



## ターボ回転機を用いたブレイトンサイクルにおける混合冷媒の利用

## Utilizing of Mixture Refrigerant in Brayton Cycle Using Turbomachinery

石井 政輝\*

平井 寛一\*\*

尾崎 信介\*

ISHII Masaki

HIRAI Hirokazu

OZAKI Shinsuke

当社では、酸素、窒素、アルゴンをはじめとする工業ガスの製造と利用において様々な冷凍サイクルを利用している。その一つに、ターボ回転機を用いて断熱圧縮と断熱膨張を行うブレイトンサイクル（ターボブレイトンサイクル）がある。2013年に超電導電力機器の冷却用途として、ネオンを冷媒としたターボブレイトンサイクルの冷凍機を製品化した。ターボブレイトンサイクルの冷媒は、冷却温度で凝縮せず、物性によりターボ回転機の設計が成立する必要がある。そのため製品化した冷凍機ではネオンが選択された。また、ターボブレイトンサイクルの圧力比は高い効率を得られるよう選択されている。一方で、選択された圧力比と被冷却流体の温度条件によっては被冷却流体が凝固点以下となるため、凝固防止策がとられている。

最近の研究では、混合冷媒を利用することにより、圧力比とターボ回転機の設計の選択範囲が広がり、冷凍機性能を維持しながら被冷却流体の凝固に関する課題を解決できることがわかった。本稿では、ターボブレイトンサイクルにおける混合冷媒利用の考え方や利点、具体的な検討結果について報告する。

TAIYO NIPPON SANSO corporation uses various refrigeration cycles in the production and application of industrial gases such as oxygen, nitrogen and argon. One of them is the Brayton cycle that uses adiabatic compression and adiabatic expansion with turbomachinery (turbo-Brayton cycle). In 2013, we commercialized a turbo-Brayton cycle refrigerator that uses neon as a refrigerant for cooling superconductivity power equipment. The refrigerant of the turbo-Brayton cycle does not liquefy at the cooling temperature, and the design of turbomachinery must be established according to the physical properties. Therefore, neon was selected for our commercialized refrigerator. Also, the pressure ratio of the turbo-Brayton cycle is chosen for high efficiency. On the other hand, depending on the pressure ratio and the temperature condition of the fluid to be cooled, the fluid to be cooled may be below the freezing point, so measures to prevent freezing are taken.

Recent studies have shown that the utilizing of mixture refrigerant provides a wider range for pressure ratio and turbomachinery design, and solves the problem of solidification of the fluid to be cooled while keeping up performance of the refrigerator. In this paper, we report the concept, advantages and the result of specific study of utilizing mixture refrigerant in the turbo-Brayton cycle.

## 1. はじめに

1900年初頭、空気を液化し酸素を分離する装置（空気分離装置）が開発され、110K以下の低温分野を工業的に取り扱う技術が確立された。空気分離装置における寒冷発生は、当初はジュールトムソン膨張弁が用いられ、その後に往復動式膨張機を経て、小型かつ低損失

での流量調整が可能であるタービン式膨張機（膨張タービン）へと発展していった。

一方、極低温に関する研究分野では、ヘリウムを液化する冷凍サイクル（4Kの温度領域）が実現し、これに伴い超電導（電気抵抗がゼロになる現象）の発見に至った。さらに1950年代には、ヘリウム液化機でも膨張タービンが採用され、液化能力の向上が図られるこ

\* 技術開発ユニット つくば開発センター 低温機器技術部 技術課

\*\* 技術開発ユニット つくば開発センター 低温機器技術部

とで、極低温分野や超電導分野における研究の進展を後押ししたり。このように低温発生に必要な冷凍サイクルや、これに使用される膨張タービンなどのターボ回転機技術の進歩は、空気分離装置やヘリウム液化機をはじめとする工業分野および極低温や超電導の研究分野の発展に重要な役割を果たしてきた。

さらに 1980 年代にはイットリウム系やビスマス系などの銅酸化物超電導材料(高温超電導材料)が発見され、超電導に転移する温度(臨界温度)が、4Kの領域から77Kの領域へと変化するブレイクスルーが起こった。高温超電導材料の冷却では液体ヘリウムを必要としないため、冷却エネルギーと冷却コストの低減が可能となり、超電導ケーブルや超電導モータなどの電力機器への応用研究が加速した。その結果2000年代に実用規模の超電導電力機器の実証研究が進み、これに見合う冷凍能力やメンテナンス間隔の長い冷凍機の実用化が不可欠となった。これらの要求に応えるため、当社では2013年に、サブクール液体窒素を冷却するターボ回転機を用いたブレイトンサイクル(ターボブレイトンサイクル)の冷凍機を開発した<sup>2)</sup>。この技術は、韓国における世界初の商用超電導ケーブルプロジェクトにも採用され<sup>3)</sup>、現在も順調に運用を続けている。

昨今では脱炭素社会にむけた取り組みとして、水素のエネルギー利用が活発に研究され、その一部に液体水素(20K)の利用も含まれている<sup>4)</sup>。このうち水素の液化に必要な液化システムの予冷用途にもターボブレイトンサイクルの適用が検討されている<sup>5)</sup>。

このように、ターボブレイトンサイクルは必要とされる温度や能力が時代の要請により変化し、その期待に応えるための技術開発が継続的に進められている。

超電導電力機器や水素関連機器などの商用システムに搭載される冷凍機では、装置の小型化や消費電力低減が求められるため、冷凍サイクルを最適化する技術が重要となる。当社のターボブレイトンサイクルの冷凍機(ターボブレイトン冷凍機)においても、上市以来継続して改良改善を行っている。その結果として、従来は単一成分の冷媒を前提とした冷凍サイクルが設計されていたが、近年では複数成分の冷媒(混合冷媒)を用いることにより、冷凍サイクルの設計において最適化の選択肢が広がることを見出した。これにより冷凍能力を維持したまま、冷凍機効率を向上させる設計などが可能となった。

本稿では、ターボブレイトンサイクルにおける混合冷媒利用の考え方や利点、具体的な検討結果について報告する。

## 2. ターボブレイトンサイクルの基本構成

ターボブレイトン冷凍機のフローおよび理論サイクルのT-S線図をFigure 1に示す。ターボブレイトン冷凍機的主要構成機器は、冷媒を断熱圧縮するターボ圧縮機、圧縮した冷媒を断熱膨張させ寒冷を発生させる膨張タービン、冷媒間で熱交換し冷熱を回収する主熱交換器、冷媒と被冷却流体(例えば液体窒素)が熱交換するサブクール熱交換器、ターボ圧縮機での圧縮熱により高温となった冷媒を冷却水と熱交換し冷却する水冷クーラである。なお、低温となる機器や配管は真空断熱槽(コールドボックス)内に収納されている。また、冷却が進行すると冷媒の密度が小さくなり系内圧力が低下するため、冷媒の補充を行うネオンガスタンクが付帯されている。

Figure 1のT-S線図に記載した番号はフロー図の番号を示しており、1→2断熱圧縮、3→4等圧冷却、4→5断熱膨張、6→1等圧加熱となる。なお、2→3は水冷クーラによる冷却過程、5→6はサブクール熱交換器による液体窒素からの吸熱過程である。また、実際の冷凍機では、回転機の断熱効率が70~90%となるため、1→2過程は右肩上がり、4→5過程は右肩下がり線図となる。

当社のターボブレイトン冷凍機は、Figure 1の冷凍サイクルを基本とし、ターボ圧縮機は2段圧縮を採用している。これにより1段当たりの圧力比を低減させて高効率化を狙うと共に、冷媒ガスの圧縮熱を低減させている<sup>6)</sup>。現在、冷却温度69Kにおける冷凍能力2kWの冷凍機(商品名 NeoKelvin®-Turbo 2kW)および同10kWの冷凍機(商品名 NeoKelvin®-Turbo 10kW)の2機種をラインナップしている(Figure 2)。

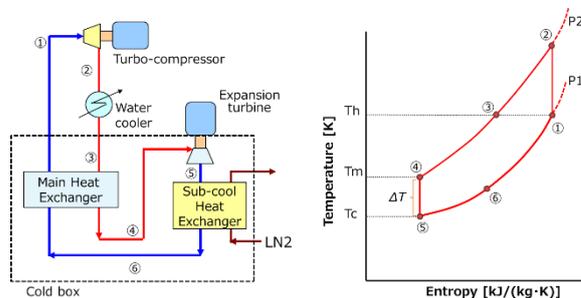


Figure 1 Simple system diagram and ideal T-S diagram of turbo-Brayton cycle



Figure 2 External of NeoKelvin®-Turbo  
(a) 2kW type, (b) 10kW type

### 3. 従来の冷凍サイクル設計方法

当社のターボブレイトン冷凍機ではネオンを冷媒として採用しており、理由は 2 点ある。一つ目は、冷凍サイクル内での冷媒の凝縮防止である。冷凍機の冷却温度において膨張タービン出口で冷媒が凝縮すると、膨張タービンの異常振動などの原因となり、安定運転に支障をきたす。冷却温度である 63 K 近辺で凝縮しないガスは、水素・ヘリウム・ネオンの 3 種類である。

二つ目は、ターボ回転機的设计における冷媒物性の影響である。例えば、ターボ圧縮機ではインペラ外径と回転数が同じであれば、分子量の大きいガスほど高い圧力比 (Figure 1 の T-S 線図における  $P_2/P_1$ ) が得られる。NeoKelvin®-Turbo 2kW のターボ圧縮機では、ネオン 100% で圧力比 2.0 となる回転数において、ヘリウム 100% では圧力比 1.2 程度までしか圧縮できない。そのためネオンと同じ圧力比 2.0 を得るには、ターボ圧縮機の台数を増やすか、インペラ外径を大きくする必要がある。しかし、ターボ圧縮機の台数を増やすと装置サイズおよび装置コストが上昇する要因となるため好ましくない。また、インペラ外径を大きくするとインペラの遠心応力が増加し、遠心強度が問題となる。そのため、分子量が大きく高い圧力比が得られるネオンが採用された。

ターボブレイトンサイクルの圧力比は 2~3 が最も高効率となることが報告されており<sup>7)</sup>、当社のターボブレイトン冷凍機では設計圧力比を 2 としている。圧力比が大きいと膨張タービンでの膨張比 (膨張タービン出口と入口の圧力の比) も大きくなる。そのため発生寒冷が増加し、膨張タービン出入口温度差 (Figure 1 の T-S 線図における  $T_m-T_c$ ) は大きくなる。Figure 3 に圧力比と膨張タービン出入口温度差の関係を示す。ここでは液体窒素冷却温度 68 K、液体窒素流量 30 L/min、冷凍能力 2.0 kW の冷凍サイクルを想定し、膨張タービンの断熱効率 80%、ターボ圧縮機の断熱効率 70% として試算している。Figure 3 より、圧力比 2 におけるネオンとヘリウム

での膨張タービン出入口温度差の違いは 4% 未満であり、冷媒の種類による影響は軽微であると言える。

Figure 4 に、Figure 3 と同じ計算条件における、圧力比と膨張タービン出口温度の関係を示す。液体窒素の凝固点が約 63 K であるため、圧力比 1.74 以上ではサブクール熱交換器内で液体窒素が凝固し閉塞してしまう可能性がある。したがって、圧力比 2 の NeoKelvin®-Turbo 2kW では、液体窒素の凝固防止対策が必要となる。

そこで、サブクール熱交換器を 2 段構造とし、1 段目でネオン同士の並流熱交換、2 段目でネオンと液体窒素の向流熱交換を行う二重ループ構造とした。Figure 5 に二重ループ構造のサブクール熱交換器のフロー図を示す。これにより 1 段目でネオンガスの温度を約 4 K 昇温させることができ、2 段目の熱交換部が液体窒素の凝固点以上となる<sup>8,9)</sup>。しかしながら、二重ループとすることでネオン側流路が長くなるため、圧力損失が増加し冷凍能力が約 1% 低下して

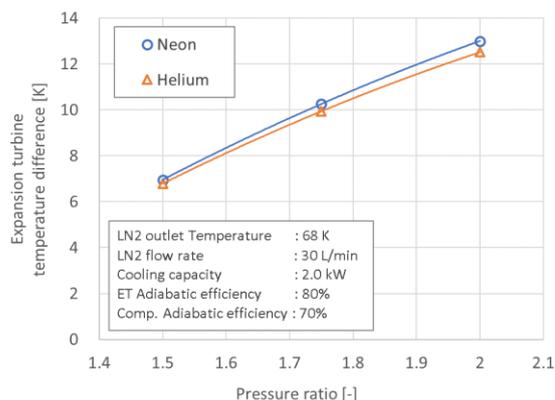


Figure 3 Change of expansion turbine inlet/outlet temperature difference due to pressure ratio  
(ET : Expansion turbine, Comp. : Compressor)

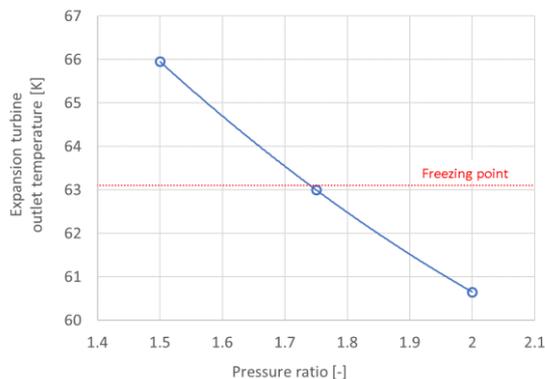


Figure 4 Change of expansion turbine outlet temperature due to pressure ratio

しまう。冷凍機としては高い効率を得るために圧力比を2に設定していたが、液体窒素の凝固防止を考慮したサブクール熱交換器の二重ループ化は、性能向上における課題でもあった。

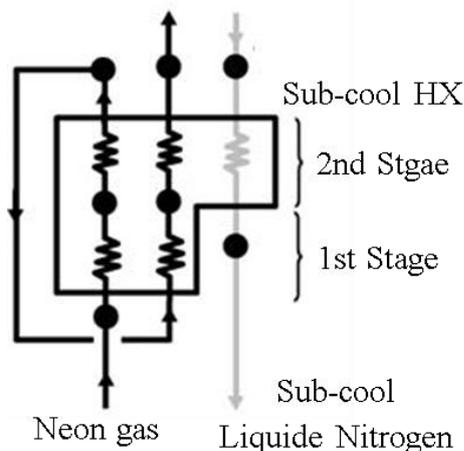


Figure 5 Schematic diagram of Double-loop type sub-cool heat exchanger

#### 4. 混合冷媒を用いた設計方法

従来の設計では初めに冷凍サイクルを最適化し、その後被冷却流体の温度や流量、熱負荷などの条件に合わせて凝固防止策を講じていた。一方、新たに確立した冷凍サイクルの設計方法は、被冷却流体の条件を含めた冷凍システム全体が最適となるように冷凍サイクルを決定する考え方である。

具体的には、まず初めに膨張タービン出口温度が被冷却流体の凝固点以上となるように設定し、サブクール熱交換器の二重ループを不要とする。次にサブクール熱交換器の成立条件として、主熱交換器の冷端側入口温度 (Figure 1 の点 6) を被冷却流体の入口温度以下に設定する。被冷却流体の入口温度は、被冷却流体の出口温度、出入口圧力および冷凍能力から決定される。さらに、想定される膨張タービンの断熱効率を設定すると、膨張タービン入口温度が決定される。そして Figure 3 に示すように膨張タービン温度差から冷凍サイクルの圧力比が決定される。冷凍サイクルの冷媒流量は圧力比と冷凍能力から決定される。最後に、ターボ回転機が高い断熱効率を得られるように冷媒を選択する。この設計方法を用いて、冷却温度 68 K、冷凍能力 2kW における冷凍サイクルへのネオンとヘリウムの混合冷媒の適用を例に、ターボ回転機の比速度への影響も考慮した冷凍サイクルの検討を述べる。

まずサブクール熱交換器での二重ループを不要とするため、膨張タービン出口温度は液体窒素の凝固点よりわずかに高い 63.2 K とした。液体窒素の流量を 30 L/min とすると、冷凍能力 2kW では液体窒素入口温度は 70.4 K となる。そのため、主熱交換器の冷端側入口温度は液体窒素入口温度より 0.3 K 低い 70.1 K とした。膨張タービンの断熱効率を 80% とすると、膨張タービン入口温度は 73.16 K となる。したがって、膨張タービン温度差は 9.96 K となり、Figure 3 より圧力比は 1.73 となる。なお、Figure 3 で示したように、圧力比を下げても冷媒の種類によらず膨張タービンの温度差はほぼ同じとなる。

次に、冷凍能力の計算式を式 (1) に示す。

$$Q_{ref} = \Delta h \times \dot{m} \quad (1)$$

ここで、 $Q_{ref}$ : 冷凍能力 [kW],  $\Delta h$ : サブクール熱交換器出入口でのエンタルピー差 [kJ/kg],  $\dot{m}$ : 冷媒質量流量 [kg/s] である。サブクール熱交換器出口温度 (主熱交換器の冷端側入口温度) は一定としているため、圧力比を下げるとサブクール熱交換器入口温度 (膨張タービン出口温度) が高くなり、 $\Delta h$  が小さくなる。したがって、圧力比を下げたことで低下した冷凍能力を補うために、式 (1) より冷媒質量流量を増加させる必要がある。

ターボ回転機の断熱効率を左右する設計値の一つに比速度がある。式 (2) に比速度の計算式を示す。

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0.75}} \quad (2)$$

ここで、 $N_s$ : 比速度 [rad/s, m<sup>3</sup>/s, J/kg],  $n$ : 回転数 [rad/s],  $Q$ : 冷媒体積流量 [m<sup>3</sup>/s],  $H$ : 理論断熱ヘッド [J/kg] である。なお、ターボ圧縮機と膨張タービンで一般的に比速度を表す単位が異なるため、ここでは膨張タービンで使用する単位で示した。ターボ圧縮機で用いられる単位は、 $N_s$ : 比速度 [rpm, m<sup>3</sup>/min, m],  $n$ : 回転数 [rpm],  $Q$ : 冷媒体積流量 [m<sup>3</sup>/min],  $H$ : 理論断熱ヘッド [m] である。最も断熱効率が高くなる比速度は、膨張タービンでは 0.6~0.7 [rad/s, m<sup>3</sup>/s, J/kg], ターボ圧縮機では 300~400 [rpm, m<sup>3</sup>/min, m] といわれている<sup>10)</sup>。

ここで、回転数  $n$  を一定としながら冷媒を変更すると、物性の違いにより冷媒体積流量  $Q$  と理論断熱ヘッド  $H$  が増減し、比速度が変化する。単一成分の冷媒では運転条件から比速度が一義的に決定されてしまうが、混合冷媒では濃度を調整することで、回転数  $n$  を変えずに比速度を変化させることができる。

また、Figure 6 にターボ圧縮機と膨張タービンの断熱効率がそれぞれ 3% ずつ向上したときの膨張タービン

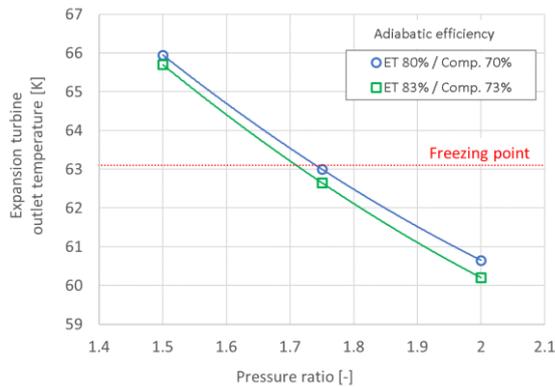


Figure 6 Comparison of expansion turbine outlet temperature due to adiabatic efficiency (ET : Expansion turbine, Comp. : Compressor)

出入口温度差を示す。断熱効率が向上すると、同じ圧力比でも膨張タービン出口温度は低下するため、液体窒素が凝固しない圧力比となっていることの再確認が必要となる。その結果、本検討では圧力比 1.7 を採用することとした。

Figure 7 に圧力比 2.0 と 1.7 でのヘリウム濃度と膨張タービン比速度の関係を示す。ネオン 100% で冷凍能力 2.0 kW となる冷媒の質量流量は、圧力比 2.0 では 0.2 kg/s であり、圧力比 1.7 では 0.275 kg/s となる。また、圧力比 1.7 で冷媒のヘリウム濃度を増やしていくと、ヘリウム 100% では質量流量 0.054 kg/s で冷凍能力 2.0 kW が得られる。

Figure 7 より圧力比 1.7 の冷凍サイクルでは、ヘリウム濃度 0~23% において比速度の最適範囲 0.6~0.7 に入ることがわかる。特に最適範囲の中心である比速度 0.65 を目指すと、ヘリウム濃度 11% が最適である。ヘリウム濃度を 11% とすると、ターボ圧縮機および膨張

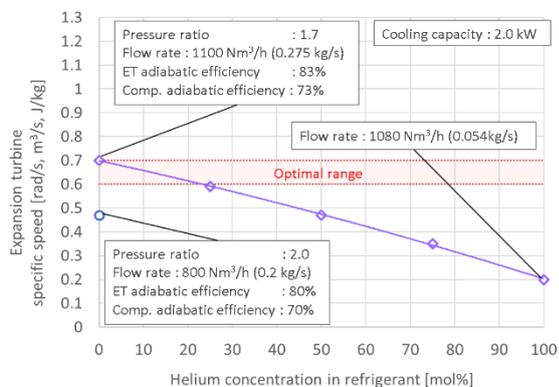


Figure 7 Change in specific speed due to helium concentration (Nm<sup>3</sup>/h : m<sup>3</sup>/h at 273.15 K, 101.35 kPa, ET : Expansion turbine, Comp. : Compressor)

タービンの比速度が改善され、それぞれ 3% 程度の断熱効率の向上が期待できる<sup>10)</sup>。

一方、従来の冷凍サイクルより体積流量が増えるためターボ圧縮機動力も大きくなり、回転機効率が改善しない場合は冷凍機の成績係数 COP は低下する。式(3)に COP の計算式を示す。

$$COP = \frac{Q_{ref}}{W} \quad (3)$$

ここで、W:ターボ圧縮機の消費動力[kW]である。

Table 1 にネオンと混合冷媒との冷凍サイクル仕様の比較を示す。この結果から、サブクール熱交換器での二重ループを不要とし、かつ COP が約 1% 向上する冷凍サイクルを構築できた。

さらに、ヘリウムを混合することで、Table 1 には含まれていない要因として熱交換器での伝熱性能の向上や、圧力損失の低減余地がある<sup>11)</sup>。熱交換器や配管を混合冷媒サイクルの圧力や流量に合わせて再設計することで、冷凍能力と COP は Table 1 の結果以上に向上できる。

Figure 8 に T-S 線図における低圧力比と混合冷媒を用いた冷凍サイクルを青線で示す。また、従来の冷凍サイクル(赤線)から変更される線図の番号にダッシュを付記し比較した。

Table 1 Comparison of specifications between Neon cycle and mixture refrigerant cycle (ET : Expansion turbine, Comp. : Compressor)

	Unit	Neon cycle	Mixture refrigerant cycle
Helium concentration	[mol%]	0	11
Pressure ratio	[-]	2.0	1.7
Refrigerant flow rate	[Nm <sup>3</sup> /h]	800	1100
ET outlet temperature	[K]	60.9	63.2
ET specific speed	[-]	0.47	0.65
Comp. specific speed	[-]	112	151
ET adiabatic efficiency	[%]	80	83
Comp. adiabatic efficiency	[%]	70	73
Cooling capacity	[kW]	2.0	2.0
Comp. consumption	[kW]	26.9	26.5
COP	[-]	0.0757	0.0764

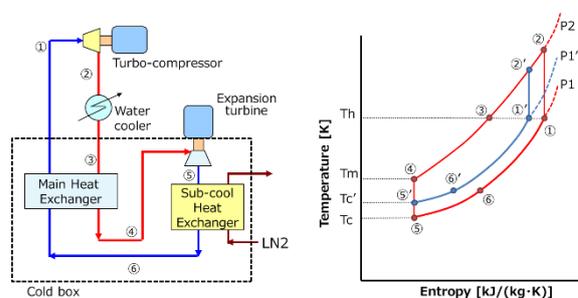


Figure 8 Ideal T-S diagram of turbo-Brayton cycle under the low pressure ratio and mixture refrigerant condition

## 5. まとめ

ターボブレイトンサイクルの実用化と、その後の継続的な高性能化への取り組みにより、混合冷媒を用いた冷凍サイクルとターボ回転機的设计最適化の手法を確立した。これにより冷凍機の COP を向上させつつ、サブクール熱交換器における被冷却流体の凝固防止が実現できる冷凍サイクルの設計方法を示した。

一例として、冷凍能力 2kW の冷凍機にてネオン冷媒と混合冷媒での冷凍サイクルを検討した。その結果、圧力比 1.7 の冷凍サイクルでサブクール熱交換器の二重ループを不要とすることができた。さらに、ヘリウム濃度を 11%とすることで膨張タービン比速度が最適値となり、膨張タービンの断熱効率が向上しネオンでの冷凍サイクルと比較して COP が約 1%向上することがわかった。

今回報告した混合冷媒を用いた冷凍機的设计方法について、2021 年に特許を取得した<sup>12)</sup>。本設計方法における混合冷媒はネオンとヘリウムの組み合わせに限定されるものではなく、冷却温度に合わせて任意のガスを選択することができる。例えば LNG の再液化であれば冷却温度が約 110 K であるため、窒素やアルゴンなども混合冷媒の一種として使用可能である。また、ネオンは 30 K で凝縮してしまうところ、混合冷媒を用いることで 25 K 以下まで凝縮せず、冷却温度帯を拡張できる。

冷凍サイクルやターボ回転機の技術は、その時々時代の要望に応じて発展してきた。我々も今回の混合冷媒を利用したターボブレイトンサイクルの研究成果をもとに、近年の社会的課題であるエネルギー転換やカーボンニュートラルに関する課題解決に貢献できるよう、新規用途の探索および新技術の開発と製品化に積極的に取り組む。

## 参考文献

- 1) Verein Deutscher Ingenieure. “低温生成装置の実例”. 低温工学ハンドブック. 低温工学協会・関西支部. 海外低温工学研究会. 低温工学ハンドブック編集委員会. 内田老鶴圃新社, 1982, p.1-5, 126-130.
- 2) “世界初の超電導電力機器冷却用ターボ冷凍機の販売を開始”. 大陽日酸ニュースリリース. [https://www.tn-sanso.co.jp/file\\_download.php?id=BQhe0Tg%2FevU%3D&fileid=zzBb66jnj%2FXCn7W3VhhkiMDmuDD3GUSI&link.pdf](https://www.tn-sanso.co.jp/file_download.php?id=BQhe0Tg%2FevU%3D&fileid=zzBb66jnj%2FXCn7W3VhhkiMDmuDD3GUSI&link.pdf), (参照 2022-07-22)
- 3) “世界初の商用超電導ケーブルの大容量ターボ冷凍機納入のお知らせ”. 大陽日酸ニュースリリース. [https://www.tn-sanso.co.jp/file\\_download.php?id=4WSh%2BvaKHpo%3D&fileid=upyKjDAp%2B93KU0Ug30pqEhtZ4p5v%2BJJ9&link.pdf](https://www.tn-sanso.co.jp/file_download.php?id=4WSh%2BvaKHpo%3D&fileid=upyKjDAp%2B93KU0Ug30pqEhtZ4p5v%2BJJ9&link.pdf), (参照 2022-07-22)
- 4) 水素エネルギー協会. “水素の貯蔵”. 水素の事典. 朝倉書店, 2014, p. 365-374.
- 5) H. Quack. Conceptual Design of a High Efficiency Large Capacity Hydrogen Liquefier. *Advances in Cryogenic Engineering*, 2002, vol. 47, p. 255-263.
- 6) 平井寛一ほか. 磁気軸受式小型ターボ圧縮機の開発. 大陽日酸技報, 2010, no.29, p. 7-11.
- 7) S. Yoshida et al. New Design of Neon Refrigerator for HTS Power Machines. *Advances in Cryogenic Engineering*, 2010, vol. 55, p. 1131-1138.
- 8) 池上俊輔ほか. 高温超電導電力機器用サブクール液体窒素循環システム. 大陽日酸技報, 2011, no.30, p. 7-12.
- 9) 尾崎信介ほか. ネオン冷凍機の熱負荷変動に対する制御特性 (第 1 報). 大陽日酸技報, 2012, no.31, p. 7-11.
- 10) Harold, E. Rohlik. ANALYTICAL DETERMINATION OF RADIAL INFLOW TURBINE DESIGN GEOMETRY FOR MAXIMUM EFFICIENCY. National Aeronautics and space administration, 1968, NASA TN D-4384, 30p.
- 11) Chang, H. M. et al. Thermodynamic design of 10 kW Brayton cryocooler for HTS cable. *Advances in Cryogenic Engineering*, 2012, p. 1664-1671.
- 12) 大陽日酸. ターボブレイトン冷凍機. 特許第 6951598 号. 2021-09-28.