

令和3年度
博士論文

電氣的接触抵抗法を用いた
潤滑油の軸受接触面における
流動状態の観測技術に関する基礎研究

1913D01 竹田 雄祐

崇城大学 大学院 工学研究科 博士後期課程

機械システム工学専攻 生産技術工学講座

生産システム工学研究室

目次

第1章 緒論	
1-1 研究背景	1
1-2 研究目的	2
1-3 研究手順	3
参考文献(1章)	3
第2章 潤滑油	
2-1 本研究で用いた潤滑油	4
2-2 自動車用潤滑油	5
2-2-1 自動車用潤滑油の規格	5
2-2-2 一般的な自動車用潤滑油の成分構成	7
2-3 新還元添加剤 SOD-1PN	8
2-4 粘度指数向上剤の特徴	11
2-4-1 粘度指数向上剤について	12
2-4-2 mPAO の特徴	13
2-5 石炭由来の潤滑油	14
2-6 第2章のまとめ	15
参考文献(2章)	15
第3章 ECR 観測技術	16
3-1 ECR 観測技術	16
3-2 電氣的接触抵抗法の観測理論	16
3-3 潤滑油の絶縁性	24
3-4 スラスト玉軸受寿命評価試験機における ECR 観測	25
3-5 潤滑油膜可視化装置における ECR 観測	26
3-5-1 ECR 観測の目的	26
3-5-2 ECR 観測方法	26
3-6 ECR 観測における印加電圧の設定	27
3-7 ECR 観測時間について	28
3-8 第3章のまとめ	28
参考文献(3章)	29
第4章 軸受寿命評価試験	30
4-1 軸受寿命試験の目的	30
4-2 軸受の寿命	30
4-3 転がり疲れ寿命・定格疲れ寿命	31

4-4	基本動定格荷重	31
4-5	使用機器と設計寿命	31
4-6	基本動定格荷重における軸受寸法の選定	32
4-7	基礎理論	33
4-7-1	理論最小油膜厚さの計算	33
4-7-2	転がり面の弾性接触	36
4-7-3	接触面の圧力	37
4-8	スラスト玉軸受寿命評価試験機の理論	38
4-8-1	定格寿命	38
4-8-2	油温の計算	39
4-8-3	摩擦係数の計算	39
4-9	軸受寿命評価試験機	40
4-9-1	スラスト玉軸受寿命評価試験機の詳細と実験方法	40
4-9-2	試験軸受仕様	41
4-10	荷重と理論寿命時間の関係	42
4-11	実験結果	43
4-11-1	中粘度潤滑油（エンジン油 5W-30）、高粘度潤滑油（ギア油 VG320）の寿命試験結果	43
4-11-2	中粘度潤滑油（エンジン油 5W-30）と、高粘度潤滑油（ギア油 VG320）の寿命試験における軸受の損傷状況	44
4-11-3	低粘度潤滑油（エンジン油 0W-16 mPAO、0W-16 VII）の寿命試験結果	45
4-11-4	極低粘度潤滑油（エンジン油 0W-8 CTL、0W-8 GroupIII）の寿命試験結果	45
4-12	第 4 章のまとめ	46
	参考文献（4 章）	47

第 5 章 ECR を用いた設備の状態監視技術

5-1	設備の状態監視の目的	48
5-2	スラスト玉軸受け寿命評価試験機に用いた状態監視技術	48
5-2-1	有次元加速度計	48
5-2-2	無線電力系	49
5-2-3	ECR 観測	49
5-3	スラスト玉軸受寿命試験における設備の状態監視結果	50
5-4	動作条件が軸受寿命に与える影響	52
5-4-1	動作条件プログラム型スラスト玉軸受寿命評価試験機	52
5-4-2	複合動作における潤滑モデル	54
5-4-3	新型寿命試験機単体性能評価	54
5-4-4	正逆反転動作試験	54
5-4-5	試験結果	55
5-5	第 5 章のまとめ	57

参考文献 (5 章)	58
第 6 章 潤滑油膜の高圧粘性	
6-1 はじめに	59
6-2 落球式高圧粘度計の概要	59
6-2-1 落球式高圧粘度計本体の最大使用圧力	61
6-3 実験方法	63
6-4 測定原理	64
6-5 高圧粘度	65
6-6 粘度圧力係数	67
6-7 機器定数	69
6-8 観測結果	71
6-9 第 6 章のまとめ	71
参考文献 (6 章)	72
第 7 章 潤滑油膜の光学観測	
7-1 はじめに	73
7-2 ヘルツの接触面積理論	81
7-3 光干渉法を用いた油膜観測	85
7-3-1 光干渉法	85
7-3-2 実験装置	88
7-3-3 実験方法	89
7-3-4 鋼球とオプティカルフラットの表面粗さ	90
7-4 潤滑油膜可視化装置における油膜の光学観測結果	92
7-4-1 中粘度潤滑油 (エンジン油 5W-30) と高粘度潤滑油 (ギア油 VG320) の油膜評価	92
7-4-2 低粘度潤滑油 (エンジン油 0W-16 系) の油膜評価	96
7-4-3 極低粘度潤滑油 (エンジン油 0W-8 系) の油膜評価	98
7-5 第 7 章のまとめ	100
参考文献 (7 章)	101
第 8 章 ECR を用いた潤滑油膜の観測	
8-1 はじめに	102
8-2 潤滑油膜可視化装置における ECR 観測条件	102
8-3 中粘度潤滑油 (エンジン油 5W-30) と高粘度潤滑油 (ギア油 VG320) の ECR 観測結果	103
8-4 低粘度潤滑油 (エンジン油 0W-16) の ECR 観測結果	106
8-5 極低粘度潤滑油 (エンジン油 0W-8) の ECR 観測結果	108
8-6 第 8 章のまとめ	112
参考文献 (8 章)	112

第9章	結言	
9-1	本研究の成果	116
9-2	今後の課題	117
9-3	ECR 観測の今後の期待	118
	謝辞	119

第 1 章

緒論

1-1 研究背景

近年、世界では地球温暖化対策として温室効果ガスの排出削減と、省エネルギーが強く求められている。その歴史は、1997年に京都で開催された気候変動枠組み条約第3回締約国会議（COP3）において、気候変動に関する国際連合枠組み条約の京都議定書（通称、京都議定書）が採択され、温室効果ガス排出の低減、省エネルギーが広く認識されることとなった。その後2005年に京都議定書が発効し法的拘束力が発生し、日本国内においても省エネ法（エネルギーの使用の合理化に関する法律）の改正が行われている。その後、2015年9月には国連総会においてSDGs（持続可能な開発目標）が採択され、同年12月には気候変動枠組み条約第21回締結国会議（COP21）において、2020年以降の温室効果ガス排出削減等のための国際的枠組みとなる「パリ協定」が採択され、今日では既に実施段階に入っている。

このように、1990年代から今日に至るまで温室効果ガスの削減や、省エネルギーについて産業界、工業界では継続して取り組みが続けられており、これからも継続していくことが求められている。例えば日本国内では自動車のCO₂排出量を2030年までに2021年比で37.5%削減を目標としており、自動車エンジンに対しては、さらなる高効率化と低排出ガス化が継続して必要とされている。^[1-1] その中で潤滑油のトライボロジー性能向上に対する要求も一段と増してきている。それは、低粘度化による機械損失の低減と摺動部への適切な油膜保持による摩擦・摩耗の抑制、加えて温度に影響されにくい安定した性能などがある。

日本国内における自動車用低粘度エンジン油は、国際的な規格であるILSAC規格及びAPI規格に適合している0W-20が広く普及している。しかし、0W-12以下の低粘度エンジン油の評価が難しく、新たな規格の制定要望が出されていた。最近では自動車技術会がJASO GLV-1（Gasoline Low Viscosity-1）規格を設定し0W-8、0W-12なる極低粘度エンジン油の概要を発表した。新規格では低粘度かつ省燃費性に優れることが強調されている。一方、米国における現在の自動車用エンジン油は、5W-30もしくは5W-20が主力となっており、低粘度化に向けた要求が極めて高い。

2020年4月に米国石油協会（API）の新規格SPが施行された。この規格では適合する低粘度エンジン油として新たに0W-16が設定された。特に自動車のエンジン油においては低粘度化が進んでおり、省燃費性に優れたオイル規格（API：SM、ILSAC：GF-4など）を取得した低粘度のSAE 0W-20や5W-30エンジン油を指定する車が増加している。また、日本では最も低粘度のSAE 0W-8^[1-2]に適合し、世界で初めて設定された低粘度のオイル品質規格「JASO GLV-1」の認定を受けた潤滑油も一部企業では採用している。

しかしながら、より低粘度になるほど潤滑や密閉性という潤滑油本来の目的に対して性能を発揮することは困難となり、摩耗の増加や機械の耐久性が問題となる。一方で粘度が高すぎると潤滑油の粘性抵抗で機械損失は大きくなり、エネルギー損失は大きくなる。この相反する性能を高い次元で実現する必要がある。加えて、潤滑油の原料についても従来の石油や、植物由来の潤滑油に加えて、石炭由来の潤滑油にも注目されている。世界的に脱炭素、脱石炭が訴えられているが、自動車の動力源が内燃機関から電動機に移行したとしても、その電力をどのように生産するのかが、大きな問題となる。その際に、風力、水力などのクリーンエネルギーが注目されるが、それらの発電機には潤滑は必要不可欠である。石油資源の多くを輸入に頼る日本特有の事情や、世界的な食糧不足への問題などを鑑みると、日本国内でも調達可能である石炭を原料とした潤滑油には需要の拡大が期待されている。

このように、潤滑油業界では低粘度かつ高性能な合成油や、粘度特性や耐摩耗性に優れた潤滑油や添加剤の研究、開発が進められている。

1-2 研究目的

自動車や産業用機械の寿命延長や省エネルギーを目的とし、自動車用油や工業用油を用いて様々な試験機を用いて性能評価に取り組んできた。

潤滑油を構成する成分の違いが軸受寿命に与える影響については、Fig.1.1 に示すスラスト玉軸受寿命評価試験機を用いて、実際に軸受が破損するまでの寿命時間を計測することで評価している。例えば、共同研究者である(有) D1 ケミカルが開発したメタロセン触媒を用いたポリ α オレフィン (mPAO) を含む新還元添加剤 (以下 SOD-1PN と称す) のそれぞれの寿命時間を比較評価した結果、エンジン油 5W-30 とギア油 VG320 に SOD-1PN を 10vol% 添加した場合に、それぞれ基準油に対して寿命時間が 4.6 倍と 14.5 倍となり、軸受寿命に対して優れた性能を有することが確認している。この軸受寿命評価試験の詳細については第 4 章で述べる。

さらに、潤滑油を構成する成分の違いが、軸受寿命の延長効果に与えるメカニズムを追求するために、軸受の内外輪をガラスに変更し、軸受の転動面における潤滑接触面状態を観察できる潤滑油膜可視化装置 (Fig.1.2) を用いて、光干渉法により潤滑油の弾性流体潤滑 (Elasto Hydrodynamic Lubrication、以下、EHL と称す) 下での油膜の厚さや、油膜形成状態や油膜厚さについて観測し、寿命延長に至るメカニズムの解明に取り組んできた。この潤滑油膜の観察については第 6 章で述べる。

加えて、軸受などのように高い圧力下における潤滑油の挙動についても観察するため落球式高圧粘度計を用いて、高圧下における潤滑油の性状についても観測している。こちらについては第 5 章で述べる。

このように、潤滑油を構成する成分の違いが軸受寿命に与える影響とその潤滑面における挙動について比較検証を進めている。しかしながら、1-1 で述べたように自動車用エンジン油は、近年、著しく低粘度化している。そのため軸受転動面に形成される油膜厚さについても薄膜化が進んでおり、潤滑油膜の観察において、従来の光学的な観測だけでは比較評価が難しく、新たな問題となっている。

そこで、薄膜化した潤滑油膜を評価するために新たな観測手法が必要となった。過去より潤滑状態の評価方法のひとつとして、潤滑油の絶縁性に注目し、油膜形成状態を電気抵抗値の変化で評価する観測技術がある。本研究では上述した電氣的接触抵抗法 (Measurement for Electrical Contact Resistance、以下 ECR と略す) ^[1-3] を用いて潤滑油膜の電氣的な観測及び評価技術の確立を目指した、その観測原理、観測能力について論ずる。

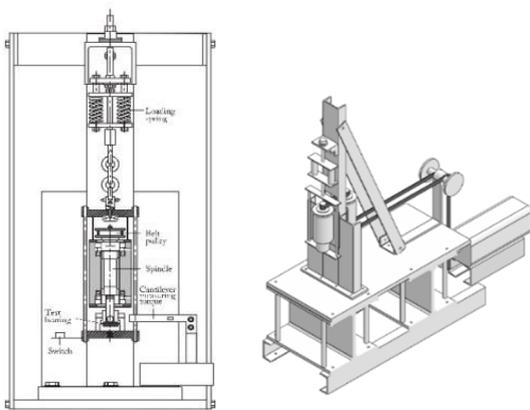


Fig.1.1 Detector for Evaluating Fatigue Life of Thrust Ball Bearing

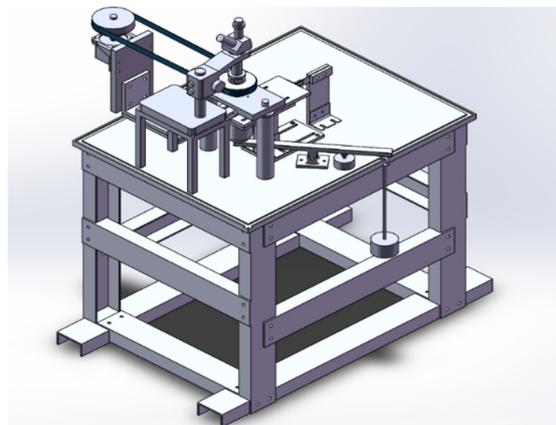


Fig.1.2 Observation Machine of the Contact Surface in Bearing

1-3 研究手順

本研究において、潤滑油の成分の違いによって、自動車や産業用機械に用いられる軸受などの寿命に与える影響や、トライボロジー性能に与える影響について、軸受の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜に着目し、そのメカニズム解明を目的としている。また、潤滑油を絶縁体のひとつとして、その電気抵抗の変化を観察する電氣的接触抵抗法の有効性や、基礎技術の検証も研究目的とした。その検証方法について述べる。まず、動粘度の異なる各種潤滑油を試料油とした。油温 40°Cにおける動粘度をもとに、本研究では高粘度、中粘度、低粘度、極低粘度と4つの区分を設け、それぞれの区分において、成分の異なる2種類の試料油を比較検討している。本研究に至る先行研究において、潤滑油を構成する成分の違いによって、形成される油膜厚さが厚くなり潤滑状態が流体潤滑条件に移行することで、軸受の軌道面に与える負荷が減少し、軸受寿命の延長につながっているとの考えに至っている^[1-4]。そこで、初めに各資料油の、試験片となる軸受が実際にフレーキング破損に至るまでの寿命時間について確認して潤滑油の基本的な性能を把握する。その上で、潤滑油膜可視化装置を用いて、潤滑油膜の性状を光学的に直接観察し、上記仮説の妥当性を確認する。

本研究では、油膜の状態を光学的に観察するのみならず、油膜の絶縁性に注目し、その電気抵抗を測定観察することで、油膜の状態を電氣的に観察する電氣的接触抵抗法を用いて比較評価を試みた。同じ油膜厚さを、油膜性状を、光学的、電氣的に2つの方法で観察することによって、潤滑油を構成する成分の違いが潤滑状態、軸受の寿命に与える影響について検証する。また電氣的接触抵抗法を用いた、機械の軸受や潤滑状態を監視する、設備監視技術の可能性についても述べる。

参考文献 (1章)

- (1-1) JOURNAL OF SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS OF JAPAN 自動車技術 Vo 178, No8, p.151~155(2020)
- (1-2) 大木啓司, 蓬田知行, 原山貴登, 葛西杜継: 年鑑 22 燃料・潤滑油・グリース, 自動車技術 第74巻 8号(2020) pp.1
- (1-3) 村木正芳: 「図解トライボロジー摩擦の化学と潤滑技術」, 日刊工業新聞社, pp91-94 (2007)
- (1-4) 竹田雄祐, 里永憲昭, 城戸祥成, 渡邊孝司, 園田智之: 弾性流体潤滑条件下における新還元添加剤(SOD-1PN)の挙動に関わる考察, 日本設備管理学会誌 第31巻 4号 (2020) pp.85-89

第 2 章

潤滑油

2-1 本研究で用いた潤滑油

本研究で資料油として用いた潤滑油について説明する。Table 2.1 に本研究で用いた潤滑油の一覧と、その密度と動粘度について示す。

まず、研究における基準油としてエンジン油 5W-30 と、ギア油 VG320 単体と、其々に、後述する新還元添加剤 SOD-1PN を 10Vol% 添加した合成油の 4 種類を用いている。

さらに、電氣的接触抵抗法 ECR の観測性能を評価するため、上述した 4 種に加えて低粘度潤滑油である構成成分の異なる 2 種類のエンジン油 0W-16、極低粘度潤滑油であり、ベースオイルの原料が、石油と石炭で異なる 2 種類の極低粘度エンジン油 0W-8^[2-1]も用いた。

各実験で使用した資料油は、新油の状態を用いている。しかしながら潤滑油の性能を判断するために、一部の資料油においては、第 3 章で述べるスラスト玉軸受寿命評価試験後の劣化した資料油も使用している。

Table 2.1 List of test oils

Sorting (Viscosity range)	Oil Type	Density [g/cm ³]	Kinematic Viscosity [mm ² /s]		Viscosity Index (P.6)
		40°C	40°C	60°C	
Middle (中粘度)	Engine Oil 5W-30	0.8440	57.70	27.92	157
	Engine Oil 5W-30+SOD-1PN(10Vol%)	0.8500	59.20	29.58	176
High (高粘度)	Gear Oil VG320	0.8840	324.00	108.56	94
	Gear Oil VG320+SOD-1PN(10Vol%)	0.8880	288.00	101.78	103
Additive Oil (添加剤)	Additive Oil SOD-1PN	0.9200	132.30	61.32	173
Low (低粘度)	Engine Oil VII 0W-16	0.8297	36.91	18.98	167
	Engine Oil mPAO 0W-16	0.8287	32.68	16.83	158
Very Low (極低粘度)	Engine Oil CTL4 0W-8	0.8026	18.39	10.02	137
	Engine Oil GroupIII 0W-8	0.8109	18.31	9.99	138

2-2 自動車用潤滑油

2-2-1 自動車用潤滑油の規格

エンジン油の規格について説明する。現在一般的に使用されているガソリンエンジン油は、API (American Petroleum Institute : アメリカ石油協会) や ILSAC (International Lubricants Standardization and Approval Committee : 潤滑油国際標準化認証委員会) が定める規格に基づくものが主に使用され、現在の最高グレードは API SM/ILSAC GF-4 である。

自動車用エンジン油の近年の高性能化は目覚ましいものがあり、それは自動車の環境改善を軸とした高性能化 (低燃費化、低排出ガス化) への対応から進展してきたことは言うまでもない。エンジン油は、広く一般消費者に使用され、かつ潤滑油の交換を前提にしていることから、「規格」というものが業界に公表されることにより、規格適合オイルが市場に浸透し、一定の品質が保たれるという側面をもっている。そのため、次期オイル規格の動向を説明することが、今後のエンジンオイルの展開や展望を語ることに繋がると考えられる。

潤滑油製品は、鉱物油系のパラフィン系ベースオイルを主原料とすることが多い。鉱物油系のパラフィン系ベースオイルにはいくつかの категорияがある。その分類規格を Table 2.2 にまとめる。

Table 2.2 Details of automotive lubricant standards

Classification	Sulfur content %		Saturation %	Viscosity Index	Purification method
Group I	0.03 or more	and/or	Less than 90	80~120	Solvent refined oil
Group II	0.03 or less	and	90 or more	80~120	Hydrogenated oil
Group III	0.03 or less	and	90 or more	120 or more	Hydrogenated oil
Group IV	PAO (P.9)				Synthetic oil
Group V	Does not belong to Group I-IV				

グループ I と呼ばれるベースオイルが現在世界的に最もポピュラーなベースである。一方で近年、自動車用エンジン油を中心にグループ II および、グループ III ベースオイルのニーズが高まってきている。これらベースオイルは品質ごとに需要動向が大きく変化しており、今後もそれを的確に把握することが重要である。

世界的にも最も一般的な溶剤精製タイプのベースオイルで、原油由来の原料を溶剤で分離精製する方法で生産される。日本では昭和 40 年代に建設されたプラントが多いが、グループ II、III ベースオイルは、水素化処理を基本としたプロセスで製造されるため硫黄分が少なく、飽和分が多い。とりわけグループ III ベースオイルは、原油由来の原料を潤滑油に適した分子構造に分解、改質することで得られ、温度による粘度変化が少ない、すなわち、粘度指数が高いのが特徴である。

自動車メーカーの環境対応が進む中、エンジン油は省燃費性に優れた規格（API：SM、ILSAC：GF-4 など）を取得した低粘度の SAE 0W-20 や 5W-30 エンジン油を指定する車が増加している。省燃費規格をクリアする低粘度エンジン油は、低温特性が優れ、温度による粘度変化の少ない高粘度指数のベースオイル（グループ III）が必要とされる。

環境対応（廃棄物削減）に対する要求から、エンジン油の長寿命化が進んでおり、硫黄分が少なく、飽和分の多い安定性の高いベースオイル（Group II および III）の必要性が高まっている。

トランスミッションに使われる ATF、CVTF に対する要求性能も環境対応の動きの中で年々厳しくなっている。長期安定性のほかに、最近では省燃費性も要求されており、安定性があり高粘度指数のベースオイル（グループ III）の必要性が高まっている。

日本国内ではグローバルな自動車用ガソリンエンジンオイルの規格である ILSAC 規格及び API 規格に適合している 0W-20 が広く普及している。しかし、0W-12 以下の低粘度エンジンオイルの評価が難しく、新たな規格の制定要望が出されていた。最近では自動車技術会が JASO GLV-1（Gasoline Low Viscosity-1）規格を設定し 0W-8、0W-12 なる超低粘度エンジンオイルの概要を発表されている。新規格では低粘度かつ省燃費性に優れることが強調されている。

一方、米国では自動車のエンジンオイルやギアオイルにおいては、現在 5W-30 もしくは 5W-20 が主力となっており、低粘度化に向けた要求が極めて高く、2020 年 4 月に米国石油協会（API）の新規格 SP が施行された この規格に適合できる低粘度エンジン油としてに 0W-16 が設定されている。

2-2-2 一般的な自動車用エンジン油の成分構成

一般的にエンジン油とはベースオイルに各種添加剤が添加されている。ベースオイルには鉱物油、部分合成油、合成油の3種類がある。このベースオイルに対して様々な添加剤が配合されている。一般的な添加剤の種類を Table 2.3 に示す。

Table 2.3 Additives contained in engine oil

Type		Efficacy of Ingredients	Representative examples
Cleaning dispersants	Cleaning agent	Prevents the volume of degraded or insoluble substances in the lubricant from reaching each part, and makes each part clean.	Calcium Magnesium
	Dispersing agent	Disperse particles such as carbon and sludge in the lubricant to prevent them from sticking to the metal surface.	Acid/Nitrogen
Antioxidants		Prevents oxidation and alteration of lubricating oil due to heat, and inhibits the formation of sludge and other degradation products.	Phosphorus/Zinc
Load resistance additive	Oleaginous agent	Forms an oil film to reduce friction and wear.	Ester
	Cardiotonic agent	A compound film is formed on the sliding surface to prevent wear and seizure.	Sulfur/Phosphorus, Molybdenum
Viscosity Index Improver		Reduces changes in lubricant viscosity due to temperature changes.	Polymers
Pour point hardener		At low temperatures, the wax content in the lubricant prevents crystal solidification and lowering the flow point.	Polymers

エンジン油の主な役割は下記の5つである。

エンジン内部に生じる金属同士の摩耗や焼き付きなどを軽減するための潤滑作用

ピストンとピストンリングを密閉してガス抜けを防ぐ密封作用

エンジンは燃焼や摺動摩擦より、高温な状態になるため熱を吸収する冷却作用

燃焼や回転運動によって、様々な汚れが発生するためその汚れを取り込む洗浄作用

エンジンの内外の温度差により生じる水分が原因で発生する錆を防止する防錆作用

2-3 新還元添加剤 SOD-1PN

エンジン、トランスミッション、デファレンシャルギアなどに用いられる自動車用潤滑油のほか、産業用機器などの潤滑、摩耗、摩擦性能などをさらに改善するため、共同研究者である(有)D1 ケミカルが独自に開発した添加剤が、新還元添加剤 SOD-1PN である。

SOD-1PN の主な構成は、ポリオールエステル (POE)、2 塩基酸エステルのジエステル (DST) や植物油系エステル化合物 (VOE) などエステル系合成潤滑油を主成分としており、粘度指数が 230 以上、低温性能は $-45\sim-20^{\circ}\text{C}$ 、揮発性は同粘度の潤滑油と比較してかなり低く、低粘度と低揮発性により摩擦損失を低減させ、熱安定性と酸化安定性が高いので長寿命で鉱油及び合成油との相溶性が良く、添加剤との溶解性と生分解性に優れている。

潤滑摺動部表面に固着したデポジット、ワニスやスラッジのコンタミナント類などの汚れの膜は、時間の経過に伴い積層し、トライボロジー性能（潤滑、摩耗、摩擦）に悪影響を与えている^[2-2]。金属表面の汚れの膜の構成としては、Fig.2.1 に示すように汚れの膜、吸着分子層と酸化膜の 3 層のコンタミナントから形成される。新還元添加剤は吸着分子層を引き離して汚れが剥離すると考えている^[1]。これらのコンタミナントの内、酸化膜は加工硬化層と同様に非常に硬く、一般の溶剤では除去が困難である。しかしながら、これらの硬い層は金属素地より硬い層であるため、耐摩耗性を向上させることになり好都合である。

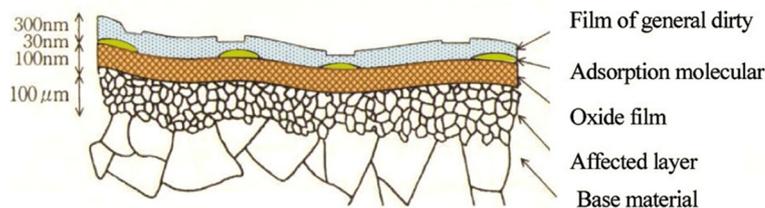


Fig.2.1 Components of solid surface

標準的な添加率としてエンジン、手動変速機、パワーステアリングには 10 vol%、自動変速機オイルは 7 vol%混合とする。従来品は潤滑作用をしながら潤滑摺動部のコンタミナント類を清浄、分解、除去し、最初の潤滑面（金属加工面）を再生、還元し、十分なオイルクリアランスを保持する。これにより摩耗、摩擦損失を大幅に低減し潤滑性を改善できる独自作用である。

SOD-1PN の主な三つの特徴を下記に記す。

一つ目は、スルホン酸カルシウム塩に含まれる炭酸カルシウムの構造を変更していることである。従来品添加剤（SOD-1）に使用されていた炭酸カルシウムの構造をアラゴナイト構造から、SOD-1PN ではカルサイト構造に変更した。カルサイト構造は高压化において分子構造が安定であるため、弾性流体潤滑領域下における耐摩耗性・潤滑性の向上に寄与していると考えられる。Fig.2.2 にカルシウム炭酸塩の構造を Table 表 2.4 にカルシウム炭酸塩の特徴を示した。

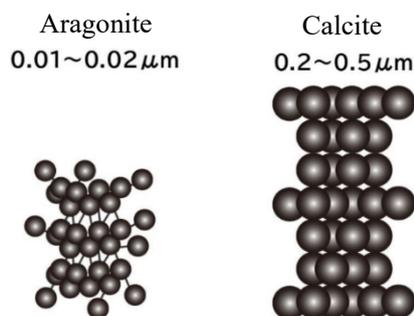


Fig.2.2 Structural changes in calcium carbonate contained in calcium sulfonic acid salt

Table 2.4 Characteristics of calcium carbonate

Characteristic	Aragonite (Amorphous)	Crystallin (Calcite)
FT-IR [cm ⁻¹]	8621	881
Particle size [nm]	10~30	100~200
Transparency	Transparent	Muddy Semi transparent
Lubricity	Good	Very good

二つ目は、高粘度合成ポリマー（Poly- α -Olefin、以下、PAO と称す）の配合である。PAO は鉱油に近い組成でありながら、不純物である硫黄分を含まず、温度が変化しても粘度を保持するという特長がある。鉱物系基油と同様の添加剤を使用することができ、各種工業用潤滑油に多く利用されている。主な働きとして粘度指数が高く、高温下でも油膜を保持し、低温での流動性が良好でエンジンの始動性に優れているなどが挙げられる。SOD-1PN は様々な種類の PAO がある中で、メタロセン触媒を用いた高粘度 PAO (mPAO) [2-3]を使用している。

その結果、異性化が無いことによりコンパクトで規則的な構造になり、優れた粘度特性を示した。分子構造のモデルを Fig.2.3 に示す。

せん断劣化をした合成油は新油に対して一般的に著しくトライボロジー性能として低下するが、mPAO の合成油は剪断劣化を受けにくく、安定的な性能を維持するように設計されている。エンジン油は油膜の形成及び維持が非常に重要であり、mPAO は油膜の薄膜条件下での金属接触において強固な油膜維持が可能になっている。

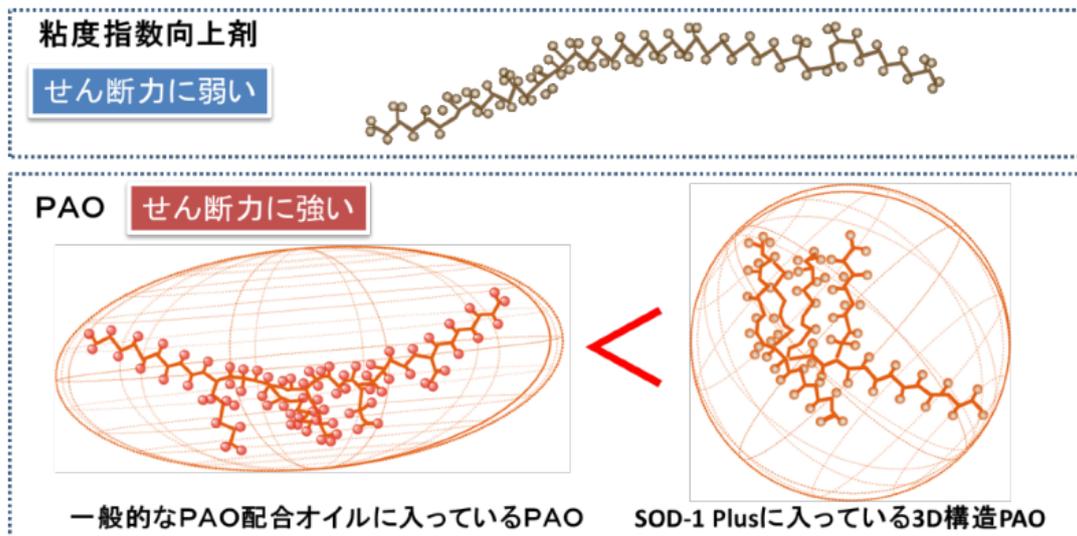


Fig.2.3 Molecular structure of high viscosity synthetic polymer (PAO) [2-4,7]

三つ目は、極圧剤として亜鉛と硫黄の配合である。極圧剤とは金属の二面間の摩擦、摩耗の現象や、焼き付き防止のために潤滑油に加えられる添加剤である。高荷重の接触面では必ず高温を伴っていて、高温になることで極圧添加剤が反応する。反応した極圧剤は金属面と反応し、せん断力の小さい被膜となって摩耗、焼き付き、融着を防止する。亜鉛は低温領域で、硫黄が高温領域で、それぞれ効果を発揮する。このように二種類の極圧剤を用いることで低温から高温の幅広い領域で効果を発揮することが可能になっている。

新還元添加剤 SOD-1PN の物性について Table 2.5 に示す

Table 2.5 Oxidation Stability Test of New Reducing Additives (SOD-1PN)

Additive Oil		SOD-1PN
Kinematic Viscosity	40°C mm ² /s	132.3
	100°C mm ² /s	19.9
Viscosity Index		173
Pour Point	°C	-47.5
Flash Point (PM)	°C	232.0
Increased Oxidative	mgKOH/g	3.68

2-4 粘度指数向上剤の特徴

2-2-2 で述べた自動車用エンジン油を構成する成分において粘度指数向上剤（Viscosity Index Improver、以下、VII と称す）^[2-5]はエンジンオイルの性能に大きく寄与する。

また 2-3 で述べた新還元添加剤 SOD-1PN に含まれるメタロセン触媒を用いた mPAO の有効性は高いと考えられる。

低粘度エンジン油 0W-16 において、一般的なエンジン油を構成する VII を mPAO に代替したエンジン油の性能比較を試みている。Fig.2.4 に一般的なエンジン油 0W-16VII と 0W-16mPAO それぞれの構成成分の割合を示す。

ここで、PKG 添加剤とはエンジン油に一般的に添加されている各種添加剤である。その内容は、潤滑油中の劣化物や不溶解分への堆積を防ぐ洗浄剤、カーボンやスラッジ等の粒子を潤滑油中に分散させ金属表面への付着を防止する分散剤、潤滑油の熱による酸化、変質を防止し、スラッジ等の劣化物の生成を抑制する酸化防止剤、摩擦面に反応し化合物の被膜を形成して摩耗や焼き付きを防止する極圧剤、潤滑油中の気泡発生を抑制する消泡剤などである。

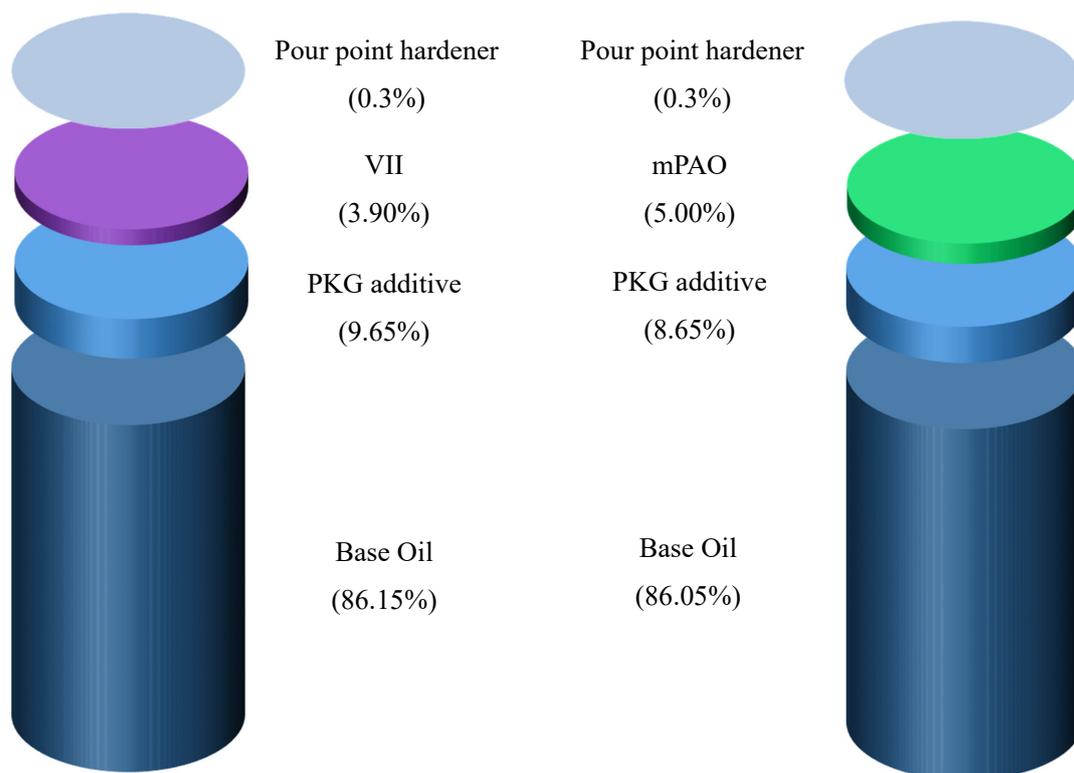


Fig.2.4 Ratio of engine oil components (left VII, right mPAO)

2-4-1 粘度指数向上剤について

潤滑油は、低温から高温（おおよそ $-30\sim 150^{\circ}\text{C}$ ）の広い温度領域で使用される。液体の粘度は一般的に高温で低く、低温で高くなる性質を示すが、潤滑油は粘度変化が小さいことが望まれる。この温度による粘度変化を小さくするためにエンジンオイルに添加されるのが VII であり、粘度変化が小さいほど燃費向上への効果が高い。VII の主成分は重量平均分子量が 1 万～50 万程度の直鎖状の油溶性ポリマーである。その作用機構は、潤滑油中での油溶性ポリマーの溶解状態の変化を利用している。高温ではポリマーの潤滑油への溶解性は上がり、分子鎖は伸びて広がった状態をとることで潤滑油の粘度を大幅に増加させる。逆に低温ではポリマーの溶解性が下がり、分子鎖は糸毬状に丸まった状態となり、潤滑油の粘度はそれほど上昇しないとされている。つまり、VII の働きは、適正な範囲内で潤滑油の粘度を保持させることである。温度による潤滑油の粘度変化の大きさは粘度指数という数値で示し、粘度指数が高いほど温度による粘度変化が小さく、潤滑油には好ましい。

VII は、化学組成からオレフィンコポリマー（OCP）系、ポリメタクリレート（PMA）系の二つに大きく分類される^[2-6]。OCP はエチレンとプロピレンをランダム共重合させたものである。市販 OCP の分子量は 10 万前後である。他の粘度指数向上剤に比較して、SAE で規格されている自動車の冷間時におけるセルモーターを使用してクランキングできる始動性能である CCS（Cold Cranking Simulator）粘度が低いのでマルチグレード油の調製に適している。一般的に粘度指数向上剤は高温でのターボチャージャのコーティング性やディーゼルエンジンピストンのデポジット生成に問題がある。しかし OCP は分子量の割に増粘効果が大きいので、PMA に比較し耐熱性が優れており、近年になって広く使用されるようになった。ただ PMA と異なり、流動点降下作用がないので PMA などと併用する必要がある。また OCP でも分散型が多くなりつつある。

ポリメタクリレート（PMA）はドデシルエステルを中心にした混合エステルであることが多い。分子量は数十万程度である。同一分子量で比較した場合の増粘効果は OCP やスチレン-ジエン共重合体（SDC）より小さい。近年ではアミン系の極性モノマーを共重合させた分散型の粘度指数向上剤も多くなりつつある。モノマーとしては 2-メチル-5-ビニルピリジンや N-ビニルピロリドンなどがある。分散型粘度指数向上剤は無灰分散剤のスラッジ分散性を補完するものであり、SG 級ガソリンエンジン油では一般的になりつつある。PMA 系は温度変化による分子鎖の広がり、収縮の差が大きいことから粘度指数向上性能に優れている。現在、VII に求められる主な性能は、粘度指数向上性能と、せん断劣化を受けにくい安定性である。

2-4-2 mPAO の特徴

ポリ α オレフィン (PAO) は鉱油に近い組成でありながら、不純物である硫黄分を含まず、温度が変化しても粘度を保ち続けるという特長がある。鉱物系基油と同様の添加剤を使用することができ、各種工業用潤滑油に多く利用されている。主な働きとして粘度指数が高く、エンジンの始動性に優れている。しかし、従来型の PAO は異性化があり、容積がより大きかった。そこでメタロセン触媒を用いて高粘度 PAO の性能の改善したものが mPAO である。

その結果、異性化が無いことによりコンパクトで規則的な構造になり、優れた粘度特性を示す。剪断劣化をした合成油は新油に対して一般的に著しくトライボロジー性能として低下するが、mPAO の合成油は剪断劣化を受けにくく、安定的な性能を維持するように設計されている。

近年、自動車用エンジン油は環境対応を目的として、低粘度化と、摺動部における油膜の形成及び維持を高いレベルで両立することがもとめられている。

2-3 で述べた新還元添加剤 SOD-1PN の構成成分のひとつである mPAO は油膜の薄膜条件下での金属接触において強固な油膜維持が可能であることから、低粘度エンジン油 0W-16 のトライボロジー性能向上を目的として、その構成成分である VII を mPAO に代替えることは十分に可能だと考えられる。Table 2.6 に 0W-16 VII と 0W-16 mPAO の化学的物性を示す。

Table 2.6 Chemical properties of engine oil 0W-16 VII and 0W-16 mPAO

Additive Oil		VII	mPAO
Kinematic Viscosity	40°C mm ² /s	36.91	32.68
	100°C mm ² /s	7.294	6.507
Viscosity Index		167	158
Pour Point	°C	-37.5	-35.0
Flash Point (PM)	°C	220	226
Increased Oxidative	mgKOH/g	7.33	7.36

VII に含まれる PAO は Fig.2.3 に示したように、一般的なオレフィンコポリマー (OCP) の構造である直鎖型であり、mPAO は立体格子状の構造である。VII に含まれる PAO の分子構造では mPAO に比べ分子量が大きく、また平面体に近いため剪断性能が劣るが増粘性に優れている。粘度低下に対する耐性としてせん断安定性があるが、一般的なせん断安定性は分子量が大きいほど剪断されやすくなる。ただ高温では粘度低下は起きにくいという利点がある。反対に分子量が小さいとせん断安定性は高くなるが粘度指数は低くなってしまふ。一般的な PAO の分子量が 20,000~50,000 に対して mPAO の分子量は 1,000~2,000 と低分子であるため粘度低下しにくく、立体構造であるため一般的にせん断劣化にも強いと考えられる。そのため、VII を mPAO に代替えることで、せん断劣化を受けにくく、VII よりも潤滑性能を長期間維持することが可能になるのではないかと期待される。

2-5 石炭由来の潤滑油

一般的に潤滑油は石油を原料に製造されている。自動車用エンジン油では、環境対応のために低粘度化が進んでいる。そのため 2-4 で述べたような低粘度エンジン油 0W-16 のみならず、更に低粘度化した極低粘度エンジン油 0W-8 が登場している。潤滑油は低粘度化することにより、機械損失が低減し省エネルギーに貢献が期待されるが、一方で摺動部の油膜欠損などにもつながりやすい。そこで、極低粘度エンジン油 0W-8 の軸受寿命性能や、潤滑状態について観察を行った。本研究で用いた極低粘度エンジン油 0W-8 は、従来の石油から製造されたものに加えて、石炭から製造された潤滑油 Coal To Liquids (以下、CTL) を用いている。CTL の製造方法を Fig.2.5 に示す。CTL は過去から存在していたが、その製造方法の複雑さなどから、石油由来に対して製造コストが高いという問題があった。しかしながらこれまで述べた潤滑油の様に、mPAO 等の添加剤の高級化に伴い、石油由来の潤滑油の製造原価が上昇しており、CTL との価格差が小さくなってきている。石油や石炭といった化石燃料には可採年数があり、資源の多くを海外からの輸入に依存している日本においては、国内でも採掘可能な石炭を原料とした CTL の需要は今後増加が期待されている。加えて CTL には低温でも流動性が落ちにくく粘度の保持率が高い特徴が上げられる。

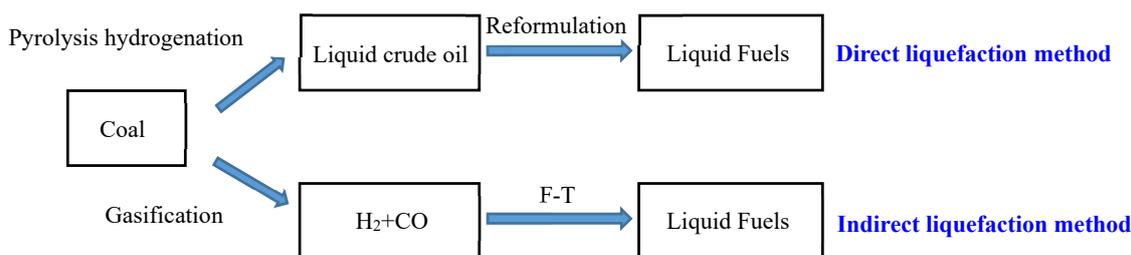


Fig.2.5 Manufacturing method of lubricating oil derived from coal

鉱物油は、エンジン油を構成するベースとなる成分の「ベースオイル」の1つである。ベースオイルには、自然界の原油を精製して作る鉱物油と、人工的に製造される化学合成油がある。極低粘度エンジン油 0W-8 において、上述した石炭由来の CTL と化学合成油 GroupIII の2つの原料の異なる油において、その軸受寿命に与える影響と、潤滑油膜の形成状態について比較評価を行い、石油由来の潤滑油に対して石炭由来の潤滑油の性能的な代替え可能性を検討する。

2-6 第2章のまとめ

本研究で用いた各試料油の詳細と、基本的な自動車用潤滑油の規格について本章で解説した。本研究では、資料油を、その動粘度に着目し、高粘度、中粘度、低粘度、極低粘度潤滑油の区分に分けている。各区分の試料油の基準油には、API規格における GroupIII相当を使用し、それらの基準油にメタロセン触媒を用いたポリ α オレフィン mPAO を添加、または成分に含有することで GroupIVに相当するものとして、比較評価を行った。また、極低粘度潤滑油については、その原料が石油由来に対して、石炭由来の潤滑油と比較評価することで、潤滑油の原料の違いが、トライボロジー性能に与える影響を検証した。

潤滑油の性能評価、検証は、スラスト玉軸受け寿命評価試験機を用いて、軸受が実際にフレーキング損傷に至るまでの寿命時間を観測することで寿命に与える影響を、潤滑油膜可視化装置を用いて、軸受の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜を光学的に観測し、加えて、両試験機に電氣的接触抵抗法 ECR 観測回路を用いて、その潤滑油膜を電氣的に観測し、寿命延長に至ったメカニズムについて検証する。軸受寿命試験については第4章と第5章で、軸受の油膜の観測については光学観測を第7章で、出来的観測を第8章で、それぞれ詳細を示す。

参考文献 (2章)

- (2-1) 大木啓司、蓬田知行、原山貴登、葛西杜継：年鑑 22 燃料・潤滑油・グリース，自動車技術 第 74 卷 8 号(2020) pp.1
- (2-2) 是松孝治、森棟隆昭：エンジン 熱と流れの工学 pp.157-158
- (2-3) 里永憲昭、竹田雄祐、奥田直史：メタロセン触媒を用いたポリ α オレフィン合成油における剪断劣化を受けた弾性流体潤滑条件下のトライボロジー特性、日本ケミカルズ販売主催自動車用潤滑油の低粘度化と合成油技術動向セミナー論文集、p7、(2019)
- (2-4) 日本ケミカルズ販売株式会社 <http://www.ncstokyo.co.jp/en/our-items/>
- (2-5) 阪口歩：省燃費型エンジンオイル用粘度指数向上剤、三洋化成ニュース、No.514(2019)
- (2-6) 平田昌邦：潤滑油の粘度特性と粘度指数向上剤 JSPE-56-07 `90-07-1216 pp50-53
- (2-7) Exxon Mobil Corporation. SpectraSyn Elite™ mPAO Automatic transmission fluid : Marco Calzada, Wenning Han , Alina Li

第 3 章

ECR 観測技術

3-1 ECR 観測技術

機械の摺動面や、転がり軸受の転動体と軌道面の間には潤滑油膜が形成される。潤滑油は不導体であり、電気を通さない、しかし、軸受の軌道面と転動体などの摺動部表面は均質な表面ではなく、僅かな凹凸が存在する。本研究における潤滑状態は弾性流体潤滑条件であり、摺動する二面間の表面凹凸が直接、弾性域内接触する場合もある。面圧荷重に対して真実接触面での圧力も変動することから、軸受接触面の表面粗さや接触面圧、粘度などによって、通電、絶縁を繰り返すと考えられている。その潤滑油膜を電気抵抗と考えると、その変化の度合いから油膜の形成状態や、軸受の馴染み状態を観測する技術が電氣的接触抵抗法^[3-1]である。

電氣的接触抵抗法には、交流電源を用いるインピーダンス法^[3-2]と、直流電源を用いる電気抵抗法が広く知られている^[3-2]。本研究では、設備的に簡易な直流電源を用いた電氣的接触抵抗法（ECR）を使用している。

3-2 電氣的接触抵抗の観測理論

ECR 観測理論は、転がり玉軸受の軌道面と転動体間に形成される潤滑油膜を電気抵抗として考える。Fig.3.1 に ECR 観測回路図を、Fig.3.2 に実際の ECR 観測回路の外観写真を示す。

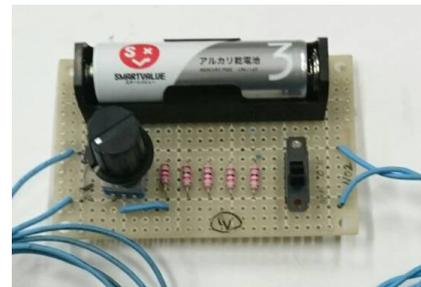
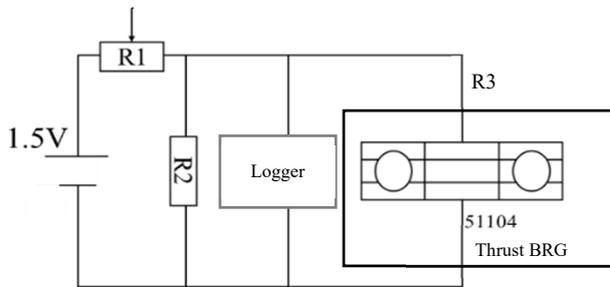


Fig.3.1 Circuit diagram of measurement for Electrical Contact Resistance Fig.3.2 Appearance of ECR measurement circuit

Fig.3.3 はストライベック曲線と、軸受軌道面と転動体の表面粗さと油膜厚さの関係を示している。軸受の接触表面粗さに対して油膜が潤沢に形成されている場合は流体潤滑となり、電気抵抗は無限大となる。一方で接触表面粗さよりも油膜が薄い場合では、軌道面と転動体が直接接触する境界潤滑となり電気抵抗は 0Ω となる。

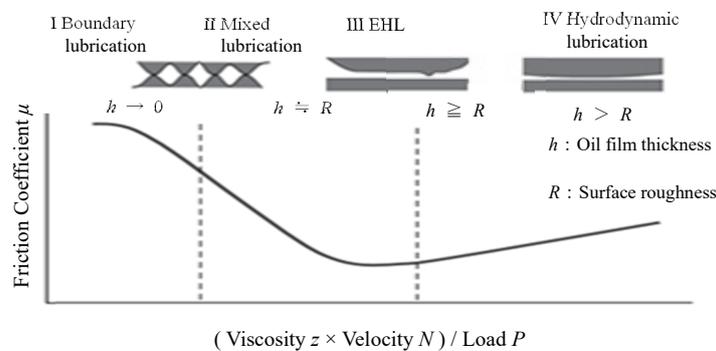


Fig.3.3 Stribeck curve and oil film formation on the orbital surface

本来は、摺動面における油膜の電気抵抗は 0Ω か無限大のどちらかを取るはずであるが、実際の摺動部における接触面は互いの摺動面の表面性状の影響を受けて Fig.3.4 に示すように、見かけの接触面積に対して、微小な面積で直接接触をしていると考えられる^[3-1]。油膜が厚い状態であれば油膜が切れ通電する頻度が低下する。

一方で、油膜が薄い状態では油膜が切れ通電する頻度は高くなると考えられる。このように、ECR 観測では、ある Fig.3.5 に示すモータや、センサに用いられる単位時間当たり占有する通電時間から実効電圧を制御するデューティ比のように電気抵抗が中間値を示すと考えられる。この電気抵抗に伴う電圧値の変化から油膜の形成状態を観測する方法が ECR 観測である。

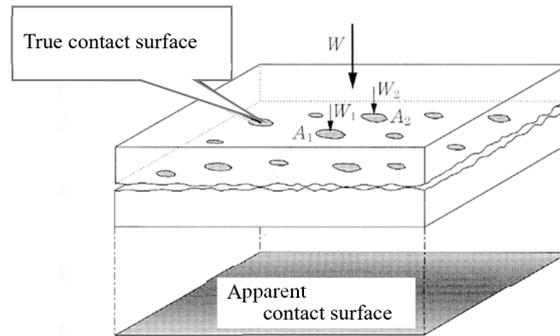


Fig.3.4 Model of a true contact surface

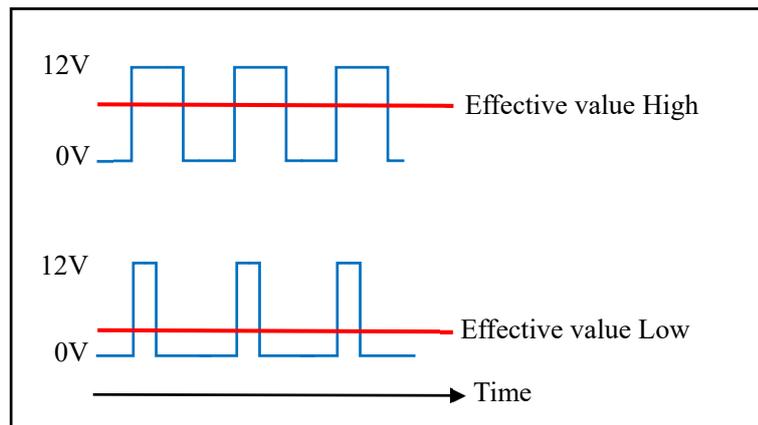


Fig.3.5 Duty Cycle example

潤滑油膜や潤滑状態を、電氣的に観測する技術への取り組みの歴史は長く、これまでに、潤滑油の粘度や物性等の違いによる観測が続けられている^[3-3,3-4,3-5,3-6,3-7,3-8]。このように油膜厚さと分離度には何らかの線形関係が成り立つと考えられる。

弾性流体潤滑 (EHL) 条件下では転動体、軸受軌道面の表面粗さと形成される油膜の厚みによっては、直接接触を繰り返すこととなる。そのため軸受の電気抵抗値は無限大と 0Ω の間を変動することとなる。形成されている油膜が厚いほど印加電圧に近い値を示すため、式 (3-1) のように ECR 観測回路の軸受部の最大印加電圧に対する測定電圧の比を分離度として評価する。

$$\text{分離度} = \frac{\text{測定電圧}}{\text{軸受の最大印加電圧}} \quad (3-1)$$

ここで、軸受の潤滑状態において、ストライベック曲線をもとに検討する際の算定方式を示す。
算定式に用いる記号は下記のとおりである。

a	: 接触円半径	[m]
A	: 接触面の面積	[m ²]
c	: ジャーナル軸受の半径隙間	[m]
d	: ジャーナル軸受の軸直径	[m]
E	: 等価弾性係数	[Pa]
F	: 摩擦力	[N]
h_c	: 中央膜厚	[m]
L	: ジャーナル軸受の軸受幅	[m]
p_m	: 平均接触圧力	[Pa]
R	: 玉の半径	[m]
R_x	: 転がり方向等価曲率半径	[m]
u	: 流体速度	[m/s]
u_e	: 流体の平均速度	[m/s]
u_s	: ジャーナル軸受の軸速度	[m/s]
Δu	: 接触面間の速度差	[m/s]
w	: 荷重	[N]
z	: 膜厚方向座標	[m]
α	: 粘度圧力係数	[Pa ⁻¹]
η	: 粘度	[Pa·s]
η_0	: 大気圧粘度	[Pa·s]
η_m	: 平均粘度	[Pa·s]
μ	: 摩擦係数	
Σ	: すべり率	$= \Delta u / u_e$
τ	: せん断応力	[Pa]
τ_m	: 平均せん断応力	[Pa]

<摩擦力 F について>

厚さ h_c の一様な EHL 油膜が、半径 R の玉と平面のヘルツ接触域内で形成されている場合、摩擦力 F と、油膜のせん断応力 τ の関係は、

$$F = \int \tau dA = \tau_m A \quad (3-2)$$

ここで、 τ_m は、平均せん断応力である。 A は、接触面の面積であり、

$$A = \pi a^2 = \pi \left(\frac{3wR}{2E} \right)^{2/3} = \pi \left(\frac{3p_m R}{2E} \right)^2 \quad (3-3)$$

で与えられる。油膜がニュートン流体とすると、そのせん断応力 τ_m は、次式で表される。

$$\tau_m = \eta_m \frac{\partial u}{\partial z} \quad (3-4)$$

Barus の式から、平均粘度 η_m を、

$$\eta_m = \eta_0 \cdot e^{\alpha p_m} \quad (3-5)$$

膜厚方向の速度勾配を、

$$\frac{\partial u}{\partial z} \approx \frac{\Delta u}{h_c} = \frac{u_e \Sigma}{h_c}$$

と、それぞれおけば、 τ_m は、近似的に次式で与えられる。

$$\tau_m \approx \eta_0 \cdot e^{\alpha p_m} \cdot \frac{u_e \Sigma}{h_c} \quad (3-6)$$

点接触条件での中央膜厚 h_c は、次式で計算される。

$$h_c = 2.69R \left(\frac{\eta_0 u_e}{ER} \right)^{0.67} (\alpha E)^{0.53} \left(\frac{ER^2}{w} \right)^{0.067} (1 - 0.61e^{-0.73}) \quad (3-7)$$

上式をパラメータ毎にまとめると、

$$h_c = 2.69 \cdot (1 - 0.61e^{-0.73}) \cdot R^{0.464} \cdot E^{-0.073} \cdot \alpha^{0.53} \cdot \eta_0^{0.67} \cdot u_e^{0.67} \cdot w^{-0.067} \quad (3-8)$$

荷重 w と平均圧力 p_m の間には、

$$w = p_m \pi a^2 = \pi \cdot p_m \cdot \left(\frac{3w}{2} \cdot \frac{R}{E} \right)^{2/3} = w^{2/3} \cdot \left(\frac{9}{4} \cdot \pi^3 \cdot p_m^3 \cdot \frac{R^2}{E^2} \right)^{1/3}$$

$$w^{1/3} = \left(\frac{9}{4} \cdot \pi^3 \cdot p_m^3 \cdot \frac{R^2}{E^2} \right)^{1/3}$$

$$w = \frac{9}{4} \cdot \pi^3 \cdot p_m^3 \cdot \frac{R^2}{E^2} = \frac{9}{4} \cdot \pi^3 \cdot p_m^3 \cdot R^2 \cdot E^{-2}$$

が成り立つ。

この関係式を式 (3-8) に代入すると、

$$h_c = 2.69 \cdot (1 - 0.61e^{-0.73}) \cdot R^{0.464} \cdot E^{-0.073} \cdot \alpha^{0.53} \cdot \eta_0^{0.67} \cdot u_e^{0.67} \cdot \left(\frac{9}{4} \cdot \pi^3 \cdot p_m^3 \cdot R^2 \cdot E^{-2} \right)^{-0.067}$$

$$h_c = 2.69 \cdot (1 - 0.61e^{-0.73}) \cdot \left(\frac{9}{4} \pi^3 \right)^{-0.067} R^{0.464} \cdot E^{-0.073} \cdot \alpha^{0.53} \cdot \eta_0^{0.67} \cdot u_e^{0.67} \cdot \frac{E^{0.134}}{p_m^{0.201} \cdot R^{0.134}}$$

$$h_c = C_1 \cdot R^{0.330} \cdot E^{0.061} \cdot \alpha^{0.53} \cdot \eta_0^{0.67} \cdot u_e^{0.67} \cdot p_m^{-0.201} \quad (3-9)$$

を得る。

ここで、 C_1 は

$$C_1 = 2.69 \cdot (1 - 0.61e^{-0.73}) \cdot \left(\frac{9}{4} \cdot \pi^3 \right)^{-0.067} \quad (3-10)$$

式 (3-6) に、式 (3-9) を代入すると、

$$\tau_m \approx \frac{\eta_0 \cdot e^{\alpha p_m} \cdot u_e \cdot \Sigma}{C_1 \cdot R^{0.330} \cdot E^{0.061} \cdot \alpha^{0.53} \cdot \eta_0^{0.67} \cdot u_e^{0.67} \cdot p_m^{-0.201}}$$

$$\tau_m \approx \frac{\Sigma}{C_1} \cdot R^{-0.330} \cdot E^{-0.061} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot p_m^{0.201} \cdot e^{\alpha p_m} \quad (3-11)$$

よって、摩擦力 F は、

$$F \approx \frac{A}{C_1} \Sigma \cdot R^{-0.330} \cdot E^{-0.061} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot p_m^{0.201} \cdot e^{\alpha p_m} \quad (3-12)$$

一方、式 (3-8) から、

$$h_c = C_2 \cdot R^{0.464} \cdot E^{-0.073} \cdot \alpha^{0.53} \cdot \eta_0^{0.67} \cdot u_e^{0.67} \cdot w^{-0.067} \quad (3-13)$$

$$C_2 = 2.69 \cdot (1 - 0.61e^{-0.73}) \quad (3-14)$$

であるので、式 (3-6) に、式 (3-13) を代入すると、

$$\tau_m \approx \frac{\eta_0 \cdot e^{\alpha p_m} \cdot u_e \cdot \Sigma}{C_2 \cdot R^{0.464} \cdot E^{-0.073} \cdot \alpha^{0.53} \cdot \eta_0^{0.67} \cdot u_e^{0.67} \cdot w^{-0.067}}$$

$$\tau_m \approx \frac{\Sigma}{C_2} \cdot R^{-0.464} \cdot E^{0.073} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot w^{0.067} \cdot e^{\alpha p_m} \quad (3-15)$$

式 (3-3) から、接触面積 A は、

$$A = \pi \left(\frac{3wR}{2E} \right)^{2/3} \approx \pi \left(\frac{3}{2} \right)^{2/3} w^{0.667} \cdot R^{0.667} \cdot E^{-0.667} \quad (3-16)$$

よって、

$$F \approx \frac{\Sigma}{C_2} \cdot R^{-0.464} \cdot E^{0.073} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot w^{0.067} \cdot e^{\alpha p_m} \cdot \pi \left(\frac{3}{2} \right)^{2/3} w^{0.667} \cdot R^{0.667} \cdot E^{-0.667}$$

$$F \approx C_3 \cdot \Sigma \cdot R^{0.203} \cdot E^{-0.594} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot w^{0.734} \cdot e^{\alpha p_m} \quad (3-17)$$

ただし、

$$C_3 = \left(\frac{3}{2} \right)^{2/3} \frac{\pi}{2.69 \cdot (1 - 0.61e^{-0.73})} \quad (3-18)$$

<摩擦係数 μ について>

摩擦係数は、

$$\mu = \frac{F}{w} \quad (3-19)$$

で与えられる。荷重 w と平均接触圧力 p_m 、接触面の面積 A の関係は、

$$w = \int p dA = p_m A \quad (3-20)$$

で表されるので、式 (3-2)、(3-19)、(3-20) から、

$$\mu = \frac{\tau_m}{p_m} \quad (3-21)$$

式 (3-21) に、式 (3-11) を代入すれば、

$$\mu = \frac{\Sigma \cdot R^{-0.330} \cdot E^{-0.061} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot p_m^{0.201} \cdot e^{\alpha p_m}}{C_1 \cdot p_m}$$

$$\mu = \frac{\Sigma}{C_1} \cdot R^{-0.330} \cdot E^{-0.061} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot p_m^{-0.799} \cdot e^{\alpha p_m}$$

$$\mu = C_4 \cdot \Sigma \cdot R^{-0.330} \cdot E^{-0.061} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot p_m^{-0.799} \cdot e^{\alpha p_m} \quad (3-22)$$

ここで、 C_4 は、

$$C_4 = \frac{1}{C_1} = \frac{1}{2.69 \cdot (1 - 0.61e^{-0.73}) \cdot \left(\frac{9}{4} \cdot \pi^3\right)^{-0.067}} \quad (3-23)$$

式 (3-22) 両辺の対数をとれば、

$$\log \mu = \log(C_4 \cdot \Sigma \cdot R^{-0.330} \cdot E^{-0.061}) - 0.53 \cdot \log \alpha + 0.33 \cdot \log \eta_0 + 0.33 \cdot \log u_e - 0.799 \cdot \log p_m + \alpha p_m \quad (3-24)$$

また、式 (3-19) に、式 (3-17) を代入すると、

$$\mu = \frac{C_3 \cdot \Sigma \cdot R^{0.203} \cdot E^{-0.594} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot w^{0.734} \cdot e^{\alpha p_m}}{w}$$

$$\mu = C_3 \cdot \Sigma \cdot R^{0.203} \cdot E^{-0.594} \cdot \alpha^{-0.53} \cdot \eta_0^{0.33} \cdot u_e^{0.33} \cdot w^{-0.266} \cdot e^{\alpha p_m} \quad (3-25)$$

式 (3-23) と同様に、対数をとると、

$$\log \mu = \log(C_3 \cdot \Sigma \cdot R^{0.203} \cdot E^{-0.594}) - 0.53 \cdot \log \alpha + 0.33 \cdot \log \eta_0 + 0.33 \cdot \log u_e - 0.266 \cdot \log w + \alpha p_m \quad (3-26)$$

を得る。

式 (3-22)、(3-24)、(3-25)、(3-26) より、固体の材質と形状・寸法を同一とした EHL 摩擦試験における摩擦係数 μ は、潤滑油の粘度圧力係数 α と大気圧粘度 η_0 、作動条件であるすべり率 Σ や平均速度 u_e 、荷重 w (または接触圧力 p_m)、そして、粘度圧力係数と平均接触圧力の積 αp_m と関連があることがわかる。すなわち、 η_0 、 Σ 、 u_e 、 αp_m とは正の相関を、そして、 α 、 p_m または w とは負の相関を示すことが予想される。

ただし、摩擦係数の関係式を導出する際、油膜内部の発熱や高せん断場における潤滑油膜のレオロジー特性の影響を無視していることに注意が必要である。

<ジャーナル軸受の摩擦係数とストライベック曲線>

ジャーナル軸受において、流体潤滑下で十分な油膜が形成され、その油厚さが、全周に亘り半径隙間 c に等しい場合、Petroff の式を用いて、摩擦力 F と摩擦係数 μ は推算される。すなわち、油膜内部のせん断応力 τ は、

$$\tau = \eta_0 \frac{u_s}{c} \quad (3-27)$$

ここで、 u_s は、ジャーナル（軸）の周速度である。軸直径を d 、軸受幅を L とすると、摩擦力 F は、

$$F = \tau \cdot \pi dL = \frac{\pi dL}{c} \cdot \eta_0 \cdot u_s \quad (3-28)$$

式 (3-19) より、摩擦係数 μ は、

$$\mu = \frac{F}{w} = \frac{\pi dL}{c} \cdot \frac{\eta_0 \cdot u_s}{w} = C_5 \cdot \frac{\eta_0 \cdot u_s}{w} \quad (3-29)$$

ここで、 C_5 は、

$$C_5 = \frac{\pi dL}{c} \quad (3-30)$$

である。式 (3-29) より、軸受隙間に等しい油膜が形成されたジャーナル軸受の摩擦係数 μ は、潤滑油粘度 η_0 と軸速度 u_s と比例の関係を、そして、荷重 w に反比例の関係を、それぞれ示すことがわかる。

このような関係を踏まえ、ジャーナル軸受のストライベック曲線では、横軸に軸受定数として、 $\eta_0 \cdot u_s / w$ (単位を、敢えて、整理すれば、 $[\text{Pa}\cdot\text{s}] \cdot [\text{m/s}] / [\text{N}] \rightarrow [1/\text{m}]$ 、 w が単位幅あたりの荷重の場合、 $[\text{Pa}\cdot\text{s}] \cdot [\text{m/s}] / [\text{N/m}] \rightarrow [-]$ ：無次元。) をとり、整理されている。

EHL 試験では、式 (3-20)、(3-24)、(3-25)、(3-26) に示すとおり、式 (3-29) のような関係が成立しないため、ストライベック曲線を両対数表示し、整理する場合もある。

3-3 潤滑油の絶縁性

本研究で用いた潤滑油について第 2 章で述べたが、自動車用エンジン油をはじめとした自動車用潤滑油や、産業用機械に使われる潤滑油は一般的に不導体である。しかしながら、潤滑油膜を電気抵抗と考える ECR 観測において潤滑油自体の電気抵抗値が重要となる。そこで潤滑油とは異なるが、電力機器に用いられる絶縁材料の一つに絶縁油があり、日本産業規格 (JIS C 2320) に規格化されているので、ここで説明する。

絶縁油はその主成分によって大きく下記の 7 種類に分類されている。

- 1 種 鉱油を主成分とする絶縁油
- 2 種 アルキルベンゼンを主成分とする絶縁油
- 3 種 ポリブデンを主成分とする絶縁油
- 4 種 アルキルナフタレンを主成分とする絶縁油
- 5 種 アルキルジフェニルアルカンを主成分とする絶縁油
- 6 種 シリコン油を主成分とする絶縁油
- 7 種 1 種絶縁油と 2 種絶縁油の混合絶縁油

絶縁油の絶縁性については絶縁破壊電圧試験 (JIS C 2101-22) に規定されている。その試験原理は、資料油で満たした油槽内に、電極間ギャップを 2.5 mm に調整した直径 12.5 mm の相対する球電極を使い、毎秒 3 kV の割合で電圧を上昇させ、資料油の商用周波数における絶縁破壊電圧を測定すると規格が設定されている。

自動車用エンジン油の主原料は鉱油であり、上記の絶縁油 1 種と考えることができる。また、後述するが ECR 観測回路では印加電圧を 50mV にて観測を行っており、上述した絶縁破壊電圧で印加する電圧が kV オーダーに比べて、はるかに低く、印加電圧の観点からも本研究で用いた各資料油は不導体と考えることができる。

3-4 スラスト玉軸受寿命評価試験機における ECR 観測

潤滑油を構成する成分が軸受の寿命に与える影響を検証するために、スラスト玉軸受寿命試験機を用いている。寿命試験の詳細は第4章で述べる。このスラスト玉軸受寿命評価試験機に Fig.3.6 に示すように ECR 観測回路を取付け、軸受寿命と潤滑油膜の形成状態を観測している。油槽内にスラスト玉軸受を設置し、スラスト荷重を加え、上輪をモータにより回転させ、下輪を固定している。ECR 観測回路の接点を上輪側と下輪側に取り付け、軸受寿命試験期間中の軌道面と転動体間に形成される潤滑油膜の電気抵抗を測定している。なお、上述箇所以外に導通を防止するために樹脂製部品を設け絶縁している^[3-9]。

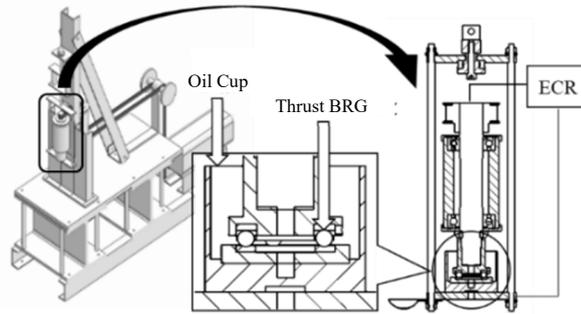


Fig.3.6 Mounting Position of Measurement for Electrical Contact Resistance

スラスト玉軸受寿命試験における転がり玉軸受の潤滑油膜形成状態の変遷についての仮説を説明する。

寿命試験において、新品の軸受表面は Fig.3.7 の ①に示すように油膜に対して軸受転動面の表面粗さが大きいため、軸受転動面と転動体の直接接触が頻繁に繰返され境界潤滑領域と考えられ ECR 観測における分離度も低い状態が予測される。寿命試験の時間経過とともに軸受軌道面の表面は馴染み作用によって Fig. 3.7 の ② に示すように油膜に対して軸受転動面と転動体の表面粗さが小さい状態となり、混合潤滑領域から流体潤滑領域に移行すると考えられる。この時分離度は高い値を示すと考えられる。軸受の寿命末期に至ると Fig. 3.7 の ③ に示すように、軸受転動面と転動体に疲労が蓄積し転動面にフレーキングが発生した状態である。この時、転動面が剥離を生じたことで再び転動面と転動体の直接接触が生じ、境界潤滑状態へと移行すると考えられる。また潤滑油中にフレーキング破損を起こした金属粉が増加することも予測され、分離度は再び低下すると考えている。

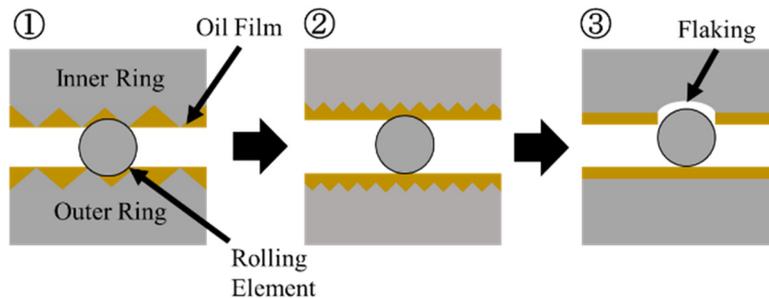


Fig.3.7 Oil Film Formation between Bearing Transfer Surface and Rolling Element

3-5 潤滑油膜可視化装置における ECR 観測

3-5-1 ECR 観測の目的

軸受の転動体と軌道面間に形成される潤滑油膜の厚さ、形成状態が軸受の寿命に大きな影響を与えている。そこで潤滑油膜を観察するために軸受の内外輪をオプティカルフラットに変更した潤滑油膜可視化装置を用いて潤滑面の光学観察を行っている。第7章で詳細は述べるが、様々な資料油において形成される潤滑油膜の厚さ、潤滑状態を観測している。そこで潤滑油膜可視化装置を ECR 観測が可能となるように改造し、油膜厚さが既知である試料油について光学的な潤滑油膜を観察する場合と同じ運転条件で ECR 観測をする。各試料油の ECR 観測における分離度と、光学的な油膜厚さの観測結果を比較評価することで、ECR 観測技術の信頼性を確認する。

近年の低粘度化した潤滑油は油膜の薄膜化が進んでおり、光学観測のみでは、潤滑油の性能評価が難しくなっており、潤滑油の性能評価の問題となっている。そこで、近年の低粘度化した潤滑油の油膜や、潤滑状態の、新たな観測手法の一つとして ECR 観測の可能性を追求することを目的とする。

3-5-2 ECR 観測方法

潤滑油膜可視化装置は、軸受の外輪をオプティカルフラットに置き換えることで、油膜を光学的に観測しているが、ECR 観測では、オプティカルフラット部分を鋼板 (S45C) に置き換える。ECR 観測回路の接点を軸受外輪に相当する鋼板と、転動体に当たる鋼球の回転軸上に設ける。観測時には、鋼板と鋼球は回転するため、接点に銅製のモータブラシを転用している。油槽に試料油を投入し、鋼板と鋼球間に形成される油膜状態を観測する仕組みである。その詳細を Fig.3.8 に示す。

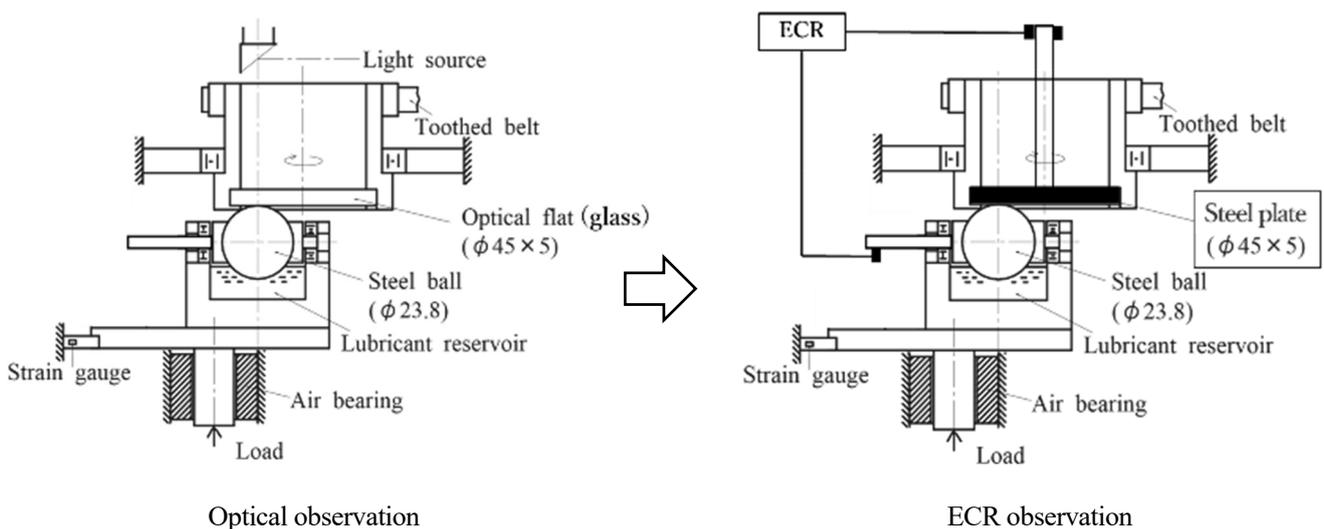


Fig.3.8 ECR observation circuit for lubricating oil film visualization device

3-6 ECR 観測における印加電圧の設定

ECR 観測回路は軸受の軌道面と転動体の接触面に形成される潤滑油膜を可変抵抗と考えて観測をしている。しかしながら、ECR 観測回路は接点であるモータブラシ部と、実験機自体の内部抵抗の影響も受ける。そこで、試料油の無い状態、すなわち、軸受の軌道面と転動体が直接接触した状態で分離度を測定する。その結果を Fig.3.9 に示す。縦軸に分離度、横軸に観測時間を示し、その算術平均値を線形で示している。

測定開始 0 秒から 3 秒前後は鋼球と鋼板が回転運動をしていないため、直接接触しており抵抗値は 0Ω となり分離度は 0%となっている。3 秒後に鋼板を駆動させ、それに伴い鋼球も回転する。理論上は、鋼球と鋼板の間には油膜が存在せず直接接触を続けているため、分離度は 0%を維持すると考えられるが、実際には鋼板、鋼球の表面粗さ、回転に伴う幾何姿勢の変化などの内部抵抗値の影響を受ける。また、前述した回転する鋼球や鋼板との ECR 観測回路の接続部における接触抵抗の影響も受けることから、僅かに分離度が上昇する。この資料油が介在しない状態における、試験機の稼働状態の分離度を ECR 観測値の内部抵抗値と考え、各試料油の観測結果から減ずることで評価を行う。

また Fig.3.9 において観測時間 75 秒後から、分離度が 0%へと低下し、その後 100%へと上昇している。これは、観測試験後に、鋼球と鋼板の回転運動を止めたことにより、上述した内部抵抗の影響が無くなったことを示しており、その後、手動にて鋼球と鋼板を物理的に離反させているため、ECR 回路が遮断され、完全な絶縁状態になっていることを示している^[3-10]。

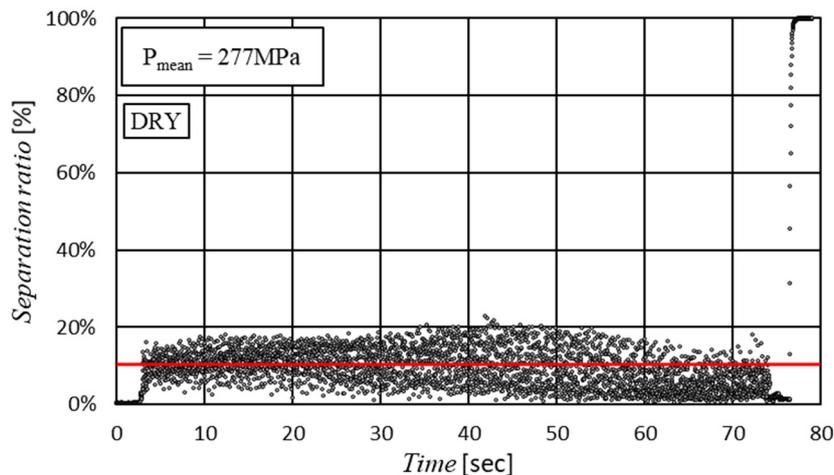


Fig.3.9 ECR observation result (DRY)

次に、ECR 観測回路への最大印加電圧の調整を行う。軸受の軌道面と転動体を切り離し、強制的に回路上に絶縁状態にして最大印加電圧を調整する。公知の事実として、軸受の印加電圧が高すぎる場合には油膜の破壊が起きるため、印加電圧は 100mV 程度が上限と言われている^[3-1]。しかしながら、軸受の印加電圧が低すぎる場合には油膜が無い状態においても抵抗値が無限大となり分離度が 100%に近い値を示す場合もある。

したがって、強制的な導通状態で実験機の内部抵抗を考慮し、分離度が 0%、絶縁状態において分離度が 100%となるように Fig.3.1 に示す可変抵抗 R1 を調整し、本研究における基本の軸受の最大印加電圧を 50mV に設定した^[3-10]。

3-7 ECR 観測時間について

スラスト玉軸受寿命評価試験機における ECR 観測は、試験片である軸受がフレーキング損傷を起こすまでの時間を全域にわたって計測する。

一方、潤滑油膜可視化装置における ECR 観測では、観測時間を 70 秒間と設定し、観測時間の内 10 秒から 60 秒間の 50 秒間の分離度を観測値として取扱い、その算術平均を平均分離度として評価を行った。ここで、観測時間を上記のとおりとした理由を述べる。今回の観測条件においては資料油の種類によって、潤滑条件は弾性流体潤滑条件から境界潤滑条件の範囲と考えられる。鋼球と鋼板が直接接触を長時間継続した場合、鋼板表面が損傷をし、面粗が低下し正確な分離度を測定することが難しくなることが想定される。

潤滑油の耐摩耗性の試験方法として JIS には、チムケン試験 (JIS K 2519)、曾田式 4 球耐荷重能 (JIS K 2220) などが上げられる。これらの耐摩耗試験は、本研究における潤滑油膜可視化装置における ECR 観測と試験方法が類似している。資料油にて潤滑された回転体に対して試験片を、一定の圧力で押し付け、ある一定時間を経過した後の摩耗具合と、押し付け圧力から資料油の耐摩耗性を評価している。その観測時間はおおよそ 50~70 秒程度であることから、潤滑油膜可視化装置を用いた ECR 観測においても測定時間を 70 秒程度と設定した。

さらに、鋼球への負荷の荷重開始から 10 秒までの期間と、負荷除去から試験終了までの 10 秒間は油膜形成が不安定であるため、平均分離度の算出期間から除外し、安定して油膜が形成されていると考えられる 10 秒から 60 秒までの 50 秒間の分離度を計測すること設定している。

3-8 第 3 章のまとめ

軸受の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜を電気抵抗として、その印加電圧に対する測定電圧の比として分離度で評価する電氣的接触抵抗法 ECR について、その観測原理と、観測手順について本章にて示した。ECR 観測回路を軸受寿命試験機に設置し、軸受が実際にフレーキング破損に至るまでの軸受の潤滑状態の観測結果と、設備の状態監視技術としての結果については第 5 章で、潤滑油膜可視化装置に設置し、潤滑油膜の状態を電氣的に観測し、光学観測結果との比較評価については第 8 章で詳細を示す。

参考文献(3章)

- (3-1) 村木正芳: 「図解トライボロジー摩擦の化学と潤滑技術」, 日刊工業新聞社, pp91-94 (2007)
- (3-2) 前田成志, 丸山泰右, 中野健: EHD 接触における膜厚と破断率の同時測定—インピーダンス法の検証, NSK Technical Journal No.691 (2019)
- (3-3) 安田高真: 省燃費デファレンシャルギヤオイル「ギヤグランド DX GL-5」の開発 ENEOS Technical Review 第57巻 第3号 (2015年10月)
- (3-4) 庄野洋平: 冷蔵庫用冷凍機油の低粘度化技術に関する研究 JXTG Technical Review 第61巻 第1号 (2019年3月)
- (3-5) 林礼明: 転がり滑り潤滑化における摩擦係数への表面粗さおよびオイル粘性の影響評価 (EHL 理論計算による潤滑形態の解析) KOMATSU TECHNICAL REPORT 2013 VOL.59 NO.166
- (3-6) 砂原賢治、石田雄二、山下慎次、山本正治、大野信義、西川宏志、松田健次、兼田楨宏: 弾性流体潤滑条件下の絶縁破壊に及ぼす潤滑油の粘度圧力係数の影響 トライボロジスト第56巻 第11号 pp.696-702(2011)
- (3-7) 砂原賢治: 軸受電食の防止技術 技報 安川電機 第77巻 第2号 通巻第299号 (2013)
- (3-8) 岩井利晃: チェーン式無段変速機の振動と異音に及ぼす潤滑油添加剤の抑制効果 横浜国立大学大学院 環境情報学府 環境システム学専攻 博士論文 (2020)
- (3-9) 河野裕典, 里永憲昭, 竹田雄祐, 渡邊孝司, 園田智之: 電氣的接触抵抗測定法(ECR)を用いた損傷メカニズムに関する傾向監視, 第18回評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, pp122-127 (2019)
- (3-10) 竹田雄祐, 里永憲昭, 狩野将矢, 渡邊孝司, 園田智之: 直流電源を用いた電氣的接触抵抗法による油膜厚さと油膜形成状態の評価手法, 日本設備管理学会誌. Vol.33, No3, pp. 113-118(2021)

第 4 章

軸受寿命試験

4-1 軸受寿命試験の目的

本研究では、潤滑油を構成する成分が、機械要素のひとつである軸受の寿命に与える影響について調査し、そのメカニズムを解明すること目的としている。そのメカニズム解明においては、軸受の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜について、その油膜の厚さや、形成状態を光学的、電氣的に観測し明らかにしようと試みている。本研究で用いた資料油は第2章で紹介したように、粘度区別として高粘度、中粘度、低粘度、極低粘度であり、それぞれの粘度区分において、成分構成が異なる試料油を比較している。

潤滑油が軸受の寿命に延長効果を与えるのは、潤滑油の成分によって、軸受軌道面と転動体の間に形成される潤滑油の油膜厚さが厚くなり、潤滑条件が流体潤滑条件に移行し、軸受表面に与える繰返し負荷荷重が軽減するためと考えている^[4-1,4-2,4-3,4-4]。そのため、各資料油の潤滑油膜を評価する際には、それぞれの資料油が軸受の寿命に与える影響と併せて評価することが必要である。そこで、スラスト玉軸受を試験片として、実際にフレーキング破損に至るまで運転させ、その寿命時間を観測する軸受寿命試験を行った。本章ではその寿命試験の結果と、潤滑油の成分が寿命に与える影響について示す。

4-2 軸受の寿命

転がり軸受に要求される機能は、それぞれの用途によって異なるが、設計上定められた期間を通して損傷することなく使用可能であることが必要不可欠である。しかしながら軸受をある用途に正しく使用していたとしても、ある時間、経過すると音響・振動の増加、磨耗による精度低下、潤滑グリースの劣化、転がり面の疲労剥離などによって、使用不能となる。この軸受の使用不能までの期間が広義の軸受寿命であり、それぞれ音響寿命、磨耗寿命、グリース寿命、転がり疲れ寿命などと呼ばれている。

上記のような寿命の他、軸受が使用不能となる現象には、焼きつき、割れ・欠け、軌道輪の有害なかじり、密封シールの損傷などがある。これらは、軸受の故障として寿命と区別されるべきものであり、軸受選定の誤り、軸・ハウジングなど周辺的设计不良、取付不良、使用方法あるいは保守の誤りなどに起因することが多い。

4-3 転がり疲れ寿命・定格疲れ寿命

軸受が荷重を受けて回転すると、内・外輪の軌道面および転動体の転動面は、絶えず繰返し荷重（ヘルツ圧力）を受けるので、材料の疲れによって、フレーキングと呼ばれるうろこ状の損傷が、軌道面または転動面に現れる。この最初のフレーキングが生じるまでの総回転数を、転がり疲れ寿命といい、狭義に寿命と呼ぶことが多い。

軸受の疲れ寿命は、寸法、構造、材料、熱処理、加工方法などを同じにした数多くの軸受を、同一条件で運転しても、相当大きなばらつきがある。これは、材料の疲れ強さそのものに本質的なばらつきがあるためである。したがって、この寿命のばらつきを統計的現象として取り扱い、次のように定義された定格疲れ寿命を用いる。

定格疲れ寿命とは、一群の同一呼び番号の軸受を、同一運転条件で個々に回転させたとき、そのうちの90%の軸受が転がり疲れによるフレーキングを起こすことなく回転できる総回転数をいう。一定回転速度で運転される場合には、定格疲れ寿命を総回転時間で表すことも多い。

機械の設計において軸受の寿命を検討する場合、この疲れ寿命だけを考えがちであるが、軸受に要求される機能によってはいくつかの使用限度も併せて考慮する必要がある。例えば、グリース挿入軸受のグリース寿命は、おおよそ算定することができる。音響寿命や磨耗寿命は軸受の用途によって使用限度の基準が異なるため、あらかじめ経験的な限度を決めておくことが多い。

4-4 基本動定格荷重

転がり軸受の負荷能力を表す基本動定格荷重とは、内輪を回転させ、外輪を静止させた条件で定格疲れ寿命が100万回転（ 10^6 rev.）になるような、軸受にかかる方向と大きさが一定の荷重を意味している。ラジアル軸受では方向と大きさが一定の中心ラジアル荷重を選択し、スラスト軸受では中心軸に一致した方向で大きさが一定のアキシアル荷重を選択する。基本動定格荷重 C はそれぞれの軸受について、ラジアル軸受では C_r 、スラスト軸受では C_a として軸受寸法表に記載してある。

4-5 使用機械と設計寿命

軸受の選定にあたって疲れ寿命をいたずらに長くとることは、それだけ軸受が大きくなり、経済的ではない。また、軸強度、剛性、取付寸法などの点で必ずしも軸受の疲れ寿命だけを基準にできない場合もある。各種の機械に使われる軸受には、使用条件によって目安となる設計寿命があり、経験的な疲れ寿命係数で表される。

4-6 基本動定格荷重による軸受寸法の選定

転がり軸受の基本動定格荷重、軸受荷重と定格疲れ寿命との間には、次のような関係がある。

玉軸受では
$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

ころ軸受では
$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}$$

ここで

L : 定格疲れ寿命 [10⁶回転単位]

P : 軸受荷重 (動等価荷重) [N]

C : 基本動定格荷重 [N] ラジアル軸受では C_r スラスト軸受では C_a と表す。

軸受が一定回転速度で使用される場合、軸受の疲れ寿命は時間で表した方が便利であり、自動車、車両などでは一般に、走行距離 (総回転数) 表される。

軸受の定格疲れ寿命を L_h [h] とし、回転数を n [rpm]、疲れ寿命係数を f_h 、速度係数を f_n とすれば、Table 4.1 のような関係が得られる。

軸受の使用条件として、軸受荷重 P および回転速度 n が与えられ、機械に寿命として疲れ寿命係数 f_h を決定した場合、軸受に必要な基本動定格荷重 C は次式で求められる。

$$C = \frac{f_h \cdot P}{f_n}$$

この C を満足する軸受を、軸受寸法表の中から選定する。

Table 4.1 軸受の定格疲れ寿命・疲れ寿命係数・速度係数

区分	Ball Bearing	Roller Bearing
Rating life L_h	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500f_h^3$	$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = 500f_h^{\frac{10}{3}}$
Fatigue life coefficient f_h	$f_h = f_n \frac{C}{P}$	$f_h = f_n \frac{C}{P}$
Velocity coefficient f_n	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n}\right)^{\frac{1}{3}} = (0.03n)^{\frac{1}{3}}$	$f_n = \left(\frac{10^6}{500 \times 60n}\right)^{\frac{3}{10}} = (0.03n)^{-\frac{3}{10}}$

4-7 基礎理論

4-7-1 理論最小油膜厚さの計算

理論最小油膜厚さの H_{min} の計算に *Hamrok-Dowson* の式を用いる^[4-5]。

$$H_{min} = 3.63U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-0.68k})$$

ここで、

U : 速度パラメータ

G : 材料パラメータ

W : 荷重パラメータ

K : 楕円パラメータ

U : 速度パラメータ項の計算

$$U = \frac{\eta_0 u}{E' R_X}$$

ここで、

η_0 : t°Cにおける粘度 [Pa/s]

u : 平均速度 [m/s]

E' : 等価弾性係数 [Pa]

R_X : 接線方向の等価曲率半径 [m]

a) η_0 の計算

η_0 は、 $\eta_0 = 0.001\nu\rho'$ で表される。ここで、 ν は t°Cにおける動粘度 [mm²/s]である。

Walther の式より

$$\log \log(0.7 + \nu) = -m_0 \log(273 + t) + k_0$$

ここで

t : 潤滑粘度 [°C]

m_0 : 粘度 - 温度係数

k_0 : 油の種類によって決まる定数

及び、40°C、80°Cにおける動粘度の測定値を用いて、 m_0 、 k_0 を求めて、t°Cにおける動粘度を求める。

そして、 ρ' は t°Cにおける密度で、15°Cにおける密度をもとにして補正を行う。

$$\rho' = \rho + (15 - t)0.0064$$

ここで、

ρ' : t°Cにおける密度 [g/mL]

ρ : 15°Cにおける密度 [g/mL]

b)u の計算

回転数 $n=750$ [rpm]、転走面半径 $r=0.01375$ [m]であるから、
接触面における速度 u [m/s]は、

$$u = \frac{u_1}{2} = r \frac{\pi n}{60} = 0.01375 \times \frac{\pi \times 750}{60} = 0.539$$

$u = 0.54$ [m/s]

c) R_X の計算

$$R_X = \frac{1}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}$$

ここで、

R_1 : 転走面の接線方向の曲率半径 [m]

R_2 : 転動体の曲率半径 [m]

$R_1=0$ [m]、 $R_2=0.002778$ [m] であるから、 $R_X=0.002778$ [m]

d) E' の計算

$$E' = \frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}$$

ここで、

ν_1 : 内外輪のポアソン比

ν_2 : 転動体のポアソン比

E_1 : 内外輪の弾性係数 [Pa]

E_2 : 転動体の弾性係数 [Pa]

$\nu_1=\nu_2=0.3$ 、 $E_1 = E_2 = 2.1 \times 10^{11}$ [Pa]であるから、

$$E' = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} = \frac{2.1 \times 10^{11}}{1-0.3^2} = 2.28 \times 10^{11}$$

$$E' = 2.28 \times 10^{11} \text{ [Pa]}$$

G: 材料パラメータ項の計算

$$G = \alpha E'$$

ここで、

α : 粘度-圧力係数

E' : 等価弾性係数 [Pa]

α の計算には、佐賀大学の式を用いる

$$\alpha = 0.6487v^{0.11619}m_0^{1.9974}\rho^{0.12822} \times 10^{-3}$$

ここで、

v : t °Cにおける動粘度 [mm²/s]

m_0 : 粘度 - 温度係数の絶対値

ρ : t °Cにおける密度 [g/mL]

W : 荷重パラメータ項の計算

$$W = \frac{P}{E'R_X^2}$$

ここで、

P :接触点の荷重 [N]

E' :等価弾性係数 [Pa]

R_X :等価曲率半径 [m]

使用荷重 4410N、玉個数 3 個であるから

$$P = \frac{4410}{3} = 1470 \text{ [N]}$$

k : 楕円パラメータの計算

$$k = 1.03 \left(\frac{R_X}{R_Y} \right)^{0.64}$$

ここで、

R_X :接線方向の曲率半径 [m]

R_Y :半径方向の曲率半径 [m]

$$R_X = 0.002778$$

$$R_Y = \frac{1.0 \times 10^{-3}}{\frac{1}{2.778} + \frac{1}{0.54 \times 2.778}} = 0.0375$$

であるから、

$$k = \frac{0.0375}{0.00278} \\ = 5.448$$

4-7-2 転がり面の弾性接触

2つの弾性体 I、II は、接触点で一般に互いに直角をなす2組の主曲率 (ρ_{I1}, ρ_{I2}) 、 (ρ_{II1}, ρ_{II2}) をもつが、Hertz 理論によると、圧縮接触面の形状は楕円でその直径 2a, 短径 2b はそれぞれ次式で表される。

$$a = \mu^3 \sqrt{\frac{3}{E} \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \frac{Q}{\Sigma\rho}}$$

$$b = \nu^3 \sqrt{\frac{3}{E} \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \frac{Q}{\Sigma\rho}}$$

ここで、 μ 、 $\nu = \cos\tau$ に関する定数で

$$\cos\tau = \frac{|\rho_{I1} - \rho_{I2} + \rho_{II1}\rho_{II2}|}{\Sigma\rho}$$

$$\cos\tau = \frac{|\rho_{I1} - \rho_{I2} + \rho_{II1} - \rho_{II2}|}{\rho_{I1} + \rho_{I2} + \rho_{II1}\rho_{II2}}$$

で表される。

E:縦弾性係数 [Pa]

1/m:ポアソン比

Q:荷重 [N]

$$\Sigma\rho = \rho_{I1} + \rho_{I2} + \rho_{II1} + \rho_{II2}$$

本実験では、

$$E=2.10 \times 10^5 \text{ [MPa]}, 1/m=0.3$$

の軸受を使用している。また、転送面(I)と転動体(II)の主曲率はそれぞれ次のようになる。

$$\rho_{I1} = \frac{2}{5.556} = 0.3600$$

$$\rho_{I2} = \frac{2}{5.556} = 0.3600$$

$$\rho_{II1} = \frac{1}{\infty} = 0$$

$$\rho_{II2} = -\frac{1}{0.54} \times 5.556 = -0.3333$$

従って

$$\Sigma\rho=0.3867$$

また、

$$\cos \tau = 0.8619$$

これを用いて

$$\mu = 2.696$$

を得る。

ゆえに

$$a = 2.696 \sqrt[3]{\frac{3}{2 \times 10^5} (1 - 0.3^2) \frac{1470}{0.3867}}$$
$$= 0.996 \text{ [mm]}$$

$$b = 0.495 \sqrt[3]{\frac{3}{2.1 \times 10^5} (1 - 0.3^2) \frac{1470}{0.3867}}$$
$$= 0.1834 \text{ [mm]}$$

4-7-3 接触面の圧力

Hertz 理論によると、一般的に小さな接触面の接触圧力 $P(x, y)$ は次式で表される楕円体状の分布をする。ただし座標の原点は面の中心にとる。

$$P(X, Y) = \frac{3Q}{2\pi ab} \sqrt{1 - \frac{X^2}{a^2} - \frac{Y^2}{b^2}}$$

ここで

Q: 垂直荷重(N)

a: 接触楕円の長半径 [mm]

b: 接触楕円の短半径 [mm]

最大接触圧力 P_{max} は、 $X=Y=0$ で起こり、

$$P_{max} = \frac{3Q}{2\pi ab} = \frac{3 \times 150}{2\pi \times 0.9960 \times 0.1834}$$
$$= 3920.8 \text{ [MPa]}$$

平均圧力 \bar{P} は、

$$\bar{P} = \frac{P}{\pi ab} = \frac{150}{\pi \times 0.9960 \times 0.1834}$$
$$= 2613.9 \text{ [MPa]}$$

4-8 スラスト玉軸受寿命評価試験の理論

4-8-1 定格寿命

定格寿命は「一群の同じ軸受を同じ条件で個々に運転したとき、そのうちの 90%の軸受が転がり疲れによる材料損傷を起こさずに回転できる総回転数あるいは一定回転速度における総回転時間」で定義される。

本実験では、13 個の転動体を 3 個に減らして行うため、転動体荷重は不均等となり、そのためによる荷重の誤差を修正する必要がある。そこで *Lundberg-Palmgren* の寿命理論に基づく寿命と平均転動体荷重との関係式から定格寿命を求める。

試験片の転動体I、II、IIIは二等辺三角形をつくる。モーメントの釣合と荷重の分布の総和が全荷重に等しいから、

$$PI=1696.2 \text{ [N]}$$

$$PII=PIII=1356.9 \text{ [N]}$$

を得る。

一方、定格寿命は、

$$L = \left\{ \left(\frac{Q_{ti}}{Q_{ci}} \right)^{\frac{10}{3}} + \left(\frac{Q_{te}}{Q_{ce}} \right)^{\frac{10}{3}} \right\}^{-0.9} \quad (h)$$

ここで

$$Q_{ti} = \left[\frac{1}{Z} \sum_{\psi_0=0}^{\pm\pi} \{Q(\psi)\}^3 \right]^{\frac{1}{3}} = \left\{ \frac{1}{3} (P I^3 + 2P II^3) \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$Q_{te} = \left[\frac{1}{Z} \sum_{\psi_0=0}^{\pm\pi} \{Q(\psi)\}^3 \right]^{\frac{1}{3}} = \left\{ \frac{1}{3} (P I^{10/3} + 2P II^{10/3}) \right\}^{0.3}$$

$$Q_{ci} = A \left(\frac{f_i}{f_i - 0.5} \right)^{0.41} \frac{(1+r)^{1.39}}{(1+r)^{\frac{1}{3}}} \left(\frac{D_a}{d_m} \right)^{0.3} D_a^{1.8} Z^{-\frac{1}{3}}$$

$$Q_{ce} = A \left(\frac{f_o}{f_o - 0.5} \right)^{0.41} \frac{(1+r)^{1.39}}{(1-r)^{\frac{1}{3}}} \left(\frac{D_a}{d_m} \right)^{0.3} D_a^{1.8} Z^{-\frac{1}{3}}$$

但し、

f_i 、 f_o :内輪および外輪の転走面曲率半径-玉直径比

$$r: \frac{D_a \cos \alpha}{d_m}$$

A:軸受材料によって定まる定数

d_m :転走面直径 [mm]

D_a :転動体ピッチ円径 [mm]

PI=1696.2[N]、PII=1356.9[N]、転走面曲率半径=3.00024[mm]、および、玉直径=5.556[mm]であるから $f_i=f_o=0.54$ [mm]、 $A=6.0236$ [mm]、スラスト玉軸受であるから $r=0$ 、 $D_a=55.556$ [mm]、 $d_m=27.5$ [mm]を上式に代入して

$$\begin{aligned} q_{ti} &= 1487.6 \text{ [N]} & , & \quad q_{te} = 1490.7 \text{ [N]} \\ q_{ci} &= 1613.2 \text{ [N]} & , & \quad q_{ce} = 1613.2 \text{ [N]} \end{aligned}$$

従って、

$$L=0.6812 \text{ [h]}$$

を得る。

また、回転数 1000rpm で 10^6 回転させるときの理論寿命時間は、

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{L \times 10^6}{60 \times n} = \frac{0.6812 \times 10^6}{60 \times 10^3} \\ &= 11.38 \text{ [h]} \end{aligned}$$

750rpm で 10^6 回転させるときの理論寿命時間は、

$$\begin{aligned} L_0 &= \frac{L \times 10^6}{60 \times n} = \frac{0.6812 \times 10^6}{60 \times 750} \\ &= 15.14 \text{ [h]} \end{aligned}$$

となる。

4-8-2 油温の計算

寿命試験における試料油の温度は熱電対による測定値を使用する。

4-8-3 摩擦係数の計算

摩擦係数は、試験機に搭載しているトルク測定用片持ち梁を介して動歪測定値に出た SM 値を用い、次の実験式で換算する。

$$S=9.8896 \times 10^{-5} \times X$$

ここで、

X:動歪計に表示される SM 値

S:摩擦係数 [$\mu \times 10^{-3}$]

4-9 軸受寿命評価試験

4-9-1 スラスト玉軸受寿命評価試験機の詳細と実験方法

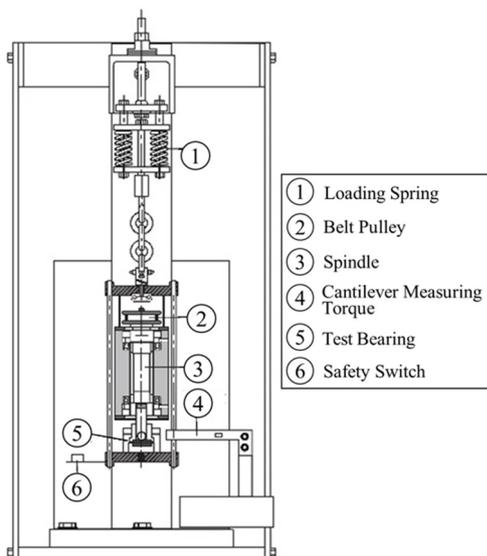
潤滑油を構成する成分の違いが軸受の寿命に与える影響を比較評価するために、Fig.4.1 に示すスラスト玉軸受寿命評価試験機を用いて寿命試験を行う。

試験片はスラスト玉軸受 51104(外径 35mm、内径 20mm、高さ 10mm、玉径 5.56mm)を用い、軸受の面圧を高め加速試験を行うために玉数を 13 個から 3 個に減じ^[4-5,4-6]、モータによる回転をベルトにて伝達して油浴槽に設置した軸受の内輪（上輪）を回転させ、外輪（下輪）を固定している。スラスト玉軸受に与えられるスラスト荷重は、圧縮バネを締付けることによりスラスト荷重を 4410N とし、軸回転数は標準を 750rpm とした。摩擦力は回転によるトルクを計測することにより把握することができる。この条件下での定格寿命は 15.14h、最大ヘルツ接触圧力は 4.0 GPa となる。実験上の安全を確保するために軸受の破壊による振動が所定の値を超えるようになった場合、もしくは許容のトルクを超えるような状況になった場合に安全装置が作動し、モータ電源が停止し、実験完了としている。

ひずみ、加速度、油温、電力値、軸受転送面と転動体間の電圧値の各データを収集する。

使用機器

- ・ 熱電対((株)八光電機 HTK1412)
- ・ ひずみゲージ((株)東京測器研究所 FLA-1-44-1L)
- ・ データロガー((株)キーエンス TR-W550)
- ・ 加速度計((株)KIS、(株)フュージョンテック TWELITE2525A)
- ・ クラウド型クランプ式無線電力計((株)CUSTOM EC-50RF)
- ・ 電氣的接触抵抗測定回路(ECR) (崇城大学製作)



No.1



No.2

Fig.4.1 Detector for Evaluating Fatigue Life of Thrust Ball Bearing

4-9-2 試験軸受仕様

試験片には、単列スラスト玉軸受の転動体の玉数 13 個を 3 個に減らして試験に用いている。試験片の仕様について Table 4.2 に示す。また、資料油と試験片を油槽への挿入順序について Fig.4.2 に示す。

Table 4.2 Thrust ball bearing 51104 (NTN) measured value

Thrust Ball Bearing #51104		
	Inner race	Outer race
ID [mm]	21.00	20.00
OD [mm]	35.00	35.00
	Raceway	Ball
DIA [mm]	27.50	5.56



Fig4.2 Insertion order of oil tank and thrust ball bearing

4-10 荷重と理論寿命時間の関係

4-8-1 で示した式を用いて、転走曲面率半径=3.00024、及び、玉直径 = 5.556 なので $f_i = f_e = 0.54$ 、 $A = 6.0236$ 、スラスト玉軸受なので $r = 0$ 、 $Da = 55.556$ 、 $dm = 27.5$ 、試験片の転動体I、II、IIIは二等辺三角形をつくるので、モーメントの釣合と荷重の分布の総和が全荷重に等しいので、

- 1960N の時 P I = 753.82[N] P II = P III = 603.09[N]
- 2068N の時 P I = 795.37[N] P II = P III = 636.22[N]
- 2940N の時 P I = 1130.72[N] P II = P III = 904.64[N]
- 3920N の時 P I = 1507.73[N] P II = P III = 1206.14[N]
- 4136N の時 P I = 1590.74[N] P II = P III = 1272.43[N]

これらを式に代入して

- 1960N の時 $Q_{ii} = 67.466$ 、 $Q_{te} = 67.603$ 、 $Q_{ci} = Q_{ce} = 164.61$ 、 $L = 7.760$
- 2068N の時 $Q_{ii} = 71.178$ 、 $Q_{te} = 71.323$ 、 $Q_{ci} = Q_{ce} = 164.61$ 、 $L = 6.608$
- 2940N の時 $Q_{ii} = 101.199$ 、 $Q_{te} = 101.405$ 、 $Q_{ci} = Q_{ce} = 164.61$ 、 $L = 2.299$
- 3920N の時 $Q_{ii} = 134.93$ 、 $Q_{te} = 135.21$ 、 $Q_{ci} = Q_{ce} = 164.61$ 、 $L = 0.9700$
- 4136N の時 $Q_{ii} = 142.36$ 、 $Q_{te} = 142.65$ 、 $Q_{ci} = Q_{ce} = 164.61$ 、 $L = 0.8259$

また回転数 1000rpm で 10^6 回転させるときの理論寿命時間は、

- 1960N の時 $L_0 = 7.760 \times 10^6 / (60 \times 1000) = 129.3$ [h]
- 2068N の時 $L_0 = 6.608 \times 10^6 / (60 \times 1000) = 110.1$ [h]
- 2940N の時 $L_0 = 2.299 \times 10^6 / (60 \times 1000) = 38.32$ [h]
- 3920N の時 $L_0 = 0.9700 \times 10^6 / (60 \times 1000) = 16.17$ [h]
- 4136N の時 $L_0 = 0.8259 \times 10^6 / (60 \times 1000) = 13.77$ [h]

Fig.4.3 に結果を理論寿命時間と軸受に与える負荷荷重の関係を示す。

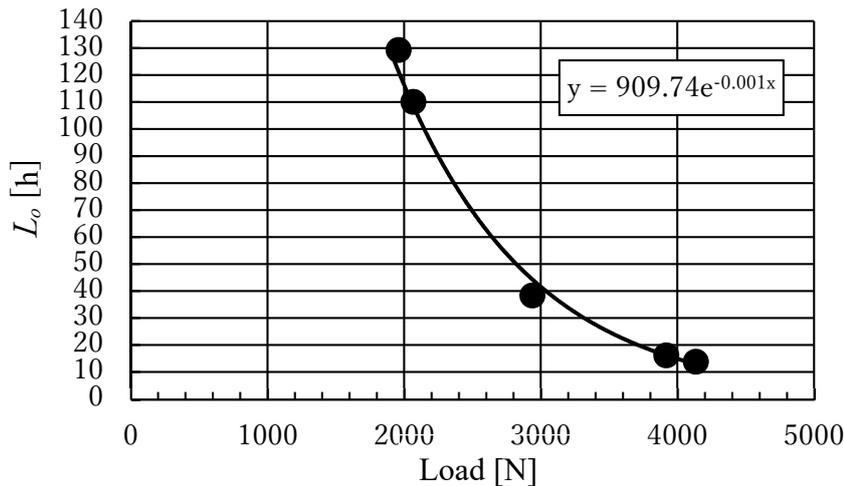


Fig.4.3 Load [N] and theoretical life time L_o [h]

4-11 実験結果

4-11-1 中粘度潤滑油（エンジン油 5W-30）、高粘度潤滑油（ギア油 VG320）の寿命試験結果

エンジン油 5W-30 とギア油 VG320 を基準油とし、それぞれに SOD-1PN を 10vol% 添加した合成油の 4 種の各寿命試験結果を Fig.4.4 と Fig.4.5 に示す。これらの図はワイブル線図であり、全ての実験を 100% と考えたとき、累積破損率 $F\%$ を縦軸に、実際の稼働時間 L_a と理論寿命時間 L_o の比を横軸にとり、対数グラフで表現したものである。横軸は理論寿命時間に対する稼働時間の割合を示す。

基準油のエンジン油 5W-30 とギア油 VG320 に SOD-1PN を 10vol% 添加したもので実験した結果、最大運転時間は理論寿命時間に対して 25.4 倍と 36.7 倍の実稼働時間を確認した。ギア油（VG320）に関しては新添加剤を添加することで粘度低下による短寿命化の懸念があったが、逆に長寿命化を表した。この事実から、新還元添加剤を加えることで寿命の大幅な延長が期待できる^[4-1,4,4,4-7,4-8]。

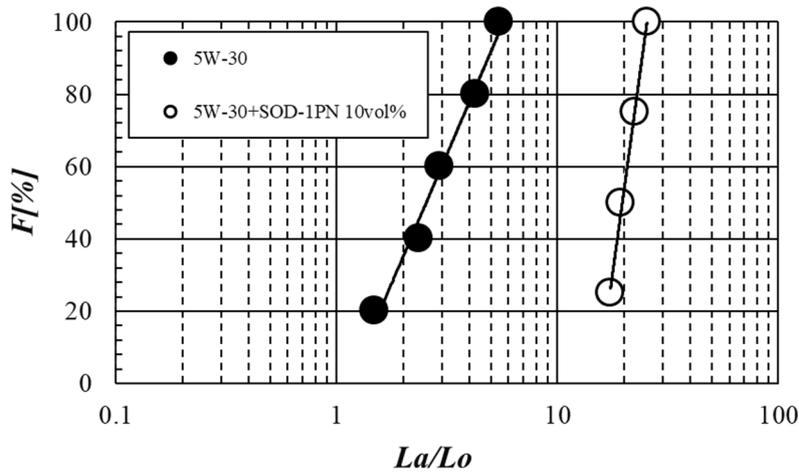


Fig.4.4 Weibull Diagram of 5W-30

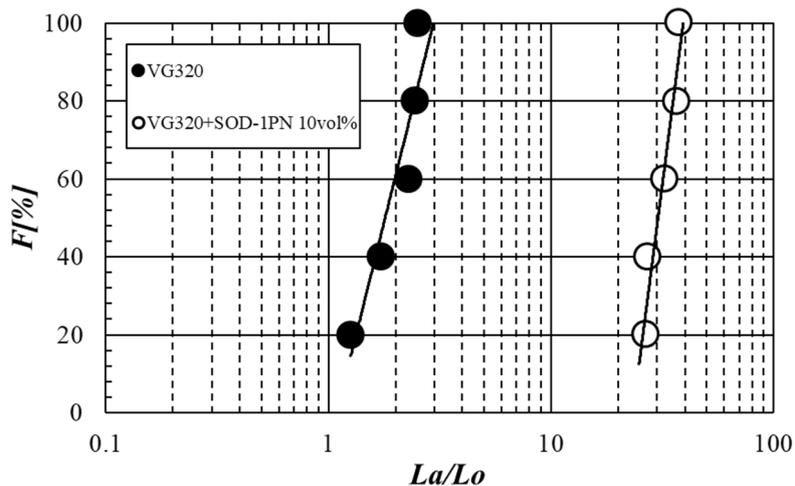


Fig.4.5 Weibull Diagram of VG320

4-11-2 中粘度潤滑油（エンジン油 5W-30）と、高粘度潤滑油（ギア油 VG320）の寿命試験における軸受の損傷状況

寿命の扱いは、実験装置の安全装置（振動，過負荷）が起動した時点をも軸受損傷の限度とした。

Table 4.3 にエンジン油とギア油に従来品と新還元添加剤を用いた実験の損傷形態と割合を示す。

Table 4.3 Bearing life test results (5W-30, VG320)

Base Oil	Engine Oil (5W-30)		Gear Oil (VG320)	
Additive	none	SOD-1PN	none	SOD-1PN
Number of experiments	5	4	5	5
Damage rate [%]				
Outer Race	40.0	0.0	60.0	0.0
Inner Race	0.0	25.0	20.0	0.0
Ball	20.0	25.0	20.0	20.0
Completed (No damage)	40.0	50.0	0.0	80.0

基準油のみの損傷割合は外輪（下輪）が最も高く、その損傷形態は共にフレーキング損傷であった。

Fig.4.6 に損傷の一例として VG320+SOD-1 の寿命試験時に内輪（上輪）に発生した 1.58×2.27 mmのフレーキング損傷を示す^[5]。

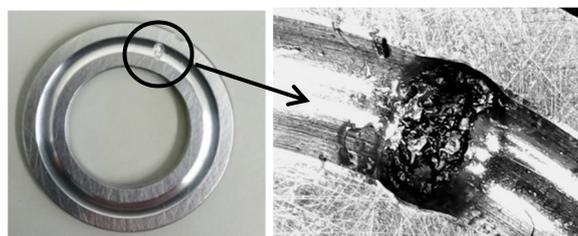


Fig.4.6 Situation of flaking damage on the inner race

一方、SOD-1PN を添加した合成油の場合は損傷することなく、寿命試験を完了する割合が最も高かった。この事実から、新還元添加剤 SOD-1PN を添加することにより従来品と比較して摺動面の摩擦・摩耗が低減され、損傷発生割合が低減し、寿命延長の一因になったものと考えられる。

4-11-3 低粘度潤滑油（エンジン油 0W-16 mPAO、0W-16 VII）の寿命試験結果

低粘度エンジン油 0W-16 VII と 0W-16 mPAO の軸受寿命評価実験結果を Fig.4.7 に示す。ベースオイルに添加される粘度指数向上剤 VII、mPAO を添加した合成油の最大運転時間は理論寿命時間に対して共に 10.0 倍の時間経過後でも軸受に損傷が見受けられない結果となった。また、 $L_a/L_o=10$ を越した試験は SN 曲線の考えから、寿命は無限大であるとみなし停止させている。この結果から VII と mPAO を添加した合成油は共に優れた添加剤成分であるということが言える。

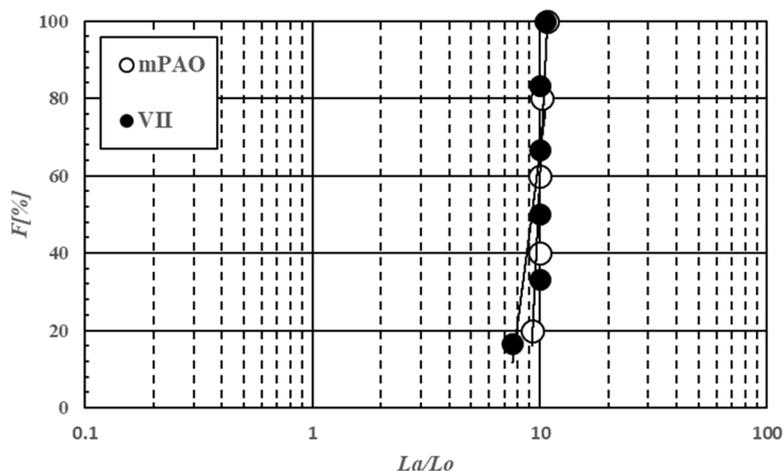


Fig.4.7 Weibull Diagram of 0W-16 VII and mPAO

4-11-4 極低粘度潤滑油（エンジン油 0W-8 CTL、0W-8 GroupIII）の寿命試験結果

極低粘度潤滑油 0W-8 において、石炭由来である CTL4 と、従来の石油由来の GroupIII の軸受寿命評価試験結果を Fig.4.8 に示す。どちらも最大運転時間は理論寿命時間に対して共に 10.0 倍の稼働時間を示している。0W-16 の寿命試験結果と同様に $L_a/L_o=10$ を越した試験は SN 曲線の考えから、寿命は無限大であるとみなし停止させている。この結果から、石炭由来である CTL4 は、従来の石油由来の潤滑油と同等の性能を維持し、原料の置換が可能であると言える。

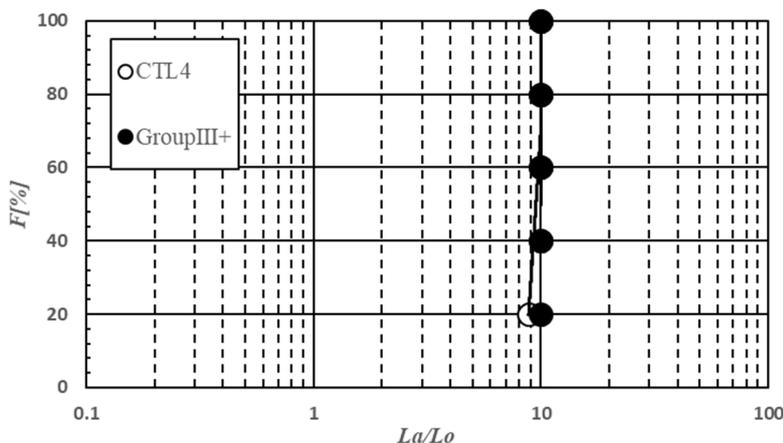


Fig.4.8 Weibull Diagram of 0W-8 CTL4 and GroupIII

4-12 第4章のまとめ

軸受寿命試験の結果から中粘度潤滑油として用いたエンジン油 5W-30 や、ギア油 VG320 にメタロセン触媒を用いて作られたポリ α オレフィンである mPAO を含む SOD-1PN を 10Vol% 添加することで、それぞれ寿命時間が 25.4 倍と 36.7 倍延長していることが認められた。

低粘度潤滑油であるエンジン油 0W-16 においては、粘度指数向上剤である VII に対して mPAO に代替えた 2 種類の資料油を寿命延長効果について観測したが、2 種類共に試験片のフレーキングを破損することなく寿命試験を終えている。機械の疲労に関する SN 曲線の考え方から理論寿命時間 L_0 に対する実稼働時間 L_a の比を 10 で試験停止としているが、上述したように、mPAO を含む SOD-1PN を添加することで軸受の寿命が延長していることから、寿命試験を止めずに続けた場合に寿命に与える影響が確認できるのではないかと考えられる。しかしながら、長期間にわたって寿命試験を続ける事よりも試験点数を増やし、観測試験の信頼性の向上を目的として実験を進めた。そこで、次章において、軸受に形成される潤滑油膜の状態を直接観察し比較評価を行った。加えて、低粘度潤滑油であるエンジン油 0W-16 について、新油のみならず、軸受寿命試験後の資料油も観察し、その資料油自体の劣化状況も観測し、mPAO が軸受の寿命延長に与える影響についても比較評価を試みる。

極低粘度潤滑油であるエンジン油 0W-8 においても、その原料の由来が石炭か、石油の違いを検証したが、寿命試験においては共に理論寿命時間 L_0 の 10 倍に達し試験完了となっている。この結果から石炭由来の潤滑油は、寿命に与える観点からは、石油由来の潤滑油と代替え可能であることを示しているが、軸受に形成される潤滑油膜の状態を観察し、原料の違いに起因する違いが無いか、継続して検証を続ける。

寿命延長効果に至るメカニズムとして、軸受の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜が厚くなることで軸受軌道面に繰り返し与える疲労が軽減し、寿命が延長しているとの仮説を立てている。本章における寿命試験の結果から、各粘度区分における、それぞれ異なる 2 種類の資料油において mPAO を含む資料油は油膜厚さが厚くなると推測される。極低粘度エンジン油 0W-8 においても石炭由来の潤滑油は低温流動性が高いなどの特徴が上げられるため、油膜厚さは高いのではないかと推測される。次章において、その潤滑油膜を直接観察し仮説の検証を行う。

参考文献（４章）

- (4-1) 里永憲昭, 渡邊孝司, 竹川秀男: 潤滑油の新還元添加剤による粘性および寿命評価の手法, 日本設備管理学会誌. Vol.28, No3, pp. 103-109(2016)
- (4-2) Noriaki Satonaga, Takashi Watanabe: Effects on Tribology Performance of a Reducing Additive for Automobile Lubricant SAE-2015-01-2047 (2015)
- (4-3) 河野裕典: 低粘度化した潤滑油添加剤における電氣的接触抵抗法 (ECR) を適用した油膜形成状態に関する研究 令和元年度 崇城大学 大学院工学研究科 機械工学専攻修士論文
- (4-4) 竹田雄祐, 里永憲昭, 河野裕典, 渡邊孝司, 園田智之: 転がり軸受の損傷に与える潤滑油新還元添加剤 (SOD-IPN) の効果, 日本設備管理学会誌. Vol.31, No2, pp. 66-74(2019)
- (4-5) T. Mawatari, T. Harada, M. Yano, H. Shiomi, S. Obara & N. Ohno: Rolling Bearing Performance and Film Formation Behavior of Four Multiply-Alkylated Cyclopentane (MAC) Base Greases for Space Applications Tribology Transactions, 56, 4 pp. 561- 571. (2013)
- (4-6) 長濱秀紀, 井戸慎一郎, 角谷治彦, 田中直也: 診断技術の応用によるベアリング加速評価技術の検討, 第 16 回評価・診断に関するシンポジウム予稿集, pp. 120-123 (2017)
- (4-7) 平野二郎: ポリオールエステル系合成潤滑油の動向, 潤滑, 第 29 卷, 第 9 号, pp. 627-635 (1980)
- (4-8) 田川一生, 村木正芳: 転がり軸受の疲労寿命に及ぼすポリアルキルメタクリレート系添加剤の影響 トライボロジスト第 60 卷 第 11 号 pp.752-759(2015)

第 5 章

ECR を用いた設備の状態監視技術

5-1 設備の状態監視の目的

工場などで使用されている生産設備は、大量生産を行うにあたり、安定的に稼働させ続けることが必要不可欠である。そこで、生産技術に携わるエンジニアによって、設備の稼働状態、損傷や、不具合が発生していないか診断を行い、その診断結果をもとに適切なメンテナンスが行われている^[5-1]。

しかしながら、工場内に大量に使用されている生産設備は、人間が容易に診断できるものばかりではなく、例えば風力発電の風車のように、高所作業などの大きな危険を伴うこともある。そこで従来から設備の稼働状態をモニタリングする設備監視技術が研究、利用されている。また、IT 技術との統合による遠隔診断や、AI を用いた診断技術も発展している。本研究では、スラスト玉軸受け寿命評価試験機を用いた寿命試験において、加速度計や消費電力計に加えて、電氣的接触抵抗法 ECR 観測回路も設置している。本章では ECR 観測を用いた設備の状態監視技術について述べる。

5-2 スラスト玉軸受け寿命評価試験機に用いた状態監視技術

5-2-1 有次元加速度計

試験片と試料油を投入する油槽の該当側面に Fig.5.1 に示すように有次元の加速度センサを設置している。寿命試験期間中は主軸を介して上輪が回転するため油槽全体が振動する。その振動について、X 方向、Y 方向、Z 方向の 3 軸各々の有次元の加速度を測定している。

試験片に損傷がない場合は 3 軸それぞれの加速度は低く一定であるが、軸受がフレーキング損傷を生じた場合など、何らかの異常が生じた場合には加速度が上昇する。

使用した加速度計は((株)KIS、(株)フュージョンテック TWELITE2525A)である。

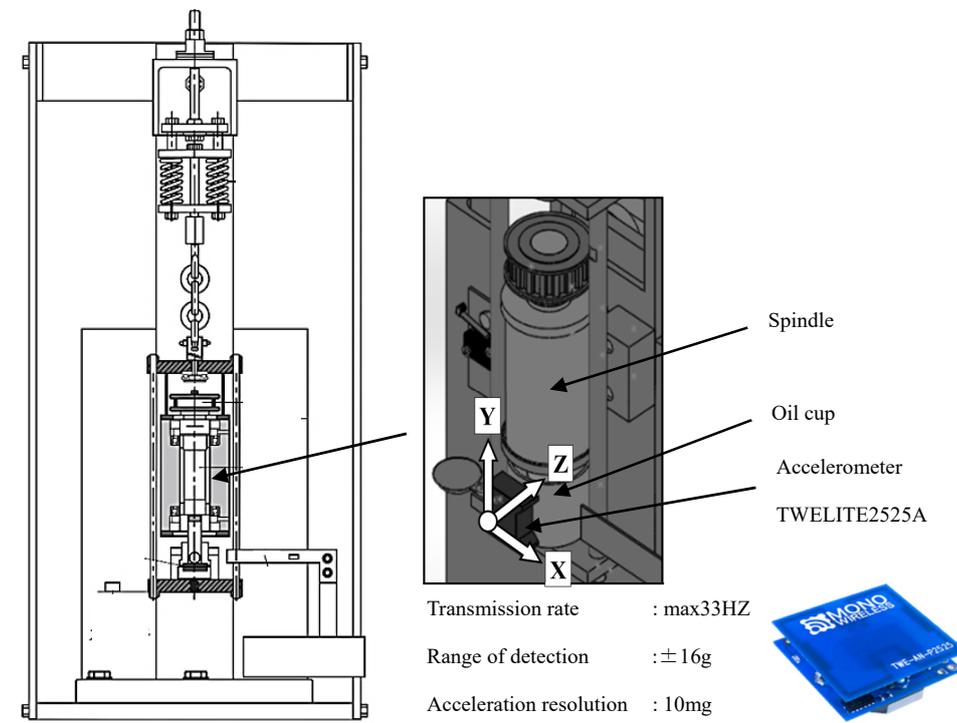


Fig.5.1 Installation location of accelerometer and sensor specifications for thrust ball bearing life tester

5-2-2 無線電力系

寿命試験機の配電盤内に、寿命試験機の動力源であるリングコーンモーターへの電源線にクランプ式にて設置している。

軸受寿命試験機は、試験片の転動対数を減ずることで加速試験を行っているが、一度実験を開始すると数日から1、2週間は連続運転を行うことになる。無線電力系の機能の一つとして、クラウド上でモータの消費電力をモニタリング機能がある。寿命試験機には、試験片が損傷し、一定以上の振動を伴った場合は自動的に安全スイッチ作動し、モータを停止させるため、消費電力値はゼロを示す。この機能を利用して、寿命試験の運転状況をクラウド上から監視している。使用した電力系は、クラウド型クランプ式無線電力計((株)CUSTOM EC-50RF)である。

5-2-3 ECR 観測

電気的接触抵抗法は軸受の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜を電気抵抗のひとつとして考え、油膜の状態を電氣的に観測する方法である。スラスト玉軸受寿命試験機においても試験片のスラスト玉軸受は油槽内に設置して、50 mlの資料油にて油浴しているが、最大接触面圧は約4GPaであり、軸受の軌道面と転動体の間に油膜が形成されず、直接接触する場合も予測される。

ECR 観測を用いることで、寿命試験中の軸受の潤滑状態を把握することができる。そこで Fig.5.2 に示すように、寿命試験機の主軸部に油槽内の試験片の上輪と下輪に、電気的接触抵抗法 ECR 観測回路の接点を設け、軸受の軌道面と転動体の間に潤滑油膜が形成状況を検知する。なお、下輪側は固定されているが、上輪側は主軸を介して回転するため、ECR 回路との接点には、電気モータのブラシを模した銅板を使用して接続している。また、寿命試験機全体を通して、上輪と下輪が直接導通することが無いように、寿命試験機の各部には樹脂製部品を設けて絶縁処理をしている。

寿命試験において試験片であるスラスト軸受にフレーキング損傷などが生じ、軸受の軌道面の表面性状の粗さが悪化した場合や、潤滑油が劣化し油膜の形成が難しくなった場合などには、軸受の上下輪の軌道面と転動体が直接接触し分離度が低下する。この機能を利用して、寿命試験期間中における軸受の損傷時期を観測する^[5-2,5-3,5-4]。

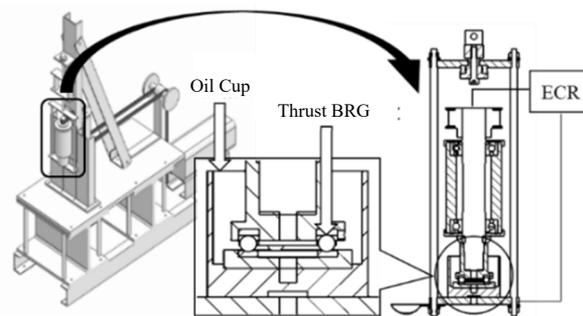


Fig.5.2 Mounting Position of Measurement for Electrical Contact Resistance

5-3 スラスト玉軸受寿命試験における設備の状態監視結果

スラスト玉軸受寿命評価試験機における設備の状態監視の一例として、高粘度潤滑油であるギア油 VG320 の寿命試験における設備の状態監視結果について示す。寿命試験を開始してからフレーキング損傷するまでの、すべての時間における、有次元の加速度の変化を Fig.5.3、Fig.5.4、Fig.5.5 に示す^[5-5,5-6]。

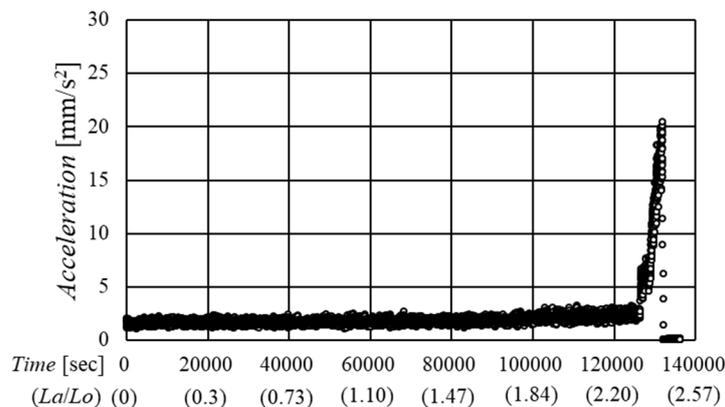


Fig.5.3 Acceleration of VG320 (X)

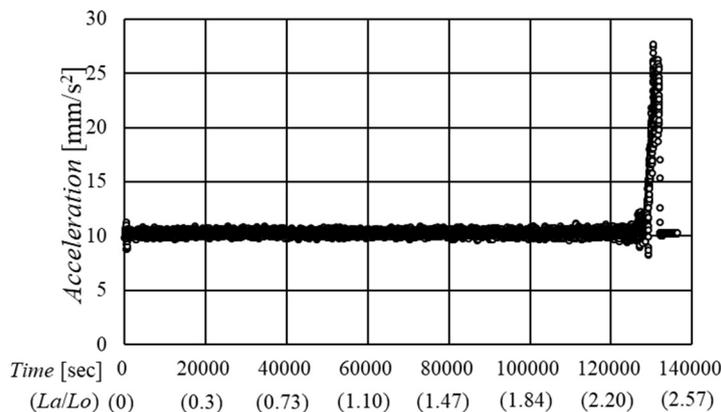


Fig.5.4 Acceleration of VG320 (Y)

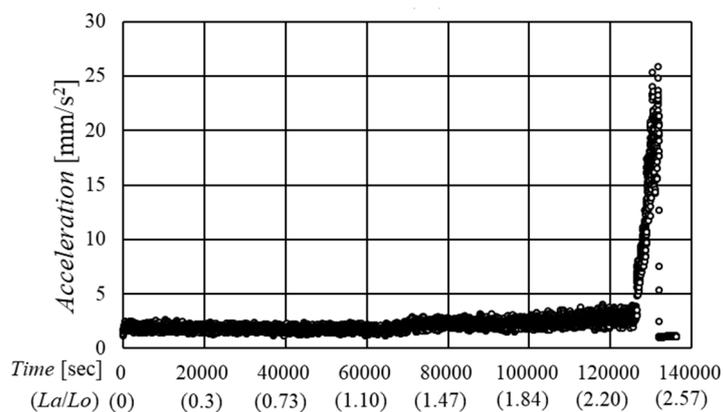


Fig.5.5 Acceleration of VG320 (Z)

Fig.5.3、Fig.5.4、Fig.5.5 は、縦軸に有次元の加速度を横軸に寿命試験の実際の時間を示している。寿命試験開始後から 120,000 秒までの期間において、加速度は安定しているが、125,000 秒前後頃から急激に加速度が上昇している。このことから 125,000 秒ごろから軸受にフレーキング損傷が発生したと考えられる。

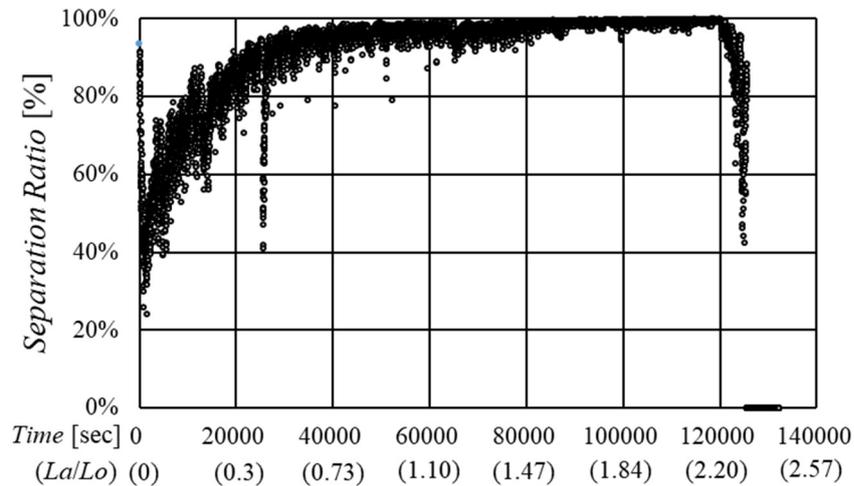


Fig.5.6 ECR of VG320

続いて、同じ寿命試験における ECR 観測結果を Fig.5.6 に示す。縦軸に軸受の最大印加電圧 50mV に対する分離度を、横軸は実際の試験時間と *Lundberg-Palmgren* の寿命理論^[1]から求めた理論寿命時間 $Lo=15.14[h]$ に対する実稼働時間 La を併記している。

試験開始直後の軸受は、油膜に対して軌道面の表面粗さが大きいと、分離度の変動幅が大きく境界潤滑と考えられる。40,000 秒以降の分離度は 90% から 100% の間で変動している。これは軸受の馴染みが進み軌道面と転動体の表面粗さが油膜に対して小さい状態へ変化し、境界潤滑から混合潤滑へ移行したと考えられる^[5-7]。120,000 秒以降に軌道面に疲労が蓄積し $3.10 \times 2.25mm$ のフレーキングが発生し、再び境界潤滑状態へ移行したと考えられ、第 3 章の 4 節で立てた仮説と合致したと考えられる。Fig.5.7 に実際の損傷部位を示す。

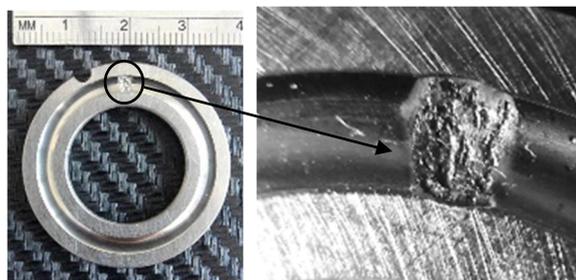


Fig.5.7 Bearing condition in bearing life test

また有次元の加速度と、ECR 観測における分離度を比較すると、数値に大きな違いが生じた実験時間は、5000 秒ほど分離度の方が早く変化が始まっていることが確認できる。このことから、高粘度潤滑油であるギア油 VG320 における軸受寿命試験においては、油膜が劣化等によって、軸受軌道面と転動体の間に油膜を維持することが難しくなり、潤滑条件が弾性流体潤滑条件から境界潤滑条件へと移行したと考えられる^[5-6]。それによって、軸受表面の疲労の蓄積が増加しフレーキング破損に至ったと考えられる。Fig.5.7 に示すフレーキング損傷の発生し、その損傷拡大に伴って、有次元の加速度が上昇したと考えられる。

上述したように、スラスト玉軸受寿命試験機において、有次元の加速度と、ECR 観測を用いて分離度を同時に観測し、それぞれの数値が変化する時間を比較することで、軸受がこういった現象で損傷したのか推測することができると考えられる。

5-4 動作条件が軸受寿命に与える影響

5-4-1 動作条件プログラム型スラスト玉軸受寿命評価試験機

潤滑油の成分が軸受の寿命に与える影響について、第4章で軸受寿命試験機を用いた実験方法と、その結果について述べた。第4章における寿命評価試験は、回転速度一定で行っている。しかしながら、実際の機械は、自動車などでは、エンジンや変速機の回転速度は一定ではなく変化し続けることが常であり、産業機械に用いられる産業用ロボットなどにおいては、回転速度のみならず、回転方向も正逆反転動作を繰り返す場合もあり、過酷な条件で運用されている。そのような実際の機械の動作条件下において、潤滑油が軸受の寿命に与える影響を調査するために、動作条件をプログラム型とした新型寿命評価試験機を新たに設計製作した。試験片であるスラスト玉軸受に対する基本構造は、従来型の寿命試験機と同様としている。Fig.5.8 にその外観を示す。

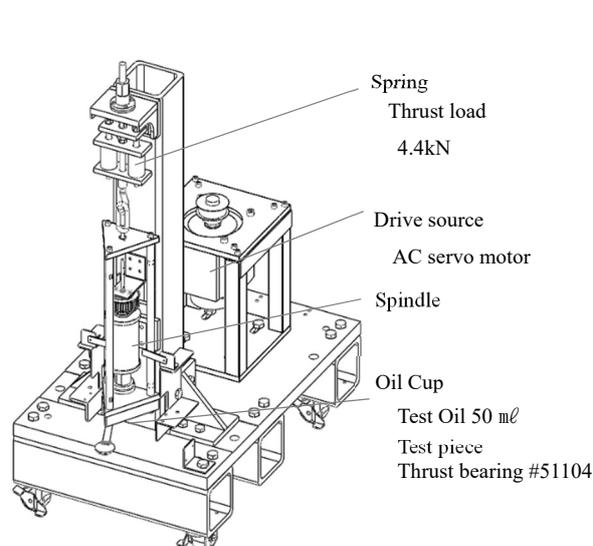


Fig.5.8 Operating conditions Program type life tester Appearance

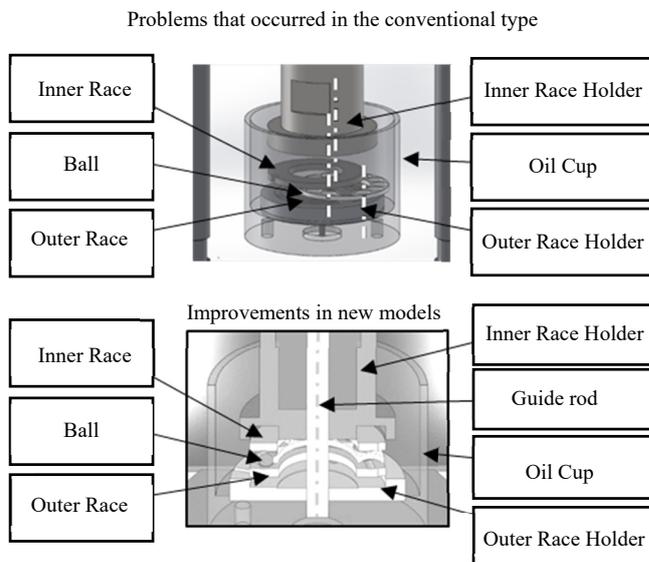


Fig.5.9 Details of improvements in the procedure for installing test pieces

動作条件プログラム型寿命評価試験機は、前章である第4章で使用した従来型の寿命試験機から油槽内における試験片の設置を改良している。軸受の寿命試験における信頼性、再現性を向上させるためには、油槽内に試験片であるスラスト玉軸受を、上輪、転動体及び保持器、下輪の同芯度と上、下輪の軌道面の平行度を正確に合わせる必要がある。上下輪の芯がずれた状態で寿命試験を行った場合は、軸受の転動体が軌道面を外れて転動する。また上下輪の平行度も狂うことにより、加速試験を行うために転動体の数を13個から3個に減じていることもあり、一つの転動体に荷重が偏り、転動体の破損が生じる場合が多い。他には、保持器が断裂する損傷や、上下輪に軌道面以外に大きな打跡が生じるなどの、本来想定しているフレーキング損傷以外の、異常な破損が生じる。なお、第4章で示した、各資料油における寿命評価試験は、どの試験結果も試験片は正しく設置された状態で実験を行っている。

上述したように、寿命試験において試験片の設置は、実験の信頼性に大きく影響する。そこで、新しく製作した動作条件プログラム型寿命試験機には、図5.9に示すような芯出しロッド機構を主軸部に新規追加している。これは主軸内部に設けた芯出しロッドを試験片設置時のみ突出させ、その先端を油槽に内部に設けた穴に吻合させることで、作業者の習熟度に依存することなく設置不良の防止を図っている。

動作条件プログラム型受寿命試験機の試験片を回転させる駆動源には、AC サーボモータを搭載している。これにより回転速度、回転方向、加減速度、停止時間等がプログラム可能となり、一定回転の等速寿命試験に加えて、自動車や産業用ロボットなどの複雑な動作条件を再現可能としている。Table 5.1 に駆動源の仕様比較表を示す^[5-8]。

Table 5.1 Drive source specification comparison

	New Type	Conventional Type
	Mitsubishi AC-Servo Moter HG-SR152	RXMK-750
Rated output [kW]	1.5	0.75
Rated torque [Nm]	7.2	5.684
Max. torque [Nm]	21.5	56.84
Rated speed [rpm]	2000	0~1000
Max. speed [rpm]	3000	1000

5-4-2 複合動作における潤滑モデル

回転方向が正逆を繰り返し変動する複合動作下における潤滑モデルについて解説する。

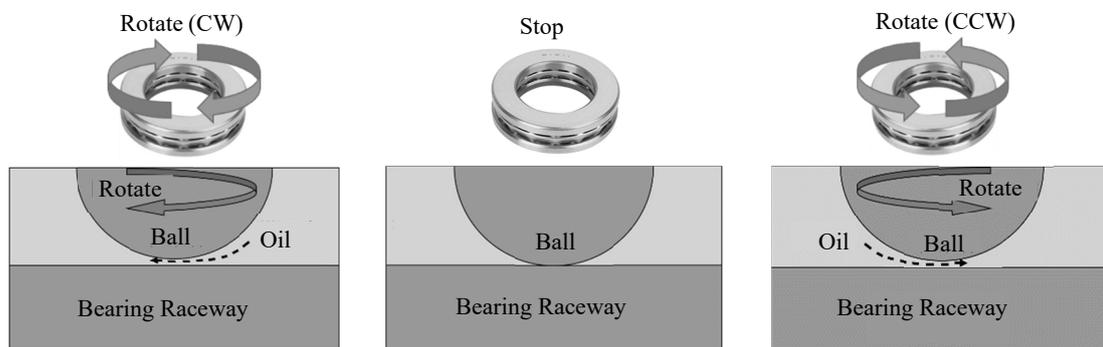


Fig.5.10 Model of lubrication state under forward and reverse operating conditions

Fig.5.10 に示すように回転方向が切り替わる際には回転が停止する。この時、回転による潤滑油の引き込み速度が 0 となり、軌道面と転動体間に形成された潤滑油膜は欠損する。再び動作すると回転により潤滑油を引き込み、再び油膜が形成されると考えられる。反転動作、間欠動作などの動作条件では、軸受軌道面と転動体間の潤滑状態は境界潤滑と混合潤滑状態を繰り返していると考えられる。その結果、軸受軌道面に繰り返し与える疲労の影響は、一定方向の等速動作条件に対して増加し、寿命時間が短くなると仮説を立てている。

5-4-3 新型寿命試験機単体性能評価

動作条件プログラム型寿命試験機は、従来型の寿命試験機と基本構造は同じであるが、フレーム構造等異なる点もある。そこで、新型寿命試験機を等速動作条件で寿命試験を行い、従来機にて得られた L_a/L_o と比較し、その信頼性を確認する。資料油にはエンジン油 5W-30 を用いた。

5-4-4 正逆反転動作試験

動作条件を等速一定方向の寿命試験に対して、回転方向が正逆反転を繰り返す場合の様に、動作条件が軸受寿命に与える影響を確認する。等速回転速度 750rpm を 0.86 秒、加減速時間を 0.1 秒とし、回転方向切替時には 0.5 秒の停止時間を設けた、1 サイクル 3.12 秒の正逆反転動作条件を設定した。Fig.5.11 にタイムチャートを示す。この正逆反転動作と、一定方向等速動作条件における、寿命時間を比較評価する。

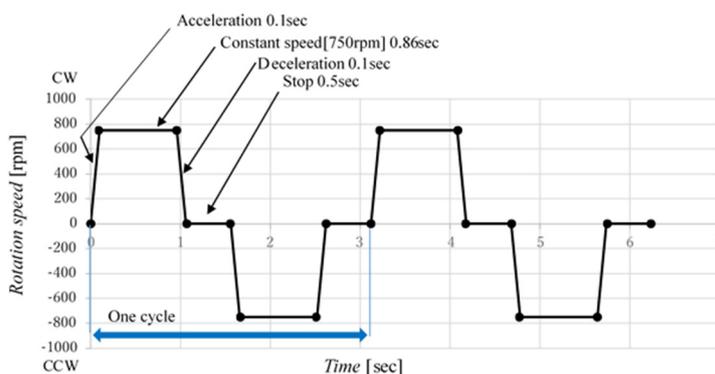


Fig.5.11 Time Chart of Forward and Reverse Operation Conditions

5-4-5 試験結果

等速動作条件の寿命試験結果を Fig.5.12 に示す。従来型寿命試験機を用いた等速動作条件における結果は L_a/L_o が 1.49 から 5.45 の範囲である。動作条件プログラム型寿命試験機を用いた等速動作条件による寿命試験結果はフレーキング損傷を起こした 2 点の L_a/L_o は 1.67 と 1.32 であり再現性を確認した。

なお、新型寿命試験機における等速動作条件による寿命試験において 2 点が $L_a/L_o=10.0$ である。これは軸受寿命試験においてフレーキング損傷せずに完走している。軸受の定格寿命の考え方として、軸受寿命は 90%の軸受が損傷を起こさずに回転できる総回転数を基本定格寿命としているため、フレーキング損傷した試験結果のみで比較している。また、従来型の寿命試験機には 5-4-1 で示した試験片の設置において安定化させる芯出しロッド機構は設けていない。動作条件プログラム型寿命試験機においても芯出しロッド機構の精度が高くなかったため、芯出しロッドを用いずに試験片を設置した寿命試験の結果となっている。

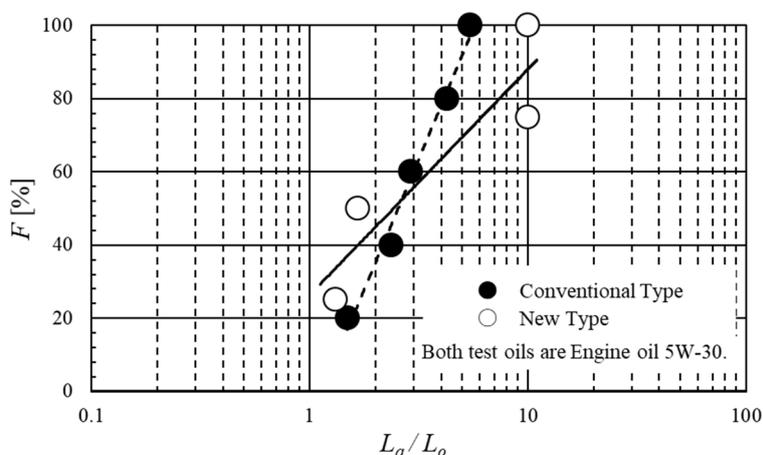


Fig.5.12 Life test results under constant speed operating conditions

動作条件プログラム型寿命試験機を用いた等速動作条件と正逆反転動作条件における寿命試験結果を Fig.5.13 に示す。エンジン油 5W-30 において等速寿命試験での L_a/L_o の平均 10.0 であった。図 5.12 の結果と異なるのは、芯出しロッド機構の精度を改良し運用することで、油槽内の試験片の設置精度を向上させたためである。一方、正逆反転動作条件下による寿命時間 L_a/L_o の平均は 7.46 であり、等速動作条件に対して正逆反転動作条件では 25.5%減少することを確認した。

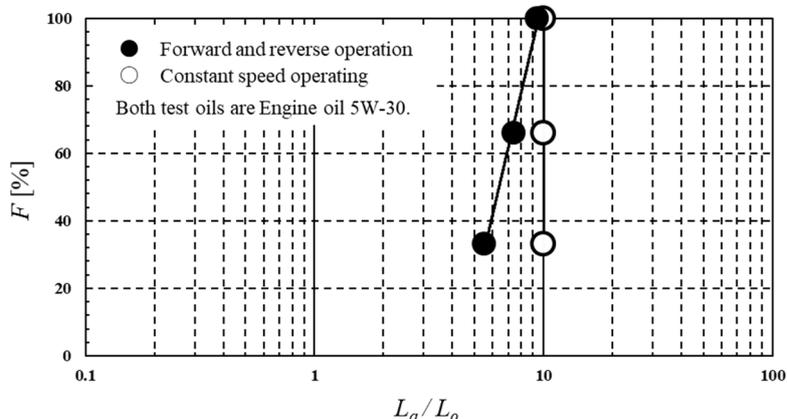


Fig.5.13 Life test results under forward and reverse operating conditions

ここで、正逆反転動作における ECR 波形を Fig.5.14 に示す。軸受の回転方向は実際には正逆反転しているが、その回転数の絶対値と分離度をそれぞれ縦軸に、横軸は試験時間を示している。また、回転数を灰色で、分離度を青色でそれぞれ示している。

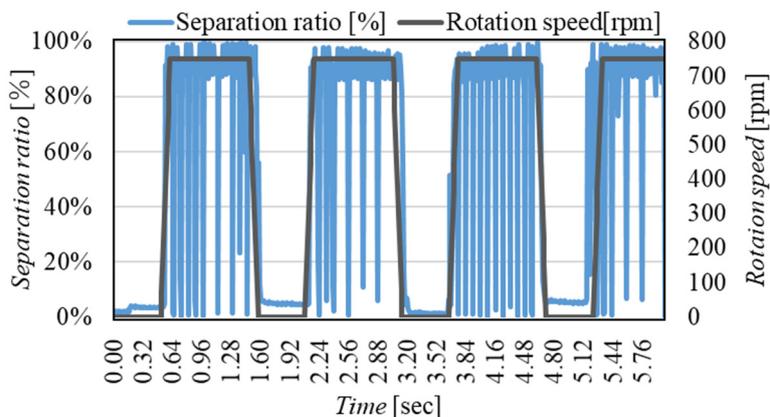


Fig.5.14 ECR observation results under forward and reverse operating conditions

軸受回転時には分離度が上昇しており、一時停止時には分離度がゼロ近くまで低下している。これは、複合動作における潤滑モデルで考えた仮説と合致していると考えられる。正逆反転動作条件における寿命試験の結果と、ECR 観測結果から、正逆反転動作において、一時停止時に軸受の軌道面と転動体の間で潤滑油膜が欠損し、直接接触の頻度が増えて、軸受表面に与える疲労が増加し軸受寿命が低下したと考えられる。これらの結果から、ECR 観測回路を用いることで、機械の複雑な動作条件にも、その軸受の潤滑状態を監視技術として期待される。

5-5 第5章のまとめ

スラスト玉軸受寿命評価試験機における設備の状態監視について、電氣的接触抵抗法 ECR を用いた試験片の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜の状態監視技術を紹介した。従来型の寿命試験機においては、有次元の加速度と ECR 観測における分離度は、それぞれ同じ傾向で観測値が変化することから、軸受の破損を検知している。また、それぞれの観測値が大きく変動する時期の違いによって、第5章で示した一例では、ECR 観測の分離度が低下し、その後、有次元の加速度が上昇していたことから、潤滑油の劣化などによって油膜が低下し、その結果軸受の軌道面と転動体の直接金属接触が増大して破損に至ったと考えられる。

一方で、ECR 時観測の分離度が低下することなく、有次元の加速度が上昇する場合などは、軸受に何らかの異常が発生したことが考えられる。他に有次元の加速度が上昇後に ECR 観測の分離度が低下した場合は、軸受損傷によって加速度が増大し、その摩耗粉が潤滑油中に分散することで、ECR 観測の分離度が低下するなどの現象が考えられる。このように、有次元の加速度のみでは、機械の稼働状態の良否は判別できるが、ECR の分離度などと併せた、異なる二つの視点から設備の稼働状態を監視、診断することは有効であると考えられる。

動作条件プログラム型寿命試験機を用いた、動作条件が軸受の寿命に与える影響については、中粘度潤滑油であるエンジン油 5W-30 においては、正逆反転時に油膜が欠損し、その結果軸受の軌道面と転動体の直接接触が増加し、軸受寿命が低下していることを確認した。油膜の欠損については ECR 観測を用いることによって確認することができている。動作条件が軸受の寿命に与える影響については、その動作条件や、資料油によって変化すると考えられる。今後の研究を通して、その関係性を明らかにしていきたいと考えている。

本来、軸受の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜の状態は目視することができないが、本研究で用いた電氣的接触抵抗法 ECR 観測を用いることで、その油膜の形成状態について、油膜の厚さまで評価することは難しいが、油膜の有無は観察することが可能であることを示した。本研究で用いた、各粘度区分の資料油の油膜性状や、潤滑状態については、潤滑油膜可視化装置を用いて詳細に観測している。第7章では光学観測について、第8章では ECR 観測について示している。潤滑油膜の厚さと分離度の関係が明らかになれば、機械に用いられる機械の軸受の潤滑状態を、より詳細に観測することが可能となり、機械設備の状態監視技術の発展に大きく寄与できるものと考えている。

参考文献 (5章)

- (5-1) 陳山鵬、三苦哲郎、里永憲昭、豊田利夫：時間領域の有・無次元特徴パラメータの統合による回転機械設備の状態診断法、日本設備管理学会誌 Vol.19, No2, pp. 96-105(2007)
- (5-2) 里永憲昭，渡邊孝司，竹川秀男：潤滑油の新還元添加剤による粘性および寿命評価の手法，日本設備管理学会誌. Vol.28, No3, pp. 103-109(2016)
- (5-3) Noriaki Satonaga, Takashi Watanabe: Effects on Tribology Performance of a Reducing Additive for Automobile Lubricant SAE-2015-01-2047 (2015)
- (5-4) T. Mawatari, T. Harada, M. Yano, H. Shiomi, S. Obara & N. Ohno: Rolling Bearing Performance and Film Formation Behavior of Four Multiply-Alkylated Cyclopentane (MAC) Base Greases for Space Applications Tribology Transactions, 56, 4 pp. 561- 571. (2013)
- (5-5) 河野裕典，里永憲昭，竹田雄祐，渡邊孝司，園田智之：電氣的接触抵抗測定法（ECR）を用いた損傷メカニズムに関する傾向監視，第 18 回評価・診断に関するシンポジウム講演論文集 pp122-127 (2019)
- (5-6) 河野裕典：低粘度化した潤滑油添加剤における電氣的接触抵抗法（ECR）を適用した油膜形成状態に関する研究 令和元年度 崇城大学 大学院工学研究科 機械工学専攻修士論文
- (5-7) 長濱秀紀,井戸慎一郎,角谷治彦,田中直也：診断技術の応用によるベアリング加速評価技術の検討,第 16 回評価・診断に関するシンポジウム予稿集, pp. 120-123 (2017)
- (5-8) 「FACTORY AUTOMATION 三菱電機汎用 AC サーボ MELSERVO-J4 いまサーボは人・機械・環境と響き合う。」三菱電機株式会社 pp2-17, pp2-18, 9(2017)

第 6 章

潤滑油の高圧粘性

6-1 はじめに

潤滑油の粘度について、JIS（日本産業規格）では大気圧下における測定結果とされている。しかしながら実際の機械において、その摺動部や、歯車の嚙合部などでは高圧になっている。そのような高圧下における粘度については不明である。軸受の潤滑においても、弾性流体潤滑条件下では接触圧力が極めて高く弾性変形を伴って、薄い油膜を形成した状態で潤滑している。軸受の転動体と転送面の接触面にも局所的に高い圧力が介在しており、第 4 章で述べた、スラスト球軸受寿命試験機の軸受接触面におけるヘルツ圧は最大 4GPa に達する。

第 7 章で述べる潤滑油膜可視化装置においても荷重 19.6N のときヘルツ圧は 0.28GPa の圧力が負荷されている。一般的に潤滑油の粘度は圧力の増加に伴い上昇する。そのため、粘度の変化とともに接触面における油膜の形成にも影響があると考えられる。潤滑油膜可視化装置を用いて潤滑油膜を観測するにあたり、正確な油膜厚さの評価を行うためには、潤滑油の高圧物性である粘度圧力係数 α を求める必要がある。そこで、落球式高圧粘度計^[5-1, 5-2, 5-3]を設計、製作し、高圧粘度試験を行い、*Barus* の式から最小二乗法によって高圧物性である粘度圧力係数 α の値を求める^[6-1,6-2,6-3,6-4,6-5]。

6-2 落球式高圧粘度計の概要

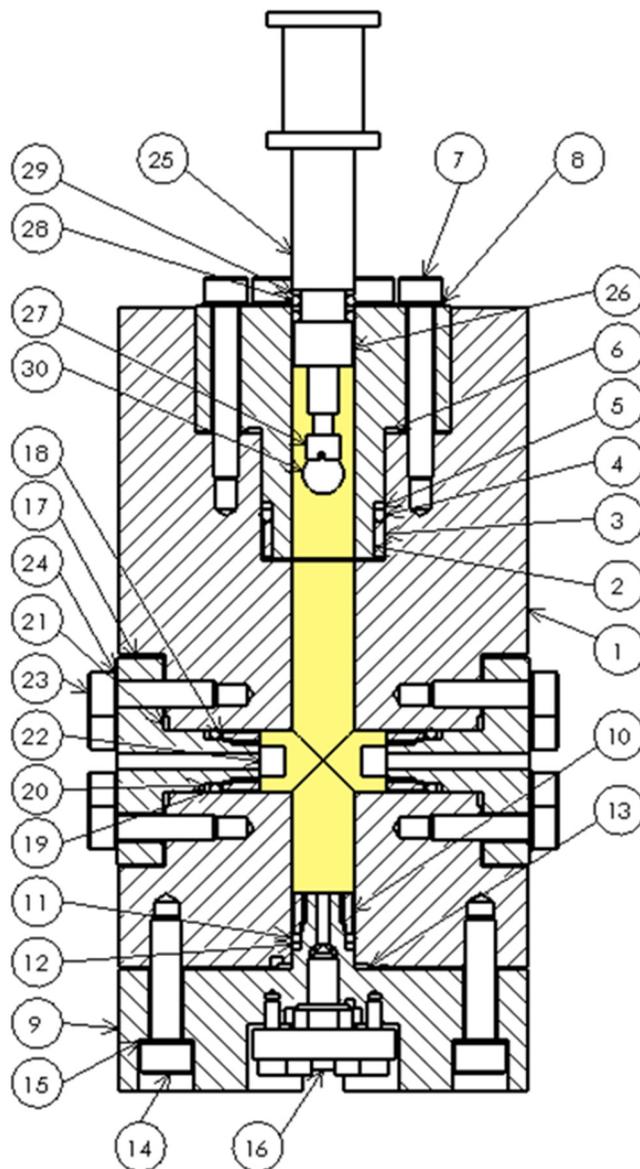
高圧下における潤滑油の性状を把握するために、落球式高圧粘度計^[6-1,6-2,6-3,6-4,6-5]を製作し、高圧粘度測定実験に使用する。この実験装置は加圧した状態の潤滑油中に直径 7.94mm の鋼球を落下させ、観測窓から光電センサを用いて鋼球の落下時間を測定し、落下速度を算出している。実験装置の概要を Fig.6.1 に示す。

圧力容器内部を資料油で満たし、プランジャーにて加圧することで、実験装置内部の資料油を高圧にしている。この加圧プランジャー本体の素材は S45C であり、電磁石としても機能を持たせており、直流安定化電源から電力を供給することで、加圧プランジャー先端で鋼球を保持する仕組みとしている。圧力容器の側面には鋼球の落下を観測するための直径 3 mm のアクリル製観測窓を取り付けている。この観測窓を光電センサのレーザー光が常時透過しており、鋼球が落下に伴い、レーザー光の遮光時間を測定し、鋼球直径から落下速度を算出する。

なお、光電センサのレーザー光のスポット径は約 1mm であり、鋼球の直径に対して十分小さい。また、加圧された資料油中を鋼球が落下し、光電センサを遮光する時間は、本研究で用いた資料油においては、短い場合で 0.1 秒程度、長い場合で 10 秒程度であり、一方で光電センサの応答時間は 0.001 秒であることから、落下速度を十分に検知していると考えている。

加えて、加圧プランジャーのシール部には O リングとバックアップリングを交互に 2 つ装着し、観測窓と下部プラグのシール部には O リングとバックアップリングに加えて銅ガasketを取り付けて油漏れを防いでいる。

また、高圧粘度を測定する際には温度による影響を大きく受けるため、油温一定の下で実験を行う必要がある。そこで、実験装置の下部プラグ部に貫通穴を加工し、そこに熱電対を通して試料油の温度を計測している。



- | | | | |
|---------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| ① Main body | ② Inner sleeve | ③ Inner sleeve cap | ④ O-ring |
| ⑤ Backup ring | ⑥ Gasket(Cu) | ⑦ Cap screw | ⑧ Dish spring washer |
| ⑨ Bottom plug | ⑩ Bottom plug cap | ⑪ O-ring | ⑫ Backup ring |
| ⑬ Gasket(Cu) | ⑭ Cap screw | ⑮ Dish spring washer | ⑯ Thermocouples |
| ⑰ Side plug | ⑱ Side plug cap | ⑲ O-ring | ⑳ Backup ring |
| ㉑ Gasket(Cu) | ㉒ Observation window | ㉓ Cap screw | ㉔ Dish spring washer |
| ㉕ Plunger | ㉖ Plunger cap | ㉗ Holder | ㉘ O-ring |
| ㉙ Backup ring | ㉚ Steel ball | | |

Fig.6.1 Overview of Falling Ball High Pressure Viscometer

6-2-1 落球式高圧粘度計本体の最大使用圧力

落球式高圧粘度計の容器本体には、試験において内部が高圧 300[MPa]になる。そのため試験機本体には高い耐圧性が求められる。そのため Fig. 6.2 に示す厚肉円筒における力の関係式から設計を進めた^[6-6]。

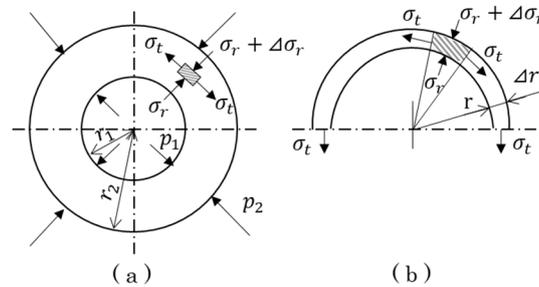


Fig.6.2 Relationship of internal pressure in thick-walled cylinders

内圧 p_1 を受ける内径 r_i 、外径 r_o の厚肉円筒では、Fig.6.2 に示すように、任意の半径 r の位置に微小な部分に作用する円周方向応力 σ_t と半径方向応力 σ_r は式(6-1)、(6-2)より

$$\sigma_t = \frac{p_1 r_1^2 (r_2^2 + r^2) - p_2 r_2^2 (r^2 + r_1^2)}{(r_2^2 - r_1^2) r^2} \quad (6-1)$$

$$\sigma_r = -\frac{p_1 r_1^2 (r_2^2 - r^2) + p_2 r_2^2 (r^2 - r_1^2)}{(r_2^2 - r_1^2) r^2} \quad (6-2)$$

内圧のみを受けるので $p_2 = 0$ となり σ_t は式(5-3)から

$$\sigma_t = \frac{p_1 r_1^2 (r_2^2 + r^2)}{(r_2^2 - r_1^2) r^2} = \frac{p_1 r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} + \frac{p_1 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (6-3)$$

円筒内周面に生じる最大の引張応力 σ_{tmax} は式(6-4)より

$$\sigma_{tmax} = \frac{(r_2/r_1)^2 + 1}{(r_2/r_1)^2 - 1} p_1 \quad (6-4)$$

$r_2 - r_1 = t$ (板厚) とおけば式(5-5)に示すように

$$t = r_1 \left(\sqrt{\frac{\sigma_{tmax} + p_1}{\sigma_{tmax} - p_1}} - 1 \right) \quad (6-5)$$

となる。

試験機本体の材料を S45C（引張強さ 570[MPa]、降伏点 345[MPa]）とし、外径 80[mm]、内径 12[mm]、厚み 34[mm]の場合、許容応力 σ_t を降伏点の 345[MPa]としたとき、許容内圧 p_l は 329[MPa]となり、実験での最大加圧力 300[MPa]を満たす。

一般的な設計では材料の引張り強さ（最大応力）を基準に、安全率を 3~4 とし許容応力を考慮するが、今回の試験機の使用回数は 10,000 回以下と考えている。ゆえに降伏点を許容応力として許容内圧の算出している。また、図 5 の S-N 曲線の灰色にて示した範囲内であり強度上問題はないと考えている。

落球式高圧粘度計は S45C を使って圧力容器を製作し、外径 $D_o=80$ [mm]、 $D_i=12$ [mm]、厚み $t=34$ [mm]とした。また、材料の引張強さは 570[MPa]、降伏点は 345[MPa]である。

式(6-1)に、今回製作した圧力容器本体の厚み t 、内径 D_i 、許容引張応力 σ_a の値を代入して、逆算によって許容筒内圧力を計算した。ただし、溶接継手効率 η は 1 とする。

許容応力 σ_a を降伏点の 345MPa としたとき、 $p=329$ [MPa]となる。よって、最大使用筒内圧力を 300MPa とする。

落球式高圧粘度計の圧力容器の設計では材料の許容応力を S45C の降伏点である 345MPa として許容筒内圧力の算出をした。図 6.4 に応力ひずみ曲線を示す。一般的には設計を行う場合は材料の引張り強さ（最大応力）を基準に安全率を 3 または、4 くらいとみて許容応力を考え、強度を算出する。

しかし、今回は実験装置が短期間での使用であり、常に負荷のかかるものではない。そのため、降伏点を許容応力として許容筒内圧力の算出を行った。

図 6.5 の S-N 曲線における赤い範囲内での使用であれば問題はないと考えられる。

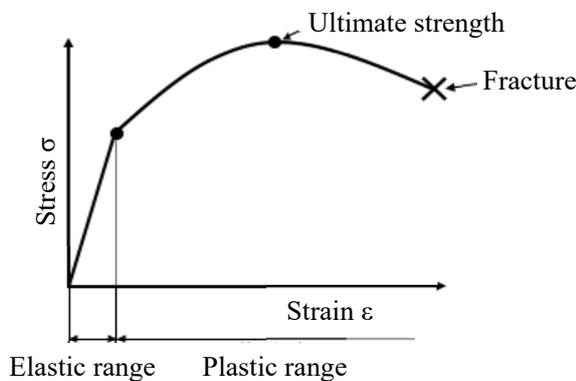


Fig.6.4 stress-strain diagram

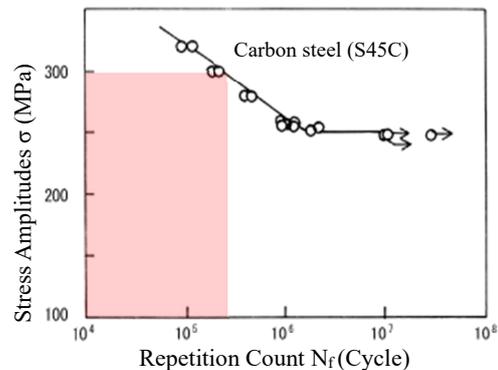


Fig.6.5 S-N curve

6-3 実験方法

落球式高圧粘度計を用いた高圧粘度試験の実験方法について示す^[6-7]。

- 1) 圧力容器内部を試料油で満たし、万能圧縮引張試験機の加圧台座に設置する。
- 2) 光電センサを直流安定化電源とユニバーサルカウンタに接続し、起動する。
- 3) 加圧プランジャーの電磁石を作動し鋼球を保持させ、圧力容器に加圧プランジャーをセットする。
- 4) プランジャー気抜穴から圧力容器内部に残留する空気を抜き取り、油粘土を用いて密封する。
- 5) 万能圧縮引張試験機の起動し、目的の圧力まで加圧する。

(このとき、落球式高圧粘度計の最大使用筒内圧力はおよそ 0.3GPa としており、本研究で用いた万能圧縮引張試験機の荷重に換算すると最大使用荷重は 3462 kg である。)

また加圧プランジャーの圧力容器本体への押し込み深さをダイヤルゲージを用いて記録する。

- 6) 設定圧力に保ちながら、資料油温度を測定温度に微調節する。
- 7) 加圧プランジャーの電磁石を開放し鋼球を落下させる。
- 8) 光電センサの反応を確認し、落下時間を時間と、その時の試料油温度を記録する。

実験温度は 20°C、40°C、60°C とし、温度調整にはベルトヒーターを用いた。

筒内圧力は 0.043GPa、0.087GPa、0.130GPa、0.173GPa、0.217GPa、0.260GPa、0.281GPa とした。

実験使用器具

実験に使用した器具を下記に記す。

- ・光電センサ (OMRON E3Z-T61)
- ・SHIMADZU SEISAKUSHO REH-10)
- ・ユニバーサルカウンタ (IWATSU ELECTRIC SC-7205A)
- ・メモリーハイロガー (HIOKI LR8431)
- ・熱電対 (スリーハイ熱電対 K TH-8162-2)
- ・直流安定化電源 (DIAMOND ANTENNA GS-500V)

6-4 測定原理

落球式高圧粘度計を用いた時間測定の原理について述べる。実験のシステム図を Fig.6.6 に示す。圧力容器にアクリル製の観測窓を設けており、そこに光電センサのレーザー光を常時透過させている。光電センサは、ユニバーサルカウンタを接続しセンサ反応時間を計測できるようにしている。加圧プランジャーの電磁石を開放することで、保持されていた鋼球が落下し、観測窓を通過する際にレーザー光を遮光する。この遮光時間と鋼球の直径から落下速度を測定するものである^[6-1,6-2,6-3,6-4,6-5]。

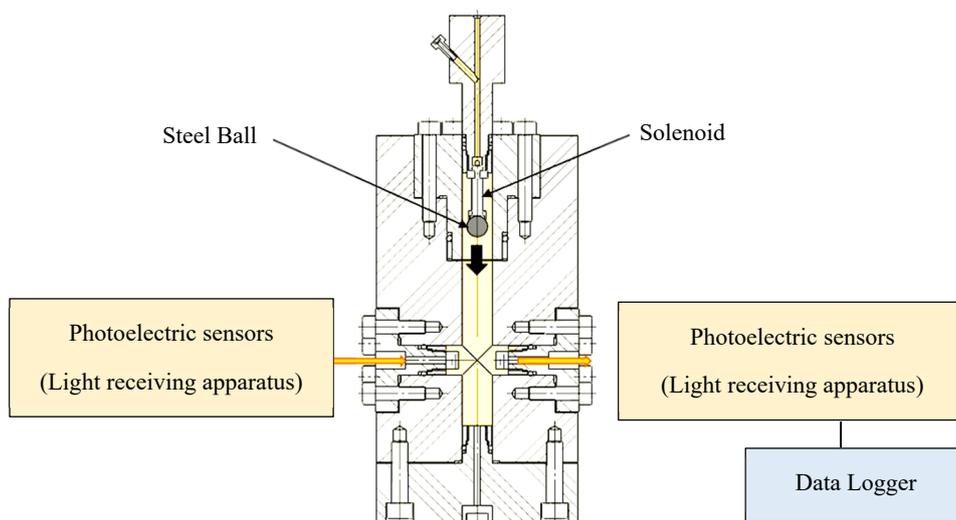


Fig.6.6 High-pressure viscosity measurement test system diagram

Fig.6.7 に光電センサとユニバーサルカウンタの回路図を示す。光電センサの受光部がレーザー光を受光しているとき、ユニバーサルカウンタを繋いでいる回路側に電流が流れる仕組みである。鋼球が落下し光を遮り始めるとき回路に流れる電流は小さくなり電圧が降下する。このとき、ユニバーサルカウンタの CH-A でトリガがかかり、次に鋼球が観測窓を通過し、また光が入りはじめるとき回路に流れる電流が大きくなり電圧が上昇する。そのとき、CH-B でトリガがかかる。

CH-A でトリガがかかってから CH-B でトリガがかかるまでの時間をユニバーサルカウンタで測定している。

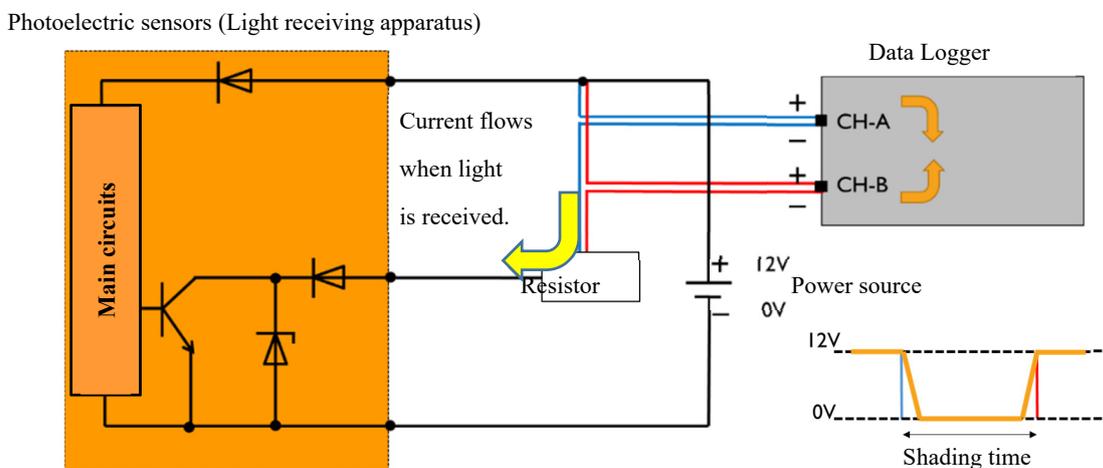


Fig.6.7 Photoelectric sensor and universal counter circuit diagram

6-5 高圧粘度

ストークスの近似

落球式高圧粘度計の原理は加圧した油中に鋼球を落下させ、その落下速度から粘性抵抗を測定するものである。厳密な意味では N-S 方程式を解かなければ絶対粘度を得ることができないが流体の流れが遅いとき（落下速度が遅いとき）は後述するストークスの粘性法則を用いることで近似的に絶対粘度を得ることができる^[6-8,6-9]。

この時の条件として

- ・速度が非常に小さく一定であること
- ・球と流体との間に滑りがないこと
- ・流体は非圧縮性であること
- ・流体はニュートン流体であること
- ・流体は無限に広がっていること
- ・球は剛体であること

が挙げられる。

これらを満足しているならば、鋼球が受ける抵抗 f_1 はストークスの粘性抵抗法則より

$$f_1 = 3\pi\eta d v \quad (6-6)$$

η : 流体の粘度 [Pa·s]

d : 鋼球の直径 [m]

v : 鋼球の落下速度 [m/s] で表される。

重力とのつりあい

鋼球が地球の重力によって自由落下していると考え、鋼球が重力によって引っ張られる力 f_2 は浮力の補正を行って、重力から浮力を引いたものに等しい。

$$f_2 = \frac{\pi}{6} d^3 \rho g - \frac{\pi}{6} d^3 \rho_0 g \quad (6-7)$$

ρ_0 : 鋼球の密度 [kg/m³]

ρ : 流体の密度 [kg/m³]

g : 重力加速度 [m/s²]

鋼球が一定速度で落下していると考え、粘性抵抗 f_1 と重力により引っ張られる力 f_2 はつり合っており、 $f_1 = f_2$ である。

よって流体の粘度 η [Pa·s] は

$$\eta = \frac{d^2(\rho_0 - \rho) g}{18v} \quad (6-8)$$

圧力容器内壁の影響

以上より鋼球の直径、密度、流体の密度、落下速度がわかれば絶対粘度が得られるはずである。しかし、実際の粘度測定において、無限に広がっている流体中で球を落下させることは不可能であり容器の中での測定となる。この場合、容器の壁の影響を受けることになる。そこで、その補正を行って式(5-8)は次式に書き換えることができる。

$$\eta = \frac{d^2 (\rho_0 - \rho) g}{18v} \cdot f_w \quad (6-9)$$

f_w : 管壁の影響に対する補正係数 [-]

f_w は、円管を用いてその中心軸上を球が落下するときのものであるが、落下位置が中心軸から多少ずれてもその値にほとんど変化がみられないので、中心軸からの鋼球のずれによる落下距離の差については無視する。

時間測定

落球式高圧粘度計で加圧した潤滑油中に鋼球を落下させ、観測窓の光を遮った時間を測定するが、球の直径はあらかじめわかっているので通過距離＝鋼球の直径 d となり、光電センサを遮った時間から金属球の平均速度は $v = \frac{d}{t}$ となる。

(4-5)式の落下速度 v に $v = \frac{d}{t}$ を代入すると次式を得る。

$$\eta = \frac{d(\rho_0 - \rho)g}{18} \cdot f_w \cdot t \quad (6-10)$$

t : 鋼球が落下しながら光を遮断した時間 [s]

よって、(5-6)式に高圧粘度試験で測定した時間を代入して潤滑油の高圧粘度を算出できる。

6-6 粘度圧力係数

油温一定の下、各圧力で実測した高圧粘度の値から *Barus* の式を用い最小二乗法で粘度圧力係数 α を算出する^[6-8,6-9]。

$$\eta_p = \eta_0 \exp(\alpha p)$$

$$\alpha p = \ln\left(\frac{\eta_p}{\eta_0}\right) \quad (6-11)$$

α : 粘度圧力係数 [GPa⁻¹]

p : 圧力 [GPa]

η_0 : 大気圧下の粘度 [Pa·s]

η_p : 圧力下での粘度 [Pa·s]

ここで、圧力は万能試験機の荷重より次式で求める。

$$p = \frac{9.8 F}{A \times 10^3}$$

F : 万能試験機の荷重の値 [kgf]

A : 断面積 [mm²]

また、断面積 A は加圧に用いるプランジヤーの断面積であり、次のように表される。

$$p = \frac{9.8 F}{A \times 10^3} = \frac{9.8 F}{(\pi/4)d^2 \times 10^3}$$

d : プランジヤーの直径 [mm]

大気圧下の物性

大気圧下での絶対粘度は、測定温度を t °C とすると次式で得られる。

$$\eta_0 = \frac{\rho_t \times \nu_t}{10^3} \quad (6-12)$$

ρ_t : t °Cでの油の密度 [g/cm³]

ν_t : t °Cでの油の動粘度 [mm²/s]

ここで、 ρ_t は 15°Cの油の密度 ρ_{15} と測定時の油の温度 t より次式から求める。

$$\rho_t = \rho_{15} - 0.00064 \times (t - 15) \quad (6-13)$$

最近では多くの種類の試料油を測定するため密度が温度に対してほぼ直線的に推移することを考慮して2点（約 20°C と約 40°C）での密度から直線近似により求める。

$$\rho_t = \frac{(\rho_2 - \rho_1)}{(T_2 - T_1)}(T - T_1) + \rho_1 \quad (6-14)$$

また、任意の温度 t での動粘度 ν_t [mm²/s] は *WALTHER - ASTM* 式から計算する。

$$\log \log(\nu + 0.7) = -A \log(t + 273) + B \quad (6-15)$$

A, B : 油によって決まる定数

t : 試験時の油温 [°C]

ν : 油温 t °Cのときの動粘度 [mm²/s]

高圧下での絶対粘度

高圧下での絶対粘度は、式(6-6)を使って算出するが、この式における鋼球の直径と密度は高圧力下でも変化しないと仮定している。今回の実験では最大測定荷重は 3462kgf、筒内圧力にして 0.300GPa である。この範囲内では、鋼球は剛体であるとみなせる。また、*Dowson* の式の適応範囲が約 0.4GPa であることから粘度式における試料油密度は *Dowson* の式を採用する。

$$\eta_p = \frac{d(\rho_0 - \rho_p)g}{18} \cdot f_w \cdot t \quad (6-16)$$

d : 鋼球の直径 [7.94mm]

ρ_0 : 鋼球の密度 [7.8g/cm³]

g : 重力加速度 [9.8m/s²]

ρ_p : 圧力下での油の密度 [g/cm³]

f_w : 管壁の影響に対する補正係数 [-]

t : 鋼球が落下しながら光を遮断した時間 [s]

ここで、補正係数が全ての測定条件において、一定であるとすれば（実際の粘度測定において、一定としてさしつかえない）

$$K = \frac{dg}{18} \cdot f_w \quad (6-17)$$

K : 機器定数 [Nm/kg]

$$\eta = K(\rho_0 - \rho_p)t \quad (6-18)$$

Dowson の式 ($p < 0.4$ [GPa])

$$\frac{\rho_p}{\rho_0} = 1 + \frac{0.58 \times p}{1 + 1.68 \times p} \quad (6-19)$$

粘度は粘度圧力係数が既知の油 P-150 で検定を行い、機器定数 $K=0.5437$ が得られており次式で粘度が算出できる。

$$\eta_p = 0.5437 \times (7.8 - \rho_p) \times t \quad (6-20)$$

6-7 機器定数

高圧粘度試験において落球式高圧粘度計の試験路内に満たした試料油中を鋼球が落下するとき、管壁の抵抗の影響を受ける。そのため、機器の個体差を確認し、校正を行う必要がある。機器の個体値を示すのが機器定数 K であり、式(6-21)において機器定数 K を次のように表すことができる^[6-7,6-8,6-10,6-11]。

$$\frac{dg}{18} \cdot f_w = K \quad \dots \dots \dots (6-21)$$

式(6-21)において、鋼球の直径 d は決まっているため、測定における補正係数 f_w が分かれば、機器定数 K を求められる。

よって、圧力と粘度の関係が既知である試料油を用いて高圧粘度の測定を行い、補正係数 f_w を求める。ここで、試料油は P-150 を用いた。Table 6.1 にその性状を示す。

Table 6.1 Properties of P-150

Kinematic Viscosity	40°C mm ² /s	152.1
	100°C mm ² /s	14.9
Density g/cm ³	(15°C)	0.8879
Pressure-viscosity coefficient α (40°C)	GPa ⁻¹	17.0

補正係数 f_w の算出法は、試料油 P-150 を用いて 40°C における高圧粘度試験を行い、その測定値を試料油の理論値に対して補正をかけた。Fig.6.8 に示すのが、補正係数 f_w の値を 1 としたときの測定粘度とその近似曲線のグラフである。切片は大気圧下における粘度 η_0 のため既知の値であり、P-150 の 40°C における粘度 $\eta_0 = 0.1331$ [Pa · s] で固定し、最小二乗法を用いて近似曲線を求めている。

理論線と乖離しており、 α 値も既知の値 $\alpha = 17.0$ と異なる。ここで、理論式と近似線の式が等しくなると考え、 α 値が既知の値となるように f_w を算出し、最小二乗法により求めた近似曲線を次ページの図 6.9 に示す。

このとき近似曲線の決定係数は $R^2 = 0.9920$ となり、相関係数は $r = 0.9133$ であった。結果、測定における補正係数 $f_w = 0.12578$ となった。

従って、落球式高圧粘度計において機器定数は一定値と考え、本研究室における落球式高圧粘度計の機器定数は $K = 0.5437$ と求められた。

よって、高圧粘度 η_p は式(5-22)を用いて求められる。

$$\eta_p = K(\rho_0 - \rho) \cdot t \quad (6-22)$$

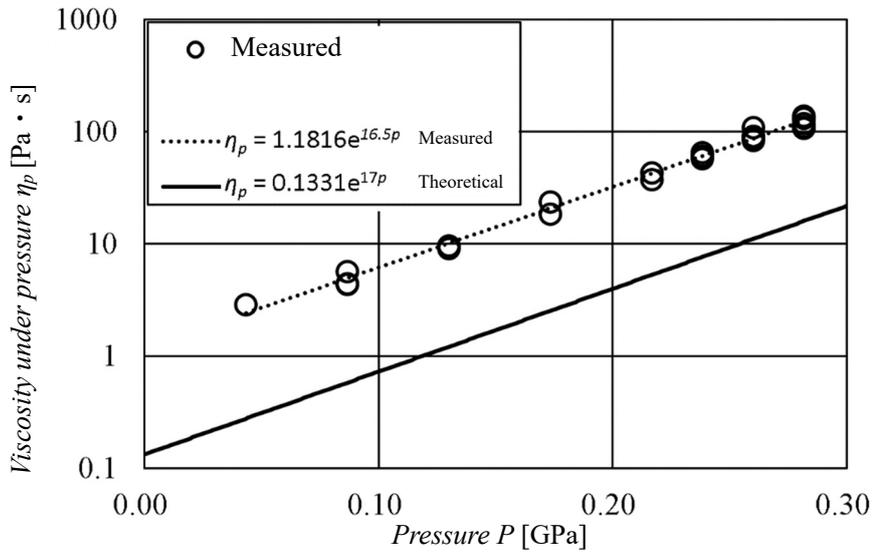


Fig.6.8 Measured viscosity before calibration (40 ° C)

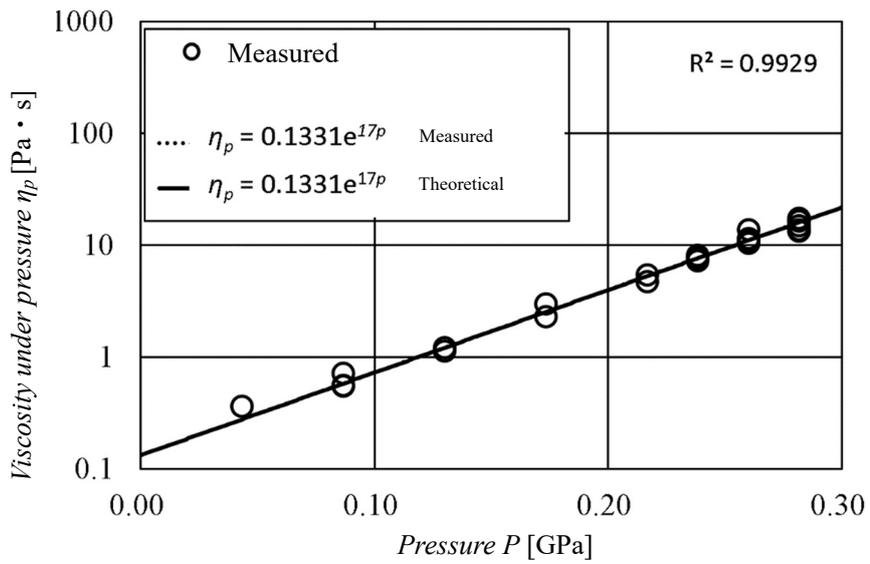


Fig.6.9 Measured Viscosity after Calibration (40°C)

6-8 観測結果

本研究で用いた各資料油の粘度圧力係数 α について、Table 6.2 に示す。

Table 6.2 Viscosity-pressure coefficient α of each material oil

Sorting (Viscosity range)	Oil Type	α (40°C)
Middle (中粘度)	Engine Oil 5W-30	14.1
	Engine Oil 5W-30+SOD-1PN(10Vol%)	13.7
High (高粘度)	Gear Oil VG320	17.5
	Gear Oil VG320+SOD-1PN(10Vol%)	17.9
Additive Oil (添加剤)	Additive Oil SOD-1PN	12.8
Low (低粘度)	Engine Oil VII 0W-16	13.4
	Engine Oil mPAO 0W-16	13.2
Very Low (極低粘度)	Engine Oil CTL4 0W-8	14.2
	Engine Oil GroupIII 0W-8	12.9
Calibration Oil (多目的潤滑油)	Multipurpose lubricating Oil P-150	17.0

一般的に粘度圧力係数 α は 20 と言われていたが、実際に落球式高圧粘度計を用いて測定した結果、各資料油の粘度圧力係数 α は 20 以下の数値であった。本研究で用いた資料油は、その動粘度帯で高粘度、中粘度、低粘度、極低粘度を区別しているが、 α 値は、高粘度潤滑油は高く、中粘度潤滑油以下の α 値は 13 から 14 であることを確認した。

6-9 第 6 章のまとめ

本研究で用いた各資料油の粘度圧力係数 α は、高粘度潤滑油の α は 17~18 であり、中粘度、低粘度、極低粘度潤滑油の粘度圧力係数 α は 13 から 14 であった。各資料油の 40°C における動粘度は高粘度潤滑油のギア油 VG320 は 300mm²/s であり、中粘度潤滑油であるエンジン油 5W-30 などと比較して高いためではないかと考えられる。本研究の目的である潤滑油状態観測において、その油膜厚さを算出する際に、正確な粘度圧力係数 α が必要不可欠であるため、この測定した α 値を用いて、第 7 章において潤滑油膜の光学観測における油膜厚さを算出し、軸受の軌道面と転動体感に形成される油膜の潤滑状態について比較評価を行う。

参考文献（6章）

- (6-1) 村木正芳:「図解トライボロジー摩擦の化学と潤滑技術」, 日刊工業新聞社, pp112-113(2007)
- (6-2) 倉野恭充, 吉田清: 落球式高圧粘度計の試作と性能評価 計測自動制御学会論文集, Vol.28, No.9, pp.1023-1028(1992)
- (6-3) 金子正人: 潤滑油の高圧物性(第1報)-粘度の圧力, 温度, 密度関係式の導出-, “トライボロジスト” 第62巻 第10号, pp.654-666(2017)
- (6-4) 畑一志, 田本芳隆: 各種潤滑油の高圧粘度測定と測定容易な物性による大気圧下の圧力粘度計数の予測 (第1報) トライボロジスト 第55巻 第9号 pp.635-646(2010)
- (6-5) 畑一志, 田本芳隆: 各種潤滑油の高圧粘度測定と測定容易な物性による大気圧下の圧力粘度計数の予測 (第2報) トライボロジスト 第55巻 第9号 pp.647-658(2010)
- (6-6) 堀野正俊:「機械工学入門シリーズ材料力学入門」, オーム社, pp.127-129(1993)
- (6-7) 金子正人: 潤滑油の高圧物性 (第1報) —粘度の圧力、温度、密度関係式の導出— トライボロジスト 第62巻 第10号 pp.654-666(2017)
- (6-8) 大瀬勝弥: メタロセン触媒を用いたポリ α オレフィン (mPAO) 合成油の軸受接触面における流動状態に与える高圧粘性の影響に関する研究、令和2年度 崇城大学 大学院工学研究科 機械工学専攻修士論文
- (6-9) 田中祐介: 簡易圧力評価の範囲拡張と潤滑油の高圧粘度測定 平成20年度 三重大学 大学院 工学研究科 物理工学専攻 修士論文
- (6-10) 竹田雄祐, 里永憲昭, 大瀬勝弥, 渡邊孝司, 園田智之: 落球式高圧粘度計の試作と試験評価方法、日本設備管理学会誌、Vol 31, No.4, pp91-96(2019)
- (6-11) 竹田雄祐, 里永憲昭, 大瀬勝弥, 渡邊孝司, 園田智之: 落球式高圧粘度計を用いた新還元添加剤の高圧粘性に及ぼす影響、日本設備管理学会誌、Vol 32, No.2, pp25-30(2020)

第7章

潤滑油膜の光学観測

7-1 はじめに

第6章で、各粘度区分における成分の異なる2種類の資料油において、その寿命に与える影響について比較評価を行った。軸受の寿命が延長されるメカニズムとして、資料油を構成する成分の違いによって、軸受の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜が厚くなり、軸受の軌道面表面に繰り返し与える疲労が軽減するためと仮説を立てている。そこで、実際には見ることでできない潤滑油膜を、軸受の外輪をオプティカルフラットガラスに変更し、軸受を再現した潤滑油膜可視化装置を用いて、光干渉法によって、その潤滑油膜を直接観測し、各資料油の成分の違いが潤滑油膜に与える影響を比較評価する。

ここで、観察対象となる潤滑油膜について、その潤滑状態と摩擦係数の関係については、Fig.3.3 のストライバック線図で示している。潤滑油環境下における摩擦の状態は (I)境界潤滑、(II)混合潤滑、(III)弾性流体潤滑および (IV)流体潤滑で構成されている。潤滑面内における油膜厚さを知ることは、潤滑状態を把握する上で重要となってくる。

弾性流体潤滑 (EHL)とは、高圧力下での潤滑面の弾性変形と潤滑油の粘度上昇(高圧粘度) の両方、またはいずれか一方の影響が現れる流体潤滑の一形態であり、集中接触状態で生じる。例えば、歯車、転がり軸受やトラクションドライブのように、極めて狭い接触面積に高い荷重が加えられる接触面では、高圧力下であるにも関わらず、接触面の弾性変形ならびに接触面間の潤滑油粘度上昇の効果により油膜が形成される。そのため、接触面圧が高く接触面の弾性変形を無視できない。

潤滑油の弾性変形の影響を考慮した弾性流体潤滑理論の展開によって、従来の流体潤滑理論と境界潤滑の知見との間に横たわっていた大きな隔たりが埋められ、実際の複雑な潤滑現象の解明が進んでいる。

従来は、剛体面を仮定した流体潤滑理論による膜厚が表面粗さと同程度になれば、直接接触が開始するとし、中間領域においては境界潤滑の部分の混在が論じられてきた。しかし、平坦な表面を仮定したとしても、流体潤滑と境界潤滑をそのまま接触させることは不可能で、膜厚が薄くなると、高い剪断速度 (Rate of shear)を受けることになり、潤滑剤の粘弾性効果を考えざるを得なくなり、EHL における接線力に関して問題になってくる。

さて、転がり接触をする剛体面の集中接触部の膜厚は、等粘性を仮定した流体潤滑理論による *Martin* の計算では極めて薄いにもかかわらず、歯車や玉軸受は実際に支障なく回転していることが多く、この経験と理論の開きは膜厚において1~2桁にもおよび、高圧粘性を取り入れた *Gatcomb* の理論でも説明できなかった。

EHL としての本格的な取り扱い、*Perusevich*、*Srubin* らによる1950年前後の研究に始まり、EHL 理論の特徴もある程度ここに現れている。しかし、EHL の解は解析的に求めることが難しいため、計算機技術の発展に負うところが大きく、1960年代になって急速に発展した。*Dowson-Higginson* の研究がその代表である^[7-1,7-2,7-3,7-4]。

ここに至って初めて、*Crook* らによって実験結果の実績や計測技術の進歩と相まって、EHL 理論の正当性が裏付けられるようになった。境界潤滑との間の広いギャップを流体潤滑側から埋めていくことになったのである。以下に *Dowson-Higginson* 等の理論の概要を述べる。

概要の説明には Fig.7.1、Fig.7.2、Dowson-Higginson の EHL における無次元表示に示した座標と記号、更に以下の無次元表示を用いる。

$$X = \left(\frac{x}{R}\right)^{-\frac{1}{4}} \quad S = \left(\frac{s}{R}\right) U^{-\frac{1}{4}} \quad : \text{座標の無次元化}$$

$$N = \left(\frac{h}{R}\right)^{-\frac{1}{2}} \quad N_m = \left(\frac{h_m}{R}\right) U^{-\frac{1}{2}} \quad : \text{膜厚の無次元化}$$

$$\Pi = \left(\frac{p}{E'}\right) U^{-\frac{1}{4}} \quad : \text{圧力の無次元化}$$

例えば、Fig.7.2 に示した円筒の転がり接触の場合のレイノルズの方程式は、無限幅の場合

$$h^3 = \frac{dp}{dx} = 6\eta(U_1 + U_2)(h \times h_m) \quad (7-1)$$

であり、EHL においては 式(6-2) は高圧粘度の式である。

$$\eta = \eta_0 e^{ap} \quad (7-2)$$

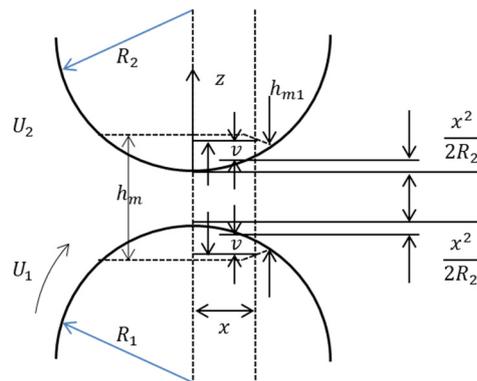


Fig.7.1 Rolling contact of two rollers

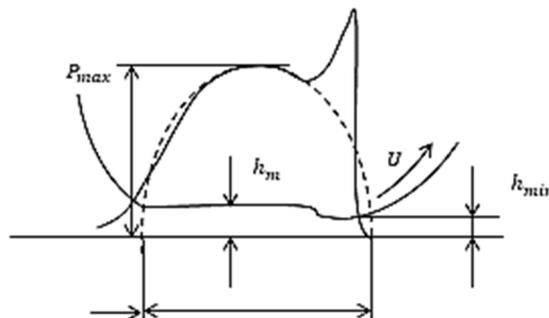


Fig.7.2 Boost region, contact region and pressure distribution in EHL

弾性変形を考慮した膜形状の式である。

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} - \frac{4}{\pi E^2} \int P(s) \log x \cdot s ds + const \quad (7-3)$$

を連立に解くのであるが、無次元表示は以下のようなになる。

$$e \int \frac{d\Pi}{dx} = 12 \frac{N - N_m}{N_s} \quad (7-4)$$

$$N = N_1 \frac{x^2}{2} \int \frac{4}{\pi} \Pi(s) \log x \cdot s ds + const \quad (7-5)$$

この両式を連立させ、接触面の入り口・出口側での圧力が 0、さらに出口側ではレイノズルの境界条件を満足するようにとけば、積分定数 N_m が定まる。

さらに、圧力を積分したものが荷重になるから、以下を満足させる。

$$N = \int \Pi(S) ds \quad (7-6)$$

Dowson-Higginson の EHL における無次元表示

無次元表示量

無次元表示

膜厚

$$H = \frac{h_{min}}{R}$$

荷重

$$W = \frac{w}{ER^2}$$

圧力による粘度増加

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p}$$

速度

$$U = \frac{\eta_0 u}{ER}$$

h_{min} : 最小膜厚

R : 等価曲率半径

$$\frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)}$$

w : 単位幅あたりの荷重

E : 等価弾性係数

$$\frac{2}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$$

U : 平均速度

$$u = \frac{(u_1 + u_2)}{2}$$

η_0 : 大気圧下の粘度

α : 粘度の圧力係数

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p}$$

このようにして膜厚分布 $N(x)$ 、圧力分布 $\Pi(x)$ が N_1 、 N_2 、 N_3 をパラメータとして求められるが、 x の特定位置での N の値、例えば $x = 0$ の時、平行部膜厚 N_1 が 決まることから、

$$N = \Phi(N_1, N_2) \quad (7-7)$$

となる関数関係が得られる。このような手法で Dowson-Higginson は、膜厚 H_{min} の式を次のように求めている。

$$H_{min} = h_{min}/R = 2.65U^{0.7}G^{0.54}W^{-0.13} \quad (7-8)$$

ここで、 h_{min} は最小膜厚、 U 、 G 、 W はそれぞれ速度パラメータ、材料パラメータ、荷重パラメータである。それぞれのパラメータは、表 7.1 に示す。

EHL の膜厚の式の最大の特徴は荷重の影響が極めて小さいこともあり、次に高圧粘度の影響が大きいことである。また、膜厚形状も Fig.7.3 のように接触域のほぼ全域で一様(中央膜厚部)となるが、接触域出口側の圧力の急降下に対応するように膜厚にくびれが生じて最小膜厚部が形成される。入り口側でくさび効果による圧力発生域が認められ、出口側にくびれが存在するが、この部分の最小肉厚で平行部の 75% 程度である。このくびれ部分の弾性変形に対応する圧力部分にピーク、いわゆる圧カスパイク (Pressure spike) が発生することになる。

そして、EHL 理論は、膜厚が弾性変形と粘度増加の相乗効果によって非常に厚くなること、摩擦係数は境界摩擦係数と同じ程度の値になることが示され、古典的流体潤滑理論による推定よりもはるかに広い流体潤滑状態が実現されていることを明らかにした。

球と平面間のような点接触の場合には、転がり軸に平行な方向に膜厚が変化するだけでなく、有効な負荷領域が円形状になる。したがって、この場合には、転がり軸に平行な流れとパラメータの変化を考慮した新しい解が必要になる。この場合の完全解は得られていないが、Archard-Cowking は次の形の近似解を提示した。

$$\frac{h}{R} = 1.4 \left(\eta \frac{UR}{W} \right)^{0.74} \left(\frac{aW}{R^2} \right)^{0.74} \left(\frac{ER^2}{W} \right)^{0.74} \quad (7-9)$$

ここで、 W は球面の荷重の合計である。

この式の実験的立証には、総じて決定的なものはないが、Archard-Cowking はその実験から以下を示した。

$$\frac{h}{r} = 1(\alpha\eta)^{0.57}U^{0.55}R^{-0.30} \quad (7-10)$$

すなわち、ほぼ円形をした変形領域と接触部の出口側の周囲に半円状に広がった領域が見られる。

さらに、Dowson らは EHL 理論を線接触よりも一般的な点接触に拡張した。光干渉法を用いた点接触下の EHL 膜厚分布の観察例を Fig.7.4 に示す。点接触においては、馬蹄形が特徴である。

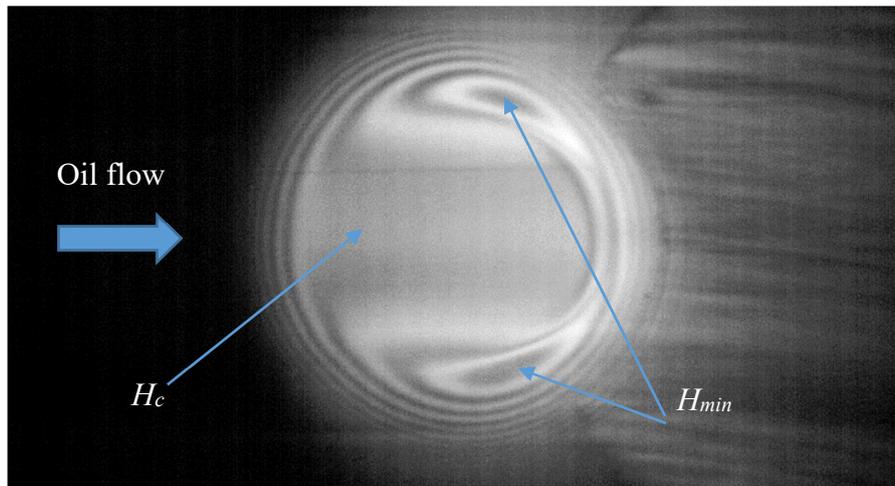


Fig.7.3 Example of observation of EHL film thickness distribution

この EHL 膜は以下のような特徴を持つ

- ・膜厚の一樣部分が接触域の大部分を占める
- ・接触域の出口付近にくびれが発生する
- ・圧力分布は *Hertz* の分布にほぼ等しいが、膜厚のくびれに対応して出口側に圧力のピーク (Pressure spike) が発生する
- ・膜厚に及ぼす荷重の影響が極めて少ない
- ・膜厚は圧力による粘度の増大に著しく影響される
- ・膜厚は、接触域入り口側における温度に対する粘度を用いて計算できる
- ・膜厚に比較して弾性変形の影響が大きい

中央膜厚 h_c および最小膜厚 h_{min} は Hamrock-Dowson の式で求めることが出来る。
 EHL の中央膜厚 h_c および最小膜厚 h_{min} を計算するためには多くの値が必要である。Table 7.1 に諸量の定義を示す。

Table 7.1 Value required for EHL film thickness calculation

	Variables	Symbols	Unit
Lubricating surface shape	Face1: Radius of curvature of xz	R_{x1}	m
	Radius of curvature of yz	R_{y1}	m
	Face2: Radius of curvature of xz	R_{x2}	m
	Radius of curvature of yz	R_{y2}	m
Lubricating surface material	Face1: Modulus of longitudinal elasticity	E_1	Pa
	Poisson coefficient	ν_1	
	Face2: Modulus of longitudinal elasticity	E_2	Pa
	Poisson coefficient	ν_2	
Lubricating oil	Viscosity under atmospheric pressure at differential temperature	η_0	Pa·s
	Viscosity Pressure Coefficient at Differential Temperature	α	Pa ⁻¹
Operating conditions	Velocity of Face 1	u_1	m/s
	Velocity of Face 2	u_2	m/s
	Load	ω	N

潤滑油の粘度や粘度圧力係数は温度に大きく依存するため、膜厚計算では潤滑部入り口の温度における値を用いる。

ヘルツ接触と同様に、潤滑面の性質は等価曲率半径 R と等価弾性係数 E に集約される。また流体潤滑の原理より、2面の速度は引き込み速度 u に集約される。これらの定義を、ヘルツ接触楕円の長径短径比 κ などとともに Table 7.2 に示す。

Table 7.2 Definition of equivalent radius of curvature, etc.

Variables	defining equation
Equivalent radius of curvature : $R_x R_y$	$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}}$, $\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{y2}}$
Ratio of radius of curvature : β	$\beta = \frac{R_x}{R_y}$
Equivalent modulus of elasticity : E	$\frac{2}{E} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$
Pulling speed : u	$u = \frac{(u_1 + u_2)}{2}$
Ratio of long and short diameters of Hertzian contact ellipse : κ	$\kappa = \left(\frac{R_y}{R_x}\right)^{\frac{2}{3}}$ (近似式)

相似則に基づき、膜厚計算式は Table 7.3 に示す無次元数で整理される。

Table 7.3 *Hamrock-Dowson* dimensionless equation

Dimensionless number	defining equation
Dimensionless film thickness : H	$H = \frac{h}{R_x}$
Velocity parameter : U	$U = \frac{\eta_0 u}{ER_x}$
Load parameter : W	$W = \frac{w}{ER_x^2}$
Material parameters : G	$G = \alpha E$

ここで、 $E[\text{Pa}]$ は等価弾性係数、 $u[\text{m/s}]$ は平均速度、 $w[\text{N}]$ は荷重、 $\eta_0[\text{Pa}]$ は大気圧下の粘度、 $\alpha[\text{Pa}^{-1}]$ は粘度圧力係数、 $R[\text{m}]$ は等価曲率半径である。

独立した無次元数は3個であるが、諸量の物理的意味を理解するには Table 7.3 の *Hamrock-Dowson* の無次元表示による計算式が便利である。

弾性変形と高圧粘度の影響の有無により、4つの潤滑領域に区分される。それぞれ、等粘度—剛体領域(IR)、高圧粘度—剛体領域(PR)、等粘度—弾性体領域(IE)、高圧粘度—弾性体領域(PE)と呼ぶ。IR 領域と PR 領域では、弾性変形がないので h_{min} と h_c は同一である。

与えられた作動条件でどの領域の潤滑状態になるかは、Table 7.4 に示す JOHNSON の弾性パラメータ g_e と粘性パラメータ g_v を用いて、Fig.7.4 の潤滑領域図で判定できる。ここで、Fig.7.4 における κ は Table 7.2 にも示しているヘルツ接触楕円の長径短径比を表しており、 κ の値により領域は変化する。本実験の場合は $\kappa=1$ であり、高圧粘度—弾性体領域(PE)に該当する。

Table 7.4 *JOHNSON* dimensionless equation

Dimensionless number	defining equation
Elasticity parameter : g_e	$g_e = \frac{W^{\frac{8}{3}}}{U^2}$
Viscosity parameter : g_v	$g_v = \frac{GW^3}{U^2}$

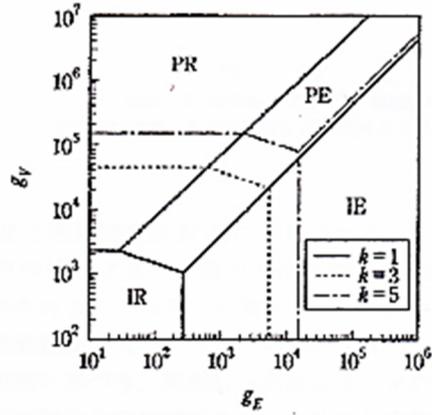


Fig.7.4 Lubrication area diagram for point contact EHL^[7-5]

下に *Hamrock-Dowson* の膜厚計算式を示す。いずれも多数の条件について行われた数値計算の結果から得た回帰式であり、計算値の有効値は 1、2 桁程度である。

$$H_c = \frac{h_c}{R} = 4.31U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-1.23k}) \quad (7-11)$$

$$H_{min} = \frac{h_{min}}{R} = 3.68U^{0.68}G^{0.49}W^{-0.073}(1 - e^{-0.67k}) \quad (7-12)$$

ここで、 $h_c = H_c R [\mu\text{m}]$ は中央膜厚、 $h_{min} = H_{min} R [\mu\text{m}]$ は最小膜厚、 $R [\mu\text{m}]$ は等価曲率半径である。また、 U 、 G 、 W は *Dowson-Higginson* の式と同様となっている。

この計算式は、(1) 給油が不十分な油不足状態、(2) 速度や荷重などが変動する非定常状態、(3) 潤滑面の微視的凹凸の高さが膜厚と同程度以上の場合、(4) 2 面の速度差が大きくせん断発熱の影響がある場合、などは適用できない。

また、この式から分かるように膜厚に対して、荷重の影響は極めて小さく、粘度圧力係数の影響を受け、相対速度の影響を大きく受ける。

7-2 ヘルツの接触面積理論

Fig.7.5 と Fig.7.6 に示すように 2 個体が接触して荷重を受けると接触部分が弾性変形して接触領域を形成し、その領域内で接触圧力を生じる。このような接触領域が固体に対して十分小さいときの接触をヘルツ接触という。今回の計算では、以下のような仮定がある^[7-6,7-7,7-8]。

材料が均質である。

接触部分の大きさは物体の大きさに比べて微小

接触面に作用する力は接触面に垂直(摩擦がない)

変形は材料の弾性限度内で行われる

<任意の曲面の接触>

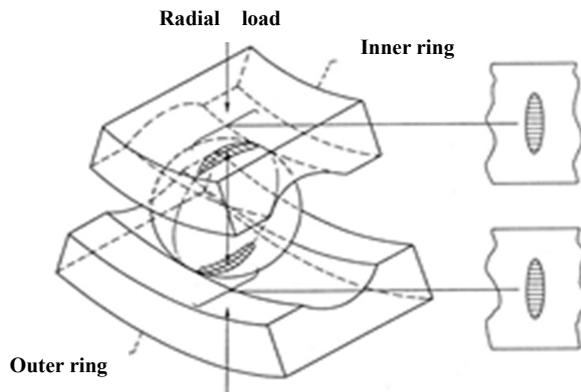


Fig.7.5 Bearing contact condition

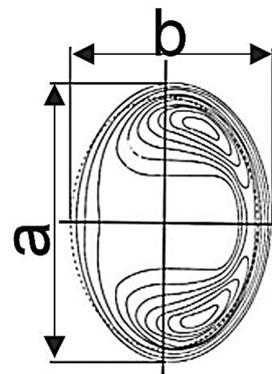


Fig.7.6 Contact surface

接触楕円の直径 a 、短径 b は

$$a = m_0 \sqrt[3]{\frac{3W}{4A_0} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (7-13)$$

$$b = n_0 \sqrt[3]{\frac{3W}{4A_0} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (7-14)$$

ただし、 $A_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}} \right)$

$$B_0 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}} \right)^2 + \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}} \right) \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}} \right) \cos 2\varphi \right]^{\frac{1}{2}}$$

(φ → 物体 I、II のねじれ角)

$\cos \theta = \frac{B_0}{A_0}$ として m_0 、 n_0 、 k_0 の値は表に与えられている。

また、最大接触圧力 p_{max} 平均接触圧力 p_{mean} および接触領域内の任意の点の圧力 p はそれぞれ

$$p_{max} = 1.5 p_{mean}, \quad p_{mean} = \frac{1.5W}{\pi a b}, \quad p = p_{max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (7-15)$$

で与えられる。

潤滑油膜可視化装置の条件における Fig.7.7 の計算例を示す^[7-8,7-9]。

物体 I : オプティカルフラット $E_1 = 63.7\text{GPa}$ 、 $\nu_1 = 0.25$ 、 $r_{11} = r_{12} = \infty$
 (パイレックスガラス)

物体 II : 鋼球 (SUJ2) $E_2 = 208\text{GPa}$ 、 $\nu_2 = 0.3$ 、 $r_{21} = r_{22} = 11.9\text{mm}$

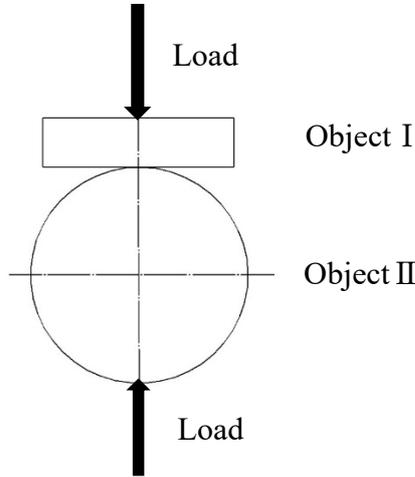


Fig.7.7 Model of calculation example

$$A_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{21}} + \frac{1}{r_{22}} \right)$$

$$= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\infty} + \frac{1}{\infty} + \frac{1}{11.9 \times 10^{-3}} + \frac{1}{11.9 \times 10^{-3}} \right)$$

$$= 84.03$$

$$B_0 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}} \right)^2 + \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}} \right) \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}} \right) \cos 2\varphi \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{\infty} - \frac{1}{\infty} \right)^2 + \left(\frac{1}{11.9 \times 10^{-3}} - \frac{1}{11.9 \times 10^{-3}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{r_{11}} - \frac{1}{r_{12}} \right) \left(\frac{1}{r_{21}} - \frac{1}{r_{22}} \right) \cos 0^\circ \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 0$$

$$\cos \theta = \frac{B_0}{A_0} = 0 \text{ によって、} \theta = 90^\circ$$

表より、 $m_0 = 1.0$ 、 $n_0 = 1.0$ $k_0 = 2.0$

ヘルツ接触半径は

$$a = m_0 \sqrt[3]{\frac{3W}{4A_0} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}$$

$$= m_0 \sqrt[3]{\frac{3W}{4A_0 E'}}$$

$$\text{ここで、} \frac{2}{E'} = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)$$

$$= b$$

最大接触圧力は

$$p_{max} = 1.5p_{mean} = \frac{1.5w}{\pi ab}$$

よって、

$$W = \frac{\pi ab p_{max}}{1.5}$$

$$a = b = 1.0 \times \sqrt[3]{\frac{3}{4} \frac{W}{84.03} \left(\frac{1-0.25^2}{63.7 \times 10^9} + \frac{1-0.30^2}{208 \times 10^9} \right)}$$

を代入し、整理すると

$$\begin{aligned} W &= \left(\frac{2\pi}{3} p_{max} \right)^3 \left\{ \frac{3}{4A_0} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right\}^2 \\ &= \left(\frac{2\pi}{3} p_{max} \right)^3 \left\{ \frac{3}{2A_0 E'} \right\}^2 \quad \text{ここで、} \frac{2}{E'} = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \\ &= \left(\frac{2\pi}{3} p_{max} \right)^3 \left\{ \frac{3}{4 \times 84.03} \left(\frac{1-0.25^2}{63.7 \times 10^9} + \frac{1-0.30^2}{208 \times 10^9} \right) \right\}^2 \end{aligned}$$

また、 $p_{max} = \frac{1.5w}{\pi ab}$

計算結果は Table 7.5 を参照

ここで、荷重は重りとする。また、力のモーメントのつりあいの関係は重りから天秤の支点の距離と、接触面と天秤の距離は等しい。よって、力のモーメントのつりあいの計算は省略する。

Table 7.5 Calculation results of Hertz's contact area theory

	Optical Flat	Ball
Material	Pyrex glass	SUJ2
Modulus of longitudinal elasticity E [GPa]	63.7	208
radius of curvature R [mm]	∞	11.9

	Pyrex glass&SUJ2	
A	84.0	
Equivalent modulus of elasticity E [GPa]	105	
Hertzian pressure p [GPa]	Load [N]	Contact circle [mm]
0.12	1.96	0.143
0.16	3.92	0.178
0.19	6.86	0.214
0.24	11.8	0.250
0.26	16.7	0.286
0.30	24.5	0.321
0.33	33.3	0.357
0.36	44.1	0.393
0.40	57.8	0.428
0.43	73.5	0.464
0.46	91.1	0.500
0.50	112.7	0.535
0.53	136.2	0.571
0.57	163.7	0.607
0.60	194.0	0.642
0.63	228.3	0.678
0.67	266.6	0.714

7-3 光干渉法を用いた油膜観測

7-3-1 光干渉法

油の閉じ込め膜が発生していることを確かめる方法は光干渉法を用いる。光干渉法は油膜部への入射光と反射光の光路差によって生じる干渉縞から、形成されている油膜厚さとその分布を観測することが可能である。また、観測できる油膜厚さは光の波長に依存し、ナノメートルからマイクロメートルである。Fig.7.8 に光干渉法のモデルを示す。

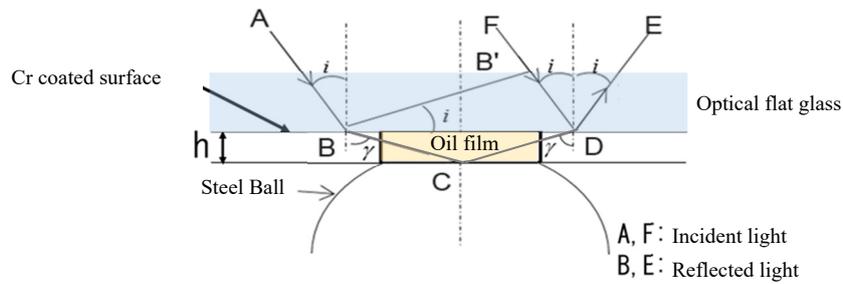


Fig.7.8 Optical Interference Diagram

Fig.7.8 における光路差、油およびガラスの屈折率をそれぞれ n_0 、 n_g とすると次式で与えられる。

$$L = n_0(BC + CD) - n_g B'D \quad (7-16)$$

また、位相差と光路差との関係は

$$S = L \times \frac{2\pi}{\lambda} \quad (7-17)$$

ただし、 S :位相差、 L :光路差、 λ : 空気中での波長

ここで、油およびガラスの中を通る光の波長を、それぞれ λ_0 および λ_g とすると式(3-16)(3-17)から次式が得られる。

$$S = \frac{2\pi}{\lambda} \left\{ n_0(BC + CD) - n_g B'D \right\}$$

$$n = \frac{\lambda}{\lambda_g} \quad n_0 \lambda_0 = n \lambda_g$$

$$S = 2\pi \left\{ \frac{BC+CD}{\lambda_0} - \frac{B'D}{\lambda_g} \right\} \quad (7-18)$$

波長と屈折率との間には次の関係がある。

$$\lambda_g = \frac{n_0}{n_g} \lambda_0 = \frac{\sin i}{\sin \gamma} \lambda_0 \quad (7-19)$$

$$\frac{BC + CD}{\lambda_0} = \frac{2BC}{\lambda_0} = \frac{2h}{\lambda_0 \cos \gamma}$$

$$\sin i = \frac{B'D}{BD}, \tan \gamma = \frac{BD}{2h}, BD = 2h \tan \gamma$$

$$B'D = BD \sin i = 2h \tan \gamma \sin i$$

$$\frac{B'D}{\lambda_0} = \frac{\sin \gamma}{\sin i} \cdot \frac{1}{\lambda_0} 2h \tan \gamma \cdot \sin i = \frac{2h}{\lambda_0} \cdot \frac{\sin^2 \gamma}{\cos \gamma}$$

$$S = 2\pi \left\{ \frac{BC + CD}{\lambda_0} - \frac{B'D}{\lambda_g} \right\}$$

$$= 2\pi \left\{ \frac{2h}{\lambda_0 \cos \gamma} - \frac{2h \sin^2 \gamma}{\lambda_0 \cos \gamma} \right\} = \frac{4\pi h \cos \gamma}{\lambda_0} \quad (7-20)$$

本実験装置では入射角は0、 $\cos \gamma = 1$ となる。つまり、

$$S = \frac{4\pi h}{\lambda_0} \quad (7-21)$$

油中の波長 λ_0 が与えられれば位相差 S を知ることができる。光が疎から密な物質へ進む場合の反射光では、位相差が π だけずれる。

位相差が π の偶数倍であれば、光は弱まり奇数倍ならば強まる。

$$S = \frac{4\pi h}{\lambda_0} \left\{ \begin{array}{l} 2m\pi \text{ (偶数 ... 弱まる)} \\ (2+1)\pi \cdot (\text{奇数} \dots \text{強まる}), (m = 0, 1, 2 \dots) \end{array} \right. \quad (7-22)$$

油中の波長は

$$\lambda_0 = \frac{n}{n_0} = m\lambda \quad (7-23)$$

空気中の屈折率は、 $n = 1$ 。よって

$$\lambda_0 = \frac{m}{n_0 \lambda} \quad (7-24)$$

(3-22)、(3-24) より油膜厚さ h は

$$h = \frac{m\lambda}{2n} \quad (7-25)$$

本実験で用いたストロボの波長は $\lambda = 0.592\mu\text{m}$ 、従って求める油膜厚さ h の式は

$$h = \frac{0.592m}{2n_0} \quad [\mu\text{m}] \quad (7-26)$$

ここで、 m は縞次数である。また n_0 は温度によって変化する。

本実験では式(7-26) を用いて油膜厚さ h の実験値を求めた。よって、 $n_0=1.5$ としたとき、観測膜厚差は単位縞次数あたり $0.099\mu\text{m}$ 相当となる。

7-3-2 実験装置

スラスト玉軸受内の潤滑状態を観測するため、スラスト玉軸受の上輪を透明なオプティカルフラットに置き換え、この透明なオプティカルフラットを通すことで回転体にあたる鋼球との接触面の潤滑状態を光干渉法により可視化できる実験装置を用いた。可視化装置の全体図と内部詳細を Fig.7.9、Fig.7.10 に示す。ただし、観測される潤滑状態が、オプティカルフラットと鋼球の接触によるものであること、又、オプティカルフラットには転送面の溝のないこと、すなわち転送面の曲率半径が 0 であることによる実際の軸受、潤滑状態との違いを注意する必要がある。

観測時の光源には LED ライトに赤色フィルタ（波長 $\lambda=0.592\ \mu\text{m}$ ）を使用し、荷重を 19.6N 統一で実験を行う。周速は試料油により設定し、資料油の温度は、油槽をベルトヒーターを用いて温度調整し、直接油槽に熱電対を差し込んで、油温測定している。

顕微鏡による観測を行うために表面に Cr コーティングをしている直径 $\phi=45\text{mm}$ 、厚さ 5mm のパイレックスガラス（ポアソン比： $\nu=0.25$ 、縦弾性係数： $E=63.7\text{GPa}$ 、粗さ $Ra\ 0.009\mu\text{m}$ ）を使用する。鋼球は直径 $\phi=23.8\text{mm}$ （ポアソン比： $\nu=0.3$ 、縦弾性係数： $E=208\text{GPa}$ 、粗さ $Ra\ 0.06\mu\text{m}$ ）である。

Fig.7.11 のように、上輪部は深溝ラジアル玉軸受で、下輪部は空気軸受によって支持している。

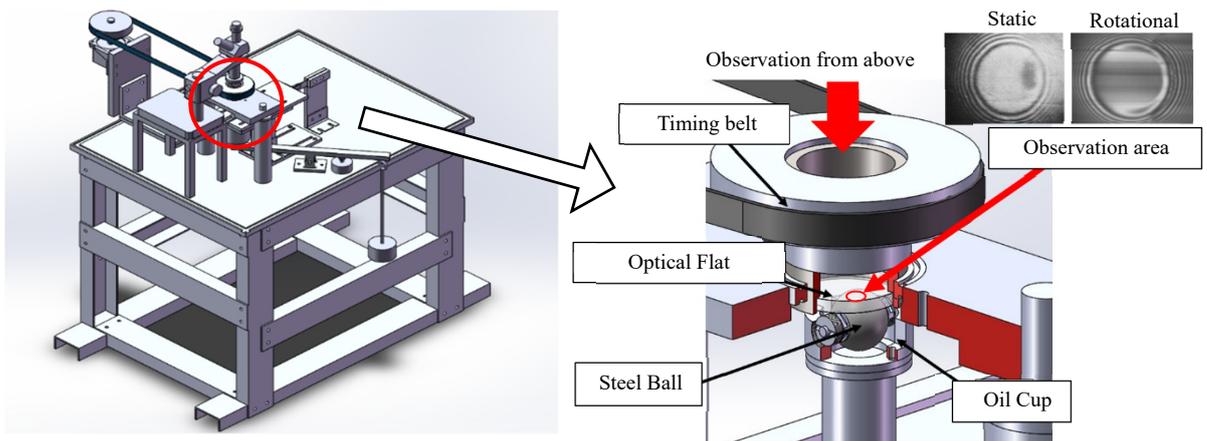


Fig.7.9 Observation Machine of the Contact Surface in Bearing

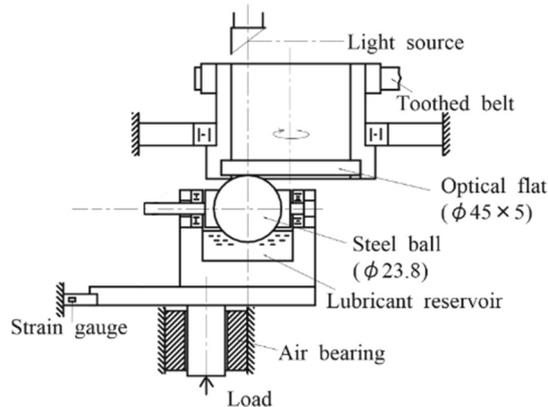


Fig.7.10 Detailed internal view

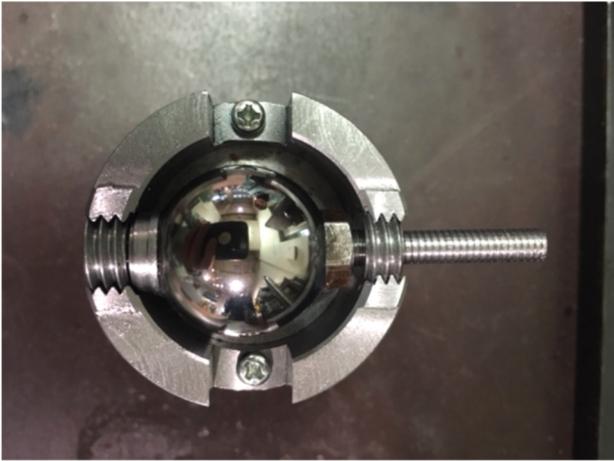


Fig.7.11 Oil Cup and Steel ball support

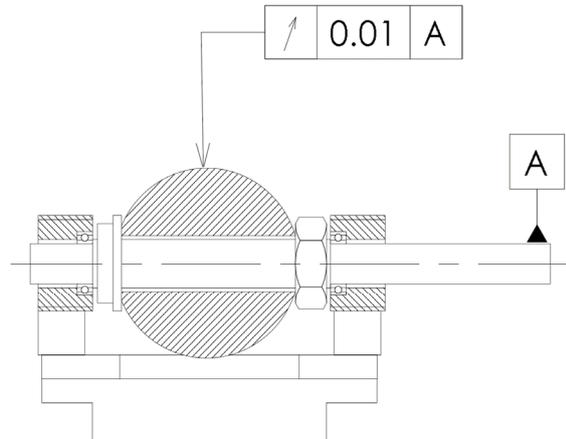


Fig.7.12 Geometric tolerance of steel ball support

鋼球支持部 (Fig.7.11) は油膜の縞次数を観測するために最も重要な部品である。よってシャフトと鋼球をはめ込み回転させたときに鋼球が大きく振れてしまうと接触面の大きさが一定にならない。鋼球支持部を固定してダイヤルゲージを鋼球部分にあて周方向の振れが左右に 1/100 mm 以内に収まるように調整する (Fig.7.12)。

実験使用器具

実験に使用した器具を以下に示す。

- ・エアコンプレッサー(TYPE SKD-DEKK8)
- ・Oriental motor(BMUD200-A)
- ・LR8431 メモリーハイロガー
- ・熱電対 HTK1412 K-0.65M4 L1000
- ・DIGITAL HIGH SPEED CAMERA (HAS-U1U2 DTECT)
- ・顕微鏡 KYOWA OPTICAL TECHNISCOPE MODEL TES-2 (倍率 70 倍)

7-3-3 実験方法

実験は次の通りを行う。

試料油を油槽に投入し、油槽ごとベルトヒーターを用いて測定温度まで温度調整を行う。

鋼球保持台及び油槽に荷重をかけ、鋼球とガラスを接触させる。

光源である LED ライトを顕微鏡に当て、鋼球とガラスの接触面を観察する。

上輪に相当するオプティカルフラットをモータにて回転させ、その接触面の動きを、顕微鏡を介して高速度カメラで録画、パソコン上に保存する。そ高速度カメラの専用ソフト HAS-XViewer Ver.1.3.0.13 を使用した。

7-3-4 鋼球とオプティカルフラットの表面粗さ

潤滑状態を把握する上で重要となるのが、材料の表面粗さである。潤滑面に油膜が形成されていたとしても、油膜厚さより表面粗さの方が大きいと潤滑状態は境界潤滑となる。そのため、軸受などの表面粗さは非常に細かく研磨仕上ががなされている^[7-11]。

そこで、可視化装置における接触部の部品の表面粗さについて測定を行った。その測定結果を Table 7.6 に示す。なお、本測定における表面粗さは算術平均粗さ Ra で表している。

測定物

- ・ 鋼球 (Fig.7.13)
- ・ オプティカルフラット
(クロム蒸着面) (Fig.7.14)



Fig.7.13 Steel Ball



Fig.7.14 Optical Flat

測定機器

- ・ 触針式表面粗さ計
Mitutoyo SURFTEST SJ-500 (図 7.15)

測定条件

- ・ 測定回数 : 5 回
- ・ 測定速度 0.05mm/s



Fig.7.15 Touch needle surface roughness

Table 7.6 Surface roughness (Ra) measurement results

Steel Ball	1	0.967 μm	Optical Flat (Cr coated surface)	1	0.010 μm
	2	0.918 μm		2	0.008 μm
	3	0.919 μm		3	0.009 μm
	4	0.919 μm		4	0.009 μm
	5	0.907 μm		5	0.010 μm
	average	0.926 μm		average	0.009 μm

表面粗さ測定結果より、オプティカルフラット (クロム蒸着面) は Ra 0.009 μm 、鋼球は Ra 0.926 μm であった。今回の表面粗さ測定において、鋼球の方は想定していた表面粗さよりも大きくなる結果であり、これは測定面が曲面を持つために触針式の表面粗さ測定器では正確な測定が出来ていないと考えられる。

そこで、Table 7.7 に示す転がり玉軸受用鋼球の規格[JIS B 1501.2009]^[7-12]から、可視化装置に使用している鋼球は等級 40 に相当するため、Ra 0.060 μm 程度と考えられる。

よって、鋼球とオプティカルフラットの表面粗さは、光干渉法にて観測できる最小油膜厚さ 0.099 μm に対して小さいと考えられる。

Table 7.7 Steel balls for rolling bearings Standard [7-12]

単位(Unit) μm

等級 Grade	呼びの適用範囲 Applicable Range of Ball Size		形状の精度及び表面粗さ Accuracy of Form and Surface Roughness			区分けの形状及びゲージ Sorting Accuracy and Ball Gauge		
	1欄 Column 1	2欄 Column 2	直径不同 Ball Diameter Variation VDWS (最大) (max.)	真球度 Sphericity (最大) (max.)	表面粗さRa Surface Roughness R a (最大) (max.)	ロットの 直径の 相互差 Lot Diameter Variation VDWL (最大) (max.)	ゲージ 間隔 Ball Gauge Interval	ゲージ Ball Gauge S
3	0.3mm~12mm	0.025~1/2	0.08	0.08	0.010	0.13	0.5	-5, ..., -0.5, 0, +0.5, ..., +5
5	0.3mm~12mm	0.025~1/2	0.13	0.13	0.014	0.25	1	-5, ..., -1, 0, +1, ..., +5
10	0.3mm~25mm	0.025~1	0.25	0.25	0.020	0.5	1	-9, ..., -1, 0, +1, ..., +9
16	0.3mm~25mm	0.025~1	0.4	0.4	0.025	0.8	2	-10, ..., -2, 0, +2, ..., +10
20	0.3mm~38mm	0.025~11/2	0.5	0.5	0.032	1	2	-10, ..., -2, 0, +2, ..., +10
24	0.3mm~38mm	0.025~11/2	0.6	0.6	0.040	1.2	2	-12, ..., -2, 0, +2, ..., +12
28	0.3mm~38mm	0.025~11/2	0.7	0.7	0.050	1.4	2	-12, ..., -2, 0, +2, ..., +12
40	0.3mm~50mm	0.025~2	1	1	0.060	2	4	-16, ..., -4, 0, +4, ..., +16
60	0.3mm~65mm	0.025~3	1.5	1.5	0.080	3	5	-25, ..., -5, 0, +5, ..., +25
100	0.3mm~65mm	0.025~41/2	2.5	2.5	0.100	5	10	-40, ..., -10, 0, +10, ..., +40
200	0.3mm~65mm	0.025~41/2	5	5	0.150	10	15	-60, ..., -15, 0, +15, ..., +60

サブゲージ間隔については、JIS B 1501参照。

引用：大旺鋼球製造株式会社 HP

<http://www.daio-steelball.co.jp/products/standard1.html> (2021/1/22)

7-4 潤滑油膜可視化装置における油膜の光学観測結果

潤滑油膜可視化装置を用いた各資料油の油膜の光学観測結果を示す

各実験条件は、資料油温度を 40°Cとし、接触荷重:19.6N 接触面圧力:0.277GPa、回転数 100~700rpm、周速:0.3~0.7m/s に変化させながら測定し、回転時の干渉縞の明暗の差を数え、油次元の油膜厚さを算出し、実験における誤差の影響を考慮し、油膜厚さと速度パラメータをそれぞれ無次元化させ、無次元中央膜厚と無次元速度パラメータの関係グラフに示し比較評価している。

7-4-1 中粘度潤滑油（エンジン油 5W-30）と高粘度潤滑油（ギア油 VG320）の油膜評価

エンジン油 5W-30 とギア油 VG320 について、それぞれ単体と、新還元添加剤 SOD-1PN を 10Vol%添加した 4 種の光学観測結果と無次元膜厚を示す。

はじめにエンジン油 5W-30 系の結果を示す。Fig.7.16 が軸受接触面に形成される、油膜を顕微鏡で撮影した画像である。干渉縞の縞次数から算出した油膜厚さについて Table 7.8 に、無次元中央膜厚を Table 7.9、無次元速度パラメータを Table 7.10 にそれぞれ示す。

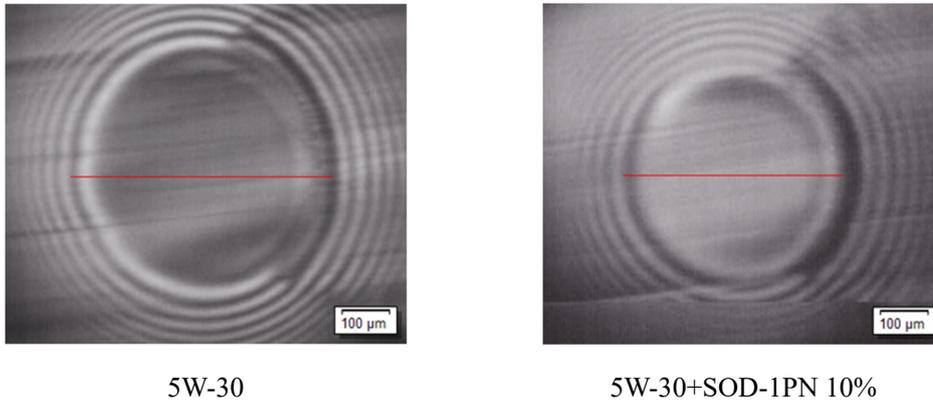


Fig.7.16 Interference Fringes of Rotational State 5W-30 (40°C)

Table 7.8 Calculation results of oil film thickness by experiment 5W-30 (40°C)

Rotation speed \ Test oil	Engine oil 5W-30	Engine oil 5W-30+SOD-1PN(10Vol%)
300rpm	0.394 μm	0.394 μm
400rpm	0.493 μm	0.394 μm
500rpm	0.493 μm	0.493 μm
600rpm	0.493 μm	0.592 μm
700rpm	0.493 μm	0.592 μm

Table 7.9 Value of dimensionless central oil film thickness 5W-30 (40°C)

Rotation speed \ Test oil	Engine oil 5W-30	Engine oil 5W-30+SOD-1PN(10Vol%)
300rpm	3.31×10^{-5}	3.31×10^{-5}
400rpm	4.14×10^{-5}	3.31×10^{-5}
500rpm	4.14×10^{-5}	4.14×10^{-5}
600rpm	4.14×10^{-5}	4.97×10^{-5}
700rpm	4.14×10^{-5}	4.97×10^{-5}

Table 7.10 Value of dimensionless velocity parameter 5W-30 (40°C)

Rotation speed \ Test oil	Engine oil 5W-30	Engine oil 5W-30+SOD-1PN(10Vol%)
300rpm	1.02×10^{-11}	1.04×10^{-11}
400rpm	1.36×10^{-11}	1.39×10^{-11}
500rpm	1.70×10^{-11}	1.74×10^{-11}
600rpm	2.04×10^{-11}	2.09×10^{-11}
700rpm	2.38×10^{-11}	2.44×10^{-11}

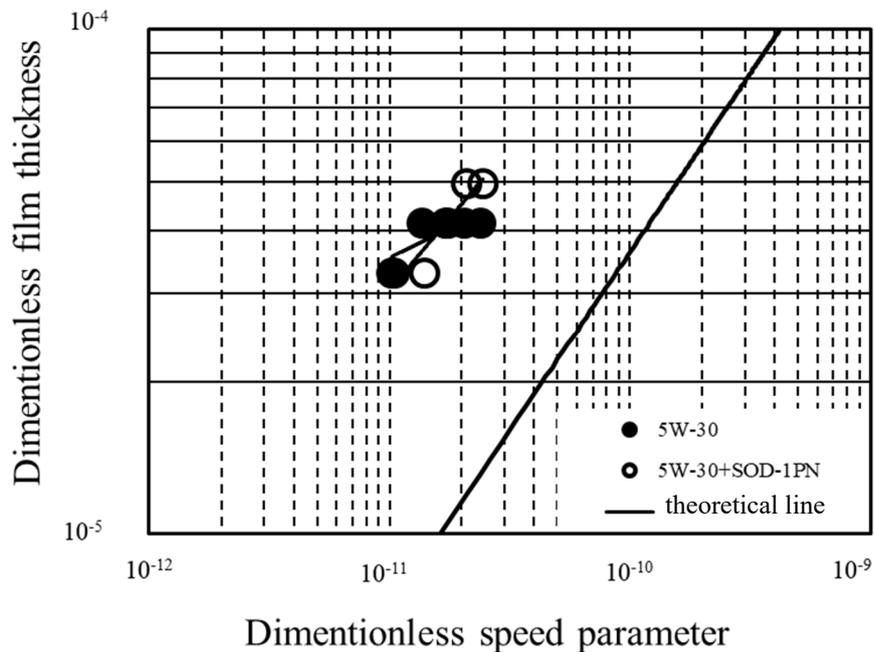


Fig.7.17 Dimensionless Oil Film Thickness Evaluation of 5W-30 (40°C)

Fig.7.17 は無次元評価するための無次元中央膜厚と速度パラメータの関係を表したグラフでその上に今回の値をプロットし、近似線をとっている。

次に、ギア油 VG320 系の結果を示す。Fig.7.18 が軸受接触面に形成される、油膜を顕微鏡で撮影した画像である。干渉縞の縞次数から算出した油膜厚さについて Table 7.11 に、無次元中央膜厚を Table 7.12、無次元速度パラメータを Table 7.13 にそれぞれ示す。

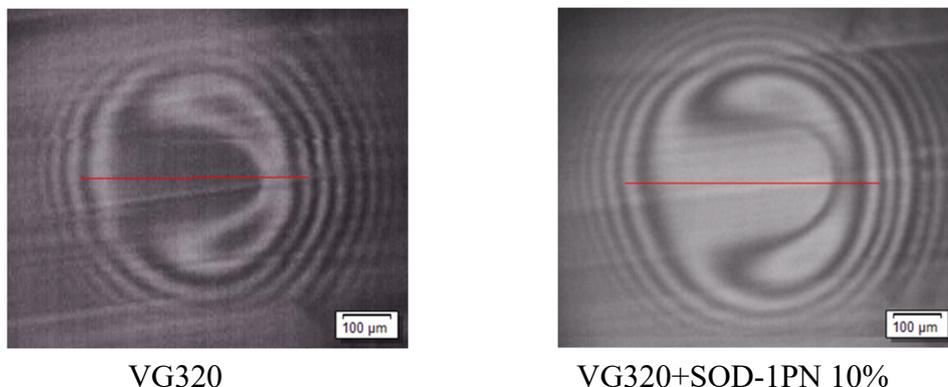


Fig.7.18 Interference Fringes of Rotational State VG320 (40°C)

Table 7.11 Calculation results of oil film thickness by experiment VG320 (40°C)

Rotation speed \ Test oil	Gear oil VG320	Gear oil VG320+SOD-1PN(10Vol%)
100rpm	0.295 μm	0.394 μm
200rpm	0.394 μm	0.493 μm
300rpm	0.493 μm	0.493 μm
400rpm	0.493 μm	0.493 μm
500rpm	0.592 μm	0.592 μm

Table 7.12 Value of dimensionless central oil film thickness VG320 (40°C)

Rotation speed \ Test oil	Gear oil VG320	Gear oil VG320+SOD-1PN(10Vol%)
100rpm	2.48×10^{-5}	3.31×10^{-5}
200rpm	2.48×10^{-5}	4.14×10^{-5}
300rpm	3.31×10^{-5}	4.14×10^{-5}
400rpm	3.31×10^{-5}	4.14×10^{-5}
500rpm	4.14×10^{-5}	4.97×10^{-5}

Table 7.13 Value of dimensionless velocity parameter VG320 (40°C)

Rotation speed / Test oil	Gear oil VG320	Gear oil VG320+SOD-1PN(10Vol%)
100rpm	0.32×10^{-10}	0.29×10^{-10}
200rpm	0.65×10^{-10}	0.57×10^{-10}
300rpm	0.97×10^{-10}	0.86×10^{-10}
400rpm	1.30×10^{-10}	1.15×10^{-10}
500rpm	1.62×10^{-10}	1.43×10^{-10}

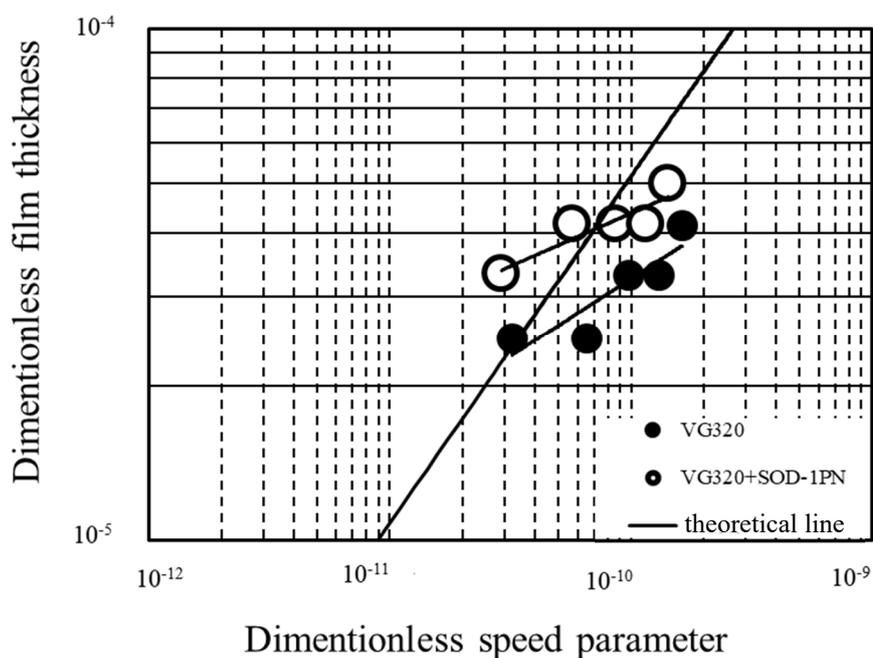


Fig.7.19 Dimensionless Oil Film Thickness Evaluation of VG320 (40°C)

エンジン油 5W-30 系とギア油 VG320 系の油膜厚さを無次元膜厚で評価した結果を Fig.7.17 と Fig.7.19 に示す。縦軸が無次元膜厚、横軸は無次元速度パラメータであり、理論線を実線で示している。

エンジン油 5W-30 における無次元膜厚は Fig.7.19 に示すように、無次元速度パラメータ 2.91×10^{-11} にて基準油に対して新添加剤を添加した場合 1.32 倍を示した。

ギア油 VG320 における無次元膜厚は Fig.7.17 に示すように、無次元速度パラメータ 5.80×10^{-11} にて評価したところ基準油に対して新添加剤を添加した場合 1.30 倍を示した^[7-9,7-13]。

7-4-2 低粘度潤滑油（エンジン油 0W-16 系）の油膜評価

低粘度エンジン油 0W-16 VII と 0W-16mPAO の新油と寿命試験後の油について光学観測結果と無次元膜厚を示す。Fig.7.20 が軸受接触面に形成される、油膜を顕微鏡で撮影した画像である。干渉縞の縞次数から算出した油膜厚さについて Table 7.14 に、無次元中央膜厚を Table 7.15、無次元速度パラメータを Table 7.16 にそれぞれ示す。

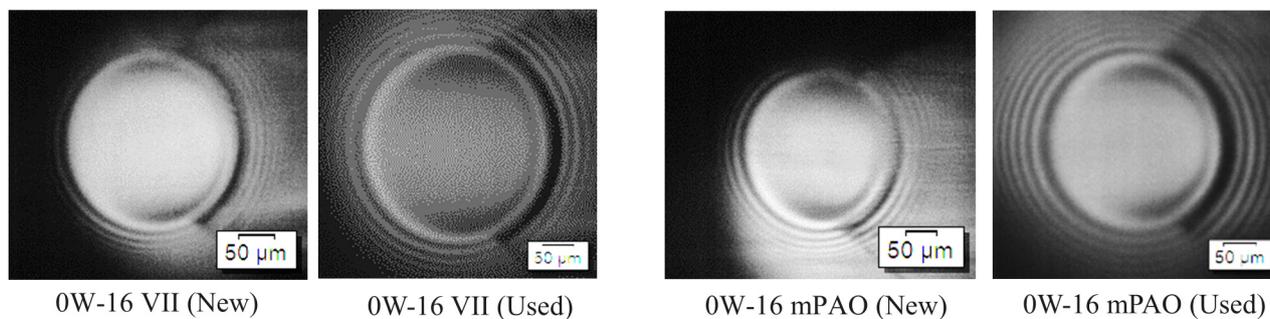


Fig.7.20 Interference Fringes of Rotational State 0W-16 VII and mPAO (40°C)

Table 7.14 Calculation results of oil film thickness by experiment 0W-16 (40°C)

Rotation speed \ Test oil	0W-16 mPAO New	0W-16 mPAO Used	0W-16 VII New	0W-16 VII Used
200rpm	0.296 μm	0.296 μm	0.395 μm	0.296 μm
400rpm	0.296 μm	0.296 μm	0.395 μm	0.296 μm
600rpm	0.296 μm	0.395 μm	0.493 μm	0.395 μm
800rpm	0.592 μm	0.395 μm	0.493 μm	0.395 μm
1000rpm	0.592 μm	0.395 μm	0.493 μm	0.395 μm

Table 7.15 Value of dimensionless central oil film thickness 0W-16 (40°C)

Rotation speed \ Test oil	0W-16 mPAO New	0W-16 mPAO Used	0W-16 VII New	0W-16 VII Used
200rpm	3.31×10^{-5}	2.58×10^{-5}	3.31×10^{-5}	2.49×10^{-5}
400rpm	3.31×10^{-5}	3.31×10^{-5}	3.31×10^{-5}	2.49×10^{-5}
600rpm	3.31×10^{-5}	3.31×10^{-5}	4.14×10^{-5}	3.31×10^{-5}
800rpm	4.97×10^{-5}	3.31×10^{-5}	4.14×10^{-5}	3.31×10^{-5}
1000rpm	4.97×10^{-5}	3.87×10^{-5}	4.14×10^{-5}	3.31×10^{-5}

Table 7.16 Value of dimensionless velocity parameter 0W-16 (40°C)

Rotation speed \ Test oil	0W-16 mPAO NEW	0W-16 mPAO Used	0W-16 VII New	0W-16 VII Used
200rpm	0.42×10^{-11}	0.16×10^{-11}	0.37×10^{-11}	0.18×10^{-11}
400rpm	0.84×10^{-11}	0.48×10^{-11}	0.74×10^{-11}	0.55×10^{-11}
600rpm	1.25×10^{-11}	0.74×10^{-11}	1.10×10^{-11}	0.92×10^{-11}
800rpm	1.67×10^{-11}	1.05×10^{-11}	1.47×10^{-11}	1.29×10^{-11}
1000rpm	2.09×10^{-11}	1.34×10^{-11}	1.87×10^{-11}	1.65×10^{-11}

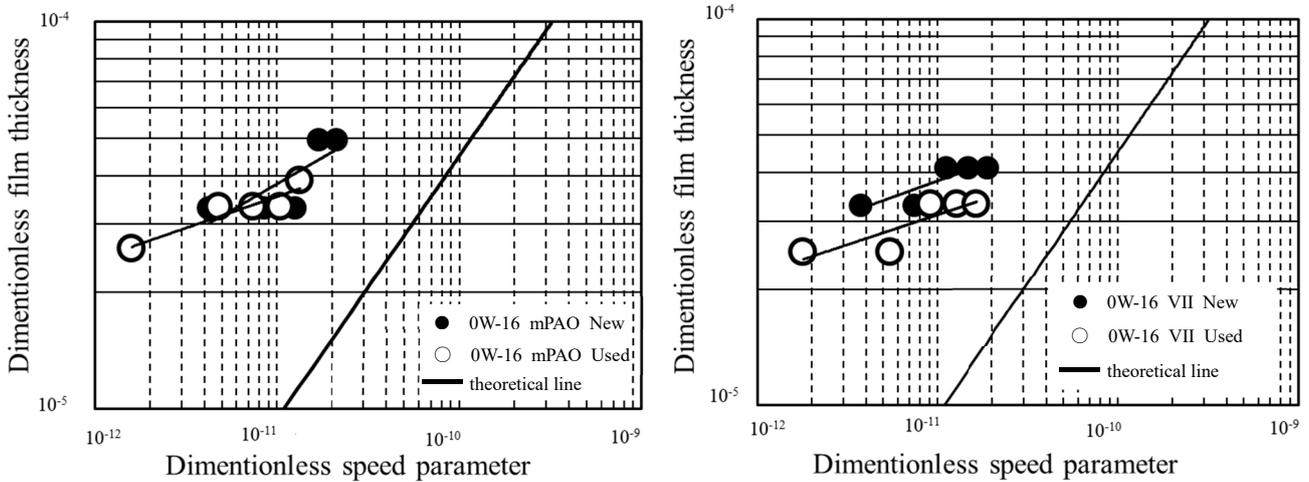


Fig.7.21 Dimensionless Oil Film Thickness Evaluation of 0W-16 (40°C)

Fig.7.21 に低粘度 0W-16 VII と 0W-16 mPAO の無次元膜厚評価を示す。無次元速度パラメータ 1.3×10^{-11} 時における無次元膜厚は、新油では同等であるが、寿命試験後の資料油では VII では 20%減少していたが、mPAO では減少が認められなかった。

7-4-3 極低粘度潤滑油（エンジン油 0W-8 系）の油膜評価

極低粘度エンジン油 0W-8 CTL4 と 0W-8 GroupIIIについて光学観測結果と無次元膜厚を示す。Fig.7.22 が軸受接触面に形成される油膜を顕微鏡で撮影した画像である。干渉縞の縞次数から算出した油膜厚さを Table 7.17 に、無次元中央膜厚を Table 7.18 に、無次元速度パラメータを Table 7.19 にそれぞれ示す。

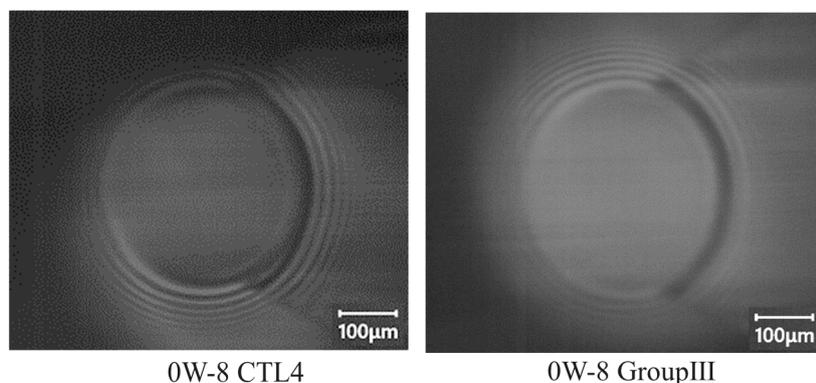


Fig.7.22 Interference Fringes of Rotational State 0W-8 CTL4 and GroupIII (40°C)

Table 7.17 Calculation results of oil film thickness by experiment 0W-8 (40°C)

Test oil / Rotation speed	Engine oil 0W-8 CTL4	Engine oil 0W-8 GroupIII
0.188m/s	0.395 µm	0.395 µm
0.377m/s	0.395 µm	0.395 µm
0.565m/s	0.395 µm	0.395 µm
0.754m/s	0.395 µm	0.395 µm
0.942m/s	0.493µm	0.493µm

Table 7.18 Value of dimensionless central oil film thickness 0W-8 (40°C)

Test oil / Rotation speed	Engine oil 0W-8 CTL4	Engine oil 0W-8 GroupIII
0.188m/s	3.32×10^{-5}	3.32×10^{-5}
0.377m/s	3.32×10^{-5}	3.32×10^{-5}
0.565m/s	3.32×10^{-5}	3.32×10^{-5}
0.754m/s	3.32×10^{-5}	3.32×10^{-5}
0.942m/s	4.15×10^{-5}	4.15×10^{-5}

Table 7.19 Value of dimensionless velocity parameter 0W-8 (40°C)

Rotation speed	Test oil	Engine oil 0W-8 CTL4	Engine oil 0W-8 GroupIII
0.188m/s		5.47×10^{-12}	5.48×10^{-12}
0.377m/s		1.10×10^{-11}	1.10×10^{-11}
0.565m/s		1.64×10^{-11}	1.65×10^{-11}
0.754m/s		2.19×10^{-11}	2.20×10^{-11}
0.942m/s		2.74×10^{-11}	2.75×10^{-11}

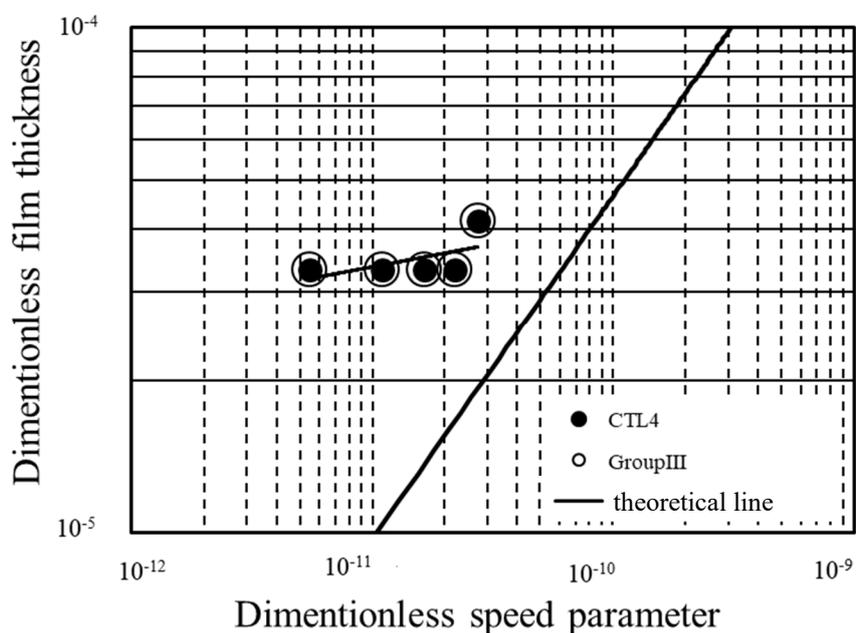


Fig.7.23 Dimensionless Oil Film Thickness Evaluation of 0W-8 (40°C)

Fig.7.23 に極低粘度 0W-8 CTL4 と 0W-8 GroupIIIの無次元膜厚評価を示す。どの無次元速度パラメータにおいても無次元膜厚は同等の結果となった。第 4 章においても寿命試験の結果も同等の寿命を示していることから、ECR 観測など他の手法による油膜厚さの評価が期待される。しかしながら、寿命試験と油膜の光学観測結果からは石炭由来の CTL4 は鉱油の代替えとして有効であると考えられる。

7-5 第7章のまとめ

潤滑油膜可視化装置を用いた潤滑油膜の光学観測の結果として、高粘度、中粘度、低粘度、極低粘度のそれぞれの試料油を比較評価した結果、メタロセン触媒を用いたポリ α オレフィン mPAO を含有する資料油は、基準油のみに対して、その無次元油膜厚さが上昇する傾向であることが明らかとなった。また低粘度エンジン油 0W-16 においては、既存の VII に対して mPAO を置き換えたものは、新油においては、ともにその無次元油膜厚さに大きな変化は認められなかったが、それぞれの軸受寿命試験後の試料油を比較した結果、通常の VII のみの場合、無次元油膜厚さが減少していたが、mPAO を用いたものは、寿命試験後にもかかわらず、その油膜厚さの減少が無く、さらなる長期間の使用も可能だったのではないかと考えられる。これらの結果から mPAO を含有する潤滑油は、軸受の寿命延長効果のみならず、潤滑油自体の寿命も延長しているのではないかと考えられる。

一方、極低粘度エンジン油である 0W-8 においては、石炭由来の試料油と、石炭由来の試料油を比較検証したが、光学的観測においては、その無次元油膜厚さに違いは認められなかった。軸受寿命試験においても、それぞれの寿命時間は同等であることから、石炭由来の潤滑油は、石油由来の潤滑油の代替えが十分に可能であることを示している。しかしながら、油温 40°C における光学的な観測は、その干渉縞を確認することが非常に難しいことを改めて知らしめる結果となった。今後光学的な観測を継続するためには、その光源の波長を短くする必要があり、赤色光から、青色、紫色などの検討を行ったことがあるが、白黒の干渉縞自身が確認しにくいという問題もあり、装置全体の見直しも必要と考えられるが、使用機器の高精度化、高額化を避けて通ることができない。

そこで、同装置を用いて、別の視点での油膜状態の観察手法が確立できないかとの考えに至る。それが、第4章で設備の状態監視の一つの方法として利用していた電氣的接触抵抗法 ECR 観測である。軸受寿命評価試験機では、試験片であるスラスト玉軸受けの接触面圧は 3GPa に達するため、軸受軌道面と転動体の間に油膜が形成状態について、その油膜の有無のみを感知のみに観測性能に留まっているが、新品の軸受の表面が徐々に馴染んでいく状態についても確認できている。潤滑油膜可視化装置における接触面圧は 0.3GPa から 0.4GPa であり、軸受寿命評価試験機の面圧の 10 分の 1 であることから、潤滑油膜可視化装置に ECR 観測回路を用いることで、その油膜厚さを印加電圧に対する測定電圧の比である分離度を用いて電氣的に評価できるのではないかとの考えに至った。同じ観測装置を用いて、同じ接触条件で油膜を電氣的に観測することで、油膜厚さや油膜形成状態を光学的観測と電氣的観測の 2 つの方法で評価できるとの考えに至った。今後、低粘度化が進むと考えられる、自動車用潤滑油の性能評価手法の一つとして、潤滑油膜可視化装置を用いた潤滑油膜の ECR 観測を進めた。次章となる第8章に詳細を示す。

参考文献(7章)

- (7-1) R.J.Chittenden, D.Dowson, J.F.Dunn, C.M.Taylor : A theoretical analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts 1. Direction of lubricant entrainment coincident with the major axis of the Hertzian contact ellipse, Proc.R.Soc.Lond.A397, pp.245-269(1985)
- (7-2) 杉村丈一: 入門講座 トライボロジー公式集 (10) EHL 膜厚計算式, トライボロジスト.Vol.49, No.10, pp.799-800 (2004)
- (7-3) 馬渡俊文: 非線形熱弾性流体潤滑に関する研究 佐賀大学 大学院 工学系研究科 機械システム工学専攻 博士論文 (2013)
- (7-4) T.Mawatari, T.Harada, M.Yano, H.Shiomi, S.Obara, N.Ohno : Rolling Bearing Performance and Film Formation Behavior of Four Multiply-Alkylated Cyclopentane (MAC) Base Greases for Space Applications Tribology Transactions, 56, 4 pp 561-571. (2013)
- (7-5) K.L.Johnson, J Mech. ENG. Sci., 12(1), 9-16 (1970)
- (7-6) 里永憲昭, 渡邊孝司, 竹川秀男: 潤滑油の新還元添加剤による粘性および寿命評価の手法, 日本設備管理学会誌. Vol.28, No3, pp.103-109(2016)
- (7-7) 清水秀真, 里永憲昭, 渡邊孝司, 竹川秀男: 潤滑油の新還元添加剤による自動車と産業機械用における合成油寿命延長の考察, 日本設備管理学会誌, Vol29, No.2, pp37-41(2017)
- (7-8) Noriaki Satonaga, Takashi Watanabe : Effects on Tribology Performance of a Reducing Additive for Automobile Lubricant SAE-2015-01-2047 (2015)
- (7-9) 城戸祥成: メタロセン触媒を用いたポリ α オレフィン (mPAO) の弾性流体潤滑 (EHL) 条件下における軸受接触面流動状態に関する研究 令和元年度 崇城大学 大学院工学研究科 機械工学専攻修士論文
- (7-10) 佐々木信也ほか: 数値解析と表面分析によるトライボロジーの解明と制御, テクノシステム, pp.81-92 (2018)
- (7-11) 大瀬勝弥: メタロセン触媒を用いたポリ α オレフィン (mPAO) 合成油の軸受接触面における流動状態に与える高圧粘性の影響に関する研究、令和2年度 崇城大学 大学院工学研究科 機械工学専攻修士論文
- (7-12) 大旺鋼球製造株式会社 <http://www.daio-steelball.co.jp/products/standard1.html> (2021/1/22)
- (7-13) 竹田雄祐、里永憲昭、城戸祥成、渡邊孝司、園田智之: 弾性流体潤滑条件下における新還元添加剤 (SOD-1PN) の挙動にかかわる考察, 日本設備管理学会誌. Vol.31, No4, pp. 85-90(2019)

第 8 章

ECR を用いた潤滑油膜の観測

8-1 はじめに

第6章では、潤滑油膜可視化装置を用いて、軸受の軌道面と転動体の間に形成される潤滑油膜を光学的に観察した。その結果、動粘度の各区分において、高粘度、中粘度、低粘度においては基準油のみに対して、メタロセン触媒を用いたポリ α オレフィンであるmPAOを含有する試料油の方が、無次元油膜厚さが上昇することを確認している。

しかしながら、極低粘度潤滑油であるエンジン油 0W-8 においては、その原料が石油か石炭と異なる2種類の資料油を比較評価したが、極低粘度ゆえに、潤滑油可視化装置を用いた光学観測においては明確な差は認められなかった。石油由来に対して石炭由来の資料油が、寿命性能、無次元油膜厚さが同等であることを確認しているが、省エネルギーが強く求められている現代において、潤滑油の低粘度化は益々進んでいくことと考えられる。一般的には、潤滑油の粘度が低くなると、摺動部に形成される潤滑油膜も薄膜化するため、油膜を維持したまま低粘度化するかが潤滑油の大きな課題となる。そのような低粘度化した潤滑油の油膜性状を今後も継続的に分析を進めるためには、潤滑油膜可視化装置のみならず、新たな油膜性状の観察手法が必要となる。

そこで、従来から設備の状態監視として利用していた電気的接触抵抗法 ECR を用いた油膜観測に取り組んだ。潤滑油膜可視化装置に ECR 観測を取付け、電気的に油膜性状を観測し、その観測技術について検証する。また同じ実験装置を用いて、油膜の光学的観測結果と電気的な観測結果を比較し、ECR 観測の信頼性を確認する。ECR 観測では油膜を電気抵抗のひとつと見なしており、印加電圧に対する観測電圧の比として分離度で評価している。一般的に動粘度が高くなると油膜厚さも厚くなる関係が知られているが、動粘度が高くなると、ECR 観測における分離度も上昇すると仮説を立てている^[8-1,8-2,8-3]。動粘度、無次元油膜厚さと分離度の関係性について考察を行う。

8-2 潤滑油膜可視化装置における ECR 観測条件

潤滑油膜可視化装置における ECR を用いた油膜の観測条件は、油膜の光学観測と同様に周速 0.52m/s とし、荷重は 4.11N としている。その際のヘルツ接触圧は 277MPa となる。ここで、可視化装置で用いる鋼板 (S45C) は直径 45mm、厚さ 5mm (ポアソン比: $\nu=0.25$ 、縦弾性係数: $E=205\text{GPa}$ 、表面粗さ $0.366\ \mu\text{m}$) であり、鋼球は直径 $\Phi=23.8\text{mm}$ ($\nu=0.3$ 、 $E=208\text{GPa}$ 、表面粗さ $0.06\ \mu\text{m}$) である。外輪材質をオプティカルフラットから鋼板に変更しているため光学的観測における理論膜厚^[2]は補正する。

ECR 観測回路の電源は直流安定電源から 1.5V を給電し、可変抵抗にて絶縁状態で 50mV となるように最大印加電圧を設定した。観測時間 10s~60s の 50 秒間の分離度を観測し、平均分離度として評価を行った。

8-3 中粘度潤滑油（エンジン油 5W-30）と高粘度潤滑油（ギア油 VG320）の ECR 観測結果

潤滑油膜可視化装置における ECR 観測を行うにあたり、まず初めに、その妥当性を検証する必要があると考えた。そこで、エンジン油（5W-30）、ギア油（VG320）と、それぞれに SOD-IPN を 10Vol% 添加した合成油の 4 種である。この 4 種の試料油を用いた理由は、エンジン油とギア油で、油温 40°C における動粘度が $57.7\text{mm}^2/\text{s}$ と $288\text{mm}^2/\text{s}$ であり、このように幅広い動粘度において、観測条件で ECR 観測ができるのか検証する。加えて、エンジン油とギア油に SOD-IPN を 10Vol% 添加することで、無次元油膜厚が各々 1.32 倍と 1.30 倍上昇することを確認している。これら僅かな膜厚の変化を ECR 観測が可能であるか検証する。

潤滑油膜可視化装置を用いたエンジン油 5W-30 とギア油 VG320 の ECR 観測結果を Fig.8.1、Fig.8.2、Fig.8.3、Fig.8.4 にそれぞれに示す。各図の左側にはグラフの縦軸に分離度、横軸に観測時間、算術平均分離度を線形にて表したものである。右側にはその観測値を縦軸に分離度、横軸に観測数とした確率密度関数のグラフであり、図中の赤線が左側のグラフで求めた算術平均分離度である。

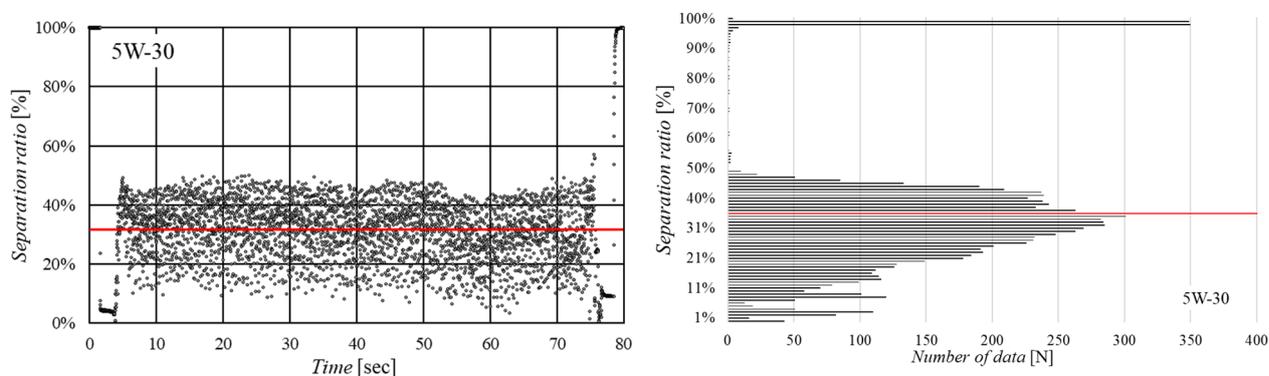


Fig.8.1 ECR observation results (5W-30)

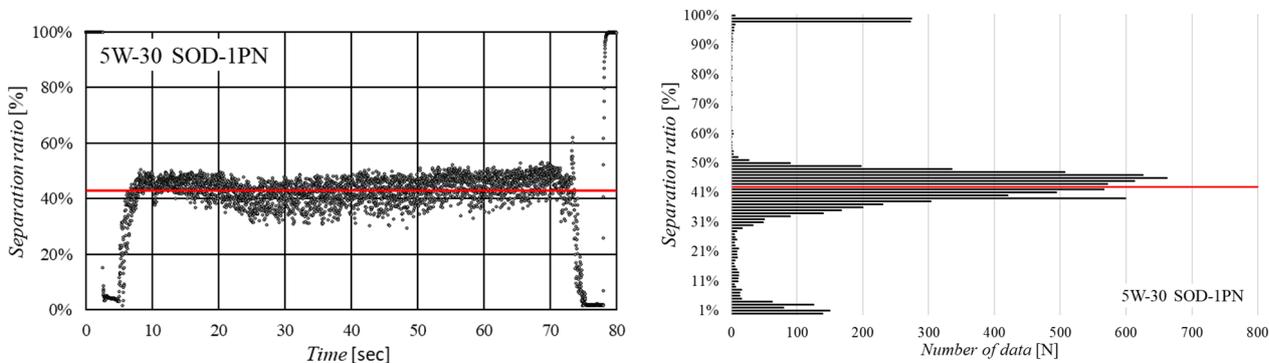


Fig.8.2 ECR observation results (5W-30+SOD-IPN)

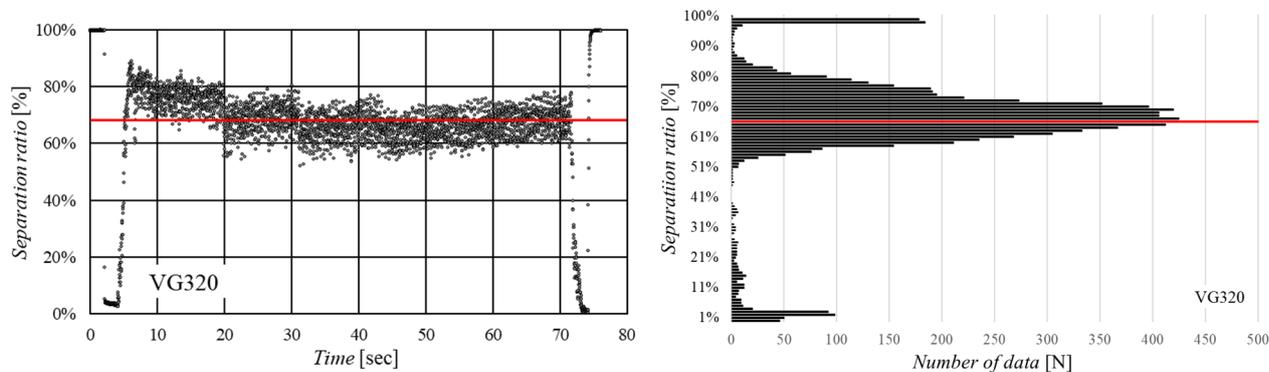


Fig.8.3 ECR observation results (VG320)

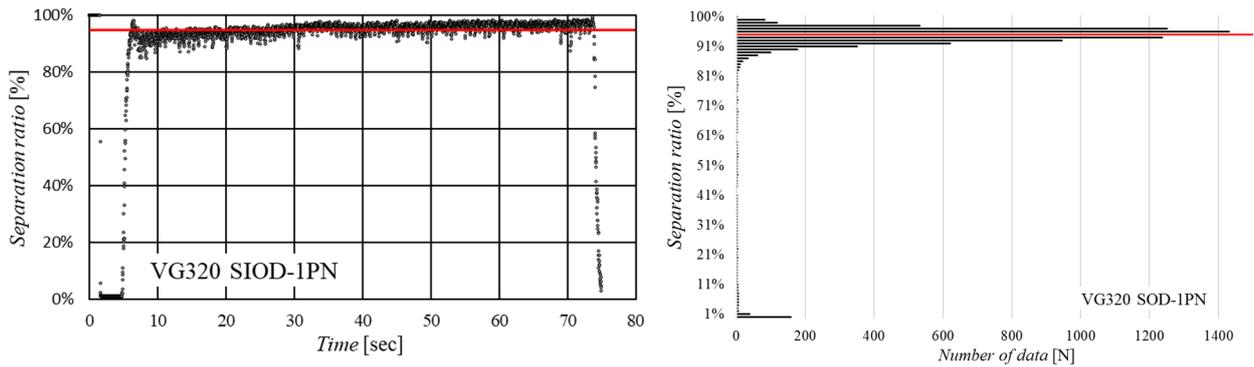


Fig.8.4 ECR observation results (VG320+SOD-1PN)

Table 8.1 ECR Observation results of 5W-30 and VG320

Test oil (40°C)	DRY	Engine oil		Gear oil	
		5W-30	5W-30 +SOD-1PN [10 vol %]	VG320	VG320 +SOD-1PN [10 vol %]
Pressure [MPa]	277	277	277	277	277
Separation ratio average [%]	10.4	31.7	42.8	68.1	94.9
Dimensionless central oil film thickness	-	3.06×10^{-5}	4.03×10^{-5}	3.88×10^{-5}	5.06×10^{-5}
Kinematic viscosity [mm ² /s]	-	57.7	59.2	324	288

Table 8.1 に潤滑油膜可視化装置を用いた各試料油の油温 40°C、周速 0.52m/s における ECR 観測における平均分離度を示す。併せて比較対象として過去の試験における無次元油膜厚さと、動粘度を示す。

Table 8.1 から動粘度が異なるエンジン油 5W-30 とギア油 VG320 を、同じ ECR 観測回路を用いて、印加電圧 50mV における分離度を観測することができている。試料油の動粘度が大きくなることで平均分離度も大きくなる傾向が認められる。

エンジン油 5W-30 とギア油 VG320 に新添加剤を 10Vol%添加した場合、ECR 観測における分離度は各々 1.35 倍と 1.39 倍が認められた。光学的観測による無次元油膜厚さは各々 1.32 倍と 1.30 倍上昇していることから、光学的観測結果と電氣的観測結果が同様の傾向であり、その僅かな膜厚上昇の差についても ECR 回路を用いて観測できることを確認した^[8-6]。

また、ギア油 VG320 では新添加剤を添加することによって動粘度が低下しているが、無次元油膜厚さが上昇していた。今回の ECR 観測においても、同様に分離度が上昇していることから、この現象は添加剤の成分による影響と考えられる。

一方で、エンジン油 5W-30 に新添加剤を添加したものとギア油 VG320 の無次元油膜厚さは各々 4.03×10^{-5} と 3.88×10^{-5} であり 1.03 倍減少している。しかしながら、分離度には 1.59 倍上昇していた。加えて、第 5 章で寿命試験における状態監視としての ECR 観測結果を示したが、その寿命試験後のフレーキングを生じ軸受のフレーキング片と思われる異物を生じたギア油 VG320 についても、潤滑油膜可視化装置を用いて ECR 観測を行った。その結果を Fig.8.5 に示す。

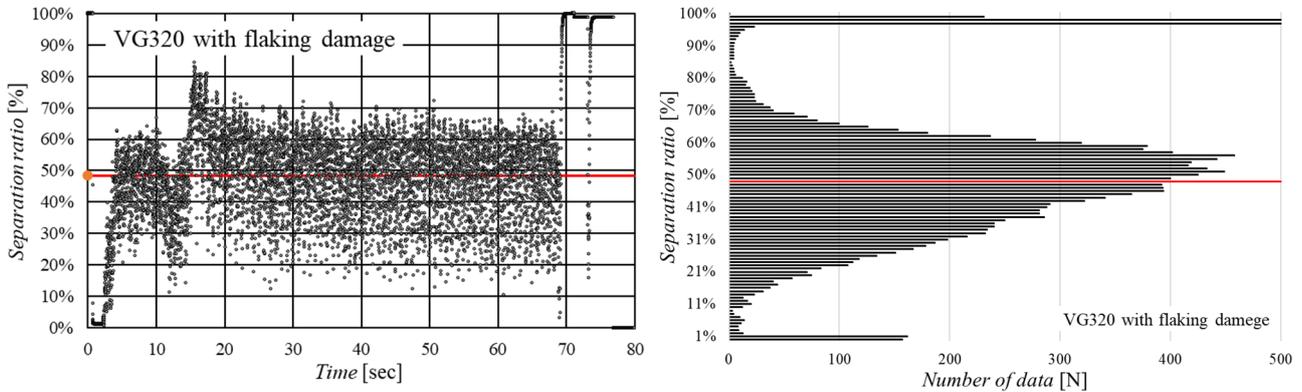
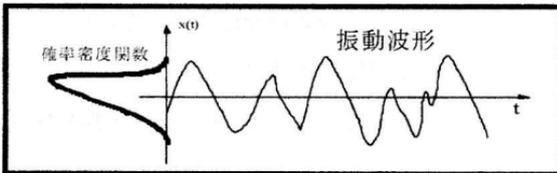


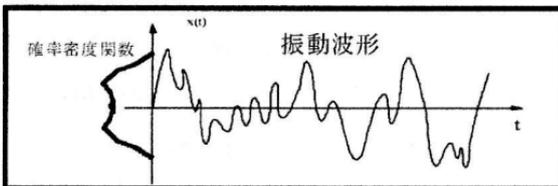
Fig.8.5 ECR observation results (VG320 with flaking damage)

軸受寿命試験後のフレーキング損傷したギア油 VG320 の平均分離度は 48.43%であり、Fig.8.3 の新油における平均分離度 68.1%から 28.8%減少している。ECR 観測波形にも分布の幅が大きい特徴が確認できる。これは、フレーキング損傷を起こし、潤滑油中にフレーキング片などの摩耗粉を含有しているため、それらの異物が接触面に触れることで一時的に通電しているのではないかと推測される。観測結果の確率密度関数グラフにおいても、新油の状態では算術平均分離度を中心に尖った分布であったが、フレーキング損傷し異物を含んだ資料油の場合は、分離度 0%にかけて幅の広がった分布となっていた。

歪度が大きくなった（例えば、歯車磨耗状態、緩み）



尖度が小さくなった（例えば、アンバランス状態）



尖度と波高率が大きくなった（例えば、軸受傷状態）

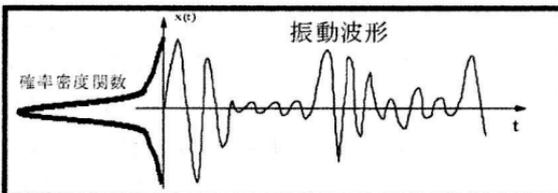


Fig.8.6 Example of dimensionless feature parameters^[8-4]な設備診断技術の向上に貢献が期待される。

機械の設備診断では、運転状態にある機械の振動を計測し、その振動波形の確率密度関数で表した場合、正常時には正規分布となる。しかしながら、設備に異常が生じた場合には Fig.8.6 に示すように、正規分布と異なり、尖り度の高い分布や、歪度が大きくなった分布となることが知られている^[8-4,8-5]。

ECR 観測結果を確率密度関数で表した場合、正常時には尖り度の高い分布となり、異常時に歪度の大きい分布を示している。振動値と潤滑油の状態診断では異なるが、新油の資料油のみならず、異物補含んだ劣化油以外にも、様々な劣化状態の資料油を観測することで、振動診断のように、ECR 観測における分離度を、確率密度関数を用いて整理することで潤滑油の状態診断に利用することが期待される。また、これまで広く利用されていた振動診断と合わせて ECR 観測を行うことで、総合的

8-4 低粘度潤滑油（エンジン油 0W-16）の ECR 観測結果

次に、低粘度エンジン油である 0W-16 mPAO と 0w-16 VII について ECR 観測を行った。この 2 種類のエンジン油は軸受寿命試験においては同等の寿命延長効果を確認しており、油膜の光学観察においても新油においては同等の性能を確認している。しかしながら mPAO のせん断劣化に強い結果を検証するために、新油のみならず、軸受寿命評価試験後の潤滑油についても光学観測を行っており、VII では油膜厚さが減少していたが、mPAO では油膜厚さの減少は無いことを確認している。そこで、潤滑油膜可視化装置における ECR 観測においても同様に、それぞれの新油と使用後油の 4 種を観測した

潤滑油膜可視化装置を用いたエンジン油 0W-16 の各 ECR 観測結果を Fig.8.7、Fig.8.8、Fig.8.9、Fig.8.10 にそれぞれに示す。各図の左側にはグラフの縦軸に分離度、横軸に観測時間、算術平均分離度を線形にて表したものである。右側にはその観測値を縦軸に分離度、横軸に観測数とした確率密度関数のグラフであり、図中の赤線が左側のグラフで求めた算術平均分離度である。

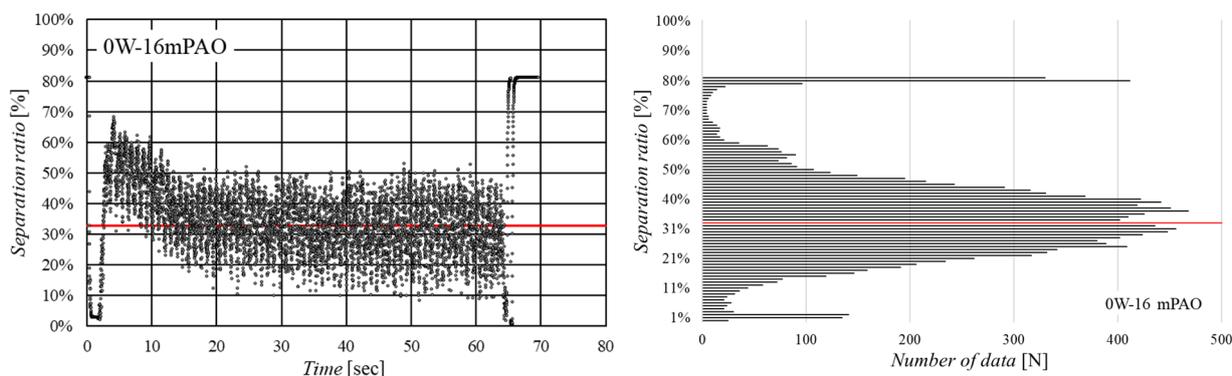


Fig.8.7 ECR observation results (0W-16 mPAO New)

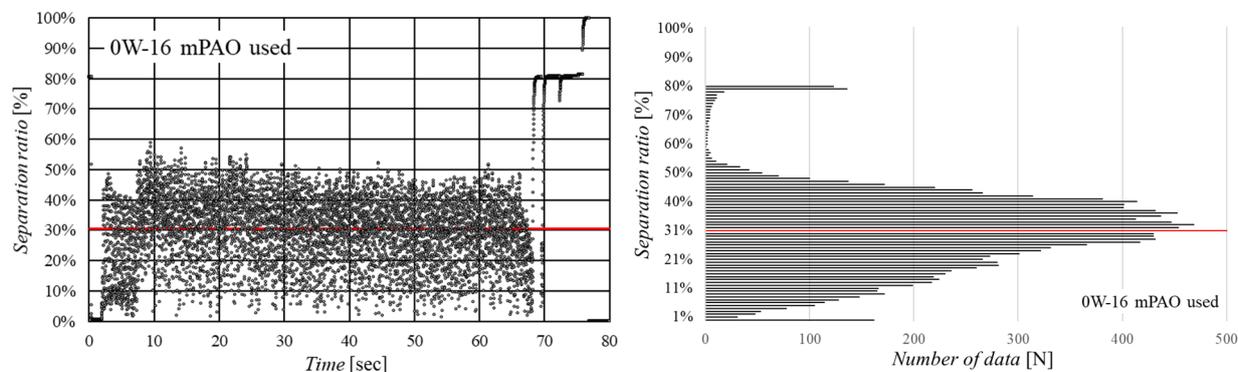


Fig.8.8 ECR observation results (0W-16 mPAO Used)

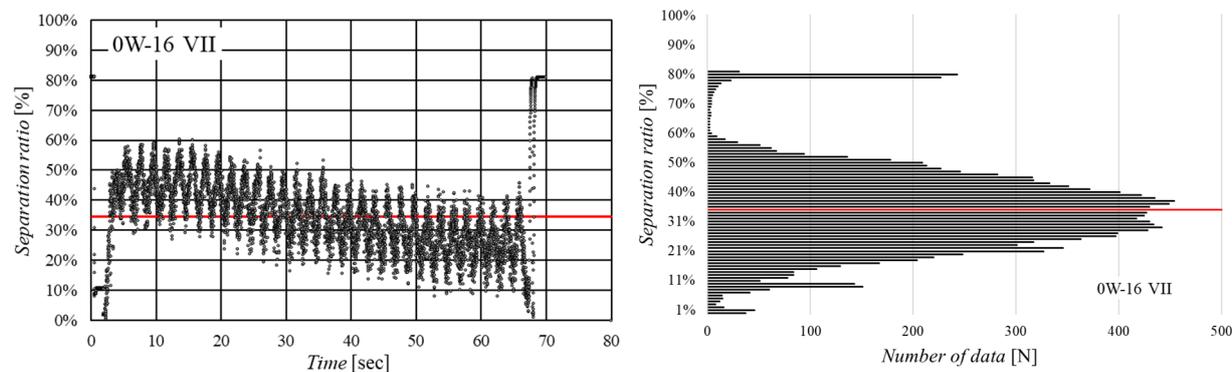


Fig.8.9 ECR observation results (0W-16 VII New)

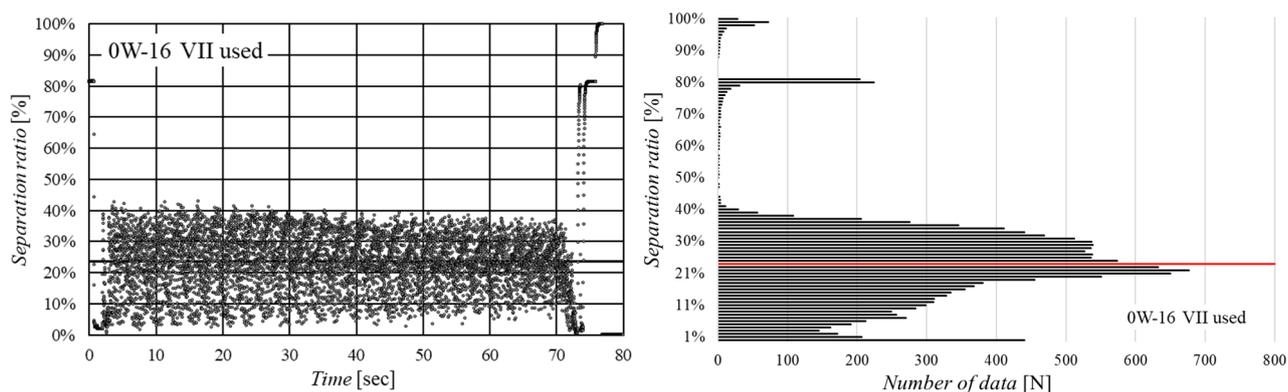


Fig.8.10 ECR observation results (0W-16 VII Used)

Table 8.2 ECR Observation results of 0W-16 mPAO and VII

Test oil (40°C)	DRY	Engine oil 0W-16 mPAO		Engine oil 0W-16 VII	
		New	Used	New	Used
Pressure [MPa]	277	277	277	277	277
Separation ratio average [%]	10.4	32.7	30.0	34.6	23.0
Dimensionless central oil film thickness	-	3.31×10^{-5}	3.32×10^{-5}	4.14×10^{-5}	3.32×10^{-5}
Kinematic viscosity [mm ² /s]	-	32.68	32.08	36.91	36.91

Table 8.2 に潤滑油膜可視化装置を用いた各試料油の油温 40°C、周速 0.52m/s における ECR 観測における平均分離度を示す。0W-16 mPAO と 0W-16 VII の新油における分離度は共に 32.7%と 34.6%であり同等と見なすことができる。しかしながら軸受寿命試験後の資料油を比較したところ、分離度は各々30.0%と 23.0%を示した。mPAO は試験後においてもその分離度の低下は僅かであるのに対して、VII では23%低下している。これは第 6 章の光学観測結果においても VII の無次元膜厚が新油に対して使用後は 20%低下しており、同様の傾向を確認できた。この結果から、ECR 観測精度は信頼性を確認することができた。

8-5 極低粘度潤滑油（エンジン油 0W-8）の ECR 観測結果

極低粘度エンジン油である 0W-8 CTL4 と 0W-8 GroupIII について ECR 観測を行った。この 2 種類の極低粘度エンジン油は軸受寿命試験においては同等の寿命延長効果を確認している。しかしながら、油膜の光学観察においては、油膜の薄膜化が進んでおり比較評価が非常に難しい結果であった。そこで、潤滑油膜可視化装置において ECR 観測を行い、分離度にて比較評価を試みた。また、光学観測の結果から油膜厚さは薄膜化していることから、最大印加電圧を通常の 50mV では油膜を切って観測できない恐れがあったため、最大印加電圧を 50mV 以外に、40mV、30mV、20mV と低減した条件でも観測した^[8-7]。

潤滑油膜可視化装置を用いたエンジン油 5W-30 とギア油 VG320 の ECR 観測結果を Fig.8.11、Fig.8.12、Fig.8.13、Fig.8.14、Fig.8.15、Fig.8.16、Fig.8.17、Fig.8.18 にそれぞれに示す。各図の左側にはグラフの縦軸に分離度、横軸に観測時間、算術平均分離度を線形にて表したものである。右側にはその観測値を縦軸に分離度、横軸に観測数とした確率密度関数のグラフであり、図中の赤線が左側のグラフで求めた算術平均分離度である。

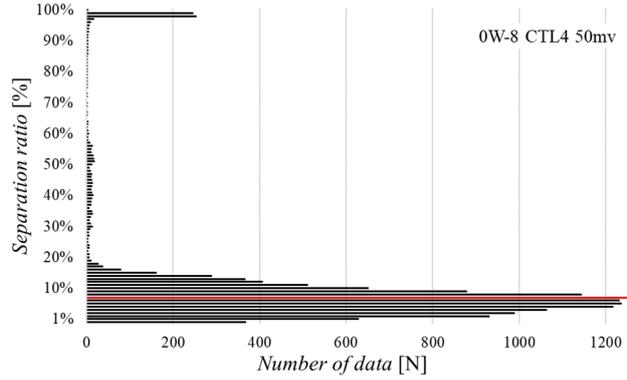
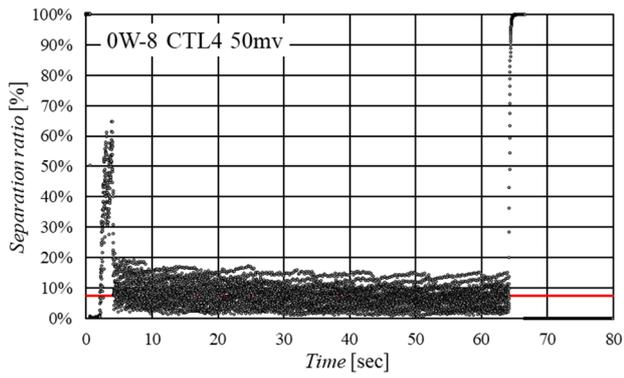


Fig.8.11 ECR observation results (0W-8 CTL4 50mV)

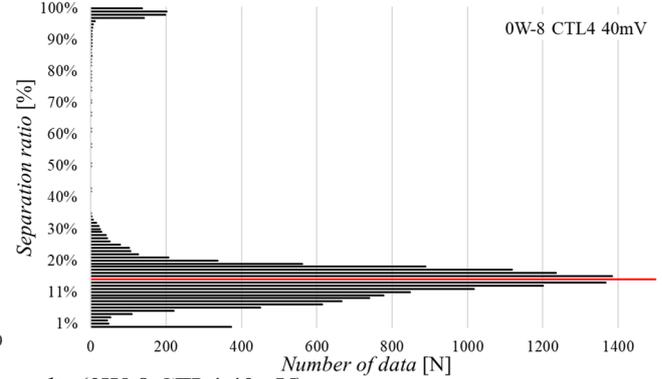
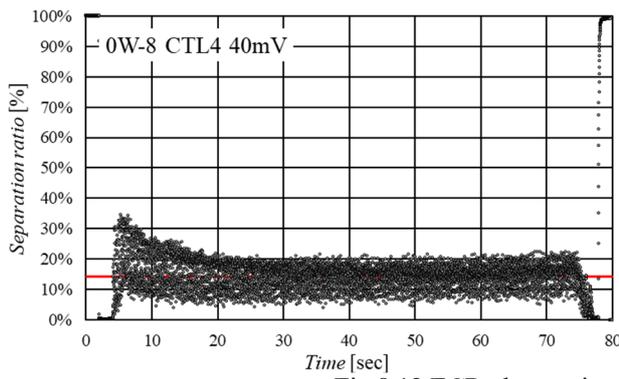


Fig.8.12 ECR observation results (0W-8 CTL4 40mV)

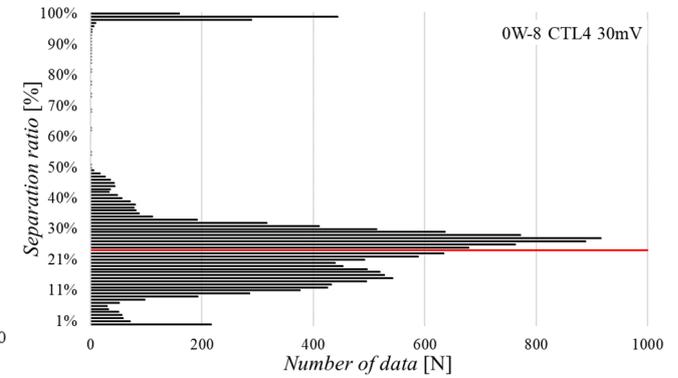
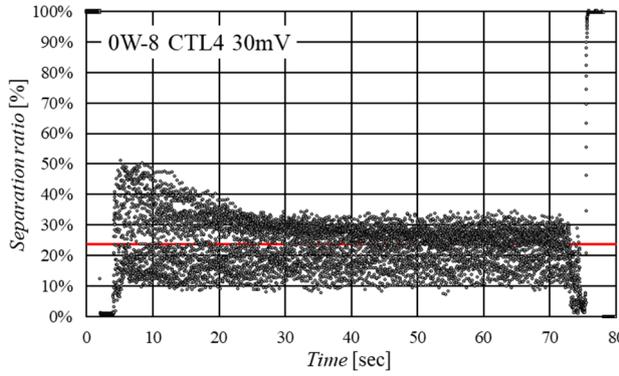


Fig.8.13 ECR observation results (0W-8 CTL4 30mV)

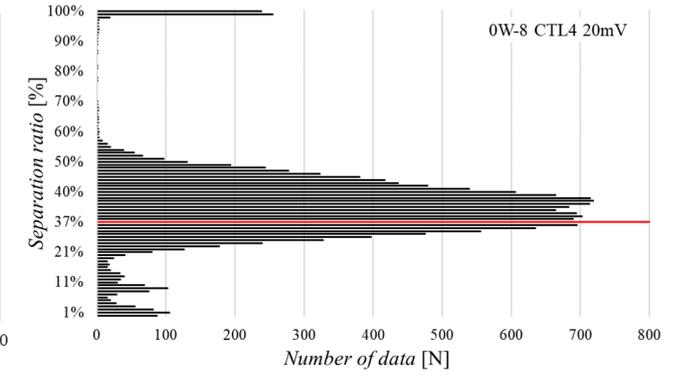
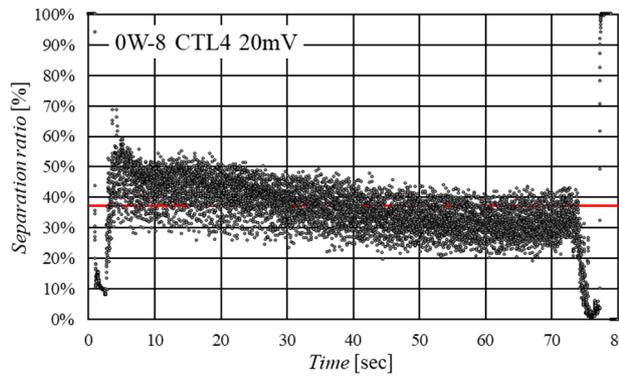


Fig.8.14 ECR observation results (0W-8 CTL4 20mV)

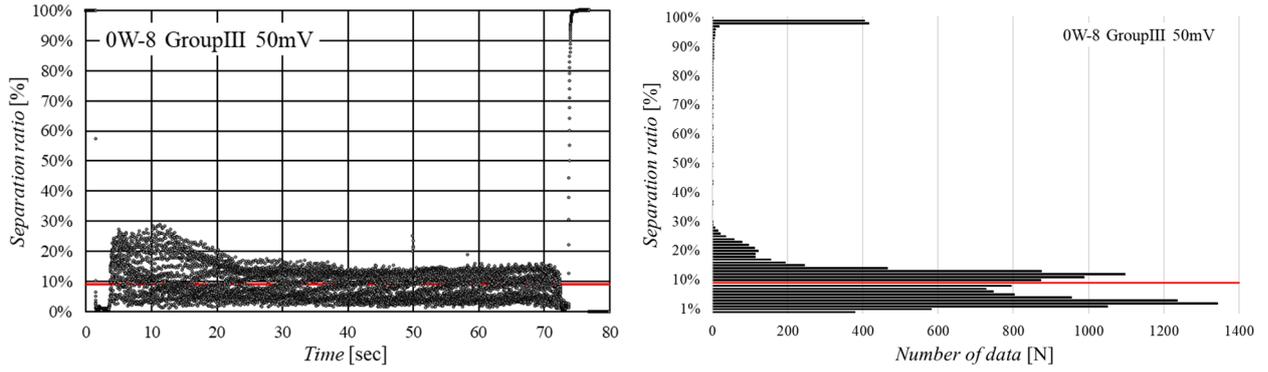


Fig.8.15 ECR observation results (0W-8 GroupIII 50mV)

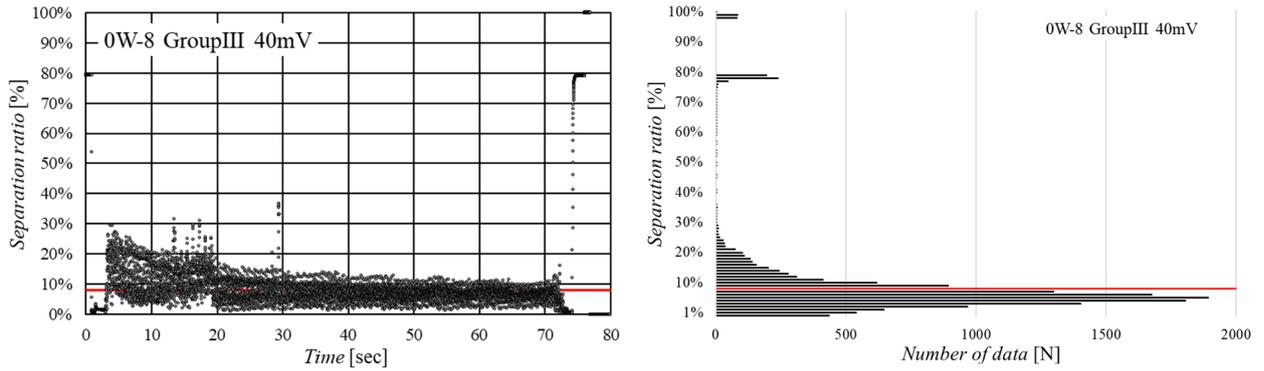


Fig.8.16 ECR observation results (0W-8 GroupIII 40mV)

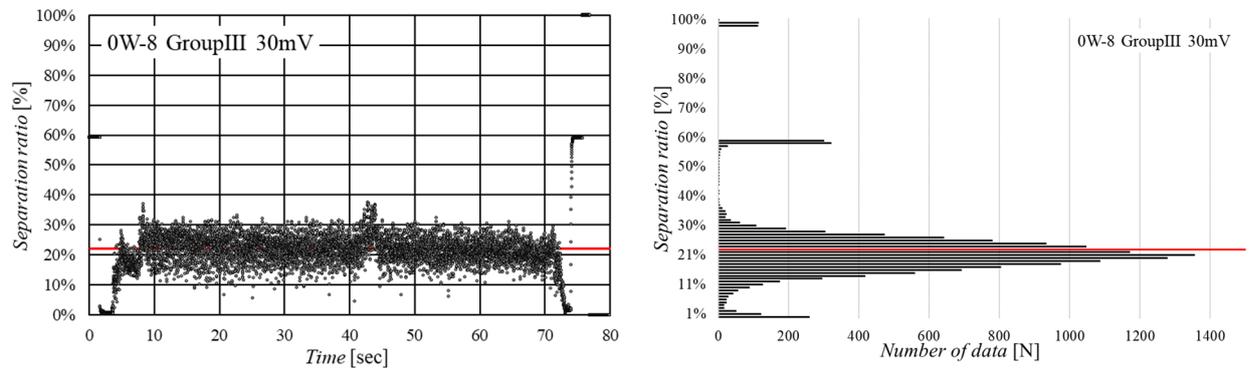


Fig.8.17 ECR observation results (0W-8 GroupIII 30mV)

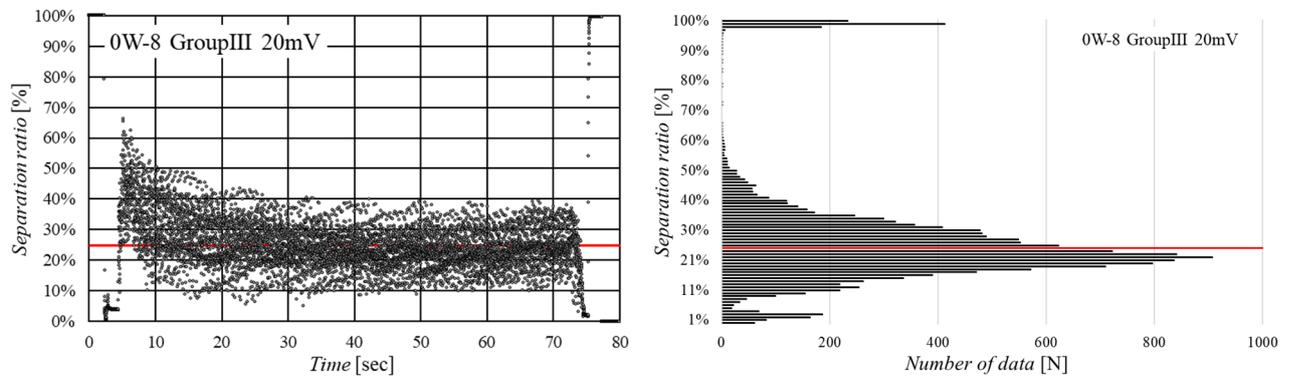


Fig.8.18 ECR observation results (0W-8 GroupIII 20mV)

Table 8.3 ECR Observation results of 0W-8 CTL4 and GroupIII

Test Oil (40°C)	DRY	Engine Oil 0W-8 CTL4				Engine Oil 0W-8 GroupIII			
		50mV	40mV	30mV	20mV	50mV	40mV	30mV	20mV
Pressure [MPa]	277	277				277			
Separation ratio average [%]	10.4	7.4	14.4	23.8	37.2	9.1	8.1	22.2	24.7
Dimensionless central oil film thickness	-	3.32 x10 ⁻⁵				3.32 x10 ⁻⁵			
Kinematic viscosity [mm ² /s]	-	18.39				18.31			

Table 8.3 に潤滑油膜可視化装置を用いた各試料油の油温 40°C、周速 0.52m/s における ECR 観測の印加電圧 50mV、40mV、30mV、20mV の平均分離度を示す。

潤滑油無しの状態の分離度が 10.4%であるため、CTL4 と GroupIII共に、印加電圧 50mV、40mV で観測した分離度は判断が難しいと考えられる。油膜の状態が非常に薄いため、印加電圧によって油膜が切られている可能性を否定できない。しかしながら、印加電圧を 30mV、20mV と下げていくことで、それぞれ潤滑油無しの分離度を超えて値を観測することができており、分離度の評価が可能になったと考えられる^[8-5]。第 4 章の軸受寿命評価試験の結果からは、それぞれ同等の寿命時間を示しており、第 6 章の油膜の光学観測の結果からにおける無次元油膜厚さも同等の結果であることから、今回の印加電圧を下げた ECR 観測で得られた結果のみでは、それぞれの資料油の性能差を断定することは難しいと考えるが、観測対象の資料油の動粘度、又は膜厚の厚さに応じて、印加電圧を調整することで、より詳細な分離度を観測することができたと考える。今後の研究を通して、動粘度と印加電圧の関係性を追求していきたい。

8-6 第8章のまとめ

本研究で用いた各資料油の最大印加電圧 50mV における ECR 観測した分離度と、光学観測による無次元膜厚を比較評価する。その結果を Fig.8.19 に示す。

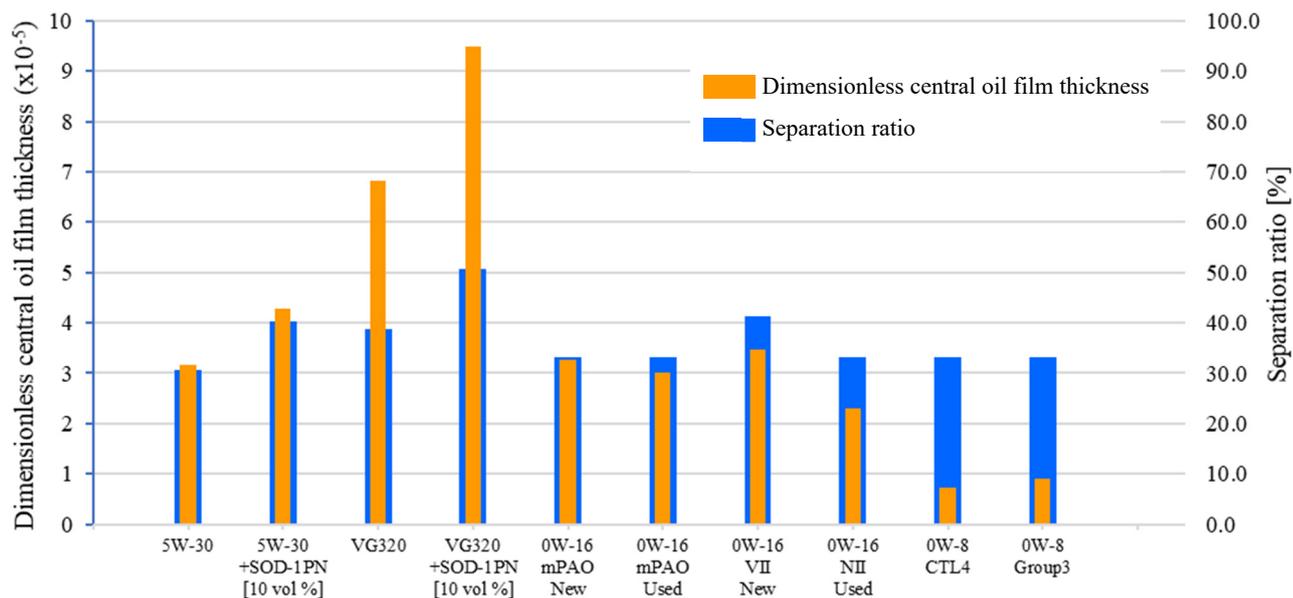


Fig.8.19 Comparison of average degree of separation and dimensionless oil film thickness for each test oil

図 8.19 のオレンジ色は左軸の無次元油膜厚さを、青色は右軸の平均分離度をそれぞれ示している。このグラフから各動粘度区分で、比較対象とした資料油において、その無次元油膜厚さの差と、平均分離度の差を比較した場合、どの比較対象においても、光学的観測結果と、電氣的観測結果の差の比率が同じである。この結果から、電氣的接触抵抗法 ECR を用いた油膜状態の観察手法は信頼できると考えられる。

本研究で最も基準とした中粘度潤滑油であるエンジン油 5W-30 を基準に、無次元膜厚と平均分離度の比較評価を行ったため、高粘度に位置するギア油 VG320 と、極低粘度エンジン油 0W-8 では、それぞれの数値の差が大きくなっている。極低粘度潤滑油であるエンジン油 0W-8 の ECR 観測において、印加電圧を小さくすることで分離度の違いを観察できていることから、動粘度に合わせて印加電圧を調整することが必要だと考えられる。今後も、幅広い粘度の潤滑油を観察し、動粘度に応じて印加電圧を調整するなど、最適な観測条件の検証を進めたい。それによって、異なる動粘度の資料油であっても比較評価が可能となり、ECR 観測の精度が向上することが期待される。

続いて、本研究における最大印加電圧 50mV にて観測した平均分離度と各資料油（油温 40°C）の動粘度との関係について Fig.8.20 に示す。

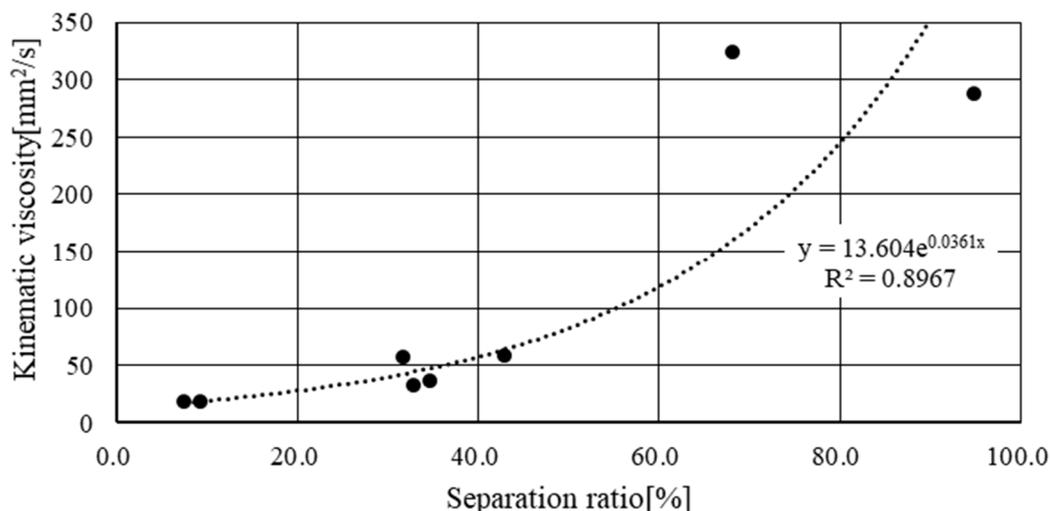


Fig.8.19 Relationship between average separation degree and kinematic viscosity

Fig.8.20 は、全ての試料油について新油における動粘度と印加電圧を 50mV における平均分離度の関係を示す。なお、低粘度潤滑油であるエンジン油 0W-16 の VII と mPAO、高粘度潤滑油であるギア油 VG320、それぞれの寿命試験後の劣化油の観測結果については除いている。また、その近似線を破線にて示している。一般的に動粘度の上昇に伴い油膜厚さも上昇するが、平均分離度も同様に上昇することが認められ、その関係性は指数関数的な線形の関係を示していることが明らかとなった。

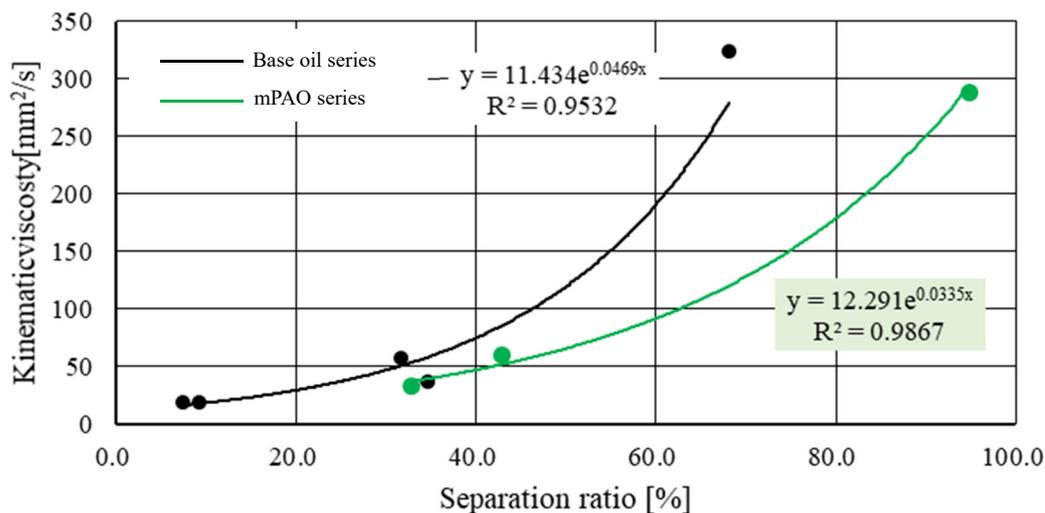


Fig.8.21 Relationship between average separation and kinematic viscosity as affected by differences in component composition

次に、Fig.8.20 で示した動粘度と平均分離度の関係について、各資料油の構成成分に着目した。本研究では基準油に対して、メタロセン触媒を用いたポリ α オレフィンである mPAO を含有する資料油を比較対象としている。そこで図 8.20 を mPAO の有無で分類し、その関係性を整理したグラフを Fig.8.21 に示す。mPAO を含む試料油、API 規格のグループIVに相当する一群を緑で示し、含有しない試料油、API 規格のグループIIIに

相当する一群を黒で示している。また其々の関係性について指数関数による近似線を示している。其々の近似線の R^2 値も 0.9867 と 0.9532 と、構成成分を無視した Fig.7.19 の R^2 値 0.8967 よりも上昇していることが認められた。ここで、本研究で用いた資料油において、動粘度を ν 、平均分離度を SR_{avg} としたとき、その関係性は

mPAO を含有し API 規格のグループIV相当の資料油の場合

$$\nu = 12.291e^{0.0335 SR_{avg}} \quad (8-1)$$

mPAO を含有しない API 規格のグループIII相当の資料油の場合

$$\nu = 11.434e^{0.0469 SR_{avg}} \quad (8-2)$$

それぞれの 8-1 式と 8-2 式で表すことができる。この二つの式は実験結果から導出された式であるため、実験の誤差を含んだ式と考えられる。そこで、この二つの式から動粘度 ν と平均分離度 SR_{avg} の関係式の一般式化を試みた。8-1 式中の係数 12.291 と 8-2 式の係数 11.434 は、その係数を ± 1 程度変更しても大きくグラフが変わることは無いため、実験の誤差による数値の違いであると考えられる。そこで二つの係数の平均値 11.8 を動粘度 ν と平均分離度 SR_{avg} の係数と仮定し、それぞれの乗数 0.0469 と 0.0335 が各資料油の物性値であると考えた。ここでその資料油の物性値を $I\nu$ としたとき、動粘度と平均分離度の関係は

$$\nu = 11.8e^{I\nu \cdot SR_{avg}} \quad (8-3)$$

となり、(8-3) 式を平均分離度 SR_{avg} について整理すると

$$SR_{avg} = \frac{\log_e(\nu/11.8)}{I\nu} \quad (8-4)$$

で表すことができると考えられる。

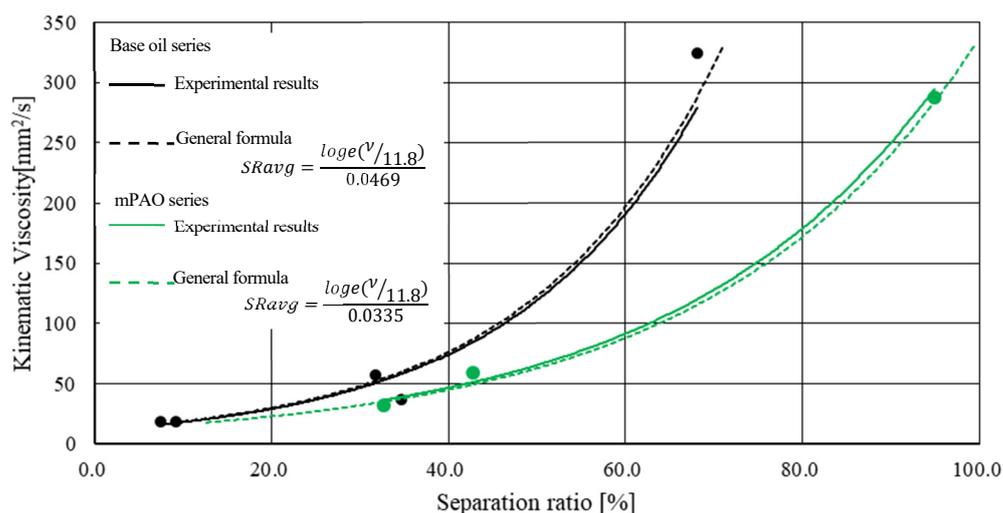


Fig.8.22 Relationship between average degree of separation and kinematic viscosity
Comparison between experimental values and general formula

式 8-4 を用いて動粘度と平均分離度の関係と実験結果を比較したグラフを Fig.8.22 に示す。mPAO を含む一群が緑で示しており、緑の破線が一般式の値である。同様に mPAO を含有しない一群を黒で示し、黒の破線が一般式の値である。一般式の結果と実験値の近似線は僅かに異なるが、各実験値のプロットは一般式の結果に近い結果であることから、本研究にて動粘度と平均分離度の関係式として 8-4 式を提案する。

実験点数、測定対象の動粘度の幅が少ないため一概に断定することは難しいが、本研究において観測した試料油においては、mPAO を含有する資料油の方が、平均分離度が上昇することが認められた。この事実から、ECR 観測は、観測対象の物性の影響を受け、資料油の物性を評価できると考えられる。

今後は、更に幅広い粘度区分の資料油に mPAO を添加した資料油について観測し、その信頼性を追求するとともに、API 規格におけるグループ II や I に区別される資料油の一群を観測した際に、図 8.20 で示した基準油よりも低い平均分離度を示すのか観測を進めていきたいと考える。

また、本研究では、極低粘度潤滑油であるエンジン油 0W-8 において、石炭由来の資料油を石油由来の試料油との性能評価を試みたが、4 章で述べた軸受寿命評価試験、6 章で述べた無次元油膜厚さは共に同等であることを確認した。石炭由来の潤滑油には低温流動性が優れているといった特徴が上げられるため、何らかの違いがあるのではないかと考え、ECR 観測を行った結果、印加電圧を小さくすることで、石油由来の試料油との違いを観察することができた。そこで今後の研究を通して石炭由来の潤滑油について、高粘度、中粘度、低粘度の試料油について観測を行い、物性の違いについても明らかにしたいと考える。それらの結果をまとめて、提案した動粘度と平均分離度の関係式の精度を高めていきたいと考える。

参考文献(8章)

- (8-1) 村木正芳: 「図解トライボロジー摩擦の化学と潤滑技術」, 日刊工業新聞社, pp91-94 (2007)
- (8-2) 砂原賢治、石田雄二、山下慎次、山本正治、大野信義、西川宏志、松田健次、兼田楨宏: 弾性流体潤滑条件下の絶縁破壊に及ぼす潤滑油の粘度圧力係数の影響 トライボロジスト第 56 巻 第 11 号 pp.696-702(2011)
- (8-3) 砂原賢治: 軸受電食の防止技術 技報 安川電機 第 77 巻 第 2 号 通巻第 299 号 (2013)
- (8-4) 陳山鵬 2009 年 4 月 三恵社: 回転機械設備診断の基礎と応用
- (8-5) 陳山鵬、三苫哲郎、里永憲昭、豊田利夫: 時間領域の有・無次元特徴パラメータの統合による回転機械設備の状態診断法、日本設備管理学会誌 Vol.19, No2, pp. 96-105(2007)
- (8-6) 竹田雄祐、里永憲昭、狩野将矢、渡邊孝司、園田智之: 直流電源を用いた電氣的接触抵抗法による油膜厚さと油膜形成状態の評価手法、日本設備管理学会誌. Vol.33, No3, pp. 113-118(2021)
- (8-7) 竹田雄祐、里永憲昭、狩野将矢、渡邊孝司、園田智之: 電氣的接触抵抗法を用いた油膜状態の評価観測手法、第 19 回評価・診断に関するシンポジウム講演論文集 No.21-58

第 9 章

結言

9-1 本研究の成果

本研究において、自動車のエンジンや、トランスミッション、工場における工作機械やブローなどの各種生産装置において、必要不可欠である潤滑油の性能評価について取組んだ。潤滑油を構成する成分の違いが与える影響について、第四章では、スラスト玉軸受寿命評価試験機を用いて、実際に軸受がフレーキング破損に至るまでの寿命を観測し、その性能差を確認している。加えて、第六章では、潤滑油膜可視化装置を用いて軸受の転動体と内外輪の軌道面に形成される潤滑油膜の膜厚を直接的に観察した。その結果、潤滑油の成分、特にメタロセン触媒を用いたポリ α オレフィンである mPAO が添加されている場合、軸受の軌道面と転動体間の様な高圧下においても、形成される油膜厚さが増加し軸受の軸受軌道面に与える疲労が減少したことで、寿命延長効果につながったと考えられる仮説を示し立証した。

本研究では、稼働中の機械では実際に目視することができない潤滑状態を観測する新たな手法として、油膜を電気抵抗と見なした電氣的接触抵抗法 ECR 観測技術の観測手法の確立に取組んだ。この ECR 観測における、油膜への印加電圧に対する、観測電圧の比を分離度とし、油膜厚さの関係を考察した。

ECR 観測回路を、実際にスラスト玉軸受寿命評価試験機と、潤滑油膜可視化装置の双方に取付けて観測することで、軸受寿命評価試験では、スラスト玉軸受が破損に至るまでの過程を分離度の変化から観測することができており、往復動作における寿命試験では、試験片の正逆反転動作、動作源であるサーボモータの動作指令パターンに追従して分離度も変化しており、速度成分がゼロとなった場合には分離度がゼロになるというストライベック曲線の理論式と同様の結果を示していることを確認している。

さらに、潤滑油膜可視化装置における ECR 観測結果においては、光学観測における無次元油膜厚さと ECR 観測における分離度を比較評価した結果、本研究で用いた各資料油においては、それぞれの観測結果の傾向が一致していることを確認している。特に極低粘度エンジン油である 0W-8 においては光学観測における油膜厚さの違いを観測することは難しい結果であったが、ECR 観測において印加電圧を絞っていくことで、それぞれの潤滑油の分離度を拡大して観察することができたのではないかと考えられる。

地球環境保護、省エネルギーと資源の有効利活用が強く求められる現代において、潤滑油の低粘度化は益々進むと考えられる。そのような状況下において、潤滑油膜の評価手法の一つとして、従来までの油膜の光学観測以外に、本研究で取り組んだ電氣的接触抵抗法 ECR 観測を併用することの有効性を示せたと考える。また、多様化するエネルギー環境において、潤滑油の主原料を本研究で取り組んだ石炭由来である CTL の様に、石油以外の潤滑油の必要性も今後増加することが考えられる。また、日常生活に欠かすことのできない存在となっている自動車について、その動力源をガソリンエンジンや、ディーゼルエンジンなどの内燃機関から、電動モータへと移行する EV シフトは今後も進むと言われており、燃料としての石油の需要は縮小することは予測されるが、そのモータを潤滑するために、潤滑油は今後も必要不可欠であり、潤滑油においては求められる性能も変化すると考えられ、絶縁性や導通性が重要な性能になると言われている。その場合、本研究で取り組んだ潤滑油膜可視化装置を用いて、光学観測と電氣的観測の二つを合わせた油膜状態の観測技術は、ますます重要性を増すと考えられる。

最後に本研究において光学観測をもとにした無次元膜厚と、ECR 観測における分離度を比較した結果、一定の関係を確認し、特に資料油の動粘度 ν と平均分離度 SR_{avg} の関係式として、資料油の物性を I_v としたとき 8-4 式 $SR_{avg} = \frac{\log_e(\nu/118)}{I_v}$ を提案した。これらの結果から、電氣的接触抵抗法を用いた潤滑油膜の軸受接触面における流動状態の観測技術について、その観測理論の仮説を立証することができたと考える。

9-2 今後の課題

本研究では ECR 観測において、観測時の印加電圧が 50mV と非常に小さいことと、鉱油が絶縁油 1 種であることから、各資料油を不導体として考えて研究を進めた。絶縁油の絶縁試験においても油中に不純物や気泡が多く含まれる場合は絶縁性能が低下すると示されている。

自動車用エンジン油などは新油においてはカーボンや金属摩耗粉などの不純物は少ないが、使用と共に不純物の量は増えていくと考えられる。また新油においても第 2 章で述べたようにベースオイルに各種成分が添加されている。添加されるものの中には導電性の高い物質が含まれている場合もあり、同じ動粘度の潤滑油であっても添加剤の成分によって、光学観測結果では同じ無次元膜厚であっても、分離度では大きな差が生じる可能性もある。そのため、潤滑油自体の正確な電気抵抗を測定することがいずれば必要になると考えられる。

極低粘度潤滑油においては、油膜が非常に薄膜であるため転動体と軌道面の表面粗さに対して油膜の方が薄くなる場合が多いと考えられ、観測した分離度も、潤滑油無しの内部抵抗の分離度に近い値を示していた。印加電圧を 50mV から下げることで、観測幅を上げることを確認しており、今後は、観測する試料油の動粘度、又は光学観測における無次元油膜厚さに合わせて印加電圧を調整させることで、より詳細に油膜形成状態を観測できるのではないかと考えられる。併せて、ECR 観測回路自体の内部抵抗の低減、実験機器の特に転動体や、外輪にあたる鋼板の幾何公差などの精度を向上させることで、更に観測精度を向上できることを期待しており、今後、更に最適な観測条件と観測器の改良を追求していきたいと考える。

潤滑油に mPAO を添加、含有することによる潤滑状態性能の向上を確認し、軸受寿命試験後の潤滑油についても、その油膜厚さを光学的、電気的な結果からも減少がみられないことを確認している。本研究では、潤滑油を観察対象として取り組んだが、寿命試験前後における軸受の軌道面、転動体を詳細に観察し、分析することで破壊に至るメカニズムの解明を進めていきたい。また、本研究を基礎として潤滑油を構成する成分において、油膜厚さのみならず、洗浄性能や消泡性能など他の潤滑油に求められている性能評価についても取り組んでいきたいと考えている。

最後に、ECR 観測については、本研究では平均分離度のみの評価にとどまっているが、その時間波形の変遷などの分析と共に、振動波形との比較検証を進め、設備の状態監視技術の追及にも取り組んでいきたいと考える。

9-3 ECR 観測の今後の期待

スラスト玉軸受寿命評価試験を用いた寿命評価試験において、特に正逆反転動作において、軸受の動作と潤滑油膜の形成が追従していることを分離度として確認している。そこで、FA（ファクトリーオートメーション）で用いられる各種産業用ロボットのモータや減速機などに、この ECR 観測回路を取付け、プログラムされている動作、例えばサーボモータへの指令波形と、分離度の増減パターンのシンクロ率を監視することで、潤滑油の劣化状況や、適切なメンテナンス時期を監視する設備監視技術への利用が期待される。

加えて、本研究で用いた資料油のなかには、軸受寿命評価試験において、実際にフレーキング損傷し潤滑油内部に異物を含んだ試料油や、損傷無く寿命試験を終えた資料油など、使用後の潤滑油も ECR 観測を行っている。その結果において、分離度の低下や、波形の乱れから異物混入などを推定することができている。工場などの生産設備においては、潤滑油の一部を抜き取り、各種分析器を用いることで、機械の診断と潤滑油自体の診断を行われている。一方で、自動車のメンテナンスにおいては潤滑油の分析などは行われず、一定の走行距離、又は期間でオイルは全量交換されていることが一般的であると考えられる。走行距離や期間は様々な考え方があると思われるが、中には、まだ十分に使える性能を維持しているにも関わらず、無駄に交換されている潤滑油があるのではないかと筆者は考える。本研究で用いた潤滑油膜可視化装置で用いる試料油の量は 10mmL 程度と少量であり、電源も 100V 以下である利点を活かして、今後装置の小型化、簡易化を進めると共に、各種、各状態の試料油の観測を重ねて、劣化損傷した潤滑油の分離度や波形などを蓄積しデータベース化することで、一般の自動車整備工場などでも潤滑油の劣化分析が行う事が可能となれば、適切な潤滑油交換の推進に繋がり、限りある資源の有効活用と持続可能な開発目標 SDGs にも大きく貢献できるのではないかと期待している。

謝辞

本研究を行うにあたって、ご指導をいただいた崇城大学の里永憲昭教授に心より感謝を申し上げます。里永先生には、崇城大学に入職時から、大学院博士後期課程への入学前にもかかわらず、研究の進め方、論文作成の手順まで教えていただきました。機械設計職から研究職に変わり、機械という大きな分野は変わらないものの、潤滑油や、トライボロジー、設備診断技術などを伝授いただく中で新しい発見や気づきを得ることができました。若輩者である自分の発想で新型の寿命試験機の設計開発や、ECR 観測回路の作成など任せていただき、研究の厳しさ以上に、探求することの楽しさを教えていただきました。研究者として右も左も分からなかった自分を導いていただき重ねて御礼を申し上げます。

また、本論文の審査員をいただいた崇城大学の齊藤弘順教授、北田良二教授、三重大学の陳山鵬教授に心から感謝を申し上げます。齊藤先生、北田先生には学科教務の中でも数多くご助言を承り、重ねて御礼申し上げます。三重大学の陳山先生には、学会でのアドバイスのみならず、研究室を訪問させていただき設備診断技術について教えていただき、本当にありがとうございました。

研究活動をご支援いただいた数多くの方々に感謝を申し上げます。研究資機材の支援をいただき、共同研究の末席に加えさえていただいた有限会社 D1 ケミカルの園田智之社長、園田夕喜様、元日本ケミカルズ販売(株) (現、(株)NAOLAB) の奥田直史様にも厚く御礼申し上げます。大学生、大学院修士課程からご指導いただき、民間企業へ就職後も数多くの相談や、学会への投稿論文についても指導いただいた久留米工業大学名誉教授の渡邊孝司先生にも感謝を申し上げます。

また、落球式高圧粘度計の製作に当たり、実機の紹介、設計・製作時の助言を頂いた佐賀大学の馬渡俊文准教授と、製作指導頂いた崇城大学ものづくり創造センター職員の方々にもお礼申し上げます。

軸受寿命試験機の修理や改修作業を長期休暇のたびに、一緒に油まみれになって手伝ってくれた修了生の河野裕典様、潤滑油膜の可視化画像を研究室の壁に貼り続けて、違いはないかと何晩も夜通し比較して違いを探し続けた修了生の城戸祥成様、何も無いところから落球式高圧粘度計を設計、製作し、試行錯誤しながら安定運用につなげた修了生の大瀬勝弥様、実験に協力いただいた崇城大学工学部機械工学科生産システム工学研究室の学生諸君に感謝の意を表します。

民間企業から大学に入職し、博士号取得の機会を与えていただいた、学校法人君が淵学園 崇城大学にも多大なる感謝を申し上げます。

最後に、私の研究生生活を支えてくれた妻の直江、長女の楓、次女の茜に感謝します。研究活動の元気をもらい、家族の何気ない質問のおかげで、研究で悩んでいたことの解決のきっかけになったこともありました。就学前の幼い娘たちにも、いつか成長して壁にぶつかる時が来ると思います。そんな時に、挑戦することの楽しさを教えられればと思います。

今後も社会に貢献できるよう、研究活動に励んでいくことをここに誓い、この謝辞を結びます。

2022年3月

竹田 雄祐