

磁気軸受ネオン膨張タービンの開発

Development of a Neon Turbo-Expander with Active Magnetic Bearings

平井 寛一* 弘川 昌樹* 高池 明*
HIRAI Hirokazu HIROKAWA Masaki TAKAIKE Akira

ネオンを作動流体とする小型・高速の発電機を内蔵した磁気軸受膨張タービンを開発し、試作ネオン冷凍機に搭載して回転数1400 rps, 入口圧力1 MPa, 入口温度70 Kでタービンの性能試験を実施した。タービンインペラの外径は25 mmで、羽根形状が異なる2種類のインペラについてそれぞれタービン性能を測定し、最大70%のタービン効率が得られた。性能予測プログラムで計算したタービン性能と比較した結果、両者はよく一致した。この性能試験によってネオンを作動流体とするタービンインペラの設計方法を確立することができた。また、高速回転時の磁気軸受や発電機の制御や冷却に関する技術も確立することができた。

A cryogenic turbo-expander with active magnetic bearings was developed and tested in a reverse-Brayton cycle refrigerator using neon gas as working fluid. The turbine performance tests were carried out at the inlet pressure of 1 MPa and the inlet temperature of 70 K. And the rotational speed of the turbo-expander was 1400 rps.

Two types of impellers with different blade shape were made to compare their turbine efficiencies. The turbine efficiencies of each impeller were demonstrated and the maximum turbine efficiency was 70 %. The measured turbine efficiencies were agreed well with predicted efficiencies. And these test results will be applied to improve neon turbo-expander on the next developmental stage.

1. はじめに

現在、高温超電導（以下、HTS）を利用したケーブル¹⁾、限流器²⁾、変圧器³⁾、モータ⁴⁾などの開発が活発に行われている。HTS 機器には超電導を維持するための冷凍機が必要であり、HTS 機器の研究段階では容積型圧縮機を備えたパルスチューブ冷凍機、G-M 冷凍機、スターリング冷凍機などの小型冷凍機が広く利用されている。しかしながら、商用規模の HTS 機器では、冷凍能力2～10 kW（冷却温度70 K）の冷凍機が必要となる⁵⁾。前述した小型冷凍機の冷凍能力は最大で約1 kW（冷却温度80 K）であり、商用規模の HTS 機器が必要とする冷凍能力を実現するには複数の小型冷凍機を並列運転する必要がある。また、HTS 機器は長期間の連続運転が基本であるため、冷凍機もメンテナンスフリーであることが要求されるが、容積型圧縮機を備えた従来の小型冷凍機では、摺動部のメンテナンスを定期的に行う必要がある。

一方、100 K 以下の冷却温度で大きな冷凍能力を得る方法としてはターボ膨張機（以下、タービン）を利用したタービン式冷凍機があり、空気分離装置や大型のヘリウム液化機などで多くの実績がある。ただし、タービン式冷凍機のうち最も小型のもので冷凍能力は数十 kW（冷却温度70 K）である。したがって、HTS 機器の冷却に適用するにはタービン式冷凍機の小型化が不可欠であるが、タービンやターボ圧縮機は容量が小さくなるほど小型、高速回転となるため、各種の損失により効率が低下する傾向となる。しかしながら、タービン式冷凍機を構成するタービンやターボ圧縮機は非接触型の軸受を採用することによりメンテナンスフリーが可能であり、実用規模の HTS 機器の冷却に適している。

2007年に実用規模 HTS 機器の冷却用としてネオンを作動流体とした冷凍能力2 kW（70 K）のタービン式冷凍機（以下、ネオン冷凍機）を試作し、冷凍能力や COP（Coefficient of Performance：成績係数）を実測して HTS 機器の冷却用として適用が可能であること

* 開発・エンジニアリング本部山梨研究所低温技術研究室

を実証した⁶⁾。しかし、このネオン冷凍機に適用可能な小型のターボ圧縮機が市販されておらず、ネオンの圧縮にはレシプロ圧縮機を採用した。そのため、圧縮機の定期的なメンテナンスが必要であった。現在、冷凍機の更なる効率向上と小型化およびメンテナンスフリーを図るためにターボ圧縮機の開発も同時に進めており、2011年にターボ圧縮機を組み込んだネオン冷凍機の実証機を製作する予定である。

タービンの効率は冷凍機のCOPに直接影響する重要な要素である。ネオン冷凍機には非常に小型で高速回転のタービンが必要となるが、ネオンを流体としたタービンの研究例は少なく、ネオンタービンの効率向上には、性能予測と性能試験結果の比較を行い、性能予測プログラムへのフィードバックが欠かせない。そこで磁気軸受ネオン膨張タービンを製作し、試作ネオン冷凍機でのタービン性能試験を実施した。以下にその詳細を述べる。

2. 膨張タービンの設計と構造

2007年に試作したネオン冷凍機では、フォイルタイプの動圧気体軸受とクローズドタイプのタービンインペラを組み込んだ膨張タービンを搭載したが、今回は5軸制御の磁気軸受を採用し、タービンインペラはオープンタイプを採用した。

動圧気体軸受は、回転数が高くなると回転する軸と静止した軸受の間隙内の気体の圧力が高くなり、軸が非接触で浮上する軸受であるが、起動や停止の際には

軸と軸受は接触する。一方、磁気軸受は軸の浮上位置をセンサで検出し、電磁石に流す電流を制御することで軸を軸受中心に吸引制御するため、起動や停止の際でも軸を非接触支持できる⁷⁾。

クローズドタイプのインペラとはインペラの羽根とシュラウドが一体となってガスの通路を形成している構造のインペラである。羽根、シュラウド間の漏れ損失がゼロとなるため、羽根とシュラウドが分離しているオープンタイプのインペラと比べてタービン効率が高くなるという長所がある。インペラの羽根は複雑な3次元形状をしており、通常、5軸NC加工あるいは精密鋳造によって製作される。インペラのサイズが小さくなると、クローズドタイプのインペラではNC加工は困難となり、精密鋳造で製作するしかない。小径インペラでは羽根の厚さが非常に薄くなり、鋳造の歩留まり等の影響で製作コストが高くなるだけでなく、形状のバラツキによるタービン効率の低下も懸念される。

一方、オープンタイプのインペラは、小径でも5軸NC加工が可能であり、低コストで安定した形状が得られる。ただし、羽根、シュラウド間の漏れ損失によりクローズドタイプよりタービン効率が低下する傾向となるため、羽根、シュラウド間のクリアランス設定に配慮が必要である。

Fig. 1にタービンの構造断面図を、Table 1にタービンの設計仕様を示す。

タービンの回転数制御には発電機制動方式を採用し

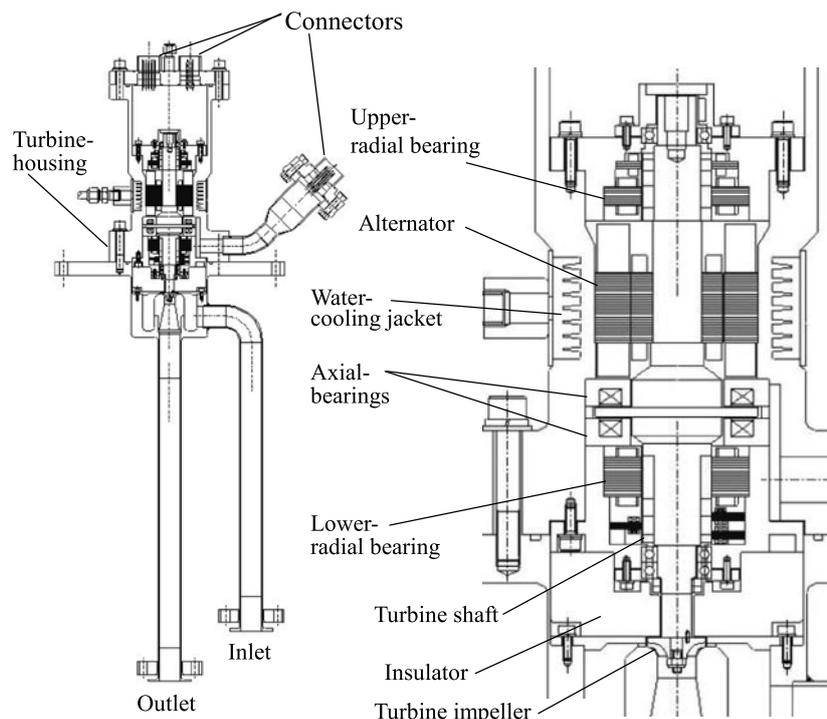


Fig. 1 The cross-sectional drawing of the turbo-expander.

Table 1 The design specification of the turbo-expander.

Inlet pressure	1.0 MPa
Inlet temperature	68 K
Outlet pressure	0.5 MPa
Outlet temperature	56.6 K
Flow rate	0.15 kg/s
Rotational speed	1550 rps
Efficiency	65 %
Impeller diameter	25 mm
Brake type	Alternator loaded
Bearing type	Active magnetic bearings

た。3相2極誘導発電機のローターエレメントがタービン軸の中央部に取り付けられ、ステータエレメントがタービンボディに固定されている。ステータエレメントは外周部の水冷ジャケットにより冷却される。

発電機の下部にはタービン軸のスラスト板を挟むように、アキシアル磁気軸受が配置される。また、ラジアル磁気軸受は発電機およびアキシアル磁気軸受の上下にそれぞれ配置されている。磁気軸受の制御ケーブルと発電機の電源ケーブルはハーメチックコネクタで外部に取り出され、タービンは気密構造となっている。

タービン軸下端にはタービンインペラが取り付けられ、インペラ背面には侵入熱を低減するための断熱リングを設けている。タービンインペラを含むタービンボディはカートリッジ構造で、タービンケーシングを冷凍機のコールドボックスに残したまま引き抜くことが可能である。Fig. 2にタービncカートリッジの写真を示す。

インペラの外径は25 mm と非常に小型であり、羽根厚さと羽根枚数によってはインペラ出口のスロート面積が非常に小さくなり、タービン効率の低下が懸念された。そのため性能試験用のインペラは羽根枚数16枚(フルブレード)のType-A とフルブレード8枚とスプリッタブレード8枚で構成されるType-Bの2種類が製作された。Fig. 3に5軸NC加工で製作し



Fig. 2 The turbine cartridge.



Type-A



Type-B

Fig. 3 The photographs of 25 mm turbine impellers, Type-A : 16 full blades, Type-B : 8 full blades and 8 splitter blades.

たタービンインペラの写真を示す。Type-Bのフルブレード形状はType-Aと同じであり、スプリッタブレードはフルブレードのエクスデューサーを約30%カットした羽根形状である。スプリッタブレードを1枚おきに配置することで、Type-Bの出口スロート面積はType-Aよりも約8%大きい。

タービンインペラ的设计では、タービン性能を左右するいくつかのパラメータがあるが、そのうちの一つに U/C_0 がある。 U はインペラ周速、 C_0 はタービンの入口と出口の理論断熱噴出速度であり、式(1)で与えられる。

$$\frac{U}{C_0} = \frac{\pi \times D \times n}{\sqrt{2 \times (h_{in} - h_{outs})}} \quad (1)$$

U : インペラ周速 ; C_0 : 理論断熱噴出速度

D : インペラ外径 ; n : タービン回転数

h_{in} : タービン入口エンタルピ

h_{outs} : タービン出口の理論断熱膨張エンタルピ

U/C_0 は一般的に0.65~0.70の範囲が適切とされており、Type-A および Type-B では設計点での温度、圧力において $U/C_0=0.68$ となるようインペラ形状を検討した。 $U/C_0=0.68$ となるためのタービン回転数とインペラ外径の関係をFig. 4に示す。図よりインペラ外径を大きく取れば、タービン回転数が低くなる事が分かる。しかし、インペラ外径が大きくなるとインペラ外周部の羽根高さが低くなりタービン効率が低下するため、インペラ外径は25 mm とし、タービン回転数は1550 rps とした。また、インペラの羽根と

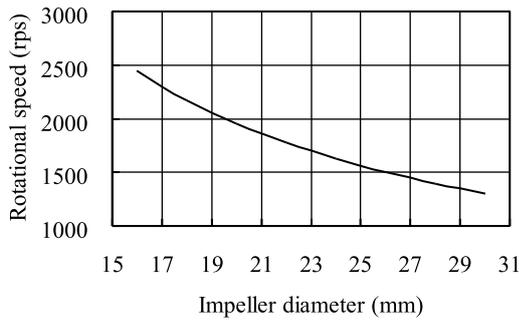


Fig. 4 The relation between rotational speed and diameter at $U/C_0=0.68$.

シュラウドとのクリアランスは漏れ損失を最小限に抑えるよう 0.2~0.3 mm とした。

また、タービン効率 η は式 (2) で与えられる。

$$\eta = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{outS}} \quad (2)$$

η : タービン効率

h_{out} : タービン出口エンタルピ

h_{in}, h_{outS} : 式 (1) 参照

3. タービン性能試験

タービンの低温での性能評価試験は試作のネオン冷凍機を使用して実施した。Fig. 5にネオン冷凍機の概略フロー、Fig. 6にコールドボックスの写真を示す。コールドボックスは熱交換器、タービン、熱負荷用ヒータおよび接続配管とバルブで構成されている。ネオンガスはレシプロ圧縮機で0.5 MPa から 1 MPa に圧縮され、流量は0.15 kg/s である。また、高压側の圧力はバイパス弁 V1 で調整される。熱交換器はアルミプレートフィン熱交換器であり、高压側のネオンガスは低压側の低温のネオンガスにより冷却される。タービン内部ではネオンガスが 1 MPa から 0.5 MPa に断熱膨張し、タービン出口温度は最終的に約 60 K まで低下する。冷凍機の冷却能力を測定するために設置した熱負荷用ヒータによってタービン出口の低温の

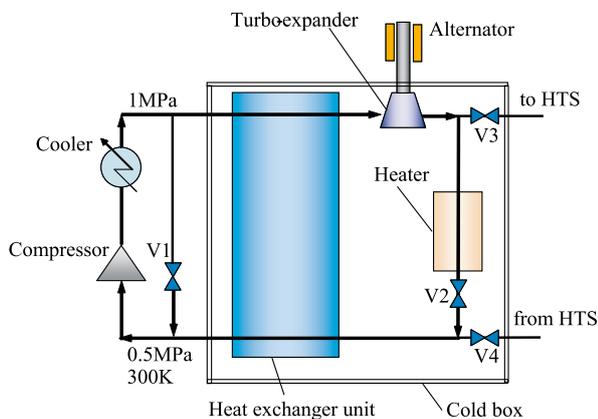


Fig. 5 The flow diagram of the neon refrigerator.



Fig. 6 Photograph of the cold box.

ガスは所定の温度まで加温される。

Fig. 7はタービンの冷却データである。圧縮機の起動を0 min としている。圧縮機の起動後、バイパス弁の操作によって約 30 min から断熱膨張によるタービン出口温度の低下が始まっている。タービン出口温度の低下は熱交換器を通してタービン入口のネオンガスを冷却し、タービン入口温度は約 360 min で 70 K に到達した。

Table 2はタービン効率が最高となった時の運転データである。起動初期のタービンの回転数はインバータによって 1400 rps に設定されているが、タービンの負荷が増大すると制動発電機 (Alternator) に滑りが生じ、タービンの回転数は 1414 rps まで上昇している。

圧縮機の吐出圧力を 1 MPa, 入口圧力を 0.5 MPa となるようにバイパス弁 (V1) で調整しているため、熱交換器や配管等の圧力損失によってタービンの入口圧力は設計値よりも低い値となった。また、同じ理由でタービン出口の圧力も設計値より高い値になった。その結果、実際のタービンの膨張比は約 1.8 となり、設計の膨張比 2 より小さくなったが、タービンの運転回転数を設計値の 1550 rps から 1400 rps に変更し、 $U/C_0=0.65 \sim 0.7$ を確保することで高いタービン効率を得ることができた。

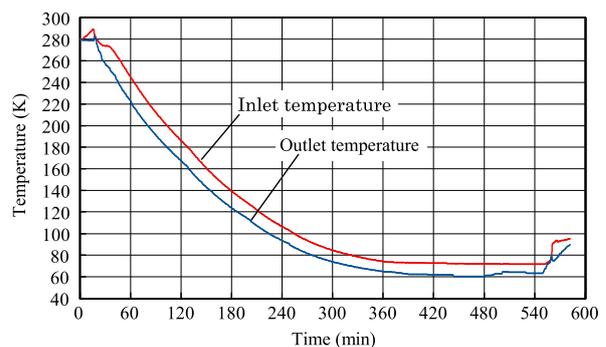


Fig. 7 The cool-down data curve.

Table 2 The test data of type-A at maximum efficiency.

Inlet pressure	0.923 MPa
Inlet temperature	71.5 K
Outlet pressure	0.515 MPa
Outlet temperature	60.7 K
Flow rate	0.128 kg/s
Rotational speed	1414 rps
Efficiency	69.7 %

Fig. 8は Type-A と Type-B のタービン効率の測定値と予想性能カーブである。Type-A では $U/C_0=0.645$ において約 70% のタービン効率を得た。Type-B も $U/C_0=0.645$ において 67% のタービン効率を得た。設計段階では Type-A のインペラ出口でのスロート面積が小さいことによるタービン効率への影響を懸念していたが、Type-B よりも高いタービン効率を得ることができ、タービン出口のスロート面積は充分確保できていることが確認された。

一方、破線および実線は性能予測プログラムで計算したタービン効率の予想曲線である。横軸の U/C_0 は、 C_0 は設計点で不変とし、インペラ周速 U 、すなわち、タービンの回転数を変化させて求めた。Type-A、Type-B とともに予想曲線は実測値とよく一致している。ただし、Type-B では実測値のうち一部が予想曲線よりも低いタービン効率となったが、これらは温度や膨張比が設計点から大きく異なる運転条件でのデータあるためである。以上の結果から、今回の性能試験により性能予測の妥当性を検証することができた。

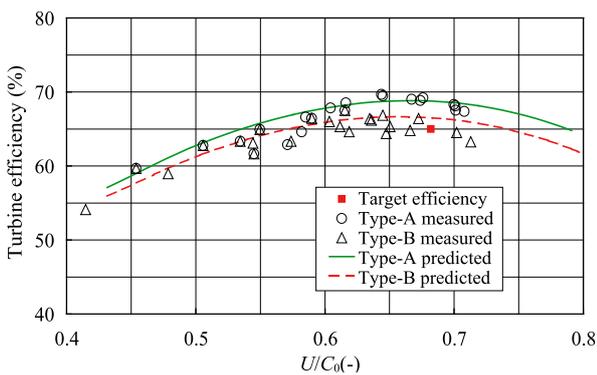


Fig. 8 The comparison of measured and predicted turbine efficiencies for two turbine impellers.

4. まとめ

試作のネオン冷凍機を使用し、磁気軸受ネオン膨張タービンの低温性能試験を実施した。フルブレード 16 枚の Type-A インペラとフルブレード、スプリットブレード各 8 枚の Type-B インペラのタービン効率を比較し Type-A で 70%、Type-B で 67% の最高効率を得た。性能予測結果は実測した効率とよく一致し、性能予測プログラムの妥当性を検証することができた。これにより性能予測プログラムを活用した更なるタービン効率向上に向けたインペラ形状の最適化の検討を進めることが可能となる。

今後、タービン効率の向上およびネオンターボ圧縮機の開発、ネオン冷凍機のプロセス改良を進め、高効率な HTS 機器冷却システムの実用化を図る予定である。

謝辞

本研究の成果は、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) から受託した「イットリウム系超電導電力機器技術開発プロジェクト」において達成されたものである。

参考文献

- 1) Yumura, H. et al. Albany HTS cable project long term in-grid operation status update. *Advances in Cryogenic Engineering*. 2008, 53, p.1051-1058.
- 2) Yazawa, T. et al. 66kV/1kV high-Tc superconducting fault current limiter magnet. *IEEE Transaction on Applied Superconductivity*. 2005, 15 (2), p.2059-2062.
- 3) Kamijo, H. et al. Tests of superconducting traction transformer for railway rolling stock. *IEEE Transaction on Applied Superconductivity*. 2007, 17 (2), p.1927-1930.
- 4) Sugimoto, H. et al. Development of an axial flux type PM synchronous motor with the liquid nitrogen cooled HTS armature windings. *IEEE Transaction on Applied Superconductivity*. 2007, 17 (2), p.1637-1640.
- 5) Hirai, H.; Kamioka, Y. et al. Development of a turbine cryocooler for high temperature superconductor applications. *Physica C*. 2009, 469, p.1857-1861.
- 6) 平井寛一, 鈴木佳明, 長坂徹, 坂上誠一. 高温超電導機器用冷却システムの開発. *大陽日酸技報*. 2008, (27), p.36-37.
- 7) 平井寛一, 大内信明, 弘川昌樹. 磁気軸受式膨張タービンの開発. *日本酸素技報*. 2002, (21), p.20-25.