

UDC 621.822.7:  
621.89:  
669.4:  
536.45.

# 航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-336

一酸化鉛で潤滑した玉軸受の 650°C における性能

宮川行雄・関 勝美

1977 年 10 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

# 一酸化鉛で潤滑した玉軸受の650℃における性能

宮川 行雄・関 勝美

## 1 まえがき

ころがり軸受を500℃以上の高温で使用する例が非常に増えてきている。この際問題となるのは潤滑剤で、潤滑油が使用できるのはせいぜい350℃までで、これ以上の高温には固体潤滑剤を用いざるを得ない。固体潤滑剤として現在もっとも一般的に用いられている代表的なものに黒鉛と二硫化モリブデンがある。しかし黒鉛の使用限界温度は約500℃であり、二硫化モリブデンは350℃付近から酸化してアブレシブな酸化物( $\text{MoO}_3$ )を形成するため使用限界温度は黒鉛よりも低い。

以上の点からすでに報告<sup>1), 2)</sup>したように高温固体潤滑剤として一酸化鉛( $\text{PbO}$ )を取りあげ、すべり摩擦実験から $\text{PbO}$ は300～700℃の温度範囲にわたってすぐれた潤滑性を示すことを明らかにした。本報ではころがり軸受の潤滑剤に $\text{PbO}$ を用い、650℃の高温で運転した結果について報告する。

## 2 実験装置および実験法

### 2.1 高温ころがり軸受試験機

試験機の概略図を図1に、その外観を図2に示す。2個の支持軸受(#7210C)によって支持された主軸の右端に試験軸受(#7206C)が取り付けられている。予備実験ではスラスト荷重は図1に示したように右端の油圧ピストンによってステンレス鋼線を介して試験軸受ハウジングに負荷する方式を用いた。このスラスト荷重負荷方式は試験軸受ハウジングの熱しゃ断の点ですぐれているため用いたのであるが、試験軸受ハウジングの振動を発生することが多い。このため本実験では図3に示すように試験軸受ハウジングに油圧ピストンを直結する方式を用いた。試験軸受の取付けは主軸にダイヤルゲージを固定し、スラスト荷重を50kg負荷した状態で外輪の倒れを1/100mm以下におさえた。

試験軸受の加熱は電気炉によって行い、図1に示すよう

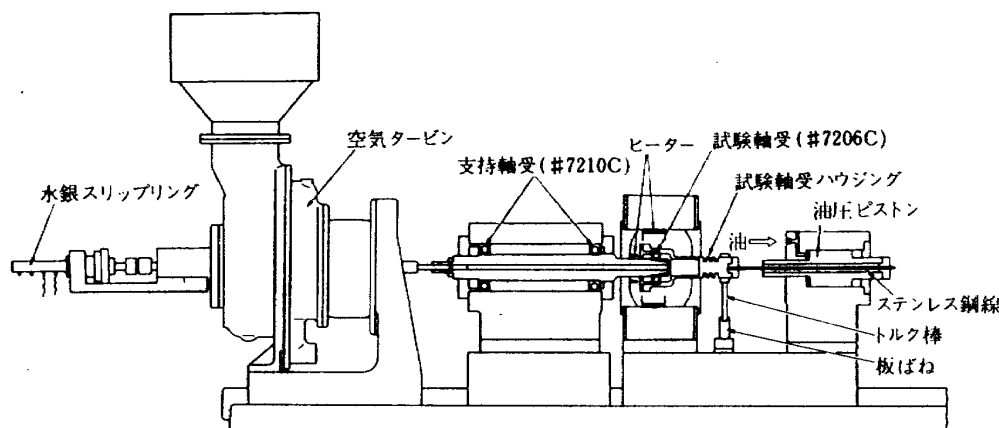


図 1 高温ころがり軸受試験機

\* 昭和52年9月10日受付

\*\* 宇宙研究グループ

に試験軸受ハウジングの外周部と主軸を加熱する2個のヒータがあり、それぞれ別個に加熱を調節することができる。軸受温度は熱電対を内外輪に接触させ、内輪温度は熱電対を主軸、空気タービン軸内を通し、左端の水銀スリッパリング(Vibro Meter製)から取出して測定した。

試験軸受外輪の摩擦トルクはハウジングからでた摩擦ト

ルク棒をストレングージをはった板ばねにあてて測定した。

## 2.2 試験軸受

試験軸受は#7206C相当のJIS 5級のアンギュラ玉軸受である。内外輪および鋼球の材料には高温硬さを考慮してStellite Star Jを用いた。表1にStell-

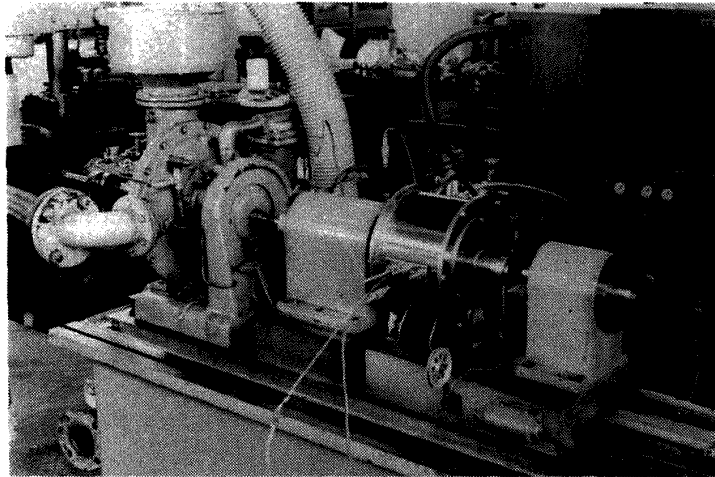


図 2 装置の外観

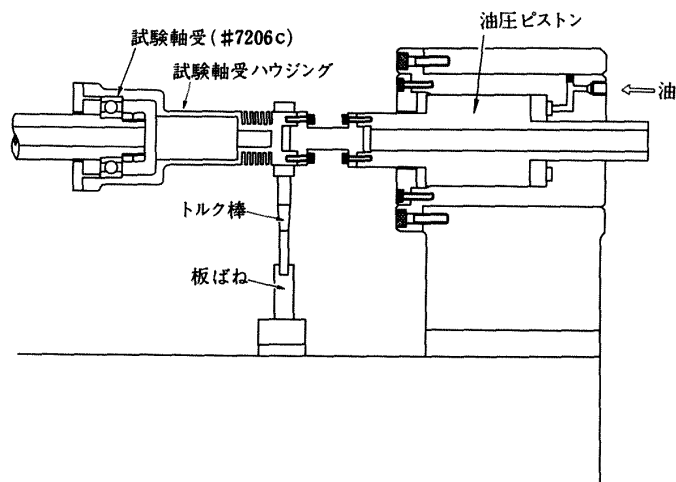


図 3 スラスト荷重負荷法

表1 外輪、内輪、鋼球(Stellite Star J)の組成と諸性質

部品名	組 成 %								常温硬さ HRC	熱膨張係数	圧 碎 値 kg
	C	Si	Mn	Cr	W	Ni	Fe	Co			
規格	2.5	<1.5	<1.0	32	17	2.5	<3.0	Bal	—	$1.38 \times 10^{-6}$ (50~600℃)	—
外輪	2.47	1.24	0.10	32.30 32.50	17.37 17.74	2.25 ~2.34	0.90 0.98	Bal	53.5~55.5	$1.52 \times 10^{-6}$ (20~520℃)	590~700
内輪	2.47	1.24	0.10	32.30 ~32.48	17.68 ~17.74	2.25 ~2.34	0.92 ~0.98	Bal	53.5~55.5	$1.52 \times 10^{-6}$ (20~520℃)	1190~1630
鋼球	2.48 ~2.74	1.17 ~1.24	0.09	32.45 ~32.95	17.76 ~18.80	2.34	0.75 ~1.2	Bal	54.0~55.5	$1.52 \times 10^{-6}$ (20~520℃)	3030~3140

Stellite Star J の組成と諸性質を示す。図4はその材料組織、図5は硬さと温度との関係である。

保持器材料にはNi-rerist 2A, Ni-rerist 4 および Nimonic 90 の3種類を用いた。保持器形式は一体

のもみ抜き形である。

表2に試作軸受の主要寸法精度、回転精度、ラジアルすきまおよび音響の一例を示す。

表2 試作軸受の主要寸法精度、回転精度、ラジアルすきまおよび音響

項 目	寸 法 精 度											ラジアル す き ま	
	外 輪 外 径			外 輪 幅		内 輪 内 径		内 輪 幅		内輪外径	鋼 球		
	寸法	円筒 精度	倒れ	寸法	不同	寸法	円筒 精度	寸法	不同		径 相互差		真 球度
	mm 62			mm 16		mm 30		mm 16		mm 41.8	$\frac{3}{8}$ "		
規 格	+ 0 - 9		8	+ 0 - 120		+ 0 - 6		+ 0 - 120		±20	0.5	05	52~80
試作軸受	- 1 - 6	5	1	- 80 - 82	2	+0.5 - 3	25	- 93 - 94	1	-19 -20	0	01	74

項 目	接 触 角	外輪組立干渉量	回 転 精 度					音 響  dB
			外 輪		内 輪			
	ラジアル 振 れ (最大)		アキシャル 振 れ (最大)	ラジアル 振 れ (最大)	横 振 れ (最大)	アキシャル 振 れ (最大)		
規 格	2 0°		8	10	4	8	8	
試作軸受	18° 30′	8 1	3	8	3	1	3	6 0

単位：μm

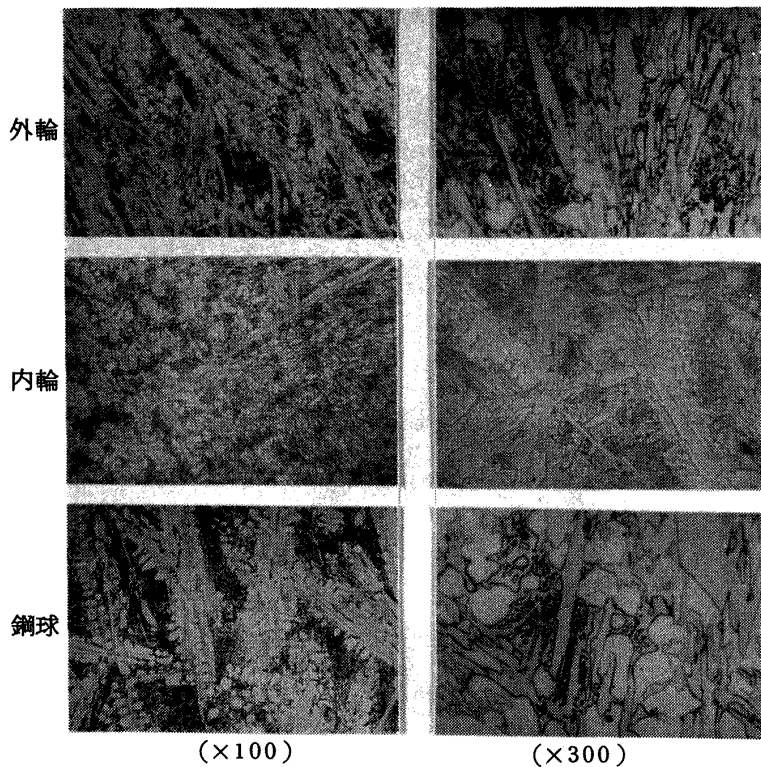


図4 Stellite Star J の材料組織

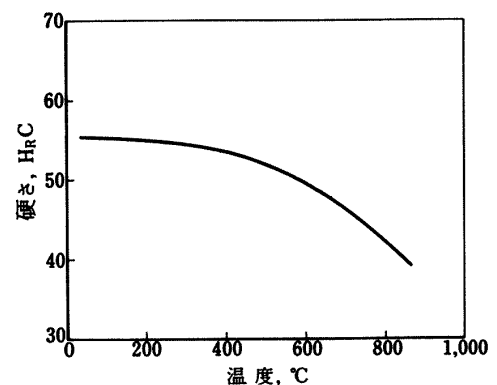


図5 Stellite Star J の硬さと温度

### 2.3 潤滑方式

保持器の表面に PbO の薄膜をコーティングし、保持器から鋼球の転動面について内外輪の軌道面に PbO の転移膜を形成させて潤滑する方式を用いた。保持器への PbO のコーティングはすでに報告<sup>1)</sup>、<sup>2)</sup>した溶射ガンによる方式を用い、保持器の表面に約 20  $\mu\text{m}$  の厚さの PbO 溶射膜を形成した。

### 3 保持器材料に Ni-resist 2A を用いたときの軸受性能

高温用保持器材料として Ni-resist 合金を用いた例が報告<sup>3)</sup>されているので、はじめに Ni-resist 2A を用いることとした。表3は Ni-resist 2A の組成である。

表3 Ni-resist 2A の組成

項目	組成 %					
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Fe
規格	<2.8	1.0~2.7	0.8~1.5	1.7~2.5	18~22	Bal
試作品	2.7	1.93	0.95	2.15	20.5~20.9	Bal

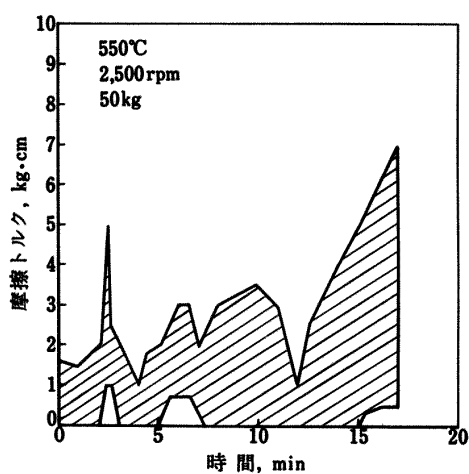


図 6 保持器材料に Ni-resist 2A を用いたときの摩擦特性

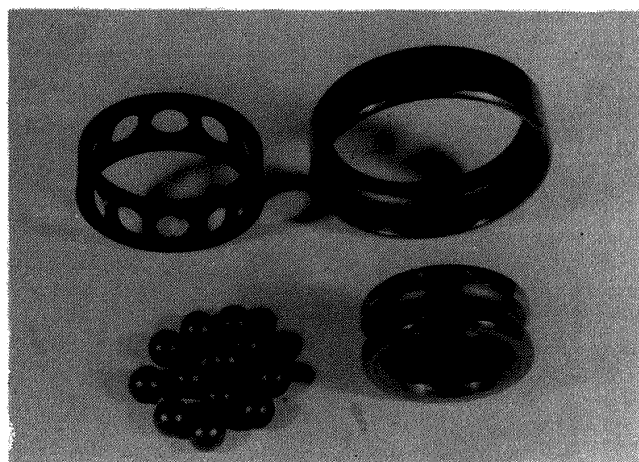


図 8 試験後の軸受部品の外観

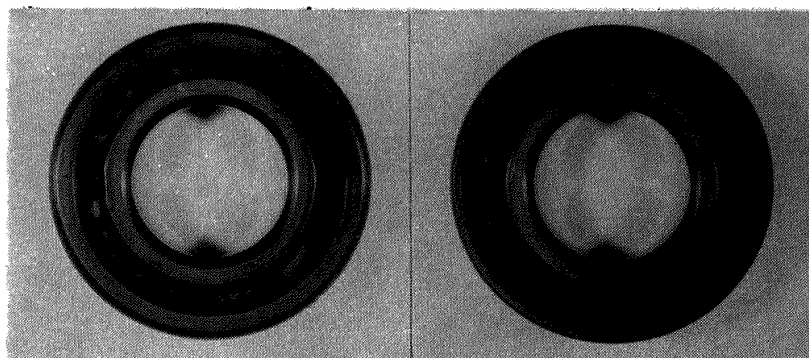
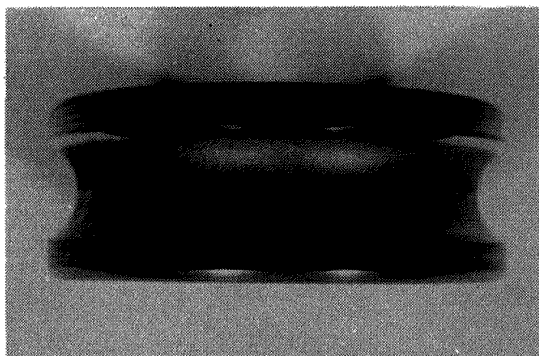


図 7 試験後の軸受の外観

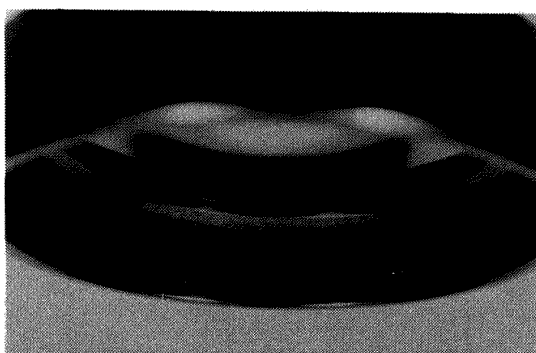
保持器にNi-resist 2A を用いたときの軸受の内外輪温度540～550℃，回転数2500rpm スラスト荷重50kgにおける摩擦トルクと運転時間との関係を図6に示す。軸受の加熱過程で軸を手でまわし十分なじませたが，摩擦トルクの変動が大きく，約10分くらいから摩擦トルクは急激に増大している。図7～11は試験後の軸受および部品の外観で，保持器から鋼球の転動面，内外輪の軌道面にPbOが転移して潤滑膜が形成されているが，光沢がなく金属酸化物がかなりPbOに混入してその潤滑性を害している。

すでに報告<sup>1), 2)</sup>したようにPbOを表面にコーティングするとき，試料を850～900℃に加熱して生成した酸化物をバインダーとして利用するが，この酸化物が多すぎるとPbOの潤滑性が害されるため適量の酸化物をバインダーとして用いる必要がある。この点からいってNi-resist 2Aは高温における耐酸化性に劣り，かなりの酸化物がPbOに混入したのではないかと考えられる。

以上の結果から，ころがり軸受をPbOで潤滑するときには保持器金属がその潤滑性に非常に大きな影響を及ぼしていることが明らかとなった。このため以下良好な潤滑性を与える保持器金属について検討を加えた。

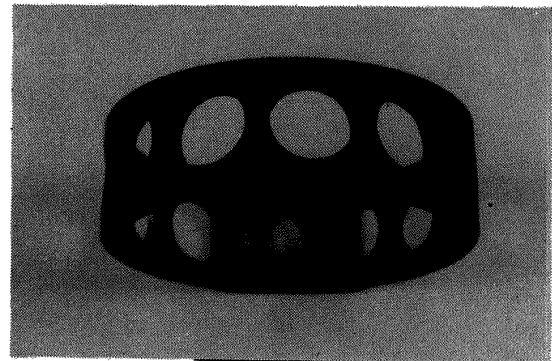


内輪

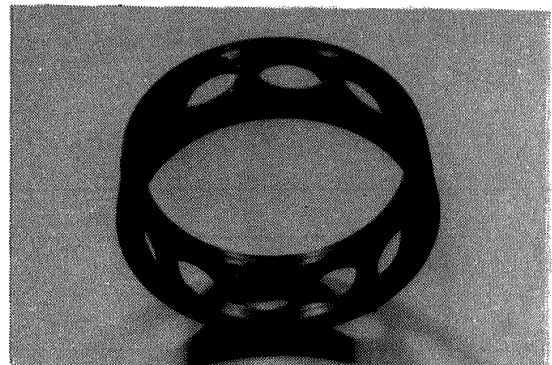


外輪

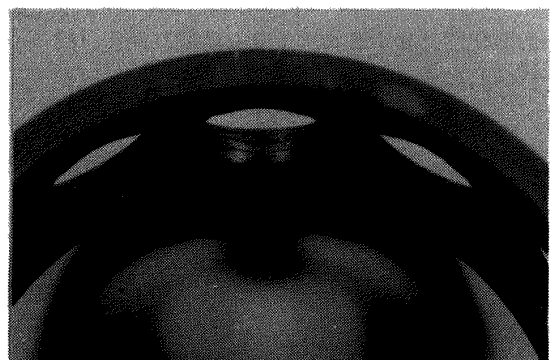
図9 内外輪軌道面の外観



保持器外徑面



保持器案内面



保持器ポケット

図10 保持器の外観

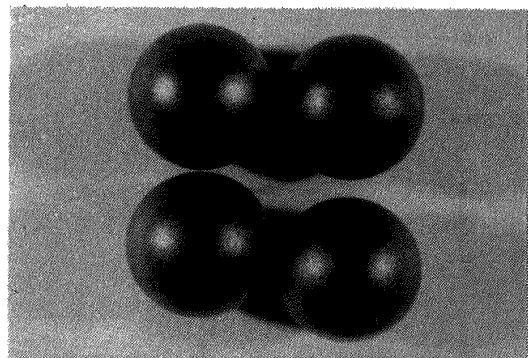


図11 鋼球の外観

#### 4 保持器材料に Ni-resist 4 を用いたときの軸受性能

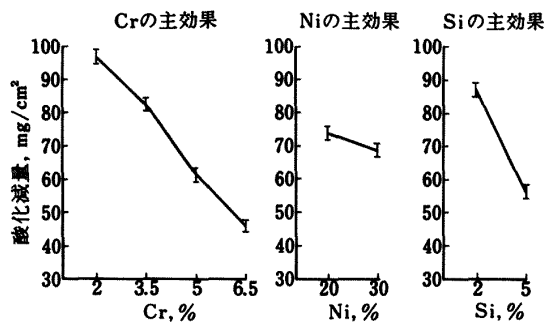


図 12 Ni-resist の酸化減量に及ぼす Cr, Ni, Si 添加量の影響

Ni-resist 2A は高温における耐酸化性に劣ることから、Ni-resist 合金の Cr, Ni, Si が耐酸化性にどのような影響を及ぼすかを検討した。

図12はNi-resist合金のCr, Ni, Siの量を増加したときの各成分%と酸化減量との関係である。ここに酸化減量とは875℃で100時間加熱後 HClaq (1:1) によりスケール除去後の減量 (mg/cm²) である。図12から明らかなようにNi-resist 2A は酸化減量が大きく、Cr, Ni および Si の添加量を増加するにしたがって酸化減量は減少している。この結果からNi-resist 合金では Cr, Ni および Si の成分の多いほうが耐酸化性の点ですぐれているため、保持器材料として表4に示すNi-resist

表4 Ni-resist 4 の組成と諸性質

項目	組 成 %								熱膨張係数 (20~600℃)	耐 酸 化 性
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Fe		
規 格	<2.6	5~6	0.4~0.8	—	—	4.5~5.5	29~32	Ba1		
試 作 品	2.19	5.10	0.81	0.015	0.019	6.46	30.85	Ba1	$1.15 \times 10^{-5}$	* 良好

\* 耐酸化性は875℃で100時間加熱後 HClaq (1:1) によりスケール除去後の減量 (mg/cm²) を測定して評価した。

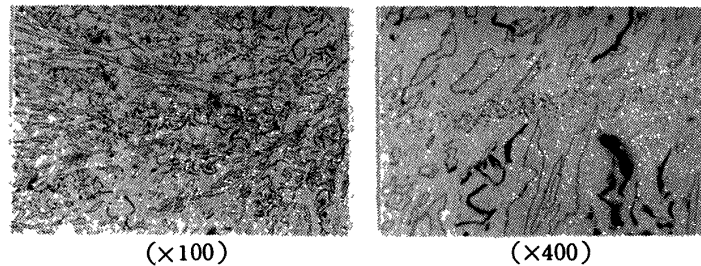


図 13 Ni-resist 4 の材料組織

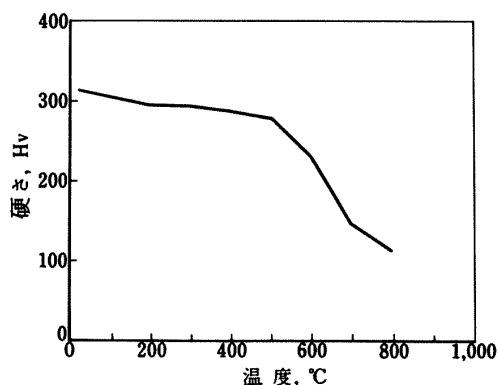


図 14 Ni-resist 4 の硬さと温度

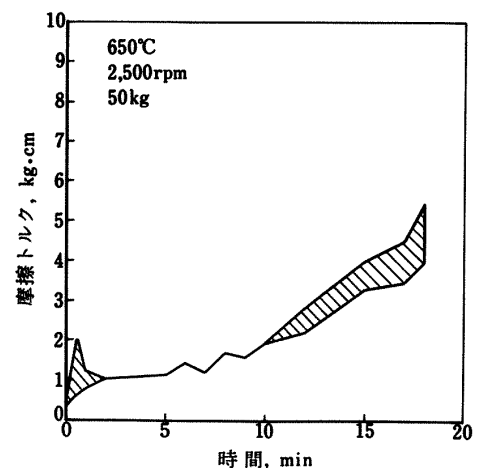


図 15 保持器材料に Ni-resist 4 を用いたときの摩擦特性



4を用いることとした。図13に材料組織、図14に硬さと温度との関係を示す。

Ni-resist 4 保持器の表面に約20  $\mu\text{m}$  の厚さのPbO

溶射膜をコーティングしたが、コーティング過程における下地金属酸化物の混入もNi-resist 2Aにおけるよりもかなり減少しており、その効果が認められた。軸受内外輪

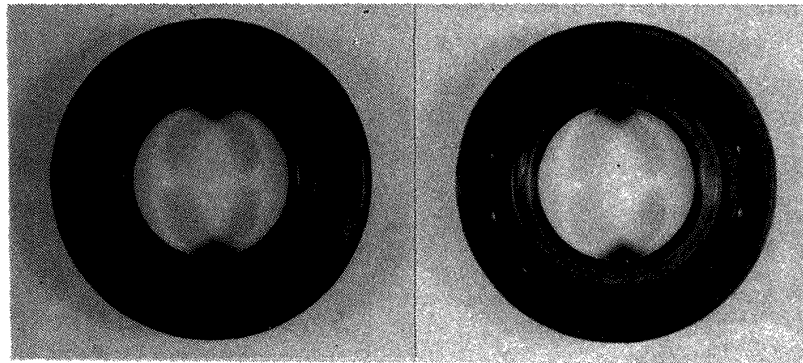


図 16 試験後の軸受の外観

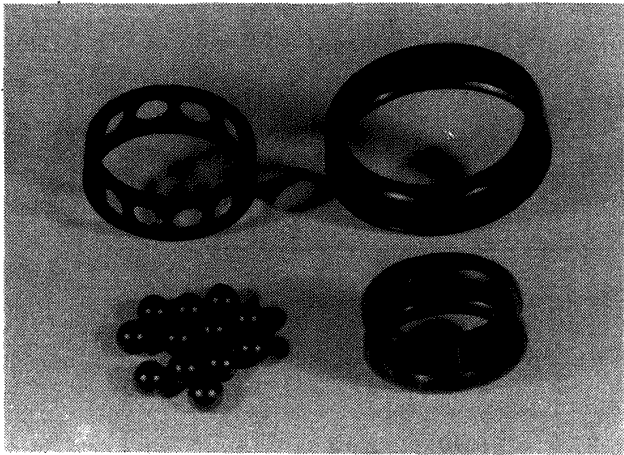
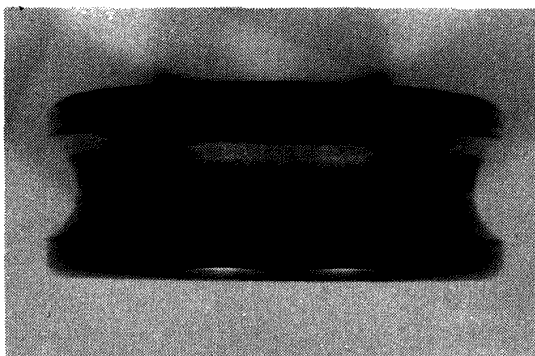
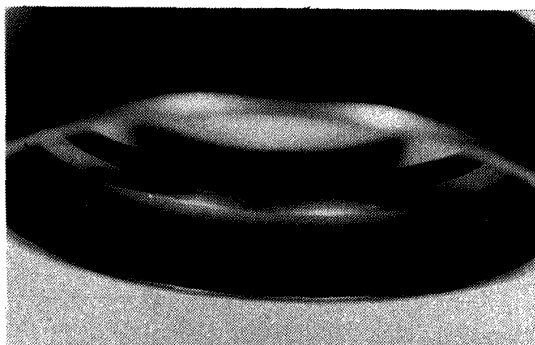


図 17 試験後の軸受部品の外観

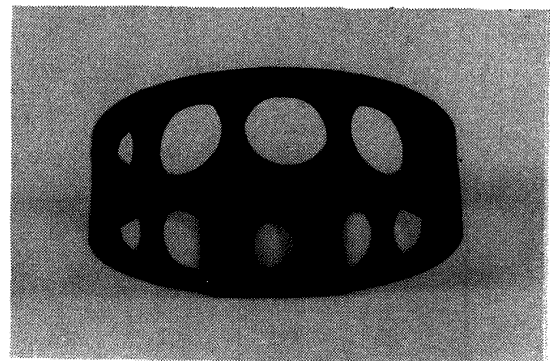


内輪

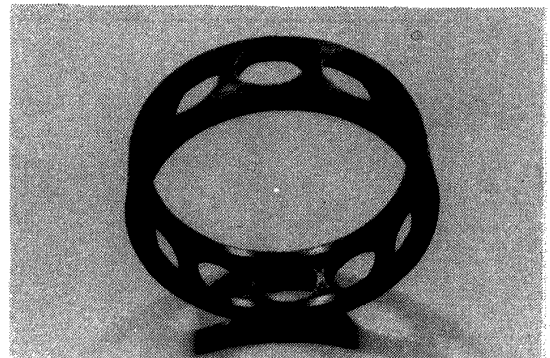


外輪

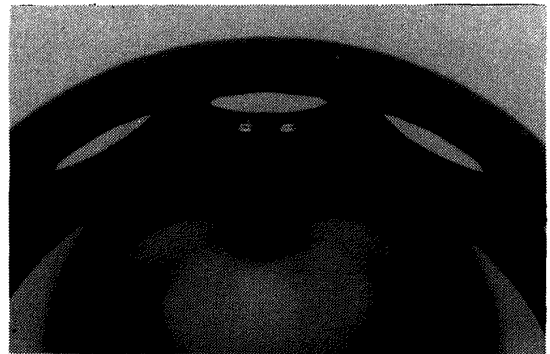
図 18 内外輪軌道面の外観



保持器外径面



保持器案内面



保持器ポケット

図 19 保持器の外観



温度 640～650℃，回転数 2,500 rpm，スラスト荷重 50kg における摩擦トルクと運転時間との関係を図 15 に示す。図 6 の保持器に Ni-resist 2A を用いたときに比較して摩擦トルクの変動は大幅に減少し，比較的なめらかな摩擦トルクを示すが，運転時間 7 分程度で摩擦トルクに変動を生じ，時間とともに変動の幅が増え摩擦トルクも

急激に増大している。

図 16～図 20 は試験後の軸受および部品の外観である。保持器からの PbO 転移膜が鋼球の転動面，内外輪の軌道面および内輪案内面に形成されていることはさきの Ni-resist 2A におけると同様であるが，転移膜はやや光沢を増している。Ni-resist 2A に比較すると PbO 溶射膜の潤滑性はかなりよくなっているが，しかし転移膜の状況からみて依然として保持器の酸化物が PbO 膜に多く混入しており，この酸化物が転移膜の潤滑性を害しているようである。

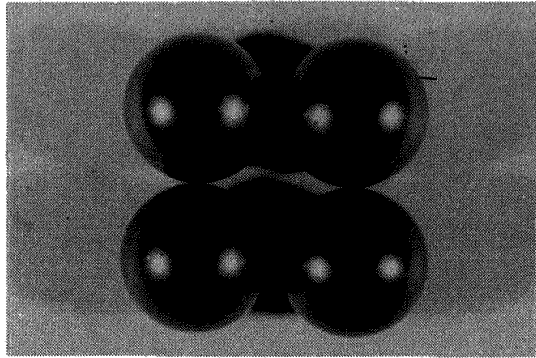


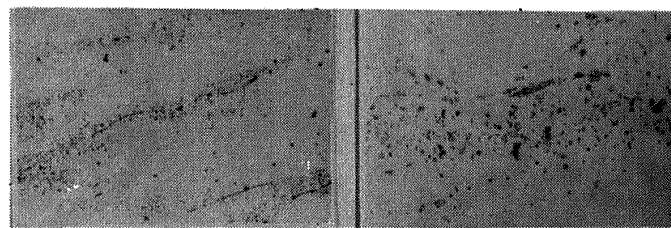
図 20 鋼球の外観

### 5 保持器材料に Nimonic 90 を用いたときの軸受性能 (1)

Ni-resist 4 でもまだ耐酸化性に劣ることから，さらに Ni, Cr 量の多い Nimonic 90 を用いることとした。表 5 に Nimonic 90 の組成を示す。なお Nimonic 90

表 5 Nimonic 90 の組成

項 目	組 成 %								
	C	Si	Mn	Cr	Fe	Co	Ti	Al	Ni
規 格	<0.1	<1	<1	20	<5	18	2.5	1.5	Ba 1
試作品	0.06	0.52	0.57	19.68	0.39	18.80	2.92	1.4	Ba 1



(×100)

(×400)

図 21 Nimonic 90 の材料組織

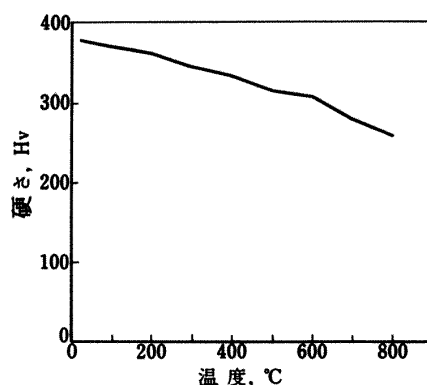


図 22 Nimonic 90 の硬さと温度

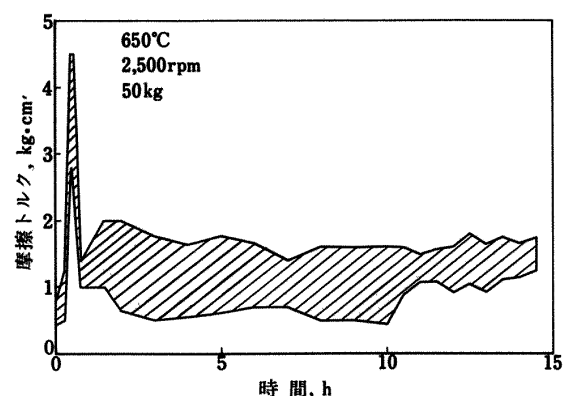


図 23 保持器材料に Nimonic 90 を用いたときの摩擦特性(1)

は1,050℃で2時間の溶態化処理を行ったが、図21はその材料組織である。図22は硬さと温度との関係である。図23に軸受内外輪温度640～650℃、回転数

2,500 rpm スラスト荷重50kgにおける摩擦トルクと運転時間との関係を示す。はじめ摩擦トルクは低いが、運転時間30分くらいから次第に増大し、ついで低下してい

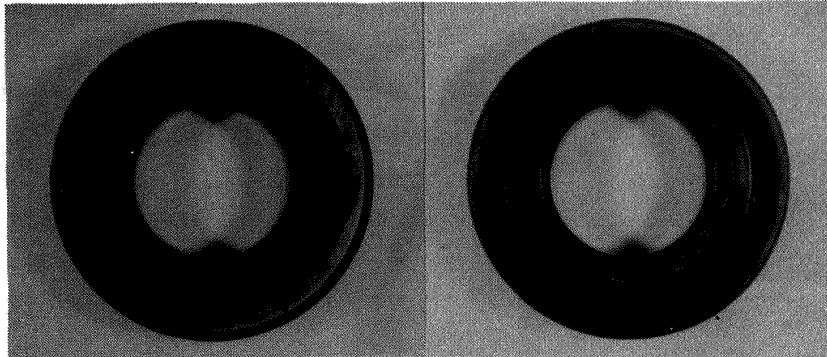


図 24 試験後の軸受の外観

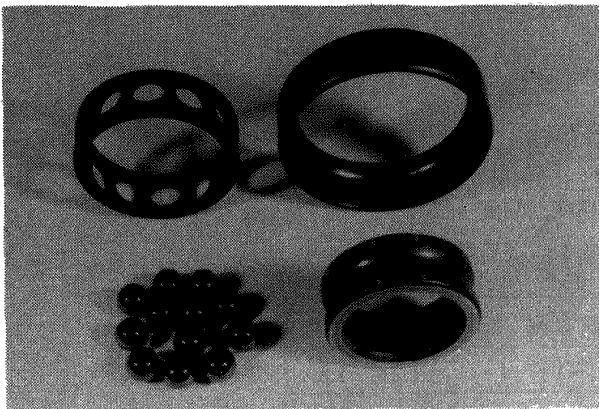
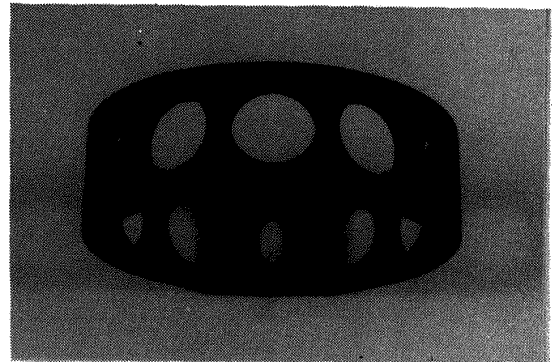
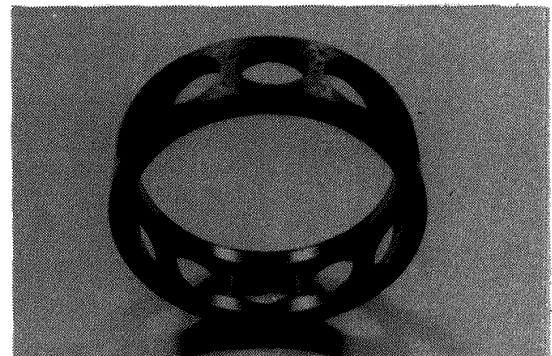


図 25 試験後の軸受部品の外観



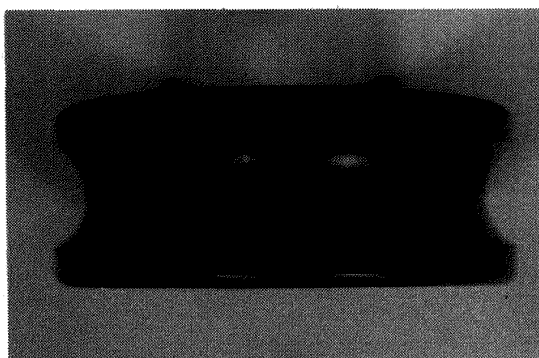
保持器外径面



保持器案内面



保持器ポケット



内輪



外輪

図 26 内外輪の軌道面の外観

図 27 保持器の外観

る。これはなじみ過程の脱落 PbO 粒子のかみこみによるものと考えられる。この後は摩擦トルクは14.5時間にわたってほぼ一定した低い値を示している。

図24～図28は試験後の軸受および部品の外観である。図7～図11, 図16～図20に示したNi-resist 合

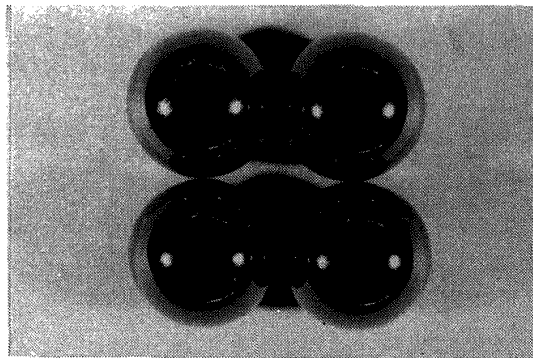


図 28 鋼球の外観

金の場合とは違って保持器の案内面, ポケット穴の摩擦部分の PbO 膜には光沢があり, また保持器から鋼球, 内外輪に転移した PbO 膜にも光沢があり, 良好な潤滑作用が行われていることを示している。このように保持器に Nimonic 90を用いることによって650℃における玉軸受の運転が可能である。このことはNi-resist に比較してNimonic 90では PbO 溶射膜への下地金属の酸化物の過度な混入が防止され, PbO 自体の潤滑性があらわれたためと考えられる。

試験前後の内外輪の主要寸法精度, 回転精度, ラジアルすきまおよび音響を表6に, 内外輪および保持器の硬さを表7に示す。寸法精度および硬さには, 試験前後で大きな変化はなく, 高温軸受材料としてStellite Star J はほぼ満足している。ただし表6において回転精度は大きく低下しており, これに伴って音圧レベルも増大している。以下この点について詳しく検討しよう。

表 6 試験軸受の主要寸法精度, 回転精度, ラジアルすきまおよび音響

項		目	試 験 前	試 験 後
寸法精度	外輪外径	実 測 値	-1~-4	+2~-1.5
		円 筒 精 度	3	3.5
		外 径 の 倒 れ	1	1.5
	外 輪 幅	実 測 値	-7.6~-7.8	-7.0~-7.8
		幅 不 同	2	8
	内輪内径	実 測 値	0~-3	+4.5~0
		円 筒 精 度	2.5	4.5
	内 輪 幅	実 測 値	-9.1~-9.2	-8.5~-8.7
		幅 不 同	1	2
外輪と内輪の喰違量(0.3kg)				3.3~4.0
回転精度	外 輪	ラジアル 振 れ	3	10
		アキシアル振れ	8	5.8
	内 輪	ラジアル 振 れ	3	6
		横 振 れ	1	9
		アキシアル振れ	5	4.6
ラジアルすきま(測定荷重5kg)			7.1	6.15 5.65 5.85
音 圧 レ ベ ル (dB)			59	86

単位:  $\mu\text{m}$

## 5.1 外内輪の寸法精度

外内輪の寸法精度を表8、図29～図43に示す。この結果を要約するとつぎのようになる。

## (1) 外輪外径タリロンド真円度

図29から試験後のタリロンド真円度は2.0～3.0  $\mu\text{m}$ で、試験前の2.0  $\mu\text{m}$ とほとんど変わらない。

## (2) 外輪外径面の形状変化

図30の外輪外径面の直線度から外輪中央近傍で2.0～3.0  $\mu\text{m}$ 中凹となっており、全般的に十側へ読みが移行している。

## (3) 外輪軌道径の寸法変化

非接触部の軌道底において、軌道径は約5  $\mu\text{m}$ 減少している。

## (4) 外輪軌道タリロンド真円度

図31から試験後の非接触部のタリロンド真円度は3.0  $\mu\text{m}$ で試験前の4.3  $\mu\text{m}$ とほとんど変わらない。接触部のタリロンド真円度も4.0  $\mu\text{m}$ であるがやや波状に摩耗している。

## (5) 外輪軌道表面あらさ

図32から非接触部の表面あらさは0.8  $\mu\text{m}$  Rmaxであるのに対し、接触部は0.1  $\mu\text{m}$  Rmax と非常に小さい。これは接統部に PbO 転移膜が形成されていることを示している。

表7 内外輪、保持器の硬さ

軸受部品	硬 さ, Hv	
	試 験 前	試 験 後
外 輪	674 (平均)	726, 726, 689
内 輪	674 "	655, 701, 689
保 持 器	384 "	381, 358 381

表8 内外輪の寸法精度

項 目		試 験 前	試 験 後	
外 輪	外径タリロンド真円度	2.0	2.0, 3.0, 2.5	図29
	外径面の直線度		2.0～3.0 (中凹)	図30
	軌道径 (mm)	55.584	55.577, 55.580	
	軌道タリロンド真円度	4.3	非接触部 3.0 接 触 部 4.0W	図31
	軌道表面あらさ		非接触部 0.8 Rmax 接 触 部 0.1 Rmax	図32
	みぞ形状のくずれ		13.0, 15.0, 19.0	図33
	外径対軌道偏肉	2.7	6.0	図34
内 輪	内径タリロンド真円度	1.5	2.0, 2.0, 2.0	図35
	内径面の直線度		2.0～3.0 (中凹)	図36
	軌道径 (mm)	36.460	36.464	
	軌道タリロンド真円度	0.5	非接触部 0.7 接 触 部 5.5W (36角)	図37
	軌道表面あらさ		非接触部 15 Rmax 接 触 部 0.1 Rmax	図38
	みぞ形状のくずれ		20.0, 21.0, 19.0	図39
	外径寸法 (mm)	41.784～41.786	41.786～41.789	
	外径タリロンド真円度		1.2, 1.2	図40
	外径面の直線度		1.0～2.0 (中凹)	図41
	外径表面あらさ		0.4～0.6 Rmax	図42
	内径対軌道偏肉	2.2	3.0	図43

単位:  $\mu\text{m}$

## (6) 外輪みぞ部の形状変化

図33の外輪軌道みぞ形状のくずれから、外輪軌道面は約 $15\mu\text{m}$ 摩耗している。

## (7) 外輪対軌道偏肉

図34から試験後の偏肉は $6.0\mu\text{m}$ で、試験前の $2.7\mu\text{m}$

に比較すると約2倍増大している。

## (8) 内輪内径タリロンド真円度

図35から試験後のタリロンド真円度は $2.0\mu\text{m}$ で、試験前の $1.5\mu\text{m}$ とほとんど変わらない。

## (9) 内輪内径面の形状変化

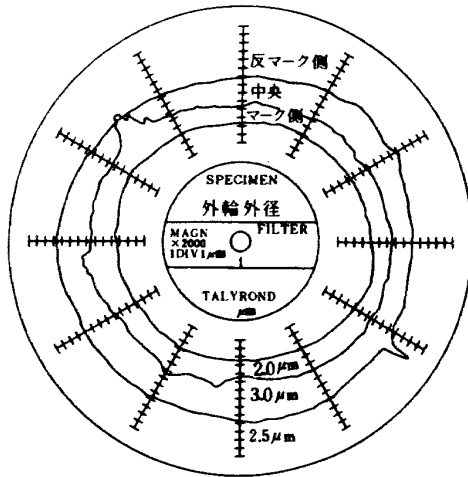


図 29 外輪外径タリロンド真円度

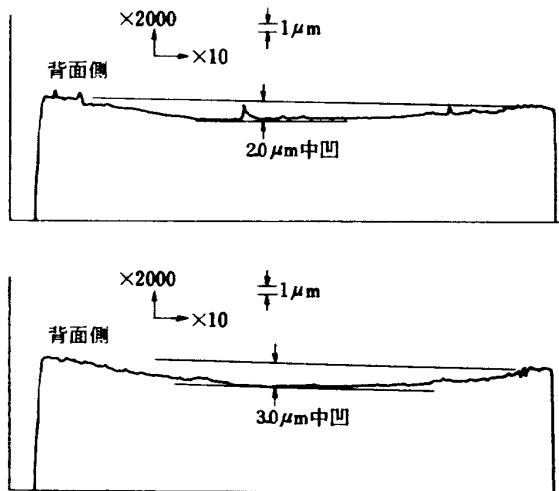


図 30 外輪外径面の直線度

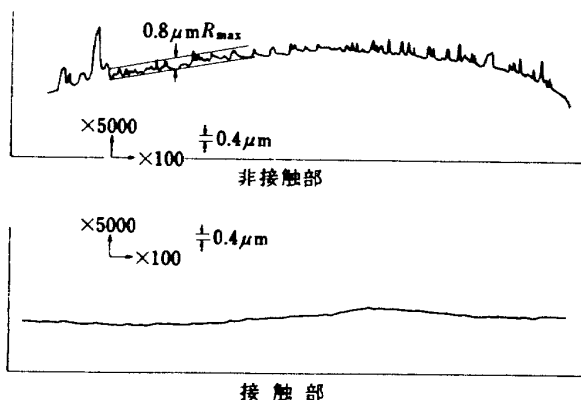
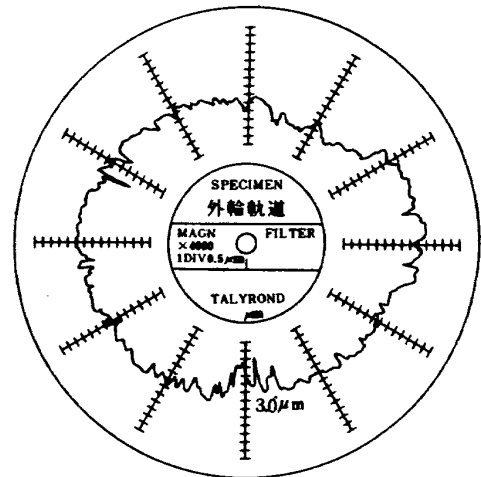
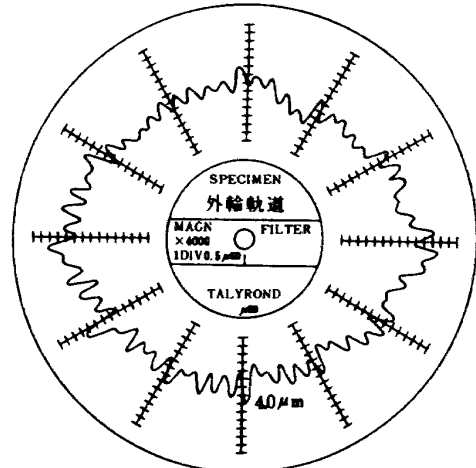


図 32 外輪軌道表面あらさ



非接触部



接触部

図 31 外輪軌道タリロンド真円度

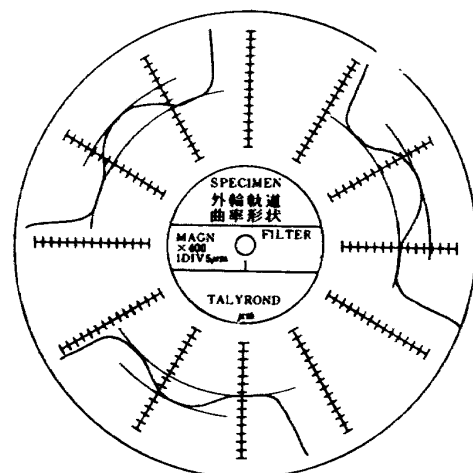


図 33 外輪軌道みぞ形状のくずれ

図36において内輪内径面の直線度は0であるが、全般的に十側に読みが移行しており、ややテーパー状に変形している。内輪の負荷側で+、反負荷側で-で、テーパー度は約 $4\mu\text{m}$ である。

#### (10) 内輪軌道径の寸法変化

非接触部の軌道底において、内輪軌道径は約 $4\mu\text{m}$ 増加している。

#### (11) 内輪軌道タリロンド真円度

図37から試験後の非接触部のタリロンド真円度は $0.7\mu\text{m}$ で試験前の $0.5\mu\text{m}$ とほぼ同程度である。しかし接触

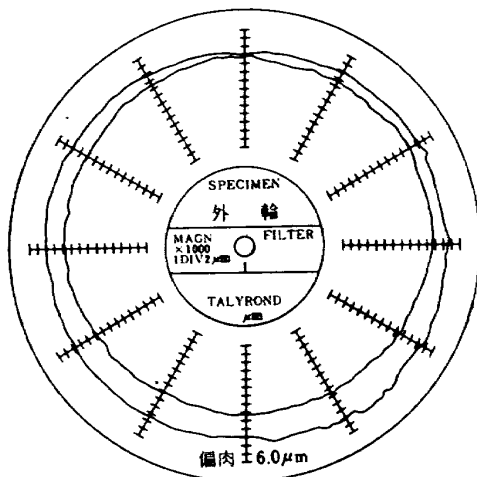


図 34 外輪対軌道偏肉

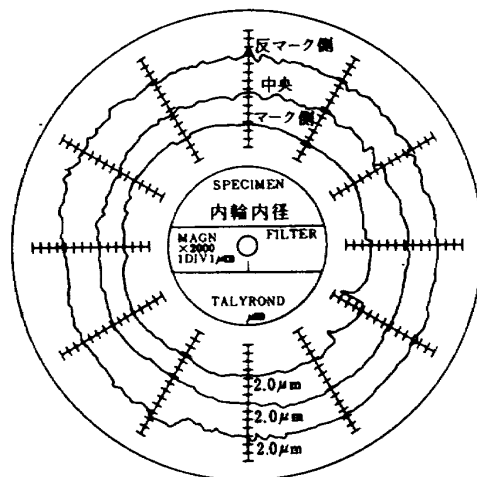


図 35 内輪内径タリロンド真円度

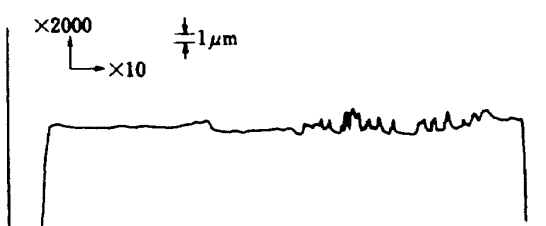
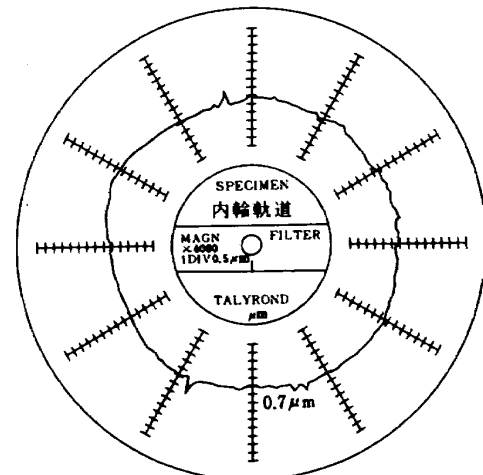
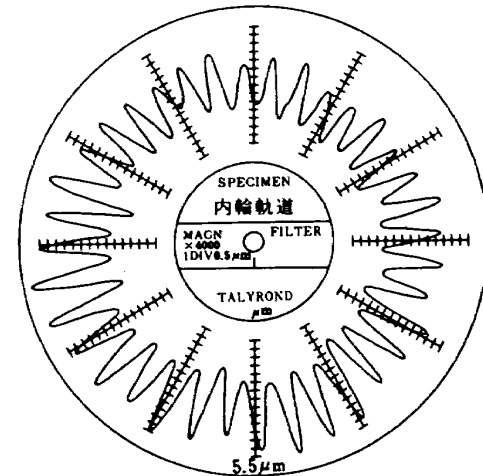


図 36 内輪内径面の直線度

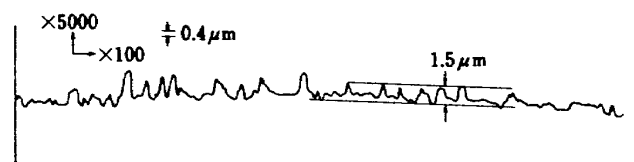


非接触部

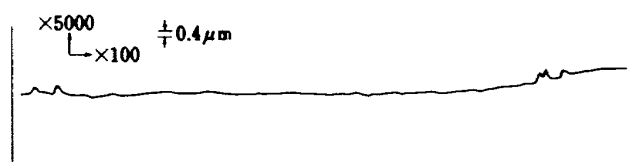


接触部

図 37 内輪軌道タリロンド真円度



非接触部



接触部

図 38 内輪軌道表面あらさ

部のタリロンド真円度は $5.5\mu\text{m}$ に増大しており、かつ主歪角数36で波状に異常摩耗している。

### (12) 内輪軌道表面あらさ

外輪軌道表面あらさにおけると同様、図38から非接触部の表面あらさ $1.5\mu\text{m}$   $R_{\text{max}}$  に対し接触部は $0.1\mu\text{m}$   $R_{\text{max}}$  と非常に小さい。

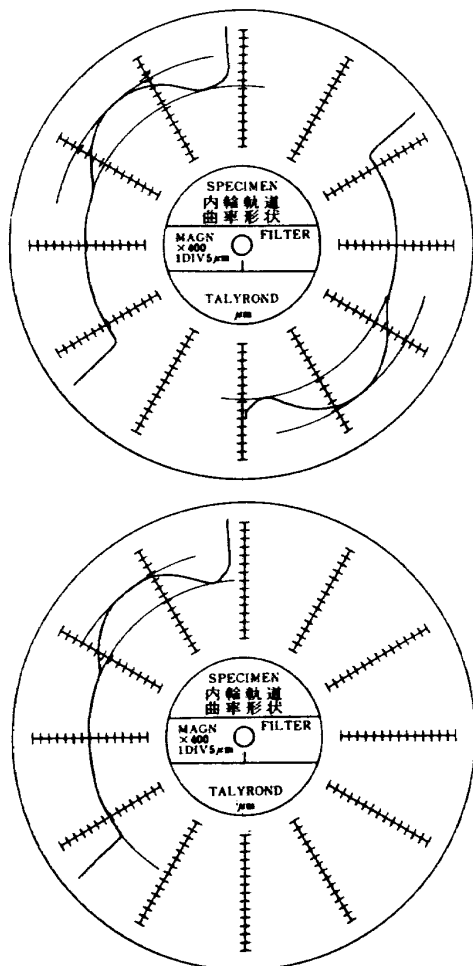


図 39 内輪軌道みぞ形状のくずれ

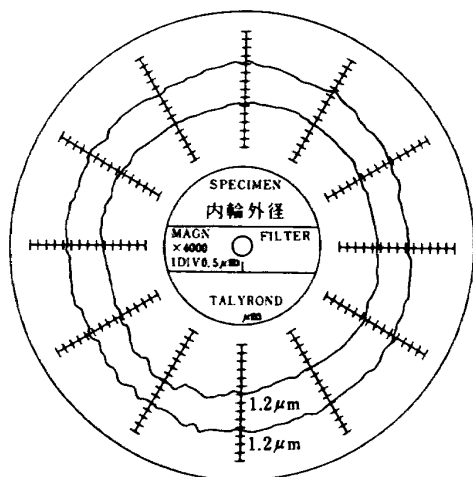


図 40 内輪外径タリロンド真円度

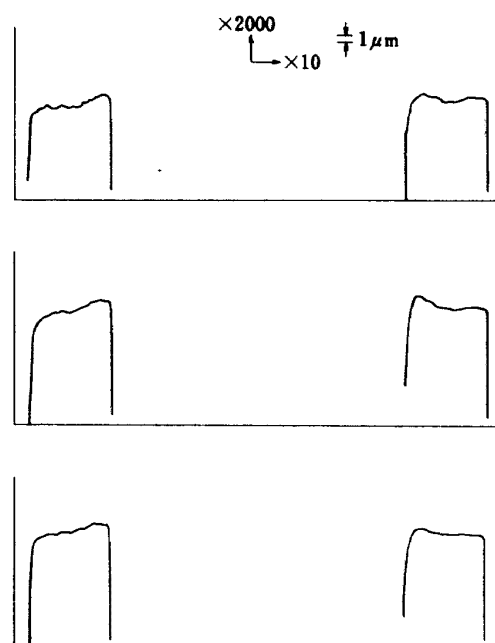


図 41 内輪外径面の直線度

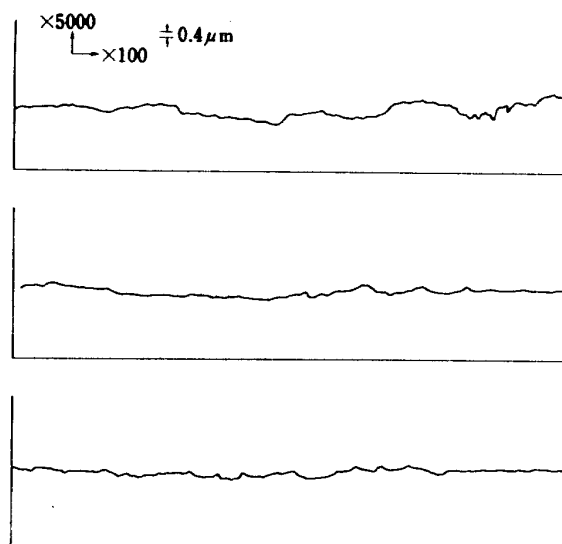


図 42 内輪外径表面あらさ

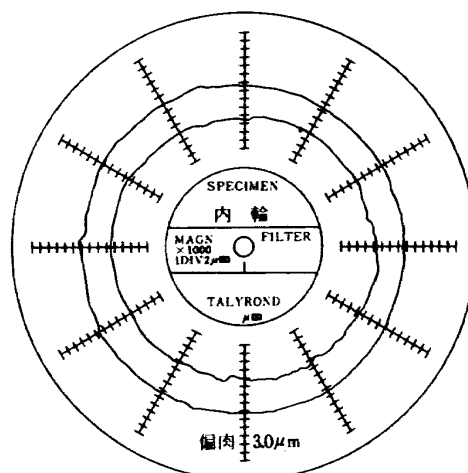


図 43 内径対軌道偏肉



## (13) 内輪みぞ部の形状変化

図39の内輪軌道みぞ形状のくずれから、内輪軌道面は約20 $\mu\text{m}$ 摩耗している。

## (14) 内輪外径の寸法、形状変化

内輪外径は2～3 $\mu\text{m}$ 増加しているが、外径タリロンド真円度は図40から試験前後でほとんど変化していない。外径面の形状変化は図41から1.0～2.0 $\mu\text{m}$ 中凹となっており、表面あらさは図42から0.4～0.6 $\mu\text{m}$  Rmaxである。

## (15) 内輪対軌道偏肉

試験後の偏肉は図43から3.0 $\mu\text{m}$ で、試験前の2.2 $\mu\text{m}$ よりも若干増大している。

## 5.2 保持器の寸法精度

保持器の寸法精度を表9、図44～図50、表10、図51～図54に示す。この結果を要約するとつぎのようになる。

## (1) 外径寸法

試験後の保持器外径は試験前に比較して1～12 $\mu\text{m}$ 増加している。

表9 保持器の寸法精度

項 目	試 験 前		試 験 後	
外 径 寸 法 (mm)	48809～48813		48810～48825	
外径タリロンド真円度	2.0, 4.0	図44	7.0, 7.0	図45
内 径 寸 法 (mm)	42104～42085		マーク側42.107～42.113 反マーク側42.113～42.117	
内径タリロンド真円度	4.0, 7.0	図46	2.5, 5.0	図47
内 径 表 面 あ ら さ	1.5 Rmax	図48	0.2～0.3 Rmax	図49
内 径 面 の 直 線 度			2.0～3.0 (中凹)	図50
ポ ケ ッ ト 径 (mm)	9.804 (平均)	表10	軸 方 向 9.824 (平均) 円周方向 9.854 (平均)	表10
ポ ケ ッ ト 表 面 あ ら さ	5.0 Rmax	図51	非接触部 3.0 Rmax 接 触 部 0.5 Rmax	図52
ポ ケ ッ ト の 直 線 度			軸方向 約4 (中凹) 円周方向 約50 (中凹)	図53 図54
幅 寸 法 (mm)	15.640		15.625～15.635	

単位： $\mu\text{m}$

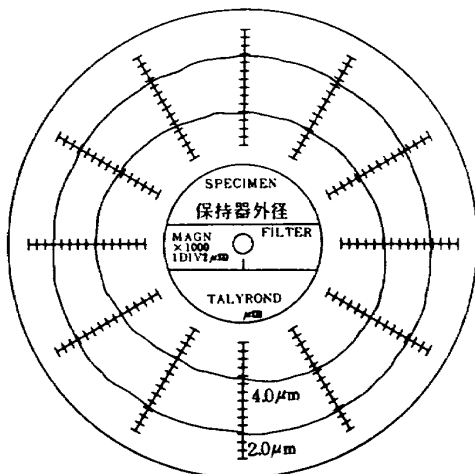


図44 保持器外径タリロンド真円度(試験前)

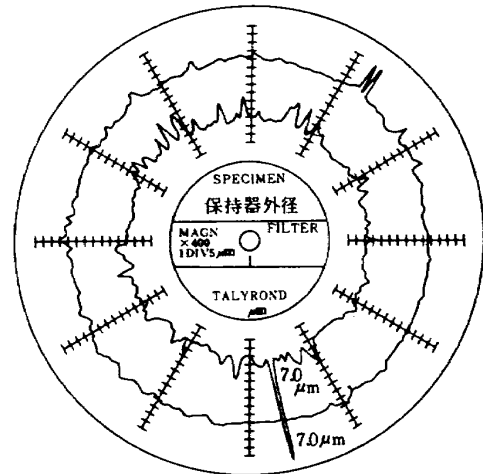


図45 保持器外径タリロンド真円度(試験後)

## (2) 外径タリロンド真円度

図 4 4, 図 4 5 から試験前のタリロンド真円度  $2.0 \sim 4.0 \mu\text{m}$  は試験後には  $7.0 \mu\text{m}$  に増加している。

## (3) 内径寸法

試験前に比較してマーク側で  $3 \sim 28 \mu\text{m}$ , 反マーク側で  $9 \sim 32 \mu\text{m}$  増加している。

## (4) 内径タリロンド真円度

図 4 6, 図 4 7 から試験前のタリロンド真円度が  $4.0 \sim$

$7.0 \mu\text{m}$  であるのに対し, 試験後は  $2.5 \sim 5.0 \mu\text{m}$  でほとんど変化していない。

## (5) 内径表面あらさ

図 4 8, 図 4 9 から試験前の表面あらさ  $1.5 \mu\text{m Rmax}$  は試験後には  $0.2 \sim 0.3 \mu\text{m Rmax}$  に減少している。これは保持器にコーティングした  $\text{PbO}$  膜のなじみによるものと考えられる。

## (6) 案内面の形状変化

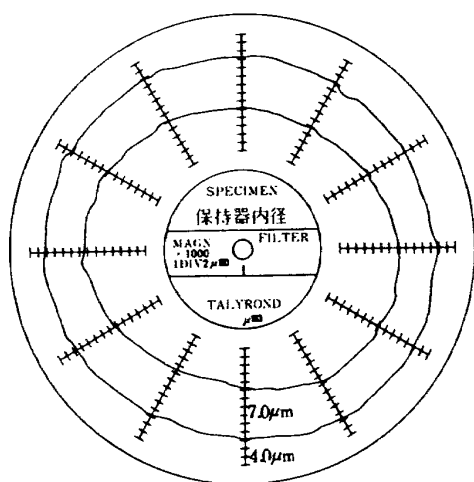


図 46 保持器内径タリロンド真円度 (試験前)

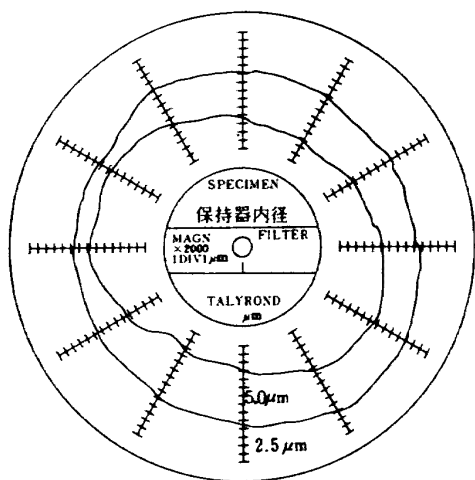


図 47 保持器内径タリロンド真円度 (試験後)

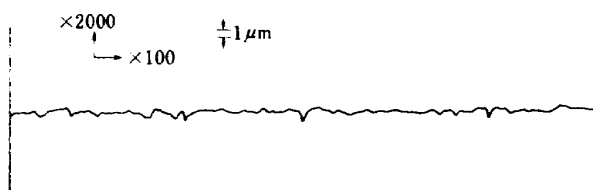


図 48 保持器内径表面あらさ (試験前)

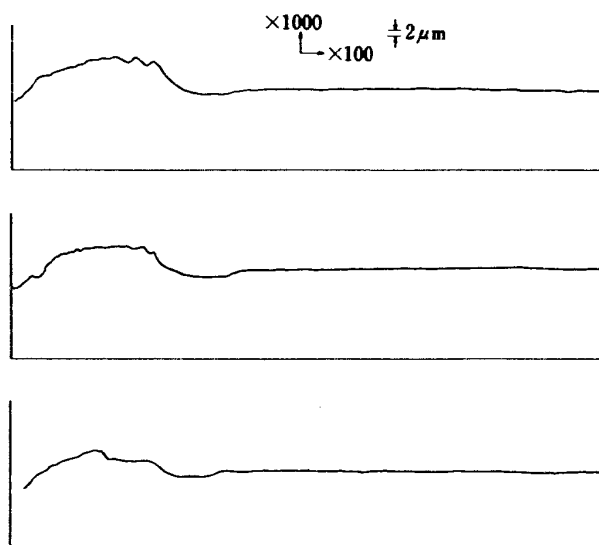


図 49 保持器内径表面あらさ (試験後)

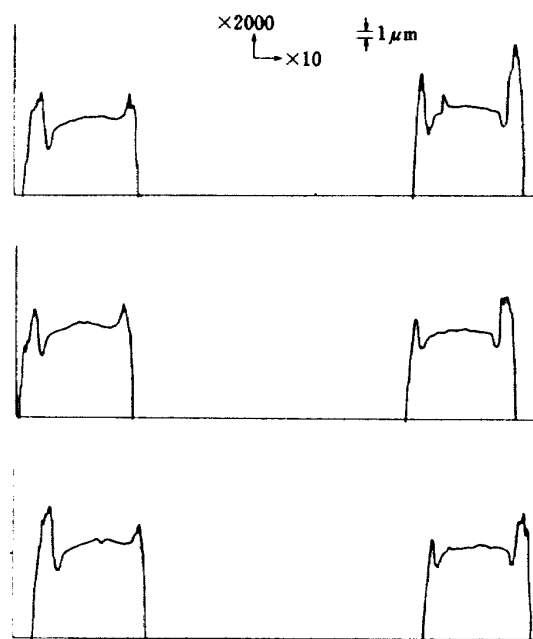


図 50 保持器内径面の直線度 (試験後)

図50から内径面の直線度は20~30 $\mu\text{m}$ 中凹となっており、図41の内輪外径面の直線度とから保持器内径面と内輪外径面との相対的形状を示すと図55のようになり、保持器は約5 $\mu\text{m}$ 摩耗している。

表10 保持器のポケット径

No	試験前	試験後		
	ポケット径 mm	ポケット径 mm		楕円度
		軸方向	円周方向	
1	9.790	9.825	9.855	30
2	9.805	9.822	9.860	38
3	9.800	9.822	9.850	28
4	9.800	9.815	9.843	28
5	9.810	9.821	9.843	22
6	9.807	9.816	9.850	34
7	9.823	9.822	9.854	32
8	9.810	9.828	9.860	32
9	9.815	9.821	9.843	22
10	9.805	9.842	9.858	16
11	9.785	9.828	9.868	40
12	9.800	9.827	9.870	43
平均	9.804	9.824	9.854	30

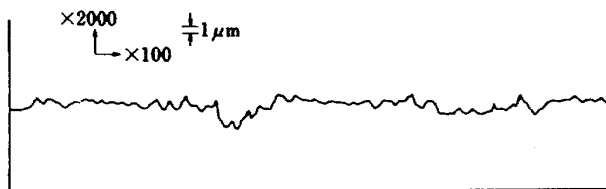


図51 保持器ポケット表面あらさ(試験前)

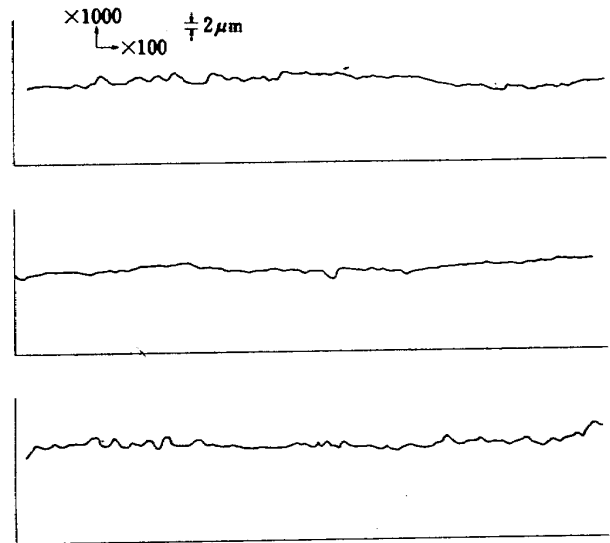


図52 保持器ポケット表面あらさ(試験後)

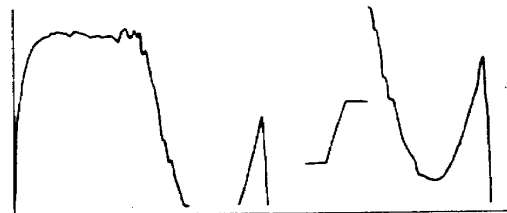
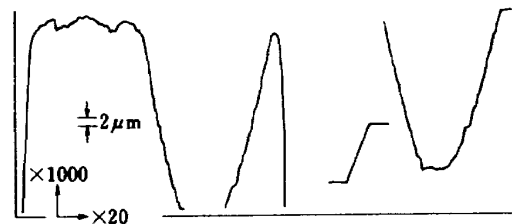


図53 保持器ポケットの軸方向直線度(試験後)

図54 保持器ポケットの円周方向直線度(試験後)



## (7) ポケット径の変化

表 10 よりポケット径は平均で軸方向位置で約  $20\ \mu\text{m}$  円周方向位置で約  $50\ \mu\text{m}$  増加しており、楕円度は 30 である。

## (8) ポケット表面あらさ

図 51, 図 52 から試験前の表面あらさ  $5.0\ \mu\text{m Rmax}$  は試験後には接触部で  $0.5\ \mu\text{m Rmax}$  に減少している。

## (9) ポケット面の摩耗

図 53, 図 54 のポケットの直線度から軸方向位置で約  $4\ \mu\text{m}$ , 円周方向位置で約  $50\ \mu\text{m}$  摩耗している。

## (10) 幅 寸 法

試験前に比較して、試験後には  $5\sim 15\ \mu\text{m}$  減少している。

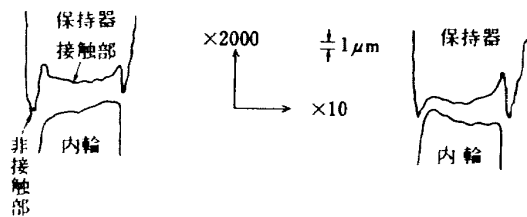


図 55 保持器案内面と内輪案内面の形状変化

## 5.3 鋼球の寸法精度

鋼球の寸法精度を表 11 に、鋼球のタリロンド真円度と表面あらさを図 56, 図 57 に示す。

以上の結果から鋼球の径寸法は約  $4\sim 9\ \mu\text{m}$  減少しており、これに伴って真球度、相互差も悪くなっている。とくに鋼球 No. 5, 6, 8, 9, の径寸法, 真球度, 相互差の変化が大きく、表面あらさも非常に大きくなっている。

## 5.4 寸法精度の変化

5.1～5.3 で外内輪、保持器、鋼球の試験前後の寸法精度について検討を加えたが、試験前後で寸法精度の変化が大きいのは以下述べる項目である。外内輪では外内輪軌道面がそれぞれ約  $15, 20\ \mu\text{m}$  摩耗しているが、とくに内輪において著しいが軌道面に主歪角数 36 で波状に異常摩耗を生じている。保持器では案内面は約  $5\ \mu\text{m}$  摩耗している程度であるが、円周方向のポケット面が約  $50\ \mu\text{m}$  と大きく摩耗している。鋼球については鋼球 12 個中の数個が大きく摩耗している。

以上の諸変化が軸受の回転精度を低下させた原因と考えられる。とくにこの中で影響が大きいと教えられるのは内輪軌道面が主歪角数 36 で波状に異常摩耗していることである。

表 11 鋼球の寸法精度

No.	径 寸 法		真球度 (3 点)		相 互 差		タリロンド真円度
	試験前	試験後	試験前	試験後	試験前	試験後	試験 後
1		-0.8		0.7			0.7
2		0		0.5			0.6
3		+0.1		0.7			0.4
4		-0.7		0.8			1.1
5		-0.8		1.5			1.5
6		-5.3		2.5			4.0
7		+0.1		0.5			1.2
8		-0.8		1.2			1.4
9		-4.1		1.3			1.6
10		-0.4		0.6			0.8
11		+0.3		0.7			1.0
12		-0.8		0.7			0.8

単位:  $\mu\text{m}$

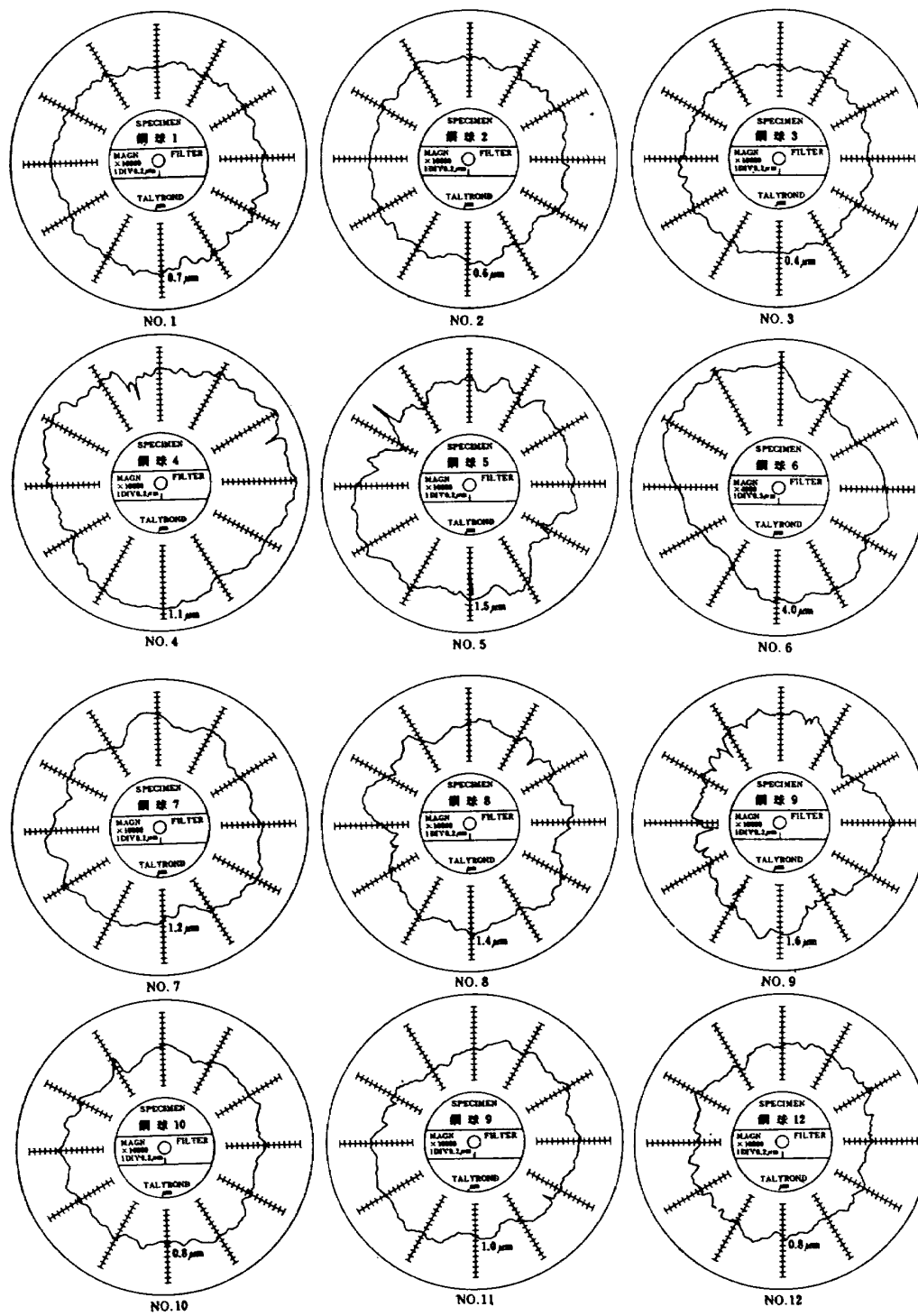


図 56 鋼球タリロンド真円度

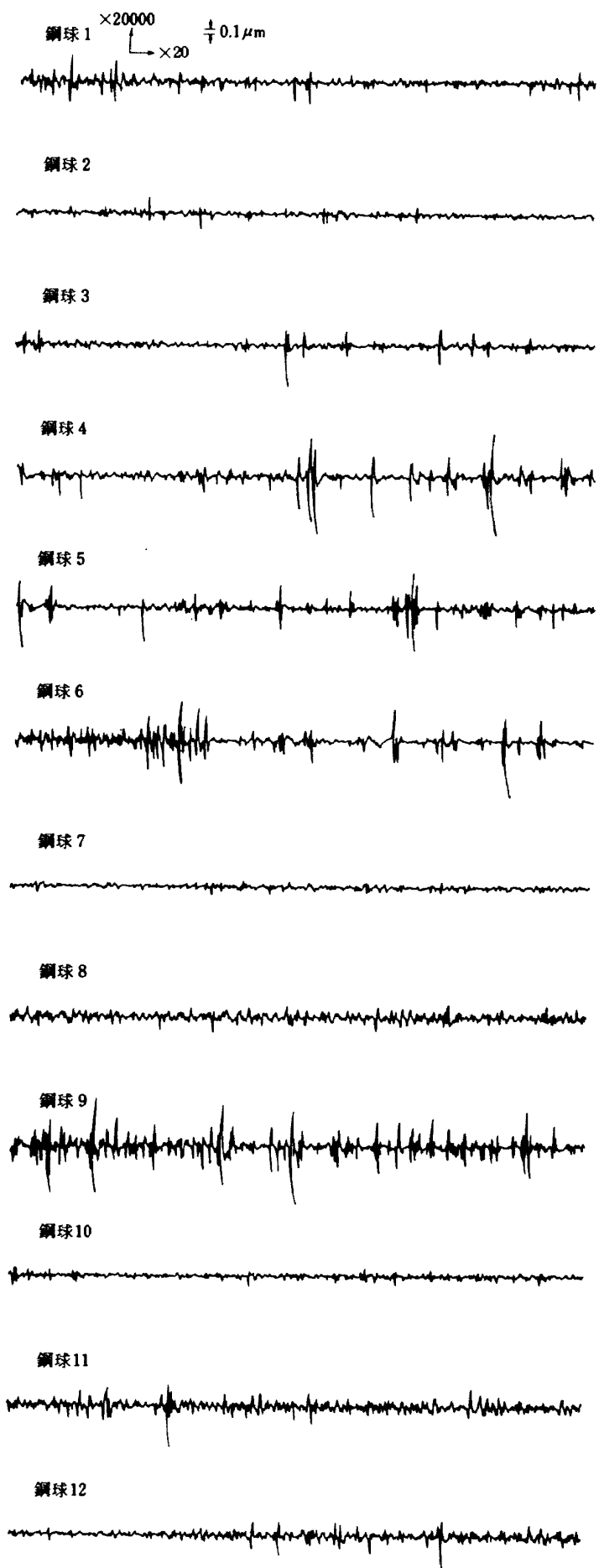


図 57 鋼球の表面あらさ

## 6 保持器材料にNimonic 90を用いたときの軸受性能(2)

5で述べたように玉軸受の潤滑剤にPbOを用いることによって650℃の運転が可能であったが、ただし異常と思われるのは内輪軌道面が主歪角数36で波状に異常摩耗していることである。この原因としては潤滑剤にPbOを用いたためとは考えられない。むしろ摩耗状況からみて試験機の構造に基因しているのではないかと考えられる。以下この点について検討する。

図3において試験軸受ハウジングは油圧ピストンに直結されており、スラスト荷重を負荷した状態で主軸に固定されたダイヤルゲージで外輪の倒れを1/100mm以下におさえている。このように軸受が精度よく取付けられているため常温ではなんら問題はないはずである。しかし高温で試験軸受ハウジングが変形すると、油圧ピストンによって拘束されているため内外輪に無理な荷重が作用し、この結果内輪に異常摩耗が発生したのではないかと考えられる。

以上の点を考慮して試験軸受ハウジングを油圧ピストンに直結する代りに図58に示す方式に改造した。すなわち試験軸受ハウジングと油圧ピストンの間に静圧空気軸受を設け、この静圧軸受を介して試験軸受にスラスト荷重を負荷する方式である。この方式により試験軸受ハウジングが高温で熱変形を生じてても静圧空気軸受で逃げて内外輪に異常な荷重が働らくのを防止することができると考えられる。またこの方式により試験軸受の摩擦トルクをより正確に測定することもできる。

以下この改造した試験機で保持器材料にNimonic 90を用いて再実験した結果について述べる。保持器は前回の実験に用いたものを引き続きそのまま使用した。前回と同じ保持器を用いたのは、まだ十分に使用に耐えることと、前回の内輪の異常摩耗が試験機の構造に起因するかを明にするため試験機以外は前回と同一条件で実験する必要があったためである。図59は軸受内外輪温度640～650℃、回転数2,500 rpm スラスト荷重50kgにおける摩擦トルクと運転時間との関係である。摩擦トルクは前回実験の図23と類似の特性を示している。

図60～図64は試験後の軸受および部品の外観である。なお内外輪にみえる疵は軸受分解時に生じたものである。外観は前回の実験におけると同様で、保持器の案内面、ポケット面の摩擦部分のPbO膜には光沢があり、また保持器から鋼球、内外輪に転移したPbO膜にも光沢があり、良好な潤滑作用が行われていることを示している。

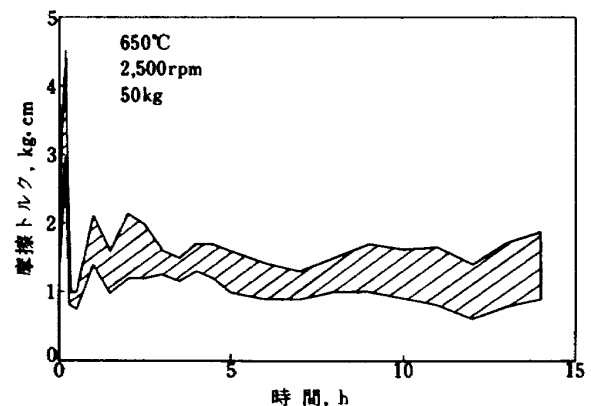


図 59 保持器材料にNimonic 90を用いたときの摩擦特性(2)

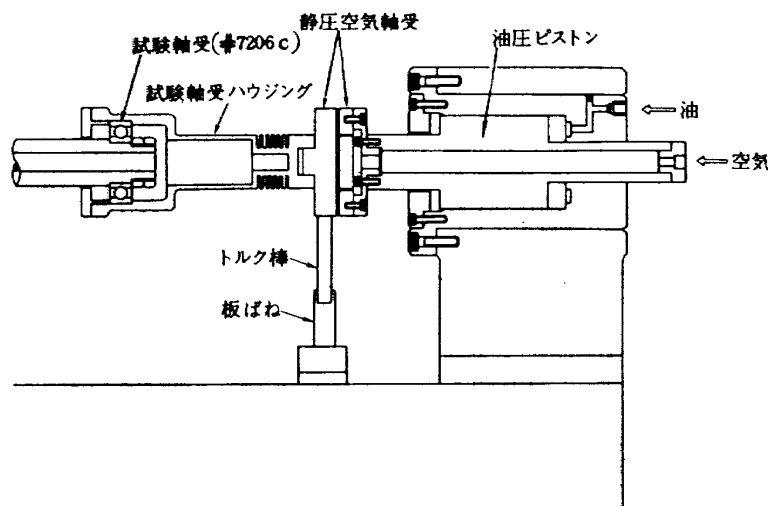


図 58 スラスト荷重負荷法



試験前後の外内輪の主要寸法精度、回転精度、ラジアルすきまおよび音響を表12に示す。前回実験の表6と比較して試験前後の寸法精度の変化はほぼ同じであるが、外内

輪のアキシャル振れの増加は大幅に減少しており、回転精度の変化が比較的少ない。以下各部品について詳細に検討しよう。

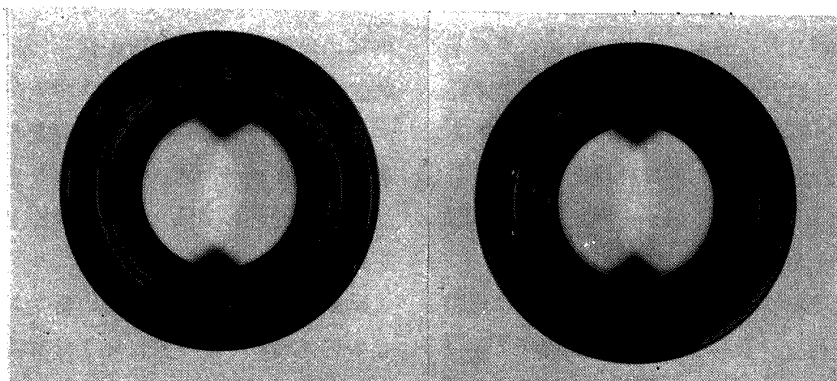


図 60 試験後の軸受の外観

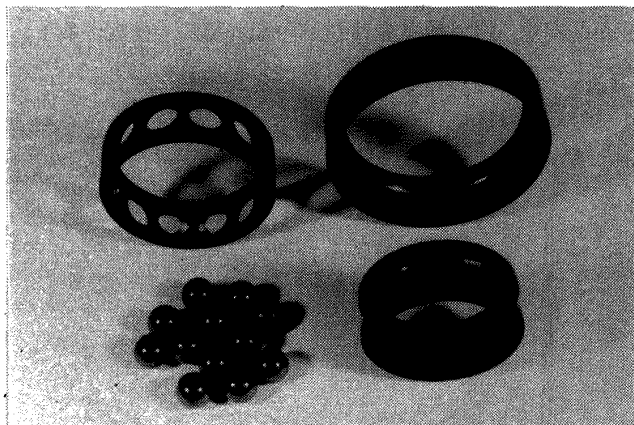
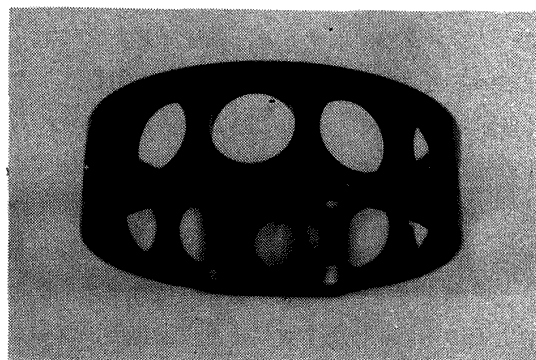


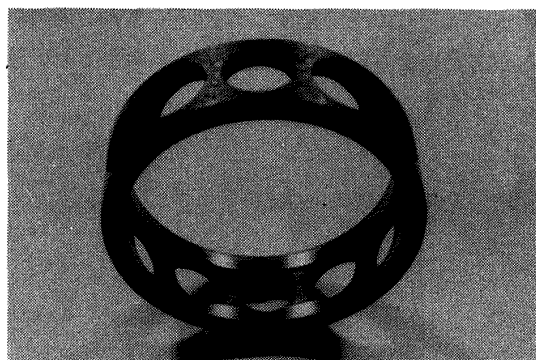
図 61 試験後の軸受部品の外観



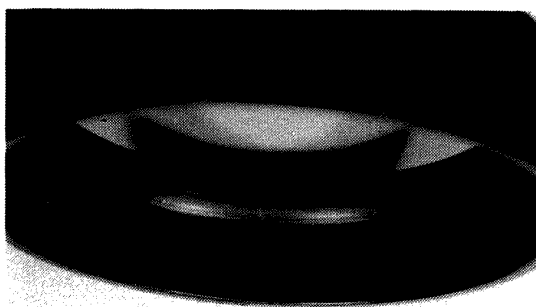
保持器外径面



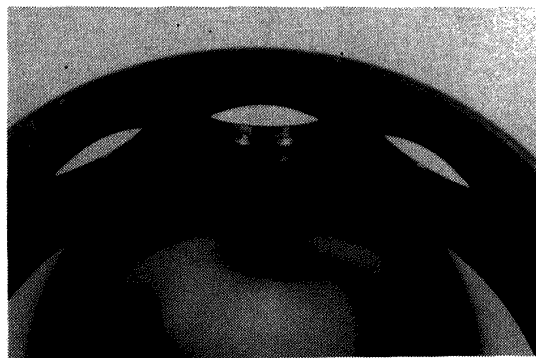
内輪



保持器案内面



外輪



保持器ポケット

図 62 内外輪軌道面の外観

図 63 保持器の外観

### 6.1 外内輪の寸法精度

外内輪の寸法精度を表13, 図65～図74に示す。前回の表8, 図29～図43と比較してとくに相違しているのは外内輪の軌道タリロンド真円度である。図66, 図71に示したように今回の接触部の外輪, 内輪の軌道タリロンド真円度は $2.5\mu\text{m}$ ,  $3.0\mu\text{m}$ に減少し, また前回とくに内輪で顕著であった主歪角数36の波状摩耗は生じていない。

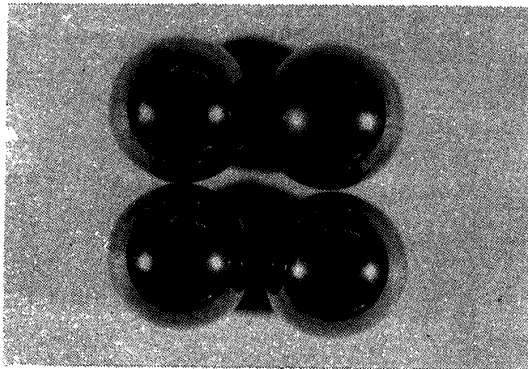


図 64 鋼球の外観

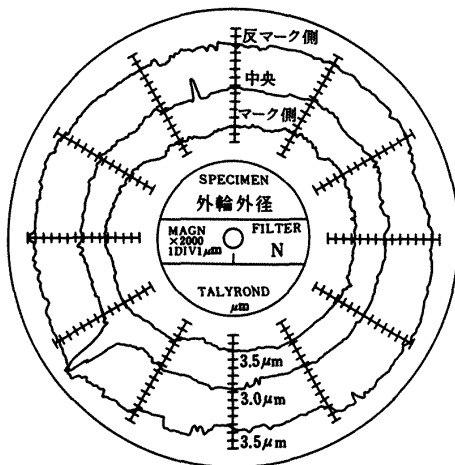
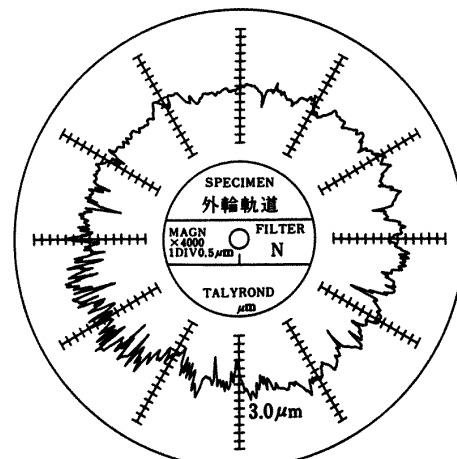


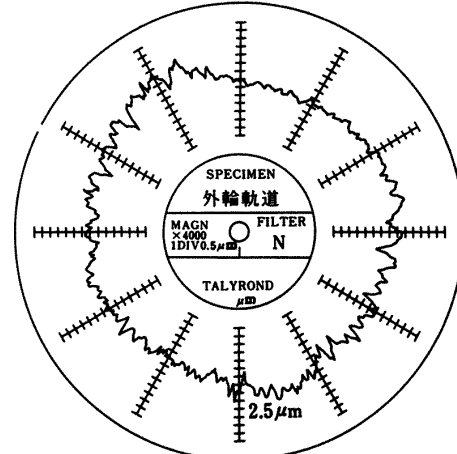
図 65 外輪外径タリロンド真円度

### 6.2 保持器の寸法精度

保持器の寸法精度を表14, 図75～図78に示す。前回の表9, 図44～図54と比較して今回の実験では保持器内径タリロンド真円度と内径面の直線度が増加している。しかしポケットの直線度は前回とほとんど同じである。ポケット穴鋼球接触部の摩耗量を示すと表15のようになる。なお鋼球接触部A, B, C, DのうちC, D部の摩耗はきわめて小さいのでA, B部の摩耗量を示した。A, Bの平



非接触部



接触部

図 66 外輪軌道タリロンド真円度

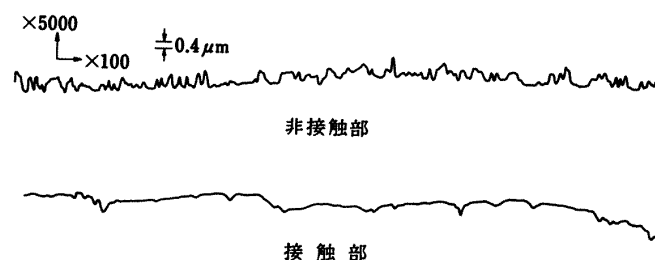


図 67 外輪軌道表面あらさ

表12 試験軸受の主要寸法精度, 回転精度, ラジアルすきまおよび音響

項		目	試 験 前	試 試 後
寸法精度	外輪外径	実 測 値	- 1 ~ - 3	+ 5 ~ - 2
		円 筒 精 度	2	5.5
		外 径 の 倒 れ		3.5
	外 輪 幅	実 測 値	- 7 7 ~ - 7 9	- 7 3 ~ - 7 6
		幅 不 同	2	3
	内輪内径	実 測 値	- 3 ~ - 4	+ 8 ~ + 5
		円 筒 精 度	1	2.5
	内 輪 幅	実 測 値	- 9 2 ~ - 9 3	- 8 8 ~ - 9 0
		幅 不 同	1	2
	外輪と内輪の喰違量(0.3kg)			2 6 ~ 2 7
回転精度	外 輪	ラジアル振れ	1	7
		アキシアル振れ	3	1 6
	内 輪	ラジアル振れ	2	4
		横 振 れ	1	2
		アキシアル振れ	1	4
ラジアルすきま(測定荷重5kg)			5 7	5 2 5 0 5 3
音 圧 レ ベ ル (dB)				8 5

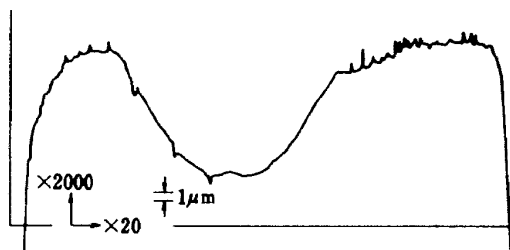
単位:  $\mu\text{m}$ 

図 68 外輪軌道みぞ形状のくずれ

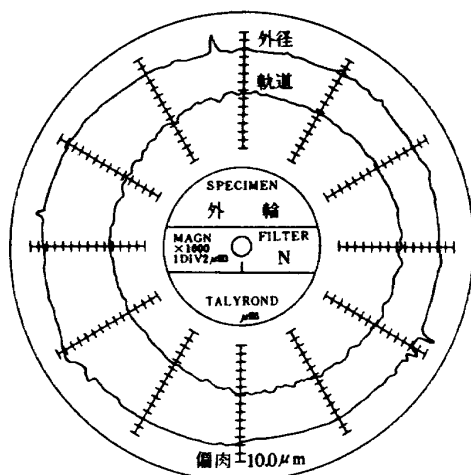


図 69 外径対軌道偏肉

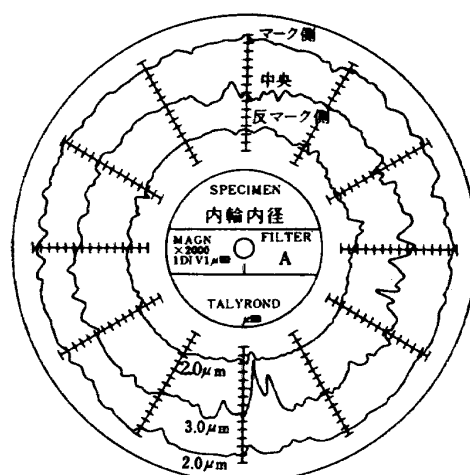
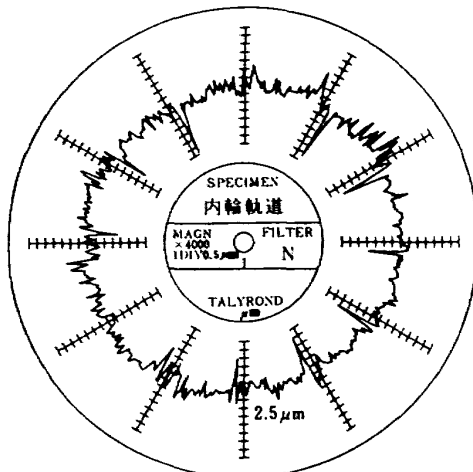


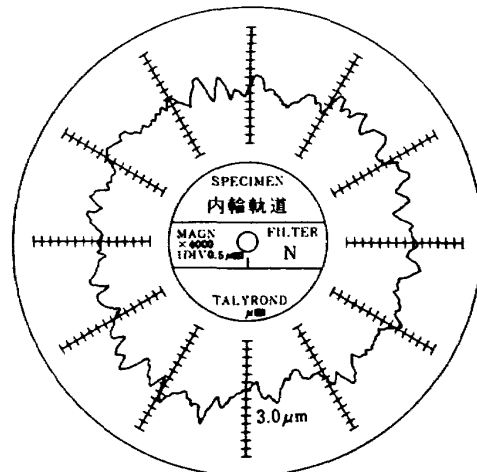
図 70 内輪内径タリロンド真円度

表 13 内外輪の寸法精度

項 目		試 験 後	
外 輪	外径タリロンド真円度	3.5, 3.0, 3.5	図 6 5
	外径面の直線度	2.5 (中凹)	
	軌道タリロンド真円度	非接触部 3.0	図 6 6
		接 触 部 2.5	
	軌道表面あらさ	非接触部 0.8 R <sub>max</sub>	図 6 7
		接 触 部 0.2 R <sub>max</sub>	
	みぞ形状のくずれ	15.0	図 6 8
内 輪	外径対軌道偏肉	10.0	図 6 9
	内径タリロンド真円度	2.0, 3.0, 2.0	図 7 0
	内径面の直線度	2.0 (中凹)	
	軌道タリロンド真円度	非接触部 2.5	図 7 1
		接 触 部 3.0	
	軌道表面あらさ	非接触部 1.0 R <sub>max</sub>	図 7 2
		接 触 部 0.2 R <sub>max</sub>	
	みぞ形状のくずれ	13.0	図 7 3
輪	外径タリロンド真円度	マーク側 2.5	
		反マーク側 1.5	
	内径対軌道偏肉	6.0	図 7 4

単位:  $\mu\text{m}$ 

非接触部



接触部

図 71 内輪軌道タリロンド真円度



非接触部



接触部

図 72 内輪軌道表面あらさ

表 14 保持器の寸法精度

項 目	試 験 前	前 回 試 験 後	今 回 試 験 後	
外径タリロンド真円度	2.0, 4.0	7.0, 7.0	5.0, 10.0	図 7 5
内径タリロンド真円度	4.0, 7.0	2.5, 5.0	3.0, 28.0	
内 径 表 面 あ ら さ	1.5 Rmax	0.2 ~ 0.3 Rmax	1.0 Rmax	図 7 6
内 径 面 の 直 線 度		2.0 ~ 3.0 (中凹)	7.0 ~ 17.0 (中凹)	図 7 7
ポケット表面あらさ	5.0 Rmax	非接触部 3.0 Rmax		
		非 触 部 0.5 Rmax		
ポケットの直線度		軸 方 向 約 4 (中凹)	軸 方 向 約 3 (中凹)	図 7 8
		円周方向 約 50 (中凹)	円周方向 22 ~ 44 (中凹)	

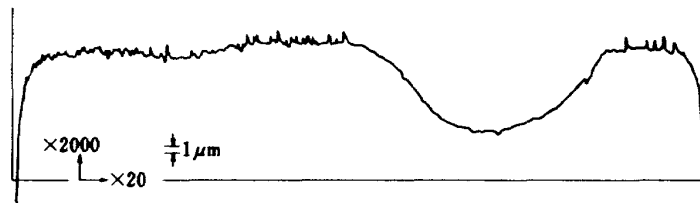
単位:  $\mu m$ 

図 73 内輪軌道みぞ形状のくずれ

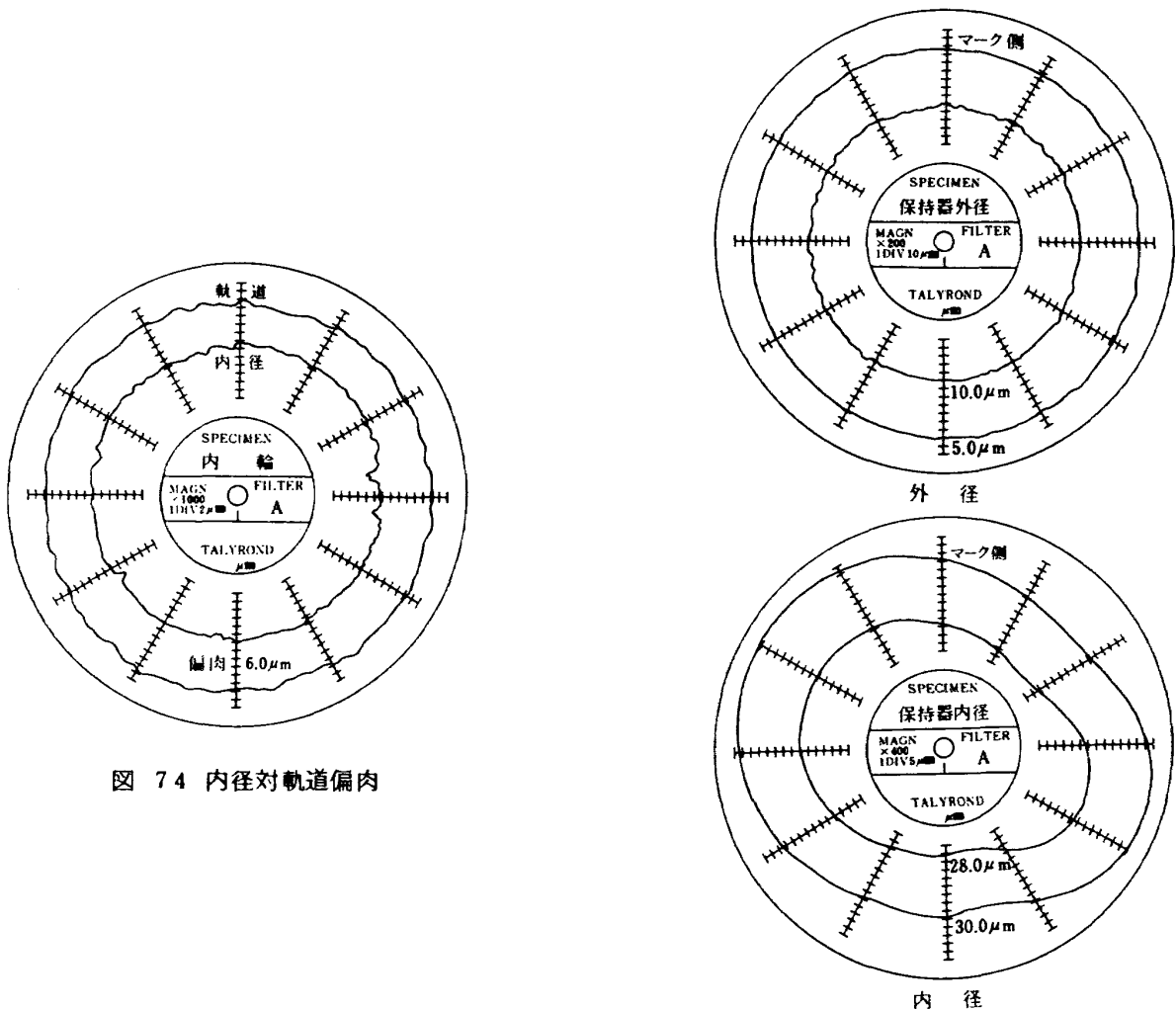


図 74 内径対軌道偏肉

図 75 保持器内外径タリロンド真円度

均の摩耗量は平均で29  $\mu\text{m}$ 、33  $\mu\text{m}$ であるが、保持器は2回目の試験であり前回実験後の測定値からみて今回のポケット穴円周方向摩耗量はきわめて少ない。前回と合わせて650℃で計約30時間の運転後においても保持器は良好な状態にあるといえる。

### 6.3 鋼球の寸法精度

鋼球の寸法精度を表16に、タリロンド真円度を図79に示す。表11と比較して径寸法の減少が少なく、これに伴って真円度、相互差もよくなっている。前回と同様鋼球

12個中真球度、タリロンド真円度の大きいものがあるが、前回に比較するとその変化はかなり減少している。

以上の結果から明らかなように、前回の実験の異常摩耗は試験軸受ハウジングと油圧ピストンを直結したため熱変形によって軸受に異常な荷重が作用したためと考えられる。試験軸受ハウジングと油圧ピストンの間に静圧空気軸受を設け熱変形の影響を逃げることによって、一酸化鉛潤滑の玉軸受は650℃においても比較的摩耗が少なく良好な結果を示す。このことは高温軸受においては軸受のみならず軸受まわりについても十分配慮すべきことを示している。

表15 ポケット穴鋼球接触部摩耗量

No	位 置	
	A	B
1	40	20
2	30	20
3	40	70
4	40	50
5	30	60
6	40	20
7	30	20
8	20	30
9	10	20
10	20	40
11	20	20
12	30	30
平均	29	33

単位:  $\mu\text{m}$

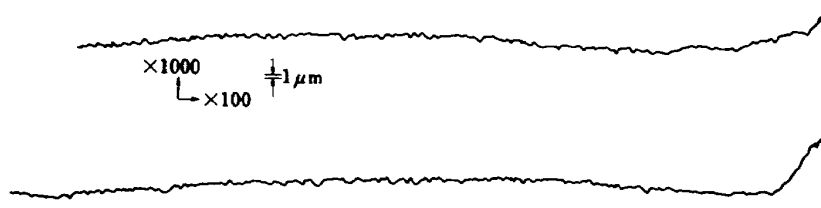
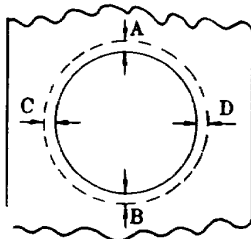


図 76 保持器内径表面あらさ

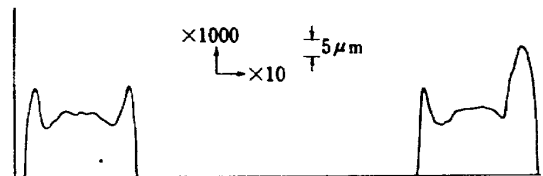


図 77 保持器内径の直線度

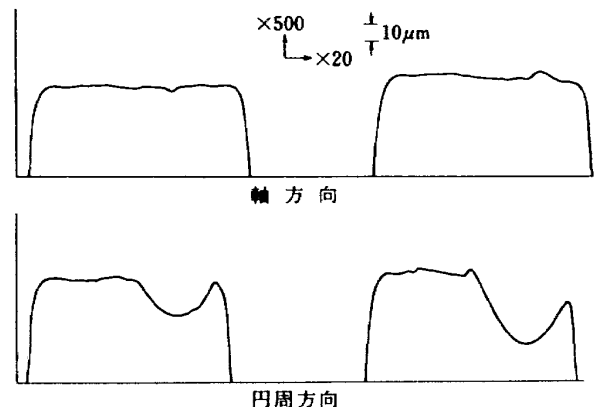
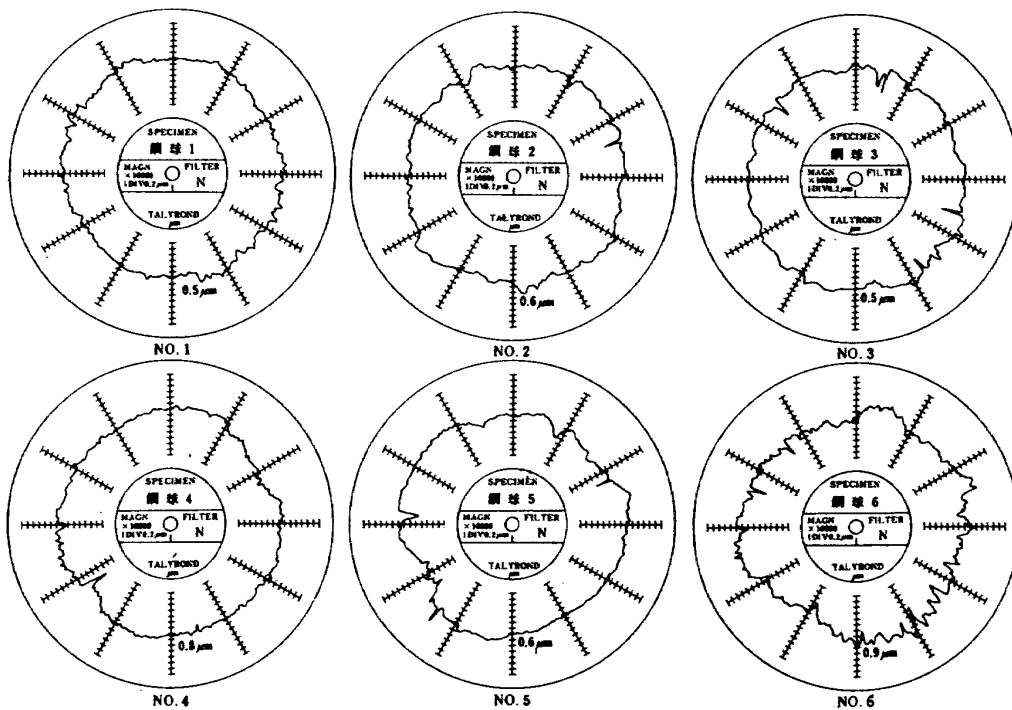


図 78 保持器ポケットの直線度

表 16 鋼球の寸法精度

No	径 寸 法		真球度 (3点)		相 互 差		タリロンド真円度	表面あらさ, Ha
	試験前	試験後	試験前	試験後	試験前	試験後	試 験 後	試 験 後
1		+2.4		0.6			0.5	0.015~0.04
2		+3.7		0.5			0.6	0.015~0.055
3		+2.8		0.2			0.5	0.03 ~0.085
4	+3.9	+2.7		1.0			0.8	0.02 ~0.065
5	}	+2.3	0.3	0.5	0.2	2.3	0.6	0.025~0.08
6	+4.1	+2.7		0.2			0.9	0.025~0.05
7		+2.2		0.3			1.0	0.03 ~0.07
8		+1.4		1.0			0.9	0.025~0.055
9		+2.5		0.3			0.6	0.025~0.08
10		+2.4		0.3			3.5	0.015~0.055
11		+2.6		0.4			0.8	0.025~0.18
12		+2.4		0.3			0.7	0.025~0.045

単位:  $\mu\text{m}$ 



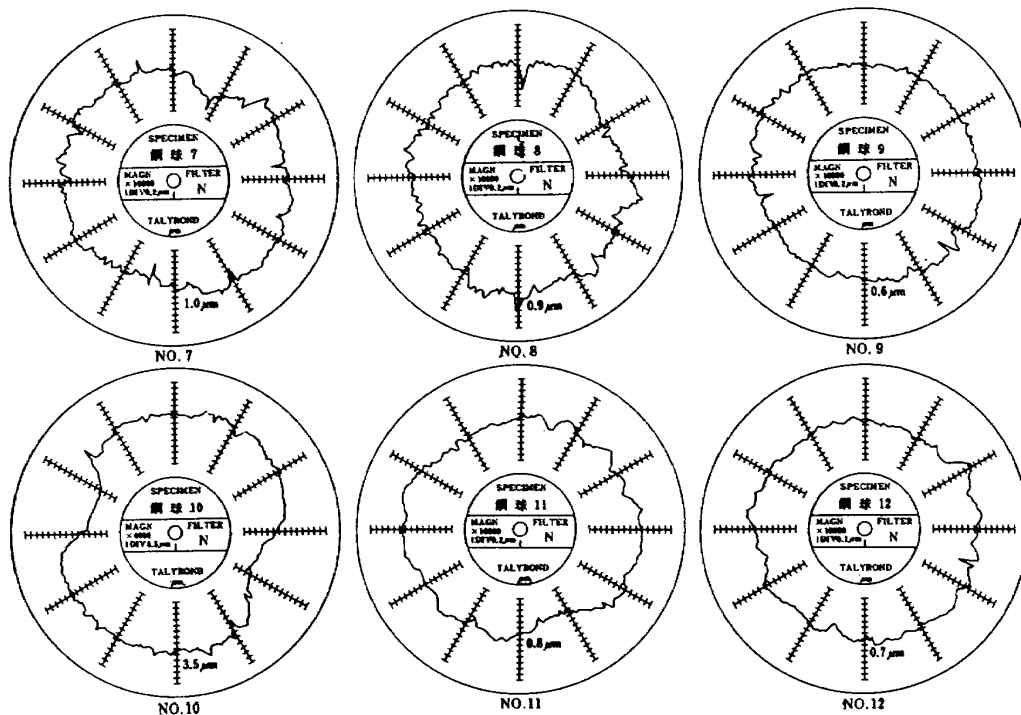


図 79 鋼球タリロンド真円度

## 7 結 論

アンギュラ玉軸受( #7206C )で内外輪および鋼球に Stellite Star J, 保持器に Nimonic 90 を用い、保持器に約  $20\text{ }\mu\text{m}$  の厚さの  $\text{PbO}$  をコーティングして潤滑することによって  $650^\circ\text{C}$  での運転を可能とした。この際  $\text{PbO}$  の潤滑性を支配するのは保持器金属である。すなわち  $\text{PbO}$  を保持器にコーティングするときあらかじめ保持器を  $850\sim 900^\circ\text{C}$  に加熱して生成した酸化物をバインダーとして用いるが、この酸化物が多すぎると  $\text{PbO}$  の潤滑性が害されるため適量の酸化物をバインダーとして用いる必要がある。したがって Nimonic 90 よりも高温における耐酸化性に劣る Ni-resist 2A, Ni-resist 4 では  $\text{PbO}$  膜の中に金属酸化物が過度に混入し良好な潤滑作用は望めない。今後この適量の酸化物を定量的におさえることが必要であろう。

## 8 謝 辞

試験軸受の製作ならびに検査に関しては株式会社不二越の石坂梯輔氏に、また保持器への一酸化鉛のコーティングに関してはオイレス工業株式会社の安部亘氏に多大の御協力をいただいた。未筆ながら厚く感謝の意を表します。

## 文 献

- 1) 宮川行雄, 西村允, 安部亘: 高温固体潤滑剤としての一酸化鉛に関する研究(1~3), 潤滑, Vol. 15, No. 7 (1970) pp. 391~406; Vol. 15, No. 8 (1970) pp. 469~477; Vol. 15, No. 10 (1970) pp. 657~672
- 2) 宮川行雄, 西村允, 安部亘: 高温固体潤滑剤としての一酸化鉛( $\text{PbO}$ )に関する基礎的研究, 航技研報告, TR-285 (1972) pp. 1~57
- 3) H.E. Sliney: Blarings Run at  $1250^\circ\text{F}$ , Space Aero., Vol. 35, No. 3 (1961) pp. 91~92, 94, 96, 98, 100

---

## 航空宇宙技術研究所報告 336 号

昭和 52 年 10 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 東京プレス  
東京都板橋区桜川 2-27-12

---

