

潤滑不良条件下でのピーリングの寿命予測と
長寿命化技術の開発

2019年9月

長谷川 直哉

博士論文

潤滑不良条件下でのピーリングの寿命予測と 長寿命化技術の開発

兵庫県立大学大学院工学研究科
機械工学専攻

| | |
|------|----------|
| 学籍番号 | TD16K001 |
| 氏名 | 長谷川 直哉 |
| 指導教員 | 阿保 政義 |

目 次

| | | |
|------------|--|-----------|
| 第1章 | 緒論 | 1 |
| 1.1 | はじめに | 1 |
| 1.2 | ピーリングに関する従来の研究 | 6 |
| 1.2.1 | ピーリングのメカニズムに関する従来の研究 | 6 |
| 1.2.2 | ピーリングの寿命予測に関する従来の研究 | 11 |
| 1.2.3 | ピーリングの対策技術に関する従来の研究 | 16 |
| 1.3 | 本論文の目的と構成 | 18 |
| | 第1章の参考論文 | 19 |
| 第2章 | ピーリングのき裂発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響についての実験結果に基づく考察 | 25 |
| 2.1 | 緒言 | 25 |
| 2.2 | 実験方法 | 26 |
| 2.2.1 | ピーリング再現試験 | 26 |
| 2.2.2 | 転動面の観察 | 28 |
| 2.2.3 | 表面形状と表面粗さの測定 | 28 |
| 2.2.4 | X 線応力測定 | 30 |
| 2.3 | 実験結果 | 32 |
| 2.3.1 | 転動面の外観と表面形状の変化 | 32 |
| 2.3.1.1 | 従動円筒 | 32 |
| 2.3.1.2 | 駆動円筒 | 35 |
| 2.3.2 | 従動円筒の X 線応力測定の結果 | 36 |
| 2.3.2.1 | 残留応力の変化 | 36 |
| 2.3.2.2 | 結晶配向の進行 | 36 |
| 2.3.3 | 駆動円筒の表面粗さの変化 | 38 |
| 2.4 | 考察 | 39 |
| 2.4.1 | ピーリングのき裂発生メカニズム | 39 |
| 2.4.2 | 黒染処理によるピーリングの抑制効果 | 40 |
| 2.5 | 結言 | 41 |
| | 第2章の参考論文 | 42 |

| | | |
|------------|--|-----------|
| 第3章 | ピーリングの進展と黒染処理によるピーリング抑制についての 転動面下の応力解析の結果に基づく検討 | 44 |
| 3.1 | 緒言 | 44 |
| 3.2 | 転動面下の繰返し応力の解析 | 44 |
| 3.2.1 | BEM による接触解析 | 44 |
| 3.2.2 | 残留応力を考慮した転動面下の応力推定 | 50 |
| 3.3 | 解析結果 | 51 |
| 3.3.1 | 接触解析の結果 | 51 |
| 3.3.2 | 残留応力を考慮した転動面下の応力推定の結果 | 54 |
| 3.4 | 考察 | 56 |
| 3.4.1 | ピーリングのき裂発生について | 56 |
| 3.4.2 | ピーリングのき裂進展と転動面下の応力との関係 | 57 |
| 3.5 | 結言 | 59 |
| | 第3章の参考論文 | 60 |
| 第4章 | 転動面下の応力解析の結果に基づいたピーリング寿命の予測技術 | 61 |
| 4.1 | 緒言 | 61 |
| | 記号等の名称 | 63 |
| 4.2 | <i>S-N</i> 曲線の作成とその結果に基づくピーリング寿命の予測方法 | 64 |
| 4.2.1 | 寿命予測モデルと予測手順 | 64 |
| 4.2.2 | 寿命予測のために用いる応力 | 69 |
| 4.3 | 実験および分析の方法 | 70 |
| 4.3.1 | 転動疲労試験 | 70 |
| 4.3.2 | 表面形状の測定 | 72 |
| 4.3.3 | 接触解析 | 72 |
| 4.3.4 | 残留応力測定 | 73 |
| 4.3.5 | 寿命予測の検証 | 73 |
| 4.4 | 結果と考察 | 74 |
| 4.4.1 | 各試験におけるピーリング寿命 | 74 |
| 4.4.2 | 接触解析の結果 | 75 |
| 4.4.3 | 残留応力の測定結果 | 78 |
| 4.4.4 | 残留応力を考慮して推定した転動面下の応力 | 79 |
| 4.4.5 | ピーリングについての <i>S-N</i> 曲線の作成結果と寿命予測の精度 | 80 |
| 4.5 | 結言 | 84 |
| | 第4章の参考論文 | 85 |

| | | |
|-----|-------------------------------|----|
| 第5章 | 総括 | 87 |
| | 謝辞 | 90 |
| | 研究業績 | 91 |
| 付録 | 接触解析に用いる表面形状の測定方法に関する検討 | 92 |
| A | 測定データの妥当性に関する検討 | 92 |
| B | サンプリング間隔の検討 | 95 |

第1章 緒論

1.1 はじめに

転がり軸受は、多くの機械製品の中で軸の滑らかな回転をサポートするために用いられている重要な部品である。図 1.1 に示すように、一般的な転がり軸受（以下、軸受）では、軌道輪（外輪と内輪）の間に複数の転動体（玉またはころ）が配置され、さらに転動体を等間隔に保つための保持器を備えている。通常、軸は内輪に嵌めあわせて運転され、転動体の転がりによって軸の回転荷重が支えられる。この時、転動体と軌道輪との小さな接触面で荷重を支えるため、そこでの接触圧力は数 GPa に達する。そして、運転中にこの高い接触圧力が繰返し負荷されることで、軌道輪の軌道面と転動体の転動面（以下、これらを転動面と総称する）には疲労が起こり、やがて表面がうろこ状にはがれたような「はく離」を生じる（図 1.2）。はく離の発生は軸受の深刻な機能低下を引き起こすため、要求される耐用期間内にはく離が発生しないことは軸受の最も重要な使命の1つである。この転がり接触に起因する疲労（転動疲労）によるはく離は、転動面の潤滑状態に応じてその発生機構が変化することが知られている。

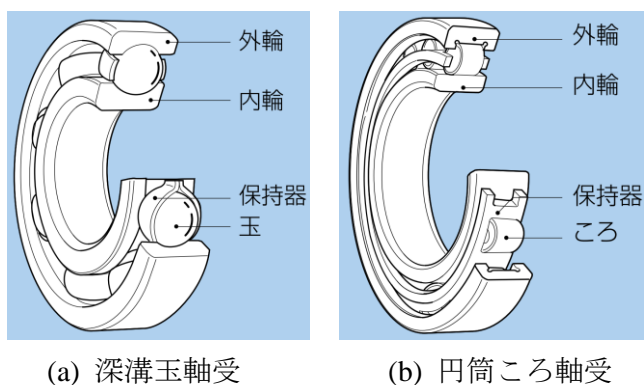


図 1.1 代表的な転がり軸受の構造 [出典：参考文献 1)]



図 1.2 自動調心ころ軸受の内輪に発生したはく離 [出典：参考文献 2)]

潤滑が良好な場合（転動面間に介在する油膜によって両者が分離されている条件）の接触部では、表面の圧力分布が比較的均一な形状となり、これによって表面からやや離れた内部の位置（Sub-surface）で各種のせん断応力が最大となる（図 1.3(a)）。その結果、繰返し負荷による疲労き裂は内部から発生し（図 1.4）、はく離に至る。このモードでの はく離は「内部起点型はく離」と称され、応力が最大となる深さの近傍に非金属介在物が存在する場合は、それが応力集中源となってき裂発生リスクが増加する。近年では 転がり軸受の鋼材の清浄度が格段に向上しており、内部起点型はく離の発生リスクは少なくなっている。

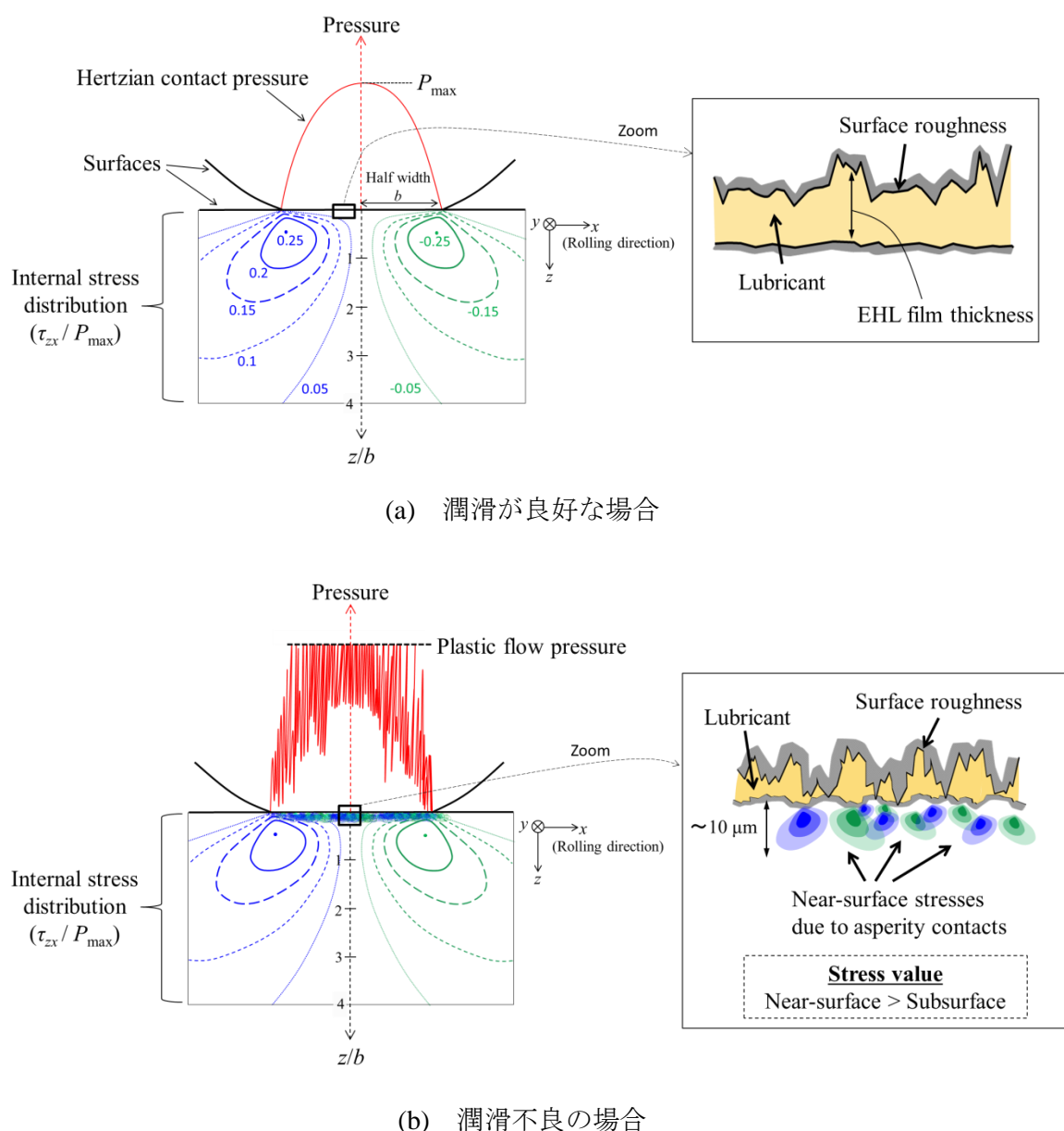


図 1.3 軌道輪と転動体の接触部における接触圧力と内部応力の分布例（線接触を仮定）

一方、転動面間に十分な油膜が形成されない潤滑不良の条件下では、転動面の表面粗さの突起接触が起こるため、接触部直下の表層(Near-surface)に内部より大きい応力が生じる(図 1.3(b)). そして、この過大な応力が繰返されることで、表面を起点とした早期のき裂が発生し(図 1.5), はく離に至る. このモードのはく離は「表面起点型はく離」と呼ばれ、その寿命が内部起点型はく離と比較して短いことから転がり軸受の大きな問題の1つになっている. 本研究の対象である「ピーリング」は、表面起点型はく離の代表であり、幅・深さともに 10 μm 程度の微小なはく離やき裂が密集した部分のことを指す(図 1.6). ピーリングは一般的な軸受と比較して転動面の表面粗さが大きい場合に発生しやすく、仕上げ加工の難易度が高い大型軸受や、表面粗さの大きい相手部品に嵌め合せて使用されることが多い針状ころ軸受などで頻発する. ピーリングの発生は振動や騒音を増加させ、より大きな損傷に進展するリスクもあるため問題視される.

なお、転動面の加工に起因する表面粗さではなく、異物の咬みこみによって形成された圧痕の盛り上がり部が応力集中源となって表面起点型はく離が発生することもある. このようなはく離は「圧痕起点はく離」と呼ばれることが多い(図 1.7).

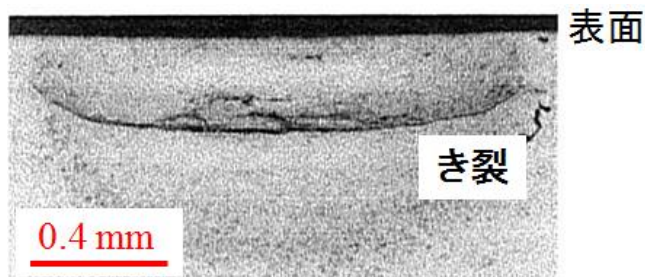


図 1.4 良好な潤滑条件下で発生した転動疲労のき裂

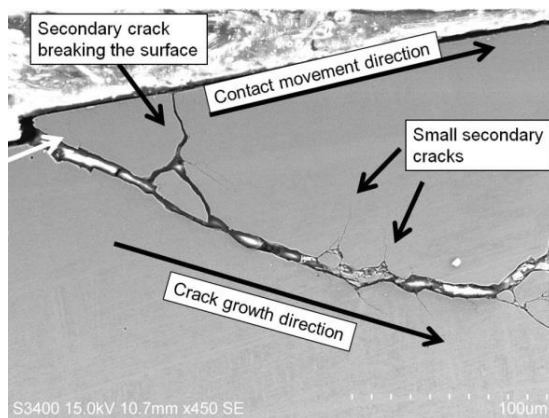
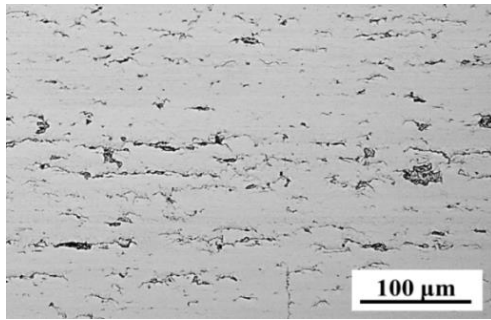
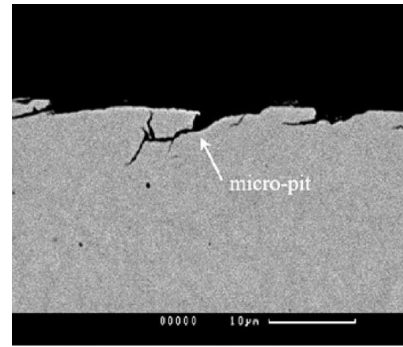


図 1.5 潤滑不良条件下で発生した表面を起点とするき裂 [出典：参考文献 3)]



(a)



(b)

図 1.6 ピーリングの例

- (a) ピーリングの発生した転動面の光学顕微鏡像
- (b) ピーリングの発生した転動面の断面 [出典：参考文献 4]

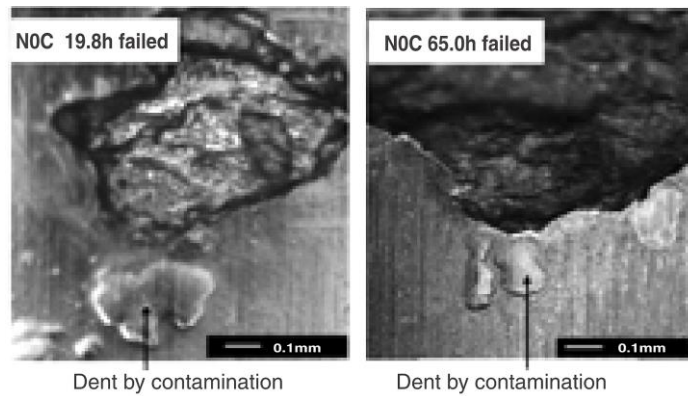


図 1.7 圧痕起点はく離の例 [出典：参考文献 5]

表面起点型はく離の原因は明確であり、使用条件に留意することでその発生を防止できる。しかし、燃費削減を目的とした潤滑油の低粘度化や、機械の簡素化・低コスト化のために転がり軸受の使用環境は年々過酷化しており、表面起点型はく離の発生頻度は増加し続けている。ピーリングもその例外ではなく、メカニズムに基づいた対策技術や寿命予測技術の確立が求められている。

ピーリングのメカニズムに関する研究は古くから多く行われており、ピーリングの発生が、運転条件や表面粗さ性状、転動面の材質、潤滑油やそれに加える添加剤の種類などの多くの因子に影響されることがわかってきた。しかし、ピーリングのメカニズムについての統一的な見解は現在でも得られておらず、特に転がり軸受を想定した運転条件下におけるメカニズムはあまり研究されていない。1.2.1 項では、ピーリングのメカニズムに関する従来の研究について主要な文献を引用しながら説明する。なお、本論文ではピーリングの初期き裂の発生や、それが進展して微小はく離の集合に至るときのメカニズムを「ピーリングのメカニズム」と総称する。き裂の発生または進展のメカニズムに限定して言及する際はそれを明記する。

潤滑不良条件下での転がり軸受の寿命は、現時点で最新の軸受寿命計算式⁶⁾で推算できるようにになっている。しかしその方法も万能ではなく、ピーリングのように転動面の表面粗さが比較的大きい条件下で発生するはく離の寿命は推算できない。一方で、ピーリングの寿命（ここでは、ピーリングの個々の微小はく離もしくはその集合が発生するまでの負荷回数の意味）だけを予測する専用の数値モデルもいくつか提案されている。しかし、これらのモデルにも不完全な点が多く、特に寿命予測精度の観点から改良の余地が残っていると言える。1.2.2 項では、ピーリングの寿命予測に関する従来の研究とその問題点について主要な文献を引用しながら説明する。

ピーリングの対策技術についても様々な方法が提案されているが、長寿命化のメカニズムが十分に明らかになっていないものも多い。信頼性の向上やさらなる高機能化のためには、長寿命化のメカニズムをさらに深耕して調査することが重要である。1.2.3 項では、ピーリングの対策技術に関する従来の研究について説明する。

なお、「ピーリング」という用語は日本国内の転がり軸受業界で慣例的に用いられている^{2,7)}が、JIS B 1562: 2009⁸⁾では、ピーリングの個々の微小はく離やき裂に相当する用語として「微小スポーリング」「微小き裂」という用語が定義されている。また、微小はく離やき裂が多数発生し、巨視的に材料が灰色に変色したように見える箇所のことを「グレーステイニング」という用語で定義しており、これが軸受業界で言うところの「ピーリング」と同義語であると考えられる。一方、国外では「Micropitting」という用語がピーリングの同義語として用いられている⁹⁾。このような様々な呼称が存在するものの、本論文内では軸受業界の慣例に従って「ピーリング」という用語を統一して使用する。

1.2 ピーリングに関する従来の研究

ピーリングは転がり軸受に特有の損傷ではなく、転がり接触機構を持つ他の機械部品にも発生する。特に、歯車では歯面でのピーリングの発生が大きな問題となっており、そのメカニズムや寿命予測、長寿命化に関する多くの研究が行われている¹⁰⁾。ここで、歯車の転動面では2面の相対的なすべりが不可避免的に発生するのに対し、転がり軸受の転動面でのすべりの程度は比較的小さい（いわゆる純転がり条件に近い）。このような違いはあるものの、それぞれの運転条件を想定して得られたピーリングに関する知見の大半は互いに共有できると考えられる。したがって、本項では研究対象が転がり軸受以外のものも含めて、ピーリングに関する過去の研究を説明する。

1.2.1 ピーリングのメカニズムに関する従来の研究

表面起点型はく離の研究が開始された当初、微小なはく離やき裂の集合を特徴とするピーリングの存在は知られていなかった。表面起点型はく離に関する先駆的な研究としては、1935年のWayの研究がある¹¹⁾。そこでは、転動面の表面粗さが粗い場合、あるいは転動する2面間に形成された油膜に対して表面粗さが大きい場合に表面起点型はく離が発生しやすくなることが実験的に示されている。その後、Dawsonは潤滑状態の指標であるD値というパラメータを導入し、これが小さいほど表面起点型のはく離の寿命が大きくなることを示した¹²⁾。D値は以下の式であらわされる。

$$D = \frac{R_{z1} + R_{z2}}{h_{\min}} \quad (1.1)$$

R_{z1} , R_{z2} : 互いに転がり接触する物体1と物体2の最大高さ粗さ

h_{\min} : 最小油膜厚さ

式(1.1)中の最小油膜厚さは、弾性流体潤滑（Elasto-Hydrodynamic Lubrication : EHL）理論によって求められる。EHL理論とは、軸受や歯車のように接触面積が物体の表面積より十分に小さく、接触面に顕著な弾性変形が生じるような集中接触条件下での油膜厚さや圧力分布を計算する理論である。EHL理論については多くの解説があるため¹³⁾、ここでは割愛する。転がり軸受の分野では、D値の代わりに油膜パラメータA¹⁴⁾が広く用いられている。

$$A = \frac{h_{\min}}{\left(R_{q1}^2 + R_{q2}^2\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (1.2)$$

R_{q1} , R_{q2} : 物体1と物体2の二乗平均平方根粗さ

上記の Way や Dawson らの研究は、はく離のサイズが見かけの接触面積（ \approx 表面粗さを無視して計算される理論接触面積）と同程度のオーダーであるピッチング（Pitting）を対象とするものであった。典型的なピッチングよりも明らかに小さなサイズの表面起点型はく離が発生することに言及したのは、Oterbain ら¹⁵⁾が最初と思われる。彼らは、複数種の潤滑油を用いた軸受寿命試験において、潤滑油粘度が低い場合に浅いピッチング（superficial pitting）が密集して発生することを報告した。その後、Littmann ら¹⁶⁾がこの微小なはく離の集合をピーリング（peeling）と称したことで、ピッチングとピーリングが区別されるようになった。彼らは軸受鋼を用いた転動疲労試験を行い、転動面にラッピングを行うことで、潤滑不良条件であってもピーリングが抑制されることを発見した。そして、転動面の表面粗さが比較的大きく、油膜厚さより大きい突起が多数存在する場合にピーリングが発生しやすくなると結論づけた。この Littmann らの報告以後、研究対象をピーリングに限定した報告がなされるようになった。Tokuda ら¹⁷⁾は、二円筒試験機（2つの円筒試験片の外接面を接触させながら転動させる試験）を用いたピーリングの再現試験方法を確立し、転動する2面の表面粗さの差が大きい場合に表面粗さが小さい方の表面にピーリングが発生することを報告した。この報告では、電気抵抗法を用いた突起接触頻度の評価も行われている。そして、様々な潤滑剤を用いた試験結果から、試験中の突起接触頻度の低下が大きい油種ほどピーリングが抑制されることが示された。これは、表面粗さのなじみの程度がピーリングの発生に影響することを示唆しており、なじみの重要性はその後の多くの研究でも確認されている¹⁸⁻²⁰⁾。Akamatsu ら²¹⁾は、油膜パラメータ Λ が減少するほど特定の負荷回数時点でのピーリング面積率（ある観察領域の中で微小き裂やはく離の発生箇所が占める面積比率）が増加することを示した（図 1.8）。以上のように、ピーリングのメカニズムが研究され始めた当初は、突起接触の頻度に着目した報告が多かった。

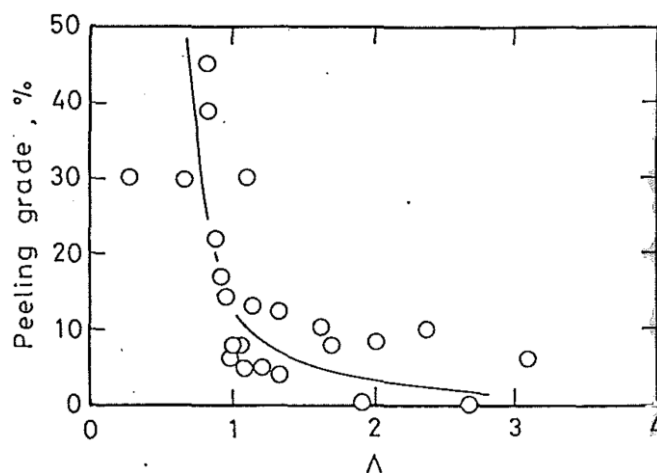


図 1.8 油膜パラメータ Λ とピーリング面積率の関係 [出典：参考文献 21)]

その後、突起接触の頻度だけでなく接触の過酷度や表層の応力状態の観点からピーリングのメカニズムを検討する研究が行われ始めた。中島ら^{22,23)}は、転動する2面の表面形状の一致性が高い場合（つまり、片方の面の表面粗さがもう一方の面に転写されるような場合）、突起接触による応力集中が緩和されるとともに油膜形成性も改善されるためピーリングの発生リスクが減少することを報告した。Maedaら²⁴⁾はピーリングの発生した転動面のX線残留応力測定を行い、運転後の転動面表層に三軸残留応力が存在することを明らかにした。そして、積分法²⁵⁾を用いて表層の主応力の傾き角を推定し、これとピーリングのき裂進展方向が良く一致することを示した。加えて、この主応力の傾き角が転動面でのすべりの程度に依存して変化し、それに伴ってき裂進展の方向が変化することも示した。

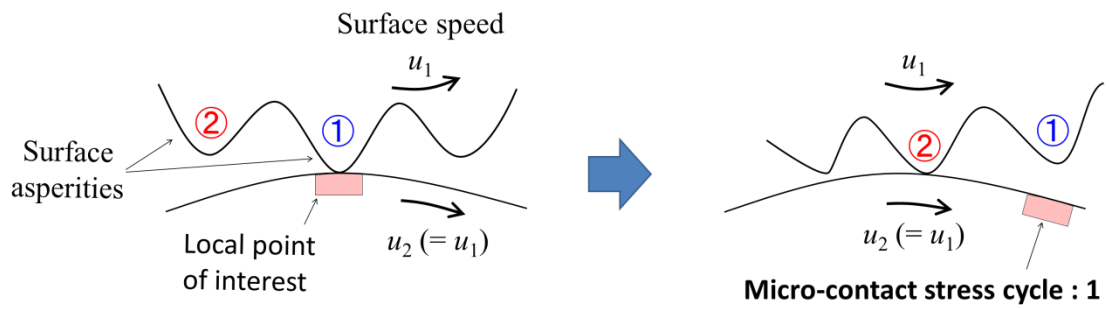
1970年代ごろに粗面の接触理論が発達したことを受け²⁶⁻²⁹⁾、転動面での突起接触の過酷度を定量的に推定し、これとピーリングとの関係を調査する取り組みも行われた。Bertheら³⁰⁾は、表面粗さの測定結果（突起の頂点高さや頂上曲率の分布）と油膜厚さの推定値を用いて突起接触部での接触圧力を簡易的に推定し、その結果から突起接触が弾性的か塑性的かを判断する方法を示した。そして、実験結果との比較から、突起接触が弾性的な場合にピーリングが発生しないことを示した。

2000年ごろになると、潤滑油の添加剤の有無や運転条件がピーリングに及ぼす影響を調査した研究が増加し、より実機に近い条件下でのピーリングのメカニズムが議論されるようになった。Benyajatiら³¹⁾、Laineら¹⁸⁾は、潤滑油に摩耗抑制剤（ZDDP）を添加することで運転中の表面粗さのなじみが阻害され、無添加の場合よりもピーリングが発生しやすくなったと述べている。Laineら³²⁾は、ZDDPに加えて摩擦調整剤（MoDTC）を添加した場合の実験も行い、MoDTCの添加によって摩擦係数が低下し、表層の応力状態が改善されるためピーリングが抑制されると説明した。Brizmer³³⁾らはMoralesら³⁴⁾が開発したピーリングの発生をシミュレーションする数値モデルを活用し、摩擦係数の低下によってピーリングが抑制されることの妥当性を示している。Moralesらは、自身の数値モデルと実験結果を用いて転動面でのすべりの存在がピーリングに及ぼす影響について重要な見解を示した^{34,35)}。そこでは、①すべりに伴って顕著な摩耗が発生する場合は、転動面の凹凸の平滑化（なじみの促進）と疲労が進行した表層領域の除去の両方が起こるため、ピーリングが抑制される。②逆に無視できる程度の摩耗しか発生しない場合は、すべり率の増加によって転動面での局所的な突起接触回数が増加する（図1.9）ため、ピーリングが発生しやすくなるという説明がなされている。Rycerzら³⁶⁾は、すべりによる発熱の影響を極力排除したピーリング試験を行い、上記②を支持する考察を行っている。なお、Moralesらの数値モデルの詳細については次の1.2.2項で説明する。

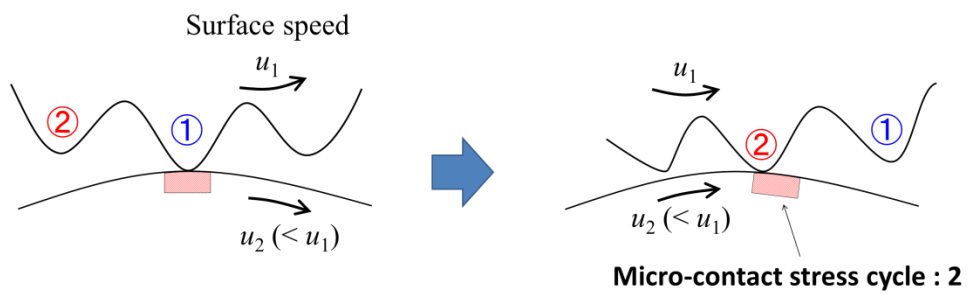
疲労の進行に伴う材料の組織変化の観点からピーリングのメカニズムを考察した研究もある。Oilaら^{37,38)}は、（軸受や歯車のような）マルテンサイト組織を持つ材料のピーリング試験を行い、試験後の転動面表層における組織変化の状態を調査した。その結

果、ピーリングの発生した転動面の表層に①ナイトルエッチングによって黒く腐食されやすい組織 (**Dark Etching Region : DER**), ②エッチング後に白く見える腐食されにくい組織 (**White Etching Region : WER**), ③顕著な塑性変形によってマルテンサイトの針状組織が消失した組織 (**Plastic Deformation Region : PDR**) の3つの変態組織が見られることを発見した。そして、各変態組織の硬さが異なるため、組織間の界面からピーリングのき裂が発生し、進展しやすくなると説明した (図 1.10)。ただし、このメカニズムは試験後の観察結果に基づいたものであり、組織変化が先でその後にき裂が発生したのか、その逆あるいは同時進行であったのかは不明である。Fujita ら³⁹⁾は、2次元検出器を有する X 線応力測定装置を用いてピーリングの進行に伴う残留応力の生成や結晶粒の配向の状態を評価した。その結果、 10^3 回程程度の負荷回数までに材料 (SUJ2) の降伏点に近い値の残留応力 (相当応力) が生成され、その後にマルテンサイト結晶粒の配向が進行しながらピーリングの発生に至ることを明らかにした。この結果は、ピーリングの発生が転動面表層の前進塑性流動 (いわゆるラチェッティング) に関連していることを示唆している。この他、ピーリングの進行に伴って表層の X 線回折ピークの半価幅や残留オーステナイト量が増加することも明らかになっている⁴⁰⁻⁴³⁾が、これらの変化とピーリングのメカニズムの関係については十分に議論されていない。

以上の従来の研究を鑑みると、突起接触によって転動面の表層に作用する過大な繰返し応力がピーリングの原因であることは間違いないと言える。しかし、ピーリングの個々のき裂の発生や進展についての具体的なメカニズムは現在でも明確化されていない。これは、ほとんどの研究において、間接的な評価指標や損傷発生後の観察結果に基づいてメカニズムを説明しているためであり、より信憑性の高いメカニズムを構築するためには、運転中の転動面を細かく時系列に観察することが必要であると考えられる。



(a) すべり無し



(b) すべり有り

図 1.9 すべりの有無による局所的な突起接触回数の変化

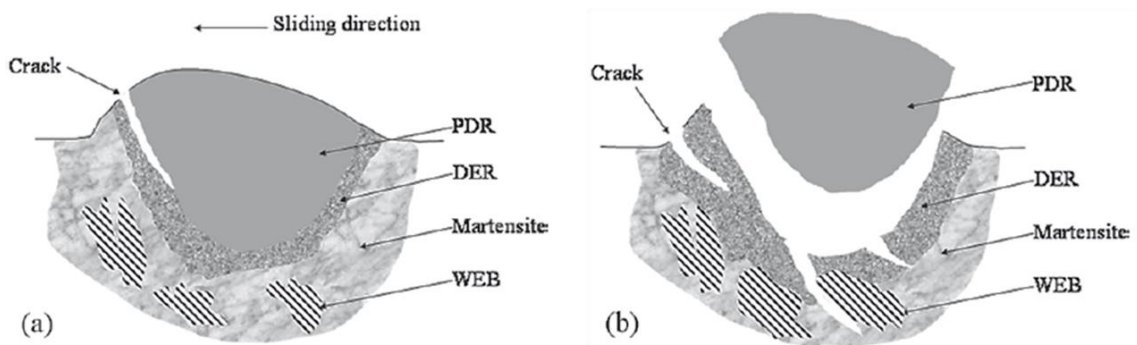


図 1.10 ピーリングのメカニズムの例 [出典：参考文献 38]

1.2.2 ピーリングの寿命予測に関する従来の研究

軸受の寿命予測は、軸受がどのくらいの期間使用できるか、あるいは想定される運転条件下で要求寿命を満足できるかを見積もるために行われる。軸受が応力の繰返しによって破損するという概念が出てきたのは1910年代以降であり^{44, 45)}、それ以降、軸受が破損に至るまでの繰返し数（つまり寿命）を推算しようとする取り組みが続けられてきた。なお、軸受寿命計算式の考え方やその変遷などについては多数の参考文献がある⁴⁶⁻⁵¹⁾ため、ここでは割愛する。現在では、以下のような簡単な式を用いて軸受寿命をおおよそ見積もることができる⁵²⁾。

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (1.3)$$

L_{10} : 10%寿命, C : 軸受形式によって決まる基本動定格荷重

P : 動等価荷重, p : 玉軸受で3, ころ軸受で10/3

この式は、接触部直下の表面からやや離れた位置（Sub-surface）に発生するせん断応力の作用ではなく離が発生することを前提としており、内部起点型はく離による寿命を計算するものであると言える。これに対し、ピーリングに代表される表面起点型はく離は、転動面のごく表層（Near-surface）に作用する応力（以下、表層応力）と密接に関連するため、表層応力の推定結果に基づいてその寿命を予測することが妥当である。最新の軸受寿命計算式の規格（ISO281: 2007）⁶⁾では、式(1.3)に対して運転条件に依存して決まる補正係数（ a_{ISO} ）を乗ずることで、潤滑不良条件下での表面起点型はく離の発生による寿命低下を考慮できるようになっている。

$$L_{10} = a_{ISO} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (1.4)$$

a_{ISO} : 寿命修正係数

ここで、 a_{ISO} は粘度比 κ という潤滑状態を表す係数によって変化するため、正確には κ の値に基づいて潤滑不良条件下での寿命を予測することになる。粘度比 κ と油膜パラメータ A との間には近似的に以下の関係がある。

$$\kappa = A^{1.3} \quad (1.5)$$

上記の a_{ISO} は標準的な転がり軸受の表面粗さを想定して制定されたものであり、表面

粗さの大きい軸受には適用できない。したがって、表面粗さの大きい条件下で発生するピーリングの寿命予測には適用できない。また、運転中の転動面では表面粗さのなじみや残留応力の生成が起こることで表層応力がリアルタイムに変化するが、ISO281:2007の方法ではこの影響は考慮できない。しかし、これらの変化はピーリングの発生に影響するため、ピーリングの寿命を予測する際に考慮されるべきである。以上の点を考慮すると、ピーリングの寿命予測には、従来の転がり軸受の寿命計算式と切り離された別のモデルを用いることが現実的である。

ピーリングの寿命予測専用のモデルを最初に提案したのは1989年のZhouらの報告⁵³⁾と思われ、その後いくつかのモデルが提案されている。なお、ピーリングの「寿命」についての明確な定義は存在せず、ピーリングの個々の微小はく離が発生するまでの負荷回数を予測したモデルもあれば、ある負荷回数時点でのピーリング面積率を予測したモデルもある。本項では、これらの違いは区別せず、負荷回数とピーリングの発生状態の関係を扱ったモデルを総じて「ピーリングの寿命予測モデル」と定義する。

図1.11にZhouらが提案した寿命予測モデルのフローを概略して示す。初めに、表面粗さの測定データと運転条件を入力情報として粗面の接触解析が行われ、接触圧力分布が推定される。この時、潤滑が接触状態に及ぼす影響を考慮するために、混合潤滑の考え方(Mixed-lubrication theory)が適用される。混合潤滑とは、突起接触部と流体膜の流体力学的作用の両方によって負荷荷重が分担支持される潤滑状態のことを言い、軸受や歯車のように流体膜の挙動がEHL理論に従う条件下での混合潤滑は部分EHL(Partial EHL)と呼ばれる。一般的な部分EHLの解析では、突起接触部とEHL油膜で支持する荷重の合計が負荷荷重に等しいという釣合い式を利用して接触圧力分布が求められ、Zhouらのモデルにおいてもこの手法が採用されている。接触圧力分布を求めた後は、半無限体近似(Half space approximation)を適用して接触部直下の表層応力が推定される。半無限体近似とは、接触部の寸法が物体の寸法より十分に小さい場合に、物体内部に発生する応力(内部応力)が半無限体の表面に接触圧力が作用したときの内部応力に近似できるとする考えである。この時、半無限体の表面は平滑面と仮定されることが多い(以下、これを平滑面仮定と称する)。そして、接触圧力分布を鉛直下方向の集中荷重の集合と考え、個々の集中荷重によって発生する応力を重ね合わせることで、接触部直下の任意の位置における内部応力が求められる。このようにして求めた表層応力を何らかの疲労クライテリオン(Fatigue criterion)に照合しなければ、ピーリング発生までの負荷回数を求めることはできない。Zhouらは、推定した表層応力を用いて求められる転位のひずみエネルギーがある閾値を超えた時にピーリングの初期き裂が生成されると仮定し、き裂発生までの負荷回数 N_i を推定した。推定された N_i は実験結果と定性的に対応しており、図1.11のフローによってピーリング寿命を予測できる可能性が示された。このフローは、以後に提案される他のモデルにおいても標準となっている。なお、上記の接触解析では1種の境界要素法(Boundary Element Method: BEM)が用いられて

おり、他のモデルにおいてもやはり BEM が採用されている。これは、BEM が境界（表面）の要素分割のみを必要とし、粗面の接触解析に比較的簡単に適用できるためと考えられる。また、3 次元的な要素分割を必要とする有限要素法 (Finite Element Method: FEM) と比較して計算時間が短いというメリットもある。

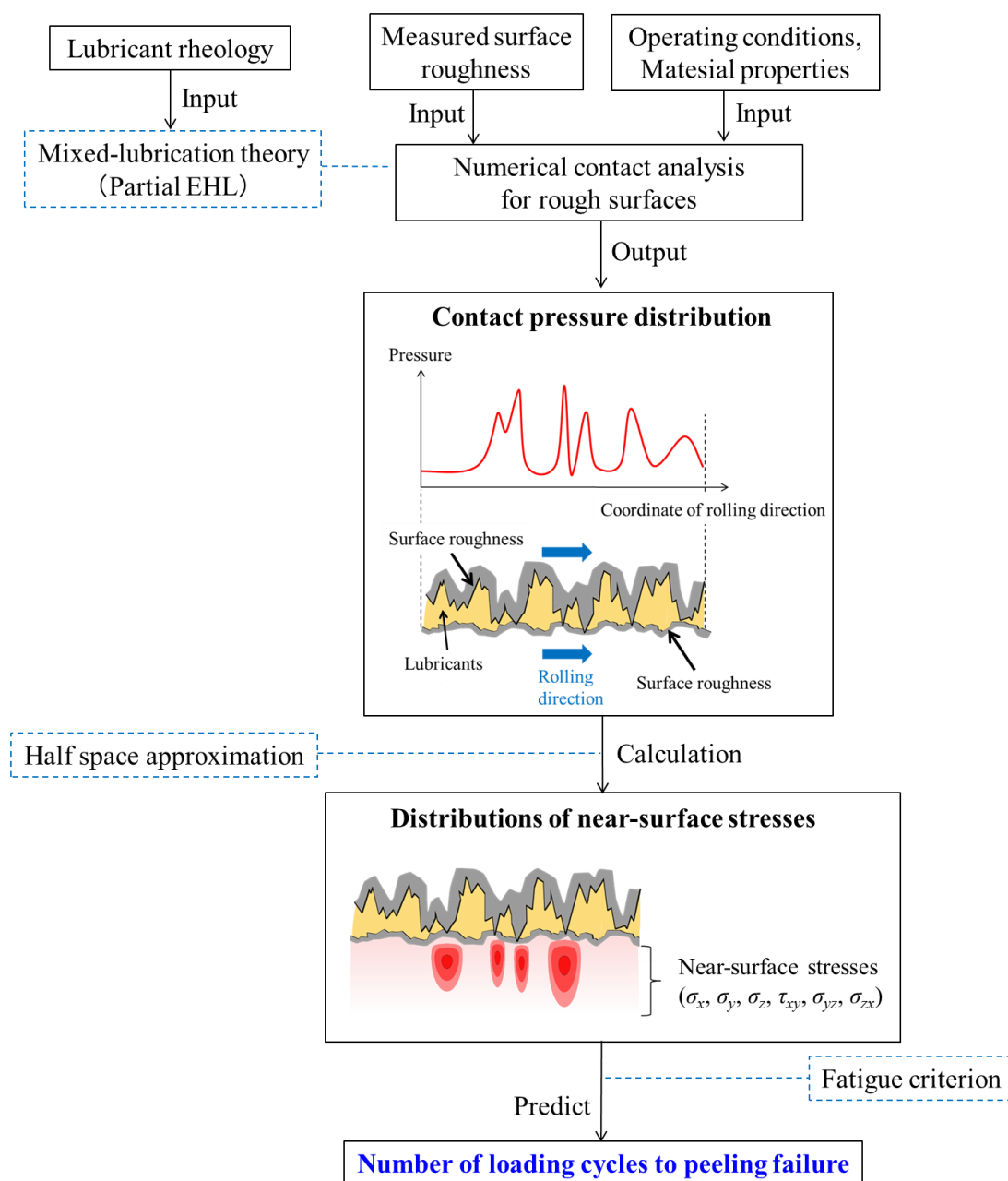


図 1.11 Zhou ら⁵³⁾が提案したピーリングの寿命予測モデルのフロー

Brandao らが提案したモデル⁵⁴⁻⁵⁶⁾では、疲労クライテリオンとして Dang-van 疲労クライテリオン⁵⁷⁾を採用している。Dang-van 疲労クライテリオンは、多軸応力場での疲労き裂の発生を取り扱う理論の 1 つであり、そこでは下式が満たされる時に疲労き裂が発生すると定義される。

$$\tau_{\max} \geq \beta_{DV} - \alpha_{DV} \cdot p_H \quad (1.6)$$

τ_{\max} : 任意点での最大せん断応力, β_{DV} : せん断疲労強度
 α_{DV} : 材料に固有の定数, p_H : 任意点での静水圧応力 (平均応力)

上式からわかるように、このクライテリオンでは疲労き裂の発生に及ぼす平均応力の影響を考慮することができる。せん断疲労強度 β_{DV} は、両振りねじり疲労試験 (Reversed torsion test) の結果から求められ、ある繰返し数 N を満たすことのできる臨界せん断応力を意味する。一方、定数 α_{DV} は β_{DV} の値と曲げ疲労試験 (Alternating bending test) で得られた疲労強度に依存する定数である。

$$\alpha_{DV} = \frac{\beta_{DV} - \sigma_f/2}{\sigma_f/3} \quad (1.7)$$

σ_f : 曲げ疲労強度

式(1.6), (1.7)からわかるように、Dang-van 疲労クライテリオンでは材料の応力と寿命の関係 (すなわち、 $S-N$ 曲線) に基づいて疲労き裂の発生が判定される。一般的に、 $S-N$ 曲線に基づいて疲労寿命を推定する考え方 (以下、応力 - 寿命手法と称する) は、弾性的な応力が繰返される条件下での比較的長い疲労寿命 (繰返し数 $10^4 \sim 10^5$ 回以上、いわゆる高サイクル疲労) を説明するために用いられることが多い。対して、ピーリングは転動面表層の塑性変形を伴うため、応力 - 寿命手法を用いてその寿命を説明することが妥当であるかについては現在でも答えが示されていない。

Evans らが提案したモデル^{58,59)}では、低サイクル疲労の考え方 (すなわち材料のひずみ-寿命線図に基づいた疲労クライテリオン) を採用している。Al-Mayali⁶⁰⁾らは、このモデルを用いて二円筒試験におけるピーリングの発生状態を予測し、微小はく離の発生箇所やそれが発生するまでの負荷回数の予測結果が実験結果と部分的に整合することを示した。

上述した Zhou ら、Brandao ら、Evans らのモデルでは、表面粗さのなじみの影響は無視されるか、またはなじみ運転後の表面粗さデータを接触解析に用いることで考慮されていた。一方、前項で触れた Morales らのモデル^{34,35)}では、寿命予測のフローに摩耗予測の手法を組み込むことで、なじみだけでなく摩耗によって表層の疲労領域が除去され

ることの影響も考慮しながらピーリング寿命を予測することができる。このモデルは、初期条件さえ入力すれば、特定負荷回数時点での表面形状とピーリングの発生状態の両方をシミュレーションすることができる優れた手法であり、実際に様々な運転条件下でのピーリング面積率をシミュレーションした結果は実験結果と定性的に整合していた。しかし、様々な条件下における摩耗状態を正確に予測することは難しいと考えられ、摩耗予測の誤差が大きい場合にピーリング寿命の予測精度が悪化する懸念がある。Moralesらのモデルでは、接触圧力の計算にそれまで主流であった線粗さ（2次元粗さ）ではなく面粗さ（3次元粗さ）の実測データを用いていることも特徴の1つである。また、疲労クライテリオンには、Brandaoらと同じく Dang-van 疲労クライテリオンが採用されている。

この他、Liら⁶¹⁻⁶³)は表層応力を求める際に平滑面仮定を用いない方法を開発し、ピーリング寿命の予測に利用している。これによって、表面粗さの凹凸の存在による応力集中の影響を考慮して表層応力が計算できるようである。

なお、上述したモデルでは、運転中にき裂が発生して微小はく離に至ることを前提としている。一方で、運転前から転動面に微小き裂が存在すると仮定し、それがある限界寸法に進展するまでの繰返し数をピーリング寿命として推定する、いわゆる破壊力学的なアプローチを採用したモデルも存在する^{64,65})。しかし、そもそも典型的なピーリングの微小はく離やき裂の寸法が10 μm程度しかないためか、き裂の進展挙動はあまり重要視されておらず、破壊力学的なアプローチによる研究はここ数年では見当たらない。

以上のように、ピーリングの寿命予測モデルは様々な改良を加えられながら発展してきたが、運転中の残留応力変化が寿命に及ぼす影響を考慮したモデルはほとんど見られない⁶⁶)。先に述べたように、ピーリングの発生した転動面には三軸残留応力が発生する²⁴)ため、これを考慮しなければ寿命に対する残留応力の影響を正確に検討することができない。三軸残留応力を評価する一般的な方法として Dolle-Hauk 法⁶⁷)があるが、多くの時間と手間を要するデメリットがあり、これがピーリング寿命と運転中の残留応力変化との関係があまり調査されていなかった原因と考えられる。近年では、2次元検出器を使った X 線応力測定によって迅速に三軸残留応力を評価できる手法が開発されており^{68,69})、これを用いて残留応力変化の影響を明らかにすることが期待される。

1.2.3 ピーリングの対策技術に関する従来の研究

1.2.1 項で説明したピーリングのメカニズムについての知見から明らかなように、転動面の表面粗さの改善や、高粘度の潤滑油の使用による油膜形成性の改善によってピーリングは防止できる。しかし、加工のコストや難易度、燃費の改善等の都合から、これら以外の方法による対策が望まれている。

ピーリングが疲労損傷であるゆえに、その寿命は転動面の材質に依存すると考えられる。前田は⁷⁰⁾、様々な鋼種と熱処理を施した試験片のピーリング試験を行い、焼き戻し軟化抵抗が高い、または表面硬度の高い材質ほどピーリングの発生が抑制されることを示した。Roy ら⁷¹⁾は、浸炭焼入れ後の残留オーステナイト量（以下、残留 γ 量とする）を0～70%に制御した試験片のピーリング試験を行い、残留 γ 量が多いほどピーリングの発生による振動の増加が抑制されることを報告した。これは、繰返し応力の作用で残留 γ がマルテンサイト加工誘起変態し、その際に生成される圧縮残留応力がピーリングのき裂進展を妨げることが主要因と考えられている。Rabaso ら⁷²⁾は、材料の浸炭窒化処理の際に起こる表層の酸化（粒界酸化）がピーリングのき裂進展を助長することを示し、常圧より低い圧力条件下で浸炭窒化処理を行うことでこのリスクが軽減されると述べている。

転動面に特殊な表面改質を行うことでピーリング寿命を延長する方法も提案されている。例えばAkamatsu ら^{73,74)}は、転動面に微小な凹部をランダムに形成させる（図1.12）ことで、転動面の油膜形成力や油膜保持力が向上し、被処理面のピーリングが抑制されると報告している。また、長寿命効果の程度が凹部の数や深さ、配置に依存すると考えられるため、表面粗さのスキューネス（ R_{sk} ）の値でこれを管理する方法を提案している。Rabaso ら⁷²⁾は旋削加工された転動面にショットピーニング（以下SPとする）を行うことで、被処理面の耐ピーリング性が向上することを示した。これは、SPによって表面粗さ性状の改善や圧縮残留応力の生成、加工硬化が起きたことに起因すると考えられている。一方、嘉村ら⁷⁵⁾はSP後に鏡面仕上げを行った試験片（SP品）と、これと同等の表面粗さ性状を持つ無処理品とを用意し、相手面を研削加工面にしたピーリング試験を行った。その結果、SP品の試験前の圧縮残留応力は無処理品より顕著に高かったが、同じ負荷回数時点でのピーリング面積率はSP品の方が大きくなることが示された。このように、SPが耐ピーリング性に及ぼす影響は試験条件や被処理面の材質によって変化するため、より多くの実験結果に基づいてSPの効果を検討することが望まれる。この他、レーザー表面溶融（Laser surface melting）⁷⁶⁾や超音波を用いたナノ表面改質（Ultrasonic nanocrystal surface modification）⁷⁷⁾という技術によってピーリング寿命を長寿命化した例もある。これらは、母材（Fe）への炭素固溶量の増加による高硬度化や、表層の結晶粒の微細化、圧縮残留応力の生成などの疲労の抑制に好ましい効果をもたらすため、長寿命化が達成できると考えられている。

転動面に皮膜を形成することによる長寿命化の研究も盛んに行われている。例えば、転動面への硬質膜の形成は、摩擦係数の減少やなじみの促進を引き起こすため、ピーリングのリスクを減少させると報告されている^{78,79)}。また、Moorthy ら⁸⁰⁾は、研削面同士の転動の場合、表面粗さの凹部での応力集中によってピーリングの初期き裂が発生するため、皮膜によって凹部を埋めることでピーリングき裂の発生が抑制されると述べている。このような効果が見込めるものの、一般的に硬質膜は物理的または化学的蒸着法によって皮膜を形成させるため、被処理物の形状によっては転動面へのつきまわり性が悪くなるおそれがある。

「化成処理」はつきまわりの問題に対応できる皮膜処理法の一つであり、古くから摺動部材への適用が検討されている。化成処理では、処理水溶液中に被処理物を浸漬し、化学反応によって酸化物や化合物の皮膜を形成させる⁸¹⁾ため、処理槽に入れることができれば複雑な形状の被処理物にも適用することができる。浅井⁸²⁾らは、転動面にリン酸マンガン処理(化成処理の1種)を行うことで、相手面の表面粗さのなじみが促進され、被処理面の耐ピーリング性が向上することを報告している。近年、同じく化成処理の1種である黒染処理が摺動特性に好ましい影響をもたらすことが多数報告されている⁸³⁻⁸⁶⁾。黒染処理がピーリングに及ぼす影響はMahmoudi ら⁷⁹⁾によって調査されたが、この時は無処理品と比較して耐ピーリング性の向上は見られなかった。その後、Britzmer ら⁸⁷⁾がより広い運転条件で黒染品のピーリング性を調査し、2面のうち少なくとも表面粗さの大きい側に黒染処理を行うことで相手面のピーリングを抑制できることが示された。この黒染処理による長寿命化は、主に摩擦係数の減少や表層の応力分布状態の改善に起因するが、これと同時に起こるなじみの促進による効果も寄与すると述べられている。黒染処理によるなじみの促進メカニズムや、それがどの程度ピーリングの抑制に寄与するかは現時点で不明であり、より詳細な調査が望まれている。

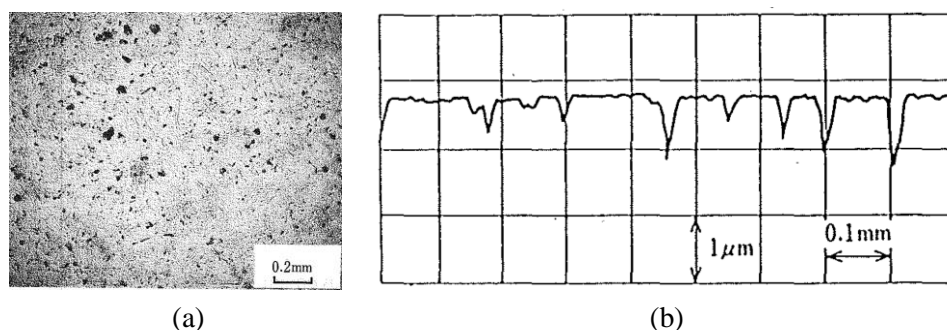


図 1.12 微小な凹部をランダムに形成させた転動面 [出典：参考文献 74)]
 (a) 転動面の光学顕微鏡写真, (b) 転動面の粗さ曲線

1.3 本論文の目的と構成

本論文の目的は、以下の3つの研究を通じて得られたピーリングに関する重要な知見を整理し、潤滑不良条件下での転がり軸受の長寿命化および信頼性向上につなげることである。

第2章 ピーリングのき裂発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響についての実験結果に基づく考察

第3章 ピーリングの進展と黒染処理によるピーリング抑制についての転動面下の応力解析の結果に基づく検討

第4章 転動面下の応力解析の結果に基づいたピーリング寿命の予測技術

第1章では上記の研究の背景を明確にするため、ピーリングに関する従来の研究について概説した。

第2章では、二円筒試験によるピーリングの再現試験を行い、ピーリングのき裂発生メカニズムを調査した結果について説明する。試験中に短い間隔で、転動面の高倍率観察、表面粗さ測定、X線残留応力測定が行われ、これらの結果に基づいて多角的な視点からき裂発生メカニズムを考察する。また、ピーリングの対策技術としての黒染処理に着目し、黒染処理によって表面粗さのなじみが促進されるメカニズムとそれによるピーリングの抑制効果を調査した結果についても説明する。

第3章では、第2章の試験について、試験中の転動面下の表層に作用した応力（表層応力）を推定し、ピーリングのき裂発生メカニズムと黒染処理によるピーリングの抑制効果の妥当性を検証した結果について説明する。また、内部応力の推定結果に基づいて、ピーリングのき裂進展メカニズムについても考察する。内部応力は、粗面の接触解析の結果とX線残留応力測定の結果を組み合わせ推定され、従来の研究で無視されることの多かったピーリングの発生に及ぼす残留応力の影響を考慮できるようにした。

第4章では、様々な運転条件下で得られたピーリング寿命と運転中の表層応力の推定値に基づいてピーリングについてのS-N曲線を作成した結果を説明する。また、作成したS-N曲線に基づいてピーリング寿命を予測する方法を提案し、実際にその予測精度を検証した結果についても説明する。さらに、残留応力を考慮することがピーリング寿命の予測精度に及ぼす影響についても検討される。

第5章は、本論文の総括であり、第2～4章の研究成果をまとめる。

第 1 章の参考文献

- 1) NTN カタログ : 転がり軸受入門ハンドブック, CAT. No. 9012-IV/J.
- 2) NTN カタログ : ベアリングの健康管理, CAT. No. 3017-II/J.
- 3) P. Rycerz, A. Olver & A. Kadiric : Propagation of Surface Initiated Rolling Contact Fatigue Cracks in Bearing Steel, *International Journal of Fatigue*, 97 (2017) 29.
- 4) H. P. Evans, R. W. Snidle, K. J. Sharif, B. A. Shaw & J. Zhang : Analysis of Micro-elastohydrodynamiclubrication and Prediction of Surface Fatigue Damage in Micropitting Tests on Helical Gears, *ASME Journal of Tribology*, 135 (2013) 011501-1.
- 5) 大木 : 表面窒素濃度を管理した浸炭窒化 SUJ2 鋼の人口圧痕付与による圧痕起点型はく離寿命評価, *NTN TECHNICAL REVIEW*, 78 (2010) 20.
- 6) ISO281 (2007).
- 7) NSK カタログ : New Bearing Doctor, CAT. No. 7002d (2010) E-12.
- 8) JIS B 1562 (2009).
- 9) R. L. Errichello : Morphology of micropitting, *Gear Technology* (2012) 74.
- 10) H. Liu, H. Liu, C. Zhu & Y. Zhou : A Review on Micropitting Studies of Steel Gears, *Coatings* (2019) 9, 42
- 11) S. Way : Pitting Due to Rolling Contact, *J. Appl. Mech.*, 2, 2 (1935) A49.
- 12) P. H. Dawson : Further Experiments on the Effect of Metallic Contact on the Pitting of Lubricated Rolling Surfaces, *Proc. I. Mech. E.*, 180, Pt 3B (1965-66) 95.
- 13) 例えば, 村木 : 図解トライボロジー 摩擦の科学と潤滑技術 (2007) 日刊工業新聞社.
- 14) T. E. Tallian, J. I. McCool & L. B. Sibley : Partial Elastohydrodynamic Lubrication in Rolling Contact, *Proc. I. Mech. E.*, 180, Pt 3B (1965-66) 169.
- 15) M. E. Otterbein : The Effect of Aircraft Gas Turbine Oils on Roller Bearing Fatigue Life, *Trans. ASLE*, 1 (1958) 33.
- 16) W. E. Littmann & R. L. Widner : Propagation of Contact Fatigue From Surface and Subsurface Origins, *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, 88 (1966) 624.
- 17) 徳田・伊藤・室 : ピーリングテストによる潤滑剤の評価, *潤滑*, 22 (1977) 347.
- 18) E. Laine, A.V. Olver & T. A. Beveridge : Effect of Lubricants on Micropitting and Wear, *Tribology International*, 41, 11 (2009) 1049.
- 19) A. Clarke, I.J. J. Weeks, R. W. Snidle & H. P. Evans : Running-in and Micropitting Behaviour of Steel Surfaces Under Mixed Lubrication Conditions, 101 (2016) 59.
- 20) 藤田・長谷川・嘉村・佐々木 : 低ラムダ条件でのスラスト玉軸受の転動疲労寿命, *トライボロジスト*, 60, 11 (2015) 741.
- 21) Y. Akamatsu, N. Tsushima & M. Tokuda : Peeling Damage Due to Rolling Contact Fatigue, *SAE technical paper series*, 891909 (1989).

- 22) 中島：ころがり疲れに及ぼす突起間干渉頻度の影響 第1報 SCM435 焼入れ材と S45C 焼ならし材の組合せ，日本機械学会論文集 C 編，51，462 (1985) 342.
- 23) 中島：ころがり疲れに及ぼす突起間干渉頻度の影響 第1報 S45C 調質材，SCM435 焼入れ材および SCM415 浸炭焼入れ材の場合，52，474 (1986) 764.
- 24) K. Maeda, N. Tsushima & H. Muro : The Inclination of Cracking in the Peeling Failure of a Ball Bearing Steel and its Relation to the Inclination of the Principal Residual Stress, *Wear*, 65 (1980) 175.
- 25) W. Lode & H. Peiter : Numeric röntgenographischer Eigenspannunggraphischen Ermittlung von Schleifenspannungen, *Härtereitech. Mitt.*, 31 (1977) 308.
- 26) J. A. Greenwood & J. B. P. Williamson : Contact of Nominally Flat Surfaces, *Proc. Roy. Soc. Lond.*, A 295 (1966) 300.
- 27) D. J. Whitehouse & J. F. Archard : The properties of random surfaces of significance in their contact, *Proc. Roy. Soc. Lond.*, A 316 (1970) 97.
- 28) J. A. Greenwood & J. H. Tripp : The Contact of Two Nominally Flat Surfaces, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 185 (1970/71) 625.
- 29) K. L. Johnson, J. A. Greenwood & S. Y. Poon : A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydro-Dynamic Lubrication, *Wear*, 19 (1972) 91.
- 30) D. Berthe, L. Flamand, D. Foucher & M. Godet : Micropitting in Hertzian Contacts, *ASME Journal of Lubrication Technology*, 102, 4 (1980) 478.
- 31) C. Benyajati, A. V. Olver & C. J. Hamer : An experimental study of micropitting, using a new miniature test-rig, *Tribology Series*, 43 (2003) 601.
- 32) E. Laine, A. V. Olver, M. F. Lekstrom, B. A. Shollock, T. A. Beveridge & D. Y. Hua : The Effect of a Friction Modifier Additive on Micropitting, *Tribology Transactions*, 52 (2009) 526.
- 33) V. Brizmer, H. R. Pasaribu & G. E. Morales-Espejel : Micropitting Performance of Oil Additives in Lubricated Rolling Contacts, *Tribology Transactions*, 56 (2013) 739.
- 34) G. E. Morales-Espajel & V. Brizmer : Micropitting Modeling in Rolling-Sliding Contacts: Application to Rolling Bearings, *Tribology Transactions*, 54 (2011) 625.
- 35) G. E. Morales-Espajel, P. Rycerz & A. Kadiric : Prediction of Micropitting Damage in Gear Teeth Contacts Considering the Concurrent Effects of Surface Fatigue and Mild Wear, *Wear*, 398-399, 15 (2018) 99.
- 36) P. Rycerz & A. Kadiric : The Influence of Slide-Roll Ratio on the Extent of Micropitting Damage in Rolling-Sliding Contacts Pertinent to Gear Applications, *Tribology Letters* (2019) 67:63.
- 37) A. Oila & S. J. Bull : Assessment of the Factors Influencing Micropitting in Rolling/Sliding Contacts, *Wear*, 258, 10 (2005) 1510.

- 38) A. Oila, B. A. Shaw, C. J. Aylott & S. J. Bull : Martensite Decay in Micropitted Gears, Proc. IMechE. Part J. Journal of Engineering Tribology., 219, 2005, 77.
- 39) T. Fujita, N. Kamura, Y. Maruyama & T. Sasaki : Evaluation of Rolling Contact Fatigue Using X-Ray Diffraction Ring, ASTM MPC, 5, 1, 2016, 23.
- 40) H. Nakashima, K. Maeda & H. Muro : Application of X-ray measurement to bearing failure analysis, SAE technical paper series (1983) No.830825.
- 41) N. Tsushima, H. Yamada & K. maeda : Change in X-ray parameters with loading cycles in rolling contact in various through-hardened bearing steel, ASLE Trans., 30, 4 (1987) 465.
- 42) 古村・城田・藤井：転がり軸受の疲労解析（第1報）-表面疲労損傷の解析(1)-, NSK bearing journal 643 (1983) 1.
- 43) 古村・城田・藤井：転がり軸受の疲労解析（第1報）-表面疲労損傷の解析(1)-, NSK bearing journal 644 (1984) 1.
- 44) J. Goodman, Proc. Inst. Auto., Eng., 8 (1913) 107.
- 45) A. Palmgren : Die lebensdauer von kugellagern (The durability of ball bearings), VDI Zeitschrift, 68 (1924) 339.
- 46) 佐田：転がり軸受の寿命計算に関する国際規格の動向, トライボロジスト, 52, 3 (2007) 210.
- 47) 佐田：転がり軸受の寿命予測とその研究動向, トライボロジスト, 53, 10 (2008) 659.
- 48) 転がり軸受寿命研究会：転がり軸受寿命計算式の変遷(1), トライボロジスト, 58, 3 (2013) 151.
- 49) 転がり軸受寿命研究会：転がり軸受寿命計算式の変遷(2), トライボロジスト, 58, 3 (2013) 157.
- 50) 転がり軸受寿命研究会：転がり軸受寿命計算式の変遷(3), トライボロジスト, 58, 3 (2013) 162.
- 51) 佐田：転がり軸受の寿命とそれを予測する理論, トライボロジスト, 59, 1 (2014) 38.
- 52) NTN カタログ：転がり軸受総合カタログ, CAT. No. 2202-XII/J.
- 53) R. S. Zhou, H. S. Cheng & T. Mura : Micropitting in Rolling and Sliding Contact Under Mixed Lubrication, ASME Journal of Tribology, 111, 4 (1989) 605.
- 54) J. A. Brandao, J. H. O. Seabra & J. Castro : Surface initiated tooth flank damage. Part I: Numerical model, Wear 268 (2010) 1.
- 55) J. A. Brandao, J. H. O. Seabra & J. Castro : Surface initiated tooth flank damage. Part II: Prediction of micropitting initiation and mass loss, Wear 268 (2010) 13.
- 56) J. A. Brandao, R. Martins, J. H. O. Seabra & M. J. D. Castro : An Approach to the Simulation of Concurrent Gear Micropitting and Mild Wear, Wear 324–325 (2015) 64.

- 57) K. Dang, B. Van, O. Griveau, Message : On a new multiaxial fatigue limit criterion: theory and application, in: M.W. Brown, K.J. Miller (Eds.), *Biaxial and Multiaxial Fatigue EGF 3*, Mechanical Engineering Publications, London, 1989, 479.
- 58) H. P. Evans, R. W. Snidle, K. J. Sharif, B. A. Shaw & J. Zhang : Analysis of Micro-elastohydrodynamiclubrication and Prediction of Surface Fatigue Damage in Micropitting Tests on Helical Gears, *ASME Journal of Tribology*, 135 (2013) 011501-1.
- 59) H. P. Evans, R. W. Snidle, K. J. Sharif & M. J. Bryant : Predictive Modelling of Fatigue Failure in Concentrated Lubricated Contacts, *Faraday Discussions*, 156 (2012) 105.
- 60) M. F. Al-Mayali, S. Hutt, K. J. Sharif, A. Clarke & H. P. Evans : Experimental and Numerical Study of Micropitting Initiation in Real Rough Surfaces in a Micro-elastohydrodynamic Lubrication Regime, *Tribology Letters*, 66, 4 (2018) 1.
- 61) S. Li & A. Kahraman : A Physical-based model to predict micro-pitting lives of lubricated point contacts, *International Journal of Fatigue*, 47 (2013) 205.
- 62) S. Li & A. Kahraman : Micro-pitting Fatigue Lives of Lubricated Point Contacts: Experiments and Model Validation, *International Journal of Fatigue*, 48 (2013) 9.
- 63) S. Li & A. Kahraman : A Micro-pitting Model for Spur Gear Contacts, *International Journal of Fatigue*, 59 (2014) 224.
- 64) G. Fajdiga, J. Flasker, S. Glodez & T. K. Hellen : Numerical Modeling of Micro-Pitting of Gear Teeth Flanks, *Fatigue. Fract. Eng. Mater. Struct* (2003) 26:1135-43.
- 65) B. Zafosnik, S. Glodez, M. Ulbin & J. Flasker : A Fracture Mechanics Model for the Analysis of Micro-Pitting in Regard to Lubricated Rolling-Sliding Contact Problems, *International Journal of Fatigue*, 29 (2007) 1950.
- 66) A. V. Olver : Micropitting and Asperity Deformation, *Developments in Numerical and Experimental Methods Applied to Tribology; Proceedings of the 10th Leeds–lyon Symposium on Tribology, Lyon, France, 6th–9th September (1984)* 319.
- 67) H. Dölle & V. Hauk : The Influence of Multiaxial Stress State, Stress Gradients and Elastic Anisotropy on the Evaluation of (Residual) Stresses by X-rays, *J. Appl. Cryst.*, 12 (1979) 489.
- 68) 佐々木・広瀬 : イメージングプレートによる二次元検出回折像を用いた X 線 3 軸応力解析, *日本機械学会論文集 A 編*, 61 (1995) 2288.
- 69) 佐々木敏彦, 高橋俊一, 佐々木勝成, 小林裕一 : エリアディテクタ方式の X 線三軸応力測定法の改良に関する研究, *日本機械学会論文集 A 編*, 75 (2009) 219.
- 70) 前田 : 高纯净度転がり軸受用鋼の転がり疲れ発生機構と長寿命軸受用鋼の開発, *学位論文(1994)* 27.

- 71) S. Roy, G. T. C. Ooi & S. Sundararajan : Effect of Retained Austenite on Micropitting Behavior of Carburized AISI 8620 Steel Under Boundary Lubrication, *Materialia*, 3 (2018) 192.
- 72) P. Rabaso, T. Gauthier, M. Diaby & F. Ville : Rolling Contact Fatigue: Experimental Study of the Influence of Sliding, Load, and Material Properties on the Resistance to Micropitting of Steel Discs, *Tribology Transactions*, 56 (2013) 203.
- 73) Y. Akamatsu, N. Tsusima, T. Goto & K. Hibi : Influence of Surface Roughness Skewness on Rolling Contact Fatigue Life, *Tribology Transactions*, 35, 4 (1992) 745.
- 74) 赤松 : 表面粗さの改質によるころがり軸受寿命の向上, *トライボロジスト*, 37, 7 (1992) 533.
- 75) 嘉村・藤田・佐々木 : 軸受鋼のピーリングにおよぼすショットピーニングの影響, *トライボロジー会議 2019 春 東京 予稿集* (2019) A36.
- 76) Y. Lv : Influence of Laser Surface Melting on the Micropitting Performance of 35CrMo Structural Steel Gears, *Material Science and Engineering: A*, 564, 1 (2013) 1.
- 77) H. Qin, Z. Ren, J. Zhao, C. Ye, G. L. Doll & Y. Dong : Effects of Ultrasonic Nanocrystal Surface Modification on the Wear and Micropitting Behavior of Bearing Steel in Boundary Lubricated Steel-Steel Contacts, *Wear*, 392-393, 15 (2017) 29.
- 78) T. Ahlroos, H. Ronkainen, A. Helle, R. Parikka, J. Virta & S. Varjus : Twin Disc Micropitting Tests, *Tribology International*, 42, 10 (2009) 1460.
- 79) B. Mahmoudi, B. Tury & C. H. Hager : Effect of Black Oxide and a WC/a-C:H Coating on the Micropitting of SAE 52100 Bearing Steel, *Tribology Letters*, 58, 20 (2015) 1.
- 80) V. Moorthy & B. A. Shaw : An Observation on the Initiation of Micro-pitting Damage in As-Ground and Coated Gears During Contact Fatigue, *Wear*, 297 (2013) 878.
- 81) 仁平・三尾 : 現場の即戦力 はじめての表面処理技術 (2012) 技術評論社.
- 82) 浅井・本橋・榊 : リン酸マンガン被膜処理による耐ピーリング軸受, *KOYO Engineering Journal*, 156 (1999) 20.
- 83) A. Mihailidis, C. Salpistis, K. Panagiotidis, C. Sachanas, S. Gatsios, C. Hoffinger & V. Bakolas : Wear and Smearing Resistance of Black Iron Mixed Oxide Coated Steels, *Int. J. Surf. Sci. Eng.*, 4 (2010) 337.
- 84) C. H. Hager Jr. & R. D. Evans: Friction and Wear Properties of Black Oxide Surfaces in Rolling/Sliding Contacts, *Wear*, 338-339 (2015) 221.
- 85) R. D. Evans, C. H. Hager Jr., Y. S. Kang & G. L. Doll: Comparison of Black Oxide and Tungsten Carbide-Reinforced Diamond-Like Carbon (WC/a-C:H) Surface Treatment for Rolling Element Bearings, *STLE Tribology Trans.*, 58 (2015) 444.
- 86) K. Stadler, B. Han, V. Brizmer & R. Pasaribu : Benefits of Using Black Oxidized Bearings in Wind Applications, 2nd ed., SKF Evolution.

- 87) V. Brizmer, K. Stadler, M. V. Drogen, B. Han, C. Matta & E. Piras: The Tribological Performance of Black Oxide Coating in Rolling/Sliding Contacts, *STLE Tribology Trans.*, 60 (2017) 557.

第2章 ピーリングのき裂発生メカニズムとピーリング抑制に

及ぼす黒染処理の影響についての実験結果に基づく考察

2.1 緒言

自動車や産業機械などの燃費改善のために転がり軸受の潤滑剤が低粘度化されており、これによって軸受にピーリングが発生するリスクは増加している。このような条件下でも軸受が必要寿命を満足するためには、ピーリングのメカニズムの解明とそれに基づいた対策技術の開発が必要である。

第1章で説明したように、ピーリングのメカニズムについての研究は古くから行われており、ピーリングは潤滑不良条件下で、かつ転動する2面の表面粗さの差が大きい場合に発生しやすいことが明らかにされている¹⁾。また、Akamatsu²⁾は油膜パラメータ A (EHL理論によって求められる転動面間の最小油膜厚さと、2面の二乗平均平方根粗さの二乗和の平方根との比) が1.2以下の条件下では、 A の低下にともなって特定の負荷回数時点でのピーリング面積率が増加することを報告している。これらの結果から、ピーリングの原因は油膜切れによって表面粗さの突起接触が起こり、そこでの応力集中のために転動面の表層に過大な繰返し応力が作用することであると考えられる。このように、ピーリングのメカニズムは定性的には理解されているが、そのき裂の発生や進展のメカニズムを詳細に調査した研究は多くない^{3,4)}。また、それらの研究では、特定の評価指標(表層の組織変化や残留応力状態)に基づいて損傷発生後の分析結果からピーリングのき裂発生や進展のメカニズムを説明している。より信憑性の高いメカニズムを構築するためには、運転中の転動面について時系列に細かく分析を行い、それらの結果に基づいて多角的な視点から考察を行うことが重要と考えられる。

そこで本研究では、二円筒試験機を用いてピーリングの再現試験を行い、試験中に短い間隔で転動面の観察、表面粗さ測定、X線応力測定を行った結果に基づいてピーリングのき裂発生メカニズムを検討した。

一方、転がり軸受の損傷対策として「黒染処理」が近年注目されている。黒染処理によって無処理の場合より転動面の摩擦係数が減少するため、摩耗や焼き付き、ならびにピーリングの対策技術として効果があると報告されている⁵⁻⁹⁾。黒染処理には運転中の転動面の表面粗さの低下、すなわち「なじみ」を促進する効果があることも確認されているが、なじみが促進されるメカニズムや、なじみの促進がピーリングの抑制にどの程度寄与するかについては詳しく考察されていない。本研究では、黒染処理のなじみの促進メカニズムと、それによるピーリングの抑制効果を調査したので、その結果も報告する。

2.2 実験方法

2.2.1 ピーリング再現試験

ピーリングの再現試験には、図 2.1 に示す二円筒試験機を用いた。モーターと接続した軸に駆動円筒を、もう一方の自由回転軸に従動円筒を取り付け、これらを接触させて回転させた。円筒形状は両円筒ともに外径 40 mm、内径 20 mm、厚み 12 mm であり、駆動円筒のみ外端面（転動面）の軸方向に半径 R 60 mm のクラウニングを設けた。両円筒の材質は高炭素クロム軸受鋼 JIS-SUJ2 製で、一般的な焼入れ、焼戻処理を施してロックウェル硬度を 61.5 HRC にした。熱処理後の外径面について、駆動円筒は研削加工、従動円筒は超仕上げを施し、軸方向の算術平均粗さ (R_a) をそれぞれ約 0.75 μm 、約 0.015 μm にした。駆動円筒については外径面の研削加工後に黒染処理を施した物も用意した。黒染処理の条件は DIN 50938¹⁰⁾を参考に設定した。具体的には、研削加工後の駆動円筒を脱脂、洗浄し、130~140 $^{\circ}\text{C}$ に熱した NaOH を主成分とする強アルカリ溶液に数分~数十分浸漬させ、その後水洗した。アルカリ溶液への浸漬は 1 回のみで、最大 2 μm の膜厚を持つ黒色の酸化鉄層（以後、黒染層と称する）を形成させた。以後、外径面が研削加工のままの駆動円筒を「無処理品（図表中では Ground）」、黒染処理した駆動円筒を「黒染品（同 Black oxide）」と称する。2 種類の駆動円筒についてそれぞれ 3 回ずつ試験を実施したが、3 回目の試験は途中で打ち切り、後述する転動面の断面観察のために試験円筒を切断した。以後、1, 2, 3 回目の試験はそれぞれ $N = 1, 2, 3$ と識別して記す。表 2.1 に、2 種類の駆動円筒と従動円筒の試験前の表面粗さ、ロックウェル硬度および黒染層膜厚を示す。黒染処理による駆動円筒の R_a の変化は小さかった。また、表 2.2 には、試験前の駆動円筒端面の機械的特性をナノインデンテーション法で測定した結果を示す。測定は Berkovich 圧子で行い、最大押し込み荷重を 500 μN として Oliver らの手法¹¹⁾で硬度とヤング率を算出した。黒染層の硬度 (2.2 GPa) とヤング率 (50.7 GPa) はともに無処理品の 1/4 以下であり、参考文献⁷⁾に示された黒染層の機械的特性 (硬度 2.6 GPa, ヤング率 61 GPa) と比較してもやや小さかった。

表 2.3 に試験条件を示す。給油は潤滑油を含浸させたフェルトパッドを運転中の円筒に接触させて行った。油膜パラメータ A は下式で求めた。

$$A = \frac{h_{\min}}{\left(R_{q1}^2 + R_{q2}^2\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (2.1)$$

ここで h_{\min} は CITTENNDEN らの EHL 油膜厚さ計算式¹²⁾を用いて求めた最小油膜厚さであり、 R_{q1} と R_{q2} はそれぞれ駆動円筒と従動円筒の試験前の転動面の二乗平均平方根粗さである。駆動円筒の種類によらず A は 0.1 程度で、境界潤滑条件（転動面間の油膜が荷重の支持にほとんど寄与しない潤滑領域）であったと考えられる。各試験は所定の負荷回数ごとに中断し、後述の分析を都度行いながら、最終的に総負荷回数が 5×10^5 回に

達するまで継続した。

なお、本項では表面粗さの表記に二次元の粗さ曲線のパラメータである R_a を用いたが、試験中の表面粗さの評価では、より実現象に沿った考察を行うために三次元の表面粗さパラメータを取り扱う。

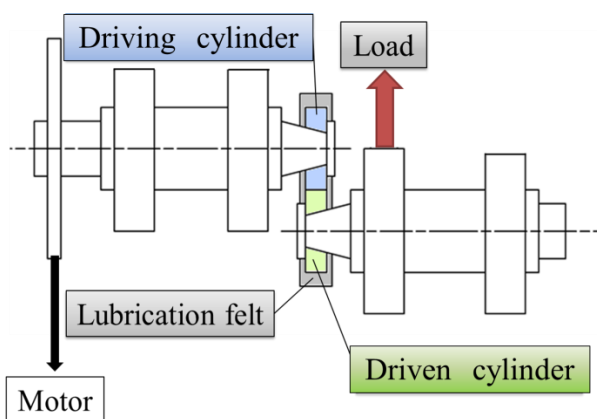


図 2.1 二円筒試験機の概略図

表 2.1 試験円筒の表面粗さ，硬度，黒染層の膜厚

| | Driving cylinder | | Driven cylinder |
|---|------------------|-------------|-----------------|
| | Ground | Black oxide | |
| Roughness(R_a), μm | 0.75 | 0.70 | 0.015 |
| Hardness | 61.5 HRC | | |
| Thickness of black oxide layer, μm | - | 2.0 | - |

表 2.2 ナノインデンテーション法で測定した試験前の駆動円筒の機械的特性

| | Ground | Black oxide |
|--|--------|-------------|
| Average hardness, GPa | 10.1 | 2.2 |
| Standard deviation of hardness, GPa | 5.4 | 2.3 |
| Depth range for average hardness, nm | 27-79 | 40-150 |
| Average elastic modulus, GPa | 232.6 | 50.7 |
| Standard deviation of elastic modulus, GPa | 74.2 | 25.4 |

表 2.3 二円筒試験の条件

| | |
|--|-----------------------------|
| Lubricant | poly- α -olefin, VG5 |
| Rotational speed, min ⁻¹ | 2000 |
| Load, kN | 2.25 |
| Hertzian contact pressure P_{\max} , GPa | 2.3 |
| Oil film parameter λ | 0.09 ~ 0.11 (40°C) |
| Total number of loading cycles | 5.0×10^5 |

2.2.2 転動面の観察

所定の負荷回数時点における両円筒の転動面および軸方向断面を、光学顕微鏡、Scanning Electron Microscope (SEM)および Field Emission-SEM (FE-SEM)で観察し、ピーリングのき裂発生やその進展、ならびに黒染層の状態を調査した。SEMを用いた観察の一部では Energy Dispersive X-ray Spectroscopy (EDX)による元素分析も行った。なお、軸方向断面の作製は Focused Ion Beam (FIB) 装置で行った。

2.2.3 表面形状と表面粗さの測定

駆動円筒のなじみの進行を調査するため、所定の負荷回数ごとに共焦点型のレーザー顕微鏡で転動面の表面形状を測定し、その表面形状について三次元粗さパラメータ（以下、単に粗さパラメータと称する）を算出した。また、従動円筒についても所定の負荷回数で転動面の表面形状を測定し、ピーリングの発生との関係を調査した。表 2.4 にレーザー顕微鏡の測定条件を、図 2.2 に表面形状の測定および三次元粗さパラメータの算出の手順を示す。レーザー顕微鏡で測定した表面形状は、面内の x, y 方向に一定ピッチで離散化された高さ $z(x, y)$ の集合として表現される。測定された生データはノイズを多く含むため、円筒形状を補正した後に複数のノイズカットを施した。まず、表面形状の表示および粗さパラメータの算出時ともに、Land Mark (LM) ノイズカットを行った。この処理では、ノイズ判定の対象点の高さとその周辺に存在する測定点の平均高さとの差が設定レベルを超えたときに、対象点のデータをノイズと判定する。ノイズと判定された対象点のデータは、周辺の測定点の高さを昇順に並べた時の中央値に置き換えられる。本研究では、対象点の周りの 3 ピクセル四方の範囲を周辺領域とし、高さの差のしきい値は $0.3 \mu\text{m}$ にした。続くローパススプラインフィルタ処理では、転動面の加工痕のエッジに発生したノイズを除去した。この時のカットオフ値は、表面形状の表示時は $2.5 \mu\text{m}$ 、粗さパラメータの算出時は $1 \mu\text{m}$ とした。また、粗さパラメータの算出時は、その後さらにローパスガウシアンフィルタ処理も適用して短波長の表面粗さ成分を除去

した. この時のフィルタのカットオフ値 (2.5 μm) は ISO25178-3¹³⁾の設定基準に準拠した.

三次元粗さパラメータの算出は, 二乗平均平方根勾配 S_{dq} , 突起頂点の高さの標準偏差 σ^* , 突起頂点の算術平均曲率 S_{pc} の3種のパラメータについて実施し, これらの値とピーリングの進展の関係を考察した. また, σ^* と S_{pc} の積の試験中の変化にも着目した. Greenwood らの粗面の接触理論¹⁴⁾に基づけば, σ^* と S_{pc} の積は突起接触部の接触の過酷度と相関があり, この値が減少するほど突起接触部のうち弾性的に接触する部分の割合が増加すると考えられる. また, Ioannides らの報告¹⁵⁾では, 接触面の粗さ曲線の傾斜 ($\equiv S_{dq}$) が小さいほど真実接触部の接触圧力が低下すると説明されている. 本章の実験条件では荷重の支持に潤滑油がほとんど寄与しないと考えられるため, 接触状態と相関のあるこれらの粗さパラメータの変化がピーリングの発生に強く影響すると考えられる. σ^* と S_{pc} の算出のための突起頂点の抽出条件は, 自点の周囲 8 ピクセル ($\equiv 2.4 \mu\text{m}$) 四方の全測定点より高い点とし, S_{pc} は以下の式に従って求めた.

$$S_{pc} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \left[\frac{\partial z^2(x,y)}{\partial x^2} + \frac{\partial z^2(x,y)}{\partial y^2} \right] \quad (2.2)$$

ここで, n は抽出した突起頂点の総数である. 全ての粗さパラメータは, 駆動円筒の回転面からランダムに選んだ3か所の測定箇所の平均値として求めた. なお, 従動円筒の表面粗さは駆動円筒と比較して十分小さい (R_a で駆動円筒の数百分の1) ため, ピーリングに及ぼす影響が小さいと考えて測定しなかった.

表 2.4 レーザー顕微鏡の測定条件

| Type of instrument | Confocal | |
|--|------------------|------|
| Measuring area, $\mu\text{m} \times \mu\text{m}$ | 298 \times 298 | |
| Magnification of objective lens | 50x | |
| Sampling interval, μm | x-y plane | 0.29 |
| | z axis | 0.01 |

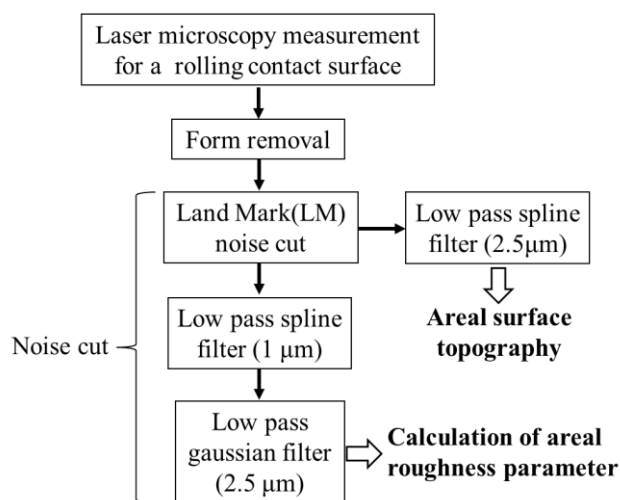


図 2.2 表面形状の測定および三次元粗さパラメータの算出手順

2.2.4 X線応力測定

今回のような境界潤滑条件下の転動では、真実接触部に大きな接触圧力が作用するため、転動面下の表層領域で残留応力の生成や結晶状態の変化が起こる。Fujita ら¹⁶⁾は、二次元検出器を有する X 線応力測定装置を用いて転動面の残留応力や結晶状態を評価し、これらの変化がピーリングの発生と関連することを報告している。本実験では、各駆動円筒と転動させた従動円筒の転動面について Fujita らの報告と同様の評価を行い、残留応力と結晶状態の変化を調査した。

図 2.3 に X 線応力測定装置の概略と測定時の座標系を、表 2.5 に測定条件を示す。二次元検出器では、転動面への X 線照射で発生する X 線回折環（以下、単に回折環と称する）全体の回折情報を一度に取得できる。本研究では、二次元検出器で得られた回折情報に佐々木らの三軸応力測定法（第三法）¹⁷⁾を適用することで表層の三軸残留応力（6成分全て）を測定した。これによって、一般的な三軸残留応力測定法である Dölle-Hauk¹⁸⁾法よりも測定時間を短縮できる。なお、後の実験結果に示す残留応力は、得られた三軸残留応力から求めたミーゼス応力（ $\sigma_{vm, res}$ 、添え字 res は残留応力の意味）である。前述の Fujita らの報告では、回折環の不均一性を示す S/S_0 というパラメータで転動面の結晶配向の程度を表現しており、本研究でもこのパラメータを活用した。ここで、 S は特定の負荷回数時点での回折環内のピーク強度の標準偏差、 S_0 は試験前の S を表し、 S/S_0 の増加は転動面の結晶配向の進行を示すと考えられている。なお、 S/S_0 は垂直入射（ $\psi_0 = 0^\circ$ ）で得られた回折環から求めた。表 2.5 の条件における X 線の平均侵入深さは、嘉村らの報告¹⁹⁾（本章と同様の測定条件・測定対象）を参考にすると約 4.3~5.4 μm となる。また、照射領域は $\phi 2 \text{ mm}$ であり、本測定で得られる結果は、この測定体積内（ $\phi 2 \text{ mm} \times 5 \mu\text{m}$ ）に存在する α 相（マルテンサイト相）の平均的な情報を示すものである。すなわち、測定体積内では場所や深さの違いによる残留応力の変化はないと仮定している。なお、この仮定は平面応力状態を意味するので z 方向の応力成分（ $\sigma_z, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ ）は 0 となるべきである。しかし、今回の材料（JIS-SUJ2）のように弾性定数の異なる複数の相（マルテンサイト、オーステナイト、炭化物）が存在する場合には、相応力の釣り合いによってマルテンサイト相に z 方向の残留応力成分が残り得る。

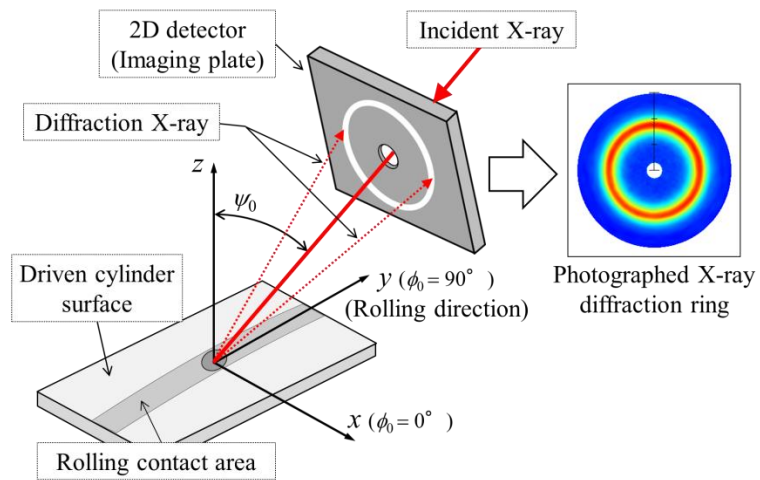


図 2.3 X 線応力測定装置の概略

表 2.5 X 線応力測定条件

| | |
|---|-------------------------|
| Characteristic X-ray | Cr $K\alpha$ |
| X-ray diffraction line (hkl) | α -Fe, (211) |
| Tube condition | 30 kV, 1 mA |
| X-ray irradiated area, mm | $\phi 2$ |
| X-ray incident angle (ψ_0, ϕ_0), deg. | (0, 0) (35, 0) (35, 90) |
| Exposure time, s | 72 |

2.3 実験結果

2.3.1 転動面の外観と表面形状の変化

2.3.1.1 従動円筒

図 2.4 に試験終了時 (5×10^5 負荷時) の従動円筒の転動面の光学顕微鏡写真を示す。無処理品の試験 (図 2.4(a)) ではピーリングが発生していた。一方、黒染品の試験 (図 2.4(b)) では、ピーリングは確認できなかった。

図 2.5 に、無処理品の試験の 0.1×10^5 回および 2.5×10^5 回負荷時における従動円筒の転動面の光学顕微鏡写真を示す。 0.1×10^5 回負荷時 (図 2.5(a)) にはき裂状の傷が発生していた。一方、 2.5×10^5 回負荷時 (図 2.5(b)) には明確な微小き裂が発生していた。

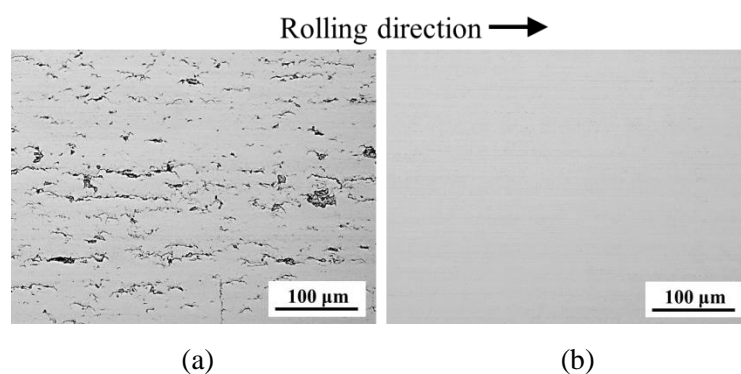


図 2.4 試験終了時の従動円筒の転動面の光学顕微鏡写真

(a) 相手面：無処理品

(b) 相手面：黒染品

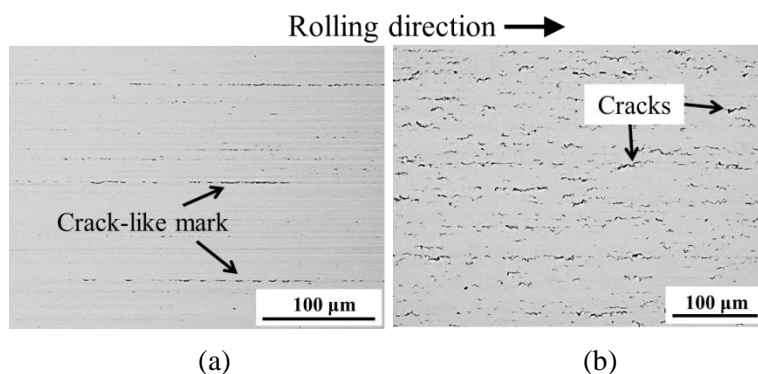


図 2.5 試験中の従動円筒の転動面の光学顕微鏡写真 (相手面：無処理品)

(a) 0.1×10^5 回負荷時

(b) 2.5×10^5 回負荷時

図 2.6 はレーザー顕微鏡で測定した従動円筒の転動面の表面形状を示している。図 2.6(a)は試験前の表面形状であり、超仕上げによって形成された規則的な凹凸が見られた。無処理品の試験の 1.0×10^5 回負荷時 (図 2.6(b)) では、試験前より長周期で振幅が大きい凹凸 (以下、しわ状凹凸と称する) と、複数の微小な突出部が見られた。この突出部には図 2.5(b)で見られたような微小き裂が存在していた。一方、黒染品の試験の 1.0×10^5 回負荷時 (図 2.6(c)) にもしわ状凹凸が存在したが、その振幅は小さく、微小な突出部も見られなかった。

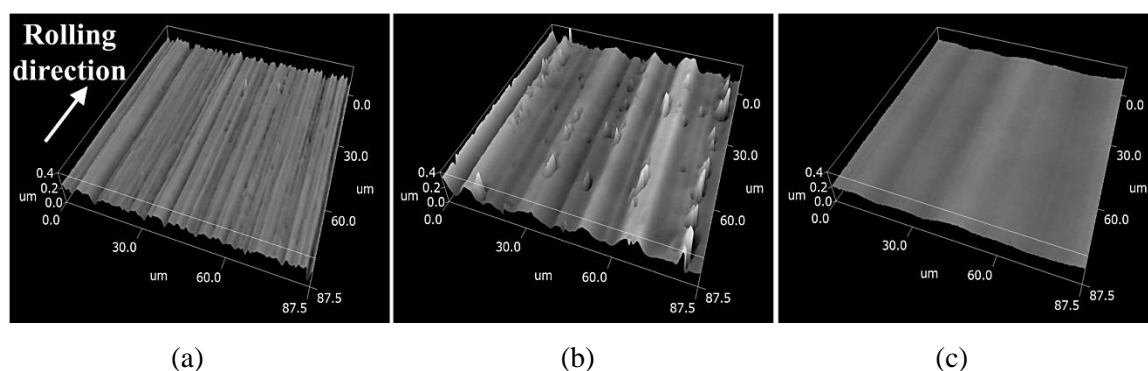


図 2.6 従動円筒の転動面の表面形状

- (a) 試験前
- (b) 1.0×10^5 回負荷時, 相手面: 無処理品
- (c) 1.0×10^5 回負荷時, 相手面: 黒染品

図 2.7 は、無処理品の試験の 0.1×10^5 回負荷時に従動円筒に見られたき裂状の傷 (図 2.5(a)) を FE-SEM で観察した結果である。図 2.7(a)~(c)はそれぞれ異なる観察位置の結果である。図 2.7(a)の箇所では、凹部 (図中 A・C) の両隣に表面が隆起したような凸部 (図中 B・D) が存在した。これは、しわ状凹凸が摩耗ではなく塑性変形で形成されたことを示している。図 2.7(b)の箇所では、しわ状凹凸の凸部が鉛直方向から圧延されたように変形しており、これによって切欠き (図中 E) が形成されていた。一方、図 2.7(c)の箇所でも凸部の圧延による切欠きの形成 (図中 F) が起きていたが、切欠きは隣接する凹部の傾斜に沿って折り畳まれており、その内側はほとんど見えなかった。

図 2.8 に、無処理品の試験の終了時 (5.0×10^5 回負荷時) に従動円筒に存在したき裂を FE-SEM で観察した結果を示す。図 2.8(a)は軸方向断面の観察結果であり、図 2.7(c)のようなしわ状凹凸の折り畳みで形成された切欠き部 (図中 A) から材料内部へき裂が進展していることがわかる。また、しわ状凹凸の折り畳みとは異なるメカニズムで形成されたと考えられるき裂 (図中 B) も発生していた。一方、図 2.8(b)は表面の観察結果

であり、図中の点線矢印のように転動方向に対して傾いた向きのき裂が存在していた。ここで、 0.1×10^5 回負荷時の転動面には転動方向に沿って形成された切欠き部は多く存在したが、転動方向に対して傾いたき裂は見られなかった。これは、転動方向に沿った向きの切欠き部を起点として初期き裂が発生し、そこから転動方向に対して斜めの方向にき裂が進展したことを示唆している。

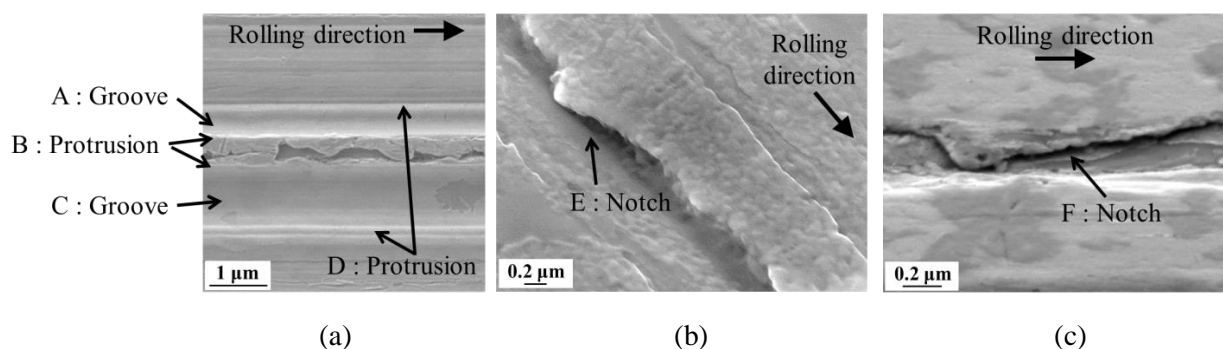


図 2.7 0.1×10^5 回負荷時の従動円筒（相手面：無処理品）に見られたき裂状の傷（図 2.5(a)）の FE-SEM 像

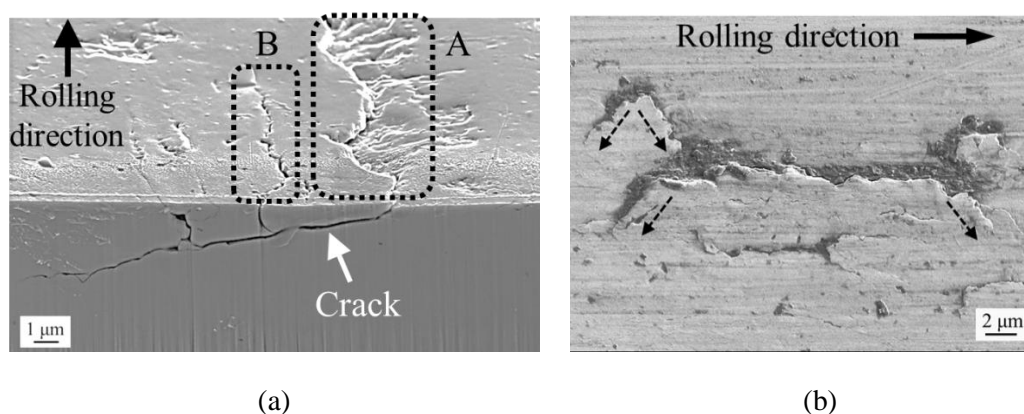


図 2.8 無処理品の試験の終了時に従動円筒に存在したき裂の FE-SEM 像
 (a) 軸方向断面の観察結果
 (b) 表面の観察結果（点線の矢印：き裂の進展方向）

2.3.1.2 駆動円筒

図 2.9 に、試験前および 0.1×10^5 回負荷時における駆動円筒の転動面の光学顕微鏡写真を示す。無処理品、黒染品ともに 0.1×10^5 回負荷時に目立った損傷は観測されなかったが、黒染品では黒染層の一部が摩耗していた。

図 2.10 は、図 2.9 と同じ観察箇所の手形形状を示している。無処理品、黒染品ともに試験前は研削加工に起因する凹凸が存在していた。無処理品の 0.1×10^5 回負荷時は、試験前より凸部が低くなめらかになっていた。一方、黒染品の 0.1×10^5 回負荷時でも凸部が試験前より低くなめらかになっていたが、その程度は無処理品より顕著であった。

図 2.11 は、各駆動円筒について 0.1×10^5 回負荷時の軸方向断面を SEM で観察した結果である。図 2.11(a)と(b)は、それぞれ無処理品、黒染品の非転動箇所の断面であり、無処理品と黒染品の試験前の断面の性状はこれらと同等であると考えられる。一方、図 2.11(c)は、黒染品の 0.1×10^5 回負荷時の断面である。これらの観察箇所内の 3 点を EDX 分析した結果も併せて示した。EDX point 1 では EDX point 2 より多くの酸素が検出されており、黒染層の存在が示された。図 2.11(b)において、母材の断面曲線（黒染層との界面）は、無処理品の非転動箇所の断面曲線（図 2.11(a)）より凹凸が小さかった。黒染品の 0.1×10^5 回負荷時（図 2.11(c)）では、表面の凸部が平坦になっており、EDX point 3 の結果から、この平坦な凸部では黒染層が摩耗して母材が露出していることがわかる。

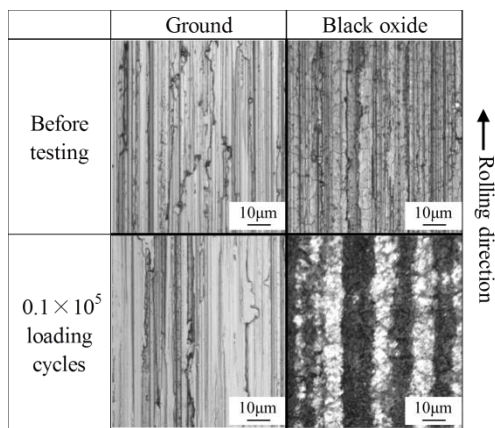


図 2.9 試験前と 0.1×10^5 回負荷時の駆動円筒の光学顕微鏡写真

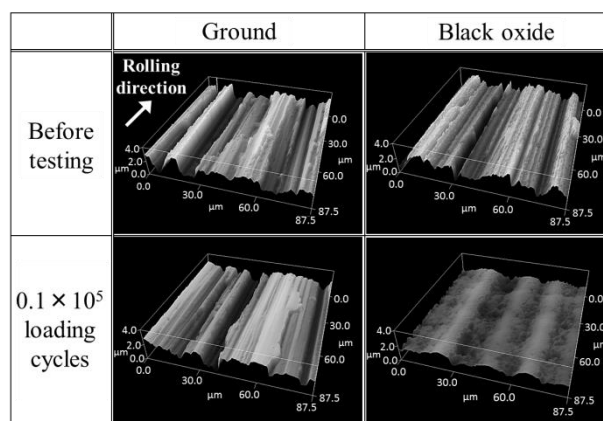


図 2.10 試験前と 0.1×10^5 回負荷時の駆動円筒の表面形状

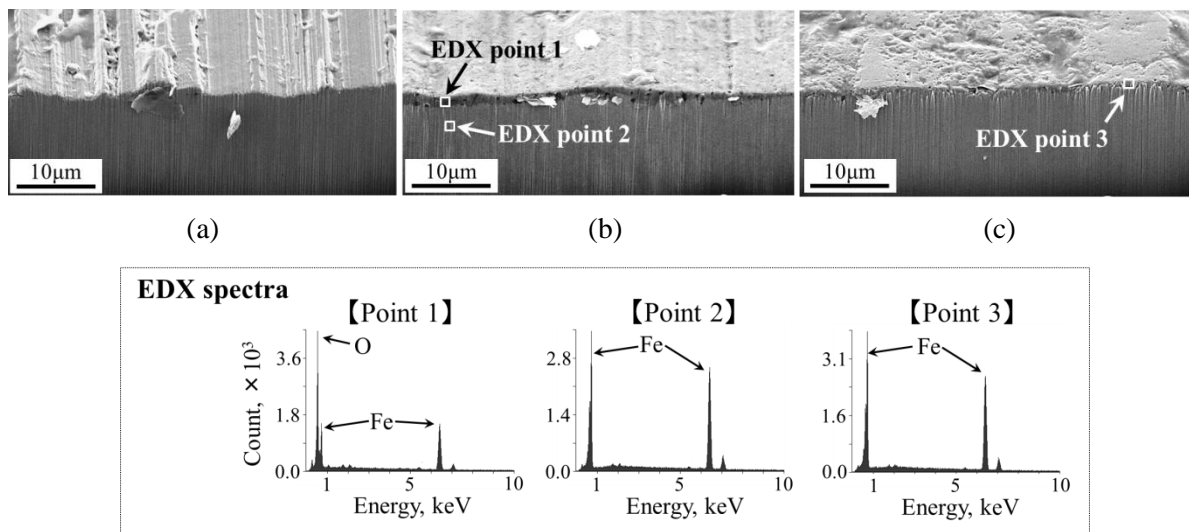


図 2.11 駆動円筒の軸方向断面の SEM 像と EDX 分析の結果

- (a) 無処理品, 非転動部
- (b) 黒染品, 非転動部
- (c) 黒染品, 0.1×10^5 回負荷時

2.3.2 従動円筒の X 線応力測定の結果

2.3.2.1 残留応力の変化

図 2.12 に従動円筒の転動面の残留応力 ($\sigma_{\text{vm, res}}$) の変化を示す. 図中の小枠内は, 負荷回数が小さい期間の結果である. 無処理品, 黒染品どちらの試験でも, $\sigma_{\text{vm, res}}$ は 0.1×10^5 回負荷時までには 1050~1100 MPa 程度に上昇していたが, その速度は黒染品の試験時の方が遅かった. いずれの試験においても, 0.1×10^5 回以降の $\sigma_{\text{vm, res}}$ の変動量はそれ以前の変動と比べて小さく, 残留応力の生成が 0.1×10^5 回負荷時まで完了したことが示された.

2.3.2.2 結晶配向の進行

図 2.13 に従動円筒の転動面の S/S_0 の変化を示す. 無処理品の試験では S/S_0 が 2.5×10^5 回負荷時まで継続的に上昇し, その後の変化は小さかった. 試験終了時の値は 35~45 であった. 黒染品の試験では試験終了まで S/S_0 が上昇し続けていたが, その上昇速度は無処理品の試験時より遅く, 試験終了時の値も 25 程度であった. これらの結果から, いずれの試験においても, 残留応力の生成後 (0.1×10^5 回以降) は結晶配向という形で転動面の塑性変形が進行したことが示された. ただし, 結晶配向の進行の程度は無処理品の試験時の方が顕著であった.

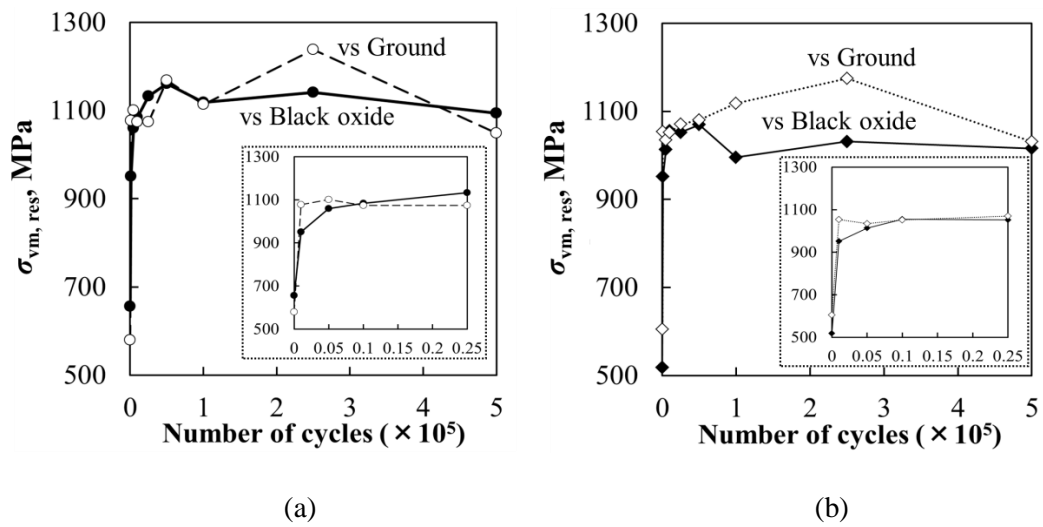


図 2.12 従動円筒の転動面における残留応力 ($\sigma_{vm, res}$) の変化
 ※小枠内は試験初期 ($\sim 0.25 \times 10^5$ 回負荷時) の結果の拡大

- (a) $N = 1$ の試験
- (b) $N = 2$ の試験

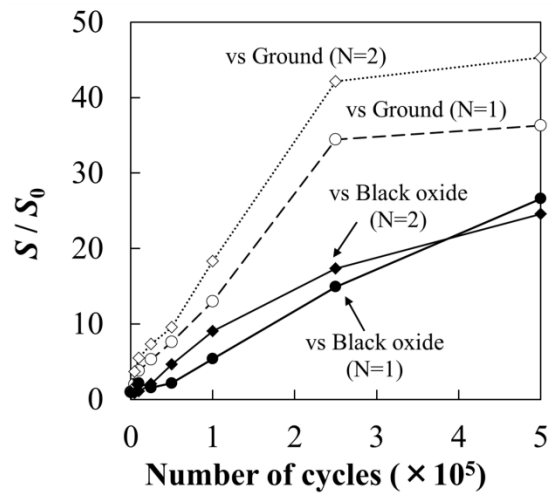


図 2.13 従動円筒の転動面における結晶配向パラメータ (S/S_0) の変化

2.3.3 駆動円筒の表面粗さの変化

図 2.14 に駆動円筒の転動面の三次元粗さパラメータの変化を示す。無処理品，黒染品ともに，試験開始直後に全ての粗さパラメータが低下しており，なじみの発生が示された。なじみ後の S_{dq} や σ^* は黒染品の方が小さかったが， S_{pc} については無処理品と黒染品の方に明確な差はなかった。また，図 2.15 は駆動円筒の転動面の $\sigma^* \cdot S_{pc}$ の変化を示している。図 2.15(a) と (b) は，それぞれ全試験期間中と試験初期 ($\sim 1.0 \times 10^5$ 回負荷) の結果を示しており， $\sigma^* \cdot S_{pc}$ は試験中に一貫して無処理品より黒染品の方が小さかった。

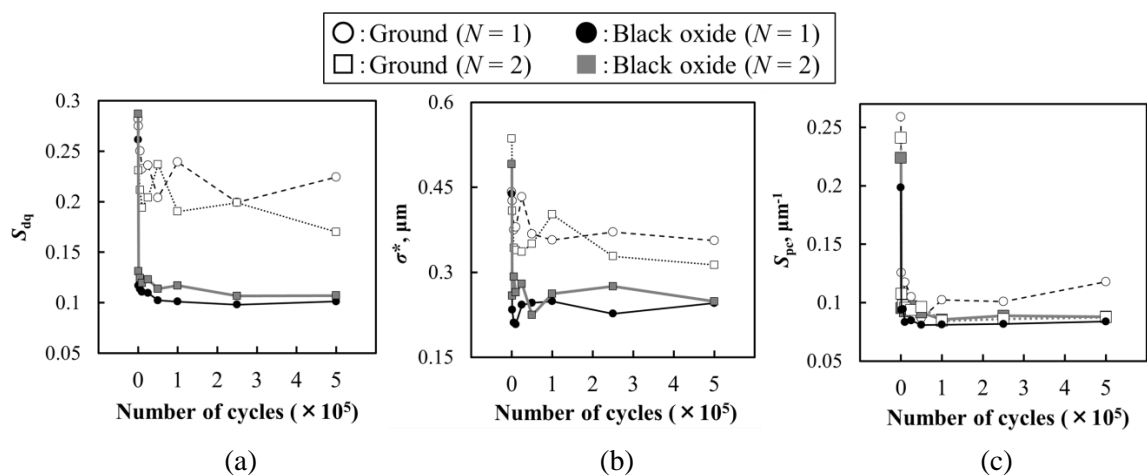


図 2.14 駆動円筒の転動面における三次元粗さパラメータの変化

- (a) 二乗平均平方根傾斜勾配 S_{dq}
- (b) 突起頂点高さの標準偏差 σ^*
- (c) 突起頂点の算術平均曲率 S_{pc}

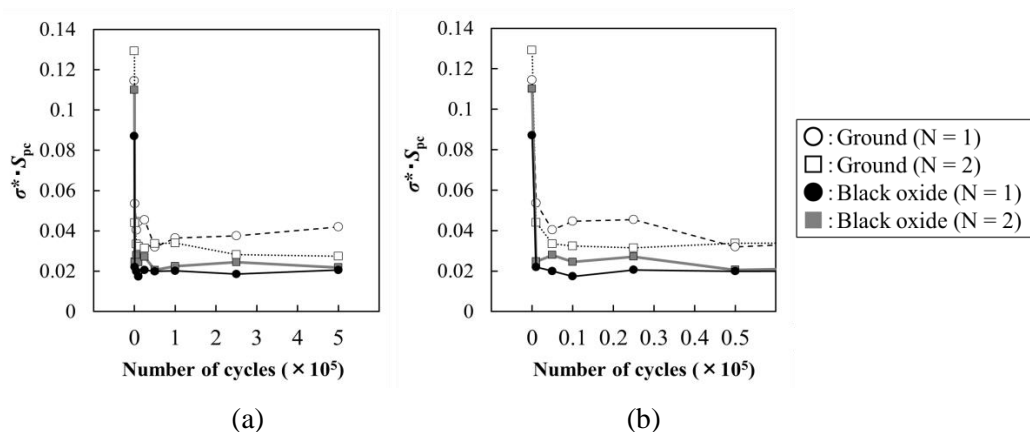


図 2.15 駆動円筒の転動面における $\sigma^* \cdot S_{pc}$ の変化

- (a) 全試験期間中の変化
- (b) 0.5×10^5 回負荷時までの変化

2.4 考察

2.4.1 ピーリングのき裂発生メカニズム

光学顕微鏡の観察結果(図 2.4, 図 2.5) から, 無処理品の試験時に従動円筒に発生したピーリングの微小はく離は, 2.5×10^5 回負荷時点に存在した微小き裂(以下, 初期き裂と称する)が進展して形成されたものと考えられる. 表面形状測定(図 2.6)と FE-SEM による観察(図 2.7, 図 2.8)の結果から, この初期き裂は転動中に従動円筒に発生したミクロスケールの塑性変形に起因して発生したものと考えられる. 図 2.16 に, これらの結果に基づいて推定したピーリングのき裂発生メカニズムの模式図を示す. まず, 駆動円筒の表面粗さの突起が押し込まれ, 従動円筒にしわ状の凹凸が形成される(図 2.16 の Step1 ~ 2). その後の転動で Step1 とは異なる突起が押し込まれ(同 Step3), しわ状凹凸の凸部が圧延される. さらに, 圧延時にできた切欠き部は隣の凹部の傾斜に沿って折り畳まれ, 最終的に切欠き先端での応力集中によって初期き裂が発生する(同 Step4). このような塑性変形によって形成された切欠きが応力集中源になる現象は, Mallipeddi ら²⁰⁾による歯車のマイクロピッチングについての研究でも言及されている. 以降では, 図 2.16 のメカニズムで形成された初期き裂のことを「塑性変形型初期き裂」と仮称する.

このメカニズムによれば, 転動面の塑性変形の程度が大きいほどピーリングの初期き裂が発生しやすくなると考えられる. 実際に図 2.6 では, 従動円筒の塑性変形(しわ状凹凸)はピーリングが発生した無処理品の試験時の方が顕著であった. 今回の実験では, 試験前の従動円筒の硬度は全ての試験で同等であったため, 塑性変形抵抗に差はなかった. したがって, ピーリングの発生状態の差には突起接触部の接触状態が強く影響していたと考えられる.

図 2.8 の結果は, 塑性変形型初期き裂からき裂が進展したことを証明している. き裂の進展は材料内部と表面の両方で発生しており, これらの進展き裂がつながった時に微小はく離が形成されたと考えられる. 第 3 章では, 転動面下の応力状態の推定結果から, 塑性変形型初期き裂の発生メカニズムやその進展について定量的に検討する.

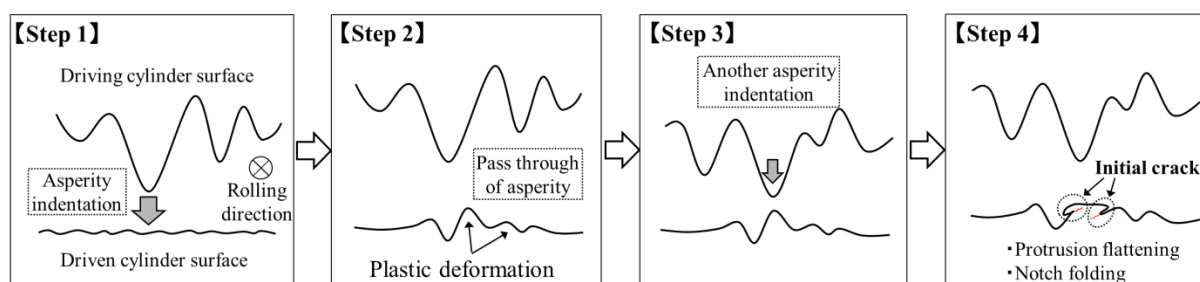


図 2.16 ピーリングのき裂発生メカニズム

ところで、無処理品の試験の 5.0×10^5 回負荷時には、塑性変形型初期き裂とは異なるメカニズムで形成されたようなき裂（図 2.8(a)中の B 部）も観測された。このようなき裂は、ほぼ全てが塑性変形型初期き裂に隣接して存在しており、また、塑性変形による切欠きが既に形成されていた 0.1×10^5 回負荷時には観測されなかった。したがって、これらのき裂は塑性変形型初期き裂の発生後に派生的に形成されたものであると考えられる。

2.4.2 黒染処理によるピーリングの抑制効果

黒染品の試験時は、従動円筒でのしわ状凹凸の形成が無処理品の試験時より抑制されており、塑性変形型初期き裂のリスクが小さかったことでピーリングが発生しなかったと考えられる。これは、黒染品の方がなじみ後の表面粗さが小さく、突起接触部での接触の過酷度が低下していたためである。黒染品のなじみ後の $\sigma^* \cdot S_{pc}$ は無処理品より小さく（図 2.15）、Greenwood らの接触理論¹⁴⁾に基づけば、突起接触部のうち塑性的に接触する部分の割合が無処理品の試験時より小さかったことになる。また、黒染品はなじみ後の S_{dq} も無処理品より小さく（図 2.14(a)）、Ioannides らの説明¹⁵⁾に基づけば、突起接触部での接触圧力も無処理品より小さかったと推定される。したがって、黒染品の試験では一回の接触で発生する塑性変形の量が無処理品の試験より抑制されていたと考えられる。実際に、従動円筒の残留応力の生成速度や結晶配向の進行は黒染品の試験時の方が抑制されており（図 2.12、図 2.13）、黒染品の試験時の方が接触の過酷度が低かったことが確認できる。

次に、黒染品の方がなじみ後の表面粗さが小さくなった理由について、黒染層の形成機構と摩耗の観点から考察する。図 2.17 に黒染品のなじみのメカニズムの模式図を示す。まず、図 2.11 に示したように、黒染処理によって母材の凹凸の程度が処理前より小さくなり、これに沿うように黒染層が堆積する。一般的に、化学研磨のような鉄と液体の反応では、鉄表面の凹凸の凸部が優先的に溶出することで表面が平滑になると言われており²¹⁾、黒染処理時にも同様のことが起きて母材の凹凸形状が小さくなったと考えられる。次に、黒染層の硬度は相手面より低い（表 2.2）ため、転動によって表面粗さの凸部の黒染層が容易に摩耗し、母材が露出する。露出した母材では黒染処理時に凸部が平坦になっているため、結果的になじみ後の三次元粗さパラメータ（ σ^* や $\sigma^* \cdot S_{pc}$ ）が無処理品より小さくなる。また、なじみ後も凹部の黒染層は残存するため、表面粗さ曲線の勾配（ $\equiv S_{dq}$ ）も小さくなる。つまり、黒染品におけるなじみ後の表面粗さの改善は、黒染処理時の母材表面の溶出と転動中に凸部の黒染層が摩耗することの両方によってもたらされる。

黒染処理では、上記のなじみによる接触状態の改善以外に、黒染層の存在による摩擦係数の低下がピーリングの抑制に影響するとも考えられている⁸⁾。しかし、今回の試験では 0.1×10^5 回負荷時で表面粗さの凸部の黒染層が摩耗していたため（図 2.9）、摩擦係

数の低下がピーリングの抑制に及ぼした影響は小さかったと考えられる。

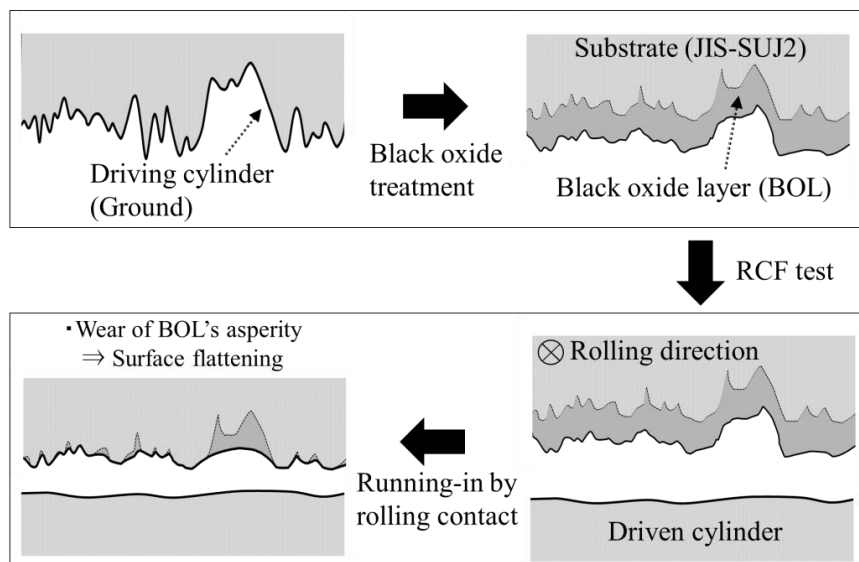


図 2.17 黒染品におけるなじみのメカニズム

2.5 結言

転がり軸受におけるピーリングのき裂発生メカニズムとこれに対する黒染処理の効果を二円筒試験での実験結果に基づいて考察した。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 転動中に駆動円筒の表面粗さの突起が押し込まれることで、従動円筒の転動面に切欠き状の塑性変形部が形成された。ピーリングの初期き裂は、この塑性変形部を起点として発生した。
- 2) 転動面への黒染処理は、なじみ後の表面粗さを改善し、突起接触部での接触の過酷度を低下させる。その結果、転動面での塑性変形が抑制されてピーリングが発生しにくくなる。
- 3) 黒染処理された転動面におけるなじみ後の表面粗さの改善は、黒染処理時に母材表面の凹凸が小さくなる現象と、転動中に凸部の黒染層が摩耗することの両方によってもたらされる。

第 2 章の参考文献

- 1) M. Tokuda, M. Nagafuchi, N. Tsushima & H. Muro : Observations of the Peeling Mode of Failure and Surface-originated Flaking from a Ring-to-Ring Rolling Contact Fatigue Test Rig : Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, ASTM STP 771, ed. J. J. C. Hoo, ASTM (1982) 150.
- 2) Y. Akamatsu : Peeling Damage Due to Rolling Contact Fatigue, SAE Paper, 891909 (1989).
- 3) K. Maeda, N. Tsushima & H. Muro : The Inclination of Cracking in the Peeling Failure of a Ball Bearing Steel and its Relation to the Inclination of the Principal Residual Stress, *Wear*, 65 (1980) 175.
- 4) A. Oila, B. A. Shaw, C. J. Aylott & S. J. Bull : Martensite Decay in Micropitted Gears, *Proc. IMechE. Part J. Journal of Engineering Tribology.*, 219, 2005, 77.
- 5) B. Mahmoudi, B. Tury & C. H. Hager : Effect of Black Oxide and a WC/a-C:H Coating on the Micropitting of SAE 52100 Bearing Steel, *Tribology Lett.*, 58, 20 (2015) 1.
- 6) A. Mihailidis, C. Salpistis, K. Panagiotidis, C. Sachanas, S. Gatsios, C. Hoffinger & V. Bakolas : Wear and Smearing Resistance of Black Iron Mixed Oxide Coated Steels, *Int. J. Surf. Sci. Eng.*, 4 (2010) 337.
- 7) C. H. Hager Jr. & R. D. Evans : Friction and Wear Properties of Black Oxide Surfaces in Rolling/Sliding Contacts, *Wear*, 338-339 (2015) 221.
- 8) V. Brizmer, K. Stadler, M. V. Drogen, B. Han, C. Matta & E. Piras : The Tribological Performance of Black Oxide Coating in Rolling/Sliding Contacts, *STLE Tribology Trans.*, 60 (2017) 557.
- 9) R. D. Evans, C. H. Hager Jr., Y. S. Kang & G. L. Doll : Comparison of Black Oxide and Tungsten Carbide-Reinforced Diamond-Like Carbon (WC/a-C:H) Surface Treatment for Rolling Element Bearings, *STLE Tribology Trans.*, 58 (2015) 444.
- 10) DIN 50938 (2003).
- 11) W. C. Oliver & G. M. Pharr : An Improved Technique for Determining Hardness and Elastic Modulus Using Load and Displacement Sensing Indentation Experiments, *J. Mater. Res.*, 7, 6 (1992) 1564.
- 12) R. J. Chittenden, D. Dowson, J. F. Dunn & C. M. Taylor : A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts II .General Case, With Lubricant Entrainment Along Either Principal Axis of the Hertzian Contact Ellipse or at some Intermediate Angle, *Proc. Roy. Soc. London*, A397 (1985) 271.
- 13) ISO 25178-3 (2012).
- 14) J. A. Greenwood & J. B. P. Williamson : Contact of Nominally Flat Surfaces, *Proc. Roy. Soc. London*, A295 (1966) 300.

- 15) E. Ioannides, G. Bergling & A. Gabelli : An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings, *Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series*, 137 (1999).
- 16) T. Fujita, N. Kamura, Y. Maruyama & T. Sasaki : Evaluation of Rolling Contact Fatigue Using X-Ray Diffraction Ring, *ASTM MPC*, 5, 1 (2016) 23.
- 17) 佐々木・高橋・佐々木・小林 : エリアディテクタ方式の X 線三軸応力測定法の改良に関する研究, *日本機械学会論文集 A 編*, 75, 750 (2009) 219.
- 18) H. Dölle & V. Hauk : The Influence of multiaxial stress state, stress gradients and elastic anisotropy on the evaluation of (residual) stresses by X-rays, *J. Appl. Crys.*, 12 (1979) 489.
- 19) 嘉村・藤田・佐々木 : X 線回折環分析装置による転動疲労の評価, *NTN TECHNICAL REVIEW*, 83 (2015) 67.
- 20) D. Mallipedi, M. Norell, M. Sosa & L. Nyborg : Influence of running-in on surface characteristics of efficiency tested ground gears, *Tribology Int.*, 115 (2017) 45.
- 21) 川村 : 過酸化水素系の化学研磨の原理と応用, *表面技術*, 57, 11 (2006) 768.

第3章 ピーリングの進展と黒染処理によるピーリング抑制に

についての転動面下の応力解析の結果に基づく検討

3.1 緒言

前章での実験の結果から、ピーリングの初期き裂は表面に形成された切欠き部を起点として発生することがわかった。そして、この切欠き部は転動中に相手面の表面粗さの突起が押し込まれ、表面に繰返しの塑性変形が起きた結果として生じることがわかった。一方、相手面に黒染品を行った場合は転動中の表面粗さの低下（なじみ）が促進されており、突起接触部での接触過酷度が改善されることでピーリングが抑制された可能性が高いと考えられた。

本章では、上記のピーリングのき裂発生メカニズムや黒染処理によるピーリングの抑制効果の妥当性について、転動面下に作用する繰返し応力の推定結果に基づいて検討した。また、ピーリングのき裂進展挙動と繰返し応力との関係についても考察した。転動面下に作用する繰返し応力は、境界要素法（BEM）による粗面の接触解析と前章の X 線残留応力測定の結果を用いて推定した。BEM は表面粗さを考慮した接触解析にしばしば用いられる手法であり、皮膜を考慮した接触解析も可能である^{1, 2)}。また、二次元検出器を用いた X 線残留応力測定では、転動面の表層に分布している平均的な三軸残留応力が解析できる³⁾。このように、接触によって発生する応力だけでなく、残留応力も考慮して転動面下の繰返し応力を推定することで、より実現象に即した検討を試みた。

3.2 転動面下の繰返し応力の解析

3.2.1 BEM による接触解析

図 3.1 に前章でのピーリング再現試験の条件を示す。2つの円筒の接触によって転動面に発生する圧力やその直下の材料内部に発生する応力（以下、接触応力と称する）を、両円筒の表面形状の実測データを用いた BEM による弾性解析で求めた。転動面の油膜パラメータが非常に小さい ($A \approx 0.10$) ため、潤滑油が接触状態（荷重の支持）に及ぼす影響はないと仮定した。

解析を行うにあたり、図 3.2 の模式図のように、2つの円筒の接触を剛体粗面と滑らかな半無限弾性体との接触モデルに置換えた。まず、両円筒をともに弾性体と仮定し、その表面形状を図 3.2(a)のようにグリッドサイズ ($\Delta x, \Delta y$)、高さ $z(x, y)$ を持つ点群で表した（図 3.2 は二次元の模式図なので Δx のみ記載している）。これらの接触を置換える際、図 3.2(b) 下側の物体が半無限弾性体とすると、相手の剛体粗面（図 3.2(b) の上側の物体）の形状は置換え前の両円筒の表面形状データ（各点 (x, y) での高さ $z(x, y)$ ）を足し合せたものとしてすることができる⁴⁾。

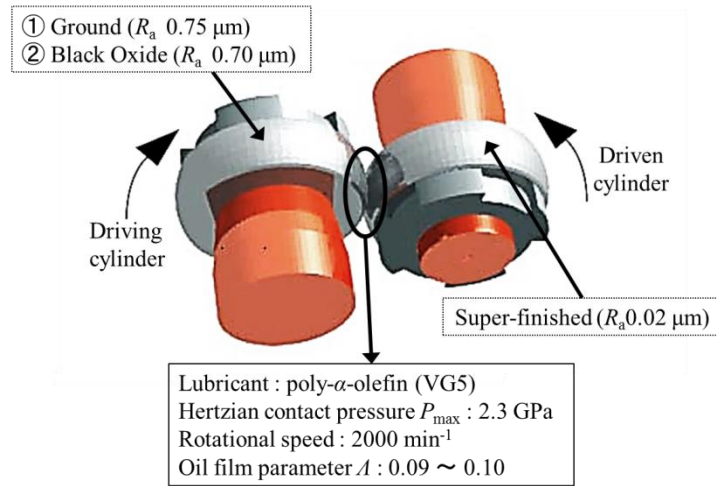


図 3.1 前章で実施した二円筒試験の条件

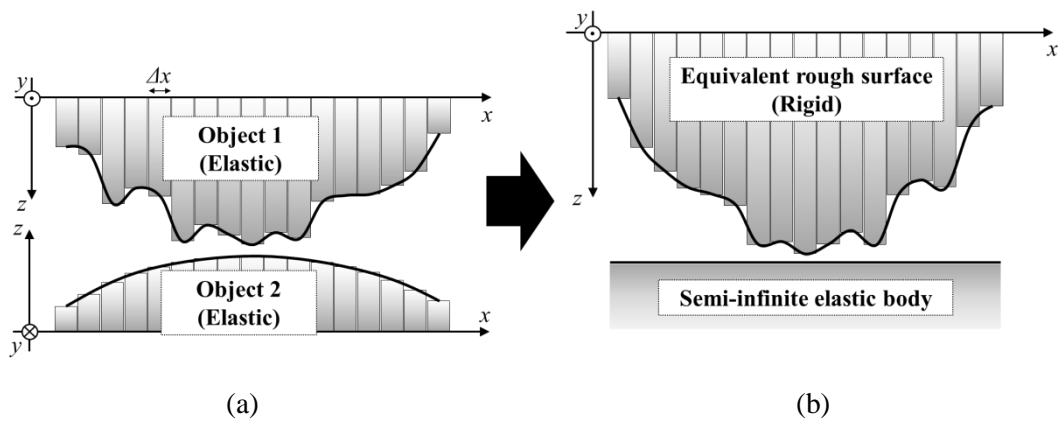


図 3.2 接触解析のモデル

(a) 弾性体同士の接触

(b) (a)を置換えたモデル

接触問題を解く際は、剛体粗面を半無限弾性体に徐々に押し込み、突起接触部で支持する荷重の総和が実際の負荷荷重と整合するような押し込み深さが探索された。図 3.3 に、剛体粗面を半無限弾性体に押し込む際の表面変位に関する模式図を示す。剛体粗面の押し込みによって点 (x, y) で起こる 2 面の幾何学的な重なり $w_z(x, y)$ は、次式で表すことができる。

$$w_z(x, y) = d + z(x, y) \quad (3.1)$$

ここで、 d は押し込み深さ、 $z(x, y)$ は押し込み前の剛体粗面上の点 (x, y) の高さを表す。一方、点 (x, y) の周囲の点 (a, b) で接触が起こり垂直点荷重 $P_z(a, b)$ が作用しているとする。半無限弾性体上の点 (x, y) には $P_z(a, b)$ の影響による表面変位 $w(x, y)$ が発生し、その変位量は次式で求めることができる。

$$w(x, y) = C_w(x-a, y-b)P_z(a, b) \quad (3.2)$$

C_w は表面変位の影響係数と呼ばれ、点 (a, b) に作用する単位荷重の影響で点 (x, y) に発生する変位量を表す。半無限弾性体が等方弾性体で、接触部の薄膜の存在を考慮しない場合、 C_w は次式で与えられる⁵⁾。

$$C_w(x-a, y-b) = \frac{1-\nu^2}{\pi E \sqrt{(x-a)^2 + (y-b)^2}} \quad (3.3)$$

E と ν はそれぞれ半無限弾性体のヤング率とポアソン比である。点 (x, y) の周辺に複数の接触点が存在する場合は、下式(3.4)のように、各接触点に作用する荷重による表面変位の総和 $w_c(x, y)$ が点 (x, y) に発生する。

$$w_c(x, y) = \sum_{(a,b) \in \Omega} C_w(x-a, y-b)P_z(a, b) \quad (3.4)$$

ここでの Ω は接触している点の集合を意味する。

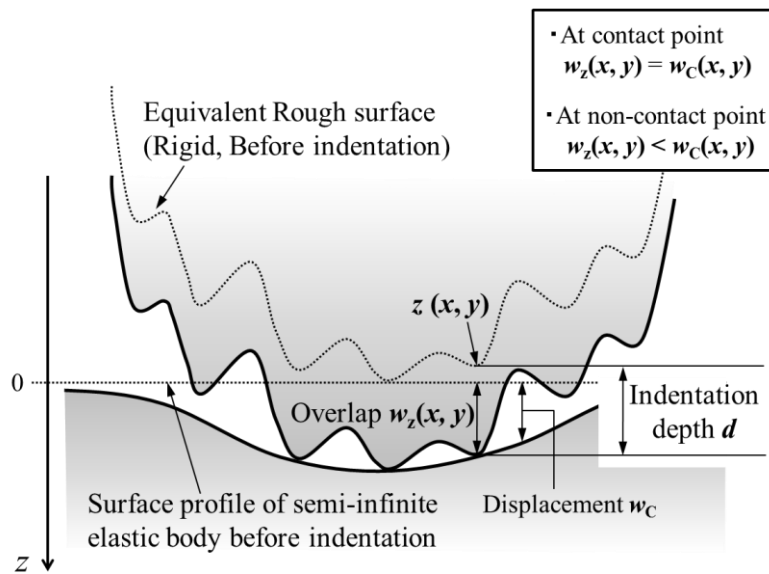


図 3.3 剛体粗面の押し込みによる半無限弾性体表面の変位

図 3.3 からわかるように、点 (x, y) 自身が接触点である場合は、式(3.1)で求まる幾何学的な重なり $w_z(x, y)$ と式(3.4)で求まる表面変位 $w_c(x, y)$ が一致しなければならない。したがって、 Ω に属する全ての接触点について $w_z = w_c$ が成り立つことを利用すれば、 d や各接触点での P_z を求める事ができる。具体的には、 d や P_z の値は特定の制約条件を満たすように繰り返し計算することで求められ、本章の解析では野木らの報告¹⁾によるアルゴリズムを参考にした。図 3.4 に計算のフローチャートを示す。

はじめに両円筒の表面形状と物性値 (E, ν) を入力し、剛体粗面と半無限弾性体の接触モデルを作成する (Step 1)。次に総荷重 P_s を与え、この時の剛体粗面の押し込み深さ d と接触点の場所を仮定する (Step 2)。仮定した接触点の総個数が N_c であるとして、それぞれの接触点について $w_z = w_c$ の関係式を作れば、各接触点での荷重 P_z を解とした N_c 次の連立方程式ができる。この連立方程式を解き (Step 3)、 P_z が正でない接触点が存在する場合は、該当点を Ω から除外して再度連立方程式を解く (Step 4)。仮定した全ての接触点で P_z が正になった後、非接触点についても式(3.1)、(3.4)を用いて w_z と w_c を求め、仮定した接触点以外にも接触点がないか確認する (Step 5)。図 3 からわかるように、非接触点では $w_z < w_c$ となるが、これに矛盾する点は新たな接触点として Ω に加え、再度各接触点の P_z の求解と正負判定に戻る。最後に、上記の繰り返し計算で求めた全接触点の P_z の総和と実際に与えた総荷重 P_s との差が十分に小さいかを判定し、差が大きい場合は d の値を適宜変更して再び繰り返し計算を行う (Step 6)。以上のアルゴリズムで求めた各接触点での P_z をグリッドサイズ $\Delta x \cdot \Delta y$ で除せば、各点の接触圧力が求まる。また、接触応力の分布は、各接触点での P_z と Boussinesq の弾性解⁵⁾を使って重ね合わせの原理から計算できる。

本章の解析では、駆動円筒と従動円筒の両方の弾性変形を考慮するため、各円筒の物性値 (E, ν) を式(3.3)に代入して得られる 2つの影響係数 (C_{w1}, C_{w2}) を足し合せて等価的な影響係数 C_w を求め、これを式(3.2)の C_w の代わりに用いた。なお、式(3.3)では点 (x, y) 自身が接触点の場合に、自点の荷重による影響係数が無限大となるが、本解析では自点のグリッド内で数値積分を行い、その平均値を用いた。また、黒染層の存在を考慮する場合は式(3.3)の形で影響係数が求められないため、野木の報告⁶⁾で示された薄膜を考慮する場合の方法を参考にして、表面変位の影響係数のフーリエ変換 $\overline{C_w}$ を逆フーリエ変換することで影響係数 C_w を求めた。

本解析手法の妥当性の検証として、粗さのない球面と平面の接触解析を行い、接触圧力分布や接触楕円の大きさがヘルツの接触理論⁷⁾で求められる理論値とよく一致することを確かめた (例えば、最大接触圧力の理論値と解析値の差は 1%以下)。なお、2面が接触するときの接触圧力分布におよぼす接線力の影響は非常に小さい⁸⁾ことから、本解析でもその影響を無視した。

本章では、無処理品と黒染品それぞれの試験について、試験前および表面粗さのなじみが完了していた 0.5×10^5 回負荷時の表面形状を用いて解析を行い、なじみ前後の接触

状態を調査した。図 3.5 に解析領域と座標系を，図 3.6 に解析に用いた表面形状の例を示す。転動方向（表面の移動方向）は図 3.5 の y 軸負方向である。解析時間の短縮のため，解析領域は駆動円筒と従動円筒が接触するときの見かけの接触楕円（ヘルツの接触理論で求まる）内の中央付近の一部とした。

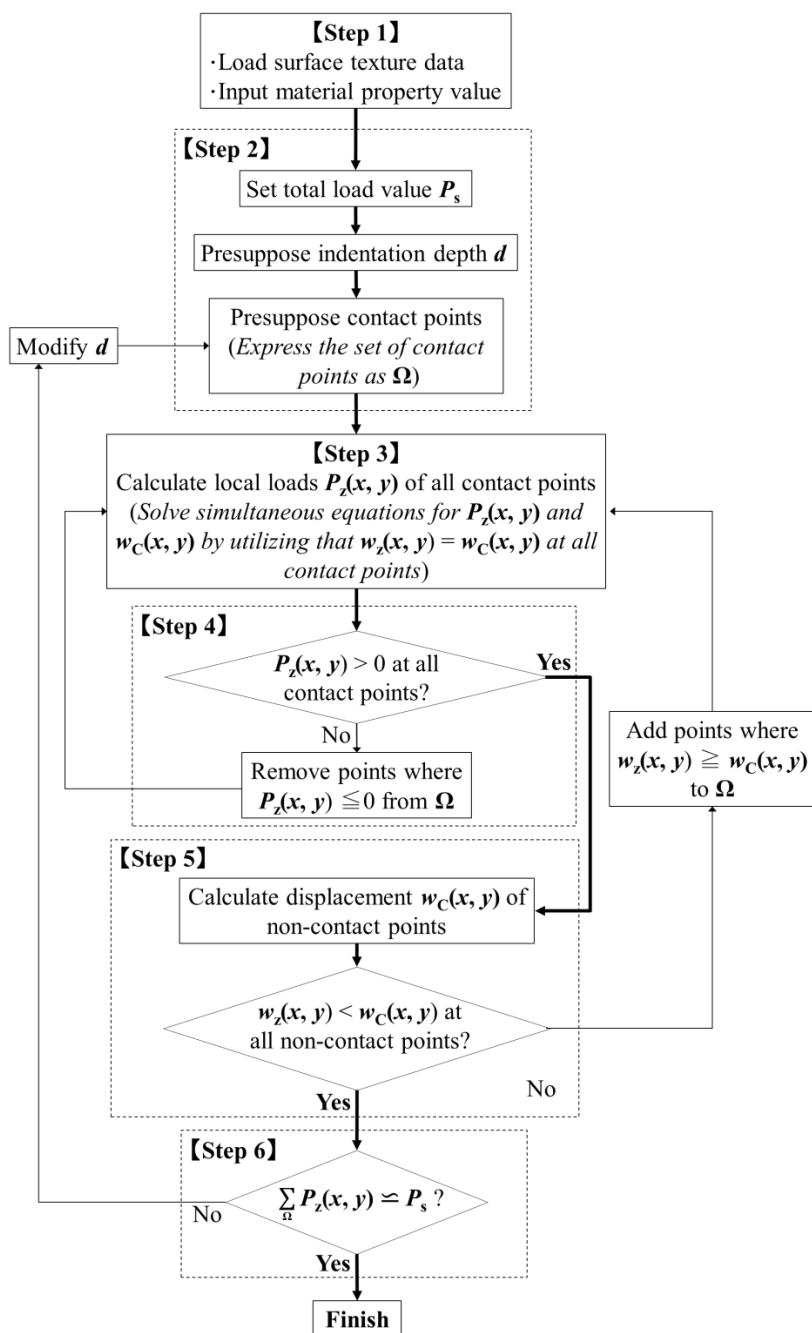


図 3.4 接触解析のフローチャート

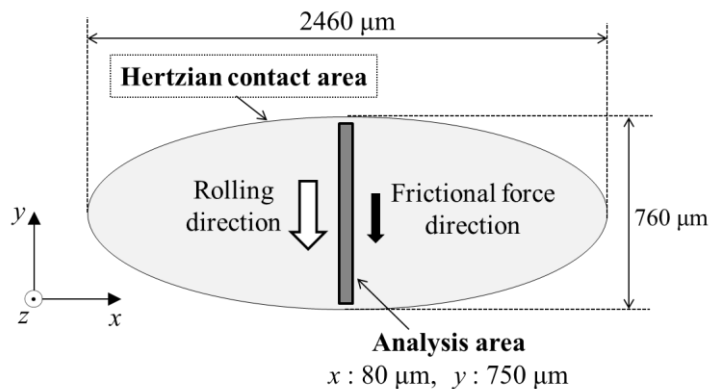


図 3.5 見かけの接触楕円（Hertz 接触楕円）と解析領域の関係

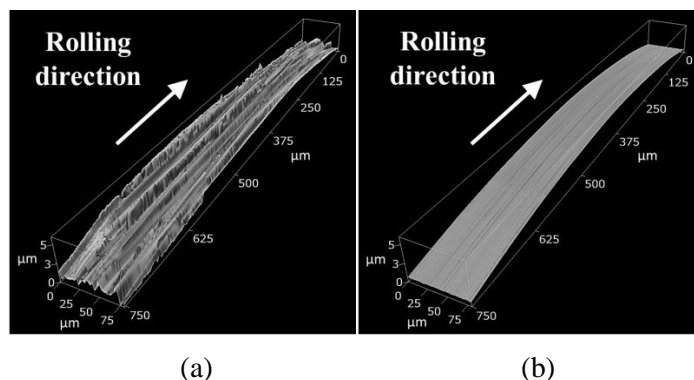


図 3.6 接触解析に用いた表面形状の例

- (a) 無処理品の駆動円筒（試験前）
- (b) 従動円筒（試験前）

表 3.1 に解析条件を示す。解析領域への負荷荷重は、見かけの接触楕円内の圧力分布の式を解析領域範囲で積分した値とした。解析用の表面形状はレーザー顕微鏡で測定され、この時の x - y 平面分解能が表 3.1 中のグリッドサイズ (Grid size) に相当する。測定した表面形状には、前章 (図 2.2) で説明したものと同様のノイズカットを行ったが、円筒形状の補正 (Form removal) は行っていない。試験前と 0.5×10^5 回負荷時ともに、駆動円筒の転動面内の異なる 3ヶ所と従動円筒の転動面内の 1ヶ所について表面形状を測定し、3つの駆動円筒の表面形状を 1つの従動円筒の表面形状と組み合わせることで計 3回の解析を行った。後の 3.3 項では、接触圧力や応力の数値は 3回の解析で得られたデータの平均値を、コンター図は代表的なものを示す。黒染品について、試験前は駆動円筒に厚さ $2 \mu\text{m}$ の黒染層を持つとして解析したが、 0.5×10^5 回負荷時は黒染層無しとし

て解析した。これは、前章の実験において、 0.5×10^5 回負荷時に表面粗さの凸部の黒染層が摩耗していたためである（図 2.9）。黒染層のヤング率は前章でのナノインデントによる測定値（表 2.2）を用い、ポアソン比は文献を参考に 0.3 とした⁹⁾。接触応力の計算は従動円筒について行い、摩擦力の影響を考慮した。摩擦係数 μ は、無処理品、黒染品いずれの試験でも 0.05 と仮定した。これは、Mahmoudi らが行った潤滑不良 ($A < 0.35$) かつ純転がり条件下での軸受鋼同士および黒染品同士の転動疲労試験¹⁰⁾で測定された転動開始直後の μ の値 (≈ 0.05) を参考にして決めた。

表 3.1 接触解析の条件

| | |
|---|--|
| Number of elements | 38400 (x : 64, y : 600) |
| Grid size $\Delta x, \Delta y, \mu\text{m}$ | 1.25 |
| Load, N | 109.3 |
| Young's modulus, GPa | Base metal : 208.0 Black oxide layer : 50.7 |
| Poisson's ratio | Base metal : 0.3 Black oxide layer : 0.3 |
| Depth of stress analysis, μm | 10 |
| Friction coefficient | 0.05 |

3.2.2 残留応力を考慮した転動面下の応力推定

3.2.1 項の接触解析では、2つの円筒の接触によって発生する接触応力が求められるが、転動面下に実効的に作用する応力は、試験前の加工や転動中に生成された残留応力の影響を受ける。つまり、転動面下に実効的に作用する応力 $\hat{\sigma}$ は、接触によって発生する接触応力 σ_{con} と残留応力 σ_{res} の足し合せで求められる。

$$\hat{\sigma} = \sigma_{\text{con}} + \sigma_{\text{res}} \quad (3.5)$$

前章の X 線応力測定の結果では、従動円筒の残留応力は転動初期に急上昇し、その後（負荷回数 0.5×10^5 回以降）は変化が小さかった。また、駆動円筒の表面粗さについても、 0.5×10^5 回負荷時になじみが完了していた。これらの結果は、従動円筒に作用した $\hat{\sigma}$ が、負荷回数 0.5×10^5 回以降にほとんど変動しなかったことを示唆している。よって本章では、接触解析および X 線応力測定によって求めた 0.5×10^5 回負荷時の σ_{con} と σ_{res} から、式(3.5)を用いて $\hat{\sigma}$ を計算し、これとピーリングの発生との関係を検討した。

前章では、ピーリングの初期き裂が従動円筒の転動面の塑性変形に起因して形成され

ることを報告した。そのため、 $\hat{\sigma}$ について三軸応力や主（せん断）応力に加え、下式(3.6)で求められるミーゼスの相当応力（以下では単にミーゼス応力と称し、応力記号 σ に添え字 vm がつく場合はその応力がミーゼス応力であることを示す。）の計算も行い、従動円筒の塑性変形との関係を検討した。この時、式(3.6)内の全ての三軸応力成分には、接触解析と X 線応力測定から求めたそれぞれの三軸応力成分の和を代入した。

$$\text{Von Mises stress} = \sqrt{\frac{1}{2}\{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)\}} \quad (3.6)$$

表 3.2 に、前章の X 線応力測定で得られた 0.5×10^5 回負荷時の従動円筒の残留三軸応力を示す。残留三軸応力の算出に必要な無ひずみ状態の Bragg 角 ($2\theta_0$) は、 α 鉄の値 (156.396°) を代用した。なお、前章で述べたように、X 線応力測定における X 線侵入深さは約 $5 \mu\text{m}$ であり、 $\hat{\sigma}$ の計算ではこの深さ領域の残留応力が表 3.2 の値で一定と仮定した。

表 3.2 従動円筒の残留三軸応力 (0.5×10^5 回負荷時)

| Driving cylinder | Residual stress, GPa | | | | | |
|------------------|----------------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|
| | σ_x | σ_y | σ_z | τ_{xy} | τ_{yz} | τ_{zx} |
| Ground | -1.53 | -1.34 | -0.37 | -0.02 | -0.01 | 0.00 |
| Black oxide | -1.52 | -1.43 | -0.41 | -0.01 | 0.02 | 0.00 |

3.3 解析結果

3.3.1 接触解析の結果

図 3.7 に、接触解析で求めた転動面の接触圧力分布を示す。試験前は、駆動円筒が無処理品（図 3.7(a)）、黒染品（図 3.7(b)）いずれの場合でも 10 GPa 以上の圧力の発生箇所（図中の緑～赤色で示した箇所）が存在した。ただし、無処理品の試験時の方が 20 GPa を上回るような高い圧力の発生範囲が多かった。無処理品の試験の 0.5×10^5 回負荷時（図 3.7(c)）には、10 GPa 以上の圧力の発生箇所が残っていた。一方、黒染品の試験の 0.5×10^5 回負荷時（図 3.7(d)）では、ほぼ全ての箇所で圧力が 10 GPa 以下になっていた。各図の上部に示した A_r は真実接触面積（突起接触部の面積）の総量である。駆動円筒がどちらの場合でも、 0.5×10^5 回負荷時の A_r は試験前と比較して増加していたが、その増加量は黒染品の試験時（図 3.7(d)）の方が大きかった。これは、なじみによって A_r が増加したことを示しており、黒染品の試験時の方がその程度が顕著であったことがわかる。また、黒染品の試験における A_r は、試験前、 0.5×10^5 回負荷時ともに無処理品の

試験時のそれより大きかった。つまり、なじみの前から黒染品の方が広い真実接触面積で荷重を支持しており、なじみ後はその差がさらに大きくなったことがわかる。

図 3.8 に突起頂点での接触圧力の平均値 \bar{P}_{peak} を示す。ここでの \bar{P}_{peak} は、接触圧力分布の各点において自点の周囲 2 ピクセル四方内にある全周辺点より圧力が大きい点（ピーク点）を抽出し、全てのピーク点での圧力の平均値として求めた。図中のエラーバーはピーク点の圧力の標準偏差である。無処理品、黒染品どちらの試験でも 0.5×10^5 回負荷時の \bar{P}_{peak} は試験前より低下していた。また、黒染品の試験における \bar{P}_{peak} は、試験前、 0.5×10^5 回負荷時ともに無処理品のそれより小さかった。これらの \bar{P}_{peak} は図 3.7 において A_r が大きかったものほど小さく、広い真実接触面積で荷重を支持することで接触圧力が低減されることを示している。

図 3.9 には、接触解析で求めた従動円筒のミーゼス応力 (σ_{vm} とする) の x - z 断面分布を示す。ここで、解析領域内には y 方向の要素数 (600 個) 分の x - z 断面が存在するため、点 (x, z) でのミーゼス応力 $\sigma_{\text{vm}}(x, z)$ は 600 個存在する。図 3.9 は、全ての点 (x, z) について 600 個の $\sigma_{\text{vm}}(x, z)$ の中の最大値を抽出し、それらを一つの x - z 平面に投影したものである。いずれの試験においても、試験前より 0.5×10^5 回負荷時の方が低い σ_{vm} が発生する傾向があった。また、黒染品の試験での σ_{vm} は、試験前と 0.5×10^5 回負荷時ともに無処理品の試験より小さかった。

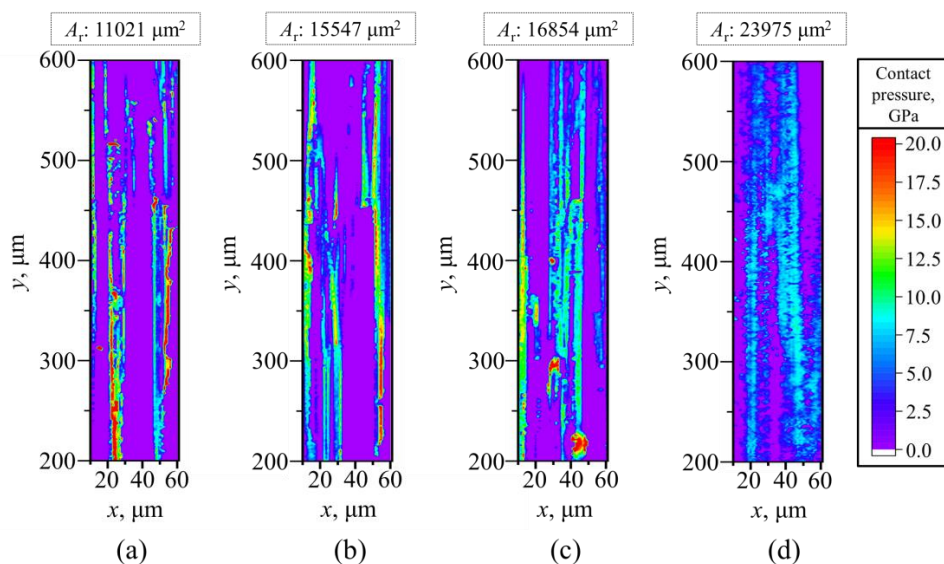


図 3.7 接触解析によって推定された転動面での接触圧力分布

- (a) 試験前，駆動円筒：無処理品
- (b) 試験前，駆動円筒：黒染品
- (c) 0.5×10^5 回負荷時，駆動円筒：無処理品
- (d) 0.5×10^5 回負荷時，駆動円筒：黒染品

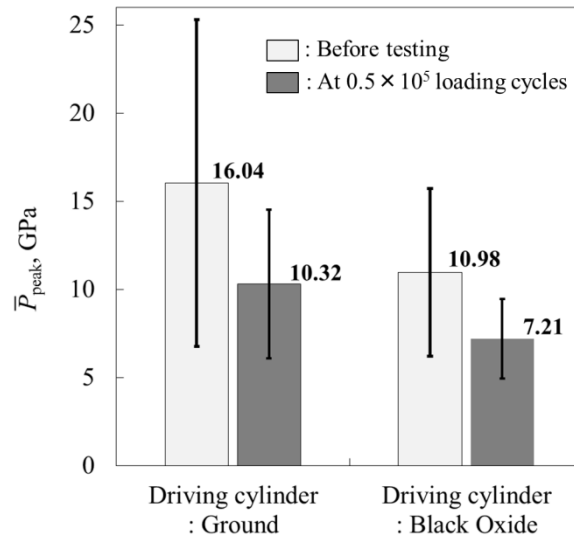


図 3.8 突起頂点での接触圧力の平均と標準偏差（接触解析の結果から算出）

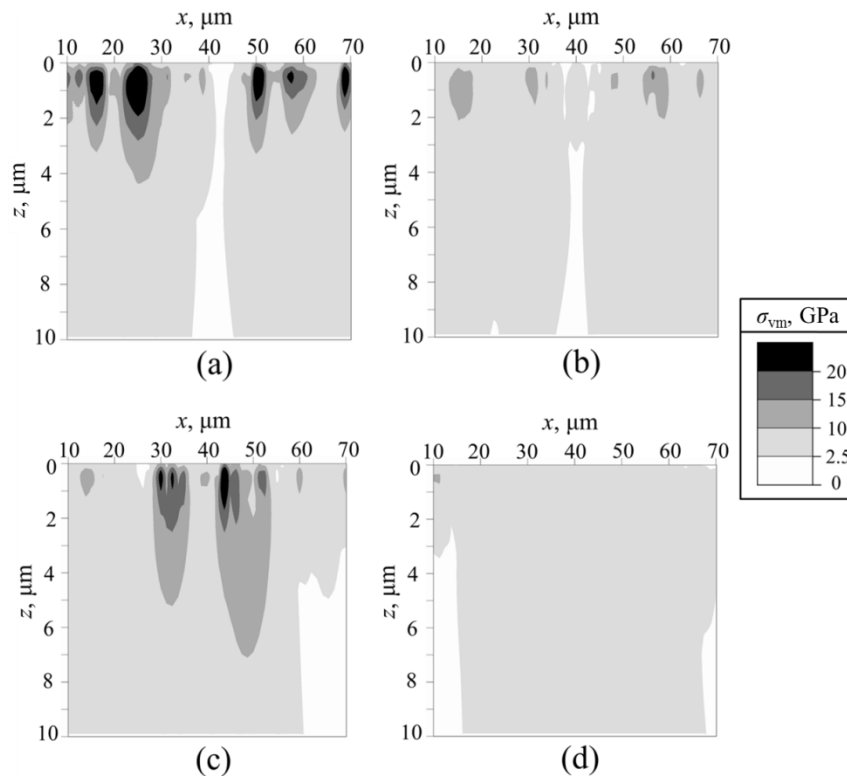


図 3.9 接触解析によって推定された従動円筒の表層のミーゼス応力の x - z 平面分布

- (a) 試験前, 駆動円筒: 無処理品
- (b) 試験前, 駆動円筒: 黒染品
- (c) 0.5×10^5 回負荷時, 駆動円筒: 無処理品
- (d) 0.5×10^5 回負荷時, 駆動円筒: 黒染品

3.3.2 残留応力を考慮した転動面下の応力推定の結果

0.5×10^5 回負荷時の従動円筒について、接触解析で求めた接触応力と X 線応力測定で得られた残留応力を組み合わせて推定したミーゼス応力 ($\hat{\sigma}_{vm}$ とする) の深さ方向分布を図 3.10 に示す。残留応力を考慮することによる影響を検討するため、接触解析の結果のみから求めたミーゼス応力 (σ_{vm}) の結果も併せて示す。ここで、図 3.10 の縦軸の $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ および $\overline{\sigma_{vm}(z)}$ は、深さ z の x - y 平面内における $\hat{\sigma}_{vm}$ (および σ_{vm}) のピーク点を先の \bar{P}_{peak} と同様の方法で抽出し、全てのピーク点での平均応力値を求めたものである。図中下部の点線で囲んだ領域は JIS-SUJ2 相当材 (AISI 52100) の降伏応力 ($1.8 \sim 2.0 \text{ GPa}^{11}$) を示している。いずれの試験の場合でも深さ $5 \mu\text{m}$ までに作用した $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ は降伏応力より大きかったが、無処理品の試験時の $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ の方が黒染品の試験時のそれより大きかった。また、 $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ はどちらの試験においても深さ $0.5 \mu\text{m}$ 付近で最大値を示す傾向があった。この深さにおける 2 種類のミーゼス応力の値 (すなわち、 $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ と $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$) はともに、黒染品の試験時の方が無処理品の試験時と比較して約 40% 小さかった。いずれの試験の場合でも、 $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ の方が $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ に対して 10% 程度小さかった。

表 3.3 に従動円筒の表面 (正確には $z = 1 \text{ nm}$) に作用した $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ を構成する三軸応力成分の値を示す。これらの三軸応力成分は、 $z = 1 \text{ nm}$ の x - y 平面内で $\hat{\sigma}_{vm}$ がピークとなる全点における各応力成分の平均値として求めた。無処理品、黒染品いずれの試験でも、表面に作用した垂直応力成分は全て圧縮 (負の) 応力であった。表 3.4 には、表 3.3 の値を用いて求めた表面の主応力および主せん断応力を示す。表中の α , β , γ はそれぞれ各主応力の主軸が x 軸, y 軸, z 軸の正方向となす交角である。無処理品、黒染品いずれの試験でも、主応力は全て圧縮応力であった。無処理品の試験について、 σ_1 の主軸と y 軸正方向の交角 β が 8° であり、 σ_1 が y 軸正方向から 8° ずれた方向に作用していたことが示された。同様に、 σ_2 は z 軸負方向から 11° (z 軸正方向との交角 $\gamma = 169^\circ$ のため、 z 軸負方向との交角は $180 - 169 = 11^\circ$ となる)、 σ_3 は x 軸正方向から 8° ずれた向きに作用していたことが示された。黒染品の試験では、 σ_1 が y 軸正方向から 14° 、 σ_2 が z 軸負方向から 14° 、 σ_3 が x 軸正方向から 8° ずれた向きに作用していた。無処理品、黒染品いずれの試験の場合も、最大の主せん断応力 (以下、最大主せん断応力) は τ_2 であった。この最大主せん断応力 τ_2 は、表 3.3 に示した xyz 座標軸に沿って作用するせん断応力成分 (τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx} , 以下、直交せん断応力) の最大値と比べて 4 倍以上大きかった (例えば、無処理品の τ_2 は τ_{yz} の 4 倍)。

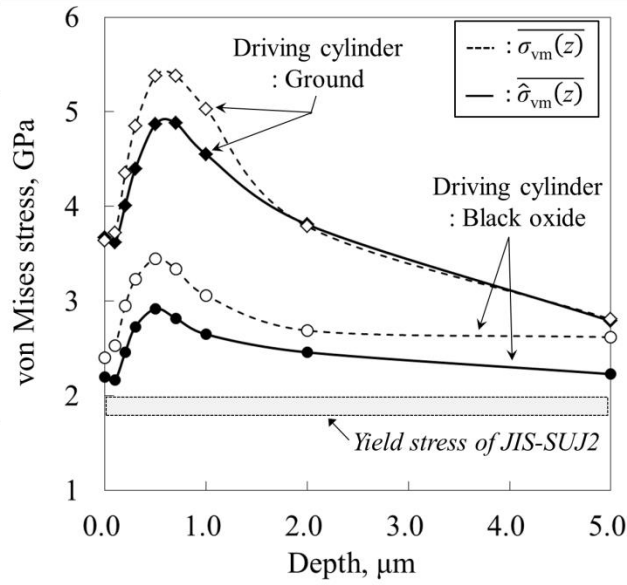


図 3.10 従動円筒に作用した実効的なミーゼス応力 ($\widehat{\sigma}_{vm}(z)$) と残留応力の影響を除外したミーゼス応力 ($\overline{\sigma}_{vm}(z)$) の深さ方向分布の推定結果 (0.5×10^5 回負荷時)

表 3.3 従動円筒の表面に作用した $\widehat{\sigma}_{vm}(z)$ を構成する三軸応力成分の推定値 (0.5×10^5 回負荷時)

| Driving cylinder | Tri-axial stresses of $\widehat{\sigma}_{vm}(z)$, GPa | | | | | |
|------------------|--|------------|------------|---------------|---------------|---------------|
| | σ_x | σ_y | σ_z | $ \tau_{xy} $ | $ \tau_{yz} $ | $ \tau_{zx} $ |
| Ground | -10.75 | -7.17 | -10.04 | 0.22 | 0.46 | 0.00 |
| Black oxide | -5.35 | -3.38 | -4.12 | 0.22 | 0.20 | 0.00 |

表 3.4 従動円筒の表面に作用した主応力および主せん断応力の推定値 (0.5×10^5 回負荷時)

| Driving cylinder | Principal stress | | | | | | | | | | | Principal shearing stress | | | |
|------------------|------------------|----------------------|---------|------------|------------|----------------------|------------|----------|------------|----------------------|------------|---------------------------|------------|------|------|
| | σ_1 | | | σ_2 | | | σ_3 | | | $ \tau_1 $ | $ \tau_2 $ | $ \tau_3 $ | | | |
| | Value, GPa | Crossing angle, deg. | | | Value, GPa | Crossing angle, deg. | | | Value, GPa | Crossing angle, deg. | | | Value, GPa | | |
| | | α | β | γ | | α | β | γ | | α | β | γ | | | |
| Ground | -7.09 | 87 | 8 | 81 | -10.11 | 87 | 81 | 169 | -10.76 | 8 | 94 | 88 | 0.33 | 1.84 | 1.51 |
| Black oxide | -3.31 | 84 | 14 | 76 | -4.17 | 88 | 77 | 166 | -5.38 | 8 | 96 | 89 | 0.61 | 1.04 | 0.43 |

3.4 考察

3.4.1 ピーリングのき裂発生について

前章の実験結果から、従動円筒の転動面に発生した塑性変形がピーリングの初期き裂の発生原因であると考えられた。本章では、この従動円筒の塑性変形について検討するため、なじみや残留応力の生成が完了した 0.5×10^5 回負荷時に転動面下の表層に作用したミーゼス応力 ($\overline{\delta_{vm}(z)}$) を、接触解析と X 線応力測定の結果に基づいて推定した。その結果、以下のことがわかった。

- 1) 無処理品、黒染品の試験ともに、従動円筒の転動面下の深さ $5 \mu\text{m}$ までには降伏応力以上の $\overline{\delta_{vm}(z)}$ が作用しており、深さ $0.5 \mu\text{m}$ 付近で最大となった。
- 2) 無処理品の試験では、深さ $5 \mu\text{m}$ までに発生した $\overline{\delta_{vm}(z)}$ が黒染品の試験より大きく、最大で 40% 以上の差があった。
- 3) 残留応力の影響を考慮せずに求めたミーゼス応力 $\overline{\sigma_{vm}(z)}$ についても、無処理品の試験の方が黒染品の試験より大きく、最大で 40% 程度の差があった。
- 4) いずれの試験においても、深さ $0.5 \mu\text{m}$ 付近の $\overline{\delta_{vm}(z)}$ は、同じ深さの $\overline{\sigma_{vm}(z)}$ と比べて 10% 程度小さかった。

1)の結果は、黒染品と無処理品いずれの試験でも、従動円筒の塑性変形がなじみや残留応力の生成が完了した後も発生していたことを示唆する。実際に、前章で示した X 線応力測定の結果では、どちらの試験でも試験中に従動円筒の表層で継続的な結晶配向 (=塑性変形) が発生しており、1)の結果と整合する。

一方、2)の結果は無処理品と黒染品の試験で塑性変形の程度に差があったことを示唆しており、無処理品の試験のほうがピーリングの初期き裂が形成されやすかったことが推定できる。これについても、前章で示した従動円筒の結晶配向の進行とピーリングの初期き裂の発生は無処理品の試験の方が顕著であり、2)の結果と整合する。

また 2)と 3)の結果について、黒染品の試験と無処理品の試験におけるミーゼス応力の差 (最大 40%程度) は、残留応力を考慮しなかったとしても存在していた。したがって、黒染品の試験での塑性変形の抑制は、接触応力 (σ_{con}) の低下が主要因となって起きたものであると言える。そして、図 3.7 ~ 3.9 の結果から、黒染品ではなじみが促進されたことによって広い真実接触面積で荷重を支持できたため、無処理品より接触圧力が低減され、 σ_{con} の低下を起こしたと考えられる。

4)の結果は、転動中に生成された残留応力の影響で、転動面下の表層に実効的に作用するミーゼス応力が低減されていたことを示している。したがって、転動面の塑性変形が原因となって発生するピーリングに対して残留応力の影響は無視できないと考えられる。しかし、前章に示した試験中の残留応力の変化からわかるように、無処理品と黒染品の試験の初期 ($\sim 0.5 \times 10^5$ 回) に形成された残留応力は同程度の大きさであったた

め、ピーリングの発生に対する残留応力の影響が顕在化しなかったと考えられる。

ところで、本章では接触解析と X 線応力測定の結果からミーゼス応力を推定し、ピーリングのき裂発生リスクを考察したが、突起接触部の接触圧力の大きさからもき裂発生リスクをおおよそ判定することができる。まず、突起接触部で実質的に支持できる接触圧力の上限値は、少なくとも材料の塑性流動圧力（≒押し込み硬さ）程度と考えられる。また、Childs¹²⁾は、多数の突起を持つ平板と突起のない平板の接触では突起接触部で支持できる接触圧力が押し込み硬さの 2 倍程度になり得ることを示している。今回の従動円筒の硬さは 61.5HRC（前章の表 2.1 に記載）で、圧力に換算すれば約 7.2GPa であった。したがって、Childs の研究結果に基づけば、真実接触部の圧力は約 14 GPa まで上昇し得ると考えられる。一方、ピーリングの初期き裂を形成する接触圧力の下限値は材料のシェイクダウンリミット程度と考えられる。シェイクダウンリミットは、残留応力の存在を考慮した場合に接触面下で塑性変形が起きなくなる接触圧力の臨界値であるので、これ以下の接触圧力ではピーリングの初期き裂は発生し得ない。そして、一般的な熱処理を施した JIS-SUJ2 相当材 (AISI E 52100) のシェイクダウンリミットは 4.5 ~ 5.6 GPa と考えられている¹³⁾。以上のことから、真実接触部の接触圧力が上記の下限値 (4.5 GPa) 以下であればピーリングは発生せず、上下限範囲内 (4.5~14 GPa) の場合は接触圧力が大きいほど塑性変形量が増加して、ピーリングの初期き裂が発生しやすくなると考えられる。実際に、無処理品と黒染品の試験ともになじみ後の突起頂点での接触圧力の平均値 (\bar{P}_{peak}) は 4.5~5.6 GPa 以上であり (図 3.8)、従動円筒には継続的な塑性変形が発生していた。また、従動円筒の塑性変形の程度やピーリングの初期き裂の発生は、なじみ後の \bar{P}_{peak} が大きかった無処理品 ($\bar{P}_{\text{peak}} = 10.32 \text{ GPa}$) の試験の方が黒染品の試験 ($\bar{P}_{\text{peak}} = 7.21 \text{ GPa}$) より顕著であった。なお図 3.7 では、弾性解析ゆえに接触圧力が上記の上限値 (14 GPa) を上回る箇所が存在していたが、実際にはこれらの箇所の表面下では完全降伏が発生するため、実験においての接触圧力は 14 GPa 程度に留まっていたと考えられる。

3.4.2 ピーリングのき裂進展と転動面下の応力との関係

前章の実験結果から、従動円筒の転動面で発生したピーリングの初期き裂は負荷回数が増えるにつれて増加、進展し、最終的に微小はく離を形成したと考えられた。本章では、ピーリングのき裂進展について議論するため、従動円筒の表面 ($z = 1 \text{ nm}$) に作用したミーゼス応力 ($\hat{\sigma}_{\text{vm}}(z)$) を構成する三軸応力成分や主応力、主せん断応力に着目した。その結果、以下のことがわかった。

- 1) 無処理品と黒染品いずれの試験でも、表面付近の主応力 ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$) は全て圧縮（負の）応力であった。
- 2) いずれの試験でも、 τ_2 が最大主せん断応力であり、その大きさは直交せん断応力成

分 ($\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$) の最大値と比べて 4 倍以上大きかった。

- 3) いずれの試験でも、 σ_1 の主軸と y 軸正方向、 σ_2 の主軸と z 軸負方向、 σ_3 の主軸と x 軸正方向がなす交角は 15° 未満であった。

1)の結果から、ピーリングのき裂進展は引張の主応力による開口モード（破壊力学におけるモード I）ではなかったと考えられる。したがって、き裂の進展はせん断モード（破壊力学におけるモード II または III）であった可能性が高い。

2)の結果は、上記のせん断モードでのき裂進展の駆動力が直交せん断応力ではなく、最大主せん断応力 (τ_2) であったことを示唆している。

3)の結果から、表面付近に作用した σ_1 , σ_2 , σ_3 はそれぞれ y 軸正方向、 z 軸負方向、 x 軸正方向とほぼ同じ向きに作用していたことがわかる。ここで、最大主せん断応力は最大主応力面（最大の主応力の主軸に垂直な面）と最小主応力面の両面に対して 45° をなす面に生じ、最大主応力の主軸方向にベクトルの先を向ける¹⁴⁾。したがって、最大主せん断応力 (τ_2) は、図 3.11 に示すように x 軸と y 軸の両方と 45° をなす面に沿って、 y 軸先端を指す向きに作用していたと考えられる。上記 2) と 3) の結果をあわせると、ピーリングのき裂はこの方向に進展しやすかったと推定できる。実際に前章で示したように（図 2.8(b)）、無処理品の試験終了時の表面では軸方向（ x 軸方向）と周方向（ y 軸方向）から約 45° 傾いた方向にき裂が進展しており、この推定と整合する。ただし、圧縮場におけるせん断モードのき裂進展では、圧縮応力によるき裂の閉口によってき裂面間（き裂内部）に摩擦力が発生するため、厳密にはこの摩擦力とせん断応力の大きさを対比してき裂進展の可能性を検討する必要がある¹⁵⁾。

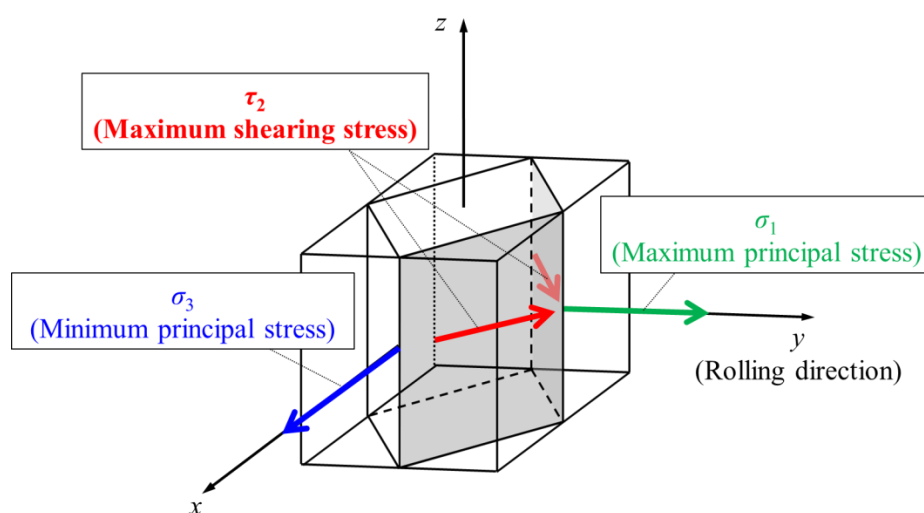


図 3.11 従動円筒の表面に作用した最大主せん断応力の方向
(0.5×10^5 回負荷時，駆動円筒：無処理品)

3.5 結言

ピーリングのき裂発生および進展のメカニズムと、黒染処理によるピーリングの抑制効果について、接触解析と X 線応力測定の結果から推定した転動面下の繰返し応力に基づいて定量的に検討した。得られた結論は以下の通りである。

- 1) 無処理品、黒染品いずれの試験でも、従動円筒の転動面下には、なじみや残留応力の生成が完了した後も降伏応力以上のミーゼス応力が作用していた。この結果は、第 2 章の X 線応力測定で示された従動円筒表層の継続的な塑性変形と整合する。
- 2) 無処理品の試験では、従動円筒の転動面下に作用したミーゼス応力が黒染品の試験より最大で 40 % 以上大きかった。この差が無処理品の試験のみにピーリングの初期き裂が発生した原因と考えられる。
- 3) 無処理品の試験では、従動円筒の表面付近に x 軸および y 軸から 45° 程度傾いた方向に最大の主せん断応力 (τ_2) が作用しており、ピーリングの初期き裂は τ_2 の作用で進展したと推定された。この推定は、第 2 章で示されたピーリング箇所のき裂の観察結果と整合する。
- 4) 黒染品の試験における転動面の塑性変形の抑制は、接触によって発生する応力が低下したことの寄与が大きかった。これは、黒染品で表面粗さのなじみが促進され、広い真実接触面積で荷重が支持される結果として発現した効果である。
- 5) 本章で提示した方法で推定した転動面下の繰返し応力から、任意の条件下でのピーリングの発生リスクやき裂進展の方向を説明できる可能性が示された。

第3章の参考文献

- 1) 野木・加藤：弾性接触の限界に及ぼす硬質薄膜の影響（第1報），トライボロジスト，42，2（1997）158.
- 2) 川鱈：硬質被膜内の応力解析による被膜損傷メカニズムの推定，トライボロジスト，48，10（2003）802.
- 3) T. Fujita, N. Kamura, Y. Maruyama & T. Sasaki: Evaluation of Rolling Contact Fatigue Using X-Ray Diffraction Ring, ASTM MPC, 5, 1 (2016) 23.
- 4) W. Peng & B. Bhushan: A Numerical Three-Dimensional Model for the Contact of Layered Elastic/Plastic Solids With Rough Surfaces by a Variational principle, ASME J. Tribology, 123, 2 (2001) 330.
- 5) 中原・渋谷・土田・笠野・辻：弾性学ハンドブック，朝倉書店（2001）301.
- 6) 野木：表面改質と接触解析，設計工学，39，8（2004）437.
- 7) 藤田：接触圧力の計算に関する基礎知識，トライボロジスト，58，10（2013）750.
- 8) K. L Johnson: Contact Mechanics, Cambridge University Press (1985) 209.
- 9) V. Brizmer, K. Stadler, M. V. Drogen, B. Han, C. Matta & E. Piras: The Tribological Performance of Black Oxide Coating in Rolling/Sliding Contacts, STLE Tribology Trans., 60 (2017) 557.
- 10) B. Mahmoudi, B. Tury & C. H. Hager: Effect of Black Oxide and a WC/a-C:H Coating on the Micropitting of SAE 52100 Bearing Steel, Tribology Lett., 58, 20 (2015) 1.
- 11) E. Yhland: Static Load-Carrying Capacity, Ball Bearing Journal, SKF, 211 (1982) 1.
- 12) T. H. C. Childs: The Persistence of Asperities in Indentation Experiments, Wear, 25 (1973) 3.
- 13) T. A. Harris: Rolling Bearing Analysis Fourth Edition, Wiley-Interscience (2001) 853.
- 14) 竹園・埜・感本・稲村：弾性力学入門 基礎から数値解法まで，森北出版（2007）25.
- 15) 木田：転がり疲労とき裂進展機構，材料，51，8（2002）867.

第4章 転動面下の応力解析の結果に基づいたピーリング寿命の 予測技術

4.1 緒言

軸受の転動疲労によるはく離が、内部起点型または表面起点型のはく離に分けられることは第1章で既に述べたとおりである。このうちの表面起点型のはく離は、潤滑不良条件下で発生し、その寿命が内部起点型のはく離の寿命と比較して顕著に短くなることから問題視されている。各種機械製品の燃費改善を目的とした潤滑剤の低粘度化は今後益々その傾向を強めていくことが予想され、転がり軸受の潤滑不良条件下での信頼性を確保することは必須となるであろう。そのためには、潤滑不良条件下での軸受寿命を正確に予測できる方法を確立する必要がある。

潤滑不良条件下での軸受寿命に関する研究は、EHL理論が開発された1960年代後半ごろから発達してきた¹⁻⁹⁾。これらの研究成果は最新の軸受寿命計算式の規格(ISO281:2007)¹⁰⁾に反映されており、現在では潤滑不良条件下での軸受寿命を推算することが可能となっている。しかし、この規格は標準的な軸受の表面粗さを想定して制定されたものであり、表面粗さの大きい軸受には適用できないというデメリットがある。実用される軸受では生産コスト低下のために表面粗さの変更を余儀なくされることがあり、そのような軸受にも適用できる寿命予測法が求められている。

ピーリングは、潤滑不良かつ転動面の表面粗さが大きい条件下で発生する代表的な表面起点型のはく離であり、表面粗さの突起接触部直下の表層に作用する繰返し応力(以下、表層応力)が損傷の原因であると考えられている。この表層応力は、転動面の表面粗さ性状、残留応力、運転条件(荷重、回転速度など)、潤滑油の特性などに依存して決まるため、ピーリング寿命を正確に予測するためにはこれらの影響が考慮されたモデルを用いる必要がある。また、潤滑不良条件下では運転中に表面粗さのなじみや残留応力の変化も起こるため、これに伴う表層応力の経時変化についても考慮されなければならない。先に述べた最新の軸受寿命計算式では応力の経時変化は考慮できないため、これを改良する方法ではなく、ピーリング専用の寿命予測モデルを確立することが望ましいと思われる。

第1章で述べたように、ピーリングの寿命予測モデルは既にいくつか提案されている¹¹⁻¹⁷⁾。これらのモデルは実験的にもその有効性が確認されており、任意の条件下でのピーリングの発生を検討するツールとして活用できる。しかし、以下の懸念点のために寿命予測の定量的精度(すなわち、実寿命と予測寿命の相対比)については改善の余地があると思われる。1つ目は残留応力の経時変化を無視している点で、これは運転中に生成される残留応力がピーリング寿命に影響することを示した多くの報告¹⁸⁻¹⁹⁾に整合し

ない仮定である。2つ目に、いくつかのモデル¹⁵⁻¹⁷⁾では摩耗予測の手法を組み込むことで運転中の表面粗さのなじみを考慮しているが、摩耗という現象の複雑さゆえ、あらゆる運転条件下での摩耗状態を正確に予測することは難しいと考えられる。最後に、各モデルでは表層応力の推定結果を何らかの疲労理論に照合することでピーリング寿命を予測しているが、それらの疲労理論では一般的な疲労試験（両振りねじり、曲げなど）の結果に基づいて表層の疲労の進行が判断される。これらの疲労試験の結果には、材料の表層より深い領域のき裂進展性や非金属介在物の影響が含まれていることがあり、転動面のごく表層での疲労損傷であるピーリングの寿命予測に適しているかは不明である。また、ピーリングは表層の材質変化（組織変化、硬度変化、結晶配向など）をともなって発生する²⁰⁻²³⁾が、これと同じ現象が上記の疲労試験においても起こる可能性は低く、両者の材質変化の違いが寿命予測精度の低下に寄与する可能性は否定できない。

そこで、本研究では上記の懸念事項に対応した新しいピーリングの寿命予測モデルとそれを用いた半実験的な寿命予測法を開発した。開発した寿命予測法（以下、本予測法）では、初めに実験的に得られたピーリング寿命と表層応力の負荷履歴（以下、応力履歴）の推定結果に基づいて、ピーリングについての *S-N* (**S**ress : 応力 vs. **N**umber of cycles to failure : 寿命) 曲線を作成する。応力履歴の推定は、表面形状および表層の残留応力の変化を実測した結果に基づいて行うため、表面粗さのなじみや残留応力の経時変化を正確に考慮できる。そして、任意の条件下のピーリング寿命を予測する際は、その条件下で予備実験を行って有限負荷回数までの応力履歴を推定し、これを作成した *S-N* 曲線に照合することで予測寿命が求められる。作成された *S-N* 曲線は表層の疲労強度だけを反映するため、高精度の寿命予測が期待できる。さらに、実験結果を援用することで、計算だけを用いた方法よりも高精度にピーリング寿命を予測できる。本章では JIS-SUJ2 材についてピーリングの *S-N* 曲線を作成した結果と、境界潤滑かつ純転がり条件下でのピーリング寿命の予測精度を検討した結果について報告する。また、残留応力の考慮が予測精度に及ぼす影響についても考察したので併せて報告する。

記号等の名称

- A : $S-N$ 曲線中の定数 (応力寿命指数)
- B : $S-N$ 曲線中の定数 (材料強度係数), $\text{cycles} \cdot [\text{GPa}]^A$
- E : ヤング率, GPa
- F_{total} : ピーリング発生までの蓄積された総疲労度
- h_{min} : 最小油膜厚さ, μm
- L_{act} : 実際のピーリング寿命, 回
- L_{est} : 予測ピーリング寿命, 回
- L_{th} : 一定応力負荷時の理論ピーリング寿命, 回
- N : ピーリング発生までの負荷回数, 回
- N_{ex} : 任意条件でのピーリング寿命を推定するための予備実験の期間, 回
- N_m : 転動疲労試験の中断間隔, 回
- N_{rem} : ピーリング発生までの残寿命, 回
- N_x, N_y : 表面形状の x 方向および y 方向のデータ数
- P_{max} : 最大ヘルツ接触圧力
- R : 駆動円筒の外径面の軸方向曲率半径, mm
- R_i : 回帰分析の残差 (F_{total} の推定値と 1 との 差)
- S : 負荷応力, GPa
- S_f : $S-N$ 曲線中の定数 (疲労限度), GPa
- S_{pc} : 突起頂点曲率の算術平均, μm^{-1}
- x : 試験円筒の軸方向とその座標, μm
- y : 試験円筒の周方向とその座標, μm
- z : 試験円筒の高さもしくは深さ方向とその座標, μm
- $\Delta x, \Delta y$: 接触解析における単一要素の x 方向および y 方向のグリッドサイズ, μm
- A : 油膜パラメータ
- μ : 突起接触部での摩擦係数
- ν : ポアソン比
- σ : 表層応力, GPa
- σ_{con} : 接触によって発生する垂直応力成分, GPa
- σ_t : 転動疲労試験中断時の表層応力の推定値, GPa
- σ_{res} : 残留応力の垂直応力成分, GPa
- σ_{vm} : 接触によって発生するミーゼス応力, GPa
- $\hat{\sigma}_{\text{vm}}$: 残留応力を考慮して求めた実効的なミーゼス応力, GPa
- σ^* : 突起頂点高さの標準偏差, μm
- $\overline{\sigma_{\text{vm}}(z)}$: 深さ z の $x-y$ 平面における σ_{vm} のピーク平均, GPa
- $\overline{\hat{\sigma}_{\text{vm}}(z)}$: 深さ z の $x-y$ 平面における $\hat{\sigma}_{\text{vm}}$ のピーク平均, GPa

τ_{con} : 接触によって発生するせん断応力成分, GPa

τ_{res} : 残留応力のせん断応力成分, GPa

添え字

con : 接触によって発生する応力

m : 転動疲労試験の中断回数

res : 残留応力

vm : ミーゼス応力

x : x 方向

y : y 方向

z : z 方向

4.2 S-N 曲線の作成とその結果に基づくピーリング寿命の予測技術

4.2.1 寿命予測モデルと予測手順

開発したピーリングの寿命予測モデル(以下, 本モデル)では以下の仮定を適用した.

- 1) ピーリングを引き起こす支配応力はミーゼス応力である.
- 2) ピーリング寿命と表層応力との関係は線形累積損傷則(パルムグレン・マイナー則)に従う.
- 3) 摩耗による表層の疲労層の除去は無視できる.
- 4) ピーリング寿命と表層応力との関係は, 以下の両対数モデルの S-N 曲線で表される.

$$\log N = -A \log (S - S_f) + \log B \quad (4.1)$$

A, B, S_f は材料に固有の定数であり, それぞれ応力寿命指数, 材料強度係数, 疲労限度を意味する. 本モデルでは, ピーリング寿命 L_{th} と表層応力 σ が, 式(4.1)中の N および S に相当する. したがって, 式(4.1)は以下の様に変換される.

$$\log L_{\text{th}} = -A \log (\sigma - S_f) + \log B \quad (4.2)$$

ここで, ピーリング寿命 L_{th} はピーリング面積率が所定の閾値を越えたときの負荷回数として定義した. 表層応力 σ は, 特定の深さの x-y 平面内においてミーゼス応力が局所的にピークとなっている点(以下, ピーク点)での応力の平均値である.

上記の仮定 1) について, ミーゼス応力は物体の塑性変形を論じる際に用いられる応力であるため, 転動面の塑性変形に起因して初期き裂が発生する(第 2 章を参照) ピーリングの寿命を説明する応力として適していると考えた. さらに, ミーゼス応力は主せん断応力(ピーリングのき裂進展に寄与すると考えられる応力, 同第 3 章を参照) の値に依存して決まるため, ピーリングのき裂進展に要する繰返し数とも相関すると考えられ

る。この他、残留応力の影響を組込みやすいこともミーゼス応力を支配応力に選んだ理由である（この方法は後述する）。仮定 2)および 4)で使用した線形累積損傷則（以下、マイナー則）と両対数モデルの $S-N$ 曲線は、軸受の寿命計算の研究で一般的に用いられている^{24,25)}。仮定 3)は、後述する本章の実験において、ピーリングが発生した転動面にわずかな摩耗（摩耗深さ $0.05 \mu\text{m}$ 以下）しか観測されなかったことに基づいている。仮定 4)は、特定の面積率のピーリングの発生確率がピーク点におけるミーゼス応力の平均値のみに依存することを意味し、個々のピーク点での応力値やピーク点の分布状態の違いによる影響は考慮されない。これは、転動面の表面粗さの凹凸周期が非規則的で、かつ極端に突出した突起などがない場合に有効な仮定であり、一般的な研削加工面などはこれに該当する。

以下、図 4.1 に沿って寿命予測の具体的な手順を説明する。ステップ 1~3 はピーリングモードの $S-N$ 曲線を作るための工程で、ステップ 4 は任意の条件下でのピーリング寿命を予測する工程である。

ステップ 1：ピーリング寿命と表層応力のデータ収集

様々な運転条件下で転動疲労試験を行い、転動面での応力履歴とピーリング寿命 L_{act} からなる一対のデータを複数収集した。各試験は所定の負荷回数ごとに中断され、この時の中断間隔を N_m と定義した。添え字 m は中断の回数を意味する。試験前および試験の中断時ごとに、表面形状と残留応力の測定、ならびにピーリング発生状態の観察を行った。そして、測定された表面形状を用いて接触解析を行い、これと残留応力測定の結果を組み合わせることで各中断時の表層応力をミーゼス応力として推算した。表層応力の計算方法は、次の 4.2.2 項で説明する。各試験は、転動面のピーリング面積率が所定の閾値を越えた時点で終了され、その時の総負荷回数をピーリング寿命 L_{act} として記録した。以上の作業の結果、各試験について離散的な応力履歴のプロット（図 4.1 内ステップ 1 の黄色のプロット）が得られた。なお、一般的に油膜パラメータ A が小さい条件下では、運転初期の期間に表層応力の減少が起こる。これは、表面粗さのなじみや圧縮残留応力の生成に起因する現象であり、第 3 章で行った解析でも確認されている。

ステップ 2：疲労度の推定

ステップ 1 で得られた応力履歴とピーリング寿命のデータをそのまま $S-N$ 曲線の作成に用いることはできないため、応力履歴を疲労度という尺度に変換した。

はじめに、式(4.2)の定数 A 、 B 、 S_f に適当な値をセットすることで暫定的な $S-N$ 曲線を作成した。これらの初期値は後のステップ 3 で繰返し修正されるため、この時点での $S-N$ 曲線を暫定 $S-N$ 曲線と称する。本研究では、初期値として $A_{\text{ini}} = 10.34$ 、 $B_{\text{ini}} = 10^9 \text{ cycles} \cdot [\text{GPa}]^A$ 、 $S_{f, \text{ini}} = 0 \text{ GPa}$ を用いた（添え字「ini」は初期値であることを表す）。この A_{ini} と $S_{f, \text{ini}}$ の値は JIS-SUJ2 材についての両振りのねじり疲労試験で得られた値²⁶⁾を参考にして決めた。一方、 B_{ini} は式(4.2)の構造から最大のピーリング寿命に相当することになる

ので、今回は典型的な転がり軸受の寿命オーダーである 10^9 回を使用した。

次に、各試験でピーリングが発生するまでに試験片に蓄積された総疲労度 F_{total} を、ステップ1で得られた応力履歴と暫定 $S-N$ 曲線に対してマイナー則を適用することで推定した。例えば、運転中に一定の表層応力 σ_m が繰返し負荷される場合の理論ピーリング寿命 $L_{\text{th},m}$ は、暫定 $S-N$ 曲線に基づいて以下のように求められる。

$$L_{\text{th},m} = 10^{(-A \log(\sigma_m - S_f) + \log B)} \quad (4.3)$$

しかし、実際の表層応力は試験中に時系列に変化するため、 σ_m が N_m 回だけ負荷されたと仮定する（図 4.1 ステップ 2 の図を参照）。すると、 σ_m を $L_{\text{th},m}$ 回負荷してピーリングが発生するところが実際には N_m 回しか負荷されていないので、この期間に $N_m / L_{\text{th},m}$ という疲労度が蓄積したと考えることができる。以降の期間に蓄積される疲労度も同様の考え方で求めれば、ピーリングの発生までに蓄積された総疲労度 F_{total} はその総和として求められる。

$$F_{\text{total}} = \frac{N_1}{L_{\text{th},1}} + \frac{N_2}{L_{\text{th},2}} + \dots + \frac{N_M}{L_{\text{th},M}} \quad (4.4)$$

以上の方法で各試験についての F_{total} を求めるときは共通の暫定 $S-N$ 曲線を使用した。

マイナー則では F_{total} が 1 に達した時点で損傷が発生するため、上述の方法で求めた F_{total} の推定値と理論値との残差は以下の様に表される。

$$R_i = F_{\text{total}} - 1 \quad (4.5)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n)$$

ここで n は試験番号を意味する。

ステップ 3 : 真の $S-N$ 曲線の推定

回帰分析によって暫定 $S-N$ 曲線の最適化を行った。ここでは、各試験についての R_i （推定疲労度の残差）の絶対値が最小になるような暫定 $S-N$ 曲線の 3 定数 (A , B , S_f) が模索される。実際には、 R_i の 2 乗和が最小になるまで 3 定数を繰返し修正することで最適解を求めた。

$$\min_{A, B, S_f} \sum_{i=1}^n R_i^2 \quad (4.6)$$

繰返しの修正中、 R_i は各定数が修正される度に式(4.4)と(4.5)を用いて再計算された。最終的に得られた 3 定数を式(4.2)に適用することで、真の $S-N$ 曲線を確認した。

ステップ4：任意の条件下でのピーリング寿命の予測

任意の運転条件下でのピーリング寿命を予測する際も、その条件下（もしくはそれに近い条件）で予備試験を行い、有限サイクルまでの応力履歴を取得した。予備試験の期間 N_{ex} における応力履歴が図 4.1 ステップ 4 の緑色のプロットのものであった場合、この期間に蓄積される疲労度はステップ3で確立した真の $S-N$ 曲線に基づいて求められる。すると、ピーリング発生までの残寿命 N_{rem} は総疲労度 F_{total} が 1 に達するまでの期間として求められる。この時、表層応力が予備試験終了時の値 (σ_t) から変わらないと仮定すると、以下のようなになる。

$$F_{total} = \left(\frac{N_1}{L_{th,1}} + \frac{N_2}{L_{th,2}} + \dots + \frac{N_{M'}}{L_{th,M'}} \right) + \frac{N_{rem}}{L_{th,t}} = 1 \quad (4.7)$$

ここで、 M' は予備試験中の中断回数、 $L_{th,t}$ は表層応力 σ_t が繰返された場合の理論ピーリング寿命を表す。式(4.7)を変形すれば、 N_{rem} は以下のように求められる。

$$N_{rem} = L_{th,t} \cdot \left[1 - \left(\frac{N_1}{L_{th,1}} + \frac{N_2}{L_{th,2}} + \dots + \frac{N_{M'}}{L_{th,M'}} \right) \right] \quad (4.8)$$

最終的に、予測ピーリング寿命 L_{est} は上記の方法で求めた N_{rem} と N_{ex} の和として求められた。

$$L_{est} = N_{ex} + N_{rem} \quad (4.9)$$

以上の予測手順では、 N_{ex} を長くすることで寿命予測の精度が高まる。ただし、実際に運用する際は許容可能な試験時間を鑑みて N_{ex} を設定すればよい。ステップ3で得られた $S-N$ 曲線は、転動面の材質が同等であれば運転条件に依存せず普遍的であるはずなので、理論的にはあらゆる運転条件下でのピーリング寿命をこの $S-N$ 曲線に基づいて予測できる。しかし、言い換えれば寿命予測の精度は $S-N$ 曲線の正確さに依存するため、なるべく多くの運転条件下で行った試験結果を用いて $S-N$ 曲線を作成することが肝要である。

S-N curve establishment

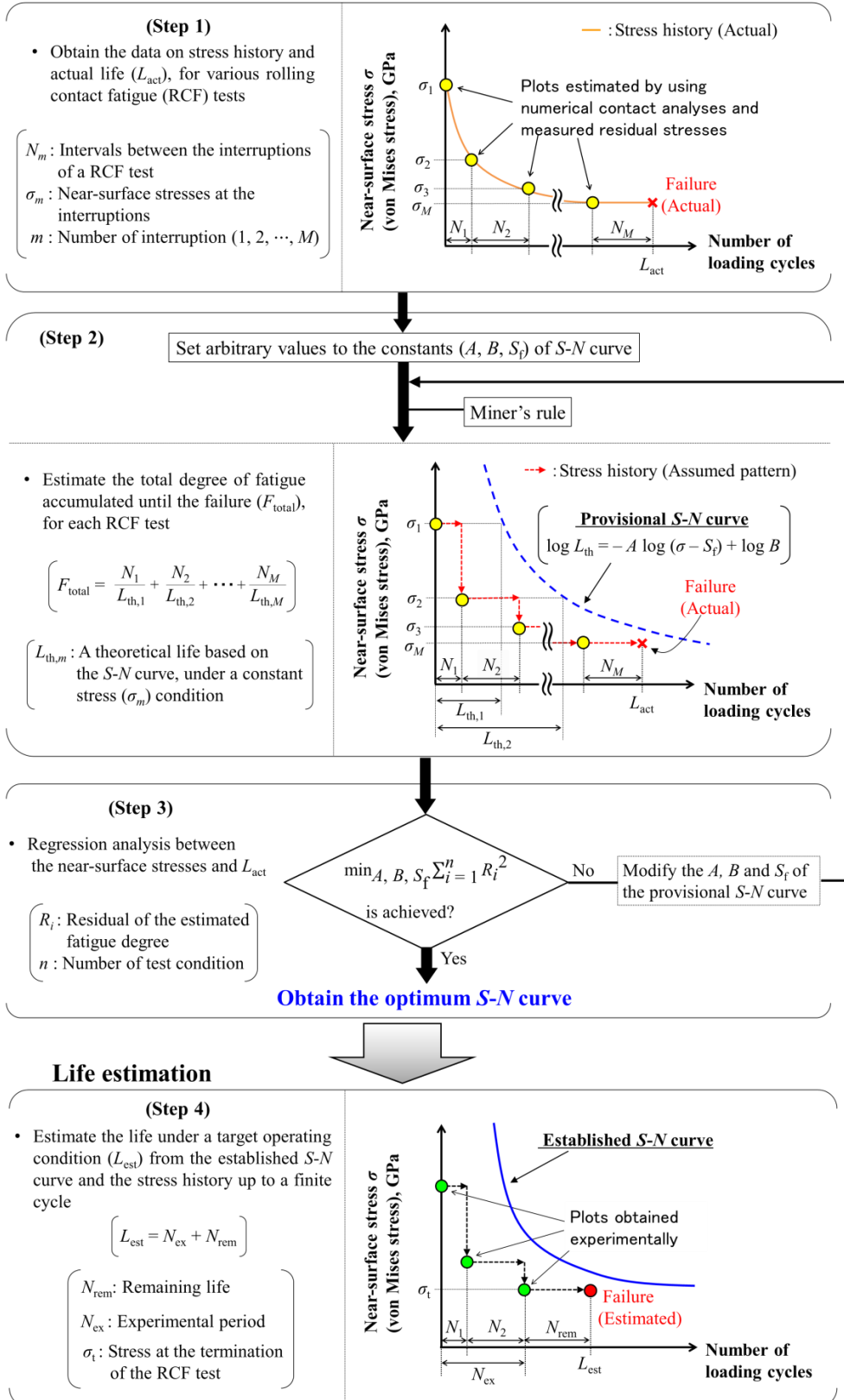


図 4.1 寿命予測の手順

4.2.2 寿命予測のために用いる応力

潤滑不良条件下の転動面の表層には、2面の接触によって発生する三軸応力と残留三軸応力の両方が作用するため、これらの両方を考慮して求めた表層応力を寿命予測に用いることが望ましい。本研究では残留応力の影響を無視したミーゼス応力 (σ_{vm}) と考慮したミーゼス応力 ($\hat{\sigma}_{vm}$) の両方を推定し、それぞれを寿命予測のための表層応力として用いた場合の予測精度を検討した。前者のミーゼス応力 (σ_{vm}) は下式で求めた。

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2}\{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)\}} \quad (4.10)$$

ここで、

$$\sigma_j = \sigma_{j,con} \quad (4.11)$$

$$\tau_{jk} = \tau_{jk,con} \quad (j \neq k, \tau_{jk} = \tau_{kj}) \quad (4.12)$$

式(4.11), (4.12)中の添え字「j, k」には x, y, z のいずれかの方向が当てはまる。添え字「con」は2面の接触によって発生した三軸応力成分であることを示す。

残留応力を考慮した実効的なミーゼス応力 ($\hat{\sigma}_{vm}$) も式(4.10)で定義されるが、右辺の応力6成分には下式で求められる値を代入した。

$$\sigma_j = \sigma_{j,con} + \sigma_{j,res} \quad (4.13)$$

$$\tau_{jk} = \tau_{jk,con} + \tau_{jk,res} \quad (j \neq k, \tau_{jk} = \tau_{kj}) \quad (4.14)$$

式(4.13), (4.14)中の添え字「res」は残留応力の三軸応力成分であることを示す。

ここで、潤滑不良条件下では転動面下の深さ z の x - y 平面内に離散的なミーゼス応力の分布が発生する (図 4.2)。これは、表面粗さの突起接触が局所的であることに由来する。開発した寿命予測モデルでは、この x - y 平面内のミーゼス応力のピーク点 (図 4.2 の矢印で示したような点) における平均応力値をピーリングの支配応力としている。(以下、これらのピーク点での平均応力値のことをピーク平均と称する)。本章の寿命予測では、深さ $z = 0.5 \mu\text{m}$ での2種類のミーゼス応力のピーク平均 ($\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ または $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ とする) を支配応力として用いることにした。これは、2種のミーゼス応力のピーク平均 ($\overline{\sigma_{vm}(z)}$ および $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$) の深さ依存性の推定結果(後の 4.4.2 項および 4.4.4 項で示す) に基づいて決定した。ピーク点の抽出条件は、第3章と同様に、自点の周囲2ピクセル ($\approx 2.5 \mu\text{m}$) 四方内にある全周辺点より応力値が大きいことにした。

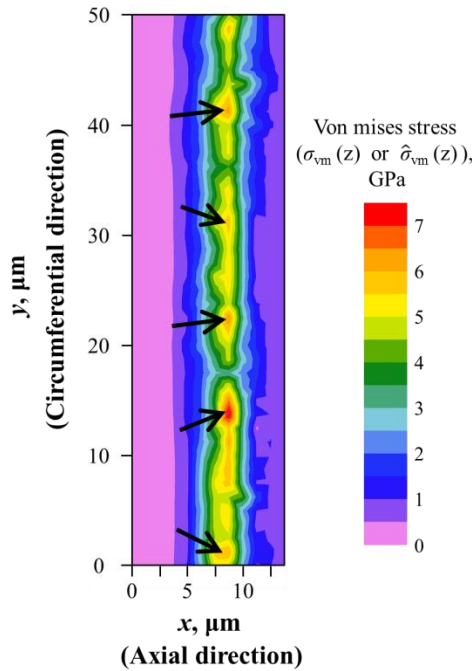


図 4.2 潤滑不良条件下で転動面下に発生するミーゼス応力分布の一例
(深さ z の x - y 平面分布)

4.3 実験および分析の方法

4.3.1 転動疲労試験

本予測法の妥当性を検証するため、様々な試験条件下で転動疲労試験を行った。試験は2章の実験と同じ二円筒試験機で行い、駆動円筒によって従動円筒が動かされる片側駆動方式とした。これによって転動面はほぼ純転がりの条件となった。潤滑油は無添加のポリ- α -オレフィン油（40°Cの動粘度：6.4 mm²/s）を用い、2章の実験と同じくフェルドパッドから給油させる方式とした。駆動円筒と従動円筒はともに外径 40 mm、厚さ 12 mm の形状で、駆動円筒のみ外接面（転動面）の軸方向に半径 60mm のクラウニングを施した。

表 4.1 に試験条件を示す。転動面の初期表面粗さ、回転速度（rpm）および最大ヘルツ接触圧力を変えた 10 条件で試験を行った。なお、試験 No. 1 と No. 9 は同じ条件である。これによって、同条件下での寿命のばらつきに対して本予測法の精度がどの程度であるかを比較できるようにした。従動円筒の転動面は超仕上げによって算術平均粗さ R_a が 0.02 μm になるようにされた。一方、駆動円筒の転動面は R_a が 0.75 μm , 0.50 μm , 0.40 μm , 0.35 μm , 0.30 μm のいずれかになるように研削加工された。全ての試験において駆動円筒の転動面の R_a は従動円筒のそれより大きくなっており、このような条件下では表面粗さが小さい従動円筒側にピーリングが発生することが知られている²⁷⁾。し

たがって、本章では従動円筒側に発生したピーリングを寿命評価の対象とした。全ての試験円筒は JIS-SUJ2 製で、焼入れ・焼戻しによってロックウェル硬度が 61.8~63.0HRC となるようにされた。各試験における油膜パラメータ A は Chittenden らの EHL 油膜厚さ計算式²⁸⁾と両円筒の転動面の二乗平均平方根粗さから計算した。各試験は 10^2 回、 10^3 回、 5×10^3 回、 10^4 回、 10^5 回負荷時に中断し、その都度、表面形状測定、X 線応力測定ならびに従動円筒の転動面の観察を行った。この観察は光学顕微鏡で行い、拡大倍率は 500 倍とした。転動面内の異なる 6 箇所以上の観察箇所におけるピーリング面積率の平均が 0.5% 以上になった時点で試験を終了し、その時点の総負荷回数をピーリングの実寿命 L_{act} として記録した。 10^5 回負荷時のピーリング面積率が 0.5% 未満であった場合は、面積率が 0.5% に達するまで試験を継続した。なお、面積率 0.5% のピーリングはわずかな振動と騒音の増加しか起こさないが、安全側の寿命予測を行う目的でこの値を閾値にした。

表 4.1 転動疲労試験の条件

| Test No. | Initial surface roughness (R_a), μm | | Revolution per minute (rpm) | Maximum Hertzian contact pressure (P_{max}), GPa | Width of the Hertzian contact ellipse | | Oil film parameter A |
|----------|--|-----------------|-----------------------------|--|---------------------------------------|----------------|------------------------|
| | Driving cylinder | Driven cylinder | | | Major axis, mm | Minor axis, mm | |
| 1 | 0.75 | 0.02 | 2000 | 2.3 | 2460 | 760 | 0.11 |
| 2 | 0.40 | | | | | | 0.21 |
| 3 | 0.35 | | | | | | 0.24 |
| 4 | 0.30 | | | | | | 0.28 |
| 5 | 0.75 | | 500 | | | | 0.06 |
| 6 | 0.75 | | 2000 | 1.6 | 1710 | 524 | 0.12 |
| 7 | 0.40 | | 1000 | | | | 0.17 |
| 8 | 0.50 | | 2000 | 2.3 | 2460 | 760 | 0.17 |
| 9 | 0.75 | | | | | | 0.11 |
| 10 | 0.40 | | | | | | 2.5 |

4.3.2 表面形状の測定

各転動疲労試験の試験前と中断時に、駆動円筒および従動円筒の転動面の三次元表面形状を測定した。表 4.2 に測定条件を示す。x-y 平面分解能 (1.25 μm) の設定理由は、波長 10 μm 以上の表面粗さ成分を正確にトレースするためである。一般的に、ピーリングの個々の微小はく離やき裂の間隔は 10 μm 以上であるため、これと同じオーダーの波長をもつ表面粗さ成分がピーリングの発生に主として寄与すると考えられる。測定箇所は見かけの接触幅の中心付近とした。ここで、x と y はそれぞれ円筒の軸方向および周方向に沿った向きを示す。測定した表面形状には第 2 章 (図 2.2) で説明したものと同様のノイズカットを行ったが、円筒形状の補正 (Form removal) は行っていない。

いくつかの試験については、駆動円筒の三次元粗さパラメータ (突起頂点高さの標準偏差 σ^* 、および突起頂点曲率の算術平均 S_{pc}) の分析も行った。この時のノイズカットの方法は第 2 章 (図 2.2) で説明したものと完全に同じである。

表 4.2 表面形状測定条件

| Type of instrument | Confocal | |
|--|----------------|------|
| Measuring area, $\mu\text{m} \times \mu\text{m}$ | x: 80 × y: 750 | |
| Magnification of objective lens | 50x | |
| Sampling interval | x-y plane | 1.25 |
| | z axis | 0.01 |

4.3.3 接触解析

測定した表面形状を用いて境界要素法 (BEM) による接触解析を行い、2 つの試験円筒の接触時に従動円筒の転動面の表層に発生した三軸応力 (σ_{con} および τ_{con}) を推定した。この解析は第 3 章 3.2.1 項で説明したものと同一方法で行った。したがって、解析方法や原理についての詳細はここでは割愛する。表 4.3 に解析条件を示す。解析領域は、第 3 章の解析と同じく (図 3.5 を参照) 見かけの接触楕円の中央近傍とした。解析荷重は、見かけの接触楕円内の圧力分布式を解析領域範囲で積分した値とした。本解析も弾性解析で行われ、2 つの円筒の接触は、両者の表面形状データを足し合わせて得られる等価粗面 (剛体) と半無限弾性体との接触問題に置き換えて解かれた。最初に転動面に発生する表面圧力の分布が計算され、その結果に Boussinesq の弾性解²⁹⁾を適用することで従動円筒表層の三軸応力が計算された。三軸応力の計算時のみ摩擦力を考慮し、その向きは転動方向と同じ (y 軸負方向) とした。今回も潤滑油が荷重の支持に及ぼす影響は無視できると仮定して解析を行った。これは、本章における転動疲労試験が全て油膜パラメータの小さい ($A < 0.3$) 条件下で実施され、境界潤滑条件下にあったと考えられたためである。

表 4.3 接触解析の条件

| | |
|--|---|
| Number of elements | 38400 (<i>x</i> direction: 64, <i>y</i> direction: 600) |
| Element size $\Delta x, \Delta y, \mu\text{m}$ | 1.25 |
| Load, N | 109.364 ($P_{\text{max}} = 2.3 \text{ GPa}$), 53.042 ($P_{\text{max}} = 1.6 \text{ GPa}$), 146.521 ($P_{\text{max}} = 2.8 \text{ GPa}$), 125.483 ($P_{\text{max}} = 2.5 \text{ GPa}$), |
| Young's modulus, GPa | 208 |
| Poisson's ratio | 0.3 |
| Depth of stress analysis, μm | 1.5 |
| Friction coefficient | 0.05 (<i>-y</i> direction) |

4.3.4 残留応力測定

第 2 章の実験で用いたものと同じエリアディテクタ方式の X 線回折法³⁰⁾によって、転動面の表層の三軸残留応力（6つの垂直およびせん断応力成分全て）を測定した。測定は各転動疲労試験の試験前と中断時に行い、測定対象は従動円筒の転動面のみとした。測定条件は第 2 章における測定と同じ（2.2.4 項，表 2.5）であり，ここでは割愛する。本条件下では照射領域は $\phi 2 \text{ mm}$ ，X 線侵入深さは表面から深さ $z \approx 5 \mu\text{m}$ 程度となり，この測定体積内($\phi 2 \text{ mm} \times 5 \mu\text{m}$)に存在するマルテンサイト相の平均的な残留応力が測定された。測定体積内では，場所や深さの違いによる残留応力の変化がないと仮定した。

4.3.5 寿命予測の検証

表 4.1 の転動疲労試験について，4.2 項（図 4.1）で説明した手順に従ってピーリング寿命を予測した。まず，No. 1 ～ No. 7 までの試験結果を用いてピーリングモードの *S-N* 曲線を作成した。その後，No. 8 ～ No. 10 までの試験を負荷回数 10^4 回まで行い，それによって得られた応力履歴 ($N_1 + N_2 + \dots + N_M = 10^4$) と作成した *S-N* 曲線に基づいて予測ピーリング寿命 L_{est} を求めた。なお，この予備実験の期間 (10^4 回) は，第 2 章で行った転動疲労試験の結果に基づいて決められた。そこでは 10^4 回以降に表面粗さや残留応力の変化がほとんど見られず，これは 10^4 回以降に表層応力がほとんど変化していなかったことを示唆している。この傾向が低 *A* 条件下で共通のものであると仮定すれば，少なくとも 10^4 回までの応力履歴さえあれば比較的高い精度で寿命予測できると考えられる。No. 8 ～ No. 10 の試験は 10^4 回以降もピーリングが起こるまで継続され，最終的に得られたピーリングの実寿命 L_{act} と予測ピーリング寿命 L_{est} との相対比 ($L_{\text{act}} / L_{\text{est}}$) を用いて寿命予測の精度を検討した。

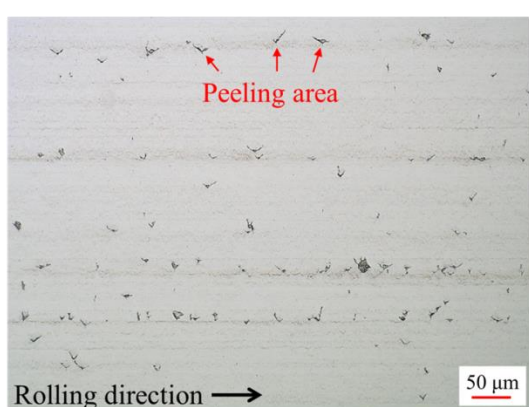
S-N 曲線の作成のために行われた No. 1 ～ No. 7 の試験についても， 10^4 回までの応

力履歴だけを使って L_{est} を計算した。これは、 10^4 回までの応力履歴だけを用いてピーリング寿命を予測する手順の有効性を検証するために行った。

4.4 結果と考察

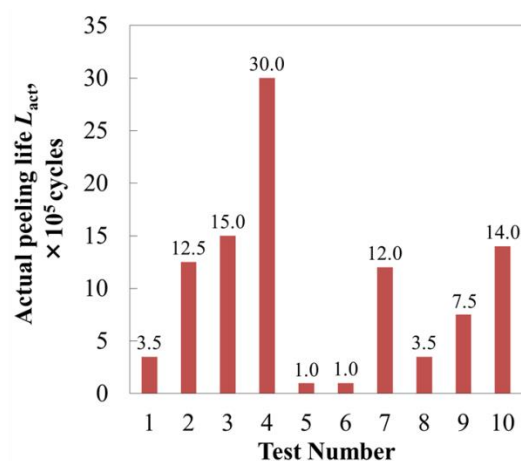
4.4.1 各試験におけるピーリング寿命

図 4.3(a)に、No. 3 の試験で発生したピーリングの光学顕微鏡写真を示す。微小なき裂とはく離が多数存在し、これらは以後の転動で損傷が拡大する起点となる。図 4.3(b)は、各試験におけるピーリング寿命 L_{act} を示している。試験条件に依存して L_{act} は変化しており、特に駆動円筒の表面粗さが異なる No. 1~No. 4 の試験では、粗さが大きい試験の方が短寿命となっていた。ただし、No. 1 と No. 9 の試験条件は同じであるにもかかわらず、そのピーリング寿命には約 2 倍の差があり、寿命のばらつきが存在することを示している。



(Peeling area ratio: 0.55%)

(a)



(b)

図 4.3 転動疲労試験の結果

(a) : No. 3 の試験で発生したピーリング

(b) : 各試験でのピーリングの実寿命

4.4.2 接触解析の結果

図 4.4(a)は, No. 1 の試験の 1 万回負荷時における等価粗面の表面形状データを示している. なお, ここでは解析領域内の一部のデータのみが示されている. 図 4.4(b) は, 図 4.4(a)の表面形状データを用いて計算した表面圧力の分布であり, 局所的な圧力の変動は表面に多数の突起が存在したことを意味している. 図 4.4(c)は, 図 4.4(b)の表面圧力分布に基づいて計算した深さ $z=0.5 \mu\text{m}$ でのミーゼス応力 (すなわち, $\sigma_{vm}(0.5)$) の分布である. なお, この深さはミーゼス応力のピーク平均が最大になる深さである (この点については後述する). 図 4.4(c)には, ミーゼス応力が 2 GPa (\approx JIS-SUJ2 の降伏応力³¹⁾) 以上の点のみ表示されており, いくつかの箇所では $\sigma_{vm}(0.5)$ が降伏応力の数倍以上になっていた.

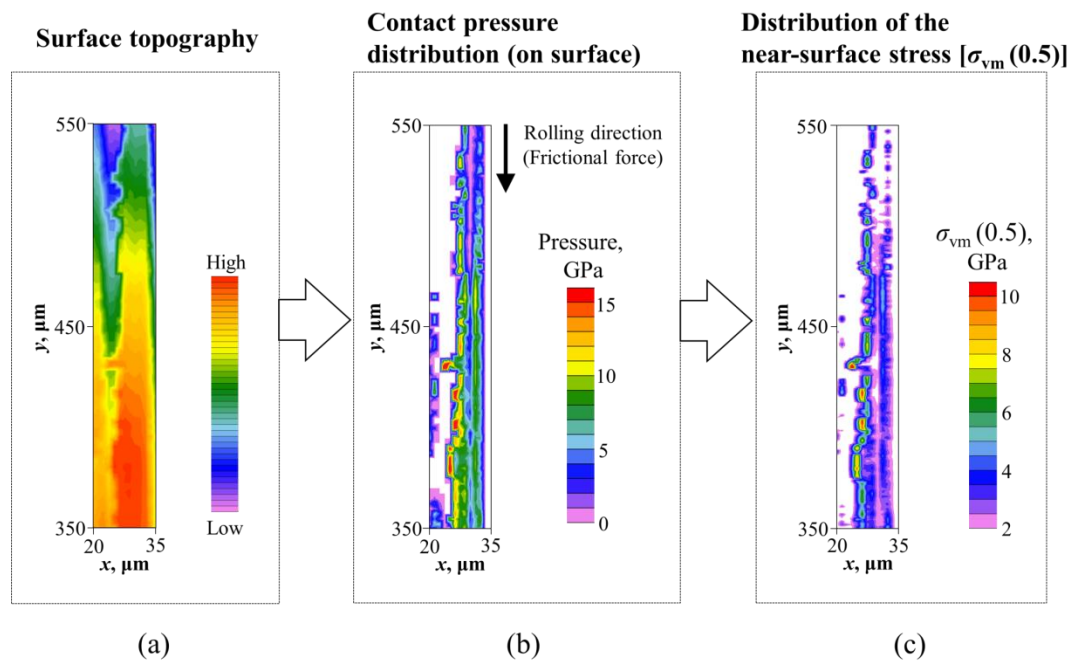


図 4.4 No. 1 の試験の 10^4 回負荷時の接触解析の結果
(a) : 等価粗面の表面形状
(b) : 従動円筒の表面圧力分布
(c) : 深さ $0.5 \mu\text{m}$ の x - y 平面内でのミーゼス応力分布

図 4.5 は, No. 1, No. 4 および No. 6 の試験について, 試験前と 10^4 回負荷時における $\overline{\sigma_{vm}(z)}$ の深さ方向分布を示したものである. 試験条件や負荷回数に依存せず, 深さ $0.5 \mu\text{m}$ で $\overline{\sigma_{vm}(z)}$ が最大になる傾向が見られた. この結果を受けて, 本章では深さ $0.5 \mu\text{m}$ における応力値を寿命予測に用いることにした. ただし, このミーゼス応力が最大になる深さは表面形状の測定時の平面分解能に依存して変化する. 一般的に, 平面分解能が小さくなるほど応力が最大になる深さは浅くなり, これは波長の短い表面粗さ成分の影響が出るためである.

図 4.6(a) は, No. 1 と No. 4 の試験について, 駆動円筒の転動面の表面粗さパラメータの積 ($\sigma^* \cdot S_{pc}$) の試験中の変化を示したものである. いずれの試験でも試験開始から 10^2 回負荷時までに $\sigma^* \cdot S_{pc}$ が減少しており, それ以後の変化は小さかった. なお, これらの傾向は No. 1 と No. 4 以外の試験でも確認された. Greenwood らの粗面の接触理論³²⁾によれば, $\sigma^* \cdot S_{pc}$ の値は突起接触の過酷度 (接触が塑性的か弾性的か) を反映すると考えられ, 今回の結果は 10^2 回負荷時までに表面粗さのなじみが起こり, 接触過酷度が低下したことを示唆している. 図 4.6(b) は No. 1 と No. 4 の試験における $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ の応力履歴である. 試験開始から 10^2 回負荷時までに $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ が減少し, その後の変化は小さかった. これは $\sigma^* \cdot S_{pc}$ の変化挙動と対応しており, $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ の値に突起接触の過酷度が反映されることがわかった.

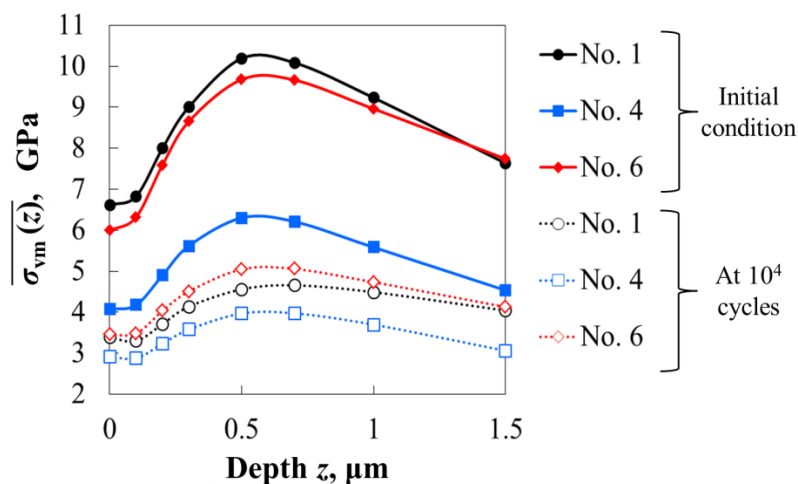
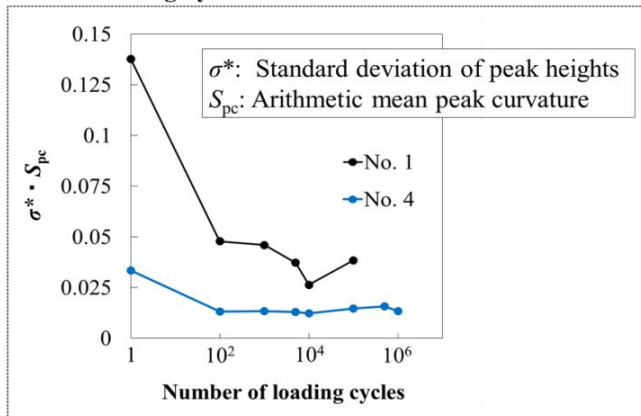


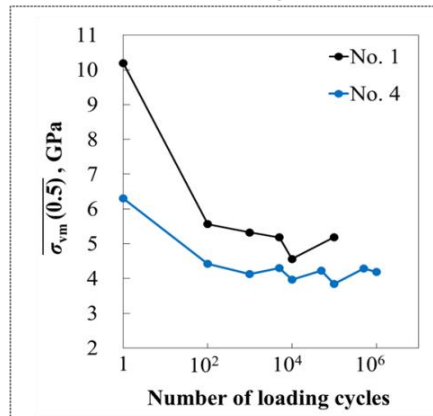
図 4.5 No.1, No. 4, No. 6 の試験における $\overline{\sigma_{vm}(z)}$ の深さ方向分布の推定結果

Changes in the product of areal roughness parameters for the driving cylinders



(a)

Stress histories of $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ for the driven cylinders



(b)

図 4.6 No.1 と No.4 の試験における表面粗さパラメータの変化と $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ の応力履歴

(a) : 実測した駆動円筒の $\sigma^* \cdot S_{pc}$ の変化,

(b) : 従動円筒の $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ の応力履歴の推定結果

4.4.3 残留応力の測定結果

図 4.7 に No. 1 と No. 4 の試験における従動円筒の残留応力の変化を示す。図 4.7(a) は垂直応力の変化であり、いずれの試験でも回転によって圧縮の残留応力が生成されていた。ただし、その生成挙動は両試験で明らかに異なっていた。一方、図 4.7(b)～(d) はせん断応力成分の変化であり、いずれの試験の場合でも試験中のせん断応力成分の変化はわずかであった。また、せん断応力成分の大きさは垂直応力成分と比較して顕著に小さかった。以上の傾向は、No. 1 と No. 4 以外の試験でも同様であった。

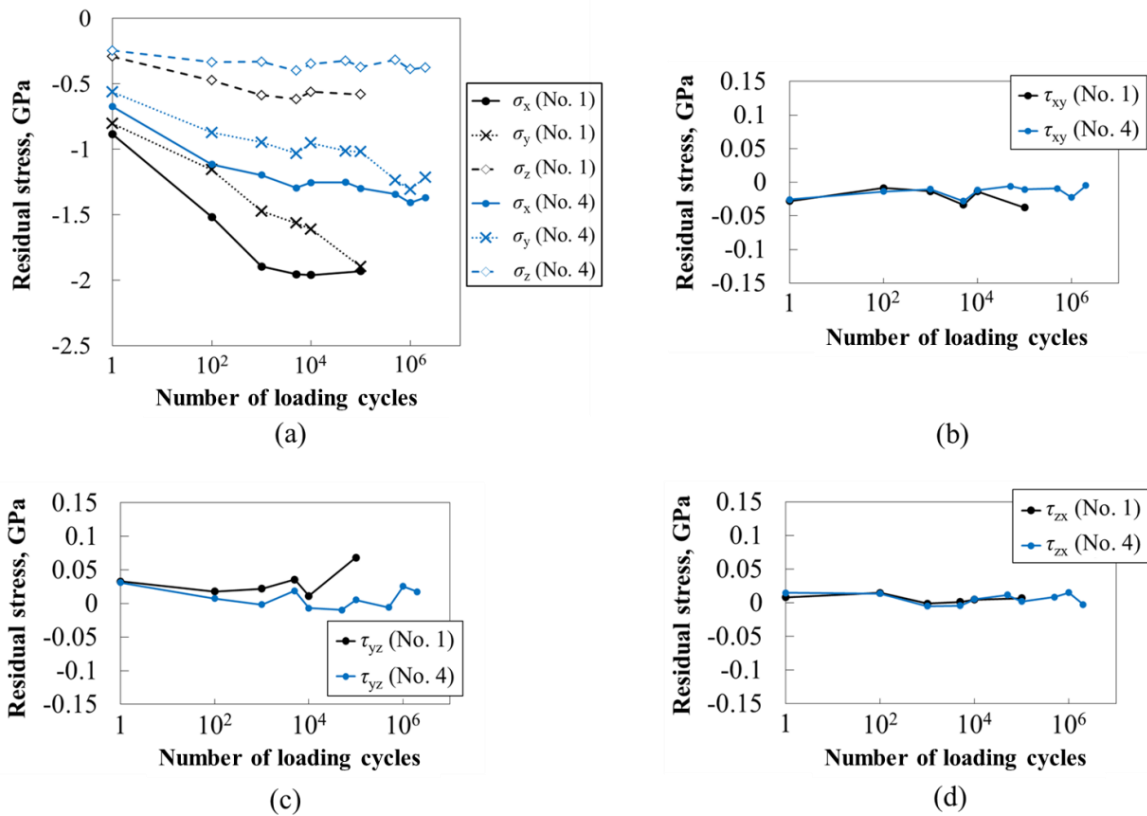


図 4.7 No. 1 と No. 4 の試験における残留応力の測定結果
(a) : 垂直応力成分, (b) ~ (d) : せん断応力成分

4.4.4 残留応力を考慮して推定した転動面下の応力

図 4.8 は, No. 1 の試験の試験前と 10^4 回負荷時における実効的なミーゼス応力 ($\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$, 残留応力を考慮して求めたミーゼス応力のピーク平均) の深さ分布を推定した結果である. 比較のため, 残留応力を考慮していないミーゼス応力 ($\overline{\sigma_{vm}(z)}$) についての結果も併記した. 試験前と 10^4 回負荷時ともに, 特定の深さでの $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ は同じ深さにおける $\overline{\sigma_{vm}(z)}$ よりも小さかった. また, この傾向は 10^4 回負荷時の方が明確であった. これは, 試験中に生成された残留応力の方が, 試験前から存在した残留応力よりも表層のミーゼス応力の大きさに及ぼす影響が大きいことを示している.

図 4.9 は, No. 1 と No. 4 の試験について深さ $0.5 \mu\text{m}$ 地点における $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$ (すなわち, $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$) の応力履歴を示したものである. 試験開始から 10^4 回負荷時までに $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ が明確に減少し, その後の変化は小さかった. この傾向は 4.3.5 項で述べた仮定の妥当性を示しており, 10^4 回以降の応力変動が最終的なピーリング寿命に及ぼす影響は小さかったと考えられる.

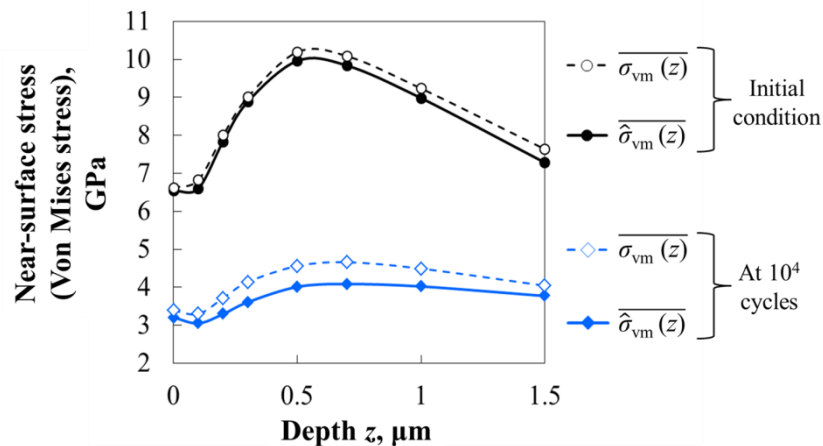


図 4.8 No.1 の試験における実効的なミーゼス応力 ($\overline{\hat{\sigma}_{vm}(z)}$) と残留応力の影響を除外したミーゼス応力 ($\overline{\sigma_{vm}(z)}$) の深さ方向分布の推定結果

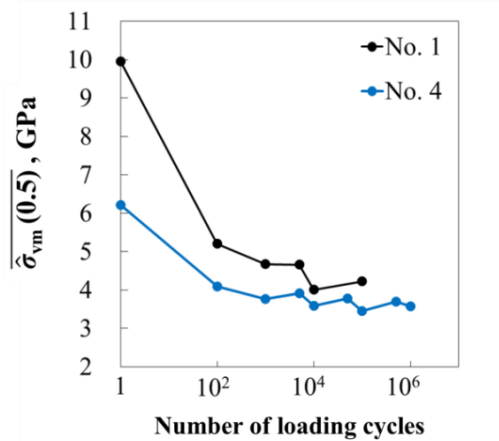


図 4.9 No.1 と No. 4 の試験における実効的なミーゼス応力 ($\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$) の応力履歴

4.4.5 ピーリングについての $S-N$ 曲線の作成結果と寿命予測の精度

図 4.10 に、 $S-N$ 曲線の作成のために実施した回帰分析について、分析終了時の疲労度の残差 R_i を示す。図 4.10(a) は、ピーリングの支配応力として $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ を用いた結果であり、一方、図 4.10(b) は支配応力として $\hat{\sigma}_{vm}(0.5)$ を用いた結果である。各図中に示した RMS は残差の二乗平均平方根であり、支配応力を $\hat{\sigma}_{vm}(0.5)$ にした場合 (図 4.10 (b)) の方が RMS は小さかった。これは、残留応力を考慮したミーゼス応力 ($\hat{\sigma}_{vm}(0.5)$) の方がピーリング寿命との相関が強く、寿命の説明変数として適していることを示している。回帰分析の解として得られた $S-N$ 曲線の定数 (A , B , S_f) は、各図の下に示した。

図 4.11 は、本予測法を用いて求めた各試験の予測ピーリング寿命 L_{est} と実寿命 L_{act} との関係を示したものである。図 4.11(a) と (b) は、それぞれ図 4.10(a) および (b) に示した $S-N$ 曲線の定数を用いて L_{est} を計算した結果である。個々のプロットの横の数字は試験番号を示している。各図には、全試験の実寿命と予測寿命との相対寿命比 (L_{act} / L_{est}) について中央値、最小値および最大値を併記した。また、図中の実線は $L_{act} / L_{est} = 1$ を表しており、この線に各プロットが近いほど寿命予測の精度が高いことを意味する。これらの指標に基づけば、ピーリング寿命の予測精度は支配応力を $\hat{\sigma}_{vm}(0.5)$ とした場合 (図 4.11 (b)) の方が高いことがわかる。この結果は、残留応力を考慮して求めたミーゼス応力 ($\hat{\sigma}_{vm}(0.5)$) の方が転動面での塑性変形の程度を正確に反映できることに起因したものと考えられる。第 2 章で説明したように、ピーリングの初期き裂は転動面が繰返し塑性変形することで形成される。また、ピーリングの微小はく離の寸法は $10 \mu\text{m}$ 程度しかないため、寿命に至る (微小はく離の発生) までの期間のうち、き裂進展に要する期間が占める割合は大きくないと考えられる¹²⁾。これらを考慮すると、初期き裂の原因である塑性変形の程度を反映できる応力値がピーリング寿命の説明変数として適していると考えられる。図 4.6 から示されたように、接触解析の結果から求めたミーゼス応力 ($\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$) は突起接触の過酷度を反映するため、転動面での塑性変形の程度とも対応

すると考えられる。しかし、図 4.8 から示されたように、残留応力は表層のミーゼス応力の値に明らかに影響を及ぼすため、これを考慮して求めたミーゼス応力 ($\overline{\delta_{vm}(0.5)}$)の方がより正確に塑性変形の程度を表すことができると思われる。

支配応力を $\overline{\delta_{vm}(0.5)}$ とした場合(図 4.11(b))の相対寿命比は、中央値が 0.98、最小値が 0.49、最大値が 1.82 であった。これは既存の軸受寿命推定法³³⁾の精度(潤滑不良条件下での L_{act}/L_{est} の 90%信頼幅が 0.98 ~ 4.3)と比較して同等以上の精度であり、本予測法が転がり軸受のピーリング寿命予測法として適用可能であることを示唆している。

同じく図 4.11(b)において、No. 8, No. 9 および No. 10 の試験(S-N 曲線の作成に関与しなかった試験)についての相対寿命比(L_{act}/L_{est})はそれぞれ 0.61, 1.07, 1.38 となっていた。このうち No. 8 と No. 10 の試験条件は S-N 曲線作成時の条件(No. 1 ~ No. 7)のいずれとも異なっており、本予測法によって任意の条件でのピーリング寿命を比較的良好な精度で予測できることが示された。ただし、本予測法では転動面にすべりが発生する条件下のピーリング寿命を今回の結果と同程度の精度で予測することはできない。第 1 章 1.2.2 項で述べたように、転動面にすべりが存在する場合は、それに伴う摩耗の程度によってピーリング寿命が変化する¹⁶⁾。摩耗が無視できる程度である場合、すべりによって局所的な突起接触の回数が増加するため、ピーリング寿命はすべりの無い場合と比較して短くなる。本予測法ではこの突起接触回数の影響は考慮しておらず、すべりがある条件下でのピーリング寿命を危険側(実際より長寿命側)に見積もってしまうリスクがある。一方、すべりによって顕著な摩耗が起こる場合、表層の疲労領域の除去やなじみの促進が起こるため、ピーリング寿命は長くなりやすい。本予測法では、表面形状の変化を実測することでなじみの影響は考慮できるが、摩耗による疲労領域の除去についてはモデルに組み込まれていない。したがって、この場合の予測ピーリング寿命は安全側(実際より短寿命側)にシフトすると考えられる。

図 4.11(b)からは、試験 No. 1 ~ No.7 についても実寿命と予測寿命が良く対応していることもわかる。これは、表面粗さのなじみや残留応力の変化が停滞する 10^4 回負荷時までの応力履歴さえ取得すれば、比較的良好な精度でピーリング寿命を予測できることを示している。ただし、実寿命 L_{act} が短かった試験(No. 1, No. 5 および No. 6)についての予測精度は、それ以外の試験と比較して低い傾向があった。ここで、本章の実験ではほとんどの試験条件でピーリング寿命が $10^4 \sim 10^5$ 回を超えており、これはピーリングがいわゆる高サイクル疲労による損傷であることを示唆している。したがって、本予測法では高サイクル疲労の寿命予測において一般的に使用されている「応力値に基づいた疲労モデル」(S-N 曲線やマイナー則の適用など)を適用した。しかし、低サイクル疲労と高サイクル疲労の境界($10^4 \sim 10^5$ 回)付近の寿命を持つ試験 No. 1, No. 5 および No. 6 については、ひずみ量に基づいて寿命を説明する低サイクル疲労の考え方が適している可能性があり、これは寿命予測精度を低下させる一因になると考えられる。

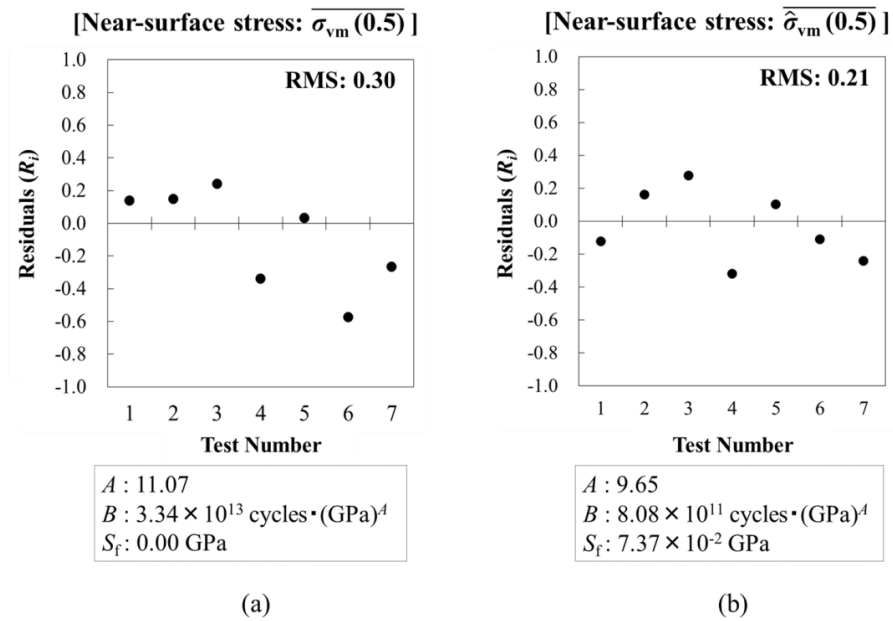


図 4.10 回帰分析終了時の推定疲労度の残差 R_i
 (a) ピーリングの支配応力を $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ にした場合の結果
 (b) 支配応力を $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ にした場合の結果

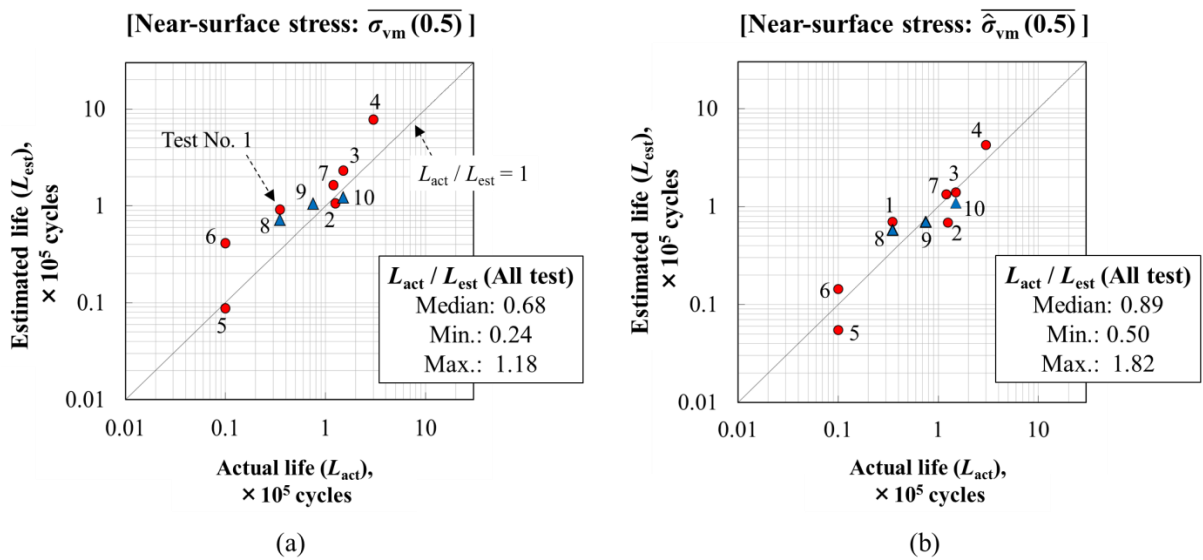


図 4.11 本予測法を用いて求めた予測ピーリング寿命と実寿命との比較
 (a) : ピーリングの支配応力を $\overline{\sigma_{vm}(0.5)}$ にした場合の結果
 (b) : 支配応力を $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ にした場合の結果

図 4.12 はピーリングの支配応力を $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ にして作成した $S-N$ 曲線を示している。わずかな $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$ の減少でも、ピーリング寿命は大きく（指数関数的に）増加することがわかる。これは、残留応力の存在による表層応力の変化がピーリング寿命に対して大きな影響を及ぼすことを示唆している。そして、運転中の残留応力の変化挙動は試験条件によって異なるため（図 4.7）、これを正確に考慮しなければピーリング寿命の予測精度は低下すると考えられる。

本予測法では、任意の条件下のピーリング寿命を予測するために有限回数までの予備実験が必要（図 4.1 のステップ 4）であり、完全な意味での寿命予測とは言えない。しかし、ピーリングが発生するまで試験をせずとも寿命を正確に予測できることは、大きな利点である。例えば、回転速度が 1000 rpm でピーリング寿命が 10^6 回であった場合の総試験時間は約 17 時間になるが、本予測法ではわずか 10 分程度（ 10^4 回負荷時まで）の試験結果から寿命を予測することができる。実際には断続運転を行って各種分析を行う必要があるが、その時間を考慮したとしても総作業時間は 2 時間程度である。この利点は、複数の運転条件下でのピーリング寿命を比較したいときに特に威力を発揮する。また、どうしても予備実験を行う時間が無い場合でも、予め $S-N$ 曲線さえ作成してあれば、それと初期（運転前）の表層応力の推定値からおおよそのピーリング寿命を見積もることができる。この場合は表層応力が初期値から不変であると仮定するため、運転中の表面粗さのなじみや圧縮残留応力の生成による効果は考慮されず、結果として見積もられるピーリング寿命は安全側（実際より短寿命）になると思われる。

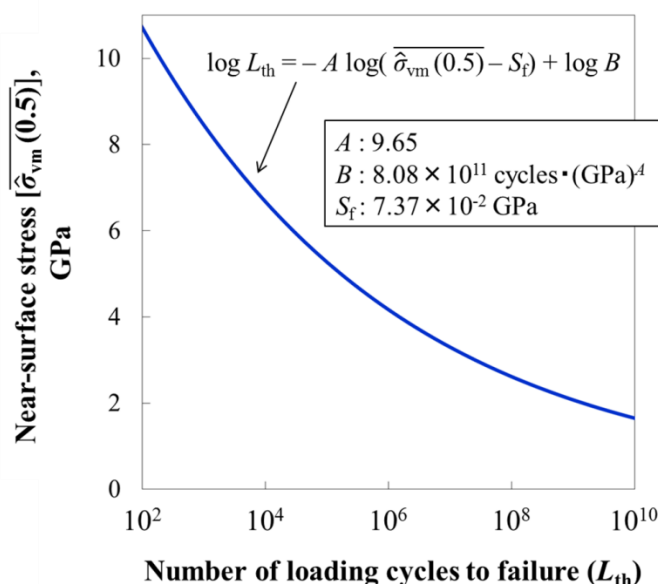


図 4.12 本章の実験結果に基づいて作成したピーリングについての $S-N$ 曲線
 (支配応力: $\overline{\hat{\sigma}_{vm}(0.5)}$)

4.5 結言

純転がり，境界潤滑条件でのピーリング寿命を予測できる方法を開発した．本予測法では，様々な試験条件下でのピーリング寿命と試験中の表層応力の推定結果に基づいてピーリングモード専用の $S-N$ 曲線を作成し，それに基づいて任意の条件下でのピーリング寿命を予測することで予測精度の向上を図った．また，表層応力の推定時には，従来のピーリング寿命の予測法で無視されていた残留応力の影響を考慮した．本予測法を用いた場合の寿命予測精度とそれに対する残留応力の影響を検討し，以下の結論を得た．

- 1) ピーリング寿命と表層応力の関係を，両対数モデルの $S-N$ 曲線によって整理することができた．
- 2) 少なくとも本章の実験範囲内では，作成した $S-N$ 曲線とマイナー則の考え方を使得ピーリング寿命を正確に予測することができた．
- 3) 試験中の三軸残留応力の変化挙動は試験条件によって異なっていた．この影響を考慮することで，ピーリング寿命の予測精度は向上した．
- 4) 試験で得られたピーリング寿命と予測寿命との相対寿命比 (L_{act} / L_{est}) は中央値が 0.89，最小値が 0.49，最大値が 1.82 であった．これは既存の軸受寿命推定法と比較して同等以上の精度であり，本予測法によるピーリングの寿命推定が実用可能であることを示唆している．

上記の予測精度は，あくまでも境界潤滑かつ純転がり条件下における結果であり，今後は，本予測法が混合潤滑や転がりすべりの条件にも応用可能であるか検証する必要がある．そのためには，混合潤滑条件下の接触解析や摩耗予測技術の開発，ならびに局所的な突起接触回数を考慮するためのモデルの改良が必要である．

第4章の参考文献

- 1) T. E. Tallian : On Competing Failure Modes in Rolling Contact, ASLE Trans, 10, 4 (1967) 418-439.
- 2) J. C. Skurka : Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings, J. Lubr. Technol. Trans. ASME, 92, 2 (1970) 281-288.
- 3) C. H. Danner : Fatigue Life of Tapered Roller Bearings under Minimal Lubrication Films, ASLE Trans., 13, 4 (1970) 241-251.
- 4) T. E. Tallian & J. I. McCool : An Engineering Model of Spalling Fatigue Failure in Rolling Contact, II.: The Surface Model, Wear, 17 (1971) 447-461.
- 5) T. E. Tallian : An Engineering Model of Spalling Fatigue Failure in Rolling Contact, III.: Engineering Discussion and Illustrative Examples, Wear, 17 (1971) 463-480.
- 6) J. Y. Liu, T. E. Tallian & J. I. McCool : Dependence of Bearing Fatigue Life on Film Thickness to Surface Roughness Ratio, ASLE Trans., 18, 2 (1975) 144-152.
- 7) D. F. Li, J. J. Kauzlarich & W. E. Jamison : Surface Roughness Effects on Fatigue in Partial EHD Lubrication, J. Lubr. Technol. Trans. ASME, 98, 4 (1976) 530-535.
- 8) N. G. Popinceanu, M. D. Gafitanu, S. S. Cretu, E. N. Diaconescu & L. T. Hostiuc : Rolling Contact Fatigue Life and EHL Theory, Wear, 45 1 (1977) 17-32.
- 9) E. Ioannides, G. Bergling & A. Gabelli : An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings, Acta Polytechnica Scandinavica. Mechanical Engineering Series, 137 (1999).
- 10) ISO281 (2007).
- 11) S. Li & A. Kahraman : Micro-pitting Fatigue Lives of Lubricated Point Contacts: Experiments and Model Validation, International Journal of Fatigue, 48 (2013) 9.
- 12) S. Li & A. Kahraman : A Micro-pitting Model for Spur Gear Contacts, International Journal of Fatigue, 59 (2014) 224.
- 13) H. P. Evans, R. W. Snidle, K. J. Sharif, B. A. Shaw & J. Zhang : Analysis of Micro-elastohydrodynamiclubrication and Prediction of Surface Fatigue Damage in Micropitting Tests on Helical Gears, ASME Journal of Tribology, 135 (2013) 011501-1.
- 14) H. P. Evans, R. W. Snidle, K. J. Sharif & M. J. Bryant : Predictive Modelling of Fatigue Failure in Concentrated Lubricated Contacts, Faraday Discussions, 156 (2012) 105.
- 15) G. E. Morales-Espajel & V. Brizmer : Micropitting Modeling in Rolling-Sliding Contacts: Application to Rolling Bearings, Tribology Transactions, 54 (2011) 625.
- 16) G. E. Morales-Espajel, P. Rycerz & A. Kadiric : Prediction of Micropitting Damage in Gear Teeth Contacts Considering the Concurrent Effects of Surface Fatigue and Mild Wear, Wear, 398-399, 15 (2018) 99.
- 17) J. A. Brandao, R. Martins, J. H. O. Seabra & M. J. D. Castro : An Approach to the Simulation of Concurrent Gear Micropitting and Mild Wear, Wear 324–325 (2015) 64.

- 18) K. Maeda, N. Tsushima & H. Muro : The Inclination of Cracking in the Peeling Failure of a Ball Bearing Steel and its Relation to the Inclination of the Principal Residual Stress, *Wear*, 65 (1980) 175.
- 19) M. F. Al-Mayali, H. P. Evans & K. J. Sharif : Assessment of the Effects of Residual Stresses on Fatigue Life of Real Rough Surfaces in Lubricated Contact, *Proc. International Conference for Students on Applied Engineering (ISCAE)* (2016) 123.
- 20) A. Oila, B. A. Shaw, C. J. Aylot & S. J. Bull : Martensite Decay in Micropitted Gears, *Proc. IMechE. Part J. Journal of Engineering Tribology*, 219 (2005) 77.
- 21) T. Fujita, N. Kamura, Y. Maruyama & T. Sasaki : Evaluation of Rolling Contact Fatigue Using X-Ray Diffraction Ring, *ASTM MPC*, 5, 1 (2016) 23.
- 22) H. Nakashima, K. Maeda & H. Muro : Application of X-ray measurement to bearing failure analysis, *SAE technical paper series* (1983) No.830825.
- 23) N. Tsushima, H. Yamada & K. maeda : Change in X-ray parameters with loading cycles in rolling contact in various through-hardened bearing steel, *ASLE Trans.*, 30, 4 (1987) 465.
- 24) L. Houpert & F. Chevalier : Rolling Bearing Stress Based Life-Part I: Calculation Model, *Journal of Tribology*, 134, 2 (2012) 021103, 1.
- 25) S. Shimizu : Fatigue Limit Concept and Life Prediction Model for Rolling Contact Machine Elements, *Tribology Transactions*, 45, 1 (2002) 39.
- 26) S. Shimizu, K. Tsuchiya & K. Tosha : Probabilistic Stress-Life (P-S-N) Study on Bearing Steel Using Alternating Torsion Life Test, *Tribology Transactions*, 52, 6 (2009) 807.
- 27) M. Tokuda, M. Nagafuchi, N. Tsushima & H. Muro : Observations of the Peeling Mode of Failure and Surface-originated Flaking from a Ring-to-Ring Rolling Contact Fatigue Test Rig, *Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, ASTM STP 771* (1982) 150.
- 28) R.J. Chittenden, D. Dowson, J. F. Dunn & C. M. Taylor : A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts II. General Case, With Lubricant Entrainment Along Either Principal Axis of the Hertzian Contact Ellipse or at some Intermediate Angle, *Proc. Roy. Soc. Lond.*, A 397 (1985) 271.
- 29) K. L. Johnson : *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge (1985) 51.
- 30) 佐々木・高橋・佐々木・小林 : エリアディテクタ方式の X 線三軸応力測定法の改良に関する研究, *日本機械学会論文集 A 編*, 75, 750 (2009) 219.
- 31) E. Yhland : Static Load-Carrying Capacity, *SKF Ball Bearing Journal*, 211 (1982) 1.
- 32) J. A. Greenwood & J. B. P. Williamson : Contact of Nominally Flat Surfaces, *Proc. Roy. Soc. Lond.*, A 295 (1966) 300.
- 33) J.Gnagy, L. Houpert & F. Chevalier : Rolling Bearing Stress Based Life-Part II: Experimental Calibration and Validation, *Journal of Tribology*, 134, 2 (2012) 021104, 1-8.

第5章 総括

本論文では、転がり軸受の長寿命化および信頼性向上につなげることを目的として、潤滑不良条件下で発生するピーリングのメカニズムとその寿命を予測する方法について検討した。また、ピーリングの対策技術としての黒染処理に着目し、これによる長寿命化メカニズムを詳細に考察した。

第1章では、近年、転がり軸受のピーリング発生リスクが増加していることを説明し、ピーリングに関する従来の研究と本研究の目的について述べた。

第2章では、駆動円筒を研削面、従動円筒を超仕上げ面とした二円筒試験によってピーリングの再現試験を行い、転動面の高倍率観察、表面粗さ測定、X線残留応力測定の結果に基づいてピーリングのき裂発生メカニズムを考察した。同時に、駆動円筒に黒染処理を行った場合の試験も行い、表面粗さのなじみの観点から黒染処理によるピーリング抑制メカニズムを考察した。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 試験中に駆動円筒の表面粗さの突起が繰返し押し込まれることで、従動円筒の表面に切欠き状の塑性変形部が形成されていた。ピーリングの初期き裂は、この塑性変形部を起点として発生したと考えられる。
- 2) 黒染処理を行った駆動円筒(黒染品)では、なじみ後の表面粗さ(二乗平均平方根傾斜や突起頂点高さのばらつき)が無処理品と比較して改善されていた。これによって突起接触部での接触過酷度が低下し、従動円筒の塑性変形が抑制されるため、ピーリングが発生しなかったと考えられる。
- 3) 黒染品におけるなじみ後の表面粗さの改善は、処理時に母材表面の凹凸が小さくなる現象と、転動中に凸部の黒染層が摩耗することの両方によってもたらされたものである。

第3章では、境界要素法(BEM)を用いた接触解析法を確立し、第2章の試験における、2つの円筒の接触によって接触部直下に発生する応力を推定した。さらに、この結果とX線残留応力測定の結果を組合せることで、試験中に従動円筒の転動面下に作用した繰返し応力を推定し、それとピーリングの進展との関連性を調査した。その結果、以下の結論を得た。

- 1) 駆動円筒の黒染処理の有無に関わらず、試験中の従動円筒の表層には降伏応力以上のミーゼス応力が作用し続けていた。この結果は、第2章の実験結果で示された従動円筒の表層における継続的な塑性変形と整合する。
- 2) 黒染品の試験では、従動円筒の表層に作用するミーゼス応力が、無処理品の場合と比

較して最大 40%程度低下していた。これによって転動面の塑性変形が抑制されるため、ピーリングの初期き裂が発生しなかったと考えられる。

- 3) 黒染品におけるピーリングの抑制は、主に接触によって発生する応力(接触応力)が軽減されたことに起因しており、残留応力状態の差による影響は小さかった。この接触応力の軽減は、黒染品において表面粗さのなじみが促進されたことで発現したものである。
- 4) 無処理品の試験では、従動円筒の表面に周方向および軸方向から約 45°傾いた方向の最大せん断応力が作用しており、ピーリングの初期き裂はこの最大せん断応力の作用で進展したと推定される。この推定結果は、第 2 章の実験で観測されたピーリングのき裂進展の様子と整合する。

上記の第 2 章および第 3 章で得られた知見から、ピーリングを抑制するためには、表面粗さのなじみを促進させて転動面の突起接触応力を緩和する、もしくは転動面の塑性変形抵抗を高めること(すなわち、表面硬度の上昇)が効果的であると考えられる。また、黒染処理によって形成された皮膜はなじみの過程で容易に摩耗してしまうが、なじみ後の表面粗さは無処理の場合よりも改善されており、突起接触状態の緩和に繋がる。つまり、転動中に皮膜が脱離したとしても、相手面のピーリングを抑制することが期待できる。

第 4 章では、様々な運転条件下で二円筒試験を行い、各試験におけるピーリング寿命と試験中に転動面下の表層に作用した繰返し応力(表層応力)の推定結果からピーリングモード専用の $S-N$ 曲線を作成した。さらに、作成した $S-N$ 曲線と短期間の予備実験で得られるデータから任意の条件下でのピーリング寿命を予測する方法を提案し、その寿命予測精度と、残留応力の考慮が寿命予測精度に及ぼす影響を検討した。これらの取り組みの結果、以下の結論を得た。

- 1) ピーリング寿命と表層応力の関係は、一般的な両対数モデルの $S-N$ 曲線によって整理することができた。
- 2) 作成した $S-N$ 曲線と 10^4 回までの予備実験で得られた表層応力の履歴データ(推定値)を用いることで、荷重、表面粗さ、回転速度が異なる複数の条件下でのピーリング寿命を予測することができた。
- 3) 試験で得られたピーリング寿命と予測寿命との相対寿命比(L_{act} / L_{est})は中央値が 0.89、最小値が 0.49、最大値が 1.82 であった。これは既存の軸受寿命推定法と比較して同等以上の精度であり、本予測法によるピーリングの寿命推定が実用可能であることを示唆している。ただし、これは境界潤滑(油膜パラメータ $\lambda < 0.3$)かつ純転がり条件下における結果であり、これに該当しない条件については、現時点で本予測法の適用範囲外である。
- 4) 試験中の三軸残留応力の変化挙動は試験条件によって異なっていた。この影響を考慮することで、ピーリング寿命の予測精度は向上した。

第4章で提案したピーリング寿命予測法は、想定される使用条件下でのピーリング発生リスクを判断したり、新しく開発した耐ピーリング技術の効果を定量的に検証するためのツールとして活用できる。しかし、実用される転がり軸受は、 A が0.3より大きい（混合潤滑）条件や、転動面に若干のすべりが発生する条件で使用されることも多々あり、今後は、これらの条件下においても提案した寿命予測法が有効であるか検証する必要がある。そのためには、混合潤滑条件下の接触解析法の開発や、局所的な突起接触回数を考慮するためのモデル改良が必要である。

謝辞

本研究の遂行から学位論文のまとめにいたるまでご指導を賜り、本論文の主査を引き受けてくださった兵庫県立大学 大学院 工学研究科 准教授 阿保政義先生に心から感謝申し上げます。また、同研究科 教授 木之下博先生には、学位審査の副査をお引き受けいただくとともに、投稿論文の共著者として英語論文の書き方から技術的な内容に至るまでたくさんの助言をいただきました。心から感謝申し上げます。同研究科 教授 井上尚三先生、同研究科 教授 小西康夫先生には副査をお引き受けいただきました。謹んで感謝の意を表します。

岩手大学 理工学部 大学院工学研究科 准教授 内舘道正先生には、本研究において必須である接触解析技術のご指導を賜るとともに、研究結果の考察や論文の執筆方法にいたるまで本当に多くのお力添えをいただきました。心から御礼申し上げます。

岩手大学 理工学系技術部 佐々木邦明様、株式会社エリオニクス 小俣有紀子様、奥村直也様には、第2章での分析にご協力いただきました。深く感謝申し上げます。

本研究の推進のために様々な便宜を図っていただいた NTN 株式会社 商品開発研究所 古林卓嗣所長（NTN 株式会社 先端技術研究所 前所長）ならびに NTN 株式会社 先端技術研究所 田中広政所長に深く感謝いたします。また、本研究は NTN 株式会社 グローバル人材育成部にご支援をいただいて遂行することができました。心から御礼申し上げます。

NTN 株式会社 先端技術研究所 藤田工博士には、当社に入社して以来、上司として研究業務全般に対してご指導いただくとともに、本研究の推進のために本当に多くの便宜を図っていただきました。ここに心よりの感謝を申し上げます。また同研究所 第1研究室 嘉村直哉博士をはじめとする研究室のメンバーには、実験や分析に関する相談にのっていただくとともに、本研究の推進のために多大なご支援をいただきました。心から御礼申し上げます。

最後に、本研究を遂行する中で家族にも多くの負担をかけました。ここまで応援していただいたことに心より感謝申し上げます。

研究業績

研究論文（査読有り）

- 1) 長谷川直哉、藤田工、内館道正、阿保政義：転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響 第1報—実験結果に基づいたき裂の発生に関する考察—, トライボロジスト 第63巻 第8号 (2018) 551-562.
- 2) 長谷川直哉、藤田工、内館道正、阿保政義：転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響 第2報—ピーリングの進展と転動面下の応力との関係—, トライボロジスト 第63巻 第9号 618-628.
- 3) Naoya Hasegawa, Takumi Fujita, Michimasa Uchidate, Masayoshi Abo, Hiroshi Kinoshita: Tribology Online, Vol. 14, No. 3 (2019) 131-142.

講演

- 1) Naoya Hasegawa, Takumi Fujita, Michimasa Uchidate, Makoto Kawashima, Masayoshi Abo: Fatigue progression at rolling contact surfaces with hardness difference and surface modified layer, Seventh International Conference on Engineering Failure Analysis, 2016年7月15日.
- 2) 長谷川直哉、藤田工、内館道正、河島誠人、阿保政義: Fatigue progression at rolling contact surfaces with hardness difference and surface modified layer, 関西潤滑懇談会7月例会.
- 3) 長谷川直哉、藤田工、内館道正、阿保政義: 転動疲労寿命におよぼすなじみの影響, 日本トライボロジー学会内 転がり疲れ研究会 第119回研究会, 2016年9月7日.
- 4) N. Hasegawa, N. Kamura, T. Fujita, M. Uchidate, M. Abo: Improvement of rolling contact fatigue life by controlling run-in surface characteristics, The 10th Asia-Pacific Conference on Fracture and Strength, 2016年9月19日.
- 5) 長谷川直哉、藤田工、阿保政義、内館道正: 転動疲労寿命に及ぼすなじみの影響, トライボロジー研究会 第29回研究会, 2017年1月26日.
- 6) 長谷川直哉、藤田工、内館道正、阿保政義: 希薄潤滑条件下の転動疲労に及ぼす表面粗さの影響, トライボロジー会議 2017春 東京 予稿集 18-19.
- 7) 長谷川直哉、藤田工、内館道正、阿保政義: 希薄潤滑条件下の転動疲労に及ぼす表面粗さの影響 第2報, トライボロジー会議 2018春 東京 予稿集 90-91.

付録 接触解析に用いる表面形状の測定方法に関する検討

A. 測定データの妥当性に関する検討

本研究の第3章と第4章では、接触解析を実施するために必要な表面形状データを共焦点型のレーザー顕微鏡を用いて測定した(以下、この方法を共焦点顕微鏡法と称する)。これは、一般的な接触式の表面形状測定法と比較して共焦点型顕微鏡法の測定時間が短く、作業時間の点で有利なためである。一方、共焦点顕微鏡法で得られた表面形状の生データには光学式の測定原理に起因するノイズが多く含まれるため、図2.2に示した条件でノイズカット処理を行い、データを補正した。しかし、このときのノイズカットが過剰であると、真の表面形状と測定データとの乖離が大きくなり、接触解析の正確度の低下につながる。

本検討では、同一のサンプルの表面形状について、図2.2に示したノイズカット条件を用いて共焦点顕微鏡法で測定した結果と、接触式の測定法で測定した結果とを比較し、共焦点顕微鏡法で得られた表面形状データの正確度を検討した。一般的に接触式の測定法の方が非接触式の方法よりノイズを含みにくいため、これによって得られる表面形状データを基準にすれば、共焦点顕微鏡法で得られた表面形状データの正確度を判断できると考えた。

測定サンプルは、JIS-SUJ2製の円筒試験片とし、外径40 mm、内径20 mm、厚み12 mmとし、外径面の軸方向には半径 R 60 mmのクラウニングを設けた。外形面には周方向に加工痕がつくように研削加工を行い、軸方向の算術平均粗さ R_a を0.75 μm にした。これらの形状や材質は第2章のピーリング再現試験に用いた無処理品の駆動円筒と同等である。

測定方法は、接触式の測定法の代表である触針走査法および原子間力顕微鏡法(以下、AFM法とする)、ならびに共焦点顕微鏡法の3種類とし、各測定法を用いて円筒試験片の外形面内の異なる5箇所以上の表面形状を測定した。そして、各測定法で得られた複数の表面形状データについて表面粗さパラメータの算出を行い、その平均値を比較した。ここで、触針走査法の場合、触針の先端半径(一般的に小さくても2 μm 程度)と同等以下の波長をもつ凹凸成分の形状を正確にトレースできない(以下、これを触針問題とする)。これに対し、AFM法では探針(プローブ)の先端半径が10 nm程度であるため、短波長(数10 nm)の凹凸成分の形状もトレースすることができる。

表A-1に各測定法の測定条件を示す。得られた表面形状データの x 方向および y 方向は、それぞれ円筒試験片の軸方向と周方向に対応する。触針走査法では測定時間の短縮のために y 方向(つまり、加工痕の方向)のサンプリング間隔を x 方向の2倍にした。AFM法では広い測定領域の測定が不可能なため、他の2つの測定法と比較して測定領域を小さくした。触針走査法やAFM法では、一定の間隔 Δy ごとに触針を x 方向に走査して複数の母線形状データを取得し、これらを合成することで三次元の表面形状データ

を形成する。この時、y 方向でデータが不連続になる誤差（ライン間誤差）が発生することがあるため、測定した表面形状データを補正する処理（Flatten 処理と称する）を施した。この Flatten 処理は、形成された表面形状データの y 方向にスプラインフィルタを適用することでなされた。共焦点顕微鏡法で得られた表面形状データには、Land Mark（LM）ノイズカットを施した。これは、第2章 2.2.3 項で述べたように、周辺領域より明らかに突出した高さを持つようなノイズ点を除去する目的で実施した。本研究では、ノイズ判定対象点の周りの3ピクセル四方の範囲を周辺領域とし、周辺領域の平均高さとノイズ判定対象点の高さの差のしきい値は $0.3 \mu\text{m}$ にした。これらの処理に加え、全ての測定法で得られたデータ表面形状データに対して、カットオフ値 $2.5 \mu\text{m}$ のローパススプラインフィルタ処理を施した。これは、共焦点顕微鏡法で得られた測定データにおいて加工痕のエッジに発生したノイズを除去する目的で行ったが、各測定法で得られたデータをできるだけ平等な条件下で評価できるように、全測定法に共通してこの処理を施した。なお、典型的なピーリングの個々の微小はく離やき裂の間隔は $10 \mu\text{m}$ 以上であるため、これと同程度の波長をもつ表面粗さ成分がピーリングの発生に主として寄与すると考えられる。逆に、これより小さい波長の表面粗さ成分がピーリングの発生に及ぼす影響は小さいと考えられる。したがって、 $2.5 \mu\text{m}$ のローパスフィルタを施したとしても、結果として得られる表面形状データとピーリングの発生との相関が小さくなる恐れは小さいと推察される。

表 A-1 各測定法の表面形状の測定条件

| | Stylus instruments | Atomic force microscopy (AFM) | Conforcal microscopy |
|--|---|---|---|
| Measuring area, $\mu\text{m} \times \mu\text{m}$ | 300 × 300 | 100 × 100 | 298 × 298 |
| Sampling interval ($\Delta x, \Delta y$), μm | Δx : 0.50, Δy : 1.00 | Δx : 0.20, Δy : 0.20 | Δx : 0.29, Δy : 0.29 |
| Magnification of objective lens | — | — | 50x |
| Measurement force, mN | 0.75 | — | — |
| Stylus or tip radius, μm | 2.00 | 0.01 | — |
| Measurement mode | — | Tapping | — |
| Light source | — | — | Laser |

以上の方法で得られた表面形状データに対して表面粗さパラメータの算出を行うときは、三谷商事製の三次元表面形状解析ソフトウェア **SurftopEye** を使用した。このとき、全ての測定法で得られた表面形状データに対して曲面補正を適用し、サンプルの円筒形状の補正（平面化）を行った。評価指標とする表面粗さパラメータは、二乗平均平方根粗さ S_q 、突起頂点の高さの標準偏差 σ^* 、突起頂点の算術平均曲率 S_{pc} の3種類とした。後者の2つは粗面が接触するときの突起接触部の接触の過酷度と相関すると考えられており、これらの値の変動は接触解析の結果に影響すると考えられる。 σ^* と S_{pc} の算出のための突起頂点の抽出条件は、自点の周囲の約 $2.5 \mu\text{m}$ 四方（自点を中心とした $5 \mu\text{m}$ の正方形）の範囲内に存在する全測定点より自点が高いこととした。ただし、触針測定法を用いた場合については x 方向と y 方向のサンプリング間隔が異なるため、自点を中心として y 方向に $10 \mu\text{m}$ 、 x 方向に $5 \mu\text{m}$ の長さを持つ長方形範囲内を突起頂点の抽出領域とした。

図 A-1 に表面粗さパラメータの算出結果を示す。個々のデータは複数の測定箇所についての平均値を示しており、エラーバーは標準偏差を示している。図 A-1(a)は二乗平均平方根粗さ S_q についての結果であり、触針式走査法と共焦点顕微鏡法を用いた場合の S_q は同等であった。両者の S_q について有意差検定を行ったところ（有意水準 5%）、有意差はなかった。図 A-1(b)は突起頂点高さの標準偏差 σ^* についての結果であり、これについても触針式走査法と共焦点顕微鏡法を用いた場合の結果は同等であった。また、有意差検定（有意水準 5%）の結果、両者に有意差はなかった。これらのパラメータ（ S_q と σ^* ）は表面の凹凸の高さに関連するパラメータであり、一般的にはサンプリング間隔の影響を受けにくいと考えられている。したがって、図 A-1(a)と(b)の結果から、非接触式の共焦点顕微鏡法によって接触式の触針走査法と同等の正確度で表面の凹凸の高さ情報を取得できると判断できる。なお、AFM 法を用いた場合は、 S_q と σ^* が他の2つの測定法の場合と比較して小さかった。これは、AFM 法の場合の測定領域が他の2つの測定法の場合より小さいことに起因した結果と考えられる。 S_q は表面の凹凸の振幅に、 σ^* は突起頂点の高さのばらつきに相当するパラメータであり、今回の測定サンプルである研削面のように、場所による表面粗さ性状のばらつきが大きい面を測定する場合は、測定領域が大きいほどこれらのパラメータが大きくなると考えられる。図 A-1(c)は、突起頂点の算術平均曲率 S_{pc} についての結果である。共焦点顕微鏡法と AFM 法を用いた場合の S_{pc} は同等であり、有意差検定（有意水準 5%）でも両者に差が無いと判断された。AFM 法は既存の表面形状測定法の中で最高水準の測定分解能を有しており、共焦点顕微鏡法によって突起頂点の形状情報を AFM 法と同等の正確度で取得できることが示された。一方、触針走査法を用いた場合の S_{pc} は他の2つの測定法の場合よりも明らかに小さかった。これは、前述の触針問題のため、短波長で突起先端の曲率が小さい凹凸成分の形状をトレースできなかったことが原因と考えられる。

以上の結果から、本研究で採用した共焦点顕微鏡法によって得られる表面形状データ

が、少なくとも接触式の測定法と同等の正確度を有することがわかった。つまり、測定された表面形状データが過剰または不十分に補正され、これを用いて得られる接触解析の結果が真値と大きく乖離するというリスクは小さいと言える。

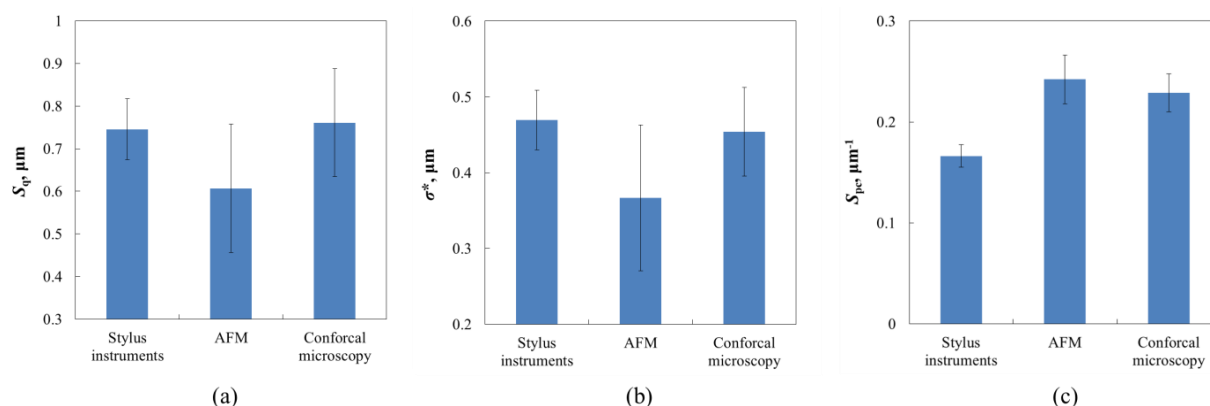


図 A-1 測定法の違いによる表面粗さパラメータの違い

- (a) 二乗平均平方根粗さ S_q
- (b) 突起頂点高さの標準偏差 σ^*
- (c) 突起頂点の算術平均曲率 S_{pc}

B. サンプリング間隔の検討

表面形状の測定時のサンプリング間隔は、接触解析の正確度と解析速度の両方に影響を及ぼす。一般的に、サンプリング間隔が小さいほど表面形状を正確にトレースできるため、解析の正確度は向上する。しかし、これにもなって解析の要素数が増加するため、解析速度は低下する。第4章で開発したピーリング寿命の予測法のように、多くの接触解析を行う場合は、必要な解析の正確度を確保できる最大のサンプリング間隔を決定する必要がある。そこで本検討では、同一のサンプルについて異なる複数のサンプリング間隔で表面形状測定を行い、得られた表面形状データの表面粗さパラメータを比較した結果に基づいて最適なサンプリング間隔を検討した。

測定サンプルは第4章の転動疲労試験（表4.1）のNo. 1とNo. 4の試験に用いた駆動円筒とし、測定箇所は外形面内の1か所にした。これらの駆動円筒の運転前の算術平均粗さ R_a は、No. 1の試験が $0.75 \mu\text{m}$ 、No. 4の試験が $0.30 \mu\text{m}$ であった。No. 1の試験は試験前と 10^4 回負荷時について、No. 4の試験は試験前と 10^5 回負荷時について表面形状測定を行った。測定法は共焦点顕微鏡法とし、サンプリング間隔 ($\Delta x = \Delta y$) を $0.29 \mu\text{m}$ 、 $0.50 \mu\text{m}$ 、 $0.83 \mu\text{m}$ 、 $1.25 \mu\text{m}$ 、 $2.50 \mu\text{m}$ にした5条件で測定を行った。なお、サンプリング間隔以外の測定条件は表A-1と同じとした。得られた表面形状の生データには、前項

(A) の検討と同じ条件で LM ノイズカットとローパススプラインフィルタ処理を施した。以上の方法で得られた表面形状に対し、三次元表面形状解析ソフトウェアを用いて二乗平均平方根粗さ S_q 、突起頂点の高さの標準偏差 σ^* 、突起頂点の算術平均曲率 S_{pc} の算出を行った。このとき、サンプルの円筒形状を補正するために曲面補正を実施し、さらにカットオフ値 $2.5 \mu\text{m}$ のローパスガウシアンフィルタ処理を適用した。このガウシアンフィルタ処理は、表面形状測定時のスプラインフィルタ処理で除去しきれなかった短波長の表面粗さ成分を除去するために行い、これによってピーリングの発生と関連の強い波長域（波長 $2.5 \mu\text{m}$ 以上）の表面粗さ成分について評価できるようにした。 σ^* と S_{pc} の算出のための突起頂点の抽出条件は、自点の周囲の約 $2.5 \mu\text{m}$ 四方の範囲内に存在する全測定点より自点が高いこととした。

以上の方法で算出した表面粗さパラメータおよび σ^* と S_{pc} の積（以下、 $\sigma^* \cdot S_{pc}$ ）とサンプリング間隔の関係を整理し、最小のサンプリング間隔の場合と大差ない表面粗さパラメータが得られる最大のサンプリング間隔を最適値と判断した。第 2 章でも述べたように、 $\sigma^* \cdot S_{pc}$ の積は粗面が接触するときの突起接触部の接触過酷度と関連があるので、接触解析に用いる表面形状のサンプリング間隔を検討するための評価指標として好適である。

図 B-1 に各表面粗さパラメータおよび $\sigma^* \cdot S_{pc}$ とサンプリング間隔の関係を示す。図 B-1(a)は S_q 、図 B-1(b)は σ^* についての結果であり、これらの表面粗さパラメータはサンプリング間隔の影響をほとんど受けないことがわかった。図 B-1(c)は S_{pc} についての結果であり、初期の表面粗さ (R_a) や負荷回数によらずサンプリング間隔が大きいほど S_{pc} が減少する傾向がみられた。ただし、サンプリング間隔が $0.29 \sim 1.25 \mu\text{m}$ の範囲における S_{pc} の変化は小さく、サンプリング間隔が $0.29 \mu\text{m}$ の場合の値を基準値にすると、サンプリング間隔を $1.25 \mu\text{m}$ にした場合の S_{pc} は 10%以内の減少に留まっていた。一方、サンプリング間隔を $2.50 \mu\text{m}$ にした場合の S_{pc} は基準値より 45%以上小さくなっていた。図 B-1(d)は $\sigma^* \cdot S_{pc}$ についての結果であり、サンプリング間隔を $1.25 \mu\text{m}$ にした場合の S_{pc} は基準値と比較して 8%以内の減少に留まっていた。

以上の結果から、接触解析に用いる表面形状データを測定するときのサンプリング間隔の最大許容値は $1.25 \mu\text{m}$ 程度と考えられ、本研究ではこの値をサンプリング間隔として運用することに決定した。

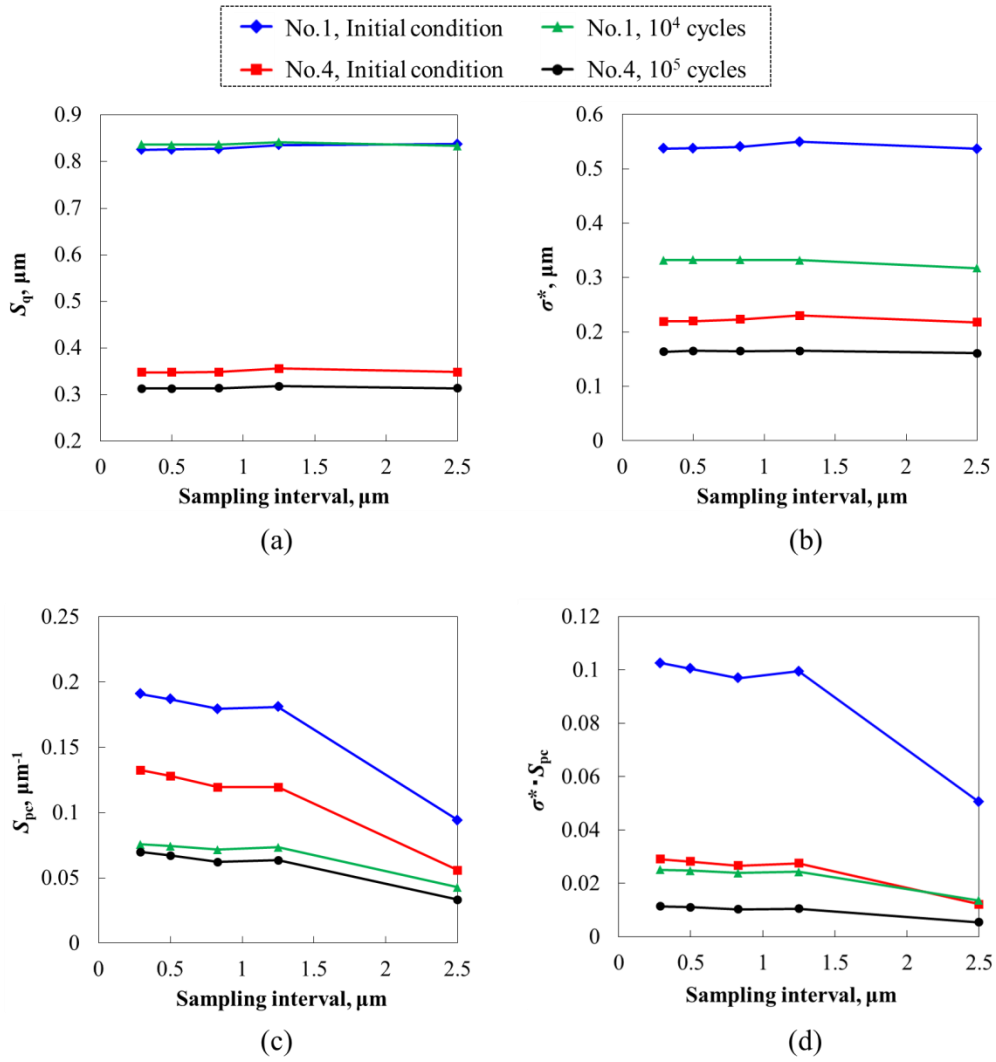


図 B-1 各種表面粗さパラメータ（および $\sigma^* \cdot S_{pc}$ ）とサンプリング間隔の関係

- (a) 二乗平均平方根粗さ S_q
- (b) 突起頂点高さの標準偏差 σ^*
- (c) 突起頂点の算術平均曲率 S_{pc}
- (d) $\sigma^* \cdot S_{pc}$