

往復動転がり接触における損傷とグリース潤滑に関する研究

大貫, 裕次

<https://doi.org/10.15017/1931907>

出版情報 : Kyushu University, 2017, 博士 (工学), 課程博士
バージョン :
権利関係 :



KYUSHU UNIVERSITY

往復運動転がり接触における損傷と
グリース潤滑に関する研究

平成 29 年

(2017)

九州大学 大学院 工学府
水素エネルギーシステム専攻

大貫 裕次

目 次

第1章 緒論	1
1. 1 転がり接触運動をしている機械要素とその損傷.....	2
1. 1. 1 転がり疲れに関する従来の研究	3
1. 1. 2 内部起点はく離と表面起点はく離.....	4
1. 1. 3 内部起点はく離	5
1. 1. 4 表面起点はく離	6
1. 1. 5 水素の影響.....	7
1. 1. 6 潤滑剤の影響	8
(1) 固体潤滑剤の影響.....	8
(2) 極圧添加剤の影響.....	9
(3) 粘度指数向上剤 (ポリマー) の影響	9
1. 1. 7 グリースの影響	10
1. 2 等速ジョイント(Constant Velocity Universal Joint, CVJ).....	12
1. 2. 1 ドライブシャフト.....	12
1. 2. 2 固定式 CVJ.....	12
1. 2. 3 摺動式 CVJ.....	13
1. 2. 4 CVJ の潤滑	13
1. 2. 5 固定式 CVJ の運動と損傷.....	14
(1) 固定式 CVJ の運動	14
(2) 固定式 CVJ の損傷	14
1. 3 本研究の目的と意義	16
参考文献・表・図	18
第2章 ウレアグリースとグリースによる固定式 CVJ の長寿命化の考え方	39
2. 1 ウレアグリース	40
2. 1. 1 ウレアグリースの製造方法.....	40
2. 1. 2 ウレアグリースの歴史	41
2. 1. 3 ウレアグリースの開発	41

(1) 連続鋳造軸受用グリース.....	41
(2) CVJ 用グリース	42
(3) ホイールベアリング (WB) 用グリース	42
(4) 電装補機軸受用グリース.....	42
(5) 軸受音響特性の改善	43
2. 1. 4 ウレアグリースのトライボロジー特性の研究	44
(1) ウレアグリースの低速域における EHL 油膜の厚膜化現象	44
2. 2 グリースによる固定式 CVJ の長寿命化の考え方	45
2. 2. 1 固定式 CVJ の潤滑状態とグリースに求められる機能	45
2. 2. 2 初期（境界潤滑）に対応するグリース設計	46
2. 2. 3 定常期（混合潤滑）に対応するグリース設計	47
2. 2. 4 まとめ	49
参考文献・表・図	51

第3章 往復動転がり滑り接触試験機の開発	83
3. 1 はじめに	84
3. 1. 1 二円筒試験機	84
3. 1. 2 転がり四球試験機.....	85
3. 2 往復動転がり滑り接触試験機開発	85
3. 2. 1 往復動転がり滑り接触試験機開発の目的と意義.....	85
3. 2. 2 CVJ の主な運動と往復動転がり滑り接触試験機の設計要件	86
3. 2. 3 往復動転がり滑り接触試験機の概要	87
3. 2. 4 試験速度と滑り率.....	87
3. 2. 5 試験荷重	88
3. 2. 6 試験機仕様	89
3. 2. 7 搖動用偏心軸と直動用偏心軸を独立させた新たな試験機（2号機）の開発	89
3. 2. 8 開発した往復動転がり滑り接触試験機まとめ	89
参考文献・表・図	91

第4章 開発した往復動転がり滑り接触試験機の検証および固定式CVJはく離のメカニズム追求	109
4. 1 はじめに	110
4. 2 面圧と試験片硬さの影響.....	111
4. 2. 1 目的.....	111
4. 2. 2 試験条件	111
(1) 下試験片と面圧	111
(2) 試験グリース	112
(3) 試験速度	112
(4) 接触点の移動距離と接線力の向き	113
(5) 損傷の判断.....	113
4. 2. 3 試験結果および考察.....	113
(1) HRC45.....	113
(2) HRC55.....	113
(3) HRC65.....	114
4. 2. 4 まとめ	114
4. 3 スピンと滑り率の影響	115
4. 3. 1 目的.....	115
4. 3. 2 スピンの影響.....	115
(1) 試験条件	115
(2) 試験結果	116
4. 3. 3 滑り率の影響	116
(1) 試験条件	116
(2) 試験結果	117
4. 3. 4 スピンの影響と滑り率の影響のまとめ	117
4. 4 往復動転がり滑り接触試験機を用いた固定式CVJはく離のメカニズム追及...	118
4. 4. 1 往復動転がり滑り接触試験機による鋼球の挙動.....	118
4. 4. 2 ドライバとフォロワの関係の理論	119
4. 4. 3 ドライバとフォロワのき裂の方向性.....	120
(1) 目的.....	120
(2) 試験条件	120
(3) 試験結果	120

4. 4. 4 まとめ	121
4. 5 滑りの影響	122
4. 5. 1 目的	122
4. 5. 2 試験条件	122
4. 5. 3 試験結果および考察	123
(1) HRC55	123
(2) HRC65	124
4. 5. 4 まとめ	125
4. 6 開発した往復動転がり滑り接触試験機の検証および固定式 CVJ はく離のメカニズム追求まとめ	126
参考文献・表・図	129

第5章 潤滑剤からの検討	170
5. 1 往復動転がり滑り接触試験機を用いた各種グリースの耐はく離性能	171
5. 2 目的	171
5. 3 試験条件	171
5. 4 試験グリース	172
5. 5 試験結果および考察	172
5. 5. 1 各種グリースの耐はく離性能比較	172
(1) HRC55	172
(2) HRC65	173
5. 6 まとめ	177
参考文献・表・図	178

第6章 結論	204
6. 1 総括	205
6. 1. 1 往復動転がり滑り接触試験機開発	205
6. 1. 2 開発した往復動転がり滑り接触試験機の検証結果	206
6. 1. 3 固定式 CVJ はく離のメカニズム追求	206

6. 1. 4 滑りの影響.....	207
6. 1. 5 潤滑剤からの検討.....	208
6. 1. 6 本研究の結論	208
6. 2 今後の課題と展望.....	209
謝辞.....	210

第 1 章 緒論

1. 1 転がり接触運動をしている機械要素とその損傷

転がり接触運動をしている機械要素は、転がり軸受、歯車、レールと車輪などがその代表としてあげられる。歯車や転がり軸受などに見られる転がり接触部は、一般に点接触、線接触のため接触圧力が高く、接触を繰り返すことにより表面近くの材料が疲労破壊を起こし、はく離がある。これを転がり疲れあるいは転動接触疲労(rolling[contact]fatigue)と呼ぶ。慣習上、転がり軸受の起動輪表面(転送面)や転動体表面に発生するものはフレーキング(flaking)、歯車表面に生じる比較的小さな穴をピッティング(pitting)、重荷重下でのかなり大きなはく離はスパーリング(spalling)、また鉄道レールに発生するはく離はシェリング(shelling)と呼ばれている。転がり疲れの発生は、それが軽微であっても、機械の機能・性能の低下をもたらすとともに、接触の繰り返しによりさらに損傷の程度を拡大させ、機械の安定作動を不可能にさせる。

自動車の足回りなどに用いられる等速ジョイント(Constant Velocity Joint,CVJ)も転がり接触運動をしている機械要素のひとつであり、ドライブシャフト、プロペラシャフトに使用されている。ドライブシャフトは、タイヤ側に作動角をとって軸の回転を伝達する固定式 CVJ とエンジン側に軸方向に伸縮可能なしう動式 CVJ が組み合わされ使用されている。固定式 CVJ は鋼球が内輪、外輪の駆動面上を転がりながら揺動運動する。このとき、内輪駆動面と外輪駆動面では、移動距離が異なるため、滑りも伴う。更にジョイント 1 回転中、鋼球は入出力軸の作動角によるスピンドルも伴う。このように滑りを伴いながら転がる運動によって、CVJ は摩耗しながらはく離して寿命に至る。

転がり疲れのはく離には、表面起点はく離と内部起点はく離がある。油膜厚さが表面粗さに比べて薄い場合には、表面突起間の直接接触(突起間干渉)が生じ、そこを起点とした表面起点はく離が発生する。一方、潤滑油膜により接触間が分離され、接触面間の直接接触が充分に妨げられている場合には、内部起点はく離となると考えられている¹⁾。このように転がり疲れによるはく離は、き裂が表面直下の内部で発生する内部起点はく離と、表面で発生する表面起点はく離に大別され、そしてどちらのタイプのはく離が発生するかは、膜厚比 Λ で整理できる²⁾。高田ら³⁾は、 Λ と寿命の関係を再整理し、図 1-1 に示される結果を得て、寿命は Λ が 3 以下になると激減することを改めて示した。これは Λ の減少に伴って、表面突起間の直接接触(突起間干渉)¹⁾に基づく表面起点はく離の確率が増大したためとしている。したがって、内部起点はく離は、 Λ が大きく、表面起点はく離が発生しないような長寿命領域での最終の寿命形態ということができる。

1. 1. 1 転がり疲れに関する従来の研究

転がり軸受の転がり疲れ寿命について、最初に理論付けたのは A.Palmgren⁴⁾ と言われており、1924 年にラジアル玉軸受の実験において、寿命が荷重によって決まること、すなわち材料の疲れによることを示した。1928 年には H.Stellrecht⁵⁾ は、疲れ寿命は荷重の 3 乗に逆比例するという実験式を導いた。彼の示した許容軸受荷重は、現在の定格荷重と同じ概念である。なお、彼は寿命としては平均寿命を採用しているが、最小寿命は平均寿命の約 1/6 であるという実験式も示している。その後、1947 年に至って G.Lundberg と A.Palmgren⁶⁾ ⁷⁾ は、材料内部の繰返しせん断応力による疲れ機構、および材料破壊理論の応用から、確率論的に体系化された寿命理論を発表した。ここで彼らの示した基本負荷容量 C (基本定格荷重) は、対象軸受の 90% が 100 万回転に耐えられる荷重であり、寿命 L は、任意の荷重 P (動等価荷重) における 90% 保証寿命 (定格寿命) であり、下式のように示される。

$$L = (C/P)^p \quad (1-1)$$

ここで、 p : 玉軸受の場合 = 3

ころ軸受の場合 = 10/3

この概念は、その後の ISO 規格の基となっており、現在でも転がり寿命の寿命計算式に反映されている。しかし、彼らの実験は、1930~40 年代の軸受材料、潤滑剤、製造法を反映しており、内部起点はく離のみ対象にするなど、当時の技術水準の制限を受けていた⁸⁾。

その後、材料面では 1955 年頃から疲れき裂の起点となる鋼中の酸素などを含む微量の非金属介在物の調査がなされ、寿命に有害なのは硬く変形しにくい酸化物(Al₂O₃, FeO など)であることが分かった^{9)~11)}。日本では 1960 年代の中頃、この鋼中酸素量を減じるために製鋼時に溶鋼を真空処理して脱酸素を行う真空脱ガス法^{9), 12)} が導入された。この方法による軸受鋼は、従来の大気溶解鋼との比較で 2~3 倍の寿命を示すことが認められている^{13), 14)}。その後も炉外精錬、連続铸造の導入など、製鋼プロセスの進歩により大幅な鋼中酸素量の酸素含有量は減少し、最近では、酸素量が数 ppm の軸受鋼が通常レベルで製造できるようになっている^{15), 16)}。また、現在でも更なる長寿命化を目指して、酸素含有量だけでなく、非金属介在物の定量化などが研究されている¹⁵⁾。

一方、1960 年頃から弹性流体潤滑(EHL)理論の発展により、転がり疲れには潤滑状態が影響することが証明された⁹⁾。1966 年 Harris¹⁷⁾ は、油膜パラメータ (膜厚比) Λ を求

める簡単な式と、膜厚比と油膜形成率との関係を示している(図 1-2)^{1 8)}. なお、 Λ 値は油膜厚さに対する表面粗さの比の値であり、下式で表される。

$$\Lambda = h_{\min} / \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (1-2)$$

ここで、 h_{\min} : EHL 最小油膜厚さ

σ_1, σ_2 : 接触 2 面間の二乗平均粗さ

1971 年、ASME^{1 9)} では、その当時の転がり軸受の寿命に関する論文・報告を調査し、寿命と膜厚比 Λ の関係について、T.Tallian^{2 0)} と J.Skuraka^{2 1)} の 2 つの実験結果を基にして図 1-3 を提案している。この図から、一般には粗さが小さく、油膜厚さが厚いすなわち膜厚比 Λ が大きいと寿命は延びること、 Λ 値が 3 を下回ると寿命は激減することが分かる。この寿命の激減は、膜厚比が小さく転がり面間が EHL 油膜によって完全には分離されず、金属接触が生じ、表面起点はく離が発生するためである^{2 2) 2 3)}。

したがって、転がり疲れによるはく離は G.Lundberg と A.Palmgren により理論的に取扱われてきた Λ 値が 3 以上の場合の内部起点はく離と、 Λ 値が 3 以下で発生する表面起点はく離の 2 つに大別される。相原は^{2 4)}、このように軸受の潤滑状態に重要な意味を持ち、本来軸受の内部諸元なしには計算ができない Λ 値を各種の軸受で簡便に求める計算図表を提案している。

1. 1. 2 内部起点はく離と表面起点はく離

前項で、転がり疲れによるはく離は、き裂が表面直下の内部で発生する内部起点はく離と、表面で発生する表面起点はく離に大別されること、そしてどちらのタイプのはく離が発生するかは、膜厚比 Λ で整理できる²⁾ ことを示した。高田ら³⁾ は、 Λ と寿命の関係を再整理し、図 1-1 に示される結果を得て、寿命は Λ が 3 以下になると激減することを改めて示した。これは Λ の減少に伴って、表面突起間の直接接触(突起間干渉)¹⁾に基づく表面起点はく離の確率が増大したためとしている。したがって、内部起点はく離は、 Λ が大きく、表面起点はく離が発生しないような長寿命領域での最終の寿命形態ということができる。

Tanaka^{2 5)} らは、疲労劣化の指標に疲労度インデックス F.I.(Fatigue Index)を用いて、この両タイプの疲労劣化度の違いについて解析を行った。F.I.は疲労の進行に伴い組織中

のマルテンサイト量が変化することに着目し, X 線回折により残留オーステナイトのマルテンサイトへの変化量を定量的に評価した数値である。結果は図 1-4 に示すように, 表面起点はく離では表面部の F.I. が最も高く, 内部起点はく離では表面下, 最大せん断応力発生位置の F.I. が最も高くなっている。このように, 両者では最大せん断応力発生応力位置が異なり, き裂の発生機構だけでなく, 進展機構も異なることが示唆される^{26), 27)}。以下, 内部起点はく離と表面起点はく離についての特徴を述べる。

1. 1. 3 内部起点はく離

G.Lundberg と A.Palmgren^{6), 7)} が, 現在にも通じる転がり疲れ理論を体系化したことは先に述べた。この理論は, 内部起点はく離に基づくもので, 表面下の動的せん断応力に着目し, 転がり方向に平行なせん断応力 τ_{zy} の最大振幅の繰返しが, 材料の疲れき裂を発生させると考えた。この部分に非金属介在物のような欠陥があればその部分が応力集中を受けて破損に至るというものである。この非金属介在物のうち, 寿命に最も有害なのは酸化物系介在物($\text{Al}_2\text{O}_3, \text{FeO}$ など)であることも前述した。

このはく離に至る過程は, 次のように説明されている¹¹⁾。最大せん断応力振幅位置付近で, 非金属介在物などからなる欠陥に応力集中が生じ, バタフライ組織が生成する。このバタフライは炭素濃度が低下した組織で, 硝酸アルコール溶液で腐食されないため光学顕微鏡観察では白く見える組織である²⁸⁾。電子顕微鏡観察の結果, このバタフライは数十 nm の結晶粒に微細化することも分かっている²⁹⁾。バタフライが形成されると, 基地(マトリックス)との境界近傍から疲れクラックが発生し, これがはく離へと進展する¹¹⁾。したがって, 転がり疲れ寿命の向上には, バタフライを生成させないこと, すなわちこの起点となる非金属介在物を形成する鋼中酸素量を減じることが有効である¹¹⁾。

このような寿命延長の要求に対し, 製鋼プロセスの改善により酸化物系介在物を減少させる取組みを続け, 最近の鋼中酸素の減量は著しいものがある^{15), 16)} ことは前述した。古村ら¹⁶⁾ は, このような高度清浄化された軸受鋼の出現により, 転がり軸受の疲れ限度の論議が実用的な意味を持つようになってきたことから, この検証に取り組んだ。しかし, 実用的な疲れ限度としては, 軸受の使用期間を考慮すると, 10^{11} サイクル程度の寿命が必要であり, あまりにも試験が長くなり, 事実上の検証ができない。彼らは図 1-5 に示したように L_{10} 寿命の 1000 分の 1 の時間でバタフライが発生することを利用し, 低荷重の寿命試験を実施した。そして軸受鋼において 10^8 サイクルでバタフライの発生がない接触圧力の存在を示し, 10^{11} サイクルまで疲れ損傷が生じないことを推定, 実用上における転がり接触においても疲れ限度が存在することを示唆した。

1. 1. 4 表面起点はく離

表面起点はく離は、その発生機構より歯車での研究が古くからなされている。Way^{3 0)}は、この表面起点はく離について、以下のような実験事実を述べている。

- 1) 表面が粗い場合、あるいは膜厚比の小さい場合にピッキングは発生しやすい。
- 2) 接線力（摩擦力）の大きい方が、ピッキング寿命が短い。
- 3) ピッキング寿命は、接線力の作用方向が転がり方向と一致する場合（低速側、被動側）には低下し、逆の場合（高速側、駆動側）には増加する。
- 4) ピッキングの発生のためには潤滑油の存在が必要である。
- 5) 高粘度油ではピッキングは発生しにくい。
- 6) ピットに進展するき裂はある特定の方向を向いている。すなわち、き裂は回転方向とは逆向きに伝ばする。
- 7) 油性向上剤、極圧剤はピッキングの発生を緩和する場合も助長する場合もある。

このうち、3) の被動側にピッキングが出やすい現象に関しては、古くから知られていたことらしい²⁾が、Wayによって明らかにされた。そしてその後、曾田^{3 1)}らは、ローラ同士の転がり接触実験でより定量的に確かめた。この被動側に損傷が起こりやすい理由として、図1-6に示すように、き裂の方向により潤滑油のき裂内への侵入および閉じこめの難易に差が出るモデルが考えられている^{1), 2), 27), 32)}。被動側(a)は、き裂を開口させ、侵入した油の油圧発生によりき裂の進展を生じさせるのに対し、駆動側(b)はき裂を閉口させ、潤滑油が侵入できないことより、き裂の進展は生じないと説明できる。また、このことは、被動側に起こったはく離で、接触点の移動の向きに約20~30°の角度で入ったき裂²⁾の痕跡があれば、このはく離は表面起点はく離と判断できることを示唆している。

古林^{2 6)}らは、 Λ 値を変えて転がり疲れ実験を行い、表面粗さが大きいと表面起点はく離により寿命が低下することをあらためて示した。そして、表面の欠陥からはく離を生じる場合、内部起点はく離寿命延長に有益であった非金属介在物減少の効果が、全くみられなくなつたことを述べている。また、表面起点はく離は、 Λ 値が小さい場合以外にも表面近傍の介在物、欠陥や異物の噛み込みによってできる表面のくぼみからき裂が発生することも多い^{3 3)}。特に潤滑油中の異物に起因するものは、寿命を1/2~1/10に低下させることが知られている^{1 6)}。この異物の影響に関しては、欧米ではその現象から本質にかかわるものとして、系統的に研究が進められているのに対し、日本では寿命向上の方策に関する応用研究が精力的に進められている^{3 4)}。

1. 1. 5 水素の影響

遠藤^{3 5-3 8)}は、水素が転がり疲れ損傷に与える影響を明らかにしている。すなわち、水素および空気雰囲気の違い、 Λ 値で代表される潤滑状態の過酷度が表面損傷状態や転がり疲れ寿命に及ぼす影響を調べている。第 1 に空気中との差異、 Λ 値の影響について、水素雰囲気、および空气中で油膜厚さ(粘度)の異なる 3 種の潤滑油の転がり疲れ実験を行う。第 2 に完全 EHL 領域における接触圧力の影響について、水素雰囲気で Λ 値の大きな条件で発生すると考えられる内部き裂の起点となる白色組織について、その生成と接触圧力の関係と水素雰囲気での疲れ限度の存在の可能性について考察している。第 3 に部分 EHL 領域における接触圧力の影響について、水素雰囲気で、 Λ 値が小さい条件では表面起点はく離または摩耗により寿命となるが、これらの損傷の形態に及ぼす接触圧力の影響を明らかにしている。使用した試験機は、図 1-7 に示す転がり四球試験機で、この転がり四球試験機は、潤滑剤を満たした試験容器内で 3 個の下部球上に上部球を置き、試験容器下方よりおもりにより荷重を負荷する。そして上部球を回転させることで、下部球との間の転がり接触面に疲れによるはく離を生じさせるものである。上記研究により遠藤は以下のことを明らかにしている。

- 1) 水素雰囲気での転がり疲れ寿命は、空气中に比べ極端に短くなる。
- 2) 損傷形態は潤滑状態により異なる。転動面間の接触が過酷な部分 EHL 領域では、表面に酸化膜が生成できないことに起因した表面起点はく離、または過大摩耗が生じる。一方、完全 EHL 領域では、 Λ 値の増加に伴い白色組織の生成を伴う内部起点はく離に移行する。
- 3) 繰返しせん断変形を受けることにより発生すると考えられる白色組織が、空气中では発生しない条件下でも水素中では発生する。この白色組織は、転がり疲れ寿命を著しく低下させる。
- 4) 水素雰囲気、高 Λ 条件下では、接触圧力が高い場合に、内部起点はく離、および白色組織生成が認められる。この白色組織の生成は、基本静定格荷重以内の荷重条件でも認められる。
- 5) 水素雰囲気では、高 Λ 条件下、接触圧力が小さい場合でも水素が鋼内部に侵入して、将来の内部き裂の起点となるバタフライが発生する。したがって、水素雰囲気では、空气中と異なり、疲れ限度はないものと推察している。
- 6) 水素雰囲気、部分 EHL 領域下で、転がり接触箇所に起る損傷は、表面起点はく離であり、接触圧力が低くなるとその発生率は低くなり、寿命は延長される。
- 7) 水素雰囲気、部分 EHL 領域では、接触圧力が低くなると、内部には白色組織を生成

する。

1. 1. 6 潤滑剤の影響

前述した通り、ころがり疲れに対しては潤滑剤の影響は大きい。潤滑油の粘度は油膜厚さ、すなわち Λ 値に直結するため、寿命に大きく関わることは明らかである。一方、境界潤滑条件下で機能を果たす耐荷重添加剤が転がり疲れに与える影響についても古くから研究の対象となっている。潤滑剤の影響は、最初のき裂が接触表面から入るいわゆるピッチング損傷において大きく、これまで多くの研究がなされている^{39) 40)}。それらの報告結果から、潤滑剤の与える影響において、研究者の見解あるいは結果がおよそ一致するところをまとめると次のようである。

- 1) 同一系基材なら、高粘度油ほどピッキング寿命は長い。
- 2) 接触部の油温における大気圧下の粘度が同じなら、粘度一圧力係数が高い基材ほど、ピッキング寿命は長い。
- 3) 水ーグリコールや W/O エマルジョンなどの水成系潤滑油のピッキング寿命は短くなる。
- 4) 油性向上剤の添加はピッキング寿命を短くする。
- 5) 基材の劣化の抑制に有効な酸化防止剤は間接的にピッキング寿命延長に寄与する。
- 6) 水分、塵埃および摩耗粉の混入はピッキング寿命を短くする。

1) および 2) については油膜厚さの増大、3) については水による油膜厚さの減少、材料の腐食および水素せい化、4) および 5) については油性向上剤および酸化劣化物の材料への吸着による材料の表面エネルギーの低下によるものと理解されている。

固体潤滑剤や極圧添加剤の場合、ピッキング寿命に対し、寿命を延長させる場合と寿命を短縮させる場合の 2 つがあり、一定の傾向を示さない。結果は添加剤濃度や接触および潤滑条件により左右される。

(1) 固体潤滑剤の影響

曾田ら⁴¹⁾は、固体潤滑剤には潤滑性と粒子性の両作用があり、いずれが優位に現れるかによって、寿命に対する影響は変わると述べている。さらに、主作用を左右する条件として油膜厚さ、固体潤滑剤の粒子径、滑り率などを挙げ、滑り率のみに着目した場合、高いとき潤滑性が優位に働きやすく、反対に低いとき粒子性が優位に働きやすいとしている。

滑り率および突起間の接触頻度が比較的高い歯車の場合、固体潤滑剤の添加は、寿命を延長させる^{4,2)}場合が多いと考えられる。寿命延長は歯車の平滑化や摩擦係数の低下によりもたらされる^{4,3)}と推察される。一方純転がりあるいは低滑り率下で四円筒試験や二円筒試験^{4,4) 4,5)}が実施されているが、いずれも MoS₂ の添加は寿命を短縮させている。二円筒試験の場合、寿命短縮は、MoS₂粒子が EHL 油膜形成を阻害するために起こるとしている。しかしながら、高負荷運転の転がり軸受において MoS₂の添加が寿命を延長させたとの報告^{4,6)}もある。松尾ら^{4,7)}は、二円筒試験を実施し、S-P 系ギヤ油のピッキング寿命に及ぼす MoS₂ 添加量を示している。その結果、添加油は無添加油に比べ、高ヘルツ応力下ではやや寿命が短くなり、反対に、低ヘルツ応力下では、繰り返し総回転が 10⁷以上でピッキングが発生しないヘルツ応力を面圧強さとすると面圧強さは明らかに上昇することを示した。このように MoS₂のピッキング寿命に対する影響は、ヘルツ応力（負荷）の大小によっても異なると考えられている。

（2） 極圧添加剤の影響

極圧添加剤も固体潤滑剤と同様、ピッキング寿命に関係ある接触面の温度や粗さ、極圧皮膜の生成状態、摩擦係数、摩耗などに対し複雑な影響を及ぼす。寿命短縮は、S-P 系極圧剤のような比較的活性の強い添加剤を用い、接触面に極圧皮膜が過度に生成するとき起こる^{4,8)}と言われ、生成された極圧皮膜が母材と異質なため、両者の間にき裂の発生が促進されるためと考えられている。反対に、寿命延長は接触面の温度や粗さおよび摩擦係数の低下など、いわゆる潤滑性が優位に働くときに起こると考えられる。F.G.Rounds^{4,9)}は転がり 4 球試験を用いた実験を行い、図 1-8 に示す結果を得た。塩素系やりん系添加剤は、添加により短寿命になるが、硫黄系添加剤や ZnDTP は長寿命を呈すること、さらにこれらも最適な添加量があることを示している。また、白浜^{5,0)}らは四円筒疲労試験機を用い、りん系添加剤の効果を調べている。その結果、添加剤による接線力低下や耐摩耗性能は寿命には何ら関係ないこと、酸化膜形成による表面の硬化が寿命延長に効果があり、寿命延長に効果の見られたりん系添加剤は厚い酸化膜形成を示している。

（3） 粘度指数向上剤（ポリマー）の影響

粘度指数向上剤（ポリマー）のピッキング寿命に及ぼす影響については、平均分子量を変えたポリメタクリレート(PMA)を鉛油基油に添加し、動粘度と同じにしたサンプル間のピッキング寿命を比較した報告^{5,1)}がある。この場合、平均分子量の小さな PMA 添加油の寿命が最も長く、寿命は高温高せん断粘度と関係あることを示している。一般にポリマ

一添加油の場合、せん断下で一時的粘度低下を起こし、その低下度は、同一系粘度指数向上剤では分子量の大きいものほど大であることが知られている。このことから、接触部の油温における大気圧下の粘度が同じなら、ポリマー添加油は無添加油に比べ、油膜厚さが薄くなり寿命が短いと推察される。したがって、ポリマーのピッキング寿命に対する影響を議論する場合、まず油膜厚さを正確に見積もる必要がある。

以上ピッキングに対する潤滑剤の影響と作用について示したが、しかしながら、このような耐荷重添加剤の効果については、実験結果によって相当なばらつきないし逆転現象が起きる場合も多々あり、解釈をめぐって混沌とした部分が多いのが現状である^{5,2)}。これは、一般に転がり疲れ試験は、摩耗や焼付き試験などと比べ時間がかかるため、これを短時間で終了させるためにかなり高面圧で実験することが原因の1つとしてあげられる。この結果、塑性流動や異常発熱などの現象が起こり、添加剤の正常な評価にならなかつたことなどが考えられる。実際、前述した Rounds の実験も 8.3GPa というかなり高面圧条件で実施されている。

1. 1. 7 グリースの影響

転がり軸受の多くがグリース潤滑で使用されているにもかかわらず、グリース潤滑の軸受では転がり疲れ寿命が問題となることは少ない。これは、軸受が疲れ損傷するような高荷重や高速条件では油潤滑が適用されることが多く、また、高温や軽荷重の使用環境では、疲れ寿命よりグリース寿命で軸受が損傷に至ることが多いためである。しかし、最近ではグリース性能の著しい進歩とともにグリース潤滑の用途が拡がり、転がり疲れ寿命が問題となる例も増えている。

日本学術振興会転がり軸受寿命第126委員会では、長年にわたり転がり疲れ寿命の研究を行っており、グリース潤滑と油潤滑の軸受寿命を比較すると、グリースによる軸受寿命は、その基油を潤滑油として使った場合に比べて約2倍であったと報告している^{5,3)}。

また、董ら^{5,4)}は、転がり四球試験より、グリースの増ちょう剤種類、増ちょう剤量（濃度）のはく離寿命に及ぼす影響を示している。

- 1) 増ちょう剤量の増加と共ににはく離寿命は延びる。
- 2) ウレアグリースは、Li石けんグリースと比べ、長寿命である。

この現象の解明のために、光干渉法によるグリースのEHL膜厚の測定を実施し^{5,5)}、グリースの油膜厚さは、高速域では基油の膜厚に近い値をとるが、低速域になると、極小値をとつてその後は再度厚くなる。特にウレアグリースの場合はより厚い膜が形成されるこ

とや、厚膜化状態でも流体膜の挙動を取ることを示している。これが上記のはく離寿命が長い理由としている。

一方、自動車の電装補機軸受、CVT用軸受、風力発電機用軸受など、過酷環境下で使用される転がり軸受では、特異な白色組織変化を伴う早期はく離が発生する現象が認められている。このはく離に対し、川村^{5,6)}は下記の通り発生メカニズムを提唱している。

- ①急加減速運転などによる滑りの発生
- ↓
- ②金属接触による摩耗（鋼新生面の露出）
- ↓
- ③トライボケミカル反応
- ↓
- ④潤滑剤・水の分解による水素の発生
- ↓
- ⑤鋼中への水素の侵入
- ↓
- ⑥水素脆性はく離

またこのはく離に対するグリースによる対策には、摩耗低減を目的に摩耗防止剤、酸化膜形成を目的に腐食抑制剤の添加が有効であることを示している。

1. 2 等速ジョイント (Constant Velocity Universal Joint, CVJ)

近年世界的に、地球温暖化に代表される地球環境問題がクローズアップされている。温暖化の主要因である二酸化炭素の排出量削減については自動車メーカや自動車部品メーカが燃費の向上やハイブリッド化、バイオ燃料の適用、高性能ディーゼルエンジンの開発など、さまざまな取り組みを行っている。このような状況の中、駆動部品は燃費の向上を目的に軽量化やトルク伝達効率の向上等の付加価値を与えることで、差別化が図られている⁵⁷⁾。この付加価値として、車両の小回り向上や居住空間拡大なども挙げられるが、このためには、車両の最小回転半径の収縮やホイールベースの延長が必要となり、これらはタイヤの切れ角を大きくすることで対応できる。操舵輪が駆動輪となるFF車（前輪駆動車）や4WD車（4輪駆動車）では、このニーズが以前から強い。タイヤの切れ角は車両設計上の制約や、エンジン出力をディファレンシャルギヤから駆動輪へ伝達するフロントドライブシャフトの中でタイヤ側に設置される固定式CVJの最大折り曲げ角度（作動角）によって決まる⁵⁸⁾。

自動車産業の発展とともにCVJは、FF車、後輪独立懸架車（IRS車）、4WD車のドライブシャフトやプロペラシャフトに広く使用されるようになった⁵⁷⁾。CVJの使用箇所を図1-9に示す。

1. 2. 1 ドライブシャフト

ドライブシャフトとは、エンジンからの出力（回転トルク）をタイヤに伝えるための動力伝達部品であり、入力軸（ディファレンシャルギヤ軸）と出力軸（タイヤ側）が角度をとって回転しても、常に等速で滑らかにトルク伝達を行うことが可能となる駆動軸のことである。一般的に作動角は大きくとれるが軸方向にスライドしない固定式CVJと、作動角は小さいがスライド可能な摺動式CVJとをシャフトで連結してドライブシャフトを構成する。図1-10に固定式CVJ、摺動式CVJのカットモデルを示す。CVJは、タイヤ側に作動角をとつて軸の回転を伝達する固定式、エンジン側に軸方向に伸縮可能な摺動式が組み合わされて使用されている。

1. 2. 2 固定式CVJ

FF車や4WD車のフロントドライブシャフトに使用される固定式CVJは車両の前輪ハブに結合されており、タイヤの転舵とともに作動角をとり、エンジンからの駆動力を滑らかに等速回転しながらタイヤに伝達している。車両の回転半径を小さくする、すなわち前

輪タイヤの切れ角を大きくとる流れは最近の車両のロングホイールベース化や駆動系レイアウトの多様化に伴いますます強くなり、前輪タイヤに追従して作動角を取る固定式 CVJ にも、より大きな作動角が求められている。また車両燃費の向上のため車両の軽量化が進んでおり、CVJ の軽量化も強く求められている。特にタイヤ側に付く固定式 CVJ は車両のばね下重量となり、軽量化効果が大きい。一般にばね下重量の軽量化効果は、バネ上重量の 10 倍程度の効果となると言われており、実質の軽量化以上の効果が期待できる。

1. 2. 3 摺動式 CVJ

摺動式 CVJ はディファレンシャルに結合され、エンジン、トランスミッションからの駆動力を伝達し、固定式 CVJ を介してタイヤに駆動力を伝えている。この摺動式 CVJ は、サスペンションの動きに伴う固定式 CVJ との相対位置の変化（軸方向の変位と角度）を吸収できる機能を持たせている。

この摺動式 CVJ の特性は車両の NVH(Noise, Vibration, Harshness = 騒音、振動、乗り心地) 特性に影響を与えていていることはよく知られている。摺動式 CVJ が軸方向に振動する際に発生する軸方向の摺動抵抗は車両のアイドリング振動に関与しており、また摺動式 CVJ が作動角を取り、駆動力が加わって回転するときに発生する軸方向力は車両が発進するときに発生する車両の横揺れや高速走行時のうなり音の要因になることがある。よって、摺動式 CVJ は摺動抵抗や軸方向力の低減が課題である。

1. 2. 4 CVJ の潤滑

CVJ に使用される潤滑剤は、過去にはギヤオイルが使用されていたこともあったが、現在はグリースが使用されている。前述した通り、CVJ は自動車の静粛性に伴う低振動化、軽量コンパクト化を狙ったサイズダウンのための長寿命化、更には昨今の環境への意識向上に伴う地球環境対策への対応等が課題として挙げられ、その上で進歩・発展し続けてきた。この CVJ の進歩には、それを潤滑するグリース性能の向上も大きく貢献していることを見逃すことができない。以前の CVJ 用グリースは、二硫化モリブデンを添加剤として含有し、リチウム石けんを増ちょう剤とした、いわゆる極圧リチウムグリースの適用が主流であった⁵⁹⁾。しかし、前輪タイヤに追従して作動角を取る固定式 CVJ は、より大きな作動角や車両燃費の向上のため軽量化、サイズダウンが強く求められるようになってきた。従って固定式 CVJ のグリースは、高面圧条件へ適用するために、耐久性の向上、すなわち耐はく離性の向上が求められるようになった。一方、摺動式 CVJ は、軸方向の摺動抵抗や駆動力が加わって回転するときに発生する軸方向力の低減、すなわち NVH 特性の向上が

強く求められるようになってきた。従って、摺動式 CVJ グリースのグリースは、低摩擦化が求められるようになった。このように最近ではグリースに求められる要求の高度化から固定式 CVJ、摺動式 CVJ 各々専用に開発されたグリースが使用されるようになった。

図 1-11 に CVJ のはく離に関する特許を調査した結果を示す。グリースの特許件数は、材質、焼入れ、表面処理、ジョイント形状、ブーツなどと比較しても圧倒的に多く、CVJ 性能の向上にグリースへの期待が大きいことが、この結果からも読み取れる。

1. 2. 5 固定式 CVJ の運動と損傷

(1) 固定式 CVJ の運動

CVJ も転がり接触運動をしている機械要素のひとつである。固定式 CVJ は、図 1-12、図 1-13 に示すように外輪、内輪、保持器、6 個または 8 個の鋼球、それらを潤滑するグリースおよびグリースの保持とゴミや水の混入を防ぐブーツで構成されている。ボールは、外輪と内輪の溝に置かれ、保持器はボールが軸方向に飛び出すことを防ぐ働きをする。作動角をとって軸の回転を伝達する CVJ 内部では鋼球が内輪、外輪の駆動面上を転がりながら揺動運動する。このとき内輪駆動面と外輪駆動面では、移動距離が異なるため、滑りも伴う。更にジョイント 1 回転中、鋼球は入出力軸の作動角によるスピンドルも伴う⁶⁰⁾。

図 1-14 に CVJ の鋼球の動きを示す模式図を示す。図 1-14 に示す通り、CVJ は転がり軸受のように鋼球と内外輪軌道面が等速に接触せず、等速面から外れて接触しており、鋼球と外輪駆動面の転がり速度 V_o と鋼球と内輪駆動面の転がり速度 V_i が異なり、常に滑りを伴いながら運動している。

Garnham⁶¹⁾ は、固定式 CVJ の使用条件として、ボールと溝間の荷重条件を Hertz の理論を用いて典型的な乗用車における接触条件を計算している。ボールの最大ヘルツ圧は、アウタ溝にて 2.7GPa、インナ溝にて 3.5GPa と高い接触圧力がかかっていると報告されている⁶¹⁾。また、図 1-15 に市販されている乗用車に使用されている各社固定式 CVJ のアウタ溝、インナ溝の表面粗さを測定した結果を示す。図 1-15 より、各社固定式 CVJ の表面粗さ Rz は、概ね 2~6 μm 程度と大きく、転がり軸受と比較して一桁以上粗い表面仕上げとなっている。コストダウンを目的とした加工工数の短縮がその理由である。

(2) 固定式 CVJ の損傷

このように固定式 CVJ の損傷は、ボール溝で滑りを必ず伴う転がり運動をしていること、そしてアウタ溝、インナ溝の表面粗さが粗いことから、摩耗しながらはく離して寿命に至る。固定式 CVJ に発生するはく離について、Garnham⁶¹⁾ は、表面および内部起点によるはく離が発生すると報告している。CVJ の耐久試験を行った場合、比較的損傷確率の高

い内輪の損傷例とその断面観察結果を図 1-16(a), 図 1-16(b)に示す. 固定式 CVJ は, 転動体搖動ストロークの両端で転がり滑り速度がゼロとなり, 油膜切れが生じやすく, はく離が発生する場合が多い. 図 1-16(a), 図 1-16(b)のはく離は, 断面観察より, き裂が表面から進展し, 内部にき裂の発生が認められない, いわゆる表面起点型のはく離である. そのき裂は図 1-16(b)で見られるように転がり方向に対して, 前方斜め下, 又は後方斜め下方向に進展している場合が多い. この表面起点のはく離は, 初期なじみの過程で摩耗が小さく, 表面粗さが残ったため摩擦接触が継続することで発生したと考えられる. 従って, この対策には, 初期の摩耗を進展させて, 表面粗さを小さくすることが必要になる. 固定式 CVJ には, このような過酷な潤滑に対応できるよう, 耐荷重添加剤が使用されている.

一方, 固定式 CVJ の損傷は, 表面起点はく離でない例も存在する. 図 1-17 にインナ溝に発生したはく離の外観とその断面写真を示す^{6,2)}. このはく離も早期に起こったという点では, 図 1-16 と同様であるが, 図 1-16 と異なり非常に大きな損傷が認められる. 断面観察では, このはく離は表面から約 0.2mm という深さで白色組織を伴うものであった. また, はく離が発生していない別の溝の断面にもすでに約 0.2mm の深さの位置に白色組織を伴うき裂ができており, はく離はこの位置から発生した内部起点はく離と考えられる. このはく離は, 電装補機軸受で発生する早期異常はく離と同じ形のものである. このジョイントは, 摩耗痕の周囲に黒色変色が認められることから, 滑りによる温度上昇を伴う摩耗が発生するような過酷な潤滑条件により, 内部の最大せん断応力部に大きなストレスが加わって白色組織を伴うき裂が発生し, はく離に至ったものと考えられる.

前述した通り, 近年, 益々高屈曲角が得られる固定式 CVJ が採用されており, 荷重条件が増加している. また加工工程の短縮から鍛造加工後に切削, 研削を実施しないなど, 表面状態も変化してきている. 固定式 CVJ 用グリースは, このように今後ますます厳しくなる潤滑条件に対応する長寿命性能が, 引き続き最も重要な課題と言える.

1. 3 本研究の目的と意義

転がり接触運動をしている機械要素は、転がり軸受、歯車、レールと車輪などがその代表としてあげられる。これらの機械要素は、運転中に純転がり、あるいは滑り転がり接触負荷を繰り返し受け、表面および表面層の疲労の累積により、疲労はく離損傷すなわち転がり疲れ損傷を生じる。しかし、これら機械要素の転がり疲れ寿命を評価するために、標準化された試験機や試験法はなく、一般的には二円筒型や四円筒型のローラ試験機^{6,3)}、^{6,4)}や転がり四球試験機^{6,5-6,9)}が古くから使用されている。上述のように、実用的な疲れ限度としては、軸受の使用期間を考慮すると、 10^{11} サイクル程度の寿命が必要であり、あまりにも試験期間が長くなり、事実上の検証ができない。従って、転がり疲れ寿命を評価する試験は、例えば、転がり四球試験などによる基礎的な研究も、水素雰囲気中の試験、膜厚比が小さい、面圧が高すぎるという、現実では考えにくい過酷な潤滑条件となっているのが難点である。本研究では、自動車の足回りなどに用いられる CVJ におけるはく離について、CVJ の接触運動を模擬した運転が出来る試験機を開発し、これを用いて条件の違いによって得られた様々な現象をもとに、CVJ のはく離に至るメカニズム、および CVJ を潤滑するグリースの影響を明らかにすることを目的とする。

本論文は次の章からなる。

第 1 章では、固定式 CVJ を含む転がり接触運動をしている機械要素とその損傷について、従来の研究と課題を整理し、本研究の目的を述べた。

第 2 章では、固定式 CVJ として多くの実績を有するウレアグリースの技術動向と、グリースによる固定式 CVJ の長寿命化の考え方および以前からの課題を整理し、試験機開発の目的と意義を示す。

第 3 章では、固定式 CVJ の主な運動と往復動転がり滑り接触試験機の設計要件、概要、仕様、可能な試験条件を示す。

第 4 章では、開発した試験機を用いて、荷重（面圧）、試験片硬さ、滑り率の違いにより得られた様々な現象や固定式 CVJ でき裂が進展するメカニズムを示す。また、固定式 CVJ のはく離に至るメカニズムを追及していく中で、特に滑りの影響が大きいことが明らかになった。第 4 章では、極端な滑りを 1 往復動中に加える条件で得られた様々な現象も示す。

第 5 章では、開発した試験機を用いて、各種グリースの耐はく離性能を評価した結果を示す。

第 6 章は結論であり、本研究の総括と実用化に向けた今後の課題と展望について議論した。

本研究で開発した固定式 CVJ の運動を模擬する、往復動転がり滑り接触試験機は、これまで台上試験に頼ってきた CVJ 用グリースの耐はく離性能評価を可能とし、グリース性能の優劣を短期間に判断できるようになった。今後、固定式 CVJ は使用条件が一層厳しくなることが予測され、それに対応し得るグリースの耐はく離性能向上が求められる。本試験機を用いた開発プロセスにより、長寿命化、地球環境対策等、予測される厳しい要求に対応し続けることが可能と考えられる。

参考文献

- 1) 山本雄二・兼田楨宏：トライボロジー 第2版第1刷，理工学社，(2010.12).
- 2) 木村好次・岡部平八郎：トライボロジー概論 第11版，養賢堂(2008).
- 3) 高田浩年・鈴木進・前田悦正：ころ軸受の疲れ寿命に及ぼす潤滑の影響，潤滑，26,9,(1981)645.
- 4) A.Palmgren : Die Lebensdauer von Kugellagern, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure,68,14,(1924)339.
- 5) H.Stellrecht : Die Belastbarkeit der Walzlager, Berlin(1928).
- 6) G.Lundbelg & A.Palmgren : Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlingar 196, Stockholm, (1947).
- 7) G.Lundbelg & A.Palmgren : Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlingar 210, Stockholm, (1952).
- 8) 平野富士夫：転がり接触による損傷の特質とその研究の歴史的展望，トライボロジスト，39,8,(1994)644.
- 9) 岡本純三：転がり軸受の寿命研究の歴史，トライボロジスト，39,8(1994)652.
- 10) 転がり軸受工学 第1版，養賢堂，(1975.7)63.
- 11) 村上保夫：軸受鋼の転がり疲れ特性に関する研究，九州大学博士論文，(2000.12).
- 12) 桜木正明・赤松良信・清水健一・高田浩年：最近の転がり軸受の疲れ寿命の動向，トライボロジスト，39,8,(1994)718.
- 13) 高田浩年：真空脱ガス鋼を用いた玉軸受の寿命，潤滑，14,(1969)485.
- 14) 室博：転がり軸受はく離寿命，潤滑，32,5,(1987)304.
- 15) 村上裕志：非金属介在物の定量化による転動疲労寿命の推定，NTN Technical Review, 68,(2000)58.
- 16) 吉村恭三郎・村上保夫・安部力：クリーンな潤滑および異物混入条件下における長寿命軸受材料の開発，NSK Technical Journal 656(1993)15.
- 17) T.A.Harris : ProductEngineering,April,12,(1966)76.
- 18) T.A.Harris : ASME paper, 71-DE-3(1971).
- 19) E.M.Bamberger et al : Life Adjustment Factors for Ball and Roller Bearings, ASME, (1971)1.

20) T.E.Tallian : On Competing Failure Modes in Rolling Contact, ASLE Transactions. 10,4,(1967)418.

21) J.C.Skurka : Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings,Transactions of the ASME, 69-Lub-18, (1969).

22) W.E.Littmann and R.L.Widner : Propagation of Contact Fatigue from Surface and Subsurface Origins, Trans.ASME,D,88,(1966)624.

23) Y.P.Chiu, T.E.Tallian and J.I.McCool : An Engineering Model of Spalling Fatigue Failure in Rolling Contact,Wear,17,(1971)433.

24) 相原了 : 油膜パラメータ計算図表－ラジアル軸受の場合－, NSK Bearing Journal,641(1981)9.

25) A.Tanaka, T.Ookuma and K.Furumura : High Extended Life of Transmission Bearings of “Sealed－Clean”Concept,SAE830570,(1983).

26) 古村恭三郎・城田伸一・平川清 : 表面起点および内部起点の転がり疲れについて, NSK Technical Journal 636(1977)1.

27) 木田勝之 : き裂進展機構についての力学的見方, メインテナンス, Summer,(2003)25.

28) Y.Murakami, M.Naka, A.Iwamoto and G.Chatell : Long Life Bearings for Alternator Applications, SAE950944, (1995).

29) 沖田滋・武村浩道・村上保夫 : 転がり接触下の疲労による組織の超微細化現象, CAMP-ISIJ, 12,(1999)351.

30) Way,S.,J., J.Appl. Mech. : Pitting due to rolling contact, Transaction of the ASME,Journal of Applied Mechanics,Vol.2(1935)A49.

31) 曽田範宗・山本隆司 : 齒車のピッティング発生における接線力の役割, 潤滑, 20,4,(1975)268.

32) 兼田楨宏・村上敬宣・八塚裕彦 : 接触疲れき裂伝ばに関する Way の説の破壊力学的考察, 潤滑, 30,10,(1985)739.

33) 山本隆司 : 転がり軸受の寿命と信頼性, トライボロジスト, 42,12,(1997)912.

34) 柴田正道・吉田彰・相原了・似内昭男・対馬全之 : 転がり疲れに及ぼす各種要因の影響, トライボロジスト, 39,8,(1994)698.

35) 遠藤・董・今井・山本 : 水素雰囲気での転がり疲れに関する研究, トライボロジスト, 49, 10(2004)801.

3 6) 今井裕・今井淳一:水素雰囲気の転がり疲れ-潤滑剤からの検討, トライボロジー会議予稿集, 名古屋(2008)351.

3 7) Y.Imai, T.Endo, D.Dong, Y.Yamamoto : Study on Rolling Contact Fatigue in Hydrogen Atmosphere-Evaluation under the Basic Static Load Rating Condition, 63rd STLE Annual Meeting, Conference Proceedings.

3 8) T.Endo, D.Dong, Y.Imai, Y.Yamamoto : Study on Rolling Contact Fatigue in Hydrogen Atmosphere-Improvement of Rolling Contact Fatigue Life by Formation of Surface Film. Proceedings of the 31st Leeds-Lyon Symposium on tribology(2004).

3 9) 倉知祥晃:機械設計, 24,12(1980)37.

4 0) (社) 日本潤滑学会編:改訂版潤滑ハンドブック, 養賢堂(1987)90.

4 1) 曽田範宗・山下正忠:潤滑, 21,2(1976)116.

4 2) W.J.Bartz & V.Kruger : Wear, 35(1975)315.

4 3) K.Matsuo, Y.Meda, M.Kurahashi & M.Miura : ASLE Proceedings-3rd International Conference on Solid Lubrication,(1984)19.

4 4) 石橋彰, 穂屋下茂, 中島晃:日本機械学会講演論文集, No.810-4,(1981.4)27.

4 5) A.Ishibashi, S.Hoyashita & A.Nakajima : Proceedings of the 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Paper V III(ii), (1978.9)282.

4 6) B.T.Kuhnell & J.S.Stecki : Tribology Transaction, 31,3(1987)325.

4 7) 吉田彰・藤田公明・松尾浩平:日本機械学会論文集(C編), 52,477(1986)1618.

4 8) G T Y Wan, E.Van Amerongen, and H. Lankamp : Journal of Physics D: Applied Physics, 25,(1992)A147.

4 9) F.G.Rounds : Some Effects of Additives on Rolling Contact Fatigue, ASLE Transactions, 10.3.(1967)243.

5 0) 松尾浩平・席雅夫・白浜真一・宮島誠・山田寿夫:潤滑剤と転がり疲れ, トライボロジスト, 39,8,(1994)709.

5 1) 佐々木清信・渡辺佳久・功刀敏夫:(社)自動車技術会 学術講演会前刷集 924,(1992.10)89.

5 2) 中島晃:潤滑油が転がり疲れ損傷に与える影響, トライボロジスト, 48,10,(2003)789.

5 3) 日本学術振興会 転がり軸受寿命 126 委員会:ころがり軸受寿命の研究, (1986)56.

5 4) 董ら:トライボロジー会議予稿集 11(2001) 355.

5 5) 遠藤ら:トライボロジー会議予稿集 5(2008) 181.

5 6) 川村:潤滑剤による転がり軸受の水素脆性はく離の対策, NTN TECHNICAL REVIEW 85(2017)84.

5 7) 友上:等速ジョイントの技術動向と開発商品, NTN TECHNICAL REVIEW 75(2007)10.

5 8) 星野, 船橋:超高作動角(54°)固定式等速ジョイント(T U J)等速ジョイント, NTN TECHNICAL REVIEW 75(2007)16.

5 9) 長谷川, 長澤, 高部:等速ジョイント用グリースの最近の動向について, NTN TECHNICAL REVIEW 66(1997)51.

6 0) Fish,G : Constant Velocity Joint Grease, Synopses of ELGI ,1997.

6 1) Garnham,J.E. : Constant Velocity Joint Material Performance Criteria, SAE Technical paper,1996,960572.

6 2) A.Taniguchi, S.Kondo, D.Dong : Development of Constant Velocity Joint Grease with Improved Rolling Contact Fatigue, NLGI spokesman,56,7(1992)22.

6 3) 藤田・吉田・小幡・木村:鋼ローラの面圧強さに及ぼす回転速度の影響, 潤滑 22, 6, (1977)372.

6 4) 藤田・吉田:S45C焼なましローラの転がり疲れに関する研究(第2報), 潤滑 21, 4, (1976)264.

6 5) L.Grunberg, D.T.Jamieson & D.Scott : Hydrogen Penetration in Water-accelerated Fatigue of Rolling Surface ,The Philosophical Magazine, A Journal of Theoretical and Applied Physics, 91,8,(1963)1553.

6 6) C.Newlands : Hydrogen in Rubbing Lubricated Contacts, PhD Thesis, Imperial College, University of London(2003).

6 7) F.G.Rounds : Some Effects of Additive on Rolling Contact Fatigue, ASLE Transactions,10.3.(1967)243.

6 8) C.Newlands,A.Oliver & N.BRANDON : Grease Evolution of Hydrogen from Hydrocarbon Oil and Grease Lubricated Contacts, Tribology Research and Design for Engineering, Edited by D.Dowson et al., Elsevier B.V.(203)719.

6 9) T.Endo・D.Dong・Y.Imai・Y.Yamamoto : Study on Rolling Contact Fatigue in Hydrogen Atmosphere, Tribology and Interface Engineering Series,48(2005)343.

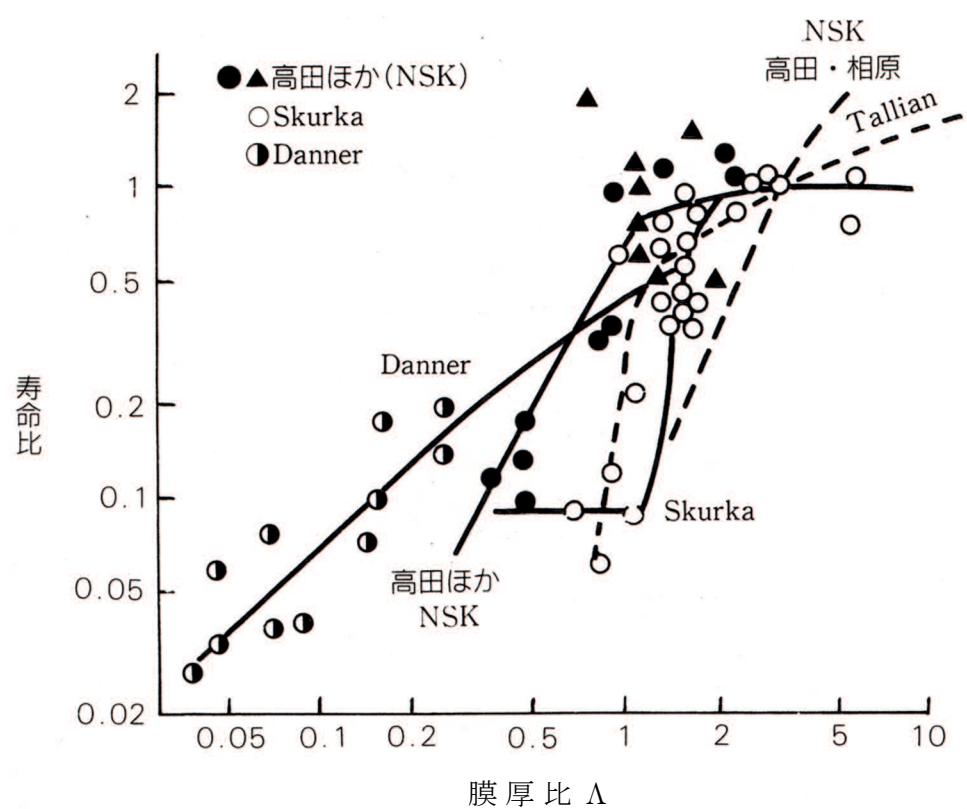


図 1-1 膜厚比 Λ と転がり疲れ寿命比の関係
(文献 3) より転載)

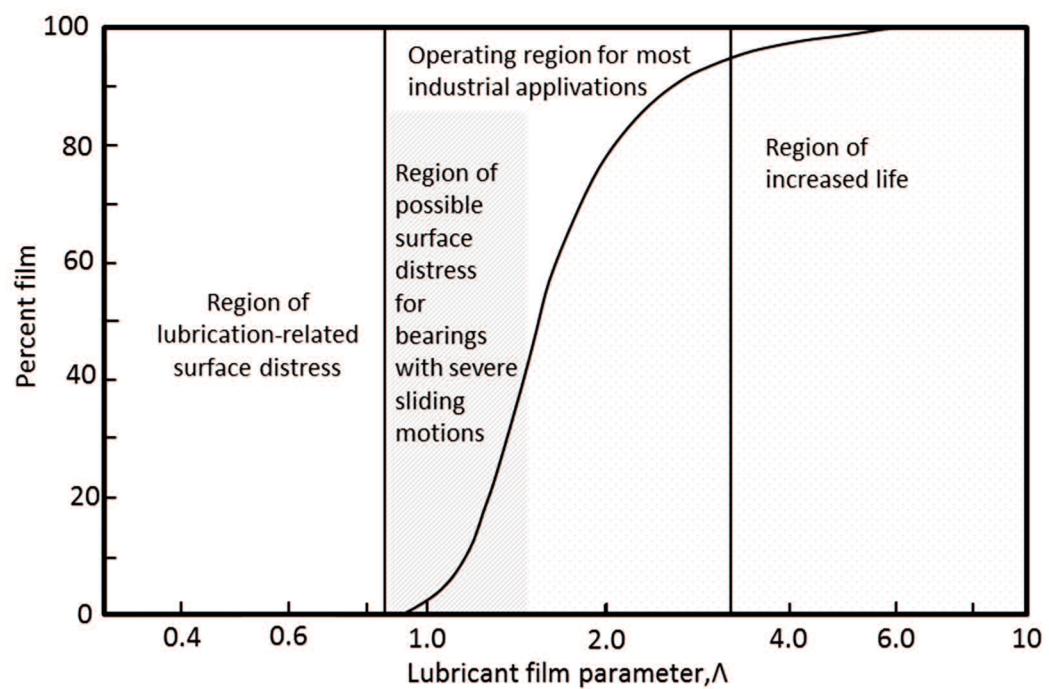


図 1-2 膜厚比 Λ と油膜形成率の関係
(文献 17) より転載)

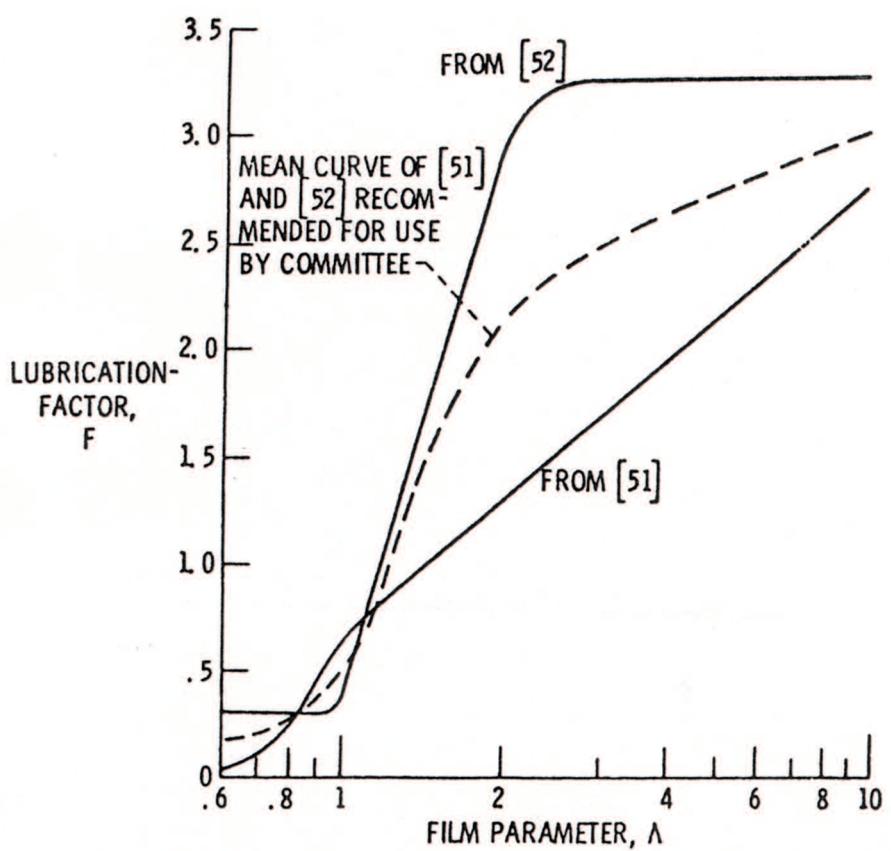
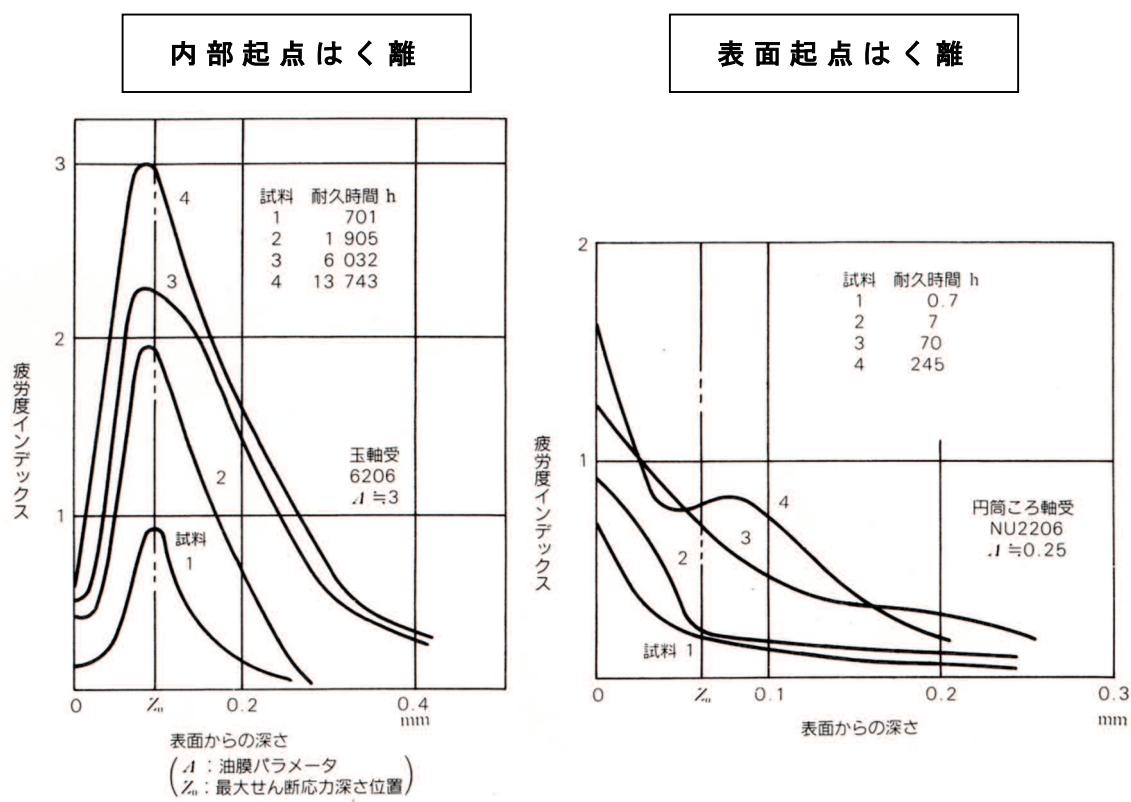


図 1-3 膜厚比 λ と転がり疲れ寿命比の関係
(文献 19) より転載)



**図 1-4 内部起点はく離と表面起点はく離の両タイプの
疲労劣化度の違い**
(文献 25) より転載)

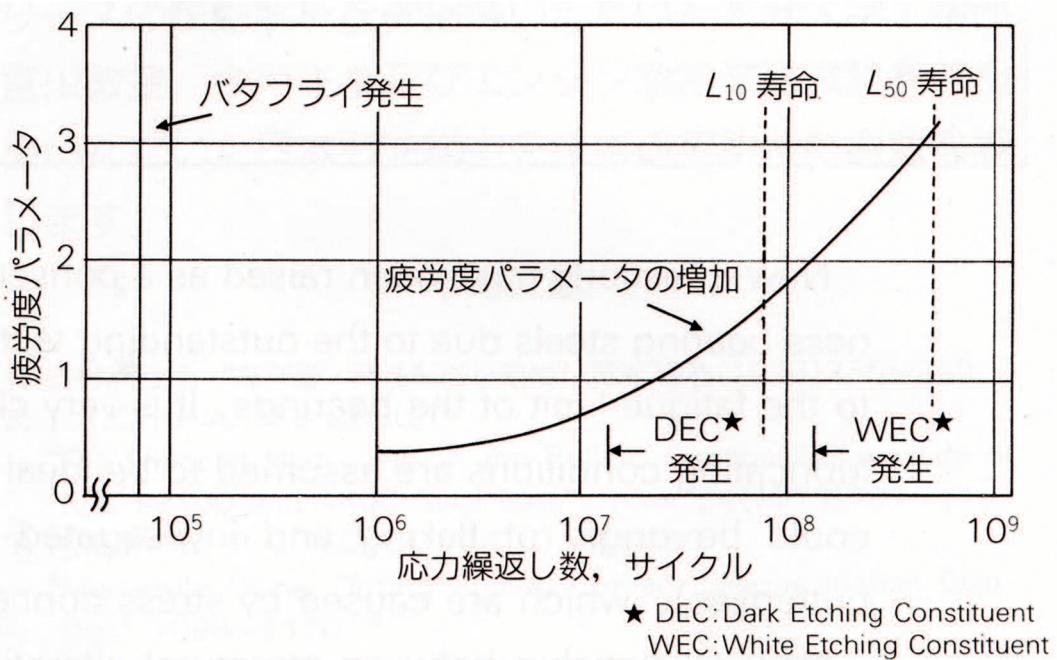


図 1-5 転がり疲れによるミクロ組織変化の模式図

(最大接触面圧 3430Mpa, 高清浄度鋼製深溝玉軸受 6206)

(文献 16) より転載)

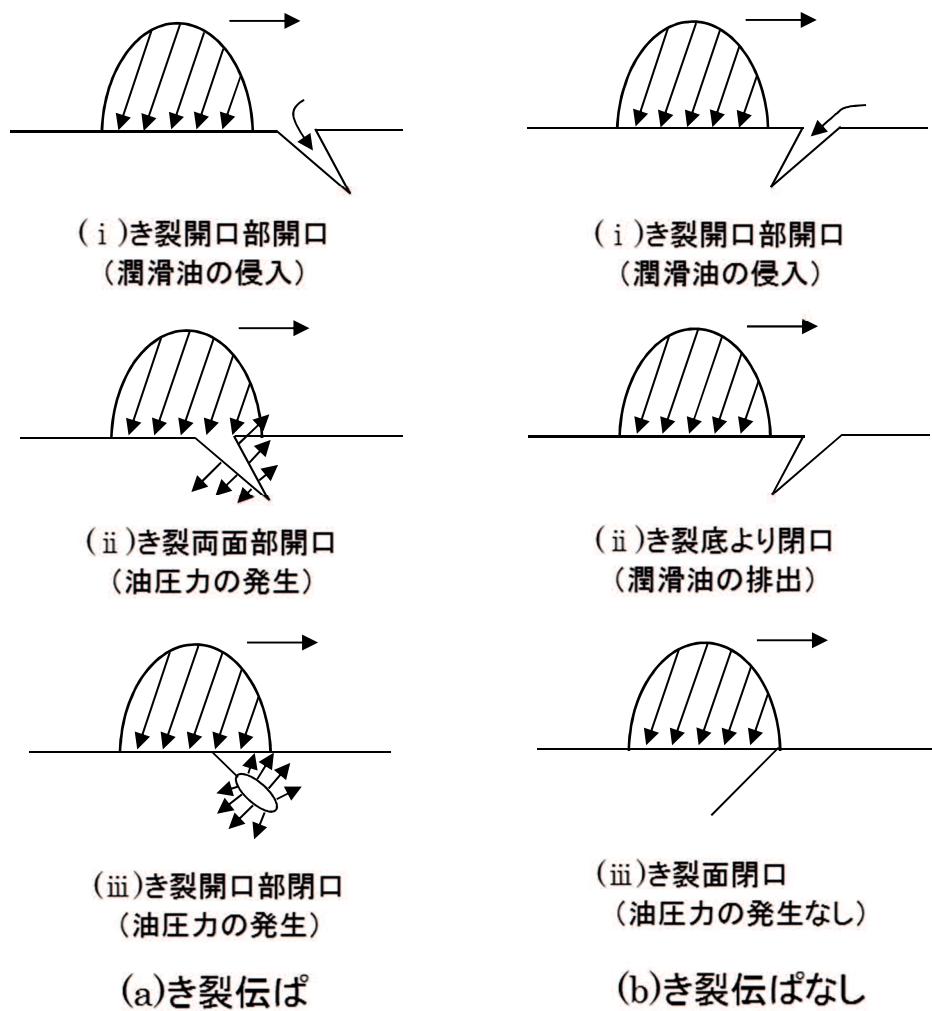


図 1-6 き裂伝ばに及ぼす油圧作用の影響
(文献 1) より転載)

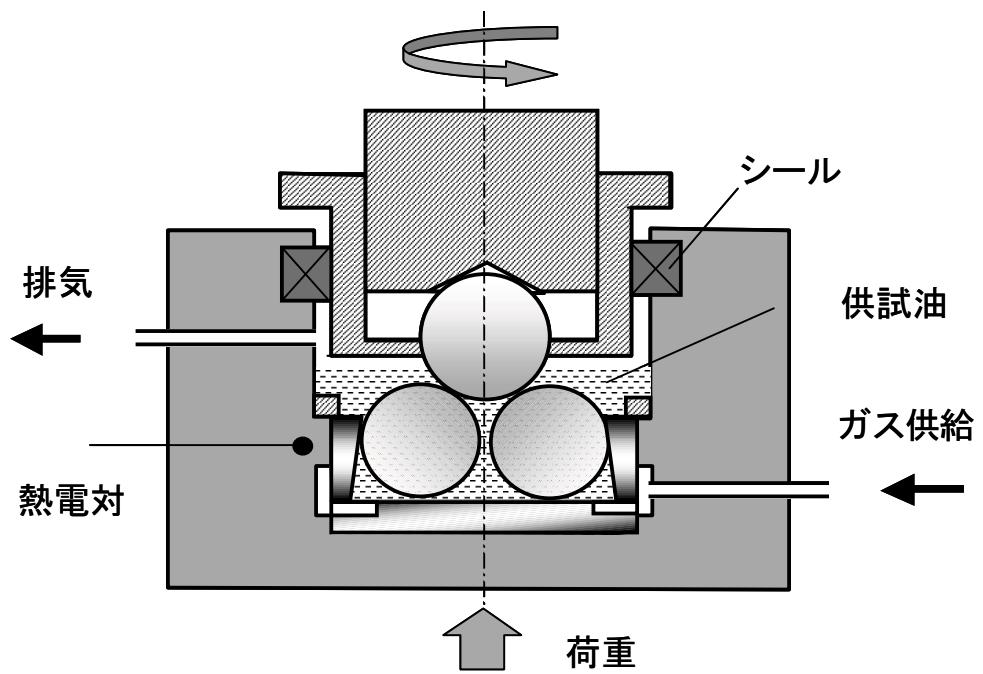


図 1-7 転がり 4 球試験機 試験部概要図
(文献 35) より転載)

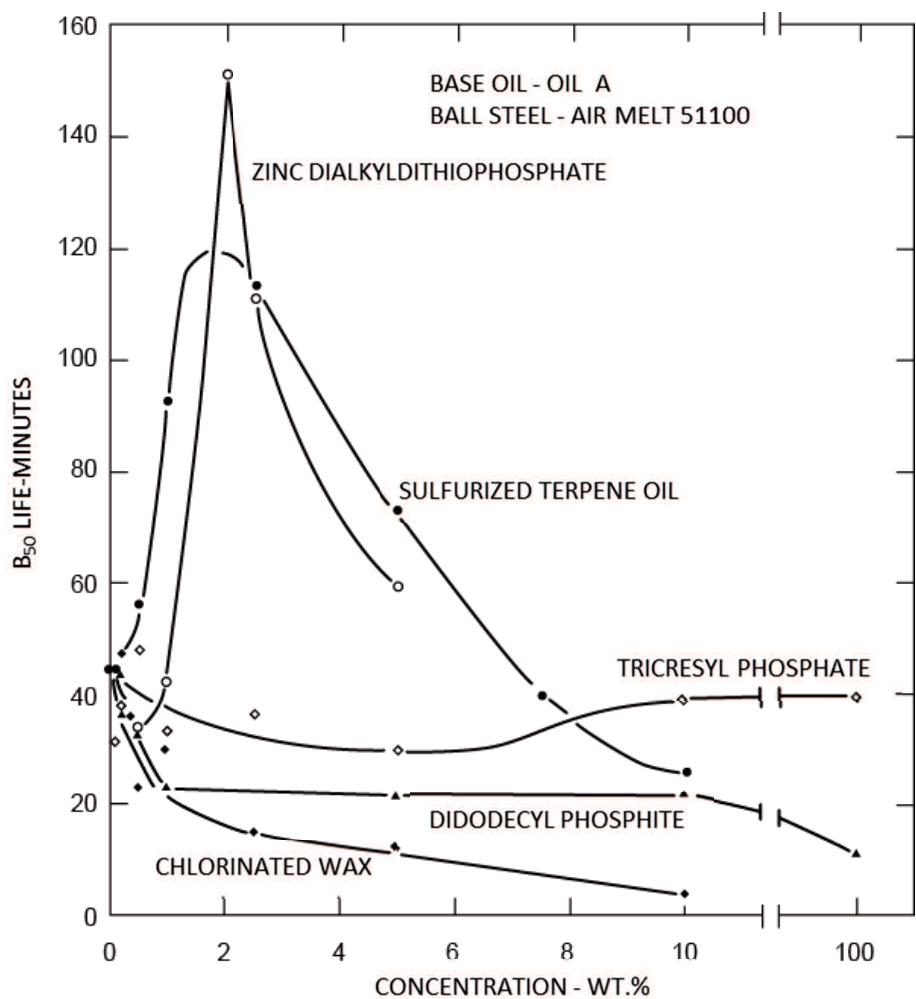


図 1-8 耐荷重添加剤と転がり疲れ寿命
(文献 49) より転載)

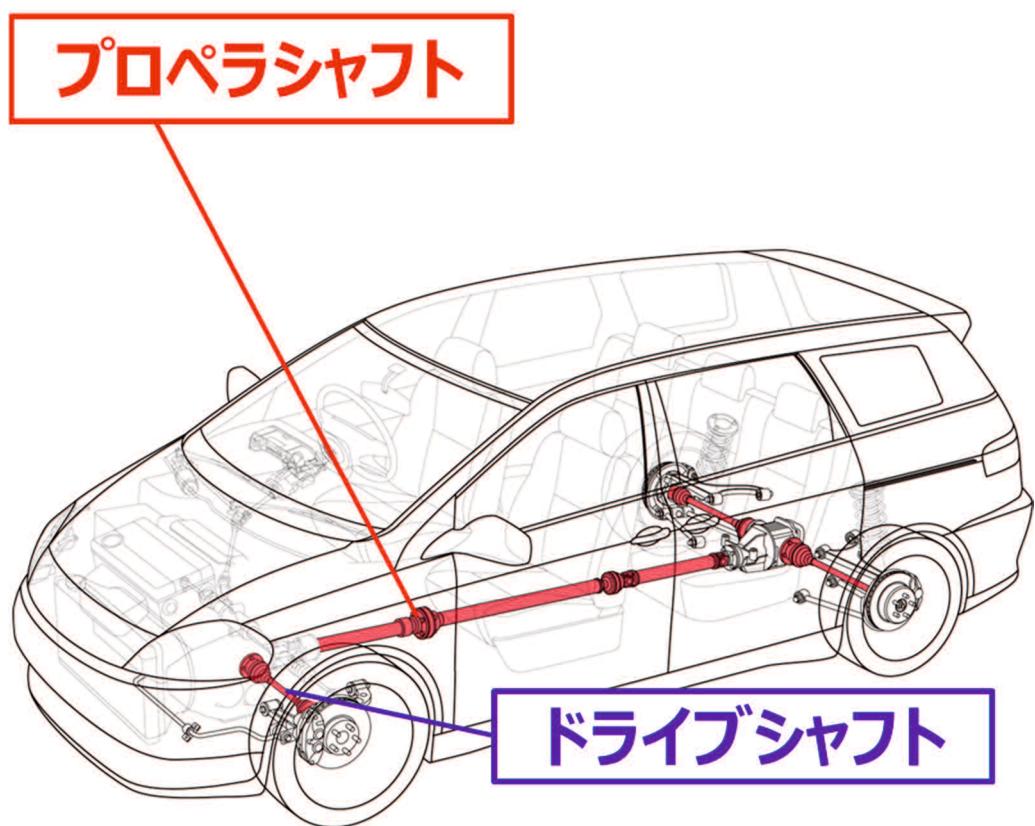


図 1-9 等速ジョイントの使用箇所

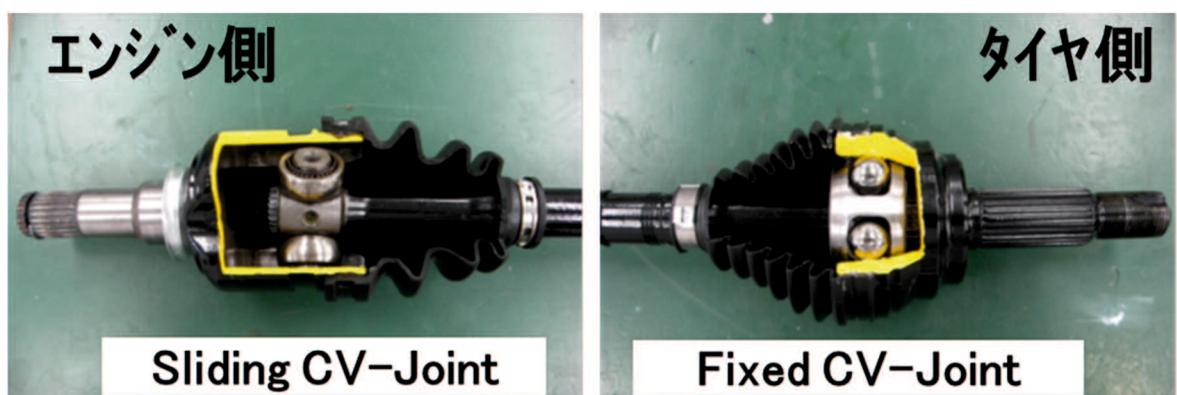


図 1-10 等速ジョイントのカットモデル

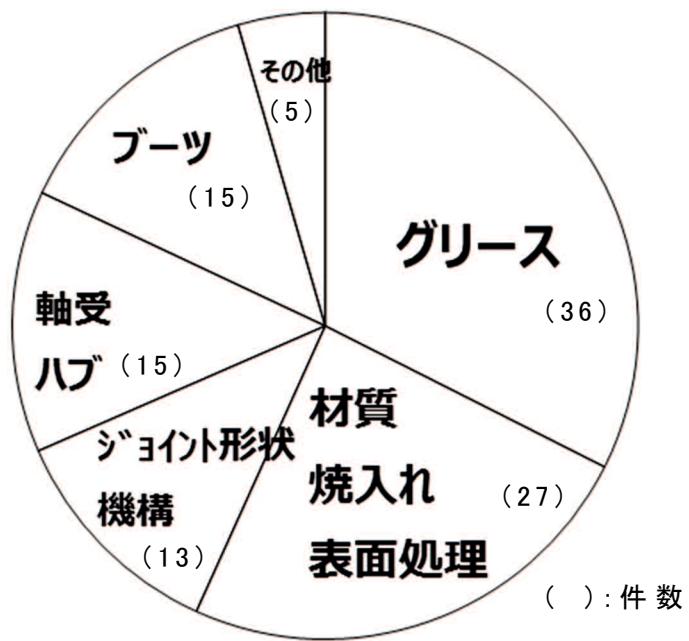


図 1-11 CVJ はく離に関する特許調査
(昭和 58 年～平成 20 年までの調査結果)

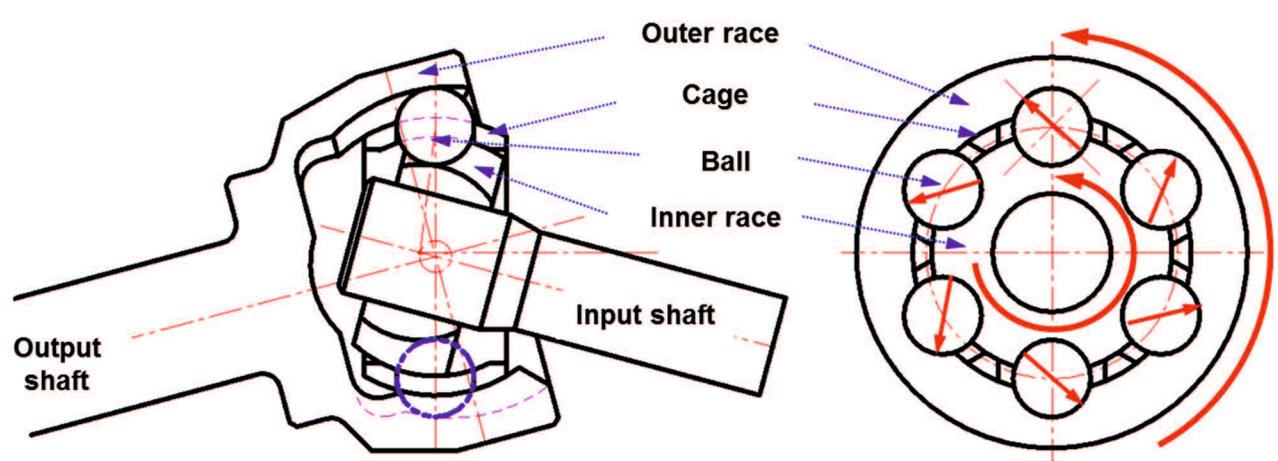


図 1-12 固定式 CVJ の概要図

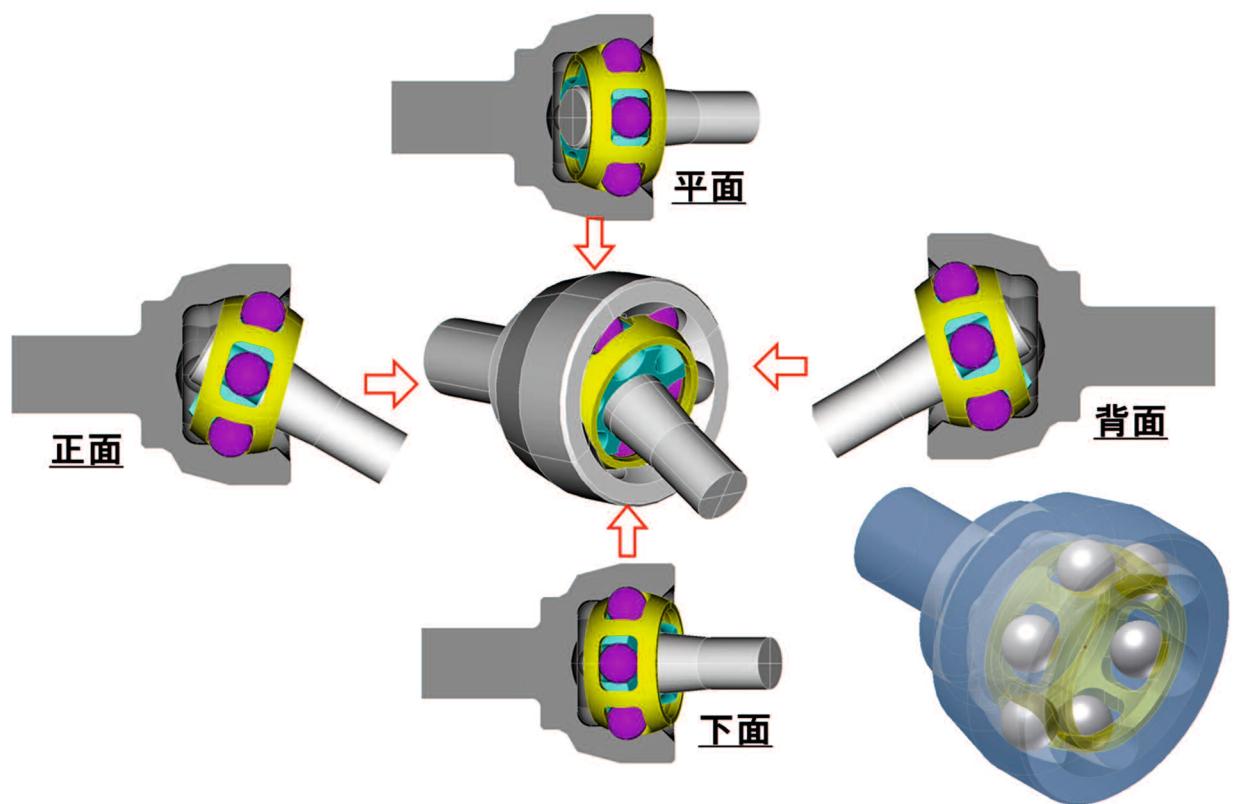


図 1-13 CVJ の鋼球の動きを示す模式図

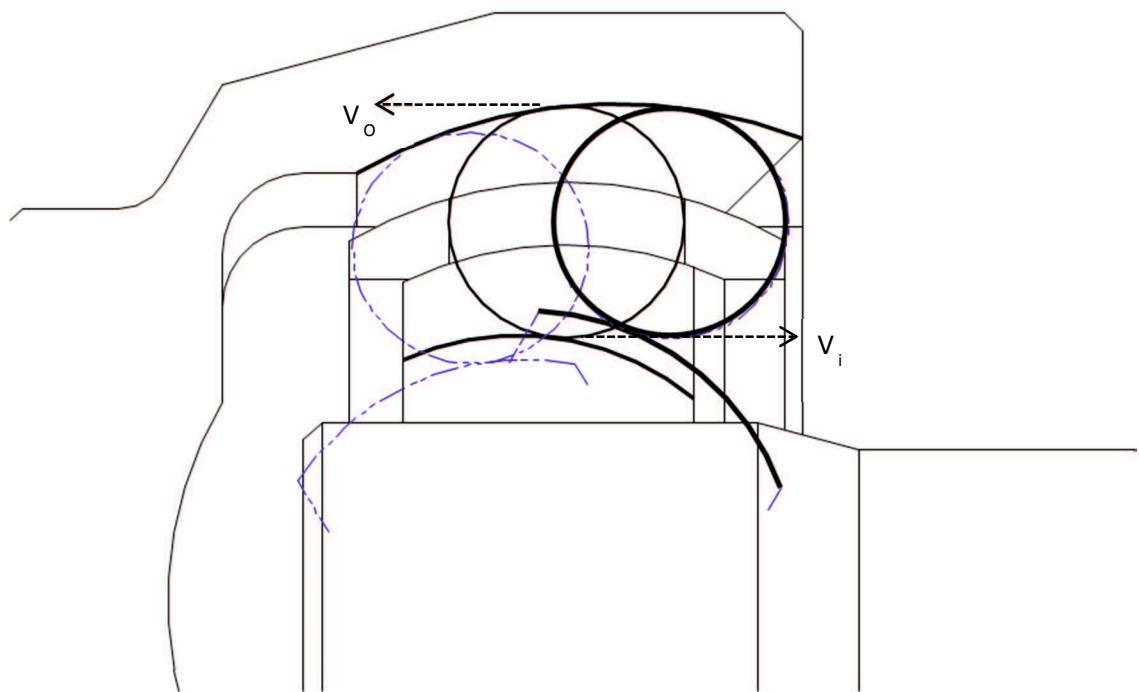


図 1-14 CVJ の鋼球の動きを示す模式図

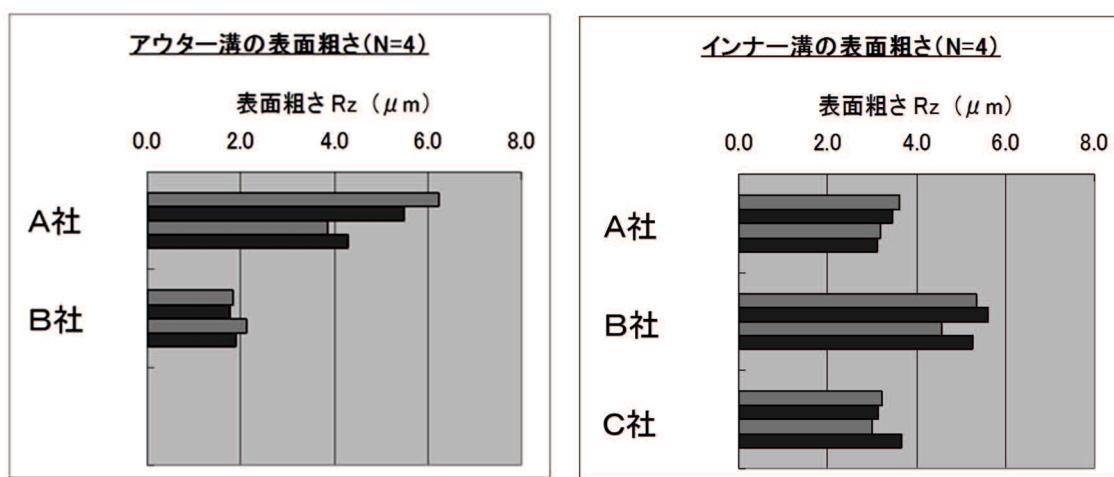


図 1-15 アウタ溝, インナ溝の表面粗さ

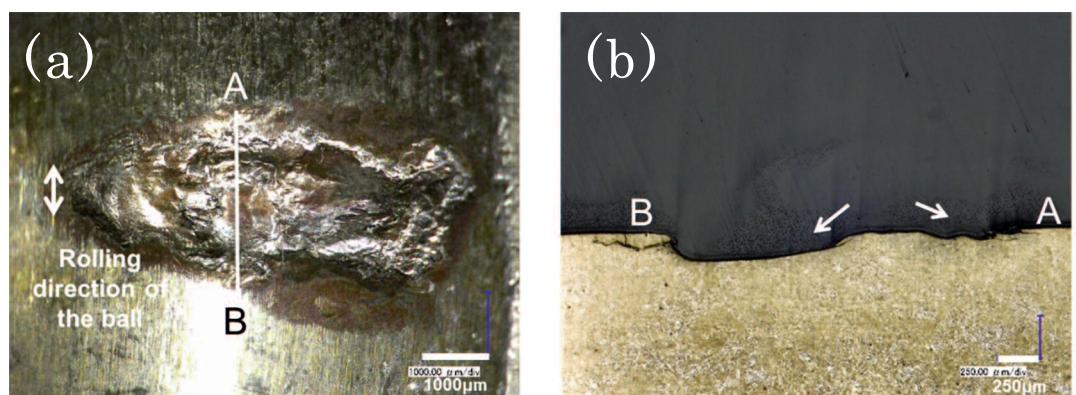


図 1-16 CVJ の損傷

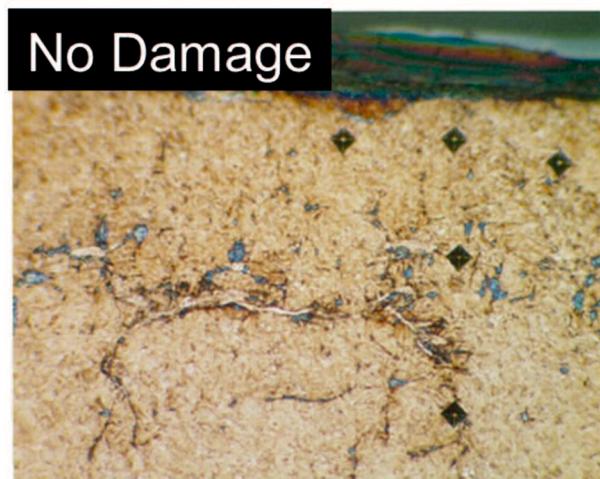
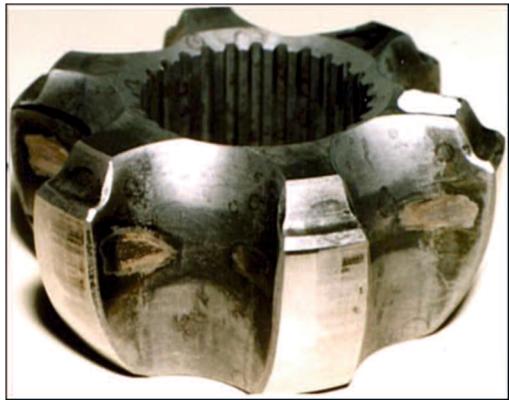


図 1-17 耐久試験後のジョイント観察写真

第2章 ウレアグリースとグリースによる 固定式 CVJ の長寿命化の考え方

2. 1 ウレアグリース

ウレアグリースは、分子内にウレア基(-NHCONH-)を有する化合物を増ちょう剤としたグリースの総称である。増ちょう剤として主に使用されるものは、分子中にウレア基を2個もつジウレアが一般的である。図2-1にジウレア増ちょう剤の反応例を示す。ジウレアは、ポリウレタンの原料でもあるジイソシアネートとアミンとの反応により得られる。ウレア系増ちょう剤の最大の特徴としては、分子内に金属基を含まないため、基油の酸化劣化作用をせず、高温下で長い潤滑寿命を示すことである。また、分子間の結合が水素結合であることより、せん断に対して安定であり、また分子内に親水基を含まないため、水に対して安定であることも挙げられる。最近はウレアグリースに好適な添加剤の選定やウレアグリースの欠点の改善など、ウレアグリースを有効に使用する工夫がなされ、益々その用途を拡大してきている。

2. 1. 1 ウレアグリースの製造方法

ウレアグリースの製造工程図を図2-2に示す。ウレアグリースの製造は、下記の3工程からなる。

1) 反応工程

ウレアグリースは溶媒である基油中で原料のアミンとイソシアネートをそれぞれ混合溶解し、両者を攪拌、混合して反応させ増ちょう剤ウレア分子を作る。このように初めに基油中でウレア分子を作る工程が反応工程である。

2) 成長工程

次にグリースを硬くするために増ちょう剤の網目構造をつくる、すなわち反応工程で得られたウレア分子を纖維状の微粒子形状に変化させる必要がある。この微粒子は分子性結晶の集合体である。成長工程は、結晶をつくる、あるいは結晶を変態させるという工程になる。結晶の変態は、一般的には最初の反応工程では起こらないため、昇温・加熱を行う必要がある。

3) 分散工程

前工程までのグリースは、結晶が変態し硬くするために必要な網目構造が形成されているものの不均質な状態である。従って、最後に増ちょう剤を分散させる工程が必要となる。分散工程は、ホモゲナイザ、3本ロールなどの均質化装置を用い、平滑な外観に仕上る工程になる。

2. 1. 2 ウレアグリースの歴史

このウレアグリースの歴史は比較的古く、1954年にR.A.Swakonらが基油をシリコーン油とした、高温下で長寿命を有する航空機用耐熱グリースを報告¹⁾したのが最初である。しかしながら、その後米国ではウレアグリースについては大きな発展は見られなかった。

一方、日本では、1980年代初頭にジウレアグリースが再評価された。その後、多くのジウレアグリースが開発され、その使用を拡大している。図2-3に示す生産統計で分かる通り、日本のウレアグリースの生産割合は、2015年では約25%となっており、米国や欧州に比べかなり多い²⁾。その中でも当社の生産割合は、2015年では約50%と著しく高い。

これは、ウレアグリースが多くバリエーションを得ることが可能であること、またトライボロジー性能にも優れた点が多いことから、個々の用途に合わせたグリースを開発できたことが大きい。このようにウレアグリースは、1980年以降30年をかけて現在でも着実にその使用を拡大しており、この点でまさにグリース界のパラダイムシフトと言うことができる。

ここでは、個々の用途で開発してきたウレアグリースを振り返り、また、トライボロジー特性を主とした基礎研究成果の一部を報告することで、ウレアグリースの経緯をたどりたい。

2. 1. 3 ウレアグリースの開発

(1) 連続鋳造軸受用グリース

ウレアグリースは、国内の製鉄設備、自動車等速ジョイント、ホイールベアリング、電装補機軸受、モータ軸受などと、その使用が拡大している。その手始めとなったのが1980年代初頭に採用された製鉄設備の連続鋳造軸受に使用されたドイツ製グリースである。これは、高粘度鉛油を基油とする芳香族ジウレアグリースで、集中給脂用グリースである。日本のグリースメーカーは、それまでLi石けんグリースや、Alコンプレックス石けんグリースで対応してきたが、その歴然とした耐熱性の差に驚き、ウレアグリースの優位性を見直すきっかけとなった。図2-4に軸受潤滑寿命の結果を示すが、ウレアグリースの長寿命性能は明らかである。これは石けん系と異なり、増ちょう剤分子内に金属(Liなど)を含まないため、基油の酸化劣化の促進をしないことが理由である。

しかしながら、その後、この芳香族ジウレアグリースは、配管内で高温にさらされると、重合物を生成し、配管を詰まらせることが分かり、連続鋳造軸受用には不向きであることが判明した。そして、両末端がアルキル基である脂肪族ジウレアグリースを開発、対応した。このグリースは、軸受転動面の摩耗が小さいなどの優位性も見出され³⁾、現在でも広

く使用されている。このように用途に適した開発・改良により、ウレアグリースの用途が拡大していった。

(2) CVJ 用グリース

ウレアグリースの使用量の拡大には、CVJへの採用が大きい。前節で記した通り CVJ は、乗用車のドライブシャフトに使用され、エンジンで発生させた動力を等速でホイールに伝達する機械部品である。

CVJ は、要求される機能の 1 つに低振動性が挙げられる。CVJ におけるウレアグリースの使用は、畠山ら⁴⁾がモリブデンジチオカーバメート(MoDTC)と亜鉛ジチオホスフェート(ZnDTP)を使用したウレアグリースを開発し、45%の振動低減に成功したのが始まりである。また、同じ頃にウレアグリースは、はく離寿命が数倍延長することも報告されている⁵⁾。その後、大澤ら⁶⁾は MoDTC にカルシウム(Ca)スルホネートを併用することで、さらに低摩擦になることを見出した。大澤らは、この両者の相乗効果について、図 2-5 に示す入れ替え法試験でそのメカニズムを明らかにしている。入れ替え法試験は、初めに Ca スルホネートを添加したグリースで試験し、テストピースを脱脂した後、MoDTC を添加したグリースで試験した。また、逆に MoDTC の後に Ca スルホネートを試験した場合を比較した。SRV 摩擦摩耗試験の摩擦係数のチャートからわかるように、Ca スルホネートの下地層が形成されることで、低摩擦になることを明らかにした。このような添加剤処方は、現在の CVJ グリースの主流となっている。

(3) ホイールベアリング(WB)用グリース

乗用車の WB は、1980 年代半ば以降、急速にユニット化された。ユニット化は、発熱源であるディスクブレーキに近くなり、耐熱性の点から従来の Li 石けんグリースからの見直しが必要とされた。さらに、北米大陸を貨車輸送する際、レールの継ぎ目による振動から、WB のフレッチング対策が大きな課題になった。

この両者を解決したのがウレアグリースである⁵⁾。ウレアグリースは、耐熱性だけでなく、耐フレッチング性にも優れることが見出された。特に、芳香族ジウレアグリースは、せん断安定性や耐漏えい性にも優れ、WB には最適なグリースとして現在では主流になっている。

(4) 電装補機軸受用グリース

自動車エンジンまわりに配置される電装部品のオルタネータ、カーエアコン用コンプレ

ッサの電磁クラッチや補機プーリなどの軸受は、高温、高速、高荷重というきわめて厳しい条件下に曝され、基油に合成油を用いたウレアグリースが広く使用されてきていた。このような中、オルタネータ軸受は1980年代半ばころから、図2-6に示すような白色組織変化を伴った内部起点型の早期異常はく離が発生し、大きな問題となつた⁷⁾。この原因是、様々な説が提唱されてきたが、現在では水素の関与が原因であるとほぼ特定されている。

遠藤ら⁸⁾は、この水素が起因する白色組織変化を伴うはく離を水素雰囲気下での転がり四球試験で再現した(図2-7,表2-1)。

この転がり四球試験で鋼球に発生したはく離の外観とその断面観察結果を図2-7に示す。はく離部および非はく離部の内部にも白色組織が認められ、実機をよく再現している。

更に今井⁹⁾らは、面圧、 Δ 値を変えた実験を行い、水素雰囲気下では低面圧、高 Δ でも組織変化があり、疲れ限度はないものと推察している。これらの研究は対策にも応用され、水素環境下で長寿命を得るために、水素侵入を防止する不働態膜や添加剤皮膜の形成が有効とし、具体的な添加剤の組合せを提唱している⁹⁾。このような研究の成果は実際の合成油ウレアグリースにも適用され、ウレアグリースの使用拡大に貢献している。

(5) 軸受音響特性の改善

電装補機軸受は、エンジンルームに搭載されるため、使用上の軸受音響特性要求は厳しくない。しかし、軸受生産時に軸受の品質を音響試験で検査するため、実際は優れた音響特性が要求される。この音響源は軸受の振動であり、従前のウレアグリースは増ちょう剤のマクロ分散が困難で軸受音響特性には難があった。

これに対しては増ちょう剤を均質に分散させる製造工程の改善で対応した¹⁰⁾。図2-8に通常工程で製造したグリースと改良工程のグリースの光学顕微鏡写真を、図2-9にアンデロンメータによる音響試験結果を示す。改良工程のグリースは、増ちょう剤が均質に分散され、優れた音響特性を示すことがよくわかる。

この軸受音響特性の改善は、ウレアグリースの欠点とされていた特性を製造工程で対策したものであり、ウレアグリースの適用がますます広がった。現在では、電装補機軸受のほか、音響特性のより厳しい要求がある小型モータ軸受等の用途にも広く適用している。

2. 1. 4 ウレアグリースのトライボロジー特性の研究

ジウレアグリースは、部分EHL領域下で、良好な潤滑特性を示すことが以前より認められている。例えば、前述した製鉄設備の連続鋳造用軸受で摩耗が少ない現象³⁾、CVJでのはく離寿命延長効果⁵⁾、自動車ハブユニット軸受でのフレッチング摩耗の低減効果⁵⁾な

どが挙げられる。このような有効なトライボロジー特性がウレアグリースの使用が拡大した大きな理由のひとつであり、この解明にも積極的に取り組んでいる。

(1) ウレアグリースの低速域における EHL 油膜の厚膜化現象

図 2-10 に光干渉法によるグリースの EHL 膜厚の測定結果を示す¹¹⁾。グリースの油膜厚さは、図の高速側、転がり速度 0.1m/s 以上において基油の EHL 膜厚を示す直線とほぼ並行していて、僅かに厚い油膜が形成されていることがわかる。すなわちこの領域の挙動には、基油と同様に Newton 粘性を改訂した EHL 理論が当てはまり、増ちょう剤の影響で粘度が少し増加している。ところが低速側では理論から外れ、速度を下げて行くと膜厚は最小値をとった後、再び増加する。この実験において、図のすべての点で、EHL 膜に特有の馬蹄形の干渉縞が観察されている。このような低速域における EHL 油膜の厚膜化現象がグリース潤滑の大きな特徴の一つである。グリースの中でもウレアグリースは、リチウム石けんグリースよりも油膜が厚くなる。このウレアグリースの油膜が厚くなる特性が、転がり疲れ寿命が長い、フレッチング摩耗が少ない理由であり、実用における連続铸造用軸受での低摩耗現象、CVJ でのはく離寿命延長効果、自動車ハブユニット軸受でフレッチング摩耗の低減効果という、EHL 下の良好なトライボロジー特性を生み出している。

このように、ウレアグリースがトライボロジー特性に有効であるメカニズムを明らかにしたことで、ユーザーのウレアグリースの使用に、より安心感と信頼性を与えていた。

2. 2 グリースによる固定式 CVJ の長寿命化の考え方

前章で少し触れたように、固定式 CVJ の使用条件は、ボールはアウタ溝にて 2.7GPa, インナ溝にて 3.5GPa の高い接触圧力がかかっていると言われ^{1,2)}、またアウタ溝およびインナ溝は、CVJ の加工工程の短縮から転がり軸受と比較してかなり粗い表面仕上げとなっている。従って、固定式 CVJ は、極めて厳しい潤滑状態で運動している。

2. 2. 1 固定式 CVJ の潤滑状態とグリースに求められる機能

図 2-11 に耐久試験後の固定式 CVJ 外輪の表面とその断面を示す。損傷は摩耗部のストロークエンドに存在し、断面観察より、はく離は表面より深い角度で発生している。内部にクラックの発生、金属組織の変化は認められることより表面起点はく離と言える。図 2-12 耐久試験前の試験に用いた固定式 CVJ の外輪の表面粗さを示す。耐久試験前の CVJ 外輪の表面粗さは、0.93μm(RMS)であり、鋼球と外輪との潤滑条件は、速度が遅く、荷重が高いことより、 Δ 値は、0.1 以下の境界潤滑状態である。

Sayles^{1,3)} は、固定式 CVJ の運転条件から算出される油膜厚さと試験前後の表面粗さの実測値から、潤滑パラメータ Δ を計算している。その結果、試験後の Δ は試験前の 2.83 倍になっていた。このことから、固定式 CVJ の潤滑状態は、高面圧、低速度であり、軌道面が粗いことから境界潤滑であり、運転が進むと粗さ突起部が摩耗するなじみと言われる状況が進行し、混合潤滑になると報告している。

谷口^{1,4)} らは、グリースによる固定式 CVJ のはく離対策を初期なじみ過程の前後で次のようにまとめている。

1) 初期（境界潤滑）に求められる機能

初期の境界潤滑におけるグリースの役割は、金属接触に対応すること。すなわち早期に粗さ突起部を摩耗させ、表面粗さを小さくすることが必要になる。よって、運転初期にグリースに求められる機能は、適度な摩耗により表面を早期に平滑化することである。

2) 定常期（混合潤滑）に求められる機能

初期なじみ過程後の定常期では、混合潤滑になる。従って、平滑化した表面を保護することが必要になる。よって定常期にグリースに求められる機能は、潤滑部へグリースを供給し続け、初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護することである。

2. 2. 2 初期（境界潤滑）に対応するグリース設計

谷口¹⁴⁾ らは、SRV 摩擦摩耗試験機を用いて、潤滑グリースの硫黄／りん系添加剤量を調整し、摩耗特性を最適化することで、耐はく離性を改善し開発したグリースを報告している。谷口ら¹⁴⁾ が行った SRV 摩擦摩耗試験の試験条件を表 2-2 に、硫黄／りん系添加剤比による摩耗程度の変化を図 2-13 に、試験後の摩耗状態を図 2-14 に示す。図 2-13、図 2-14 より、りん系添加剤に対する硫黄系添加剤の量が増加するに従い、プレートの摩耗は進む傾向が認められる。ここで前述した図 2-11 は、Grease B を試験グリースとして耐久試験を行った耐久試験後の固定式 CVJ 外輪の表面とその断面ではく離が転動体搖動ストローケの両端、すなわち転がり滑り速度がゼロとなり、油膜切れが生じやすい箇所に発生していることが確認できる。また断面観察からき裂は、表面から進展が認められ、内部にき裂の発生などの変化が認められない、表面起点型のはく離である。一方、Grease C を用いて耐久試験を行った耐久試験後転動面を図 2-15 に示す。Grease C を用いた耐久試験後の転動面は、はく離が認められなかった。図 2-16 に試験前後の外輪転動面の表面粗さを示す。図 2-16 に示す通り、試験前の表面粗さに比べ、耐久試験後の表面粗さは小さくなっている。耐久試験前の RMS は 0.93 μm あったものが、耐久試験後 RMS 0.019 μm まで平滑化されていることがわかる。潤滑パラメータ Λ 値で表すと、耐久試験前の Λ は 0.09 すなわち境界潤滑であるのに対し、耐久試験後の Λ は 3 まで上昇し、混合潤滑領域で潤滑されていることがわかった。固定式 CVJ の長寿命化に必要な要素は、先ず初期の粗さを平滑化し、境界潤滑領域をスムーズに混合潤滑領域へ移行させることが重要となる。

以上より、谷口ら¹⁴⁾ は初期（境界潤滑）に対応するグリース設計は、先ず初期なじみの過程で、適度な摩耗により、粗さ突起部を平滑化させ、粗さ突起部への応力集中を緩和させることが必要と結論付けている。

固定式 CVJ 用グリースには、二硫化モリブデン(MoS₂)が添加剤として古くから多く適用されている。谷村¹⁵⁾ は、固定式 CVJ 転動面の摩耗の評価、および SRV 摩擦摩耗試験による MoS₂ の摩耗特性の評価を行い、固定式 CVJ 用グリースにおける MoS₂ の役割について、初期なじみに対する有用性があることを考察している。

固定式 CVJ の耐久試験に用いた試験グリースを表 2-3 に示す。試験グリースには、固定式 CVJ として実績がある MoS₂、有機モリブデン、硫黄系極圧剤、カルシウム系化合物を添加剤として含有したウレアグリースの Grease D を、また Grease D から MoS₂ を除いた Grease E を用いている。

台上試験条件を表 2-4 に示す。試験時間は 24 時間とし、表 2-4 の条件で運転した後の内輪転動面の表面粗さを測定した。

図 2-17 に Grease D および E を用いた台上試験後の内輪転動面の表面粗さの測定結果を示す。試験前と比較し、試験後の内輪転動面の表面粗さは、凸部が摩耗し、丸みを帶びていることがわかる。Grease D と E を比較すると、MoS₂を含有している Grease D の方がより摩耗が進行している。図 2-18 に試験前後の表面粗さ Ra を示す。Grease D, E 共、試験前に比べ粗さは小さく、MoS₂を含有しない Grease E の Ra が 0.28μm であるのに対し、MoS₂を含有する Grease D が 0.19μm と、MoS₂の影響により粗さが小さくなつたことが確認できた。

更に谷口ら¹⁴⁾と同様に SRV 摩擦摩耗試験にて、Grease D, E の摩耗特性を評価した結果を図 2-19 に、その試験条件を表 2-5 に示す。MoS₂を含有する Grease D の試験プレートは Ra0.10μm、MoS₂を含有しない Grease E は Ra0.19μm であり、台上試験と同様に MoS₂により粗さが小さくなる、すなわち摩耗が進行していることが確認できる。

このように、固定式 CVJ のグリースによる長寿命化の考え方としては、先ず加工工程の短縮から転がり軸受と比較してかなり粗い表面仕上げとなつてている CVJ 特有の初期の表面状態に対する対策が必要となる。固定式 CVJ の潤滑状態は、高面圧、低速度であり、軌道面が粗いことから境界潤滑であり、運転が進むと粗さ突起部が摩耗するなじみと言われる状況が進行する。グリースによる境界潤滑に対する対策は、各種の最適な極圧添加剤、固体潤滑剤を添加し、金属接触に対応、すなわち早期に粗さ突起部を摩耗させ、表面粗さを小さくする、いわゆる初期なじみ性が必要となる。この境界潤滑性を評価する試験は、谷口ら¹⁴⁾や谷村¹⁵⁾の報告にあるように、SRV 摩擦摩耗試験機で、実機の台上試験の現象を概ね相関、再現することが出来、グリース開発の要素試験として活用できている。

2. 2. 3 定常期（混合潤滑）に対応するグリース設計

初期なじみ過程後の定常期では、混合潤滑になる。従つて、平滑化した表面を保護することが必要になる。よつて定常期にグリースに求められる機能は、潤滑部へグリースを供給し続け、初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護することである。

柿崎ら¹⁶⁾は、グリースにより固定式 CVJ の耐久寿命を延長させるために、潤滑部へグリースを安定して供給し続けることが必要であるとし、固定式 CVJ 内のグリースの流動挙動について報告している。

グリースの流動挙動を評価するために、ブーツ内部、ボール付近、外輪のカップ底部の各部グリースが、ジョイントの運動に伴い、それぞれどれくらい移動するかを測定した。このために試験グリース 1 種毎にトレーサーとして 3 種の金属を含む液体添加剤を一定量

加え、それぞれ染料にて青、赤、緑の3色に着色したグリースを用意した。色およびトレーサー元素の対応を表2-6に、染料を含有したグリースをブーツ内部、ボール付近、外輪のカップ底部に充填した状態を図2-20に、それぞれの充填量を図2-21に示す。グリースの流動挙動を調査するために、増ちょう剤に脂肪族ジウレア、脂環式ジウレア、脂環式脂肪族ジウレアの3種類のジウレアグリース、初期ちょう度300, 325, 350の3水準、計7種類のグリースを供試品として試験を行った。台上試験機を用いて固定式CVJを運転した試験条件を表2-7に示す。試験後のCVJ内部のグリース状態は、大きく2つの形に分かれた。

- 1) 付着型: ボール近くのグリースのみ混合している。カップ底、ブーツ部のグリースは、充填時の色のグリースが残存している事から流動量は多くないと考えられる。
- 2) 流動型: 3色が混ざり紫色になっていて、全体にグリースは良く混合している。充填時のままの色は、極わずかに観察されるだけである。

更にブーツ部およびボール付近のグリースの元素分析は、試験したすべてのグリースについて行った。元素分析結果から、最初に分けて充填したグリースは、それぞれ他の部分へ混合しており、ボール付近は、いずれのグリースも他の部分からのグリースが混入し、分析結果にグリースによる違いは見られなかった。しかしブーツ部は、ボール付近と同様に他の部分のグリースが混入しているものと、一部ボール付近のグリースが混入しているがほとんどが初期充填のままであり、カップ底のグリースがまったく混合していないグリースとに分けられた。それは観察で付着型であったグリースと一致し、目視による色の変化と実際の混合率はほぼ一致していることが確認された。付着型と流動型のそれぞれの元素分析結果の代表例を図2-22に示す。

以上より、CVJの動きによりグリースは流動し、カップ底部→ブーツ部、またはブーツ部→カップ底部へ移動して、CVJ内をグリースが循環していることが明らかになった。また流動性の良いグリースでは短時間でこれらが起こる。この流動性はCVJ内で最もグリースが存在するブーツ部への他部のグリースの混合率で評価できることを明らかにした。これらの結果をもとに、全てのグリースの結果を表2-8にまとめた。

初期なじみ過程後の定常期では、混合潤滑になるが、定常期にグリースに求められる機能は、潤滑部へグリースを供給し続け、初期なじみで平滑化した表面を油膜(グリース膜)または添加剤による表面皮膜により保護することである。潤滑部へグリースを供給し続けるためのグリース挙動の評価は、CVJが極めて複雑な運動を伴うためCVJを模擬できる

試験機の開発は難しい。しかし、グリース挙動に関しては、柿崎らの報告²²⁾のように、台上試験機を用いて早期に判断でき、増ちょう剤種類・量、ちょう度の選択が可能である。

2. 2. 4 まとめ

これまでグリースによる固定式 CVJ の長寿命化の考え方として、初期なじみ過程の前後で図 2-23 のように整理し、グリース開発に取り組んできた。

1) 初期（境界潤滑）に求められる機能

初期の境界潤滑におけるグリースの役割は、金属接触に対応すること。すなわち早期に粗さ突起部を摩耗させ、表面粗さを小さくすることが必要になる。よって、運転初期にグリースに求められる機能は、適度な摩耗により表面を早期に平滑化することである。

2) 定常期（混合潤滑）に求められる機能

初期なじみ過程後の定常期では、混合潤滑になる。従って、平滑化した表面を保護することが必要になる。よって定常期にグリースに求められる機能は、潤滑部へグリースを供給し続け、初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護することである。

初期に求められるグリースの境界潤滑性を評価するためには、SRV 摩擦摩耗試験機等が活用でき、金属接触に対応する、すなわち早期に粗さ突起部を摩耗させ、表面粗さを小さくする、いわゆる初期なじみ性の優劣を判断できる。SRV 摩擦摩耗試験機は、各種の最適な極圧添加剤、固体潤滑剤を選択でき、初期なじみ性が付与されたグリース開発の要素試験機として活用できている。

一方、定常期に求められる潤滑部へグリースを供給し続ける機能、すなわちグリース挙動に関しては、CVJ のような複雑な運動を再現できるラボ評価方法は存在しないが、増ちょう剤の種類・量およびちょう度の適正化を台上試験機で早期に判断することが可能である。

しかし、定常期にグリースに求められるもうひとつの機能である初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護し、はく離寿命を延長すること。これについては、グリース開発を進める上で、CVJ のような複雑な運動を模擬できる評価試験機は調査した中では存在しない。前述した通り、初期なじみが終わり、平滑化した表面が形成された後の固定式 CVJ の運動は、引き続き内輪駆動面と外輪駆動面で移動距離が異なり鋼球と外輪および内輪が、転がりながら滑りを生じ、かつ鋼球が入出

力軸の作動角によりスピンドルも伴う。また、ボールはアウタ溝にて 2.7GPa、インナ溝にて 3.5GPa の高い接触圧力が加わる厳しい潤滑条件下を再現し、耐はく離を評価できる試験機は無かった。二円筒試験機では一方向、一定速の運動であり、スピンドルもなく、また転がり四球試験機では、一定速、純転がり運動であり、スピンドルもなく、固定式 CVJ とは運動形態が大きく異なる。

以上より、固定式 CVJ 用グリースを開発する上で、初期なじみ後の平滑化した表面における複雑かつ過酷な運動条件下のはく離性能の優劣を評価する試験機の開発が必要不可欠であった。

参考文献

- 1) R.A.Swakon ら: NLGI Spokesman,18,1(1954)8.
- 2) NLGI:Grease Production Survey Report(2015).
- 3) 木村ら : 日本潤滑学会第 32 期春季研究発表会予稿集(1988)205.
- 4) 畠山 : NLGI Spokesman,56,6(1992)232.
- 5) 竹内ら : トライボロジスト,38, 2 (1993) 181.
- 6) 大澤ら : Synopses of the ITC Kobe(2005) 136.
- 7) 池谷 : NSK Technical Journal ,677(2004)25.
- 8) 遠藤・董・今井・山本 : 水素雰囲気での転がり疲れに関する研究, トライボロジスト, 49, 10(2004)801.
- 9) 今井裕・今井淳一 : 水素雰囲気の転がり疲れ - 潤滑剤からの検討, トライボロジー会議予稿集, 名古屋(2008)351.
- 10) 松原ら : NLGI Spokesman,72,6 (2008) 25.
- 11) 遠藤ら:トライボロジー会議予稿集 5(2008) 181.
- 12) Garnham,J.E. : Constant Velocity Joint Material Performance Criteria, SAE Technical paper,1996,960572.
- 13) Sayles,R.S. : Debris and Roughness in Machine Element Contacts: Some Current and Future Engineering Implications, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J, 1995,209,149.
- 14) A.Taniguchi, S.Kondo, D.Dong : Development of Constant Velocity Joint Grease with Improved Rolling Contact Fatigue, NLGI spokesman,56,7(1992)22.
- 15) K.Tanimura : The Running-in Effect of CV Joint Grease, NLGI spokesman,79,5(2015)16.
- 16) M.Kakizaki:Flow Observation of Lubricating Greases in Constant Velocity Joints, NLGI spokesman,67,1(2003)20.

表 2-1 転がり四球試験条件

試験油	PAO400
試験油動粘度, mm ² /s	40°C 394 100°C 40.1
荷重, N	2450
最大接触面圧, GPa	5.6
Λ 値	3 <
回転数, rpm	1500
水素ガス供給量, ml/min	15 ~ 20

表 2-2 SRV 摩擦摩耗試驗條件

Ball diameter ,mm	17.5
Plate Surface roughness(Rz) , μm	5
Load ,N	300
Amplitude ,mm	3.0
Frequency ,Hz	30
Time ,min.	30
Temperature ,°C	120

表 2-3 固定式 CVJ の耐久試験に用いた試験グリース

Grease	D (commercial product)	E (without MoS ₂)
Thickener	Diurea	
Base oil	Mineral oil	
Kinematic visc. of base oil	13.2 mm ² /s (40°C)	
MoS ₂	+	-
MoDTC	+	+
Sulfur EP additive	+	+
Calcium compound	+	+
NLGI grade	No.1	

表 2-4 台上試験条件

Joint type	BJ
Rotational speed, rpm	1700
Load torque, Nm	180
Joint angle, deg.	6.0
Total number of rotations	2.4×10^6 (24h)

表 2-5 SRV 摩擦摩耗試驗條件

Ball diameter, mm	17.5
Load, N	200
Amplitude, mm	1.0
Frequency, Hz	20
Time, min.	15
Temperature, °C	80
Plate surface roughness Ra, μm	0.2 (0.20-0.23)

表 2-6 色およびトレーサー元素の対応表

Colors (colorant)	Metal Elements (chemical compound)
Blue (OIL BLUE)	Zinc (ZnDTC)
Red (OIL RED)	Lead (PbDTC)
Green (OIL GREEN)	Boron (KB ₃ O ₅)

表 2-7 台上試驗條件

Revolution (rpm)	1740
Torque (Nm)	100
Joint Angle (deg)	5
Test Temperature (°C)	80
Test Time (min)	30

表 2-8 試驗結果

Sample No.	1	2	3	4	5	6	7
Type of Diurea Thickeners	Alicyclic Diurea	Aliphatic Diurea			Aliphatic-Alicyclic Diurea		
Worked Penetration	300	350	300	325	350	300	350
Thickener Content wt%	15.5	12.5	7	5.7	5	4	3
Mixing Ratio wt% grease in the boot	Green Component (in the boot)	94	96	97	61	70	69
	Red Component (around the ball)	6	4	3	19	17	17
	Blue Component (bottom of the cup)	0	0	0	20	13	14
Circulation of Grease (visual observation)	Stiff	Stiff	Stiff	Mixed	Mixed	Mixed	Mixed
Flowability	Adhesion Type			Flow Type			

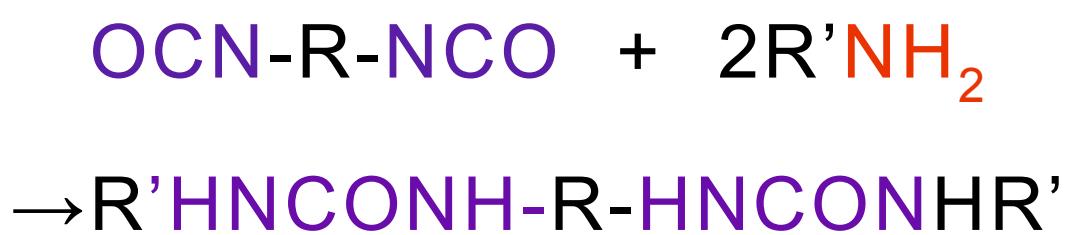


図 2-1 ジウレア系増ちょう剤の反応例

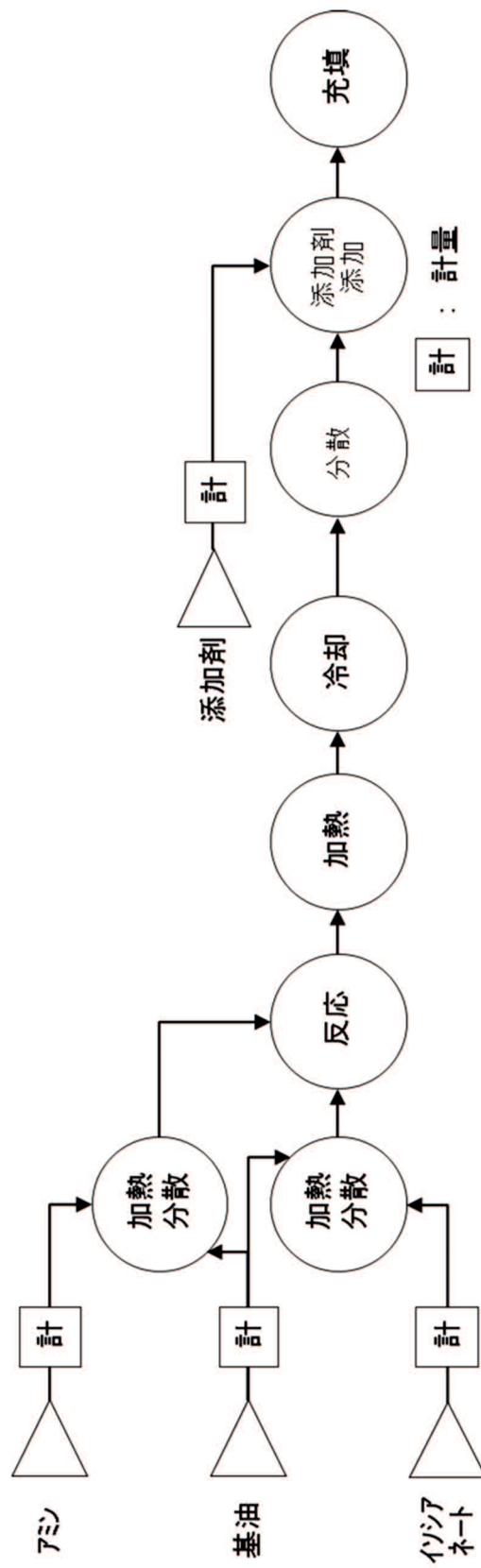


図 2-2 ウレアグリースの製造工程図

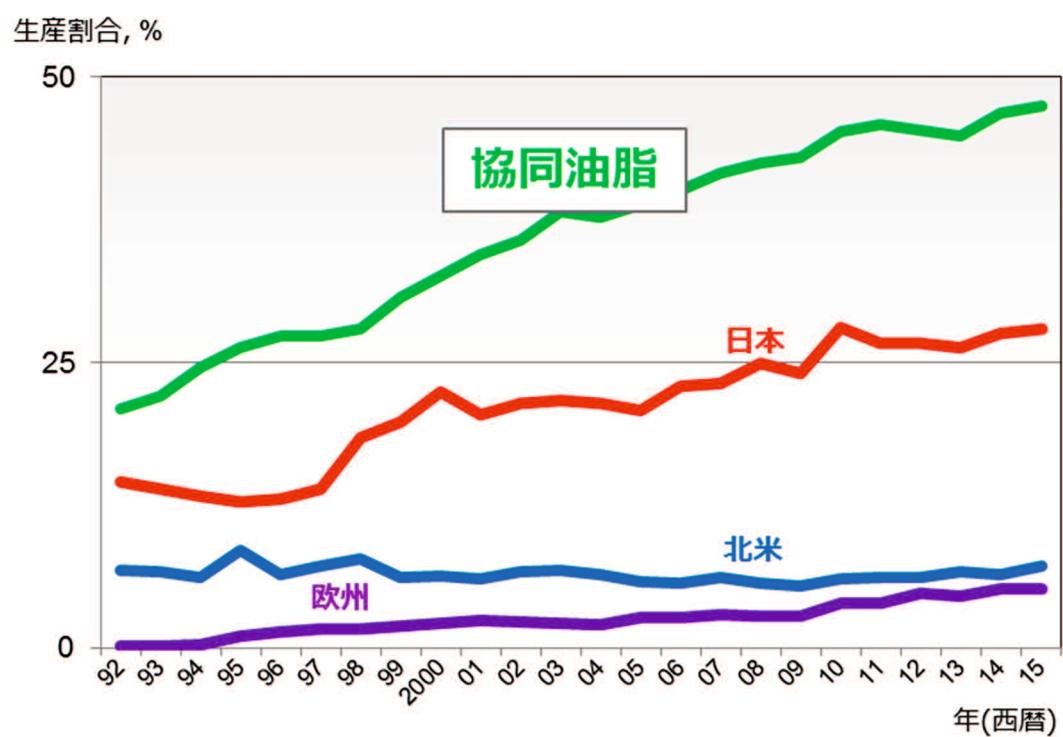


図 2-3 ウレアグリースの生産割合

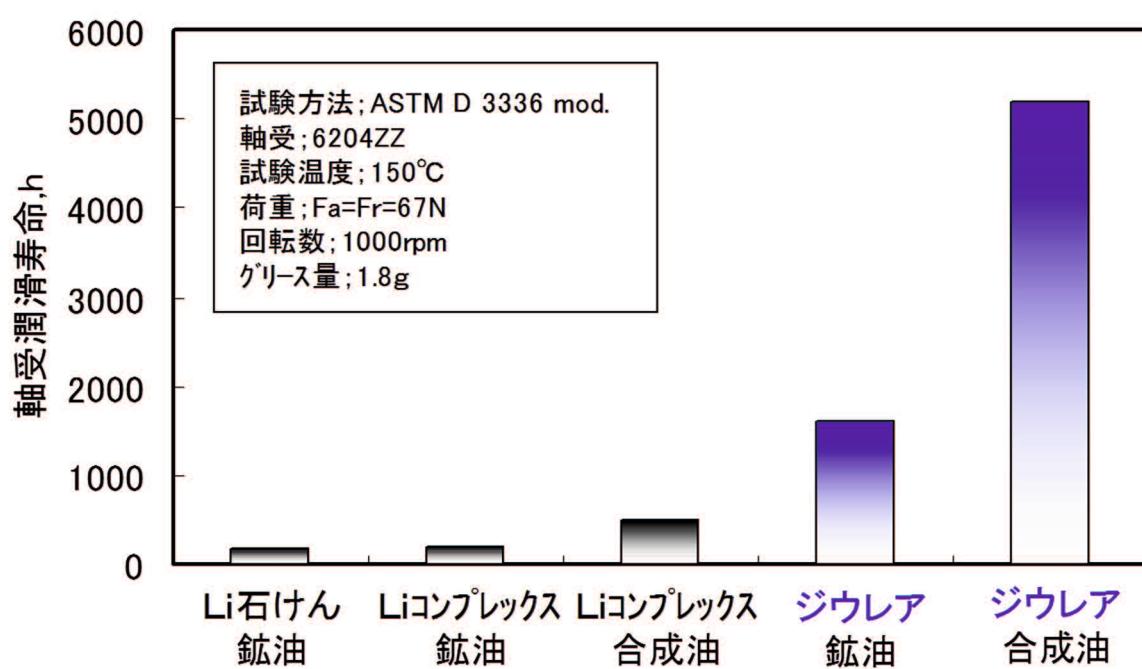


図 2-4 各種グリースの軸受潤滑寿命

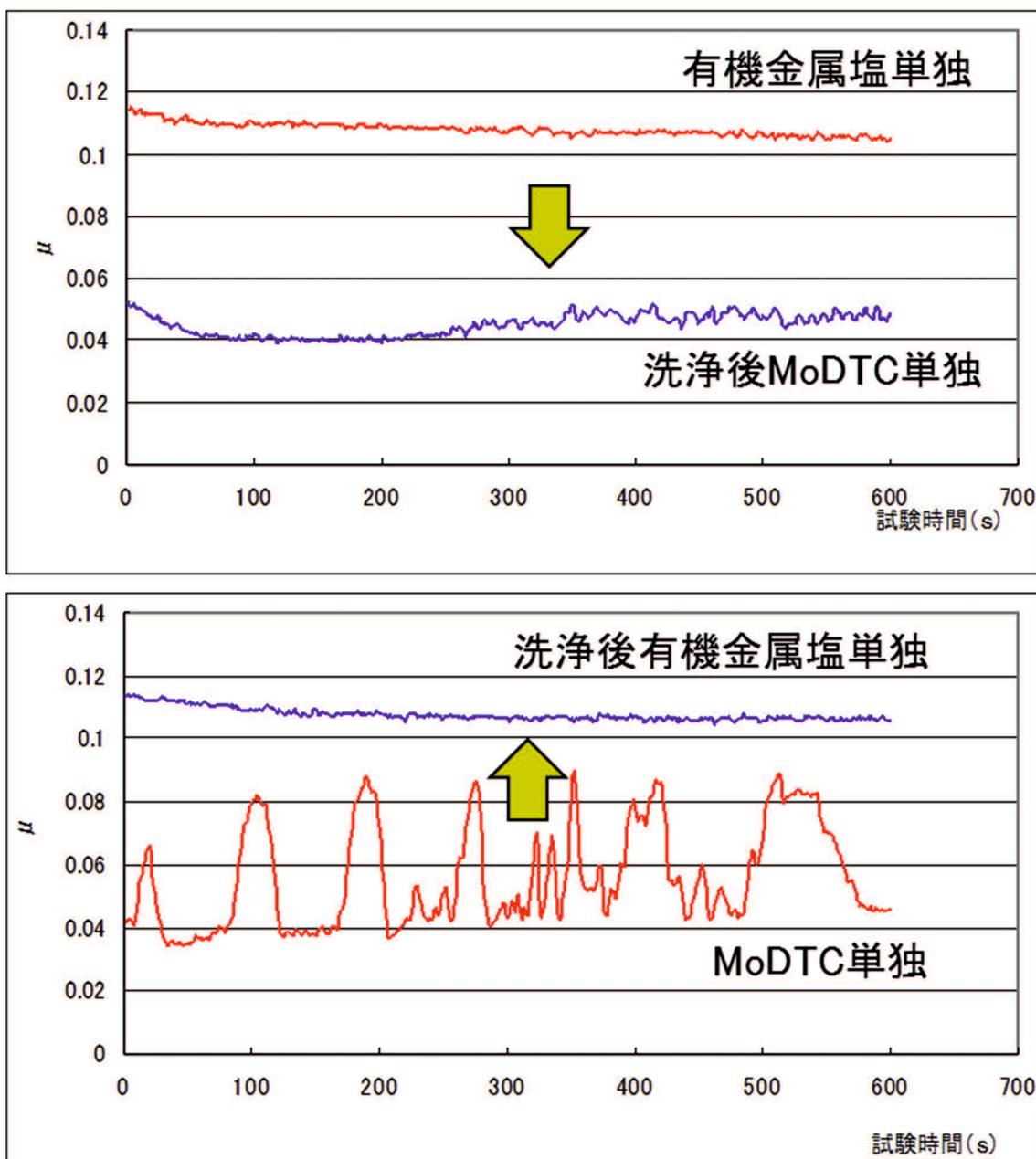


図 2-5 SRV 摩擦摩耗試験結果（入れ替え法試験）

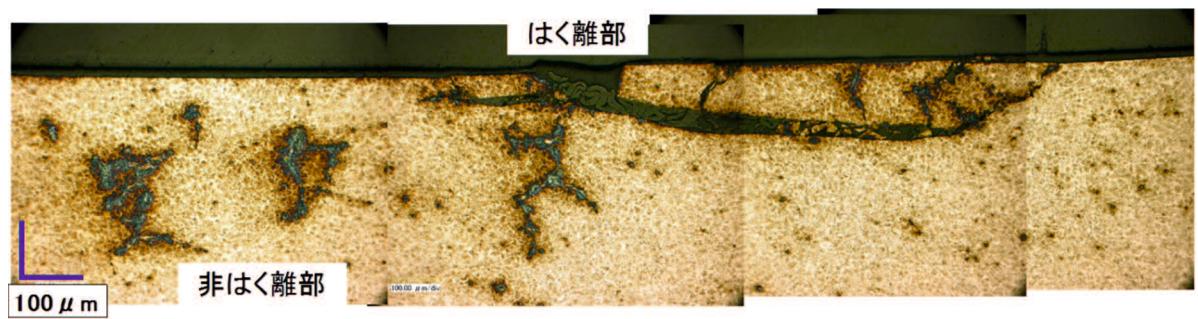
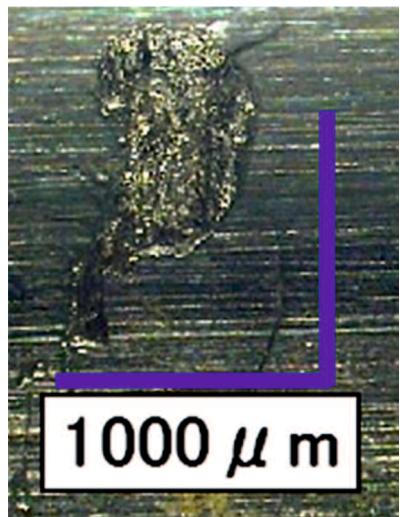


図 2-6 はく離の外観と断面観察結果
(市場のオルタネータ軸受)

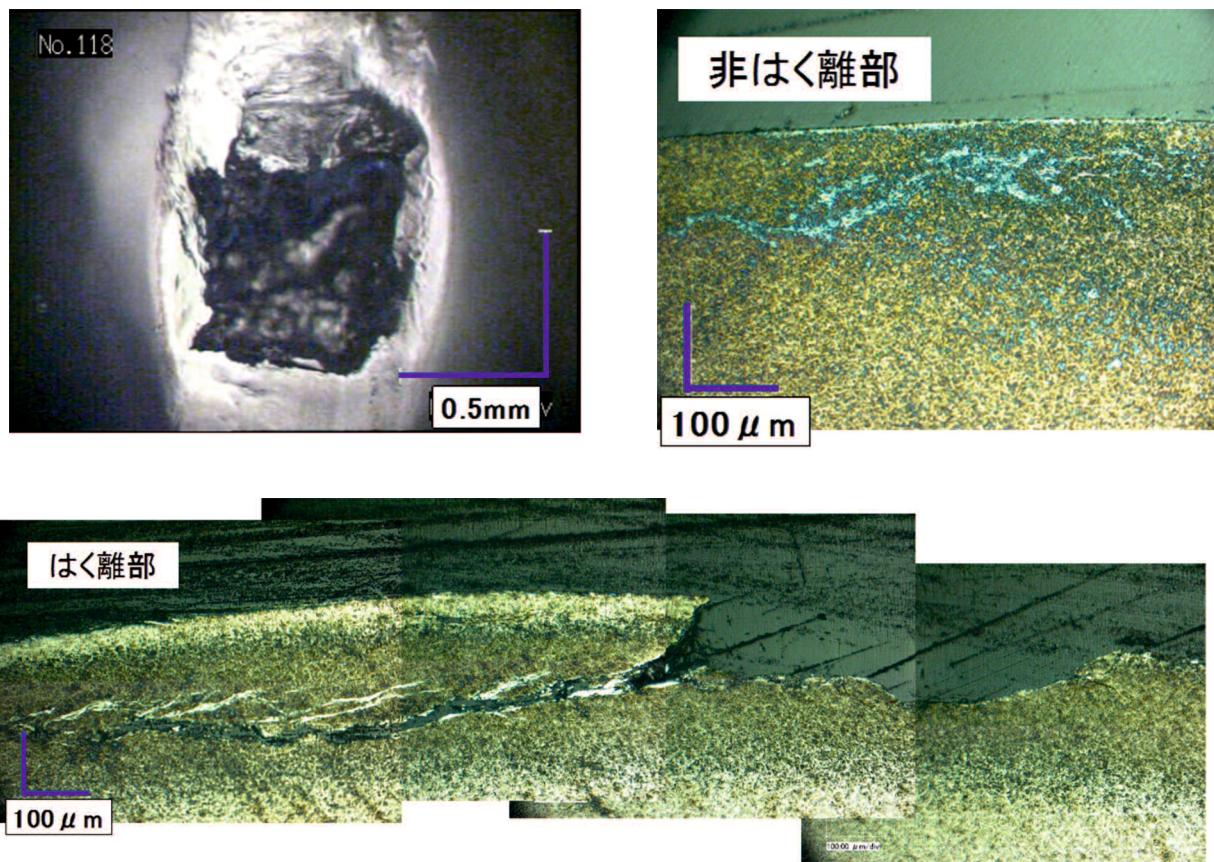


図 2-7 はく離の外観と断面観察結果
(転がり四球試験後)

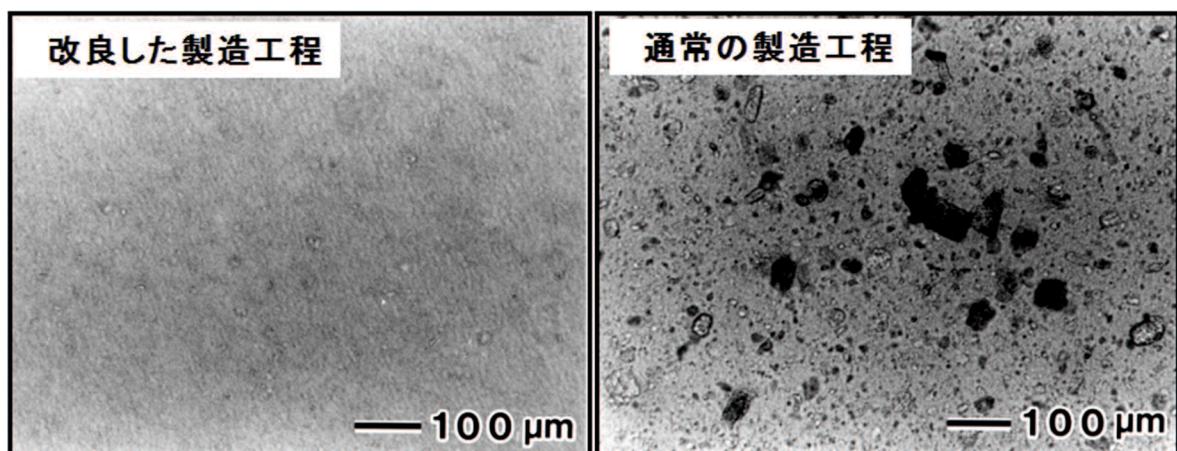
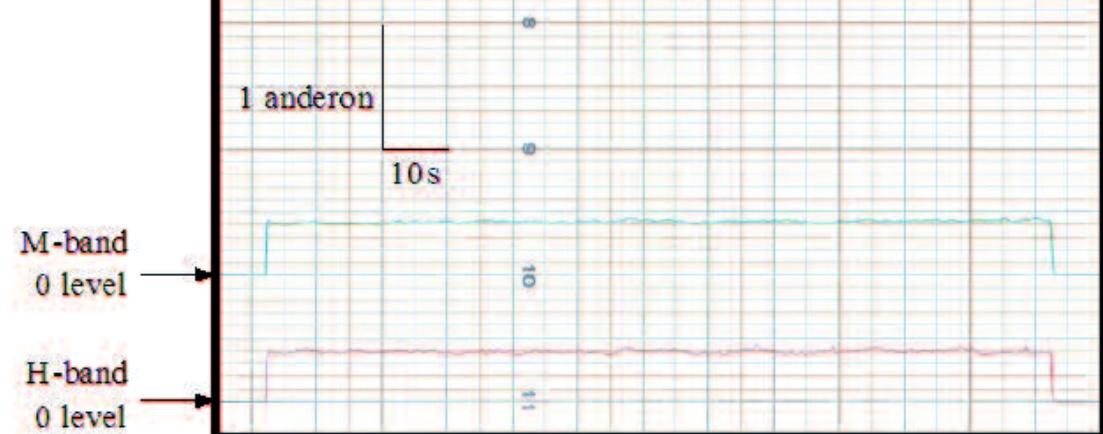


図 2-8 光学顕微鏡観察結果

改良した製造工程



通常の製造工程

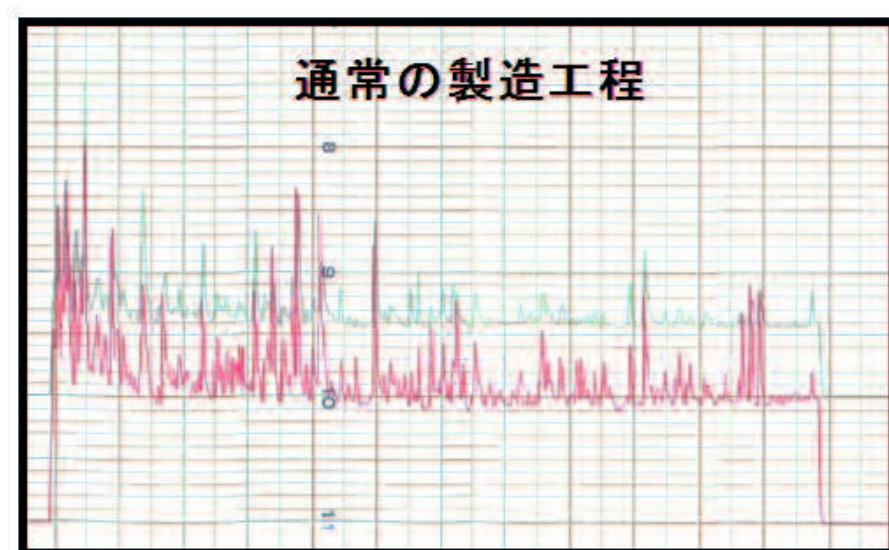


図 2-9 軸受音響試験結果

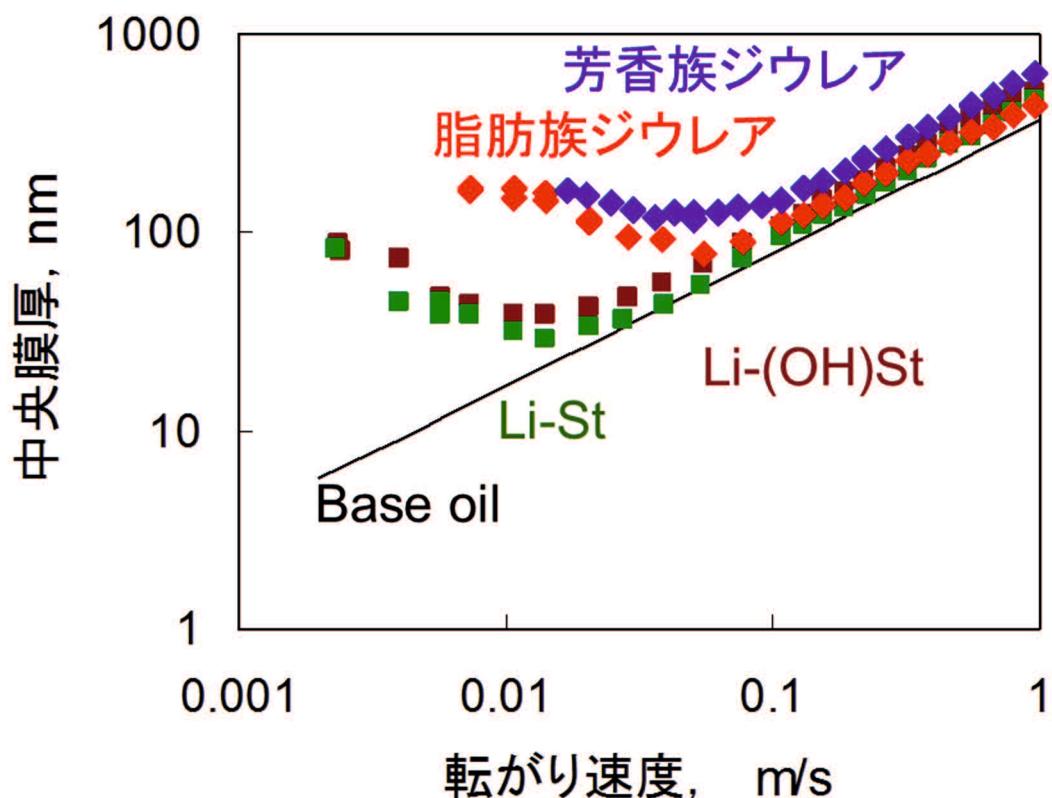


図 2-10 EHL 膜厚測定結果

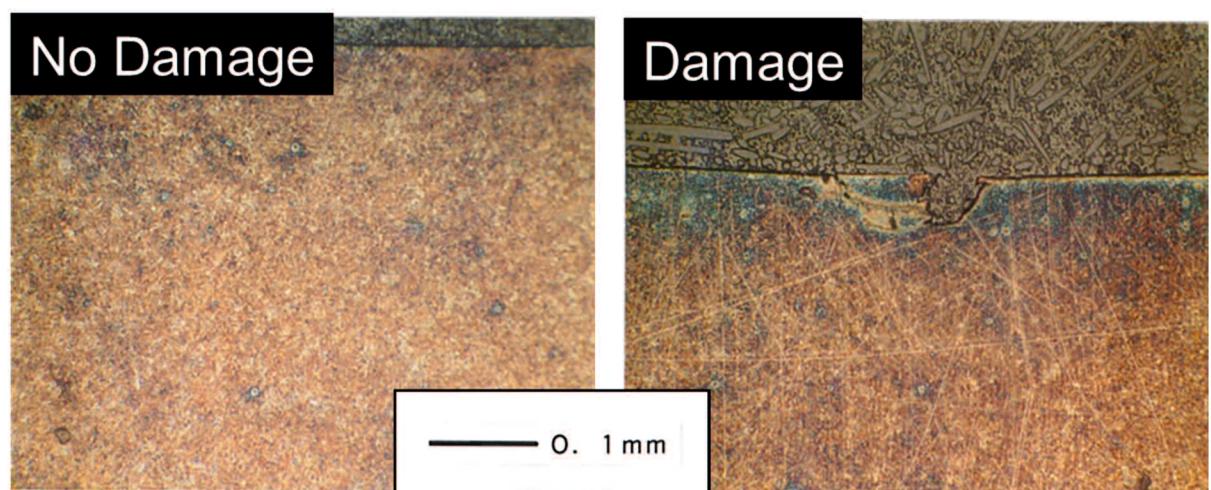
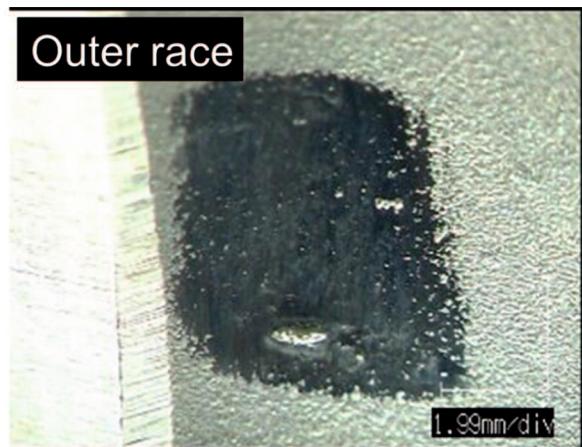


図 2-11 耐久試験後の固定式 CVJ 外輪の表面とその断面

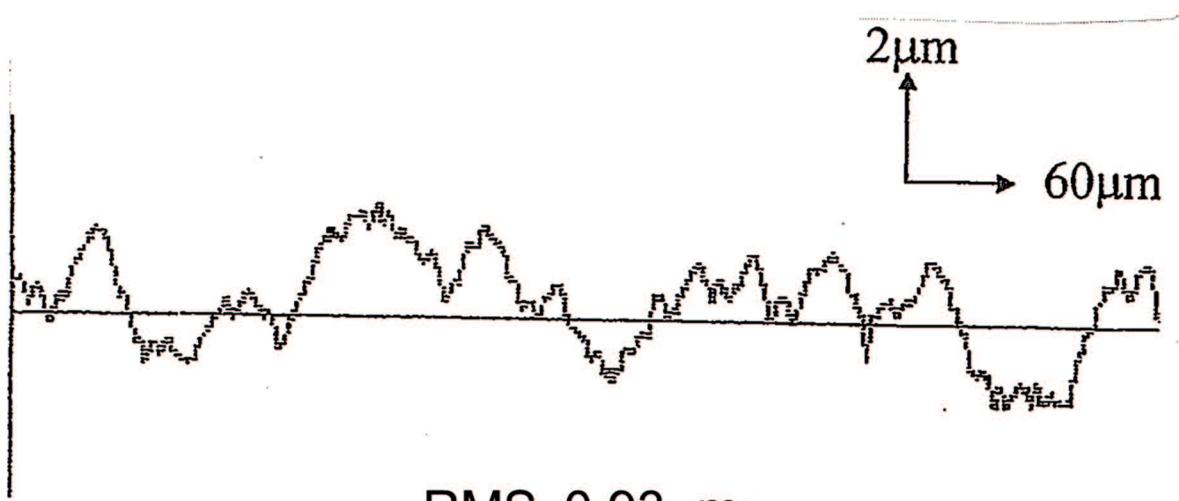


図 2-12 耐久試験前の試験に用いた
固定式 CVJ の外輪の表面粗さ

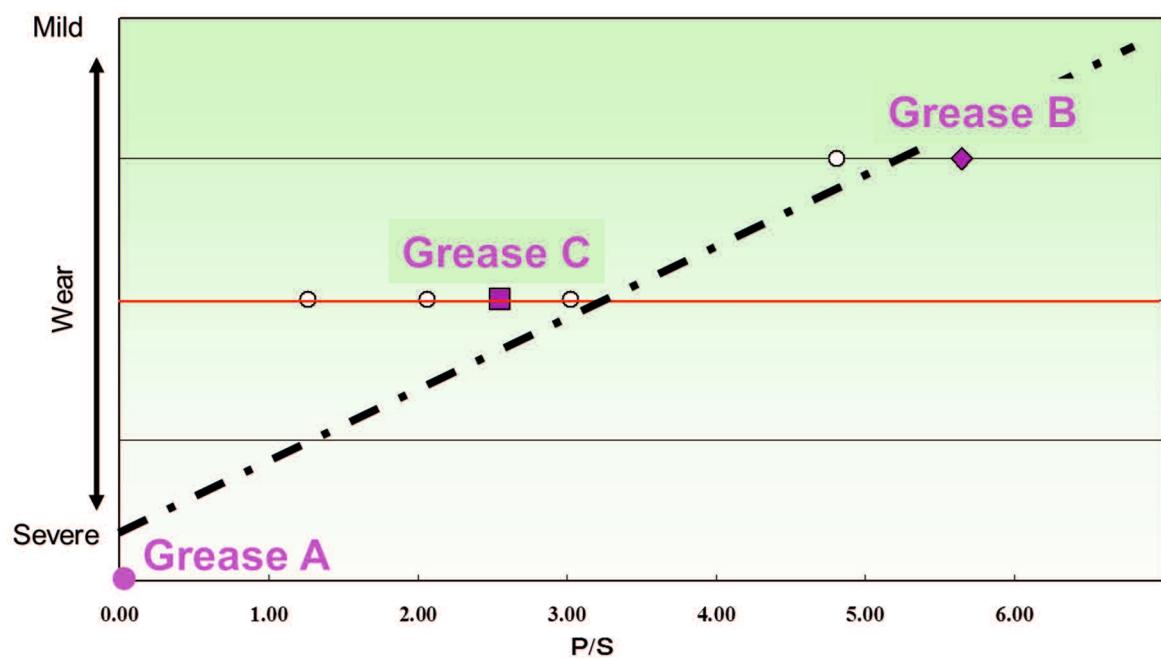


図 2-13 硫黄/りん系添加剤比による摩耗の変化

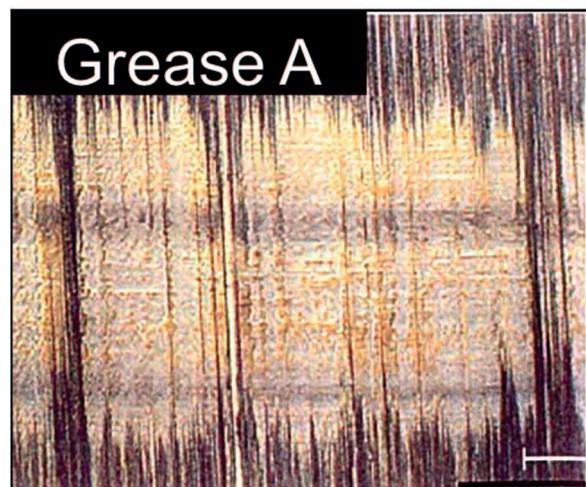


図 2-14 SRV 摩擦摩耗試験後のプレートの摩耗状態

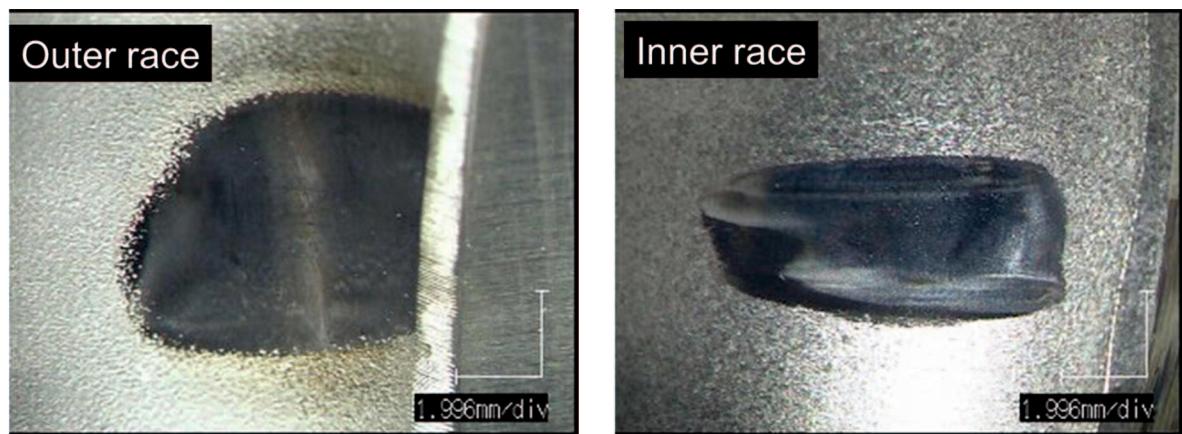


図 2-15 耐久試験後転動面

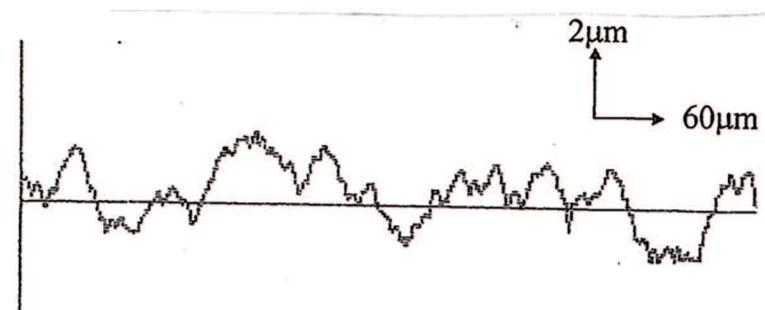
After test (Grease C)

< 耐久後 >



RMS: 0.019 μm $\Lambda = 3$

Initial



RMS: 0.93 μm $\Lambda \leq 0.1$

図 2-16 耐久試験後外輪転動面の表面粗さ

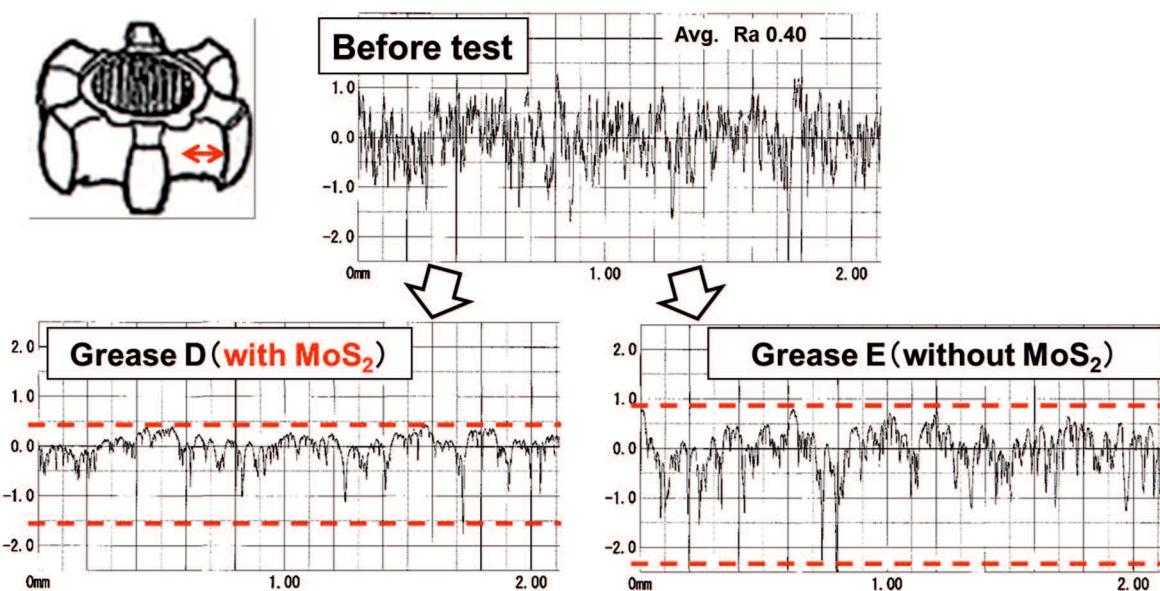


図 2-17 台上試験後の内輪転動面の表面粗さの測定結果

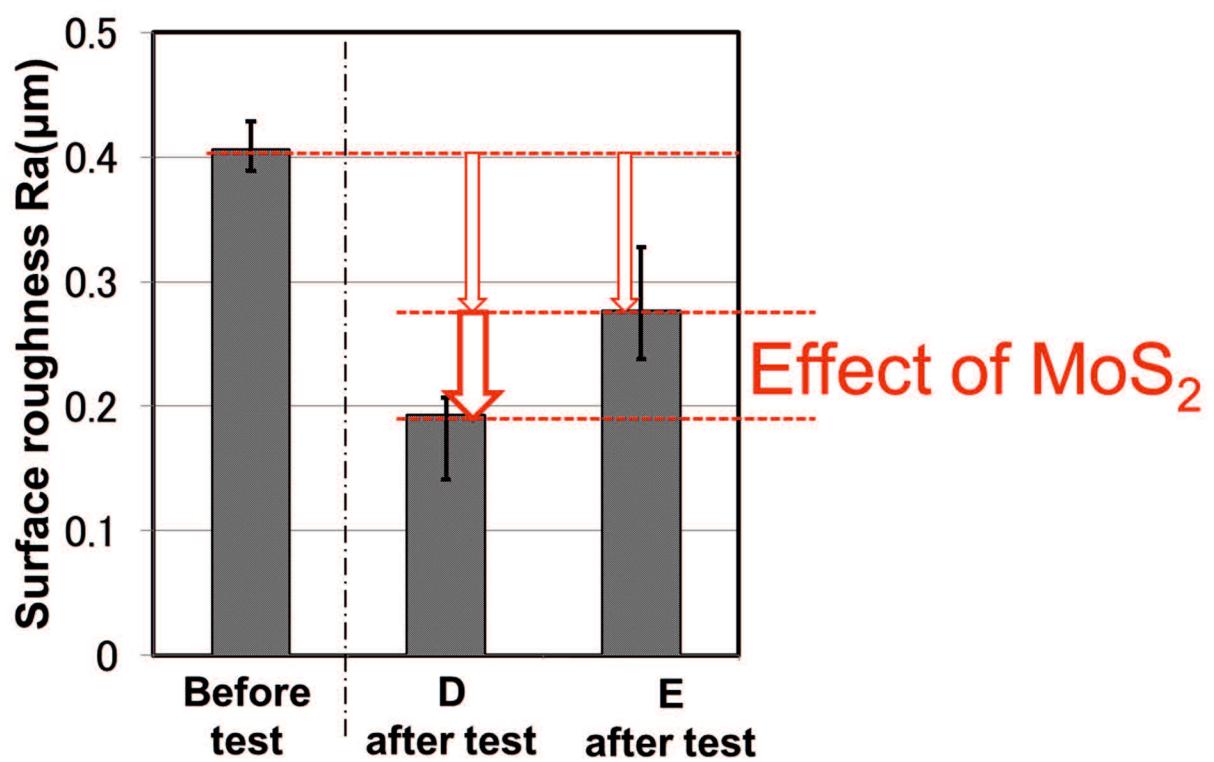


図 2-18 試験前後の表面粗さ Ra

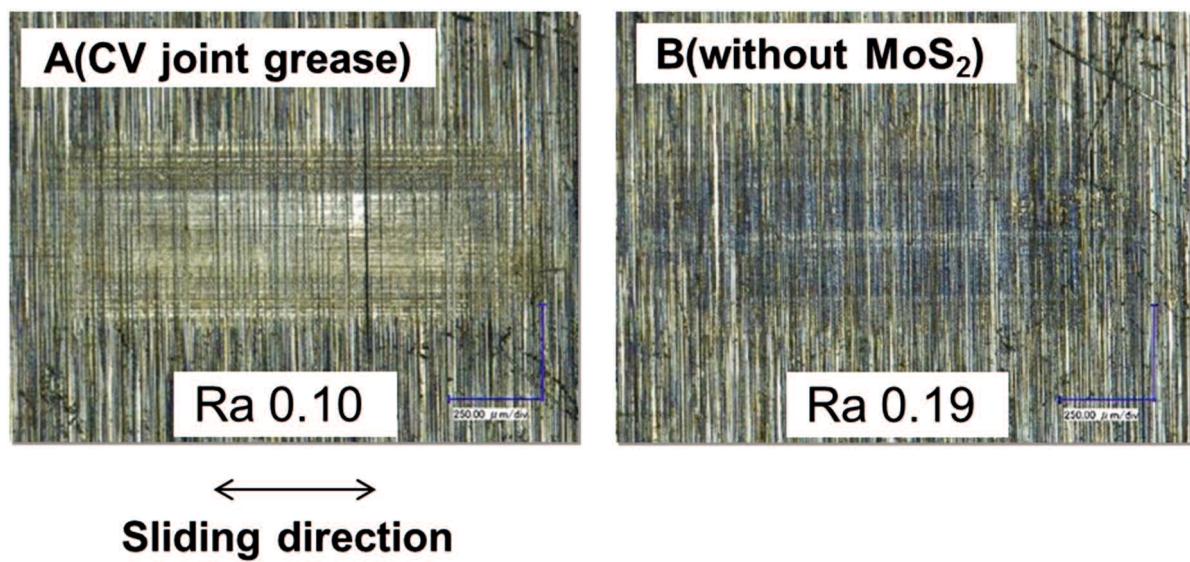
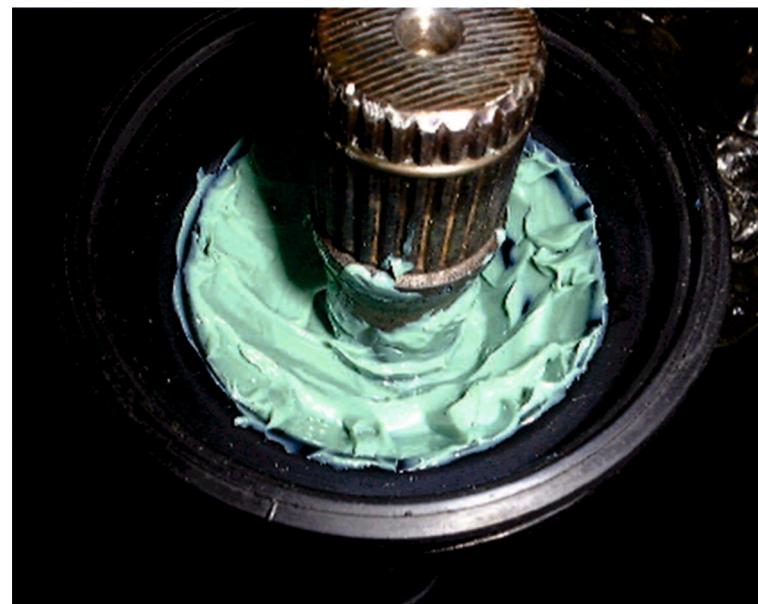
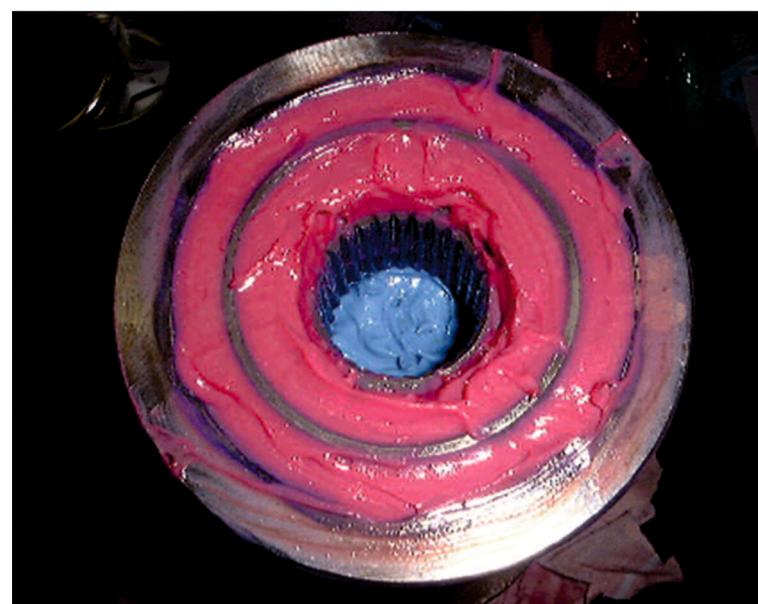


図 2-19 SRV 摩擦摩耗試験結果



Boot side



Joint side

図 2-20 ブーツ内部、ボール付近、外輪のカップ底部に
充填したグリース状態

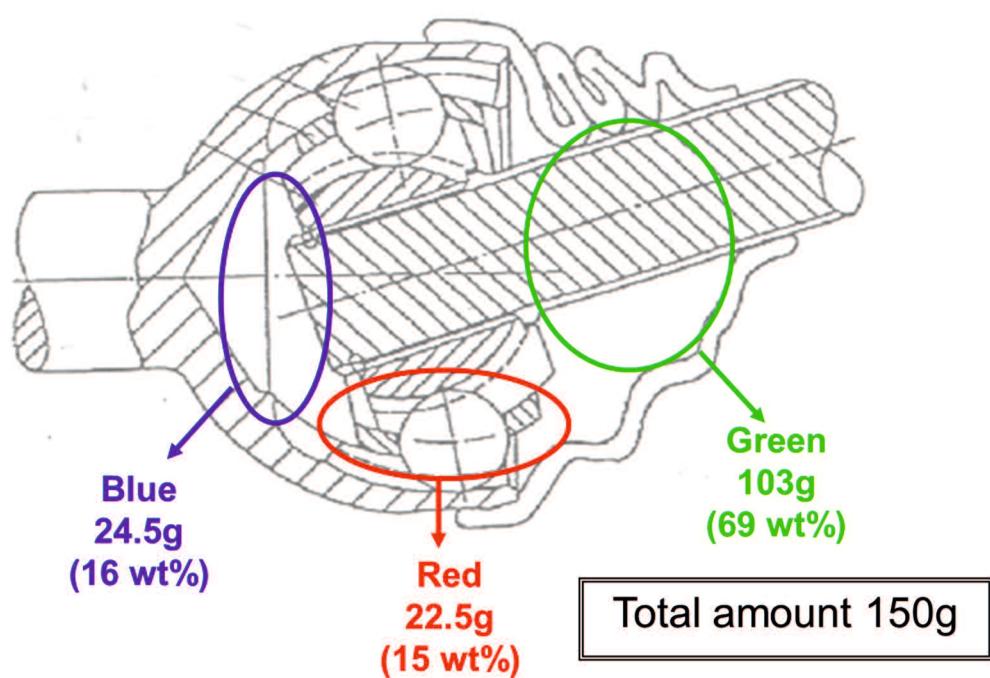
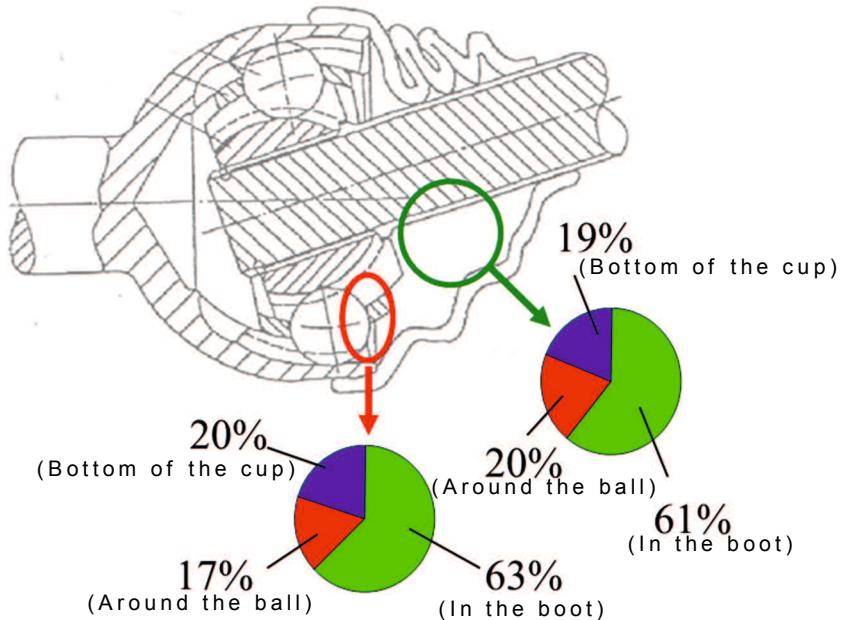


図 2-21 染料を含有したグリースの充填量

Example of Flow Type



Example of Adhesion Type

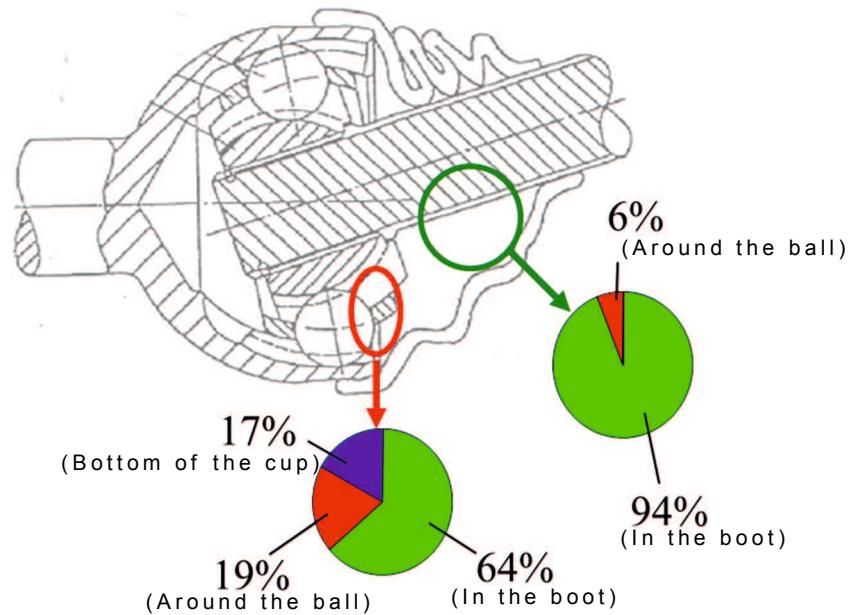
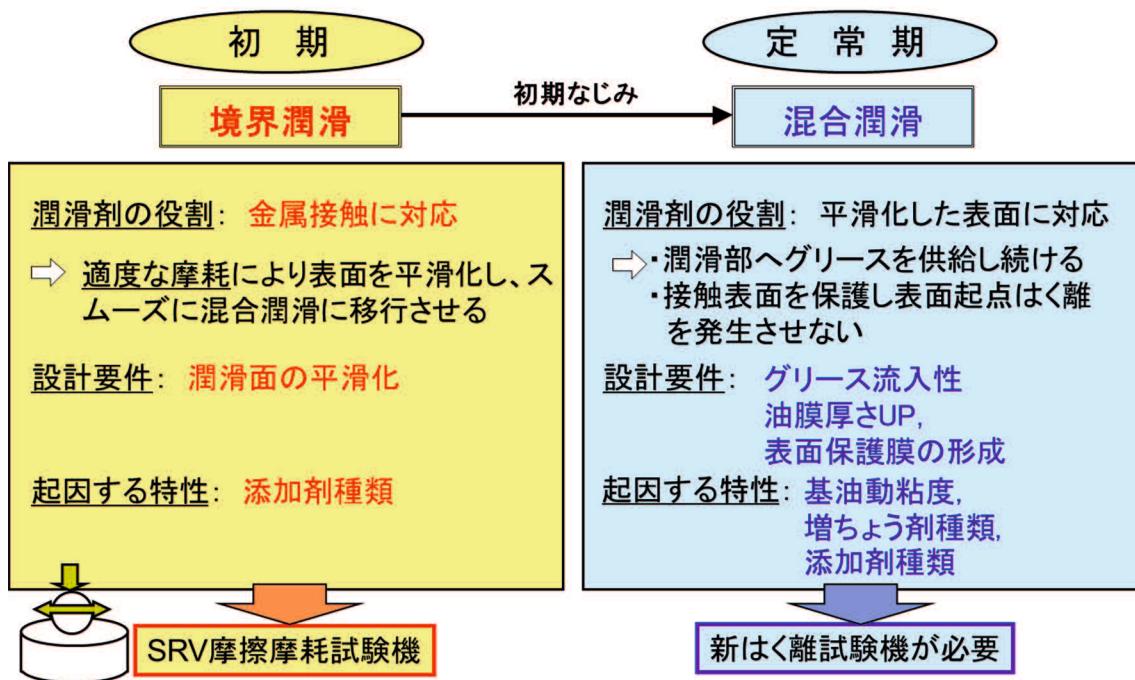


図 2-22 ブーツ部およびボール付近のグリースの元素分析結果



1

図 2-23 グリースによる固定式 CVJ の長寿命化の考え方

第3章 往復動転がり滑り接触試験機の 開発

3. 1 はじめに

転がり接触運動をしている機械要素は、転がり軸受、歯車、レールと車輪などがその代表として挙げられる。これらの機械要素は、運転中に純転がり、あるいは転がり滑り接触負荷を繰り返し受け、表面および表面層の疲労の累積により、疲労はく離損傷すなわち転がり疲れ損傷を生じる。しかし、これら機械要素の転がり疲れ寿命を評価するために、標準化された試験機や試験法はなく、一般的には二円筒型や四円筒型のローラ試験機^{1, 2)}や転がり四球試験機^{3~7)}が古くから使用されている。二円筒型には、てこの原理を用いた重錘負荷式やばね負荷式でナットクラッカータイプ⁸⁾のものや、一方のローラに他方のローラをばね力や油圧で直接負荷するタイプあるいはバックアップローラを介して負荷するタイプ⁹⁾のものなどがある。また、二円筒型には、内接する並行二円筒の組合せが凸凹ローラタイプ^{10, 11)}のものもある。四円筒型は、二等辺三角形の頂点に位置する3つの負荷用ローラと三角形内に位置し、それらと外接する試験ローラを有するタイプ^{12, 13)}のものである。図3-1に固定式CVJと二円筒試験機、転がり四球試験機の概略図と主な運動を示す。

3. 1. 1 二円筒試験機

二円筒試験機は、大、小それぞれのローラが荷重負荷環境下で異なる回転速度で回転し、試験片である小ローラ側で転がり疲れ損傷を発生させることが可能な試験機で、試験時には、大ローラの周速を小ローラの周速より早くすることでローラ間の相対滑りが付与され、従動側となる小ローラ表面には周方向に接線力が発生する。荷重（面圧）、回転数、滑り率を任意に選択でき、ギヤ歯面の転動疲労の模擬試験として多く用いられている。図3-2にギヤの表面起点はく離をどのような耐久試験機を用いて研究が行われているか文献数を調査した結果を示す。ギヤの表面起点はく離の耐久試験としては、圧倒的に二円筒試験機が使用されていることがわかる。しかし、この二円筒試験機は、固定式CVJの運動と比較すると、固定式CVJが往復運動するのに対し、一方向、一定速の運動であり、スピンドル滑りもなく、運動形態が大きく異なることがわかる。

3. 1. 2 転がり四球試験機

転がり四球試験は、試験鋼球を4個用意し、円筒状容器中に潤滑剤と下部試験球3個を置く。また、この3個の鋼球の上に上部鋼球1個を接触させ、試験容器下方より荷重を負荷した状態で上部鋼球を回転させる。このとき、下試験球は、自転しながら公転する。これを鋼球面にはく離が生じるまで連続回転させる。はく離は、最も面圧の高い鋼球-鋼球間に、且つ最も接触回数の多い上部球に生じる。この転がり四球試験は、荷重(面圧)、回転数を任意に選択でき、試験片が鋼球であり、1試験に要するコストも安価に評価が可能である。しかし、二円筒試験と同様に一方向、一定速という点で固定式CVJとは運動形態が異なる。また転がり四球は、純転がり運動であり、固定式CVJのような内輪駆動面と外輪駆動面の移動距離が異なることによる滑りやスピンドルがないという点でも固定式CVJとは運動形態が大きく異なることがわかる。

3. 2 往復動転がり滑り接触試験機開発

3. 2. 1 往復動転がり滑り接触試験機開発の目的と意義

前述した通り、前輪タイヤに追従して作動角を取る固定式CVJは、より大きな作動角が求められ、また車両燃費の向上のため、CVJが軽量化、サイズダウンの方向に向かうことは間違いない。従って固定式CVJ用グリースも耐久性の向上、すなわちはく離性の向上が今後益々求められるようになる。しかし、機械要素の転がり疲れ寿命を評価するために標準化された試験機や試験法はなく、一般的には二円筒型や四円筒型のローラ試験機^{1), 2)}や転がり四球試験機^{3~7)}が古くから使用されているものの、固定式CVJとは運動形態が大きく異なることは前述した通りである。実用的な疲れ限度としては、軸受の使用期間を考慮すると、 10^{11} サイクル程度の寿命が必要であり、あまりにも試験が長くなり、事実上の検証ができない。従って、転がり疲れ寿命を評価する試験は、例えば、転がり四球試験などによる基礎的な研究も、水素雰囲気中の試験、膜厚比が小さい、面圧が高すぎるという、現実では考えにくい過酷な潤滑条件になっていることが難点である。

はく離が問題視される機械部品の特許件数を調査した結果を図3-3に示す。特許件数からみても軸受、ギヤ、鉄道レール等が主であり、CVJのはく離に関する特許は少ない。CVJの複雑な運動を模擬した要素試験機を用いて、はく離を再現させる過去の研究例は、調査

した限りでは認められなかった。

従って、これまで CVJ グリースの性能向上を目的に使用する評価試験には、図 3-4、図 3-5 のような実機を用いた台上試験機に頼らざるを得なかった。しかし台上試験機を用いた試験は、設備が大掛かりな上、グリースを評価する上で標準化された試験ジョイントも存在しない。また、様々な環境・条件の組み合せの評価しか出来なく、要素技術検討、すなわちはく離のメカニズム解明に結びつく研究開発が出来ないという課題があった。

3. 2. 2 CVJ の主な運動と往復動転がり滑り接触試験機の設計要件

改めて固定式 CVJ の主な運動を整理する。

- ・ボール中心は等速面に固定され、内輪と外輪は反対方向へ揺動する
- ・揺動距離は外輪の方が大きいため、滑りが発生する
- ・ジョイント一回転中、ボールとトラック溝間にねじり動きが発生する

上記固定式 CVJ の運動を模擬した評価試験を設計する上で、以下の要素を試験機に織り込まなければならない。

1) 転動体の転がり滑りによる往復揺動運動

2) 転動体の作動角によるスピニ

更に、固定式 CVJ 用グリースを定常的に研究開発していく上で必要な下記設計要件も付与することとした。

- 3) CVJ に相当する速度に対応するような EHL 膜が形成し難い低速運動すること
- 4) 疲れ寿命を評価するため、接触回数を稼げること
- 5) 実機相当、または実機以上の面圧を負荷できること
- 6) CVJ 台上試験のような大掛かり（高価）でなく、複数台所有できるよう安価であること
- 7) テストピースを特殊な形状にせず、材質、粗さ、硬さなどの要素の影響を容易に評価できること

3. 2. 3 往復動転がり滑り接触試験機の概要

図 3-6 に今回開発した転がり滑り接触試験機の外観写真を、図 3-7 に転がり滑り接触部の概要を示す。本試験装置は、上試験片と下試験片、鋼球、保持器の 4 つの要素からなり、鋼球は保持器で位置が拘束されている。上下試験片は、クランク機構で回転揺動運動を伴いながら並進運動することができる。また図 3-8 に示す通り、クランク軸のクランク腕長さを変えることで、上下試験片の直動方向の移動距離、揺動角 θ が変わり、直動方向の滑り量及びスピニの程度を変更できる機構とした。図 3-9 に上下試験片の外観写真を示す。試験片と鋼球は上試験片側 2 点、下試験片側 1 点で接触しているため、下試験側の面圧が高い。また鋼球はスピニを伴いながら運動するため、常に接触点が移動する。従って接触回数が多く面圧が高い下試験片ではなく離が生じる構造とした。

3. 2. 4 試験速度と滑り率

本試験において、モータの駆動力はクランク軸を介して上下試験片に伝達される。上下試験片は、直動軸受で支持され、クランク軸を介して並進運動する。また試験片を支持する直動軸受はアンギュラ玉軸受で支持され回転揺動運動する。図 3-10 にクランク軸の位相と上下試験片と鋼球の接触位置を示す。図 3-11 にストローク長さ 10mm で駆動した場合のクランク軸の位相角に対する上下試験片の直動方向の変位を示す。図 3-11 の通り、上下試験片を駆動するクランク軸の位相は 180° ずらして設定している。クランク軸の位相が 0° のとき、鋼球と上下試験片の接触は、上下試験片の駆動部の端部に位置する。クランク軸の移動を開始し、位相が 90° の時、すなわち上下試験片を駆動するクランク軸の位相が直動方向に垂直に位置するとき、鋼球と上下試験片の接触は、上下試験片駆動部の中央に位置する。位相が 180° の時、鋼球と上下試験片の接触は、0° の時とは反対の上下試験片の駆動部の端部に位置する。本試験は、このような運動の繰り返しにより、揺動運動を伴いながら並進運動することができる機構とした。

図 3-12 に上下試験片のストローク長さをいずれも $\pm 5\text{mm}$ 、揺動回数 400cpm で駆動した場合のクランク軸の位相角に対する直動方向に運動する上下試験片の速度、および鋼球と下試験片の接触点での鋼球の速度を示す。図 3-12 に示す通り、鋼球速度はクランク軸の位相が 0°、180°、360° の時、すなわち鋼球が上下試験片駆動部の両末端に位置するとき、鋼球が停止し、クランク軸の位相が 90°、270° の時、上試験片と鋼球、および下試験片と

鋼球の接触点での鋼球と上下試験片の速度が最速となる。

図 3-13 に上試験片、鋼球、下試験片の接触状態の断面図を示す。上試験片速度を V_1 、下試験片速度を V_2 とする。鋼球と下試験片の接触点での下試験片速度 v_2 は、 $v_2=V_2$ となる。一方、上試験片が鋼球と接触する角度を 45° となるような V ブロックとし、上試験片と鋼球が 2 点で接触しているため、鋼球と下試験片の接触点での鋼球の速度 v_1 は、鋼球が上試験片に追随し運動していると仮定し $V_1=V_2$ で運転した場合、 $v_1=\sqrt{2} v_2$ となる。この場合の鋼球と下試験片間の滑り率(%)は、 $((v_2 - \sqrt{2} v_2) / ((v_2 + \sqrt{2} v_2) / 2)) \times 100$ となる。

更に、本試験機は上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させ往復運動させることに加え、上または下軌道面用クランク軸の位相角をずらして運転することも可能である。これにより、一往復動中に上軌道面と鋼球が停止し、下軌道面のみ駆動させ、特定の位相で極端に滑りを大きくする運転条件をとることも可能である。例えば、下試験片の上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させずに、上軌道面の駆動位相を 60° ずらして試験を行った場合の駆動軸の位相角毎の直動方向の下試験片および鋼球の速度、鋼球と下試験片の速度差を図 3-14 に示す。なお、図 3-14 の駆動条件は、このときの上下試験片のストローク長さをそれぞれ $\pm 3\text{mm}$ 、 $\pm 5\text{mm}$ 、揺動回数を 400cpm とした。図 3-14 のようにクランク軸の位相が $120\text{~}150^\circ$ 付近では鋼球の速度が 0 に近い状態で、鋼球と下試験片の速度差が大きく、鋼球が停止した状態で鋼球と下試験片が滑りながら運動する。一方、反転する $210\text{~}240^\circ$ 付近では、鋼球と下試験片の速度差が 0 に近い状態で、鋼球と下試験片は転がりながら運動する。このような運動を繰り返し行うと、 $120\text{~}150^\circ$ また反転した場合の $300\text{~}330^\circ$ 付近は常に一方向に滑る運転を行うことができる。このように上駆動面と下駆動面の駆動位相を反転またはずらして運転し、様々な接触状態をつくることを可能とした。

3. 2. 5 試験荷重

本試験機の荷重の負荷には、重錘を用いる。上試験片から鋼球、下試験片へと荷重が負荷される構造とした。上述した通り、上試験片は鋼球と接触する角度を 45° としたことより、試験荷重 W 、鋼球と上試験片間荷重 W_1 、鋼球と下試験片間荷重 W_2 とした場合、 $W_2=W$ 、 $W_1=\sqrt{2}/2 \times W$ となる。

3. 2. 6 試験機仕様

本試験機の仕様を表 3-1 に示す。

固定式 CVJ の外輪、内輪は、浸炭焼入れした SCR420 等の肌焼鋼、軸部と溝部に高周波焼入れをした S53C 等の炭素鋼が、鋼球は軸受鋼(SUJ2)が使用されている¹⁴⁾、¹⁵⁾。本試験では、装置に取り付けるため表 3-1 に示すような寸法に制限する必要はあるものの、試験片の材質、硬さ、粗さ、粗さの方向などは任意に変更可能である。

試験温度は、下試験片の下のヒータで温度制御が可能であり、室温から 130°Cまで任意の温度で評価できる。

1 分間の揺動回数は駆動モータの回転数で制御し、最大 1700cpm まで任意に設定できる。揺動角は±1° から±5° までクランク軸のクランク腕長さを制御することで変更できる。ストローク長さは、使用するクランク軸のクランク腕長さで決まり、最大±5mm まで変更できる構造とした。以上の仕様に設計したことにより、本試験は実際の CVJ の接触条件を模擬できる。

本試験は、下試験片付近に振動センサーを設置し、振動上昇で試験機を自動停止し、はく離の発生を判断できる機構とした。

3. 2. 7 揺動用偏心軸と直動用偏心軸を独立させた新たな試験機(2 号機)の開発

直動方向の移動距離を一定とし、スピンドルの程度を変更できる仕様とするため、図 3-15 に示す通り、上下の偏心軸を揺動用と直動用とを独立させる構造とした 2 号機を開発した。この構造により、直動方向の移動距離に影響されることなく、揺動角を変更することが可能となった。例えば、揺動用のクランク軸の偏心量を 0 とすれば、揺動角をとらない運動、すなわちスピンドルを伴わない往復運動を可能とした。揺動用偏心軸および直動用偏心軸を設けたこと以外、試験機の仕様は、3.2.6 項の試験機と同一の仕様、設計とした。

3. 2. 8 開発した往復動転がり滑り接触試験機まとめ

固定式 CVJ の長寿命化の考え方として、下記の通り整理しグリース開発に取り組んできた。

1) 初期(境界潤滑)に求められる機能

- ・適度な摩耗により表面を早期に平滑化すること

2) 定常期（混合潤滑）に求められる機能

- ・潤滑部へグリースを供給し続けること
- ・初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護すること

この中で、初期に求められるグリースの境界潤滑性を評価するためには、SRV 摩擦摩耗試験機等が活用できる。また、定常期に求められるグリース挙動に関しては、CVJ のような複雑な運動を再現できるラボ評価方法は存在しないものの、増ちょう剤の種類・量およびちょう度の適正化を台上試験機で早期に判断することが可能である。

しかし、定常期にグリースに求められるもうひとつの機能である初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護し、はく離寿命を延長することに関し、これまで評価する試験機が無く、固定式 CVJ の運動を模擬した評価試験の開発が課題であった。

本研究で開発した試験機は、固定式 CVJ の転動体の転がり滑りによる往復揺動および転動体の作動角によるスピンドルを伴う運動を模擬するために、上試験片と下試験片、鋼球、保持器の4つの要素でなる構成とし、鋼球を保持器で位置を拘束し、上下試験片をクランク機構で回転揺動を伴いながら、並進運動することができる構造とした。また、クランク腕長さを変えることで、上下試験片の直動方向の移動距離、揺動角 θ が変わり、直動方向の滑り量、スピンドルの程度を変更できる機構とした。

固定式 CVJ グリースの研究開発を定常的に行うための試験機になるよう、速度や荷重は実機相当または実機以上の負荷を付与できる設計とした。

本試験機においてはく離は、接触回数および接触面圧が最も高い下試験片に発生させることとし、下試験片は平板の構造で、比較的安価に材質、粗さ、硬さなど異なる試験片を作成することを可能とした。試験機全体として、CVJ 台上試験機のような大掛かり（高価）なものではなく、複数台所有できる程度の規模での設計を行うことができた。

参考文献

- 1) 藤田・吉田・小幡・木村：鋼ローラの面圧強さに及ぼす回転速度の影響，潤滑 22, 6, (1977)372.
- 2) 藤田・吉田：S45C 焼なましローラの転がり疲れに関する研究（第2報），潤滑 21, 4, (1976)264.
- 3) L.Grunberg, D.T.Jamieson & D.Scott: Hydrogen Penetration in Water-accelerated Fatigue of Rolling Surface ,The Philosophical Magazine, A Journal of Theoretical and Applied Physics, 91,8,(1963)1553.
- 4) C.Newlands : Hydrogen in Rubbing Lubricated Contacts, PhD Thesis, Imperial College, University of London(2003).
- 5) F.G.Rounds : Some Effects of Additive on Rolling Contact Fatigue, ASLE Transactions,10.3.(1967)243.
- 6) C.Newlands,A.Oliver & N.BRANDON : Grease Evolution of Hydrogen from Hydrocarbon Oil and Grease Lubricated Contacts, Tribology Research and Design for Engineering, Edited by D.Dowson et al., Elsevier B.V.(203)719.
- 7) T.Endo・D.Dong・Y.Imai・Y.Yamamoto : Study on Rolling Contact Fatigue in Hydrogen Atmosphere, Tribology and Interface Engineering Series,48(2005)343.
- 8) 藤田・吉田：S45C 焼なましローラの転がり疲れに関する研究（第1報），潤滑 21, 4, (1976)256.
- 9) 上野, 有浦, 中西：高硬度歯車の負荷能力に関する研究（第1報），機械学会講演論文集, No.768-2 (1976) 77.
- 10) P.H.Dawson : Further experiments on the effect of metallic rolling surfaces, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers , Vol.180, Part.3B (1965-1966)95.
- 11) 小田, 宮近, 吉田, 小出 隆夫：凹凸ローラの回転伝達精度, 日本機械学会論文集 (C編), 54, 505 (1985) 2243.
- 12) 曾田, 山下, 大空, : ころがり疲れにおよぼす接線力の影響について, 潤滑 16, 8 (1971) 573.

- 1 3) Joachim,F, Kurz,N, Glatthaar,B, : Influence of Coatings and Surface Improvements on the Lifetime of Gears, VDI-Berichte, 1665 (2002) 565.
- 1 4) 松永 : 等速ジョイント (CVJ), 特殊鋼, 59,2(2010)13.
- 1 5) 佐藤 : 自動車用特殊鋼の動向と材料開発, Sanyo Technical Report 8 (2001) 68.

表 3-1 試験機の仕様

Specimen size	Ball	Φ12.7mm
	Lower plate	50×15×12mm
	Upper V block	55×23×23mm
Temperature	Room temperature ~ 130°C	
Contact pressure	~ 3.1GPa	
Oscillating frequency	~ 1700cpm	
Angle of oscillation	±5 ~ ±1 deg.	
Stroke length	±5 ~ ±1 mm	

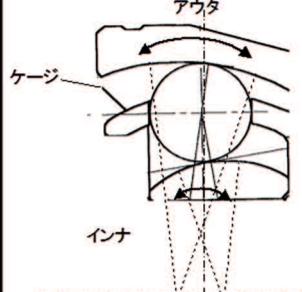
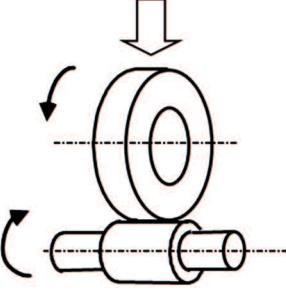
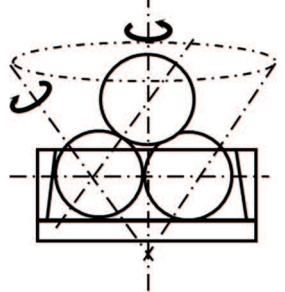
	CVJ	二円筒試験機	転がり四球試験機
概略図			
主な運動	低速往復動 転がり滑り スピン滑り 荷重変動	一方向 転がり滑り スピン滑りなし 荷重一定	一方向 転がり スピン滑りなし 荷重一定

図 3-1 はく離試験機の概略図と主な運動

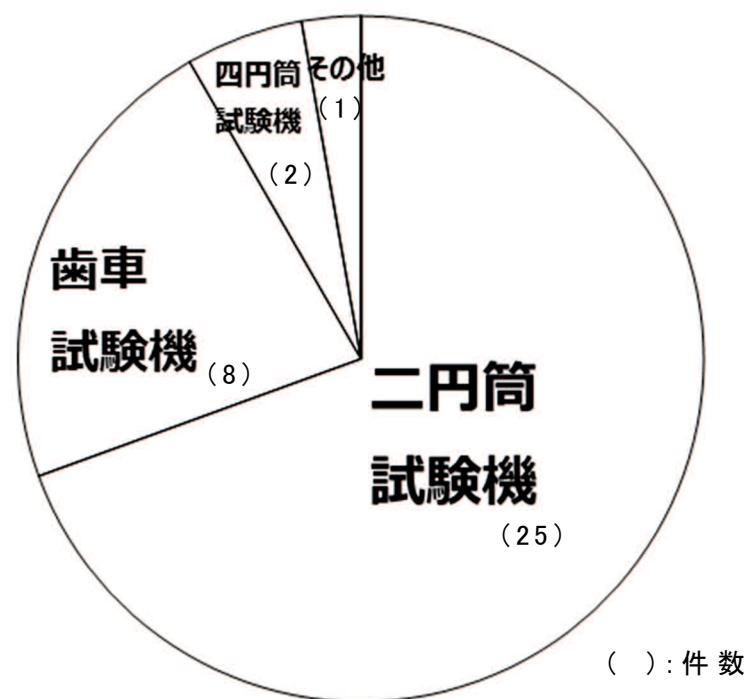


図 3-2 ギヤ, 歯車の表面起点はく離に関する文献調査結果
(1956 年～2008 年までの潤滑, トライボロジスト)

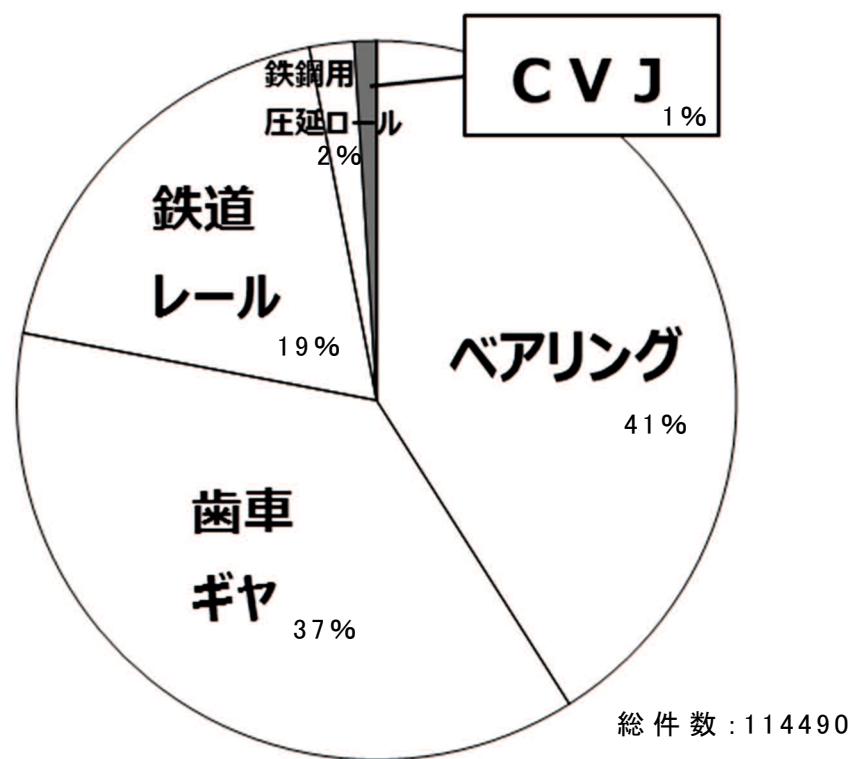


図 3-3 はく離が問題視される機械部品の特許件数

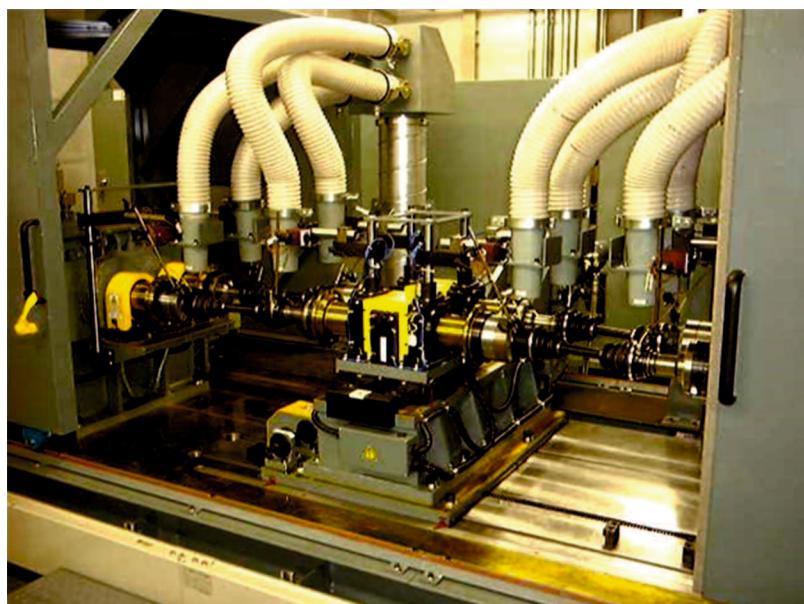


図 3-4 CVJ 台上耐久試験機



図 3-5 CVJ 台上性能試験機



図 3-6 試験機の外観写真

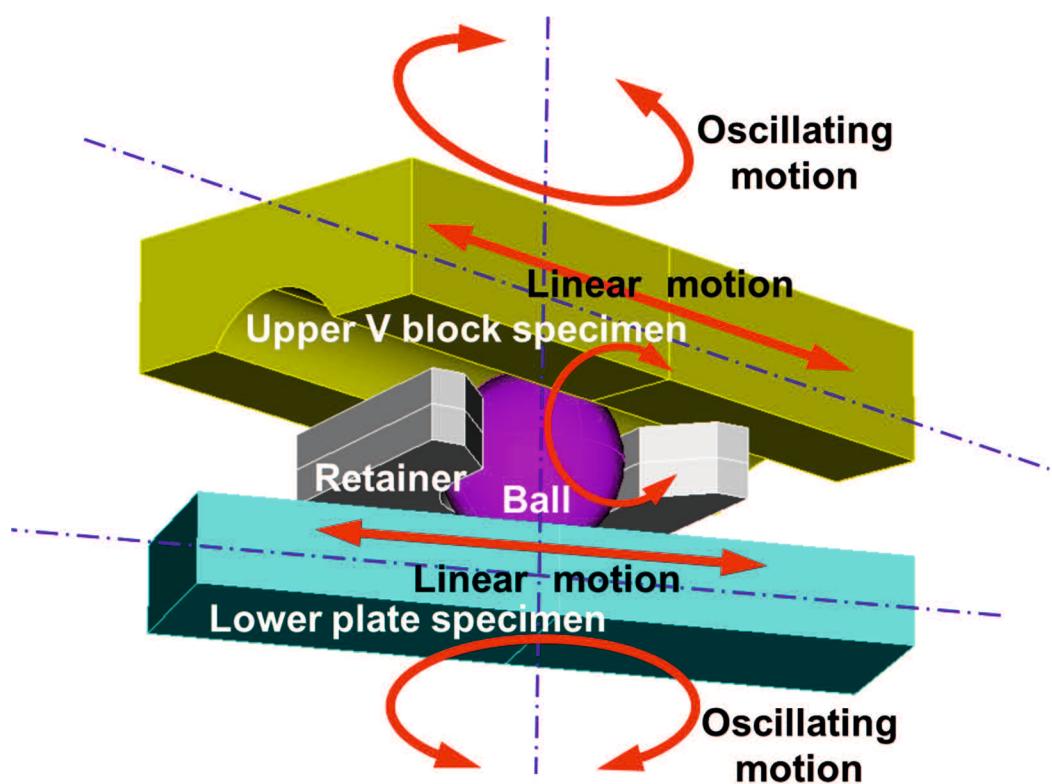


図 3-7 転がり滑り接触部の概要

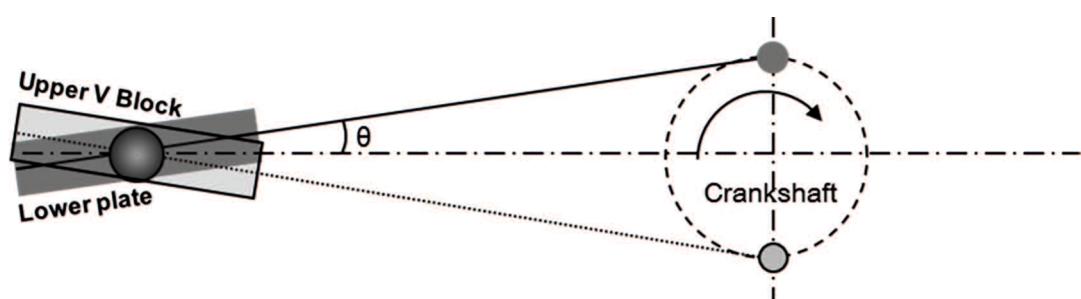


図 3-8 搖動角

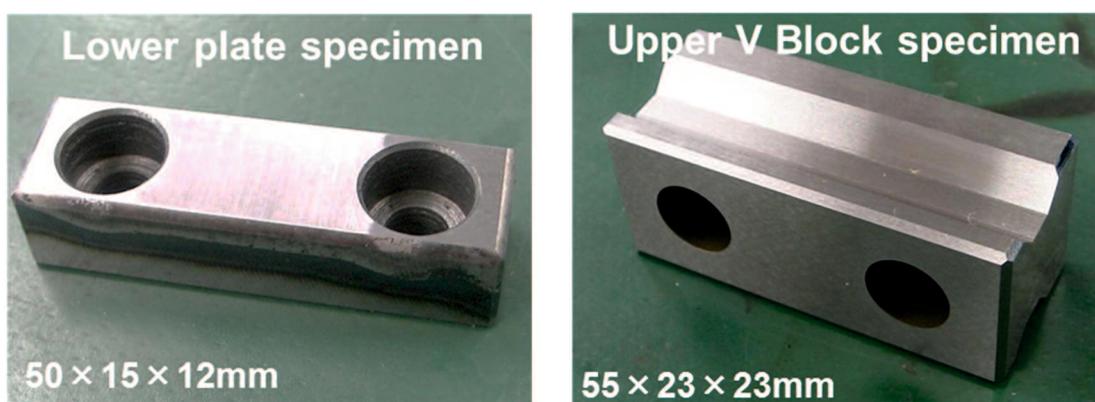


図 3-9 試験片

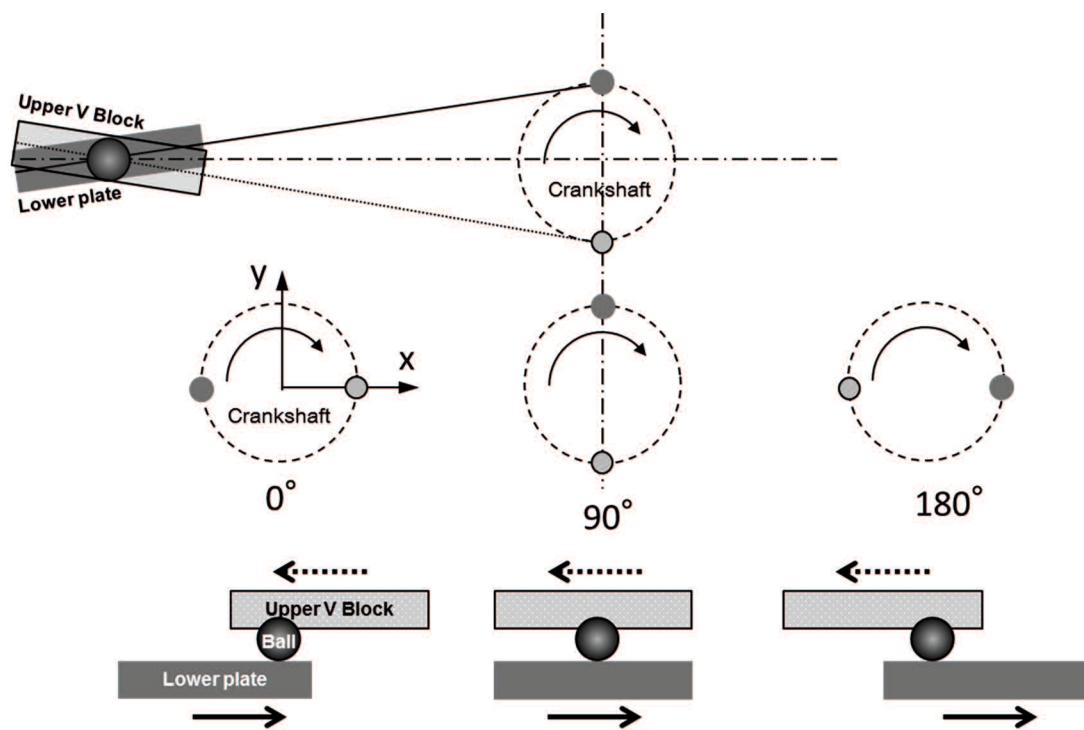


図 3-10 クランク軸の位相と上下試験片と鋼球の接触位置

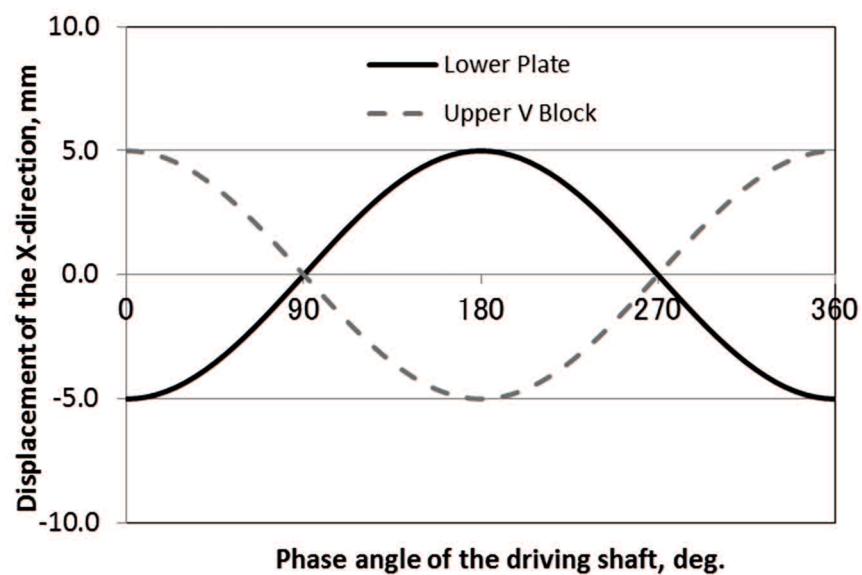


図 3-11 位相角に対する上下試験片の直動方向の変異

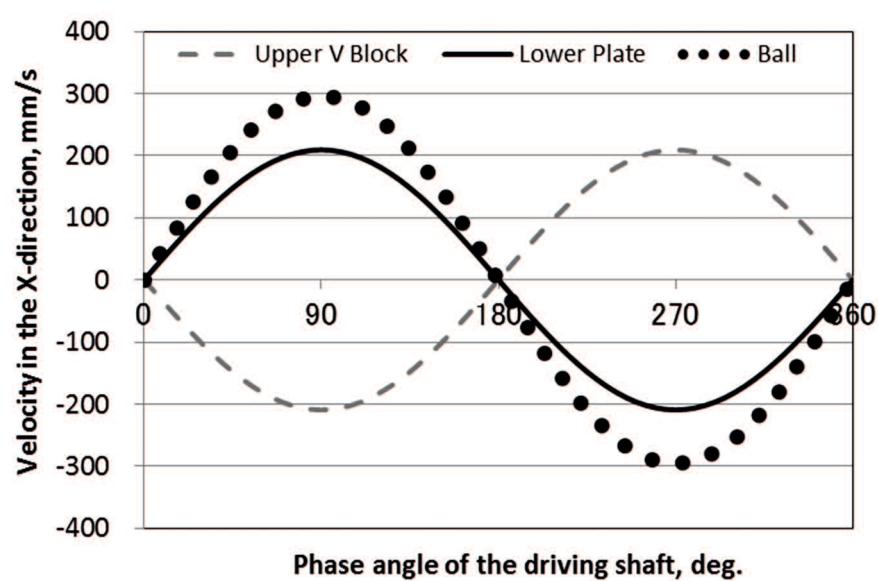


図 3-12 位相角に対する上下試験片の直動方向の速度

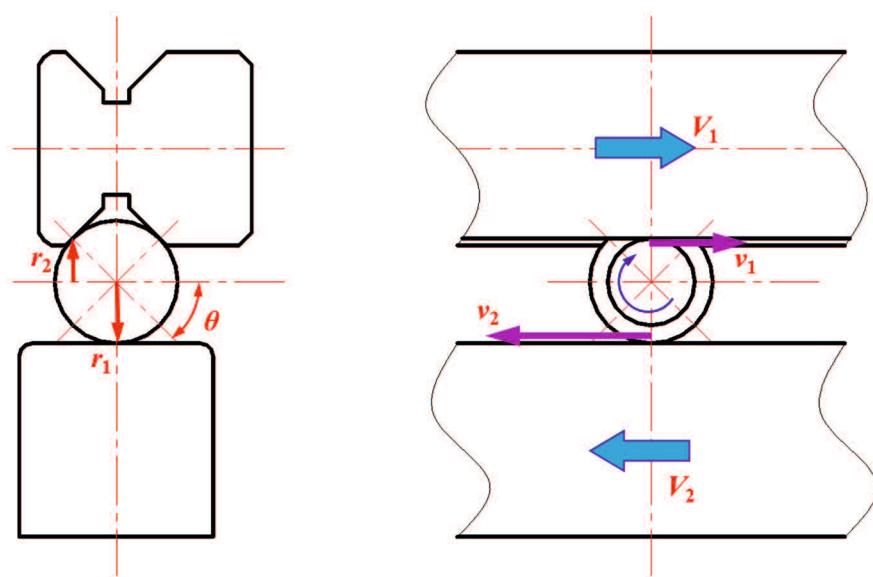


図 3-13 上試験片, 鋼球, 下試験片の接触状態の断面図

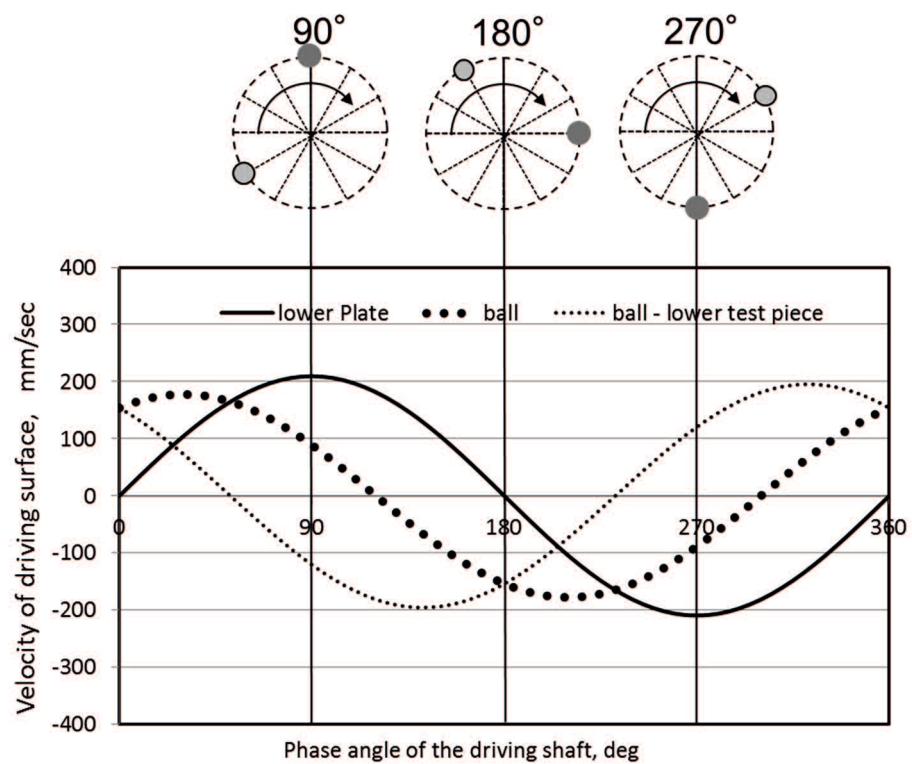
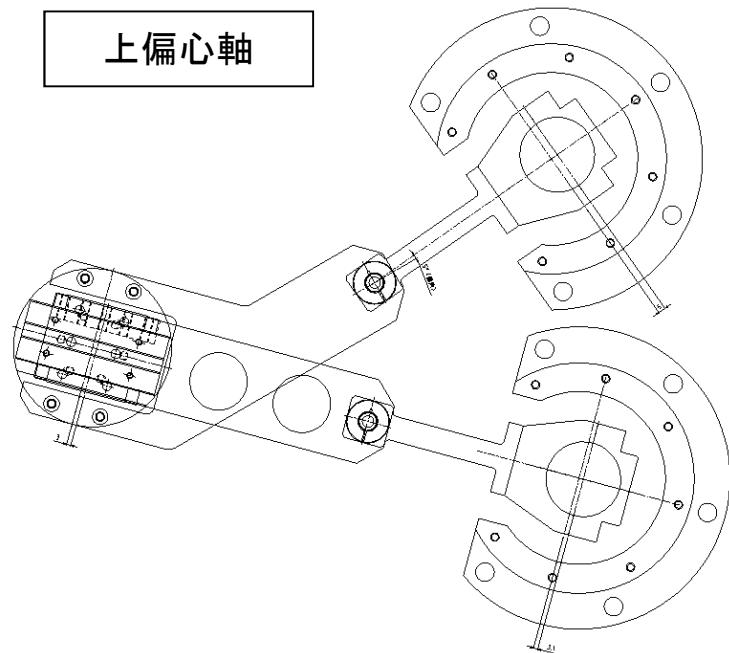


図 3-14 位相角に対する下試験片と鋼球の速度
鋼球と下試験片の速度差

上偏心軸



下偏心軸

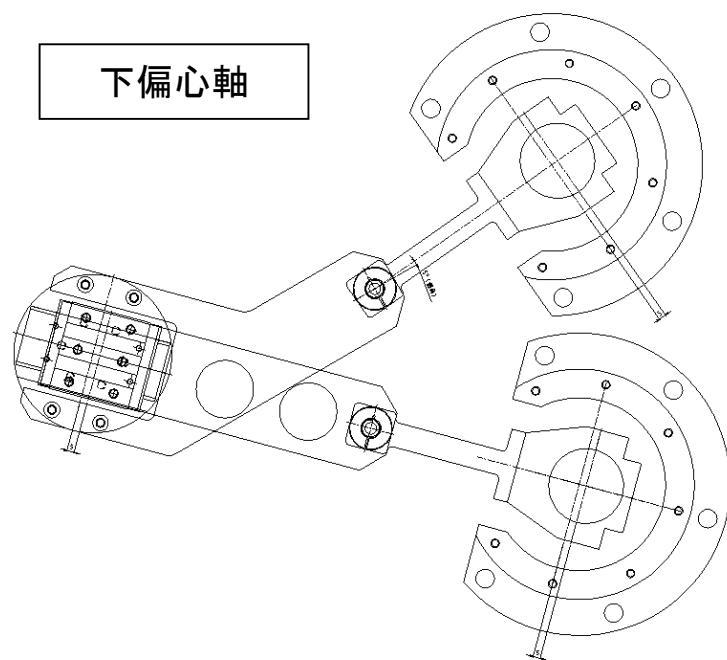


図3-15 上偏心軸と下偏心軸の構造

第4章 開発した往復動転がり滑り接触試 験機の検証および固定式 CVJ はく 離のメカニズム追及

4. 1 はじめに

第2章で述べたように固定式CVJのグリースによる長寿命化へのアプローチは、先ず初期に適度な摩耗により、表面を早期に平滑化することである。この初期に求められるグリースの境界潤滑性を評価するためには、SRV摩擦摩耗試験機等が活用できる。また、定常期に求められる潤滑部へグリースを供給し続けること、すなわちグリース挙動に関しては、CVJのような複雑な運動を再現できるラボ評価方法は存在しないものの、増ちょう剤の種類・量およびちょう度の適正化を台上試験機で早期に判断することが可能である。

しかし、定常期にグリースに求められるもうひとつの機能である初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護し、はく離寿命を延長することに関し、これまで評価する試験機が無く、固定式CVJの運動を模擬した評価試験機の開発が課題であった。

本研究で開発した試験機は、固定式CVJの転動体の転がり滑りによる往復揺動および転動体の作動角によるスピンドルを伴う運動を模擬するために、上試験片と下試験片、鋼球、保持器の4つの要素でなる構成とし、鋼球を保持器で位置を拘束し、上下試験片をクラランク機構で回転揺動を伴いながら、並進運動することができる構造とした。また、クラランク腕長さを変えることで、上下試験片の直動方向の移動距離、揺動角 θ が変わり、直動方向の滑り量、スピンドルの程度を変更できる機構とした。

固定式CVJグリース開発を定常的に行うための試験機になるよう、速度や荷重は実機相当または実機以上の負荷を付与できる設計とした。

本試験機においてはく離は、接触回数および接触面圧が最も高い下試験片に発生させることとし、下試験片は平板の構造で、比較的安価に材質、粗さ、硬さなど異なる試験片を作成することを可能とした。試験機全体として、CVJ台上試験機のような大掛かり（高価）なものではなく、複数台所有できる程度の規模での設計を行うことができた。

本章は、開発した試験機を用いて、荷重（面圧）、試験片硬さの違いにより得られた様々な現象を示し、固定式CVJの損傷に類似した表面起点型はく離を再現する条件を明らかにした。また、この試験機を用いて、固定式CVJのき裂が進展するメカニズムを鋼球の挙動観察より明らかにした。更に、固定式CVJのはく離に至るメカニズムを追及していく中で、特に滑りの影響が大きいことが明らかになった。本章では、極端な滑りを一往復動中に加える試験条件で試験を行い得られた様々な現象を示す。

本章は、次の節からなる。

4.2節では、固定式CVJのはく離を再現させるために必要な下試験片の面圧と試験片硬

さの影響について検証を行った結果を示す。

4.3 節では、固定式 CVJ が直動方向の滑りを伴い、また転動体の作動角によるスピンを伴うことより、スピンと滑り率の影響について検証を行った結果を示す。

4.4 節では、開発した試験機を用いて、ハイスピードカメラを用いて鋼球の挙動を観察し、固定式 CVJ のはく離発生のメカニズム追求を行った結果を示す。

4.5 節では、下試験片の上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させずに、上軌道面の駆動位相を 60° ずらして試験を行い、極端な滑りを付与した場合に発生する様々な現象を示す。

4. 2 面圧と試験片硬さの影響

定常期にグリースへ求められる機能のひとつである初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護し、はく離寿命を延長できるグリース開発、すなわちグリースの耐はく離性の優劣を判断できるよう、先ず面圧と試験片の硬度の影響を確認し、どのような損傷となるか検証を行った。

4. 2. 1 目的

面圧及び損傷がおこる下試験片の硬度以外の条件は一定とし、面圧と下試験片の硬度の違いで損傷形態がどのように変化するか検証する。

4. 2. 2 試験条件

（1）下試験片と面圧

上試験片材質は SCM435 とした。本試験においては、接触回数が多く、面圧が最も高い条件で接触し、損傷を発生させる下試験片は、比較的硬さを自由に選択できる炭素鋼の SK105 とした。また駆動面上を転がり滑りし、スピンを伴いながら揺動運動する鋼球は、 $\phi 12.7\text{mm}$ の JIS B 1501 に規定される SUJ2 玉軸受用鋼球を用いた。

下試験片の諸元を表 4-1 に示す。下試験片硬さは、HRC45, 55, 65 の 3 水準とした。台上試験機を用いて固定式 CVJ を 24 時間運転した後、すなわち初期なじみ後の固定式 CVJ の表面粗さは、 Ra で $0.2\mu\text{m}$ まで平滑化されていることは、第 2 章の図 2-17, 18 で示した。本試験においても、固定式 CVJ の初期なじみ後の表面粗さを想定し、予め Ra で $0.2\mu\text{m}$ の下試験片を作製し、これを下試験片として用いた。

本試験機の荷重の負荷には、重錘を用いる。上試験片から鋼球、下試験片へと荷重が負荷される構造で、上試験片は鋼球と接触する角度を 45° したことより、試験荷重 W 、鋼

球と上試験片間荷重 W_1 、鋼球と下試験片間荷重 W_2 とした場合、

$$W_2=W, W_1=\sqrt{2}/2 \times W \text{ となる。}$$

本試験では、面圧を 3.7, 4.1, 4.7GPa の 3 水準とした。

以上より、下試験片の硬さ 3 水準、面圧 3 水準、計 9 水準にて試験を行った。

(2) 試験グリース

試験グリースの内容と性状を表 4-2 に示す。増ちょう剤および基油は、固定式 CVJ 用として多くの使用実績のあるジウレア、鉱油を用いた。尚、本試験には添加剤による反応膜の効果で損傷し難いことが考えられたため、添加剤を一切添加せず検証を行うこととした。また、固定式 CVJ を台上試験した後、あるいは市場で走行した乗用車の固定式 CVJ より回収したグリースは、使用環境や固定式 CVJ 内の摩擦熱、および機械的なせん断により、軟化が認められる場合が殆どである。中には流動状のグリースもある。従って、定常期の固定式 CVJ の評価を目的とした本試験には、軟化した定常期を模擬しちょう度 400 のグリースを作成した。

(3) 試験速度

表 4-3 に試験条件を示す。本試験機において、モータの駆動力はクランク軸を介して上下試験片に伝達される。上下試験片は、直動軸受で支持され、クランク軸を介して並進運動する。また試験片を支持する直動軸受はアンギュラ玉軸受で支持され回転運動する。図 4-1 に本試験のクランク軸の位相角に対する上下試験片の直動方向の変位を示す。前章の図 3-10 の通り、上下試験片を駆動するクランク軸の位相は 180° ずらして設定した。クランク軸の位相が 0° のとき、鋼球と上下試験片の接触は、上下試験片の駆動部の端部に位置する。クランク軸の移動を開始し、位相が 90° の時、すなわち上下試験片を駆動するクランク軸の位相が直動方向に垂直に位置するとき、鋼球と上下試験片の接触は、上下試験片駆動部の中央に位置する。位相が 180° の時、鋼球と上下試験片の接触は、 0° の時とは反対の上下試験片の駆動部の端部に位置する。

本試験は上下試験片のストローク長さをいずれも $\pm 5\text{mm}$ とした。従って上試験片は、鋼球との接触する角度が 45° の V ブロックのため、鋼球が上試験片に追随し運動すると仮定した場合、下試験片の速度 V_1 に対し、鋼球と下試験片の接触点での鋼球の速度 $V_2=\sqrt{2}V_1$ となる。本試験において、揺動回数は 400cpm とした。図 4-2 にクランク軸の位相角に対する直動方向に運動する上下試験片の速度、および鋼球と下試験片の接触点での鋼球の速度を示す。図 4-2 に示す通り、鋼球速度はクランク軸の位相が 0° , 180° , 360° の時、す

なわち鋼球が上下試験片駆動部の両末端に位置するとき、鋼球が停止し、クランク軸の位相が 90° , 270° の時、上試験片と鋼球、および下試験片と鋼球の接触点での鋼球と上下試験片の速度が最速となる。

(4) 接触点の移動距離と接線力の向き

表 4-3 に示す鋼球と下試験片の直動方向の接触点の移動距離は、鋼球が 2 点で接触している上試験片に従動して運動している、すなわち上試験片と鋼球が純転がりしていると仮定して算出した。このときの鋼球と下試験片間の直動方向の滑り率は-34%となる。従って下試験片は、接触点の移動の方向と接線力の向きが逆向きでフォロワとなる¹⁾。一方、固定式 CVJ の内輪は、外輪に比べ移動距離が小さい。従って、鋼球と内輪の接触点での内輪の速度は鋼球に比べ小さく、固定式 CVJ の内輪もフォロワとなる。本条件は、下試験片の接触点の移動の方向と接線力の向きが固定式 CVJ の内輪と同じフォロワの関係となるよう設定した。また、上下総揺動角は $\pm 0.087\text{rad}(5^\circ)$ とし、試験片と鋼球間でスピンドル滑りを伴う並進運動するようにした。

(5) 損傷の判断

本試験は、下試験片付近に振動センサーを設置し、試験機保護のため、振動上昇で試験機を自動停止する機能を有する。本試験では、これを用いて損傷発生を判断した。尚、総回転数 1.0×10^7 回を上限とし、先ず面圧と試験片の硬度の影響で、どのような損傷となるか総回転数と損傷状態を確認し検証を行った。

4. 2. 3 試験結果および考察

下試験片の硬さと鋼球-下試験片間の面圧を 9 水準振って評価した結果を表 4-4 に示す。

(1) HRC45

面圧 3.7GPa では、総回転数 1.0×10^7 回運転しても下試験片に摩耗以外の損傷は認められなかった。面圧を 4.1GPa へ上昇すると、 5.84×10^6 , 5.61×10^6 回で試験機は振動異常で停止した。同様に面圧 4.7GPa では 1.58×10^6 回で試験機は振動異常で停止した。しかし試験後の下試験片の損傷は、いずれも著しい摩耗が認められ、固定式 CVJ で認められるはく離は認められなかった。

(2) HRC55

面圧 3.7GPa は、HRC45 と同様、総回転数 1.0×10^7 回運転しても下試験片に摩耗以外の

損傷は認められなかった。面圧を 4.1GPa, 4.7GPa へ上昇すると, 7.80×10^6 , 9.15×10^6 回, 2.98×10^6 回, 5.59×10^6 回で試験機は振動異常で停止した。試験後の下試験片は, 4.1GPa の 9.15×10^6 回を除き, いずれも固定式 CVJ の損傷と同様, はく離が認められた。図 4-3, 図 4-4 に条件 6, すなわち下試験片の硬度 HRC55, 鋼球-下試験片間の面圧 4.7GPa で運転した試験後の下試験片のはく離部の外観とその断面観察を示す。はく離は, いずれも鋼球と下試験片の速度がゼロに近いストロークエンド付近で発生していることがわかった。また, 断面観察より, いずれも表面より直動運動する外側に向いたき裂が認められた。また, 断面観察において内部にはき裂は認められない。以上より, 条件 6, すなわち下試験片の硬度 HRC55, 鋼球-下試験片間の面圧 4.7GPa で発生したはく離は, 表面より直動運動する外側に向いてき裂が進展した表面起点型はく離であることがわかった。図 4-5 に条件 6 で発生したはく離部断面と CVJ 台上試験で発生したはく離部断面を示す。いずれのはく離も起動面中央には無く, ストロークエンド付近で発生し, き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展しており, このき裂が進展し, はく離に至った表面起点型のはく離であり, 固定式 CVJ と損傷状態が類似していることがわかる。

(3) HRC65

3.7, 4.1, 4.7GPa いずれの面圧においても, 総回転数 1.0×10^7 回で下試験片に摩耗以外の損傷は認められなかった。

4. 2. 4 まとめ

本研究では, 新たに開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて, 定常期にグリースに求められる機能のひとつである初期なじみで平滑化した表面を油膜(グリース膜)または添加剤による表面皮膜により保護し, はく離寿命を延長できるグリース開発, すなわちグリースの耐はく離性の優劣を判断できるよう, 先ず面圧と試験片の硬度の影響を確認し, どのような損傷となるか検証を行った。図 4-6 に面圧一下試験片硬度と試験後の損傷状態を示す。本試験において, 特に面圧が小さく, 下試験片の硬度が大きい条件では, 軽微な摩耗以外の損傷はおこらない。また, 特に面圧が高く, 下試験片の硬度が小さい条件では, はく離を発生させる以前に著しい摩耗を生じてしまい, 固定式 CVJ で発生するはく離を再現できないことがわかった。固定式 CVJ のはく離を新たに開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて短期間に再現するためには, 下試験片の硬度と面圧の選択が重要かつ必要で, 転がり滑り条件下で摩耗を伴いながらはく離する固定式 CVJ のはく離を再現することができた。

4. 3. スピンと滑り率の影響

固定式 CVJ のはく離を新たに開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて短期間に再現するためには、下試験片の硬度と面圧の選択が重要かつ必要で、転がり滑り条件下で摩耗を伴いながらはく離する固定式 CVJ のはく離を再現することができた。固定式 CVJ は外輪、内輪の移動距離が異なる往復揺動、すなわち直動方向の滑りを伴い、また転動体の作動角によるスピンを伴う。このスピンと滑り率の影響について本試験機を用いて検証を行った。

4. 3. 1 目的

スピンの影響の検証を行うためには、試験機の新たな開発が必要になった。4.2 節にて用いた試験機は、モータの駆動力を一つのクランク軸を介して試験片に伝達される。従つて、クランクの偏心量で、直動方向の移動距離と揺動角が決定してしまう。例えば、片軌道面偏心量が 5mm のときは、揺動角が $\pm 2.5^\circ$ で、上下総揺動角が $\pm 5^\circ$ と固定されてしまう。そのために、直動方向の移動距離を固定し、揺動角を変更するような試験を行い、スピンの影響を検証することが出来なかった。本研究では、直動方向の移動距離を一定とし、スピンの程度を変更できる仕様とするため、図 3-15 に示したように、上下の偏心軸を揺動用と直動用とを独立させる構造とした 2 号機を開発した。この構造により、直動方向の移動距離に影響されることなく、揺動角を変更することが可能となった。例えば、揺動用のクランク軸の偏心量を 0 とすれば、揺動角をとらない運転、すなわちスピンを伴わない往復運動を可能とした。本節ではそれを用いてはく離に対するスピンの影響を確認した。また、更に上下試験片の移動距離を変更して、はく離に対する直動方向の滑り率の影響を検証した。

4. 3. 2 スピンの影響

(1) 試験条件

試験片材質は 4.2 節と同じ、上試験片を SCM435、下試験片を SK105、鋼球を SUJ2 とした。その他試験条件を表 4-5 の条件 10 に示す。揺動角以外は、4.2 節で行った条件 6 と同一とし、下試験片硬さと面圧は、表面起点はく離が発生した HRC55, 4.7GPa とした。上下試験片を直動方向に駆動するクランク軸の位相は 180° ずらして設定し、クランク軸の位相が 0° のとき、鋼球と上下試験片の接触は、上下試験片の駆動部の端部に位置する。クランク軸の移動を開始し、位相が 90° の時、すなわち上下試験片を駆動するクランク軸の位相が直動方向に垂直に位置するとき、鋼球と上下試験片の接触は、上下試験片駆動部の

中央に位置する。位相が 180° の時、鋼球と上下試験片の接触は、 0° の時とは反対の上下試験片の駆動部の端部に位置する条件とした。また、上下試験片のストローク長さはいずれも $\pm 5\text{mm}$ とした。従って上試験片は、鋼球との接触する角度が 45° の V ブロックのため、鋼球が上試験片に追随し運動すると仮定した場合、下試験片の速度 V_1 に対し、鋼球と下試験片の接触点での鋼球の速度 $V_2 = \sqrt{2} V_1$ となる。揺動回数は 400cpm とした。2 号機は上下の偏心軸を揺動用と直動用とを独立させる構造とした為、直動方向の移動距離に影響されることなく、揺動角を変更することが可能となった。条件 10 は、揺動用のクランク軸の偏心量を 0 とし、条件 6 のスピンを伴わない往復運動で試験を行った。

(2) 試験結果

揺動用のクランク軸の偏心量を 0 とし、スピンを伴わない往復運動で試験を行った条件 10 の試験結果を表 4-6 に示す。4.2 節で行った $\pm 0.087\text{rad}$ の揺動角を設けてスピンを伴った条件 6 と同様に、条件 10 では、 3.82×10^6 , 1.95×10^6 回ではなく離が認められ、条件 6 とほぼ同等の結果が得られた。条件 6 および条件 10 の結果より、本試験においてスピンの影響は殆ど無い結果を得ることができた。

4. 3. 3 滑り率の影響

本試験機を用いてはく離に影響する条件を検討していく中で、前項でスピンの影響は殆ど認められないことが明らかになった。本項では、開発した 2 号機を用いてスピンを伴わない条件で、直動方向の滑り率の影響を確認した。

(1) 試験条件

試験条件は、直動方向の移動距離以外、前項の試験条件 10 と同一とした。試験条件を表 4-7 に示す。滑り率の影響を確認するため、表 4-7 に示す通り、上下の偏心軸を揺動用と直動用とを独立できる構造とした 2 号機を用いた。この 2 号機を用いることにより、直動方向の移動距離に影響されることなく、揺動角を変更することを可能とした。試験条件 11 は、揺動用の偏心軸の偏心量を 0 とし、揺動角をとらない運転、すなわちスピンを伴わない往復運動とした。また、試験条件 11 は、直動用偏心軸の偏心量を試験条件 10 より小さくして上軌道面振幅を $\pm 3.5\text{mm}$ とした。図 4-7 に直動用クランク軸の位相角に対する上試験片の直動方向の変位を示す。上試験片は、鋼球と接触する角度が 45° の V ブロックのため、鋼球が上試験片に追随して運動した場合、鋼球の移動距離は、 $\pm 5.0\text{mm}$ となる。下軌道面振幅は、試験条件 10 と同じ $\pm 5.0\text{mm}$ とした。図 4-8 に直動用クランク軸の位相角に対する直動方向に運動する上下試験片の速度、および鋼球と下試験片の接触点での鋼

球の速度を示す。条件 11 は、鋼球と下試験片の移動距離が同じとなり、鋼球と下試験片間の直動方向の滑り率を 0 とし、試験条件 10 の鋼球と下試験片間の直動方向の滑り率-34% と比較し、はく離に対する直動方向の滑り率の影響を確認した。

(2) 試験結果

鋼球と下試験片の直動方向の移動距離を同一とすることで、鋼球と下試験片間の直動方向の滑り率を 0 として試験を行った結果を表 4-8 に示す。試験条件 11 の滑り率を 0 とする条件においては、 8.0×10^6 回試験を継続しても、はく離は認められなかった。以上より、固定式 CVJ のはく離と同じ表面起点はく離を再現するためには、直動方向の滑りの影響が大きいことが明らかになった。

4. 3. 4 スピンの影響と滑り率の影響のまとめ

本節では、直動方向の移動距離を一定とし、スピンの程度を変更できる試験機を新たに開発し、それを用いてはく離に対するスピンの影響を確認した。また、更に上下試験片の移動距離を変更して、はく離に対する直動方向の滑り率の影響を検証した。

結果は、スピンの有無によるはく離に至るまでの総回転数の違いは認められず、本試験においてはく離に対するスピンの影響は殆ど認められなかった。また、直動方向の滑り率の影響は顕著に認められ、滑り率を 0 にするとはく離の発生は認められなかった。

スピンと直動方向の滑りを時間当たりの滑りの距離、すなわち滑り速度を下記の通り計算した。

1) スピンの滑り速度

条件 6、条件 10 における本試験のヘルツ接触円半径は 0.4mm、スピンを付与した条件 6 の上下総振動角 $\pm 5^\circ (\pm 0.087 \text{ rad.})$ より、スピンの滑り速度 U_1 は、 $U_1 = 0.4 \times 0.087 \times 2 \times 400 / 60 = 0.46 \text{ mm/s}$ となる。

2) 直動方向の滑り速度

鋼球一下試験片間の直動方向の接触点の移動距離は、鋼球 7.1mm、下試験片 5.0mm より、鋼球一下試験片間の滑り速度 U_2 は、 $U_2 = (7.1 - 5.0) \times 2 \times 400 / 60 = 28 \text{ mm/s}$ となる。

以上より、本往復動転がり滑り接触試験において、直動方向の滑りの影響が顕著に認められたが、スピンの影響が殆ど認められなかった要因は、上記 1)、2) より、滑りの程度が極端に異なり、直動方向の滑りに対し、スピンの滑りは無視できる程小さいためと考えられる。

4. 4. 往復動転がり滑り接触試験機を用いた固定式 CVJ はく離のメカニズム追及

固定式 CVJ のはく離を新たに開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて短期間に再現するためには、下試験片の硬度と面圧の選択が重要かつ必要であることがわかった。更に、開発した試験機を用いて試験を行い発生したはく離は、はく離部の断面観察より、固定式 CVJ の台上試験で発生するはく離と損傷状態が類似したはく離を再現することが出来た。両者ともに発生したはく離は、いずれも起動面中央には無く、ストロークエンド付近で発生し、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展しており、このき裂が進展し、はく離に至った表面起点型のはく離であり、損傷状態が類似していることがわかった。

本節では、次に往復動転がり滑り接触試験機を用いて、固定式 CVJ の表面起点はく離発生のメカニズムの追求を行った。

4. 4. 1 往復動転がり滑り接触試験機による鋼球の挙動

本節は、固定式 CVJ の表面起点はく離のメカニズム追及を目的とする。固定式 CVJ の運動を模擬して開発した往復動転がり滑り接触試験機で、図 4-9 に示すようにハイスピードカメラを用いて運転中の鋼球の挙動を観察し、き裂が表面より直動運動する外側に向いて進展するメカニズムを明らかにすることとした。

ハイスピードカメラで転動体の位置と転動体の挙動を観察した結果を図 4-10 に示す。図 4-10 の通り、往復動転がり滑り接触試験機は、上試験片と下試験片、鋼球、保持器の 4 つの要素からなり、鋼球は保持器で位置が拘束されている。表 4-9 にハイスピードカメラ観察時の運転条件を示す。試験は、4.2 節で行った試験条件 10 に準じて行い、鋼球の挙動がわかりやすいよう、揺動角を 0rad. とし、上試験片と下試験片、鋼球、保持器が接触する中で、鋼球がどのような挙動を示すか確認した。

本条件では、鋼球が上試験片に従動し、上試験片の速度が大きいため、鋼球は、上試験片の進行方向側の保持器に拘束され、位置が固定された状態で転がる。但し、本条件では、上試験片と下試験片の速度が異なるために、鋼球と下試験片は転がり滑りとなる。鋼球の挙動は、中央部から末端まではこの運動が続く。しかし、末端に到達した後、すなわち鋼球が一旦停止した後、上試験片が逆方向に移動する際、鋼球は保持器と鋼球の隙間を転がりながら反対方向に移動した。保持器の隙間を鋼球が移動する際、鋼球は保持器の拘束がなく、上試験片に従動され、純転がり運動をしていることが観察できた。

図 4-11 にハイスピードカメラによる観察から、鋼球の運動と接触面の接線力の負荷を改

めて整理した結果を示す。往路の中央部から末端までの鋼球と下試験片の運動は、鋼球が保持器で拘束されていること、および鋼球と下試験片の速度が異なることより、転がり滑り運動をしている。しかし、鋼球が末端で停止した後、反転する際、鋼球と保持器の隙間の存在により、鋼球は保持器の拘束が無く、反対方向へ移動を始める。このときの鋼球と下試験片の運動は、純転がりと考えられる。両末端の接線力の方向とき裂の向きを図 4-12 に示す。接触点での鋼球の速度が速いため、鋼球は、接触点の移動の方向と接線力の加わる方向が同じになる。一方、下試験片は、接触点の移動方向と接線力の向きが逆になる。また、下試験片の末端の運動は、保持器による鋼球位置の拘束により往路で転がり滑り、保持器の隙間による鋼球の位置の移動より、復路の動きはじめに純転がりとなる。従って下試験片の末端の接線力の負荷は往路のみに加わる。つまり往路の下試験片末端の応力は接触点の移動の方向とは反対の方向のみ加わり、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展するものと考えられる。固定式 CVJ の鋼球も保持器で拘束されている点で、開発した往復運動転がり滑り接触試験機の運動と一致する。台上試験を行うと、保持器の鋼球との接触部は摩耗して、定常期には鋼球、保持器間に隙間が出来る。従って、固定式 CVJ の内輪のストロークエンド部は、下試験片の末端と同じ運動をするため、末端に発生したき裂は表面より直動運動する外側に向いて進展するものと考えられる。一方、ストロークエンド以外の箇所は、上記と異なり、接線力の負荷が両方向に加わるため、往復運動の繰り返しにより、方向性のない細かなき裂が発生するものの、塑性流動および疲れき裂が進展しないものと考えられる。

4. 4. 2 ドライバとフォロワの関係の理論

第 1 章の固定式 CVJ の運動と損傷で述べたように、固定式 CVJ の鋼球は内輪、外輪の駆動面上を転がりながら揺動運動する。図 4-13 に示す通り、固定式 CVJ は転がり軸受のように鋼球と内外輪軌道面が等速に接触しない。内輪駆動面と外輪駆動面は、移動距離が異なるため、外輪駆動面の転がり速度 V_o と内輪駆動面の転がり速度 V_i が異なり、常に滑りを伴いながら運動している。外輪駆動面の転がり速度 V_o と内輪駆動面の転がり速度 V_i は、常に $V_o > V_i$ となる。従って、外輪と鋼球は外輪がドライバ、鋼球がフォロワの関係になる。一方、内輪と鋼球は内輪がフォロワ、鋼球がドライバの関係になる¹⁾。ドライバとフォロワの関係を記した図 4-14 において、上ローラの周速度 V が下ローラの周速度 V' より大きいとした場合、 $V > V'$ となる。上ローラが円周上で接触点が移動していく方向は、半時計周りになっており、トラクションの向きと同じである。一方、下ローラは、下ローラが円周上で接触点が移動していく方向が半時計周りに対して、トラクションの向きは逆で

ある。転がり接触面上における接触点の移動の向きと、トラクションの向きが一致するドライバと逆向きになるフォロワでは、図 4-15 より明らかにフォロワの寿命が短くなることが知られている²⁾。これは、図 4-16 のように、ドライバ側の表面のクラックは、閉口した状態で、ヘルツ接触を受ける、一方フォロア側の表面のクラックは、開口した状態でヘルツ接触を受ける。従って、ドライバ側のクラックからは、油が押出されてしまい、フォロワ側は油を含んだままでヘルツ接触を受けるため、フォロワ側にはく離が出やすいと WAY は提唱している³⁾。

4. 4. 3 ドライバとフォロワのき裂の方向性

(1) 目的

本節では、往復動転がり滑り接触試験および固定式 CVJ の台上試験におけるストロークエンド部で、き裂が表面より直動運動する外側に向いて進展するメカニズムを検証する。4.2, 4.3 節で行った往復動転がり滑り接触試験の鋼球と下試験片のドライバとフォロワの関係を逆転させて運転した場合にストロークエンドで発生するき裂の方向性を明らかにした。

(2) 試験条件

試験片材質は 4.2 節と同じ、上試験片を SCM435、下試験片を SK105、鋼球を SUJ2 とした。その他試験条件を表 4-10 に示す。鋼球の直動方向の接触点の移動距離、速度以外は、条件 11 と同一とした。図 4-17 にクランク軸の位相角に対する上下試験片の直動方向の変位を示す。条件 13 では、上試験片の振幅を $\pm 2.5\text{mm}$ と試験条件 11 の $\pm 5.0\text{mm}$ に対して小さくした。また、図 4-18 に位相角に対する上下試験片の直動方向の速度を示す。下試験片速度は、鋼球の速度より大きく、下軌道面の滑り率が +34% となる。以上より、一往復動中に下試験片の移動距離が長く、速度も大きいことから、下試験片は転がり接触面上における接触点の移動の向きと、トラクションの向きが一致するドライバとなり、鋼球がその逆のフォロワという関係になる。尚、本試験はき裂の方向性を明らかにすることが目的のため、はく離による損傷まで試験を継続するのではなく、 3.7×10^4 回で試験を強制停止させ、ストロークエンド部の断面観察を行いき裂の方向を確認した。

(3) 試験結果

図 4-19 に試験後の下試験片の外観を、図 4-20 に試験後の下試験片の断面観察を示す。図 4-20 より、 3.7×10^4 回と少ない運転回数にも関わらず、ストロークエンド部には表面上

り小さなき裂の存在が認められた。また、そのき裂には方向性があり、表面より直動運動する内側に向いて発生していることが認められた。図4-21に図4-3で示した条件6の試験後の断面写真と本試験の断面写真を比較する。下試験片がフォロワの条件6と下試験片がドライバの本条件では、き裂の方向が逆向きであることが確認出来た。

以上より、ストロークエンドで発生するき裂の方向は、下試験片がフォロワの場合、表面より直動運動する外側に、ドライバの場合、直動運動する内側に向いて進展することが明らかになった。

4. 4. 4 まとめ

固定式CVJの運動を模擬して開発した往復動転がり滑り接触試験機による試験で、固定式CVJの台上試験で発生するはく離と類似したはく離を再現することが出来た。両者共に発生するはく離は、いずれも起動面中央に無く、ストロークエンド付近で発生する。また、いずれもき裂が表面より直動運動する外側に向いて進展し、このき裂が進展してはく離に至った表面起点型のはく離であり、損傷状態は、両者で類似していることがわかった。

本節では、往復動転がり滑り接触試験機および固定式CVJで共通する保持器で拘束された鋼球の挙動に着目し、き裂が表面より直動運動する外側に向いて進展し表面起点はく離に至るメカニズムを明らかにした。

鋼球は、上試験片に従動し、上試験片の速度が大きいため、上試験片の進行方向側の保持器に拘束され、鋼球の位置が固定されながら転がり滑り運動する。しかし、末端に到達した後、すなわち鋼球が一旦停止した後、鋼球が逆方向に移動する際、鋼球は保持器と鋼球の隙間を転がりながら反対方向に移動する。この間鋼球は、保持器の拘束がなく、上試験片に従動され、純転がり運動をしていることを明らかにした。

図4-22にクランク軸の位相と往路・復路の摩擦係数の関係を示す。末端部の鋼球と下試験片の運動は、往路が転がり滑り、復路の一部で純転がり運動する。従って復路の一部の純転がり運動する箇所は、接線力の負荷が転がり滑り運動する往路一方向のみに加わる。すなわち、往路の末端部で転がり滑り運動をしている箇所では、下試験片側の接線力は、鋼球の接触点の移動の方向とは逆向きに加わる。よって、下試験片末端部のき裂は表面より直動運動する外側に向いて進展するものと考えられる。

固定式CVJは、面圧の高い内輪側で損傷しやすい。また、外輪と内輪の移動距離が異なることから、鋼球と内輪の速度も異なる。鋼球と内輪のドライバとフォロワの関係は、鋼球がドライバ、内輪がフォロワの関係にあり、油圧作用発生からフォロワである内輪側で損傷しやすくなる。従来の知見通り、内輪すなわちフォロワ側のき裂が進展し、はく離し

易い現象は WAY の説と矛盾しない。さらに固定式 CVJ のはく離は、内輪のストロークエンド部で発生しやすく、き裂が表面より直動運動する外側に向いて進展する。これは、保持器の摩耗による鋼球と保持器間の隙間により、末端部の鋼球と内輪の運動が、往路が転がり滑り、復路の一部で純転がり運動することに起因する。往復動転がり滑り接触試験機による検証で明らかになったように、復路の一部純転がり運動する箇所は、接線力の負荷が一方向のみに加わる。すなわち、往路の末端部で転がり滑り運動をしている箇所において、内輪側の接線力は、鋼球の接触点の移動の方向とは逆向きに加わる。よって、内輪末端部のき裂は表面より直動運動する外側に向いて進展するものと考えられる。一方、ストロークエンド以外の箇所は、上記と異なり、接線力の負荷が両方向に加わるため、往復運動の繰り返しにより、方向性のない細かなき裂が発生するものの、塑性流動および疲れき裂が進展しないものと考えられる。

4. 5 滑りの影響

固定式 CVJ のき裂が、ストロークエンド部で発生しやすく、またそのき裂が表面より直動運動する外側に向いて進展するメカニズムは、往路の一方向のみ転がり滑りが生じる影響が大きいことを前節で明らかにした。

本節では、開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて、極端な滑りを付与した場合に発生する損傷について、検証を行った。

4. 5. 1 目的

開発した往復動転がり滑り接触試験機は、上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させ往復運動させることに加え、上または下軌道面用クランク軸の位相角をずらして運転することも可能である。これにより、一往復動中に上軌道面と鋼球が停止し、下軌道面のみ駆動させ、特定の位相で極端に滑りを大きくする運転条件をとることができる。

本節では、下試験片の上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させずに、上軌道面の駆動位相を 60° ずらして試験を行い、極端な滑りを付与した場合に発生する損傷について、検証を行うこととした。

4. 5. 2 試験条件

図 4-23 に上軌道面駆動位相 60° ずらしの状態を示す。これまで 4.2, 4.3, 4.4 節で行つてきた上軌道面用クランク軸と下軌道面用クランク軸の位相は、 180° ずらして設定してい

た。すなわちクランク軸の位相が 0° のとき、鋼球と上下試験片の接触は、上下試験片の駆動部の端部に位置する。クランク軸の移動を開始し、位相が 90° の時、すなわち上下試験片を駆動するクランク軸の位相が直動方向に垂直に位置するとき、鋼球と上下試験片の接触は、上下試験片駆動部の中央に位置する。位相が 180° の時、鋼球と上下試験片の接触は、 0° の時とは反対の上下試験片の駆動部の端部に位置する。4.2, 4.3, 4.4 節の試験は、このような運動の繰り返しにより、揺動運動を伴いながら並進運動していた。一方、図 4-23 に示す上軌道面駆動位相 60° ずらしとは、上記の上軌道面用クランク軸と下軌道面用クランク軸の位相を 180° ずらした状態から、更に 60° 上軌道面駆動位相をずらした状態を言う。この場合の駆動軸の位相角毎の直動方向の下試験片および鋼球の速度、鋼球と下試験片の速度差を図 4-24 に示す。図 4-24 の駆動条件は、このときの上下試験片のストローク長さをそれぞれ $\pm 3\text{mm}$, $\pm 5\text{mm}$, 揺動回数を 400cpm とした。この条件により図 4-24 のようにクランク軸の位相が $120\text{~}150^\circ$, $300\text{~}330^\circ$ 付近では鋼球の速度が 0 に近い状態で、鋼球と下試験片の速度差が大きく、鋼球が停止した状態で鋼球と下試験片が滑りながら運動する。一方、 $30\text{~}60^\circ$, $210\text{~}240^\circ$ 付近では、鋼球と下試験片の速度差が 0 に近い状態で、鋼球と下試験片は転がりながら運動する。このような運動を繰り返し行うと、 $120\text{~}150^\circ$ また反転した場合の $300\text{~}330^\circ$ 付近では常に極端な滑りを伴う運転が可能となる。

試験条件を表 4-11 に示す。固定式 CVJ のはく離を短期間に再現するためには、下試験片の硬さと面圧の選択が重要であることを 4.2 節で明らかにした。本節では、面圧を 4.1GPa に固定し、滑りにより摩耗しやすい厳しい潤滑状態が想定されるため、下試験片の硬さを HRC55 に加え、さらに硬い HRC65 の 2 水準で試験を行うこととした。

4. 5. 3 試験結果および考察

(1) HRC55

下試験片の硬度を HRC55 で評価した試験結果を表 4-12 条件 14 に示す。結果は、いずれも十数万回で早期にはく離が認められた。17 万回で発生したはく離部の外観と、断面観察結果を図 4-25 に示す。はく離部の外観より、はく離は 4.2 節で発生したストロークエンド部では認められなかった。特に大きな損傷は、図 4-24 で示すクランク軸の位相が $120\text{~}150^\circ$ や $300\text{~}330^\circ$ 付近で認められた。この付近は、一往復動中に、一方で鋼球と下試験片の速度差が大きく、反転すると鋼球と下試験片の速度差が 0 に近い運転条件を繰り返す箇所である。従って、特に大きな損傷は、一方向のみ極端な滑りを伴う運動をする箇所で顕著に認められることになる。はく離部の断面観察より、表面よりき裂が認められ、内部にき裂の存在は認められず、はく離は表面起点型と考えられる。

以上より、開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて、一往復動中に極端な滑りを伴う箇所を設けた条件で試験を行った結果、早期に表面起点はく離が発生し、滑りの影響が極めて大きいことが明らかになった。

一般に用いられる歯車やレール、ころがり試験片などによる多くの研究⁴⁾において、き裂は表面の塑性流動について進展することが知られている。赤岡ら⁵⁾は、二円筒試験機を用いて試験片にマイクロビックアース圧痕をつけて、その移動量をもって塑性流動量を測定している。図 4-26 に結果を示す。反転動作有りと無しでは塑性流動量が異なり、反転動作無し、すなわち一方向運動の方が、明らかに塑性流動量が大きいことを示している。さらに、一方向運動で発生したき裂は、最大せん断応力位置に成長し、その形状は塑性流動に依存する。一方、反転動作を繰り返して発生したき裂は、方向性のない細かなき裂が発生するものの、塑性流動および疲れき裂の進展を阻止し、一方向運動の 10 倍以上寿命が延びることを示している。

固定式 CVJ や開発した往復動転がり滑り接触試験機のような往復運動において、保持器で拘束された鋼球は、ストロークエンド付近では、往路のみ転がり滑り運動をすることを前節で明らかにした。本節の試験条件は、一往復動中に、一方で鋼球と下試験片の速度差が大きい箇所を、反転する際、鋼球と下試験片の速度差が 0 に近い条件を繰り返す箇所を設けた。このような運動を繰り返すことで一桁以上少ない総回転数で表面起点はく離を発生させることができた。これは、一方向に極端な滑りが生じ塑性流動量が増し、き裂が表面の塑性流動について進展し、短期間ではく離が発生したものと考えられる。

(2) HRC65

下試験片を HRC65 で評価した試験結果を表 4-12 条件 15 に示す。結果は、いずれも数十万回程度ではく離が発生した。条件 15 で発生したはく離部とその断面観察結果を図 4-27 に示す。はく離は、下試験片硬度 HRC55 で行った条件 14 と同じ、図 4-24 で示すクランク軸の位相が 120~150° や 300~330° 付近で認められた。前述した通り、この付近は、一往復動中に、一方で鋼球と下試験片の速度差が大きく、反転すると鋼球と下試験片の速度差が 0 に近い運転条件を繰り返す箇所である。従って、下試験片硬度 HRC65 でもはく離は、一方向のみ極端な滑りを伴う運動をする箇所で顕著に認められることになる。しかし、断面観察の結果、条件 15 で発生したはく離は、はく離部及び非はく離部共に、内部にくし状のき裂の進展が認められた点で条件 14 とは現象が大きく異なった。図 4-28(c)に図 4-27(c)部の走査電子顕微鏡(SEM)観察結果を示す。図 4-28(d)(e)にき裂近傍部の観察結果を示す。(d)(e)部には白色組織が観察された。図 4-28(f)に、き裂の認められない箇所の観

察結果を示す。(f)部は球状炭化物を含む組織が認められ、き裂近傍(d)(e)部とは明らかに組織が異なっていることがわかる。この白色組織は、転がり疲れ寿命の極端な低下をもたらした自動車電装軸受^{6), 7)}にも認められているもので、繰返しせん断変形を受けることにより、マルテンサイト組織が粒径数十 nm の超微細フェライト粒の集合体に変化したものである。この白色組織への変化は、材料中の水素含有量が増加し、水素が本はく離形態に影響を及ぼしていると考えられている⁸⁾、また水素雰囲気での転がり疲れ寿命は、空气中と比較して極端に短くなるとの報告もある^{9), 10)}。本はく離形態が発生する使用条件としては、まだ解明されていない部分が多いが、特殊な潤滑油が使用される場合や急加減速など軸受転走部に滑りが発生する条件下で使用される場合に発生することが報告されている^{11), 12)}。たとえば Fujita らは、特殊潤滑油条件下で軸受試験を行った結果、白色組織の発生およびそれを起因とするはく離は、最大面圧位置ではなく、面圧と滑り速度を掛け合せた PV 値の最大のところで発生すると報告している。本試験においても、高硬度鋼を用いた、極端な滑りを伴う条件 15 に限り、白色組織への組織変化を伴う内部起点型のはく離の発生が認められた。白色組織変化を伴う内部起点はく離は、高硬度鋼で起こる現象であり、また最も有効な対策は鋼の強度を下げて水素脆化感受性を低下する方法と言われている^{13)~16)}。条件 15 に限り白色組織への組織変化を伴う内部起点型のはく離が認められた要因は、下試験片の高硬度化と一往復動中に鋼球が停止し、下試験片と鋼球が滑り運動をするような極端な滑りの影響によるものと考えられる。

図 2-13、図 2-14 で示した著しく耐摩耗性に劣る Grease A を用いて固定式 CVJ の台上試験を行い、耐久試験後の内輪損傷部および断面を観察した結果が図 1-17 である。固定式 CVJ においても、白色組織への組織変化を伴う内部起点はく離が認められた例もある。開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて、下試験片の高硬度化と極端な滑りを付与することで、固定式 CVJ の台上試験で耐摩耗性が著しく悪いグリースを用いて評価した際に発生した、内部起点型はく離も再現することが出来た。

4. 5. 4 まとめ

本節では、下試験片の上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させずに、上軌道面の駆動位相を 60°ずらして試験を行い、極端な滑りを付与した場合に発生する損傷について、下試験片の硬度毎に検証を行った。

1) HRC55

4.2 節よりも一桁以上少ない総回転で表面起点はく離が発生することがわかった。これ

は, 一方向の極端な滑りにより塑性流動量が増し, き裂が表面の塑性流動につれて進展し, 短期間ではく離が発生したものと考えられる.

2) HRC65

数十万回で一方向滑りが加わる箇所ではく離が発生することがわかった. このはく離は, 断面観察の結果, はく離部及び非はく離部共に, 内部にくし状のき裂の進展が認められ, 白色組織を伴う内部起点はく離であった. これは, 下試験片の高硬度化と一往復動中に鋼球が停止し, 下試験片と滑り運動をするような極端な滑りの影響によるものと考えられる.

4. 6 開発した往復動転がり滑り接触試験機の検証および固定式 CVJ はく離のメカニズム追求まとめ

本研究では, 新たに開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて, 定常期のグリースに求められる機能のひとつである初期なじみで平滑化した表面を油膜(グリース膜)または添加剤による表面皮膜により保護し, はく離寿命を延長できるグリース開発, すなわちグリースの耐はく離性の優劣を判断できるよう, 先ず面圧と試験片の硬度の影響を確認し, どのような損傷となるか検証を行った. 本章の試験において, 特に面圧が小さい, または下試験片の硬度が大きい材料では, 軽微な摩耗以外の損傷はおこらない. また, 面圧が大きい, または下試験片の硬度が小さい材料を用いては, はく離を発生させる以前に著しい摩耗を生じてしまい, はく離を再現できないことがわかった. 固定式 CVJ のはく離を新たに開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて短期間に再現するためには, 先ず下試験片の硬度と面圧の選択が重要かつ必要で, 転がり滑り条件下で摩耗を伴いながらはく離する固定式 CVJ のはく離を再現することができた.

次に上下の偏心軸を揺動用と直動用とを独立させる構造とした2号機を開発し, クランク軸の偏心量を0とし, スピンを伴わない往復運動で試験を行った. スピンの有無に関わらず, 同程度の回数ではく離が発生し, 本試験におけるスピンの影響は殆ど無い結果が得られた. また, 直動方向の滑り率の影響は大きく, 鋼球と下試験片間の直動方向の滑り率を0として試験を行うとはく離は認められなかった.

往復動転がり滑り接触試験機および固定式 CVJ の台上試験で発生するはく離は, いずれも起動面中央には無く, ストロークエンド付近で発生し, き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展しており, このき裂が進展しあく離に至った表面起点型のはく離であり, 損傷状態が類似していることがわかった.

本章では、両者で共通している保持器で拘束された鋼球の挙動に着目し、両者のはく離の特徴である、き裂が表面より直動運動する外側に向いて進展し表面起点はく離に至るメカニズムを明らかにした。鋼球は、上試験片に従動し、上試験片の速度が大きいため、上試験片の進行方向側の保持器に拘束されながら、転がり滑り運動する。しかし、鋼球が末端に到達した後、すなわち鋼球が一旦停止した後、上試験片が逆方向に移動する際、鋼球は保持器と鋼球の隙間を転がりながら反対方向に移動する。この間鋼球は、保持器の拘束がなく、上試験片に従動され、往路に比べ滑りが少なく、純転がり運動をしていることが明らかになった。すなわち、末端部では、往路のみ滑りが生じ、またその接線力は、鋼球の接触点の移動の方向とは逆向きに加わり、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展するものと考えられる。

固定式 CVJ は、面圧の高い内輪側で損傷しやすい。また、外輪と内輪の移動距離が異なることから、鋼球と内輪の速度も異なる。鋼球と内輪のドライバとフォロワの関係は、鋼球がドライバ、内輪がフォロワの関係にあり、油圧作用発生からフォロワである内輪側で損傷しやすくなる。従来の知見通り、内輪すなわちフォロワ側のき裂が進展し、はく離し易い現象は WAY の説と矛盾しない。さらに固定式 CVJ のはく離は、ストロークエンド部で発生しやすく、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展する。これは、鋼球が保持器に拘束されることによるもので、鋼球と保持器の隙間により、末端部において往路で転がり滑り、復路で転がり運動する。すなわち内輪の末端表面部は、往路のみ転がり滑り運動することから、接線力が鋼球の接触点の移動の方向とは逆向きのみに加わる。従って、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展し、表面起点はく離に至ることが明らかになった。一方、ストロークエンド以外の箇所は、上記と異なり、接線力の負荷が両方向に加わるため、往復運動の繰り返しにより、方向性のない細かなき裂が発生するものの、塑性流動および疲れき裂が進展しないものと考えられる。

これまで開発した往復動はく離接触試験機を用いて、固定式 CVJ はく離のメカニズムを追求していく上で、滑りの寄与が大きいことが明らかになった。本試験機は下試験片の上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させずに、上軌道面の駆動位相を 60° ずらして試験を行うことも可能である。これにより一往復動中に鋼球が停止し、下試験片と滑り運動をするような箇所を設けて試験を行うことができる。このような条件で試験を行った結果、いずれも十数万～数十万回程度ではく離が発生した。また試験片の硬度の違いで、発生するはく離が表面起点型と内部起点型に大きく分かれた。HRC55 の下試験片では、滑りが少ない条件に比べ、一桁以上少ない総回転で表面起点はく離を発生させることができた。これは、一方向で滑り、反転方向で転がる運動を繰り返すことにより、接触点での

接線力の負荷が一方向に加わり、塑性流動量が増し、き裂が表面の塑性流動につれて進展し、短期間ではく離が発生したものと考えられる。また HRC65 の下試験片では、発生したはく離は、はく離部及び非はく離部共に、内部にくし状のき裂の進展が認められた。下試験片の高硬度化と極端な滑りを付与することで、固定式 CVJ の台上試験で耐摩耗性が著しく悪いグリースを用いて評価した際に発生した、内部起点型はく離も再現することが出来た。

本研究で開発した往復動転がり滑り接触試験機は、条件によって様々な損傷が生じることが明らかになり、固定式 CVJ のはく離を再現すると同時に、固定式 CVJ を模擬した運動が可能で有り、はく離に至るメカニズム追及を可能とした。今後は本章で明らかになつたメカニズムから、更にグリース組成、物性の評価に役立てていきたいと考える。

参考文献

- 1) 木村好次・岡部平八郎：トライボロジー概論 第11版，養賢堂（2008）。
- 2) 曾田・山本：差動滑りを含む接触曲面のころがり疲れ，潤滑，21,2(1976)107.
- 3) Way,S.,J., J.Appl. Mech. : Pitting due to rolling contact, Transaction of the ASME,Journal of Applied Mechanics,Vol.2(1935)A49.
- 4) 石橋・横手：日本機械学会論文集，35, 277 (1969) 1929.
- 5) 赤岡・似内・豊田：ころがり疲れの研究，18, 10 (1973) 746.
- 6) 玉田・前田・対馬：電装・補機用軸受に見られる新しいタイプのミクロ組織変化，NTN Technical Review,61 (1992) 29.
- 7) 村上・武村・中・他：オルタネータ用軸受疲労メカニズムの解明，NSK Tech. Report, 656(1993)1.
- 8) K.Tamada et al. : Occurrence of Brittle Flaking on Bearings Used for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary,Wear,199,2(1996)245.
- 9) 遠藤・董・今井・山本：水素雰囲気での転がり疲れに関する研究，トライボロジスト，49, 10(2004)801.
- 10) 今井裕・今井淳一：水素雰囲気の転がり疲れ - 潤滑剤からの検討，トライボロジー会議予稿集，名古屋(2008)351.
- 11) 三田村：転がり軸受の疲れとその研究動向，トライボロジスト，53, 10(2008)641.
- 12) S.Fujita et al. : Research of New Factors Affecting Rolling Contact Fatigue Life, Proceedings of WTC 2005-63400,Washington(2005).
- 13) 椿野晴繁：遅れ破壊，検査技術，8 (2001) 42.
- 14) エネルギー総合工学研究所編：水素の物性と安全ガイドブック，新エネルギー・産業技術総合開発機構，(2003)。
- 15) A.R.Troiano : The Role of Hydrogen and Other Interstitials in The Mechanical Behavior of Metals, Transactions of The ASM,52(1960)54.
- 16) 吉澤四郎：鉄鋼材料の表面と水素ぜい性，金属表面技術，32, (1981) 2.
- 17) 山本雄二・兼田楨宏：トライボロジー 第2版第1刷，理工学社，(2010.12).

表 4-1 下試験片の諸元

材質	SK材
硬さ HRC	45,55,65
焼き入れ方式	ズブ焼入れ
粗さ(μ m) Ra	0.2
研削の向き	直動方向に垂直

表 4-2 試験グリースの内容と性状

増ちょう剤	ジウレア
基油	鉱油
添加剤	—
混和ちょう度	400

表 4-3 試験条件

		条件								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
下試験片硬さ	HRC	45	45	45	55	55	55	65	65	65
鋼球-下試験片間 の直動方向の接 触点の移動距離 (mm)	鋼球							7.1		
	下試験片							5.0		
速度(mm/s)	鋼球							-296～+296		
	下試験片							-209～+209		
下試験片角速度(rad/s)							41.9			
上下総揺動角(rad)							±0.087			
鋼球-下試験片間の面圧 (GPa)		3.7	4.1	4.7	3.7	4.1	4.7	3.7	4.1	4.7

表 4-4 試験結果

		条件								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
下試験片 硬さ	HRC	45	45	45	55	55	55	65	65	65
鋼球-下試験片間 の面圧, GPa		3.7	4.1	4.7	3.7	4.1	4.7	3.7	4.1	4.7
結果, 総回転数 ($\times 10^6$)		10.0< 10.0<	5.84 (摩耗大)	1.58 (摩耗大)	10.0< 10.0<	7.80 (はく離)	2.98 (はく離)	10.0< 10.0<	10.0< 10.0<	10.0< 10.0<

表 4-5 試験条件

	条件	
	6	10
下試験片硬さ HRC		55
鋼球-下試験片間 の直動方向の接 触点の移動距離 (mm)	鋼球	7.1
	下試験片	5.0
速度(mm/s)	鋼球	-296～+296
	下試験片	-209～+209
下試験片角速度(rad/s)		41.9
上下総揺動角(rad)	±0.087	0
鋼球-下試験片間の面圧 (GPa)		4.7

表 4-6 試験結果

	条件	
	6	10
下試験片硬さ HRC		55
上下総揺動角 (rad)	±0.087	0
鋼球-下試験片間の面圧 (GPa)		4.7
結果、総回転数 ($\times 10^6$)	2.98 (はく離) 5.59 (はく離)	3.82 (はく離) 1.95 (はく離)

表 4-7 試験条件

		条件	
		10	11
下試験片硬さ	HRC	55	
鋼球-下試験片間 の直動方向の接 触点の移動距離 (mm)	鋼球	7.1	5.0
	下試験片	5.0	
速度(mm/s)	鋼球	-296～+296	-209～+209
	下試験片	-209～+209	
下試験片角速度(rad/s)		41.9	
上下総揺動角(rad)		0	
鋼球-下試験片間の面圧 (GPa)		4.7	

表 4-8 試験結果

		条件	
		10	11
鋼球-下試験片間 の直動方向の接 触点の移動距離 (mm)	鋼球	7.1	5.0
速度(mm/s)	鋼球	-296～+296	-209～+209
	下試験片	-209～+209	
結果, 総回転数($\times 10^6$)		3.82 (はく離) 1.95 (はく離)	8.00 < (試験打ち切り) 8.00 < (試験打ち切り)

表 4-9 ハイスピードカメラ観察時の運転条件

条件12		
下試験片硬さ	HRC	55
鋼球-下試験片間 の直動方向の接 触点の移動距離 (mm)	鋼球	7.1
	下試験片	5.0
速度(mm/s)	鋼球	-296～+296
	下試験片	-209～+209
下試験片角速度(rad/s)		41.9
上下総揺動角(rad)		0
鋼球-下試験片間の面圧 (GPa)		4.7

表 4-10 試験条件

条件13		
下試験片硬さ	HRC	55
鋼球-下試験片間 の直動方向の接 触点の移動距離 (mm)	鋼球	3.5
	下試験片	5.0
速度(mm/s)	鋼球	-148～+148
	下試験片	-209～+209
下試験片角速度(rad/s)		41.9
上下総揺動角 (rad)		0
鋼球-下試験片間の面圧 (GPa)		4.7
結果, 総回転数($\times 10^4$)		3.7 (強制停止)

表 4-11 試験条件

		条件14	条件15
下試験片硬さ	HRC	55	65
鋼球-下試験片間 の直動方向の接 触点の移動距離 (mm)	鋼球	4.2	
	下試験片	5.0	
速度(mm/s)	鋼球	-178～+178	
	下試験片	-209～+209	
下試験片角速度 (rad/s)		41.9	
上下総揺動角(rad)		0.070	
鋼球-下試験片間の面圧 (GPa)		4.1	
上軌道面駆動位相(deg.)		60	

表 4-12 試験結果

	条件14	条件15
上軌道面駆動位相(deg.)	55	60
結果, 総回転数($\times 10^6$)	0.17 (はく離) 0.15 (はく離)	0.18 (はく離) 0.29 (はく離) 0.34 (はく離) 0.35 (はく離) 0.41 (はく離) 0.45 (はく離) 0.49 (はく離) 0.50 (はく離) 0.50 (はく離) 0.83 (はく離)

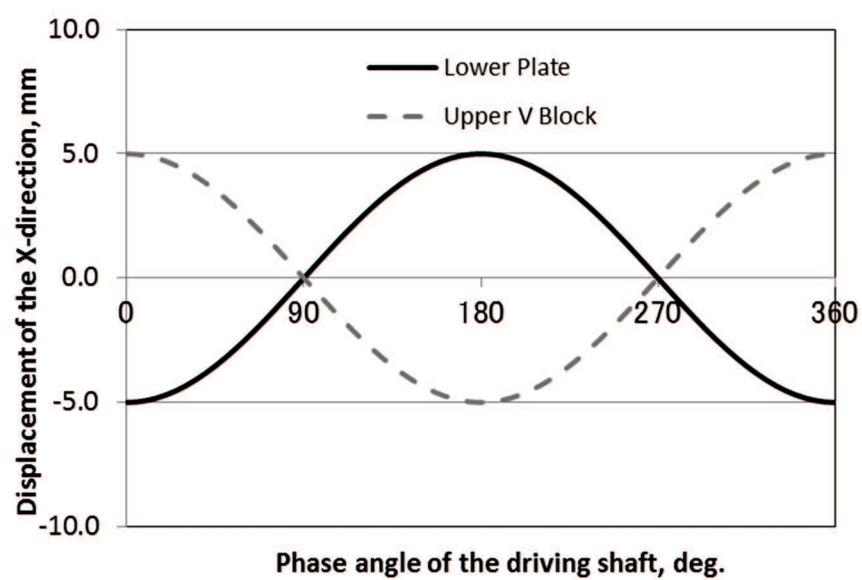


図 4-1 クランク軸の位相角に対する
上下試験片の直動方向の変位

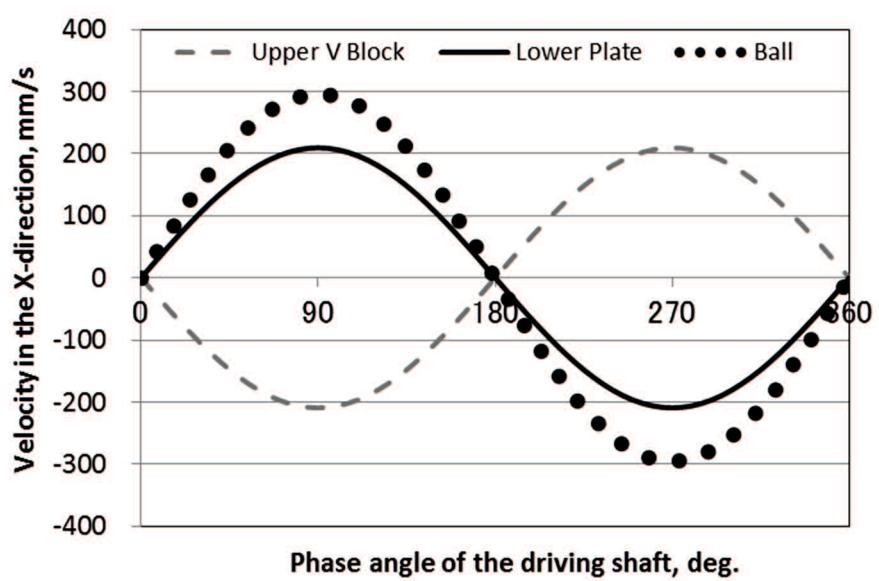


図 4-2 位相角に対する上下試験片と鋼球の速度

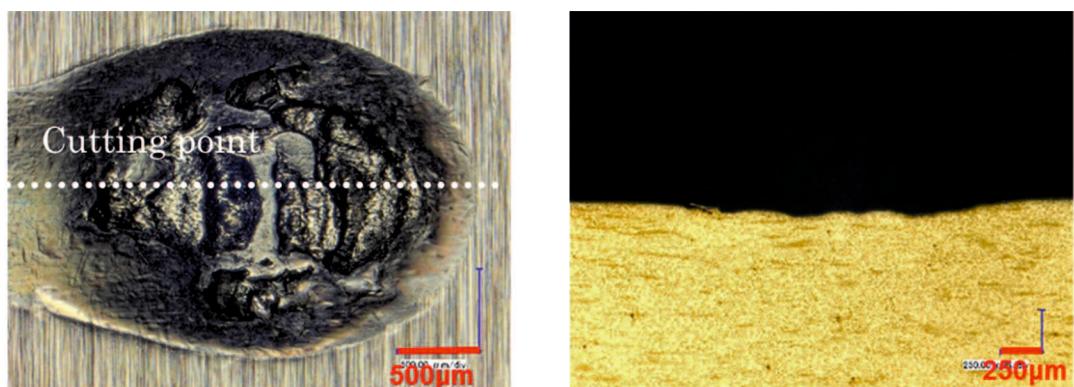


図 4-3 条件 6 の試験後のはく離部とその断面観察結果
(総回転数 2.98×10^6 回で停止)

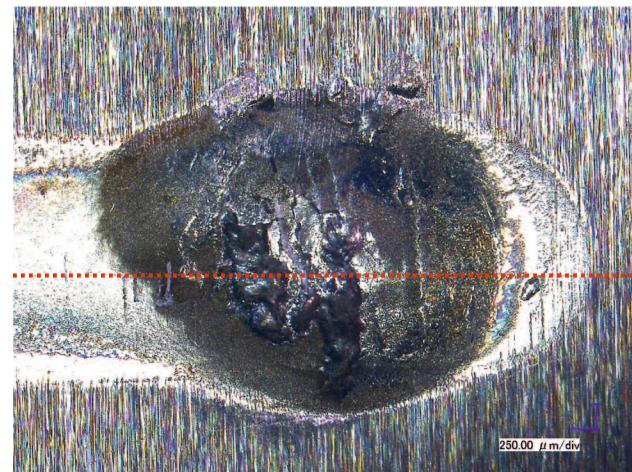
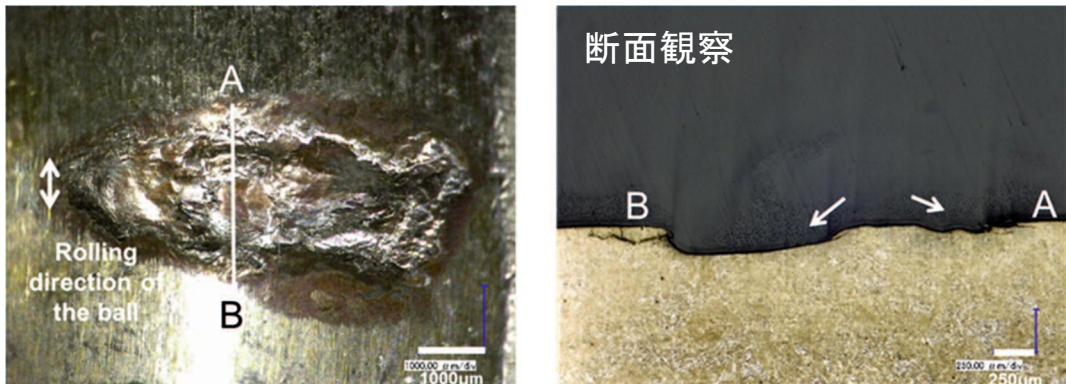


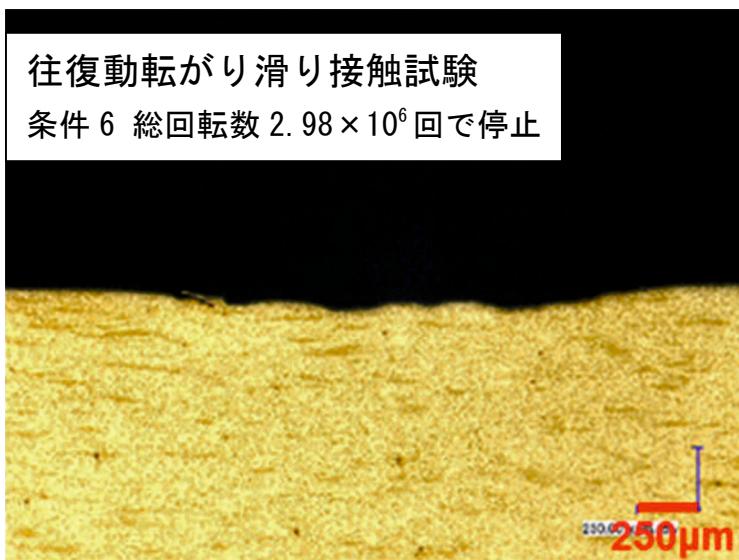
図4-4 条件6の試験後のはく離部とその断面観察結果
(総回転数 5.59×10^6 回で停止)

CVJ 台上試験



往復動転がり滑り接触試験

条件 6 総回転数 2.98×10^6 回で停止



往復動転がり滑り接触試験

条件 6 総回転数 5.59×10^6 回で停止

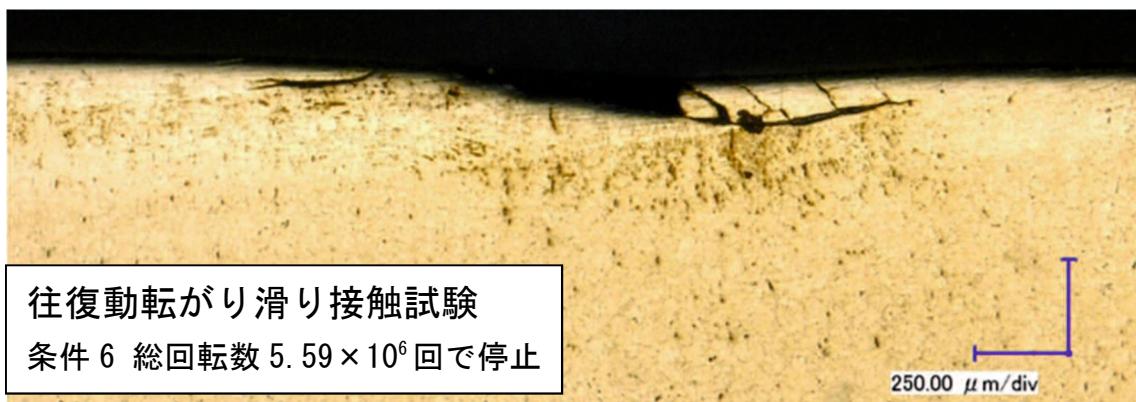


図 4-5 条件 6 と固定式 CVJ はく離部の断面観察結果の比較

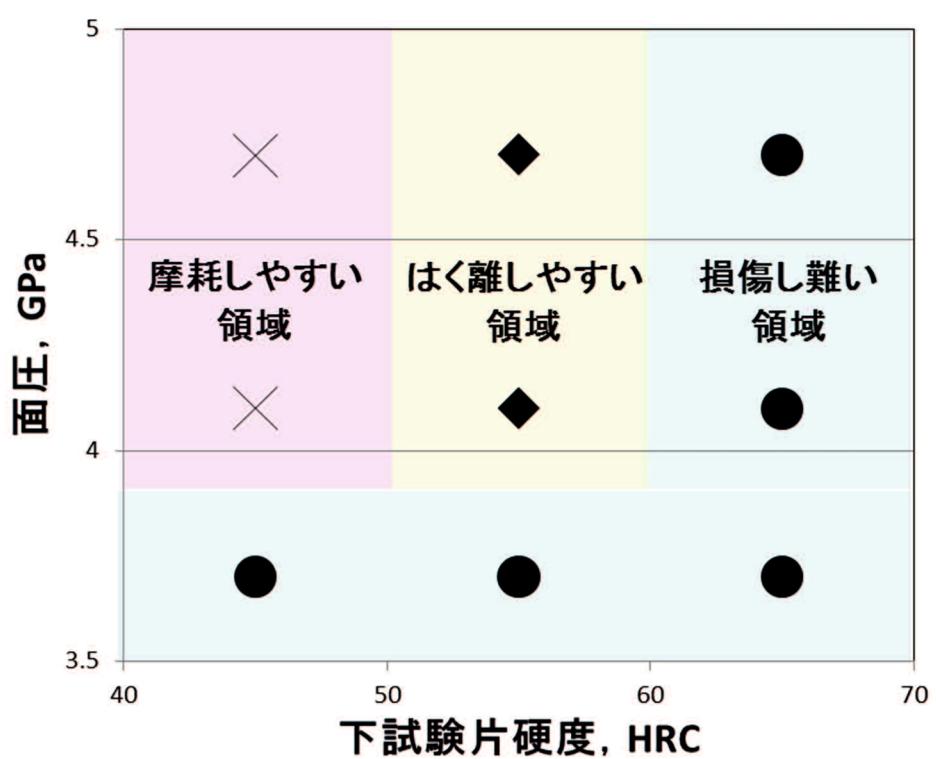


図4-6 面圧・下試験片硬度と試験後の損傷状態

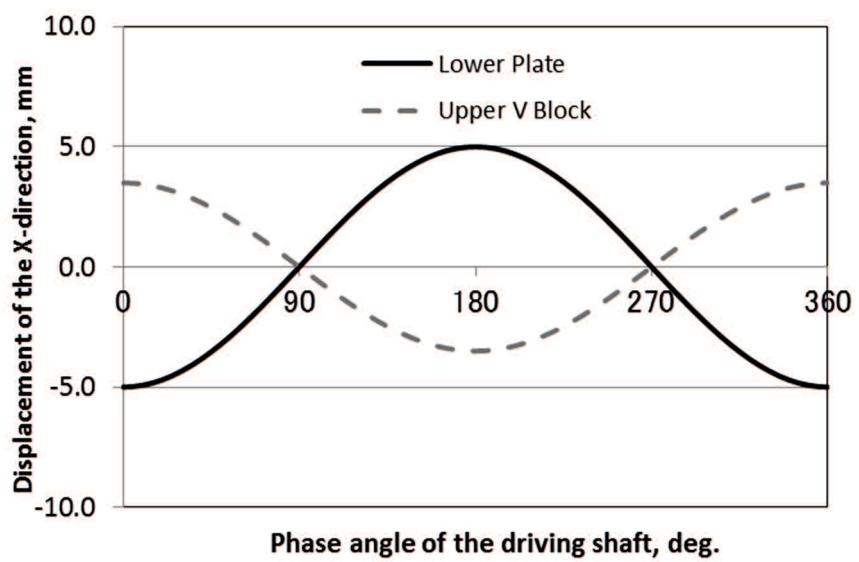


図4-7 位相角に対する上下試験片の直動方向の変位

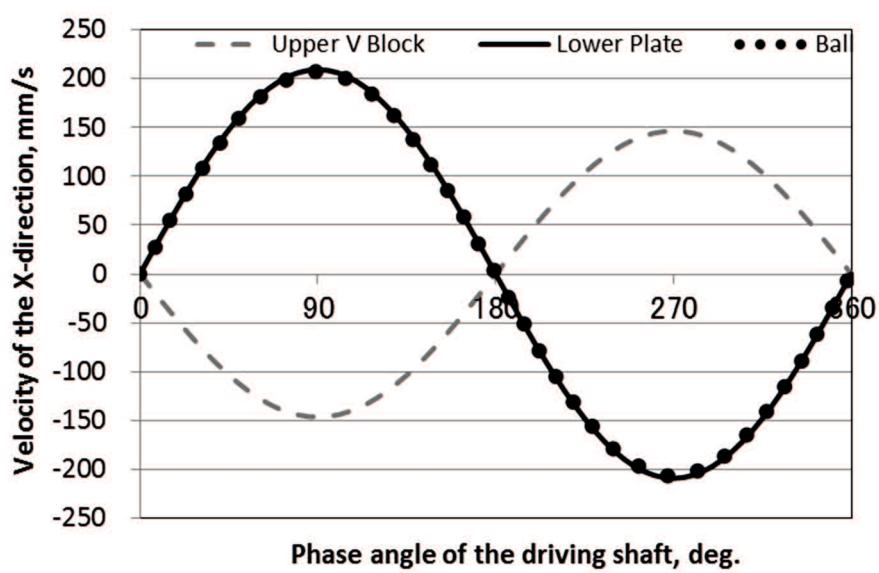


図 4-8 位相角に対する上下試験片の直動方向の速度

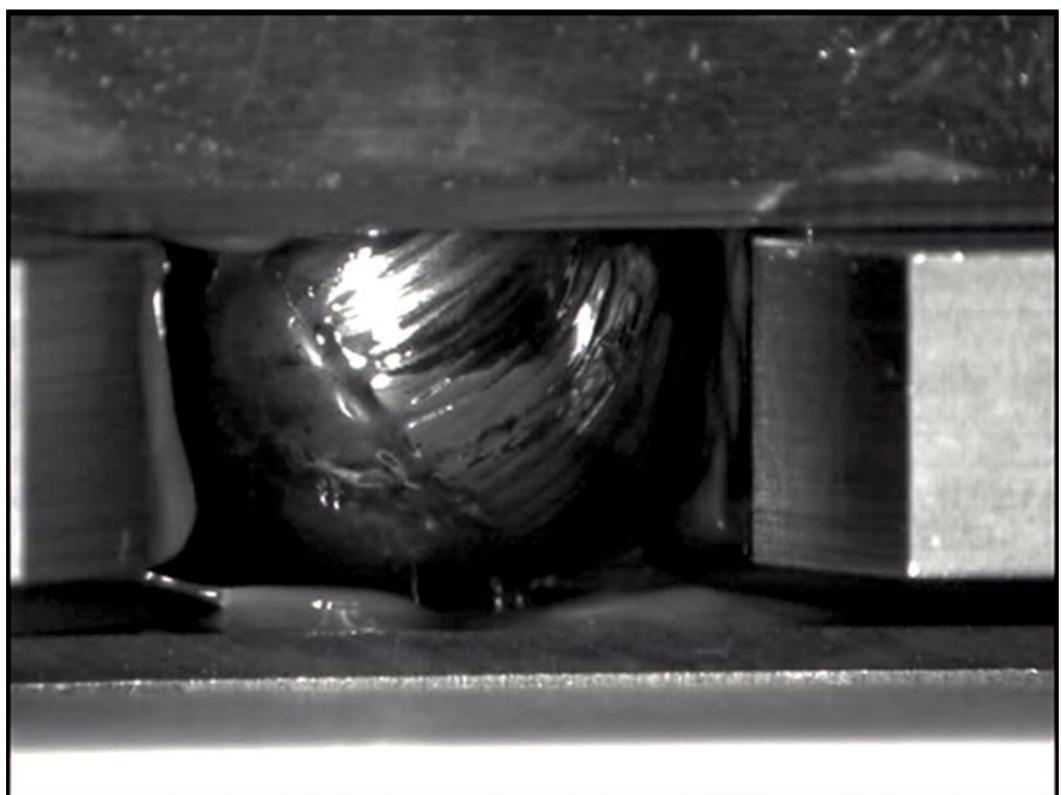
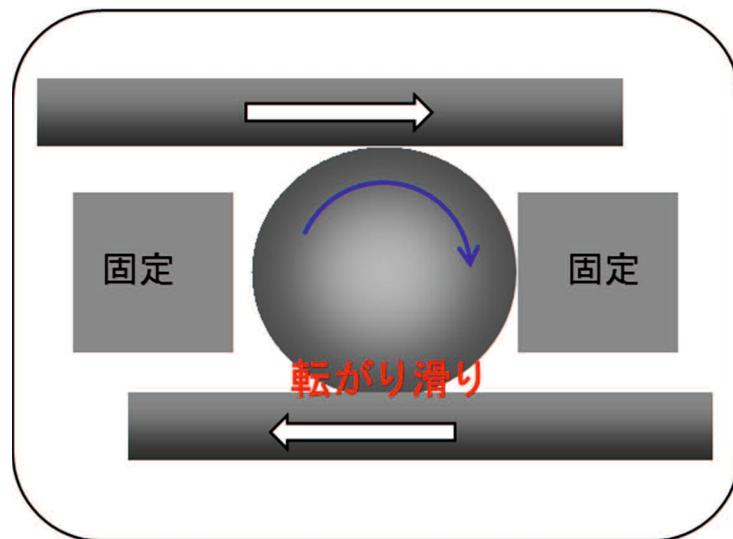


図4-9 ハイスピードカメラによる鋼球の挙動観察

中央部～停止時(末端)



ストロークエンドから起動時

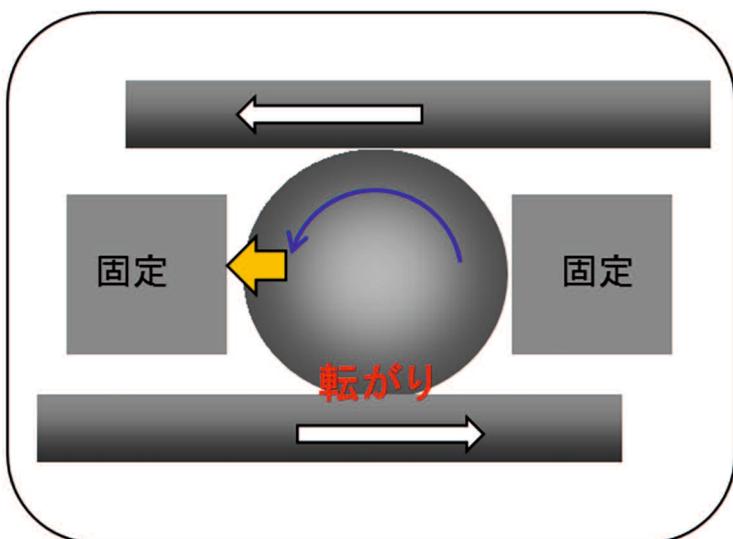
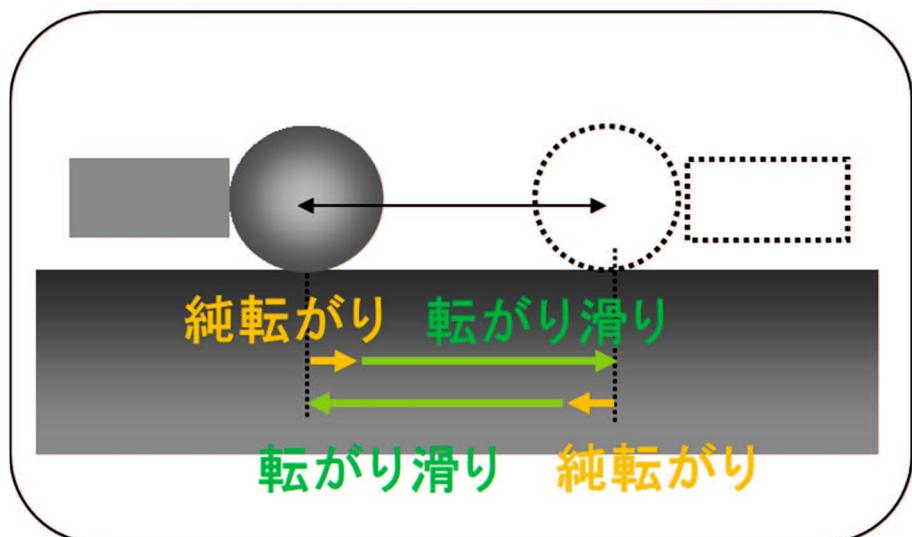


図4-10 ハイスピードカメラで観察した転動体の位置と転動体の挙動

各位置のボールの運動



金属への接線力の負荷

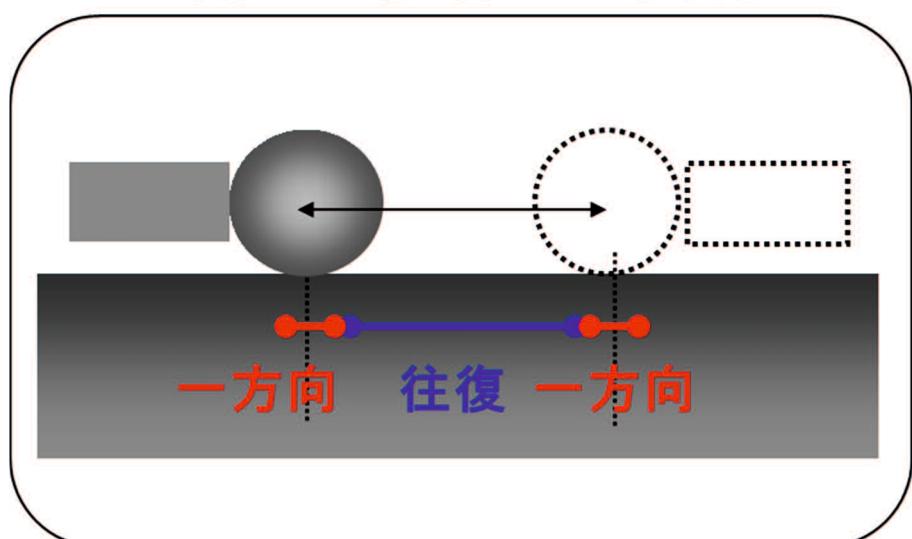


図4-11 往路、復路各位置の鋼球の運動と
下試験片の金属接触への接線力の負荷

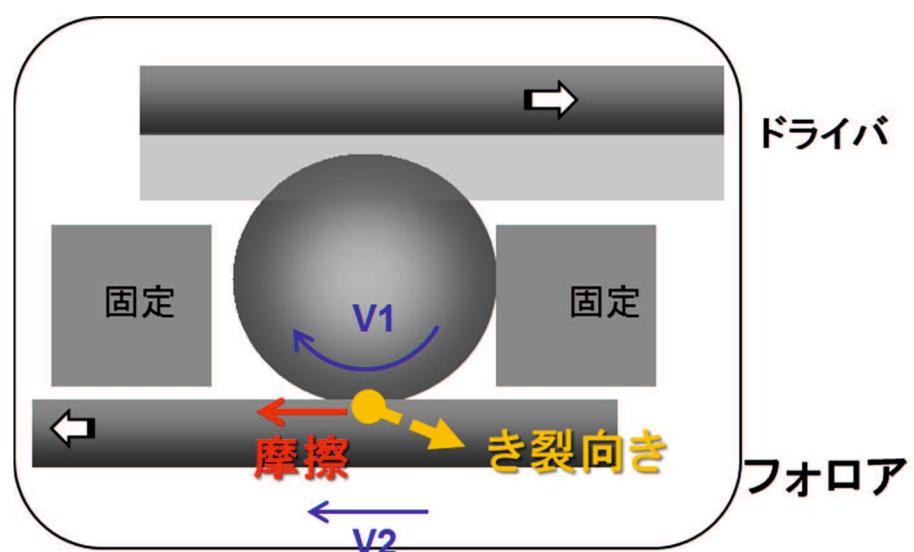


図4-12 末端のき裂の向き

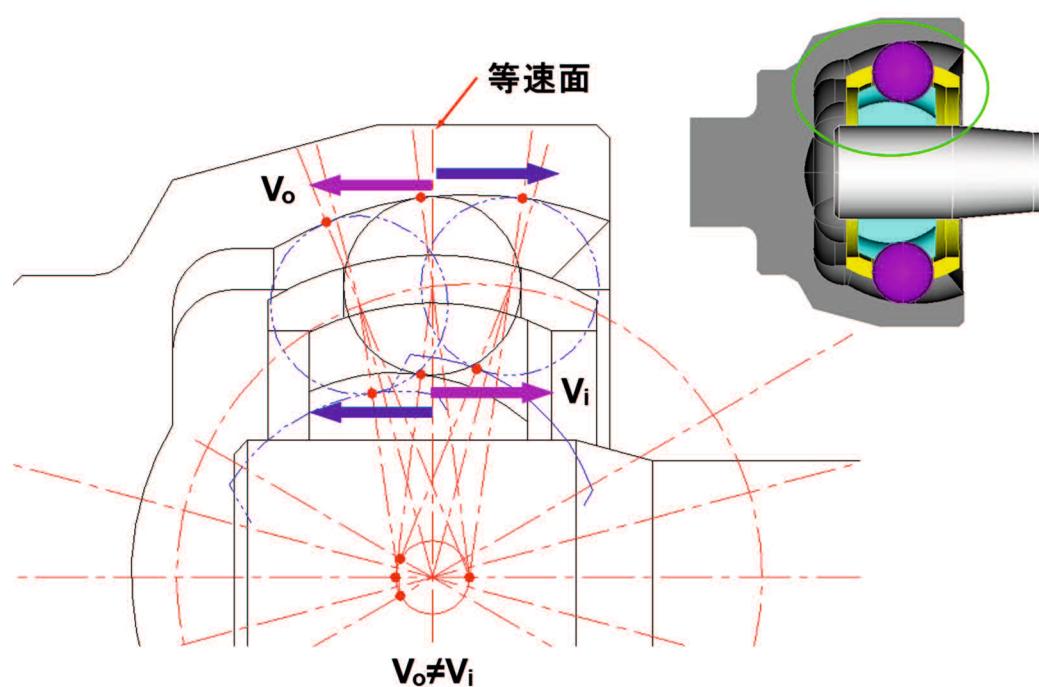


図4-13 固定式CVJの内外輪の移動距離と転がり滑り速度

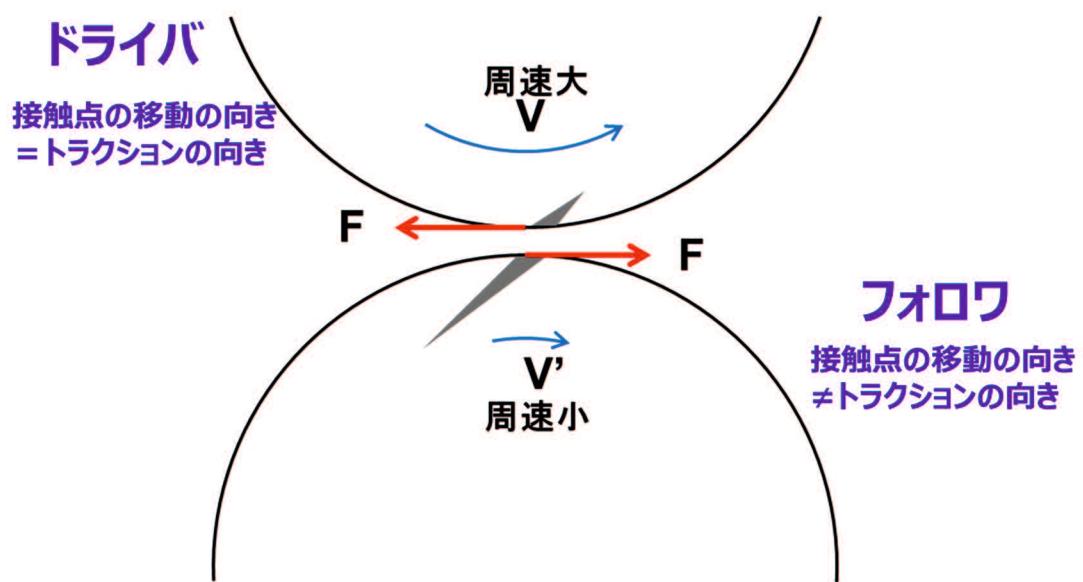


図 4-14 転がり滑り接触

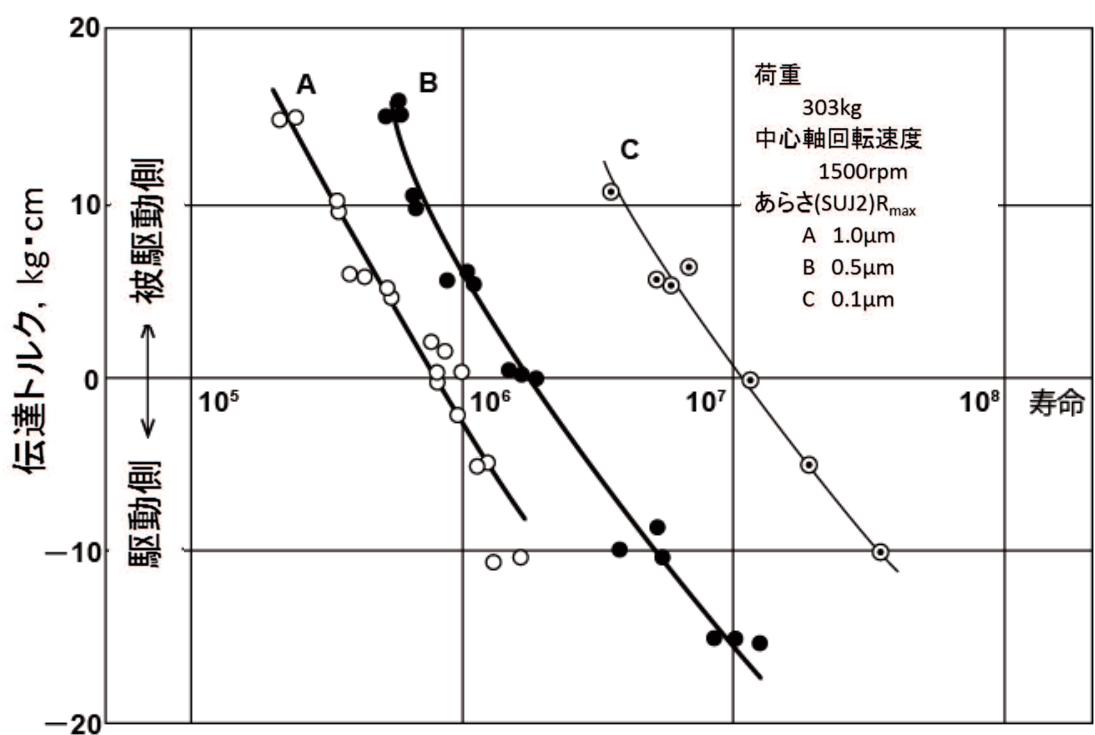
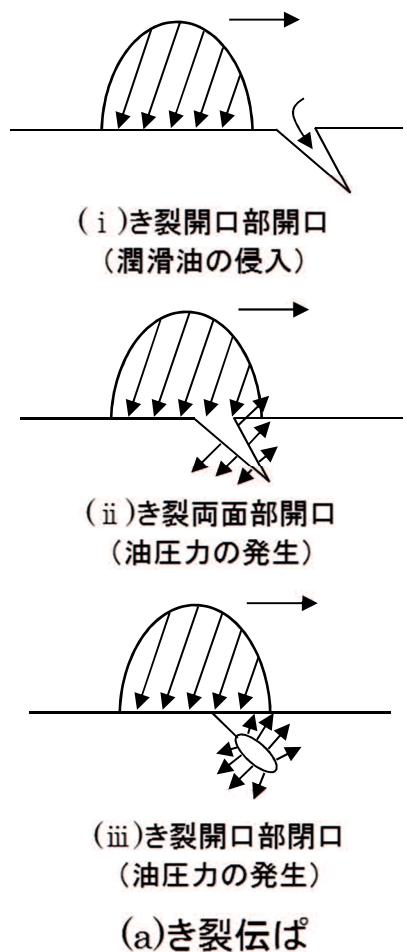


図4-15 トランクションと寿命
(文献2) より転載)

フォロワ 接触点の移動の向き ≠ トランクションの向き



ドライバ 接触点の移動の向き = トランクションの向き

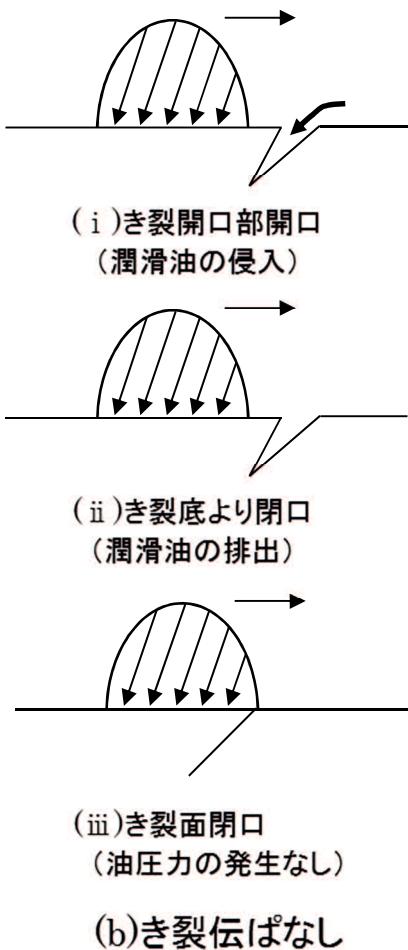


図4-16 き裂の伝ばに及ぼす油圧作用の影響
(文献17) より転載)

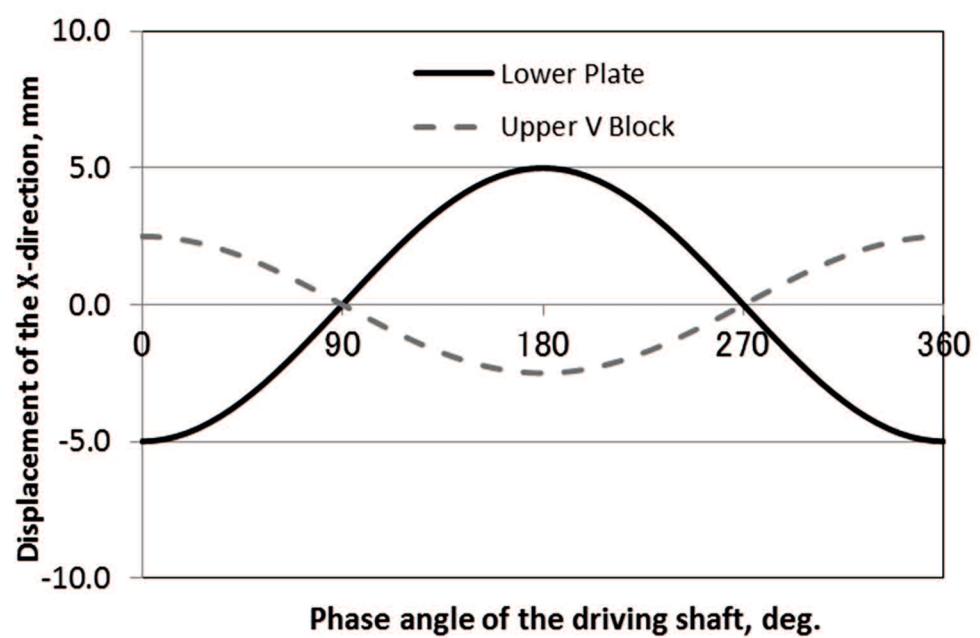


図4-17 クランク軸の位相角に対する上下試験片の直動方向の変位

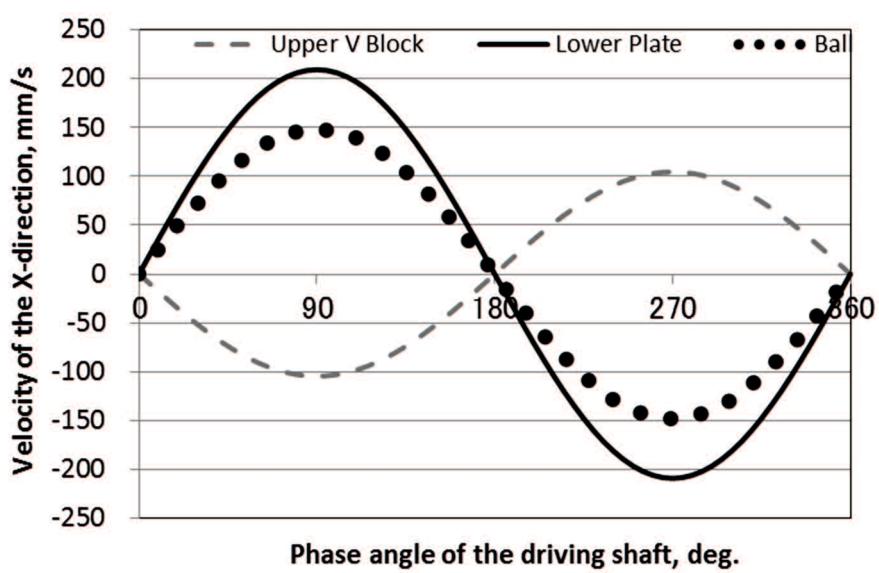


図4-18 位相角に対する上下試験片の直動方向の速度

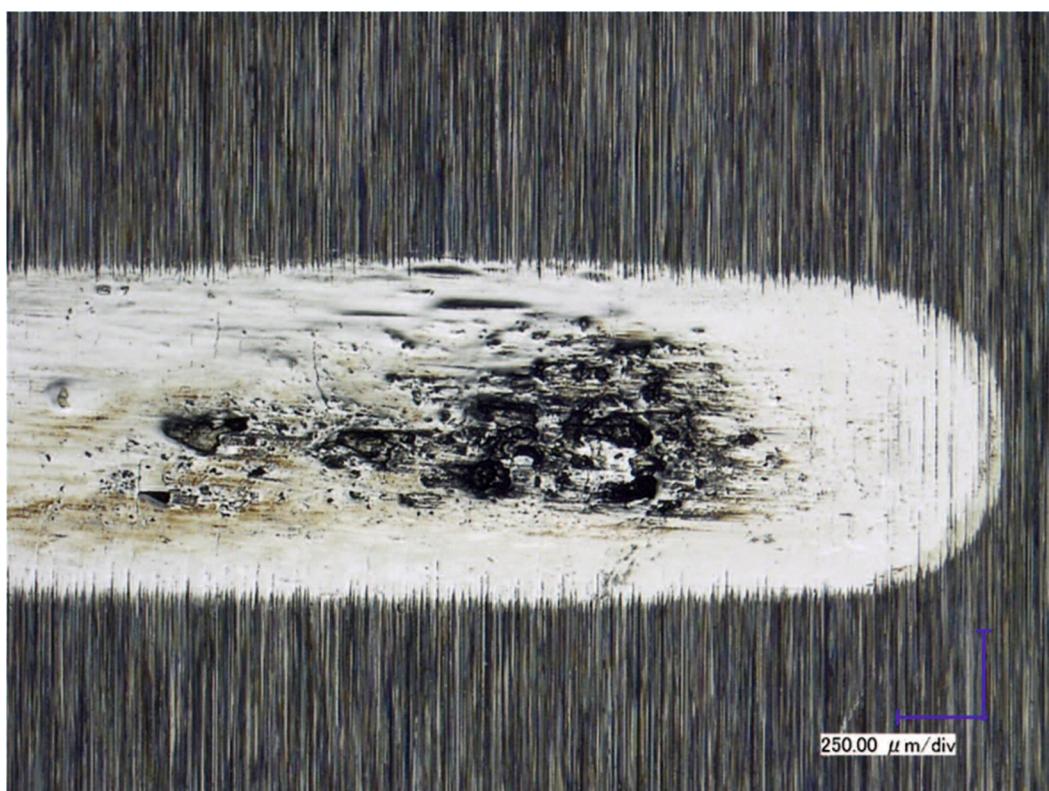


図4-19 試験後下試験片の外観

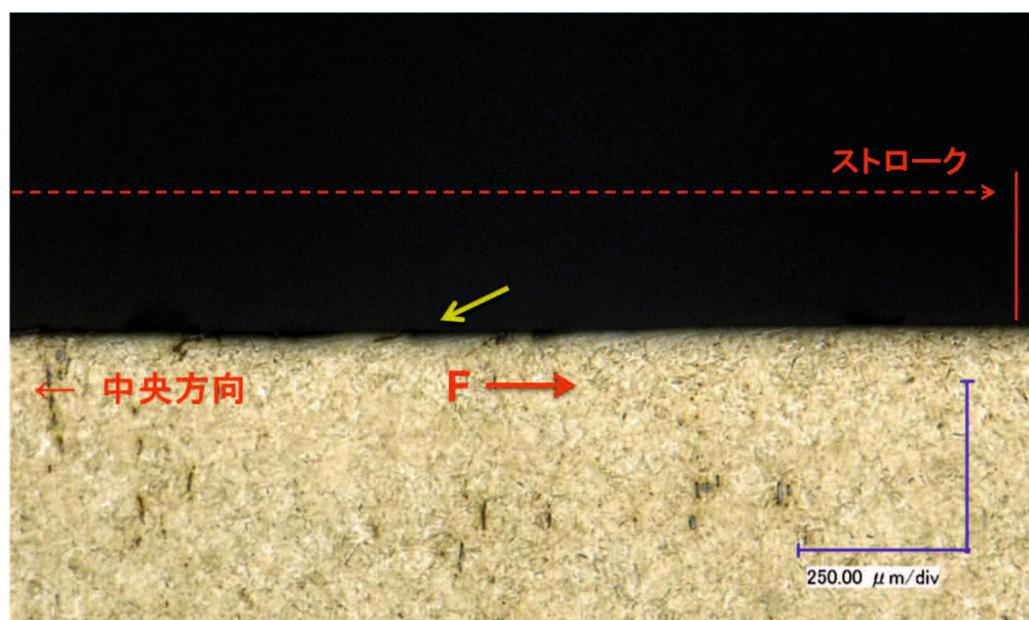
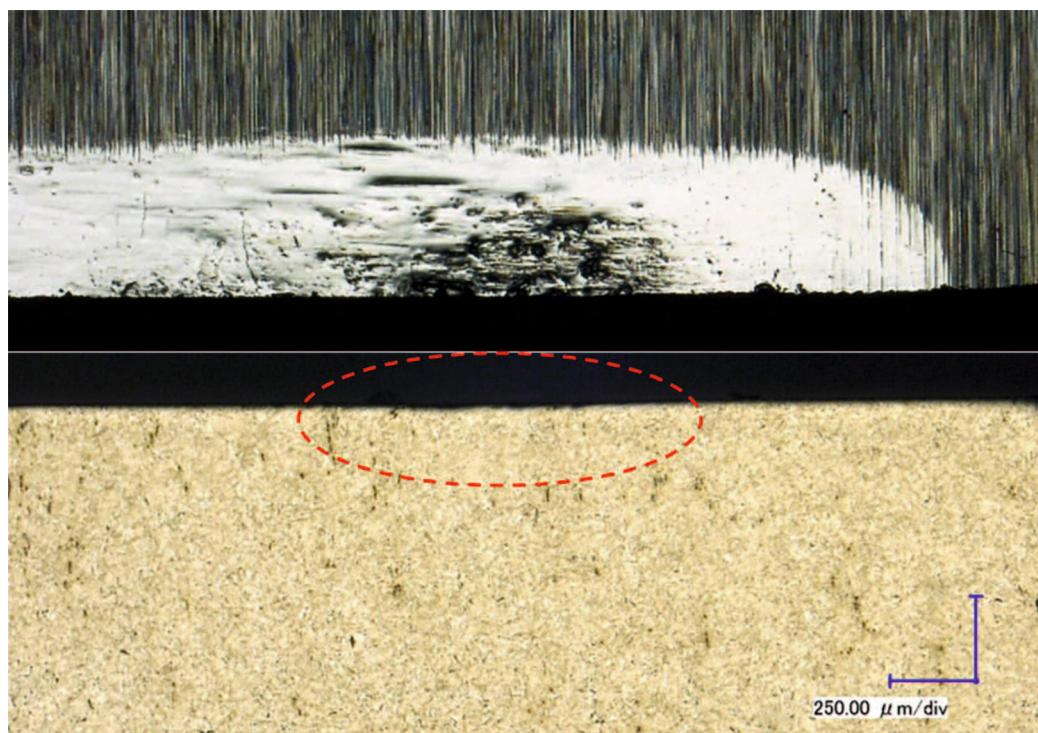


図 4-20 試験後下試験片の断面観察結果

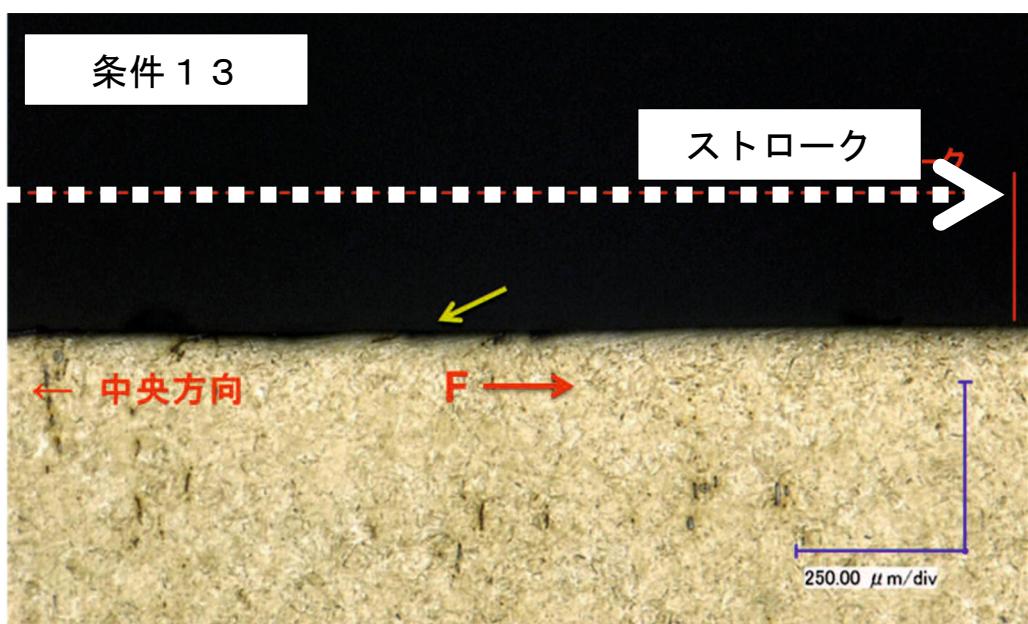
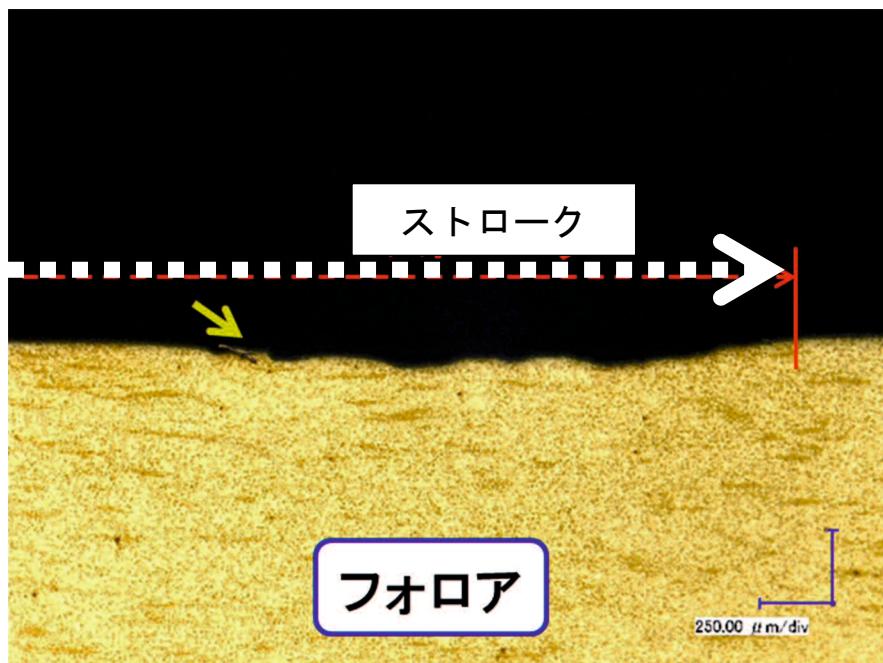


図 4-21 試験後下試験片の断面観察
(ドライバとフォロワの比較)



図 4-22 クランク軸の位相と摩擦係数の関係

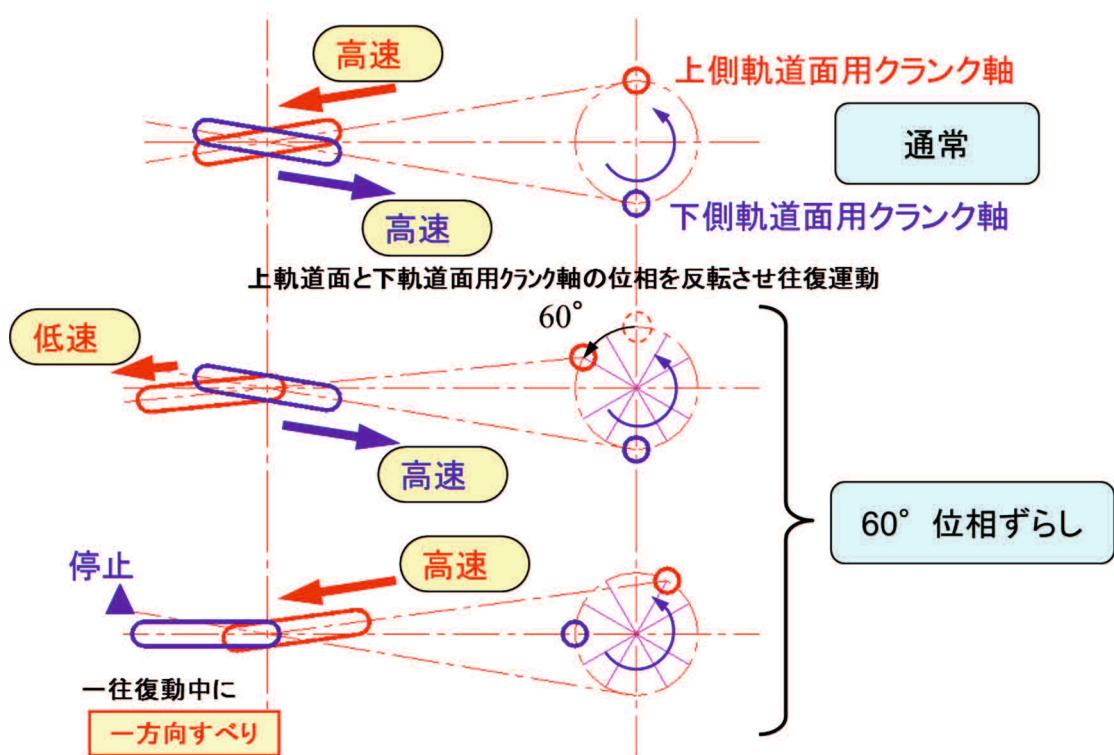


図 4-23 上軌道面駆動位相 60° ずらし時の状態

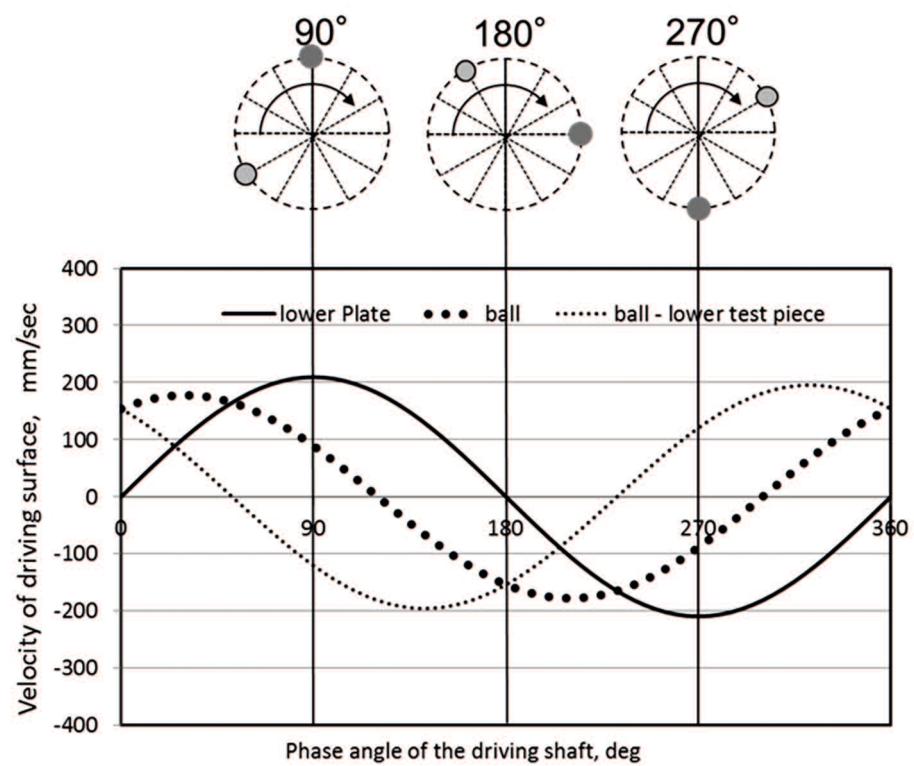


図4-24 クランク軸の位相と上下試験片と鋼球の接触位置



図 4-25 試験後断面観察結果

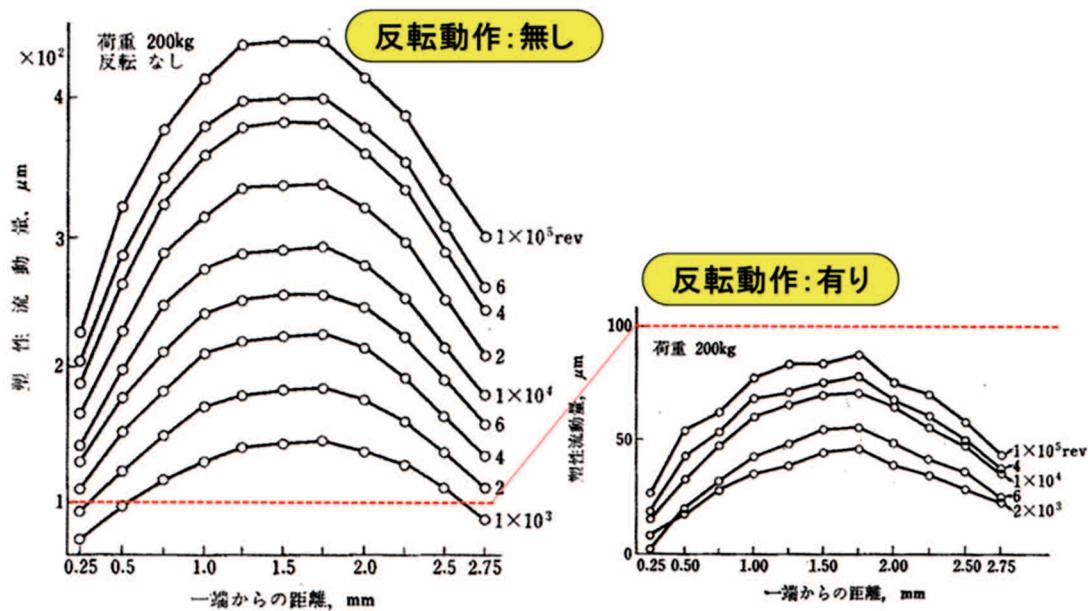


図 4-26 塑性流動量測定結果（反転動作有無の比較）
(文献 5) より転載)



図4-27 試験後断面観察結果

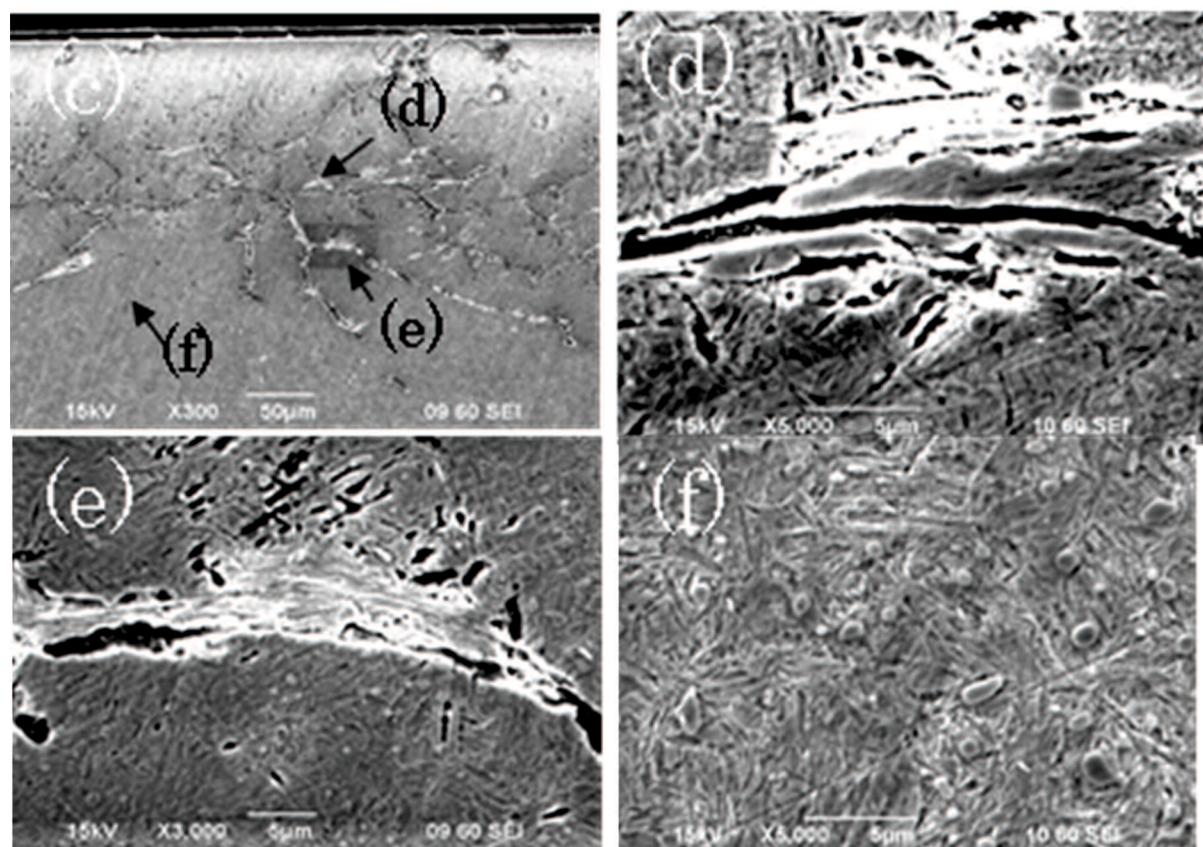


図4-28 走査電子顕微鏡 (SEM) 観察結果

第5章 潤滑剤からの検討

5. 1 往復動転がり滑り接触試験機を用いた各種グリースの耐はく離性能

前章では、開発した試験機の検証を目的に、同一のグリースを用いて様々な条件で試験を行い得られた現象を示した。その中で、固定式 CVJ の損傷に類似した表面起点型はく離を再現する条件を明らかにした。また、この試験機を用いて、固定式 CVJ のき裂が進展するメカニズムを鋼球の挙動観察より明らかにした。固定式 CVJ のはく離に至るメカニズムを追求していく中で、特に滑りの影響が大きいことが明らかになった。前章では、下試験片の上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させずに、上軌道面の駆動位相を 60° ずらして、極端な滑りを一往復動中に加える条件で試験を行うことで、早期にはく離が発生した結果を示すと共に、試験片硬度の違いで、表面起点型、内部起点型、異なる形態のはく離が発生することを示した。

5. 2 目的

本章では、潤滑剤での対策を目的として、この極端に滑りを付与した条件で、種々のグリースの耐はく離性能を評価した結果について報告する。尚、試験条件は、前章で表面起点型はく離を発生させた下試験片の硬さ HRC55 と、内部起点型はく離を発生させた HRC65 の 2 水準で行った。

5. 3 試験条件

表 5-1, 5-2 に本試験の試験条件を示す。条件 16 の下試験片は、前章で表面起点型はく離を発生させた硬さ HRC55 とし、条件 17 は内部起点型はく離を発生させた HRC65 とした。

条件 16, 17 共に下試験片の上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させずに、上軌道面の駆動位相を 60° ずらして試験を行った。条件 16(HRC55)の駆動条件は、前章の条件 14 と同一とした。一方、HRC65 の試験片を用いて、条件 16 で様々なグリースの試験を行う中で、長期間はく離しないグリースが現れた。同駆動条件では、極端な滑りの影響による摩耗の進行で、振動が次第に上昇して、はく離する前に試験機が停止してしまう現象が現れた。この対策には、揺動回数を 400cpm から 350cpm に下げ、試験機の振動を抑制することが有効で、これによりはく離による損傷が判別し易くなることがわかった。従って、HRC65 の試験は、揺動回数を 350cpm とした条件 17 を用いて各種グリースの試

験を行った。条件 17 の駆動軸の位相角毎の直動方向の下試験片および鋼球の速度、鋼球と下試験片の速度差を図 5-1 に示す。なお、図 5-1 の駆動条件は、上下試験片のストローク長さをそれぞれ $\pm 3\text{mm}$, $\pm 5\text{mm}$, 揺動回数を 350cpm とした。図 5-1 のようにクランク軸の位相が 120~150°付近では鋼球の速度が 0 に近い状態で、鋼球と下試験片の速度差が大きく、鋼球が停止した状態で鋼球と下試験片が滑りながら運動する。一方、反転する 210~240°付近では、鋼球と下試験片の速度差が 0 に近い状態で、鋼球と下試験片は転がりながら運動する。このような運動を繰り返し行うと、120~150°また反転した場合の 300~330°付近は常に一方向に滑りを付与した運動を行うことができる。

5. 4 試験グリース

表 5-3 に本試験に用いた各種グリースの組成と性状を示す。増ちょう剤はリチウム石けん、脂肪族ジウレア、芳香族ジウレアとし、基油は鉛油、アルキルジフェニルエーテル油を用いた。基油動粘度は、基油の油膜厚さの影響がでないよう、いずれも試験温度の 40°C で $100\text{mm}^2/\text{s}$ となる基油を選定した。尚、試験グリースには、添加剤を一切添加せず、純粹に増ちょう剤と基油の影響を比較することとした。ちょう度はいずれも 400 とし、硬さは一定とした。Grease A, Grease D, Grease E を例に各種増ちょう剤の電子顕微鏡観察写真を図 5-2 に示す。グリースの硬さは、増ちょう剤の網目の数で決まる。すなわち同じ増ちょう剤量のグリースは、編目の数が少ない方が軟らかくなる。Grease E の芳香族ウレアは、笹の葉状の形状をしており、繊維状の Grease A や Grease D に比べ、網目を形成し難く、同じ硬さを得る為に、より多くの増ちょう剤量が必要になり、本試験グリースも増ちょう剤種類により、増ちょう剤量が大きく異なる。

5. 5 試験結果および考察

5. 5. 1 各種グリースの耐はく離性能比較

(1) HRC55

図 5-3 に Grease B, D, E の試験結果を示す。また、図 5-4-1~図 5-4-3 に試験後の下試験片の外観と断面観察結果を示す。Grease D と Grease E は、脂肪族ジウレアと芳香族ジウレアの違いで増ちょう剤の比較を、Grease B と Grease D は鉛油とアルキルジフェニルエーテル油の違いで基油の比較を行うことを目的とした。結果は、Grease B, D, E いずれも 10 万回強で早期にはく離が認められ、グリース組成の違いによる耐はく離性能の優

劣は認められなかった。また、断面観察より内部にき裂は認められず、表面よりき裂が進展した表面起点型はく離といえる。表面起点型はく離に関しては、前述した通り、歯車での研究では、以下のように言わわれている¹⁾。

- 1) 表面が粗い場合、あるいは膜厚比の小さい場合にピッキングは発生しやすい。
- 2) 接線力（摩擦力）の大きい方が、ピッキング寿命が短い。
- 3) ピッキング寿命は、接線力の作用方向が転がり方向と一致する場合（低速側、被動側）には低下し、逆の場合（高速側、駆動側）には増加する。
- 4) ピッキングの発生のためには潤滑油の存在が必要である。
- 5) 高粘度油ではピッキングは発生しにくい。
- 6) ピットに進展するき裂はある特定の方向を向いている。すなわち、き裂は回転方向とは逆向きに伝ばする。
- 7) 油性向上剤、極圧剤はピッキングの発生を緩和する場合も助長する場合もある。

このなかで、潤滑剤が関与する項目は、1), 2), 4), 5), 7) と考えられるが、その殆どが、粘度と添加剤に関するものである。本試験で用いた Grease B, D, E は、いずれもグリースの基油動粘度を試験温度の 40°C で同一となるよう 100mm²/s としており大差ない。また、添加剤も含有していないことから、グリース間の差が認められなかつたと考える。固定式 CVJ は、優れた低温性が必要なことなど使用環境からの制約上、極端に基油動粘度を大きくすることは考え難い。従って、本試験機を用いて、接線力を低下する摩擦調整剤、金属表面に反応膜を形成する極圧剤、酸化膜を形成する錆止め剤や腐食防止剤など、様々な添加剤の影響を確認していくことが今後の研究の課題と考える。

（2）HRC65

図 5-5 にはく離に至るまでの総回転数を、図 5-6-1~図 5-6-5 に試験後の下試験片の外観とその断面観察結果を示す。Grease A, B, D は、いずれも 100 万回強ではく離が認められ、そのはく離部および非はく離部共に、内部にくし状のき裂の進展が認められた。Grease C, E は、650 万回転超運転してもはく離は認められなかつた。但し、内部には、くし状のき裂の進展が認められた。Grease A, B, D で認められたはく離は、概ね鋼球が停止した状態で鋼球と下試験片が滑りながら運動し、一方反転した場合には鋼球と下試験片の速度差が 0 に近い状態で、鋼球と下試験片が転がりながら運動する箇所、すなわちクランク軸の位相が 120~150° または反転した場合の 300~330° 付近に多いことがわかつた。はく離

が発生しなかった Grease C, E および Grease A, B, D の未はく離部も、鋼球が停止した状態で鋼球と下試験片が滑りながら運動し、一方反転した場合には鋼球と下試験片の速度差が 0 に近い状態で、鋼球と下試験片が転がりながら運動する箇所に内部にくし状のき裂が多く発生していることがわかった。

このようにグリース組成の違いにより、はく離に至るまでの総回転数や内部へのき裂の進展程度が異なり、特に芳香族ジウレアを用いた Grease C, E は 650 万回転運転してもはく離が認められず、耐はく離性に優れた増ちょう剤であることがわかった。一方、増ちょう剤を脂肪族ジウレアとし、鉱油を基油に用いた Grease B とアルキルジフェニルエーテル油を用いた Grease D, 同じく増ちょう剤を芳香族ジウレアとし、鉱油を基油に用いた Grease C とアルキルジフェニルエーテル油を用いた Grease E では、はく離に至るまでの総回転数に大差なく、本試験において耐はく離性の差異に基油種類の影響が少ないことがわかった。図 5-7 に図 5-6-4, 図 5-6-5 で示した Grease D, E の下試験片断面の走査電子顕微鏡(SEM)観察結果を示す。Grease D, E の下試験片共に、内部のくし状のき裂部には、白色組織が認められた。この白色組織は、繰返しせん断変形を受けることにより、マルテンサイト組織が粒径数十 nm の超微細フェライト粒の集合体に変化したものであり、この白色組織への変化は、材料中の水素含有量が増加し、水素が本はく離形態に影響を及ぼしていると考えられている²⁾。本はく離形態が発生する使用条件としては、まだ解明されていない部分が多いが、特殊な潤滑油が使用される場合や急加減速など軸受転走部に滑りが発生する条件下で使用される場合に多いと報告されている^{3) 4)}。白色組織変化を伴う内部起点はく離は、高硬度鋼で起こる現象であり、最も有効な対策は鋼の強度を下げて水素脆化感受性を低下する方法と言われている^{5) 6) 7) 8)}。Grease B, D, E が条件 16 で表面起点はく離であったが、条件 17 で白色組織への組織変化を伴う内部起点型のはく離となった要因は、下試験片の高硬度化の影響と考えられる。

この白色組織への組織変化を伴う内部起点型はく離に対し、川村⁹⁾が下記の通り発生メカニズムを提唱していることは前述した。

- 1) 急加減速運転などによる滑りの発生
- ↓
- 2) 金属接触による摩耗（鋼新生面の露出）
- ↓
- 3) トライボケミカル反応
- ↓

4) 潤滑剤・水の分解による水素の発生

↓

5) 鋼中への水素の侵入

↓

6) 水素脆性はく離

このなかで、潤滑剤が関与する項目は、2), 3), 4), 5) と考えられる。今回の試験条件 16 で様々な増ちょう剤、基油のグリースを評価した結果、増ちょう剤に芳香族ウレアを用いたグリースの耐はく離性が顕著に優れていた。増ちょう剤のジウレアは、そもそも図 5-8 の分子構造からわかる通り、Grease A の増ちょう剤であるリチウム石けんのように、基油の分解を促進する金属基を分子内に含まない。従って、3), 4) のようなトライボケミカル反応によるグリース基油を分解させにくい増ちょう剤と言える。また、図 5-9 のウレアの分子配列からわかる通り、ウレアの分子間は水素結合で結合しており、機械的安定性にも優れる。従って、ウレアは機械的安定性にも優れ、分解により水素を発生しにくい増ちょう剤と言える。

木村ら¹⁰⁾は、ウレアグリースを長期間使用した軸受の転動面を EPMA, FT-IR, AES で分析した結果、金属表面に酸化皮膜が形成されていることを明らかにし、図 5-10 のような転動面のモデル図を提唱している。このようなウレアグリースによる酸化皮膜の形成は、2) 金属接触を防ぎ、5) 酸化皮膜により水素侵入を防止するものと考えられる。

更に遠藤ら¹¹⁾は、図 5-11 に示す放射線照射装置を用いてリチウム石けんグリース、脂肪族ジウレアグリース、芳香族ジウレアグリースに放射線を照射し、照射により発生するガス成分の定量を行っている。結果を表 5-4 に示す。遠藤らは、A のリチウム石けんグリースの H_2 発生量が多い理由は、金属系増ちょう剤が基油の酸化を促進させていると考察している。また、C の芳香族ジウレアが、他に比べて最も H_2 発生量が少ないことも明らかにしている。芳香族ジウレアの分解による H_2 発生量が少ないと、4) 増ちょう剤の分解による水素を発生し難く、5) 水素の侵入を抑えられると考えられる。

トライボロジー特性に関して、董ら¹²⁾は、転がり四球試験より、グリースの増ちょう剤種類、増ちょう剤量（濃度）のはく離寿命に及ぼす影響を図 5-12 に示している。

1) 増ちょう剤量の増加と共にはく離寿命は延びる。

2) ウレアグリースは、Li 石けんグリースと比べ、長寿命である。

図 5-13 にこの条件で測定した分離電圧を示す。高い分離電圧を示すグリースほど長寿命であるという良い相関が認められる。これは、増ちょう剤が電気抵抗を持つ皮膜を形成し、この皮膜が厚いほど両面の接触を防ぎ、長寿命であるということを示唆している。この現象の解明のために、光干渉法によるグリースの EHL 膜厚の測定を実施した¹³⁾。光干渉 EHL 実験装置を図 5-14 に、本研究の供試品である Grease D と Grease E の EHL 膜圧測定結果を図 5-15 に示す。グリースの油膜厚さは、高速域では基油の膜厚に近い値をとるが、低速域になると、極小値をとつてその後は再度厚くなり、特にウレアグリースの場合にはより厚い膜が形成されることや、厚膜化状態でも流体膜の挙動を取ることが知られている^{14) 15)}。先ず、基油の膜厚は、Hamrock-Dowson の式が示す通り速度の 0.67 乗に比例している。それに対して Grease E, Grease D は、高速域では基油の膜厚よりも若干大きく、基油と同様に速度の 0.67 乗にほぼ比例している。ところが低速域ではこの比例関係から大幅にそれ、膜厚は速度に対して V 型のカーブを描いており、ウレアグリースの中でも特に Grease E すなわち芳香族ジウレアを増ちょう剤としたグリースの厚膜化が顕著であることが認められた。図 5-6-1~図 5-6-5 ではなく離部や内部に僅かにくし状のき裂の進展が認められる部位は、いずれも鋼球の速度が最も小さい箇所すなわち、理論上油膜厚さが最も薄くなる領域が多い。従って、芳香族ウレアの低速域での厚膜化現象は、2) 金属接触の防止に有効であると考えられる。

以上より、白色組織への組織変化を伴う内部起点型はく離に対し、芳香族ウレアが有効な理由は、以下の様に考えられる。

- 1) ジウレアは、基油の酸化を促進する金属基を分子中に含まないため、基油の分解による水素が発生しにくい
- 2) ジウレアは、分子間結合が水素結合であり、機械的安定性に優れ、増ちょう剤の分解による水素が発生しにくい
- 3) ウレアグリースは、転動面で金属表面に酸化皮膜を形成するため、金属接触、水素侵入を防止する
- 4) 芳香族ジウレアは、リチウム石けん、脂肪族ウレアに比べ分解し難く、分解による水素発生量が少ない
- 5) 芳香族ジウレアは、リチウム石けん、脂肪族ウレアに比べ、増ちょう剤量が多く、低速域での油膜が厚く、金属接触を防止する

本研究において白色組織を伴う内部起点型のはく離を水素雰囲気や実機台上試験を用

いることなく、短時間に再現することを可能とし、潤滑剤としての対策は、グリースの増ちょう剤の影響が大きいことを明らかにした。今後、添加剤の影響の確認や更なるメカニズムの追求などが研究の課題と考えられる。

5. 6 まとめ

開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて、異なる硬さの試験片で各種グリースの耐はく離性能を評価した結果、以下のことが明らかになった。

(1) HRC55

- 1) 増ちょう剤、基油の影響は殆ど認められず、いずれも早期にはく離が認められた。
- 2) 発生したはく離は、いずれも断面観察より内部にき裂は認められず、表面よりき裂が進展した表面起点型はく離であった。
- 3) 表面起点型はく離に対して、潤滑剤としては、粘度、添加剤の関与が大きいと言われており、引き続き様々な添加剤の影響を確認していくことが今後の研究の課題と考える。

(2) HRC65

- 1) 白色組織への組織変化を伴う内部起点型はく離に対し、グリース組成の違いで、耐はく離性能に大きな違いができることが明らかになった。
- 2) はく離は、いずれも鋼球が停止し、下試験片と滑り運動をするような極端にすべる箇所で発生していることが認められた。
- 3) グリース組成の中では増ちょう剤の種類の影響が大きく、芳香族ジウレアは、増ちょう剤の分解による水素発生量が少ないとや低速域での厚膜化による金属接触を防止することが、白色組織への組織変化を伴う内部起点型はく離に対し有効に働いたものと考える。

参考文献

- 1) Way,S.,J., J.Appl. Mech. : Pitting due to rolling contact, Transaction of the ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol.2(1935)A49.
- 2) K.Tamada et al. : Occurrence of Brittle Flaking on Bearings Used for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary,Wear,199,2(1996)245.
- 3) 三田村 : 転がり軸受の疲れとその研究動向, トライボロジスト, 53, 10(2008)641.
- 4) S.Fujita et al. : Research of New Factors Affecting Rolling Contact Fatigue Life, Proceedings of WTC 2005-63400,Washington(2005).
- 5) 椿野晴繁 : 遅れ破壊, 検査技術, 8 (2001) 42.
- 6) エネルギー総合工学研究所偏 : 水素の物性と安全ガイドブック, 新エネルギー・産業技術総合開発機構, (2003).
- 7) A.R.Troiano : The Role of Hydrogen and Other Interstitials in The Mechanical Behavior of Metals, Transactions of The ASM,52(1960)54.
- 8) 吉澤四郎 : 鉄鋼材料の表面と水素せい性, 金属表面技術, 32, (1981) 2.
- 9) 川村 : 潤滑剤による転がり軸受の水素脆性はく離の対策, NTN TECHNICAL REVIEW 85(2017)84.
- 10) 木村ら : 日本潤滑学会第 32 期春季研究発表会予稿集(1988)205.
- 11) 遠藤ら : 日本潤滑学会第 33 期全国大会 (岡山) 予稿集(1988)85.
- 12) 董ら:トライボロジーカンファレンス予稿集 11(2001) 355.
- 13) 遠藤ら:トライボロジーカンファレンス予稿集 5(2008) 181.
- 14) 董・遠藤・木村 : ウレア系グリースの増ちょう剤による剥離寿命の延長, トライボロジーカンファレンス予稿集, 秋 宇都宮 (2001) 355.
- 15) 董・遠藤 : 様々な潤滑剤での EHL, トライボロジスト, 56, 1 (2011) 24.

表 5-1 試験条件

		条件16
下試験片硬さ	HRC	55
鋼球-下試験片間 の直動方向の接 触点の移動距離 (mm)	鋼球	4.2
	下試験片	5.0
速度(mm/s)	鋼球	-178～+178
	下試験片	-209～+209
下試験片角速度(rad/s)		41.9
上下総揺動角 (rad)		0.070
鋼球-下試験片間の面圧 (GPa)		4.1
上軌道面駆動位相(deg.)		60

表 5-2 試験条件

		条件17
下試験片硬さ	HRC	65
鋼球-下試験片間 の直動方向の接 触点の移動距離 (mm)	鋼球	4.2
	下試験片	5.0
速度(mm/s)	鋼球	-156～+156
	下試験片	-183～+183
下試験片角速度 (rad/s)		36.6
上下総揺動角 (rad)		0.070
鋼球-下試験片間の面圧 (GPa)		4.1
上軌道面駆動位相(deg.)		60

表 5-3 試験グリースの組成と性状

Grease	Grease A	Grease B	Grease C	Grease D	Grease E
Thickener	Type	Lithium soap	Aliphatic diurea	Aliphatic diurea	Aromatic diurea
Amount, mass, %	4.5	3.0	13.0	3.5	12.0
Base Oil	Type	Mineral oil	Mineral oil	Mineral oil	Alkyl diphenyl ether
Base Oil	40°C	101	101	101	100
kinetic viscosity, mm ² /s	100°C	11.4	11.4	11.4	12.5
Additives	Not added	Not added	Not added	Not added	Not added
Penetration	400	400	400	400	400

表 5-4 発生ガス量と G 値

	A	B	C
増ちょう剤	Li(12OH) ステアレート	脂肪族 ジウレア	芳香族 ジウレア
基油種類	アルキルジフェニルエーテル		
基油動粘度 (40°C) mm ² /s	99.7		
混和ちょう度	286	274	287

<1.42 × 10⁷ R 照射後の発生ガスとG値>

発生ガス量 ^{*1} μl/g	(1)	230.1	200.0	145.5
	(2)	30.2	22.2	21.5
	(3)	25.2	15.9	17.9
G値 ^{*2}				
	H ₂	0.79	0.72	0.53
	CH ₄	0.015	0.016	0.014
	C ₂ H ₆	0.012	0.014	0.012

*1 (1)液体窒素トラップで捕捉されない成分(H₂,CH₄)

(2) 液体窒素トラップで捕捉され, かつ凝縮され易い成分(H₂O,アルコール,アミン)

(3) 液体窒素トラップで捕捉され, かつ凝縮されない成分(CH₄以外の低分子炭化水素)

*2 G値とは, 試料1gが100eVのエネルギーを吸収した場合に発生するガス分子数

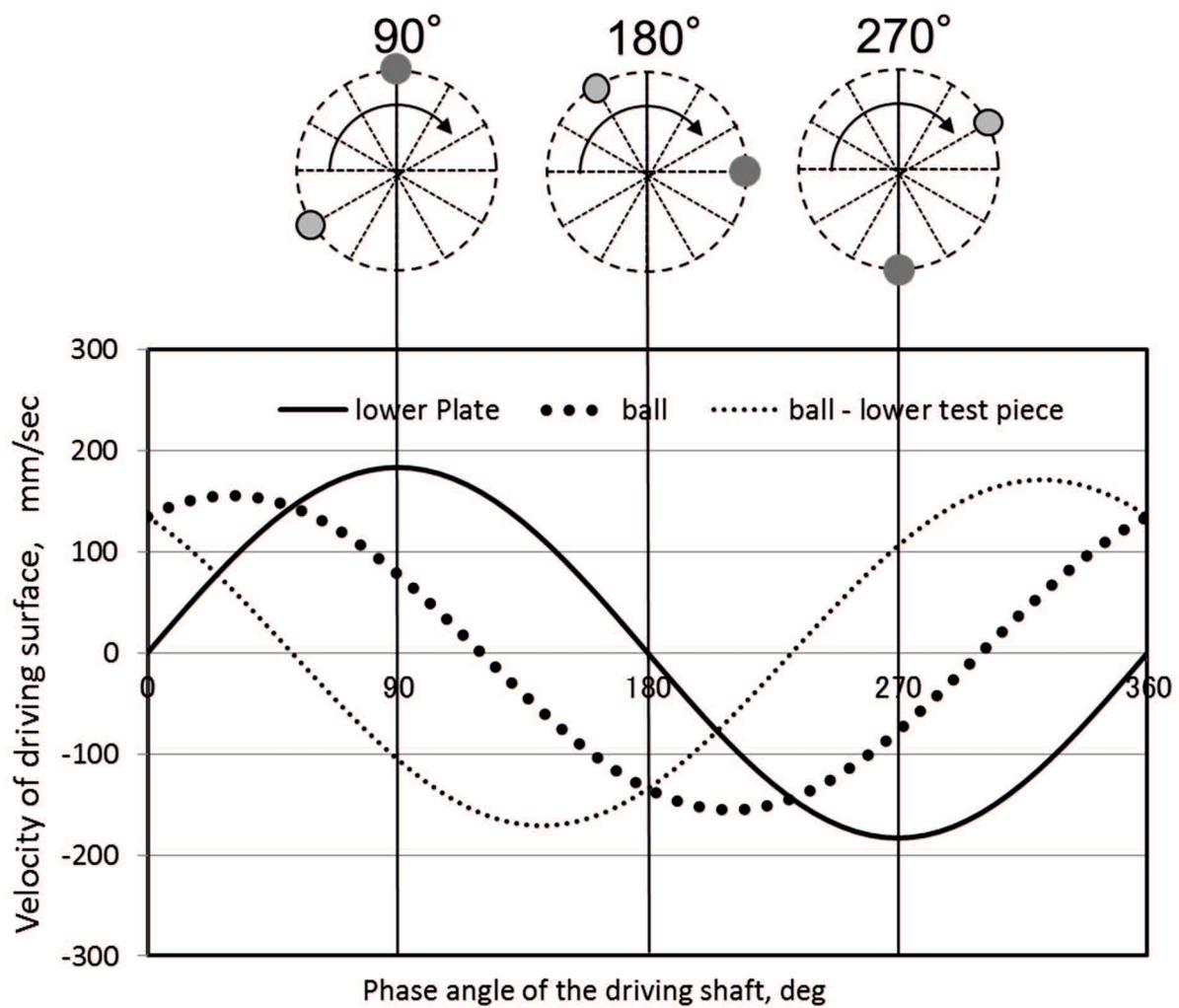


図 5-1 位相角に対する下試験片と鋼球の速度
鋼球と下試験片の速度差

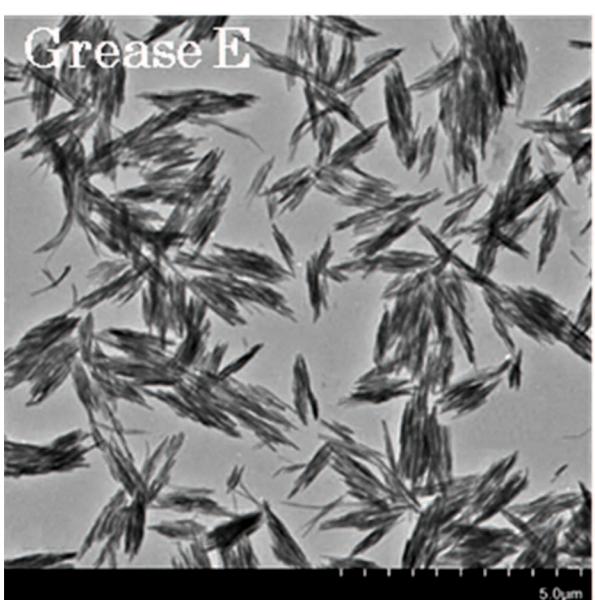
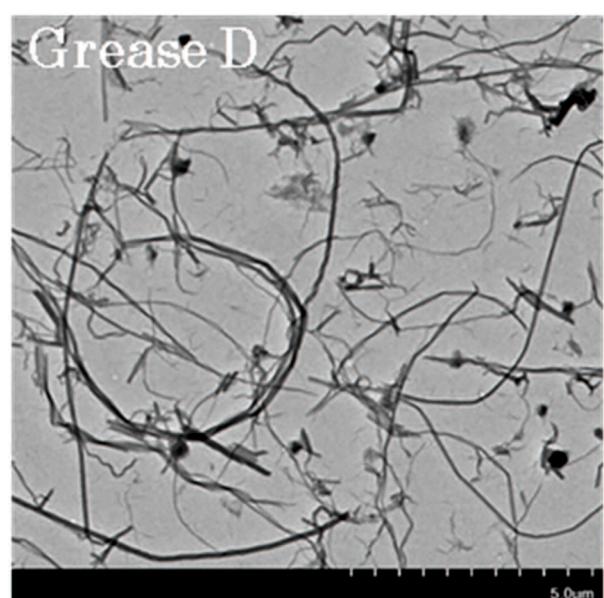
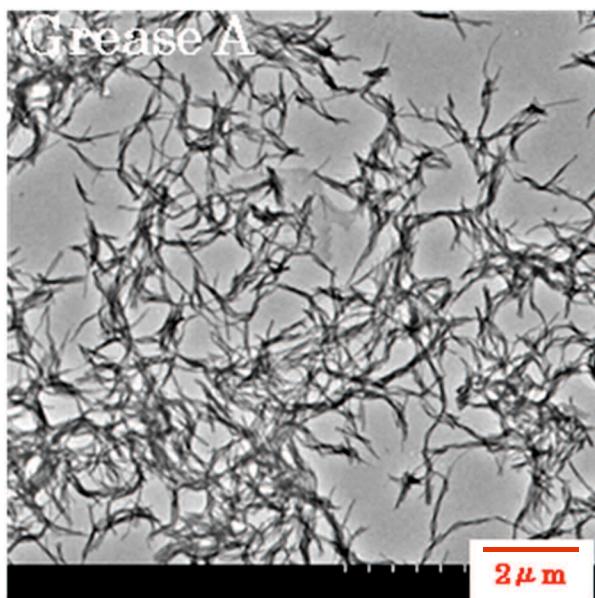


図 5-2 各種増ちょう剤の電子顕微鏡観察結果

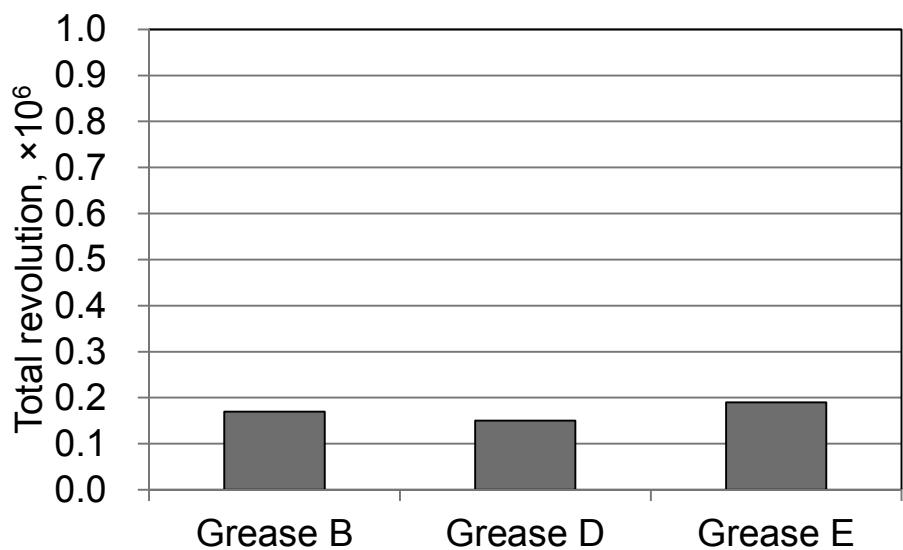


図 5-3 各種グリースの耐はく離性能
(HRC55 の試験片を用いた試験結果)

図 5-4-1 Grease B の試験結果



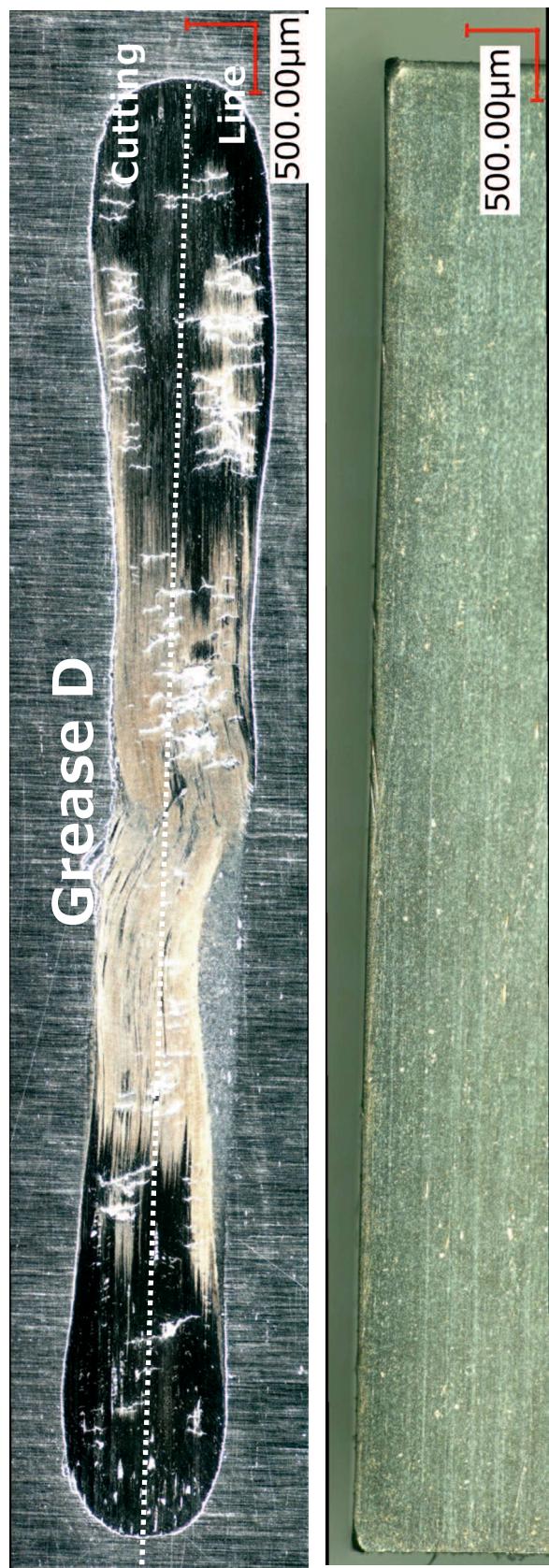


図 5-4-2 Grease D の試験結果

図 5-4-3 Grease E の試験結果



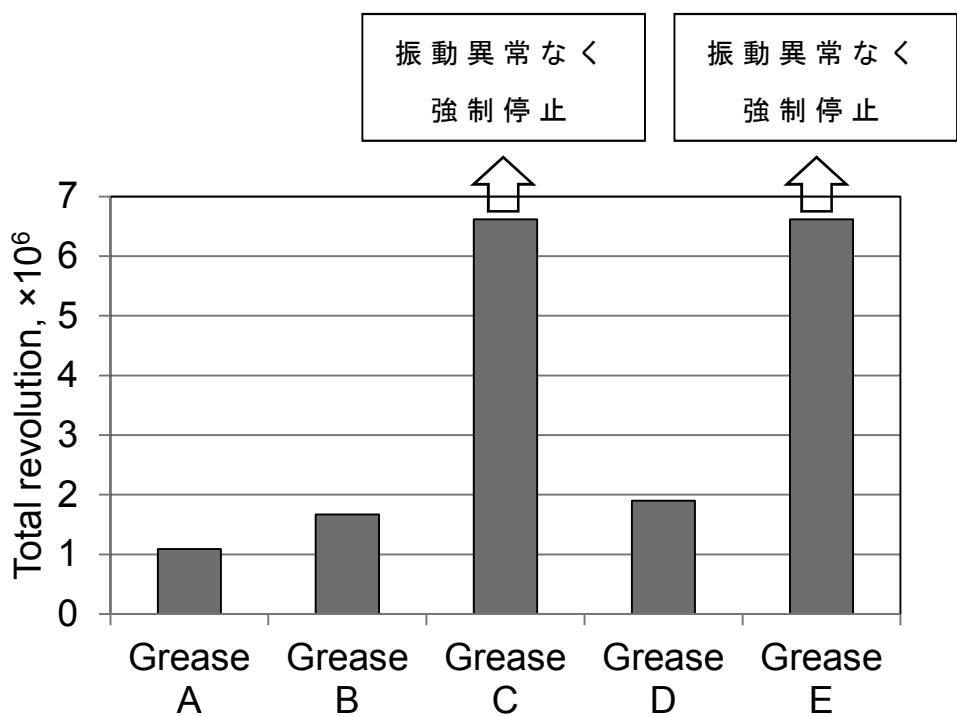


図 5-5 各種グリースの耐はく離性能
(HRC65 の試験片を用いた試験結果)

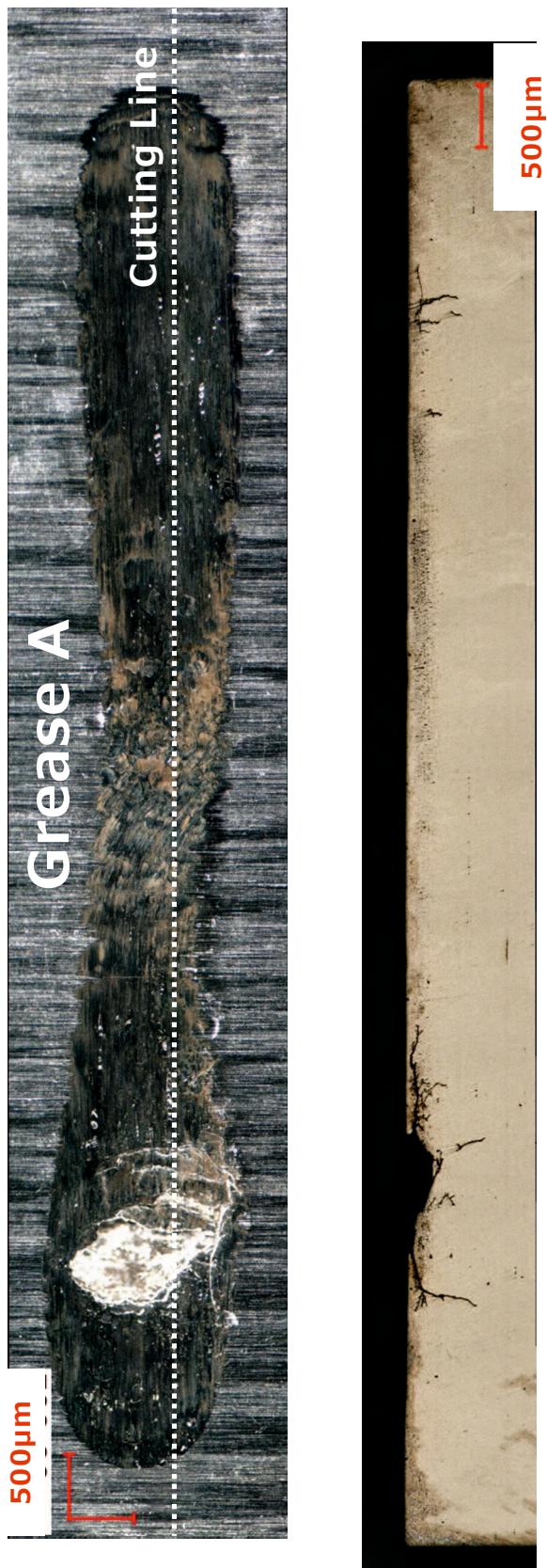


図 5-6-1 Grease A の試験結果



図 5-6-2 Grease B の試験結果

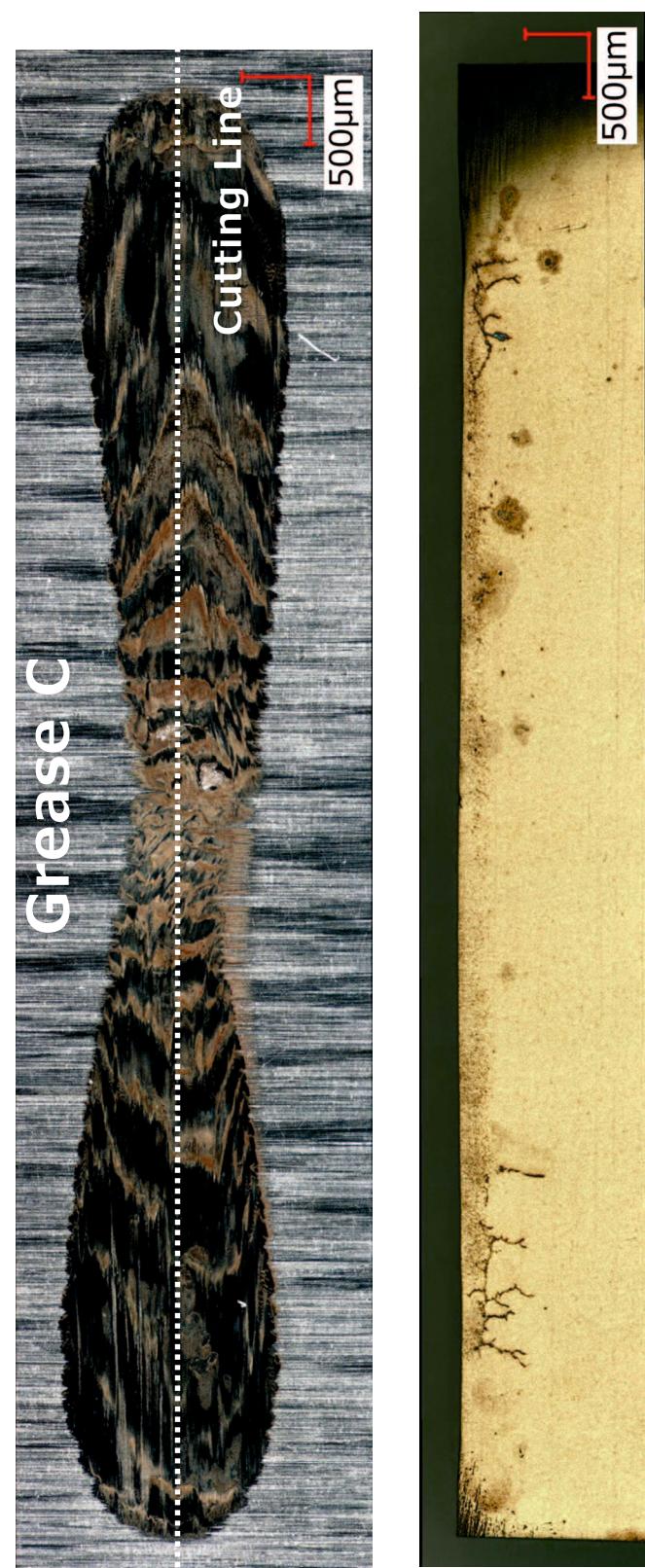


図 5-6-3 Grease C の試験結果

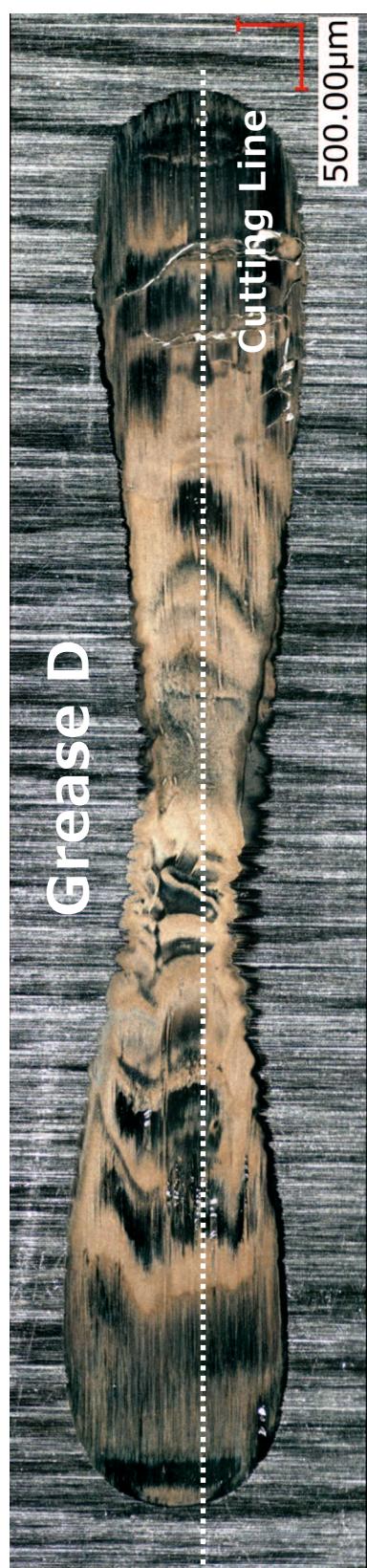


図 5-6-4 Grease D の試験結果

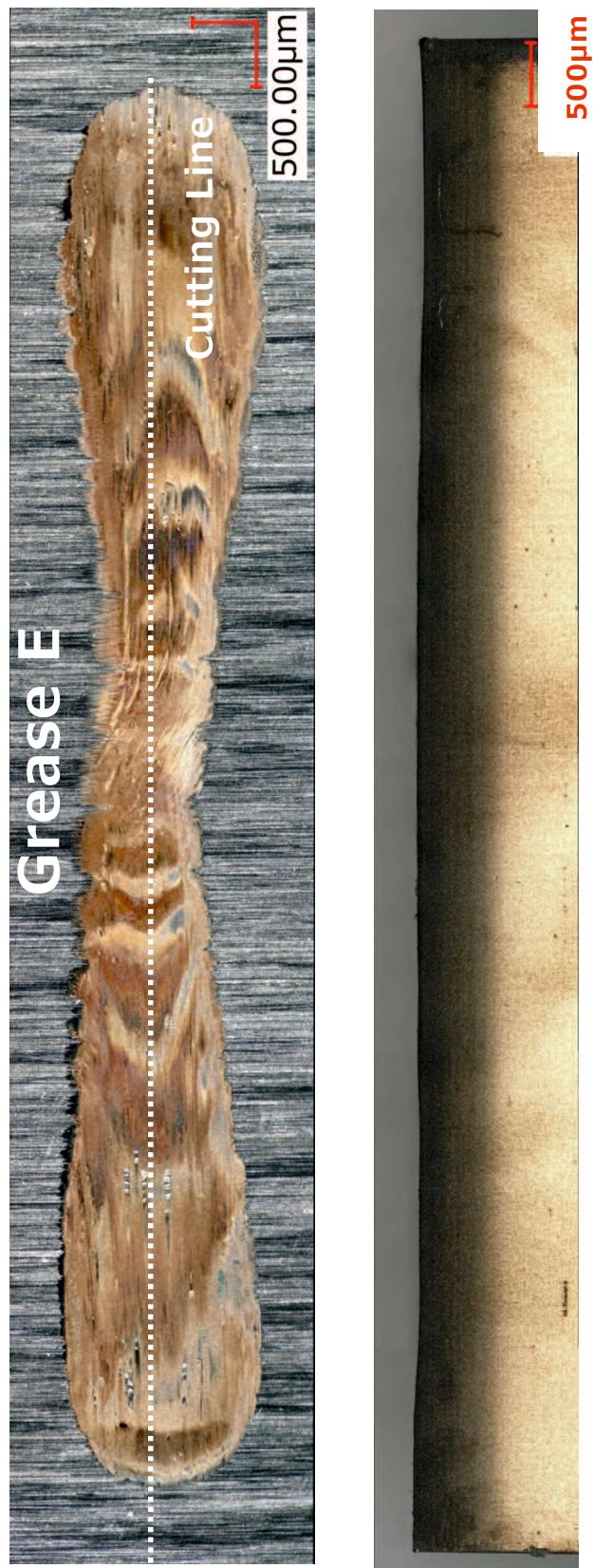


図 5-6-5 Grease E の試験結果

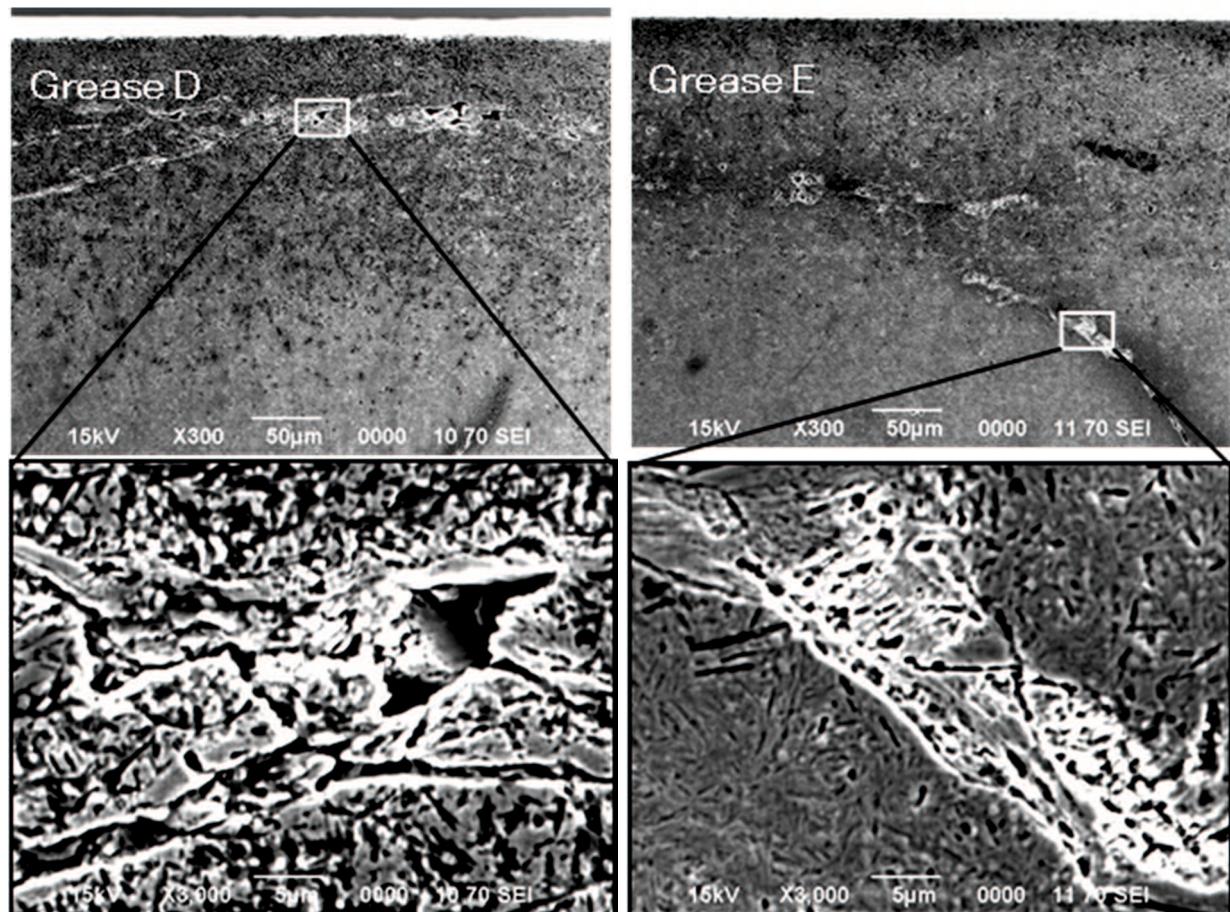
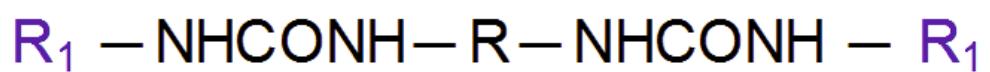


図 5-7 試験片断面の走査電子顕微鏡(SEM)観察結果
(Grease D, Grease E の試験片)

脂肪族ジウレア



芳香族ジウレア

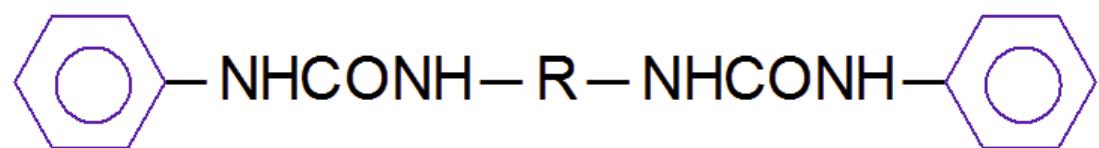


図5-8 ジウレアの分子構造

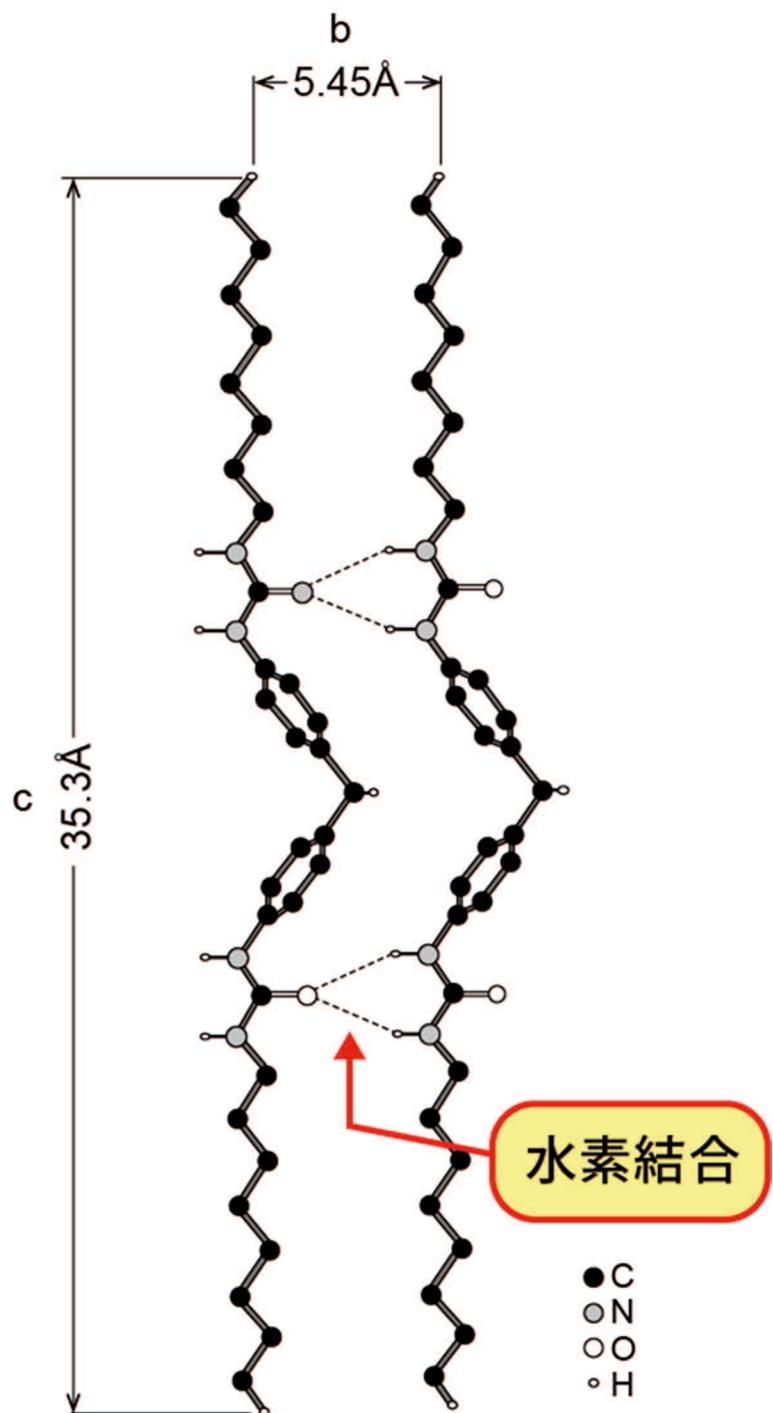


図5-9 ウレアの分子配列

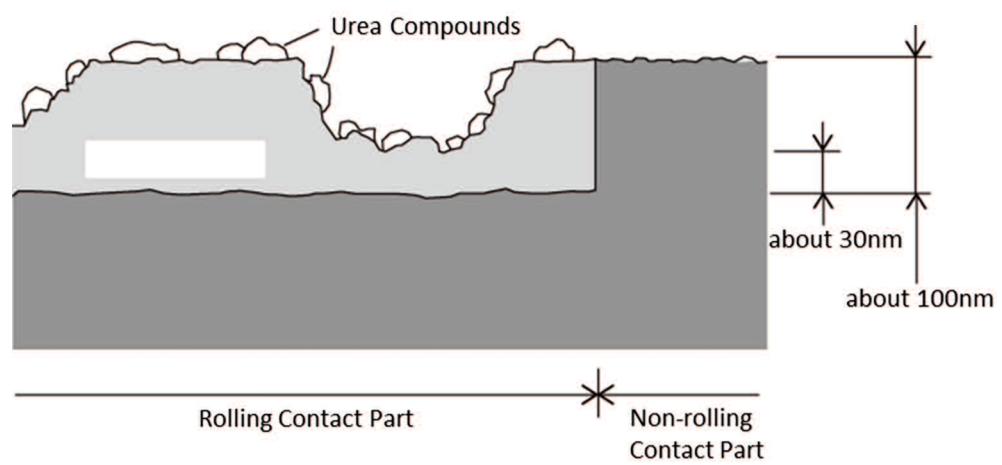


図5-10 ウレアグリースで潤滑された軸受転動面のモデル図
(文献10) より転載)

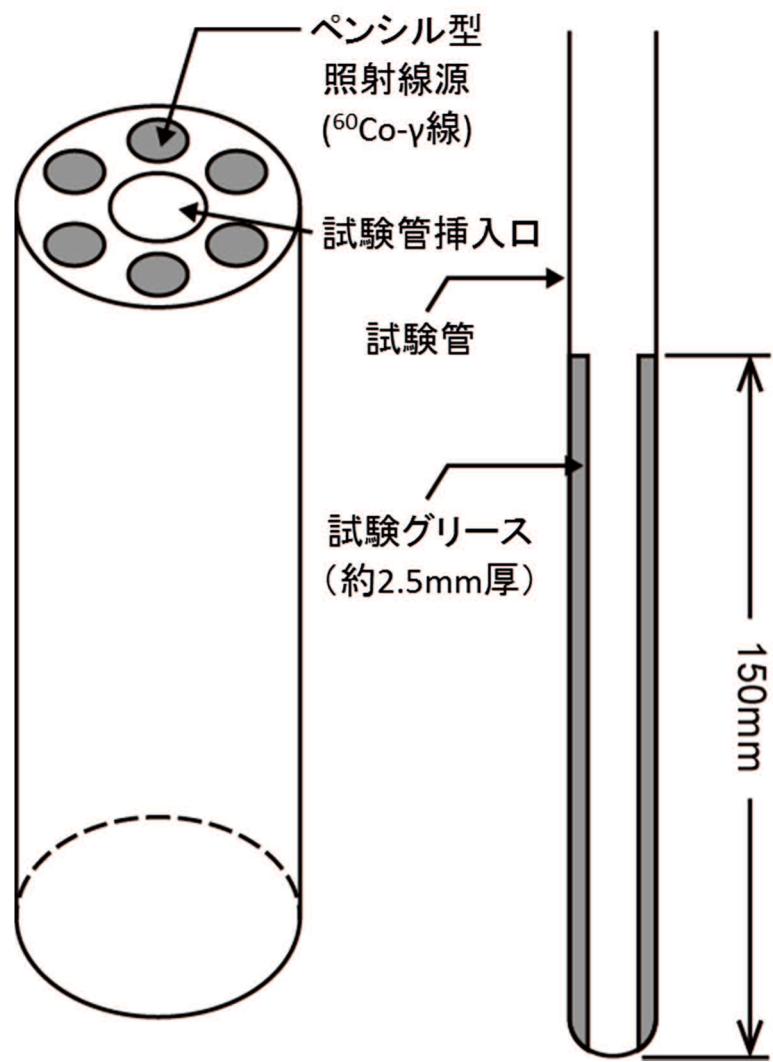


図 5-11 放射線照射器
(文献 17) より転載)

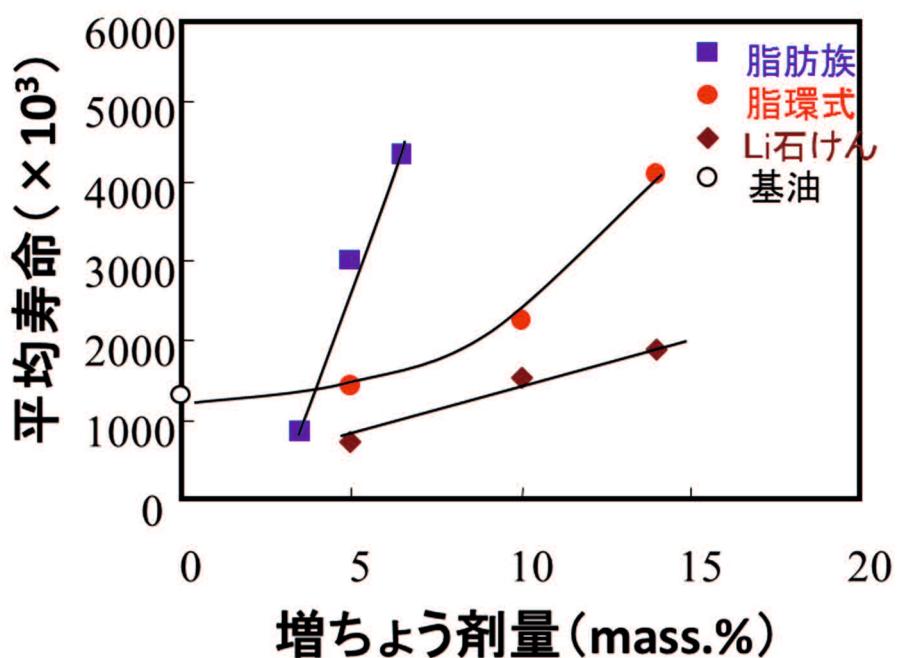


図 5-12 増ちょう剤の種類と量の影響

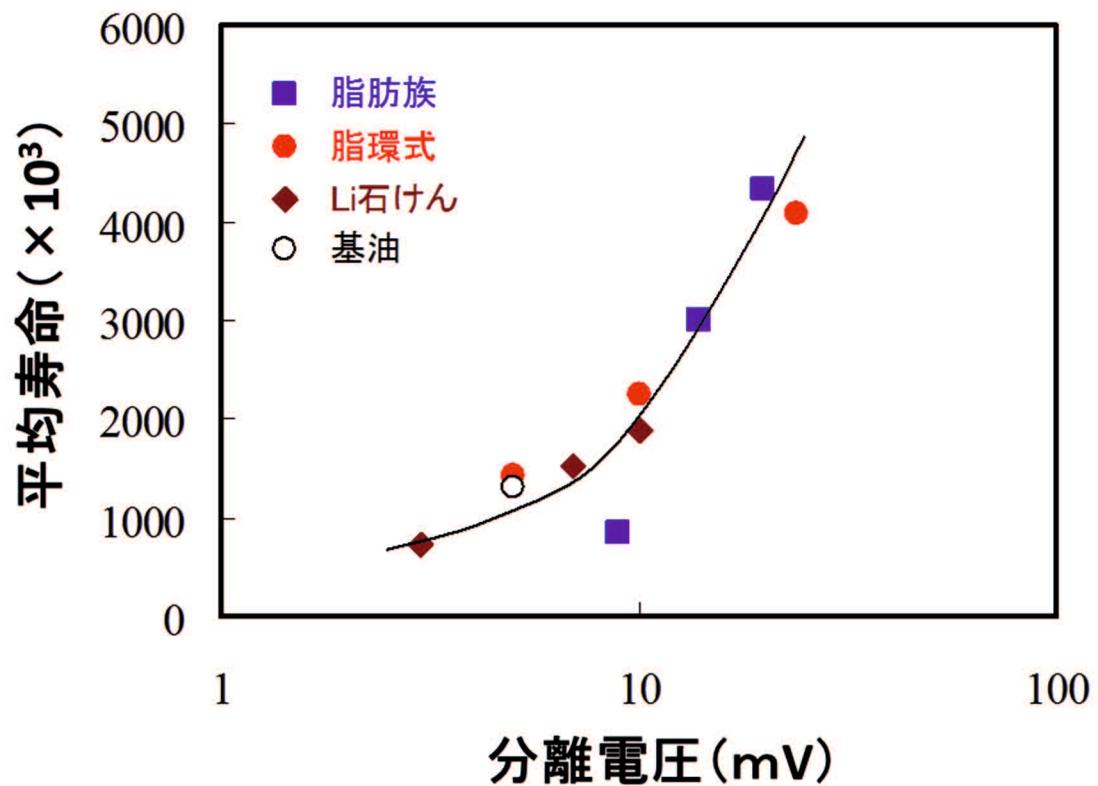


図 5-13 分離電圧とく離寿命の相関性

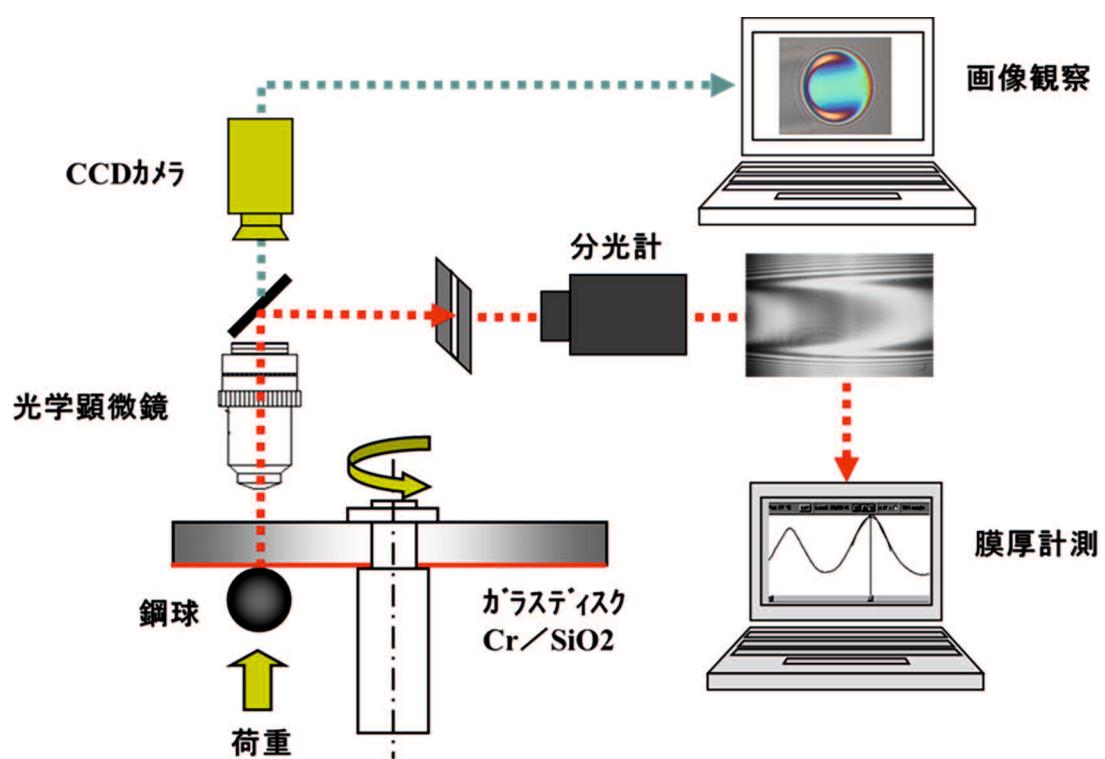


図5-14 光干渉EHL実験装置

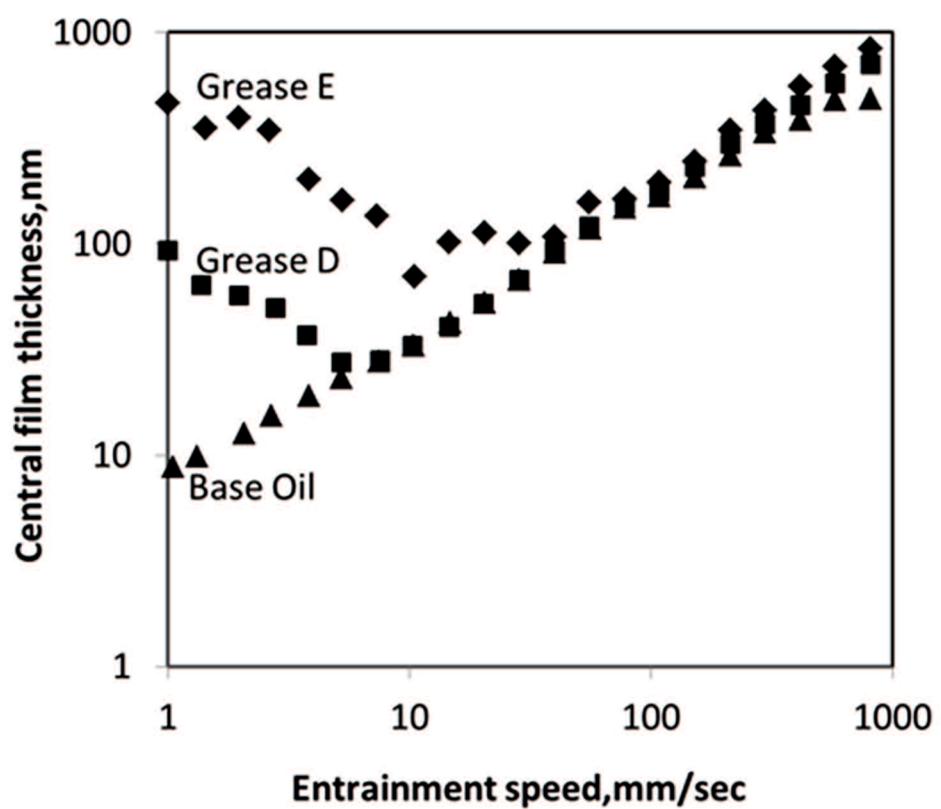


図 5-15 EHL 膜厚測定結果

第 6 章 結論

6. 1 総括

本研究では、自動車の足回りなどに用いられる固定式 CVJ におけるはく離について、CVJ の接触運動を模擬した運動が出来る試験機を開発し、これを用いて条件によって得られた様々な現象をもとに、CVJ のはく離に至るメカニズム、および CVJ を潤滑するグリースの影響を明らかにした。以下に得られた結果をまとめる。

6. 1. 1 往復動転がり滑り接触試験機開発

固定式 CVJ の長寿命化の考え方として、下記の通り整理しグリース開発に取り組んできた。

- 1) 初期（境界潤滑）に求められる機能
 - ・適度な摩耗により表面を早期に平滑化すること
- 2) 定常期（混合潤滑）に求められる機能
 - ・潤滑部へグリースを供給し続けること
 - ・初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護すること

この中で、初期に求められるグリースの境界潤滑性を評価するためには、SRV 摩擦摩耗試験機等が活用できる。また、定常期に求められるグリース挙動に関しては、CVJ のような複雑な運動を再現できるラボ評価方法は存在しないものの、増ちょう剤の種類・量およびちょう度の適正化を台上試験機で早期に判断することが可能である。

しかし、定常期にグリースに求められるもうひとつの機能である初期なじみで平滑化した表面を油膜（グリース膜）または添加剤による表面皮膜により保護し、はく離寿命を延長することに関し、これまで評価する試験機が無く、固定式 CVJ の運動を模擬した評価試験の開発が課題であった。

本研究で開発した試験機は、固定式 CVJ の転動体の転がり滑りによる往復運動および転動体の作動角によるスピンを伴う運動を模擬するために、上試験片と下試験片、鋼球、保持器の 4 つの要素でなる構成とし、鋼球を保持器で位置を拘束し、上下試験片をクランク機構で回転運動を伴いながら、並進運動することができる構造とした。また、クランク腕長さを変えることで、上下試験片の直動方向の移動距離、運動角 θ が変わり、直動方向の滑り量、スピンの程度を変更できる機構とした。

固定式 CVJ グリース開発を定常的に行うための試験機になるよう、速度や荷重は実機相当または実機以上の負荷を付与できる設計とした。

本試験機においてはく離は、接触回数および接触面圧が最も高い下試験片に発生させるることとし、下試験片は平板の構造で、比較的安価に材質、粗さ、硬さなど異なる試験片を作成することを可能とした。試験機全体として、CVJ台上試験機のような大掛かり（高価）なものではなく、複数台所有できる程度の規模での設計を行うことができた。

6. 1. 2 開発した往復動転がり滑り接触試験機の検証結果

本研究では、新たに開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて検証した結果、各種条件によって様々な形態の損傷が生じることが明らかになった。面圧と試験片硬さの関係は、特に面圧が小さく下試験片の硬度が大きい材料では、軽微な摩耗以外の損傷はおこらない。また、特に面圧が高く下試験片の硬度が小さい材料を用いては、はく離を発生させる以前に著しい摩耗を生じてしまい、固定式CVJで発生するはく離を再現できないことがわかった。固定式CVJのはく離を新たに開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて短期間に再現するためには、下試験片の硬度と面圧の選択が重要かつ必要で、転がり滑り条件下で摩耗を伴いながらはく離する固定式CVJのはく離を再現することができた。

特に、往復動転がり滑り接触試験機および固定式CVJの台上試験で発生するはく離は、いずれも起動面中央には無く、ストロークエンド付近で発生し、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展しており、このき裂が進展しはく離に至った表面起点型のはく離であり、損傷状態が類似していることがわかった。

6. 1. 3 固定式CVJはく離のメカニズム追求

固定式CVJの運動を模擬して開発した往復動転がり滑り接触試験機による試験で、固定式CVJの台上試験で発生するはく離と類似したはく離を再現することが出来た。特に、往復動転がり滑り接触試験機および固定式CVJの台上試験で発生するはく離は、いずれも起動面中央には無く、ストロークエンド付近で発生し、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展しており、このき裂が進展しはく離に至った表面起点型のはく離であり、損傷状態が類似していることがわかった。

本節では、往復動転がり滑り接触試験機および固定式CVJで共通している保持器で拘束された鋼球の挙動に着目し、往復動転がり滑り接触試験機および固定式CVJで発生するはく離の特徴、すなわちき裂が表面より直動運動する外側に向いて進展し表面起点はく離に至るメカニズムを明らかにした。

鋼球は、上試験片に従動し、上試験片の速度が大きいため、上試験片の進行方向側の保持器に拘束され、鋼球の位置が固定されながら転がる。しかし、末端に到達時、すなわち

鋼球が一旦停止した後、上試験片が逆方向に移動した際、鋼球は保持器と鋼球の隙間を転がりながら反対方向に移動する。この間鋼球は、保持器の拘束がなく、上試験片に従動され、往路に比べ滑りが少なく、純転がりに近い運動をしていることが明らかになった。

すなわち、末端部では、往路の一方のみ滑りが生じ、またその接線力は、鋼球の接触点の移動の方向とは逆向きに加わり、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展するものと考えられる。

固定式 CVJ は、面圧の高い内輪側で損傷しやすい。また、外輪と内輪の移動距離が異なることから、鋼球と内輪の速度も異なる。鋼球と内輪のドライバとフォロワの関係は、鋼球がドライバ、内輪がフォロワの関係にあり、油圧作用発生からフォロワである内輪側で損傷しやすくなる。従来の知見通り、内輪すなわちフォロワ側のき裂が進展し、はく離し易い現象は WAY の説と矛盾しない。さらに固定式 CVJ のはく離は、ストロークエンド部で発生しやすく、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展する。これは、鋼球が保持器に拘束されることによるもので、鋼球と保持器の隙間により、末端部では往路で転がり滑り、復路で転がり運動する。すなわち内輪の末端表面部は、往路の一方のみ滑りが生じ、またその接線力は、鋼球の接触点の移動の方向とは逆向きに加わり、き裂は表面より直動運動する外側に向いて進展し、表面起点はく離に至ることが明らかになった。一方、ストロークエンド以外の箇所は、上記と異なり、接線力の負荷が両方向に加わるため、往復運動の繰り返しにより、方向性のない細かなき裂が発生するものの、塑性流動および疲れき裂が進展しないものと考えられる。

6. 1. 4 滑りの影響

これまで開発した往復動はく離試験機を用いて、固定式 CVJ はく離のメカニズムを追求していく上で、滑りの寄与が大きいことが明らかになった。本試験機は下試験片の上軌道面と下軌道面用クランク軸の位相を反転させずに、上軌道面の駆動位相を 60° ずらして試験を行うことも可能であり、一往復動中に鋼球が停止し、下試験片と滑り運動をするような極端な滑り運動を生じる箇所を設けて試験を行った結果、いずれも十数万～数十万回程度ではく離が発生した。試験片の硬度で、発生するはく離が表面起点型と内部起点型に大きく分かれた。HRC55 の下試験片では、滑りの少ない条件に比べ、一桁以上少ない総回転で表面起点はく離を発生させることができた。これは、一方向で滑り、反転方向で転がる運動を繰り返すことにより、接線点での接線力の負荷が一方に加わり塑性流動量が増し、き裂が表面の塑性流動につれて進展し、短期間ではく離を発生したものと考えられる。また HRC65 の下試験片では、発生したはく離は、はく離部及び非はく離部共に、内部に

くし状のき裂の進展が認められた。下試験片の高硬度化と極端な滑りを付与することで、固定式 CVJ の台上試験で耐摩耗性が著しく悪いグリースを用いて評価した際に発生した、内部起点型はく離も再現することが出来た。

6. 1. 5 潤滑剤からの検討

開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いて、異なる硬さの試験片で各種グリースの耐はく離性能を評価した結果、以下のことが明らかになった。

下試験片の硬度 HRC55 では、増ちょう剤、基油の影響は殆ど認められず、いずれも早期にはく離が認められた。また発生したはく離は、いずれも断面観察より内部にき裂は認められず、表面よりき裂が進展した表面起点型はく離であった。表面起点型はく離に対して、潤滑剤としては、粘度、添加剤の関与が大きいと言われており、引き続き様々な添加剤の影響を確認していくことが今後の研究の課題と考える。

下試験片の硬度 HRC65 では、いずれも白色組織への組織変化を伴う内部起点型はく離が認められ、グリース組成の違いで、耐はく離性能に大きな違いができることが明らかになった。また発生したはく離は、いずれも鋼球が停止し、下試験片と滑り運動をするような極端にすべる箇所で発生していることが認められた。グリース組成の中では増ちょう剤の種類の影響が大きく、芳香族ジウレアは、増ちょう剤の分解による水素発生量が少ないことや低速域での厚膜化による金属接触を防止することが、白色組織への組織変化を伴う内部起点型はく離に対し有効に働いたものと考える。本研究において白色組織を伴う内部起点型のはく離を水素雰囲気や実機台上試験を用いることなく、短時間に再現することができた。本はく離形態に関しては、まだ解明されていない部分が多いが、今後、添加剤の影響の確認や更なるメカニズムの追求などが研究の課題と考える。

6. 1. 6 本研究の結論

- 1) 固定 CVJ の接触運動を模擬した運動が出来る試験機を開発し、固定式 CVJ のはく離を再現することができた。
- 2) これまで CVJ 用グリースの研究開発は、実機を用いた大掛かりな台上試験に頼らざるを得なかつたが、短期間にグリース諸元の検討やメカニズム追求を行なうことを可能とした。
- 3) 固定式 CVJ を模擬した様々な条件で試験を行い、得られた現象に対するグリースの増ちょう剤、基油の影響を明らかにした。

4) グリースによる対策は、接線力を低下させる、金属表面に反応膜や酸化膜を形成させるなど、様々な添加剤の影響も大きいと考えられ、今後の研究課題を明確化できた

6. 2 今後の課題と展望

固定式 CVJ の運動を模擬して開発した往復動はく離接触試験機は、これまで台上試験に頼ってきた固定式 CVJ の定常期（混合潤滑）に求められる機能のひとつである初期なじみで平滑化した表面におけるグリースにおける耐はく離性の評価を可能とした。従って、耐はく離性に必要な油膜（グリース膜）または添加剤による表面保護膜の効果を短期間で判断できるようになった。

今後、世界的に地球温暖化に代表される地球環境問題がクローズアップされ、それに対応する規制も益々厳しくなる。このような状況の中、駆動部品は燃費の向上を目的に軽量化やトルク伝達効率の向上等の付加価値を与える競争が益々厳しくなることが予測できる。

乗用車は、車両燃費の向上のため車両の軽量化が進んでおり、CVJ の軽量化も強く求められている。特にタイヤ側に付く固定式 CVJ は車両のばね下重量となり、軽量化効果が大きい。一般にばね下重量の軽量化効果は、バネ上重量の 10 倍程度の効果となるといわれており、実質の軽量化以上の効果が期待できる。

軽量コンパクト化を狙ったサイズダウンのための長寿命化、更には昨今の環境への意識向上に伴う地球環境対策への対応等が課題として挙げられ、その中で進歩・発展し続ける必要がある CVJ は、それを潤滑するグリース性能の向上にも期待が大きい。

従って、今後固定式 CVJ は使用条件が益々厳しくなることが予測され、それに対応し得るグリースの耐はく離性能の向上が求められる。本研究で開発した往復動転がり滑り接触試験機を用いたグリース開発を行うことで、将来予測されるグリースへの厳しい要求にも対応し続けられることができると考える。

謝辞

本研究の遂行と論文の作成にあたり、終始懇切なるご指導ご鞭撻を賜りました、九州大学 教授 杉村丈一博士に衷心よりお礼申し上げます。

また、本論文に関しまして有益なご指導ご助言をいただきました、九州大学 教授 澤江義則博士、教授 松永久生博士に深く感謝を申し上げます。

本研究を学術成果として公開することを許可いただき、ご支援を賜りました、協同油脂株式会社取締役会長 小船昭氏、ならびに代表取締役社長 山崎雅彦氏に深謝の意を表します。

本研究の遂行にあたり、2012年から6年間という長期間に亘り研究に必要な時間と最適な環境を整えていただき、多大なるご助言・ご指導を賜りました、協同油脂株式会社 専務取締役 木村浩博士、ならびに常務取締役 近藤信也博士に深く感謝の意を表します。

そして、本研究の実験、解析、ならびに有益なご助言をいただきました協同油脂株式会社研究部フェロー 董大明博士、技術本部主査 谷村公氏、グリース技術部 山崎聰氏に心から感謝を申し上げます。

また、1994年の入社以来、長年に亘りグリースに関する研究開発のご指導、ご鞭撻、ならびに本研究を実施する機会を与えていただき、多大なるご助言、激励を賜りました、故遠藤敏明博士に深く感謝の意を表します。

本研究は、多くの方々のご指導ご鞭撻とご支援や激励に支えられ、研究成果を論文としてまとめることができました。私自身、研究を通じ、非常に有益な勉強をさせていただきました。本研究に關係くださいました全ての皆様方に厚くお礼申し上げます。今後はこれを還元すべく、一層の精進をいたす所存です。

最後に、本研究の遂行中、常に影ながら私を支えてくれた妻 あさみに心から感謝いたします。

2018年1月16日 大貫 裕次