

NAL TR-717

ISSN 0389-4010
UDC 621.454.2.043:
62-233.1:
62-762.8

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-717

液酸ターボポンプ・軸シールのシール性能と耐久性

鈴木 峰 男・上 條 謙二郎
渡 辺 義 明・森 雅 裕

1982 年 7 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

液酸ターボポンプ・軸シールのシール性能と耐久性*

鈴木 峰 男** 上 條 謙二郎***
渡 辺 義 明*** 森 雅 裕****

SEAL PERFORMANCE AND DURABILITY OF ROTATING SHAFT SEALS OF LIQUID OXYGEN TURBOPUMP

By

Mineo SUZUKI, Kenjiro KAMIJO, Yoshiaki WATANABE,
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 of Japan (NASDA). National Aerospace Laboratory of Japan (NAL) has carried out research and development of the turbopumps for the LE-5 engine in co-operation with NASDA.

A study of the LOX turbopump rotating shaft seals has been performed in connection with the research and development of the LOX turbopump. This report describes the seal performance and durability of the rotating shaft seals of the LOX turbopump.

The shaft seal system of the LOX turbopump consists of a liquid oxygen seal (a face-contact metal bellows mechanical seal), a turbine-drive hot gas seal (a segmented hydrodynamic circumferential seal), and a helium purge-gas seal (a double segmented hydrodynamic circumferential seal). The operating conditions are as follows; rotating speed is 16,500 rpm, and sealed fluid pressures and temperatures are 15 ata and 90 K for the mechanical seal, 3 ata and 700 K for the turbine-drive hot gas seal, and 3 ata and ambient for the helium purge-gas seal, respectively.

The performance of the LOX turbopump shaft seal system has been satisfactory in a series of LOX turbopump and LOX/LH₂ turbopump system tests. The wear amount of the seals after total test time of about 2,000 sec. was acceptable.

* 昭和57年5月17日受付

** 宇宙研究グループ

*** 角田支所

**** 宇宙開発事業団

The durability tests of the seals were carried out using a seal tester, in which the structure of the hot gas seal was change to a double seal. The durability-test conditions were the same those for the LOX turbopump tests except the starting and stopping periods.

Through all the test duration of about 7,000 sec., the performance of the seals was satisfactory. The wear depth of the seals was less than $10\mu\text{m}$ for carbon nose-piece of mechanical face seal and $15\mu\text{m}$ for the carbon seal rings of segmented circumferential seals, respectively.

From these test results, it was confirmed that the seal performance, durability and reliability of the rotating shaft seals satisfied the requirements for application to the LOX turbopump.

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。同エンジン用の液酸ターボポンプに関しては、昭和52年度に第1次試作⁽¹⁾がおこなわれ、ついで第1次試作液酸ターボポンプに関して得られた技術資料を基にエンジンへの機装やより重量軽減を目指した第2次試作が昭和53年度におこなわれた。さらに昭和55年度には、この第2次試作液酸ターボポンプと液水ターボポンプを組合⁽²⁾わせたターボポンプシステムの研究がおこなわれた。推力10トン級の液酸・液水ロケットエンジン(L E-5)に機装される液酸ターボポンプは、第2次試作液酸ターボポンプと構造が全く同一で、より一層重量軽減を追求したものである。

本報告は、液酸ターボポンプの開発研究の一環としておこなわれた液酸ターボポンプ・軸シールに関する研究について述べたものである。本研究では以下の点を主な研究目的とした。

- (1) 液酸ターボポンプの開発研究の過程でおこなわれたターボポンプ試験における液酸ターボポンプの軸シール系の性能評価
- (2) 液酸ターボポンプシール単体試験機を用いておこなった長秒時試験に基づく耐久性能の評価
極低温の液体酸素ポンプを高温の燃焼ガスでタービン駆動する液酸ターボポンプを開発するに当たっ

ては、種々の困難が予想された。液酸ターボポンプの軸シール系もその一つであった。液体酸素と燃焼ガスが混合すると爆発する危険性があるため、ポンプ作動流体である液体酸素とタービン駆動用燃焼ガス(水蒸気+水素ガス)を完全に分離しなければならず、このためポンプ部とタービン部の間に軸シール系が設けられている。軸シール系は液体酸素シール、燃焼ガスをシールするための高温ガスシール、両シール間で液体酸素と燃焼ガスを完全に分離するためのヘリウムバージシールの三種の軸シールから構成されている。液酸ターボポンプの場合、三種の軸シールのいづれにも確実な密封性能と信頼性が要求されるほか、さらにターボポンプの要求を満たす十分な耐久性がなければならない。

米国で既に実用されている液酸ターボポンプの軸シールの技術資料についてはNASAからターボポンプの軸シールの解説書⁽³⁾が公表されている。この他にも、M-1エンジンの液酸ターボポンプ軸シールの開発研究⁽⁴⁾、液体酸素シール用摺動材に関する基礎的研究⁽⁵⁾、また最近では、高圧・高速ターボポンプの再使用、長寿命シールとして、フローティングシールとスリンガーシールを併用した例⁽⁶⁾やシール流体による動圧効果を利用したシールの研究⁽⁷⁾⁽⁸⁾などが報告されている。表1.1は上述した軸シールの解説書から得られた液体酸素シールの使用例とシール性能であるが、シール寿命は2~3時間程度で漏れ量も多く、またカーボンシールリングの摩耗量も、J-2エンジンの場合で 0.254mm/hr とかなり多く、必ずし⁽⁹⁾

シール形式	材		料		シール面直径 (mm)	シール圧 (kg/cm ²)	回転数 (rpm)	シール面掃動速度 (m/s)	スプリング力 (kg)	シール面押付力 (kg)	①シール面圧 (kg/cm ²)	②流体力比	試験結果			適用エンジン	
	シールノーズ	マイティングリング	二次シールまたはペロース	ハウジング									総試験回数	総試験時間 (hr)	寿命 (hr)		流量 (Sℓ/min)
接触ベロース	カーボン P692	4130 +Crメッキ	347	304	66.8	15.8	6750	23.5	14.0	43.0	11.1	0.97	30	35.8	3	280	Thor
接触ベロース	カーボン P692	4130 +Crメッキ	718	304	66.8	14.0	6800	23.8	37.1	48.0	12.3	0.7	85	29	3	280	H-1
接触ベロース	カーボン P5N	インコメX +Crメッキ	750	321	75.5	14.0	8650	34.1	18.6	68.0	14.7	0.85	100+	100+	2	420	J-2
接触ベロース	カーボン P692	インコメX +Crメッキ	718	321	74.5	14.0	9000	35.1	18.6	68.0	14.7	0.85	25	15	2	420	J-2S
接触ベロース	カーボン P5N	インコメX +LW-5	718	321	175.3	31.5	4000	36.6	9.1	213.4	13.7	0.92	21	2.4	1.7	65	M-1
接触ベロース	カーボン P5AG	AMS 5646 +Crメッキ	750	AMS 5646	43.2	28.0	12300	28.0	7.7	30.4	2.9	0.65	-	-	-	-	RL-10
接触ベロース	カーボン P692	440C +Crメッキ	750	303	164.2	9.8	6000	51.8	26.3	57.5	3.6	0.7	100+	100+	3	710	F-1
接触ベロース	カーボン P692	4130 +Crメッキ	750	302	67.3	15.8	6800	23.8	14.5	37.1	9.1	0.85	100+	100+	3	280	Thor
接触ベロース	カーボン P692	4130 +Crメッキ	750	302	66.8	17.5	10000	35.1	14.5	39.0	9.6	0.85	100+	100+	3	280	Atlas

① スプリング力+流体圧力による力(シール面の圧力分布を直線状と仮定)

② シール面押付力+シール面面積

③ 流体負荷面積+シール面面積

④ 推定最小寿命

⑤ 測定値または推定最大値

表1.1 液体酸素シール使用例とシール性能⁽³⁾

も満足のものではない。また、これらの報告では液体酸素シールに関しては比較的多く述べられているが、高温ガスシールやヘリウムパージシールについての資料は少ない。

このような背景の下で、わが国で初めての液酸・液水ロケットエンジンを開発するに当たり、液酸ターボポンプの軸シール系のシール性能、信頼性、耐久性などについて調べる必要が生じた。

本研究の結果、液酸ターボポンプの軸シール系は、シール性能、耐久性、信頼性などターボポンプの諸要求を十分満足するものであることが確認された。

2. 液酸ターボポンプの軸シール

液酸ターボポンプの構造を図2.1に示す。軸シール系は液体酸素で冷却される軸受部とタービン部の間に設けられている。軸シール部の構造を図2.2に示す。軸シール系は液体酸素シール、高温ガスシール、ヘリウムパージシールの三種の軸シールで構成されている。液体酸素シールはポンプ作動流体であ

る液体酸素を密封するためのシールで、シール形式は高速での追随性に優れた溶接ベローズ式メカニカルシールである。液体酸素の漏れは可能な限り少なくする必要があるため、メカニカルシールは最良と考えられる。高温ガスシールはタービン駆動用燃焼ガスを密封するためのシールで、シール形式は内周にレーレーステップを設けた動圧型セグメントシールである。その動圧効果により定格運転時にはシール摺動部が非接触状態となり摩耗が軽減されるよう設計されている。ヘリウムパージシールは液体酸素シールから漏れた酸素と高温ガスシールから漏れた燃焼ガスを完全に分離するために、両シールの間に設けられたシールで、シール形式はシールリングを二個設けたダブルタイプのセグメントシールである。高温ガスシールと同様に内周にレーレーステップを設け動圧効果を利用している。二個のシールリングの間にヘリウムガスを供給してパージをおこなうことにより酸素と燃焼ガスが完全に分離される。液体酸素シール下流の酸素とヘリウムの混合ガス、およ

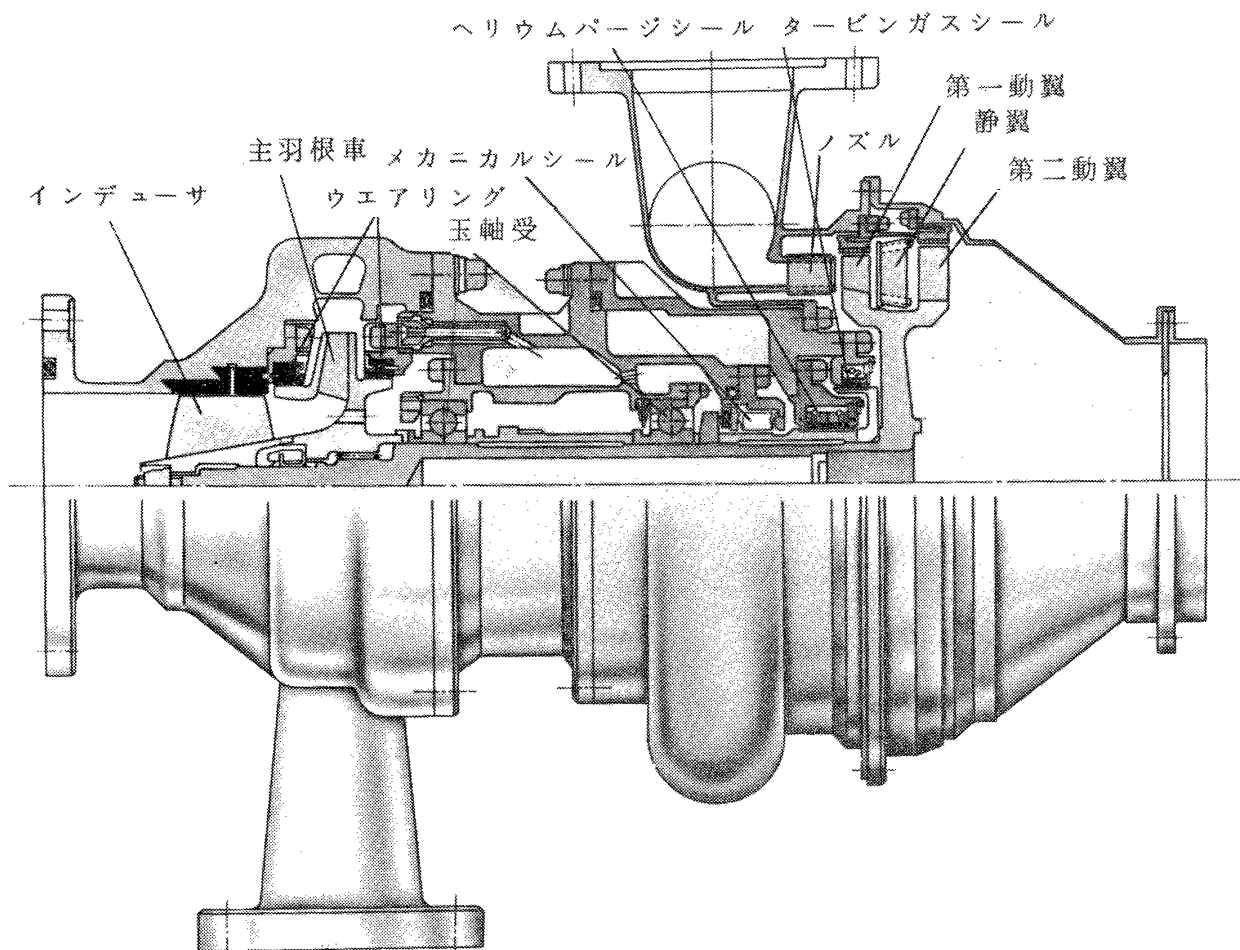


図2.1 液酸ターボポンプ(第2次試作)

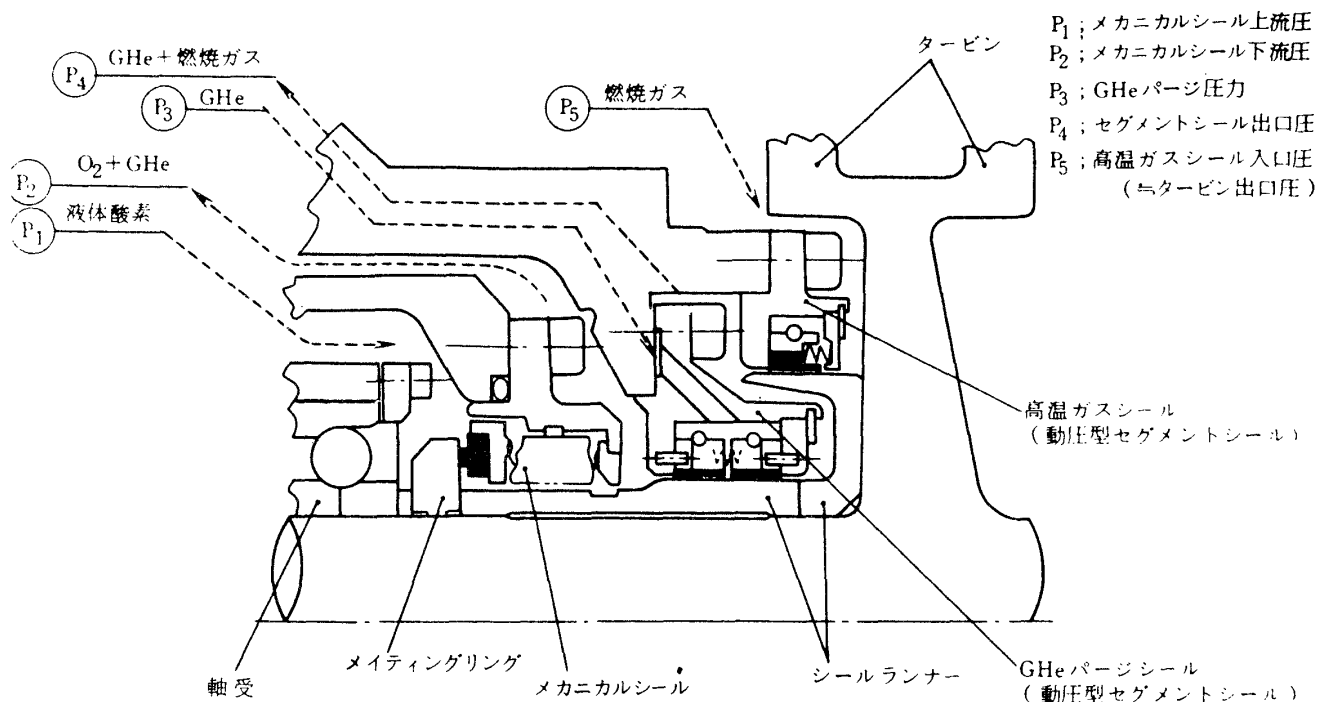
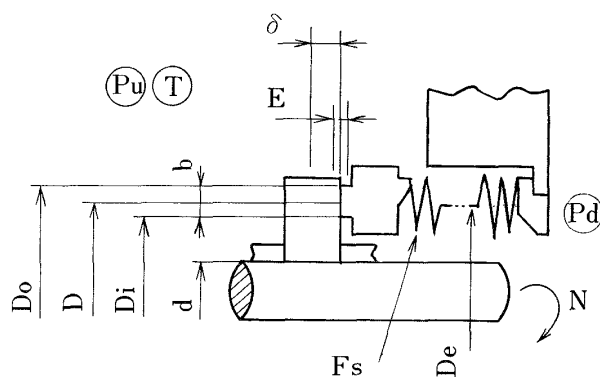


図 2.2 液酸ターボポンプ軸シール

表 2.1 メカニカルシールの主要設計値および使用条件

シール流体	液体酸素
シール上流圧力 P_u	MAX 15 $kg/cm^2 A$
シール下流圧力 P_d	1 $kg/cm^2 A$
シール流体温度 T	90° K~
回転数 N	16500 rpm
軸径 d	30 mm
シール面外径 D_o	48.6 mm
シール面内径 D_i	44.6 mm
シール面平均径 D	46.6 mm
シール面幅 b	2 mm
シール面面積 A_s	2.93 cm^2
スプリング力 F_s	3.6 kg
シール面押付力 F_t	14.9 kg
シール面面圧 P	5.1 kg/cm^2
シール速度 V	40.3 m/s
$P-V$ 値	206 $kg/cm^2 \cdot m/s$
シールたわみ量 δ	1.8 mm
シール作動範囲 E	± 0.2 mm



$$A_s = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \quad D_e; \text{ベローズ有効径}$$

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_e^2) \quad A_c; \text{流体負荷面積}$$

$$B = A_c / A_s \quad B; \text{流体バランス比}$$

$$F_t^* = F_s + A_s (P_u - P_d) (B - 0.5)$$

$$P = F_t / A_s$$

$$V = \pi D N / 60$$

*シール面の圧力分布を直線状と仮定

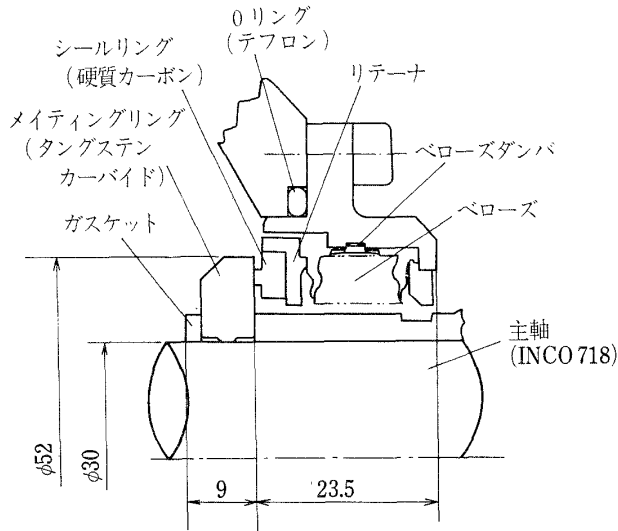


図 2.3 メカニカルシールの構造

び高温ガスシール下流の燃焼ガスとヘリウムの混合ガスは、別々にターボポンプの外へ排気される。

液酸ターボポンプは定格運転時、回転数は16500 rpmである。この時、メカニカルシール上流の液体酸素の圧力は約15 ata、温度約90°Kで、高温ガスシール上流の燃焼ガスは、圧力約3 ata、温度約700°Kである。ヘリウムパージシールには、圧力約3 ataの常温のヘリウムガスが供給される。また、エンジン起動時や停止時には、液酸ターボポンプは急速加速または急速減速し、これにともない液体酸素および燃焼ガスの圧力も急上昇または急低下する。このような条件の下で、軸シール系には確実な密封性能と同時に十分な耐久性が要求される。

メカニカルシールの主要設計値、使用条件を表 2.1 に、構造を図 2.3 に示した。メカニカルシールの摺動材は静止シールリングが硬質カーボン、回転側のメイティングリングがタングステンカーバイド(WC)である。シールノーズ部はカーボンのシールリングの外周を金属のリテーナにより支持する構造である。液体酸素中では金属同士が摩擦すると発火する危険性がある。カーボンが異常な摩耗を起こしてもメイティングリングがリテーナに接触しないように、メイティングリング外径をリテーナより小さくしている。ベローズには図 2.3 に示したように防振用のダンパが取付けられている。

ヘリウムパージシール、高温ガスシールの両セグメントシールの主要設計値、使用条件を表 2.2 に、

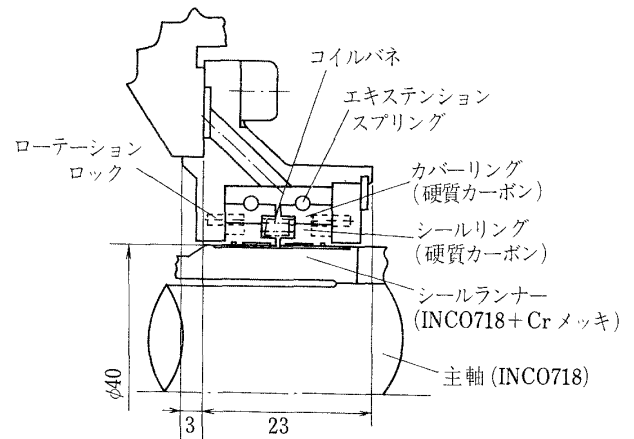


図 2.4 ヘリウムパージシールの構造

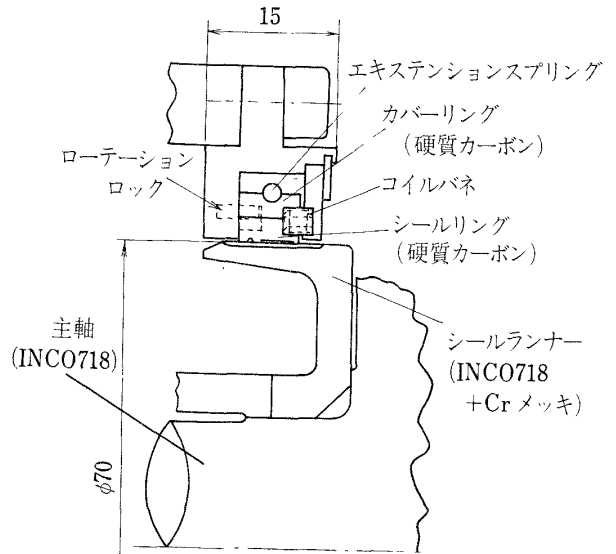
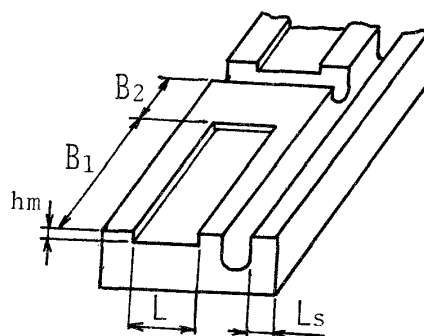


図 2.5 高温ガスシールの構造

構造を図 2.4、図 2.5 に示す。セグメントシールではシールリングが分割されている。本セグメントシールの場合、ヘリウムパージシールは二分割、高温ガスシールは三分割となっている。その分割部のすき間をシールするため、図に示したようにシールリング外周側をカバーリングで囲む構造となっており、その外側からエキステンションスプリングにより、シールリングを軸に押付けている。シールリングはコイルバネによりハウジングに押付けられている。これにより、シールリング端面とハウジングの接触面で二次シール(静的シール)がおこなわれる。また、シールリングが回転しないようにローテーションロックが設けられている。シール摺動材は、両シールとも静止シールリングが硬質カーボン、回転ランナーは軸と同材質の INCO718 に硬質クロムめっき(厚さ 0.1~0.2 mm)を施したものである。

表 2.2 セグメントシールの主要設計値および使用条件

		ヘリウムパー ジ シ ー ル	高温ガスシール
シール流体		ヘリウムガス	水蒸気+水素
シール上流圧力 P_u		$3 \text{ kg/cm}^2\text{A}$	$3 \text{ kg/cm}^2\text{A}$
シール下流圧力 P_d		$1 \text{ kg/cm}^2\text{A}$	$1 \text{ kg/cm}^2\text{A}$
シール流体温度		常温	MAX 700°K
回 転 数		16500 rpm	
シール径		40 mm	70 mm
シール面速度		34.6 m/s	60.5 m/s
シールリング分割数		2分割	3分割
シールリング幅		7 mm	7 mm
レ ー レ ス テ ッ プ	ステップ数	10	15
	グループ長 B_1	5.90 mm	7.21 mm
	ランド長 B_2	2.90 mm	3.54 mm
	ステップ比 B_2/B_1	0.49	0.49
	グループ幅 L	4 mm	4 mm
	グループ深さ h_m	25 μm	25 μm
シールダム幅 L_s		0.6 mm	0.6 mm
半径方向スプリング荷重 F_s		0.251 kg	0.440 kg
半径方向受圧相当面積 A		0.517 cm^2	0.870 cm^2
摺動面を閉じる荷重 F_c		1.29 kg	2.18 kg



$$F_c = A (P_u - P_d) + F_s$$

シールリング内周に設けられたレーレーステップは、ヘリウムパージシール、高温ガスシールとも同じ設計で、ステップ比は約 0.5、グループ深さは 25 μm である。

3. 液酸ターボポンプ試験における軸シール系の性能

液酸ターボポンプは、これまで液酸ターボポンプ単体として、および液水ターボポンプと組合わせたターボポンプシステムとして数多くの試験がおこなわれてきた。本節では、これらのターボポンプ試験における液酸ターボポンプの軸シール系の性能と試験後のシールの状況について述べる。

液酸ターボポンプは、実際のロケットエンジン(L

E-5) では最初水素ガスにより起動され、ついで液酸・液水両ターボポンプから吐出された液体酸素と液体水素の一部を燃焼させた高温ガスにより加速されて定格回転数の 16500 rpm に達する。このため、液体酸素シールと高温ガスシールでは、水素ガスによる起動時と高温ガスによる加速時に、シール圧力が急激に上昇する。図 3.1 は、ロケットエンジンでの運転を模擬したターボポンプシステムの試験における液酸ターボポンプの軸シール系各部の圧力変化を示したものである。なお、本試験では高温ガスシール上流の圧力は測定していないため、ほぼこれと同じ圧力を示すと考えられるタービン出口圧力を図に示した。起動と同時にメカニカルシール上流圧、高温ガスシール上流圧が急激に上昇している。

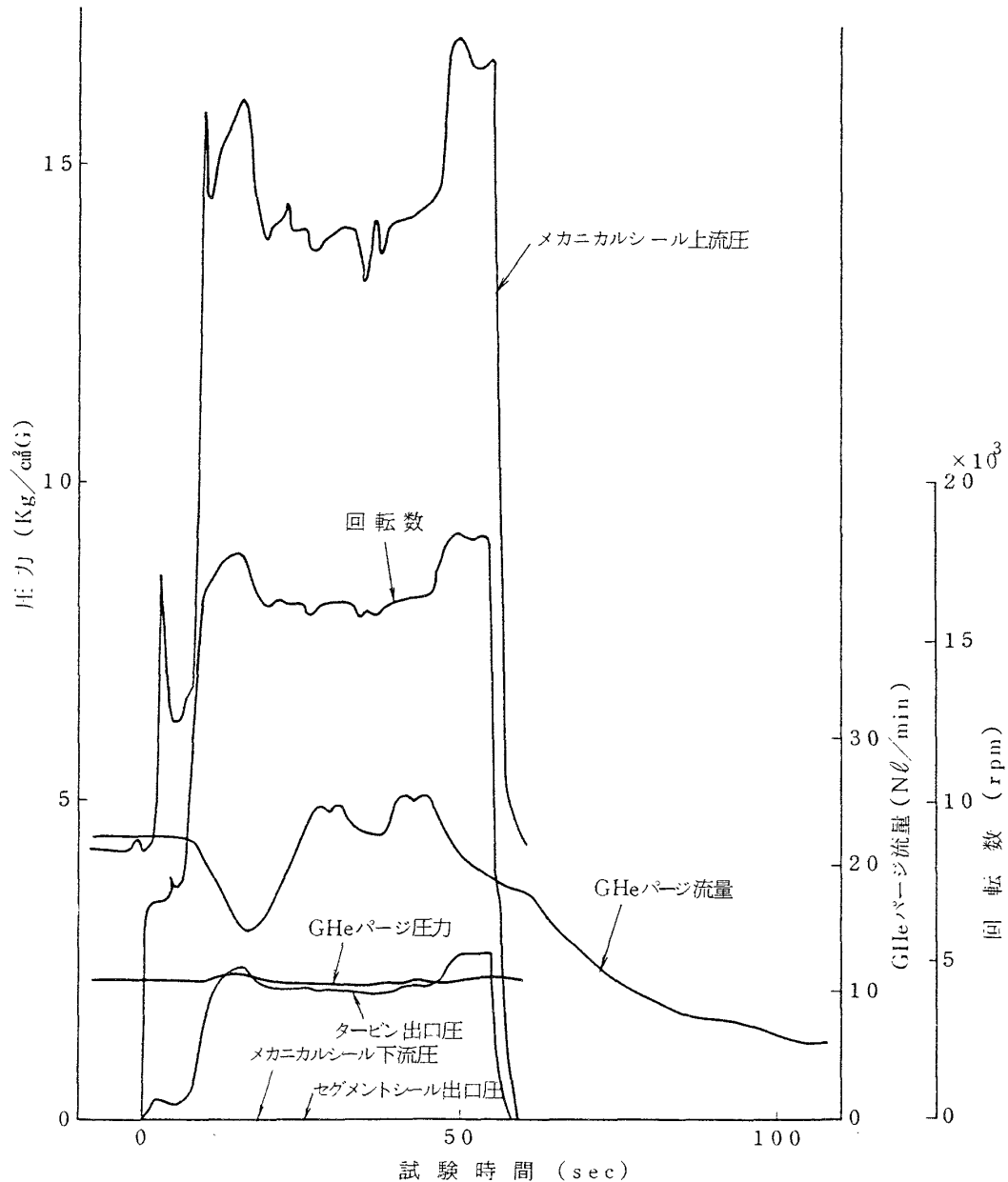


図 3.1 液酸ターボポンプ試験における軸シール系の性能

定格運転時には、メカニカルシール上流圧 $14 \sim 17 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ に対し下流圧 $0 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 、高温ガスシール上流圧約 $2 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ に対し下流圧 $0 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ である。また、ヘリウムパージ圧力は約 $2 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ で、運転中ほとんど一定である。三種の軸シールが正常に機能し、液体酸素と高温ガスが完全に分離されていることがわかる。図に示した以外の数多くの液酸ターボポンプ試験においても、軸シール系各部の圧力はほぼ同様であり、良好なシール性能を示した。

図 3.1 で、ヘリウムパージ流量がターボポンプの起動時から変動している。このようなパージ流量の

変動は高温ガスによりタービンを駆動する場合のみみられた。図 3.2 は、液酸ターボポンプ単体試験において、運転中および運転後のヘリウムパージ流量の変動を示したものである。運転後約 50 分には運転前のパージ流量に戻っている。ヘリウムパージシールのケーシング温度を測定した試験では、運転前約 -50°C であったのが、65 秒運転後には最大約 100°C に達しており⁽¹⁾、タービン駆動用の高温ガスによるヘリウムパージシール部への熱侵入がかなり大きいことがわかる。これらのことから、ヘリウムパージ流量が変動するのは、ヘリウムパージシ-

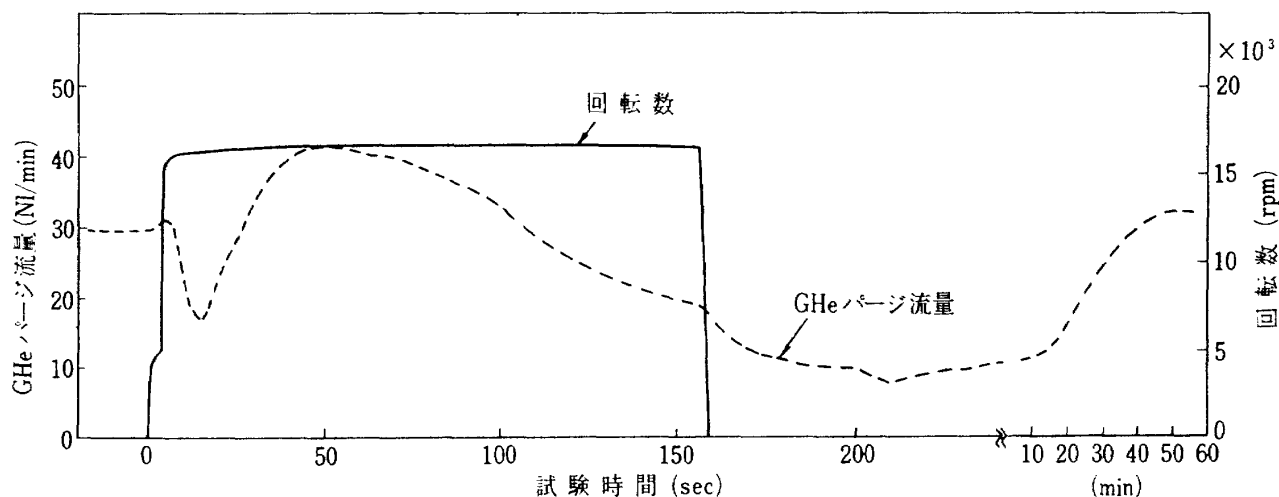


図 3.2 ヘリウムパージ流量の変化

ル部の熱ひずみのためと考えられる。

図 3.3 は試験後の各シールの外観で、総運転時間約 2100 秒後のものである。ターボポンプの急速起動・停止、高速回転という厳しい条件の下で長秒時運転されているが、三種のシールにはいずれも異常は認められず、まだ再使用可能な状態である。以下に各シール毎に、試験後のシールの状況を記す。

(メカニカルシール) ターボポンプの全試験を通してシールには異常な摩耗等は見られなかった。図 3.3(a) に示すように、シールリング摺動面には面荒れもなくきわめて良好な状態である。また、メイティングリングには図 3.3(b) に示すように摺動痕が認められるが、摩耗は少なく良好である。図 3.4 は総運転時間約 1300 秒、約 1500 秒、約 2100 秒の三つのシールのシール面の形状あらしさを比較して示したものである。約 1300 秒運転後のシールではシールリング、メイティングリングともに内径部のみに摩耗がみられ、摩耗量はシールリングで最大約 $1 \mu\text{m}$ 、メイティングリングが最大約 $0.5 \mu\text{m}$ である。約 1500 秒運転後にはシール面全幅にわたり摩耗が生じ、シールリングは内径側が約 $2 \mu\text{m}$ 低くなるように摩耗し、メイティングリング側もこれに対応し内径部で最大約 $1.5 \mu\text{m}$ 摩耗している。このように内径側で多く摩耗するのは、シールノーズ部が極低温による熱ひずみとシール圧力による圧力ひずみを受け、運転中、シールリング内径側を突き出す方向に変形するためである。運転初期は内径部のみが当たって摺動し、その部分が摩耗するに従い

シール面全幅で摺動するようになる。約 2100 秒運転後では、約 1500 秒運転後に比べて、メイティングリングがシール面の中央部から内径部にかけてさらに $1 \sim 2 \mu\text{m}$ 摩耗した形状となっている。また、シールリングの内径側が低くなる傾向は約 1500 秒運転後と同じで、シール面がメイティングリングの形状に従い摩耗している。これは、シール面全幅で摺動するようになると外径側で液体酸素を密封してしまいうため、外径部では液体酸素によりシール面の冷却が十分おこなわれるのに対し、内径部や中央部では冷却不足となり摩耗が進むためと思われる。図 3.4 のシール面の摩耗形状から推定したシールリングの運転時の面ひずみ量は、 $4 \sim 5 \mu\text{m}$ 内径高となる。

(高温ガスシール) シール面の外観は、図 3.3(c)、(e) に示したようにきわめて良好で、シールリングの摺動部分が光沢を示し、ランナーの対応する部分にカーボン転移がみられた。図 3.5 はシール面の形状あらしさの一例である。シールリングのレーレーステップのランド部とシールドラム部が摺動して表面あらしさの凸部がなくなった程度で、摩耗量は少ない。また、ランナー側には摩耗は認められない。シール面の状態は、ターボポンプの全試験を通してほぼ上に述べたと同様であった。レーレーステップの動圧効果により起動・停止時以外はシール面が非接触に近い状態であったものと推定される。

(ヘリウムパージシール) ターボポンプの全試験を通してシールには致命的な損傷はみられなかつ



図 3.3 試験後のシール外観

たが、シールリングに異常摩耗が生じた例があった。図 3.6 にシールリングの形状あらしを、異常摩耗が生じた場合と良好な場合を比較して示す。図には、そのときの相手側のランナーの表面あらしも示した。図 3.6 (a) では、シールリングが約 $20 \mu m$ 摩耗し一部でレーレーステップが認められなくなっている。ランナーには多量のカーボンが付着していた。一方、同図(b)の場合には(a)に比べ総運転時間は約 2 倍であるが、摩耗量は少ない。シール外観も図 3.3 (d), (e) に示したように良好で、前述した高温ガスシールの場合とよく似ている。両者のランナーの表面あらし

は、シール面の状態が良好だった場合が H_{max} 約 $0.4 \mu m$ に対し、異常摩耗が生じたものは H_{max} 約 $1.1 \mu m$ と大きい。ヘリウムパージシールでは常にパージ圧がかかっているため起動・停止時でもシール面圧が高い。また、シール径が高温ガスシールに比べて小さく周速が十分でないため動圧効果は小さい。このような条件の下で、ランナーの表面あらしが大きいことがカーボンを削り取る役目を果たし異常摩耗につながったものと思われる。シールリングの摩耗を少なくするためには、ランナーの表面あらしを $H_{max} 0.4 \mu m$ 以下に抑える必要があった。な

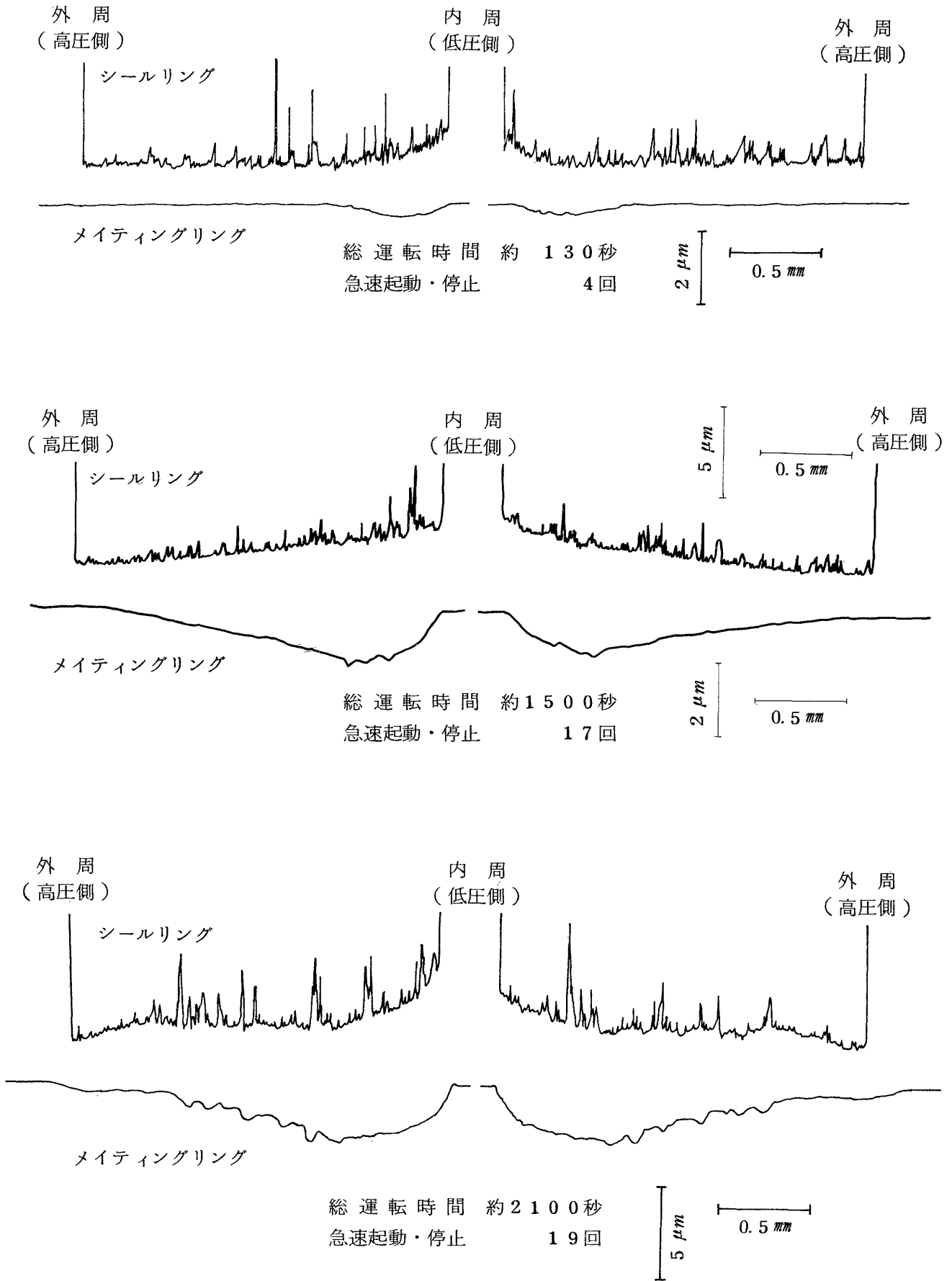


図 3.4 メカニカルシール形状あらし

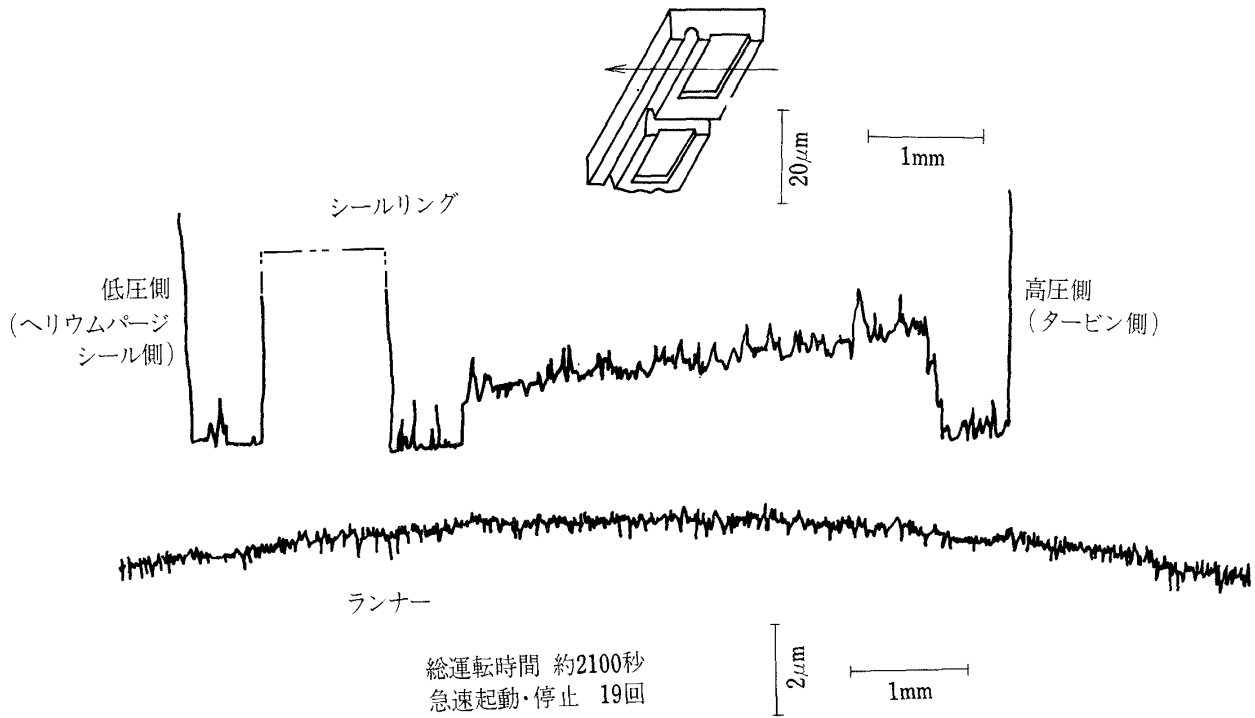


図 3.5 高温ガスシール形状あらし

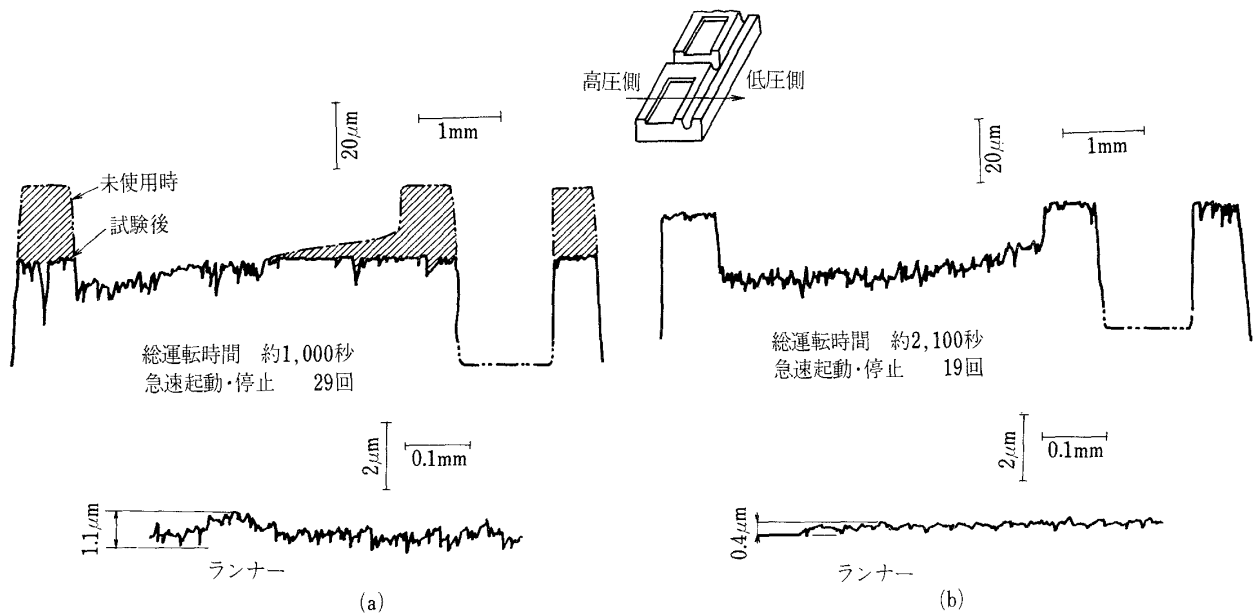


図 3.6 ヘリウムパージシール形状あらし

お、このような異常摩耗が生じてても、シールはレーレーステップのない通常のセグメントシールとして作動するため、液酸ターボポンプの運転には支障ない。図 3.7 は、ランナーの表面あらしが小さい場合の試験後シール面の形状あらしである。レーレーステップ形状を未使用のシールと比較し推定したシールリングの摩耗量は、二つのシールリングともに、

メカニカルシール側が数 μm 程度であるのに比べ、高温ガスシール側は $10 \mu m$ 程度と大きい。これに対応して、シールリングの高温ガスシール側に相当する部分のランナーに摩耗が認められる。これは、タービン側からの熱侵入によりランナーに大きな温度勾配ができ、ランナー外径がテーパ状になったためと考えられる。

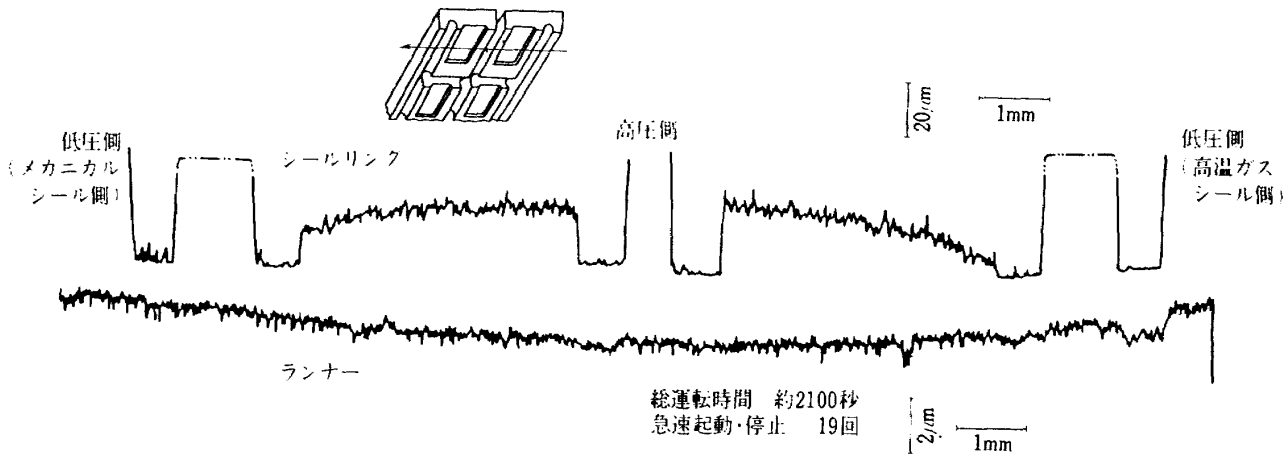


図 3.7 ヘリウムパーージシール形状あらし

4. 軸シール系の耐久性

前節で述べた通り、液酸ターボポンプに組込まれた軸シールは良好に機能することが確認されたが、その耐久性を確認するほどの十分な長時間試験をおこなうまでにはいたっていない。そこで、軸シールの耐久性を調べることを目的として、軸シール単体試験機を製作して、長秒時試験をおこなった。本節はこの結果について述べる。

4.1 シール試験機と実験設備

液酸ターボポンプの軸シール系の耐久性確認のために使用したシール試験機の構造を図 4.1 に、その軸シール部の構造を図 4.2 に示す。シール試験機は液酸ターボポンプの軸系を改造したもので、液酸ターボポンプとの主な相違は以下の点である。

- (1) 高温ガスシールをシールリングを二個設けたダブルタイプとし、二つのシールリングの間に燃焼ガスを供給する構造とした。これ以外の軸シール部、軸受部は液酸ターボポンプと全く同じである。
- (2) 液酸ターボポンプの羽根車の位置にウェアリングシールを設けた。ウェアリングシール下流圧を調整することにより軸系にかかるスラスト荷重を調整できるようにした。
- (3) 駆動タービンとして、小型のラジアルタービンを使用した。また、高温ガスシールとタービン間にラビリンスシールを設けた。

耐久性確認のための長秒時試験に用いた実験設備

の系統図を図 4.3 に示す。液体酸素は 2500 ℓ のランタンクから窒素ガスにより加圧され、タービン式流量計、フィルタ (公称 20 μ) を通りシール試験機に供給される。液体酸素は、試験機内でメカニカルシール、2 個の玉軸受を冷却し、ウェアリングシールを通った後に試験機から排出される。液体酸素の一部はウェアリングシール上流で試験機から排出され、流量調節弁の下流でウェアリングシールを通り抜けた液体酸素と合流してキャッチタンクへ導かれる。液体酸素の流量は、ウェアリングシール下流の軸スラスト調節弁と流量調節弁により調整される。軸系にかかるスラスト荷重は軸スラスト調節弁を用いウェアリングシール下流の圧力を適当な値に設定することで調整した。高温ガスは、新たに試作したシングルエレメントガス発生器を用い、酸素ガスと水素ガスを燃焼させて試験機に供給した。高温ガスは、試験機に一つのポートから導入され、高温ガスシールの二つのシールリングの間を通り抜け、反対側のポートから排出される。高温ガスの圧力と温度は、ガス発生器へ供給する酸素ガス、水素ガスの圧力とそのノズル径、およびガス発生器と試験機間のブリードラインのオリフィスと試験機下流のオリフィス径を適当な値に設定することにより調節した。ヘリウムガスは調圧器で所要の圧力に設定した後、サーマルマス流量計、フィルタ (公称 50 μ) を通り試験機に供給される。タービンの駆動ガスには窒素ガスを用いた。各シールからの漏れは、メカニカルシールとヘリウムパーージシールの間の酸素とヘリウムの混合ガスについてはフロート式流量計 (測

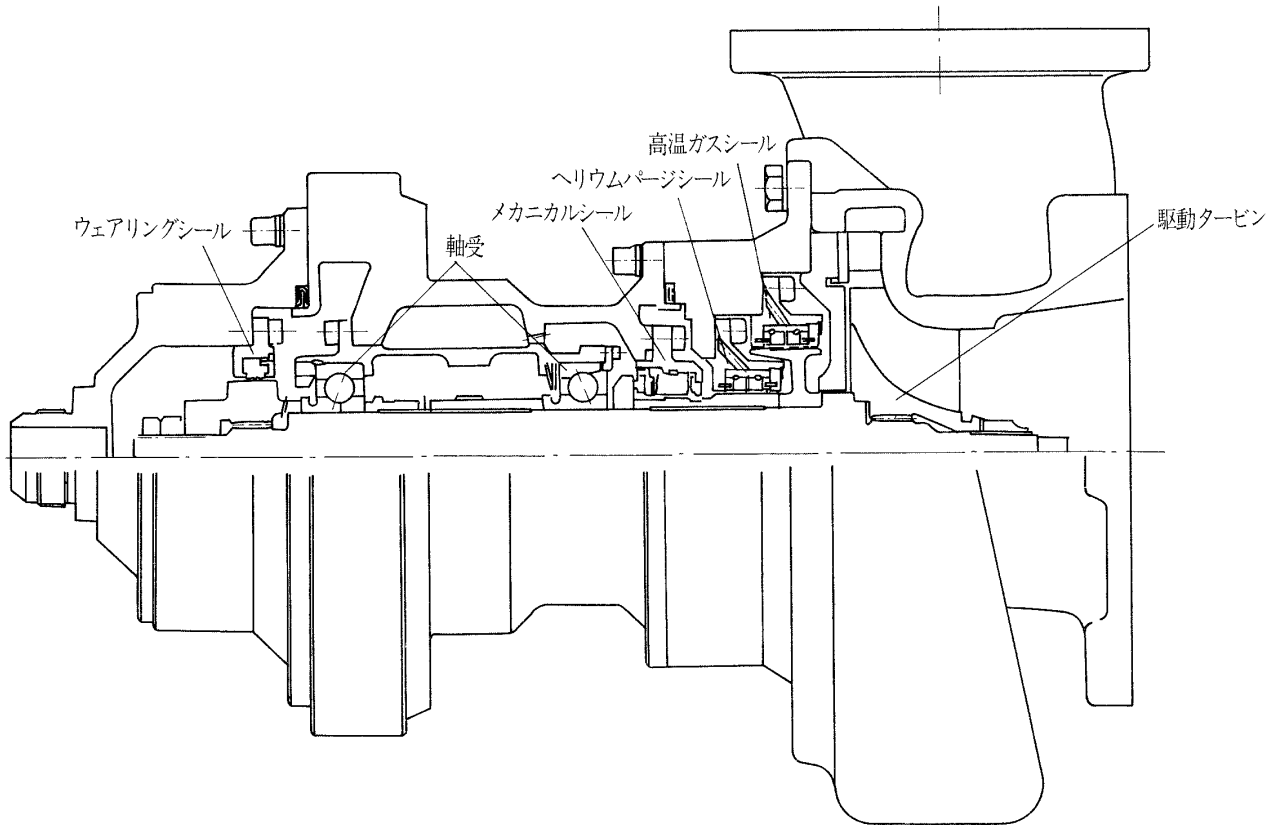


図 4.1 液酸ターボポンプ用シール試験機

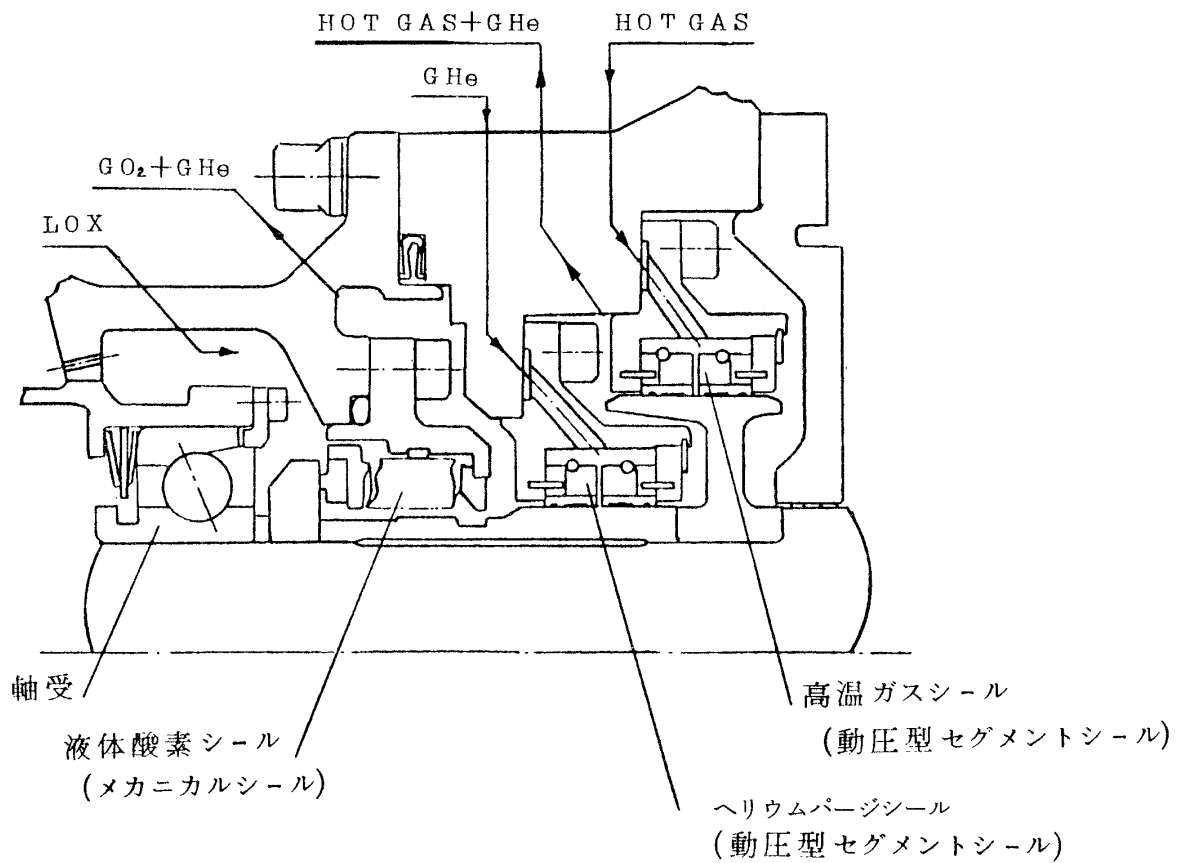


図 4.2 軸シール部の構造 (シール試験機)

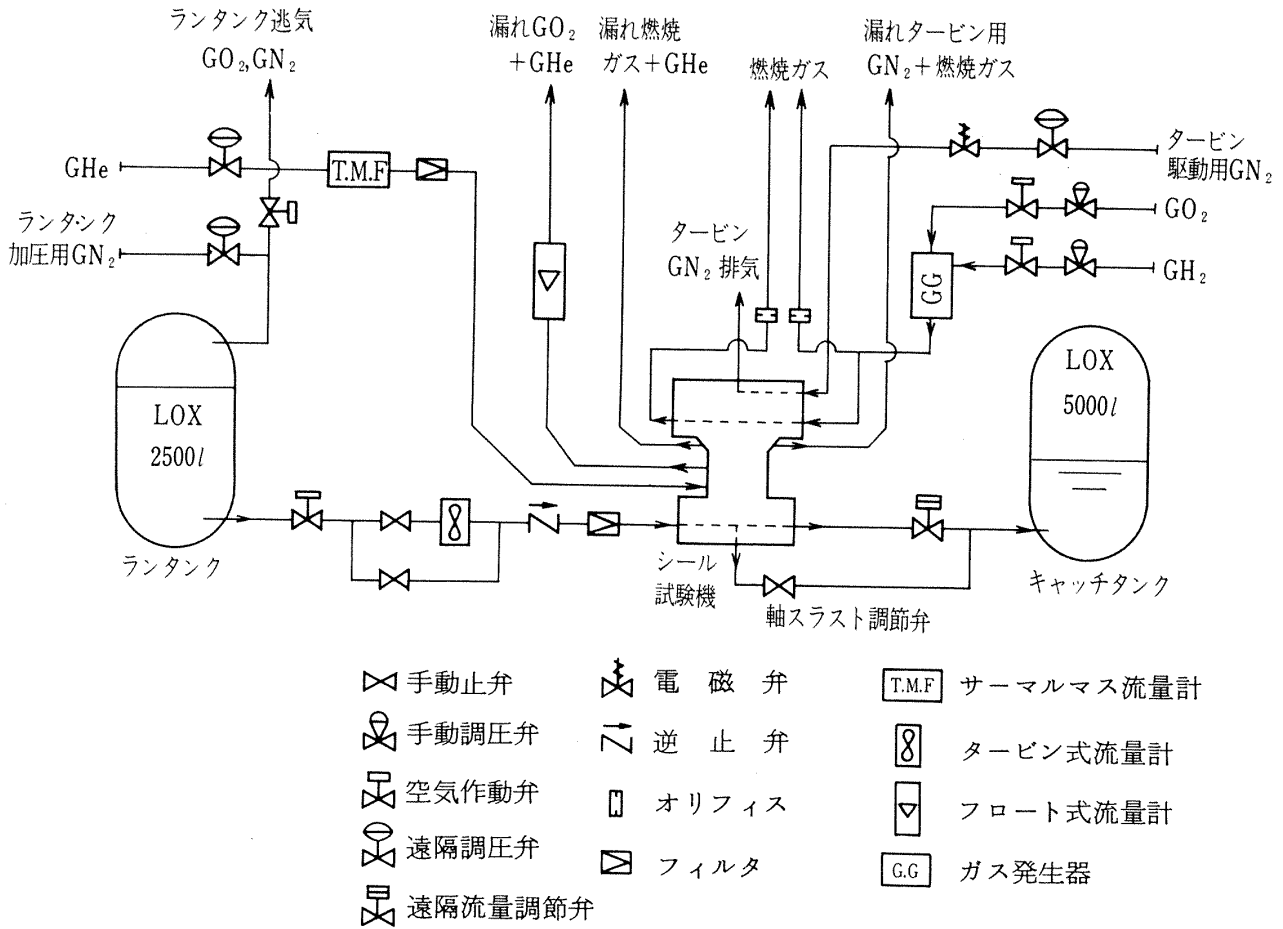


図 4.3 シール試験設備系統図

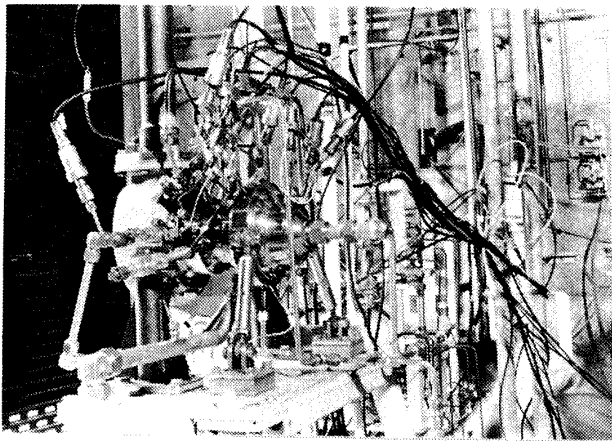


図 4.4 シール試験機

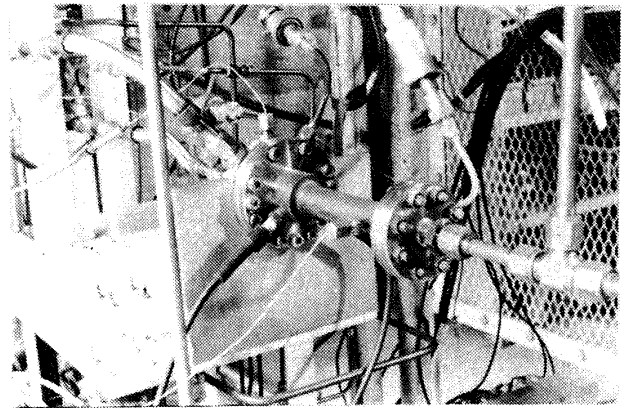


図 4.5 ガス発生器

定範囲，酸素ガス $30 \sim 750 \text{ N} \ell / \text{min}$)を用いて測定した。ヘリウムパージシールと高温ガスシールの間の燃焼ガスとヘリウムの混合ガス，および高温ガスシールとラビリンスシールの間の燃焼ガスと窒素の混合ガスについては大気中へ放出した。

シール試験機，およびガス発生器の外観を図 4.4，

図 4.5 に示す。またシール試験設備操作盤とタービン・ガス発生器操作盤の外観を図 4.6，図 4.7 に示す。

シール部の主要計測項目と測定位置を図 4.8 に示す。

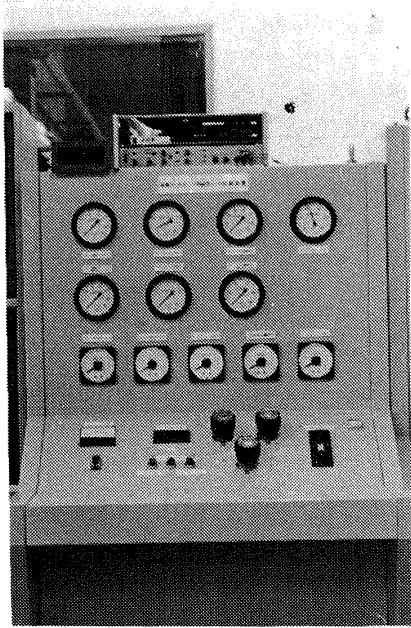


図 4.6 シール試験設備操作盤

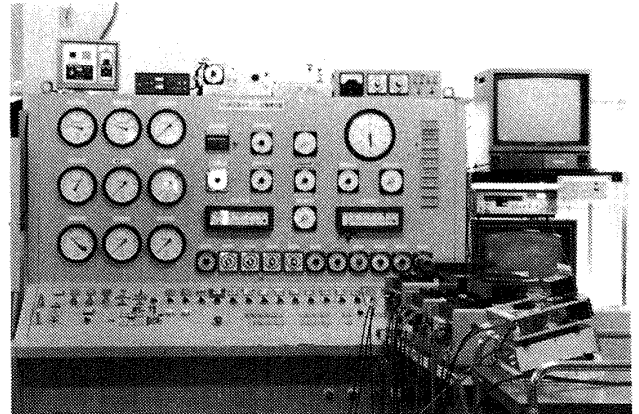


図 4.7 タービン, ガス発生機操作盤

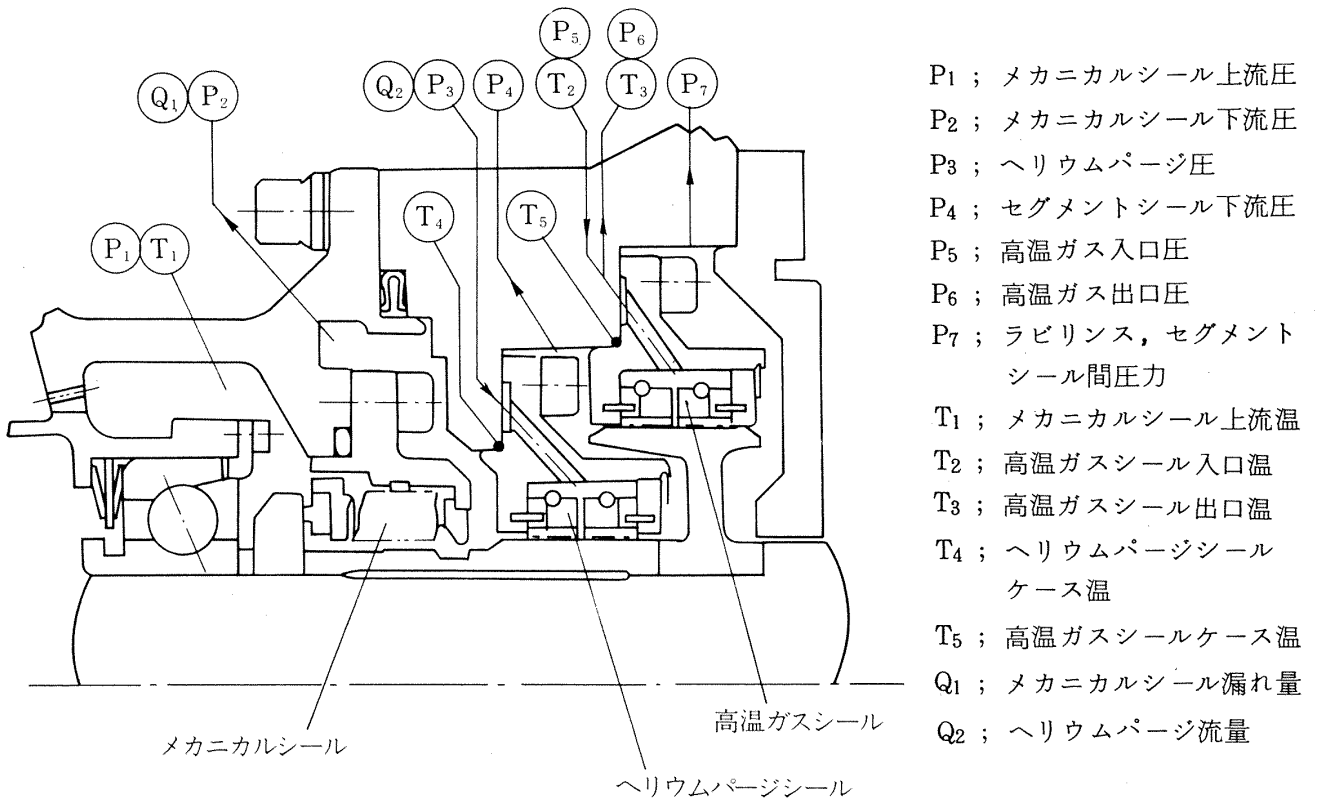
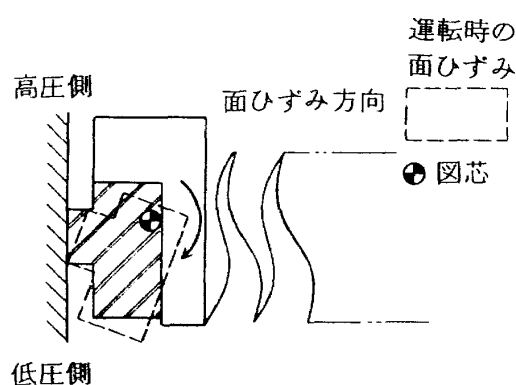


図 4.8 軸シール部の測定項目, 測定位置 (シール試験機)

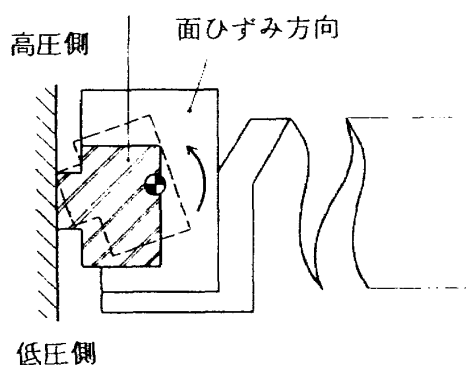
4.2 供試シール

耐久性確認のための長秒時試験に用いた供試シールは、メカニカルシール、ヘリウムパージシールについては液酸ターボポンプに使用されるものと全く同じシールを用いた。高温ガスシールに関しては、前述したように燃焼ガスを供給するためにシールリングを2個設けたダブルタイプとしたが、シールの設計は液酸ターボポンプの高温ガスシールと同じである。

シール試験機を用いた実験では、液酸ターボポンプに使用されるシールに一部変更を加えたシールについても長秒時試験をおこなった。第1の変更点は、メカニカルシールのシールノーズ部の構造を図4.9(a)に示す液酸ターボポンプに使用されるものに対し同図(b)に示すようにシールリングをリテーナで囲むような構造にしたことである。図4.9(a)に示す構造



(a) 液酸ターボポンプに使用されているシールノーズ構造



(b) シールリングをリテーナで囲むシールノーズ構造

図4.9 シールノーズ構造

では、前節で述べたように、極低温による熱ひずみとシール圧力による圧力ひずみを受け、運転中、シールノーズは内径側を突き出す方向に変形する。一方、同図(b)の構造では面ひずみ傾向は逆になる。液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究の結果では、図4.9(b)のシールノーズ構造はきわめて良好なシール性能と耐久性を示した。液酸ターボポンプの使用条件下でも、図4.9(a)のシールノーズ構造よりも良好なシール性能と耐久性が得られるかどうか調べた。第2の変更点はヘリウムパージシールのシールリングカーボン材料を、より機械的性質の優れるものに変えたことである。液酸ターボポンプ試験において軸シール系は良好な性能を示したが、三種の軸シールの中では、ヘリウムパージシールがカーボンシールリングの摩耗量が多い傾向がみられた。従来カーボン材料より硬く、機械的性質に優れるカーボン材料をシールリングに使用して、その影響を調べた。

4.3 実験方法

液酸ターボポンプシール試験機を用いた長秒時試験は以下の手順でおこなった。

- (1) 液体酸素配管系を窒素ガスで置換した後、ヘリウムパージシールにはヘリウムガス、高温ガスシールには窒素ガスを用いてパージ圧力をかけた状態で、液体酸素を試験機に供給し予冷をおこなう。試験機の出口部温度および軸受外輪温度が、ほぼ液体酸素温度を示し安定したところで予冷完了とする。
- (2) 予冷完了後、液体酸素の圧力を $1.4 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ まで上昇させ、異常な漏れや軸の固着などが無いことを確認する。
- (3) 液体酸素の圧力を $5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 、ヘリウムパージ圧力を $2 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ に設定した後、ガス発生器に点火し試験機に高温ガスを供給する。
- (4) 高温ガスシールケース温度が約 100°C に上昇したら、タービンに窒素ガスを送り回転を開始する。回転数が定格回転数に達したところで液体酸素の圧力を上昇させ、 $1.4 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ に設定し、定格運転条件を保持する。
- (5) 停止させる際には、まず液体酸素の圧力を5

kg/cm²Gに降下させてから、回転を停止させ、ついでガス発生器を停止させる。

長秒時試験は、実際のロケット打上げの際の液酸ターボポンプの運転時間約400秒を参考にし、定格条件で7分間運転する試験を10回くり返しておこなった。回転数と液体酸素圧力の上昇、降下を含めた運転時間は、1回約10分間である。

なお、液体酸素および燃焼ガスを用いた実験の前に、シール系の異常の有無を確認するためにメカニカルシールならびに高温ガスシールのシール流体として、液体窒素と窒素ガス、液体窒素と燃焼ガス、液体酸素と窒素ガスの組み合わせによる試験を各々短時間おこなった。

シール面の摩耗量は次のようにして求めた。メカニカルシールについては、シールリングの試験前後のシールノーズ高さの差をカーボン摩耗量とした。シール面の部分摩耗やメイティングリングの摩耗は、触針式形状あらさ測定機を用いて調べた。セグメントシールについては、試験後のシールリングのレーレーステップ形状を触針式形状あらさ測定機を用いて調べ、それを未使用のシールのレーレーステップ形状と比較して摩耗量を求めた。シールランナーについては触針式形状あらさ測定機で調べた。

メカニカルシールのシール面の平坦度は、試験前にオプティカルフラットを用いて検査し、シールリング側、メイティングリング側ともに、干渉縞数が1~2本以内(約0.3~0.6μm以内)であることを確認した。セグメントシールのシールランナーの表面あらさは、試験前に触針式形状あらさ測定機を用いて検査し、Hmax 0.4μm以下であることを確認した。

4.4 試験結果と検討

図4.10は、高温ガスシールがダブルタイプとなっている以外は液酸ターボポンプと全く同一のシールを用いた長秒時試験における諸量変化である。長秒時試験は、1回の運転時間が約10分の試験を10回くり返しておこなった。図に示したのはその最後の試験の場合であるが、これ以前の9回の試験においても諸量変化は同様である。液酸ターボポンプでは起動と同時に液体酸素の圧力、高温ガスの圧力と

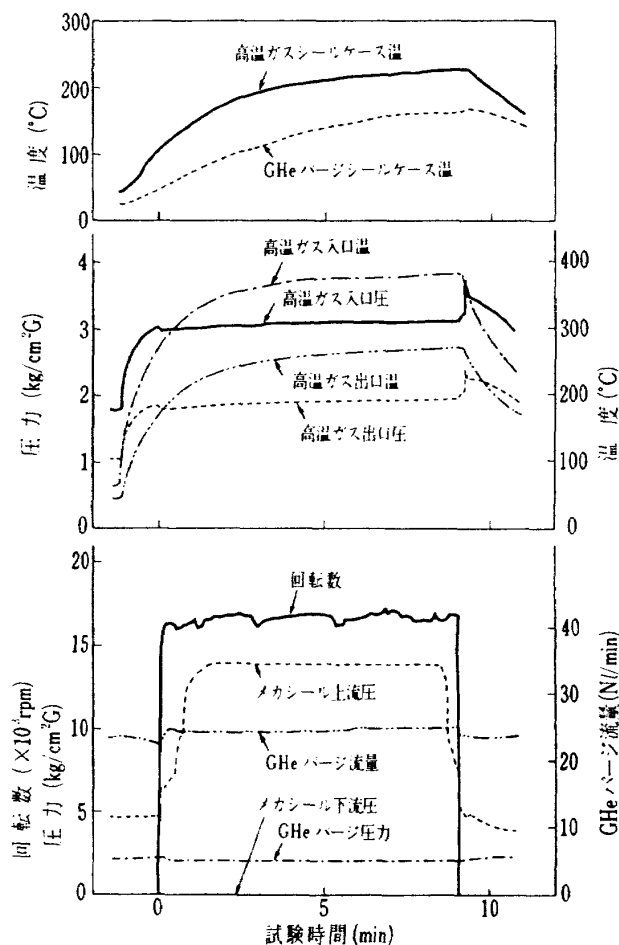


図4.10 長秒時試験における諸量変化

温度が急上昇し、数秒間で定格運転に達するが、シール試験機を用いた試験では起動時の条件は液酸ターボポンプと異なる。図4.10に示したように、長秒時試験では起動時、液体酸素の圧力は5kg/cm²Gで、起動後約1分で定格条件の1.4kg/cm²Gとなる。また、高温ガスの圧力は起動前から定格条件の圧力となっている。しかし、定格条件下では、メカニカルシール上流圧1.4kg/cm²G、高温ガスの試験機入口圧約3kg/cm²G、出口圧約2kg/cm²G、ヘリウムパージ圧力2kg/cm²Gであり、液酸ターボポンプの圧力条件とほぼ同じである。一方、高温ガスシール部の温度は、試験機入口での燃焼ガス温度が最大390℃、出口側で最大280℃である。高温ガスシールケース温度およびヘリウムパージシールケース温度は、運転時間の経過とともに徐々に上昇してゆき、各々最大220℃、180℃を示している。液酸ターボポンプでは、タービン入口温度が400~600℃、出口温度が300~500℃であり、

高温ガスシール上流の温度はこれより低いと考えられる。また、ヘリウムバージシールのケース温度は、液酸ターボポンプの場合、起動後約1分で最大100℃である⁽¹⁾のに対し、シール試験機では起動後約2分半で100℃に達している。これらのことから、温度条件についても、起動時を除き、長秒時試験の条件は液酸ターボポンプとほぼ同様の運転条件と考えられる。このような条件の下で、運転中、各シールの下流側の圧力は常に大気圧を示しており、液体酸素と燃焼ガスが完全に分離されている。総運転時間約7,000秒(定格条件で約4,300秒)の間、各シールが正常に機能していたことが確認できた。試験後の各シールのシール面には異常な摩耗はみられず良好な状態であった。

図4.11は、メカニカルシールのシールノーズ構造、およびヘリウムバージシールのカーボン材料を、4.2項で述べたように変更したシールを用いた長秒

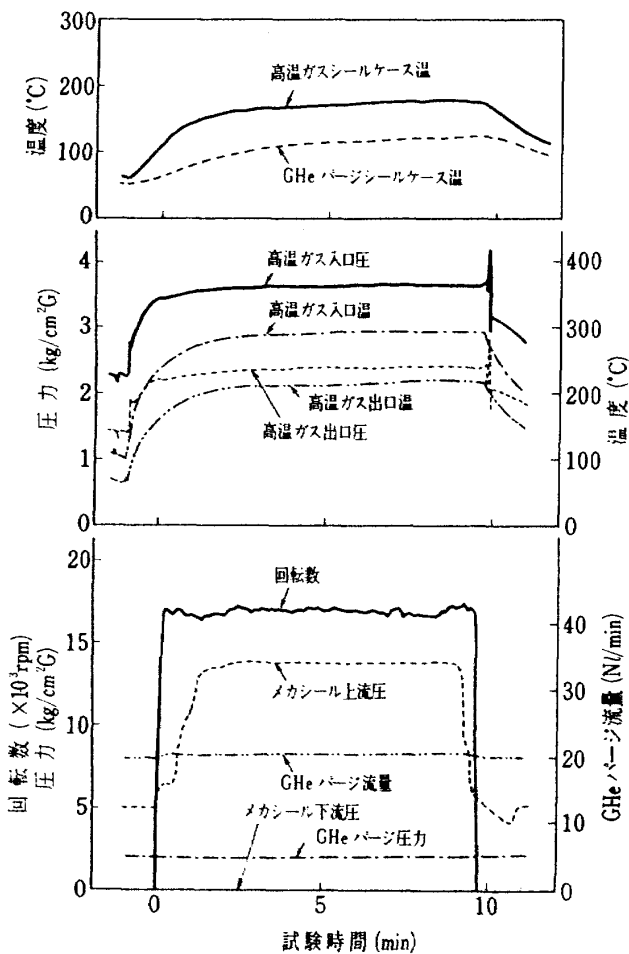


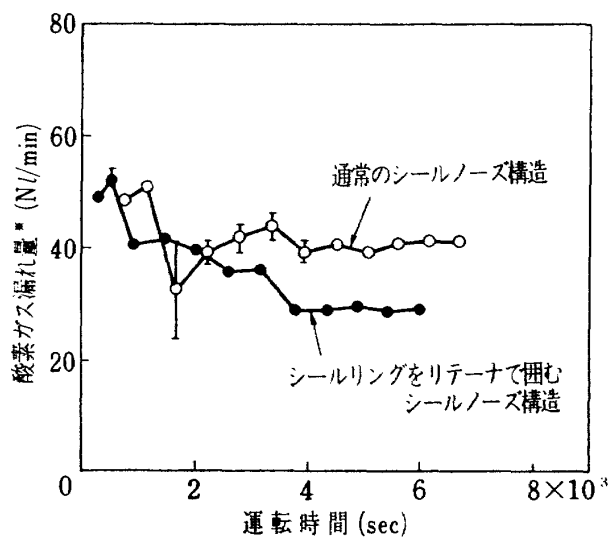
図4.11 長秒時試験における諸量変化 (一部変更を加えたシール)

時試験における諸量変化である。本試験でも1回の運転時間が約10分の試験を10回くり返しておこなっており、図に示したのはその最後の試験の場合である。本試験においても、各シールの下流側の圧力は常に大気圧を示しており、液体酸素と燃焼ガスは完全に分離されている。図に示した以前の9回の試験での諸量変化もほぼ同様であり、総運転時間約6,300秒の間、安定して良好なシール性能を示すことが確認された。本試験においても、各シールには異常な摩耗は認められず、シール面は良好な状態であった。

以下、長秒時試験におけるシール性能、試験後のシール面の状態について、各シール毎に述べる。

(メカニカルシール)

長秒時試験におけるメカニカルシールの漏れ量を図4.12に示す。試験では、メカニカルシールから漏れた酸素とヘリウムバージシールから漏れたヘリウムの混合ガスの流量を測定している。図に示したのは、この混合ガスの中にヘリウムバージ流量の半分のヘリウムガスが含まれると仮定して算出した酸素ガスの漏れ量である。液酸ターボポンプに使用される通常のシールノーズ構造、およびシールリングをリテーナで囲むシールノーズ構造のいずれの場合でも、長秒時試験の初期の漏れ量は酸素ガスで約50



*測定した漏れ量(GO₂ + GHe)の中にGHeバージ流量の1/2のGHeが含まれていると仮定し算出したGO₂漏れ量

図4.12 メカニカルシールの漏れ量

Nℓ/min である。その後、漏れ量は運転時間の経過に従い徐々に減少し、3~4,000秒以後には一定した値を示すようになる。この時の漏れ量は、通常のシールノーズ構造で約40Nℓ/min, シールリングをリテーナで囲むシールノーズ構造では約30Nℓ/minである。この漏れ量は、液体酸素に換算すると、各々0.84 cc/s, 0.63 cc/sとなる。

漏れ量が運転時間の経過につれて変化する理由は次のように考えることができる。シールノーズ部は極低温による熱ひずみ、シール圧力による圧力ひずみを受けて変形するため、運転初期にはシール面の一部でのみ接触し摺動する。しかし、運転時間の経過につれてシール面の接触部が摩耗してゆき、数1,000秒の運転後には、シール面全幅で接触し摺

動するようになる。このため、漏れ量は減少する。これ以後は、シール面の摩耗がさらに進んでも、常にシール面全幅で接触摺動するため、漏れ量は一定の値を示すようになる。

試験後のシール面の状態は、図4.13, 図4.14に示したように、いずれのシールノーズ構造でも、異常な摩耗は認められず良好であった。シールリングをリテーナで囲むシールノーズ構造では、シール面にやや荒れがみられたが、通常のシールノーズ構造ではシールリングが光沢を示し、シール面の状態はきわめて良好であった。図4.13に示した通常のシールノーズ構造のシール面の形状あらさをみると、メイティングリングのシール面中央部が全周にわたり凹状に摩耗している。これに対応するシールリン

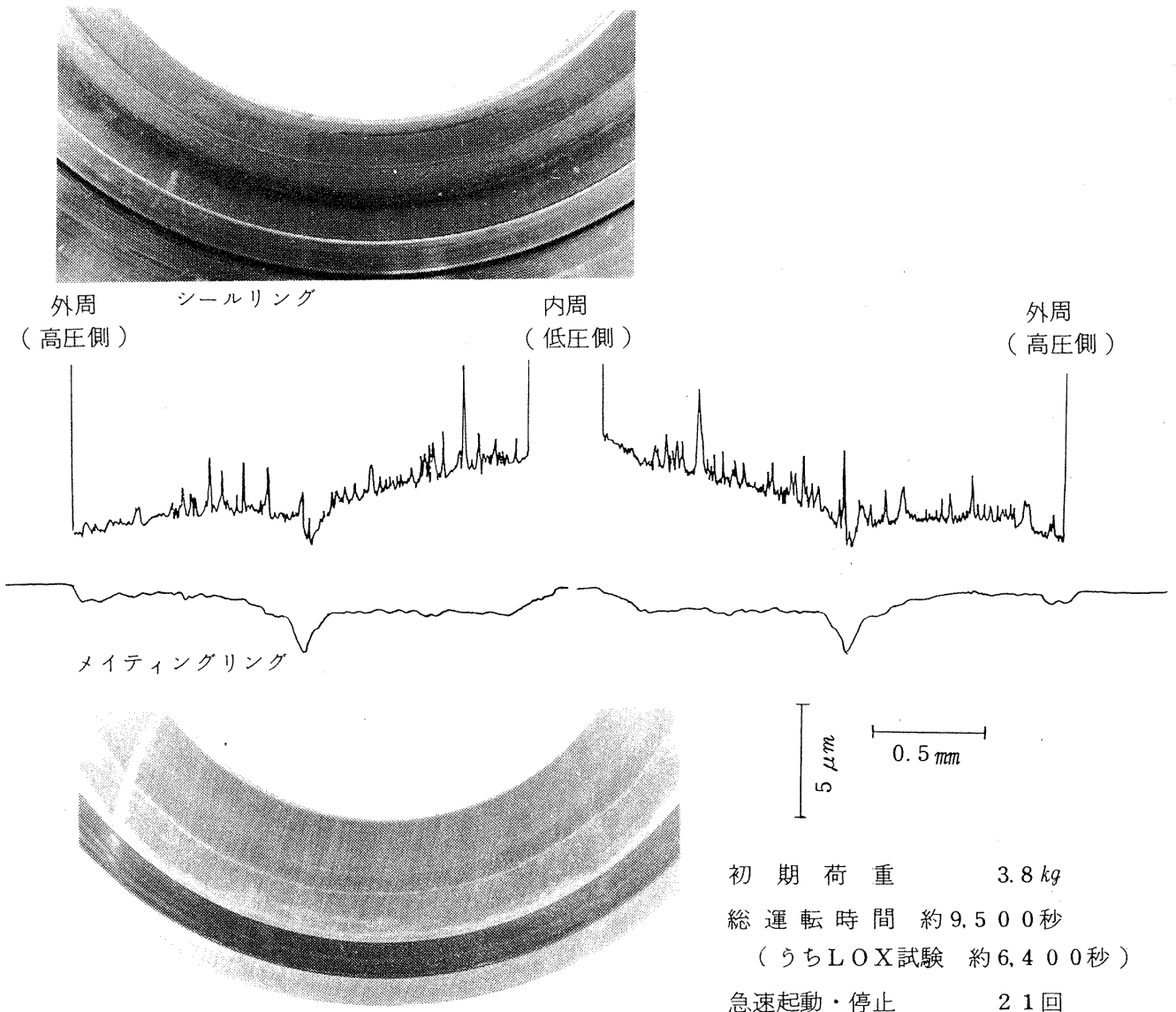


図 4.13 メカニカルシールの外観と形状あらさ (通常のシールノーズ構造)

グ側が凸状になっていることから、運転初期に摩耗粉または異物がシール面に入り込みメイティングリングが摩耗し、その後このメイティングリングの摩耗形状に従ってシールリングが摩耗したと考えられる。図4.12で、運転時間約1,500秒の時に、通常のシールノーズ構造のシール漏れ量に変動がみられる。これが、メイティングリングが凹状に摩耗したことと対応するのではないかとと思われる。

運転中のシールリングの面ひずみ傾向、および摩耗量を、二種のシールノーズ構造を比較して図4.15に示した。通常のシールノーズ構造では、運転時、シールリング内径側を突き出す方向に面ひずみが生じ、その面ひずみ量は4~5 μm である。これは、液酸ターボポンプ試験の場合と同じ値である。

一方、シールリングをリテーナで囲むシールノーズ構造では、面ひずみ傾向は逆にシールリング外径側を突き出す方向に生じ、面ひずみ量は約2 μm である。この面ひずみ傾向は高圧側を閉じる方向であり、漏れ量は少なくなる。しかし、外径側で接触面圧が高くなり、シール面に液体酸素が入りにくく冷却が不十分となるため、摺動条件は厳しくなる。通常のシールノーズ構造に比べ、シールリングをリテーナで囲むシールノーズ構造の方が漏れ量が少なく、シール面にやや荒れがみられたのは、このシール面のひずみ傾向の差が現われたと考えられる。シール面の摩耗量は、通常のシールノーズ構造の場合、シールリングが5~8 μm 、メイティングリングが1.5~3 μm 、シールリングをリテーナで囲むシールノ

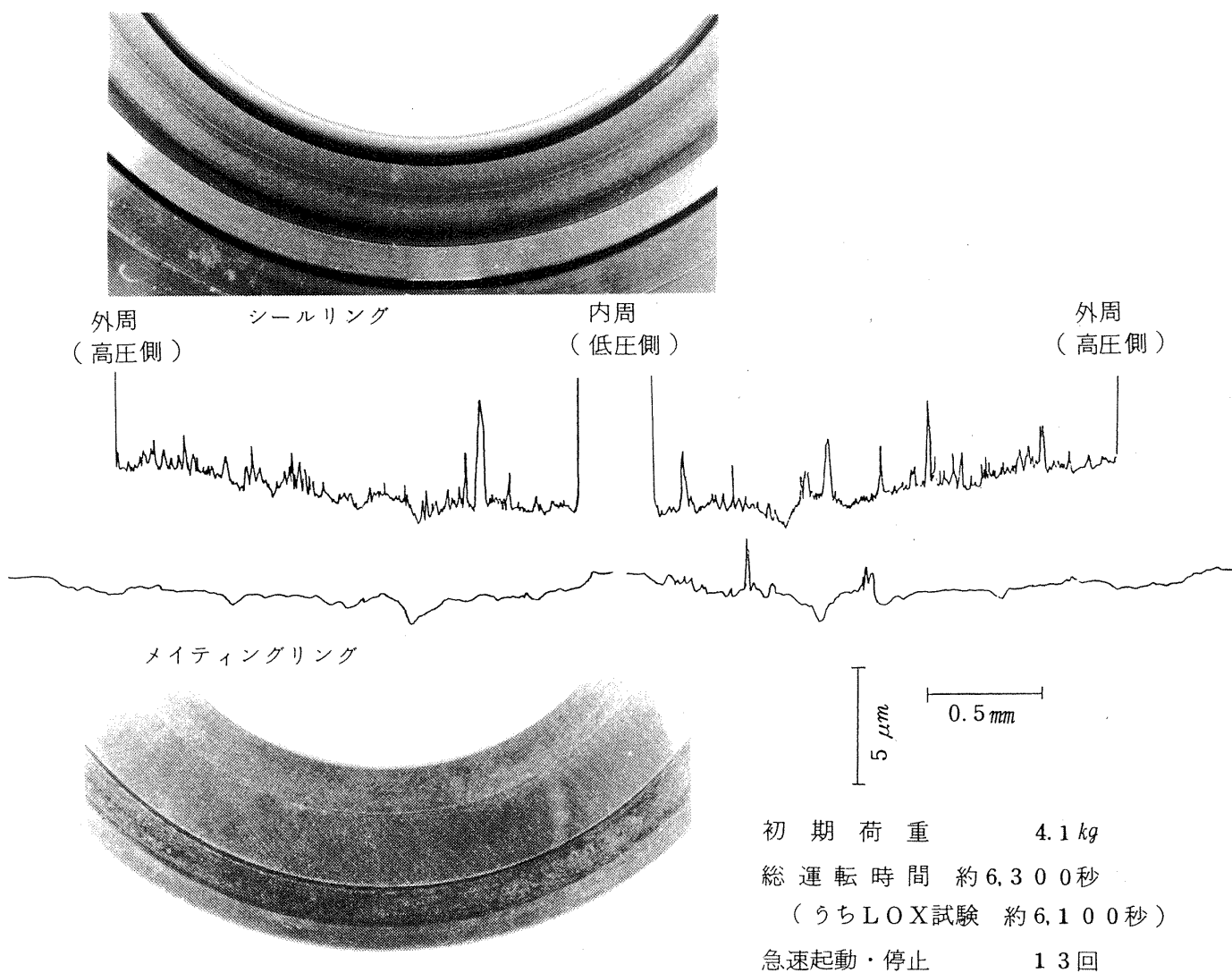
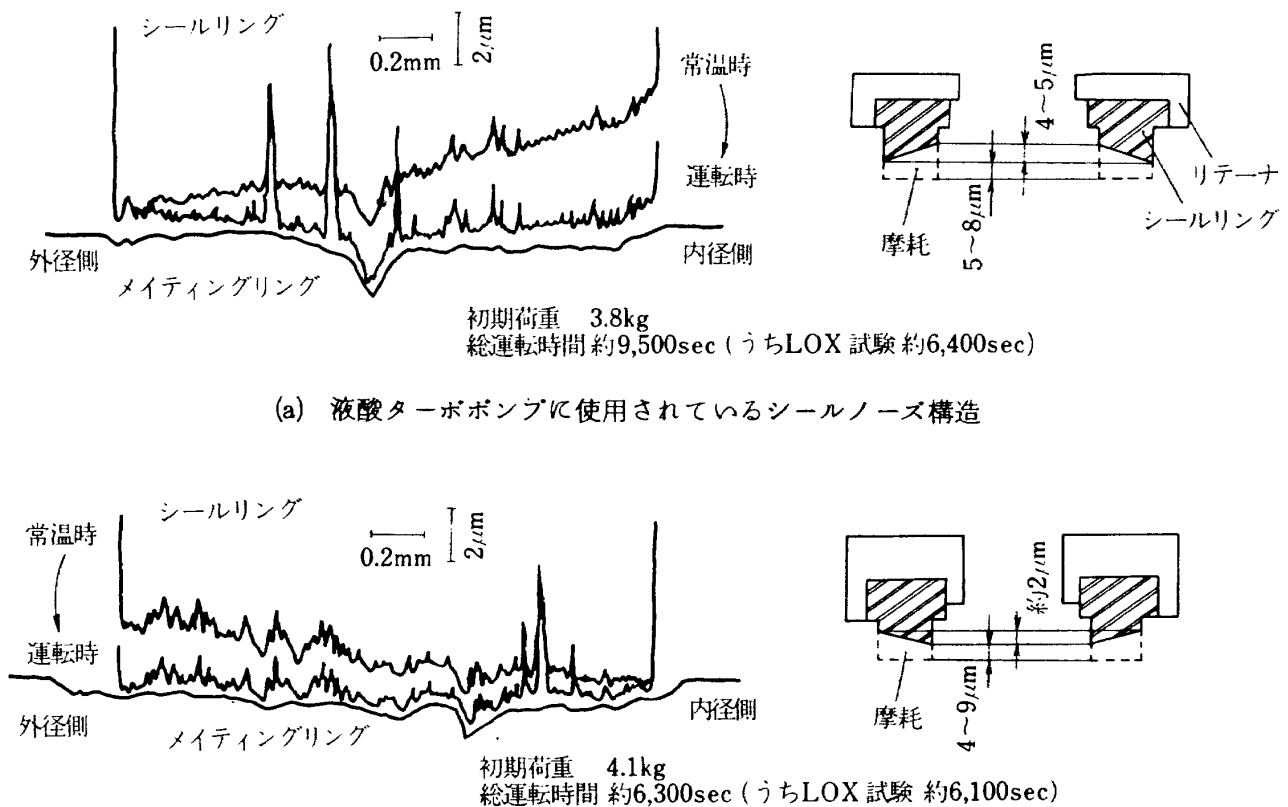


図4.14 メカニカルシールの外観と形状あらさ
(シールリングをリテーナで囲むシールノーズ構造)



(a) 液酸ターボポンプに使用されているシールノーズ構造

(b) シールリングをリテーナで囲むシールノーズ構造

図 4.15 シール面の摩耗形状(シールノーズ構造の影響)

ーズ構造では、シールリングが $4\sim 9\mu\text{m}$ 、メイティングリングが最大 $2.5\mu\text{m}$ であった。摩耗量にはシールノーズ構造の相違による差はみられない。長秒時の運転の後であるが、いずれのシールにおいても摩耗量が少なく、耐久性はきわめて良好である。

液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究では、通常シールノーズ構造ではシール性能が悪かったが、液酸ターボポンプ試験および本長秒時試験では、通常シールノーズ構造でも良好なシール性能と耐久性を示した。液水ターボポンプ用メカニカルシールの試作研究における通常シールノーズ構造の面ひずみ量が $10\sim 20\mu\text{m}$ と大きい⁽¹⁰⁾のに対し、本メカニカルシールでは $4\sim 5\mu\text{m}$ と小さいためと考えられる。

通常シールノーズ構造のシールについては、上述した長秒時試験の前に液体窒素による試験を約 $2,500$ 秒おこなっている。本試験ではメカニカルシールの漏れ量は測定していないが、シール下流側の配管の霜付きの状況から推測すると長秒時試験に比べ漏れ量はかなり多かった。液体窒素試験後のシ

ール面の外観は未使用時と全く同じで、形状あらからシールリング、メイティングリングのいずれにも摩耗は認められなかった。運転中、シール面が非接触、またはごく軽く接触した状態だったものと推定される。通常シールノーズ構造では、シール面は高圧側が開く方向に面ひずみが生じるため、シール面間のすきま内の圧力によりシール面を押し広げようとする力が大きい。このシール面間のすきま内の圧力による力とシール面の閉方向力(流体負荷荷重+初期荷重)が釣り合ってシール面圧がきわめて小さくなったためと思われる。このような状態では密封性能は不安定である。しかし、シールリングの一部が摩耗すると、未使用のときと比べてシール面間のすきま内の圧力が小さくなるため、密封性能が良くなると考えられる。液体窒素試験と同様の運転条件である長秒時試験において良好な密封性能を示したのは、長秒時試験では液体窒素試験に比べ初期荷重が約 0.1kg 大きかったこと、何らかの原因により運転初期にシールリングが摩耗したこと、などの理由が考えられる。液酸ターボポンプに使用され

る通常のシールノーズ構造のシールでは、このように特に運転初期にシール面圧がきわめて小さくなるため、密封性能が不安定にならないように適切な初期荷重を設定する必要がある。本長秒時試験では初期荷重は3.8 kgであり、これより小さいと運転初期に密封性能が不安定になる恐れがある。しかし、適切な初期荷重においては、良好な密封性能と耐久性を示すことが確認できた。

シールリングの摩耗が進み、シール面幅全面で接触摺動する場合やシールリングをリテーナで囲むシールノーズ構造の場合には、もしシール面内の圧力分布を入口から出口まで直線状と仮定すると、シール面圧はかなり高く約5 kg/cm²程度になる。しかし、長秒時にわたり高速摺動しても摩耗量がきわめて少ないことから、実際にはシール面間のすきま内の圧力による力はこれよりも大きく、シール面圧がかなり小さいと考えられる。シール面間のすきま内の圧力が増加する要因として

- (1) シール面の摩擦発熱、および圧力降下のために漏れる液体酸素がガス化することによる圧力上昇⁽¹⁾
- (2) シール面の微小なあらさやうねりから生じる動圧効果による圧力上昇

などが考えられる。

長秒時試験におけるシール面の面ひずみ傾向が液酸ターボポンプ試験の場合と同じであること、運転条件も起動・停止時を除き同じと考えられることから、液酸ターボポンプにおいてもメカニカルシールは長秒時試験と同様、良好な耐久性を示すものと予想される。

(高温ガスシール)

長秒時試験後のシール面の外観と形状あらさを図4.16、図4.17に示す。図4.16は総運転時間が約10,200秒の場合で、このうち燃焼ガスを用いた試験は約7,200秒である。このシールは、総運転時間約2,500秒、および3,200秒の時に分解し再組付をおこなっている。図4.17は総運転時間が約6,300秒のシールで、燃焼ガスを用いた試験は約5,900秒である。このシールではこの間分解していない。いずれの場合も、シールリングの外観は二つのシールリングともにヘリウムパージシール側

が特に光沢を示している。形状あらさから、この部分に摩耗が多いことがわかる。また、図4.16と図4.17のシールリング外観と形状あらさは、ほとんど同じである。一方、ランナー側のシール面にはカーボン転移膜が形成されており、特に、二つのシールリングのヘリウムパージシール側に相当する部分にカーボン転移が多く、シールリングの摩耗状態とよく対応している。図4.17に示した総運転時間約6,300秒のランナーには、タービン側に約0.3 μmの摩耗がみられ、シール面には軽微なサーマルクラックが発生しているのがみられる。しかし、図4.16に示した総運転時間約10,200秒の場合には、ランナーには摩耗がみられず、サーマルクラックも認められない。

図4.16と図4.17のシールリングの形状あらさは、前節の図3.7に示した液酸ターボポンプ試験後のヘリウムパージシールのシールリングの形状あらさに非常によく似ている。前節ではヘリウムパージシールのランナーに温度勾配が生じ、高温ガスシール側のランナー外径がメカニカルシール側に比べ大きくなるのが、シールリングの高温ガスシール側で摩耗が多く生じる原因と考えられることを述べた。長秒時試験における高温ガスシールのシールリングの摩耗形状も、同様の原因によるものと思われる。高温ガスシールのランナーは、シール面が片持ちの構造となっている。回転中の遠心力、高温ガスによる熱ひずみにより、ランナーのヘリウムパージシール側の外径が増大する方向に変形が生じるため、シールリングのヘリウムパージシール側の摩耗が多くなったと考えられる。

図4.18は、総運転時間約3,200秒でのシールリング・レーレーステップ部の形状あらさを、総運転時間約10,200秒の場合と比較したものである。総運転時間約3,200秒においても、ヘリウムパージシール側の摩耗が多い傾向が認められ、その後は、レーレーステップのランド部とシールダム部がほぼ均一に摩耗している。これから、シールリングのヘリウムパージシール側に摩耗が生じるのは運転のごく初期と推測され、この時にはシール面の摺動条件はかなり厳しいと考えられる。図4.16に示したシール(総運転時間約10,200秒)では、高温ガスに

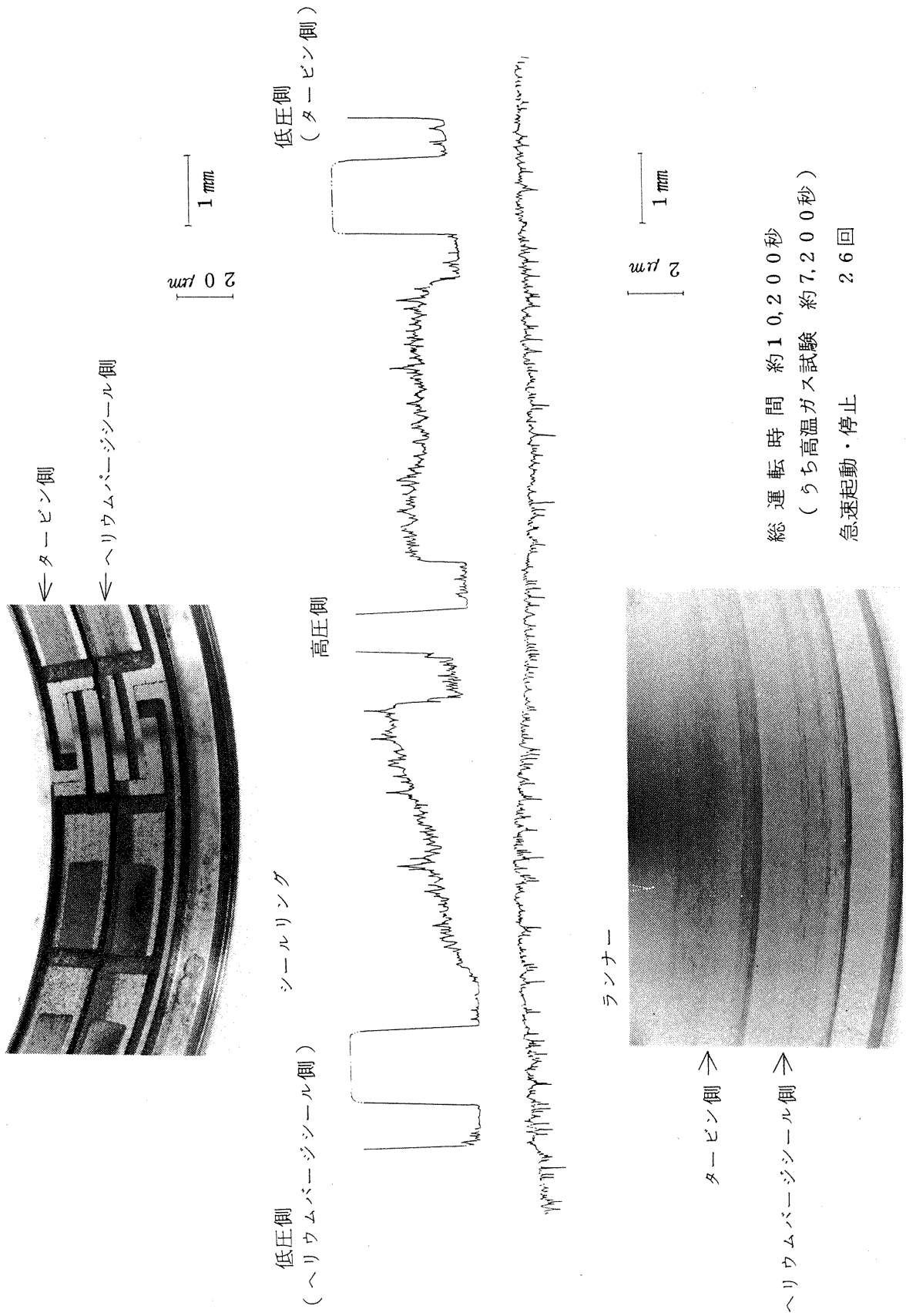


図 4.16 高温ガスシールの外観と形状あらさ

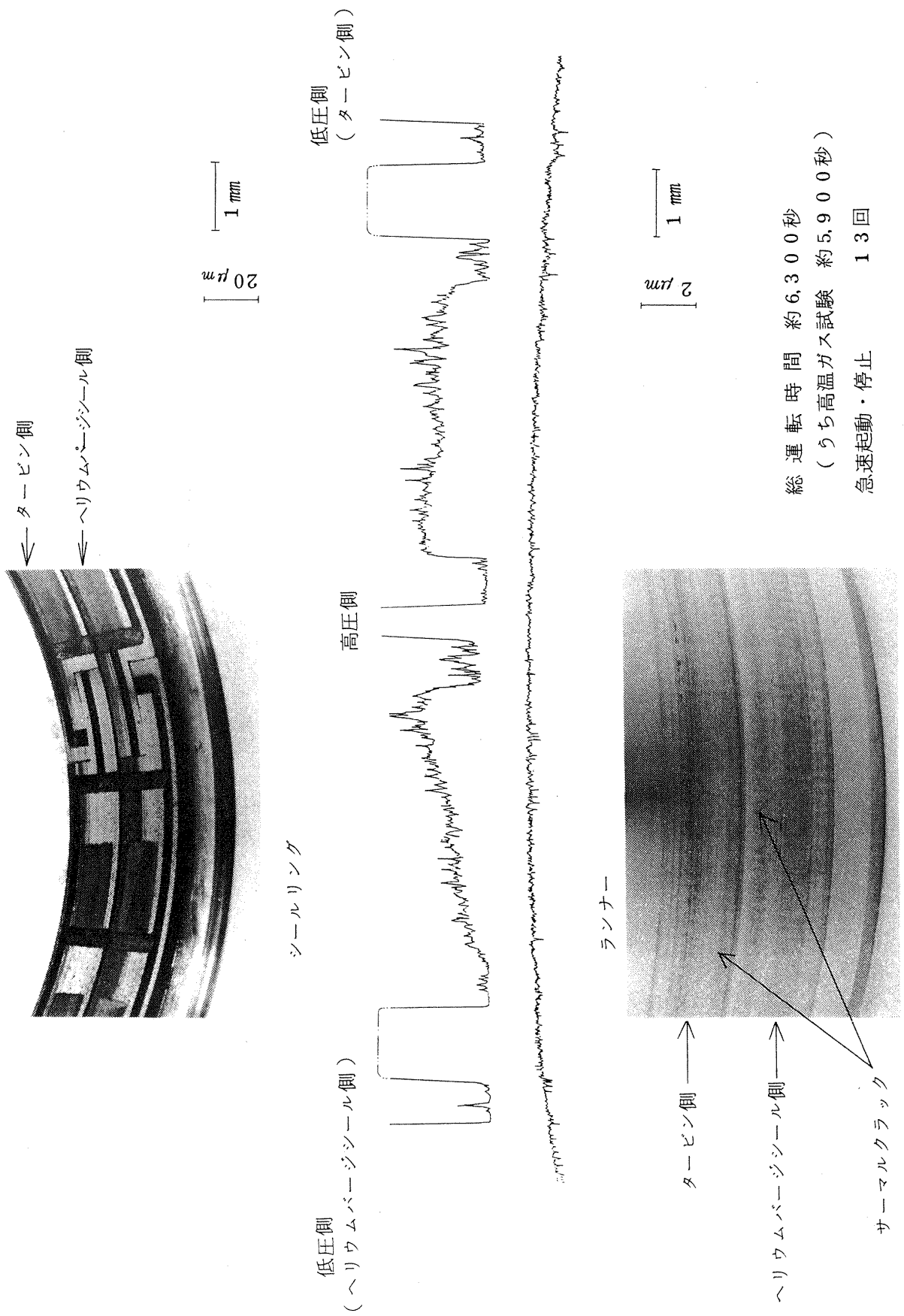


図 4.17 高温ガスシールの外観と形状あらさ

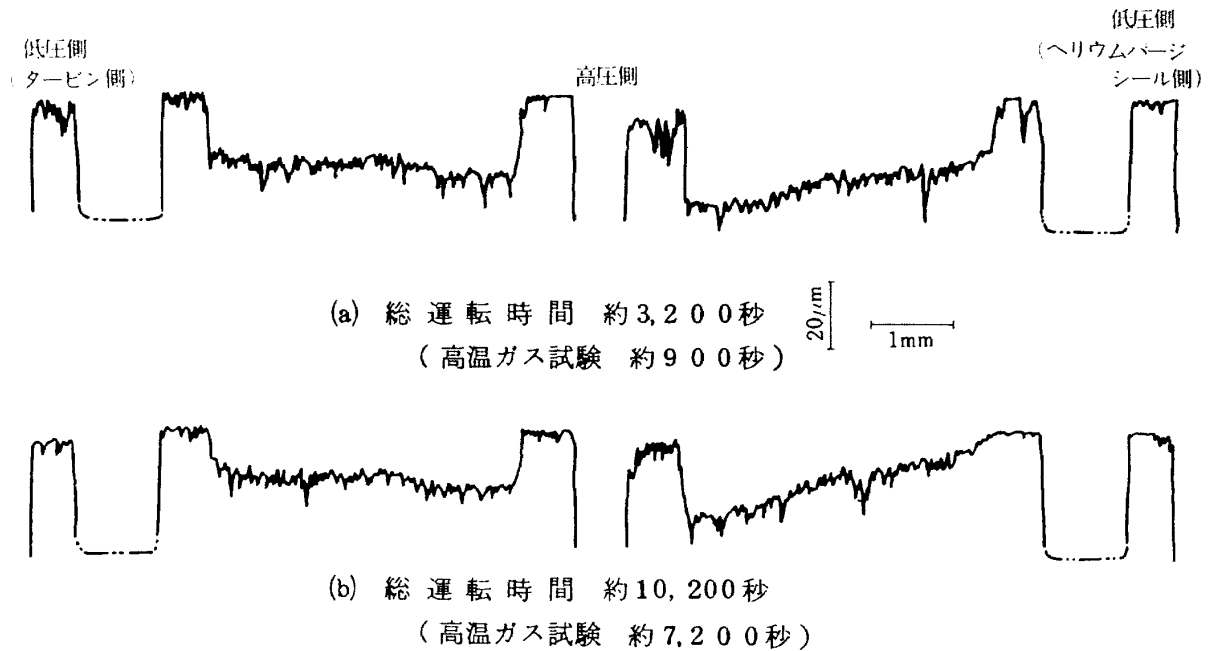


図 4.18 高温ガスシール シールリング形状あらさ

よる試験の前に窒素ガスによる試験を約 1,600 秒おこなっているのに対し、図 4.17 に示したシール（総運転時間約 6,300 秒）では約 400 秒である。図 4.17 に示したシールでは、シールリングのヘリウムバージシール側に摩耗が多く生じる摺動条件の厳しい状態の間に高温ガスによる試験がおこなわれたため、摺動状態がより一層厳しくなり、ランナーにサーマルクラックが発生したものと推測される。

図 4.16 と図 4.17 に示したシールでは総運転時間は約 4,000 秒異なるが、シールリングの摩耗量はいずれも $5 \sim 15 \mu\text{m}$ であり、その摩耗形状もほとんど同じである。レーレーステップの動圧効果は、グループ深さが浅いと大きくなる。ある程度シールリングの摩耗が進むと、レーレーステップの動圧効果が大きくなり、起動時と停止時を除き、シール面がほとんど非接触状態となるため、シール面の摩耗がきわめて少なくなるものと考えられる。

前節の図 3.5 に示した液酸ターボポンプ試験後の高温ガスシールのシールリングの形状あらさは、図 4.18 に示した総運転時間約 3,200 秒の高温ガスシールのヘリウムバージシール側シールリングの形状あらさとよく似ている。シール試験機による試験における条件が液酸ターボポンプの条件とほぼ同じであったことを示唆している。このことから、液酸

ターボポンプにおいても、長秒時試験と同様に、高温ガスシールは良好な耐久性を示すものと思われる。（ヘリウムバージシール）

長秒時試験後のシール面の外観と形状あらさを図 4.19、図 4.20 に示す。図 4.19 は総運転時間が約 7,000 秒、急速起動停止が 14 回の場合で、シールリングのカーボン材料は従来のものである。シールリングの摺動部が光沢を示し、ランナーにカーボン転移がみられ、良好な状態である。シールリングの摩耗は高温ガスシール側に多い傾向があるが、摩耗量は $5 \sim 15 \mu\text{m}$ 程度と少ない。周速の小さいヘリウムバージシールにおいても高温ガスシールと同様、レーレーステップの動圧効果が有効に作用していたと考えられる。ランナー側にはシールリングに対応して高温ガスシール側に約 $0.5 \mu\text{m}$ の摩耗がみられる。これに対し、図 4.20 はシールリングのカーボン材料を機械的性質の優れるものに変更したもので、総運転時間約 6,300 秒、急速起動停止 13 回の場合である。シールリング・レーレーステップランド部に摩耗粉によるとみられる周方向の傷がみられ、ランナーへのカーボン付着量も多い。ランナーの摩耗量は高温ガスシール側ほど多く、最大約 $1.5 \mu\text{m}$ であり、従来のカーボン材料のシールに比べて多い。シールリングの摩耗も従来のカーボン材料

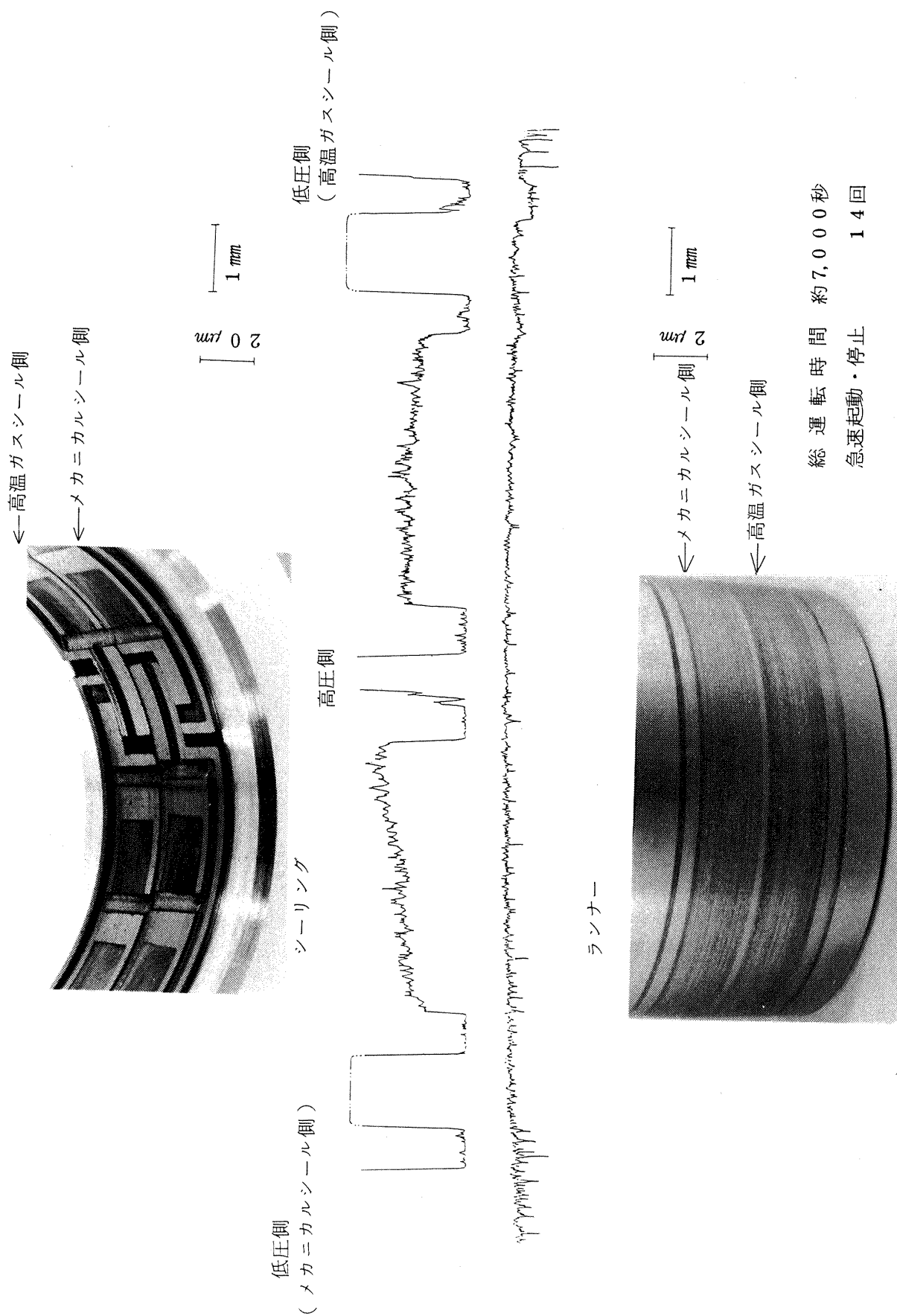


図 4.19 ヘリウムターボポンプのシールの外観と形状あらさ

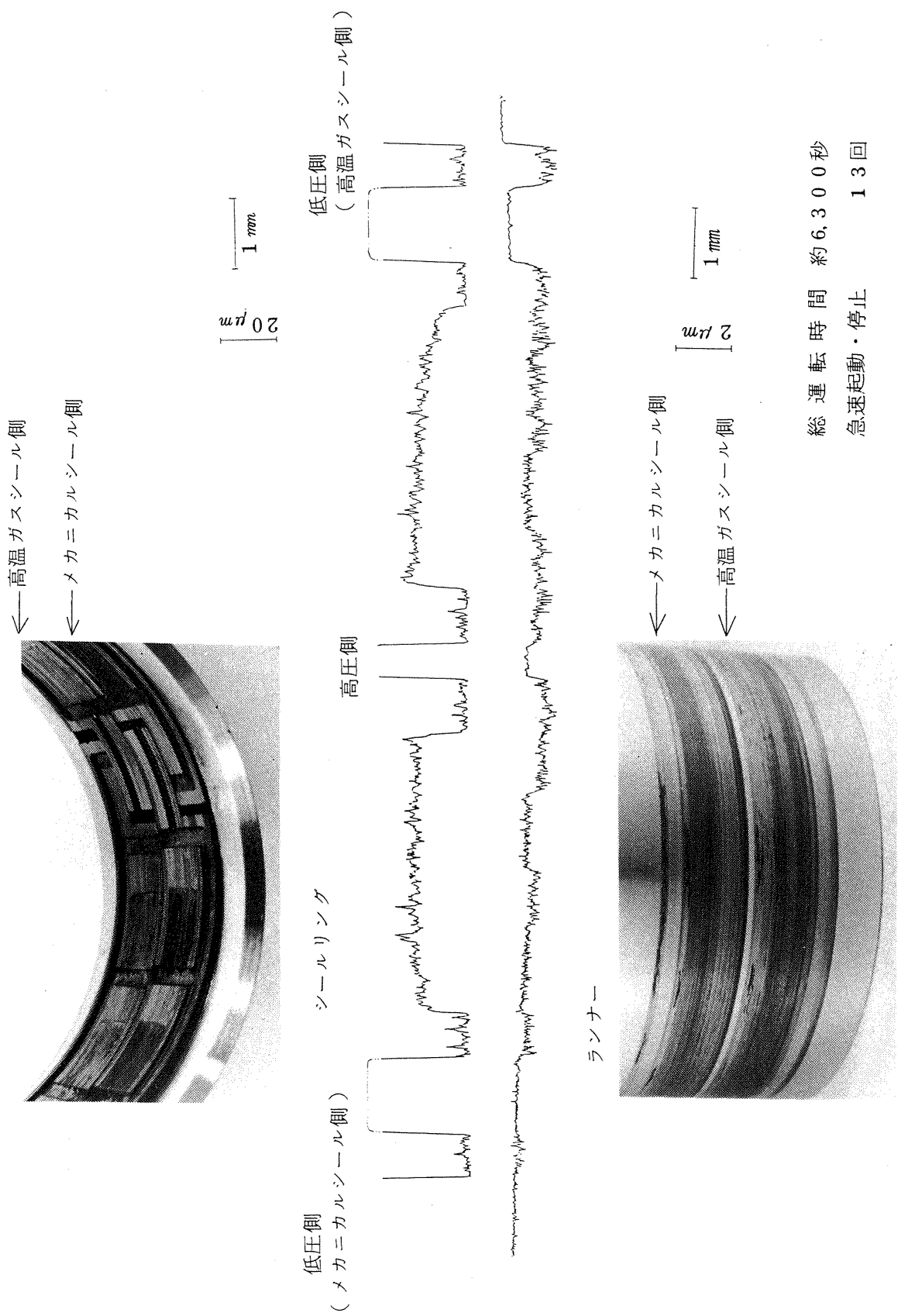


図 4.20 ヘリウムパージシールの外観と形状あらさ (カーボン材料を変更したもの)

のシールに比べるとやや多い。固いカーボン材料の方が、相手側のランナーのみならずカーボンシールリングの摩耗も多い結果となった。これは、シール面ではランナーに転移したカーボンとカーボンシールリングの組合せで摺動しており、本試験の使用条件下では、従来のカーボン材料の方が転移膜の形成や潤滑性に優れているためと考えられる。また、摩耗したカーボン粉がシール面に入り込み一層摩耗を促進させる作用も固いカーボン材料の方が大きいと推定される。ヘリウムパージシールのシールリングカーボン材料は従来のものの方が良好な性能を示すことが明らかとなった。

ヘリウムパージ流量は、図4.10、図4.11に示したように、いずれのカーボン材料の場合でも回転時にわずかに増加する。レーレーステップの動圧効果によりシール面の面圧が下がるためと思われる。長秒時試験では、液酸ターボポンプの熱走の際にみられたヘリウムパージ流量の大きな変動はみられなかった。ターボポンプの場合に比べ、シール試験機では高温ガスによるヘリウムパージシール部への熱侵入がゆるやかで熱ひずみの影響がより少なかったためと考えられる。

長秒時試験におけるシールリングの摩耗形状と図3.7に示したターボポンプ試験後の場合を比べると、高温ガスシール側に摩耗が多い傾向は同じであるが、その傾向は長秒時試験の場合の方が小さい。液酸ターボポンプに比べ、長秒時試験では主軸への熱侵入が少なく熱ひずみの影響が小さいためと思われる。また、液酸ターボポンプ試験では、長秒時試験に比べてかなり総運転時間は短いが、シールリングの摩耗量は多い。長秒時試験に比べて液酸ターボポンプの運転条件が厳しいことがわかる。シール部の熱ひずみが大きい液酸ターボポンプでは、ある程度の摩耗が生じレーレーステップのグループ深さが浅くならないと動圧効果が有効に作用しないためと思われる。

液酸ターボポンプ試験後のヘリウムパージシールのシールリングの摩耗形状は、前述したように長秒時試験における高温ガスシールのシールリングの摩耗形状とよく似ている。このことは、シール部の熱ひずみが両者で類似していることを示唆している。

長秒時試験における高温ガスシールは、ある程度の摩耗がシールリングに生じ、レーレーステップの動圧効果が大きくなり、起動時と停止時以外、シール面がほとんど非接触状態になっていると考えられることを前に述べた。液酸ターボポンプのヘリウムパージシールについても同様に、レーレーステップの動圧効果が有効に作用する程度にシールリングの摩耗が進んでいると考えられたため、これ以後の運転では摩耗がかなり少なくなると期待される。以上のことから、ヘリウムパージシールは液酸ターボポンプにおいても十分な耐久性を示すものと思われる。

5. む す び

推力10トン級液酸・液水ロケットエンジンの液酸ターボポンプの軸シールに関し、そのシール性能および耐久性を調べた。液酸ターボポンプは、その開発研究の過程で、多数の急速起動停止と長秒時の運転がおこなわれたが、軸シール系は良好なシール性能を示した。さらに、シールの耐久性を調べるために、液酸ターボポンプシール試験機を用いて、ターボポンプの使用条件に合わせた実験条件の下で長秒時試験をおこなった。その結果、約7,000秒の長秒時にわたり、軸シール系は良好な性能を示し、シール面の摩耗もきわめて少なかった。本研究の結果、液酸ターボポンプの軸シール系は、シール性能、耐久性、信頼性などターボポンプの諸要求を十分満たすものであることが確認できた。

現在わが国で開発中の液酸・液水ロケットエンジン(LB-5)は、現在、ターボポンプシステムと燃焼器を組み合わせ、エンジンとして試験がおこなわれているが、液酸ターボポンプの軸シール系は良好な性能を示している。

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。液酸ターボポンプならびに液酸ターボポンプシール試験機を製作された石川島播磨重工業㈱、シールを製作されたイーグル工業㈱、シール試験設備を製作された日本酸素㈱の関係の方々には厚く感謝の意を表します。また、本研究をおこなうに当たり、当所角田支所、野坂正隆主任研究官には有益な助言を受けたことを、当所角田支

所長谷川敏枝官には実験に当たり多大の助力を得たことを付言する。

参 考 文 献

- (1) 上條謙二郎ほか 6 名 ; 液酸・液水ロケットエンジン用液酸ターボポンプの試作研究, 航技研報告 TR-588 (1979)
- (2) 上條謙二郎ほか 10 名 ; 液酸・液水ロケットエンジンターボポンプシステムの研究, 航技研報告 TR-696 (1982)
- (3) Liquid Rocket Engine Turbopump Rotating-Shaft Seals, NASA SP-8121 (1978)
- (4) E. Roesch and T. Pasternak; Development of Large Size Bellows Face Type Seals for Liquid Oxygen and Oxygen /Hydrogen Hot Gas Service at Moderate to High Pressure, NASA CR 54818 (1966)
- (5) W.F. Hady, G.P. Allen and R.L. Johnson; Wear and Friction of Mechanical Carbons in Liquid Oxygen as Influenced by Transfer Films, AS-LE Trans. vol. 6 p.p. 201-208 (1963)
- (6) A. Csmor and R. Sutton; Small, High-Pressure, Liquid Oxygen Turbo pump Interim Report, NASA CR-135211 (1977)
- (7) R.E. Burcham and J.L. Boynton; Small High-Speed Self-Acting Shaft Seals for Liquid Rocket Engines, NASA CR-135167 (1977)
- (8) G.P. Allen; Self-Acting Lift-Pad Geometry for Circumferential Seals - A Noncontacting Concept, NASA TP-1583 (1980)
- (9) H.W. Schmidt and D.E. Forney; ASRDI Oxygen Technology Survey Volume IX, Oxygen Systems Engineering Review, NASA SP-3090 (1975) p. 113
- (10) 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)
- (11) W.F. Hughes, N.S. Winowich, M.J. Birchak and W.C. Kennedy; Phase Change in Liquid Face Seals, Trans. ASME Ser. F vol. 100 (1978) p.p. 74-80

航空宇宙技術研究所報告 717 号

昭和 57 年 7 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