再生圧縮機のヘリウム冷凍機への応用

——再生圧縮機の試作とその圧縮特性——

十合 晋一, 伊東 一敏, 玉田 紀治*, 岡野 眞*

東北学院大学工学部機械工学科 多賀城市中央 1-13-1

* 電子技術総合研究所 つくば市梅園 1-1-4

(1992年8月26日受理)

Application of Regenerative Compressors to Helium Refrigerators
—Compression Characteristics of a Trial Compressor

Shinichi TOGO, Kazutoshi ITO, Noriharu TAMADA* and Makoto OKANO*

Faculty of Engineering, Tohokugakuin University, 1-13-1 Chuo, Tagajo 985

* Electrotechnical Laboratory, 1-1-4 Umezono, Tsukuba 305

(Received August 26, 1992)

Synopsis:

A regenerative compressor equipped with 5-axis controlled magnetic bearings is manufactured on an experimental basis. Compression characteristics of the compressor are measured for air and helium of room temperature. Pressure coefficients are very large in comparison with that of centrifugal compressors and ranged 3.5–4.8 for air and 3.6–6.4 for helium. High pressure ratio can be obtained with a single stage regenerative compressor. Surging phenomena were not observed over a full range of flow rate. The efficiency of the trial compressor is very low and its maximum value is only about 6%. It is required to improve the efficiency. Escape flow from outlet to inlet port through a separator is comparable to the effective flow rate. This is thought to be one of factors that lower the efficiency. From the view of its compression characteristics, regenerative compressors are thought to be the best for stabilizing or controlling device of oil-free helium refrigerators equipped with multi-stage centrifugal compressors when their efficiency is improved.

1. 序 論

再生圧縮機は、1段当たりの圧縮比が高く、しかも、サージングを生じないことから、信頼性を第一とする超伝導機器冷却用冷凍機に適する形式と思われる。とくに、遠心圧縮機を多段で運転する完全オイルフリ形ヘリウム冷凍機において、圧縮機列の最終段に直列もしくは並列に再生圧縮機を配置すれば、冷凍機運転の安定性あるいは制御性の向上が期待できる¹⁾。

筆者らは、この期待を込め、再生圧縮機をヘリウム冷凍機に応用することを目的に、その開発を進めている。前報¹⁾では、完全オイルフリを実現するため、気体軸受に代わり、圧縮機の軸を非接触で支持するための5軸制御磁気軸受の特性について報告した。

本報では、試作した再生圧縮機について、その構

造、設計、製作ならびに実測した圧縮特性および今後の課題について述べる。

2. 試作した再生圧縮機

2.1 インペラの設計

磁気軸受スピンドルおよび駆動モータがあらかじめ設定されていたので、その仕様に合わせてインペラ周りの設計を行った。設計に当たっては、渦流ポンプに対する計算式²⁾をそのまま用い、計算上、閉じきり時に最も高いヘッドが得られるインペラおよびチャンネル形状を選定した。

Fig. 1 に計算に用いたインペラ周りの形状を示す。この形状に対し、インペラ周速を U (m/s)、流量を Q (m³/s)、重力加速度を g (9.8 m/s²)、作動流体の比重量を γ (kgf/m³)、吸い込み圧力を p_1 (kgf/cm²)

Fig. 1 Schematic configuration of an impeller.

とすると、圧力比 Π および駆動パワー L (W) は次式で与えられる²⁾。

$$\Pi = \Phi_1 Z (t_1/b_1)^n (b_1/b_2) (U^2/g) (D/R_m) \times (1 - 2Q/Ak_1U) \times \frac{\gamma}{10000p_1} \quad (1)$$

$$L = 9.8\xi_1 DA_1 H + \xi_2 \gamma (U^2/g) D^2 \times (2b_2 + b) U \quad (2)$$

ここに、 Φ_1 , n , k_1 , ξ_1 , ξ_2 は実験常数, R_m は流路の代表寸法で、 $R_m = \{2a_1b_2 + a_2(2a_1 + b)\} / (2b_2 + b)$ である。

前記したように、磁気軸受スピンドルの仕様があらかじめ定められていたので、インペラ径 $D=80$ mm、幅 $b=3.5$ mm、回転数 25,000 rpm とし、モータの水冷却を省略したので、最大出力を 800 W に制限して、作動流体を空気とした場合の最適形状を定めることにした。

Fig. 2(a), (b) に、インペラの翼の深さ b_2 および片面当たりの翼の数 Z に対する閉じきり時の圧力比 $\Pi_{\max}$ 、

動力 $L_{\max}$ および開放時の質量流量 $G_{\max}$ の関係を示す。

同図(a)から明らかなように、翼の深さ b_2 を小さくすれば閉じきり圧力比 $\Pi_{\max}$ は高くなるが、開放時の流量は減少し、最大動力 $P_{\max}$ が高くなる。最大動力を 800 W に制限すると、翼深さは $b_2=1.5$ mm となる。翼の数 Z に関しては、同図 (b) から明らかなように、閉じきり圧力比 $\Pi_{\max}$ は Z に対しほぼ直線的に増加する。しかし、翼の肉厚 (約 0.5 mm) に対する加工上の問題および動力制限から $Z=100$ とした。

Fig. 3 に、このようにして形状を定めた再生圧縮機で、空気を作動流体とした場合の圧縮特性の計算結果を示す。閉じきり時の圧力比を最大にするようにしたため、効率的にはかなり低いものとなり、最高効率 $\eta_{\max}$ は開放流量にほぼ近い流量 $G=1.15$ g/s において 39.3% となった。なお、流量に対して圧力比および動力が直線的な関係になったのは、非圧縮性流体に対する設計理論をそのまま借用したためと思われる。

2.2 インペラの製作

Fig. 4 にインペラ、チャンネルおよびセパレータ部の構造を示す。インペラは直径 79.950 mm、幅 3.505 mm のアルミニウム合金製で、左右両側面の外周部に半ピッチずらして各 100 枚の翼が配置されている。翼は、加工の簡単さとインペラ・チャンネル内の螺旋流れを滑らかにする効果を期待して、ボールエンドミルで削り出して創生した。同じ効果を期待して、チャンネル側面の断面形状も半径 1.5 mm の半円形とした。

Fig. 2 Effect of an impeller dimension.

(a) Effect of blade depth, (b) effect of blade number.

Fig. 3 Compression characteristics (calculated values).

Fig. 4 Configuration of the impeller and the stator.

- ① Inlet port, ② separator, ③ outlet port,
④ impeller, ⑤ channel, ⑥ stator.

再生圧縮機のインペラ周りの製作で最も難しいと思われる点は、吸い込み孔と吐出孔とを分離するセパレータの製作、とくに、インペラとの微小隙間の確保である。ここでは、セパレータをカーボンで製作し、ス

テータに接着した後、インペラと同一径の工具を圧縮機の軸に取り付けて切削仕上げし、最後にインペラとすり合わせを行った。また、インペラ側面とステータとの間の隙間 (Fig. 1 の C_c) もできるだけ小さくすることが望ましい。本圧縮機では、左右隙間の実測値の合計は $2C_c = 82.4 \mu\text{m}$ 、また、インペラ側面 (Fig. 4 の A) の振れは $10.5 \mu\text{m}$ であった。

Fig. 5 に試作した再生圧縮機の外観を示す。圧縮機本体はヘリウムで運転するため、気密構造とした。

3. 圧縮性能試験

3.1 空気による圧縮性能試験

ヘリウムでの運転に先立ち、作動流体として常温の空気をを用い圧縮性能を測定した。

Fig. 6 に圧縮性能の測定回路および測定系統を示す。空気を作動流体とする場合は、同図A部のチーを

Fig. 5 The appearance of trial compressor.

Fig. 6 Measuring system of compression characteristics.

Fig. 7 Compression characteristics (air).

取り外し大気開放した。吸い込み、吐出圧力はデジタルマノメータを、温度はCC熱電対を用いて測定した。流量の調節はニードルバルブを用い、その値はデジタル質量流量計で測定した。圧縮機の回転数はインバータの周波数で調節し、電力計により入力を、磁気軸受用変位検出センサの出力で回転数を検出した。

Fig. 7 に流量と圧力比の関係の実測値を示す。圧力比は流量の増加とともに減少するが、その関係は直線的ではなく、上に凸のカーブを描いた。最大圧力比は

33,000 rpm、閉じきり時において2.18、最大流量は同回転数でバルブ全開時、圧力比1.20において0.574 g/sであった。なお、サージング現象は全流量域において発生しなかった。

Fig. 8 に入力および効率の実測値を示す。ここで、効率 η は断熱圧縮仕事 L_{ad} (W) に対する圧縮機入力の測定値 L_{ex} (W) の比として算出した。同一回転数において入力は、流量の増加すなわち圧力比の低下とともに減少し、たとえば、33,000 rpm では414.8 W

Fig. 8 Power input and efficiency (air).

から 234.9 W の範囲にあった。効率は、モータ効率、風損を含むとはいえ残念ながらきわめて低い。最高効率は各回転数において、最大流量の約80%付近での6%強にとどまった。効率の悪さを実証するように圧縮機の温度上昇は激しく、吐出温度は 365 K に達した。それにともない軸の熱膨張によりインペラとステータ側面の隙間が変化するので、接触を防ぐため、スラスト磁気軸受の平衡位置を調節する必要があった。

Fig. 9 に、27,000 rpm における圧縮特性と入力の実測値ならびに計算値を示す。流量の増加とともに圧力比、入力が低下するという定性的な傾向が一致する以外、定量的にはきわめて大きな差がある。この差の原因については4章で検討するが、非圧縮性流体に対する設計法³⁾をそのまま借用したこと、圧縮機内での逆流およびセパレータ部を通して吐出側から吸い込み側へ漏れ込む流れが予想より大きいためと考えられる。

3.2 ヘリウムによる圧縮性能試験

実験に先立ち、試験装置の気密試験を行った。その結果、空気に対しては、装置内圧力 10 Pa から 79 Pa までの平均的な漏れは $2.25 \times 10^{-3} \text{ cm}^3/\text{s}$ 、ヘリウムに対しては、装置内圧力 199.53 kPa から 139.94 kPa までの平均で $1.61 \times 10^{-2} \text{ cm}^3/\text{s}$ であった。大気圧付近での漏れは測定困難なほどわずかで、しかも、運転は大気圧もしくはそれよりわずかに高い圧力で行うこと

から、試験装置への空気の漏れ込みは無視しうるものとして、実験では試験装置内のヘリウム純度の測定は行わなかった。なお、ヘリウムへの置換は各実験前に2回ずつ行った。

Fig. 10 に作動流体を常温のヘリウムにした場合の流量と圧力比の実測値を示す。定性的傾向は空気の場合と同様である。最大圧力比は、35,000 rpm、閉じきり時において 1.246、最大流量は同回転数でバルブ全開時、圧力比 1.118 において 0.110 g/s であった。サージング現象は空気の場合と同じく全流量域で発生しなかった。

Fig. 11 に入力および効率の実測値を示す。空気の場合と異なり、流量が増加しても入力はあまり大きく変化しない。効率は回転数の増加とともに向上するが、それでも最高効率は、実験した範囲内では 35,000 rpm、0.089 g/s で 5.76% ときわめて低い値にとどまった。

Fig. 12 は、各回転数における閉じきり時の圧力比をもとに、次式で計算した圧力係数 ϕ と回転数の関係を示したものである。

$$\phi = \frac{H_{ad} \cdot g}{U^2} \quad (3)$$

$$H_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_{in} (\Pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) \quad (4)$$

Fig. 9 Comparison of measured values with calculation.

ここに、 U はインペラ 周速 (m/s)、 κ は断熱指数、 R はガス常数、 T_{in} は吸い込み温度である。

圧力係数は、空気で3.5~4.8、ヘリウムで3.4~6.4 となり、一般の遠心圧縮機の0.4~0.7 に比べわめて高い値を示した。これから、非接触オイルフリーのターボ圧縮機で高い圧力比を得たい場合、効率に目をつぶりさえすれば、再生圧縮機は最適な形式であるといえる。なお、同図から明かなように、空気の圧力係数は回転数の増加とともに減少する傾向があるが、ヘリウムでは反対に増加する。ヘリウムの場合、回転数の増加にともない吸い込み圧がわずかに減圧 ($N=35,000$ rpm, $G=0.110$ g/s にて 0.994 atm) になったため、空気が漏れ込んだ可能性があるといってしまうが簡単だが、前記したように大気圧付近での漏れは測定できない程度であり、まして閉じきり時には吸い込み圧は大気圧となるので空気の漏れ込みは考えられな

Fig. 10 Compression characteristics (helium).

Fig. 11 Power input and efficiency (helium).

い。今後、圧縮性流体に対する精度のよい設計理論を確立することによって、この現象も理論的に説明したい。

Fig. 12 Pressure coefficient.

4. ヘリウム冷凍機への応用の可能性と今後の課題

3章で述べたように、再生圧縮機は遠心圧縮機に比べ圧力係数がきわめて高く、インペラ周速が作動流体の音速の数分の1でも十分な圧力比を得ることができる。本実験によれば、たとえば、ヘリウムでは、音速の約14.4%の周速で最大圧力比1.247を得た。しかも、流量の全範囲にわたってサージング現象を発生せず、運転はきわめて安定している。さらに、同一回転数において、流量が減少すると吐出圧力が上昇する。これらの特性から再生圧縮機は、第1報¹⁾で述べたように、遠心圧縮機を多段で運転する完全オイルフリーのヘリウム冷凍機にとって、安定化用もしくは制御用として、その最終段に配置するには最適な形式と考えられる。しかし、再生圧縮機だけでヘリウム冷凍機を構成するのは問題がある。とくに、効率が低いのは致命的である。本実験での効率6%は論外として、理想的にいても50%を越えることはないから、あくまでも、補助圧縮機として必要ときに運転するという用い方にすべきであると考えられる。

今後の課題としては、圧縮性流体に対する設計理論の確立、セパレータやインペラ側面とステータの隙間を通る流れ、チャンネル内の逆流といった圧縮機内の無効流れの評価とその防止対策があげられる。

いま、一例として、セパレータ部の隙間を通して吐出側から吸い込み側へ漏れ込む量をとりあげる。漏れ

込み量を q とすると、 q は次式によって推定できる。

$$q = q_1 + q_2 = \frac{U_m C b_s}{2} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2 p_1} + \frac{C^3 b_s}{24 \mu l} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2 p_1} \quad (5)$$

ここに、 q_1 はインペラの回転による流れ、 q_2 は圧力差による粘性流れ、また、 U_m はインペラの速度、 C はセパレータ部の隙間 (Fig. 1の C_s あるいは C_c)、 l は同部の長さ、 b_s は流路幅、 p_1 、 p_2 は吸い込みおよび吐出圧力、 μ は作動流体の粘性係数である。

インペラ外周とカーボン製セパレータとの隙間 C_s を $20 \mu\text{m}$ 、インペラ側面とステータとの隙間 C_c を実測値の $41 \mu\text{m}$ とすると、空気を作動流体とした場合、33,000 rpm、吐出流量 0.231 g/s のとき、この隙間を流れる無効流量は、その80%に当たる 0.185 g/s となる。吐出流量を減少させると無効流量は増加し、吐出流量 0.059 g/s では、363%に当たる 0.215 g/s に達する。

このように、セパレータ部の隙間を通過する漏れ量はきわめて大きく、これも、再生圧縮機の効率を低下させる主因の一つといえる。しかし、工作精度、軸およびインペラの振れ、熱膨張などから、この隙間を小さくするには限界があり、無効流量を減少させるのは難しい。むしろ、比較的容量の大きい圧縮機にすればこの無効流量の吐出流量に対する割合を小さくできるので、効率を高くできる可能性がある。

最後に、本試作圧縮機では、スラスト磁気軸受の位置検出センサのプロープをスラストカラの位置に設置したが、これは、インペラ側面に設置し、インペラをステータに対しつねに適正位置に保つようにするべきであったと反省している。なお、磁気軸受は気体軸受に比べ事故に強く、熱膨張によりインペラがステータに接触して急停止しても、軸受にはなんら損傷を生じなかった。

5. ま と め

磁気軸受支持の非接触、完全オイルフリーな再生圧縮機を試作し、空気および常温のヘリウムを作動流体として圧縮性能を測定した。本研究で得られた結果をまとめれば以下になる。

- 1) 圧力係数は空気では3.5~4.8、ヘリウムで3.6~6.4ときわめて高く、1段で高い圧力比が得られる。
- 2) サージング現象は全流量範囲で発生しない。
- 3) 効率は6%前後ときわめて低い。

4) セパレータ部を通過する無効流量は吐出流量を越える場合もある。

5) 効率の向上を図れば、再生圧縮機は多段の遠心圧縮機を持つヘリウム冷凍機にとって、運転の安定用もしくは制御用として有効な形式である。

6) 非圧縮性流体に対する設計理論でも定性的傾向

は把握できるが、圧縮性流体に対する設計理論を早急に導く必要がある。

参 考 文 献

- 1) 十合晋一ら：低温工学 **27** (1992) 51
- 2) 下坂 実：日本機械学会論文集（第3部）**25** (1955) 951