

学位論文

転がり軸受の潤滑状態モニタリングに関する研究
—電気インピーダンス法の開発—

Study on Lubrication Condition Monitoring of Rolling Bearings
—Development of Electrical Impedance Method—

横浜国立大学大学院

環境情報学府博士課程後期

丸山 泰右

概要

地球の温暖化に伴い、様々な機械のしゅう動部に用いられる転がり軸受には更なる低トルク化が求められている。そのため、転がり軸受に用いられている潤滑剤の低粘度化や低油量化が避けられない状況になってきており、その結果として EHD (elastohydrodynamic) 接触域における油膜の破断が懸念されている。従って、転がり軸受の更なる低トルク化だけでなく長寿命化も両立する必要がある、そのためには潤滑状態をモニタリングできる技術が必要不可欠となる。従来、潤滑状態を把握する技術として光干渉法 (optical interferometry) が主として用いられてきたが、実際の軸受に適用することはできない。

そこで、本研究では EHD 接触域における油膜厚さと油膜の破断率を同時にモニタリングできる電気インピーダンス法 (electrical impedance method) を開発した。本手法は、電気的手法であるため、実際の転がり軸受に適用可能である。EHD 接触域に交流電圧を印加した際に生じる複素インピーダンスから、油膜厚さと油膜の破断率を同時に測定できることを理論的に示した。

続いて、本研究で開発した電気インピーダンス法の測定精度について検証するため、ボールオンディスク型の要素試験機を用い、従来手法である光干渉法による油膜測定結果と比較した。電気インピーダンス法と光干渉法を同時に適用するため、ガラス製ディスク試験片に ITO (indium tin oxide) 膜をスペーサー膜として被膜した。そして、引き込み速度、すべり率、垂直荷重、粘度を変化させた試験を行い、いずれの試験条件においても光干渉法に匹敵する油膜測定精度を有していることを確認した。また、枯渇潤滑における油膜厚さの測定結果もほぼ一致し、そのメカニズムについて考察した。更に、本手法を用いて測定される油膜の破断率は摩擦係数と傾向が一致し、これも定量的に評価できることを確認した。

次に、本手法を実際の転がり軸受に適用するための予備試験として、ガラス製ディスク試験片の代わりに、軸受鋼製ディスク試験片を用いた要素試験を行った。その結果、摩耗が生じない場合、鋼同士の接触でも油膜厚さを精度良く測定できることを確認した。一方、摩耗が生じる場合、理論油膜厚さよりも厚く評価されることがわかった。但し、これらの結果から、本手法は摩耗発生の有無についてもモニタリングできることが示唆された。

最後に、実際の転がり軸受に本手法を適用した結果、せん断発熱を伴わない低速度域では油膜厚さを精度良く測定できることを確認した。しかし、高速度域では潤滑油のせん断による発熱だけでなく、枯渇潤滑も生じていることがわかり、理論油膜厚さとの比較検証はできなかった。但し、軸受トルクが油膜厚さや油膜の破断率と連動する結果が得られたことから、本手法は実際の軸受における潤滑状態を定量的にモニタリングできることが示唆された。

以上の結果より、本研究で開発した電気インピーダンス法は実際の転がり軸受を用いた潤滑状態モニタリングへ適用可能であり、軸受の更なる低トルク化と長寿命化の両立に欠かすことのできない技術であると言える。

目次

第 1 章	序論.....	1
1.1	本研究の背景.....	1
1.1.1	地球温暖化.....	1
1.1.2	転がり軸受.....	2
1.1.3	軸受トルクの発生要因.....	4
1.1.4	ストライベック線図.....	5
1.1.5	弾性流体潤滑理論.....	8
1.2	EHD 接触域の潤滑状態モニタリングに関する従来研究.....	10
1.2.1	光学的手法を用いた潤滑状態モニタリングに関する従来研究.....	10
1.2.1.1	光干渉法.....	10
1.2.1.2	赤外分光法.....	11
1.2.1.3	ラマン分光法.....	12
1.2.2	電気的手法を用いた潤滑状態モニタリングに関する従来研究.....	13
1.2.2.1	電気抵抗法.....	13
1.2.2.2	静電容量法.....	14
1.2.2.3	電気インピーダンス法.....	16
1.3	本研究の目的.....	17
1.4	本論文の構成.....	18
第 2 章	電気インピーダンス法の測定原理.....	19
2.1	点接触の場合.....	19
2.1.1	幾何モデル.....	19
2.1.2	等価回路モデル.....	21
2.1.3	複素インピーダンス解析.....	22
2.2	楕円接触の場合.....	25
2.2.1	幾何モデル.....	25
2.2.2	等価回路モデル.....	29
2.2.3	複素インピーダンス解析.....	31
第 3 章	電気インピーダンス法の測定精度検証.....	33
3.1	試験方法.....	33
3.1.1	試験装置.....	33
3.1.2	光干渉法の測定原理.....	34
3.1.3	試験片.....	37
3.1.4	試験油.....	37

3.1.5	試験手順.....	39
3.2	試験結果.....	39
3.2.1	引き込み速度 U の影響	39
3.2.2	すべり率 Σ の影響	42
3.2.3	垂直荷重 F_z の影響.....	43
3.2.4	粘度 ν の影響	44
3.3	考察.....	45
3.3.1	油膜厚さの妥当性.....	45
3.3.2	油膜の破断率の妥当性.....	50
3.4	まとめ.....	52
第 4 章	鋼/鋼接触における潤滑状態モニタリング	54
4.1	試験方法.....	54
4.1.1	試験装置.....	54
4.1.2	試験片.....	55
4.1.3	試験油.....	55
4.1.4	試験手順.....	56
4.2	試験結果.....	56
4.2.1	引き込み速度 U の影響	56
4.2.2	すべり率 Σ の影響	57
4.2.3	垂直荷重 F_z の影響.....	60
4.2.4	粘度 ν の影響	62
4.3	考察.....	63
4.3.1	油膜厚さの妥当性.....	63
4.3.2	油膜の破断率の妥当性.....	65
4.4	まとめ.....	67
第 5 章	転がり軸受の潤滑状態モニタリング.....	69
5.1	試験方法.....	69
5.1.1	試験装置.....	69
5.1.2	試験片.....	71
5.1.3	試験油.....	71
5.1.4	試験手順.....	71
5.2	試験結果.....	72
5.2.1	回転数 N の影響.....	72
5.2.2	アキシアル荷重 F_a の影響	76
5.3	考察.....	77
5.3.1	油膜厚さの妥当性.....	77

5.3.2	油膜の破断率の妥当性.....	79
5.4	まとめ.....	82
第6章	結論.....	83
6.1	本研究のまとめ.....	83
6.2	今後の課題.....	84
6.3	今後の展望.....	85
参考文献	86
付録A	スクイズ膜のプロファイル測定.....	95
A.1	目的.....	95
A.2	スクイズ膜プロファイルの測定原理.....	95
A.3	試験方法.....	97
A.4	試験結果と考察.....	97
A.5	まとめ.....	101
付録B	EHD 接触域周辺部の静電容量 C_2 の導出.....	102
B.1	点接触の場合.....	102
B.2	楕円接触の場合.....	103
付録C	ランベルト W 関数.....	104
C.1	関数の特徴.....	104
C.2	漸近展開.....	105
C.3	逐次近似.....	106
付録D	誘電緩和.....	108
D.1	誘電緩和について.....	108
D.2	潤滑油の交流周波数依存性.....	111
D.3	誘電緩和の測定方法.....	115
付録E	複素インピーダンス Z の測定例.....	117
E.1	要素試験 (glass/steel contacts).....	117
E.2	要素試験 (steel/steel contacts).....	118
E.3	軸受試験.....	119
付録F	交流電圧が本手法に与える影響.....	121
F.1	低電圧の場合.....	121
F.2	高電圧の場合.....	122
付録G	外部抵抗 R_E がある場合の一般式.....	125
G.1	等価回路モデル.....	125
G.2	複素インピーダンス解析.....	126
G.3	外部抵抗 R_E の影響.....	128
付録H	図目次.....	132

付録 I 表目次	141
Nomenclature.....	142
謝辞.....	147

第1章 序論

1.1 本研究の背景

1.1.1 地球温暖化

近年、地球温暖化を背景とした様々な異常気象が世界規模で観測されており、各国で甚大な被害が出ている。例えば、著者が本論文を執筆した 2018 年の日本だけに目を向けても、平成 30 年 7 月豪雨（西日本豪雨）による洪水被害や、通常とは逆向きのルート（東から西）で日本列島を横断した台風 12 号による高潮被害、あるいは日本各地で観測史上最高気温を更新した異常猛暑による熱中症被害等、様々な異常気象による被害が多発した。

Figure 1.1 に、地球平均表面温度（GMST, global mean surface temperature [1]）の推移について示す。年々、地球規模で温度が上昇しており、特に近年は過去最高温度を更新する年（Fig. 1.1 参照、図中赤色のプロット）が急増していることがわかる。20 世紀半ば以降に観測されたこの温度上昇のほとんどは、人為起源の温室効果ガス、すなわち二酸化炭素やメタンガス等の増加に原因があると考えられている [2]。そのため、2015 年 12 月に仏国首都パリにて第 21 回気候変動枠組条約締約国会議（COP21, 21th conference of the parties to the united nations convention on climate change）が開催され、気候変動抑制に関する多国間の国際的な協定、いわゆるパリ協定（Paris agreement [3]）が採択された。この協定では、「産業革命前からの世界の平均気温上昇を 2°C 未満に抑える」といった目標値を掲げており、世界各国はこの目標を達成するために様々な省エネルギー政策を打ち出している。

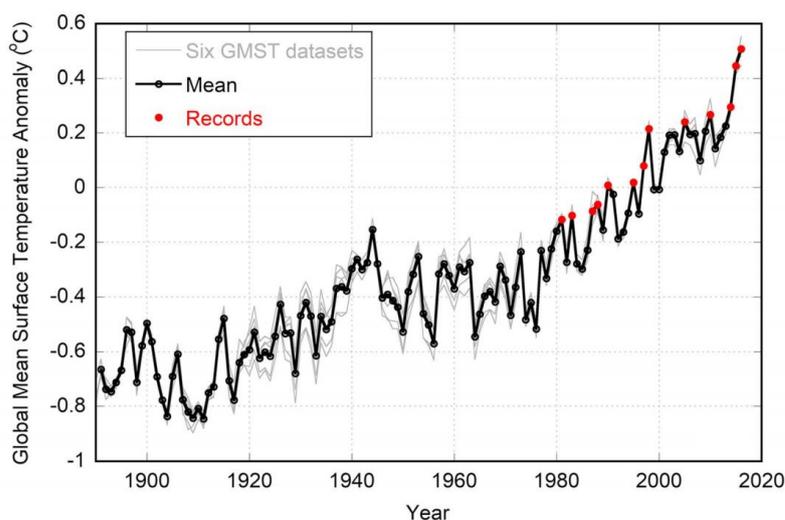


Figure 1.1. Observed GMST anomalies and record-breaking events. Time series of six GMST data sets and the mean of the six data sets [1].

例えば、我が国日本では「2030年までに、2013年比で温室効果ガス排出量を26%削減する」という数値目標を掲げている [4]。更にパリ協定締結以前の1999年3月より、日本独自の基準（トップランナー基準：現在商品化されている自動車の内、最も燃費性能が優れている自動車をベースに技術開発の将来の見通しを踏まえて策定した基準 [5]）に基づくガソリン自動車の燃費改善目標（Fig. 1.2 参照）も掲げている。そのため、自動車メーカー各社は Fig. 1.2 に示す燃費向上達成期限までにこの燃費改善目標をクリアするよう研究開発を進めている。当然、自動車のしゅう動部に数多く使用されている転がり軸受に対しても同様に求められており（1台当たり100～150個 [6]）、各軸受メーカーは更なる低トルク化に向けて取り組んでいる。次項では、転がり軸受の詳細について述べる。

1.1.2 転がり軸受

様々な機械のしゅう動部に用いられている転がり軸受（rolling bearing）は、長期に渡って機械の回転軸を支持することを目的として使用されている。Figure 1.3 に、転がり軸受の1つである深溝玉軸受（deep groove ball bearing）の外観写真について示す。深溝玉軸受は、主に径方向荷重（radial load）を受けられるが、転動体として玉を用いているので軸方向荷重（axial load）もある程度許容できる。Figure 1.4 に、深溝玉軸受の構成要素について示す。転がり軸受は、主に外輪（outer ring）、内輪（inner ring）、転動体（rolling elements）、保持器（cage）の4つの部品から構成されている。潤滑剤は、目的に応じて潤滑油（液体）、あるいはグリース（半固体、ゲル）が用いられている。グリースを用いる場合、漏れや異物混入を防ぐためシール（seal）が必要である。

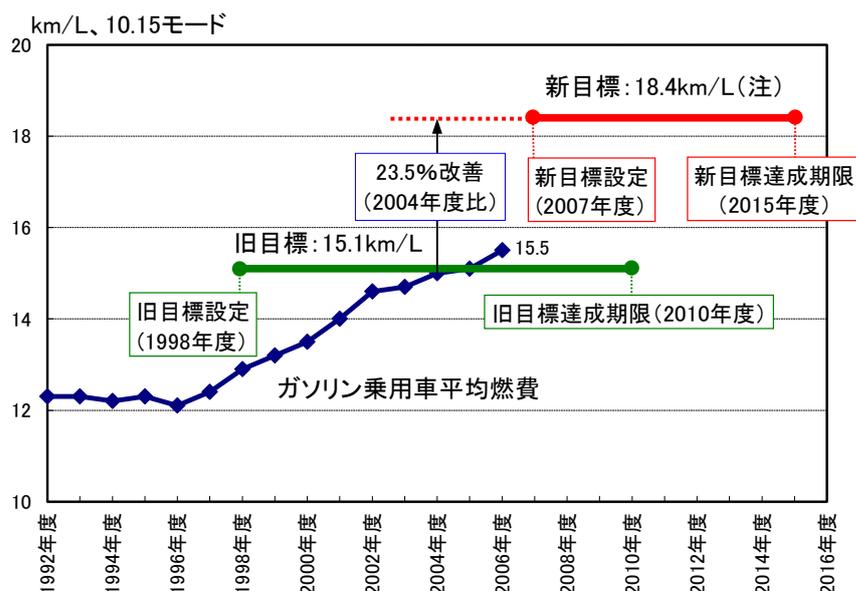
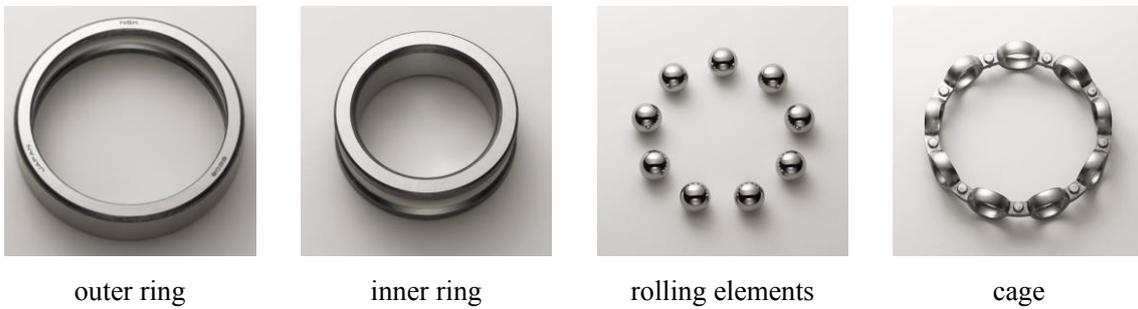


Figure 1.2. Fuel efficiency improvement targets and fuel economy tendency of gasoline cars [5].



Figure 1.3. Deep groove ball bearing [6].



outer ring

inner ring

rolling elements

cage

Figure 1.4. Components of rolling bearing [6].

転がり軸受は、回転軸を支えることに加えて、回転による摩擦損失を減らす役割も担う。近年、転がり軸受は、小型軽量化、あるいは低トルク化等の技術進歩に伴い、あらゆる家電製品（エアコン、洗濯機、掃除機、パソコン等）や輸送機器（バイク、船舶、飛行機、ロケット、人工衛星等）、あるいは工場設備（工作機械、圧延ロール、風力発電、直動製品等）に至るまで、様々な工業製品の省エネルギー化に大きく貢献しており、間接的に温室効果ガスの排出量削減に寄与している。前述した通り、自動車にも数多くの転がり軸受が使用されており、燃費改善に貢献している。

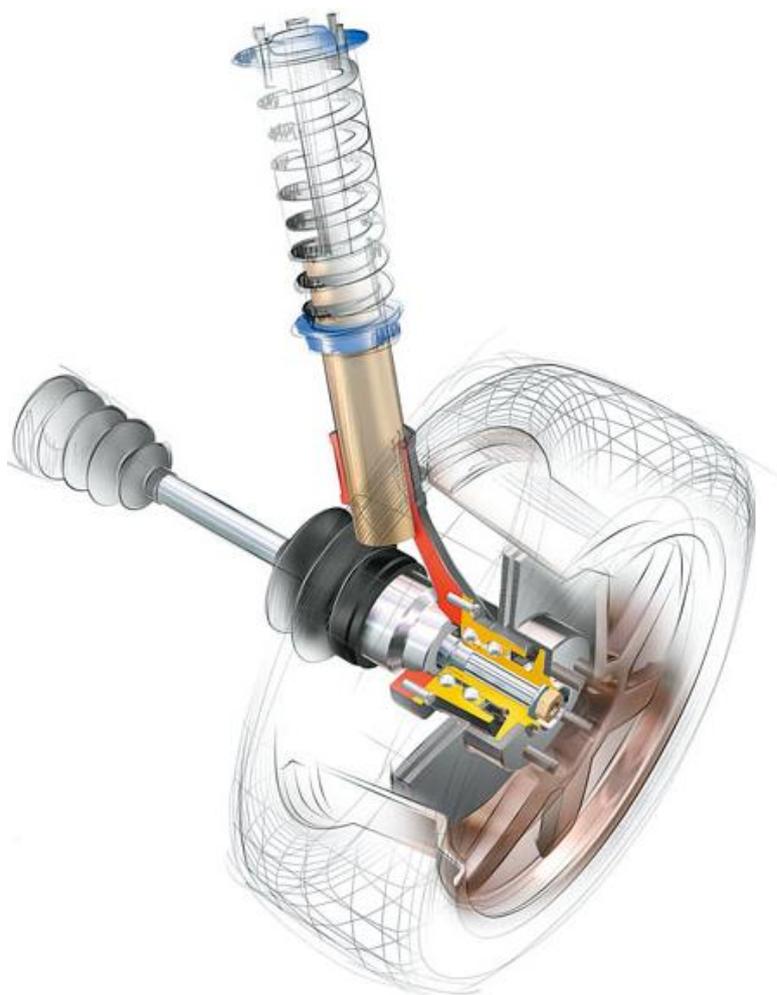


Figure 1.5. HUB bearing (yellow parts) [9].

例えば、自動車のホイールが接続されているハブ軸受（Fig. 1.5 参照，図中黄色の部分）は，ガソリン自動車全摩擦損失の約 1.3%を占めており，決して無視できるレベルではない [7]. 今後普及が予想されている電動自動車（EV, electric vehicle）の場合，ハブ軸受の占める割合は更に増加し，約 5%に達すると予想されている．これは，自動車のボディで生じる空気抵抗に匹敵する [8]. つまり，今後も転がり軸受には更なる低トルク化が求められ続けることが予想される．そこで次項では，軸受トルクの発生要因について述べる．

1.1.3 軸受トルクの発生要因

転がり軸受の接触域，及びその近傍に生じる軸受トルクの発生要因について，Fig. 1.6 に示す．但し，Fig. 1.6 は接触域断面の模式図であり， h [m]は油膜厚さ， p [Pa]は接触面圧， U_1 ， U_2 [m/s]は上下表面（上：転動体，下：転走面）における速度である．軸受トルク発生要因は，Fig. 1.6 に示す通り，大きく 3 つの抵抗に分類される [10][11].

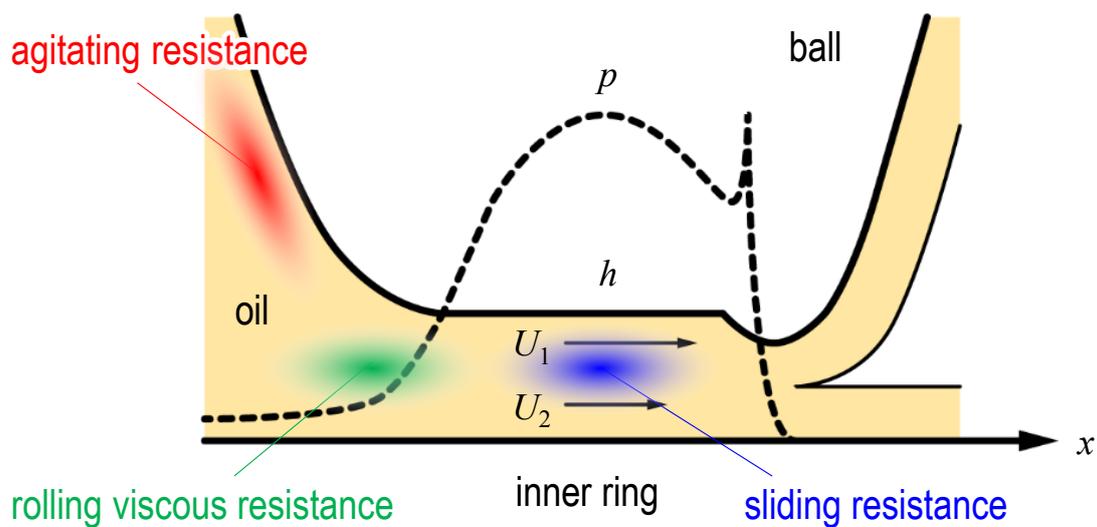


Figure 1.6. Factors of rolling bearing torque; h : oil film thickness, p : contact pressure, U_1 : upper surface velocity, U_2 : lower surface velocity; $U_1 \geq U_2$.

まず1つ目は、かくはん抵抗 (agitating resistance [10]–[12]) と呼ばれており、軸受内を公転する転動体が流体である潤滑剤を押し退ける際に生じる抗力 (drag) のことである。2つ目は、転がり粘性抵抗 (rolling viscous resistance [13][14]) と呼ばれ、接触域入口部に生じる流体力学的な作用、すなわちくさび作用によって生じる圧力に起因する抵抗である。最後に、3つ目のすべり摩擦抵抗 (sliding resistance [15]–[18]) とは、転動体と内外輪間の接触域内で生じるしゅう動面間の速度差、例えば差動すべり [17] やスピンすべり [18] 等が原因で生じる抵抗のことであり、特に二面間が油膜によって隔てられている場合、粘性抵抗 (viscous resistance [19]) と呼ばれている。すべり摩擦抵抗は、他にも転動体と保持器ポケット間や接触シールと内輪シール溝間でも生じる。

ところで、接触域における油膜が十分ある場合、これら3つのトルク発生要因の内、接触域前方に生じるかくはん抵抗、及び転がり粘性抵抗の2つが軸受トルクの大半を占めると考えられている [10][11]。これらの抵抗を低減するためには、例えば潤滑剤の粘度を下げる、あるいは潤滑剤の封入量を減らす等といった手段が講じられるが、それは接触域における油膜の破断を促し、様々な表面損傷の原因となり得る [20]–[22]。よって、転がり軸受の更なる低トルク化を図る上で理想的な潤滑状態とは、接触域内の油膜が破断しない程度まで可能な限り薄くした状態であると言える。ゆえに、接触域における油膜厚さ、及び油膜の破断率は、その潤滑状態を表す指標として特に重要であることがわかる。

1.1.4 ストライベック線図

接触域の潤滑状態は、ストライベック線図 (Stribeck curve [23]–[26]) を用いて大きく3つの領域に分類されている。ストライベック線図について、Fig. 1.7 に示す。

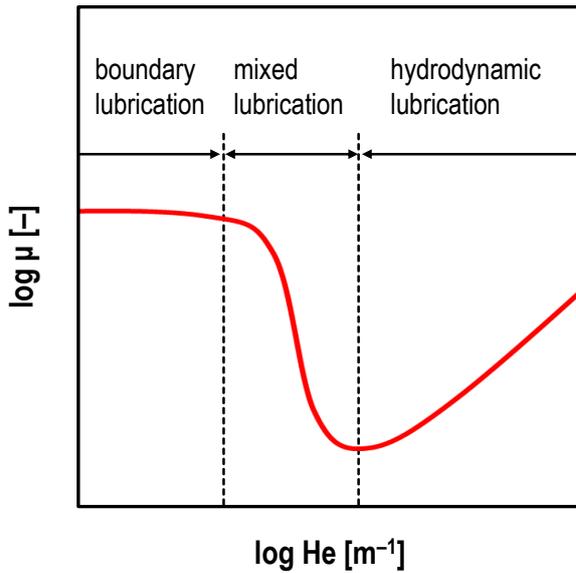


Figure 1.7. Stribeck curve; He : Hersey number, μ : friction coefficient.

ここでストライベック線図とは、縦軸に摩擦係数 μ [-], 横軸にハーシー数 (Hersey number [23][24]) He [m^{-1}] をプロットしたグラフであり, He は下式(1.1)のように表される.

$$He = \frac{\eta(U_1 - U_2)}{F_z}, \quad U_1 \geq U_2 \quad (1.1)$$

ここで, η [$Pa \cdot s$] は潤滑油の絶対粘度, U_1, U_2 [m/s] は上下表面における速度, F_z [N] は垂直荷重である. 尚, ストライベック線図の横軸は, 式(1.2)に示す軸受特性数 G [-] を用いて表現されることもある [25]. 但し, \bar{p} [Pa] は平均接触面圧, L [m] は接触域の代表寸法である.

$$G = \frac{\eta(U_1 - U_2)}{\bar{p}L}, \quad U_1 \geq U_2 \quad (1.2)$$

Figure 1.7 より, 境界潤滑 (boundary lubrication [29]) 領域とは, しゅう動面同士が直接接触して荷重を支えており, μ がすべり速度に依存しないアモン-ton-クーロンの法則 (Amontons-Coulomb law [27][28]) が成り立つ領域である. 一方, 流体潤滑 (hydrodynamic lubrication [30]) 領域とは, 表面粗さよりも油膜が十分厚い領域を指す. 混合潤滑 (mixed lubrication [31]) 領域は, 境界潤滑と流体潤滑の遷移領域であり, 直接接触部と油膜形成部の両方で荷重を支え合っている. つまり, He は接触域における油膜厚さの大小を表している. ゆえに, 油膜が破断する場合, 様々な表面損傷の原因となるだけでなく, 混合潤滑領域における μ の増加, すなわち Fig. 1.6 に示したすべり摩擦抵抗の増加にも繋がる.

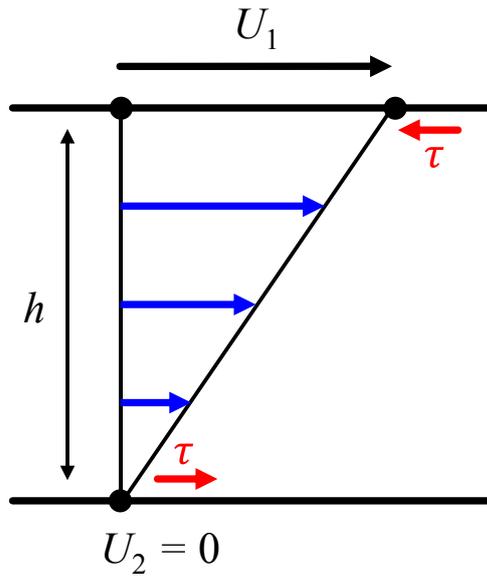


Figure 1.8. Velocity distribution of Couette flow; τ : shear stress, h : oil film thickness, U_1 : upper surface velocity, U_2 : lower surface velocity; blue arrows: flow velocity of oil.

ところで、接触域内における潤滑油の流れが Fig. 1.8 に示すクエット流れ (Couette flow [32]) であると仮定した場合、流体潤滑領域における μ は壁面にかかるせん断応力 τ [Pa] を接触面圧 p [Pa] で割ることで求められる。ここで、Fig. 1.8 に示す U_1, U_2 [m/s] は上下表面における速度、 h [m] は油膜厚さである。また、クエット流れとは、流体の絶対粘度 η [Pa·s] がせん断速度 $\dot{\gamma}$ [s⁻¹] に依存しないニュートン流体 (Newtonian fluid) のせん断流れのことである。ここで、 τ は $\dot{\gamma}$ に比例し、その比例定数が η なので、次式のように表される。

$$\tau = \eta \dot{\gamma} = \eta \frac{U_1 - U_2}{h}, \quad U_1 \geq U_2 \quad (1.3)$$

よって、流体潤滑領域における摩擦係数 μ [-] は、接触面圧 p [Pa] が接触域内において一定であると仮定した場合、下式(1.4)のように表される。

$$\mu = \tau/p \quad (1.4)$$

実際は、Fig. 1.6 に示すように p は接触域内において一定ではないので、式(1.4)に示すように単純に表すことはできない。また、 η には圧力依存性 [33] があり、特に高面圧 (～数 GPa) である場合、しゅう動面の弾性変形が無視できなくなるので、油膜分布が非常に複雑になる。そこで次項では、高面圧下における流体潤滑理論について説明する。

1.1.5 弾性流体潤滑理論

これまで、高面圧下における油膜形成メカニズムについて様々な研究がなされてきた [34]–[59]. Dowson ら [34]は、高面圧下におけるしゅう動面の弾性変形と潤滑油の粘度や密度の上昇が、形成される油膜厚さ（形状、分布）に多大な影響を与えることを理論的に見出した．このような潤滑状態を弾性流体潤滑（EHL, elastohydrodynamic lubrication [34]），またその接触状態を弾性流体接触（EHD contact, elastohydrodynamic contact [35]）と呼ぶ．以下、EHL 理論の詳細について述べる [37][38].

まず Fig. 1.6 に示すような接触域を想定し、この時流れる潤滑油の輸送方程式として、次式(1.5)に示すレイノルズ方程式（Reynolds equation [60]）を用いる．

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (1.5)$$

ここで、上式中の x は転動体の転がり方向、 y は転動体の転がり方向に垂直な方向における座標（Fig. 1.6 の手前方向）、 ρ [g/m³]は潤滑油の密度である．また、上式(1.5)中の U [m/s] は潤滑油の引き込み速度（entrainment speed）であり、次式(1.6)より求められる．

$$U = \frac{U_1 + U_2}{2} \quad (1.6)$$

また、各 xy 座標におけるしゅう動面の弾性変形量 $\delta(x, y)$ [m]は、表面を半無限体と仮定することで式(1.7)より求められる．

$$\delta(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} \quad (1.7)$$

但し、式(1.7)中の E' [Pa]は等価弾性係数であり、しゅう動する上下面の縦弾性係数とポアソン比をそれぞれ E_1 [Pa], E_2 [Pa], ν_1 [-], ν_2 [-]とおくと、次式(1.8)より求められる．

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (1.8)$$

よって、各 xy 座標における油膜厚さ $h(x, y)$ [m]は、初期の形状を $h_0(x, y)$ [m]とすると式(1.9)より求められる．

$$h(x, y) = h_0(x, y) + \delta(x, y) \quad (1.9)$$

また、高面圧下における潤滑油の粘度 [33]，及び密度 [36]は以下のように表される．

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_p p) \quad (1.10)$$

$$\rho = \frac{0.59 \times 10^9 + 1.34p}{0.59 \times 10^9 + p} \rho_0 \quad (1.11)$$

但し， η_0 [Pa·s]は大気圧における潤滑油の絶対粘度， α_p [Pa⁻¹]は潤滑油の圧力粘度係数， ρ_0 [g/m³]は大気圧における潤滑油の密度である．また，支えるべき垂直荷重 F_z [N]は，潤滑油の流れによって生じる圧力と釣り合うので，次式(1.12)のように表される．

$$F_z = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} p(x, y) dx dy \quad (1.12)$$

以上，式(1.5)，式(1.9)，式(1.10)，式(1.11)が式(1.12)を満足するように連立して数値計算することで，EHD 接触域内における油膜厚さ，及び圧力分布を得ることができる．Hamrockら [39]は，数値解析結果を用いて EHD 接触域内の最小油膜厚さ h_{\min} [m]，及び中央油膜厚さ h_c [m]の近似式を求めた．各々の近似式について，式(1.13)，及び式(1.14)に示す．尚，以下に示す近似式は，Hamrock-Dowson の式 (Hamrock-Dowson equation [40]) と呼ばれている．

$$\frac{h_{\min}}{r_x} = 3.63 \left(\frac{\eta_0 U}{E' r_x} \right)^{0.68} (\alpha_p E')^{0.49} \left(\frac{F_z}{E' r_x^2} \right)^{-0.073} \left(1 - \exp \left(-0.70 \left(\frac{r_y}{r_x} \right)^{0.64} \right) \right) \quad (1.13)$$

$$\frac{h_c}{r_x} = 2.69 \left(\frac{\eta_0 U}{E' r_x} \right)^{0.67} (\alpha_p E')^{0.53} \left(\frac{F_z}{E' r_x^2} \right)^{-0.067} \left(1 - 0.61 \exp \left(-0.75 \left(\frac{r_y}{r_x} \right)^{0.64} \right) \right) \quad (1.14)$$

ここで， r_x [m]は転動体の転がり方向における等価曲率半径， r_y [m]は転動体の転がり方向に垂直な方向における等価曲率半径である．但し，上式は EHD 接触域入口部に潤滑油が十分存在し (fully flooded lubrication [39])，かつ入口部におけるせん断発熱の影響 (shear thinning [41]) を無視した理想的な潤滑状態 (isothermal EHL [39]) にのみ適用できる．潤滑油量の影響を受ける枯渇潤滑 (starved lubrication [42]–[46])，接触域入口部におけるせん断発熱の影響を受ける熱弾性流体潤滑 (thermal EHL [47]–[53])，急加減速 [54]や微小往復動 EHL [55]，あるいは衝撃荷重を受ける際に生じるスクイズ膜 (squeeze film [56]–[59]，付録 A 参照) 等，実際の軸受内で起こり得るこれら非定常な現象は軸受内の潤滑状態を予測困難なものにする．ゆえに，実際の軸受の潤滑状態をリアルタイムでモニタリングできる技術は，転がり軸受の更なる低トルク化を図る上で非常に重要な技術であると言える．

1.2 EHD 接触域の潤滑状態モニタリングに関する従来研究

EHD 接触域における潤滑状態，例えば，油膜厚さや油膜の破断率等をモニタリングする手法について，これまで多くの研究がなされてきた [61]。これらの手法は，大きく分けて光学的手法 (optical method [62]–[75]) と電気的手法 (electrical method [76]–[97]) の 2 つに分類される。まず初めに，光学的手法について紹介する。

1.2.1 光学的手法を用いた潤滑状態モニタリングに関する従来研究

光学的手法 [62]–[75]は，接触域に照射する光の波長 λ [m]毎に分類することができる。可視光線 (visible light, $\lambda = 400\sim 700$ nm) を用いる光干渉法 (optical interferometry [62]–[66])，赤外線 (infrared, $\lambda > 700$ nm) を用いる赤外分光法 (infrared spectroscopy [67]–[70])，紫外線 (ultraviolet, $\lambda = 10\sim 400$ nm)，あるいは可視光線を用いるラマン分光法 (Raman spectroscopy [71]–[75]) 等があり，一般的に電気的手法より得られる情報量が多いという特徴がある。

1.2.1.1 光干渉法

光干渉法は，EHD 接触域に可視光線を照射し，得られる干渉縞の色 (すなわち，波長) から油膜厚さを測定する手法である。油膜厚さを精度良く測定することができるため，これまで数多くの EHL に関する基礎研究に用いられてきた [62]–[66]。特に Johnston ら [62]は，Fig. 1.9(b)に示すようにガラス製ディスク試験片に SiO_2 のスペーサー膜を施すことで，数 nm の非常に薄い油膜厚さも測定できることを見出している。尚，この手法はスペーサーレイヤー法 (spacer layer method, 第 3 章参照) と呼ばれている。

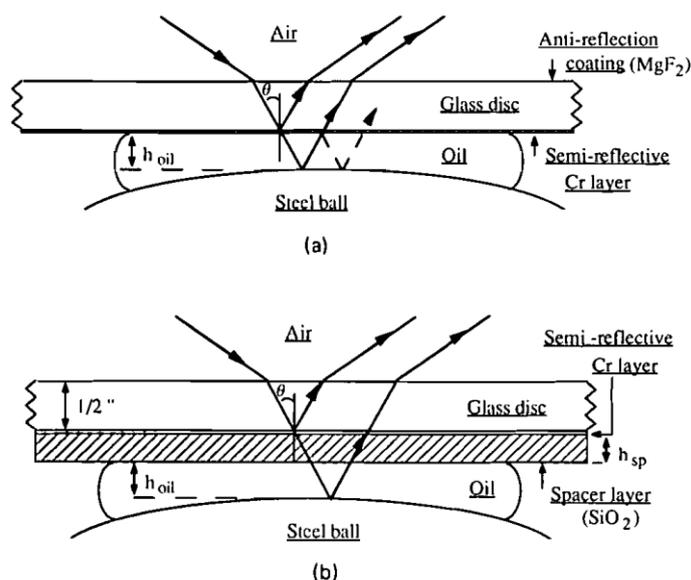


Figure 1.9. Optical interferometry; (a) basic interferometry method and (b) spacer layer method [62].

光干渉法は、EHD 接触域内における油膜厚さの分布についても詳細に把握することができるため、非定常状態における油膜測定 [55][63]や、特異な油膜形状に関する研究 [64][65]、あるいは時間依存性のある吸着膜厚さの測定 [66]等、幅広く利用されている。

1.2.1.2 赤外分光法

赤外分光法は、フーリエ変換赤外分光法 (FT-IR, Fourier transform infrared spectroscopy) の発達と共に EHL に関する様々な基礎研究に用いられてきた [67]–[70]。但し、赤外分光法は、Fig. 1.10 (a)に示すようなボールオンディスク型試験機の上部ディスク試験片の材料として、ダイヤモンド [67][68]、サファイア [69]、フッ化カルシウム [70]等の赤外透過材料を使用する必要がある。赤外分光法は、Fig. 1.10 (b)に示すように、EHD 接触域に赤外線を照射した際の潤滑油の官能基 C–H の伸縮振動に起因する吸収スペクトルの強度から油膜厚さをサブ μm オーダーで知ることができる。

また、吸収スペクトルのピークが圧力によって高波数側へシフトする性質を利用することで、Fig. 1.10 (b)に示すような EHD 接触域内の圧力分布も同時に求めることができる [69][70]。また、添加剤由来の C=O 伸縮振動から添加剤濃度についても知ることができる [69]。つまり、赤外分光法は、1つのスペクトルから油膜厚さだけでなく接触域の潤滑状態に関する様々な情報をモニタリングできるという特徴がある。勿論、これら複数の情報を得るためには、事前に各々の校正が必要となる。

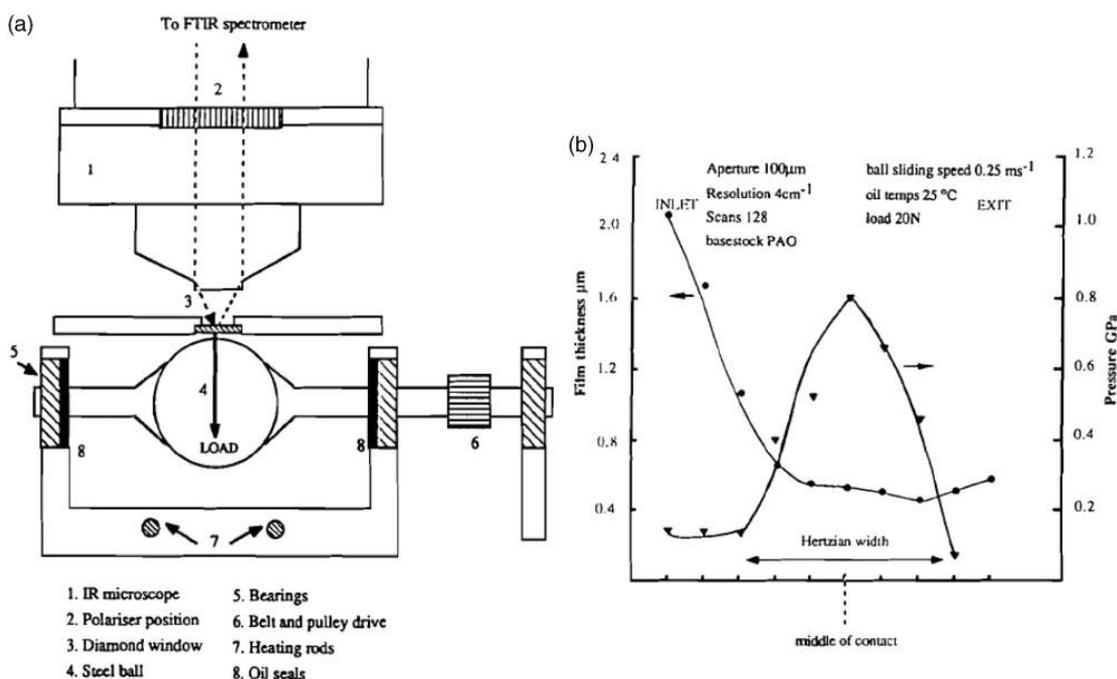


Figure 1.10. Infrared spectroscopy; (a) a schematic of the arrangement and (b) film thickness and pressure profiles obtained in an EHD sliding contact [70].

1.2.1.3 ラマン分光法

ラマン分光法は、接触域に紫外線、あるいは可視光線を照射し、得られる散乱スペクトルのピーク強度から油膜厚さ、シフト量から圧力をそれぞれ知ることができる [71]–[74]。ラマン分光法は光源として可視光線を使えるので、通常のガラス試験片を使用することが可能であり、赤外分光法と同様、EHD 接触域内の化学的な情報についても得ることができる。Scharf ら [75]は、Fig. 1.11 に示すように DLN (diamond-like nanocomposite) 膜をしゅう動する際に生じる移着膜の分子構造と摩擦係数との関係について調査している。

ところで、ラマン分光法は、前述の赤外分光法とは本質的に別の手法であるが、両者は共に分子の振動エネルギーを調べるという点では共通している。一般的に、ラマン分光スペクトルで強いピークの現れる分子の振動は、赤外吸収スペクトルでは弱いピークにしかならない。反対に、ラマン分光スペクトルでは弱いピークにしか現れない分子の振動は、赤外吸収スペクトルで強いピークとなって現れる。つまり、この両者は互いに相補的な関係にあると言える [69]。

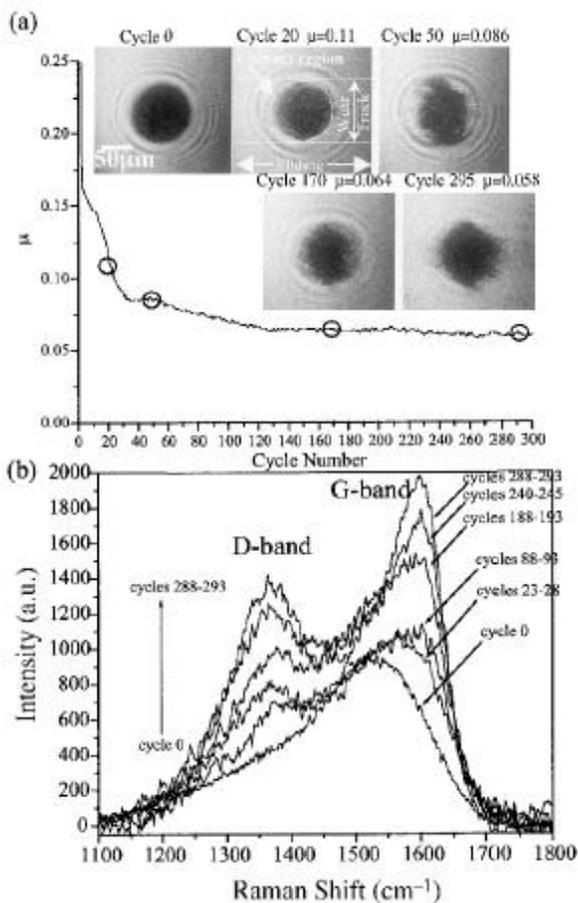


Figure 1.11. Raman spectroscopy; (a) friction coefficient and (b) in situ Raman spectra versus cycles for coating DLN. Insets in (a) are in situ optical images taken during sliding [75].

1.2.2 電気的手法を用いた潤滑状態モニタリングに関する従来研究

光学的手法, 特に光干渉法 [62]–[66]は, EHD 接触域の油膜厚さを nm オーダーで精度良く測定することができる. しかし, 当然ながら光を透過する試験片を使う必要があり, 実際の転がり軸受内における潤滑状態をモニタリングすることができない. そこで, 転がり軸受を含む導電性材料 (conductive material) を対象とした手法として, 電気的手法 [76]–[97]が提案されている. 具体的には, EHD 接触域に直流 (あるいは, 交流) 電圧を印加して油膜の破断率を測定する電気抵抗法 (electrical resistance method [76]–[81]) や, 接触域に生じる静電容量から油膜厚さを定量評価する静電容量法 (electrical capacitance method [84]–[88]), または接触域に交流電圧を印加することで油膜厚さと油膜の破断率を同時に評価する電気インピーダンス法 (electrical impedance method [94]–[97]) 等が挙げられる. ここでは, 上記 3 つの手法についてそれぞれ紹介する.

1.2.2.1 電気抵抗法

電気抵抗法は, EHD 接触域に直流 (あるいは交流) 電圧を印加することで, 油膜が破断した際の電気抵抗を測定する手法である [76]–[81]. そのため, しゅう動する二面間に生じる油膜厚さについて測定することができないが, 油膜の破断率については知ることができる. そのため, この手法は主に混合潤滑条件下における摩擦摩耗メカニズムの解明等に用いられている. Lugt ら [79]や Load ら [80]は, 試験片の表面粗さと油膜の破断率との関係について報告している.

尚, 電気抵抗法は, 油膜の破断率測定以外にも, 接触域内の圧力分布や温度分布をモニタリングする研究等に応用されている. Figure 1.12(a)に示す金属薄膜センサー (マンガン製 [82], あるいはプラチナ製 [83]) をしゅう動面に被覆し, 接触域がセンサー上を通過する際の電気抵抗の変化量から, 圧力分布や温度分布 (Fig. 1.12(b)参照) を測定している.

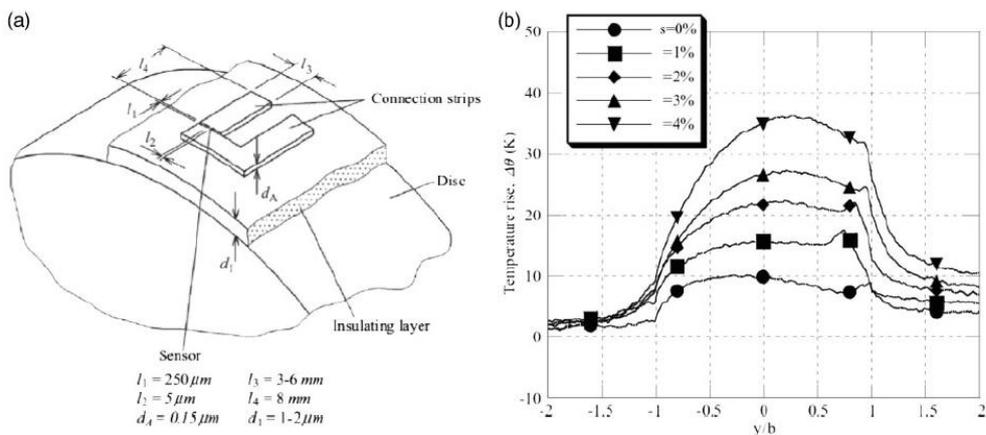


Figure 1.12. Electrical resistance method; (a) platinum temperature sensor and (b) temperature rise along the center line in rolling-sliding-spinning conditions [83].

1.2.2.2 静電容量法

静電容量法は、しゅう動する二面間をコンデンサー (capacitor) と見なし、測定される静電容量 (capacitance) から油膜厚さを定量的に評価する手法である [84]–[88]. 相原ら [85]は、二円筒試験機のしゅう動部に交流電圧を印加してグリース潤滑における油膜測定を行っており、油潤滑と比較して約 0.7 倍程度に薄くなることを見出している. 相原らは、Fig. 1.13 に示すように、EHD 接触域、及びその入口部と出口部の 3 つの領域に分けて各々の静電容量について考えている. 特に、接触域の入口部はグリースの供給量が不十分である場合グリースによって満たされている領域が大きく変化するので、静電容量も大きく変化する. 相原らは、ヘルツ接触半幅の約 10 倍の位置までグリースによって満たされていると仮定し、入口部における静電容量を計算している. また、出口部に生じるキャビテーション領域 (cavitation region) が静電容量に与える影響についても考慮している.

Prashada [86]は、実際のころ軸受に交流電圧を印加した際に生じる静電容量から油膜厚さを測定する手法について述べている. 転動体数や軌道面の曲率が静電容量に与える影響について言及しており、外輪-ころ間静電容量の方が内輪-ころ間よりも大きくなることを理論的に見出している.

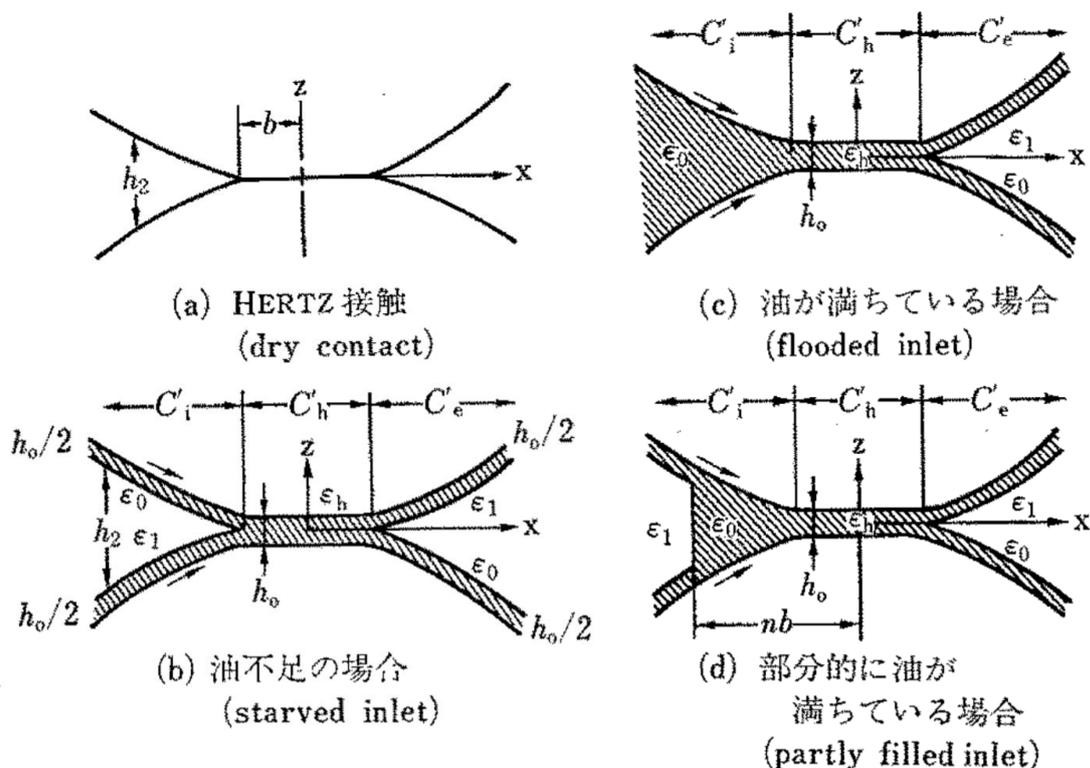


Figure 1.13. EHD contact areas and inlet lubrication conditions; (a) dry condition, (b) starved inlet, (c) flooded inlet and (d) partly filled inlet [85].

Jackson [89][90]は、コンデンサーの電極間にはさまれた誘電体の密度や極性の大小が誘電率に影響を与えることを指摘しており、Jablonka ら [87][88]はそれらの影響を考慮した油膜測定法を提案している。更に、Jablonka らは前述した相原ら [85]と同様、EHD 接触域内だけでなく、その周辺部もコンデンサーと見なしており、光干渉法による測定結果と比較することでその油膜測定精度について検証している。検証結果について、Fig. 1.14(b)に示す。但し、丸いプロットは光干渉法による結果、実線は Hamrock-Dowson の式 [39]から得られる理論油膜厚さ、三角のプロットは Jablonka らが開発した静電容量法を用いた測定結果である。Figure 1.14(b)より、光干渉法に匹敵する油膜測定精度を有していることがわかる。

ところで、EHD 接触域の出口部にはキャビテーション領域（潤滑剤によって満たされていない領域、Fig. 1.14(a)参照）が存在し、Jablonka らは接触域周辺部の約 25%をキャビテーション領域と見なしている。しかし、キャビテーション領域の大きさは、試験条件の影響を受けて大きく変化することが報告されている [91]–[93]。更に、枯渇潤滑条件下では油で満たされていない領域が EHD 接触域前方にも存在するので [42]–[46]、EHD 周辺部は潤滑油によって満たされていない領域が一定ではないことは明らかである。そのため、極端に EHD 接触域周辺部が潤滑油によって満たされていない条件では、油膜測定精度が低下する可能性がある。

また、静電容量法全般に言えることであるが、混合潤滑領域では油膜の一部が破断するため、この手法を適用できないという欠点がある。そこで次項では、混合潤滑領域にも適用可能な電気インピーダンス法について紹介する。

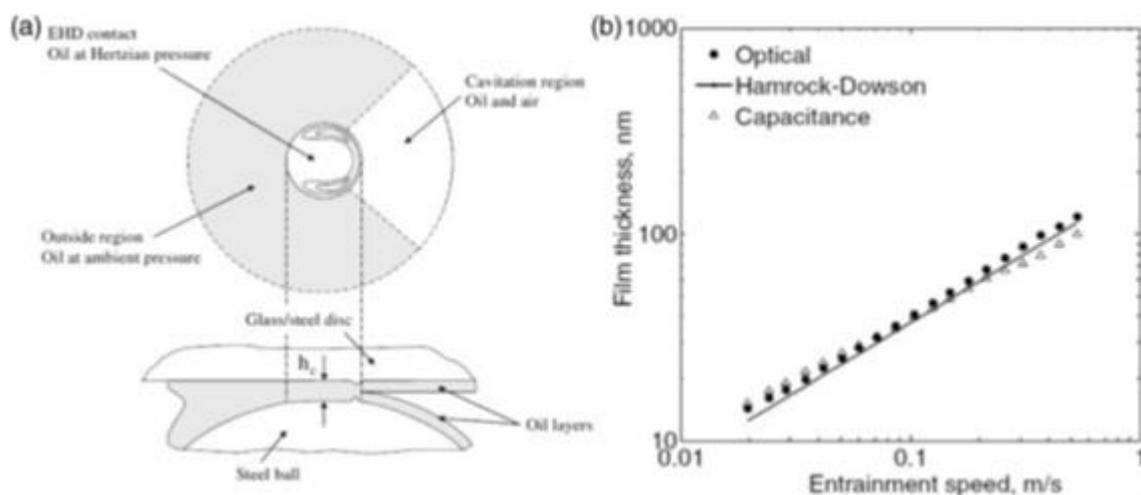


Figure 1.14. Electrical capacitance method; (a) schematic indicating the Hertzian contact area, the outside of contact region, and the assumed spatial distribution of oil around and (b) example of agreement between theoretical and experimental film thickness measurements (using a chromium-coated glass disc) [87].

1.2.2.3 電気インピーダンス法

電気インピーダンス法は、EHD 接触域に交流電圧を印加し、その応答としての複素インピーダンスを測定することで、油膜厚さだけでなく油膜の破断率も同時に測定することができる [94]–[97]。また、油膜が破断する混合潤滑領域においても適用可能であるため、この点においても静電容量法より優れていると言える。

Schnabel ら [94]は、この手法を用いて摩擦係数との比較を行っている。しかし、油膜厚さ、及び破断率の定量評価までには至っていない。一方、Nakano ら [95]や Manabe ら [96]は、下部試験片に水銀を用いており、その上に潤滑剤を塗布した状態で上部試験片（リング試験片、あるいはボール試験片）を押し込んだ時の、油膜厚さ、及び破断率の同時測定を行っている（Fig. 1.15 参照）。水銀を用いることで、見掛けの接触面積はコンデンサー電極の面積と等しいと見なすことができるので精度良く測定することが可能である。しかし、下部試験片として水銀を用いているので、EHD 接触を対象としていない。

Nihira ら [97]は、同手法を用いて潤滑油を塗布したディスク試験片にボール試験片を衝突させた時の油膜厚さと油膜の破断率の同時計測を行っている。しかし、EHD 接触域周辺部を潤滑油がどの程度満たしているのか不明であるため、その領域における静電容量を考慮に入れておらず、その分測定精度が低下していると思われる。

尚、この電気インピーダンス法は医療の分野でも活用されており、生体電気インピーダンス法（BIA, bioelectrical impedance analysis [98]）と呼ばれている。人体が導電性の高い組織（conductor: 除脂肪）と低い組織（insulator: 体脂肪）で構成されていると仮定しており、人体の体水分量と体脂肪量の同時測定が可能である。

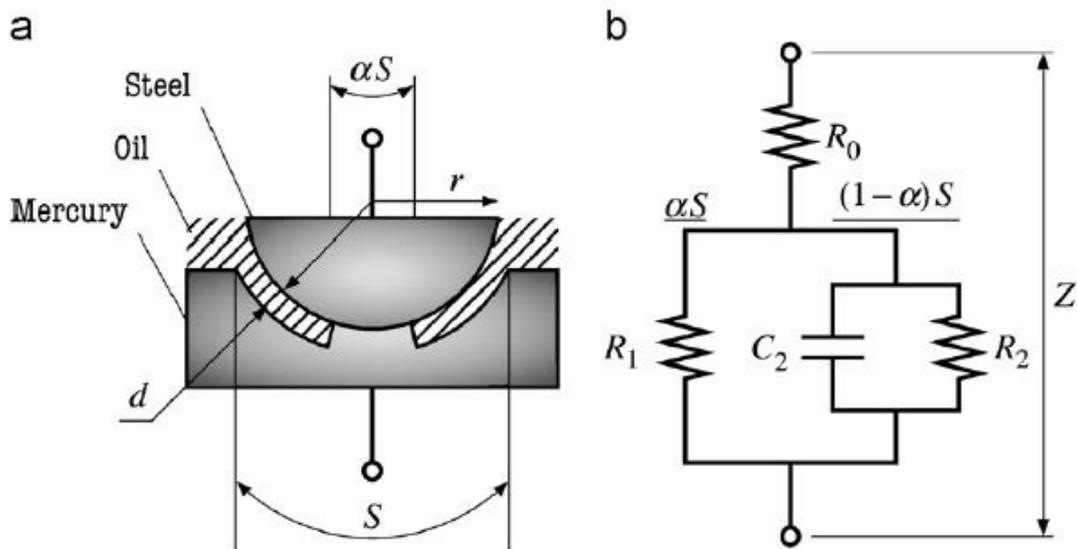


Figure 1.15. Electrical impedance method; (a) geometric model and (b) electrical model of steel-oil-mercury system [96].

1.3 本研究の目的

光学的手法, 特に光干渉法 [62]–[66]は EHD 接触域の油膜厚さを精度良く測定することができるので, これまで様々な基礎研究に用いられてきた. しかし, 光を透過する必要があるため, 実際の転がり軸受内における潤滑状態をモニタリングすることができない. そこで, 軸受を含む導電性材料を対象とした手法として, 電気的手法 [77]–[97]が提案されてきた.

前節までに紹介した電気的手法に関する研究の一部について, Table 1.1 に示す. 電気抵抗法 [77]–[80]は混合潤滑領域に適用でき, 油膜の破断率を測定できるが油膜厚さを知ることができない. 一方, 静電容量法 [81]–[88]は流体潤滑領域にのみ適用でき, 油膜厚さを測定できるが, 油膜の破断率を知ることができない. 唯一, 電気インピーダンス法 [94]–[97]のみ, その両方を同時に測定可能であり, かつ流体潤滑領域から混合潤滑領域まで適用できる. しかし, EHD 接触域における油膜厚さを精度良く測定した研究は, 未だ報告されていないのが実状である.

そこで本研究 [99]–[102]では, 従来の電気インピーダンス法を改良し, EHD 接触域における油膜厚さと油膜の破断率を同時に, かつ精度良く測定できる手法を開発した. 前述した通り, 人為的な温室効果ガス排出量の増加に伴う地球温暖化に起因した異常気象を抑制するため, 転がり軸受には更なる低トルク化が求められている. ゆえに, 転がり軸受に使用される潤滑剤の低粘度化や低油量化が避けられない状況になってきており, EHD 接触域における油膜の破断が懸念されている. 従って, 転がり軸受の更なる低トルク化と長寿命化の両立を図る上で特に重要な指標である油膜厚さ, 及び油膜の破断率を同時にモニタリングできる技術の確立が, 本研究の目的である.

Table 1.1. Past and recent in situ techniques using electrical method applied to study EHD contacts.

electrical method						
author(s)	year	apparatus	input	quantities	output	
					h oil film thickness	α breakdown ratio
Furey [76]	1961	ball-on-cylinder	DC	R: electrical resistance	×	○
Lugt et al. [79]	2001	2-disc	DC	R: electrical resistance	×	○
Load et al. [80]	2008	ball-on-disc	AC	R: electrical resistance	×	○
Crook [84]	1961	2-disc	DC	C: electrical capacitance	△	×
Aihara et al. [85]	1979	2-disc	AC	C: electrical capacitance	○	×
Jablonka et al. [87][88]	2012	ball-on-disc	AC	C: electrical capacitance	○	×
Nakano et al. [95]	2006	ring-on-mercury	AC	Z: electrical impedance	○ (× EHD)	○
Manabe et al. [96]	2008	ball-on-mercury	AC	Z: electrical impedance	○ (× EHD)	○
Nihira et al. [97]	2015	ball-on-plate	AC	Z: electrical impedance	△	○
Schnabel et al. [94]	2016	ball-on-disc	AC	Z: electrical impedance	△	△

1.4 本論文の構成

ここでは、本論文の構成について述べる。まず、第1章では、本研究で対象とする転がり軸受の潤滑状態モニタリングの必要性について踏まえ、それに対する本研究の意義を押さえた上で、本研究の目的について述べた。

次に、第2章では、本研究で開発した EHD 接触域における油膜厚さと油膜の破断率を同時に測定できる電気インピーダンス法の測定原理について、点接触と楕円接触の場合に分けて説明する。尚、点接触モデルは後述する要素試験 (glass/steel contacts, 及び steel/steel contacts), 楕円接触モデルは軸受試験にそれぞれ対応している。

第3章では、本手法の測定精度について検証するため、要素試験機を用いて従来手法である光干渉法との比較を行った。尚、光干渉法を用いるため、上部試験片にはガラス製ディスク試験片を用いている (glass/steel contacts)。

続いて、第4章では、本手法を実際の転がり軸受に適用するための予備試験として、第3章で用いたガラス製ディスク試験片の代わりに軸受鋼製ディスク試験片を用いた要素試験の結果について示す。ここでは、本手法を鋼同士の接触 (steel/steel contacts) に適用した際に生じる問題点、あるいは注意すべき点について確認した。

第5章では、実際の転がり軸受の潤滑状態モニタリングに本手法を適用可能であるか確認した。深溝玉軸受 (呼び: 608) を用いた軸受試験を行い、得られた試験結果の妥当性について考察した。

最後に、第6章では、本研究で得られた結論、及び今後の課題や展望について述べ、まとめとする。

第2章 電気インピーダンス法の測定原理

本研究 [99]–[102]では、EHD 接触域に交流電圧を印加し、その応答である複素インピーダンスを測定することで、接触域内の油膜厚さ、及び油膜の破断率を同時に求める電気インピーダンス法を開発した。本章では、本手法による油膜厚さ、及び油膜の破断率の導出過程について示す。まず初めに、ボールオンディスク型の要素試験機を対象とした点接触の場合について述べ、その後軸受試験を対象とした楕円接触の場合について述べる。

2.1 点接触の場合

2.1.1 幾何モデル

Figure 2.1 (a)は、ディスク試験片にボール試験片を押し付けた時のヘルツ接触域断面の拡大図である。但し、Fig. 2.1 (a)は油膜を形成している領域と油膜が破断している領域が混在する混合潤滑の場合を表している。また、説明のため Fig. 2.1 (a)の幾何モデルを Fig. 2.1 (b)に示す。ここで、 h_1 [m]は EHD 接触域内の油膜形成部における油膜厚さ、 S_1 [m²]はヘルツ接触面積（すなわち、見掛けの接触面積）、 α [-]は油膜の破断率である（但し、 $0 \leq \alpha \leq 1$ ）。よって、EHD 接触域内で油膜が破断している面積（すなわち、真実接触面積）は Fig. 2.1 (b)に示すように αS_1 と表される。実際、潤滑油は EHD 接触域のみならず、その周辺部も満たしている。しかし、どの程度満たされているのか不明なので、本研究ではボール試験片半径 r_b [m]の位置まで満たされていると仮定した。Figure 2.2 は、EHD 接触域以外の領域まで示した幾何モデルである。本研究では、Fig. 2.2 に示す xy 平面上の $x^2 + y^2 \leq r_b^2$ を満たす領域まで潤滑油によって十分満たされていると仮定した。但し、Fig. 2.2 中の $h(x, y)$ [m]は各 xy 座標における油膜厚さ、 c [m]はヘルツ接触円半径、 S_2 [m²]は EHD 接触域周辺部における潤滑油によって満たされている xy 平面上の投影面積である。Figure 2.2 より、図中の $h(x, y)$ は以下の式(2.1)～式(2.3)のように表すことができる。

$$h(x, y) = \begin{cases} 0, & 0 \leq x^2 + y^2 \leq \alpha c^2 & (2.1) \\ h_1, & \alpha c^2 \leq x^2 + y^2 \leq c^2 & (2.2) \\ h_2 - \sqrt{r_b^2 - (x^2 + y^2)}, & c^2 \leq x^2 + y^2 \leq r_b^2 & (2.3) \end{cases}$$

ここで、上式(2.3)中の h_2 [m]は、Fig. 2.2 に示す EHD 接触域の周辺部における最大油膜厚さであり、次式より求められる。

$$h_2 = h_1 + \sqrt{r_b^2 - c^2} \quad (2.4)$$

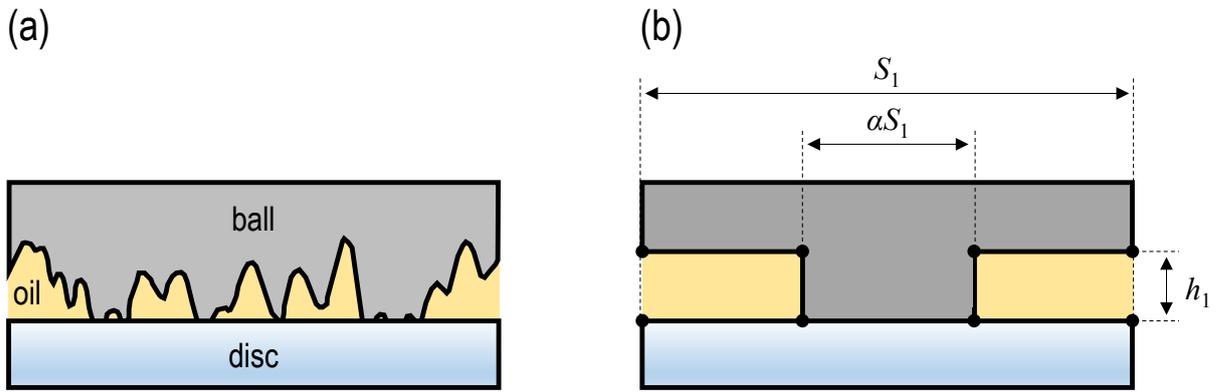


Figure 2.1. Schematic diagrams of contact area; (a) enlarged diagram, (b) geometrical model; α : breakdown ratio of oil film, S_1 : contact area, h_1 : oil film thickness in lubricated area.

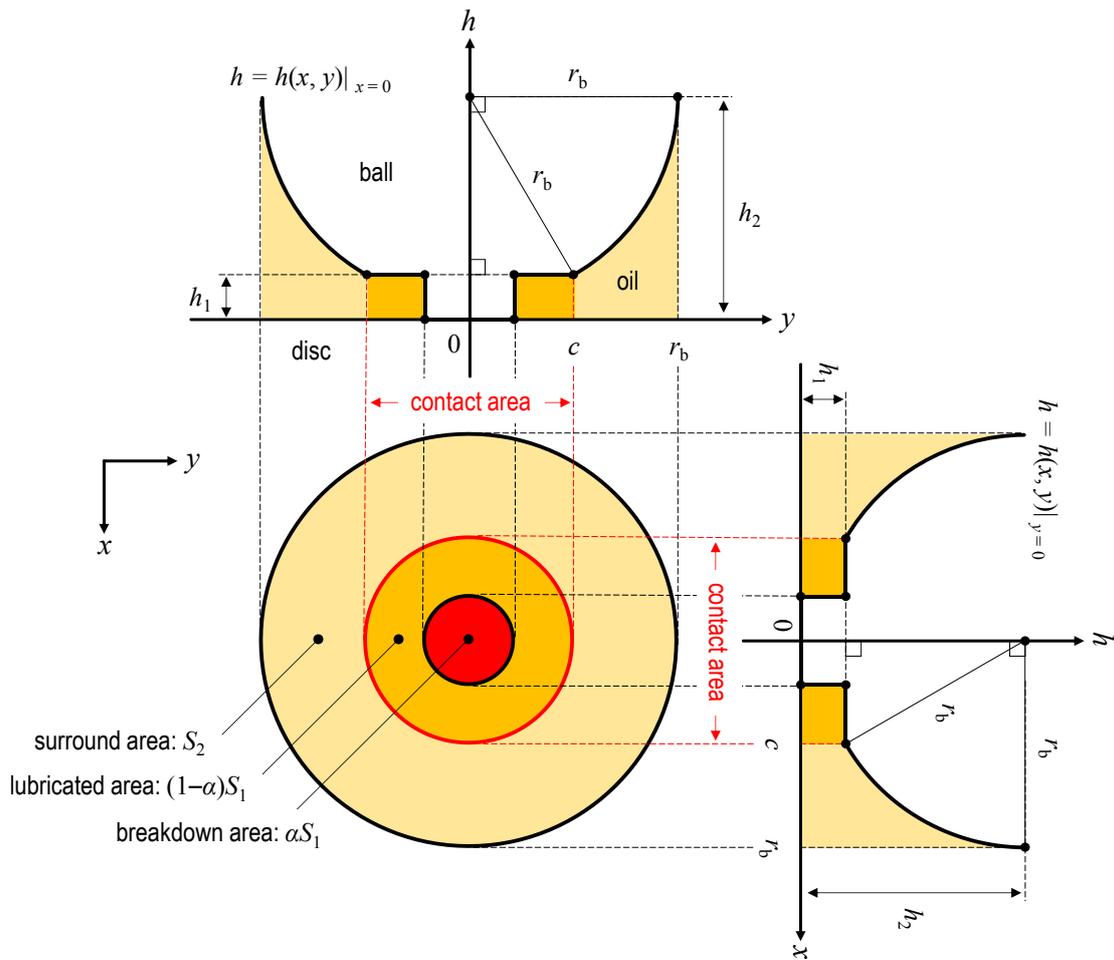


Figure 2.2. Geometrical model of EHD point contact.

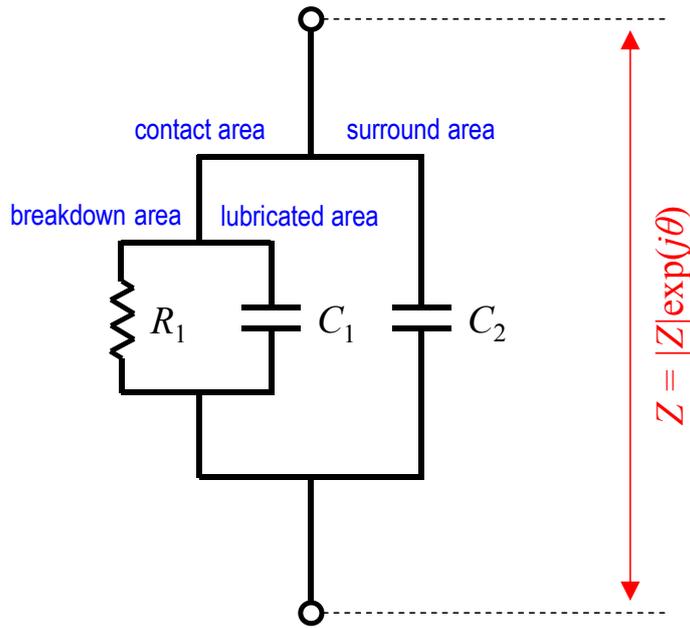


Figure 2.3. Electrical model of EHD point contact; R_1 : resistor in breakdown area, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, C_2 : capacitor in surround area completely filled with oil.

実際のボール試験片は、荷重を受ける際に弾性変形が生じるので EHD 接触域以外は厳密には球体ではないが、本研究では式(2.3)に示すように変形後も理想的な球体であると仮定した。

2.1.2 等価回路モデル

続いて、Fig. 2.2 の等価電気回路について、Fig. 2.3 に示す。但し、 R_1 [Ω]は油膜が破断している領域における電気抵抗、 C_1 [F]は EHD 接触域内の油膜形成部における静電容量、 C_2 [F]は EHD 接触域の周辺部における静電容量である。この時、 R_1 、 C_1 、 C_2 は、それぞれ以下のように表すことができる。

$$R_1 = \frac{R_{10}}{\alpha} \quad (2.5)$$

$$C_1 = \frac{\varepsilon(1-\alpha)S_1}{h_1} = \frac{\pi\varepsilon(1-\alpha)c^2}{h_1} \quad (2.6)$$

$$C_2 = \varepsilon \int_c^{r_b} \int_c^{r_b} \frac{dxdy}{h(x,y)} \quad (2.7)$$

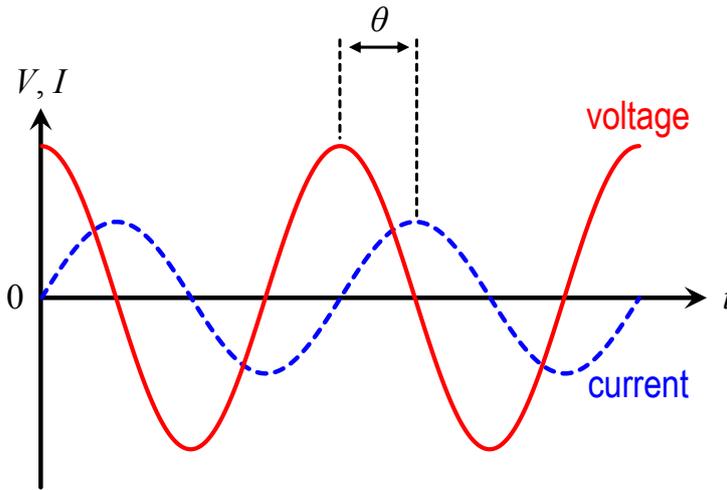


Figure 2.4. Time evolutions of voltage and current; V : voltage, I : current, θ : phase, t : time; red line: sinusoidal voltage; blue dashed line: alternating current.

但し, ε [F/m]は潤滑油の誘電率 (dielectric constant), R_{10} [Ω]は静的な接触状態を $\alpha = 1$ と見なした時の電気抵抗であり, この接触状態における複素インピーダンス Z_0 [Ω]を測定することで求めることができる. ここで, 式(2.3)と式(2.4)より, 式(2.7)は次式(2.8)のように表すことができる (式(2.8)の導出過程は, 付録 B.1 参照).

$$C_2 = 2\pi\varepsilon \left(h_2 \ln \left(\frac{h_2}{h_1} \right) + h_1 - h_2 \right) \quad (2.8)$$

ここで, 一般的に $r_b \gg c$, $r_b \gg h_1$ なので, 上式(2.8)は下式(2.9)のように近似できる.

$$C_2 \approx 2\pi\varepsilon r_b \left(\ln \left(\frac{r_b}{h_1} \right) - 1 \right) \quad (2.9)$$

式(2.9)より, EHD 接触域の周辺部における静電容量 C_2 は, ヘルツ接触円半径 c の影響をほとんど受けないことがわかる.

2.1.3 複素インピーダンス解析

Figure 2.4 に, 交流電圧, 及び電流の経時変化について示す. 但し, 図中の赤色の実線は入力としての交流電圧, 青色の破線は出力としての電流を表している. この時, 印加される交流電圧 V [V]と流れる電流 I [A]は, それぞれの振幅を $|V|$ [V], $|I|$ [A] ($|V|$ と $|I|$ は, 実効値 V_e [V], I_e [A]を各々 $\sqrt{2}$ 倍した値)とおくと, 式(2.10)と式(2.11)のように表される.

$$V = |V|\exp(j\omega t) \quad (2.10)$$

$$I = |I|\exp(j(\omega t - \theta)) \quad (2.11)$$

但し, $j[-]$ は虚数, $t[s]$ は時間, $\omega[\text{rad/s}]$ は交流電圧の角振動数 (但し, 交流周波数を $f[\text{Hz}]$ とおくと $\omega = 2\pi f$), $\theta[\text{deg}]$ は Fig. 2.4 に示す交流電圧と電流の位相差である. よって, 回路全体の複素インピーダンス $Z[\Omega]$ は, 式(2.10)と式(2.11)より次式(2.12)のように表される.

$$Z = \frac{V}{I} = |Z|\exp(j\theta) \quad (2.12)$$

上式(2.12)より, 複素インピーダンス Z は, Z の大きさ $|Z|$ と位相差 θ という 2つの独立変数で構成されていることがわかる. よって, 互いに独立した 2つのパラメータ, すなわち油膜厚さ, 及び油膜の破断率を同時に測定できることを意味する.

ここで, Fig. 2.3 に示す等価回路全体の複素インピーダンス Z は, R_1, C_1, C_2 を用いることで次式(2.13)のように表される.

$$\frac{1}{Z} = \frac{1}{R_1} + j\omega(C_1 + C_2) \quad (2.13)$$

つまり, 式(2.12)と式(2.13)より, 式(2.14)と式(2.15)が得られる.

$$R_1 = \frac{|Z|}{\cos\theta} \quad (2.14)$$

$$C_1 + C_2 = -\frac{\sin\theta}{\omega|Z|} \quad (2.15)$$

よって, 式(2.5), 式(2.6), 式(2.9)より, 式(2.14)と式(2.15)はそれぞれ次式のように表される.

$$\frac{R_{10}}{\alpha} = \frac{|Z|}{\cos\theta} \quad (2.16)$$

$$\frac{\pi\varepsilon(1-\alpha)c^2}{h_1} + 2\pi\varepsilon r_b \left(\ln\left(\frac{r_b}{h_1}\right) - 1 \right) = -\frac{\sin\theta}{\omega|Z|} \quad (2.17)$$

ゆえに、式(2.16)より、求める油膜の破断率 α は、以下のように表される。

$$\alpha = \frac{R_{10} \cos \theta}{|Z|} \quad (2.18)$$

一方、式(2.17)より、 h_1 に関する陰関数として次式が得られる。

$$\frac{(1-\alpha)c^2}{2r_b h_1} \exp\left(\frac{(1-\alpha)c^2}{2r_b h_1}\right) = \frac{(1-\alpha)c^2}{2r_b^2} \exp\left(1 - \frac{\sin \theta}{2\pi \varepsilon \omega r_b |Z|}\right) \quad (2.19)$$

ここで、上式(2.19)中の h_1 に関する陽関数について求めるため、ランベルト W 関数 (Lambert W function [103][104], 付録 C 参照) を用いる。任意の複素数 z' に対して、ランベルト W 関数 $\mathfrak{W}(z')$ は、次式(2.20)のように定義される。

$$\mathfrak{W}(z') \exp(\mathfrak{W}(z')) = z' \quad (2.20)$$

よって、式(2.19)と式(2.20)より h_1 に関する陽関数は、次式のように表される。

$$h_1 = \frac{(1-\alpha)c^2}{2r_b} / \mathfrak{W}\left(\frac{(1-\alpha)c^2}{2r_b^2} \exp\left(1 - \frac{\sin \theta}{2\pi \varepsilon \omega r_b |Z|}\right)\right) \quad (2.21)$$

通常、EHD 接触域には馬蹄形と呼ばれる油膜の薄い領域 [35] が存在するが、本研究では接触域内の平均油膜厚さ \bar{h} [m] を求めた。すなわち、EHD 接触域の一部で油膜の破断が生じる場合、求める \bar{h} は α と h_1 を用いて次式(2.22)より求められる。

$$\bar{h} = (1-\alpha)h_1 \quad (2.22)$$

よって、式(2.21)を式(2.22)に代入することで、 \bar{h} に関する次式(2.23)が得られる。

$$\bar{h} = \frac{(1-\alpha)^2 c^2}{2r_b} / \mathfrak{W}\left(\frac{(1-\alpha)c^2}{2r_b^2} \exp\left(1 - \frac{\sin \theta}{2\pi \varepsilon \omega r_b |Z|}\right)\right) \quad (2.23)$$

以上、式(2.18)と式(2.23)より、点接触における油膜厚さ、及び油膜の破断率を理論的に求められることを示した。

2.2 楕円接触の場合

2.2.1 幾何モデル

続いて、転がり軸受、特に深溝玉軸受の場合について考える。深溝玉軸受の内輪、及び外輪の転走面には、転動体である鋼球を案内するための溝加工が施されているため、軸受のヘルツ接触域は楕円形状になる [105]。また、内輪と外輪の曲率半径がそれぞれ異なるため、各々のEHD接触域内に生じる油膜厚さは異なる [39]。一方、本手法を軸受に適用した場合、軸受全体の複素インピーダンス Z しか測定できないので、内外輪の接触域について別々に油膜厚さ、及び油膜の破断率を測定することができない。

そこで、本研究では Fig. 2.5 に示すような楕円体と平板の接触状態を考え、内外輪の接触域に生じる油膜厚さ、及び油膜の破断率の平均値を求めることにした。但し、Fig. 2.5 中の \bar{r}_x [m] は転動体の転がり方向（図中、 x 軸方向）における内外輪の平均等価曲率半径、 \bar{r}_y [m] は転動体の転がり方向に垂直な方向（図中、 y 軸方向）における内外輪の平均等価曲率半径であり、 \bar{r}_x と \bar{r}_y はそれぞれ次式のように表される。

$$\bar{r}_x = \frac{r_{x1} + r_{x2}}{2} \quad (2.24)$$

$$\bar{r}_y = \frac{r_{y1} + r_{y2}}{2} \quad (2.25)$$

ここで、 r_{x1} [m] は x 軸方向における内輪と転動体間の等価曲率半径、 r_{x2} [m] は x 軸方向における外輪と転動体間の等価曲率半径、 r_{y1} [m] は y 軸方向における内輪と転動体間の等価曲率半径、 r_{y2} [m] は y 軸方向における外輪と転動体間の等価曲率半径である。この時、Fig. 2.5 に示す楕円体表面（但し、南半球側）と xy 平面間の距離を表す方程式 $h(x, y)$ [m] は、以下のように表される。

$$\left(\frac{x}{\bar{r}_x}\right)^2 + \left(\frac{y}{\bar{r}_y}\right)^2 + \left(\frac{h_3 - h(x, y)}{\frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2}}\right)^2 = 1 \quad (2.26)$$

但し、上式(2.26)中の h_3 [m] は、Fig. 2.5 に示す楕円体中心の xy 平面からの高さであり、 $h_3 \geq h(x, y)$ を満たす。実際の軸受の接触域は、荷重を受ける際に弾性変形が生じるのでEHD接触域以外は厳密には楕円体ではないが、上式(2.26)に示すように変形後も理想的な楕円体であると仮定した。

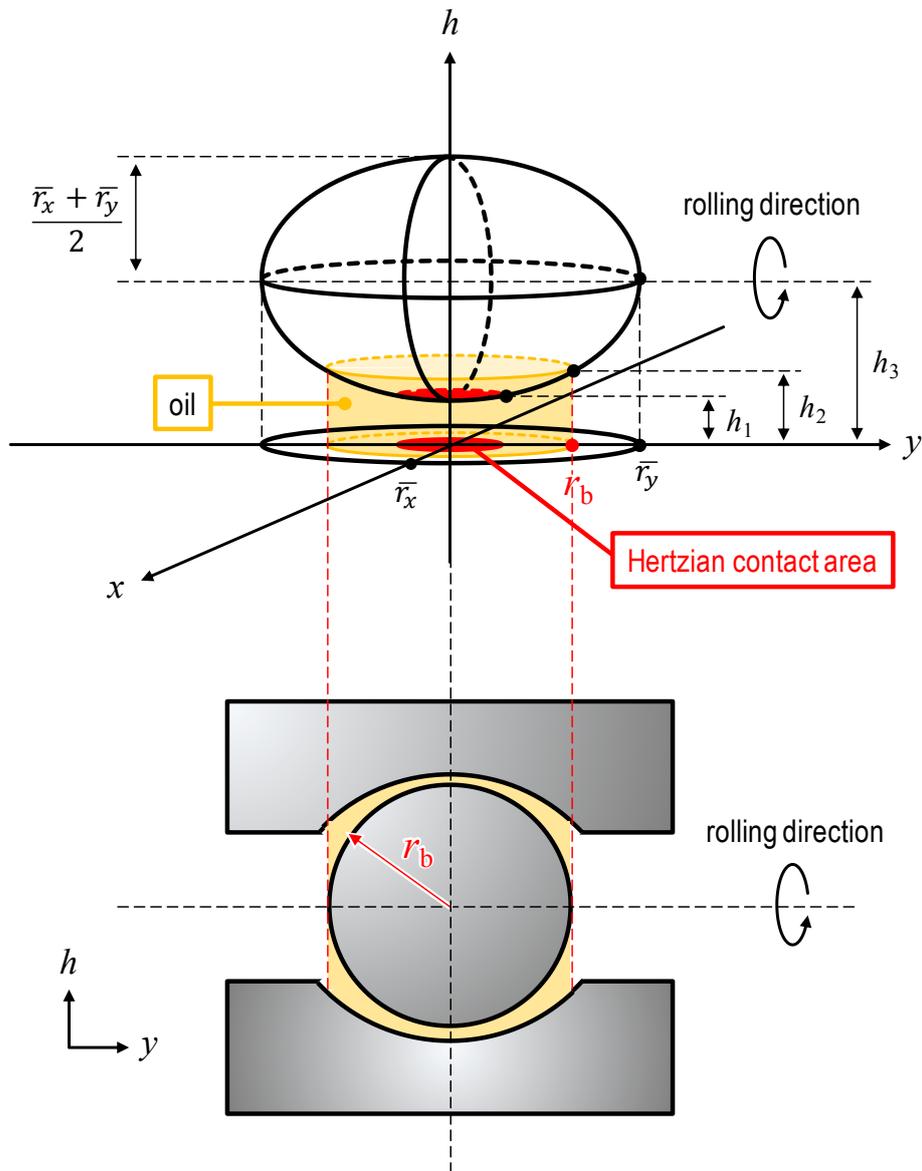


Figure 2.5. Consideration of effective radius of ball bearing.

尚, 式(2.26)中の h_3 を求めるには, まずヘルツ接触楕円の長径短径を定義する必要がある. ここで, ヘルツ接触理論 [105]から求められるヘルツ接触楕円長径 (Fig. 2.5 中の y 軸方向) を a [m], 短径 (x 軸方向) を b [m]とおくと, 一般的に $a : b \neq \bar{r}_y : \bar{r}_x$ である. これは, 式(2.26)が接触域周辺部の弾性変形 [105]を考慮していないことに起因する. より詳細に説明するため, Fig. 2.5 の幾何モデルについて, Fig. 2.6 に示す. 但し, Fig. 2.6 中の h_1 [m]は EHD 接触域内の油膜を形成している領域における油膜厚さ, r_b [m]は転動体の半径, S_1 [m²]はヘルツ接触面積, S_2 [m²]は, EHD 接触域の周辺部における潤滑油によって満たされている xy 平面上の投影面積, α [-] (但し, $0 \leq \alpha \leq 1$) は油膜の破断率である.

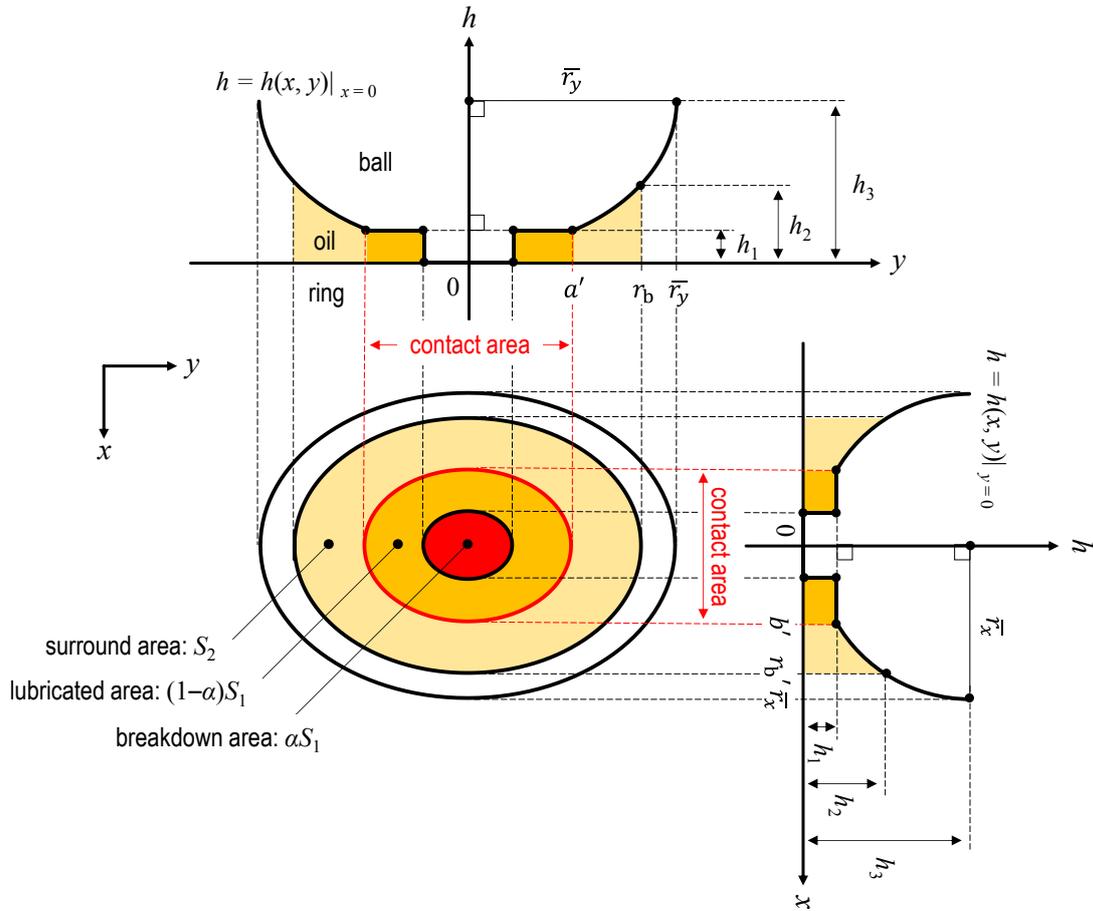


Figure 2.6. Geometrical model of elliptical EHD contact.

Figure 2.6 より、接触域内の油膜厚さ h_1 [m] が一定であると仮定した場合、ヘルツ接触理論から求められる接触楕円の長径：短径 $= a : b$ を満たす楕円が式(2.26)で表される楕円体のどの断面（但し、 xy 平面に平行な面）にも存在しないことがわかる。そこで、本研究では接触面積 S_1 [m²] が $S_1 = \pi ab$ を満たし、かつ長径：短径 $= \bar{r}_y : \bar{r}_x$ を満たす楕円を本手法における接触楕円と定義した。新たに定義した接触楕円長径、及び短径をそれぞれ a' [m]、 b' [m] とおくと、次式のように表される。

$$a' = \sqrt{ab \frac{\bar{r}_y}{\bar{r}_x}} \quad (2.27)$$

$$b' = \sqrt{ab \frac{\bar{r}_x}{\bar{r}_y}} \quad (2.28)$$

よって、式(2.27)と式(2.28)より、式(2.26)中の h_3 は次式のように表される。

$$h_3 = h_1 + \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \frac{ab}{\bar{r}_x \bar{r}_y}} \quad (2.29)$$

更に、本研究では Fig. 2.5 や Fig. 2.6 に示すように、 y 軸方向に $y = r_b$ の位置まで二面間が潤滑油によって完全に満たされていると仮定した。EHD 接触域の周辺部における最大油膜厚さ h_2 [m]は、 $h_2 = h(x, y) = h(0, r_b)$ より、式(2.26)から次式(2.30)のように表される。

$$h_2 = h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \left(\frac{r_b}{\bar{r}_y}\right)^2} \quad (2.30)$$

ところで、一般的に $\bar{r}_x < r_b$ なので、 x 軸方向に $x = r_b$ の位置まで二面間が潤滑油によって満たされていると仮定することができない。そこで、Fig. 2.6 に示すように、 x 軸方向には $h(x, y) = h_2$ を満たす距離 $x = r_b'$ まで満たされていると仮定した。ゆえに、式(2.26)と式(2.30)より、 r_b' は次式(2.31)より求められる。

$$r_b' = \frac{\bar{r}_x}{\bar{r}_y} r_b \quad (2.31)$$

以上、楕円接触の場合、各 xy 座標における油膜厚さ $h(x, y)$ について整理すると、式(2.32)～式(2.34)のようになる。

$$0, \quad 0 \leq x^2/(b'/a')^2 + y^2 \leq aa'^2 \quad (2.32)$$

$$h(x, y) = \begin{cases} h_1, & aa'^2 \leq x^2/(b'/a')^2 + y^2 \leq a'^2 \end{cases} \quad (2.33)$$

$$h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{\bar{r}_x}\right)^2 - \left(\frac{y}{\bar{r}_y}\right)^2}, \quad a'^2 \leq x^2/(b'/a')^2 + y^2 \leq r_b'^2 \quad (2.34)$$

すなわち、実際の軸受の転動体は荷重を受ける際に弾性変形が生じるので、EHD 接触域以外は厳密には Fig. 2.5 に示すような楕円体ではないが、前述した通り本研究では式(2.34)に示すように変形後も理想的な楕円体であると仮定した。

2.2.2 等価回路モデル

続いて、転がり軸受の等価電気回路について Fig. 2.7 に示す。但し、Fig. 2.7 中の R_1 [Ω] は油膜が破断している領域における電気抵抗、 C_1 [F] は EHD 接触域内の油膜形成部における静電容量、 C_2 [F] は EHD 接触域の周辺部における静電容量であり、それぞれ接触域 1 箇所当たりの物理量である。実際は、内輪と外輪の曲率半径は異なり、かつそれぞれの EHD 接触域内に生じる油膜厚さも異なるので、上記 R_1 、 C_1 、 C_2 も転動体の内輪側と外輪側の接触域でそれぞれ異なるはずである [86]。しかし、本手法を軸受に適用した場合、軸受全体の複素インピーダンス Z [Ω] しか測定できないので、内外輪の接触域に生じる複素インピーダンスをそれぞれ知ることができない。

そこで、本研究では Fig. 2.5 に示したように、内輪－転動体間、及び外輪－転動体間の等価曲率半径をそれぞれ平均化した楕円体と平板の接触状態を考え、各々の接触域に生じる複素インピーダンスはどこも同じであると仮定した。つまり、Fig. 2.7 に示すように、内輪側も外輪側も同じ等価回路であり、それぞれの接触域は直列回路で接続され、かつ転動体の数だけ並列回路になっていると仮定した。よって、本手法は全ての接触楕円の大きさが一定である場合、すなわち転がり軸受にアキシアル荷重のみを負荷している場合にのみ適用できる。ラジアル荷重を負荷した場合、負荷圏と非負荷圏が存在するため、接触楕円の大きさが一定ではないので、本手法を適用できないことに注意する必要がある。

ここで、Fig. 2.7 中の R_1 、 C_1 、 C_2 は、それぞれ次式のように表すことができる。

$$R_1 = \frac{R_{10}}{\alpha} \quad (2.35)$$

$$C_1 = \frac{\varepsilon(1-\alpha)S_1}{h_1} = \frac{\pi\varepsilon(1-\alpha)ab}{h_1} \quad (2.36)$$

$$C_2 = \varepsilon \int_{a'}^{r_b} \int_{b'}^{r_{b'}} \frac{dxdy}{h(x,y)} \quad (2.37)$$

但し、 ε [F/m] は潤滑油の誘電率、 R_{10} [Ω] は静的な接触状態を $\alpha=1$ と見なした時の電気抵抗であり、この接触状態における複素インピーダンス Z_0 [Ω] を測定することで求めることができる。ここで、式(2.27)～式(2.29)、及び式(2.31)と式(2.34)より、式(2.37)は次式のように表すことができる（式(2.38)の導出過程は、付録 B.2 参照）。

$$C_2 = 8\pi\varepsilon \frac{\bar{r}_x \bar{r}_y}{(\bar{r}_x + \bar{r}_y)^2} \left(h_3 \ln \left(\frac{h_2}{h_1} \right) + h_1 - h_2 \right) \quad (2.38)$$

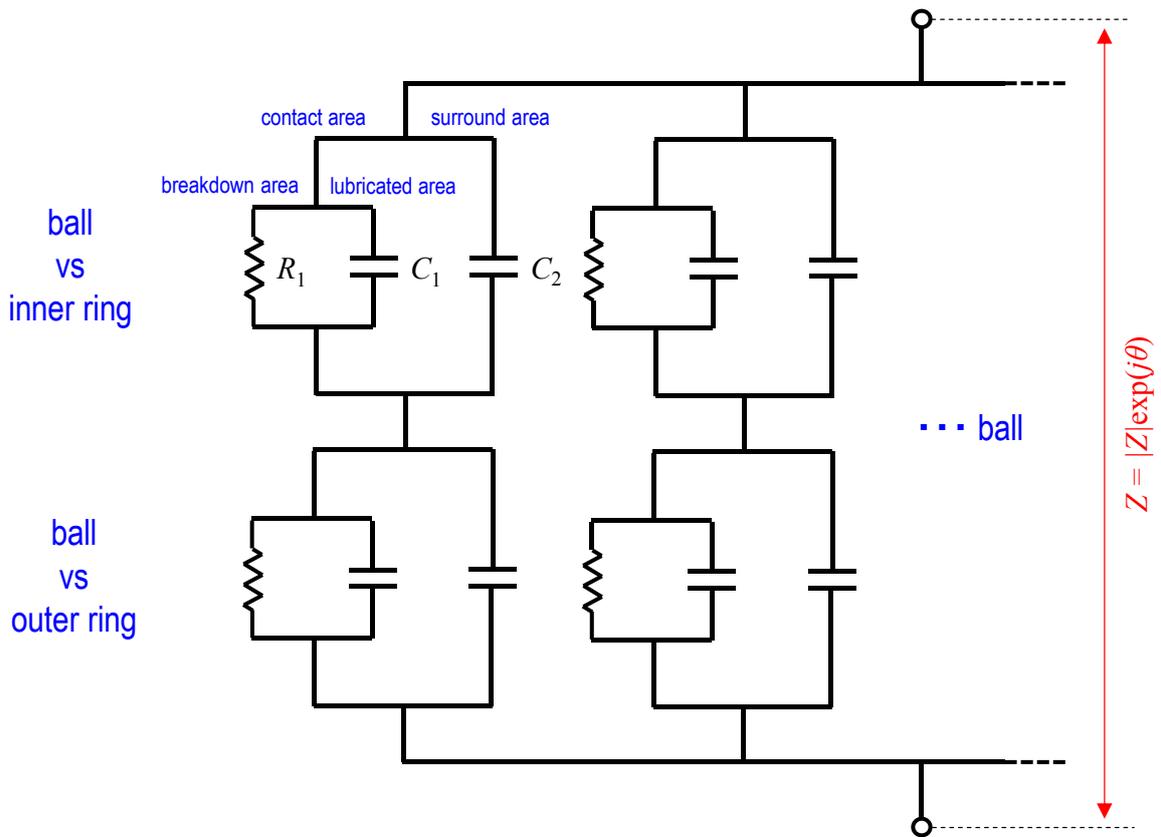


Figure 2.7. Electrical model of ball bearing; R_1 : resistor in breakdown area, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, C_2 : capacitor in surround area completely filled with oil.

一般的に, $\bar{r}_y \gg a$, $\bar{r}_x \gg b$, $\bar{r}_y \gg h_1$ なので, 式(2.38)は次式(2.39)のように近似できる.

$$C_2 \approx 4\pi\epsilon \frac{\bar{r}_x \bar{r}_y}{\bar{r}_x + \bar{r}_y} \left(\ln \left(\frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2h_1} \zeta \right) - \zeta \right) \quad (2.39)$$

但し, 上式(2.39)中の ζ [-]は, 下式のように表される無次元の定数である.

$$\zeta = 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r_b}{\bar{r}_y} \right)^2} \quad (2.40)$$

よって, 式(2.39)より, EHD 接触域の周辺部における静電容量 C_2 は, ヘルツ接触楕円長径 a , 及び短径 b の影響をほとんど受けないことがわかる.

2.2.3 複素インピーダンス解析

Figure 2.7 に示す等価回路全体の複素インピーダンス Z は、転がり軸受 1 個に含まれる転動体数を n [-] とおくと、次式(2.41)のように表される。

$$\frac{1}{Z} = \frac{n}{2} \left(\frac{1}{R_1} + j\omega(C_1 + C_2) \right) \quad (2.41)$$

通常、転がり軸受は 1 つの回転軸に対して少なくとも 2 個以上用いられる。よって、上式(2.41)に汎用性を持たせるため、測定対象となる転がり軸受の数を k [-] とした場合を考える。 k 個の軸受が測定対象である場合、各々の軸受は並列に接続されるので、式(2.41)に汎用性を持たせると次式(2.42)のように表される。

$$\frac{1}{Z} = \frac{kn}{l} \left(\frac{1}{R_1} + j\omega(C_1 + C_2) \right) \quad (2.42)$$

但し、式(2.42)中の l [-] は、転動体 1 個当たりの接触点の数である。つまり、要素試験の場合 $l = 1$ (すなわち、ボール試験片とディスク試験片間の 1 箇所)、軸受試験の場合 $l = 2$ (すなわち、転動体と内外輪間の 2 箇所) である。本章では、要素試験も対象とした一般式を導くため、式(2.42)を用いることにする。勿論、複数の軸受を測定対象とする場合、全ての軸受、及び全ての接触域における平均値を求めることになる。

ここで、式(2.12)と式(2.42)より、式(2.43)と式(2.44)が得られる。

$$R_1 = \frac{kn|Z|}{l\cos\theta} \quad (2.43)$$

$$C_1 + C_2 = -\frac{l\sin\theta}{kn\omega|Z|} \quad (2.44)$$

よって、式(2.35)、式(2.36)、式(2.39)より、式(2.43)と式(2.44)はそれぞれ次式のように表される。

$$\frac{R_{10}}{\alpha} = \frac{kn|Z|}{l\cos\theta} \quad (2.45)$$

$$\frac{\pi\varepsilon(1-\alpha)ab}{h_1} + 4\pi\varepsilon \frac{\bar{r}_x\bar{r}_y}{\bar{r}_x + \bar{r}_y} \left(\ln \left(\frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2h_1} \zeta \right) - \zeta \right) = -\frac{l\sin\theta}{kn\omega|Z|} \quad (2.46)$$

式(2.45)より，求める油膜の破断率 α は，次式のように表される．

$$\alpha = \frac{lR_{10} \cos\theta}{kn|Z|} \quad (2.47)$$

一方，式(2.46)より， h_1 に関する陰関数として次式が得られる．

$$\begin{aligned} & \frac{(1-\alpha)ab}{4h_1} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \exp \left(\frac{(1-\alpha)ab}{4h_1} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \\ & = \frac{(1-\alpha)ab}{2\bar{r}_x\bar{r}_y\zeta} \exp \left(\zeta - \frac{l\sin\theta}{4\pi kn\varepsilon\omega|Z|} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \end{aligned} \quad (2.48)$$

h_1 に関する陽関数は，式(2.20)を用いることで以下のように表される．

$$h_1 = \frac{(1-\alpha)ab}{4} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) / \mathfrak{B} \left(\frac{(1-\alpha)ab}{2\bar{r}_x\bar{r}_y\zeta} \exp \left(\zeta - \frac{l\sin\theta}{4\pi kn\varepsilon\omega|Z|} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \right) \quad (2.49)$$

よって，転がり軸受内の全接触域における平均油膜厚さ \bar{h} [m] は，式(2.49)を式(2.22)に代入した次式(2.50)より求められる．

$$\bar{h} = \frac{(1-\alpha)^2 ab}{4} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) / \mathfrak{B} \left(\frac{(1-\alpha)ab}{2\bar{r}_x\bar{r}_y\zeta} \exp \left(\zeta - \frac{l\sin\theta}{4\pi kn\varepsilon\omega|Z|} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \right) \quad (2.50)$$

以上，式(2.47)と式(2.50)より，楕円接触における油膜厚さ，及び油膜の破断率を理論的に求められることを示した．尚，点接触の場合（すなわち， $a = b = c$ ， $\bar{r}_x = \bar{r}_y = r_b$ ， $k = l = n = 1$ ），上式(2.50)は式(2.23)と等しくなるので，式(2.50)は本研究で開発した電気インピーダンス法の油膜厚さに関する一般式であると言える．

以上，本章では，接触域に交流電圧を印加し，その応答である複素インピーダンスを測定することで，EHD 接触域（点接触，あるいは楕円接触）における油膜厚さと油膜の破断率を理論的に求められることを示した．次章では，電気インピーダンス法の測定精度について検証した結果を示す．

第3章 電気インピーダンス法の測定精度検証

3.1 試験方法

3.1.1 試験装置

本研究で開発した電気インピーダンス法の油膜測定精度について検証するため，ボールオンディスク型の要素試験機を用い，従来手法である光干渉法 [62]を用いた実測値，及び Hamrock-Dowson の式 [39]から導かれる理論値と比較した．また，油膜の破断率は摩擦係数と比較することで検証した．本研究で用いた要素試験機の模式図について，Fig. 3.1 に示す．

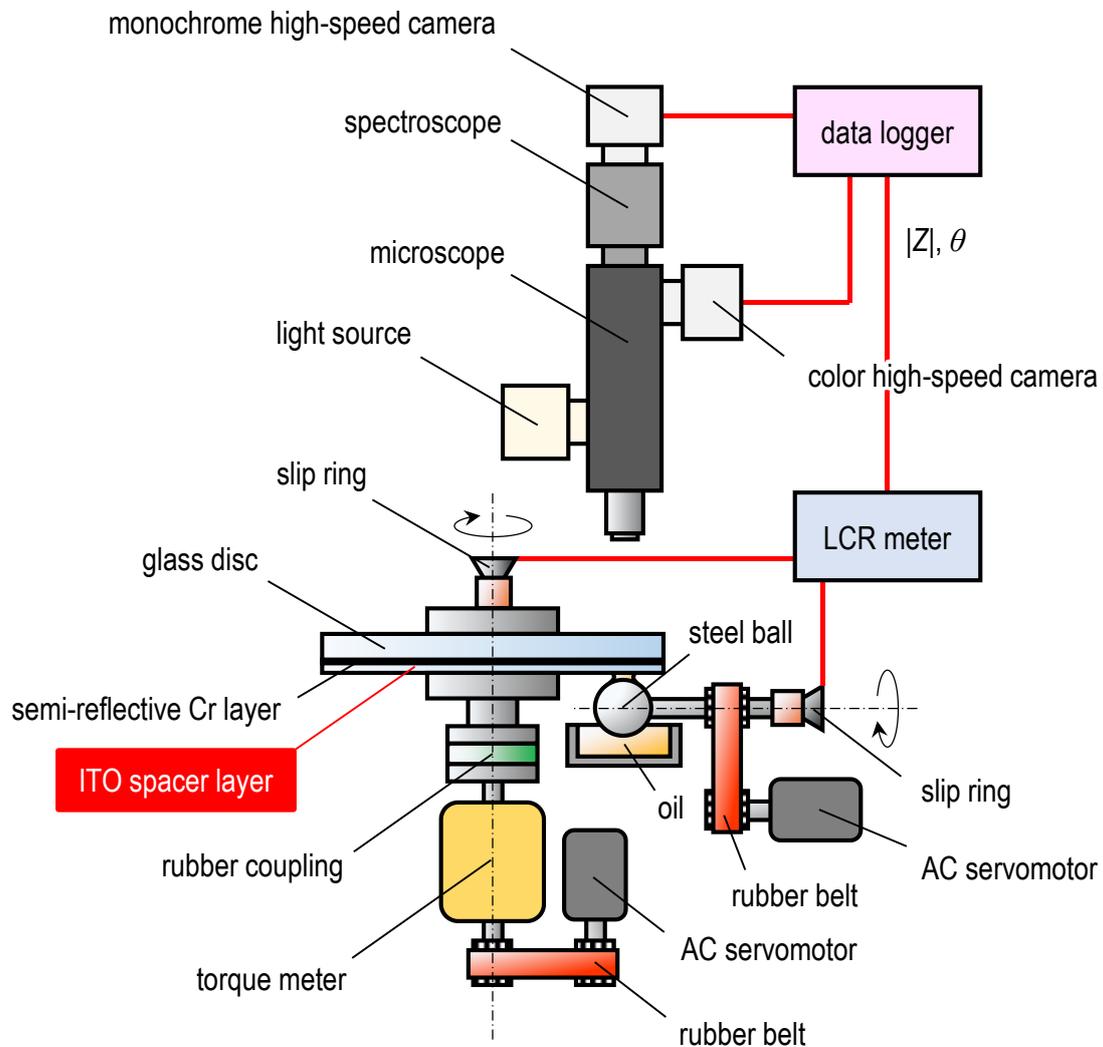


Figure 3.1. Schematic diagram of ball-on-disc-type apparatus for glass/steel contacts.

本試験機は、ガラス製ディスク試験片の下方よりボール試験片を押し付ける構造であり、各々の試験片はそれぞれ別のモーターで独立して回転させることができる。また、ボール試験片を回転させることで、オイルバスから接触域に潤滑油を供給することができる。尚、ガラス製ディスク試験片の表面には、スパッタ法 (sputtering) を用いて Cr 半透過膜、及び ITO (indium tin oxide) 膜を被膜した。ITO 膜は光を透過できる導電性材料なので、電気インピーダンス法と光干渉法の同時測定が可能となる。

光干渉法を用いる場合、白色光を EHD 接触域に照射して得られる干渉縞を観察する必要がある。本研究では、2 台の高速カメラを用いて EHD 接触域の分光像 (モノクロ画像) と干渉像 (カラー画像) を同時に撮影した。尚、Fig. 3.1 に示す顕微鏡の対物レンズは、倍率 10 倍の長作動距離対物レンズである。

一方、電気インピーダンス法を用いる場合、ボール試験片とディスク試験片間にのみ交流電圧を印加する必要があるため、それぞれの回転軸を支持する軸受の転動体にセラミック球を使用した。また、モーターと絶縁した状態で回転軸に動力を伝えるため、ゴム製のタイミングベルトを用いた。各々の回転軸にはスリップリングが接続されており、LCR メータからの交流電圧を印加した。更に、データロガーを搭載した高速カメラを用いることで、分光像と干渉像、及び $|Z|$ と位相 θ を同時に取得した。

また、EHD 接触域内に生じる摩擦係数 μ も測定するため、ディスク試験片の回転軸にトルクメータを接続した。ディスク試験片の回転軸とトルクメータは、ゴム製のカップリングを介して絶縁している。

3.1.2 光干渉法の測定原理

ここでは、光干渉法 [62]–[75]、特にスペーサーレイヤー法 [62] の測定原理について述べる [106]。Figure 3.2 は、Cr 半透過膜、及び ITO スペーサー膜を施したガラス製ディスク試験片の下方よりボール試験片を押し付けた時の静的、及び動的な接触状態について示す。

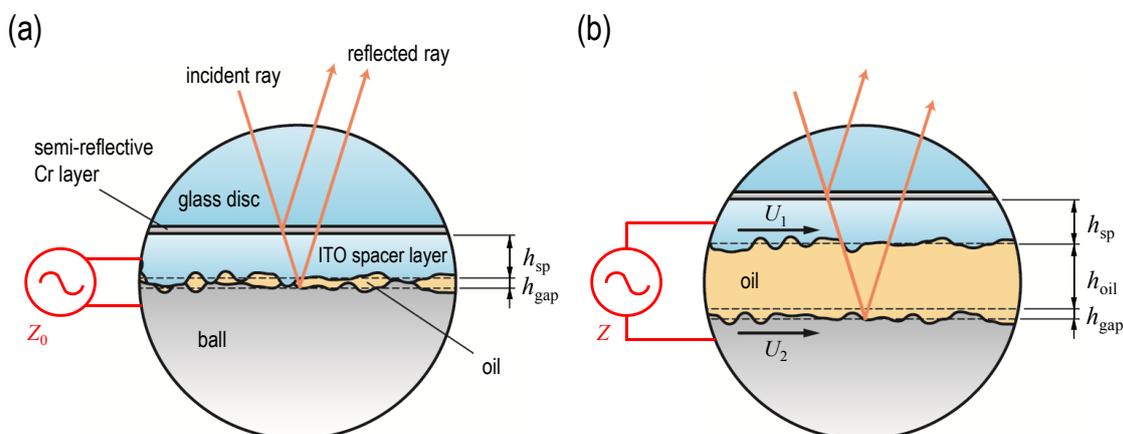


Figure 3.2. Enlarged diagrams of contact area; (a) stationary contact and (b) dynamic contact.

但し、図中の h_{sp} [m] はスペーサー膜の厚さ、 h_{gap} [m] は試験片の表面粗さにより形成される隙間、 h_{oil} [m] は EHD 接触域における油膜厚さである（尚、図中の $Z_0[\Omega]$ 、及び $Z[\Omega]$ は静的、及び動的な接触状態における複素インピーダンスであり、電気インピーダンス法を適用する際に測定する必要がある）。この時、Cr 半透過膜で反射する光とボール試験片表面で反射する光が干渉するので、Fig. 3.3 に示すような干渉縞を観察することができる。また、分光器を用いてこの干渉縞を観測すると、Fig. 3.4 に示す分光像が得られる。

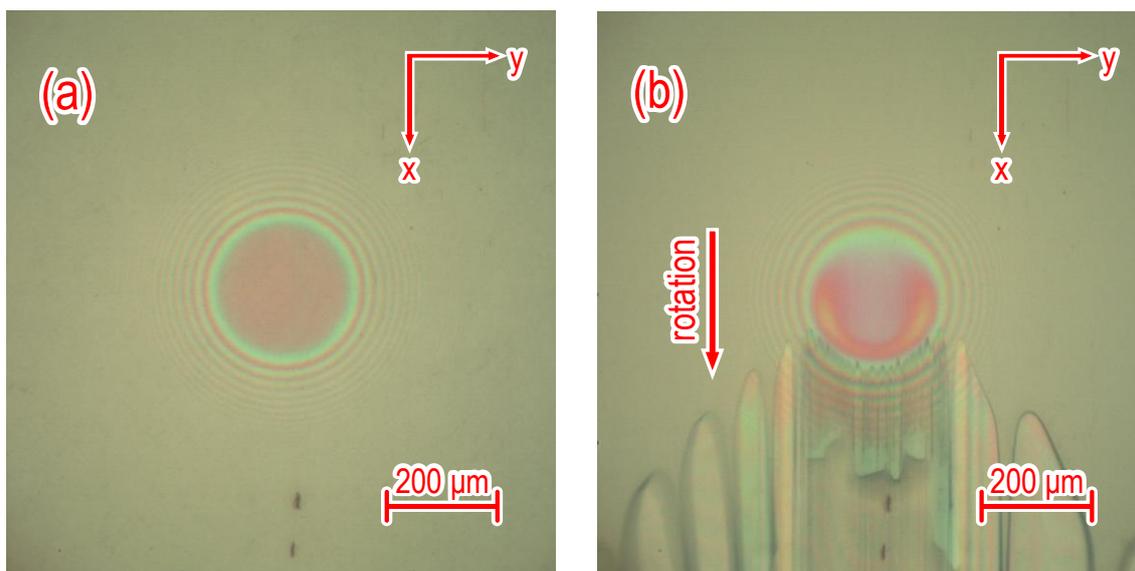


Figure 3.3. Interference fringe images of contact area and its vicinity; (a) stationary contact and (b) dynamic contact; red arrows: rotational direction of steel ball specimen.

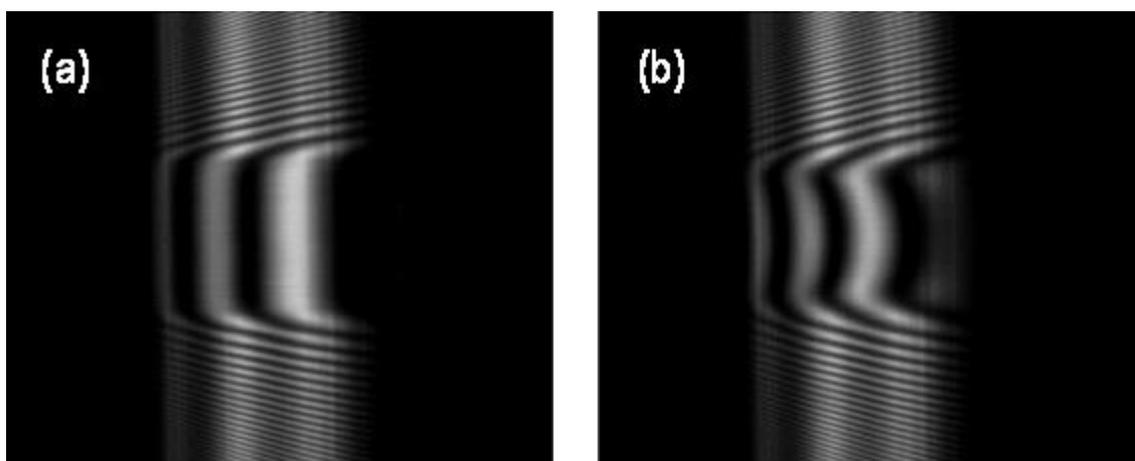


Figure 3.4. Spectroscopic images of contact area and its vicinity; (a) stationary contact, (b) dynamic contact.

ここで, Fig. 3.4 の縦軸は Fig. 3.3 に示す EHD 接触域中心部を通る y 軸方向の座標であり, 横軸は分光された光の波長を表す. また, Fig. 3.4 中の明縞 (bright fringe) が強め合っている波長であり, 暗縞 (dark fringe) が弱め合っている波長である. ここで, 静的な接触状態における任意の明縞の波長を λ_1 [m], それと隣り合う暗縞の波長を λ_2 [m] (但し, $\lambda_2 > \lambda_1$) とおくと, 明縞, 及び暗縞の光学的光路差 (OPL, optical path length) は, Fig. 3.2(a)よりそれぞれ次式のように表される.

$$2(n_{\text{oil}}h_{\text{gap}} + n_{\text{sp}}h_{\text{sp}}) = \left(m + \frac{1}{2}\right)\lambda_1 \quad (3.1)$$

$$2(n_{\text{oil}}h_{\text{gap}} + n_{\text{sp}}h_{\text{sp}}) = m\lambda_2 \quad (3.2)$$

但し, ボール試験片表面を反射した光は, 密度が疎 (潤滑油) から密 (鋼) で反射するため, 上式は明縞と暗縞の位相が半波長ずれていることに注意が必要である. また, 上式中の n_{oil} [-]は潤滑油の屈折率 (refractive index), n_{sp} [-]はスペーサー膜の屈折率, m [-]は $m=0$ から始まる正の整数であり, 縞次数 (fringe order) と呼ばれている. ここで, 式(3.1)と式(3.2)より, m を消去すると次式が得られる.

$$n_{\text{oil}}h_{\text{gap}} + n_{\text{sp}}h_{\text{sp}} = \frac{1}{4}\left(\frac{1}{\lambda_1} - \frac{1}{\lambda_2}\right)^{-1} \quad (3.3)$$

同様に, Fig. 3.2(b)より, 動的な接触状態における明縞, 及び暗縞の光路差は, それぞれの波長を λ_3 [m], λ_4 [m] (但し, $\lambda_4 > \lambda_3$) とおくと, 式(3.4)と式(3.5)が導かれる.

$$2(n_{\text{oil}}h_{\text{gap}} + n_{\text{oil}}h_{\text{oil}} + n_{\text{sp}}h_{\text{sp}}) = \left(m + \frac{1}{2}\right)\lambda_3 \quad (3.4)$$

$$2(n_{\text{oil}}h_{\text{gap}} + n_{\text{oil}}h_{\text{oil}} + n_{\text{sp}}h_{\text{sp}}) = m\lambda_4 \quad (3.5)$$

よって, 式(3.4)と式(3.5)より, m を消去すると次式が得られる.

$$n_{\text{oil}}h_{\text{gap}} + n_{\text{oil}}h_{\text{oil}} + n_{\text{sp}}h_{\text{sp}} = \frac{1}{4}\left(\frac{1}{\lambda_3} - \frac{1}{\lambda_4}\right)^{-1} \quad (3.6)$$

ゆえに, 式(3.6)から式(3.3)を引くことで次式(3.7)が得られ, EHD 接触域における油膜厚さ h_{oil} を求めることができる.

$$h_{\text{oil}} = \frac{1}{4n_{\text{oil}}} \left(\left(\frac{1}{\lambda_3} - \frac{1}{\lambda_4} \right)^{-1} - \left(\frac{1}{\lambda_1} - \frac{1}{\lambda_2} \right)^{-1} \right) \quad (3.7)$$

上式(3.7)より, n_{sp} , h_{sp} , h_{gap} は不要であることがわかる. 更に, 非常に薄い油膜厚さ ($h_{\text{oil}} < 50 \text{ nm}$) を測定する場合, 少なくとも一對の明縞と暗縞の波長を得るためにはある程度の光路差が必要であり, そのためにスペーサー膜が必要であることもわかる. 以上, スペーサーレイヤー法を用いる場合, まず静的な接触状態における明縞と暗縞の波長 (λ_1, λ_2) を測定し, その後動的な接触状態における波長 (λ_3, λ_4) を測定することによって, 式(3.7)より油膜厚さ h_{oil} を測定できることを示した.

ところで, 式(3.3)や式(3.6)に示すように, 一對の明縞と暗縞の波長を用いて膜厚を測定する手法は, ピークバレー法 (PV 法, peak-valley method [107]) と呼ばれている. PV 法は, 任意の隣り合う明縞と暗縞の波長を用いて計算することができ, かつ縞次数 m を知る必要がないというメリットがある. 但し, 静的な接触状態において, 少なくとも一對の明縞と暗縞の波長が必要となるため, スペーサー膜はある程度の厚さ ($h_{\text{sp}} > 0.5 \mu\text{m}$) が必要となる.

3.1.3 試験片

本研究に用いた試験片の諸元について, Table 3.1 に示す. ボール試験片 (diameter: 25.4 mm, arithmetic average roughness: $R_{\text{a1}} = 8.2 \text{ nm}$, root mean square roughness: $R_{\text{q1}} = 13.9 \text{ nm}$) の材質は, 52100 steel (Young's modulus: 207 GPa, Poisson's ratio: 0.30) である. 一方, ガラス製ディスク試験片 (diameter: 100 mm, thickness: 10 mm, roughness: $R_{\text{a2}} = 4.4 \text{ nm}$, $R_{\text{q2}} = 5.4 \text{ nm}$) の材質は, BK7 ガラス (Young's modulus: 73.1 GPa, Poisson's ratio: 0.23) である. ガラス製ディスク試験片に施した Cr 半透過膜の厚さは約 5 nm であり, その上に可視光を透過し, かつ導電性も有するスペーサー膜として ITO 膜 (refractive index: 2.12 [108]) を約 0.7 μm 被膜した.

3.1.4 試験油

本研究では, Table 3.2 に示す粘度の異なる 2 種類の PAO (poly- α -olefin, viscosity at 40°C: $\nu = 30$ and 396 mm^2/s) を試験油として用いた. 尚, 添加剤は使用していない. PAO の屈折率 n_{oil} [-] は, 屈折率計を用いて測定し, 粘度に関わらず $n_{\text{oil}} \approx 1.46$ であることを確認した.

一方, PAO の比誘電率 ϵ_{oil} [-] は, 鉄製容器内 (diameter: 38 mm, depth: 0.3 mm) に潤滑油を満たした状態で, 交流電圧 (RMS amplitude: $V_e = 1 \text{ V}$) を印加することで測定した. 交流周波数 $f = 30 \text{ Hz} \sim 1.0 \text{ MHz}$ の範囲で $\epsilon_{\text{oil}} \approx 2.10$ であり, 粘度による違いはほとんどなかった (付録 D 参照). よって, どちらの粘度の PAO も誘電率 $\epsilon = \epsilon_{\text{oil}} \epsilon_0 = 2.10 \epsilon_0 \text{ F/m}$ とした. 但し, 真空の誘電率 $\epsilon_0 = 8.85 \cdot 10^{-12} \text{ F/m}$ である. 尚, マクスウェル方程式 (Maxwell equations [109]) より, 比誘電率と屈折率の間には以下に示す関係式が導かれる.

$$\epsilon_{\text{oil}} = n_{\text{oil}}^2 \quad (3.8)$$

Table 3.1. Test specimen specifications for glass/steel contacts.

	ball	disc
radius, mm	12.7	50
thickness, mm	–	10
material	52100 steel	BK7 + Cr + ITO
Young's modulus, GPa	207	73.1
Poisson's ratio	0.3	0.23
surface roughness, nmR _a	8.2	4.4
surface roughness, nmR _q	13.9	5.4

Table 3.2. Oil properties for ball-on-disc tests.

oil	poly- α -olefin oil	
additive	–	
density, g/mm ³	0.826	0.85
kinematic viscosity at 40°C, mm ² /s	30	396
pressure-viscosity coefficient at 25°C, GPa ⁻¹	12.5	16.3
refractive index	1.46	
relative permittivity	2.10	

Table 3.3. High-speed camera specifications.

image pickup device	CMOS
number of pixels, pixels	1024 × 1024
frame rate, frames/s	2000

Table 3.4. LCR meter specifications for glass/steel contacts.

RMS amplitude, V	1.0
frequency, MHz	1.0

3.1.5 試験手順

本研究における試験温度は、全て室温（約 25°C）にて行った。試験を行う前に、石油ベンジンを用いてオイルバス、ボール試験片、ディスク試験片を洗浄した。洗浄後、オイルバス、及び各試験片を試験機に取り付け、ボール試験片に潤滑油を塗布した状態で、ディスク試験片に押し当てた。そして、この静的な接触状態における EHD 接触域の干渉像、及び分光像について、高速度カメラ（frame rate: 2 kHz）を用いて同時に撮影した。高速度カメラの撮影条件について、Table 3.3 に示す。得られた分光像を画像解析することによって、干渉縞の明縞の波長 λ_1 [m]、及びそれと隣り合う暗縞の波長 λ_2 [m] を求めた。

また、光干渉法と同時に電気インピーダンス法も適用するため、この静的な接触状態（すなわち、 $\alpha=1$ ）における複素インピーダンス Z_0 [Ω] も測定した。LCR メータ（sampling rate: 20 kHz）を用いて接触域に交流電圧（RMS amplitude: $V_e=1.0$ V, frequency: $f=1.0$ MHz, Table 3.4 参照）を印加し、静止時（すなわち、 $\alpha=1$ ）における複素インピーダンスの大きさ $|Z_0|$ [Ω]、及び位相 θ_0 [deg] を測定することで、次式(3.9)より式(2.18)中の R_{10} について求めた。

$$R_{10} = \frac{|Z_0|}{\cos\theta_0} \quad (3.9)$$

その後、ボール試験片をディスク試験片から離し、試験片を回転させた状態で再び接触させた。この動的な接触状態における干渉像、分光像を撮影し、明縞の波長 λ_3 [m]、及びそれと隣り合う暗縞の波長 λ_4 [m] を測定した。また、複素インピーダンスの大きさ $|Z|$ [Ω]、位相 θ [deg]、及び摩擦係数 μ [-] も同時に測定した。摩擦係数 μ は Fig. 3.1 に示すトルクメータ（sampling rate: 10Hz）を用いて測定した。尚、光干渉法を用いた油膜厚さは式(3.7)より、電気インピーダンス法を用いた油膜厚さは式(2.23)より求めた。

3.2 試験結果

3.2.1 引き込み速度 U の影響

まず初めに、引き込み速度 U を $U=0.005\sim 0.5$ m/s まで変化させた時の \bar{h} 、 α 、及び μ について測定した結果について、Fig. 3.5 に示す（ Z の測定結果は、付録 E.1 参照）。但し、試験油として PAO（viscosity at 40°C: $\nu=30$ mm²/s）を用いており、垂直荷重 $F_2=10$ N で一定とした。また、ボール試験片のみ回転させ（すなわち、すべり率 $\Sigma=2.0$ ）、 $U=0.5$ m/s から段階的に減速させた。ここで、すべり率 Σ [-] は次式(3.10)のように定義されるパラメータであり、式(3.10)中の U_1 [m/s] はボール試験片の周速、 U_2 [m/s] はディスク試験片の周速である。

$$\Sigma = \frac{U_1 - U_2}{U} = \frac{2(U_1 - U_2)}{U_1 + U_2} \quad (3.10)$$

尚, Fig. 3.5 中の赤いプロットは電気インピーダンス法を用いた結果, 青いプロットは光干渉法を用いた結果, 黒色の破線は Hamrock-Dowson の式 [39]から得られる理論値 (但し, 中央油膜厚さ) である. Figure 3.5 より, 電気インピーダンス法を用いて測定した \bar{h} は, 理論値だけでなく, 光干渉法による実測値 (但し, 中央油膜厚さ) ともほぼ一致することを確認した. また, $U \leq 0.02 \text{ m/s}$ の範囲では α , μ 共に上昇していることから, この速度域は混合潤滑領域であることが示唆された. つまり, α も定量的に評価できることが示唆された.

ところで Fig. 3.5 より, 光干渉法による油膜測定結果が低速度域において理論値から多少ばらついていることがわかる. このばらつきの原因について確認するため, $U = 0.005 \text{ m/s}$, 及び $U = 0.5 \text{ m/s}$ における干渉縞を観察した. 観察結果について, Fig. 3.6 に示す. Figure 3.6(a) より, $U = 0.005 \text{ m/s}$ の場合, EHD 接触域における干渉縞の色が均一ではないことを確認した ($U = 0.5 \text{ m/s}$ の場合も均一ではないが, これは馬蹄形 [39]による).

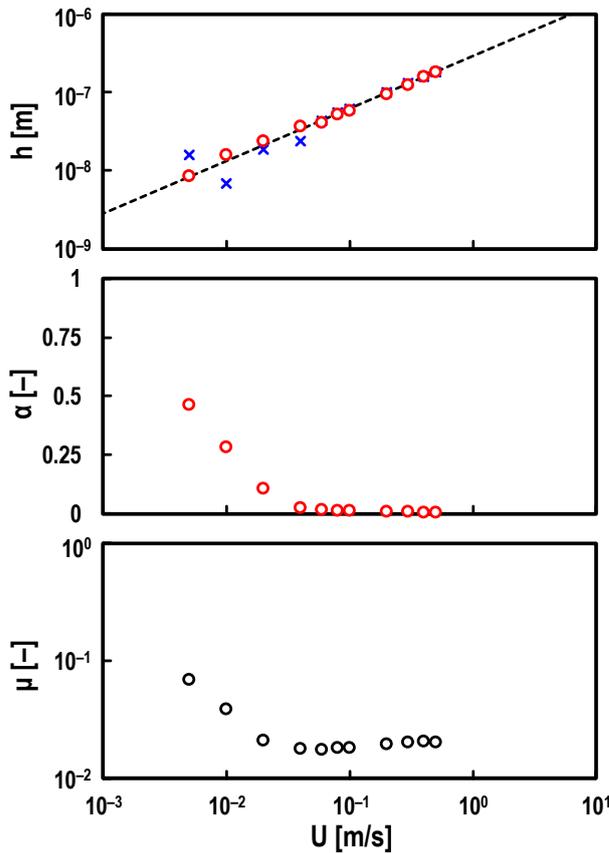


Figure 3.5. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; blue crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

続いて、Fig. 3.6 の油膜プロファイルについて、Fig. 3.7 に示す。但し、EHD 接触域中心を通る y 軸方向の断面である。Figure 3.7(a)より、油膜が薄い個所と厚い個所が混在していることがわかり、摩耗が生じていることが示唆された。つまり、低速度域において摩耗が生じたため、光干渉法による油膜測定結果が理論値より多少ばらついたと考えられる。

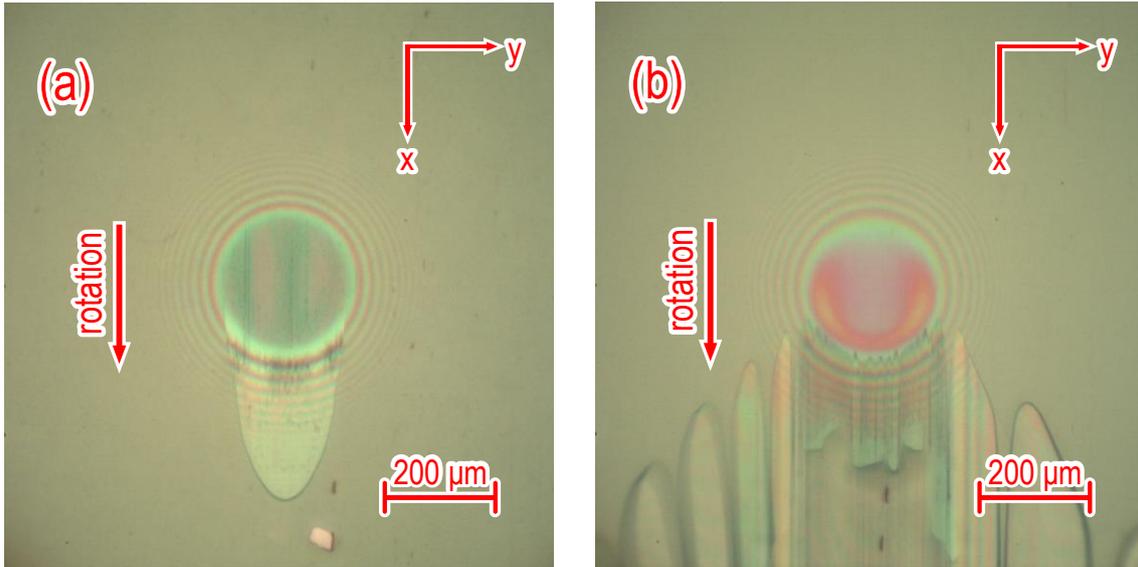


Figure 3.6. Interference fringe images of contact area and its vicinity for $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $\Sigma = 2$; (a) $U = 0.005 \text{ m/s}$ and (b) $U = 0.5 \text{ m/s}$; red arrows: directions of U_1 (rotating steel ball) under $U_2 = 0$ (stationary glass disc).

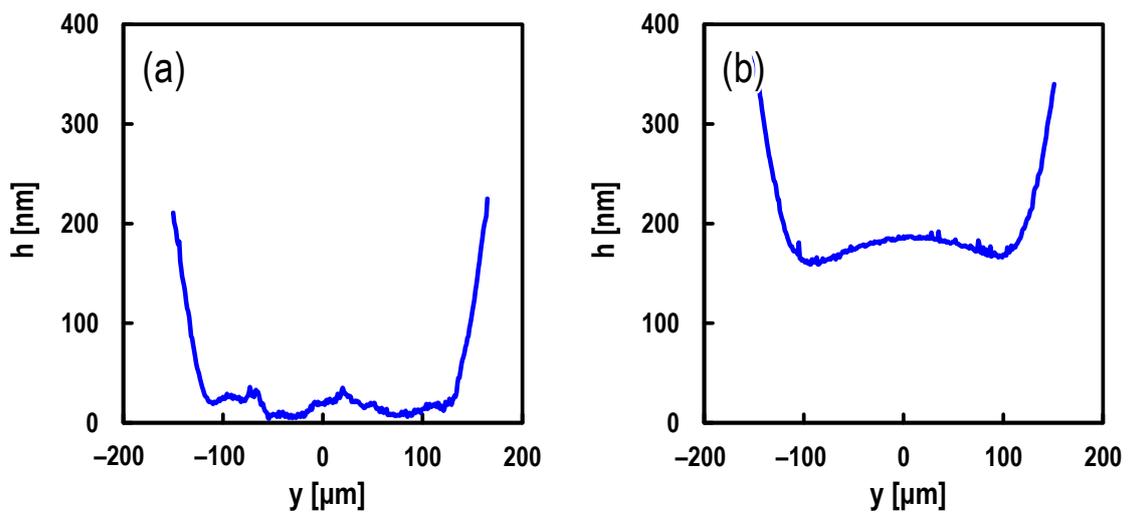


Figure 3.7. Measured oil film profiles perpendicular to rotation direction of ball specimen (y -axis) for $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $\Sigma = 2$; (a) $U = 0.005 \text{ m/s}$ and (b) $U = 0.5 \text{ m/s}$.

3.2.2 すべり率 Σ の影響

次に, $U = 0.5$ m/s で一定とし, Σ のみを変化させた時の試験結果について, Fig. 3.8 に示す. 但し, 式(3.10)より, ボール試験片の周速 U_1 がディスク試験片の周速 U_2 より速い場合, $\Sigma > 0$ となる. Figure 3.8 より, Σ を変化させても, 本手法を用いて測定した \bar{h} は, Hamrock-Dowson の式 [39] から得られる理論値だけでなく, 光干渉法による実測値ともほぼ一致することを確認した. この時, μ は Σ の影響を大きく受けていることがわかる. 更に, α の測定結果より, 本試験条件は流体潤滑領域であることもわかる. つまり, 本研究で開発した電気インピーダンス法は, 流体潤滑領域において油膜がせん断を受ける状態であっても, 油膜測定精度に影響を及ぼさないことがわかった.

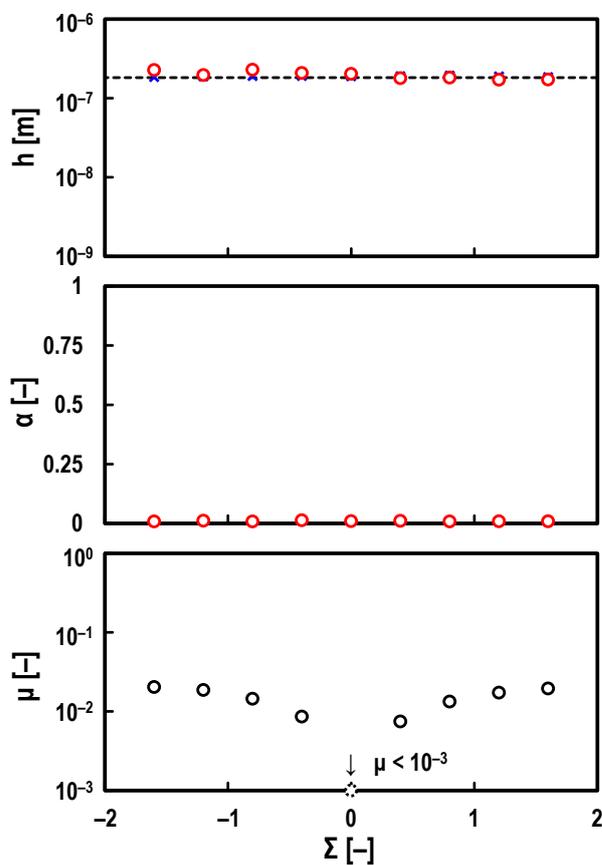


Figure 3.8. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying slide-to-roll ratio Σ under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30$ mm²/s), normal load: $F_z = 10$ N, and entrainment speed: $U = 0.5$ m/s; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; blue crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

3.2.3 垂直荷重 F_z の影響

続いて、 $U = 0.5 \text{ m/s}$ で一定とし、 $F_z = 1.4 \sim 59 \text{ N}$ まで変化させた時の試験結果について、Fig. 3.9 に示す。式(2.23)より、 \bar{h} はヘルツ接触円半径 c の影響を受ける。しかし、Fig. 3.9 より、 c が変化しても油膜厚さを精度良く測定できることを確認した。Jablonka [87][88] らは、潤滑油の密度が誘電率に与える影響について言及しており、密度は圧力の関数 [34] である。しかし、本試験で行った接触面圧の範囲 ($p_{\max} = 0.18 \sim 0.62 \text{ GPa}$) では、接触面圧が誘電率に与える影響は小さかったことが示唆された。また、全ての荷重条件下において $\alpha \approx 0$ であったことから、流体潤滑領域であることが示唆された。この時、 F_z を増やすほど、 μ が増加している。これは、EHD 接触域内における潤滑油の高圧粘度 [33] が増加したからである。

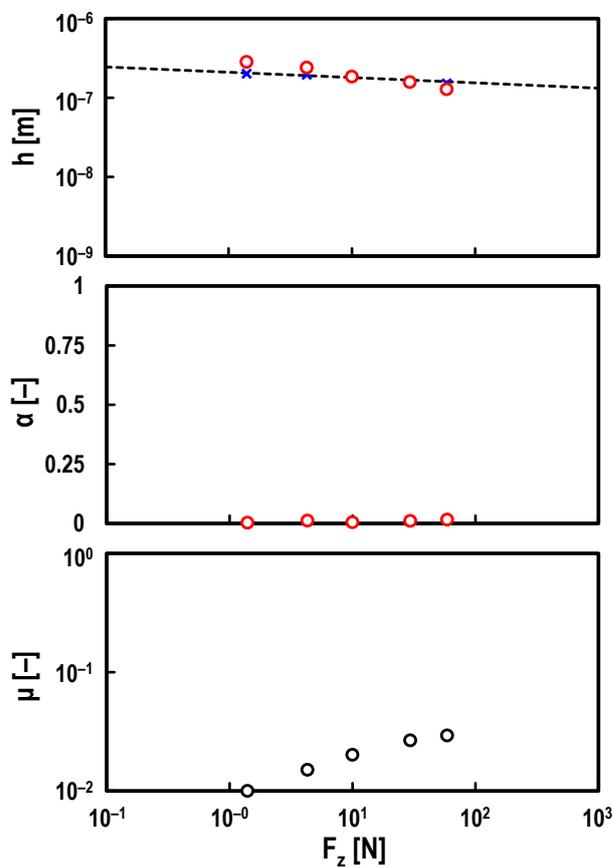


Figure 3.9. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying normal load F_z under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.5 \text{ m/s}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; blue crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

3.2.4 粘度 ν の影響

最後に、高粘度 PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$) を用いて $U = 0.005 \sim 0.5 \text{ m/s}$ まで変化させた時の試験結果について、Fig. 3.10 に示す。 $U \leq 0.1 \text{ m/s}$ の範囲において、本手法を用いて測定した \bar{h} は Hamrock-Dowson の式 [39] から得られる理論値だけでなく、光干渉法による実測値ともほぼ一致することを確認した。

一方、 $U \geq 0.2 \text{ m/s}$ の範囲において、本手法を用いて測定した \bar{h} は理論値よりも薄くなっているが、光干渉法による実測値とほぼ一致していることがわかった。 Figure 3.11 に、接触域を観察した結果を示す。 Figure 3.11 (b) より、 U を増加させることで枯渇潤滑 (starved lubrication [42]–[46]) が生じていることを確認した。つまり、EHD 接触域周辺部において潤滑油で満たされている領域が変化しても、本手法は油膜厚さを精度良く測定できることを確認した。

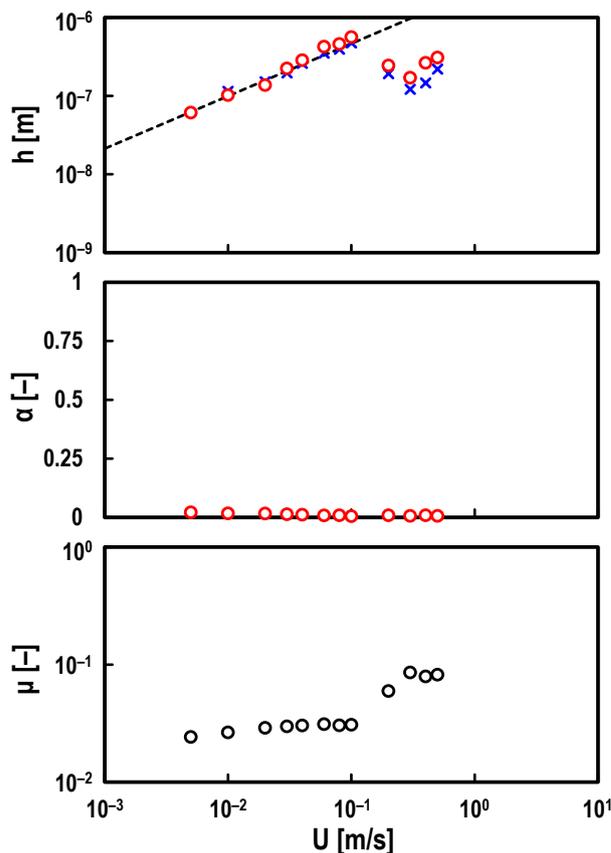


Figure 3.10. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; blue crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

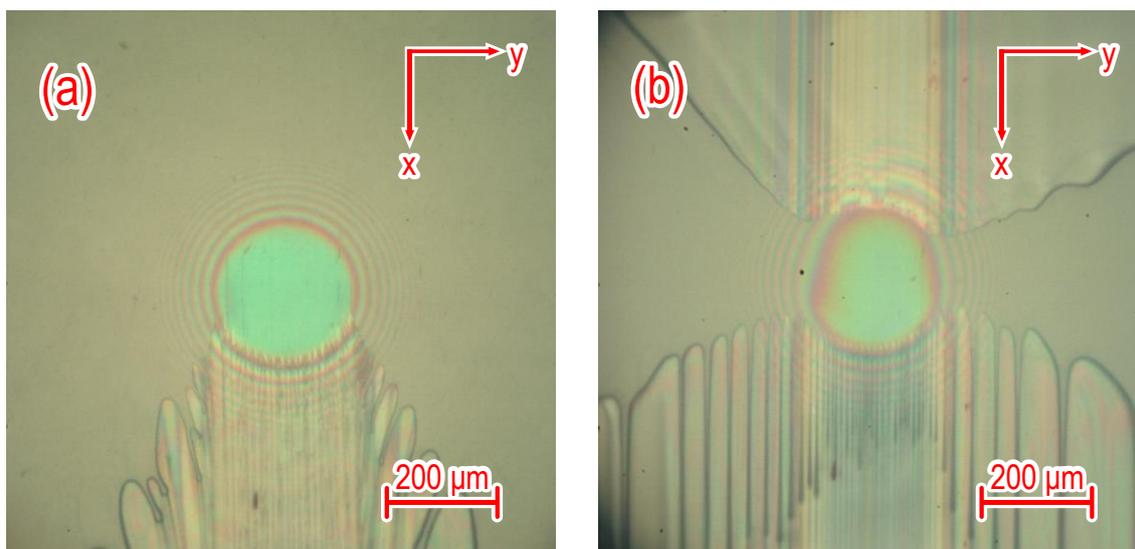


Figure 3.11. Interference fringe images of contact area and its vicinity for $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $\Sigma = 2$; (a) $U = 0.005 \text{ m/s}$ and (b) $U = 0.5 \text{ m/s}$; red arrows: directions of U_1 (rotating steel ball) under $U_2 = 0$ (stationary glass disc).

また, Fig. 3.10 より, この高速度域 ($U \geq 0.2 \text{ m/s}$) では μ が上昇していることもわかった. これは, 第 1 章の式(1.3)より, 油膜厚さが薄くなると EHD 接触域内における流体のせん断速度 (速度勾配) が増加するので, 壁面に掛かるせん断応力が増加したからであると考えられる. Ali ら [12] も, 枯渇潤滑条件下において μ が上昇することを確認している.

3.3 考察

3.3.1 油膜厚さの妥当性

本研究で開発した電気インピーダンス法は, Fig. 2.3 に示すように EHD 接触域の周辺部における静電容量 C_2 も考慮に入れたことが特徴である. そこで, C_2 が本手法の油膜測定精度に与える影響について考察した. C_2 を考慮しない油膜厚さは, 式(2.15)に $C_2 = 0 \text{ F}$ を代入した次式より求められる.

$$\bar{h} = -\frac{\pi(1-\alpha)^2 c^2 \varepsilon \omega |Z|}{\sin \theta} \quad (3.11)$$

Figure 3.12 は, Fig. 3.5 に示した結果に上式(3.11)から得られる油膜厚さを追加した結果である. 但し, Fig. 3.12 中の赤い破線のプロットが, 式(3.11)より得られる油膜厚さである. 尚, 油膜の破断率 α は, C_2 を考慮しない場合でも式(2.18)と同じである.

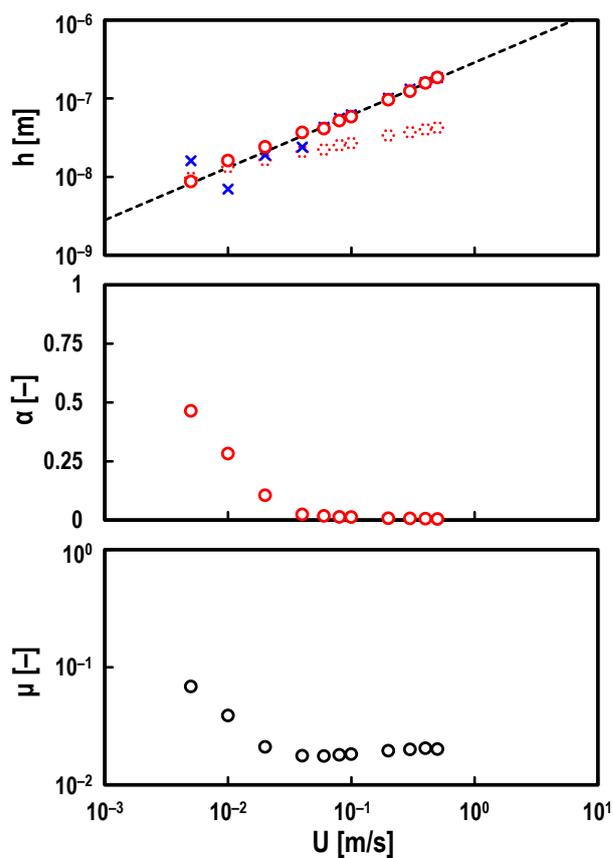


Figure 3.12. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; red open dashed circles in top graph: measured values by electrical method not considering effect of C_2 ; blue crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

Figure 3.12 より、 C_2 を考慮しない油膜厚さは理論値や光干渉法による実測値よりも薄く算出され、油膜が厚くなるほどその誤差が大きくなることがわかった。つまり、 C_2 を考慮することで油膜測定精度が向上することを確認した。但し、油膜が薄い場合、理論値との乖離が小さくなっていることがわかる。その理由について考察するため、式(2.6)、及び式(2.9)を用いて実際の油膜厚さ h が変化した時の C_1 、及び C_2 について計算した。計算結果について、Fig. 3.13 に示す。但し、 $\epsilon = 2.10 \epsilon_0 \text{ F/m}$ 、 $c = 0.12 \text{ mm}$ 、 $r_b = 12.7 \text{ mm}$ とし、流体潤滑領域（すなわち、 $\alpha = 0$ ）であると仮定した。Figure 3.13 より、 $h < 44 \text{ nm}$ である場合、 $C_1 > C_2$ となることがわかった。つまり、油膜が薄くなると C_1 が支配的になるため、 C_2 を考慮しなくても油膜厚さを精度良く測定できることがわかった。

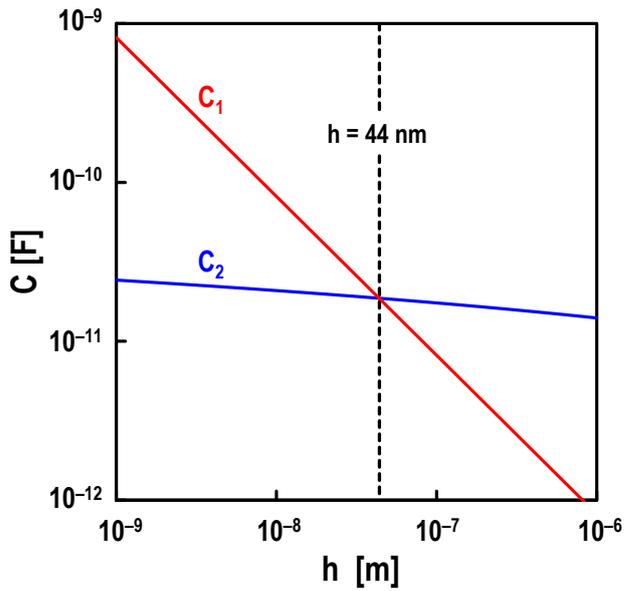


Figure 3.13. Effect of oil film thickness on capacitance under $F_z = 10$ N with no breakdown area (i.e., $\alpha = 0$); h : true oil film thickness, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, C_2 : capacitor in surround area completely filled with oil; red line: theoretical prediction of C_1 ; blue line: theoretical prediction of C_2 ; black dashed line: $h = 44$ nm.

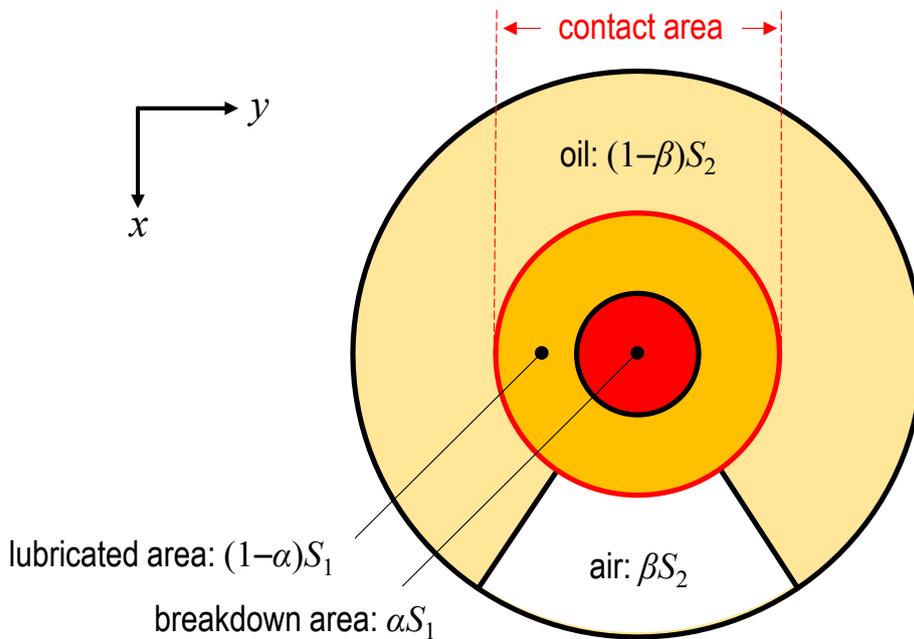


Figure 3.14. Schematic diagram of contact area and its vicinity; α : breakdown ratio, β : air entrainment ratio in surround area, S_1 : contact area, S_2 : surround area.

ところで、本研究では C_2 が潤滑油によって完全に満たされていると仮定して、式(2.23)を導出した。一方、Fig. 3.11 (b)に示す枯渇潤滑が生じる場合、ボール試験片は潤滑油によって完全に満たされていないことは明らかである。仮に十分潤滑であっても、Fig. 3.11 (a)に示すように、EHD 接触域後方でキャビテーションが生じているので、潤滑油によって完全に満たされていないのは明らかである。そこで、Fig. 3.14 に示すように EHD 接触域周辺部の一部が空気によって満たされていると仮定した場合、式(2.23)より導かれる油膜厚さにどのような影響を及ぼすのかについて考察した。但し、Fig. 3.14 中の S_1 [m²]はヘルツ接触面積、 S_2 [m²]は EHD 接触域周辺部の面積、 α [-]は油膜の破断率、 β [-]は EHD 接触域周辺部を占める空気の割合である（但し、 $0 \leq \beta \leq 1$ ）。また、Fig. 3.14 の等価回路について、Fig. 3.15 に示す。ここで、 R_1 [Ω]は油膜が破断している領域における電気抵抗、 C_1 [F]は EHD 接触域内において油膜が存在する領域における静電容量、 C_{2oil} [F]は EHD 接触域周辺部が潤滑油によって満たされている領域における静電容量、 C_{2air} [F]は EHD 接触域周辺部が空気によって満たされている領域における静電容量である。Figure 3.15 より、 C_{2oil} と C_{2air} はそれぞれ次式のように表すことができる。

$$C_{2oil} = \varepsilon(1 - \beta) \int_c^{r_b} \int_c^{r_b} \frac{dxdy}{h(x,y)} \quad (3.12)$$

$$C_{2air} = \varepsilon_0 \beta \int_c^{r_b} \int_c^{r_b} \frac{dxdy}{h(x,y)} \quad (3.13)$$

ここで、 ε [F/m]は潤滑油の誘電率、 ε_0 [F/m]は真空の誘電率（ \approx 空気の誘電率）であり、 $\varepsilon = \varepsilon_{oil} \varepsilon_0$ （但し、 ε_{oil} [-]は潤滑油の比誘電率）である。よって、EHD 接触域周辺部における全静電容量 C_2 [F]は、式(3.12)と式(3.13)を用いて次式(3.14)より求められる。

$$C_2 = C_{2oil} + C_{2air} = \beta' \varepsilon \int_c^{r_b} \int_c^{r_b} \frac{dxdy}{h(x,y)} \quad (3.14)$$

但し、式(3.14)中の β' [-]は、 $\beta' = 1 - (1 - 1/\varepsilon_{oil})\beta$ である。以降、第 2 章の式(2.13)以下と同様に解いて、求める平均油膜厚さ \bar{h} は下式(3.15)のように表される。

$$\bar{h} = \frac{(1 - \alpha)^2 c^2}{2\beta' r_b} / \mathfrak{B} \left(\frac{(1 - \alpha) c^2}{2\beta' r_b^2} \exp \left(1 - \frac{\sin \theta}{2\pi \beta' \varepsilon \omega r_b |Z|} \right) \right) \quad (3.15)$$

尚、油膜の破断率 α は、 β を考慮した場合でも式(2.18)と同じである。

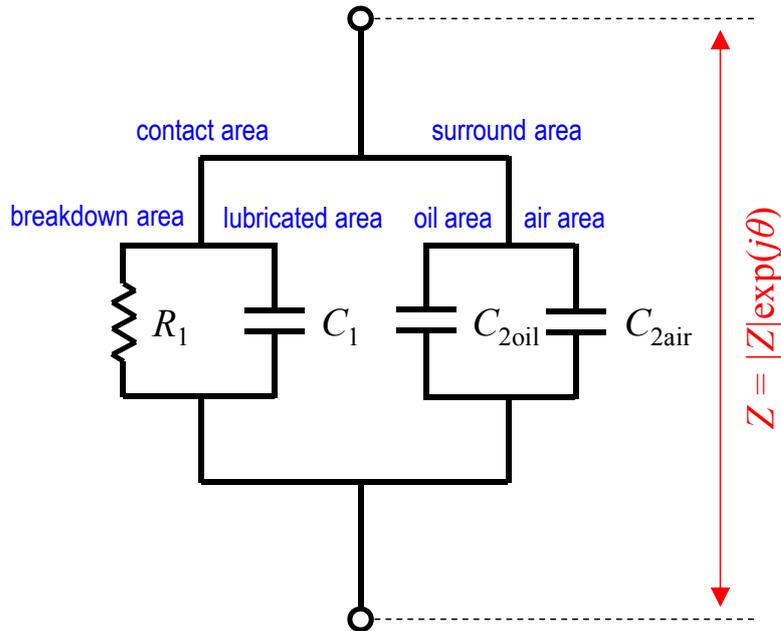


Figure 3.15. Equivalent electrical circuit considering air entrainment in surround area; R_1 : resistor in breakdown area, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, C_{2oil} : capacitor in surround area filled with oil, C_{2air} : capacitor in surround area filled with air.

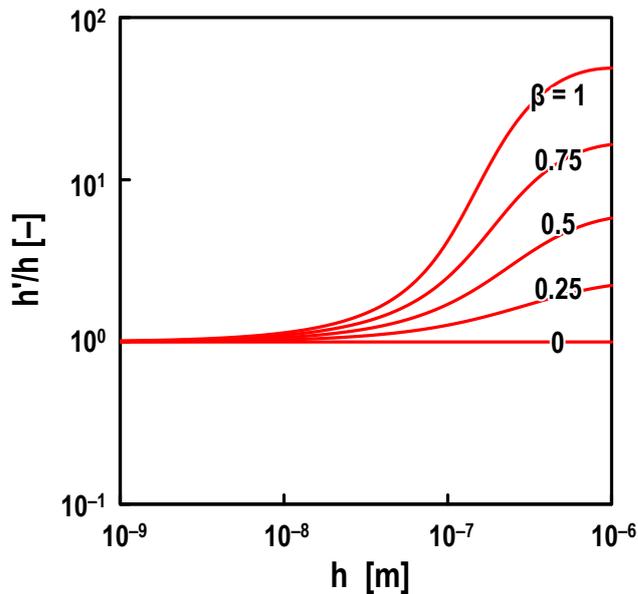


Figure 3.16. Effect of air entrainment into surround area on measured oil film thickness under $F_z = 10$ N with no breakdown area (i.e., $\alpha = 0$); h : true oil film thickness, h' : theoretical measured oil film thickness obtained by electrical method, β : air entrainment ratio in surround area.

Figure 3.16 に、実際の油膜厚さ h と式(3.15)より求められる油膜厚さ h' との関係について示す。但し、 $f=1.0\text{MHz}$ 、 $\varepsilon=2.10\varepsilon_0\text{F/m}$ 、 $c=0.12\text{mm}$ 、 $r_b=12.7\text{mm}$ とし、流体潤滑領域 ($\alpha=0$ より、 $h'=\bar{h}=h_1$ 、 $\theta=-90\text{deg}$) であると仮定して、 $0\leq\beta\leq 1$ の範囲で計算した。Figure 3.16 より、式(3.15)より求められる油膜厚さ h' は、EHD 接触域近傍に占める空気の割合 β が大きくなるほど厚くなることがわかった。

一方、実際の油膜厚さ h が薄くなるほど、本手法に与える空気の影響が小さくなることもわかった。これは、Fig. 3.13 の結果からも明らかである。すなわち、油膜が薄くなるほど C_1 が支配的になり、 C_2 に含まれる空気の割合が本手法に与える影響が小さくなることがわかった。

以上の考察結果から、本研究で開発した電気インピーダンス法が枯渇潤滑においても精度良く油膜厚さを測定できたのは (Fig. 3.10 参照)、枯渇潤滑における油膜厚さが一般的に薄いからであり、その結果 EHD 接触域近傍に占める空気の割合が本手法の油膜測定精度にあまり影響を及ぼさなくなったからである。

3.3.2 油膜の破断率の妥当性

本研究では、引き込み速度、すべり率、垂直荷重、粘度をそれぞれ変化させた試験を通して、本手法の油膜測定精度について確認した。本研究で行ったこれら全ての試験条件における油膜測定結果から、油膜厚さと表面粗さの比である油膜パラメータ A [-] を計算し、油膜の破断率 α との関係について調べた。ここで、 A は次式より求められる [20]。

$$A = \frac{\bar{h}}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (3.16)$$

但し、式(3.16)中の \bar{h} [m] は本手法を用いて測定した平均油膜厚さ、 R_{q1} [m]、 R_{q2} [m] は無負荷時におけるボール、及びディスク試験片表面の二乗平均粗さである。 A と α の関係について、Fig. 3.17 に示す。Figure 3.17 より、 $A < 3$ の範囲において油膜が破断していることがわかった。Tallian [20] は、転がり軸受を用いて A と転がり疲れ寿命との関係について調査しており、 $A < 1.5$ である場合、流体潤滑における計算寿命よりも短くなることを指摘している。Bair ら [110] や Nishikawa ら [111] は、 A と摩擦係数の関係について試験を行っており、 $A < 1.5 \sim 3.0$ の場合、しゅう動表面の凹凸の影響を受けて摩擦係数が増加することを示している。Guegan ら [112] は、 $A < 5$ である場合、摩擦係数が上昇して混合潤滑となることを指摘している。また、Guegan ら [113] は、接触面が完全に分離されていても表面粗さが接触面圧とせん断速度に影響を及ぼす、いわゆるマイクロ EHL による効果が生じるため、摩擦係数が増加すると述べている。

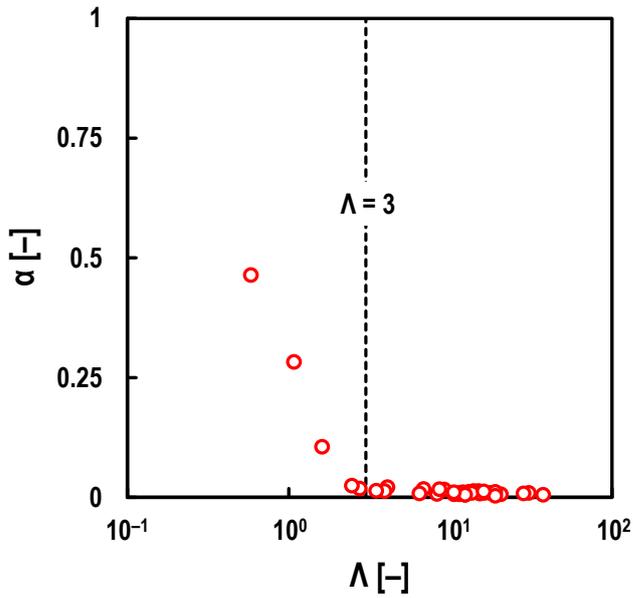


Figure 3.17. Relationship between film parameter Λ and breakdown ratio α under glass/steel contacts, oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30$ and $396 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.005$ to 0.5 m/s , normal load: $F_z = 1.4$ to 59 N , and slide-to-roll ratio: $\Sigma = -1.6$ to 2.0 ; black dashed line: $\Lambda = 3$.

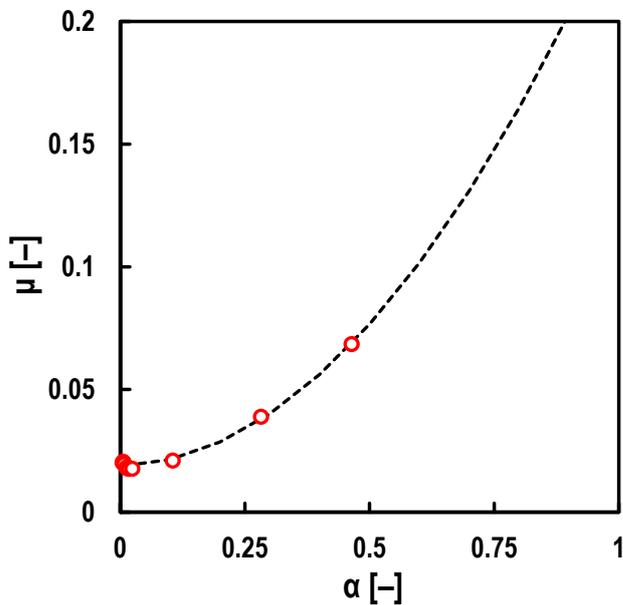


Figure 3.18. Relationship between breakdown ratio α and friction coefficient μ under glass/steel contacts, oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.005$ to 0.5 m/s , normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; black dashed line: fitted curve by quadratic function.

Figure 3.17 に示す結果は、これら過去に指摘されてきた混合潤滑領域の範囲 [20], [110]–[113]に含まれることがわかる。つまり、本研究で開発した電気インピーダンス法は、 α も定量的に評価できることが示唆された。更に、Fig. 3.5 より、油膜の破断率が上昇すると同時に摩擦係数も上昇していることから、本試験は Guegan ら [112][113]が指摘するマイクロ EHL による摩擦係数の増加ではなく、金属接触によるものであることが示唆された。

続いて、Fig. 3.5 の試験結果を用いて α と μ の関係についてプロットした結果を Fig. 3.18 に示す。Figure 3.18 より、 α の増加に伴い μ が二次関数的に増加することがわかる。Bowden ら [114][115]は、乾燥摩擦における摩擦係数 μ は見掛けの接触面積によらず、真実接触面積に比例すると述べている。すなわち、 μ は次式(3.17)のように表される。

$$\mu = \frac{\tau_1 \alpha S_1}{F_z} \quad (3.17)$$

但し、上式中の τ_1 [Pa]は、ヘルツ接触域内の凝着部におけるせん断強さである。つまり、油膜が破断している領域における τ_1 が一定である場合、 μ と α は線形関係にあることを意味する。しかし、Fig. 3.18 より、 μ は α の増加に伴って二次関数的に増加している。勿論、Fig. 3.18 は乾燥摩擦ではなく混合潤滑における試験結果なので、油膜形成部のせん断による摩擦（すなわち、粘性抵抗）も生じている。但し、 α の増加に伴って μ に占める粘性抵抗の割合は減少するので、二次関数的に増加する理由にはならない。よって、式(3.17)より、 α の増加に伴って τ_1 も増加する、つまり τ_1 自身も α の関数であることが示唆された。すなわち、しゅう動表面の真実接触部に生じる摩擦係数 μ は、油膜の破断率 α と次式に示すような関係にあると考えられる。

$$\mu \propto \frac{\alpha \tau_1 \alpha S_1}{F_z} = \frac{\tau_1 \alpha^2 S_1}{F_z} \quad (3.18)$$

τ_1 自身も α の関数となるのは、真実接触部で生じる junction growth [116]に伴って、活性なしゅう動表面同士が凝着するからであると考えられる。

3.4 まとめ

本章では、本研究で開発した電気インピーダンス法の油膜測定精度について検証するため、ボールオンディスク型の要素試験機 (glass/steel contact) を用い、本手法と光干渉法による油膜厚さの同時測定を行った。更に、本手法は EHD 接触域内における油膜の破断率も同時測定が可能であり、油膜厚さや摩擦係数の測定結果と比較した。本章で得られた知見について、以下に示す。

1. 油膜が破断している領域を電気抵抗, EHD 接触域内において油膜が存在する領域, 及び EHD 接触域周辺部が潤滑油によって満たされている領域をコンデンサーと見なした等価回路を仮定し, 測定される複素インピーダンスから油膜厚さと油膜の破断率を理論的に求める電気インピーダンス法を開発した.
2. 本手法の測定精度について確認するため, ボールオンディスク型の要素試験機を用い, 従来手法である光干渉法による油膜測定結果との比較を行った. 本研究では, ガラス製ディスク試験片にスペーサー膜として ITO 膜を被膜し, 電気インピーダンス法と光干渉法の同時に測定できるよう工夫した.
3. 引き込み速度, すべり率, 垂直荷重を変化させた試験を行い, いずれの試験でも電気インピーダンス法による平均油膜厚さは, 光干渉法や Hamrock-Dowson の式による中央油膜厚さとほぼ一致することを確認した. すなわち, 本研究で開発した電気インピーダンス法は, 光干渉法に匹敵する精度で油膜厚さを測定できることがわかった.
4. 本手法は, EHD 接触域周辺部もコンデンサーと見なした点が特徴である. EHD 接触域周辺部を考慮しない場合, 油膜厚さが薄く算出され, 油膜が厚くなるほどその誤差が大きくなることがわかった. 油膜が薄い場合, その誤差は小さくなるが, これは油膜が薄くなることで EHD 接触域内の静電容量が EHD 接触域周辺部の静電容量よりも大きくなることである.
5. 粘度を変化させた試験を行った結果, 高速度域で枯渇潤滑が生じていることを確認した. 但し, 枯渇潤滑条件下における油膜厚さも, 本手法と光干渉法の両方の測定結果がほぼ一致することを確認した. これは, 枯渇潤滑における油膜厚さが一般的に薄くなることに起因する. つまり, 油膜が薄くなると, EHD 接触域周辺部において潤滑油で満たされていない領域 (つまり, 空気によって満たされている領域) が, 本手法の油膜測定精度にあまり影響を及ぼさなくなることを理論的に見出した. すなわち, 本研究で開発した電気インピーダンス法は, 枯渇潤滑であっても EHD 接触域における油膜厚さを従来手法である光干渉法に匹敵する精度で測定できることがわかった.
6. 油膜パラメータ λ と油膜の破断率の関係から, $\lambda < 3$ の範囲で破断率が上昇することを確認した. これは, 過去に指摘された混合潤滑領域と定義される範囲に含まれる. つまり, 本研究で開発した電気インピーダンス法は, 油膜の破断率も定量的に評価できることが示唆された. また, $\lambda < 3$ の範囲で油膜の破断率と同時に摩擦係数も上昇したことから, マイクロ EHL による摩擦の増加ではなく, 表面粗さ突起先端同士の直接接触によるものであることが示唆された.
7. 混合潤滑条件下における油膜の破断率と摩擦係数の関係から, 破断率の増加に伴い, 摩擦係数が二次関数的に増加することがわかった. このことから, 直接接触部におけるせん断強さ自身も油膜の破断率の影響を受けることが示唆された.

第4章 鋼/鋼接触における潤滑状態モニタリング

4.1 試験方法

4.1.1 試験装置

本手法を実際の転がり軸受に適用するための予備試験として、第3章で用いたガラス製ディスク試験片の代わりに軸受鋼製ディスク試験片を用いた要素試験を実施した。本章では、鋼同士の接触 (steel/steel contacts) に本手法を適用した際に生じる問題点、あるいは注意すべき点について確認することが目的である。本章で用いた要素試験機の模式図について、Fig. 4.1 に示す。

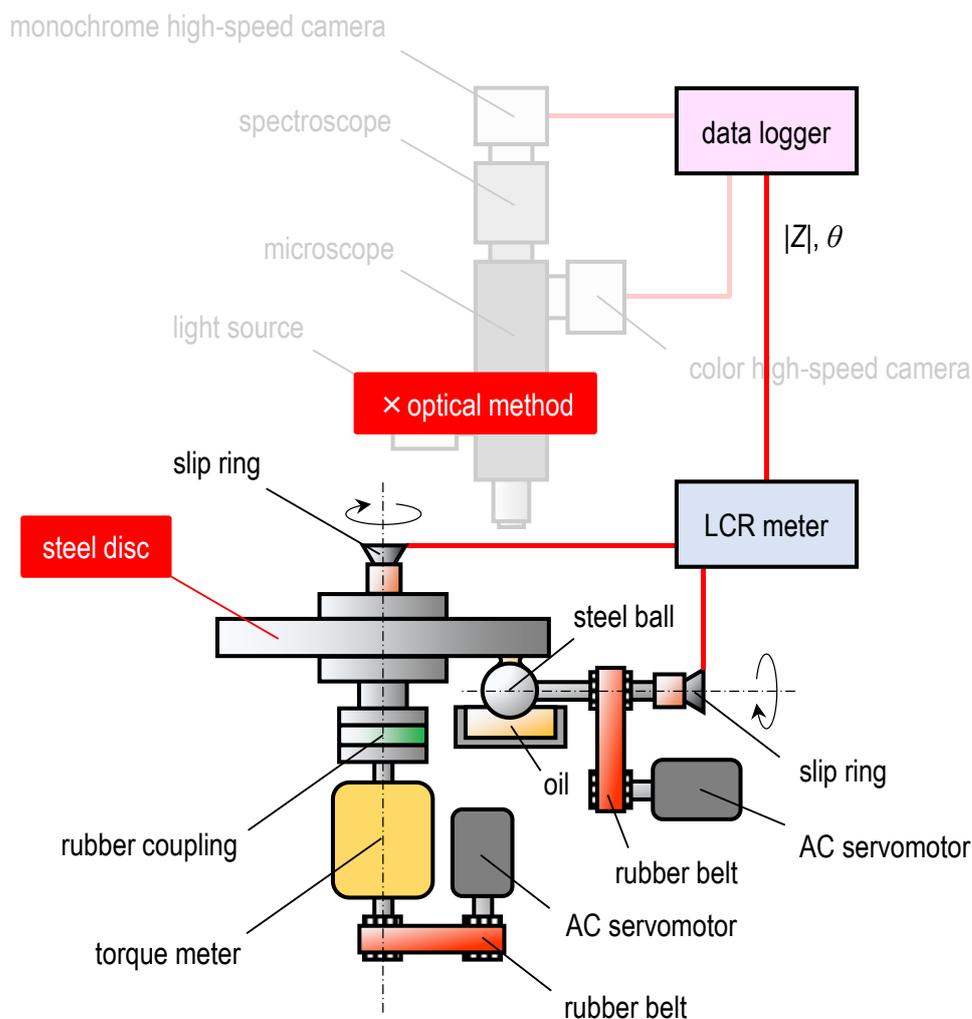


Figure 4.1. Schematic diagram of ball-on-disc-type apparatus for steel/steel contacts.

第 3 章で用いた要素試験機と基本的に同じ仕様であるが、軸受鋼製ディスク試験片を用いたので、光干渉法による油膜測定は実施できない。そこで本章では、電気インピーダンス法を用いた油膜厚さを Hamrock-Dowson の式 [39] から導かれる理論油膜厚さと比較することで、本手法の油膜測定精度について確認した。

4.1.2 試験片

本研究に用いた試験片の諸元について、Table 4.1 に示す。ボール試験片 (diameter: 25.4 mm, arithmetic average roughness: $R_{a1} = 8.2$ nm, root mean square roughness: $R_{q1} = 13.9$ nm) の材質は、52100 steel (Young's modulus: 207 GPa, Poisson's ratio: 0.30) である。一方、軸受鋼製ディスク試験片 (diameter: 100 mm, thickness: 10 mm, roughness: $R_{a2} = 0.6$ nm, $R_{q2} = 2.2$ nm) の材質も、ボール試験片同様、52100 steel である。軸受鋼製ディスク試験片の表面には鏡面仕上げを施してあり、第 3 章で使用したガラス製ディスク試験片 (Table 3.1 参照) よりも表面粗さが小さかった。

4.1.3 試験油

本研究では、第 3 章と同様、粘度の異なる 2 種類の PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30$ and 396 mm²/s) を試験油として用いた (Table 3.2 参照)。よって、どちらの粘度も PAO の誘電率 $\epsilon = \epsilon_{oil} \epsilon_0 = 2.10 \epsilon_0$ F/m として油膜厚さを求めた。但し、真空の誘電率 $\epsilon_0 = 8.85 \cdot 10^{-12}$ F/m である。

Table 4.1. Test specimen specifications for steel/steel contacts.

	ball	disc
radius, mm	12.7	50
thickness, mm	–	10
material	52100 steel	52100 steel
Young's modulus, GPa	207	207
Poisson's ratio	0.3	0.3
surface roughness, nm R_a	8.2	0.6
surface roughness, nm R_q	13.9	2.2

Table 4.2. LCR meter specifications for steel/steel contacts.

RMS amplitude, μ A	50
frequency, MHz	1.0

4.1.4 試験手順

本研究における試験温度は、全て室温（約 25°C）にて行った。前章の glass/steel contacts の要素試験と同様、試験を行う前に石油ベンジンをを用いてオイルバス、ボール試験片、ディスク試験片を洗浄した。洗浄後、オイルバス、及び各試験片を EHL 試験機に取り付け、ボール試験片に潤滑油を塗布した状態で、ディスク試験片に押し当てた。そして、LCR メータを用いて、この静的な接触状態（すなわち、 $\alpha=1$ ）における初期値 ($|Z_0|[\Omega]$, $\theta_0[\text{deg}]$) を測定し、式(3.9)より $R_{10}[\Omega]$ を求めた。その後、ボール試験片をディスク試験片から離し、試験片を回転させた状態で再び接触させ、動的な接触状態における複素インピーダンスの大きさ $|Z|[\Omega]$, 及び位相 $\theta[\text{deg}]$ を測定することで、平均油膜厚さと油膜の破断率を計算した。更に、本研究では EHD 接触域内に生じる摩擦係数 μ も測定した。本手法を用いて得られた平均油膜厚さは、Hamrock-Dowson の式 [39] から導かれる理論油膜厚さ（但し、中央油膜厚さ）と比較し、本手法の油膜測定精度について検証した。

尚、前章では glass/steel contacts に交流電圧（RMS amplitude: $V_e = 1.0 \text{ V}$, frequency: $f=1.0 \text{ MHz}$, Table 3.4 参照）を印加したが、ガラス製ディスク試験片に比べ軸受鋼製ディスク試験片の Z_0 が小さいため、油膜厚さが薄くなると絶縁破壊が生じる可能性がある（交流電圧の影響は、付録 F 参照）。そこで、本章では EHD 接触域に流す交流電流（RMS amplitude: $I_e = 50 \mu\text{A}$, frequency: $f=1.0 \text{ MHz}$, Table 4.2 参照）を一定とし、油膜厚さが薄くなってもそれに応じて印加する交流電圧が小さくなるよう工夫した。また、本試験で用いたデータロガーの最小分解能が 10Ω であったため、外部抵抗 ($R_E = 0.33 \text{ k}\Omega$, 付録 G 参照) を接続することで精度良く測定できるよう工夫した。

4.2 試験結果

4.2.1 引き込み速度 U の影響

まず初めに、引き込み速度 U について $U=0.005\sim 0.5 \text{ m/s}$ まで変化させた時の \bar{h} , α , 及び μ を測定した結果について、Fig. 4.2 に示す (Z の測定結果は、付録 E.2 参照)。但し、試験油として PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$) を用いており、垂直荷重 $F_z = 10 \text{ N}$ で一定とした。また、ボール試験片のみ回転させ（すなわち、すべり率 $\Sigma = 2.0$ ）、 $U = 0.5 \text{ m/s}$ から段階的に減速させた。Fig. 4.2 中の赤色のプロットは、電気インピーダンス法を用いた測定結果であり、黒色の破線は Hamrock-Dowson の式 [39] から得られる理論値（但し、中央油膜厚さ）である。Figure. 4.2 より、流体潤滑領域（すなわち、 $\alpha \approx 0$ ）では、本手法を用いて測定した \bar{h} は理論値とほぼ一致することを確認した。一方、 $U \leq 0.02 \text{ m/s}$ にすることで α , μ 共に上昇していることから、この速度域は混合潤滑領域であることが示唆された。つまり、本手法は steel/steel contacts でも α を定量的に評価できることが示唆された。しかし、この混合潤滑領域における \bar{h} は、理論値よりも厚く算出された。特に、一番低速の条件である $U = 0.005 \text{ m/s}$ の場合、 $\bar{h} \geq 10^{-5} \text{ m} \approx 10 \mu\text{m}$ と非常に厚く算出されたことがわかった。

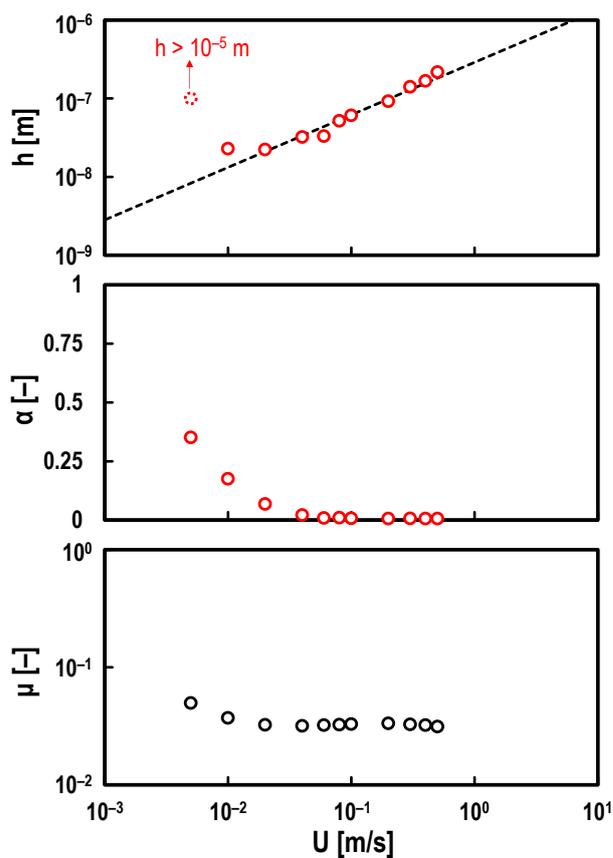


Figure 4.2. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

4.2.2 すべり率 Σ の影響

続いて、 $U = 0.5 \text{ m/s}$ で一定とし、 Σ のみを変化させた時の試験結果について、Fig. 4.3 に示す。Figure 4.3 より、本手法を用いて測定した \bar{h} は、 Σ を変化させても理論値とほぼ一致することを確認した。この時、 μ は Σ の影響を大きく受けることがわかる。また、 α の測定結果より、本試験は流体潤滑領域で測定した結果であることがわかった。つまり、本研究で開発した電気インピーダンス法は、流体潤滑領域において潤滑油がせん断を受ける状態であっても油膜測定精度に影響を及ぼさないことを、steel/steel contacts でも確認することができた。

ところで、Fig. 4.2 より、本手法を用いて測定した \bar{h} が、 $\Sigma = 2$ 、かつ混合潤滑領域において理論値よりも非常に厚く測定されることがわかっている。そこで、 Σ の影響について詳細に調査するため、 $U = 0.005 \sim 0.5 \text{ m/s}$ まで変化させた時の $\Sigma = 0$ における \bar{h} 、及び α を測定した。

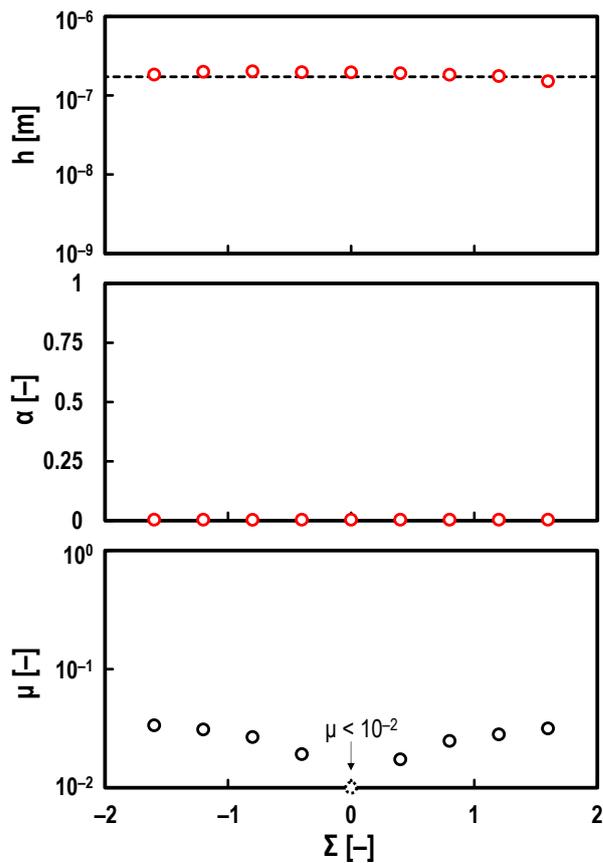


Figure 4.3. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying slide-to-roll ratio Σ under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and entrainment speed: $U = 0.5 \text{ m/s}$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

Figure 4.4 に、 $\Sigma=0$ における試験結果（図中、赤色のプロット）について示す。但し、図中黒色のプロットは $\Sigma = 2$ における試験結果であり、Fig. 4.2 に示した赤色のプロットと同じである。Figure 4.4 より、 $\Sigma=0$ の場合、本手法を用いて測定した \bar{h} は、混合潤滑領域においても理論値とほぼ等しくなる結果が得られた。また、 $\Sigma=0$ における α は、 $\Sigma=2$ の場合よりも小さくなることがわかった。つまり、 $\Sigma=2$ の場合、しゅう動面において摩耗によるなじみ（running-in wear [117][118]）が生じ、真実接触面積が増加したのではないかと考えられる。そこで、光干渉顕微鏡を用いて試験後のディスク試験片の表面粗さについて測定した結果を、Fig. 4.5 に示す。Figure 4.5 (a)より、 $\Sigma=2$ の場合、摩耗により表面粗さが大きくなっていることを確認した。つまり、EHD 接触域において摩耗が生じる場合、本手法を用いて測定される \bar{h} は、理論油膜厚さよりも厚く評価されることが示唆された。

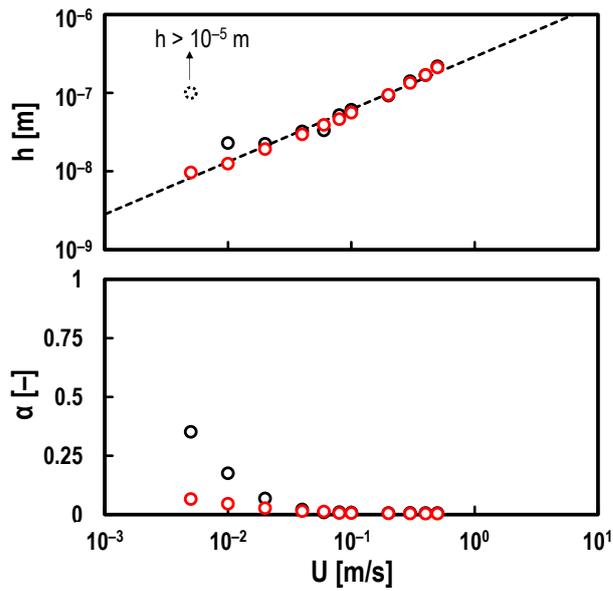


Figure 4.4. Measured values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) by electrical method for varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), and normal load: $F_z = 10 \text{ N}$; red open circles in graphs: measured values under pure rolling contacts (i.e., $\Sigma = 0$); black open circles in graphs: measured values under pure sliding contacts (i.e., $\Sigma = 2$); black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

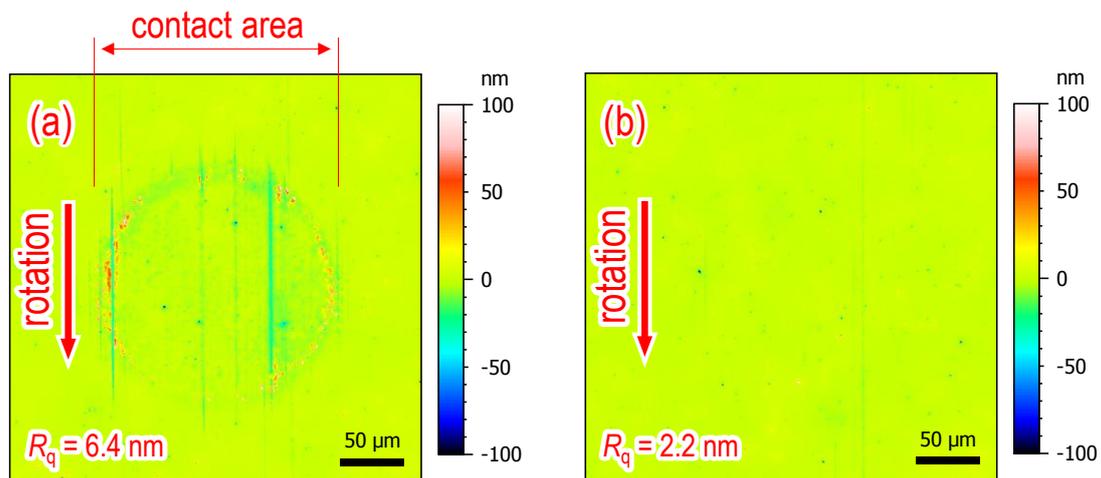


Figure 4.5. Surface roughness images of steel disc specimens for $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$, $U = 0.005$ to 0.5 m/s , and $F_z = 10 \text{ N}$; (a) surface roughness image at $\Sigma = 2$ and (b) surface roughness image at $\Sigma = 0$; red arrows: rotational directions of steel ball specimens.

4.2.3 垂直荷重 F_z の影響

次に、 $U = 0.5 \text{ m/s}$ で一定とし、 $F_z = 1.4 \sim 59 \text{ N}$ まで変化させた時の試験結果について Fig. 4.6 に示す。Figure 3.9 に示した glass/steel contacts における試験結果と同様、 F_z (すなわち、ヘルツ接触円半径 $c \text{ [m]}$) が変化しても本手法は油膜厚さを精度良く測定できることを steel/steel contacts でも確認することができた。

ところで、Fig. 4.6 の結果は Fig. 3.9 と比較して摩擦係数 μ が大きくなっていることがわかる。どちらの試験も荷重条件 ($F_z = 1.4 \sim 59 \text{ N}$) は同じであるが、ガラス製ディスク試験片を用いた接触面圧 ($p_{\max} = 0.18 \sim 0.62 \text{ GPa}$) よりも、軸受鋼製ディスク試験片を用いた接触面圧 ($p_{\max} = 0.29 \sim 0.98 \text{ GPa}$) の方が大きいので、 μ が増加したのは接触域における潤滑油の高压粘度 [33]が増加したからであると考えられる。

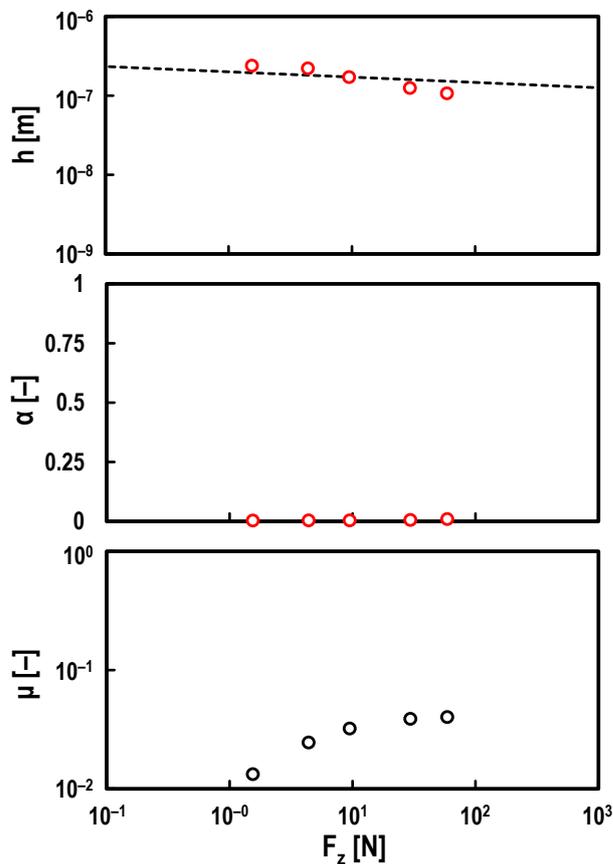


Figure 4.6. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying normal load F_z under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.5 \text{ m/s}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

続いて、様々な垂直荷重条件下 ($F_z = 1.4 \text{ N}$, 10 N , 59 N) における、引き込み速度を変化させた時の油膜厚さ \bar{h} [m] と油膜の破断率 α [-] について測定した。但し、Fig. 4.4 より、鋼同士の接触 (steel/steel contacts)、かつ混合潤滑領域 (すなわち、 $\alpha \geq 0$) では、本手法を用いて測定した \bar{h} は理論値よりも非常に厚くなるのがわかっているため、摩耗が生じにくい条件 (すなわち、 $\Sigma = 0$) で試験を行った。試験結果について、Fig. 4.7 に示す。但し、図中青色のプロットは $F_z = 1.4 \text{ N}$ 、緑色のプロットは $F_z = 10 \text{ N}$ 、赤色のプロットは $F_z = 59 \text{ N}$ における結果である。Figure 4.7 より、 $F_z = 1.4 \sim 59 \text{ N}$ まで変化させても、油膜厚さ \bar{h} にほとんど影響を及ぼさないことを確認した。但し、僅かではあるが、 F_z が大きいほど \bar{h} が薄くなるのがわかった。これは、式(1.14)に示した Hamrock-Dowson の式 [39] より、 $h \propto F_z^{-0.067}$ という関係から明らかである。

一方、油膜の破断率 α は、 F_z の影響を大きく受けることがわかった。すなわち、 F_z が大きくなるほど、 \bar{h} は薄くなり α は大きくなるのがわかった。この α の荷重依存性は、Fig. 4.7 の混合潤滑領域 ($\alpha \geq 0$) において Fig. 4.4 に示すような \bar{h} の増大が確認されていないことから、摩耗が原因ではないと考えられる。

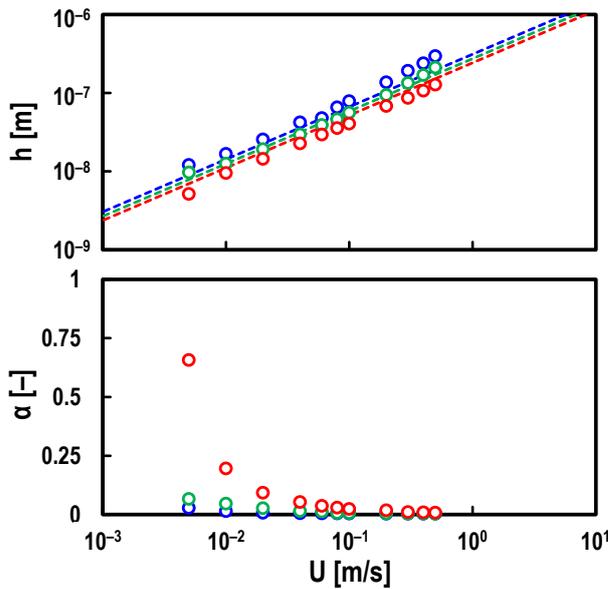


Figure 4.7. Measured values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) by electrical method for varying entrainment speed U and normal load F_z under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 0$; red open circles in graphs: measured values at $F_z = 59 \text{ N}$; green open circles in graphs: measured values at $F_z = 10 \text{ N}$; blue open circles in graphs: measured values at $F_z = 1.4 \text{ N}$; dashed lines corresponding to each color of F_z in top graph: theoretical predictions by Hamrock and Dowson.

4.2.4 粘度 ν の影響

最後に、高粘度 PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$) を使用して $U = 0.005 \sim 0.5 \text{ m/s}$ まで変化させた試験を行った。試験結果について、Fig. 4.8 に示す。 $U \leq 0.1 \text{ m/s}$ の範囲において、本手法を用いて測定した \bar{h} は、理論値とほぼ一致することを確認した。

一方、 $U \geq 0.2 \text{ m/s}$ の範囲において、本手法を用いて測定した \bar{h} は、Fig. 3.10 と同様、理論値よりも薄くなることがわかった。更に、 μ が $U \geq 0.2 \text{ m/s}$ の範囲において、Fig. 3.10 と同様に増加していることも確認した。今回、ガラス製ディスク試験片の代わりに軸受鋼製ディスク試験片を上部試験片として使用しているため、EHD 接触域の直接観察はできなかったが、この高速度域では \bar{h} が減少して μ が増加していることから、枯渇潤滑 (starved lubrication [42]–[46]) が生じていると予想される。第 1 章の式(1.3)より、枯渇潤滑により油膜厚さが薄くなると、壁面に掛かるせん断応力が増加することがわかる。

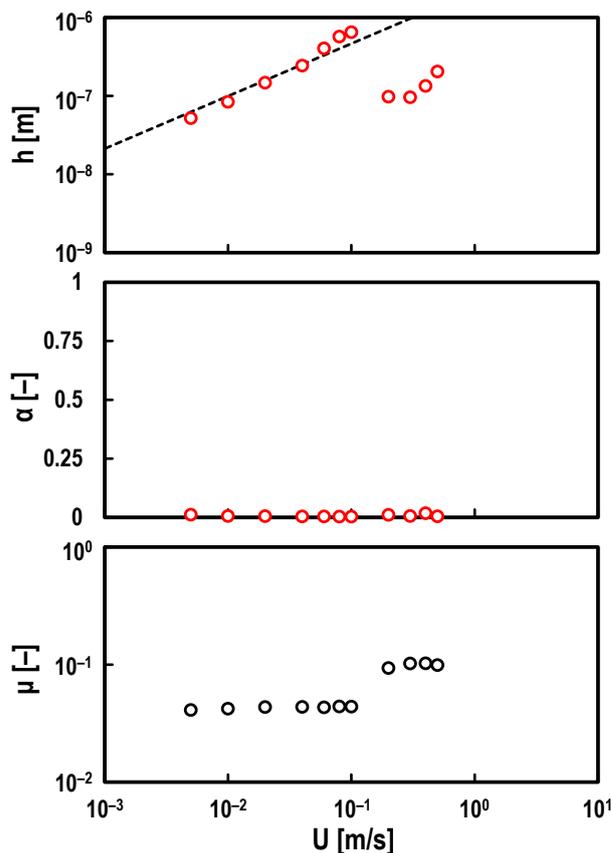


Figure 4.8. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

4.3 考察

4.3.1 油膜厚さの妥当性

Figure 4.4 より, 本手法を用いて測定した \bar{h} が, $\Sigma=2$, かつ混合潤滑領域 ($\alpha \geq 0$) において理論値よりも非常に厚い結果が得られた. 一方, $\Sigma=0$ の場合, 全ての速度域において理論値とほぼ等しくなることがわかった. また, $\Sigma=2$ における低速度域の α は, $\Sigma=0$ の場合よりも大きく, EHD 接触域における摩耗に原因があることが示唆された (Fig. 4.5 (a)参照). つまり, 接触域内に生じた摩耗が, 本手法の油膜測定精度に何らかの影響を及ぼしたと考えられる. 式(2.23)より, 本手法を用いて得られる油膜厚さは潤滑油の誘電率の影響を受けることから, 接触域内で生じた摩耗粉が潤滑油の誘電率に影響を及ぼしたのではないかと考えられる. 本来, 試験に用いた潤滑油に含まれる鉄粉濃度と比誘電率の関係について調査すべきであるが, 比誘電率を測定する際に鉄粉が沈殿するため, グリースで代用した. 市販グリース (base oil: mineral oil, thickener: Li-sorp, base oil viscosity at 40°C: $\nu = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$, worked penetration: 280) に, 鉄粉 (material: cementite, particle diameter: 70~150 μm , hardness: HV870) を添加した時のグリースの比誘電率について測定した結果を, Fig. 4.9 に示す. 但し, φ_{Fe} [vol%] はグリース中に占める鉄粉の体積分率, $\varepsilon_{\text{grease}}$ [-] はグリースの比誘電率である. Figure 4.9 より, φ_{Fe} が増加すると $\varepsilon_{\text{grease}}$ も単調増加することがわかった. これは, 導体である鉄粉がグリース中に分散することで見掛けの誘電率が増加することを意味する.

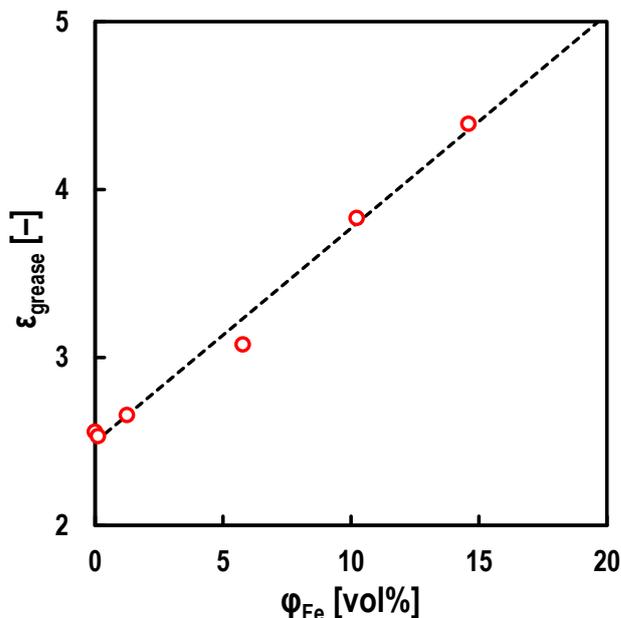


Figure 4.9. Relationship between volume fraction of iron particles in grease φ_{Fe} and relative permittivity of Li-soap grease $\varepsilon_{\text{grease}}$; black dashed line: fitted curve by linear function.

式(2.23)より、潤滑油の誘電率 ε' [F/m]が変化した時の本手法より得られる油膜厚さ h' [m]をシミュレーションした結果について、Fig. 4.10 に示す。但し、 $f=1.0$ MHz, $\varepsilon=2.10\varepsilon_0$ F/m, $c=0.09$ mm, $r_b=12.7$ mm とし、流体潤滑領域 ($\alpha=0$ より, $h=\bar{h}=h_1=100$ nm, $\theta=-90$ deg) であると仮定した。Figure 4.10 より、 ε' が増加するほど h' が指数関数的に増加することがわかった。

以上、Fig. 4.9 と Fig. 4.10 の結果より、本手法を用いて得られた \bar{h} について、 $\Sigma=2$, かつ混合潤滑領域 ($\alpha \geq 0$) において理論値よりも非常に厚い結果 (Fig. 4.4 参照) が得られたのは、EHD 接触域内において摩耗が生じており、潤滑油の見掛けの誘電率が増加したからであることが示唆された。Fig. 4.4 より、 \bar{h} と α がどちらも増加するという結果は明らかに不自然であり、このような結果が得られた場合、接触域において摩耗が生じていると判断できると考えている。そこで、Fig. 4.4 の $\Sigma=2$ における実際の油膜厚さが $\Sigma=0$ における試験結果と同じであると仮定して、 $\Sigma=2$ における潤滑油の見掛けの誘電率 ε' [F/m]について推定した。シミュレーション結果について、Fig. 4.11 に示す。但し、図中 ε [F/m]は潤滑油の誘電率であり、 $\varepsilon=2.10\varepsilon_0$ F/m である。Fig. 4.11 より、低速度域において ε' は上昇し、特に $U=0.005$ m/s の場合、摩耗 (Fig. 4.5(a)参照) により潤滑油の見掛けの誘電率が約 10 倍上昇していることがわかった。すなわち、低速度にするほど EHD 接触域にて摩耗が生じ、潤滑油中に摩耗粉が混入していたことが示唆された。

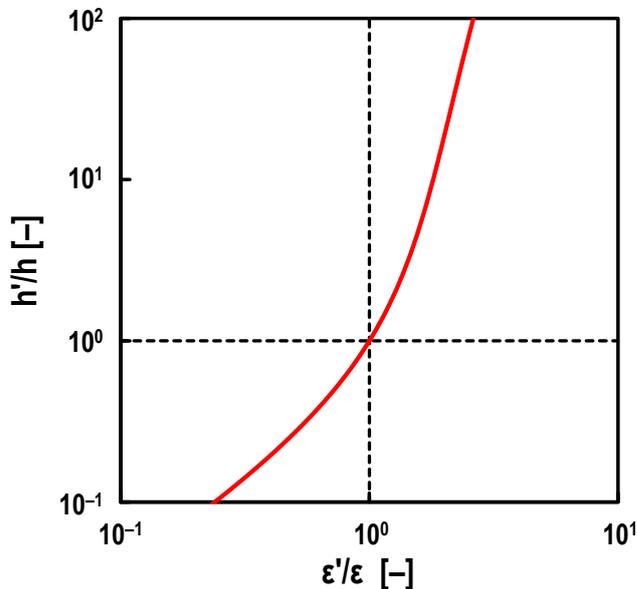


Figure 4.10. Effect of dielectric constant on measured oil film thickness under $F_z = 10$ N with no breakdown area (i.e., $\alpha = 0$); ε : true dielectric constant of oil ($\varepsilon = 2.10 \varepsilon_0$ F/m), ε' : estimated dielectric constant of oil, h : true oil film thickness ($h = 100$ nm), h' : theoretical measured oil film thickness obtained by electrical method; black dashed vertical line: $\varepsilon' = \varepsilon$, black dashed horizontal line: $h' = h$.

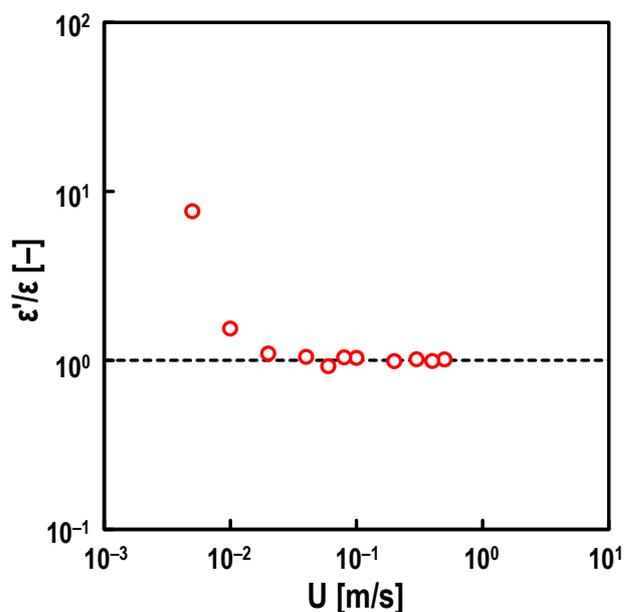


Figure 4.11. Estimated values of dielectric constant of oil ε' under pure sliding steel/steel contacts for varying entrainment speed U ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), and normal load: $F_z = 10 \text{ N}$; black dashed line: $\varepsilon' = \varepsilon = 2.10 \varepsilon_0 \text{ F/m}$.

ところで、glass/steel contact の場合 (Fig. 3.5 参照), $\Sigma=2$, かつ混合潤滑領域 ($\alpha \geq 0$) にも関わらず、本手法は精度良く油膜厚さを測定できることを確認している。すなわち、実際の油膜厚さ (光干渉法による結果や理論値) よりも厚く評価されることはなかった。これは、glass/steel contact の場合、異種材間の接触なので steel/steel contact ほどの凝着摩耗が生じず [119], 結果的に本手法の油膜測定精度にあまり影響を及ぼさなかったからであると考えられる。あるいは、ITO 膜の方が軸受鋼よりも導電性が低いため (ITO の抵抗率 $\rho'_{\text{ITO}} \approx 10^{-2} \Omega \cdot \text{m}$ に対して、鉄の低効率 $\rho'_{\text{Fe}} \approx 10^{-7} \Omega \cdot \text{m}$ [120]), ITO 膜の摩耗粉による見掛けの誘電率の上昇が鉄粉ほど生じなかった可能性も考えられる。

4.3.2 油膜の破断率の妥当性

続いて、Fig. 4.7 に示す油膜厚さの測定結果から式(3.16)を用いて A を計算し、steel/steel contacts における油膜の破断率 α との関係について調査した。 A と α の関係について、Fig. 4.12 に示す。Figure 4.12 より、 $A > 3$ である場合、 F_z によらず油膜がほとんど破断していないことがわかった。一方、 $A < 3$ である場合、混合潤滑領域であることが示唆された。これは、Fig. 3.17 に示す glass/steel contacts における試験結果と同様である。Johnson ら [121]は、直接接触する表面粗さの突起数が油膜厚さに応じてポアソン分布で与えられると仮定し、理論的に $A < 3$ で油膜が破断することを見出している。よって、本手法は steel/steel contacts においても α を定量的に評価できることが示唆された。

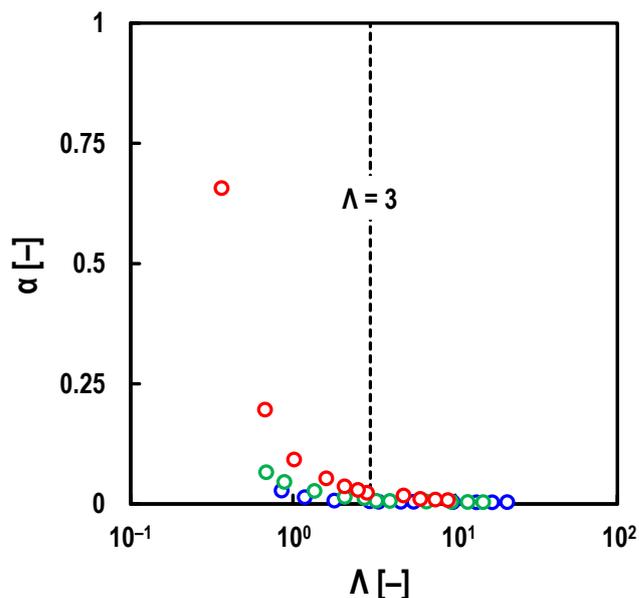


Figure 4.12. Relationship between film parameter Λ and breakdown ratio α under steel/steel contacts, oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.005$ to 0.5 m/s , and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 0$; red open circles: measured values at $F_z = 59 \text{ N}$; green open circles: measured values at $F_z = 10 \text{ N}$; blue open circles: measured values at $F_z = 1.4 \text{ N}$; black dashed line: $\Lambda = 3$.

更に、 $\Lambda < 3$ である場合、同じ Λ でも F_z が大きいほど α が大きくなることがわかった。また、Fig. 4.7 に示す \bar{h} の測定結果 ($\Sigma = 0$) より、混合潤滑領域 ($\alpha \geq 0$) において Fig. 4.4 に示すような \bar{h} の増大は確認されなかった。つまり、Fig. 4.12 に示す α の荷重依存性は、摩耗が原因ではないことが示唆された。この荷重依存性は、荷重が大きいほど直接接触部における弾性変形量（あるいは、塑性変形量）が大きくなったことが原因であると考えている。Johnson ら [121] は、粗面同士の接触状態における EHL 膜と表面粗さ突起先端の直接接触部の荷重分担割合について理論的に導いており、EHL 膜は表面粗さの突起よりも剛性が極めて高いことを見出している。つまり、表面粗さの突起先端は容易に変形し得ることを指摘しており、このことが α の荷重依存性が得られた原因ではないかと考えている。但し、荷重が大きいほどヘルツ接触円が大きくなるので絶縁破壊が生じやすくなり、 α が実際よりも大きく評価された可能性も考えられる。この荷重依存性が生じた原因については、今後も検討が必要である（絶縁破壊の影響は、付録 A、及び付録 F 参照）。

最後に、Fig. 4.2 の試験結果を用いて α と μ の関係についてプロットした結果を、Fig. 4.13 に示す。但し、図中の黒いプロットは、第 3 章の Fig. 3.18 に示した結果 (glass/steel contacts) である。Figure 4.13 より、glass/steel contacts の結果と同様、 α の増加に伴い μ が二次関数的に増加することがわかった。つまり、steel/steel contacts でも α の増加に伴って直接接触を生じる領域におけるせん断強さも増加していることが示唆された。

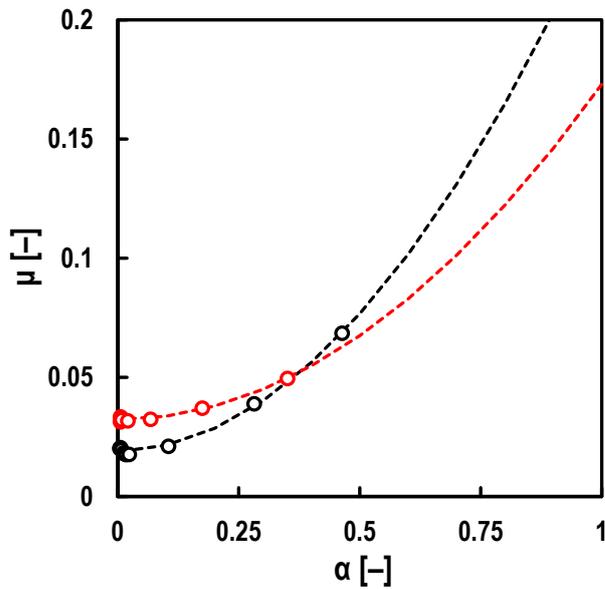


Figure 4.13. Relationship between breakdown ratio α and friction coefficient μ , oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.005$ to 0.5 m/s , normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles: measured values under steel/steel contacts; black open circles: measured values under glass/steel contacts; dashed lines: fitted curves by quadratic function.

ところで、Fig. 4.13 より、steel/steel contacts の方が $\alpha < 0.25$ の範囲では μ が大きいものに対して、 α が大きくなるほどその勾配は glass/steel contacts より緩やかになっていることがわかる。steel/steel contacts の方が $\alpha < 0.25$ の範囲では μ が大きかった理由としては、鋼同士の接触であるため凝着が生じ、直接接触部におけるせん断強さが glass/steel contacts よりも大きかったことが原因であると考えられる。一方、勾配が glass/steel contacts よりも steel/steel contacts の方が小さくなる理由については、しゅう動表面のなじみが挙げられる。Figure 4.5 (a)や Fig. 4.11 より、steel/steel contacts、かつ $\Sigma = 2$ の場合、 $U = 0.005 \text{ m/s}$ において摩耗によるなじみの発生が示唆されており、その結果 μ が減少し勾配が小さくなったのではないかと考えている。つまり、なじみにより直接接触を生じている突起にかかる接触面圧が低下し、 μ と α の関係に影響を及ぼしたのではないかと考えている。

4.4 まとめ

本章では、本研究で開発した電気インピーダンス法を実際の転がり軸受に適用するための予備試験として、第 3 章で用いたガラス製ディスク試験片の代わりに軸受鋼製ディスク試験片を用いた要素試験を実施し、鋼同士の接触 (steel/steel contacts) にも本手法を適用可能であるか確認した。本章で得られた知見について、以下に示す。

1. 引き込み速度，すべり率，垂直荷重，粘度を変化させた試験を行い，電気インピーダンス法によって測定された油膜厚さと Hamrock-Dowson の式による理論値を比較した。その結果，摩耗が生じる条件，あるいは枯渇潤滑が生じる条件では理論値との乖離が生じ，それ以外の条件では理論値とほぼ一致することを確認した。つまり，上記 2 つの条件を除き，本手法は steel/steel contacts でも EHD 接触域における油膜厚さを精度良く測定できることを確認した。
2. EHD 接触域内において摩耗が生じる場合，本手法を用いて得られる油膜厚さは理論値よりも遥かに厚く算出されることがわかった。これは，潤滑油中に摩耗粉が混入することで潤滑油の見掛けの誘電率が増加したことに原因があると考えている。言い換えると，本手法を用いることで摩耗発生の有無についてもモニタリングできることが示唆された。具体的には，油膜厚さと油膜の破断率が同時に上昇する結果が得られた場合，EHD 接触域内において摩耗が生じている可能性があるかと判断できると考えている。
3. 高粘度油を用いた場合，高速度域で油膜厚さが理論値よりも薄くなる結果が得られた。この時，摩擦係数が上昇していることから，EHD 接触域において枯渇潤滑が生じていることが示唆された。これは，本手法を用いて理論値よりも薄い油膜厚さが得られた結果を支持するものである。
4. 油膜パラメータ λ と油膜の破断率の関係から， $\lambda < 3$ の範囲で油膜の破断率が上昇することを確認した。これは，glass/steel contacts における試験結果と同様である。また， $\lambda < 3$ の範囲で油膜の破断率と摩擦係数が同時に上昇したことから，本手法は steel/steel contacts でも油膜の破断率を定量的に評価できることが示唆された。
5. 垂直荷重が大きいほど， $\lambda < 3$ の範囲で油膜の破断率が上昇することを確認した。荷重が大きいほど，表面粗さ突起先端の直接接触部における弾性変形量（あるいは，塑性変形量）が大きくなり，それに伴い油膜の破断率が増加したのではないかと考えている。
6. 混合潤滑条件下における油膜の破断率と摩擦係数の関係から，破断率の増加に伴い，摩擦係数が二次関数的に増加することがわかった。これは，glass/steel contacts における試験結果と同様である。しかし，steel/steel contacts の場合，摩擦係数がしゅう動面の摩耗によるなじみの影響を受け，油膜の破断率と摩擦係数の関係に影響を及ぼすことが示唆された。

第5章 転がり軸受の潤滑状態モニタリング

5.1 試験方法

5.1.1 試験装置

本章では、本研究で開発した電気インピーダンス法を実際の転がり軸受の潤滑状態モニタリングに適用可能であるか確認した。本章で用いた軸受試験機の模式図について、Fig. 5.1に示す。本試験機の測定対象となる軸受は深溝玉軸受2個であり、これらの軸受にばねを用いてアキシャル荷重 F_a [N]のみを負荷させた。尚、本試験機は、内輪回転数 N [min^{-1}]を変化させた時の平均油膜厚さ \bar{h} [m]と油膜の破断率 α [-]だけでなく、軸受外輪温度 T [$^{\circ}\text{C}$]と軸受トルク M [$\text{N}\cdot\text{m}$]も同時に測定可能である。

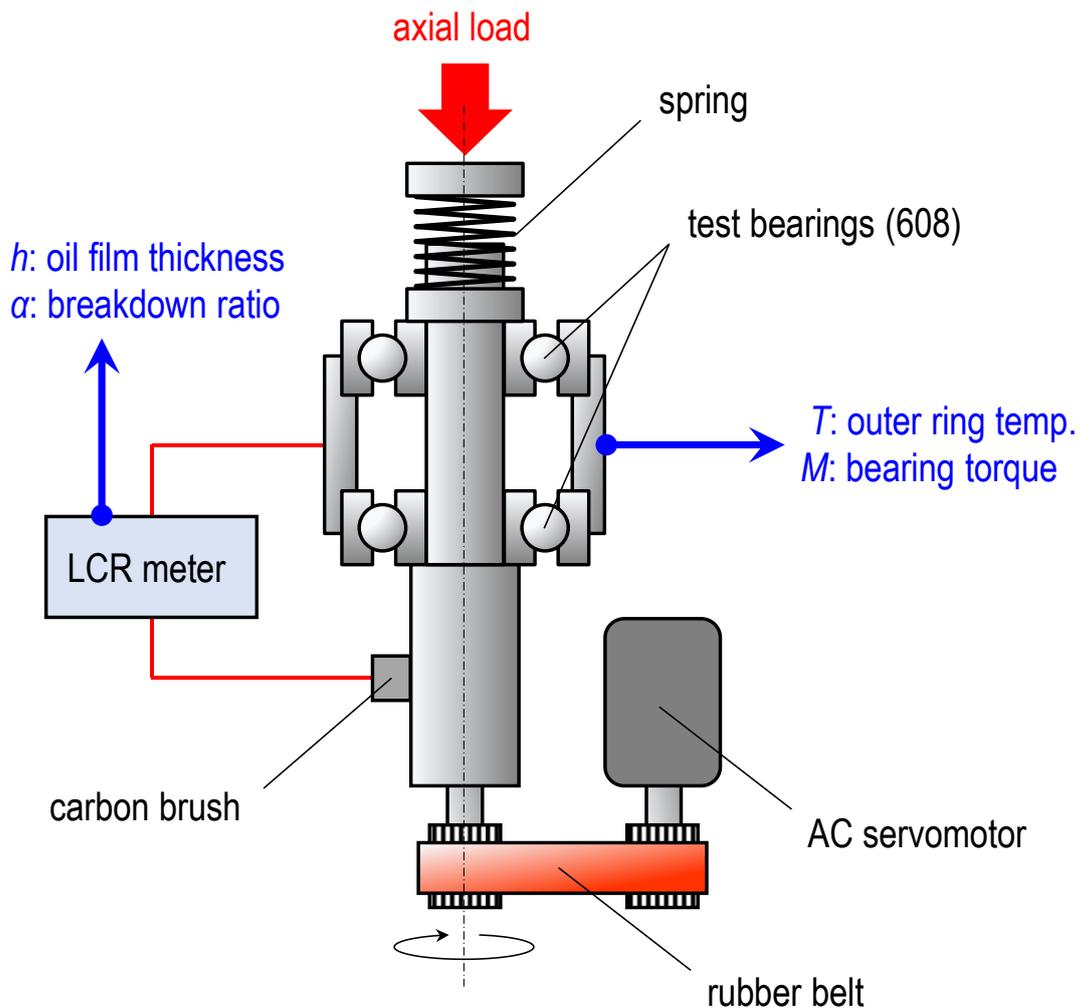


Figure 5.1. Schematic diagram of ball bearing test rig.

Figure 5.1 に示す軸受試験機に本手法を適用するため、軸受内輪の回転軸に押し付けたカーボンブラシと軸受ハウジング間に LCR メータからの交流電圧を印加した。また、回転軸にはゴム製のタイミングベルトを用いることで、モーターと絶縁した状態で動力を伝えた。尚、軸受外輪温度は熱電対を直接軸受外輪に取り付けて測定した。また、軸受トルクは軸受ハウジングに取り付けてある紐をロードセルで引っ張ることで測定した。

Table 5.1. Test bearing specifications.

test bearing	608
inner diameter, mm	8
outer diameter, mm	22
width, mm	7
number of balls	7
material	52100 steel
Young's modulus, GPa	207
Poisson's ratio	0.3

Table 5.2. Oil properties for bearing tests.

oil	poly- α -olefin oil
additive	–
density, g/mm ³	0.82
kinematic viscosity at 40°C, mm ² /s	19
pressure-viscosity coefficient at 25°C, GPa ⁻¹	11.7
relative permittivity	1.97

Table 5.3. LCR meter specifications for bearing tests.

RMS amplitude, V	1.5
frequency, MHz	1.0

5.1.2 試験片

試験軸受の諸元について、Table 5.1 に示す。用いた試験軸受は、深溝玉軸受 608 (inner diameter: 8 mm, outer diameter: 22 mm, width: 7 mm) であり、材質は 52100 steel (Young's modulus: 207 GPa, Poisson's ratio: 0.30) である。尚、保持器は樹脂製であり、シールは金属製である。

5.1.3 試験油

本試験では、Table 5.2 に示す低粘度 PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$) を用いた。この PAO の比誘電率 $\epsilon_{\text{oil}} [-]$ は、交流電圧 (RMS amplitude: $V_e = 1 \text{ V}$) の周波数 $f = 30 \text{ Hz} \sim 1.0 \text{ MHz}$ の範囲で $\epsilon_{\text{oil}} \approx 1.97$ であったので、 $\epsilon = \epsilon_{\text{oil}} \epsilon_0 = 1.97 \epsilon_0 \text{ F/m}$ として油膜厚さを計算した (付録 D 参照)。但し、真空の誘電率 $\epsilon_0 = 8.85 \cdot 10^{-12} \text{ F/m}$ である。

5.1.4 試験手順

本研究における試験温度は、全て室温 (約 25°C) にて行った。試験を行う前に、石油エンジンを用いて試験軸受を洗浄し、潤滑油を 40 mg 封入後、金属製シールを装着した。試験軸受 2 個を回転軸に取り付け、Fig. 5.1 に示すばねを用いてアキシアル荷重のみを負荷した状態で、回転軸と軸受ハウジング間に交流電圧 (RMS amplitude: $V_e = 1.5 \text{ V}$, frequency: $f = 1.0 \text{ MHz}$, Table 5.3 参照) を印加した。

ところで、Table 5.3 に示すように、試験軸受に印加する交流電圧は Table 3.4 に示す要素試験の場合よりも大きくした。これは、軸受が複数の転動体を有しているため 1 つの接触域に流れる電流が小さくなり、LCR メータの確度が低下するのを防ぐためである。試験を行う際、まず初めに静的な接触状態 (すなわち、 $\alpha = 1$) における複素インピーダンス $Z_0 [\Omega]$ を測定した。この Z_0 より、次式(5.1)を用いて式(2.47)中の電気抵抗 $R_{10} [\Omega]$ を求められる。

$$R_{10} = \frac{kn|Z_0|}{l \cos \theta_0} \quad (5.1)$$

但し、式(5.1)中の $|Z_0| [\Omega]$ 、 $\theta_0 [\text{deg}]$ は、 Z_0 の大きさと位相であり、 $k [-]$ は測定対象となる転がり軸受の数、 $l [-]$ は転動体 1 個当たりの接触点の数、 $n [-]$ は試験軸受 1 個に含まれる転動体数である。続いて、試験軸受内輪を回転させ、動的な接触状態における $|Z|$ 、 θ 、 T 、 M の 4 つのパラメータについて同時に測定を行った (sampling rate: 1 Hz)。尚、本研究では試験軸受の内輪回転数 $N = 50 \text{ min}^{-1}$ から 40 min 毎に速度を増加させ、最終的に $N = 6000 \text{ min}^{-1}$ で試験を行った (全試験時間: 10h)。また、本章で示す試験結果は全て試験軸受 2 個分の平均値であり、電気インピーダンス法を用いて得られる平均油膜厚さは、Hamrock-Dowson の式 [39] から導かれる理論油膜厚さ (但し、内外輪と転動体間に生じる中央油膜厚さの平均値) と比較した。更に、軸受を用いた場合 $|Z_0|$ が比較的小さかったため外部抵抗 ($R_E = 0.03 \text{ k}\Omega$, 付録 G 参照) を接続し、精度良く測定できるよう工夫した。

5.2 試験結果

5.2.1 回転数 N の影響

試験軸受の内輪回転数 $N = 50 \sim 6000 \text{ min}^{-1}$ まで変化させた時の平均油膜厚さ \bar{h} [m], 油膜の破断率 α [-], 軸受外輪温度 T [°C], 軸受トルク M [N·m] を測定した結果について, Fig. 5.2 に示す (Z の測定結果は, 付録 E.3 参照). 但し, 各プロットは各回転数で試験を行った 40 min 後の測定結果であり, かつ 4 回試験を行った平均値である (図中の誤差範囲は, 標準偏差). 尚, 赤色のプロットは, 本手法を用いて得られた結果を示す. また, 油膜厚さの測定結果を示すグラフ内の黒色の破線は, 室温 (約 26°C) における理論油膜厚さ [39] である. 軸受外輪温度の測定結果に示す黒色の破線は, 室温を表す.

Figure 5.2 より, 本手法を用いて得られた \bar{h} は, 低速度域では室温における理論値とほぼ一致することがわかった. 一方, 高速度域では理論値よりも薄くなっており, この時 T が上昇していることから, 潤滑油のせん断発熱による粘度低下が原因であると考えられる. $N = 6000 \text{ min}^{-1}$ で M が減少したのも, 同様な理由であると考えられる. 更に, 本手法を用いて得られた α は, 低速度域において M と共に上昇していることから, 定量評価できていることが示唆された. また, 全ての速度域において \bar{h} の誤差範囲は M と比較して非常に小さいことから, 再現性に優れていることがわかった.

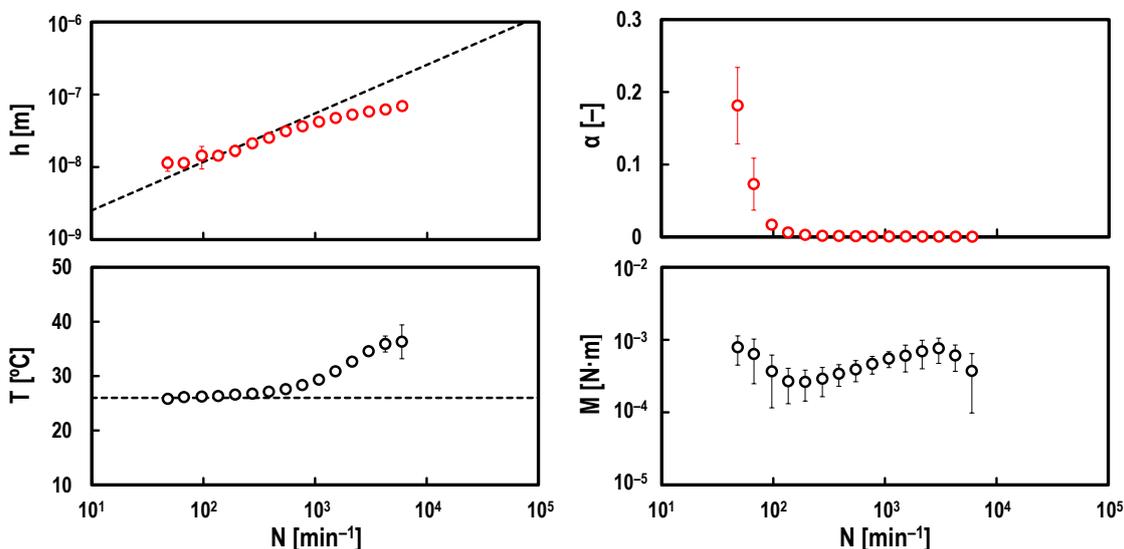


Figure 5.2. Measured values of oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom) for varying rotational speed N ; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$) and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red open circles in graphs: measured values by electrical method; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at room temperature (26°C) by Hamrock and Dowson; black dashed line in left bottom graph: $T = 26^\circ\text{C}$.

続いて、 $N=50 \text{ min}^{-1}$ における経時変化について、Fig. 5.3 に示す (Z の測定結果は、付録 E.3 参照). \bar{h} の測定結果より、試験開始直後は理論値よりも厚かったが時間と共に薄くなり、最終的におおよそ理論値と等しくなることがわかった. 試験開始直後、理論値よりも厚い油膜厚さが測定されたことから、第 4 章の Fig. 4.4 に示したように、EHD 接触域内において摩耗が生じていた可能性が示唆された. また、 \bar{h} と α は時間と共に減少していることから、接触域における摩耗が減少し、なじみが完了していったと考えられる.

次に、 $N=100 \text{ min}^{-1}$ における経時変化について、Fig. 5.4 に示す. \bar{h} の測定結果より、時々僅かに薄くなるが理論値とほぼ等しい油膜厚さであることを確認した. すなわち、この速度域では EHD 接触域内において摩耗があまり生じていないことが示唆された. 一方、 α と M の結果から、お互いに似たような挙動を示していることがわかった. つまり、直接接触が生じると軸受トルクが増加することがわかった.

最後に、 $N=6000 \text{ min}^{-1}$ における経時変化について、Fig. 5.5 に示す. α の測定結果より、流体潤滑領域であることがわかった. また、 \bar{h} と M の結果から、互いに似た挙動を示していることを確認した. つまり、油膜が増加すると軸受トルクも増加することがわかった. これは、軸受内の潤滑油が転走面の走行跡に再流入 (replenishment [122]–[124]) することで、かくはん抵抗や転がり粘性抵抗が増加したからであると考えられる (Fig. 1.6 参照). また、Fig. 5.5 より、 T が時間と共に上昇していることも確認した.

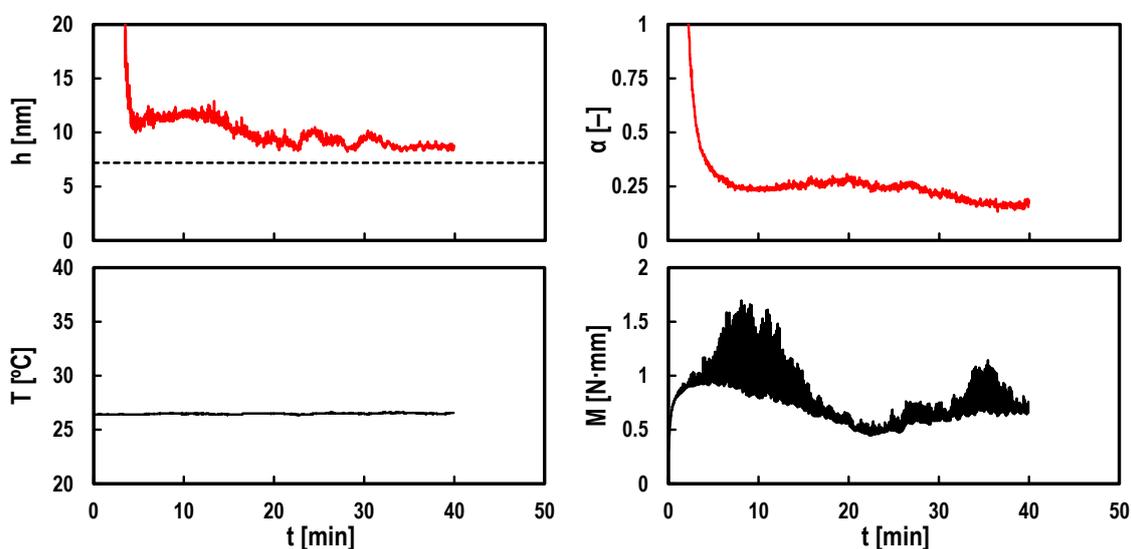


Figure 5.3. Time evolutions of measured oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 50 \text{ min}^{-1}$, and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red lines in graphs: measured values by electrical method; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at room temperature (26°C) by Hamrock and Dowson.

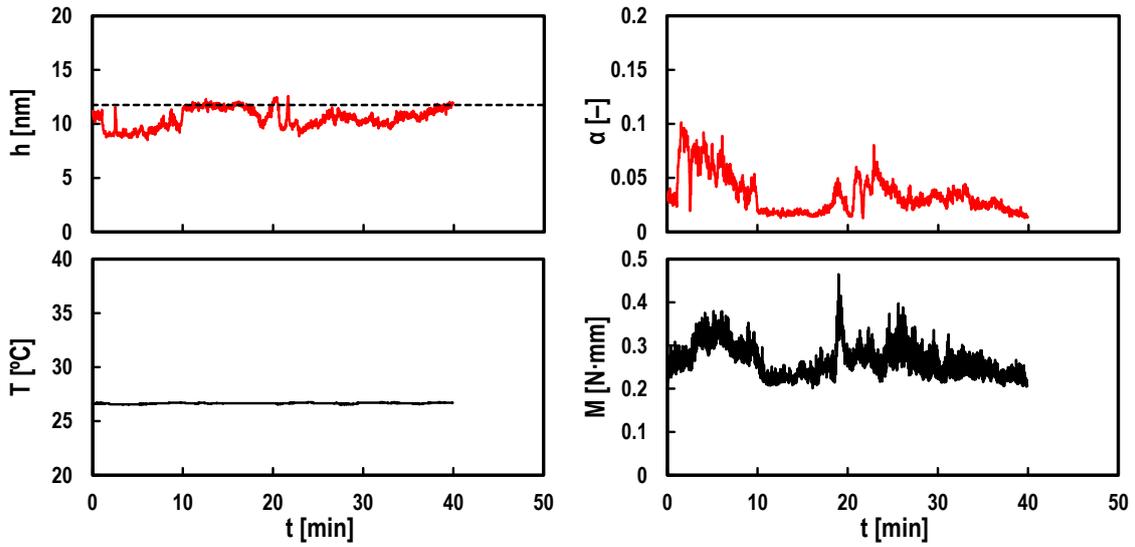


Figure 5.4. Time evolutions of measured oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 100 \text{ min}^{-1}$, and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red lines in graphs: measured values by electrical method; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at room temperature (26°C) by Hamrock and Dowson.

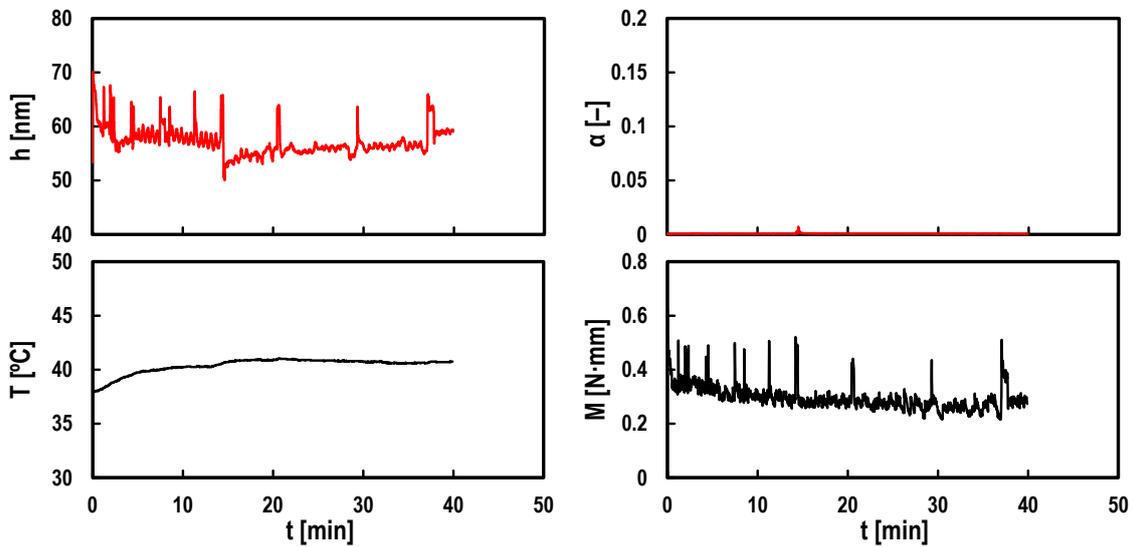


Figure 5.5. Time evolutions of measured oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 6000 \text{ min}^{-1}$, and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red lines in graphs: measured values by electrical method.

続いて、光学顕微鏡を用いて、 $N = 50 \sim 6000 \text{ min}^{-1}$ まで試験した後の内輪転走面を観察した結果について、Fig. 5.6(b)に示す。Figure 5.6(b)より、試験後の走行跡が茶色に変色しており、明らかに摩耗していることを確認した。続いて、光干渉顕微鏡を用いて、内輪転走面の表面粗さを測定した結果について、Fig. 5.7に示す。但し、図中の y 軸（横軸）は内輪回転方向に垂直な向きである。Figure 5.7(b)より、試験後はしゅう動表面において摩耗が生じ、表面粗さが大きくなっていることを確認した。一方で、Fig. 5.3より、 α は時間と共に減少していることも確認している。つまり、摩耗により表面粗さが大きくなっているにもかかわらず、真実接触面積が減少していることが示唆された。

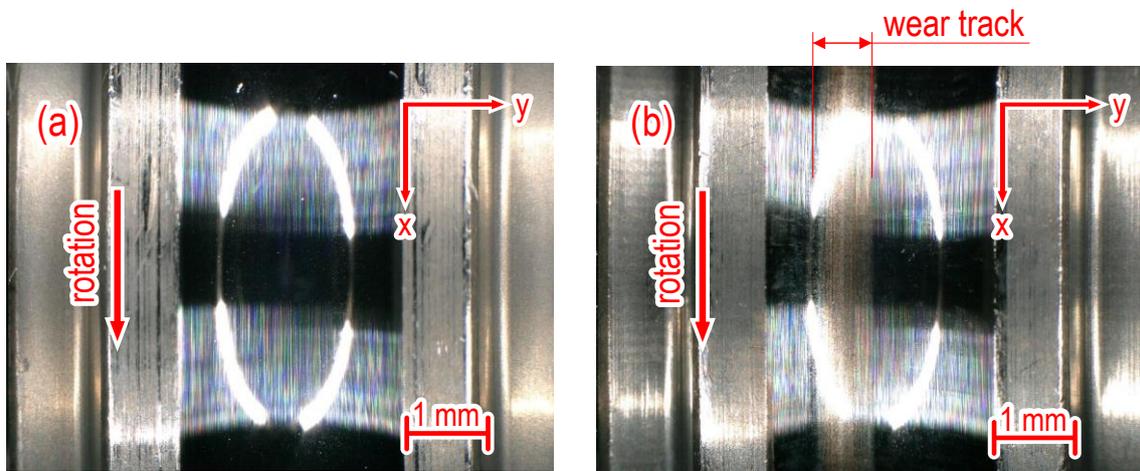


Figure 5.6. Photographs of inner rings for $v = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$, $N = 50$ to 6000 min^{-1} , and $F_a = 30 \text{ N}$; (a) photograph of inner ring before experiments and (b) photograph of inner ring after experiments; red arrow: rotation direction of inner ring.

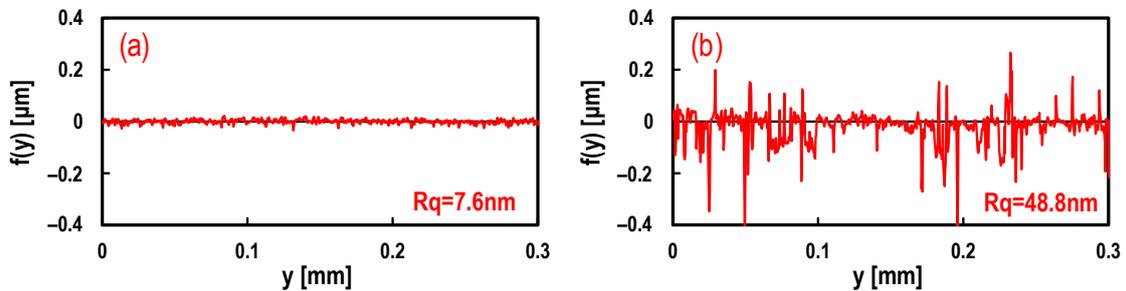


Figure 5.7. Surface roughness profiles of inner rings for $v = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$, $N = 50$ to 6000 min^{-1} , and $F_a = 30 \text{ N}$; y -axis: coordinate across rotation direction of inner ring; $f(y)$: height of surface roughness; (a) measured profile before experiments and (b) measured profile after experiments.

5.2.2 アキシアル荷重 F_a の影響

次に、様々なアキシアル荷重条件下 ($F_a=30\text{ N}$, 60 N , 90 N) において、試験軸受の内輪回転数を $N=50\sim 6000\text{ min}^{-1}$ まで変化させた時の \bar{h} [m], α [-], T [°C], M [N·m] について測定を行った。試験油は、PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 19\text{ mm}^2/\text{s}$) である。試験結果について、Fig. 5.8 に示す。但し、図中青色のプロットは $F_a=30\text{ N}$ (Fig. 5.2 参照)、緑色のプロットは $F_a=60\text{ N}$ 、赤色のプロットは $F_a=90\text{ N}$ の結果である。また、油膜厚さの測定結果を示すグラフ内の黒色の破線は、室温 (約 25°C) における理論油膜厚さ [39] であり、 $F_a=30\sim 90\text{ N}$ の範囲ではほぼ同じ油膜厚さだったので $F_a=60\text{ N}$ のみ示す。尚、軸受外輪温度の測定結果を示す黒色の破線は、室温を表す。

Figure 5.8 より、 $F_a=30\sim 90\text{ N}$ まで変化させても、本手法を用いて得られる \bar{h} はほぼ同じであるが、低速度域では $F_a=90\text{ N}$ の場合のみ若干薄くなることを確認した。また、 T の測定結果より、高速度域において全ての荷重条件で同様に上昇することを確認した。この時、 \bar{h} が全ての荷重条件において理論値よりも薄くなっていることから、軸受内のせん断発熱による潤滑油の粘度低下が原因で油膜が減少したと考えられる。また、 T の荷重依存性が明確に確認されなかったことから、軸受内部に存在する潤滑油を転動体がかくはんする際に生じる抵抗、すなわちかくはん抵抗 (Fig. 1.6 参照) が発熱の主要因ではないかと予想される。

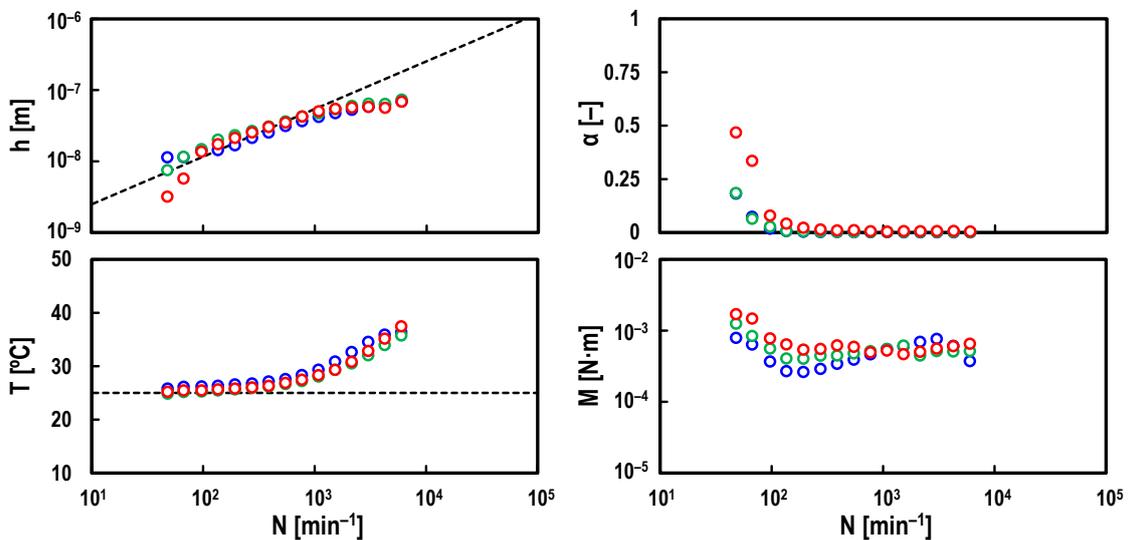


Figure 5.8. Measured values of oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom) for varying rotational speed N ; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 19\text{ mm}^2/\text{s}$); blue open circles in graphs: measured values at $F_a = 30\text{ N}$; green open circles in graphs: measured values at $F_a = 60\text{ N}$; red open circles in graphs: measured values at $F_a = 90\text{ N}$; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at $F_a = 60\text{ N}$ under room temperature (25°C) by Hamrock and Dowson; black dashed line in left bottom graph: $T = 25^\circ\text{C}$.

一方、本手法を用いて得られた α は、低速度域において F_a が大きいほど上昇することがわかった。更に、 M についても F_a が大きいほど低速度域で増加していることがわかった。つまり、低速度域は混合潤滑領域であり、 α と M は荷重依存性があることを確認した。

5.3 考察

5.3.1 油膜厚さの妥当性

Figure 5.2 より、本手法を用いて得られた \bar{h} は、低速度域では室温における理論油膜厚さとほぼ一致している（僅かに厚いが摩耗によると考えられる）が、高速度域では理論値よりも薄くなることがわかった。高速度域では軸受外輪温度 T [°C] が上昇していることから、せん断発熱による粘度低下、すなわち熱弾性流体潤滑（thermal EHL [47]–[52]）であったと考えられる。そこで、接触域近傍における潤滑油の温度は T に等しいと仮定した時の理論油膜厚さについて、Fig. 5.9 に示す。但し、図中の赤い破線のプロットが軸受外輪温度を考慮した理論油膜厚さである。Figure 5.9 より、 T を考慮した理論値（破線のプロット）よりも、本手法を用いて得られた \bar{h} （実線のプロット）の方が更に薄いことがわかった。つまり、接触域近傍における潤滑油の温度は、軸受外輪温度 T よりも高温であることが示唆された。

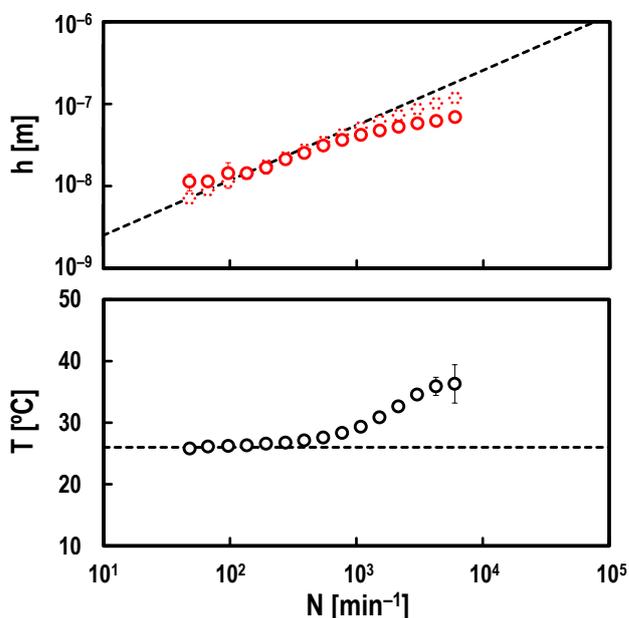


Figure 5.9. Theoretical predictions of oil film thickness considering outer ring temperature T ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$) and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red open circles in top graph: measured values by electrical method; red dashed circles in top graph: theoretical prediction at outer ring temperature T by Hamrock and Dowson; black dashed line in top graph: theoretical prediction at room temperature (26°C) by Hamrock and Dowson; black dashed line in bottom graph: $T = 26^\circ\text{C}$.

ところで、Fig. 5.5 より、高速度域では \bar{h} と M が互いに似た挙動を示していることを確認している。そこで、 $N=6000 \text{ min}^{-1}$ における \bar{h} と M の関係について、Fig. 5.10 に示す。Figure 5.10 より、この高速度域では \bar{h} と M との間に正の相関があることがわかった。これは、潤滑油が接触域から排除されて油膜が薄くなりトルクが減少する、あるいは接触域に再流入し油膜が厚くなることでトルクが増大することを意味する。つまり、接触域において潤滑油の枯渇 (starvation) と再流入 (replenishment) が繰り返し生じていることが示唆された。よって、この高速度域では熱弾性流体潤滑 (thermal EHL) と枯渇潤滑 (starved lubrication) の両方が生じており、その結果本手法を用いた油膜厚さは理論値よりも薄くなったと考えられる。また、Fig. 5.2 より、 $N=6000 \text{ min}^{-1}$ で M が減少したのも同様な理由である。

一方、低速度域では、Fig. 5.3 に示した通り、初めは理論値よりも非常に厚かったが時間と共に薄くなり、最終的に理論値とほぼ等しくなることを確認した。試験開始初期において理論値よりも厚い油膜厚さが測定されたことから、EHD 接触域内において摩耗が生じていたことが示唆された。実際に試験軸受の内輪が摩耗していることを、Fig. 5.6、及び Fig. 5.7 より確認している。そこで、どのようにこの摩耗が進行したのか確認するため、測定された油膜厚さと理論油膜厚さを比較して、想定される潤滑油の見掛けの誘電率 ϵ' について計算した。Figure 5.11 より、時間と共に見掛けの誘電率が減少しており、潤滑油中に含まれる摩耗粉の濃度が減少していったことが示唆された。以上の結果から、本手法は実際の軸受を用いても摩耗のモニタリングが可能であることが示唆された。

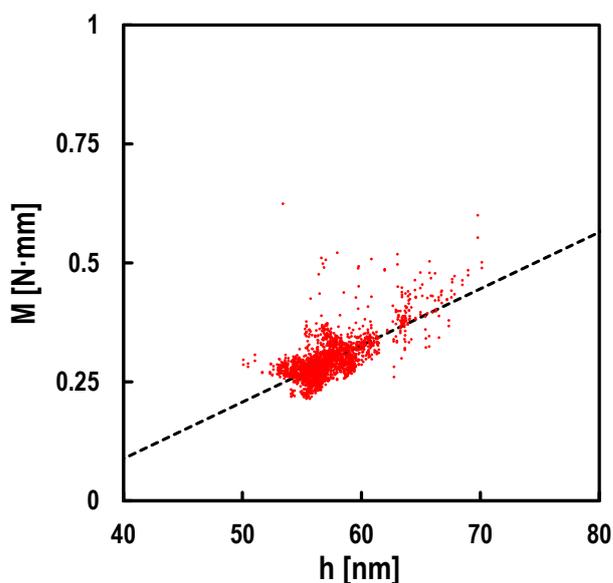


Figure 5.10. Relationship between oil film thickness h and bearing torque M ; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 6000 \text{ min}^{-1}$, axial load: $F_a = 30 \text{ N}$, and $t = 40 \text{ min}$; dashed line: fitted curve by linear function.

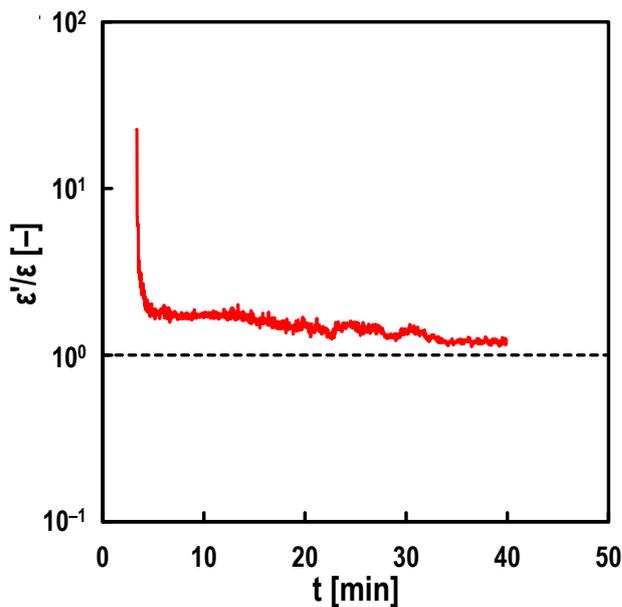


Figure 5.11. Time evolution of estimated dielectric constant of oil ε' ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 50 \text{ min}^{-1}$, and normal load: $F_z = 10 \text{ N}$; black dashed line: $\varepsilon' = \varepsilon = 2.10 \varepsilon_0 \text{ F/m}$.

5.3.2 油膜の破断率の妥当性

Fig. 5.4 より $N = 100 \text{ min}^{-1}$ の場合, \bar{h} の測定結果がほぼ理論値と等しかったことから, あまり摩擦が生じていなかったと考えられる. この時, Fig. 5.12 に示すように, α と M との間に正の相関があることがわかった. これは, 直接接触の面積が増えるほど, 軸受トルクが増加することを意味する. Bowden ら [114][115] は, 真実接触面積が増えるほど接触域内で生じる摩擦力が増加することを指摘している. よって, 混合潤滑領域の場合, 真実接触面積が増えるほど接触域で生じる摩擦力が増加して軸受トルクが増加した, すなわち, 軸受トルクに占めるすべり摩擦抵抗の割合が大きいことが示唆された.

続いて, 本手法を用いて得られる α の妥当性について調査するため, Fig. 5.8 に示す荷重を変化させた試験結果について考察した. アキシアル荷重 F_a を変化させた時の油膜パラメータ A と油膜の破断率 α の関係について, Fig. 5.13 に示す. $A < 3$ の場合, A が減少するほど α が増加することがわかった. これは, Fig. 3.17 や Fig. 4.12 に示す試験結果と同様であり, かつ過去の研究結果 [121] とも一致する. つまり, 本手法は実際の転がり軸受を用いても α を定量的に評価できることが示唆された.

一方, $A < 3$ である場合, 明確な荷重依存性はないが, 同じ A でも F_a が大きいほど α が大きくなる傾向にあることを確認した. これは, Fig. 4.12 に示す結果と同様である. すなわち, 荷重が大きくなるほど直接接触部における弾性変形量 (あるいは, 塑性変形量) が大きくなり, それに伴い油膜の破断率が増加したと考えられる.

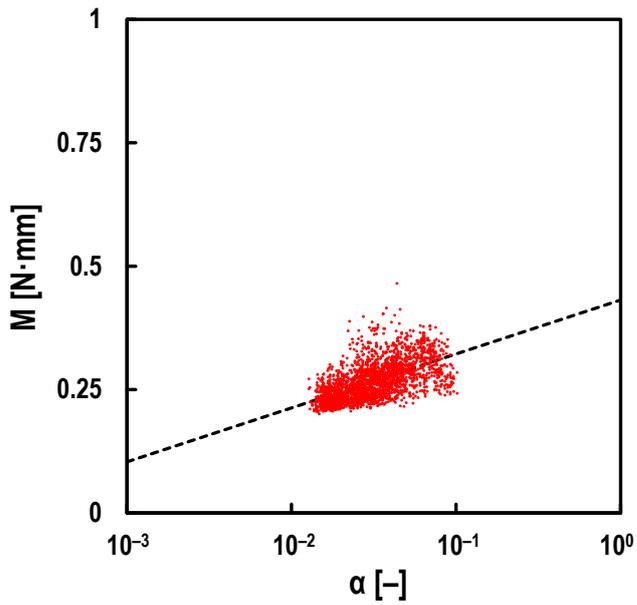


Figure 5.12. Relationship between breakdown ratio α and bearing torque M ; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 100 \text{ min}^{-1}$, axial load: $F_a = 30 \text{ N}$, and $t = 40 \text{ min}$; dashed line: fitted curve by logarithmic function.

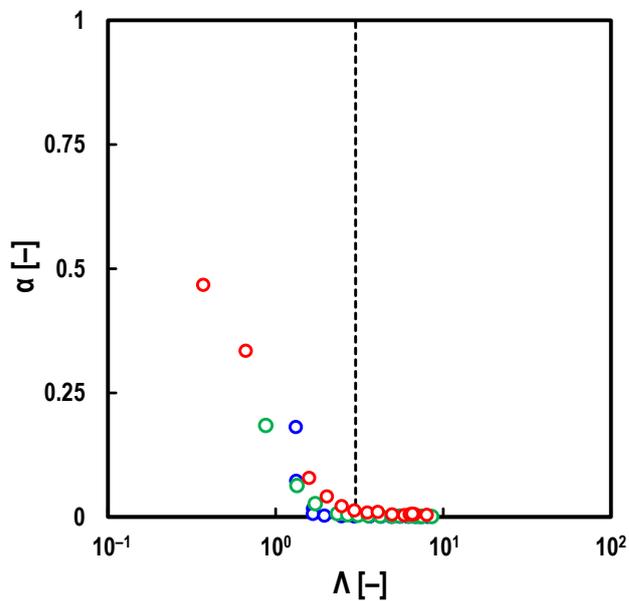


Figure 5.13. Relationship between film parameter λ and breakdown ratio α for varying axial load F_a ; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$); blue open circles: measured values at $F_a = 30 \text{ N}$; green open circles: measured values at $F_a = 60 \text{ N}$; red open circles: measured values at $F_a = 90 \text{ N}$; black dashed line: $\lambda = 3$.

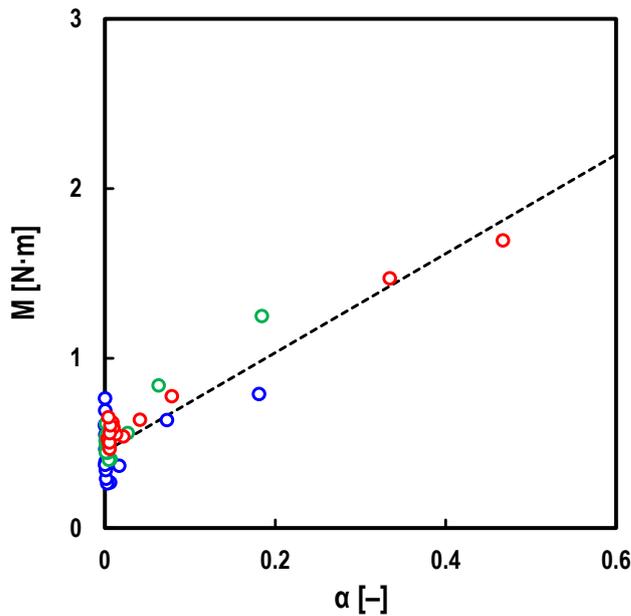


Figure 5.14. Relationship between breakdown ratio α and bearing torque M for varying axial load F_a ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$); blue open circles: measured values at $F_a = 30 \text{ N}$; green open circles: measured values at $F_a = 60 \text{ N}$; red open circles: measured values at $F_a = 90 \text{ N}$; black dashed line: fitted curve by linear function.

最後に、Fig. 5.8 より得られるアキシアル荷重 F_a を変化させた時の α と M の関係について、Fig. 5.14 に示す。 α と M は正の相関にあることがわかったが、明確な荷重依存性について確認することができなかった。 また、第 4 章の Fig. 4.13 に示した要素試験結果より、 α と μ は非線形関係（二次関数）にあったのに対して、軸受試験の場合 α と M は線形関係にあることがわかった。これは、軸受トルクの発生要因が、すべり摩擦抵抗だけでなく、かくはん抵抗や転がり粘性抵抗を含むことに原因があると考えられる。 Aramaki [10] や Matsuyama ら [11] は、かくはん抵抗と転がり粘性抵抗には、軸受内に存在する潤滑油の流動特性 [122]–[126] が大きく関与していると述べている。すなわち、Fig. 5.14 に示すような α と M について荷重依存性のない線形関係が得られた理由について詳細に考察するためには、油膜の破断率だけでなく、軸受内の潤滑油の流動特性についても理解する必要があると考えている。そのためには、例えば CAE (computer aided engineering [126]) 解析や SPH (smoothed particle hydrodynamics [127]) 法を用いた流体解析等を行う必要があり、これらを用いたシミュレーション結果との比較検証については今後の課題である。但し、Fig. 4.13 と Fig. 5.14 より、どちらも正の相関なので、少なくとも混合潤滑領域においては軸受トルクに占めるすべり摩擦抵抗の割合が、他のかくはん抵抗や転がり粘性抵抗の占める割合よりも大きいことが示唆された。

5.4 まとめ

本章では、本研究で開発した電気インピーダンス法を実際の転がり軸受の潤滑状態のモニタリングに適用可能であることを確認した。具体的には、本手法を用いて得られる油膜厚さと油膜の破断率だけでなく、軸受外輪温度、軸受トルクについても同時に測定し、それらを比較することで本手法の測定精度について検証した。本研究で得られた知見について、以下に示す。

1. 試験軸受の内輪回転数を変化させた試験を行い、それぞれの回転数における 40 min 後の油膜厚さを測定した結果、低速度域では電気インピーダンス法による平均油膜厚さと Hamrock-Dowson の式による中央油膜厚さはほぼ一致することがわかった。
2. 一方、高速度域では本手法を用いて得られた油膜厚さは理論値よりも薄くなることがわかった。軸受外輪温度や軸受トルクの測定結果から熱弾性流体潤滑 (thermal EHL) と枯渇潤滑 (starved lubrication) が同時に生じていることが示唆され、これは理論値よりも油膜厚さが薄くなることを支持する結果である。
3. 低速度における油膜厚さは試験開始直後、理論油膜厚さより非常に厚い値が測定された。これは、潤滑油中に摩耗粉が混入することで潤滑油の見掛けの誘電率が増加したことによる原因があると考えている。実際に軸受内輪が摩耗していたことから、本手法を用いることで実際の軸受における摩耗発生の有無についてもモニタリングできることが示された。
4. 油膜の破断率 A と油膜の破断率の関係から、 $A < 3$ の範囲で油膜の破断率が上昇することを確認した。これは、要素試験 (glass/steel contacts, 及び steel/steel contacts) と同様な結果である。また、 $A < 3$ の範囲で油膜の破断率だけでなく、軸受トルクも同時に上昇したことから、本手法は実際の軸受を用いても油膜の破断率を定量的に評価できることが示唆された。
5. $A < 3$ の範囲において、アキシアル荷重が大きいほど油膜の破断率が上昇することを確認した。つまり、荷重が大きいほど表面粗さ突起先端の直接接触部における弾性変形量 (あるいは、塑性変形量) が大きくなり、それに伴い油膜の破断率が増加したと考えられる。
6. 混合潤滑条件下における油膜の破断率と軸受トルクの関係から、破断率の増加に伴い、軸受トルクが単調増加することがわかった。つまり、混合潤滑領域においては、軸受トルクに占めるすべり摩擦抵抗の割合が大きいことが示唆された。

第6章 結論

6.1 本研究のまとめ

本研究では、EHD 接触域に交流電圧を印加し、その応答である複素インピーダンスを測定することで、油膜厚さと油膜の破断率を同時にモニタリングできる電気インピーダンス法を開発した。本手法は電気的手法であるため、実際の転がり軸受にも適用可能である。本研究で得られた知見について、以下にまとめる。

1. 油膜が破断している領域を電気抵抗、EHD 接触域内において油膜が存在する領域、及び EHD 接触域周辺部が潤滑油によって満たされている領域をコンデンサーと見なした等価回路を仮定し、測定される複素インピーダンスから油膜厚さと油膜の破断率を理論的に求める電気インピーダンス法を開発した。
2. 本手法の測定精度について確認するため、ボールオンディスク型の要素試験機を用い、従来手法である光干渉法による油膜測定結果との比較を行った。本研究では、ガラス製ディスク試験片にスペーサー膜として ITO 膜を被膜することで、電気インピーダンス法と光干渉法の同時測定を可能にした。
3. 引き込み速度、すべり率、垂直荷重、粘度を変化させた要素試験を行い、いずれの試験条件においても本手法は光干渉法に匹敵する油膜測定精度を有していることを確認した。特に粘度を大きくした場合、高速度域において枯渇潤滑が生じたが、それでも光干渉法による測定結果とほぼ一致した。これは、枯渇潤滑の場合、一般的に油膜厚さが薄くなることに起因する。つまり、油膜が薄い場合、EHD 接触域周辺部において潤滑油によって満たされていない領域（すなわち、空気によって満たされている領域）が、本手法の油膜測定精度にあまり影響を及ぼさないことを理論的に示した。
4. 油膜パラメータ A と油膜の破断率の関係から、 $A < 3$ の範囲で油膜の破断率が上昇することを確認した。また、 $A < 3$ の範囲で油膜の破断率と摩擦係数が同時に上昇したことから、本手法は油膜の破断率を定量的に評価できることを確認した。
5. 本手法を実際の転がり軸受に適用するための予備試験として、ガラス製ディスク試験片の代わりに、軸受鋼製ディスク試験片を用いた要素試験を行った。その結果、鋼同士の接触でも摩耗が生じない場合、本手法は油膜厚さを精度良く測定できることを確認した。
6. 鋼同士の接触において、摩耗が生じる場合、本手法を用いて得られる油膜厚さは理論値よりも遥かに厚く算出されることがわかった。これは、潤滑油中に摩耗粉が混入することで潤滑油の見掛けの誘電率が増加したことに原因があると考えている。言い換えると、本手法は摩耗発生の有無についてもモニタリングできることが示唆された。

7. 本手法を実際の転がり軸受に適用した結果、せん断発熱を生じない低速度域では油膜厚さを精度良く測定できることを確認した。一方、高速度域では、せん断発熱だけでなく、枯渇潤滑も同時に生じている結果が得られ、理論油膜厚さとの比較検証はできなかつた。但し、軸受トルクが油膜厚さや油膜の破断率と連動する結果が得られ、すなわち本手法は軸受内の潤滑状態を定量的にモニタリングできることが示唆された。

以上の結果から、本手法は実際の転がり軸受を用いた潤滑状態モニタリングへ適用可能であり、転がり軸受の更なる低トルク化と長寿命化の両立を図る上で、欠かすことのできない技術であると言える。

6.2 今後の課題

本研究では、油膜厚さと油膜の破断率を同時に測定できる電気インピーダンス法を開発し、その測定精度について検証した。しかし、本手法の測定精度について確認不足な点や、本手法の改良すべき点等、いくつか課題が残されている。ここでは、それら課題について、以下にまとめる。

1. 本手法を実際の転がり軸受に適用した結果、せん断発熱を生じない低速度域では油膜厚さを精度良く測定できることを確認したが、軸受の回転数を大きくするとせん断発熱、及び枯渇潤滑による影響が同時に発生していることが示唆され、理論油膜厚さとの比較検証はできなかつた。よって、ITO 膜を被膜したガラス製の軸受外輪を作成し、光干渉法を用いた実測値との比較が必要である。
2. 本研究では、Fig. 2.3 の等価回路に示すように、潤滑油によって満たされている領域はコンデンサーのみ（すなわち、 C_1 や C_2 ）で構成されていると仮定した。しかし、実際の転がり軸受では、高電圧が印加される環境下では電食 [128][129]と呼ばれる損傷が生じている。すなわち、厳密にはコンデンサー成分だけでなく電気抵抗成分も存在することを意味する。今後、このことを考慮した油膜方程式を導出することで、電食発生メカニズムの解明にも貢献できるのではないかと考えている。
3. 本研究では、 α の荷重依存性が観測されたが、これは荷重が大きいほどヘルツ接触面積が大きくなるので、EHD 接触域における絶縁破壊が生じやすくなったことを反映した結果である可能性も考えられる。今後、印加電圧が油膜の破断率の測定精度に与える影響について、詳細に調査する必要がある。また、摩耗が生じる際、 R_{10} がそもそも変化している可能性が考えられ、 α の測定精度に影響を与えていないかについても注意が必要である。
4. 本研究で用いた深溝玉軸受は、実用上アキシアル荷重のみで使用される例は少なく、ラジアル荷重のみ、あるいはそれら複合荷重条件下で使用されることが多い。しかし、本

手法はヘルツ接触円の大きさが全て一定である場合のみを対象としているため、新しい理論（負荷圏—非負荷圏が存在する場合）の構築が必要である。また、ころ軸受や円錐ころ軸受等、線接触を対象とした理論の構築も行う必要がある。

5. 一般的に、転がり軸受は油潤滑よりもグリース潤滑 [130]で使用されることの方が多く、更に市販グリースには様々な添加剤が含まれている。よって、増ちょう剤や添加剤が本手法の測定精度に与える影響について調査する必要がある。
6. 本研究では無極性の潤滑油 PAO を試験油として用いたが、極性を持つ潤滑油の誘電率は交流電圧の周波数依存性 [131][132]を有することが報告されている。よって、そのような油種でも本手法は適用可能か確認する必要がある。また、誘電率の周波数依存性、すなわち誘電緩和 [131]–[136]（付録 D 参照）から得られる情報についても今後検討する必要がある。
7. 軸受トルクと油膜の破断率の関係について、荷重依存性のない線形関係が得られたメカニズムについて検証するためには、すべり摩擦だけでなく、かくはん抵抗、及び転がり粘性抵抗についても詳細に理解する必要がある。そのためには、軸受内の潤滑油の流動特性について把握する必要がある。例えば、CAE [125]や SPH[127]等の数値解析を行うことで流動特性をある程度予想できるが、それらの解析精度について未だ不明瞭な点が多い。そこで、本研究で開発した電気インピーダンス法は、これら数値解析の精度検証にも利用できると考えている。具体的には、数値解析を用いて接触域近傍のメニスカス長さ [43]を計算し、そこから得られる理論油膜厚さと、本手法より得られる油膜厚さを比較することで解析精度の検証ができるのではないかと考えている。

6.3 今後の展望

本研究で開発した電気インピーダンス法は、実際の転がり軸受の潤滑状態をリアルタイムでモニタリングすることができる。よって、従来転がり軸受の寿命試験（焼付き寿命、及びはく離寿命等）は数百～数千時間という膨大な時間を要するが、本手法を用いることで寿命に至るまでのプロセスを把握することができ、寿命に至る前に評価を終えることができるのではないかと考えている。すなわち、軸受の新商品開発期間を大幅に短縮できる可能性があると考えている。あるいは、風力発電や工作機械等に使用されている軸受のモニタリング、いわゆる IoT（internet of things）に適用することで、予期しない機械の故障を未然に防ぐことができ、経済的損失を大幅に削減できる可能性がある。また、本手法は光干渉法に匹敵する精度で EHD 接触域における油膜厚さを測定できるので、トライボロジーに関する学術的な基礎研究全般にも利用できると考えている。

今後は、本研究で開発した電気インピーダンス法を様々な製品開発や基礎研究の分野に普及させ、間接的ではあるが地球温暖化問題の解決に貢献していきたいと考えている。

参考文献

- [1] Jianjun, Y., Jonathan, O., Cheryl, P. and Ronald, S., “Big Jump of Record Warm Global Mean Surface Temperature in 2014–2016 Related to Unusually Large Oceanic Heat Releases,” *Geophysical Research Letters*, 45, 2, 2018, 1069–1078.
- [2] IPCC (the intergovernmental panel on climate change) HP, Fourth Assessment Report (AR4), 2007, <http://www.ipcc.ch/report/ar4/wg1/>.
- [3] 外務省 HP, パリ協定, 2015, https://www.mofa.go.jp/mofaj/ila/et/page24_000810.html.
- [4] 環境省 HP, 日本の約束草案, 2015, <https://www.env.go.jp/earth/ondanka/ghg/2020.html>.
- [5] 経済産業省 HP, 平成 20 年度エネルギーに関する年次報告, エネルギー白書, 2009, <http://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2009html/1-1-4.html>.
- [6] 日本精工株式会社 HP, ベアリング入門, 2005, <http://www.nsk.com/jp/company/introduction/index.html#taba>.
- [7] 中村隆, “トライボロジー技術の進展による自動車の省エネ,” *トライボロジスト*, 61, 2, 2016, 65–70.
- [8] Kenneth, H., Peter, A. and Ali E., “Global Energy Consumption due to Friction in Passenger Cars,” *Tribology International*, 2012, 47, 221–234.
- [9] 日本精工株式会社 HP, ハブユニット軸受, <http://www.nsk.com/jp/products/automotive/index.html>.
- [10] Aramaki, H., “Low Friction Technologies of Rolling Element Bearings,” *NSK technical journal*, 2004, 677, 32–38.
- [11] Matsuyama, H., Chiba, H. and Toda, K., “3029 Development of Super-low Friction Torque Tapered Roller Bearing: Part 1: Effect of Internal Geometry on Friction Torque,” *JSME annual meeting*, 4, 2007, 131–132.
- [12] Ali, F., Křupka, I. and Hartl, M., “Effects of Out-of-contact Lubricant Channeling on Friction and Film Thickness in Starved Elastohydrodynamic Lubrication Point Contacts,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 201, 1987, 145–150.
- [13] Morales-Espejel, G. E. and Wemekamp, A. W., “Ertel–Grubin Methods in Elastohydrodynamic Lubrication – A Review,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 222, 1, 2008, 15–34.
- [14] 野木高, “転がり軸受の油膜厚さと転がり抵抗の高精度予測,” *トライボロジスト*, 60, 9, 2015, 582–587.
- [15] 角田和雄, “玉軸受の摩擦モーメントに関する研究: (スラスト荷重の場合),” *日本機械学会論文集*, 27, 178, 1961, 945–956.

- [16] Andersson, I. and Leeuwen, H. V., "Regimes of Traction in Concentrated Contact Lubrication," *ASME Journal of lubrication technology*, 104, 1982, 387–391.
- [17] 角田和雄, "玉軸受の摩擦モーメントに関する研究 (スラスト荷重を受け, 高速回転する場合)," *日本機械学会論文集 (第3部)*, 28-193, 1962, 1160–1167.
- [18] Poritsky, H., Hewlett, C. W. and Colemann, R. E., "Sliding Friction of Ball Bearing of Pivot Type," *Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME*, 16, 1949, A261–A268.
- [19] Ando, Y., "Lowering Friction Coefficient under Low Loads by Minimizing Effects of Adhesion Force and Viscous Resistance," *Wear*, 254, 10, 2003, 965–973.
- [20] Tallian, T. E., "On Competing Failure Modes in Rolling Contact," *ASLE transactions*, 10, 4, 1967, 418–439.
- [21] Zhu, D., Martini, A., Wang, W., Hu, Y., Lisowsky, B. and Wang, Q. J., "Simulation of Sliding Wear in Mixed Lubrication," *ASME Journal of tribology*, 129, 3, 2007, 544–552.
- [22] Maruyama, T., Saitoh, T. and Yokouchi, A., "Differences in Mechanisms for Fretting Wear Reduction between Oil and Grease Lubrication," *Tribology Transactions*, 60, 2017, 497–505.
- [23] Wang, Y., Wang, Q. J., Lin, C. and Shi, F., "Development of a Set of Stribeck Curves for Conformal Contacts of Rough Surfaces," *Tribology Transactions*, 49, 4, 2005, 526–535.
- [24] Vanclooster, K., Lomov, S. V. and Verpoest, I., "Simulation of Multi-Layered Composites Forming," *The European Physical Journal E*, 34, 2011, 113–135.
- [25] 常田聡, "平行すべりしゅう動面におけるしゅう動性評価方法の研究," *品質工学*, 18, 2, 2010, 79–87.
- [26] Bielecki, R. M., Crobu, M. and Spencer, N. D., "Polymer-Brush Lubrication in Oil: Sliding Beyond the Stribeck Curve," *Tribology Letters*, 49, 2013, 263–272.
- [27] Gao, J., Luedtke, W. D., Gourdon, D., Ruths, M., Israelachvili, J. N. and Landman, U., "Frictional Forces and Amontons' Law: From the Molecular to the Macroscopic Scale," *The Journal of Physical Chemistry B*, 108, 11, 2004, 3410–3425.
- [28] Popova, E. and Popov, V. L., "The Research Works of Coulomb and Amontons and Generalized Laws of Friction," *Friction*, 3, 2, 2015, 183–190.
- [29] Luengo, G., Israelachvili, J. and Granick, S., "Generalized Effects in Confined Fluids: New Friction Map for Boundary Lubrication," *Wear*, 200, 1–2, 1996, 328–335.
- [30] Gropper, D., Wang, L. and Harvey, T. J., "Hydrodynamic Lubrication of Textured Surfaces: A Review of Modeling Techniques and Key Findings," *Tribology International*, 94, 2016, 509–529.
- [31] Hu, Y. Z. and Zhu, D., "A Full Numerical Solution to the Mixed Lubrication in Point Contacts," *ASME Journal of tribology*, 122, 1, 1999, 1–9.

- [32] Jabbarzadeh, A., Atkinson, J. D. and Tanner, R. I., “The Effect of Branching on Slip and Rheological Properties of Lubricants in Molecular Dynamics Simulation of Couette Shear Flow,” *Tribology International*, 35, 1, 2002, 35–46.
- [33] Barus, C., “Isothermal, Isopiestic and Isometrics Relative to Viscosity,” *American Journal of Science*, 45, 286, 1893, 87–96.
- [34] Dowson, D. and Higginson, G. R., “Elastohydrodynamic Lubrication, the Fundamentals of Rollers and Gear Lubrication,” Pergamon, Oxford, 1966.
- [35] Gohar, R. and Cameron, A., “The Mapping of Elastohydrodynamic Contacts,” *ASLE Transactions*, 10, 1967, 215–225.
- [36] Dowson, D., “Elastohydrodynamic,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 182, 1968, 151–167.
- [37] 八木和行, “弾性流体潤滑の基礎,” *トライボロジスト*, 59, 2, 2014, 68–74.
- [38] 野田隆史, “弾性流体潤滑の数値計算法に関する基礎基礎,” *トライボロジスト*, 59, 6, 2014, 351–354.
- [39] Hamrock, B. J. and Dowson, D., “Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part III—Fully Flooded Results,” *ASME Journal of lubrication technology*, 99, 2, 1977, 264–275.
- [40] Zolper, T., Li, Z., Chen, C., Jungk, M., Marks, T., Chung, Y. W. and Wang, Q., “Lubrication Properties of Polyalphaolefin and Polysiloxane Lubricants: Molecular Structure–Tribology Relationships,” *Tribology letters*, 48, 3, 2012, 355–365.
- [41] Liu, Y., Wang, Q. J., Bair, S. and Vergne, P., “A Quantitative Solution for the Full Shear-Thinning EHL Point Contact Problem Including Traction. *Tribology Letters*, 28, 2, 2007, 171–181.
- [42] Wedeven, L. D., Evans, D. and Cameron, A., “Optical Analysis of Ball Bearing Starvation,” *ASME Journal of lubrication technology*, 93, 3, 1971, 349–361.
- [43] Hamrock, B. J. and Dowson, D., “Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts: Part IV—Starvation Results,” *ASME Journal of lubrication technology*, 99, 1977, 15–23.
- [44] Cann, P. M., “The Transition between Fully Flooded and Starved Regimes in EHL,” *Tribology International*, 37, 2004, 859–864.
- [45] Maruyama, T. and Saitoh, T., “Relationship between Supplied Oil Flow Rates and Oil Film Thicknesses under Starved Elastohydrodynamic Lubrication,” *Lubricants*, 3, 2015, 365–380.
- [46] Nogi, T., “An Analysis of Starved EHL Point Contacts with Reflow,” *Tribology Online*, 10, 1, 2015, 64–75.
- [47] Murch, L. E. and Wilson, W. R. D., “A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis,” *ASME Journal of lubrication technology*, 97, 2, 1975, 212–216.

- [48] Goksem, P. G. and Hargreaves, R. A., “The Effect of Viscous Shear Heating on Both Film Thickness and Rolling Traction in an EHL Line Contact – Part I: Fully Flooded Conditions,” ASME Journal of lubrication technology, 100, 3, 1978, 346–352.
- [49] Goksem, P. G. and Hargreaves, R. A., “The Effect of Viscous Shear Heating on Both Film Thickness and Rolling Traction in an EHL Line Contact – Part II: Starved Conditions,” ASME Journal of lubrication technology, 100, 3, 1978, 353–358.
- [50] Zhou, R. S. and Hoepfich, M. R., “Torque of Tapered Roller Bearings,” ASME Journal of tribology, 113, 3, 1991, 590–597.
- [51] Kumar, P., Anuradha, P. and Khonsari, M. M., “Some Important Aspects of Thermal Elastohydrodynamic Lubrication,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 224, 12, 2010, 2588–2598.
- [52] Bair, S., “Shear Thinning Correction for Rolling/Sliding Elastohydrodynamic Film Thickness,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 219, 1, 2005, 69–74.
- [53] 馬渡俊文, “非線形熱弾性流体潤滑に関する研究,” 佐賀大学, 博士課程論文, 2013.
- [54] Sugimura, J., Jones, W. R. and Spikes, H. A., “EHD Film Thickness in Non-steady State Contacts,” ASME Journal of tribology, 120, 1998, 442–452.
- [55] Maruyama, T. and Saitoh, T., “Oil Film Behavior under Minute Vibrating Conditions in EHL Point Contacts,” Tribology International, 43, 2010, 1279–1286.
- [56] Dowson, D. and Jones, D. A., “Lubricant Entrapment between Approaching Elastic Solids,” Nature, 214, 1967, 947–948.
- [57] Herrebrugh, K. “Elastohydrodynamic Squeeze Films between Two Cylinders in Normal Approach,” ASME Journal of lubrication technology, 92, 2, 1970, 292–301.
- [58] 西川宏志, 半田孝太郎, 手嶋邦治, 松田健次, 兼田楨宏, “周期スクイズ運動下における EHL 膜の挙動,” 日本機械学会論文集 C 編, 59, 561, 1993, 1496–1503.
- [59] Kaneta, M., Ozaki, S., Nishikawa, H. and Guo, F., “Effects of Impact Loads on Point Contact Elastohydrodynamic Lubrication Films,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering tribology, 221, 2007, 271–278.
- [60] Reynolds, O., “On the Theory of Lubrication and its Application to Mr Beauchamp Tower’s Experiments Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil,” The Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 177, i, 1886, 157–234.
- [61] Albahrani, S. M. B., Philippon, D., Vergne, P. and Bluet, J. M., “A Review of In Situ Methodologies for Studying Elastohydrodynamic Lubrication,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering tribology, 230, 2016, 86–110.
- [62] Johnston, G. J., Wayte, R. and Spikes, H. A., “The Measurement and Study of Very Thin Lubricant Films in Concentrated Contacts,” Tribology Transactions, 34, 1991, 187–194.

- [63] Kaneta, M., Sakai, T. and Nishikawa, H., “Effects of Surface Roughness on Point Contact EHL,” *Tribology Transactions*, 36, 4, 1993, 605–612.
- [64] Kaneta, M., Nishikawa, H., Kanada, T. and Matsuda, K., “Abnormal Phenomena Appearing in EHL Contacts,” *ASME Journal of tribology*, 118, 1996, 886–892.
- [65] Yagi, K. and Vergne, P., “Abnormal Film Shapes in Sliding Elastohydrodynamic Contacts Lubricated by Fatty Alcohols,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering tribology*, 221, 2007, 287–300.
- [66] Nakano, K., and Spikes, H. A., “Process of Boundary Film Formation from Fatty Acid Solution,” *Tribology Online*, 7, 2012, 1–7.
- [67] Lauer, J. L. and Peterkin, M. E., “Analysis of Infrared Spectra of Fluid Films in Simulated EHD Contacts,” *ASME Journal of lubrication technology*, 97, 2, 1975, 145–150.
- [68] Lauer, J. L. and Peterkin, M. E., “Infrared Emission Spectra of Elastohydrodynamic Contacts,” *ASME Journal of lubrication technology*, 98, 2, 1976, 230–235.
- [69] 星靖, 下斗米直, 佐藤未央, 森誠之, “EHL 下における添加剤の濃度変化—顕微 FT-IR による観察—,” *トライボロジスト*, 44, 9, 1999, 736–743.
- [70] Cann, P. M. and Spikes, H. A., “In Lubro Studies of Lubricants in EHD Contacts using FTIR Absorption Spectroscopy,” *Tribology Transactions*, 34, 1991, 248–256.
- [71] Hutchinson, E. J., Shu, D., Laplant, F. and Ben-Amotz, D., “Measurement of Fluid Film Thickness on Curved Surfaces by Raman Spectroscopy,” *Applied Spectroscopy*, 49, 1995, 1275–1278.
- [72] Jubault, I., Molimard, J., Lubrecht, A. A., Mansot, J. L. and Vergne P., “In Situ Pressure and Film Thickness Measurements in Rolling/sliding Lubricated Point Contacts,” *Tribology Letters*, 15, 2003, 421–429.
- [73] Jubault, I., Mansot, J. L., Vergne, P. and Mazuyer, D., “In Situ Pressure Measurements Using Raman Microspectroscopy in a Rolling Elastohydrodynamic Contact,” *ASME Journal of tribology*, 124, 2002, 114–120.
- [74] Yagi, K., Vergne, P. and Nakahara, T., “In Situ Pressure Measurements in Dimpled Elastohydrodynamic Sliding Contacts by Raman Microspectroscopy,” *Tribology International*, 42, 2009, 724–730.
- [75] Scharf, T. W. and Singer, I. L., “Monitoring Transfer Films and Friction Instabilities with In Situ Raman Tribometry,” *Tribology Letters*, 14, 1, 2003, 3–8.
- [76] Furey, M. J., “Metallic Contact and Friction between Sliding Surfaces,” *ASLE Transactions*, 4, 1961, 1–11.
- [77] Tallian, T. E., Chiu, Y. P., Huttenlocher, D. F., Kamenshine, J. A., Sibley, L. B. and Sindlinger, N. E., “Lubricant Films in Rolling Contact of Rough Surfaces,” *ASLE Transactions*, 7, 2, 1964, 109–126.

- [78] Chu, P. S. Y. and Cameron, A., “Flow of Electric Current Through Lubricated Contacts,” *ASLE Transactions*, 10, 1967, 226–234.
- [79] Lugt, P. M., Severt, R. W. M, Fogelström, J. and Tripp, J. H., “Influence of Surface Topography on Friction, Film Breakdown and Running-in in the Mixed Lubrication Regime”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering tribology*, 215, 2001, 519–533.
- [80] Lord, J. and Larsson, R., “Film-forming Capability in Rough Surface EHL Investigated Using Contact Resistance,” *Tribology International*, 41, 9–10, 2008, 831–838.
- [81] Clarke, A., Weeks, I. J. J., Evans, H. P. and Snidle, R. W., “An Investigation into Mixed Lubrication Conditions Using Electrical Contact Resistance Techniques, *Tribology International*, 93, 2016 709–716.
- [82] Höhn, B. R., Michaelis, K. and Kreil, O., “Influence of Surface Roughness on Pressure Distribution and Film Thickness in EHL-contacts,” *Tribology International*, 39, 2006, 1719–1725.
- [83] Miyata, S., Höhn, B. R., Michaelis, K. and Kreil, O., “Experimental Investigation of Temperature Rise in Elliptical EHL Contacts,” *Tribology International*, 41, 2008, 1074–1082.
- [84] Crook, A.W., “Elastohydrodynamic Lubrication of Rollers,” *Nature*, 190, 1961, 1182–1183.
- [85] 相原了, Dowson, D., “弾性流体潤滑におけるグリース膜厚さの実験的研究 (第 1 報) – 一般的性質-”, *潤滑*, 25, 4, 1980, 254–260.
- [86] Prashada, H., “Theoretical Evaluation of Impedance, Capacitance and Charge Accumulation on Roller Bearing Operated under Electrical Fields,” *Wear*, 125, 1988, 223–239.
- [87] Jablonka, K., Glovnea, R. and Bongaerts, J., “Evaluation of EHD Films by Electrical Capacitance,” *Journal of physics D: applied physics*, 45, 38, 2012, 385301.
- [88] Jablonka, K., Glovnea, R., Bongaerts, J. and Morales-Espejel, G., “The Effect of the Polarity of the Lubricant upon Capacitance Measurements of EHD Contacts,” *Tribology International*, 61, 2013, 95–101.
- [89] Jackson, J. D., “Classical electrodynamics 2nd ed.,” Wiley, 1975.
- [90] Jackson, J. D., “Classical electrodynamics 3rd ed.,” Wiley, 1998.
- [91] Otsu, T., Tanaka, H., Izumi, N. and Sugimura, J., “Effect of Surrounding Gas on Cavitation in EHL,” *Tribology Online*, 4, 2, 2009, 50–54.
- [92] Otsu, T., Tanaka, H. and Sugimura, J., “Initiation and Growth of Gaseous Cavity in Concentrated Contact in Various Surrounding Gases,” *Tribology International*, 53, 2012, 68–75.
- [93] Emden, E. V., Venner, C. H. and Morales-Esoejel, G. E., “Aspects of Flow and Cavitation Around an EHL Contact,” *Tribology International*, 95, 2016, 435–448.

- [94] Schnabel, A., Marklund, P., Minami, I. and Larsson, R., “Monitoring of Running-in of an EHL Contact Using Contact Impedance,” *Tribology Letters*, 63, 35, 2016, DOI:10.1007/s11249-016-0727-2.
- [95] Nakano, K. and Akiyama, Y., “Simultaneous Measurement of Film Thickness and Coverage of Loaded Boundary Films with Complex Impedance Analysis,” *Tribology Letters*, 22, 1, 2006 127–134.
- [96] Manabe, K. and Nakano, k., “Breakdown of Oil Films and Formation of Residual Films,” *Tribology International*, 41, 2008, 1103–1113.
- [97] Nihira, T., Manabe, K., Tadokoro, C., Ozaki, S. and Nakano, K., “Complex Impedance Measurement Applied to Short-time Contact between Colliding Steel Surfaces,” *Tribology Letters*, 57, 29, 2015, DOI 10.1007/s11249-015-0478-5.
- [98] Janssen, I., Heymsfield, S. B., Baumgartner, R. N. and Ross, R., “Estimation of Skeletal Muscle Mass by Bioelectrical Impedance Analysis,” *Journal of Applied Physiology*, 89, 2000, 465–471.
- [99] Maruyama, T. and Nakano, K., “In Situ Quantification of Oil Film Formation and Breakdown in EHD Contacts,” *Tribology Transactions*, 61, 6, 2018, 1057–1066.
- [100] Maruyama, T. and Nakano, K., “Electrical Impedance Method for Measuring Oil Film Thickness and Metallic Contact Ratio in EHD Contacts,” *Proceedings of 44th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 2017.
- [101] Maruyama, T. and Nakano, K., “Application of Electrical Impedance Method to Condition Monitoring of Steel/Steel EHD Contacts,” *Proceedings of 73th STLE Annual Meeting & Exhibition*, 2018.
- [102] Maruyama, T. and Nakano, K., “Quantitative Monitoring of Lubrication Conditions in Rolling Bearings,” *Proceedings of 45th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, 2018.
- [103] Lambert, J. H., “Observationes Variæ in Mathesin Puram,” *Acta Helvetica Physico-mathematico-anatomico-botanico-medica*, 3, 1758, 128–168.
- [104] Corless, R. M., Gonnet, G. H., Hare, D. E. G., Jeffrey, D. J. and Knuth, D. E., “On the Lambert W Function,” *Advances in Computational Mathematics*, 5, 1996, 329–359.
- [105] Hertz, H., “Über die Berührung Fester Elastischer Körper,” *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, 92, 1882, 156–171.
- [106] 丸山泰右, “油膜計測方法及び油膜計測装置,” 特願 2006-132634, 2006.
- [107] 大塚電子株式会社 HP, <https://www.otsukael.jp/weblearn/chapter/learnid/77/page/3/category/31>.
- [108] 中野智史, 徳弘節夫, 中村新吾, 山本幸司, “透明導電膜の反射防止膜への応用,” *Konica Technical Report*, 14, 2001, 55–56.

- [109] Engheta, N., “An Idea for Thin Subwavelength Cavity Resonators Using Metamaterials with Negative Permittivity and Permeability,” *IEEE Antennas and wireless propagation letters*, 1, 1, 2002, 10–13.
- [110] Bair, S. and Winer, W., “Regimes of Traction in Concentrated Contact Lubrication,” *ASME Journal of lubrication technology*, 104, 1982, 382–386.
- [111] Nishikawa, H. and Kaneta, M., “Stribeck friction curve in point EHL contacts,” *Tribology Online*, 1, 1, 2006, 1–4.
- [112] Guegan, J., Kadiric, A., Gabelli, A. and Spikes, H., “The Relationship between Friction and Film Thickness in EHD Point Contacts in the Presence of Longitudinal Roughness,” *Tribology Letters*, 64, 33, 2016, DOI: 10.1007/s11249-016-0768-6.
- [113] Guegan, J., Kadiric, A. and Spikes, H., “A study of the Lubrication of EHL Point Contact in the Presence of Longitudinal Roughness,” *Tribology Letters*, 59, 22, 2015, DOI 10.1007/s11249-015-0549-7.
- [114] Bowden, F. P. and Tabor, D., “The Friction and Lubrication of Solids,” Oxford, 1, 1950.
- [115] Bowden, F. P. and Tabor, D., “The Friction and Lubrication of Solids,” Oxford, 2, 1964.
- [116] Tabor, D. “Junction Growth in Metallic Friction: The Role of Combined Stresses and Surface Contamination,” *Proceedings of the Royal Society A*, 251, 1959, 378–393.
- [117] Ludema, K. C., “A Review of Scuffing and Running-in of Lubricated Surfaces, with Asperities and Oxides in Perspective,” *Wear*, 100, 1-3, 1984, 315–331.
- [118] Grabon, W.A. “A New Approach to the Description of Height Distribution of Plateau Honed Cylinder Liner Surface Texture During the Initial Stage of Wear,” *Wear*, 408–409, 2018, 34–42.
- [119] Kalin, M. and Vizintin, j., “The Tribological Performance of DLC Coatings under Oil-lubricated Fretting Conditions,” *Tribology International*, 39, 10, 2006, 1060–1067.
- [120] 南内嗣, “透明電極用酸化物導電膜,” *光学*, 34, 7, 2005, 326–334.
- [121] Johnson, K. L., Greenwood, J. A., and Poon, S. Y., “A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication,” *Wear*, 19, 1, 1972, 91–108.
- [122] 野木高, “再流動を考慮した油量不足状態の点接触 EHL 解析,” *トライボロジスト*, 59, 4, 2014, 239–250.
- [123] 柴崎健一, 谷口雅人, 大島まり, “枯渇 EHL とマクロ流れの連成解析手法の開発,” *生産研究*, 62, 1, 2010, 40–44.
- [124] 柴崎健一, 丸山泰右, 大島まり, “ボールオンディスクにおける枯渇 EHL とマクロ流れの連成解析および実験的検証,” *トライボロジー会議予稿集*, 東京 2011-5, 2011, 267–268.
- [125] Lugt, P. M., “On the Chaotic Behavior of Grease Lubrication in Rolling Bearings,” *Tribology Transactions*, 52, 5, 2009, 581–590.

- [126] 野田隆史, 柴崎健一, 宮田慎司, 谷口雅人, “玉軸受におけるグリース挙動の X 線観察および多相流解析の妥当性確認,” トライボロジスト, 61, 4, 2016, 275–284.
- [127] 田中健太郎, 岩本勝美, “粒子法を用いた流体潤滑の数値計算～表面張力モデルの改良～,” トライボロジー会議予稿集, 2018 秋 伊勢, 2018, E32.
- [128] 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, 56, 11, 2011, 696–702.
- [129] 野口昭治, “スラスト玉軸受を用いた電食リッジマーク形成過程の観察,” トライボロジスト, 61, 7, 2016, 467–474.
- [130] Lugt, P. M., “Grease Lubrication in Rolling Bearings,” Wiley, 2014.
- [131] 益子正文, 鈴木章仁, 花井志生, 岡部平八郎, “潤滑油の誘電緩和に及ぼす温度, 圧力の影響と粘度変化との関係,” トライボロジスト, 42, 4, 1997, 286–293.
- [132] 鈴木章仁, 益子正文, 中山徹, 岡部平八郎, “誘電緩和測定による潤滑油の高圧粘度の予測,” 42, 4, 1997, 294–299.
- [133] 河出直哉, 古島圭智, “高周波誘電率測定からわかること,” The TRC News, 201712-04, 2017, 1–6.
- [134] Kremer, F. and Schönhal, A., “Broadband Dielectric Spectroscopy,” Springer, 2002.
- [135] 熊谷仁, “電気物性と誘電緩和,” 日本食品工学会誌, 9, 3, 2008, 123–134.
- [136] 天羽優子, “マイクロ波領域の誘電緩和で何がわかるか,” マイクロ波応用技術研究会講演資料, 2002.
- [137] Scavo, T. R. and Thoo, J. B., “On the Geometry of Halley's Method,” American Mathematical Monthly, 102, 5, 1995, 417–426.
- [138] Huang, J., Shian, S., Diebold, R. M., Suo, Z. and Clarke, D. R., “The Thickness and Stretch Dependence of the Electrical Breakdown Strength of an Acrylic Dielectric Elastomer,” Applied Physics Letters, 101, 2012, 122905.
- [139] JIS C 2110-1, 2016.
- [140] 豊田 実, “高分子材料の絶縁破壊,” 高分子, 10, 8, 1961, 685–688.
- [141] 電気学会, “電気工学ポケットブック (第 4 版),” オーム社, 1987.

付録A スクイズ膜のプロファイル測定

A.1 目的

本研究で開発した電気インピーダンス法 [99]–[102]は、EHD 接触域内の平均油膜厚さと油膜の破断率を同時に測定する手法である。本手法の油膜測定精度については、第3章に示した通り、従来手法である光干渉法 [62]–[75]との比較により確認できたが、油膜の破断率については摩擦係数や軸受トルクとの比較しか実施していない。

そこで本章では、スクイズ膜のプロファイル測定を行うことで油膜の破断率の測定精度について、より詳細に検証した。本手法は、油膜厚さと油膜の破断率を同時に測定することが可能であるため、衝撃荷重条件下で生じるスクイズ膜 [56]–[58]のように接触域の一部で油膜が破断している場合、そのプロファイルを予想することができる。すなわち、油膜厚さだけでなく油膜の破断率も高精度に測定できなければ、光干渉法による油膜プロファイルと一致しない。よって、本章では衝撃荷重条件下で生じるスクイズ膜の油膜プロファイルを測定し、光干渉法と比較したので、以下に示す。

A.2 スクイズ膜プロファイルの測定原理

スクイズ膜の幾何モデルについて、Fig. A.1 に示す。但し、Fig. A.1 中の h_1 [m]は EHD 接触域内の油膜を形成している箇所における油膜厚さ、 α [–]は油膜の破断率(但し、 $0 \leq \alpha < 1$)、 $h(x, y)$ は2間の油膜厚さを表す関数、 c [m]はヘルツ接触円半径、 r_b [m]はボール試験片の半径、 S_1 [m²]はヘルツ接触面積(すなわち、見掛けの接触面積)、 S_2 [m²]は EHD 接触域周辺部における潤滑油によって満たされている xy 平面上の投影面積である。この時、 $h(x, y)$ は式(A.1)～式(A.3)のように表すことができる。

$$h(x, y) = \begin{cases} h_1, & 0 \leq x^2 + y^2 \leq \alpha c^2 & \text{(A.1)} \\ 0, & \alpha c^2 \leq x^2 + y^2 \leq c^2 & \text{(A.2)} \\ h_2 - \sqrt{r_b^2 - (x^2 + y^2)}, & c^2 \leq x^2 + y^2 \leq r_b^2 & \text{(A.3)} \end{cases}$$

ここで、上式(A.3)中の h_2 [m]は、Fig. A.1 に示す EHD 接触域の周辺部における最大油膜厚さであり、第2章の式(2.4)より求められる。本研究では、衝撃荷重によって潤滑油が閉じ込められている領域は Fig. A.1 に示すように円錐形であると仮定した。すなわち、スクイズ膜の最大油膜厚さ h_{\max} [m]は、幾何学的に次式(A.4)より求められる。

$$h_{\max} = 3h_1 \quad \text{(A.4)}$$

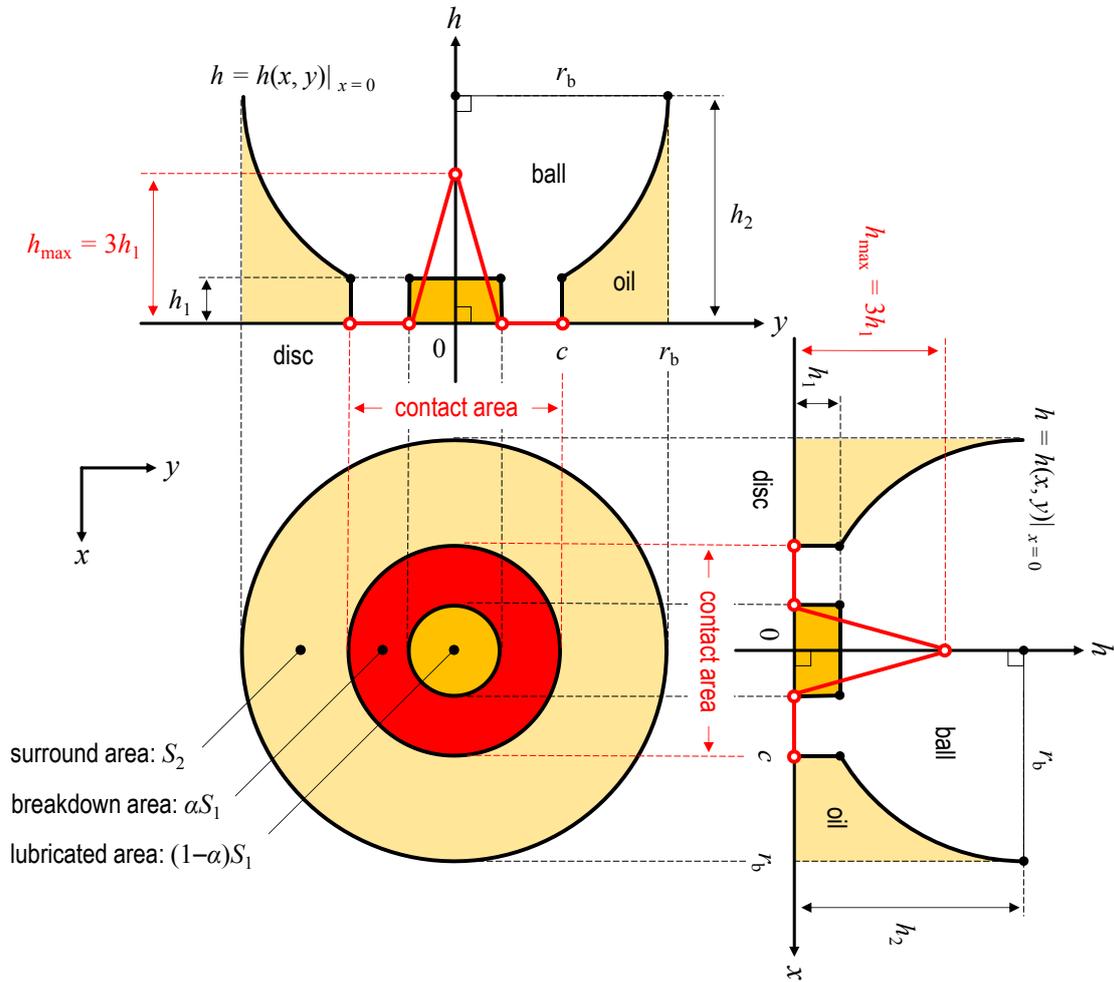


Figure A.1. Geometrical model of squeeze film in EHD point contact.

但し、式(A.4)中の h_1 [m]は、第2章の式(2.21)より求められる。よって、本手法を用いて得られる h_{\max} と α から油膜プロファイルを求め、光干渉法による結果と比較することで α の測定精度について検証した。前述した通り、本手法を用いて得られる油膜厚さだけでなく油膜の破断率の測定精度も高くなければ、光干渉法を用いて得られるスクイズ膜のプロファイルと一致しないのは明らかである。

ところで、式(A.3)、及び Fig. A.1 より、EHD 接触域以外の領域が全体的に h_1 だけ上に浮いているような形状を仮定した。これは、式(2.7)より、EHD 接触域の外縁部 ($x^2 + y^2 = c^2$ を満たす位置) で $h(x,y) = 0$ とすると C_2 を計算できないためである。しかし、第3章の Fig. 3.13 に示すように、油膜が薄い場合は C_2 の影響が小さくなることを見出している。従って、Fig. A.1 に示すような仮定が本手法を用いて得られるスクイズ膜の最大油膜厚さ h_{\max} に与える影響は小さいと考えている。

A.3 試験方法

本試験では、Fig. 3.1 に示す要素試験機を用いて衝撃荷重を掛けた際に生じるスクイズ膜の最大油膜厚さ h_{\max} [m] について測定した。第 3 章と同様、電気インピーダンス法と光干渉法を用いて同時に油膜厚さを測定した。具体的には、高粘度 PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$) を塗布したガラス製ディスク試験片に対し、ボール試験片を 2 mm 離れた位置より初速度 0 m/s、加速度 9.8 m/s^2 で衝突させた際に生じるスクイズ膜を測定した。尚、電気インピーダンス法、及び光干渉法共に試験時間 $t = 25 \text{ min}$ 後の油膜厚さを基準 (すなわち、 $h_{\max} = 0 \text{ nm}$, $\alpha = 1$) とした。印加した交流電圧の実効値は、第 3 章の試験条件と同じ $V_e = 1 \text{ V}$ である。

A.4 試験結果と考察

Figure A.2 に、干渉縞を観察した結果を示す。但し、Fig. A.2 (a)は $t = 1 \text{ s}$ 後、Fig. A.2(b)は $t = 25 \text{ min}$ 後の観察結果である。Figure A.2(a)より、試験開始直後 (すなわち、 $t = 1 \text{ s}$ 後)、衝撃荷重によって接触域にスクイズ膜が形成されているが、十分時間が経った $t = 25 \text{ min}$ 後にはスクイズ膜が消滅していることがわかった。続いて、光干渉法と電気インピーダンス法を用いて油膜プロファイルと同時に測定した結果について、Fig. A.3 に示す。Figure A.3(a)より、どちらの手法を用いても試験開始直後のスクイズ膜の最大油膜厚さ $h_{\max} \approx 100 \text{ nm}$ であることがわかった。

次に、 h_{\max} と α の経時変化について、Fig. A.4 に示す。電気インピーダンス法を用いて測定した h_{\max} は、光干渉法を用いた測定結果とほぼ一致することを確認した。よって、本手法は、衝撃荷重を受ける条件下においても光干渉法に匹敵する油膜測定精度を有していることが示唆された。また、Fig. A.4 下図より、スクイズ膜が薄くなるほど、 α が増加することも確認した。

ところで、Fig. A.3(a)中の光干渉法用いた結果より、 $t = 1 \text{ s}$ 後はどこも接触していないように見える。このような結果が得られた理由としては、2つ考えられる。1つは、実際は接触しているにも関わらず、光干渉では油膜が存在しているように見えている可能性である。第 3 章の Fig. 3.7(a)より、 $U = 0.005 \text{ m/s}$ の場合、光干渉法を用いた油膜プロファイルからはまだ接触していないように見えるが、Fig. 3.5 の α と μ の結果より明らかに混合潤滑領域であることが示唆されている。もう 1 つは、油膜の薄い領域にて絶縁破壊が生じ、電気インピーダンス法が金属接触していると誤って判断している可能性である。

そこで、交流電圧の実効値 V_e [V] を $V_e = 0.05 \sim 1.5 \text{ V}$ の範囲で変化させた時の $t = 1 \text{ s}$ 後における h_{\max} と α の測定を行った。試験結果について、Fig. A.5 に示す。Figure A.5 上図の油膜測定結果より、 $V_e = 1.5 \text{ V}$ 以外は光干渉法の結果とほぼ一致した。一方、Fig. A.5 下図より、油膜の破断率は $V_e \leq 0.75 \text{ V}$ の範囲で急激に減少し、かつ一定値になることがわかった。

$t=1\text{ s}$ における α は光干渉法の結果より $\alpha=0$ であったとすると、 V_e が小さい方ほど光干渉法の結果に近くなることがわかった。よって、本手法を用いる場合、できる限り印加する交流電圧を小さくするべきであることが示唆された。但し、 V_e が小さすぎると、LCRメータの確度が低下するので注意が必要である（付録F.1参照）。

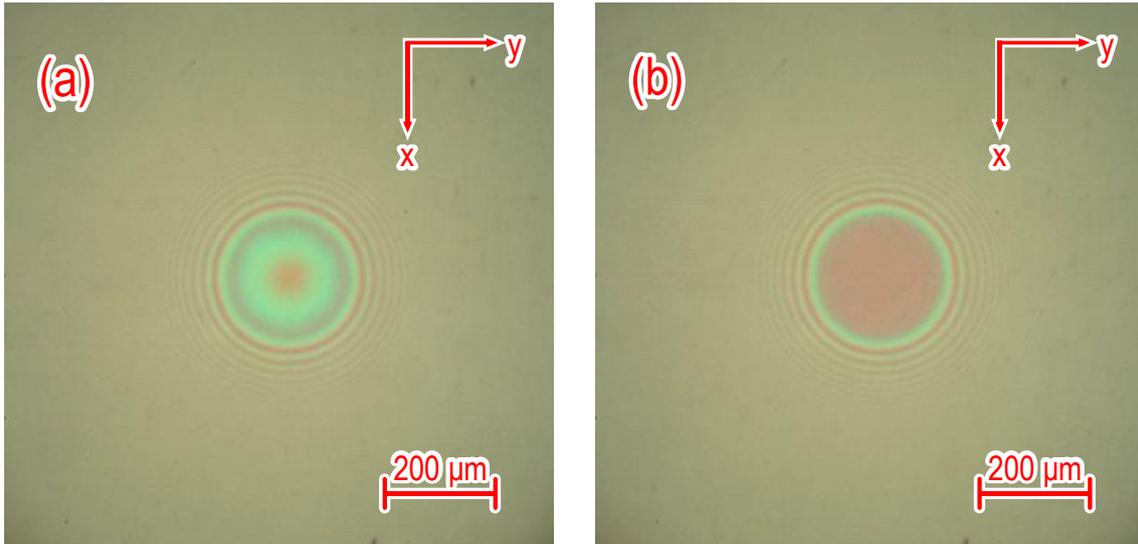


Figure A.2. Interference fringe images of squeeze film for $\nu = 396\text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10\text{ N}$, and $V_e = 1\text{ V}$; (a) $t = 1\text{ s}$ and (b) $t = 25\text{ min}$.

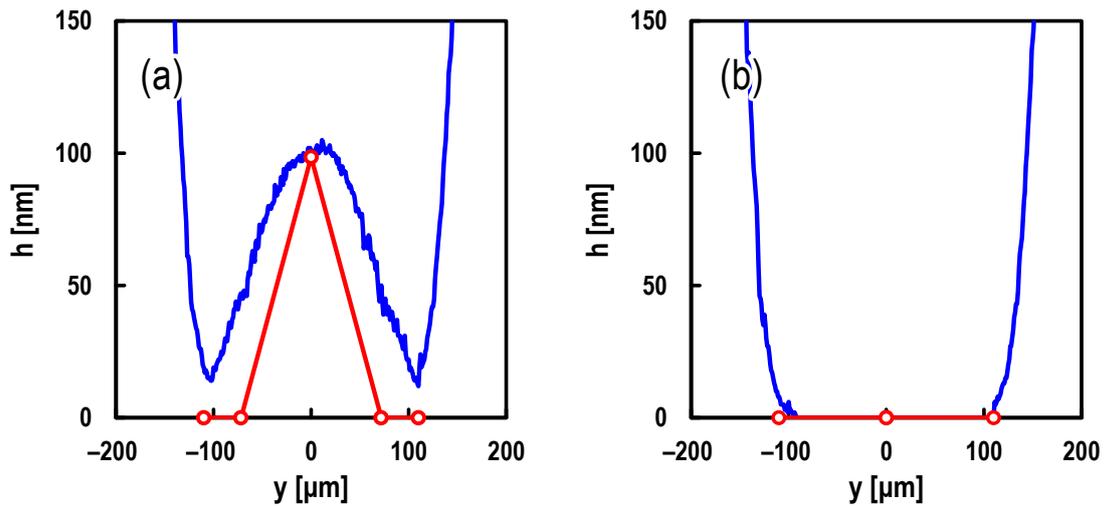


Figure A.3. Measured squeeze film profiles in y -axis for $\nu = 396\text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10\text{ N}$, and $V_e = 1\text{ V}$; (a) $t = 1\text{ s}$ and (b) $t = 25\text{ min}$.

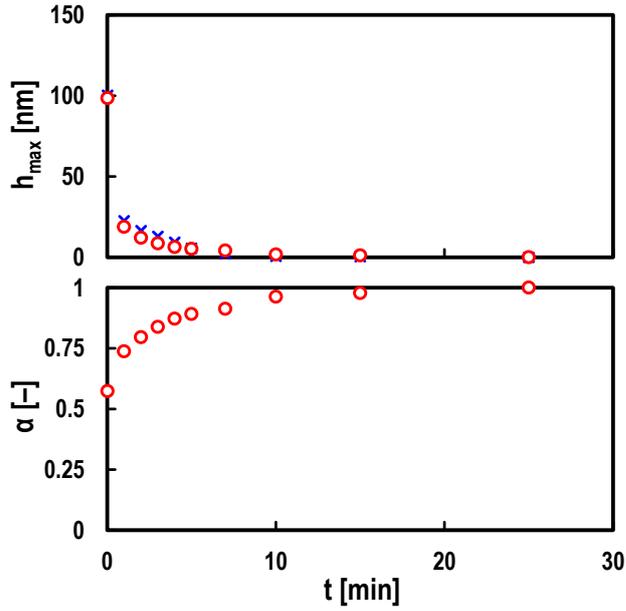


Figure A.4. Time evolutions of measured maximum squeeze film thickness h_{\max} (top) and breakdown ratio α (bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and RMS amplitude: $V_e = 1 \text{ V}$; red open circles in graphs: measured values by electrical method; blue crosses in top graph: measured values by optical method.

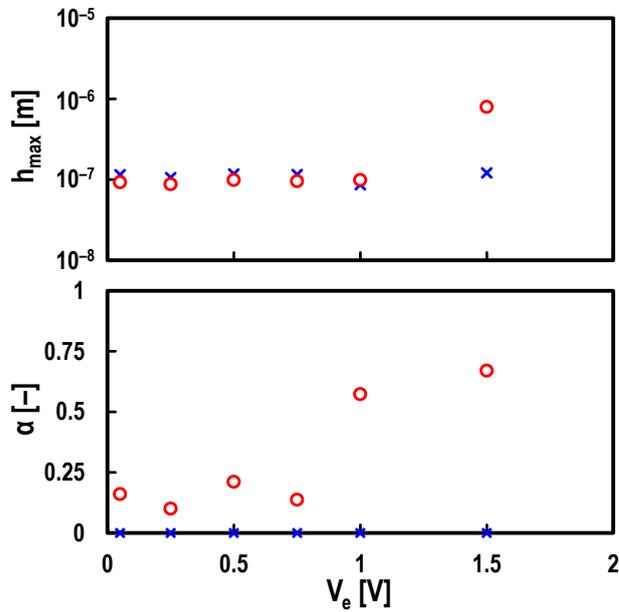


Figure A.5. Measured values of maximum squeeze film thickness h_{\max} (top) and breakdown ratio α (bottom) at $t = 1 \text{ s}$ for varying RMS amplitude V_e ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$) and normal load: $F_z = 10 \text{ N}$; red open circles in graphs: measured values by electrical method; blue crosses in graphs: measured values by optical method.

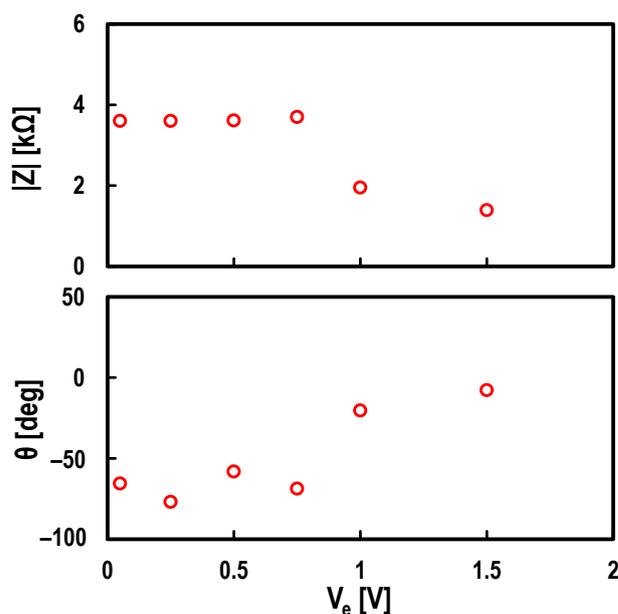


Figure A.6. Measured values of modulus $|Z|$ (top) and phase θ (bottom) at $t = 1$ s for varying RMS amplitude V_e ; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$) and normal load: $F_z = 10 \text{ N}$.

一方、 V_e が大きい場合、EHD 接触域内にて絶縁破壊が生じている可能性がある（付録 F.2 参照）。Figure A.5 の測定を行った際の $|Z|$ と θ について、Fig. A.6 に示す。 V_e を大きくすることで $|Z|$ が小さくなり $\theta \approx 0 \text{ deg}$ になる、すなわち接触域にて絶縁破壊が生じていることが示唆された。つまり Fig. A.5 上図より、 $V_e = 1.5 \text{ V}$ における油膜測定結果が異常に厚くなったのは接触域内の大部分において絶縁破壊が生じ、油膜の部分はコンデンサーと見なした本手法の前提条件（Fig. 2.3 参照）が崩れたからであると考えている。よって、本手法は印加する電圧が小さすぎても大きすぎても測定に支障が出ることから、適切な印加電圧の範囲が存在することがわかった（印加電圧の上限値について、付録 F.2 参照）。

最後に、 $V_e = 0.05 \text{ V}$ における $t = 1 \text{ s}$ 後の油膜プロファイルについて、Fig. A.7(a) に示す。本手法を用いた油膜厚さは光干渉法の結果よりも全体的に若干薄いものの、油膜プロファイルの形状は Fig. A.3(a) よりも似た形状となった。参考までに、Fig. A.7(a) の光干渉法を用いた結果は最小油膜厚さ $h_{\min} = 14 \text{ nm}$ であったので、全体的に 14 nm 差し引いた結果を Fig. A.7(b) に示す。本手法と光干渉法の結果は、ほぼ等しいプロファイルになることがわかった。つまり、Fig. 3.5 の α と μ の結果からも示唆されているように、本手法の方が光干渉法よりも正確に油膜の破断率を測定している可能性がある。なぜなら、光干渉法は油膜測定時の空間分解能 (xy 方向) が高速カメラの解像度に依存しており、本来接触している微細な表面形状が平均化されて、その情報が失われる可能性があるからである。

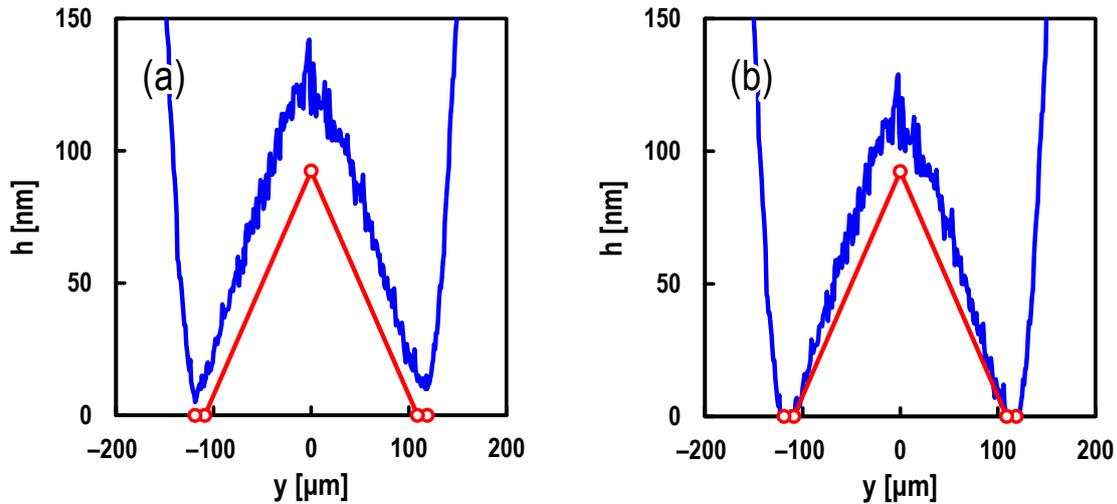


Figure A.7. Measured squeeze film profiles in y -axis for $v = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $V_e = 0.05 \text{ V}$; (a) $h_{\min} = 14 \text{ nm}$ and (b) $h_{\min} = 0 \text{ nm}$.

A.5 まとめ

本章では、電気インピーダンス法による油膜の破断率の測定精度について検証するため、衝撃荷重条件下で生じるスクイズ膜の油膜プロファイルについて測定し、光干渉法を用いた結果と比較した。得られた知見について、以下に示す。

1. 本研究では、衝撃荷重によって潤滑油が閉じ込められている領域を円錐形であると仮定し、電気インピーダンス法を用いてスクイズ膜の最大油膜厚さを求めた。更に、本手法は最大油膜厚さだけでなく油膜の破断率も求めることができるため、スクイズ膜の油膜プロファイルについても測定可能であることを示した。
2. 本法を用いて測定した最大油膜厚さは、光干渉法を用いた測定結果とほぼ一致することを確認した。また、スクイズ膜が薄くなるほど油膜の破断率が増加することから、油膜の破断率を定量的に評価できることが示唆された。
3. 印加する交流電圧を小さくするほど、光干渉法より得られた油膜プロファイルに近づくことがわかった。すなわち、交流電圧が小さいほど油膜の破断率の測定精度が向上することが示唆された。
4. 光干渉法で測定している油膜厚さの空間方向の分解能は用いるカメラの解像度に依存するため、印加する交流電圧が小さい場合、本手法の方がより正確に油膜の破断率を測定できている可能性が示唆された。

付録B EHD 接触域周辺部の静電容量 C_2 の導出

B.1 点接触の場合

ここでは、式(2.7)から式(2.8)を導出する過程について示す。式(2.3)を式(2.7)に代入すると、EHD 接触域周辺部の静電容量 C_2 [F]は、以下のように表される。

$$C_2 = \varepsilon \int_c^{r_b} \int_c^{r_b} \frac{dxdy}{h_2 - \sqrt{r_b^2 - (x^2 + y^2)}} \quad (\text{B.1})$$

ここで、Fig. 2.2 より $c^2 \leq x^2 + y^2 \leq r_b^2$ の範囲でボール試験片は球体であるので、高さ $h(x, 0)$ 、円周 $2\pi x$ 、微小幅 dx の薄い円筒状のコンデンサーを考え、 $c \leq x \leq r_b$ の範囲で積分することで C_2 を求めることができる（すなわち、バームクーヘン積分）。つまり、式(B.1)の重積分は、下式のように書き換えることができる。

$$C_2 = \varepsilon \int_c^{r_b} \frac{2\pi x}{h_2 - \sqrt{r_b^2 - x^2}} dx \quad (\text{B.2})$$

ここで、 $x = r_b \sin \phi$ とおくと、 $dx = r_b \cos \phi d\phi$ なので、

$$C_2 = 2\pi\varepsilon \int_{\arcsin \frac{c}{r_b}}^{\frac{\pi}{2}} \frac{r_b^2 \sin \phi \cos \phi}{h_2 - r_b \cos \phi} d\phi \quad (\text{B.3})$$

更に、 $h = h_2 - r_b \cos \phi$ とおくと、 $dh = r_b \sin \phi d\phi$ なので、

$$C_2 = 2\pi\varepsilon \int_{h_1}^{h_2} \frac{h_2 - h}{h} dh = 2\pi\varepsilon [h_2 \ln h - h]_{h_1}^{h_2} = 2\pi\varepsilon \left(h_2 \ln \left(\frac{h_2}{h_1} \right) + h_1 - h_2 \right) \quad (\text{B.4})$$

よって、式(2.8)が導出された。尚、式(B.1)について、ヤコビ行列を用いることで極座標変換より式(2.8)を同様に導出できるが、その詳細については次節 B.2 にて解説する。

B.2 楕円接触の場合

ここでは、式(2.37)から式(2.38)を導出する過程について示す。式(2.34)を式(2.37)に代入すると、EHD 接触域周辺部の静電容量 C_2 [F]は、以下のように表される。

$$C_2 = \varepsilon \int_{a'}^{r_b} \int_{b'}^{r_{b'}} \frac{dxdy}{h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{\bar{r}_x}\right)^2 - \left(\frac{y}{\bar{r}_y}\right)^2}} \quad (\text{B.5})$$

ここで、上記直交座標系 (x, y) を極座標系 (r, ϕ) に変換する。 $x = \bar{r}_x r \cos \phi$, $y = \bar{r}_y r \sin \phi$ とおくと、ヤコビ行列 $J(r, \phi)$ は、以下のようになる。

$$J(r, \phi) = \det \begin{vmatrix} \frac{\partial x}{\partial r} & \frac{\partial x}{\partial \phi} \\ \frac{\partial y}{\partial r} & \frac{\partial y}{\partial \phi} \end{vmatrix} = \bar{r}_x \bar{r}_y r \quad (\text{B.6})$$

よって、式(2.27)、式(2.28)、式(2.31)、式(B.6)より、上式(B.5)は下式(B.7)のように表すことができる。

$$\begin{aligned} C_2 &= \varepsilon \int_0^{2\pi} \int_{\frac{r_b}{\bar{r}_y}}^{\frac{r_b}{\bar{r}_x}} \frac{J(r, \phi)}{\sqrt{\frac{ab}{\bar{r}_x \bar{r}_y} h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - r^2}}} dr d\phi \\ &= \varepsilon \bar{r}_x \bar{r}_y \int_0^{2\pi} \int_{\frac{r_b}{\bar{r}_y}}^{\frac{r_b}{\bar{r}_x}} \frac{r}{\sqrt{\frac{ab}{\bar{r}_x \bar{r}_y} h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - r^2}}} dr d\phi \\ &= \varepsilon \bar{r}_x \bar{r}_y \int_{\frac{r_b}{\bar{r}_y}}^{\frac{r_b}{\bar{r}_x}} \frac{2\pi r}{\sqrt{\frac{ab}{\bar{r}_x \bar{r}_y} h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - r^2}}} dr \quad (\text{B.7}) \end{aligned}$$

上式(B.7)は、前節の式(B.2)と同様なので、以降の導出過程は省略する。

付録C ランベルト W 関数

C.1 関数の特徴

ここでは、ランベルト W 関数 (Lambert W function [103][104]) の特徴について述べる。式(2.20)より、逆関数 $\mathfrak{W}^{-1}(z')$ は任意の複素数 z' に対して下式のように表される。

$$z' \exp(z') = \mathfrak{W}^{-1}(z') \quad (\text{C.1})$$

つまり、上式(C.1)の左辺に示すように指数関数の係数と指数に同じ変数 z' が存在する場合、 $\mathfrak{W}(x)$ を用いることで z' に関する陽関数を導くことができることを意味する。尚、式(C.1)中の z' が実数 x である場合、 $\mathfrak{W}(x)$ は $x \geq -\exp(-1)$ を満たす範囲でのみ定義される。 $y = \mathfrak{W}(x)$ のグラフについて、Fig. C.1 に示す。 $\mathfrak{W}(x)$ は、 $\mathfrak{W}(-\exp(-1)) = -1$ 、 $\mathfrak{W}(0) = 0$ 、及び $\mathfrak{W}(\exp(1)) = 1$ の3点を通る関数である。また、开区間 $(-\exp(-1), -1)$ 上で二価の関数となる。 $y \geq -1$ なる上の枝を主枝 $\mathfrak{W}_0(x)$ と呼び、 $y \leq -1$ なる下の分枝を $\mathfrak{W}_{-1}(x)$ と呼ぶ。勿論、油膜厚さは正の実数なので、本研究では $\mathfrak{W}_0(x)$ を用いた。主枝 $y = \mathfrak{W}_0(x)$ について、対数目盛で表示したグラフを Fig. C.2 に示す。Figure C.2 より、勾配が非常に小さい関数であることがわかる。本研究では、特に断らない限りランベルト W 関数の主枝について $\mathfrak{W}(x)$ と記載する。

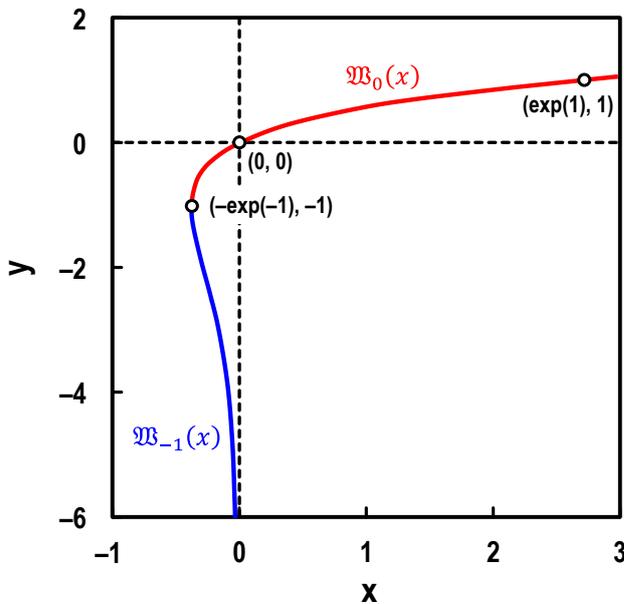


Figure C.1. Lambert W function $y = \mathfrak{W}(x)$ for $x \geq -\exp(-1)$; black dashed vertical line: $x = 0$, black dashed horizontal line: $y = 0$.

C.2 漸近展開

ランベルト W 関数は逐次近似より求める必要があるため、計算がやや複雑になる（付録 C.3 参照）。そこで、ランベルト W 関数 $\mathfrak{W}(x)$ の漸近展開（asymptotic expansion）について、以下に示す [104].

$$\begin{aligned} \mathfrak{W}(x) &= L_1 - L_2 + \frac{L_2}{L_1} + \frac{L_2(-2 + L_2)}{2L_1^2} + \frac{L_2(6 - 9L_2 + 2L_2^2)}{6L_1^3} + \dots \\ &= L_1 - L_2 + \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{(-1)^i \begin{bmatrix} i+m \\ i+1 \end{bmatrix}}{m!} L_1^{-i-m} L_2^m \end{aligned} \quad (\text{C.2})$$

但し、 $L_1 = \ln(x)$ 、 $L_2 = \ln(\ln(x))$ であり、上式中の $\begin{bmatrix} i+m \\ i+1 \end{bmatrix}$ は非負の第一種スターリング数（Stirling number）である。Figure C.3 (a) に、上式 (C.2) 右辺の第 2～5 項まで漸近展開した式を用いた計算結果について示す。但し、図中の赤色の実線は、Fig. C.2 に示したランベルト W 関数である。Figure C.3 (a) より、 $x \geq \exp(1)$ の範囲では第 3 項の展開 ($\mathfrak{W}(x) \approx L_1 - L_2 + L_2/L_1$) 以降、比較的精度良く近似できていることがわかる。しかし、 $x < \exp(1)$ の範囲ではいずれも値が発散していることから、式 (C.2) による近似は $x \geq \exp(1)$ の範囲でのみ成立することがわかった。

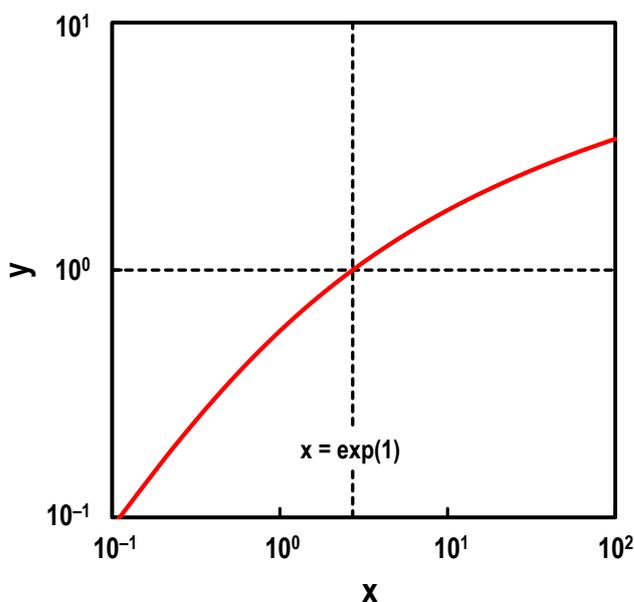


Figure C.2. Lambert W function $y = \mathfrak{W}(x)$ expressed as logarithmic scale; black dashed vertical line: $x = \exp(1)$, black dashed horizontal line: $y = 1$.

続いて、第2章の式(2.23)に上式(C.2)を適用した結果について、Fig. C.3 (b)に示す。但し、グラフの横軸は真の油膜厚さ h であり、縦軸は式(C.2)を適用した油膜厚さ h' と真の油膜厚さ h との比である。 h' は、 $f = 1.0 \text{ MHz}$, $\varepsilon = 2.10 \varepsilon_0 \text{ F/m}$, $c = 0.12 \text{ mm}$, $r_b = 12.7 \text{ mm}$ とし、流体潤滑領域 ($\alpha = 0$ より、 $h' = \bar{h} = h_1$, $\theta = -90 \text{ deg}$) であると仮定して計算した。Figure C.3 (b)より、 $h > 559 \text{ nm}$ の範囲で誤差が非常に大きくなることがわかった。 $h > 559 \text{ nm}$ は十分あり得る油膜厚さなので、直接ランベルト W 関数を用いて計算した方が良いことがわかった。次節では、ランベルト W 関数の逐次近似について示す。

C.3 逐次近似

ニュートン法 (Newton's method) を用いたランベルト W 関数 $\mathfrak{W}(x)$ の逐次近似は、次式 (C.3) のように表される。

$$\mathfrak{W}(x)_{i+1} = \mathfrak{W}(x)_i - \frac{\mathfrak{W}(x)_i \exp(\mathfrak{W}(x)_i) - x}{\exp(\mathfrak{W}(x)_i) + \mathfrak{W}(x)_i \exp(\mathfrak{W}(x)_i)} \quad (\text{C.3})$$

但し、 $i[-]$ は $i = 0$ から始まる正の整数であり、 $\mathfrak{W}(x)_i$ は i 回だけ数値計算を行った結果である。Corless ら [104] は、ハレー法 (Halley's method [137]) を用いた逐次近似を求めている。

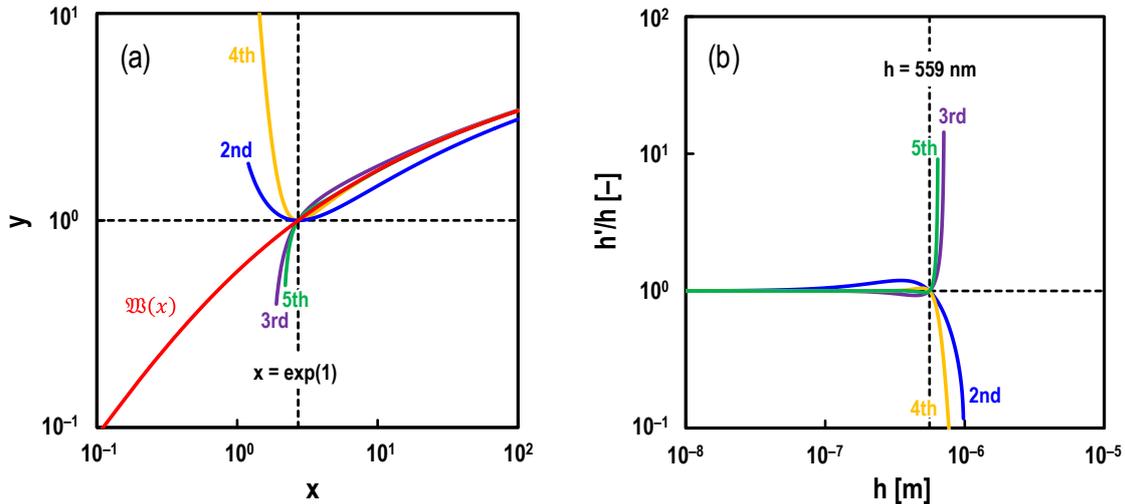


Figure C.3. Asymptotic expansion of Lambert W function; (a) approximation by asymptotic expansion and (b) effect of asymptotic expansion on measurement accuracy of electrical method; h : true oil film thickness, h' : theoretical measured oil film thickness obtained by electrical method using asymptotic expansion; black dashed vertical line in (a): $x = \exp(1)$, black dashed horizontal line in (a): $y = 1$, black dashed vertical line in (b): $h = 559 \text{ nm}$, black dashed horizontal line in (b): $h' = h$.

$$\mathfrak{W}(x)_{i+1} = \mathfrak{W}(x)_i - \frac{\mathfrak{W}(x)_i \exp(\mathfrak{W}(x)_i) - x}{(\mathfrak{W}(x)_i + 1) \exp(\mathfrak{W}(x)_i) - \frac{(\mathfrak{W}(x)_i + 2)(\mathfrak{W}(x)_i \exp(\mathfrak{W}(x)_i) - x)}{2\mathfrak{W}(x)_i + 2}} \quad (\text{C. 4})$$

一般的に、ハレー法の方がニュートン法よりも早く収束することが知られている [104]. これは、ニュートン法は 2 次の収束であるのに対して、ハレー法は 3 次の収束であることによる。よって、本研究では上式(C. 4)に示す逐次近似を採用した。

付録D 誘電緩和

D.1 誘電緩和について

電場 (electric field) に対する分子の応答性に関する模式図 [133] を、Fig. D.1 に示す。分子内に電気双極子 (electric dipole) がある誘電体 (dielectric) において、電場が印加されていない状態では Fig. D.1①のように分子は配向しておらず、すなわち分極は生じない。この状態から電場を印加すると、Fig. D.1②のように分極し始めるが瞬時には分極しない。自由な方向を向いていた分子は電場から遅れて配向し始め、十分時間が経った後、Fig. D.1③のように分極が完了する。その後、電場を取り除くと熱運動等により分子は次第に配向しなくなる (Fig. D.1④参照)。この現象を誘電緩和 (dielectric relaxation) と呼ぶ。また、分極の大きさが $\exp(-1)$ になるまでに必要な時間を緩和時間 (relaxation time) τ [s] と呼び、分子配向性の指標となる。

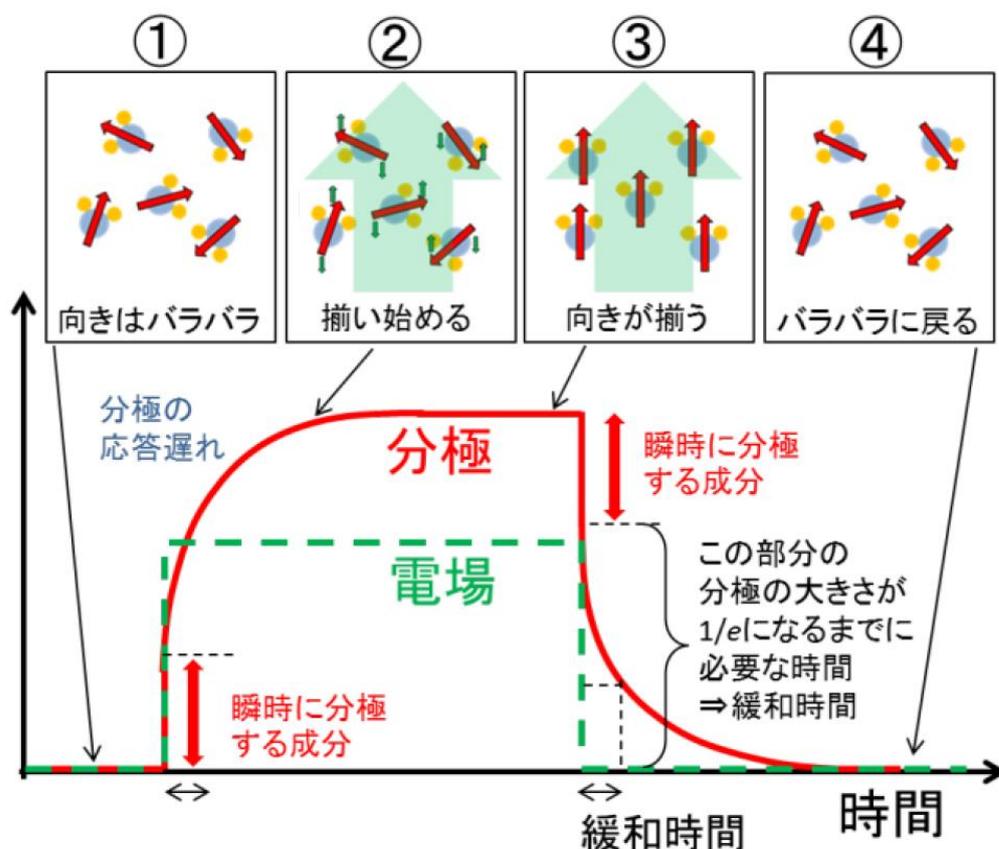


Figure D.1. Molecular response in electric field [133].

ところで、誘電体の分極が印加電場と線形関係にある場合、誘電体の誘電率を ε [F/m] とおくと、次式(D.1)が得られる。

$$D = \varepsilon E \quad (\text{D.1})$$

但し、上式(D.1)中の D [C/m²] は誘電体に発生する電束密度 (electric flux density), E [V/m] は誘電体に印加される電場である。誘電体に交流電圧 (電場) を印加する場合、分極を生じる誘電体は印加電場と同時に電束密度は発生せず、Fig. D.1 に示すように緩和時間 t_r だけ遅れて発生するので、交流電場における D と E はそれぞれの振幅を $|D|$ [C/m²], $|E|$ [V/m] とおくと次式のように表される。

$$D = |D| \exp(j\omega(t - t_r)) \quad (\text{D.2})$$

$$E = |E| \exp(j\omega t) \quad (\text{D.3})$$

但し、 j [-] は虚数、 t [s] は時間、 ω [rad/s] は交流電圧の角振動数である。よって、式(D.2) と式(D.3)を式(D.1)に代入することで、 ε は次式(D.4)のように表される。

$$\varepsilon = \frac{D}{E} = \frac{|D| \exp(j\omega(t - t_r))}{|E| \exp(j\omega t)} = \frac{|D|}{|E|} \exp(-j\omega t_r) = \frac{|D|}{|E|} (\cos(\omega t_r) - j \sin(\omega t_r)) \quad (\text{D.4})$$

上式(D.4)より、 ε は複素数なので複素誘電率 (complex dielectric constant) と呼ばれ、次式(D.5)のように表される。

$$\varepsilon = \varepsilon^* - j\varepsilon^{**} \quad (\text{D.5})$$

ここで、 ε^* [F/m] は誘電率 (dielectric constant), ε^{**} [F/m] は誘電損率 (dielectric loss factor) と呼ばれており、 ε^* は分極の大きさを、 ε^{**} は分極の遅れを表している。上式(D.5)の各項にはそれぞれ周波数依存性があり、厳密には ε の周波数依存性を誘電分散 (dielectric dispersion), ε^* の周波数依存性を誘電緩和, ε^{**} の周波数依存性を誘電損失 (dielectric loss) と呼ぶ。しかし、これらは全て同じ現象に対する呼び名である。また、各々の周波数依存性について測定する実験手法の総称を誘電分光 (dielectric spectroscopy [134]) と呼ぶ。

ところで、上式(D.5)中の実部と虚部の比について求めると、以下のようになる。

$$\frac{\varepsilon^{**}}{\varepsilon^*} = \frac{\sin(\omega t_r)}{\cos(\omega t_r)} = \tan(\omega t_r) = \tan \delta' \quad (\text{D.6})$$

ここで、式(D.6)中の δ' [deg] は損失角 (loss angle), $\tan\delta'$ [-] は誘電正接 (loss tangent) と呼ぶ. 理想的なコンデンサーの場合, 外部から与えられた電荷を損失なく蓄え, そして損失なく放出できるが, 実際のコンデンサーでは電極の電気抵抗成分や電極間の漏れ電流, 誘電体の構成分子の熱振動による誘電損失等が生じ, 電荷のやりとりをする際のエネルギー損失となる. よって, $\tan\delta'$ はそのような誘電体内に生じるエネルギー損失の度合いを表す指標として用いられている [133]. 尚, ϵ^{**} は次式より求められる.

$$\epsilon^{**} = \frac{\sigma'}{\omega} = \frac{\sigma'}{2\pi f} = \frac{1}{2\pi f \rho'} \quad (\text{D.7})$$

但し, 上式(D.7)中の σ' [$\Omega^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$] は電気伝導率 (electric conductivity), ρ' [$\Omega\cdot\text{m}$] は σ' の逆数である電気抵抗率 (electrical resistivity) であり, σ' は電気の流れやすさを, ρ' は電気の流れにくさを表す指標である [135].

ところで, 誘電体に交流電圧を印加して誘電緩和が生じる場合, 周波数 f [Hz] の増加に伴って内部の電気双極子が電場の変化に追従できなくなるため, 誘電率 ϵ^* が低下し, 同時に電気伝導度 σ' が増加, 誘電損失 ϵ^{**} がピークを示す (Fig. D.2 参照). この時, 低周波数側で見られる誘電率 ϵ^* の最大値 ϵ_s [F/m] と高周波数側で見られる最小値 ϵ_∞ [F/m] との差は, 緩和強度 $\Delta\epsilon$ [F/m] と呼ばれている.

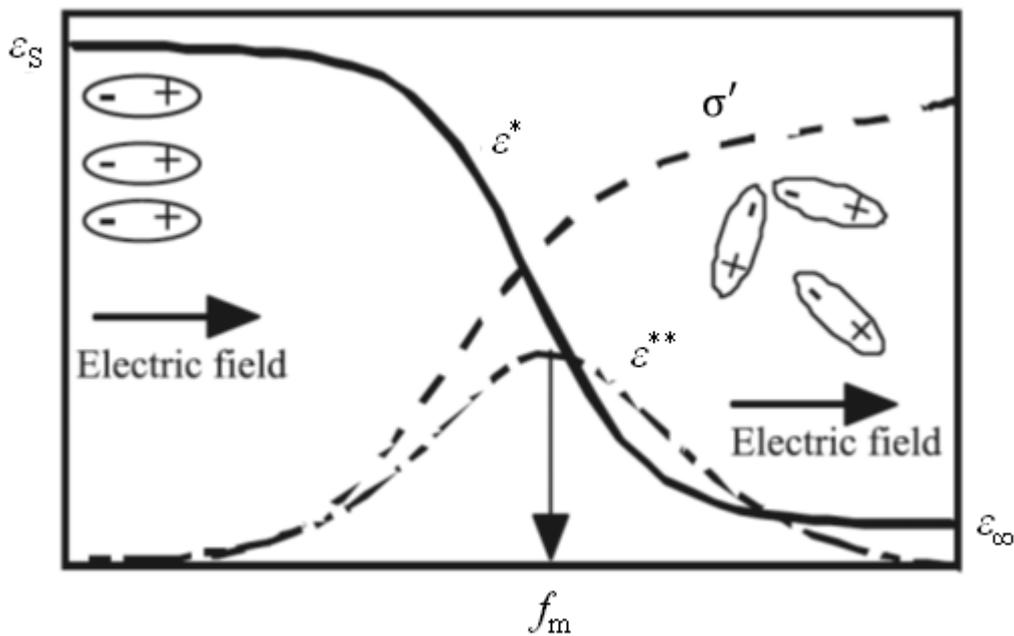


Figure D.2. Dielectric relaxation phenomena [135].

また、 ε^{**} のピークを与える周波数 f_m [Hz]から緩和時間 t_r [s]について、次式より求めることができる。

$$t_r = \frac{1}{2\pi f_m} \quad (\text{D.8})$$

上式より求められる t_r は、前述した通り交流電圧を印加した際の誘電体が有する分子配向性に関する指標となる。

D.2 潤滑油の交流周波数依存性

本研究では、粘度の異なる3種類のPAO（viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$, $30 \text{ mm}^2/\text{s}$, $396 \text{ mm}^2/\text{s}$ ）を試験油として用いた。これらの比誘電率 ε_{oil} [-]は、鉄製容器内（diameter: 38 mm, depth: 0.3 mm）に潤滑油を満たした状態で、交流電圧（RMS amplitude: $V_e = 1 \text{ V}$ ）を印加することで測定した。これら3種類のPAOを用いた比誘電率 ε_{oil} の交流周波数依存性について調査した結果を、Fig. D.3に示す。但し、図中の赤色のプロットは $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 40°C、緑色のプロットは $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 40°C、青色のプロットは $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 40°CのPAOを用いた結果である。

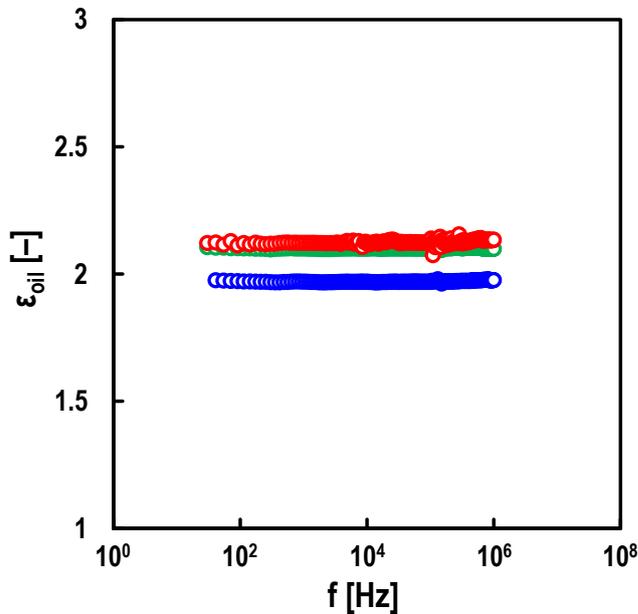


Figure D.3. Measured relative permittivity of oil ε_{oil} for varying frequency of sinusoidal voltage f ; oil: PAO; RMS amplitude: $V_e = 1 \text{ V}$; red open circles: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 40°C; green open circles: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 40°C; blue open circles: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 40°C.

Figure D.3 より、交流周波数 $f=30\text{ Hz}\sim 1.0\text{ MHz}$ の範囲において、 ε_{oil} は粘度によらずほぼ一定であることから、本研究で用いた PAO の比誘電率に周波数依存性がないことがわかった。つまり、この周波数の範囲では粘度によらず緩和時間 $t_r\approx 0\text{ s}$ であることから、Fig. D.1 に示すような分極がほとんど生じていないことがわかった。ここで、式(D.4)に $t_r=0\text{ s}$ を代入すると式(D.5)から $\varepsilon = \varepsilon^*$ が得られるので、本研究で使用した PAO の誘電率 ε は実数であることがわかった。

参考までに、2 種類の市販グリース (Li 石けんグリース、ウレアグリース) を用いて比誘電率 ε_{grease} [-] を測定し、これらの周波数依存性について調査した。測定結果について、Fig. D.4 に示す。但し、図中赤色のプロットは Li 石けんグリース、青色のプロットはウレアグリースの測定結果である。Figure D.4 より、Li 石けんグリースには周波数依存性があるが、ウレアグリースにはないことがわかった。これら 2 種類の市販グリースの基油動粘度はほぼ同じ (base oil viscosity at 40°C : $\nu=25\sim 30\text{ mm}^2/\text{s}$) であるが、増ちょう剤や基油、あるいは添加剤の種類等が異なるので、このような周波数依存性が得られた原因については、今後詳細に調査する予定である。

ところで、Fig. D.4 より、測定に用いた Li 石けんグリースは、交流周波数を変化させた際に誘電緩和が生じることがわかった。そこで、この Li 石けんグリースの誘電率 ε^* [F/m] だけでなく、電気伝導率 σ' [$\Omega^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$] についても測定し、式(D.7)より誘電損率 ε^{**} [F/m] を計算した。得られた結果について、Fig. D.5 に示す。

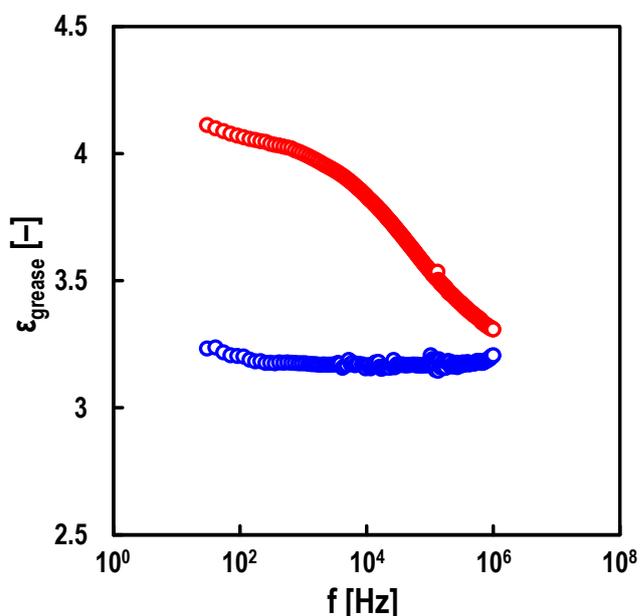


Figure D.4. Measured relative permittivity of grease ε_{grease} for varying frequency of sinusoidal voltage f ; RMS amplitude: $V_e = 1\text{ V}$; red open circles: Li-sorp grease (base oil viscosity at 40°C : $\nu = 24\text{ mm}^2/\text{s}$); blue open circles: urea grease (base oil viscosity at 40°C : $\nu = 31\text{ mm}^2/\text{s}$).

但し、Fig. D.5 中の ϵ^* と σ' は、前述した鉄製容器内を満たすグリースがコンデンサー成分と電気抵抗成分の並列回路より構成されていると仮定した次式より求められる。

$$\epsilon^* = -\frac{d \sin \theta}{S \omega |Z|} = -\frac{d \sin \theta}{2 \pi S f |Z|} \quad (\text{D.9})$$

$$\sigma' = \frac{1}{\rho'} = \frac{d \cos \theta}{S |Z|} \quad (\text{D.10})$$

ここで、上式中の d [m] は鉄製容器内の電極間距離（すなわち、容器の深さ）、 S [m²] はこの容器内の電極面積である。尚、Fig. D.5 上図の ϵ^* は、Fig. D.4 に示した Li 石けんグリースの比誘電率 ϵ_{grease} に真空の誘電率 $\epsilon_0 = 8.85 \cdot 10^{-12}$ F/m を掛けた結果と同じである。

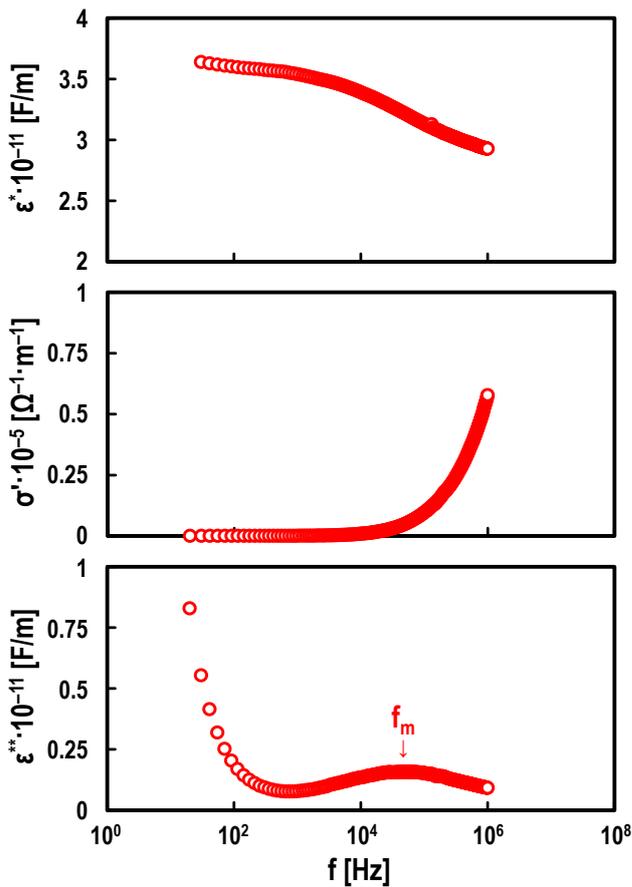


Figure D.5. Measured values of dielectric constant ϵ^{**} (top), electric conductivity σ' (middle), and dielectric loss factor ϵ^{**} (bottom) for varying frequency of sinusoidal voltage f ; grease: Li-sorp grease; RMS amplitude: $V_e = 1$ V; f_m in bottom graph: frequency of sinusoidal voltage at peak of ϵ^{**} .

Figure D.5 より, Fig. D.2 と同様, 周波数 f の増加に伴って誘電率 ϵ^* が低下し, 同時に電気伝導度 σ' が増加, 誘電損失 ϵ^{**} がピークを示すことがわかった. また, Fig. D.5 下図より, ϵ^{**} のピークを与える周波数 $f_m \approx 54 \text{ kHz}$ であったので, 式(D.8)より緩和時間 $t_r \approx 3 \mu\text{s}$ であることがわかった. この緩和時間は, 分子配向性の指標となるため, 今後様々な潤滑剤についても調査する予定である.

尚, Fig. D.5 中の ϵ^{**} に関する結果より, 低周波数側で ϵ^{**} が非常に大きくなっていることがわかる. この理由について考察するため, 式(D.6)から得られる誘電正接 $\tan\delta'$ について計算した. 計算結果について, Fig. D.6 に示す. Figure D.6 より, $\tan\delta'$ が低周波数側で非常に大きくなっていることがわかった. つまり, この低周波数帯では理想的なコンデンサーとして挙動しておらず, エネルギー損失が大きくなっていることがわかった. このエネルギー損失は, 電極の電気抵抗成分や電極間の漏れ電流等が原因で生じるが, PAO の比誘電率 ϵ_{oil} を測定した Fig. D.3 より低周波数帯において ϵ_{oil} が一定であったため, 測定器側に原因はないと考えられる. よって, Fig. D.6 より, 低周波数帯でエネルギー損失が大きくなったのは, この試験グリースに由来する誘電損失が増加したことに原因があると考えられる. しかし, 一般的に誘電損失は高周波数帯で生じるため [135], 低周波数帯で誘電損失が増加した理由については今後更に検討する必要がある.

最後に, この Li 石けんグリースの複素インピーダンス $Z [\Omega]$ を測定した結果について, Fig. D.7 に示す. Figure D.7 に示す複素インピーダンスの大きさ $|Z| [\Omega]$, 及び位相差 $\theta [\text{deg}]$ から, Fig. D.5 に示す結果が得られている.

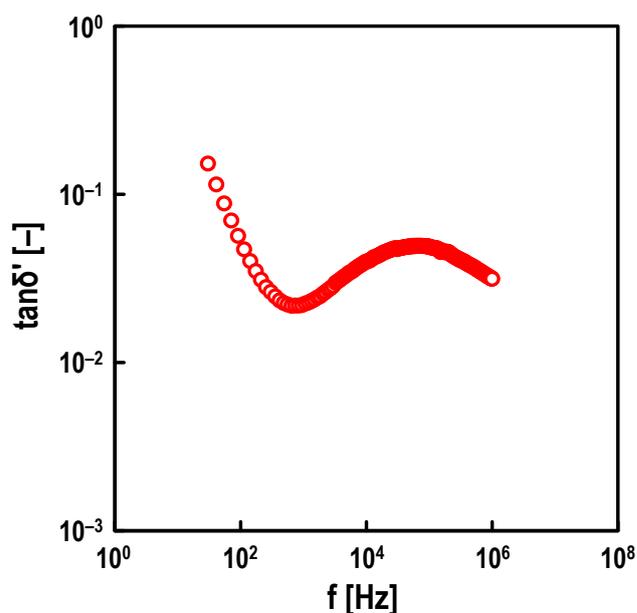


Figure D.6. Measured loss tangent $\tan\delta'$ for varying frequency of sinusoidal voltage f ; grease: Li-sorp grease; RMS amplitude: $V_e = 1 \text{ V}$.

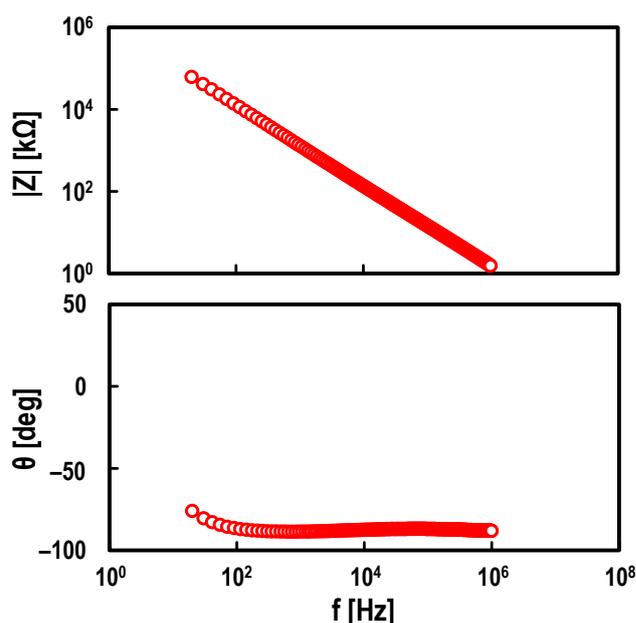


Figure D.7. Measured values of modulus $|Z|$ (top) and phase θ (bottom) varying frequency of sinusoidal voltage f ; grease: Li-sorp grease; RMS amplitude: $V_e = 1$ V.

Figure D.7 より，交流周波数 f を大きくするほど $|Z|$ は小さくなるが， θ は $\theta \approx -90$ deg ほぼ一定であることがわかった． θ が一定，かつ誘電緩和が生じない（すなわち， ε^* が一定）場合，式(D.9)より f の増加量と $|Z|$ の減少量が等しいことがわかる．一方，Fig. D.5 より，誘電緩和が生じる場合， f を大きくするほど ε^* が小さくなっている．つまり，誘電緩和が生じる場合， f の増加量に対して $|Z|$ の減少量が小さいことがわかった．これは， f が大きくなるほど，Li 石けんグリース内の電気双極子が電場の変化に追従できなくなることに起因する．

D.3 誘電緩和の測定方法

Figure D.8 は，様々な周波数帯における各種測定方法についてまとめた図である [136]．誘電緩和（あるいは，誘電分散），すなわち物質中の電気双極子が関係する測定法は，LCR メータ，インピーダンスアナライザ，ネットワークアナライザ，TDR（time domain reflectometry [136]）等を用いて行う複素インピーダンス測定と，赤外線，可視光線，紫外線の吸収を用いた測定の 2 種類がある．各々の測定方法がカバーできる周波数帯は Fig. D.8 に示した通りであるが，年々技術の進歩と共にその適用範囲が広がってきている．

本研究では LCR メータを用いたが，誘電緩和が本手法に与える影響についてより詳細に調査するためには，TDR を用いた測定が必要であると考えている（通常，TDR はケーブルやプリント基板の配線等の電気インピーダンス特性について測定する際に用いられている）．今後，より高周波数帯（数 GHz）での試験を実施する予定である．

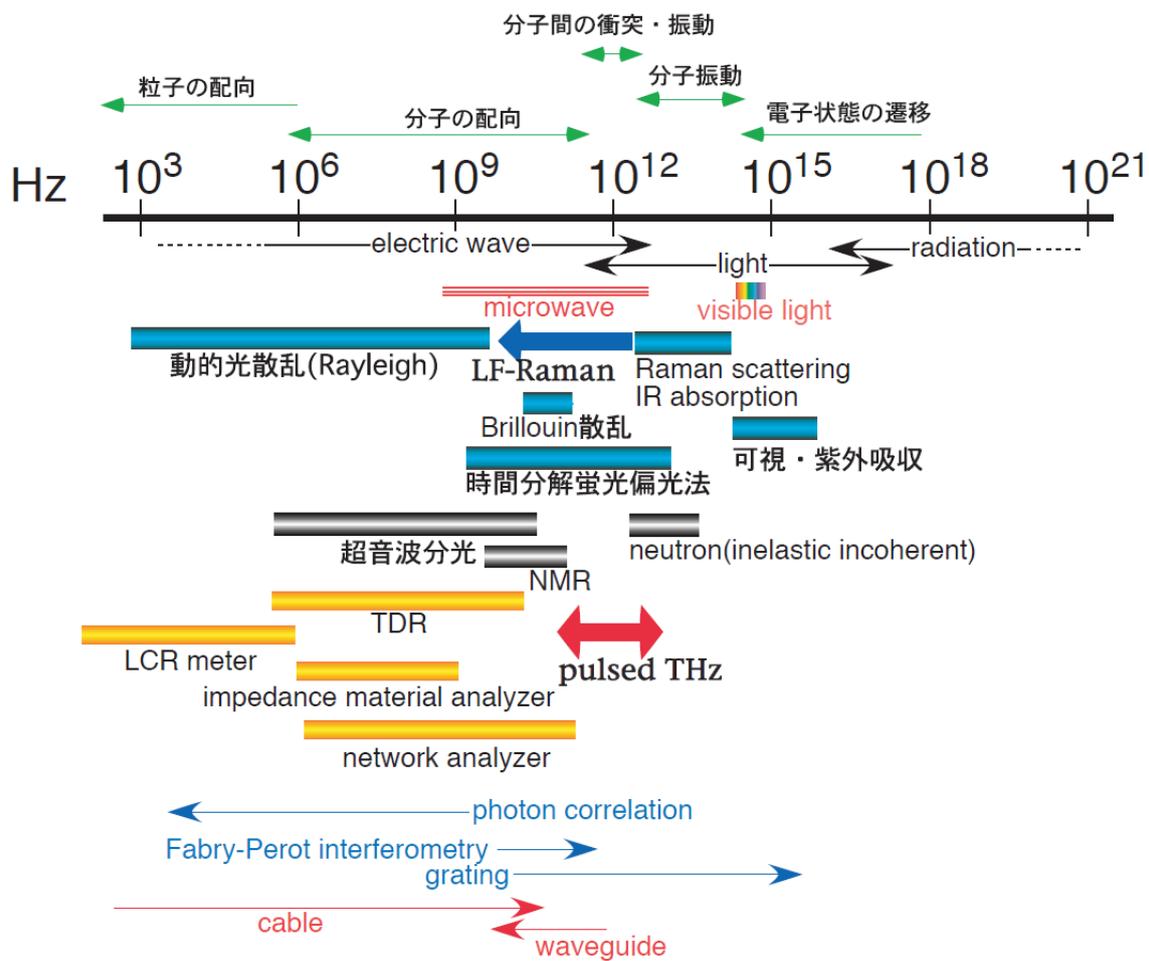


Figure D.8. Frequency and measurement methods [136].

付録E 複素インピーダンス Z の測定例

E.1 要素試験 (glass/steel contacts)

ここでは、複素インピーダンス Z の測定結果の一例について示す。まず初めに、ガラス製ディスク試験片を用いた要素試験の結果について示す。Figure E.1 は、引き込み速度 $U=0.005 \sim 0.5 \text{ m/s}$ まで変化させた時の複素インピーダンス $Z[\Omega]$ の測定結果である。但し、Fig. E.1 に示すプロットは各速度 U で測定した 1000 点の平均値であり、サンプリングレートは 20 kHz である。尚、各測定結果の標準偏差は、平均値の約 1% 以内であった。本研究では、Fig. E.1 に示す測定結果から、Fig. 3.5 に示した油膜厚さと油膜の破断率が得られた。また、 $U=0.005 \text{ m/s}$ の場合、複素インピーダンスの大きさ $|Z|=1.53 \text{ k}\Omega$ 、位相 $\theta=-26.2 \text{ deg}$ 、一方 $U=0.5 \text{ m/s}$ の場合、 $|Z|=8.16 \text{ k}\Omega$ 、 $\theta=-86.3 \text{ deg}$ であった。尚、試験開始前の複素インピーダンス Z_0 は、 $|Z_0|=0.62 \text{ k}\Omega$ 、 $\theta_0=-1.3 \text{ deg}$ であった。

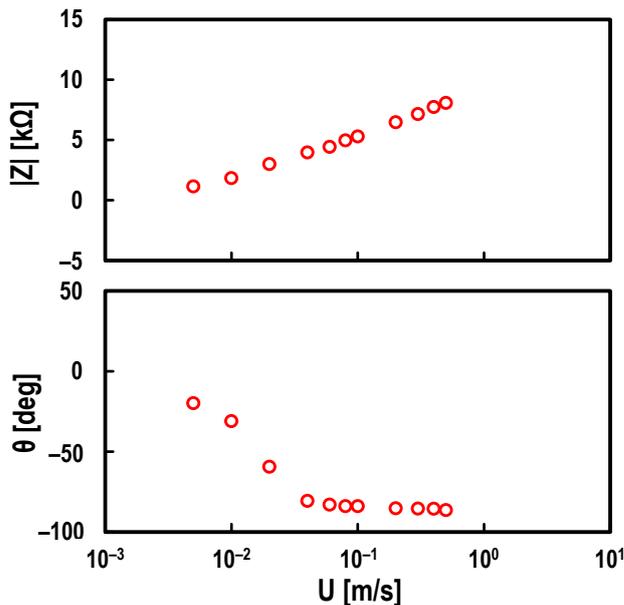


Figure E.1. Measured values of modulus $|Z|$ (top) and phase θ (bottom) for varying entrainment speed U under glass-steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$.

E.2 要素試験 (steel/steel contacts)

続いて、軸受鋼製ディスク試験片を用いて要素試験を行った結果について示す。Figure E.2 は、引き込み速度 $U = 0.005 \sim 0.5$ m/s まで変化させた時の steel/steel contacts における複素インピーダンス Z [Ω] の測定結果である。但し、Fig. E.1 と同様、Fig. E.2 に示すプロットは各速度 U で測定した 1000 点の平均値であり、サンプリングレートは 20 kHz である。尚、各測定結果の標準偏差は、平均値の約 1% 以内であった。本研究では、Fig. E.2 に示す結果から Fig. 4.2 に示した油膜厚さと油膜の破断率が得られた。また、 $U = 0.005$ m/s の場合、複素インピーダンスの大きさ $|Z| = 0.91$ k Ω 、位相 $\theta = -2.7$ deg、一方 $U = 0.5$ m/s の場合、 $|Z| = 9.18$ k Ω 、 $\theta = -79.4$ deg であった。尚、試験開始前の複素インピーダンス Z_0 は、 $|Z_0| = 0.33$ k Ω 、 $\theta_0 = -0.7$ deg であった。

Fig. 4.2 より、 U が小さい場合、油膜厚さ \bar{h} が理論値よりも非常に厚くなることがわかっている。一方、Fig. E.2 より、 U を小さくするほど $|Z|$ は単調減少し、それに伴い θ は単調増加している。つまり、Fig. E.2 より、一見すると U が小さくなるほど \bar{h} が薄くなっているように見える。しかし、第 2 章の式(2.23)からわかるように、 θ が 0 deg に近づくほど $\sin\theta$ が非常に小さくなるため \bar{h} は $|Z|$ に敏感になることが理解できる。これは、EHD 接触域内に生じる摩耗粉濃度を敏感にモニタリングできることを意味する。

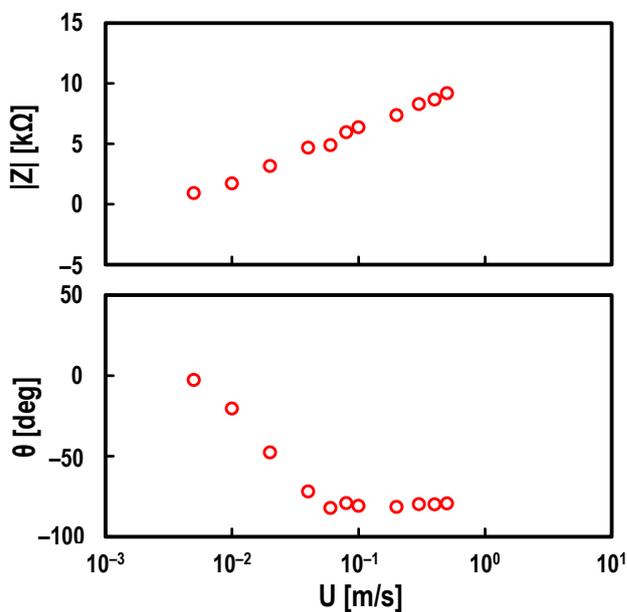


Figure E.2. Measured values of modulus $|Z|$ (top) and phase θ (bottom) for varying entrainment speed U under steel-steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30$ mm²/s), normal load: $F_z = 10$ N, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$.

E.3 軸受試験

最後に、実際の軸受を用いた試験結果について示す。Figure E.3 は、試験軸受の内輪回転数 $N = 50 \sim 6000 \text{ min}^{-1}$ まで変化させた時の複素インピーダンス $Z [\Omega]$ の測定結果である。但し、Fig. E.3 に示すプロットは各回転数 N における 40 min 後の値であり、試験軸受 2 個分の結果である。また、Fig. 5.2 に示した油膜厚さと油膜の破断率の結果は全部で 4 回試験を行った平均値についてプロットしているが、Fig. E.3 に示すプロットはその内の 1 回目に行った結果である。Figure E.3 より、 $N = 50 \text{ min}^{-1}$ の場合、複素インピーダンスの大きさ $|Z| = 0.12 \text{ k}\Omega$ 、位相 $\theta = -9.6 \text{ deg}$ 、一方 $N = 6000 \text{ min}^{-1}$ の場合、 $|Z| = 1.61 \text{ k}\Omega$ 、 $\theta = -84.7 \text{ deg}$ であることがわかった。尚、本試験開始前の複素インピーダンス Z_0 は、 $|Z_0| = 0.03 \text{ k}\Omega$ 、 $\theta_0 = 6.5 \text{ deg}$ であった。

続いて、 $N = 50 \text{ min}^{-1}$ で複素インピーダンス Z を 40 min 間測定した結果について、Fig. E.4 に示す。尚、サンプリングレートは 1 Hz である。Figure E.4 に示す測定結果も、全部で 4 回試験を行った内の 1 回目に行った試験結果であり、この結果から Fig. 5.3 に示した油膜厚さと油膜の破断率に関する結果が得られている。Figure E.4 より、試験を開始して約 5 min 間は $\theta > 0 \text{ deg}$ であることがわかった。この時、Fig. 5.3 より、油膜厚さ \bar{h} は非常に厚い値になり、油膜の破断率 α は 1 よりも大きな値になっていることがわかる。つまり、 $\theta > 0 \text{ deg}$ である場合、本手法は精度良く測定できないことがわかった。 $\theta > 0 \text{ deg}$ となったのは、軸受試験の初期値が $|Z_0| = 0.03 \text{ k}\Omega$ と比較的小さかったからであり、回路に生じているコイル成分、すなわちインダクタンス (inductance) 成分を無視できなかったことが原因であると考えている。第 2 章の Fig. 2.7 に示したように、本手法はインダクタンスを想定していないので、今後それも考慮に入れた理論の構築が必要である。

尚、静的に接触した状態でインダクタンス成分を無視できない場合、外部抵抗 R_E を接続することで初期の位相 θ_0 を 0 deg に近づけることができる。但し、 R_E が大きすぎると、本手法の測定精度が低下する恐れがあるので注意が必要である。詳細については、付録 G にて解説する。

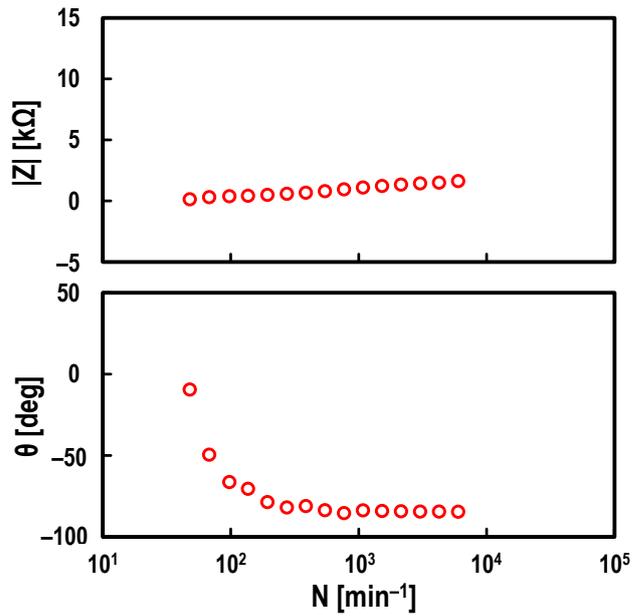


Figure E.3. Measured values of modulus $|Z|$ (top) and phase θ (bottom) for varying rotational speed N in practical ball bearing; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$) and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$.

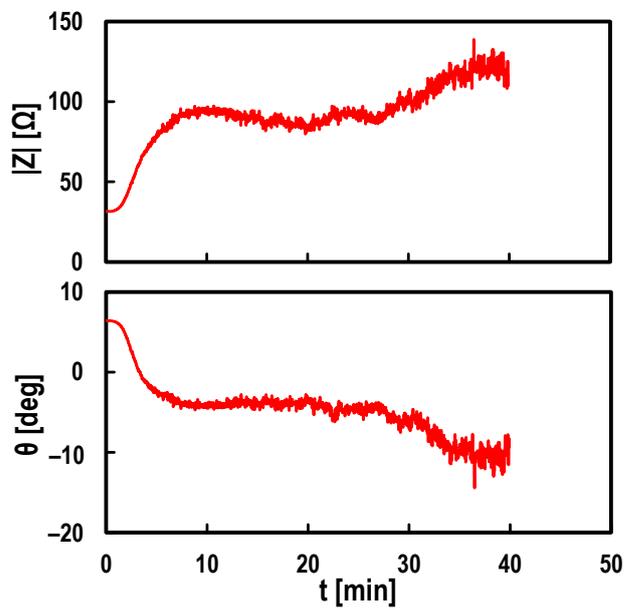


Figure E.4. Time evolutions of measured modulus $|Z|$ (top) and phase θ (bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 50 \text{ min}^{-1}$, and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$.

付録F 交流電圧が本手法に与える影響

F.1 低電圧の場合

ここでは、印加する交流電圧の実効値 V_e [V] が本手法に与える影響について述べる。まず、低電圧の場合について評価を行った。第4章の Fig. 4.8 に示す試験と同様な試験条件下 (PAO, $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 40°C , $U = 0.01 \sim 0.5 \text{ m/s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, $\Sigma = 2$, steel/steel contacts) において、 $V_e = 0.1 \text{ V}$ の場合と $V_e = 1 \text{ V}$ の場合で比較した。但し、この試験条件の場合、Fig. 4.8 より $U \geq 0.2 \text{ m/s}$ の範囲で枯渇潤滑が生じることがわかっている。 $|Z|$ と θ を測定した結果について、Fig. F.1 に示す。図中赤色のプロットは $V_e = 0.1 \text{ V}$ 、黒色のプロットは $V_e = 1 \text{ V}$ の測定結果である。Figure F.1 より、 $V_e = 0.1 \text{ V}$ の場合、 $V_e = 1 \text{ V}$ と比較して測定される複素インピーダンス Z のばらつきが大きくなることがわかった。

続いて、Fig. F.1 に示す結果から得られる平均油膜厚さ \bar{h} [m]、及び油膜の破断率 α [-] について Fig. F.2 に示す。Figure F.2 より、 $V_e = 0.1 \text{ V}$ の場合、おおよそ $V_e = 1 \text{ V}$ と同じ油膜厚さであったが、ばらつきが Fig. F.1 と同様、大きくなることがわかった。つまり、印加電圧が低すぎると流れる電流が小さくなりすぎるため、LCR メータを用いて測定される複素インピーダンスの確度が低下し、油膜測定精度が悪くなることがわかった。

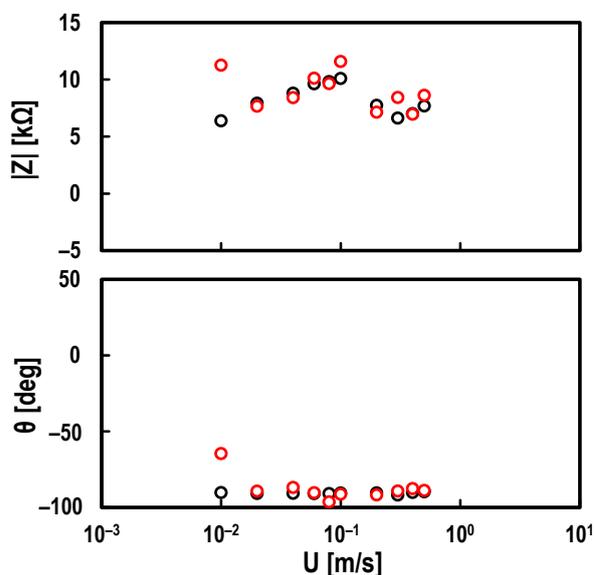


Figure F.1. Measured values of modulus $|Z|$ (upper) and phase θ (lower) for varying entrainment speed U under steel-steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values at $V_e = 0.1 \text{ V}$; black open circles in graphs: measured values at $V_e = 1 \text{ V}$.

F.2 高電圧の場合

Figure F.1 に示した試験と同じ条件 (PAO, $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 40°C , $U = 0.01 \sim 0.5 \text{ m/s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, $\Sigma = 2$, steel/steel contacts) で, 今度は $V_e = 5 \text{ V}$ における試験を行った. $|Z|$ と θ を測定した結果について, Fig. F.3 に示す. 但し, 図中の赤色のプロットは $V_e = 5 \text{ V}$, 黒色のプロットは Fig. F.1 と同じ $V_e = 1 \text{ V}$ の測定結果である. Figure F.3 より, $V_e = 5 \text{ V}$ の場合, 低速度域と高速度域において, $|Z| \approx 0 \Omega$, かつ $\theta > 0 \text{ deg}$ となることがわかった. $\theta > 0 \text{ deg}$ となった理由は, EHD 接触域内にて絶縁破壊が生じ, $|Z|$ が極端に小さくなったことで, コイル成分, すなわちインダクタンス成分を測定したからであると考えられる.

続いて, Fig. F.3 に示す結果から得られる平均油膜厚さ \bar{h} [m], 及び油膜の破断率 α [-] について Fig. F.4 に示す. Figure F.4 より $V_e = 5 \text{ V}$ にすることで, $\bar{h} < 150 \text{ nm}$ の範囲において \bar{h} と α を算出できないことがわかった. この範囲では $\theta > 0 \text{ deg}$ となっており, 本手法がインダクタンスを想定していないことに原因があると考えられる. つまり, 印加電圧が大きい場合, 油膜厚さが薄くなることで絶縁破壊が生じ, 本手法を適用できないことがわかった. そこで, 第 4 章では接触域に流す交流電流を一定とし, 油膜厚さに応じて印加電圧が変化するように工夫した. 尚, $\bar{h} > 150 \text{ nm}$ の範囲では, 電圧によらず油膜厚さはほぼ同じであることがわかった. 油膜厚さについて電圧依存性がないのは, 式(2.23)からも明らかである.

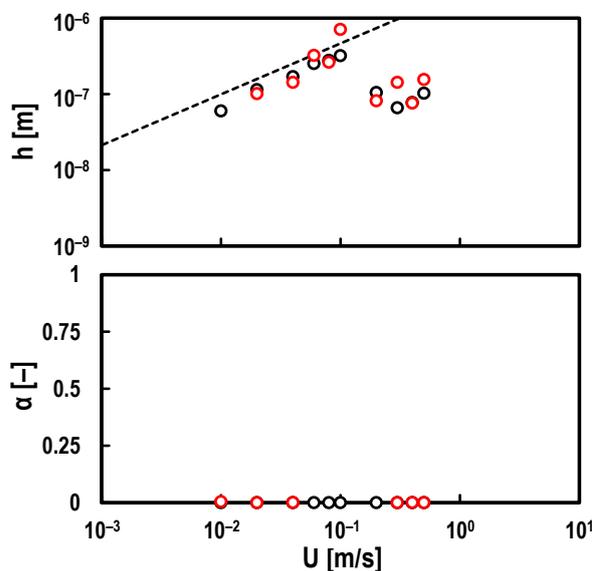


Figure F.2. Measured values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) for varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values at $V_e = 0.1 \text{ V}$; black open circles in graphs: measured values at $V_e = 1 \text{ V}$; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

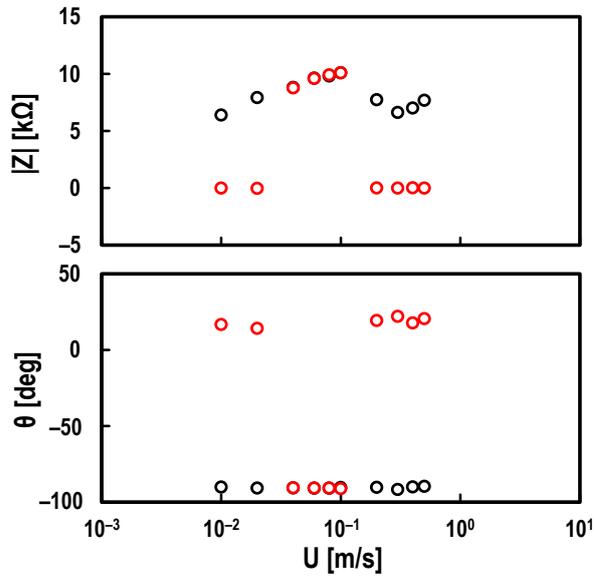


Figure F.3. Measured values of modulus $|Z|$ (upper) and phase θ (lower) for varying entrainment speed U under steel-steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values at $V_e = 5 \text{ V}$; black open circles in graphs: measured values at $V_e = 1 \text{ V}$.

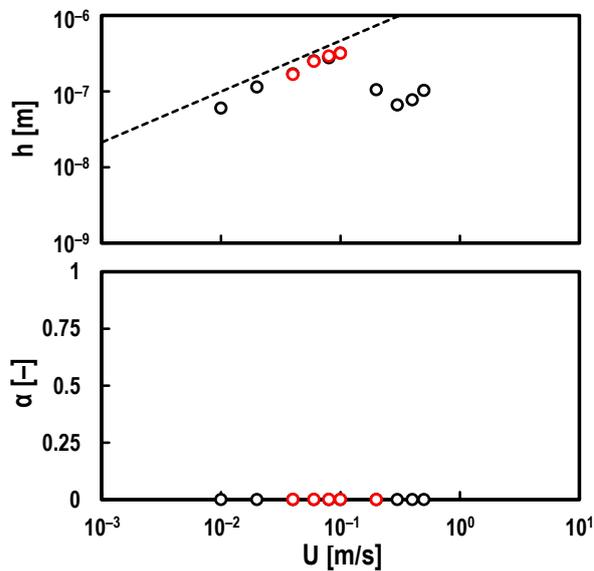


Figure F.4. Measured values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) for varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values at $V_e = 5 \text{ V}$; black open circles in graphs: measured values at $V_e = 1 \text{ V}$; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

Table F.1. Electrical breakdown characteristics of various materials [141].

絶縁材料名	$\tan \delta$ [%] (60Hz、20°C)	体積抵抗率 [$\Omega \cdot \text{cm}$] (20°C)	絶縁耐力 [k V/mm]
絶縁油 (鉱油)	0.01以下	2×10^{15}	28※
天然ゴム	0.3~0.5	10^{15}	20~30
ポリエチレン	0.05以下	$10^{16} \sim 10^{20}$	[200~400]
ポリ塩化ビニル	0.7~2	$10^{11} \sim 10^{16}$	[100~200]
フェノール樹脂	6~10	$10^{11} \sim 10^{12}$	(12~16)
エポキシ樹脂	0.10~0.16	$10^{12} \sim 10^{17}$	(10~16)

注 ※ : 70 k V/2.5mmより換算、[] はフィルム資料、() は1/8インチ厚試料

ところで、高電圧が印加された際に生じる絶縁破壊は、電界が絶縁破壊電界強度 (electrical breakdown strength [138][139]) E_b [V/m] を超える際に生じると考えられている。尚、 E_b は絶縁耐力 [140][141] とも呼ばれている。ここで、 E_b は次式(F.1)より求められる。

$$E_b = \frac{V_e}{h_1} \quad (\text{F.1})$$

但し、 V_e [V] は印加する交流電圧の実効値、 h_1 [m] は EHD 接触域内の油膜形成部における油膜厚さである。Figure F.4 より、 $V_e = 5$ V の場合、 $\bar{h} < 150$ nm の範囲で絶縁破壊が生じていると考えられるので、式(F.1)より $E_b \approx 33.3$ kV/mm であることがわかった。

一方、付録 A の Fig. A.5 に示すスクイズ膜を測定した結果より、 $V_e \geq 1$ V の範囲で絶縁破壊が生じていることが示唆されている。この時、スクイズ膜の最大油膜厚さ $h_{\max} \approx 100$ nm であり、式(A.4)から $h_1 \approx 33.3$ nm となるので、やはり $E_b \approx 33.3$ kV/mm であることがわかった。すなわち、潤滑油として高粘度 PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396$ mm²/s) を用いた場合、 $E_b \approx 33.3$ kV/mm であることが示唆された (Table F.1 より、鉱油は $E_b = 28$ kV/mm なので、おおよそ同じオーダーである)。よって、この E_b から絶縁破壊が生じない印加電圧の上限値を求めることができる。例えば、Fig. 3.1 に示す要素試験機を用いて $h_1 < 10$ nm のオーダーまで本手法を用いた油膜測定を実施したい場合、 $V_e < 0.33$ V に設定するべきである。参考までに、印加電圧の上限値について汎用性を持たせるため、軸受試験も対象とした場合について考える。絶縁破壊が生じない V_e [V] の上限値は、次式(F.2)より求められる。

$$V_e < lE_b h_1 \quad (\text{F.2})$$

但し、 l [-] は転動体 1 個当たりの接触点数 (つまり、要素試験の場合 $l = 1$ 、軸受試験の場合 $l = 2$) である。すなわち、軸受試験の場合 $l = 2$ なので、要素試験における印加電圧の 2 倍まで増加させても絶縁破壊が生じないことが示唆された。

付録G 外部抵抗 R_E がある場合の一般式

G.1 等価回路モデル

第3章では, ガラス製ディスク試験片にスペーサー膜としてITO膜を約 $0.7\ \mu\text{m}$ 被膜した. この試験片を用いた時の静的な接触状態における複素インピーダンス Z_0 は, $|Z_0| = 0.62\ \text{k}\Omega$, であった (付録 E.1 参照). 一方, 第4章, 及び第5章で用いた試験片の材料は軸受鋼 (52100 steel) であり, $|Z_0|$ はどちらも数~数 $10\ \Omega$ と非常に小さい値であった. 特に, 要素試験に用いたデータロガーの最小分解能は $10\ \Omega$ であったため, 外部抵抗を接続することで精度良く測定できるよう工夫した. 転がり軸受に外部抵抗 R_E [Ω] を直列に接続した時の等価回路について, Fig. G.1 に示す. 次節より, R_E を考慮した一般式の導出過程について示す.

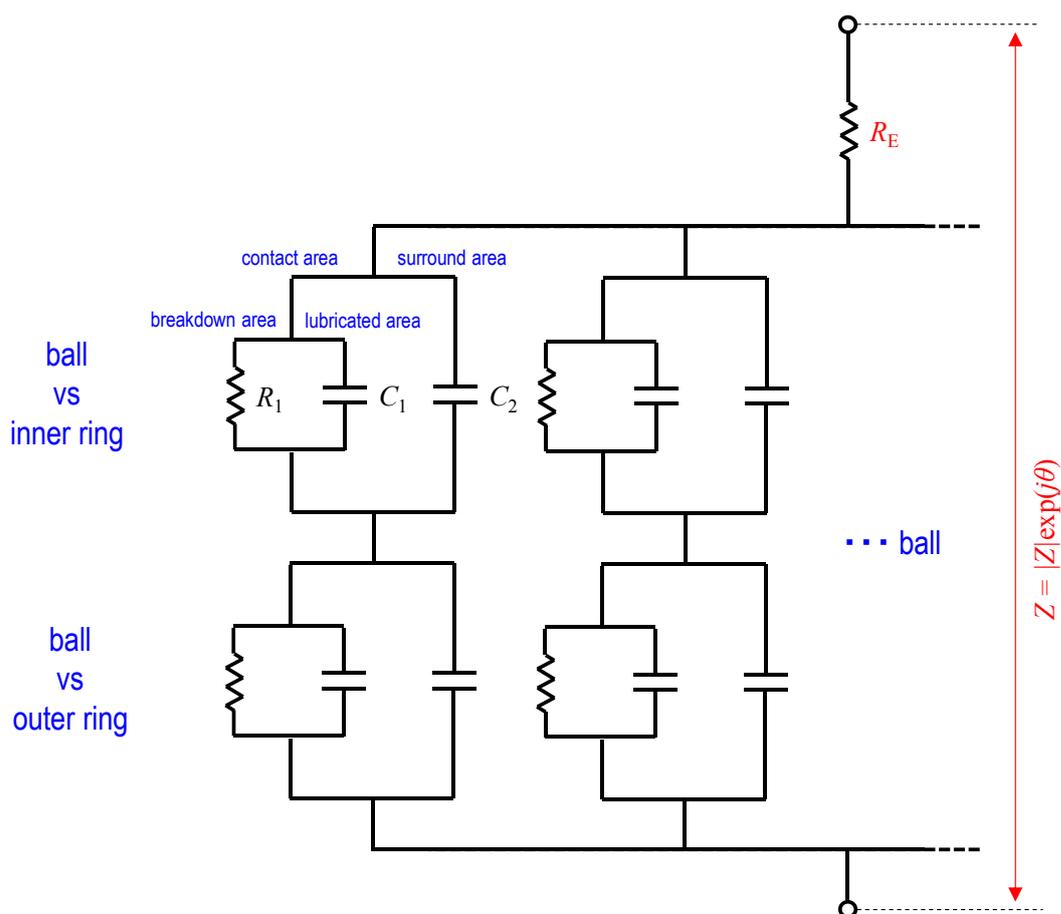


Figure G.1. Electrical model of ball bearing with external resistor R_E ; R_1 : resistor in breakdown area, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, C_2 : capacitor in surround area completely filled with oil.

G.2 複素インピーダンス解析

Figure G.1 より，外部抵抗を R_E [Ω]とおくと，等価回路全体の複素インピーダンス Z は，第 2 章の式(2.42)を参考にして，下式(G.1)のように表される．

$$\frac{1}{Z - R_E} = \frac{kn}{l} \left(\frac{1}{R_1} + j\omega(C_1 + C_2) \right) \quad (\text{G.1})$$

但し， k [-]は測定対象となる転がり軸受の数， l [-]は転動体 1 個当たりの接触点数（つまり，要素試験の場合 $l = 1$ ，軸受試験の場合 $l = 2$ ）， n [-]は転がり軸受 1 個に含まれる転動体数である．ここで，第 2 章の式(2.12)と上式(G.1)より，以下に示す式(G.2)と式(G.3)が得られる．

$$R_1 = \frac{kn}{l} \left(\frac{(|Z| \cos \theta - R_E)^2 + (|Z| \sin \theta)^2}{|Z| \cos \theta - R_E} \right) \quad (\text{G.2})$$

$$C_1 + C_2 = -\frac{l}{kn\omega} \left(\frac{|Z| \sin \theta}{(|Z| \cos \theta - R_E)^2 + (|Z| \sin \theta)^2} \right) \quad (\text{G.3})$$

よって，第 2 章の式(2.35)，式(2.36)，式(2.39)，式(2.40)より，式(G.2)と式(G.3)はそれぞれ次式のように表される．

$$\frac{R_{10}}{\alpha} = \frac{kn}{l} \left(\frac{(|Z| \cos \theta - R_E)^2 + (|Z| \sin \theta)^2}{|Z| \cos \theta - R_E} \right) \quad (\text{G.4})$$

$$\begin{aligned} & \frac{\pi\varepsilon(1-\alpha)ab}{h_1} + 4\pi\varepsilon \frac{\bar{r}_x \bar{r}_y}{\bar{r}_x + \bar{r}_y} \left(\ln \left(\frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2h_1} \zeta \right) - \zeta \right) \\ &= -\frac{l}{kn\omega} \left(\frac{|Z| \sin \theta}{(|Z| \cos \theta - R_E)^2 + (|Z| \sin \theta)^2} \right) \end{aligned} \quad (\text{G.5})$$

ところで，静的な接触状態（すなわち， $\alpha = 1$ ）における電気抵抗 R_{10} は， $|Z_0|$ ， θ_0 を用いて次式(G.6)のように表される．

$$R_{10} = \frac{kn}{l} \left(\frac{(|Z_0| \cos \theta_0 - R_E)^2 + (|Z_0| \sin \theta_0)^2}{|Z_0| \cos \theta_0 - R_E} \right) \quad (\text{G.6})$$

よって、式(G.4)と式(G.6)より、油膜の破断率 α [-] は下式(G.7)より求められる。

$$\alpha = \frac{(|Z| \cos \theta - R_E)(|Z_0| \cos \theta_0 - R_E)^2 + (|Z_0| \sin \theta_0)^2}{(|Z_0| \cos \theta_0 - R_E)(|Z| \cos \theta - R_E)^2 + (|Z| \sin \theta)^2} \quad (\text{G.7})$$

上式より、油膜の破断率 α は、測定対象となる転がり軸受の数 k [-]、転動体 1 個当たりの接触点数 l [-]、転がり軸受 1 個当たりの転動体数 n [-] に依存しないことがわかる。

一方、式(G.5)より h_1 に関する陰関数として、次式が得られる。

$$\begin{aligned} & \frac{(1-\alpha)ab}{4h_1} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \exp \left(\frac{(1-\alpha)ab}{4h_1} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \\ &= \frac{(1-\alpha)ab}{2\bar{r}_x\bar{r}_y\zeta} \exp \left(\zeta - \frac{l}{4\pi kn\epsilon\omega|Z^*|} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \end{aligned} \quad (\text{G.8})$$

但し、上式(G.8)中の $|Z^*|$ [Ω] は、次式(G.9)のように表される。

$$|Z^*| = \frac{(|Z| \cos \theta - R_E)^2 + (|Z| \sin \theta)^2}{|Z| \sin \theta} \quad (\text{G.9})$$

よって、式(G.8)より、 h_1 に関する陽関数は、式(2.20)を用いて以下のように表される。

$$h_1 = \frac{(1-\alpha)ab}{4} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) / \Re \left(\frac{(1-\alpha)ab}{2\bar{r}_x\bar{r}_y\zeta} \exp \left(\zeta - \frac{l}{4\pi kn\epsilon\omega|Z^*|} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \right) \quad (\text{G.10})$$

ゆえに、平均油膜厚さ \bar{h} [m] は、式(G.10)を式(2.22)に代入した次式(G.11)より求められる。

$$\bar{h} = \frac{(1-\alpha)^2 ab}{4} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) / \Re \left(\frac{(1-\alpha)ab}{2\bar{r}_x\bar{r}_y\zeta} \exp \left(\zeta - \frac{l}{4\pi kn\epsilon\omega|Z^*|} \left(\frac{1}{\bar{r}_x} + \frac{1}{\bar{r}_y} \right) \right) \right) \quad (\text{G.11})$$

ここで、式(G.7)と式(G.11)に外部抵抗 $R_E = 0 \Omega$ を代入すると、それぞれ式(2.47)と式(2.50)に等しくなる。よって、式(G.7)と式(G.11)は、外部抵抗 R_E も考慮した電気インピーダンス法の一般式であると言える。

G.3 外部抵抗 R_E の影響

ここでは、外部抵抗 R_E が本研究で開発した電気インピーダンス法の測定精度に与える影響について考察する。具体的には、第4章の Fig. 4.1 に示す要素試験機を用いて流体潤滑領域における試験 (PAO, $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 40°C , $U = 0.1 \text{ m/s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, $\Sigma = 2$, steel/steel contacts) を行い、4種類の外部抵抗 ($R_E = 0.33 \text{ k}\Omega$, $0.70 \text{ k}\Omega$, $1.70 \text{ k}\Omega$, $4.00 \text{ k}\Omega$) をそれぞれ用いた時の油膜厚さ \bar{h} [m] と油膜の破断率 α [-] について測定した。但し、外部抵抗を使用しない場合 (すなわち、 $R_E = 0 \Omega$ の場合)、静的に接触させた状態における複素インピーダンスは $|Z_0| = 0.09 \text{ k}\Omega$, $\theta_0 = -1.4 \text{ deg}$ であり、 $U = 0.1 \text{ m/s}$ で動的に接触させた状態では $|Z| = 10.29 \text{ k}\Omega$, $\theta = -90 \text{ deg}$ であった。印加した交流電圧は $V_e = 1.5 \text{ V}$ であり、交流周波数 $f = 1 \text{ MHz}$ である。また、Fig. 4.8 より、 $U \geq 0.2 \text{ m/s}$ の範囲で枯渇潤滑が生じることがわかっているので、上記試験条件下では十分潤滑であったと考えられる。 R_E を変化させた時の油膜厚さ \bar{h} 、及び油膜の破断率 α を測定した結果について、Fig. G.2 に示す。

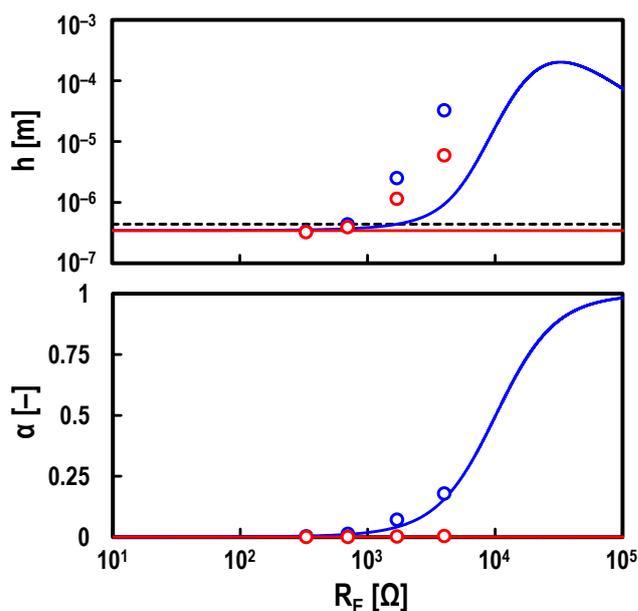


Figure G.2. Measured and theoretical values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) for varying external resistor R_E under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, entrainment speed $U = 0.1 \text{ m/s}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values by electrical method considering effect of R_E ; blue open circles in graphs: measured values by electrical method not considering effect of R_E ; red lines in graphs: theoretical values by electrical method considering effect of R_E ; blue lines in graphs: theoretical values by electrical method not considering effect of R_E ; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.

但し、図中赤色のプロットは R_E を考慮した式(G.7), 及び式(G.11)を用いた実測値, 青色のプロットは R_E を接続しているにも関わらず, その影響について考慮しなかった (すなわち, 式(G.7), 及び式(G.11)に $R_E=0\Omega$ を代入した) 実測値である. また, Fig.G.2 中赤色の実線は R_E を考慮した理論値, 青色の実線は R_E を考慮していない (すなわち, 式(G.7), 及び式(G.11)に $R_E=0\Omega$ を代入した) 理論値である. 尚, これら実線で示した理論値は, 前述した外部抵抗を使用しない場合 (すなわち, $R_E=0\Omega$ の場合) における複素インピーダンスの測定結果を参考にして求めた. 具体的には, Fig. G.3 の等価回路に示すように, 外部抵抗 $R_E=0\Omega$ における複素インピーダンスの大きさを $|Z_c|$ [Ω], 及び位相を θ_c [deg]とおくと, 等価回路全体の $|Z|$ [Ω], θ [deg]はそれぞれ次式のように表されるので, これらの計算結果を用いて油膜厚さと油膜の破断率の理論値を求めた.

$$|Z| = \sqrt{(|Z_c| \cos \theta_c + R_E)^2 + (|Z_c| \sin \theta_c)^2} \quad (\text{G.12})$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{|Z_c| \sin \theta_c}{|Z_c| \cos \theta_c + R_E}\right) \quad (\text{G.13})$$

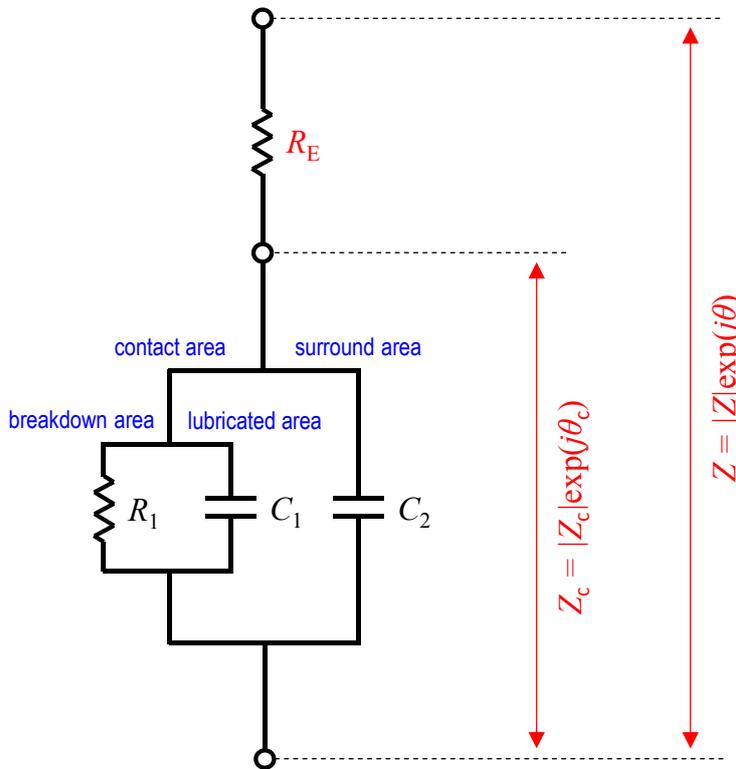


Figure G.3. Electrical model of EHD contact with external resistor R_E ; R_1 : resistor in breakdown area, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, C_2 : capacitor in surround area completely filled with oil.

Figure G.2 より, \bar{h} と α はどちらも $R_E < 1 \text{ k}\Omega$ の範囲であれば, R_E を考慮しなくても測定精度に影響を及ぼさないことがわかった. これは, $|Z_c|$ と比較して R_E が十分小さい場合, R_E を考慮した式を用いる必要がないことを意味する. 特に, \bar{h} は図中黒色の破線で示した Hamrock-Dowson の式 [39] から得られる理論油膜厚さとほぼ一致していることを確認した.

一方, $R_E \geq 1 \text{ k}\Omega$ の範囲では, R_E を考慮しない場合, \bar{h} と α のどちらも理論値よりも大きく評価することがわかった. 但し, R_E を考慮しない場合, α は実測値 (青色のプロット) と理論値 (青色の実線) がほぼ一致しているのに対して, \bar{h} は実測値が理論値よりも大きくなることがわかった. 更に, \bar{h} は R_E を考慮した実測値 (赤色のプロット) でさえ理論値 (赤色の実線) よりも大きく評価していることがわかった. Figure G.4 に, R_E を変化させた時の $|Z|$ と θ について, LCR メータを用いた実測値 (プロット) と, 式(G.12), 及び式(G.13)より導かれる理論値 (実線) について示す. R_E を大きくするほど実測値の $|Z|$ は理論値よりも大きくなり, 実測値の θ は理論値より 0 deg に近づいている. つまり, Fig. G.3 の等価回路で想定していない電気抵抗成分が存在していることが示唆された. 本研究では, 油膜の部分はコンデンサー成分のみで構成されていると仮定しているが, 厳密には電気抵抗成分も存在する. つまり, 油膜の部分をコンデンサーと電気抵抗の並列回路であると仮定することで, この実測値と理論値の乖離が修正される可能性があり, これについては今後の課題である.

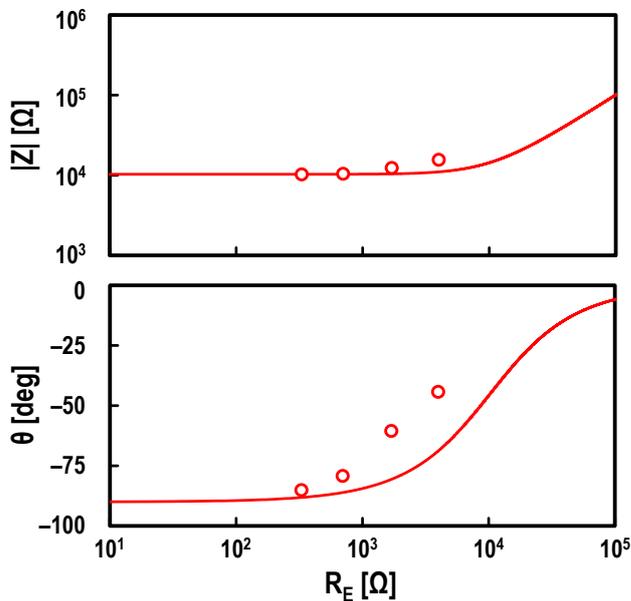


Figure G.4. Measured and theoretical values of modulus $|Z|$ (top) and phase θ (bottom) for varying external resistor R_E under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C : $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, entrainment speed $U = 0.1 \text{ m/s}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values using LCR meter; red lines in graphs: theoretical values considering effect of R_E .

尚, 第 4 章と第 5 章で用いた試験片の材料は軸受鋼 (52100 steel) であり, $|Z_0|$ がどちらも数~数 $10\ \Omega$ と非常に小さかった. 特に軸受試験の場合, $\theta_0 > 0\ \text{deg}$ となり, コイル成分, すなわちインダクタンス成分を検出していることがわかった. インダクタンス成分を検出した原因は, 接触域の抵抗 R_{10} が非常に小さく, 配線部分の抵抗が無視できなくなったことが原因であると考えられる (つまり, 配線はなるべく短くする方が望ましい). 本研究で開発した電気インピーダンス法は, Fig. 2.7 に示したようにインダクタンスを想定していないので, 外部抵抗 R_E を接続することで初期の位相 θ_0 をできる限り $\theta_0 = 0\ \text{deg}$ に近づけるよう工夫した.

ところで, 第 4 章の要素試験に用いたデータロガーは, 最小分解能が $10\ \Omega$ であったため, 外部抵抗の影響を考慮した式(G.7), 及び式(G.11)を用いるとデータロガーの分解能による問題をクリアできなくなる. ゆえに, 第 4 章の要素試験では外部抵抗を使用したにも関わらず, 式(G.7), 及び式(G.11)に $R_E = 0\ \Omega$ を代入して油膜厚さ, 及び油膜の破断率を測定した. 但し, 第 4 章の要素試験に用いた外部抵抗は $R_E = 0.33\ \text{k}\Omega$ であり, Fig. G.2 より $R_E < 1\ \text{k}\Omega$ を十分満たすので, \bar{h} と α の測定精度にあまり影響を及ぼさなかったと考えられる.

一方, 第 5 章の軸受試験に用いたデータロガーは, 最小分解能が $1\ \text{m}\Omega$ と十分小さかったので, 式(G.7), 及び式(G.11)に $R_E = 0.03\ \text{k}\Omega$ を代入して \bar{h} と α を算出した.

付録H 図目次

Figure 1.1. Observed GMST anomalies and record-breaking events. Time series of six GMST data sets and the mean of the six data sets [1].	1
Figure 1.2. Fuel efficiency improvement targets and fuel economy tendency of gasoline cars [5].	2
Figure 1.3. Deep groove ball bearing [6].	3
Figure 1.4. Components of rolling bearing [6].	3
Figure 1.5. HUB bearing (yellow parts) [9].	4
Figure 1.6. Factors of rolling bearing torque; h : oil film thickness, p : contact pressure, U_1 : upper surface velocity, U_2 : lower surface velocity; $U_1 \geq U_2$.	5
Figure 1.7. Stribeck curve; He : Hersey number, μ : friction coefficient.	6
Figure 1.8. Velocity distribution of Couette flow; τ : shear stress, h : oil film thickness, U_1 : upper surface velocity, U_2 : lower surface velocity; blue arrows: flow velocity of oil.	7
Figure 1.9. Optical interferometry; (a) basic interferometry method and (b) spacer layer method [62].	10
Figure 1.10. Infrared spectroscopy; (a) a schematic of the arrangement and (b) film thickness and pressure profiles obtained in an EHD sliding contact [70].	11
Figure 1.11. Raman spectroscopy; (a) friction coefficient and (b) in situ Raman spectra versus cycles for coating DLN. Insets in (a) are in situ optical images taken during sliding [75].	12
Figure 1.12. Electrical resistance method; (a) platinum temperature sensor and (b) temperature rise along the center line in rolling-sliding-spinning conditions [83].	13
Figure 1.13. EHD contact areas and inlet lubrication conditions; (a) dry condition, (b) starved inlet, (c) flooded inlet and (d) partly filled inlet [85].	14
Figure 1.14. Electrical capacitance method; (a) schematic indicating the Hertzian contact area, the outside of contact region, and the assumed spatial distribution of oil around and (b) example of agreement between theoretical and experimental film thickness measurements (using a chromium-coated glass disc) [87].	15
Figure 1.15. Electrical impedance method; (a) geometric model and (b) electrical model of steel-oil-mercury system [96].	16
Figure 2.1. Schematic diagrams of contact area; (a) enlarged diagram, (b) geometrical model; α : breakdown ratio of oil film, S_1 : contact area, h_1 : oil film thickness in lubricated area.	20
Figure 2.2. Geometrical model of EHD point contact.	20
Figure 2.3. Electrical model of EHD point contact; R_1 : resistor in breakdown area, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, C_2 : capacitor in surround area completely filled with	

oil.....	21
Figure 2.4. Time evolutions of voltage and current; V : voltage, I : current, θ : phase, t : time; red line: sinusoidal voltage; blue dashed line: alternating current.....	22
Figure 2.5. Consideration of effective radius of ball bearing.	26
Figure 2.6. Geometrical model of elliptical EHD contact.	27
Figure 2.7. Electrical model of ball bearing; R_1 : resistor in breakdown area, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, C_2 : capacitor in surround area completely filled with oil.	30
Figure 3.1. Schematic diagram of ball-on-disc-type apparatus for glass/steel contacts.....	33
Figure 3.2. Enlarged diagrams of contact area; (a) stationary contact and (b) dynamic contact.	34
Figure 3.3. Interference fringe images of contact area and its vicinity; (a) stationary contact and (b) dynamic contact; red arrows: rotational direction of steel ball specimen.	35
Figure 3.4. Spectroscopic images of contact area and its vicinity; (a) stationary contact, (b) dynamic contact.	35
Figure 3.5. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; blue crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.....	40
Figure 3.6. Interference fringe images of contact area and its vicinity for $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $\Sigma = 2$; (a) $U = 0.005 \text{ m/s}$ and (b) $U = 0.5 \text{ m/s}$; red arrows: directions of U_1 (rotating steel ball) under $U_2 = 0$ (stationary glass disc).	41
Figure 3.7. Measured oil film profiles perpendicular to rotation direction of ball specimen (y -axis) for $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $\Sigma = 2$; (a) $U = 0.005 \text{ m/s}$ and (b) $U = 0.5 \text{ m/s}$	41
Figure 3.8. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying slide-to-roll ratio Σ under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and entrainment speed: $U = 0.5 \text{ m/s}$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; blue crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.	42
Figure 3.9. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying normal load F_z under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.5 \text{ m/s}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; blue	

crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.....	43
Figure 3.10. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; blue crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.....	44
Figure 3.11. Interference fringe images of contact area and its vicinity for $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $\Sigma = 2$; (a) $U = 0.005 \text{ m/s}$ and (b) $U = 0.5 \text{ m/s}$; red arrows: directions of U_1 (rotating steel ball) under $U_2 = 0$ (stationary glass disc).	45
Figure 3.12. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under glass/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; red open dashed circles in top graph: measured values by electrical method not considering effect of C_2 ; blue crosses in top graph: measured values by optical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.....	46
Figure 3.13. Effect of oil film thickness on capacitance under $F_z = 10 \text{ N}$ with no breakdown area (i.e., $\alpha = 0$); h : true oil film thickness, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, C_2 : capacitor in surround area completely filled with oil; red line: theoretical prediction of C_1 ; blue line: theoretical prediction of C_2 ; black dashed line: $h = 44 \text{ nm}$	47
Figure 3.14. Schematic diagram of contact area and its vicinity; α : breakdown ratio, β : air entrainment ratio in surround area, S_1 : contact area, S_2 : surround area.....	47
Figure 3.15. Equivalent electrical circuit considering air entrainment in surround area; R_1 : resistor in breakdown area, C_1 : capacitor in lubricated area within contact area, $C_{2\text{oil}}$: capacitor in surround area filled with oil, $C_{2\text{air}}$: capacitor in surround area filled with air.....	49
Figure 3.16. Effect of air entrainment into surround area on measured oil film thickness under $F_z = 10 \text{ N}$ with no breakdown area (i.e., $\alpha = 0$); h : true oil film thickness, h' : theoretical measured oil film thickness obtained by electrical method, β : air entrainment ratio in surround area.	49
Figure 3.17. Relationship between film parameter λ and breakdown ratio α under glass/steel contacts, oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30$ and $396 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.005$ to 0.5 m/s , normal load: $F_z = 1.4$ to 59 N , and slide-to-roll ratio: $\Sigma = -1.6$ to 2.0 ; black dashed line: $\lambda = 3$	51
Figure 3.18. Relationship between breakdown ratio α and friction coefficient μ under glass/steel	

contacts, oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.005$ to 0.5 m/s, normal load: $F_z = 10$ N, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; black dashed line: fitted curve by quadratic function.	51
Figure 4.1. Schematic diagram of ball-on-disc-type apparatus for steel/steel contacts.....	54
Figure 4.2. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10$ N, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.....	57
Figure 4.3. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying slide-to-roll ratio Σ under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10$ N, and entrainment speed: $U = 0.5$ m/s; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.	58
Figure 4.4. Measured values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) by electrical method for varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), and normal load: $F_z = 10$ N; red open circles in graphs: measured values under pure rolling contacts (i.e., $\Sigma = 0$); black open circles in graphs: measured values under pure sliding contacts (i.e., $\Sigma = 2$); black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.....	59
Figure 4.5. Surface roughness images of steel disc specimens for $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$, $U = 0.005$ to 0.5 m/s, and $F_z = 10$ N; (a) surface roughness image at $\Sigma = 2$ and (b) surface roughness image at $\Sigma = 0$; red arrows: rotational directions of steel ball specimens.....	59
Figure 4.6. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction coefficient μ (bottom) for varying normal load F_z under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.5$ m/s, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.	60
Figure 4.7. Measured values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) by electrical method for varying entrainment speed U and normal load F_z under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 0$; red open circles in graphs: measured values at $F_z = 59$ N; green open circles in graphs: measured values at $F_z = 10$ N; blue open circles in graphs: measured values at $F_z = 1.4$ N; dashed lines corresponding to each color of F_z in top graph: theoretical predictions by Hamrock and Dowson.....	61
Figure 4.8. Measured values of oil film thickness h (top), breakdown ratio α (middle), and friction	

coefficient μ (bottom) for varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in top and middle graphs: measured values by electrical method; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.	62
Figure 4.9. Relationship between volume fraction of iron particles in grease ϕ_{Fe} and relative permittivity of Li-soap grease ε_{grease} ; black dashed line: fitted curve by linear function...	63
Figure 4.10. Effect of dielectric constant on measured oil film thickness under $F_z = 10 \text{ N}$ with no breakdown area (i.e., $\alpha = 0$); ε : true dielectric constant of oil ($\varepsilon = 2.10 \varepsilon_0 \text{ F/m}$), ε' : estimated dielectric constant of oil, h : true oil film thickness ($h = 100 \text{ nm}$), h' : theoretical measured oil film thickness obtained by electrical method; black dashed vertical line: $\varepsilon' = \varepsilon$, black dashed horizontal line: $h' = h$	64
Figure 4.11. Estimated values of dielectric constant of oil ε' under pure sliding steel/steel contacts for varying entrainment speed U ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), and normal load: $F_z = 10 \text{ N}$; black dashed line: $\varepsilon' = \varepsilon = 2.10 \varepsilon_0 \text{ F/m}$	65
Figure 4.12. Relationship between film parameter λ and breakdown ratio α under steel/steel contacts, oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.005$ to 0.5 m/s , and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 0$; red open circles: measured values at $F_z = 59 \text{ N}$; green open circles: measured values at $F_z = 10 \text{ N}$; blue open circles: measured values at $F_z = 1.4 \text{ N}$; black dashed line: $\lambda = 3$	66
Figure 4.13. Relationship between breakdown ratio α and friction coefficient μ , oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$), entrainment speed: $U = 0.005$ to 0.5 m/s , normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles: measured values under steel/steel contacts; black open circles: measured values under glass/steel contacts; dashed lines: fitted curves by quadratic function.....	67
Figure 5.1. Schematic diagram of ball bearing test rig.....	69
Figure 5.2. Measured values of oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom) for varying rotational speed N ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$) and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red open circles in graphs: measured values by electrical method; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at room temperature (26°C) by Hamrock and Dowson; black dashed line in left bottom graph: $T = 26^\circ\text{C}$	72
Figure 5.3. Time evolutions of measured oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 50 \text{ min}^{-1}$, and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red lines in graphs: measured values by electrical method; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at room temperature (26°C) by Hamrock and Dowson.	73

- Figure 5.4. Time evolutions of measured oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 100 \text{ min}^{-1}$, and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red lines in graphs: measured values by electrical method; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at room temperature (26°C) by Hamrock and Dowson. 74
- Figure 5.5. Time evolutions of measured oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 6000 \text{ min}^{-1}$, and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red lines in graphs: measured values by electrical method. 74
- Figure 5.6. Photographs of inner rings for $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$, $N = 50$ to 6000 min^{-1} , and $F_a = 30 \text{ N}$; (a) photograph of inner ring before experiments and (b) photograph of inner ring after experiments; red arrow: rotation direction of inner ring. 75
- Figure 5.7. Surface roughness profiles of inner rings for $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$, $N = 50$ to 6000 min^{-1} , and $F_a = 30 \text{ N}$; y-axis: coordinate across rotation direction of inner ring; $f(y)$: height of surface roughness; (a) measured profile before experiments and (b) measured profile after experiments. 75
- Figure 5.8. Measured values of oil film thickness h (left top), breakdown ratio α (right top), outer ring temperature T (left bottom), and bearing torque M (right bottom) for varying rotational speed N ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$); blue open circles in graphs: measured values at $F_a = 30 \text{ N}$; green open circles in graphs: measured values at $F_a = 60 \text{ N}$; red open circles in graphs: measured values at $F_a = 90 \text{ N}$; black dashed line in left top graph: theoretical prediction at $F_a = 60 \text{ N}$ under room temperature (25°C) by Hamrock and Dowson; black dashed line in left bottom graph: $T = 25^\circ\text{C}$ 76
- Figure 5.9. Theoretical predictions of oil film thickness considering outer ring temperature T ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$) and axial load: $F_a = 30 \text{ N}$; red open circles in top graph: measured values by electrical method; red dashed circles in top graph: theoretical prediction at outer ring temperature T by Hamrock and Dowson; black dashed line in top graph: theoretical prediction at room temperature (26°C) by Hamrock and Dowson; black dashed line in bottom graph: $T = 26^\circ\text{C}$ 77
- Figure 5.10. Relationship between oil film thickness h and bearing torque M ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 6000 \text{ min}^{-1}$, axial load: $F_a = 30 \text{ N}$, and $t = 40 \text{ min}$; dashed line: fitted curve by linear function. 78
- Figure 5.11. Time evolution of estimated dielectric constant of oil ε' ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 50 \text{ min}^{-1}$, and normal load: $F_z = 10 \text{ N}$; black dashed line: $\varepsilon' = \varepsilon = 2.10 \varepsilon_0 \text{ F/m}$ 79
- Figure 5.12. Relationship between breakdown ratio α and bearing torque M ; oil: PAO (viscosity

at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$), rotational speed: $N = 100 \text{ min}^{-1}$, axial load: $F_a = 30 \text{ N}$, and $t = 40$ min; dashed line: fitted curve by logarithmic function.....	80
Figure 5.13. Relationship between film parameter λ and breakdown ratio α for varying axial load F_a ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$); blue open circles: measured values at $F_a = 30 \text{ N}$; green open circles: measured values at $F_a = 60 \text{ N}$; red open circles: measured values at $F_a = 90 \text{ N}$; black dashed line: $\lambda = 3$	80
Figure 5.14. Relationship between breakdown ratio α and bearing torque M for varying axial load F_a ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19 \text{ mm}^2/\text{s}$); blue open circles: measured values at $F_a = 30 \text{ N}$; green open circles: measured values at $F_a = 60 \text{ N}$; red open circles: measured values at $F_a = 90 \text{ N}$; black dashed line: fitted curve by linear function.	81
Figure A.1. Geometrical model of squeeze film in EHD point contact.....	96
Figure A.2. Interference fringe images of squeeze film for $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $V_e = 1 \text{ V}$; (a) $t = 1 \text{ s}$ and (b) $t = 25 \text{ min}$	98
Figure A.3. Measured squeeze film profiles in y -axis for $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $V_e = 1 \text{ V}$; (a) $t = 1 \text{ s}$ and (b) $t = 25 \text{ min}$	98
Figure A.4. Time evolutions of measured maximum squeeze film thickness h_{\max} (top) and breakdown ratio α (bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$), normal load: $F_z = 10 \text{ N}$, and RMS amplitude: $V_e = 1 \text{ V}$; red open circles in graphs: measured values by electrical method; blue crosses in top graph: measured values by optical method.	99
Figure A.5. Measured values of maximum squeeze film thickness h_{\max} (top) and breakdown ratio α (bottom) at $t = 1 \text{ s}$ for varying RMS amplitude V_e ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$) and normal load: $F_z = 10 \text{ N}$; red open circles in graphs: measured values by electrical method; blue crosses in graphs: measured values by optical method.	99
Figure A.6. Measured values of modulus $ Z $ (top) and phase θ (bottom) at $t = 1 \text{ s}$ for varying RMS amplitude V_e ; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$) and normal load: $F_z = 10 \text{ N}$.100	
Figure A.7. Measured squeeze film profiles in y -axis for $\nu = 396 \text{ mm}^2/\text{s}$, $F_z = 10 \text{ N}$, and $V_e = 0.05 \text{ V}$; (a) $h_{\min} = 14 \text{ nm}$ and (b) $h_{\min} = 0 \text{ nm}$	101
Figure C.1. Lambert W function $y = \mathfrak{W}(x)$ for $x \geq -\exp(-1)$; black dashed vertical line: $x = 0$, black dashed horizontal line: $y = 0$	104
Figure C.2. Lambert W function $y = \mathfrak{W}(x)$ expressed as logarithmic scale; black dashed vertical line: $x = \exp(1)$, black dashed horizontal line: $y = 1$	105
Figure C.3. Asymptotic expansion of Lambert W function; (a) approximation by asymptotic expansion and (b) effect of asymptotic expansion on measurement accuracy of electrical method; h : true oil film thickness, h' : theoretical measured oil film thickness obtained by electrical method using asymptotic expansion; black dashed vertical line in (a): $x = \exp(1)$, black dashed horizontal line in (a): $y = 1$, black dashed vertical line in (b): $h = 559 \text{ nm}$, black	

dashed horizontal line in (b): $h' = h$	106
Figure D.1. Molecular response in electric field [133].....	108
Figure D.2. Dielectric relaxation phenomena [135].	110
Figure D.3. Measured relative permittivity of oil ϵ_{oil} for varying frequency of sinusoidal voltage f ; oil: PAO; RMS amplitude: $V_e = 1$ V; red open circles: $\nu = 396$ mm ² /s at 40°C; green open circles: $\nu = 30$ mm ² /s at 40°C; blue open circles: $\nu = 19$ mm ² /s at 40°C.....	111
Figure D.4. Measured relative permittivity of grease ϵ_{grease} for varying frequency of sinusoidal voltage f ; RMS amplitude: $V_e = 1$ V; red open circles: Li-sorp grease (base oil viscosity at 40°C: $\nu = 24$ mm ² /s); blue open circles: urea grease (base oil viscosity at 40°C: $\nu = 31$ mm ² /s).	112
Figure D.5. Measured values of dielectric constant ϵ^{**} (top), electric conductivity σ' (middle), and dielectric loss factor ϵ^{**} (bottom) for varying frequency of sinusoidal voltage f ; grease: Li-sorp grease; RMS amplitude: $V_e = 1$ V; f_m in bottom graph: frequency of sinusoidal voltage at peak of ϵ^{**}	113
Figure D.6. Measured loss tangent $\tan\delta'$ for varying frequency of sinusoidal voltage f ; grease: Li-sorp grease; RMS amplitude: $V_e = 1$ V.	114
Figure D.7. Measured values of modulus $ Z $ (top) and phase θ (bottom) varying frequency of sinusoidal voltage f ; grease: Li-sorp grease; RMS amplitude: $V_e = 1$ V.....	115
Figure D.8. Frequency and measurement methods [136].	116
Figure E.1. Measured values of modulus $ Z $ (top) and phase θ (bottom) for varying entrainment speed U under glass-steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30$ mm ² /s), normal load: $F_z = 10$ N, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$	117
Figure E.2. Measured values of modulus $ Z $ (top) and phase θ (bottom) for varying entrainment speed U under steel-steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 30$ mm ² /s), normal load: $F_z = 10$ N, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$	118
Figure E.3. Measured values of modulus $ Z $ (top) and phase θ (bottom) for varying rotational speed N in practical ball bearing; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19$ mm ² /s) and axial load: $F_a = 30$ N.....	120
Figure E.4. Time evolutions of measured modulus $ Z $ (top) and phase θ (bottom); oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 19$ mm ² /s), rotational speed: $N = 50$ min ⁻¹ , and axial load: $F_a = 30$ N.	120
Figure F.1. Measured values of modulus $ Z $ (upper) and phase θ (lower) for varying entrainment speed U under steel-steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396$ mm ² /s), normal load: $F_z = 10$ N, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values at $V_e = 0.1$ V; black open circles in graphs: measured values at $V_e = 1$ V.....	121
Figure F.2. Measured values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) for	

<p>varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396$ mm²/s), normal load: $F_z = 10$ N, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values at $V_e = 0.1$ V; black open circles in graphs: measured values at $V_e = 1$ V; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.....</p>	122
<p>Figure F.3. Measured values of modulus Z (upper) and phase θ (lower) for varying entrainment speed U under steel-steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396$ mm²/s), normal load: $F_z = 10$ N, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values at $V_e = 5$ V; black open circles in graphs: measured values at $V_e = 1$ V.....</p>	123
<p>Figure F.4. Measured values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) for varying entrainment speed U under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396$ mm²/s), normal load: $F_z = 10$ N, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values at $V_e = 5$ V; black open circles in graphs: measured values at $V_e = 1$ V; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.....</p>	123
<p>Figure G.1. Electrical model of ball bearing with external resistor R_E; R_1: resistor in breakdown area, C_1: capacitor in lubricated area within contact area, C_2: capacitor in surround area completely filled with oil.....</p>	125
<p>Figure G.2. Measured and theoretical values of oil film thickness h (top) and breakdown ratio α (bottom) for varying external resistor R_E under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396$ mm²/s), normal load: $F_z = 10$ N, entrainment speed $U = 0.1$ m/s, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values by electrical method considering effect of R_E; blue open circles in graphs: measured values by electrical method not considering effect of R_E; red lines in graphs: theoretical values by electrical method considering effect of R_E; blue lines in graphs: theoretical values by electrical method not considering effect of R_E; black dashed line in top graph: theoretical prediction by Hamrock and Dowson.....</p>	128
<p>Figure G.3. Electrical model of EHD contact with external resistor R_E; R_1: resistor in breakdown area, C_1: capacitor in lubricated area within contact area, C_2: capacitor in surround area completely filled with oil.....</p>	129
<p>Figure G.4. Measured and theoretical values of modulus Z (top) and phase θ (bottom) for varying external resistor R_E under steel/steel contacts; oil: PAO (viscosity at 40°C: $\nu = 396$ mm²/s), normal load: $F_z = 10$ N, entrainment speed $U = 0.1$ m/s, and slide-to-roll ratio: $\Sigma = 2$; red open circles in graphs: measured values using LCR meter; red lines in graphs: theoretical values considering effect of R_E.....</p>	130

付録I 表目次

Table 1.1. Past and recent in situ techniques using electrical method applied to study EHD contacts.	17
Table 3.1. Test specimen specifications for glass/steel contacts.	38
Table 3.2. Oil properties for ball-on-disc tests.	38
Table 3.3. High-speed camera specifications.	38
Table 3.4. LCR meter specifications for glass/steel contacts.	38
Table 4.1. Test specimen specifications for steel/steel contacts.	55
Table 4.2. LCR meter specifications for steel/steel contacts.	55
Table 5.1. Test bearing specifications.	70
Table 5.2. Oil properties for bearing tests.	70
Table 5.3. LCR meter specifications for bearing tests.	70
Table F.1. Electrical breakdown characteristics of various materials [141].	124

Nomenclature

a	semimajor axis of contact ellipse	[m]
a'	estimated semimajor axis of contact ellipse expressed as $a' = \sqrt{ab \frac{\bar{r}_y}{\bar{r}_x}}$	[m]
b	semiminor axis of contact ellipse	[m]
b'	estimated semiminor axis of contact ellipse expressed as $b' = \sqrt{ab \frac{\bar{r}_x}{\bar{r}_y}}$	[m]
c	radius of contact circle	[m]
d	distance between electrodes	[m]
f	frequency of sinusoidal voltage	[Hz]
f_m	frequency of sinusoidal voltage at peak of ε^{**}	[Hz]
$f(y)$	height of surface roughness in y -axis direction	[m]
h	oil film thickness	[m]
\bar{h}	mean oil film thickness expressed as $\bar{h} = (1 - \alpha)h_1$	[m]
h'	theoretical measured oil film thickness obtained by electrical method	[m]
h_0	rigid body displacement	[m]
h_1	oil film thickness in lubricated area	[m]
h_2	maximum oil film thickness in surround area expressed as	[m]
	$h_2 = h_3 - \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \left(\frac{r_b}{\bar{r}_y}\right)^2}$	
h_3	coordinate of ellipsoid center from x - y plane expressed as	[m]
	$h_3 = h_1 + \frac{\bar{r}_x + \bar{r}_y}{2} \sqrt{1 - \frac{ab}{\bar{r}_x \bar{r}_y}}$	
h_c	central oil film thickness calculated by Hamrock-Dowson equation	[m]
h_{gap}	gap formed by surface roughness	[m]
h_{min}	minimum oil film thickness calculated by Hamrock-Dowson equation	[m]
h_{max}	maximum thickness of squeeze film expressed as $h_{\text{max}} = 3h_1$	[m]
h_{oil}	measured oil film thickness by optical method	[m]
h_{sp}	thickness of spacer layer	[m]
i	integer	[-]
j	imaginary unit	[-]
k	number of bearings	[-]
l	number of contact points of rolling element	[-]

m	integer	[-]
n	number of rolling elements of bearing	[-]
n_{oil}	refractive index of oil	[-]
n_{sp}	refractive index of spacer layer	[-]
p	contact pressure	[Pa]
\bar{p}	mean contact pressure	[Pa]
p_{max}	maximum contact pressure	[Pa]
r	polar radius expressed as $r = \frac{x}{\bar{r}_x \cos \phi} = \frac{y}{\bar{r}_y \sin \phi}$	[-]
r_b	radius of ball specimen	[m]
r_b'	estimated radius of rolling element in rotation direction expressed as $r_b' = \frac{\bar{r}_x}{\bar{r}_y} r_b$	[m]
r_x	effective radius in rotation direction of rolling element	[m]
\bar{r}_x	mean effective radius in rotation direction expressed as $\bar{r}_x = (r_{x1} + r_{x2})/2$	[m]
r_{x1}	effective radius in rotation direction between rolling element and inner ring	[m]
r_{x2}	effective radius in rotation direction between rolling element and outer ring	[m]
r_y	effective radius perpendicular to rotation direction of rolling element	[m]
\bar{r}_y	mean effective radius perpendicular to rotation direction expressed as $\bar{r}_y = (r_{y1} + r_{y2})/2$	[m]
r_{y1}	effective radius perpendicular to rotation direction between rolling element and inner ring	[m]
r_{y2}	effective radius perpendicular to rotation direction between rolling element and outer ring	[m]
t	time	[s]
t_r	relaxation time	[s]
x	coordinate in rotation direction	[m]
y	coordinate across rotation direction	[m]
z'	complex number	[-]
C_1	capacitor in lubricated area within contact area	[F]
C_2	capacitor in surround area completely filled with oil	[F]
C_{2air}	capacitor in surround area partially filled with air	[F]
C_{2oil}	capacitor in surround area partially filled with oil	[F]
E	electric field expressed as $E = E \exp(j\omega t)$	[V/m]
$ E $	modulus of electric field	[V/m]
E_e	electrical breakdown strength of oil film	[V/m]

E'	reduced modulus of elasticity expressed as $\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$	[Pa]
E_1	elastic modulus of upper specimen	[Pa]
E_2	elastic modulus of lower specimen	[Pa]
D	electric flux density expressed as $D = D \exp(j\omega(t - t_r))$	[C/m ²]
$ D $	modulus of electric flux density	[C/m ²]
F_a	axial load	[N]
F_z	normal load	[N]
G	bearing characteristic number expressed as $G = \frac{\eta(U_1 - U_2)}{pL}$	[-]
He	Hersey number expressed as $He = \eta(U_1 - U_2)/F_z$	[m ⁻¹]
I	alternating current (AC) expressed as $I = I \exp(j(\omega t - \theta))$	[A]
$ I $	amplitude of alternating current	[A]
I_e	RMS amplitude of alternating current expressed as $I_e = \frac{1}{\sqrt{2}} I $	[A]
J	Jacobian matrix	
L	representative length in contact area	[m]
L_1	logarithmic function expressed as $L_1 = \ln(x)$	
L_2	logarithmic function expressed as $L_2 = \ln(\ln(x))$	
M	bearing torque	[N·m]
N	rotational speed	[min ⁻¹]
R_1	resistor in breakdown area under dynamic contact condition	[Ω]
R_{10}	resistance of the breakdown area at $\alpha = 1$	[Ω]
R_{a1}	arithmetic average roughness of ball specimen	[m]
R_{q1}	root mean square roughness of ball specimen	[m]
R_{a2}	arithmetic average roughness of disc specimen	[m]
R_{q2}	root mean square roughness of disc specimen	[m]
R_E	external resistor	[Ω]
S	electrode area	[m ²]
S_1	Hertzian contact area	[m ²]
S_2	surround area of EHD contact	[m ²]
T	outer ring temperature of bearing	[°C]
U	entrainment speed expressed as $U = (U_1 + U_2)/2$	[m/s]
U_1	upper surface velocity	[m/s]
U_2	lower surface velocity	[m/s]
V	sinusoidal voltage expressed as $V = V \exp(j\omega t)$	[V]

$ V $	amplitude of sinusoidal voltage	[V]
V_e	RMS amplitude of sinusoidal voltage expressed as $V_e = \frac{1}{\sqrt{2}} V $	[V]
\mathfrak{W}	Lambert W function	
\mathfrak{W}_0	principal branch of Lambert W function	
\mathfrak{W}_{-1}	branch of Lambert W function	
Z	complex impedance expressed as $Z = V/I = Z \exp(j\theta)$	[Ω]
Z_c	complex impedance without external resistor expressed as $Z_c = Z_c \exp(j\theta_c)$	[Ω]
$ Z $	modulus of complex impedance under dynamic contact condition	[Ω]
$ Z^* $	modulus of complex impedance expressed as $ Z^* = \frac{(Z \cos \theta - R_E)^2 + (Z \sin \theta)^2}{ Z \sin \theta}$	[Ω]
$ Z_0 $	modulus of complex impedance under stationary contact condition	[Ω]
$ Z_c $	modulus of complex impedance without external resistor	[Ω]
a	breakdown ratio of oil film	[-]
α_p	pressure-viscosity coefficient	[Pa ⁻¹]
β	air entrainment ratio in surround area	[-]
β'	dimensionless constant expressed as $\beta' = 1 - (1 - 1/\varepsilon_{oil})\beta$	[-]
$\dot{\gamma}$	shear rate expressed as $\dot{\gamma} = (U_1 - U_2)/h$	[s ⁻¹]
δ	displacement of elastic deformation	[m]
δ'	loss angle	[deg]
ε	complex dielectric constant of oil expressed as $\varepsilon = \varepsilon_{oil}\varepsilon_0 = \varepsilon^* - j\varepsilon^{**}$	[F/m]
ε^*	dielectric constant expressed as $\varepsilon^* = \frac{ D }{ E } \cos(\omega t_r)$	[F/m]
ε^{**}	dielectric loss factor expressed as $\varepsilon^{**} = \frac{ D }{ E } \sin(\omega t_r)$	[F/m]
ε'	estimated dielectric constant of oil	[F/m]
ε_0	dielectric constant of vacuum	[F/m]
ε_∞	minimum dielectric constant at high frequency	[F/m]
ε_{grease}	relative permittivity of grease	[-]
ε_{oil}	relative permittivity of oil	[-]
ε_s	maximum dielectric constant at low frequency	[F/m]
$\Delta\varepsilon$	dielectric strength expressed as $\Delta\varepsilon = \varepsilon_s - \varepsilon_\infty$	[F/m]
ζ	dimensionless constant expressed as $\zeta = 1 - \sqrt{1 - (r_b/\bar{r}_y)^2}$	[-]
η	viscosity of oil expressed as $\eta = \eta_0 \exp(\alpha_p p)$	[Pa·s]

η_0	viscosity of oil at atmospheric pressure	[Pa·s]
θ	phase of complex impedance under dynamic contact condition	[deg]
θ_0	phase of complex impedance under stationary contact condition	[deg]
θ_c	phase of complex impedance without external resistor	[deg]
λ	wave length of light	[m]
λ_1	wave length of dark fringe	[m]
λ_2	wave length of bright fringe	[m]
μ	friction coefficient	[-]
ν	kinematic viscosity of oil	[mm ² /s]
ρ	density of lubricant expressed as $\rho = \frac{0.59 \times 10^9 + 1.34p}{0.59 \times 10^9 + p} \rho_0$	[g/m ³]
ρ_0	density of lubricant at atmospheric pressure	[g/m ³]
ρ'	electrical resistivity	[$\Omega \cdot m$]
ρ'_{Fe}	electrical resistivity of iron	[$\Omega \cdot m$]
ρ'_{ITO}	electrical resistivity of ITO	[$\Omega \cdot m$]
σ'	electric conductivity expressed as $\sigma' = \frac{1}{\rho'}$	[$\Omega^{-1} \cdot m^{-1}$]
τ	shear stress expressed as $\tau = \eta \dot{\gamma}$	[Pa]
τ_1	shear strength of junction	[Pa]
ν_1	Poisson's ratio of upper specimen	[-]
ν_2	Poisson's ratio of lower specimen	[-]
φ_{Fe}	volume fraction of iron particles in grease	[vol%]
ω	angular frequency of AC voltage expressed as $\omega = 2\pi f$	[rad/s]
Λ	film parameter expressed as $\Lambda = \bar{h} / \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}$	[-]
Σ	slide-to-roll ratio expressed as $\Sigma = (U_1 - U_2)/U$	[-]
ϕ	polar angle	[deg]

謝辞

本論文は、私が横浜国立大学大学院環境情報学府博士課程在学中に、指導教官である中野健教授の下で行った研究をまとめたものになります。本研究を遂行するに当たり、多くのご支援とご指導を賜りました中野先生に深く感謝申し上げます。中野先生の下で研究を行うまでは、実験結果について十分理論的に考察することをしておらず、先生とディスカッションを重ねることで理論的に考えることの大切さを学びました。今でも、ランベルト W 関数を用いた油膜方程式が理論油膜厚さと一致した感動を忘れられません... 会社の研究室にて一人大喜びした日のことが、つい昨日のこのように思い出されます。

また、本研究の予備審査会や本審査会を兼ねた公聴会において、大変お忙しいにも関わらず審査委員としてご出席して頂き、また本研究に対する的確なご助言をして頂きました横浜国立大学の森下信教授、山田貴博教授、松井和己准教授、白石俊彦准教授の皆様には、深く感謝申し上げます。

九州大学の杉村丈一教授と八木和行准教授には、予備審査会を行う前の 2018 年 8 月に、九州大学で行われた第 295 回トライボロジー懇談会にてご討論させて頂く機会を設けて頂きました。本研究について長時間に渡りご討論をさせて頂き、予備審査会では先生方のご討論内容を反映させることで更に思慮深い内容について発表することができました。誠にありがとうございました。特に、杉村先生は私の学生時代の恩師であり、これまで様々な場面で大変お世話になりました。重ねて御礼申し上げます。

尚、公聴会では、東京大学木村好次名誉教授、東京工業大学益子正文名誉教授、湘南工科大学村木正芳元教授、東海大学落合成行教授、東京理科大学宮武正明准教授、埼玉大学田所千治准教授、名古屋工業大学前川覚准教授、産業技術総合研究所間野大樹様、宇宙航空研究開発機構塩見裕様、松岡範子様、その他民間企業の方々にも多数お越し頂き、本研究に対して大変貴重なご意見を頂きました。特に、木村先生には毎年 2 回開催されるトライボロジー会議にていつもご質問して頂き、これまで沢山のアドバイスを頂きました。ここに、感謝申し上げます。

また、2018 年 9 月に英国リーズで開催された 45th Leeds-Lyon Symposium on Tribology では、Eindhoven University of Technology の Harry van Leeuwen 准教授より本研究に対するご質問をして頂き、帰国後関連する論文をいくつかご送付して頂きました。ご送付して頂いた論文は、本論文を執筆する上で大変参考になりました。また、この学会期間中に University of Southampton の Monica Ratoi 博士の研究室を訪問させて頂き、本研究に対するご助言をして頂きました。また、ランチもご馳走して下さい、楽しく世間話等させて頂きました。一緒に記念写真も撮って頂き、大変良い思い出になりました。更に、Imperial College London の Tom Reddyhoff 博士も、この学会期間中、大変お忙しいにも関わらずご自身の研究室にご案内して頂き、そこで本研究内容についてご討論させて頂きました。これまで、私は海外で学会発

表する際、英語が苦手なので海外の先生方とあまり交流してこなかったのですが、私のつたない英語にも関わらず、これらの先生方は親身になってご助言して下さいました。海外でお世話になった皆様に、厚く御礼申し上げます。

(有)トークシステムの長谷川昭様には、本研究で使用した試験機全てを製作して下さい、こちらの無理な要望にも応えて下さったお陰で、しっかりと再現性のある実験を行うことができました。また、試験機に生じたトラブルにも迅速にご対応して頂き、本研究を進める上で大変助かりました。

横浜国立大学中野研究室の皆様にも、大変お世話になりました。特に、研究室の秘書である吉武知美様とその後任の富永典子様、スタッフの宮崎麻由様には、願書やその他提出物の送付、その他学務係との事務的な手続き等をして頂きまして、大変お世話になりました。また、提出物の期限等についてもご連絡して下さい、お蔭様で研究に集中することができました。誠に、ありがとうございました。学生の皆様にも、大学のカリキュラムについて単位の申請方法や自分の成績の確認方法等、色々と丁寧に教えて頂き、大変お世話になりました。時々、学生の皆様と学食にて昼食をご一緒させて頂いた際には、学生時代に戻れたような気がして大変楽しい思い出になりました。

3年間に渡り国内留学を許して頂き、その間も全面的にご支援をして頂いた日本精工株式会社にも感謝申し上げます。特に、後藤伸夫専務殿、三田村宣晶執行役殿、及び外尾道太室長殿には私が博士課程を取得することに対してご承諾して頂き、また在学中に海外で学会発表を行うことについてもご承認頂きまして、誠にありがとうございました。お蔭様で、海外の大学の先生や研究機関の方々と顔見知りになることができました。この繋がりは、今後も大切にしていきたいと考えております。

更に、本研究を進めるに当たり、一緒に実験を行い、議論を重ねた弊社前田成志殿にも感謝申し上げます。本論文を作成するに当たり、色々相談にも乗って頂きました。また、私が国内の学会に参加できない際には、共同研究者として代わりに学会発表もして頂きました。心より、御礼申し上げます。

本論文は、ここに書ききれなかった多くの方々のご協力もあって、完成に辿り着くことができました。関係者の皆様に、この場を借りて厚く御礼申し上げます。最後に、私を育ててくれた父純司と母俊子、そしていつもお世話になっている妻真美に感謝致します。

平成 31 年 2 月 6 日
日本精工株式会社社内にて

丸山泰右