

JAEARI-M
89-064

HENDEL用ガス軸受ガス循環機の
軸振動に関する検討

1989年6月

下村 寛昭・川路 評・藤崎 勝夫・飯塚 隆行

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

JAERI-M レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の問合せは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11茨城県那珂郡東海村）
あて、お申しこしください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11茨城
県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Division, Department
of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun,
Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, **1989**

編集兼発行 日本原子力研究所
印 刷 日立高速印刷株式会社

A Study on Shaft Vibration of Gas Circulators
with Gas-Bearings for HENDEL Helium Test Facility

Hiroaki SHIMOMURA, Satoshi KAWAJI

Katsuo FUJISAKI and Takayuki IHIZUKA

Department of High Temperature Engineering
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received May 2, 1989)

The gas circulator is one of the most important component in Gas-Cooled Reactor system. Being low density of the coolant helium gas of HTGR, multi-stage compression or high-speed driving are required for the coolant circulator to accomplish the required head.

The gas circulators for the large scale HTGRs with mechanical and buffer-gas sealing in the shaft penetration had encountered troubles at the part more or less. On the other hand, smaller scale electric driven gas circulators with gas bearings as used for HENDEL and former DRAGON reactor enable fully encased construction and provide easier maintainability, however, those types of the circulator need highly precise machining, adjustment and superior operational techniques. Moreover, practical rotor weight seems to be limited up to around 150kg for the gas-bearing machinery.

The fine dynamic mass-balancing of the rotor becomes extremely difficult in the large gas-bearing machine. The whirling phenomena of the journal tend to originate and to grow approaching the rotating frequency to the first bending natural frequency or the third critical speed of the rotor.

Inspite of many efforts and works on instability of the gas-bearing system, concrete or practical condition and countermeasure to the instability have not clarified.

H E N D E L 用ガス軸受ガス循環機の軸振動に関する検討

日本原子力研究所東海研究所高温工学部

下村 寛昭・川路 啓・藤崎 勝夫・飯塚 隆行

(1989年5月2日受理)

高温ガス炉を構成する重要な機器の1つとしてガス循環機がある。一般に高温ガス炉の冷却材であるヘリウムの密度が小さいため、必要な揚程を得るためにガス循環機は、多段圧縮又は高速回転が要求される。

従来、大型炉に採用された軸シール部にメカニカルシール及びバッファーガスシールを用いたガス循環機は、何れもこれらの部分に関する技術的問題に遭遇している。他方、H E N D E L 及び D R A G O N 炉に採用された小型炉に使用できるガス軸受を採用した電動ガス循環機は密閉構造が可能で保守容易である反面、高度に精密な工作、調整ならびに取扱技術を必要とし、しかも、ローター重量 150kg 程度が限界である。

この様な上限に迫るガス軸受機械においては、ローターの回転軸に対する質量バランスは特に困難になる。また、ローターの曲げに関する固有振動数と実用回転数が接近するため、ガス軸受の特性に基づく振れ廻り現象(Whirling)が発生し易い。振れ廻り発生条件に関する過去の多くの研究にもかかわらず、その具体的発生条件及び防止対策は必ずしも明確ではなく、ガス軸受機械の最大の問題は、この振れ廻りの防止対策と言っても過言でない。

高速で回転するガス軸受機械において、振れ廻りあるいはその強度な状態であるホイップが発生した場合、軸(ジャーナル)及び軸受は深刻な損傷を極めて短時間内に生じるため、特に注意が必要となる。

本報は、日本原子力研究所に設置した大型構造機器実証試験装置(H E N D E L)に使用中のガス軸受機械としては最大級のヘリウム用ガス循環機計5台の内、代表的機種について行った軸振動に関する測定結果について報告するとともに、過去の研究結果の内の幾つかについて、比較検討した。

試験結果からガス軸受機械の不安定振動(振れ廻り)を防止するためには、高度なバランシング、軸受パッドの追従性及び軸受気膜厚さの調整が極めて重要であることが判った。しかしながら、これらの要求を現実に満足するには多くの困難が存在するため、微弱な振れ廻りが発生し始めた状態を高感度に検出し、それに対処することが実際的に重要であるとの結論に達した。

The most anxious problem on the gas-bearing machine must be unstable shaft vibration or whirling and whipping which caused from divergent growth of whirling. In the high speed gas-bearing machines, the journal and bearing system must be inevitable serious damage instantaneously by the phenomena, therefore highly carefull operation should be taken place.

Present report describes the experimental result on shaft vibration and bearing characteristics of typical gas circulators among the five machines which have gas-bearings and are largest class in those types.

It is clarified through the experiments that the fine dynamic balancing of the rotor, dynamic response of the bearing pads and gas-film thickness in the bearing clearance are extremely important to suppress the instability. However, it is also found that too much difficulties make them impractical in these machines. So one might conclude that the countermeasure with fine sensing technique of the half-speed whirling must be practical and usefull.

Keywords : Gas Circulator, Shaft Vibration, HENDEL, Helium Gas, Gas-Bearing, HTGR

目 次

1. 緒 言	1
2. 試験装置	7
2.1 ループの構成	7
2.2 電源設備	7
2.3 ヘリウムガス循環機	8
3. ガス循環機の軸受及び振動に関する理論的背景と問題点	28
3.1 基本ローターの機械力学的モデルと弾性ローターの振動	28
3.2 軸受の流体力学的特性とティルティングパッド軸受の特徴	29
3.3 不釣合ローターの応答特性	32
3.4 ガス軸受に関する従来の研究	34
4. ガス循環機の運転結果及び振動測定結果	43
4.1 故障状況と復旧結果	43
4.2 軸受特性測定方法	43
4.3 復旧ガス循環機の軸受特性測定結果	44
4.4 試作ガス循環機及び試験結果	46
4.5 遠心式ガス循環機に関する試験結果	49
4.6 軸振動に関する検討	51
4.7 まとめ	54
5. 結 言	89
5.1 ガスペアリング循環機の安定性、負荷能力及び安全対策と展望	89
謝 辞	89
参考文献	90

Contents

1. Introduction	1
2. Description on Test Facility	7
2.1 Loop Construction	7
2.2 Electric Components	7
2.3 Helium Gas Circulators	8
3. Theoretical Bases and Problems on Bearing and Shaft Vibration	28
3.1 Dynamic Model of Basic Rotor and Vibration of Flexible Rotor	28
3.2 Characteristics of Fluid Dynamic Bearing and Tilting-Pad Bearing ..	29
3.3 Dynamic Response of Unbalanced Rotor	32
3.4 Former Studies on Gas-Bearing	34
4. Results on Operation and Vibration Measurements of Gas Circulators ..	43
4.1 Bearing Trouble and Repairing	43
4.2 Measuring Setup on Bearing Characteristics	43
4.3 Result of Measurements on Repaired Gas Circulator	44
4.4 Result of Measurements on Trial Gas Circulator	46
4.5 Result of Measurements on Centrifugal Gas Circulator	49
4.6 Discussion on Shaft Vibration	51
4.7 Description on Experimental Results	54
5. Conclusion	89
5.1 Stability, Load Capacity and Security of Gas-Bearing Circulators	89
Acknowledgements	89
References	90

1. 緒 言

高温ガス炉を構成する重要な機器の1つとしてガス循環機がある。一般に高温ガス炉の冷却材であるヘリウムの密度が小さいため、必要な揚程を得るためにガス循環機は、多段圧縮又は高速回転が要求される。

高温ガス炉の1次系及び2次系にヘリウムガスを循環させるためのガス循環機は、昇圧値 $0.5 \sim 0.6 \text{ kg/cm}^2$ 程度、^{1), 4)}すなわち、 400°C , 4.0 MPa のヘリウム揚程に換算すれば $1,700 \sim 2,000 \text{ m}$ の高揚程となる。このような高揚程を必要とするため、循環機の回転数は $10,000 \text{ rpm}$ 以上の高速で回転させることが効率の点から望ましい。

他方、放射性物質の漏洩防止とヘリウムガス自体の漏洩損失を防止するため、循環機全体又はその軸封機構は極めて漏洩量の少ない構造でなければならないので、厳重な軸シール対策が必要となる。

これらの要求は、相互に解決を困難にするとともに密接な関連を有する問題である。すなわち、多段化によって危険速度の低下を招き、また、高速化によって軸シールを困難にする。

米国で建設されたFort St. Vrain炉の場合、蒸気タービン及び水車又は電動機を大気中に設置してガス循環機を駆動し、軸シール部にメカニカルシール及びバッファーガスシールが併用され、水潤滑が用いられた。また、T H T R炉の場合、電動機駆動、バッファーガスシール、油潤滑が用いられた。

これらのバッファーガスシールは、ガス循環機自体の構造と補助機器の構成を複雑化するのみでなく、取扱いを困難にし、冷却材ヘリウム中へ水分または潤滑油が浸入するなどの問題を発生し易い。

これらの炉を含む稼働中又は休止中、あるいは今後建設が計画されている主要ガス冷却炉用ガス循環機の概要と問題点等は表1.1に示すとおりである。表に示すように、炭酸ガス冷却炉(AGR)を除く他のヘリウムガス冷却高温ガス炉の循環機は何れも高速回転であることが共通する特徴である。また、研究炉ないし試験炉用では、比較的小出力、小重量ローターが使用できる関係から、ガス軸受が採用又は計画されている。実用炉又は実用炉を目指した高温ガス炉では、潤滑流体の種類にかかわらず、過去にはこれに代わり得るもののが存在しないため、バッファーシール方式を採用せざるを得なかった。

これらのガス循環機は何れも種々の機械的問題に遭遇しており、炉の稼働率、取扱易さ等はガス循環機性能に大きな影響を受けた。特に、米国、G A社を中心として設計、建設が行われ、コロラド電力会社(Public Service Co. of Colorado)によって運用されているフォート・セント・ブレイン(Fort St. Vrain)炉は数多くの故障又はトラブルに悩まされ続けて来た。特に、循環機軸受部についての多数回のトラブルは多くの技術的困難を招くとともに、高温ガス炉の社会的信頼さえも著しく失墜した。

従来、大型機に採用されてきたバッファーシール方式は典型的な例として、Fort St. Vrain炉用循環機の軸受部とこれに接続される系統図を図1.1に示す。本方式は潤滑流体及び

軸封ガスの供給とこれらの混合物を回収、分離し、さらに、精製して再び供給する複雑な系統を必要とする。さらに、軸受部及び軸封部の構造も複雑で、シールの完全を期し難く、かつ、シールガス及び機内圧力とのバランス等について困難な問題が多い。

他方、小型炉に採用され、あるいは採用されようとしている動圧ガス軸受方式はコンパクトで経済性に優れ、軸封等に関する問題が回避できる。しかしながら、ガス軸受方式の欠点は大型化困難で、工作及び取扱に際して高度に精密な技術を要求し、軸受負荷能力が比較的小さく、振れ廻り(Whirling)等に対する振動安定性に乏しい欠点がある。従って、ガス軸受方式は大形機の製作が困難であり、ローター重量 550kg 程度が限界²⁾と言われている。

H E N D E L に使用中の動圧型ガスペアリングを用いたガス循環機 5 台のうち再生式 1 台は、そのガスペアリングに振れ廻りによる損傷を経験している。また、他の遠心式循環機についても、その発生傾向が認められる。

一般に原型炉又は実用炉等の大型ヘリウムガス循環機としては図 1.2, 1.3 に示すような水封又は油封機構とメカニカルシールを併用した外部駆動型が採用されている。しかしながら、これらの形式による場合、シール用ガスの供給及び回収と水、油等との分離、精製、さらに放射性物質の分離、回収は極めて複雑となり、取扱上の困難を増すのみならず、寿命維持の観点から高速運転は不可能となる。従って、このような形式のガス循環機の場合、圧縮段数及び製作費は急上昇する。また、循環機圧縮段数の増加は効率低下はもとより回転体の質量及び軸受間スパンの増加を招き、危険回転数を低下させ、ますます機械の大形化と回転数の低速化を来すことになる。

以上に述べたように、水（油）封とメカニカルシールを併用したヘリウムガス循環機は種々の短所を有するのみならず、Fort St. Vrain 炉及び AVR 炉の例に見られるように 1 次冷却材ヘリウム中に水の浸入事故等を招く危険性が大きい。従って、高温ガス炉用ヘリウムガス循環機、特に小型炉用については高速電動機駆動、動圧ガスペアリング式一体型循環機は有望な形式の 1 つである。

表 1.1 主要ガス冷却炉用ガス循環機の概要と問題点

名 称	循環機出力、回転数	本体型式	駆動方式	軸受潤滑、主要構造	主要な問題点、故障等	備 考
AGR, ハジタ(英)	7,000HP, 3,000RPM	リマジ(密封)	電動機	油潤滑、スライドシール	油浸入、危険回転数	
DRAGON(英DECD)	120HP, 12,000RPM	同上	同上	カスヘルツ(ティルティング)リット	振れ廻り(Whirling)	
AVR(西独)	220kW, 4,400RPM	同上	同上	油潤滑、リバーフラッセル	水浸入(蒸気発生器)	
F.S.Vrain(米)	5,500HP, 9,550RPM (7,000RPM)	駆動機間に 軸封あり	蒸気タービン、水車	水潤滑、リバーフラッセル	水浸入、1次シール漏洩、クラクク、ヘリス漏洩、シャッターワゴン漏洩他 水車の故障等 問題多數あり	
HTR(西独)	2,300kW, 5,600RPM	リマジ(密封)	電動機	油潤滑、リバーフラッセル	補助系用(ガスアシスト)を 磁気軸受に改造検討中	詳細不明
MHTGR(米)	4,250HP, 6,200RPM	同上	同上	磁気軸受		計画中
HTR300(西独)	2,950kW, 4,400RPM	同上	同上	油潤滑、リバーフラッセル(磁気軸受)	油潤滑、磁気軸受耐用で計画	計画中
HTR(日本)	a)250kW, 12,000RPM b)140kW, 9,700RPM	同上 同上	同上 同上	カスヘルツ(ティルティング)リット	a)主系、b)補助系、計画中	

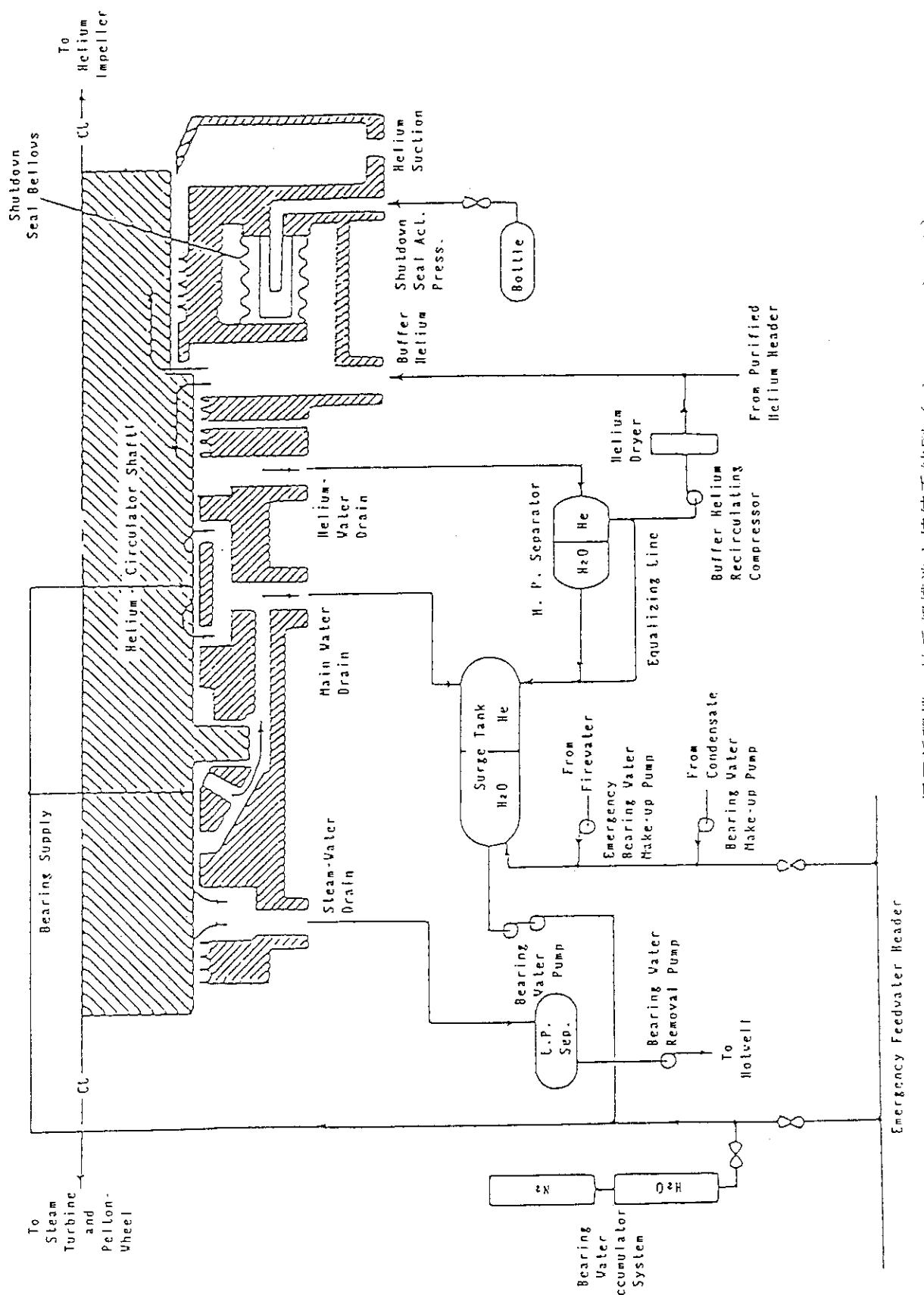


図 1.1 Fort St. Vrain炉用循環機の軸受部構造と接続系統図 (ハッファーシール)

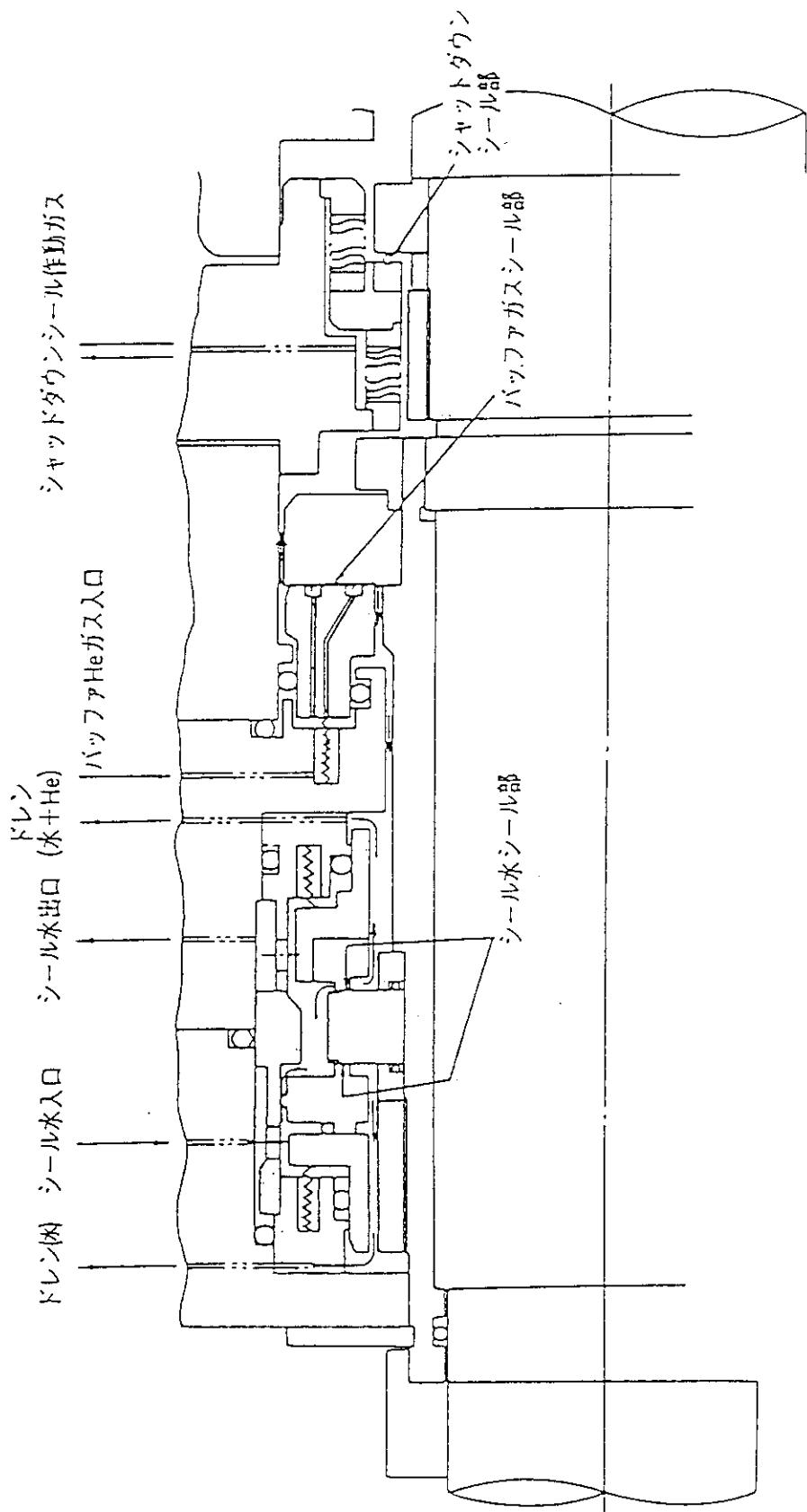


図 1.2 水潤滑バッファーガスシール循環機の例

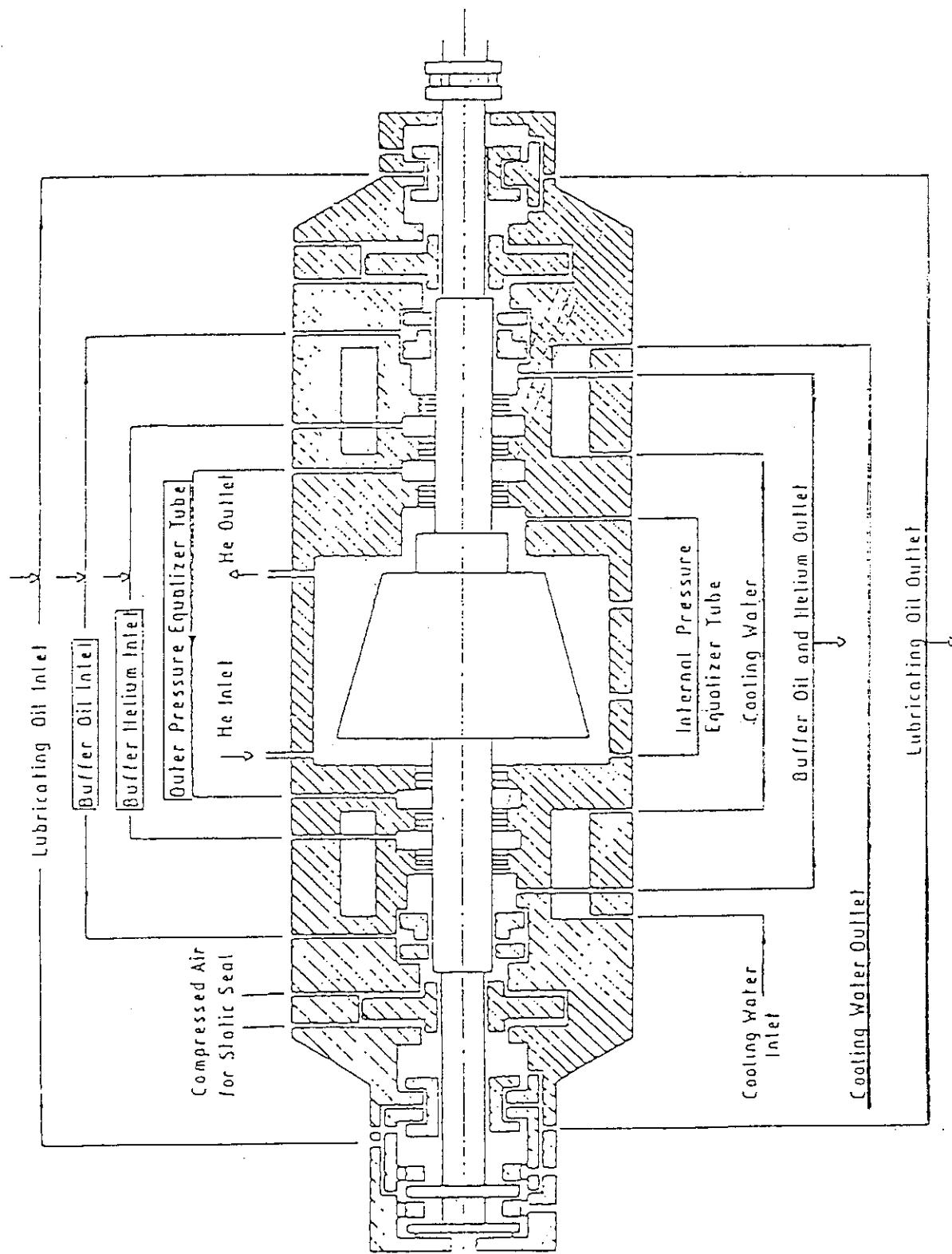


図 1.3 メカニカルシール油潤滑循環機の原理図

2. 試験装置

2.1 ループの構成

試験装置は図 2.1(a), (b)に示すように最高圧力 4.0 MPa のヘリウムを循環させるための 3 つ の主循環ループとそれらに関連する補助系から構成される。これら主循環ループの主要仕様は表 2.1 に示すとおりであり、各々のヘリウム流量、温度等は試験目的に応じて広範囲に調整し得る。

3 つのループのうち、小流量 (0.4 kg/s) ループ (M_1) は再生式プロアーをガス循環機として使用する。これから最高温度 400°C で吐出されたヘリウムガスは流量調整用バイパス部、流量測定部を経て電気加熱器で温度調整される。このヘリウムは燃料体スタック実証試験部 (T_1) 内で試験目的のため最高温度 $1,000^\circ\text{C}$ まで昇温した後、試験部圧力容器内に設けた加圧純水式冷却器で 400°C 以下に冷却されて再びガス循環機に戻る。

他の 2 ループはいずれも遠心式ガス循環機（プロア）を直列 2 台宛使用し、 400°C , 4 MPa のヘリウムに対して定格流量、揚程それぞれ 4 kg/s , 2 kg/cm^2 を得ている。2 ループの一方ではガス循環機で加圧されたヘリウムは流量調節バイパス部、流量測定部を経て第 1 段加熱器 (H_{31}) において最高約 700°C まで昇温される。このヘリウムはさらに第 2 段加熱器 (H_{32}) へ内部断熱配管で導かれ、最高 $1,000^\circ\text{C}$ まで加熱される。この高温ヘリウムはさらに内部断熱配管を経て炉内構造物実証試験部 (T_2) に導かれ、高温ガス炉の炉床部等の試験に使用された後、冷却器 C_{31} 及び C_{32} でそれぞれ 600°C 及び 400°C 以下に冷却されて一巡する。

残る一ループのヘリウムは、上記と同様に直列 2 台のガス循環機を出て流量調節及び流量測定部を経て、電気加熱器 (H_2) によって 400°C 以下に温度調節をした後、炉内構造物実証試験部 (T_2) の低温部分の試験に用いる。この部分を出たヘリウムは、冷却器 C_2 において 400°C 以下に冷却され再びガス循環機に戻る。

以上の 3 ループによって構成される主循環系の他にこれらを機能させるため、以下のようないくつかの補助系を設けた。

2.2 電源設備

電源設備のうち、ヘリウムガス循環機用電源設備は流量制御をガス循環機の回転数制御で行うため、それに内蔵する誘導電動機用の駆動電源周波数及び電圧を変化させることが必要である。

このため、遠心式ガス循環機 4 台については直列配置した 2 台毎に各 1 台の可变速電動発電機 (770 KVA, 506 V, 50~220 Hz) を計 2 台使用した。また、再生式ガス循環機 (150 KW) については比較的小容量であり、サイリスター式インバーターの製作が可能な範囲であるため、取扱、保守が簡単なサイリスター式 (210 KVA, 506 V, 50~220 Hz) を使用した。

各ガス循環機は動圧式ガスペアリングを使用しているため、起動に際して大きなトルクを要し、大きな起動電流が流れる。このため、電動発電機は出力余裕を大きくして起動電流に耐える方法とし、過電流耐力の小さいサイリスターアンバータについては起動時のみ商用電源から大電流を供給するための起動用変圧器を使用し、起動後サイリスターアンバータに切り替えて運転する方法とした。

2.3 ヘリウムガス循環機

(1) 主要構造と一般特性

既に述べたとおり、本試験装置はヘリウムをループ内に循環させるため、同一性能の遠心式ガス循環機4台、再生式（渦流式）1台を設置しており、他に1台の予備循環機を有している。

遠心式のガス循環機は必要な揚程を得るために各々2台を直列に使用している。また、再生式を使用しているループは前者の流量の1/10であり、必要な揚程は前者の約2倍であるため、小流量高揚程が得られる再生式を用いた。

再生式の場合、遠心式に比較して効率が劣るため、比較的大きな駆動動力を要するので駆動用電動機は、遠心式に使用している電動機と全く同一な電気的仕様の電動機を使用している。

各々の仕様はそれぞれ表2.2及び表2.3のとおりであり、主要部の構造はそれぞれ図2.2及び図2.3に示すとおり垂直軸型、水冷圧力容器、電動機内臓のガスペアリング式である。なお、予備循環機1台は遠心式あるいは再生式の何れにも使用できるように電動機、ガス軸受等の両形式に共通な部分のみで構成されており、現状では専ら後者の予備として使用している。

これらのガス循環機は図2.4に示すジャーナルベアリング及び図2.5に示すスラストベアリングとともにヘリウムガスを作動流体とするティルティングパッド式の動圧型ガスペアリングを使用している。従って、潤滑材によるヘリウムの汚染は全く発生せず、軸と軸受との接触も起動時及び停止時を除いて発生しないため、それらの摩耗は極めて少ない。

他方、本循環機は起動時には軸と軸受が無潤滑で接触した状態であるため、通常の軸受を使用した機械に比較して遙かに大きい起動トルクが必要である。従って、駆動用電動機及びその電源はそれぞれ起動トルク及びそれに対応する起動電流に耐えるための充分な余裕が必要である。

駆動用電動機ローターの上部及び下部に設けられたジャーナル軸受は、それぞれ3枚のパッドで構成したティルティングパッド方式であり、各々のパッドは上下軸受とも全ての循環機に共通であり、図2.6に示すとおりである。これらのパッドを支持するピヴェットは、図2.7に示すような固定式2個、スプリング式1個のピヴォットで図2.8に示すように支持される。

ローターの自重を支えるスラストベアリングも両機種共通であり、ローターダウン部のディスクとこれに対向する6枚のパッドから成っている。これらのパッドは図2.5から分かるとおり、2枚1組でそれぞれ3個の揺動アームに設けたピヴォットで支持され、これらの機構全体はローター側のディスクと完全な平行度を得るための2重ジンバル機構で支持されている。

静止時のジャーナルとパッドとの間隔は直径クリアランスで20ミクロンであり、ジャーナルは半径方向に3点支持されているので、半径クリアランスでは直径クリアランスの1/3、

約7ミクロンとなる。従って、バネ式ピヴォットが変形しない低速時には、ジャーナル軸はわずか7ミクロンのガス膜を介してパッドで支持されて回転する。

回転数が増加し、ジャーナルとパッド間に生ずる圧力荷重がスプリング式ピヴォットのバネ予圧荷重を越えると、バネの微少な圧縮変形を生じる(図2.8参照)。この微少なバネの変形に伴ってガス膜厚さが増加するため、回転数の広い範囲にわたってパッドに作用する荷重はほぼ一定値に保たれる。従って、ローターの振動特性に重要な意義を有するジャーナルと軸受との間の気膜の剛性は広い回転数範囲では一定の値に保持される。

一般に、ガスペアリングの負荷能力は油潤滑に比較して遙かに小さく、本循環機の場合、100~150kgf以内と推定される。従って、ローターの動的釣合を極めて厳しくすることが要求され、上下それぞれのジャーナル部における残留不釣合モーメントは0.1~0.2g·m程度に加工されている。換言すれば、ローターの自重(M_R) 約140kgに対する偏重心の値(ϵ)は1.5~3μmの高精度であり、釣合良さの指標となる偏重心の速度($=\epsilon \cdot \omega$, ω :機械の角速度)は1.8~3.6mm/s, すなわち、JIS B 0905に定める釣合良さ等級G 2.5には匹敵する(表2.4参照)。

ジャーナル用及びスラスト用ペアリングのパッドは、いずれもステンレス鋼製のボディーに青銅粉末とテフロンを特殊な製法で黄銅板に付着させたDUメタルをネジ止めし、起動、停止時のジャーナルとの一時的接触摺動による損傷を小さくする工夫がなされている。なお、各々のパッドとピヴォットとの接触部は大きな面圧に耐える必要から、炭化タングステン製の小片を各々の接触部にはめ込んでいる。

上記の循環機類は何れも回転数を3,000~12,000rpmの範囲に制御することと、弁開度の調整を併用してガス流量の制御を行っている。従って、内臓誘導電動機の回転数を変化させるために電源周波数の変化を必要とする。このため、比較的容量が小さく、半導体素子(サイリスター)が使用できる再生式循環機用電源はサイリスターインバーターと起動用変圧器を併用した。

前者に比較して大きな容量を要する遠心式循環機2組の電源については1組(2台)毎に1台の電動発電機(MG)を使用した(2.2節参照)。

本循環機のガスペアリング部のガス膜厚は前記のように数十ミクロン程度であり、軸受部のジャーナル周速は100m/sに達するため、軸受部への固体物あるいは液体などの浸入によって容易に損傷を生じ、また、軸受の特性に影響を与える。従って、管路を流れるヘリウムガスに伴って循環機内に固体物が浸入することを防止するためフィルターを設置しなければならない。このため、各々の循環流路の循環機入口には有効漉過径5μmの焼結金属(ステンレス)パイプを使用したフィルターを設けて塵、錆等の除去に努めた。

遠心式及び再生式循環機の各1台分の流量対揚程特性は、それぞれ図2.9及び図2.10に示すとおりであり、遠心式の場合サージング域が存在する。従って、不注意な条件の設定によって循環機をサージング域で使用する危険性がある。このため、循環機回転数、ヘリウム流量及び昇圧値から作動点がサージング域にあるか否かを自動的に判断し、不適切な場合、警報及び自動停止を含む操作を実行する運転ソフトウェアを準備した。

表 2.1 HENDEL 主循環ループの主要仕様

項 目	ル 一 プ 略 称		
	M1	M2-A	M2-B
ヘリウム最高温度	400°C	1000°C	400°C
ヘリウム最高圧力	4.0MPa	4.0MPa	4.0MPa
ヘリウム最大流量	0.4kg/s	4.0kg/s	4.0kg/s
最大加熱容量	150kW	6MW + 5.5MW	2.5MW
ヘリウム加熱器型	シェル／チューブ	シェル／チューブ	シェル／チューブ
ヘリウム加熱器台	1 × 150kW	1 × 6MW, 1 × 5.5MW	1 × 2.5MW
ヘリウム冷却器型	シェル／Uチューブ (低圧水冷却)	シェル／チューブ (加圧水冷却)	シェル／Uチューブ (低圧水冷却)
ヘリウム冷却器台	1 × 170kW	1 × 6.7MW, 1 × 3.5MW	1 × 2.3MW
ガス循環機型式	電動ガス軸受 再生式	電動ガス軸受 遠心式	電動ガス軸受 遠心式
ガス循環機台数 × 出力	1 × 119kW	2 × 238kW	2 × 238kW
主要ヘリウム配管 呼び径、規格	100A, Sche.40	Φ 660°d, 22t(圧力管) Φ 356°d, 6t(ライナ管) Φ 559°d, 18t(圧力管) Φ 356°d, 6t(ライナ管) 350A, 35.7t(400°C管)	250A, Sche.40
同 上	STPA22 STPT38	SB42, Hastelloy-X, SB42, Incoloy-800H, STPA24	STPA22
材 質			

表 2.2 遠心式ヘリウム循環機の主要仕様

(1) ブロアー

型 式	電動ガス軸受、1段、遠心式
作 動 流 体	ヘリウム
回 転 数	3,000~12,000 RPM
最高ガス圧力	4.5 MPa (45 kg/cm ²)
最高ガス温度	400 °C
定 格 流 量	4.0 kg/S (94 m ³ /min) (at 400 °C, 4.0 MPa)
定 格 揚 程	0.1 MPa (1.0 kg/cm ²) (at 400 °C, 4.0 MPa)
ジャーナル軸受	3 セグメント、 ティルティングパッド型
スラスト軸受	6 セグメント、ジンバル支持 ティルティングパッド型
潤 滑 流 体	ヘリウム

(2) 内臓電動機

型 式	2極、3相、籠型誘導電動機
電 壓	100 ~ 400 V-AC
周 波 数	50 ~ 200 Hz
定 格 出 力	238 kW
回転子 重 量	約 140 kg
総 重 量	約 1,400 kg

表 2.3 再生式ヘリウム循環機の主要仕様

(1) ブロアー

型 式	電動ガス軸受、1段、再生式
作 動 流 体	ヘリウム
回 転 数	3,000~12,000 RPM
最高ガス圧力	4.5 MPa (45 kg/cm ²)
最高ガス温度	400 °C
定 格 流 量	0.4 kg/S (9.4 m ³ /min) (at 400 °C, 4.0 MPa)
定 格 揚 程	0.2 MPa (2.0 kg/cm ²) (at 400 °C, 4.0 MPa)
ジャーナル軸受	3 セグメント、 ティルティングパッド型
スラスト軸受	6 セグメント、ジンバル支持 ティルティングパッド型
潤滑流体	ヘリウム

(2) 内臓電動機

型 式	2極、3相、籠型誘導電動機
電 壓	100 ~ 400 V-AC
周 波 数	50 ~ 200 Hz
定 格 出 力	119 kW
回転子 重量	約 140 kg
総 重 量	約 1,390 kg

表 2.4 つり合い良さの定義及びローターの種類 (JIS B 0905-1978)

つり合い良さの等級	つり合い良さの上限 mm/s	ローターの種類
G 4000	4000	剛支持されたシリンダ数奇数の舶用ディーゼル機関 ²⁾ のクランク軸系 ¹⁾
G 1600	1600	剛支持された大型二サイクル機関のクランク軸系
G 630	630	剛支持された大型四サイクル機関のクランク軸系 弾性支持された舶用ディーゼル機関のクランク軸系
G 250	250	剛支持された高速4シリンダディーゼル機関 ²⁾ のクランク軸系
G 100	100	6シリンダ以上の高速ディーゼル機関 ²⁾ のクランク軸系 自動車、トラック及び鉄道車両用（ガソリン又はディーゼル）機関の完成品 ³⁾
G 40	40	自動車用車輪、リム及び駆動軸 舶用プロペラ 弾性支持された6シリンダ以上の高速四サイクル機関（ガソリン又はディーゼル）機関 ²⁾ のクランク軸系 自動車、トラック及び鉄道車両用機関のクランク軸系
G 16	16	特別の要求のある駆動軸（プロペラ軸、カルダン軸） 圧碎機の部品 農業機械の部品 自動車、トラック及び鉄道車両用（ガソリン又はディーゼル）機関の部品 特別の要求のある6シリンダ以上の機関のクランク軸系
G 6.3	6.3	プロセスプラント用機器 舶用主機タービン歯車（商船用） 遠心分離機ドラム ファン 組立て後の航空機用ガスタービンローター ⁴⁾ 過給機 ⁴⁾ はずみ車 ポンプ羽根車 工作機械及び一般機械の部品 中型及び大型電機子 特別の要求のある機関の部品
G 2.5	2.5	ガスタービン、蒸気タービン及び舶用主機タービン歯車（商船用） 剛性ターボ発電機ローター 製紙ロール ターボ圧縮機 工作機械主軸 特別の要求のある中型及び大型電機子 小型電機子 タービン駆動ポンプ
G 1	1	テープレコーダー及び音響機器の回転部 研削盤のといし軸 特別の要求のある小型電機子
G 0.4	0.4	精密研削盤のといし軸、といし車及び電機子 ジャイロスコープ

注 1) クランク軸系とは、クランク軸、はずみ車、クラッチ、ブーリー、逆接棒の回転部、ダンバ等を含む全体である。

2) この規格では、ピストンの速度が9m/s以下のものを低速、これを越えるものを高速ディーゼル機関としている。

3) 機関の完成品では、そのローター質量は上記注¹⁾のクランク軸系に属するすべての質量の合計とする。

4) 組立後航空機用ガスタービンローター及び過給機のつり合い良さの等級には、G 1 から G 16 までの幅がある。

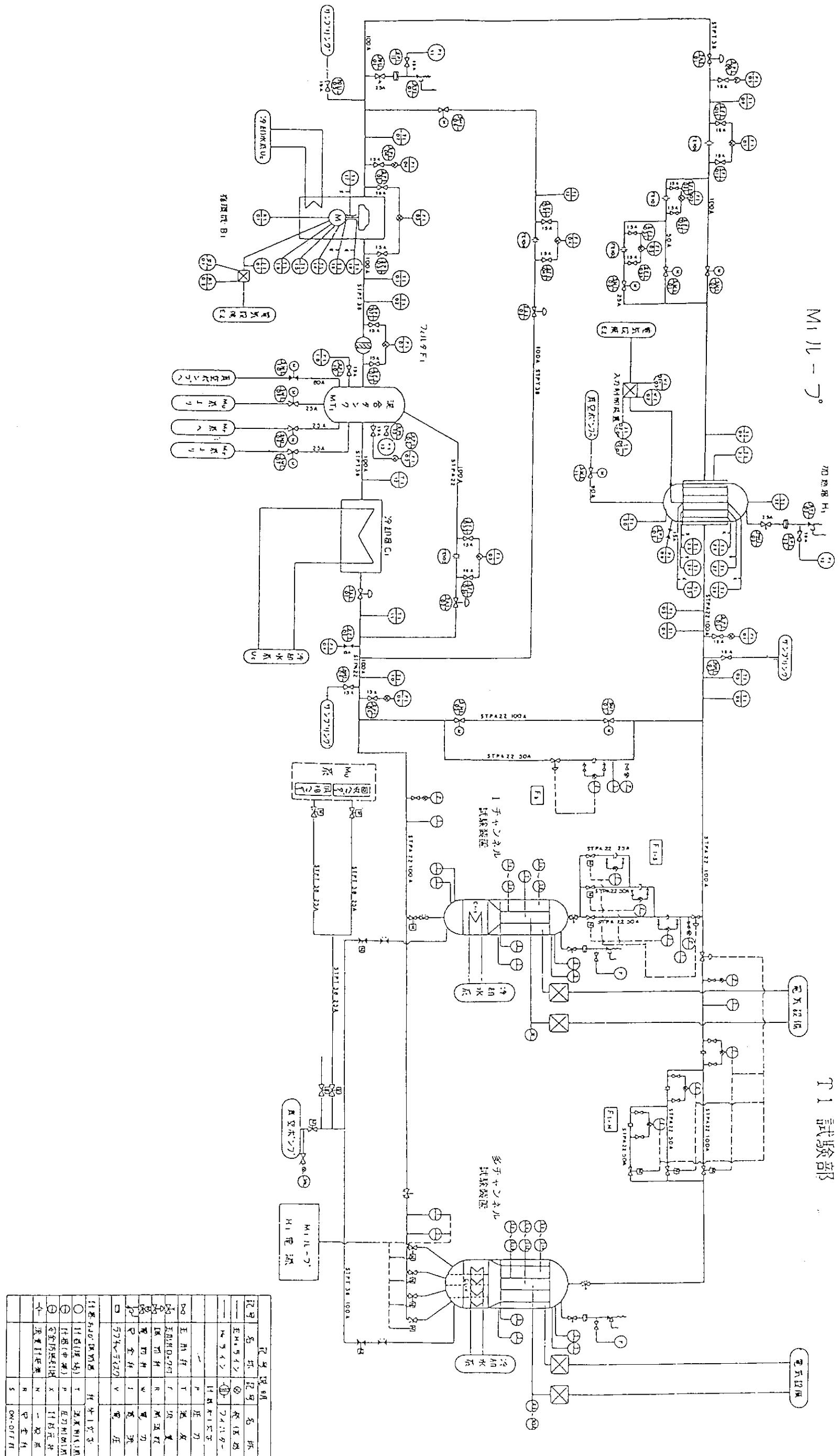


図 2.1(a) H E N D E L 主要部のフローリート (M_1 , ループ)

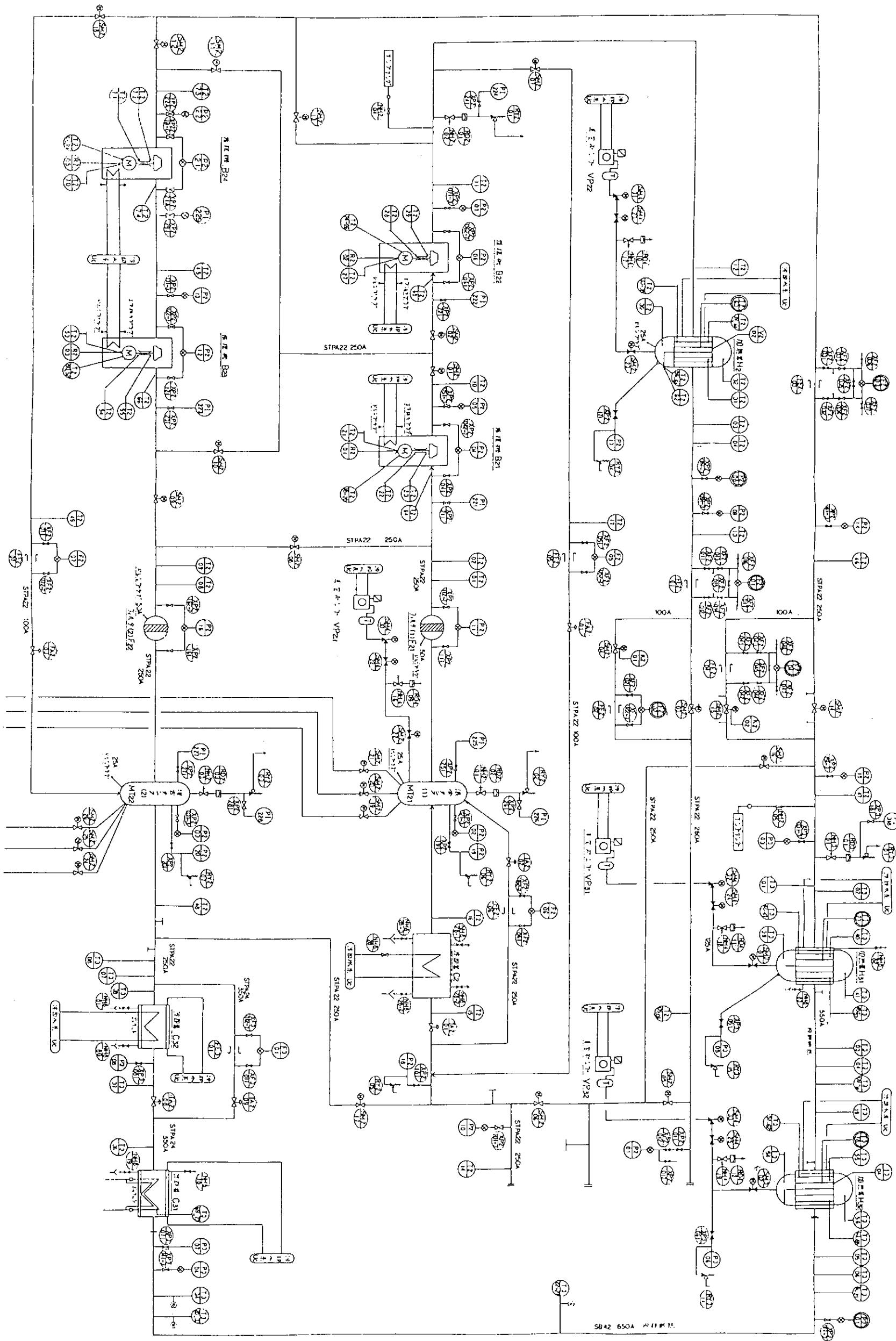


図 2.1(b) H E N D E L 主要部のフローチート (M_2 ループ)

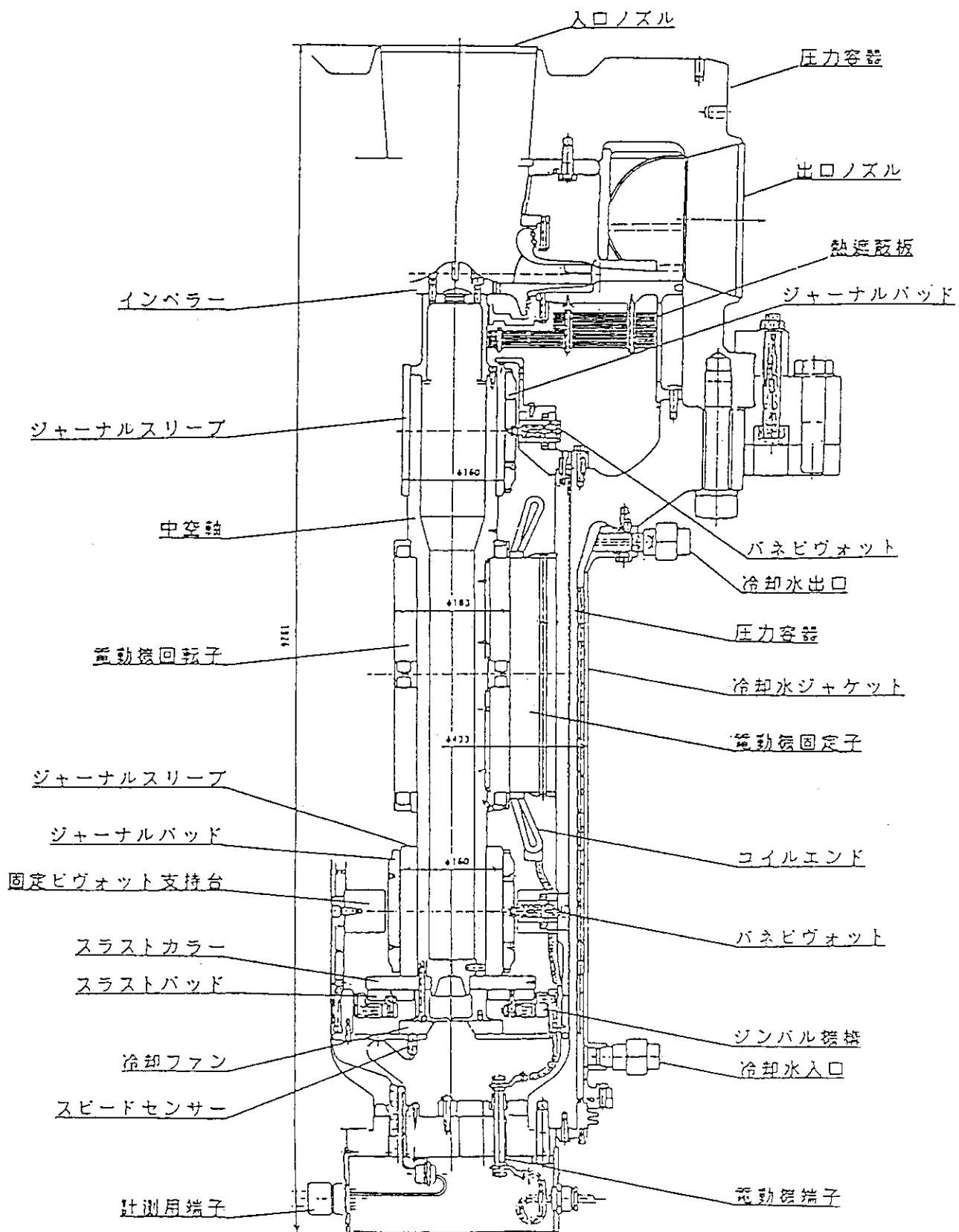


図 2.2 遠心式ヘリウム循環機の断面構造図

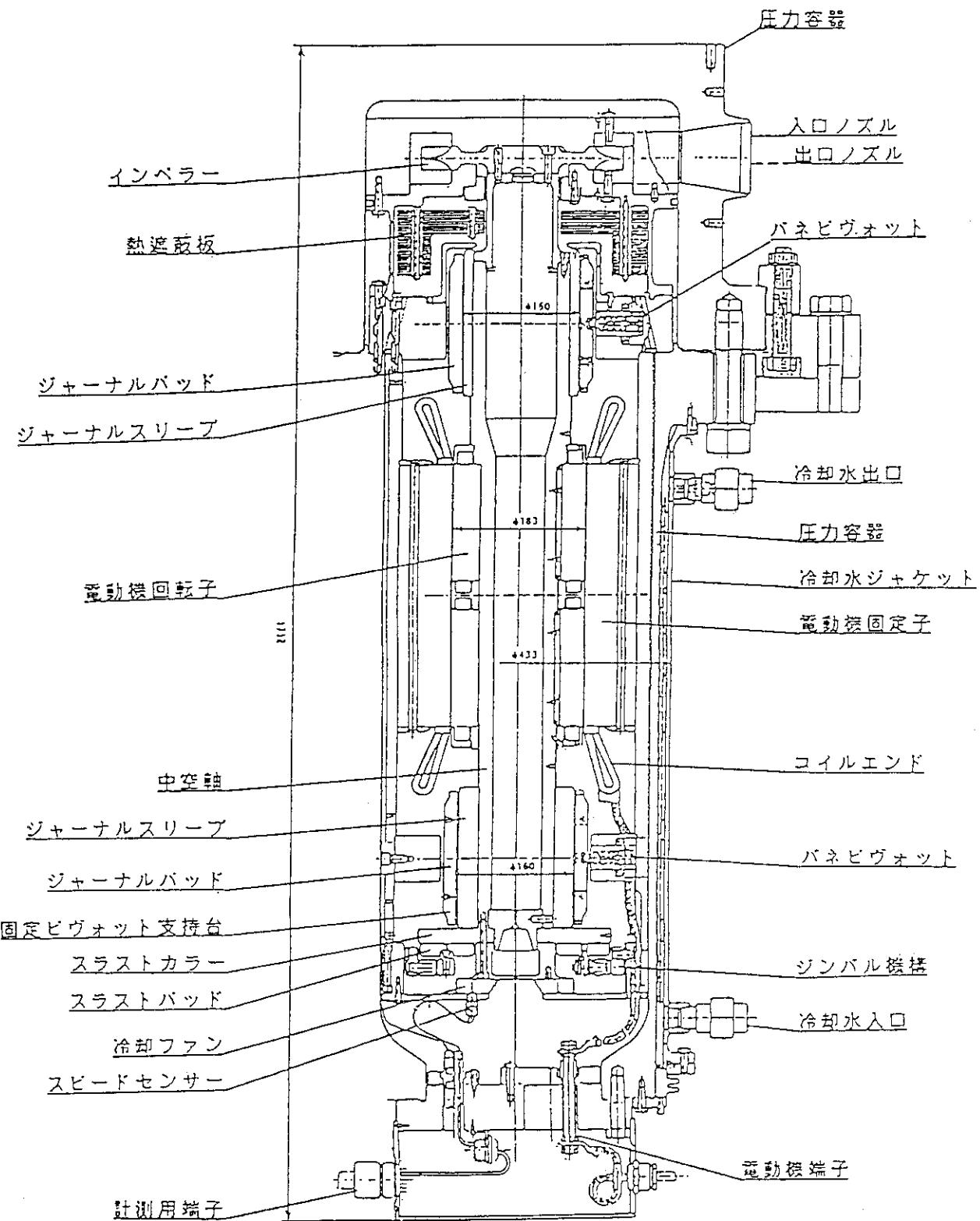


図 2.3 再生式ヘリウム循環機の断面構造図

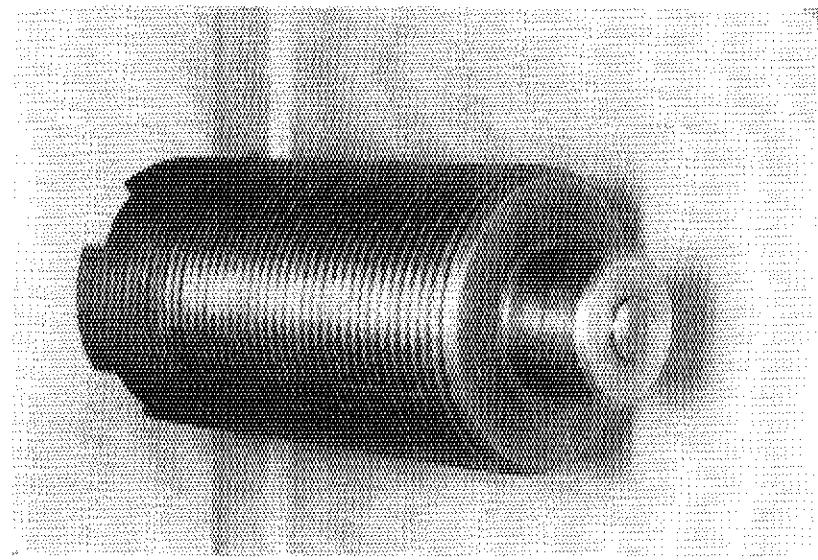
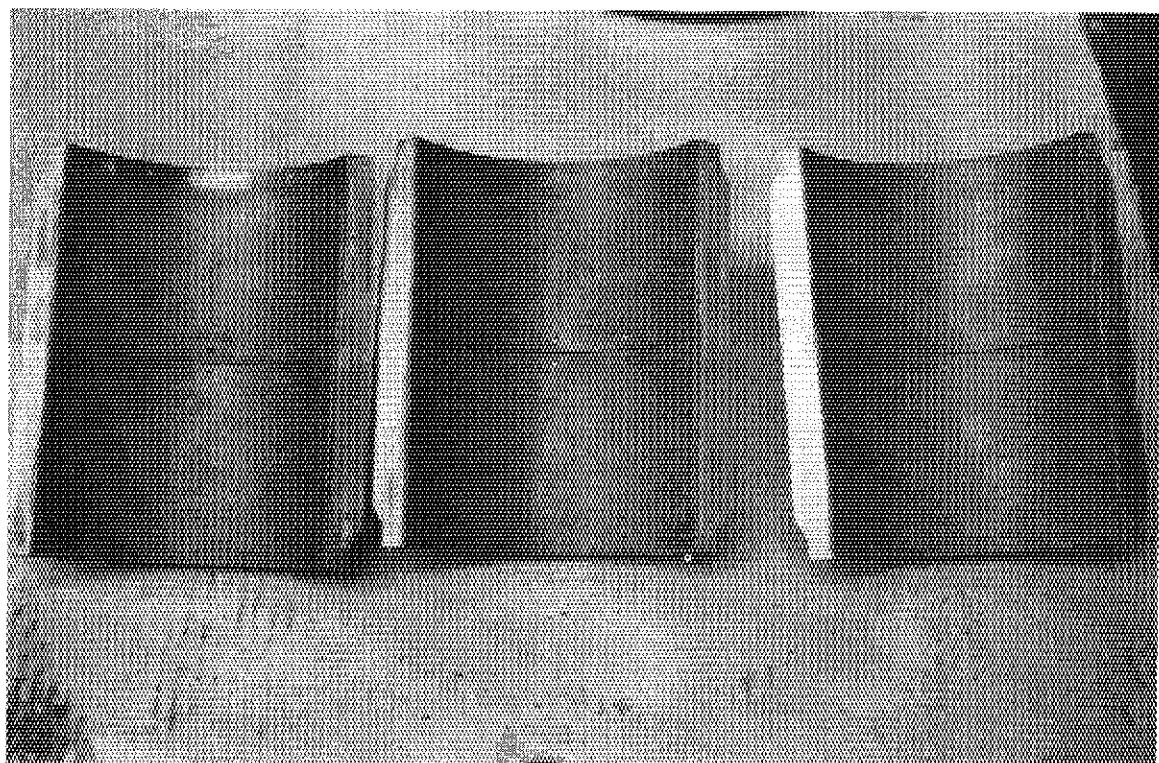


図 2.4 ジャーナルベアリング用ティルティングパッド及びピヴォット

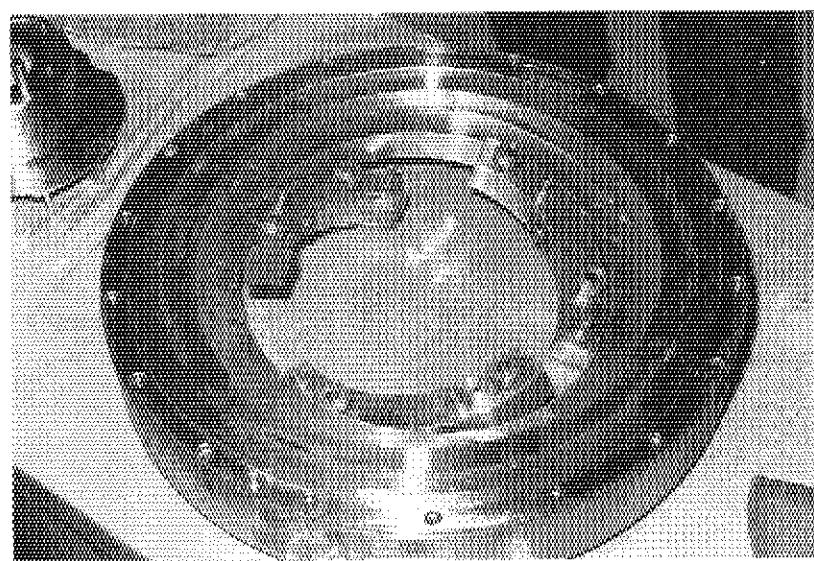
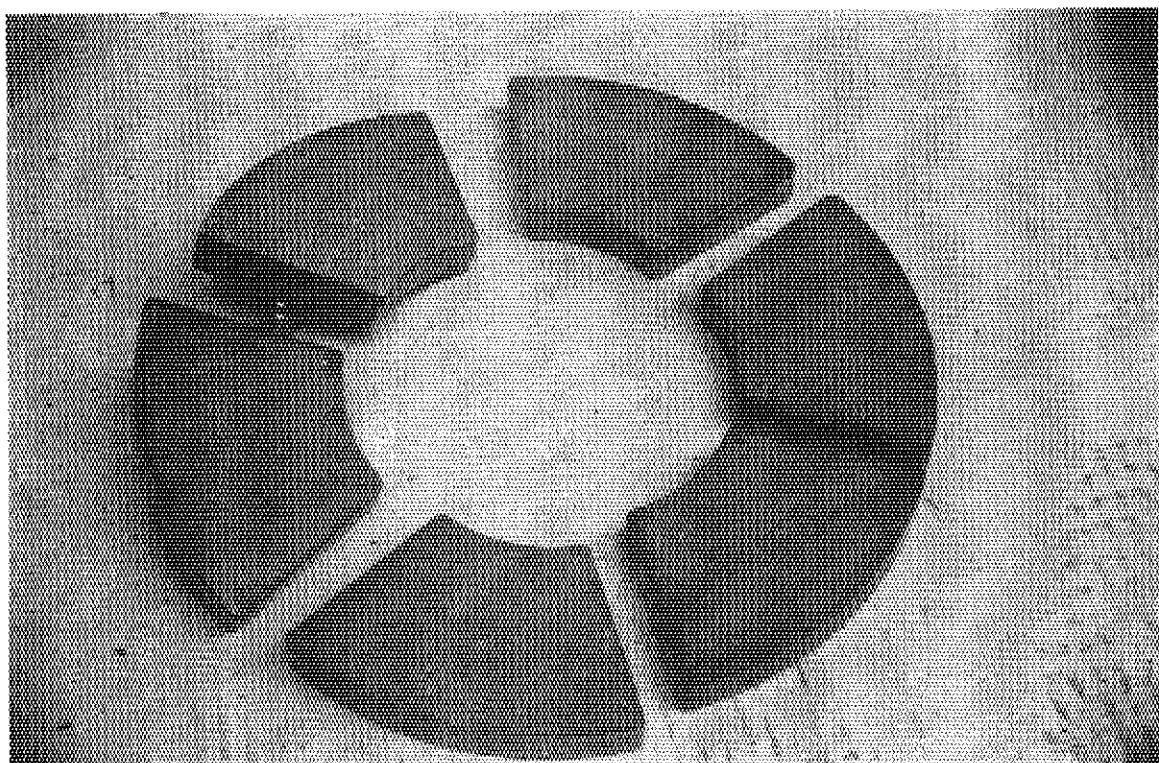


図 2.5 スラストベアリング用ティルティングパッド、ピヴォット及びジンバル機構

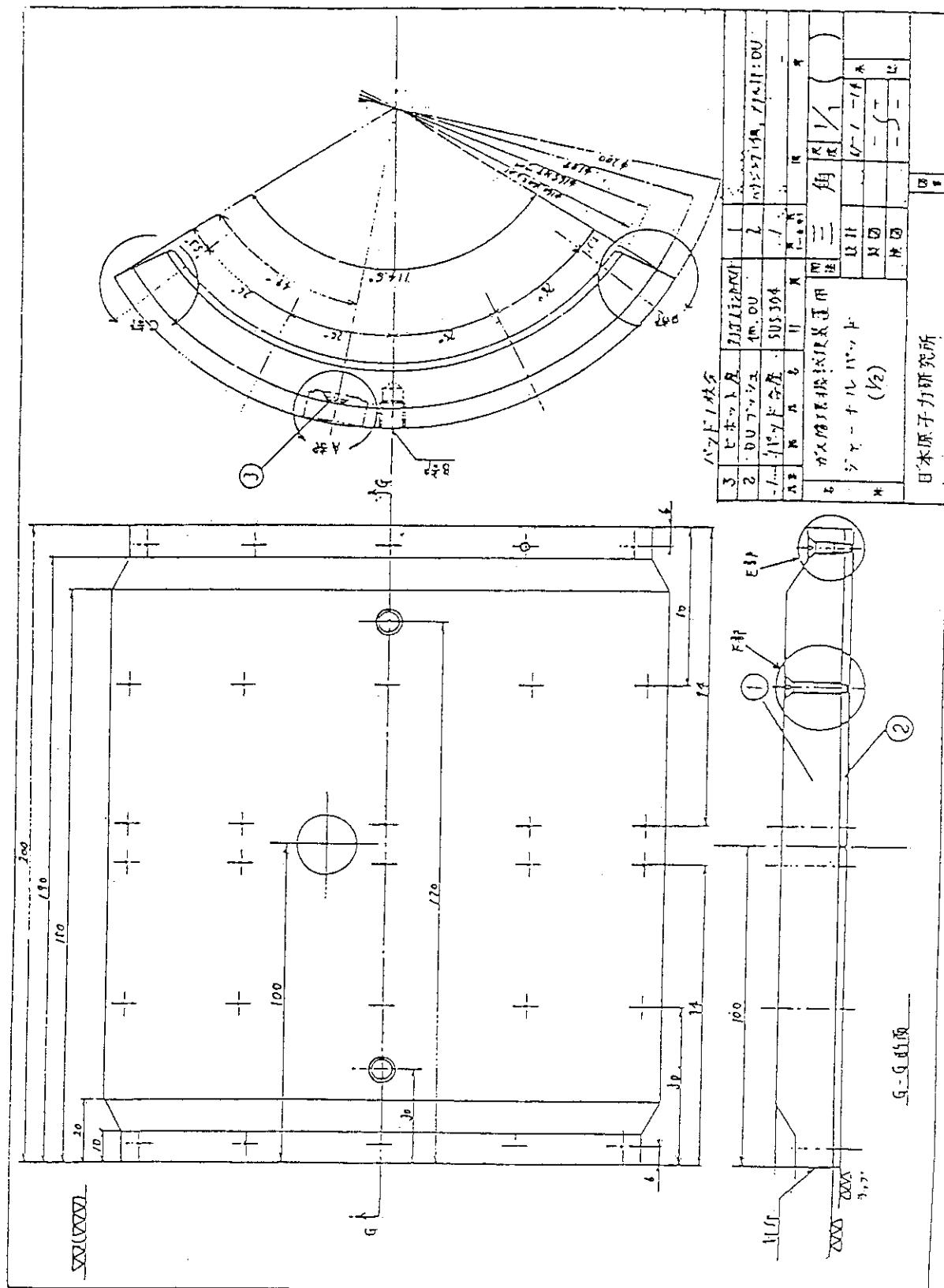


図 2.6 シャーナルベルアリーニング用ティルテイングバッド

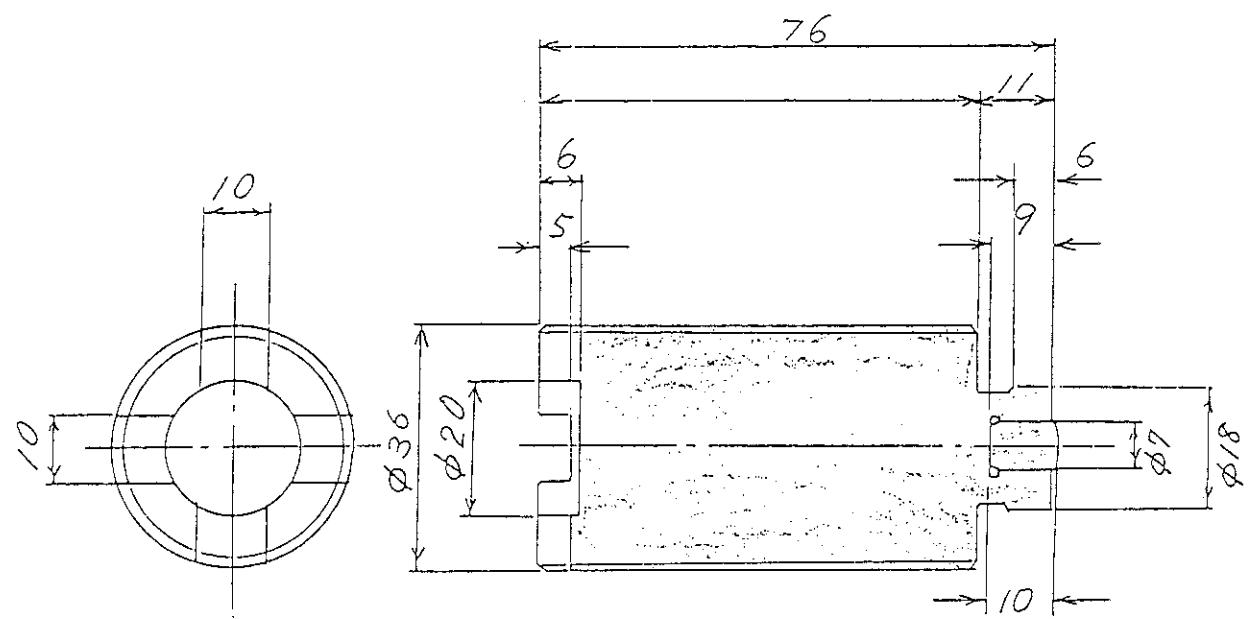


図 2.7 ジャーナルベアリング用固定ピヴォット

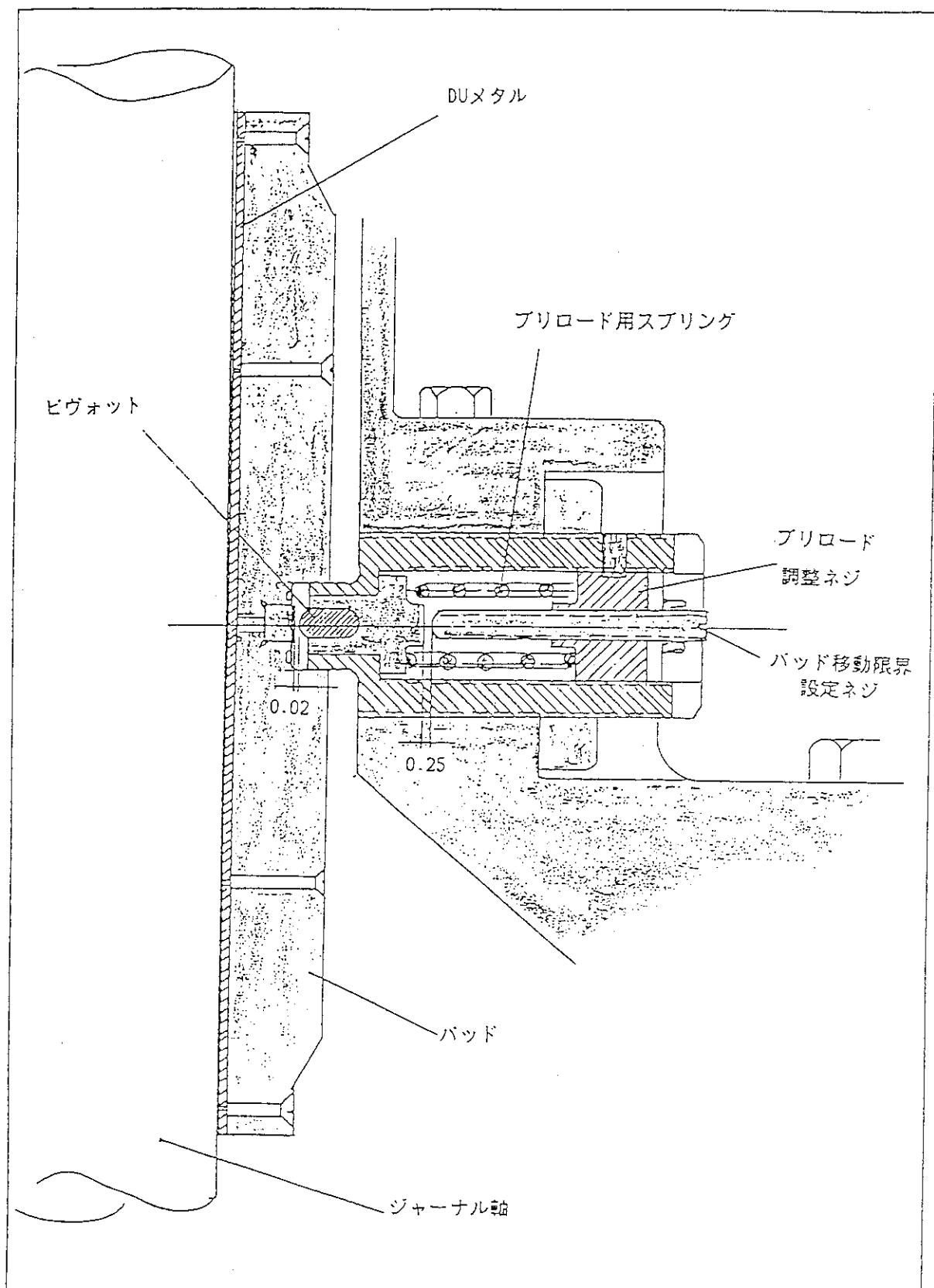


図 2.8 ジャーナルベアリング用パッド及びスプリングピヴォット

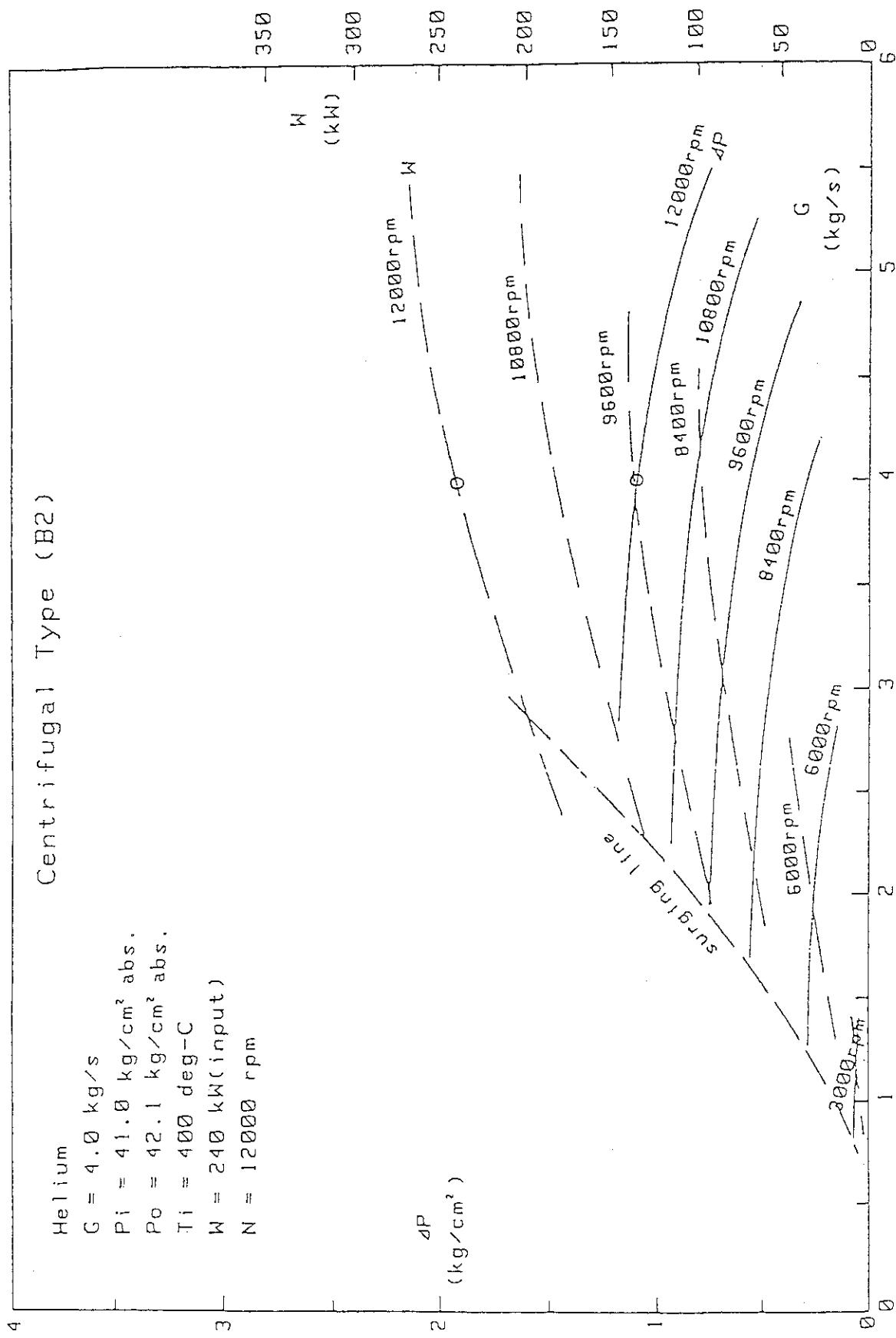


図 2.9 遠心式循環機の流量対揚程特性

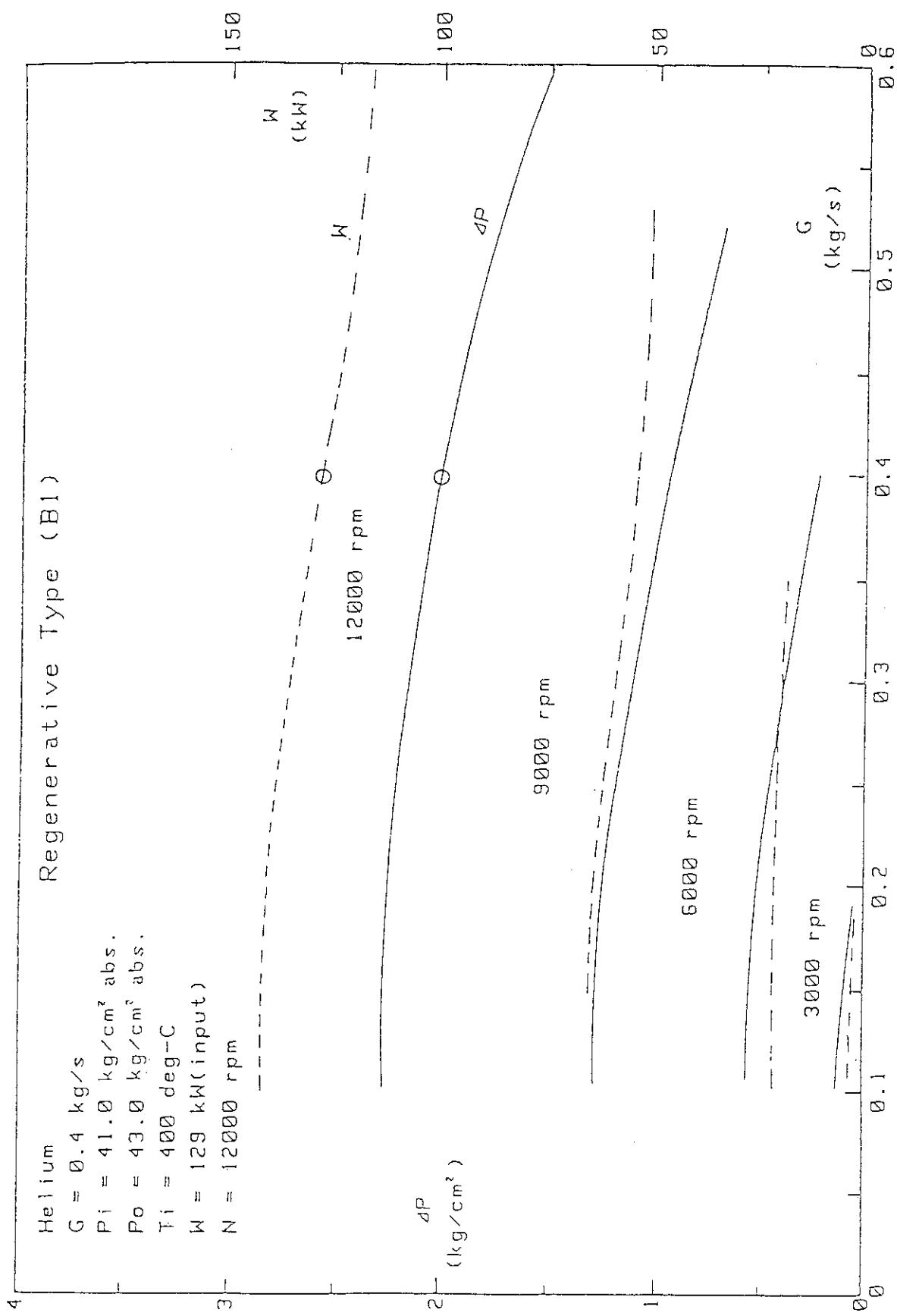


図 2.10 再生式循環機の流量特性

3. ガス循環機の軸受及び振動に関する理論的背景と問題点

動圧型ガスペアリング式循環機は前記のように種々の長所を有する反面、使用に当たって困難な問題も存在する。これらの一端は既に述べたとおりであるが、特に実用機械として重要な問題であるローターの振動問題及びこれと関連する軸受荷重特性等について、以下にその概要を述べる。

3.1 基本ローターの機械力学的モデルと弾性ローターの振動

本循環機の例にみられるような高速回転機械のローターは、その軸に沿った曲げ剛性を考慮してローターの運動を検討すること、すなわち、弾性ローターとして取り扱うことが必要である。

図3.1に示すように、ローター中心に対して対称な軸と軸受配置を有する円板状ローターに対する力の釣合の式⁵⁾は、偏重心のないローターに対するジャーナル中心の平衡位置を $z_b = 0$, $y_b = 0$ とすれば、

$$\begin{aligned} m \ddot{z}_c &= -k(z - z_b) \\ m \ddot{y}_c &= -k(y - y_b) \end{aligned} \quad (3.1.1)$$

ここに、

z_c , y_c : 円板重心の座標

z , y : 円板の幾何学的中心の座標

z_b , y_b : 軸受部におけるジャーナル中心の平衡位置 (z , y) からの変位

m : ローターの質量

k : ローターの曲げ剛性

である。また、円板の幾何学的中心と重心の距離、すなわち偏重心を ϵ 、回転角速度を ω 、時間を t とすれば

$$\begin{aligned} z_c &= z + \epsilon \cdot \cos \omega t \\ y_c &= y + \epsilon \cdot \sin \omega t \end{aligned} \quad (3.1.2)$$

である。滑り軸受内での力の釣合の式は、ジャーナルの平衡位置からの変位が微少な場合は線形化されて

$$\begin{aligned} k_{zz} z_b + k_{zy} y_b + c_{zz} \dot{z}_b + c_{zy} \dot{y}_b - k(z - z_b)/2 &= 0 \\ k_{yz} z_b + k_{yy} y_b + c_{yz} \dot{z}_b + c_{yy} \dot{y}_b - k(y - y_b)/2 &= 0 \end{aligned} \quad (3.1.3)$$

となる。ここに、

$k_{zz}, k_{zy}, k_{yz}, k_{yy}$: 軸受流体膜の弾性係数
 $c_{zz}, c_{zy}, c_{yz}, c_{yy}$: 軸受流体膜の減衰係数

であり、添字は左が変位又は速度の作用方向、右がその結果生ずる力の方向を示す。

滑り軸受内でのジャーナルの運動方程式、いわゆる油膜方程式（3.1.3）において、特徴的な事項は油膜係数（弾性係数及び減衰係数）に主対角項 $k_{zz}, k_{yy}, c_{zz}, c_{yy}$ の他に連成項 $k_{zy}, k_{yz}, c_{zy}, c_{yz}$ が現れることである。これは、ジャーナルと軸受の間にくさび状の隙間が形成されることによって、ジャーナルの運動に伴い半径方向の力の他に円周方向の成分も発生するためであり、これによって軸受内でのジャーナルの運動が複雑となり振れ廻り（Whirling）等の不安定現象を生ずる。

(3.1.2) を用いて (3.1.1) から重心の座標 z_c, y_c を消去し、運動方程式を円板の幾何学的中心の座標 z, y と軸受部におけるジャーナル中心の座標 z_b, y_b に関して書き直せば

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ y \\ z_b \\ y_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{zz} & c_{zy} \\ 0 & 0 & c_{yz} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ y \\ z_b \\ y_b \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} k & 0 & -k & 0 \\ 0 & k & 0 & -k \\ -k/2 & 0 & k_{zz}+k/2 & k_{zy} \\ 0 & -k/2 & k_{yz} & k_{yy}+k/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ y \\ z_b \\ y_b \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \epsilon m \omega^2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cos \omega t + \begin{bmatrix} 0 \\ \epsilon m \omega^2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin \omega t \quad (3.1.4)$$

となる。

一般に1組のティルティングパッド式軸受を構成する各々のパッドは、図3.2から分かるようにピヴォットを中心に回転可能である。従って、パッドの慣性モーメントが問題にならない範囲では、ピヴォットの前縁側と後縁側のピヴォット位置に関するジャーナルの回転に依って生ずる圧力のモーメントは等しい。換言すれば、パッドはピヴォットの前縁側と後縁側の圧力のモーメントが等しくなるような傾斜角度に自ら位置する。故に、ジャーナル半径方向の荷重又はその成分の方向は、ジャーナル中心とピヴォットを結ぶ直線の方向と一致する。

いま、説明の簡単化のため荷重の方向がジャーナル中心とピヴォットを結ぶ直線と一致する場合を考えると、荷重の値が変化すると対応するパッドは傾斜角を変化させてその荷重に対応するが、荷重の方向と異なる反力は発生しない。

ティルティングパッド軸受の以上のような特徴に対して円筒軸受では軸受は固定されているため、荷重に対応してジャーナルが軸受内でその位置を移動することによって荷重を支持する。

3.2 軸受の流体力学的特性とティルティングパッド軸受の特徴

円筒軸受^{6,10)}では図3.3に示すように軸受間隙のくさび状空間内に圧力 p が発生し、これらの荷重方向成分の総和が荷重 W と釣合うように偏角 ϕ と偏心量 e が定まる。

偏心率 ϵ と圧力分布（圧力係数 K_p ）との関係は、図3.4に示すように偏心が大きくなるに

つれて圧力の最大値、積分値ともに上昇する。従って、ジャーナルに作用する荷重が増せば偏心量 ϵ も増加する。

ただし、偏心率 $\epsilon = e/c$ 、圧力係数 $K_p = p/S$ 、 S はゾンマーフェルト数 $(r/c)^2 \eta U/p$ であり、軸受の半径隙間 c 、流体の粘性係数 η 、ジャーナルの周速 U 及び半径 r からなる無次元量である。なお、ゾンマーフェルト数 S は上記の逆数として定義する場合がある。

偏心率と偏角との関係、すなわち、軸受内でのジャーナル中心は円筒軸受の軸方向幅と直徑との比 ℓ/d をパラメーターとして、図 3.5 のようにゾンマーフェルト数 S に対応して、回転方向に荷重の作用線から角度（偏角）を持った方向に移動する。偏心率 ϵ は図 3.6 に示すようにゾンマーフェルト数 S の関数となるので図 3.5 の縦軸は荷重（下向き）又は回転数（上向き）を表すと考えることも出来る。

以上のように、円筒軸受中のジャーナルは荷重方向と偏心の方向が $S = 0$ 又は $S = \infty$ の極限状態を除いて一致しない。換言すれば、ジャーナルに作用した荷重はその方向と同一の偏心の他に直交する方向成分の偏心をも生ずることが分かる。

これが既に述べた（3.1.3）及び（3.1.4）に連成項が現れる原因である（ただし、ローターのジャイロ効果を除く）。

以上の説明から分かるようにティルティングパッド軸受は、パッドの慣性モーメントが問題にならない遅いジャーナルの運動に対して、（3.1.3）及び（3.1.4）の減衰係数行列及び弾性係数行列においてそれぞれ連成項 c_{zy} 、 c_{yz} 及び k_{zy} 、 k_{yz} はゼロとなる。⁶⁾

（3.1.3）又は（3.1.4）から分かるように上記の連成項がゼロの場合、ジャーナルの運動は単純になり、励振方向に正反対方向の減衰力及び反力のみとなり、励振力に直交する減衰力又は反力を生じない。逆に、連成項が無視できない場合、ジャーナル又はローターに対して 1 方向の励振が加えられた場合でもそれらに直交する力を生ずるため、ジャーナル中心は必ず旋回することが分かる。

従って、ティルティングパッド軸受はジャーナル軸に対する安定性が良く高速回転機械においても振れ廻り（Whirling）又は、いわゆる、オイルホイップ（Whipping）の発生がないとされている。⁷⁾

ティルティングパッド式ガス軸受のガス膜圧力は、図 3.7 に示す座標系と記号を用いて次の非圧縮流体に関するレイノルズ方程式を解くことによって得られる。¹¹⁾

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (\bar{h}^3 \bar{p} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z}) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{p} \bar{h}) + \sigma \frac{\partial}{\partial t} (\bar{p} \bar{h}) \quad (3.1.5)$$

ただし、

R : ジャーナル半径 = $D/2$

D : ジャーナル直徑

L : ジャーナル長さ

C_p : (パッド半径) - (ジャーナル半径) = 加工隙間

e_p : パッド中心とジャーナル中心の偏心量

ϵ_p : 偏心率 = e_p/C_p

h	: 軸受隙間
\bar{h}	: 無次元軸受隙間 = h / C_p
p_a	: パッド周囲圧力
p	: ガス膜圧力
\bar{p}	: 無次元ガス膜圧力 = p / p_a
θ	: 軸受中心線からの角度
θ_p	: パッド前縁から圧力中心（ピヴォット）までの中心角
β	: パッドの中心角
ξ	: 中心線からパッド前縁までの中心角
Λ	: ベアリングナンバー = $6 \mu \omega (R / C_p)^2 / P_a$
μ	: 粘性係数
ω	: 角速度
σ	: スクイーズナンバー = $12 \mu \nu (R / C_p)^2 / P_a$
ϕ_p	: 圧力中心（ピヴォット）から中心線までの中心角
\bar{z}	: 無次元軸方向座標 = z / R
z	: 軸方向座標
\bar{t}	: 無次元時間 = ωt
t	: 時間

境界条件はパッド周囲において圧力が周囲圧に等しい条件、すなわち、

$$\bar{p}(\theta, \bar{z} = L/D) = \bar{p}(\theta, \bar{z} = -L/D) = \bar{p}(\theta = \xi, \bar{z}) = \bar{p}(\theta = \xi + \beta, \bar{z}) = 1 \quad (3.1.6)$$

とする。また、ピヴォットまわりのガス膜圧力のモーメントが等しくなるようなパッド傾斜となる条件で解くことによって求められる。

軸受の負荷能力は、ガス膜圧力をパッドの面積について積分することによって得られ、軸受剛性及び減衰係数は、ピヴォット点における隙間の微小変化及び変化速度に対する負荷能力の変化からそれぞれ求められる。

レイノルズ方程式（3.1.5）を境界条件（3.1.6）のもとに解くことは種々の困難があるため、定常状態、すなわち、（3.1.5）の右辺第2項を無視して、 ϵ_p 、 β 、 ξ 、 Λ 及び L / D をパラメータとする数値解から作製した線図¹¹⁾を用いてティルティングパッド軸受の設計が行われる場合が多い。

以上に述べたような理由から、本装置のガス循環機は既に述べたように油膜係数の連成項が現れず、高速安定性の高いティルティングパッド式軸受を使用している。しかしながら、本機の1台は後に詳述するように振れ廻り（Whirling）又はホイップ（Whipping）に起因すると推定される軸受の重大な損傷⁹⁾を過去に発生し、また、軸受パッドとジャーナル間の微小隙間の調整結果如何では、振れ廻り現象が発生することが筆者らの試験結果^{8,9)}において確認されている。

この振れ廻りの発生原因について、現時点での定量的な評価は困難であるが、定性的には前記のように高速回転域においてパッドの慣性モーメントが無視できないためのジャーナルに対

する接線力が大きくなること、ローターの不釣合モーメントが大きいこと等が考えられる。また、直接的な原因としては、インペラーアー周りに発生する圧力勾配によってジャーナルに作用する荷重が図3.8に示すように昇圧値、すなわち、回転数の上昇とともに増加するため、軸受内におけるジャーナル位置が偏位することに起因していることが試験結果から明らかになっている。

ジャーナルの偏位と振れ廻りの因果関係を定量的に明かにすることは出来ないが、各々のパッドに対するプリロード比又はプリロード係数 m ($= 1 - C/C_p$, C : セット隙間, C_p : 加工隙間) が設計上考慮された軸受気膜の剛性及び減衰特性、偏重心の値、パッドの慣性モーメント及び回転数に適合する値から逸脱してローター系の不安定を生じると推定される。

動圧式ガスペアリングを使用した電動機駆動方式は、軸シール及びガスの汚染防止対策等の問題をほど解決できる長所を有する反面、製作精度を極めて厳しくしなければならないこと、軸受負荷能力が比較的小さいこと及び軸の振れ廻り現象を発生し易いことなどが最大の問題である。

従って、ガス軸受機械としての優れた性能を満足に發揮させるためには、高度に精密な製作技術はもとより、高度かつ極端に注意深い取扱技術を必要とする。

また、理論的にローターの安定性を評価検討するに際して基本的に必要となるジャーナル軸及びパッドの形状、それら相互間の隙間等をミクロン単位の精度で測定することは現実には不可能である。この結果、不安定現象の解明を困難なものとし、取扱を困難にする面があることは否定できない。

3.3 不釣合ローターの応答特性

ローター上の極座標系に変位の方向（位相）と大きさを回転数とともに連続的に記録するとローターの釣合状態及び固有振動数、あるいは、固有モードとの関係に応じて特有の曲線を描くことが知られている。その軌跡は通常ジャーナル軸部で測定されるため、軸変位ベクトル軌跡、モード円あるいはNyquistプロット等の呼名で知られている。

このようにして得られた軌跡（以下、軸変位ベクトル軌跡と呼ぶ）は、釣合状態に関する種々のデータを測定するために使用できる。以下に軸変位ベクトル軌跡の一般的性質とローターの釣合状態との関係について述べる。

一般にローター・軸受系を1自由度系と仮定した場合の応答は、次の運動方程式を解いて求められる。¹³⁾

$$m \ddot{z} + c \dot{z} + k z = m \varepsilon \omega^2 \cdot \exp(j\omega t) \quad (3.3.1)$$

従って、

$$z = \frac{\varepsilon \omega^2 \cdot \exp\{j(\omega t + \phi)\}}{\{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4(\zeta \omega_n \omega)^2\}^{1/2}} \quad (3.3.2)$$

ここに、

z : 変位

m : ローターの質量

c : 減衰係数

k : 剛性

ϵ : 偏心

ω : 回転角速度

t : 時間

ω_n : 固有値 (危険回転数, $\omega_n^2 = k/m$)

ζ : 減衰比 ($= c/2m\omega_n$)

ϕ : 位相遅れ ($= \tan^{-1}\{2\zeta\omega\omega_n/(\omega_n^2 - \omega^2)\}$)

である。

ここで、変位 z を複素平面 (X, jY) 上の回転変位として表し、

$$z = (X + jY) \exp(j\omega t) \quad (3.3.3)$$

とおけば、(3.3.2) は次式で表される。

$$X^2 + (Y + \epsilon\omega^2/4\zeta\omega\omega_n)^2 = (\epsilon\omega^2/4\zeta\omega\omega_n)^2 \quad (3.3.4)$$

危険回転数の近傍、 $\omega \approx \omega_n$ においては $\omega\omega_n \approx \omega^2$ としてよいので、(3.3.4) は

$$X^2 + (Y + \epsilon/4\zeta)^2 = (\epsilon/4\zeta)^2 \quad (3.3.5)$$

となる。

(3.3.5) は 1 自由度ローターの危険回転数近傍での軸変位ベクトル軌跡が円であることを示している。また、(3.3.5) から、軸変位ベクトル軌跡は、 $\epsilon/2\zeta$ を直径とする円となり、 $\omega \approx \omega_n$ のとき jY 方向に (加振力に対して位相遅れ 90°) 位置し、最大振幅 ($= \epsilon/2\zeta$) となることを示している。

以上に述べた 1 自由度系の軸変位ベクトル軌跡について図 3.9 を用いて説明する。

(3.3.5) から分かるように不釣合の方向は X 方向であるから、振動変位の方向は、回転数が充分低いときは、不釣合の方向と一致し、回転数の増加に伴って次第に位相遅れと変位が増加し、その軌跡は円になる。換言すれば、偏重心の方向は軸変位ベクトル軌跡の回転数ゼロの点に対する接線方向であり、回転数の増加に伴って軸変位ベクトルの偏重心の方向からの遅れ位相角 ϕ は増加し、危険速度において、遅れ位相角 ϕ は約 90° 遅れ、変位は最大となる。厳密には危険速度において、減衰なしの系で遅れ位相角 90° 、減衰ありの系では 90° を越えて最大変位となる遅れ角となる。また、充分大きい回転数 (無限大回転数) で 180° 遅れとなり、変位の大きさは測定位置で見た等価な偏重心 (モーダル偏心、ローターの軸方向の曲がりによる偏重心の変化を含む) となる。

実際のローターは多自由度系であり、近似的には 1 自由度系の集合の重ね合わせを考えることができる。従って、多自由度ローター系の軸変位ベクトル軌跡はその固有モードベクトルの位置に応じ、各固有値毎に、円弧を描き、最大変位を与える回転数がそのモードに対応する固有振動数 (固有値) である。換言すれば、軸変位ベクトル軌跡の形状は、振動測定位置のロー

ター軸方向位置に応じて異なるが、各次数の危険回転数近傍毎に円弧を描き、軌跡半径の極大点に相当する回転数がその次数の危険回転数である。なお、1／2とは電気工学、通信工学等におけるQに相当し、共振点での振幅が入力のQ倍になることを示している。

以上の解釈から、座標中心から軸変位ベクトル軌跡までの距離が極小値に達した後、再び増加した場合は、その回転数を境界にして、振動モードの次数が変化したことが理解できる。

実際のローターにおいて、軸振動あるいは軸変位ベクトル軌跡に影響するもう1つの要素となるものに不釣合の軸方向位置がある。

不釣合の軸方向位置による影響の最も簡単な例として、図3.10に示した対称剛ローターの不釣合位置と軸変位ベクトル軌跡の関係について説明する。

図3.10において、ローターの全質量と両軸受の総合された剛性によって形成される1次モード（同相モードあるいはトランスレーションモード）は、前記の1自由度ローターの軸変位ベクトル軌跡に関する説明から容易に理解されるように、回転数の上昇に伴って、円を描き1次危険回転数に達して極大変位を示す。従って、同相モードでは両軸端の遅れ位相角相互間には大きな位相差は発生しない。

回転数がさらに増加すると振動のモードは、2次モード（逆相モードあるいはティルティングモード）に移行する。この場合、図3.10左側に示すように不釣合点に近い側（左端）の軸変位ベクトル軌跡は、モードが変化した点（変位の極小点）から回転数の上昇につれて再び円を描き始め、2次危険回転数に達して極大変位を示す。この間において、遅れ位相角はモードの変化直後は一旦減少傾向はたどるが劇的な変化を示さず、連続的に、かつ、緩やかに変化する。

不釣合点から離れた側（右端）の軸変位ベクトル軌跡は、図3.10右側に示すようにモードが変化した点から左端の位相と逆相に移行するため、急激に遅れ位相角が増し、左端の位相と 180° に近い位相差となる。従って、モードの変化にかかわらず、軸変位ベクトル軌跡はループを描かず、単調に遅れ位相角が増加する。また、変位の大きさは左端と同様、2次危険回転数で最大変位を示すが、位相は左端のそれと逆位相（約 180° の差）となる。

以上に述べたように、両軸端の軸変位ベクトル軌跡は不釣合の軸方向位置に応じて明かな特徴があるため、これを利用することによって、不釣合点の軸方向位置が何れの軸受側に存在するかを知ることが出来る。

不釣合点が軸受間隔の外側にある場合、すなわち、オーバーハングローターに不釣合がある場合も、各モードに対する軸変位ベクトル軌跡から、以上の原理を考慮して、不釣合の軸方向位置と軸受位置との関係を知ることができる。この様な場合に対する種々の不釣合位置と軸変位ベクトル軌跡との詳細な関係は、ローターの不釣合を調査し、あるいは、調整する上の実用的目的から、整理されている。¹⁴⁾

3.4 ガス軸受に関する従来の研究

ガス軸受に関する研究は、宇宙動力及び原子力用ターボ機械または冷却ガス循環用を目的として、軸受の負荷能力、安定性について理論的、実用的設計法などの立場から、多くの研究が行われている。これらの研究の多くは、高速回転時の安定性に優れたティルティングパッド軸

受単体の負荷能力、振動あるいはティルティングパッド軸受とローターの組合せによる振動問題、いわゆるローターダイナミックスに関するものである。

ガス軸受を使用したローターの振動安定性に関する研究^{16~21)}では、主として、ガスの圧縮性にもとづく軸受動特性の非線形性による高速域での安定性に関する研究が行われている。これらは油軸受等において振れ廻りが発生しないとされていたティルティングパッド型軸受に関する研究である。

実用ガス軸受機械の設計に関する研究は、Rateau社及びMTI社において活発な研究開発が行われた。^{2), 11)}これらの結果をベースとして、現在これらの二社のみが事実上、世界における比較的大型の産業用ガス軸受機械製造会社となっている。

Chu及びMcCabe らの研究^{20, 21)}によれば、ティルティングパッド型軸受の安定限界は、図3.11に示すシャフト質量パラメター (shaft mass parameter, M^*) 及びシューピッチ慣性パラメター (shoe pitch inertia parameter, I^*)と圧縮性パラメター (又はペアリングナンバー) Λ の関係によって決まるとしている。

Lund らはガス軸受に関する一連の研究^{17, 18, 19)}を行い、円筒型及び4枚パッドティルティングパッド型軸受について解析と実験を行った結果にもとづいて、振れ廻り安定限界速度、軸受剛性及び軸受減衰比を求める線図を提示している。¹⁹⁾これらの研究結果にもとづく試験結果の検討については後に述べる。

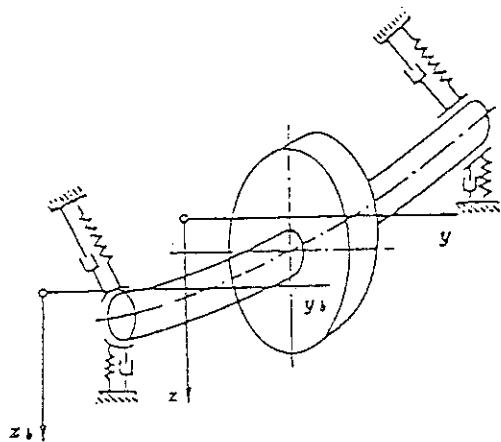


図 3.1 滑り軸受で支持された弾性ローター⁵⁾

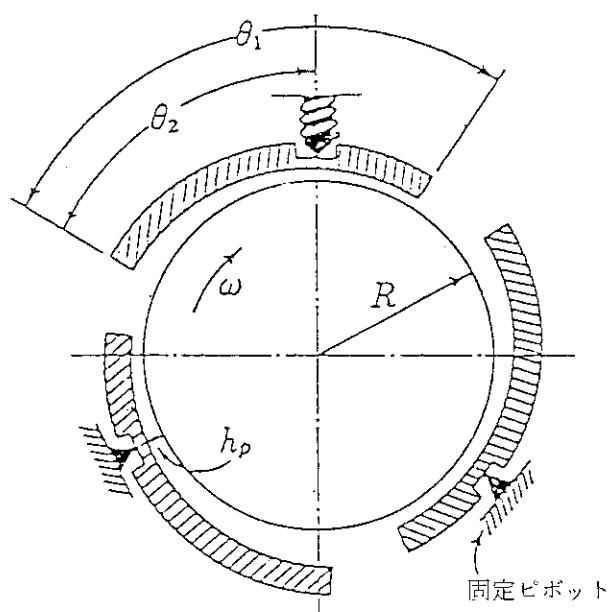
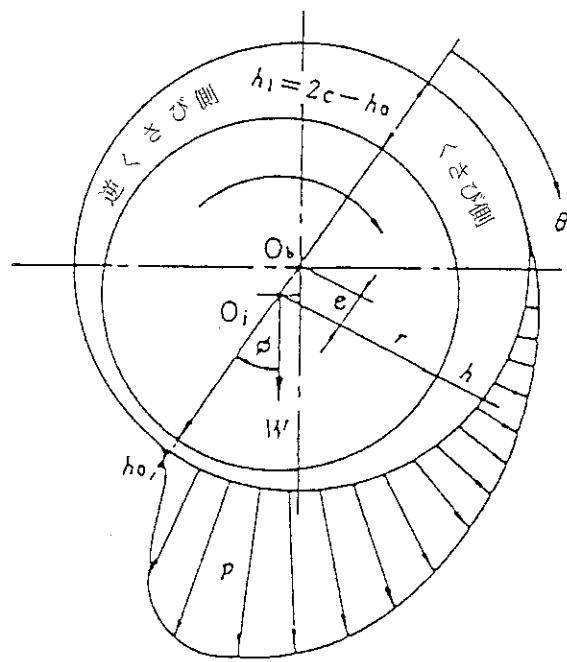
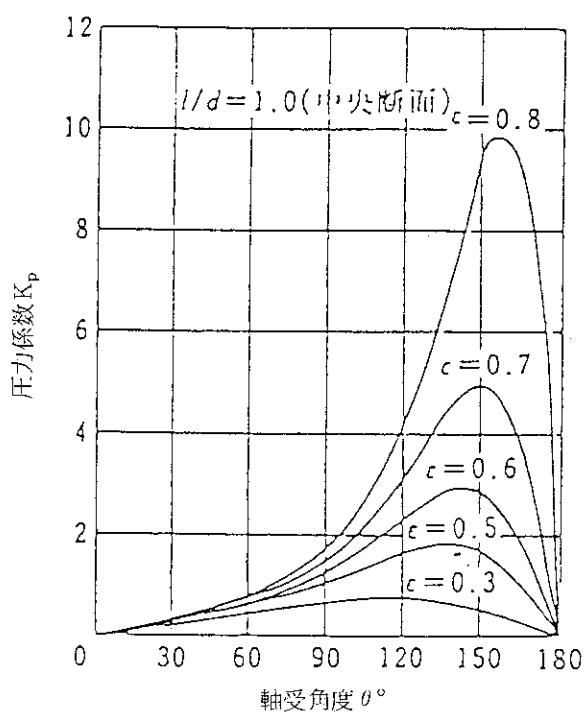
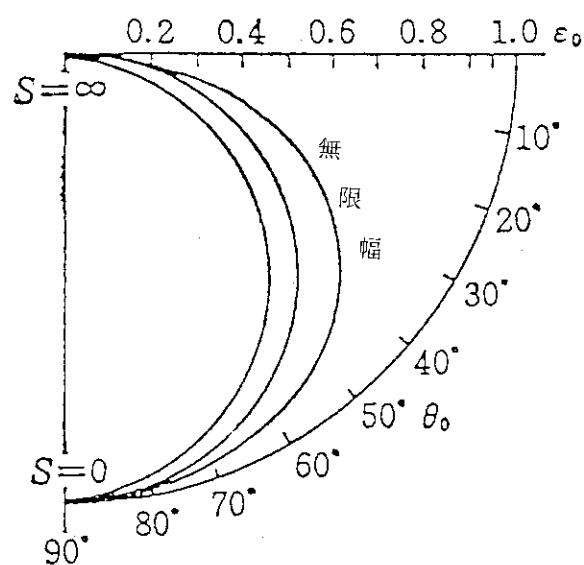
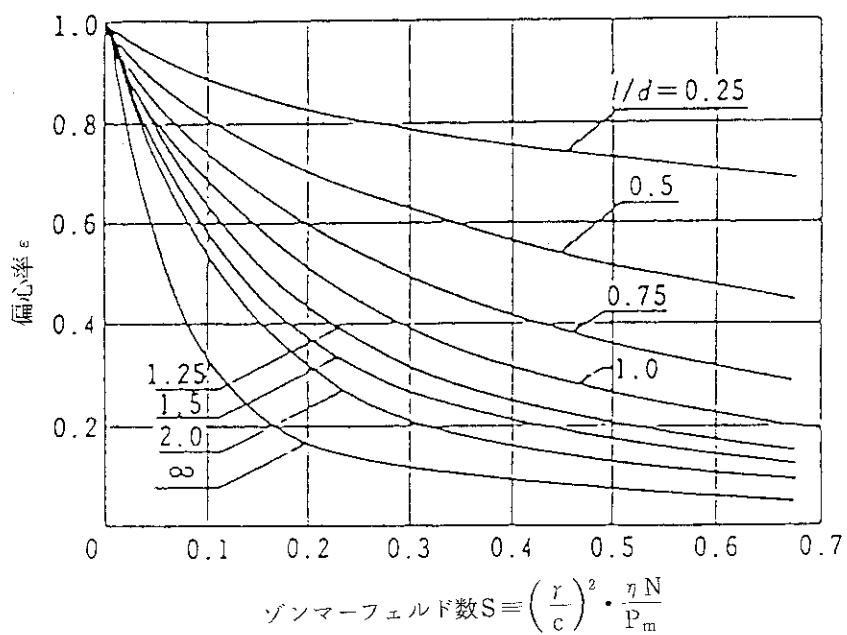
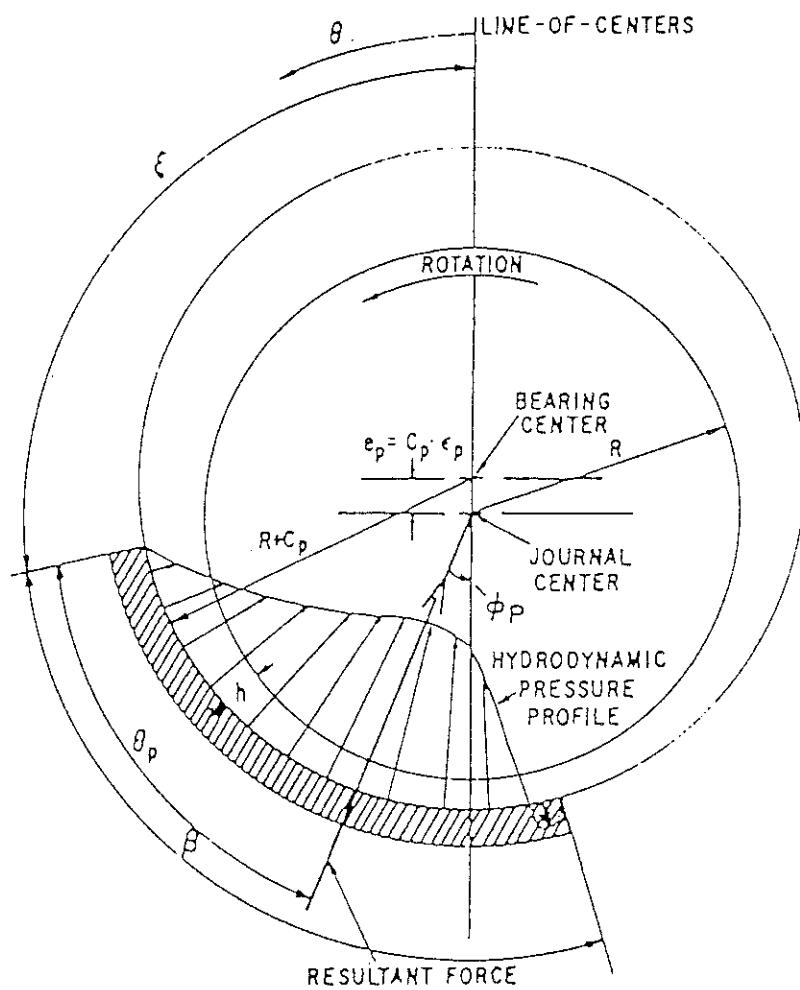


図 3.2 ティルティングパッド軸受の原理図⁶⁾

図 3.3 円筒軸受の軸偏位と圧力分布状況¹⁰⁾図 3.4 円筒軸受の角度と圧力係数¹⁰⁾

図 3.5 円筒軸受のジャーナル中心の軌跡⁶⁾図 3.6 円筒軸受のゾンマーフェルト数と偏心率¹⁰⁾

図 3.7 ティルティングパッド軸受の座標及び諸号¹¹⁾

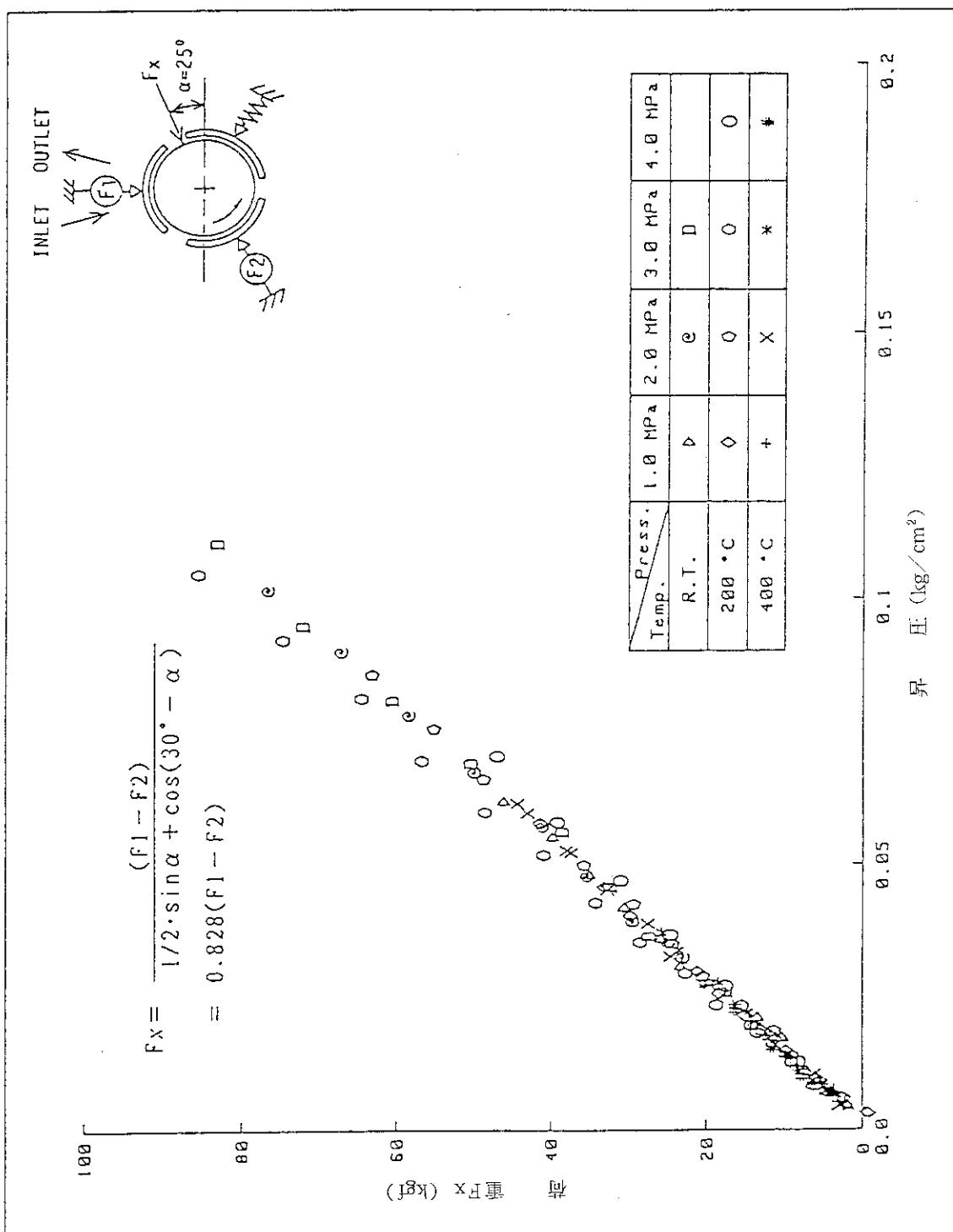


図 3.8 再生式ガス循環機の昇圧値とジャーナル軸受横方向荷重の関係

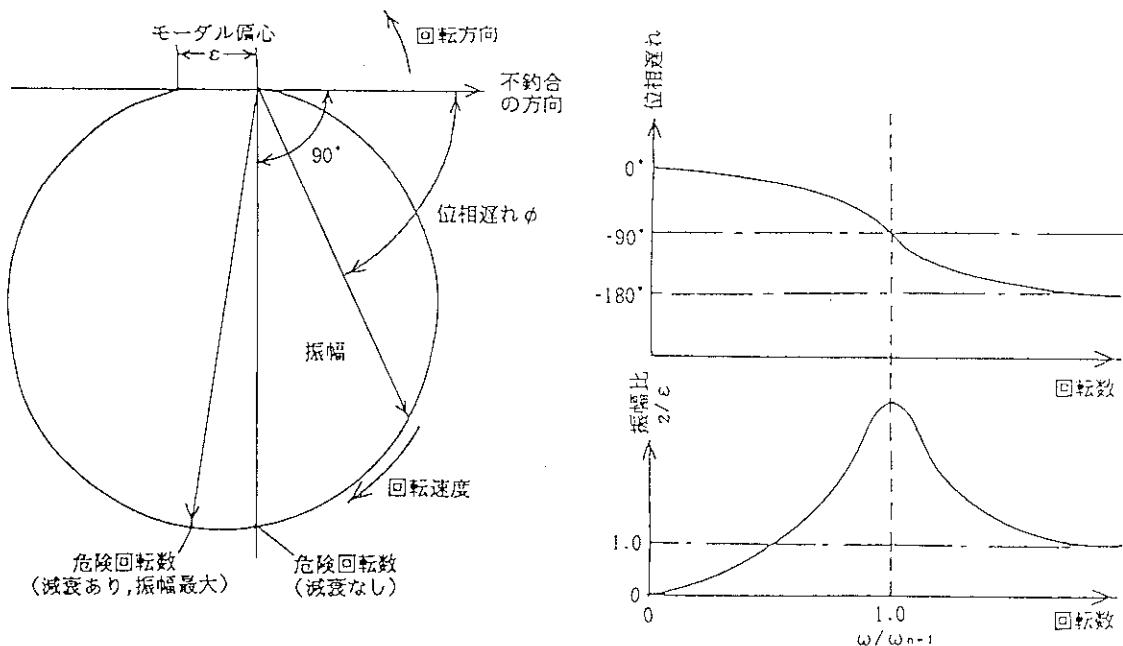


図 3.9 1自由度仮想ローター モデルの軸変位ベクトル軌跡

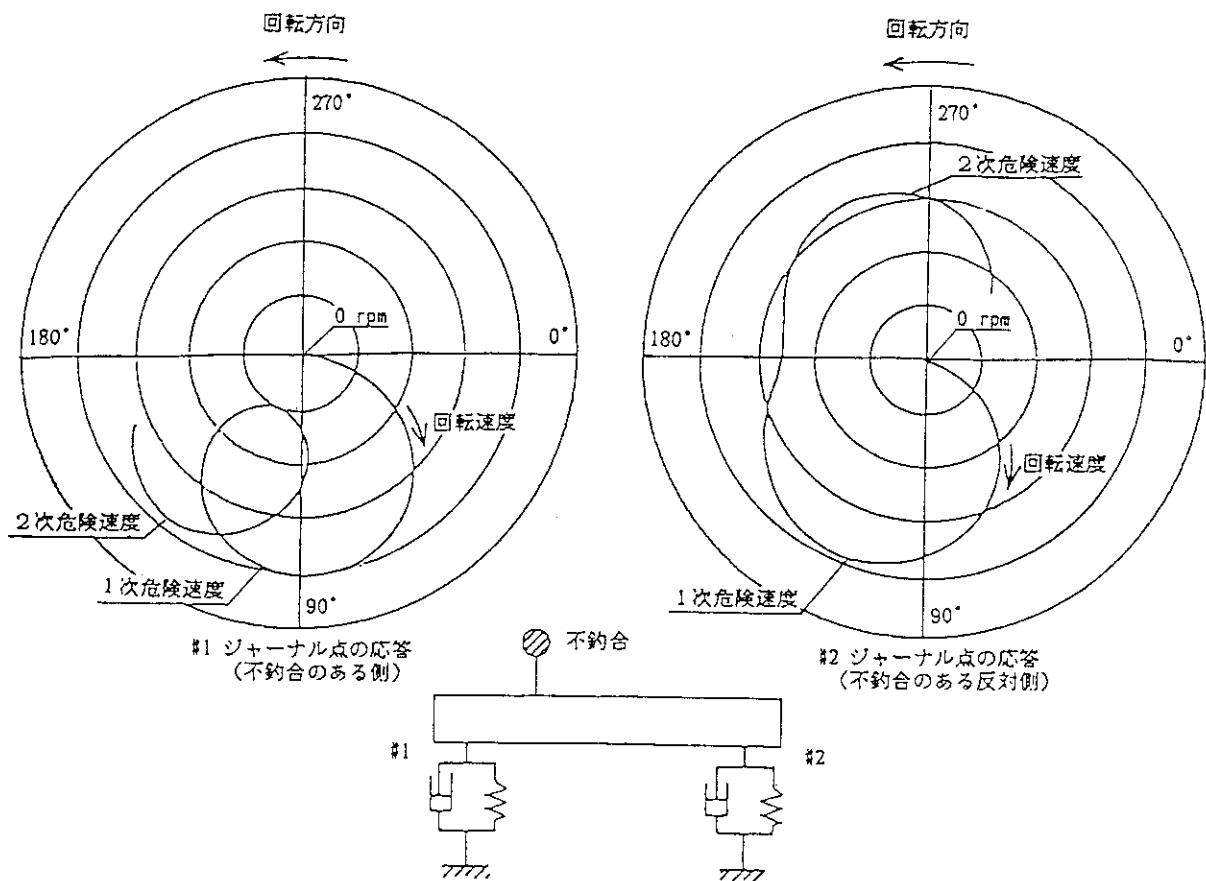
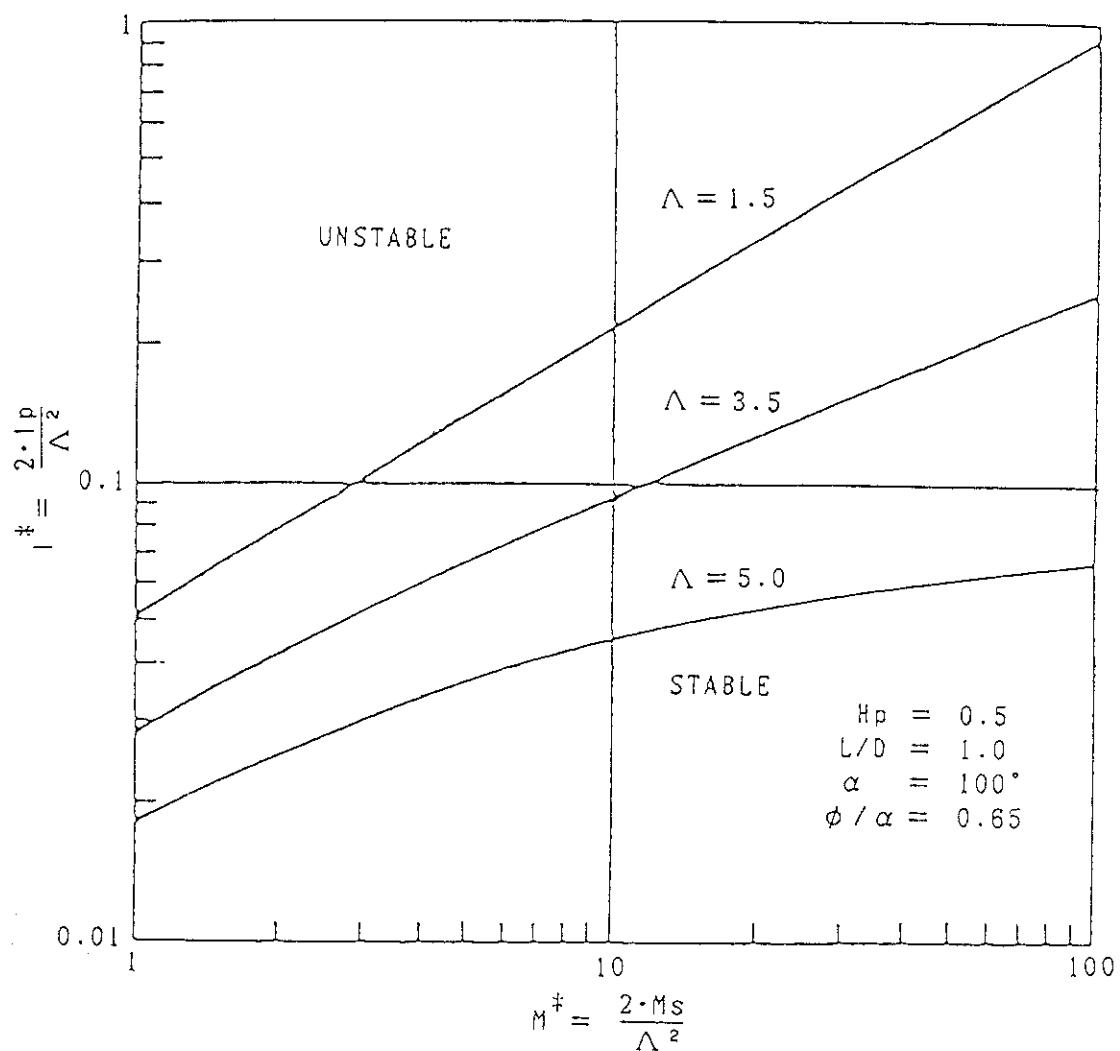


図 3.10 対称剛ローターの不釣合位置と軸変位ベクトル軌跡の関係

図 3.11 3枚構成ティルティングパッド型軸受の安定限界²¹⁾

4. ガス循環機の運転結果及び振動測定結果

大型構造機器実証試験装置（HENDEL）のヘリウム循環機は、既に述べたとおり、動圧型ガス軸受を用いた遠心式及び再生式ブロアーを採用している。これらの詳細構造及び一般的特性についても既に述べたとおりである。

以下にこれらのガス循環機の故障例及び別途試作した循環機を含む軸振動に関する測定結果とこれらの原因ならびに軸受に関する新技術の展望等について述べる。

4.1 故障状況と復旧結果

既に述べたとおり、再生式ガス循環機はジャーナルベアリングに振れ廻り、あるいは、ホイップ（Whip）に起因すると推定される原因から損傷を生じた。損傷したジャーナル及び軸受パッドは図4.1に示すとおり、高速度で回転中のジャーナルとパッドの摩擦熱により、パッド表面のライナー材が融着した状態が認められる。なお、損傷発生時の回転数は約9,000 rpm、ジャーナルの周速は75m/sであり、振れ廻り又はホイップの結果、軸と軸受部の固着するまでの時間は数秒間に過ぎない。従って、ガス軸受を使用したガス循環機の振れ廻りによる故障を予防するためには軸受の温度上昇等によって異常を検出することは有効な対策とは言えず、高感度、高速応答が可能な軸受荷重又は軸の振動変位を検知する方法に依らねばならない。

損傷したガス循環機の回転部は、ジャーナル部に焼きばめしたスリーブを交換し、研磨仕上げ、不釣合測定及び調整、各部の真円度測定などを経て当初を上回る精度に再調整した。なお、これらの復旧については、石川島播磨重工の協力を得て実施した。

再調整した回転部全体の不釣合状態は表4.1に示すとおりであり、偏重心及びJIS-B-0905に定める釣合良さの値、すなわち、偏重心の回転周速（mm/s）は充分小さい値である。これらの偏重心及び釣合良さの値から剛性ローターと仮定した場合の軸受に作用する遠心力を求めると、ローター最高回転数12,000 rpmにおいて、上部及び下部ジャーナルに対して各々2.27 kgf及び2.49 kgfにすぎない。なお、不釣合量の測定は、長浜-Schenck社製ハードタイプバランスシングマシンH-30B型を使用した。

ジャーナル軸受用パッドについてもライナー材の交換、再仕上げ、曲率半径調整等を高精度に行った。ジャーナル軸とパッドの曲率半径等は表4.2に示すとおりであり、上部及び下部のジャーナル径の微少な加工寸法差に応じてパッドの曲率半径を調整して、半径差（加工隙間）をほぼ同じ値とした。なお、パッドの曲率半径は三豊（株）製、三次元測定装置による形状測定結果から計算した値である。

4.2 軸受特性測定方法

軸振動、静的及び動的軸受荷重、回転体の基準位相と回転数等の測定に際して、ジャーナル

の振動変位は上部ジャーナル軸受部とインペラー間の垂直方向位置で軸中心に対向して水平方に 90° 隔たった2つの電磁距離センサーによって測定した。また、軸の2次元的振動軌跡はリサジュウ图形（Lissajous' Figure）としてオシロスコープによって観測するとともに後述する高速フーリエ変換装置（FFT）のデジタルメモリー機能を使用してプロッターで記録した。

回転部の変位ベクトルに関する位相の基準点と回転数測定のための回転パルスは、軸の円周上の1点に設けた反射点を光学的に検知する光ファイバー式の検出器を使用した。

パッドに作用する荷重は、それぞれ上部ジャーナル軸受部及び下部ジャーナル軸受部を構成する3個のピヴォットのうち、バネピヴォットを除く2個の固定式ピヴォットの1個又は2個を特別に製作したストレインゲージ式のロードセルピヴォットに交換して測定した。これらのセンサーから得られる信号は、図4.2に示す測定系を用いてそれ以下のような測定器で測定、解析等を行った。各々の測定または解析方法の詳細は以下のとおりである。

軸受荷重のうち静荷重（軸受荷重の時間平均値）及び動荷重（荷重振幅）はセンサー出力の直流分及び交流分を電気的に分離して各々測定した。また、2個のパッドに作用する静荷重の大きさと方向から、図3.8に示した軸に作用する外力の大きさと方向を求めた。

動荷重及び軸振動の振幅はそれらの絶対値として測定するとともに高速フーリエ変換装置（F.F.T., YHP社製 2343 A）を用いて周波数分析を行った。

軸受荷重及び軸振動変位のローター上の基準点に関するベクトルの大きさと偏角は基準角（点）の通過を前記の光パルスと動荷重又は軸振動信号をバランスアライザ（NF回路設計ブロック社製 S-5706）によって測定し、これらの測定出力はX-YプロッターでNyquistプロットを行った。

なお、この光パルス出力は光電変換した後、カウンターを用いて回転数測定にも兼用した。

全ての測定信号はTEAC社製14チャンネルデータレコーダーに記録し、これを含むすべての測定器の制御、ガス循環機の速度調節及びデータ処理はYHP製、9836 Cデスクトップコンピューターで行った。

4.3 復旧ガス循環機の軸受特性測定結果

損傷部を修復、再調整したガス循環機は大気雰囲気中及びヘリウムループに接続して、軸受パッドに作用する荷重、軸振動等を全回転数範囲で測定した。

図4.3は大気中で運転した場合の上部及び下部ジャーナルベアリングのパッドに対する静荷重と回転数の関係を示す。なお、本図は2ペン式プロッターのペン位置の関係から、各々の曲線に対する座標軸が異なり、以後の静荷重曲線についても同様である。

図4.3において上部及び下部ジャーナルベアリングの静荷重曲線が4,000 rpm付近で折れる理由は、パッドに作用するガス圧力とパッドを支持するスプリング式ピヴォットに予圧されている力が平衡して、これを越える回転数ではスプリングの変形によって軸受隙間が増加するためである。（2.3節参照）

上部及び下部ジャーナルベアリングに対する静荷重曲線は、折れ曲がり点を過ぎた後、回転数の増加に伴って各々上昇及び下降傾向をたどる傾向が認められる。これらの原因は後に述べ

るとおり、再生式ブロアーに特有のインペラーアー周りの圧力上昇によって生じる回転軸に直角方向の推力に起因することが分かった。

図4.4は同じく大気中における上部及び下部ジャーナルベアリングパッドに対する動荷重（荷重振幅）と回転数の関係を示す。動荷重曲線は3,400～3,600 rpm及び7,000 rpm付近に極大点を示し、さらに、回転数の上昇とともに増加傾向を示している。これらの動荷重曲線は、剛性ローターが高い剛性の軸受で支持された場合に予想される2次曲線とは全く異なり、荷重の値も前記の回転数12,000 rpmにおいて2 kgf程度の値とは全く異なる。

これらの動荷重曲線は1次の危険速度（同相モード）が3,400～3,600 rpm付近に、2次の危険速度（ティルティングモード）が7,000 rpm付近に存在することを示すものであり、それらの危険速度近傍において振動系の応答が増加していることを示している。また、7,000 rpm付近の極大点を過ぎてさらに動荷重曲線が増加に転ずる原因是軸系の3次（曲げモード1次、2節振動）危険速度の影響を示している。すなわち、3次危険速度に近づくことによって軸系の応答（振幅／加振力）が増加するとともに、軸の曲げの増加による正味の偏重心が増大することの相乗的効果であると考えられる。

上部ジャーナルについて、動荷重が7,600 rpm付近で急上昇する原因是振れ廻りの発生を示し、FFTによる振動スペクトルの観測とオシロスコープ上でジャーナル軸の振動軌跡をリサジュウ图形で観測することによって振れ廻りを確認した。図4.5及び図4.6はそれぞれヘリウム中における静荷重及び動荷重の測定例である。

上部ジャーナル及び下部ジャーナルの静荷重曲線は回転数の上昇に伴って、各々大きく上昇及び下降し、それらの回転数に対する変化幅は大気中に比較してはるかに大きく、インペラーに対する横推力の影響が明らかである。また、9,000 rpm付近において振れ廻りによる荷重の急上昇が認められる。他方、図4.6に示す動荷重曲線においては、1次及び2次危険速度近傍での荷重ピークはやゝ減少しているが、大気中の場合とほど等しい回転数において強い振れ廻りが観測される。

図4.7及び図4.8は各々上部ジャーナル及び下部ジャーナルの動荷重を回転数をパラメターとして周波数分析した結果を示し、各曲線の直線部が縦軸に示した回転数を示す。（以後、動荷重マップと仮称する）これらの周波数分析データは上記の静荷重及び動荷重測定条件に対応したものであり、荷重の大きさ（実部と虚部を合わせた荷重ベクトルの大きさ）は図中のスケールに示すとおりである。

図4.8に示した下部ジャーナル動荷重の周波数分析結果から、回転数約8,000 rpmにおいて、明らかに振れ廻り（ハーフスピードホワール）が発生していることが分かる。他方、図4.7に示した上部ジャーナル動荷重の周波数分析結果には装置保護の必要上、短時間内に停止操作を行っているため、振れ廻りの発生時点を捕らえていない。しかしながら、僅かな時間差後までを記録した図4.9に示した上部ジャーナル変位の周波数分析結果には振れ廻りの発生が認められ、振れ廻りの発生には時間的要因が関係することが分かる。

図4.7、8及び9に示した動荷重マップ及び軸変位マップの周波数成分中には回転数に等しい基本成分の他に2次及び3次高調波成分が比較的多く存在することが分かる。これらの高調波成分の2次成分は軸受パッドが3枚で構成されているため、軸振動波形が非対称となること

に起因し、3次高調波成分は軸受剛性が変位に対して非線形であるとの影響と考えられる。図4.10(a), (b)は、上記のマップ測定条件下で測定した上部ジャーナル軸変位のリサジュウ図形及び振動波形の例であり、振動波形の非対称性、パッド枚数及びピヴォット構造(2個:固定式、1個:スプリング式)の影響が認められる。特に、リサジュウ図形として示される軸の振動軌跡については、円形軌跡とはならず、3方向に配置された2個の固定式及び1個のスプリング式ピヴォットの影響が認められる特殊な運動軌跡であることが分かる。

図3.8はインペラーアー周りに生じるガス圧力の上昇によって、ジャーナル軸に対して垂直に作用する水平方向推力(F_x)とガス循環機に接続したループの差圧との関係を示す。 F_x の値は図中に示すように、2つのピヴォットに作用する力 F_1 及び F_2 を計測することによって、インペラーアー周りの圧力上昇曲線から予め決定されている力の方向¹²⁾との関係から求めた。

図からジャーナル軸に作用する推力(F_x)は明らかに差圧に比例し、ガス圧力及び温度には無関係であることが分かる。従って、ジャーナルとパッド間に生じるガス膜の平均圧力と周囲圧力との差は各々のパッドに対して異なる。その結果、軸受気膜剛性は、3枚中の2枚のパッドについては増大し、他の1枚については減少することとなる。

なお、図3.8に示した F_x の値は差圧の1/2とインペラーアーの水平投影面積(34mm×φ280mm)の積から概算した力よりも大きい。この原因是、図に示した差圧がガス循環機から比較的離れた位置の差圧であるため、インペラーアー周りの真の差圧との間に比較的大きい圧力損失があるためと考えられる。

4.4 試作ガス循環機及び試験結果

前記の再生式ガス循環機(Alsthom Rateau社製)は実用機としてHENDELに使用中であり、装置の保全上の理由から試験条件に制約が有る一方、振れ廻りによる故障発生の危険が避けられない。

さらに、ピヴォット及びジャーナル軸受用パッドについて加工精度が必ずしも満足でない点があり、調整に困難を來す嫌いがある。

これらの問題に対処するため、ピヴォット及びジャーナル軸受用パッドについて若干の改良を行った予備ガス循環機を試作した。以下にこの試作ガス循環機の主要変更点と試験結果について述べる。なお、本ガス循環機の試作については三菱重工業及び三菱電機両社の協力を得た。

試作再生式ガス循環機の仕様は次の点を除いて前記Alsthom Rateau社製再生式ガス循環機に等しい。

- (1) 軸受用パッドのライニングをパッド母材にコーティングし、継目を無くした。
- (2) 上記ライニング継目の廃止に伴い、ジャーナル軸受用パッド面積(軸方向幅)を10%(20mm)減少した。
- (3) インペラーアー取り付け部の組立誤差を減少するため、テーパー構造とした。
- (4) 電動機ローターの2分割構造を廃し、一体化して長さ及び質量をやゝ減少した。

本循環機のローター及び軸受用パッドは、前記循環機と同様、各部の寸法又は真円度、不釣合量及びジャーナルとパッドの半径差(加工隙間)について、1/1,000 mm 目盛付きダイア

ルゲージ, Schenck式釣合測定機及び3次元測定器をそれぞれ使用した測定を繰り返して、高度に精密な加工を行っている。主要部の精度は表4.3に示すとおりである。これらの値は釣合良さ階級JIS B-0905 2.0~0.6に相当し、前記のAlsthom Rateau (A.R.) 社製循環機の修理時の値には及ばないが同社の定めた精度に充分匹敵している。

本ガス循環機はHENDELに設置した後、種々の圧力において運転し、前記のガス循環機と同様に軸受パッドに作用する荷重（静荷重及び動荷重）、ジャーナル軸上端部の振動を計測した。

代表的な運転条件と結果は、表4.4に示したとおりであり、大気中においてプロアーケーシングを取り外した状態及びループに接続してヘリウム中の種々の圧力及び温度条件下で試験を行った。その結果は表に要約したとおり、前記Alsthom Rateau社製循環機と同様に、高速域において振れ廻りが発生し、パッド間隙の調整に依ってその発生を完全に抑制することが困難であった。

図4.11(a)(b)は各々表4.4に示した条件のうち、RunNo.4~27に対応した静荷重及び動荷重の測定結果である。

図4.11(a)に示す上部ジャーナルベアリングの静荷重曲線は、明らかにインペラに作用する圧力勾配の影響によって、回転軸に対して非対称な力が作用していることを示し、4.3節に述べた状況に等しい。この外力によってジャーナルは軸受の中心から偏位し、偏位が生じた側に位置するパッドの気膜剛性は高まる。同様な影響は図4.11(b)に示す上部ジャーナルベアリングの動荷重にも認められる。すなわち、各々のパッドの方向に対するジャーナルの振幅は同程度であるにもかかわらず、荷重の振幅は各々のパッドに対して明らかに異なる。この原因是、ジャーナルが軸受の中心から偏位することによって、各々のパッドとジャーナルとの間に形成されている気膜の剛性が互いに異なるためと考えられる。

図4.12(a)(b)は同じく表4.4のRunNo.4~29に対応した静荷重及び動荷重の測定結果である。

図4.12(a)の上部ジャーナルに対する静荷重曲線においては2方向のパッドに作用する荷重の大きさ及び両者の差が前記のRunNo.4~27に比較して一層増加していることが分かる。また、同図において回転数11,100 rpm付近に認められる振動は振れ廻りの発生を示し、図4.12(b)に示した動荷重曲線からも明瞭に観測できる。なお、図4.12(b)において、9,400及び10,100 rpm付近に認められる垂直線と3,500~4,900 rpm付近の水平線はそれぞれ電気的雑音である。

なお、RunNo.4~27~4~37に共通して、各々のパッド又はロードセル付きピヴォット、軸変位センサー及びガス出入口の位置、方向等は図4.13に示すとおりである。

図4.14(a)(b)(c)はそれぞれ表4.4の、RunNo.4~39に対応したジャーナル上端の軸変位ベクトル軌跡(Nyquistプロット)、変位振幅及び振動変位スペクトルマップである。

図4.14(a)中に示した位相は相対的な値であり、軸変位ベクトル軌跡中に記入した数字は回転数(rpm)である。図中に認められる小ループ又は極小値は後に述べるように、その回転数の前後で振動モードの次数が変化することを示している。

以上の軸変位ベクトル軌跡の意味を前提として測定結果を解釈する。先ず、図4.14(a)に

おいて、1次危険回転数は7,000 rpm付近にあり、2次危険回転数は8,000～9,000 rpmあるいは9,000～10,000 rpmの付近にあることが分かる。

また、12,000 rpm以上では振幅が再び増加傾向となり、3次危険回転数への接近を示している。

ちなみに、本ローターの両端自由状態（フリー・フリーモード）での固有振動数（曲げ1次、3次危険速度に相当）は、打診法による実測結果から、270 Hz（約16,000 rpm）であり、軸受で支持した状態での固有振動数は若干上昇するが、ほど16,000 rpm付近と推定される。

図4.14（b）は直角2方向（X, Y）で測定したジャーナル軸上部の振動振幅である。振幅測定方向（X, Y）は、図4.13に示す方向と同様であるが、本測定の場合、ロードセル付きピヴォットは使用せず、固定式ピヴォットを使用している。

スプリング付きピヴォットの方向（X）と、これに直角な方向（Y）とは振動挙動に明かな差が認められる。これらの差は、図4.10（a）に示した軸振動の軌跡に相当するリサジュウ图形の例からも分かるように、軸軌跡が円運動をせず、ピヴォットの位置及びその剛性に影響を受けるためである。なお、軸振動軌跡は、オシロスコープによる観測から、回転数の変化に伴って、形状、方向及び大きさが複雑に変化し、これらの形状は円形とは全く異なることが分かった。

実際の軸軌跡が非円形であること、すなわち、軸受の特性が非等方的で弾性的であることは、後に述べるように、従来の解析結果によって実際のローター挙動を予測することが困難な原因の一つと考えられる。

図4.14（a）又は（b）から、ジャーナル上端のY方向両振り最大振幅（ $2 \cdot A_{max}$ ）は14～16 μm p-pであることが分かる。他方、上部ジャーナルでの偏重心 ϵ は表4.3に示すとおり1.64 μm である。

従って、（3.3.5）式で説明した最大振幅 $A_{max} = \epsilon / 2 \zeta$ の関係から減衰比 ζ （= $\epsilon / 2 A_{max}$ ）を求めるとき、 $\zeta = 0.12 \sim 0.10$ 程度であり、系の振動抑制効果は高くないことが分かる。

不釣合の位置は図4.14（a）中で1次と2次危険回転数の間にループが認められることから¹⁴⁾、ローターの上部ジャーナル寄りに存在することが分かる。

図4.14（c）の振動変位スペクトルマップは図4.14（b）に示す信号を周波数分析した結果であり、全回転数範囲にわたって安定な固転状態を示している。図中で高次高調波成分が比較的大きい理由は、前記のように、ピヴォット配置と構造に起因していると考えられる。

図4.15（a）（b）（c）は、各々表4.4に示したRunNo.4～45に対応したジャーナル上端の軸変位ベクトル軌跡、変位振幅及び振動変位スペクトルマップである。

図4.15（a）の軸変位ベクトル軌跡は図4.14（a）に比較して全般的に位相遅れが減少し、1次及び2次危険回転数が7,000 rpm付近及び9,000～10,000 rpm付近にそれぞれ認められる。また、10,000 rpm以上においても振幅の減少が認められず、位相遅れは単調な増加を示す。

これらの変化は、軸受周囲ガス圧力の増加及びインペラーや周囲圧力上昇幅の増加に伴う横方向推力に伴って、気膜の剛性 k が増加する一方、減衰比 ζ が減少したことを意味する。その結

果、軌跡中に認められるコブ状の膨らみとなっている不安定振動が発生したと理解でき、図4.15(b)中にも振幅の不安定として現れている。

図4.15(b)において、12,000 rpm付近の振幅増加傾向は図4.14(b)の場合に比較して緩やかになっている。これは前記のとおり、ガス圧力の増加及びインペラからの横方向推力増加に伴って、気膜の剛性 k が増加した結果、3次危険速度が上昇していることを示している。

先にガス圧1 MPaの条件に対応した図4.14(a)又は(b)から求めた減衰比と比較のため、図4.15(b)(ガス圧4 MPa)のY方向振幅から減衰比 $\zeta (= \epsilon / 2A_{\max})$ を求めると、 $\zeta = 0.12 \sim 0.09$ となる。この値

この値は前者(ガス圧1 MPaの条件における値) $\zeta = 0.12 \sim 0.10$ に比較して、雰囲気圧力の上昇に伴って減衰比が減少し、不安定化傾向が増すことを示している。

図4.15(c)は、回転数を低下中に測定した振動変位のスペクトルマップであり、11,600 rpmから9,000 rpm付近まで約88 Hz (= 5,280 cycle/min)の弱い振れ廻りが観測される。振れ廻りの直接的原因は以上に述べた軸受条件の変化に起因しているが、図中の回転数11,600 rpm付近で回転数に相当する基本波(最左列のピーク列)の約45%の振動数で一旦発生した振れ廻り周波数は、回転数の低下に比例して減少せず、いわゆる慣性効果⁶⁾を示すことは興味ある現象である。

4.5 遠心式ガス循環機に関する試験結果

HENDELに使用中のガス循環機の内、遠心式ガス循環機は2.3節に述べたとおり、プロアーサインペラー及び同ケーシング部を除いて再生ガス循環機と全く同一構造を有する。

再生ガス循環機のジャーナル軸受部に作用する荷重は既に述べたとおり、インペラーや周囲の圧力分布に依って圧力上昇に比例して荷重が増加する。他方、遠心式ガス循環機については、インペラーや周囲の圧力分布がほど一様であるため、ジャーナル軸受部に作用する荷重は前者に比較して極めて小さいと考えられる。このような遠心式ガス循環機の軸受荷重に対する一般的な特性とローターの振動特性への影響を調査するため、実用中の遠心式ガス循環機1台について実用機としての制約の範囲で試験を行った。

試験対象の循環機ローターとジャーナル軸受パッドの精度等は表4.5のとおりであり、前記の再生式とはほど同様な精度である。なお、インペラーや周囲の圧力分布に依って圧力上昇に比例して荷重が増加する。他方、遠心式ガス循環機については、インペラーや周囲の圧力分布がほど一様であるため、ジャーナル軸受部に作用する荷重は前者に比較して極めて小さいと考えられる。このような遠心式ガス循環機の軸受荷重に対する一般的な特性とローターの振動特性への影響を調査するため、実用中の遠心式ガス循環機1台について実用機としての制約の範囲で試験を行った。

測定はインペラーや周囲の圧力分布に依って圧力上昇に比例して荷重が増加する。他方、遠心式ガス循環機については、インペラーや周囲の圧力分布がほど一様であるため、ジャーナル軸受部に作用する荷重は前者に比較して極めて小さいと考えられる。このような遠心式ガス循環機の軸受荷重に対する一般的な特性とローターの振動特性への影響を調査するため、実用中の遠心式ガス循環機1台について実用機としての制約の範囲で試験を行った。

測定結果を要約すれば、軸受間隙が過大なとき、振れ廻りは発生せず、逆に正常な間隙のとき不安定傾向を示すことが分かった。これらについて以下に測定データを示して簡単に説明する。

図4.16(a)(b)(c)は大気中において軸受セット隙間(C、気膜厚さ)約17 μmに対する軸受静荷重、動荷重及び軸振動スペクトルを示す。

上記の軸受セット隙間Cは、ピヴォット機構の工作精度が低く設定精度を高めることが困難であり、大きな誤差が含まれている可能性がある。

真の軸受セット隙間は図4.16(a)の静荷重特性から以下の理由により約 $50\mu\text{m}$ 程度に設定されていると推定される。なぜならば、図4.16(a)の上下ジャーナル軸受の静荷重はバネピヴォットの予圧荷重(約70kgf)以下であり、回転数とともに単調増加し、バネピヴォットの作動による軸受セット隙間Cの変化は全回転数範囲にわたって生じていない。

製造者(A.R.社)の計算結果¹²⁾によるパッド1枚あたりの静荷重と回転数の関係は、図4.17に示すとおりであり、この関係から図4.16(a)に相当するプリロード比m($=1-C/C_p$)を推定すると $m \approx 0.5$ 、すなわち、加工隙間 $C_p = 90\mu\text{m}$ (表4.5参照)とすれば、真の軸受セット隙間Cは約 $45\mu\text{m}$ であることが分かる。

上記のように、軸受セット隙間が広い場合、極端な場合を除けば、ローターの安定性は比較的良好く、図4.16(b)及び(c)から分かるとおり、少なくとも定常的振れ廻りは観測されない。

図4.18(a)(b)(c)は同じく大気中において軸受セット隙間約 $10\mu\text{m}$ の場合の軸受静荷重、動荷重及び軸振動スペクトルを示す。この場合も前記と同様に、真の軸受セット隙間は図4.16(a)の静荷重特性から約 $30\mu\text{m}$ 程度に設定されていると推定される。

上に述べたように軸受セット隙間を約 $45\mu\text{m}$ から約 $30\mu\text{m}$ に減少した結果、12,000 rpmにおける軸受静荷重は40~43kgfから72~74kgf(1.67~1.85倍)に増加し、バネピヴォットの変位による荷重の一定化が認められる。また、軸受セット隙間を減少した結果、動荷重については、12,000 rpmにおいて約1.25~1.28倍に増加し、軸受気膜剛性の増加が認められる。

図4.18(c)に示す軸振動スペクトルは、11,000 rpm付近以上の回転数において約70 Hz(4,200 cpm、ジャーナル回転数の0.35~0.38倍)の定常的な振れ廻りが観測される。

振れ廻り(低周波振動)について図4.16(c)と図4.18(c)を比較すると、前者にも振れ廻りの傾向はわずかながら認められるが、必ずしも定常的な振動ではないことを実験で確認した。後者の場合、振れ廻りは定常的であり、11,000 rpm付近以上の回転数において振れ廻りの振幅は回転数の増加とともに增大化の傾向が認められる。

図4.19は大気中で測定したティルティングパッド後縁のジャーナル半径方向揺動加速度と回転数の測定例である。測定時の気膜厚さは、バネピヴォットの作用した状態を含むため、明かでないが12,000 rpmでのジャーナル振幅は約 $12\mu\text{m p-p}$ である。

図より12,000 rpm(角速度 $\omega = 1.257 \times 10^3 \text{ rad/s}$)におけるジャーナル半径方向の加速度は約 0.35g ($= 3.4\text{m/s}^2$)であり、図4.20に示したパッドの形状を参考してピヴォットを中心とした円周方向の加速度に換算すると、 4.0m/s^2 となる。

ピヴォットからパッド後縁までの直線距離 $X_p = 102\text{mm}$ より、パッドの角加速度 $\beta = 39\text{rad/s}^2$ となる。

一方、ピヴォット点をとおり、ジャーナル軸に平行な線に関するパッドの慣性モーメント I_p は図4.20を参照して、 $I_p = 1.72 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$ となるので、12,000 rpmにおけるパッドの慣性トルク $T_p (= \beta \cdot I_p) = 6.7 \times 10^{-2} \text{ kg}\cdot\text{m}$ 、パッド後縁の振幅 $A_p (= 2 X_p \cdot \beta / \omega^2) = 5.0 \mu\text{m}$ となることが分かる。

以上のパッドに関する測定結果から、パッド後縁の振幅はジャーナル振幅の50%程度に減少していることを示している。これはパッドの慣性力が無視できないことを裏付けると同時に、ティルティングパットガス軸受の効果を保持するために、パッドの慣性モーメントを如何なる値に決定すべきかの参考となる。

なお、図4.19中で3,000 rpm前後に掛けて認められる共振ピークはパッドの質量とピヴォットに内臓するバネの作る固有振動数に一致することが分かった。

4.6 軸振動に関する検討

ガス軸受循環機のそれぞれについて、以上に述べたとおりローターあるいはジャーナル軸の振れ廻りが観測され、ガス循環機の一台については、軸受部の損傷を生じた。¹⁵⁾

既に3.4節に述べたとおり、ガス軸受を使用したローターの振動安定性については多くの研究^{16)~21)}が行われ、主として、従来振れ廻りが生じないとされていたティルティングパッド型軸受の安定性に関する研究が行われている。

前節までに述べたガス循環機の試験結果について、以下にこれらの研究結果を参照しながら検討する。

Chu及びMcCabeら^{20, 21)}は、ティルティングパッド型軸受の安定限界が図3.11に示すシャフト質量パラメター (shaft mass parameter, M^*) 及びシューピッチ慣性パラメター (shoe pitch inertia parameter, I^*) と圧縮パラメター (又はペアリングナンバー) Δ の関係によって決まるとしていることは3.4節に述べたとおりである。

他方、3.4節に述べたHENDEL用ガス循環機に対する圧縮性パラメター Δ は表4.6に、 M^* 及び I^* は表4.7に示すとおりである。表4.6及び表4.7に示したHENDEL用ガス循環機の作動条件はChu及びMcCabeら^{20, 21)}の示した図3.11に示す安定限界線図の範囲から逸脱するが、表4.7に示した I^* の値が充分小さく、明らかに安定領域に入ると見なし得る。しかしながら前記のとおり、ガス循環機は振り廻りを発生し、McCabeらの解析結果²¹⁾を含む一連の研究によって、ガス軸受の不安定性を決定することは不可能である。

3.4節に記したLundらの研究^{17, 18, 19)}は、対称な4枚パッドティルティングパッド型軸受を対象としたものであり、3枚パッドを使用しているHENDELガス循環機に対してそのまま適用することは出来ない。しかしながら、垂直回転軸の場合、各パッドに作用する荷重は基本的には互いに等しく、前記の解析結果は少なくとも現象に対する目安を与えると考えられる。

表4.8はこのような条件のもとで、上記の線図を使用してHENDELガス循環機に対する安定限界速度、軸受剛性及び軸受減衰比を試算した結果である。

表4.8に示す安定限界速度は、実際に不安定状態が発生する12,000 rpm以下の回転数と大きな相違があり、特に、ヘリウム中の安定限界速度は極端な相違がある。

3.4節に記したChu及びMcCabeらの研究^{20, 21)}では、解析結果に関する実験的証明は行われておらず、Lund及び協力者の一連の研究^{17, 18, 19)}に使用した実験装置は記述内容から、駆動機として使用した電動機との振動に関する絶縁、分離が不充分（不可能）であると推定できる。従って、これらの接続部分の力学的拘束がガス軸受の不安定限界に大きな影響を与えてい

ることが充分有り得ると考えられる。このため、その実験を根拠とした解析結果についても疑問の余地がある。

以上のとおり試験結果から、従来の研究によって与えられている安定限界に比較して、1／2ないし1桁程度低い回転数で不安定化を生じ得ることが明らかになった。ここで、McCabeら²¹⁾及びLund¹⁹⁾の研究において考慮の対象となっていないにもかかわらず、実際の不安定化に影響する要因を挙げると次の3項目がある。

- (1) ローターの偏重心及び剛性
- (2) ジャーナルの軸受中での偏心又は軸受外部荷重
- (3) 軸受台又はピヴォットの剛性

先ず、不釣合の大きいローターは振れ廻りを発生し易いことは、製造段階での検査記録と運転経験から、明らかである。次に、ジャーナルの軸受中での偏心又は軸受外部荷重が大きい時、振れ廻りが起こることは4.3～4.5節に述べたとおりである。

軸受台又はピヴォットの剛性が低い場合に不安定性が増すことは、計測のために微小ながら固定式ピヴォットに比較して剛性の低いロードセル付きピヴォットと交換した結果、振れ廻りが発生し易いことが経験されている。

上記の要因がガス軸受ローターの振れ廻り安定性に与える影響について定量的な評価を行うことは困難であるが、試験結果を考慮した定性的な振れ廻り発生原因は次のように説明することができる。

一般に、振れ廻り不安定性を生じる基本的原因は、軸受の剛性及び減衰について荷重又は運動方向に直交する分力が発生すること、すなわち、運動方程式中に連成項が存在するためである。（3.1, 3.2節参照）一方、ティルティングパッド型軸受はパッドの慣性モーメントが無視できる範囲ではこの分力は発生しない。従って、もしパッドの振動数、すなわち、ジャーナルの回転数が大きい場合、あるいは、偏重心の大きさに関係するジャーナルの振幅が大きく、パッドに作用する振動加速度が大きい場合、パッドの慣性モーメントは無視できなくなる。また、一定のジャーナル振動数及び振幅に対して軸受気膜の等価剛性が低いときは、パッドの振幅あるいは慣性トルクは減少し、振れ廻りは発生し難くなる。

上の説明は定性的には試験結果と完全に合致する。先ず、4.3及び4.4節にのべた再生式ガス循環機の場合、回転数のはゞ2乗に比例して吐出圧が増加し、これに比例してジャーナルは特定のパッド側に変位して気膜の剛性を大きくする。その結果、パッドの揺動角加速度（振動）が上昇してティルティングパッド型軸受の効果を減少し、結果的に振れ廻りの発生を引き起こすと考えられる。

遠心式ガス循環機の場合、昇圧に伴う反力は再生式に比較して小さいため、垂直軸を用いている本循環機では軸受中心に対するジャーナル中心の偏心による気膜剛性の増加は無視できる。従って、本循環機の軸受隙間を増加した場合、パッドに作用する荷重及び気膜剛性は隙間の増加とともに減少する。その結果、一定回転数、一定偏重心に対して、パッドの揺動振幅又は角加速度は軸受隙間の増加に伴って減少し、不安定傾向は減少すると考えられる。

上記の不安定原因に関する考察から、不要に軸受気膜剛性を高めることは、振れ廻り安定性の見地からは、好ましくない結果を生じることが分かる。また、再生式ガス循環機及び水平

軸ローターは、軸受荷重を増す結果、不安定状態を起こし易く、ガス軸受機械として不適当であると結論できる。ただし、軸受隙間が極端に大きい場合、軸受振動系の剛性の低下と同時に減衰特性も低下するため、逆に、振動傾向を助長する場合も有り得ることに注意しなければならない。

HENDEL用ガス循環機の試験及び過去の研究を総合的に検討した結果、ティルティングパッドガス軸受機械の安定性を改善するために必要な条件は以下のとおりであることが分かった。

- (1) ローターの釣合良さを高め、質量を減少させること
- (2) パッドの慣性モーメントを減少すること
- (3) 偏心又は軸受荷重を減少すること
- (4) 軸受セット隙間は予想される荷重支持に必要な負荷能力を得るために必要な値以下に狭めないこと
- (5) 回転数を低くすること
- (6) ローターの曲げ剛性を高めること

先ず、(1)は振れ廻りのエネルギー源となる軸系の加振力を減少する上で基本的に重要である。

釣合良さの改善は単にローター両端のジャーナルから見た剛性ローターと見なした釣合のみならず、弾性ローターにとって重要な軸方向の各断面についての釣合良さを高めることが重要である。実際には各断面の釣合良さを測定することは不可能であるから、回転体を構成する各部品毎に高度な釣合調整を行い、回転体材料の均質化と加工精度の向上に努めることが重要である。

なお、釣合良さを回転数の広い範囲で維持する上に(6)の曲げ剛性を高めることが密接に関連することは言うまでもない。

(2)についてはティルティングパッドの有効性を保つための基本条件であり、材質、形状等の他にパッド枚数についても検討を要する。

(3)及び(4)は気膜剛性を低めることによってパッドに作用する振動加速度を減少し、その有効性を維持するための対策であり、垂直軸は一つの解決策である。また、本機の例に見られるように、バネビヴォットを併用した自動的な静荷重保持機構は優れた解決策の一例である。ただし、設計軸受荷重を低くすることは、一般に装置の信頼性を低下させることになるので、充分な注意が必要である。

(5)はガス循環機等の性能維持に関する問題であり、回転数低下に伴ってインペラ一段数の増加が必要となるため、危険回転数が低下するなど新たな問題を生じる。

以上に述べたようにガス軸受を使用したガス循環機は種々の長所を有する反面、加工及び組立に高度な精度が必要であり、軸系の安定性に乏しい欠点がある。

一方、HENDEL用に使用中のガス軸受構造は、垂直回転軸と独特なビヴォット構成を有するティルティングパッドによって次のような特徴を得ている。すなわち、低速運転時には薄い気膜厚さによって高い軸受負荷能力を実現し、高速運転時には気膜厚さを自動的に増すことによって気膜剛性を抑え、ローター加工精度の極端な高精度化なしに振動不安定性を免れる。

このような特徴から、回転数制御を広範囲に行う試験ループ、原子炉用ガス循環機等には本軸受構造は優れた特徴を有する。しかしながら、ガスペアリングに要求される精度が油軸受等

に求められる程度を遥かに越え、実際的精度は極めて厳しくなり、また、軸受部の振動減衰効果が低いため、既に述べたとおり、安定性を確保することは必ずしも容易でない。換言すれば、ガス軸受機械の大型化は極めて困難であり、本ループに使用中のガス循環機は実際的に製作可能な最大規模のガス軸受機械と言える。

現在、計画中の高温工学試験研究炉（H T T R）に使用予定のガス循環機は、1次系主ガス循環機として、出力 260 kW、縦軸型、ガス軸受、遠心式1段プロアーを並列的に使用する予定であり⁹⁹⁾、これらは以上に述べた HENDEL 用遠心式ガス循環機にほど等しい。これらのガス循環機において振れ廻り又はホイップの結果、軸受部に損傷を発生した場合、極めて深刻な結果が生じることは論を待たない。従って、これらのガス循環機に対して、振れ廻りに対する万全の対策と、有効かつ即応性の高い検出対策を構ずることが必要である。

振れ廻りの有効かつ即応性の高い検出対策としては、筆者らの考案した周波数弁別による方法¹⁵⁾は信頼性、応答性の点で優れた方法であることが HENDEL における実績から証明されている。

4.7 まとめ

ガス軸受を使用したガス循環機は、気密性と清浄ガスを必要とするガス循環機として、多くの長所を有する反面、軸系の安定性確保に高度の技術を要し、大型化が困難なことが明白となつた。

従って原子炉用主ガス循環機としては試験炉又は研究炉規模（200～300 kW）が限界であることが分かった。

ガス軸受機械にとって最も困難な問題である軸系の不安定現象に関する従来の研究¹⁶⁻²¹⁾は、その発生機構の全てを解明し、予測し得るものでないことが明らかになった。換言すれば、これらの研究は軸受内のジャーナルの運動に関する解析であり、複数の軸受と有限の曲げ剛性と質量分布からなるローターとの組み合わされた系の特性ではない。従って、実用ガス軸受機械における不安定限界をこれらの解析結果から判断することはもともと無理が有るといえる。

さらに、Lund らの一連の研究^{17, 18, 19)}の実験的根拠となっている実験方法は前記のとおり検討の余地がある。

以上に述べたとおり、従来の研究はガス軸受ローターの定量的な安定限界を与えるものではなく、定性的傾向あるいは不安定限界の最高限度を与えると理解すべきであろう。従って、真に現実的な安定限界を得るためにローターの力学特性を含む、より大規模な系の解析結果と精度の高い実験を行う必要がある。

これらの不安定限界は、あたかも層流から乱流への遷移に似て、不安定状態を引き起こす要因に応じて、種々のレイノルズ数において乱流への遷移が起こることに似ている。

原子炉システム計画の必要性からガス循環機を検討する場合、実在する大型ガス冷却炉に採用された水又は油を使用したバッファーガスシール方式は複雑な機構と種々の補助装置を必要とし、保守及び取扱いが複雑であり、しかも、信頼性に欠ける問題がある。

近年フランスにおいて実用化された³⁾磁気軸受は大きな負荷能力及び減衰係数を自由に発生

し得る他、前記の減衰係数行列及び弾性係数行列における連成項 c_{zy} , c_{yz} 及び k_{zy} , k_{yz} は原理的にゼロであり、電気回路（フィードバック回路）を変更することにより合成することも可能と思われる。

従って、磁気軸受は実用機械要素として使用することが非常に有望である他、油膜係数を任意にかつ正確に設定できると考えられることから、滑り軸受の研究手段としてもその有用性が期待される。さらに、磁気軸受は、ガス軸受及びバッファーガスシール方式ガス循環機に関する問題点を根本的に解決し得る可能性が極めて大きく、単に在来式軸受の問題を解決するに留まらず、振動抑制法及びオートバランス等の機械技術に革新をもたらす可能性がある優れた特徴を有する。

磁気軸受ガス循環機を今後建設するガス冷却炉用主ガス循環機として採用する計画は米、独において既に真剣に検討され、日本原子力研究所においても高温工学試験研究炉（HTTR）への採用について検討してきた。

筆者らはこの開発が今後のガス冷却炉技術に取って極めて重要であると判断し、磁気軸受及び模擬ローター等からなる基本的な試験に着手している。

回転機械の歴史とともに、また、機械力学及び流体力学の重要な一分野として発展してきた在来型軸受技術はガス軸受に至ってその限界に達したと見ることもできよう。従って、回転機技術は自動制御及び電子回路技術を取り入れた磁気軸受技術を得てさらに飛躍し、産業機械の重要な分野としての位置を保ち、より高度な要求に応え続けることが期待される。

表 4.1 再調整したガス循環機回転部の不釣合量

測定位置	測定半径	不釣合量	不釣合モーメント	偏重心 ^{①)} ε	釣合良さ ^{②)} (JIS B 0905)	位相 ^{③)}
上部 ジャーナル軸	70mm	0.2 g	14 g·mm	0.19 μm	0.24	120°
下部 ジャーナル軸	80mm	0.2 g	16 g·mm	0.22 μm	0.27	270°

(インペラ、モーターローター、スラストカラー及び冷却ファンを含む)

*1) 偏重心 ε はローター総重量 (147.0 kg) の1/2 が各々上部及び下部ジャーナルで支持されるとする。

*2) 釣合良さ(偏重心の回転周速、mm/s) は12,000 rpmに対する値

*3) 偏重心の位相は参照点からの相対角度を示す。

表 4.2 再調整したジャーナル軸とパッドの曲率半径等

対象 パッド	パッド曲率(mm) 内半径測定値	平均パッド(mm) 曲率内半径	ジャーナル軸(mm) 半径測定値	半径差(μm) (加工隙間)
上部	1 79.9884	79.9691	79.903	66.1
	2 79.9672			
	3 79.9518			
下部	1 80.0472	80.0496	80.007	42.6
	2 80.0560			
	3 80.0456			

表 4.3 予備ガス循環機用ローター及びパッドの加工精度

	上部ジャーナル			下部ジャーナル		
ジャーナル直径	$\phi 160.0 +0.005\text{mm}$			$\phi 160.0 +0.003\text{mm}$		
不釣合モーメント	12.285 g·cm			3.900 g·cm		
不釣合方位	88°			33°		
不釣合偏重心	1.64 μm			0.52 μm		
パッド番号	1	2	3	4	5	6
パッド曲率半径 (平均値mm)	80.098	80.102	80.105	80.101	80.100	80.097
加工隙間(C, μm)	96	99	102	99	98	95

表 4.5 遠心式ガス循環機 (B₂₁) 用ローター及びパッドの加工精度

	上部ジャーナル			下部ジャーナル		
ジャーナル直径	$\phi 160.0 +0.006\text{mm}$			$\phi 160.0 -0.0005\text{mm}$		
不釣合モーメント	20.90 g·cm			8.55 g·cm		
不釣合方位	135°			334°		
不釣合偏重心	2.56 μm			1.05 μm		
パッド番号	1	2	3	4	5	6
パッド曲率半径 (平均値mm)	80.097	80.094	80.097	80.087	80.092	80.085
加工隙間(C, μm)	94	91	94	87	92	85

表 4.4 予備ガス循環機の代表的試験条件と振れ廻り発生状況

Run No.	作動流体	圧力	温度	軸受セット隙間	ビザオットバネ予圧	振れ廻り発生回転数及び発生位置 (RPM)	静荷重方向 - 速度 依存性	特記事項
4-26	空気	0.1MPa	14.5°C	16.7 μm	75kgf	11,000 (下部)	なし (微小)	再生式インペラ-大気開放 (ケーシングなし)
4-27	ヘリウム	1.0	24.7	"	"	振れ廻りなし	あり	ケーシングあり、ループ接続 (以下同じ)
4-28	"	2.0	37.5	"	"	"	"	
4-29	"	3.0	45.0	"	"	11,000 (上部)	"	
4-30	"	4.0	378.0	"	"	4,900 (上、下部)	"	
4-31	"	3.0	378.0	"	"	6,950 ("")	"	
4-32	"	2.0	363.0	"	"	10,980 (上部)	"	
4-33	"	1.0	355.0	"	"	振れ廻りなし	"	
4-34	"	1.0	203.2	"	"	11,700 (留歟的)	"	
4-35	"	2.0	201.0	"	"	同上	"	
4-36	"	3.0	201.7	"	"	12,000 (下部)	"	
4-37	"	4.0	202.5	"	"	7,280 (上部)	"	以上は上部; 2個、下部: 1個のロードセル付きビザオットを使用
4-39	"	1.0	22.5	"	"	振れ廻りなし	荷重測定なし	ロードセル付きビザオットを固定式ビザオットと交換
4-45	"	4.0	35.2	"	"	9,000 (上部、留歟的)	"	"

表 4.6 HENDEL用ガス循環機の各種運転状態における圧縮性パラメータΛ

回転数 (rpm)	空気 (1ata, 20°C)	ヘリウム (50°C)				
		1ata	10ata	20ata	30ata	40ata
3000	2.493	2.848	0.2851	0.1426	0.0952	0.0714
6000	4.986	5.696	0.5702	0.2852	0.1903	0.1429
9000	7.479	8.544	0.8553	0.4278	0.2855	0.2143
12000	9.972	11.39	1.140	0.5704	0.3807	0.2858

表 4.7 HENDEL用ガス循環機の各種運転状態におけるシャフト質量
パラメータ-M* 及びシューピッチ慣性パラメーター-I*

	流体	圧力 (ata)	セット隙間 C (μm)	
			40	70
	空氣 (20°C)	1	2.70×10^{-2}	0.145
M*	ヘリウム	1	2.06×10^{-2}	0.111
		10	2.06×10^{-1}	1.11
		20	4.17×10^{-1}	2.21
		30	6.17×10^{-1}	3.31
		40	8.21×10^{-1}	4.42
I*	ヘリウム	空氣 (20°C)	9.47×10^{-7}	5.06×10^{-6}
		1	7.25×10^{-7}	3.88×10^{-6}
		10	7.25×10^{-6}	3.87×10^{-5}
		20	1.44×10^{-5}	7.76×10^{-5}
		30	2.16×10^{-5}	1.16×10^{-4}
		40	2.88×10^{-5}	1.54×10^{-4}

表 4.8 HENDEL用ガス循環機に対する安定限界速度、軸受剛性及び
軸受減衰比の試算値 (J.W.Lund¹⁹⁾参照)

作動流体 (圧力)	空気 (1ata, 20°C)	ヘリウム (50°C)				
		1ata	10ata	20ata	30ata	40ata
安定限界速度 (rpm)	26,300	20,000	65,100	85,800	98,900	108,000
軸受剛性 (kg/μm)	57.9	33.4	356	617	821	979
軸受減衰係数 (kg·s/m)	7.49×10^3	1.09×10^4	2.96×10^4	4.08×10^4	4.91×10^4	5.50×10^4
軸受減衰比	0.178	0.341	0.285	0.298	0.309	0.318

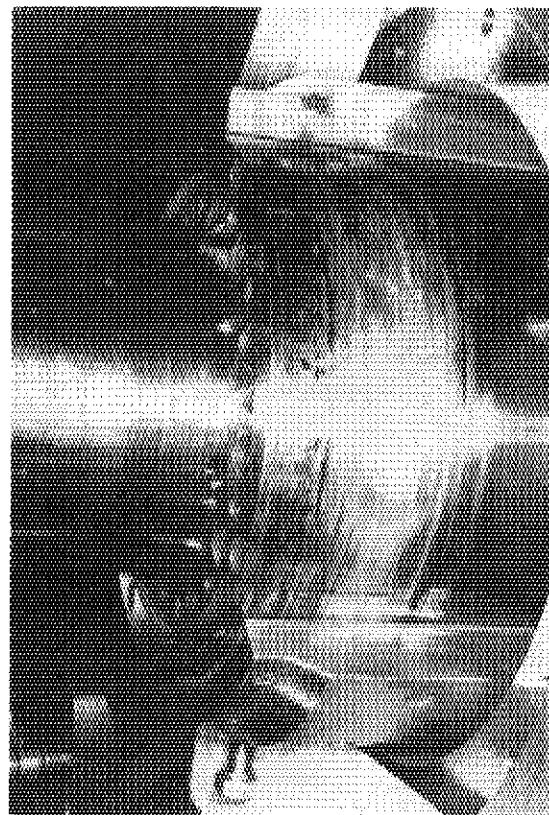
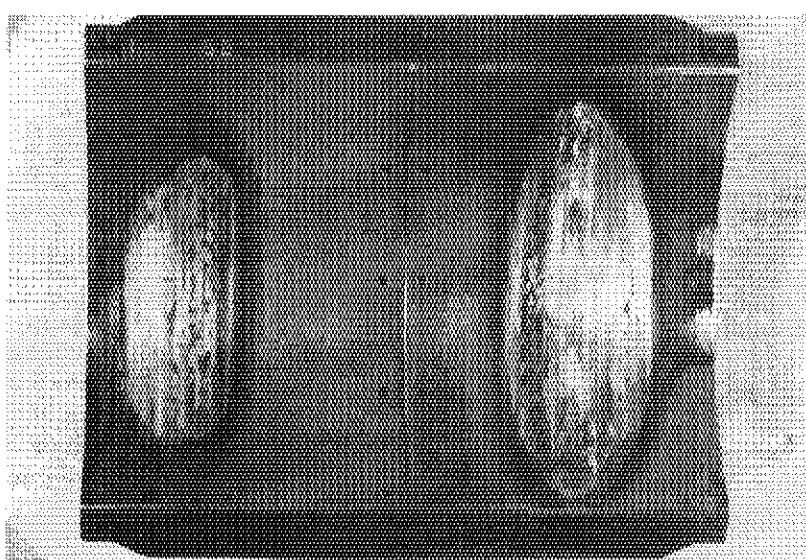


図 4.1 振れ廻り損傷したジャーナル及び軸受ハウジング



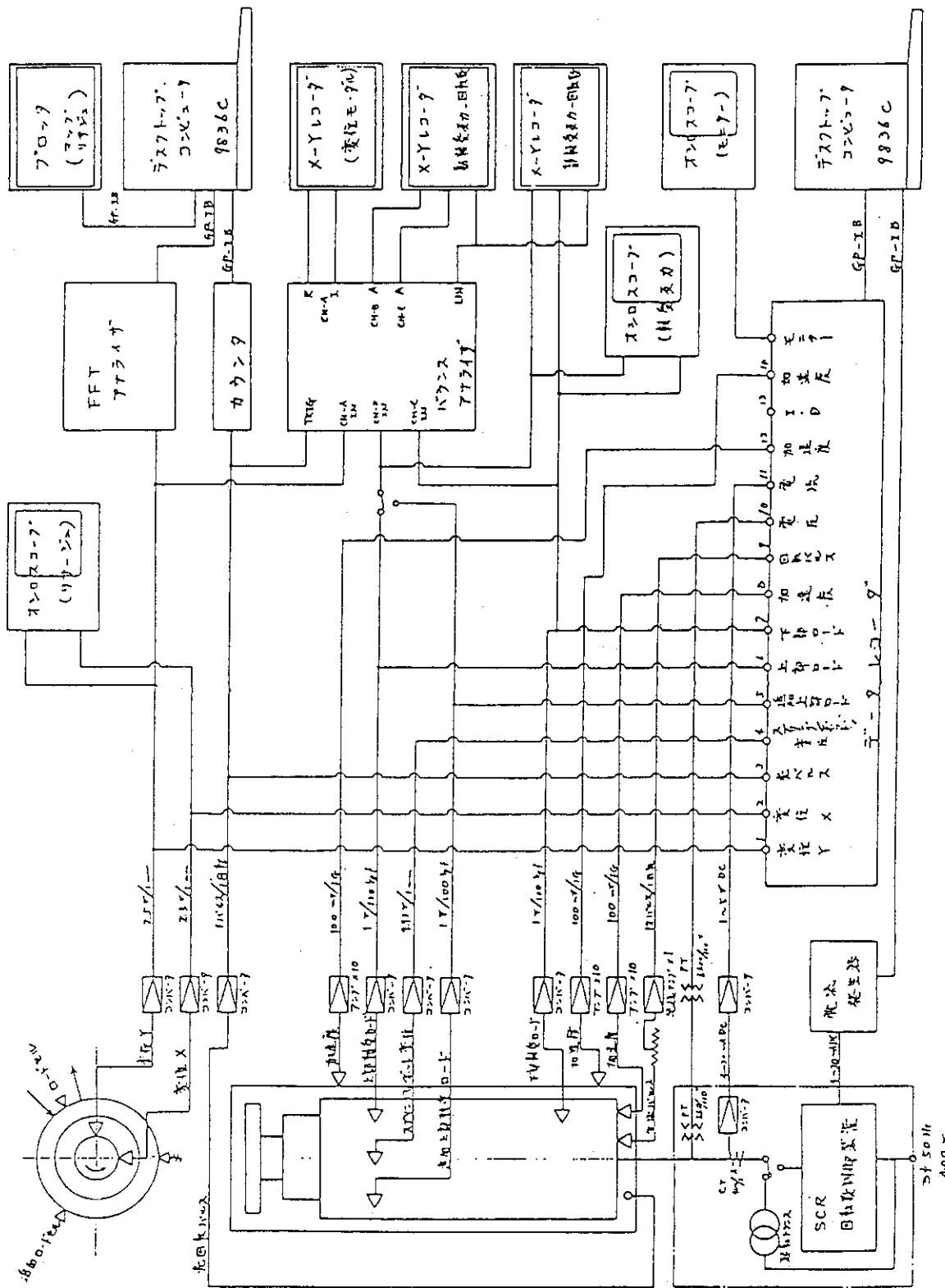


図 4.2 ガス循環機の振動測定系

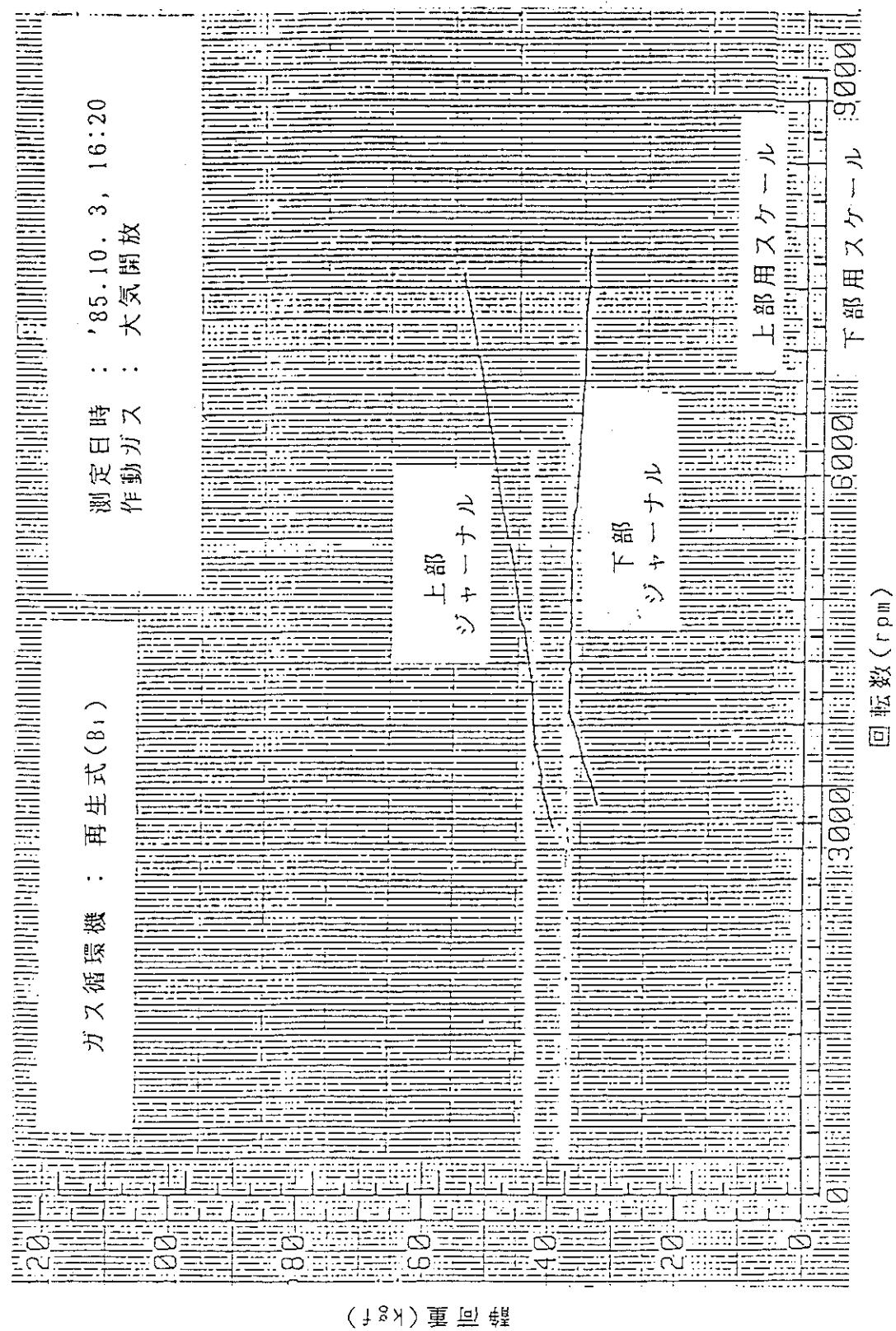


図 4.3 ジャーナルベアリングの静荷重と回転数の関係（大気中運転）

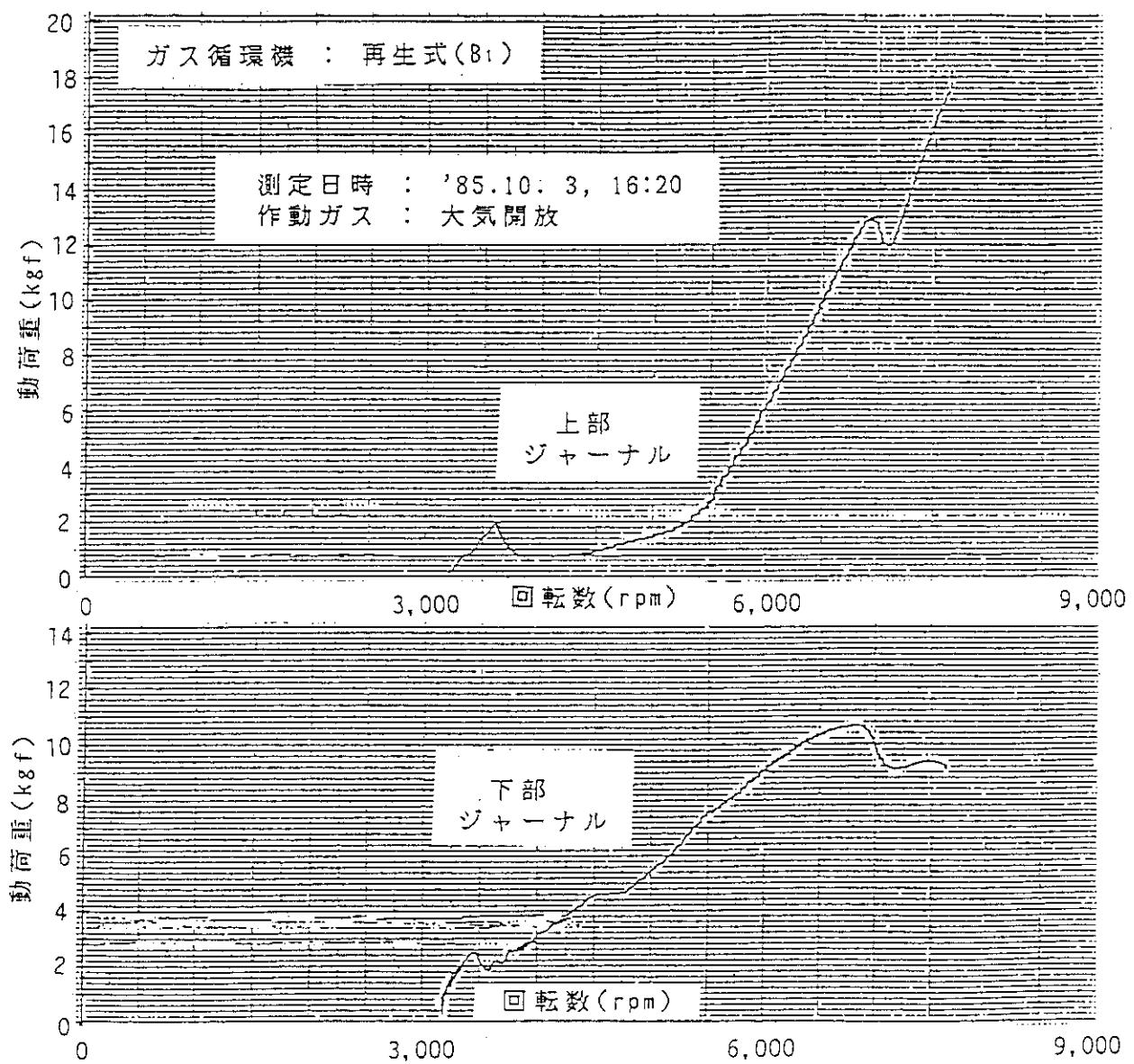


図 4.4 ジャーナルベアリングの動荷重（荷重振幅）と回転数の関係（大気中運転）

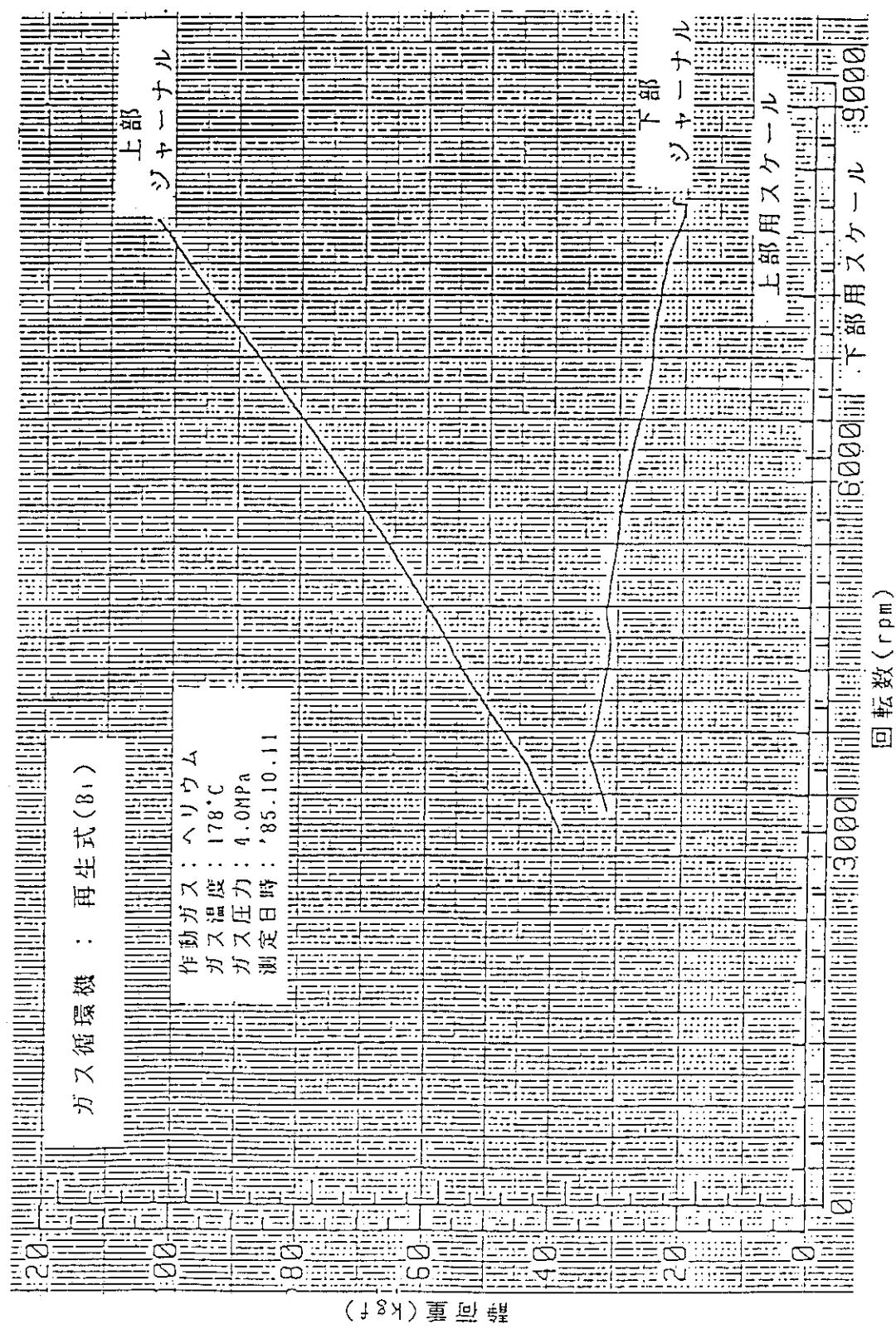


図 4.5 ジャーナルベルベアリングの静荷重と回転数の関係（ヘリウム中運転）

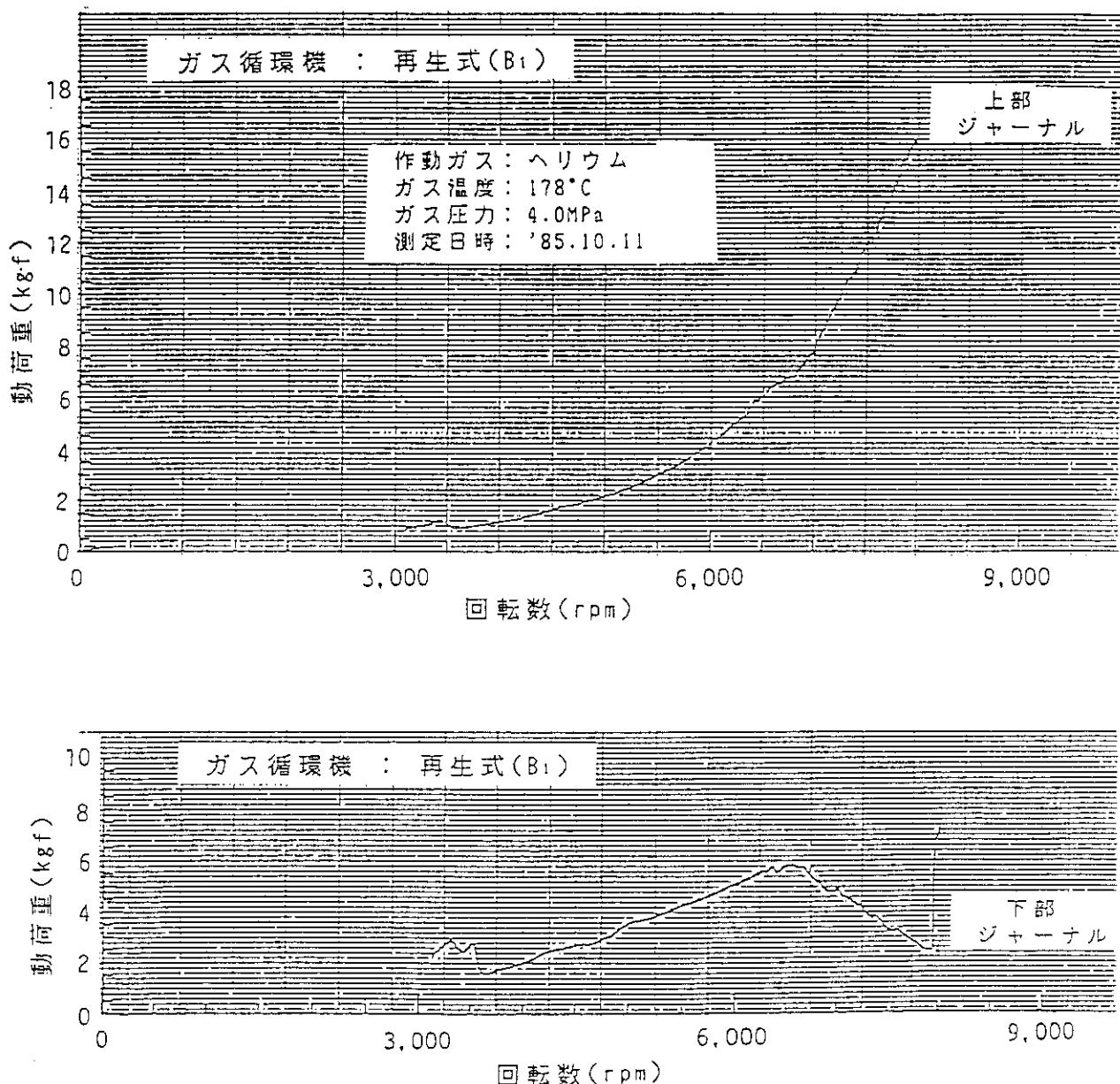


図 4.6 ジャーナルベアリングの動荷重（荷重振幅）と回転数の関係（ヘリウム中運転）

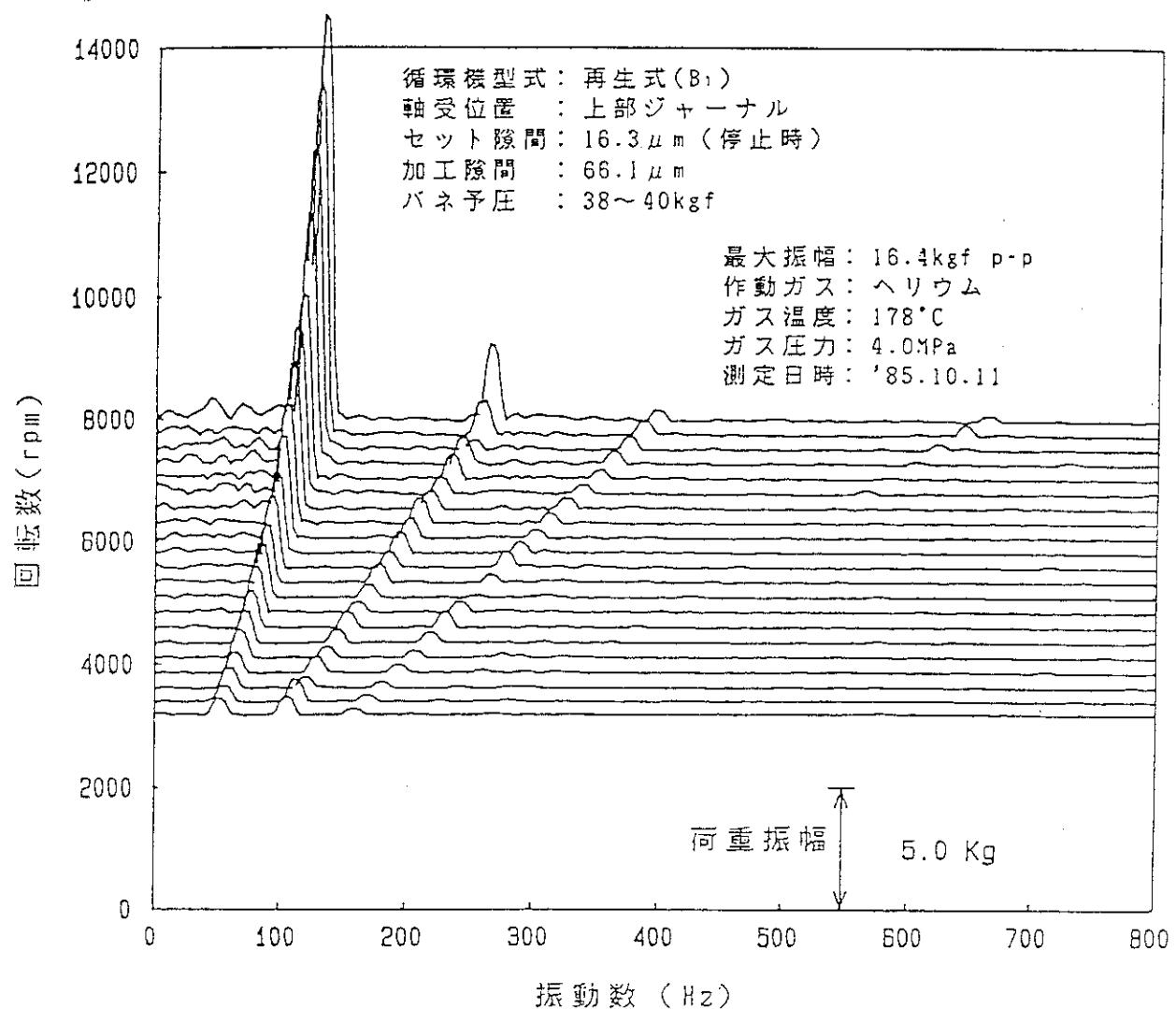


図 4.7 上部ジャーナル軸受動荷重の周波数スペクトルと回転数の関係
(動荷重マップ)

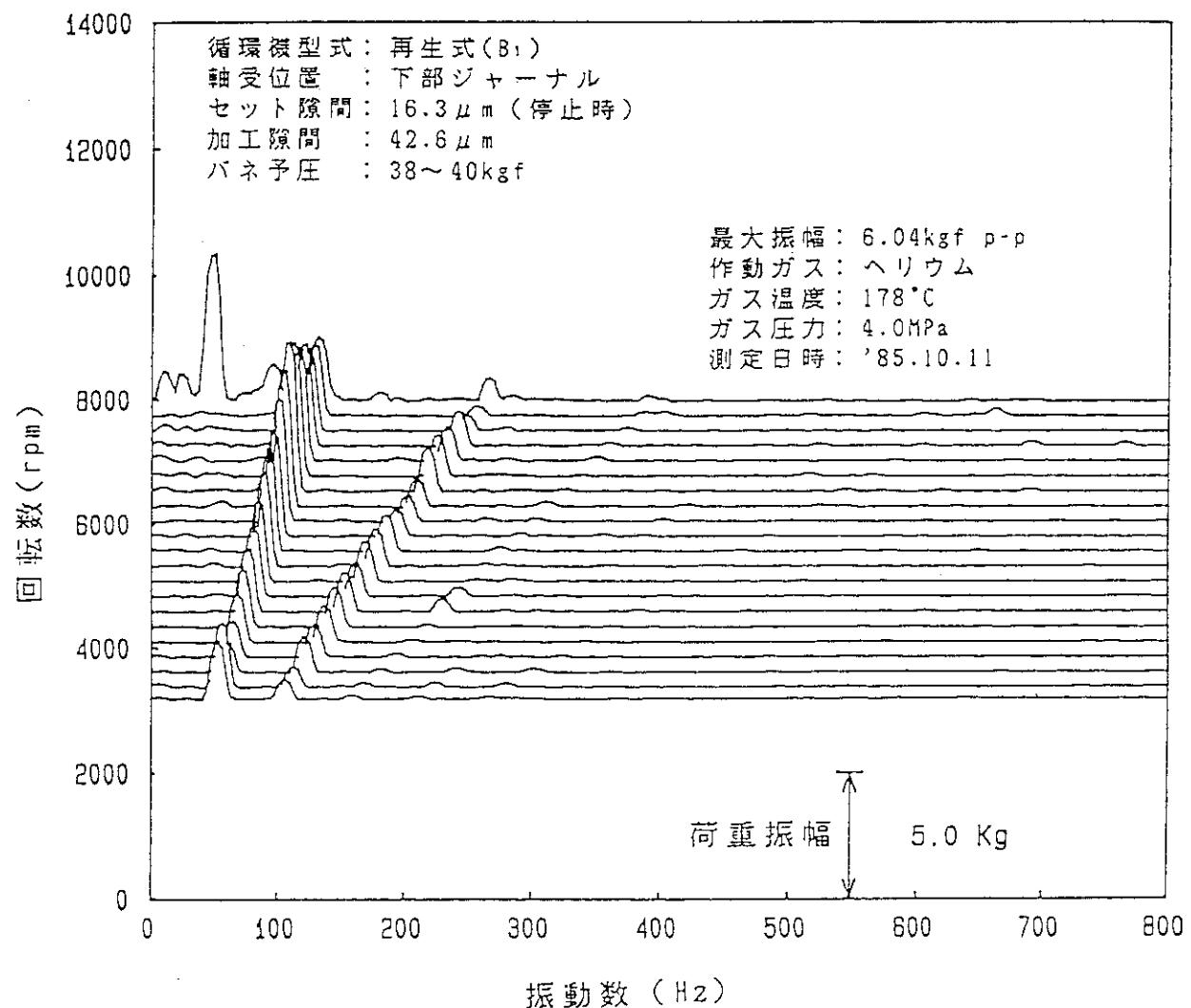


図 4.8 下部ジャーナル軸受動荷重の周波数スペクトルと回転数の関係
(動荷重マップ)

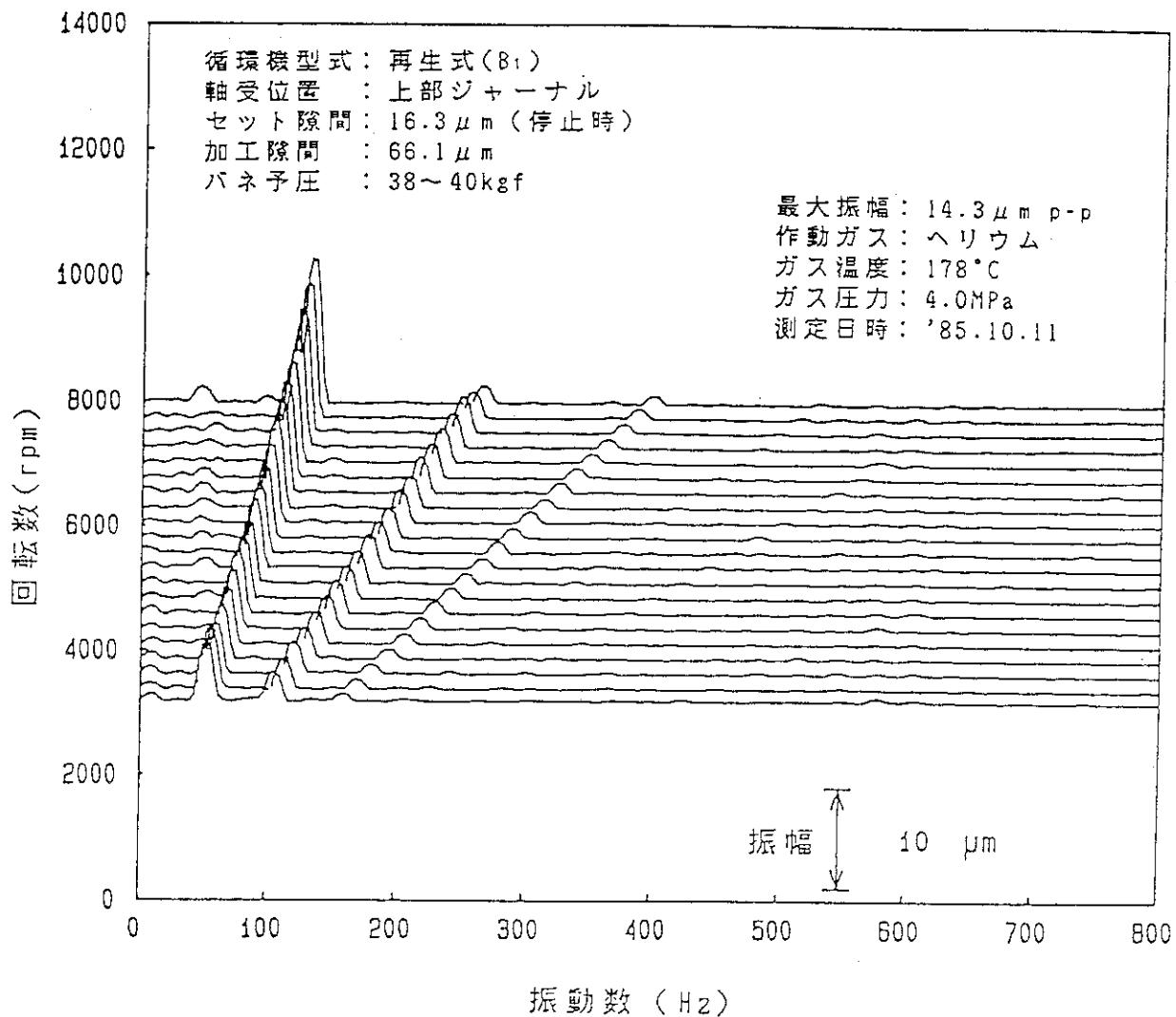


図 4.9 上部ジャーナル変位の周波数スペクトルと回転数の関係（軸変位マップ）

SHAFT DISPLACEMENT LISSAJOUS' FIGURE

TIME TRACE OF SHAFT DISPLACEMENT

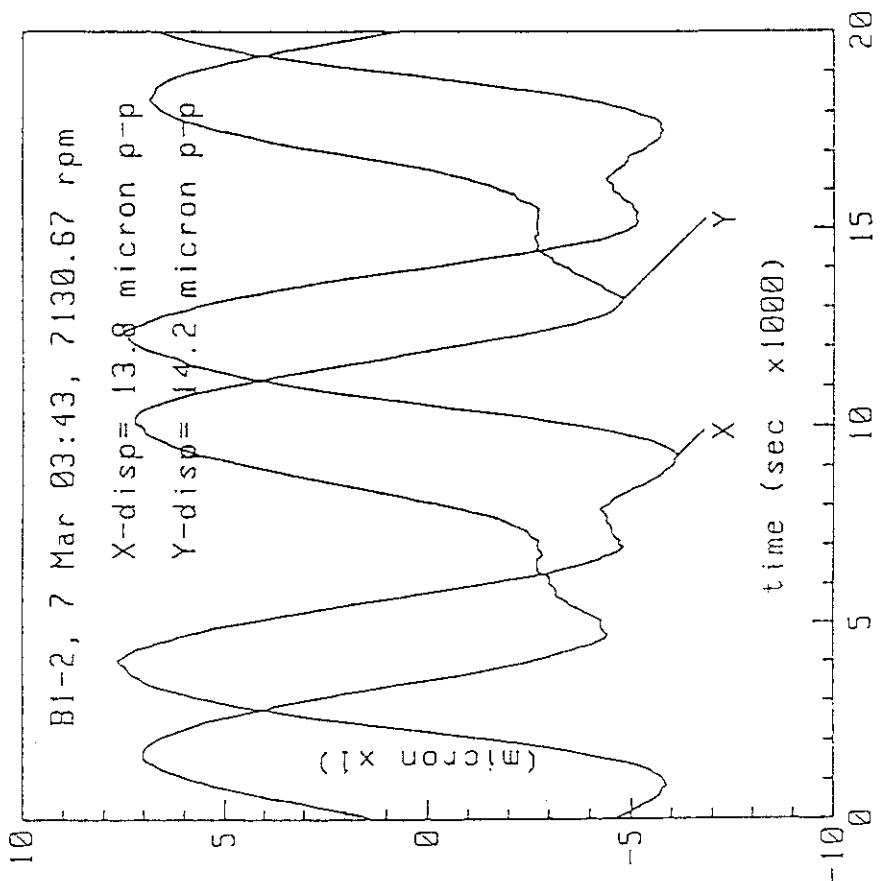
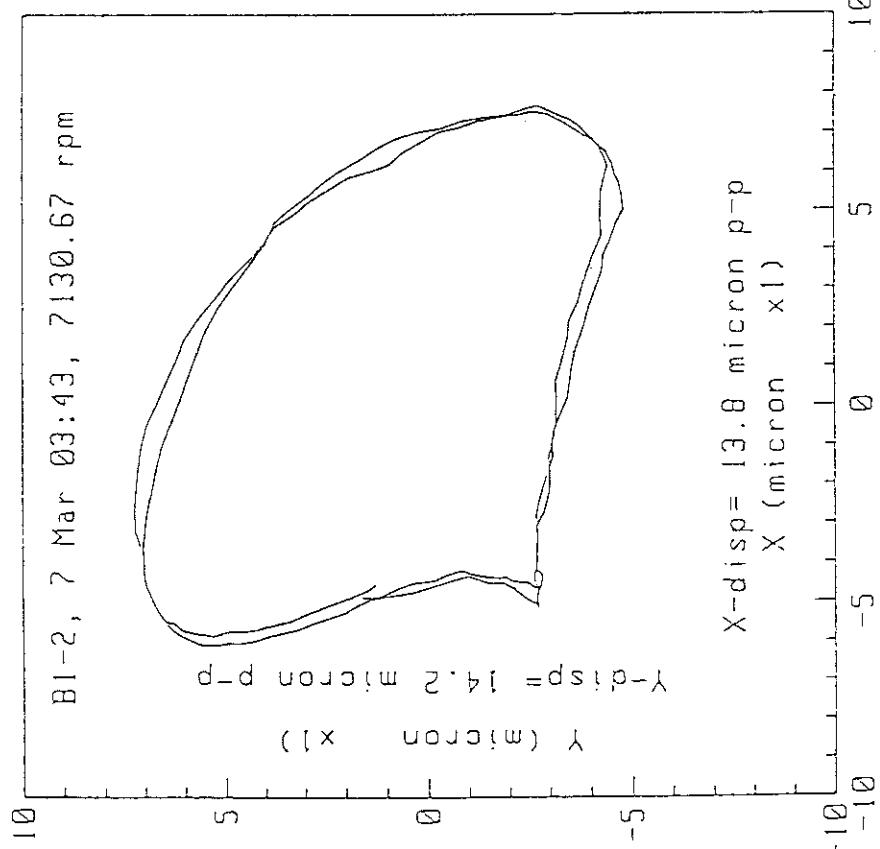


図 4.10 上部ジャーナル軸変位のリサジュウ图形(a)及び振動波形(b)

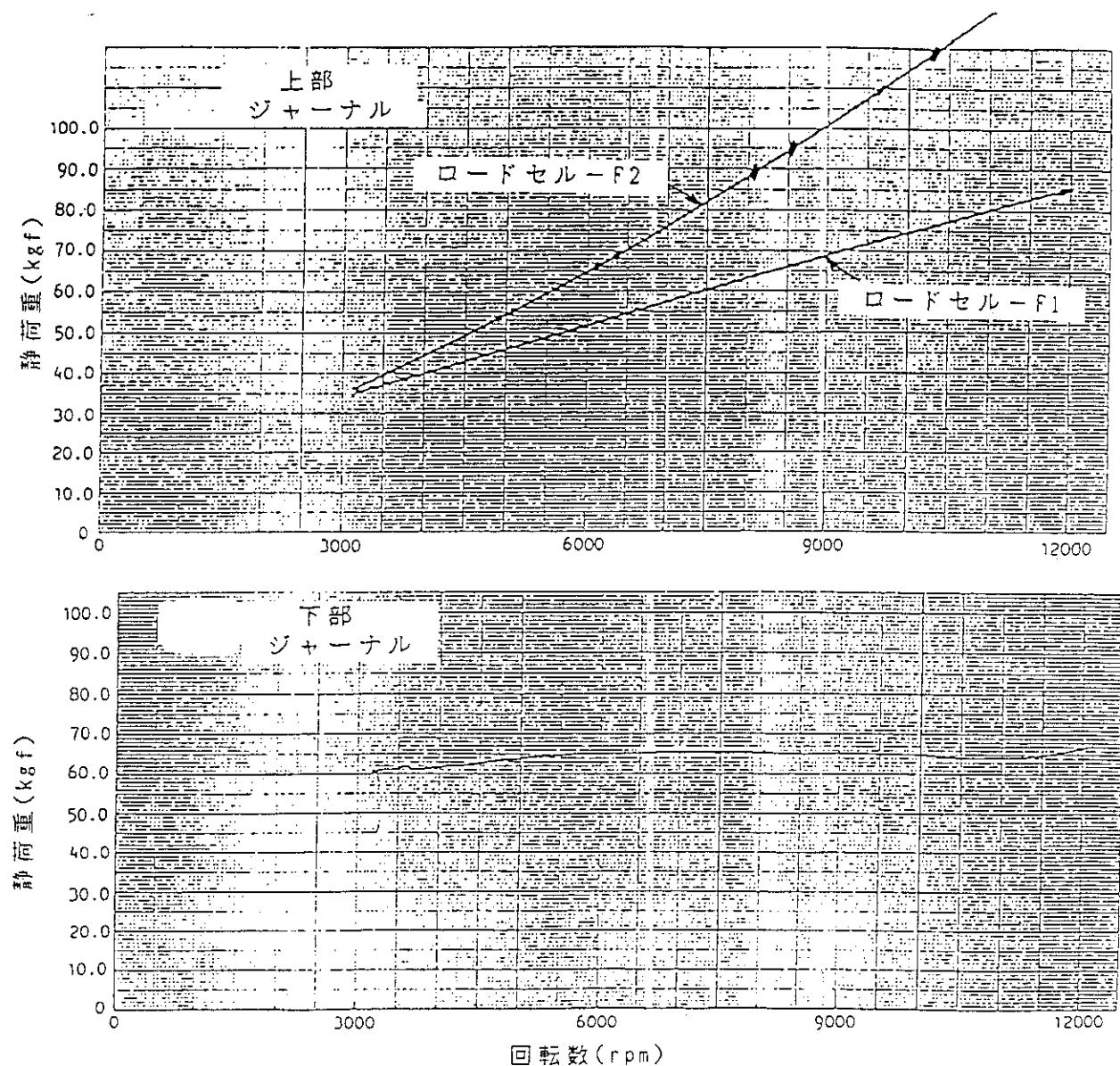


図 4.11(a) 予備ガス循環機ジャーナル軸受の静荷重と回転数の関係
(Run No. 4-27に対応)

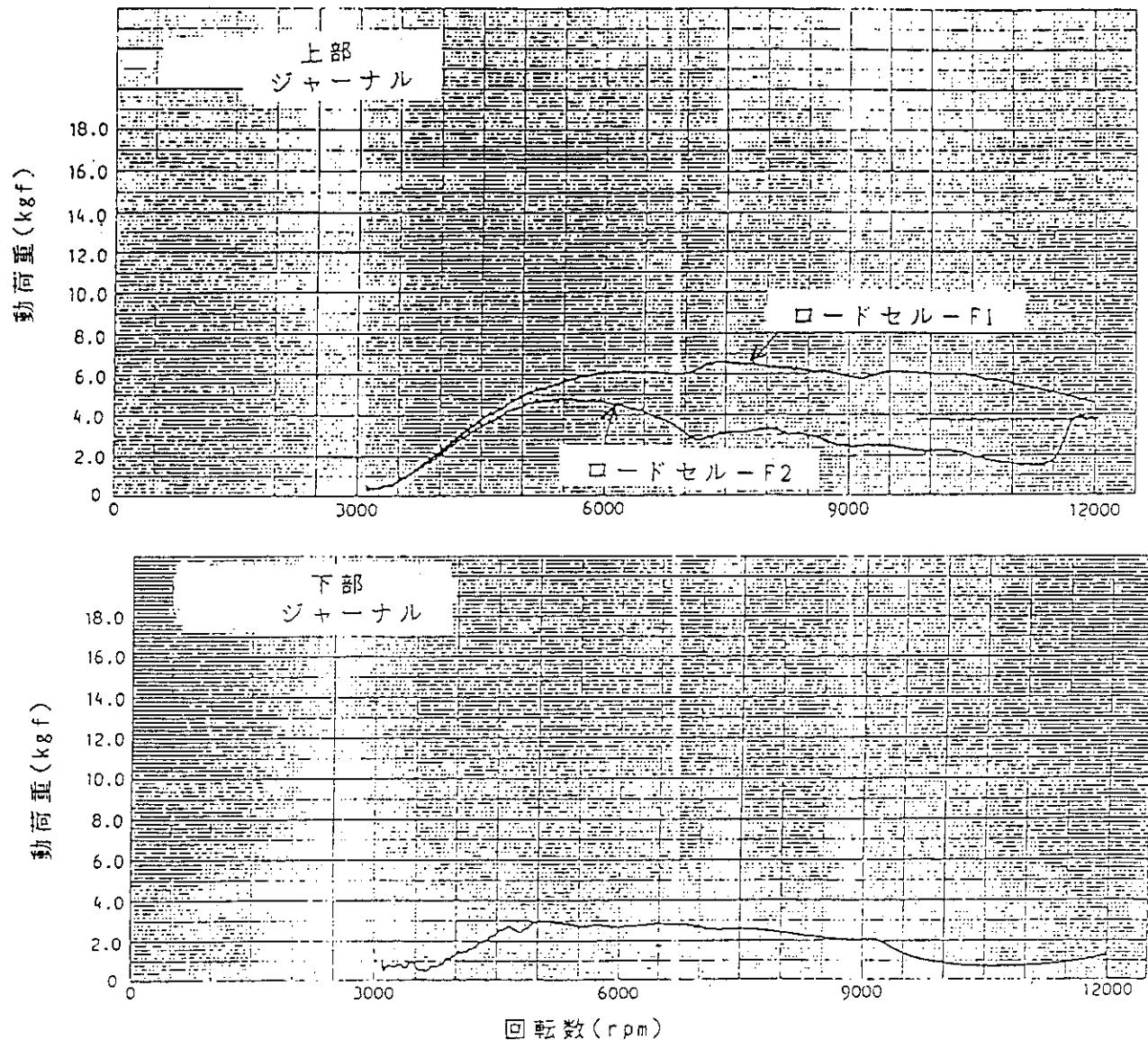


図 4.11(b) 予備ガス循環機ジャーナル軸受の動荷重と回転数の関係
((Run No. 4-27に対応))

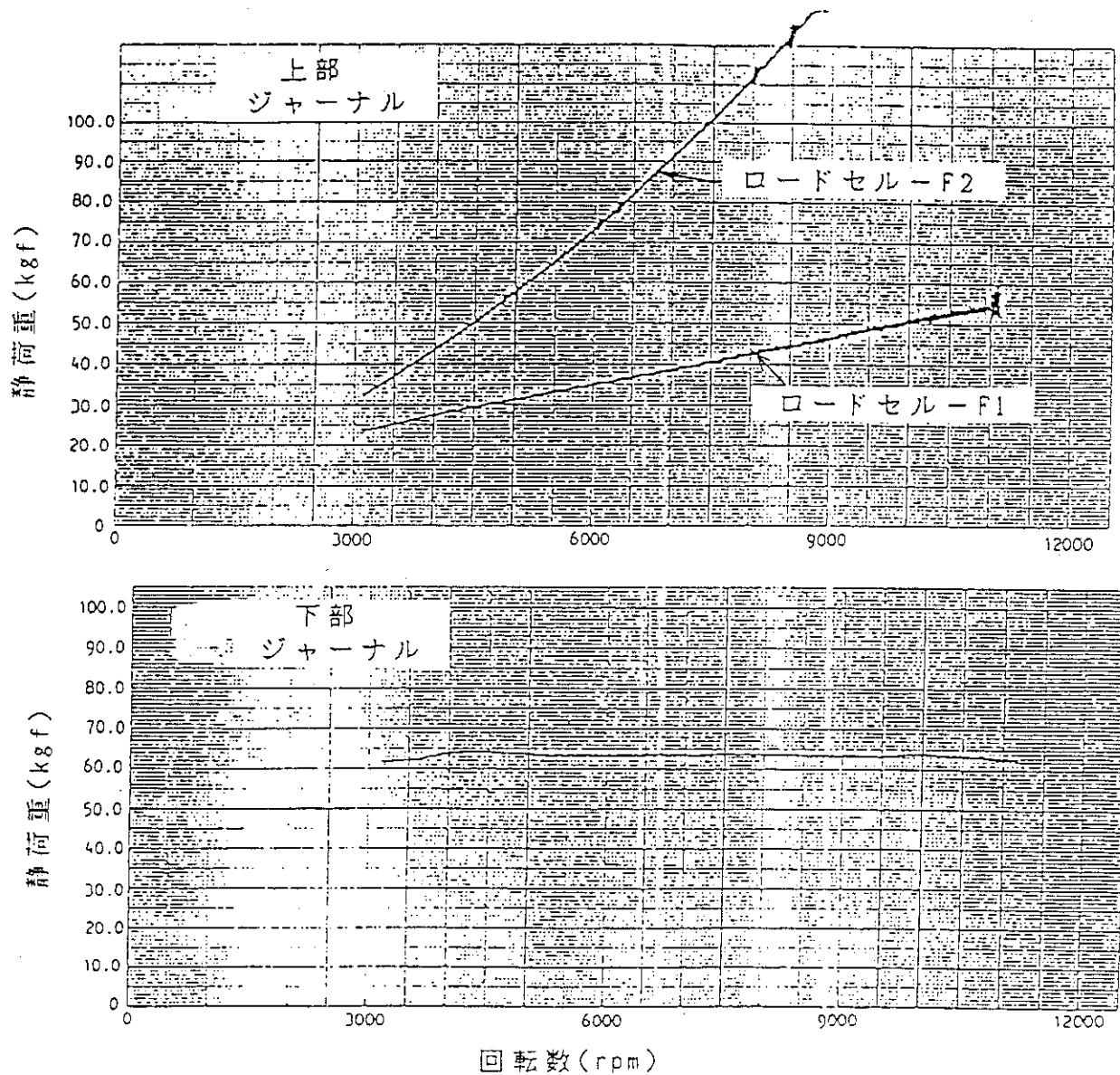


図 4.12(a) 予備ガス循環機 ジャーナル軸受の静荷重と回転数の関係
(Run No. 4-29に対応)

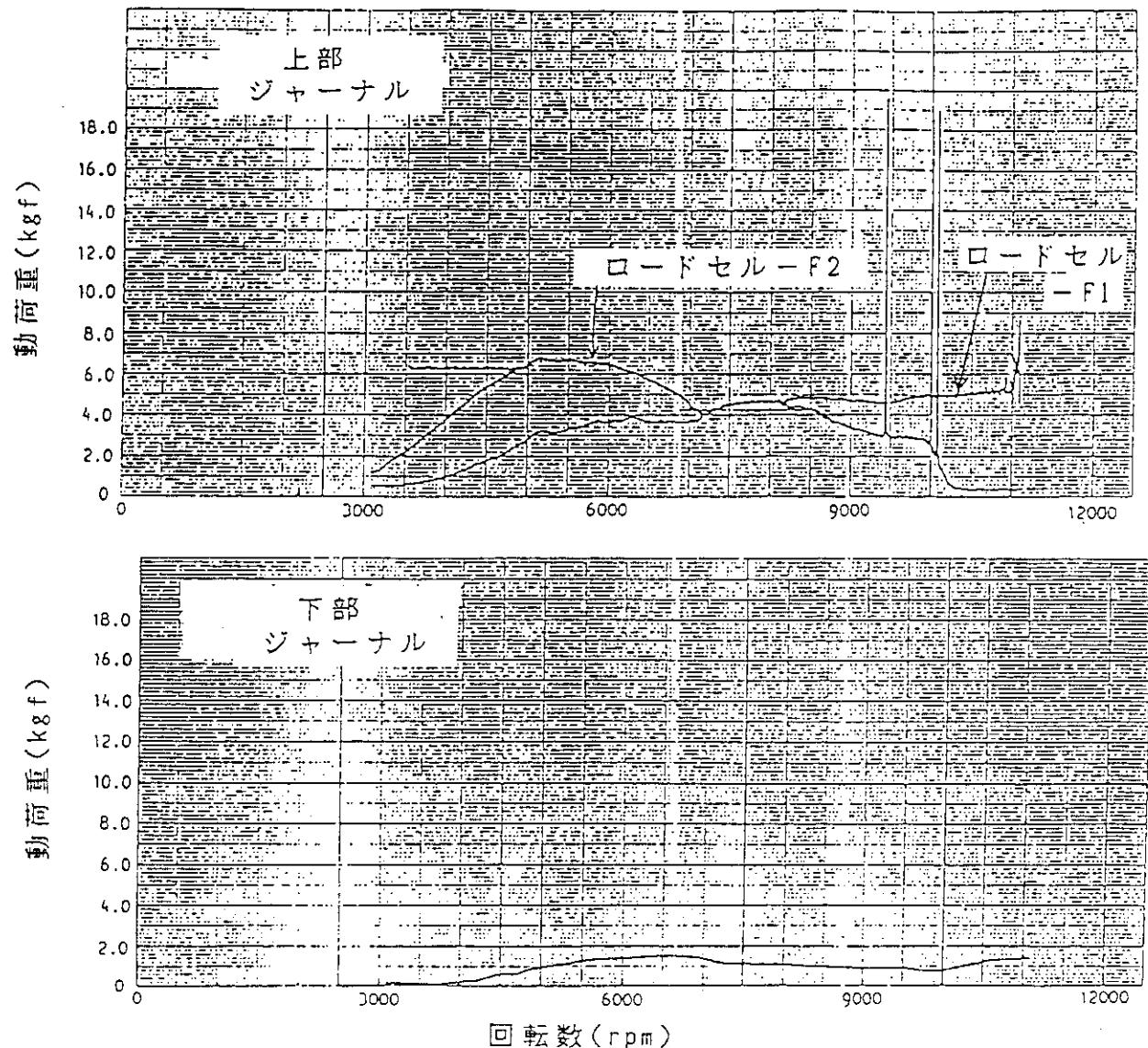


図 4.12(b) 予備ガス循環機 ジャーナル軸受の動荷重と回転数の関係
(Run No. 4-29に対応)

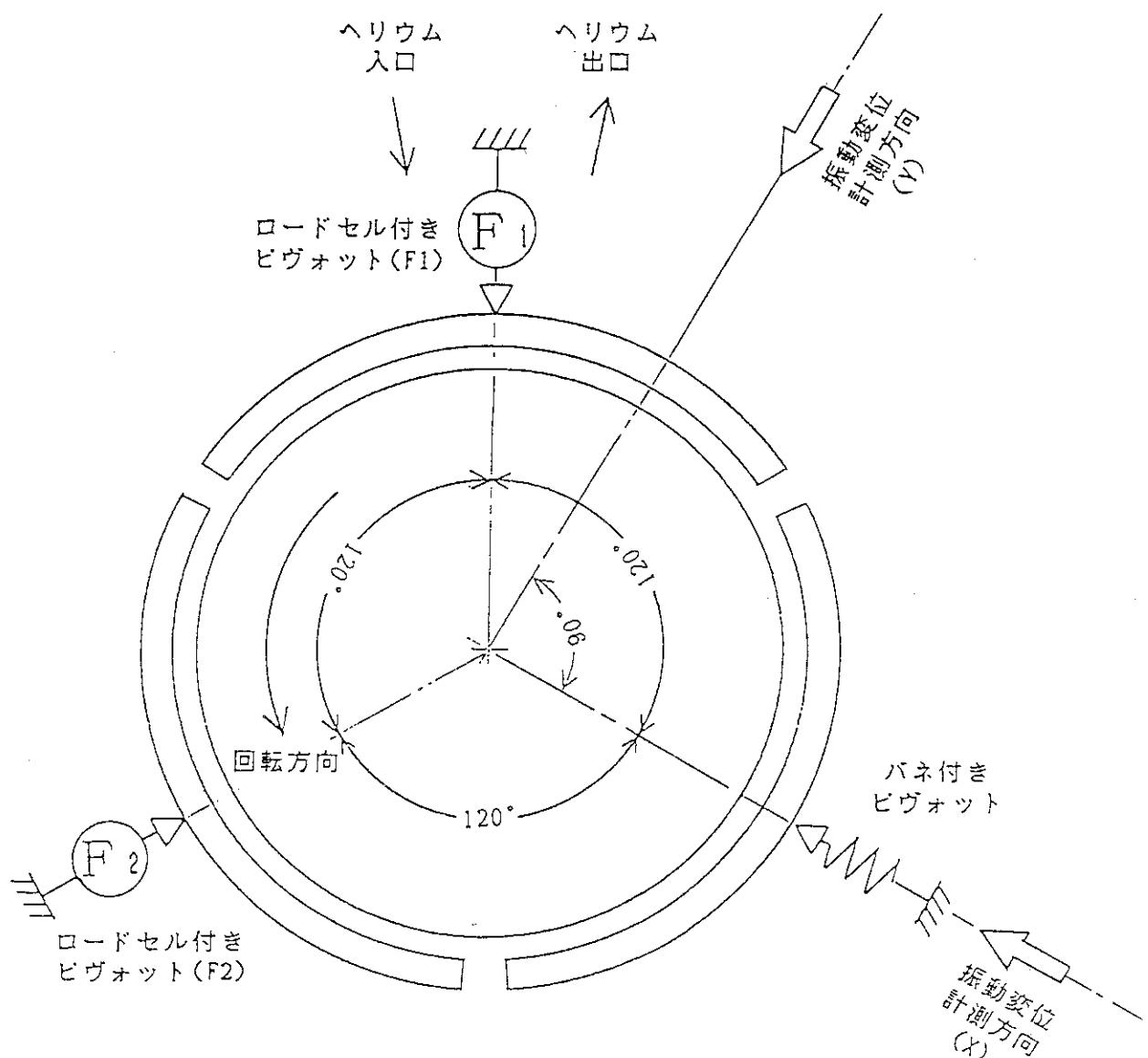


図 4.13 ロードセル付きピヴォット、軸変位センサーとガス出入口の位置関係

循環機型式：再生式(B1予備)
 軸受位置：上部ジャーナル
 セット隙間： $16.7 \mu\text{m}$ (停止時)
 加工隙間： $\sim 98 \mu\text{m}$
 バネ予圧：75kgf

測定方位：Y
 作動ガス：ヘリウム
 ガス温度：22.5°C
 ガス圧力：1.0MPa
 測定日時：'86.6.18

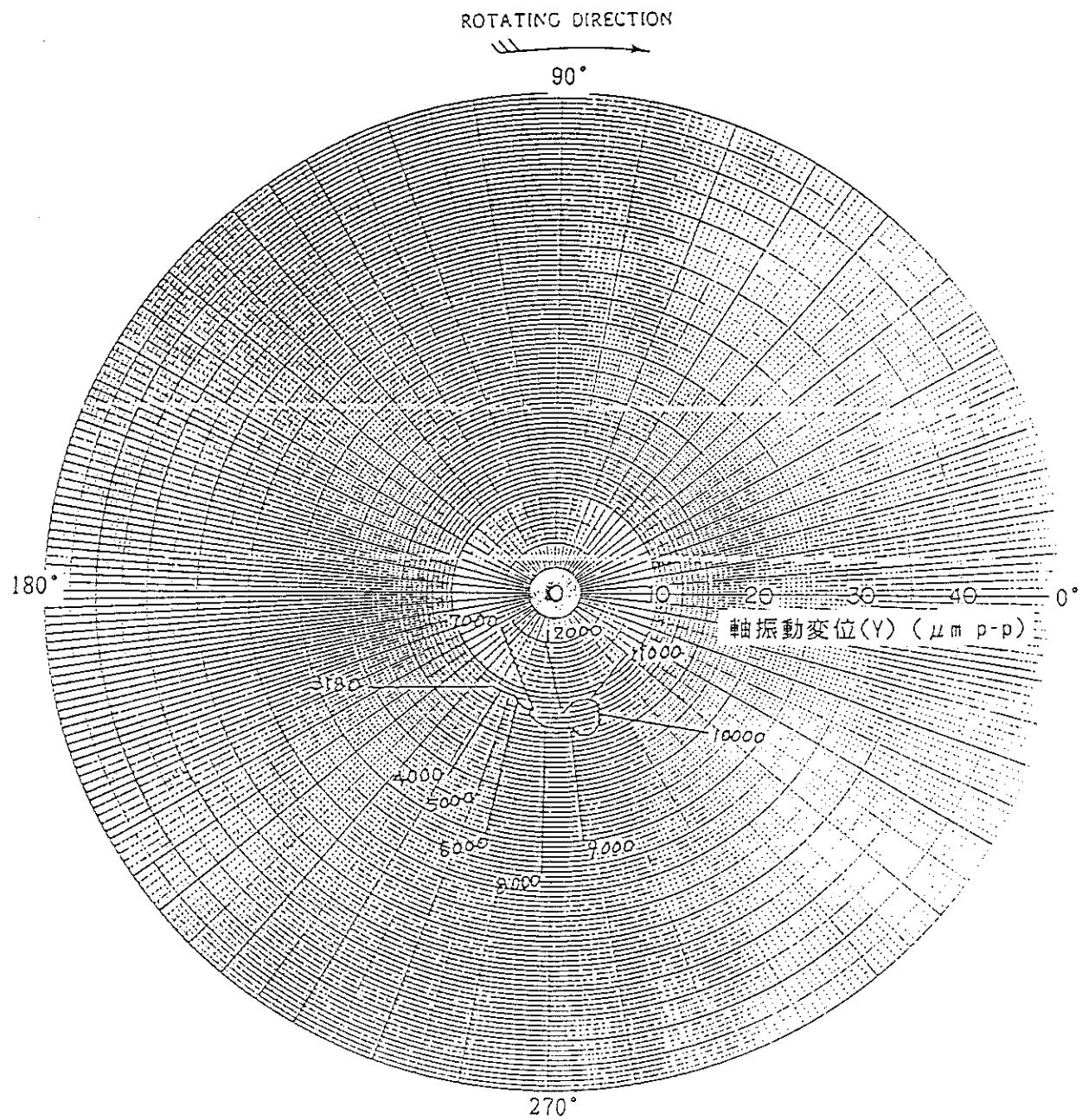


図 4.14(a) 予備ガス循環機 ジャーナル上端の軸変位ベクトル軌跡
 (Run No. 4-39に対応)

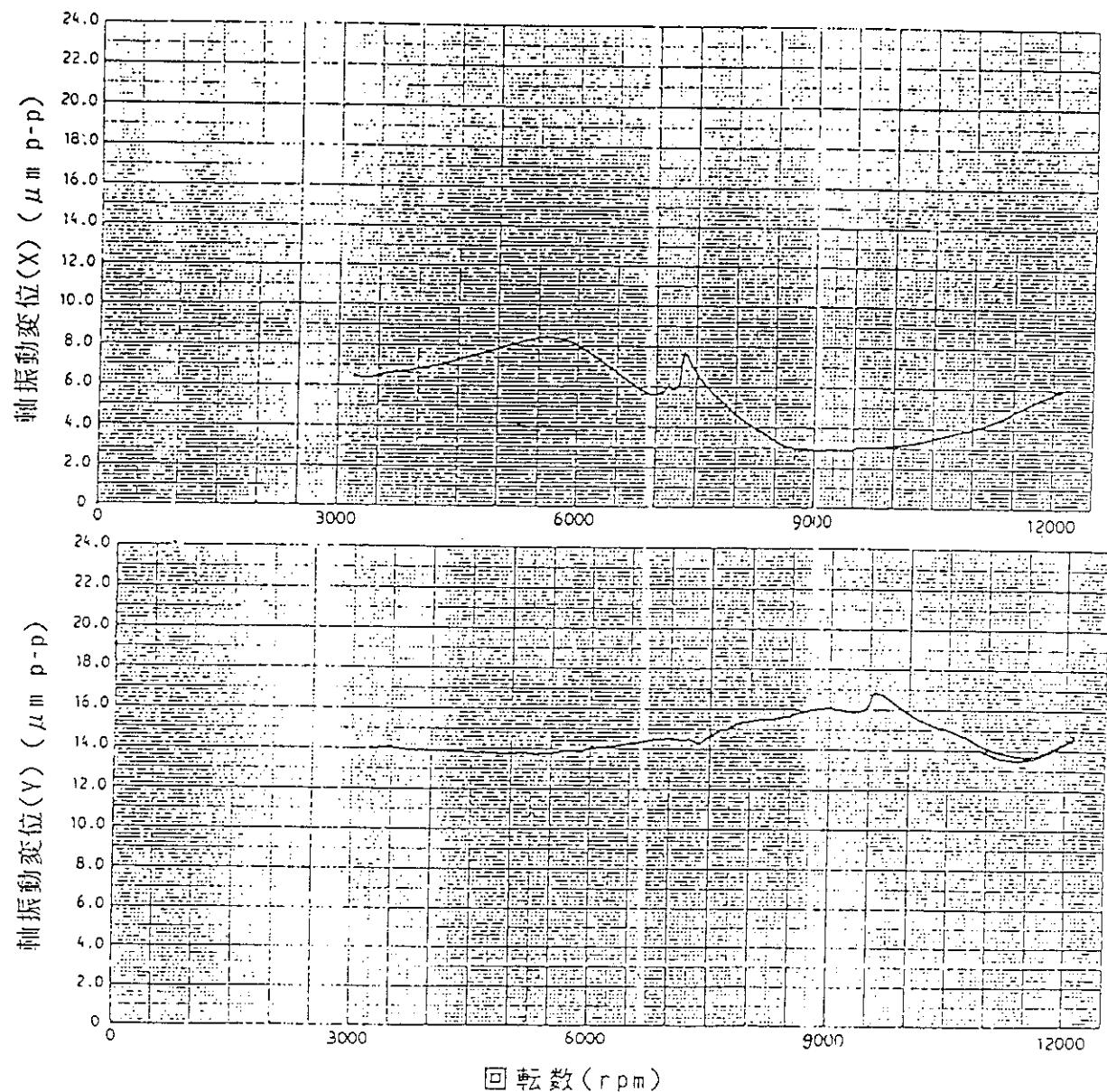


図 4.14(b) 予備ガス循環機ジャーナル上端の振動変位振幅と回転数の関係
(Run No. 4-39に対応)

循環機型式：再生式(B:予備)
軸受位置：上部ジャーナル
セット隙間： $16.7 \mu\text{m}$ (停止時)
加工隙間： $\sim 98 \mu\text{m}$
バネ予圧：75kgf

最大振幅： $13.9 \mu\text{m}$ p-p
作動ガス：ヘリウム
ガス温度： 22.5°C
ガス圧力：1.0MPa
測定日時：'86.6.18

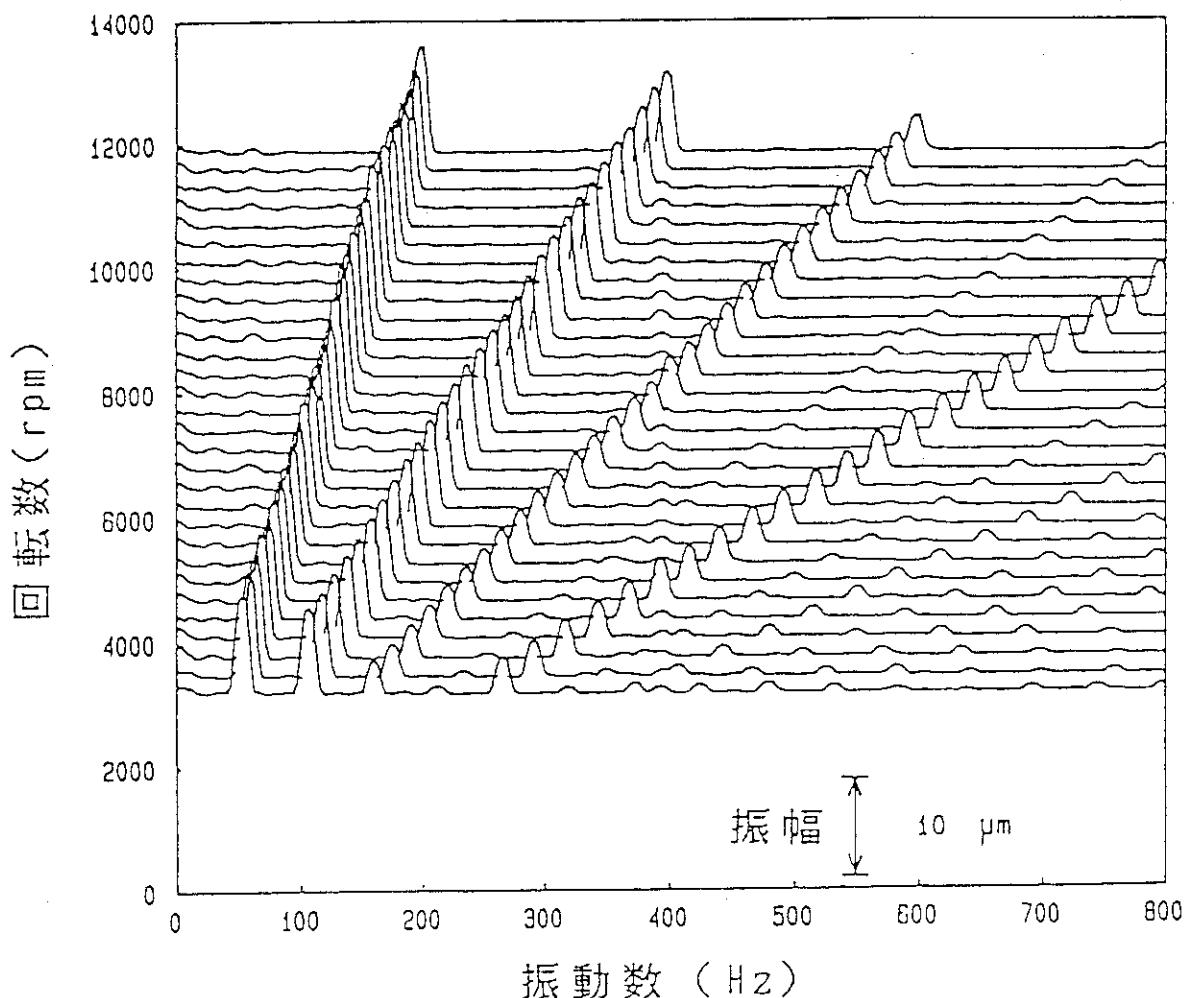


図 4.14(c) 予備ガス循環機ジャーナル上端の振動変位スペクトルマップ
(Run No. 4-39に対応)

循環機型式：再生式(B:予備)
軸受位置：上部ジャーナル
セット隙間： $16.7 \mu\text{m}$ (停止時)
加工隙間： $\sim 98 \mu\text{m}$
バネ予圧：75kgf

測定方位：Y
作動ガス：ヘリウム
ガス温度：35.2°C
ガス圧力：4.0MPa
測定日時：'86.6.19

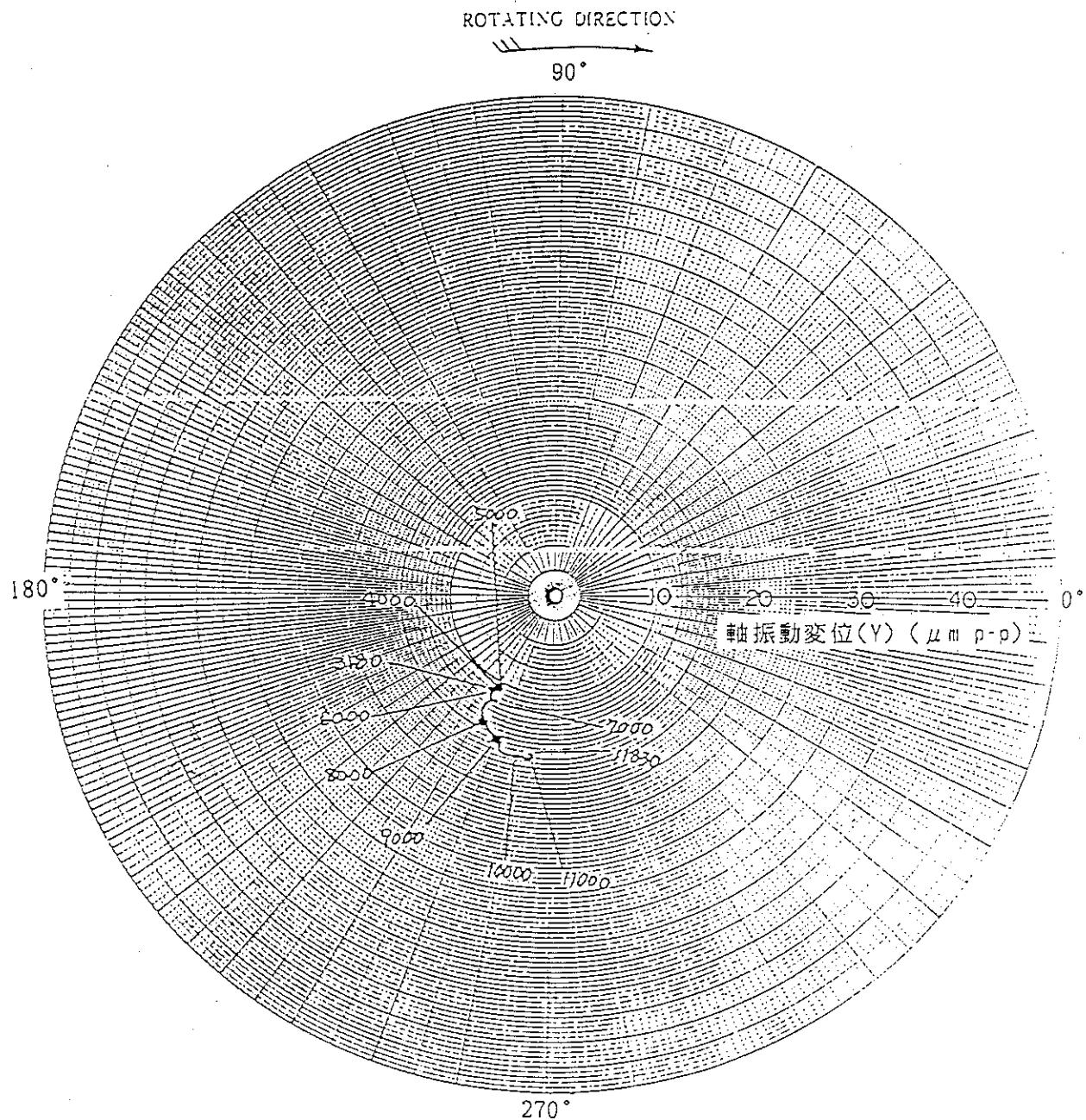


図 4.15(a) 予備ガス循環機ジャーナル上端の軸変位ベクトル軌跡
(Run No. 4-45に対応)

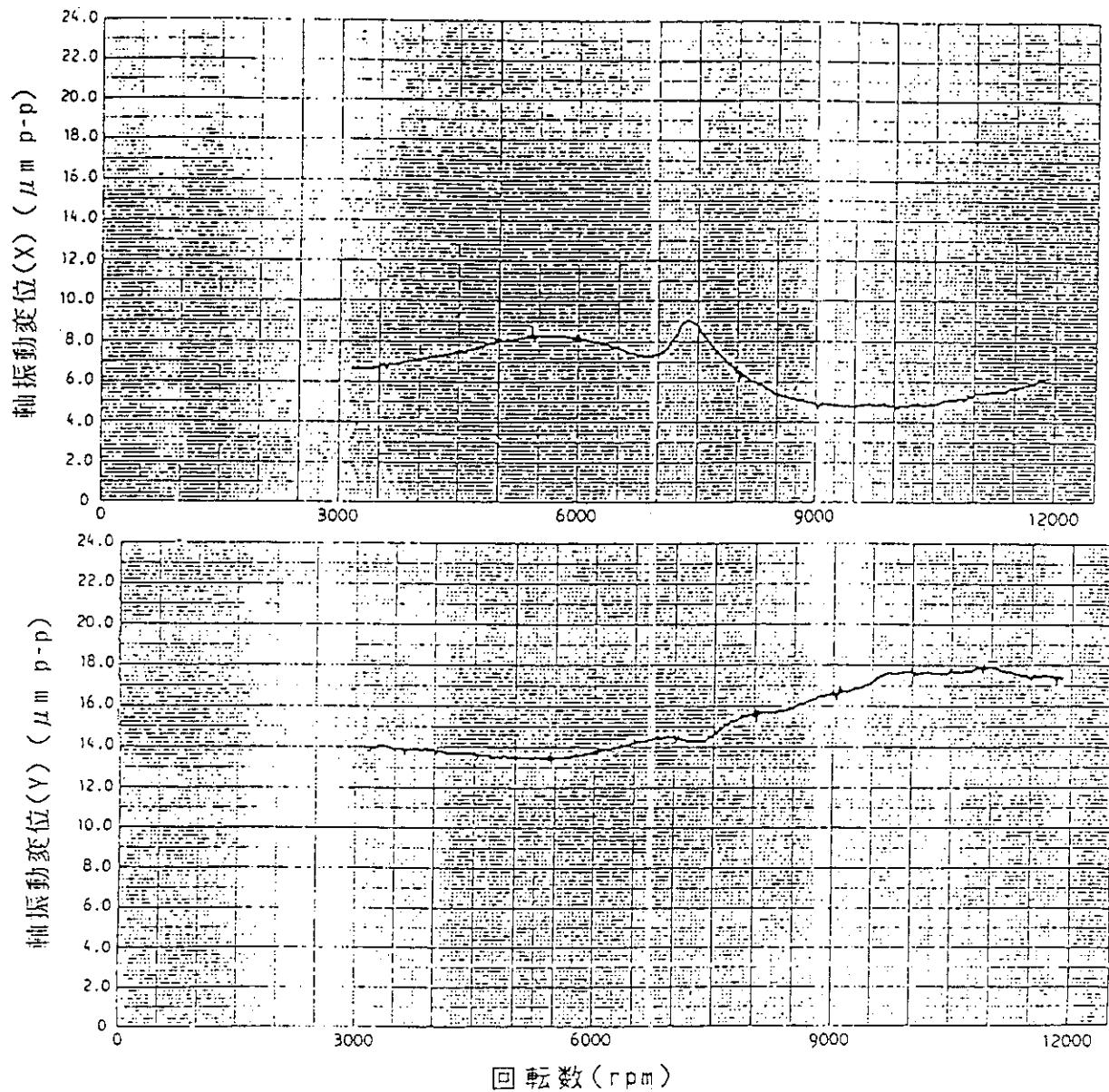


図 4.15(b) 予備ガス循環機ジャーナル上端の振動変位振幅と回転数の関係
(Run No. 4-45に対応)

循環機型式：再生式(B₁予備)
 軸受位置：上部ジャーナル
 セット隙間：16.7 μm (停止時)
 加工隙間：～98 μm
 バネ予圧：75kgf

最大振幅：15.6 μm·p-p
 作動ガス：ヘリウム
 ガス温度：25.2°C
 ガス圧力：4.0MPa
 測定日時：'86.6.19

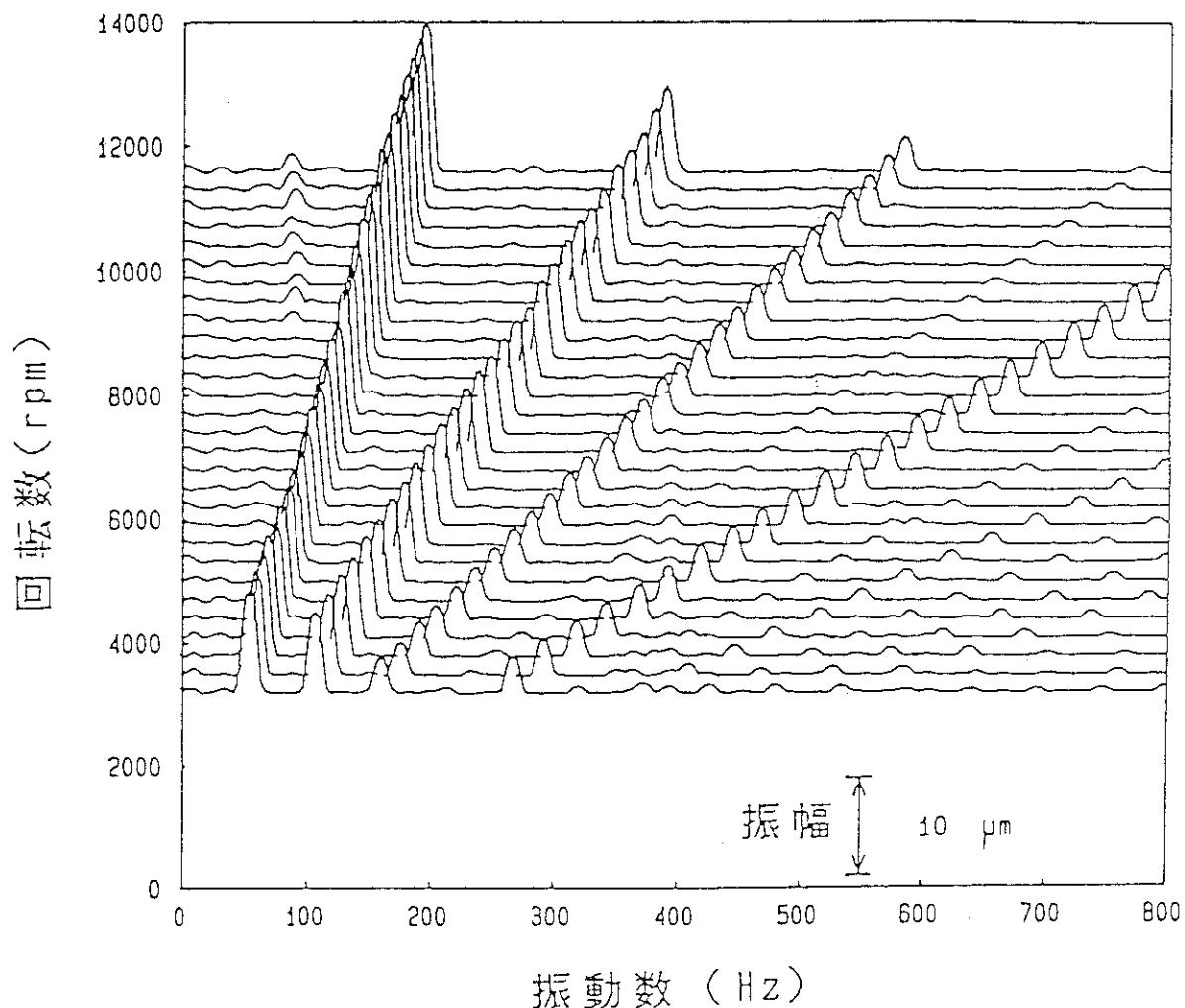


図 4.15(c) 予備ガス循環機ジャーナル上端の振動変位スペクトルマップ
 (Run No. 4-45に対応)

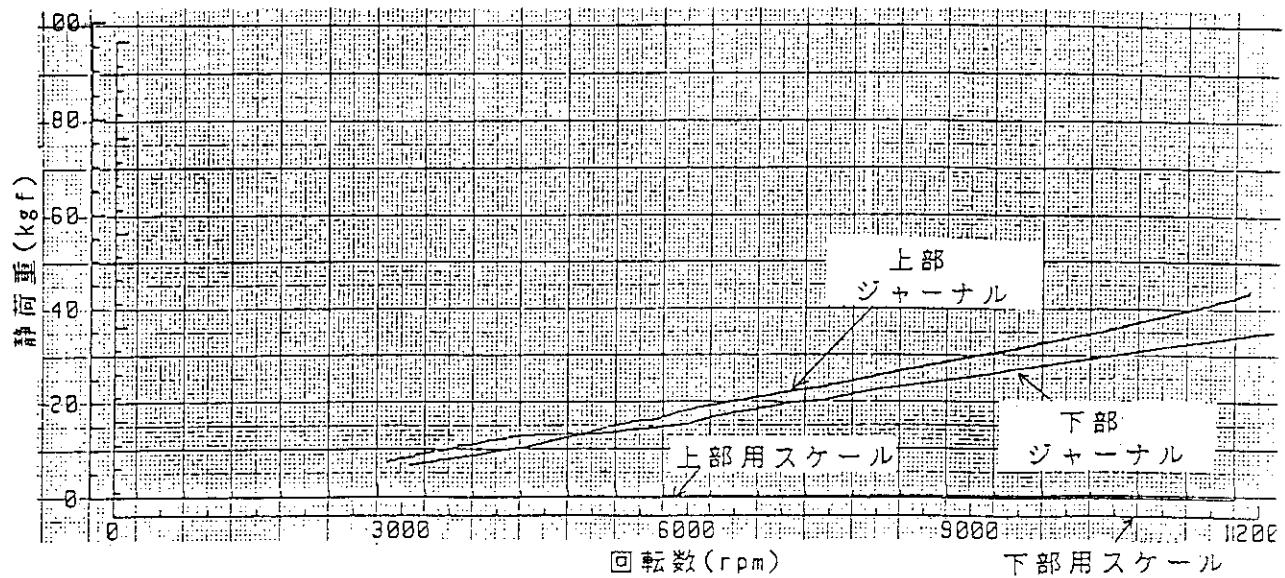


図 4.16(a) 遠心式ガス循環機 ジャーナル軸受の静荷重と回転数の関係
(Run No. CA61-28)

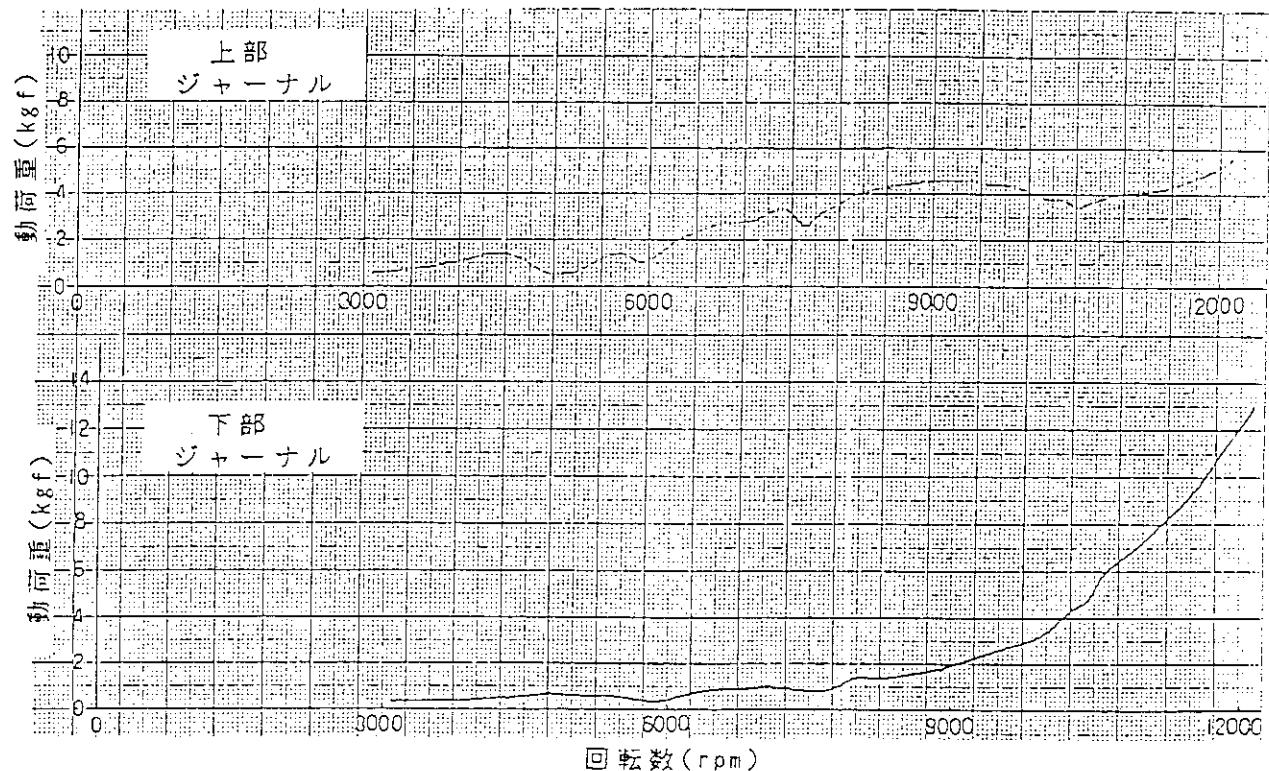


図 4.16(b) 遠心式ガス循環機 ジャーナル軸受の動荷重と回転数の関係
(Run No. CA61-28)

循環機型式：遠心式(B₂₁)
軸受位置：上部ジャーナル
セット隙間：~16 μm (停止時)
加工隙間：~93 μm
バネ予圧：~75 kgf

最大振幅：15 μm p-p
作動ガス：大気開放
ガス温度：7.0 °C
ガス圧力：0.1 MPa
測定日時：'86.3.6

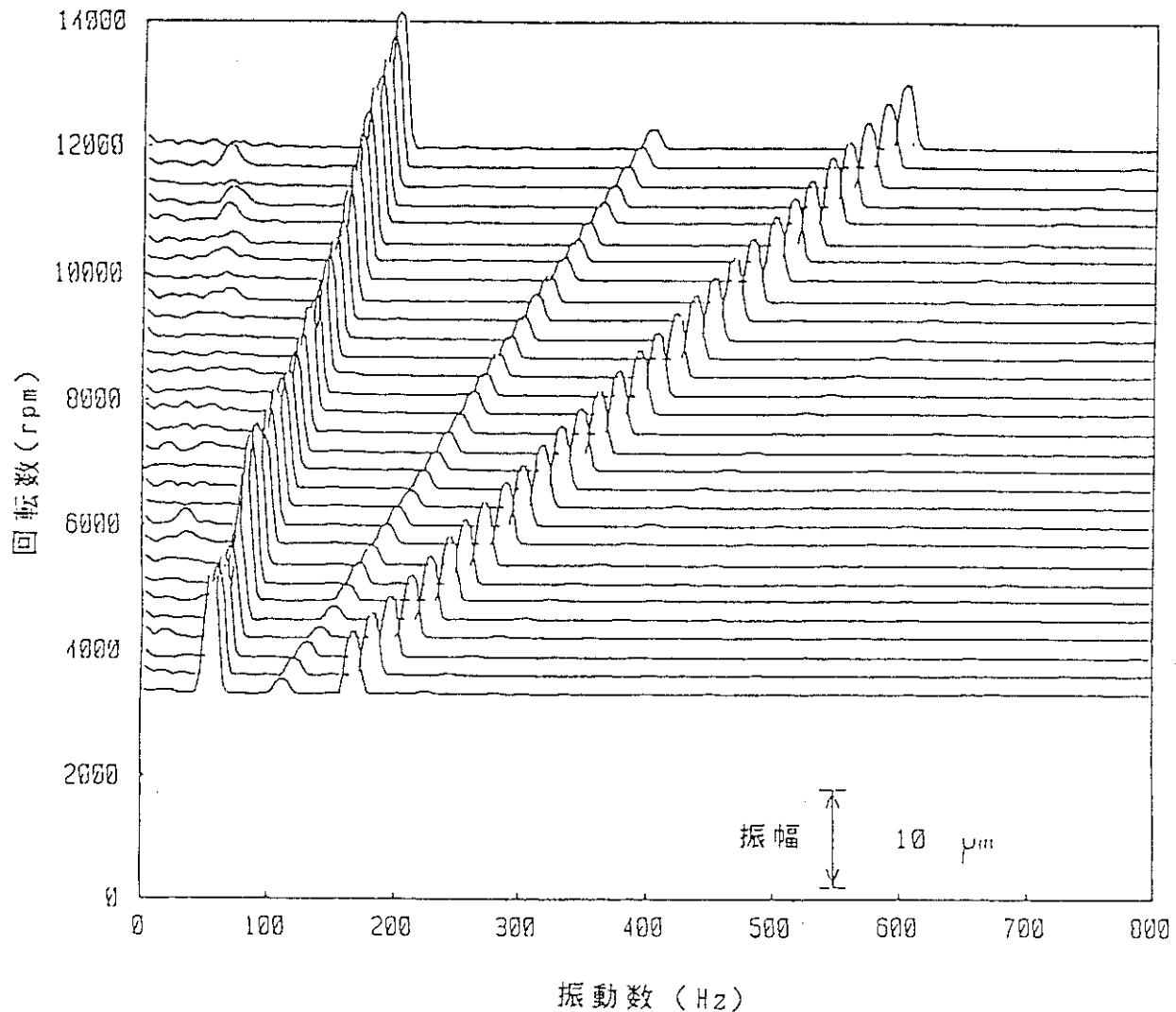


図 4.16(c) 遠心式ガス循環機ジャーナル上端の振動変位スペクトルマップ
(Run No. CA 61-28)

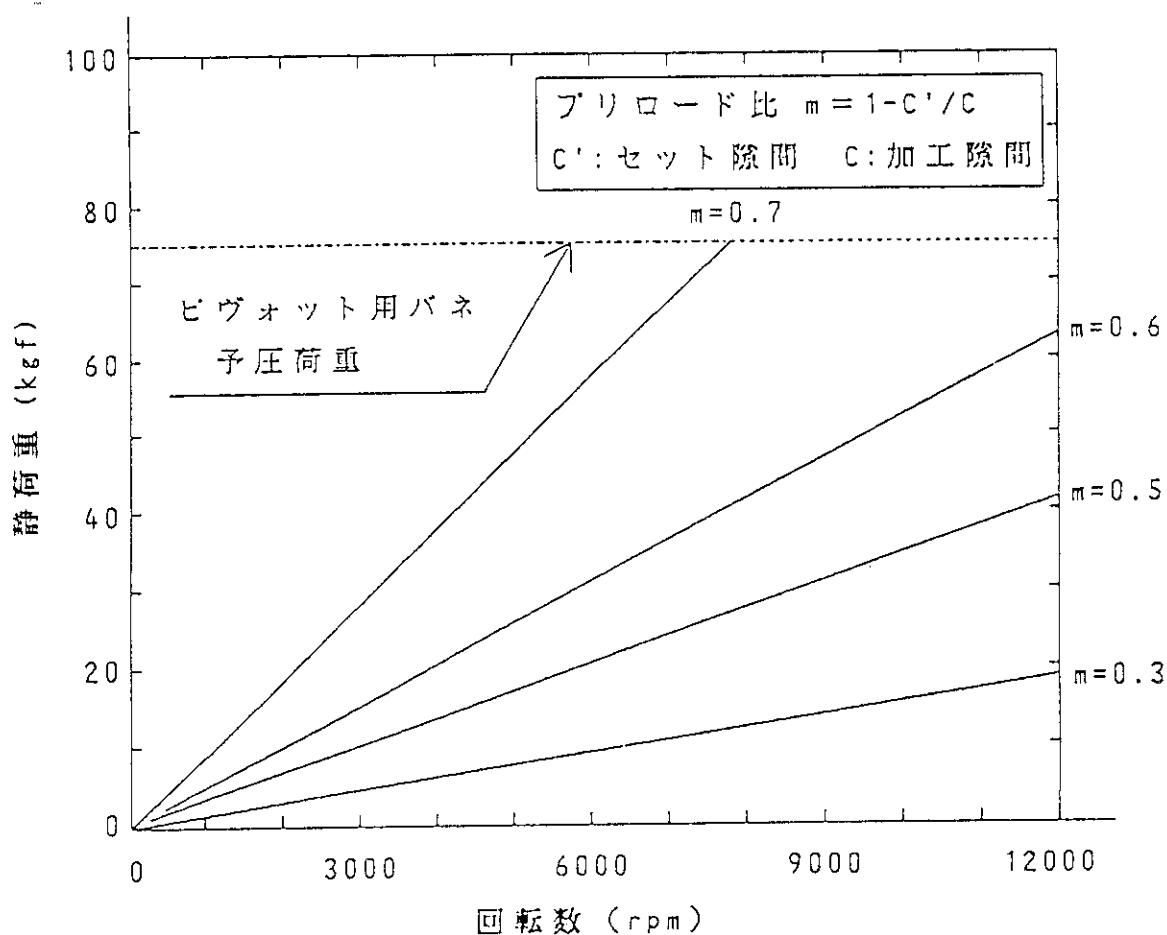


図 4.17 パッド 1 枚あたりの静荷重と回転数の関係 (A.R.社計算)

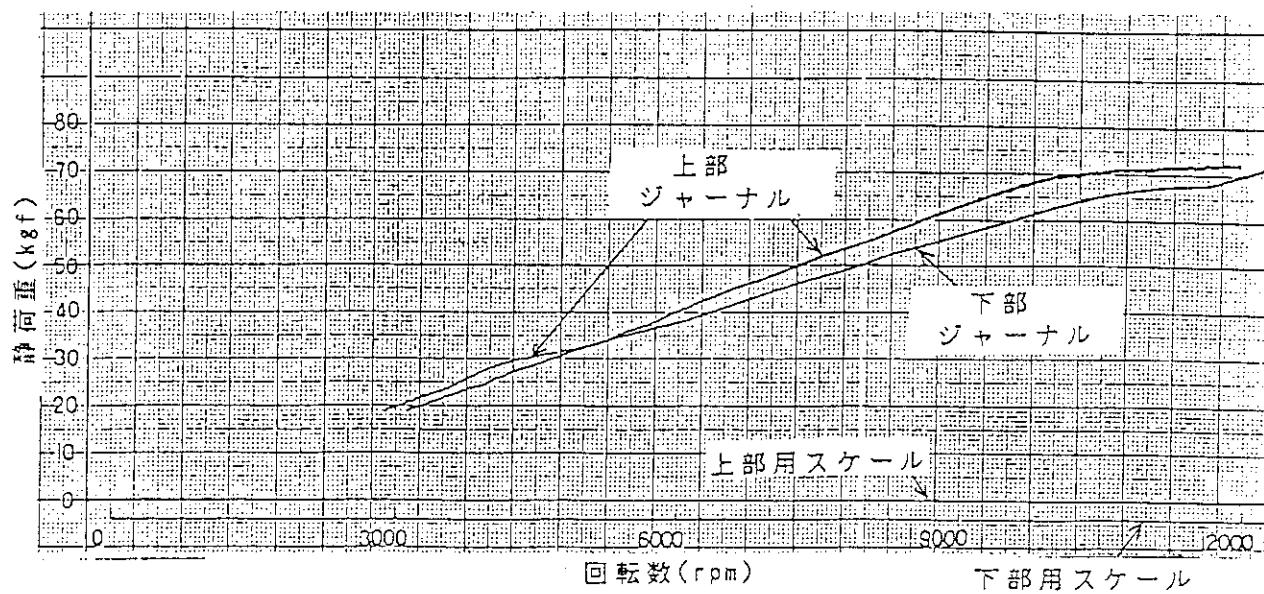


図 4.18(a) 遠心式ガス循環機ジャーナル軸受の静荷重と回転数の関係
(Run No. CA61-30)

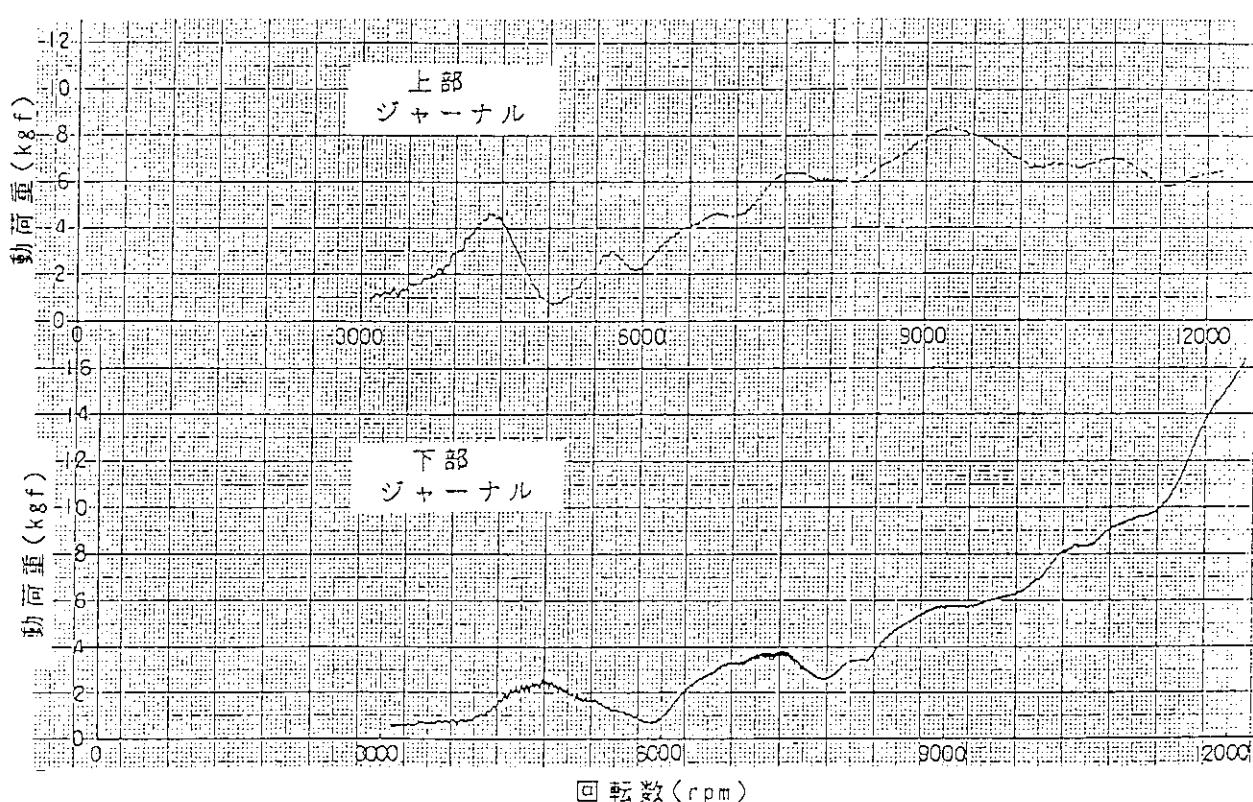


図 4.18(b) 遠心式ガス循環機ジャーナル軸受の動荷重と回転数の関係
(Run No. CA61-30)

循環機型式：遠心式(B₂₁)
 軸受位置：上部ジャーナル
 セット隙間：~10 μm (停止時)
 加工隙間：~93 μm
 バネ予圧：~75kgf

最大振幅：20 μm p-p
 作動ガス：大気開放
 ガス温度：9.5°C
 ガス圧力：0.1MPa
 測定日時：'86.3.7

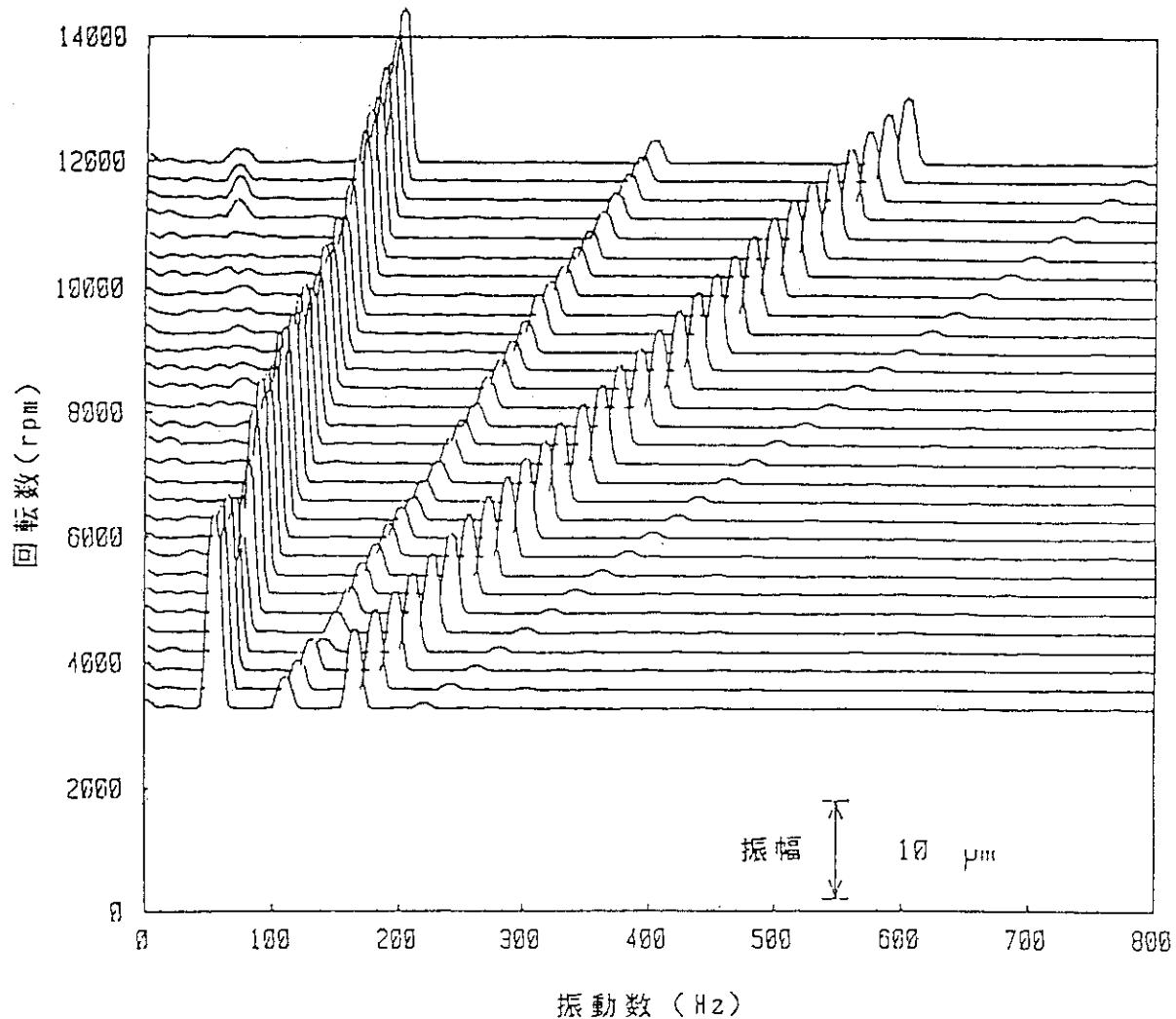


図 4.18(c) 遠心式ガス循環機ジャーナル上端の振動変位スペクトルマップ
 (Run No. CA61-30)

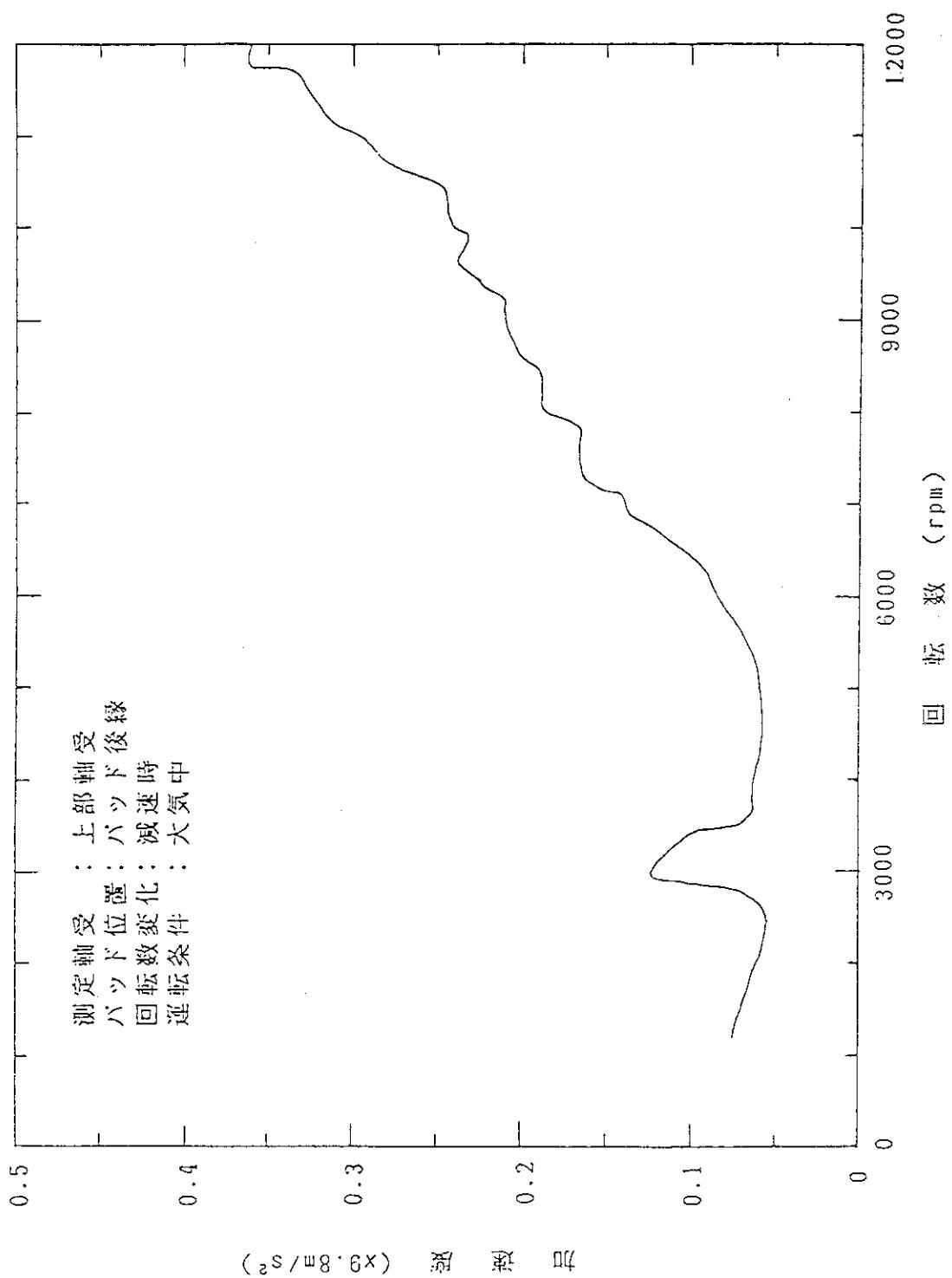


図 4.19 テイルティングバッドの慣動加速度と回転数の関係(大気中)

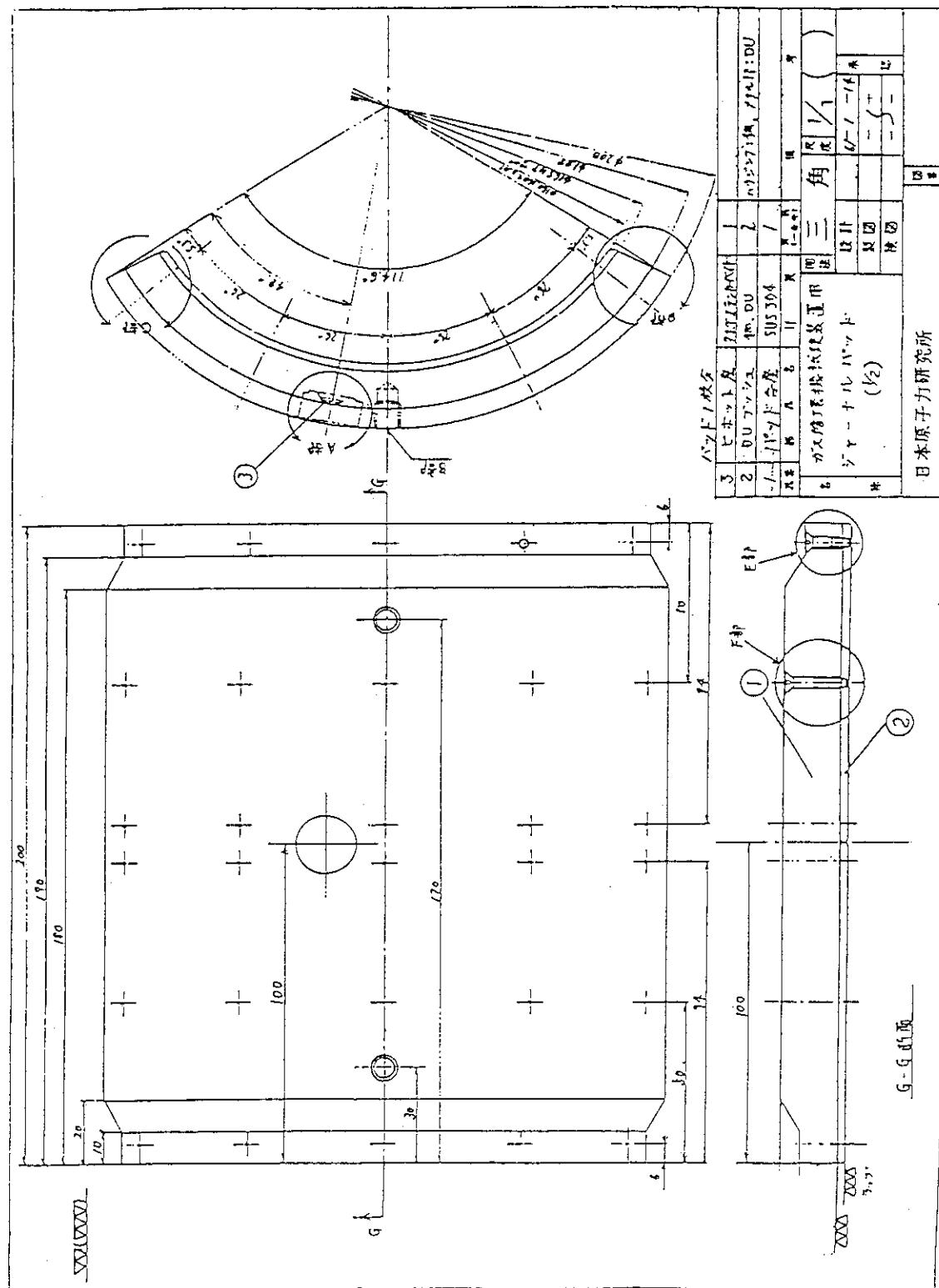


図 4.20 ジャーナルベアリング用テイルティンクゲーツド

5. 結 言

5.1 ガスペアリング循環機の安定性、負荷能力及び安全対策と展望

ガスペアリング式ガス循環機に関する現状と問題は、4.7節に述べたとおりであり、ガスペアリング式回転機として最大級の H E N D E L に現用中のガス循環機で完全な安定性を確保することは難しい。また、軸受荷重又は負荷能力の増加とともに軸受パッドの追従が困難になるため、不安定性が増す。

これらの不安定性を減少させるためには、極度に精密な工作と軽量かつ剛性の高いローターの製作が必要であるが、何れも困難な課題である。

他方、バッファーガスシール式は種々の問題を有し、小型炉用ガス循環機としては適当でない。

従って、高温工学試験研究炉（H T T R）用にガス軸受方式を採用することは現状ではやむを得ない状況にある。しかしながら、その振動安定性には前記のように不安があり、振れ廻り又はホイップ（Whipping）によって生じるガス軸受の損傷が急速かつ深刻であることを考慮すれば、その早期検出と制御系による安全対策に万全を期することが必要である。

具体的な安全対策としては、軸系の振動検出とトラッキングフィルターを組み合わせた振れ廻り検出法とプラント制御装置とを結合した保護系¹⁵⁾を設けることが推奨される。

比較的近い将来を展望した原子炉用ガス循環機の進むべき方向としては、小型炉、大型炉の如何を問わず、磁気軸受の採用を検討すべきであり、そのための広範な研究開発を積極的に行う必要がある。

磁気軸受応用技術は宇宙用制御機器から大は発電用蒸気タービンに至る主軸受、振動抑制用として多くの可能性を有する。従って、その研究開発は単に原子力用ガス循環機の域にとどまらず、先進的工業技術としての期待が大きく、今後もわが国が高度工業国としての地位を保つ上でも意義が大きいであろう。

謝 辞

本循環機の試験に際して、データ処理関連ソフトウェア開発に貢献された元 H E N D E L 管理室研究員、現 N U S E F 建設室長代理・井沢直樹氏に感謝する。

また、H E N D E L の計画段階から現在に至るまでの間、種々の期間及び業務に携わって、建設、運転等を通じて、H E N D E L に関する試験に直接的な貢献をされた、H E N D E L 試験準備室、H E N D E L 管理室の方々、装置の修理、特性の検討に多大の御努力を頂いた三菱重工業、石川島播磨重工業及び Alsthom Rateau 社の方々に対し深甚の謝意を表する。

5. 結 言

5.1 ガスペアリング循環機の安定性、負荷能力及び安全対策と展望

ガスペアリング式ガス循環機に関する現状と問題は、4.7節に述べたとおりであり、ガスペアリング式回転機として最大級のH E N D E Lに現用中のガス循環機で完全な安定性を確保することは難しい。また、軸受荷重又は負荷能力の増加とともに軸受パッドの追従が困難になるため、不安定性が増す。

これらの不安定性を減少させるためには、極度に精密な工作と軽量かつ剛性の高いローターの製作が必要であるが、何れも困難な課題である。

他方、バッファーガスシール式は種々の問題を有し、小型炉用ガス循環機としては適当でない。

従って、高温工学試験研究炉（H T T R）用にガス軸受方式を採用することは現状ではやむを得ない状況にある。しかしながら、その振動安定性には前記のように不安があり、振れ廻り又はホイップ（Whipping）によって生じるガス軸受の損傷が急速かつ深刻であることを考慮すれば、その早期検出と制御系による安全対策に万全を期することが必要である。

具体的な安全対策としては、軸系の振動検出とトラッキングフィルターを組み合わせた振れ廻り検出法とプラント制御装置とを結合した保護系¹⁵⁾を設けることが推奨される。

比較的近い将来を展望した原子炉用ガス循環機の進むべき方向としては、小型炉、大型炉の如何を問わず、磁気軸受の採用を検討すべきであり、そのための広範な研究開発を積極的に行う必要がある。

磁気軸受応用技術は宇宙用制御機器から大は発電用蒸気タービンに至る主軸受、振動抑制用として多くの可能性を有する。従って、その研究開発は単に原子力用ガス循環機の域にとどまらず、先進的工業技術としての期待が大きく、今後もわが国が高度工業国としての地位を保つ上でも意義が大きいであろう。

謝 辞

本循環機の試験に際して、データ処理関連ソフトウェア開発に貢献された元H E N D E L管理室研究員、現N U S E F建設室長代理・井沢直樹氏に感謝する。

また、H E N D E Lの計画段階から現在に至るまでの間、種々の期間及び業務に携わって、建設、運転等を通じて、H E N D E Lに関する試験に直接的な貢献をされた、H E N D E L試験準備室、H E N D E L管理室の方々、装置の修理、特性の検討に多大の御努力を頂いた三菱重工業、石川島播磨重工業及びAlsthom Rateau社の方々に対し深甚の謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) "Der Kugelhaufenreaktor der Arbeitsgemeinschaft Versuchsreaktor (AVR), Beginn einer technischen Innovation", Arbeitsgemeinschaft Versuchsreaktor GmbH
- 2) C. Mech, Proc. Gas-Bearing Symp. in Univ. Southampton, April 1967, paper 16
- 3) H. Habermann, Techniques de l'ingenieur, 8-1984, B5345
- 4) 三菱重工, 多目的高温ガス実験炉詳細設計(II)資料(昭和59年5月), pp. 6-18
- 5) R. Gasch, H. Pfuetzner(三輪修三訳), 回転体の力学(森北出版, 1984年)
- 6) 谷口 修(編), 振動工学ハンドブック, 第21章, (養賢堂, 1981年)
- 7) 飯田精一, 日本機械学会論文集(第3部), 40(昭和49-3), pp. 875-884
- 8) H. Shimomura, N. Izawa, S. Kawaji, T. Ihzuka, K. Fujisaki, JAERI-M 86-066
- 9) H. Shimomura, K. Okuyama, Y. Kondo, Y. Kaji, S. Nekoya, T. Kunitama, K. Fujisaki, S. Kawaji, T. Kobayashi, M. Kato, JAERI-M 87-058
- 10) 日本機械学会(編), 機械工学便覧(改訂第6版), 7編, 5章
- 11) E. B. Arwas, S. B. Malanoski, "Design of Gas Bearings" vol. 1, chap. 6.2, Rensselaer Polytechnic Inst. / Mechanical Technology Inc. (1967)
- 12) J. Poulain, (Alsthom Rateau Cie.), 私信(1986年4月)
- 13) L.マイロヴィッチ(砂川恵訳), 「電子計算機のための振動解析の理論と応用」(上巻) プレイン図書出版(昭和59年)
- 14) 白木万博, 神吉博, 機械の研究, 29(1977), pp. 1241-1246
- 15) H. Shimomura, S. Kawaji, K. Fujisaki, T. Ihzuka, Proc. Spec. Meeting Gas-Cooled Reactor Coolant Circulator and Blower Tech., IWGGCR/17, IAEA(1988)
- 16) V. Castelli, C. H. Stevenson, E. J. Gunter, Jr, American Soc. Lub. Eng. Trans., 7(1964), pp. 153-167
- 17) J. W. Lund, J. Applied Mech., Trans. ASME Ser. E, 87(1965), pp. 911-920
- 18) J. W. Lund, F. K. Orcutt, J. of Engng. for Indust., Trans. ASME, Ser. B, 89(1967), pp. 785-796
- 19) J. W. Lund, J. of Lub. Tech., Trans. ASME, Ser. F, 90(1968), pp. 793-803
- 20) T. Y. Chu, J. T. McCabe, H. G. Elrod, J. of Lub. Tech., Trans. ASME, Ser. F, 90(1968), pp. 162-172
- 21) J. T. McCabe, T. Y. Chu, H. G. Elrod, J. of Lub. Tech., Trans. ASME, Ser. F, 94(1972), pp. 223-233
- 22) 日本原子力研究所, 「日本原子力研究所大洗研究所原子炉設置変更許可申請書(案), HTTR(高温工学試験研究炉)原子炉施設の設置」, 添付書類八, 8-4-14頁, 昭和63年6月