

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

【隔月連載記事】

高温超伝導電力機器の冷却技術（その 1）

大陽日酸株式会社

開発・エンジニアリング本部

つくば研究所長 吉田 茂

はじめに

1913 年カマリン・オンネスの超電導現象の発見以来、多くの研究者による努力により NMR や MRI 等の機器が実用化されてきた。しかし、1986 年に IBM チューリッヒ研究所の Bednorz と Müller により高温超電導体が発見されるまでは、機器冷却の冷媒といえば 4.2 K の液体ヘリウムのみであった。高温超電導体の発見により、77 K の液体窒素による超電導体の冷却が可能となり、液体窒素という冷媒の扱い易さと安価さにより、高温超電導機器の研究が盛んとなってきた。現在では、高温超電導体の線材化技術が進み、実用に供する線材が生産されてきており、高温超電導電力機器への応用が脚光を浴びている。特に、日本、韓国、中国、米国及び欧州各国を中心に送電ケーブル、限流器、モータ等の開発研究が進められている。

1.1 液体窒素冷媒の特長

冷媒に液体窒素を用いることは、エネルギー的には大幅な省力化となり、超電導技術の一つの目的である省エネルギーへの貢献度が大きい。液体窒素の蒸発潜熱は 198 J/g と液体ヘリウムの蒸発潜熱 (21 J/g) のほぼ 10 倍であり、液体ヘリウムと比較して保管や取扱いが容易である。理想的なカルノーサイクルを持つ液化装置を使用して、単位重量の液体窒素を生成するのに必要なエネルギーは 768.1 kJ/kg であり、ヘリウム液化の約 1/9 のエネルギーで済む。その上、窒素ガスは豊富な資源であるので、液体窒素は単位重量あたりの価格が液体ヘリウムのほぼ 200 分の 1 である。このように、安価で取扱いが容易な液体窒素は寒剤として優れている。また、冷凍機を利用してこの温度を安定に保つためには、動作温度である 77 K に侵入する熱を吸収して常温 (300 K) に放出する必要がある。この場合、理想的なカルノーサイクルを持つ冷凍機の冷凍効率 (動作係数) は 0.345 であり、動作温度が 4.2 K の場合 (冷凍効率 0.0142) に比べ、実に 24 倍の効率を持つ。

ところで、高温超電導機器の冷却では飽和状態の液体窒素 (大気圧下で 77 K) が用いられることもあるが、近年では圧力下で 77 K 以下にサブクールされた液体窒素 (サブクール液体窒素) を冷媒として利用する方向にある。例えば、大気圧状態で飽和液体窒素の温度を下げていくと沸騰が治まり、やがて泡が雲散霧消する。このような大気圧サブクール液体窒素の温度域は 63 K から 77 K である。サブクール液体窒素による冷却システムは、高温超電導電力機器の冷却に対して次のような長所を有する。

- 1) 77 K 運転に比して 65 K 運転では数倍の許容電流値となるため、電力機器を小型化することができる。
- 2) 大気圧以上の圧力による冷却方法を採用しているため、空気が混入せず、着氷や冷媒流路閉塞等による超電導機器への悪影響が無い。
- 3) 電力機器の耐電圧特性を大きく劣化させ、スパークの原因となる気泡が液体窒素中で発生せず、また、電力機器から奪った熱を自身の温度上昇で賄うため、ガスの発生がない。もし、過度な発熱により気泡が発生しても、サブクール液体窒素中では直ちに気泡が消滅する。

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

このような特性を持つサブクール液体窒素は、高電圧で使用する大規模な電力機器に対して、優れた冷媒であると言える。

1.2 高温超電導電力機器の冷却方法

ここまで、液体窒素の冷媒としての優位性を述べてきたが、液体窒素を使わず冷凍機による伝導冷却という方法もある。4 Kレベルの小型冷凍機が開発された結果、液体ヘリウムを用いずとも金属系超電導体を冷却できるようになった。一方、高温超電導体の冷却を考えると、小型冷凍機を液体窒素温度レベルで運転すれば、冷凍効率が向上することとなる。図1-1に浸漬冷却法の模式図を、図1-2に冷凍機伝導冷却法の模式図をそれぞれに示す。浸漬冷却法は冷媒である液体窒素を断熱容器（クライオスタット）内に保持し、被冷却体（図中の超電導コイル）をその液体窒素中に浸す冷却方法である。被冷却体が液体窒素中に浸されるので、冷却温度は液体窒素と被冷却体表面との熱伝達係数に依存する。超電導ケーブルの冷却にはサブクール液体窒素を循環して冷却するので、大きな括りではこの方法の一つと言える。一方、冷凍機伝導冷却法は冷凍機の冷端部（コールドヘッド）から固体の熱伝導を利用して冷却を行う方式である。冷凍機コールドヘッドと被冷却体との位置関係により、被冷却体内部に温度勾配が形成されるため、冷却温度の均一性からみると浸漬冷却法より不利な面がある。さらに、熱伝導経路に固体どうしの接触面が存在し、この接触面の熱伝導抵抗により温度勾配を助長させてしまう。しかし、被冷却体を収納する容器は単純な真空容器でよく、浸漬冷却法に比べクライオスタットのような断熱容器を必要としないので、装置の小型化は可能である。

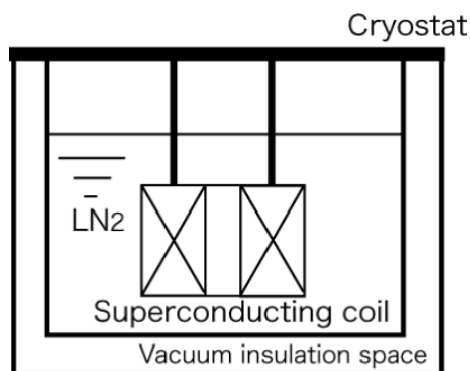


図 1-1 液体窒素浸漬冷却

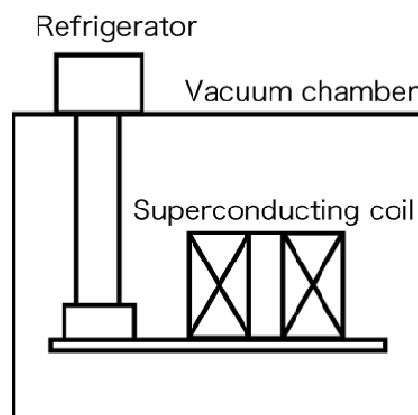


図 1-2 冷凍機伝導冷却

浸漬冷却法の最低冷却温度は液体窒素の凝固点温度63 Kが限度であるが、冷凍機伝導冷却法は冷凍機のパフォーマンスにより冷却温度をさらに下げることが出来る。したがって、冷却温度と高温超電導体の臨界温度との差である温度マージンが大きく採れる。しかし、極低温においては固体の熱容量は小さく、液体窒素の熱容量および蒸発潜熱が大きいので、液体窒素を保持している浸漬冷却法では、冷却温度が高温超電導体の臨界温度まで上昇するために必要なエネルギーであるエンタルピーマージンが大きなものとなる。そこで温度安定性の面からは、液体窒素を用いた浸漬冷却が有利と言える。換言すれば、もし、何らかの理由により冷凍機が停止した場合、冷凍機の伝導冷却では直ちに機器温度の上昇が始まり、高温超電導体の臨界温度を越えてしまう恐れがあるが、液体窒素を用いた浸漬冷却では、機器温度の上昇速度は遅いうえに、少なくとも液体窒素が保持されているかぎり77 K の運転温度は確保される。

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

1.3 冷凍機開発の必要性

さて、ここまでは液体冷媒の有無で冷却方式を俯瞰してきたが、液体冷媒を利用する浸漬冷却方式においても冷凍機による冷媒の冷却保持(クローズドサイクル)と液体窒素の減圧による低温生成(オープンサイクル)がある。冷凍機を用いたクローズドサイクルでは冷媒である液体窒素は消費しないが、オープンサイクルでは液体窒素が常に消費され、補充が必要である。これらの方式の違いと特長については後述するとして、ここではクローズドサイクルに用いられる冷凍機について考察した。

図1-3に超電導電力機器が要求する冷凍機の運転温度と冷凍能力および既存の冷凍機能力を示す。図から解るように、超電導電力機器には65 K前後にて2 kW～10 kWの冷凍能力が必要と考えられているが、この領域において市販の冷凍機が空白状態となっている。理由は、これまでこの領域の性能を持つ冷凍機の要求が無かったからである。従来の高温超電導電力機器の研究開発では、大気圧飽和液体窒素、若しくは減圧法により温度降下された液体窒素、小型冷凍機を複数台連結した冷凍装置等を用いていた。一方、20 K以下ではヘリウムを動作ガスにしたタービン式冷凍機が実用化しているが、高温超電導電力機器の冷却に用いるには運転温度と冷凍能力ともにオーバースペックであり、運転コスト及び設備投資が過大なものになってしまう。換言すれば、高温超電導電力機器に適した冷凍機がこの時点では存在していなかったということを意味している。

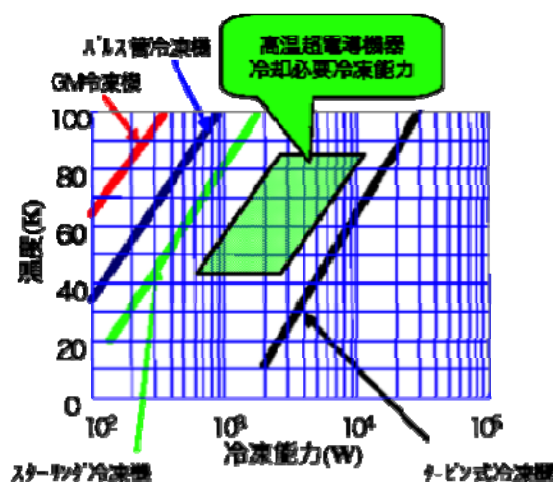


図1-3 冷凍機の冷凍能力

この空白を埋める為には、スターリング冷凍機やパルスチューブ冷凍機のような蓄冷式小型冷凍機のスケールアップとタービン式冷凍機の小型化の2つの方向がある。一時、パルス管冷凍機の大容量化が熱心に研究されていたが液体窒素温度で1 kWを超える大容量冷凍機の実用化には至っていない。現在小型冷凍機では、スターリング冷凍機の1kW@77Kが最大である。オランダのスターリング社では多気筒化にして4 kWまでの製品を販売している。一方、タービン式冷凍機においては、圧縮機もターボ機器を用いたターボブレイトン冷凍機が長期間のメンテナンスフリーを見込めることもあり、冷凍能力2～20kW@70K程度の小型なターボブレイトン冷凍機が活発に研究開発されている。しかし、市場が形成されていない超電導電力機器市場においては、冷凍機の開発を含めて国による支援が非常に重要であり、技術進歩には国家プロジェクトの構築が欠かせない状況にある。このような状況において、2007年開始のNEDOによる国家プロジェクト「超電導応用基盤技術開発第Ⅱ期」、その後の「イットリウム系超電導電力機器技術開発」では、冷却システム開発のためにターボブレイトン冷凍機に照準を当てた研究開

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

発が実施された。このプロジェクトにより、世界で始めて高温超電導電力機器冷却を目的としたターボブレイトン冷凍機が市販されるまでになった。また、同じ NEDO による「高温超電導ケーブル実証プロジェクト」では現在 5 kW 級ターボブレイトン冷凍機の開発が進行中である。尚、ブレイトン冷凍機の詳細については後述する。

1.4 海外の状況

海外での状況は国内とほぼ同じ状況であると言える。限流器の冷却は液体窒素浸漬冷却が主流であり、飽和液体窒素の充填または再凝縮小型冷凍機を装着した冷却システムである。超電導変圧器は飽和液体窒素又はサブクール液体窒素による冷却であり、サブクール液体窒素の生成には GM 冷凍機やブレイトン冷凍機の報告がある。超電導ケーブルの冷却にはサブクール液体窒素の循環冷却方式であり、サブクール液体窒素生成には液体窒素の減圧によるオープンサイクルと冷凍機による液体窒素冷却が報告されている。冷凍機方式では、これまでスターリング冷凍機を数台並べた（複数気筒型を含め）システムの実績が多い。モータなどの回転機においては、多くの機器が運転温度を 25 K～30 K に設定しているため、液体ネオンの再凝縮や低温ヘリウムガスの循環冷却などの事例がある。何れにしても、実験室レベルからフィールド試験規模の適用であり、商用機器として満足できる冷凍機（冷却システム）となっていない。このような海外状況を鑑みると、冷凍機を含めた高温超電導電力機器システムにおいて、日本が世界に先んじる大きな機会と言えよう。則ち、高温超電導電力機器に適合した冷凍機・冷却システムの開発はいつすべきなのか？ “今でしょ！”

[超電導 Web2.1 トップページ](#)

【隔月連載記事】

高温超伝導電力機器の冷却技術 (その 2)

大陽日酸株式会社

開発・エンジニアリング本部

つくば研究所長 吉田 茂

2. 冷凍サイクルと冷凍機による液体窒素の冷却

ここまで、冷凍機の現状と必要性を述べてきたが、ここでは冷凍機のサイクルについて考察してみたい。尚、今回の考察対象は、スターリングサイクルとブレイトンサイクルに絞って行う。効率（動作係数、COP）の側面から見るとスターリングサイクルは最も高効率なサイクルなので、ブレイトンサイクルとの比較を試みた。

理想的なスターリングサイクルは原理的にカルノーサイクルと同等な効率を持つので、通常スターリング冷凍機の効率はブレイトン冷凍機の効率より勝っている。しかし、高温超電導体の冷却を考える場合、冷却システムとしての冷凍効率を考慮する必要がある。ここでは冷媒となる液体窒素の冷凍機による冷却を考える。即ち冷凍機と液体窒素の熱交換を含んだ冷凍効率を考察する。ターボブレイトン冷凍機とスターリング冷凍機を利用した場合、それぞれのサブクール液体窒素との熱交換の概略図を図 2-1 に示す。

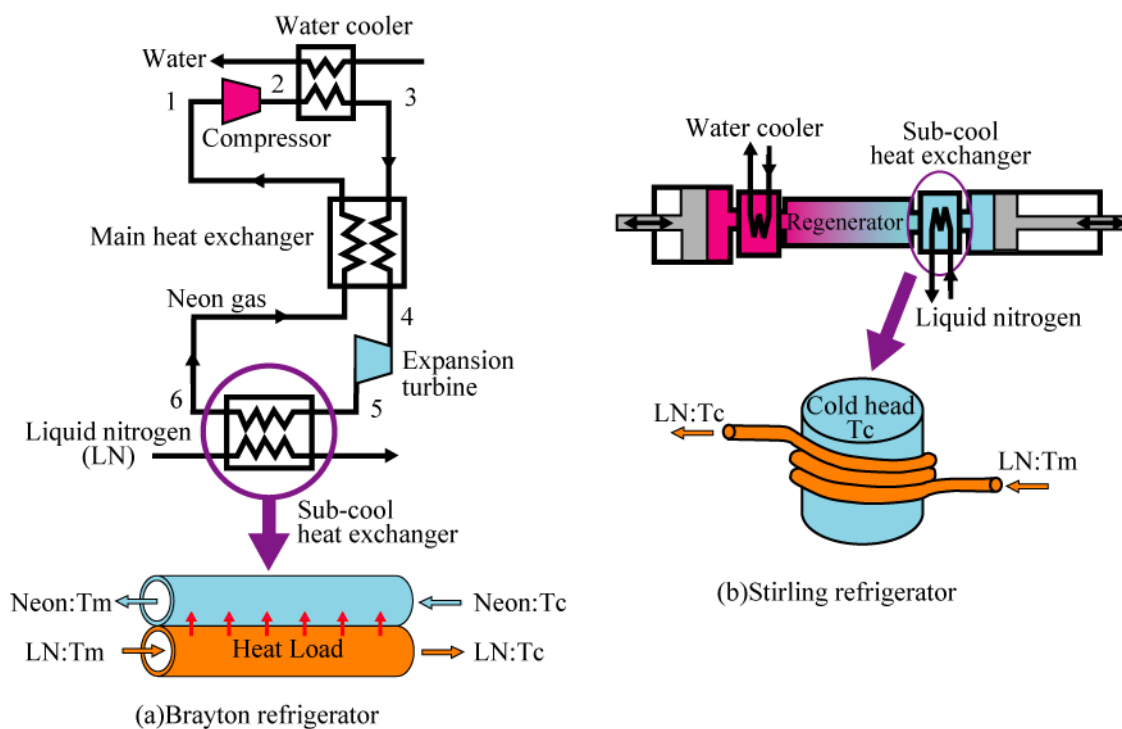


図 2-1 冷凍機の種類と液体窒素の冷却方法

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

冷凍機にて液体窒素を冷却するサブクール熱交換器の役目は、高温超電導機器を冷却してサブクール熱交換器に戻ってきた温度 T_m のサブクール液体窒素を所定の温度 T_c まで冷却し、高温超電導機器へ再循環させることである。ブレイトン冷凍機の場合、流体どうしの向流熱交換器を利用し、理論的（理想的）にはサブクール液体窒素の入口温度 T_m と同じ温度まで熱交換できる。また、冷凍機の最低到達温度もサブクール液体窒素の冷却温度 T_c と等しくすることが可能である。つまり、冷凍機の作動ガスは、 T_c から T_m まで変化しながらサブクール液体窒素との熱交換を行うことができる。

一方、スターリング冷凍機では、コールドヘッドが等温膨張により吸熱を行うので、コールドヘッド温度は常に冷却温度 T_c となる。

ここで各冷凍機の理論的なサイクルにおける効率（COP）について整理する。各冷凍機の冷凍サイクルを T-S 線図で表したものを図 2-2 に示す。

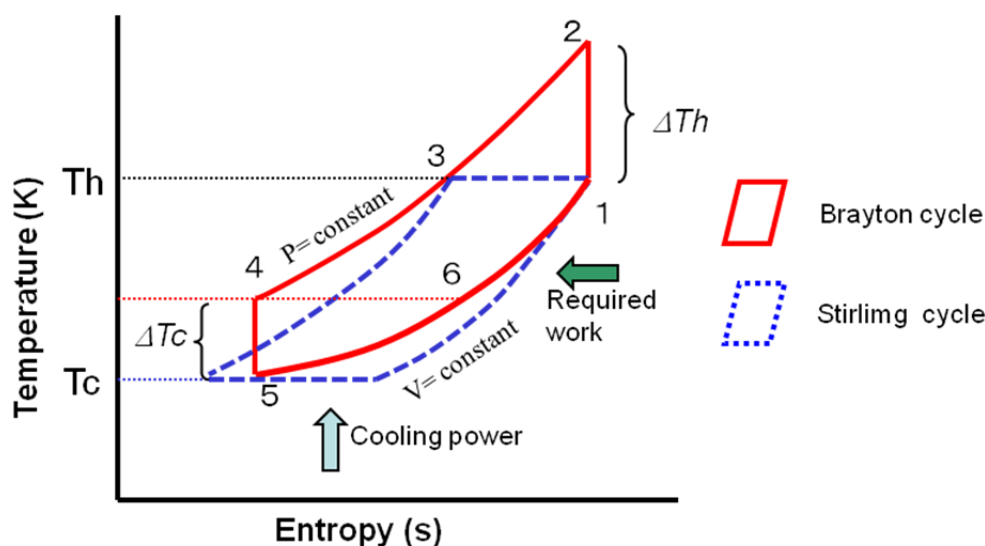


図 2-2 冷凍機サイクル

ブレイトン冷凍機は常温のガスを 1 から 2 の状態まで（以下、各番号の位置は図 2-1 を参照）ターボ圧縮機で断熱圧縮する。アフタークーラで 3 の状態まで冷却され主熱交換器で 4 の状態まで定圧的に変化する。膨張タービンでの断熱膨張により 4 から 5 へ温度が降下し、ここからサブクール液体窒素との熱交換により 5 から 6 へと温度上昇（定圧）する。一方、スターリング冷凍機では状態 1 から 3 の状態へ等温圧縮された作動ガスが内部の蓄冷材で温度 T_c まで定容的に冷やされ、等温膨張によってサブクール液体窒素との熱交換が行われる。

ここで作動ガスは理想気体とし、サブクール液体窒素と理想的な熱交換により、ブレイトン冷凍機の最低到達温度とスターリング冷凍機コールドヘッドの温度を図 2-2 のように仮定した場合の冷却システムの COP を計算してみる。

ブレイトン冷凍機の冷凍能力(Q_{cb})と投入動力(W_b)は断熱仕事の関係から（式 2-1）と（式 2-2）が導かれる。

$$Q_{cb} = C_p \cdot \Delta T_c \quad (\text{式 2-1})$$

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

$$Wb = Cp \cdot \Delta Th - Cp \cdot \Delta Tc \quad (\text{式 2-2})$$

上記の記号は以下のように定義する。

Qcb : 冷凍能力、Wb : 投入動力、Cp : 定圧比熱、

ΔTc : 断熱膨張における温度降下

ΔTh : 断熱圧縮における温度上昇

また、断熱膨張仕事は全て回生されると仮定している。

ここで、 ΔTh と ΔTc は断熱圧縮の関係から (式 2-3) と (式 2-4) となる。

$$\Delta Tc = Tc \left(\gamma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (\text{式 2-3})$$

$$\Delta Th = Th \left(\gamma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (\text{式 2-4})$$

Tc: 膨張タービン入口温度 ; Th: ターボ圧縮機入口温度

γ : 圧力比 ; κ : 比熱比

したがって、ブレイトン冷凍機の COP は理論的に (式 2-5) の COPb となる。

$$COPb = Qcb / Wb = Tc / (Th - Tc) \quad (\text{式 2-5})$$

一方、スターリング冷凍機の理論的 COP は式(2-6) の COPs として定義される。

$$COPs = Tc / (Th - Tc) \quad (\text{式 2-6})$$

ゆえに、

$$COPb = COPs \quad (\text{式 2-7})$$

上述のようにサブクール液体窒素を冷却する場合、条件次第ではブレイトン冷凍機とスターリング冷凍機ともに理論的には同一の COP を持つこととなる。実際の冷却システムでは、冷凍機の構成要素やサブクール熱交換器の性能によりシステム全体の効率が左右される。

スターリング冷凍機では比較的小さなコールドヘッドの伝熱面で液体窒素を冷却するため、大容量の冷凍能力が要求される場合、十分な伝熱面積を確保することが困難となり、コールドヘッドの温度をサブクール液体窒素の出口温度 Tc よりもかなり低い温度まで冷却する必要がある。そのため、冷却システム全体の効率を低下させてしまうことがある。ターボブレイトン冷凍機においては、高効率な小型プレートフィン熱交換器が利用できるため、この点に於いては有利である。一方、本来冷凍機自体の効率はスターリン冷凍機が高いこと、またブレイトン冷凍機で理想状況を構築するにはサブクール液体窒素循環量と冷凍機動作ガス循環量の調和を取らなければならない事があり、冷凍サイクルの優越は付け難い。

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

話は前後してしまうが、ここで冷媒として用いられる液体窒素について再び触れておく。液体窒素の大きな潜熱（198 J/g）や大きな比熱（約 2000 J/kg・K）については以前も述べてきたが、液体窒素を扱う上でもう一つの重要なことは固化への注意である。図 2-3 に各種冷媒の相図を示す。液体窒素三重点は 63.15 K、12.53 kPa であり、圧力が数 MPa まで融解線がほぼ垂直に延びている。即ち、高温超電導体の冷却に際して、液体窒素は約 63 K で固化してしまうのである。さらに、液体窒素は液体相の温度幅が他の冷媒に比べて狭い事が図 2-3 から解る。（ヘリウムは大気圧では固化しない冷媒である）液体窒素を冷媒として利用する場合は、大気圧以上のサブクール状態にて使用すれば液相の温度幅は広がり、固化の危惧は多少薄れる。しかし、液体温度が上昇することになるので、高温超電導機器冷却から考えると不利になる。従って、出来る限り低い温度（63 K に近い温度）で液体窒素をハンドリングする技術が一つのキーとなる。今回は液体窒素の循環を考えているから窒素の固化を避けなければならないが、場合によっては窒素の氷を積極的に冷媒として利用しようとする考えも提案されている。

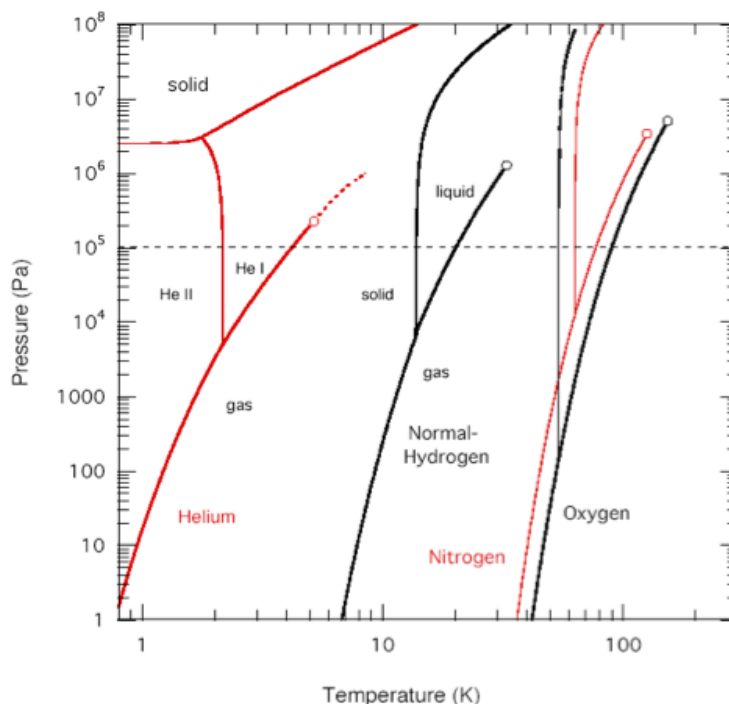


図 2-3 各種冷媒の相図

[超電導 Web21 トップページ](#)

【隔月連載記事】

高温超伝導電力機器の冷却技術（その 3）

大陽日酸株式会社

開発・エンジニアリング本部

つくば研究所長 吉田 茂

3. 冷却システムの構成機器（冷凍機以外）

高温超電導機器に限らず極低温で冷却する装置には、冷凍機以外にも構成機器が必要である。ここでは主な構成機器としてクライオスタット、液体窒素ポンプ、トランスファータブを取り上げてみる。

3.1 クライオスタット

高温超電導体のような被冷却体を極低温に維持し続けるためには高性能な断熱容器（クライオスタット）内に収納されなければならない。クライオスタットというと、一般的に断熱された円筒容器を連想するが、高温超電導ケーブルのような数 km にも及ぶ超電導線材の収納配管もクライオスタットと呼ばれている。一方、小型冷凍機のコールドヘッドを侵入熱から守るために覆い被せて真空断熱層を形成する器は、真空チャンバーと呼ばれることが多い。また、クライオスタットの多くは、ステンレス製であるが、非磁性や電気絶縁性が要求される場合には FRP（繊維強化プラスチック）製のクライオスタットも製作されている。特に、液化ガスを保持する二重壁ガラス製の断熱容器はデュワーと呼称されている。

クライオスタットには高度な断熱性能が要求されているが、通常のクライオスタットの場合、侵入熱の大部分は伝導熱侵入である。断熱容器は必ず外部へと繋がる内槽容器壁やクライオスタット内へ電流を導入するための端子があり、ここからの侵入熱を最小にすることが大切である。この熱伝導侵入熱はフーリエの法則（式 3-1）に従う。

$$Q = -\lambda(T) \frac{\Delta T}{L} A \quad (\text{式 3-1})$$

ここで Q：熱量、 λ ：熱伝導率、 ΔT ：温度差、L：長さ、A：断面積

λ は温度依存性があるので、常温から極低温への侵入熱量を計算するには熱伝導積分値を用いる。この値は、市販の物性値ソフトウェアにより簡単に得ることが出来る。注意すべき事は、純金属はその純度により熱伝導率に差異があるので、用いる材料の RRR（残留抵抗比）により推算する。また合金や複合材料については、当然その組成により差異があるので、実物を計測しなければならない。しかし、概略計算をするにはデータベースの値で充分と言える。

（式 3-1）から解るように、伝導熱侵入を防ぐには、狭く長い出入り口と薄い壁が良いことになる。広口のクライオスタットでは充満するガスの伝導侵入熱が内槽壁の侵入熱と同等以上になる。さらに、ガスの場合は対流熱伝達が生じるので、ガスの流れを抑制するバッフル等の充填物を詰め込むことが有効である。

一方、もう一つ断熱容器で考慮しなければならないことは輻射による侵入熱である。極低温用のクライオスタットでは通常、真空断熱技術が利用される。真空断熱層に反射材を施工したものは MLI（多層真空断熱）と呼ばれる。MLI が施工された平行板間の伝熱量は以下の簡易式で計算される。

$$Q = \frac{\varepsilon}{2(n+1)} \sigma_s (T_h^4 - T_c^4) A \quad (\text{式 3-2})$$

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

ここで Q : 熱量、 ε : 反射材の放射率、 n : 反射材積層数、 σ : ステファン-ボルツマン定数、 Th : 高温、 Tc : 低温、 A : 断面積

真空断熱技術が有効となるには断熱層の真空度を 10^{-2} Pa 以下に保たなければならない。

また、(式 3-2) は理想的な施工状態の式であり、現実的には反射材とスペーサーによる MLI を貫通する方向に熱伝導が発生する。さらに、輻射熱は、MLI の施工方法により大きく異なることが知られているので、施工方法と侵入熱の相関は各社のノウハウとなっている。そこで、輻射熱を見積もる場合には (式 3-2) に安全率を乗じたり、見掛け熱伝導率を導入して計算する事がある。

クライオスタットは通常円筒形の形状を持っているが、最近用途により複雑な形状のクライオスタットが製作されている。ここではその一例として、図 3-1 に超電導変圧器用の GFRP (ガラス強化プラスチック) 製クライオスタットを示す。レーストラック形状の断面を持ち、長径 1,200 mm、短径 700 mm、高さ 1,000 mm の容器であり、2 箇所の常温空間貫通部 (磁気回路用鉄心貫通部) が具備されている。GFRP は鋼と比較すると引き張り強度は同等であるが、ヤング率が約 $1/10$ であるため、応力による変形が著しい。従って真空断熱層の外壁と内壁が接触して断熱効果が失われる危険がある。また、広口からの熱伝導侵入を抑制するためには可能な限り内槽の肉厚を薄くする必要がある。そこで、真空断熱層内に突っ張りの支柱を設け、断熱効果の維持と内壁の強度不足を補う工夫がされている。形状が複雑であるため強度計算や変形量の見積には応力解析ソフトを利用している。従来の強度計算は定められた計算式に従って行っていたが、近年では応力解析ソフトが欠かせない道具となっている。市販のソフトは熱伝導も連成して解けるようになっている。

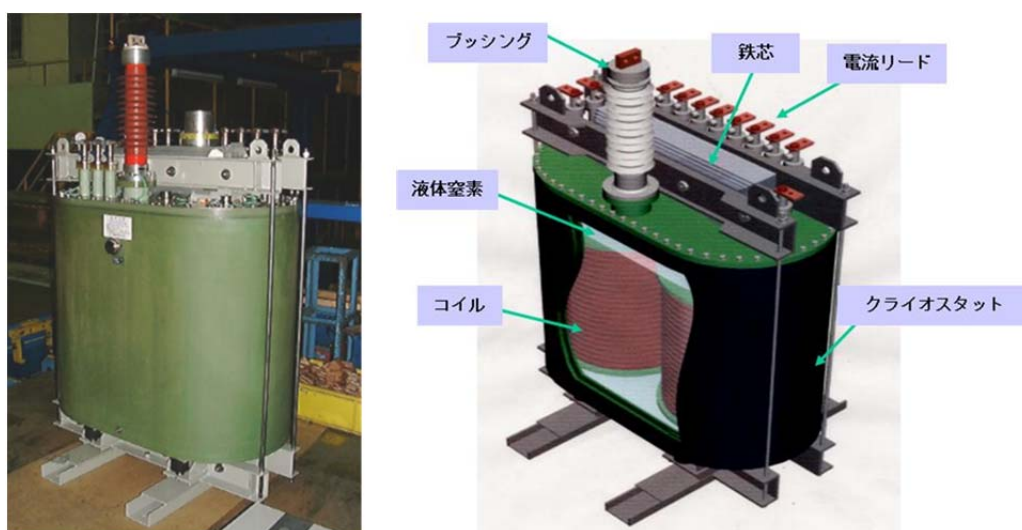


図 3-1 超電導変圧器用 GFRP 製クライオスタット

3.2 液体窒素ポンプ

高温超電導機器を液体窒素により循環冷却する場合には、液体窒素ポンプが必要となる。特に電力機器の冷却用となると 24 時間長期連続運転が要求され、メンテナンス間隔の長期化が最優先事項となる。現在、液体窒素のタンクローリーや貯槽タンクへの注入・吐き出し用に用いられている低温液化ガスポンプは、メカニカルシールの耐久性の理由により長時間の連続運転には不適である。また、LNG 用のポンプも市販されているが、流量が過大であることとメンテナンス時間が 10,000 時間以下という問題がある。現在、流量が 30~50L/min の液体窒素循環用として用いられているのは米国製の遠心ポンプであるが、軸受けの耐久時間は短く、3,000~5,000 時間程度である。図 3-2 に米国製の液体窒素循環ポンプのカタログ写真を示す。LNG ポンプや液体窒素循環ポンプはサブマ

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

ージ型やキャンドモータ型にしてノンシールポンプとなっているが、長期連続運転には軸受けの耐久性が不足している。そこで今後の液体窒素ポンプについては、軸受けを含めた長期信頼性向上が開発の鍵である。



図 3-2 米国製低温ポンプ (<http://www.barber-nichols.com>)

ところで、遠心式のポンプは軸受けが問題となるが、これを解消するために容積変化部分に金属ベローズを用いた往復動型の低温ポンプもある。往復動型は大流量ポンプには不向きであるが、数 10L/min の流量であれば十分な性能を持つ。金属ベローズの収縮伸張を利用しているため、摺動部分が無い分だけ信頼性は向上しているが、課題は吸排気弁の信頼性確保である。

3.3 トランスファーチューブ

機器と機器とを連結し、低温流体を流すための真空断熱管をトランスファーチューブと呼んでいる。超電導ケーブルは長距離の細長い真空断熱配管で構成されているが、この真空断熱配管は超電導ケーブルを収納する目的なので、こちらはクライオスタットと呼ばれている。

トランスファーチューブはその扱い易さの観点から、配管途中にフレキシブル部分を持つものと持たないものがある。図 3-3 には、フレキシブル部分を持つトランスファーチューブの一例を示す。フレキシブル部分は内管、外管ともにフレキシブルチューブで製作され、可撓性を持たせている。また、トランスファーチューブは低温流体を流す配管であるから、当然その両端は他の機器との接続部分となる。開放容器や広口容器に接続する場合は、その先端を容器に差し込み、フランジ等でシール接続する。一方、真空断熱配管同士や容器から突き出た低温流体出入り口との接続ではバイオネット (Bayonet) 接続される。バイオネット接続は真空断熱されたメス部に、やはり真空断熱されたオス部を挿入し、連結される。図 3-3 のトランスファーチューブは、両端がバイオネットのオス部となっており、その両端部は機器やクライオスタットに挿入接続出来るようになっている。バイオネット接続部は、常温からの伝導熱侵入部分となるので、長い方が侵入熱量は小さい。しかし、接続部の寸法制限や取り扱いの容易さから通常 200 mm～400 mm 程度である。バイオネット接続は、垂直方向だけではなく、水平方向の接続も可能である。嵌合されたオス部とメス部の隙間に気化した液化ガスが滞留し、常温から低温への温度勾配層を形成して冷熱の漏洩を防ぐことが出来る。

さて、トランスファーチューブの侵入熱であるが、管長が長い場合は真空断熱層からの侵入熱が支配的となる。真空断熱層には MLI が施工されており、その侵入熱は 1～2 W/m 程度と見込まれている。当然、侵入熱量は管径の大きさに依るが、低温側の温度依存性は比較的小さい。(式 3-2) に

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

において、 $(T_h^4 - T_c^4)$ の値は高温側温度（常温）が 300 K であれば、低温側温度の影響が少ないからである。

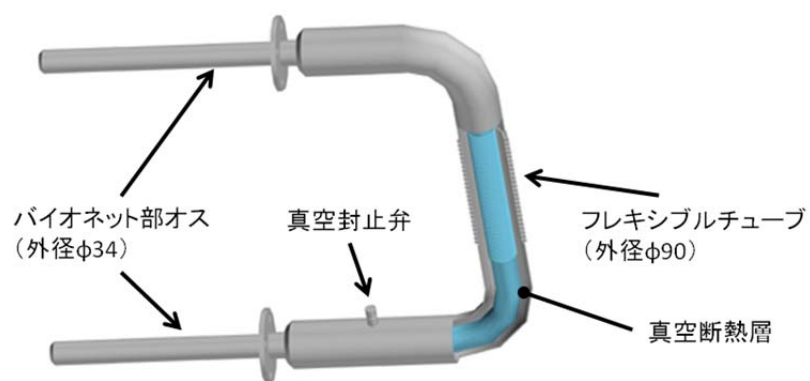


図 3-3 トランスファーチューブ

[超電導 Web2.1 トップページ](#)

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

【隔月連載記事】

高温超伝導電力機器の冷却技術（その 4）

大陽日酸株式会社

開発・エンジニアリング本部

つくば研究所長 吉田 茂

4. 減圧式（オープンサイクル）冷却システム

話が前後する感はあるが、ここから具体的冷却システムの話始める。まずは、高温超電導（HTS）機器の実験等によく用いられているオープンサイクル冷却システムについて述べる。

第 1 章で述べたように、HTS 機器を液体窒素にて冷却する際に、液体窒素温度が低いほうがより超電導機器の高性能を引き出せること、また耐電圧の面からもサブクール液体窒素が有利なので、65~70 K 程度の温度、且つ大気圧以上の圧力が保持されたサブクール液体窒素を冷媒として利用することが考えられている。このようなサブクール液体窒素を生成するための方式として液体窒素の減圧を利用する方法がある。

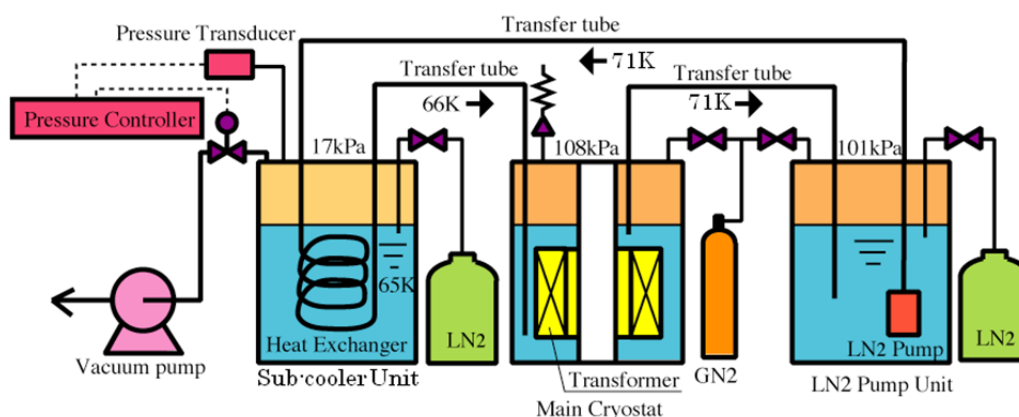


図 4-1 オープンサイクルフロー



図 4-2 オープンサイクル冷却システム



図 4-3 サブクール熱交換器

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

図 4-1 にオープンサイクルフロー図の一例を示す。図ではサブクーラーユニット (Sub-cooler Unit) 内の液体窒素を真空ポンプで排気減圧し、65 K 程度の飽和液体窒素を生成する。その液体窒素浴の中に浸漬された熱交換器内に所定の圧力で圧送された液体窒素が流れ、周辺の飽和液体窒素と熱交換され、65~70 K で大気圧以上を保持したサブクール液体窒素が生成される。通常、生成されるサブクール液体窒素は液体窒素ポンプで冷却システム内を加圧循環される。

図 4-2 には冷凍能力約 150 W の実験用オープンサイクル冷却システム (バッチタイプ) の写真と、図 4-3 にはサブクーラーユニットの熱交換器の写真を示す。

4.1 サブクーラーユニットと排気ポンプ (真空ポンプ)

サブクーラーユニットは冷却システムの冷熱を発生させる機器である。断熱容器内には 65~70 K 程度の飽和液体窒素が満たされ、且つサブクール液体窒素を生成するための熱交換器 (サブクーラー) が設置されている。加圧液体窒素はサブクーラー内を流れながら、その外側の飽和液体窒素と熱交換を行い、その温度を下げて行く。容器内の飽和液体窒素は外部に設置された排気ポンプ (真空ポンプ) にて所定の圧力に排気減圧され、任意の温度 (65~70 K) に保たれている。本方式ではサブクール液体窒素を生成するための冷熱は全て飽和液体窒素の蒸発潜熱で賄われることになる。すなわち排気ポンプの排気量 (飽和液体窒素の蒸発量) が冷却システムの冷凍能力を決定することになる。図 4-1 はバッチ式の一例であり、サブクーラー内の液体窒素が枯渇すれば、冷却システムを一時停止し、サブクーラーユニットに液体窒素を再度供給しなければならない。そこで、オープンサイクルを連続運転するためには、サブクールユニット内に逐次液体窒素を外部から供給し続けることになる。図 4-4 に連続オープンサイクルの模式図を示す。液体窒素タンク (CE) から逐次液体窒素がサブクーラーに注入されるが、液体窒素タンクとサブクーラーの間に気液分離器が設置されている。もし、窒素ガスが混入すればその分だけ排気ポンプへの負荷が大きくなってしまうため、液体のみがサブクーラーに注入されるように工夫している。この時、排気ポンプの排気能力は、既定の冷凍能力に加えて、新規に供給される暖かい (77 K より高い温度の) 液体窒素を所定の温度まで冷却するための冷凍能力も必要となる。排気ポンプの排気能力は、これも考慮して選定しなければならない。

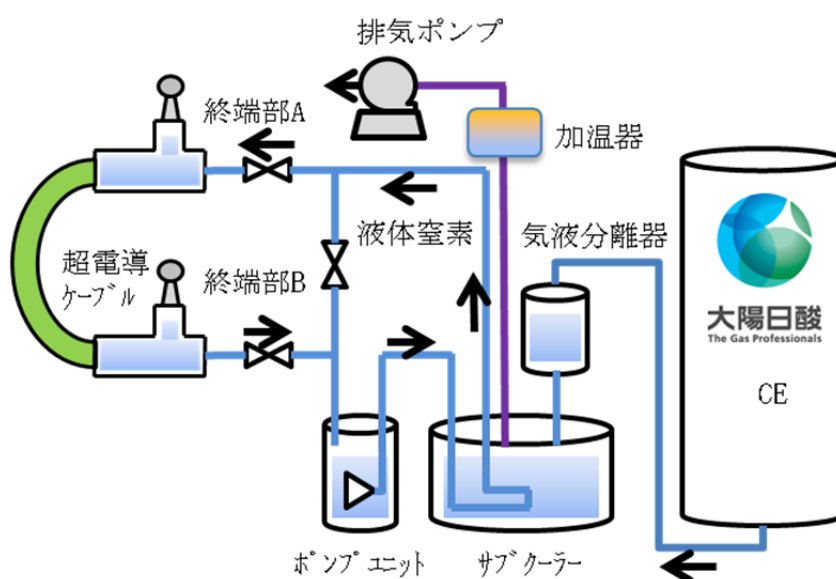


図 4-4 連続式オープンサイクルフロー

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

1) 排気ポンプの選定

サブクーラーユニットでは、飽和状態（例えば、液温65 K、蒸気圧17 kPa）において、少なくとも熱負荷 Q W（冷凍能力）の熱を奪い続けなければならない。この排熱作業は飽和液体窒素の蒸発潜熱で賄われる。さらに、排気ポンプは低温下で排気されるべき窒素ガス体積流量を常温（300 K）に換算した体積で排気する必要がある。排気ポンプは、常温にて動作するからである。したがって、サブクーラーユニットと排気ポンプの間に加熱器を挿入して、排気ポンプに届くまでに排気窒素ガスが常温に昇温される。このときの最低必要排気量 S は、（式4-1）で計算される。

$$S = \frac{Q}{LH \times \rho^*} \quad (\text{式4-1})$$

ここで、

S : 排気量 (m³/sec)

Q : 熱負荷量（冷凍能力）(W)

LH : 液体窒素の潜熱 at 65 K (2.133 x 10⁵ J/kg)

ρ^* : 窒素ガスの密度 at 17kPa, 300K (0.1960 kg/m³)

当然、排気系を設計するうえでは配管と加熱器のコンダクタンスも考慮する必要がある。最終的には余裕のある排気ポンプを選定し、コントロール弁によりサブクーラーユニットの圧力を制御しながらの排気運転となる。

2) サブクーラー熱交換器

サブクーラーユニットのもっとも重要な機器が熱交換器である。ここでの熱交換量がシステムの冷凍能力となるからである。熱交換器の外側、すなわち飽和液体窒素と熱交換器壁との熱伝達のは沸騰熱伝達であり、熱交換器内側ではサブクール液体窒素と熱交換器壁との対流熱伝達となる。図4-2に熱交換器の一例を示してあるが、図の熱交換器は銅パイプをコイル状に加工した熱交換器となっている。簡単であるが、71 Kのサブクール液体窒素が66 Kに冷却される熱交換器設計法の一例を記す。

まず、熱交換器の外側では飽和液体窒素の沸騰熱伝達が行われるので、以下に示すRoshsenow の式を用いて熱伝達係数 α_o (W/m²K) を求めることができる

$$\frac{\alpha_o}{\lambda} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}} = \frac{Pr^{-0.7}}{C} \left[\frac{\alpha_o \Delta T_o}{LH \rho_V \nu_L} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.67} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.67} \quad (\text{式4-2})$$

ここで、（式4-2）のパラメーターとして

ΔT_o : 熱交換器外壁温度と飽和液体窒素（65 K）との温度差

LH : 液体窒素の潜熱 at 65 K (2.133 x 10⁵ J/kg)

ρ_V : 窒素ガスの密度 at 65 K (0.911 kg/m³)

ρ_L : 液体窒素の密度 at 65 K (860.8 kg/m³)

λ : 液体窒素の熱伝導率 (14.9 W/m K)

σ : 液体窒素の表面張力 (0.116 N/m)

ν_L : 液体窒素の動粘性係数 at 65 K (2.98 x 10⁻⁷ m²/s)

Pr : 飽和液体窒素のPrandtl 数 at 65 K (3.435)

C : 定数 (0.008)

g : 重力加速度 (9.8 m/sec²)

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

一方、熱交換器内側は強制対流熱伝達が行われるので、以下の Colburn の式を用いて熱交換器内側熱伝達係数 α_i が計算できる

$$\alpha_i = \frac{4M jh Cp}{\pi D^2 Pr^{0.67}} \quad (\text{式4-3})$$

$$jh = 0.023 Re^{-0.2} [1 + 3.5 (D + Dh)] \quad (\text{式4-4})$$

ここで jh は Colburn の係数、

Colburn の式の計算に必要なパラメーターは以下の通りである。

M : サブクール液体窒素の循環量 (kg/sec)

T_m : 管内対数平均温度 (68.5 K)

ΔT_i : 管内対数平均温度と熱交換器内壁温との温度差

μ_L : 液体窒素(68.5K, 1atm) の粘性係数 (0.2179×10^{-3} Pa sec)

C_p : 液体窒素(68.5K, 1atm) の比熱 (2031 J/kg K)

Pr : 液体窒素(68.5K, 1atm) の Prandtl 数 (3.047)

D : 管の内径 (9.53×10^{-3} m)

D_h : コイルの径 (250×10^{-3} m)

Re : レイノルズ数

熱交換器内を流れるサブクール液体窒素の循環量は冷凍能力とユニット内への液体窒素入口・出口温度（本事例では 71 K、66 K）により決定される。

さて、飽和液体窒素 (65 K) とサブクール液体窒素の対数平均温度 (68.5 K) との温度差は 3.5 K であるから、

$$\Delta T_o + \Delta T_i = 3.5 \quad (\text{式4-5})$$

熱交換器管壁の内外で熱通過量は同じなので

$$\alpha_o \Delta T_o = \alpha_i \Delta T_i \quad (\text{式4-6})$$

(式4-1) から (式4-6) を連立して解くと、熱交換器の内外壁と液体窒素温度差 (ΔT_o 、 ΔT_i) が求められる。その結果、外壁の温度差 (ΔT_o) が 0.9 K、内壁での温度差 (ΔT_i) が 2.6 K と計算された。熱交換器管内での熱伝達に大きな温度差を必要としている事が解る。そこで、流速を増やして強制対流熱伝達を促進させることも考えられるが、その場合管内流の圧力損失が増大してしまうので、双方を考慮して配管サイズを決めることが肝要である。

4.2 ポンプユニットと圧力調整機構

ポンプユニットにはサブクール液体窒素を循環させるための液体窒素ポンプが収納されている。前章にて述べたように、サブクール液体窒素の循環量は冷凍能力と許容温度差とで決定される。これを基本にポンプを選定するわけだが、その他考慮すべき項目は、揚程と背圧等がある。以前にも液体窒素ポンプの種類等について簡単に述べたが、選択肢はそう多くない。遠心ポンプでは揚程と流量を確保するためには、回転数を上げる必要があるが、流体と羽車間に生じる流体摩擦損失が大きくなっていく。これによりモータ入力も多くは熱となり液体窒素への熱負荷が増加してしまう。必要な流量と揚程を精査し、この観点から循環ポンプを選定しなければならない。

また、冷却システム系内を適切な圧力で維持するために、図中には示されていないが圧力調整機構を備えている。系のベース圧力がサブクール液体窒素の過冷却度を決めるので、系内での窒素気泡発生を抑制するための重要な機器である。尚、圧力調整機構としては、外部からの窒素ガス導入や電気

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

ヒータの加熱により圧力を維持する装置が考案されている。

4.3 大型オープンサイクル冷却システムの事例

オープンサイクル冷却システムは、大規模なHTSケーブル実証試験用にも使用されている。図4-5に実際にHTSケーブルフィールド試験に使用された連続式オープンサイクルの写真を示す。本実験装置は韓国電力のIchoen（利川）変電所に設置された冷却システムである。被冷却体であるHTSケーブル仕様は、3相交流 22.9 kV / 50 MVA 長さ410mであり、冷却システムの能力は69 K で7 kW となっている。オープンサイクルは常に液体窒素を消費するので、実験中（約20カ月）は毎日タンクローリー車が液体窒素を運び込んでいたそうである。

（つづく）



図 4-5 韓国電力利川変電所 HTS ケーブルシステム （韓国電力 Yang 氏提供）

[超電導 Web2.1 トップページ](#)

【隔月連載記事】

高温超伝導電力機器の冷却技術（その5）

大陽日酸株式会社

開発・エンジニアリング本部

つくば研究所長 吉田 茂

5. 冷凍機利用（クローズドサイクル）冷却システム

前回は、サブクール液体窒素を生成する方法として液体窒素の減圧を利用する方法を紹介した。この方法はオープンサイクルとも呼ばれ、液体窒素を消費するので、絶えず液体窒素を供給し続ける必要がある。そこで、液体窒素の補給を必要としない冷凍機を利用したクローズサイクル方式の冷却システムを今回は紹介する。まずは、小規模実験で利用される小型冷凍機（GM 冷凍機）を利用した小型システムを考察し、次に実用規模である冷凍能力数 kW 級の冷凍機を利用した冷却システムを俯瞰してみる。

5.1 小型冷凍機（GM 冷凍機）を利用した冷却システム

GM冷凍機を用いた小規模実験用の冷却システムの概略図を図5-1に示す。このシステムはGM冷凍機を用いて直接液体窒素を冷却することにより65 Kのサブクール液体窒素を生成する装置である。冷却源としてGM冷凍機を利用しているので、このシステムの冷凍能力はせいぜい100~200W@65K程度である。生成されたサブクール液体窒素はポンプによりシステム内を循環し、高温超電導機器を冷却する。このようにサブクール液体窒素は、常に冷凍機により連続冷却されるので、システムの長期連続運転が可能となる。冷凍機冷却を用いたときに注意すべき点は、液体窒素が63 Kで固化してしまうことを認識しておくことである。液体窒素を固化させないためには、冷凍機の冷却端を温度制御する必要がある。本装置では、冷凍機冷却端に電気ヒータを設置し、温度調節機構により63 K以下になることを防いでいる。

また、本システムは熱交換ユニット及びクライオスタット内の液体窒素を大気圧の窒素ガスで加圧し、サブクール液体窒素を生成しているため、大気圧の窒素ガスと65 K 液体窒素の境界面で“ガスの凝縮”が危惧さ

れる。しかし、低温液化ガスは、“成層”と呼ばれる独特な現象により、液相とガス相の界面での凝縮を抑制している。すなわち、窒素ガスと液体窒素との間に急峻な温度勾配を持った成層と呼ばれ

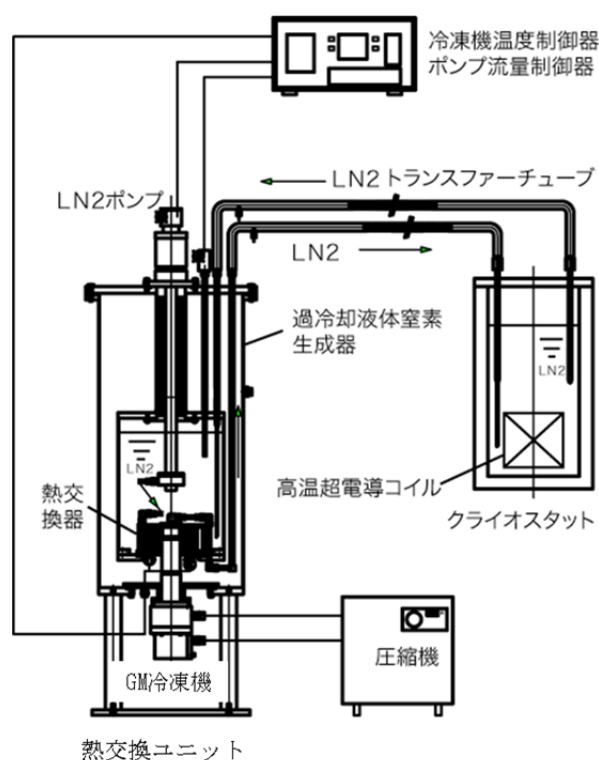


図5-1冷凍機冷却式小規模サブクール液体窒素循環システム

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

る液体窒素の薄い層が形成され、成層部上部（窒素ガスとの境界面）は飽和液体温度（77 K）、成層下部は65 K のサブクール液体窒素となる。この層の存在により、大気圧の窒素ガスと65 K の液体窒素が分離され、システム内に安定した大気圧サブクール液体窒素を循環させることができる。

上述はサブクール液体窒素による冷却システムの例であるが、小型冷凍機（GM冷凍機）を用いた更に温度の低い冷却システムにも触れておく。先に述べたが液体窒素は63 Kで固化してしまうので、これより低温では液体窒素の循環冷却システムは困難となる。そこで、窒素よりも凝縮温度の低いネオンを利用して30 K程度の循環冷却システムも考案されている。図5-2に一例を示す。サーモサイフォンを利用してGM冷凍機の冷熱を回転体の冷却に利用している。このシステムに於いて、冷却室での有効な気液分離（冷却室外周部に液体、中心部にガスが分離）を生じさせるためには十分な回転速度が必要となる。また、小型GM冷凍機の利用という観点では、現在よく活用されている伝導冷却方式により、HTSコイルを冷却する方法もある。どの方式を採用するかは、それぞれの長所・短所を熟考したうえで判断しなければならない。

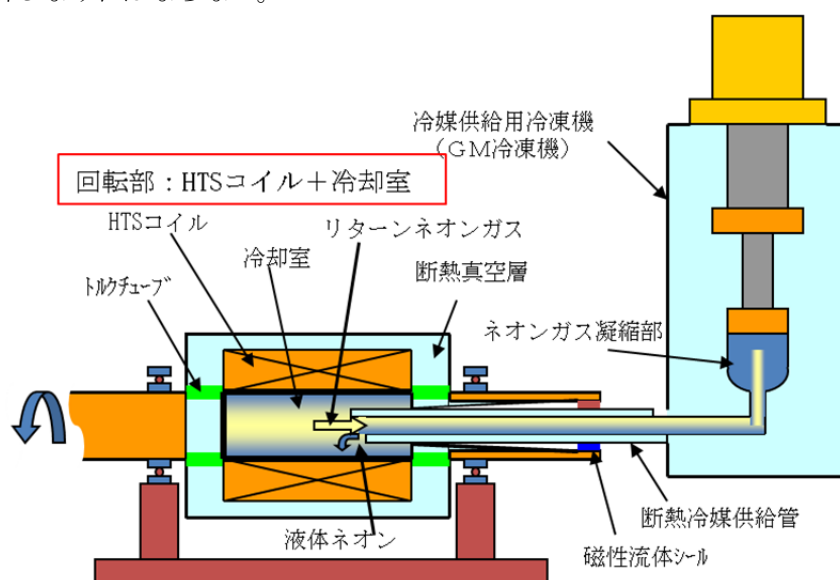


図5-2 サーモサイフォン冷却方式

5.2 大規模実験用冷却システム

HTSケーブルの実用化などでは必要冷凍能力が10～20kW@70Kと言われている。そこで大容量化が容易でメンテナンスフリーが期待されるターボブレイトン冷凍機が注目を集め、現在各所にて開発が進められている。一方、これまでのHTS 機器フィールド試験では、HTS機器冷却用ターボブレイトン冷凍機の市販品がなかったので、比較的冷凍容量の大きなスターリング冷凍機が採用されてきた。

5-2-1 スターリング冷凍機を用いた冷却システム

ターボブレイトン冷凍機が市販される以前は、冷凍能力が約200 W @ 77 K 以下であるGM冷凍機に比べて、スターリング冷凍機は1台で約1 kW (@77 K) の冷凍能力が得られるので、大型の実験やフィールド試験に用いられてきた。図5-3にHTSケーブルのフィールド試験に使われているスターリング冷凍機を用いた冷却システムの概略フローを示す。本冷却システムではスターリング冷凍機6台を用いて、2台を直列に繋ぎ1列とし、これを3並列で接続したフローとなっている。この冷却システムで三心一括型超電導ケーブル（66 kV、200 MVA級、長さ約240 m）を冷却している。運用は並列設置された2列が通常運転を行い、1列はバックアップとなっている。また、フロー図に示されている

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

ように液体窒素の循環ポンプも2台用意されており、通常は1台のみの運転を行っている。液体窒素ポンプは数千時間ごとにメンテナンスが必要となるが、交互運転によりポンプのメンテナンス中でも冷却システムが稼働できるようにしている。尚、本件の詳細は東京電力のホームページから確認できる。
(<http://www.tepco.co.jp/corporateinfo/company/rd/superconduct/superconduct3-j.html>)

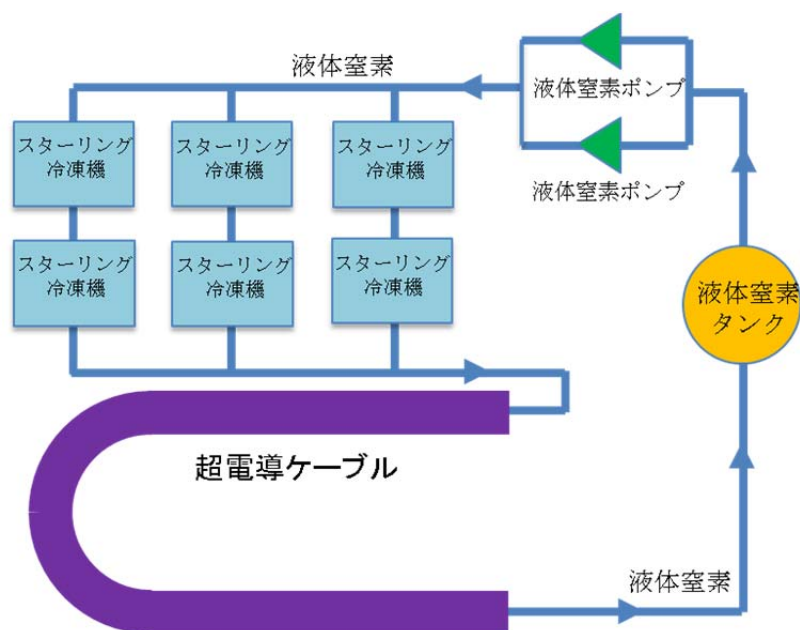


図5-3 超電導ケーブル冷却システム概略フロー図

スターリング冷凍機を用いて、循環液体窒素を冷却する場合には、スターリング冷凍機のコールドヘッド部分にサブクール熱交換器（液体窒素が流れる流路を持ち、液体窒素を冷却する熱交換器）を設置する。この熱交換器に液体窒素ポンプで液体窒素を送液し、冷却後HTSケーブルへ循環させる。スターリング冷凍機のコールドヘッドの温度制御は、冷凍機のON-OFFで行うことが一般的である。スターリング冷凍機を複数台用いるときは、連続運転する冷凍機と冷凍能力調整用にON-OFFする冷凍機が決められているようである。このタイプの冷却装置では、スターリング冷凍機のコールドヘッド寸法が比較的小さいので、液体窒素との熱交換器に十分な伝熱面積を確保することや、熱伝達係数を大きくする等の工夫が必要である。

また、オランダのスターリング・クライオジェニックス社では、スターリング冷凍機を液体窒素液化器として利用した液体窒素の循環冷却システム（図5-4）を市販している。以前紹介した液体窒素のオープンサイクルでは、排気ポンプにより液体窒素を減圧し、65 Kの飽和液体窒素を生成していたが、当システムではスターリング冷凍機による再液化により連続して65 Kの飽和液体窒素を生成している。循環するサブクール液体窒素は、オープンサイクルと同様に飽和液体窒素との熱交換にて生成している。当システムは、実績のあるスターリング冷凍機窒素液化装置を応用したものであり、冷凍機コールドヘッドでは凝縮熱伝達を利用しているので、比較的小さな熱交換器で効率よく冷熱を伝達することができる。しかし、別途サブクール液体窒素と飽和液体窒素との熱交換を行うサブクーラーが必要であり、このように二段階の熱交換を介しているため全体的な冷却効率は若干劣るようである。

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

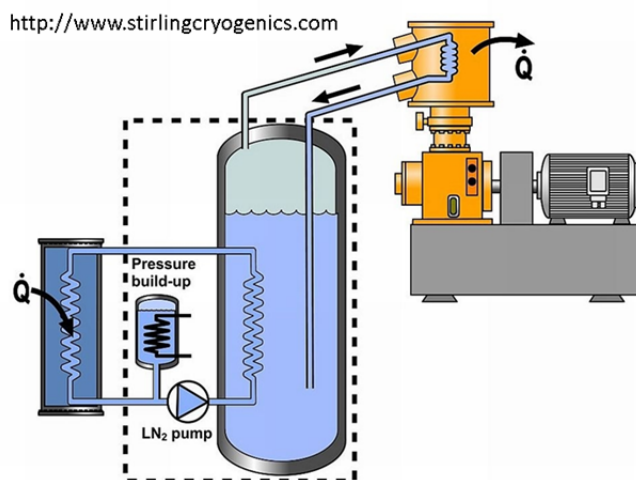


図5-4 スターリング社製サブクール液体窒素循環装置

5-2-2ターボブレイトン冷凍機を用いた冷却システム

ブレイトンサイクル冷凍機において、圧縮機と膨張機に回転機器を用いた冷凍機を特にターボブレイトン冷凍機と呼称している。ターボブレイトン冷凍機は、圧縮機・膨張機ともに磁気ベアリングを採用することにより、機械的な摺動部を持たない冷凍機となっていることが大きな特長であり、長期間のメンテナンスインターバルが期待されている。図5-5に2 kW級ターボブレイトン冷凍機の写真を示す。膨張機と圧縮機の回転シャフトは、磁気力により中空に浮上した状態で高速回転（膨張機：72,000 rpm、圧縮機：36,000 rpm）をしている。また、本冷凍機は、作動ガスとしてネオンガスを採用している。液体窒素を冷却するためには動作温度が65 K以下となるので、膨張機の安定運転を考えると、その温度域で液化しない作動ガスが必要となる。この条件に合うガスはネオン、水素、ヘリウムとなるが、この中でネオンが最も分子量の重いガスである。回転機械から見ると、同じ性能を出すためには分子量の重いガスほど回転速度が低くなるので、ネオンガスが有利となる。

ところで、ネオンのような単原子分子の断熱圧縮は圧縮熱が大きく、冷却の問題が顕在化してくる。所定の圧力比を1段で圧縮する場合は、さらにモータの回転数を増加させるため、モータ自身の発熱も大きくなり、圧縮熱との重複による圧縮機本体の温度上昇が懸念される。そこで、本冷凍機の圧縮機は2段圧縮機構とし、且つインタークーラー付きの構造となっている。

また、ターボブレイトン冷凍機で液体窒素を冷却する場合には注意が必要である。スターリング冷凍機の吸熱過程は等温過程であり、所謂コールドヘッドは温度一定である。そのためコールドヘッドの温度を電気ヒータ等で一定に制御すれば、サブクール液体窒素循環系内で液体窒素が固化することはない。一方、ターボブレイトン冷凍機の吸熱過程は等圧過程なので、作動ガスであるネオンガスの膨張機出口温度は液体窒素の凝固点より低い温度となっている。従って、この冷却ガスと液体窒素を単純に熱交換させると、ネオンガス～液体窒素熱交換器（サブクーラー）内にて液体窒素の固化が生じ、循環ラインの閉塞により液体窒素の循環に支障を来す危惧がある。そこで、サブクーラーのネオンガス流路はループ経路等の工夫がなされて、液体窒素の固化を防止している。

図5-5の冷凍機はコールドボックストップフランジ上に膨張機を設置し、サブクーラーもコールドボックス内に収納している。また、ターボ圧縮機とコールドボックスを一つのベース上に配置し、パッケージ化したコンパクトな設計となっている。

フロー図には記されていないが実際の冷却システムでは、冷却系のベース圧力を設定する圧力調整装置、初期冷却用の液体窒素タンク、予冷時の液体窒素バイパスライン等の設備が必要となる。場合

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

によっては緊急時対応の冗長設備を考慮することもある。特に電力機器用の冷却システムには、十数年から数十年に及ぶ運転信頼性が期待されているが、何れの冷却システムにしても長年に亘る運転信頼性を実証したものはなく、冗長性の検討は頭の痛い問題である。

(つづく)

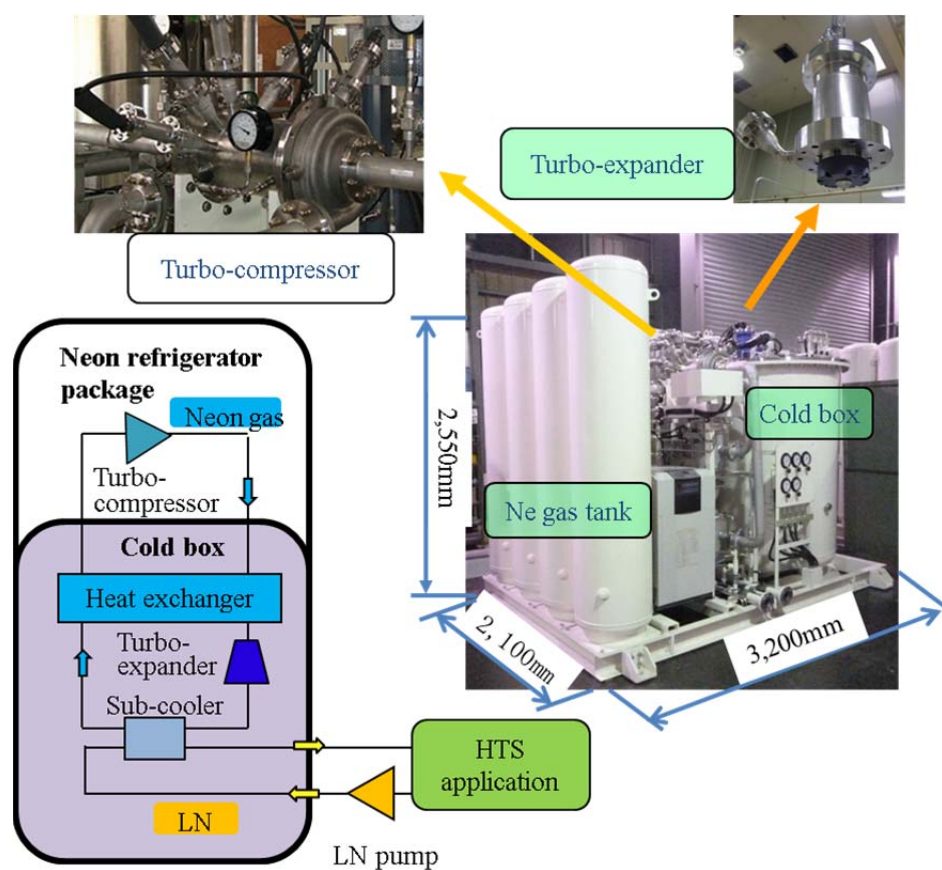


図 5-5 パッケージ型 2kW ターボブレイトン冷凍機

[超電導 Web2.1 トップページ](#)

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

【隔月連載記事】

高温超伝導電力機器の冷却技術（その 6）

大陽日酸株式会社

開発・エンジニアリング本部

つくば研究所長 吉田 茂

6.まとめ

これまで、高温超電導電力機器の冷却技術について、その背景や冷凍機開発の必要性、さらには個別の技術について述べてきた。今回が連載の最後となるので、これまでの話のまとめとして、今後の課題や法整備等について述べることとする。

6.1 技術課題と今後の方向

高温超電導電力機器は超電導エレクトロニクス等の他の応用と比して、冷却規模が大きいことが特徴と言える。その多くは、成熟した既存の電力技術と競わなければならないため、どうしても規模の大きさによるメリットが目がいってしまう。しかし、その中でも直流コイル応用や自家用限流器では、冷凍能力1 kW以下の冷却装置で十分な可能性もあると考えられる。その際には既存技術の伝導冷却技術が利用できる。必要冷凍能力が大きくなれば、ヘリウム冷凍機や新規開発のネオン冷凍機を利用することになるが、これらの冷凍機にて生成された低温ガスを真空チャンバー内に設置された電力機器へ導けば、機器自体は伝導による冷却が可能となり、機器の構造が簡単になる。このように既存技術の応用や、既存技術との組合せによる冷却装置の利用は冷却コストを抑える一つの有効な方法と考えられる。

一方、冷却装置において、新たな機器開発が必要なものもある。以前に述べた項目であるが、サブクール液体窒素による冷却では、液体窒素循環ポンプが必要となるが、電力機器冷却用に見合った長期間メンテナンス無しで運転可能な液体窒素ポンプは現時点では市販されていない。このため、冷凍機の進歩に合わせて液体窒素循環ポンプを開発する必要がある。また、メンテナンスフリーを目的としたターボブレイトン冷凍機の現状は、冷凍機効率に課題が残っている。冷凍機は大型になれば、それに応じて効率が良くなるが、未だ満足の行く冷凍機は市販されていない。ターボブレイトン冷凍機の効率を向上させるためには、構成機器である膨張タービンやターボ圧縮機である回転機械の効率向上が欠かせない。もちろん熱交換器の効率が良くなれば冷凍機の効率も上がるが、熱交換器の大型化はコールドボックスが大きくなるので、冷凍機のコンパクト化という市場の要求と合致しない。このあたりは冷凍機のフットプリントと効率の最適妥協点を見極める必要がある。

さて、回転機の効率向上に伴い、どこまで冷凍機の効率は向上できるのであろうか？市販開始された2 kWブレイトン冷凍機の効率（COP）は0.06@80Kであるが、果たしてCOPはどこまで期待できるか。空気分離器のような極めて大きな装置では、既に膨張タービンの効率は90 %に達しているものがある。しかし、高温超電導電力機器冷却用の冷凍能力10 kW程度の冷凍機に用いる回転機では85 %位が限界と思われる。膨張機では低温側への侵入熱が効率の限界を決め、回転速度の遅い圧縮機では作動ガスの漏れ量が効率を決める要因となる。表6-1を見ると、回転機の効率において達成可能な85 %を設定すればCOPが0.1に近づくことが解る。尚、この計算では熱交換器効率を98 %と仮定し、さらに配管の圧力損失やモータの機械損失も考慮している。

超電導 Web2.1

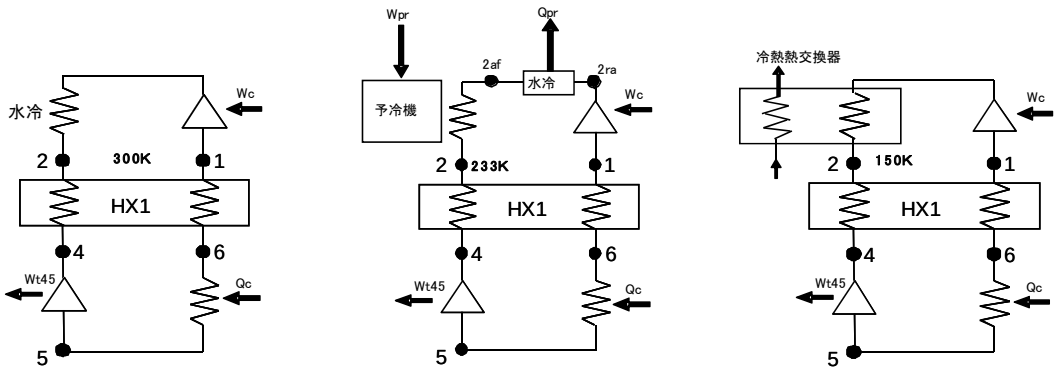
(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

表6-1 回転機の効率による冷凍機COPの予測値

冷凍機運転温度 K	膨張タービン効率 %	圧縮機効率 %	COP
75	70	70	0.055
75	80	80	0.077
75	85	85	0.090

ここで、別の側面から冷凍機効率向上を顧みると、冷凍機の効率に大きく寄与するのがプロセスである。基本的なターボブレイトンは断熱圧縮により高圧を生成しているが、この所望の圧縮比を複数段で行い、見掛け上定温圧縮に近づけば、必要動力を削減することが出来る。しかし、多段を採用することは、それだけ多数の圧縮機が必要ということであり、価格や故障回避の面から不利となるので、妥協案を探ることになる。膨張タービンについても同様で、多段膨張を採用すれば効率の向上が期待できる。但し、プロセスの工夫による効率向上は可能であるが、多段圧縮機の採用と同様に全体のコストパフォーマンスを考えなければならない。

また、全体プロセスの面から考慮すれば、圧縮温度が低温であるほど省動力が出来る。そこで図6-1のように基本ブレイトンサイクルの他にフロン冷凍機を予備冷却に用いたプロセス、およびLNGの冷熱を利用した低温圧縮プロセスを考えてみた。表6-2では、将来の予測値ということもあり、表6-1の計算に比べ、種々の損失が改善された値を計算に用いている。このため、基本ブレイトンサイクルにおいても、表6-1より良い数値を示す結果となっている。ここでは、数値の絶対値よりも各サイクルのCOPの違いに注目して欲しい。低温圧縮技術を用いればCOPはかなり改善されることを示している。このように低温圧縮技術は冷凍機の効率向上に関して有効な技術であり、低温ターボ圧縮機の開発・高性能化は魅力的な研究開発テーマである。



A) 基本ブレイトンサイクル B) 予冷機付きブレイトンサイクル C) 冷熱利用ブレイトンサイクル

図6-1 ブレイトンサイクルフロー図

表6-2 低温圧縮ブレイトンサイクル予測COP

サイクル	運転温度 (K)	膨張タービン効率 (%)	圧縮機効率 (%)	COP
A	80	80	80	0.098
B	80	80	80	0.135
C	80	70	65	0.160

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

6.2 法規制の緩和

冷却装置の改良については、機器類の効率向上のみならず、法規制緩和によるソフト面の充実も重要である。現在の冷凍機の多くは、高圧ガス保安法の規制対象となっている。基本的に高圧ガス製造設備は特定の検査を受けるが、冷凍機の範疇であれば、若干緩やかな規制となる。しかし、冷凍機において、高温超電導電力機器の冷却温度で利用できるガス種はヘリウムしかない。ヘリウムと同様な不活性ガス種であるアルゴン、ネオンは冷凍機に規定されていないので、これらのガス種を用いた冷凍機は、一般に高圧ガス設備となってしまう。

一方、超電導ケーブルや超電導変圧器は、その用途から電気事業法の規制を受けるとの解釈があるが、基本となるのは高圧ガス保安法であり、電気事業法では高圧ガス保安法に準拠するという項目も少なくない。高圧ガス保安法では、毎日の装置点検及び運転員の常駐が義務づけられており、法律そのままであれば、無人運転が出来ない事になる。実際の変電所では無人のところも多く、超電導電力機器導入の妨げになることが危惧される。

また、高圧ガス保安法と海外法規との整合性も重要と考える。高圧ガス保安法は国内の高圧ガスに関する事故を抑制・撲滅するための規制であるが、海外の規制基準との違いを良く理解しなければならない。いまや、各企業にとって海外進出が不可欠な状況であり、当然、超電導技術も輸出対象の一つとなろう。その際、国内法規と海外法規の温度差による仕様の差異は海外での競争力を失うことになりかねない。

ところで、高圧ガス法規制の緩和は、装置製作側の都合だけでは認められない。論理的な安全説明と実際の長期に亘る無事故証明が必要となる。この意味でも、数多くの実証試験を無事故にて行い、実績を積むことが超電導電力機器普及の実効策となる。既に各所にて超電導電力機器の法規制について議論が始まっていると聞いている。是非、最新の注意を払いながら行方を見守って行きたい。

6.3 冷却装置の将来への期待

冷却装置に必要な項目は、操作性、信頼性、耐久性、安全性、高効率、安価等色々あるが、これらの項目について自身が感じることを以下に挙げる。

まず、超電導電力機器の普及には、冷却装置の存在が気にならないようにすること。冷却装置の運転には専門知識がいらない簡単な操作性が要求される。特に自動クールダウンを始め、各段階での自動運転モードの充実が不可欠となる。また、冷却装置の遠隔監視や遠隔制御も必要である。将来の超電導電力機器が無人運転を行われること考えれば、少なくとも遠隔監視機能は必要であり、さらに専門家による遠隔制御も将来の課題である。冷却装置の操作簡便性を追求する一方で、故障診断や緊急対応等の専門知識を要する操作は必ず必要となる。現場にて対応不可能な処置には専門家が必要となるが、専門家の現場派遣には相当な日数が掛かると思われる。そこで、冷却装置の遠隔監視や遠隔制御機能を利用した速やかな応急対応や処置が期待される。

冷却装置では少なからず高圧ガスを扱うことになるので、この面からの安全性も重要である。高圧ガスに関係する装置では、運転時の安全確保だけでなく、装置の運転停止時における安全性の確保も重要と考える。この点については、前段落でも述べたが高圧ガス関連法規との整合性に注意を払わねばならない。

耐久性については、新規開発のターボブレイトン冷凍機のメンテナンス間隔は3年以上が期待できる。磁気軸受けを採用した冷凍機では、基本的に機械的メンテナンスは不必要となる。しかし、装置に使用している電子部品の寿命や故障を考えると、メンテナンス間隔が決定される。メンテナンス間隔はこうして決定できるが、その一方で信頼性の面からいうと、平均故障間隔のデータがないことは事実である。今後、各地でのフィールド試験により実データの蓄積が望まれる。

効率については、まず液体窒素温度域で安定的に COP0.1 を出せるような技術進歩が当面の目標である。また、価格については冷却装置の生産台数と直結すると考えられる。冷却装置の低コスト

超電導 Web2.1

(公財) 国際超電導産業技術研究センター 〒213-0012 神奈川県川崎市高津区坂戸 3-2-1 KSP Tel: 044-850-1612

化が先か超電導電力機器の普及が先か？回答困難な命題ではあるが、超電導電力機器の普及に併走して冷却装置の価格低下が当然もたらされるべきである。現実的には数 kW クラスの冷凍機では、当面は \$ 200/Watt が目標と考えられる。

最後に近づいてきたところで、これまで長年冷却屋として思ってきたことを記す。超電導機器には必ず冷却という操作が付いてくるが、冷却は決して主役ではない。しかし、必要不可欠な要素に間違いない。超電導機器では、エンドユーザに冷却を感じさせない、又は想像させないような超電導機器システムを組み上げることが理想である。そのためには、超電導機器専門家と冷却専門家との非常に親密な関係が必要であり、新たな超電導機器の構想段階からの協働作業が肝心である。超電導専門家と冷却専門家、さらには電気/機械システム専門家それぞれの主張をどのように巧みに装置に組み込んで行くかが今後のキーポイントと考えられる。多くの研究者・技術者達の弛まぬ研鑽と惜しみない努力により、必ずや超電導社会が実現することを信じている。

[超電導 Web2.1 トップページ](#)