

ネオン精製装置へのターボ機械の応用

Application of Turbo Machinery Using Mixed Cooling Gas

尾崎 信介*

OZAKI Shinsuke

ネオンは半導体関連向け需要が見込まれているが、世界情勢の変化による供給不安が顕在化しており国産化が課題となっている。ネオンは大型空気分離装置の副産物として得られる粗ネオンからヘリウムなどの不純物を取り除くことで生産される。当社では君津サンソセンター（千葉県）の大型空気分離装置で得られる粗ネオンを用いたネオンの生産を計画している。

ネオン精製装置は大きく分けて精製システムと冷却システムから構成され、冷却システムでは精製システムでの不純物除去に必要な温度帯を生成・維持する。冷却システムは、主にターボ機械（ターボ圧縮機、膨張タービン）と熱交換器から構成され、ターボ機械には、当社の冷凍サイクル技術やターボ機械技術により製品化された NeoKelvin®-Turbo（以下、ターボ冷凍機）のターボ圧縮機および膨張タービンを採用している。冷却システムの冷媒にはネオンガスを用いるが、ネオン精製装置の冷却システムでは最低温度が 27.5K に達するため、ネオンが液化する恐れがある。そこで、冷媒ガスの液化防止およびターボ機械の設計最適化を目的にヘリウムガスを混合した冷媒を採用し、冷媒ガスの混合比およびターボ機械の設計と評価を実施した。本稿では、ネオン精製装置の冷却システム概要および、混合冷媒を用いた冷却システムにおけるターボ機械の設計、性能について報告する。

Neon is expected to see growing demand for semiconductor-related applications; however, concerns over supply stability have emerged due to changes in the global situation, making domestic production a key issue. Neon is produced as a by-product of large air separation units, and our company is planning to produce neon using crude neon obtained from the large air separation unit at the Kimitsu Sanso Center.

The cooling system of the neon purification unit consists mainly of turbomachinery (a turbo compressor and an expansion turbine) and heat exchangers. For the turbomachinery, we employ the turbo compressor and expansion turbine of NeoKelvin®-Turbo, which has been commercialized using our refrigeration-cycle and turbomachinery technologies. To prevent liquefaction of the refrigerant and to optimize the turbomachinery design, the cooling system uses a mixed refrigerant of neon gas and helium gas. This paper reports an overview of the cooling system of the neon purification unit and the design and performance of the turbomachinery in the cooling system using the mixed refrigerant.

1. はじめに

大陽日酸では、酸素、窒素、アルゴンをはじめとする工業ガスの製造とともに、ヘリウムやネオンといった貴ガスも供給している。近年では、半導体向けなどに貴ガスの需要が増加する一方で、世界情勢の変化により供給量が不安定化している。ネオンにおいては、日本国内で利用される全量を海外から輸入しており、

安定供給のためには国内生産することが喫緊の課題となっている。2023年、当社は経済産業省の重要物資サプライチェーン強靱化支援事業より支援を受け、ネオン精製装置を千葉県の君津サンソセンターに設置することを決定した¹⁾²⁾。

* 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

2. ネオン精製装置の基本構造

2.1 全体プロセス

Fig. 2.1.1 にネオン精製装置の全体プロセスフローを示す。空気分離装置から得られる粗ネオンガスは、窒素、酸素、水素、ヘリウム、水分など多くの不純物を含んでおり、ネオン濃度は 50% に満たない。これらの不純物は、精製システムラインにて、酸素付加、TSA、VPSA、低温吸着器で取り除かれ、ヘリウムとネオンの混合ガスとなる。その後、気液分離器でネオン濃度を高め 30K まで冷却し蒸留分離を行うことで製品ネオンガスが得られる。

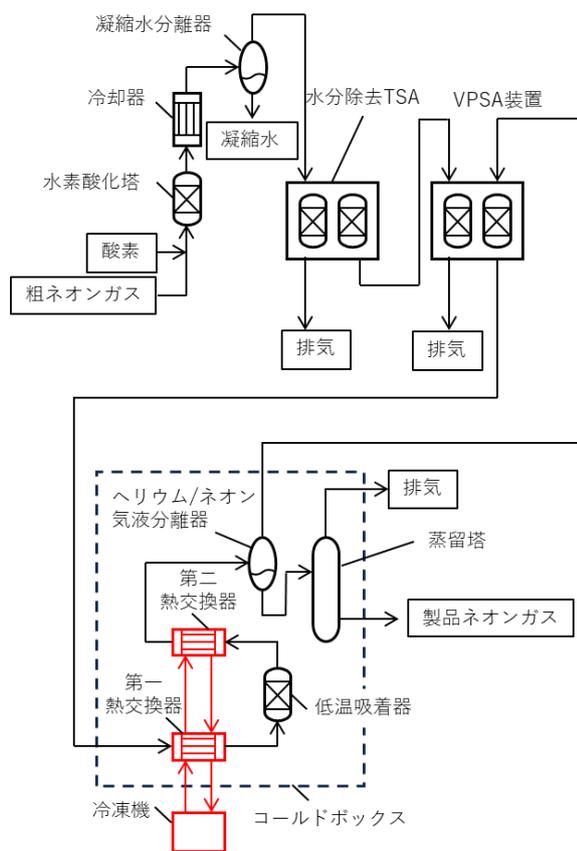


Fig. 2.1.1 ネオン精製装置の全体プロセス

2.2 冷却システム

冷却システムは、ターボ冷凍機と同様に、主にターボ圧縮機、膨張タービン、熱交換器より構成されているが、膨張タービンは温タービンと冷タービンが配置される³⁾。Fig.2.2.1 に冷却システムの概略フローを示す。冷媒はターボ圧縮機で昇圧され熱交換器を通り、温タービンと冷タービンで膨張することで寒冷を発生させる。各タービンの 1 次側に配置された熱交換器により、温タービンは低温吸着器、冷タービンはネオンとヘリウムの気液分離器に入る粗ネオンガスの温度を制御する。

ここで使用される膨張タービンおよびターボ圧縮機は、開発や製作の期間を短縮するため、ターボ冷凍機のターボ機械をベースに、冷却システムの要求仕様に合わせて空力部品を再設計した。

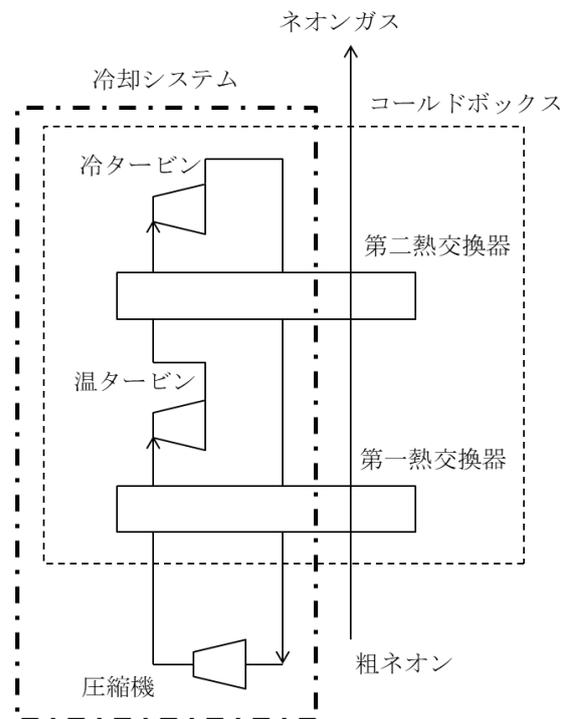


Fig. 2.2.1 冷却システムの概略フロー

3. 混合冷媒の適用

3.1 混合比率

温タービンおよび冷タービンの冷却温度の要求仕様を Table3.1.1 に示す。ターボ冷凍機では冷媒にネオンが使用されていたが、ネオン精製装置では冷タービン出口でのネオンの液化が懸念されるため、ネオンとヘリウムの混合冷媒を検討した。

粗ネオンを 30K まで冷却する必要がある、熱交換器の冷端温度差を加味すれば冷タービン出口温度は 27.5K となる。さらに、運転負荷により冷タービン出口温度が変動することを考慮し、冷媒の液化温度は 25K 以下となる設計を目指した。

Fig.3.1.1 に冷媒と圧力による液化温度のグラフを示す。液化温度を 25K 以下にするためには、ヘリウム濃度を 50%以上とする必要があり、ヘリウム濃度が高くなるほど高い圧力でも液化しにくいことが分かる。

Table 3.1.1 タービン出口温度の要求仕様

	単位	温タービン	冷タービン
出口温度	K	70	27.5

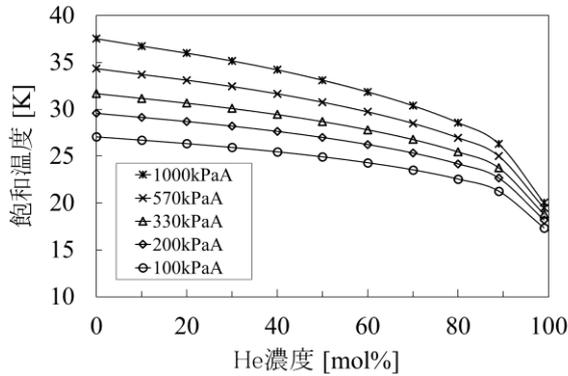


Fig.3.1.1 He 濃度と液化温度

3.2 タービン設計

タービン性能は、冷却システムの全体設計の中でプロセス効率に大きな影響を与える。そこで、タービン効率を最大化するよう設計を行った。ターボ機械の性能の指標のひとつである比速度 N_s を式(1)に示す。

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{0.75}} \quad (1)$$

ここで、 N_s :比速度[rad/s, m³/s, J/kg], n:回転数[rad/s], Q:冷媒体積流量[m³/s], H:断熱熱落差[J/kg]である。ラジアルタービンでは、比速度の最適な設計範囲は0.6~0.7程度である⁹⁾。

Fig.3.2.1 にタービン入口温度 70K のとき、ヘリウム濃度と膨張比による熱落差を示す。ヘリウム濃度が高くなる、もしくは膨張比が大きくなると熱落差は大きくなる。ここで、タービンはモータ駆動しており、上限回転数に制約がある。加えて冷タービンで冷媒が液化しないヘリウム濃度を採用し、これらの設計条件より比速度が最適な範囲となるよう流量や熱落差を決定し、空力部品を再設計した。Fig.3.2.2 に温タービンのインペラとノズルを示す。

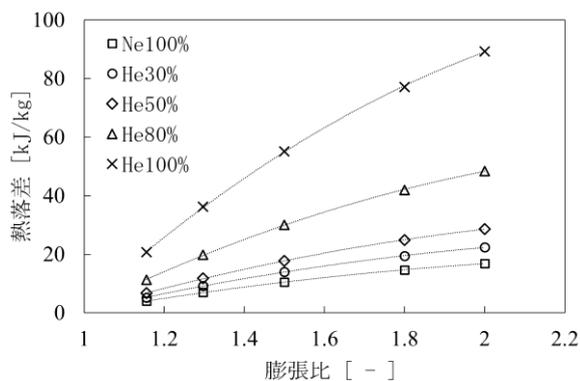


Fig.3.2.1 ヘリウム濃度と断熱熱落差



Fig.3.2.2 温タービンのインペラ(上)とノズル(下)

3.3 タービン構造と断熱設計

タービンは熱交換器を収納したコールドボックスの上部に回転軸が鉛直方向になるように据え付けられる。インペラが取り付けられた主軸は電動機で駆動され、主軸は磁気軸受で径方向、軸方向が非接触で支持されている。断面図を Fig.3.3.1 に示す。

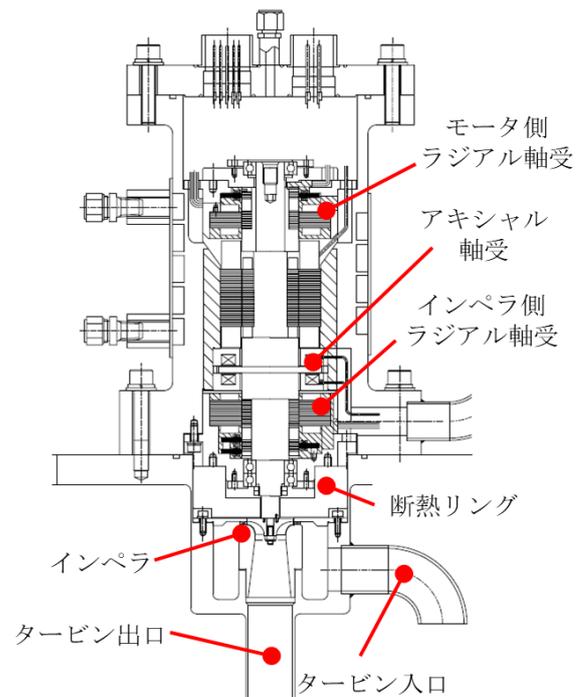


Fig.3.3.1 タービン構造

Fig.3.3.2 はインペラ側構造図である。軸受側はコールドボックスのフランジより上部にあるため常温となる一方で、インペラ側は冷タービンで30K以下となる。ケーシングは耐圧部品であるため金属が使われているが、側面は薄肉構造となっている。さらに、インペラと軸受の間には熱伝導率の小さな樹脂製の断熱リングを配置している。これらの断熱構造により常温側から低温側への侵入熱を低減し、タービンの発生寒冷を粗ネオンの冷却に有効利用できる。また、軸受の温度低下を防止し、長期の安定性向上に寄与する。

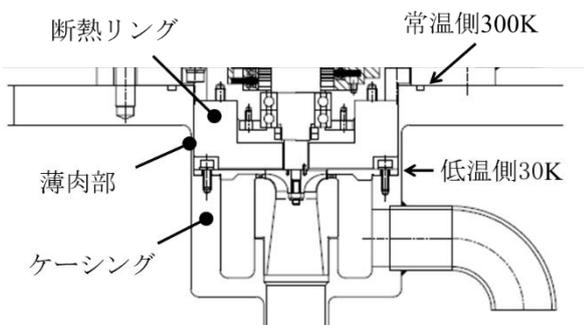


Fig.3.3.2 インペラ側構造図

3.4 ターボ圧縮機設計

ターボ圧縮機はタービン同様に磁気軸受および電動機が採用されている。主軸の両端にインペラが配置され1台あたり2段圧縮が可能である⁹⁾。冷却システムの全体設計では、最初に冷却温度と発生寒冷を満たすようタービン設計を行った。そのため、タービン仕様の処理流量や圧力比などを満足できるターボ圧縮機用流体部品を検討した。ネオンとヘリウム混合冷媒において、ヘリウム濃度が高くなると密度の減少に伴いターボ圧縮機で得られる圧力比は低下してしまう。そこで、従来のターボ圧縮機のインペラを大口径化することで、ヘリウム混合冷媒であっても設計圧力比が得られるよう形状を再設計した。Fig.3.4.1 にターボ圧縮機インペラを示す。



Fig. 3.4.1 ターボ圧縮機インペラ

4. 性能取得

4.1 タービンの軸受温度

温タービンおよび冷タービンの運転状態における軸受の健全性を評価するため、タービン出口温度、タービン回転数による軸受温度を測定した。なお、軸受温度は磁気軸受ユニット内部の電磁石コイル近傍に設置されている測温抵抗体温度計を用いた。

Fig.4.1.1 にタービン出口温度に対する軸受温度を示す。タービン出口温度が40Kのとき、軸受温度は回転数により変化し、定格回転数の0.8倍で30℃、1.1倍で70℃であった。一方、回転数が定格回転数の1.1倍で一定であれば冷却温度が40~70Kに変化しても軸受温度は一定に保たれることが判明した。

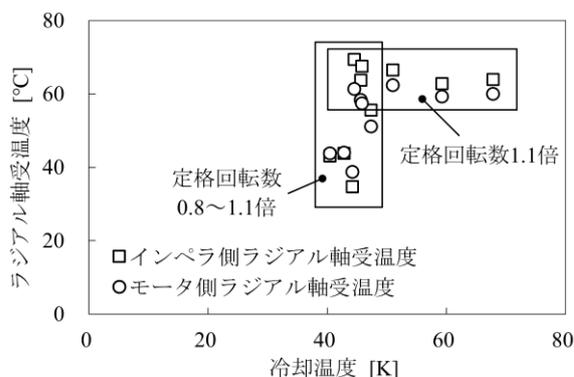


Fig.4.1.1 タービンの軸受温度

4.2 温タービン効率

Fig.4.2.1 に温タービンの性能評価の試験フローを示す。ターボ圧縮機で昇圧された冷媒は熱交換器で冷却されタービンに供給される。タービンの膨張比はターボ圧縮機の回転数で、タービン入口圧力はバッファタンクの冷媒を供給と回収することで調整した。タービン入口温度は熱交換器の表面に張り付けたフィルムヒータの出力により調整した。タービン入口温度は温タービン仕様である70Kに制御した。

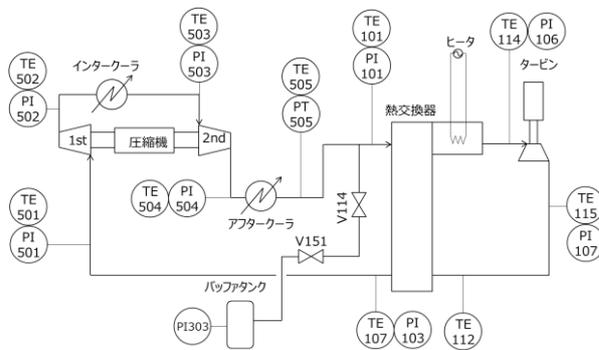


Fig.4.2.1 試験フロー

タービンの効率は式(1)で示される。

$$\eta = \frac{(H_0 - H_2)}{(H_0 - H_{2i})} \quad (2)$$

ここで、 H_0 はタービン入口エンタルピー、 H_2 はタービン出口エンタルピー、 H_{2i} はタービン入出において理想的に断熱膨張した場合のタービン出口エンタルピーである。タービン入出において流体は剥離や摩擦による損失が生じるため、タービン効率は 100%にならない。 $U/C0$ は速度比と呼ばれ、 U はインペラ外径の周速、 $C0$ は理論断熱噴出速度でタービン入出の断熱熱落差を速度換算したものである。一般的に、 $U/C0$ は 0.7 前後でタービンの最高効率が得られる⁷⁾。

Fig.4.2.2 にターボ冷凍機用タービンと温タービンの効率を示す。測定した $U/C0$ の範囲で温タービンは要求仕様より 5 ポイント高い効率が得られた。また、ターボ冷凍機用タービンと同等の効率であった。

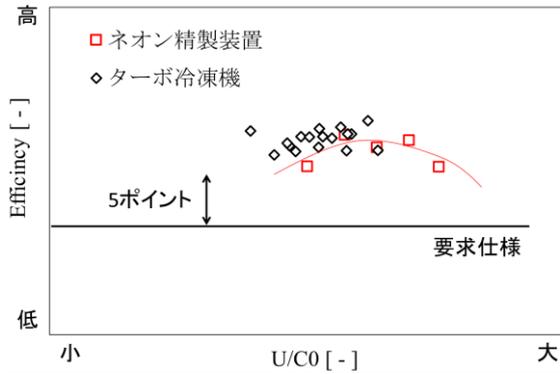


Fig.4.2.2 温タービン効率

4.3 発生寒冷とタービン効率の考察

常温部からの侵入熱やタービンの発生寒冷の大きさによる効率変化への影響を考える。タービン入出の変化をエントロピーとエンタルピーで表すと Fig. 4.3.1 のようになる。タービン入口エンタルピー H_0 とし、冷媒が理想的に膨張した場合は等エントロピー膨張となり、タービン出口エンタルピーは H_{2i} となる。実際には様々な損失があるため等エントロピー変化にはならず出口エンタルピーは H_2 となり、タービン効率 η は式(2)となる。

ここで、実測されるタービン効率 η は、Fig.3.3.2 よりケーシングや断熱材からの侵入熱 q によってタービン出口温度が上昇し、侵入熱がない場合より効率が低下していると考えられる。このとき、侵入熱 q がない場合を考えると、タービン出口温度は T_q となり侵入熱を含まないタービン効率 η_q は式(3)で与えられる。

$$\eta_q = \frac{(H_0 - H_q)}{(H_0 - H_{2i})} \quad (3)$$

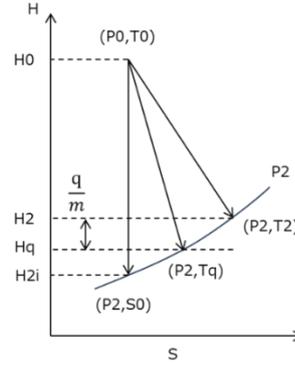


Fig.4.3.1 タービン効率

侵入熱がある場合の発生寒冷 Q は式(4)、侵入熱 q は式(5)である。

$$Q = \dot{m}(H_0 - H_2) \quad (4)$$

$$q = \dot{m}(H_2 - H_q) \quad (5)$$

ここで、 \dot{m} [kg/s]は質量流量である。

従って、実測されるタービン効率 η と侵入熱を含まないタービン効率 η_q の関係は発生寒冷 Q と侵入熱 q を用いて式(5)のように表される。

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(H_0 - H_2)}{(H_0 - H_{2i})} \\ &= \frac{H_0 - \left(H_q + \frac{q}{\dot{m}}\right)}{(H_0 - H_{2i})} \\ \eta &= \eta_q \frac{Q}{Q+q} \end{aligned} \quad (6)$$

式(6)より、侵入熱が同じでも発生寒冷によりタービン効率が異なることが分かる。温タービンとターボ冷凍機用タービンの断熱構造は同じなので侵入熱は同等と考えられる。ここで、発生寒冷に対する侵入熱の割合による効率変化を考える。タービン効率 η を 70%、侵入熱を 1 とし、発生寒冷が侵入熱の 10 倍、20 倍、30 倍の場合でタービン効率 η_q を比較すると Table4.3.1 になる。ネオン精製装置は Case1、ターボ冷凍機は Case2 や Case3 に相当するため、侵入熱を加味しなければ、ターボ冷凍機用タービンに対して温タービン効率は 4%程度向上したことになる。従って、流体部品は再設計により高効率になったことが判明した。

Table4.3.1 発生寒冷と侵入熱とタービン効率

	単位	Case1	Case2	Case3
侵入熱	—	1	1	1
発生寒冷	—	10	20	30
効率 η	%	70	70	70
効率 η_q	%	77	73.5	72.3

4.4 ターボ圧縮機性能

Fig.4.4.1 にターボ圧縮機の流量と圧力比の結果を示す。ターボ冷凍機用のターボ圧縮機は仕様流量において圧力比が不足していた。ネオン精製用ではインペラを大口径化したことで圧力比が上昇し、仕様条件を満たすことができた。一方で、小流量側の運転範囲が狭くなりサージングが生じやすい特性であるため、実機ではサージング防止策の必要性が明確となった。

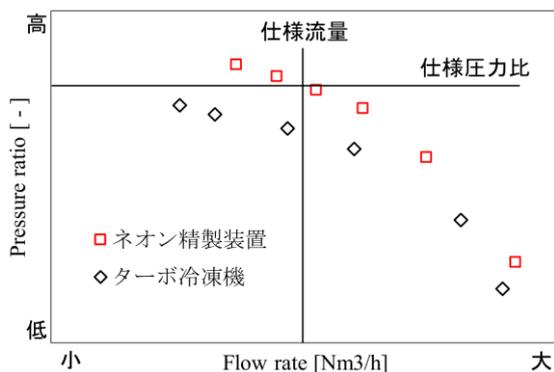


Fig. 4.4.1 流量と圧力比

5. まとめ

ネオン精製装置向け冷却システムの早期実現を目指し、自社開発したターボ冷凍機用膨張タービンとターボ圧縮機の応用検討と評価を実施した。2021年に取得した混合冷媒に関する特許の考え方を応用し、冷媒の液化を防止しつつターボ冷凍機用タービンと同等の温タービン効率が得られることを確認できた⁸⁾。

タービンの発生寒冷とタービン低温側への侵入熱がタービン効率へ与える影響を考察し、それらの関係を数式化した。その結果、発生寒冷と侵入熱による効率低下を定量的に評価することが可能となった。これらの知見は、当社が扱う空気分離装置向け膨張タービンへの活用も可能である。

ネオンの国内製造により地産地消が可能となれば、輸送エネルギーの低減、安定供給が実現する。我々は冷凍サイクルやターボ機械の技術を応用し、今後も社会的課題の解決に積極的に取り組む。

参考文献

- 1) 大陽日酸ニュースリリース (ネオン製造に関する) : <https://www.tn-sanso.co.jp/LinkClick.aspx?fileticket=wW563uc705s%3D&tabid=207&mid=952>
- 2) 経産省 (ネオンガス製造に関する) : https://www.meti.go.jp/information_2/publicoffer/review2025/kokai/0606_1gaiyo.pdf
- 3) 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 <https://www.tn-sanso.co.jp/LinkClick.aspx?fileticket=3R0gULrYchI%3D&tabid=207&mid=952>
- 4) 大陽日酸 CSR REPORT 2025 P.9 <https://www.nipponsanso-hd.co.jp/Portals/0/images/csr/shareholders/kankyo2015.pdf>
- 5) 石井政輝ほか. 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. 大陽日酸技報, 2022, no.41, p. 13-18.
- 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) David Japikse ets, Axial and Radial Turbines, p.273
- 8) 大陽日酸. ターボブレイトン冷凍機. 特許第 6951598 号. 2021-09-28.