の条件にて計測によって得られた液相ネオン温度と圧力より算出した飽和温度の関係を示す。この図 より液相ネオンの温度と飽和温度の差は 0.1 K 未満であり、誤差は 1%以下となった。熱負荷 50 W 以降の領域において液相ネオン温度が上昇し飽和温度以上となっているが、高熱負荷に伴う液相ネオンの減少により温度センサが液相ネオンに触れなくなったためである。

また、気相ネオン温度と飽和温度の関係を図 3-14 に示す。この結果より、飽和温度との大きな温度差が見られるが、これは温度センサの配線からの入熱により気相ネオン温度が正しく計測できなかったためである。上記の結果より、飽和温度は液相冷媒温度として使えることが確認できた。従って、熱流束を算出するに当たり、伝熱面の液相冷媒の温度は飽和圧力から算出した温度を液相温度として用いる。

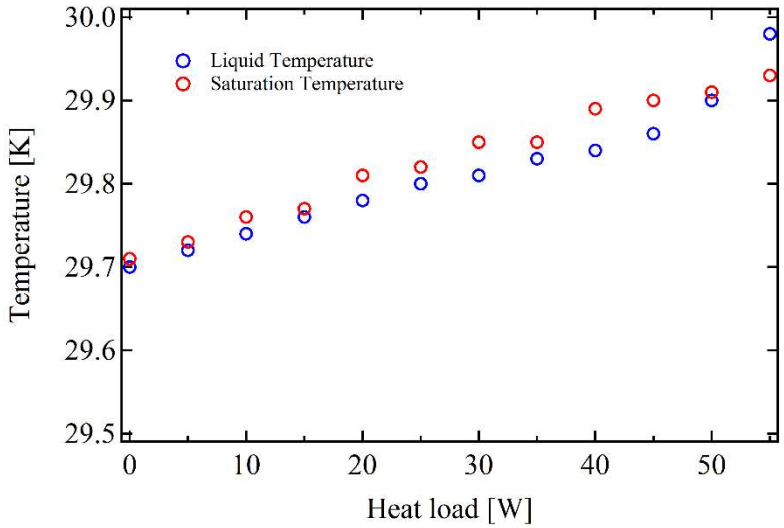

図 3-13　計測した液相ネオンと飽和温度の関係

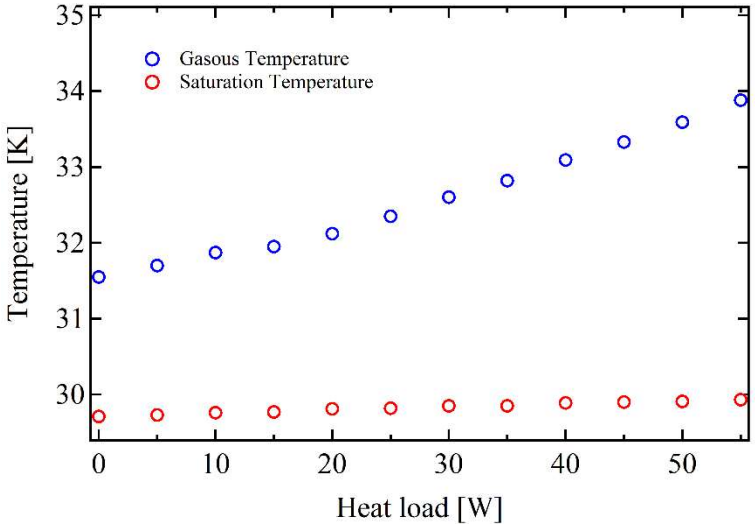

図 3-14　気相ネオンと飽和温度の関係

3.5　熱負荷試験結果

3.3 項で述べた試験条件によって得られた熱負荷試験の結果について述べる。次の図 3-15 に下部覗き窓より得られた蒸発器内におけるネオン冷媒の沸騰遷移を示す。赤線は液相ネオンの液面を示す。蒸発器内部の熱負荷が高くなることで、蒸発器内部の液相ネオンの存在量は減少する。液相ネオンがほとんど無くなり、蒸発器壁面にわずかにしかその存在量が確認できないぐらいまで減少すると、沸騰形態が徐々に膜沸騰形態へと遷移する。この状態でさらに熱負荷を加えると、蒸発器内の液相ネオンは増加した。これは、蒸発器内の液相ネオン冷媒の沸騰形態が変化したことにより、熱流束が著しく減少したためである。熱流束の減少により、蒸発器に加えた熱負荷を熱輸送するためには伝熱面積を要するため、熱負荷の増加に従い、蒸発器内の液量が増加したものと考えられる。本試験においては、この蒸発器内液相ネオンの沸騰形態が熱負荷を加えることにより液量が減少する核沸騰の状態から沸騰状態の遷移を確認した際、熱輸送能力の限界として熱負荷試験を止めている。

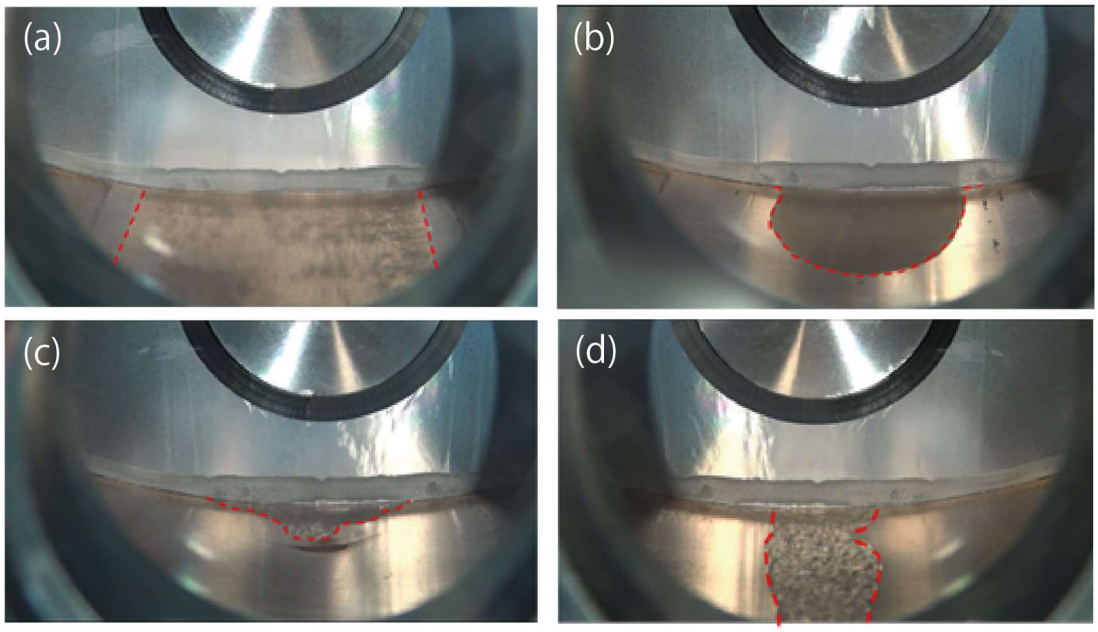

図 3-15 蒸発器内下部における液相ネオン冷媒の沸騰形態の変化

（a）25 W 熱負荷時　(b) 75 W 熱負荷時　(c) 125W 熱負荷時 (d) 150 W 熱負荷時

次の図 3-16 に試験によって得られた熱負荷に対する温度の関係を気相ネオン投入量毎について示す。この結果には図 3-15 に示した沸騰形態遷移後のものは含めず、核沸騰時のみの結果を示している。この結果より熱負荷の上昇に伴い、緩やかに温度が上昇したあとに温度の上昇が急激に変化していることが確認できる。これは、後述する熱負荷の上昇に伴い飽和圧力が上昇し、液相ネオン量が減少するためである。液相ネオンが一定以上減少すると図 3-15 (b)のように蒸発器底面全体に液相ネオンが行き渡らないため温度上昇が急となる。

また、気相ネオン投入量が多くなるほど、温度の上昇が緩やかになっていることが確認できる。これは気相ネオン投入量が多くなることで、蒸発器内の液相ネオン量が増え、蒸発器内での伝熱量が増加したためである。熱負荷が増加しても十分な液相ネオンが存在するため蒸発器温度の上昇を緩やかに保つことができたと考えられる。各ネオン量において確認された核沸騰から膜沸騰への遷移する前の最大熱負荷を次の表 3-12 に示す。気相ネオン投入量 496 NL では、沸騰形態の遷移が見られなかったが、160 W の熱負荷にて入熱との合計が冷却能力を超えたことにより凝縮器の温度上昇を引き起こした。これは、冷凍機の冷却能力は温度上昇に伴い増加するため、183 W@29.6 K より高い温度になることで冷却能力と釣り合おうとした結果である。従って、496 NL における最大の熱輸送能力は 150 W 熱負荷時のものとしている。

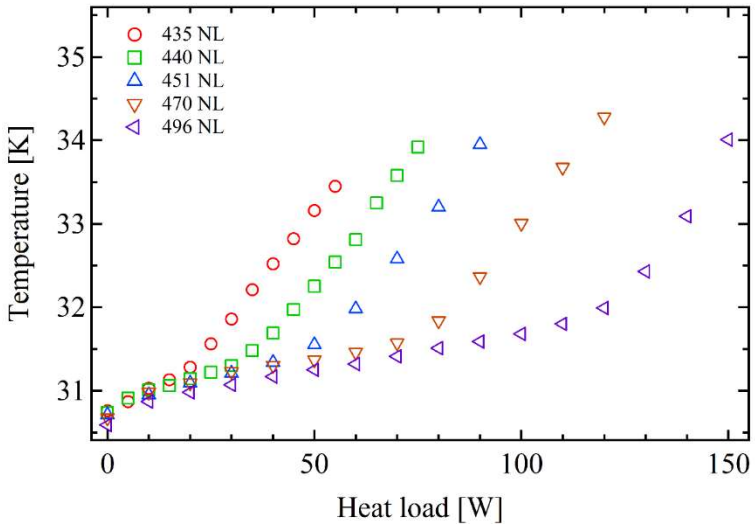

図 3-16　熱負荷に対する蒸発器温度の変化

表 3-12　気相ネオン投入量毎の膜沸騰遷移前の最大熱輸送能力

気相ネオン投入量 [NL]	435	440	451	470	496
最大熱輸送能力 [W]	55	70	90	120	(150)

また、次の図 3-17 に本試験によって得られた熱負荷と凝縮器・蒸発器温度から求めた熱抵抗を示す。この結果から、熱負荷を加えるほど熱抵抗が下がる結果が得られた。これは、熱サイフォンにおいては液相冷媒の還流により、蒸発器と凝縮器の温度差がつきにくいためである。また、熱負荷試験結果からすべての気相ネオン投入量においても熱抵抗が上昇し始めるまでは熱負荷に比例して減少していることが確認できる。これは、蒸発器内部の液相ネオン量が十分な場合、図 3-16 のように蒸発器温度の上昇が少ないためである。一方、蒸発器内部の液量が不十分になると図 3-16 の蒸発器温度の結果と同様に、蒸発器温度の上昇が急激に変化する。従って、熱抵抗も上昇を始める結果となった。十分な液相ネオン量さえ確保できれば、高熱負荷においても蒸発器温度が予測を立てることが可能であるといえる。

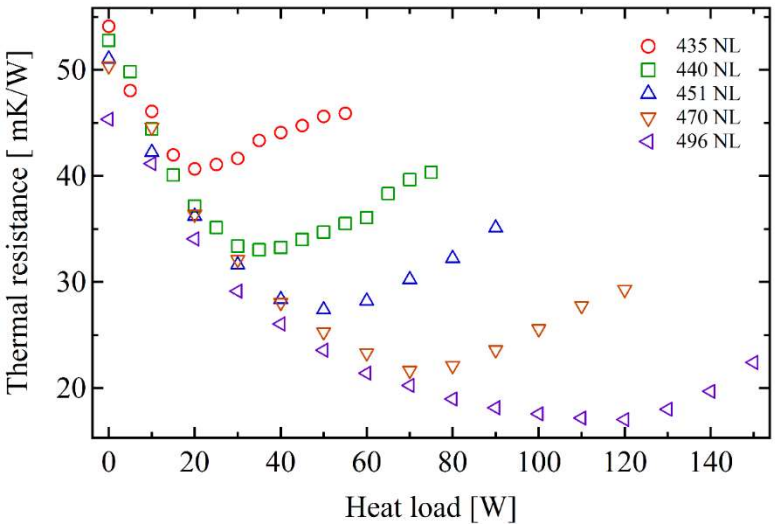

図 3-17 気相ネオン投入量毎の熱抵抗

3.6　熱流束の算出

伝熱面積は、図 3-18 に示すように下部覗き窓より蒸発器内部を撮影し写真の液相ネオンの液面幅（図中における白線間の距離）を測り、CAD 上に液相ネオンを描き伝熱面積と液量を算出した。

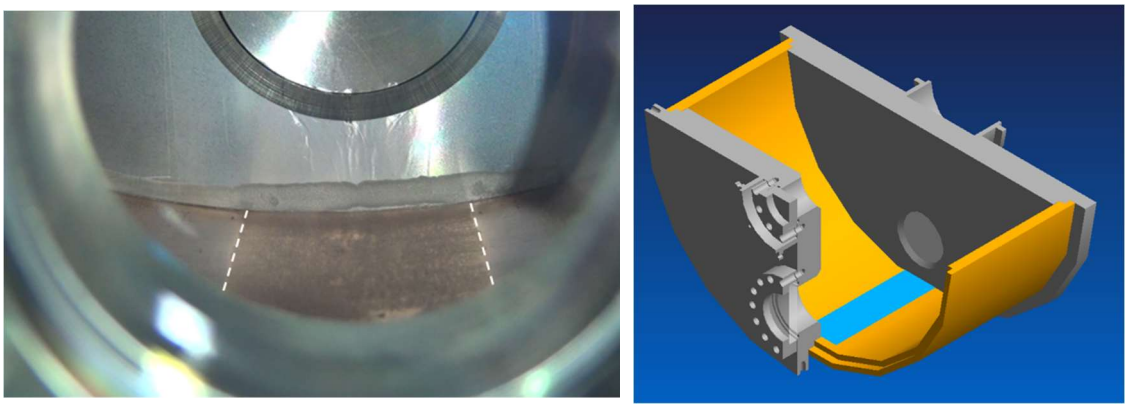

図 3-18　蒸発器内におけるネオン液面（左図）とＣＡＤによるネオン液量の算出（右図）

次の図 3-19 に熱負荷試験時に得られた伝熱面積、図 3-20 に液相ネオン量を示す。熱負荷の上昇に伴い伝熱面積及び液相ネオン量が減少するのが確認できた。また、気相ネオン投入量を増加することで液化するネオン量が多くなり、伝熱面積も増大していることが確認で

きた。図 3-20 中において、一部プロットの欠損している部分が見受けられるが、これは蒸発器内の段差により覗き窓から液相ネオンの液端が見えず正確なネオン量が計測できなかったデータを省いている為である。

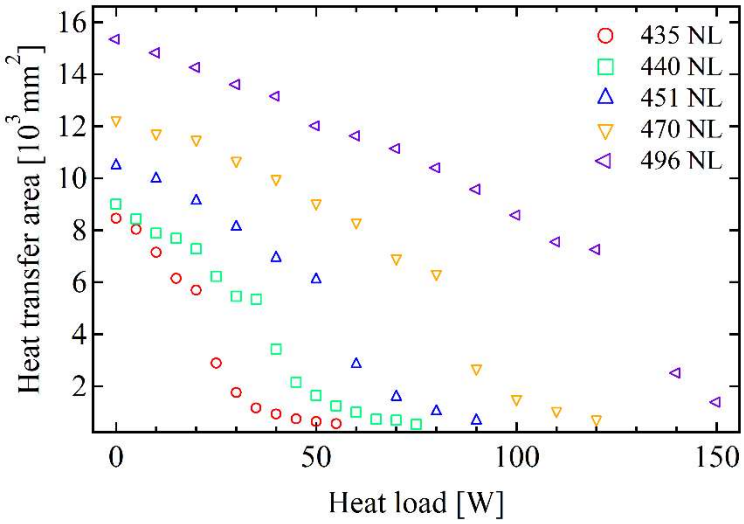

図 3-19　気相ネオン投入量毎の熱負荷と伝熱面積の関係

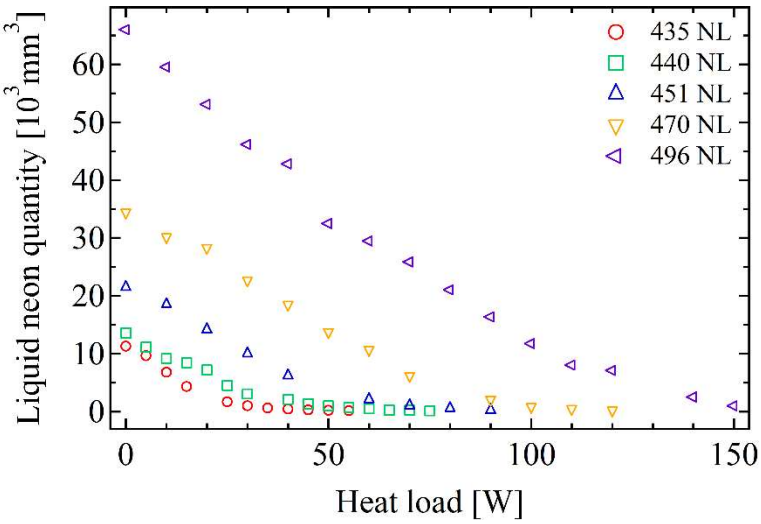

図 3-20　気相ネオン投入量毎の熱負荷と液相ネオン量の関係

図 3-20 より、蒸発器内の液相ネオン量は、熱負荷に比例して減少しているのが確認できる。これは、熱サイフォン冷却システムにおける液化量に大きく依存するパラメータである内圧が図 3-21 に示すように熱負荷に比例して増加していたためである。従って、蒸発器内のネオン液量は熱負荷の増加とともに比例的に減少したと考えられる。一方、図 3-21 の伝

熱面積は熱負荷の上昇に伴い正弦波を描くように減少しているが、これは蒸発器の形状が円筒径のためである。

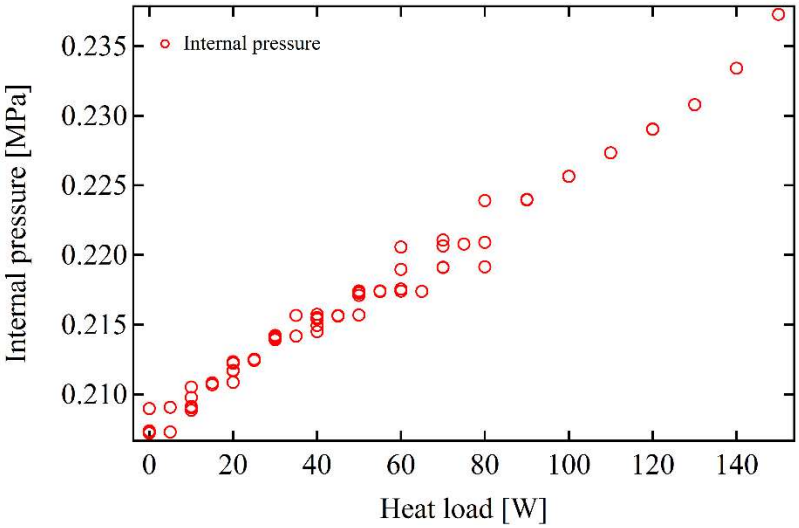

図 3-21　内圧と熱負荷の関係

上記の得られた伝熱面積から式 3.1 で計算した熱流束と蒸発器底面温度と液相ネオンの温度差をプロットしたものを次の図 3-22 に示す。本試験においては、沸騰形態の遷移が起こる前に熱負荷試験を止めているため熱流束の減少は、確認できなかった。熱流束は温度差が 1.8 K まで範囲においては、熱流束が温度差に比例して上昇していることが確認できた。温度差が 1.8 K 以上の領域においては緩やかに上昇しているが、これは蒸発器内の液量が少なくなり蒸発器温度が上昇しやすくなっているためである。各熱流束のプロットは 1.8 K までは密になっているが、それ以降では各プロット同士の距離が離れている。従って、この領域での熱サイフォン冷却システムの運転は危ういといえる。この結果から熱流束が比例的に上昇する限界である 18000 W/m^2 がネオン冷媒における許容熱流束であると考えられる。

また、Stephan and Abdelsalam の式より得られた値と比較した実験式を次の図 3-23 に示す。この結果より、最大で 10 倍以上もの差が出たが、これは Stephan and Abdelsalam に用いられている温度差が伝熱面（液相冷媒-蒸発器内壁）でのものであり、実験で計測している蒸発器温度は蒸発器外壁を計測しているため、実験値のほうがより温度差が高い状態となったためであると考えられる。

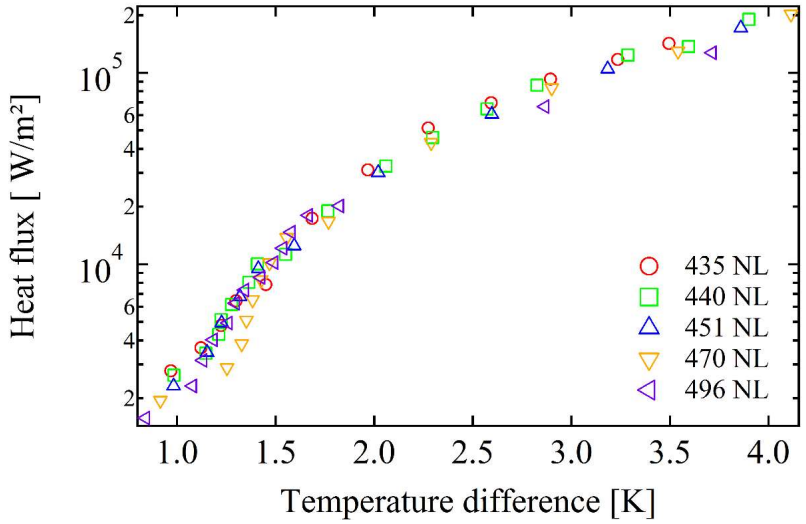

図 3-22　実験により得られたネオンの沸騰曲線

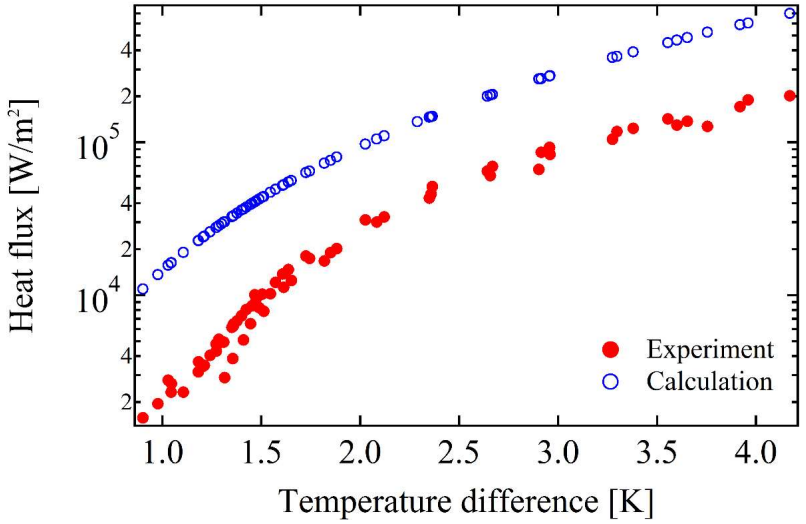

図 3-23　Stephan and Abdelsalam の計算値と実測値の比較

図 3-23 より、Stephan and Abdelsalam の計算式において得られた熱流束と実験値は同じ曲線を描いていることが確認できる。式 3.5 における Stephan and Abdelsalam の計算式において、熱流束は圧力による係数 C_3 と伝熱面銅版の物性値、温度差に依存する。本熱負荷試験においては、飽和圧力は 0.201 MPa～0.24 MPa 程度、飽和温度は 29.7 K から 30.3 K までしか変化せず、係数 C_3 の値もほとんど変化しない。従って、Stephan and Abdelsalam の計算結果は計算式に与える温度差及び物性値に大きくに依存するといえる。

次の図 3-24 に Stephan and Abdelsalam の計算式と実験値において同熱流束時のずれである温度差を計測した蒸発器外壁温度毎に示す。

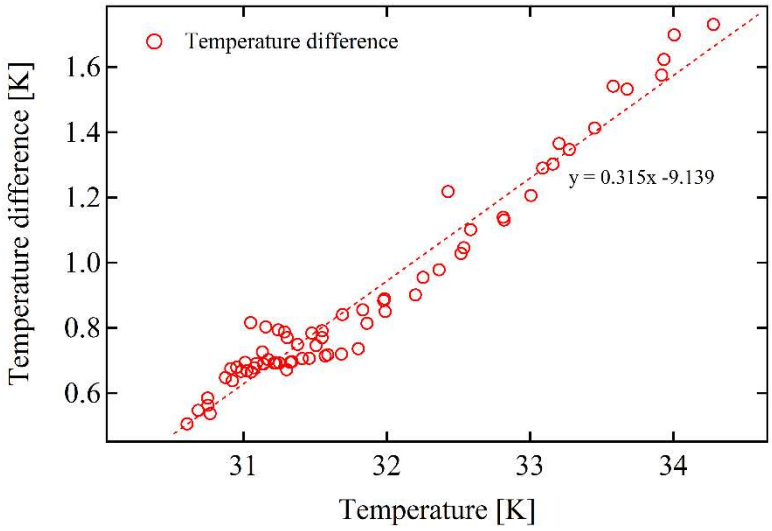

図 3-24　Stephan and Abdelsalam による計算値と実験値の温度差と蒸発器外壁温度の関係

図 3-24 より、蒸発器内壁温度と蒸発器外壁温度は比例関係であることが確認できる。熱負荷増大に伴い比例して温度差が上昇していることから、伝熱の計算式に合致しているといえる。この結果より得られた近似式 y = 0.315 x - 9.139 を用いて、蒸発器内壁温度を算出し改めて Stephan and Abdelsalam の計算値と比較した。その結果を次の図 3-25 に示す。

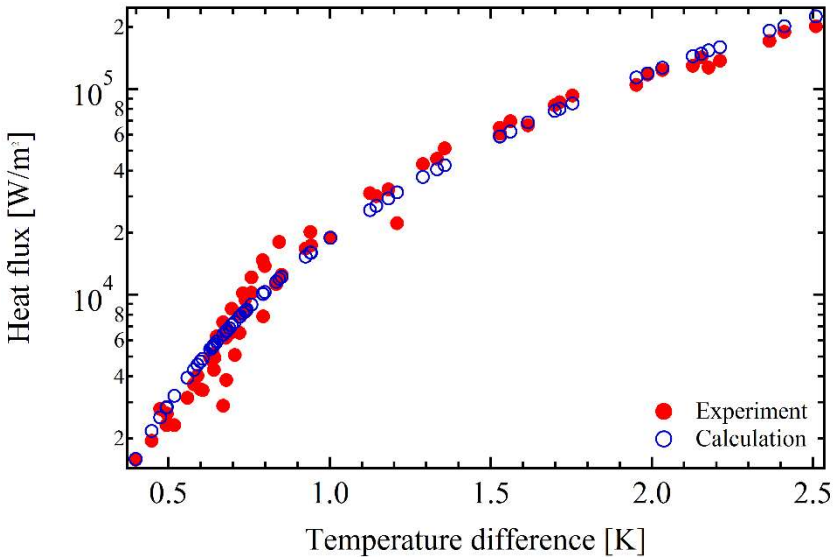

図 3-25　蒸発器内壁温度を考慮した Stephan and Abdelsalam の計算値と実測値の比較

図 3-24 で得られた蒸発器内外の温度差により蒸発器内部温度を概算することにより、Stephan and Abdelsalam の計算値との誤差を小さくすることが可能であることが確認出来た。

3.7 まとめ

本章においては、蒸発器の設計指標である熱流束を測定するための試験装置として設計・製作した熱サイフォン冷却システムの詳細を述べるとともに、測定によって得られたネオンの熱流束の結果について述べた。熱負荷試験結果から気相ネオン投入量を増やすことにより、熱輸送能力の向上が確認できた。また、覗き窓から冷媒であるネオンの沸騰形態の確認及び伝熱面積を確認し、熱負荷試験の結果と合わせて熱流束を算出した。熱流束の計算結果として、Stephan and Abdelsalam の計算値とは 10 倍以上違う結果とはなったが、蒸発器設計の指標に必要な熱流束である 18000 W/m^2 を得た。

参考文献

[1] J.M. Astuc and P. Perroud, “Pool boiling heat transfer in liquid neon,” *Adv. Cryogen. Eng.* Vol. 12 pp. 387–394, 1996.

[2] T. Yanamoto, O. Tsukamoto, K. Umemoto, K. Hayashi, T. Kato, M. Izumi, T. Takao, S. Fukui, and Y. Fujimoto, “R&D status of key hard technologies for large scale HTS rotating machine for ship propulsion,” *J. Cryogenics Supercond. Soc. Jpn.,* vol. 48, no. 1, pp. 12–22, 2013.

[3] 日本海事協会　船用材料・機器等の承認及び認定要領
（*https://www.classnk.or.jp/hp/pdf/Rules_Guidance/publish/360_typeapproval_j_2018.pdf*）

[4] SHI cryogenic Group, RDK-500B 20 K cryocooler Series
(http://www.shicryogenics.com/products/specialty-cryocoolers/rdk-500b/)

[5] B. Felder, M. Miki, K. Tsuzuki, M. Izumi, and H. Hayakawa, “Optimization of a condensed–neon cooling system for a HTS synchronous motor with Gd-bulk HTS field magnets,” *J. Phys. Conf. Ser.* Vol. 234 032009, 2010 (pp.8).

[6] K. Stephan, M. Abdelsalam, “Heat-transfer correlations for natural convection boiling,” *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 23, pp 73-87, 1980.

[7] National Institute of Standards and Technology ホームページ
(http://webbook.nist.gov/chemistry/)

第4章 凝縮器内伝熱面積が運転圧力に及ぼす影響

熱サイフォン冷却システムにおい熱サイフォン冷却システム内の圧力は設計及び運用上、重要なパラメータである。熱サイフォン冷却システム内の冷媒温度は飽和温度に依存することは3.4項により確認されており、内圧の変化は蒸発器温度にも影響を及ぼす。この章では 3 章で用いた熱サイフォン冷却システムを冷凍機 1 台のみで運転し、凝縮器と内圧の関係及びそれに伴うシステム内液量の関係を調べた結果について述べる

4.1 凝縮器内伝熱面積と運転圧力について

熱サイフォン冷却システムにおいて内圧は設計及び運用上、重要なパラメータである。システム内の冷媒温度は飽和圧力に依存することは以前の試験によって確認されており、内圧の変化は蒸発器温度に対し直接影響を及ぼす。これまでの試験結果から凝縮器が内圧を決定する要因であると考えた。
凝縮器における熱輸送量又は冷却量を Q[W]、凝縮器内での熱伝達率 h[W/m^{2}K]、凝縮器内伝熱面積 A[m^2]、凝縮器温度と液相ネオン冷媒の温度差を ΔT[K]とすると、凝縮器における熱交換量は以下の式 4.1 によって表すことができる。

$$Q = h\,A\,\Delta T \tag{4.1}$$

上式において、冷却量 Q は熱サイフォンの侵入熱を含む熱負荷と同等である。また熱伝達率 h 及び伝熱面積 A は凝縮器の定数として考えることができる。従って、熱サイフォンの内圧は冷却量と釣り合うように温度差が推移することで変動するものと考えられる。
従って熱サイフォンへの熱負荷は変わらず伝熱面積が半分となれば、温度差は 2 倍となりそれに従って、内圧も上昇すると考えられる。

4.2 試験装置

本試験では、3 章で詳細を述べた 200 W 級熱サイフォンシステムの右側冷凍機（冷却能力 88 W@29.6 K）を取り外し、冷凍機台数を変更することにより凝縮器伝熱面積を半分へと減らした。これにより熱サイフォン冷却システム全体の冷却能力は 95 W@29.6 K となる。凝縮器を取り外すと熱サイフォン冷却システム内容積が変わるため、ここでは冷凍機のみを

取り外し冷凍機につながる凝縮器は、図 4-1 に示すように 4 本の G-10 ロッドにより固定/断熱をしている。G-10 からの入熱量は熱伝導の計算より、0.11 W となったため無視することが出来る。また、水平配管は *L/D* 比が 53.6 となる ϕ 25.4 mm x *t* 1.65 mm の配管を単管構造としている。

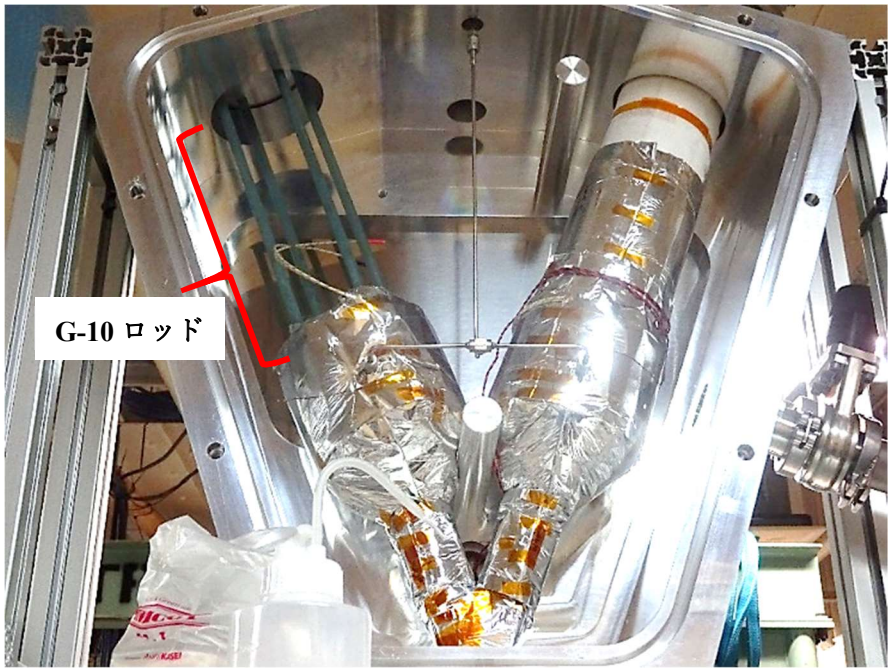

図 4-1　冷凍機 1 台運転時における凝縮器の支持方法

4.3　初期冷却試験

初期冷却試験は気相ネオンの投入圧を 0.106 MPaG、投入量を 435 NL として 297 K から冷却を開始した。図 4-3 に初期冷却試験の結果を前章での冷凍機 2 台運転時の試験結果と合わせて示す。冷凍機 2 台使用時は 19 時間 50 分（1190）であったのに対して、冷凍機 1 台使用時は熱サイフォン全体が冷却を終えるまでに 44 時間 45 分（2685 分）の時間を要した。冷凍機 2 台使用時と比べ、蒸発器の冷却に要した時間の差は 24 時間 55 分（1495 分）となった。これは、冷凍機台数の変化により、冷却能力が 183 W から 95 W となったことに加えて入熱によりさらに冷却能力が低くなったことが要因である。

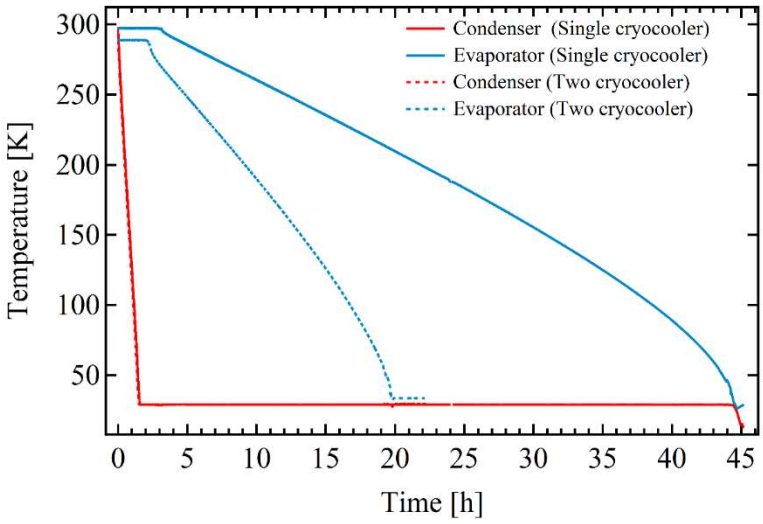

図 4-2　冷凍機運転台数の違いによる初期冷却時間の変化

4.4　熱負荷試験

熱負荷試験では 3 章の表 3-11 に示す気相ネオン投入量 435 NL、440 NL、451 NL、470 NL、496 NL の 5 条件で行った。熱負荷は 3 章同様に蒸発器に気相ネオン投入量 435 NL、440 NL、451 NL では 5 W 毎に、470 NL、496 NL では 10 W 毎に印加している。運転温度は 29.6 K で熱負荷試験を行った。

次の図 4-3 に各気相ネオン投入量において沸騰形態が膜沸騰形態へ遷移する前の蒸発器へ加えた最大熱負荷を冷凍機運転台数 2 台と 1 台で比較したものを示す。冷凍機の台数を減らすことにより最大熱負荷は冷凍機 2 台稼働時と比べ半分以下となった。また本試験における浸入熱は 25 - 27W であった。なお、496 NL においては 70 W の熱負荷を加えた際、凝縮器の冷却能力を超えたため、60 W を最大熱負荷としている。

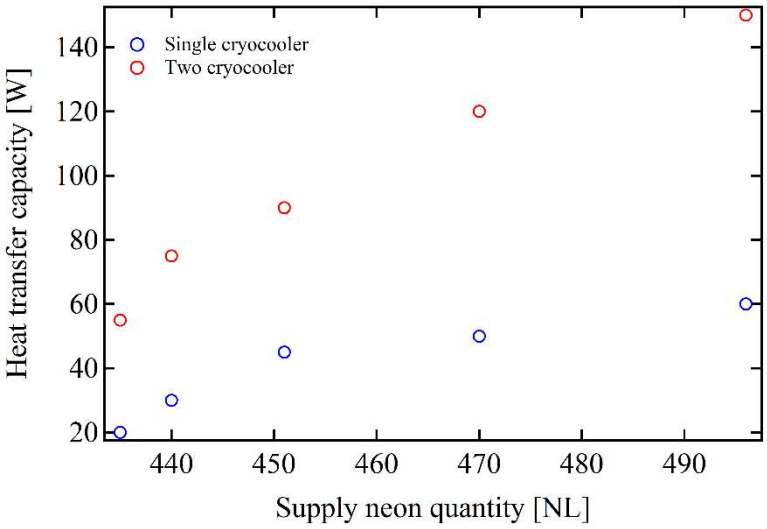

図 4-3 各気相ネオン投入量における冷凍機運転台数変更に伴う最大熱負荷の比較

次の図 4-4 に凝縮器温度と飽和温度の温度差と内圧の関係を示す。冷凍機 2 台と 1 台ともに同じ線上にあり、その温度範囲だけが違っていることが確認できる。温度差と内圧が比例関係にあることから熱サイフォン冷却システムにおける内圧は凝縮器での熱交換量と伝熱面積に依存していると考えられる。図 4-4 における冷凍機 1 台と冷凍機 2 台の温度差を比較すると、冷凍機 2 台を用いることで冷凍機 1 台よりも低い温度差及び内圧を得ている。これは、冷凍機 1 台と比べ伝熱面積が大きいため、同熱負荷においても凝縮器内部での温度差は小さくなるためである。

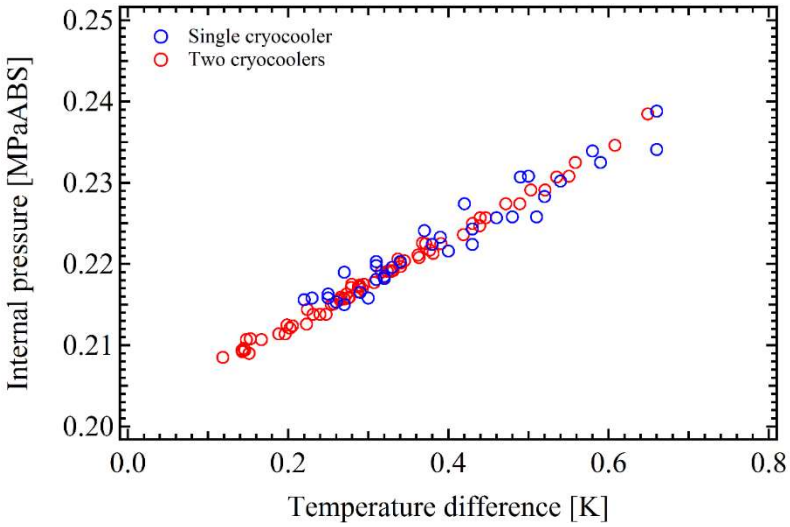

図 4-4 冷凍機運転台数による内圧と凝縮器温度 - 飽和温度の温度差の関係

また、図 4-5 に熱負荷試験により得られた熱負荷と温度差の関係を示す。冷凍機 2 台使用時と比べ、1 台使用時では同熱負荷に対し温度差が大きくなる。始点である温度差が冷凍機 2 台と 1 台で違うのは、前述の通り同熱負荷であれば伝熱面積を大きくすることで温度差を小さく保つことが出来るためである。熱負荷試験結果の近似式から冷凍機の稼働数を 2 台から 1 台へと変更することにより、熱負荷に対する温度の上昇は 2.3 倍であり、伝熱面積の増加量とほとんど合致していることが確認出来た。また、得られた近似式を用いて 100 W の熱負荷における温度差を計算すると、冷凍機 1 台時は 0.8 K、冷凍機 2 台時は 0.4 K となることから、凝縮器内での温度差は熱負荷に比例し、伝熱面積に反比例する。従って、本装置において用いた凝縮器と同等のものを用いることで発熱量を知ることで、内圧を知ることが出来る。

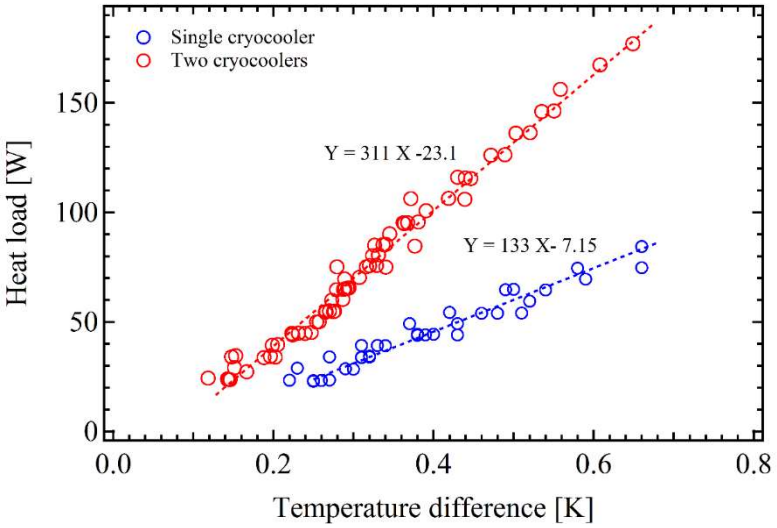

図　4-5　冷凍機運転台数による熱負荷と凝縮器温度 - 飽和温度の温度差の関係

前章においても内圧は熱サイフォン冷却システム内の液相ネオン量に大きくかかわることが確認している。次の図 4-6 に冷凍機 2 台と 1 台稼動時のそれぞれの内圧と蒸発器内液量の関係を示す。このグラフより、冷凍機の台数及び凝縮器伝熱面積に関係なく、蒸発器の液量は内圧が同じであれば同液化量を示した。また、内圧が低いほど液相ネオン量が多いことから凝縮器伝熱面積を大きく設計することにより、気相ネオン投入量を減らすことも可能であるといえる。

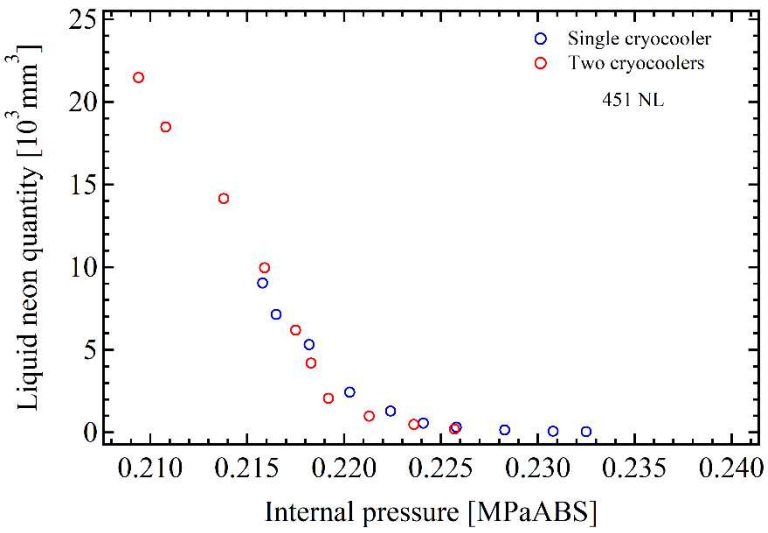

図 4-6　内圧と蒸発器内液相ネオン量の関係

4.5　運転温度変更試験

前項において、内圧と凝縮器内温度差の関係及び液相ネオン量の関係について明らかにした。本試験では、気相ネオン投入量 470 NL において運転温度を 29.6 K、29.8 K、 30.0 K へと変化させ熱負荷試験を行った。これにより、凝縮器温度差に飽和温度が追従するのかを熱負荷試験により確かめた。熱負荷試験では、これまでと同様に 10 W 毎に 3 時間ずつ加え、温度と内圧の安定を見た。なお、これまでと同様に蒸発器内部の液相ネオンの沸騰形態が核沸騰から遷移した段階で、熱負荷試験を止めている。試験結果の内圧と凝縮器内温度差（飽和温度-凝縮器）の関係を図 4-7 に示す。凝縮器の運転温度を変更することで内圧は飽和温度の変更分だけ高くなった状態で安定した。この結果より、内圧は凝縮器での温度差に依存しているといえる。また凝縮器内の温度差に追従することから、図 4-5 のようにシステム内の熱負荷さえ知れば、熱サイフォン冷却システムの設計の時点で内圧及び飽和温度を算出することが可能である。また、内圧が決まることにより、必要な気相ネオン投入量の算出も可能となる。また、凝縮器運転温度を下げることで液相ネオン量を増やせることから、急激な熱負荷の変動にも対応することが可能であるといえる。

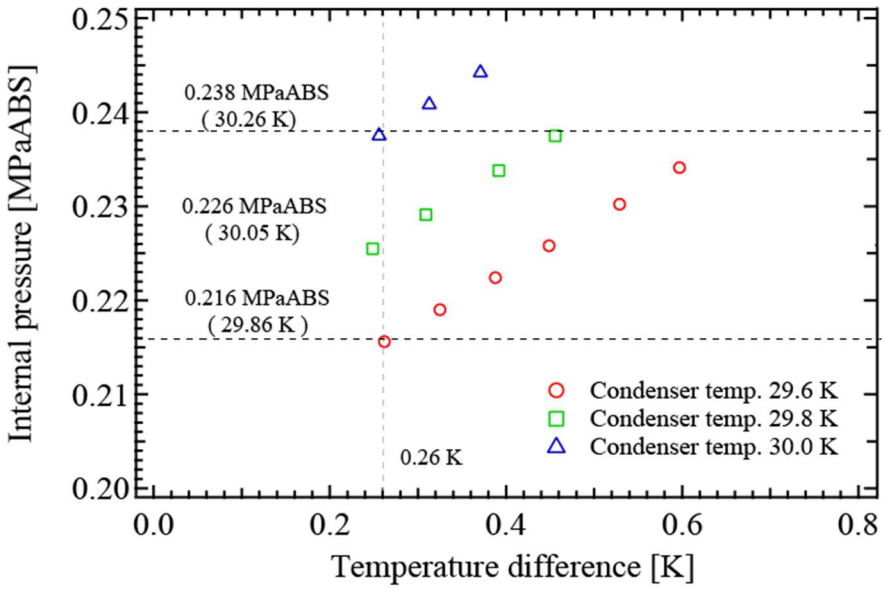

図 4-7　気相ネオン投入量 470 NL における運転温度変更に伴う内圧と温度差の変化

4.5　まとめ

本章の試験結果より、熱サイフォンの内圧は凝縮器と飽和状態のネオンとの間に生じる温度差により決まることが明らかとなった。この温度差は、凝縮器での熱輸送量に依存しており、冷却量と熱輸送量が平衡となる温度差を得るまで内圧が変動している。また、凝縮器の設定温度を変更することで内圧および蒸発器内ネオン液量も追従する。このことから、急激な熱負荷変動が起こった際には、設定温度を調整することで蒸発器内のネオン液量を増減することにより対処が可能となる。以上のことから、熱サイフォン冷却システムの凝縮器において、伝熱面積を大きくすることにより、内圧の変動幅及びそれに伴う蒸発器内液量の変動幅は少なくなると考えられる。また、内圧低下に伴う液相ネオン量の増大により熱輸送能力の増大も図ることが可能となると考えられる。

第5章 二重管による傾斜耐性の向上

熱サイフォン冷却システムを利用した冷却システムは冷媒管が L 字管となり重力・浮力を用いる自然対流を用いるため、傾斜による冷媒管内での冷媒の滞留や逆流が懸念される。鉛直管の熱サイフォンであれば、傾斜により気液の分流が進むことで、熱輸送能力が上昇する[1]。一方、超電導回転機の冷却システムは垂直管と水平管の組み合わせによる冷媒管を用いるため、熱輸送能力は低下すると考えられる。傾斜状態においても冷却が可能であれば、熱サイフォン冷却システムの有用性が高まる。熱サイフォン冷却システムでは凝縮器から液相冷媒が流れ、蒸発器からは気相冷媒が流れる、ここで二重管構造を用いることで気液の分流が可能であると考えた。本章では、200 W 級熱サイフォンシステムの冷媒管を単管構造と二重管構造で冷却試験、水平熱負荷試験、傾斜試験を実施することにより、二重管構造の有用性について検証した。

5.1 試験装置

試験装置である熱サイフォン冷却システムについては 3.2 項で詳細が記されているため、本項では二重管構造について重点的に述べる。

図 5-1 に示すように凝縮器側へ 30°傾斜した場合、冷媒自身により冷媒管内部の閉塞が考えられる。前章の 3.2 項においても述べたが、冷媒の閉塞を解消するために同軸二重管構造を提案するとともに、傾斜状態において凝縮器を蒸発器よりも高くすることにより、自然対流が行われるようにした。これにより、図 5-2 に示すように、傾斜状態においては冷媒管外管部に液相冷媒が溜まり、冷媒管内管部には蒸発器から凝縮器へと戻る気相冷媒のみが流れることが期待された。

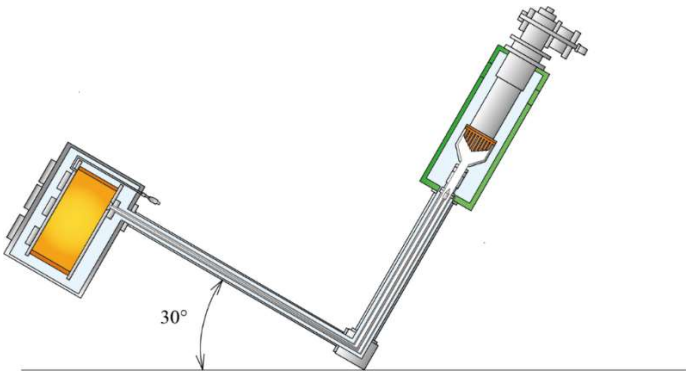

図 5-1　30°傾斜時の熱サイフォン冷却システム概略図

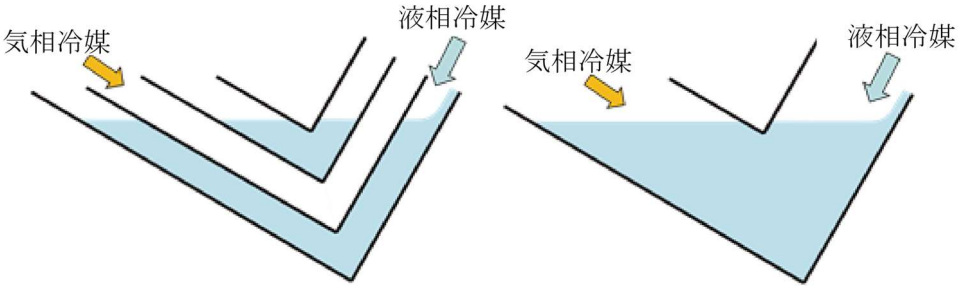

図 5-2　二重管採用時傾斜時の冷媒管内冷媒挙動（左）
単管採用時の冷媒管内冷媒挙動（右）

本研究では、水平外管径 ϕ 25.4 mm x t 1.65 mm（1 インチ管）、水平/垂直内管径 ϕ 12.7 mm x t 1.0 mm（1/2 インチ管）を採用した。また、内管内部への冷媒の進入・逆流を防止するためは、冷媒管の両端部（凝縮器・蒸発器に接する部分）に対し、特別な構造を施す必要がある。

本装置では、内管は図 5-3 の断面図に示すように、フィン状の支持物をつけることで配管内の中心部へと固定している。凝縮機側において垂直内管上端部（凝縮器側）にエンドキャップを取付け、煙突に見られるような液滴の進入防止構造を採用した。また内管部には穴を開けることで戻りガスは排出される構造としている。また、この穴から凝縮した液相冷媒が進入しないためにスカートを設置している。

蒸発器側においては、傾斜の際に蒸発器内冷媒が冷媒管内管への浸入を防止するため、水平内管端部（蒸発器側）は単純に水平外管より突出する構造とした。またその突出距離は 25 mm とした。これにより、傾斜状態においても、蒸発器内の液相冷媒が内管に浸入しない。

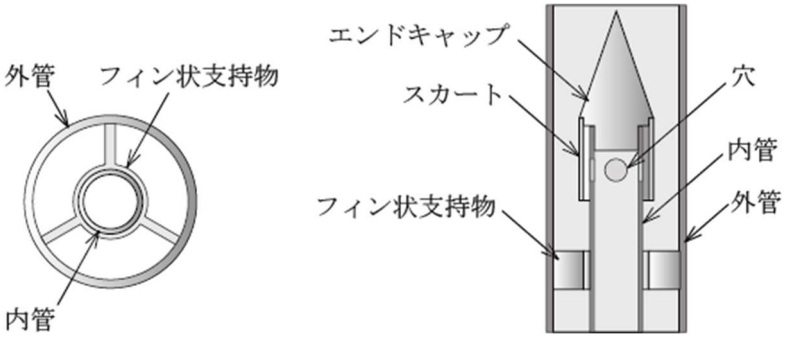

図 5-3 二重管断面図（左）と垂直内管上端部詳細図（右）

また、温度センサは従来の蒸発器温度センサ 3 点に加え水平管の中央部、蒸発器側、エルボ部の 3 点と垂直配管中央に 1 点の計 4 点を追加している。温度センサ位置の詳細を図 5-4 に示す。また、凝縮器側と蒸発器側のそれぞれにおいて内部圧力を計測している。

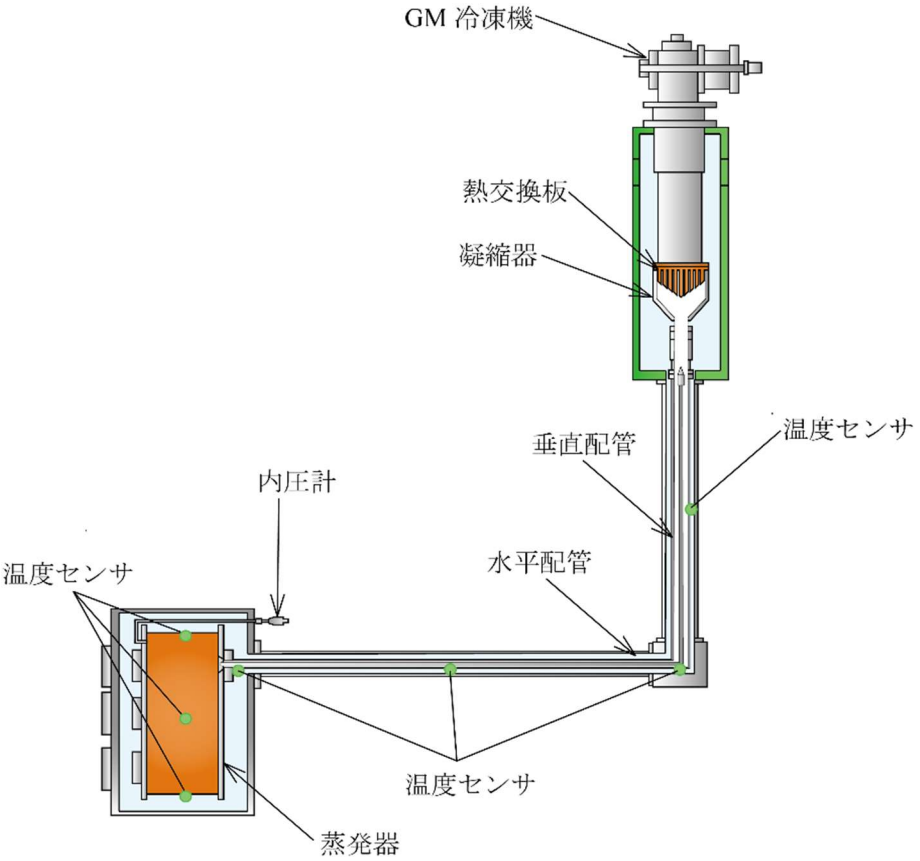

図 5-4　傾斜耐性試験における温度センサ位置

5.2　初期冷却試験

初期冷却試験は、二重管/単管ともに気相ネオンの投入圧 0.106 MPaG、投入量 435 NL の条件で行った。二重管/単管それぞれに於ける初期冷却試験時の温度の推移の比較を次の図 4-5 に示す。冷却開始から凝縮器が 30 K に到達するのに要した時間は単管では 97 分、二重管では 98 分であった。また、蒸発器の冷却を終えるまでに要した時間は単管が 19 時間 52 分、二重管では 20 時間 5 分であった。単管を用いた初期冷却試験では二重管の結果と比べ 13 分ほど冷却時間が短縮したが、これは投入圧を調整する際、二重管での冷却試験時よりも投入圧が 0.01 MPa 高くなり冷却システム内部の飽和温度が上昇した結果、冷凍機の冷却

能力が向上した為と考えられる。従って、初期冷却試験では二重管と単管では熱輸送能力に差異は見られないと考えられる。

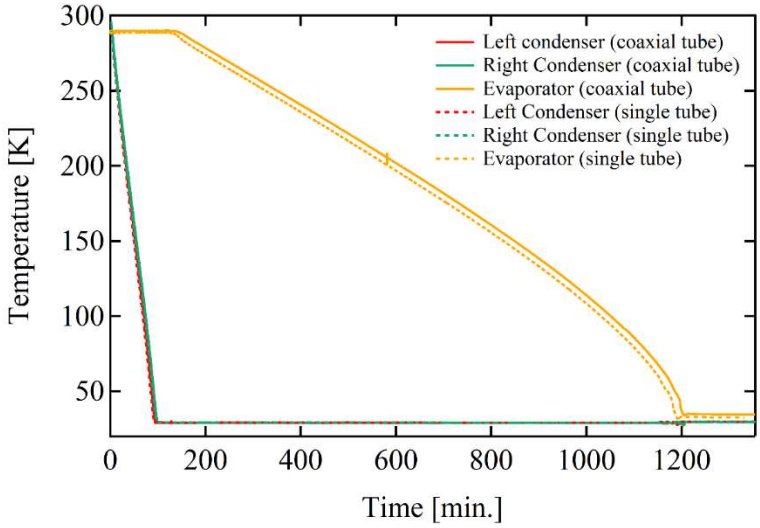

図 5-5　単管と二重管での初期冷却試験時の温度の推移

5.3　水平熱負荷試験

初期冷却により蒸発器温度が安定した後、傾斜耐性試験を行う前に本試験装置を水平状態（0°）とし熱負荷試験を行うことで二重管/単管での熱輸送能力の違いの観測を試みた。試験条件は二重管/単管ともに凝縮器運転温度は29.6 K、気相ネオン投入量は3章と同じ435、440、451、470、496 NL の 5 条件とした。水平熱負荷試験では、二重管/単管ともに 496 NL を除く気相ネオン投入量において、膜沸騰への沸騰形態の遷移を確認した。各気相ネオン投入量で与えることができた最大熱負荷を二重管と単管で比較した結果を次の表 5-1 に示す。気相ネオン投入量 497 NL においては液相ネオンの沸騰形態は膜沸騰に遷移することはなかったが、160 W の熱負荷において凝縮器の冷却能力 183 W を超えることにより凝縮器が 29.6 K の温度を保つことができなかった。従って、150 W を最大熱負荷とした。

表 5-1 に示す試験結果より、二重管と単管において沸騰形態が遷移する限界の熱負荷に違いは見られない。これは、冷媒管に使用している管の径大きいため十分な断面積（383.6 mm^2）を有しており、冷媒管内管肉厚による断面積減少（36.8 mm^2）が配管の熱輸送能力に影響を及ぼさないと考えられる。

表 5-1　各気相ネオン投入量における最大熱負荷の比較

投入ネオン量	435 NL	440 NL	451 NL	470 NL	496 NL
二重管での最大熱負荷 [W]	55	70	90	120	(150)
単管での最大熱負荷 [W]	55	70	90	120	(150)

5.4　傾斜耐性試験における気相ネオン投入量

二重管および単管にて熱サイフォン冷却システムを凝縮器側へ 30°の傾斜させる傾斜体制試験を行うにあたり、気相ネオンの投入量を決める必要がある。二重管での傾斜耐性試験では二重管内管部が気相ネオン、二重管外管部が液相ネオンであると想定した。単管構造では内管を取り外しているため、冷媒管内が全て液相ネオンで満たされると想定している。30°傾斜時に伝熱面積 0.020457 m^2 を満たすために必要な蒸発器内液相ネオン量は 3D モデルの解析により 0.449 L となった。また、同 3D モデルの解析により 30°傾斜時に冷媒管内に滞留する液相ネオン量は二重管において 0.722 L、単管において 0.959 L となった。この結果に従い、気相ネオン投入量を式 3.5 を用いて計算した。次の表 5-2 に必要な液相ネオン量及び式 3.5 から算出した気相ネオン投入量を示す。

表 5-2　二重管と単管での傾斜耐性試験時に必要な気相ネオン投入量

	二重管	単管
蒸発器内液相ネオン量 [L]	0.449	0.449
冷媒管内滞留液相ネオン量（30°傾斜時）[L]	0.722	0.959
必要合計液相ネオン量 [L]	1.16	1.41
必要気相ネオン投入量 [NL]	1906	2221

5.5　傾斜耐性試験

傾斜耐性試験は蒸発器に 50 W の熱負荷を加えた状態で、毎秒 1 度の速度で 30°の傾斜を与えた。二重管での試験結果を次の図 5-6 に示す。また、同様の試験条件で行われた単管の試験結果を図 5-7 に示す。二重管における傾斜耐性試験では、水平配管中央温度と水平配管端温度が傾斜開始と同時に上昇し、7 分後に水平配管中央温度が低下、17 分に水平配管端温度が低下し、その後覗き窓より冷媒管からの液相ネオンの吐出を確認することができた。

また凝縮器及び蒸発器の圧力が傾斜開始と同時に減少しているがこれは一時的に凝縮器での熱交換量が減ることで内圧が減少したと考えられる。

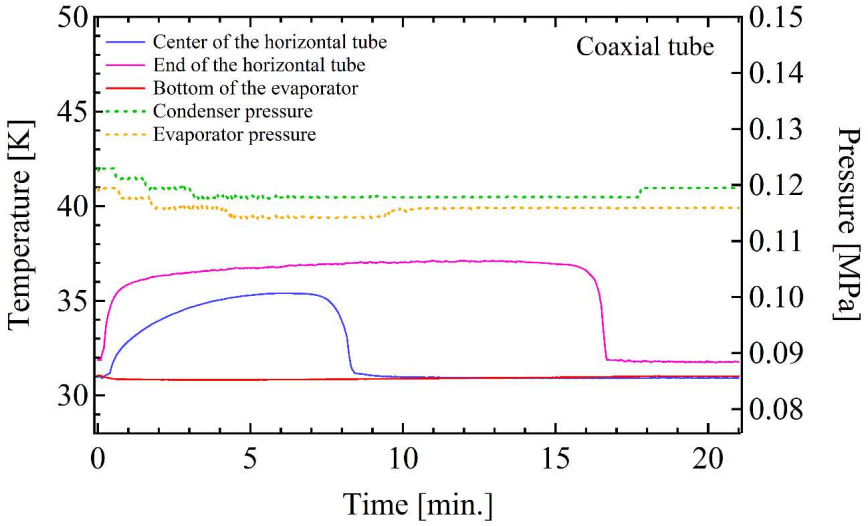

図 5-6　二重管による 30°傾斜耐性試験での各部温度、ヒータ出力、圧力の推移

一方、単管における傾斜耐性試験では、傾斜開始から水平配管中央温度と水平配管端温度の温度が上昇し、その後温度が下がることなく 39 分で蒸発器内の液相ネオンが全て蒸発しドライアウト状態となった。熱サイフォン冷却システム内の圧力に注目すると、時間経過とともに蒸発器内の圧力が上昇するのに対し凝縮器内の圧力は安定していた。これは、配管内に液相ネオンが滞留し、蒸発したネオンが凝縮器へ移動することを妨げているためである。蒸発器圧力が一定以上から上昇しないことから凝縮器において熱交換が行われていると推測することができる。単管による熱サイフォンシステムにおいては、傾斜により冷媒管内に液相ネオンが滞留しても、圧力差により蒸発器側から凝縮器側へと液相ネオンを押し出しつつ、気相ネオンを凝縮器側に送っていると考えられる。

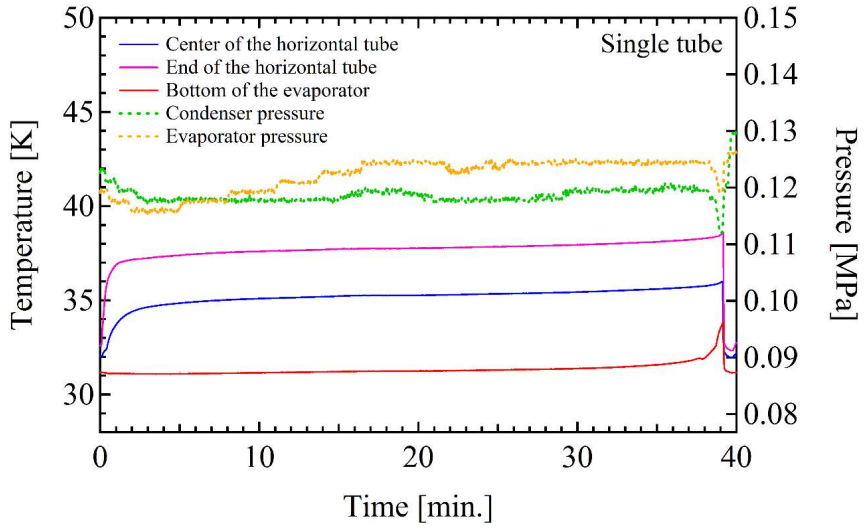

図 5-7　単管による 30°傾斜耐性試験での各部温度、ヒータ出力、圧力の推移

また、二重配管においても傾斜することで、蒸発器への液相冷媒の供給が途絶えてしまい、再び供給が開始されるまでは蒸発器内の冷媒は蒸発し、凝縮器へと戻ってしまうのみとなる。従って、傾斜開始と同時にこの冷媒が供給されるまでの時間は重要となる。

この冷却時間は、凝縮器内での凝縮レートに依存し、50 W の熱負荷時においては入熱を含めて 72 W であり、内圧は 0.217 MPa（飽和温度 29.89 K）となる。このとき、ネオン冷媒の潜熱は 82 J /g、液相ネオン密度は 1156 g/L であることから、0.76 ml/s の速度で液相ネオンが二重管外管へと滞留する。30°の傾斜状態において、二重管内に溜まる液相ネオンの量は 0.722 L であり、この量を 0.76 ml/s で満たすには 950 秒（15 分 50 秒）となる。今回の傾斜から水平配管端が冷却されるまでの時間である 17 分と近い値となった。この結果より熱負荷が高いほど、凝縮器での液化量も増えるため、傾斜により蒸発器内の冷媒の減少も早くなるが冷媒が供給されるまでの時間も短くなる。従って、傾斜状態においては投入する気相ネオン量が重要であるといえる。

5.6　傾斜耐性熱負荷試験

冷媒管に二重管を採用することで安定的に冷却が可能であることを確認したため。二重管を採用した熱サイフォン冷却システムにおいて 30°の傾斜状態で熱負荷試験を行った。熱負荷は 50 W ずつ各 3 時間加えた。その結果を次の図 5-8 に示す。150 W の熱負荷を加えた状態でも安定的に冷却できることが確認できた。この結果から、この試験において採用し

た二重管の組み合わせ ϕ 25.4 mm x t 1.65 mm の外管と ϕ 12.7 mm x t 1.0 mm の内管は 150 W 以上の熱輸送能力を持つことが確認できた。

また、次の図 5-9 に傾斜熱負荷試験で得られた熱抵抗と水平熱負荷試験の気相ネオン投入量 496 NL において得られた熱抵抗の比較を示す。この結果、水平熱負荷試験よりも低い熱抵抗が得られた。これは、気相ネオン投入量を大きく増やしたことにより、傾斜状態でも同熱負荷によって得られる液相ネオン量が多かったためであると考えられる。

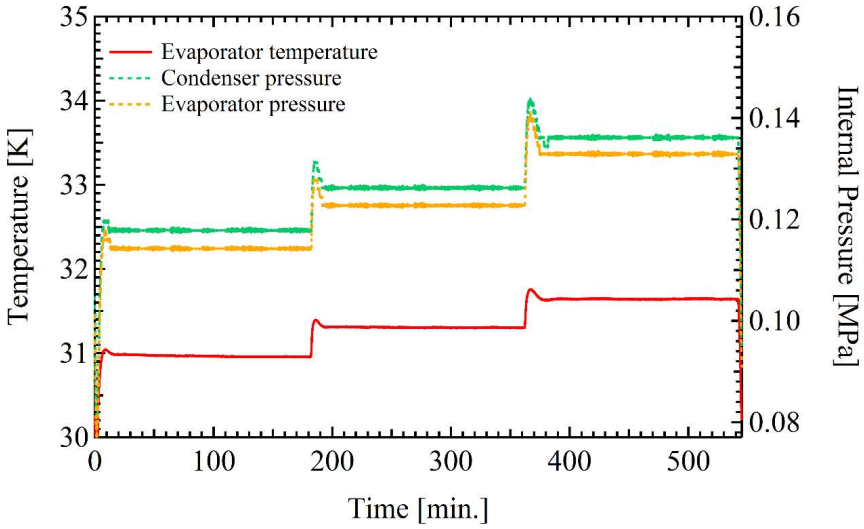

図 5-8 傾斜熱負荷試験

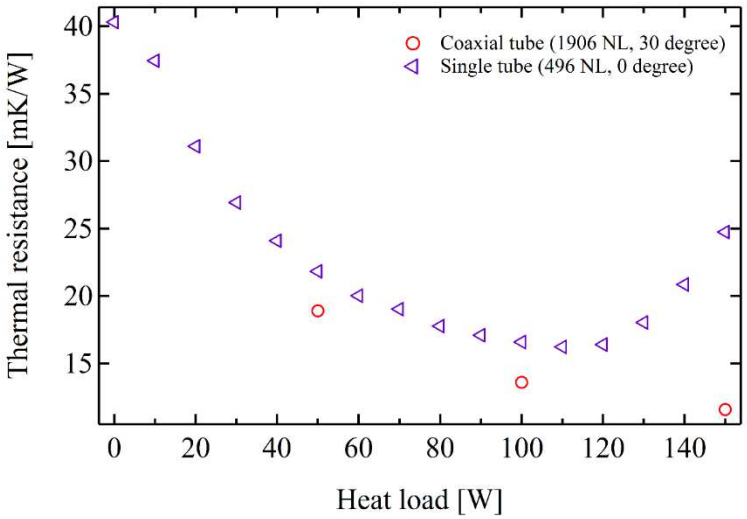

図 5-9 傾斜熱負荷試験による熱抵抗値

5.7　まとめ

本章において、二重管構造採用による熱サイフォン冷却システムの傾斜耐性付与について述べた。単管構造の場合、30°の傾斜を与えることにより、液相冷媒が熱サイフォン冷却システムの L 字型配管で閉塞し、気相冷媒の還流を阻害することで蒸発器のドライアウトを引きおこした。一方。冷媒管を二重管構造とすることにより、30°の傾斜状態でも安定的に蒸発器温度を冷却可能であることを示した。また、ϕ 25.4 mm x t 1.65 mm の外管と ϕ 12.7 mm x t 1.0 mm の内管を組み合わせた二重管構造の冷媒管にて 150 W 以上の熱輸送能力を 30°傾斜状態においても持つことを確認できた。

参考文献

[1] K.S. Ong and W.L. Tong, “Inclination and fill Ration Effect on Water Filled Two-Phase Closed Thermosyphon,” in the 10th IHPS, (Taipei, Taiwan, Nov,6-9, 2011).

第6章 動揺環境下における熱サイフォンの熱輸送能力

超電導回転機の応用先として、船舶や電気推進航空機などでは傾斜状態での運転が推定されることは 2 章にて述べた。また前章では角度を一定にした条件での傾斜状態における熱サイフォン冷却システムの熱輸送能力について述べた。本章では熱サイフォン冷却システムを本学の練習船「汐路丸」に搭載し、風浪や波浪等によって引き起こされる船舶の船体動揺を受けながら冷却・熱負荷試験を実施することにより、動揺などの動的な傾斜状態が熱サイフォン冷却システムに影響をもたらすか評価した。初めに冷媒管を垂直管のみで構成した熱サイフォン冷却システムを用いて試験をおこない、回転機構及び二重管構造を組み込んだ熱サイフォン冷却システムにて試験を実施している。

6.1 垂直管構成の熱サイフォン冷却システムへの動揺評価

超電導回転機における熱サイフォン冷却システムは蒸発器に冷媒を供給するため、前章まで用いた熱サイフォン冷却システムのように冷媒管構造は L 字型となり曲がり部を有する。そのため、通常の垂直管のみで構成されたサーモサイフォンとは別の挙動を示すと考えられる。また、垂直管と水平管で構成された冷却システムを解析する上で、垂直管のみで構成されたサーモサイフォン冷却システムの実験を行うことは必要である。そこで先に垂直管構成の熱サイフォンにおいて、動揺環境下で試験をおこなった。

6.1.1 試験装置

下記の図 6-1 に実験装置の概用図を示す。試験装置は GN 冷凍機（Cryomech AL330）が接続されている凝縮器、蒸発器、垂直管で構成される。GM 冷凍機の冷却能力は 30 K で 85 W である。温度センサは熱交換板と蒸発器に 1 個ずつ取り付けられている。また熱交換板には凝縮機の温度調節用のカートリッジヒータ（A5250, WATLOW）が 2 つついており、温度を制御することが可能である。蒸発器にも図 6-2 に示すようにヒータと温度センサがついており、熱負荷試験では定電流源により電圧を印加することで熱負荷を与えることが可能である。熱サイフォン容器内の圧力は圧力トランスミッタ（ZT15, 長野計器）と圧力指示器（GC31, 長野計器）を用いて計測を行っている。

また、本試験装置における気相ネオン投入量は 30 NL、35 NL、40 N L で行った。この気相ネオン投入量における液相ネオン量は式 3.5 により、10 mm^3 となった。

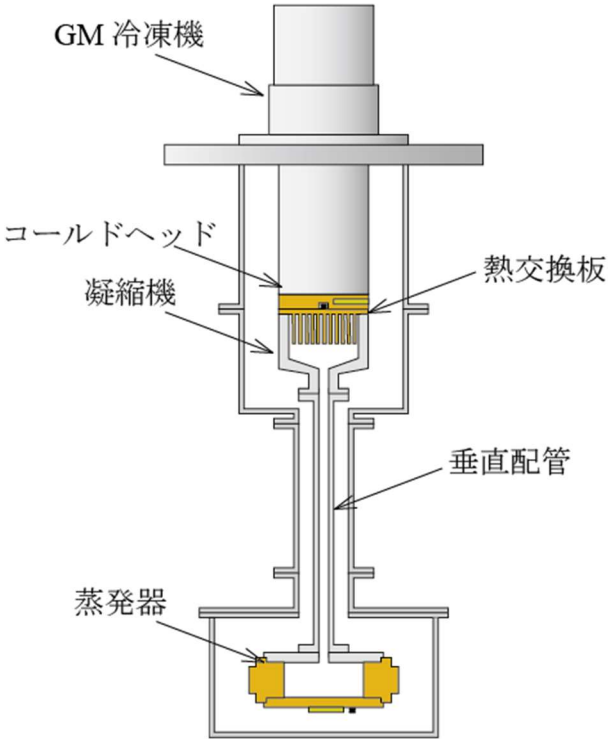

図 6-1　垂直管構成熱サイフォン内部構成

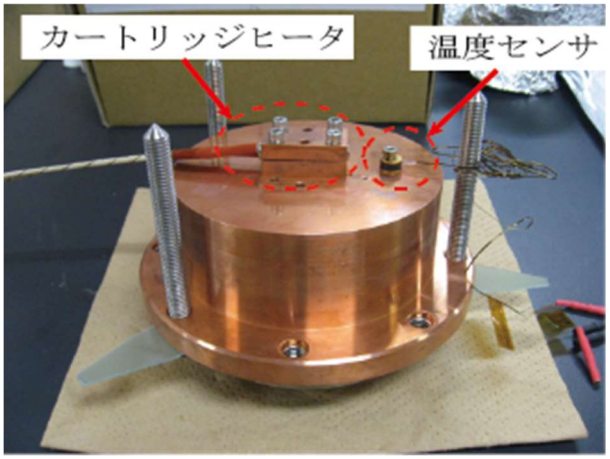

図 6-2　　蒸発器外観図

6.1.2　初期冷却試験

次の図 6-3 に実験室（陸上）と汐路丸（揺動下）で実施した冷却試験のコールドヘッドと蒸発器温度の推移を示す。図 6-3 より、コールドヘッド及び蒸発器温度において差異は見られなかった。冷却に必要な時間及び到達温度にもほとんど差異が見られないことから垂直管構成熱サイフォン冷却システムは動揺下でも陸上と変わらぬ冷却能力を示した。

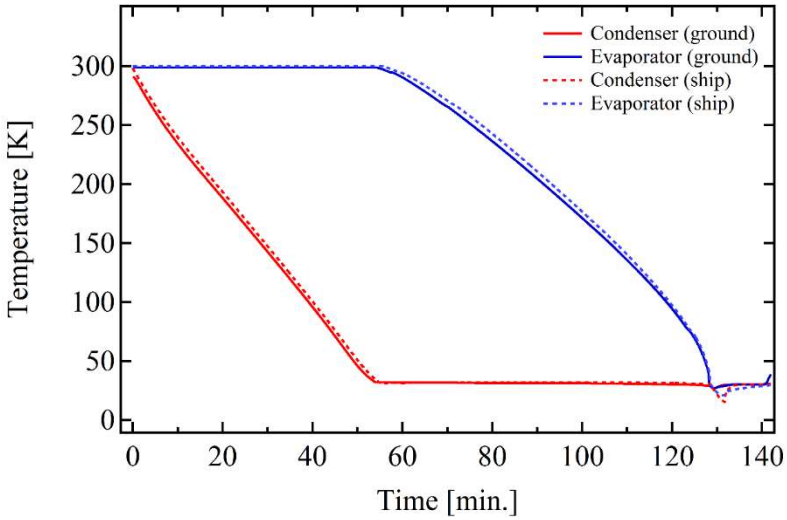

図 6-3　垂直管構成熱サイフォン冷却システムにおける陸上と船上での初期冷却試験結果比較

6.1.3　熱負荷試験

熱負荷試験は陸上と汐路丸のそれぞれにおいて段階熱負荷試験と急速熱負荷試験の 2 種類を行った。段階熱負荷試験では、蒸発器に加える熱負荷を 10W ずつ増加させ加えて、蒸発器温度を計測した。はじめに段階熱負荷試験の結果について説明する。この際、凝縮器温度は 30.0 K に制御している。気相ネオン投入量 30 L での段階熱負荷試験の陸上での結果を図 6-4 に、海上での結果を図 6-5 に示す。陸上と海上のそれぞれにおいて、70 W までの熱負荷では蒸発器温度の安定が確認できたが、75 W の熱負荷においては入熱を含め冷凍機の冷却能力（85 W@30K）を超えたため凝縮器温度が安定しなかった。気相ネオン投入量 35 L、40 L でも同様の結果を示しており、段階的な熱負荷を加えることに対して、垂直管構成熱サイフォン冷却システムにおいて動揺は冷却能力に影響していないといえる。

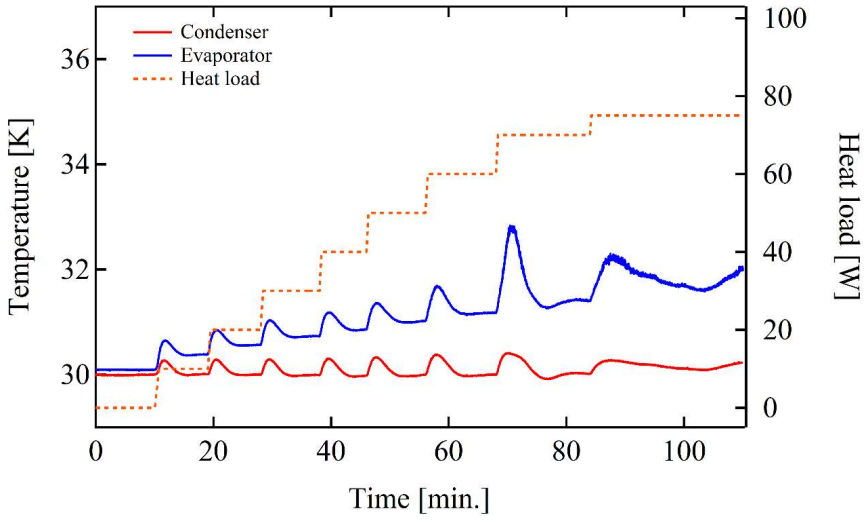

図 6-4　陸上における段階熱負荷試験結果（気相ネオン投入量 30 NL）

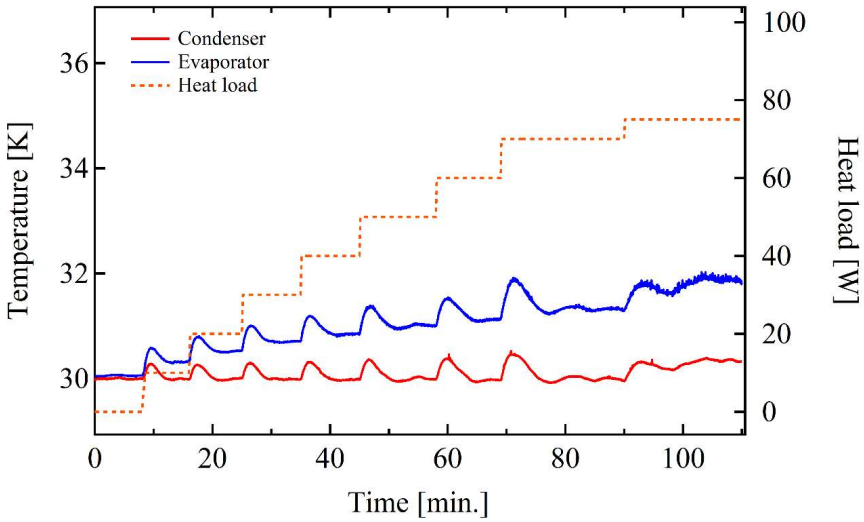

図 6-5　船上における段階熱負荷試験結果 (気相ネオン投入量 30 NL)

また、各気相ネオン投入量の熱負荷試験によって得られた熱抵抗を次の図 6-6 に示す。熱負荷が 20 W 以下となる低負荷域において、海上において熱抵抗が低い値となっているが実際には、蒸発器温度の差として 0.02 K ほどの違いしかない。温度差を熱負荷で割ることにより算出する熱抵抗では低熱負荷において大きな差に見えてしまうが性能としてはあまり変わらない。一方、高熱負荷域においては、気相ネオン投入量 30 NL において、差が見られており、海上において陸上よりも低い熱抵抗となった。熱負荷が高くなることで液相ネオン

量が減ることから、船舶の動揺により蒸発器内の濡れ面積増加が大きく影響を及ぼしたと考えられる。

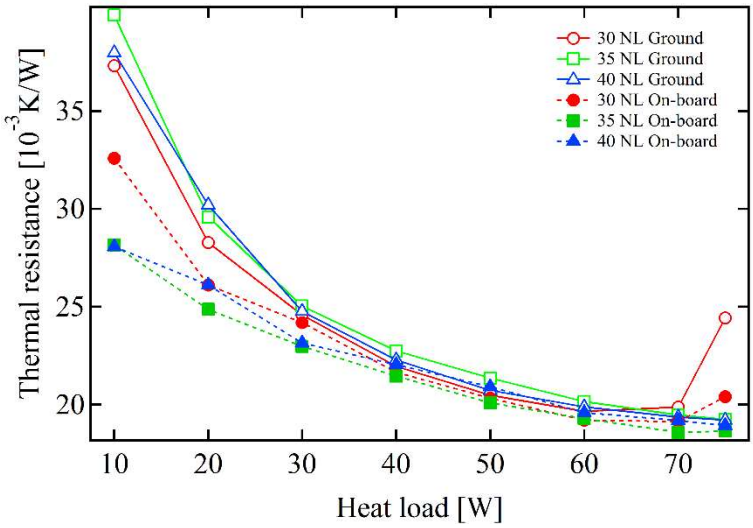

図 6-6 段階熱負荷試験における各気相ネオン投入量の熱抵抗

次に急速熱負荷試験の結果について説明する。急速熱負荷試験においては、熱負荷を 0 W から高熱負荷を加え、蒸発器が安定したら再び 0 W へ戻し、次の熱負荷へと移行している。熱負荷は、50 W から与え始め 5 W ずつ増加させている。この試験では、熱負荷を急激に与えることにより蒸発器内で沸騰形態の遷移を促している。図 6-7 に陸上での気相ネオン投入量 30 NL においての蒸発器温度の推移を示す。また、図 6-8 に海上での推移を示す。急速熱負荷試験においては図 6-7 に示すように陸上では 60 W では蒸発器温度が上昇し 40 K 以上にて安定してしまったが、海上では 60 W の熱負荷を加えても蒸発器温度は安定した。　これは動揺により、蒸発器内の液相ネオンが動揺により伝熱面積の向上を起こしていると考えられる。図 6-7 の 60 W 熱負荷時と図 6-8 の 70 W 熱負荷時の蒸発器温度推移に注目すると、蒸発器温度は高い温度を示しながらも安定している。これは蒸発器内液相ネオンの沸騰形態が核沸騰から遷移したためであると考えられる。

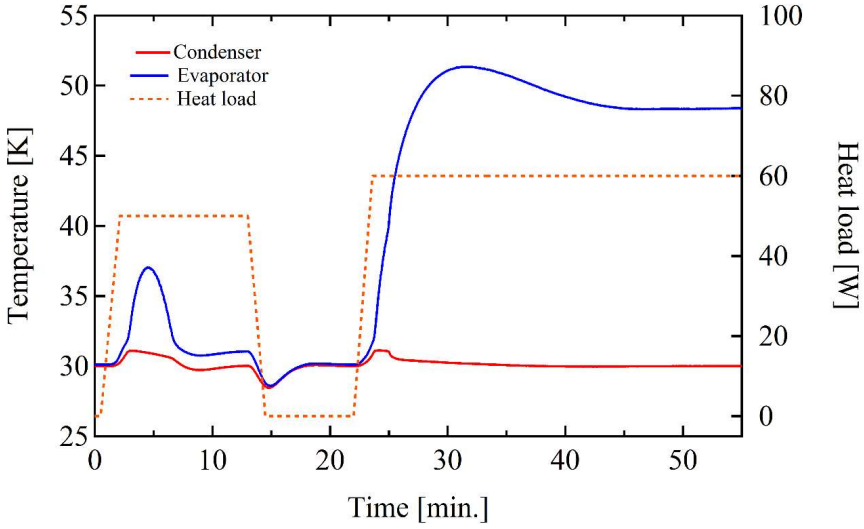

図 6-7　陸上における急速熱負荷試験結果 (気相ネオン投入量 30 NL)

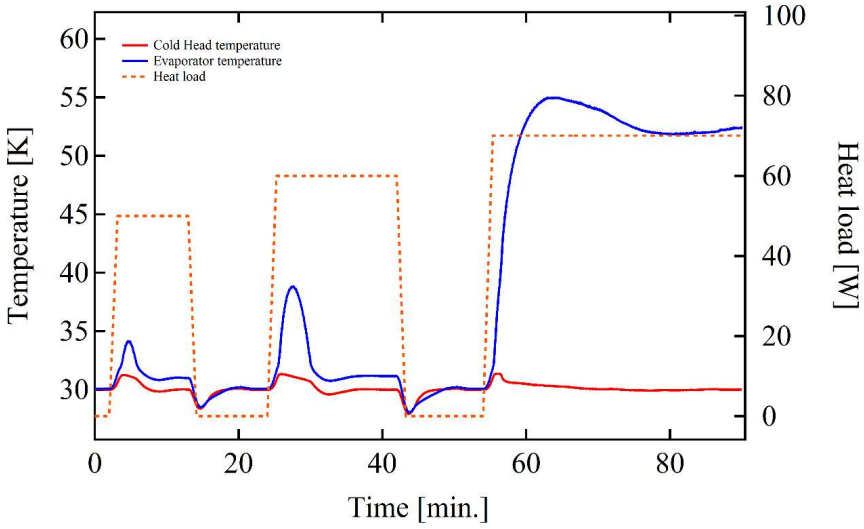

図 6-8　船上における急速熱負荷試験結果 (気相ネオン投入量 30 NL)

次の図 6-9 に急速熱負荷試験によって得られた熱抵抗を示す。このグラフより、気相ネオン投入量 35 NL においても陸上では、沸騰の遷移がみられた。また、気相ネオン投入量 40 NL では差は見られなかった。この結果より、前述の段階熱負荷試験とあわせて、急速熱負荷試験においても海上のほうが優れていることが示された。急速熱負荷試験においても、船舶の動揺により蒸発器内の濡れ面積増加したため、陸上よりも高い熱負荷まで耐えることが出来たといえる。

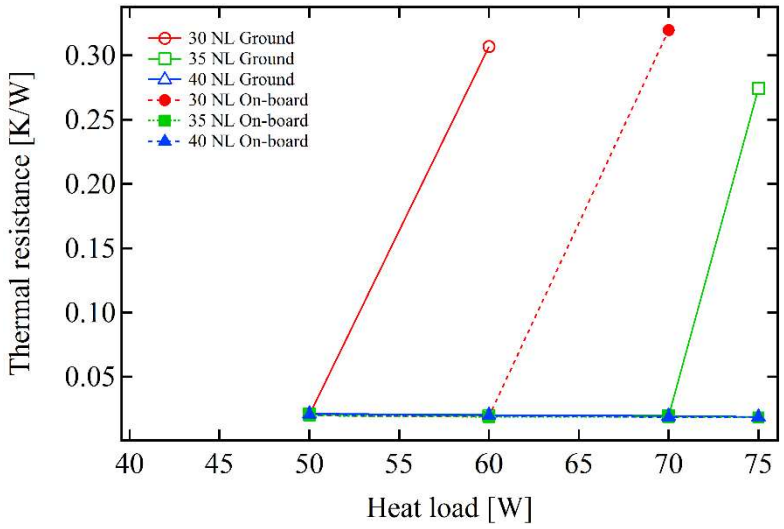

図 6-9 急速熱負荷試験における各気相ネオン投入量の熱抵抗

段階熱負荷試験と急速熱負荷試験を比較すると、急速熱負荷試験において段階熱負荷試験よりも低い熱負荷で沸騰形態の遷移が確認出来た。熱負荷が加えられると、蒸発器内の液量は減少し始めるとともに、蒸発器温度が上昇し始める。凝縮器では、熱負荷増大に伴い液化量を増やすが、熱負荷が急激に加えられることによって、凝縮器の液化生成速度が間にあってないと考えられる。段階熱負荷試験において 5 W 毎に上昇させた場合は熱負荷増加から蒸発器の温度が上昇しはじめ 2 分ほどで減少を始める。これは、2 分まで加えた熱負荷に対して蒸発器内液量が少ない状態であったと考えられる。一方、急激熱負荷試験においては熱負荷を加えてから、蒸発器温度が上昇し始めるまでに 1 分ほど経過してから上昇をはじめ蒸発器温度が減少し始めるまでに 4 分ほど要している。このことから、凝縮器での温度制御をより早くすることにより、急激な熱負荷変動にも対応が可能であると考えられる。

6.2　超電導回転機を想定した熱サイフォン冷却システムステムへの動揺評価

熱サイフォン式冷却システムの実船搭載に当たっては、風浪や波浪等によって引き起こされる船舶の船体動揺を考慮する必要が生じる。従って、３章にて述べた 200 W 級熱サイフォンシステムとは異なる小型の熱サイフォンシステムを用いて、本学所有の練習船「汐路丸」に搭載し、航行中の動揺を受けながら熱負荷試験を実施することで、冷凍機（圧縮機・コールドヘッド）・冷媒管を含む極低温回転継手などの動揺耐性について評価を行った。本章では、以下にその結果を述べる。

6.2.1　試験装置

本試験に用いた熱サイフォン冷却システムは、回転可能な蒸発器を有する 100 W 級の熱サイフォンシステムであり。試験装置の構成は、200 W 級熱サイフォン冷却システムと極低温回転継手を除き同様であるが、GM 冷凍機（AL330、Cryomech）は空冷式となっている。また、蒸発器は極低温回転継手[1-2]を介することで、外部のモータにより回転可能な構造となっている。図 6-10 に装置構成図を示す。

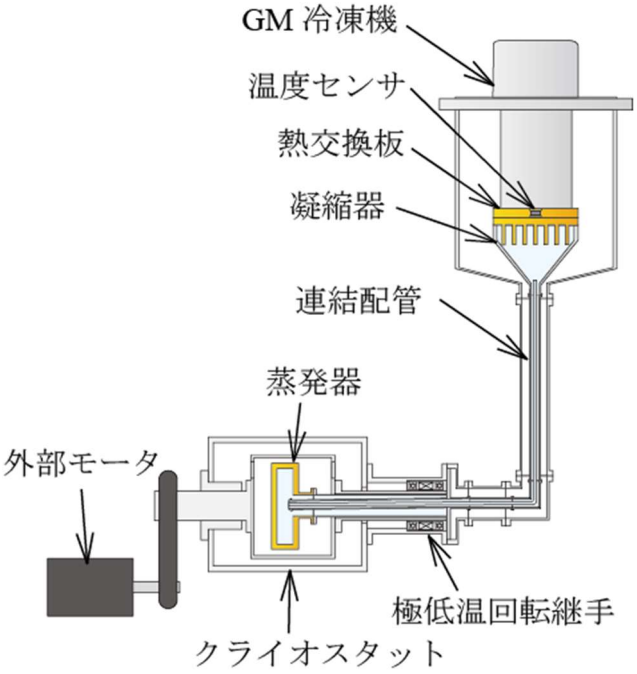

図 6-10　小型熱サイフォンシステム装置内部構成図

凝縮器は 200 W 級熱サイフォンシステムと同様に、凝縮機クライオスタットに GM 冷凍機が固定され、コールドヘッドには熱交換板を介して凝縮器が取り付けられている。この凝縮器熱交換板には温度センサ（DT-670-CU, Lakeshore）とともに、ヒータ（E2A72, Watlow）が 2 個固定されており、外部電源により凝縮器温度を制御することができる。また、3.2.1 項と同様の冷凍機単独での冷却試験において、30 K で 85 W の冷却能力を擁していること確認している。

冷媒管には 5 章でも述べた二重管構造を採用している。二重配管は内管 ϕ 3.18 mm x t 0.5 mm（1/8 インチ）、外管は ϕ 12.7 mm x t 1.0 mm（1/2 インチ）を採用している。配管の詳細は下記の表 6-1 に示す。また本試験装置も図 6-9 に示すように垂直内管も 200 W 熱サイフォンシステムと同様に凝縮器側には液の浸入を防止するための措置を講じている。

表 6-1　実船搭載試験用熱サイフォンシステムに於ける冷媒管の詳細構成

		外管	内管
配管径	[インチ]	1/2	1/8
配管径	[mm]	12.7	3.18
肉厚	[mm]	1.0	0.5
内径	[mm]	10.7	2.18
有効断面積	[mm^2]	89.9	3.73

本試験装置における垂直管の長さは 447 mm、水平管の長さは 512 mm となる。この垂直管の長さは 30°の傾斜状態においても凝縮器が蒸発器よりも行為に保つことの出来る長さとしている。なお、水平管における *L/D* 比は、47.9 となる。

蒸発器は内径 120mm、幅 26 mm の円筒状であり、内容積は 0.306 L となる。蒸発器の外周には 2 個のシリコンダイオード温度センサ（DT-670-CU, Lakeshore）とヒータ(E1A51,Watlow）が 2 個ずつ対角上に設置されている。蒸発器の外観及び概要図を図 6-11 に示す。また、蒸発器は回転体に G-10 の板を介して固定されている。

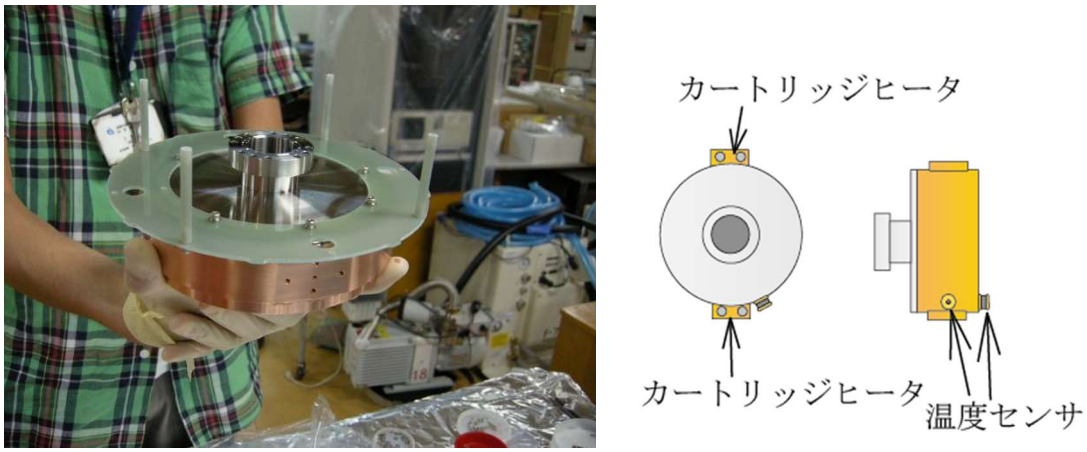

図 6-11　蒸発器外観（左）温度センサ及びヒータ設置位置概要図（右）

表 6-2 に本試験装置の熱サイフォンシステム内の要素毎での容積及びシステム内容積を示す。

表 6-2　小型熱サイフォンシステムの内容積

凝縮器容積　[L]	0.657
蒸発器容積　[L]	0.307
冷媒管容積　[L]	0.199
システム内容積 [L]	1.16

本試験において 30°傾斜状態において、3.2 項より求めた熱流束 19600 W/m^2 と冷凍機の冷却能力 85 W から必要伝熱面積は A = 0.00437m^2 となる。30°の傾斜時には冷媒管内へ液相ネオンが滞留するため、傾斜状態において上記の伝熱面積を求める必要がある。従って、3.5 項同様に 30°の傾斜時において、上記の伝熱面積の確保可能な液相ネオンの体積を 3D モデルにより求めた。その結果、蒸発器内には 0.019 L の液相ネオンが必要であり、蒸発器内及び冷媒管内に滞留する液相ネオン体積の合計及び、式 3.5 を用いて算出した必要気相ネオン投入量について次の表 6-3 に示す。なお冷媒管内管には液相ネオンは存在せず、気相ネオンのみとして考えている。表 6-3 より気相ネオン投入量 133 NL を試験条件とした。

表 6-3　30°傾斜状態において必要な気相ネオン投入量

蒸発器内液相ネオン量 [L]	0.0190
冷媒管内滞留液相ネオン量（30°傾斜時）[L]	0.0665
必要合計液相ネオン量 [L]	0.0855
必要気相ネオン投入量 [NL]	133

本試験では、初期冷却試験と熱負荷試験を行った。条件として、陸上と本学練習船「汐路丸」での航海状態の両環境下に熱負荷試験を行った。汐路丸においての試験では、本試験装置を汐路丸機関室に設置した。次の図 6-12 に汐路丸での試験風景を示す。汐路丸の機関室では、実際の配置を想定して冷凍機が船首、回転機が船尾を向くように配置した。これにより、船舶の縦揺れ（pitching） が冷媒管内に液相の滞留を懸念する向きとなった。熱負荷試験は凝縮器の運転温度を 30.0 K で一定とし、15 W 毎に熱負荷を加えた。なお、初期冷却試験及び熱負荷試験はともに回転機部分を 18 min^{-1} の回転速度にて回転させた状態で行った。

図 6-12　汐路丸機関室内における水平熱負荷試験風景

6.2.2　初期冷却試験

初期冷却試験は汐路丸船内及び陸上ともに投入気相ネオン量を前項で求めた 133 NL とし、投入圧は 0.161 MPaG とした。陸上においては冷却開始 55 分後に凝縮器が 30 K に到達、155 分後には蒸発器が 30 K に到達した。また、海上における試験でも 53 分後に凝縮器が 30 K に到達し 154 分後に蒸発器が 30 K に到達した。汐路丸での試験では横揺れ（Rolling）は

常に 3 度程度与えられており、最大で 7.8 度の横揺れが計測された。また懸念された縦揺れ（Pitching）は常に 2 度程度与えられ、最大で 5.9 度の縦揺れが計測されたが、このような動揺環境下においても初期冷却試験では陸上と海上のどちらにおいても差異は見られなかった。図 6-13 に初期冷却試験における陸上と汐路丸船内での蒸発器温度及び計測された横揺れの推移を示す。また図 6-14 に初期冷却試験における陸上と汐路丸での蒸発器温度及び計測された縦揺れの推移を示す

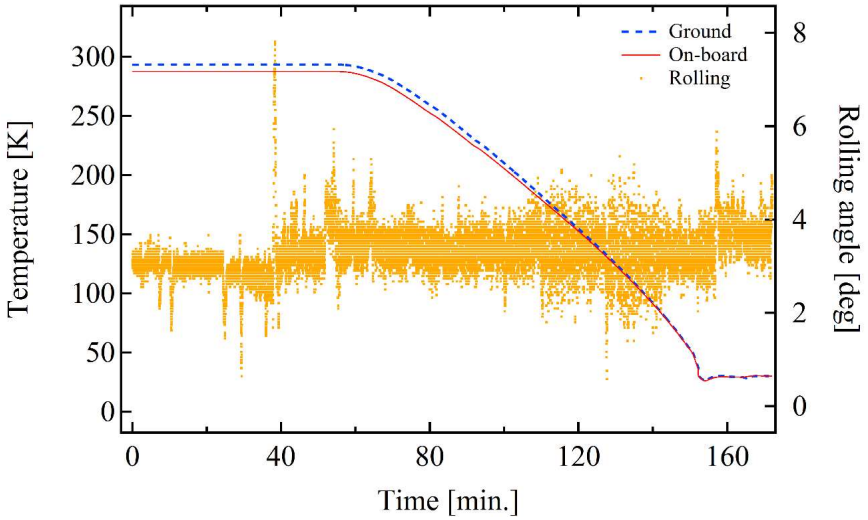

図 6-13　陸上と海上における初期冷却試験の蒸発器温度の推移と計測した横揺れ

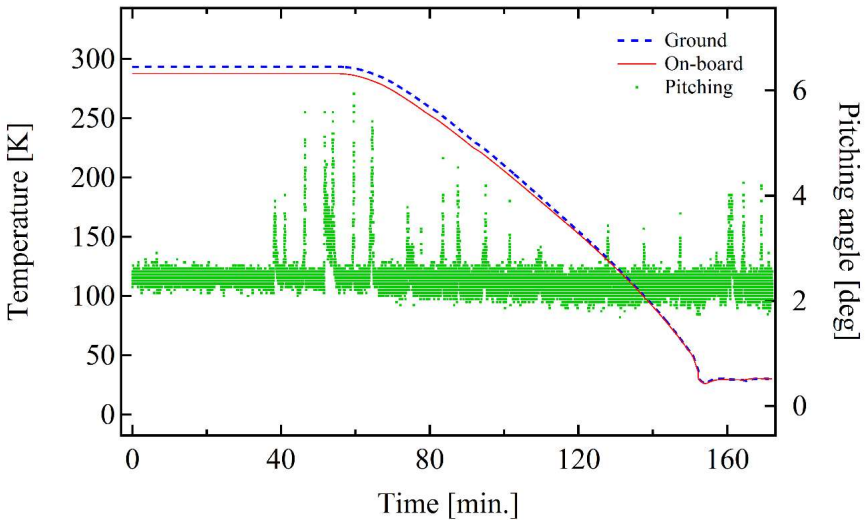

図 6-14　陸上と海上における初期冷却試験の蒸発器温度の推移と計測した縦揺れ

6.2.3　熱負荷試験

熱負荷試験は、気相ネオン投入量 133 NL、運転温度を 30.0 K とし、熱負荷を 15 W 毎に印加した。汐路丸における水平熱負荷試験では、各熱負荷を 20 分ずつ加え温度の安定を確認した。本試験装置における入熱は 11 - 15 W で推移しており、冷凍機の冷却能力（30 K にて 85 W）から 75 W まで熱負荷を加えることが可能である。しかし、60 W の熱負荷印加時に内圧が熱サイフォンシステムの上限である 0.2 MPaG 近くまで上昇したため、60 W を最大の熱負荷とし、1 時間の経過を見た。汐路丸での水平熱負荷試験時の温度・圧力・ヒータ出力の推移を次の図 6-15 に示す。

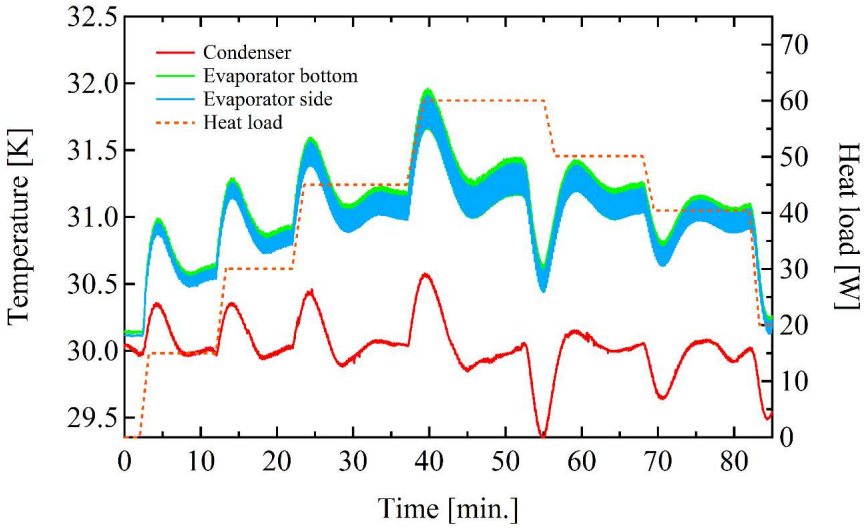

図 6-15　汐路丸における水平熱負荷試験での温度・ヒータ出力推移

汐路丸での試験において計測した最大傾斜は縦揺れが 7.9 度、横揺れが 13.9 度であった。60 W 熱負荷印加時に最大縦揺れ 7.9 度を観測した。次の図 6-16 に縦揺れ角と蒸発器の温度変化、図 6-17 に横揺れ角と蒸発器の温度変化を示す。蒸発器温度は一定周期で規則的に変化しているが、7.9 度の縦揺れを観測した際も大きな変化は確認されなかった。この結果から動揺下においても、陸上と同様に蒸発器を冷却・保持することが可能である。なお、規則的に蒸発器温度が変化しているのは 18 min^{-1} で回転させているためである。また、図 6-13 より蒸発器熱負荷を増やすことで蒸発器温度の振れ幅が大きくなっているが、これも回転による影響であり、回転速度を早くすることで小さくすることが可能である。

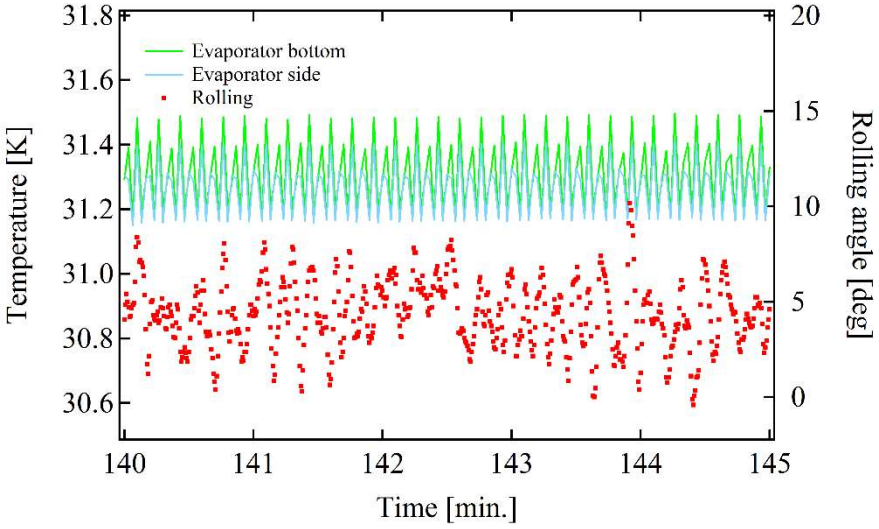

図 6-16　縦揺れ時の蒸発器温度推移

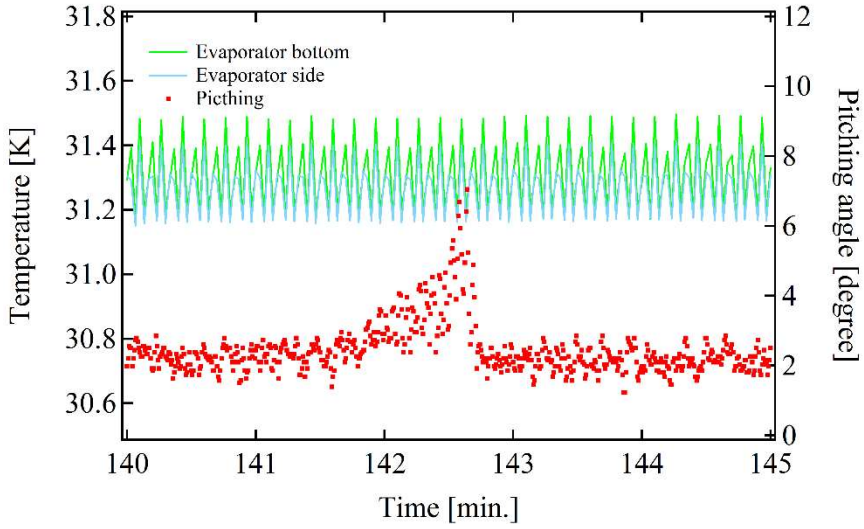

図 6-17　横揺れ時の蒸発器温度推移

次に陸上における熱負荷試験について述べる。ここでは熱負荷を 3 時間ずつ加え温度の安定を確認した。また、60 W 熱負荷印加時に冷却システムの耐圧限界である 0.2 MPaG に近づいたため、汐路丸での水平熱負荷試験と同様に 60 W を最大の熱負荷とした。次の図 6-18 に陸上における水平熱負荷試験での温度・ヒータ出力の推移を示す。

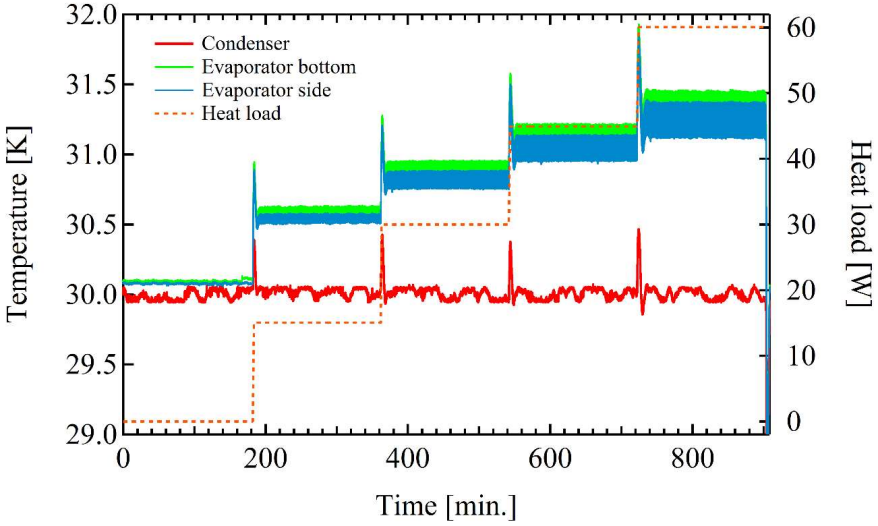

図 6-18　陸上における水平熱負荷試験での温度・ヒータ出力推移

また陸上と汐路丸においての熱負荷毎の蒸発器平均安定温度、内圧を比較したものを図 6-19 に示す。これらの結果から、船舶の動揺下においても熱サイフォン冷却システムは陸上と変わらぬ熱輸送能力を持つことを確認した。

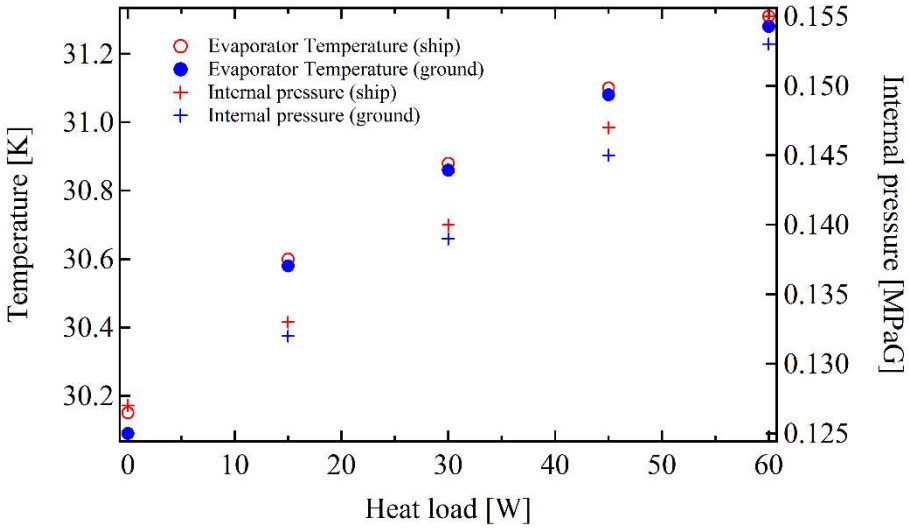

図 6-19　陸上と海上での蒸発器平均安定温度と内圧の比較

6.2.4　傾斜熱負荷試験

本試験においても、30°傾斜させる傾斜熱負荷試験を海上と陸上でそれぞれ行った。傾斜試験時の風景を次の図 6-20 に示す。

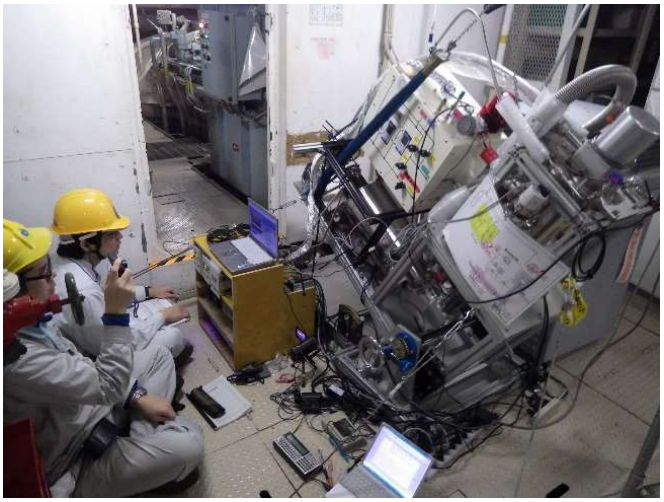

図 6-20　汐路丸機関室内における傾斜熱負荷試験風景

傾斜熱負荷試験においては、船舶の動揺環境下の中と陸上でそれぞれ熱サイフォン冷却システムを 30°傾斜させた状態で行った。また、熱負荷は蒸発器へ 5Wずつ加えた。船舶での傾斜熱負荷試験においては、最大 36.9 度の縦ゆれ、最大 10.7 度の横揺れを計測した海上と陸上のどちらにおいても 30°の傾斜状態で蒸発器を安定的に冷却できることを確認した。陸上と海上での傾斜熱負荷試験で得られた蒸発器安定温度を図 6-21 に示す。船舶の動揺環境下においては 10 W にて蒸発器温度が 32 K まで上昇し安定した。15 W においては蒸発器温度が 52 K まで上昇し、急速熱負荷試験時と同様に蒸発器内冷媒の沸騰が遷移したと考えられる。また、陸上でも同様に 30°での傾斜熱負荷試験を行い、蒸発器を安定的に冷却できることを確認した。陸上においても 10 W までの熱負荷まで蒸発器を安定的に冷却できた。従って、陸上と海上のどちらにおいても冷却能力は変わらない。また、水平状態での結果と比較して 30°の傾斜状態において許容できる熱負荷が低くなったのは、冷媒管内管径が小さいためである。第 5 章においては ϕ 12.7 mm x t 1.0 mm（1/2 インチ管）の配管では 150 W 以上の熱輸送能力をもつが、この試験装置で用いた ϕ 3.18 mm x t 0.5 mm（1/8 インチ管）では気相冷媒の通る流路が狭く十分な熱輸送能力が得られなかったと推測できる。

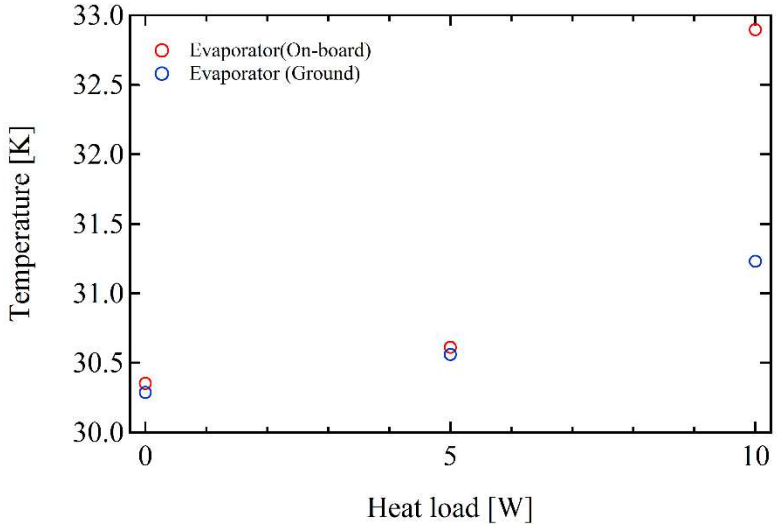

図 6-21　海上における傾斜熱負荷試験での安定温度

6.3　まとめ

本章において、船舶の動揺環境下が熱サイフォン冷却システムに及ぼす影響を垂直管構成のみの熱サイフォンと回転機構を有する熱サイフォン冷却システムの両方で評価した。垂直管構成の熱サイフォンにおいては船舶の動揺により蒸発器内の伝熱面積が増加するため、陸上よりも高い冷却能力を示した。一方、回転機構を有する熱サイフォン冷却システムにおいては、冷却能力の向上は見られなかったが、同時に動揺環境下においても陸上とは変わらない冷却性能を有することを証明した。

参考文献

[1] M. Miki, B. Felder, K. Tsuzuki, M. Izumi and H. Hayakawa, “Development of the cryo-rotary joint for a HTS synchronous motor with-bulk HTS field-pole magnets,” *J. Phys, Conf. Ser.*, vol. 234, 2010 (pp.7).

[2] Cryo-rotary joint, by M. Izumi, M. Miki, M. kitano (2013, Dec. 31). Patent US 8616587B2.

第7章 内管径変更による熱輸送能力への影響

二重管構造を用いた場合、傾斜状態において冷媒管内は外管内が液相冷媒、内管内は気相冷媒となる。第 5 章においては ϕ 12.7 mm x t1.0 mm（1/2 インチ管）の配管では 150 W 以上の熱輸送能力をもつことを確認したものの、第 6 章においては ϕ 3.18 mm x t 0.5 mm（1/8 インチ管）で 10 W ほどの熱輸送能力となった。本章では、6.2 項の試験に用いた回転機構を有する熱サイフォン冷却システムにおける冷媒管の内管径を変更することにより、内管径が熱輸送能力及ぼす影響を調べた。

7.1 試験装置

試験装置は、第 6 章に詳細が記載されているため、変更点について述べる。本試験では、冷媒管の外管を ϕ 12.7 mm x t 1mm（1/2 インチ）から変更せず、ϕ 3.18 mm x t 0.5 mm（1/8 インチ）の内管 1 本から、ϕ 3.18 mm（1/8 インチ）の内管 2 本、ϕ 6.35 mm （1/4 インチ）の内管 1 本へと内管の構成に変更している。また、蒸発器温度センサ（DT-670-CU, Lakeshore）を図 7-1 に示すように一つに変更している。

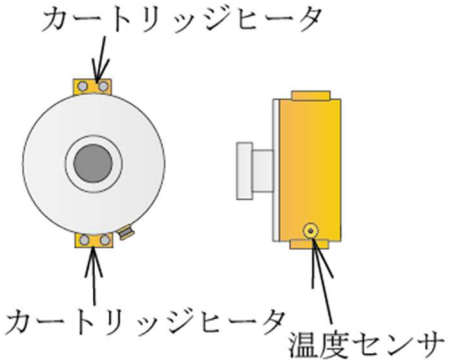

図 7-1 蒸発器温度センサ位置

気相ネオン投入量は、6.2 項と同様の 30° の傾斜状態で蒸発器内に 0.019 L の液相ネオンが得られるよう式 3.5 を用いて再度算出した。なお、傾斜状態では二重管内管部に気相ネオンのみ存在していると想定しており、内管径が大きくなるほど必要な気相ネオンの投入量は少なくなる。次の表 7-1 に各内管の断面積、気相ネオン投入量を示す。

表 7-1　各内管の断面積及び蒸発器内液相ネオン量と気相ネオン投入量

内管の種類	断面積 [mm^2]	30°傾斜時 外管内 液相ネオン量 [L]	30°傾斜時 蒸発器内 液相ネオン量 [L]	必要気相 ネオン 投入量 [NL]
1/8 インチ　1 本	3.73	0.0665	0.019	133
1/8 インチ　2 本	7.47	0.0602	0.019	125
1/4 インチ　1 本	14.9	0.0478	0.019	110

7.2　水平熱負荷試験

水平熱負荷試験は前項の表 7-1 の気相ネオン投入量、凝縮器温度 30.0 K、蒸発器熱負荷は 5 W 毎に与える条件で行った。各熱負荷は 1 時間 30 分ずつ加えた。次の図 7-2 に各内管における水平熱負荷試験時の各熱負荷に対する蒸発器温度の 30 分平均の変化を示す。試験結果の一つである ϕ 3.18 mm x t 0.5mm（1/8 インチ）内管 1 本のデータは 6 章における陸上試験結果のものを使用している。この試験では熱負荷を 15 W 刻毎に上昇させているため今回行った ϕ 3.18 mm x t 0.5mm（1/8 インチ）内管 2 本と ϕ 6.36 mm x t 0.5mm（1/4 インチ）内管 1 本の条件と比べデータ点数は少ない。水平熱負荷試験においては、内管を変更することによる明確な変化は見られなかった。

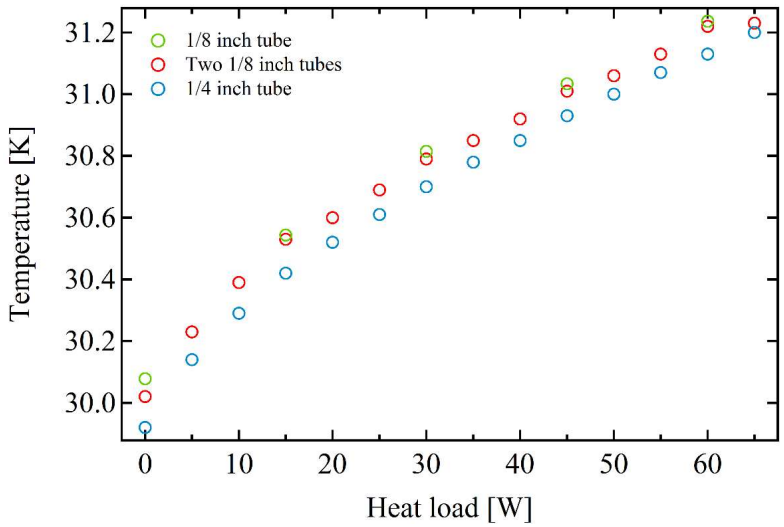

図 7-2　各内管の水平状態での熱負荷に対する蒸発器温度

7.3　傾斜熱負荷試験

傾斜熱負荷試験は水平熱負荷試験同様の気相ネオン投入量、運転温度 30.0 K、蒸発器熱負荷は 5 W 毎、傾斜角は 10°、20°、30° の 3 条件で行った。熱負荷はそれぞれ 1 時間半加えている。図 7-3 に ϕ 3.18 mm （1/8 インチ）の内管を 2 本使用した際の 0°、10°、20°、30° における傾斜熱負荷試験での蒸発器温度の変化を示す。傾斜熱負荷試験では、10° 傾斜では 50 W、20° 傾斜では 35 W、30° 傾斜では 30 W の熱負荷をそれぞれ加えた際、蒸発器安定温度が急激に上昇した。その後、10° 傾斜では 60 W、20° 傾斜では 50 W、30° 傾斜では 40 W の熱負荷を加えた際、蒸発器温度は安定せず、上昇を続けた。これは蒸発器内部の沸騰形態が遷移したものと考えられる。

また、0° 傾斜の状態と比較して、傾斜状態での蒸発器温度が上昇しているのは、傾斜により蒸発器内液相ネオンが冷媒管外管にたまることにより、伝熱面積が減少したためである。10° 傾斜状態にて 50 W の熱負荷を加えた際、蒸発器温度が急激に上昇するとともに内圧の振れ幅が 0.002 MPa 程度から 0.005 MPa に急激に上昇した。20° 及び 30° の傾斜状態でも同様の現象がそれぞれ 35 W と 30 W で見られた。この結果より、一定以上の熱負荷を加えると、内管だけでは蒸発した気相ネオンの輸送に限界が生じ、内管で輸送しきれなかった気相ネオンは外管内の液相ネオンを凝縮器側に押しあげていると考えることができる。

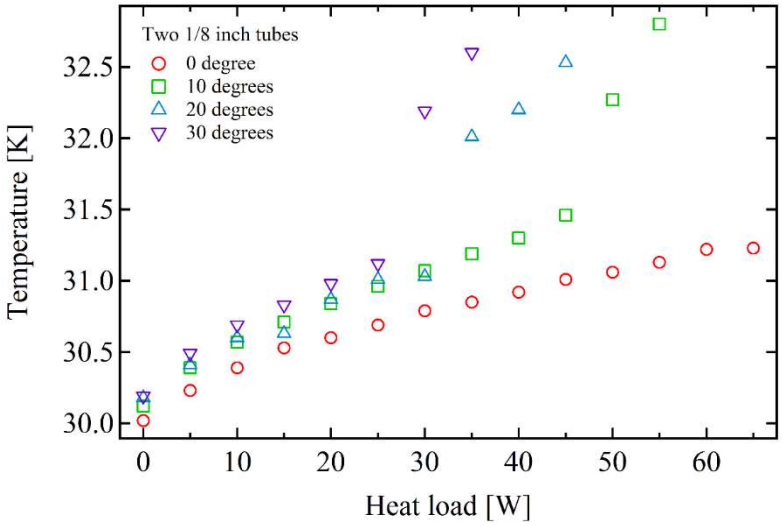

図 7-3　1/8 インチ内管 2 本使用時の各傾斜角での熱負荷に対する蒸発器温度

次の図 7-4 には内管に ϕ 6.35 mm x t 0.5 mm（1/4 インチ）1 本を使用した際の傾斜熱負荷試験結果を示す。ここでも傾斜させることで蒸発器安定温度が水平状態の結果と比較すると 0.1 - 0.4 K ほど上昇している。これも、傾斜により蒸発器内のネオン量が少なくなり、伝熱面積が減少したためであると考えられる。
また、30° の傾斜状態でも急激な蒸発器温度の上昇は見られず、先に本システムの冷凍機の冷却能力（30 K にて 85 W）を超える結果となった。このことから、ϕ 6.35 mm x t 0.5 mm（1/4 インチ）の内管における熱輸送限界は 85 W 以上であることが判明した。

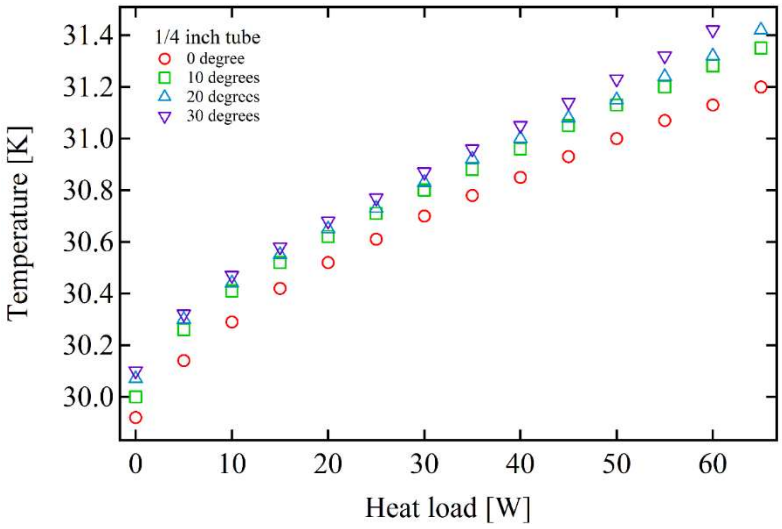

図 7-4　1/4 インチ内管使用時の各傾斜角での熱負荷に対する蒸発器温度

7.4　冷媒管内管部における速度

傾斜状態においては、冷媒管の外管は液相冷媒で満たされるため内管は気相冷媒のみが通る。そのため、対流によって起こる熱サイフォンの熱輸送限界のひとつである逆流は起こらないと考えられる。一方、配管内を通ることから有効断面積に依存していることは容易に考えられた。傾斜熱負荷試験によって得られた結果を基に、30° の傾斜状態での冷媒管内の気相ネオン速度 v を以下の式 7.1 より求めた。

$$v = \frac{H}{h\rho_v A} \tag{7.1}$$

次の表 7-2 に式 7.1 中のパラメータを示す。

表 7-2　気相ネオンの速度計算に用いる各パラメータ

記号	意味	備考
v	気相ネオン速度 [m/s]	
H	熱輸送量　[W]	熱負荷試験より
h	潜熱　[W]	NIST [1]
ρ	気相ネオン密度 [kg/m^3]	NIST [1]
A	内管断面積 [m^2]	蒸発器と液相ネオンの接触面積

計算した結果を次の図 7-5 に示す。内管の熱輸送能力の限界が確認された 1/8 インチ配管を 1 本と 2 本をそれぞれ内管に使用した結果では、4.1 m/s の気相ネオン速度において、熱輸送能力の限界となっていることが確認できる。本試験においては、ネオンの飽和温度及び圧力の変化は 29.7 ~ 30.6 K(0.206 ~ 0.2563 MPa)程度であり、気相ネオン速度に影響を与える潜熱、気相ネオン密度は 1%も変化しない。0.3 MPa 程度まで上昇しても 1%変化するだけであり、熱サイフォン運転状態においては、図 7-5 のように熱負荷に比例して気相ネオン速度が上昇する。このことから、熱負荷試験において、内管の熱輸送能力の限界が見られなかった 1/4 インチ配管では、105 W程度が熱輸送能力の限界が予測できる。同じように 4.1 m/s の上限速度を用いることで 30° 傾斜状態に必要な内管の有効断面積を算出することが可能である。

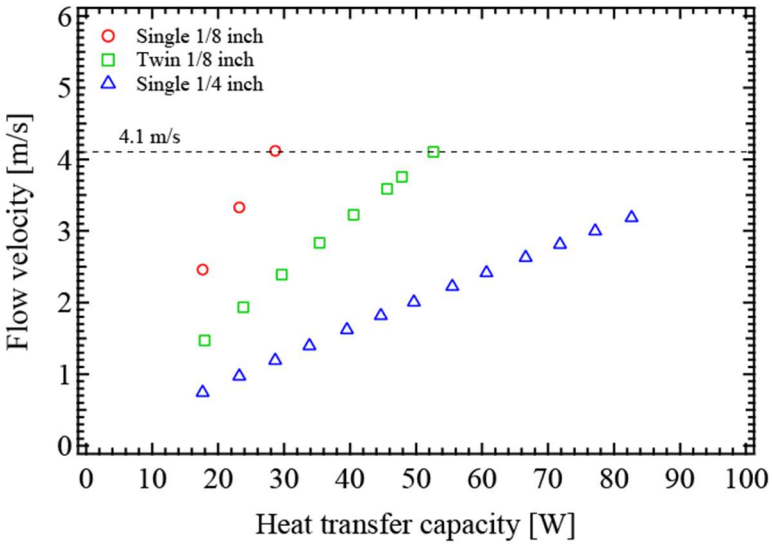

図 7-5　30° 傾斜状態における内管内の気相ネオン速度

7.5　まとめ

二重管構造を利用した熱サイフォン冷却システムでは、傾斜状態において内管のみが気相冷媒の通り道となる。従って、熱輸送能力の限界は内管の有効断面積に大きく関わる。本章では、冷媒管の内管の種類を変えて有効断面積を変化させることにより、熱輸送能力との関係について探った。試験結果より、熱輸送能力は有効断面積に大きく影響を受けていることが伺えた。また 30°の傾斜時においては 4.1 m/s の許容限界気相ネオン速度が得られた。この限界気相ネオン速度を用いることで、内管に必要な有効断面積を計算することが出来る。

参考文献

[1] National Institute of Standards and Technology ホームページ
(http://webbook.nist.gov/chemistry/)

第8章 外管径変更による熱輸送能力への影響

3 章では 200 W 級熱サイフォンシステムにおいて、冷媒管外管に ϕ 25.4 mm x t 1.65 mm (1 インチ管)を使用した場合、配管での熱輸送能力に達するより先に熱サイフォン冷却システムの冷却能力の限界である 183 W に達した。本章では、200 W 級熱サイフォンシステムにおいて、熱サイフォン構成要素の一つである冷媒管の外管径を変更することにより、配管径がシステムの熱輸送能力に与える影響を明らかにする。

8.1 試験装置

本試験では、200 W 級熱サイフォンシステムの連結配管における水平配管部を ϕ 15.9 mm x t 1.0 mm（5/8 インチ管）の外管及び ϕ 6.35 mm x t 1.0 mm（1/4 インチ管）の内管を組み合わせた二重管および ϕ 15.9 mm x t 1.0 mm （5/8 インチ）のみの単管にて熱負荷試験を行った。変更後の各配管の詳細は次の表 8-1 に示す。また、本試験における水平管部での *L/D* 比は 86.5 となる。

表 8-1 変更前後における水平配管の比較

	変更前		変更後	
使用箇所	内管	外管	内管	外管
配管径 [呼び]	1/2	1	1/4	5/8
配管径 [mm]	12.7	25.4	6.35	15.9
肉厚 [mm]	1.0	1.65	1.0	1.0
内径 [mm]	10.7	22.1	4.35	13.9
有効断面積 [mm^2]	89.92	383.60	14.86	151.31

また、連結配管外管径変更に伴い、配管エルボ部/水平配管の内容積、熱サイフォン全体での内容積は次の表 8-2 に示すように減少する。

表 8-2　配管径変更に伴う 200 W 級熱サイフォンシステムの内容積の変化

	変更前	変更後
外管径 [mm]	25.4 (1 インチ)	15.89　（5/8 インチ）
エルボ配管部内容積 [L]	0.077	0.058
水平配管内容積 [L]	0.370	0.155
熱サイフォン内容積 [L]	21.5	21.3

内容積の減少により、気相ネオン投入量によって得られる液相ネオン量が変化するため、式 3.5 により再計算した。計算結果を表 8-3 に示す。

表 8-3　配管径変更に伴う気相ネオン投入量の変更

	条件 1	条件 2	条件 3	条件 4	条件 5
1 インチ管[NL]	435	460	451	474	496
5/8 インチ管[NL]	430	436	447	470	492

8.2 熱負荷試験

熱負荷試験は表 8-3 で示した気相ネオン投入量 430 NL、436 NL、447 NL、465 NL、492 NL の 5 条件で行った。熱負荷は 4 章の試験と同様に 430 NL、436 NL では 5 W 毎に、447 NL、465 NL、492 NL では 10 W 毎に増加した。なお、運転温度はこれまでの試験と同様に 29.6 K としている。

次の図 8-1 に熱負荷試験で得られた入熱を含めた最大の熱負荷を単管と二重管で比較したものを示す。冷媒管の有効断面積が大きくなる単管のほうが二重管より大きな熱負荷まで耐えられることが確認出来た。二重管においては 470 NL と 492 NL の両方が 110 Wの熱負荷までしか耐えられなかったことから有効断面積の減少が熱輸送能力に大きく影響を与えていると考えられる。

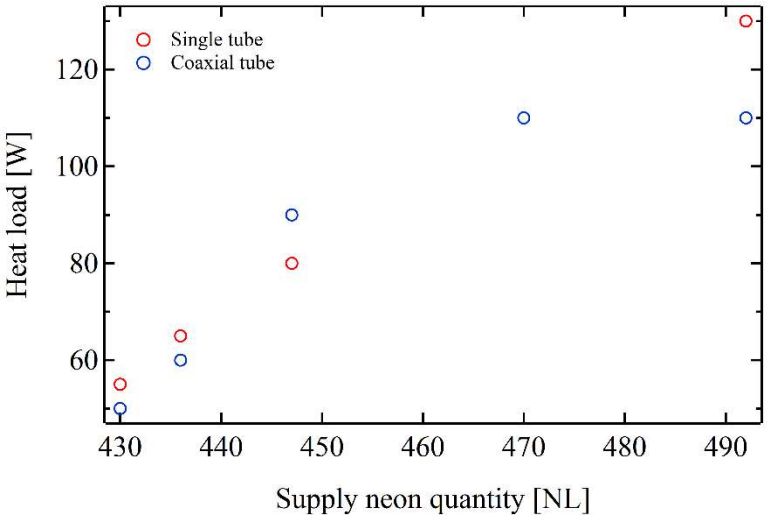

図 8-1　単管と二重管での熱負荷試験における最大熱負荷の比較

また、本試験では 5/8 インチ管における正確な熱輸送の限界を調べるため、492 NL の条件下において、120 W から 1 W 毎に熱負荷を加え限界の熱負荷を調べた。その結果、132 W（浸入熱を含めると 162 W）が限界の熱負荷となった。1 インチ管を用いた試験では投入ネオン量が最大である 496 NL の状態において、熱サイフォンシステムの冷却限界である 183 W を超えてしまうことで熱輸送の限界となっていた。しかし、5/8 インチ管を連結配管外管に用いた試験では冷却限界には至らず蒸発器温度が急上昇した。限界熱負荷近傍における蒸発器温度の挙動を図 8-2 に示す。熱負荷 132 W までは安定的に冷却できるものの、133 W を加えることで蒸発器温度は上昇し続け、最後は凝縮器ヒータの出力の増大とともに蒸発器温度も急上昇を始めた。これは、蒸発器内液相冷媒の遷移したことを示している。3 章にて気相ネオン投入量が熱輸送能力に大きく影響を与えることを述べた。液相ネオンの増減により熱輸送能力が変動する。つまり、管径により熱輸送能力の制限がなければ、同液相ネオン量にて同熱輸送能力となるはずである。しかし、管径を 1 インチから 5/8 インチへと変更することで、熱輸送能力は 183 W 以上から 162 W へと減少した。これは、管径の減少に伴い、熱輸送能力への影響が見られたと考えられる。気相ネオン投入量 492 NL における限界の熱負荷が気相ネオン投入量の影響ではないことを証明するため、気相ネオン投入量を 502 NL へと増やし、同様に 120 W から 1 W 毎に熱負荷を加え熱輸送の限界を調べた。その結果、気相ネオン投入量が 502 NL でも 492 NL と同じ 132 W が限界の熱負荷となった。従って、気相ネオン投入量によらず管径により、熱輸送能力に制限されると考えられる。

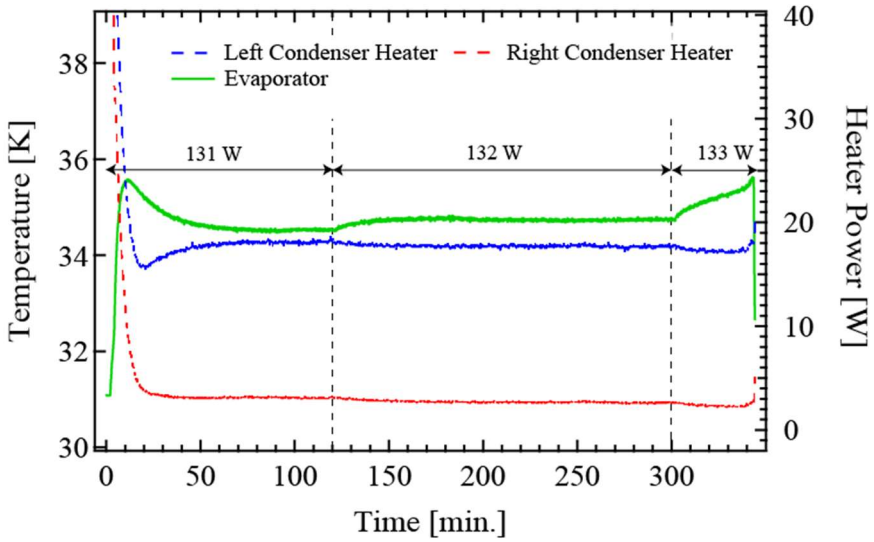

図 8-2　限界の熱負荷を超えた場合の挙動

二重管においても単管と同様に、492 NL の条件下において、1 W 毎に熱負荷を加え限界の熱負荷を調べた。その結果熱負荷 117 W（浸入熱を含めると 147 W）が限界の熱負荷となった。単管時と比較すると 15 W ほど限界の熱負荷が低下した。これは、冷媒管内管の肉厚の分だけ有効断面積が減少することにより熱輸送能力も減少したためと考えられる。

また、次の表 8-4 に二重管での有効断面積と単管での有効断面積の比及び入熱を含めた最大の熱負荷の比を示す。この表より、断面積比と最大熱負荷比がおおよそ一致していることがわかる。従って、冷媒管での熱輸送能力は有効断面積に比例するといえる。また本試験で得られた熱輸送能力を有効断面積で割ることにより熱輸送能力と断面積の関数 1.08 W/mm^2 が得られる。

表 8-4　二重管と単管での有効断面積及び最大熱負荷の比

	二重管 / 単管
有効断面積比	0.90
入熱を含めた最大熱負荷の比	0.91

8.3　まとめ

本章では熱サイフォン冷却システムにおける連結配管の有効断面積を変えることにより、熱輸送能力と有効断面積の関係について探った。5/8 インチ配管を外管径として単管と二重管で熱負荷試験を行った結果、単管の熱輸送能力のほうが優れている結果となった。二重管と単管の有効断面積比と熱輸送能力の比が合致したことから、連結配管での熱輸送能力は有効断面積に比例していることが確認できた。また、配管の設計指標として、熱輸送能力と断面積の関数 1.08 W/mm^2 が得た。

第9章 高速回転環境下における熱輸送能力への影響

超電導回転機はその特性上、高出力・小型化が目指せる点から船舶だけでなく電気推進航空機の分野においても盛んに研究が進められている。船舶と電気推進航空機の大きな違いは、回転数の問題である。船舶は高トルクかつ低速回転が求められるが、電気推進航空機の分野においては、4000 ~ 5000 rpm の高速回転が求められる。本章では、第 5 章で用いた回転機構を有する熱サイフォン冷却システムをもちいて、高速回転が与える影響について評価した。

9.1 試験装置

高速回転試験において使用する熱サイフォン冷却システムの詳細図を図 9-1 に示す。第 5 章において使用した熱サイフォン冷却システムは磁性流体シールを用いて、気密性を保持しつつ回転軸の支持を行っている。この磁性流体シールは内部に磁性流体をもちいているため、回転の摩擦により、発熱が生じる。また磁性流体は発熱により高温になると、粘度が下がってしまい気密性を保持することができない。そこで、図 9-2 に示すように極低音回転継手カバーと出力軸側磁性流体シールを冷却する水冷式のジャケットをそれぞれ設置することで、磁性流体シールの発熱を吸収することにした。また、蒸発器を回すモータを電導機（VS-686 SS5、安川電機）へと変更している。

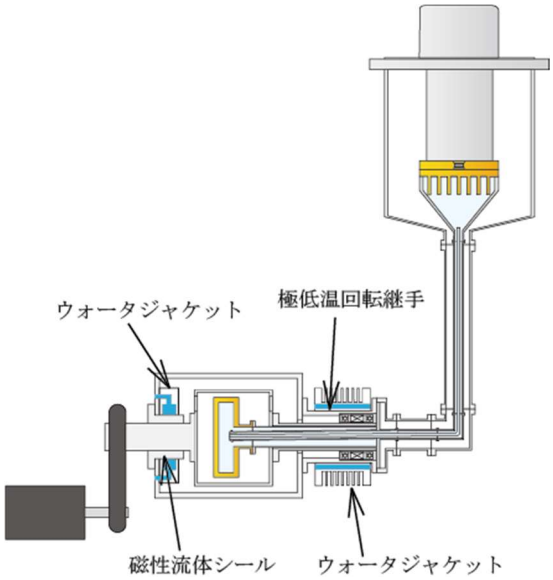

図 9-1 水冷式ウォータジャケット配置詳細図

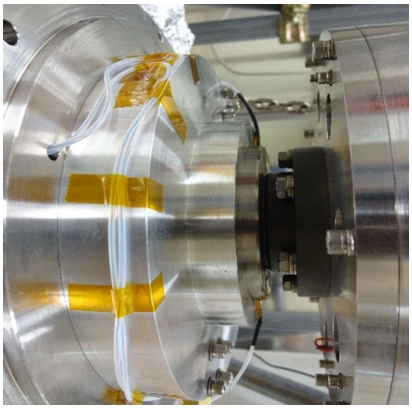

図 9-2　極低温回転継手側ウォータジャケット（左）磁性流体シール用ウォータジャケット（右）

また、次の図 9-3 に温度計測点を示す。極低温域の部分は蒸発器と凝縮器で 1 点ずつ計測している。冷却水系統は、冷却水の入り口及び極低温回転継手カバー及び磁性流体シールの冷却水出口の 3 点を K 型熱電対により計測した。また極低温継手カバー及び磁性流体シールも図 9-3 に示す位置にて K 型熱電対により温度計測を行っている。

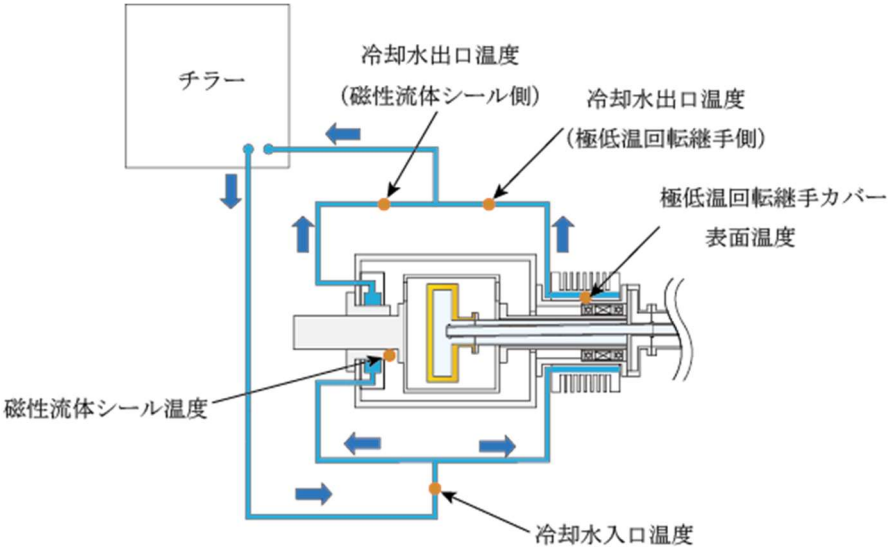

図 9-3　試験装置における温度計測位置

9.2　高速回転試験

高速回転試験は熱サイフォン冷却システムの初期冷却後におこなった。試験装置内に投入した気相ネオン量は 133 NL であり、液相ネオンは 0.086 L 存在すると考えられる。回転数は 5 分毎に 100 rpm ずつ 1000 rpm まで増加させた。また、その際の各ウォータジャケットへの冷却水の通水量は 1000 ml/min とした。この回転試験における試験結果を次の図 9-4 に示す。高速回転試験においては、1000 rpm まで回転が可能であることを証明した。蒸発器温度に注目すると回転開始と同時に蒸発器温度が下がっている。これは回転により伝熱面積が増加することで、蒸発器温度が減少したと考えられる。また、700 rpm の回転速度において蒸発器温度が 0.2 K ほど上昇しているものの、無回転時よりも低い温度を保つことができた。また回転を停止させることにより、蒸発器温度は上昇したことから、回転させることで無回転時よりも高い冷却能力を持つといえる。

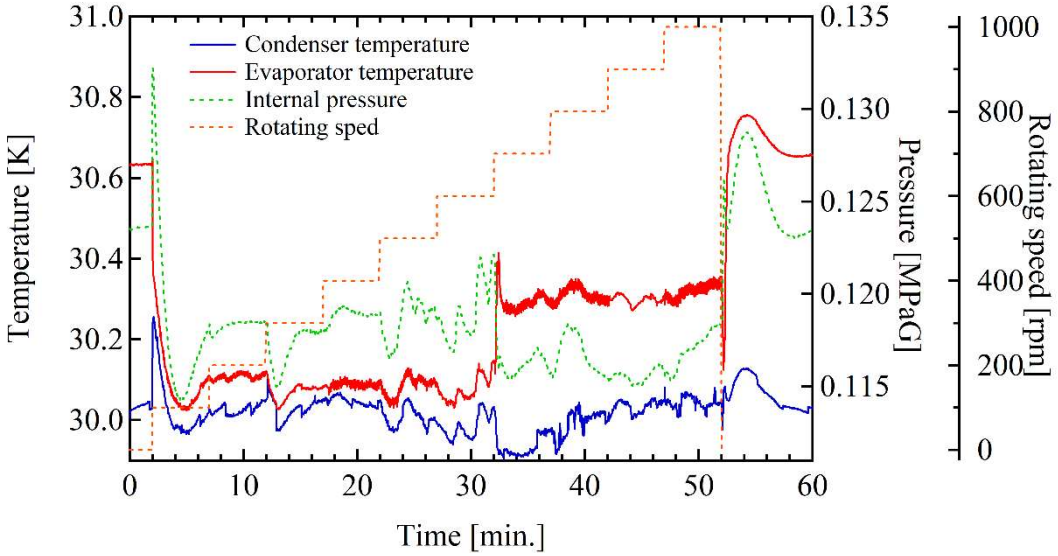

図 9-4　高速回転試験における凝縮器・蒸発器温度と内圧の変化

また、0-800 rpm の各 100 rpm 毎で 30 分ずつ回転させ、蒸発器の平均温度とシステムの平均内圧を計測した。その結果を次の図 9-5 に示す。なお、900 rpm と 1000 rpm においては真空度の悪化に伴い温度が安定しなかったため参考値とする。蒸発器温度だけでなく、システム内の内圧も無回転時と比較しても低くなっていることが確認できる。これは回転により十分な伝熱面積を確保したことにより、内圧が低下したと考えられる。

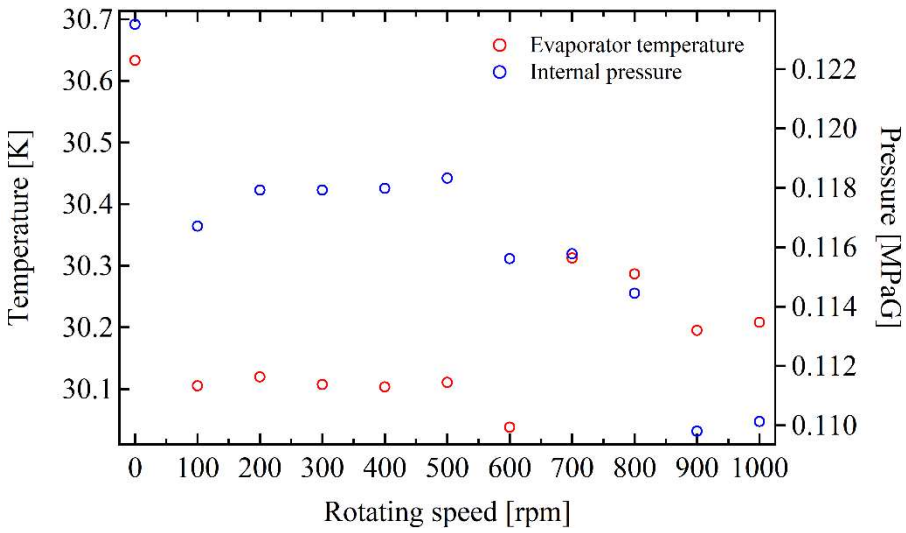

図 9-5　高速回転における蒸発器安定温度と内圧

また、図 9-3 に示した測定位置において得られた冷却水入口・出口温度及び極低温回転継手及び磁性流体シールの各安定温度を次の図 9-6 に示す。回転速度 600 rpm において全ての温度が低下しているが、チラーの温度管理により冷却水入口温度が大きく変動していたためである。

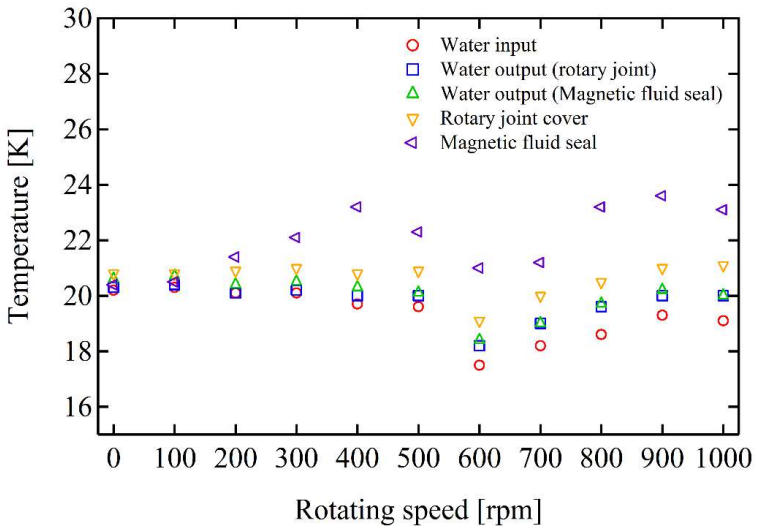

図 9-6　各回転速度における冷却水入口・出口温度及び極低温回転継手及び磁性流体の安定温度

また図 9-6 から得られた安定温度より、冷却水入口と出口の温度差を求め、冷却水の通水量から極低温回転継手側及び磁性流体シールの両方における熱交換量を求めた。その結

果を図 9-7 に示す。この結果より、高速回転になるほど冷却水が受け取る熱が大きくなり、800 rpm においては両方とも 70 W 近い熱量を冷却水にて吸熱していることが確認できた。

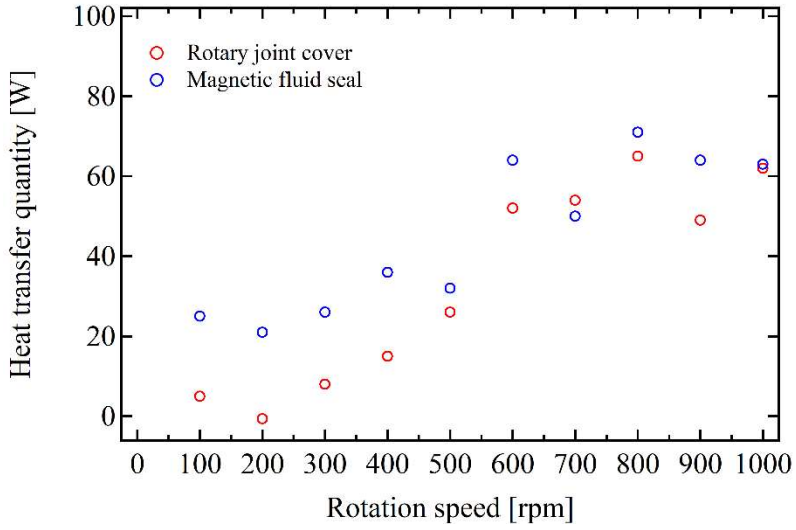

図 9-7　極低温回転継手と磁性流体シールの両方における熱交換量。

9.3　まとめ

超電導回転機の応用として開拓されている電機推進航空機では高速回転環境下で安定的に冷却できることが望まれる。本章では 5 章で用いた熱サイフォン冷却システムを 1000 rpm まで回転させ、その熱輸送特性について探った。試験結果から、高速回転で蒸発器を回すことにより、伝熱面積増加に伴う蒸発器温度の減少及び内圧の減少を確認することができた。また、本試験装置は装置の気密性を保つことから、磁性流体シールを用いているが、冷却水の通推量と冷却水入口・出口温度の差から 800 rpm 以上の高速回転域においてそれぞれ 70 W 以上の発熱を行っていることを確認した。この発熱量は冷凍機の冷却能力を大きく超えており、今後の実用化に向けては発熱の少なく気密性を持った回転支持方法を検討する必要がある。

第10章　20 MW 超電導モータ用熱サイフォン冷却システムの設計

第 3 章～第 9 章によって得られた設計指針を基に、20MW 級船舶用超電導モータに必要な熱サイフォン冷却システムの概念設計を行う。

10.1 蒸発器の設計

超電導回転機の冷却損から 400 W の冷却能力が必要であることは第 1 章で述べた。この 400 W の発熱を蒸発器ですべて受けるものとし、30°の傾斜状態においても冷却できることを考える。また、本来であれば回転による伝熱面積の増加を考慮する必要があるが、ここでは静止状態においても安定的に冷却できることを条件とする。
第 3 章の試験結果より得られた 18000 W/m^2 の許容熱流束と 400 W の発熱より、必要な伝熱面積は 0.022 m^2 となる。ここで安全率 2 を考慮すると、0.044 m^2 の伝熱面積が必要となる。また、蒸発器の直径長さは傾斜状態において蒸発器内冷媒が配管への逆流をしない必要がある。直径が短いと傾斜時に液相ネオンが冷媒管に流れてしまい必要な伝熱面積を確保することが出来ない。従って、蒸発器の半径は 30°の傾斜状態において、冷媒が逆流せずかつ伝熱面積 0.044 m^2 を満たす必要がある。次の表 10-1 に 30°傾斜において冷媒が逆流しない状態での蒸発器の各半径において得られる最大の伝熱面積を示す。

表 10-1　30°傾斜状態時の最大の伝熱面積と蒸発器半径の比較

蒸発器直径 [mm]	400	600	800	1000	1200
最大伝熱面積 [m^2]	0.028	0.068	0.125	0.200	0.291

直径 400 mm では、必要な伝熱面積 0.44 m^2 を満たすことは出来ない。また、蒸発器容積が大きくなるとそれに伴い必要ネオン投入量が増加するため小さいほうがよい。上記のことから蒸発器直径は 600 mm となる。

次に、蒸発器の長さについてであるが、蒸発器の容積は少ないほうが気相ネオン冷媒投入量を少なく出来るため長さは短いほうがよい。30°傾斜状態において、配管へ逆流せずに必要な伝熱面積を満たすためには、181 mm 以上の長さが必要となる。また、蒸発器から超電導体までは冷却板によって冷却されるため、冷却板の厚みが蒸発器長さに必要な設計指針となる。

20 MW 級船舶用超電導モータは極数が 24 であり、400 W の発熱を 1 極当りに換算すると 16.7 W / 極の発熱となる。また、安全率 2 を考慮すると 33.4 W/極となる。蒸発器の直径は 600 mm であること及びモータ外径が 4000 mm であることから、冷却板の長さは 1700 mm となる。また、超電導体が 37 K で蒸発器が 30 K であることを考慮すると、冷却板に必要な断面積は下記の式で求まる。

$$A = \frac{Q\,L}{\lambda\,\Delta T} \tag{10.1}$$

上式において、A は必要断面積 [m^2]、Q は 1 極当りの発熱量 [W]、λ は熱伝導率[W/mK]、ΔT は冷却板につながる超電導体と蒸発器の温度差となる。この計算式の結果より、冷却板に必要断面積は 6414 mm^2 となった。蒸発器直径が 600 mm であることから、各極に使える蒸発器外周の長さは、83 mm となる。ここで、冷却板取り付け等の作業上のスペースを考慮すると、冷却板の厚みは 30 mm 程度が望ましい。従って、冷却板の厚みを 30 mm とすると必要断面積から 214 mm 程度となる。また、冷却板を複数に分けて超電導体に取り付けることを考えると、蒸発器長さは 300 mm 程度が望ましい。

10.2　冷媒管の設計

冷媒管の設計については、内管と外管のそれぞれについて考える必要がある。傾斜状態において、気相ネオンのみが流れる内管の設計指針として第 7 章において上限速度である 4.1 m/s が得られており、400 W と 30 K におけるネオンの物性値から下記のように必要な断面積[mm^2]を計算することが出来る。

$$A = \frac{Q}{h\,\rho\,V} \tag{10.2}$$

上式において Q は発熱量[W]、h は潜熱[W/g]、ρ は気相ネオンの密度[g/m], V は上限速度[m/s]である。発熱量 400 W と上限速度 4.1 m/s と 30 K での気相ネオンのパラメータより、必要断面積は、60.2 mm^2 となった。従って、内管は 1/2 インチ管（外径 12.7mm、内径 10.7 mm、断面積 89.9mm^2）を使用することにより、30° の傾斜状態においても 400 W 以上の熱輸送能力を持つことが可能である。

次に外管の設計については、第 8 章の結果より、有効断面積に比例する結果を得られている。その関数である 1.08 W/mm^2 と発熱量 400 W から必要な断面積は 370.3 mm^2 となる。二重管を使用した場合、内管の肉厚の断面積を考慮する必要があり、上記の 1/2 インチ配管を内管として使用すると、3/4 B 管（外径 27.3 mm、内径 23.9 mm、断面積 448 mm^2)が最適となる。

冷媒管の長さは、水平管と垂直管でそれぞれ設計する。水平管では 20 MW 級超電導回転機の場合軸受け距離が 3000 mm であること及び蒸発器 300 mm であることから、軸受けから蒸発器までに必要な長さは 1350 mm　となる。また、冷却システムは軸受けより外に存在するため、本研究で用いた凝縮器クライオスタットの大きさを考慮し水平管の長さは 2000mm とする。垂直管長さの設計は、30°傾斜状態において、凝縮器が蒸発器内液面よりも高い位置で保持する必要がある。従って、水平管長さを 2000 mm とすると、垂直管の長さは 1234 mm となる。

10.3　凝縮器の設計

凝縮器は本研究で用いたフィン付きの熱交換板と GM 冷凍機を 1 セットにして考えると、冷却能力が 95 W@29.6 K であることを考えると、400 W の冷却能力を満たすために 5 セット必要となる。また、第 4 章の温度差と熱負荷及び伝熱面積の関係から、温度差の上昇量は熱負荷に比例する。従って、2 台運転時において 100 W の熱負荷試験結果である 0.4 K の温度差と比較して 4 倍の 1.6 K となると考えられる。一方、温度差は伝熱面積に比例して減少するため 2/5 倍となる。従って、400 W の熱負荷時は温度差 0.64 K となり、凝縮器を 29 K にすれば飽和温度が 29.6 K となり、蒸発器を 30 K 以下での運転が可能となる。

10.4　まとめ

上記の結果をまとめた 20 MW 級超電導回転機の熱サイフォン冷却システムに必要となる各要素設計寸法を下記の表 10-2 に示す。

表 10-2　20 MW 級超電導回転機に必要な熱サイフォン冷却システムの設計

項目		寸法/個数
凝縮器	GM 冷凍機冷却能力	95 W (29.6 K)
	凝縮器伝熱面積	87800 m^2
	凝縮器個数	5 個
冷媒管	二重配管内管	外径 12.7 mm 内径 10.7 mm
	二重配管外管	外径 27.2 mm 内径 23.9 mm
	水平配管長さ	2000 mm
	垂直配管長さ	1234 mm
蒸発器	蒸発器直径	600 mm
	蒸発器長さ	300 mm

また、上記の設計において、熱サイフォン冷却システムの内容積は 92.46 L となる。30°の傾斜状態においては、伝熱面積 0.044 m^2 をみたすために必要な液相ネオン量は 1.65 L であり、冷媒管である二重管外管に溜まる液相ネオン量は 1.04 L、合計 2.69 L の液相ネオン量が必要となる。この液相ネオン量を満たす気相ネオン投入量は、5537 NL となる。

第11章　結論

超電導回転機は従来の回転機とは違い、小型化、高出力化を図ることができ、船舶や電気推進航空機などの多岐にわたる分野での応用が期待されている。しかし、超電導材料を扱う観点から、超電導体を用いた界磁子・電気子を極低温まで冷却することが可能な冷却システムが超電導回転機には求められる。現在、超電導回転機の冷却システムには冷却した気相ヘリウムを圧送する冷却システムと熱サイフォンによる自然循環を用いた冷却方式が存在し、主に気相ヘリウムの循環による冷却システムが各研究機関に採用されている。しかし、熱サイフォン冷却システムは、循環器を必要とせず構造が簡単であることから超電導回転機の優位点である小型化の目的に合致している。また、冷媒の潜熱を用いることで高い熱輸送能力を有する。

本論文では、20 MW 級超電導回転機の概念設計を基に、熱サイフォン冷却システム模擬する装置を設計・製作し、熱サイフォン冷却システムの要素毎の設計指針を得るための研究を行った。熱サイフォン冷却システムは凝縮器、蒸発器、冷媒管の要素で構成され全体の熱輸送能力は要素毎の設計に依存する。

先ずは、蒸発器の設計指標を得るために、模擬装置の蒸発器に覗き窓を設けることで、ネオンの沸騰曲線を求めた。覗き窓より、熱負荷上昇に伴う蒸発器内部のネオン冷媒の沸騰形態の遷移を観察し、同時に伝熱面積を算出することでネオンの沸騰曲線を描いた。沸騰曲線より許容熱流束である 18000 W/m^2 を得た。これにより、蒸発器の設計に要する伝熱面積及び気相ネオン投入量の算出を可能とした。次に、凝縮器の設計指標を得るために、凝縮器の冷凍機の運転台数を減らすことで、凝縮器伝熱面積を減らすことにより、熱サイフォン冷却システムに与える影響を求めた。試験結果より、凝縮器伝熱面積は熱サイフォンの内圧に大きく影響し、凝縮器と飽和温度の温度差へ影響を及ぼすことを確認した。凝縮器伝熱面積を大きくとることにより、温度差を小さくなるとともに内圧も小さく取れることを確認した。また、凝縮器温度を変化させることでシステム内の液量を変化させることが可能であり、急激な熱負荷にも対応が出来ることを確認出来た。

超電導回転機の応用先としては、船舶や電気推進航空機が上げられており、傾斜状態でも安定的に冷却することが求められる。Ｌ字型の冷媒管を使用する熱サイフォン冷却システムでは、傾斜により曲がり部に冷媒が滞留し、還流を阻害する。はじめに、冷媒管に二重管構造を採用することにより、30°の傾斜状態においても蒸発器の温度を一定に保持することを確認した。また、一定傾斜環境下とは違い常に傾斜状態が変わる船体動揺環境下においても熱サイフォン冷却システムが陸上と変わらない性能を発揮することを確認した。冷媒

管の設計指針として、冷媒管の内管と外管のそれぞれに分けて考え、熱輸送能力との関係を求めた。内管では、傾斜状態において気相のみが流れることから気相冷媒の速度上限が存在すると考えられ、1/8 インチ配管と 1/4 インチ配管を内管に用いて 30° 傾斜状態における熱輸送能力を求めた。試験結果より内管の設計指針となる気相冷媒の上限速度である 4.1 m/s を得た。外管の設計指針として、5/8 インチ配管と 1 インチ配管をそれぞれ使用した熱負荷試験結果を比較し、熱輸送能力との関係を調べた。この結果より、熱輸送能力が冷媒管の有効断面積に依存していることを確認した。高速回転環境下における熱サイフォン冷却システムにおいては、回転により伝熱面積が増加することから、蒸発器温度が低下し、内圧も下がるなど冷却能力が向上する結果となった。

本論文の各章の結果を用いることにより、20 MW 級超電導回転機の熱サイフォン冷却システムの概念設計を行った。20 MW 級超電導回転機に求められる熱輸送能力が 400 W であること及び許容熱流束 18000 W/m^2 を用いて必要な伝熱面積を算出し、蒸発器の大きさ内径 600 mm と必要液相ネオン量 1.65 L を算出した。また、30° 傾斜時における気相ネオンの上限速度から冷媒管の内管を選定し、また外管は有効断面積と熱輸送能力の関係から算出した。冷凍機は 400 W の冷却能力が必要なことから、GM冷凍機を 5 個とし、凝縮器はそれぞれにつくものとした。29 K に凝縮器温度を設定することによって、ネオン冷媒の飽和温度が 29.6 K となり以下での運転が可能となる。また、設計した熱サイフォン冷却システムから内容積を算出し、必要な気相ネオン投入量を算出した。

本論文により、超電導回転機用熱サイフォン冷却システムの要素毎に必要な設計指針を得ることが出来たといえる。本研究を用いた設計指針は、必要な冷却能力さえわかれば、設計を可能とすることが出来、超電導回転機のみならずすべての熱サイフォン冷却システムに応用が可能である。

謝辞

本博士論文を結ぶにあたり、終始ご指導を承りました和泉充教授に深く感謝いたします。学部生の頃から研究遂行のため的確なご指導や基礎的な技術・知識を辛抱強くお教えいただきました三木基寛博士研究員に深くお礼を申し上げます。また、研究における心構えや電気的な基礎知識をお教えいただきました井田徹哉准教授に深く感謝いたします。
汐路丸を用いた実験において、貴重なご助言と多大なるご協力を頂いた、真鍋船長、池田元機関長、山川機関長及び汐路丸職員の皆様に感謝いたします。
また、熱サイフォンの実験においては川崎重工業株式会社の横山稔氏、梅本勝弥氏、柳瀬悦也氏、尾立圭巳氏、村瀬陽平氏に様々なご助言を頂きましたことを感謝します。
そして、本研究の遂行に当たり、学部生のころより様々なご助言や協力してくださった研究室の先達である Brice Felder 博士、都築啓太博士、綿崎将大氏、佐藤嶺氏、加瀬信太郎氏、清水大輔氏に感謝いたします。また、実験補助など辛抱強く私の指示に従い協力してくださった西村賢氏、杉山充氏、大山敏明氏に感謝いたします。

List of Publication

1. K. Yamaguchi, R. Sato, M. Miki, K. Yamagata, T. Ikeda, M. Izumi, Y. Murase, K. Umemoto, and M. Yokoyama, "Study of the thermosyphon cooling system with a vessel in the sea states", Physics Procedia, 67, pp.245-249, 2015. DOI: 10.1016/j.phpro.2015.06.082
2. K. Yamaguchi, M. Miki, K. Yamagata, T. Ikeda, H. Kashima, M. Izumi, Y. Murase, E. Yanase, and T. Yanamoto, "Study of HTS Machine System Cooling With a Closed-Loop Thermosyphon: Stability of Unsteady Heat Load and Transient Conduction", IEEE Transactions on Applied Superconductivity, Vol.26, No.3 5204405 2016 (pp6). DOI: 10.1109/TASC.2016.2533919
3. K. Yamaguchi, M. Miki, M. Izumi, Y. Murase, T. Oryu, and T. Yanamoto, "The effect of condensation area and operating temperature on heat transfer capacity of a closed loop thermosyphon cooling system for HTS machinery", IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol.278, 012024 2017 (pp8). DOI:10.1088/1757-899X/278/1/012024

List of Presentation

1. K. Yamaguchi, R. Sato, M. Miki, K. Yamagata, T. Ikeda, M. Izumi, Y. Murase, K. Umemoto, M. Yokoyama, "Study of the thermosyphon cooling system with a vessel in the sea states," presented in 25th International Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference (ICEC25-ICMC 2014), Enschede, Netherlands, July, 2014.
2. K. Yamaguchi, M. Miki, K. Yamagata, T. Ikeda, H. Kashima, M. Izumi, Y. Murase, E. Yanase, T. Yanamoto, "Study of HTS machine system cooling with a closed loop thermosyphon: Stability of unsteady heat load and transient conduction," presented in 12th European Conference on Applied Superconductivity (EUCAS 2015), Lyon, France, September, 2015.
3. K. Yamaguchi, K. Nishimura, M. Miki, M. Izumi, Y. Murase, T. Oryu, T. Yanamoto, "The Effect of Neon Quantity in the Evaporator of Thermosyphon Cooling System," presented in Applied Superconductivity Conference 2016 (ASC 2016), Denver, USA, September 2016.
4. K. Nishimura, K. Yamaguchi, M. Miki, Y. Murase, T. Oryu, T. Yanamoto, "Experimental Study of Thermosyphon Cooling System for HTS Motor," presented in Applied Superconductivity Conference 2016 (ASC 2016), Denver, USA, September, 2016.
5. E. Shaanika, K. Nishimura, K. Yamaguchi, M. Miki, T. Ida, M. Izumi, "Comparison of simulated and experimental results of temperature distribution in a Closed Two-Phase Thermosyphon Cooling System," presented in 26th International Symposium of Superconductivity (ISS 2016), Tokyo, Japan, December, 2016.
6. K. Yamaguchi, M. Miki, M. Izumi, Y. Murase, T. Oryu, T. Yanamoto, "The effect of Condensation area and operating temperature on heat transfer capacity of a closed loop thermosyphon cooling system for HTS machinery," presented in 2017 Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference 2017 (CEC/ICMC 2017), Madison, USA, July, 2017.
7. E. Shaanika, K. Yamaguchi, M. Miki, T. Ida, M. Izumi, "Comparison of estimated and experimental results of temperature distribution in a thermosyphon cooling system," presented in 2017 Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference 2017 (CEC/ICMC 2017), Madison, USA, July, 2017.
8. K. Yamaguchi, E. Shaanika, M. Miki, M. Izumi, Y. Murase, T. Oryu, T. Yanamoto, "Study of the heat transfer capacity of thermosyphon cooling system under the inclined condition," presented in 27th International Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference (ICEC27-ICMC 2018), Oxford, England, September, 2018

特許

1. 「回転機」, 村瀬陽平, 柳瀬悦也, 柳本俊之, 和泉充, 三木基寛, 山口康太, 特願 2015-172527, , PCT/JP2016/003564
2. 「回転機」, 村瀬陽平, 柳瀬悦也, 柳本俊之, 和泉充, 三木基寛, 山口康太, 特願 2015-172528, PCT/JP2016/003565

補助金

1. 笹川科学研究助成 「実海域動揺下における超電導モータ界磁の熱サイフォン冷却システムに関する研究」 27-637（2015 年度）
2. 科学研究費助成事業、特別研究員奨励費 「超伝導回転機の熱サイフォン冷却システムに関する研究」18J14409（2018 年度）