

博士論文

チェーン式無段変速機の振動と異音
に及ぼす潤滑油添加剤の抑制効果

Suppression Effects of Lubricant Additives on Vibration and
Noise in Chain-Type Continuously Variable Transmissions

横浜国立大学大学院 環境情報学府

環境システム学専攻 博士課程後期

岩井 利晃

Iwai Toshiaki

2020年9月

目次

目次	2
第1章 緒論	6
1.1 研究の背景	7
1.1.1 無段変速機の技術動向	7
1.1.2 チェーン式無段変速機油の役割と課題	9
1.2 研究の目的	10
1.3 論文の構成	10
第2章 既往の研究	12
2.1 緒言	13
2.2 チェーン式無段変速機の振動と異音	13
2.3 チェーン CVTF の要求特性	13
2.4 ストライベック線図	14
2.5 潤滑油添加剤	18
2.5.1 摩擦調整剤の機能	20
2.5.2 極圧剤の機能	21
2.5.3 金属清浄剤の機能	22
2.6 結言	23
第3章 実用性能試験	24
3.1 緒言	25
3.2 方法	25
3.2.1 装置	25
3.2.1.1 チェーンボックス試験	25
3.2.1.2 ブロックオンリング試験	26
3.2.1.3 原子間力顕微鏡	26
3.2.1.4 電子線プローブ微小部分分析	27
3.2.2 試料	28
3.2.3 手順	29
3.2.3.1 チェーンボックス試験	29
3.2.3.2 ブロックオンリング試験	30
3.2.3.3 原子間力顕微鏡	31
3.2.3.4 電子線プローブ微小部分分析	31
3.3 結果	32

3.3.1	実機を用いたトルク容量測定	32
3.3.2	摩擦係数に及ぼすすべり速度の影響	33
3.3.3	表面形状観察	34
3.3.4	表面分析	35
3.4	考察	36
3.4.1	実機評価と単体評価の関係	36
3.4.2	摩擦係数と表面形状の関係	36
3.5	結言	37
第4章	転がりすべり試験	38
4.1	緒言	39
4.2	方法	39
4.2.1	装置	39
4.2.2	試料	41
4.2.3	手順	42
4.3	結果	43
4.3.1	摩擦係数に及ぼす引込速度の影響	43
4.3.2	絶縁率に及ぼす引込速度の影響	45
4.3.3	臨界引込速度に及ぼす粗さの影響	46
4.4	考察	48
4.4.1	潤滑領域と摩擦係数の関係	48
4.4.2	臨界引込速度と油膜厚さの関係	50
4.4.3	表面被膜形成と摩擦係数の関係	52
4.4.4	ストライバック曲線解析モデルの導出	55
4.4.5	安定化のための添加剤の役割	59
4.5	結言	61
第5章	実機試験	64
5.1	緒言	65
5.2	方法	65
5.2.1	装置	65
5.2.2	試料	66
5.2.3	手順	67
5.3	結果	68
5.3.1	実機を用いた異音評価結果	68
5.3.2	実機を用いたトルク容量評価結果	69

5.4 考察	70
5.4.1 FM+EP+Ca の単体評価結果と異音評価結果について	70
5.4.2 単体評価結果と実機異音結果の関係	71
5.4.3 実機異音結果と実機トルク容量結果の関係	72
5.5 結言	73
第6章 結論	74
6.1 まとめ	75
6.2 今後の展望	76
付録 A すべり摩擦系の安定性	79
付録 B 転がりすべり摩擦系の安定性	81
付録 C 図目次	89
付録 D 表目次	92
引用文献	93
記号表	102
謝辞	105



第 1 章 緒論

1.1 研究の背景

1.1.1 無段変速機の技術動向

無段変速機 (CVT, Continuously Variable Transmission) は 1987 年に発売されて以来, Figure 1.1 に示す通り順調に生産台数を増やし,年間 100 万台以上生産され,その数は増加傾向にある [1]. CVT は自動車の燃費改善において重要な役割を果たしており,日本のように停発進頻度が高い地域において特に省燃費性が優れたトランスミッションユニット [2]-[5] として,様々な排気量の車種で採用されており,自動変速機 (AT, Automatic Transmission) 対比 10% 燃費が向上するとの報告がある [6]. Figure 1.2 に示す 2015 年 9 月の国連総会で採択された SDGs [7] においても CO₂ 削減目標が掲げられており, CVT が産業界に及ぼす影響は大きいと考える。

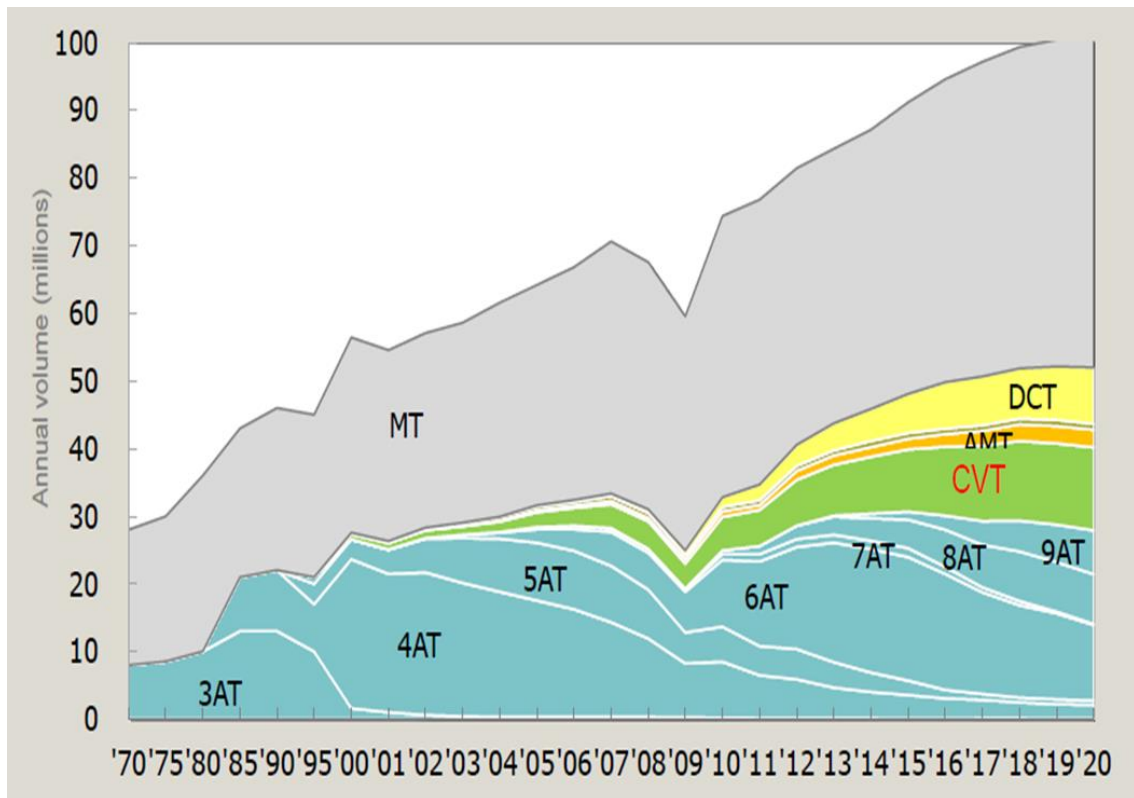


Figure 1.1 Annual production volume of transmissions all over the world [1]



Figure 1.2 Sustainable Development Goals: SDGs [7]

現在市販されている CVT にはベルト CVT とチェーン CVT の 2 種類がある。ベルト CVT は 1987 年にスバルが 1.0L クラスの乗用車 (JUSTY ECVT) に採用したのが始まりで [8], 当初はベルトの伝達容量が小さいため, 1.6L クラス以下の乗用車に限られていた。その後, 金属ベルトの大型高強度化を背景に, 日産自動車では 1997 年に 2L 車 (PRIMERA) に搭載し, さらに 2002 年に 3.5L 車 (MURANO) に搭載し, 350Nm のトルクを伝達することが可能であることを示した [9]。トヨタにおいても 2006 年最量販車種 (COROLLA) にベルト-CVT の搭載を拡大したことで, 日本の市場ではベルト-CVT の搭載比率が大幅に上昇した。ベルト-CVT は 金属プーリと金属ベルトの間の摩擦力でトルクの伝達を行っている [10]-[12]。その伝達トルクはプーリのベルトの押し付け圧と金属間の摩擦係数の積で決定するため [13] [14], 必要とする伝達力を制御するには押し付け圧を最適化することが有効である。

また本論文の主題であるチェーン CVT は, 1999 年に 2.8L 車 (AUDIA6) に実装され [15], その後スバルが 2009 年 2.5L 車 (LEGACY) に採用し [16], 日産自動車も 2012 年に 3.5L 車 (ALTIMA) に採用している [17]。2019 年には GM が 1.5L 車 (CHEVROLET MALIBU) に適用を決めており [18], 適用車種が拡大している。チェーン CVT はロッカーピンと鋼板が

らなるチェーンを使用しており、プレートの数を増やすことでトルク容量を増やすことができる [19]。Figure 1.3 に示す通りチェーン CVT はベルト CVT と比較し高トルク容量だけでなく、優れた伝達効率により、次世代のトランスミッションとして注目されている [1] [20] -[24]。ただし、チェーン CVT はロッカーピンが間欠的にプーリに進入もしくは離脱することに起因した振動的な挙動が発生し、CVT の振動と異音の問題が発生することがある [25] -[31]。

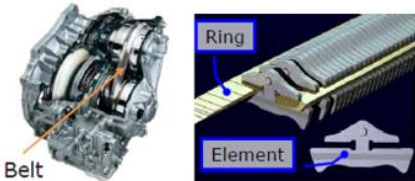
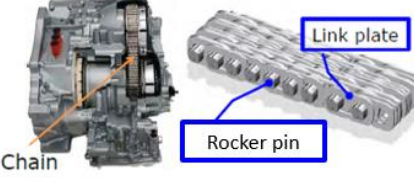
	Belt-CVT	Chain-CVT
Structure		
Efficiency	Reference	5% improvement※[6]
Noise	Reference	Worse※[20]

Figure 1.3 Comparison of belt-CVT and chain-CVT [28]

1.1.2 チェーン式無段変速機油の役割と課題

チェーン CVT はトルク伝達、油圧の制御、焼付き防止のため潤滑油が充填されており、その潤滑油をチェーン CVT Fluid (以下、チェーン CVTF) と呼ぶ。チェーン CVT の転がりすべり潤滑は、低スリップ率 (~1%) および高接触圧力、幅広いチェーン速度 (~70 m/s) で動作するため境界から流体潤滑領域までの摩擦特性を考慮して、チェーン CVTF を開発する必要がある [32]。チェーン CVTF の開発では、さまざまな要件を満たすために潤滑油添加剤を使用しており、特に摩擦特性に大きな影響を与える「摩擦調整剤」と耐摩耗性に大きな影響を与える「極圧剤」の効果を制御することは振動異音を制御する上で重要である。

1.2 研究の目的

チェーン CVT はこれまで機械設計による振動および異音抑制へのアプローチは数多く検討されてきたが、潤滑油添加剤による振動および異音の抑制は前例が無く論文化されていない。本論文は自動車用のチェーン CVT の性能向上を念頭に置き、チェーン CVT の潤滑油添加剤からの性能向上へのアプローチをまとめ、チェーン CVT の喫緊の技術課題となっている振動と異音の問題を潤滑油添加剤の配合技術を駆使し、潤滑油の摩擦特性を制御することでチェーン CVT の振動と異音を抑制することおよびその振動と異音の抑制理由を解明することを研究目的とした。

1.3 論文の構成

本論文は以下の全 6 章で構成される。第 1 章「緒論」では、本研究の背景として CVT の技術動向とチェーン CVTF の役割と課題についてまとめ、その上で本研究の目的を論じている。第 2 章「既往の研究」では、チェーン CVT の技術課題とチェーン CVTF の要求特性、ストライベック線図および潤滑油添加剤の一般的な機能についてまとめている。それを基に振動異音を抑制するための二つの戦略を立案した。第 3 章「実用性能試験」では、市場チェーン CVTF と開発チェーン CVTF を用いた実用性能試験としてチェーンボックス試験を実施し、その結果から、ブロックオンリング試験を用いた単体評価に落とし込み、CVTF の重要な要素である高摩擦係数化について検討した。また試験後テストピースの摩擦摺動面を分析し、高摩擦係数化のメカニズムについて論じている。第 4 章「転がりすべり試験」では、チェーン CVTF に使用される 2 種類の添加剤 (摩擦調整剤としてのオレイルアミンと極圧剤としてのトリクレジルフォスファイト) を用いて調整した試験油によって潤滑下の転がりすべり接触摩擦試験 (ボールオンディスク試験) を実施した。その結果と数学的解析から、潤滑油添加剤が第 2 章で立案した二つの異音防止戦略に大きな影響を与えていることを明らかにした。第 5 章「実機試験」では第 4 章で得られた知見をもとに、実機試験(チェーンボックス試験)を用いて振動異音低減に関する検証結果についてまとめている。第 6 章「結論」では、以上の検討を通して得られた本研究の結論をまとめている。



第 2 章 既往の研究

2.1 緒言

本章ではチェーン CVT の開発課題, チェーン CVTF の要求特性, ストライバック線図および潤滑油添加剤について既往の研究についてまとめた. それを基に振動異音を抑制するための二つの戦略を立案した.

2.2 チェーン式無段変速機の振動と異音

チェーン CVT の異音に関しては様々な角度から検討が行われている. たとえばロッカーピンがプーリに突入する角度を制御することで衝撃荷重を低減させる [33] -[35] やロッカーピンのピッチを短縮させて振動異音を防止する [36] や防音材を張る [37] 等, 従来チェーン CVT の異音低減は機械設計の変更によるアプローチが殆どであり, 開発には膨大なコストが必要であった.

2.3 チェーン CVTF の要求特性

Table 2.1 にチェーン CVTF の要求特性について示す. 必要性能に紐づいた要求特性に対して満足するように仕様を決めている. たとえば高トルク容量化するために高摩擦係数が求められ, 仕様としてカルシウム系清浄剤を添加している. 様々な必要性能に応じて仕様を決めているが, 今回は異音低減に挑戦しており, このような潤滑油添加剤を用いたチェーン CVT の異音低減は論文化されていない.

Table 2.1 Required characteristics of chain CVTF

Required performance	Chain CVTF Required characteristics	Spec
High torque capacity	High friction coefficient	Calcium detergent
Prevention of adhesion	Seizure resistance	Phosphorus extreme pressure agent
Fuel economy	Low viscosity	Low viscosity base oil
Long life	Oxidation stability	Antioxidant, Dispersant

2.4 ストライベック線図

接触域の潤滑状態については Figure 2.1 に示すストライベック線図によって表される [38]-[42] . 縦軸は摩擦係数 (μ) の対数, 横軸は粘度 η と速度 U の積を荷重 W で除した対数となる. 物体と物体の間を潤滑剤で隔てられている領域を流体潤滑 [43], 流体潤滑の影響を無視できる領域を境界潤滑 [44], 混合潤滑は流体潤滑と境界潤滑の遷移領域である [45]. またストライベック線図の粘度 η と荷重 W を一定とすると Figure 2.2 となる.

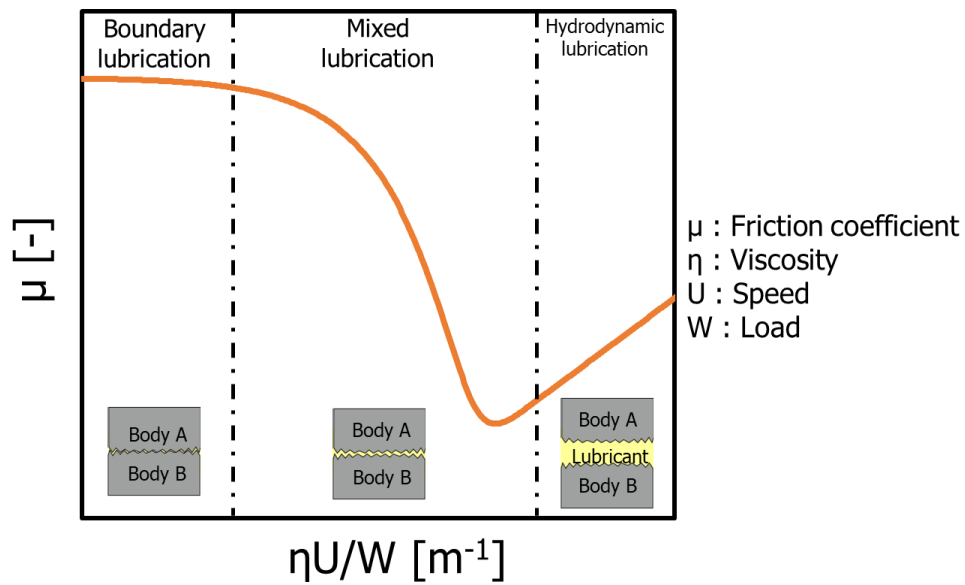


Figure 2.1 Stribeck curve

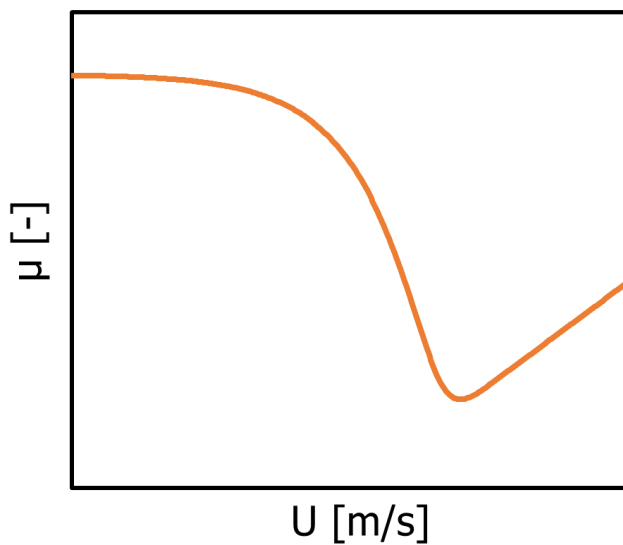


Figure 2.2 Friction coefficient speed characteristics

チェーン CVT は自動車に搭載されており，発進停止時に摩擦係数の速度特性が必ず負勾配となる領域が存在する．この負勾配の傾きをなだらかにさせるために二つの戦略を立案した．

一つ目の戦略は Figure 2.3 に示す極低速域の μ を下げることで摩擦係数の速度特性の負勾配をなだらかにし，振動を抑える戦略である．基準のオレンジの曲線に対し，極低速域の μ を下げたものが緑の曲線となる．各速度の傾きすなわち μ の微分， μ' が重要であるが，分かりやすく表示すると点線となり，基準のオレンジ点線より緑点線の方が摩擦係数の速度特性の負勾配がなだらかになる．

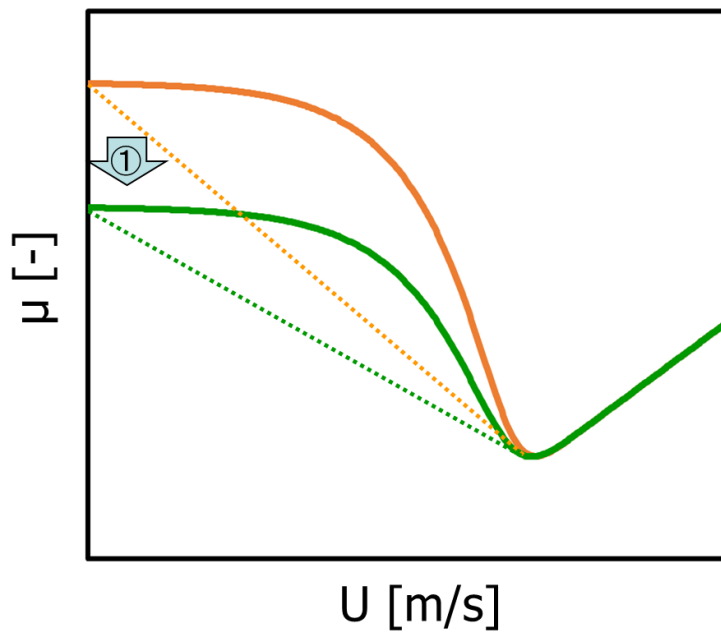


Figure 2.3 Low noise strategy ① Reduction of friction coefficient in extremely low speed range

二つ目の戦略は Figure 2.4 に示す摩擦係数の速度特性の下に凸の最下点，本報では臨界速度 (U_{cr})と定義するが U_{cr} を上げることで摩擦係数の速度特性の負勾配をなだらかにし，振動を抑える戦略である．基準のオレンジ点線に対し， U_{cr} を上げた黒点線は戦略①同様，摩擦係数の速度特性の負勾配がなだらかになっている．

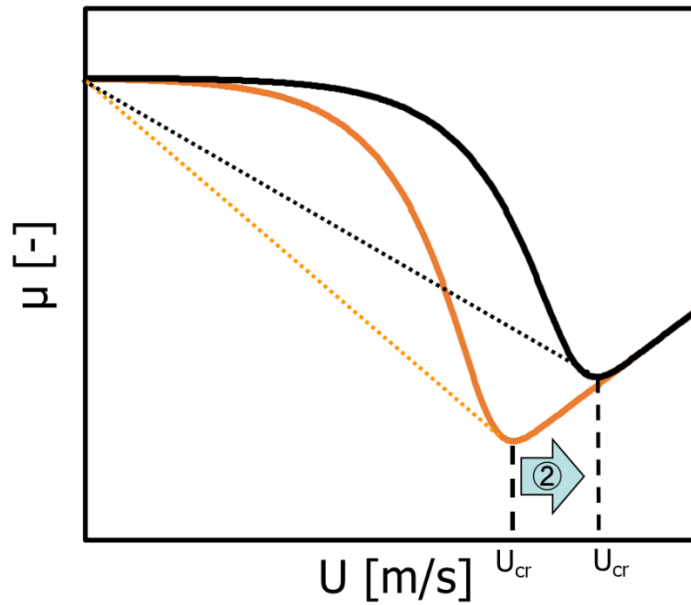


Figure 2.4 Low noise strategy② Increase in critical velocity (U_{cr})

本研究のテーマである振動と異音に対する潤滑油添加剤の抑制作用を実現するために Figure 2.5 に示す戦略①の極低速域の μ を下げることと戦略②の U_{cr} を上げることを念頭に置いて研究を進めた。その二つの戦略を同時に達成することで Figure 2.6 に示すように振動と異音が発生しにくい潤滑油処方を見出すことができると考えた。

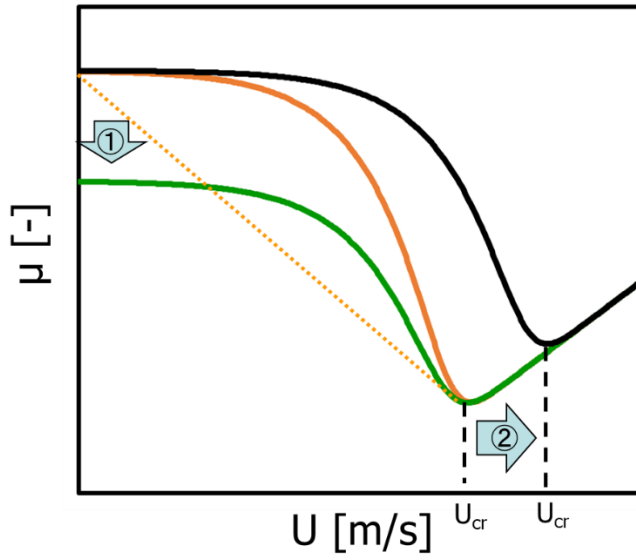


Figure 2.5 Low noise strategy ① and ②

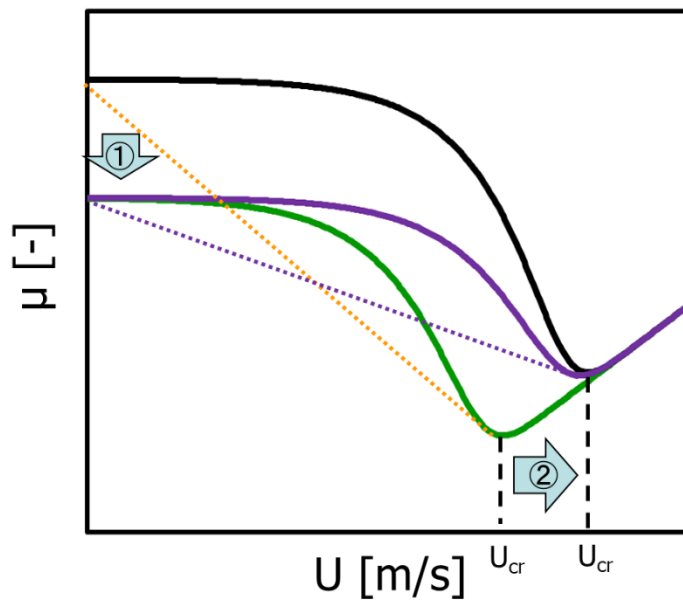


Figure 2.6 Final goal of low noise strategy

2.5 潤滑油添加剤

前節で立案した二つの戦略を実行する上でキーとなる潤滑油添加剤について説明する。Figure 2.7 はバウデンとテイバーによって提案された境界潤滑の概念図である [46]。同図は潤滑された固体面間の接触部を拡大した様子を示している。潤滑された上面と下面が接触し、垂直荷重が加わると考えられる。上面と下面には粗さが存在しているので、平面全体で接触が起こるわけではなく、粗さの凸部にて接触が生じる。このとき、凸部において接触している部分は高圧となる。摩擦面表面をミクロに観察すると潤滑油添加剤によって隔てられている領域と金属と金属同士が直接接触している領域に分けられる。このとき、垂直荷重を支持する部分の面積を真実接触面積 A 、真実接触面積のうち、金属接触が生じている部分を α とすると、金属接触部分の面積は αA となる。金属接触部分のせん断強さを S_m 、吸着膜のせん断強さを S_f とすると、上面と下面に対して接線方向に動かすための力 F (摩擦力) は式(1)で表される。

$$F = A\{\alpha S_m + (1 - \alpha)S_f\} \tag{1}$$

概念図でオタマジャクシのように記載され金属接触を防いでいる添加剤を摩擦調整剤 (FM, Friction Modifier) と呼ばれ、代表的な FM として Figure 2.8 に示すオレイルアミンがあるが、金属表面に吸着し、摩擦を低減する作用があると言われている [47][48]。金属接触部を示す赤線で作用する添加剤として極圧添加剤 (EP, Extreme pressure agent) があり、代表的な EP として Figure 2.9 に示すトリクレジルフォスファイトがあるが、金属表面と反応し焼付きを防止する作用があると言われている [49][50]。このように潤滑油添加剤を最適配合させることで摩擦特性のコントロールが可能となる [51]-[56]。

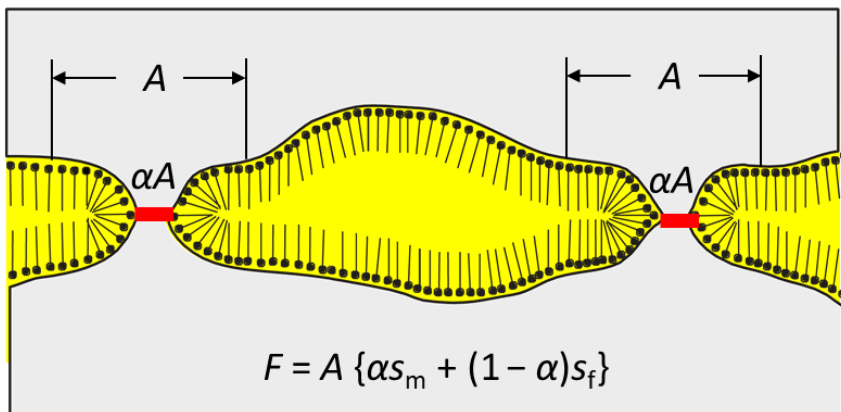


Figure 2.7 Schematic model of boundary lubrication proposed by Bowden and Tabor [46]

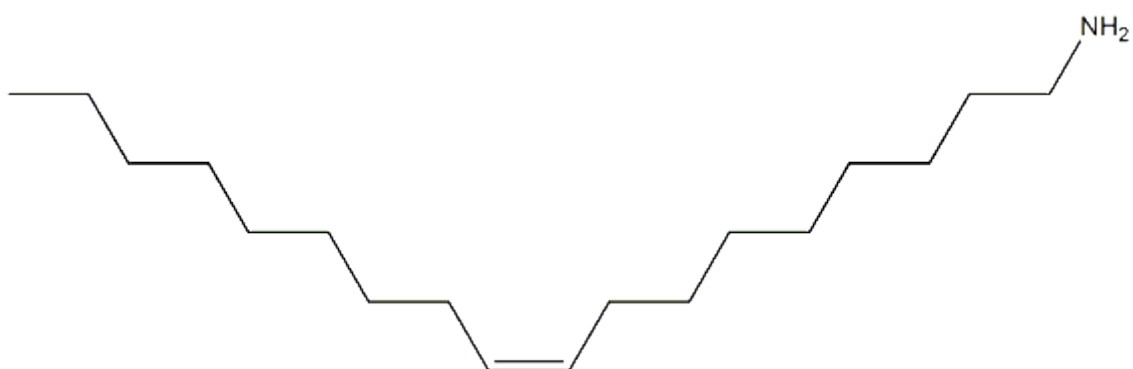


Figure 2.8 Oleylamine [57]

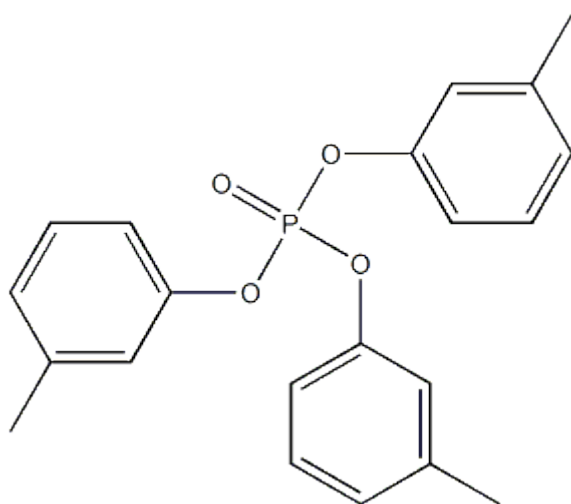


Figure 2.9 Tricresyl phosphite (TCP) [58]

2.5.1 摩擦調整剤の機能

摩擦調整剤には油性剤も含まれており、「油性」とは、「同じ粘度の 2 種類の潤滑油を同一条件下で使用したとき、境界摩擦に相違の現れることがある。この摩擦の差を油性という。」[59] とされており、潤滑油の粘性以外の作用、すなわち境界潤滑性能を表すものとして、油性が定義されている。油性についての初期の研究を Table 2.2 に示すが、Wells ら [60] は、鉱油に少量の脂肪酸を添加した溶液を潤滑剤として用いることで、鉱油単体と比較して摩擦を大幅に低減できることを報告している。また、彼らの研究では、潤滑剤として従来用いられてきた油脂を多量に添加するよりも、極性を有する脂肪酸を少量添加した方が摩擦の低減に大きく寄与することも示されている。それとほぼ同時期に、Langmuir [61] は平板上にオレイン酸の分子膜を形成することで、平板とスライダとの摩擦が減少することを報告している。このように、高級脂肪酸や高級アルコールなどの末端に極性基を有する界面活性物質は、金属表面に吸着することで摩擦を低減する役割を果たし、「油性剤」と呼ばれる。このような界面活性物質が発現する「油性」について、Hardy ら [62] は系統的な実験を実施し、添加剤分子と固体面との相互作用を考慮することの重要性が示された。

Table 2.2 Representative research on friction modifiers

Year	Name	Research details
1918	Wells & Southcombe	Proposed to reduce the coefficient of friction as well as fatty acids even when a small amount of fatty acids were added to the base oil. [60]
1920	Langmuir	Proposed low friction with oleic acid [61]
1922	Hardy & Doubleday	Proposed that the longer the fatty acid carbon chain, the lower the friction [62]
1936	Hersey	Proposed 6 hypotheses about oil origin including bearing characteristic number [63]
1940	Bowden & Leben	Demonstrated that the friction coefficient differs depending on the additive using a unique friction tester [64]
1950	Bowden & Tabor	Proposed boundary lubrication model. Proposed that monolayer reduces friction coefficient [46]
1958	Kingsbury	Proposed a boundary lubrication model in a dynamic state over time [65]
1967	Grew & Cameron	Proposed a chain matching effect that improves seizure when the additive chain length and base oil chain length match [66]
1969	Allen	Proposed that multi-layer reduces friction coefficient [67]

2.5.2 極圧剤の機能

極圧剤とは、「摩擦面間の接触圧力が高く、すべり速度が大きい過酷な潤滑条件下において、摩擦・摩耗を減少させ焼付きを防止する役割をもつ化合物」 [59]とされており、金属表面と反応し焼付きを防止する作用があると言われている [49] [50] [68] -[70].

CVTF として用いられるトリクレジルフォスファイト(TCP)の作用機構は Beeck ら [71] の化学研磨説と Barcroft [72] などのリン酸鉄生成機構説がある. Beeck らの化学研磨説では、TCP を用いた四球摩耗試験により、鉄粉と TCP の反応生成物がリン化鉄 ($\text{Fe-Fe}_3\text{P}$) であることから、TCP の高負荷状態での作用機構は、TCP が高温で金属表面と反応しリン化合物を生成し、さらに生成したリン化合物が金属と反応して低融点の共融混合物を生成する. この混合物が摩擦に伴い表面突起頭頂部 (凸部) から溶解して谷部 (凹部) へ流れこみ、摩擦表面の平滑化により摩耗が低減するという説である. 一方のリン酸鉄生成説について、Barcroft は放射性同位元素を利用した被膜分析にて、摩擦面の生成物が金属リン酸塩であることを明らかにした. 作用機構はリン化合物の分解による酸性のリン酸エステルの金属表面と塩形成と、高温分解による金属リン酸塩形成にあるとした. また TCP は Wheeler ら [73] によって Figure 2. 10 に示すように、金属表面において高温で分解し、トリル基を失い、リン酸鉄を形成することが確認されている.

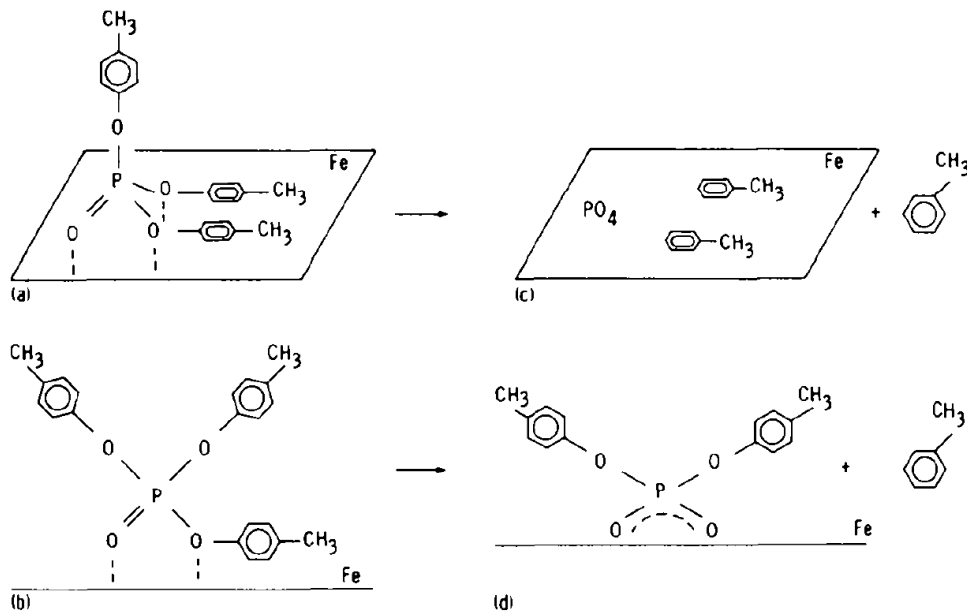


Figure 2. 10 Alternative models of TCP adsorption on iron, (a) and (b) at room temperature, (c) and (d) after heating to 330 °C [73]

2.5.3 金属清浄剤の機能

金属清浄剤とは、「エンジン内部を清浄に保つために内燃機関潤滑油に添加される油溶性の金属塩」 [59] とあり, Figure 2.11 に代表的な金属系清浄剤の Ca スルホネートを示す [74] -[76]. 金属清浄剤は燃焼ガスによって生成される酸性成分を中和し, 高温になったピストンやバルブシートへのワニスやラッカーの蓄積を防止する機能を有している. 特に塩基価が高い過塩基性の方が少量でも清浄性が高いため良く用いられる. エンジンオイル以外にもギヤ油や工業用潤滑油でも使用されている [77] -[79]. また金属清浄剤は CVTF の摩擦係数向上のために使用されている [13] [80]. 過塩基性の Ca スルホネートは Cizaire ら [81] によって化学組成について様々な分析装置 (XPS, ToF-SIMS 等) を用いた詳細分析が行われ, その分析結果を受け Miklozic ら [82] は Figure 2.12 に示すような炭酸カルシウム (CaCO_3) がスルホネート基で包み込まれた概念図を報告している.

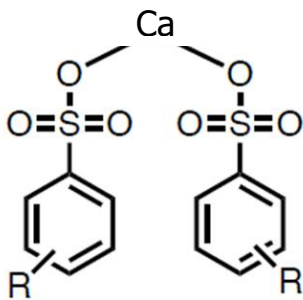


Figure 2.11 Calcium sulfonate [83]

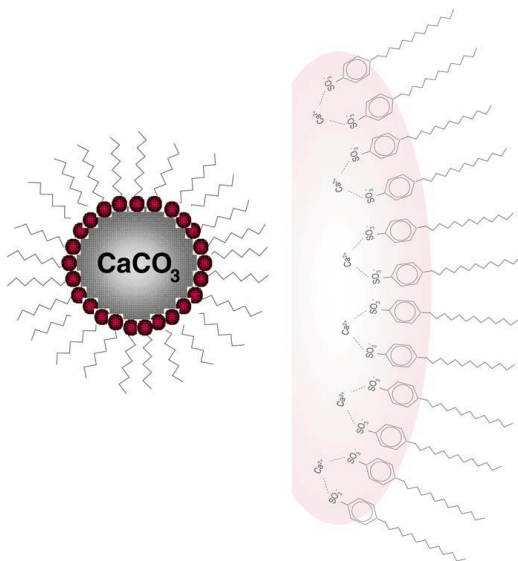


Figure 2.12 Schematic diagram of overbased calcium sulphonate detergent structure [82]

2.6 結言

第 2 章ではチェーン CVT の開発課題として振動と異音があり，従来は機械設計の変更によるアプローチが殆どであることを明らかにした．またチェーン CVTF の要求特性についてまとめ，潤滑油添加剤を用いたチェーン CVT の異音低減については前例が無いことを確認した．ストライバック線図の特性についてまとめ，潤滑油添加剤については既往の研究として摩擦調整剤の効果，極圧剤の効果，金属清浄剤の効果についてまとめた．

以上の調査を踏まえ，チェーン CVT の異音改善のために下記二つの戦略を立案した．

戦略①：極低速域の摩擦係数を下げ，摩擦係数の速度負勾配をなだらかにする．

戦略②：臨界速度(U_{cr})を上げ，摩擦係数の速度負勾配をなだらかにする．

第 3 章 实用性能試験

3.1 緒言

本章では市場チェーン CVTF と開発チェーン CVTF を用いた実用性能試験としてチェーンボックス試験を実施した。その結果から、ブロックオンリング試験を用いて単体評価に落とし込み、CVTF の重要な要素の一つである高摩擦係数化について検討した。また試験後テスピースの摩擦摺動面を観察し、高摩擦係数化のメカニズムについて論じた。

3.2 方法

3.2.1 装置

3.2.1.1 チェーンボックス試験

Figure 3.1 にチェーンボックス試験機の概要図を示す。本試験機は、実用性能試験として実際に市販されている CVT ユニートを購入し、チェーンとプーリで構成されるバリエータを抜き取り、バリエータを用いたチェーンボックス試験機を作成し、評価方法としてトルク容量評価法を考案した。装置の構成は過去ベルト CVT で行われた検討を参考にした [84] - [86]。

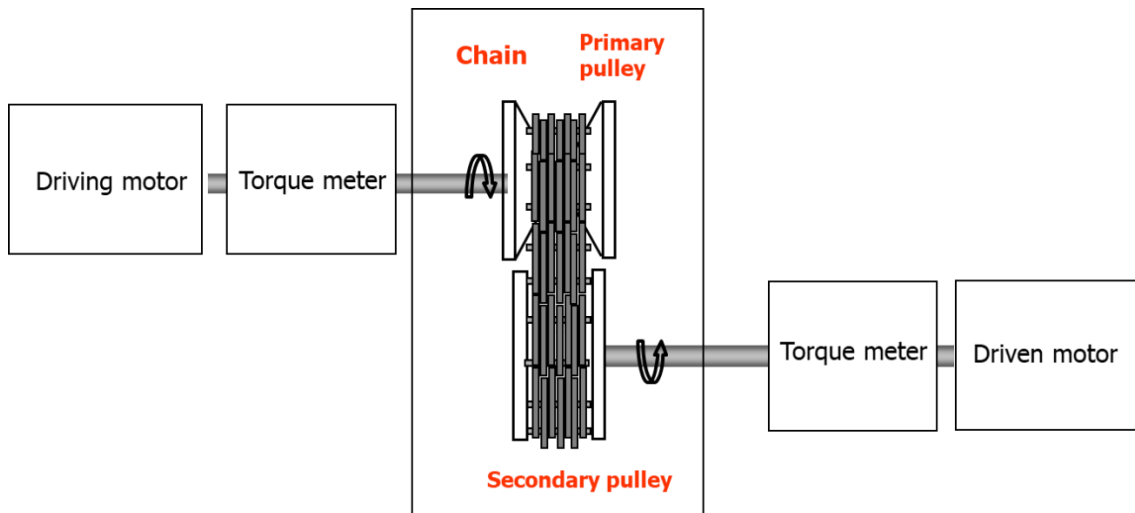


Figure 3.1 Chain box tester

3.2.1.2 ブロックオンリング試験

実機試験を単体評価に落とし込むために Figure 3.2 に示すブロックオンリング試験にて評価した。本試験機は鋼製リング試験片を上方より鋼製ブロック試験片に押し付ける構造であり、リングをモーターで回転させ、リングブロック間の摩擦係数を計測する。CVTF の検討に頻度高く使用されている [87]。

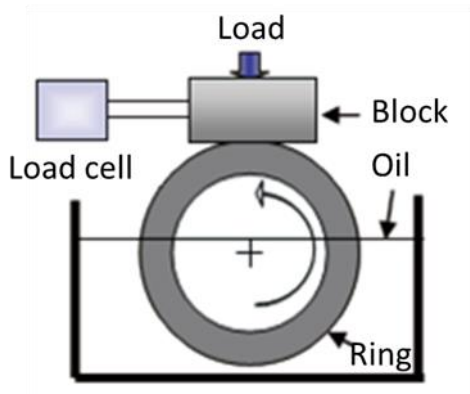


Figure 3.2 Block on Ring

3.2.1.3 原子間力顕微鏡

Figure 3.3 の原子間力顕微鏡 (AFM, Atomic Force Microscope) [88] を用いてブロックオンリング試験後のブロック摩擦摺動面のナノレベルの表面観察を行った。AFM はカンチレバー先端に形成されたプローブと試料に作用する原子間力を検出し、表面形状を画像化する方法である。

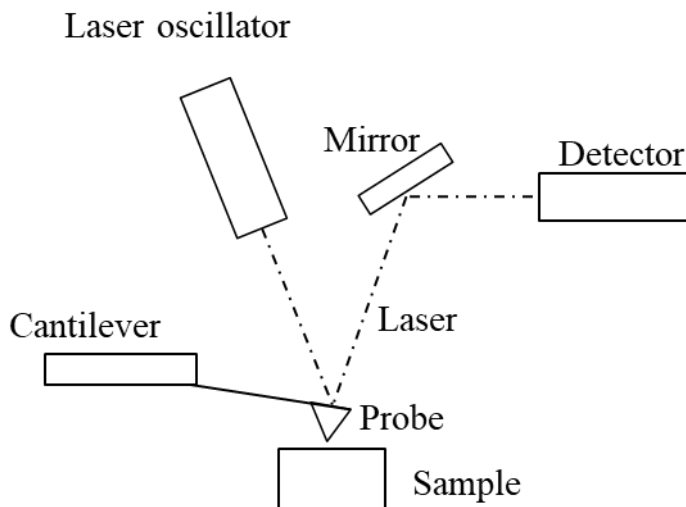


Figure 3.3 Atomic Force Microscope (AFM)

3.2.1.4 電子線プローブ微小部分分析

Figure 3.4 の電子線プローブ微小部分分析 (EPMA, Electron Probe Micro Analyzer) [89] を用いてブロックオンリング試験後のブロック摩擦摺動面の表面分析を行った。EPMA は電子線を資料に照射し、発生する特性 X 線を測定して元素の同定、定量を行い、また分布を調べる方法である。

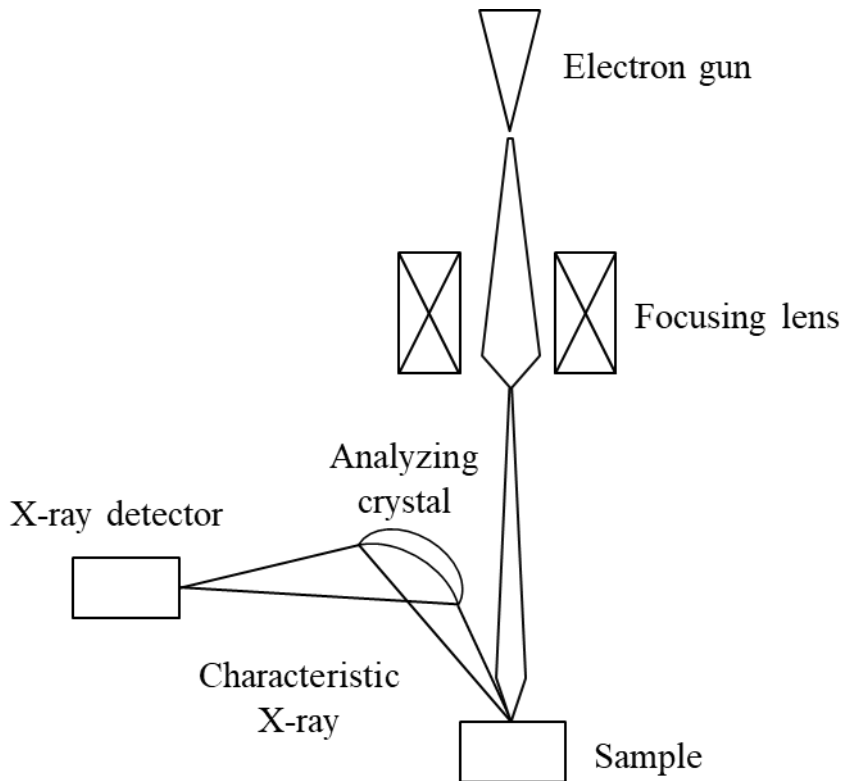


Figure 3.4 Electron Probe Micro Analyzer (EPMA)

3.2.2 試料

本章で用いた二つの潤滑油を Table 3.1 に示す。一つ目の Market Chain CVTF は市販されているチェーン CVTF である。二つ目の Developed Chain CVTF は弊社が開発したチェーン CVTF である。

Table 3.1 General property of market Chain CVTF and Developed Chain CVTF

		Unit	Market Chain CVTF	Developed Chain CVTF
Kinematic Viscosity		mm ² /s	38.4	34.5
		mm ² /s	7.5	7.1
Viscosity Index		-	167	174
Element	Calcium	wt%	0.02	0.02
	Phosphorus		0.05	0.06
	Sulfur		0.08	0.18
	Boron		0.01>	0.01
	Nitrogen		0.23	0.17

3.2.3 手順

3.2.3.1 チェーンボックス試験

Table 3.2 にチェーンボックス試験トルク容量評価条件を示す。測定はインプットトルクを 1Nm から 300Nm まで徐々に上げ、すべり率 (Slip ratio) を計測する。すべり率は式(2)に示す通り、無負荷時の回転数から有負荷時の回転数を引いて、無負荷時の回転数で除して 100 倍した。

$$\text{Slip ratio}[\%] = \frac{N_0 - N_L}{N_0} \times 100 \quad \begin{array}{l} N_L : \text{有負荷時の回転数} \\ N_0 : \text{無負荷時の回転数} \end{array} \quad (2)$$

Table 3.2 Chain box test condition

Test condition	
Speed	1000rpm (Primary)
Speed ratio	2.2 (Low)
Primary oil pressure	0.1MPa
Secondary oil pressure	3.0MPa
Input torque	1~300Nm
Oil temperature	80℃

3.2.3.2 ブロックオンリング試験

Table 3.3 にブロックオンリング試験条件を示す。日本自動車技術会規格 (JASO, Japanese Automotive Standards Organization) にて CVTF の摩擦係数測定を行うために定められた JASO M 358 [90] に準拠し、評価を行った。

ブロックおよびリングは、塗布されている防錆油などをふき取り、ヘキサンを使用し、超音波洗浄機で 10 分間洗浄後、乾燥させたものを使用した。所定の位置にブロックおよびリングを装着後、100 ml の試験油を注ぎ、110 °C に加熱し、110 °C に近づいた時点ですべり速度を 0.5 m/s に上昇させ、荷重を 890 N に上昇させ 5 分間保持した。その後、荷重を 1112 N まで上昇させ、すべり速度を 1.0 m/s に上昇させ 25 分間保持した。その後、すべり速度 1.0 m/s で 5 分間試験を行い、すべり速度を 0.5 m/s に下降させ 5 分間試験した。同様に 0.25 m/s , 0.125 m/s , 0.075 m/s , 0.025 m/s の順にそれぞれ 5 分間試験を実施した。5 分間の試験の最終 30 秒間の摩擦力の平均値から摩擦係数を算出した。

Table 3.3 Block on ring test condition

Test condition	
Method	JASO M 358 (Block on Ring)
Block	SAE 01 (HRC58~63)
Ring	SAE 4620 (HRC58~63)
Load	890 N → 1112 N
Pressure	0.6 GPa (P_{max})
Speed	0.025~1.0 m/s
Oil temperature	110 °C

3.2.3.3 原子間力顕微鏡

Table 3.4 に原子間力顕微鏡測定条件を示す。ブロックオンリング試験後のブロック摩擦摺動面を観察した。観察前にブロックはヘキサソールを用いて超音波洗浄を実施した。

Table 3.4 AFM measurement condition

Measurement condition	
Apparatus	Veeco diCaliber
Cantilever	Veeco Contact MLCT-EXMT-A
Resonant frequency	22 kHz
Spring constant	0.05 N/m
Measured area	50 μ m \times 50 μ m

3.2.3.4 電子線プローブ微小部分分析

Table 3.5 に電子線プローブ微小部分分析測定条件を示す。ブロックオンリング試験後のブロックの摩擦摺動面を観察した。観察前にブロックはヘキサソールを用いて超音波洗浄を実施した。

Table 3.5 EPMA measurement condition

Measurement condition	
Apparatus	JEOL JXA-8530F
Accelerating voltage	15 kV
Beam current	50 nA
Dwell time	10 ms
Measured area	500 μ m \times 500 μ m

3.3 結果

3.3.1 実機を用いたトルク容量測定

チェーンボックス試験結果を Figure 3.5 示す。縦軸がすべり率、横軸はインプットトルクである。ピンク丸が Market Chain CVTF、青丸が Developed Chain CVTF であり、どちらもインプットトルクの上昇とともにすべり率が上昇している。すべり率が 4 % を超えた限界トルク容量は Developed Chain CVTF の方が Market Chain CVTF よりも 10 % 高い結果となった。

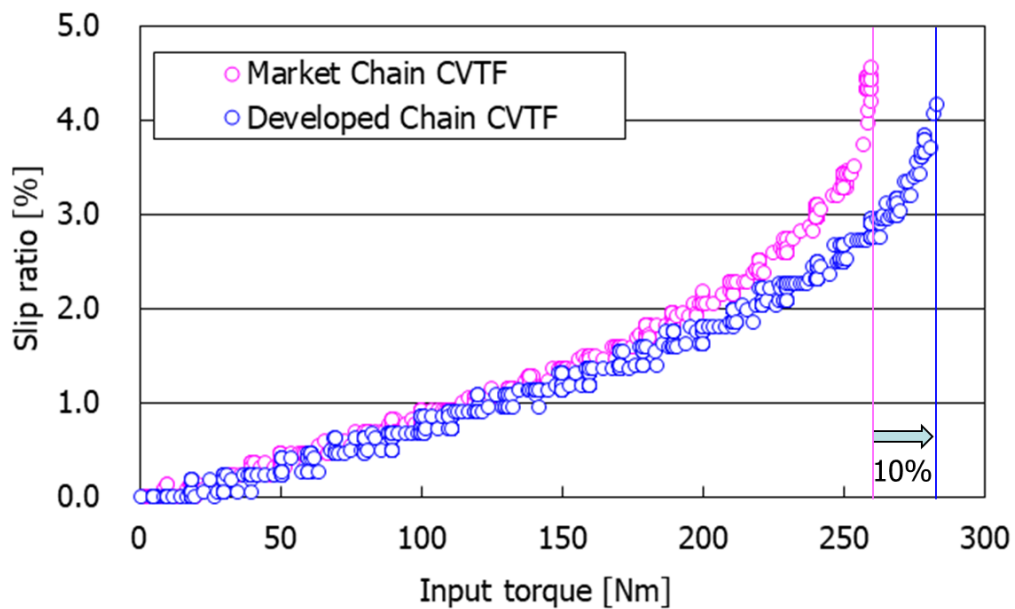


Figure 3.5 Chain box test result; test lubricants: Market Chain CVTF (pink), Developed Chain CVTF (blue); temperature: 80°C; speed: 1000rpm (primary)

3.3.2 摩擦係数に及ぼすすべり速度の影響

ブロックオンリング試験結果を Figure 3.6 に示す。縦軸は摩擦係数，横軸はすべり速度を示す。チェーンボックス試験同様，Developed Chain CVTF の摩擦係数は Market Chain CVTF 対比 10% 高い結果となっており，単体評価でも実機評価のスクリーニングが可能であることを明らかにした。

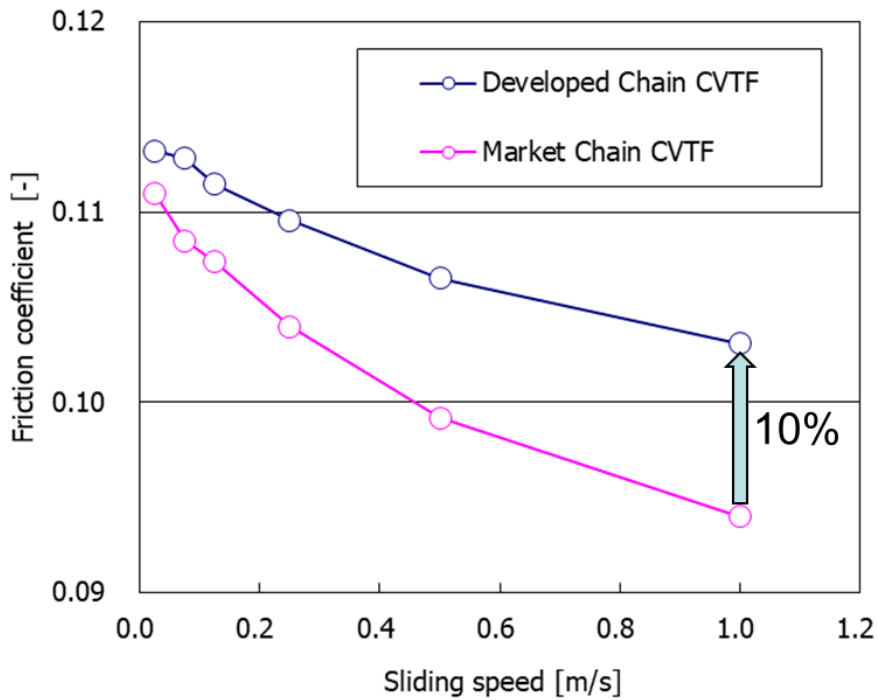


Figure 3.6 Block on ring test result; test lubricants: Market Chain CVTF (pink), Developed Chain CVTF (blue); temperature: 110°C; load: 1112N

3.3.3 表面形状観察

Figure 3.7 に Market Chain CVTF, Figure 3.8 に Developed Chain CVTF のブロックオンリング試験後のブロック摩擦摺動面の AFM 観察結果を示す。Market Chain CVTF が滑らかな表面であるのに対し, Developed Chain CVTF は無数の島状突起が観察される。

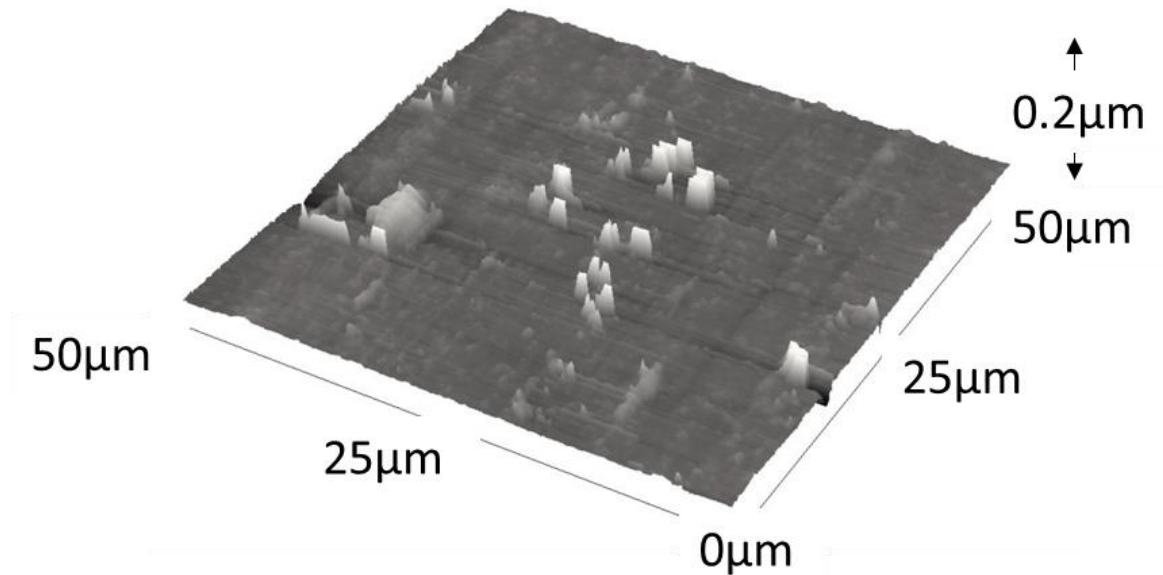


Figure 3.7 AFM photograph of Market Chain CVTF

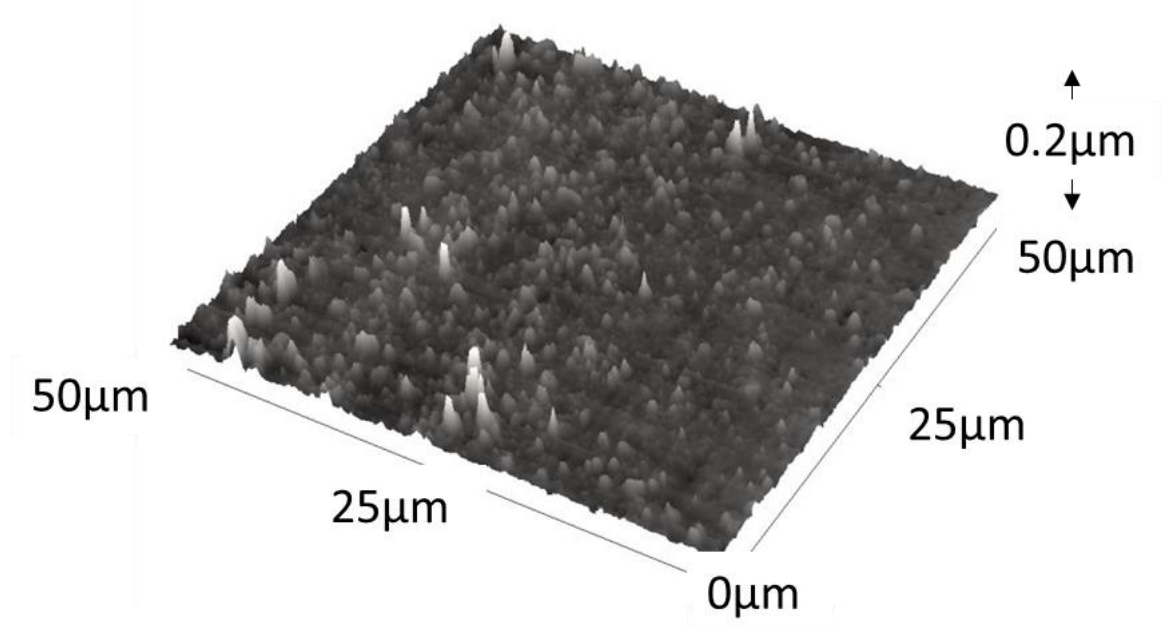


Figure 3.8 AFM photograph of Developed Chain CVTF

3.3.4 表面分析

Figure 3.9 にブロックオンリング試験後のブロック摩擦摺動面の EPMA 分析結果を示す。Market Chain CVTF はカルシウムのみが強く検出されているのに対し， Developed Chain CVTF はカルシウムに加え，リンの検出も多かった。

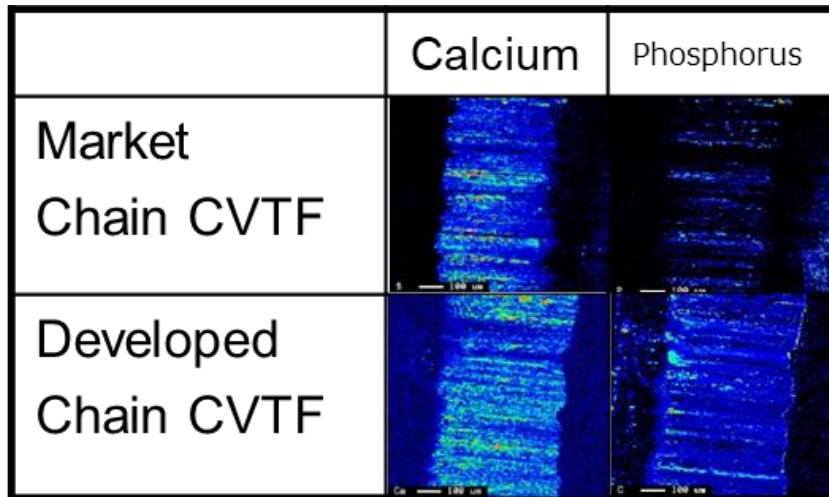


Figure 3.9 EPMA result; test lubricants: Market Chain CVTF (upper), Developed Chain CVTF (bottom)

3.4 考察

3.4.1 実機評価と単体評価の関係

Figure 3.5 のチェーンボックス試験結果から Market Chain CVTF より 10%, Developed Chain CVTF は限界トルク容量が高いことがわかった。また Figure 3.6 のブロックオンリング試験でも Market Chain CVTF より 10%, Developed Chain CVTF は摩擦係数が高いことがわかった。その2つの結果から実機評価であるチェーンボックス試験と単体評価であるブロックオンリング試験は相関があることがわかった。よってブロックオンリング試験結果からチェーンボックス試験結果を推測することが可能となった。ブロックオンリング試験はチェーンボックス試験よりも短時間で評価することが可能であり、開発スピード向上に繋がった。

3.4.2 摩擦係数と表面形状の関係

Figure 3.5 はチェーンボックス試験結果を示しており、また Figure 3.6 はブロックオンリング試験結果を示している。その2つの試験結果から摩擦係数が Market Chain CVTF より 10%高かった Developed Chain CVTF は Figure Figure 3.8 の AFM 画像にて島状突起が観察されていた。また Figure 3.9 の EPMA 結果よりカルシウムとリンが多く観察されたため、これらの摩擦係数結果と AFM 画像と EPMA 結果よりカルシウムとリンの島状突起が高摩擦係数化に寄与していると推察する。一方、チェーンボックス試験結果を示した Figure 3.5 および ブロックオンリング試験結果を示した Figure 3.6 より摩擦係数が Developed Chain CVTF より 10%低かった Market Chain CVTF は Figure 3.7 の AFM 画像にて島状突起は観察されず、また Figure 3.9 の EPMA 結果よりカルシウムおよびリンが Development Chain CVTF よりも少なく観察された。よって摩擦係数結果と AFM 画像と EPMA 結果よりカルシウムとリンの島状突起が観察されなかったため摩擦係数が低かったと推察する。

3.5 結言

実機評価であるチェーンボックス試験と単体評価であるブロックオンリング試験を用いて Market Chain CVTF と Developed Chain CVTF の限界トルク容量と摩擦係数を評価した。その2つの評価結果ともに Market Chain CVTF より Developed Chain CVTF は 10 %、限界トルク容量および摩擦係数が高いことが明らかとなった。これらの結果からブロックオンリング試験結果からチェーンボックス試験結果を推測することが可能となった。ブロックオンリング試験はチェーンボックス試験よりも短時間で評価することが可能であり、開発スピード向上に繋がった。

またブロックオンリング試験後のブロック摩擦摺動面を AFM および EPMA にて表面分析を行った。Market Chain CVTF より摩擦係数が高かった Developed Chain CVTF は AFM 画像にて島状突起が観察されており、EPMA 結果よりカルシウムとリンが観察されたため、カルシウムとリンの島状突起が高摩擦係数化に寄与していると推察する。一方、摩擦係数が Developed Chain CVTF より低かった Market Chain CVTF は AFM 画像にて島状突起は観察されず、また EPMA 結果よりカルシウムおよびリンが Development Chain CVTF よりも少なく観察された。よって摩擦係数結果と AFM 画像と EPMA 結果よりカルシウムとリンの島状突起が観察されなかったため摩擦係数が低かったと推察する。

しかし開発した高摩擦係数を有したチェーン CVTF は実車試験にてチェーン異音が発生することが明らかとなり改良が必要となった。

第 4 章 転がりすべり試験

4.1 緒言

本章では、チェーン CVTF に使用される 2 種類の添加剤（摩擦調整剤としてオレイルアミンと極圧剤としてトリクレジルフォスファイト）を用いて調整した試験油によって潤滑下の転がりすべり接触摩擦試験を実施した。その結果と数学的解析から、潤滑油添加剤が第 2 章で立案した二つの異音防止戦略に大きな影響を与えていることを明らかにした。

4.2 方法

4.2.1 装置

本章ではボールオンディスク型試験機 (MTM, Mini Traction Machine) を用いて摩擦係数を計測した。試験機の模式図について Figure 4.1 に示す。本試験機は、鋼製ディスク試験片を上方より鋼製ボール試験片を押し付ける構造であり、各々の試験片はそれぞれ独立した二つのモーターによって傾斜軸と垂直軸を中心に回転し、傾斜軸は水平軸とディスク表面の交点を通過し、接触幅径は 0.265mm となる。また本試験機は電気的接触抵抗 (ECR, Electrical Contact Resistance) の同時計測が可能であり、Figure 4.2 に ECR の模式図について示す [91]。

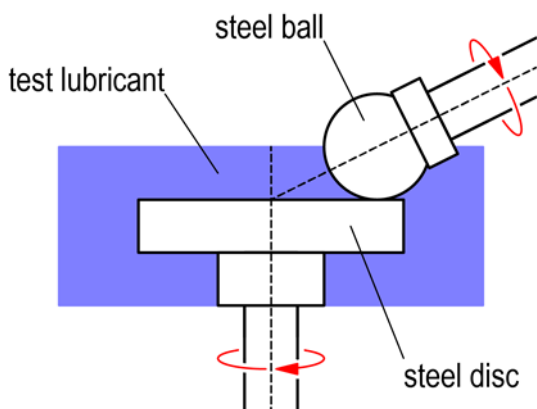


Figure 4.1 Ball-on-disc-type apparatus for friction tests

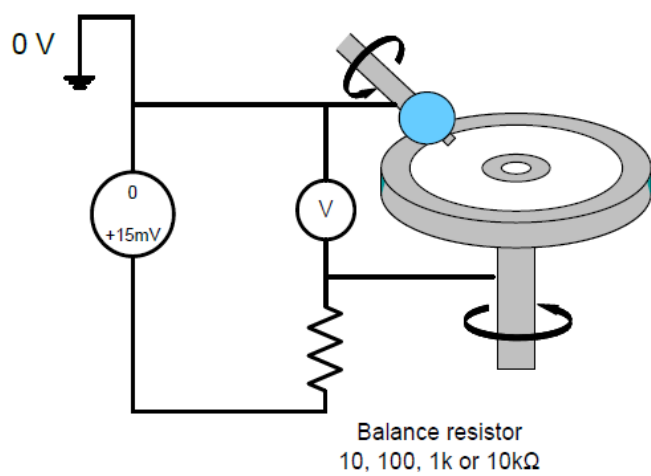


Figure 4.2 Electrical Contact Resistance [91]

4.2.2 試料

本章で用いた潤滑油を Table 4.1 に示す。BO は添加剤を含まない純粋な PAO (polypoly- α -olefin olefin, viscosity:24 mm²/s at 120 °C) であり, 他の 3 油種の基油として使用した。FM は PAO にオレイルアミンを 1.00 wt%溶解させたもの, EP は PAO にトリクレジルフォスファイトを 0.36 wt%溶解させたもの, FM+EP は PAO にオレイルアミンを 1.00 wt%, トリクレジルフォスファイトを 0.36 wt% 溶解させたものである。120 °Cの動粘度は実測し 24 mm²/s であることを確認した。粘度は流体潤滑域の測定を加味し, 市販チェーン CVTF より 1 桁高く設定した。

Table 4.1 Test lubricants

	BO	FM	EP	FM+EP
polyalphaolefin [wt%]	100.00	99.00	99.64	98.64
oleylamine [wt%]	–	1.00	–	1.00
tricresyl phosphate [wt%]	–	–	0.36	0.36
Kinematic viscosity (at 120°C) [mm ² /s]	24			

4.2.3 手順

Table 4.2 にボールオンディスクの試験条件を示す。本研究に用いた試験片の諸元についてボール試験片 (diameter: 19.05 mm, $R_a = 0.02 \mu\text{m}$, $R_q = 0.03 \mu\text{m}$) の材質は, AISI 52100 steel である。また, ディスク試験片 (diameter: 46 mm, $R_a = 0.01 \mu\text{m}$, $R_q = 0.02 \mu\text{m}$) の材質も AISI 52100 steel である。試験を行う前, ヘキサンをを用いてオイルバス, ボール試験片, ディスク試験片を洗浄した。洗浄後, オイルバス, および各試験片を試験機に取り付け, オイルバスに 50ml のオイルを注いだ。オイルバスで 120°Cまで加熱し, 試験潤滑油の温度が 120°C で安定した後, ボールとディスクが回転を開始し, ボールは荷重 $W = 37 \text{ N}$ でディスク表面に押し付けた。これは最大接触圧力 1.0 GPa に対応する。引込速度は, 一定のすべり率 $\Sigma = 5\%$ で, 最高値 ($U = 3800 \text{ mm/s}$) から最低値 ($U = 10 \text{ mm/s}$) まで減少させた。 U の範囲でテストされた条件の数は 101 で, U の値は対数スケールで等間隔に決定した。摩擦試験中に, 摩擦係数 (μ) と電気的接触抵抗の分離比 (β) を同時に測定し, すべての測定は, 周囲温度 25°C で空調された部屋で実施した。

Table 4.2 Ball-on-disc test condition

Test condition	
Ball	AISI 52100 ($R_q : 0.03 \mu\text{m}$)
Disc	AISI 52100 ($R_q : 0.02 \mu\text{m}$)
Oil temp.	120 °C
Speed	3.8 m/s ~ 0.01m/s
Slide roll ratio	5.0 %
Load	37 N
Contact pressure	1.0 GPa
Electrical contact balance resistance	10 Ω

4.3 結果

4.3.1 摩擦係数に及ぼす引込速度の影響

Figure 4.3 は、四つの試験油 (黒 : BO, 青 : FM, 赤 : EP, 緑 : FM+EP) の引込速度 U に対してプロットされた摩擦係数 μ の測定値を示す。得られたデータを平滑化するために、四つの連続した U 値の四つの μ 値の平均を、四つの U 値の平均に対してプロットした。矢印が示すように、すべての試験油の測定順序は、高 U (右) から低 U (左) の順で測定した。

まず、BO (添加剤無し) の結果に注目すると、 μ は初期値 $\mu = 5.8 \times 10^{-3}$ から最速 $U = 3.5 \times 10^0 \text{ m/s}$ で始まり、 U の減少とともに単調に減少することがわかった。 $U_{\text{cr}} = 1.7 \times 10^0 \text{ m/s}$ で最小 μ 値 $\mu_{\text{min}} = 5.4 \times 10^{-3}$ を示した後、 μ は U の減少とともに増加し、最小 U 値 $1.2 \times 10^{-2} \text{ m/s}$ で最大 μ 値 $\mu_{\text{max}} = 6.3 \times 10^{-2}$ となる。

次に、FM, EP, および FM+EP (添加剤有り) の結果に注目すると、 μ は BO と同じ初期値から始まり、BO と同じ勾配に沿って U の減少とともに減少することがわかる。ただし、全ての試験油の最小 μ 値は、BO の場合よりもかなり小さい (FM の場合、 $U_{\text{cr}} = 4.1 \times 10^{-1} \text{ m/s}$ で $\mu_{\text{min}} = 3.8 \times 10^{-3}$)。BO と同じく最小値を示した後、 μ は U の減少とともに増加する。但し、全ての試験油の最大 μ 値は BO の最大 μ 値よりも低い (FM の場合、最低 $U = 1.2 \times 10^{-2} \text{ m/s}$ で $\mu_{\text{max}} = 4.2 \times 10^{-2}$)。

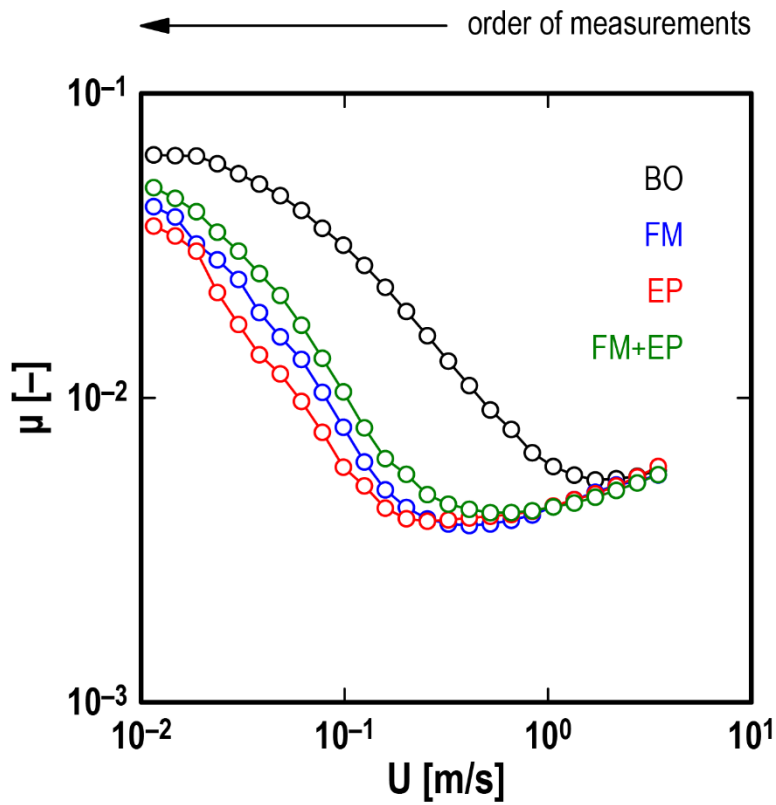


Figure 4.3 Friction coefficient μ against entrainment speed U ; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine (FM by blue), with tricresyl phosphate (EP by red), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green); temperature: 120°C ; normal load: $W = 37$ N; slide-to-roll ratio: $\Sigma = 5\%$

4.3.2 絶縁率に及ぼす引込速度の影響

Figure 4.4 は、四つの試験油 (黒 : BO, 青 : FM, 赤 : EP, 緑 : FM+EP) の引込速度 U に対してプロットされた電気的接触抵抗の分離比 β の測定値を示す。Figure 4.3 の μ 値と同じ方法で、四つの連続した U 値の四つの β 値の平均を、四つの U 値の平均に対してプロットした。Figure 4.4 の β 値は、Figure 4.3 の μ 値と同時に測定しているため Figure 4.3 のように、全ての試験油の測定順序は、高 U (右) から低 U (左) である。

まず、BO (添加剤無し) の結果に注目すると、 β は初期値 $\beta = 1.00$ から最高の $U = 3.5 \times 10^0$ m/s で始まり、 $U = 2.2 \times 10^0$ m/s で低下するまでその値に留まることがわかる。 β の最初の低下の後、 U の減少とともに急速に減少し、 $U = 7.8 \times 10^{-2}$ m/s で最小値 $\beta = 0.01$ となる。次に、FM, EP, および FM + EP (添加剤有り) の結果に注目すると、BO と同じ方法で、 β は初期値 $\beta = 1.00$ から始まり、特定の範囲の値に留まることがわかる。ただし、添加剤有りの試験油の β の最初の低下は、BO の場合よりも低い U 値にある (EP の場合、 $U = 5.2 \times 10^{-1}$ m/s)。その後、 β は U の減少に伴って徐々に減少するか、 $\beta \sim 0.90$ 付近に留まるように見える (Figure 4.9 に β_{EP} で表す)。添加剤を含む3つのテスト潤滑油では、 β が急激に減少した後、 β は $\beta \sim 0.25$ (Figure 4.9 に β_{FM} で表す) 付近に留まるように見える。

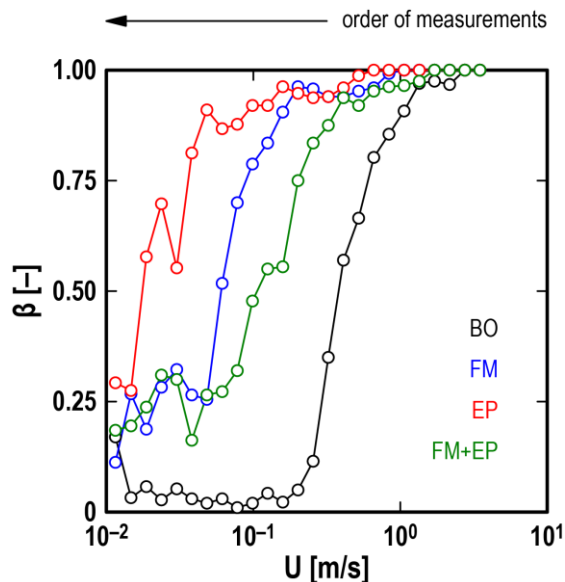


Figure 4.4 Separation ratio β against entrainment speed U ; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine (FM by blue), with tricresyl phosphate (EP by red), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green); temperature: 120°C; normal load: $W = 37$ N; slide-to-roll ratio: $\Sigma = 5\%$

4.3.3 臨界引込速度に及ぼす粗さの影響

Figure 4.5 は、摩擦試験後のボール表面の粗さ曲線を示す（上部：BO，二番目：FM，三番目：EP，下部：FM + EP）。表面粗さは試験油の影響をかなり受けている。BO で潤滑すると、ボール表面が四つの試験油の中で最も粗いことがわかる。一方、EP で潤滑するとボール表面は四つの試験油の中で最も滑らかである。摩擦試験後のボール (R_{qA}) およびディスク (R_{qB}) 表面の RMS 粗さの値は、それぞれ Table 4.3 の一行目と二行目に記載されている。両方の表面で、最も粗いのは BO で潤滑された表面 ($R_{qA} = 0.15\mu\text{m}$)，二番目に粗いのは FM + EP で潤滑された表面 ($R_{qA} = 0.10\mu\text{m}$)，三番目の粗さは FM で潤滑されたもの ($R_{qA} = 0.08\mu\text{m}$)，最も滑らかなものは EP で潤滑されたもの ($R_{qA} = 0.07\mu\text{m}$) である。リスト内の最も滑らかな表面 (EP の場合は $R_{qA} = 0.07\mu\text{m}$ および $R_{qB} = 0.04\mu\text{m}$) でも、初期の表面よりもかなり高い ($R_{qA} = 0.03\mu\text{m}$ および $R_{qB} = 0.02\mu\text{m}$)。

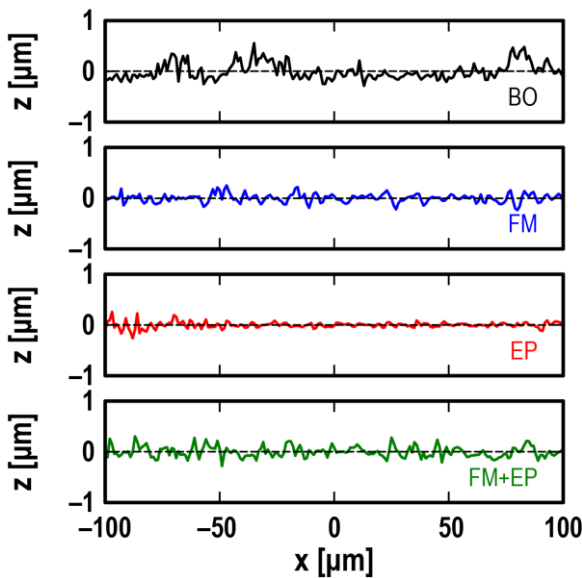


Figure 4.5 Typical roughness curves of steel ball surfaces after friction tests; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (top: BO by black), with oleylamine (second: FM by blue), with tricresyl phosphate (third: EP by red), with oleylamine and tricresyl phosphate (bottom: FM+EP by green)

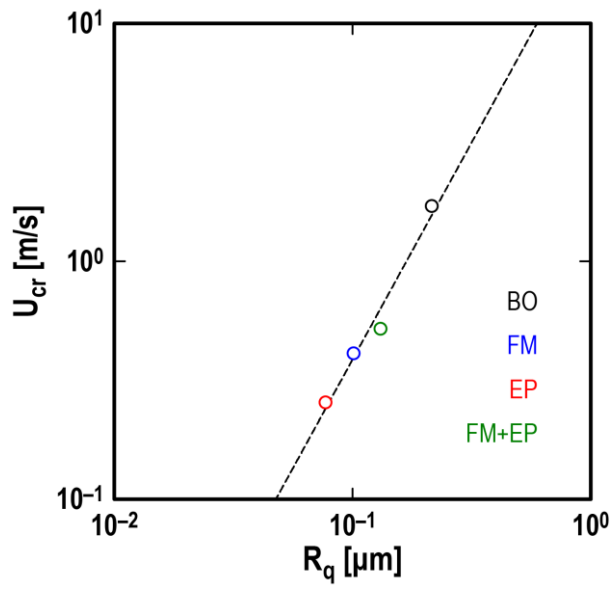


Figure 4.6 Relationship between critical entrainment speed U_{cr} and composite RMS roughness R_q

4.4 考察

4.4.1 潤滑領域と摩擦係数の関係

潤滑下の転がりすべり接触では、 U の増加に伴い、負荷容量が増加し、油膜の厚さが増加することが知られている。したがって、 U が低いと、粗い固体表面上の吸着膜または化学反応膜を含む固体と固体の接触がせん断されるため、高 μ の「固体摩擦」が現れ、境界潤滑と呼ばれる [46]。一方、 U が高い場合、粘性流体膜のせん断により、 μ の小さい「流体摩擦」が現れる。これは、流体潤滑と呼ばれる [92]。その間に、高 μ から低 μ までの過渡領域が現れ、これを混合潤滑と呼ぶ。

三つの潤滑域の特性を考慮すると、Figure 4.3 の全ての曲線は、 U が減少する試験条件下での流体潤滑域 (高 U) から境界潤滑域 (低 U) への移行を示していると言える。流体潤滑域の μ は潤滑剤の粘度に支配されるため、高 U での μ 値は同じ粘度の四つの試験油によって変化しない。したがって、混合潤滑と境界潤滑に現れる違いは、試験油の添加剤の何らかの作用によってもたらされたと推察する。

Figure 4.7 に示すように添加剤を添加することで極低速域の摩擦係数を下げ、摩擦係数の速度負勾配をなだらかにすることを確認した。また Figure 4.8 に示すように基油のみは U_{cr} を上げ、摩擦係数の速度負勾配をなだらかにすることを確認した。しかし添加剤を添加することで U_{cr} を下げ摩擦係数の速度負勾配はなだらかにならなかった。

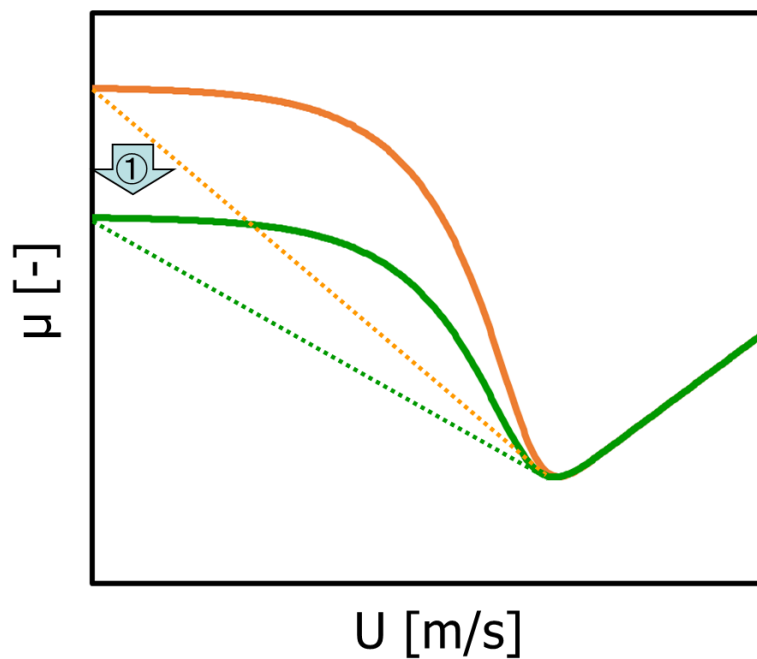


Figure 4.7 Low noise strategy① Reduction of friction coefficient in extremely low speed range

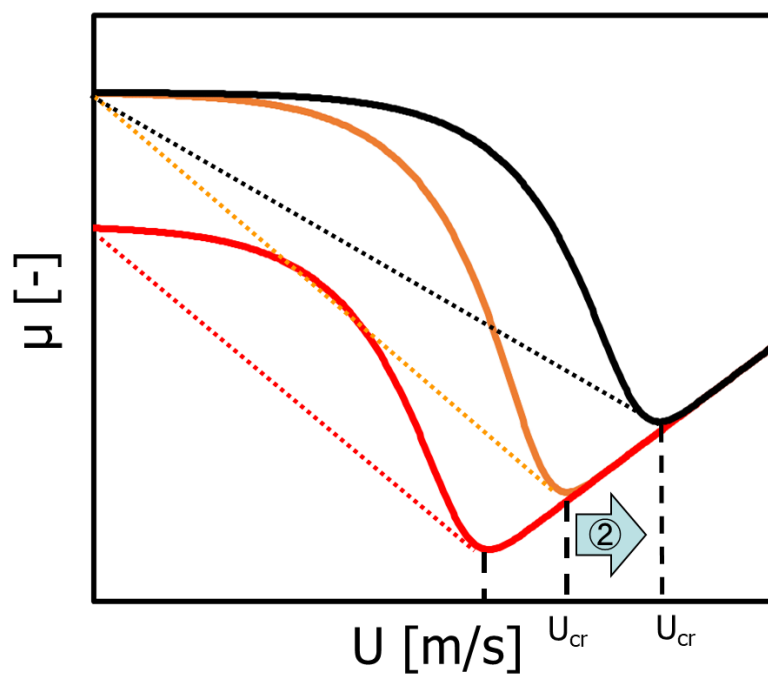


Figure 4.8 Additives slow critical speed (U_{cr})

4.4.2 臨界引込速度と油膜厚さの関係

流体潤滑域から混合潤滑域への移行の前後では、固体摩擦は通常流体摩擦よりも大きい
ため、 μ は最小値 μ_{\min} を示す。この論文では、 $\mu = \mu_{\min}$ での引込速度を臨界速度 U_{cr} と呼ぶ。
 $U > U_{\text{cr}}$ の場合、 μ は U の増加とともに増加し、 $U < U_{\text{cr}}$ の場合、 μ は U の増加とともに減少
する。したがって、 U_{cr} は関数 $\mu(U)$ の勾配の符号が変化する引込速度を意味する。

Figure 4.6 は、四つの試験油の U_{cr} と R_q の関係を示している。 R_q を次のように示す。

$$R_q = \sqrt{R_{qA}^2 + R_{qB}^2} \quad (3)$$

Figure 4.6 から U_{cr} と R_q の間に強い正の関係があることが分かる。これは表面が粗い場
合、 U_{cr} が大きくなることを意味する。

Table 4.3 の最下行には、 $U = U_{\text{cr}}$ での油膜パラメータ A の値がリストされている。

$$A = \frac{h}{R_q} \quad (4)$$

ここで、 $U = U_{\text{cr}}$ での油膜厚さ h は、弾性流体力学的接触について Hamrock と Dowson に
よって提案された方程式によって推定された [93]。また圧力粘度係数 [94] は diamond
anvil cell method [95] で計測し、 8GPa^{-1} とした。 A 値は 0.4 から 0.6 の範囲にあり、3（粗い表
面の流体潤滑域の下限）よりもかなり小さいことが分かる。これは、 $U = U_{\text{cr}}$ で試験油によ
って潤滑下の転がりすべり接触が混合潤滑域であることを意味する。

上記の考察から、全ての試験油の摩擦試験において、固体表面の凹凸間の最初の物理的干
渉は $U > U_{\text{cr}}$ で発生したと言える。従って、凹凸間の物理的干渉において、表面の粗さは添
加剤の作用によって決定され、関数の勾配 $\mu(U)$ が正から負に変化する U_{cr} の値を決定した
と推察する。従って、凹凸間の物理的干渉の初期段階での添加剤の作用が重要であることが
わかった。

Table 4.3 Measured (R_{qA} , R_{qB} , R_q , and U_{cr}) and estimated (h_{cr} and A_{cr}) values in friction tests for test lubricants.

	BO	FM	EP	FM+EP
R_{qA} (RMS roughness of ball after test) [μm]	0.151	0.080	0.068	0.101
R_{qB} (RMS roughness of disc after test) [μm]	0.153	0.061	0.037	0.084
R_q (composite RMS roughness) [μm]	0.215	0.101	0.077	0.131
U_{cr} (critical entrainment speed) [m/s]	1.708	0.410	0.255	0.521
h_{cr} (oil film thickness at U_{cr}) [μm]	0.131	0.050	0.036	0.058
A_{cr} (oil film parameter at U_{cr}) [-]	0.607	0.492	0.463	0.443

4.4.3 表面被膜形成と摩擦係数の関係

Figure 4.9 は, Figure 4.3 と Figure 4.4 に示した結果を使用してプロットした β と μ の関係を示している. これらの2種類の値は同時に測定されたため, この β - μ プロットは, 添加剤による表面皮膜形成を調べるのに意味があると推察する.

第一に, BO の黒い軌道は, 添加剤を含まない純粋な基油であるため, 他の試験油の「標準軌道」と見なすことができる. グラフの左上から始まり, μ の増加とともに急速に下降し, $\beta \sim 0$ になる. これは, 鋼と鋼の密接な接触の存在を示す.

第二に, FM (添加剤としてオレイルアミンを含む) の青色の軌道に注目すると, β が $\beta_{FM} \sim 0.25$ に達するまで黒色の軌道に沿って進むことがわかる. その後, 値を保持したまま右に進むために, 黒い軌道から外れる. $\beta \sim \beta_{FM}$ でのこの偏差は, オレイルアミンによって形成された表面膜の存在を示唆する. その化学構造を考慮すると, 表面膜はその分子が鋼の表面に物理的に吸着することによって作られたと考えられている [96].

第三に, EP (添加剤としてトリクレジルフォスファイトを含む) の赤い軌道に注目すると, β が $\beta_{EP} \sim 0.90$ に達するまで黒い軌道に沿って進むことがわかる. その後, 黒い軌道から外れて, しばらく値を保持したまま右に進む. $\beta \sim \beta_{FM}$ でのこの偏差は, トリクレジルフォスファイトによって形成された表面膜の存在を意味する. その化学構造を考慮すると, 表面膜はその分子と鋼の表面との化学反応によって作られたと考えられる. これはおそらく, アスペリティ間的高温および高圧接触によって形成されたと推察する [97]-[99].

上記の三つの軌道の特性を考慮しながら, 最後に, FM+EP の緑色の軌道 (添加剤としてオレイルアミンとトリクレジルフォスファイトを使用) について考察する. 緑色の軌道は FM の青色の軌道に沿って進む. $\beta \sim \beta_{EP}$ に滞在せず, $\beta \sim \beta_{FM}$ に滞在している. これは試験油にオレイルアミンとトリクレジルフォスファイトの両方が含まれていたが, 主要な作用はオレイルアミンによって決定されたことを示す.

FM+EP のこの軌道は, トリクレジルフォスファイトに対するオレイルアミンの「阻害効果」として解釈できる. 一般に摩擦調整剤は物理吸着により表面被膜を形成するため室温で機能し, 極圧剤は化学反応により表面被膜を形成するため高温で機能することが知られている. 従って, オレイルアミンとトリクレジルフォスファイトが室温で試験潤滑剤に共存する場合, 最初の表面被膜は接触前に鋼表面のオレイルアミンによって形成され, アスペリテ

イ間の物理的干渉の初期段階でトリクレジルフォスファイトがオレイルアミンの表面被膜を形成するのを抑制したと推察する。

また、添加剤によって形成される表面膜の重要な役割は、密接な接触を防ぐための固体表面の保護であることが知られている。実際、Table 4.3 より摩擦試験で FM の R_q は BO の R_q よりも約 50%小さいことが分かる。つまり、オレイルアミンには表面保護効果があることがわかる。ただし、Table 4.3 より FM + EP の R_q は FM の R_q よりも約 20%大きいこともわかる。これはトリクレジルフォスファイトがオレイルアミンの保護効果を部分的に阻害することを意味する。よってオレイルアミンに対するトリクレジルフォスファイトの「阻害効果」として解釈できる。Figure 4.10 はシリンダーオンディスク試験後の摩擦摺動面の EPMA 分析結果であるが、FM+EP は EP と同量のトリクレジルフォスファイトを添加しているにも関わらず、ほとんど P が検出されていないことから阻害効果が確認できる。

前の二つの段落の議論から、オレイルアミンとトリクレジルフォスファイトが潤滑油中に共存すると、「相互阻害効果」が現れると推察する。

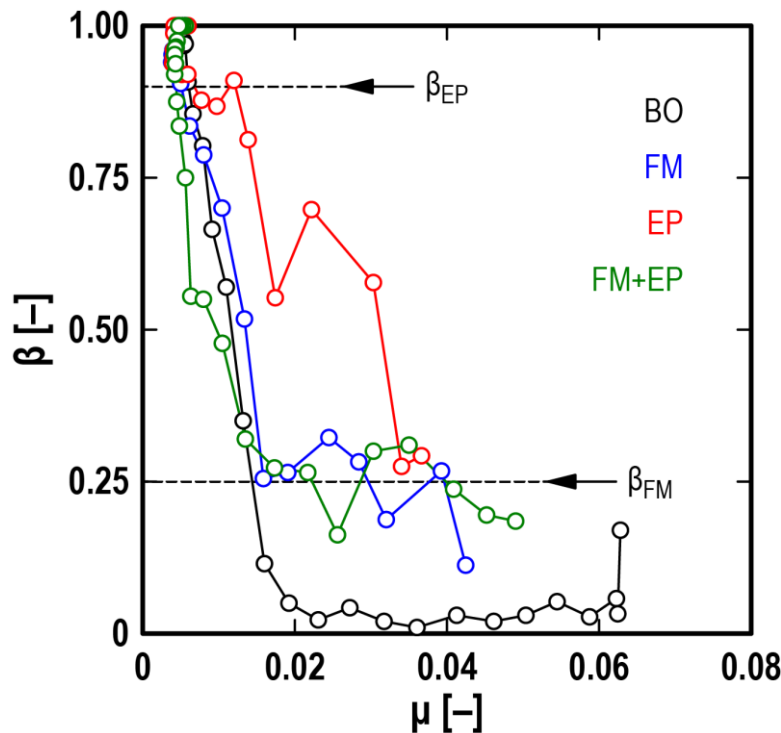


Figure 4.9 Relationship between separation ratio β (Figure 4.4) and friction coefficient μ (Figure 4.3)

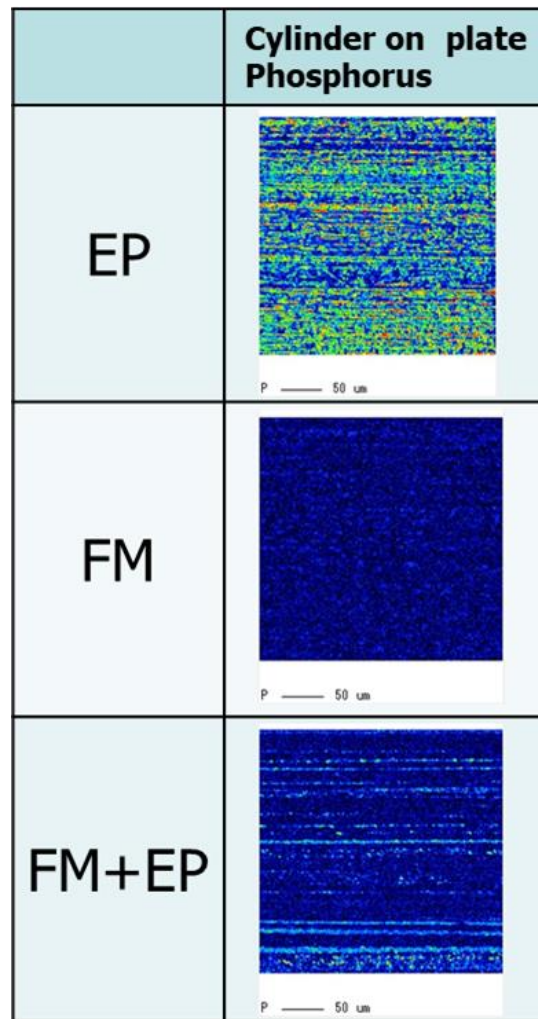


Figure 4.10 Observation of test pieces after cylinder on plate by EPMA ; test lubricants: polyalphaolefin with tricresyl phosphate (Top:EP), with oleylamine (middle:FM), with oleylamine and tricresyl phosphate (bottom:FM+EP)

4.4.4 ストライベック曲線解析モデルの導出

Figure 4.13 は、四つの試験油の U に対してプロットされた $\mu = \mu(U)$ ($\mu' = \mu'(U)$ で表され、 $(\)$ は U に対する導関数) の勾配を示している。Figure 4.3 の実験的な μ 値、ここでは、隣接する二つの U 値の二つの μ 値間の勾配が、二つの U 値の平均に対してプロットされている。 μ' 値の最大値 (μ'_{\max}) と最小値 (μ'_{\min}) を Table 4.3 にまとめる。高 U では $\mu' > 0$ 、低 U では $\mu' < 0$ である。ただし、 μ'_{\min} ($\sim -100 \text{ s/m}$) は、 μ'_{\max} ($\sim +10^{-3} \text{ s/m}$) よりも3桁大きい。 μ' は、関数 $\mu = \mu(U)$ の二重線形プロットで測定された勾配であることに注意する必要があるが、Figure 4.3 では、流体潤滑域を識別するために、二重対数でプロットされている。したがって、 μ' が流体潤滑域で正であることは事実であるが、流体潤滑域の安定性に対する μ' の寄与は、実際には混合潤滑域のそれよりもかなり小さくなる。

上記の実験事実を理論的に確認するために、摩擦力 $F = F(U)$ は、固体摩擦 F_{solid} (固体間接触のせん断による) と流体摩擦 F_{fluid} (粘性流体膜のせん断による) の合計で与えられると仮定する。

$$F = F_{\text{solid}} + F_{\text{fluid}} \quad (5)$$

それぞれ境界および流体潤滑効果によって決定された摩擦係数 μ_{BL} および μ_{HL} を使用して、以下を取得する。

$$F_{\text{solid}} = \mu_{\text{solid}} W = \mu_{\text{BL}} W_{\text{solid}} \quad (6)$$

$$F_{\text{fluid}} = \mu_{\text{fluid}} W = \mu_{\text{HL}} W_{\text{fluid}} \quad (7)$$

によって与えられる合計垂直荷重 W

$$W = W_{\text{solid}} + W_{\text{fluid}} \quad (8)$$

ここで、 $\mu_{\text{solid}} (= F_{\text{solid}} / W)$ と $\mu_{\text{fluid}} (= F_{\text{fluid}} / W)$ は、それぞれ F_{solid} と F_{fluid} の F への寄与を示す見かけの摩擦係数であり、 W_{solid} と W_{fluid} は、接触および粘性流体膜の固体から固体によってサポートされる部分的な垂直荷重である。次に、摩擦係数 $\mu = \mu(U)$ と定数 W の下でのその勾配 $\mu' = \mu'(U)$ を次に示す。

$$\mu = \mu_{\text{solid}} + \mu_{\text{fluid}} = \alpha\mu_{\text{BL}} + (1-\alpha)\mu_{\text{HL}} \quad (9)$$

$$\mu' = \mu'_{\text{solid}} + \mu'_{\text{fluid}} = \alpha'\mu_{\text{BL}} + \alpha\mu'_{\text{BL}} + \mu'_{\text{HL}} - \alpha'\mu_{\text{HL}} - \alpha\mu'_{\text{HL}} \quad (10)$$

それぞれ、 (\cdot) は U に対する導関数であり、 $\alpha (= W_{\text{solid}}/W)$ は、 W の固体同士の接触に対する分配比である ($0 \leq \alpha \leq 1$) .

以下では簡単にするために、 μ_{BL} は定数、 μ_{HL} はべき関数、 α は指数関数で与えられると仮定する.

$$\mu_{\text{BL}} = \mu_0 \quad (11)$$

$$\mu_{\text{HL}} = \gamma U^n \quad (12)$$

$$\alpha = \exp\left(-\frac{U}{U_m}\right) \quad (13)$$

ここで、四つの定数 (μ_0 , U_m , γ , および n) は、潤滑下の転がりすべり接触を表しており、最終的に次の式を取得する.

$$\mu = \mu_0 \exp\left(-\frac{U}{U_m}\right) + \gamma U^n \left(1 - \exp\left(-\frac{U}{U_m}\right)\right) \quad (14)$$

$$\mu' = -\frac{\mu_0}{U_m} \exp\left(-\frac{U}{U_m}\right) + n\gamma U^{n-1} \left(1 - \exp\left(-\frac{U}{U_m}\right)\right) + \frac{\gamma U^n}{U_m} \exp\left(-\frac{U}{U_m}\right) \quad (15)$$

式 (14) は μ_{solid} と μ_{fluid} をそれぞれ与え、式の一項目の項と二項目の項の合計を求める. 式 (15) においても μ'_{solid} および μ'_{fluid} をそれぞれ与える.

例として、任意の単位で $\mu_0=1$, $U_m=1$, $\gamma=0.01$, $n=0.5$ の場合、 $\mu=\mu(U)$ および $\mu'=\mu'(U)$ を示す. Figure 4.3 のグラフと Figure 4.13 のグラフは、それぞれ Figure 4.11 の上部と下部のグラフでよく再現されている. 式 (14) と式 (15) では、1 次近似として、 μ'_{min} と μ'_{max} は次のように与えられる.

$$\mu'_{\min} \sim -\frac{\mu_0}{U_m} \quad (16)$$

$$\mu'_{\max} \sim 0 \quad (17)$$

それぞれ、Figure 4.11 の下のグラフでは、 μ'_{fluid} (青) は $\mu' = 0$ 付近に位置し、 μ'_{solid} (赤) は $\mu' = \mu'_{\text{solid}} + \mu'_{\text{fluid}}$ (黒) によって重なっている。 μ' の決定には、固体摩擦の寄与が支配的であることは、潤滑剤中の添加剤が、潤滑下の転がりすべり接触を安定させるために重要な役割を果たすことを意味している。また $\mu = \mu(U)$ および $\mu' = \mu'(U)$ を Figure 4.12 に示す。 μ_0 および U_m の値を変化させ、 $\gamma = 0.01$ および $n = 0.5$ の定数値を使用する。この図から、二つのパラメーター (μ_0 と U_m) が μ と μ' にどのように影響するかを理解できる。最初に、黒 ($\mu_0 = 1$) と赤 ($\mu_0 = 0.5$) の線を比較すると、混合潤滑領域では μ_0 を小さくすると μ が小さくなる。次に、黒 ($U_m = 1$) と青 ($U_m = 2$) の線を比較すると、混合潤滑領域では U_m を増やすと μ が増えることがわかる。また、 μ'_{\min} に注目すると、式 (16) で予測されるように、黒い線の場合、すなわち $\mu_0 = 1$ の場合、 $\mu'_{\min} = -1$ となり、赤い線および青い線の場合、すなわち $\mu_0 = 0.5$ および $U_m = 2$ の場合、 $\mu'_{\min} = -0.5$ であることがわかる。すなわち μ_0 と U_m の寄与率が等価であることがわかった。 μ_0 は第2章で示した一つ目の戦略である『極低速域の摩擦係数を下げること』の極低速域の摩擦係数を表している。また U_m は第2章で示した二つ目の戦略である『 U_{cr} を上げること』の U_{cr} と同義であり、 U_{cr} は表面粗さと強い相関を示したため U_{cr} はすなわち表面粗さと置換えが可能となる。よって U_m は表面粗さと捉えることができる。以上より境界潤滑域の摩擦係数を低下させることと表面粗さを大きくさせることの寄与率が等価であることがわかり、振動異音を抑制する潤滑油を設計する上で重要な指針を得た。

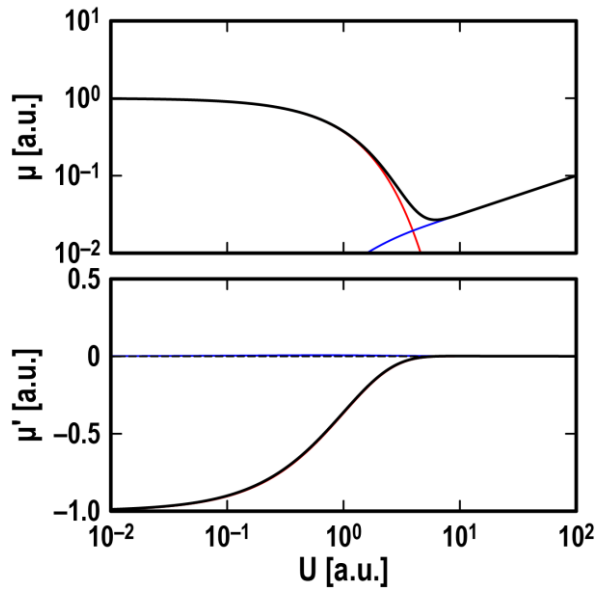


Figure 4.11 Friction coefficient μ against entrainment speed U (upper) and slope of friction coefficient μ' against entrainment speed U (lower); red lines: μ_{solid} and μ'_{solid} , blue lines: μ_{fluid} and μ'_{fluid} , black lines: $\mu (= \mu_{\text{solid}} + \mu_{\text{fluid}})$ and $\mu' (= \mu'_{\text{solid}} + \mu'_{\text{fluid}})$; parameters: $\mu_0 = 1$, $U_m = 1$, $\gamma = 0.01$, and $n = 0.5$

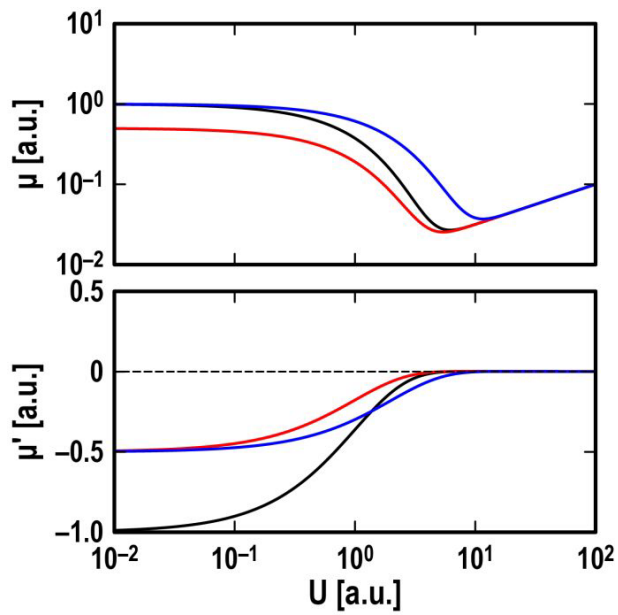


Figure 4.12 Friction coefficient μ against entrainment speed U (upper) and slope of friction coefficient μ' against entrainment speed U (lower); black lines: $\mu_0 = 1$ and $U_m = 1$, red lines: $\mu_0 = 0.5$ and $U_m = 1$, blue lines: $\mu_0 = 1$ and $U_m = 2$; other parameters: $\gamma = 0.01$ and $n = 0.5$ for all lines

4.4.5 安定化のための添加剤の役割

Figure 4.3 の FM と EP を比較すると、EP の μ_0 ($\sim\mu_{\max}$) は FM の μ_0 ($\sim\mu_{\max}$) よりも低い
 め、Figure 4.13 では、潤滑剤 EP の μ'_{\min} の大きさはそれよりも小さくなる。ただし、EP の μ_0
 ($\sim\mu_{\max}$) は FM + EP の μ_0 より小さいが、EP の μ'_{\min} の大きさは FM + EP のそれよりも大き
 い。これは EP の U_m が FM + EP の U_m よりも低いためと解釈できる。これは Table 4.4 の二
 つの試験油の U_{cr} の関係に対応する。よって FM + EP は、安定化に最も有望である。これ
 は境界潤滑域で低摩擦を提供することだけでなく、二つの添加剤 (オレイルアミンとトリク
 レジルフオスファイト) 間の相互抑制効果によってもたらされた「適切な」粗面を提供する
 ことによる。

Table 4.4 に示すように、BO の μ'_{\min} の大きさは四つの試験油の中で最小であり、添加剤の
 ない PAO が安定化に最適であることを示している。しかし、明らかに「過度に」粗い表面
 によってもたらされており、致命的な表面損傷を引き起こしやすい [100][101]。潤滑油の
 主な役割は、機械システムの長寿命を確保することであり、そのためにはいくつかの添加剤
 が不可欠である。

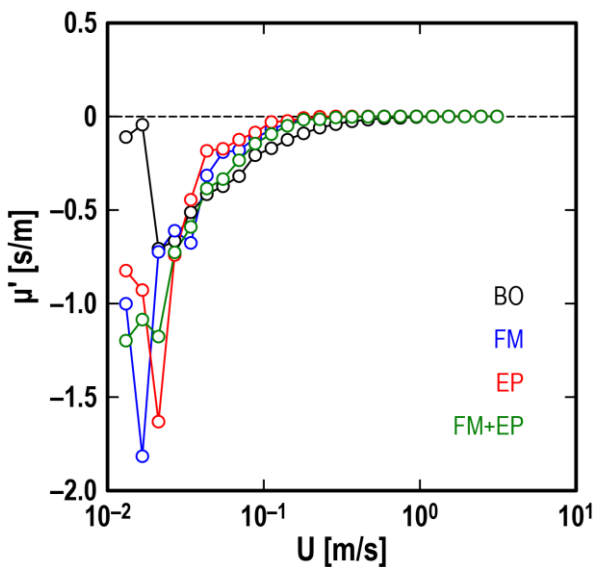


Figure 4.13 Slope of friction coefficient μ' against entrainment speed U , obtained from Figure 4.3

Table 4.4 Maximum (μ'_{\max}) and minimum (μ'_{\min}) values of $\mu'(U)$ in friction tests for test lubricants, obtained from Figure. 4.11

	BO	FM	EP	FM+EP
μ'_{\max} (maximum slope of $\mu(U)$) [s/m]	+0.000	+0.001	+0.001	+0.001
μ'_{\min} (minimum slope of $\mu(U)$) [s/m]	-0.706	-1.816	-1.631	-1.198

4.5 結言

本章では、チェーン CVTF に通常使用される 2 種類の添加剤 (摩擦調整剤としてのオレイルアミンと極圧剤としてのトリクレジルフォスファイト) の組み合わせによって調整した試験油によって潤滑下の転がりすべり接触に対して摩擦試験を実施した。また数学的解析によって、摩擦試験の結果を分析し、潤滑下の転がりすべり接触を安定化する添加剤の役割を説明した。主な結言は、安定性に対する U に対する摩擦力の正の勾配の影響 (流体潤滑域) は、負の勾配 (混合潤滑域) の影響よりもかなり弱い。したがって、混合潤滑領域で U に対する摩擦力の最小勾配の大きさを小さくすることは、転がりすべり潤滑を安定させるのに効果的である。そのために、潤滑油の添加剤は二つの戦略で機能する。一つは、低せん断の表面皮膜を形成することにより、境界潤滑域の摩擦係数を低下させることである。もう一つは、十分に粗い表面を提供することにより、流体潤滑域の下限速度を上げることである。潤滑油添加剤を配合することで境界潤滑域の摩擦係数は低下させることができたが、表面粗さは小さくなり、流体潤滑域の下限速度を上げることではできなかった。またストライバック曲線解析モデルによって境界潤滑域の摩擦係数を低下させることと表面粗さを大きくさせることの寄与率が等価であることがわかり、振動異音を抑制する潤滑油を設計する上で重要な指針を得た。

第4章で得られた知見まとめを Figure 4.14 に示す。BO を黄色、FM を青丸、EP を赤線で表す。新品に対して、BO は表面を荒らし、 U_{cr} が増大し、摩擦係数の速度特性の負勾配がなだらかで振動を抑制に有利である。FM は金属表面に吸着、表面を保護し、表面粗さが BO よりも小さく、 U_{cr} は小さい結果となる。EP は金属表面と反応し、接触時のせん断力を下げ、表面粗さは FM より小さい結果となる。FM+EP は表面吸着と表面反応がどちらも存在しているため、 μ'_{min} が大きく、BO と FM+EP を次章にて実機評価を実施することにした。



Figure 4.14 Mechanism of expression of friction coefficient

第 5 章 実機試験

5.1 緒言

本章では第 4 章で得られた結果からその結果の確からしさを確認すべく実機 (チェーンボックス試験) を用いて振動異音低減に関する検証を行った。

5.2 方法

5.2.1 装置

本章では第 3 章でトルク評価法を確立したチェーンボックス試験を用いてマイクロフォンと FFT アナライザを設置し異音評価法を考案した (Figure 5.1)。本試験機は、バリエータ稼働時の異音をマイクロフォンで計測し、FFT アナライザを用いてデータ解析を行った。

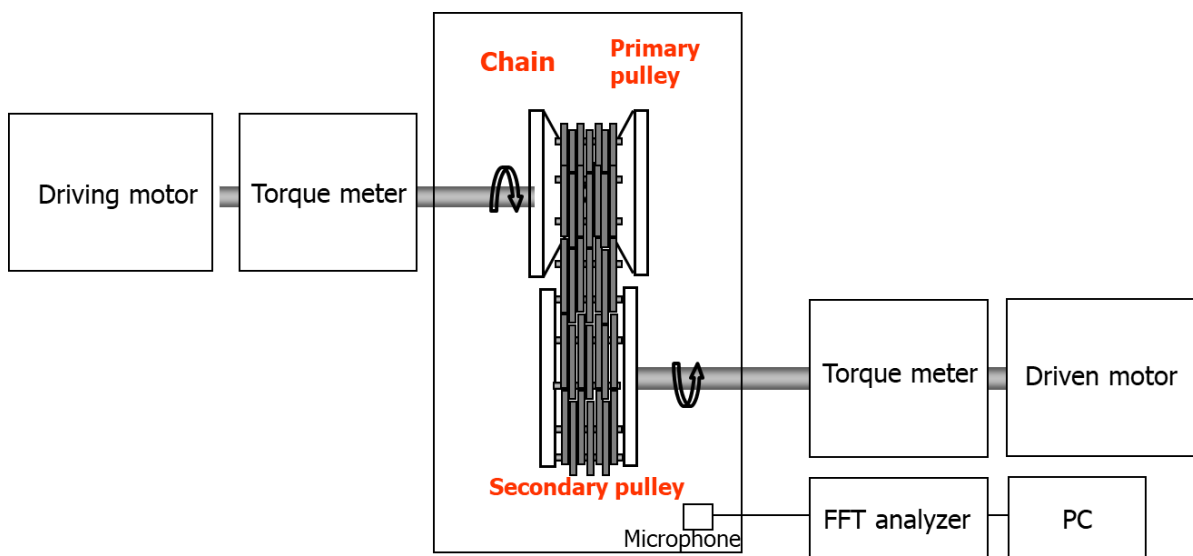


Figure 5.1 Chain box noise evaluation method

5.2.2 試料

供試油を Table 5.1 に示す。第 4 章で異音低減に有望と判断した 2 サンプル, BO と FM+EP およびチェーン CVTF として良く用いられるカルシウムスルホネートを FM+EP に加えた FM+EP+Ca の計 3 サンプルをチェーンボックスで評価した。粘度は第 4 章同様, 市販チェーン CVTF より 1 桁高く設定した。

Table 5.1 Test lubricants

	BO	FM+EP	FM+EP+Ca
polyalphaolefin [wt%]	100.00	98.64	97.64
oleylamine [wt%]	–	1.00	1.00
tricresyl phosphate [wt%]	–	0.36	0.36
calcium sulfonate [wt%]	–	–	1.00
viscosity (at 120°C) [mm ² /s]	24		

5.2.3 手順

Table 5.2 にチェーンボックス異音評価試験条件を示す。インプットトルクを 1~150 Nm まで上げ、マイクロフォン (小野測器 :MI-1235) および FFT アナライザ (小野測器 :DS3000) を用いて音圧レベル (dB) を計測した。

Table 5.2 Test condition of chain box noise evaluation method

Test condition	
Speed	4250rpm (Primary)
Speed ratio	2.2 (Low)
Primary oil pressure	0.1 MPa
Secondary oil pressure	5.0 MPa
Input torque	1~150 Nm
Oil temperature	120 °C

5.3 結果

5.3.1 実機を用いた異音評価結果

異音評価結果を Figure 5.2 に示す。縦軸に dB 値, 横軸にインプットトルクを示す。BO が黒, FM+EP が緑, FM+EP+Ca が紫である。BO はインプットトルクをあげると 85dB 程度まで異音が発生する。FM+EP は 82dB 程度まで上昇する。しかしカルシウムスルホネートを 1wt%添加させることで dB 値が初期から上がらず, 最大 6dB と劇的に改善させることができた。

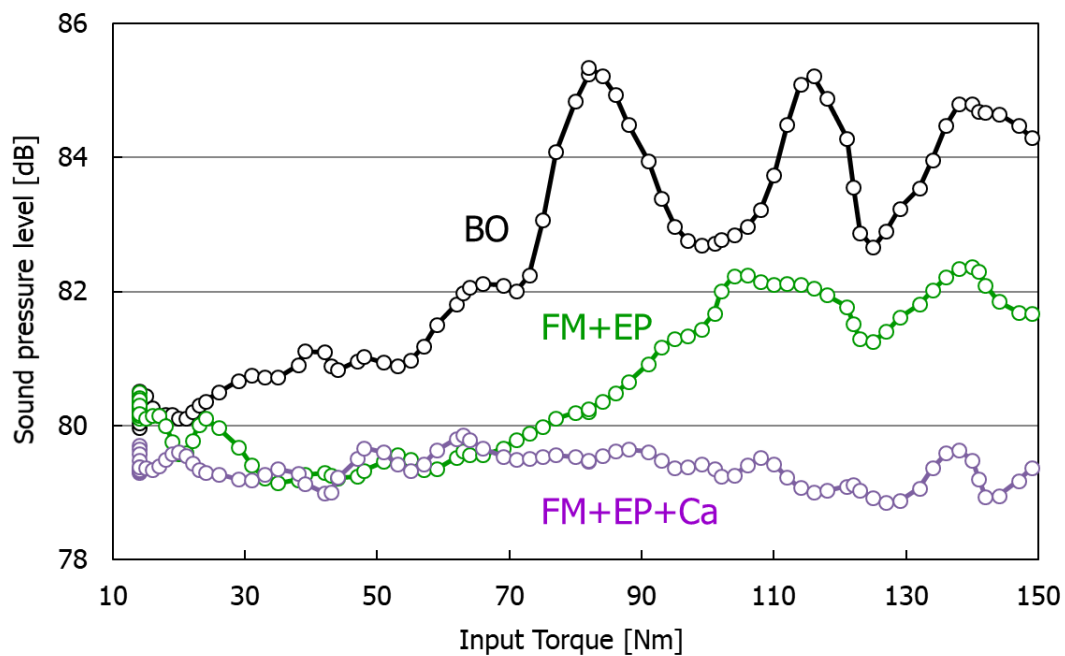


Figure 5.2 Test result of chain box noise evaluation method; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green), with oleylamine, tricresyl phosphate and Calcium sulfonate (FM+EP+Ca by purple); temperature: 120°C; speed: 4250rpm (primary)

5.3.2 実機を用いたトルク容量評価結果

Figure 5.3 に第 3 章で実施したトルク容量評価法にて計測した結果を示す。BO は 185 Nm , FM+EP は 155 Nm であるのに対し, FM+EP+Ca は 192 Nm と一番高い結果を示した。

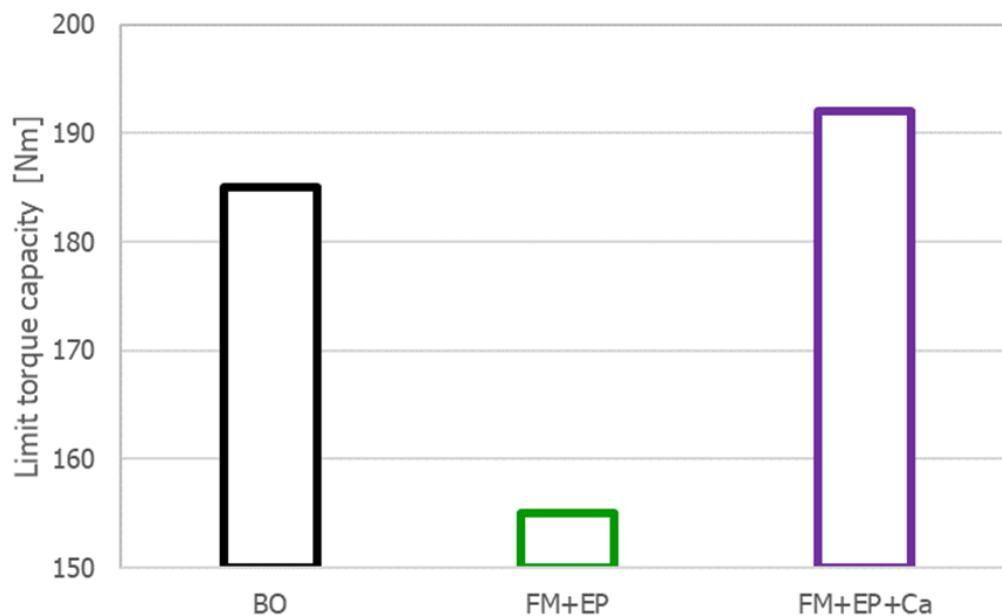


Figure 5.3 Limit torque capacity result; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green), with oleylamine, tricresyl phosphate and Calcium sulfonate (FM+EP+Ca by purple); temperature: 80°C; speed: 1000rpm (primary)

5.4 考察

5.4.1 FM+EP+Ca の単体評価結果と異音評価結果について

確認のため4章で実施したボールオンディスク試験でFM+EP+Caを試験した結果をFigure 5.4 に示す。FM+EP+Ca は極低速域の摩擦係数が小さく、試験後の表面が粗く、 U_{cr} が大きい ため異音が発生しにくいことを証明した。

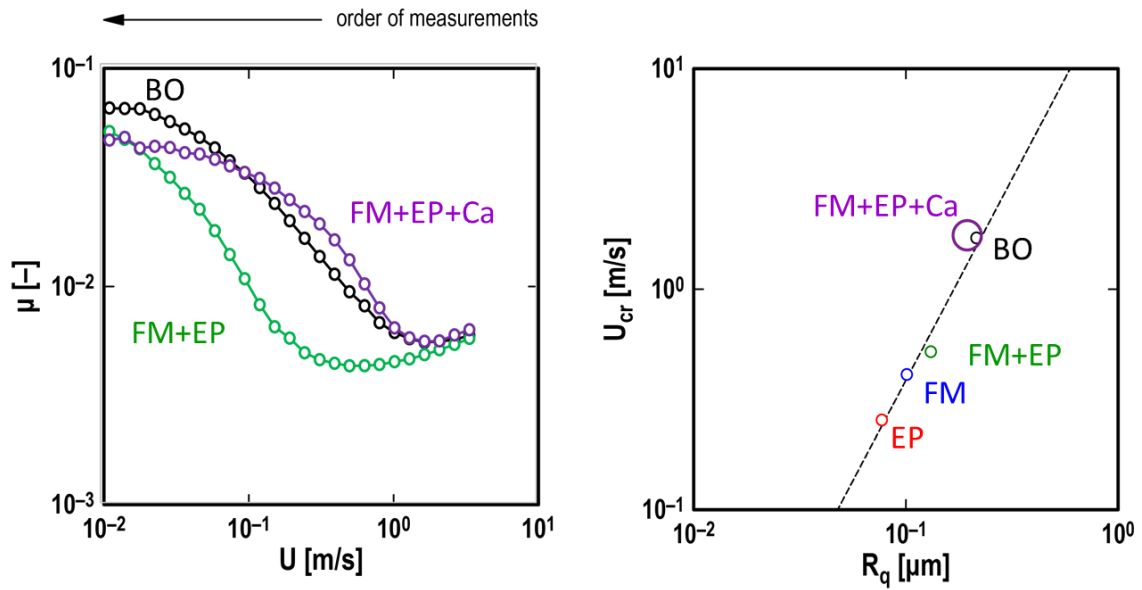


Figure 5.4 Ball on disc test result ; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green) with oleylamine, tricresyl phosphate and Calcium sulfonate (FM+EP+Ca by purple); temperature: 120°C; normal load: $W = 37$ N; slide-to-roll ratio: $\Sigma = 5\%$

5.4.2 単体評価結果と実機異音結果の関係

第 4 章では BO が一番異音が発生しにくいと想定し、実機評価を行ったが、実際には FM+EP の方が BO よりも 3dB 程度小さい結果となり、単体評価では実機異音を完全に再現できてないため先の研究への課題となった。一方、FM+EP+Ca の単体評価結果は Figure 5.5 に示すような極低速域の μ を下げ、 U_{cr} を上げるという二つの戦略を体現し、実際に実機で振動を抑えられており、単体評価結果と実機異音を結びつける結果となった。単体評価結果と実機異音結果の相関を高めた評価方法については今後の課題とする。

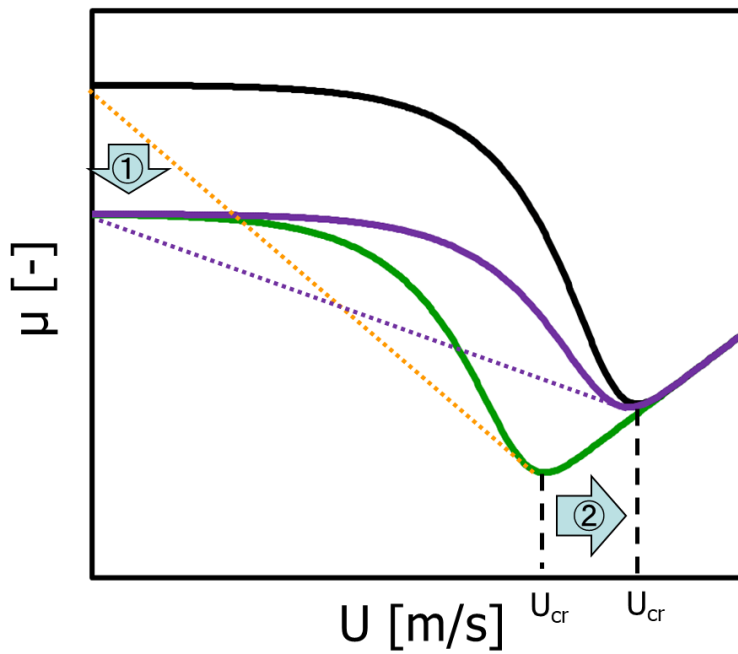


Figure 5.5 Final goal of low noise strategy

5.4.3 実機異音結果と実機トルク容量結果の関係

Figure 5.6 に実機異音と実機限界トルク容量の関係について示す。BO は限界トルク容量が 185 Nm と高く、実機異音も 85.3 dB と高い。FM+EP は限界トルク容量が 155 Nm と低く、実機異音も 82.3 dB と BO と比較し低い。FM+EP+Ca は限界トルク容量が 192 Nm と高く、実機異音は 79.6 dB と一番低い結果となっている。結果的に FM+EP+Ca は CVTF として限界トルク容量が高く、異音が小さいという理想的な特性を有していることが明らかとなった。原因究明については次への課題ではあるが、潤滑油添加剤を最適配合させることで、限界トルク容量と異音低減を両立させることができることがわかった。

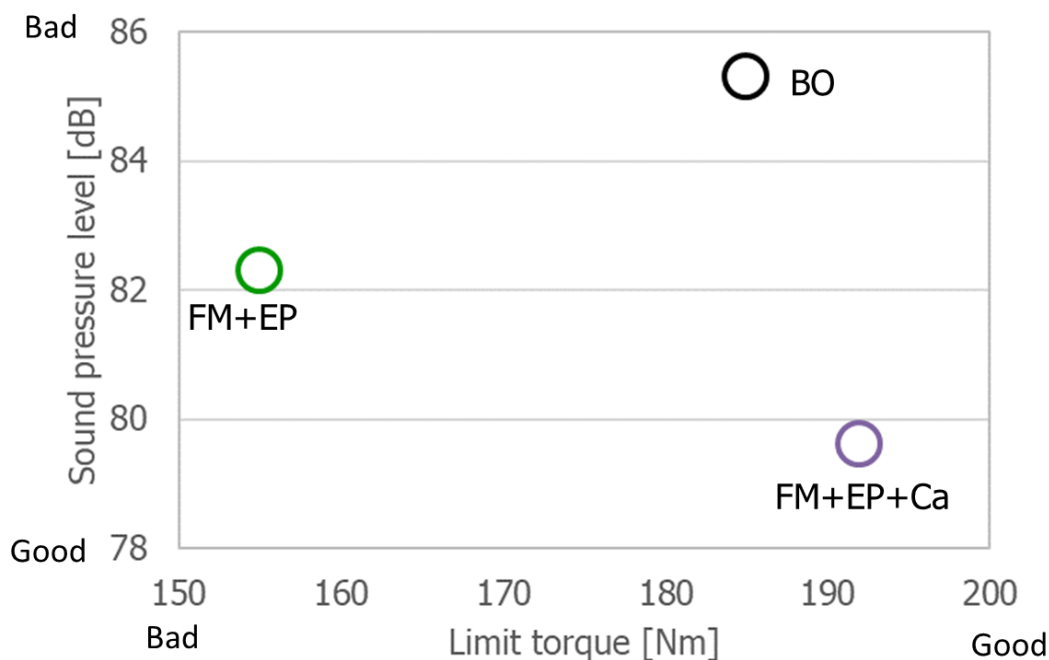


Figure 5.6 Relationship between Sound pressure level (Figure 5.2) and Limit torque (Figure 5.3); polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green) with oleylamine, tricresyl phosphate and Calcium sulfonate (FM+EP+Ca by purple)

5.5 結言

本章では第 4 章で異音抑制に有効な可能性があった FM+EP にカルシウムスルホネートを配合させた FM+EP+Ca のチェーンボックス試験異音評価法を実施し、BO (添加剤無添加) 対比 6dB も異音を抑制させることを見出した。

Figure 5.7 に本章で得られた知見についてまとめる。BO を黄色、FM を青丸、EP を赤線、Ca を紫の三角形で表す。Ca は微細な突起を形成し、高摩擦化するが FM と EP を最適配合させることで極低速域の μ を下げ、表面を程よく荒らすことで U_{cr} を向上させ、チェーン CVT の振動および異音を抑制することができた。

このように潤滑油添加剤を最適配合させることで振動異音防止の二つの戦略を体現し、実機で振動異音の少ない処方を実現することができた。

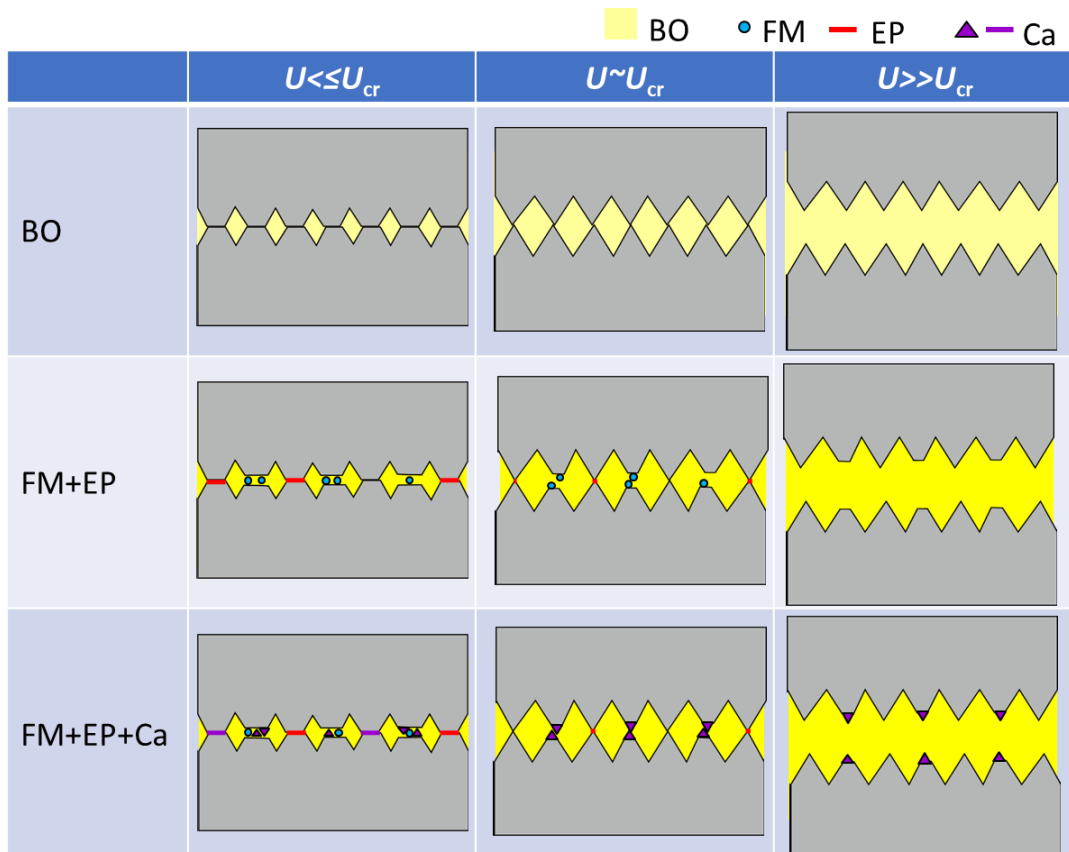


Figure 5.7 Mechanism of expression of friction coefficient

第 6 章 結論

6.1 まとめ

第1章、緒論では本研究の背景としてCVTの技術動向とチェーンCVTFの役割と課題についてまとめ、潤滑油添加剤によってチェーンCVTの振動と異音を抑制できる処方とその理由を説明することを研究目的とした。

第2章、既往の研究ではチェーンCVTの技術課題、チェーンCVTFの要求特性、ストライバック線図および潤滑油添加剤の一般的な作用についてまとめた。その結果、チェーンCVTの振動異音はこれまで機械設計で改良しており、潤滑油添加剤による振動異音改良の論文は世界初の試みであることを確認し、振動異音改良のため二つの戦略を立案した。

戦略① 極低速域の摩擦係数を下げることによって摩擦係数の速度負勾配をなだらかにする。

戦略② 臨界速度 (U_{cr}) を上げることで摩擦係数の速度負勾配をなだらかにする。

第3章、実用性能試験では市場チェーンCVTFと開発CVTFを用いた実用性能試験としてチェーンボックス試験を実施し、その結果から、ブロックオンリング試験を用いて単体評価に落とし込み、CVTFの重要な要素である高摩擦係数化について検討した。また試験後テストピースの摩擦摺動面を観察し、高摩擦係数化のメカニズムについて論じている。高摩擦係数化は達成したが、実車試験にてチェーン異音の発生を確認した。

第4章、転がりすべり試験ではチェーンCVTFに使用される2種類の添加剤(摩擦調整剤としてオレイルアミンと極圧剤としてトリクレジルフォスファイト)を用いて調整した試験油によって潤滑下の転がりすべり接触摩擦試験(ボールオンディスク試験)を実施した。その結果と数学的解析から、潤滑油添加剤が第2章で立案した二つの異音防止戦略に大きな影響を与えていることを明らかにした。

戦略① 極低速域の摩擦係数を下げることによって摩擦係数の速度負勾配をなだらかにする。

→添加剤を添加することで極低速域の摩擦係数を低下させた。

戦略② 臨界速度(U_{cr})を上げることで摩擦係数の速度負勾配をなだらかにする。

→添加剤無添加で表面を粗し、臨界速度(U_{cr})が増大した。

しかし、添加剤を添加することで臨界速度(U_{cr})は低下した。

またストライベック曲線解析モデルから、境界潤滑域の摩擦係数を低下させることと表面粗さを大きくさせることの寄与率が等価であることがわかり、振動異音を抑制する潤滑油を設計する上で重要な指針を得た。

第 5 章、実機試験では潤滑油添加剤を最適配合させることで振動異音改良の二つの戦略を体現し、実機での振動異音抑制メカニズムと振動異音の少ない処方を見出した。

第 6 章、結論では、以上の検討を通して得られた知見を本研究の結論としてまとめた。

6.2 今後の展望

本論文ではチェーン CVT に焦点を当て研究を進めたが、振動異音に対して普遍的な考え方に基づき戦略を立てているため、チェーン CVT 以外の機械に対しても、従来の機械設計変更による振動異音低減だけでなく、潤滑油添加剤を用いた振動異音低減技術を提言している。よって本研究によって開発コスト削減、開発期間短縮に繋がると考えられる。

また第 4 章では表面粗さが振動異音低減に効果があることを示唆している。本論文では潤滑油添加剤を用いた摩擦摺動後の表面粗さについて言及しているが、プーリ表面をショットブラストやショットピーニングを行い、プーリ表面を粗くすることで振動異音を低減できることが推定される。よって潤滑油添加剤配合技術とプーリ表面改質技術を組み合わせることで更なる振動異音低減が見込まれるため、今後 CVT メーカーと共同で異音低減に取り組むことを検討している。



付録

付録 A すべり摩擦系の安定性

Figure A-1 のシステムにおいて、ばねの復元力 k_x と動摩擦力 F_k がつり合う球の位置を平衡点と呼ぶ [102]-[104]。静力学的にはつり合うことができても、卵形の物体を逆さまにして机の上に立てることができないように、実際にはつり合いを保てないことがある。すべり摩擦システムでは、Figure A-2 のように動摩擦力が速度弱化を示すとき、そのような状況が生まれる。これを不安定な平衡点と呼ぶ。

ばね k と並列に加えるダンパの減衰係数を c 、動摩擦力 $F_k(V_{rel})$ の $V_{rel}=V$ における傾きを $F_k'(V)$ とすると、平衡点の安定条件は式 (A.1) で与えられる。

$$c + F_k'(V) > 0 \quad (\text{A.1})$$

一般に $c > 0$ だが、動摩擦の速度弱化により $F_k'(V) < 0$ となるので、平衡点が不安定化し、摩擦振動の発生原因となる。このタイプの摩擦振動の対策には、

- ① (A.1) を満たすような減衰 c を加える。
- ② (A.1) を満たすように摩擦特性 $F_k(V_{rel})$ を変える。

の二通りの対策がある。つまり、①の処方に従って適正な減衰さえ加えることができれば、このタイプの摩擦振動は問題にならない。本論文では②の対策にて事象の解決を試みた。

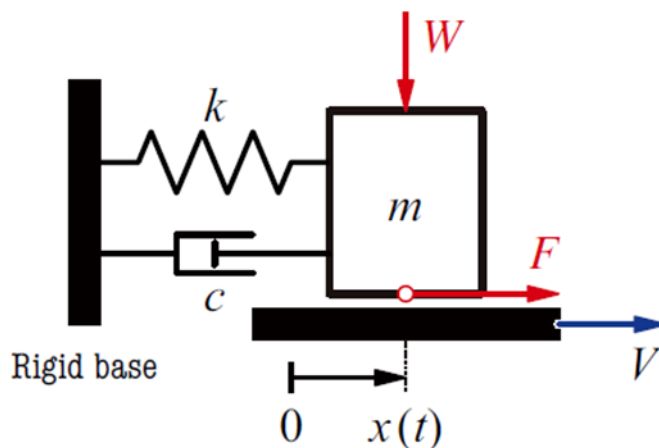


Figure A-1 1 DOF sliding friction system [102]

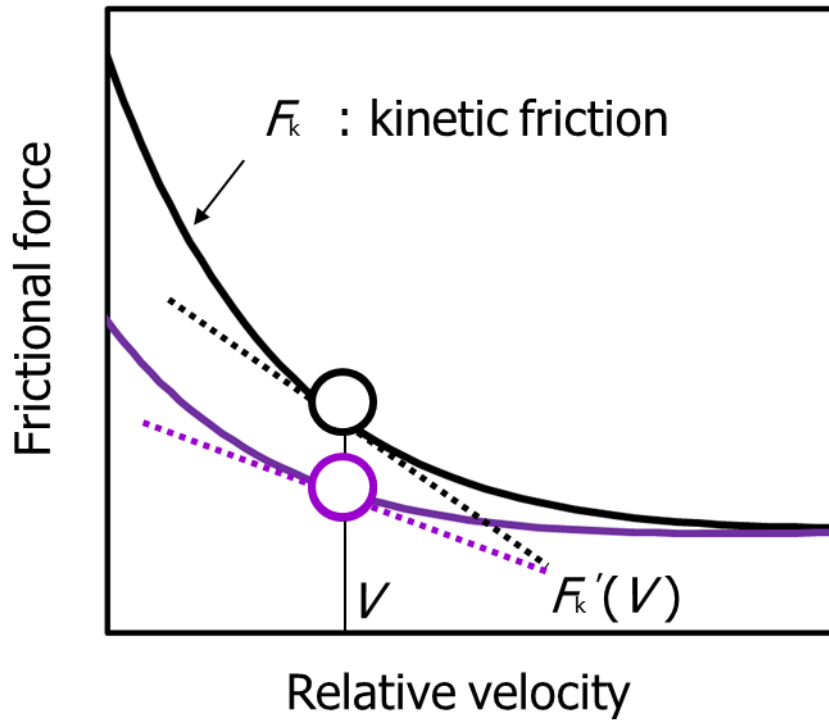


Figure A-2 Weakening dynamic friction speed [105]

付録 B 転がりすべり摩擦系の安定性

転がりすべり潤滑下では、 U の増加に伴い、負荷容量が単調に増加し、油膜の厚さが単調に増加することが知られている。したがって、 U が低いと、固体潤滑剤と呼ばれる固体表面上の吸着膜および/または化学反応膜を含む、固体と固体の接触がせん断されるため、 μ が高い「固体潤滑」が発生する [92]。一方、 U が高い場合、粘性流体膜のせん断により、 μ の小さい「流体潤滑」が現れる。これは、流体潤滑と呼ばれる [93]。それらの間に、油膜の厚さと表面粗さの競合により、混合潤滑と呼ばれる高 μ から低 μ までの過渡領域が現れる。

3つの潤滑域の特性を考慮すると、Figure 4.3のすべての曲線は、 U が減少する試験条件下での流体潤滑域 (高 U) から境界潤滑域 (低 U) への移行を示していると言える。流体潤滑方式の μ は潤滑剤の粘度に支配されるため、高 U での μ 値は4油種が同じ粘度のため変化しない。したがって、混合潤滑方式と境界潤滑方式に現れる違いは、試験潤滑油の添加剤の何らかの作用によってもたらされると考えられる。

U_{cr} と R_q の間には強い正の相関がある。これは、表面が粗い場合、臨界速度 (U_{cr}) が大きくなることを意味する。

表2の最下行には、 $U = U_{cr}$ での油膜パラメータ A の値がリストされている。ここで、 A は次式で表される。

$$A = \frac{h}{R_q} \quad (\text{B.1})$$

ここで、 $U = U_{cr}$ での油膜の厚さ h は、弾性流体力学的接触のために Hamrock と Dowson によって提案された方程式によって推定した [93]。 A 値は0.4から0.6の範囲であり、3(つまり、粗い表面の流体潤滑域の下限) よりもかなり小さいことがわかる。これは、 $U = U_{cr}$ で、試験潤滑剤によって潤滑下の転がりすべり接触が混合潤滑体制で操作されたことを意味する。

上記の考察から、すべての試験潤滑剤の摩擦試験において、固体表面の凹凸間の最初の物理的干渉は $U > U_{cr}$ で発生したと言える。したがって、凹凸間の物理的干渉において、表面の粗さは添加物のいくつかの作用により決定され、関数の勾配 $\mu(U)$ が正から負に変化する U_{cr} の値を決定したと考えられる。したがって、重要なことは、アスペリティ間の物理的干

渉の初期段階で添加剤の作用を知ることである。

$$m\ddot{\zeta} = kx \mp F \quad (\text{B.2})$$

ここで、 (\bullet) は時間 t に対する微分で、 $F (> 0)$ は摩擦の大きさである。「上の記号」は Figure B-2 の上の図であり、「下の記号」は Figure B-2 の下の図である。 $\zeta = U_1 t - x$ を考慮すると、次の形式の運動方程式が得られる。

$$m\ddot{x} + kx = \pm F \quad (\text{B.3})$$

振動速度の大きさが十分に小さいという仮定の下で、ここで F は瞬間的な引き込み速度 $U (> 0)$ と瞬間的なすべり率 $\Sigma (> 0)$ の関数であると仮定する。

$$U = \frac{U_1 + U_2 - \dot{x}}{2} \quad (\text{B.4})$$

$$\Sigma = \pm \frac{U_1 - U_2 - \dot{x}}{U} \quad (\text{B.5})$$

その時、 U 、および Σ は、次のように $U = U_0 (> 0)$ および $\Sigma = \Sigma_0 (> 0)$ を中心に線形化され、以下となる。

$$U = U_0 - \frac{\dot{x}}{2} \quad (\text{B.6})$$

$$\Sigma = \Sigma_0 \mp \frac{U_2}{U_0^2} \dot{x} \quad (\text{B.7})$$

$$U_0 = \frac{U_1 + U_2}{2} \quad (\text{B.8})$$

$$\Sigma_0 = \pm \frac{U_1 - U_2}{U_0} \quad (\text{B.9})$$

したがって、関数 $F = F(U, \Sigma) (> 0)$ は次のように線形化される。

$$F(U, \Sigma) = F(U_0, \Sigma_0) - (c_U \pm c_\Sigma) \dot{x} \quad (\text{B.10})$$

$$c_U = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial F}{\partial U} \right] (U_0, \Sigma_0) \quad (\text{B.11})$$

$$c_\Sigma = \frac{U_2}{U_0^2} \left[\frac{\partial F}{\partial \Sigma} \right] (U_0, \Sigma_0) \quad (\text{B.12})$$

式から (B.3) と (B.10) では、線形化された運動方程式が得られる。

$$m\ddot{x} + (\pm c_U + c_\Sigma) \dot{x} + kx = \pm F(U_0, \Sigma_0) \quad (\text{B.13})$$

この形式では、左側の第二項の係数（つまり減衰項）が安定性を決定する。システムが持つ可能性のある減衰を考慮すると、次の安定条件が得られる。

$$c_0 \pm c_U + c_\Sigma > 0 \quad (\text{B.14})$$

ここで、 $c_0 (> 0)$ は減衰係数である。また、式の右側の定数項である。式 (B.13) は安定性に影響を与えない。安定性は平衡位置のみを決定する。

安定条件 式 (B.14) は、潤滑された転がりすべり接触の安定性に関するいくつかの重要な側面を示している。まず、式 (B.14) の第三項に関して、安定性は Σ に対する F の勾配に依存することがわかる（式 (B.12) を参照）。転がりすべり接触が低 Σ で動作している場合、 c_Σ 値は正であると考えられる。つまり、「正の減衰」として機能する。たとえば、 F と Σ の関係は、潤滑剤 FM+EP について Figure B-2 に示されている。 $\Sigma \sim 0$ で $F \sim 0$ が正の勾配になると想像するのは自然であり、低 Σ では $c_\Sigma > 0$ になる。次に、式 (B.14) の二番目の項について、安定性は U に対する F の勾配に依存することがわかる（式 (B.11) を参照）。ただし、Figure 4.3 で既に見たように、勾配は正 ($U > U_{cr}$ の場合) または負 ($U < U_{cr}$ の場合) になる。また、 c_U の前にある二重記号は、 c_U による安定性について議論するために、「どちらが他方を駆動するか」が重要であることを意味している。たとえば、Figure B-1 では次の通りとなる。

[Case A-1] プレートが $U > U_{cr}$ でローラーを駆動する場合、正の c_U は「正の減衰」として機能する。

[Case A-2] プレートが $U < U_{cr}$ でローラーを駆動する場合、負の c_U は「負の減衰」として機能する。

[Case B-1] プレートが $U > U_{cr}$ でローラーによって駆動される場合、正の c_U は「負の減衰」として機能する。

[Case B-2] プレートが $U < U_{cr}$ でローラーによって駆動される場合、負の c_U は「正の減衰」として機能する。

低 Δ 条件下では、正の減衰ケース (すなわち, Case A-1 および Case B-2) で転がりすべり接触が安定になると考えるのは自然である。式 (B.14) は肯定的であると予想される。ただし、負の減衰の場合 (つまり, Case A-2 および Case B-1) では、転がりすべり接触が不安定になる可能性がある。

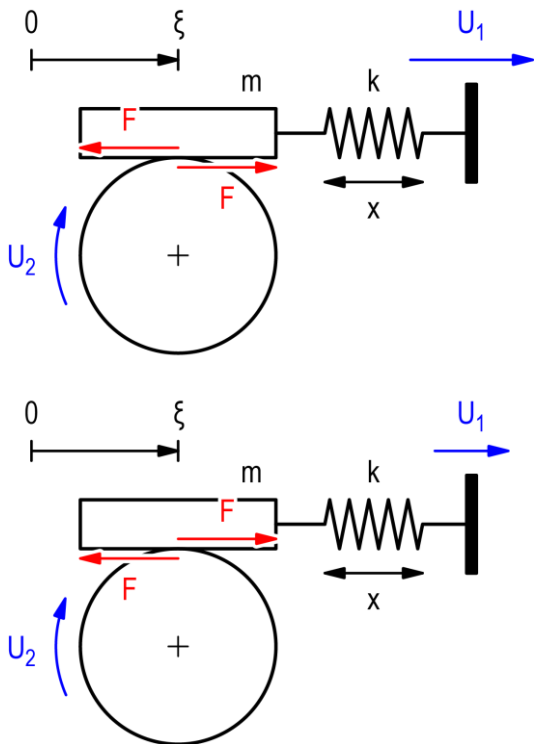


Figure B-1 Minimal model of lubricated rolling/sliding contact for $U_1 - \dot{x} > U_2$ (upper) and $U_1 - \dot{x} < U_2$ (lower)

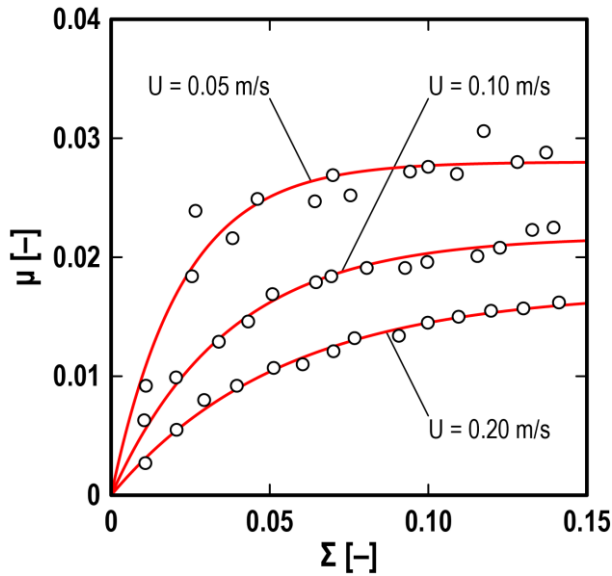


Figure B-2 Friction coefficient μ against slide-to-roll ratio Σ ; test lubricant: Lubricant FM+EP; temperature: 120°C; normal load: $W = 37$ N; entrainment speed: $U = 0.05, 0.10,$ and 0.20 m/s

式 (B.10) の導出

振動速度の大きさが十分に小さいという仮定の下で、摩擦力 F の大きさは、瞬間的な引込速度 U と瞬間的なすべり率の関数である。

$$F = F(U, \Sigma) > 0 \quad (\text{B.15})$$

$$U = \frac{U_1 + U_2 - \dot{x}}{2} > 0 \quad (\text{B.16})$$

$$\Sigma = \pm \frac{U_1 - U_2 - \dot{x}}{U} > 0 \quad (\text{B.17})$$

ここで、「正符号」は、プレートがドライバーの場合の状況 ($U_1 > U_2$: Figure B-1 の上図を参照) であり、「負符号」は、プレートが従動の場合の状況 ($U_1 < U_2$: Figure B-1 の下図

を参照).

次に, $U = U_0$ と $\Sigma = \Sigma_0$ を中心に関数 $F = F(U, \Sigma)$ を線形化する.

$$U_0 = \frac{U_1 + U_2}{2} > 0 \quad (\text{B.18})$$

$$\Sigma_0 = \pm \frac{U_1 - U_2}{U_0} > 0 \quad (\text{B.19})$$

式 (B.16) から

$$U = U_0 - \frac{\dot{x}}{2} \quad (\text{B.20})$$

式 (B.17) から

$$\Sigma = \frac{\pm \frac{U_1 - U_2}{U_0} \mp \frac{\dot{x}}{U_0}}{\frac{U}{U_0}} = \left(\Sigma_0 \mp \frac{\dot{x}}{U_0} \right) \left(\frac{U}{U_0} \right)^{-1} = \left(\Sigma_0 \mp \frac{\dot{x}}{U_0} \right) \left(1 - \frac{1}{2} \frac{\dot{x}}{U_0} \right)^{-1} \quad (\text{B.21})$$

より

$$\left(1 - \frac{1}{2} \frac{\dot{x}}{U_0} \right)^{-1} = 1 + \frac{1}{2} \frac{\dot{x}}{U_0} \quad \text{when} \quad \frac{\dot{x}}{U_0} \ll 1 \quad (\text{B.22})$$

したがって, 式 (B.21) と 式 (B.22) から

$$\Sigma = \left(\Sigma_0 \mp \frac{\dot{x}}{U_0} \right) \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\dot{x}}{U_0} \right) = \Sigma_0 + \frac{\Sigma_0}{2} \frac{\dot{x}}{U_0} \mp \frac{\dot{x}}{U_0} \mp \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{x}}{U_0} \right)^2 \quad (\text{B.23})$$

二次項を無視すると, 次のようになる.

$$\Sigma = \Sigma_0 + \left(\frac{\Sigma_0}{2} \mp 1 \right) \frac{\dot{x}}{U_0} \quad (\text{B.24})$$

よって

$$\frac{\Sigma_0}{2} \mp 1 = \pm \frac{U_1 - U_2}{2U_0} \mp 1 = \frac{1}{2U_0} (\pm U_1 \mp U_2 \mp 2U_0) = \frac{1}{2U_0} (\pm U_1 \mp U_2 \mp U_1 \mp U_2) = \mp \frac{U_2}{U_0} \quad (\text{B.25})$$

したがって, 式 (B.24) と 式 (B.25) から

$$\Sigma = \Sigma_0 \mp \frac{U_2}{U_0^2} \dot{x} \quad (\text{B.26})$$

式 (B.15) にテイラー展開を適用する.

$$F(U, \Sigma) = F(U_0 + \Delta U, \Sigma_0 + \Delta \Sigma) = F(U_0, \Sigma_0) + \left[\frac{\partial F}{\partial U} \right] (U_0, \Sigma_0) \Delta U + \left[\frac{\partial F}{\partial \Sigma} \right] (U_0, \Sigma_0) \Delta \Sigma \quad (\text{B.27})$$

そして

$$\Delta U = -\frac{\dot{x}}{2} \quad (\text{B.28})$$

$$\Delta \Sigma = \mp \frac{U_2}{U_0^2} \dot{x} \quad (\text{B.29})$$

よって下記式 (B.30) が成り立つ.

$$F(U, \Sigma) = F(U_0, \Sigma_0) - \left(\frac{1}{2} \left[\frac{\partial F}{\partial U} \right] (U_0, \Sigma_0) \pm \frac{U_2}{U_0^2} \left[\frac{\partial F}{\partial \Sigma} \right] (U_0, \Sigma_0) \right) \dot{x} \quad (\text{B.30})$$

その上,

$$c_U = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial F}{\partial U} \right] (U_0, \Sigma_0) \quad (\text{B.31})$$

$$c_\Sigma = \frac{U_2}{U_0^2} \left[\frac{\partial F}{\partial \Sigma} \right] (U_0, \Sigma_0) \quad (\text{B.32})$$

次の線形化方程式を取得できる.

$$F(U, \Sigma) = F(U_0, \Sigma_0) - (c_U \pm c_\Sigma) \dot{x} \quad (\text{B.33})$$

つまり, 式 (B.10) が導出される.

付録 C 図目次

Figure 1.1	Annual production volume of transmissions all over the world [1]	7
Figure 1.2	Sustainable Development Goals: SDGs [7]	8
Figure 1.3	Comparison of belt-CVT and chain-CVT [28]	9
Figure 2.1	Stribeck curve	14
Figure 2.2	Friction coefficient speed characteristics	14
Figure 2.3	Low noise strategy ① Reduction of friction coefficient in extremely low speed range	15
Figure 2.4	Low noise strategy② Increase in critical velocity (U_{cr}).....	16
Figure 2.5	Low noise strategy ① and ②	17
Figure 2.6	Final goal of low noise strategy	17
Figure 2.7	Schematic model of boundary lubrication proposed by Bowden and Tabor [46]	18
Figure 2.8	Oleylamine [57]	19
Figure 2.9	Tricresyl phosphite (TCP) [58]	19
Figure 2.10	Alternative models of TCP adsorption on iron, (a) and (b) at room temperature, ...	21
Figure 2.11	Calcium sulfonate [77]	22
Figure 2.12	Schematic diagram of overbased calcium sulphonate detergent structure [76]	22
Figure 3.1	Chain box tester	25
Figure 3.2	Block on Ring.....	26
Figure 3.3	Atomic Force Microscope (AFM)	26
Figure 3.4	Electron Probe Micro Analyzer (EPMA)	27
Figure 3.5	Chain box test result; test lubricants: Market Chain CVTF (pink), Developed Chain CVTF (blue); temperature: 80°C; speed:1000rpm (primary)	32
Figure 3.6	Block on ring test result; test lubricants: Market Chain CVTF (pink), Developed ChainCVTF (blue); temperature: 110°C; load: 1112N	33
Figure 3.7	AFM photograph of Market Chain CVTF	34

Figure 3.8	AFM photograph of Developed Chain CVTF	34
Figure 3.9	EPMA result; test lubricants: Market Chain CVTF (upper), Developed Chain CVTF (bottom).....	35
Figure 4.1	Ball-on-disc-type apparatus for friction tests	39
Figure 4.2	Electrical Contact Resistance [91]	40
Figure 4.3	Friction coefficient μ against entrainment speed U ; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine (FM by blue), with tricresyl phosphate (EP by red), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green); temperature: 120°C; normal load: $W = 37$ N; slide-to-roll ratio: $\Sigma = 5\%$	44
Figure 4.4	Separation ratio β against entrainment speed U ; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine (FM by blue), with tricresyl phosphate (EP by red), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green); temperature: 120°C; normal load: $W = 37$ N; slide-to-roll ratio: $\Sigma = 5\%$	45
Figure 4.5	Typical roughness curves of steel ball surfaces after friction tests; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (top: BO by black), with oleylamine (second: FM by blue), with tricresyl phosphate (third: EP by red), with oleylamine and tricresyl phosphate (bottom: FM+EP by green)	46
Figure 4.6	Relationship between critical entrainment speed U_{cr} and composite RMS roughness R_q	47
Figure 4.7	Low noise strategy①Reduction of friction coefficient in extremely low speed range ..	49
Figure 4.8	Additives slow critical speed (U_{cr}).....	49
Figure 4.9	Relationship between separation ratio β (Figure 4.4) and friction coefficient μ (Figure 4.3).....	53
Figure 4.10	Observation of test pieces after cylinder on plate by EPMA ; test lubricants: polyalphaolefin with tricresyl phosphate (Top:EP), with oleylamine (middle:FM), with oleylamine and tricresyl phosphate (bottom:FM+EP)	54
Figure 4.11	Friction coefficient μ against entrainment speed U (upper) and slope of friction coefficient μ' against entrainment speed U (lower); red lines: μ_{solid} and μ'_{solid} , blue lines: μ_{fluid} and μ'_{fluid} ,/black lines: $\mu (= \mu_{solid} + \mu_{fluid})$ and $\mu' (= \mu'_{solid} + \mu'_{fluid})$; parameters: $\mu_0 = 1$, $U_m = 1$, $\gamma = 0.01$, and $n = 0.5$	58
Figure 4.12	Friction coefficient μ against entrainment speed U (upper) and slope of friction coefficient μ' against entrainment speed U (lower); black lines: $\mu_0 = 1$ and $U_m = 1$, red	

lines: $\mu_0 = 0.5$ and $U_m = 1$, blue lines: $\mu_0 = 1$ and $U_m = 2$; other parameters: $\gamma = 0.01$ and $n = 0.5$ for all lines	58
Figure 4.13 Slope of friction coefficient μ' against entrainment speed U , obtained from Figure 4.3	59
Figure 4.14 Mechanism of expression of friction coefficient.....	62
Figure 5.1 Chain box noise evaluation method	65
Figure 5.2 Test result of chain box noise evaluation method; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green), with oleylamine, tricresyl phosphate and Calcium sulfonate (FM+EP+Ca by purple); temperature: 120°C; speed: 4250rpm (primary)	68
Figure 5.3 Limit torque capacity result; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green), with oleylamine, tricresyl phosphate and Calcium sulfonate (FM+EP+Ca by purple); temperature: 80°C; speed: 1000rpm (primary).....	69
Figure 5.4 Ball on disc test result ; test lubricants: polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green) with oleylamine, tricresyl phosphate and Calcium sulfonate (FM+EP+Ca by purple); temperature: 120°C; normal load: $W = 37$ N; slide-to-roll ratio: $\Sigma = 5\%$	70
Figure 5.5 Final goal of low noise strategy	71
Figure 5.6 Relationship between Sound pressure level (Figure 5.2) and Limit torque (Figure 5.3); polyalphaolefin with no additives (BO by black), with oleylamine and tricresyl phosphate (FM+EP by green) with oleylamine, tricresyl phosphate and Calcium sulfonate (FM+EP+Ca by purple).....	72
Figure 5.7 Mechanism of expression of friction coefficient	73
Figure A-1 1 DOF sliding friction system [102]	79
Figure A-2 Weakening dynamic friction speed [105].....	80
Figure B-1 Minimal model of lubricated rolling/sliding contact for $U_1 - \dot{x} > U_2$ (upper) and $U_1 - \dot{x} < U_2$ (lower).....	84
Figure B-2 Friction coefficient μ against slide-to-roll ratio Σ ; test lubricant: Lubricant FM+EP; temperature: 120°C; normal load: $W = 37$ N; entrainment speed: $U = 0.05, 0.10,$ and 0.20 m/s	85

付録 D 表目次

Table 2.1	Required characteristics of chain CVTF	13
Table 2.2	Representative research on friction modifiers	20
Table 3.1	General property of market Chain CVTF and Developed Chain CVTF	28
Table 3.2	Chain box test condition	29
Table 3.3	Block on ring test condition	30
Table 3.4	AFM measurement condition	31
Table 3.5	EPMA measurement condition	31
Table 4.1	Test lubricants	41
Table 4.2	Ball-on-disc test condition.....	42
Table 4.3	Maximum (μ'_{\max}) and minimum (μ'_{\min}) values of $\mu'(U)$ in friction tests for test lubricants, obtained from Fig. 4.11	60
Table 4.4	Measured (R_{qA} , R_{qB} , R_q , and U_{cr}) and estimated (h_{cr} and A_{cr}) values in friction tests for test lubricants.	51
Table 5.1	Test lubricants	66
Table 5.2	Test condition of chain box noise evaluation method	67

引用文献

- [1] Mitsui, H., "Utilization of efficient testing equipment using the iPad and Internet for CVT development," CVT in automotive Applications 2nd international conference, 2017.
- [2] Pfiffner, R., Guzzella, L., Onder, H.C., "Fuel-Optimal Control of CVT Powertrains," *Control Engineering Practice*, vol. 11, pp. 329-336, 2003.
- [3] Yildiz, A., Piccininni, A., Bottiglione, F., Carbone, G., "Modeling Chain Continuously Variable Transmission for Direct Implementation in Transmission Control," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 105, pp. 428-440, 2016.
- [4] Kurosawa, M., Kobayashi, M., Tominaga, M., "Development of a high torque capacity belt-drive CVT with torque converter," *JSAE Review*, vol. 20, pp. 281-287, 1999.
- [5] Hattori, K., Toyoda, D., Inoue, D., Shimozato, Y., "Development of Ratio Control System for Toyota's New Continuously Variable Transmission," *SAE International*, pp. 2013-01-0367, 2013.
- [6] 星加 直明, 広瀬 隆, 阿比留 裕樹, "リニアトロニックの開発," *スバル技報*, 第 36 巻, pp. 51-57, 2009.
- [7] Ministry of Foreign Affairs of Japan, United Nations: Transforming our world the 2030 Agenda for Sustainable Development, 2015.
- [8] 株式会社 SUBARU, "SUBARU のクルマづくり 開発ストーリー リニアトロニック 篇," [Online]. Available: <https://www.subaru.jp/brand/technology/story/lineartronic.html>.
- [9] Ota, Y., Hiraku, R., "Evolution of CVTs and Technologies realizing them 20 years history of NISSAN CVTs and future," CVT in automotive Applications 3rd international conference, 2019.
- [10] Nishizawa, H., Yamaguchi, H., Suzuki, H., Osawa, M., Iwatuki, K., Oshiumi, Y., "Friction Characteristics Analysis for Clamping Force Setup in Metal V-Belt Type CVT," *SAE Paper*, pp. 2005-01-1462, 2005.

-
- [11] Lee, H., Cho, T., Won, C., Kim, B., "A Study on Clumping Force Control in Pulley of CVT for Fuel Efficiency," *SAE Paper*, pp. 2014-01-1736, 2014.
- [12] Ando, T., Yagasaki, T., Ichijo, S., Sakagami, K., Sumida, S., "Improvement of Transmission Efficiency in CVT Shifting Mechanism Using Metal Pushing V-Belt," *SAE Paper*, pp. 2015-01-1103, 2015.
- [13] Ishikawa, T., Murakami, Y., Yautibara, R., Sano, A., "The Effect of Belt-Drive CVT Fluid on the Friction Coefficient Between Metal Components," *SAE Paper*, p. 972921, 1997.
- [14] Fujimura, O., Okubo, K., Fujii, T., Kanehara, S., "Shifting Mechanisms and Variation of Frictional Coefficients for CVT Using Metal Pushing V-Belts," *SAE Paper*, pp. 2000-01-0840, 2000.
- [15] Audi AG, "Audi multitronic transmission,"
<https://www.audiworld.com/news/99/multitronic/content.shtml>.
- [16] 江里口 磨, 山本 光夫, 西田 祐之, 飯島 真, "乗用車用チェーン式縦置き CVT の開発," 自動車技術会シンポジウム, pp. 32-36, 2009.
- [17] Soya, H., Yoshida, M., Imai, K., Miura, Y., Matsushita, Y., "Development of High Torque Capacity Variator System for CVT," *SAE Paper*, pp. 2014-01-1729, 2014.
- [18] Maten, J., Schulke, T., Misiak, M., "GM's Development of the VT40 CVT for Passenger Vehicle Applications," CVT in automotive Applications 3rd international conference, 2019.
- [19] Van, R., Frank, A., "Development of a 700Nm chain-CVT," *CVT 2002 Congress VDI Berichte*, vol. 1079, pp. 179-194, 2002.
- [20] Carbone, G., Scaraggi, M., Soria, L., "EHL Squeeze at Pin-Pulley Interface in CVTs : Influence of Lubricant Rheology," *Tribology International*, vol. 42, pp. 862-868, 2009.
- [21] Carbone, G., Novellis, L., "An Enhanced CMM Model for the Accurate Prediction of Steady-State Performance of CVT Chain Drives," *Journal of Mechanical Design*, vol. 132, p. 021005, 2010.
- [22] Carbone, G., Scaraggi, M., Soria, L., "The Lubrication Regime at Pin-Pulley Interface in Chain CVTs," *Journal of Mechanical Design*, vol. 131, pp. 1-9, 2009.
-

-
- [23] Srivastava, N., Haque, I., "A review on belt and chain continuously variable transmission (CVT) : Dynamics and control," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 33, pp. 19-41, 2009.
- [24] Lauinger, C., Walter, B., Simon, E., Adrian, M., Koepfler, S., "Chain CVT Highlights for New Energy Vehicles," CVT in automotive Applications 3rd international conference, 2019.
- [25] Srivastava, N., Haque, I., "Clearance and Friction-Induced Dynamics of Chain CVT Drives," *Multibody System Dynamics*, vol. 19, pp. 255-280, 2008.
- [26] Duan, C., Hebbale, K., Liu, F., Yao, J., "Physics-Based Modeling of a Chain Continuously Variable Transmission," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 105, pp. 397-408, 2016.
- [27] Srivastava, N., Haque, I., "Nonlinear Dynamics of a Friction-Limited Drive : Application to a Chain Continuously Variable Transmission (CVT) System," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 321, pp. 319-341, 2009.
- [28] Tsutsumi, K., Miura, Y., Kageyama, Y., "New Hybrid genetic algorithm for pitch sequence optimization of CVT variator chain," *SAE Technical Paper*, pp. 2017-01-1120, 2017.
- [29] Srivastava, N., Haque, I., "Dynamics of chain CVT drives : effects of friction characteristic," *ASME International Design Engineering Technical Conferences*, vol. 7, pp. 1089-1097, 2008.
- [30] Lee, Y., "Advanced Simulation Approach for Dynamic Behavior of Chain-type CVT," CVT in automotive Applications 3rd international conference, 2019.
- [31] 中澤 輝彦, 服部 治博, 樽谷 一郎, 安原 伸二, 井上 剛志, "無段変速機用チェーンの幾何モデルを用いた起振力の静解析," *日本機械学会論文集*, 84, 862, pp. 1-20, 2018.
- [32] Iwai, T., Narita, K., Kudo, M., Ogawa, M., "Development of Fluids for Chain Type CVTs," *Tribology Online*, vol. 12, pp. 147-150, 2017.
- [33] Neumann, L., Ulbrich, H., Pfeiffer, F., "New Model of a CVT Rocker-Pin Chain with Exact Joint Kinematics," *Journal of computational and Nonlinear Dynamics*, vol. 1, pp. 143-149, 2006.
- [34] Neumann, L., Ulbrich, H., Pfeiffer, F., "Noise reduction of chain-CVTs using optimisation techniques," *SAE Technical Paper*, pp. 2006-01-1309, 2006.
-

-
- [35] Sedimayr, M., Pfeiffer, F., "Force reduction in CVT chain," *International Journal of Vehicle Design*, vol. 32, pp. 290-303, 2003.
- [36] 石野 文俊, 本間 次郎, 中澤 智一, "チェーン式 CVT のレイアウトコンセプトと小ピッチ CVT チェーン," *自動車技術会論文集*, vol. 47, no. 2, pp. 389-393, 2016.
- [37] 佐藤 直樹, 松前 和伸, 西田 祐之, 里村 聡, "新型インプレッサ用リニアトロニックの開発," *自動車技術会 動力伝達系の最新技術*, pp. 25-28, 2011.
- [38] R. Stribeck, *Die wesentlichen eigenschaften der gleit-und rollenlager*, 1903.
- [39] 山本雄二, 兼田楨宏, *トライボロジー*, 理工学社, 1998.
- [40] 木村好次, 岡部平八郎, *トライボロジー概論*, 養賢堂, 1982.
- [41] Mohamadou, D., Andre, E., Juliette, C.B., Denis, M., "Stribeck and Traction Curves Under Moderate Contact Pressure : From Friction to Interfacial Rheology," *Tribology Letter*, vol. 57, pp. 1-10, 2015.
- [42] Wang, Y., Wang, Q.J., Lin, C., Shi, F., "Development of Set of Stribeck Curves for Conformal Contacts of Rough Surfaces," *Tribology Transactions*, vol. 49, pp. 526-535, 2005.
- [43] Gropper, D., Wang, L., Harvey, T.J., "Hydrodynamic Lubrication of Textured Surfaces : A Review of Modeling Techniques and Key Findings," *Tribology International*, vol. 94, pp. 509-529, 2016.
- [44] Luengo, G., Israelachvili, J., Granick, S., "Generalized Effects in Confined Fluids : New Friction Map for Boundary Lubrication," *Wear*, vol. 200, pp. 328-335, 1996.
- [45] Hu, Y.Z., Zhu, D., "A Full Numerical Solution to the Mixed Lubrication in Point Contacts," *ASME Journal of tribology*, vol. 122, pp. 1-9, 1999.
- [46] Bowden, F.P., Tabor, D., "The friction and lubrication of Solids," *Clarendon Press Oxford*, 1950.
- [47] Tang, Z. L., Li, S. H., "A Review of Recent Development of Friction Modifiers for Liquid Lubricants (2007-Present)," *Current Opinion in Solid State & Materials Science*, vol. 18, pp. 119-139, 2014.
- [48] Spikes, H., "Friction Modifier Additives," *Tribology Letters*, vol. 60, pp. 1-26, 2015.
-

-
- [49] Najman, M. N., Kasrai, M., Bancroft, G. M., "Chemistry of Antiwear Films from Ashless Thiophosphate Oil Additives," *Tribology Letters*, vol. 17, pp. 217-229, 2004.
- [50] Sasaki, K., Inayoshi, N., Tashiro, K., "Friction-Induced Dynamic Chemical Changes of Tricresyl Phosphate as Lubricant Additive Observed under Boundary Lubrication with 2D Fast Imaging FTIR-ATR Spectrometer," *Wear*, vol. 268, pp. 911-916, 2010.
- [51] Campen, S., Green, J., Lamb, G., Atkinson, D., Spikes, H. , "On the Increase in Boundary Friction with Sliding Speed," *Tribology Letters*, vol. 48, pp. 237-248, 2012.
- [52] Narita, K., Priest, M., "Metal-Metal Friction Characteristics and the Transmission Efficiency of a Metal V Belt Type Continuously Variable Transmission," *Proceeding of IMechE:Part J: Journal of Engineering Tribology*, vol. 221, pp. 11-26, 2007.
- [53] Narita, K., Priest, M., "Friction Characteristics and Topography of Tribofilms from Anti-Wear Additives Applied to Metal V-Belt Type CVT Fluids," *Tribology Letters*, vol. 35, pp. 45-56, 2009.
- [54] Narita, K., Deshimaru, J., Kato, M., "The Influence of Lubricating Oil on the Performance of a Metal V-Belt-Type Continuously Variable Transmission," *Lubrication Science*, vol. 16, pp. 139-151, 2004.
- [55] Narita, K., Iwai, T., Takekawa, D., "Lubricant Additives for Improving the Performance of Metal V Belt Type CVTs," *Tribology Online*, vol. 7, pp. 152-158, 2012.
- [56] Onumata, Y., Zhao, H., Wang, C., Morina, A., Neville, A., "Interactive Effect between Organic Friction Modifiers and Additives on Friction at Metal Pushing V-belt CVT Components," *Tribology Transactions*, vol. 61, pp. 474-481, 2017.
- [57] 富士フイルム 和光純薬株式会社, "オレイルアミン," <https://labchem-wako.fujifilm.com/jp/product/detail/W01W0232-2757.html>.
- [58] Chemical Book, "Tricresyl Phosphate," https://www.chemicalbook.com/ChemicalProductProperty_EN_cb8306429.htm.
- [59] 社団法人 日本トライボロジー学会編, トライボロジー辞典, 養賢堂, 1995.
- [60] Wells, H.M., Southcombe, J.E. , "The theory and practice of lubrication The Germ process," *J.Soc.Chem*, vol. 39, pp. 51-60, 1920.
-

- [61] Langmuir, I., "The mechanism of the surface phenomena of flotation," *Trans.Farad.Soc.*, vol. 15, pp. 62-74, 1920.
- [62] Hardy, W., Doubleday, I., "Boundary Lubrication -The Paraffin Series," *Proc.Roy.Soc.Lond.*, vol. 100, pp. 550-574, 1922.
- [63] M. D. Hersey, Theory of Lubrication. In: The Problem of Oiliness, New York, 1936.
- [64] Bowden, F. P., Leben, L., The Friction of Lubricated Metals, London, 1940.
- [65] E. P. Kingsbury, Some Aspects of the Thermal Desorption of Boundary Lubricant, Maryland, 1958.
- [66] Grew, W., Cameron, A., "Friction Transition Temperature Effect of Matching Surfactant and Carrier," *Nature*, vol. 214, pp. 429-430, 1967.
- [67] Allen, C. M., Drauglis, E. , "Boundary Layer Lubrication : Monolayer or Multilayer," *Wear*, vol. 14, pp. 363-384, 1969.
- [68] Johnson, D. W., Hils, J.E., "Phosphate Esters, Thiophosphate Esters and Thiophosphates as Lubricant Additives," *Lubricants*, vol. 1, pp. 132-148, 2013.
- [69] Yamamoto, Y., Hirano, F., "The Effect of the Addition of Phosphate Esters to Paraffinic Base Oils on their Lubricating Performance under Sliding Conditions," *Wear*, vol. 78, pp. 285-296, 1982.
- [70] Godfrey, D. , "The Lubrication Mechanism of Tricresyl Phosphate on Steel," *ASLE Transactions*, vol. 8, pp. 1-11, 1965.
- [71] Beeck, O., Givens, J. W., Williams, E. C., "On the mechanism of boundary lubrication II : Wear prevention by addition agents," *Proceedings the Royal Society*, vol. 177, pp. 103-118, 1940.
- [72] Barcroft, F.T., Daniol, S.G., "The Action of Neutral Organic Phosphates as EP Additives," *Journal of Basic Engineering*, vol. 87, pp. 761-767, 1965.
- [73] Wheeler, D.R., Faut, O.D., "The Adsorption and Thermal Decomposition of Tricresylphosphate (TCP) on Iron and Gold," *Applications of Surface Science*, vol. 18, pp. 106-122, 1984.
-

- [74] O'Connor, S. P., Crawford, J., Cane, C., "Overbased lubricant detergents - a comparative study," *Lubrication Science*, vol. 6, pp. 297-325, 1994.
- [75] Chinas-Castillo, F., Spikes, H.A. , "Film Formation by Colloidal Overbased Detergents in Lubricated Contacts," *Tribology Transaction*, vol. 43, pp. 357-366, 2000.
- [76] Giasson, S., Espinat, D., Palermo, T., "Study on Microstructural Transformation of Overbased Calcium Sulphonates During Friction," *Lubrication Science*, vol. 5, pp. 91-111, 1993.
- [77] Morizur, M.F., Teyssset, O., "Antiwear Action of Additives in Solid Dispersion," *Lubrication Science*, vol. 4, pp. 277-299, 1992.
- [78] Hong, H., Riga, A.T., Cahoon, J.M., Vinci, J.N., "Evaluation of Overbased Sulfonates as Extreme Pressure Additives in metal-working fluids.," *Lubrication Engineering*, vol. 49, pp. 19-24, 1993.
- [79] Delfort, B., Born, M., Daoudal, B., Dixmier, F., Lallement, J., "Functionlization of Overbased Calcium Sulfonates Synthesis and Evaluation of Antiwear and Extreme-Pressure Performances," *Lubrication Engineer*, vol. 51, pp. 981-990, 1995.
- [80] Vermilya, D.R., Ward Jr., W.C., "The Development of CVT Fluids with Higher Friction Coefficients," *SAE Paper*; pp. 2003-01-1978, 2003.
- [81] Cizaire, L., Mattin, J.M., Monge, T.L., Gresser, E., "Chemical analysis of overbased calcium sulfonate detergents by coupling XPS, ToF-SIMS, XANES, and EFTEM," *Colloids and Surfaces A : Physicochemical and Engineering Aspects*, vol. 238, pp. 151-158, 2004.
- [82] Miklozic, K.T., Forbus, T.R., Spikes, H., "Film Forming and Friction Properties of Overbased Calcium Sulphonate Detergents," *Tribology Letters*, vol. 29, pp. 33-44, 2008.
- [83] Rizvi, S.Q.A., "Chapter 4 : Detergents," in *Lubricant Additives ; Chemistry and Applications, 2nd Edition*, CRC Press / Taylor & Francis Group, 2009, pp. 123-141.
- [84] Morgan, C., Fewkes, R., "Development of a Belt CVT Fluid Test Procedure Using the VT20/25E Belt Box for the DEX-CVT Specification," *SAE Paper*; pp. 2002-01-2819, 2002.
- [85] Pennings, B., Drogen, M. V., Bandsma, A., Ginkel, E.V., Lemmens, M., "Van Doorne CVT Fluid Test : A Test Method on Belt-Pulley Level to Select Fluids for Push Belt CVT Applications," *SAE Paper*; pp. 2003-01-3253, 2003.
-

-
- [86] Poll, G., Kruse, T., Meyer, C., "Prediction of losses in belt-type continuously variable transmission due to sliding between belt and disc," *Proceeding of IMechE:Part J: Journal Engineering Tribology*, vol. 220, no. 3, pp. 235-243, 2006.
- [87] 光井 秀明, "金属ベルト式 CVT フルードの動向と要求性能," *トライボロジスト*, 45, 6, pp. 435-440, 1999.
- [88] 東芝ナノアナリシス株式会社, "AFM による微小表面粗さ測定," https://www.nanoanalysis.co.jp/business/case_example_76.html.
- [89] 日本電子株式会社, "電子プローブマイクロアナライザ," <https://www.jeol.co.jp/science/epma.html>.
- [90] JASO M 358:2005, "ベルト式 CVT 油の金属間摩擦特性試験方法".
- [91] PCS Instruments, "MTM ECR Option," <https://pcs-instruments.com/product/mtm-ecr-electrical-contact-resistance-option/>.
- [92] Cameron, A., "The Principles of Lubrication," *Longmans London*, 1966.
- [93] Hamrock, B., Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts : Part III - Fully Flooded Results," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 99, pp. 264-275, 1977.
- [94] Barus, C., "Isothermal, Isopiestic and Isometrics Relative to Viscosity," *American Journal of Science*, vol. 45, no. 286, pp. 87-96, 1893.
- [95] Nakamura, Y., Hiraiwa, S., Suzuki, F., Matsui, M., "High-Pressure Viscosity Measurements of Polyalphaolefins at Elevated Temperature," *Tribology Online*, vol. 11, pp. 444-449, 2016.
- [96] Wilson, D., Langell, M.A., "XPS Analysis of Oleylamine/Oleic Acid Capped Fe₃O₄ Nanoparticles as Function of Temperature," *Applied Surface Science*, vol. 303, pp. 6-13, 2014.
- [97] Gauthier, A., Montes, H., Georges, J. M., "Boundary Lubrication with Tricresylphosphate (TCP) : Importance of Corrosive Wear," *ASLE Transactions*, vol. 25, pp. 445-455, 1982.
- [98] Rossi, A., Piras, F.M., Kim, D., Gellman, A.J., Spencer, N.D., "Surface Reactivity of Tributyl Thiophosphate : Effects of Temperature and Mechanical Stress," *Tribology Letters*, vol. 23, pp. 197-208, 2006.
-

- [99] Spikes, H., "Low- and Zero-Sulphated Ash, Phosphorus and Sulphur Anti-Wear Additives for Engine Oils," *Lubrication Science*, vol. 20, pp. 103-136, 2008.
- [100] Tallian, T., "On Competing Failure Modes in Rolling Contact," *ASLE transactions*, vol. 10, pp. 418-439, 1967.
- [101] Zhu, D., Martini, A., Wang, W., Hu, Y., Lisowsky, B., Wang, Q.J., "Simulation of Sliding Wear in Mixed Lubrication," *ASME Journal of tribology*, vol. 129, no. 3, pp. 544-552, 2007.
- [102] Nakano, K., "Two Dimensionless Parameters Controlling the Occurrence of Stick-Slip Motion in a 1-DOF Sliding System with Coulomb Friction," *Tribology Letters*, vol. 24, pp. 91-98, 2006.
- [103] Nakano, K., Maegawa, S., "Occurrence Limit of Stick-Slip : Dimensionless Analysis for Fundamental Design of Robust-Stable Systems," *Lubrication Science*, vol. 22, pp. 1-18, 2009.
- [104] Nakano, K., Kado, N., Tadokoro, C., Nagamine, T., "Mechanical Structure Design to Avoid Friction-Induced Instabilities : In-Plane Anisotropy and In-Plane Asymmetry," *Facta Universitatis : Series : Mechanical Engineering*, vol. 17, pp. 113-124, 2019.
- [105] 中野 健, 田所 千治, 前川 寛, 角 直広, "すべり摩擦に現れる振動の対策," *トライボロジスト*, 61, 7, pp. 416-422, 2016.

記号表

A	真実接触面積 [m ²]
F	摩擦力 [N]
F_{fluid}	流体摩擦 [N]
F_{solid}	固体摩擦 [N]
h	油膜厚さ [μm]
h_{cr}	臨界速度時の油膜厚さ [μm]
n	次数
N_0	無負荷時の回転数 [rpm]
N_L	有負荷時の回転数 [rpm]
R_q	二乗平均平方根粗さ [μm]
R_{qA}	ボールの二乗平均平方根粗さ [μm]
R_{qB}	ディスクの二乗平均平方根粗さ [μm]
S_f	吸着膜のせん断強さ [N/m]
S_m	金属接触部分のせん断強さ [N/m]
U	引込速度 [m/s]
U_{cr}	流体潤滑臨界速度 [m/s]
U_m	混合潤滑臨界速度 [m/s]
W	垂直荷重 [N]
W_{fluid}	流体摩擦における垂直荷重 [N]
W_{solid}	固体摩擦における垂直荷重 [N]
α	分配比 [-]
β	分離比 [-]
β_{EP}	EP 膜形成時の分離比 [-]
β_{FM}	FM 膜形成時の分離比 [-]
r	無次元数 [-]
η	粘度 [Pa · s]

記号表

A	油膜パラメーター [-]
A_{cr}	臨界速度時の油膜パラメーター [-]
μ	摩擦係数 [-]
μ_0	極低速域の摩擦係数 [-]
μ_{BL}	境界潤滑の摩擦係数 [-]
μ_{HL}	流体潤滑の摩擦係数 [-]
μ_{min}	最小摩擦係数 [-]
μ_{max}	最大摩擦係数 [-]
μ'_{min}	最小摩擦係数の勾配 [-]
μ'_{max}	最大摩擦係数の勾配 [-]
μ_{fluid}	流体摩擦の摩擦係数 [-]
μ_{solid}	固体摩擦の摩擦係数 [-]
μ'_{fluid}	流体摩擦の摩擦係数の勾配 [-]
μ'_{solid}	固体摩擦の摩擦係数の勾配 [-]
Σ	すべり率 [%]



謝辞

本研究を行うにあたり、ご指導いただきました横浜国立大学 教授 中野 健 先生に心から感謝いたします。中野 先生には入学から4年間、多くのディスカッションを通して、研究の基本となる技術だけでなく考え方についてもご指導いただきました。その4年間の研究生活の中で、研究結果に向かい合う姿勢と、研究に対する面白さを見出したことで、企業研究者として生きる道を明確に示していただき、小生の未熟な部分を多々ご指導いただきました。ここに感謝の意を記すだけでは表現しつくせないこの謝意は、今後の研究活動を通して具体的に表現していくつもりです。

また、本論文の審査員を務めてくださった横浜国立大学 教授 鈴木 淳史 先生、教授 荒牧 賢治 先生、准教授 白石 俊彦 先生、准教授 松井 和己 先生に心から感謝いたします。本論文の予備審査会および公聴会にて貴重なご意見を賜り、本論文をまとめるにあたり大変参考になりました。

そして、これまでの研究生生活をご支援いただいた多くの方々に心から感謝いたします。横浜国立大学中野研究室の皆様にも、大変お世話になりました。技術交流会や研究室訪問時にお世話になった方々（吉武 知美様、宮崎 麻由様、富永 典子様、幸野 真治様、駒崎 太一様、土屋 貴悠様、服部 大和様、狩谷 直輝様、栗原 修様、下地 和也様、南里 直耶様、樋口 宗大様）に感謝申し上げます。また埼玉大学 田所 千治先生、日本精工株式会社 丸山 泰右様には研究の助言を頂き、大変勉強になりました。ありがとうございました。

4年間に渡り国内留学を許して頂き、その間も全面的にご支援を頂いた出光興産株式会社にも感謝申し上げます。特に、営業研究所 山中 雅巳所長、成田 恵一上席主任研究員、岩崎 猛主任部員、伊藤 耕輝グループリーダーには沢山のサポートを頂き、誠にありがとうございました。また業務をサポートして頂いた駆動系油グループの皆様、基盤技術グループの皆様および出光ルブテック千葉事業所の皆様にも感謝申し上げます。特に峯尾 敦介様には本検討初期から共に開発に携わり、大変お世話になりました。

最後に、これまでの研究生生活を支えてくれた家族に心から感謝します。家事と育児を一手に引き受け、いつも支えとなってくれた妻 江里には、いくら感謝しても感謝しきれません。息子 亮磨からは研究活動を続ける励みを貰いました。

謝辞

また、これまで育ててくれた、父 照久、母 たい子には心から感謝しています。

私を支えてくれている人を裏切ることがないように、今後の研究活動も真摯に取り組むことをここに誓い、この謝辞を終えることにします。

2020年 9月

岩井 利晃