

NAL TR-710

ISSN 0389-4010

UDC 621.454.2:
546.11-14:
62-76

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-710

液水ターボポンプ用フローティングリングシールの
試作研究

鈴木峰男・野坂正隆・上條謙二郎
菊池正孝・森雅裕

1982年5月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

液水ターボポンプ用フローティングリングシールの 試作研究*

鈴木峰男** 野坂正隆*** 上條謙二郎***
菊池正孝*** 森雅裕****

RESEARCH AND DEVELOPMENT OF A FLOATING-RING SEAL FOR A LIQUID HYDROGEN TURBOPUMP

By

Mineo SUZUKI, Masataka NOSAKA, Kenjiro KAMIJO,
Masataka KIKUCHI, and Masahiro Mori

ABSTRACT

The development of a 10-ton thrust liquid oxygen (LOX) and liquid hydrogen (LH₂) rocket engine (LE-5) has been conducted by the National Space Development Agency (NASDA). National Aerospace Laboratory (NAL) has carried out research and development of the turbopumps for the LE-5 engine in co-operation with NASDA. In connection with the development of the LH₂ turbopump, studies of liquid hydrogen rotating shaft seals, a face-contact metal bellows mechanical seal and a floating-ring seal were performed.

This paper describes the research and development of a floating-ring seal for the LH₂ turbopump. The floating-ring seals tested were a double ring seal and a single ring seal. The seal diameter was 32 mm and the dimetral clearances were from 24.5 to 86 μm. The testing was performed under the following conditions: fluid pressures of 15 ata and 19 ata, and rotating speed of 50,000rpm.

The seal performance was satisfactory under the test conditions and it was confirmed that the floating-ring seal has high-reliability for application to the LH₂ turbopump.

The leakage characteristics of the floating-ring seal were as follows. When the fluid in the seal clearances was liquid, the leakage rate obtained in the

* 昭和57年4月21日受付

** 宇宙研究グループ

*** 角田支所

**** 宇宙開発事業団

experiment agreed well with the result of incompressible flow calculation. However, when liquid hydrogen in the seal clearance was vaporized due to the pressure drop, the leakage rate was largely reduced compared with the result of incompressible flow calculation.

The technical data obtained in this research and development was used in designing a LH₂ floating-ring seal for a hydraulic pump turbine for the LE-5 engine.

1. ま え が き

昭和52年度より航空宇宙技術研究所は宇宙開発事業団と共同で推力10トン級液酸・液水ロケットエンジン・ターボポンプの開発研究、およびこれを支援する研究を進めてきた。

液体水素を燃焼室に供給する液水ターボポンプは、エンジン起動時に急速加速し数秒間で定常回転数の50,000rpmに達する運転である。同ターボポンプの液体水素シールはこうした運転条件の下で、シール圧力15ata、温度約25°Kの液体水素を確実に密封することが要求される。さらに要求寿命を満足し、信頼性が十分高いものでなければならない。

これらの諸要求を満足するシールを開発するため、まず液水ターボポンプの開発に先立ち液体水素用メカニカルシールの基礎的研究がおこなわれ、ついでこの研究結果を基に液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究がおこなわれた⁽¹⁾。このメカニカルシールは現在、液水ターボポンプに使用され好成績をおさめている。

高速の接触式メカニカルシールを開発することについては当初かなりの困難が予想された⁽¹⁾。このため、メカニカルシールの試作研究と平行して非接触式フローティングリングシールの試作研究をおこなった。その結果、フローティングリングシールは高速回転軸の液体水素シールとして十分実用に供し得ることが確認された。漏れ量が極めて少ないメカニカルシールの開発に成功したため、フローティングリングシールは現在開発中の推力10トン級液酸・液水ロケットエンジン(LE-5)の液水ターボポンプには使用されなかったが、同エンジンの補機タービンの液体水素シールに使用されている。本報告は液水ターボポンプを対象としたフローティングリングシ

ールの試作研究について述べたものである。

フローティングリングシールは半径方向に動くことができるフローティングリングと軸の間の狭いすきまにより漏れ量を制限する非接触シールである。メカニカルシールに比べると漏れ量はかなり多くなるが、構造が簡単でシール面がほとんど接触しないことから、耐久性、信頼性の面では優れている。一方、ラビリンスシールに比べると、はるかに小さなすきまが許容できるため漏れ量は少ない。また、フローティングリングシールのシール面には耐摩耗性・潤滑性のある材料を用いるため、運転時、シール面が接触状態になることもある程度許容できる。

このような特性をもつため、ある程度の漏れが許容できる場合に、接触式シールを使用することがむずかしい高速、高圧の厳しい条件下において高い信頼性と良好なシール性能を示すシールとしてフローティングリングシールが最適なものと考えられている。⁽²⁾

液酸・液水ロケットエンジンのターボポンプの液体水素シールは、アメリカで既に実用されているRL-10、J-2エンジンなどではメカニカルシールが用いられている。しかし、長寿命が要求され、高性能化のため液水ターボポンプで90,000rpm、液酸ターボポンプで70,000rpmと高速化されているASE(Advanced Space Engine)では、ポンプ吐出圧力が高くなっているためもあり、液体水素シールのみならず液体酸素シール、タービン駆動用高温ガスシール、常温のヘリウムガスシールとしてもフローティングリングシールを使用している。^{(3), (4)}

今後、ロケットエンジンの高性能化のために、ターボポンプはより高速化・高圧化が進むものと思われる。これにともない、フローティングリングシ

表 1.1 飽和状態の液体水素物性値⁽⁵⁾

温 度 °K	蒸 気 圧 MPa	密 度 Kg/m ³	粘 度 N·S/m ²	定 圧 比 熱 J/g °K	気 化 熱 J/g	体積弾性率 MPa
20.39	0.1013	70.79	1.32×10 ⁻⁵	9.66	445.6	50.21
24	0.2579	66.01	1.01	12.52	416.5	30.86
28	0.5770	58.56	0.76	18.48	349.4	13.12
32	1.1068	45.99	0.51	65.37	188.5	1.39

ルの用途もますます広がるものと考えられるが、これに関する技術資料は少なく、ロケットエンジンターボポンプの軸シールに関する解説書⁽²⁾がある程度で、筆者の知る限りフローティングリングシールに関する研究は報告されていない。

フローティングリングシールを使用するに際して、まず問題となるのはシールすきま量の選定である。シールすきまを大きくとればシール面が非接触状態になりシール面で摩擦は生じないが、漏れ量は多くなる。しかし、シールすきまが小さ過ぎると軸とシールリングが過度に接触しシール面が損耗する。そしてこのシール面の損耗は、漏れ量の減少のためのシール面の冷却不足により、一層厳しいものとなる。さらにシール面の摩擦発熱のためシールすきまが消失し、シールリングが破壊する恐れもある。特に、⁽⁵⁾液体水素は表 1.1 に示すように粘度が著しく小さく、シール面での流体潤滑効果は期待できない。漏れを最小限に抑えると同時に安定したシール性能を示すシールすきま量を調べる必要がある。

次にフローティングリングシールの漏れ特性を把握する必要がある。フローティングリングシールの漏れは二重円筒管内の軸方向流れである。内管が回転する二重円筒間の流れに関しては、山田が液体用ラピンスシールを想定し水を用いた実験をおこない、流動抵抗の実験式を提案している⁽⁶⁾。しかし、液体水素を密封する場合、液体水素がガス化しやすくシール面内で一部が蒸発し二相状態となり、非圧縮流れに比べて流動抵抗が大きくなることが予想される。

ロケットエンジンのターボポンプに使用されているフローティングリングシールは、シーリングが1個のみの一段シールの場合と、2個設けた二段シールの場合がある。⁽³⁾⁽⁴⁾漏れ量を少なくするため、ある

いは高圧シールとして使用する場合、フローティングリングシールは多段シールとして用いられる。シール段数を変化させた場合の漏れ特性を調べる必要がある。

本研究では以下に述べる点を主な研究課題とした。

- (1) 確実なシール性能を得るために必要なシール構造を確立する。
- (2) 漏れ特性を把握すると同時に、漏れ量を最小限に抑え、かつ安定したシール性能を示すシールすきま量を調べる。
- (3) シール段数を変化させた場合の漏れ特性を調べる。

2. 供 試 シ ー ル

供試フローティングリングシールのシール部の主要設計値を表 2.1 に示す。フローティングリングは硬質カーボンのシールリングの外周を金属のリテーナで囲む構造である。リテーナ材はカーボンに比べて十分強度が高く、極低温下ではカーボンシールリングがリテーナの熱収縮に従って変形する。リテーナ材を軸と同材質にすることで、極低温下でもシールすきま量が大きく変化しないようになる。

二次シール(静的シール)はシールリング端面とハウジングの接触面でおこなわれる。二次シール面を押し付ける力が小さいと二次シール面で漏れが生じ、逆に大きいと二次シール面の摩擦力のためフローティングリングが運転時の軸の動きに追従できなくなる。供試シールは、二次シールを確実にするための予荷重用のウェーブスプリングを設け、フローティングリングを二次シール面に押し付けている。また、二次シール面の押し付け力が過大にならないように、ハウジングとランナーの間のすきまを小さくし、

表 2.1 フローティングリングシールの主要設計値

記号	項目	設計値
	シール流体	液体水素
P_u	シール上流圧力	15ata
P_d	シール下流圧力	1ata
T	シール流体温度	20~ °K
N	回 転 数	50,000 rpm
d	ランナー外径	32mm
L	シールリング幅	5 mm
	シール段数	2段(1段)
h	シール半径すきま	10~40 μ m
ω	シール面周速	84 $\frac{m}{s}$
D_o	二次シール部外径	36mm
D_i	二次シール部内径	33mm

シール圧力による押付力を軽減している。

フローティングリングが、シール面でランナーと接触し、その摩擦力のために軸と共に回転するとシールリングの損傷は大きくなり、破壊につながる恐れもある。フローティングリングの回転防止のため、ロックピンを設けた。

ランナーとリテーナの材質は、試験機主軸と同じステンレス鋼 (SUS420J2) で、ランナーのシール面にはタングステンカーバイド (WC) コーティング、または硬質クロムめっきを施している。

実験に用いた供試シールの構造、寸法と材質を図 2.1 に示す。図 2.1(a) に示したタイプ A は、確実なシール性能が得られるシール構造を確立するためにおこなった液体窒素による予備実験に用いたものである。本シールでは予荷重用ウェーブスプリングおよびローテーションロックの効果を見るために、第 1 段シール部にのみこれらを設けている。図 2.1(b) に示したタイプ B は、ウェーブスプリング、ローテーションロックを第 1 段、第 2 段両段に設けたものである。このロックピンはタイプ A のものに比べて強度が高く、確実にロックできる構造である。図 2.1(c) のタイプ C₂ は、タイプ B のハウジング形状をターボポンプに使用可能な大きさと構造に変えたもので、図 2.1(d) に示すタイプ C₁ のように一段シ

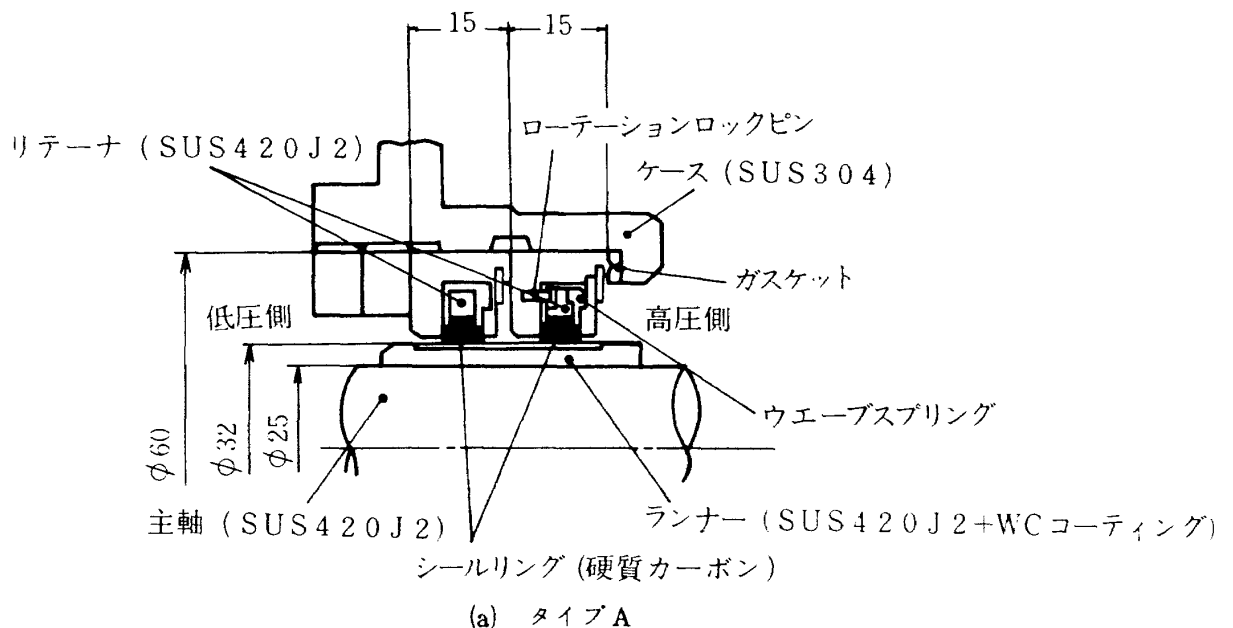
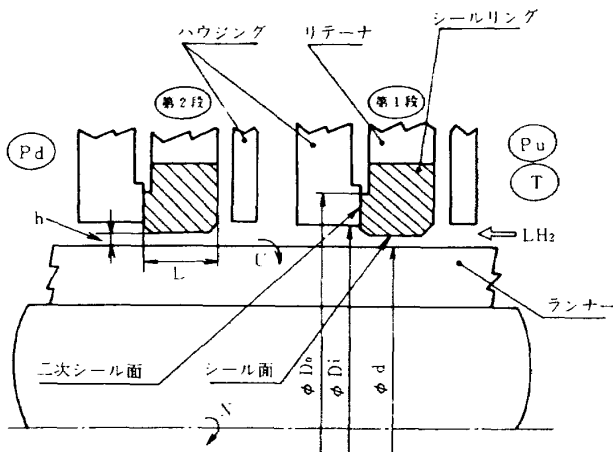


図 2.1 供試フローティングリングシールの構造、寸法と材質

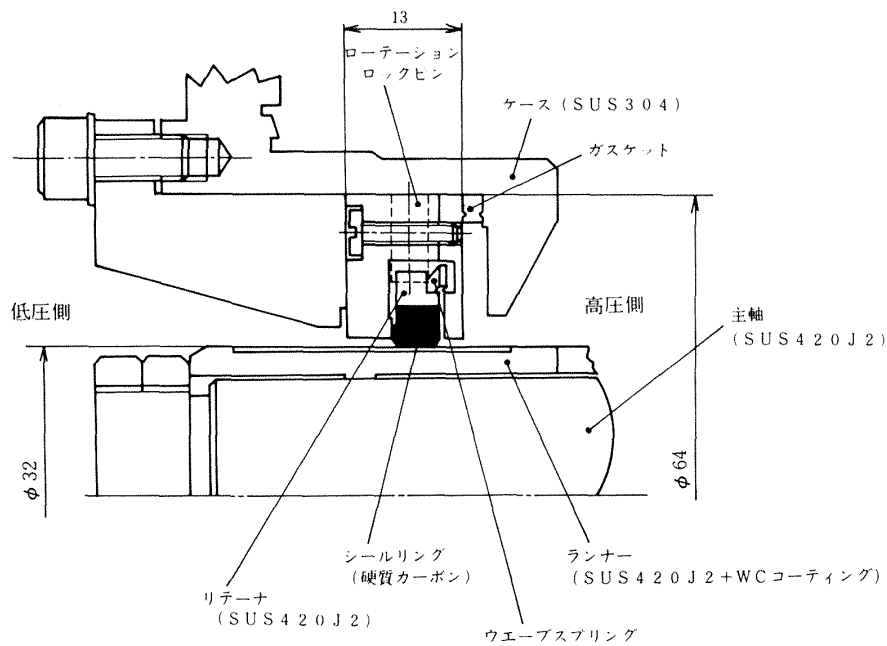
(d) タイプ C₁

図 2.1 供試フローティングリングシールの構造, 寸法と材質

ールとしても試験できるようになっている。

図 2.2 にタイプ C₂ の供試シールの外観を示す。

実験に用いた供試シールのタイプとランナーの種類, シールすきまの組合せを表 2.2 に示す。表に示したシールすきま量は常温での値である。

液体水素温度でのシールすきま量は, シールリングとランナーの熱収縮量の差だけ変化する。フローティングリングをカーボンのシールリングとステンレス鋼のリテーナから成る厚肉組合せ円筒と考えた計算では, シールすきま量は常温時に比べ直径で約 $5 \mu\text{m}$ 小さくなる。また, 回転時には遠心力のためランナーが膨張し, シールすきま量はさらに小さくなる。ランナーを軸方向ひずみのない回転円筒と考えた計算では, $50,000 \text{ rpm}$ 時のシールすきま量は非回転時に比べ直径で約 $5 \mu\text{m}$ 小さくなる。したがって, 液体水素中で回転数 $50,000 \text{ rpm}$ で運転する本実験の場合, シールすきま量は常温での測定値より直径で約 $10 \mu\text{m}$ 小さな値になると推定した。

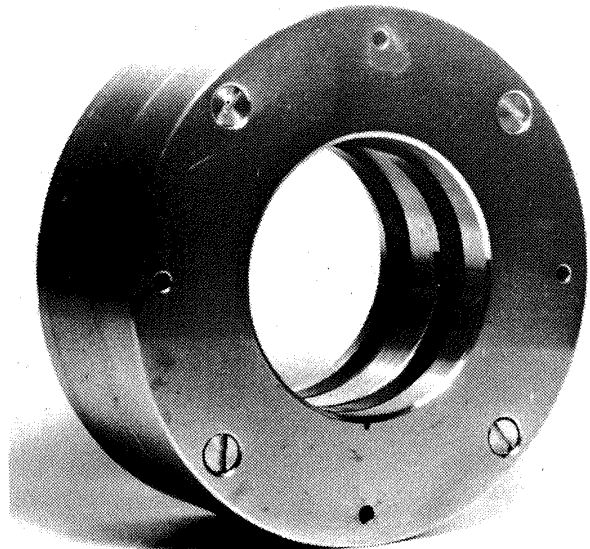
図 2.2 供試シール外観 (タイプ C₂)

表 2.2 実験に用いた供試シールのシールすきま

シール形式	ランナーコーティング材	シール直径すきま μm	
		第 1 段	第 2 段
A	WC	20 ~ 53 平均 36.5	16 ~ 50 平均 33
B	WC	64 ~ 77 平均 70.5	67 ~ 78 平均 72.5
B	WC	52 ~ 75 平均 63.5	45 ~ 62 平均 53.5
B	WC	25 ~ 41 平均 33	30 ~ 45 平均 37.5
C ₂	WC	24 ~ 33 平均 29	29 ~ 38 平均 33
C ₁	WC	20 ~ 29 平均 24.5	
C ₂	Crメッキ	27 ~ 34 平均 30	38 ~ 51 平均 45
C ₁	Crメッキ	24 ~ 35 平均 30	
C ₂	Crメッキ	48 ~ 64 平均 55	77 ~ 94 平均 86

3. 実験装置と実験方法

3.1 実験装置

実験に用いたシール試験機の構造を図 3.1 に、その外観を図 3.2 に示す。試験機は、主軸を 2 個の静圧ラジアル窒素ガス軸受と対向する 2 個の静圧ラスト窒素ガス軸受で支持する構造で、主軸端に取付けられた空気タービン（出力 15.5 ps, 100,000 rpm）により駆動される。供試シールの取付部の構造を図 3.3 に示す。水素ガスで加圧された液体水素が試験機の下部から試験室に供給される。供試フローティングリングシールはこの試験室の軸端側に取付けられる。試験室の支持軸受側は液水ターボポンプ用メカニカルシール⁽¹⁾を用いて密封する。極低温となる試験室と支持軸受の間にはラビリンスシールを設け、ヘリウムガスパージをおこなっている。

フローティングリングシールからの漏れは真空断熱配管で蒸発器に導き、常温水素ガスとした後フロー式流量計（測定範囲、水素ガス 1.5 ~ 20 Nm³/min）を用いて測定した。

液体水素の供給設備の系統図を図 3.4 に示す。液体水素は、水素ガスで加圧されて、容量 500 l の可搬式タンクから真空断熱配管を通りシール試験機

の試験室に送られる。シールを冷却した後、試験室から排出された液体水素は温水を満たした蒸発器で水素ガスとなり、逃気塔より大気に放出される。液体水素の供給流量は試験室上流でタービン式流量計で測定した。なお、本設備の最大加圧圧力は 20 kg/cm² G、最大液体水素供給流量は 0.7 l/S である。液体水素の温度は Au + 0.07% Fe 対クロメル熱電対を用いて測定した。図 3.5 は液体水素供給設備と漏れ量測定のためのフロート式流量計の外観である。

図 3.6 にシール部の測定項目と測定位置を示した。

3.2 実験方法

実験は以下の手順によっておこなった。まず、液体水素の供給配管系と試験室を真空置換と加圧置換によりヘリウムガス雰囲気とし、ついで水素ガスに置換する。この後、液体水素を供給し、試験室が液体水素温度を示し、流量計の指示が安定した時点で回転試験をおこなう。回転試験では、回転数、シール圧力を段階的に変化させて運転時の漏れ量を測定した。回転数は 0 ~ 50,000 rpm、シール圧力は 5 ~ 18 kg/cm² G の範囲で設定した。液体水素の供給流量は 0.3 ~ 0.5 l/s である。

供試シールのシールすきま量は、各試験の前後に、シールリング内径を三点式内径マイクロメータで、ランナーの外径を外径マイクロメータで測定し算出した。シールリング内径面の摩耗量は試験前後の内径値の差から求めた。シールリングとランナーの部分摩耗や二次シール面の損傷は触針式形状あらさ測定機を用いて調べた。

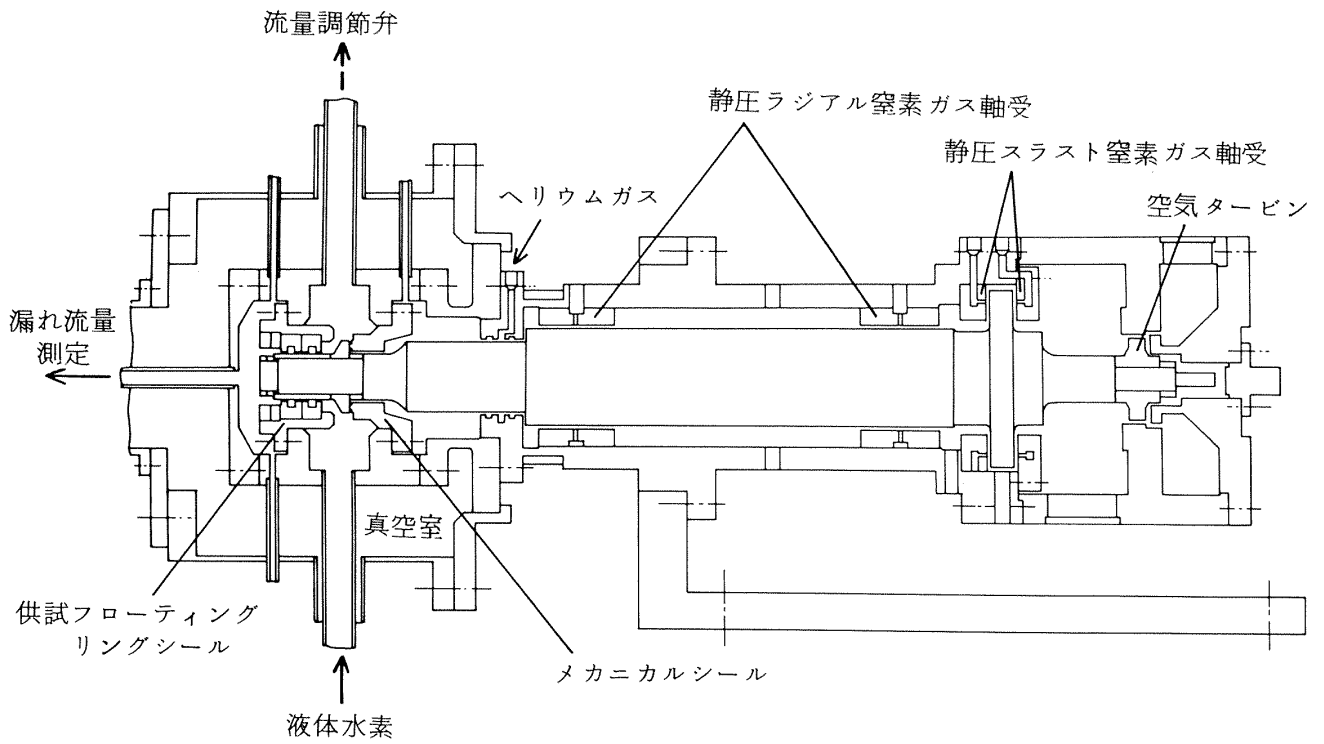


図 3.1 シール試験機

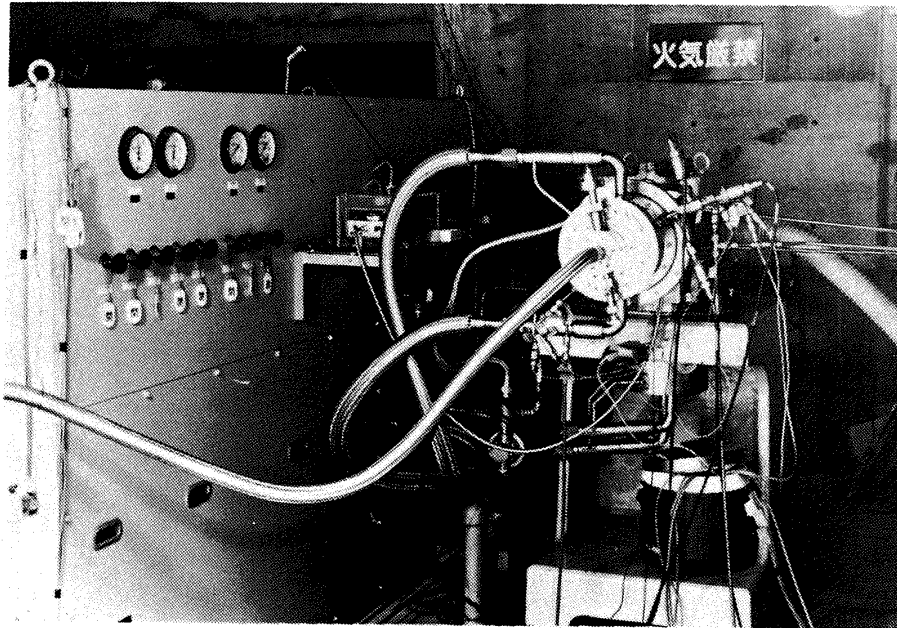


図 3.2 シール試験機外観

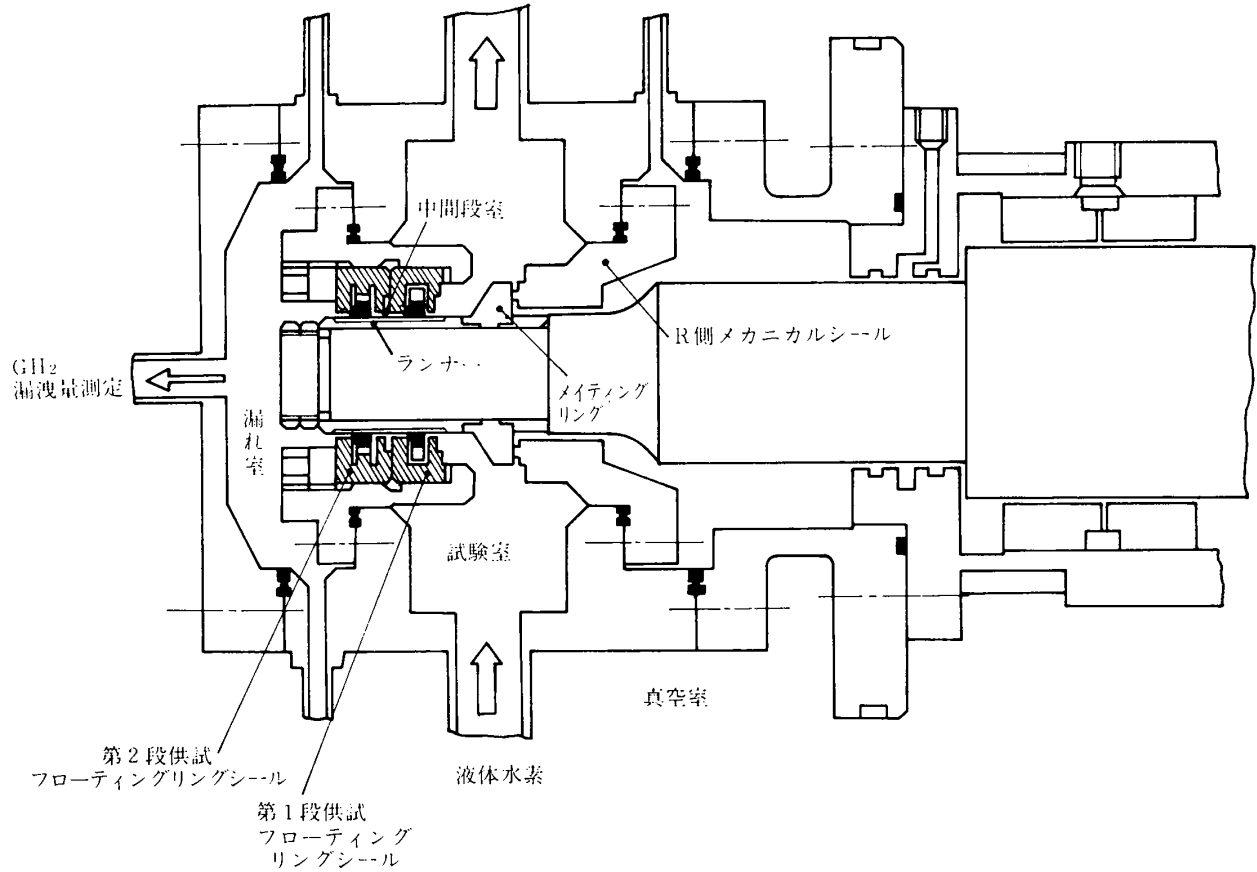


図 3.3 シール取付部構造

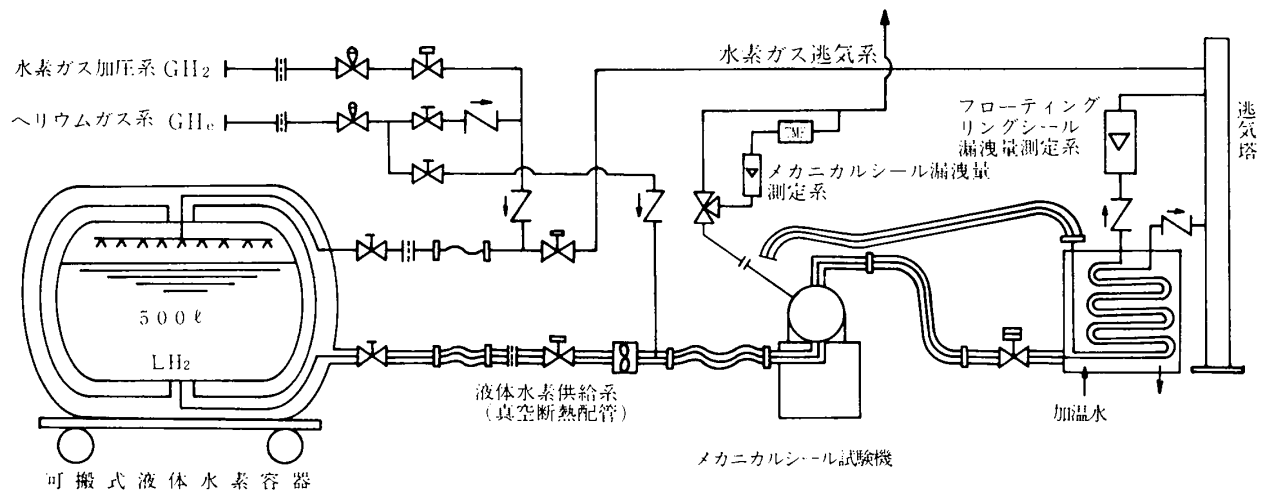
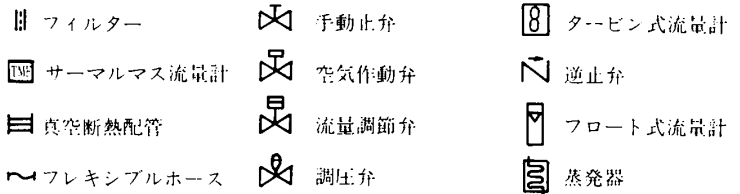


図 3.4 液体水素供給設備系統図

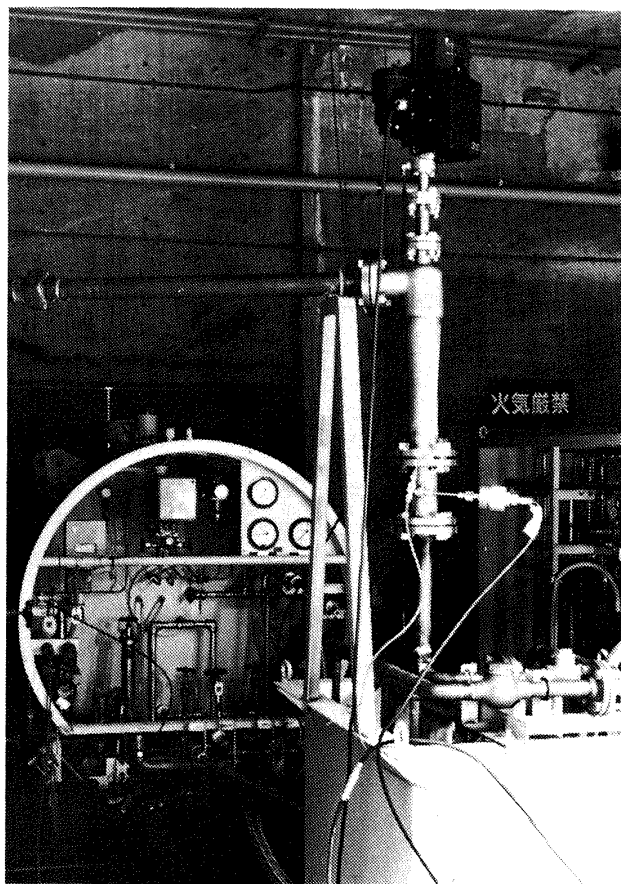
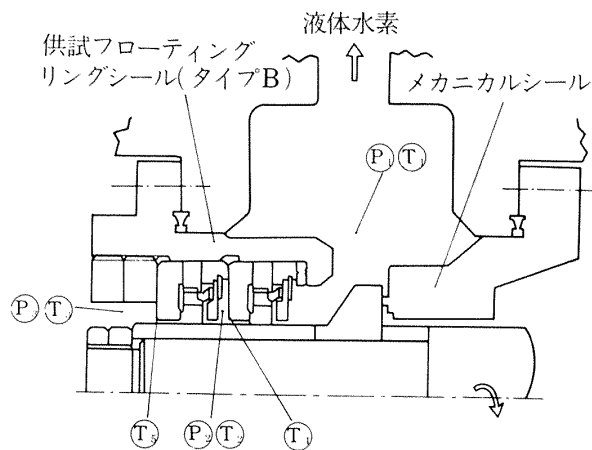


図 3.5 液水供給設備と漏れ流量計



記号	名 称
P ₁	試験室圧力
P ₂	中間段圧力
P ₃	漏れ室圧力
T ₁	試験室温度
T ₂	中間段温度
T ₃	漏れ室温度
T ₄	第1段ハウジング温度
T ₅	第2段ハウジング温度

図 3.6 シール部測定項目と測定位置

4. 実験結果と考察

4.1 液体窒素による予備実験と検討

液体水素による実験に先立ち、液体窒素を用いて予備実験をおこなった。この予備実験ではフローティングリングシールの性能の概略を把握すると同時に、確実なシール性能を得るためにどのようなシール構造が良いかを調べることを目的とした。実験に用いたシールは、予荷重用のウェーブスプリングとフローティングリングの回転防止のためのロックピンを第1段シール部にのみ設けた二段シール(タイプA)である。シール平均直径すきまは第1段 36.5 μm, 第2段 33 μm (常温値, 以下同様)である。

実験では LN₂ 供給流量を 0.15 l/s に保ち、回転数、シール圧力を段階的に上げた。シールは安定した漏れ特性を示し、漏れ量は回転数が高くなるに従い急激に減少する傾向がみられた。漏れ量と回転数の関係を図 4.1 に示す。シール圧力 14 kg/cm² G での漏れ量は回転数 45,000 rpm 以上では使用し

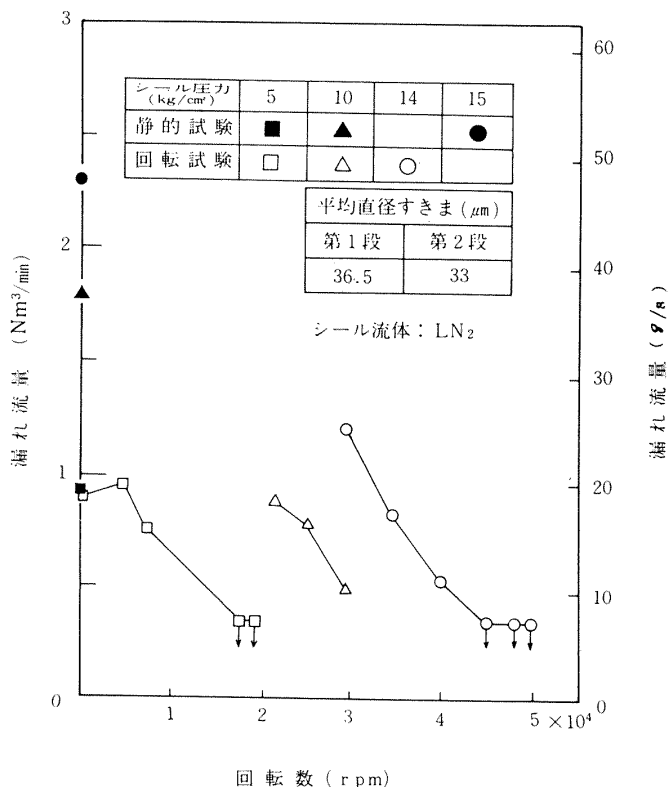


図 4.1 漏れ流量と回転数 (液体窒素実験)

た漏れ流量計の測定範囲以下(窒素ガスで0.4 Nm³/min以下)であった。この漏れ量は非回転時に比べると1/6以下である。

回転数50,000 rpm, シール圧力14 kg/cm² Gの条件下で, 冷却流量の影響を調べるためLN₂ 供給流量を変化させた。図4.2は, この時の諸量変化である。LN₂ 流量をまず0.15 l/sから0.2 l/sに増加させた。試験室温度が約4°K 低下しているが, その他の測定量にはあまり影響がみられない。しかし, LN₂ 供給流量を0.2 l/sから0.1 l/sへ少なくすると, しばらくの間は測定量に大きな変化はみられなかったが, 約1分後に突然第2段シール部の温度が急上昇した。この時, 第2段ハウジング温度は78°Kから320°K以上に, また漏れ室温度は79°Kから最大250°Kにまで上昇した。しかし, LN₂ 流量を0.15 l/sに増やすと, 中間段圧力が8.3 kg/cm² Gから4.6 kg/cm² Gに低下した以外はほぼ元の状態に復帰した。中間段圧力の低下は, 第2段シール部が摩耗しシールすきまが増大したためである。この後, 約20分間の運転をおこなったが, その間には何ら異常は認められず安定した漏れ特性を示していた。

実験後のシール面および二次シール面の外観と形状あらしを図4.3, 図4.4に示す。シールの外観は, 第2段シール部にかなり強い摺動痕跡がみられ, 特に二次シール面の損傷が大きかった。摩耗は, カーボンシールリング内径面で約10 μm (直径で20 μm), ランナー側が最大6 μm, また二次シール面はカーボン側約50 μm, ハウジング側約35 μmである。一方, 第1段シール部にはほとんど摺動した跡が認められず, シールは非接触に近い状態にあったと推定される。

運転後の摺動面の様子から, LN₂ 流量を0.1 l/sに減少させた際に生じた現象を推測すると次のようになる。LN₂ 流量を減少させていくと冷却不足となり, 第2段シール部で液体窒素がガス化する。このためシール面が乾燥摺動状態となり摩擦力が増加し, ローターションロックを設けていなかった第2段フローティングリングが軸と共に回転した。予荷重用のウェーブスプリングを設けていなかったことも, 二次シール面の摩擦力を低下させ, フローティングリングが回転し易い方向に作用している。この結果,

シール面と同時に, 二次シール面が大きな損傷を受けた。

液体窒素による予備実験の結果, 以下の点が重要であることがわかった。

(1) 予荷重用のウェーブスプリングとローターションロックを設けることが, 確実なシール性能を得るのに有効である。

(2) フローティングリングシールのシール面は漏れ流体で冷却される。冷却不足になるとシール面内で漏れ流体がガス化し漏れ量は減少する。このため一層冷却不足となり, シール面は大きな損耗を受けるようになる。ある程度の漏れを許容し, シール部を冷却する必要がある。

(3) フローティングリングが軸と共に回転したと思われる厳しい条件下で, シール部の温度が異常に上昇したが, シール面が損耗しただけで破壊には至らなかった。フローティングリングシールは強度的にかなり信頼性が高い。

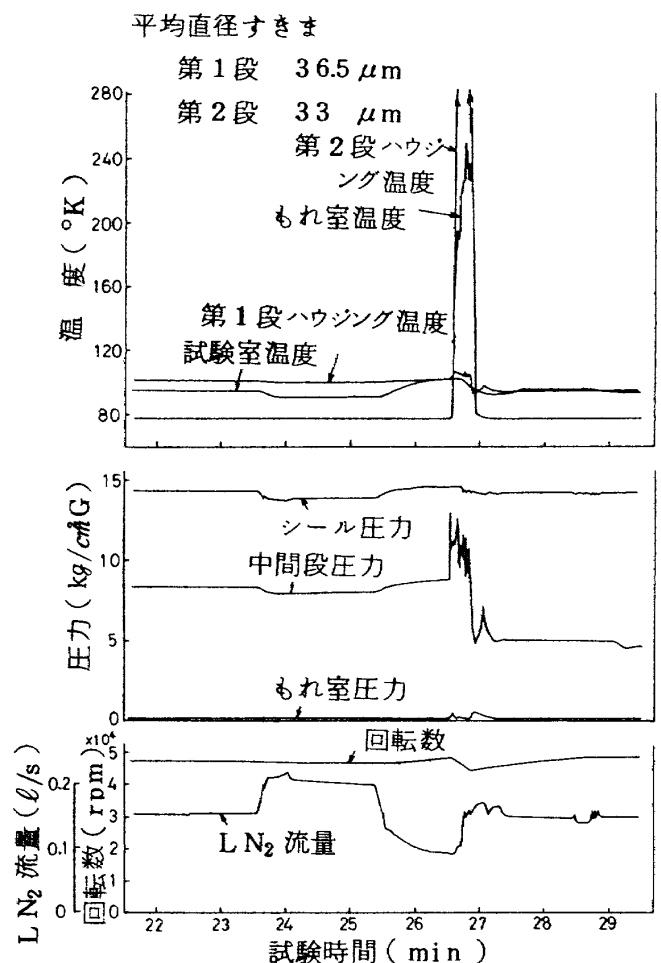


図4.2 供給流量を変化させた場合の諸量変化 (液体窒素実験)

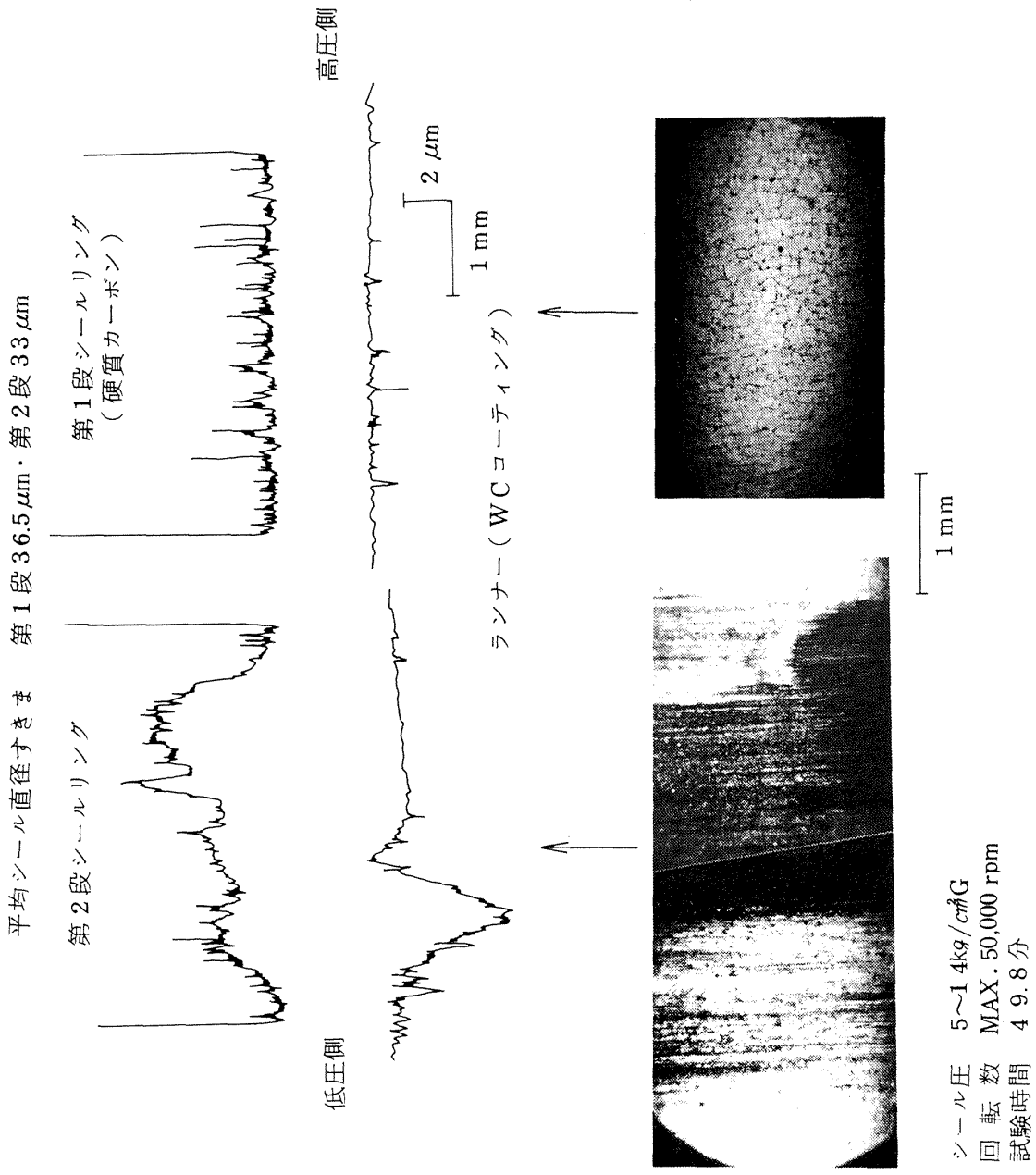
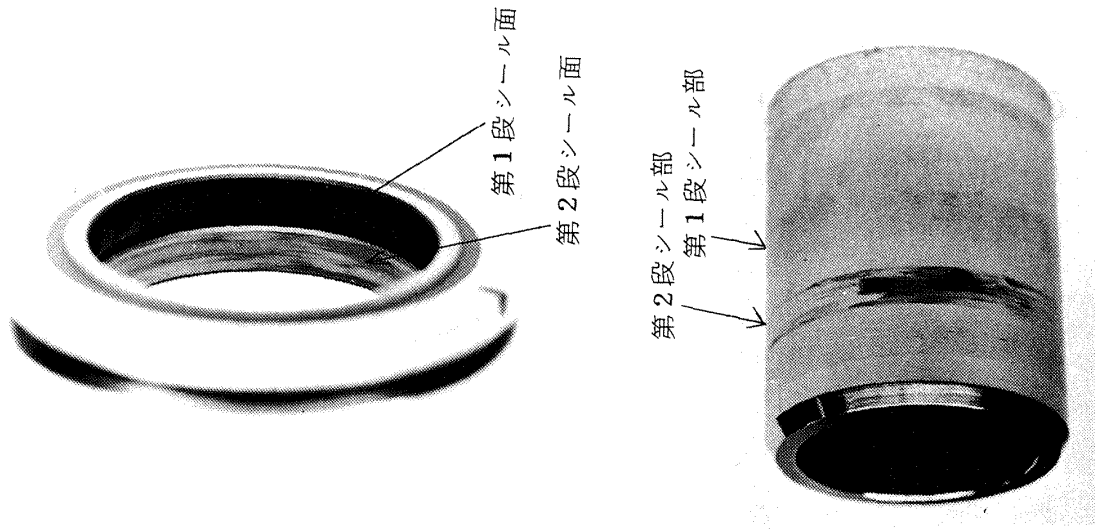


図 4.3 実験後シール面の外観と形状あらし (液体窒素予備実験)

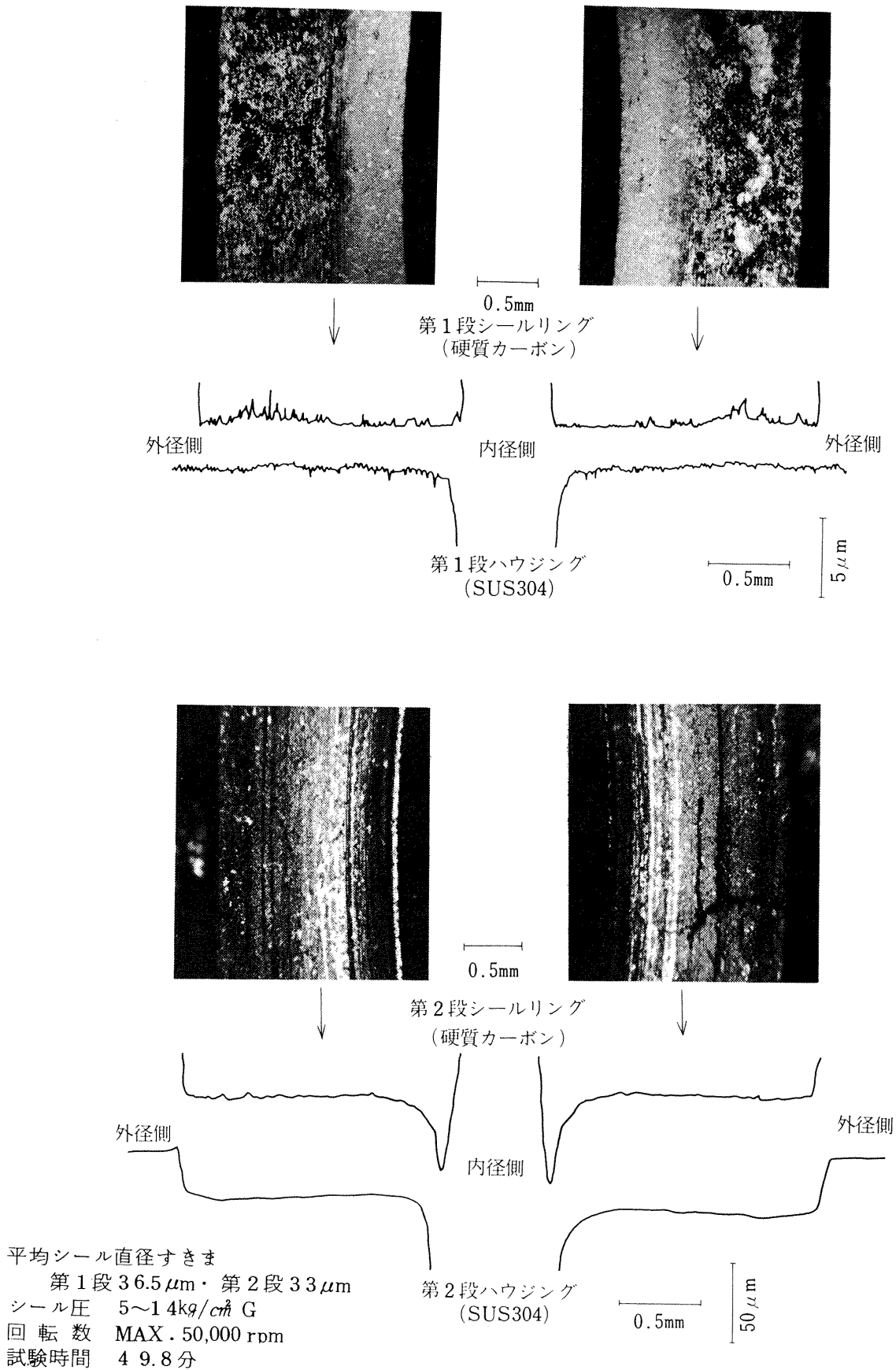


図 4.4 実験後二次シール面外観と形状あらさ (液体窒素予備実験)

4.2 液体水素による実験結果と検討

4.2.1 液体水素実験

フローティングリングを2個設けた二段シール、及び1個のみの一段シールについて、種々条件を変化させて液体水素実験をおこなった。実験に用いたシールは、タイプB、タイプC₂及びタイプC₁で、前節で述べた液体窒素実験の結果を踏まえシール構造を一部改良したものである。実験したシールすきま量は、平均直径すきまで24.5～86μmの範囲である。

本項では、液体水素実験におけるフローティングリングシールの性能の概略について述べ、漏れ特性についての検討、実験後のシールの状況については後で述べる。

種々のシールすきま、運転条件の下での漏れ量を表4.1に示す。平均直径すきまが第1段29μm、第2段33μmの二段シール、及び24.5μmの一

段シールの場合には、シール圧力14kg/cm²G、回転数50,000rpmの条件下の漏れ量は使用した漏れ流量計の測定範囲以下(水素ガスで1.5Nm³/min以下)であった。他の実験をもとにシール下流の漏れ室圧力から推定した漏れ量は、二段シールの場合1.0～1.5Nm³/min、一段シールでは0.8～1.3Nm³/minであった。

図4.5は運転時の諸量変化の一例で、シール平均直径すきまが第1段30μm、第2段45μmの二段シールの場合である。液体水素供給流量を一定に保ちながら回転数、シール圧力を段階的に変化させた。回転の上昇にともない中間段温度がわずかに上昇する傾向がみられるが、これは回転による液体水素の粘性摩擦発熱のためと考える。付録2に示した粘性摩擦発熱の計算⁽⁷⁾⁽⁸⁾によれば、50,000rpm時の第1段シール部の発熱量は約91J/sで、これがすべて漏れる液体水素の温度を上昇させるとすると、

表4.1 フローティングリングシール漏れ量

供試 シール型式	シール平均直径すきま (μm)	シール圧力 (Kg/cm ² G)	漏れガス流量 (Nm ³ /min)			
			20,000 rpm	30,000 rpm	40,000 rpm	50,000 rpm
B	第1段 70.5	10	9.0	8.7	/	/
	第2段 72.5	14	/	11.0	11.0	10.8
B	第1段 63.5	10	7.1	6.4	/	/
	第2段 53.5	14	/	8.1	8.2	7.8
B	第1段 33	10	3.2	2.5	/	/
	第2段 37.5	14	/	3.7	3.1	2.6～3.3 ⁽¹⁾
C ₂	第1段 29	10	/	1.5以下 ⁽²⁾	/	/
	第2段 33	14	/	/	2.1	1.5以下 ⁽²⁾
C ₁	1段シール	10	/	1.5以下 ⁽²⁾	/	/
	24.5	14	/	2.5	2.2	1.5以下 ⁽²⁾
C ₂	第1段 30	14	/	3.2	2.6	1.9
	第2段 45	18	/	3.6	3.2	2.5
C ₁	1段シール	14	/	3.2	2.5	1.8
	30	18	/	3.5	3.2	2.4
C ₂	第1段 55	14	/	8.2	8.1	7.4
	第2段 86	18	/	9.5	9.0	8.3

(1) 実験中第2段シールリングが摩耗しシールすきまが大きくなったため漏れ量が増えた。

(2) 使用流量計の測定範囲以下

試験室から中間段室まで温度は約 1.9° K 上昇することになる。

図 4.6 は回転数に対し漏れ量を示したものである。漏れ量は、同じシール圧力では回転数が上昇するにつれて、徐々に減少していく傾向がみられる。これは次の理由によると考えられる。回転数の増加にもない遠心力のためランナー径が大きくなりシールすきまが小さくなること、回転により周方向流れが生じ流動抵抗が大きくなること、および回転による粘性摩擦発熱のためシールすきま内で液体水素のガス化が促進されることである。

回転数の増加に伴う漏れ量の減少量は、液体窒素の場合に比べると小さい。液体窒素では液体水素に比べ漏れ量が少ないため軸方向流れが遅く周方向流

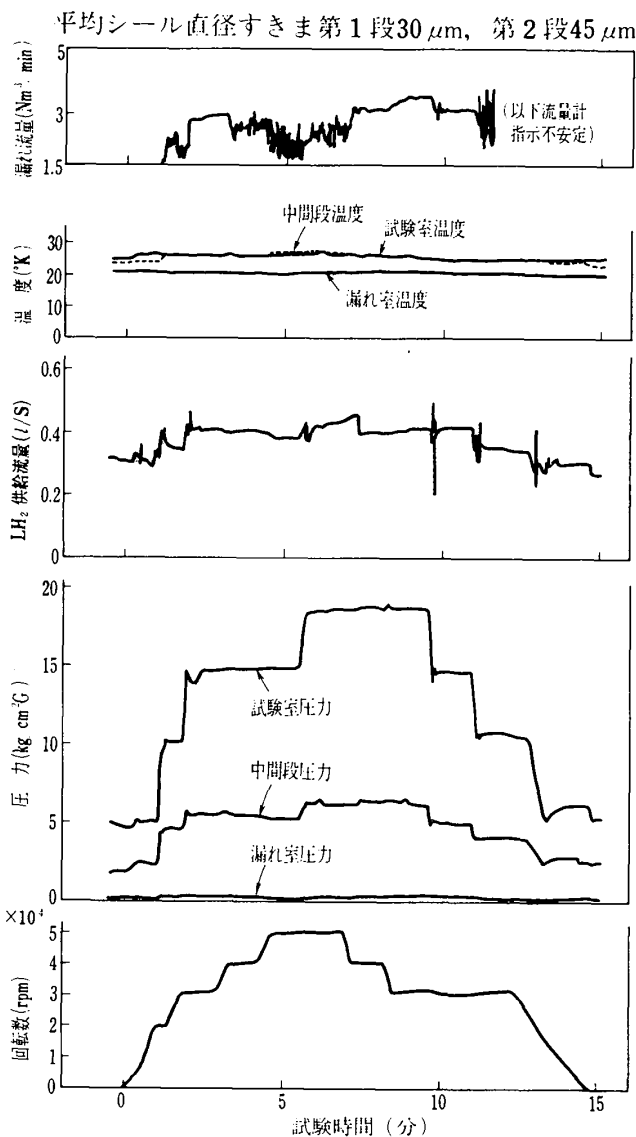


図 4.5 液体水素実験時の諸量変化

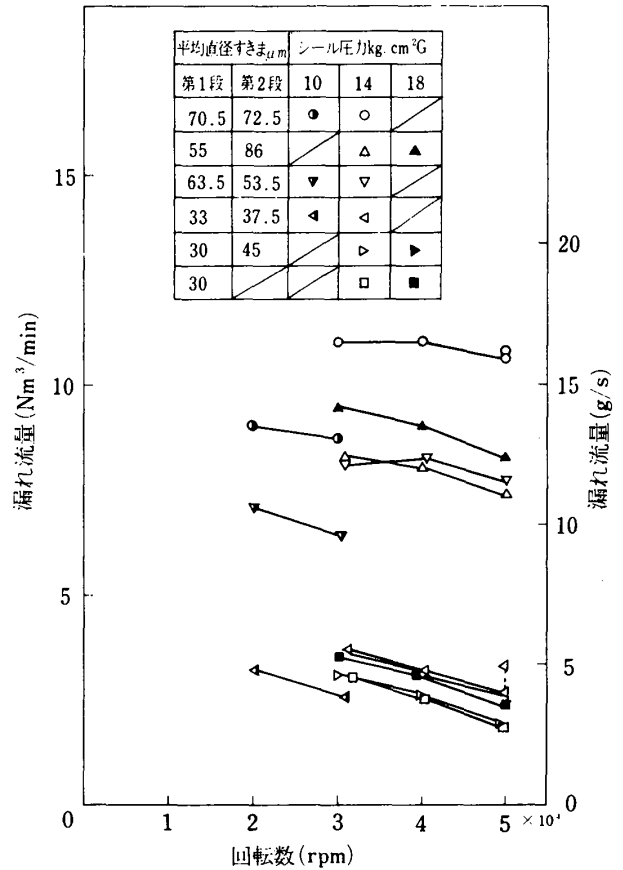


図 4.6 漏れ量と回転数

れの影響が大きくなること、及び回転による粘性摩擦発熱が液体水素に比べ約 10 倍程度ありガス化の影響が大きく現われることが、この原因と思われる。

液体水素実験をおこなったシールのうち、シール圧力 14 $\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ 、回転数 50,000 rpm の条件で運転中、漏れ量が 2.6 Nm^3/min から 3.3 Nm^3/min へ増加した例があった。これは、運転中、シールリングが摩耗したためである。これについては、4.2.4 項で述べる。

この一例を除いて、実験した範囲の条件下では運転中の諸量変化は図 4.5 と同様に安定していた。フローティングリングシールが液体水素の場合でも正常にシール機能を果していることが確認できた。

4.2.2 漏れ特性

本項ではフローティングリングシールの漏れ特性について検討する。

図 4.7 は、実験で得られたフローティングリングシールのシールリング 1 個あたりの差圧と漏れ量の関係を、内管が回転する同心二重円筒間の非圧縮流

れの計算値と比較したものである。計算では、流動抵抗係数として山田が水の実験から得た実験式⁽⁶⁾を用い、シールすきまの出入口損失係数は一般に使用されている鋭い角をもつ場合の値1.5とした。計算の詳細は付録1に示す。計算は同心の場合であるが、フローティングリングがランナーに対して偏心していると漏れ量は同心の時に比べ多くなる。完全偏心している時の漏れ量は、同心の場合に比べ、流れが層流の時で2.5倍、乱流では約1.3倍になる。⁽⁹⁾ 本実験の条件ではシールすきま内の流れは乱流領域にあり、偏心の影響は少ない。計算に用いたシールすきま量は、極低温での熱収縮、回転時の遠心力によるランナー外径の増大を考慮した値である。

実験値と計算値を比べると、図4.7(a)の二段シールの第1段シール部では比較的良く一致するが、(b)の二段シールの第2段シール部、および(c)の一段シールの場合には実験で得られた漏れ量は計算値より少ない。図4.8は回転数50,000rpm、シール圧力14kg/cm²Gで運転時の二段シールの試験室、中間段室、漏れ室、および一段シールの試験室、漏れ室

の圧力と温度の測定値である。試験室および中間段室では圧力が飽和蒸気圧より高く、水素が液体状態であることがわかる。一方、漏れ室では、二段シールでも一段シールでも水素は飽和状態であり、その温度は試験室や中間段室よりも低い。このことから、シールすきま内の水素の状態は、二段シールの第1段部では液体状態であるが、二段シールの第2段部と一段シールでは液の一部がガス化し二相状態になっていることがわかる。二段シールの第2段部と一段シールで、非圧縮流れの計算値より漏れ量が少なかったのは、このガス化の影響と考える。

ガス化が起きる二段シールの第2段部および一段シールについて、漏れ量が非圧縮流れの計算値に比べ、どのくらい減少するのかを示したのが図4.9である。図では実験で得られた漏れ量と計算値との比をシールすきま内の漏れの質量流束に対して示してある。質量流束が小さいほど漏れ量の計算値に対する比は小さくなっている。これは、漏れの質量流束が小さいほどシールすきま内のガス比率が多くなるためと考える。これについては次項で述べる。ま

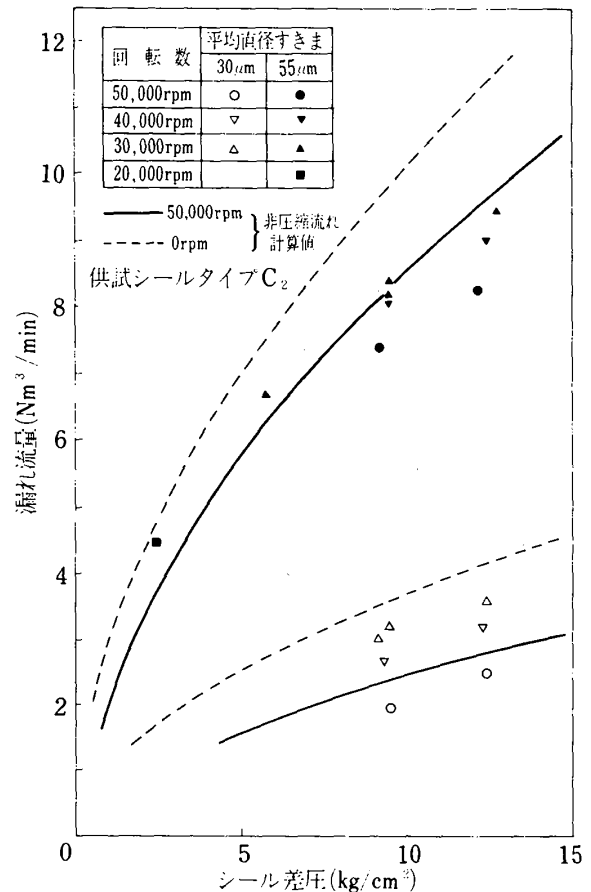
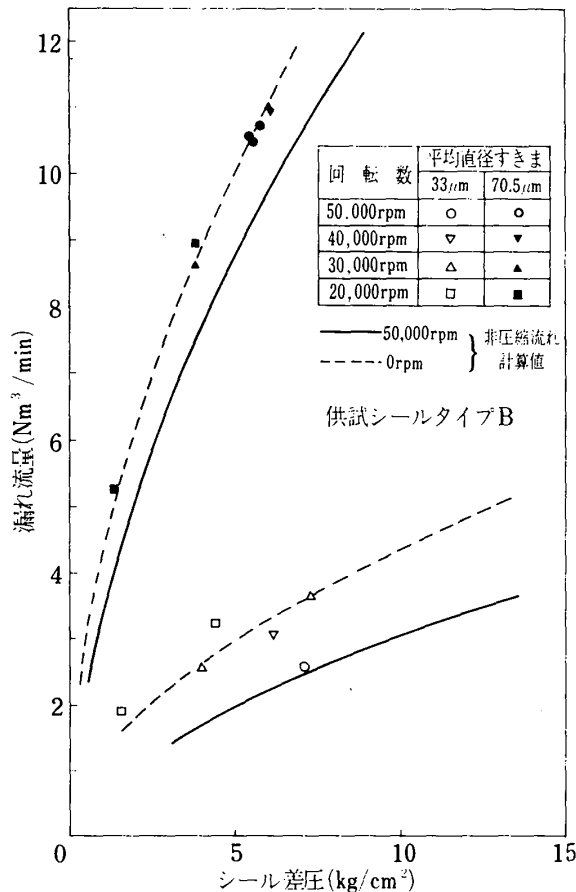


図4.7 (a)漏れ流量とシール差圧(二段シール, 第1段)

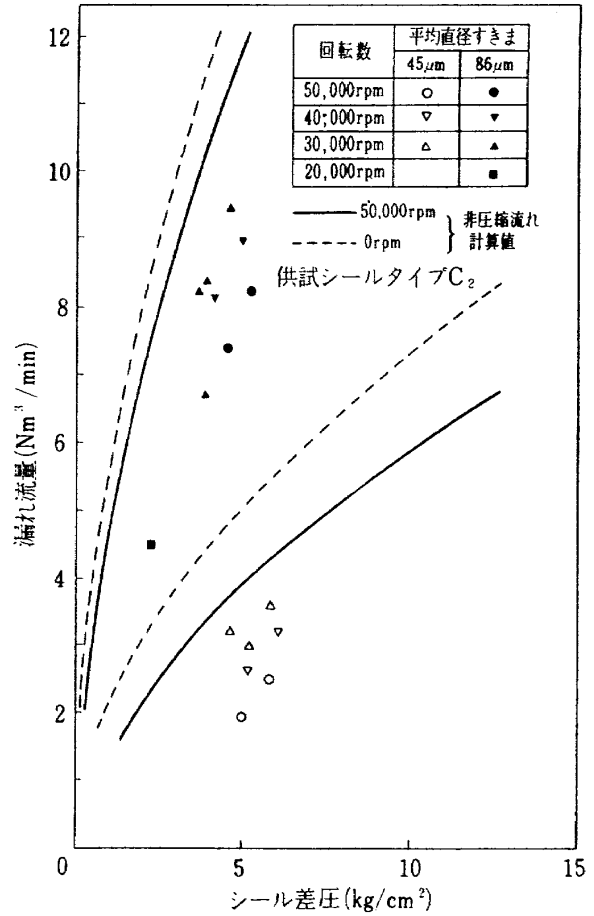
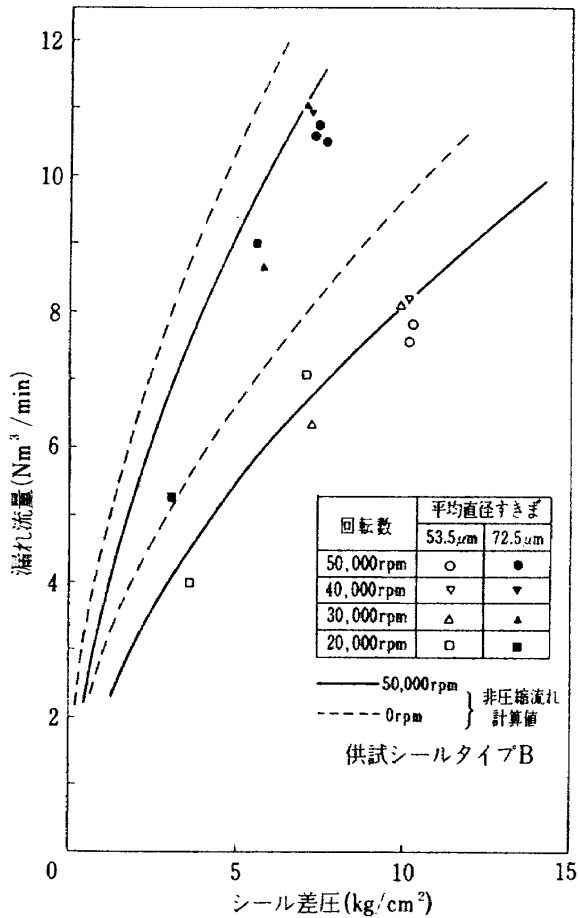


図 4.7 (b)漏れ流量とシール差圧 (二段シール, 第2段)

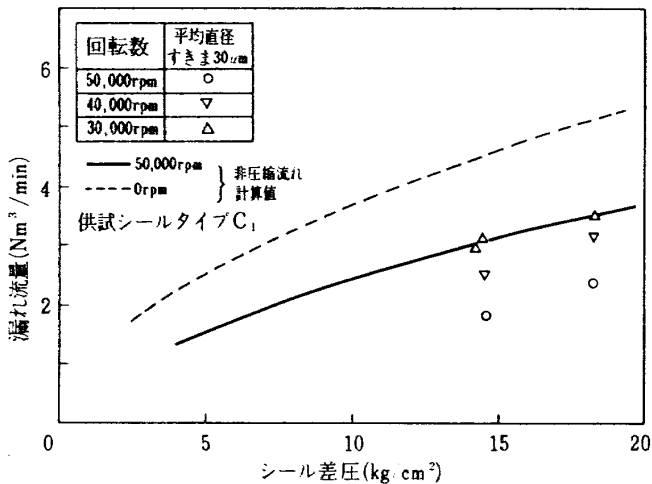


図 4.7 (c)漏れ流量とシール差圧 (一段シール)

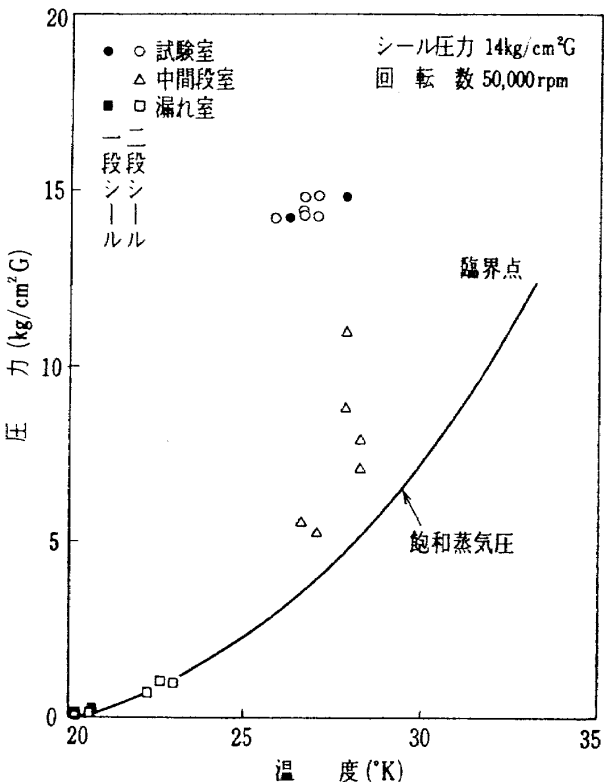


図 4.8 シール各部の液体水素の温度, 圧力

た, この比の値には回転数やシールすきま量はあまり影響しない。実験した範囲で最も漏れの質量流束が小さい場合には, 漏れ量は計算値の約 1/2 となり, ガス化の影響が大きいことがわかる。

シールすきま内で液体水素がガス化すると流動抵抗が大きくなるため, 漏れ特性はガス化が生じるシ

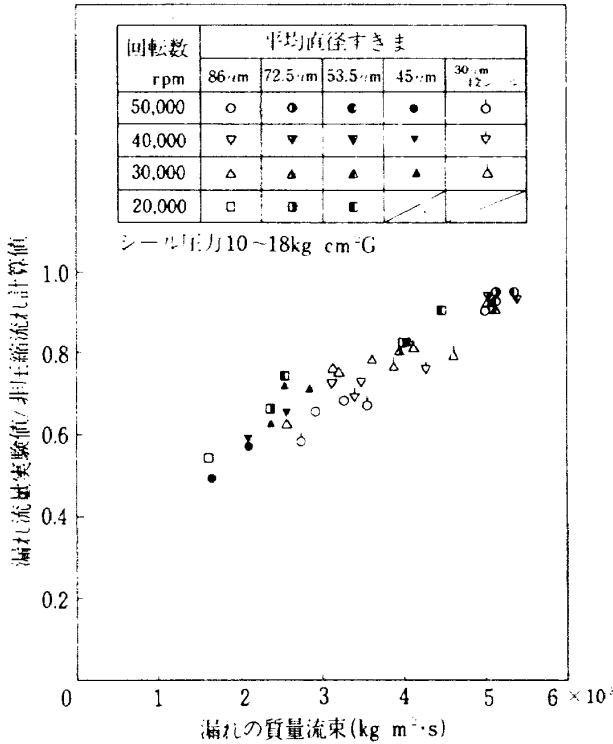


図4.9 漏れ流量の非圧縮流れ計算値との比較

ール部に大きく支配される。図4.10は二段シールの場合の第1段シール部差圧と第2段シール部差圧の比を、第1段と第2段のシールすきま比に比して示したものである。図は運転条件がシール圧力14 kg/cm²G、回転数50,000 rpmの場合で、非圧縮流れの計算値も併せて示してある。実験で得られた差圧比は、いずれのシールすきま比でも、計算に比べ1.5~2倍大きくなっている。第2段シール部の差圧が大きく、二段シールでは第2段シール部の役割が大きいがわかる。第2段シール部の差圧が、種々の運転条件下でどのように変化するかを示したのが図4.11である。図では、全差圧に占める第2段シール部の差圧の割合を回転数に対して示した。第2段シール部の差圧の割合はシール圧力が高いほど小さくなっている。シール圧力が高いと漏れの質量流束が大きくなり、前述したように、シールすきま内の液体水素のガス化量が少なくなるためと考える。一方、回転数が増加しても第2段差圧の割合はあまり変化しない。回転数の増大に伴い粘性摩擦発熱は増えるが、摩擦発熱によるガス化に比べて圧力が飽和蒸気圧以下に降下したために生じるガス化が支配的なためと考える。付録2に示した粘性摩擦発熱の計算⁽⁷⁾⁽⁸⁾例では、シール圧力14 kg/cm²G、

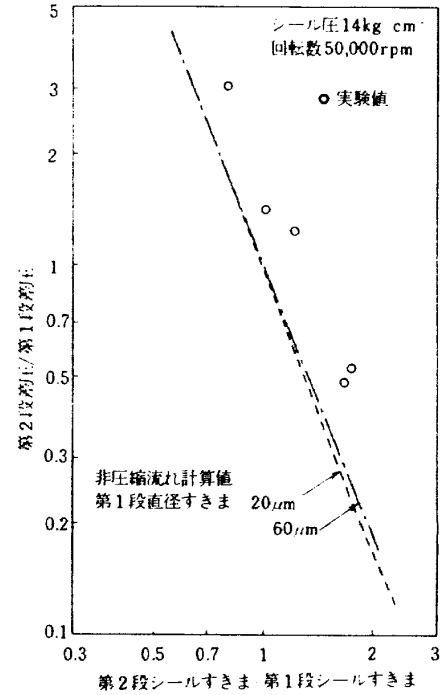


図4.10 第1段、第2段の差圧比とすきま比

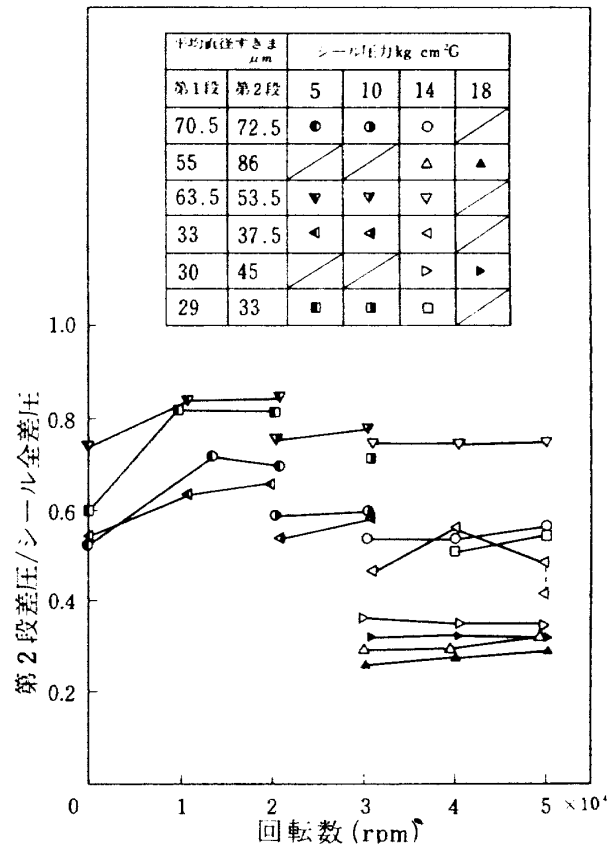


図4.11 シール全差圧に対する第2段シール差圧の割合

回転数50,000 rpm時の第2段部の摩擦発熱によるガス化量は、この場合の漏れ量の1.9%程度である。一方、圧力が飽和蒸気圧以下に降下したために生じ

るガスの比率は 水素の状態変化を等エンタルピー変化と考えた場合 15~20%程度と大きい。なお図4.1.1で平均直径すきま第1段33μm 第2段37.5μmの場合に 50,000 rpm 時に第2段差圧の割合が小さくなっているのは、運転中、第2段シールリングが摩耗しシールすきまが大きくなったためである。

図4.1.2は二段シールと一段シールの漏れ量を比較したもので、平均直径すきまは二段シールが第1段30μm、第2段45μm、一段シールでは30μmである。漏れ量は、回転数30,000~50,000 rpm、シール圧力14kg/cm²G、18kg/cm²Gの条件で、両者にほとんど差がみられない。すなわち、直径すきま30μmのシール下流側に直径すきま45μmのシールを追加しても、漏れ量にはほとんど差がないことになる。これは、二段シール場合には第2段シール部でガス化が生じ、漏れ特性は第2段シールすきま45μmに大きく影響されるのに対し、一段シールではシールすきま30μmの部分でガス化が生じるためである。

以上、フローティングリングシールの液体水素での漏れ特性をまとめると次のようになる。

- (1) 液体水素の場合でも、シールすきま内で水素が液体状態であれば、漏れ特性は非圧縮流れと考えた場合とほぼ一致する。

- (2) シールすきま内で液体水素の一部がガス化すると、漏れ量は非圧縮流れと考えた場合より大幅に少なくなる。その減少量は漏れの質量流束が小さいほど大きい。
- (3) 二段シールの場合、ガス化が生じる第2段シールが漏れ特性に大きな影響を与える。

4.2.3 液体水素のガス化について

本項では、フローティングリングシールのシールすきま内での液体水素のガス化過程について検討をおこなう。

図4.1.3は、液体水素が試験室からシールすきまを通り、漏れ室へ流れる際の状態変化を模式的にエンタルピー-エントロピー線図上に現わしたものである。もし周囲から液体水素に熱が与えられなければ、試験室から漏れ室への水素の変化は、試験室および漏れ室での流速が小さいため、等エンタルピー変化と考えられる。これを図中1→3で現わす。実際には回転による粘性摩擦発熱、外部からの熱侵入があるため、漏れ室のエンタルピーは試験室より高くなると考えられる。図中ではこれを1→3'(二段シール)、1→3''(一段シール)で現わした。なお、二段シールでは、中間段室を液状態とし、また一段シールに比べ摩擦発熱、外部熱侵入が多いと思われるため、

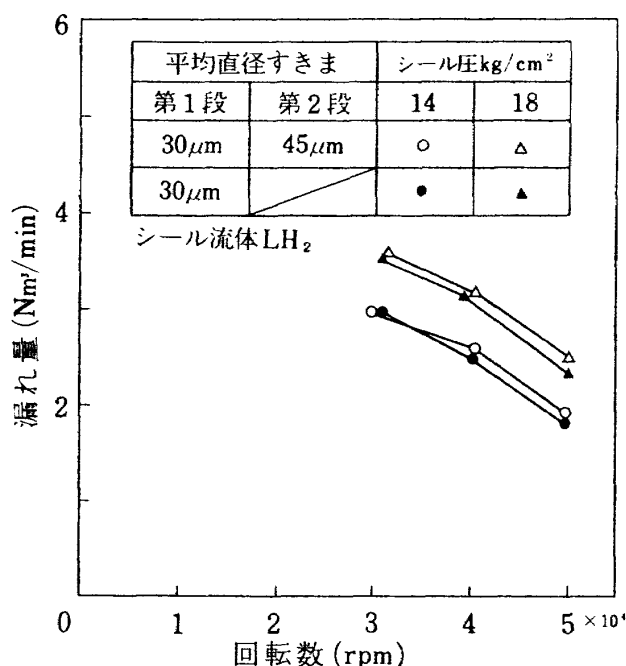


図4.1.2 漏れ量と回転数 (シール段数の影響)

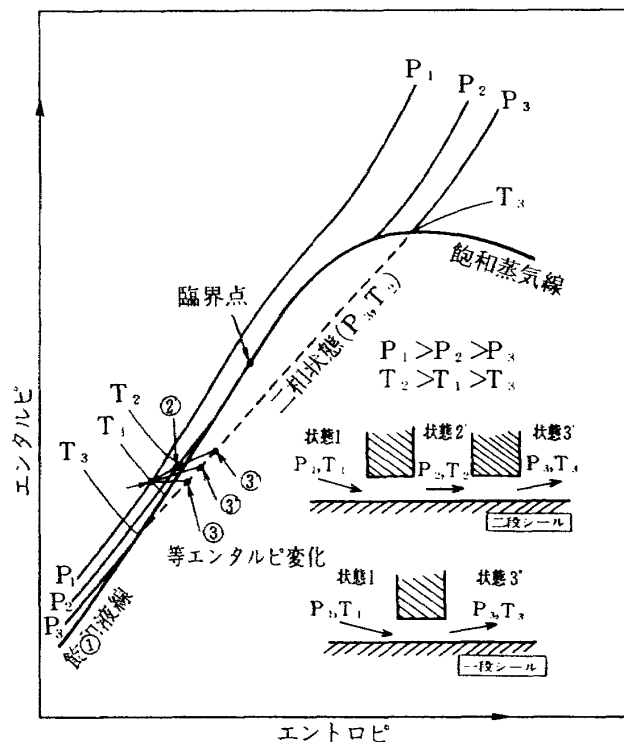


図4.1.3 シール部の水素の状態変化

漏れ室のエンタルピを一段シールより高く示した。

漏れ室の水素の状態は、飽和線の内側にあり、二相状態となっている。等エンタルピ変化の場合の漏れ室のガス比率は、実験した条件では、重量比で 15～20%程度とかなり大きい。回転による粘性摩擦発熱のためガス比率はさらに高くなるが、付録 2 に示した計算によれば、試験室からシールすきま出口までの粘性摩擦発熱のため、2～9%程度余計にガス化することになる。外部からの熱侵入については、本実験の場合、十分予冷した後で運転していること、シールすきま内の流速が 20～90 m/s と速いことから、比較的少ないものと推定される。

以下の検討では、簡単のために、回転による粘性摩擦発熱や外部からの熱侵入がないものとする。

上に述べたのは、流速が十分小さい漏れ室でのガス比率であるが、シールすきま出口では流れの速度エネルギー分だけエンタルピが漏れ室より小さく、ガス比率も少なくなる。図 4.1 4 は、二相状態が均一で気相液相間が熱平衡を保つと仮定した計算により、シールすきま出口でのガス比率と質量流束の関係を求めたものである⁽¹⁰⁾。この計算では、シールすきま内の圧力が 5 bar に低下したとき水素が飽和状態となりガス化が始まるものと仮定した。図中には、シールすきま出口で choked flow となる最大流束値、およびシール圧力 14 kg/cm² G、回転数 50,000 rpm 時の実験で得られた流束値も併せて示した。図では、質量流束が増えてもガス比率はあまり減少していない。速度エネルギー分だけエンタルピが小さくなくてもガス比率にはあまり影響しないことがわかる。

図 4.1 4 の実験流束値をみると、計算で得られた最大流束値よりかなり大きくなっている。Hendricks らが $L/D = 16.200$ の管を用い窒素により二相状態での choked flow を調べた実験では、管内の流れは気相と液相が均一で熱平衡を保つと仮定した計算と比較的良く一致した。⁽¹¹⁾ 一方 L/D が小さいオリフィスなどの場合には気相液相間の熱平衡は保たれず、choke flow 状態での質量流束は熱平衡が保たれる場合に比べ大きくなる。⁽¹⁰⁾ フローティングリングシールの場合、実験した範囲のシールすきま L/D は 50～300 程度と比較的大きいが、Hendricks らの実験に比べるとはるかに小さい。熱的

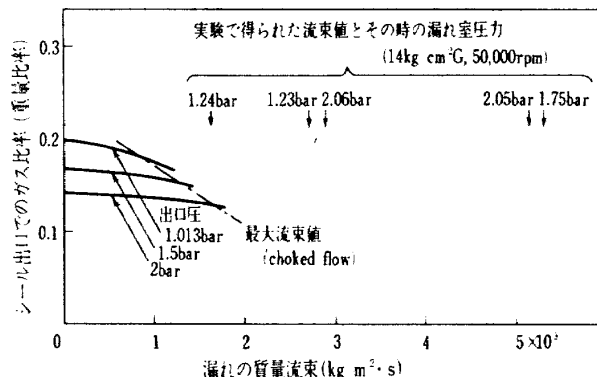


図 4.1 4 シール出口でのガス比率と漏れの質量流束

に不平衡状態となるのは、液体水素がガス化するのに要する時間が十分でない場合である。⁽¹⁰⁾ 本実験の場合、水素がシールすきまを通過するのに要する時間は 1/10000 秒のオーダーでかなり短かく、シールすきま内で気相と液相が熱的に不平衡状態にあったと推測される。

シールすきま内の流速が速くなると、熱的不平衡はさらに促進されると考えられる。その結果、流速が速いほどガスの比率が少なくなる。前項の図 4.9 で、質量流束が大きいほど漏れ量が非圧縮流れの計算値に近づくことを示したが、これは上に述べた理由により、質量流束が増えるとガス比率が少なくなるためと考える。

4.2.4 実験後のシールの状況

実験した範囲で最もシールすきまが小さかった二段シール、および一段シールの場合について、実験後のシール外観、シール面の形状あらさを図 4.1 5、図 4.1 6 に、二次シール面の外観、形状あらさを図 4.1 7、図 4.1 8 に示す。二段シールの場合には、第 2 段シールリング内径面の一部が摺動したために光沢を示し、その部分には摩耗が生じている。また、これに対応するランナー側にも軽微な接触痕が認められる。第 1 段シールリングには全く接触痕が認められない。一方、一段シールの場合では、わずかに接触痕がみられるが、きわめて軽微であった。二次シール面は、いずれの場合でも摩耗がなく、シールリング側にわずかに接触痕がみられる程度で良好である。図に示したものよりシールすきまが大きい場合では、一例を除き、二段シールの第 2 段部にも摩

耗はなく、シール面はきわめて良好な状態であった。運転中、シール面がほとんど非接触状態だったものと推定される。

図4.19は、運転中に第2段シールリングが摩耗し、漏れ量が増加したシールの実験後の外観、シール面の形状あらさである。第2段シールリングが全周にわたり摩耗しており、実験後の平均直径すきまは実験前より $9\ \mu\text{m}$ 増大した。これに対応するランナー側には軽微な接触痕がみられるが摩耗は生じていない。また、第1段シールリングにはほとんど接触痕が認められない。この実験では、第2段部のランナーのラジアル振れが $95\ \mu\text{m}$ と平均直径すきまの約3倍あった。これがシールリングの摩耗の原因と考える。なお、この一例を除き、ランナーのラジアル振れはシール平均直径すきまより小さかった。ランナーのラジアル振れがシールすきまより大きいと、運転中、フローティングリングが軸の回転に同期して二次シール面で接触しつつラジアル方向に動くことになる。本実験の場合、二次シール面で数十 μm の微小振幅の往復摩擦摺動をしたことになる。図4.20に二次シール面の外観と形状あらさを示す。シールリングに接触痕がみられ、ハウジングにもわずかにカーボンの付着しているのが観察されたが軽微である。また、形状あらさからシールリングの摩耗も $1\ \mu\text{m}$ 程度以下である。本実験から、高速回転下で、ある程度の軸振れを生じててもフローティングリングが二次シール機能を果たしつつ軸に追随して動き得ること、およびその場合でも二次シール面の損傷が小さいことが確認された。

全試験を通して、シール面外観は二段シールの場合、第1段部ではほとんど接触痕が認められず実験前と区別がつかないくらいであるのに対し、第2段部ではわずかに接触痕が認められた。また、一段シールの場合は、二段シールの第2段部と類似していた。これは、二段シールの第1段部は液状態の水素により十分冷却されるのに対し、第2段部および一段シールではシールすきま内で液体水素の一部がガス化し二相状態となっているため、摺動条件が厳しくなったためと考える。

本実験の条件の範囲では、最も平均直径すきまが小さい $2.45\ \mu\text{m}$ の場合でもシール面に摩耗がなく

良好なシール性能が得られた。しかし、これより平均直径すきまが大きい $33\ \mu\text{m}$ の場合でも、軸振れが大きい時にはシールリングに部分摩耗が生じた。このことから、漏れを最小限に抑え、かつ確実なシール性能が得られるシールすきま量は使用条件により異なると考えられる。本実験の条件では、軸振れが大きかった例を除き、直径すきまで $25\sim 30\ \mu\text{m}$ が適当なシールすきま量であったと考える。

本実験では、シール面の摺動材料の組合せはシールリングが硬質カーボン、相手材のランナーはタングステンカーバイド(WC)コーティングおよび硬質クロムめっきである。本実験の条件の範囲では、両者とも実験後のシール面の状態は良好であった。シール面が非接触状態であるのが支配的で摺動材料の相違の影響が大きく現われなかったためと考える。本実験と同じ摺動材料の組合せで、摺動条件が厳しい液水ターボポンプ用メカニカルシールの実験では、WCコーティングに比べ、クロムめっきの方がカーボン転移膜を形成しやすく優れているという結果が得られている。⁽¹⁾ フローティングリングシールでも、シール面の材料の摺動特性は重要であり、クロムめっきの方が適していると考えられる。

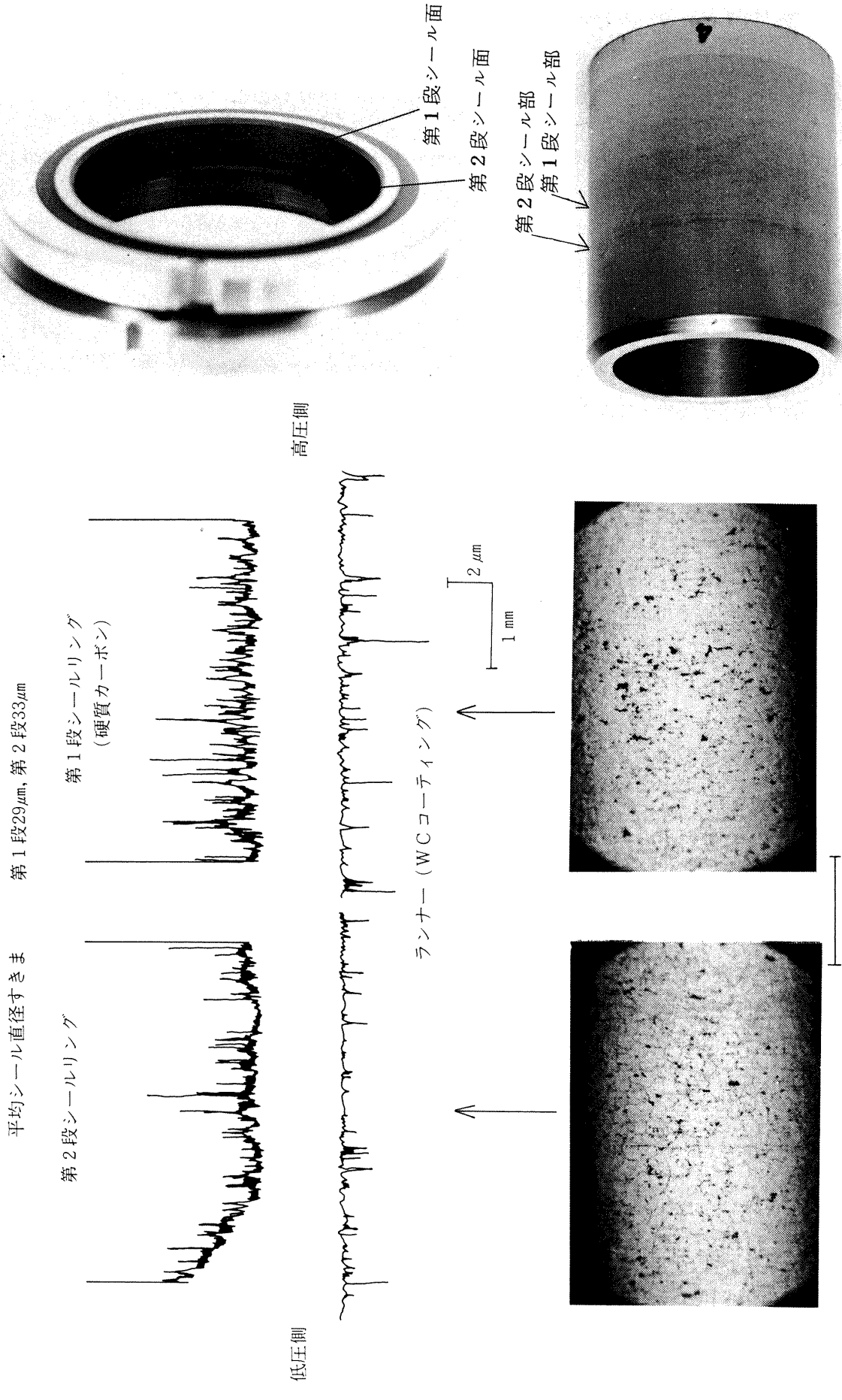


図4.15 実験後シール面の外観と形状

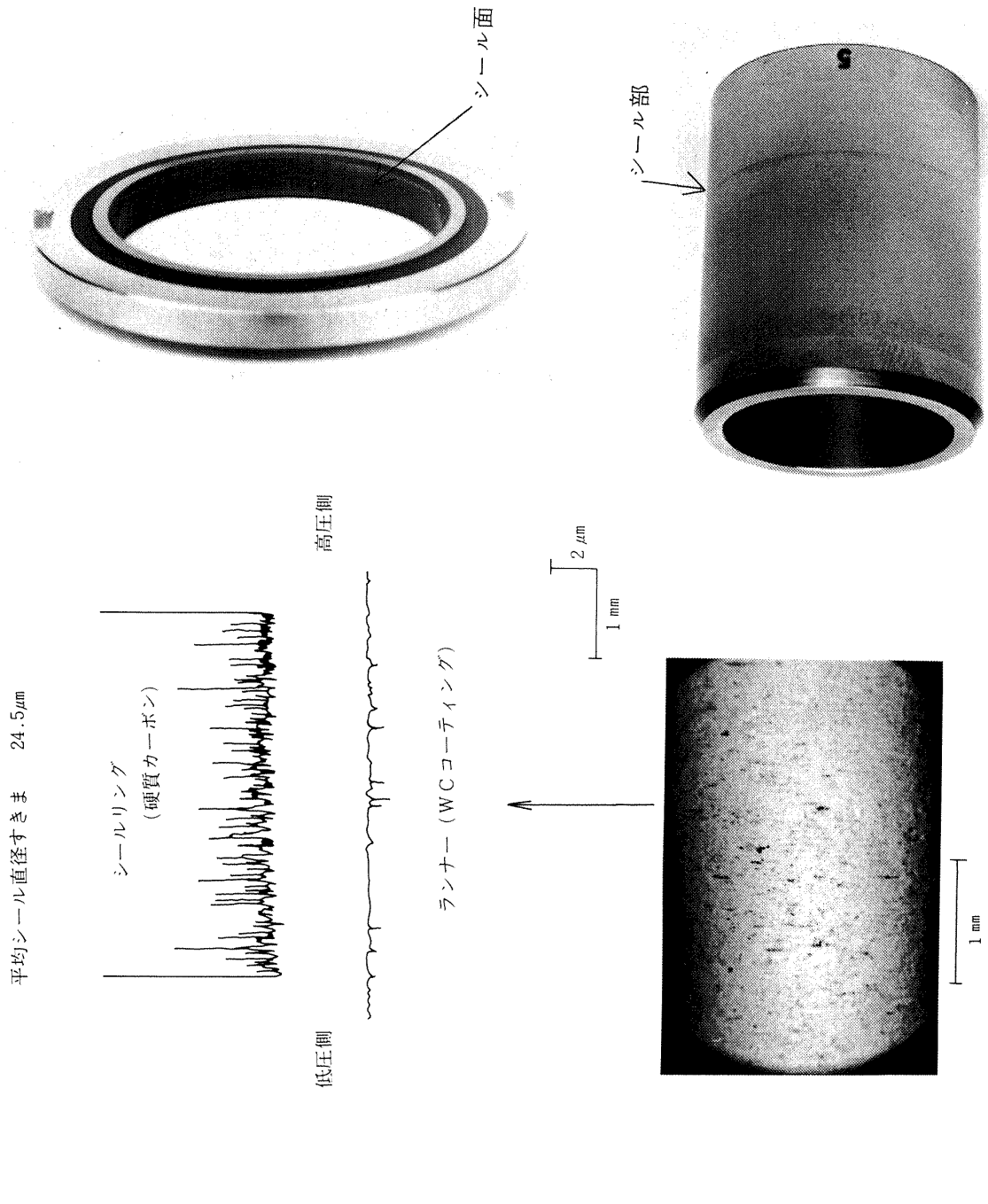
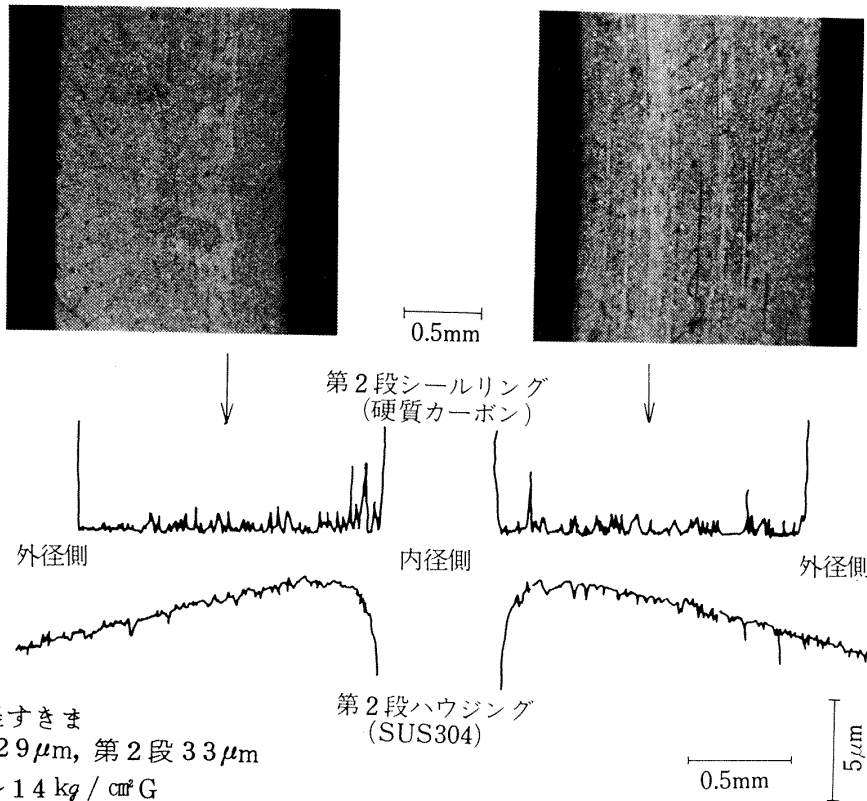
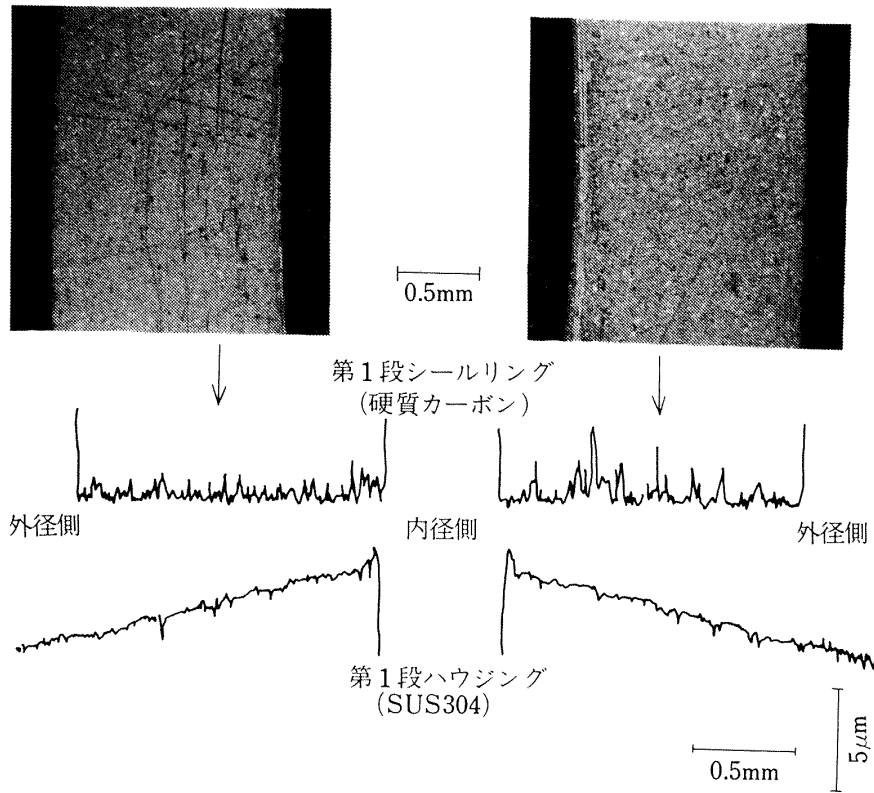


図 4.16 実験後シール面の外観と形状あらさ (一段シール)



平均シール直径すきま
 第1段 29μm, 第2段 33μm

シール圧 5 ~ 14 kg / cm² G
 回転数 MAX 50,000 rpm
 試験時間 11.9分

図 4.17 実験後二次シール面外観と形状あらさ

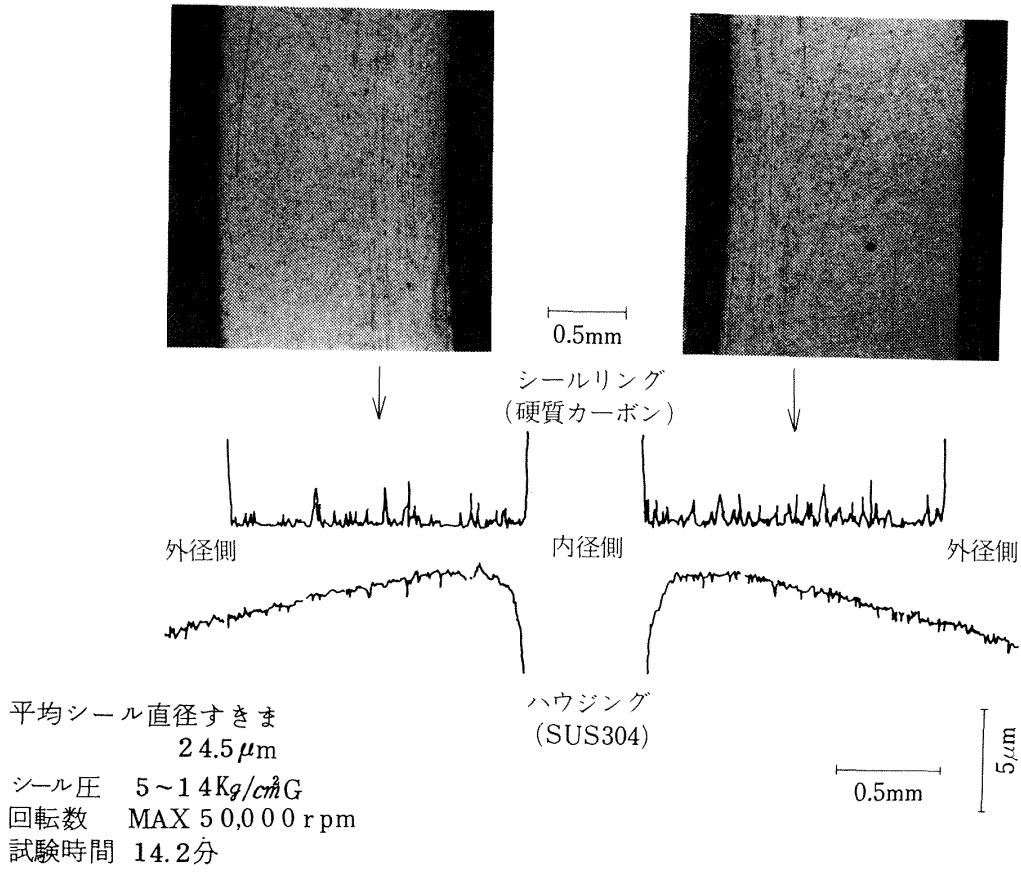
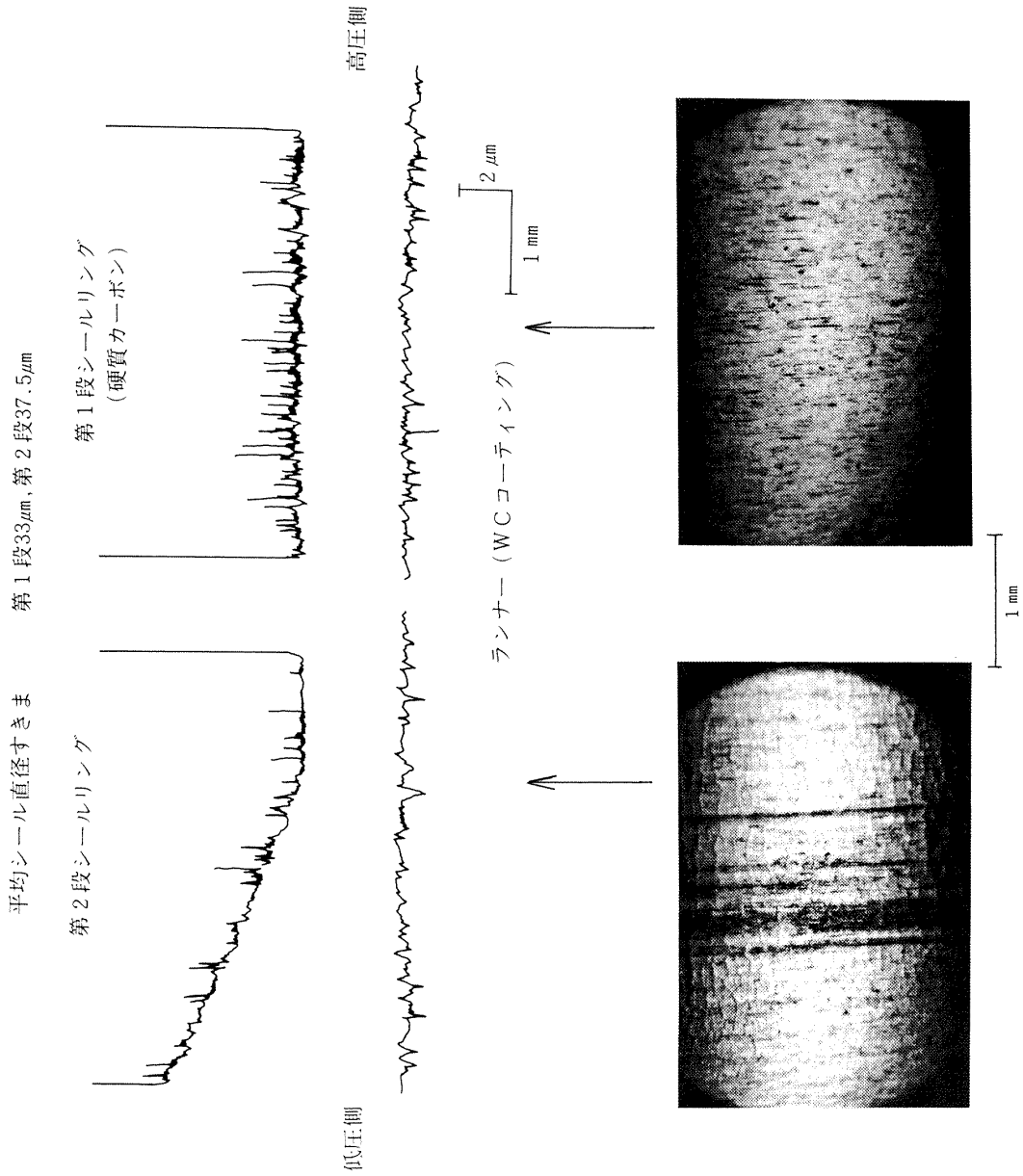
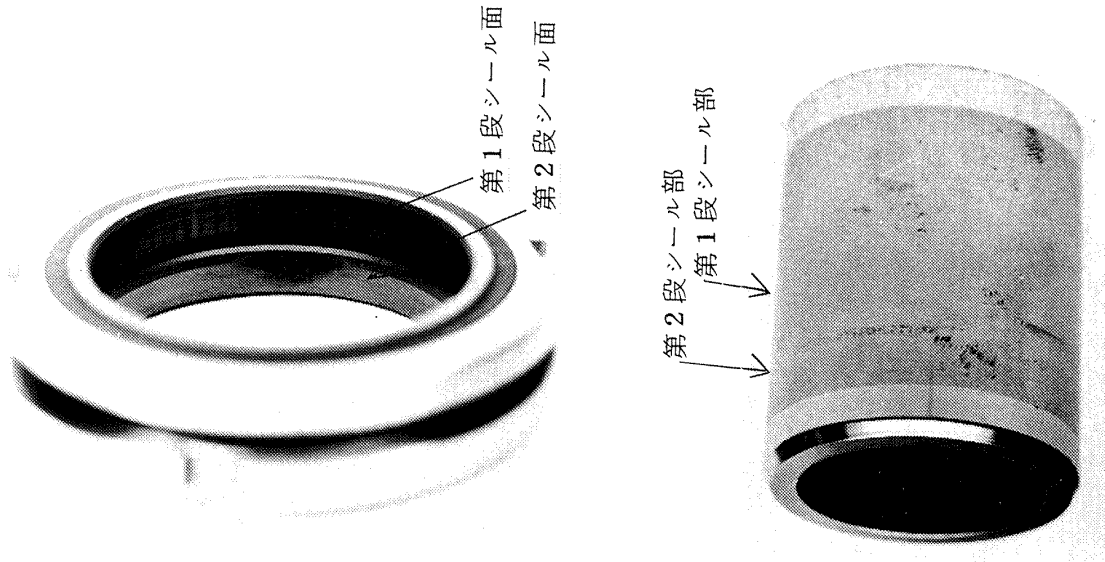


図 4.18 実験後二次シール面外観と形状あらし (一段シール)



シール圧 5 ~ 14 kg/cm² G
 回転数 MAX. 50,000 r.p.m
 試験時間 18.4分

図 4.19 実験後シール面の外観と形状あらさ

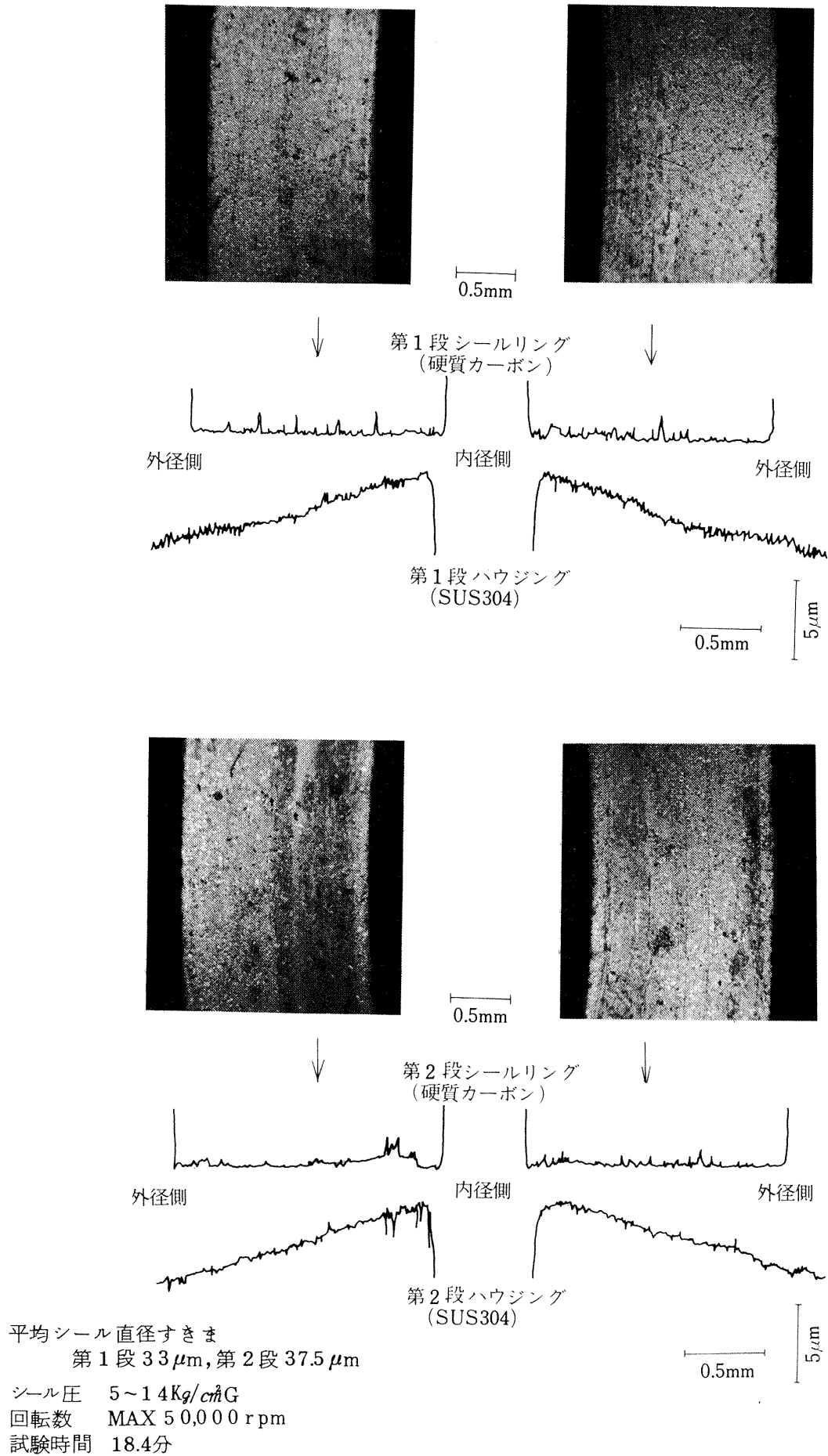


図 4.2 0 実験後二次シール面外観と形状あらし

5. む す び

推力10トン級液酸・液水ロケットエンジンの液水ターボポンプを対象として、液体水素用フローティングリングシールの試作研究をおこなった。シール段数が二段及び一段、平均シール直径すきまが24.5～86 μmの範囲の供試シールについて、回転数50,000 rpm、シール圧力14～18 kg/cm² Gの条件で液体水素実験をおこなった結果、フローティングリングシールは良好な性能を示し、高速回転軸の液体水素シールとして十分実用に供し得ることが確認された。また、シールすきま内の液体水素のガス化が漏れ特性に大きな影響を及ぼすことが明らかとなった。

現在わが国で開発中の液酸・液水ロケットエンジン(LE-5)用液水ターボポンプには密封性能に優れるメカニカルシールが採用されたが、同エンジンの補機タービンの液体水素シールには、フローティングリングシールが採用され、本試作研究の結果が反映されている。

本研究は宇宙開発事業団との共同研究としておこなわれたものである。本研究をおこなうにあたり、多くの方々の協力を得た。供試シールの製作と実験を支援されたイーグル工業(株)の関係の方々には本研究のすべての面について助力を得た。また、液体水素供給設備を製作された三菱重工業(株)、シール試験機を製作された(株)不二越の関係の方々に厚く感謝の意を表します。

付録1 漏れ量の計算

フローティングリングシールを内管が回転する同心二重円筒管内の非圧縮流れと考え、漏れ量を計算した。

ここで用いた記号は次の通りである。

D ; シール面直径 (m)

h ; シール平均半径すきま (m)

l ; すきま軸方向長さ (m)

\dot{m} ; 質量漏れ流量 (g/s)

ΔP ; シール差圧 (N/m²)

Q_N ; 標準状態のガスに換算した漏れ量 (m³/s)

$$R_e = \frac{2h v_m}{\nu}, R'_e = \frac{h v_m}{\nu}; \text{軸流レイノルズ数}$$

$$R_\omega = \frac{2h u_m}{\nu} = \frac{h u_1}{\nu}; \text{回転レイノルズ数}$$

$$u_m = \frac{1}{2} u_1; \text{周方向平均流速 (m/s)}$$

$$u_1 = \frac{D\omega}{2}; \text{軸周速 (m/s)}$$

v_m ; 軸方向平均流速 (m/s)

λ ; 流動抵抗係数

ξ_{in}, ξ_{out} ; 入口, 出口損失係数

ρ_G ; 標準状態の水素ガス密度 (kg/m³)

ρ_L ; 液体水素の密度 (kg/m³)

ν ; 液体水素の動粘度 (m²/s)

ω ; 軸の回転角速度 (rad/s)

流れが乱流である場合の回転二重円筒の流動抵抗係数として、山田は理論式に静止二重管の実験式を適用し次式を得た。⁽⁵⁾

$$\lambda = 0.26 R'_e^{-0.24} \left\{ 1 + \left(\frac{7}{8} \right)^2 \left(\frac{R_\omega}{2R'_e} \right)^2 \right\}^{0.38} \dots\dots\dots (\text{付1-1})$$

上式で、山田は軸流レイノルズ数として $R'_e = h v_m / \nu$ を使用しているが、代表寸法を流体平均直径 $2h$ とし、 $R_e = 2h v_m / \nu = 2R'_e$ を用いるのが一般的である。

フローティングリングシールの漏れ量 Q_N は、この λ を用い、 R'_e のかわりに R_e を使用して現わすと次のようになる。

$$Q_N = \frac{\dot{m}}{\rho_G} = \frac{\pi \rho h}{\rho_G} \left(\frac{\lambda l}{2h} + \xi_{in} + \xi_{out} \right)^{1/2} \times (2\rho_L \Delta P)^{1/2} \quad (\text{付1-2})$$

$$\text{ただし 層流では } \lambda = \frac{96}{R_e}$$

$$\text{乱流では } \lambda = 0.307 R_e^{-0.24}$$

$$\times \left\{ 1 + \left(\frac{7}{8} \right)^2 \left(\frac{R_\omega}{R_e} \right)^2 \right\}^{0.38}$$

出入口損失係数の値は、一般に使用されている鋭い角をもつ時の値 $\xi_{in} + \xi_{out} = 1.5$ とした。計算では 25°K における水素の物性値⁽⁵⁾を用いた。

付録2 回転による粘性摩擦発熱

軸の回転に伴う粘性摩擦発熱によりシール部を通り抜け漏れていく液体水素に与えられる熱量を算定する。ここで用いた記号は下に記した以外は付録1と同じである。

$C_f = \tau_{u1} / \rho u_1^2$; 回転二重円筒の摩擦トルク係数

$C_d = \tau_{u1} / \frac{1}{2} \rho u_1^2$; 回転円筒の摩擦トルク係数

H_f ; 回転二重円筒の粘性摩擦発熱量 (J/s)

H_d ; 回転円筒の粘性摩擦発熱量 (J/s)

$L_1, L_{1u}, L_{1d}, L_{2u}, L_{2d}$; 回転円筒の軸方向長さ (m)

τ_{u1} ; 軸の周上におけるせん断応力の周方向成分 (N/m²)

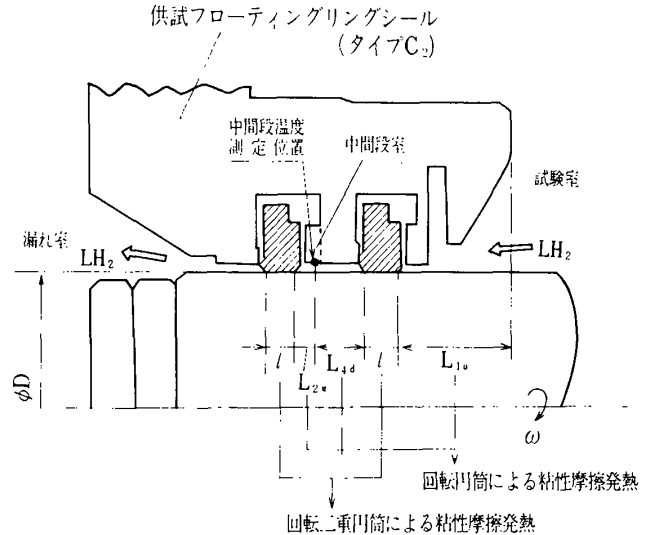
$R_{rot} = \frac{D^2 \omega}{4\nu}$; 回転円筒の回転レイノルズ数

フローティングリングシールではシールすきま部分以外でも回転軸外径部で摩擦発熱がある。このため、付図に示すように、シールすきま部分とそれ以外の部分に分けて、各々、回転二重円筒及び回転円筒の摩擦発熱の式を適用した。シール上流側については、付図に示したようにシールハウジングより下流部の摩擦発熱のみが漏れていく液体水素に与えられるものと仮定した。

流れが乱流の場合、軸方向に流れがある回転二重円筒の摩擦トルク係数として、山田は理論式に流動抵抗係数の実験式を適用し次式を得た⁽⁷⁾。

$$C_f = 0.0759 R_{\omega}^{-0.24} \times \left\{ 1 + \left(\frac{8}{7} \right)^2 \left(\frac{2R_e'}{R_{\omega}} \right)^2 \right\}^{0.38} \dots (\text{付2-1})$$

付録1と同様に軸流レイノルズ数として $R_e = 2R_e'$ を用いると



付図、軸の回転による粘性摩擦発熱

$$C_f = 0.0759 R_{\omega}^{-0.24} \times \left\{ 1 + \left(\frac{8}{7} \right)^2 \left(\frac{R_e}{R_{\omega}} \right)^2 \right\}^{0.38} \dots (\text{付2-2})$$

回転二重円筒による摩擦発熱量 H_f は、この C_f を用いて次のようになる。

$$H_f = C_f \pi D l \rho u_1^3 \dots (\text{付2-3})$$

回転円筒の摩擦発熱量 H_d は、T.Theodorsen らの実験式によると次のようになる。⁽⁸⁾

$$H_d = \frac{1}{2} C_d \pi D L \rho u_1^3$$

ただし

$$\frac{1}{\sqrt{C_d}} = 4.07 \log_{10} (R_{rot} \sqrt{C_d}) - 0.6$$

$$R_{rot} = \frac{D^2 \omega}{4\nu} \dots (\text{付2-4})$$

一例としてシール直径すきまが第1段 $30 \mu\text{m}$ 、第2段 $45 \mu\text{m}$ の場合についての計算値を示す。シール圧力 $14 \text{ kg/cm}^2 G$ 、回転数 $50,000 \text{ pm}$ の条件では、第1段部のレイノルズ数は $R_e = 7.04 \times 10^3$ 、 $R_{\omega} = 6.44 \times 10^3$ で、これから回転二重円筒部の摩擦発熱量は $H_f = 20.0 \text{ J/s}$ となる。試験室から中間段室までの回転円筒による発熱量は、 $R_{rot} = 1.03 \times 10^7$ 、 $L_{1n} + L_{1d} = 19 \text{ mm}$ を用い、 $H_d = 70.9 \text{ J/s}$ と

なる。このときの漏れ量 $m = 2.9 \text{ g/s}$, 液体水素の比熱 $16.2 \text{ J/g}^\circ\text{K}$ であるから, 試験室から中間段室までに回転による摩擦発熱で液体水素の温度は 1.9°K 上昇する。一方, 中間段室から第2段シールすきま出口まででは, 同様に計算をして, $H_f = 15.2 \text{ J/s}$, $H_d = 9.3 \text{ J/s}$ である。第2段部のみの摩擦発熱のために, この時の漏れ量の 1.9% が余計にガス化することになる。なお, この計算では実験値に合わせて 27°K における液体水素の物性値⁽⁵⁾を用いた。

参 考 文 献

- (1) 野坂正隆ほか5名; 液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究, 航技研報告 TR-653 (1981)
- (2) Liquid Rocket Engine Turbopump Rotating Shaft Seals; NASA SP-8121 (1978)
- (3) A. Csomor and R. Sutton; Small High-Pressure Hydrogen Turbopump, NASA CR-135186 (1977)
- (4) A. Csomor and R. Sutton; Small High-Pressure Liquid Oxygen Turbopump, Interim Report NASA CR-135211 (1977)
- (5) R.D. McCarty; Hydrogen Technological Survey — Thermophysical Properties, NASA SP-3089 (1975)
- (6) 山田 豊; 内管が回転する二重管内の流動抵抗, 機械学会論文集 vol. 27 No. 180 (1961) p.p 1267-1276
- (7) 山田 豊; 軸方向に流れのある回転二重管の回転抵抗, 機械学会論文集 vol. 28 No. 186 (1962) P. P 117-124
- (8) T. Theodorsen and A. Regier; Experiments on Drag of Revolving Disks, Cylinders, and Streamline Rods at High Speed, NACA Report No. 793 (1944) p.p. 367-384
- (9) 山田 豊, 中林功一, 前田宏三; 偏心回転二重管内流れの損失水頭, 機械学会論文集 vol. 35 No. 270 (1969) p.p 331-338
- (10) R.V. Smith; Some Idealized Solutions for Choking Two-Phase Flow of Hydrogen, Nitrogen, and Oxygen, Advances in Cryogenic Engineering, vol. 8 Plenum Press, New York (1963) p.p 563-573
- (11) R.C. Hendricks and R.J. Simoneau; Two-Phase Choked Flow in Tubes With Very Large L/D, Advances in Cryogenic Engineering, vol. 23 Plenum Press, New York (1978) p.p 265-275

既 刊 報 告

TR-700	リフトジェットエンジンの研究開発(2) Research and Development of Lift-Jet Engine(II)	1982年2月	原動機部
TR-701	密度の異なる乱流噴流の拡がり速度 The Spreading Rate of Nonhomogeneous Turbulent Jets	1982年2月	石垣 博
TR-702	汎用飛行シミュレーション・プログラム(FSPK-1) 第1部:プログラムの内容 Flight Simulation Program (FSPK-1) Part 1: Contents of Program.	1982年2月	坂東 俊夫・渡辺 順
TR-647T	Construction and Performance of NAL Two-Dimensional Transonic Wind Tunnel.	February 1982	Second Aerodynamics Division
TR-703	USB方式STOL機のエンジン機装(1) 円形合流ダクトによるエンジンマッチング特性(その1) An Engine Installation for Fan Jet STOL Aircraft Using USB Powered High Lift System(1).	1982年2月	松本 正勝・島崎 忠雄 近藤 博・中山 普 関根 静雄・吉田 晃 森田 光雄・他4名
TR-704	微小推力による最適地球脱出軌道について Optimal Low-Thrust Earth Escape Spiral Trajectories From Geosynchronous Orbit.	1982年3月	吉村 庄市・山中 龍夫
TR-705T	An Implicit Finite-Difference Method for Chemical Nonequilibrium Flow Through An Axisymmetric Supersonic Nozzle.	March 1982	Kazuhiro NAKAHASHI
TR-706T	Calculation of Unsteady Transonic Potential Flow Over Oscillating Three-Dimensional Wing.	March 1982	Kozi ISOGAI
TR-707	炭素繊維複合材料(CFRP)桁/リブ要素模型試験におけるアコースティック・エミッション計測 Acoustic Emission Technique Applied to CFRP Spar/Rib Element Model	1982年4月	林 洋一・角田 義秋 中井 暎一
TR-708	小型溝構造液水冷却燃焼器の研究(II)(水冷却燃焼実験) A Study on Heat Transfer Characteristics of Water Cooled LO ₂ /LH ₂ Rocket Combustor.	1982年5月	新野 正之・熊川 彰長 八柳 信之・五味 広美 鈴木 昭夫・坂本 博 佐々木正樹・柳川 孝二
TR-709	有限面積法による二次元翼列まわりの非粘性圧縮流の数値計算 Numerical Flow Through Two-Dimensional Cascade Finite Aven Method	1982年5月	福田 正大・西村 英明 田村 敦宏

航空宇宙技術研究所報告710号

昭和57年5月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182
印刷所 株式会社実業公報社
東京都千代田区九段南4-2-12

Printed in Japan