実証ポロイダルコイル付属冷凍系

大型低温循環ポンプ性能試験結果

山村 秀政, 多田 栄介, 加藤 崇, 檜山 忠雄
 河野 勝己, 星野 雅弘, 佐藤 昌彦, 島本 進
 原口憲次郎*, 岩田 章*, 吉和 雅雄*

日本原子力研究所核融合研究部 茨城県那珂郡那珂町向山 801-1

* 川崎重工業(株)技術研究所 明石市川崎町 1-1

(1988年7月28日受理)

Demonstration Poloidal Coil Test Facility

The Performance Test Results of the Cryogenic Circulation Pump

Hidemasa YAMAMURA, Eisuke TADA, Takashi KATO, Tadao HIYAMA,
 Katsumi KAWANO, Masahiro HOSHINO, Masahiko SATO, Susumu SHIMAMOTO,
 Kenjiro HARAGUCHI, * Akira Iwata* and Masao Yoshiwa*

Thermonuclear Fusion Division, Naka Fusion Research Establishment, Japan Atomic Energy Research Institute,
 801-1 Mukaiyama, Naka-machi, Naka-gun, Ibaraki 311-01

* Technical Institute, Kawasaki Heavy Industries, Ltd., 1-1 Kawasaki-cho, Akashi 673

(Received July 28, 1988)

Synopsis :

The world largest supercritical helium pump is developed by Japan Atomic Energy Research Institute (JAERI) in collaboration with Kawasaki Heavy Industries, Ltd. (KHI) in order to supply supercritical helium for the Demonstration Poloidal Coil (DPC) which are forced-flow cooled type superconducting pulse coils. The helium pump is one of key components of the DPC test facility, which was completed in the middle of March 1988. This pump development is a step for a large helium pump development for the Fusion Experimental Reactor (FER) which requests supercritical helium with mass flow rate of a few thousand gram per second. Double acting bellows mechanism is adopted for this pump to realize a high pump efficiency with large mass flow rate. In the performance test, the design flow rate of 350 g/s is achieved with a pump head of 1.0 bar at both working pressure of 10 bar and 6 bar. The pump efficiency, indicated by adiabatic efficiency, is measured to be 64 % in the design operation points, which exceeds to the design value of 60 %. Maximum flow rate of 680 g/s and 640 g/s are obtained with pump head of 1.0 bar at the preliminary performance test and the final performance test in the DPC test facility, respectively.

1. はじめに

強制冷却方式は、構造上機械的強度および耐電圧強度の高いコイル設計が可能であり、核融合実験炉用大型超電導コイルに適した冷却方式と考えられているが、この場合コイルには数千 g/s に及ぶ超臨界圧ヘリウムを供給することが必要となる¹⁾。このような大流量を供給する方法として日本原子力研究所(原研)で

は、エネルギー効率および装置の小型化の観点から、低温でのヘリウム循環ポンプを選択し、開発を進めて来た。これまで、液体ヘリウムポンプとして、国内外ともに、いくつか開発されて来たが、これらは、いずれも小流量型のものである^{2~4)}。このため原研では、川崎重工業(株)と共同で昭和58年度より強制冷却コイル冷却用大型低温循環ポンプの開発を行い、その第1段階としてポンプヘッド1.0 bar、流量100 g/sの低温

循環ポンプを試作した。第2段階では、この結果に基づき、さらに大流量の500 g/s級の低温循環ポンプを試作した⁵⁾。これら一連の成果に基づき、昭和61年度より改良を加え、第3段階として、実証ボロイダルコイル付属冷凍システム(DPCF)⁶⁾用低温循環ポンプを開発した。本ポンプは、単体性能試験を行った後DPCF内に組み込み、既設の冷凍機⁷⁾および低温排気ポンプ⁸⁾と連動して、総合性能試験を行った。その結果、本ポンプは、超臨界圧ヘリウム循環ポンプとして、世界最大である流量680 g/sおよび640 g/sを単体ならびに総合性能試験にて発生することに成功し、設計上最も重点を置いた断熱効率60%以上も達成することができた。本報では、これらの性能試験結果より明らかとなった本ポンプの特性について記述する。

2. 設計製作

超電導コイル冷却用低温循環ポンプの設計に対して、(1)大流量化の実現、(2)断熱効率の確保、(3)脈環流の軽減を念頭においた。

大流量の実現については、将来の核融合炉における強制冷却型超電導コイルシステム全体で、循環流量が数千 g/s となるため、大流量循環制御の技術的基礎をここで作っていく必要がある。断熱効率の確保は、循環ポンプを常温か極低温かのどちらに設置するのが有利かを決定する重要な要素であり、ポンプ効率があ

Table 1 低温ポンプの各型式における特徴

ピストン式	<ul style="list-style-type: none"> ・広範囲な流体物性に対応可能 ・構造が比較的簡単 ・ピストン・シリンダ間のシール性、摩擦発熱の低減に対する工夫が必要
ベローズ式	<ul style="list-style-type: none"> ・広範囲な流体物性に対応可能 ・摺動摩擦による発熱を避けうる ・構造が比較的簡単 ・ベローズの耐久性と耐久性向上が必要
遠心式	<ul style="list-style-type: none"> ・キャビテーションの発生 ・構造の複雑化 ・軸受の潤滑性、耐久性の向上 ・軸封性能の向上 ・大流量に適する
エジェクター	<ul style="list-style-type: none"> ・エネルギー効率がきわめて低い ・液化・冷凍サイクルの向上には有効

Fig. 1 Overview of cryogenic circulation pump.

40%以下ならば常温循環ポンプのほうが効率的であるといった報告¹⁰⁾もある。システムの小型化を考慮すると、断熱効率(設計点で60%以上)を確保した極低温循環ポンプがきわめて有効になる。さらに超電導コイルを安定に冷却し、冷媒によるコイル安定性への擾乱を極力避けるためには、脈環流の軽減も必要となる。これらを達成すべく、循環ポンプの形式を検討した。各ポンプ形式に対する特徴をTable 1に示す。遠心型は、大流量化に適しているが、軸受構造および軸封方法の大型化に際した開発が必要とされる。一方、往復型ポンプの場合、比較的広範囲な流体に対応可能であり、とくにベローズ型の場合、ピストン、シリンダ間のシール性の問題および摺動摩擦による発熱が避けられる。ただし、ベローズの耐圧性能や繰返しによる耐久性能の向上が必要とされる。そこで、製作性や構造の単純さを配慮し、本ポンプでは、ベローズ式を採用した。そして、ベローズの耐久性は、室温での試験によって実証していくこととした。脈環流の軽減を図ると同時に効率向上を狙って、復動ベローズ型往復動ポンプをポンプ形式として定めた。本ポンプの外観をFig. 1に示す。本体は、極低温まで冷却され、断熱真空中に設置され、常温大気中に置かれた駆動部と駆動軸を内蔵する3本のコラムで連結されている。ポンプ諸元および本体構造図をFig. 2に示す。本体内部はベローズ内側に円筒隔壁(Fig. 2のinner wall)を設けポンプ室を上下に形成し、ポンプ室の圧

Type	: Reciprocating double acting bellows pump	
Driving	: Oil pressure	
Frequency	: 0 - 1.0 Hz	
Stroke	: 8 - 16 mm	

Mass flow rate	: 350 g/s	(500 g/s)
Operating pressure	: 10 bar	(20 bar)
Pump head	: 1.0 bar	(1.5 bar)
Operating temp.	: 4 K	
Adiabatic efficiency	: 60 %	

() : Max value

Fig. 2 Cross-sectional view of cryogenic circulation pump.

縮比すなわち行程体積と吸入全体積の比を大きくしている。各ポンプ室には、おのおの3個の吸入弁と1個の吐出弁が組み込まれている。設計目標を達成するために以下の点に留意した。

(1) 大口径ベローズの採用

所定昇圧のもとで大流量を確保し脈還流の発生を抑えるために、大口径（約430 mm ϕ ）のベローズを上下対向に設置した。

(2) サーボ機構付油圧アクチュエータの採用

大口径ベローズの採用に伴い、駆動部には大推力が必要とされる。また、復動方式の採用により等速往復動が可能である駆動部は、脈動を一層軽減化できる。この両者を満たすために、サーボ機構付油圧アクチュエータ（最高供給油圧 20.6 MPa）をポンプ駆動装置として採用した。推力として、3,000 kgまで発生できる。

(3) バネ式吸入および吐出弁の採用

ポンプ室に組み込まれる吸入および吐出弁の構造は、ポンプ性能に大きく影響を及ぼす。すなわち、吐

出弁と吸入弁の全閉時の流動抵抗、そして弁の全開、全閉までの時間と吐出・吸入行程転換時の閉閉タイミングのずれ等によって、ポンプ効率が決定される。そこで、全閉時の流動抵抗が少なく、閉閉タイミングのずれにくいような弁構造を得るため、各種弁の特性試験を行った結果、弁体をチタン合金とし、弁座は SUS 316 L を用いたバネ式（バネ材質 SUS 304 L）吸入、吐出弁とした。

(4) ベローズの耐久性能

本ポンプの耐久性能は、ベローズの耐久性能に依存する。本ポンプに採用されたベローズは、肉厚 0.3 mm の SUS 304 L のシート材を5枚積層し成形したものである。そして、同形状、同材質の代替ベローズを供試体として、実際にポンプに生ずる応力比（発生応力/疲労強度 ≈ 0.42 ）を常温で模擬した繰返し試験を行い 10^7 回以上の累積往復動数を与えた結果、異常は検出されず、十分な耐久性を有することが実証された。

(5) 可変往復動数およびストロークの採用

運転の自由度を増加させ、運転性能の向上を図るため、往復動数やストロークを可変できるようにした。

3. 単体性能試験¹¹⁾

DPC 冷凍システムに組み込む前に、設計流量の確認、断熱性能の達成および極低温下でのベローズの耐久性を実証することを目的として、単体性能試験を

Fig. 3 Measured mass flow rate as a function of pump reciprocation frequency.

Fig. 4 Measured adiabatic efficiency as a function of pumping work in pump performance test.

った。その結果について以下に述べる。

(1) 流量と往復動数の関係

ポンプの流量と往復動数の関係は Fig. 3 に示すとおりである。図より、設計流量 350 g/s は、ストロ

ーク ± 8 mm, 往復動数 0.65 Hz で達成されることが明らかである。さらに、ストローク ± 12 mm, 往復動数 0.97 Hz において、最大流量 680 g/s を計測した。

(2) ポンプ断熱性能

断熱性能は、断熱効率をポンプ仕事の関数として Fig. 4 に示される。図より設計点および最大設計点は、ストローク ± 12 mm で満足し、それらの断熱効率は、おおよそ 68 % および 63 % である。さらに、ストロークの選択により断熱効率 60 % 以上の高効率領域で幅広い運転が可能であることがわかった。

(3) その他

単体性能試験では、ポンプを極低温下で約 108 h 連続運転した。これは、ベローズ往復動として 1.2×10^5 サイクルに対応するが、ポンプ本体およびベローズ等に何ら異常も認められず、疲労強度も問題のないことがわかった。また、極低温下で駆動するポンプの予冷を含む運転方法を確認することができ、DPCF のシステム設計に反映することができた。

4. 総合性能試験

総合性能試験は、本ポンプを DPC 冷凍システムに組み込んで、実際のコイルの運転条件を模擬した状態で行った。DPC 冷凍システムのフロー図を Fig. 5 に示す。この装置は、既設 1.2 kW のヘリウム冷凍機と直結して内径 1 m の 3 個の強制冷却型パルスコイル

Fig. 5 Block flow diagram of the DPC cryogenic system.

を予冷し、これらに 4.0 K、10 bar、350 g/s 以上の超臨界圧ヘリウムを供給するものである。本冷凍システムでは、低温排気ポンプにより、超臨界圧ヘリウムの温度を約 3.5 K まで低下することができる。

4.1 試験方法

単体性能試験では、設計性能が実証されたので、総合性能試験では、ポンプの動特性について調査し、また、コイル運転条件での設計性能の確認を行った。

1.2 kW ヘリウム冷凍機により、システム全体の予冷を行い、低温循環ポンプ系全体が約 5 K 以下になった後、ポンプを起動し、徐々に昇圧して所定の動作状態にした。この後、入口温度、圧力、往復動数、そしてポンプ流路内に取り付けられた負荷バルブ (Fig. 5 中の HV-P01X) により流動抵抗をパラメータとして各種性能試験を行った。

4.2 試験結果

(1) 流量とポンプヘッドの関係

ポンプの運転圧力を実際のコイル運転時に想定される 6 bar と 10 bar の 2 ケースに対して、循環ループの負荷バルブにより流動抵抗を変化させ流量に対するポンプヘッドの関係を計測した。その結果を Fig. 6 に示す。この場合、ポンプヘッドは定まった流動抵抗

Fig. 6 Measured pump performance indicates the relation among pump head, mass flow rate, and driving force.

を有する循環回路に生ずる摩擦圧損に対応するゆえ、質量流量の 2 乗に比例する。すなわち、流動抵抗を C として、

$$\Delta P = C \frac{\dot{m}^2}{\rho} \simeq C \cdot \dot{m}^2 \tag{1}$$

ここで、 ΔP はポンプ差圧、 $\dot{m}$ は質量流量、 ρ は密度をそれぞれ示す。測定領域では ρ はほとんど一定ゆえ右辺では ρ を C に含めた。

実際、Fig. 6 より明らかなように、測定点はおののおの C に対して流量の 2 乗の曲線上に並んでおり、ポンプヘッドは流量の 2 乗に比例することが確認された。

(2) 推力とポンプヘッドおよび流量の関係

ポンプの体積効率 η_v 、および機械効率 η_m を下式で定義する。

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_b \cdot f \cdot X} \tag{2}$$

$$\eta_m = \frac{\dot{m} \cdot \Delta P}{\rho \cdot F \cdot f \cdot X} \tag{3}$$

ここで、 ρ は密度、 A_b はベローズの平均断面積、 f は往復動数、 X はストローク、そして F は推力をそれぞれ示す。両式を $\dot{m}/\rho$ についてまとめ推力 F とポンプヘッド ΔP の関係を得ると、

$$F = \left(\frac{\eta_v}{\eta_m} \right) \cdot A_b \cdot \Delta P \tag{4}$$

となる。実際、流量とポンプヘッドの関係で計測したデータを、縦軸にポンプヘッドをとり、横軸に推力をとってプロットすると、Fig. 7 に示す関係が得られ

Fig. 7 Measured pump head as a function of driving force.

(a)

(b)

(c)

(d)

Fig. 8 Characteristics on volume flow rate, adiabatic efficiency and driving force as a function of pump head.

る。原点からずれているのは、ポンプの見掛けの自重 F_a に依るもので、これを考慮すると式 (4) は

$$F = \left(\frac{\eta_v}{\eta_m} \right) \cdot A_b \cdot \Delta P + F_a \quad (5)$$

となる。図より、ポンプヘッドは推力に比例し、 η_v/η_m

η_m は一定値をもつことがわかる。さらに、同一流動抵抗 C をもつデータは η_v/η_m で決定される直線上に並び、 η_v/η_m は流動抵抗 C で整理されることがわかる。そこで、 η_v/η_m と C の関係を実験値より近似曲線で求めると、

$$\frac{\eta_v}{\eta_m} = 0.34 \cdot C^{-0.113} \quad (6)$$

として示される。そこで式(5),(6)より任意の推力値に対するポンプヘッドおよび流量の関係は、Fig. 6における点線で示される曲線となる。この曲線は、ポンプの運転負荷曲線を示し、本ポンプでは、油圧式アクチュエータにより最大3,000 kgまで発生しうるので、たとえば、Fig. 6において、流動抵抗 $C=4.0 \times 10^{-6}$ の場合、流量を640 g/sとすると、最大ポンプヘッドは1.5 barまで発生できることを示している。

(3) ポンプヘッドに関するポンプ特性

ポンプヘッドに対する体積流量、断熱効率、そして推力の関係を調査した。これらの関係をストローク、往復動数、運転圧力、そして流動抵抗についてまとめると Fig. 8 に示すとおりになる。

(i) 体積流量とポンプヘッドの関係

往復動数当りの体積流量 $\dot{Q}/f$ は、体積効率 η_v を用いて下式で示される。すなわち、

$$\frac{\dot{Q}}{f} = \eta_v \cdot A_b \cdot X \quad (7)$$

式(7)より、 $\dot{Q}/f$ はストロークに比例し、往復動数や流動抵抗に依存しないことがわかる。実際、得られた特性曲線 Fig. 8 (a), (b), (d) からこれらのことが確認できる。しかし Fig. 8 (c) で見られるように、運転圧力に若干の依存性が見られる。これは、ヘリウムが高压になるほど非圧縮性の傾向が大きくなるために、体積流量が増加するものと考えられる。また、データよりポンプヘッドが増加すると、体積流量が低下する現象が見られる。これは、ポンプ室の吸入および吐出弁の全閉時の流動抵抗がポンプヘッドに伴って増加し、また、弁の開閉時間と吐出吸入行程転換時の開閉タイミングのずれも、ポンプヘッドの増加に伴いロスになるためと考えられる。そして、図より、これらのロスはポンプヘッドに線形に増加することがわかる。

(ii) 断熱効率とポンプヘッドの関係

Fig. 8 によれば、往復動数が低く、流動抵抗が大きく、さらに運転圧力が高いほど断熱効率が増加する傾向にある。また、ポンプヘッドが増加するに従い、60%以上の高断熱効率での運転領域が広がってくる。これは、ポンプヘッドの設計点が1.0 barにおかれており、ポンプヘッドの低いところでは、吸入・吐出弁の流動抵抗が大きく、効率を低下させているものと考えられる。

(iii) 推力とポンプヘッドの関係

Fig. 9 Effect of pump temperature for volumetric and adiabatic efficiency.

Fig. 8 によれば、推力 F はストロークには依存せず往復動数に比例し、流動抵抗に反比例する。運転圧力には、高压のほうが非圧縮性を増すため、若干推力が増加する傾向がある。

(4) 体積効率および断熱効率の温度依存性

定格点 ($\dot{m}=350$ g/s, $\Delta P=1$ bar) で、ポンプ入口温度を3.8 K から4.4 K まで変化させたときの体積効率および断熱効率を計測した。その結果を Fig. 9 に示す。図より、体積効率 η_v は90%でほぼ一定であり、断熱効率 η_a も60%で、ほぼ一定であった。体積効率が非常に高く、かつこの範囲の温度に依存しないことから、この領域の超臨界圧ヘリウムの物性が、ほとんど非圧縮的であることを示唆している。

(5) 軸動力とポンプ総熱負荷およびポンプ仕事の関係

軸動力とポンプ総熱負荷およびポンプ仕事の関係について得られたデータを Fig. 10 にまとめる。元来、軸動力と総熱負荷は一致するはずだが、図に示すように、ポンプ本体に対する熱侵入量60 W があるため、その分だけ大きいものとなった。また、軸動力とポンプ仕事の関係では、軸動力のポンプ仕事への効率(これは、ポンプの機械効率として式(3)で定義したものである)は、その傾きより約69%と得られ、高効率が実現されていることを示している。また、設計点が

Fig. 10 Total heat load and pumping work of cryogenic circulation pump as a function of applied load.

よび最大設計点でのポンプ総熱負荷は、それぞれ 380 W および 560 W であった。

5. む す び

本ポンプの単体および総合性能試験を行い所定の結果を得た。これらをまとめると以下のようになる。

(1) 極低温下での両試験を通して、約 500 時間にわたる運転がなされたが、全く異常なく、ベローズおよびポンプ自体の疲労強度が実証された。

(2) 設計点 (流量 350 g/s, ポンプヘッド 1 bar, 運転圧力 10 bar, 温度 4.0 K) および最大設計点 (流量 500 g/s, ポンプヘッド 1 bar, 運転圧力 10 bar, 温度 4.3 K) での断熱効率、それぞれ 64 % および 61 % であり、仕様値の 60 % および 55 % を十分満たした。また、これらの点でのポンプ総熱負荷は、380 W および 560 W であった。

(3) 本ポンプは、広範囲の運転が可能であることがわかり、ポンプ推力の上限によって制限されたが、最大流量として 680 g/s を達成した。

以上より、ここに世界最大能力をもった極低温循環ポンプが完成し、その性能が確認された。世界最大の核融合炉用超電導ポロイダルコイル試験装置である DPC 試験装置の主要機器として、今後ポロイダルコイルへ超臨界圧ヘリウムを供給することになる。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり御指導いただきました森副理事長、吉川所長、田中部長に深く感謝致します。

参 考 文 献

- 1) T. Kato, et al.: IEEE Trans. Magn. **MAG-21** (1985) 1095
- 2) たとえば, W.A. Burns, et al.: ICEC-8 (1980) 383
- 3) たとえば, W. Lehmann and J. Minges: Adv. Cryog. Eng. **29** (1983) 813
- 4) たとえば, 上岡泰晴, 和気正芳ら: 低温工学 **20** (1985) 35
- 5) 星野雅弘ら: 第 36 回低温工学研究発表会予稿集 (1986) 132
- 6) H. Tsuji, et al.: Fusion Technol. **10** (1986) 1518
- 7) E. Tada, et al.: IEEE Trans. Magn. **MAG-23** (1986) 1715
- 8) 多田栄介ら: 低温工学 **19** (1984) 69
- 9) E. Tada, et al.: IEEE Trans. Magn. **24** (1988) 1003
- 10) A. Bejan: Cryogenics **17** (1977) 97
- 11) 山村秀政ら: 昭和 62 年度秋季低温工学予稿集 (1987) 68