

## PEEK樹脂の転がりならびに摺動下における強度に関する基礎的研究

古池, 仁暢  
九州大学大学院工学府機械工学専攻

<https://doi.org/10.15017/26635>

---

出版情報：九州大学, 2012, 博士（工学）, 課程博士  
バージョン：  
権利関係：

PEEK 樹脂の転がりならびに摺動下における  
強度に関する基礎的研究

古池 仁暢

九州大学大学院工学府 機械工学専攻

2013年 3月

# 目次

## 序章

1. 研究の背景	
1-1. はじめに	1
1-2. PEEK 樹脂の特徴	3
2. 従来の研究	
2-1. PEEK のトライボロジーに関する研究	4
2-2. PEEK の摩擦熱による変形や摩耗への影響	5
2-3. PEEK の疲労き裂について	6
2-4. ロボット関節のバックラッシュについて	9
3. 論文の目的	
3-1. PEEK 樹脂の応用(全機械加工 PEEK 軸受の摩耗とき裂)	10
3-2. PEEK 樹脂の応用 (関節駆動伝達部の削りだし加工品の摩耗・しゅう動)	11
4. 論文の構成	11
5. 論文の総括	12

## 第 I 章 ～ PEEK ベアリング内輪とアルミナ玉の接触が内輪へ及ぼす影響 ～

第1節 PEEK 樹脂ベアリングの PEEK 内輪とアルミナ玉の接触における 負荷荷重と回転速度による内輪への影響	
1-1. 実験方法	
1-1-1. PEEK 軸受試験片	16
1-1-2. ラジアル軸受 RCF 試験機	17
1-2. 実験結果および考察	
1-2-1. PEEK ラジアル軸受の疲労特性(ラジアル荷重)	18
1-2-2. 回転速度因子による PEEK ラジアル軸受の影響	21
1-3. 本節の結言	21
第2節 PEEK 樹脂ベアリングの機械加工溝によるき裂および摩耗への影響	
2-1. 機械加工溝 実験方法	
2-1-1. PEEK 軸受試験片	39
2-1-2. Rolling Contact Fatigue	39
2-2. 実験結果および考察	40

2-3.	人工孔 実験方法	
2-3-1.	PEEK 軸受試験片	41
2-4.	実験結果および考察	
2-4-1.	内輪軌道面の RCF によるはく離	41
2-4-2.	Artificial Defect からのき裂進展	42
2-5.	本節の結言	43

### 第3節 PEEK 樹脂ベアリングの内部応力分布

3-1.	ヘルツ理論に基づくアルミナ玉と PEEK 内輪軌道輪の接触圧	
3-1-1.	最大ラジアル荷重の計算	66
3-1-2.	ヘルツ接触による楕円部の計算	66
3-1-3.	平均接触圧力	69
3-2.	有限要素法による検討	
3-2-1.	解析モデル	71
3-2-2.	軌道輪表層直下の応力分布	74
3-3.	本節の結言	74

## 第 II 章 ～ PEEK ブッシュとチタン・アルミ合金の接触がロボット関節へ及ぼす影響 ～

### 第1節 ロボット関節および評価試験機の開発

1-1.	はじめに	76
1-2.	ロボット関節	
1-2-1.	リンクユニット	77
1-2-2.	軽量化ロボット関節	78
1-3.	バックラッシュ試験機	78
1-4.	リンク疲労強度試験機	79

### 第2節 PEEK ブッシュとチタンクランクシャフトの接触における摩耗と変形

2-1.	機械加工方法と実験方法	
2-1-1.	疲労試験片	86
2-1-2.	Rolling Contact Fatigue	87
2-2.	実験結果および考察	
2-2-1.	摩擦熱によるブッシュ変形	88
2-2-2.	摩擦による温度への影響	89
2-2-3.	Rolling Contact Fatigue 摩耗試験結果	89
2-3.	本節の結言	90

<b>第3節</b>	<b>PEEK ブッシュとチタンクランクシャフトの接触における 表面加工条件の摩耗・変形に及ぼす影響</b>	
3-1.	<b>実験方法</b>	
3-1-1.	クランクシャフトおよびブッシュ試験片	102
3-1-2.	Rolling Contact Fatigue	103
3-2.	<b>実験結果および考察</b>	
3-2-1.	摩擦熱によるブッシュ変形	103
3-2-2.	Rolling Contact Fatigue Wear test	104
3-2-3.	切削加工条件のブッシュ温度への影響	105
3-3.	<b>本節の結言</b>	105
<b>第4節</b>	<b>PEEK ブッシュとアルミ合金カムプレート間の摩耗・変形が バックラッシに与える影響</b>	
4-1.	<b>初期なじみ試験</b>	
4-1-1.	試験用カムプレートおよび PEEK ブッシュ	118
4-1-2.	リンク疲労強度試験およびバックラッシ計測	119
4-2.	<b>実験結果および考察</b>	
4-2-1.	PEEK bush wear	119
4-2-2.	Backlash measurement within the robot joint	120
4-3.	<b>本節の結言</b>	120
<b>第5節</b>	<b>高負荷トルク下での PEEK ブッシュおよびロボット関節への影響</b>	
5-1.	<b>高負荷トルク試験</b>	
5-1-1.	試験片カムプレートおよび PEEK ブッシュ	127
5-1-2.	リンク疲労強度試験およびバックラッシ計測	127
5-1-3.	ロボット関節の出力と効率	128
5-2.	<b>実験結果および考察</b>	
5-2-1.	PEEK bush wear	129
5-2-2.	バックラッシ試験計測結果	130
5-2-3.	ロボット関節の出力と効率	130
5-3.	<b>本節の結言</b>	132
<b>終章</b>	<b>(結論)</b>	
1.	<b>研究の総括</b>	
1-1.	結論	146
1-2.	本研究に関連した発表済論文	150

1-3. 本研究に関連した国際会議発表 .....	151
2. 謝辞 .....	152
3. 研究関連資料, 参考文献等 .....	153

## 付録

A. 水漬 PEEK による引張り試験 .....	160
B. 疲労強度試験機 .....	163
C. バックラッシ試験機 .....	171

# 序 章

## 1. 研究の背景

### 1-1. はじめに

ラジアル玉軸受けは高炭素軸受鋼，浸炭材，セラミックスやプラスチックといった材料から作られており，様々な産業機械や生活用品のなかで重要な構成部品として一般的に使用されている．無潤滑状況で使用される宇宙産業，車輛用部品の軽量化やメンテナンスを簡便にする医療用機器部品や半導体生産設備，食品加工設備などの機械要素材料として自己潤滑樹脂の使用が増えてきている．たとえば，水中ポンプや洗浄ラインの搬送ローラあるいは高精度の医療用機器など容易なメンテナンスや腐食環境下での使用のニーズがあり，従来の金属軸受だけでは補いきれない特殊使用下において高機能エンジニアプラスチックから作製された機械要素が金属を補完する代替手段のひとつとして徐々に増えてきている[1～5]．また近年では特に省エネルギー，クリーンエネルギー化といった時代の流れから自動車など輸送用機器産業などで軽量化によるエネルギー消費量の削減が開発目標の柱となっている．

ポリエーテルエーテルケトン（PEEK:Polyetheretherketone），ポリテトラフルオロエチレン（PTFE:Polytetrafluoroethylene），ポリフェニレンサルファイド（PPS: Polyphenylene sulfide）など高機能エンジニアプラスチックのトライボロジー性能については近年，幅広く研究がおこなわれている．PEEK は自動車関連分野などで射出成型生産による部品の供給が行われているが，原材料価格が高い点から多品種少量生産型のカスタムメイドを主とした高付加価値型の機械加工生産に適した高機能樹脂材料として特殊用途市場へも展開されている．

さらに将来の社会，先端機械要素への応用について目をむけてみると耐久性，高スピード，高精度を達成する高機能ロボットの需要が増えていくことが予想される．例えばリハビリなどの医療補助や災害地での支援，カスタマーサービスの分野など様々な分野でその需要は急速に伸びていく可能性が高い．そのような状況下でロボットで使用される関節に関して，高機能エンジニアプラスチックを部品材料

として応用し複雑化した操作や制御のもと耐久性，スピード，正確な動きなどを踏まえて機能させることは，社会生活の様々な分野に恩恵をもたらす一助になると考えられる．ハード面でのさらなる改良によりニーズを満足させていくことで高負荷耐久，高精度バックラッシ，軽量化などの課題を克服したシステムを提供できる[6～12]．通常，高トルク，高スピードを伴う高出力のシステムでは産業用ロボットに見られるように筐体自体重量が重くなり自律歩行や屈伸運動を前提としたロボットでは適用が難しい．さらには安全性が要求され，独立型関節の開発目標としては，高強度化はもちろんのこと軽量化や入出力軸における角度伝達誤差などの高精度化があげられる．角度伝達誤差が大きい場合や部品の故障した関節では，ロボットの性能に著しい影響を及ぼす．これは優れた制御システムであっても，悪路や不整地での移動などにおける外乱要素に加え，関節内部の動作のバラつきが本来意図する動きから外れることになり，制御面を圧迫することに繋がる．したがって，ロボットを上手に動かすには，良い機械（ハード）と良いプログラム（ソフト）の両方が必要であるといわれておりハードウェアの観点からもロボット関節を検討する必要がある[13～15]．

それゆえに新しいロボット関節で使われるしゅう動や動力の伝達を担う樹脂部品では，高強度や高じん性だけでなく摩擦や耐摩耗性も要求される．また摩擦熱によって熱変形が発生することもある．負荷荷重と摩擦熱については Dearn ら[16]が PEEK 歯車での過負荷での摩擦熱発生に伴う温度の重要性を報告している．これは，アッセンブリユニットの運転温度が融点を超えた場合，樹脂の塑性変形が起こり機能上の不具合になることを示唆している．

本研究では機械要素としてプラスチック軸受およびリンク機構によるロボット関節の開発において，軸受および関節で使用するトルク伝達樹脂部品の材料として PEEK を検討した．全機械加工で作製し，評価や実験に用いた PEEK 部品は，相手側部品であるアルミナセラミック玉，超々ジュラルミン製カムプレートやチタン製クランクシャフトからの圧縮荷重を受けるので，過負荷による急激な摩耗や塑性変形，また負荷トルク実使用範囲を設定する上でも PEEK 部品の表面状態変化を把握しておくことは重要である．相手材が金属やセラミックの場合の摩擦に関する基礎研究の報告は様々な研究者らによってなされているものの，アルミナと PEEK 樹脂，アルミ合金またはチタンと PEEK 樹脂の組み合わせによる実用的観点からの研究開発では，そのトライボロジーや接触に関する力学的・機械的評価が十分になされていないため本研究で取り扱うこととした．



## 1 - 2 . PEEK 樹脂の特徴

PEEK は、自己潤滑性、耐衝撃性、耐腐食性に優れ、比較的軽い比重と 340°C の融点および 143°C のガラス転移温度を持ち、加工性も良好なハイエンジニアプラスチックのひとつである。PPS よりも高い疲労強度、PTFE よりも低い比重となっている。Fig. I-0-1 のように分子構造としてベンゼン環およびエーテルとケトンを含む直鎖状の結晶性高分子である。その結晶構造はラメラ状に規則的な配置になっている。結晶化は一般的にプラスチックの強度性能等に影響を及ぼすが、結晶の割合によっては弾性率や引張り強度を増加させ、あるいは脆性に大きな影響を与えることもある。PEEK では常温で 100% 結晶として存在することはなく非結晶部分も含んでいる。さらにガラス転移点を超える温度になると結晶の構造の変化につながり、とくに高温の部位は軟化するために摩擦や摩耗、せん断、塑性変形に影響を及ぼす。また、融点を超えると完全に結晶構造はなくなり黄色の液状となる。従来より歯車など伝達装置部品の樹脂材料としてはナイロンなどのポリアミド (PA:Polyamide)系やポリオキシメチレン (POM : Polyoxymethylene) が使用されているケースが多いが、PEEK のもつ優れた耐熱性の性質により高温環境用途においてエンプラ代替部品材料として適用されているケースがある[17]。

それゆえ PEEK は、全機械加工による軸受や歯車などの材料として最も可能性のある材料の一つで、高耐食性や自己潤滑性、低比重、高耐衝撃性、耐熱性などにおいて他の樹脂材料と比較し優れている点が多いことから、その応用にも可能性が拡がりつつある。

また、PEEK はポリアミド系材料ほどではないが若干の吸水性などの性質は持ち合わせているとされる[18]。PA や POM の場合は水を潤滑材とした歯車など研究されており吸水による寸法変化や強度低下の懸念が Tsukamoto ら[19-20]によって報告されているが、PEEK を長時間に渡り水に曝した場合の影響はまだ十分な研究がなされていない。

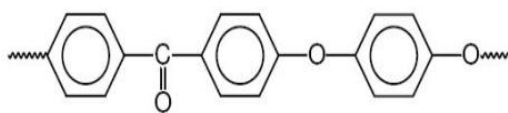


Fig. I-0-1 PEEK 構造

## 2. 従来の研究

PEEK の疲労き裂やトライボロジーの基礎的研究は幅広く行われており、応用に関する研究も少しずつ広がってきている。開発や機械要素としての研究を含めると増加傾向にある [21~31]。Yamada ら [4,22] は PEEK をポンプ部品として適用するための研究で、摩擦による熱の発生で塑性変形発生に至った結果を述べており、Friedrich ら [5] は水道水および脱塩水による潤滑の比較で PEEK の摩耗状態に違いが見られたと報告している。PEEK 材料の物理的性能と同様に PEEK 部品の機械的性能に関する最近の研究では、部品に発生するき裂や破壊、摩耗のメカニズムが研究されている。

### 2-1. PEEK のトライボロジーに関する研究

軸受構成部品の摩耗について重要な役割をはたす要因として、接触表面粗さがあげられる。非強化樹脂と金属部品との摩擦では、硬度の低い樹脂のほうが著しく摩耗が進行するのが一般的である [32-33]。表面粗さは摩擦開始直後すべり面のなじみやアブレイブ摩耗と強い関係がある [34-35] が、表面粗さの違いはアブレイブ摩耗以外にも摩擦によって生じる Flash temperature と呼ばれる微小接触領域における瞬間的な温度上昇や接触疲労試験 (RCF ; Rolling Contact Fatigue) の初期段階での凝着摩耗にも影響をおよぼす。Nagashima ら [36] の報告によれば、PEEK 材とニッケル合金円盤との摩擦の研究のなかでニッケル合金円盤の表面粗さが粗い場合、PEEK の摩耗量が増加した報告がある。

摩耗プロセスでの樹脂フィルム移着の役割に関して、フィルム移着は樹脂金属材料間のトライボロジー性能に影響を及ぼすことが報告されている。Voort ら [37] によれば、PEEK あるいは PEEK-CuS-PTFE composite を用いたピンオンディスク摩耗テストにおいて、PEEK 移着フィルムとディスクの表層の間に生じた結合は耐摩耗性を向上すると述べている。この結合は樹脂ピンとディスク (AISI O2 工具鋼) の間に生じる化学反応によるものと考えられている。彼らはまた、樹脂ピン表面への移着フィルムの凝着がピンをさらなる摩耗から保護することになり摩耗量が低減するとしている。Bahadur [38] は、滑り状態での PEEK 摩耗と PTFE 移着フィルムについて研究を行っている。この中の報告では、摩耗は移着フィルムが相手部材表面から剥がれおち相手部材表面に再移着する前に PEEK が摩耗し材料の損失が起こると述べられている。Friedrich ら [34] は、充填材を含有した PEEK の 150°C 環境下でのピンオンディスクテストにおいて、PEEK 内部の PTFE 粒子とグラファイト小片がトライボロジー性能の向上に寄与したことを示した。

負荷荷重に対する摩耗については、Harrass ら [35] はスチール玉と PEEK 板および POM 板のボールオンプレートテストにおいて、それぞれ PTFE を固形潤滑材として含んだ PEEK と

POMの摩耗率がそれぞれ $2.1 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ ,  $1.3 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ であったと報告している。これは、スチール玉と PEEK 板の接触における適切な負荷荷重を明らかにしたのと同時に、PEEKの耐摩耗性が POM よりも優れていたことを示している。

Akagakiら[39]はPEEKとスチールリングの無潤滑摩擦においてすべり速度10.6 m/sで、スチールリングの表面温度が200°Cに達し、スチールリングの表面にPEEKフィルムが凝着したことが報告されている。油潤滑では、すべり速度14.8 m/sでスチールリングの表面温度が180°Cに達し、PEEK側に塑性流動とスチールリングとの接触面には焼付き跡が見られたことが報告されている。彼らの研究によればPEEK凝着と表面粗さおよび摩擦スピードは摩耗に関係する重要な要因としており、摩擦熱、塑性流動および潤滑材を含めて緊密な関係があるとしている。Hanchi ら[40]は無潤滑の強化PEEKと AISI52100軸受鋼とのピンオンディスク滑り摩耗テストにおいて、PEEKの温度が20°Cから225°Cまで上昇したと述べており、ガラス転移温度を超えたところでは強化PEEKの摩擦と摩耗性能はノーマルPEEKよりも優れており、カーボンファイバーのフィラーが高温でのトライボロジー性能の向上に寄与したことを示した。

## 2-2. PEEKの摩擦熱による変形や摩耗への影響

樹脂部品のしゅう動においては、樹脂に特有のガラス転移点や一般的な金属よりも低い融点のために摩擦熱による影響が少なくない。そのため特に樹脂の場合はトライボロジー特性と強度特性は並行させて考える必要がある。負荷ラジアル荷重と運転時間に関して、Dearnら[16]は樹脂ギアの熱発生と温度の重要性を研究した。オーバーローディング下で樹脂部品の運転温度が融点に達したとき、熱によるたわみが発生するのに加え、急激な摩耗や材料の塑性変形が起こったことを報告している。産業用機器への応用研究では、Yamadaらはポンプで使用する PEEK を用いたスラストしゅう動部材の焼付きテストにおいて、摩擦による熱発生のために塑性流動が発生したと報告している[4, 22]。PEEKブロックとスチールリングの摩擦テストにおいて、赤垣らは PEEK の摩擦係数が温度に依存することを示した。これは材料の温度が摩擦と強く関連していることを示している。このことは、PEEKがガラス転移点を超え軟化したときの弾性率の変化や表面の荒れなどが影響していることを示唆している。回転速度および PEEK と相手物との間の接触応力は PEEK の熱変形と強く関係がある。山本ら[41]はクロムモリブデン鋼を用いた滑り接触する部品と水潤滑させた PEEK の摩耗について調査をおこなっている。負荷 0.25 MPa で回転速度が 0.1 m/s から 4.0 m/s の範囲にあるときは PEEK サンプルの摩擦係数は、回転速度が増加するにつれ、減少した。PEEK 板とスチールリングの間の接触圧力が 1.0 MPa 状況下のとき PEEK サンプルは摩擦熱のために軟

らかくなり、溶融した。以上のように PEEK は他のプラスチック同様に熱による表面への影響を考慮する必要があり、その変形や摩耗、潤滑メカニズムは物性の変化も伴っているため一般的な金属どうしの接触に比べて複雑であるといえる。

本研究では PEEK の相手材としてアルミナ、超々ジュラルミン、チタンを取り扱ったが、研究テーマの観点から各金属の摩擦に関して触れておく。アルミナは代表的なセラミックスの一つで、ビッカース硬度で 1500 Hv を超え非常に硬く 2000 °C 以上の融点を持ち耐熱性や耐摩耗性に優れている。このため樹脂の機械的特性強化のため窒化ケイ素などとともにナノサイズの微粒添加材として樹脂の耐摩耗性改善の研究がなされている[25]。超々ジュラルミンの圧縮強度は鉄と同等レベルだが、比重は低い点が軽量化の点から関節用部品として取り扱うには優位であるといえる[42-43]。摩耗性については、R. N. Rao [44]らの無潤滑でのアルミ合金と AISI52100 軸受鋼とのピンオンディスクテストによる摩擦係数と負荷荷重の関係について報告がある。この報告によれば、0.2 MPa の低圧力では摩擦係数が  $2.5 \times 10^{-4}$  に対して、0.6 MPa では  $9.1 \times 10^{-5}$  に減少し、0.8 MPa の高圧力では再び  $1.6 \times 10^{-4}$  と増加に転じた。これは負荷によって摩擦状態が変わり、最適な摩擦や摩耗が進みにくい負荷荷重の領域が存在していることを示している。チタンは強度、耐腐食性および重量の点からバランスのよい金属材料であり、特にチタン合金は超々ジュラルミン同様に航空や宇宙産業分野で使用されることが多い。しかしながら、純チタンのトライボロジー性能に関しては、相手摩擦側が金属の場合、チタン表面の酸化や熱による小片の溶着などの影響により摩擦や摩耗への影響が変わる[45-47]。例えば Yetim ら[48]の純チタンとアルミナ玉のピンオンディスクによる摩耗に関する研究では、電氣的に純チタンの摩擦面に形成した約 10  $\mu\text{m}$  の酸化フィルムによって、摩擦面の硬度を向上させ摩擦表面を保護する固形潤滑材の役割を果たしたと述べている。このとき酸化フィルムにより粗さは 0.1 から 0.3  $\mu\text{m}$  へ増加したが、摩擦係数が 0.45 から 0.26 へ低下したと報告している。また Teoh ら[49]は、純チタンにグラファイトを混ぜたものとスチールを相手材にしたピンオンディスク試験の中で 8% グラファイト充填のチタンでは滑り距離が累積 800 m を超えた時点でスミアリング状のグラファイトフィルムのために摩擦係数が 0.8 から 0.3 に減少したと報告している。逆に 4% グラファイト充填のチタンではグラファイトフィルム形成による摩擦抵抗の変化はないが焼結による多孔質のチタンを用いた場合、孔の大きさが大きくなり粗さが増した場合、チタンの摩耗片が孔の中に入り込む現象により摩擦係数が低下したと述べている。

### 2-3. PEEK の疲労き裂について

水を潤滑材とした PEEK と金属部品の摩擦の研究では、Seto ら[50]は PEEK 板とクロムモ

リブデン鋼リングによるスラストシリンダ摩耗試験において、高接触圧のために著しい摩耗の発生を報告しており、さらに Yamamoto ら[51]は同様の滑り摩耗テストでガラスもしくはカーボンファイバーをフィラーとして PEEK に充填することで、PEEK の摩擦、耐摩耗性は大幅に改善されたと報告している。Yamamoto ら[41]の水境界潤滑での PEEK プレートとスチールリングの摩耗評価によれば、0.5 MPa および  $0.012\text{ms}^{-1}$ 、1.0 MPa および  $0.1\text{ms}^{-1}$ 、2.0 MPa および  $0.4\text{ms}^{-1}$ (接触応力および滑り速度) の条件下で 1.0 MPa のとき摩耗量が最も少なかった。これは 1.0 MPa および  $0.1\text{ms}^{-1}$  の時の摩擦係数が 0.5 MPa と 2.0 MPa の場合の摩擦係数の中間の値に相当するが、最適なトライボロジー挙動が中間域の荷重ないし摩擦スピードで確認されたことを示している。

しかしながら、摩擦面を潤滑膜で隔てた摩耗が進みにくい境界潤滑域においては、金属シャフトやセラミック軸受の場合では Way[52]や Kida ら[53]によって繰返し応力下で疲労き裂やはく離が接触面または接触面直下に発生することが明らかになっているが、この点については PEEK では現在に至るまで研究対象にされていない。より実用的な使用回数、繰返し応力下で接触問題を捉えなおしてみると、摩耗とき裂発生はトレードオフの関係にあるといえる。つまり表面に発生した微小き裂が摩耗によって磨滅するか摩耗せずに進展するかということである。Fan ら[54]の研究の中で数百ミクロン径の小さな円錐人工孔を摩擦しゅう動面に入れた RCF テストにおいて、テスト初期の人工孔から疲労き裂が発生し、き裂が接触面表層直下へ向かう時は接触圧の影響を受けるが、このき裂進展は材料の硬度の影響も受けるとされている。さらに硬度は、接触部の摩耗速度やき裂進展速度に関与するとされており、結果的にき裂の成長によりピットやはく離が発生するかどうかの要因となると述べられている。

金属材料同様に PEEK 樹脂の疲労き裂の成長スピードも負荷荷重、温度の増大にしたがって増加し、応力比や負荷応力振幅などにも関係がある[55-56]。しかしながら、一般的な軸受やギアを例にとってみると、Hertz の弾性接触理論[57-58]や Hanson の接触応力に対する弾性理論解[59]からも明らかのように、軸受軌道輪表面からの応力集中位置もしくは最大せん断応力の深さは、半結晶状態の PEEK と金属と比較した場合には、弾性率や相手材組合せ、摩擦係数などによって違いがあるといえる。また、Saib ら[60]の研究のなかで PEEK の結晶度の増加と高い分子量は疲労き裂(ストライエーション)に大きな影響を及ぼすことが証明されているものの、PEEK の疲労き裂進展はまだ十分に解明されていない。大越ら[61-62]や Rae らの報告[63]では、PEEK のヤング率や温度と結晶化度には関係があるとしており、また破断強度について温度依存性をもつことが示唆されている[64-66]。また Dearn ら[16]の研究報告によれば、最大せん断応力の位置(深さ)が摩擦状態により、PEEK ギアの破損に影響

響を及ぼすと述べている。Tsukamoto ら [19]の研究によれば水潤滑によりポリアセタール製ギアの摩擦が改善したと報告している一方、ギア歯のプロファイルとすべり特性は水の吸収の影響を受ける可能性も示唆している。それゆえに PEEK 部品のごく浅い表面域での水吸収により結晶度が変化し硬さや脆性に影響することが考えられるが、水を潤滑材とした場合の軸受き裂発生について明らかにされていない。

Utsumi ら[67]の金属軸受に関する研究では、ころと円盤による疲労テストの中で接触部の表面粗さと最大せん断応力の深さには関係があるとしており、はく離などの軸受不具合は玉と軌道輪表面の接触問題と緊密な関係があることを示唆している。Smith ら[68]は最大せん断応力の深さが摩擦係数と関係があることを示した。これは摩擦係数が変わると荷重に対する接線力が変わるが、最大接線力の方向も変わり摩擦面に対して角度をもち内部方向へ力の向きが変わることが述べられている。これらの最近の軸受き裂進展の研究では、Kida ら[69]はセラミックスラスト軸受の RCF テストの中で、初期表面き裂が軌道面表面で発生し、その後表面き裂から内部き裂に分岐し転送方向に沿って進展したと報告している。そのうえ、軌道面から表層下へ進展した semi-circular cracks は subsurface crack と繋がりはく離が発生した。AISI 52100 のような金属軸受では、表層直下に存在している非金属介在物周囲の応力集中により疲労き裂が発生することが知られている。材料表面の不規則な凹凸（くぼみ、こすれ）などもまた、き裂の発生源になりうるとされている[70]。赤松ら[71]の金属製軸受を使った転がりに関する研究では、粗さ標準偏差が大きくなると潤滑油膜が破断しやすくなるため突起接触による応力集中が生じると報告されている。この結果、表面の曲率が大きいほど軸受寿命が短くなり、逆に突起部がなく滑らかな面で谷部が存在する場合（歪度がマイナス  $Sk < 0$ ）では、微小凹みに潤滑油が保持されやすくなるため軸受寿命が延びると報告している。これは、歪度が負の等方性表面の方が接触部の油膜形成能力に優れているためとしている。森重[72]の炭素鋼を使った油潤滑での疲労に関する研究では、加工仕上面の粗さとピッチング発生までの cycle 数には相関があると結論づけている。

以上に述べたように、相手部材が鉄の場合の PEEK についてのトライボロジー特性は幅広く研究されているが、ベアリング部品や関節しゅう動部品などに適用する PEEK 樹脂と相手部材にアルミナ（セラミック）、アルミ合金やチタンとした場合のトライボロジー挙動やき裂・はく離についてはほとんど文献がなく、特に RCF の点からアプローチした例は殆どない。高品質製品を保証のために様々な産業用機械要素は高精度の運転を要求されるが、摩擦や摩擦によって生じる軸受部品のはく離や隙間、段差の発生は、シャフトなどの連結部品の軸ずれ、異音や振動に影響を及ぼす。そこで本研究では、PEEK の特性と実用的な応用に

関する可能性, たとえば無潤滑や腐食環境下での使用, ロボット関節や自動車あるいは医療用設備など実用的応用的見地から PEEK の持つ性能を探索していくことに焦点をあて軸受およびロボット関節の設計に活かした。

#### 2-4. ロボット関節のバックラッシュについて

PEEK を適用するアプリケーションとして二足歩行ロボット膝関節をとりあげる。ロボットの二足歩行モデルとしては, 多くの研究者によって様々な歩行モデルが研究されている。例えば Sakamoto ら[73]によって分類されたモデル規範型では, 安定な歩行が可能な関節角度の指令値を計算し, その指令値を目標にして関節角度を高精度で制御する手法と述べている。しかしながら, 路面の傾きや高さを考慮した立体的な歩行が要求される状況では, ロボットの転倒等を防止するため姿勢安定化や関節の角運動量制御が必要となる。このため本来の関節の回転・動作指示に加え, ジャイロセンサー等による歩行時に発生する振動を制御する複雑なフィードバックを用いたシステムも研究されている[74-77]。

悪路歩行時における脚の曲げ伸ばしでは, 関節回転方向の切り替わりにおける負荷トルクの反転が発生するが, 角度精度保証の観点から見た場合バラつきが生じる。特にモータに遊星歯車減速機などを適用したロボット膝関節の曲げ伸ばしを考えたとき, 関節軸の回転の向きが切り替わるポイント(正回転から逆回転あるいは逆回転から正回転)では角速度が大きく変化するので膝関節の正確な角度制御が難しく, 制御偏差増となる場合が多いとされる[78-81]。このことは滑らかな歩行という動作を考えたとき, 足首, 膝関節および股関節の全ての関節の角度が同期する必要があり制御面の負担が増すことを意味する。逆に角速度を大きくしないような姿勢, 例えば膝を曲げ, 腰を落とした低重心姿勢での歩行は悪路環境下では安定はするものの人間のような滑らかな脚を伸ばす歩行とは異なり, しかもエネルギー効率の点からは不利である。この角度精度保証に関する弱点を補う一つの選択肢として波動歯車装置があげられるが, フレクスプラインとよばれる薄肉カップ型の弾性部品はその部品の特性上, 高負荷トルク下でフレクスプラインにき裂やウェーブジェネレータと呼ばれる楕円ベアリングの偏り回転(デドリャル)により不安定な回転や異音が発生するためそれらを抑制する要素設計や運用が必要である[82-88]。また, モータを大型化してトルクを上げることで出力ロスを補うことは可能であるが, バッテリーの大型化やボディ重量化に繋がり, ロボットの連続作業時間の点からすると必ずしも使用要求や目的に合致するとはいえない。このため, モータトルクが比較的小さくても倍力機構等によって出力をアップさせエネルギー効率を高め, かつバッテリーの消費電力を抑え長時間の使用が可能な関節が求められる。

フィードバック制御を基にしたソフトウェア上の角度ズレ補正は, 制御面から多くの研究がなされているが, ハード的に部品の寿命の点からその角度バラつきの検証がなされるまで

に至っていない。特に関節部品の偏摩耗が進行することにより、長距離歩行や立ち上り動作での各脚のアンバランスが同期ズレなどソフト制御の負担を大きくすると考えられる。ハード側に起因する問題として負荷トルクにより疲労した関節が制御偏差増となるなどが考えられ、回転切り替わり時に発生する角度伝達誤差としてのバックラッシを計測するシステムは歩行シミュレーションと併せて考える必要がある。歩行の着地や荷重負荷の際の衝撃によって生じるエネルギーが脚部で十分に吸収できない場合、胴体から上半身にかけて振動が大きくなる。Sakamoto ら[73]は足裏部に弾性体を取り付けることで衝撃エネルギー吸収を図っている。しかしこれだけでは不十分であり、人間の関節の様により弾性的性質を持った関節が望まれる。しゅう動部が金属の関節では十分な弾性が得られないためクッション性としては樹脂やエラストマーより劣る。このような疲労および摩耗の観点からバックラッシをリンクさせて計測・分析することが難しいこと、また、そのようなロボット疲労試験機がないことから本研究では関節部品と計測システムの点からバックラッシと PEEK 部品の疲労について調べた。

### **3. 本論文の目的**

PEEK はエンジニアプラスチックの中でも摩擦と摩耗性に優れ、高い衝撃性、耐腐食性や高い融点 (340°C) やガラス転移温度 (143°C) などを有していること、機械加工性の観点からも加工しやすい点に着目した。昨今の国内の製造形態として市場ニーズの変化から高付加価値・多品種少量生産への移行が増え、このような生産方式にマッチングした機械加工にて作製された PEEK プラスチック部品について、機能部品材料への適用の点から摩耗やき裂などの PEEK 部品の劣化および損傷について焦点をあてた。

#### ***3-1. PEEK 樹脂の応用 (全機械加工 PEEK 軸受の摩耗とき裂)***

高機能エンジニアプラスチック PEEK の多品種少量生産の加工プロセスとして、旋盤あるいはフライス加工による全機械加工での生産設計が考えられるが、軸受性能やその強度評価という観点で機能部品材料の適用可能性を把握することが必要である。このため、摩耗や転がり疲労によるき裂進展を調査し、性能を確定するための軸受の機械加工最適化についての検討を行った。特に、金属との材料特性の違いに起因する PEEK 特有の摩耗や変形、しゅう動、き裂成長について、RCF テストなどの基礎的な実験・評価を通して軸受性能に与える影響を調べた。転動体や軸シャフトなどの材質によっても摩耗量やき裂・損傷形態は異なるが、加工条件に伴う表面粗さもまた摩耗のみならず強度に対する大きなファクターとなることが明らかとなってきた。さらにプラス



チック軸受の場合は、結晶性やガラス転移点、融点などが金属と大きく異なり、このことが摩耗や疲労破壊の発生に大きな影響を及ぼす可能性があること、さらに乾燥状態、湿潤下など使用状態が摩耗やき裂の成長に影響を及ぼすことが想定されている。現在これらのなかでも代表的な環境である、湿潤環境・無潤滑環境での強度評価が取り組まれているが、まだ、解明されていないのが現状である。そこで本研究では全機械加工 PEEK-アルミナ玉軸受に対し、焼付き、変形、はく離やき裂といった軸受不具合の点から材料の特性を明確にするため旋盤加工によって作製した PEEK ラジアル軸受を使って、無潤滑・水潤滑で RCF テストを行った。ラジアル荷重、軸受回転速度、軸受の寿命の点から材料の特性を整理した。

### **3-2. PEEK 樹脂の応用 (関節駆動伝達部の削りだし加工品の摩耗・しゅう動)**

研究の目的は PEEK をしゅう動機能部品として用いハーモニックドライブを組み込んだリンク機構によるロボット関節の評価・開発である。ロボット関節は軽やかかつ安全に動作するデバイスを目指している。一般的な高出力、高スピードを持つシステムでは重量が重くなる。このため本研究ではリンク機構を用いた関節を開発するにあたりハーモニックドライブと関節を組み合わせた。これは軽量化に寄与し、本章 2-4 にも述べたように複合的な動きを伴う装置においても比較的安全なものとして今後は市場ニーズを満足することが可能である。リンク機構の材料としてチタンおよびジュラルミンと PEEK の組み合わせを検討した。

高強度・高精度・軽量化をチタンクランクシャフト、アルミ合金カムプレート・PEEK ブッシュで達成する多軸駆動機構によるロボット関節を想定した材料の評価を行った。この場合、しゅう動に関する多軸駆動機構ユニットへの影響として軸の回転性能パラメータとしてバックラッシをとりあげ研究を行った。材料(加工)→摩耗(しゅう動)→機械的影響(バックラッシ)の一連の流れで設計に必要な材料特性を特定するための研究を行い、ヒューマノイド型ロボット用関節にむけた PEEK の機械的特性についてデータを蓄積し、将来的に開発に活用できるようにするために、材料あるいは加工の条件が強度にどう影響を及ぼすのか、ユニット部品レベルでどのような問題が発生するのかについて研究を行った。

## **4. 論文の構成**

PEEK 樹脂を金属の代替および補完として、回転やしゅう動を伴う機能部品に適用するにあたり、使用上の負荷にともなう摩耗や変形が想定される。これらの劣化や破壊の進行は、

アッセンブリユニット状態で機能上、品質上の問題をもたらす可能性があるため、PEEK樹脂を機械要素の機能部品に応用する観点から PEEK 疲労テストによる影響について研究を行った。さらに昨今の環境志向の観点から潤滑材として水を用いることを想定し、水潤滑における PEEK 軸受の基礎的な評価をおこなった。

Fig. I-0-2 に本論文の構成を示す。第 I 章で PEEK 軸受について、第 II 章で PEEK ブッシュを取り扱う。さらに第 I 章第 1 節では PEEK 樹脂ベアリングの自己潤滑、フィルム効果および焼付きの影響、第 I 章第 2 節 PEEK 樹脂ベアリングの水潤滑、き裂およびはく離の発生および進展の過程、第 I 章第 3 節の引張りテスト結果 (PEEK ヤング率) とベアリング内部応力分布に分けて記述する。第 II 章第 1 節ではロボット関節および評価システム、第 II 章第 2～3 節ロボット関節用 PEEK ブッシュと純チタンシャフトピンとの摩擦および熱の影響、第 II 章第 4～5 節 PEEK ブッシュとアルミ合金カムプレートとの間の摩耗・変形に起因するバックラッシの影響について述べる。

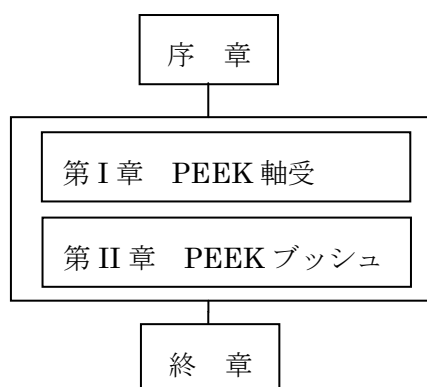


Fig. I-0-2 本論文の構成

## 5. 論文の総括

以下に本論文の概要を述べる。

第 I 章第 1 節では、PEEK 樹脂ベアリングの自己潤滑、フィルムおよび焼付きの影響について述べる。ポリエーテルエーテルケトン (PEEK) は、高いガラス転移温度、低摩擦係数、耐熱性および良質な加工性をもつ昨今の軽量化や耐久性の市場の需要にこたえうる樹脂材料のひとつである。本研究では、PEEK ラジアル型転がり深溝玉軸受を旋盤加工によって作製しドライ環境下での Rolling contact fatigue (RCF) テストを行った。ラジアル荷重の領域のうち 80 N より下および 100 N より上では、それぞれ

れフィルム溶着および焼き付けが  $5 \times 10^5$  cycles で発生した。しかしながら、その間の領域では、樹脂軸受特有の自己潤滑作用により長寿命を示し、PEEK 部品の使用において適した負荷荷重が存在することを明らかにした。

第 I 章第 2 節では、PEEK 樹脂ベアリングの水潤滑、機械加工により作製された軌道面形状に関して、き裂およびはく離の影響について述べる。腐食液環境下などで使用される機械要素について近年の市場ニーズが増してきており、金属製軸受の補完・代替部品としてのハイエンジニアプラスチックが注目されている。このようなエンプラ材料の破壊メカニズムを解析し、水中環境下で実用的な応用を視野に入れ、それらの性能をさらに改良していくことが本研究のテーマである。PEEK ラジアル玉軸受を旋盤加工によって異なる加工条件で作製し、水潤滑下で疲労テストを行った。テスト前後の軸受軌道面の状態をレーザー顕微鏡によって観察を行い、摩耗損失量を調べるため軸受の重量を計測し水潤滑とドライの場合を比較した。さらに軸受不具合のひとつである、内輪軌道面のき裂およびはく離についても発生状況を調べた。この結果、水潤滑の時は摩耗よりもき裂が支配的であることが分かった。き裂とはく離は軸受軌道面で確認され、RCF テストの結果から見つかったき裂は起点からの進展の状況により 3 グループに分けることが出来た。これらは分類により Main Surface Cracks, Semi-circular Cracks, Main Subsurface Cracks と定義した。Main Surface Cracks のき裂進展は、Main Subsurface Cracks の成長と緊密な関係がある。Main Subsurface Crack が軌道面表面まで進展したところで Main Surface Cracks として軌道面に現れる。はく離は Semi-circular Cracks と Main Subsurface Crack が繋がって内輪の軌道面に発生する。さらに水潤滑での RCF テストの結果から、機械加工条件の違いがき裂の発生に影響することが分かった。水潤滑では摩耗はドライ環境に比べ非常に少ないが、旋盤のバイトの送り速度の違いが軌道輪のうねりや粗さに影響し、この結果マイクログリーヴ形状の違いが Surface crack および semi-circular crack の発生までの時間に影響を及ぼすことが明らかとなった。

第 I 章第 3 節では、ヘルツ接触圧と内部せん断応力分布について述べる。ベアリング軸受鋼における玉と軌道面の接触部分における接触圧と寿命については、Hertz の弾性接触理論および Palmgren らの実験式によって計算が可能であるが、PEEK 軸受の場合は弾性率が軸受鋼と大きく異なるため Palmgren らの実験から算出された補助係数がそのまま適用できない。このため玉と軌道面の接触楕円の算出については、水漬後の PEEK 試験片からヤング率を計測し、その実測値をもって Hertz の理論式に適用した。接触楕円面積については、第 1 種楕円積分および第 2 種楕円積分の式と Hertz の補正係数式との間の連立方程式によって

近似解を求めた。Stribeckの実験式より玉1個当たりの最大ラジアル荷重を求め、それを接触楕円面積で除することで玉と軌道面の接触応力とした。このラジアル方向の接触応力は表面直下の内部応力にも影響を及ぼすとされている。静的な接触による軸受鋼などの内部応力については、Mindlinら[89]の研究によって明らかにされている。例えば円筒を平面に押し付けたときの平面側の内部せん断応力は、接触円の半径を $b$ としたとき深さ $0.5b$ で最大になるとされている。動的な接触の場合はHanson[59]の弾性理論解などを用いて任意の深さあるいは位置でのせん断応力を求めることが必要となる。しかしながら実用上はラジアル軸受の回転時摩擦係数を計測する困難さのために摩擦係数を除外した形で近似的に求めるケースが多い。いずれにしても表面直下で荷重点の移動に伴って発生する内部せん断応力がき裂発生および進展に関与していると考えられている。本研究ではPEEK軸受の力学的モデル検討のために、有限要素法による内部応力分布を検討し、実験で確認された事象と力学的解析の比較を行った。

第II章第1～3節では、ロボット関節の評価試験機およびロボット関節用PEEKブッシュと純チタンシャフトピンとの摩擦および変形の影響について述べる。二足歩行ロボット膝関節のエネルギー効率を高める目的でリンク機構による倍力機構を応用しモータトルクが比較的小さくても出力をアップさせる関節を製作した。さらに樹脂の応用の観点からしゅう動部にPEEKブッシュおよびチタンクランクシャフトあるいはアルミ合金カムプレートを適用した。ハード側に起因する問題として、負荷トルクにより疲労した関節が角度ズレによりガタつくことが考えられるが、このことは回転切り替わり時に発生する角度伝達誤差としてのバックラッシュとして捉えることができる。このバックラッシュを計測することで角度に関する精度を評価することが可能である。さらにロボット関節の動作を考慮すると評価システムは歩行シミュレーションと併せて考える必要がある。このような疲労および摩耗の観点からバックラッシュをリンクさせて計測・分析することが難しいこと、また、そのようなロボット疲労試験機がないことから新たな計測システムとしてバックラッシュ計測器およびリンク疲労強度試験機を開発した。PEEKブッシュ摩耗や変形の点からバックラッシュについてアプローチした。

自立型の二足歩行ロボットでは屈伸等の動作に伴う高トルク出力や常に負荷を受けするためにロボット関節の耐久性や軽量化などが要求される。さらにこうした小型独立関節機構に適した部品材料探求について人間工学的な見方をすると、例えばスクワットや腰を落としての保持など長時間の動作を保証するために材料の疲労の観点からも部品を検証する必要がある。本研究ではPEEKとPOMについてさらにそ

れぞれ2つのグレードでの熱変形と摩耗に焦点をあてた。これらの樹脂材料はブッシュに適用され、二足歩行ロボットの関節のトルク伝達のためのしゅう動機能部品として試験に用いた。試作したロボット関節では、樹脂ブッシュは直接クランクシャフトに取り付けられ、ロボットの移動に重要な役割を果たす。より効果的なシステム構築のために入出力軸間のバックラッシ（伝達誤差）同様にクランクシャフトとブッシュ間の摩擦の影響を詳細に調べることが要求される。したがって RCF テストを基本としてブッシュとクランクシャフトの最適な加工条件をスペック化するために、ガラス転移温度、耐摩耗性や熱変形に対する耐久性などの点を考慮して他の樹脂と比較した。その結果優れた点の多い PEEK を樹脂ブッシュとして適用した。

**第 II 章第 4～5 節では、PEEK ブッシュとアルミ合金カムプレートとの間の摩耗・変形に起因するバックラッシの影響について述べる。**本研究では二足歩行ロボット用関節のトルク伝達部品として PEEK を適用するために強化 PEEK のブッシュと超々ジュラルミンのカムプレート間の摩擦の影響を調べた。効率のよいシステムを構築するために入出力軸の伝達誤差（バックラッシ）と同様に PEEK ブッシュの表面状態もまた詳細な調査が要求される。ブッシュすべり摩耗テストはカムプレートを揺動させながら負荷トルク 0～50 kgfcm(0～4.9 N·m)で行った。トルクを負荷させた状態では、バックラッシは cycle 数にしたがい増加した。これは、PEEK ブッシュのシビア摩耗により表面粗さが大きくなったことが一因である。しかしながら低負荷トルクでは、ブッシュ表面は平坦となり、バックラッシは減少した。ブッシュ表面粗さと出力軸への負荷トルクはロボット関節のバックラッシと関係があるといえる。さらにリンク機構により従来の出力可能トルクに対し3倍増にあたる高出力トルク 900 kgfcm (88.2 N·m)で  $1.0 \times 10^4$  cycles まで関節を動かすことが可能であることが分かった。強化 PEEK のもつしゅう動性と強度の双方を十分に活かした設計が可能となった。PEEK の摩耗とバックラッシは、負荷トルクや繰返し数の増加にしたがい増加したが超々ジュラルミンが相手材で高負荷すべり摩耗の場合、焼付きは発生せずアブレシブ摩耗型の PEEK が加工目の影響を受けた数ミクロン溝を伴った摩耗形態を示した。超々ジュラルミンのフライス加工による表面加工形状は PEEK の摩耗およびロボット関節の角度伝達誤差としてのバックラッシ増減に影響を及ぼす。PEEK ブッシュの表面状態は摩耗粉がフィルム状になりカムプレートとブッシュ間に介在し、移着を繰り返しながら固形潤滑材としての摩擦の低減の役割を果たすとともにカムプレートとブッシュ間の微小隙間を埋めるクッション的役割を兼ね、バックラッシの急激な増加を防いだ。

# 第 I 章

## 第1節 PEEK 樹脂ベアリングの PEEK 内輪とアルミナ玉の接触 における負荷荷重と回転速度による内輪への影響

本節では PEEK 樹脂ベアリングの自己潤滑, フィルム効果および焼付きの点から損傷と摩擦メカニズムの関係にアプローチする. ラジアル荷重, 回転速度, 運転温度と表面粗さは樹脂軸受疲労に関する重要な因子である. 軸受軌道輪表面のプロファイルおよび軌道輪の状態は RCF テスト前後で計測・観察された. RCF テストを通じてラジアル負荷荷重あるいは回転速度別に摩擦損失量と疲労強度を調べた.

### 1-1. 実験方法

#### 1-1-1. PEEK 軸受試験片

RCF テストは Fig. I-1-1(a) に示す JIS B 1512(呼び番号:6205)を模擬した単列深溝玉軸受を使用した. 軸受の内輪, 外輪および保持器は PEEK 丸棒から旋盤による切削により作製した. ポリエーテルエーテルケトン (PEEK:Polyetheretherketone) のグレードは, VICTREX®社の 450G を使用した. 転動体は Industrial Tectonics Inc.製の 9 個のアルミナ玉を用いた. 各軸受部品の寸法を Table I-1-1 に示す. 内輪の軌道輪半径は 3.5 mm である(Fig. I-1-1(b)). 軌道輪の表面には玉の転動方向に向かって, 機械加工時の旋盤のバイトの送りにより生じた数十ミクロン幅の微小な溝があり, 本研究ではこれを軌道輪の溝と区別するためマイクログルーブと呼ぶ(Fig. I-1-1(c)). このマイクログルーブの形状は, バイトの送りスピードの影響を強く受け, このことは軌道輪の表面粗さや摩擦力に影響を与える. RCF 試験に用いた試験片のバイトの送りスピードは 0.12 mm/revolution および 0.25 mm/revolution (以降は F0.12 および F0.25 と表記する), 旋盤の回転スピードを 800 rpm と作製の条件を設定した. Fig. I-1-1(c)に F0.12 mm で作製した内輪の顕微鏡写真を示す. またレーザー顕微鏡によるコンターデータを Fig. I-1-1(d)に示す. 軌道輪の表面粗さは ISO4287:1997 standard

(JIS B0601:2001,  $\lambda_s$  0.25  $\mu\text{m}$ ,  $\lambda_f$  0.80 mm)に準じてレーザー顕微鏡によって計測した。その機械加工後の最大粗さ  $R_z$  は 19.8  $\mu\text{m}$  であった。無潤滑状態での RCF テストにおいては、このマイクログルーブはテスト開始後、早期の段階で摩耗により消失した。

PEEK のテストサンプルの軌道輪表面の化学的な変化は JASCO の FT-IR620 装置を使用しフーリエ変換赤外分光 (FT-IR) の ATR 法によって結晶状態の解析を行った。ATR のプリズムはゲルマニウム(ATR PRO400S)を用い、サンプリング精度は  $4\text{ cm}^{-1}$  とした。これにより PEEK が有する各々の官能基の吸収スペクトルとして、カルボニル基( $1730\text{ cm}^{-1}$ )、K-フェニル基 ( $1491\text{ cm}^{-1}$ ) あるいはジフェニル基( $1215\text{ cm}^{-1}$ )等を検出し試験前後での結晶状態変化を調べた。

### 1-1-2. ラジアル軸受 RCF 試験機

本研究のために開発したラジアル軸受 RCF 試験機を Fig. I-1-2(a)に示す。ラジアル荷重を負荷するためウェイトはアームに取り付けられ、サンプルはアームの反対側に位置する。軸受の内輪は $\phi 17\text{ mm}$  の SUS シャフトにしまりばめされ、外輪は SUS 製のジグに固定され、てこの原理によって軸受に上方へのラジアル荷重が負荷される。ウェイトは 2.45 N きざみで微調整が可能であり、ラジアル荷重の負荷レンジを 25 N から 172 N として RCF テストを行った。軸受の回転スピードは 600-1200 rpm の範囲で行った。

テストサンプルは  $1.4 \times 10^5$  cycles ごとに試験機から取り外し、摩耗損失量を調べるため軸受の各部品の重量を電子天秤(Shimadzu AUX320)を使用し 0.1 mg の精度で計測した。摩耗による内輪の軌道輪の変化を調べるためプロファイルをレーザー顕微鏡 (キーエンス製 LCM-9700) で計測した。RCF テストは 1 回の連続運転時間を 240 min としてインターバルを 24 hours 以上あげ完全に放熱させた後、 $1.0 \times 10^6$  cycles もしくは軸受の寿命に達するまで続けた。この研究では、軸受の寿命を内輪の焼付き、スミアリングあるいは溶融によって軸受の回転が停止したときと定義した。

運転温度は熱変形の点から重要であり、試験中はサンプルの温度管理のために赤外温度計 (FLUKE 62MINI)を用いた。温度の計測位置は Fig. I-1-2(b)に示すように内輪前面部とした。

## 1-2. 実験結果および考察

セクション 1-2-1 では、PEEK 軸受の寿命においてラジアル荷重の影響を考察する。また、PEEK フィルム付着と焼付きについても説明する。セクション 1-2-2 では、PEEK 軸受の寿命において回転スピードの影響について言及する。内輪の焼付きが発生したグループと PEEK フィルムのアルミナ玉への付着が発生したグループとの間の境界域では軸受寿命

が延びる。境界域の軸受寿命は2つのグループと比較して長くなった。

### 1-2-1. PEEK ラジアル軸受の疲労特性 (ラジアル荷重)

Fig. I-1-3 に回転速度 600 rpm での、ラジアル荷重の違いによる軸受の寿命を示す。データの分布は軸受の不具合状況により 2 つに分類できた。ひとつは「焼付きグループ」で、内輪の焼付きのために累計  $4.5 \times 10^5$  cycles までに軸受回転停止したものを示し、もう一方の「フィルム凝着グループ」はアルミナ玉に PEEK フィルムが付着し累計  $4.5 \times 10^5$  cycles までに軸受回転停止したものを示す。

本研究では、焼付きは内輪の軌道面の全体にわたって熔融ないし酸化したものと定義する。スミアリングは内輪の軌道面に PEEK の摩耗片が付着したものと定義する。

Fig. I-1-4 に回転速度 600 rpm、各ラジアル荷重での RCF テスト後の内輪の軌道面の顕微鏡写真を示す。ラジアル荷重 93.1 N 以上では内輪の焼付きによる軸受の損傷が確認された。

ラジアル荷重 85.6 N 以下では、PEEK フィルムがアルミナ玉に付着したために  $4.5 \times 10^5$  cycles までに軸受の回転が停止した。ラジアル荷重 25 N から 172 N の範囲では、内輪の熔融は発生しなかった。RCF テストの間、焼付きと PEEK フィルムを除いては変形などの他の不具合は発生しなかった。

2 つのグループの間の境界域では、アルミナ玉と内輪の軌道面の間に発生する摩擦によって、軌道面上に生じたスミアリングや摩耗粉堆積物が取り除かれ、結果として軌道輪表面はクリーンかつ滑らかとなり、 $1.0 \times 10^6$  cycles まで損傷は発生しなかった。

#### 1-2-1-1. 焼付きによる損傷

Fig. I-1-5(a)に示すように回転速度 600 rpm、ラジアル荷重 93.1 N を超える領域では、内輪の焼付きのために軸受寿命は  $4.5 \times 10^5$  cycles よりも短かった。Fig. I-1-5(b)に内輪軌道面の光学顕微鏡写真を示す。表面塑性流動および酸化が観察された。軌道面の表面粗さは  $Ra=1.9 \mu\text{m}$  であった。Fig. I-1-5(c)に  $2.9 \times 10^5$  cycles 後の内輪軌道面の断面を示す。焼付き層の厚みは約 30-60  $\mu\text{m}$  であった。RCF テスト前後の FT-IR 測定では、 $1305 \text{ cm}^{-1}$  および  $1280 \text{ cm}^{-1}$  ピークの変化を計測し内輪軌道面の結晶度の減少が確認された[90]。

Fig. I-1-6 に試験前後の内輪の吸収スペクトルを示す。 $1305 \text{ cm}^{-1}$  と  $1280 \text{ cm}^{-1}$  のピーク比は、試験前が 0.98、試験後で 0.93 であった。逆に  $1700 \text{ cm}^{-1}$  近傍におけるカルボニル基のスペクトルの強度は 0.001 から 0.013 に増加した。この結果は内輪軌道面の摩擦熱による劣化と結晶度低下が関連していることを明確に示しており、酸化のために軌道面の結晶性が変化したと考えられる[91-92]。つまり、軸受軌道面の非結晶領域は、摩擦熱による内輪温度上昇のた



めに増加したといえる。

Fig. I-1-7 にラジアル荷重 98 N での  $2.8 \times 10^5$  cycles 後の黒色摩耗薄片と荷重 88 N での  $10^6$  cycles 後の黄色移着フィルムの光学顕微鏡写真を示す。これらはアルミナ玉から容易に剥がれおちたものである。Fig. I-1-7(a) および Fig. I-1-7(b) に黒色摩耗薄片と黄色 PEEK フィルムの顕微鏡写真を示す。Fig. I-1-7(a') および Fig. I-1-7(b') はそれらの FT-IR 計測結果である。 $1305 \text{ cm}^{-1}$  と  $1280 \text{ cm}^{-1}$  のピーク比はそれぞれ、黒色薄片が 0.82、黄色フィルムが 1.09 であった。このことは黒色摩耗薄片の結晶度が、黄色 PEEK フィルムよりも低いことを示している。高負荷下で発生した摩擦熱のために高温となった PEEK フィルムが酸化し、黄色から黒色へ変色したと考えられる。

焼付きグループの観察結果から発生メカニズムは以下のとおりである。

- ・高ラジアル荷重下では、玉と内輪間の摩擦熱のために軸受温度が上昇する。
- ・高負荷と高温のために、アルミナ玉表面の軟化した PEEK 薄片は酸化し、玉から剥がれおち、内輪の軌道面に再移着する。
- ・再移着した PEEK の黒色薄片は内輪軌道面に層状に堆積する。
- ・軌道面全体に焼付きが起こり、軌道面表面は結晶性組織から非結晶状態へ変化する。

### 1-2-1-2. PEEK フィルムによる損傷

回転速度 600 rpm, ラジアル荷重 74N より低い領域では軸受寿命は  $4.5 \times 10^5$  cycles より短かった。黄色フィルムがアルミナ玉の表面にみられた(Fig. I-1-8(a)および Fig. I-1-8 (b))。アルミナ玉は軌道面でスタックし、軸受の回転が停止した。内輪、外輪、保持器のいずれにも前述のような黒色薄片は見られなかった。さらに、黄色 PEEK フィルムのアルミナ玉から剥がれや内輪軌道面への再移着は殆どみられなかった。それゆえにフィルムは軸受不良の直接の原因といえる。Fig. I-1-8(c)にラジアル荷重 49 N での RCF テスト後の内輪の光学顕微鏡写真を示す。PEEK フィルムグループの観察結果から、PEEK フィルム移着を伴った凝着摩耗発生過程が明らかとなった。

- ・内輪軌道面と摩耗した PEEK は摩擦熱により軟化し、摩耗 PEEK 薄片は黄色フィルムを形成しアルミナ玉に付着する。
- ・ラジアル荷重が 85.6 N 以下では、フィルムはアルミナ玉から剥がれおちることはなく軌道面への移着は起こらずに玉に付着したまま内輪は回転を続ける。
- ・軸受の回転において、PEEK フィルムに覆われたアルミナ玉は軟化した PEEK フィルムを介して内輪軌道面に固着し、フィルムがアルミナ玉から剥がれおちることはなく、軸受の回転が停止する。結果として軌道面は停止した軸受の軌道面はフ

イルムの移着が起こらず、摩耗粉の堆積も発生しないことからクリーンな表面状態を保ったままになる。

### 1-2-1-3. PEEK ラジアル軸受の摩耗と潤滑—長寿命領域

回転速度 600 rpm において、ラジアル荷重 85.6N から 93.1N の負荷状況下では、他のグループよりも寿命が長い傾向を示し、多くの軸受が  $1.0 \times 10^6$  cycles に到達した。Fig. I-1-4 に示すように機械加工によって作製された軌道面のマイクログルーブはアルミナ玉の回転によって摩滅し、 $1.0 \times 10^6$  cycles に達する前にフラットになった。 $1.4 \times 10^5$  cycles では、Fig. I-1-4(a)に示すように軌道面にスミアリングが観察された。この時点で、マイクログルーブは摩滅していた。軌道面の中央部に生じたスミアリングは Fig. I-1-4 (b)に示すように  $4.3 \times 10^5$  cycles までに摩耗によって消失した。しかしながら、軌道輪の両端にはスミアリングが残存しており軌道面の一部に窪みが観察された。 $1.0 \times 10^6$  cycles ではスミアリングは完全に消失し、このことからアルミナ玉と PEEK 内輪との間のアブレシブ摩耗と凝着摩耗作用によって軌道面表面から完全にスミアリング等の PEEK 堆積や窪みがなくなり滑らかな面になったと考えられる。RCF テスト後の内輪の粗さはテスト前の  $R_z = 19.8 \mu\text{m}$  ( $R_a = 2.8 \mu\text{m}$ ) から  $R_z = 8.4 \mu\text{m}$  ( $R_a = 1.5 \mu\text{m}$ ) へと減少した。Fig. I-1-9 に内輪の RCF cycle 数と摩耗損失量の関係を示す。内輪の摩耗損失量は cycle 数の増加に伴い増加した。Fig. I-1-10 に赤外温度計 (FLUKE 62MINI) による内輪の温度変化を示す。図中の破線は初期品について RCF テスト早期 (試験開始後  $\sim 1.4 \times 10^5$  cycles) の温度変化を、実線は軌道面がフラットになった状態すなわち  $1.0 \times 10^6$  cycles での温度変化を示す。試験開始からなじみ区間を含む 240 分後、内輪の軌道面の表面にスミアリングが観察された。 $140^\circ\text{C}$  の境界を越えたとき軸受の回転は安定した。この事実から、軌道面表面の局所的な温度上昇のためガラス転移温度  $T_g$  を上回り、PEEK の軟化から移着フィルムが形成されたといえる。 $1.0 \times 10^6$  cycles では、急速な温度上昇はみられず、内輪軌道面はスミアリングもなくクリーンな表面となった (Fig. I-1-4(c-3))。摩擦熱の増加率は PEEK 内輪の表面粗さと関連があり、境界域で軸受寿命が長くなる理由は特別な摩耗状態と内輪の自己潤滑によるものと考えられる。RCF テスト結果の分析からドライ環境での PEEK-アルミナ玉ラジアル軸受の摩耗メカニズムが明らかになった。

- ・内輪軌道面の加工時にできたマイクログルーブはアルミナ玉の転がりに伴うアブレシブ摩耗により RCF テスト開始後早い段階で消失する。このときに軌道面は平らになる。
- ・軸受温度は摩擦熱により増加する。

- ・ 高圧、高温度下では軌道面の摩耗、軟化および局所的な溶融が起こる。
- ・ 摩耗ないし局所的に溶融した PEEK 薄片はアルミナ玉に移着し、玉の表面に PEEK フィルムを形成する。
- ・ PEEK フィルムは摩擦力（ラジアル荷重）により徐々にアルミナ玉から剥がれ、内輪の軌道面に再移着する。
- ・ 内輪した PEEK 堆積物は摩耗の進行から保護する役割を果たす。最終的には軌道面とアルミナ玉の間に継続的に発生する摩擦によって、PEEK 堆積物は軌道面から除去される。
- ・ 回転速度 600 rpm, ラジアル荷重 85.6 ~ 93.1 N の範囲では、アブレシブおよび凝着摩耗の複合作用により、軌道面から PEEK 堆積やスミアリングが取り除かれる。さらに、再移着を繰り返して形成された PEEK フィルム層によって軸受の寿命が長くなる。

### 1-2-2. 回転速度因子による PEEK ラジアル軸受の影響

Fig. I-1-11 および Fig. I-1-12 にラジアル荷重 44 N での回転速度の違いによる PEEK アルミナ軸受の寿命への影響を示す。600 rpm および 800 rpm では、軸受はアルミナ玉に移着した PEEK フィルムのためにそれぞれ  $1.0 \times 10^5$  および  $2.4 \times 10^5$  cycles で回転がスタックした。フィルム移着のほかには、軌道輪にスミアリングがみられた。1000 rpm では、軸受は  $1.0 \times 10^6$  cycles を達成し、その内輪の軌道面はクリーンであった。しかしながら、1200 rpm では内輪全体にわたって溶融が発生し、 $7.0 \times 10^4$  cycles で軸受の回転が停止した。Fig. I-1-13 は回転速度 1000 rpm でラジアル荷重を 88 N まで増した場合の軸受の状況を示し、熱変形の跡がみられる。

ラジアル荷重 88 N で回転速度が 1000 rpm よりも早い場合、内輪は高い摩擦熱のために溶融や変形が発生した。したがって、回転速度が速いほど内輪の温度は高くなり、熱による溶融や変形が発生する。これらの結果から低回転速度では PEEK 移着フィルムにより軸受の回転を阻害し、過負荷や高回転速度では内輪の溶融を引き起こす。摩擦熱と回転速度は PEEK フィルムの生成と移着に強く関係し、このことは軌道面の粘度の変化や軟化した PEEK の溶融を起こす要因となる。

## 1-3. 本節の結言

ラジアル PEEK 軸受は旋盤機械加工によって製作され、ドライ環境で RCF テストによって評価された。機械加工による樹脂軸受の最適な負荷荷重および回転速度を見つけるた

めにテスト中に起こった現象を調査した。PEEK軸受の特徴として、本研究から得られた知見や重要な結果を以下に示す。

1) PEEK 自己潤滑性能のため、PEEK-アルミナ玉軸受の寿命は特定の間ラジアル荷重域で長くなることが分かった。例えば 600 rpm のときは 85.6 N~93.1 N であった。摩擦熱の影響により PEEK 内輪は軟化し、アブレシブ摩耗や凝着摩耗（再移着を含む）は軸受寿命の延命の点で重要な要素である。

2) 高負荷荷重域（93.1 N~）では PEEK 軸受の寿命は焼付きのために短くなった。内輪の軌道面の組織は、摩擦熱のために結晶性状態が変化した。

3) 低負荷荷重域（~85.1 N）では PEEK 軸受の寿命は PEEK フィルム付着のために短くなった。PEEK 移着フィルムに覆われたアルミナ玉は、内輪軌道面でスタックし軸受の回転が停止した。

4) PEEK 移着フィルムは、ラジアル荷重の違いにより軸受寿命に対して良い役割もするが悪い影響を及ぼす。

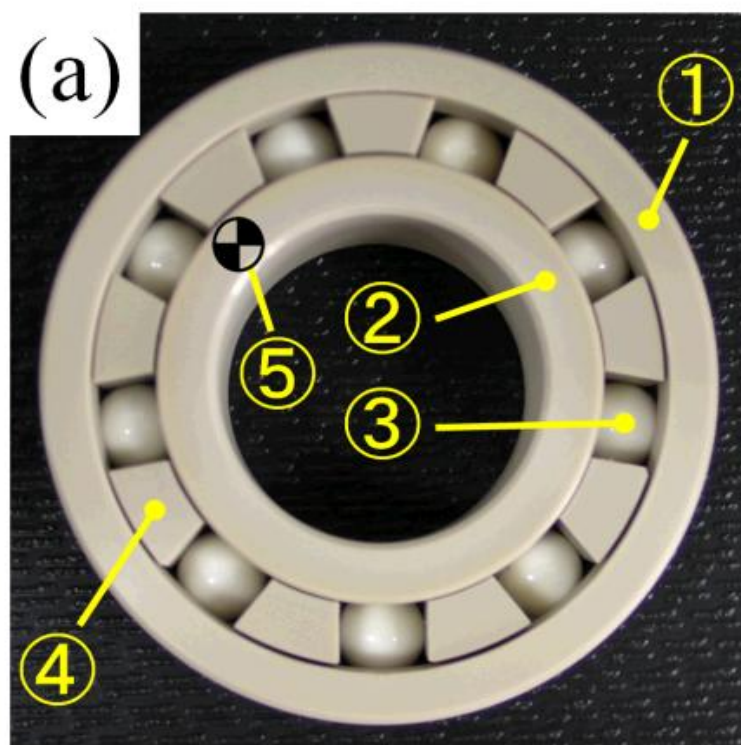


Fig. I-1-1. (a) PEEK bearing sample; (1) outer ring, (2) inner ring, (3) alumina ball, (4) retainer, (5) measurement point of temperature on inner ring.

Cont.

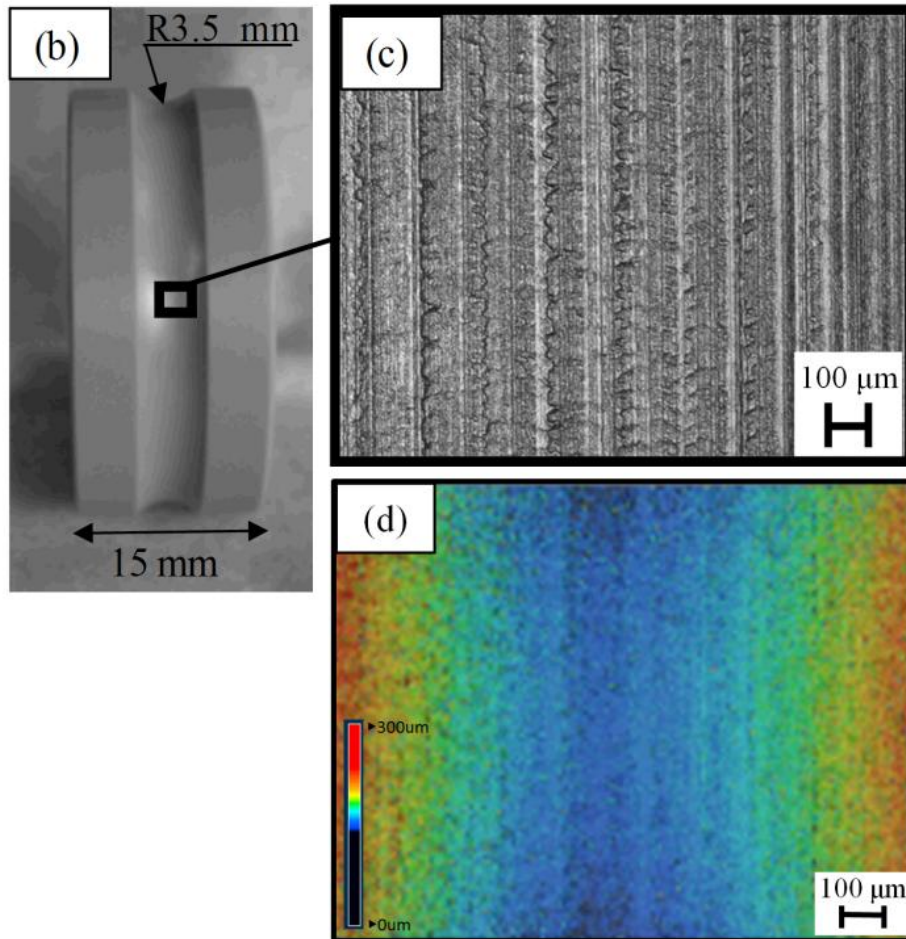


Fig. I-1-1. (b) Bearing's inner ring prior to test: 15 mm width.

(c) Laser confocal microscope surface images of the microgrooves on the raceway of the bearing's inner ring. The raceway was lathe machined at 0.12 mm/revolution, 800 rpm;  $R_z = 19.8 \mu\text{m}$ ,  $R_a = 2.8 \mu\text{m}$ .

(d) Geometrical images on the raceway surface by Laser confocal microscope.

Table I-1-1  
Bearing material specifications.

<b>Component of bearing</b>	<b>Material</b>	<b>Diameter</b>	<b>Weight</b>
Outer ring	PEEK	OD: 52 mm	10.7 g
Inner ring	PEEK	ID: 25 mm	7.7 g
Ball	Alumina	Diameter: 7.1 mm	0.75 g × 9 pieces
Retainer	PEEK	OD: 43.8 mm ID: 34.6 mm	6.8 g

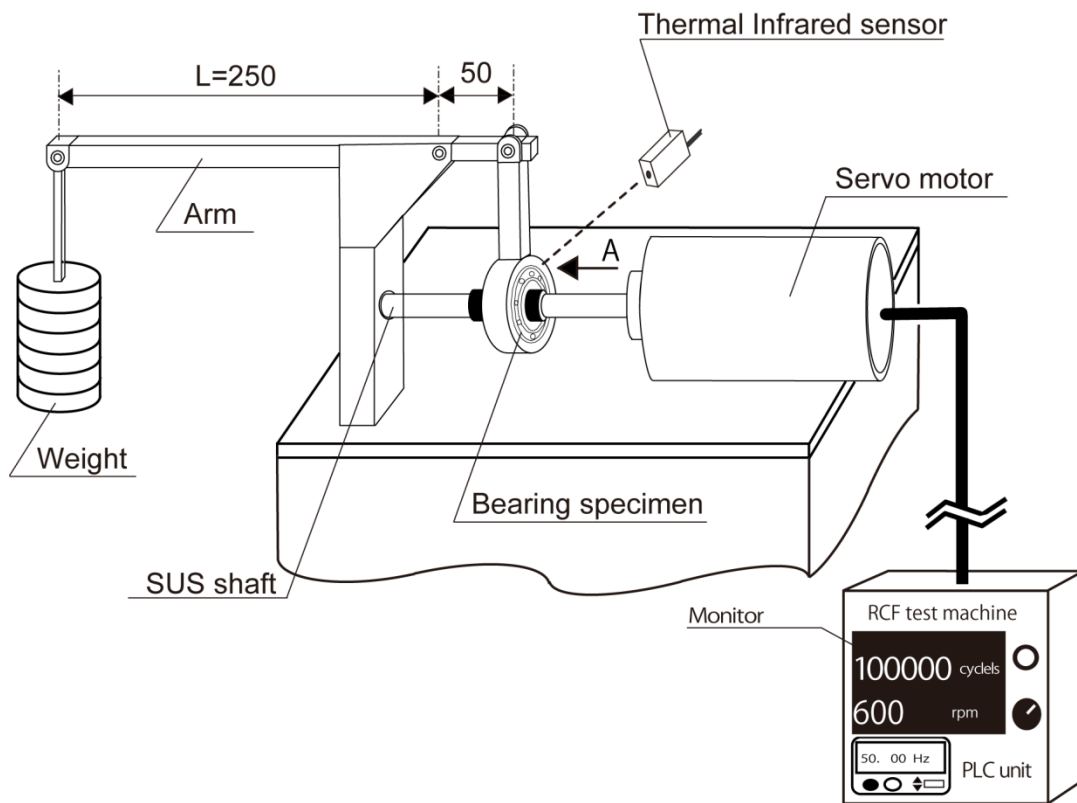


Fig. I-1-2(a) Scheme of the RCF test machine.

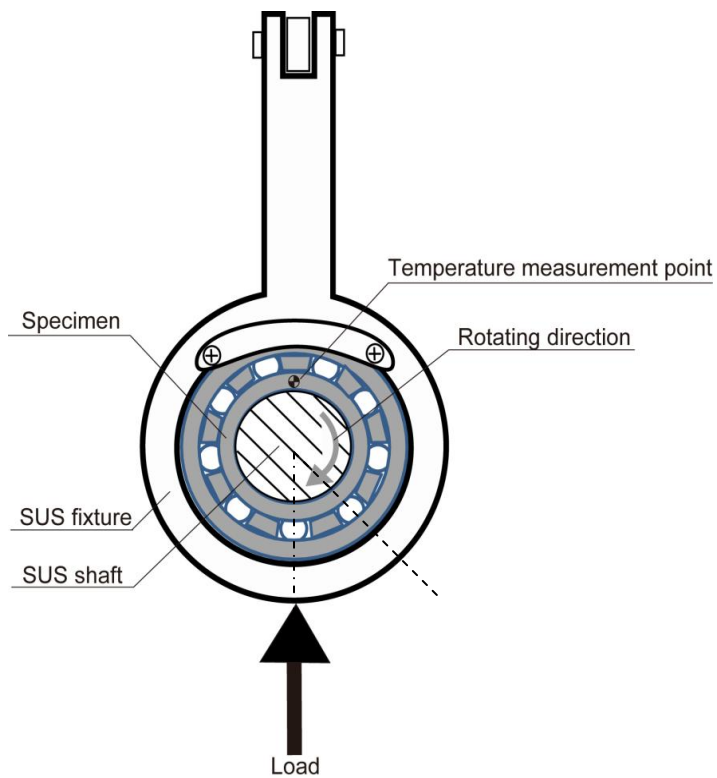


Fig. I-1-2(b) PEEK bearing fixture ("view A" in Fig. I-1-2(a)).

$\theta=40^\circ$  (angle between alumina balls).

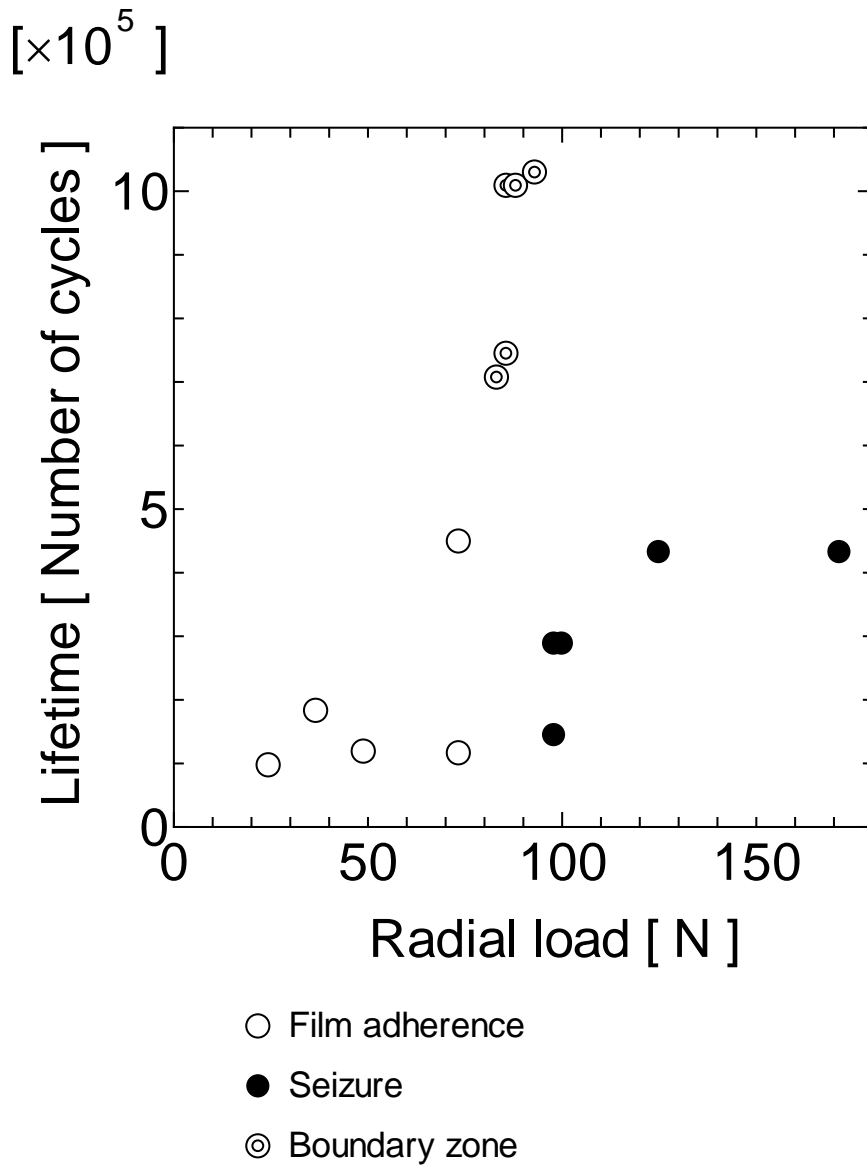


Fig. I-1-3 PEEK's lifetime at 600 rpm under different radial loads.

Seizure group: bearings rotation stopped at less than  $4.5 \times 10^5$  cycles due to seizure.

Film group: bearings rotation stopped at less than  $4.5 \times 10^5$  cycles due to PEEK film covering the alumina balls.



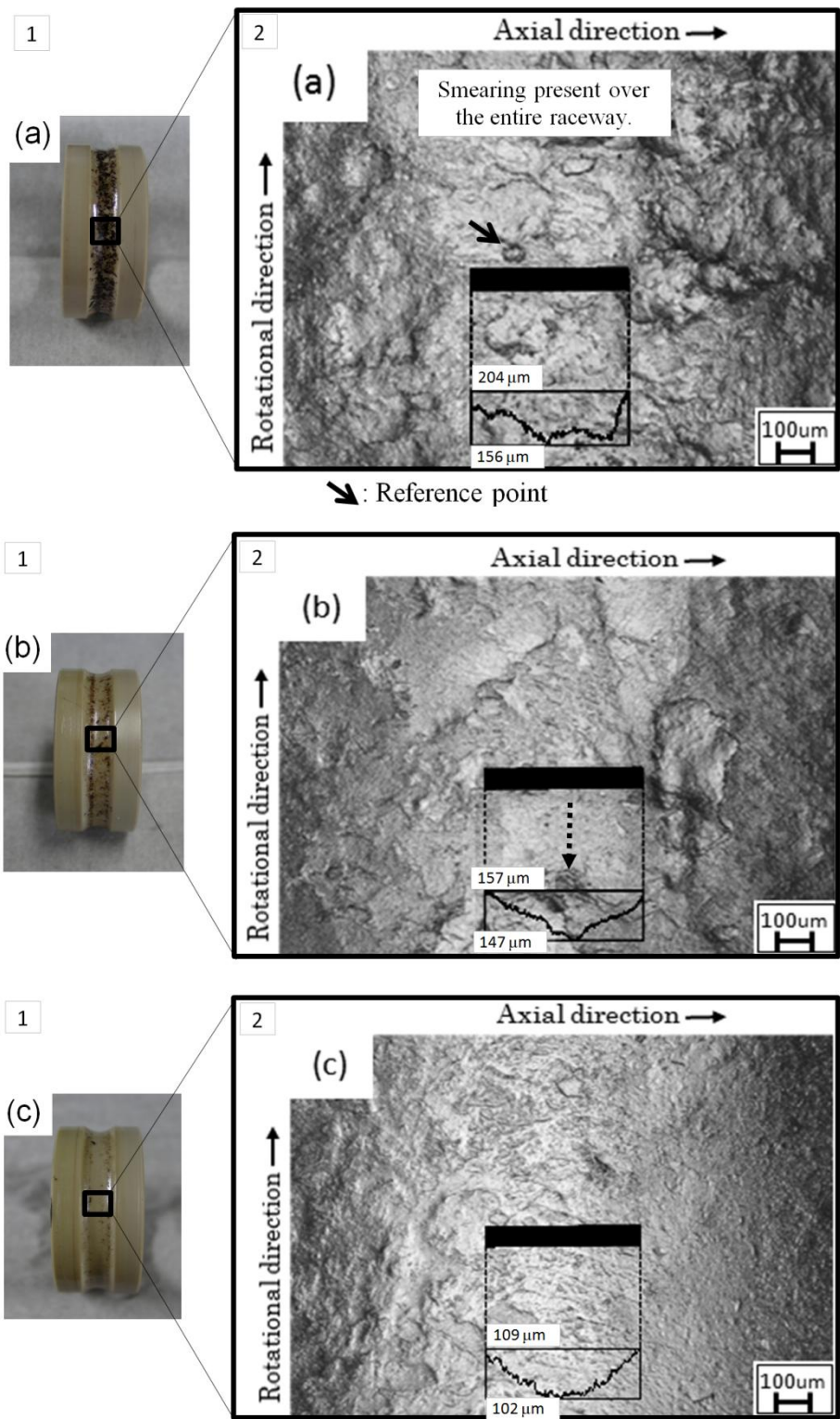
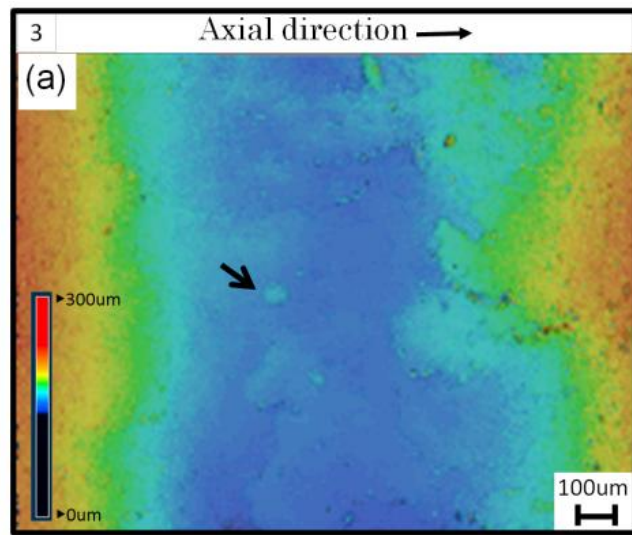


Fig. I-1-4. Bearings of the RCF testing: (a) After  $1.4 \times 10^5$  cycles, (b) after  $4.3 \times 10^5$  cycles, (c) after  $1.0 \times 10^6$  cycles;  $Ra=1.5 \mu\text{m}$ ,  $Rz=8.4 \mu\text{m}$ .

(1) Inner ring images.(2) Laser confocal microscope surface images of the inner ring raceway under 88.2 N load at 600 rpm.

Cont.



↘: Reference point

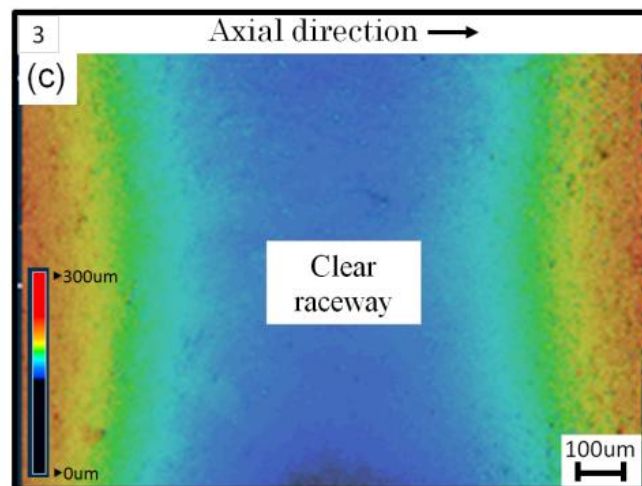
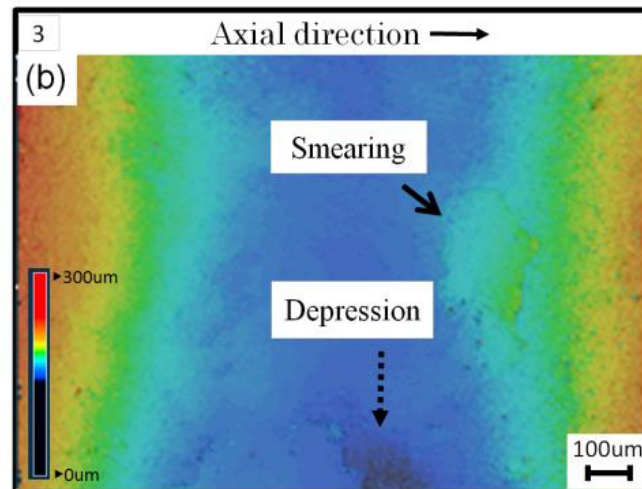


Fig. I-1-4 (3) Geometrical images on the raceway surface by Laser confocal microscope. (a) After  $1.4 \times 10^5$  cycles, (b) after  $4.3 \times 10^5$  cycles, (c) after  $1.0 \times 10^6$  cycles.

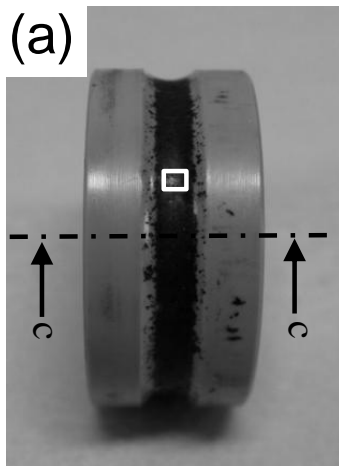
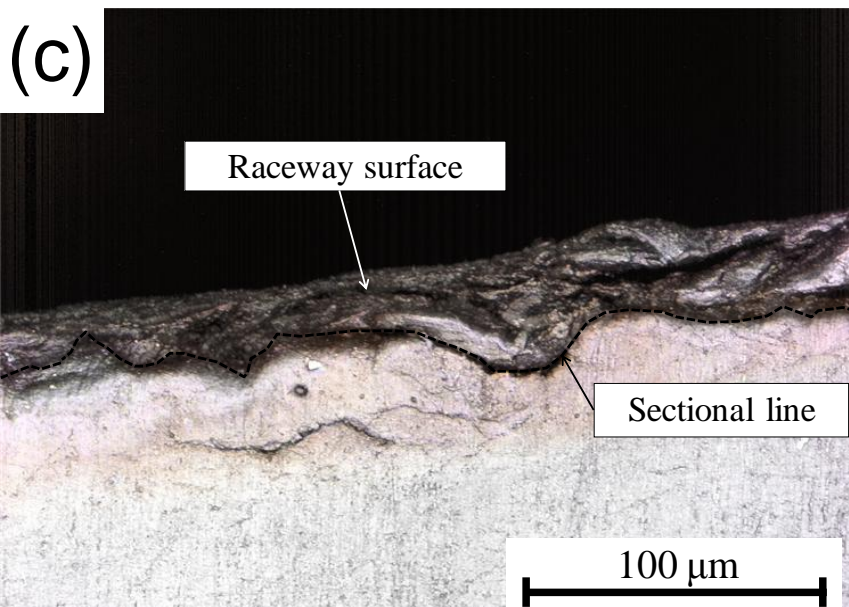
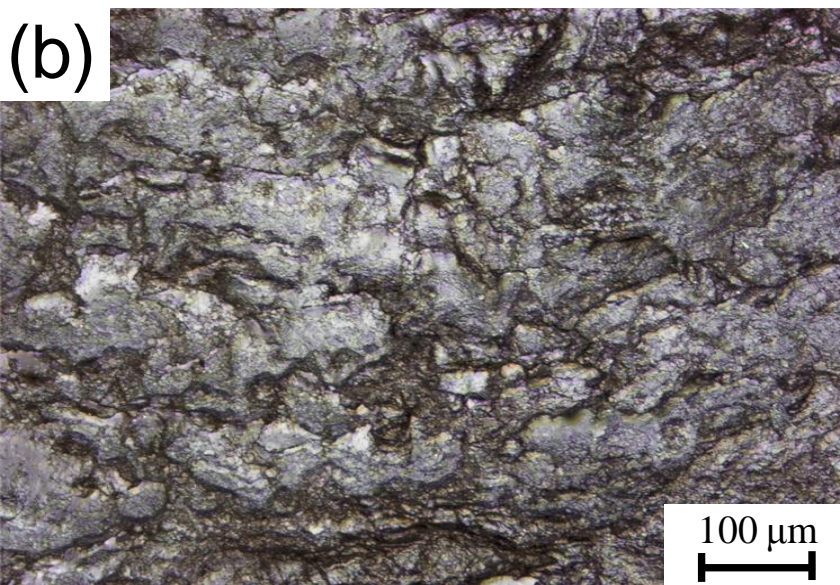


Fig. I-1-5  
PEEK inner ring after  $2.9 \times 10^5$  cycles under 98 N at 600 rpm:

- (a) inner seizure; the raceway color changed from light brown to black due to oxidation,
- (b) magnifying optical microscope surface images of the inner ring raceway as shown white box in Fig. I-1-5(a),
- (c) sectional inner images of seizure.



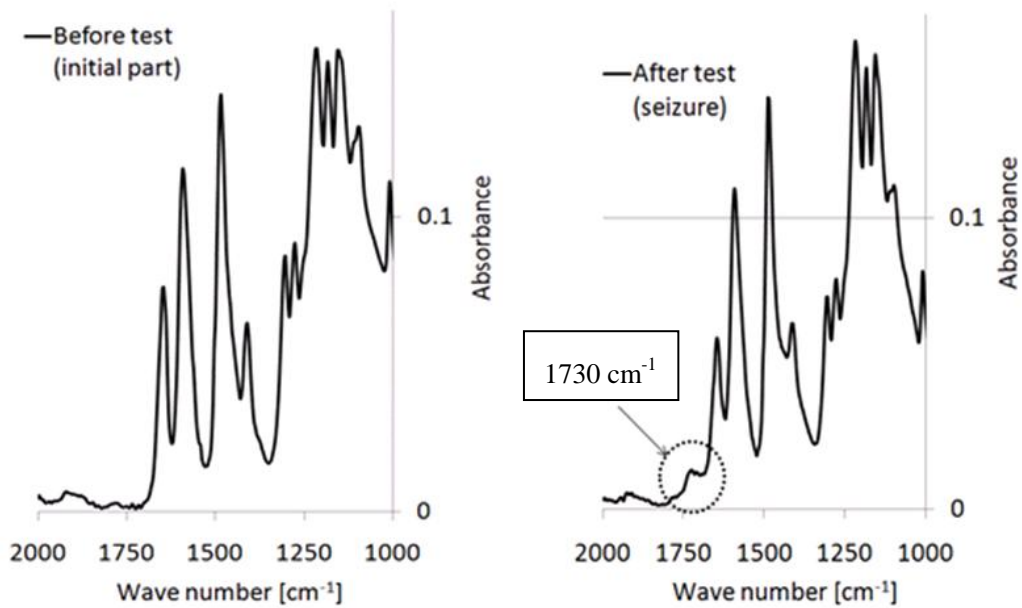


Fig. I-1-6 FT-IR (ATR) measurement:

(a) before test: initial part, (b) after test: seizure part. The measurement depth of single beam varied from surface to 0.65 mm. Germanium prism was used – experimental procedures. The arrow indicates ketone bond (1730cm<sup>-1</sup>).

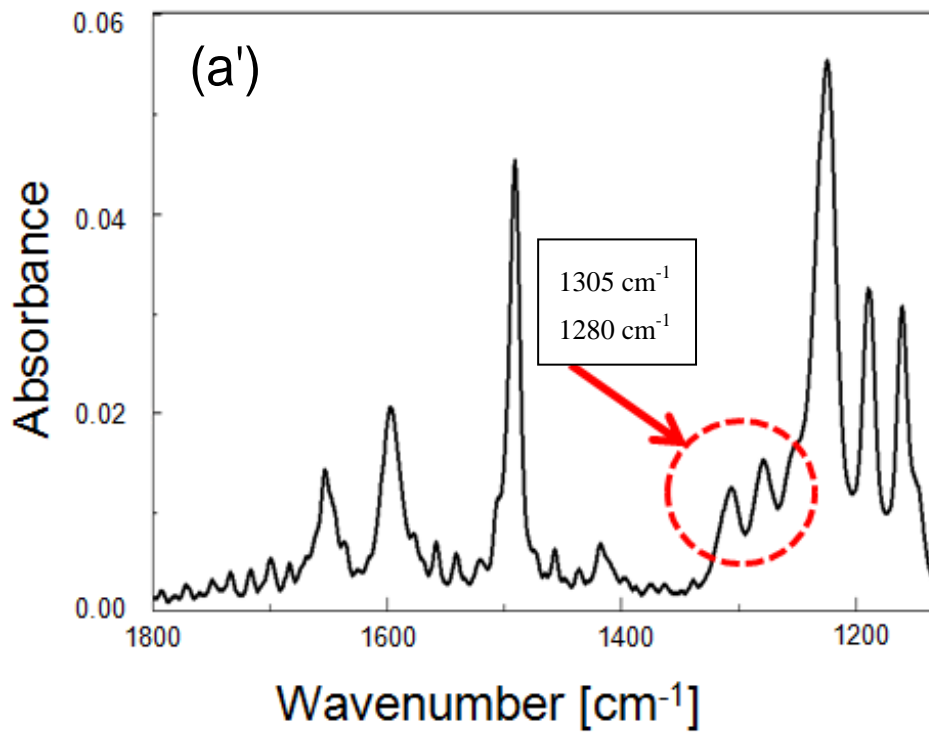
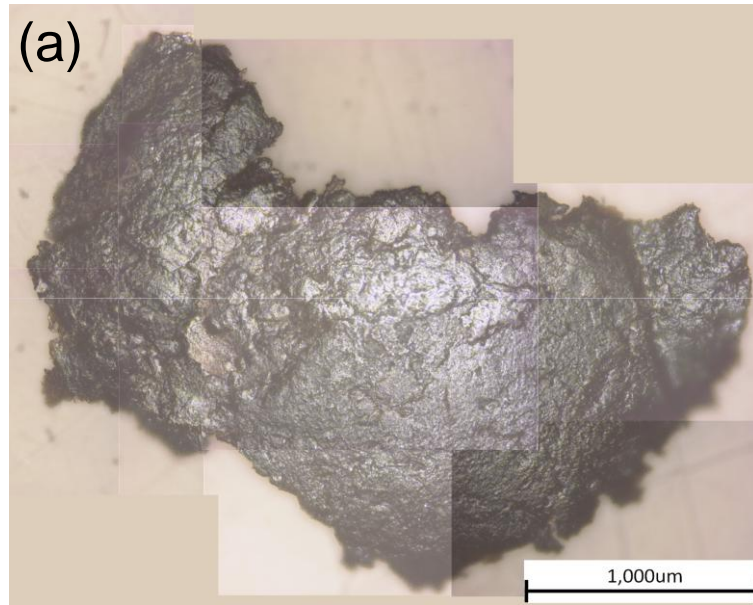


Fig. I-1-7 Optical microscope and FT-IR (ATR) measurements of PEEK fragments peeled off from alumina balls: (a) PEEK black wear after  $2.8 \times 10^5$  cycles under 98 N, (a') FT-IR absorbance. The arrow indicates ether bond ( $1305 \text{ cm}^{-1}$  and  $1280 \text{ cm}^{-1}$ ).

Cont.

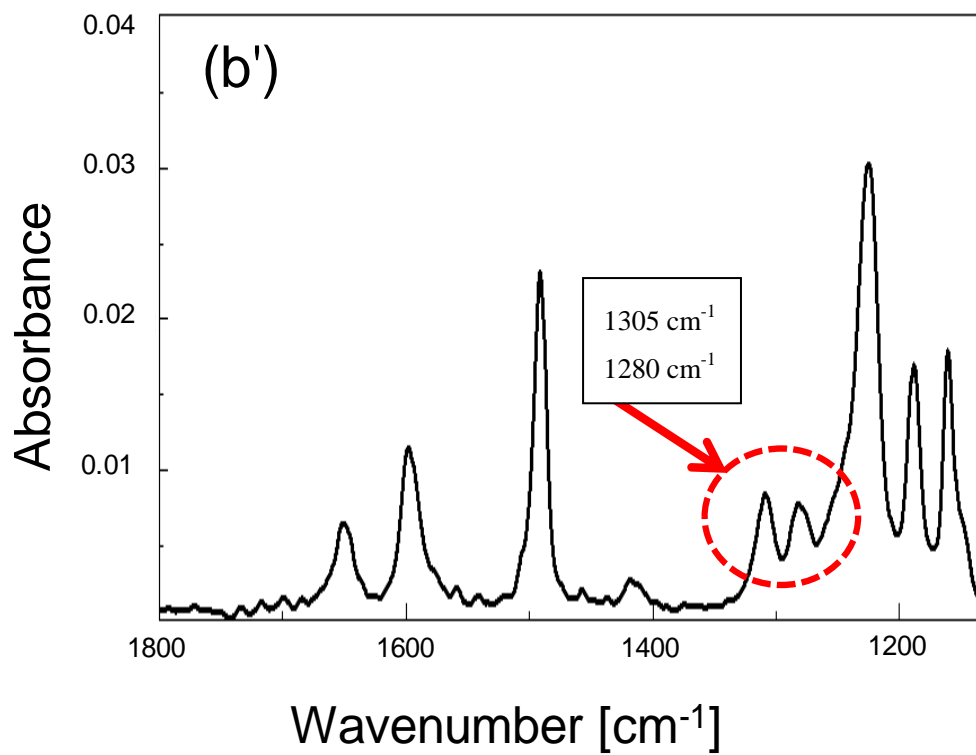


Fig. I-1-7 (b) PEEK yellow film after  $1.0 \times 10^6$  cycles under 88 N, (b') FT-IR absorbance. The arrow indicates ether bond ( $1305 \text{ cm}^{-1}$  and  $1280 \text{ cm}^{-1}$ ).

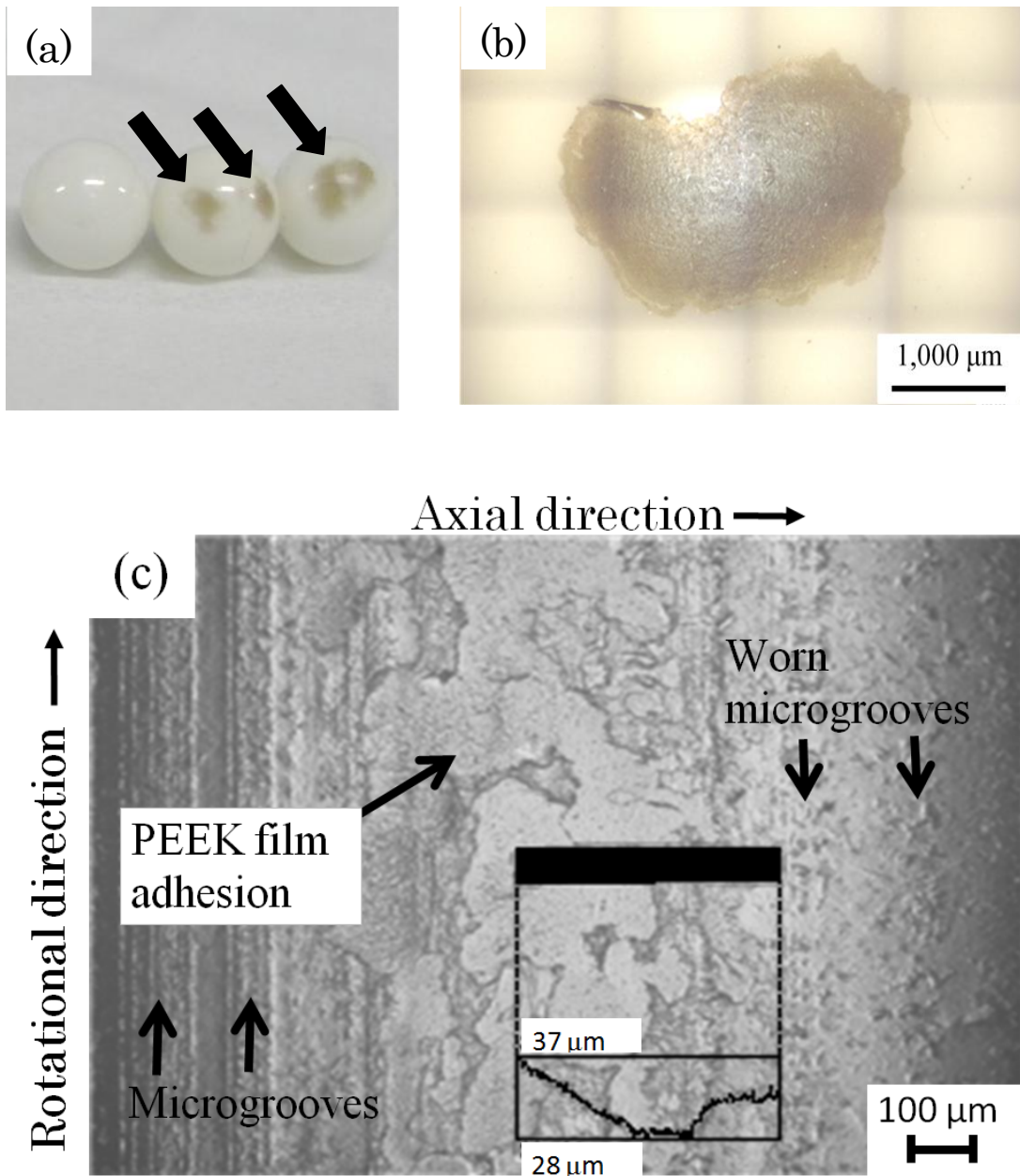


Fig. I-1-8 Bearing parts after  $1.2 \times 10^5$  cycles under 49 N:  
 (a) alumina balls covered with PEEK film,  
 (b) magnification of PEEK film on the alumina ball: the PEEK film was not removed during the RCF tests,  
 (c) magnifying optical microscope surface images of the inner ring raceway; profile is displayed as a curve in micrograph.

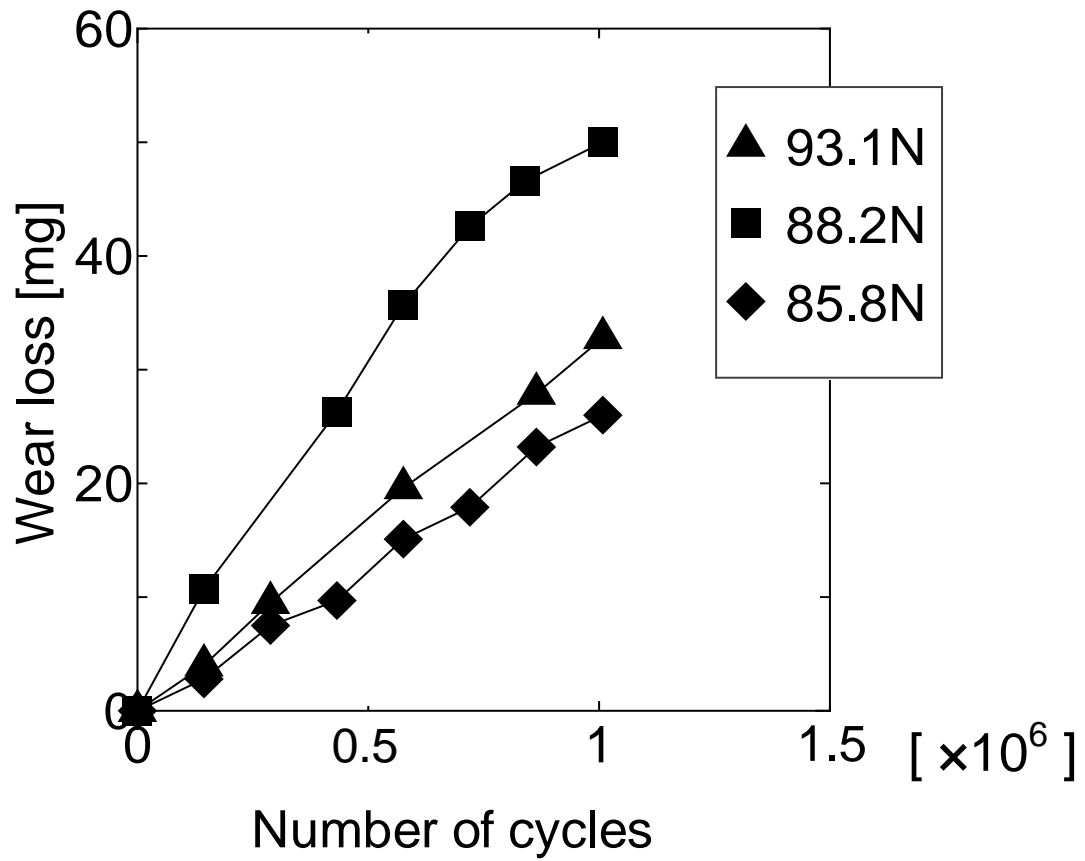


Fig. I-1-9 Wear loss of the inner ring in the rolling contact fatigue test under 85.8, 88.2 and 93.1 N at 600 rpm.



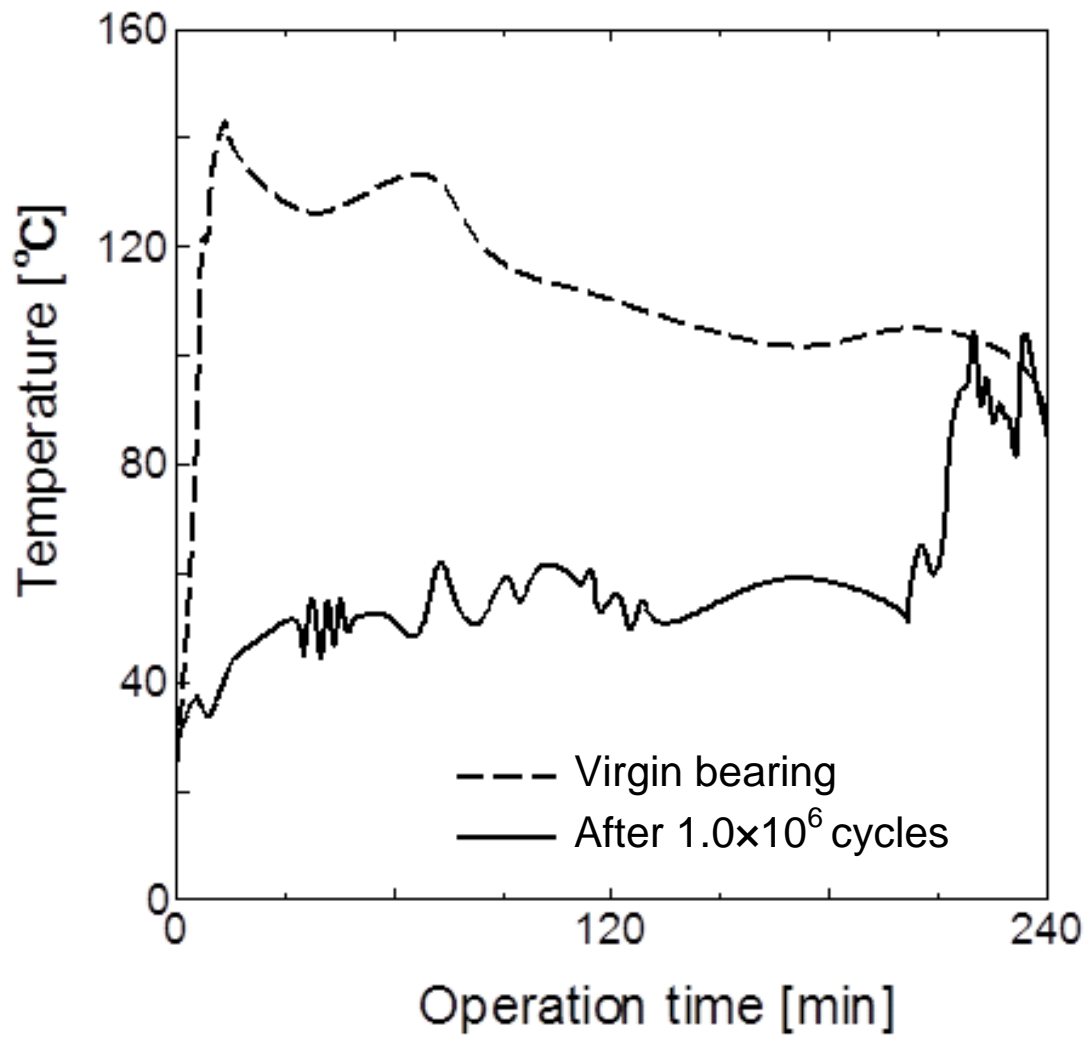


Fig. I-1-10 The temperature chart of the inner ring under 88.2 N.

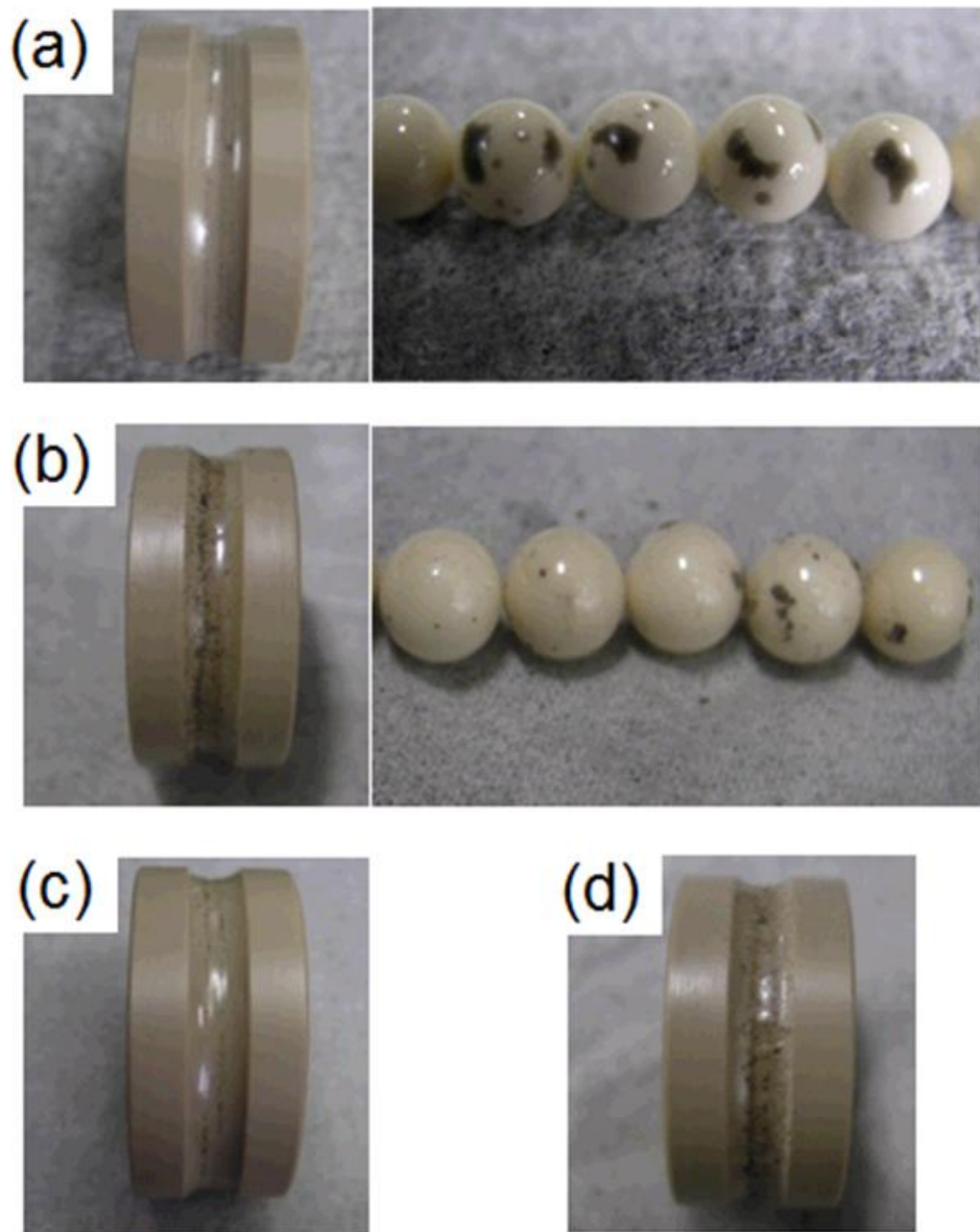


Fig. I-1-11 Inner ring raceway after RCF test with 44 N:  
(a) 600 rpm  $1.0 \times 10^5$  cycles, (b) 800 rpm  $2.4 \times 10^5$  cycles,  
(c) 1000 rpm  $1.0 \times 10^6$  cycles, (d) 1200 rpm  $7.0 \times 10^4$  cycles.

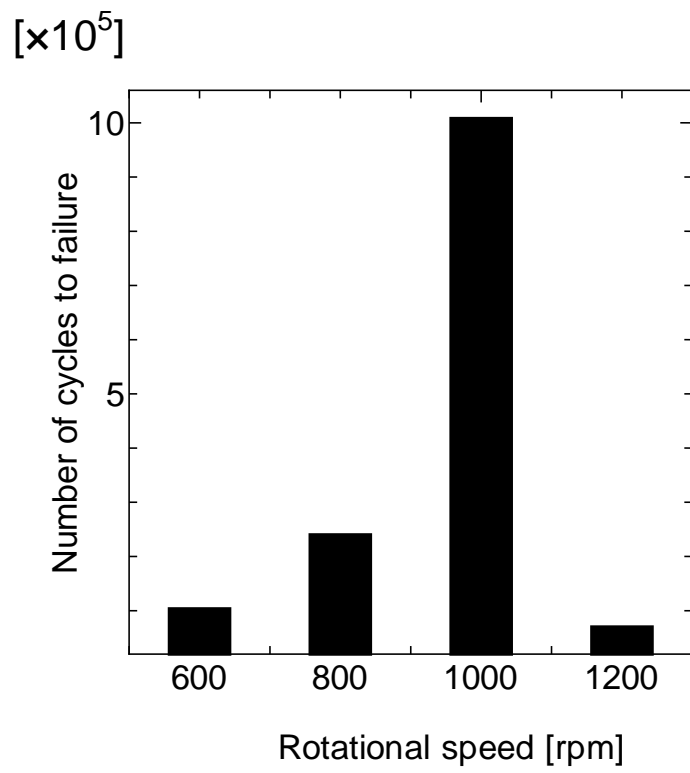


Fig. I-1-12 PEEK's lifetime at 44 N radial load at different rotational speeds.

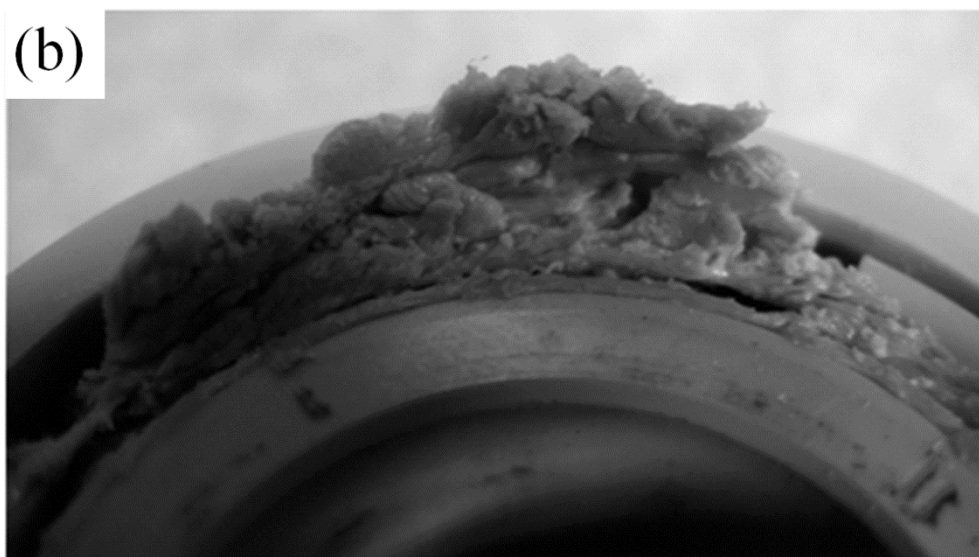
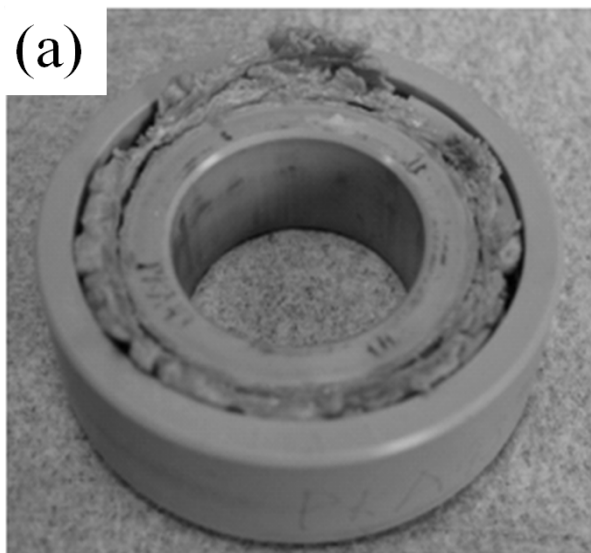


Fig. I-1-13 Melted bearing inner Part after  $4.5 \times 10^5$  cycles under 88 N, 1000 rpm:

(a) PEEK inner ring melted by friction heat,

(b) close up on the deformation – melted PEEK.

## 第2節 PEEK 樹脂ベアリングの機械加工溝によるき裂および摩耗への影響

### 2-1. 機械加工溝 実験法

#### 2-1-1. PEEK 軸受試験片

Fig. I-2-1(a)に PEEK 軸受試験片を示す。RCF テストは単列深溝玉軸受で玉数を 9 個とした。軸受内輪、外輪および保持器は PEEK 棒材より機械加工により作製した。各 부품の寸法を Table I-2-1 に示す。軸受の重量は約 32 g で、使用した PEEK のグレードは VICTREX 社の 450G PEEK である。転動体として Industrial Tectonics Inc.製のアルミナ玉を使用し、保持器のポケットに 1 個ずつ 40° 間隔でセットした。Fig. I-2-1(b)に軸受の内輪を示す。軌道輪の曲率半径は 3.5 mm、軌道輪の深さは 1 mm とした。本試験では玉と軌道輪接触の観点から軌道溝表面の加工方法を変え、軸受寿命への影響を調べた。Fig. I-2-1(c)と Fig. I-2-1(d)はサンプル軌道面のマイクログルーヴの顕微鏡画像である。マイクログルーヴは旋盤の機械加工により作られた加工溝であり、加工条件はバイト送り速度 0.12 mm/revolution および 0.25 mm/revolution の 2 パターンとした。ワーク回転スピードは 800 rpm とした。(以降はサンプルの表記をそれぞれ F0.12 と F0.25 とする。)内輪軌道面のマイクログルーヴの最大粗さは、F0.12 のとき 4.5  $\mu\text{m}$ ( $R_a=0.9 \mu\text{m}$ )、F0.25 のとき 7.2  $\mu\text{m}$ ( $R_a=1.9 \mu\text{m}$ )であった。

#### 2-1-2. Rolling Contact Fatigue

本研究のために Fig. I-2-2 に示すような水中での実験が行えるラジアル軸受用の RCF テスト機を開発した。ラジアル荷重を負荷するためのウェイトはアームに取り付けられ、サンプルはアームの反対側に位置する。軸受の内輪は $\phi 17 \text{ mm}$  の SUS シャフトにしまりばめされアキシャル方向への振動を防止するためのカラーを前後に取り付けた。外輪は SUS 製のジグに固定され、この原理によって軸受に上方へのラジアル荷重が負荷される。水循環タンクの温度は 20 °C、ウェイトは 2.45 N きざみで微調整が可能であり、ラジアル荷重の負荷レンジを 186 N から 284 N として RCF テストを行った。軸受の回転スピードは 1000 rpm で行った。テストサンプルは  $1.4 \times 10^5$  cycles ごとに試験機から取り外し、軸受の各 부품の重量を電子天秤(島津製 AUX320)で 0.1 mg の精度で計測した。軌道面表面のプロファイルはレーザー顕微鏡を用いて計測した。RCF テストは  $1.0 \times 10^6$  cycles に達するか、もしくはき裂が発生するかのいずれかに至るまで行った。水潤滑の RCF テスト後、はく離もしくは疲労き裂が軸受軌道面にみられた。軌道輪のプロファイルはレーザー顕微鏡を用い ISO4287:1997 に準じて計測され、カットオフ値は  $\lambda_s 2.50 \mu\text{m}$ 、 $\lambda_c 0.08 \text{ mm}$  とした。

## 2-2. 実験結果および考察

RCF テスト前のサンプル F0.12 および F0.25 の軌道面プロファイルは Fig. I-2-1(c) と Fig. I-2-1(d)に示したように異なっていた。Fig. I-2-3(a)は  $4.3 \times 10^5$  cycles での F0.12 の内輪の顕微鏡写真である。Fig. I-2-3(b)に  $1.0 \times 10^6$  cycles テスト後の F0.12 の内輪の顕微鏡写真を示す。RCF テストにより、アルミナ玉の回転に伴う接触圧縮応力によって軌道面のマイクログルーブが摩滅し平坦になったことがわかる。Fig. I-2-3(c)は  $4.3 \times 10^5$  cycles での F0.25 の内輪の顕微鏡写真である。Fig. I-2-3(d)は Fig. I-2-3(c)の近辺で発生したき裂の顕微鏡写真である。同じラジアル負荷であっても F0.25 はいずれも F0.12 よりも早くき裂が発生した。Fig. I-2-4 にドライ状態での F0.12 内輪の摩耗損失量の推移、Fig. I-2-5 に水潤滑とドライでの F0.12 内輪の摩耗損失量の比較を示す。水潤滑ではドライ環境に対し摩耗損失量が少ないことが分かる。内輪の摩耗損失量は cycle 数に伴い増加し、 $1.0 \times 10^6$  cycles に達したときには 30~50 mg である。これはドライ摩耗形態がテスト開始直後のアルミナ玉と内輪マイクログルーブ間におけるアブレシブ摩耗（摩滅）と、内輪温度上昇後に発生する摩耗粉のフィルム化現象および凝着摩耗を伴ったアルミナ玉と PEEK 間の転移の繰返しの影響を含んでいると考えられる。さらに運転開始初期における内輪のマイクログルーブの摩滅平坦化は、ドライおよび水潤滑のいずれでも観察された共通な摩耗形態であった。このことは、一般的な軸受で初期運転時にみられる、なじみ摩耗に類似した現象とみなすことができる。Fig. I-2-6 に F0.12 の内輪、外輪および保持器の摩耗損失量の推移を示す。水潤滑下での F0.12 内輪の摩耗損失量は cycle 数に伴い  $1.0 \times 10^6$  cycles でわずかに 7 mg 増加したが、外輪および保持器の摩耗損失量は殆ど初期状態と差がなかった。この cycle 数に伴う摩耗損失量の増加の傾向は F0.12 と F0.25 の場合で同じであり、Fig. I-2-7 に示した F0.12 および F0.25 の内輪の摩耗損失量推移に示すように F0.25 でき裂が発生した  $4.3 \times 10^5$  cycles で比較した場合の内輪の摩耗損失量は約 3.5 mg であった。

Fig. I-2-8 に F0.12 と F0.25 の RCF テスト結果を示す。F0.25 が比較的早期にき裂・はく離が発生したのに対し、F0.12 では  $1.0 \times 10^6$  cycles までき裂の発生が起こりにくいことが分かる。Fig. I-2-3(d)に示すように F0.25 サンプルでは、 $4.3 \times 10^5$  cycles で軌道輪にき裂が発生した。表面の Main surface crack は玉の転走方向に沿って成長し分岐し、多くの短い semi-circular crack が軸方向（転走方向と垂直な方向）にみられた。F0.25 サンプルの軌道面の表面平均粗さは  $4.3 \times 10^5$  cycles 後の F0.12 サンプルよりも小さかった。

Fig. I-2-3(a) および Fig. I-2-3(c)にみられるように F0.25 ではアルミナ玉の摩耗痕が F0.12 の場合と異なっていたことから、同じ軌道輪寸法であっても F0.12 と F0.25 の加工条件差によ

って軌道輪表面とアルミナ玉の接触状態に違いが生じたことを示している。以上の結果をまとめると PEEK 軸受の水潤滑では摩耗よりもき裂が支配的であり、軌道輪表面の凹凸の違いがき裂発生までの時間に大きく影響を及ぼすことがわかった。

## **2-3. 人工孔 実験方法**

2-2の結果より PEEK-アルミナ玉軸受の水潤滑では、すべり摩耗による体積の減少よりもむしろ内輪軌道面に発生するき裂やはく離が損傷の主要因であることが明らかになった。しかしながら、摩耗が低減する代わりに微小き裂が発生し、き裂の進展に伴いはく離が発生することについては、PEEK とアルミナ玉の間に発生するせん断応力を伴った接触問題と捉える必要がある。したがって表面および内部のせん断応力とき裂の進展に関して調べるために内部に人工的な欠陥を作製し、せん断応力とき裂進展（はく離）について実験を行った。

### **2-3-1. PEEK 軸受試験片**

RCFテストは2-1と同様のJIS B1512（呼び番号:6205）を模擬した単列深溝玉軸受およびラジアル型軸受疲労試験機を使用した。Subsurface crack進展の解析を容易に進めるために、Fig. I-2-9に示すようなF0.12マイクログリーブ加工品に約200 μm径の人工孔を軌道輪に設けた。人工孔加工品およびF0.12通常品に対してラジアル荷重の負荷レンジを186 Nから284 NとしてRCFテストを行った。軸受の回転スピードは1000 rpmで行った。RCFテストは、はく離が発生するか $1.0 \times 10^6$  cyclesに到達するまで続けた。テスト前後の内輪軌道面はレーザ一顕微鏡で観察した。また試験後のき裂部位の断面について#400~2000研磨紙を使用し研磨後、4~0.02 μm研磨液を用いて琢磨を行った後レーザ一顕微鏡で観察した。

## **2-4. 実験結果および考察**

### **2-4-1. 内輪軌道面のRCFによるはく離**

Fig. I-2-10にラジアル荷重 186 N から 284 N、水中環境下での RCF テスト後の内輪軌道面を示す。テストによってアルミナ玉の転がりによって軌道面のマイクログリーブの溝と山は一様な平面となった。高接触応力により変形が生じたと考えられる。Fig. I-2-10(a)に示すようにラジアル荷重 186 N の F0.12 サンプルでは、 $1.0 \times 10^6$  cycles までき裂の発生がなく、Fig. I-2-10(b)に示す 284 N の F0.12 サンプルでは  $4.3 \times 10^5$  cycles で多くのマイクロクラックがみられた。この Semi-circular Cracks は軌道面に軸受回転方向と垂直にき裂が進展していた(Fig. I-2-10(b)の破線内参照)。さらに Fig. I-2-10(c)に F0.25 サンプルの  $2.8 \times 10^5$  cycles でのはく離前

の Semi-circular Crack 写真を示す。このように Semi-circular Cracks は楕円状であった。さらに  $4.3 \times 10^5$  cycles では Fig. I-2-10(d) に示すようにはく離が発生した。ここで Semi-circular Crack の形状は Fig. I-3-1 および Fig. I-3-2 によって示す接触楕円形状と同じである（第3節で詳述する）ことからアルミナ玉のヘルツ接触に伴う表面き裂と考えられる。遅延弾性の影響については、一般的な樹脂ではガラス転移点と融点との間のゴム領域で顕著にみられる現象であるが、本試験では水中下であり、ガラス転移点以下の PEEK では分子の熱振動による遅延弾性の影響は無視できるレベルと考えられる。さらに、速度の影響を検討してみると回転速度 1000 rpm の場合、内輪 1 回転あたり玉 1 個の移動速度は約  $1.8 \times 10^3$  m/s となる。アルミナ玉 9 個を  $40^\circ$  間隔で均等に配置したラジアル玉軸受を用いたが (Fig. I-1-2(b)), ラジアル荷重負荷区間を内輪へのラジアル荷重の最大負荷位置から  $\pm 40^\circ$  と仮定した場合、負荷速度は  $1.5 \times 10^3$  Hz である。Fig. I-2-11(a) と Fig. I-2-11(b) にラジアル荷重 284 N,  $5.8 \times 10^5$  cycles での内輪軌道面を示す。はく離と Main Surface Crack は軸受回転方向に沿って成長がみられた。そのうえ、多くの短い Semi-circular Cracks が Main Surface Crack から軸方向に進展していることが確認できた (Fig. I-2-11(c))。また、はく離が生じた軸受軌道輪の切断面を Fig. I-2-11(d) に示す。表面から表層直下へ進展した Semi-circular Cracks と Subsurface Cracks が結合し、はく離が生じることがわかる。

#### 2-4-2. Artificial Defect からのき裂進展

RCF テストはラジアル荷重 186~260 N, 回転速度 1000 rpm の条件で軌道面に人工孔をつくったサンプルで行った。Fig. I-2-12(a) にラジアル荷重 260 N,  $2.8 \times 10^5$  cycles でのはく離状況を示す。Fig. I-2-12(b) および Fig. I-2-12(c) は、Fig. I-2-12(a) のライン B およびライン C での断面を示す。観察面で見つかったき裂は 3 つのグループに層別できた。(1) Main Surface Cracks, (2) Semi-circular Cracks and (3) Main Subsurface Cracks である。Semi-circular Cracks と Main Subsurface Crack は表層直下内部で数箇所繋がり、Semi-circular Cracks は Main Subsurface Crack に繋がった後、それ以上内部へは進展が見られなかった。Main Subsurface Crack は軸受回転方向かつ軌道面表面へ向かって上方へ進展した。Fig. I-2-13(a) にラジアル荷重 186 N,  $2.8 \times 10^5$  cycles でのはく離状況を示す。Fig. I-2-13(b) は Fig. I-2-13(a) に示したライン Y での切断面である。はく離面の近傍に別の新たな Main Subsurface Cracks がみられた。全ての Main Subsurface Cracks は軌道面に向かって進展していた。観察の結果から Main Crack の先端は円状であることが判明したが、このことは Main Subsurface Cracks が軌道面表面に達すると Main Surface Cracks となって表面にあらわれることを示している。Fig. I-2-14(a) にラジアル荷重 260 N,  $1.4 \times 10^5$  cycles での軌道面側から見た内輪人工孔を示す。軌道面表面にはき裂や



はく離は見られなかった。Fig. I-2-14(b)は、Fig. I-2-14(a) に示されたZ-Zラインでの断面部の顕微鏡写真である。人工孔の壁面からSubsurface Main Crack が内輪の回転方向に向かって進展しているのが観察された。き裂の起点は軌道面表面から深さ約100  $\mu\text{m}$ であった。

Fig. I-2-15に上記の観察結果からまとめたPEEKラジアル軸受のき裂の発生および進展メカニズムを示す。Fig. I-2-15(a)に示すようにMain Subsurface Cracksはアルミナ玉の接触応力により軌道面の表層直下に発生するせん断応力によって人工孔から回転方向に向かって進展した。さらに、このMain Subsurface Cracksは回転方向と垂直の向きに働くせん断応力によって軸方向にも進展する(Fig. I-2-15(b))。軌道面表面では引張り応力のためにSemi-circular Cracksが成長する(Fig. I-2-15(c))。はく離はき裂進展の結果生じるが、軌道面直下のごく浅い位置で発生するせん断応力によってMain Subsurface Cracksが発生および進展する。さらに軌道面で発生した Semi-circular Cracksは軌道面に対して表層直下へ進展し、Main Subsurface Crackと繋がり、ピットが発生する。さらにMain Subsurface Cracksが内部せん断応力の働きによって進展し別のSemi-circular Cracksと結合あるいは軌道面表面へ到達しMain Surface Crackとして露出する。この結果、ピットよりも大きなはく離が発生する。

## 2-5. 本節の結言

PEEK-アルミナ玉軸受の水潤滑によるラジアル荷重 186 N ~ 284 N での使用では、ラジアル荷重 284 N のとき  $1.0 \times 10^6$  cycles に達する前に内輪軌道面にはく離やき裂が発生した。き裂の発生はPEEK内輪の表面状態すなわちマイクログリーヴ形状の違いが影響を及ぼし、機械加工条件でバイトの送り速度を 0.25 mm/rev と早くしたほうが粗さも大きくなりやすく、軌道面表面のき裂の発生が早くなる。水潤滑での内輪の摩耗損失量は、ドライ状態のものより少なく、摩耗による体積の減少よりもむしろ内輪軌道面に発生するき裂やはく離が支配的となる。潤滑材として水はPEEK部品とアルミナ玉の摩擦を低減させるのに効果的である。しかし摩耗が低減する代わりに微小き裂が発生し、き裂の進展に伴いはく離が発生する。また、き裂の進展について以下の知見が得られた。

- 1) アルミナ玉の接触圧を受けたPEEK軌道輪の表層下にせん断応力が生じ、内部せん断応力の作用によりMain Subsurface Cracksが発生し、き裂は軸受回転方向に沿って内部を進展する。
- 2) 軌道輪表面の引張り応力の作用により、Semi-circular Cracksが内輪軌道表面に発生し、軸方向（軸受回転方向に対して垂直な向き）および表層下に向かって進展する。
- 3) Main Subsurface CracksとSemi-circular Cracksは表層下で繋がりピットが発生する。
- 4) Main Subsurface Cracksは表層下を軸受回転方向に進展し、別のSemi-circular Cracksと

結合または軌道輪表面へ到達することではく離が発生する。

- 5) 軌道輪表層部に到達したMain Subsurface CrackはMain Surface Crackとして軸受回転方向に伸びる。それゆえにMain Subsurface Crackが進展することとMain Surface Crackの進展は関係がある。

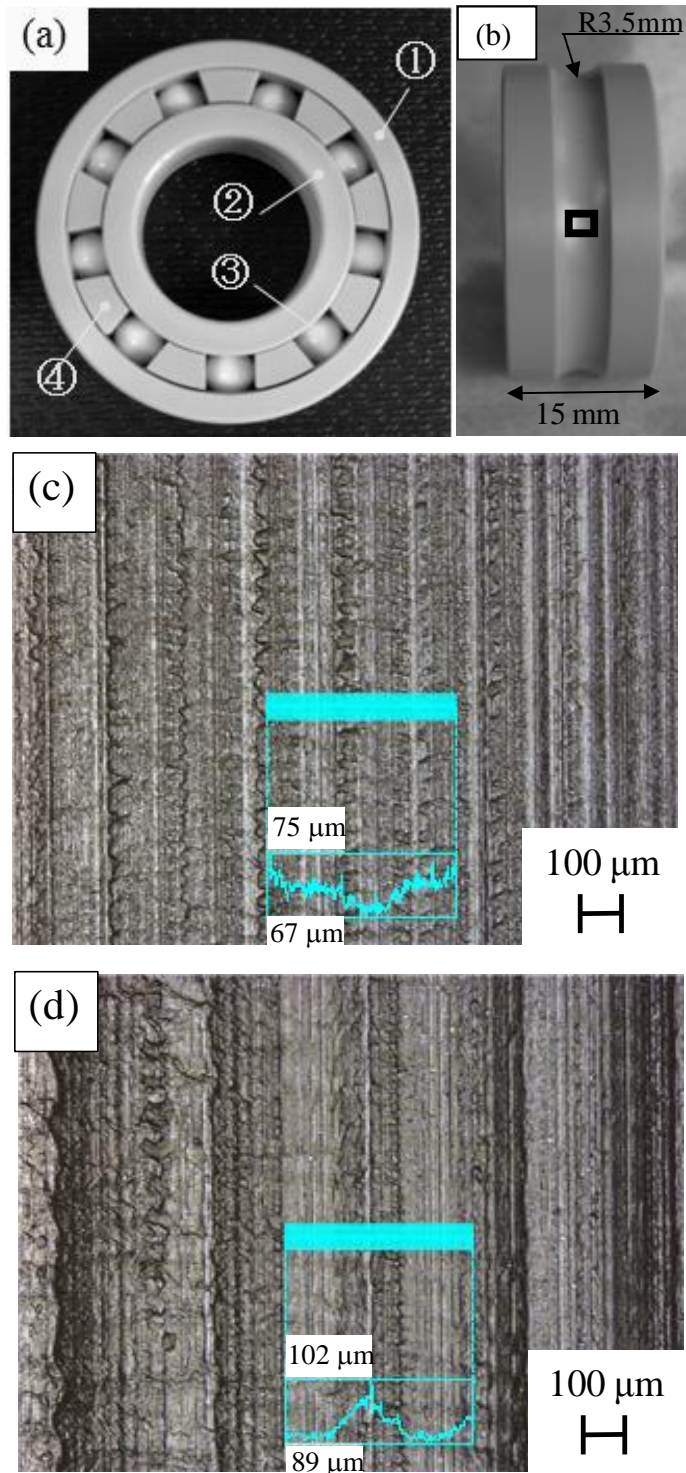


Fig. I-2-1 Test sample;

(a) PEEK bearing sample; (1) Outer ring, (2) Inner ring, (3) Alumina ball, (4) Retainer,

(b) Bearing's inner ring prior to test: 15 mm width,

(c) Close up image as shown the black window in Fig. I-2-1(b). The raceway was machined at F0.12 mm/revolution;  $R_z = 4.524 \mu\text{m}$ ,

(d) Close up image of the raceway machined at F0.25 mm/revolution;  $R_z = 7.199 \mu\text{m}$ .

Table I-2-1 Material of the Bearings.

<b>Component of bearing</b>	<b>Material</b>	<b>Diameter</b>	<b>Weight</b>
Outer ring	PEEK	OD: 52 mm	10.7 g
Inner ring	PEEK	ID: 25 mm	7.7 g
Ball	Alumina	Diameter: 7.1 mm	0.75 g × 9 pieces
Retainer	PEEK	OD: 43.8 mm ID: 34.6 mm	6.8 g

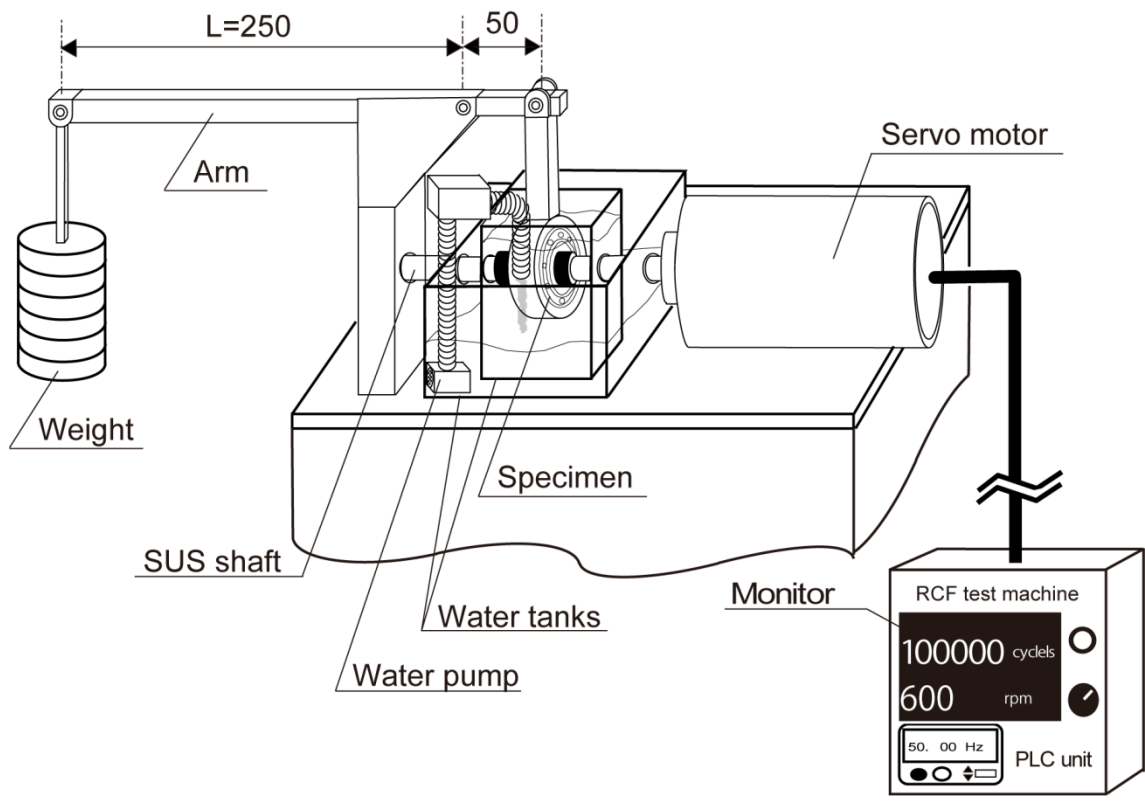
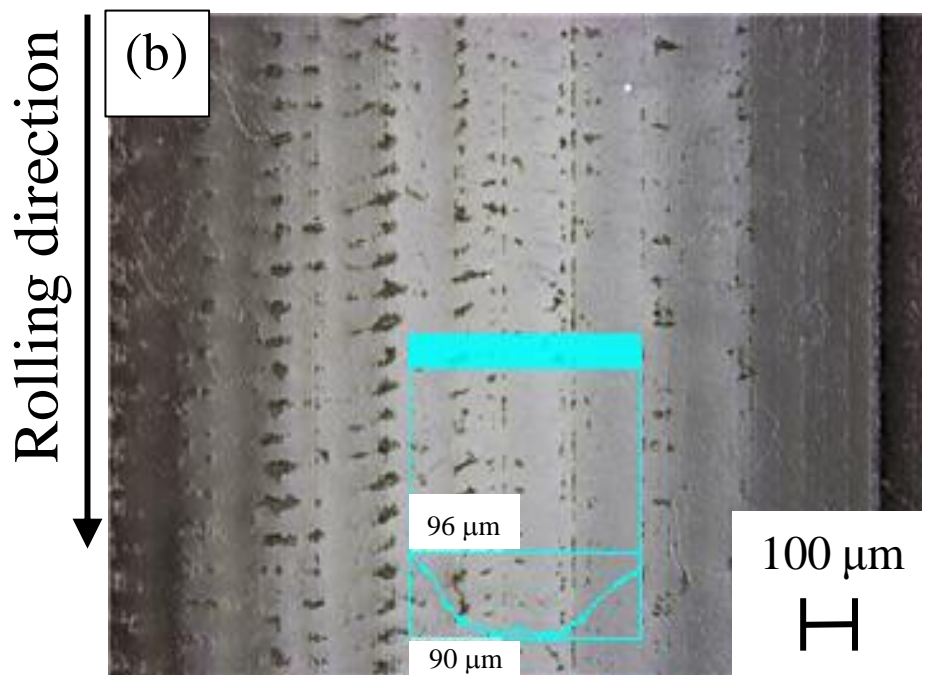
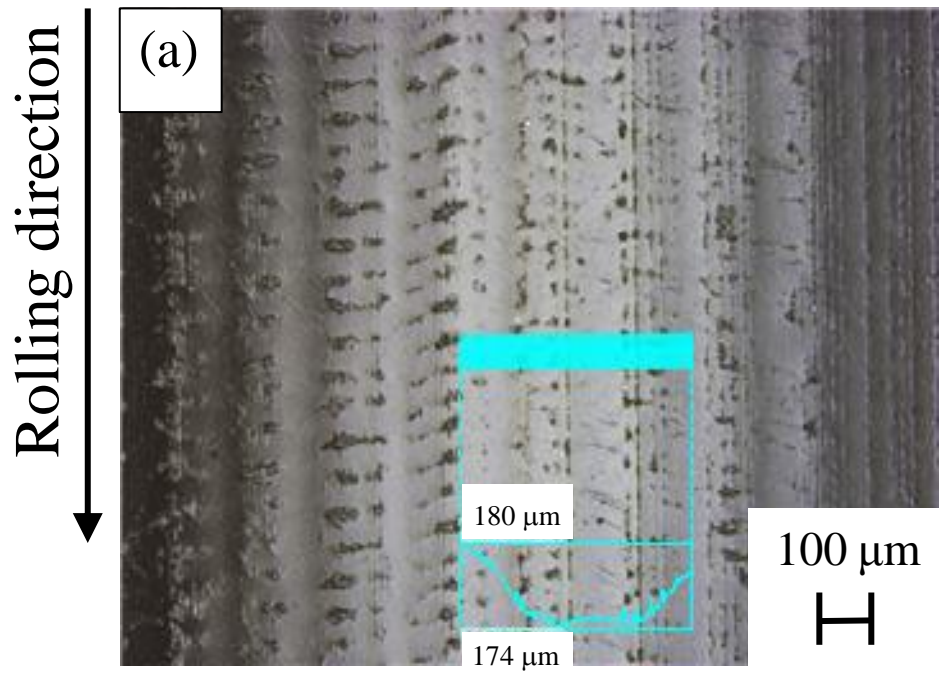
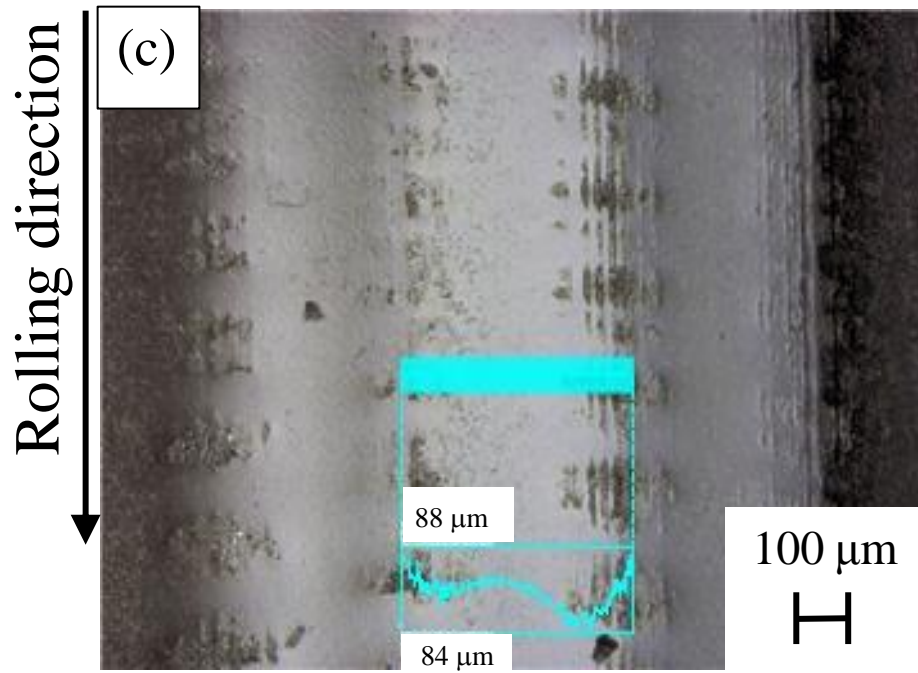


Fig. I-2-2 RCF test machine scheme.



Cont.



Cont.

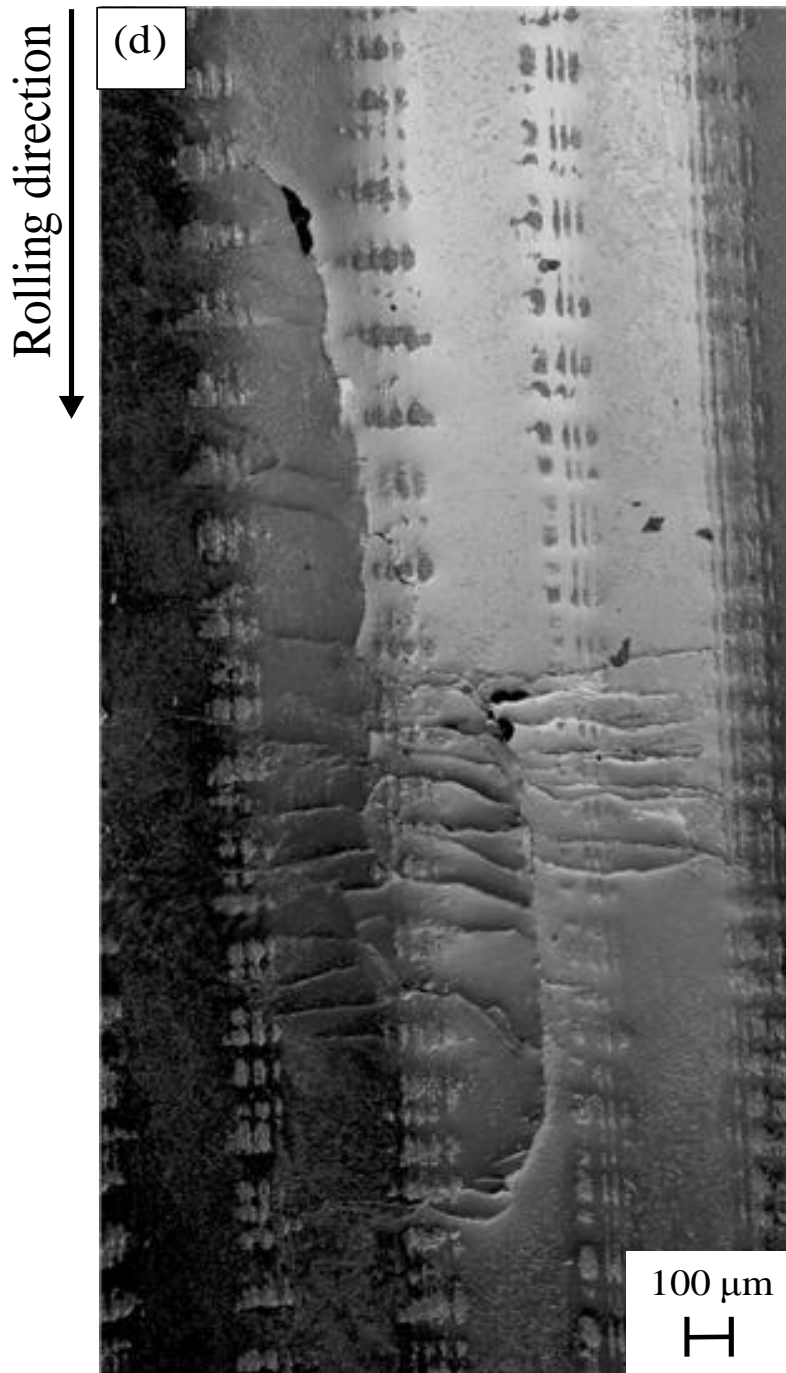


Fig. I-2-3 Close up images of inner raceway under 186.2N load in water:  
 The profile in images shows roughness in blue square area;

- (a) at  $4.3 \times 10^5$  cycles of F0.12;  $R_z = 1.521 \mu\text{m}$ .
- (b) at  $1.0 \times 10^6$  cycles of F0.12,  $R_z = 1.089 \mu\text{m}$ .
- (c) at  $4.3 \times 10^5$  cycles of F0.25,  $R_z = 1.725 \mu\text{m}$ .
- (d) Crack growth on inner raceway of F0.25 with 186.2N load under water lubrication.



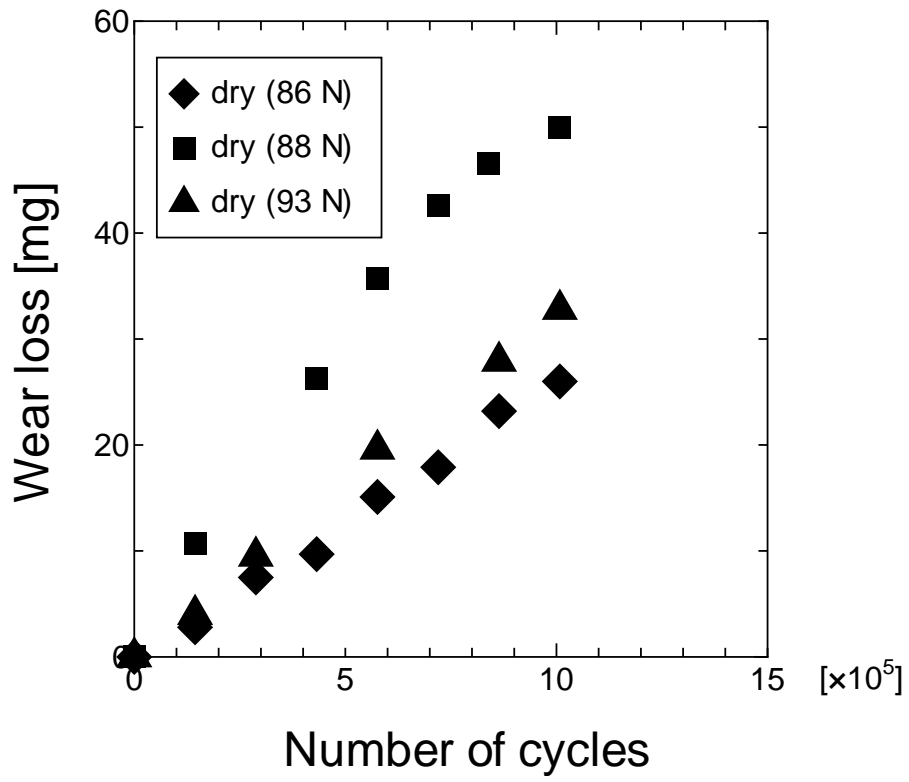


Fig. I-2-4 Wear loss of the inner part in F0.12.

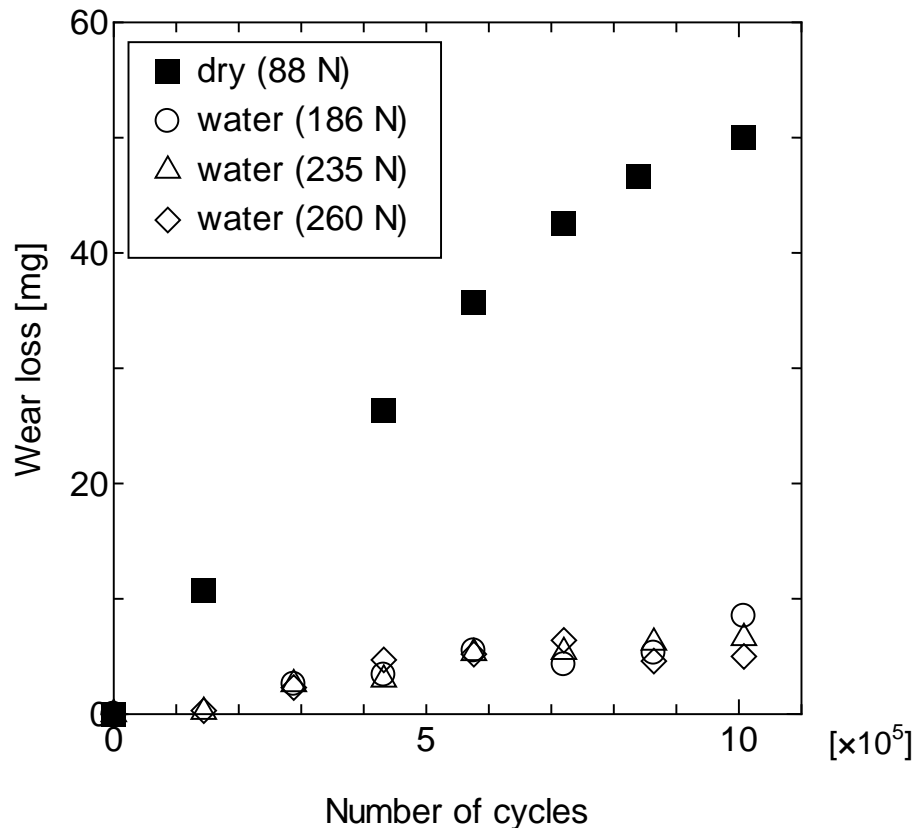


Fig. I-2-5 Comparison of wear loss in samples F0.12 under water and dry conditions.

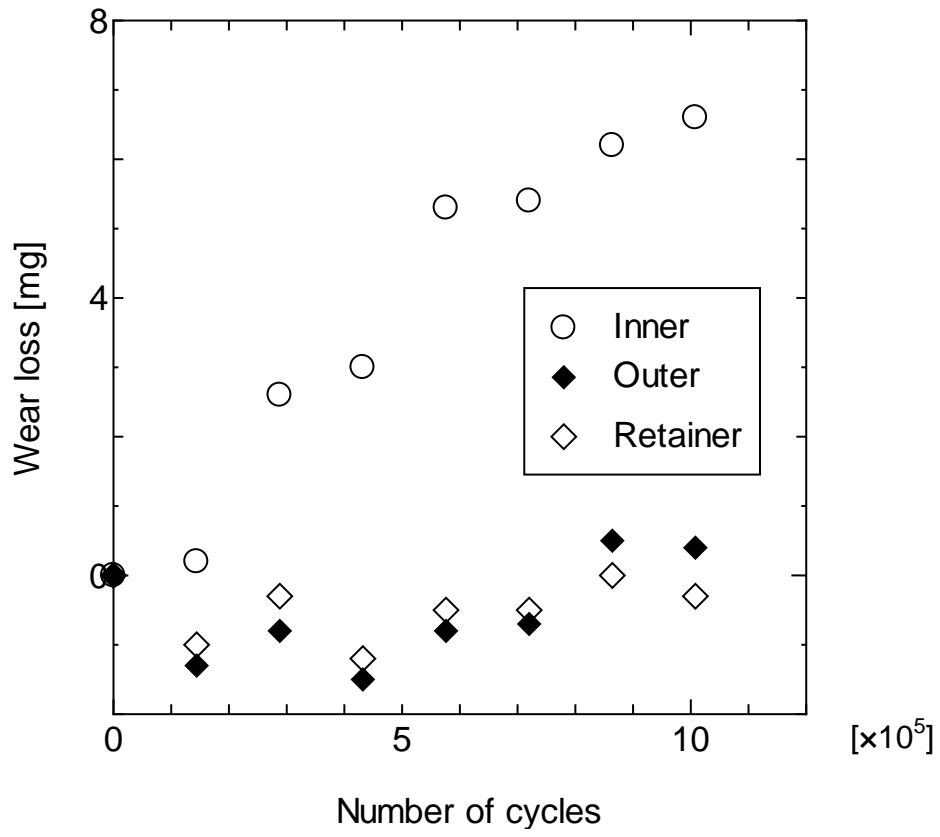


Fig. I-2-6 Wear loss retainer, inner and outer part of F0.12 (load 235.2 N) tested under water.

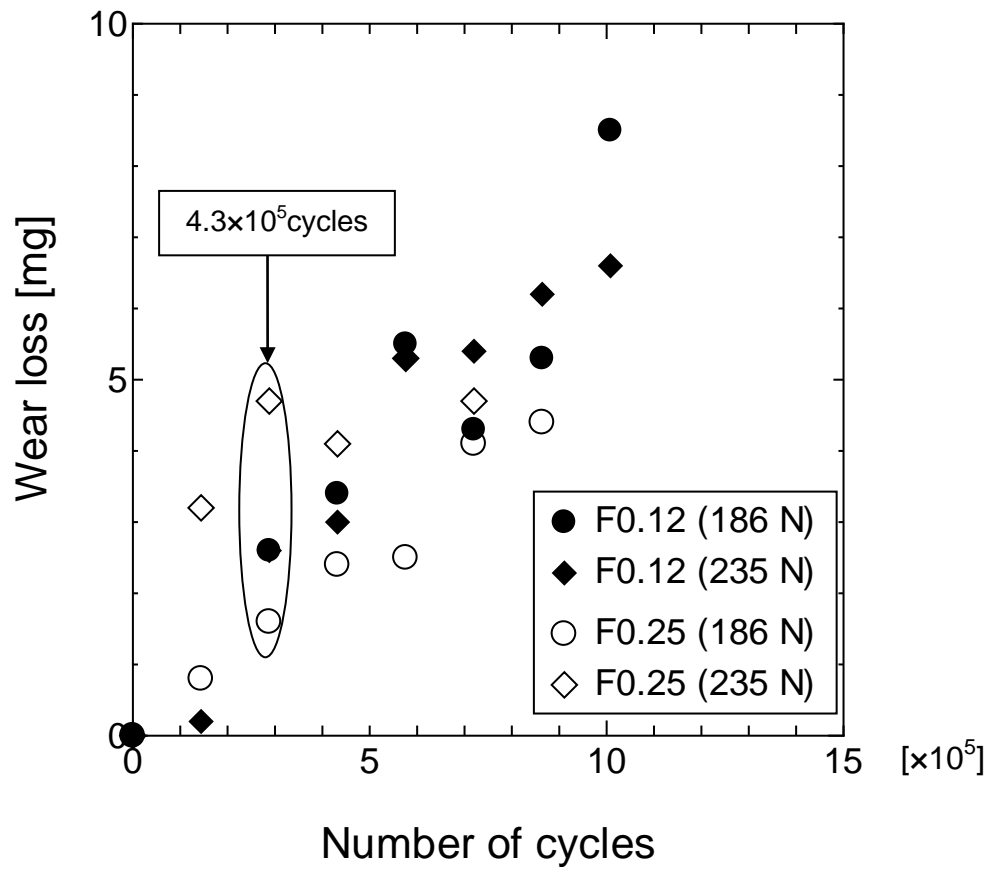


Fig. I-2-7 Wear loss of the inner part. Tested under water.

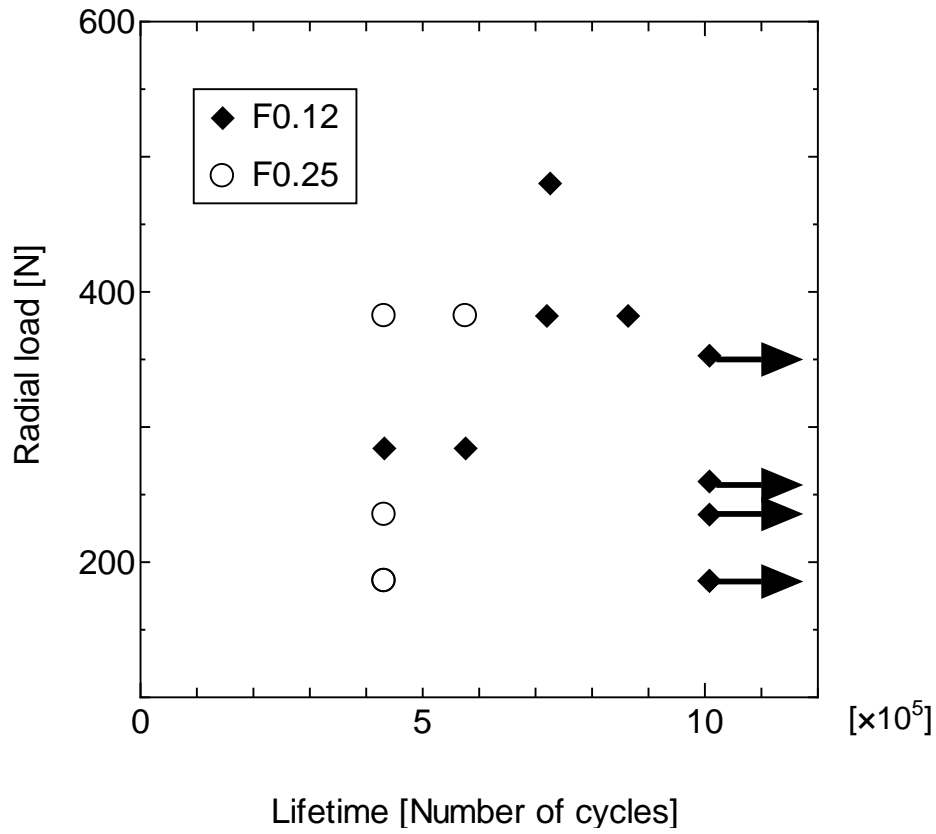


Fig. I-2-8 *S-N* curve in samples F0.12 and F0.25 under each radial loads. Tested under water. Note that crack initiation in sample F0.25 occurred earlier than F0.12.

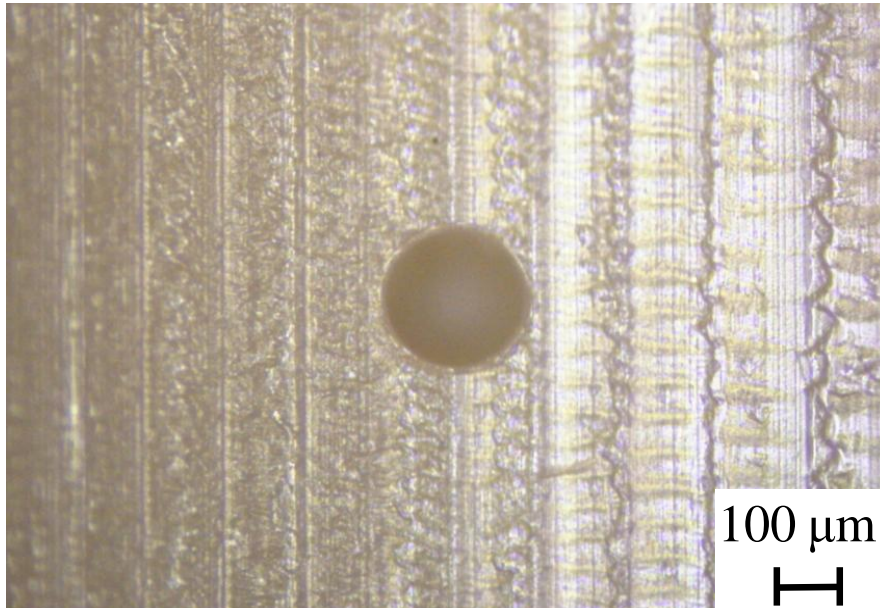


Fig. I-2-9 Artificial defect.

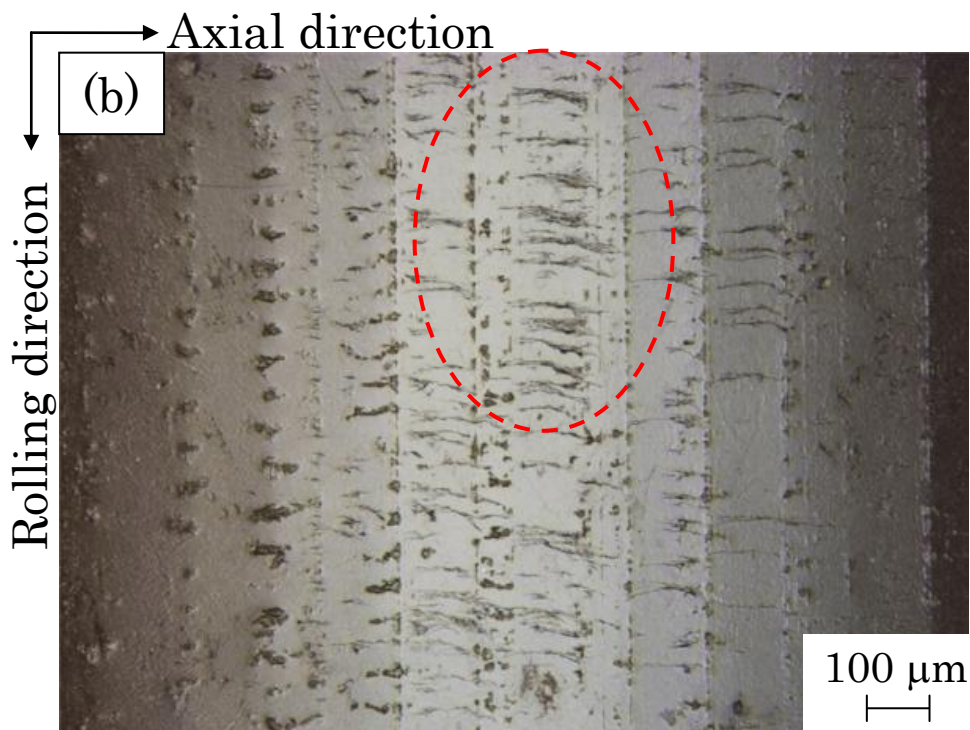
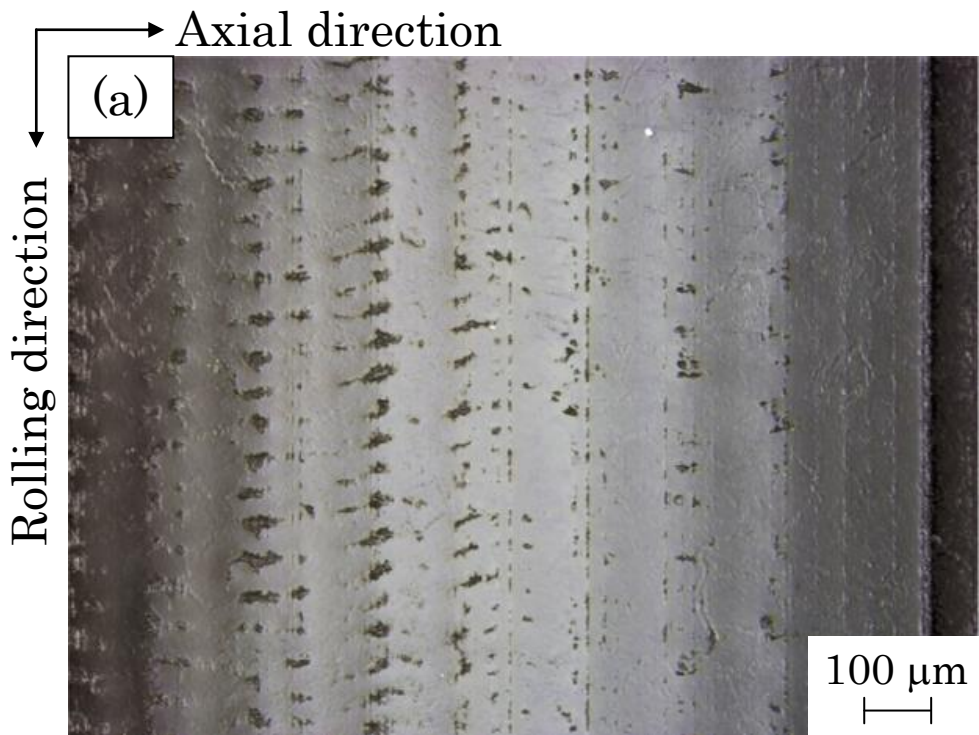
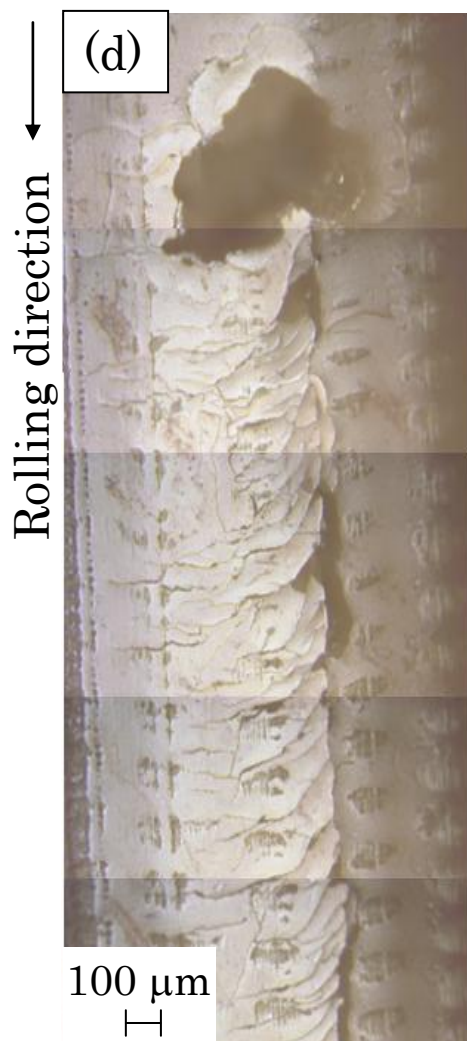
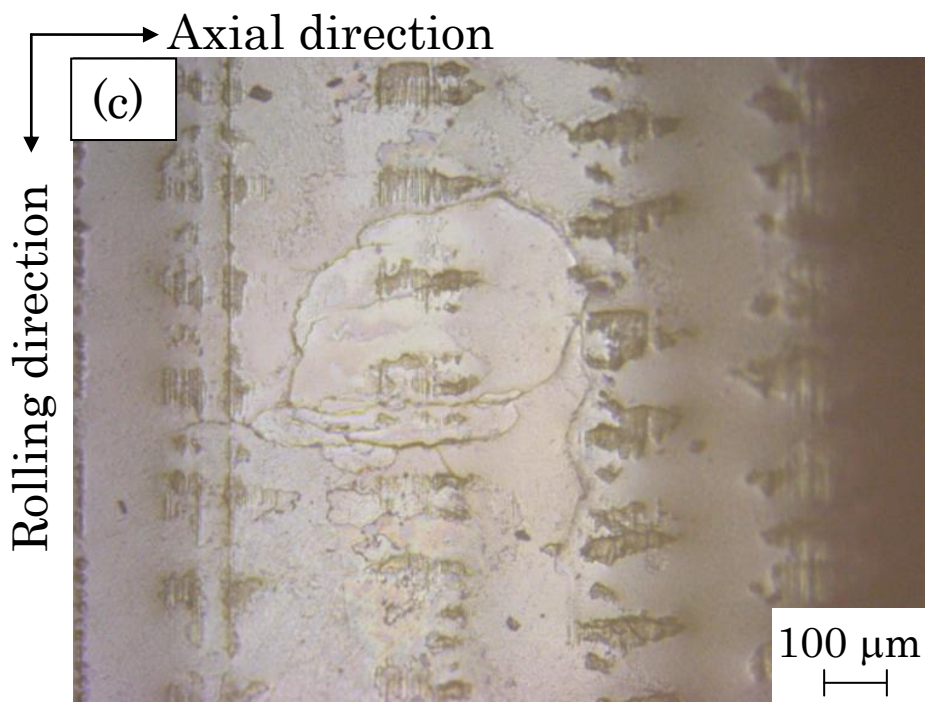


Fig. I-2-10 Inner ring raceway after RCF test:

- (a) at  $1.0 \times 10^6$  cycles under 186 N load\_F0.12,
- (b) at  $4.3 \times 10^5$  cycles under 284 N load\_F0.12.

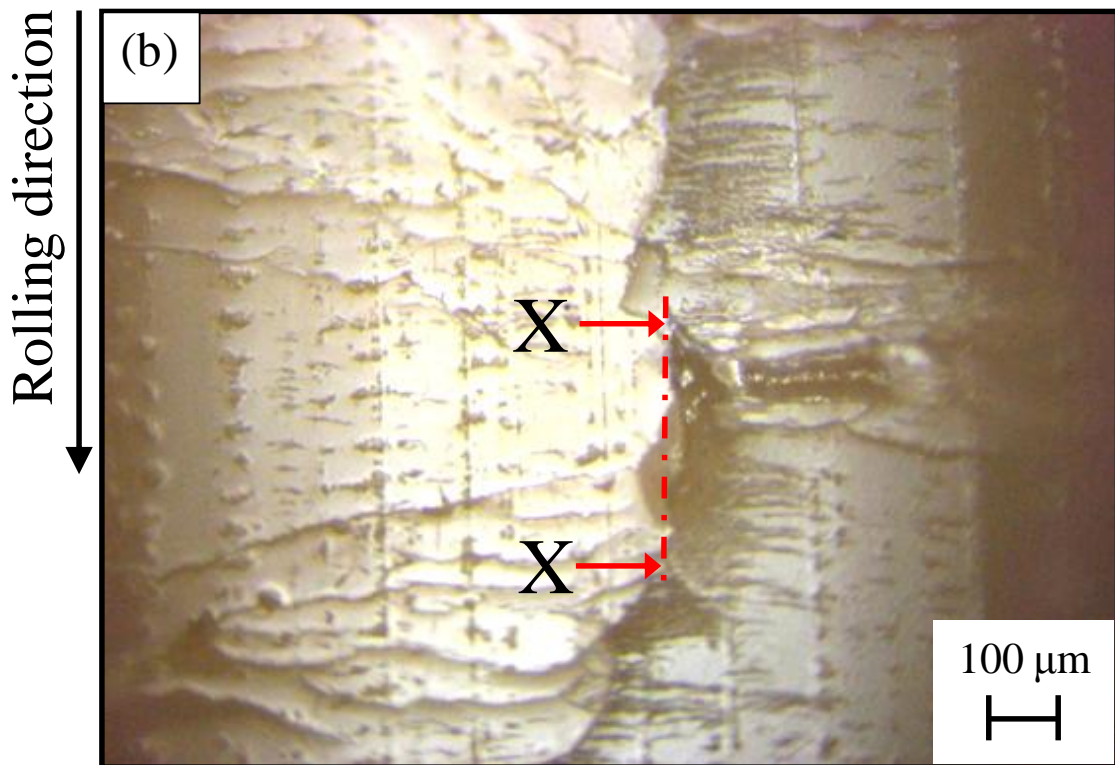
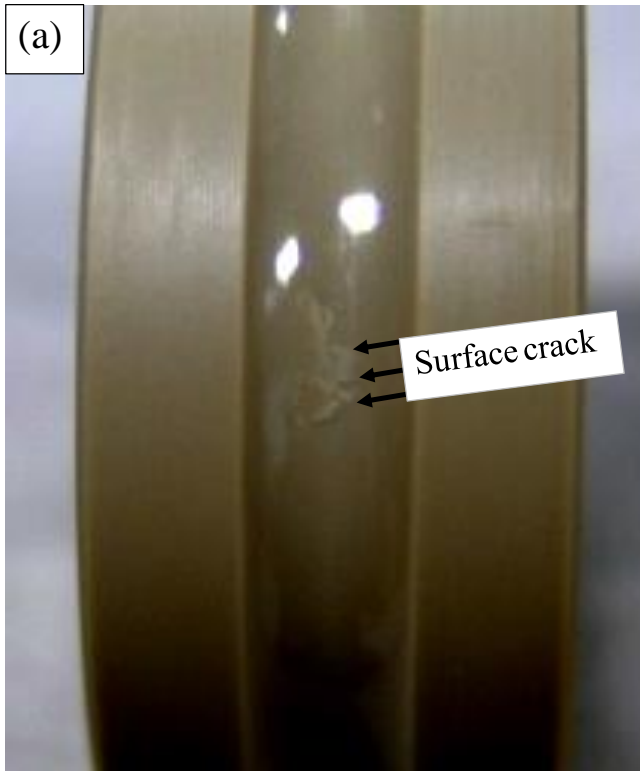
Initial semi-circular cracks can be seen within the dashed circle.

Cont.



(c) at  $2.8 \times 10^5$  cycles under 186 N  
load\_F0.25,  
(d) at  $4.3 \times 10^5$  cycles under 186 N  
load\_F0.25.





Cont.

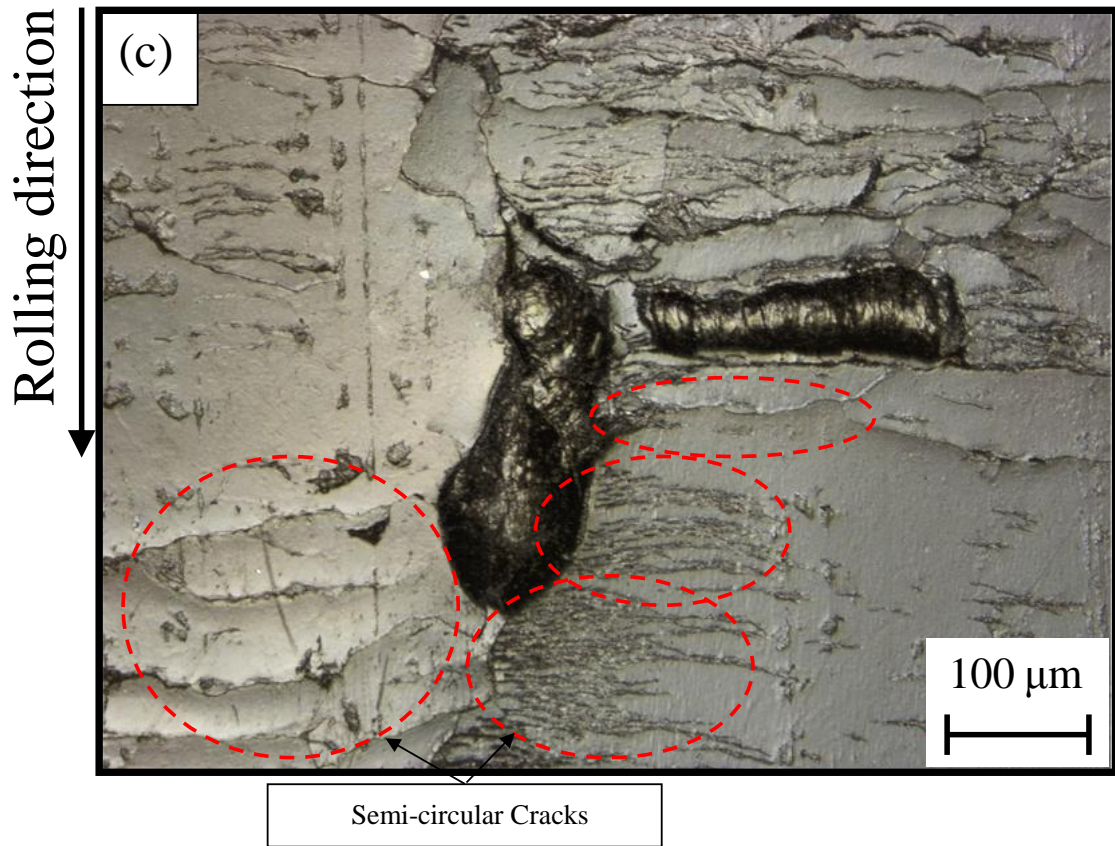


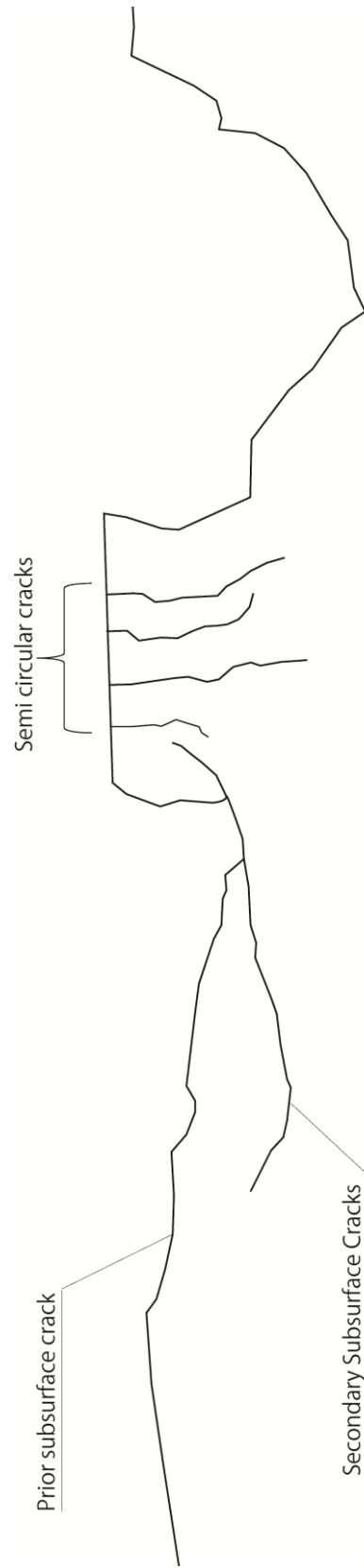
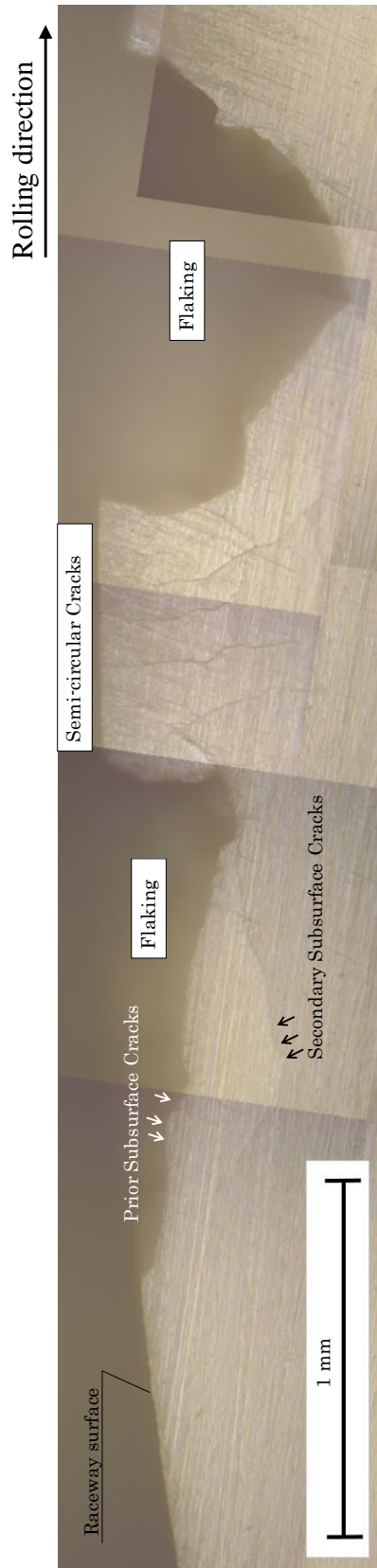
Fig. I-2-11 Inner raceway of a sample tested under 284 N, at  $5.8 \times 10^5$  cycles:

(a) flaking on the raceway,

(b) Main and Semi-circular Cracks – Close-up in Fig. I-2-11(a),

(c) flaking close-up in Fig. I-2-11(b),

Cont.



(d) cross section cut along the line between the "X" points indicated in Fig. I-2-11(b).

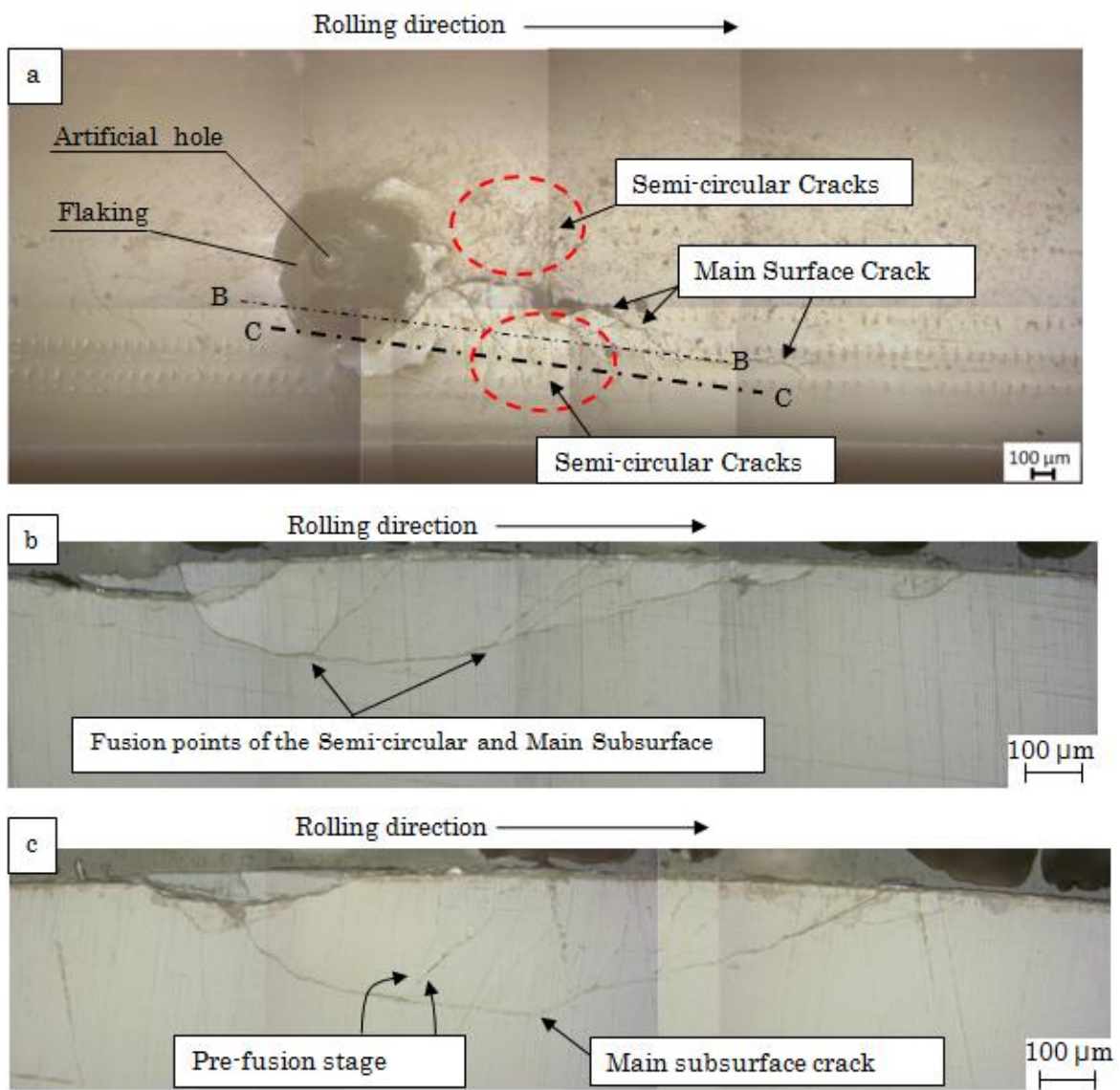


Fig. I-2-12 Inner raceway cross section in the artificial defect area at  $2.8 \times 10^5$  cycles under 260 N load;

- (a) cracks detected around the defect,
- (b) cross section along the B line,
- (c) cross section along the C line.

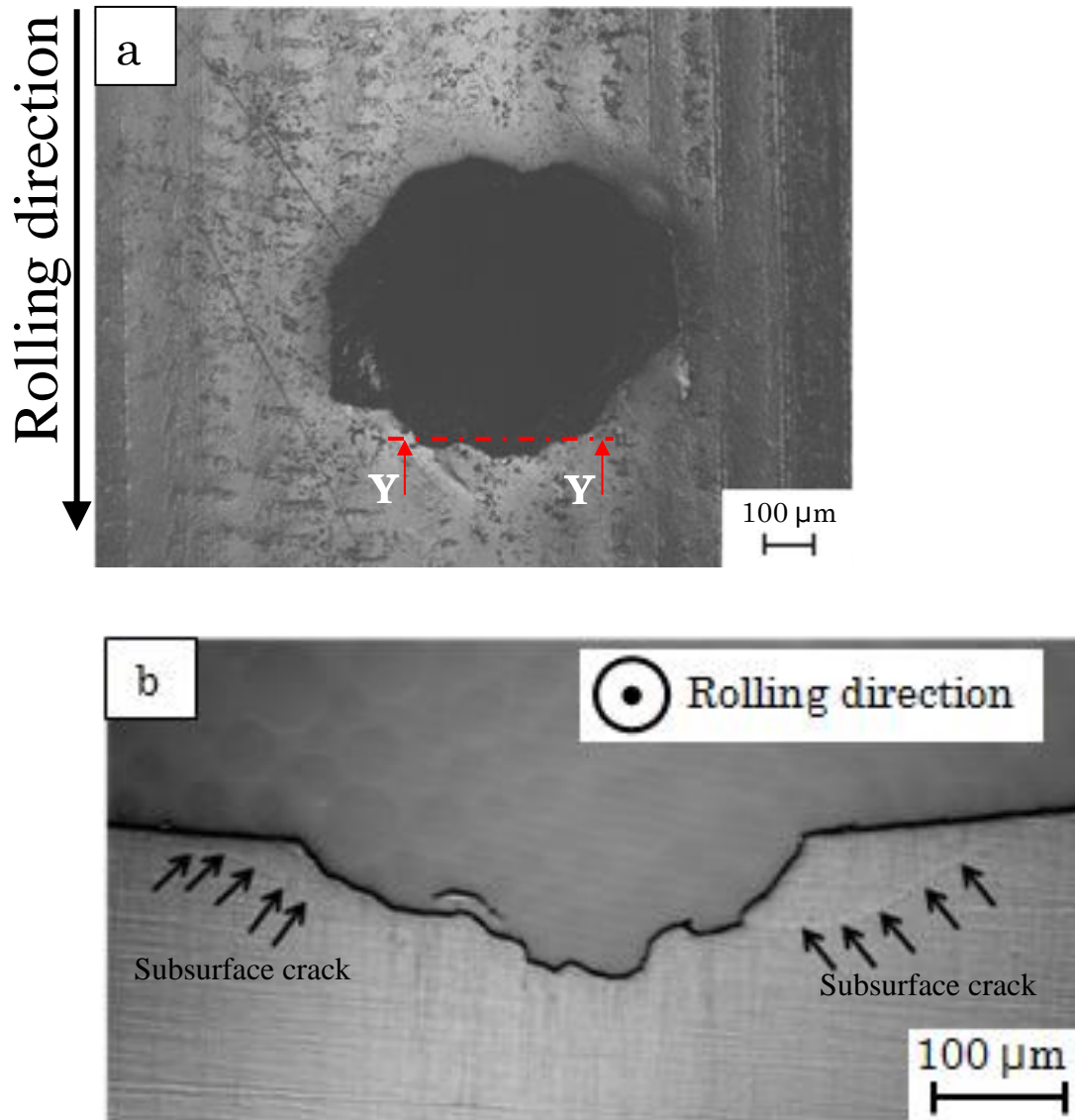


Fig. I-2-13 Inner raceway cross section in the artificial defect area at  $2.8 \times 10^5$  cycles under 186 N load:

- (a) the artificial defect with flaking ,
- (b) the inner ring raceway section between the two “Y” points indicated in Fig. I-2-13(a).

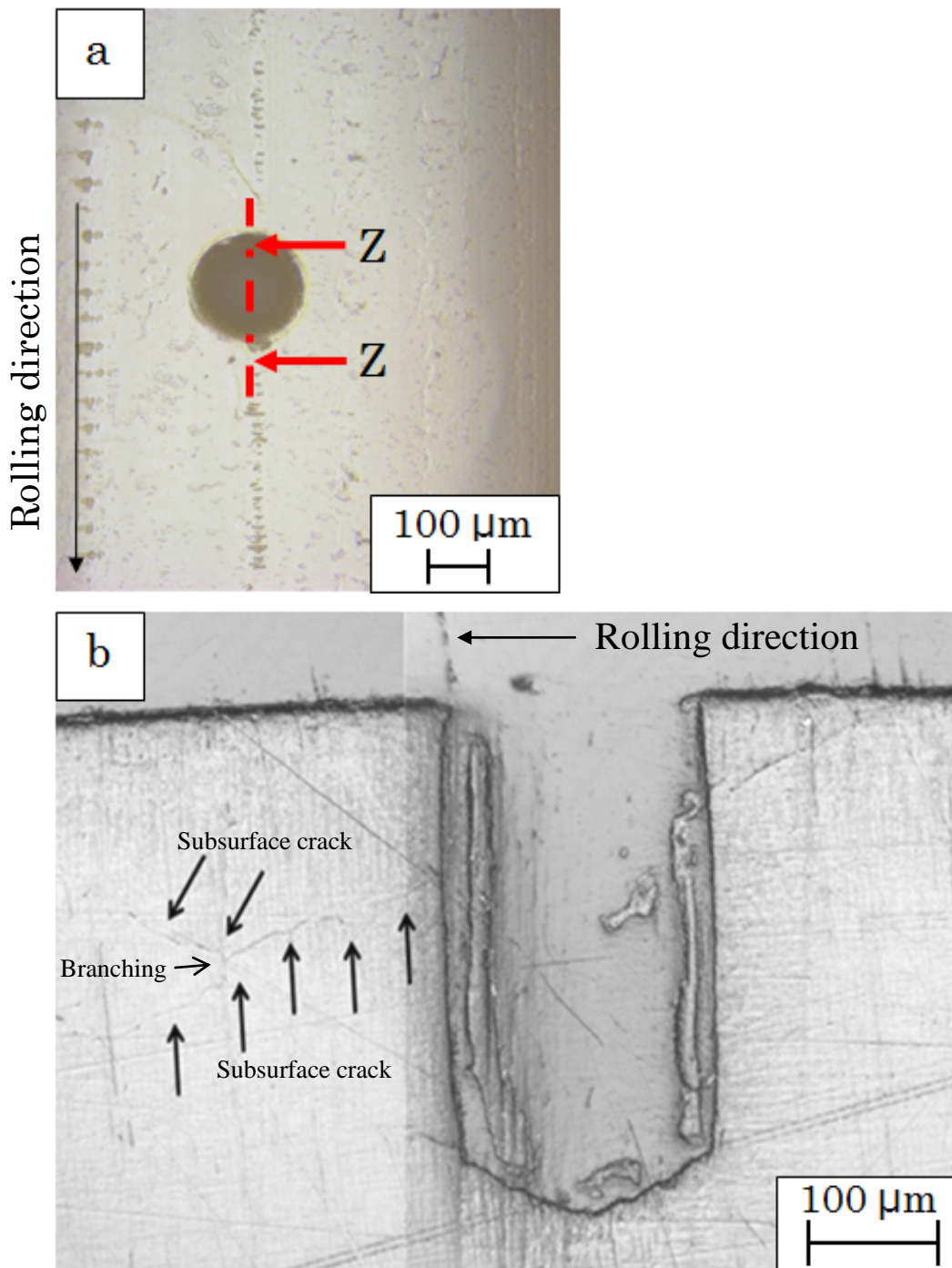


Fig. I-2-14 (a) Artificial defect on the inner raceway at  $1.4 \times 10^5$  cycles under 260 N load, (b) cross section of the artificial defect area and subsurface crack initiation indicated by arrow marks.

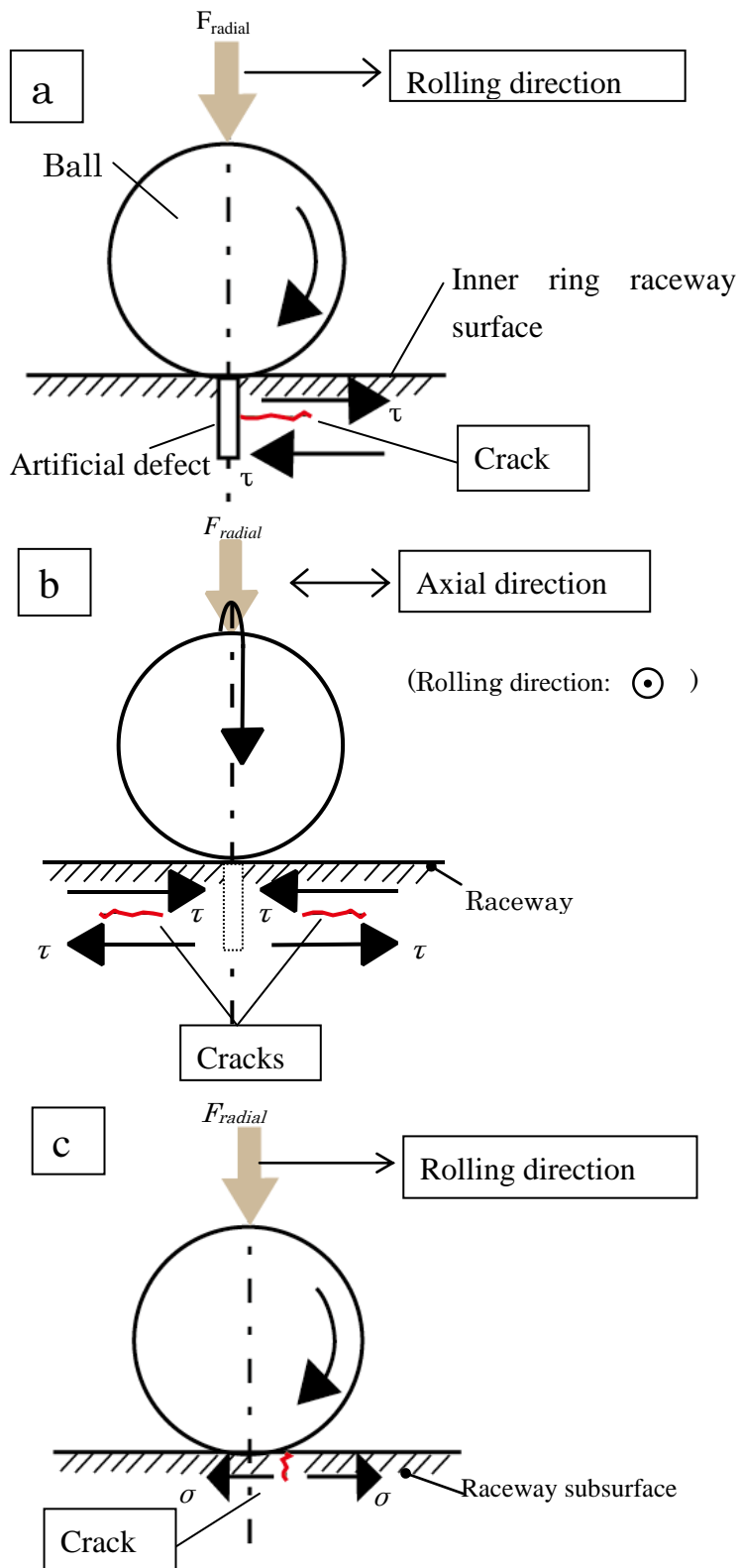


Fig. I-2-15 Crack initiation and propagation mechanism;  
 (a) rolling direction - Main Subsurface Cracks, (b) axial direction - Main Subsurface Cracks,  
 (c) Semi-circular Cracks forward inside of the specimen.

## 第3節 PEEK 樹脂ベアリングの内部応力分布

前節での水潤滑での PEEK 内輪のき裂発生に関連して、軌道輪直下の内部応力分布を推定し力学的な検討を行った。玉 1 個当たりの最大ラジアル荷重をヘルツ接触楕円面積で除することで玉と軌道面の接触応力とした。このラジアル方向の接触応力は表面直下の内部応力にも影響を及ぼすとされている。また有限要素解析により接触状態をシミュレートしヘルツ理論解との比較を行った。

### 3-1. ヘルツ理論に基づくアルミナ玉と PEEK 内輪軌道輪の接触圧

#### 3-1-1. 最大ラジアル荷重の計算

内輪の人工孔からき裂が発生し軸受回転方向へ進展した時の全負荷ラジアル荷重  $F_r$  を 260 N として検討した。アルミナ玉は半径 ( $R_{ball}$ ) は 3.57 mm であり 9 個使用した。軸受内の初期接触角  $\alpha$  はラジアル軸受のアキシャル方向へ傾きがないものとして  $0^\circ$  とした。Stribeck[93]のラジアル荷重式を以下に示す。

$$Q = 5F_r / (Z \cos \alpha) \quad \dots \dots \dots (I-3-1)$$

$Q$  : 最大玉荷重 [N],  $F_r$  : ラジアル荷重 [N],  $Z$  : 玉数

式(I-3-1)よりアルミナ玉 1 個にかかる最大ラジアル荷重は 144 N と算出した。

#### 3-1-2. ヘルツ接触による楕円部の計算

ヘルツ接触楕円の計算のための補助変数を式 (I-3-2) に示す。

$$\cos \tau = \frac{|\rho_{1I} - \rho_{1II}| + |\rho_{2I} - \rho_{2II}|}{\Sigma \rho} \quad \dots \dots \dots (I-3-2)$$

ここで、 $\Sigma \rho = \rho_{1I} + \rho_{1II} + \rho_{2I} + \rho_{2II}$

$\rho_{1I}$  ,  $\rho_{1II}$  : アルミナ玉の主曲率

$\rho_{2I}$  ,  $\rho_{2II}$  : 内輪の主曲率

玉および内輪の主曲率を Table I-3-1 に示す。式(I-3-2)より  $\cos \tau$  は 0.9873 と算出した。



Table I-3-1 アルミナ玉と PEEK 内輪軌道輪の主曲率

主曲率 [1/mm]	
$\rho_{1I}$	0.280
$\rho_{1II}$	0.280
$\rho_{2I}$	-0.278
$\rho_{2II}$	0.0623

接触楕円の長半径  $a$  および短半径  $b$  は以下の式より算出した.

$$a = \alpha^3 \sqrt{\frac{3}{8} \frac{Q(\Theta_1 + \Theta_2)}{\Sigma \rho}} \dots \dots \dots (I-3-3)$$

$$b = \beta^3 \sqrt{\frac{3}{8} \frac{Q(\Theta_1 + \Theta_2)}{\Sigma \rho}} \dots \dots \dots (I-3-4)$$

$E_1$ : アルミナのヤング率[MPa],  $E_2$ : PEEK のヤング率[MPa]  
 $\nu_1$ : アルミナのポアソン比,  $\nu_2$ : PEEK のポアソン比

ここで,  $\Theta_1 = \frac{4(1-\nu_1^2)}{E_1}$ ,  $\Theta_2 = \frac{4(1-\nu_2^2)}{E_2}$  である. Table I-3-2 にアルミナ玉と PEEK のヤング率を, Table I-3-3 にアルミナ玉と PEEK のポアソン比を示す. 水漬 PEEK のヤング率およびポアソン比は Appendix-A の引張りテスト結果より算出した値を用いた. これらの値より  $\Theta_1 = 1.0379 \times 10^{-5}$ ,  $\Theta_2 = 8.9840 \times 10^{-4}$  と算出した. また,  $\alpha$  および  $\beta$  は式(I-3-2)で算出された  $\cos t$  と第一種および第二種完全楕円積分式から得られる連立方程式の解に相当する [94]. これらの解として  $a$  および  $b$  は, それぞれ 7.086, 0.2998 が得られた. したがって, 式(I-3-3)および (I-3-4)より接触楕円の長半径  $a$  および短半径  $b$  は, それぞれ 2.870 mm, 0.110 mm が得られた.

Table I-3-2 アルミナ玉  $E_1$  と PEEK のヤング率  $E_2$

	ヤング率[MPa]
$E_1$	$3.65 \times 10^5$
$E_2$	$3.49 \times 10^3$

Table I-3-3 アルミナ玉  $\nu_1$  と PEEK のポアソン比  $\nu_2$

	ポアソン比
$\nu_1$	0.23
$\nu_2$	0.374

「Appendix-A を参照」

### 3-1-3. 平均接触圧力

平均接触圧力は荷重  $Q$  を接触面積で割ることにより求めることができる。

$$P_m = \frac{Q}{\pi ab} \dots \dots \dots (I-3-5)$$

$Q$ : ラジアル方向の接触荷重[N]

$P_m$ : 平均接触圧力[MPa]

玉 1 個にかかるラジアル荷重が 144 N のとき、式(I-3-5)より 146 MPa と算出した。また、このときの最大接触圧力は式(I-3-6)より平均接触圧力の 1.5 倍として 218 MPa と推定される。

接触面内の位置  $(x,y)$  の接触圧力  $P_z$  は以下の式より求めることができる[58]。

$$P_z = 1.5 \frac{Q}{\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \dots \dots \dots (I-3-6)$$

$P_z$ : 任意の位置での接触圧力[MPa]

$a$ : 接触楕円長半径 [mm],  $b$ : 接触楕円短半径 [mm]

$x$ : 楕円中心からの位置[mm],  $y$ : 楕円中心からの位置[mm]

式(I-3-6)より計算された接触面の圧力分布結果を Fig. I-3-1 に示す。転がり方向における圧力分布は 0.2 mm 以下の極めて狭い範囲に応力が集中している。この応力分布が内輪の回転に伴って刻々と移動していくことにより繰り返し応力が軌道輪へ負荷される。

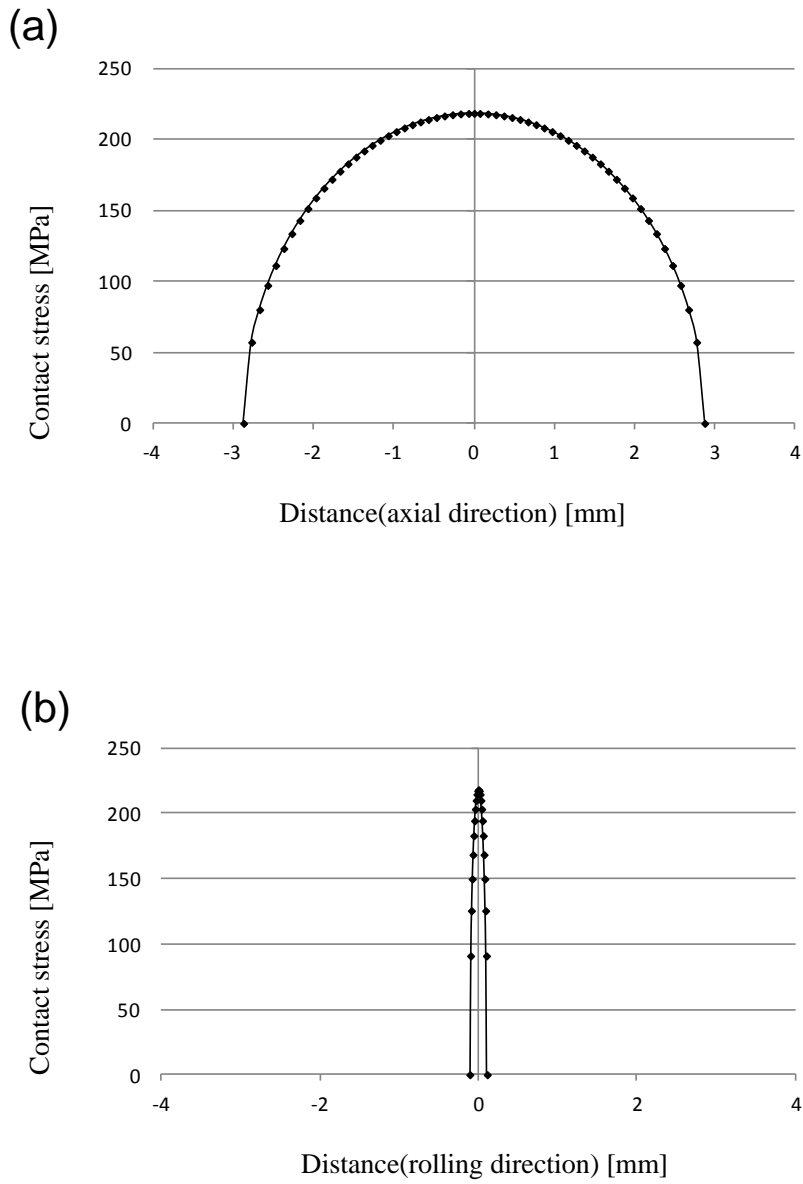


Fig. I-3-1 Contact stress distribution between PEEK race and  $\text{Al}_2\text{O}_3$  at 144 N

## 3-2. 有限要素法による検討

### 3-2-1. 解析モデル

3-1節ではヘルツ接触を仮定して表面の接触状態をシミュレートした。また第2節でも示したように軌道輪内部では全方向的に圧縮が働くので、せん断に着目して解析を行った。RCFテストでのPEEK軌道輪内部の数百 $\mu\text{m}$ 深さのごく浅い位置から内部き裂が発生・進展する過程を明らかにするために、Fig. I-3-2に示す様なPEEK内輪軌道面とアルミナ玉の接触モデルを作成し、有限要素法（FEM）による接触状態下のせん断応力計算を行った。解析ソフトにはANSYS© version 12.0を用いた。軸受の内輪軌道輪内部に発生するせん断応力分布を計算した。解析モデルはFig. I-3-3に示すように、PEEK軌道輪曲面（軌道輪半径3.6 mm）とアルミナ玉（半径3.57 mm）の面接触とし、計算は部品形状の対称性を考慮して玉と内輪をそれぞれ1/4にカットしたモデルを使用した。X-Y面とY-Z面を対称拘束条件とし、Fig. I-3-4に示す様に軌道輪側面および下面を全拘束設定として玉と軌道輪の接触応力状態を計算した。アルミナ玉の上面より負荷を変位として前節で計算した平均接触圧 $1.5 \times 10^2 \text{ MPa}$ 付近になるまで与えた。使用した要素タイプは3次元ソリッド、形状を六面体20節点、玉と軌道輪接触部のメッシュの最小要素寸法を5  $\mu\text{m}$ とした(Fig. I-3-5)。アルミナ玉の円周面を軌道輪上面に接触させ楕円接触を模擬するようにY軸下向きに強制変位量を調整し、玉を-Y方向に0-5  $\mu\text{m}$ まで解析ステップを200 step分割の条件で変位させることによって荷重を負荷した。このときのせん断応力 $\tau_{XY}$ および $\tau_{YZ}$ の分布を算出した。水潤滑がなされていることを想定し軌道輪と玉の摩擦係数は0とした。

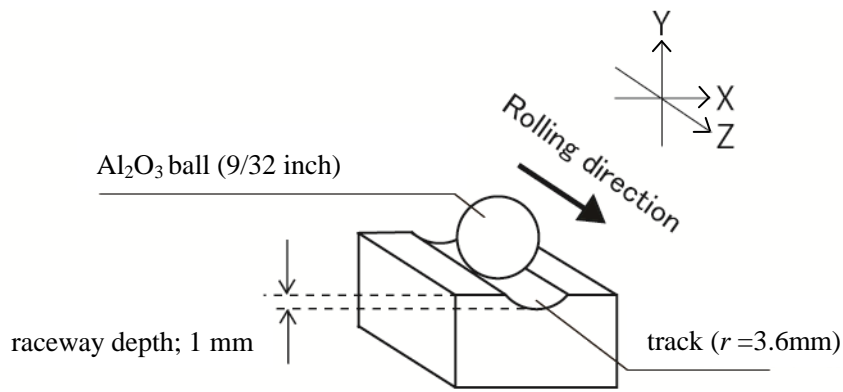


Fig. I-3-2 Contact model a PEEK inner race and an Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> ball.

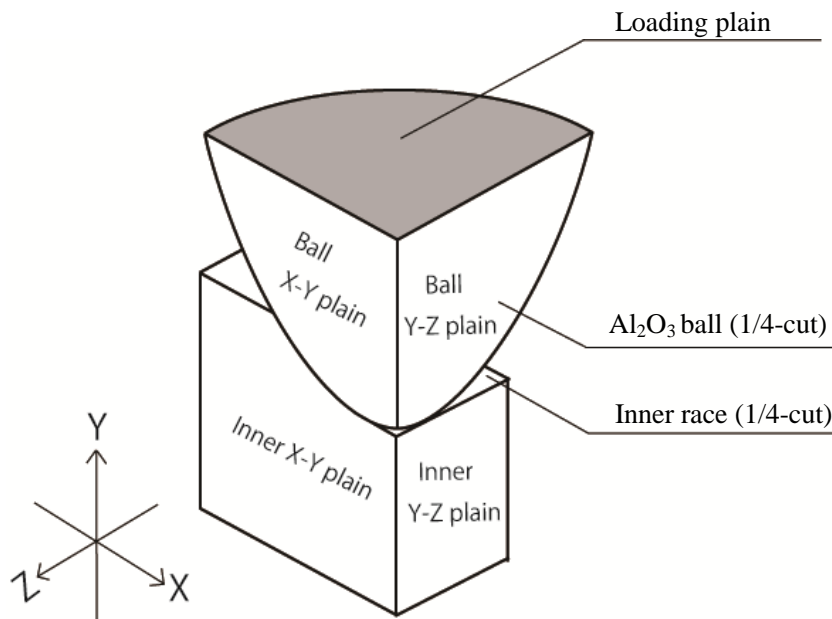


Fig. I-3-3 Analytical model.

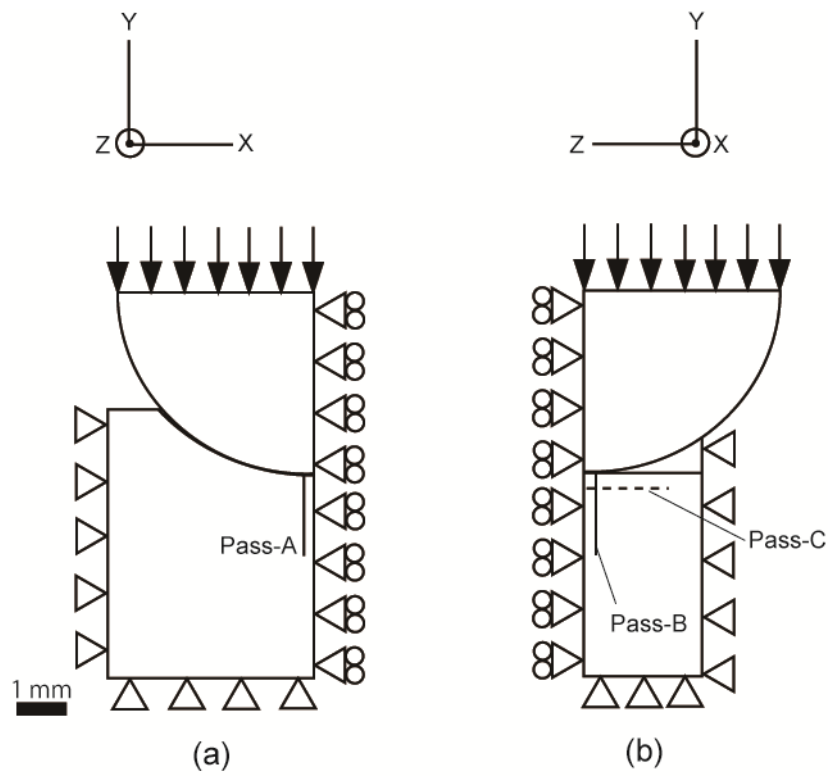


Fig. I-3-4 Boundary conditions in the analytical model.

- (a) X-Y 面
- (b) Y-Z 面

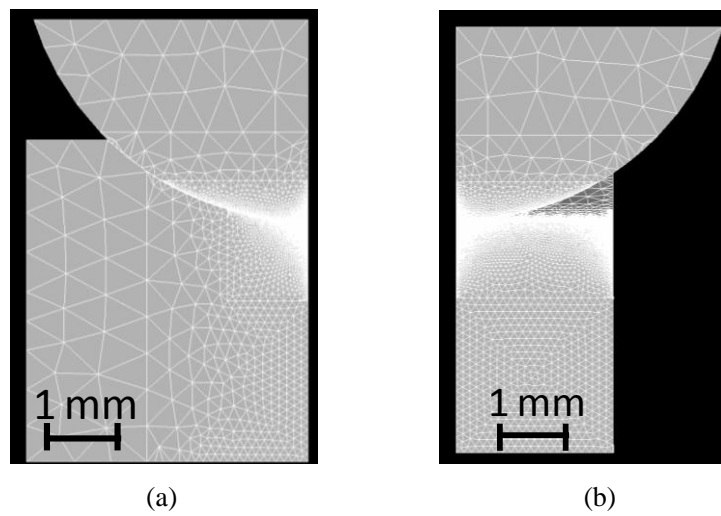


Fig. I-3-5 FEM model for PEEK bearing specimen.

- (a) X-Y 面
- (b) Y-Z 面

### 3-2-2. 軌道輪表層直下の応力分布

PEEK 軌道輪直下に発生した内部せん断き裂の発生を踏まえ、接触圧  $1.5 \times 10^2$  MPa を負荷させたときの内部せん断応力が発生する部位について軌道輪の深さ方向への分布をシミュレートした。その結果を Fig. I-3-6 および Fig. I-3-7 に示す。Fig. I-3-6 は、Fig. I-3-4 (a) の Pass-A で示したラインについて  $1.5 \times 10^2$  MPa 負荷時の軌道輪直下の X-Y 平面 (Fig. I-3-5 (a)) における内部せん断応力分布である。深さ約 0.2 mm で最大せん断応力 85 MPa を示した。このことは第 I 章 2-4-2 の Fig. I-2-14 で示したような Main Subsurface Crack が半円状に回転軸方向すなわち転走方向と垂直な向きに進展することと関連性があると思われる。Fig. I-3-7 に Fig. I-3-4 (b) の Pass-B で示した Y-Z 平面 (Fig. I-3-5 (b)) のせん断応力分布を示す。深さ約 0.05 mm で最大せん断応力 400 MPa を示した。Fig. I-3-8 にアルミナ玉の接触点中心から転走方向に沿った場合 (Fig. I-3-4 (b) の Pass-C) での内部せん断応力分布を示す。玉中心から転走方向後方 0.1 mm の位置で最大せん断応力 170 MPa を示した。

ただし、3 軸圧縮応力下における偏差せん断応力とき裂の関係については今後の研究を行う必要がある。

### 3-3. 本節の結言

以上の FEM 解析の結果から、アルミナ玉からの負荷により PEEK 軌道輪内部でせん断応力が働くことが確認された。第 I 章第 2 節で示した人工孔からのき裂発生深さの観察結果とは非常に近い値を示しており、PEEK ラジアル軸受の軌道輪表層直下でき裂が発生し、軌道輪内部をせん断応力の作用によって進展したといえる。

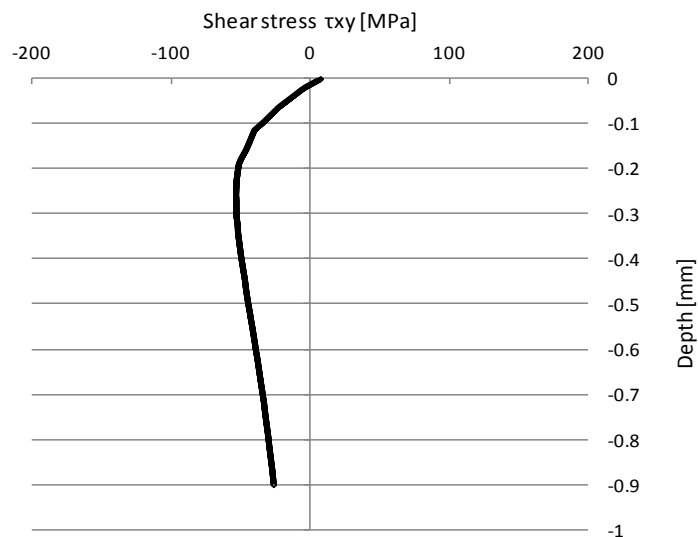


Fig. I-3-6 Subsurface stress distribution on Z-axis.



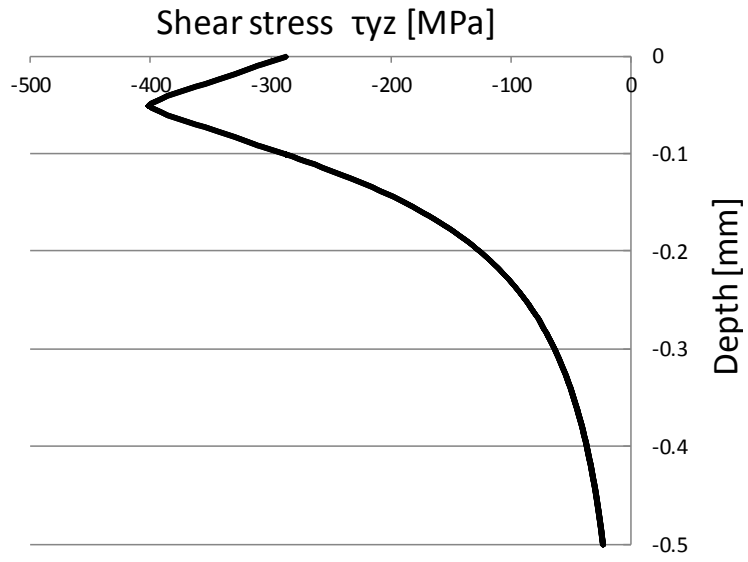


Fig. I-3-7 Subsurface stress distribution on X-axis.

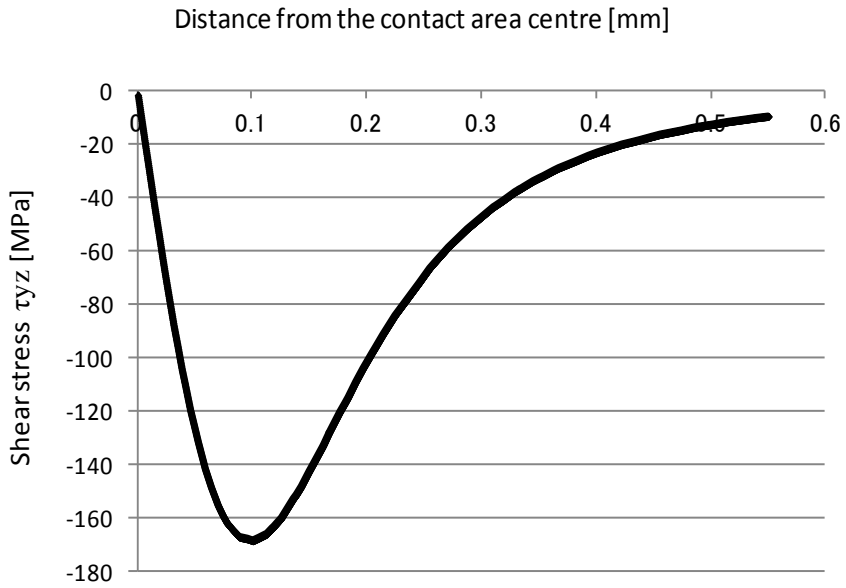


Fig. I-3-8 Subsurface stress distribution at 0.1 mm depth from contact surface.

## 第 II 章

### 第 1 節 ロボット関節および評価試験機の開発

第 II 章第 1 節では、ポリエーテルエーテルケトン（PEEK: Polyetherether ketone）をロボット関節のしゅう動部品として適用するにあたって、ロボット関節および評価に用いた試験機の機構について記述する。第 II 章 2～3 節では、おもに PEEK と純チタン、第 II 章 4～5 節では PEEK と超々ジュラルミン（アルミ合金）について述べる。

#### 1-1. はじめに

ロボット用の関節に関して、複雑化した操作や制御のもと耐久性、スピード、正確な動きなどを踏まえて機能させることは医療補助、ライフサポートあるいはカスタマーサービスといった様々な分野にも需要が高まりつつある。さらには、放射能汚染区域や有害大気中、解体処理現場など人体に危険をおよぼす所での活用が期待される。このような使用環境下では、作業の内容により高出力トルクが要求されるケースが多いと考えられるが、一般的な高出力、高スピードを持つシステムでは重量が重くなり、機動性が悪くなる。そこで本研究では関節リンク機構を用いた大型 2 足歩行ロボット用の軽量化関節を開発するにあたり、PEEK および POM をブッシュ、チタンをクランクシャフト、超々ジュラルミンをカムプレートにそれぞれ適用し、減速機の波動歯車装置とリンク機構部の関節を組み合わせを検討した。PEEK はエンジニアプラスチックの中でも摩擦と摩耗性に優れ、高い衝撃性、耐腐食性や高い融点（340 °C）やガラス転移温度（143 °C）などを有していること、機械加工性の観点からも加工しやすい点に着目した。強化 PEEK はフィラーとして PTFE（ポリテトラフルオロエチレン）、グラファイトおよびカーボンファイバーを含んでいる。PEEK の含有率はおよそ 70 パーセントを占める。このため耐摩耗性、耐衝撃性、引張・圧縮強度等に優れており、ガラス転移温度は 143 °C で熱変形温度は 195 °C である。PTFE は母材から容易に剥がれ摩擦抵抗を下げる固形潤滑材的な働きをする[95-96]。グラファイトはカーボン層であるため PTFE よりも硬いが、せん断力によって比較的容易に

剥がれる特徴をもつ。すべり接触面でフィルムの形成を強化する役割を果たししゅう動性の向上が見込める。カーボンファイバーは強固な繊維のために機械的強度を向上させるので圧縮強度やクリープ抵抗の増加をもたらす。フィラーとマトリクスである PEEK との密着性やカーボンファイバーの充填向きや分布にもよるが一般的に引張弾性率は純 PEEK よりも若干低い[97-100]。Bijwe らの PTFE を充填した PEEK 材料を用いたピンオンディスクテスト（相手材は鉄 RB75  $Ra=0.15 \mu\text{m}$ ）50 Hz の低振幅の往復摩耗の報告では、PTFE の増加（PEEK に 7.5～30 % 添加）に伴ってアブレイブ摩耗しやすくなり摩耗率が上昇し、摩耗率と硬度と最大引張り強度は関係性が大きいことを示した。荷重が増えると摩耗率が減ったが  $\mu$  が減少するだけでなく、すり減りや不安定振動も減ったとしている。逆に純 PEEK の優れた耐アブレイブ摩耗性が実用的なトライボロジーの点から重大な障害になり 150 N 負荷では Stick-Slip 現象（付着すべり現象）が見られ過度の不安定振動が見られたと述べられている[95]。Quadrini らの研究では鉄製シャフトと PEEK ブッシュの摩擦におけるなじみプロセスで、ブッシュからシャフトへ摩耗片が転移しシャフト表面の粗さ谷部が樹脂摩耗粉で埋まり粗さが減少し、結果的にブッシュ損傷を小さくしたと述べている[97]。

本研究では PEEK と POM ブッシュを用いて 2 つの異なるグレードでの熱変形と摩耗の状態を調べ、大型サイズの 2 足歩行ロボット関節で使用可能なモデルとして耐摩耗性や熱変形耐性の点から強化 PEEK の適性を見極めた。また、ブッシュの相手側部品となるチタンクランクシャフトは旋盤とフライス加工で加工条件を変えた場合でのプロファイルを基準にブッシュの状態を分析した。

## 1-2. ロボット関節

### 1-2-1. リンクユニット

Fig. II-1-1(a)にロボット関節のリンクユニットモデル図を示す。モータの動力は減速機である波動歯車装置および入力軸を介してクランクシャフトに伝達されクランクシャフトを回転させる。樹脂ブッシュはクランクシャフトピン部に取り付けられ、クランクシャフトの運動をカムプレートに伝達する役目を果たす。ブッシュの動きはカムプレートの回転に寄与し、クランクシャフトを通じて供給されたトルクはカムプレートに連結された出力軸に伝達される。ここで、ブッシュは Fig. II-1-1(b)に示すようにカムプレートスリット内をすべり摩耗しながらカムプレートを押すことで動力の伝達を行い、カムプレートに連結された出力軸を回転ないし揺動させることができる。出力軸 1 往復の揺動運動の間、ブッシュはカムプレートスリットの中を上下に 1 往復移動する。したがって、本リンクユニットで生じる角

度伝達誤差（バックラッシ）はクランクシャフトとブッシュおよびカムプレートとブッシュの摩擦・摩耗・変形の影響を受ける。

さらに本リンクユニットは、クランクシャフトの偏芯によりモータからの入力トルクに対して倍力機構として働く。Fig. II-1-1 に例として示した仕様では、波動歯車装置からの出力トルクがリンクユニットの入力トルクに相当する。入力軸から偏芯軸までの距離  $L1$  と偏芯軸から最終出力軸までの距離  $L2$  との偏芯比が  $L1:L2=1:2$  となり、2倍の出力トルクで最終的に出力される。カムプレートは最終的に出力軸もしくはロボット本体の任意の関節部に取り付けられ増幅されたトルクを与える。出力軸の代わりにカムプレートを直接ロボット脚部フレームなどと一緒に取り付けることも可能である。カムプレートの揺動角および位置はモータの制御プログラムにより任意に変更することが可能である。本関節を用いた評価は第II章第4節で取り扱う。

### 1-2-2. 軽量化ロボット関節

Fig. II-1-2に軽量化ロボット関節を示す。機構はFig. II-1-1に示したものとほぼ同様であるが、実用上部品の軽量化や安定した高出力トルクが要求されるため、カムプレート形状や軸間のモーメント比を改良し最終的にリンクユニット入力トルクに対し3倍の出力トルクにしたものである。動力はモータ入力軸から減速機を通じてクランクシャフトに伝達され回転する。PEEKブッシュはクランクシャフトピン部に取り付けられており、クランクシャフトの動作に従って回転する。ブッシュはカムプレートスリット内を上下に移動しながらカムプレートを押すことで動力の伝達がなされ、カムプレートに連結された出力軸を回転ないし揺動させることができる。クランクシャフトの偏芯により入力トルクは倍力機構として働くが、本仕様ではさらに増幅した出力トルクを得るため偏芯比を3:1とした。この結果、ブッシュとカムプレート接触面ではブッシュ側面にかかる負荷が増大した状態ですべり摩耗しながらカムプレートが回転する。カムプレートの揺動角および位置は前述のロボット関節と同様にモータの制御プログラムにより任意に変更することが可能である。本関節を用いた評価は第II章第5節で取り扱う。

## 1-3. バックラッシ試験機

ロボット関節のブッシュ摩耗によるバックラッシへの影響を調べるため、Fig. II-1-3(a)に示すようなバックラッシ計測器を開発した。ロボット関節はトルクユニットを介してエンコーダと連結される。エンコーダはPLCユニットを経由してパルスモニターに接続されている。本研究ではバックラッシを出力軸に接続されたエンコーダによって計測されたパルス

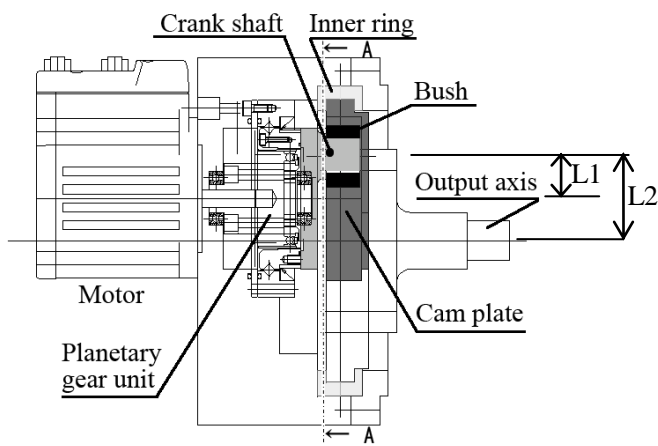
値から求められる回転角の和と定義した。Fig. II-1-3(b)に出力軸の回転方向を示す。例えば出力軸の時計回りはロボット膝関節でいうところのピッチ軸回転の正転に相当し、脚の屈伸の動きを模擬する。一方出力軸の反時計回りはピッチ軸回転の逆転に相当し、伸脚を模擬するものである。例えば正転時パルスが70 pulseで逆転時パルスが30 pulseならばパルスの和は100 pulseとなり、バックラッシは100 pulseとなる。このことはバックラッシが大きくなった場合において、関節の角度ズレすなわちロボットの脚部の動作遅延の一因なることを意味している。Fig. II-1-1(c)で示したブッシュの12時位置（センターポジション）でのバックラッシをロータリーエンコーダ(KEYENCE SV-M005CS)を用いてパルスデータとして計測した。エンコーダ分解能は0.25 arcmin/pulseである。前述のバックラッシの値が100 pulseのときは回転角換算すると25 arcmin (0.42°)となる。ロボット関節とエンコーダはカップリング材自身の弾性のバラつきによるバックラッシ誤差を排除するためにリジッドタイプのカップリングによって固定した。回転方向の切り替わりあるいは動作のON/OFF時におけるPEEKブッシュ摩耗によるバックラッシへの影響を調べるため、出力軸にトルクユニット(CKD RV3D30 air cylinder)を接続した。トルクユニットはさらにエアゲージおよび制御レバーを通じてコンプレッサーに接続されている。これによってエア圧を0から0.2 MPaまで変化させトルクを負荷した状態でのバックラッシを計測した。Fig. II-1-4に示すようにあらかじめエア圧補正データを計測した。例えば0.2 MPaは負荷トルク24.3 kgfcm(2.4 N·m)に相当する。この負荷トルクは、ロボット関節の回転切り替わり時において、微小な切り替わり待機時間の後に生じる逆回転方向の負荷トルクを模擬しており、関節内の部品に起因するバックラッシ計測をオフライン状態で行うことができる。さらに実用上、関節部から離れた部位を動かすことを想定し、関節のカムプレート部に金属製アームを取り付けそのピッチ軸方向の変位量をレーザ変位計(KEYENCE ZG-WDCスマートセンサ)で計測した。Fig. II-1-3(b)に示すようにアームのレーザ計測位置は出力軸からピッチ軸方向 X=29 mm, ヨー軸方向 Z=83 mmの位置とした。

## **1-4. リンク疲労強度試験機**

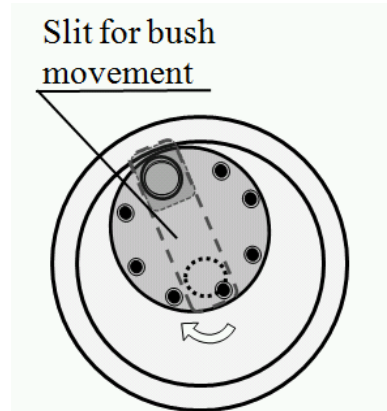
ロボット関節のブッシュ摩耗の影響を評価するため、本研究で開発した疲労強度試験機をFig. II-1-5(a)に示す。摩耗および疲労テストは外部電源によるモータの連続運転で行い、繰返し揺動運動によりブッシュを疲労させる試験を行った。モータ回転は波動歯車装置によって1/100に減速され、波動歯車装置からの出力トルクはリンクユニットを介して増幅され最終出力される。このときブッシュはFig. II-1-5(b)に示すようにクランクシャフトによって揺動運動をするが、ブッシュはカムプレートスリット内で、上下にすべり運動しながら出力軸

に対して揺動運動することによってカムプレートに動力を伝える。カムプレートと一体化している出力軸は、揺動するカムプレートによって動力が伝達される。つまり、ロボット関節の出力軸はPEEKブッシュを介したトルク伝達によって回転もしくは揺動運動する。このメカニズムによってトルクが伝達された出力軸はカップリングを通じてディスクと連結されており、結果的にブッシュの運動はディスクの揺動に繋がる。Fig. II-1-5(c)に試験メカニズムを示す。本評価システムではダイナミックトルク計測のためディスクブレーキ方式を適用しており、ディスクはディスクブレーキユニットのブレーキパッドによってクランプされトルクがロボット関節に負荷される。ロボット関節の出力軸とディスクはカップリングによって連結され、ディスクはロボット関節の出力軸の揺動運動に追従して動く。ディスクはディスクブレーキユニットのブレーキパッドによってクランプされ、回転に対する抵抗となって出力軸にトルクが負荷される。これによりロボット関節にトルクが負荷される。負荷トルクはブレーキアームを通じてロードセルによって負荷荷重データとして計測され、PCに記録される。負荷トルクはエアゲージの調整によって微調整することが可能である。エア供給の増減によりエアシリンダーが動作しブレーキパッドのクランプ力、すなわちパッドとディスクの間で発生する摩擦力を調整することができる。エアシリンダーがブレーキプレートを押すとブレーキパッドがディスクをクランプする。ブレーキパッドはブレーキアームと一体になっており、クランプした際のパッドの摩擦力がブレーキアームを持ち上げ、てこの要領でブレーキアーム反対側に設置されたロードセルを下に向かって押す。本計測方法により負荷トルクをリアルタイムに記録することができる。

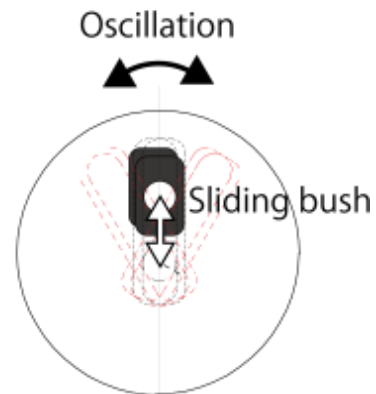
以上に述べたロボット関節および試験機を用いて評価を進めた。



(a) Link unit prototype scheme



(b) View A-A



(c) View B-B

Fig. II-1-1 (a) Schematic illustration of a robot joint system, (b) View A-A, (c) View B-B.

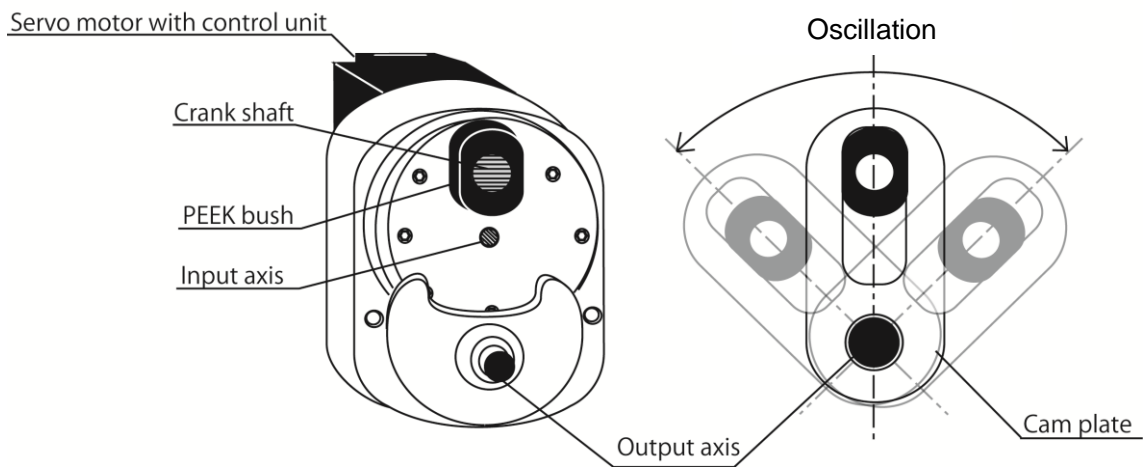
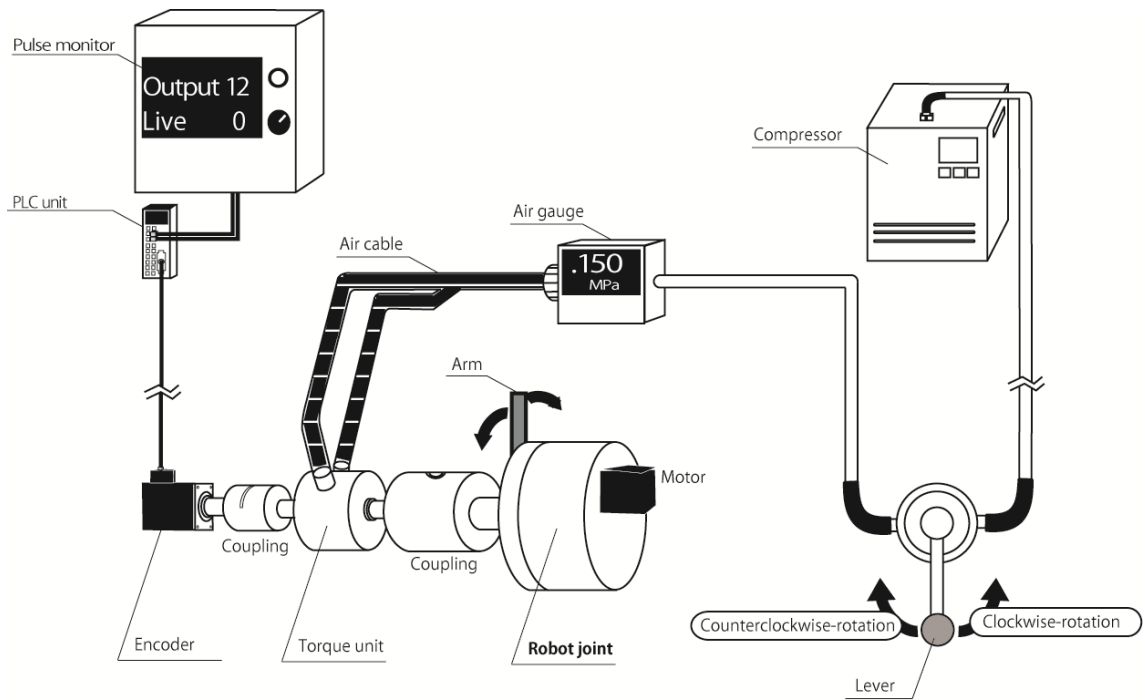
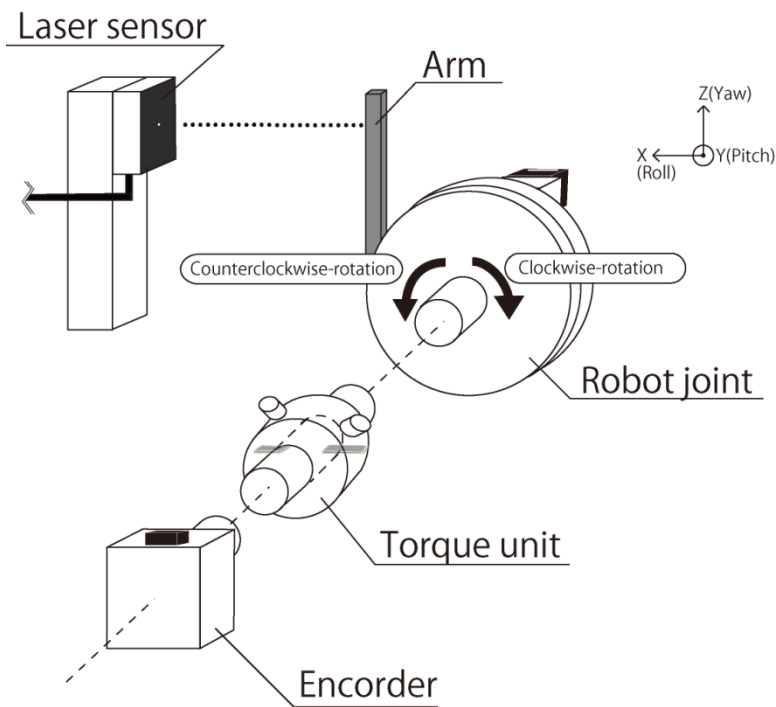


Fig. II-1-2 A robot joint for high power.



(a)



(b)

Fig. II-1-3 Schematic illustration of backlash test.

(a) The backlash measurement device.

(b) Output axis orientation in the backlash measurement specimen.



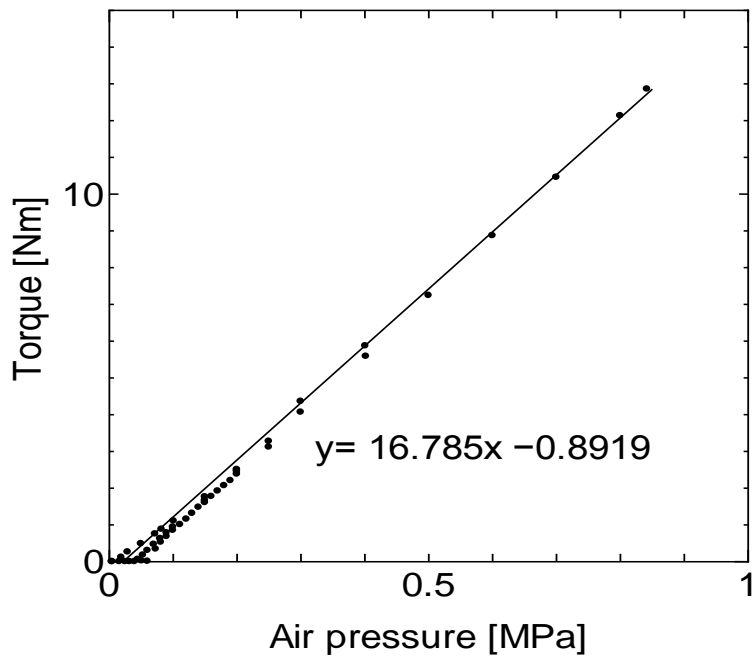
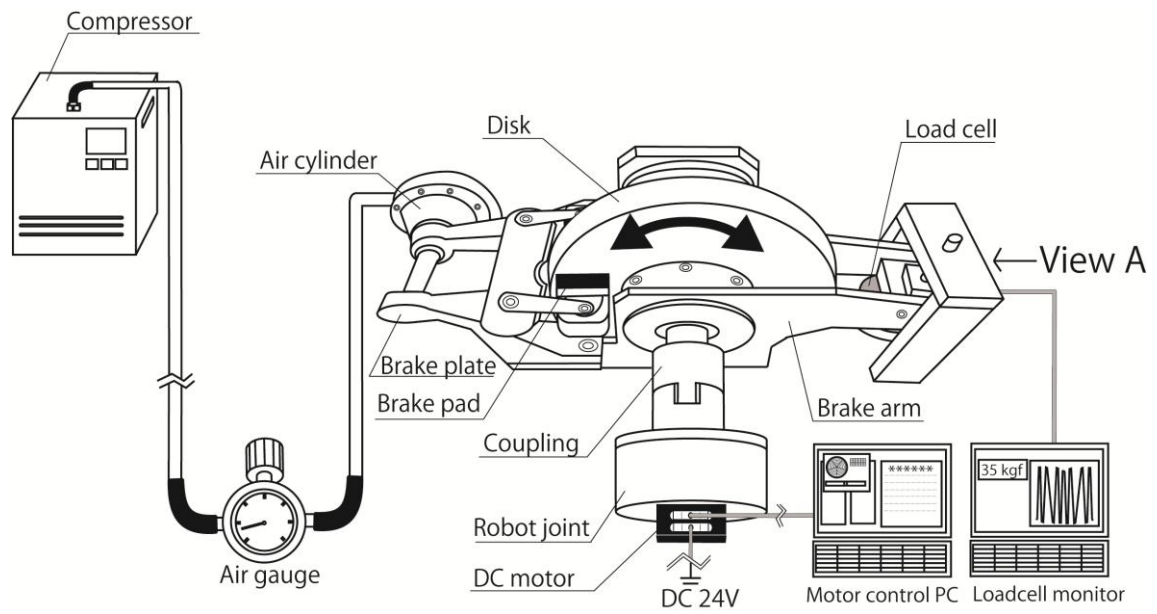
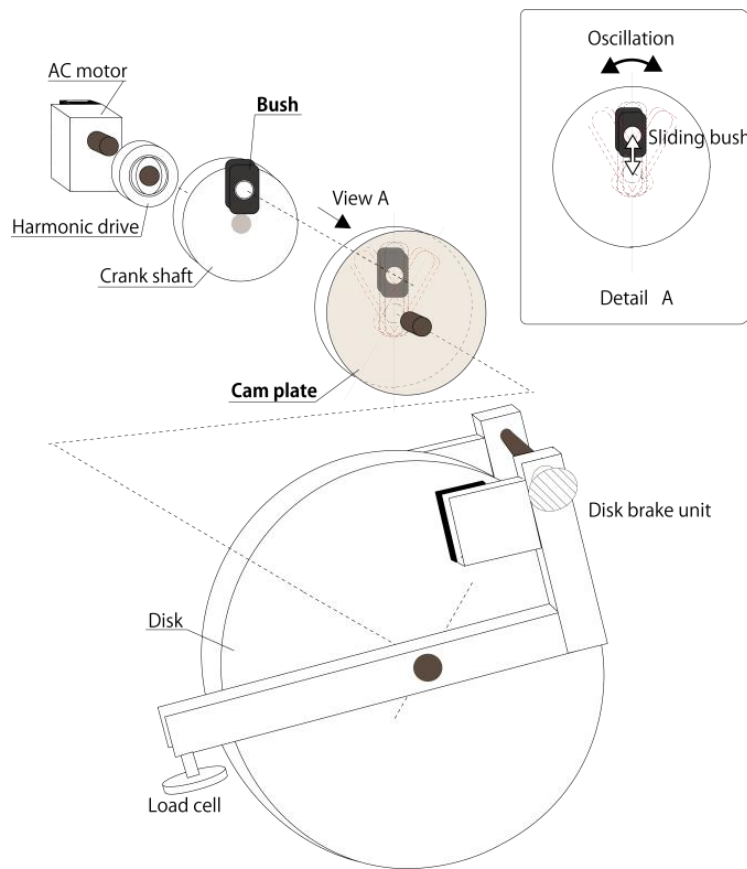


Fig. II-1-4 Relation between torque and air pressure of RV3D30.



(a)



(b)

Cont.

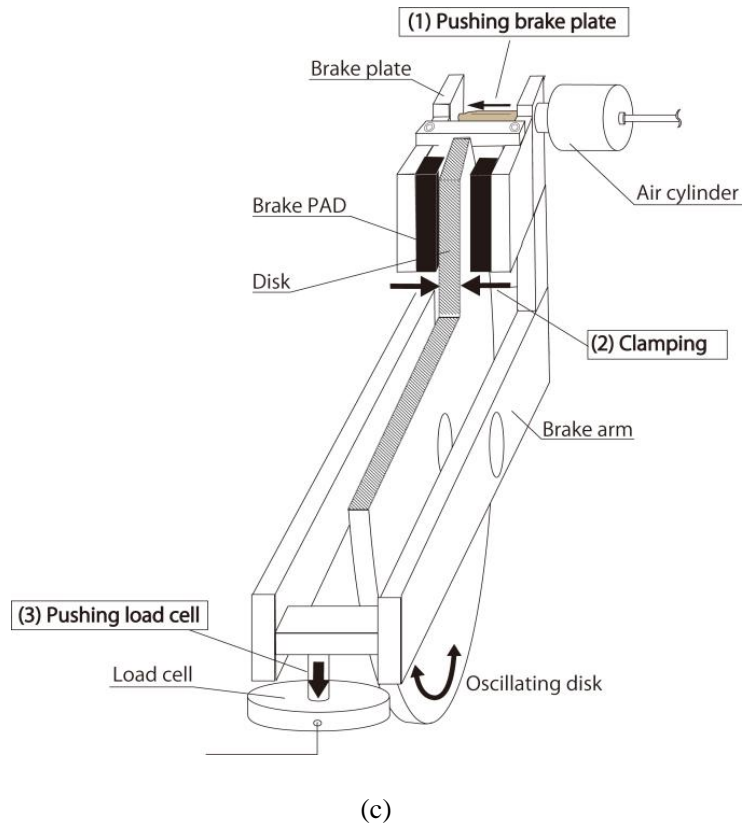


Fig. II-1-5 Wear and fatigue test system;

- (a) Link unit wear and fatigue testing device- The loaded torque was generated by the disk brake unit and calculated by the load cell and PC,
- (b) Specimen detail and disk brake unit,
- (c) Testing mechanism: view A in Fig. II-1-5(a).

## 第2節 PEEK ブッシュとチタンクランクシャフトの接触における摩耗と変形への影響

前節で述べたように、大型二足歩行ロボットの脚関節に関して高精度・高強度・軽量に着目し、それらのうち高精度を評価するための計測機および強度疲労試験機を製作した。これらを用いて疲労テストを行い部品の劣化を調べた。第2節では PEEK をロボット関節のしゅう動部品として適用するにあたって、PEEK と相手側金属部材であるチタンとの摩擦・摩耗および機械的特性について記述する。

### 2-1. 機械加工方法と実験方法

#### 2-1-1. 疲労試験片

ロボット関節で使用する部品のうちチタン製クランクシャフトピンおよび樹脂ブッシュを用いた。試験用の樹脂ブッシュには POLYPENCO 社製の PEEK (PK450FC ; 強化 PEEK および PK450 ; ナチュラル PEEK) と POM (HL ; しゅう動 POM および BC ; ナチュラル POM) を用いた。以下はそれぞれ PEEK(H), PEEK(Na), POM(H) および POM(Na) と表記する。Fig. II-2-1 に RCF 試験で使用したブッシュとクランクシャフトピン部の寸法を示す。本形状はリンクユニット内で発生する摩耗や変形の解析を容易に進めるために設計した。ブッシュの動きと入出力軸のバックラッシュを両立させるために摩耗(粗さ)や摩擦の観点から機械加工条件を最適化する必要がある、旋盤およびフライスで加工条件を変えてクランクシャフト軸モデルを作製した。ブッシュは樹脂の棒材からフライス加工によって製作した。ブッシュ穴部はドリル加工を行い、リーマ仕上げとした。リーマ加工条件は、 $\phi 12$  mm リーマを用い回転速度 180 rpm, 送り速度 F50 mm/min で行った。クランクシャフトは純チタン(第2種)を用いて、旋盤およびフライスによって製作した。本研究で使用したチタンの組成を Table II-2-1 に示す。純チタンは融点が  $1668^{\circ}\text{C}$  と高く、比重がステンレス鋼と超々ジュラルミンの間で  $4.51\text{ g/mm}^3$  である。常温では最密六方晶 ( $\alpha$ 相) である。ヤング率もステンレス鋼より小さく 110 GPa である。熱伝導率が小さく、切削時にチタン内部に摩擦熱を蓄積しやすいことから酸化や溶着が起りやすく、このことが工具のかじりや焼付きの原因となることから加工が難しい点がある[101]。本仕様では第II章第1節で述べたようにブッシュはチタンクランクシャフトの回転に伴う圧縮荷重下でしゅう動することでトルクを伝達する。チタンはバイト送り時に発生する切削屑が摩擦熱により刃先に付着し構成刃先等(ビルドアップエッジ)が発生するため加工面が荒れ難削とされている。本研究では一般的に工場での生産が可能なレベルで検討を進めるために、旋盤加工の場合では送り速度を 0.1 mm/rev

および回転スピード 666 rpm で作製し、フライス加工の場合では送り速度 F30 mm/min および回転速度 315 rpm で作製した。旋盤のバイトには、TNMG160404R-UXT2500(SECO 製)を使用した。ノーズ  $R$  は 0.4 mm である。フライスのエンドミルには Mitsubishi 2MS を用いた。Fig. II-2-2 にチタンクランクシャフトピン部のレーザ顕微鏡の写真を示す。Fig. II-2-2(a)で示したフライス加工のクランクシャフトでは最大粗さ  $R_z = 3.6 \mu\text{m}$ 、平均粗さ  $R_a = 0.3 \mu\text{m}$  であったが、全てのサンプルに数ミクロンの段差が観察された。これは加工方法に伴い生じる段差である。旋盤加工によるクランクシャフトでは軸の表面粗さは  $R_z = 5.3 \mu\text{m}$ 、 $R_a = 0.9 \mu\text{m}$  であった。今回の旋盤加工では Fig. II-2-2(b)のプロファイルで確認できるレベルの特有の凹凸の波形状が見られた。

Table II-2-1 CP titanium (grade 2) chemical composition.

WT%					
H	O	N	Fe	C	Ti
0.0006	0.114	0.004	0.031	0.002	R.

### 2-1-2. Rolling Contact Fatigue

Fig. II-2-3(a)にブッシュとクランクシャフトピンの RCF 試験機を示す。ウェイトはアームの一方に取り付けられ、反対側に試験片が取り付けられた。クランクシャフトピンはサーボモータに連結されており、試験片のブッシュは下面側から上方に向かって負荷をかけた状態でクランクシャフトピンを回転させることによりピンとブッシュ穴部ですべり摩擦が発生する。ピンに組みつけられたブッシュは、アームの右端でクランクシャフトのみ回転するようにブッシュ下面を金属プレートで負荷を与えながら押さえつける機構となっている。これによってロボット関節内のブッシュの押しつけ状態でのクランクシャフトの回転を模擬した。ブッシュの変形量はダイヤルゲージによって計測した。変位はクランクシャフトピン回転によりピンそのものの粗さや同軸バラつきが発生するため、各 cycle での最大変位量をブッシュ変形量と定義し計測を行った。変形の度合いを各材料の相対的に比較することで、しゅう動における変形の優位性を調べた。つまり、変形が小さいほど部品間のガタつきが小さくなり、しゅう動に起因する角度ズレやトルク伝達性能のバラつきを抑えることに繋がる。

RCF テストは荷重 1960 N、回転スピード 140 rpm (70 Hz)、常温・乾燥状態で行った。これはロボットの 70 歩/分に相当するスピードである。負荷は、歩行ロボットのボディーの重

量が脚関節にかかることを想定し、脚関節が安全にボディーを支えつつ高出力が可能な負荷を調べるために設定した。ブッシュ表面の温度は、Fig. II-2-3(b)に示す位置で赤外温度計 (Keyence FT-20)を使ってモニタリングを行い、ダイヤルゲージによりブッシュの変形を計測した。温度と変位は 500 cycles 後 60 sec ごとにブッシュ温度が常温付近まで低下するまで計測した。試験片は RCF 試験機から取り外した後、摩耗量を調べるため精度 0.1 mg の電子天秤 (Shimadzu AUX320) で計測した。各々の試験片のプロファイル計測にはレーザ顕微鏡を使用した。粗さ曲線のカットオフ値は ISO4287:1997 に準じて $\lambda_s(2.50 \mu\text{m})$ および $\lambda_c(0.08 \text{mm})$ とした。

## **2-2. 実験結果および考察**

### **2-2-1. 摩擦熱によるブッシュ変形**

樹脂ブッシュとクランクシャフトピンの摩擦により生じたブッシュ変形は、ダイヤルゲージを使用して計測した。Table II-2-2 および Table II-2-3 に RCF テスト終了 60 sec 経過後の PEEK(Na), PEEK(H), POM(Na)および POM (H)についての変形量を示す。PEEK(H)は全試験片中でも最も変形が小さく最小値は  $6.250 \times 10^{-5}$  rad を示した。Fig. II-2-4 に PEEK(Na)ブッシュの摩擦面を示す。負荷 1960 N と摩擦熱のためにブッシュは変形したことがわかる。このことはブッシュ内壁部とチタンシャフト表面の摩擦によって摩擦熱が局所的に生じ、PEEK ブッシュ穴の内壁の温度がガラス転移点を超え軟化したことを示している。さらにブッシュ穴の内壁部では焼付きや摩耗痕も見られた。PEEK(Na)ブッシュと旋盤加工による純チタンシャフトの組み合わせでは、著しい熱変形を生じたことから温度上昇の仕方がフライス加工の場合と違いがあるといえる。

Fig. II-2-5 に RCF 試験後の PEEK と POM ブッシュの変形量の推移を示す。熱変形の進行を調べるため、クランクシャフトピンの回転は 500 cycles で停止させた後にブッシュの表面温度が  $35^\circ\text{C}$  に達するまでブッシュに負荷を掛け続けた。図中の X 軸は RCF 試験 500 cycles 終了後からの経過時間を表す。その結果、負荷 1960 N (200kgf)での RCF 試験終了直後と比較すると PEEK(Na)ブッシュと旋盤加工による純チタンシャフトの組み合わせでは PEEK(Na)ブッシュの変形がフライス加工の場合よりも著しく大きかった。また、フライス加工による純チタンシャフトと各ブッシュの組み合わせでは、摩擦熱で高温になったブッシュは穴部に負荷された荷重により変形するが、この変形量は PEEK がおよそ  $3 \times 10^{-4}$  rad に対し POM は  $1.0 \times 10^{-3} \sim 3.0 \times 10^{-3}$  rad を示し、POM の方が変形が大きかった。回転停止後からブッシュ表面温度が約  $35^\circ\text{C}$  に低下する 5 分間では変形増加量は微かであった。RCF 試験終了直後からテスト終了 5 min の間で比較すると PEEK (H), PEEK(Na), POM(Na) および

POM(H)での差異は殆んどなかった。

### 2-2-2. 摩擦による温度への影響

Fig. II-2-6に RCF テスト中の各ブッシュの温度変化を示す。Fig. II-2-6(a)は旋盤およびフライス加工により作製したチタンシャフトと PEEK(Na)ブッシュの組み合わせでのブッシュ表面温度変化である。旋盤加工チタンシャフトの場合、PEEK (Na)ブッシュがガラス転移温度である  $140\text{ }^{\circ}\text{C}$  を超え、Fig. II-2-4 のような著しい変形が発生した。Fig. II-2-6(b)は旋盤およびフライス加工により作製したチタンシャフトと PEEK(H)ブッシュの組み合わせでのブッシュ表面温度変化である。旋盤加工の場合の PEEK(H)ブッシュの温度は、 $2.5\times 10^2$  cycles 過ぎからフライス加工の場合を上回り約  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$  に至ったものの PEEK(H) ブッシュは熱変形温度( $195\text{ }^{\circ}\text{C}$ )に達することなく変形量は  $6.250\times 10^{-5}$  rad と僅かであった。Fig. II-2-6(c)および(d)は同様にそれぞれ POM(Na)と POM(H)の場合を示す。POM ではチタンの表面加工の違いによる温度への影響に差は見られなかった。POM(Na)と POM(H)で比較してみると POM(Na)の方が POM(H)よりもブッシュ表面の温度が上昇し、POM(Na) が POM(H)よりも変形が大きくなった。この要因として POM(Na)の方が熱変形温度( $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ )に近づいたためと考えられる。Fig. II-2-5 および Fig. II-2-6 の結果から、PEEK ブッシュの変形は高負荷で増加する摩擦熱によりガラス転移温度を超えるかどうかと緊密な関係があることがわかる。さらに、この摩擦による PEEK ブッシュの温度上昇は摩擦力が相手側部品である純チタンの表面形状に影響を受けることを示している。つまり旋盤で加工されたチタンクランクシャフトの表面粗さがフライス加工されたものよりも大きいためブッシュシャフト摩擦に強く影響を与えた。

### 2-2-3. Rolling Contact Fatigue 摩耗試験結果

Fig. II-2-7に RCF テスト後のチタンクランクシャフトの摩擦面の表面を示す。テスト前後での粗さ比較したところ、全ての試験片でテストに伴って軸表面粗さは減少した。この結果は、チタンより低硬度である PEEK 樹脂の場合であっても、チタン側も微小ではあるが摩耗することを示している。Fig. II-2-7(a)および(b)は、PEEK(Na)と組み合わせた場合のチタンシャフトの RCF テスト後の表面顕微鏡写真である。旋盤加工のチタンシャフトでは PEEK の堆積物がシャフト表面に見られた。チタンシャフトの表面形状の違いが樹脂の摩耗に影響を及ぼすことを示している。Fig. II-2-7(c)および(d)は、PEEK(H)と組み合わせた場合のチタンシャフトの RCF テスト後の表面顕微鏡写真である。両方とも摩耗粉が見られ、さらに Fig. II-2-7 (d)に示したようなフィルム状の物質が軸表面に見られた。このフィルムは摩耗粉の堆積と移着の繰返しにより成長したと考えられる。Fig. II-2-7(e)および(f)は POM(H)と組み合

寄せた場合のチタンシャフトの RCF テスト後の表面顕微鏡写真である。摩耗粉は僅かにみられたが POM の堆積物は見られなかった。またチタンの表面の加工山形状が残っている。これらのことから POM(H)の摩耗は僅かであり、凝着摩耗や移着の繰返しが主要な摩耗ではないと考えられる。したがって PEEK の摩耗はチタンの機械加工表面の微細な凸部の局所的なせん断破断と摩擦熱による PEEK 樹脂との凝着作用を伴った摩耗が支配的であると考えられる。

Table II-2-4 にフライス加工で作製したチタンシャフトを用いた場合の 500 cycles 後の各ブッシュの摩耗損失量を示す。PEEK(H)の摩耗量が 4.8 mg と最も大きかった。しかしながら前述したように、この組み合わせではブッシュの変形が  $1.042 \times 10^{-4}$  rad であり全評価サンプル中で最も小さかったことから摩耗粉が摩擦熱抑制に有効に働き、変形を最小限に留めたと考えられる。PEEK(Na) の摩耗量は 1.9 mg であった。このときのブッシュ変形量も  $1.875 \times 10^{-4}$  rad と他のブッシュと大きな差はなかった。Table II-2-5 に旋盤加工で作製したチタンシャフトを用いた場合の 500 cycles 後の各ブッシュの摩耗損失量を示す。PEEK(Na)ブッシュと旋盤加工のチタンクランクシャフトの組み合わせでは摩耗損失量が 32.1 mg と最も多く、シャフト軸表面に PEEK 堆積物が付着していた。また前述の通りこの組み合わせではブッシュの変形が全評価サンプル中で最も大きかったが、チタンシャフトと PEEK との間に発生した著しい摩擦熱の上昇により PEEK ブッシュ熱変形が発生したと考えられる。

## **2-3. 本節の結言**

- 1) PEEK(Na)ブッシュとチタンシャフトの組み合わせではフライス加工により作製したチタンシャフトのほうが旋盤加工で作製したものより、ブッシュの摩耗損失量が少なかった。これはチタンクランクシャフトのピン加工面の仕上がり状態について、フライスの  $R_z=3.6\mu\text{m}$  に対して旋盤の  $R_z=5.3\mu\text{m}$  と表面性状が異なっていたことがブッシュの摩耗に影響を及ぼしたためと考えられる。
- 2) 摩擦熱の影響によりブッシュ温度がガラス転移温度を超えた場合、PEEK ブッシュ摩耗と熱変形は加速的に進行する。
- 3) 各組み合わせでの RCF 試験の結果、負荷 1960 N (200 kgf), 500 cycles での条件下では PEEK(H)ブッシュとチタンクランクシャフトの組み合わせが最もロボット関節に適していた。



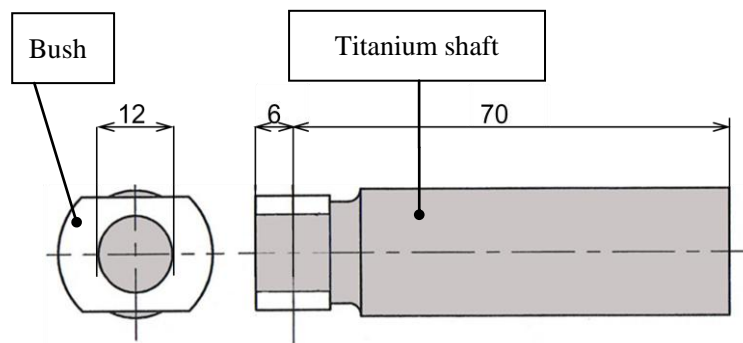


Fig. II-2-1 Schematic illustration of shaft-pin and bush.

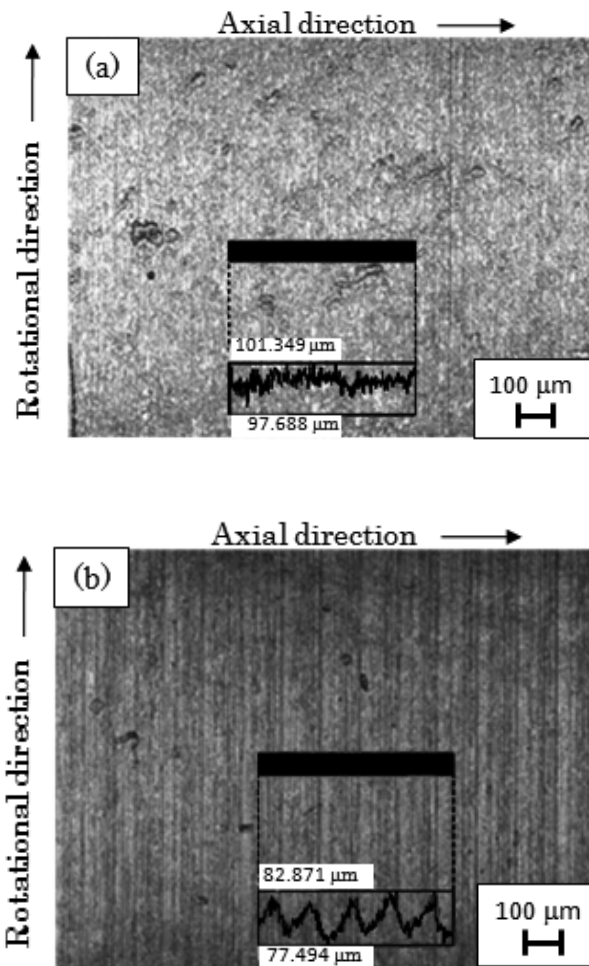
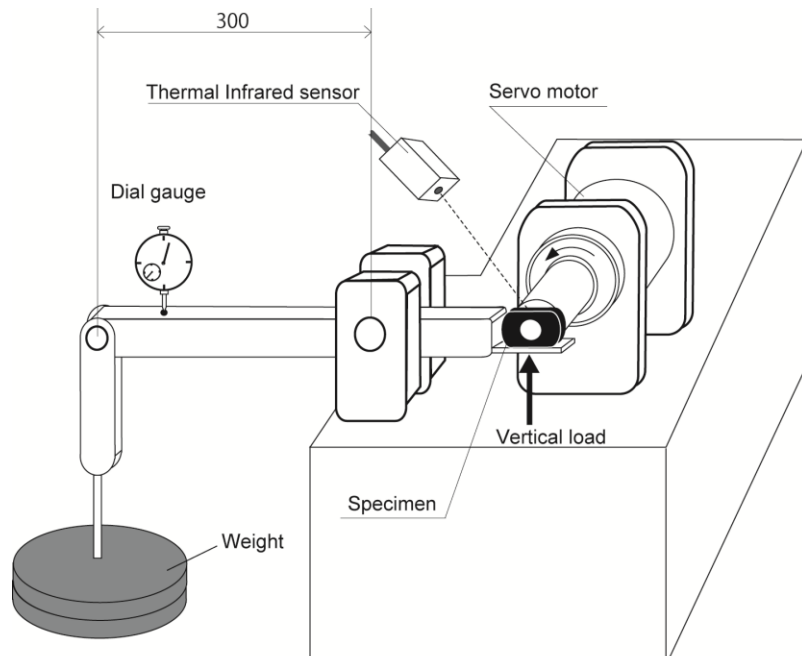
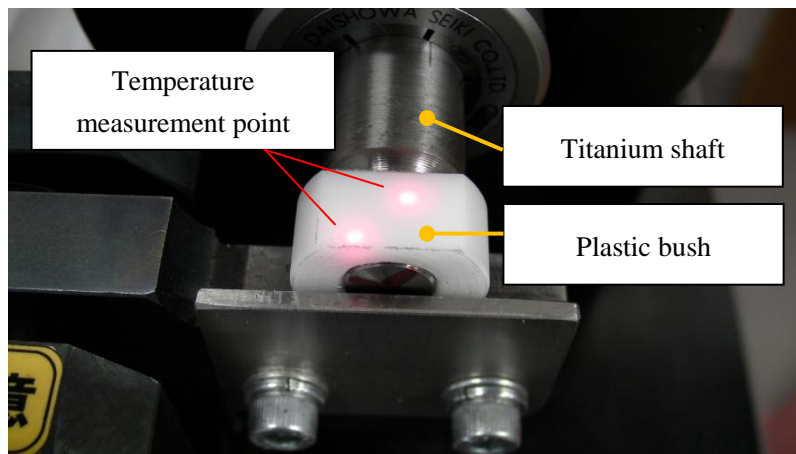


Fig. II-2-2 Laser confocal microscope surface images of titanium shafts;  
 (a) Milling shaft - the roughness at the shaft top was  $R_z=3.6 \mu\text{m}$  ( $R_a=0.3 \mu\text{m}$ ).  
 (b) Lathe shaft - the roughness at the shaft top was  $R_z=5.3 \mu\text{m}$  ( $R_a=0.9 \mu\text{m}$ ).



(a) RCF machine setup



(b) Specimen setup

Fig. II-2-3 RCF test machine.

- (a) RCF machine setup; the temperature of the bush was measured by an infrared thermal sensor.
- (b) Specimen(bush and shaft) setup; the white bush in this photo was POM(Na).

Table II-2-2 PEEK and POM bushes deformation (milling).

Material (grade)	Deformation value [rad]
PEEK (Na)	$1.875 \times 10^{-4}$
PEEK (H)	$1.042 \times 10^{-4}$
POM (Na)	$2.875 \times 10^{-3}$
POM (H)	$8.542 \times 10^{-4}$

Table II-2-3 PEEK and POM bushes deformation (lathe).

Material (grade)	Deformation value [rad]
PEEK (Na)	$4.792 \times 10^{-3}$
PEEK (H)	$6.250 \times 10^{-5}$
POM (Na)	$8.333 \times 10^{-4}$
POM (H)	$1.292 \times 10^{-3}$

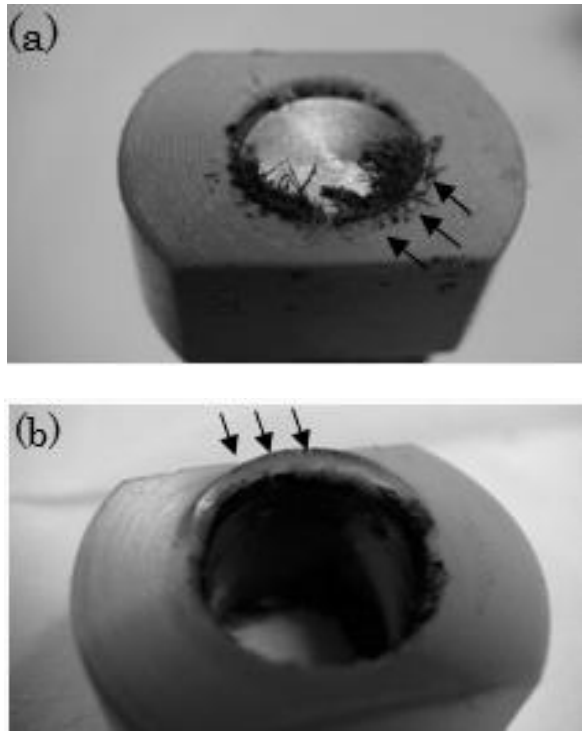


Fig. II-2-4 The friction surface of PEEK(Na) bush after RCF testing.  
(a) Front side view of the PEEK bush and the Ti shaft,  
(b) Back view of the PEEK bush.

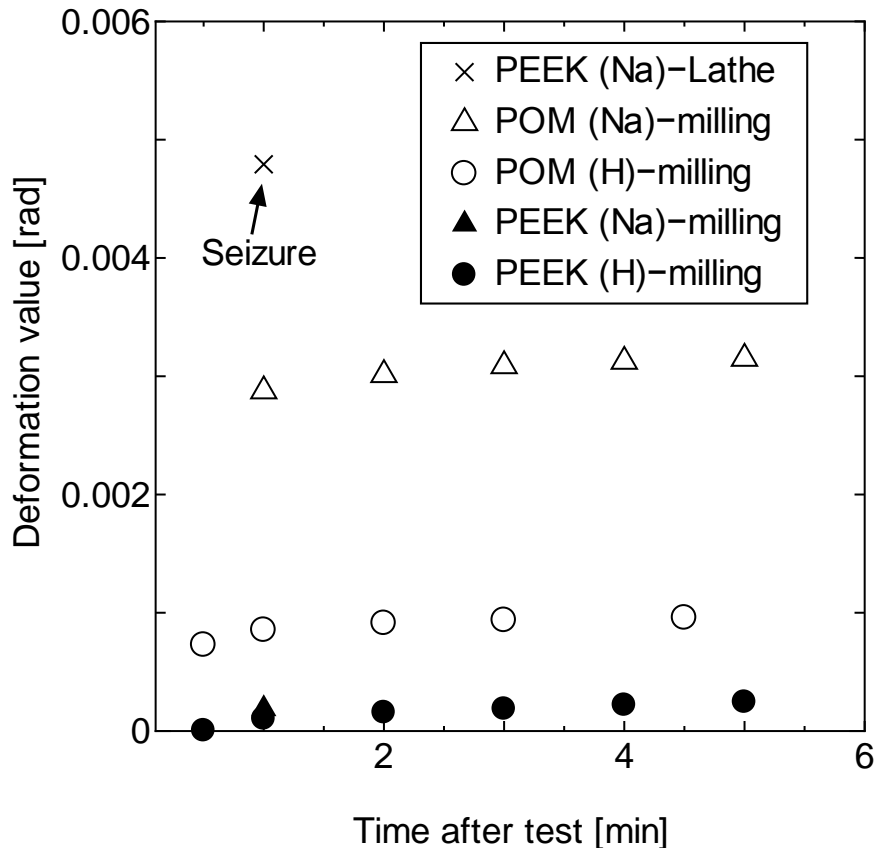
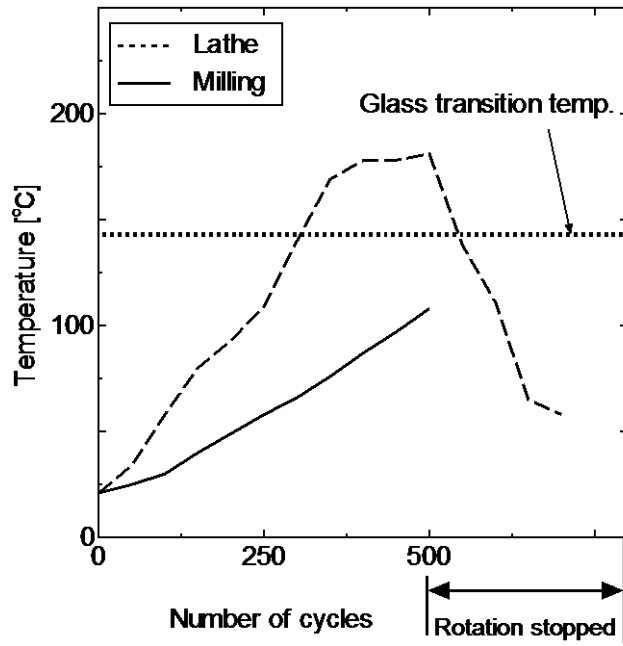
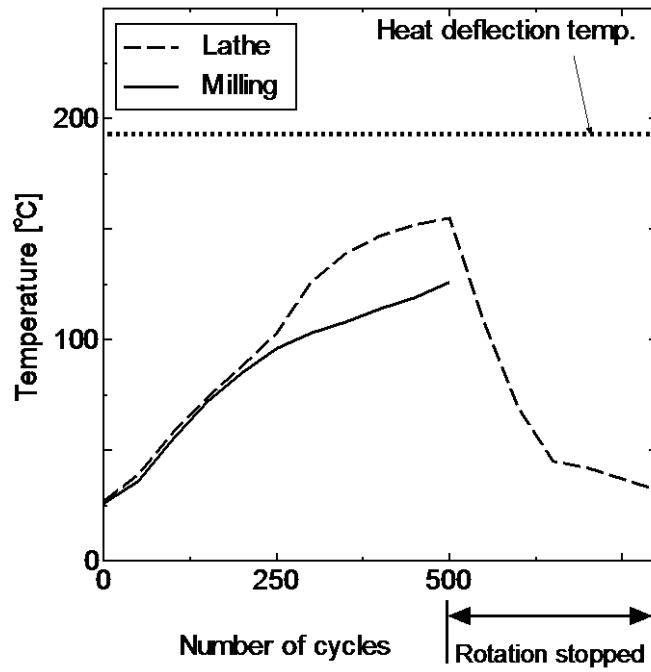


Fig. II-2-5 Deformation transition of PEEK and POM bushes after the RCF test.

(a)

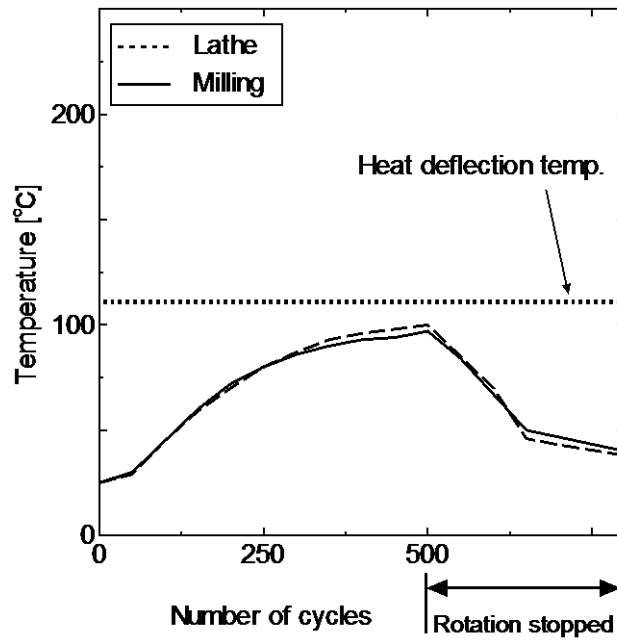


(b)



Cont.

(c)



(d)

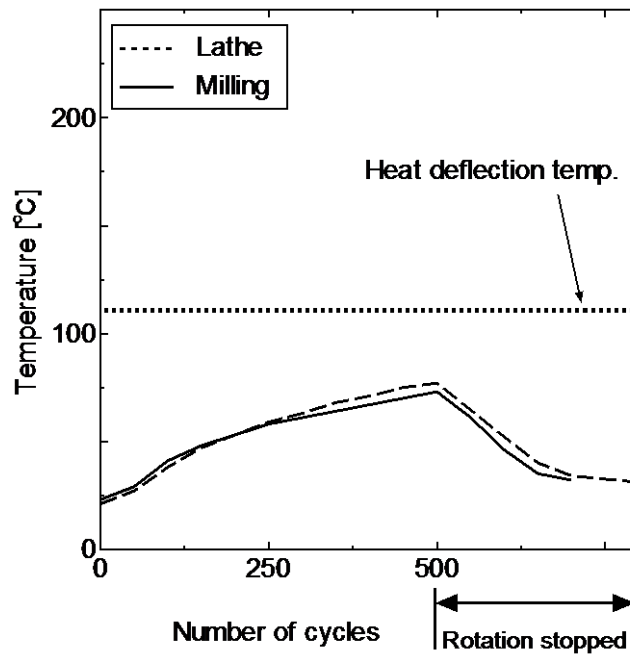
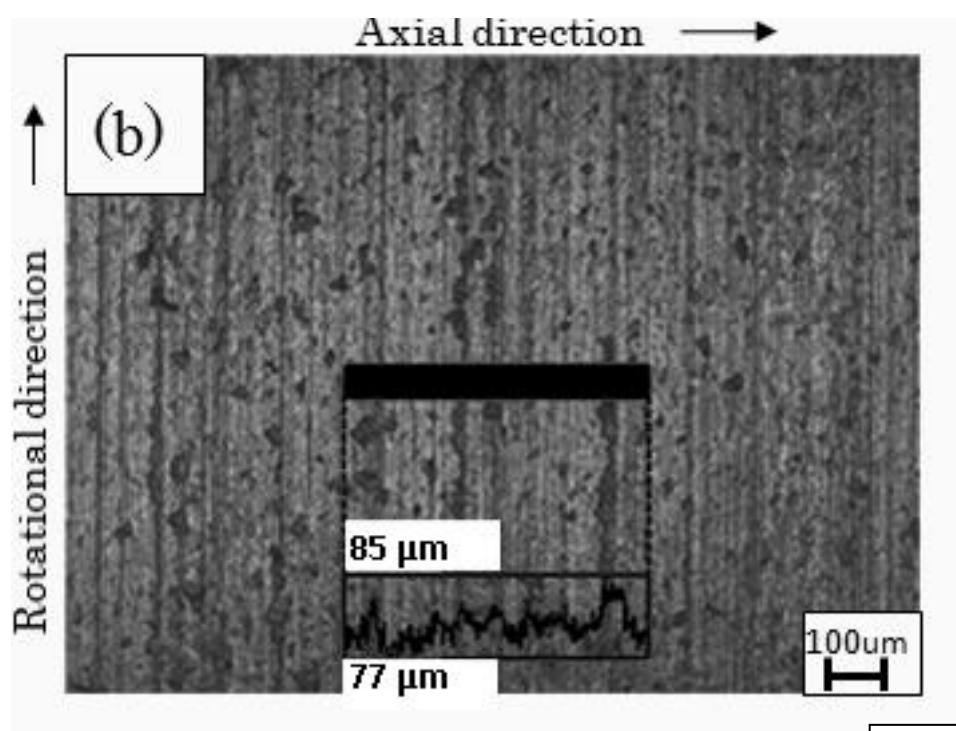
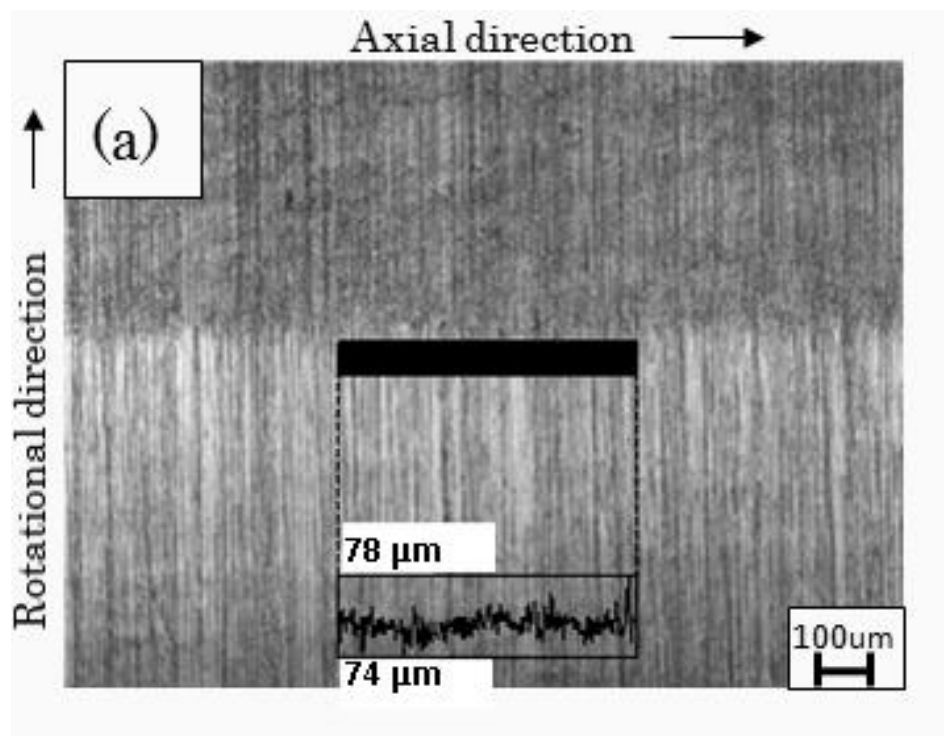
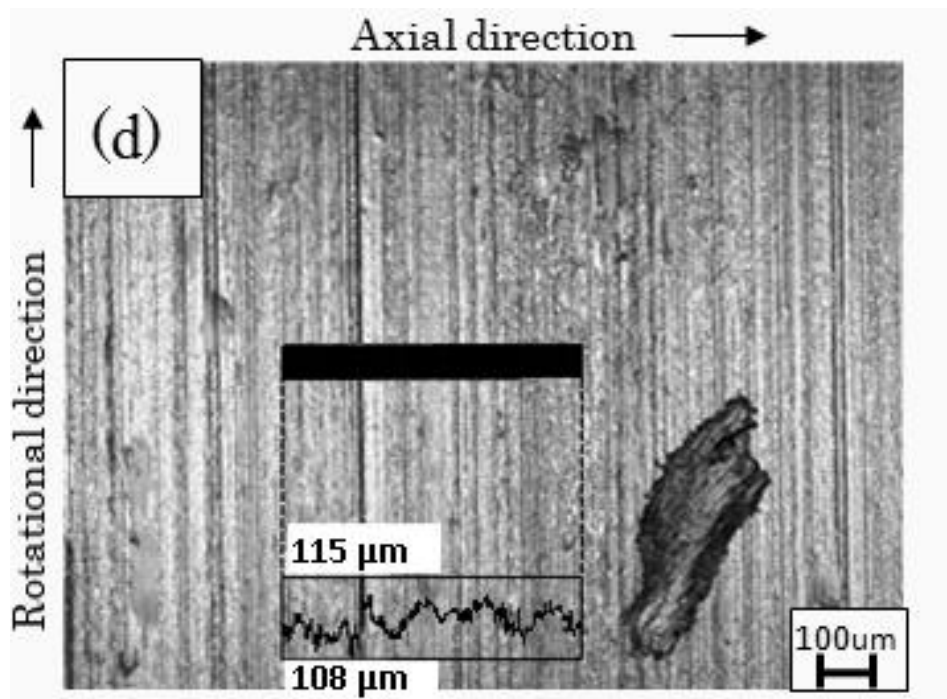
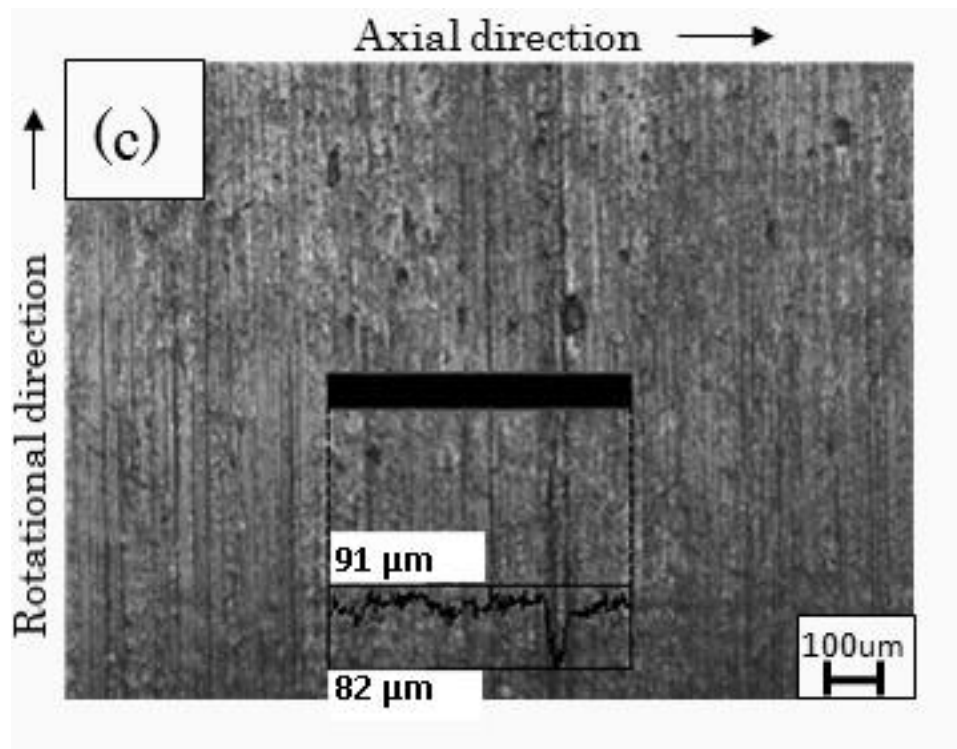


Fig. II-2-6 Exhibit changes in the surface temperature in PEEK and POM bushes:  
(a)Temperature of PEEK(Na) bushes, (b)Temperature of PEEK(H) bushes,  
(c)Temperature of POM(Na) bushes, (d)Temperature of POM(H) bushes.



Cont.





Cont.

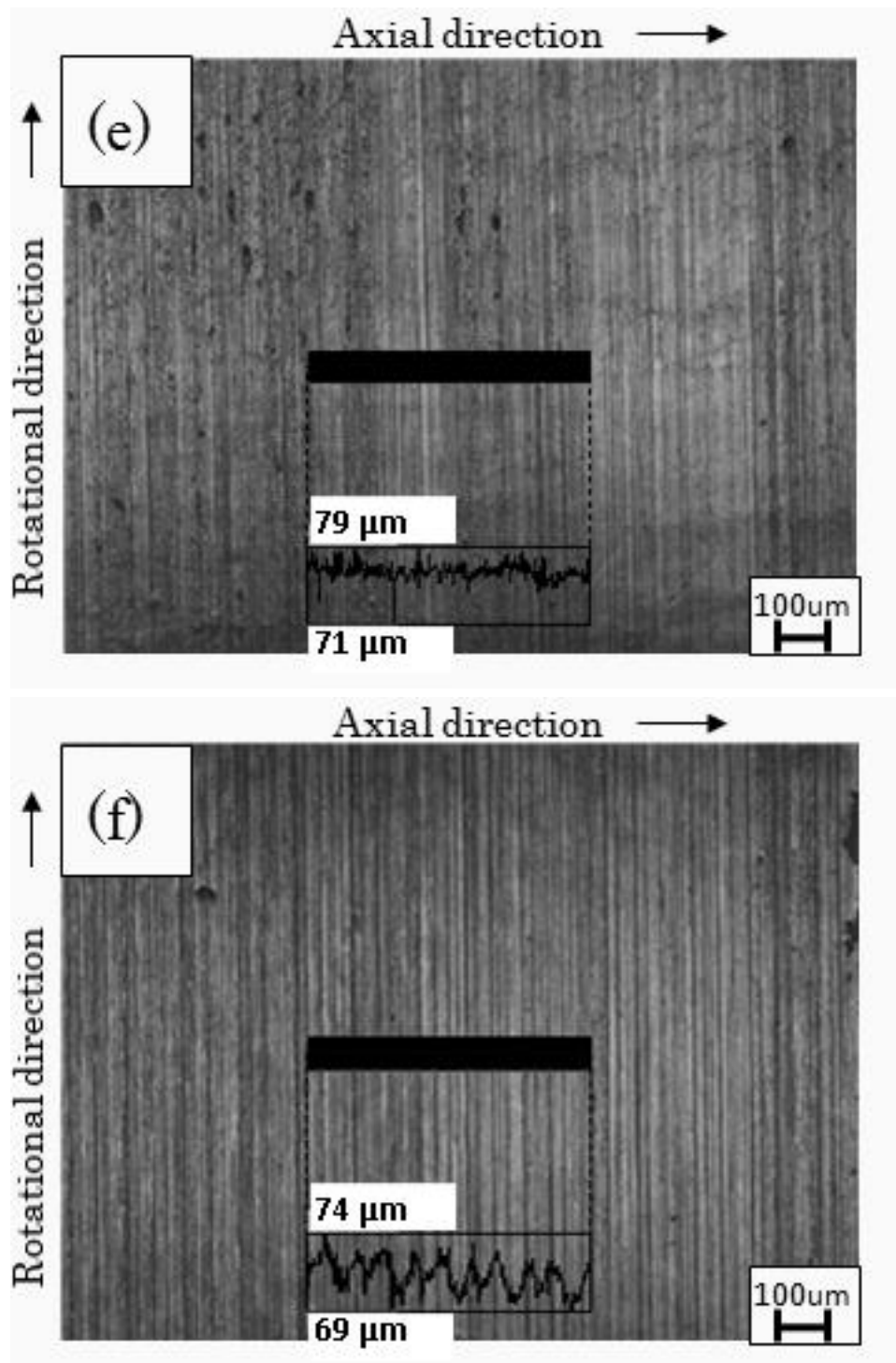


Fig. II-2-7 Surface profiles of Ti shafts after 500cycles

- (a)  $R_z=3.6 \mu\text{m}$  (Milling), (b)  $R_z =4.5 \mu\text{m}$  (Lathe), PEEK(Na)bush.  
(c)  $R_z =5.9 \mu\text{m}$  (Milling), (d)  $R_z =6.5 \mu\text{m}$  (Lathe), PEEK(H)bush.  
(e)  $R_z =7.8 \mu\text{m}$  (Milling), (f)  $R_z =5.4 \mu\text{m}$  (Lathe), POM(H)bush.

Table II-2-4 Wear loss of milled specimens.

Material (grade)	Wear loss [mg]
PEEK (Na)	1.9
PEEK(H)	4.8
POM(Na)	1.4
POM(H)	0.3

Table II-2-5 PEEK and POM bushes wear loss (lathe).

Material (grade)	Wear loss [mg]
PEEK (Na)	32.1
PEEK(H)	0.5
POM(Na)	0.5
POM(H)	0.8

## 第3節 PEEK ブッシュとチタンクランクシャフトの接触における表面加工条件の摩耗・変形に及ぼす影響

前節の結果よりブッシュ変形の観点から、PEEK(H)の変形量が評価グループ中で総合的に最も小さかったので PEEK(H)を用いて RCF 特性評価した。第3節ではフライス加工による純チタン製クランクシャフトと PEEK ブッシュの加工適合性について調査した結果を記述する。

### 3-1. 実験方法

#### 3-1-1. クランクシャフトおよびブッシュ試験片

Fig. II-3-1 に試験に用いたブッシュとクランクシャフトピン部の寸法を示す。リンクユニット内部で発生する摩耗や変形の解析を行うにあたり、ブッシュは棒材から、まず $\phi 11.7$  mm ドリルで回転速度 180 rpm, 送り速度 F100 mm/min で予備加工したものを回転速度 $\phi 12$  mm リーマで回転速度 180 rpm, 送り速度 F50mm/min で仕上げ穴加工を行った。クランクシャフトは純チタン 2 種 (Fe 0.25 以下) を用いフライス加工で作製した。Table II-3-1 にフライス加工条件を示す。加工方法条件の組み合わせにより 4 種類のクランクシャフトピンを準備した。加工送り速度は 315 rpm のとき F30 mm/min, 670 rpm のとき F100 mm/min とし、上向き削りとした。 $\phi 16$  mm エンドミルを使用し、材質はハイス+フッ素系コーティング (SANKO 製 STEC/S-coating, 型式 SS2T) およびコバルトハイス (三菱製 COHSS, 型式 2MS) とした。これらのフライス加工モデルは現実的に選択できる加工方法であるが、ロボット関節として機能を高める条件を見つける必要がある。フライス仕上げ比較は、粗さ・摩擦の点から最適なチタンシャフト加工条件を得るために行い、得られた加工条件を基に、後述するリンクユニットを作製しブッシュの動きと入出力軸のバックラッシュ (角度伝達誤差) の調査を行った (第4～5節を参照)。

Fig. II-3-2 に試験片表面のレーザ顕微鏡写真を示す。フライス加工されたクランクシャフトピンの表面最大粗さ  $R_z$  は、エンドミル材質がハイス+フッ素系コーティングで回転速度 315 rpm, 送り速度を F30 mm/min で加工した場合  $R_z = 2.6 \mu\text{m}$  (以降 315rpmF30\_SS2T と表記) であった。エンドミル材質がハイス+フッ素系コーティングで回転速度 670 rpm, 送り速度を F100 mm/min で加工した場合  $R_z = 3.6 \mu\text{m}$  (以降 670rpmF100\_SS2T と表記) であった。また、エンドミル材質がコバルトハイスで回転速度 315 rpm, 送り速度を F30 mm/min で加工した場合  $R_z = 8.3 \mu\text{m}$  (以降 315 rpmF30\_2MS と表記), 同様にエンドミル材質がコバルトハイスで回転速度 670 rpm, 送り速度を F100 mm/min で加工した場合  $R_z = 8.7 \mu\text{m}$  (以降

670rpmF100\_2MS と表記)であった。クランクシャフトピンの加工方法と加工条件の違いにより加工後の試験片の表面形態は 4 種類に分けられた。315rpmF30\_SS2T と 670rpmF100\_SS2T ではシャフトピン表面に多数の直線加工跡が見られた。観察された直線の向きはブッシュ取り付け状態でブッシュ回転方向と同じ向きの微小溝であり、加工スピードを速めることによりピン表面粗さが増加した。一方、加工プロセスでエンドミルに 2MS を使用した 315rpmF30\_2MS と 670rpmF100\_2MS では、ピン表面にスパイラル状の加工跡が見られた。これらはブッシュ回転方向に対して軸先端の向きに 60-70° の角度がついており、315rpmF30\_SS2T や 670rpmF100\_SS2T とは異なる表面状態を示した。特に 315rpmF30\_2MS でその傾向が強くみられた。

Fig. II-3-3 に PEEK ブッシュ穴のレーザ顕微鏡写真を示す。表面最大粗さ  $R_z$  は 4.3  $\mu\text{m}$  であった。全てのブッシュ試験片は  $\phi 12$  mm リーマで送り速度 F50 mm/min の条件で同一ロットで加工を行った。

### 3-1-2. Rolling Contact Fatigue

クランクシャフトとブッシュの適合性を評価するために開発した RCF 摩耗試験機を Fig. II-3-4(a)に示す。本試験では、アームの一方にウェイトを吊り下げ、てこの要領で反対側に試験片をセットされ荷重が負荷される。また、各ブッシュの変形量を計測、比較するためのダイヤルゲージをアーム上部に取り付けた。シャフト部はサーボモータに固定され、シャフトピン先端がアームの右先端に位置するようにセットした。このとき、水平バランスとダイヤルゲージの校正を行った。RCF テストは負荷 1470-1960 N, 回転速度 140 rpm (70 Hz), 室温 25 °C, 無潤滑で行った。Fig. II-3-4(b)に試験片のセット状態を示す。ブッシュの表面温度は赤外温度計(Keyence FT-20)にて計測した。5.0 $\times 10^3$  cycles 試験後、ダイヤルゲージによりブッシュ変形量を計測した。続いて、RCF 試験機よりブッシュを取り外し電子天秤 (Shimadzu AUX320) を用いてブッシュ重量を計測し、前章の測定方法と同様に摩耗損失量を 0.1 mg の精度で調べた。試験片の摩擦表面部およびそのプロファイルはレーザ顕微鏡によって観察、測定を行った。

## 3-2. 実験結果および考察

### 3-2-1. 摩擦熱によるブッシュ変形

PEEK ブッシュ変形はブッシュとシャフトの摩擦によって生じた。Table II-3-2 に 5.0 $\times 10^3$  cycles 直後の PEEK ブッシュ変形による変化量を示す。315rpmF30\_2MS では最も変形が小さく、変形量は 1.542 $\times 10^{-3}$  rad であった。670rpmF100\_2MS では 2.625 $\times 10^{-3}$  rad を示し最も変

形量が大きかった。Fig. II-3-5 に RCF テスト後の PEEK ブッシュの温度変化を示す。チタンシャフトの回転は  $5.0 \times 10^3$  cycles で停止させた後、ブッシュ表面の温度の計測を開始し、最終的に約  $35^\circ\text{C}$  になるまで計測を続けた。熱変形を調べるため荷重は負荷させたままとした。RCF 停止後 5 分間では、670rpmF100\_2MS を除いた全ブッシュで変形量が微増し、5 分以降では変化量はほぼ横ばいの傾向を示した。このことからチタンシャフトの表面加工状態とブッシュ変形量との間には関連があるといえる。Fig. II-3-6 に RCF テスト後のブッシュ変形と温度の関係を示す。315rpmF30\_2MS のブッシュ表面温度は  $180^\circ\text{C}$  に達したが、670rpmF100\_2MS では  $100^\circ\text{C}$  に満たなかった。しかしながら、315rpmF30\_2MS は 670rpmF100\_2MS よりも変形量が小さく、最終的に 315rpmF30\_2MS の変形量は  $1.875 \times 10^{-3}$  rad であった。この結果から 670rpmF100\_2MS は摩擦熱は発生しないものの最も変形が大きくなることがわかった。

### 3-2-2. Rolling Contact Fatigue Wear test

Table II-3-3 に  $5.0 \times 10^3$  cycles 後のブッシュの摩耗損失量を示す。670rpmF100\_2MS の摩耗損失量は 12.5 mg であり最も摩耗した結果となった。Fig. II-3-7 にテスト後の PEEK ブッシュ摩擦面を示す。フライス加工条件の回転速度 670 rpm でチタンシャフトを作製した場合は、高負荷に伴う摩擦熱によって生じた PEEK 摩耗片がクランクシャフト軸表面に観察された。Fig. II-3-8 に RCF テスト後のサンプル 315rpmF30\_2MS と 670rpmF100\_2MS のチタンシャフト軸の摩擦面のプロファイルを示す。サンプル 315rpmF30\_2MS と 670rpmF100\_2MS の表面最大粗さは、初期状態の  $R_z = 8.3 \mu\text{m}$  および  $R_z = 8.8 \mu\text{m}$  からそれぞれ  $7.8 \mu\text{m}$  および  $4.0 \mu\text{m}$  へ減少した。Fig. II-3-9(1)および Fig. II-3-9 (2)に PEEK ブッシュ穴部のレーザ顕微鏡写真を示す。ブッシュ穴部の端面はクランクシャフトピン部根元と接触し、ブッシュ穴部は圧縮荷重が負荷される。サンプル 315rpmF30\_2MS では PEEK 摩耗片、サンプル 670rpmF100\_2MS では PEEK 摩耗片のほか、クレバス状のき裂も見られた。これらはクランクシャフトの回転に伴う摩擦とせん断によって生じたと考えられる。これらのき裂のため、ブッシュ穴とシャフトピン間に隙間が生じ、この隙間の増加がブッシュ変形量に影響を及ぼしたと考えられる。Fig. II-3-9(3)および Fig. II-3-9 (4)に PEEK ブッシュ穴の中心部のレーザ顕微鏡写真を示す。サンプル 315rpmF30\_2MS の表面最大粗さ  $R_z$  は、初期状態から  $2.9 \mu\text{m}$  に減少したが、サンプル 670rpmF100\_2MS では  $5.6 \mu\text{m}$  と増加した。この結果より、チタンシャフトの表面性状はブッシュとの摩擦に影響を及ぼし PEEK の摩耗の状態が変化することがわかった。チタンシャフト表面性状の影響は、摩耗が支配的となるか摩擦熱が支配的となるかに分かれ、さらに摩耗が支配的な場合にはブッシュ変形量増加は PEEK ブッシュの

フィラーが自己潤滑材として作用し最小限の摩耗量でしゅう動するかあるいはせん断を伴うき裂が発生するかによって分かれることがわかった。

### 3-2-3. 切削加工条件のブッシュ温度への影響

Fig. II-3-10 に RCF テスト中の PEEK ブッシュ表面の温度推移を示す。サンプル 670rpmF100\_2MS では荷重たわみ温度(195 °C)に至ることはなく他の加工条件品とは異なる温度推移を示した。このことはフライス加工されたクランクシャフトの表面状態が PEEK ブッシュの摩擦に影響を及ぼした結果として温度上昇に違いをもたらしたことを示している。315rpmF30\_2MS もまたガラス転移点を超えたが、摩擦熱やブッシュの摩耗や穴縁部のき裂を主因とするブッシュ穴の拡大に至らなかった。これはフィラーを含んだ PEEK 摩耗粉によるフィルム形成が摩擦熱/摩耗の抑制に有利に働いたためと考えられる。

Fig. II-3-10 の SS2T で作製したサンプルで  $2.7 \times 10^2$  cycles 付近で温度の上下変動が生じた。摩擦熱による熱膨張はブッシュ穴を狭める方向に働くので結果として摩擦力の増加となり、チタンシャフトと PEEK ブッシュがより密着したためにブッシュ穴の摩耗が進行し、一時的に密着の度合いが減った結果、摩擦熱も一時的に低下したと考えられる。

## 3-3. 本節の結言

2MS によるフライス加工の場合の PEEK ブッシュの変形について、以下のことが知見として得られた。

- 1) チタンシャフトの表面粗さ  $R_z = 8.8 \mu\text{m}$  のときの PEEK ブッシュの摩耗量は、表面最大粗さ  $R_z = 8.3 \mu\text{m}$  のときよりも大きかったことから、チタンシャフトの表面状態が PEEK の摩擦に影響を及ぼす。シャフトの回転に伴って PEEK ブッシュは摩耗したが、ブッシュの表面温度は熱変形温度までには至らなかった。この結果、摩耗によるブッシュ穴とチタンシャフト間の隙間が主要因となってブッシュの変位量が増加した。このことは相手材であるチタンの表面状態の要因が大きく PEEK ブッシュのフィラーの効果が十分に発揮されていないことを示している。
- 2) チタンシャフトの最大粗さ  $R_z = 8.3 \mu\text{m}$  のときシャフトは他と比較して滑らかに回転し、PEEK ブッシュの摩耗および変形は小さかった。このことからチタンシャフトの表面状態は PEEK の摩耗粉の介在に影響を及ぼし、その結果摩擦熱に伴う PEEK ブッシュ変形にも影響を及ぼす。PEEK ブッシュ表面はガラス転移温度を超え表面が軟化したが、フィラー

成分である PTFE やグラファイト片の摩耗粉堆積により生じたフィルムが潤滑材として効果的に働き、PEEK ブッシュの摩耗と摩擦熱の発生はバランスのとれた状態を維持した。このことから摩擦熱と摩耗の点から適切なチタン加工条件の絞り込みが可能であることが明らかになった。

3) 本機械加工条件で作製したシャフトの場合、ガラス転移点を超える 150-200 °C の領域で PEEK ブッシュ変形が極めて小さくなった。この結果から PEEK 自体が持つ耐熱性および耐圧縮性に加えカーボンファイバー等のフィラーが有効に作用することがわかった。

4) 150 °C のガラス転移点以下の領域では PEEK ブッシュ変形量は、ブッシュ穴とチタンシャフト間の隙間を増加させるブッシュ摩耗の作用に影響を受ける。この摩耗プロセスでは、ブッシュの摩耗片の一部がブッシュ穴から脱落するが、ブッシュ穴やシャフトに残留した摩耗片が潤滑材として働くため摩擦熱は荷重たわみ温度を超えるほど発生しない。

5) 200 °C 以上の荷重たわみ温度を超える領域では、PEEK ブッシュ変形量は熱によるひずみも伴って増加する。

SS2T によるフライス加工の場合の PEEK ブッシュの変形について、以下のことが知見として得られた。

1) PEEK ブッシュ表面がガラス転移温度を超えると表面は軟化し、さらに熱変形温度に達したときブッシュ穴は熱膨張と熱変形のためにわずかに小さくなる。この結果として PEEK 軟化と膨張の相互作用で PEEK ブッシュ穴とチタンシャフトは摩耗が促進される。

2)  $4.0 \times 10^3$  cycles を超えると、PEEK ブッシュ穴の摩耗のためブッシュ穴とチタンシャフトの間のスキが出来るのと同時に摩擦熱による温度上昇がわずかに減少した。しかしながら、再び摩擦熱が発生すると熱膨張の影響でブッシュ穴とチタンシャフトのスキが小さくなり再び摩耗に転じる。



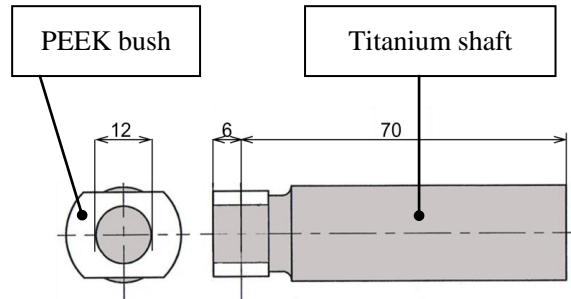
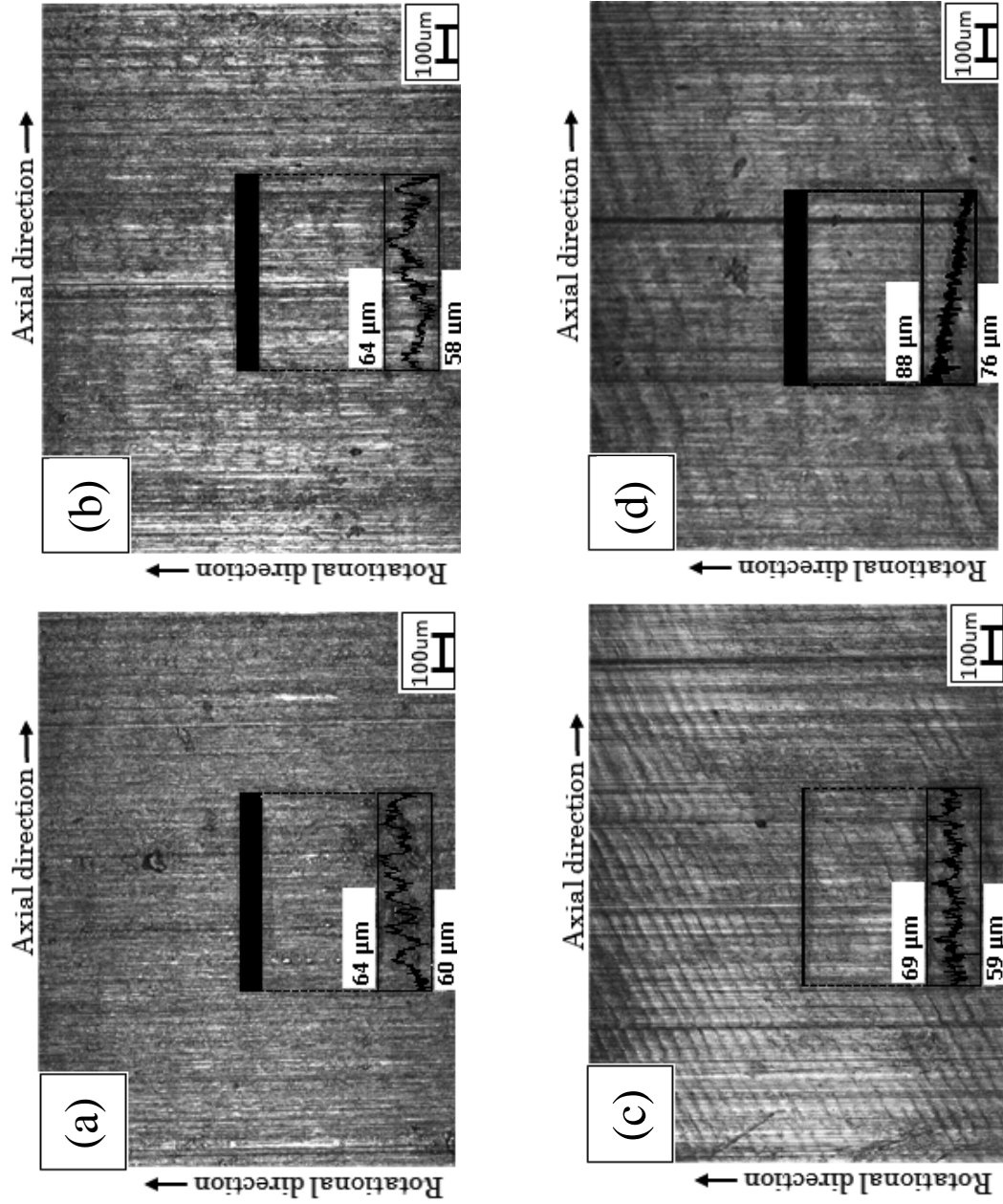


Fig. II-3-1 Schematic illustration of RCF test specimen.  
Both crank shaft and bush wear occurred within the 12 mm diameter part.

Table II-3-1 Machining condition of Ti-crack shaft.

Sample #	Sample name	Endmill	Machine conditon	
			Rotation speed [rpm]	Feed rate [mm/min]
A	315rpmF30_SS2T	SS2T TiCN	315	30
B	670rpmF100_SS2T	SS2T TiCN	670	100
C	315rpmF30_2MS	2MS CoHSS	315	30
D	670rpmF100_2MS	2MS CoHSS	670	100

Fig. II-3-2 Laser confocal microscope surface images of titanium shafts;



(a) ENDMILL : SS2T (SANKO),

315rpmF30 - the roughness at the shaft top was  $R_z=2.6 \mu\text{m}$ .

(b) ENDMILL : SS2T (SANKO),

670rpmF100 - the roughness at the shaft top was  $R_z=3.6 \mu\text{m}$ .

(c) ENDMILL : 2MS (Mitsubishi),

315rpmF30- the roughness at the shaft top was  $R_z=8.3 \mu\text{m}$ .

(d) ENDMILL : 2MS (Mitsubishi),

670rpmF100 - the roughness at the shaft top was  $R_z=8.7 \mu\text{m}$ .

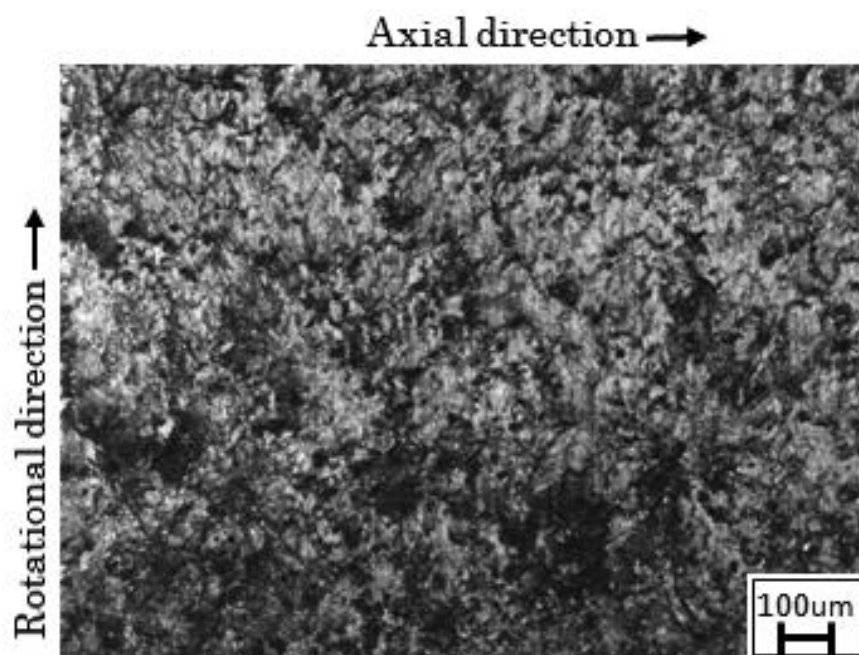
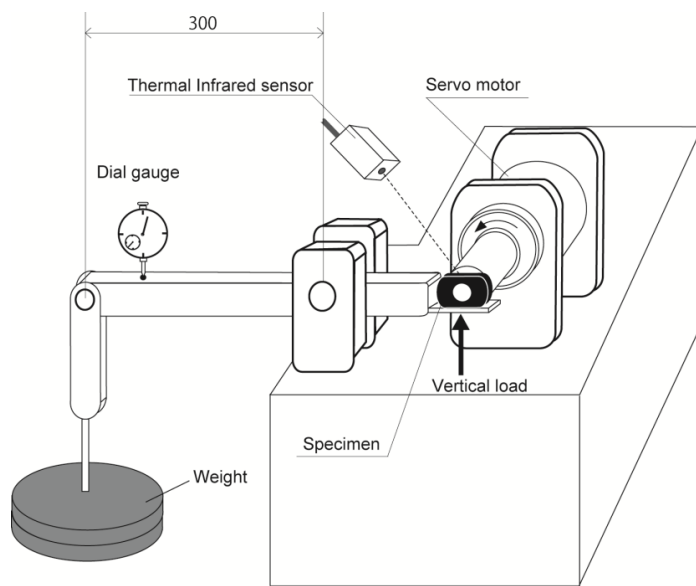
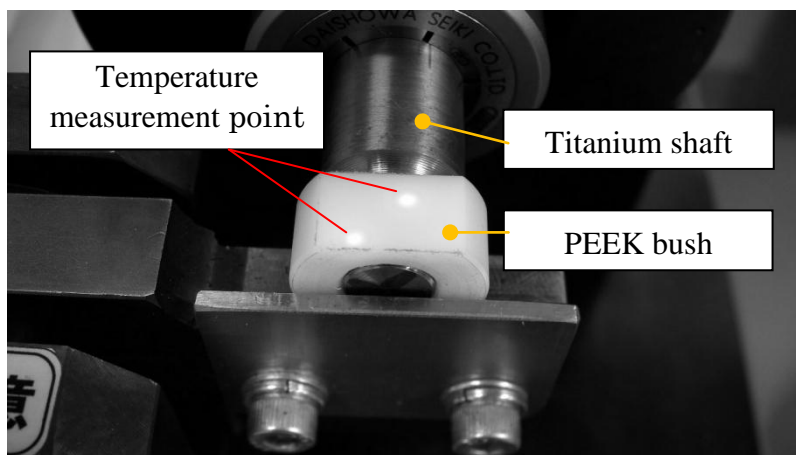


Fig. II-3-3. Laser confocal microscope surface images of PEEK bush hole prior test  
Reamer feed rate : F50 mm/min,  $R_z= 4.313 \mu\text{m}$ .



(a)



(b)

Fig. II-3-4 RCF test machine.

(a) RCF machine setup,

(b) Specimen(bush and shaft) setup.

Table II-3-2 PEEK bushes deformation after  $5.0 \times 10^3$  cycles.

Sample #	Sample name	Deformation value [rad]
A	315rpmF30_SS2T	$2.000 \times 10^{-3}$
B	670rpmF100_SS2T	$2.000 \times 10^{-3}$
C	315rpmF30_2MS	$1.500 \times 10^{-3}$
D	670rpmF100_2MS	$2.646 \times 10^{-3}$

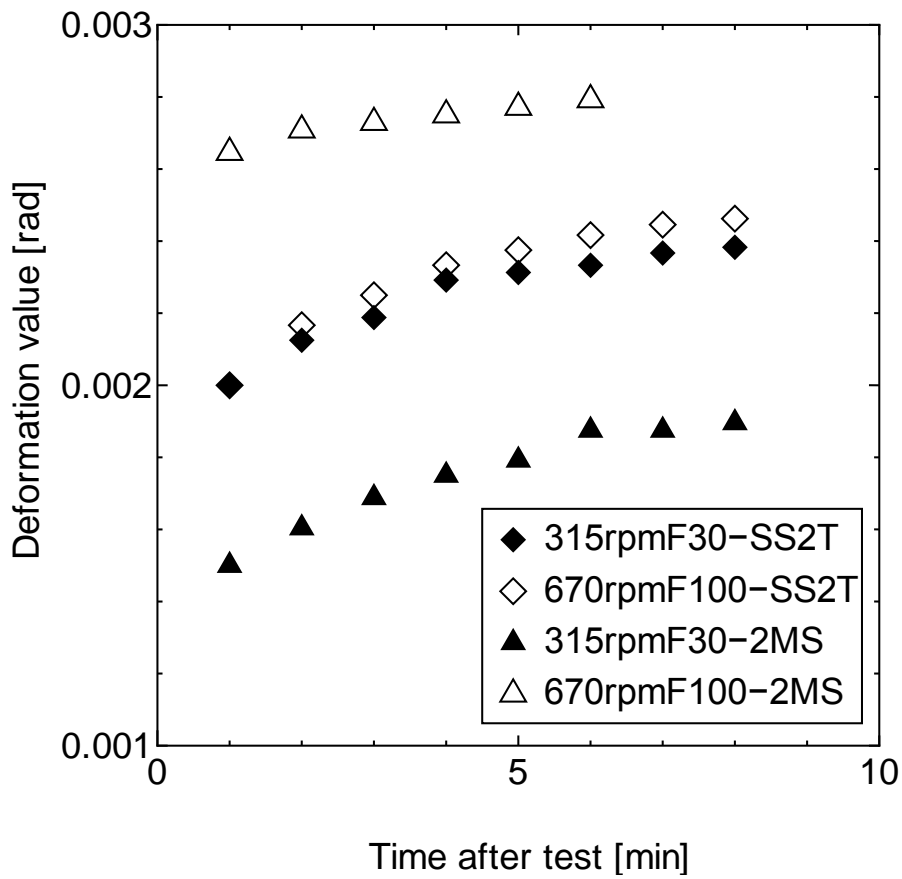


Fig. II-3-5 Deformation transition of PEEK bushes after the RCF test, X-axis represents time counted from the end of the test ( $5.0 \times 10^3$  cycles).

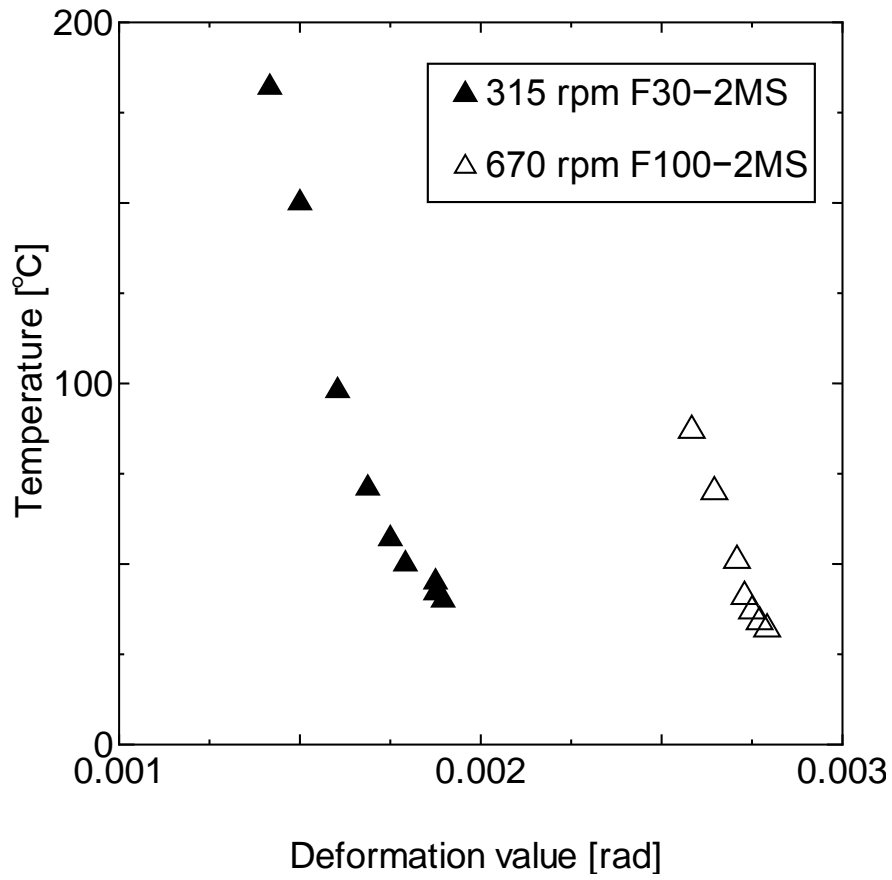


Fig. II-3-6 The relation between deformation and temperature of PEEK bushes after the RCF test.

Table II-3-3 The distribution of wear loss after  $5.0 \times 10^3$  cycles.

Sample #	Sample name	Wear loss [mg]
A	315rpmF30_SS2T	11.0
B	670rpmF100_SS2T	10.6
C	315rpmF30_2MS	10.4
D	670rpmF100_2MS	12.5

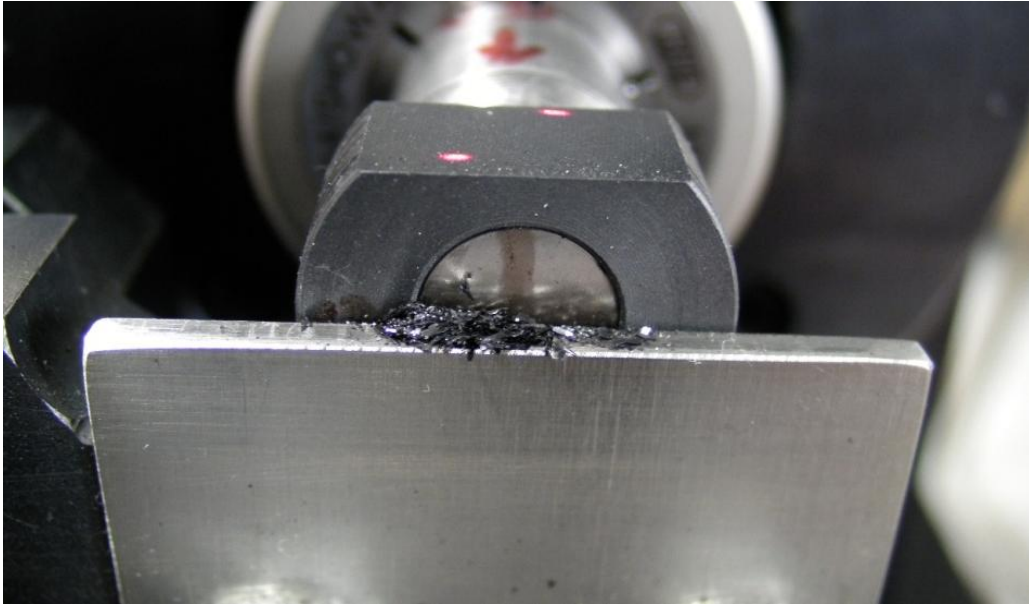


Fig. II-3-7 The PEEK fragment friction surface of PEEK bush after RCF testing in sample (D: 670rpmF100\_2MS).Milling, 670rpm.

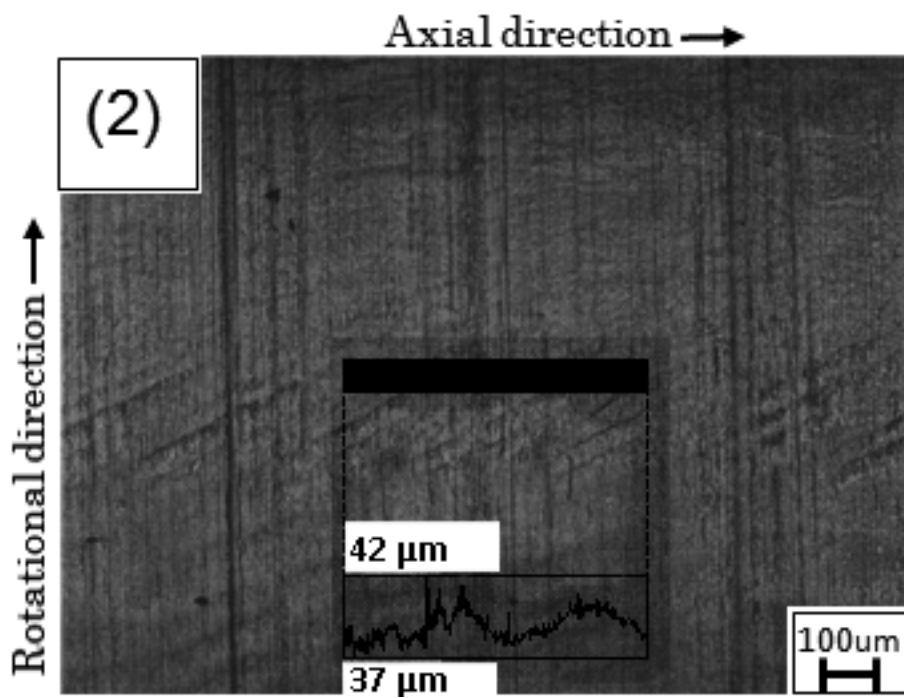
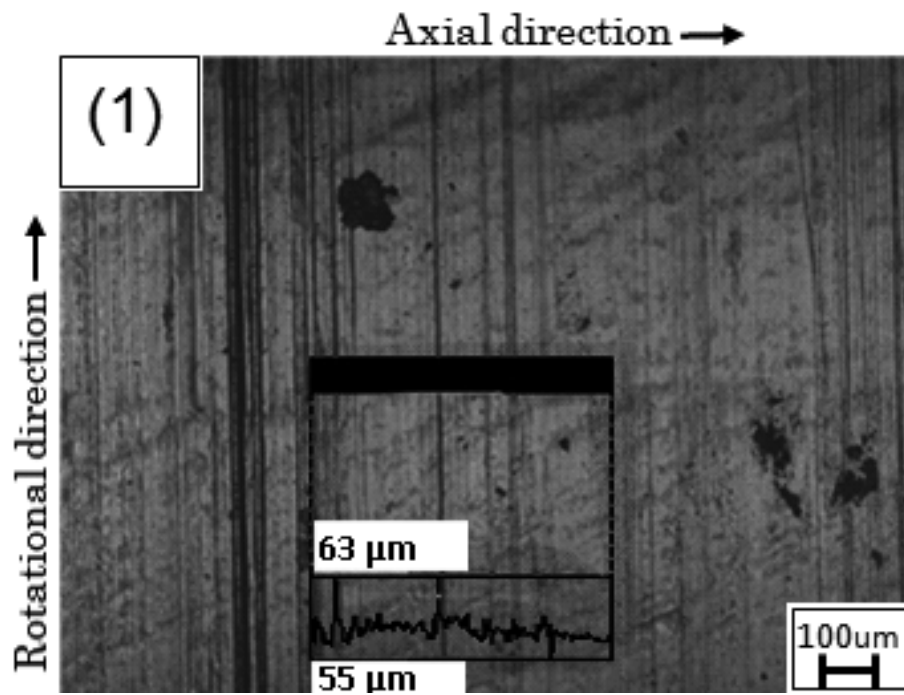


Fig. II-3-8 Laser confocal microscope surface images of titanium shafts at  $5.0 \times 10^3$  cycles after RCF test;

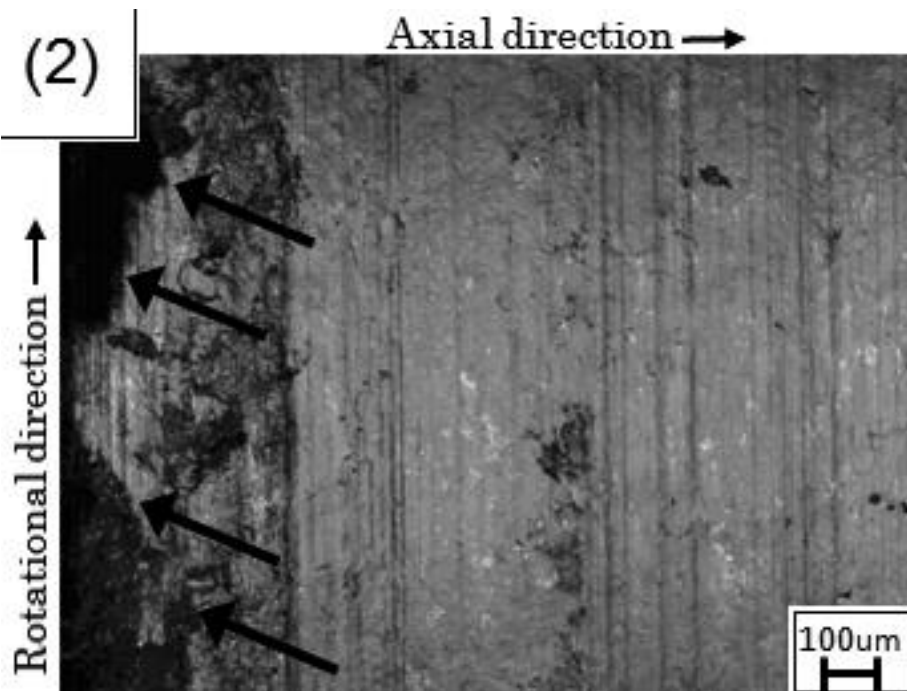
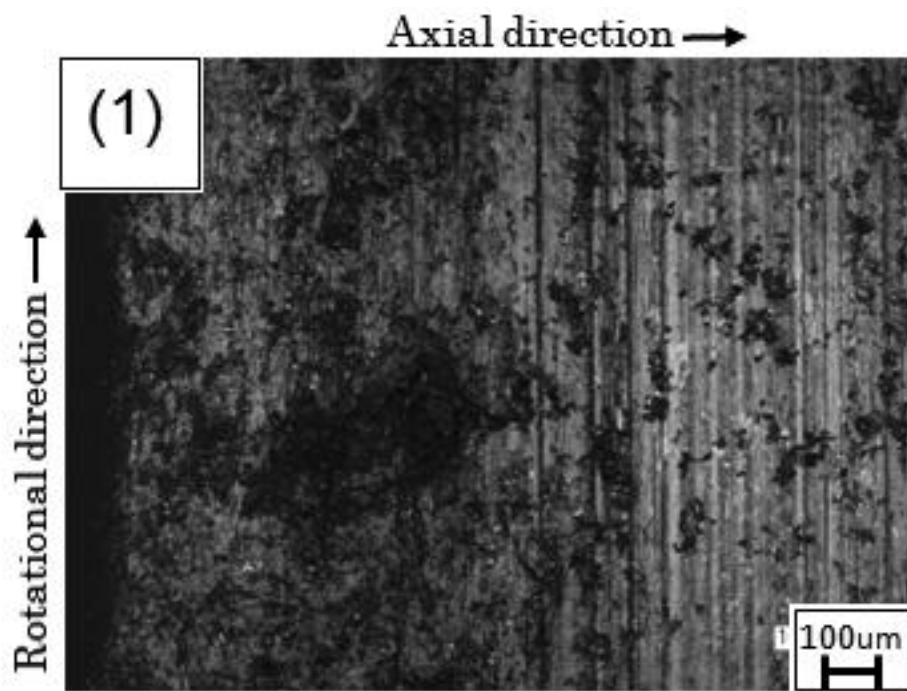
(1) Sample #C- 315rpmF30\_2MS,

ENDMILL : 2MS ,  $R_z = 7.8 \mu\text{m}$ .

(2) Sample #D- 670rpmF100\_2MS,

ENDMILL : 2MS ,  $R_z = 4.0 \mu\text{m}$ .





Cont.

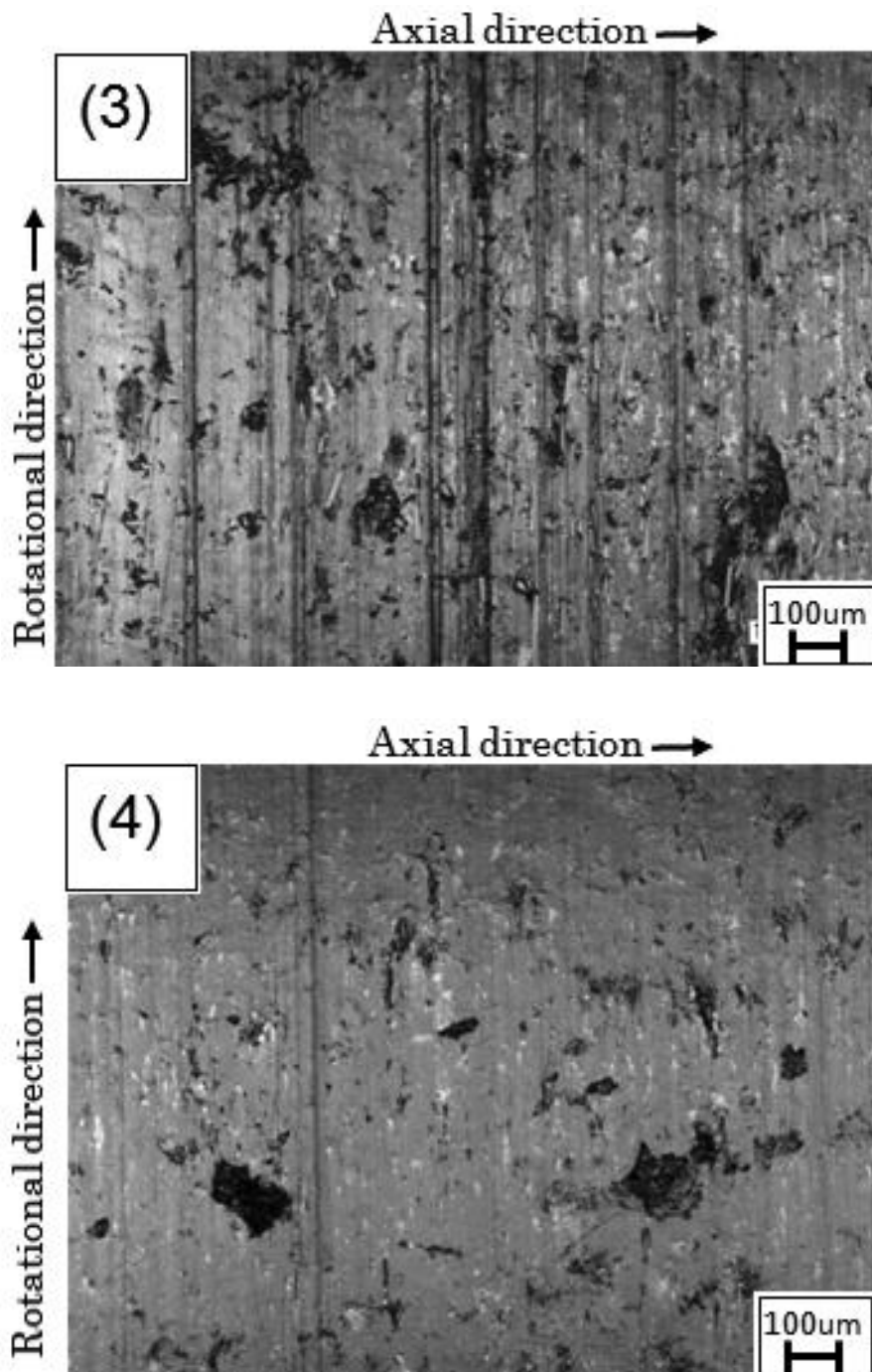


Fig. II-3-9 Laser confocal microscope surface images of hole edge/centre of PEEK bush hole contacted titanium crank shaft root after  $5.0 \times 10^3$  cycles;

- (1) Sample #C- 315rpmF30\_2MS.
- (2) Sample #D- 670rpmF100\_2MS, Arrow mark presents the fracture boundary.
- (3) Sample #C- 315rpmF30\_2MS (bush hole centre) ,  $R_z = 2.9 \mu\text{m}$ .
- (4) Sample #D- 670rpmF100\_2MS (bush hole centre) ,  $R_z = 5.6 \mu\text{m}$ .

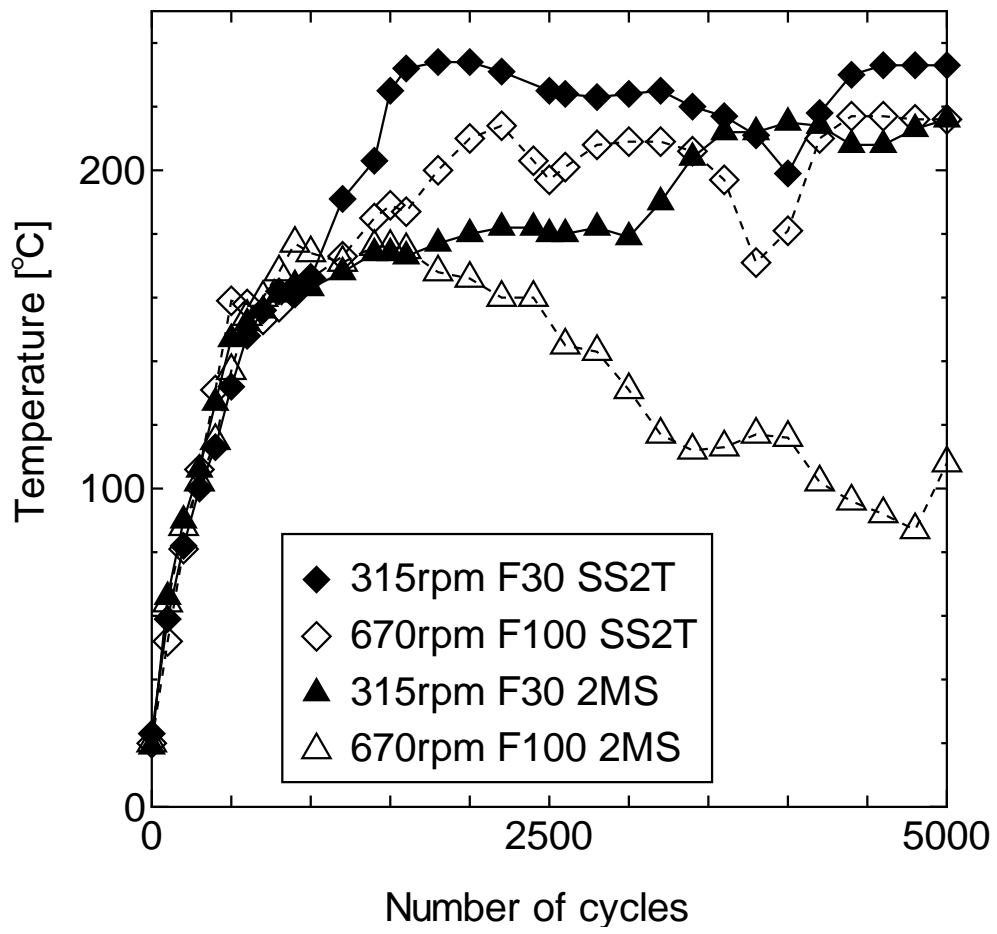


Fig. II-3-10 Exhibit changes in the surface temperature in PEEK bushes.

## 第4節 PEEK ブッシュとアルミ合金カムプレートとの間の摩擦・変形がバックラッシュに与える影響

### 4-1. 初期なじみ試験

第2節および第3節でのロボット関節のトルク伝達部品としての PEEK ブッシュの研究から、たとえばモータ軸とロボット脚軸部の間における角度伝達誤差の点から摩擦や変形が重要な要因となることが分かった。第4節では PEEK をロボット関節のしゅう動部品として適用するにあたって、PEEK と相手側金属部材であるアルミ合金との摩擦摩擦および機械的特性について記述する。超々ジュラルミン製のカムプレートと PEEK ブッシュは本リンク機構で使用されているトルク伝達部品である。このことは軽量化に寄与し、しゅう動と回転を伴った複合的な動きをする本リンク機構においても比較的安全なものとして市場への提供が可能である。

しかし PEEK と超々ジュラルミンのトライボロジーの研究事例がなく、機械部品組み合わせとしての適合性も不明な点が多いことから本研究を行った。特に本節では PEEK ブッシュとカムプレートのなじみ現象がバックラッシュに及ぼす影響について述べる。

#### 4-1-1. 試験用カムプレートおよび PEEK ブッシュ

PEEK ブッシュは POLYPENCO 社製の HPV grade (PK450FC) を使用した。フィラーとしてカーボンファイバー、PTFE (ポリテトラフルオロエチレン) およびグラファイトが含まれている。Fig. II-4-1(a) にサンプルの寸法を示す。接触面となるブッシュの側面部は 80 mm 径エンドミルを使用し回転速度 1000 rpm および送り速度 F200 mm/min で作製した。この PEEK ブッシュ両側面は Fig. II-4-1(b) で示すようにカムプレートスリット壁面との間で摩擦を生じる。Fig. II-4-2(a), Fig. II-4-2 (b) および Fig. II-4-2(c) にテスト前の PEEK ブッシュ側面部の各位置でのレーザ顕微鏡写真を示す。それぞれブッシュ側面部の平均表面粗さは約 2.8  $\mu\text{m}$ 、最大粗さは 40-80  $\mu\text{m}$  を示した。Fig. II-4-3 にカムプレートスリットの摩擦面の顕微鏡写真を示す。カムプレートは超々ジュラルミン (T6511; 溶体化処理後に人工時効硬化処理) を使用し、スリット部はエンドミルを使用し回転速度 900 rpm および送り速度 F30 mm/min で作製した。粗さ計 SJ-400 (Mitsutoyo) ISO'97 基準で計測したスリット部の平均表面粗さは約 0.53  $\mu\text{m}$  を示した。超々ジュラルミンは Table II-4-1 に示すとおり亜鉛・マグネシウム・銅などを含むアルミ合金であり、一般的な鉄と比較し軽量でありながら強度的性能はほぼ同等である。

Table II-4-1 A7075 aluminium alloy chemical composition.

WT%

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Al
0.15	0.2	1.6	0.03	2.6	0.23	5.6	0.03	R.

#### 4-1-2. リンク疲労強度試験およびバックラッシ計測

ブッシュ摩耗がロボット関節の精度におよぼす影響を評価するため、第1節で説明したロボット関節および疲労強度試験機を用いてブッシュの摩耗および疲労テストを行った。カムプレート揺動角はFig. II-4-1(b)に図示したように $\pm 90^\circ$ で行い、AC 200 Wモータの回転スピードは1700 rpmとした。負荷とバックラッシの関係を調べるため、出力軸に0~50 kgfcm(0~4.9 N·m)間で負荷させ、50~500 cyclesで疲労テストを行った。Robocup用キッズサイズの二足歩行ロボットで使用されているモータの停動トルクは50~60 kgfcm(4.9~5.9 N·m)で実用上はそれ以下で使用されていることから[102]、試験条件として0~50 kgfcmの範囲でPEEKブッシュへの影響を調べた。1往復の揺動運動の間、ブッシュはカムプレートスリットの中を上下に1往復移動する。疲労テスト後、ブッシュ表面をレーザ顕微鏡(KEYENCE VK9700)で観察を行った。バックラッシの計測は、第1節で述べたバックラッシ試験機を用いた。

## 4-2. 実験結果および考察

### 4-2-1. PEEK bush wear

疲労テストは50 cycles および 500 cycles で行った。これは1 cycle をロボット歩行での1歩に相当するもので、ロボカップ試合時間である15分を目安に500歩を条件としたものである[13]。Fig. II-4-4(a) および Fig. II-4-4 (b)に負荷トルク 50 kgfcm(4.9 N·m) および 20 kgfcm(2.0 N·m) , 50 cycles テスト後のブッシュ摩擦面のレーザ顕微鏡写真を示す。50 kgfcm(4.9 N·m)で疲労テストを行った時のブッシュの最大表面粗さが $R_z = 8.0 \mu\text{m}$ に対し20 kgfcm(2.0 N·m)で $R_z = 7.4 \mu\text{m}$ であった。初期と比較して摩耗によりブッシュ摩擦面の状態が変化したことが分かる。トルクを負荷させた場合ではPEEKブッシュとカムプレートスリットの摩擦によりPEEK薄片がPEEKブッシュから剥がれ摩耗し、20 kgfcm(2.0 N·m)では加工目の凹みに摩耗粉の介在がみられた。このことはブッシュ表面の最大粗さに影響を及ぼすと考えられる。Fig. II-4-4(c)に荷重を自重のみ、500 cycles 後のブッシュ摩擦面のレーザ顕微鏡写真を示す。ブッシュ表面最大粗さは約 $6.2 \mu\text{m}$ であり試験前と比較して最大粗さで約 $1 \mu\text{m}$ 低減しており平滑な状態が観察された。PEEK摩耗粉の堆積がPEEKブッシュとカムプレートの境界面にみられ、なじみによって表面状態がわずかに変化したと考えられる。

#### 4-2-2. Backlash measurement within the robot joint

Fig. II-4-5に疲労テスト後のバックラッシ計測結果を示す。負荷トルク 50 kgfcm(4.9 N·m)および20 kgfcm(2.0 N·m)での試験後のバックラッシは増加していたが、自重のみの場合は逆にバックラッシが減少した。負荷トルク 50 kgfcm(4.9 N·m)でのバックラッシは、20 kgfcm(2.0 N·m)の場合よりも高い値を示した。このことからバックラッシは負荷トルクと関係があり、ブッシュの摩耗の進行が影響を及ぼすことがわかる。負荷トルクが20 kgfcm(2.0 N·m)のとき摩耗粉の堆積層がブッシュとカムプレートとの境界面にみられた。このブッシュ摩耗によって生じた薄層がPEEKブッシュ表面を保護し、摩擦係数を低減する役割を果たしたと考えられる。この結果はPEEK摩耗粉がブッシュとカムプレートスリット間の隙間に介在することで低バックラッシをサポートしたものと考えられる。Fig. II-4-6に負荷エア圧0.16 MPa(トルクユニットRV3D30でのトルク換算値18.1 N·m) および0.20 MPa(トルク換算値24.3 N·m)で摩耗テスト後のPEEKブッシュ表面の最大粗さとバックラッシの比較を示す。負荷トルクを与え疲労テストしたときのブッシュ表面の最大粗さとバックラッシは、表面がなじみ状態のブッシュよりも大きかった。PEEKブッシュ表面の粗さが増加したことは、PEEKブッシュとカムプレートスリットとの初期のしゅう動による摩耗と関係があり、ブッシュとカムプレートスリット間の隙間がミクロンオーダーで増加したことを示し、すなわちバックラッシ増加と因果関係があるといえる。このことからトライボロジー性能としてPEEKブッシュ粗さがロボット関節の機械的性能を示すパラメータであるバックラッシと関係していると結論づけることができる。さて、設計する時に重要なパラメータであるバックラッシは20 arcminを判定の基準とした。これは出力軸にロボットの脚フレームや任意の長尺のアーム等を連結させコントロールする場合において角度誤差増加はアーム先端の変位誤差増加につながるためである。出力軸先端から離れた位置での変位のバラつきを低減させることでアーム等の安定した動作が可能となる。

### 4-3. 本節の結言

本研究から以下の知見が得られた。

- 1) ロボット関節の出力軸の負荷トルクとPEEKブッシュ表面性状はPEEKブッシュ摩耗に影響を及ぼす。また、PEEKブッシュとカムプレートとの接触面での摩耗はバックラッシと関係がある。ブッシュ表面がカムプレートとの摩擦により削れると、結果として表面粗さが大きくなりバックラッシは増加する。
- 2) ロボット関節を自重のみで運転させた場合、PEEKブッシュはなじみ現象によりPEEKブ

ツシュのカムプレート接触面が平滑化されバックラッシュ最小値を示した. PEEK摩耗粉は加工目の凹みや接触境界面に介在し, PEEKブッシュとカムプレート間の隙間はPEEK摩耗粉堆積により減少した.

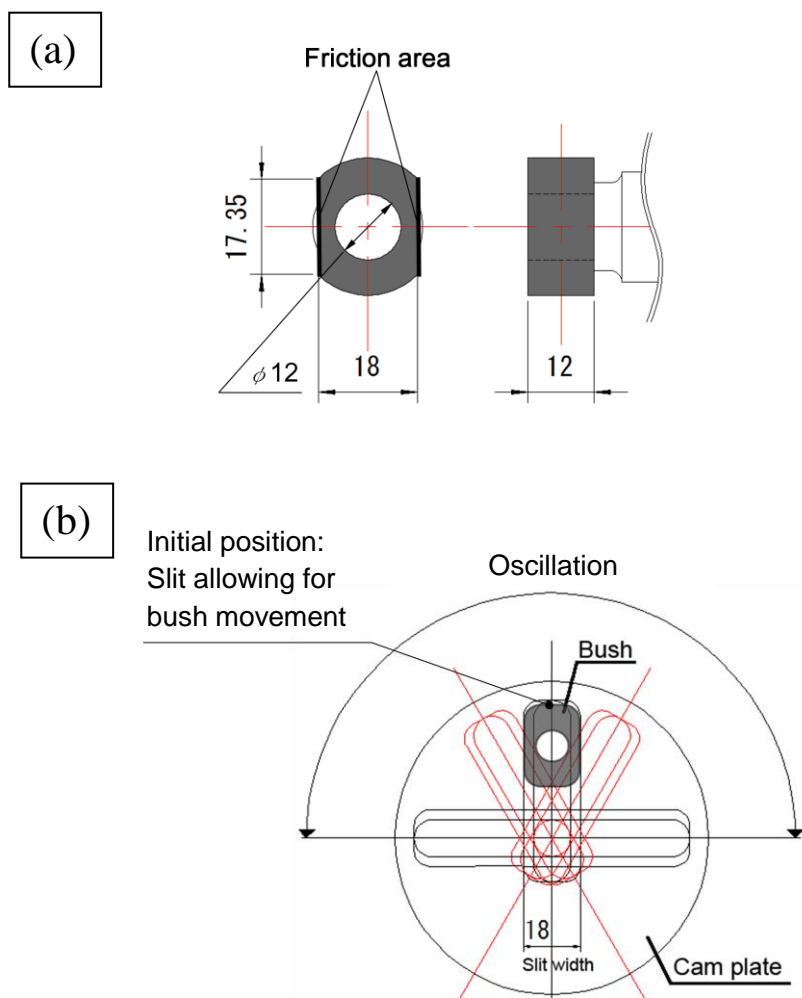


Fig. II-4-1 Wear test specimen;  
 (a) frictional area between PEEK bush and cam plate,  
 (b) Cam plate oscillation.

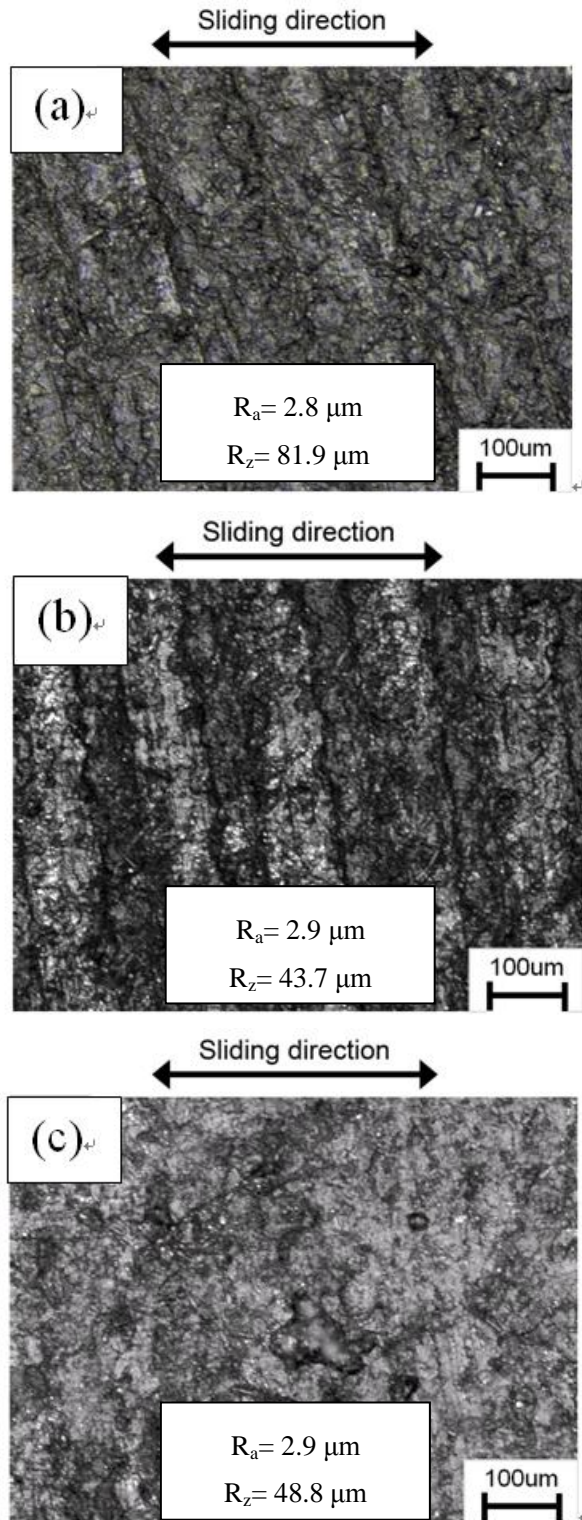


Fig. II-4-2 Laser confocal microscope surface images of PEEK bush side prior test;  
 (a) 50 kgfcm(4.9 N·m), (b) 20 kgfcm(2.0 N·m), (c) robot joint's own weight only.



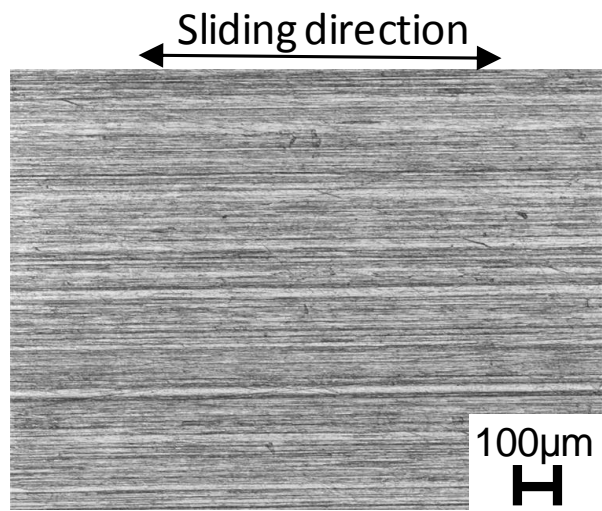


Fig. II-4-3 Laser confocal microscope surface image of slit side in cam plate prior to the test,  $R_a=0.53 \mu\text{m}$ .

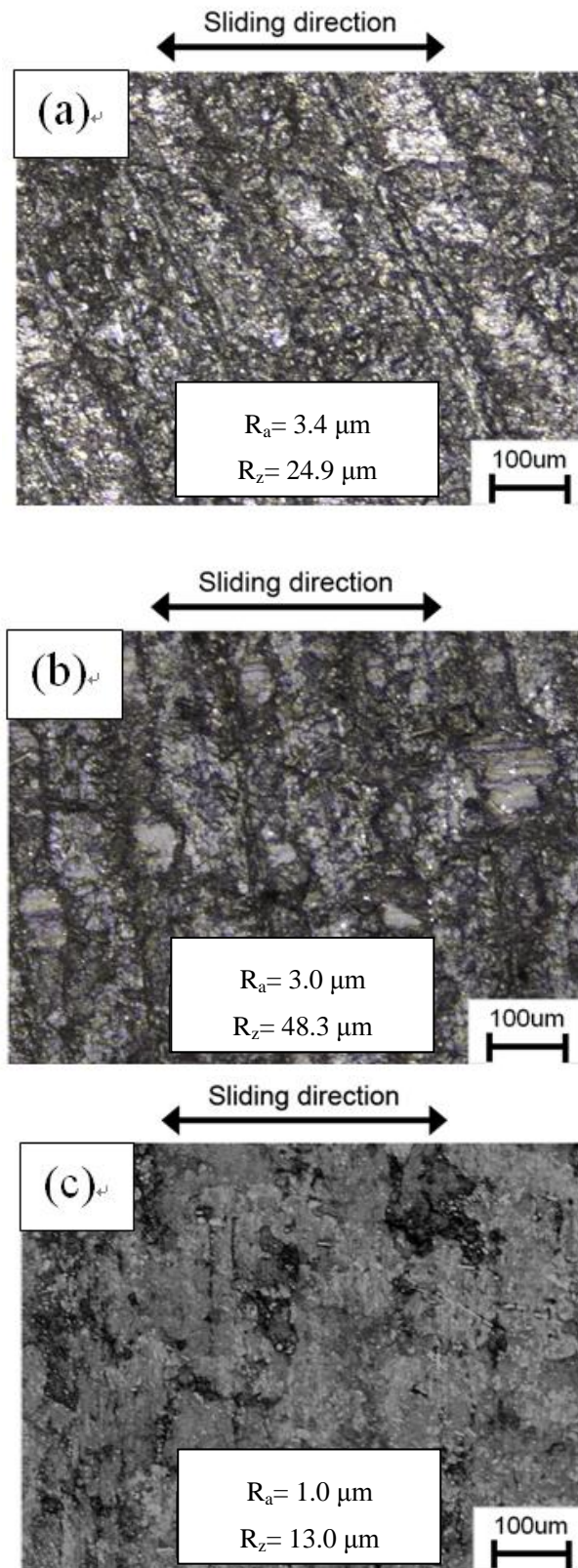


Fig. II-4-4 Laser confocal microscope surface images of PEEK bush side after test; (a) 50 kgfcm(4.9 N·m), (b) 20 kgfcm(2.0 N·m), (c) robot joint's own weight only.

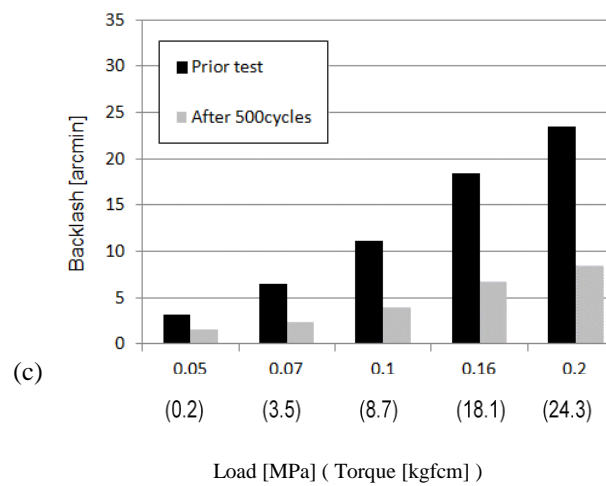
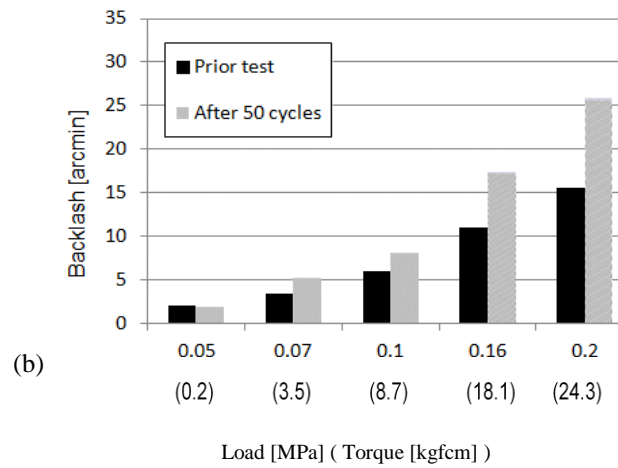
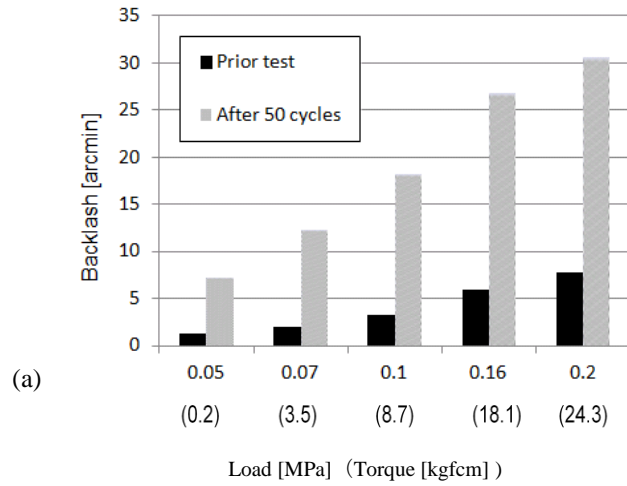
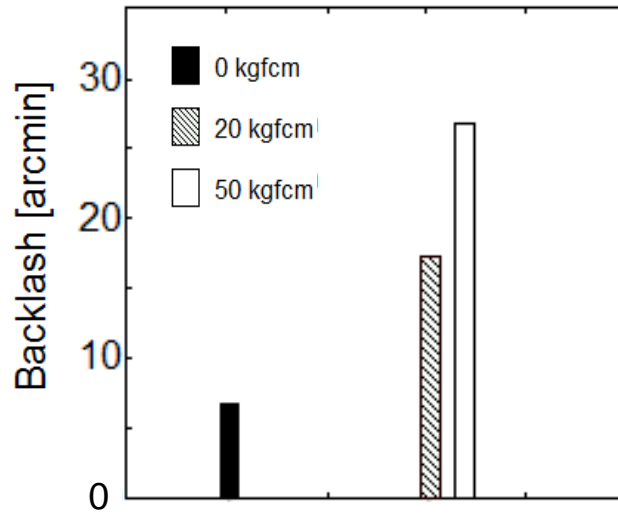
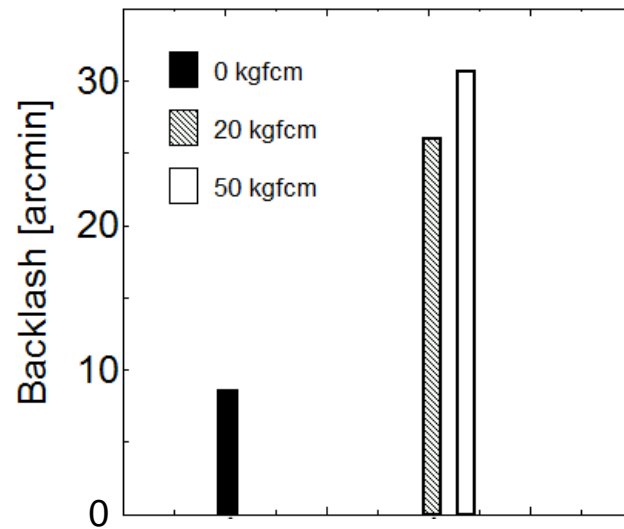


Fig. II-4-5 Backlash before and after testing:  
 (a) at 50 cycles under 50 kgfcm(4.9 N·m), (b) at 50 cycles under 20 kgfcm(2.0 N·m),  
 (c) at 500 cycles under robot joint's own weight only.



(a)



(b)

Fig. II-4-6 PEEK bush roughness and backlash comparison at (a) 0.16 MPa load and (b) 0.20 MPa load after wear test;

- Black: at 500 cycles under robot joint's own weight only,  $R_a=1.0\ \mu\text{m}$ ,  $R_z=13.0\ \mu\text{m}$ .
- Hatching: at 50 cycles under 20 kgfcm(2.0 N·m),  $R_a=3.0\ \mu\text{m}$ ,  $R_z=48.3\ \mu\text{m}$ .
- White: at 50 cycles under 50 kgfcm(4.9 N·m),  $R_a=3.4\ \mu\text{m}$ ,  $R_z=24.9\ \mu\text{m}$

## 第5節 高負荷トルク下での PEEK ブッシュおよびロボット関節への影響

### 5-1. 高負荷トルク試験

前節に引続き、第5節ではフライス加工により作製した超々ジュラルミン製カムプレートと PEEK ブッシュとの間のしゅう動をとまなうリンク機構について、高負荷トルクおよび連続運転下での PEEK ブッシュおよびロボット関節への影響について調査した結果を記述する。

#### 5-1-1. 試験片カムプレートおよび PEEK ブッシュ

PEEK ブッシュは POLYPENCO 社製の HPV grade (PK450FC) を使用した。Fig. II-5-1 にサンプルの寸法を示す。ブッシュがカムプレートと接触する部分は、80 ミリ径エンドミルを使用し回転速度 1055 rpm および送り速度 F100 mm/min で作製した。PEEK ブッシュ両側面はカムプレートスリット壁面で摩擦を生じる。Fig. II-5-2(a), (b) および(c) にテスト前の PEEK ブッシュ側面部のレーザ顕微鏡写真を示す。粗さ計 SJ-400 (Mitsutoyo) ISO'97 基準で計測した平均表面粗さ ( $R_a$ ) は約 1.3  $\mu\text{m}$  であった。カムプレート製作には超々ジュラルミン (BE-T6511) を使用し、スリットはエンドミルにより回転速度 900 rpm および送り速度 F30 mm/min で作製した。粗さ計 SJ-400 で計測したスリット部の平均表面粗さは約 0.33  $\mu\text{m}$  であった。

#### 5-1-2. リンク疲労強度試験およびバックラッシ計測

ロボット関節のブッシュ摩耗による角度伝達誤差への影響を評価するため、第1節で説明した軽量ロボット関節および疲労強度試験機を用いてブッシュの摩耗および疲労テストを行った。連続運転時での摩耗影響評価のため直流モータ揺動運動による加速試験を行った。揺動角は  $\pm 45^\circ$  で行い、DC200W モータの回転スピードは 2000 rpm とした。これは想定したロボット歩行において1分間に20歩のスピードに相当する。モータからの入力スピードは波動歯車装置を介して100分の1に減速され、最終出力トルクはリンクユニットによってさらに3倍に増幅される。試験メカニズムは第1節で示したとおりで、ロボット関節の出力軸とディスクはカップリングによって連結され、ディスクは関節の出力軸の動きに合わせて14往復/分で揺動する。負荷トルク条件は、900 kgfcm (88.2 N·m) で行った。これはリンクユニットなしでの最大出力実測トルクが約 400 kgfcm (39.2 N·m) であることより、モータおよびリンクユニットの安全を見込んで最終出力実測トルクが2倍以上3倍未満のトルク設定とした。

ブッシュはクランクシャフトによって出力軸を中心として揺動運動しながらカムプレートスリット内を上下に移動する。このときブッシュの摩耗はカムプレートとの間でのすべり摩耗となる。カムプレートはPEEKブッシュを通じて圧されることによって回転もしくは揺動運動する。ブッシュはクランクシャフト揺動角が $0^{\circ}$  のとき上死点に位置し、 $45^{\circ}$  または $-45^{\circ}$  のとき下死点に位置し、約5 mmのストロークを有し、スリット内でのすべり往復運動をする。このメカニズムによって出力軸にトルクが伝達される。

疲労テストは出力軸に $900 \pm 20 \text{ kgfcm}$  ( $88.2 \pm 2.0 \text{ N}\cdot\text{m}$ )で負荷させ、 $1.0 \times 10^4$  cyclesの条件で行った。1往復の揺動運動の間、ブッシュはカムプレートスリットの中を上下に1往復するが、揺動の方向とブッシュ位置によりブッシュにかかる最大負荷とその方向は変化する。また、本試験で使用したモータでは、モータ温度が $70^{\circ}\text{C}$ を超えるとモータ自身の出力トルク不足が発生するため $1.0 \times 10^3$  cyclesごとにモータ冷却のためのインターバルを設け疲労テストを継続した。摩耗テスト後、ブッシュ表面はレーザ顕微鏡(KEYENCE VK9700)で観察を行った。

ブッシュ摩耗とバックラッシの関係を調べるため、第1節で述べたバックラッシ試験機を用いた。さらに関節の出力軸から約10 cm離れた位置のピッチ軸方向の変位量をレーザ変位計(KEYENCE ZG-WDCスマートセンサ)で計測した。

### 5-1-3. ロボット関節の出力と効率

本ロボット関節の仕様(Fig. II-1-2)では、従来の仕様(Fig. II-1-1)と比較し部品数の削減、各 부품の肉を削ることで、およそ1 kgの軽量化を図った。さらにクランクシャフト機構部を改良した結果、1 kg単位重量当たり出力は11 Wから62 Wに向上した。ロボット関節では、製品の特性上 高負荷で使われることが優先的課題となるため、従来のロボット関節および軽量化ロボット関節それぞれの限界出力にあたる $200 \text{ kgfcm}$  ( $19.6 \text{ N}\cdot\text{m}$ )および $900 \text{ kgfcm}$  ( $88.2 \text{ N}\cdot\text{m}$ )で疲労・強度テストを行いバックラッシ比較を行った。

次にクランクシャフト、ブッシュおよびカムプレート部で構成されるユニット（以降、関節リンク部と表記する）の効率を調べた。検証サンプルとして関節部を取り除いたモータおよび波動歯車装置で構成されるアセンブリパーツ（以降、単体ユニットと表記する）と、単体ユニットに関節リンク部を取り付けたロボット関節のそれぞれの出力ベースでの比較を行った。検証に使用したモータはDCブラシレスサーボモータ：SV23165DT-DE (ANIMATICS製)，波動歯車装置にはSHD17-100-2SHの薄型タイプを用いた。DCモータの回転スピードは2000 rpmとした。ここで、波動歯車装置によって1/100に減速されたときのトルクを「単体ユニット出力トルク」と定義する。試験に用いた単体ユニット出力トルクは

波動歯車装置の入力が2000 rpmとしたときの波動歯車装置SHD17-100-2SHの定格トルクの約3倍にあたる480 kgfcm(47 N·m)とした。一方、ロボット関節の出力軸トルクは関節リンク部によって3~4倍程度に増幅する仕様なので、700 kgfcm(69 N·m)で単体ユニットと同様にトルク負荷テストを行った。このときの運転時間に伴い増加するモータ温度の上昇を計測することで、モータに対する負荷が関節によって低減していることを知ることができる。またロボット関節出力および入力(単体ユニットの出力に相当)の実力値の比較から関節リンク部自体の効率を見積もった。また、このときのエネルギー効率を示す代替特性値としてDCモータへの負荷により上昇する電流値を基に単体ユニットとロボット関節とで比較を行った。

## 5-2. 実験結果および考察

### 5-2-1. PEEK bush wear

Fig. II-5-3(a), (b) および (c)に負荷トルク 900 kgfcm(88.2 N·m) ,  $1.0 \times 10^4$  cycles 後のブッシュ摩擦面のレーザ顕微鏡写真を示す。ブッシュ中心部のしゅう動方向への平均表面粗さは約  $0.23 \mu\text{m}$  であり、重負荷に伴う摩耗により表面の状態が初期から変化したことが分かる。PEEK 表面にはしゅう動方向に沿って数ミクロンレベルの直線溝がみられたことから、高負荷での接触圧下で超々ジュラルミンカムプレートスリットの加工目によるアブレイブ摩耗が発生したことがわかる。さらにブッシュ摩擦面中央部と比較してブッシュ下端部の摩耗が著しく進んでおり、出力軸側からみて右回転時のブッシュが上死点から下死点へ向かうときにトルク負荷によって生じた圧縮応力がブッシュ下端に集中したと推測される。これはブッシュ摩擦面の最大接触圧の位置が揺動位置によって刻々と変化していたことを示している。Fig. II-5-4 にカムプレートスリット部の拡大写真を示す。スリット部のブッシュとのしゅう動面にはフィルム状の付着物がみられた。Fig. II-5-5 にブッシュしゅう動部の顕微鏡写真を示す。ブッシュ表面には摩耗痕、フィルム状物質および「てかり」が観察された。Fig. II-5-6(a)およびFig. II-5-6(b)にブッシュ摩擦面付着物のSEM画像及びEDX測定結果を示す。これらの摩耗粉はブッシュとカムプレートスリットとの間で繰返し圧縮と延伸によって摩耗粉同士がくっつき、フィルム状物質を形成しブッシュ表面およびカムプレートスリット側面に付着したものである。Fig. II-5-6(c)にフィルム部のEDXデータを示す。フィルムにはフッ素炭化物が検出されたことから、PTFE由来のものである可能性が極めて高く、これらのフィルムはブッシュとカムプレート間の移着を繰返しながらしゅう動性をサポートする役割を果たしていたと推測される。Fig. II-5-7(a)にブッシュてかり部のSEM画像を示す。ここで示すてかり部とは、ブッシュ表面がカムプレートによって圧縮および擦られた

ことによって凹凸の起伏の少ない滑らかな面となって、光が鏡面反射するように他の部位よりも明るく輝いて見える部位を指す。従ってブッシュとカムプレートの表面がしゅう動の痕跡を残している部位である。Fig. II-5-7(b)にブッシュてかり部の EDX データを示す。フィルム部に比べアルミ (Al-K $\alpha$ ) が高く検出されていることから、アルミも摩耗したことが判る。またアルミ (Al-K $\alpha$ ) と炭素 (C-K $\alpha$ ) エネルギー強度を Fig. II-5-6(c)のフィルム部と比較するとてかり部ではアルミが多く見られ、フィルムでは炭素が占める割合が高い。このことから、アルミ摩耗粉はブッシュとカムプレートスリットの接触においてアルミ側のフライス加工により形成された微小な凸部が、強い圧縮を伴ったしゅう動によりせん断し粉状となったと考えられる。一方、PEEK ブッシュから剥がれおちた摩耗粉はフィルムへ変質したと考えられるが、その成分はフィラーである PTFE、グラファイトとの PEEK 混合物と推測され、ブッシュ表面のフィルムに若干のアルミが検出されたことからカムプレートスリットとの移着の繰返しの中でブッシュ側に微量のアルミが混ざったものとして付着したと推測される。

### 5-2-2. バックラッシュ試験計測結果

Fig. II-5-8 にテスト前後でのバックラッシュデータを示す。1.0 $\times 10^4$  cycles 後ではバックラッシュが初期と比較し全体的に増加した。0.1 MPa の荷重 (トルク換算 7.87 kgfcm) の場合、バックラッシュが 2 arcmin から 7 arcmin に増加を示した。この結果よりテスト後にバックラッシュが約 5 arcmin 増加したことがわかったが、この原因は Fig. II-5.2(c)および Fig. II-5.3(c)で計測したブッシュ摩擦面のプロファイル比較から明らかなように、ブッシュの摩耗によってスリットとブッシュの接触部の微小な隙間が増加したことが影響したためと考えられる。計測結果が出力軸に依存しないことを確認するために、カムプレートに直に取り付けられたアーム変位量を計測した。Fig. II-5-9 にテスト前後でのカムプレートに直に取り付けられたアーム変位量データを示す。バックラッシュの増加にともないアーム変位も大きくなっており、バックラッシュ増加が出力軸から離れた所に位置するアーム変位に 1.2 $\times 10^{-3}$  ~ 2.2 $\times 10^{-3}$  rad の大きさで影響を及ぼしたことを示している。このことから、バックラッシュはブッシュの摩耗から生じる隙間が影響する値であるといえる。

### 5-2-3. ロボット関節の出力と効率

疲労テストの条件は従来品関節 (重量3.1 kg, 揺動角 $\pm 30^\circ$ ) では最大トルクが200 kgfcm (19.6 Nm)であり、軽量ロボット関節 (重量2.1 kg, 揺動角 $\pm 28^\circ$ ) では900kgfcm (88.2Nm)である。軽量ロボット関節と従来品関節での測定トルクとバックラッシュの比較をFig.



II-5-10およびFig. II-5-11に示す。バックラッシ計測器でのエアシリンダーによる出力軸への負荷が20 kgfcm(2.0 N·m)のときいずれのバックラッシも約6 arcminを示したが、60 kgfcm(5.9 N·m)のとき軽量ロボット関節では19 arcminとなり従来品の22 arcminよりも低くなった。この結果は軽量ロボット関節が従来品関節よりトルク効率の点が4.5倍となり、バックラッシが小さくなったことを意味する。いずれの関節でもテスト後PEEKブッシュの破断や変形はなかったが軽量ロボット関節の場合でPEEK摩耗粉によるフィルム付着がブッシュとカムプレートスリットおよびクランクシャフトピン部にみられた。

軽量ロボット関節と単体ユニットの各測定トルクについて運転時間とモータ温度の比較結果をFig. II-5-12に示す。単体ユニットでは負荷トルク480 kgfcm(47 N·m)のときモータ温度は80 °Cまで上昇したが、軽量ロボット関節では700 kgfcm(69 N·m)で約40 °Cであった。軽量ロボット関節と単体ユニットの運転時間に対するモータ電流の比較をFig. II-5-13に示す。単体ユニットでは負荷トルク480 kgfcm(47 N·m)のとき運転時間50 minでモータ電流は6 Aまで上昇したが、軽量ロボット関節では700 kgfcm(69 N·m)のとき運転時間100 minで電流最大値は4~5 Aであった。なお、Fig. II-5-13(b)で電流が2 A近辺に集中しているのは、揺動時の関節リンク部の効果によりモータ負荷が低減され消費電流が低下したことを示している。以上のモータ温度および電流値の結果から、軽量ロボット関節はモータへの負荷を低減させ、電力消費をおさえていることから効率アップに寄与していることがわかる。

軽量ロボット関節の入力トルクと出力トルクから効率を計算した。軽量ロボット関節の入力トルクは波動歯車装置SHD17-100-2SH単体で使用したときの出力トルクとし、この場合の出力は単体ユニットの負荷トルク試験より約33 Wである。また、軽量ロボット関節の出力トルクは波動歯車装置SHD17-100-2SH単体で使用したときの出力トルクの4倍強に相当する700 kgfcm(69 N·m)であった。以上の軽量ロボット関節の負荷トルク試験の結果よりその出力は101 Wと見積もることができる。

$$\text{計測から得られた倍力値} = \text{関節出力軸出力} / \text{単体ユニット出力 (関節入力軸)} \cdots \text{(II-5-1)}$$

$$\text{関節部効率[\%]} = \text{計測から得られた倍力値} / \text{理論上の倍力値} \times 100 \cdots \text{(II-5-2)}$$

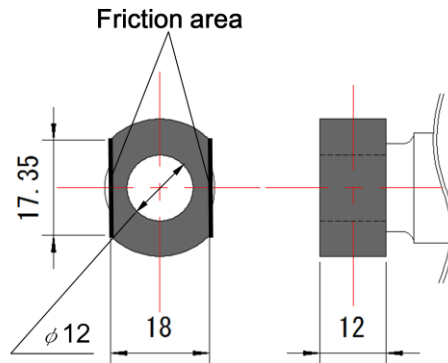
ここで(II-5-1) と(II-5-2)から関節部効率を検討した場合、関節部による倍力= 101 / 33 = 約3.1倍 となり、理論上の倍力値の4倍に対し、計測から得られた倍力値は3.1倍出力である。この結果、関節部効率としては78 %と結論づけることができる。

### **5-3. 本節の結言**

本結果より高出力トルク 900kgfcm(88.2 N·m)で  $1.0 \times 10^4$  cycles まで関節を動かすことが可能であることが分かり、また強化 PEEK のもつしゅう動性と強度の双方を十分に活かした設計が可能となった。さらに本研究から下記の知見が得られた。

- 1) PEEK ブッシュの摩耗とバックラッシは、負荷トルクや繰返し数の増加にしたがい増加した。
- 2) 超々ジュラルミンが相手材で高負荷すべり摩耗の場合、焼付きは発生せずアブレシブ摩耗型の PEEK が加工目の影響を受けた数ミクロン溝を伴った摩耗形態を示した。超々ジュラルミンのフライス加工による表面加工形状は PEEK の摩耗に影響する。
- 3) PEEK ブッシュの表面状態はロボット関節の角度伝達誤差としてのバックラッシ増減に影響を及ぼす。摩耗粉がフィルム状になりカムプレートとブッシュ間に介在し、移着を繰り返しながら固形潤滑材としての摩擦の低減の役割を果たすとともにカムプレートとブッシュ間の微小隙間を埋めるクッション的役割を兼ね、バックラッシの急激な増加を防ぐ。

(a)



(b)

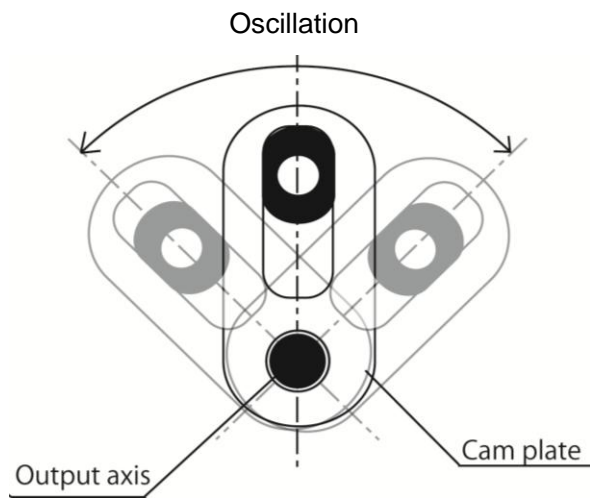


Fig. II-5-1 Specimen dimension.

(a) frictional area between PEEK bush and cam plate,

(b) Cam plate oscillation.

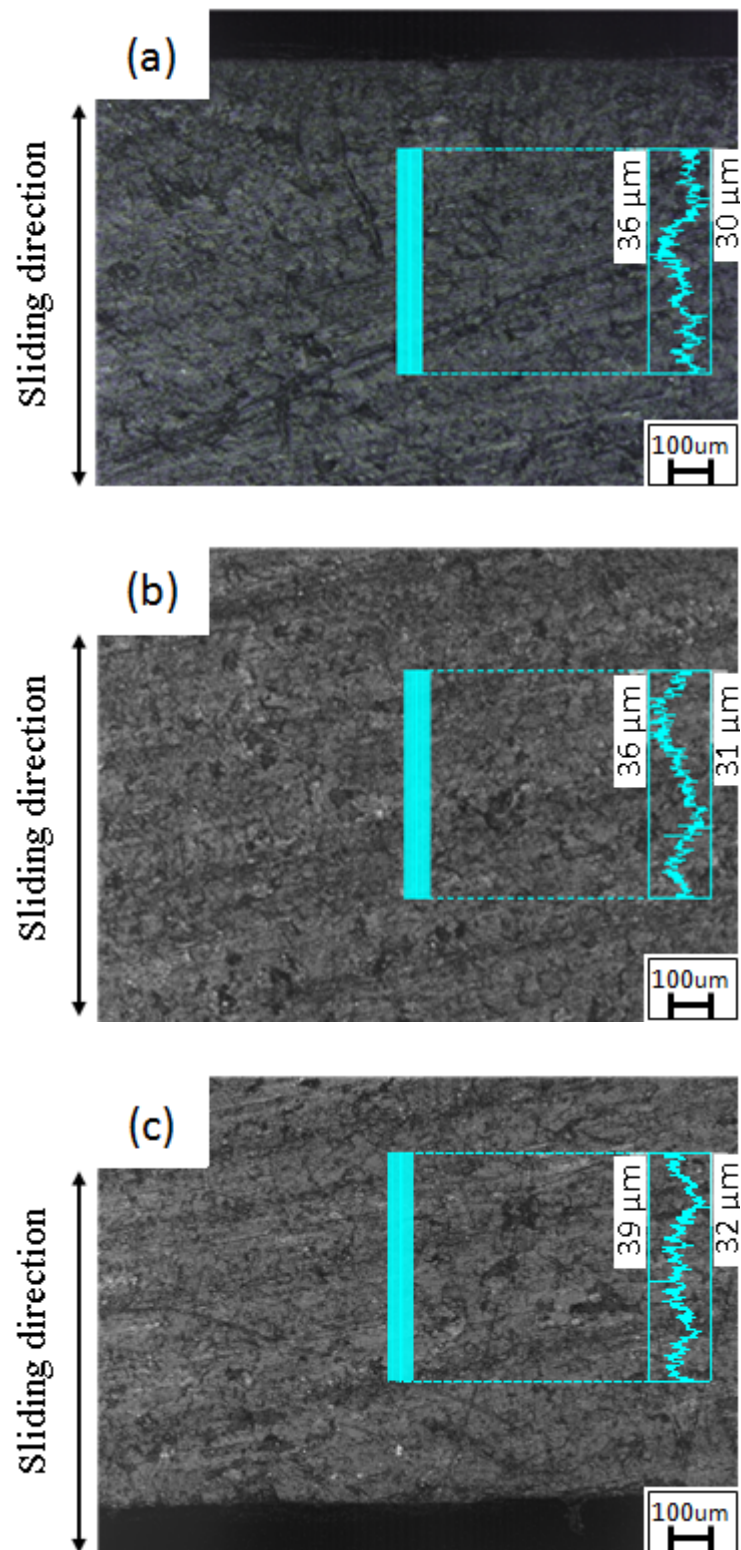


Fig. II-5-2 Laser confocal images of PEEK bush prior to the test,  
 (a) top area;  $Ra=0.419\ \mu\text{m}$ ,  $Rz=3.193\ \mu\text{m}$ .  
 (b) middle area;  $Ra=0.388\ \mu\text{m}$ ,  $Rz=3.595\ \mu\text{m}$ .  
 (c) lower area;  $Ra=0.493\ \mu\text{m}$ ,  $Rz=4.838\ \mu\text{m}$ .

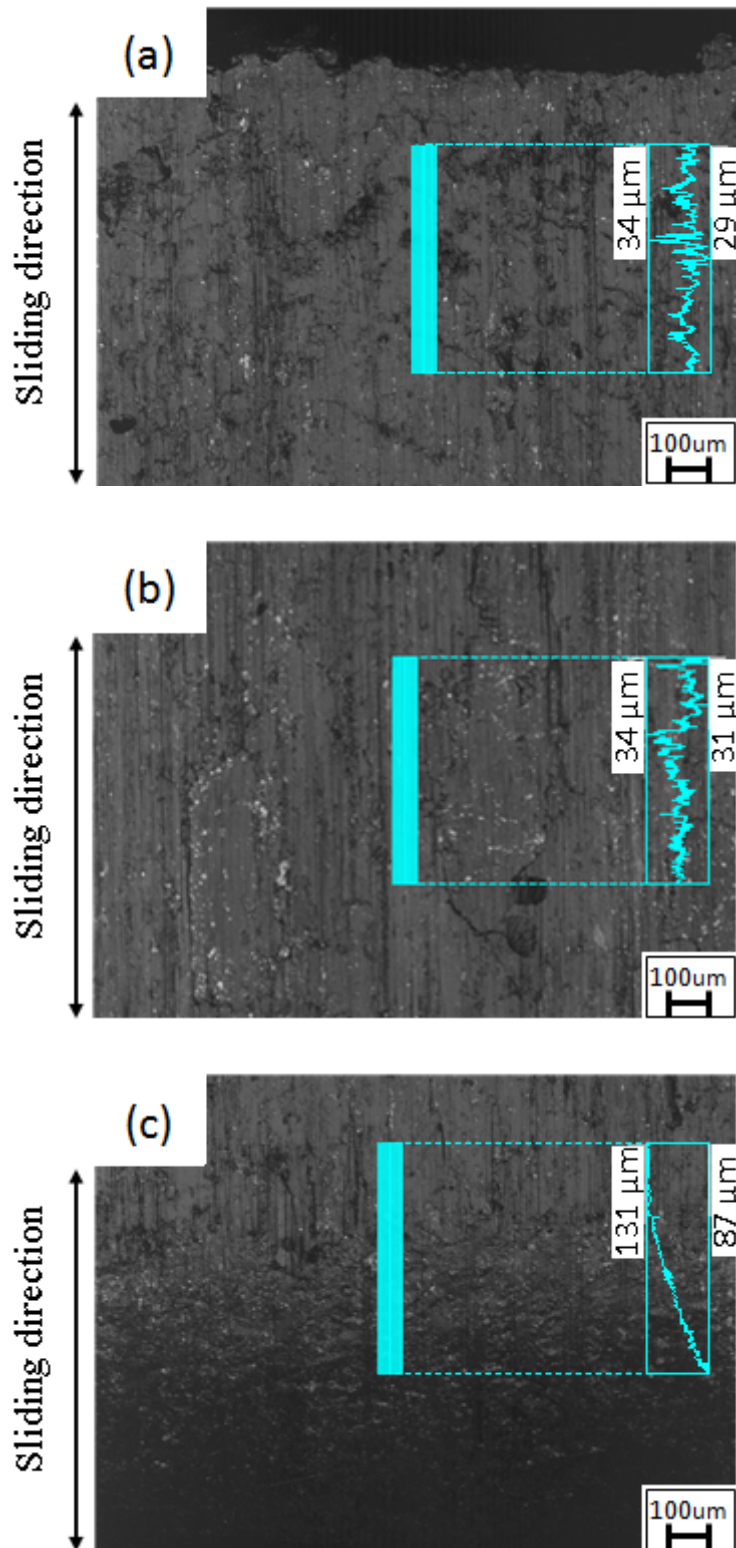


Fig. II-5-3 Laser confocal images of PEEK bush after  $1.0 \times 10^4$  cycles,  
 (a) top area;  $Ra = 0.398 \mu\text{m}$ ,  $Rz = 4.487 \mu\text{m}$ .  
 (b) middle area;  $Ra = 0.235 \mu\text{m}$ ,  $Rz = 2.488 \mu\text{m}$ .  
 (c) lower area;  $Ra = 0.880 \mu\text{m}$ ,  $Rz = 9.002 \mu\text{m}$ .

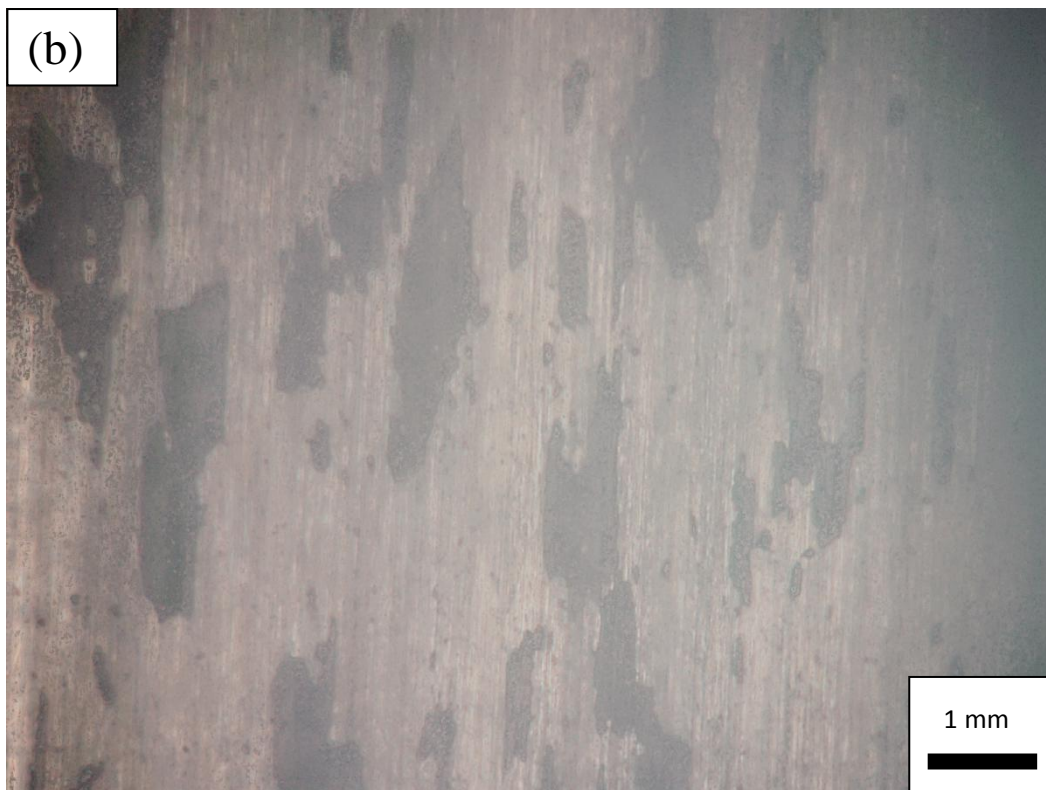
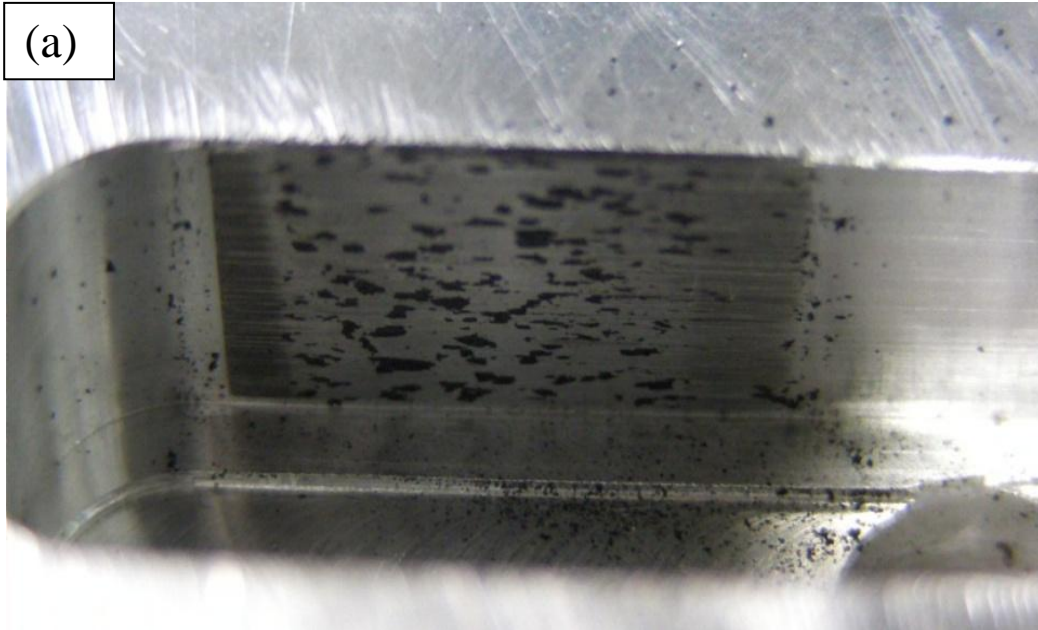


Fig. II-5-4 Adherence of wear fragment on cam plate slit;  
(a) friction area on cam plate slit.  
(b) close-up in Fig. II-5-4(a).

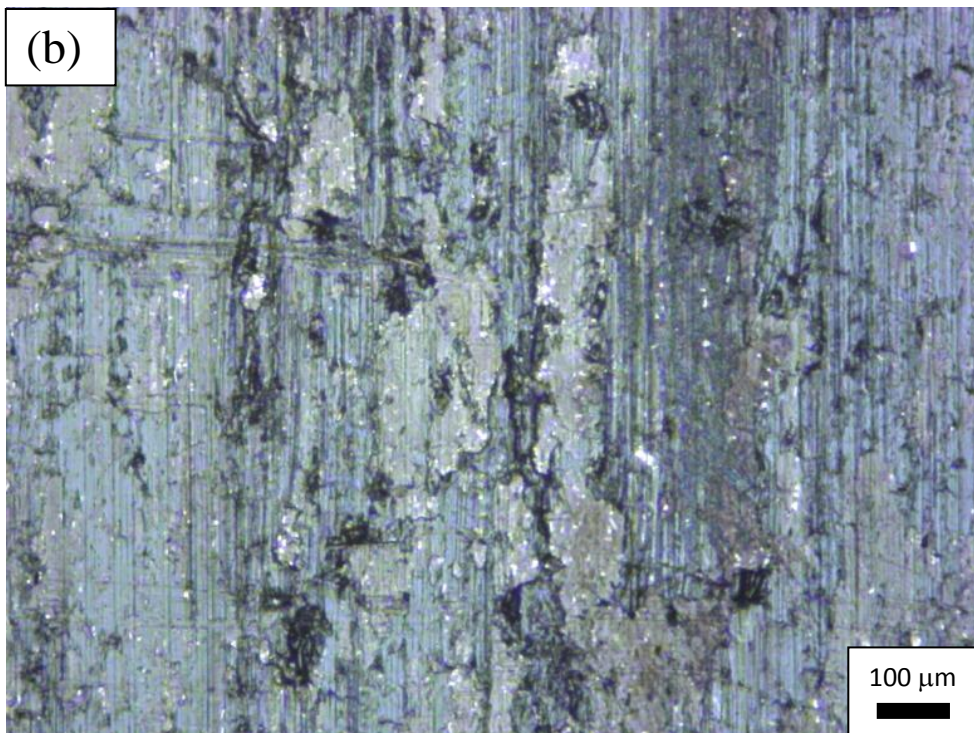
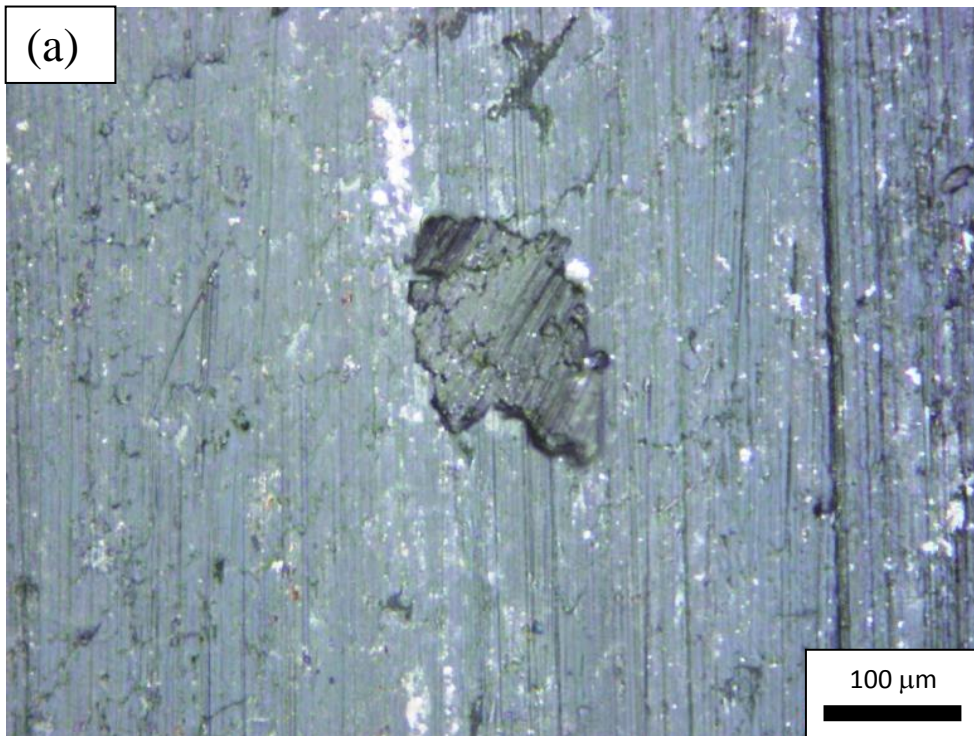
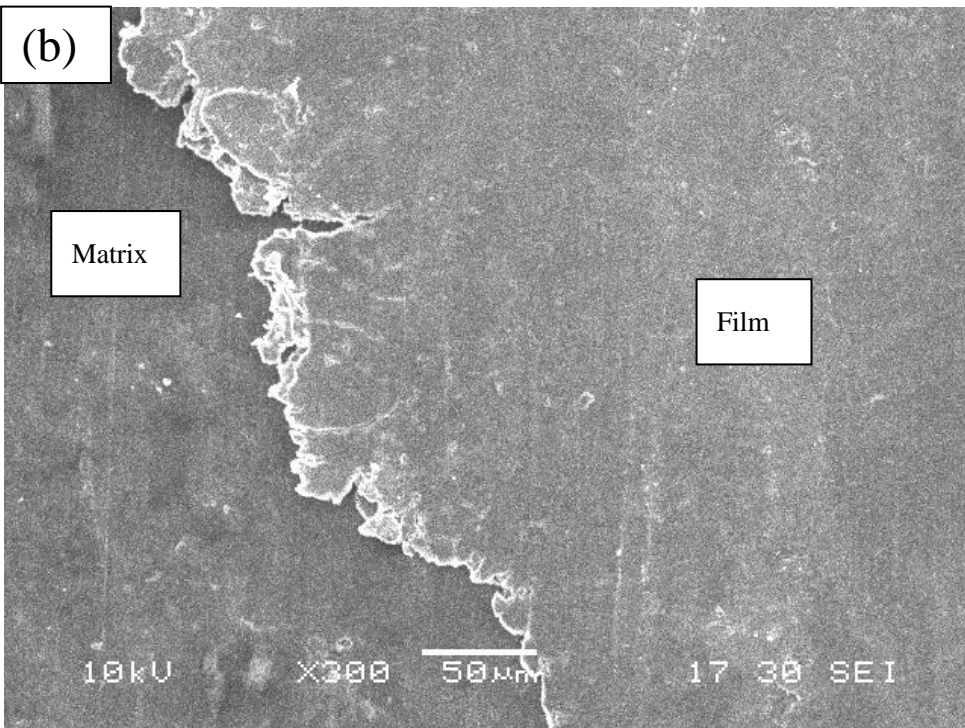
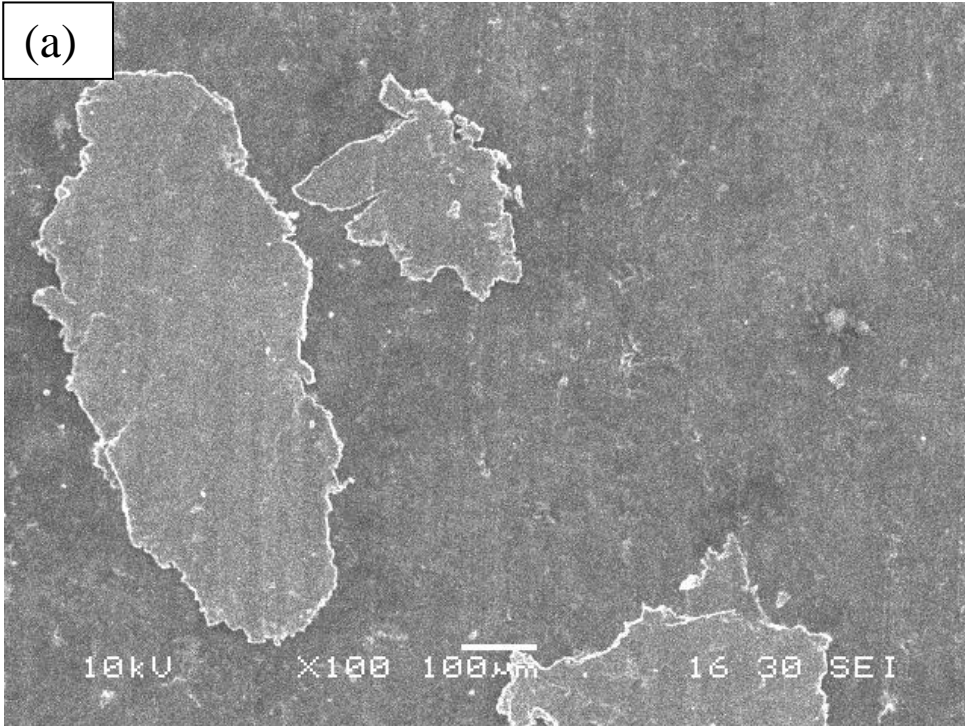


Fig. II-5-5 Laser confocal image of bush friction area;  
(a) fragment on friction area of PEEK bush.  
(b) compressed friction area of PEEK bush.



Cont.



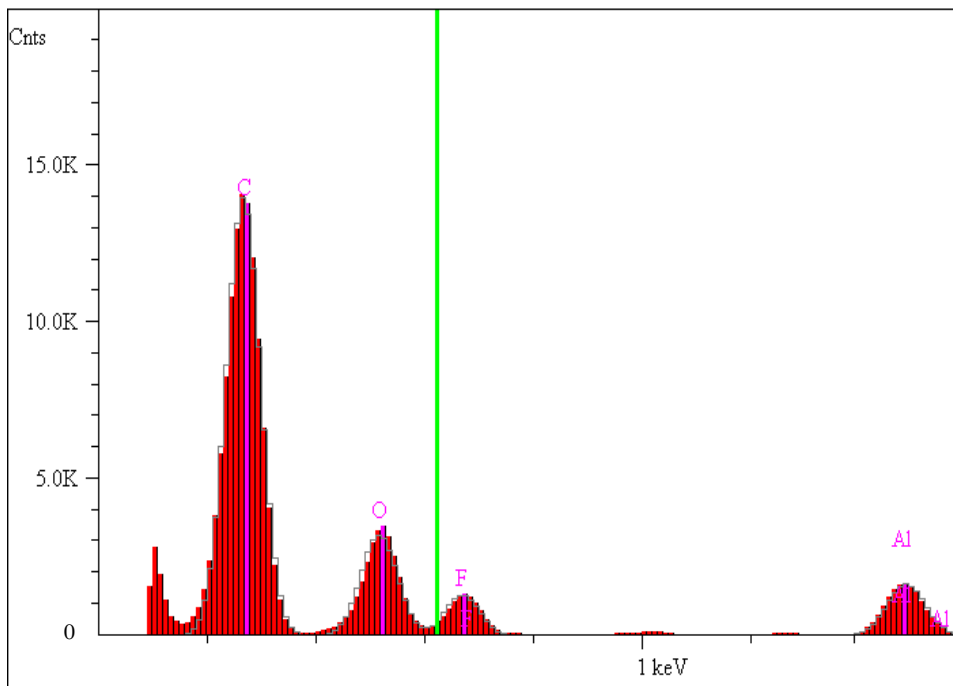


Fig. II-5-6 SEM images of PEEK film on bush friction area.

- (a) SEM image (magnification×100).
- (b) SEM image (magnification×300).
- (c) EDX data of PEEK film.

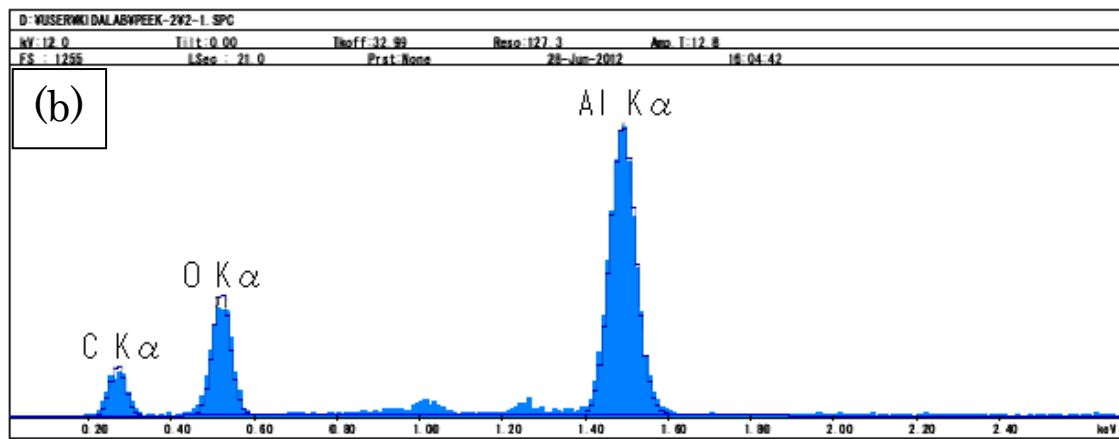
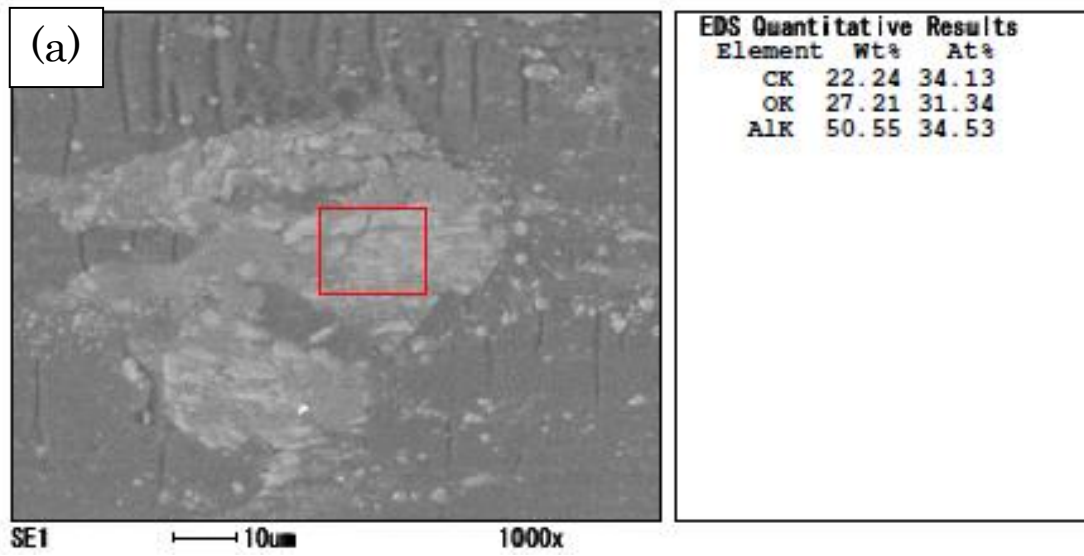


Fig. II-5-7 SEM images of pressed glass bush friction area.

- (a) Close-up of pressed glass bush friction area.
- (b) EDX data of pressed glass bush friction area.

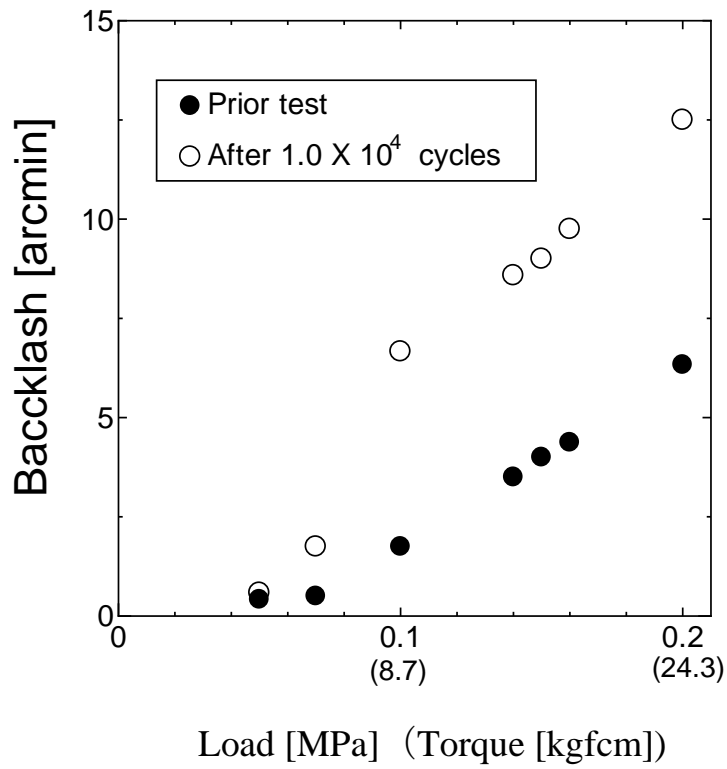


Fig. II-5-8 Backlash measurement prior to the test and after  $1.0 \times 10^4$  cycles.

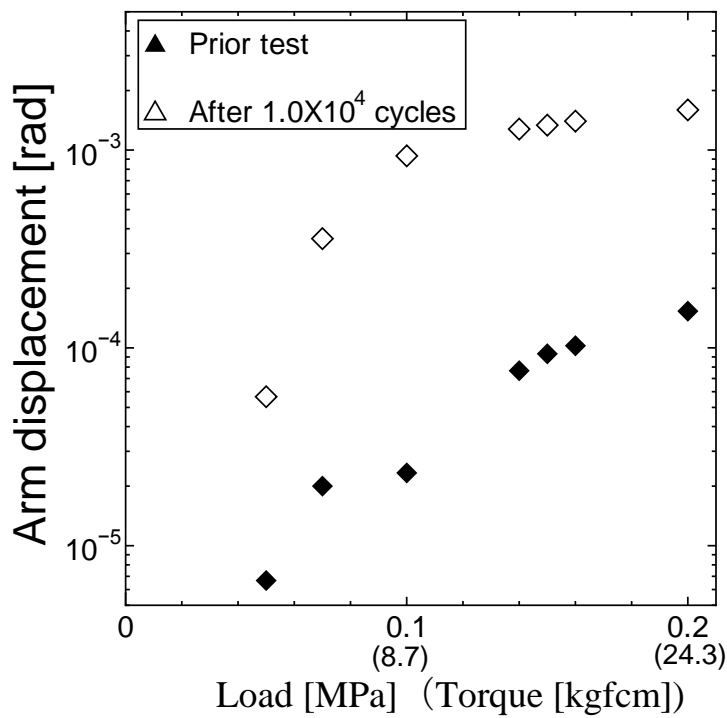


Fig. II-5-9 Arm displacement prior to the test and after  $1.0 \times 10^4$  cycles.

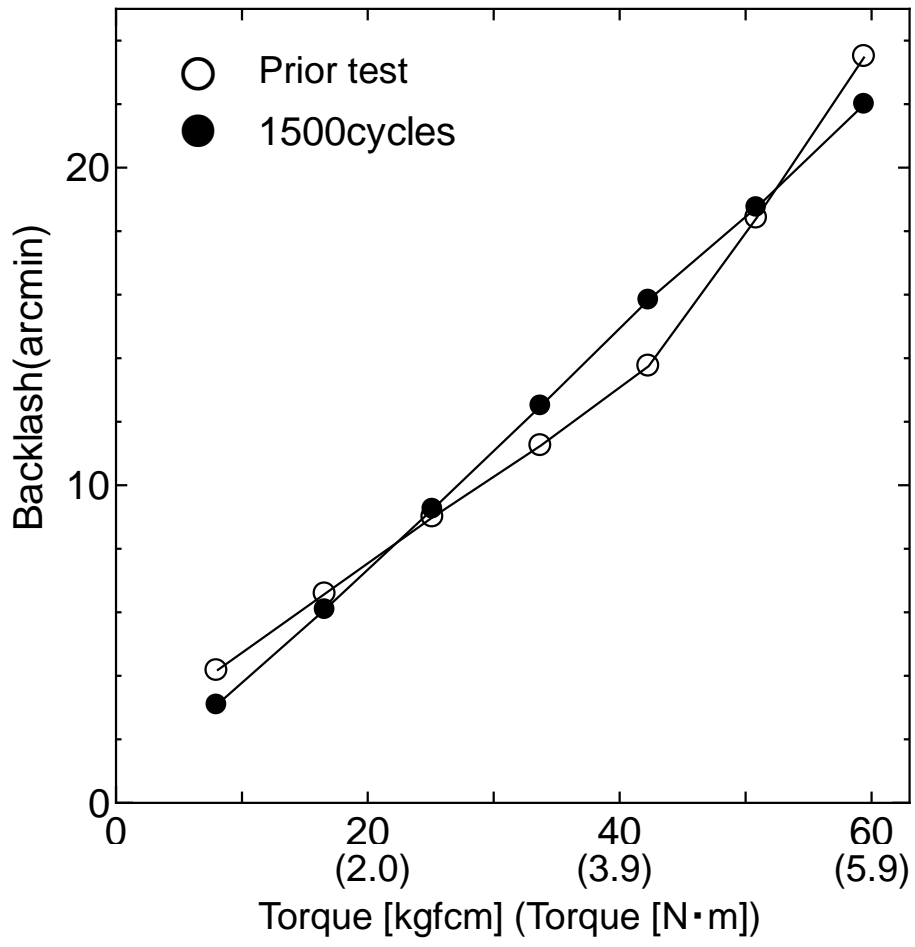


Fig. II-5-10 Backlash measurement of robot joint (previous type).

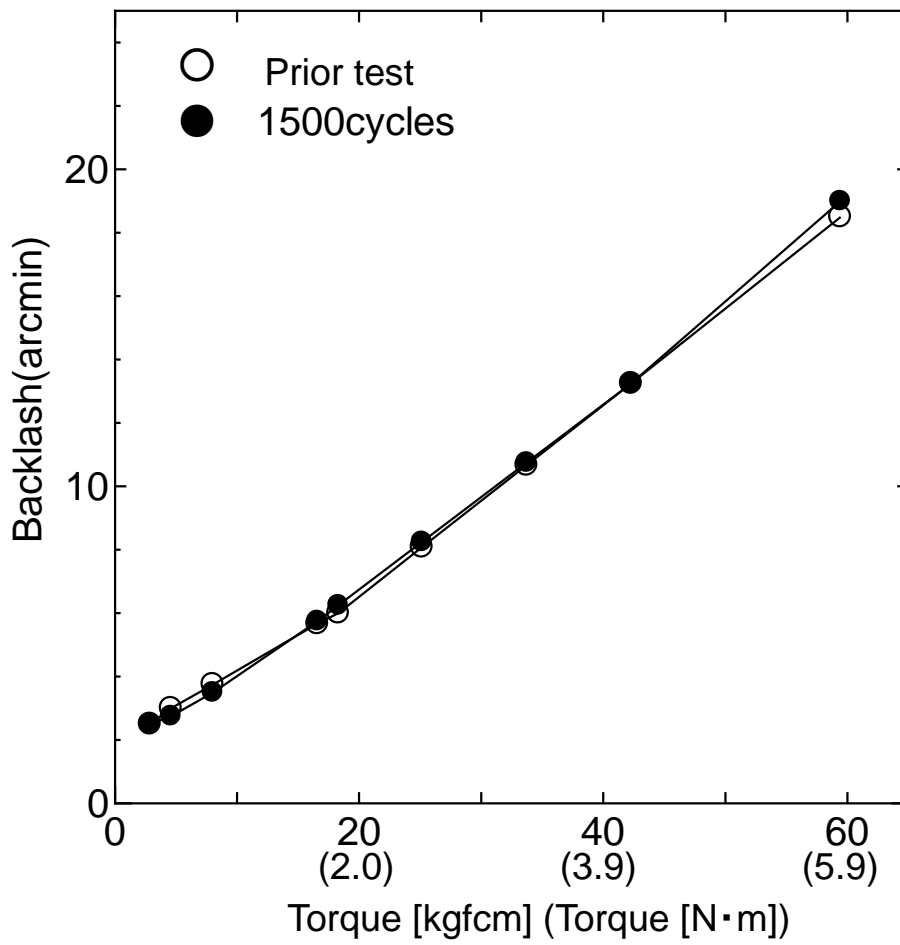
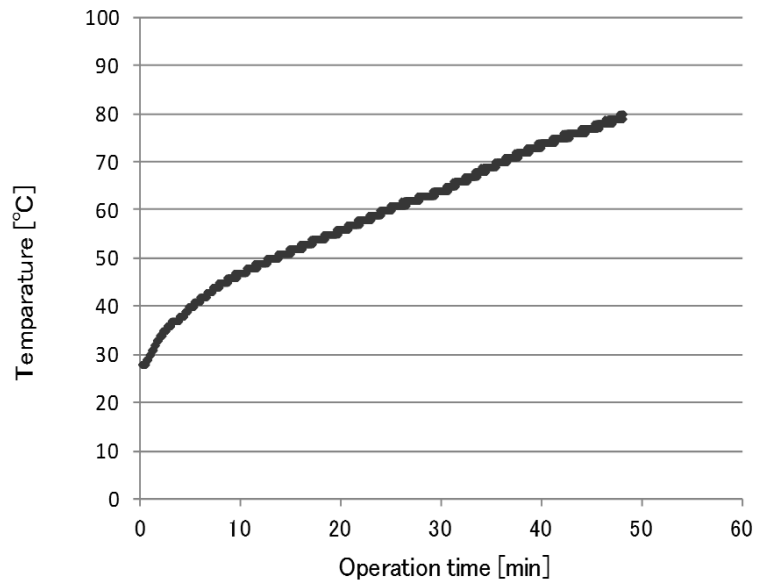
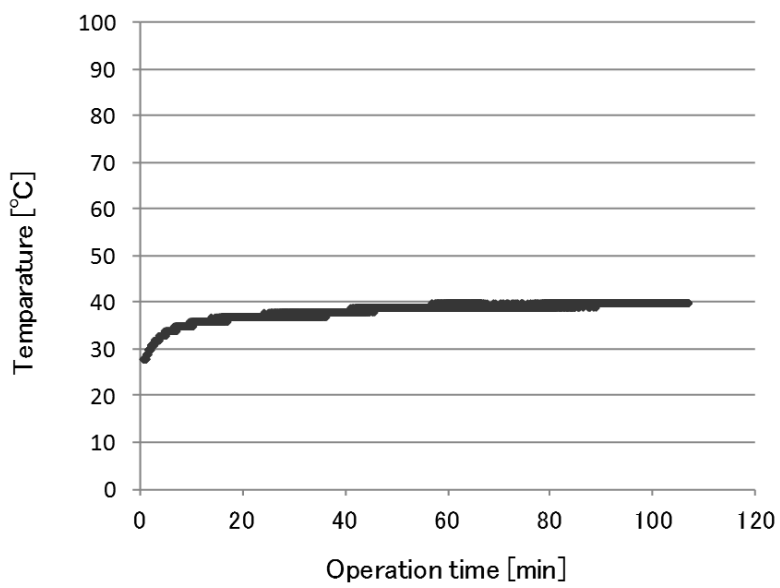


Fig. II-5-11 Backlash measurement of robot joint.

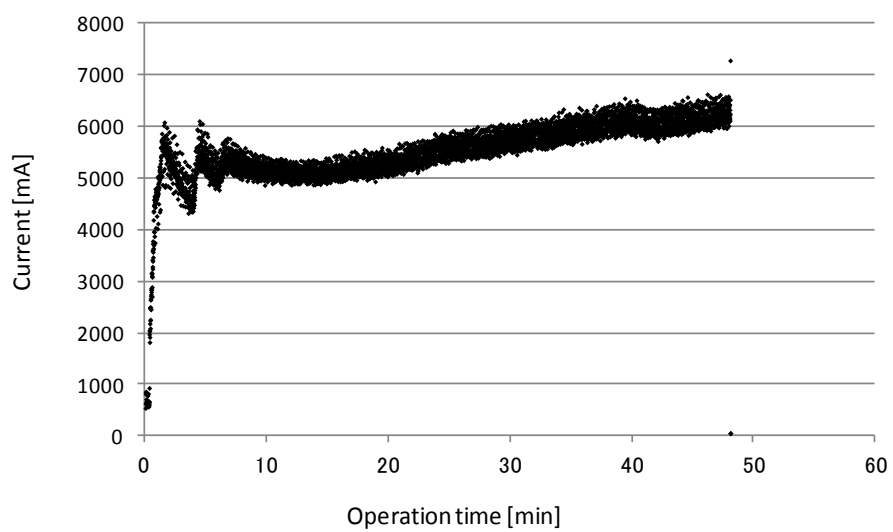


(a)

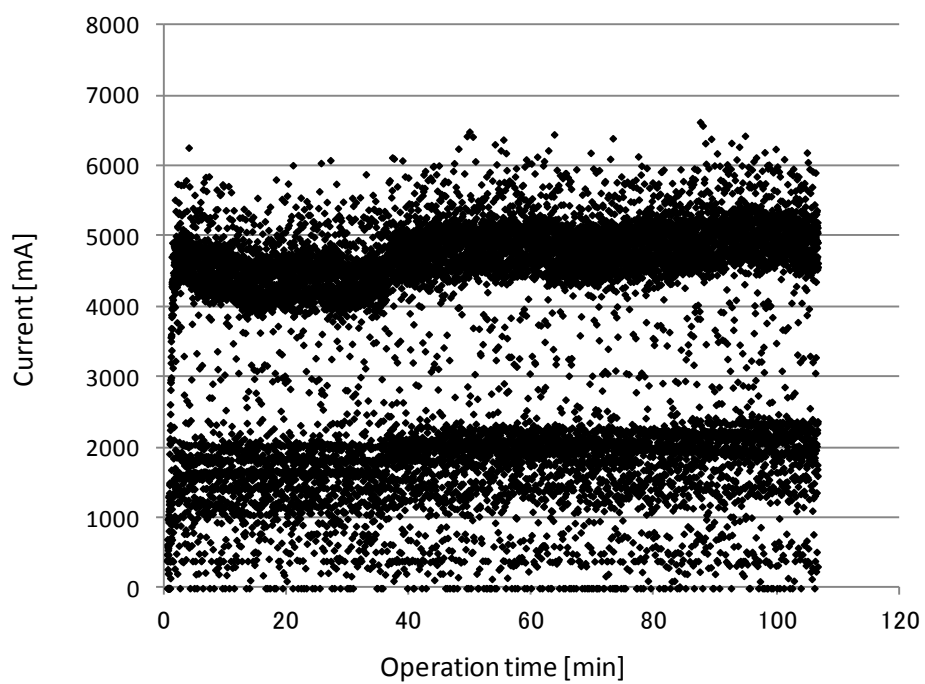


(b)

Fig. II-5-12 Motor temperature;  
 (a)without robot joint under 450 kgfcm,  
 (b)with robot joint under 700 kgfcm.



(a)



(b)

Fig. II-5-13 Motor current;  
 (a) without robot joint under 450 kgfcm,  
 (b) with robot joint under 700 kgfcm.

# 終章

## 1. 研究の総括

### 1-1. 結論

本研究の総括であり、第 I 章～第 II 章までに得られた結果を整理列記するとともに今後の研究課題について述べる。

特殊環境下や軽量化を要する機械要素や製品として樹脂を適用することは有効な手段のひとつである。本論文では、機械要素としてポリエーテルエーテルケトン（PEEK: Polyetheretherketone）を適用したラジアル玉軸受とロボット関節を取り上げた。第 1 の検討課題として、機械加工にて作製された PEEK プラスチック部品について、機能部品材料への適用の点から「PEEK と相手材（アルミナ、チタン、アルミ合金）との接触に伴い生じる摩耗やき裂などの PEEK 部品の劣化および損傷」に着目し研究を行った。本研究の中で、PEEK をしゅう動部品とする場合、相手側部材の特性や表面状態を含めて検討する必要があることが分かった。機械加工条件によって PEEK の摩耗が変化する点やき裂への影響を把握しておくことは設計を行ううえで重要な指標となる。ゆえに、PEEK 材料を加工と応用の点から材質の特性へアプローチすることは蓄積された基礎研究データを活かし効率的な開発を行ううえでも相乗的効果が期待できる。第 2 の検討課題として、PEEK 自体の物性の変化や破壊を伴う力学的特性を把握することは勿論のこと、「PEEK のしゅう動部品の損傷がアッセンブリーに及ぼす影響」を挙げた。このことをデータ化しておくことは製品の不良品解析の分野や設計段階での機能不具合未然防止の点で、製品の善し悪しから材料に遡って俯瞰的視点を持ちつつマクロからマイクロへ解析を進めることを可能とする。

本論文で得られた結果は、各章節の終わりに結言として述べたが、主たる結論を以下に示す。

第 I 章では、旋盤機械加工によってラジアル PEEK-アルミナ深溝玉軸受を製作し、大気中および水を潤滑材として RCF テストを行った。機械加工による樹脂軸受の最適な負荷荷



重および回転速度を見つけるためにテスト中に起こった現象を調査し、PEEK 自身が持つ自己潤滑性と軸受評価の指標となる PV 試験の基礎データを得ることが出来た。その調査の過程ではく離を起こさず軸受寿命を延ばす可能性のある荷重と速度で境界領域の存在が明らかとなった。PEEK 自己潤滑性能はフィルム形成と焼付きプロセスの遷移域において確認された。アルミナ玉によるアブレシブ摩耗によりき裂よりも摩耗が支配的となり、PEEK フィルムのアルミナ玉への移着は軌道輪の摩耗損失低減の役割を果たす一方で、その凝着性によりアルミナ玉をスタックさせる影響を及ぼすことが判った。摩擦熱の影響により PEEK 内輪が軟化することで、軌道輪からアルミナ玉へフィルムの移着が発現する。アブレシブ摩耗や凝着摩耗（再移着を含む）は軸受寿命の延命の点で重要な要素である。PEEK の熱と疲労による劣化は、焼付き等の観察から見られたように PEEK 結晶性が変化することが確認された。このことは PEEK の結晶構造のうち特徴的なケトン基を示すピークが不明瞭になる割合およびエーテル基を示すピーク比をフーリエ変換赤外分光スペクトルから計測することで明らかとなった。

また近年の環境志向の観点から水を潤滑材とすることで、より環境に配慮した製品、特殊市場への応用可能性が高まる。この点については本論中で述べたように水を潤滑とした場合、機械加工された PEEK の転がり摩擦面での表面粗さが強度に影響を及ぼす可能性があることが分かった。このことは表面粗さが内部の最大せん断応力の発生深さや大きさに影響を与えることを示唆している。さらに本研究では PEEK 転がり疲労によるき裂やはく離について力学的モデルを検討したことで、今後の樹脂軸受評価に繋がる成果を得た。水潤滑下では、PEEK 内輪の軌道輪表面状態すなわちマイクログロウヴ形状の違いが、き裂の発生に影響を及ぼすことが明らかとなった。旋盤加工条件でバイトの送り速度を速くすることで軌道輪表面の粗さも大きくなりマイクログロウヴの尖り部の間隔も広がる。その結果として軌道輪内部のせん断応力に影響を及ぼし、き裂やはく離の発生が早くなる。き裂の進展について、アルミナ玉の接触圧を受けた PEEK 表層下にせん断応力が生じ、モード II のき裂進展モードで Subsurface Crack が軌道輪表面直下を軸受回転方向に沿って進展することが明らかとなった。Semi-circular Cracks は内輪軌道面に発生し、軸方向および表層直下に向かって進展することが確認された。Main Surface Crack 進展が軌道輪表面に達し、Semi-circular と Main Subsurface Cracks が繋がってはく離が発生する。水潤滑での内輪の摩耗損失量は、ドライ状態のものより少なく、摩耗による体積の減少よりもむしろ内輪軌道面に発生するき裂やはく離による不具合発生が支配的となる。潤滑材として水は PEEK 部品とアルミナ玉の摩擦を低減させるのに効果的だが、摩耗が低減する代わりに微小き裂が発生し、き裂の進

展に伴いはく離が発生する。したがって、PEEK-アルミナ玉軸受の水潤滑では、接触圧の分布と摩擦状態は、軌道面の表面形状に大きく関係しており、旋盤の加工条件が軸受寿命に影響を及ぼすところが多い。

第II章で述べたように PEEK の摩耗を積極的に取り入れることで、き裂の抑制のみならずしゅう動性や軸伝達性能を示すバックラッシ等の機械的特性に活かすことが可能であることが判った。また、PEEK しゅう動では相手材であるチタンや超々ジュラルミンの表面粗さが PEEK のしゅう動性や摩耗にも影響を及ぼす。チタンクランクシャフトのピン加工面の仕上がり状態について、しゅう動部となるピン部の表面粗さが大きいとブッシュの摩耗量も増える。さらに摩擦熱による PEEK ブッシュの熱膨張と摩擦および変形に関して、相手材であるチタンの機械加工条件の違いによりチタンピンの表面性状が変わり、この影響をブッシュ側が著しく受ける点が明らかとなった。ブッシュ温度がガラス転移温度を超えた場合、PEEK ブッシュ摩耗と熱変形は加速的に進行する。PEEK ブッシュ表面はガラス転移温度を超えると表面が軟化したが、フィラー成分である PTFE(ポリテトラフルオロエチレン)やグラファイト片の摩耗粉堆積により生じたフィルムが効果的に働き、PEEK ブッシュの摩耗と摩擦熱の発生はバランスのとれた状態を維持した。このことから摩擦熱と摩耗の点から適切なチタン加工条件の絞り込みが可能であることが明らかになった。150 °C のガラス転移点以下の領域では強化 PEEK ブッシュ変形量は、ブッシュ穴とチタンシャフト間の隙間を増加させるブッシュ摩耗の影響を受ける。この摩耗プロセスでは、ブッシュの摩耗片の一部がブッシュ穴から脱落するが、ブッシュ穴やシャフトに残留した摩耗片が固形潤滑膜として働くため摩擦熱は荷重たわみ温度を超えるほど発生しない。この場合の固形潤滑膜の大きさは、一般的な潤滑油使用における境界潤滑から混合潤滑にみられるように負荷荷重に依存すると考えられる。

PEEK ブッシュの表面状態がロボット関節の角度伝達誤差としてのバックラッシにどう影響を及ぼすのかを調べた結果、PEEK ブッシュの摩耗とバックラッシは、負荷トルクや繰返し数の増加にしたがい増加することが判った。低負荷でのなじみ期間ではブッシュ表面は平坦化しバックラッシは減少を示したが、なじみプロセスを経た後にブッシュへ負荷をかけることで、ブッシュ摩耗のために繰返し数の増加に伴ってバックラッシは増加した。PEEK ブッシュと超々ジュラルミン製カムプレート間のしゅう動によって生じる隙間は、ブッシュがすり減るかあるいはブッシュ表面の粗さが大きくなると、バックラッシは増加する

ことが明らかとなった。フライス加工された超々ジュラルミンが相手材での高負荷すべり摩耗の場合、PEEK ブッシュの摩擦面には焼付きは発生せずカムプレートのフライス加工目の影響を受けた数ミクロン溝を伴ったアブレイブ摩耗型の摩耗形態を示す。チタンと同様に超々ジュラルミンの表面性状もまた PEEK ブッシュの摩耗に影響することが明らかとなった。PEEK ブッシュから発生した摩耗粉と表面状態がロボット関節の角度伝達誤差としてのバックラッシにどのような影響を及ぼすのかについて調べた結果、摩耗粉がフィルム状になりカムプレートとブッシュ間に介在することで摩擦の低減につながる事が判った。フィルムは移着を繰り返しながら固形潤滑材としての役割を果たすとともにカムプレートとブッシュ間の微小隙間を埋め、バックラッシの急激な増加を防ぐことが明らかとなった。本研究を通じて PEEK しゅう動を関節のトルク伝達部に適用し、強度および疲労評価方法を構築したことで前例のないユニークなロボット関節の試験システムも作り上げることが出来た。総括として、大型ロボット関節用のしゅう動伝達部品として耐摩耗と耐熱変形の点から、PEEK とグラファイト・PTFE を含むフィラーが混在した潤滑フィルムを形成する負荷重範囲では PEEK の使用が可能であるといえる。

最後に今後の研究課題について述べる。

本論文では PEEK 軸受の摩耗やき裂の進行について明らかにしたが、様々な加工状態における水を潤滑材とした場合のはく離や摩耗による寿命評価およびせん断応力下での力学的検討は未だ明らかにされていない。また PEEK ブッシュの摩耗とバックラッシの関係は明らかとなったが、さらに高出力あるいは高負荷耐久時の PEEK ブッシュとチタンあるいはアルミ合金との間の表面接触状態の変化、摩耗挙動や破壊モードまでを含めた力学的検討については現在までに判っている具体的事例が殆んどない。したがってこれらの点について詳細な測定や耐久テストを通じて明らかにしていく必要がある。具体的には、PEEK (または PEEK 複合材料) 部品を用いた弾性的性質を備えた新軽量関節の開発にあたっては、高負荷トルクでの寿命評価方法の標準化を検討すること、チタンあるいはアルミナセラミックス・アルミ合金と PEEK の組み合わせにおいて、しゅう動と機械的性能を維持するためのしゅう動面の加工方法の最適化・最適設計指針の確立—たとえばしゅう動・軌道面形状の設計、わずかな摩耗で生ずる自己潤滑性を積極的に取り入れたものにする—などである。

今後、上記研究課題を行い、それらの結果を総合することにより、PEEK 樹脂と新材料とのコンビネーションを考え、その応用につなげていく予定である。

1 - 2. 本研究に関連した学術論文集

1. Hitonobu Koike, Katsuyuki Kida, Takashi Honda, Koshiro Mizobe, Shunsuke Oyama, Justyna Rozwadowska, Yuji Kashima and Kenji Kanemasu, Observation of crack propagation in PEEK polymer bearings under water-lubricated conditions, *Advanced Materials Research* (Trance Tech Publications, ISSN: 1022-6680), Vol. 566, pp 109-114. (2012). doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.566.109.
2. Hitonobu Koike, Katsuyuki Kida, Edson Costa Santos, Justyna Rozwadowska, Yuji Kashima, Kenji Kanemasu, Self lubrication of PEEK Polymer Bearings in Rolling Contact Fatigue under Radial Loads, *Tribology International* (Elsevier, ISSN: 0301-679X), Vol. 49, pp.30-38, (2012, May) doi:10.1016/j.triboint.2011.12.005.
3. Hitonobu Koike, Katsuyuki Kida, Kenji Kanemasu, Kiyoto Itakura, Ken'Ichi Saruwatari, Justyna Rozwadowska and Megumi Uryu, Influence of wear and backlash on machined PEEK polymer bushes and 7075 Aluminium alloy cam plates used in robot joints, *Applied Mechanics and Materials* (ISSN: 1660-9336), Volumes 157-158, pp.1178-1185. (2012). Doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.157-158.1178.
4. Hitonobu Koike, Katsuyuki Kida, Kenji Kanemasu, Edson Costa Santos, Justyna Rozwadowska, Megumi Uryu, Kenichi Saruwatari and Takashi Honda, Influence of wear and thermal deformation on machined PEEK plastic bush and Ti crank shaft, *Polymers and Polymer Composites* (ISMITHERS, ISSN: 0967-3911), Vol. 20, No.1-2, pp. 127-132. (January, 2012).
5. Hitonobu Koike, Takashi Honda, Katsuyuki.Kida, Edson Costa Santos, Justyna Rozwadowska, Keisuke Houru, Megumi Uryu, Yuji Kashima and, Kenji Kanemasu, Influence of radial load on PEEK plastic bearings life cycle under water lubricated conditions, *Advanced Materials Research*, Vol. 217-218 (2011) pp.1260-1265. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.217-218.1260.
6. Hitonobu Koike, Takashi Honda, Katsuyuki Kida, Edson Costa Santos, Yuji Kashima and Kenji Kanemasu, Influence of radial load on PEEK plastic bearings life cycle, *Advanced Materials Research*, Vols. 154-155 (2011) pp. 1288-1291. doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.154-155.1288.

### 1-3 本研究に関連した国際会議発表

1. 平成 23 年 1 月 15-17 日, 国際会議(PFAM XIX), オークランド<sup>o</sup> 大学, ニュージールランド<sup>o</sup>  
Tribological behavior of machined PEEK plastic bearings under dry and water lubricated conditions, Proc. Processing and Fabrication of Advanced Materials XIX, January 14-17, 2011, Auckland, New Zealand, pp. 481-486.

## 2. 謝辞

本研究の遂行ならびに本論文を完成するにあたり，終始懇切なるご指導を賜りました九州大学工学研究院准教授 木田勝之博士に心より感謝し厚く御礼を申し上げます。

そして，詳細に御査読いただき，御懇切な教示と有益な御助言を賜りました九州大学工学研究院教授 野口博司博士および九州大学工学研究院教授 黒河周平博士に深甚なる感謝の意を表します。

また，本研究を遂行するにあたり，その機会を与えていただき，また深い御理解と御支援を賜りました有限会社吉則工業 代表取締役 金増健次氏，同 工場長 金増順二氏，同 経理主任 金増恵子氏，鹿島化学金属株式会社 代表取締役 鹿島祐二氏，同 取締役 東弘之氏，有限会社はじめ研究所 取締役 坂本元氏，東洋理機工業株式会社 代表取締役 細見成人氏，YSK 株式会社 生産技術係グループ長 渋川卓矢氏に深く御礼を申し上げます。

本研究をまとめるにあたり貴重なる御助言や御協力を賜りました九州大学大学院工学研究院（JSPS 外国人特別研究員）Dr. Edson Costa Santos ならびに Justyna Rozwadowska 氏，滋賀県立大学工学部 田邊裕貴博士をはじめとする各位には，多大な御協力をいただき心から感謝致します。そして，実験の遂行にあたり特別に御世話になりました九州大学大学院工学研究院機械工学部門機械材料学研究室のスタッフ 瓜生めぐみ氏，猿渡憲一氏ならびに討論・検討に付合ってください九州大学工学府の本田尊士君（機械工学専攻），溝部浩志郎君（水素エネルギーシステム専攻），祝部圭介君（九州大学大学院総合理工学府先端エネルギー理工学専攻），古賀正利君・板倉聖人君・小山峻輔君・栢山真太郎君（機械工学専攻）はじめとする大学院生，主にロボット試験や雑務・整理を手伝って頂いた岡崎正太君・高宮正裕君・多田雄貴君・下地輝昭君をはじめとする学部生各位には心から感謝致します。

最後になりましたが，いつも暖かく見守っていただいた家族に，感謝の意を表します。

### 3. 研究関連資料, 参考文献等

- [1]M. Harrass, K. Friedrich, A. A. Almajid, Tribological behavior of selected engineering polymers under rolling contact, Tribology International, Vol. 43, No. 3, (2010), pp. 635-646.
- [2]六田(ダイセルエボニック), ポリエーテルエーテルケトン, プラスチックス, Vol. 61, No. 1, pp. 104-108.
- [3]ビクトレックス, ポリエーテルエーテルケトン, プラスチックス, Vol. 60, No. 4, pp. 33-35.
- [4]山田, PEEK 樹脂軸受の摩擦摩耗特性, トライボロジスト, Vol. 52, No. 3, (2007), pp. 198-203.
- [5]R. Prehn, F. Hauptert and K. Friedrich, Sliding Wear Performance of Polymer Composites under Abrasive and Water Lubricated Conditions for Pump Applications, Wear, Vol. 259, (2005), pp. 693-696.
- [6]21世紀におけるロボット社会創造のための技術戦略調査報告書, (2001), 社団法人日本機械工業連合会, 社団法人日本ロボット工業会.
- [7]R. Haraguchi, K. Osuka and T. Sugie, Development of output coupling mechanisms using the harmonic drive, Proc. 2004 IEEE/RSJ international conference, Vol. 28, (2004), pp. 1275-1280.
- [8]E. Tanaka, T. Ikehara, K. Nagamura, K. Ikejo, Y. Yasuda, T. Ishii and S. Saegusa, Development of a Power-Assist Machine for the Upper Limb, The Machine Design and Tribology Division meeting in JSME, 第8回機素潤滑設計部門講演会, (2008), pp. 221-222, in Japanese.
- [9]K. Anzawa, H. Sasaki, S. H. Jeong and T. Takahashi, Development of an anthropomorphic robot hand with low backlash 3-D cam mechanisms, JSME, 東北支部第45期秋季講演会, (2009), pp. 131-132, in Japanese.
- [10]K. Kanaoka, Hybrid Auto-Balance/Power-Assist Control for Bipedal Walking Robots, 第27回日本ロボット学会学術講演会, (2009), RSJ2009AC2P2-04, in Japanese.
- [11]M. Kino and Y. Kiyosawa, A study of High Frequency Vibration Generated in Strain Wave Gearing, JSME, 機素潤滑設計部門 MPT2007 シンポジウム, (2007), pp. 123-126, in Japanese.
- [12]H. Hamamatsu and H. Shiwa, Vibration Suppression Contral for Articulated Robot, Kitakyushu industrial college report, Vol.43, (2009), pp. 55-58, in Japanese.
- [13]北野, 浅田, ロボカップ・ヒューマノイド・リーグ, 日本ロボット学会誌, Vol. 20, No. 1, (2002), pp. 24-29.
- [14]内山, 中村, ロボットモーション, (2004), 岩波書店.
- [15]ロボットテクノロジー, 日本ロボット学会編, (2011), オーム社.
- [16]K. D. Dearn, S. N. Kukureka and D. Walton, Engineering polymers and composites for machine elements, In: SinhaSK, BriscoeBJ, editors, Polymer Tribology, London UK: Imperial College

- Press, (2009), pp. 470-505 [Chapter 14].
- [17]澤田, 工業材料, Vol. 60, No. 4, (2012), pp. 56-59.
- [18][http://www.polypenco.co.jp/products/pp\\_peek/product00.html](http://www.polypenco.co.jp/products/pp_peek/product00.html). [2012.12.25 閲覧]
- [19]N. Tsukamoto, H. Maruyama and H. Mimura, Water Lubrication Characteristics of Polyacetal Gears Filled with Carbon Fibers, JSME international journal series C, Vol. 36, No. 4, (1993), pp. 499-506.
- [20]N. Tsukamoto, H. Maruyama, M. Koyama and K. Chiba, Dimensional change in plastic gears in vacuum and some experimental results, JSME international journal series C, Vol. 36, No. 4, (1993), pp. 485-493.
- [21]T. Honda, K. Kida, E. C. Santos and Y. Kashima, The Influence of Surface Texture on Rolling-Contact-Fatigue of PEEK Bearings in Water, Advanced Materials Research, Vols. 154-155, (2011), pp. 1713-1716.
- [22]Y. Yamada, M. Uesato, H. Kanno and S. Fukuda, Feature of PEEK lining Bearing and Applied Field, Turbomachinery, Vol. 32, No. 7, (2004), pp. 395-399, in Japanese.
- [23]T. Tsukamoto, Y. Kimura and K. Uzuka, A study on Plastic Rolling Bearings (Coefficient of Friction of Plastic Ball Bearings), JSME Trans. C, Vol. 63, No. 611, (1997), pp. 2496-2503.
- [24]G. Zhang, H. Liao, M. Cherigui, J. P. Davim and C. Coddet, Effect of crystalline structure on the hardness and interfacial adherence of flame sprayed poly(ether-ether-ketone) coatings, European Polymer Journal, Vol. 43, (2007), pp. 1077-1082.
- [25]H. B. Qiao, Q. Guo, A. G. Tian, G. L. Pan and L. B. Xu, A study on friction and wear characteristics of nanometer Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>/PEEK composites under the dry sliding condition, Tribology International, Vol. 40, (2007), pp. 105-110.
- [26]T. A. Stolarski, Tribology of polyetheretherketone, Wear, Vol. 158, (1992), pp. 71-78.
- [27]K. Mizobe, T. Honda, H. Koike, E. C. Santos, K. Kida and Y. Kashima, Relationship between load, rotation speed and, strength in all - PEEK and PEEK race - PTFE retainer hybrid polymer bearings under dry rolling contact fatigue, Advanced Materials Research, Vol. 567, (2012), pp. 66-70.
- [28]S. Oyama, K. Kida, E. C. Santos, H. Koike, T. Honda and Y. Kashima, Observations of Cracks from Microscopic Holes of PEEK Bearings under Rolling-Contact Fatigue in Water, Advanced Materials Research, Vol. 566, (2012), pp. 197-202.
- [29]K. Friedrich, G. Theiler and P. Klein, Polymer composites for tribological applications in a range between liquid helium and room temperature, In: SinhaSK, BriscoeBJ, editors. Polymer Tribology, London UK: Imperial College Press, (2009), pp. 375-515 [Chapter 11].
- [30]T. Honda, K. Kida and E. C. Santos, Rolling Contact Fatigue of Plastic Bearing and Titanium Bearing in Water, Proceedings of JAST Tribology Conference Tokyo, (2009).
- [31]本田, 木田, 鹿島, 金増, 樹脂軸受の高速稼働条件下における摩擦抵抗変化の実時間観察,



- 日本学術会議材料工学連合講演会講演論文集, Vol. 52, (2008), pp. 295-296.
- [32]S. Bahadur, D. Gong and J. W. Anderegg, The investigation of the action of fillers by XPS studies of the transfer films of PEEK and its composites containing CUS and CUF<sub>2</sub>, *Wear*, Vol. 160, (1993), pp. 131-138.
- [33]G. Zhang, Z. Rasheva and A. K. Schlarb, Friction and wear variations of short carbon fiber (SCF) /PTFE/graphite (10 vol.%) filled PEEK: Effects of fiber orientation and nominal contact pressure, *Wear*, Vol. 268, (2010), pp. 893–899.
- [34]K. Friedrich, J. Karger-Kocsis and Z. Lu, Effects of counterface roughness and temperature on friction and wear of PEEK-composites under dry sliding conditions, *Wear*, Vol. 148, (1991), pp. 235–247.
- [35]V. Quaglini, P. Dubini, D. Ferroni and C. Poggi, Influence of counterface roughness on friction properties of engineering plastics for bearing applications, *Materials and Design*, Vol.30, (2009), pp.1650–1658.
- [36]H. Nagashima, Y. Hayasaka and T. Kishibe, Study on Friction and Wear Characteristics of Bearing Materials, Ibaraki district conference 2006, (2006), pp. 159-160, in Japanese.
- [37]J. V. Voort and S. Bahadur, The growth and bonding of transfer film and role of CuS and PTFE in the tribological behavior of PEEK, *Wear*, Vols. 181-183, (1995), pp. 212-221.
- [38]S. Bahadur, The development of transfer layers and their role in polymer tribology, *Wear*, Vol. 245, (2000), pp. 92-99.
- [39]T. Akagaki, Tribological Properties and Applications of PEEK material, *Tribologist*, Vol. 52, No. 2, (2006), pp. 126-131, in Japanese.
- [40]J. Hanchi and N. S. Eiss, Jr, Dry sliding friction and wear of short carbon-fiber- reinforced poly-ether-ether-ketone (PEEK) at elevated temperatures, *Wear*, Vols. 203-204, (1997), pp. 380-386.
- [41]Y. Yamamoto and T. Takashima, Friction and wear of water lubricated PEEK and PPS sliding contacts, *Wear*, Vol. 253, (2002), pp. 820-826.
- [42]財満, 高辻, 山田, 奥島, 超々ジュラルミン(7075-T6)乾式切削における超硬合金工具の摩耗について, *日本金属学会誌*, Vol. 46, No. 1, (1982), pp. 108-116.
- [43]水谷, 武藤, 宮下, 海老原, ゴムと接触するアルミ合金の腐食摩耗, *JSME,2002 年度年次大会講演論文集 (II)* , pp. 493-494.
- [44]R. N. Rao and S. Das, Wear coefficient and reliability of sliding wear test procedure for high strength aluminium alloy and composite, *Materials and Design*, Vol. 31, (2010), pp. 3227-3233.
- [45]Y. Sato, Effect of Surface Modification Using Laser on Wear Resistance of Titanium, *J Jpn Prosthodont, Soc* 49, (2005), pp.46-55, in Japanese.
- [46]高橋, 岡田, 志田, 中西, チタンへの炭化物分散による耐摩耗性改善, *鉄と鋼*, Vol. 77,

- No. 8, (1991), pp. 1336-1343.
- [47]宮川, チタンの研削に関する研究, JSDMD, Vol. 9, No. 1, (1990), pp. 42-52.
- [48]A. F. Yetim, Investigation of wear behavior of titanium oxide films, produced by anodic oxidation, on commercially pure titanium in vacuum conditions, Surface and Coatings Technology, Vol. 205, Issue. 6, (2010), pp. 1757-1763.
- [49]S. H. Teoh, R. Thampuran and W. K. H. Seah, Coefficient of friction under dry and lubricated conditions of a fracture and wear resistant P/M titanium-graphite composite for biomedical applications, Vol. 214, Issue. 2, (1998), pp. 237-244.
- [50]K. Seto and Y. Yamamoto, Friction and Wear Performance of PEEK and Fiber Reinforced PEEKs under water Lubricated Condition, JSME annual conference in Kyushu, (2001), pp. 191-192, in Japanese.
- [51]Y. Yamamoto and M. Hashimoto, Friction and wear of water lubricated PEEK and PPS sliding contacts, Wear, Vol. 257, (2004), pp. 184-189.
- [52]S. Way, Pitting due to rolling contact, ASME Journal Applied Mechanics Trans. A, Vol. 2 (1935), pp. 49-58.
- [53]木田, Crack under rolling contact fatigue, 熱処理, Vol. 48, No. 2, (2008), pp. 79-87.
- [54]H. Fan, Competition between fatigue crack propagation and wear, ASME Journal of Tribology, Vol. 115, (1993), pp. 141-147.
- [55]H. Nishitani, H. Noguchi, T. Yamaguchi and Y. H. Kim, Fatigue Strength of Plain and Notched Specimens of Thermoplastics (In the Case of Polyetheretherketone), Vol.57, No.540, in Japanese.
- [56]M. C. Sobieraj, J. E. Murphy, J. G. Brinkman, S. M. Kurtz and C. M. Rimnac, Notched fatigue behavior of PEEK, Biomaterials, 31, (2010), pp. 9156-9162.
- [57]H. Hertz, Ueber die Berührung fester elastischer Körper, Journal für die reine und angewandte Mathematik, Vol. 92, (1881), pp. 156-171.
- [58]岡本, ボールベアリング設計計算入門, 日刊工業新聞社, (2011).
- [59]M. T. Hanson, The Elastic Field for Spherical Hertzian Contact Including Sliding Friction for Transverse Isotropy, Trans. ASME, Vol. 114, (1992), pp. 606-611.
- [60]K. S. Saib, W. J. Evans and D. H. Isaac, POLYMER, (1993), Vol. 34, No. 5, pp. 3198-3203.
- [61]M. Brillhart, J. Botsis: Fatigue crack growth analysis in PEEK: Fatigue, Vol. 16, (1994), pp. 134-140.
- [62]大越, 大島, 松久, 宮本, 鳥海, 近田, PEEK 繊維の構造と機械的性質, 繊維学会誌 (報文), Vol. 46, No. 3, (1990), pp. 87-92.
- [63]P. J. Rae, E. N. Brown and E. B. Orler, The mechanical properties of poly (ether-ether-ketone) (PEEK) with emphasis on the large compressive strain response, Polymer, Vol. 48, (2007), pp. 598-615.
- [64]Y. Kawabata and S. Somiya, Effect of Crystallinity on Bending Creep Behavior of Carbon Fiber

- Reinforced PEEK, Materials and processing conference 2003, (2003), pp. 167-168, in Japanese.
- [65]M. J. Folkes and G. Kalay, The effect of heat treatment on the properties of PEEK and APC2, Composites Science and Technology, Vol. 46, (1993), pp. 77-83.
- [66]M. Brillhart and J. Botsis, Fatigue fracture behavior of PEEK: 2. Effects of thickness and temperature, Polymer, Vol. 33, No. 24, (1992), pp. 5225-5232.
- [67]T. Utsumi and J. Okamoto, Effect of Surface Roughness on the Rolling Fatigue Life of Bearing Steels, Journal of Lubrication Engineers, Vol. 5, (1960), pp. 291-295.
- [68]J. O. Smith and C. K. Liu, Stresses due to tangential and normal loads on an elastic solid with applications to contact stress problems, Journal of Applied Mechanics, Vol. 20, (1953), pp. 157-166.
- [69]K. Kida, M. Saito and K. Kitamura, Flaking failure originating from a single surface crack in silicon nitride under rolling contact fatigue, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 28, Issue. 12, (2005), pp. 1087-1097.
- [70]F. Sadeghi, B. Jalalahmadi, T. S. Slack, N. Rajee and N. K. Arakere, A review of rolling contact fatigue, Journal of Tribology, Vol. 131, (2009), pp. 1-6.
- [71]赤松, 転がり軸受における表面キャラクタリゼーション, 精密工学会誌, Vol. 61, No. 11, (1995), pp. 1525-1528.
- [72]森重, 転動疲労における仕上面あらかさの影響, 宇部工業専門学校研究報告, Vol. 19, (1974), pp. 1-5.
- [73]H. Sakamoto, H. Katayose, K. Miyazaki and R. Nakatsu, Extended-knee Walk for Humanoid Robot with Parallel Link Legs, International Journal of Humanoid Robotics, Vol. 6, Issue 4, (2009), pp. 565-584.
- [74]A. Sano and J. Furusho, Realization of natural dynamic walking using the angular momentum information, IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, Vol. 3, (1990), pp. 1476-1481.
- [75]杉原, 中村, レートジャイロの非積分型フィードバックによるヒューマノイドロボットの体幹姿勢安定化, 第24回日本ロボット学会学術講演会, (2006).
- [76]N. Ito and H. Hasegawa, Robust Optimization of the Gait for a Biped Robot on External Factors, 最適化シンポジウム講演論文集 2008, (2008), pp. 47-52, in Japanese.
- [77]C. Sabourin and O. Bruneau, Robustness of the dynamic walk of a biped robot subjected to disturbing external forces by using CMAC neural networks, Robotics and Autonomous Systems, Vol. 51, (2005), pp. 81-99.
- [78]N. Shirokoshi, H. Hidaka and K. Kasei, Studies of Influences of Geometrical Errors to Final Performances in Small Backlash Planetary Gears: Relations Among Position Deviations of Planet Gears, Target of Backlash and Non-Working Flank Load, JSME Vol. 66, No. 646, (2000), pp. 1952-1958, in Japanese.
- [79]T. Oguri, A. Mashima and N. Furuya, Backlash compensation of reduction gears by twin motor

- cooperative control 602 JSME pp. 145-146, (2006), in Japanese.
- [80]K. Nagamura, T. Koumori, Driving Performance of High Reduction Planetary Gear Drive with Arc Tooth Profile and Pin, JSME, (2007), pp. 103-106, in Japanese.
- [81]K. Gotouda, Y. Nakura, K. Morikawa, K. Kumagai and M. Komori, Experimental Analysis about the Influence of Alignment Error on Transmission Error of Planetary Gears, JSME Vol. 4, (2008), pp. 37-38, in Japanese.
- [82]K. S. Jeong, D. G. Lee and S. H. Oh, Development of composite flexspline for a cycloid-type harmonic drive using net shape manufacturing method, Composite Structures, Vol. 32, (1995), pp. 557-565.
- [83]H. S. Oh, K. S. Jeong and D. G. Lee, Design and manufacture of the composite flexspline of a harmonic drive with adhesive joining, Composite Structures, Vol. 28, (1994), pp. 307-314.
- [84]Y. Kiyosawa and J. Kurogi, Introduction of Ultra Flat Strain Wave Gearing, The JSME international conference on motion and power transmissions 2004, (2004), pp. 76-79.
- [85]M. Hashimoto and I. Godler, Built-in High Accuracy Torque Sending For Harmonic Drive Gears, Journal of Robotics Society of Japan, Vol. 15, No. 5, (1997), pp. 802-806.
- [86]S. Yanabe, S. Ishizuka, T. Yamaguchi and M. Ikeda, Torsional stiffness of Harmonic Drive Reducers, JSME Trans. C, Vol. 55, No. 509, (1989), pp. 216-221.
- [87]ゴドレーレ イヴァン, 歯車減速機の角度伝達誤差に起因する速度変動の抑制制御, 計測と制御, Vol. 39, No. 10, (2000), pp.651-654.
- [88]橋本, ハーモニックドライブを利用したロボットの関節トルク測定, JRSJ Vol. 7 No.1, (1988), pp.52-55.
- [89]R. D. Mindlin, Compliance of Elastic Bodies in Contact, ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 16, (1949), pp. 259-268.
- [90]J. M. Chalmers, W. F. Gasldn and M. W. Mackenzie, Crystallinity in Poly (AryI-Ether-Ketone) Plaques Studied by Multiple Internal Reflection Spectroscopy, Polymer Bulletin, Vol. 11, (1984), pp. 433-435.
- [91]B. H. Stuart, The application of Raman spectroscopy to the tribology of polymers, Tribology international, Vol. 31, No. 11, (1998), pp. 687-693.
- [92]K. H. Gardner, B. S. Hsiao and K. L. Faron, Polymorphism in poly(aryl ether ketone)s, Polymer, Vol. 35, No. 11, (1994), pp. 2290-2295.
- [93]R. Stribeck, Kugellager für beliebige Belastungen, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure (1901), 45(3), 73-9 (pt I) & 45(4), 118-125 (pt II).
- [94]Jahnke-Emde, Funktionentafeln: B.G.Teubner in Leipzig und Berlin (1933).
- [95]J. Bijwe, S. Sen and A. Ghosh, Influence of PTFE content in PEEK-PTFE blends on mechanical properties and tribo-performance in various wear modes, Wear, Vol. 258, (2005), pp. 1536-1542.
- [96]B. J. Briscoe, L. H. Yao and T. A. Stolarski, The friction and wear of poly(tetrafluoroethylene)-

- poly(etheretherketone) composites: An initial appraisal of the optimum composition, *Wear*, Vol. 108, (1986), pp. 357-374.
- [97]F. Quadrini and E. A. Squeo, Injection molding of bushes made of tribological PEEK composites, *exPRESS Polymer Letters*, Vol. 1, No. 12, (2007), pp. 817-823.
- [98]A. Gebhard, T. Bayerl, A. K. Schlarb and K. Friedrich, Increased wear of aqueous lubricated short carbon fiber reinforced polyetheretherketone(PEEK/SCF)composites due to galvanic fiber corrosion, *Wear*, Vol.268, (2010), pp.871-876.
- [99]Z. Zhang, C. Breidt, L. Chang and K. Friedrich, Wear of PEEK composites related to their mechanical performances, *Tribology International*, Vol. 37, (2004), pp. 271-277.
- [100]小野, 村井, 三浦, 桑野, 成田, 各種ガス環境における PEEK 樹脂の摩擦摩耗特性, *トライボロジスト*, Vol. 54, No. 12, (2009), pp. 839-847.
- [101]草道, 金属チタンとその応用, 日刊工業新聞社, (1983).
- [102]林原, 南方, 坂本, 自律型サッカーヒューマノイドシステムCIT Brains, *日本設計工学会学会誌*, Vol. 44, No. 6, (2009), pp. 18-24.

# Appendix-A

## 水漬 PEEK による引張り試験

### A.1 はじめに

第I章 3-1 節および 3-2 節での解析のために使用した水漬け状態の PEEK のヤング率およびポアソン比を以下の実験により求めた。Appendix-A では、PEEK 引張り試験片によるヤング率計測の概要について述べる。

### A.2 PEEK 試験片

Fig. A-1 に引張り試験片形状を示す。試験片は JIS K7113 で示される 1 号試験片に準じて作成した。前処理として、#180 から#800 までエメリーペーパーによる研磨を行い、水中に 336 時間（14 日間）浸漬させた。水漬の前後で水の含水率を電子天秤により計測した。含水により試験片重量は初期より約 0.2% 増加した（初期 6.6914g 含水後 6.7077g）。ひずみゲージは KFP-2-120-C1-65L1M2R および KFG-2-120-D16-11L1M2S (KYOWA) を使用し、含水率計測後に試験片の平面部前後に貼りつけた。

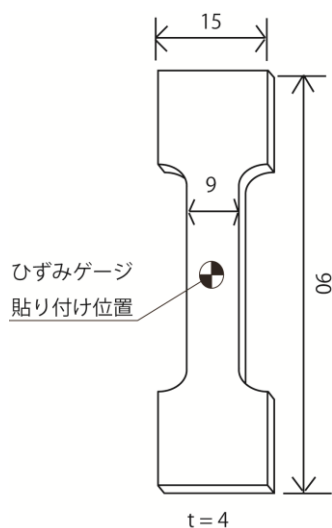


Fig. A-1 Tensile test specimen.

### A.3 引張りテスト

Fig. A-2 (a)および Fig. A-2 (b)に引張り試験装置を示す. 計測器は TENSILON RTG1250 (エーアンドディ製), ロードセルは LT2-500KA(KYOWA), STRAIN RECORDER は DC204R (東京測器) を用いた. 試験条件は引張り速度を 0.5 mm/min, 室温中とした. 試験片は試験の直前まで水漬したものをを用いた. ヤング率とポアソン比は引張り試験によって得られた応力ひずみ線図より算出した.

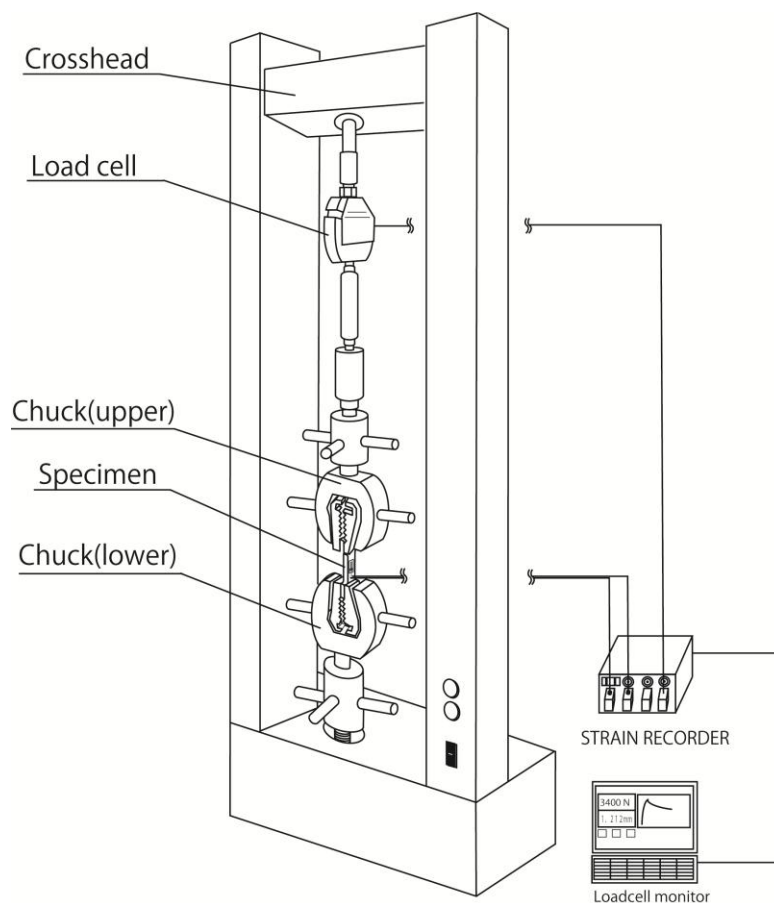


Fig. A-2 (a) Tensile test system.

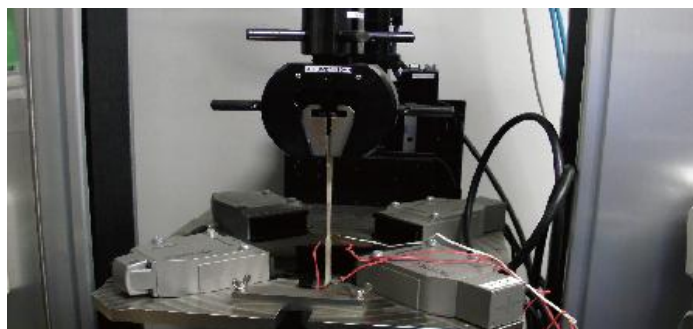


Fig. A-2 (b) Tensile test machine (Specimen and chuck).

## A. 4 実験結果および考察

Fig. A-3 に含水 PEEK 試験片の応力ひずみ線図を示す. この結果より算出された PEEK のヤング率およびポアソン比はそれぞれ 3492 MPa および 0.374 であった. この得られた数値を基にヘルツの弾性接触式を用いて接触楕円面積を計算し, 最大ラジアル荷重  $Q_{max}$  より最大接触圧  $P_{max}$  を算出した. さらに有限要素解析により前述した内部応力分布の検討を行った.

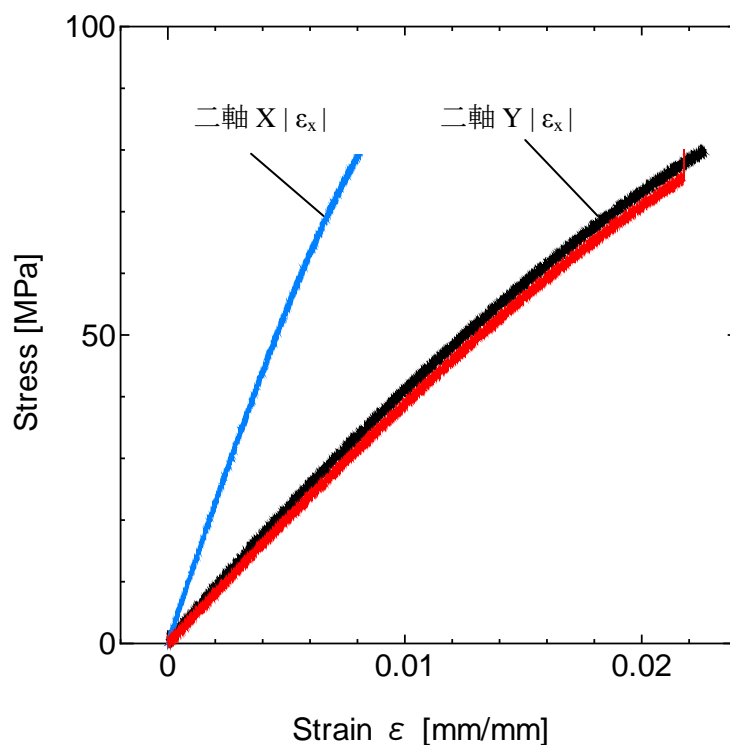


Fig. A-3 Stress-strain curve of PEEK in water.



## Appendix-B

# 疲労強度試験機

### B.1 はじめに

第II章第1節では、PEEKをロボット関節のしゅう動部品として適用するにあたって、ロボット関節および評価に用いた試験機の機構の概要について述べた。Appendix-Bでは、疲労強度試験機の構造について述べる。

### B.2 概要

ロボット関節のブッシュ摩耗の影響を評価するため、本研究で開発した疲労強度試験機をFig. B-1 (a)に示す。摩耗および疲労テストは外部電源によるロボット関節モータの連続運転で行い、繰り返し揺動運動によりブッシュを疲労させる試験である。揺動スピードと疲労cycle数はモニターパネルによってモニタリングを行う。Fig. B-1 (b)は試験システムを示す。負荷トルクはブレーキアームを通じてロードセル(Loadstar製 i-load Pro)によって負荷荷重データとして計測され、PCにリアルタイムに記録される。出力軸の軸心からロードセルまでの距離は200 mmであり、ロードセルの負荷荷重データ × 距離200 mmがダイナミックトルクとなる。負荷トルクはエアゲージによるエア供給の調整によってクランプ力を増減させることで任意の負荷トルクに微調整することができる。Fig. B-2に疲労強度試験機と関節動作模式図を示す。モータ回転は波動歯車装置によって1/100に減速され、波動歯車装置からの出力トルクはリンクユニットを介して増幅され最終出力される。このときブッシュはFig. B-2のDetail Aに示すようにクランクシャフトによって揺動運動をするが、ブッシュはカムプレートスリット内で、上下にすべり運動しながら出力軸に対して揺動運動することによってカムプレートに動力を伝える。カムプレートと一体化している出力軸は、揺動するカムプレートによって動力が伝達される。つまり、ロボット関節の出力軸はPEEKブッシュを介したトルク伝達によって回転もしくは揺動運動する。このメカニズムによってトルクが伝達された出力軸は、カップリングを通じてディスクと連結され、結果的にブッシュの運動はディスク

の揺動に繋がる(Fig. B-2). 本評価システムではダイナミックトルク計測のためディスクブレーキ方式を適用しており, Fig. B-3に示すように, スチール製ディスクはディスクブレーキユニットのブレーキパッドによって両側よりクランプされ, その摩擦力がトルクとしてロボット関節に負荷される. このメカニズムでは供給エアの増減によりエアシリンダー(SANYO KOGYO製SUNTES DB-3020A-3-01(20Nm) / DB-3652A-01(34Nm) / DB-3622A-02(20Nm) )が動作しブレーキパッドのクランプ力, すなわちパッドとディスクの間で発生する摩擦力を調整する. エアシリンダーがブレーキプレートを押すとブレーキパッドがディスクをクランプする. ブレーキパッドはブレーキアームと一体になっており, クランプした際のパッドの摩擦力によってブレーキアームが持ち上げられる. ブレーキアームは, てこの要領で反対側に設置されたロードセルを下に向かって押す. リアルタイムにロードセル荷重を計測することで各時間での出力軸にかかる負荷トルクを計測することができる.

### B.3 モータプログラム(SMI)

評価用モータとして, SERVIDA 製 SM2300D-DE を使用した. 本モータは直流 24V モータでモータ内部にマイコン基盤が組み込まれている仕様であり, 疲労テストをスムーズに進めるうえでモータ制御の負担を減らし, ロボット関節のオペレーションを簡便に行うことができる. エンコーダ分解能は 4000 で, 波動歯車装置の減速比を 100 として出力軸 1 回転 ( $360^\circ$ ) させた場合, エンコーダは 400,000 パルスだけ動く. 例えば, クランクシャフトを  $60^\circ$  の揺動とした場合 0 - 68,000 パルス間の往復運動となる. ロボット関節の揺動運動疲労テストを行うにあたりブッシュの位置を正確にモニタリングするために疲労試験前に原点サーチさせ常に疲労テスト開始のブッシュ初期位置が 0 パルスの位置と同じになるようにした. 原点は Fig. B-4 に示すドッグの先端を基準となるようにプログラムを設定した. 揺動角を  $\pm 60^\circ$ , モータ速度を 1000 rpm, 初期位置を原点から  $53.152^\circ$  離れたところにした場合のプログラムの一例を List B-1 に示す.

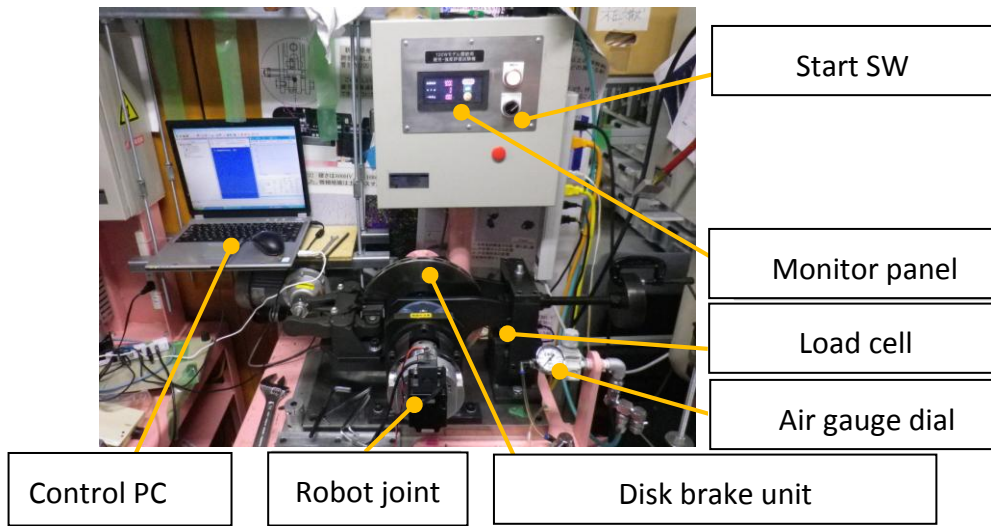


Fig. B-1 (a) Fatigue and wear test machine.

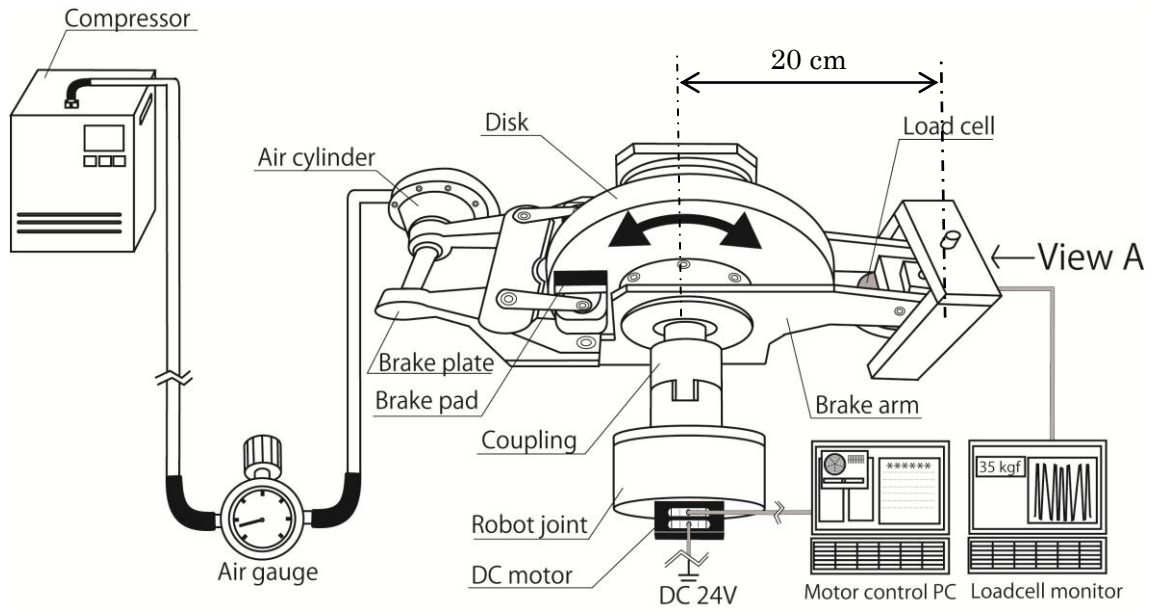


Fig. B-1 (b) Fatigue and wear test system.

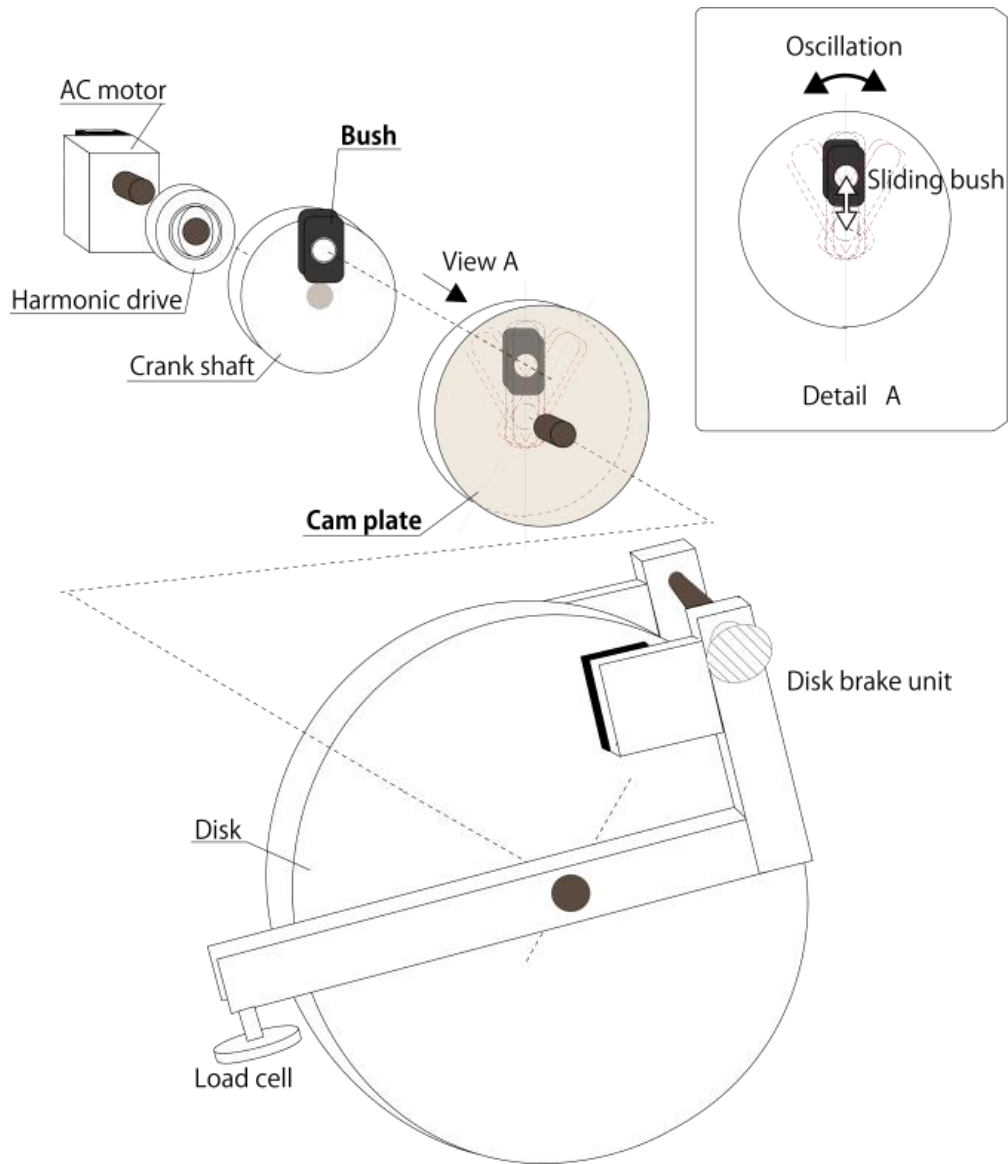


Fig. B-2 Mechanism of fatigue and wear test machine.

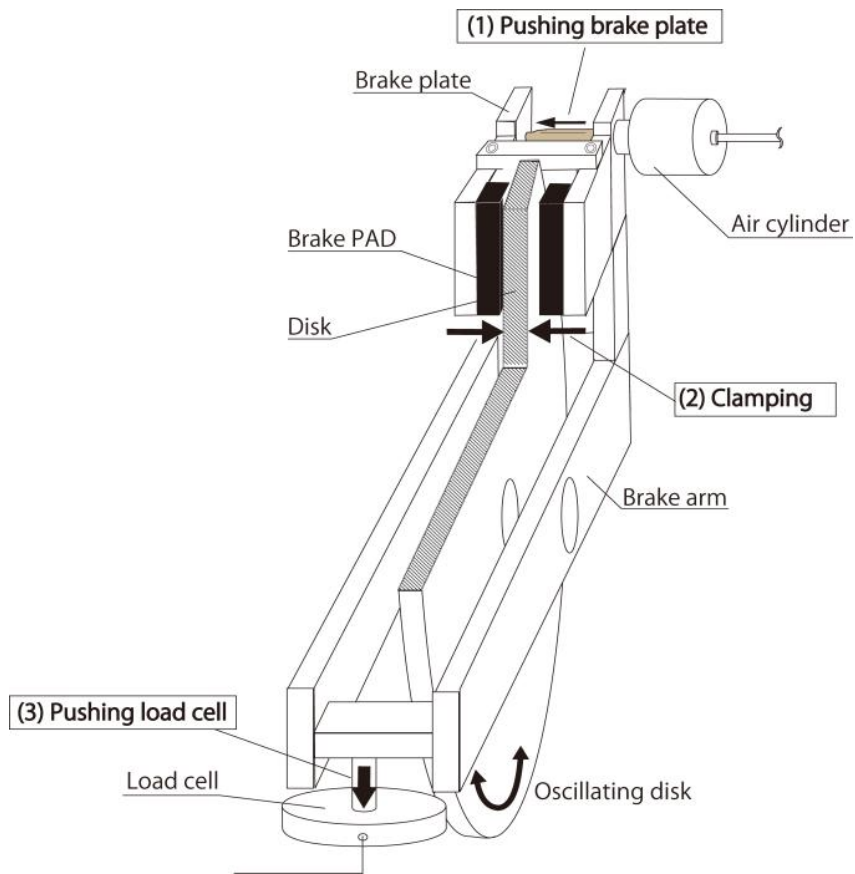


Fig. B-3 Disk brake system.

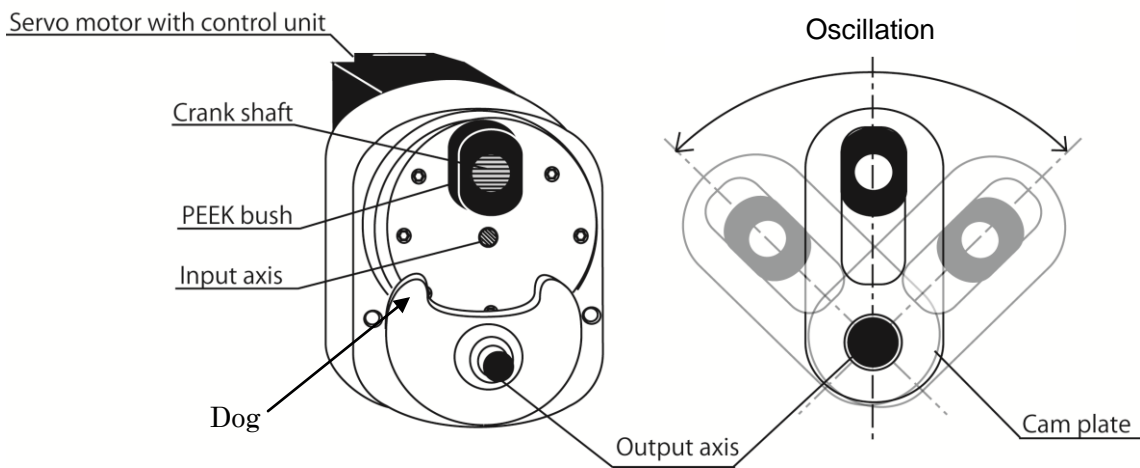


Fig. B-4 Dog point in robot joint.

List B-1

揺動角 : ± 60°

速度 : 1000 rpm

原点サーチからのオフセット (初期位置) : 53.152°(23.152+30)

モータ : SV23165DT-DE(SM2300D-DE Series) 200W 仕様

メインプログラム

-----  
 WHILE UJA<15000 : モータ電圧が 15V 以下のときループ (待機) する.

LOOP

ADDR=1 : モータのシリアルアドレス

ECHO

EIGN(2) : リミットセンサ入力

EIGN(3) : リミットセンサ入力

ZS : ステータスピットのクリア

rr=-1 : 負の方向に突き当て (1 : 正方向に回転, -1 : 負方向に回転)

vv=100 : 初期位置出しのときのモータスピード

aa=1000

ee=50 突き当て位置偏差リミット

tt=1500

hh=59058

EL=262143 位置偏差リミット

v=1000 : モータスピード 1000rpm

a=1000 : モータ加速度

z=1000

GOSUB0

GOSUB01

END

C0 : <原点サーチ>

PRINT("HOME MOTOR",#13)

ww=vv/60

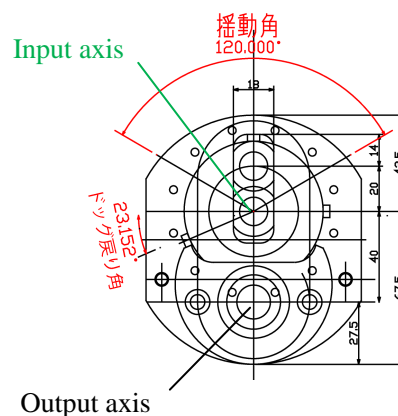
xx=ww\*32768

VT=xx\*rr

hh: 原点オフセット量 (パルス)

CAD 図面上のドッグあたりからの戻り角は 23.152°なので

$$(23.152+30.000) / 360 \times 4000 \times 100 = 59058$$



エンコーダ分解能 4000 のモデルは 32768 パルスで、秒速 1 回転の速度に相当。モータの出力とは無関係。

```

ADT=aa
MV
ZS
T=tt*rr
G
WHILE ABS(EA)<ee
IF UJA<15000
GOSUB100
ENDIF
LOOP
PRINT("HIT HARD STOP",#13)
MTB
MT
WAIT=500
G
O=hh*rr
PRINT("MOVING TO ZERO",#13)
MP
PT=0
G
WHILE Bt
IF UJA<15000
GOSUB100
ENDIF
LOOP
RETURN

```

**C1 <疲労テスト・連続運転>**

```

MP
pp=-rr*34
w=v/60
x=w*32768
VT=x
ADT=a
WHILE 1
PT=pp*4000 : 移動目標位置の指定

```

例) 揺動角 120°の場合 (正確には 122.4°)  
 $\rightarrow 122.4/360*4000*100=136000$   
 $\rightarrow 136000/4000=34$  回転 となる.

100W および 200W モータでは 32768 (定数) である.  
この値は秒速 1 回転で進むパルス量を示す.

```
G
WHILE Bt
IF UJA<15000
GOSUB100
ENDIF
LOOP
WAIT=z
PT=0      : 移動目標位置の指定（初期位置戻り）
```

```
G
WHILE Bt
IF UJA<15000
GOSUB100
ENDIF
LOOP
WAIT=z
LOOP
RETURN
```

#### **C100**

```
MTB
WHILE UJA<15000
LOOP
ZS
WAIT=50
G
RETURN
```

サブルーチン C100 : MTB～G までのプログラムは、  
UJA（モータ電圧）が 15V より小さい時は、モータにブ  
レーキが掛かり回転ストップする。（モータ保護）



## Appendix-C

# バックラッシ試験機

### C.1 はじめに

第II章第1節では、PEEKをロボット関節のしゅう動部品として適用するにあたって、ロボット関節および評価に用いた試験機の機構の概要について述べた。Appendix-Cでは、バックラッシ試験機の構造について述べる。

### C.2 概要

ロボット関節のブッシュ摩耗によるバックラッシへの影響を調べるため、Fig. C-1に示すようなバックラッシ計測器を開発した。ロボット関節はトルクユニットを介してエンコーダと連結される。エンコーダはPLCユニットを経由してパルスモニターに接続されている。実験に用いた試験機を構成するシステムの概略図をFig. C-2に示す。回転方向の切り替わりあるいは動作のON/OFF時におけるPEEKブッシュ摩耗によるバックラッシへの影響を調べるため、出力軸にトルクユニット(CKD RV3D30 air cylinder)を接続した。トルクユニットはさらにエアゲージおよび制御レバーを通じてコンプレッサーに接続されている。このシステムによってエア圧を0から0.5 MPaまで変化させ、ロボット関節にトルクを負荷した状態でバックラッシを計測することが可能である。Fig. C-3 (a)に示すようにロボット関節とエンコーダ間はカップリング材自身の弾性のバラつきによるバックラッシ誤差を排除するためにリジッドタイプのカップリングによって固定した。

一般にバックラッシとは2つのギア歯かみ合わせにより生じる隙間とされているが、本研究ではバックラッシをブッシュとカムプレートの隙間により生じる出力軸の回転角のズレとした。具体的には出力軸に接続されたエンコーダによって計測されたパルス値から求められる隙間により生じる回転角の累積と定義した。Fig. C-3 (b)に出力軸の回転方向を示す。例えば出力軸の時計回りはロボット膝関節でいうところのピッチ軸回転の正転に相当し、脚の

屈伸の動きを模擬する。一方出力軸の反時計回りはピッチ軸回転の逆転に相当し、伸脚を模擬するものである。例えば正転時パルスが70 pulseで逆転時パルスが30 pulseならばパルスの和は100 pulseとなり、バックラッシュは100 pulseとなる。このことはバックラッシュが大きくなった場合において、関節の角度ズレすなわちロボットの脚部の動作遅延の一因なることを意味している。Fig. C-4で示したようにブッシュとカムプレートに隙間があればガタの分だけ動く。ブッシュの12時位置（センターポジション）でのバックラッシュをエンコーダ(キーエンス製SV-M005CS50W：標準モータストレート軸インクリメントタイプ)を用いてパルスデータとして計測した。エンコーダ分解能は0.25 arcmin/pulseである。前述のバックラッシュの値が100 pulseのときは回転角換算すると25 arcmin (0.42°)となる。Fig. C-5に示すようにあらかじめエア圧補正データを計測した。例えば0.2 MPaは負荷トルク24.3 kgfcm (2.4 N·m)に相当する。この負荷トルクは、ロボット関節の回転切り替わり時において、微小な切り替わり待機時間の後に生じる逆回転方向の負荷トルクを模擬しており、関節内の部品に起因するバックラッシュ計測をオフライン状態で行うことができる。

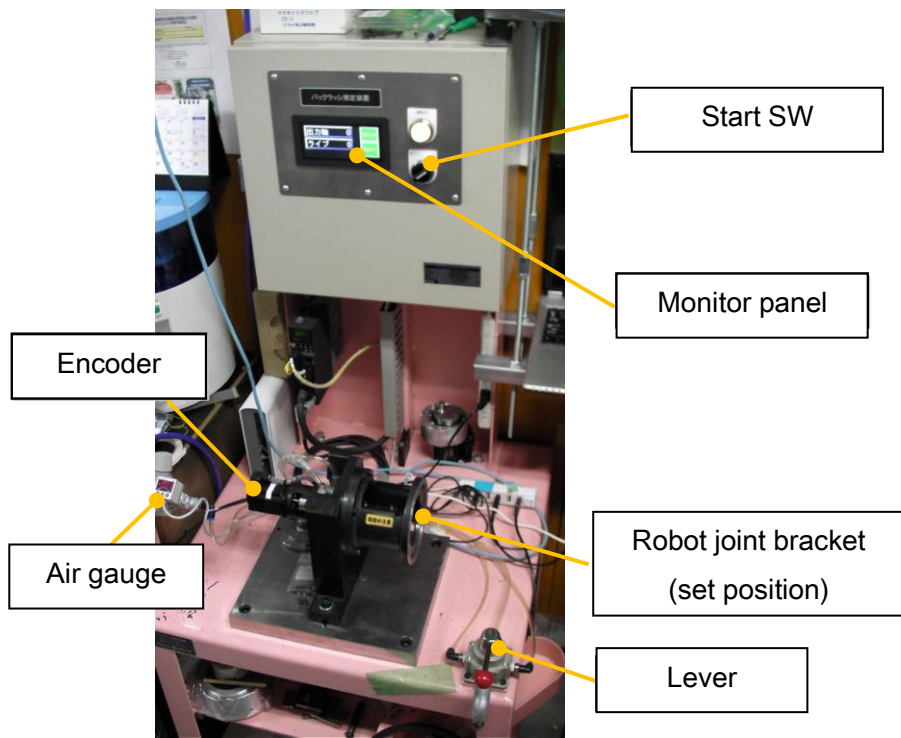


Fig. C-1 Backlash measurement machine.

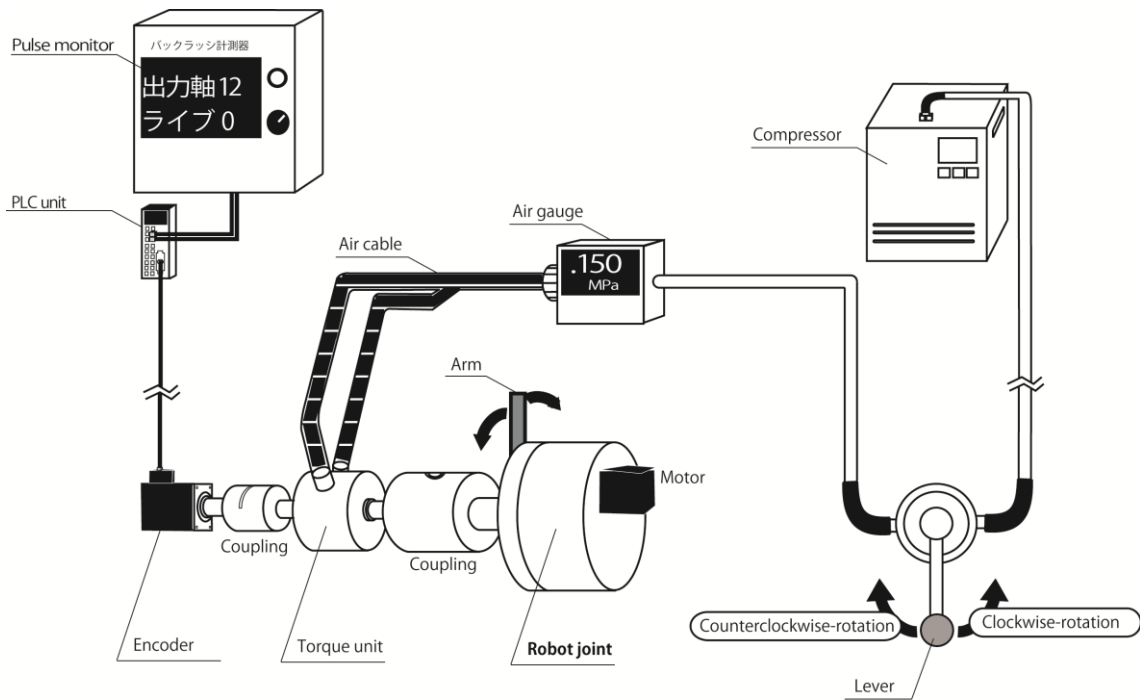


Fig. C-2 Backlash measurement system.

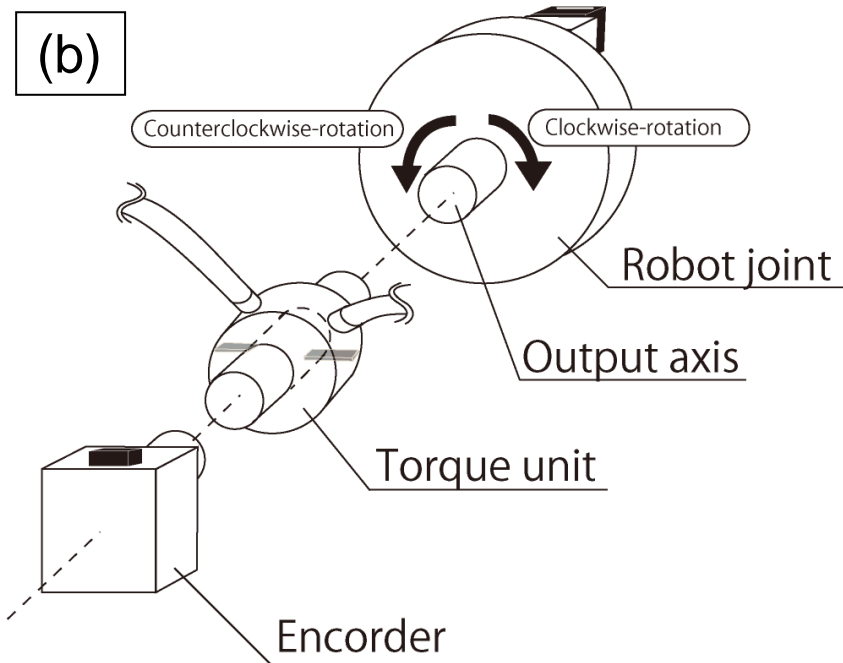
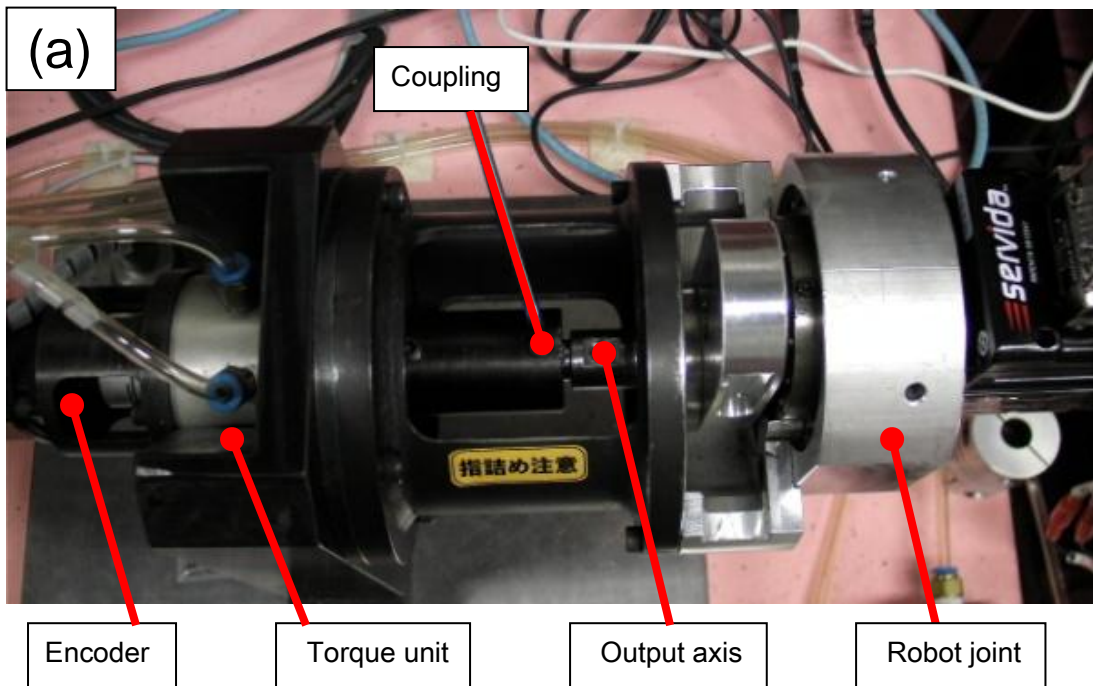


Fig. C-3 Backlash measurement machine detail;  
 (a) top view of backlash measurement machine,  
 (b) output axis direction.

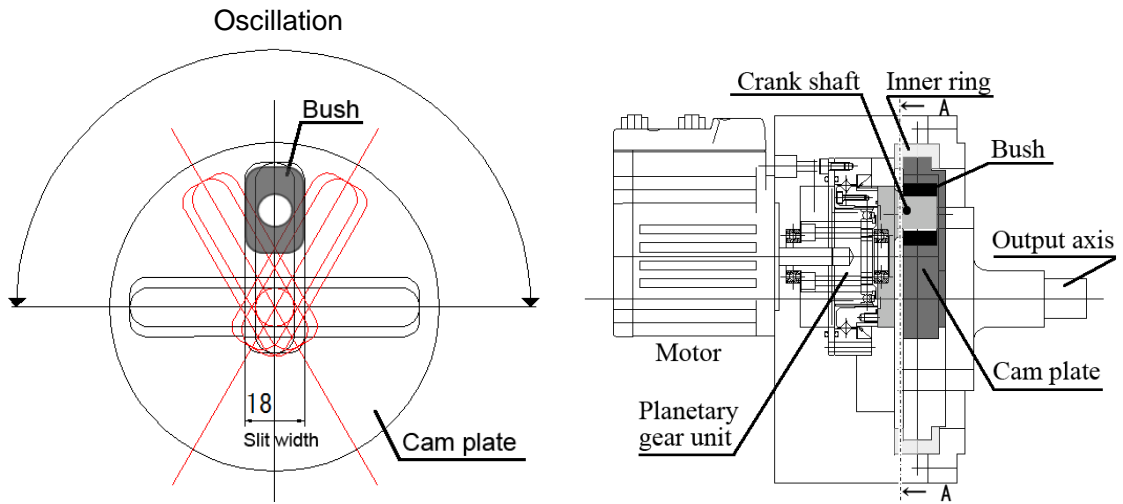


Fig. C-4 Bush position at backlash measurement.

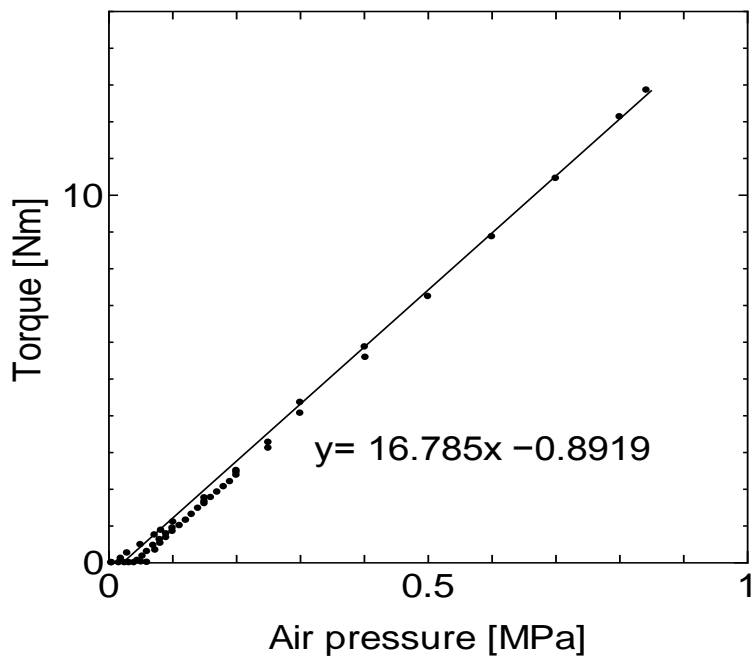


Fig. C-5 Relation between torque and air pressure of RV3D30.