

博士論文

トラクションドライブにおける
EHL 油膜のせん断挙動と
温度に関する研究

A Study on Shear Behavior and
Temperature Distribution of EHL Oil Films
in Traction Drive

2018 年 3 月

名古屋工業大学大学院工学研究科

機能工学専攻

佐野 敏成

目次

第1章 緒論	1
1.1 緒言	1
1.1.1 研究背景	1
1.1.1.1 トラクシヨンドライブとは	2
1.1.1.2 トラクシヨンドライブの特性	4
1.1.2 トラクシヨン係数	6
1.1.2.1 最大トラクシヨン係数	6
1.1.2.2 トラクシヨン係数と温度	8
1.2 本研究の位置付けと目的	11
1.3 本論文の構成	12
第2章 接触部の温度推定計算	15
2.1 緒言	15
2.2 接触部内の油膜せん断と発熱源	15
2.2.1 レオロジー領域の解釈	15
2.2.2 レオロジーモデル	19
2.2.2.1 粘性モデル	20
2.2.2.2 塑性モデル	21
2.3 温度推定計算モデル	22
2.3.1 最大油膜温度推定式の構成	22
2.3.1.1 油膜部入口の温度上昇	22
2.3.1.2 接触部転動面の温度上昇	23
2.3.1.3 油膜内の温度上昇	24
2.3.2 計算方法	25
2.4 結言	27
第3章 接触部の温度計測技術	29
3.1 緒言	29
3.2 薄膜温度センサの開発	30

3.2.1 薄膜温度センサの構成	30
3.2.2 温度計測の準備	32
3.2.2.1 温度の検定	32
3.2.2.2 圧力の補正	33
3.3 四円筒試験機を用いた計測	34
3.3.1 計測方法	34
3.3.2 計測結果と得られた知見	35
3.3.2.1 基準温度の安定性	36
3.3.2.2 瞬時の滑り率と温度上昇	37
3.4 トロイダル CVT を用いた計測	39
3.4.1 計測方法	39
3.4.2 計測結果と考察	41
3.5 結言	43
第 4 章 温度推定計算の検証と係数比較	45
4.1 緒言	45
4.2 実測検証のためのセンサ装着計算モデル	45
4.2.1 薄膜センサ構成に合わせた修正	45
4.2.1.1 絶縁膜モデルの追加	45
4.2.1.2 熱物性の検証	46
4.3 センサ装着計算モデルの検証	48
4.3.1 四円筒試験機の結果比較	48
4.3.2 トロイダル無段変速機の結果比較	49
4.4 最大トラクション係数の実機検証	52
4.4.1 実機を用いた計測法と計算法	52
4.4.2 最大トラクション係数の比較	55
4.5 結言	57
第 5 章 温度計算モデルの改良	59
5.1 緒言	59
5.2 温度計算精度の向上	60

5.2.1 従来の温度推定計算の課題	60
5.2.2 二次元温度分布の計算法	61
5.3 二次元温度分布計算モデルの検証	65
5.3.1 四円筒試験機の計測結果比較	65
5.3.2 トロイダル無段変速機の計測結果比較	67
5.4 トラクション係数の推定精度向上	72
5.5 結言	76
第6章 レオロジーモデルの導出法	77
6.1 緒言	77
6.2 レオロジーモデルの一般化	77
6.2.1 従来塑性モデルの課題	77
6.2.2 塑性モデルの導出	78
6.2.2.1 塑性モデル導出の考え方	78
6.2.2.2 定式化	79
6.2.2.3 計算例と結果の考察	81
6.3 結言	85
第7章 結論	87
付録	93
参考文献	100
研究業績	109
その他の業績	109
謝辞	111

第1章 緒論

1.1 緒言

1.1.1 研究背景

自動車産業は時代と共にグローバル展開が進み、移動・運搬手段の工業製品である自動車は世界中で受け入れられている。その動力源として、従来の内燃機関のみでなく電気モータも急増しており、電気自動車（EV）では高度な工業技術を必要とするエンジン・トランスミッション（変速機）が不要となる。このように開発の垣根が一部取り払われることで新規メーカーが参入し易くなり、自動車産業の多様化、若しくは産業過渡期の様相とも受け取れる。内燃機関と電気モータを動力源として融合するハイブリッド（HV）技術でも、その組み合わせ方式（シリーズ/パラレル、1モータ/2モータ等）は各社様々であり、その長所を生かす研究が続けられている。近年では更に電気リッチ（電動化の重み付け増加）のプラグインハイブリッド（PHV）に注目が集まり、モータ駆動の静かでレスポンスの良い走りを活かす選択肢は今後も増加しつつある。モータ駆動のみを動力源とするEVの場合、エネルギー蓄載もバッテリーセルのみでなく、水素を用いる燃料電池が実用化されている。

ところで、トライボロジー技術は自動車の開発という実学的観点から前述のいずれの選択肢においても役立てることができる。例えばエンジンやモータ動力源の回転部位に限らず、タイヤまでの動力伝達経路や変速機における摺動要素（ギヤ・軸受・ワッシャ・ブッシュなど）の損失・摩擦摩耗の低減などは、トライボロジーの得意とする領域である。これらとは逆に、摩擦を利用する動力伝達要素、例えば摩擦板を用いる係合クラッチがある。湿式クラッチでは滑らかな係合を行うための制御や油の特性のみでなく、クラッチ材質、表面性状の他、潤滑と冷却技術のバランスが求められる。その他にも摩擦を有効利用する動力伝達要素には、油膜を介して動力を伝えるトラクションドライブが存在し、車両用には主に無段変速や増速・減速機能を目的として開発されている。将来性という観点からは、例えば電気自動車（EV）においても、モータの小型高回転化・スペース確保の必要性により、大きな減速比が得られるトラクションドライブ減速機が注目されている。一般に油膜発生による流体潤滑は摩擦の低減に効果を発揮するが、トラクションドライブはこれとは全く逆の作用が求められ、その現象解析を含めてトライボロジー技術を総動員した開発が必要となることは想像に難くない。更にこの解析は、油の特性を変更するだけで油膜が介

在する他の摺動要素，例えば軸受等に応用が可能である．本研究では主にこのトラクションドライブの動力伝達部位である油膜の現象解析に焦点を当て，設計に必要な技術を構築していく．

1.1.1.1 トラクションドライブとは

トライボロジーとは概略，接触に伴う摩擦・潤滑・摩耗や，これらに関連する諸現象を取り扱う工学の一分野（木村，岡部，1982）である．トライボロジーの世界で「トラクション」とは一般にフリクション（摩擦）と類似の定義であるが，英語の辞書を引くと牽引・交通輸送などの意味も確認できる．概念として，発生する摩擦力が有効に使われる場合にはトラクション，妨げとなる場合はフリクションであるともいわれる．特に2つの転動体間で発生する潤滑油膜を介した接線力（トラクション力）を利用して動力を伝達する機構をトラクションドライブと呼ぶ．このときの油には，動力伝達特性の高い分子構造をもつ油が用いられる．その利点をギヤ対と比較すると，常に油膜を介して連続的に動力を伝達する特性により

- (1) 歯打ち音が無く静粛性が高い
- (2) バックラッシが無く，トルク正負切替え時の回転変動が無い
- (3) 歯に相当する噛合い構造が不要なため小径・高変速比がとりやすい
- (4) 油膜を介するので接触面の摩耗がない，または少ない

等がある．この様な特長を生かす構造として，例えば正確な挙動が求められるロボットマニピュレータの関節機構が挙げられる（中村他，1996）．逆にその特殊性のため，比較的大きな接線力の発生が可能な専用油が必要なこと（畑，1990），大きな法線力を発生させる押圧機構が必要となる（矢田，1990）．

トラクションドライブの構成例として，まず油膜形成の実験解析や油のトラクション特性計測などに用いられる二円筒試験機，四円筒試験機，ボールオンディスク試験機などが挙げられる．いずれの試験機でも，曲率をもった転動面どうしを既定の法線力で押し付ける構造をもち，各転動体の回転数を制御して接触面に相対速度を付与することで，油膜せん断によるトラクション力を発生させる構成をとるものが多い．また，実用性をもった転動体の構成例として，ギヤ対では実現困難な高速回転・大きな変速比の確保が可能な遊星ローラタイプ（図 1.1）の増・減速機（塩津他，2006）や交差軸をもった減速機（山中他，2001），平行軸タイプ（山本，山藤，2016）等が研究または実用化されている．更には入出

力の転動体間に第 3 の転動体を中継要素として挟み込み、幾何学的に接触部トルク半径比を連続可変する無段変速機 (CVT, Continuously Variable Transmission) を構成することもできる (川瀬他, 1996) (牧野, 2000) (Börner, 2004) (吉田他, 2006). この無段変速機構の中で、比較的トルク容量が大きく、車載用途としても開発されている構造にトロイダルタイプがある. これは、転動曲面がトロイド形状の 2 枚の入出力ディスクと、中継要素として回転軸傾転機能を有するローラで構成されている. ディスク間に挟み込まれるローラへのスラスト荷重成分の有無によってハーフトロイダルとフルトロイダルの 2 種類に分類され (今西, 町田, 2000) (Carbone, 2004), いずれも複数の動力伝達経路を並列に持つことでトルク容量を大きくする工夫がなされる (Machida, 1990). フルトロイダルはローラへのスラスト荷重が無いいためシンプルな構成をとることができるが、接触部において後述するスピン滑り成分が大きいため、油膜内の発熱損失が大きい. これに対してハーフトロイダルはロー

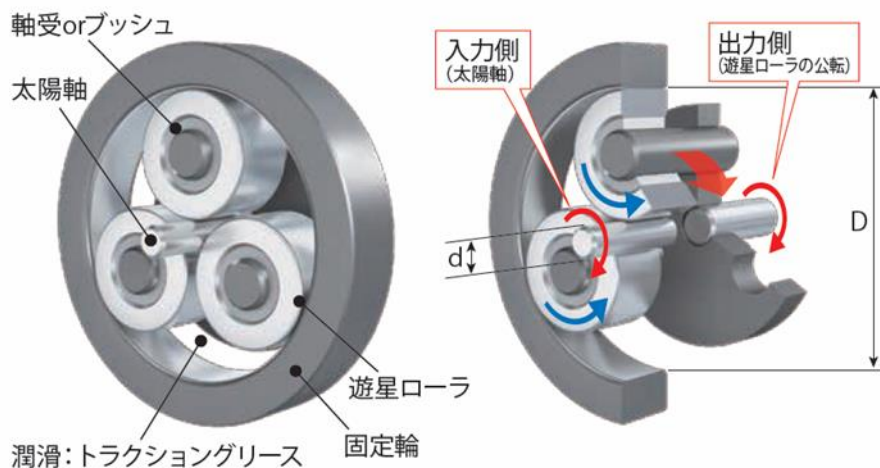


図 1.1 遊星ローラ減速機 (株式会社ジェイテクト)



図 1.2 ハーフトロイダル無段変速部 (日本精工株式会社)

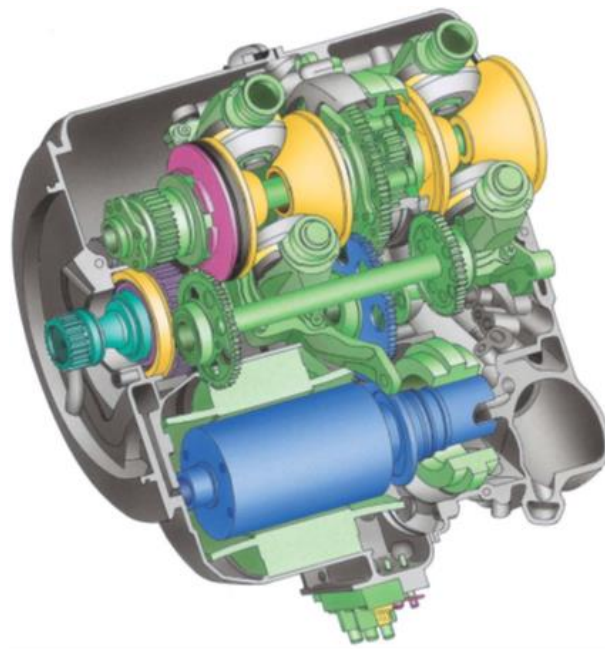


図 1.3 T-IDG イラスト (川崎重工株式会社)

ラのスラスト荷重を支持する軸受が必要でやや複雑な構造となるものの、接触部のスピン滑り成分が比較的小さいため、動力伝達特性の素性が良い。フルトロイダルは 1950 年代から英国 BTG (British Technology Group) で Perbury 社が中心となって本格的な開発が始まり、現在も Torotrak-Group 内で継続されている (Newall and Lee, 2003) (Lee and Newall, 2004)。ここでは自動車用 CVT 開発の他、無段変速構造を利用したスーパーチャージャーやフライホイールタイプの回生機構も研究されている。2009 年には自動車レース最高峰のフォーミュラーワン(F1)で運動エネルギー回生システム(KERS, Kinetic Energy Recovery System)がレギュレーションとして導入され、一部チームで同社の機構が採用された実績を持つ (Cross and Brockbank, 2009)。ハーフトロイダルは 1960 年代から米国で軍用車両用途の開発が始まり、この技術を引き継いだ日本精工株式会社が 1999 年には自動車用 CVT の市販化を実現している (田中, 1988) (Machida, 2000) (図 1.2)。その後も改良開発を継続する中で (今西, 2008)、同技術を導入した川崎重工株式会社が、2010 年には航空機用一定周波数発電装置(T-IDG)用に発展させ実用化している (河野他, 2004) (Goi et al., 2010) (図 1.3)。

1.1.1.2 トラクシヨンドライブの特性

まず初めにトラクシヨンドライブにおける油膜形成について解説する。例えば油中に於いて 2 つの円筒の転動面を相互に押し付け合い回転させると、接触部隙間に油膜が発生す

る。その原理は主として転動面どうしの近寄りによる絞り膜効果 (Squeeze effect) である (木村, 岡部, 1982)。接触部が高圧になると, 油は瞬時にガラス転移 (Glass transition) によってアモルファス状態に固化 (Alsaad et al., 1978)(大野他, 1999) するものの, 大気開放される油膜の出口で再び流体に戻る。この時, 転動面の変形を伴って油膜が形成されるため, その油膜形状や接触圧力分布は, 圧力方程式であるレイノルズ方程式と転動面の変形の式を連立して解くことで数値解を得ることができる (Gohar, 2001)。この様に転動面基部の変形を伴う流体潤滑を弾性流体潤滑 (EHL, Elasto-Hydrodynamic Lubrication) と呼ぶ (山本, 兼田, 1998)。この現象は高圧下で油膜発生を伴う転がり軸受の転動部位などでも見られ, トラクシヨンドライブとの違いは積極的な接線力の発生構造の有無のみである。発生する油膜厚さはミクロン或いはサブミクロンオーダーであり, 転動部の表面粗さに近い, 極めて薄い膜厚によって荷重が支えられる。

接線力は接触油膜の特性に大きく左右される。発生する接線力は動力伝達の行われる油膜内のせん断応力をその発生領域 (概ねヘルツの接触楕円領域 (Hertz, 1881)) で積分した値の接線方向成分である。せん断応力は油膜のせん断動作によって初めて発生するが, この時のせん断発熱は油膜内の自己温度を上昇させ, 応力低下にも繋がる。トラクシヨン油には, ガラス転移によりアモルファス固体となった時に, 分子同士が絡み合いやすく, 且つ大きなせん断応力が確保できるよう, 専用の剛直な分子構造に設計された合成油を用いる (畑, 1990)。

伝達特性を表現する代表的なパラメータにトラクシヨン係数があり, 素性の良いトラクシヨンドライブを設計するうえで欠かせない設計因子である。トラクシヨン係数の定義は摩擦係数と同一で, 接線力を法線力で除したものである。油の流動と変形を伴う油膜形成のレオロジー挙動において, ここでは油膜のせん断応力特性を表現するモデルをレオロジーモデルと称する。油膜のせん断は相対する転動面の接線速度に微小差を与えることで発生させる。接線速度差を平均接線速度で除した値の百分率を滑り率と定義する。すなわちトラクシヨン係数は滑り率の関数であり, 滑り量に応じて油膜で発生・変化するせん断応力のモデル化と接触部内の応力分布を正確に論ずることによって初めて推定が可能であることがわかる。

1.1.2 トラクション係数

1.1.2.1 最大トラクション係数

前項で解説した EHL 理論は 1950 年頃から本格的に解析され始め (Grubin, 1949), その油膜せん断特性が二円筒型試験機を用いて実験的に表現されるようになった (Crook, 1961, 1963). 一般に, 法線力一定の条件下で滑り率に対するトラクション係数の変化を図示したものをトラクションカーブと呼ぶ (図 1.4). まずこのトラクションカーブの特性について解説をする. 接触部で油膜が形成されている状態でも, 滑り率が 0% ではその内部でせん断が発生せず, 接線力はゼロ, すなわちトラクション係数はゼロである. 転動速度差により微小なせん断滑りが発生すると, 初期は滑り率に比例したトラクション係数の増加がみられる. この領域を一般に線形領域と呼ぶ. その後の非線形領域では徐々にトラクション係数の増加が鈍くなる. トラクション係数が頭打ちとなり, 滑り率が増加しても係

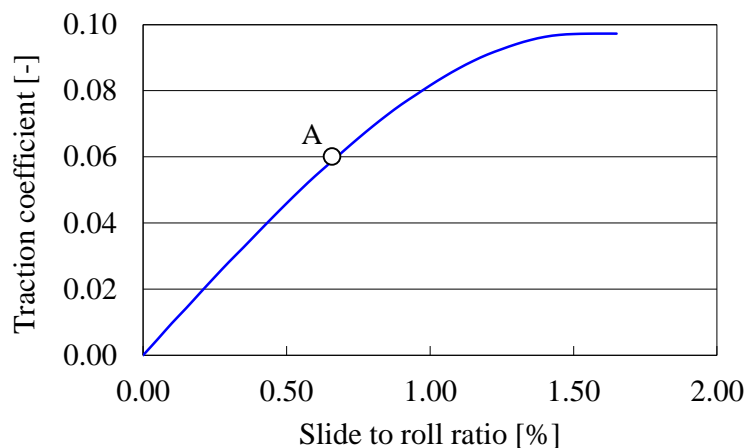


図 1.4 トラクションカーブの計算例 (スピン滑り有り)

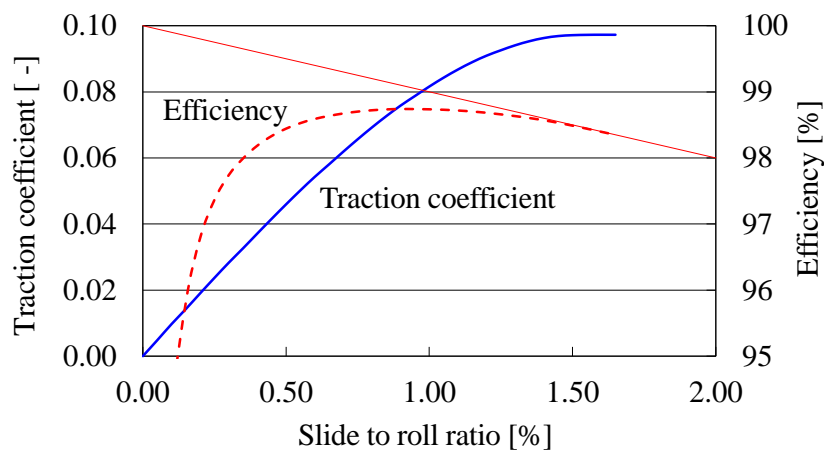


図 1.5 トラクションカーブと効率曲線の計算例 (スピン滑り有り)

数が低下していく領域は熱領域と定義される。これは油膜のせん断応力が熱の影響を強く受けること、すなわちレオロジーモデルの内部変数である温度関数が重要な役割をもつことを示唆する。非線形領域から熱領域への遷移域に生じる最大値は最大トラクション係数と定義され、トラクションドライブの設計において最も重要な基本設計因子となる。

一般にはスピン滑りと称される回転の滑り成分 (Ehret et al., 2000) (田中, 2000) が存在する場合、線形領域の増加勾配は鈍り、自己発熱の増加により最大トラクション係数も低下する。スピン滑りが無ければ、最大トラクション係数が発生する滑り率は 1% に満たない程度である (加藤他, 1995)。

次に、同じグラフに伝達効率の変化 (破線) を重ねてみる (図 1.5)。滑り率の小さい範囲では、その増加に伴い急激に伝達効率が向上するが、やがては滑り率に比例低下する直線に漸近していく。漸近していくまでの効率変化の傾向は、油の特性や接触油膜部のスピン滑り条件等によって異なるが、今回の図例 (スピン滑り有り) では最大トラクション係数の概ね 80% で最大効率に到達している。

トラクション試験機では、一般に入出力対の転動体回転数を制御して滑り率を作り出し、前述のトラクションカーブを描くことができる。しかし車載される実機トロイダル CVT では入出力ディスク間の中継要素であるローラの回転数と回転軸の傾きを微細に制御して滑り率を作り出すことはできない。その詳細は 4.4.1 項にて改めて解説を行う。ここでは実機の制御状態を簡易的に入出力対の転動体のトラクションドライブ (例えば二円筒構造) に単純化することで、その課題を解説する。

まず一定の法線力下で入力トルクと出力回転数を既知とする制御条件を考える。この時の入力回転数はトルクに応じた接線力を発生させる滑り率にセルフバランスして決定されることになる。その運転状態を例えば図 1.4 の A 点とする。法線力と出力回転数を一定のまま入力トルクを増加、すなわち接線力を大きくして使用するトラクション係数を増加させると、やがては最大トラクション係数に到達する。すると油膜せん断ではこれ以上の接線力が保てず、トルク反力を失うことにより入力回転数が急増して大きな滑りが発生する。この状態をグロススリップといい、転動面の焼付きや破損に繋がる (Williams, 1994)。これを防止するには、A 点が最大トラクション係数の位置に達しないよう、常に所望の入力トルクに合わせて法線力を制御することが必要である。言い換えれば A 点は運転点として制御上で設定することができ、この値を設計トラクション係数と定義する。この時、グロススリップを恐れて法線力を大きく設定すると接触面圧が増加して転動疲労寿命 (耐

久性)が低下する。また荷重を支える構造体の強度・剛性を高める必要もあり、周辺構造や装置の重量増加や大型化につながる。更には設計トラクション係数を小さくすることになるため、図 1.5 から伝達効率も低下してしまうことがわかる。実用的なトラクションドライブを設計する場合、転動部の疲労寿命、構造体の小型化(または車両などへの搭載性)と強度剛性、伝達効率の確保などを設計要件としてバランスさせることが必須である(相原, 1990)(町田, 1991)(町田他, 1993)。それには設計トラクション係数を、常に最大トラクション係数を超えない範疇において、出来るだけ高く保持できることが理想的である。言い換えれば、接触部の面圧や面積、滑り率に絡んだ発熱量や環境温度にも依存して変化する最大トラクション係数を逐次計算推定し、それに合わせて設計トラクション係数を変化させる法線力制御ができればよい。このような意味から、トラクションドライブの実用設計において最大トラクション係数が極めて重要な設計因子であること、またこれを推定することの必要性がわかる。

1.1.2.2 トラクション係数と温度

トラクションドライブは転動体の組合せにより入力パワーを出力要素に伝達するハードウェア構成をとる。転動要素には油膜による動力伝達に必要な法線力と回転数を付与する。トラクション係数を制御するための法線力は構成システム上で発生させる(油圧式、重錘式、ばね式、カム式等)。また、接触部では一般に外部から制御される転動要素の回転数に比例して、その回転半径から接線速度が決まる。回転軸と接触形成面の幾何学的な相対角度関係から、その油膜内にスピン滑り成分が含まれる構成をとるものも多い。このスピン滑りにより発生する接触面内の回転せん断力は、トルクを伝達する接線力とは方向が異なるために単なる動力損失であり、油膜内の自己発熱による温度上昇を助長する(成田他, 2007, 2009)。

油膜部の潤滑状態が弾性流体潤滑(EHL)となることは 1.1.1 項において述べた。付与する荷重が比較的小さな条件では、接触油膜部よりかなり前方から徐々に圧力が立ち上がることで、また接触油膜部の後端付近(最小膜厚位置)において大気開放直前の転動体変形に伴う圧力スパイクが存在することは有名である(Okamura, 1982)。このスパイクを含む圧力分布を正確に求めるには、接触部を詳細に離散化した EHL 数値解析を実施する必要があるものの、その計算には高い技術が必要(馬渡, 2013)で煩雑である。しかし使用する荷重条件が、速度条件に対して相対的に大きくなるにつれ、接触部前方で立ち上がる圧

力やスパイクはヘルツの接触面圧に対して相対的に徐々に小さくなり，図 1.6 に示すようにトラクションドライブで一般的に使用される運転条件下ではヘルツ接触面圧分布に近づく (Dowson, Higginson, 1977). このように，油膜の固化特性やせん断特性に影響を与える

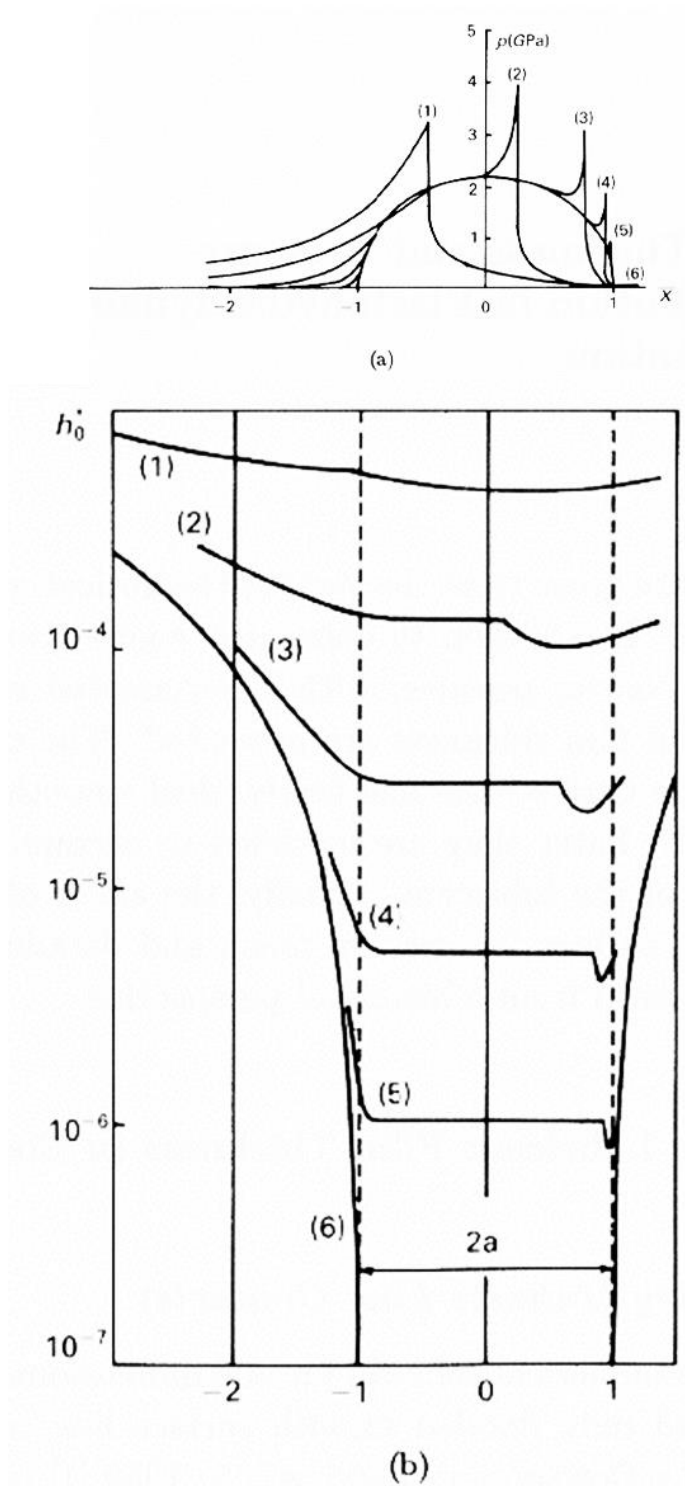


図 1.6 EHL 線接触における(a)圧力分布と(b)油膜形状の計算例 (Dowson, Higginson, 1977)

圧力分布が、設計計算で容易に求められるヘルツ接触面圧分布で代替できることは非常に利便性が高い。

ここまで記述したトラクションドライブの構成条件を再度整理する。一般にシステムとして外部から入力される諸条件にはトルク、回転数と法線荷重があり、転動要素の回転半径や幾何形状などは成立要件（耐久性や搭載性）を考慮して設計される。接触油膜部ではこれによって正確な接線速度や滑り速度が導出でき、圧力分布もヘルツ接触面圧による設計計算で概算が可能となる。即ち唯一未知であるのは温度である。勿論、冷却潤滑のための油が供給され、一般には車載時でも潤滑油温の計測が実施されるため、接触部内の発熱量が小さく十分な潤滑油が供給される場合には潤滑油温を油膜温度として計算できる場合もある。しかし例えば無段変速要素では前述したスピン滑りによる油膜のせん断発熱が大きく極端な温度上昇も見られるため、その温度推定精度が最大トラクション係数の推定精度を左右する。油膜のせん断応力特性を表現するレオロジーモデルが温度も含めて正確に関数化されるならば、結果として最大トラクション係数推定を実施するために必要な不定の内部変数は唯一、「接触油膜部の実温度」のみといえる。

次に接触油膜部の温度を精度よく推定することを考える。まず、従来の油膜温度計算の例として以下の式から考えてみる (Hirst and Moore, 1980) (Evans and Johnson, 1986)。

$$\theta_f = \theta_0 + \Delta\theta_s + \Delta\theta_f \quad (1-1)$$

θ_f は導出される油膜温度である。右辺3項のうち、 Δ の付いた第2項～3項目は第1項目の基準温度 θ_0 に付加される上昇温度増分である。第2項の $\Delta\theta_s$ は熱源移動による接触油膜部内転動面の局所温度上昇、第3項の $\Delta\theta_f$ は第2項までの転動面温度を基準として油膜厚さ方向の熱伝導を考慮した油膜内の温度上昇である。油膜温度上昇値に影響を与える熱拡散が主に転動体への熱伝導となることは、非常に薄い油膜が接触部から直接持ち去る熱量が極めて小さいことから容易に想像できる。接触油膜部近傍に限ればその時定数は非常に小さく、第2項～3項の上昇温度増分は計算モデルによる表現が容易となる。これらを勘案すれば第1項目として適切な基準温度項は接触油膜部外の転動面温度であるといえる。通常、この温度は構成システム全体の系の様々な熱バランス（転動体・周辺部材の熱容量・熱伝達、格納ケース内外の周辺環境との熱収支）に左右される。その時定数は一般に大きく、トラクション係数を実用的に逐一解く計算システムとしては系が複雑で大きくなり過ぎる。このように全ての熱バランスを計算し正確な転動面温度を導出することは困難であるが、接触・非接触のかたちでセンサによる計測を行うことは可能である。すなわ

ち基準温度 θ_0 となる接触油膜部外の転動面温度までを計測等で補完し、時定数の小さな油膜温度上昇を計算モデルで構築することが実用的且つ効果的であると考えられる。

1.2 本研究の位置付けと目的

前節 1.1 の展開では、まず本論文の研究背景となるトラクションドライブの概要からトラクション係数の成り立ちについて述べた。次にトラクションドライブの実用設計においては最大トラクション係数が極めて重要な設計因子であることに言及した。本研究で目指す姿は、まず実用的なトラクションドライブの設計にあたり、その負荷条件や環境温度によって変化する最大トラクション係数を推定することにより、適切な構成要素の諸元選択や強度設計を行えることである。更にはその実運転において、最大トラクション係数を逐次計算推定し、それに合わせて設計トラクション係数を変化させる法線力制御が実現すれば、常に高い伝達効率で運転することが可能となる。その際、トラクションドライブの構成・機能に併せて周辺環境の影響度も考慮することにより、最大トラクション係数の推定に必要な不定の内部変数は唯一「油膜の実温度」であると結論付けた。油膜温度の計算には、前節の EHL 数値解析において、レイノルズ方程式と転動面の変形の式に更にエネルギー方程式を連立して解く方法がある。これは特に Thermal-EHL と呼ばれる (Wang and Zhang, 1987)。しかし圧力方程式を解く EHL の油膜形成では接触部入口付近の粘度でその後の油膜厚さがほぼ決定されるものの、接触油膜部内では流体から固体（粘性から塑性）へとレオロジー挙動も複雑に変化していくことが予想されるため、連立させるエネルギー方程式による表現では計算難易度が極めて高くなることは容易に想像できる。更に二次元接触問題では計算処理自体の困難度が高く、解を得るための収束計算に多重格子法(Multigrid method) の数値アルゴリズムを導入するなどの工夫も必要となってくる (Venner and Lubrecht, 2000) (Ehret et al., 2000)。

法線力制御の実用的な逐次計算を実行するために、例えば負荷条件が刻々と変化する車両用 ECU の法線力制御においては、数～数十 msec オーダーの計算ループ内で超高速に解を得て法線力を変更しなければならない。実用計算ループ内ではごく限られた計算処理量しか許容されないため、シンプルで洗練された物理骨格のみを制御モデルとして移植し、必要なデータはマップから読み込むことで応答性を確保する方法が考えられる。すなわち、取り組むべきは緻密な計算手法そのものではなく、その骨格となる油膜せん断現象を物理的に解釈し、必要十分な因子を正確に求めることである。油膜せん断現象は高圧条件下の

せん断応力特性, すなわちレオロジー特性を駆使して表現される. またその重要な因子は油膜の実温度であることは既に述べた. そこで本論文は,

- 1) せん断応力特性を表現するレオロジー領域の物理的解釈とモデルの導出
- 2) 応力特性の最重要因子となる油膜の実温度推定精度の向上と推定モデルの構築

を目的とする. このため本研究では, 油膜温度を計算推定するだけでなく, 薄膜温度センサ (厚みが油膜厚さより十分小さい) を開発し, 実際にセンサが接触油膜部を通過する瞬間の実温度上昇を計測することによって計算結果の確からしさを検証していく. これは試験機のみでなく, 実際に車両搭載用に設計したハーフトロイダル CVT にも適用し, 世界で初めてその接触油膜部温度の直接計測を行う. 更に推定精度を向上させる温度計算モデルの改良を実施するほか, 油膜内のレオロジー領域遷移やレオロジーモデルの解釈を深く検討してその導出方法にも新たな提案をしていく.

1.3 本論文の構成

本論文は全7章から成る. レオロジー領域の物理的解釈と, 精度の良い油膜温度推定モデル構築を目的とするため, まず第2章では接触部の温度推定計算手法について言及する. 温度推定に先立ち, まずは発熱源となる油膜内のせん断特性を改めて現象として解釈し, これを正確に表現するレオロジーモデルが必要になる. レオロジー領域遷移にも新たな解釈を加えながら, その特性を粘性・塑性モデルの組合せで示す. 油膜温度推定計算は1.1.2項で述べたように温度変化に対する時定数の大きさを考慮しつつ, 接触部近辺の熱伝導式などを連立して解く. また, シンプルな計算を目指して上昇温度の最大値のみを推定するモデルを選択した. (研究業績 Sano et al., 2013) (研究業績 佐野他, 2016)

第3章では接触部の温度計測技術の開発について述べる. 第2章の温度推定計算値の確からしさを検討するためには, まず計測可能なセンサの製作や計測方法の技術開発が必要である. 開発した薄膜温度センサを用いて, 四円筒試験機, 車両搭載用に設計したハーフトロイダル CVT で計測を実施する. これらの結果から温度変化の時定数の大小や測定の安定性等も検証した. (研究業績 Inoue et al., 2013) (研究業績 Sano et al., 2013) (研究業績 佐野他, 2016)

第4章では温度推定計算の計測検証を実施し, 更にトラクション係数推定についても検証する. 第3章で検討した薄膜温度センサには電気的な絶縁が必要なため, 転動表面全体に絶縁膜を付与する. この絶縁膜が断熱層となることから温度計測値への影響が大きい.

そこで第 2 章で示した温度計算モデルを絶縁膜の影響を表現できるように修正したのち、計測結果との比較を実施した。(研究業績 Inoue et al., 2013) (研究業績 Sano et al., 2013)

続く第 5 章, 第 6 章では計算モデルの更なる改良技術を提案する。

第 5 章では温度計算モデルの改良を検討する。第 2 章で提示したシンプルな最大温度推定モデルは、多くの条件でトラクション係数を精度よく推定できる。しかし条件によっては係数を低めに推定してしまう。これは接触油膜部における粘性・塑性のレオロジー領域分担が温度分布形状に左右されること等が原因と推定した。これを確認するために、解析解を上手く利用して温度分布を簡便に求める計算手法を新たに検討し、改めてトラクション係数推定精度の検証を実施した。(研究業績 Sano et al., 2016)

第 6 章では、第 2 章で言及したレオロジー領域の物理的解釈を基盤とする新たなレオロジーモデルの導出法について述べる。従来、粘性域のレオロジーモデルでは物性理論的な導出方法がみられるが、塑性域では同様の方法がなかった。第 2 章においてもトラクション係数の計測値に基づいた実験式の塑性モデルを提示している。本章では塑性域モデルの新たな理論的導出方法を検討することによって、トラクション係数を推定する普遍的且つ実用的なモデル群の提案を目指す。(研究業績 佐野他, 2016)

最後の第 7 章では本論文の結論を総括する。

第2章 接触部の温度推定計算

2.1 緒言

第1章では、実用的なトラクションドライブの設計においてその負荷条件や環境温度によって変化する最大トラクション係数を推定することにより、構成要素の諸元や強度設計を行えることが、本研究の目指す姿であるとした。その実運転において、最大トラクション係数を逐次計算推定し、それに合わせて設計トラクション係数を変化させる法線力制御を実現すれば、適正な設計強度の構造をもち、常に高い伝達効率で運転することが可能となる。逐次計算を実施するためには、簡素化・簡便化されつつも物理的に的確な推定モデルでなくてはならない。そのためには物理現象を正しく解釈し、計測により裏打ちしていく作業も必要となる。第1章では更に、実際のトラクションドライブ構成条件を紐解くことによって、最大トラクション係数の推定に必要な不定の内部変数は唯一「油膜の実温度」であると結論付けた。接触部における油膜温度の上昇は主に内部せん断が発熱源であることから、計算モデルによる温度推定計算を行うには、そのせん断応力特性を表現するレオロジーモデルが正確な温度で関数化されている必要がある。トラクションドライブでは発生する油膜が極めて薄く、 $1\mu\text{m}$ 以下となる条件も多い。そのため、せん断熱は速やかに転動体へと伝導される。この章では、発熱源とされる油膜内のせん断現象を解釈しながら接触部周辺への熱伝導を定式化することによって、精度の良い、且つシンプルな上昇温度の推定方法を検討する。

2.2 接触部内の油膜せん断と発熱源

2.2.1 レオロジー領域の解釈

トラクション油の高圧下における油膜せん断挙動は、一般にその作動条件に応じて粘性域、弾性域、塑性域の3つのレオロジー領域に分類され、更にこれまで様々なレオロジーモデルが検討されている (Johnson and Tevaarwerk, 1977) (Bair and Winer, 1979) (Evans and Johnson, 1986) (村木, 小西, 1992)。滑り率が付与される条件では、接触油膜部の入口から出口にかけて徐々にせん断が進み、歪量が増加していくとされる (図 2.1)。接触面内にスピン滑り成分が加わる場合には、更に接触部全域でせん断量が増減される。また、油膜のせん断状態を可視化する試験も試みられており (Bair et al., 1993)、高圧条件下の油密セル内

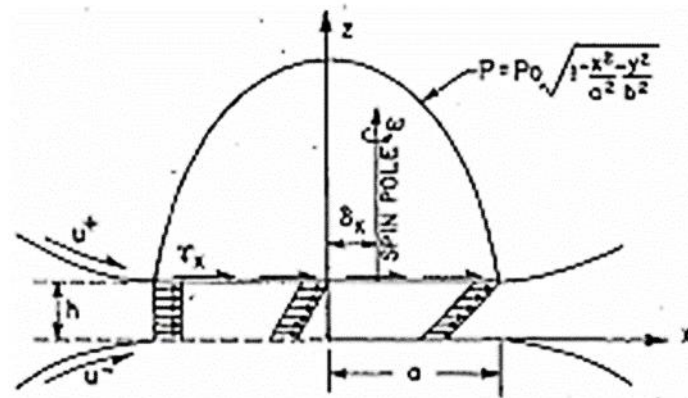


図 2.1 クリープによる油膜内せん断イメージの従来例 (Tevaarwerk and Johnson, 1979)

で準静的にせん断を付与することでシェアバンドが確認されている(Bair and McCabe, 2004). しかし可視化の結果であっても実発生油膜におけるせん断変化の物理イメージからはかけ離れており, 接触油膜部内を通過中の圧力変化に伴うガラス転移の局所的な進行や油膜厚さ方向の温度分布に連動した流動部位の変化など, 現象推定の議論が十分とはいえない. 図 2.2 に粘性域から塑性域への遷移イメージを示す. 一般的なモデルでは粘弾性, 弾塑性として複合過渡的に表現されることが多い. このような意味でも図 2.2 中の破線円で示した領域間の遷移は, 物理的な矛盾なく円滑に起こらねばならない. ここでは油膜内で発生するせん断現象に注目し, レオロジー領域間の遷移状態に於ける連続性の新たな解釈を提案する.

低面圧下の粘性域でせん断を受ける油膜の断面イメージを図 2.3(a) に示す. 図中の着色円は油の分子またはクラスターを示す. この時, 各分子間の距離によって相互作用力(分子間力)が変化する. トラクション油の多くは環構造と鎖状の枝分かれの分子構造をもち, 分子の剛直さや形状, パッキング状態等もトラクション係数の大きさに影響を与える(坪内他, 1993, 1994)(坪内, 畑, 1996)が, ここでは分子間の隙間大小による相互作用のみをイメージする. 矢印で図示したせん断挙動は流体の粘性流動として扱われ, 空孔理論(Glasstone et al., 1941)によって活性化エネルギー等の分子固有の特性で表現できる. 上下転動面の速度差を ΔU とすればせん断速度は $\Delta U / h_f$ であり, 発生せん断応力はこのせん断速度に依存する. せん断は油膜厚さ方向の位置に依らず一様に発生すると考えられ, その場合の温度分布は膜厚の中央部付近を最大値とする二次曲線で表現される.

圧力の上昇に伴い分子間のポテンシャルエネルギーが増加し粘度が増すことで発生せん断応力は大きくなる. それだけでなく, 油膜厚さの中央部から離れた温度の低い転動面

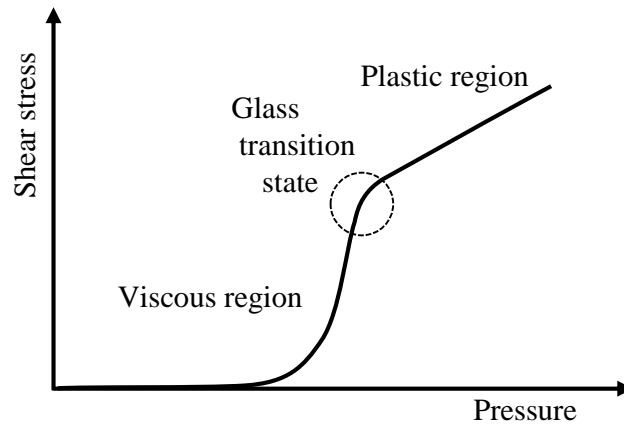


図 2.2 粘性域から塑性域への遷移イメージ

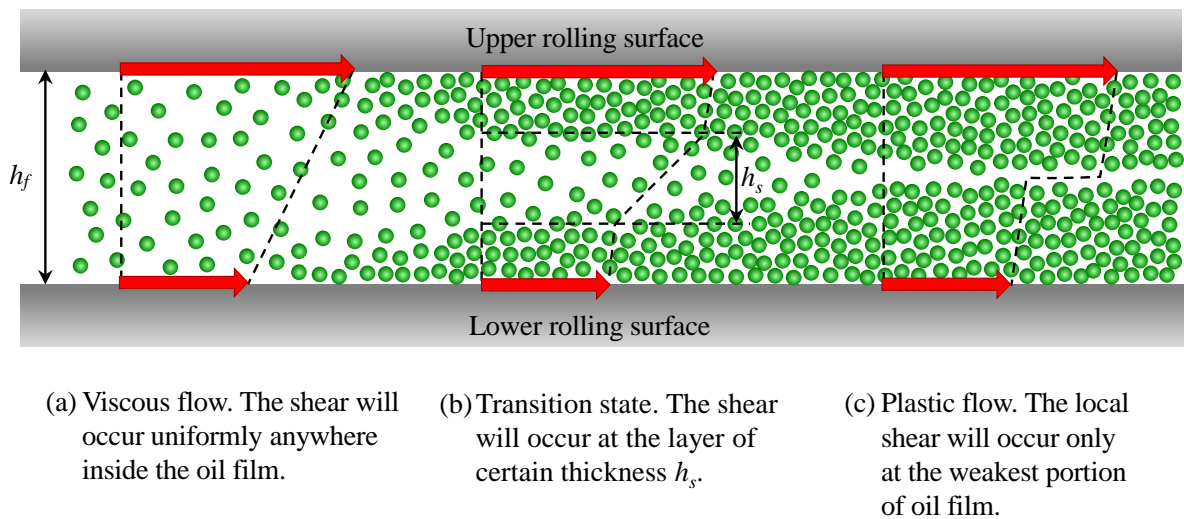


図 2.3 トラクション油膜内のせん断イメージ

近傍ほど分子移動の障壁エネルギーが上昇し、せん断挙動が制限されることから、油膜中央部に比べガラス転移が進行してアモルファスの固体となる。よってせん断発生層の厚みは油膜厚さ h_f から図 2.3(b) の h_s に減少すると考える。図 2.3(a) で定義される見かけのせん断速度は $\Delta U/h_f$ であるが、図 2.3(b) ではこれを実せん断速度 $\Delta U/h_s$ と表現できる。つまり圧力上昇によるせん断応力の増加は、せん断発生層の厚み減少による実せん断速度の増加でも表現されることがわかる。このため、見かけのせん断速度が増加しなくても発生するせん断応力は増加していくが、**Shear-thinning** 効果によりその増加勾配は徐々に低下する (Bair, 2001)。

せん断発生層の厚みは連続的に減少し、やがて図 2.3(c) に示すせん断の局在化により、発生応力はせん断速度及びせん断量に無関係の関数となり、ついには頭打ちとなる。これ

は限界せん断応力として塑性域モデルの辻褄に合致する。せん断発生層で集中的に発生した熱が固化油膜の熱伝導によって拡散すると考えれば、油膜厚さ方向の温度分布はせん断発生面を起点とした一次関数で表現される。その最高温度位置（せん断発生面位置）は油膜厚さの中央付近と推定されるが、正確には2つの転動表面に温度差がある場合には温度の高い側にその位置がシフトする。固体のせん断破壊をイメージして言及すれば、せん断は最弱部位である最高温度位置に沿って水平方向に進展していると考えられる。また上述した図2.3(a)~(c)は連続性をもって遷移するため、最弱部位は常にせん断発生層にあり、油膜と壁面の界面滑りには至らないと考える。ところで近年では、これまで明確化されていない油膜内のせん断部位について、分子動力学を用いて解析した例が見られる (Washizu et al., 2017)。この解析では壁面間を一定の滑り速度とする条件下で圧力を増加させており、高圧条件ではトラクション係数の頭打ちが再現できている。但し計算では油膜厚さが10nm (@1GPa) と、実条件と比較して薄いことや、350K一定で熱平衡状態の分子を組み

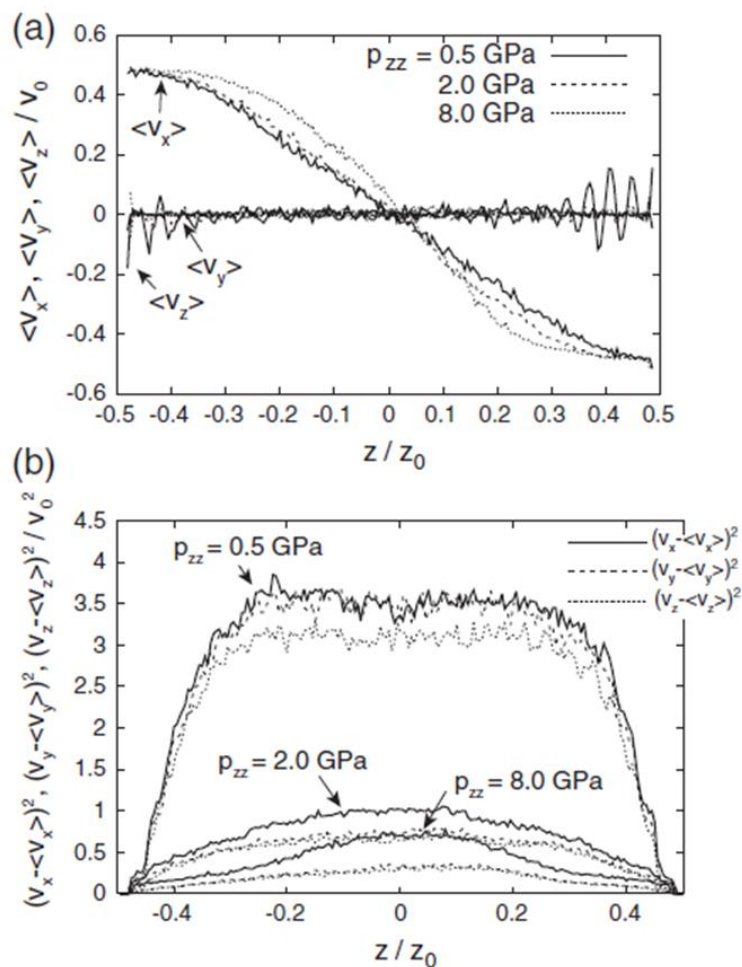


図 2.4 油膜厚さ方向 z の(a)速度分布と(b)速度の揺らぎ分布 (Washizu et al., 2017)

合わせた計算条件であるため温度分布は確認できない。しかし図 2.4 に示すように、圧力の上昇に伴い高せん断部位や「速度の揺らぎ」の大きな部位が油膜厚さ方向の中央寄りに遷移する様子から、言い換えれば高压条件下では動きやすい分子が中央寄りに存在する結果であると解釈でき、温度分布の変化によって更にこの傾向が助長される可能性を示唆している。

油膜内における弾性域は、例えば図 2.3(b) の実せん断層 h_s と転動壁面の間にある固化部の弾性変形として存在する。この弾性変形がせん断層で発生した粘性せん断応力を壁面に伝達するが、(せん断層の粘性せん断応力) \leq (固化部で伝達可能な弾性せん断応力) となるため、転動面間で伝達されるせん断応力計算上では考慮する必要が無い。スピン滑り成分が無く滑り率の非常に小さな接触条件下において、せん断層でのせん断変形量が部分的に弾性変形範囲に納まる場合もあると考えられる。しかしその条件範囲は非常に限定的であることは従来にも言明されており (Tevaarwerk and Johnson, 1979), 敢えて弾性的なモデルを追加せず、粘性域と塑性域の2つのモデルによりレオロジー特性を表現することは妥当と推定される。そればかりでなく、ここに記したように発生するせん断応力が見かけのせん断速度に依存する粘性域と依存しない塑性域の間にも、物理的なせん断現象の連続性が存在すると考えられる。

2.2.2 レオロジーモデル

最大トラクション係数推定を目的とした場合、滑り率の比較的高い条件となることから、前項 2.2.1 で記述した弾性域は尚更に小さく無視できる。そこで本研究ではレオロジーモデルを粘性・塑性のみの組合せで表現することとする。接触楕円内のレオロジー領域分割イメージを図 2.5 に示す。楕円内の低面圧部は粘性域、高面圧部は固化現象(ガラス転移)

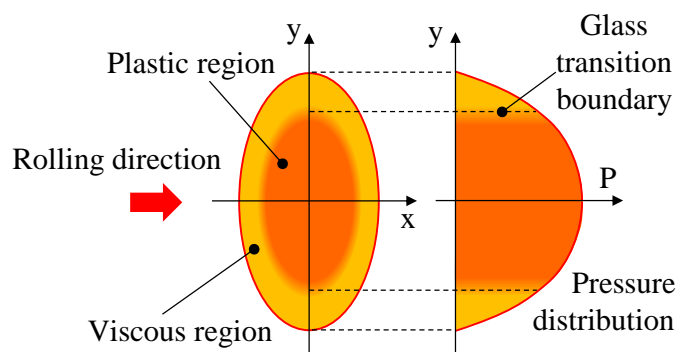


図 2.5 接触楕円における圧力分布とレオロジー領域

により塑性域になるとし、粘性域と塑性域の境界では 2.2.1 項で示した遷移現象が発生すると考える。

2.2.2.1 粘性モデル

Eyring は反応速度論を粘性流動に適用することで、粘性せん断特性を理論的に導出している (Glasstone et al., 1941)。その非線形モデルは式 (2-1) で表すことができる。

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_0}{\eta_p} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (2-1)$$

$\dot{\gamma}$, τ_0 , η_p , τ はそれぞれせん断速度, アイリング応力, 高圧粘度, せん断応力を表す。

レオロジーパラメータであるアイリング応力 τ_0 を求めるには、従来、直接トラクションカーブ測定値から逆算する方法等がみられる (Johnson and Tevaarwerk, 1977) (Sanda and Hayakawa, 2005)。また、高圧粘度 η_p は一般に落球式の高圧粘度計で測定し、特性モデルにフィッティングさせることで定式化される (Bair, 2000)。より高圧となる条件での測定では、ダイヤモンドアンビルセル高圧装置 (DAC, Diamond-Anvil pressure Cell) を用いる方法も知られる (中村他, 2008)。これらのように実測値を活用して逆算した場合、最大トラクション係数の推定精度は向上すると考えられる。しかし、トラクション油を新たに開発した際、その都度レオロジーパラメータを見積もる必要がある。そのため時間を要するトラクション測定や高圧粘度の測定を実施しなければならず、大変煩雑である。従ってパラメータを更に普遍的、実用的に導出する方法を検討することも重要となる。

畑は Eyring の粘性理論に基づき、「分子構造」と「分子間相互作用」を考慮して導出された高圧粘度、アイリング応力の推定式を提案している (畑, 2004) (畑, 田本, 2010)。これらの式は、レオロジーパラメータを精度良く推定できるのみでなく、分子量、大気圧下の粘度や密度などの測定容易な一般特性から導出できる。トラクション係数を精度良く求めるためには、計算に用いるパラメータ特性の確からしさが必要で、畑の論文では推定したレオロジーパラメータが実測とよく合致することが示されている。そこで本研究では畑の式を用いることとした。畑の提案した式を (2-2) から (2-5) に示す。式中の CED は凝集エネルギー密度 (Cohesive Energy Density) と呼ばれ、液体分子が互いに凝集しようとする傾向の強さの尺度である。

$$CED = 2.04 \times 10^{-5} \cdot \theta_f \cdot \frac{\rho_{f0}}{MW} \cdot \ln(2.51 \times 10^6 \cdot v_{f0} \cdot MW) \quad (2-2)$$

$$\alpha_p = \frac{\alpha_0}{1 + \alpha_0 P(-0.6 \cdot CED + 0.108) \cdot \exp\{18(CED - 3.8)P\}} \quad (2-3)$$

$$\eta_p = \eta_{f0} \exp(\alpha_p P) \quad (2-4)$$

$$\tau_0 = 4.62 \times 10^{-6} \cdot \theta_f \cdot \frac{\rho_{f0}}{MW} \cdot \exp\{15.2(CED - 0.18)P\} \quad (2-5)$$

ここで θ_f , ρ_{f0} , MW , ν_{f0} , α_p , P , α_0 , η_{f0} はそれぞれ, 油の温度, 大気圧下の密度, 分子量, 大気圧下の動粘度, 圧力粘性係数, 圧力, 大気圧下の圧力粘性係数, 大気圧下の粘度である.

2.2.2.2 塑性モデル

塑性域では, 油がガラス転移により固体化したものとして扱う. 塑性流動を固体のせん断破壊と考え, 発生する応力を限界せん断応力 τ_L と定義する. 固体金属の限界せん断応力を求める定性的な理論 (Tabor, 1991) は存在するものの, アモルファス構造となるトラクション油の限界せん断応力を求める理論式は存在せず, 一般にはトラクションカーブから限界せん断の特性を導き出すものが多い (Bair and Winer, 1979) (加藤他, 1992) (Jacod et al., 2003). そこで本研究ではまず, τ_L を実験式として求める. 使用する出光興産株式会社の合成ナフテン系トラクション開発油 (TDF3200) を用いた高速四円筒試験データに, 2.3 節の油膜温度計算モデルをリンクさせ, 実験式を導出した. 導出方法は Evans らに倣い (Evans and Johnson, 1986), トラクション係数が頭打ちとなる滑り率条件にて接触楕円内が全て限界せん断に達していると仮定し, 最大トラクション係数実測値と平均面圧から求めた (付録 A.1 参照). 以下に導出した実験式を示す.

$$\tau_L = (0.1508 - 0.0001526 \theta_f) P + 0.01403 \quad (2-6)$$

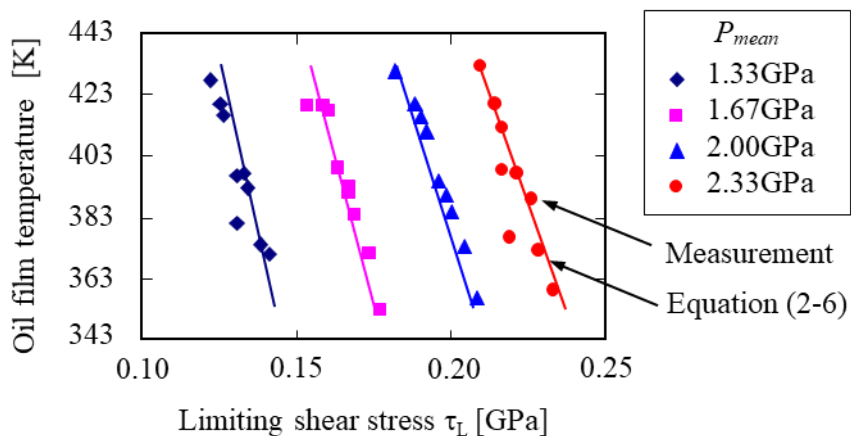


図 2.6 試験データと導出した実験式のグラフ

τ_L , θ_f , P はそれぞれ油の限界せん断応力, 油の温度, 圧力を表す. 上述したように, 導出時の温度 θ_f には計算上の最大油膜温度, 圧力 P には平均ヘルツ面圧を用いている.

図 2.6 に示すように, 式 (2-6) は試験データの圧力・温度依存性と良く合致する.

2.3 温度推定計算モデル

2.3.1 最大油膜温度推定式の構成

接触部の温度を推定するには, 損失発熱量の算出や, 損失による温度上昇の計算モデル化が必要となる. 油膜損失発熱量の計算には, 前節で提案したレオロジーモデルを用いる. これらは全て温度関数であり, その応力値や応力限界が温度に対して比較的敏感に変化することがトラクションドライブの特徴である.

1.1.2 項で記述した油膜温度計算式 (1-1) では, 基準温度 θ_0 を接触油膜部外の転動面温度が適切であるとした. 従来論文 (Hirst and Moore, 1980) では, 右辺第 2 項には接触油膜部内転動面の代表的な平均 (Average) 上昇温度, 右辺第 3 項には油膜内の平均 (Mean) 上昇温度が用いられている. ここで 2.2.1 項にて記述した油膜厚み内のせん断現象を考えてみる. 粘性域から塑性域にかけてせん断層の厚みが増加するとしたが, その最大温度となる位置で発生するせん断応力が最小値となる. すなわち, 伝達される応力は最弱部位である最大温度で決定される. これに加え, 接触楕円内で動力伝達に寄与するせん断応力は, 周辺部よりも中央寄りの高面圧部が支配的であると推定され, これは楕円を通過する際の油膜内上昇温度が比較的高くなる部位と考えられる. これらの考察からレオロジーモデルが正確な実温度関数で表現されるならば, 平均温度ではなく最大温度を利用するのが妥当であると考えた. 更に油膜内せん断以外の温度上昇熱源として, 油膜入口におけるせん断発熱が知られる. その上昇値は転動速度に依存し, 直後の油膜内温度に影響を与えると推察する. 以上の考察から新たな $\Delta\theta_{inlet}$ 項も加え, 本研究では以下の最大油膜温度推定式を導入する.

$$\theta_f = \theta_0 + \Delta\theta_{inlet} + \Delta\theta_s + \Delta\theta_f \quad (2-7)$$

2.3.1.1 油膜部入口の温度上昇

接触油膜部入口では, 非常に狭い転動面隙間に引き込まれた油のうち, 最終的に接触油膜部に入り込めない余剰体積分が左右側方に逃れようとする粘性せん断挙動により発熱する. その温度上昇 $\Delta\theta_{inlet}$ には Gohar の提案式を採用した (Gohar, 2001).

$$\Delta\theta_{inlet} = \frac{U_m^2 \eta_0}{5K_f} \tag{2-8}$$

ここで U_m , η_0 , K_f はそれぞれ平均転動速度, 入口粘度, 油の熱伝導率を表す.

2.3.1.2 接触部転動面の温度上昇

接触部内の転動面上昇温度 $\Delta\theta_s$ は, 移動熱源問題の解析解として過去に多く研究されている (Blok, 1937, 1963) (Jaeger, 1942) (Holm, 1948) (Crook, 1961) (Carslaw and Jaeger, 1959). これらの解析では熱源分布が放物線形状 (Parabolic) のもの, 半楕円形状 (Semi-elliptical) のもの, 等分布形状 (Band-source) のもの等が検討されているが, これらの熱源分布が通過する際の転動面最大温度上昇式は係数差で 1.11 から 1.13 程度であり, 分布形状には大きく影響されないことが判明している. 更に上昇値はペクレ数 (Pe, Peclet number) に依存するため, 場合分けをした式が提案されている. しかし, その境界判定値 3~5 に対して本研究で用いる条件は 96 以上と大きく, 拡散よりも移流の影響が強い場合の式を選択すればよい. 実際の熱源分布形状は様々だが, ここでは転動面温度上昇式として移動熱源が等分布形状の場合を採用している. 先に述べた様に上昇値は分布形状に鈍感であることから, 大きな問題とはならない. 油膜を介して相対する転動表面 S1, S2 (図 2.7 参照) の温度上昇式を (2-9) , (2-10) に示す. 式中の α は S1 面側を基準とした熱分配率である.

$$\Delta\theta_{S1} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{\alpha \cdot q_T}{\sqrt{K\rho c U_1 \cdot 2a_x}} \tag{2-9}$$

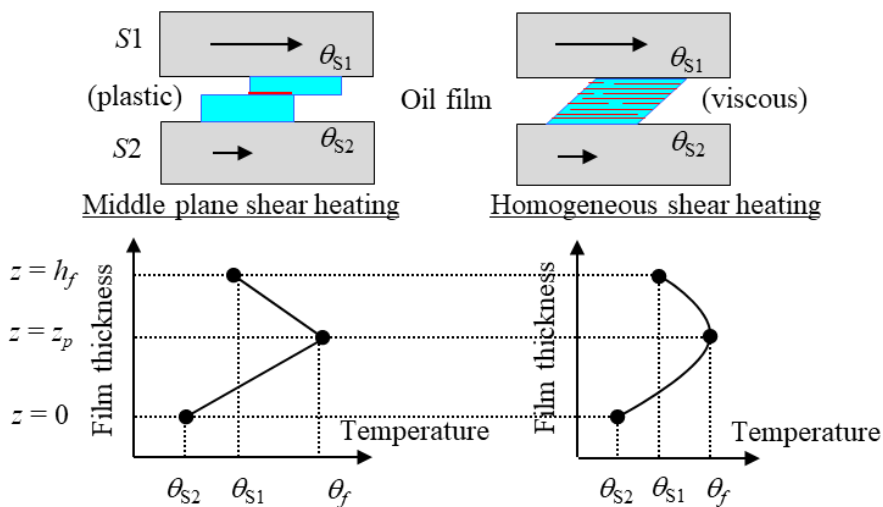


図 2.7 油膜内のせん断発熱タイプと断面温度分布

$$\Delta\theta_{S2} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{(1-\alpha) \cdot q_T}{\sqrt{K\rho c U_2} \cdot 2a_x} \quad (2-10)$$

ここで q_T , K , ρ , c , U_1 , U_2 , a_x はそれぞれ油膜から流れ込む単位幅当り発熱量, 転動体の熱伝導率, 転動体の密度, 転動体の比熱, $S1$ 側の転動速度, $S2$ 側の転動速度, 転動方向の接触楕円半径を表す.

2.3.1.3 油膜内の温度上昇

油膜厚さ方向の熱伝導をモデル化し, 熱伝導式から油膜内の上昇温度 $\Delta\theta_f$ が求められる (付録 A.2 参照). 2.2.1 項で解説した図 2.3(c) に示す塑性域では, せん断発生層で集中的に発生した熱が固化油膜の熱伝導によって拡散すると考え, 油膜厚さ方向の温度分布はせん断発生面を起点とする一次関数で表現される. これを中央せん断発熱モデル (Middle plane shear heating model) と命名した. 温度上昇の最大値はせん断発生面であり,

$$\Delta\theta_f = -\frac{q}{K_f} z_p^2 + \left(\frac{\Delta\theta_{S1} - \Delta\theta_{S2}}{h_f} + \frac{qh_f}{K_f} \right) z_p \quad (2-11)$$

$$\alpha = \frac{1}{2} - \frac{K_f \cdot (\Delta\theta_{S1} - \Delta\theta_{S2})}{2q \cdot h_f^2} \quad (2-12)$$

$$\text{ここで, } z_p = \frac{1}{2} h_f + \frac{K_f}{2qh_f} (\Delta\theta_{S1} - \Delta\theta_{S2})$$

q , K_f , h_f , z_p はそれぞれ油膜の単位体積当り発熱量, 油膜の熱伝導率, 油膜厚さ, 膜厚方向で最大温度となる位置 (図 2.7 参照) を表す.

次に図 2.3(a) に示す粘性域では, 油膜厚さ方向の不特定の位置で一様に発生すると考え, その温度分布は膜厚の中央部付近を最大値とする二次曲線で表現される. これを一様せん断発熱モデル (Homogeneous shear heating model) と命名し, その最大値は,

$$\Delta\theta_f = -\frac{q}{2K_f} z_p^2 + \left(\frac{\Delta\theta_{S1} - \Delta\theta_{S2}}{h_f} + \frac{qh_f}{2K_f} \right) z_p \quad (2-13)$$

$$\alpha = \frac{1}{2} - \frac{K_f \cdot (\Delta\theta_{S1} - \Delta\theta_{S2})}{q \cdot h_f^2} \quad (2-14)$$

$$\text{ここで, } z_p = \frac{1}{2} h_f + \frac{K_f}{qh_f} (\Delta\theta_{S1} - \Delta\theta_{S2}) \text{ と書ける.}$$

2.3.2 計算方法

接触楕円内の計算を行うにあたり、楕円の長径・短径を辺とする長方形範囲を 50×50 メッシュに離散化した。式 (2-7) 右辺第 3 項の転動面上昇温度 $\Delta\theta_s$ は、転動方向の接触長さ範囲内に存在するメッシュの積算損失量を総入熱量としてその最大上昇温度を計算するもので、接触長さ方向に分布を計算するものではない。ここでは、転動方向には最大温度一定値とした。また、楕円幅では 50 等分したメッシュの幅ごとに損失発熱量を積算することから、楕円幅の方向にのみ最大温度の分布を算定できる (図 2.8)。

図 2.9 に温度を収束計算させてトラクション係数を導出する計算フローを示す。接触面圧は 1.1.2 項で述べた通りヘルツの接触面圧分布とした。EHL 油膜厚さには中央膜厚計算式 (Hamrock and Dowson, 1977) を用い、その厚みを接触楕円内で均一と仮定する。なお、この中央膜厚計算式に関しては実験比較検証も行われており、推定精度にも問題はない (野木, 2015)。この油膜厚さを用いてせん断速度を算出する。各々のメッシュにおいて、2 つのレオロジーモデル式 (2-1), (2-6) にこれらのパラメータと初期油膜温度を適用してせん断応力を算出、どちらか数値の小さいほうを選択する (図 2.10)。小さい数値を選択する理由は図 2.2 の粘性・塑性モデルの応力特性の相互関係を確認すると明白である。選択したせん断応力の転動方向成分を全て積算した値がトラクション力であり、転動方向に伝達しきれないパワーが損失発熱量となる。損失発熱量分布から再度、式 (2-7) の油膜温度分布を計算する。この一連の計算を温度が安定収束するまで繰り返すことにより、最終的な油膜温度分布とトラクション係数を求めることができる。

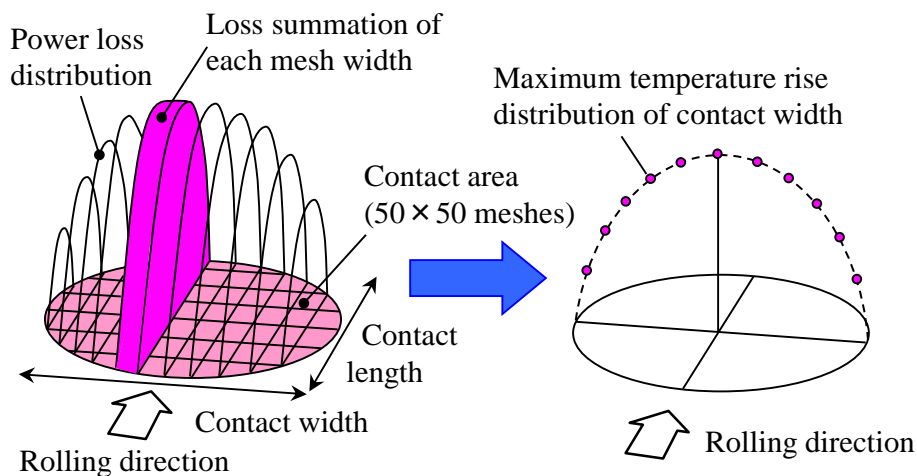


図 2.8 損失発熱量の積算による最大温度分布の計算

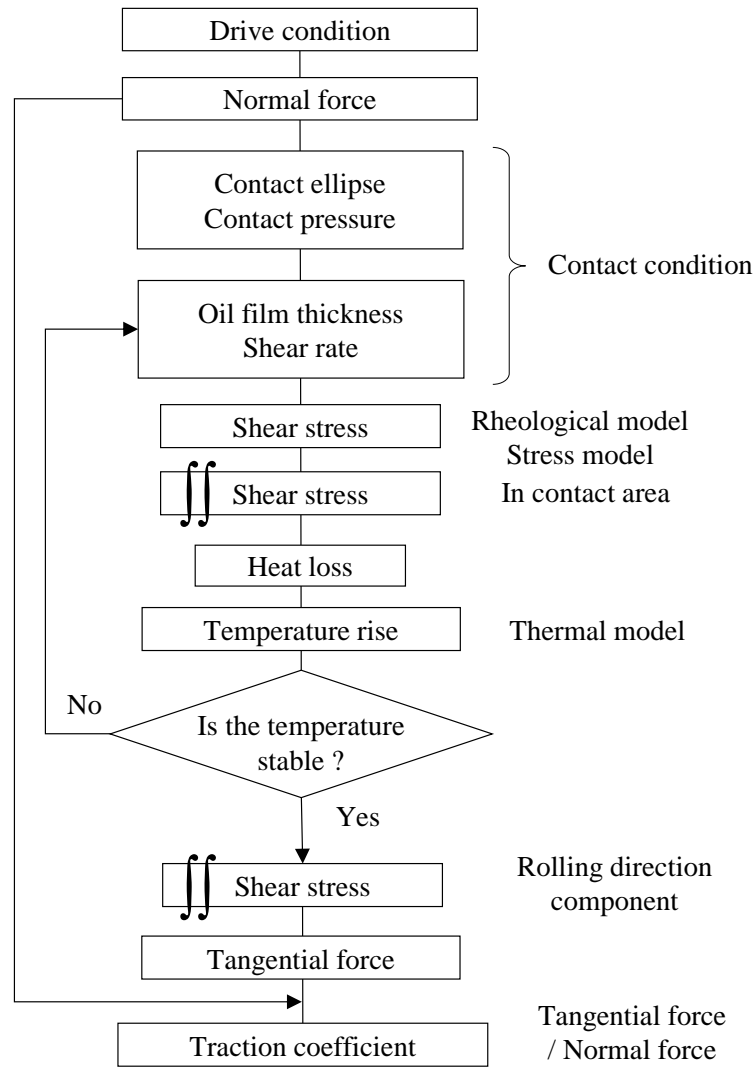


図 2.9 トラクション係数の算出フローチャート

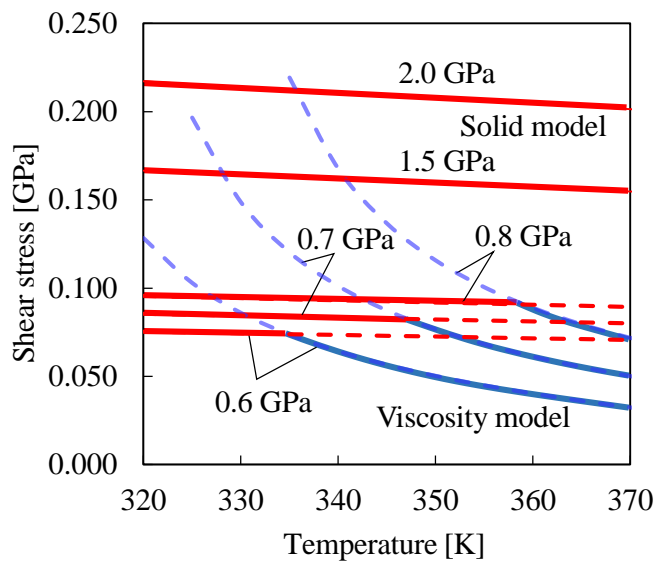


図 2.10 せん断応力値の選択 (赤：塑性モデル，青：粘性モデル)

2.4 結言

- (1) レオロジーモデルを粘性域と塑性域の2つの領域モデルで表現した場合、各レオロジー領域間の油膜内せん断流れの状態遷移は、油膜内におけるせん断発生層の厚み変化、すなわち実せん断速度が連続的に変化するとした。この仮定により、発生するせん断応力が見かけのせん断速度に依存する粘性域と依存しない塑性域の間にも、物理的なせん断現象の連続性があると解釈することが可能である。
- (2) 粘性域には Eyring の非線形モデルを用いた。これを構成するレオロジーパラメータには、畑の提唱する理論導出された高圧粘度・アイリング応力の推定式を用いた。塑性域では油がガラス転移により固化したものとして扱い、その限界せん断応力は、高速四円筒試験データから実験式を導出した。
- (3) 温度推定計算モデルは、従来の温度上昇項の積算モデルに、油膜入口せん断発熱による温度上昇項を新たに加えた。また、油膜内で発生するせん断応力による動力伝達は、その最弱部位となる最大温度が支配的であると考へ、最大油膜温度推定式を提案した。
- (4) 油膜内の温度上昇推定では各レオロジー領域の油膜せん断現象を想定したモデル化を実施した。塑性域では、せん断発生層で集中的に発生した熱が固化油膜の熱伝導によって拡散すると考へ、油膜厚さ方向の温度分布はせん断発生面を起点とする一次関数で表現し、これを中央せん断発熱モデルと命名した。粘性域では、油膜厚さ方向の不特定の位置で一様に発生すると考へ、その温度分布は膜厚方向の中央部付近を最大値とする二次曲線で表現し、これを一様せん断発熱モデルと命名した。

第3章 接触部の温度計測技術

3.1 緒言

高面圧条件下における接触油膜部の温度を直接測定することは極めて困難であるが、温度上昇の推定計算を裏付けるためにも必要な技術である。赤外放射温度計を用いる例としては、図 3.1 に示すボールオンディスク型の装置を用いた油膜温度、転動表面温度計測の例がみられる (Turchina et al., 1974)。更に、八木らは赤外放射温度計にバンドパスフィルターを組み合わせた計測方法を用い、逆滑り条件など特殊な条件下における温度分布や特異な油膜形成を詳細に測定・報告している (八木他, 2001) (Yagi et al., 2006)。これらの場合、赤外線透過させるためディスクにはサファイヤガラス等を用いることから、接触部周辺の熱伝導・熱拡散は転動部材が鋼材の状態とは大きく異なるものと推測される。

スパッタリングにより成膜した薄膜センサを用いる計測例として、EHL 接触部の圧力計測のほか、条件の厳しいギヤ歯面接触の圧力計測への取り組みがある (三原, 本木他, 2010) (三原, 井出他, 2010)。また宮田らは、薄膜センサを金属ローラ表面に成膜し、二円筒試験機を用いて接触油膜部内を通過する際の瞬間的な温度上昇を測定している (Miyata et al., 2008)。更にこの結果をもとにトロイダル CVT の接触部温度解析 (計算推定) も展開している (宮田他, 2009)。この場合、測定されるのは転動表面温度であり、油膜内部の温度とは異なる。ローラ転動表面を厚み $2\mu\text{m}$ のアルミナ Al_2O_3 絶縁膜で覆い、その上に Pt センサが成膜されている。測定された上昇温度は計算値と比較されており、定性的な一致は見られたものの、その計算値は実測値の半分程度であったと報告されている。

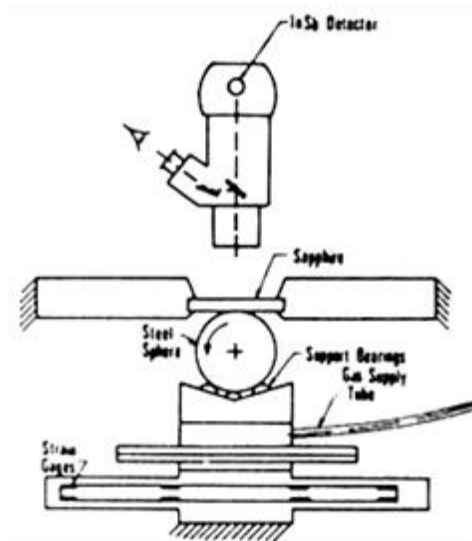


図 3.1 赤外放射温度計を用いた測定 (Turchina et al., 1974)

これらの計測法を踏まえたうえで、接触油膜部内を通過して直接温度計測が可能な薄膜温度センサを開発した。この章では、四円筒試験機のみならず実機ハーフトロイダル無段変速部を用いて、トラクション転動面上昇温度の直接計測を試みる。

3.2 薄膜温度センサの開発

3.2.1 薄膜温度センサの構成

図 3.2 に開発した薄膜温度センサの形状を示す。転動面を鏡面研磨したあとに、RF マグネトロンスパッタ法で中間膜 (Ti)、絶縁膜 (SiO_2)、センサ膜 (Pt) を順次成膜し、センサ形状はエッチング処理によりパターンニングした。その形状は $0.2\text{mm} \times 0.5\text{mm}$ の範囲で幅 $20\mu\text{m}$ の線を 2.5 往復させる構成とすることで電気抵抗値を確保した。センサ部の周りにセンサ信号を取り出すためのリード部 ($10\text{mm} \times 20\text{mm}$) を設け、そこに導線を接合してセンサ信号を外部に出力可能とした。センサ部に対してリード部の抵抗値は十分低く、計測に影響が出ないように設計した。また、薄膜温度センサには接触油膜部を通過するたびに高面圧が繰り返し作用するため、高い強度が必要とされる。そこで、薄膜温度センサ周りを囲むようにリード部を配置する構成とした。センサ膜は絶縁膜上に配置され、周囲より盛り上がった状態になっている。センサに対向する転動面が通過するとき盛り上がりのエッジ部に集中荷重が発生し、そこから薄膜の剥がれ等が発生する。そこでセンサ部をリード部で囲うことにより、センサ部に作用する集中荷重が軽減され、センサ強度が確

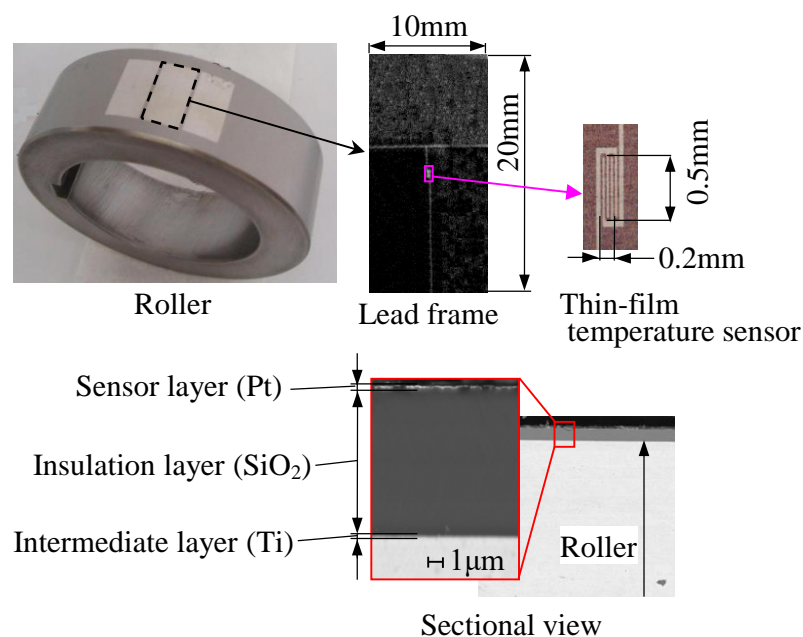


図 3.2 薄膜温度センサの成膜状態 (形状と断面図)

保できると考えた。参考に、同様の技術を活用して液体ピストン蒸気エンジンの実機加熱部内壁の温度計測を実施した例もみられる (八束他, 2014)。

薄膜温度センサはセンサ部 (Pt) の抵抗値が温度に比例して変化することを利用して、センサ抵抗の計測に用いた回路を図 3.3 に示す。センサ部にリード部、導線を介して定電流を印加して電圧を測定する。その電圧出力を 1 次増幅させた後、スリップリングを介して信号を取り出し、2 次増幅させた信号を計測する。実際に試験機に設置した状態を図 3.4 に示す。

次にセンサの応答性確保について説明する。薄膜温度センサが接触油膜部を通過するときに、温度は極めて短い時間で上昇・下降するため、センサ部の応答性が必要となる。一般には対面の金属転動面との導通を避けるため、センサ膜上面に絶縁保護膜を設ける。本研究におけるセンサは応答性を確保するために、センサ部と発熱源である油膜が直接接触する構成とした。定常運転時には、薄膜温度センサとそれに対向する金属転動面との間に油膜が形成されるので、絶縁性はその油膜により確保される。図 3.5 には回転数増加に伴うセンサ出力値の変化を示す。この条件 (最大ヘルツ面圧 0.7GPa) では入力回転数 150rpm 程度で油膜分離によって絶縁性が確保されていることがわかる。

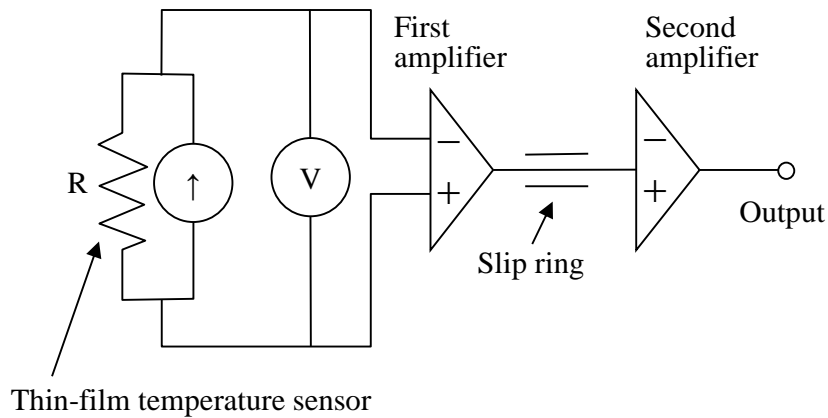


図 3.3 抵抗検出回路

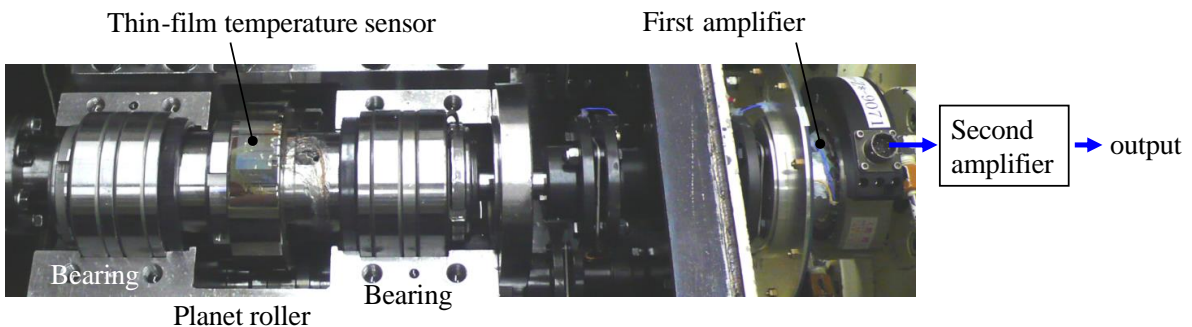


図 3.4 四円筒試験機への設置

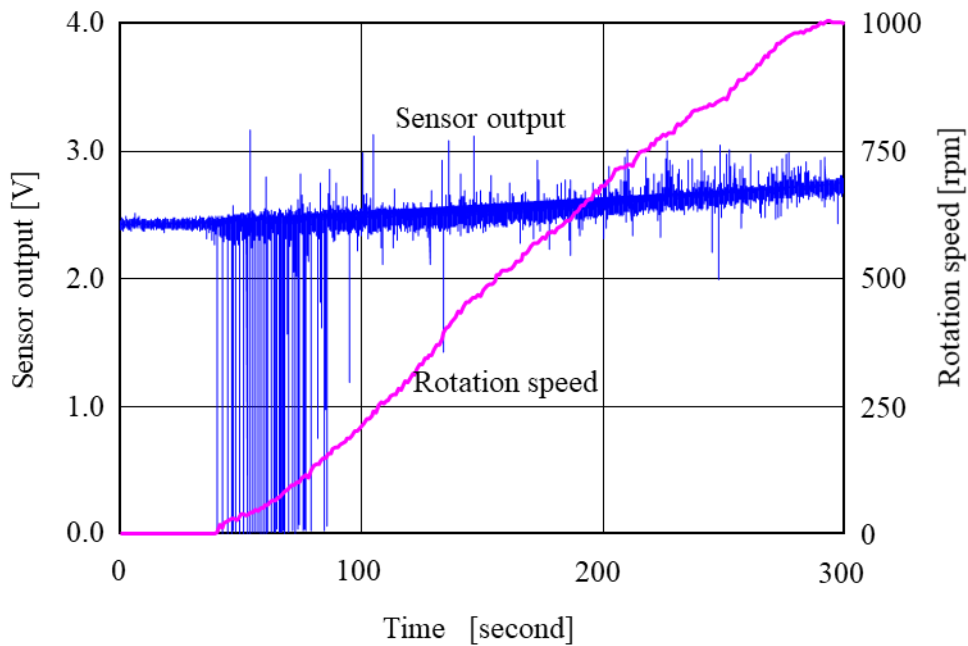


図 3.5 油膜発生に伴う絶縁性の確保 (最大ヘルツ面圧 0.7GPa)

3.2.2 温度計測の準備

電圧から温度への変換は、あらかじめ作成しておいた検定線を利用して行う。また、得られる信号には温度の情報のほかに薄膜温度センサが受ける圧力やひずみの影響を包含しているので、その影響の補正処理をしたあとに温度に変換する必要がある。

3.2.2.1 温度の検定

スパッタ成膜した薄膜センサを転動体ごと図 3.6 に示す恒温槽に収納し、計測時に用いる増幅回路を設けた状態で、温度と出力値の相関を計測した。図 3.7 に示す検定線は十分な線形性を持ち、正確な換算が可能であることが判明した。

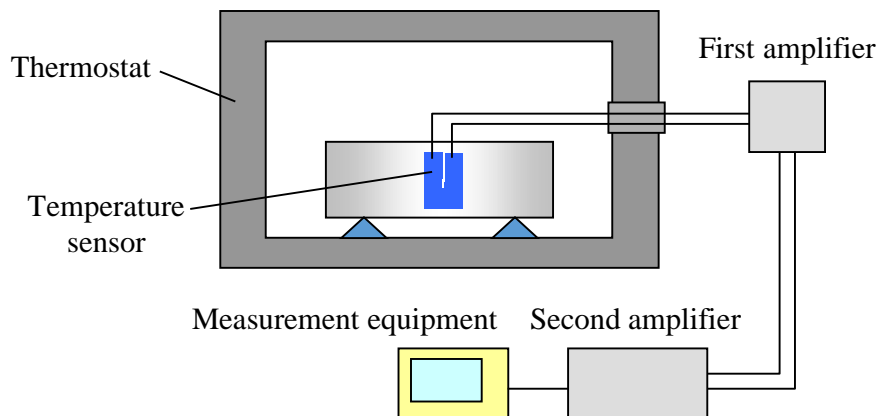


図 3.6 恒温槽を用いた検定装置

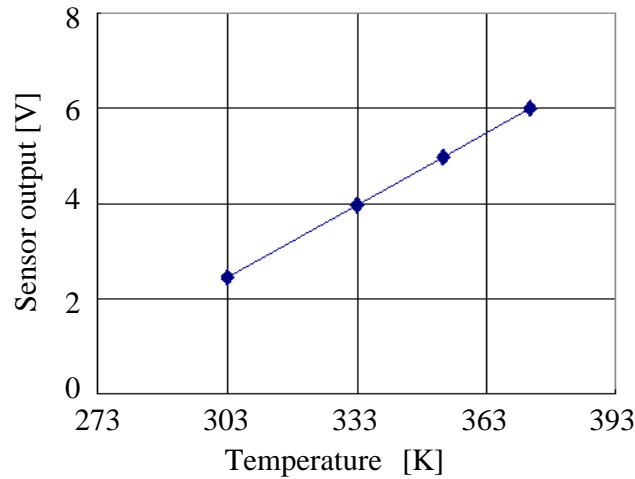


図 3.7 恒温槽を用いた検定結果

3.2.2.2 圧力の補正

圧力補正は、温度計測を実施した四円筒試験機を用いて別途行なった。接触部における局所的な温度上昇が発生しないように極低速で試験機を運転した場合、得られる信号は接触圧力による抵抗変化のみである。接触圧力はヘルツの接触面圧分布で計算が可能であるため、圧力の大きさに応じた抵抗値の変化を得ることができる。極低速運転では油膜が形成されないため、絶縁性の確保を目的として対向する金属転動面にも絶縁膜を施した転動体を用意した。結果を図 3.8 に示す。計算した圧力値とセンサ出力値は十分な線形関係を持ち、圧力による影響を精度よく補正できることが判明した。

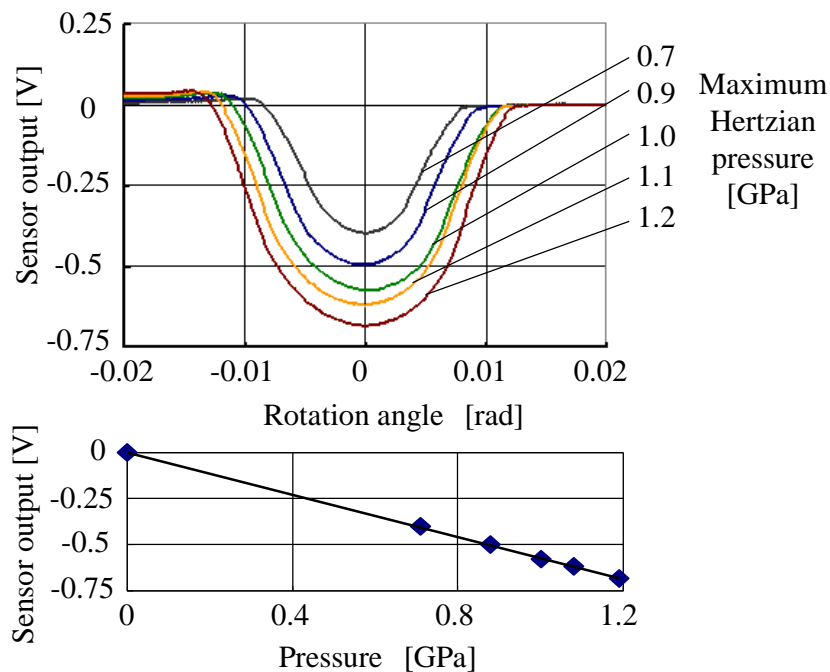


図 3.8 四円筒試験機を用いた圧力検定結果

3.3 四円筒試験機を用いた計測

3.3.1 計測方法

図 3.9 に示す四円筒試験機は 3 つの遊星ローラと 1 つの太陽ローラから構成されており、遊星ローラと太陽ローラの間形成される接触油膜部で評価を行う。図中左側の遊星ローラを、太陽ローラ（回転軸は図の左右方向に可動）を介して他の 2 つの遊星ローラ側に押しつけることで法線力を発生させる。法線力は、左側の遊星ローラを支持する可動台座ごと油圧ピストンで付加し、ロードセルの読み値で制御する。薄膜温度センサを設置するローラは、組み付けや調整の容易さを考慮し、図中右上側に位置する遊星ローラとした。その外周形状は、成膜や配線を考慮して円筒面としている。ローラの直径は全て 100 mm であり、太陽ローラの外周には、遊星ローラと接触する面に R150 mm の曲率半径を設け

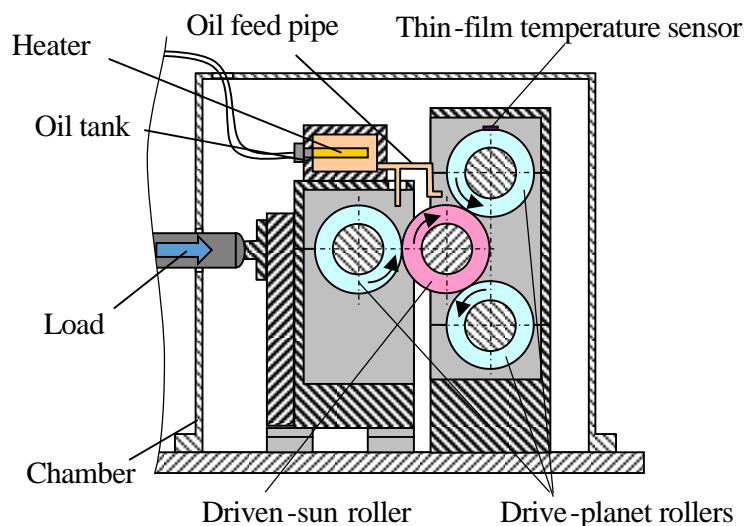


図 3.9 四円筒試験機の構成図

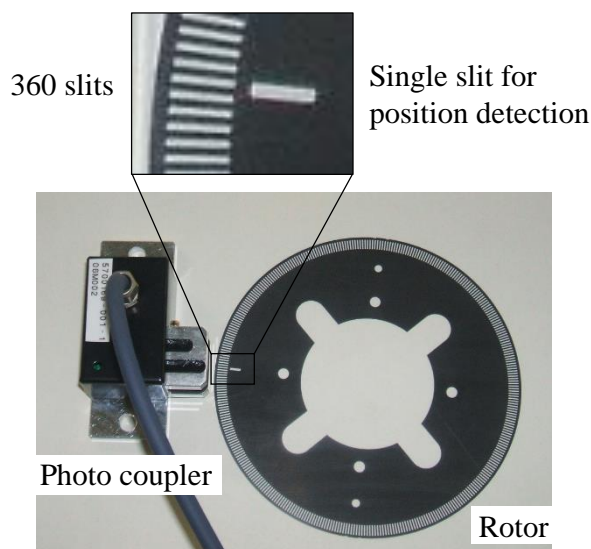


図 3.10 回転数検出器

た. このクラウニング量は接触面の接触楕円形状 (アスペクト比) や大きさが, 後述する実機 CVT と概略一致するように決定した. センサはこの接触楕円の中心を通過するように設定した. 接触面のスリップ率は, 遊星ローラと太陽ローラの回転数を調整することで任意に設定可能である. 遊星・太陽ローラの回転数は各々の軸に取り付けたロータリエンコーダで計測し, 独立にモータ制御する. パルス円盤は 360 スリットとした (図 3.10). なお, 接触の位置に合わせた基準のスリット (1 スリット/1 回転) をパルス円盤に設定することにより, 薄膜センサの接触部通過タイミングを計ることができる. 試験中は 60cc/min, 油温 323K (50°C) のトラクション開発油 (TDF3200) をローラ間の接触部に向けて供給した.

3.3.2 計測結果と得られた知見

薄膜温度センサを設置した遊星ローラの回転角度 (接触楕円中心が 0 rad) を横軸, 上昇温度を縦軸とした計測結果を図 3.11 に示す (横軸には時間軸も併記した). 以後, 図の左が入口側である. 試験条件は回転速度が 5.2m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa である. 上昇温度は転動面を基準温度として表現した. 回転に伴い薄膜温度センサが移動し, 接触楕円内に入ると温度が急上昇している現象が捉えられている. また, 上昇温度の極大点は接触楕円中心を少し過ぎた位置となっている. 更に, 最大上昇温度はスリップ率に依存して大きくなることが確認された.

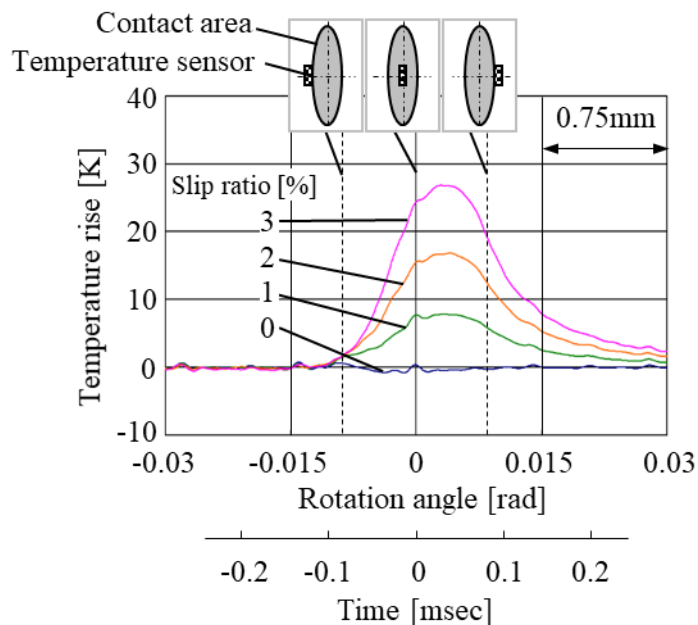


図 3.11 四円筒試験機を用いた温度上昇計測例

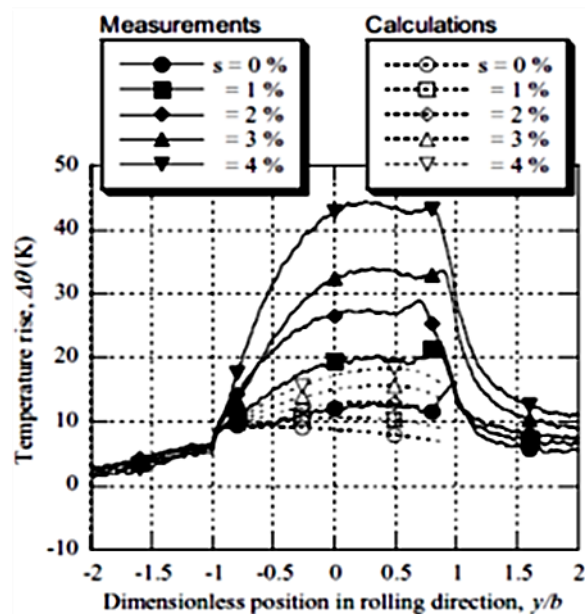


図 3.12 二円筒試験機を用いた温度上昇計測例 (宮田他, 2009)

薄膜センサを用いた宮田らの計測例を図 3.12 に示す. 図 3.12 では接触部後方に圧カスパイクに伴う温度上昇が認められるが, 図 3.11 では見られない. これには 3 つの理由が考えられる. 本研究のローラ諸元では, 宮田らの計測と比較して接触楕円が非常に横長のアスペクト比で, 且つ楕円径の横幅と比較してセンサ幅も小さい. 圧カスパイクは最小油膜厚さの発生位置に依存すると予想されるが, その位置は馬蹄形の膜厚形状に合わせて左右に分かれる. すなわち楕円中心部を通るセンサ位置ではそもそもスパイクが小さいと推測できる. 別の理由はスパイクの大きさと範囲である. 一般に圧カスパイクは接触負荷が大きくなると徐々に成長し, ヘルツの最大面圧を超える値となる. しかし更に負荷を増加させると, その最大値は徐々に低下するとともに範囲も局在化する (図 1.6 参照). すなわち負荷条件によっては計測で捉えにくくなると予想される. もう一つの理由はセンサの大きさである. 宮田らのセンサは転動方向長さが $5\mu\text{m}$ と非常に小さいが, 本研究では折り返し形状のため $200\mu\text{m}$ 程度である. センサ範囲内で温度が極めて局所的に変化する場合, その温度上昇を捉えきれないと考えられる.

3.3.2.1 基準温度の安定性

接触油膜部内で温度が急上昇したのち, 接触部の転動面に熱が拡散することによりその出口付近までに急激に温度が下降する. 図 3.13 にはセンサが接触部を通過したあとローラが 1 回転する間の温度変化例を示す. これは接触部入口直前のセンサ値を 0K としたと

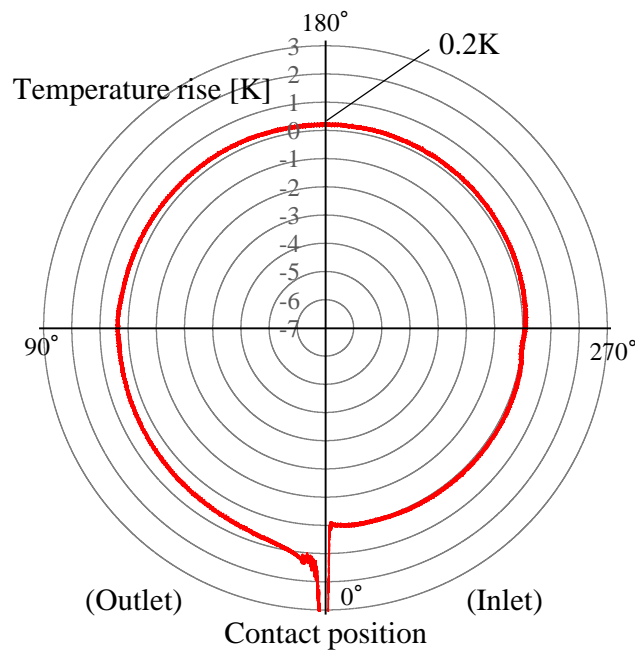


図 3.13 ローラが 1 回転する間の温度変化計測値

きの相対温度変化である。試験条件は回転速度が 5.2m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa, 滑り率は 3% である。接触部から 180 度の位置（接触部に対してローラの反対側）における残熱温度は、滑り率 3% の条件でも 0.2 K 程度と非常に小さいことが判明した。この位置は接触部から離れているため、他の温度計測法を選択した場合でも相互に影響を受けにくい。また本試験時に供給した潤滑流量は 60 cc/min と少ないが、転動面は非常に安定的な温度に保つことができている。これらの結果から、式 (2-7) の右辺第 1 項である基準温度 θ_0 は、この 180 度位置のセンサ読み値が妥当であると考えられる。温度上昇は全てこの基準温度からの増分値であるため、油膜温度の絶対値特定には欠かすことができない重要な項となる。但し接触部における発熱量が大きく且つ冷却性能が不十分である条件や、温度が過渡的に変化している状態では、基準温度の定義による誤差も無視できないことを考慮すべきである。

3.3.2.2 瞬時の滑り率と温度上昇

入出力回転数を一定、すなわち滑り率一定の条件において、回転数センサのパルス数が 60 の場合（電磁式）と 360 の場合（光学式）の最大上昇温度計測結果を図 3.14 と図 3.15 に示す。例えば回転数 1000 rpm（転動速度 5.24 m/sec）、最大ヘルツ面圧 1.0 GPa（転動方向の接触楕円直径 0.83 mm）の試験条件において、計算上の接触楕円長さの通過時間は

0.159 msec (回転角度は 0.0166 rad) であるが、60 パルス/1 回転ではパルス間隔が 1.0 msec (回転角度 0.105 rad) と概ね 6 倍である。これに対して 360 パルス/1 回転ではパルス間隔が 0.167 msec (回転角度 0.0175 rad) となり接触楕円の通過時間とほぼ等しい。すなわち図 3.14 のように 360 スリットによりセンサ通過時の瞬間滑り率を精度よく計測して、初めて温度上昇現象を正確に捉えることができる。図示はしないが、回転数の変化を詳細にみると本試験機ではドライブ側となる遊星ローラの回転数が安定していたのに対して、ドリブン側の太陽ローラの回転数は約 5 msec で周期変動 (200 Hz, 振幅 10 rpm) していたことが判明した。試験時の油膜厚さは Hamrock-Dowson の中央膜厚計算値で $1\mu\text{m}$ 以下と非常に薄く、式 (2-7) の右辺第 4 項の油膜内熱伝導現象と、第 3 項の転動面への熱拡散現象の時定数が極めて小さいため、微細な速度変動でも瞬時にせん断速度や油膜内温度が変動する。例えば 2% の定常滑り率の試験条件では、実際にはローラが 1 回転する間にも

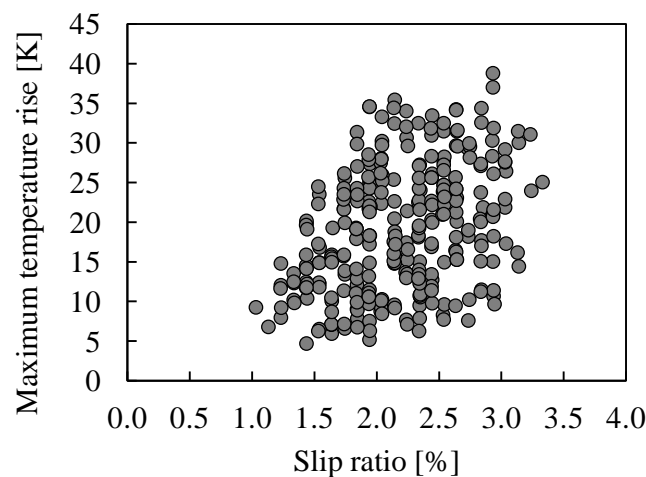


図 3.14 1 回転 60 パルスの信号を用いた最大上昇温度ばらつき

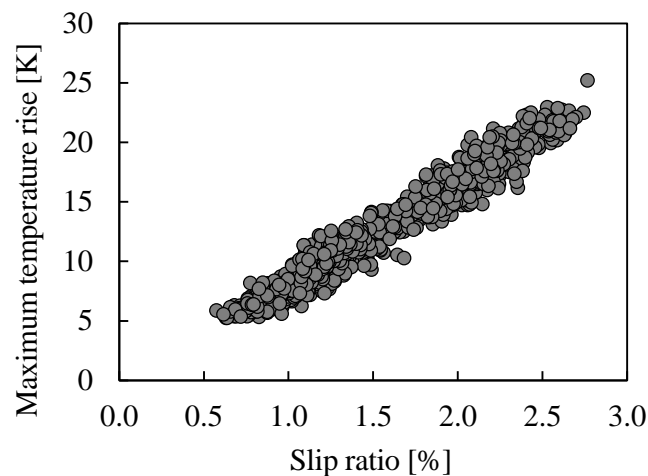


図 3.15 1 回転 360 パルスの信号を用いた最大上昇温度ばらつき

滑り率は1%から3%の変動を繰り返し、時定数が極端に小さなことによりこれと瞬時に連動するように接触油膜部内の温度も変化していることが実現象として確認されたことは注目に値する。なお、試験機はこの状態でも一見すると安定した接線力が得られ、トラクション係数を求めることが可能である。すなわちこの場合のトラクション係数では、1%から3%の変動滑り率と、変動に伴い瞬時に変化する油膜内温度上昇の影響を受けながら発生する接線力の平均値を求めていることが判明した。

3.4 トロイダル CVT を用いた計測

3.4.1 計測方法

図 3.16, 3.17 に示すハーフトロイダル無段変速部は、半トロイド形状をした対向する1対のディスクとその間に挟まれたパワーローラで構成される(田中, 1987)。パワーローラには、挟まれたディスクから飛び出ようとする幾何学的な分力が発生するため、背面のスラスト玉軸受によってこれを保持する。今回の温度計測には実機の無段変速部のみを搭載したテストボックスを使用した。無段変速部の基本諸元を表 3.1 に示す。計測を実施したテストベンチ全景を図 3.18 に示す。

実機 CVT の場合、1.1.2 項で述べたように微細な滑り率を直接制御することはできず、入力トルクに見合う法線力のみを制御する。法線力は油圧ピストンによるディスク挟圧によって付与する。パワーローラは入・出力ディスク間に2基ずつ存在し、且つ変速比に応じて法線方向がディスク回転軸に対して傾斜するため、これらに見合うディスク挟圧力を幾何学的に算出する必要がある。試験において挟圧力は入力トルク 50Nm 時に設計トラクション係数が 0.055 (接触部の最大ヘルツ面圧は 1.6GPa) となるように設定し、入力トルク 0Nm の場合でも挟圧力は同一条件で計測した。転動部へ供給した潤滑流量は、センサの絶縁確保及び破損防止のため総計 8 l/min、油温 315K (42°C) と十分な量を確保した。試験条件の入力回転数 $N_{in}=1000\text{rpm}$ における Hamrock-Dowson の中央膜厚計算値は約 0.8 μm 、接触楕円の長さ×横幅は 1.5mm×4.2mm である。センサ感部の寸法 0.2mm×0.5mm はこの接触楕円に対して十分小さいため、接触楕円内を分割する温度計測が可能である。

薄膜温度センサは、組み付けや配線の取り出しを考慮し、油圧ピストンの無いリヤ側の入力ディスクに配置する。センサ形状は四円筒試験機の場合と同様で、変速比(トルク比)が 1.0 となる位置に成膜した。接触楕円内の温度分布を計測するため、図 3.19 に示すように変速比 1.0 付近を 0.01 刻みで変速、すなわちパワーローラを極めて微量ずつ傾転させ

た. 言い換えると, ディスク上に成膜 (固定) されたセンサに対して接触楕円の位置を凡そ 0.3mm ずつ移動させては計測することを繰り返すことで「分布」を計測した. なお, 図 3.19 では傾転イメージをデフォルメして図示したが, 実際に接触楕円幅 4.2mm をカバーする変速範囲では, 面圧変化やスピン滑り, 推定滑り率の変化は無視できるほど小さく, ほぼ同一接触条件下の測定であることを計算にて確認している.

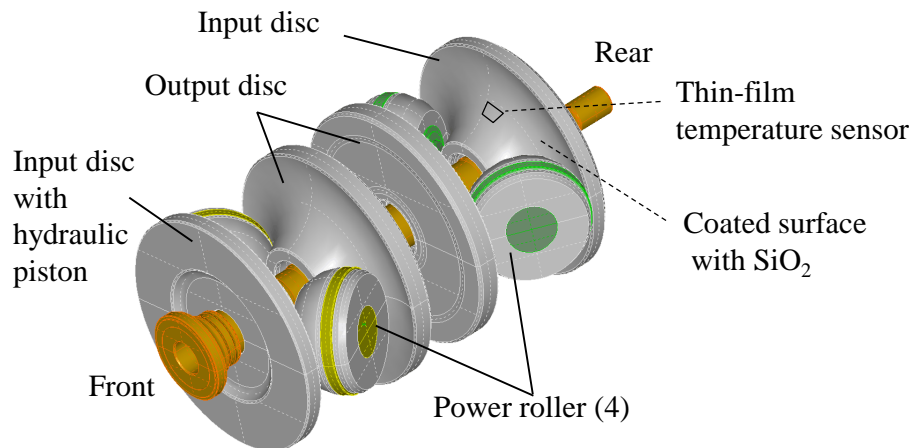


図 3.16 ハーフトロイダル無段変速部の概略図

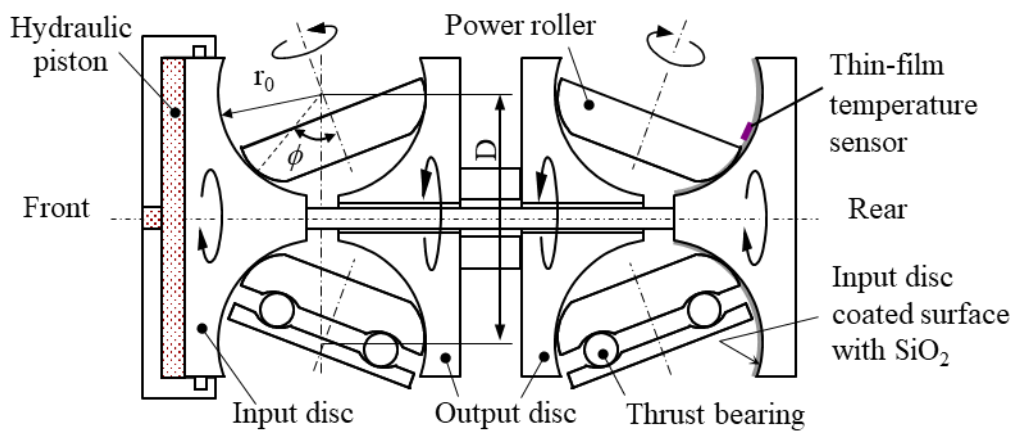


図 3.17 ハーフトロイダル無段変速部の断面図

表 3.1 無段変速部諸元

Cavity diameter (D)	127mm
Disc radius (r_0)	40mm
Contact angle (ϕ)	61 deg.
Torque ratio range	2.2 to 0.37
Target engine maximum torque	350Nm
Loading device	Hydraulic piston

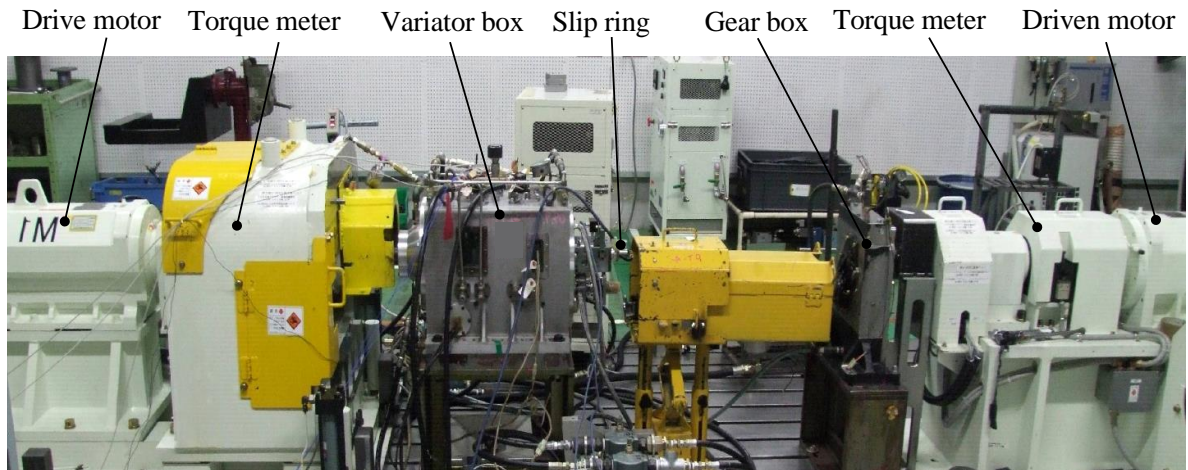


図 3.18 テストベンチ構成

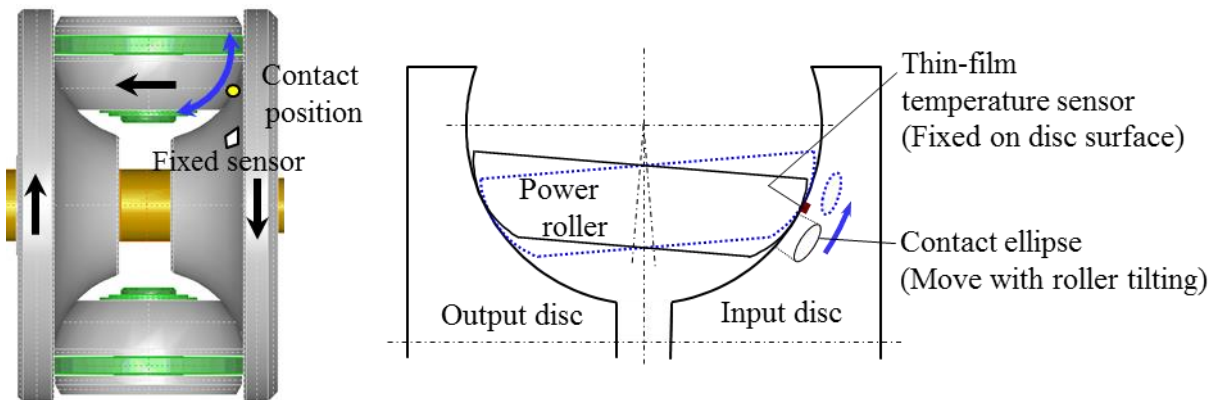


図 3.19 パワーローラの傾転による接触楕円の移動とセンサ位置関係

3.4.2 計測結果と考察

図 3.20, 3.21 に入力トルク 0 Nm, 50Nm の定常運転条件の計測結果を示す. 試験に用いた変速部は, 変速比=1.0 において最大のスピン滑り量となる諸元設計としており, トルク伝達のために自己発生するクリープ (滑り率に相当する微小滑り) とスピンの組み合わせによって予想された通りの特徴ある温度分布となっている. 分布形状の詳細については第 4 章, 第 5 章で計算値と比較しながら更に深い考察を行う.

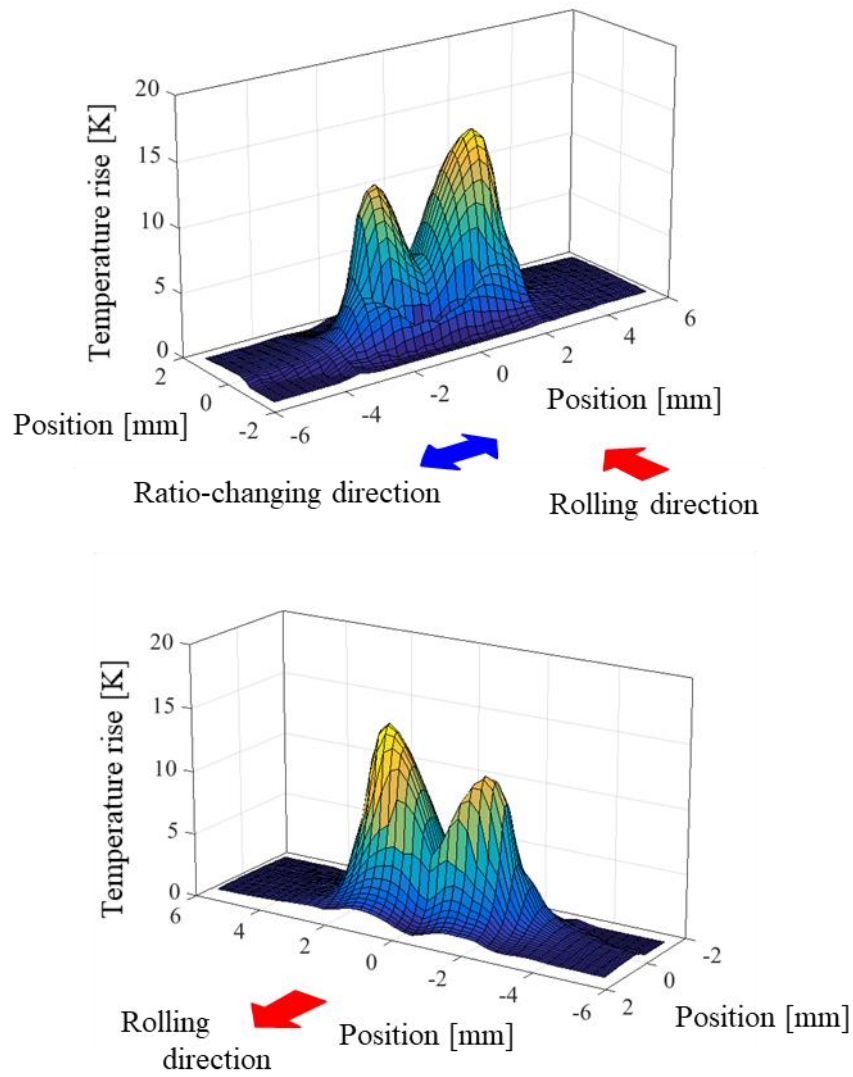


図 3.20 入力トルク 0 Nm 条件の接触部温度上昇分布計測結果
(上図：入口側，下図：出口側)

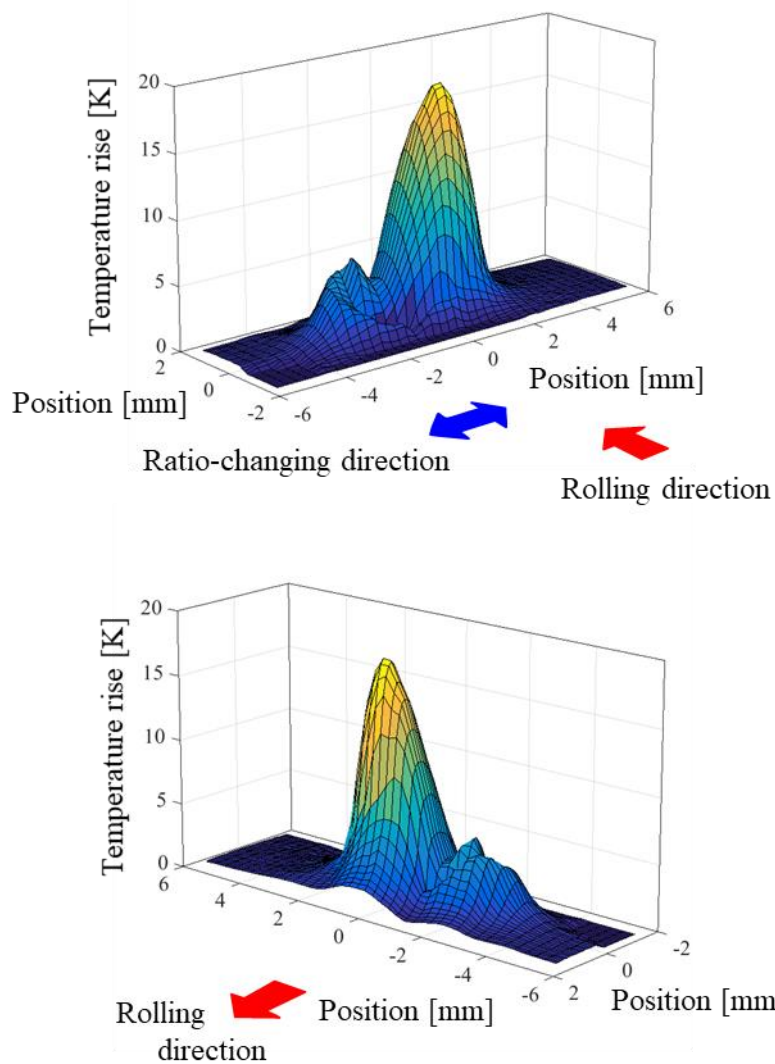


図 3.21 入力トルク 50Nm 条件の接触部温度上昇分布計測結果
(上図：入口側，下図：出口側)

3.5 結言

- (1) 一般に EHL 接触部後方に見られる圧力スパイクに伴う局所的な温度上昇は計測されなかった。本研究の形状諸元では接触楕円形状が横長のアスペクト比である。圧力スパイクは最小油膜厚さの発生位置に依存すると予想されるが、その位置は馬蹄形に合わせて左右に分かれる。すなわち楕円中心部を通過するセンサでは捉えられにくいと考える。また、特に負荷の高い試験条件ではスパイク自体が局所的で小さ

くなる傾向があるため、負荷条件によっては計測で捉えにくくなると予想する。更なる理由はセンサの長さである。本研究では折り返し形状のため転動方向に $200\mu\text{m}$ 程度と比較的大きい。センサ範囲内で温度が極端に変化する場合、楕円内の極めて局所的な温度上昇を捉えきれていないと考える。

- (2) センサが接触部を通過したあとローラが1回転する間の温度変化を確認し、接触部から 180 度の位置（接触部に対してローラの反対側）における残熱温度は、非常に小さいことが判明した。この結果から、基準温度 θ_0 はこの 180 度位置のセンサ読み値が妥当であると考えられる。
- (3) センサ通過時の瞬間滑り率を精度よく計測して温度上昇値と比較することにより、微細な速度変動でも瞬時にせん断速度や油膜内温度が変動することを確認した。これは試験時の油膜厚さが $1\mu\text{m}$ 以下と非常に薄く、油膜内熱伝導現象と転動面への熱拡散現象の時定数が極めて小さいためと推測する。また、この状態でも一見すると安定した接線力が得られ、トラクション係数を求めることが可能である。すなわちこの場合のトラクション係数は、変動滑り率と、変動に伴い瞬時に変化する油膜内温度上昇の影響を受けながら発生する接線力の平均値から求められていることが判明した。

第4章 温度推定計算の検証と係数比較

4.1 緒言

第2章では、油膜内のせん断現象を解釈しながら接触部周辺への熱伝導を定式化することによって、シンプルで且つ精度の良い最大上昇温度の推定方法を検討した。この温度推定計算値の確からしさを検証するために、第3章ではトラクション転動面の上昇温度を直接計測可能な薄膜温度センサを開発し、四円筒試験機とハーフトロイダルタイプの実機CVTを用いて転動面の温度計測を実施した。ところで、薄膜センサの装着には僅かな厚みを持った絶縁膜、すなわち転動体（鋼材）とは熱伝導性の異なる異種材料（ SiO_2 ）を転動面全体に成膜する必要があった。この章ではまずセンサ構成に合わせて第2章の計算モデルの修正法を新たに示し、第3章の計測結果と比較することでセンサ装着計算モデルの精度検証を行う。更には最大トラクション係数についての比較検証も実施した。

4.2 実測検証のためのセンサ装着計算モデル

4.2.1 薄膜センサ構成に合わせた修正

薄膜センサを用いた試験では転がり接触する転動体のセンサ側にのみ絶縁膜が成膜されている。すなわち試験状態では油膜を介することで相手側と分離され、センサは電氣的に絶縁される。このとき油膜で発生した損失発熱は、絶縁膜を介して転動体に伝熱される。よって2.3.1項で述べた温度推定モデルに絶縁膜を考慮した修正が必要になる。

4.2.1.1 絶縁膜モデルの追加

転動表面 S1 側に絶縁膜とセンサがあるとした場合、転動表面に異種材料（本研究では絶縁膜 SiO_2 ）が付いた場合の温度上昇補正項 (Rashid and Seireg, 1987a, 1987b) を式 (2-9) に追加した。

$$\Delta\theta_{S1} = 0.73 \frac{\alpha \cdot q_T}{\sqrt{K\rho c U_1 \cdot 2a_x}} + 1.14 \frac{\alpha \cdot q_T}{K_0} A^{0.013} B^{-1.003} C^{0.013} D \quad (4-1)$$

$$A = \frac{U_1 \rho c h_0}{K_0}, B = \frac{2a_x}{h_0}, C = \frac{K}{K_0}, D = \exp\left(-900 \times 10^{-6} \times \frac{U_1 \rho_0 c_0 h_0}{K_0}\right)$$

ここで K_0 , ρ_0 , c_0 , h_0 はそれぞれ絶縁膜の熱伝導率、絶縁膜の密度、絶縁膜の比熱、絶縁膜の厚みを表す。

4.2.1.2 熱物性の検証

式(4-1)の補正項では絶縁膜の厚み h_0 や熱伝導率 K_0 の影響が大きく、精度向上のためには熱物性値を正確に求める必要がある。絶縁膜 SiO_2 は厚みが $8\mu\text{m}$ 程度と非常に薄く、その熱伝導率は一般的な計測方法では困難である。そこで計測終了後の転動体を、表面に絶縁膜が成膜されたままの状態で切り出し、ナノ秒サーモリフレクタンズ法 (Baba, 2008) (Baba et al., 2011) を用いて直接実測した。その SiO_2 膜の構造は図4.1に示すX線回折 (XRD, X-Ray Diffraction) において明確なピークがみられないことからアモルファスと判明した。なお図中のFe-Crは軸受鋼由来、Moは切り出し試験片の保護カバー素材である。熱伝導率の計測数値範囲は $0.5\sim 1.5\text{W/mK}$ 程度であり、結晶構造と比較して熱伝導性が悪化することを考慮すれば妥当な数値であると考えられる (有澤他, 2006)。転動体 (軸受鋼) の熱伝導率は $42.7\text{W/m}\cdot\text{K}$ であり、絶縁膜と比較して非常に大きなことがわかる。トラクション油の熱伝導率は温度と圧力に依存性があり (Larsson and Andersson, 2000)、例えば $0.27\text{W/m}\cdot\text{K}$ (@1GPa, 323K) 程度と推定される。更に図4.2, 4.3に示すように、絶縁膜のスパッタ成膜時にターゲットに対するローラの配置方法を変更したところ、成膜された絶縁膜の熱伝導率に差異 (法則性) が生ずることも判明した。すなわち成膜面の向きが影響しており、これはスパッタ時にターゲットから飛び出した SiO_2 の分子またはクラスターが成膜面に衝突するエネルギーの大小により、成膜密度やヤング率等が微量変化することが原因と推測する (Kijima and Hanada, 2000)。図4.2の雰囲気条件において衝突エネルギーが大きい場合、アモルファス構造は密になると予想できる。例えばフォノンによる熱伝播を仮定すると、その熱伝導率は以下のように表現される (Oka et al., 2010)。

$$K_{ph} = \frac{1}{3} C_{v,sv} I_{ph} \quad (4-2)$$

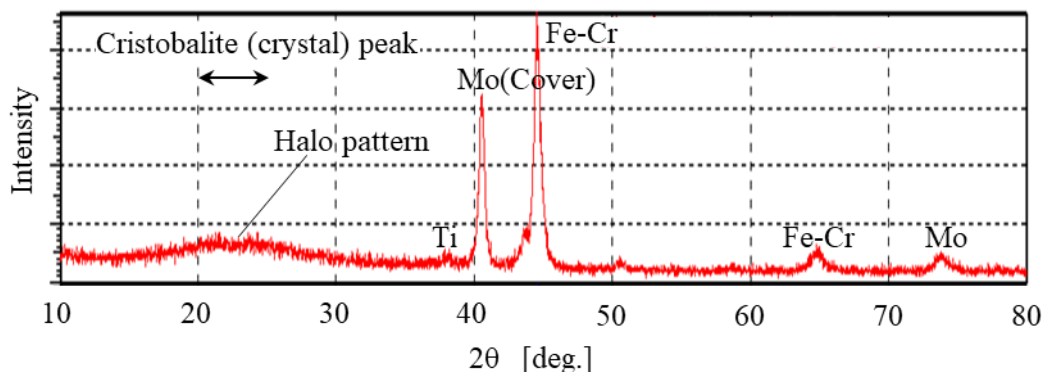


図4.1 絶縁膜のX線回折パターン計測結果

この時、平均的なフォノンの伝播速度を音速と仮定すると、

$$v_{sv} = \left(\frac{E_0}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{4-3}$$

K_{ph} , C , v_{sv} , l_{ph} , E_0 , ρ_0 はそれぞれフォノン伝播による熱伝導率, 体積熱容量, 平均フォノン伝播速度 (=音速), フォノン伝播の平均自由行程, 絶縁膜のヤング率, 絶縁膜の密度である. 衝突による密度の増加が先行した場合, フォノン伝播速度は低下する. また, 密度とヤング率が同等に増加し平均的なフォノン速度が変化しない場合でもフォノンの平均自由行程が短くなり, 熱伝導率は低下すると考えることができる.

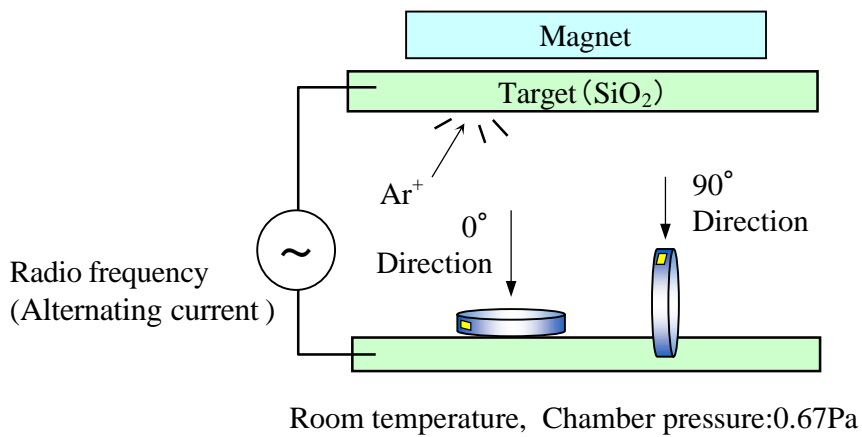


図 4.2 高周波マグネトロンスパッタ装置

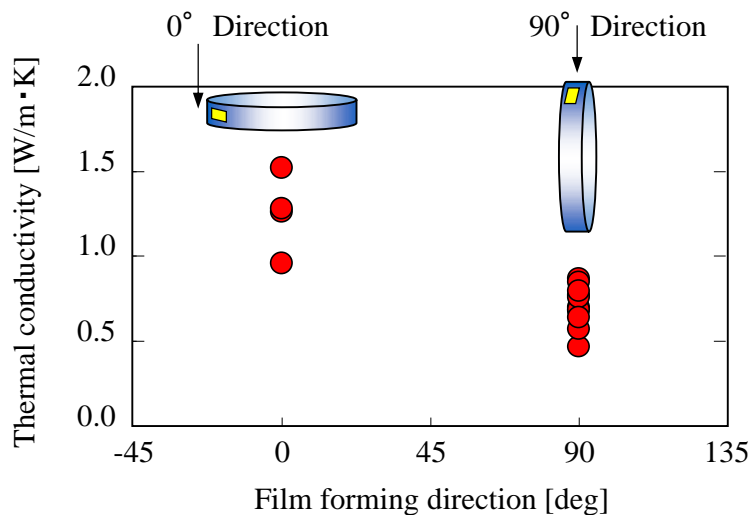


図 4.3 成膜方向と熱伝導率の関係

4.3 センサ装着計算モデルの検証

4.3.1 四円筒試験機の結果比較

図 3.11 (試験条件は回転速度が 5.2m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa) から最大温度上昇値を抽出し, 回転面温度計算値と比較したものを図 4.4 に示す. 温度計算モデル検証のため, 発熱モデルをレオロジー領域と取って連動させず, 接触楕円内を全て中央せん断発熱モデル式 (2-11) と仮定した計算線を示した. また, 図中の破線は製作した各種試験片の絶縁膜熱伝導率 K_0 測定値を用いた計算範囲である. このうち実際に使用した試験片の熱伝導率測定値 (1.3W/m·K) を計算に用いると温度測定値と一致することが判明し, 正確な熱物性値の把握が推定精度を左右することが伺える.

次に同一面圧の試験条件で回転速度が約 2 倍の 10m/sec の結果を図 4.5 に示す. この条件では温度が上昇し, 粘性域が多いと推定されるが, 中央せん断発熱モデル式よりも一様せん断発熱を仮定したモデル式 (2-13) に近いことがわかる. 間接的ではあるが, 油膜の固化状態により内部せん断の様子が変化している可能性を示唆するものとする.

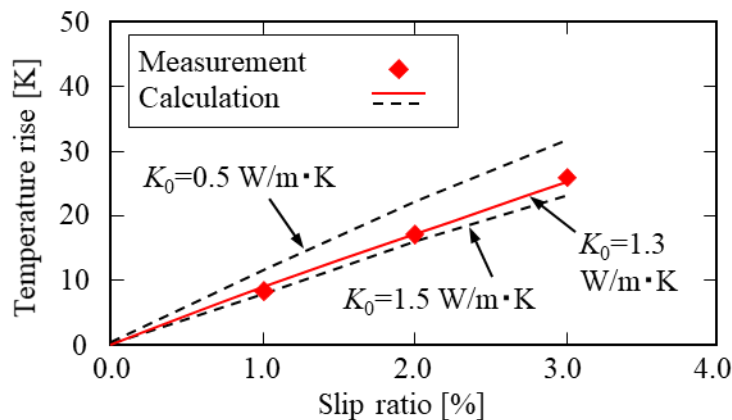


図 4.4 最大上昇温度の計算・測定値比較 (回転速度 5.2m/sec)

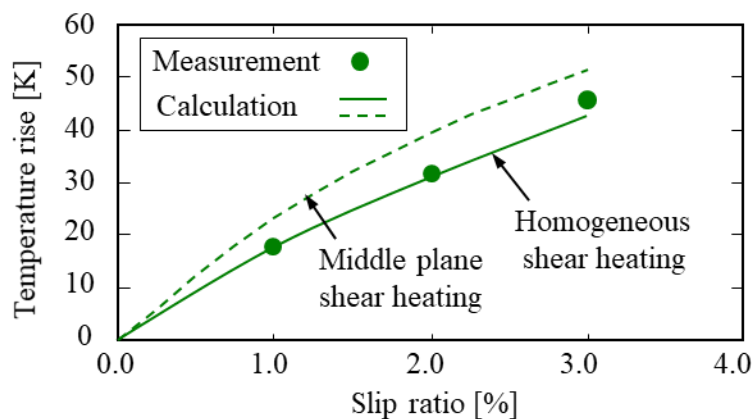


図 4.5 せん断発熱モデルの推定温度差 (回転速度 10m/sec)

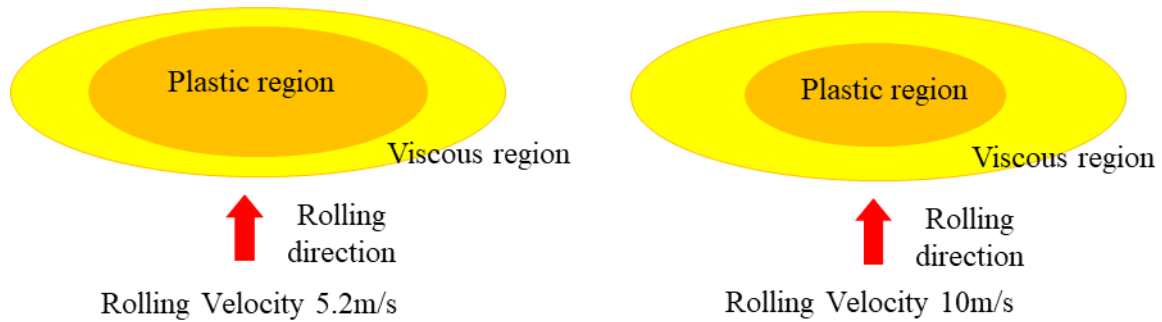


図 4.6 接触楕円内の粘性・塑性域範囲比較
(滑り率 2%, 左図：転動速度 5.2m/sec, 右図：10m/sec)

更に接触楕円内におけるレオロジー領域判定に対する温度の影響を確認する. 2.3.1.3 で示したように発熱モデルをレオロジー領域と連動させた状態で、楕円内を粘性域と塑性域に判定分別したレオロジー領域分布を図 4.6 に示す. この結果、図 4.4 条件では塑性域の領域面積割合が高いが、図 4.5 条件ではその領域が大きく減少しており、やはり温度上昇がレオロジー領域判定に強く影響していることが視える.

最後に、宮田らの実験結果 (Miyata et al., 2008) についても本研究の温度計算モデルを用いて検討した. 絶縁膜であるアルミナ Al_2O_3 の熱伝導率を結晶構造 (バルク材) の値 (宮田らの計算では 26W/mK) ではなくアモルファス構造の値 (1W/mK) に変えることで、本研究の温度計算モデルの計算値と宮田らの実測値は良く一致した. また、アルミナの熱伝導率については、バルク材では原子配列が結晶構造であるが薄膜成膜した場合にはアモルファス構造になり、 SiO_2 と同様に熱伝導率の低下が報告されている (Oka et al., 2010).

4.3.2 トロイダル無段変速機の結果比較

3.4.2 項で示した薄膜温度センサによる温度分布計測結果の図 3.20, 3.21 の最大温度断面と、計算値の比較を図 4.7, 4.8 に示す. 計算ではもともと接触楕円幅を 50 等分 (0.084mm ピッチ) しているが、実測ではセンサ幅 0.5mm 範囲の計測値である. この計測値をセンサ範囲内の平均値であると仮定し、これに合わせるように計算でも 0.5mm 幅に含まれるメッシュ温度の平均値を算出し、グラフ表示した. 図 4.7, 4.8 とともに横軸原点に接触楕円の中心位置、縦軸に上昇温度を示す. 実機ではディスクが 1 回転する間に、左右に位置するパワーローラと 2 回の接触が行われる. 各図には同時に計測した 2 箇所の温度上昇を示したが、左右別部品の計測値がよく一致していることから計測の精度は高いと考えられる.

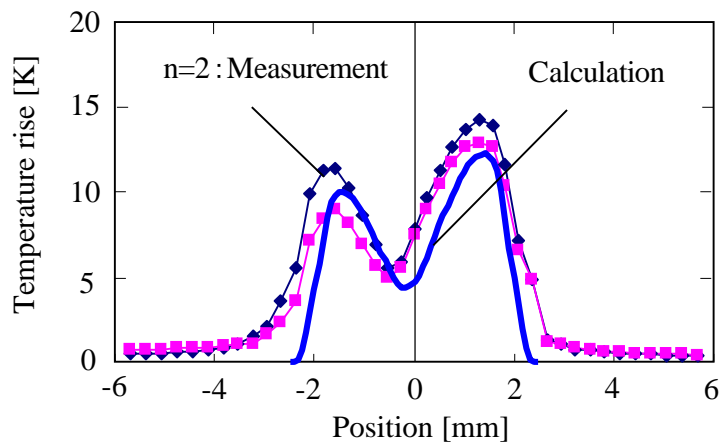


図 4.7 最大温度分布断面 (入力トルク 0 Nm)

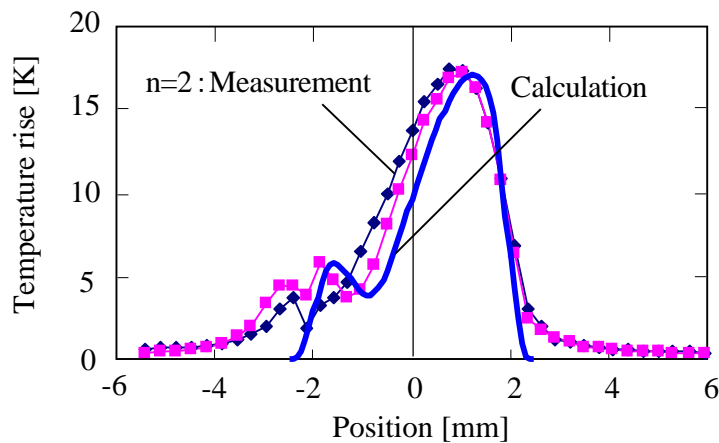


図 4.8 最大温度分布断面 (入力トルク 50 Nm)

また計算値の分布形状，上昇値とも良く一致している。

図 4.9 にはスピン滑りとクリープの重ね合せによる温度分布計算，図 4.10 には熱源分布を示す．速度一定条件でクリープを増加させると，図 4.9 中のスピンレス位置が楕円中心から徐々に左へ移動する．これによって図 4.10 の凹み部分が移動し，連動するように温度分布が変化すると考えられる．この性質は楕円中心からスピンレス位置までの距離を y_0 とすれば，次のような無次元スピン $\Omega(y_0)$ を新たに定義することで上手く表現できる (Ehret et al., 2000).

$$\Omega(y_0) = \frac{y_0 \omega_{sp}}{u_m} \quad (4-4)$$

ω_{sp} , u_m はスピン速度と平均転動速度である． $y_0 = a_y$ (接触楕円の横幅半径) で転動方

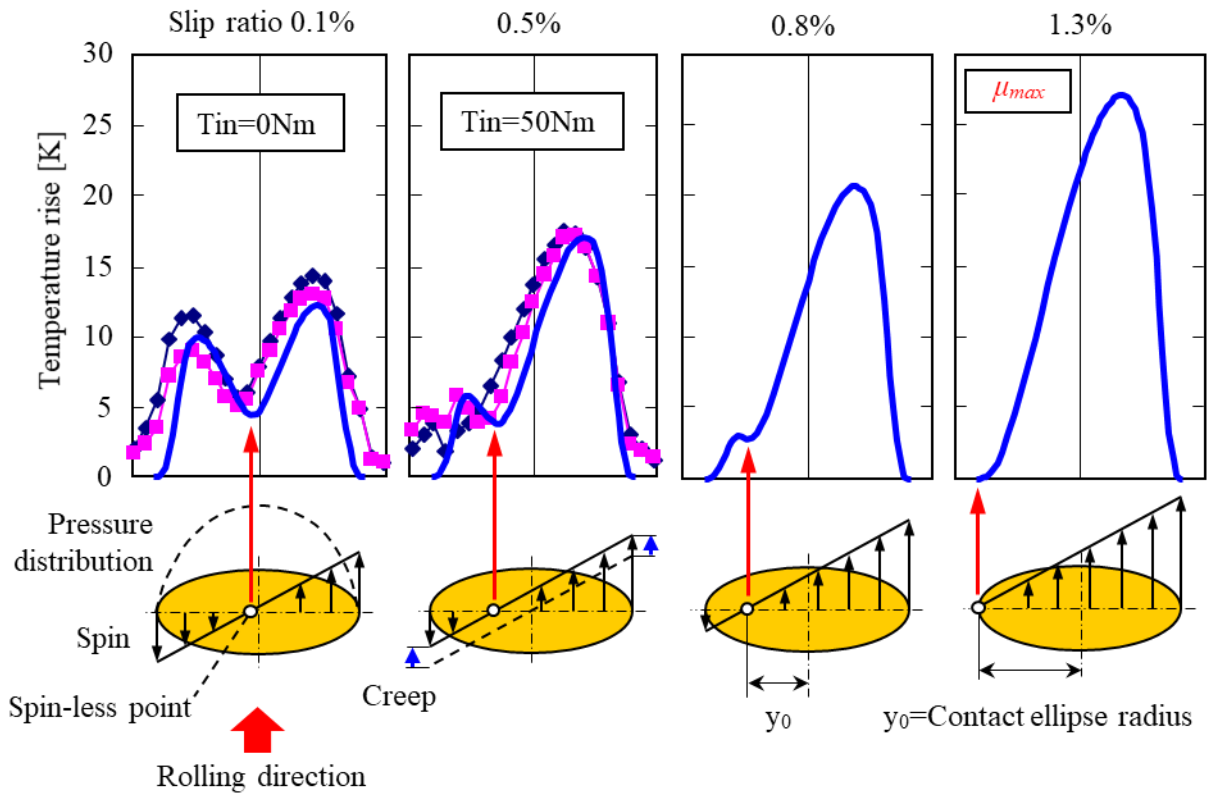


図 4.9 スピンとクリープの組合せによる最大温度分布形状の推定

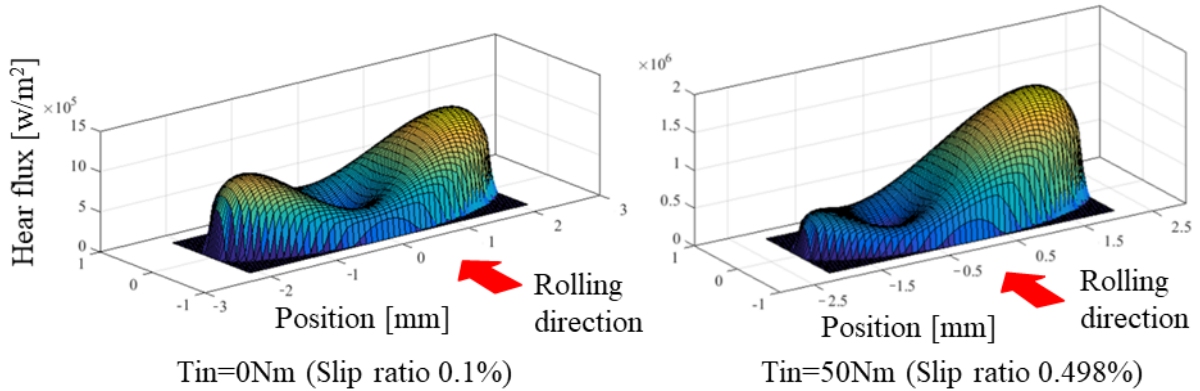


図 4.10 熱源分布 (熱流束分布)

向の滑りはほぼ一方向のみとなり、概して最大トラクションを発生すると推定できる。そのときの滑り率は $\Omega(a_y)$ として求めることができるが、トラクション係数自身は温度依存性の関数であるため幾何学条件のみでは求まらない。今回の測定はこれら一連の性質の一部を確認できるものといえる。なお、計算手法については次の 4.4.1 項にて詳細に説明をする。以上から、本計算モデルではスピン滑りを有する無段変速部においても定性的・定量的に正確な温度推定がなされたと考える。

4.4 最大トラクション係数の実機検証

4.4.1 実機を用いた計測法と計算法

ここでは実機 CVT を用いた最大トラクション係数の測定結果と計算値を比較検証する。実機ではパワーローラ入出力接触部における滑り率は直接制御できず、パワーローラの位置を保持する接線力バランスの制御を行う。このため、最大トラクション係数の推定計算では接線力の推定のみならず、パワーローラを背面支持するスラスト玉軸受内のボールと軌道面における油膜形成やスピンのによる油膜温度上昇を考慮した引き摺りトルク (田中, 窪野, 1990) の計算が必要となる。図 4.11 に示すように、パワーローラ要素内では入出力接触部の接線力とスラスト玉軸受けの引き摺りモーメントと外部からの反力がバランスする状態を収束計算により同定する。この時、図 4.12 の総滑り量を決定するパワーローラの傾転位置と、入出力接触部の滑り比率を決定するパワーローラ回転数を同時に収束計

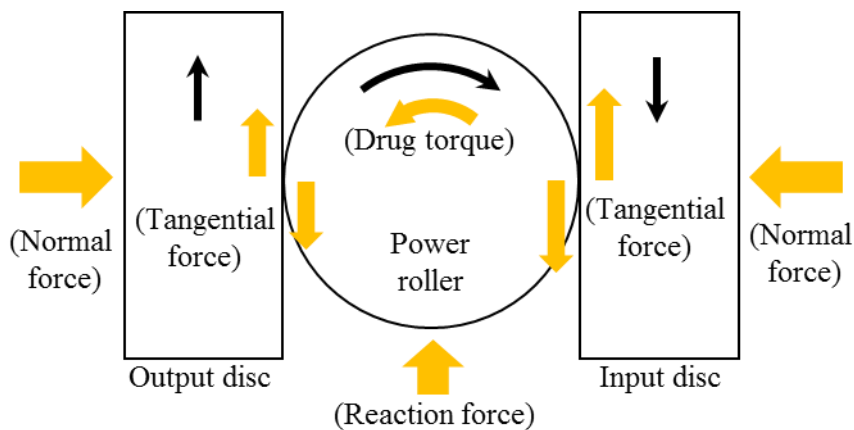


図 4.11 実機 CVT 転動体の力バランス

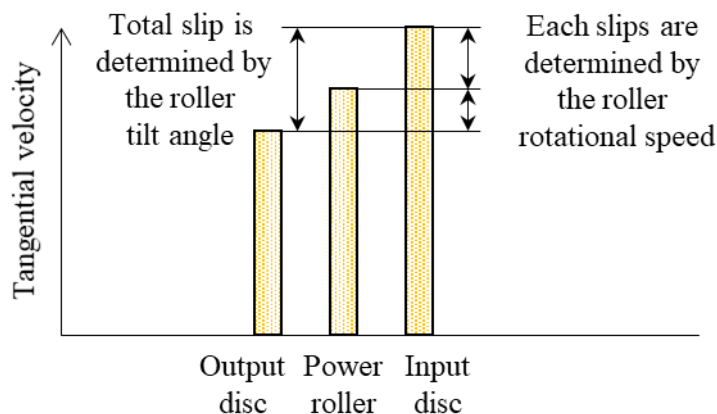


図 4.12 入出力接触部における接線速度と滑り量の決定

算させる。入出力接触部の接線力のどちらかが外部からのトルク接線力に対して不足する限界状態がグロススリップであり、最大トラクション係数を求めることに相当する。その計算フローを図 4.13, 4.14 に示す。入力接触部と出力接触部では、変速比によって発生面圧や接触楕円形状、スピン速度などが異なる。すなわち変速比に依存して最大トラクション係数は入出力接触部で異なり、実機における最大トラクション係数は入出接触部の小さい側の数値がバランス限界として選択される。

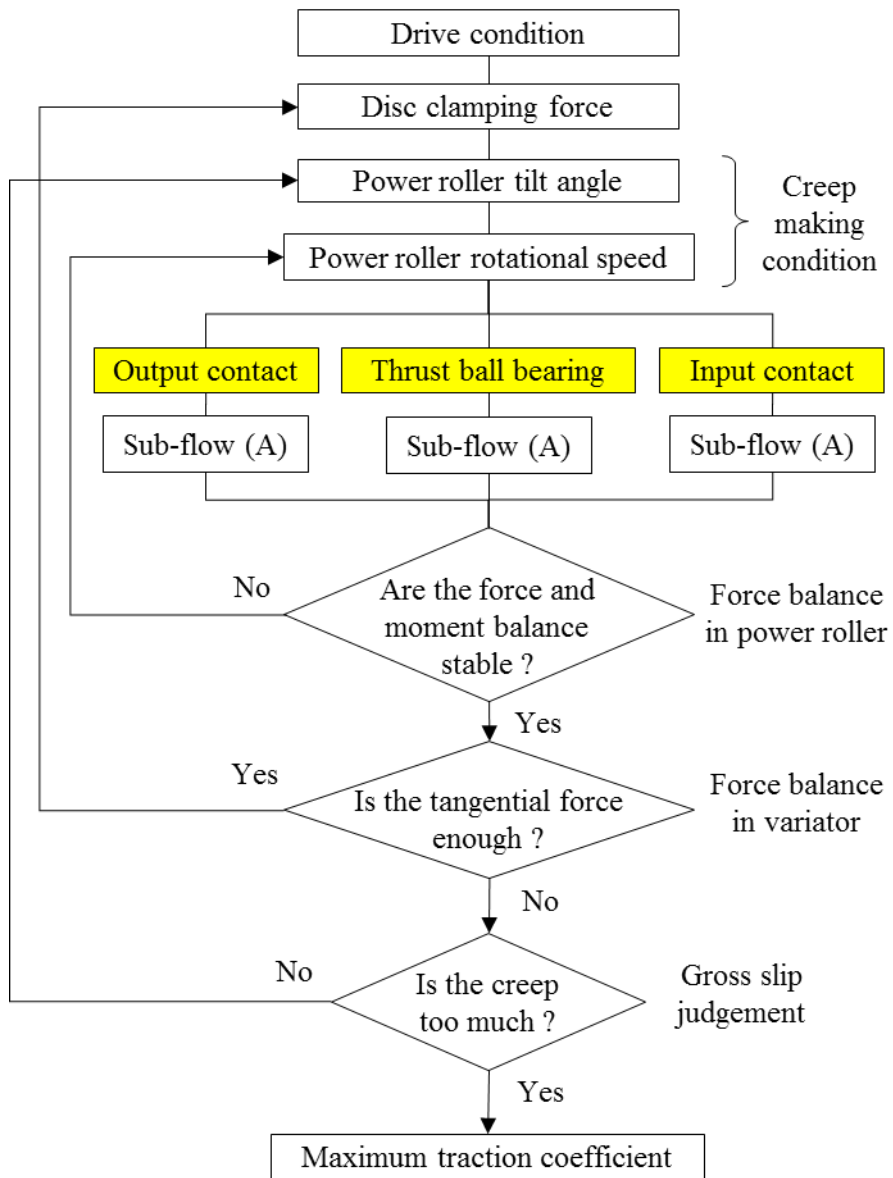


図 4.13 実機最大トラクション係数推定計算 (Main flow)

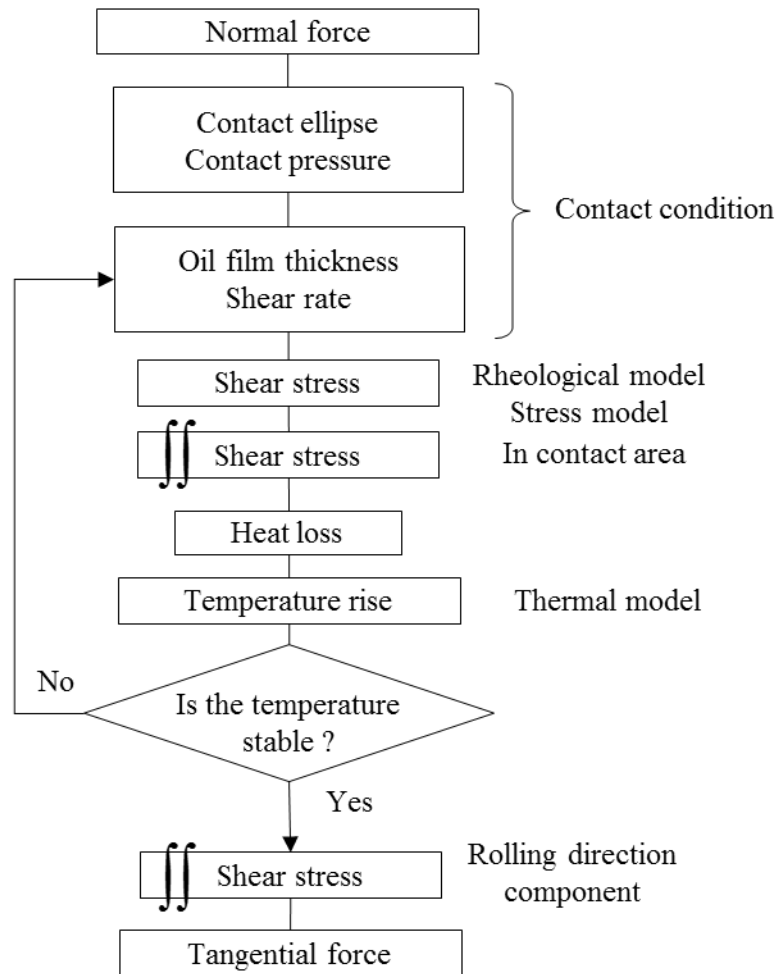


図 4.14 実機最大トラクション係数推定計算 (Sub-flow (A))

最大トラクション係数の測定では、負荷トルク・回転数一定の条件で徐々にディスク挟圧力（法線力）を減少させ、ディスク回転数やトルク、パワーローラ傾転挙動の変化でグロススリップを判定し、焼付きが発生する前に運転を停止させることに成功した。この場合、最大トラクション係数はグロススリップ発生直前のトラクション係数であるといえる。測定に使用したハーフトロイダル無段変速部の基本諸元は 3.4.1 項で示した温度計測を実施したのと同じである。測定条件を表 4.1 に示す。転動部へ供給した潤滑流量は、条件により総計 5~11 l/min と十分な量を確保した。最大トラクション係数の測定ではグロススリップによる油膜切れの発生で薄膜温度センサが破損するため、温度の同時計測は不可能である。本章のトラクション係数推定では基準温度 θ_0 を供給油温として計算した。

表 4.1 最大トラクション係数測定条件

Input speed (N_{in})	2000rpm
Input torque (T_{in})	50, 100, 150, 200, 300, 350Nm
Torque ratio	2.2, 1.0, 0.37
Lubricant temperature	353K (80°C)

4.4.2 最大トラクション係数の比較

最大トラクション係数の実測値と計算値の比較を図 4.15~4.17 に示す。その結果、どの変速比条件においても定性的には概ね一致しているものの、全体に計算値が少し高めであることがわかる。この誤差の要因には以下の 2 つが考えられる。

ひとつは実機であるが故の最大トラクション係数の低下要因である。理想的には 4 つのパワーローラが均等にトルクを分担する。しかし実際には、パワーローラを支持する構造で発生する機械的な摩擦等により、互いの干渉に起因するばらつきが発生する。よって 4 つのうち最も小さな係数のパワーローラが最初にグロススリップし、その値が実機の代表値となるため、計測値が計算値より低くなる可能性が高い。ふたつめは転動体温度上昇未考慮による推定誤差である。実機では転動体であるパワーローラへ流入する発熱部位として、入出力接触部よりも直接ローラを保持するスラスト玉軸受の影響が大きい。今回はその基準温度 θ_0 に相当する転動面温度の上昇値を考慮していないため、特に軸受荷重の大きくなる高トルク条件や、接触部のスピンの大きくなる等速条件にて、最大トラクション係数の計算値が高めに推移しやすいものと推定できる。1.1.2 項で述べた様に、基準温度 θ_0 には接触油膜部外の転動面温度までを計測等で補完し、時定数の小さな油膜温度上昇を計算モデルで構築することが実用的且つ効果的である。

図 4.17 の条件 B から A にかけて最大トラクション係数が急激に低下している。ここでは図示しないが、その理由は図 4.6 と同様に条件 B から A にかけて塑性領域の割合が急激に減少することが原因であった。このように粘性・塑性域を組み合わせ、時定数の小さな油膜温度上昇を考慮した計算モデルは、定性的にも実測傾向に良く合致し、トラクション特性を表現できていると考える。

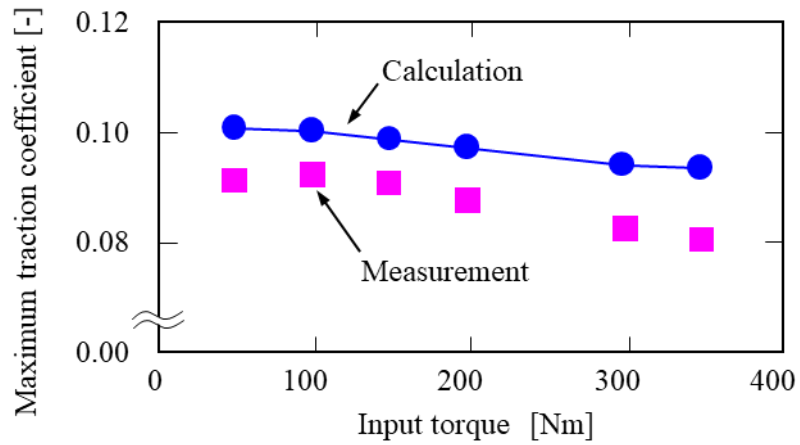


図 4.15 最大トラクション係数の比較 (変速比 2.2)

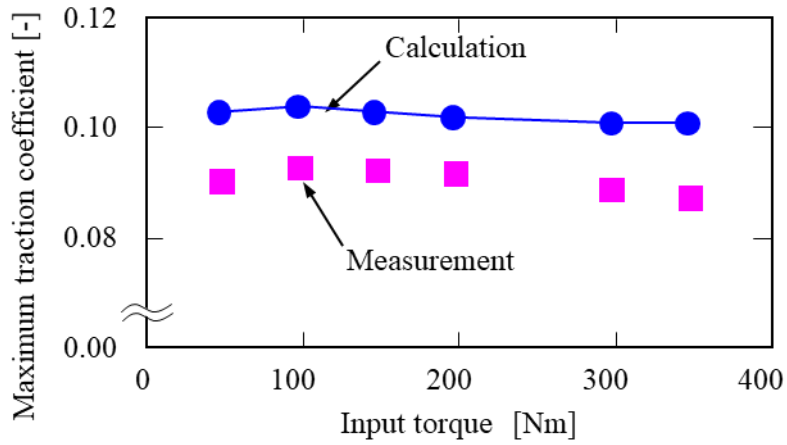


図 4.16 最大トラクション係数の比較 (変速比 1.0)

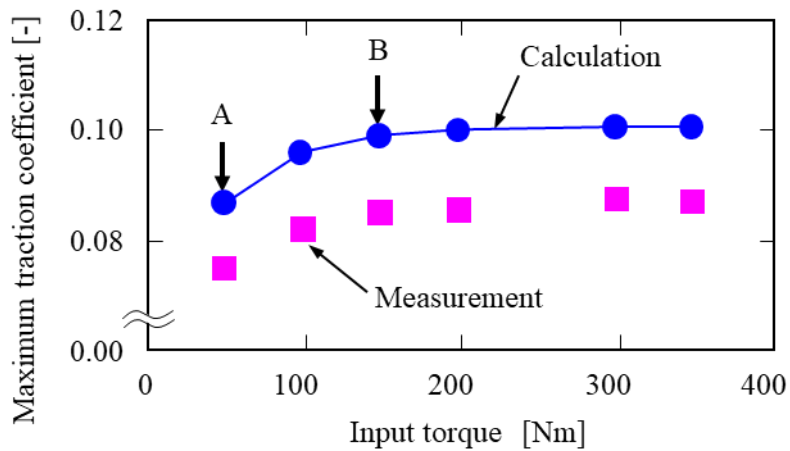


図 4.17 最大トラクション係数の比較 (変速比 0.37)

4.5 結言

- (1) 薄膜センサ温度推定計算では、2.3 節で示した接触部転動面の温度上昇モデルに、絶縁膜に相当する補正項を追加した。絶縁膜の熱伝導率はナノ秒サーモリフレクタンス法を用いて測定した。スパッタリングによる薄膜成膜では分子構造がアモルファスとなり、結晶構造であるバルク材と比較して熱伝導率が非常に小さくなることが判明した。更にスパッタリング時の成膜面の設置方向に依存して、成膜される薄膜の熱伝導率が変化することも新たに判明した。これは薄膜成膜時にターゲットに衝突するエネルギーの差異による物性の変化と推察する。
- (2) この温度上昇モデルによる計算値と、薄膜温度センサを用いた四円筒試験機の転動面温度上昇計測値と比較したところ、両者はよく一致した。この時、絶縁膜の熱伝導率を正確に測定することにより、計算値とよく一致していることが判明した。
- (3) 実機ハーフトロイダル無段変速部の薄膜センサを用いた温度実測値と計算値を比較したところ、その最大温度分布形状や絶対値がよく一致した。この形状はスピン滑りとクリープの重ね合せによって解釈が可能であり、発熱分布形状に依存することが判明した。
- (4) 実機ハーフトロイダル無段変速部を用いた最大トラクション係数の計測値と、推定モデルによる計算値を比較したところ、どの変速比においても入力トルクに対する定性的な変化傾向は概略一致している。全体に計算値が少し高めであったが、これは実機ばらつきによる計測誤差要因の他、計算上の基準温度である転動体温度を供給油温としたことによる誤差と考える。

第5章 温度計算モデルの改良

5.1 緒言

これまで提案した最大温度分布モデルによるトラクション係数推定手法では、4.4.2項で解説したように接触楕円内のレオロジー領域を粘性・塑性に分けて組み合わせることによって定性的にも実測傾向に良く合致し、トラクション特性を表現できる。四円筒試験機では誤差要因も少なく、多くの条件では図5.1に示すように定量的にも一致する。しかしながら、条件によっては一部に図5.2のように滑り率に対するトラクション係数の変化勾配が明らかに異なる場合、すなわち油膜内のせん断発熱増加に伴う推定傾向の不一致が見られる。この原因は、モデルの本質を見極めるシンプル化に伴い特定の条件下において必

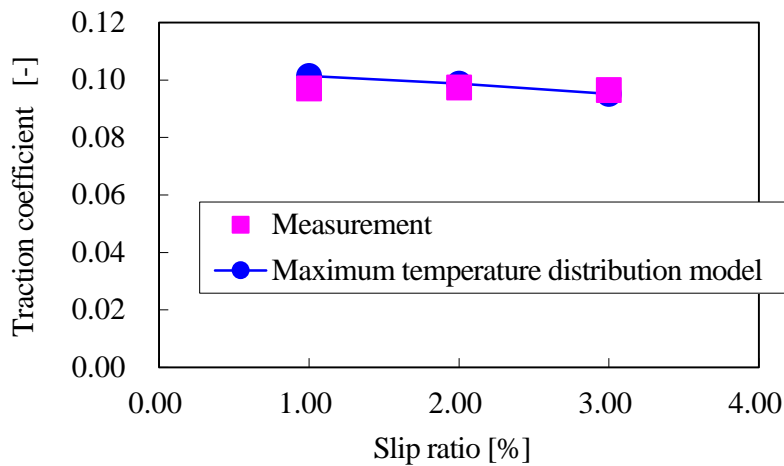


図 5.1 四円筒試験機のトラクション係数比較
(転動速度 5.2m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa)

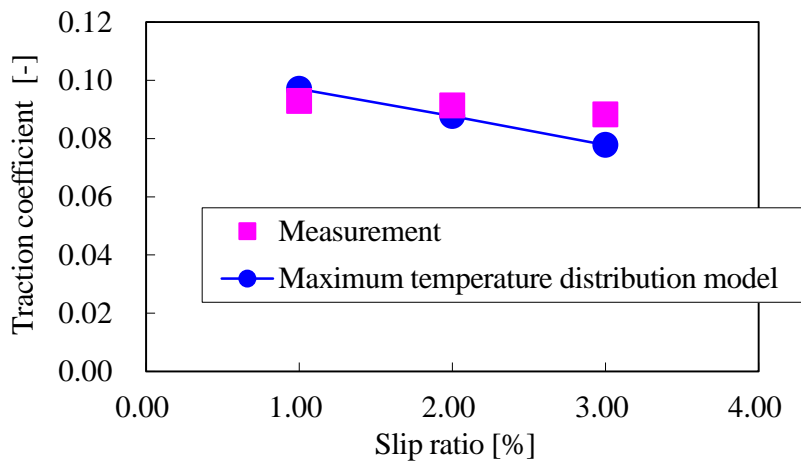


図 5.2 四円筒試験機のトラクション係数比較
(転動速度 10m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa)

要なトラクション係数の物理特性を十分に表現できていないことと推測した。そこで精度低下要因の物理量を明確にし、計算方法に改良を加えていくことを本章の目的とする。また、改良によるトラクション係数推定精度への影響も検証する。

5.2 温度計算精度の向上

5.2.1 従来の温度推定計算の課題

これまで解析した結果を確認すると、発熱源である油膜自体が極めて薄く熱容量も小さいため、発熱の多くは速やかに転動面に伝熱されている。すなわち油膜内温度は主に油膜の熱伝導性と油膜厚さで決定されるが、その絶対値は伝熱面である転動面上昇温度 $\Delta\theta_s$ に強く左右されるものと言える。式(4-1)の転動面温度上昇式は熱源通過時の最大上昇温度を求めるものであり、熱源通過量の異なる接触楕円幅方向の温度分布考慮や、油膜内温度上昇の式を粘性・塑性域で使い分けてはいるものの転動方向には一定値（一次元）としている。その従来モデル分布を図5.3に示し、計測値分布と比較してみると、部分的に精度よく表現しきれていないことがわかる。ところで、図5.1, 5.2の実測データは滑り率の増加に伴いトラクション係数が頭打ち若しくは減少していること、またスピン滑りの無い条件における最大トラクション係数の滑り率は一般に0.5~1%程度であることから、測定値は全てトラクションカーブの熱領域であると判断できる。推定精度が低下しているのは、そのなかでも図5.2のように比較的low面圧かつ高転動速度・高せん断速度により油膜内温度が高くなる条件であった。ここで、図5.3で温度誤差の大きな部位に着目すると、それは接触部入口付近のlow面圧部位（粘性域）であることがわかる。そこからまず要因として推測されるのは特に温度に敏感な粘性域のせん断応力に起因する誤差である。実温度分布

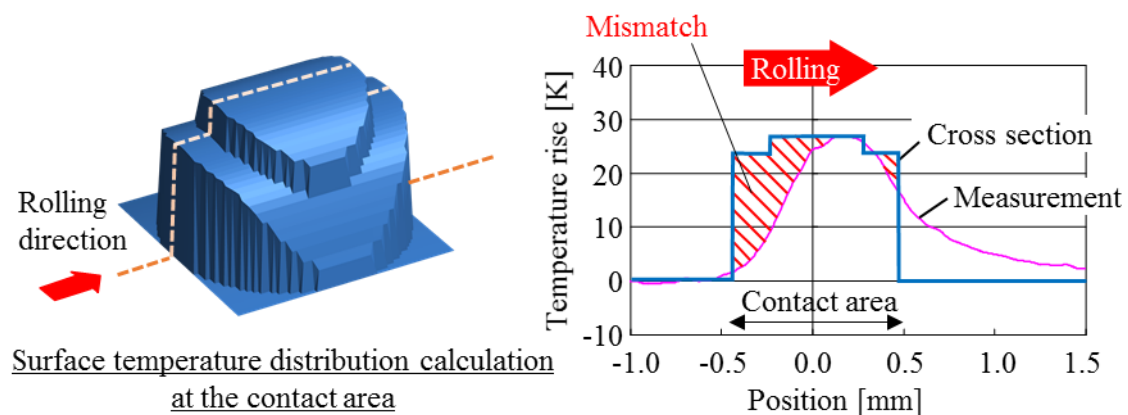


図 5.3 従来の最大温度分布モデル計算値と計測温度分布の比較

の最大値が楕円中心より後方側にずれるのは、残熱が後方側で積算されるためであるから、このずれ量と前方の温度誤差は回転速度に依存すると推測できる。更に、レオロジー領域境界判定も温度依存性を持つため、粘性域、塑性域の境界位置変化にも影響する。以上のことから、回転速度が比較的高く、油膜温度上昇が大きな条件でトラクション係数推定精度の低下が見受けられるのは、特に接触楕円入口側の温度推定誤差が局所的に増大するためと考えた。そこで本章では、熱源通過時の回転面温度上昇曲線をメッシュ単位で表現し、且つこれを簡便に解析する新たなモデルを導入することによって課題を解消し、再度トラクション係数推定結果を検証する。

5.2.2 二次元温度分布の計算法

回転面上昇温度 $\Delta\theta_s$ を求める式を新たにメッシュ単位に変更した場合、油膜温度式との正確な連立計算ができなくなるため、従来の方法では熱分配率 α や油膜内上昇温度 $\Delta\theta_f$ を求められない。そこで従来の計算収束結果を解析し、部分的に流用する方法を考案した。熱分配率 α の接触幅方向の一次元分布は、温度の絶対値には依存せず油膜の熱伝導率の影響を受けるが、この熱伝導率 K_f は圧力に依存する (Larsson and Andersson, 2000) ため、その圧力依存性を残して二次元分布に拡張した。また油膜内上昇温度 $\Delta\theta_f$ は油膜厚さと油膜の熱伝導率に依存するが、油膜厚さ一定の条件では概して回転面上昇温度 $\Delta\theta_s$ に比例した。そこで各試験条件における従来モデルの比例係数 ($\Delta\theta_f/\Delta\theta_s$) を求めておき、新たなモデルの回転面上昇温度 $\Delta\theta_s$ を用いて油膜内上昇温度 $\Delta\theta_f$ を算出した。

油膜内回転面上昇温度分布を回転方向に沿って求めようとする、メッシュ単位の温度上昇値を計算する必要がある。方法論としては例えば FEM を用いて離散的な数値解析をすることも可能である。しかし移動熱源の通過部における温度上昇計算では解析的な手法が提案されていることから (寺内他, 1983, 1985)、本章ではこれらを上手く活用することで極めて簡易的な数値計算を実施する。

図 5.4 には熱量分布密度の大きさが一様で q_0 の角柱状分布熱源が、 $x y$ 面 (表面) 上を速度 V で移動する様子を示す。この角柱の 2 辺 ($2R \times 2a$) をメッシュに相当させ、大小様々な角柱状熱源を組み合わせることで接触楕円内 (熱源領域内) の任意の熱源分布を表現することが可能であると考えた。実計算では比較的緻密なメッシュ単位の上昇温度を重ね合わせていくことからメッシュ内では温度を一定 (=メッシュ中心位置の温度) とする。

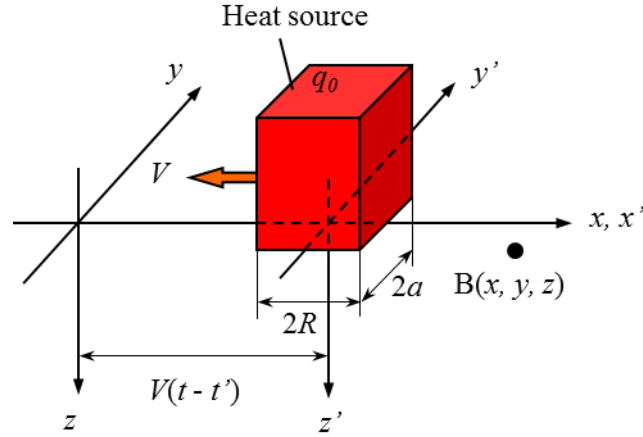


図 5.4 移動熱源と座標軸の定義

次に初期条件，境界条件として以下の仮定を行う．

- 1) 表面からの熱損失はない
- 2) 熱源は定常的で，熱源の運動は十分長く継続している
- 3) 転動体の熱伝導率 K ，比熱 c ，密度 ρ ，熱拡散率 κ は温度に依存しない

これらの条件を満たす熱伝導の基礎式 (5-1) の解として，任意の点 $B(x, y, z)$ における温度上昇 θ は式 (5-2) で表される．

$$\frac{\partial \theta^2}{\partial x^2} + \frac{\partial \theta^2}{\partial y^2} + \frac{\partial \theta^2}{\partial z^2} = \frac{1}{\kappa} \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (5-1)$$

$$\theta = \frac{1}{4(\pi\kappa)^{3/2} \rho c} \int_{-a}^a \int_{-R}^R \int_0^\infty \frac{q_0}{\zeta^{3/2}} \exp\left(-\frac{(x-x'-V\zeta)^2 + (y-y')^2 + z^2}{4\kappa\zeta}\right) d\zeta dx' dy' \quad (5-2)$$

但し $\zeta = t - t'$

時間積分の部分をラプラス変換すると

$$\theta = q_0 \frac{\kappa}{\pi K V} \int_{Y-A}^{Y+A} \int_{X-L}^{X+L} \frac{\exp\left(-\sqrt{u^2 + v^2 + Z^2} - u\right)}{\sqrt{u^2 + v^2 + Z^2}} dudv \quad (5-3)$$

ここで

$$L = \frac{VR}{2\kappa}, \quad X = \frac{L}{R}x, \quad Y = \frac{L}{R}y, \quad Z = \frac{L}{R}z, \quad A = \frac{L}{R}a, \quad u = \frac{L}{R}(x-x'), \quad v = \frac{L}{R}(y-y')$$

式 (5-3) が三次元の温度推定式である (付録 A.3 参照)．式の構成を確認すると，最初の項 q_0 は熱源メッシュにおける熱流束，以降の項は積分内にも転動速度や転動面の物性値のみで構成されている．すなわち同一試験条件 (同一接触楕円内の計算) では，式先頭項 q_0 の熱流束量のみを変えれば，全てのメッシュにおいて式 (5-3) の積分値を共通化で

きる。すなわち計算の簡略化が可能であることがわかる。

図 5.5 には計算範囲と計算例を示す。接触楕円を長さ・幅とも 50 等分し、更に楕円後方の残熱温度を確認する領域も確保した。図中の局所的な発熱源メッシュに対して式 (5-3) を用いた残熱上昇温度の変化グラフ例を示した。更に図 5.6 に示すように接触楕円内の損失発熱分布内すべての発熱源メッシュに対して前述の残熱温度分布を求め、その重畳和をとることで二次元温度分布が得られる。なお、四円筒試験条件のペクレ数 (Pe) は 96~187, 実機試験条件では 150 と非常に大きいことから移流の影響が支配的である。発熱源より離れた位置の温度上昇や横方向 (楕円幅方向) への拡散の影響は小さいと考え、計算では発熱源通過経路の残熱温度のみを考慮した。

ここまで述べた計算手法は、転動体が半無限体の場合に成立する。しかしながら本研究ではセンサ側の転動表面に絶縁膜が存在するため、この影響を考慮する必要がある。計算の手法としては、表面に熱的性質の異なる膜層がある場合の解析 (河野, 灘野, 1984) も一部あるものの、計算が極めて煩雑となる。そこでまず、式 (5-3) が三次元の温度推定式であること、すなわち深さ方向の温度推定ができることを利用し、その状況把握を行った。

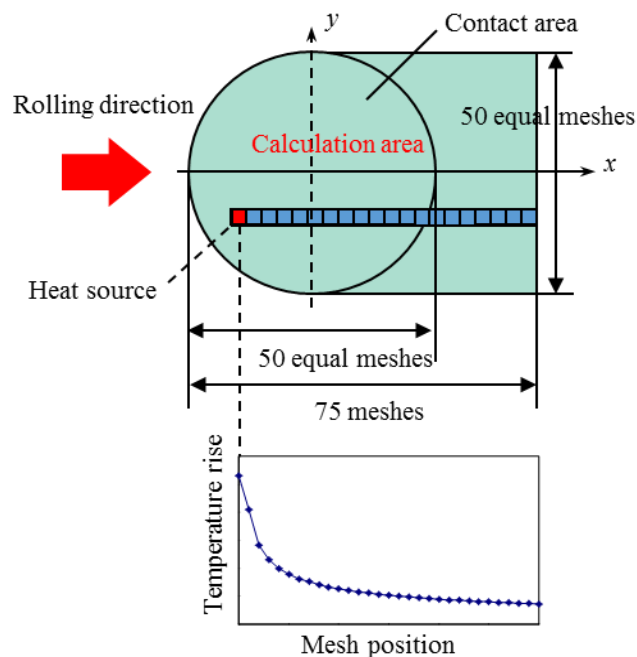


図 5.5 計算領域の定義と局所熱源に対する温度上昇計算例

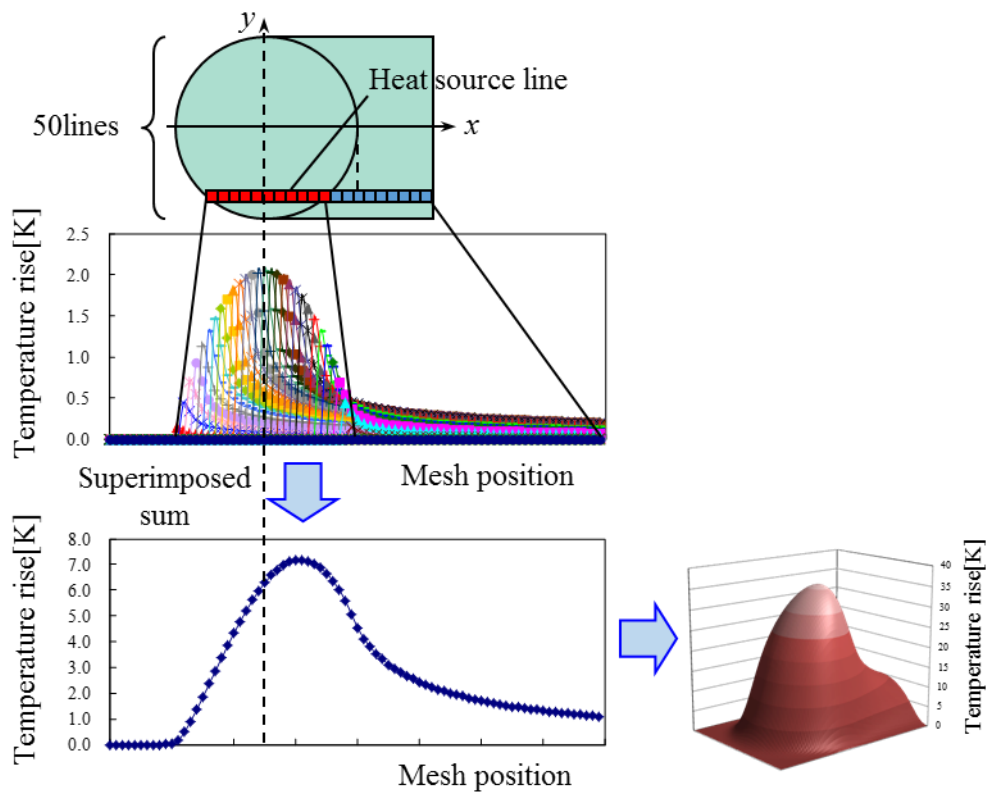


図 5.6 上昇温度の積算例（重畳和）

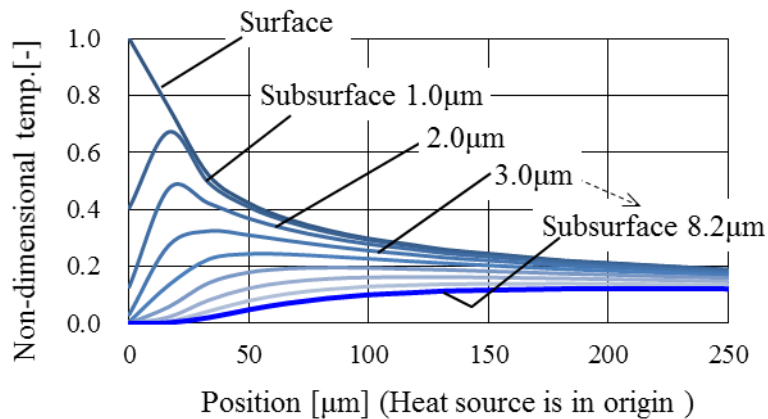


図 5.7 転動面下の無次元温度上昇推定（図 3.11 の試験条件）

図 5.7 は式 (5-3) を利用して、転動体がすべて絶縁膜素材と仮定した場合の z 方向（転動表面からの深さ方向）の温度変化を解析したものである。絶縁膜素材を SiO_2 として表面下 $1\mu\text{m}$ ごとの温度変化例を示しているが、絶縁膜の下面に相当する表面下 $h_0=8.2\mu\text{m}$ の位置では熱源が進行方向に $30\mu\text{m}$ 程度通過した後に温度が上昇し始めることがわかる。言い換えればこの試験条件における転動表面への入熱は、熱源が $30\mu\text{m}$ 通過して初めて実際の絶縁膜下面に到達すると判断できる。この現象を理解したうえで、非常に簡便な補正を

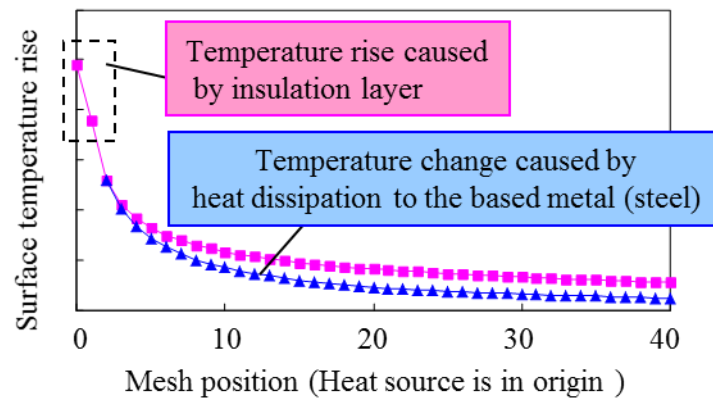


図 5.8 熱物性の切り替えによる温度補正方法

試みる。転動表面への入熱は、最初は熱伝導率の小さな絶縁膜 ($K_0=1.27\text{W/mK}$) を通過するが、絶縁膜下面に到達したのちは熱伝導率の大きな鋼材 ($K=42.7\text{W/mK}$) の影響を受け始める。絶縁膜は極めて薄いため、もう少しマクロ的な見方をすれば絶縁膜下面に熱が到達した後は、絶縁膜自体が（その表面も含めて）鋼材により冷やされると考えることができる。これを踏まえ、図 5.8 に示すように初期には絶縁膜素材の熱物性を用いた温度上昇計算値を用い、熱源から 2 つめのメッシュ（進行方向に $33\mu\text{m}$ 移動し、熱が鋼材に到達した位置）から鋼材熱物性を用いた計算に置き換えることで、絶縁膜の影響を式 (5-3) の組合せで表現した。この例では接触楕円直径が転動方向には 0.8mm ($828\mu\text{m}$) であるから、楕円長さのわずか 3.6%分の極めて短い移動距離で熱が鋼材まで達することになる。絶縁膜が断熱層のような役割をしているとはいえ、油膜内での発熱が転動壁面に素早く拡散する構図には変わりがないと言える。なお、図 5.8 において熱伝導率を変更した位置における計算値の繋がりが十分滑らかであることから、メッシュ間隔にも問題が無いことがわかる。更に前述したように、式 (5-3) で熱流束 q_0 以降の項は、積分項（温度変化の形状を決定する項）を含め、試験条件である転動速度と転動面の物性値のみで構成されている。そのため同一試験条件下では全ての計算メッシュでこの組合せた新たな式を共通使用でき、計算負荷が軽減されることから極めて都合が良い。

5.3 二次元温度分布計算モデルの検証

5.3.1 四円筒試験機の計測結果比較

薄膜温度センサを用いた四円筒試験機の計測結果を用いて新たな温度分布モデルの検証を実施する。図 5.9 ~ 5.11 に新たなモデルによる計算値と実測値の比較を示す。試験条

件は回転速度が 5.2m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa, 油温 323K (50°C) である. 図 5.9 の計算値は回転体をすべて絶縁膜素材(SiO_2)と仮定した場合, 図 5.10 は回転体をすべて鋼材と仮定した場合である. これらの結果から, 薄膜センサを用いる計測は熱伝導率の低い絶縁膜に断熱されている状態であり, 今回の試験条件で絶縁膜が無い場合には温度上昇が非常に小さな条件であることが伺える. 但しこれは試験機上の低負荷条件であり, 実機 CVT の高負荷条件では非常に高い温度上昇がみられることから, 温度推定が極めて重要であることに変わりはない. 図 5.11 は素材を組合せた計算であり, 接触部通過時の温度上昇をうまく再現できることが確認できた. 前項 5.2.2 で述べた様に, 絶縁膜が断熱層のような役割をしているとはいえ, 油膜内での発熱が回転壁面に素早く拡散する構図には変わらないが, その場合でも温度上昇推定量には伝熱特性のモデルが非常に大きく影響することが判明した.

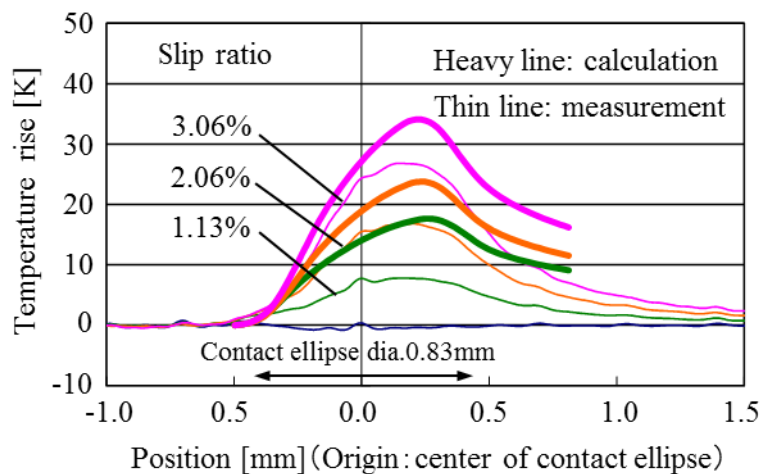


図 5.9 回転面温度上昇分布の比較 (計算値は回転体が全て SiO_2 と仮定)

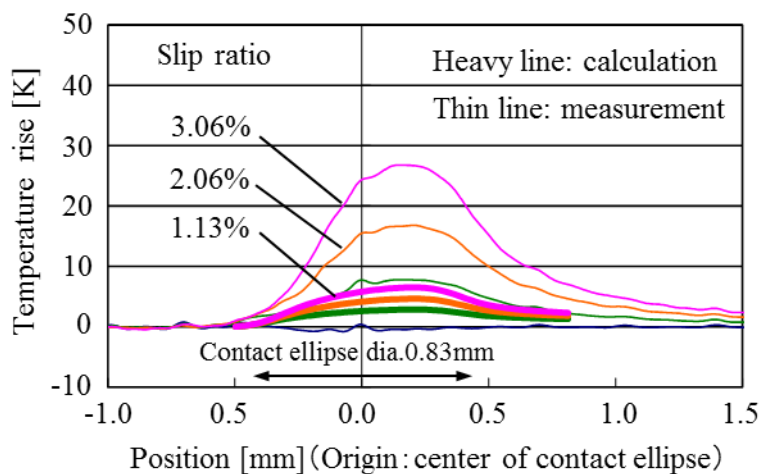


図 5.10 回転面温度上昇分布の比較 (計算値は回転体が全て鋼材と仮定)

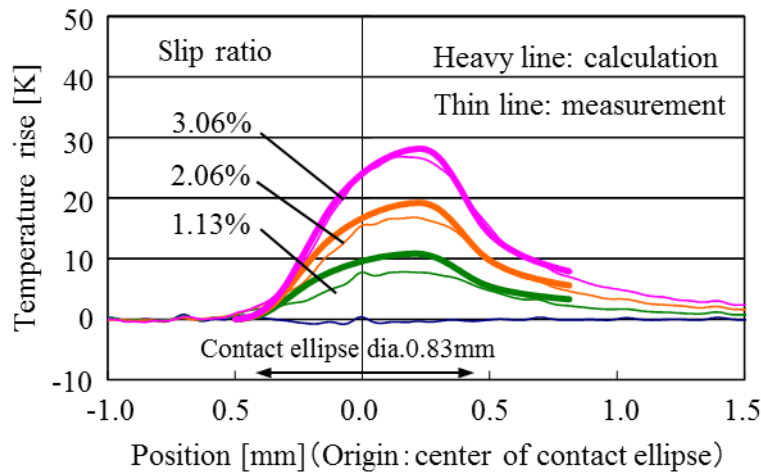


図 5.11 転動面温度上昇分布の比較（計算に熱物性組合せ手法を導入）

5.3.2 トロイダル無段変速機の計測結果比較

3.4.2 項で解説した入力トルク 0Nm, 50Nm の定常運転条件の計測結果と、新たな計算結果を比較する。図 5.12, 5.13 の各々左側に実測値、右側に計算値を示す。計算ではもともと接触楕円幅を 50 等分 (0.084mm ピッチ) しているが、4.3.2 項と同様に実機計測のセンサ幅に合わせたピッチで表示した。計算モデルの性質上、絶対値を精緻に比較できる温度推定ではないが、計測と計算の両者を比較すると概略一致していることがわかる。しかし、最下段の等高線図中の推定接触楕円 (赤丸) 内の温度上昇位置を比較すると、多少の位置ずれが生じている。図中横軸は無段変速部の変速方向であり、目標変速比 (変速部の入出力回転数の比) 1.0 付近を変速比 0.01 刻みで変速、言い換えれば転動体上に成膜 (固定) されたセンサに対して接触楕円の位置を凡そ 0.3mm ずつ移動させて計測した結果である。すなわち横軸は変速比から推定される計算上の位置であるため、極めて僅かでも計測時の位置ずれ誤差が含まれると考える。更に接触楕円内は高面圧 (最大ヘルツ面圧 1.6GPa) であるから温度の圧力補正がなされるが、この補正をする際にも位置ずれが影響したと予想する。但しそれでも側面の裾野部分は計算より明らかになだらかな広い範囲で実測値の温度が高い。この差異は図 4.7, 4.8 でも明らかである。熱物性値を鋼材と想定した場合でもペクレ数(Pe)が 150 と非常に大きいため、楕円部発熱源から横方向への瞬時の熱拡散とは考えにくい。図 5.14, 5.15 にて後述するが、接触部入口ではせん断発熱により温度が上昇する。その油が全て油膜として狭い接触部に入り込めるわけではなく、側方に回り込むことで周辺温度が上昇する状態を示していると推測する。

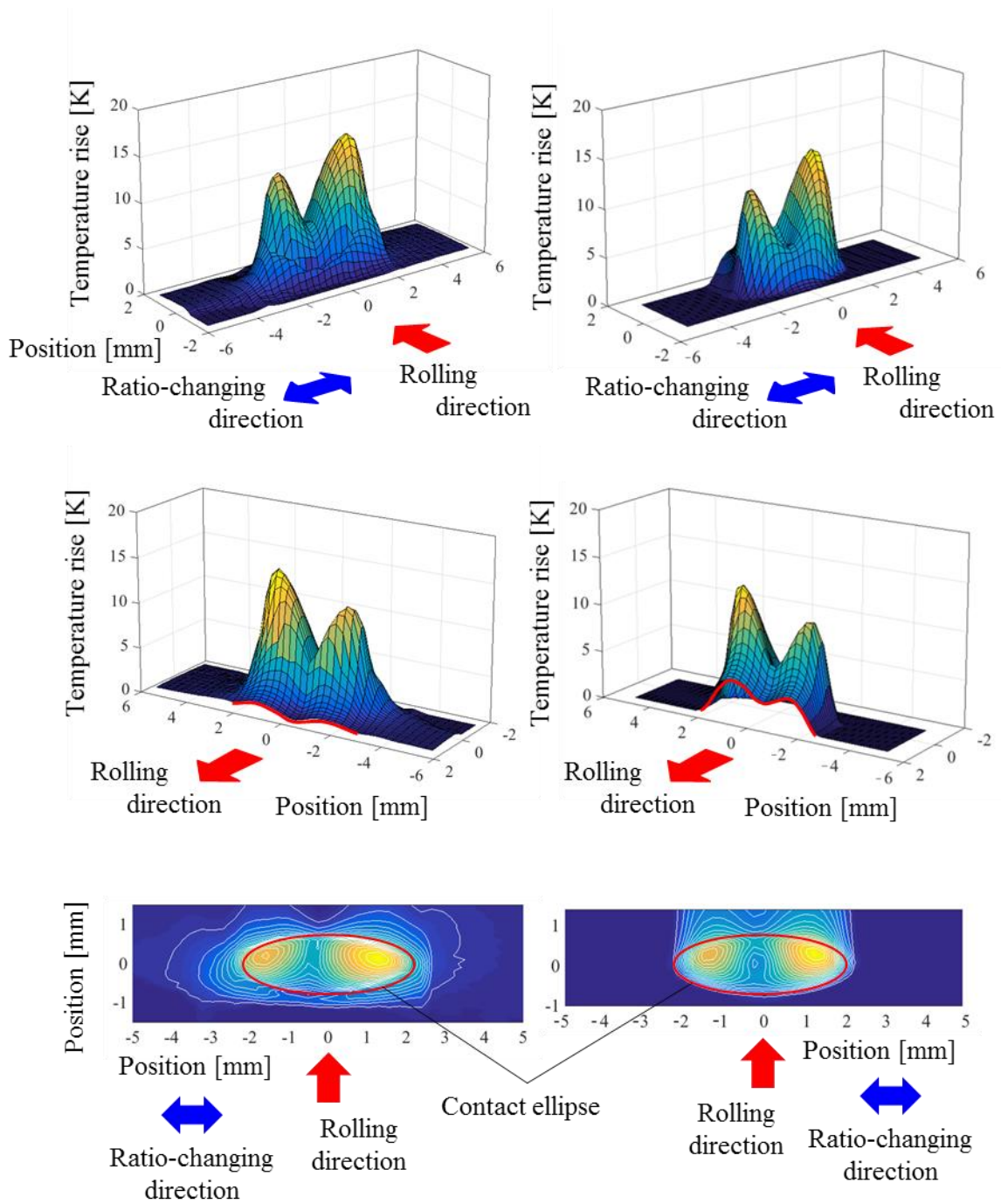


図 5.12 転動面温度上昇分布の比較
(入力トルク 0 Nm 条件, 左列: 実測値, 右列: 計算値)

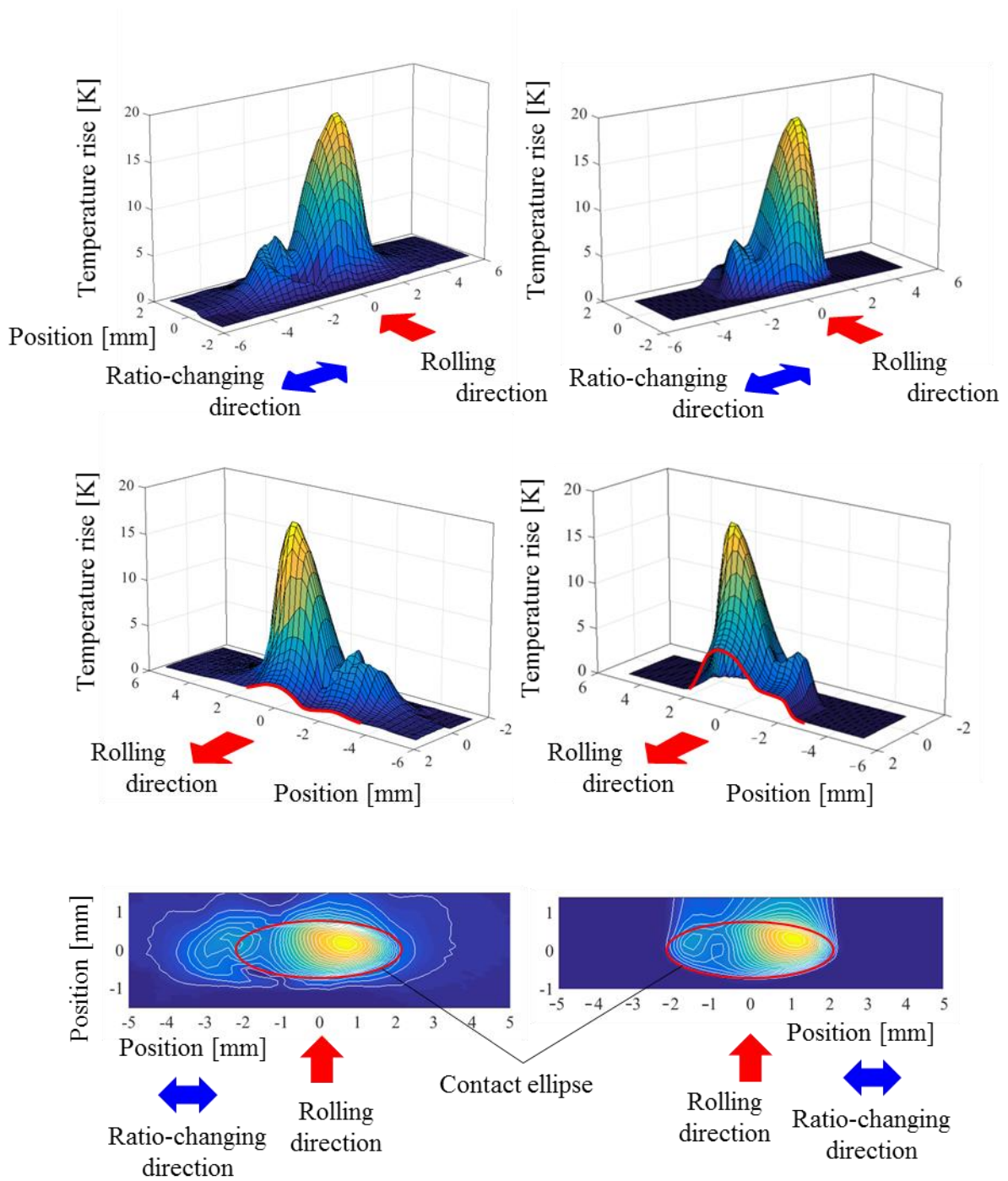


図 5.13 転動面温度上昇分布の比較
 (入力トルク 50Nm 条件, 左列: 実測値, 右列: 計算値)

更に図の中段, 接触部通過後の出口側温度に特に大きな差(赤い縁取り線)がみられる。この形状を詳細に比較するため, 図 5.12, 5.13 の最大温度位置で転動方向の断面をとった後, 横軸を接触楕円の転動方向直径, 縦軸を最大温度で無次元化し重ねてみる。なお, 温度の最大位置を正確に合わせるために実測数値を僅かに後方にずらした後, 無次元化を実施した(ずらした量は 0.17mm, 0.12mm)。各々の結果を図 5.14, 5.15 に示す。実測の接触部入口側では接触領域外から温度の上昇がみられるが, これは入口せん断発熱の影響と考えた。出口側では接触楕円通過後に実測値のみ, 急激な温度下降がみられる。一方, 四円筒試験機の実測値と計算値では, 実機のような大きな差異は見られなかった(図 5.16)。これらのことを勘案すると, その違いは冷却潤滑油量の差と考えられる。四円筒試験では潤滑油供給量を 60cc/min とした。これに対して実機ではセンサの破損防止も懸念し, 変速部全体で 8 l/min と多量の潤滑油を供給している。更に計算では転動表面からの放熱を考慮していないことから, 実機条件でのみ接触部出口側の表面で十分な冷却放熱がなされたことが誤差の要因と推測する。

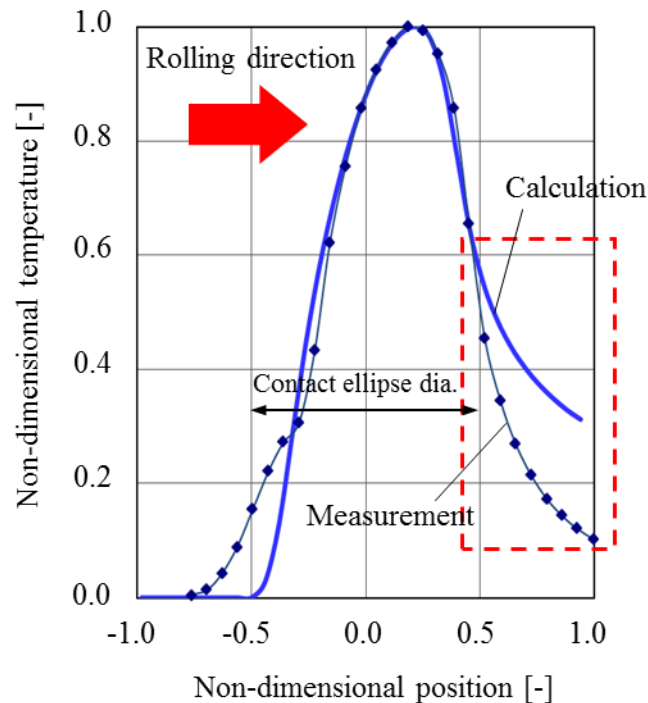


図 5.14 無次元転動面温度上昇分布の断面形状比較
(入力トルク 0 Nm 条件)

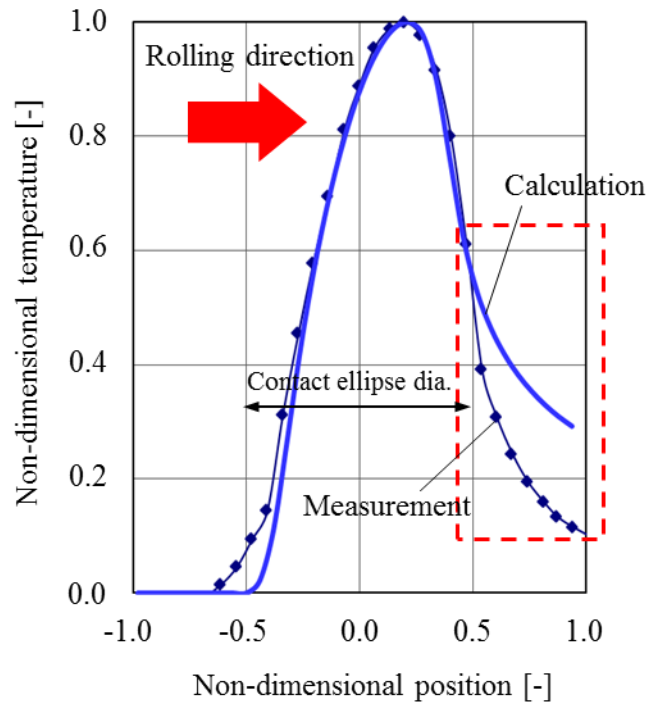


図 5.15 無次元転動面温度上昇分布の断面形状比較
(入力トルク 50Nm 条件)

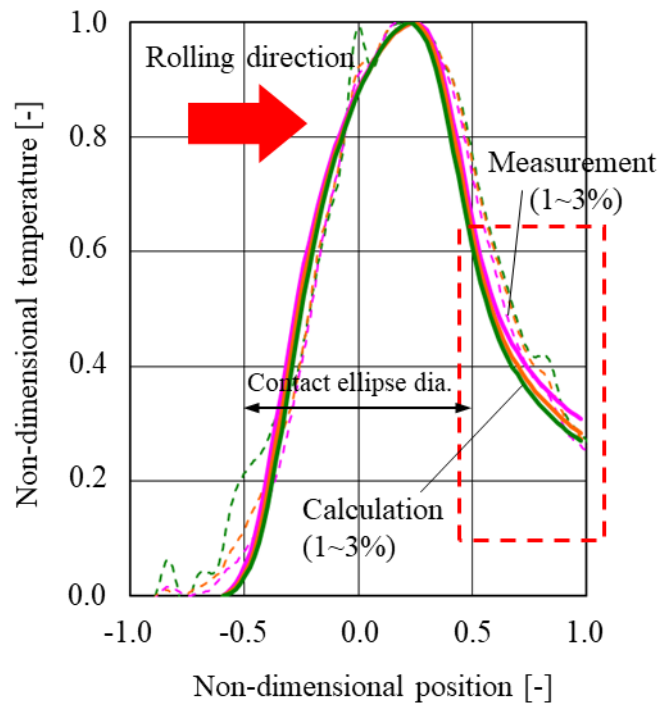


図 5.16 無次元転動面温度上昇分布の断面形状比較
(四円筒試験機, 転動速度が 5.2m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa)

最後に、接触部通過後の温度誤差がトラクション係数に与える影響について確認をしておく。トラクション係数は主として接触楕円範囲内の油膜せん断応力のトルク伝達方向成分の積分値である。楕円外の領域では圧力上昇が極めて小さいため、せん断応力の積算には殆ど寄与しない。すなわちこの部位の温度誤差は、トラクション係数への影響が十分に小さいと考えられる。

5.4 トラクション係数の推定精度向上

ここでは図 5.2 の精度低下に対して、新たなモデルによるトラクション係数推定精度の改善効果を検証する。従来の最大温度分布モデルに対して新たな完全温度分布モデルを加えたトラクション係数推定値の計測比較結果を図 5.17, 5.18 に示す。面圧条件はどちらも最大ヘルツ面圧で 1.0GPa だが、転動速度のみ 5.2m/sec, 10.0m/sec と異なっている。図 5.17 の条件では発熱量も小さく、温度推定モデルの変更によるトラクション係数の変化は小さい。これに対して図 5.18 における従来の最大温度分布モデルでは滑り率の増加に伴い実測値を大きく下回るが、完全温度分布モデルではそれが改善されていることがわかる。

本研究では粘性・塑性の 2 つの領域で各々物理的な特徴を表す応力モデルを提案しているが、遡って図 2.10 を確認すると、Eyring の非線形モデルで表現される応力は限界せん断応力と比較し温度に対して非常に敏感であることがわかる。またこの応力は比較的低温領域でのみ発現し、圧力上昇とともに限界せん断応力に置き換わる。限界せん断応力は式 (2-6) の構成を見てもわかるように、面圧が高いほど温度に対する負勾配の比例係

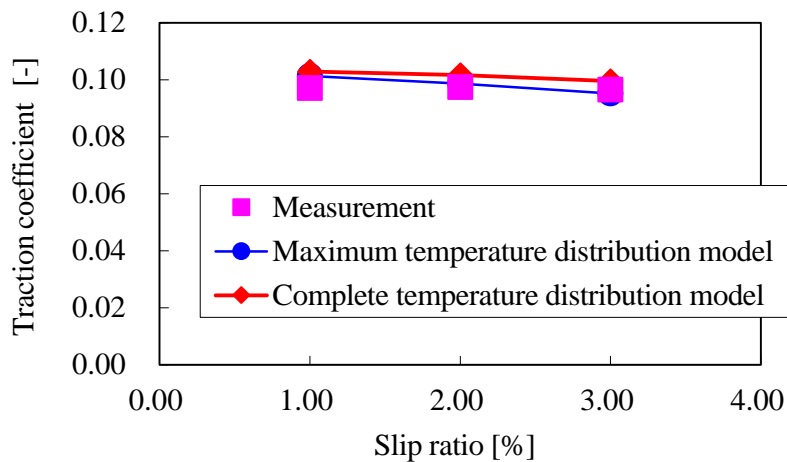


図 5.17 四円筒試験機のトラクション係数比較
(転動速度 5.2m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa)

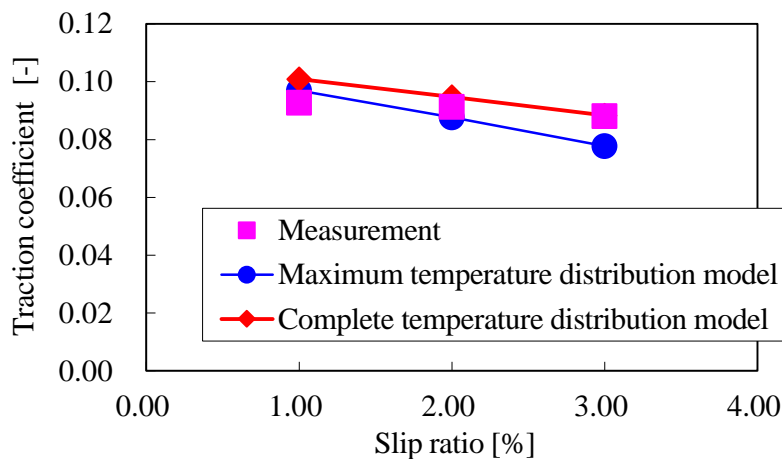


図 5.18 四円筒試験機のトラクション係数比較
(回転速度 10m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa)

数が大きくなる。高面圧条件下における温度依存性は、この限界せん断応力によって表現されるといえる。このような特質をもった応力モデルを楕円内の局所的な各メッシュ位置で選択判定することから、楕円内における各領域の面積比率やそれぞれの領域におけるせん断力(接線力)の分担比率がトラクション係数の特性を決定付けることが推測される。

そこでまず、図 5.17 (回転速度 5.2m/sec) 条件の 2 つのモデルについてレオロジー領域特性の内訳を図 5.19 に示す。これは接触楕円内の粘性・塑性域のうち塑性域の割合を示したもので、塑性域の面積比率とせん断力(接線力)の分担比率を示したものである。まず、どちらのモデルでも滑り率の増加に従い温度が高くなるため塑性域の面積比率・分担比率とも減少する。その結果としてトラクション係数が若干低下していることがわかる。しかし温度推定モデルを変更してもその比率に大きな変化はなく、滑り率が変化しても塑性域の面積比率は約 50%~60%を保ち、せん断力の分担比率では塑性域が 70%~80%を占める。すなわち係数変化の少ない理由は、もともと温度依存性が比較的小さな限界せん断応力がトラクション係数の多くを受け持っているためと考えられる。図示はしないが更に面圧の高い試験条件でも、塑性域の比率が増加することから温度推定モデルの変更によるトラクション係数推定値の差異は見られなかった。図 5.20 には図 5.19 の滑り率 3%条件における接触楕円内のレオロジー領域分布を図示した。新たな完全温度分布モデルでは温度の

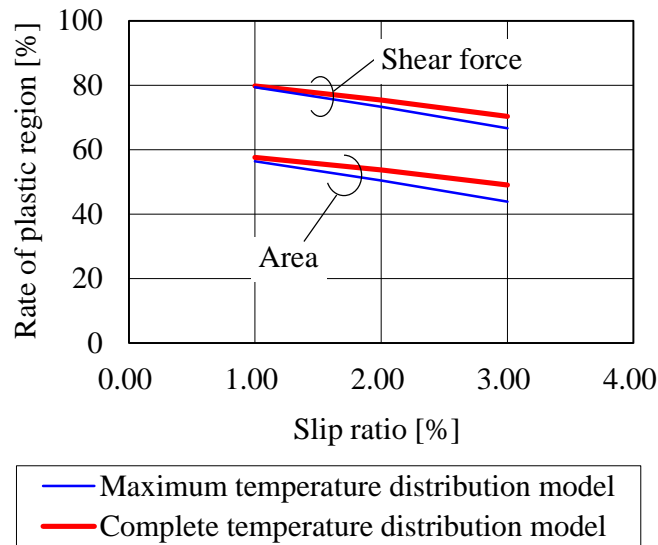


図 5.19 接触楕円内におけるせん断応力と面積の塑性域比率
(四円筒試験機条件 転動速度 5.2m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa)

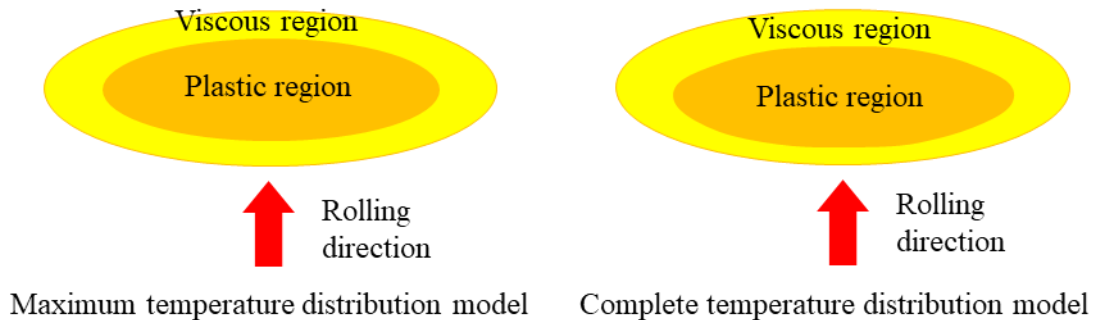


図 5.20 接触楕円内の粘性・塑性域範囲比較
(滑り率 3%, 転動速度 5.2m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa)
左図：最大温度分布モデル, 右図：完全温度分布モデル

ピーク位置が接触楕円中央より少し後方にずれるため、塑性域がやや接触楕円前方寄りになるが、この試験条件ではどちらの温度推定モデルでも大きな差異がないことがわかる。

同様に、図 5.18 (転動速度 10m/sec) 条件のレオロジー領域特性内訳を図 5.21 に示す。図中の最大温度分布モデルでは滑り率 1%時の塑性域の面積比率が 49%、せん断力の分担比率は 72%であったが、滑り率が 3%に増加すると面積比率が 10%、せん断力の分担比率が 20%と急激に低下している。従来モデルのトラクション係数値が実測値を大きく下回った理由である。これに対して完全温度分布モデルでは、滑り率 1%時の塑性域の面積比率は 54%、せん断力の分担比率は 76%と、最大温度分布モデルと同等であるが、滑り率が

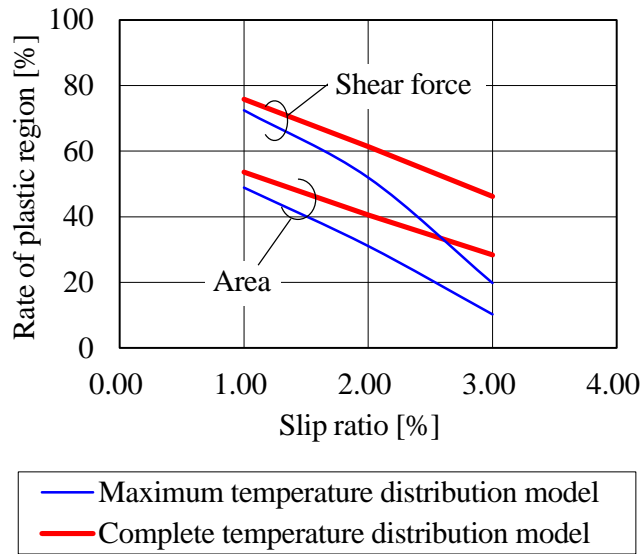


図 5.21 接触楕円内におけるせん断応力と面積の塑性域比率 (四円筒試験機条件 転動速度 10m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa)

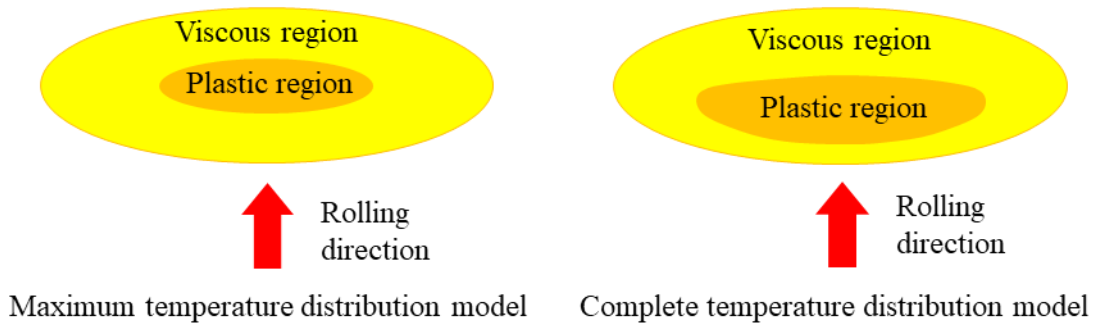


図 5.22 接触楕円内の粘性・塑性域範囲比較 (滑り率 3%, 転動速度 10m/sec, 最大ヘルツ面圧 1.0GPa)
 左図：最大温度分布モデル，右図：完全温度分布モデル

3%に増加しても面積比率が 28%，せん断力の分担比率が 46%に留まっており，トラクション係数の低下が抑えられた．図 5.22 に滑り率 3%条件における接触楕円内の粘性・塑性域を図示すると，完全温度分布モデルでは楕円入口側の温度上昇が抑えられたことにより，この領域の塑性域の割合が回復しているのが見て取れる．この結果から，予想通り温度分布がレオロジー領域境界の判定に強く影響していたことが判明した．

更に説明を加えると，図 5.18 の完全温度分布モデルでは滑り率 1%条件のトラクション係数推定値が従来モデルの値より大きい．滑り率 1%の条件では塑性域せん断力の分担比率が 76%と大きいので，係数推定値が大きくなった原因は主に限界せん断応力にあると推

測できる。これは限界せん断応力式 (2-6) を導出する際の油膜温度に、高めに見積もられる従来の最大温度モデルを用いていることが原因と考えられる。

以上をまとめると、新たな温度分布モデルによるトラクション係数推定は、従来の最大温度分布モデルと比較して、滑り率 1% 条件では計算都合上の塑性モデルの誤差によってやや高めとなるが、3% 条件では粘性域の温度の適正化及び塑性域の割合回復により修正されていると解釈できる。

5.5 結言

- (1) 移動熱源の条件下にて熱伝導の基礎式を満たす解析解を流用し、メッシュ単位の局所発熱源に対する通過残熱温度変化の重畳和を取ることにより、任意形状の熱源分布が通過する場合の二次元温度上昇分布を算出できるようにした。
- (2) 更に薄膜温度センサを用いる際に必要な絶縁膜による断熱効果を表現するために、計算途中で熱物性を切り替える工夫をした簡易計算を行うことで、薄膜温度センサの実測値と合致する新たな完全温度分布を得ることができた。
- (3) 新たな完全温度分布モデルを用いたトラクション係数推定計算を実施し、その効果を薄膜温度センサの実測値や従来の最大温度分布モデルの計算値と比較検証した。その結果、従来モデルではトラクション係数が実測値と比較して低く見積もられる、低面圧・高滑り率で温度上昇の比較的大きな条件下において、新たなモデルでは接触楕円内油膜せん断力の塑性域分担比率の減少が抑制されることによる係数推定精度の改善効果がみられた。すなわち、特定条件下における従来の最大温度分布モデルによるトラクション係数推定精度の低下は、温度分布の誤差に起因するものであった。
- (4) 以上の結果から、実機の運転条件にてスピン滑りを伴い大きく温度上昇する条件下においても、新たな完全な温度分布モデルはトラクション係数推定精度の低下を抑制し、その物理的な特性を確認することが可能と考える。

第6章 レオロジーモデルの導出法

6.1 緒言

トラクション係数を構成する接線力と法線力のうち、接線力とは動力伝達の行われる油膜内のせん断応力をその発生領域（概ねヘルツの接触楕円領域）で積分した値の接線方向成分である。そのためトラクション係数は、油膜内せん断応力のレオロジー特性を陰に含む。言い換えれば係数は内部変数により決まる油膜内のレオロジー特性の平均値が切り出されたものであり、トラクション特性を外部変数のみから正確に推定するには情報量が不足している。油膜内では固化現象がみられるなど物理的にも複雑な状態にあるが、その反面、これらを系統立てて解析することはトラクション係数を効果的に推定する技術として有用であると考え（村木、木村、1990）（村木、小西、1992）。本研究でも接触楕円内のレオロジー領域を粘性域と塑性域に分けて組み合わせることで、これを表現した。更に接触楕円内のせん断発熱分布から求めた温度上昇値と、薄膜温度センサを用いた実計測温度はよく一致した。粘性域については Eyring の理論式を導入し、各項を構成するレオロジーパラメータに畑の提唱する理論導出された高圧粘度・アイリング応力の推定式を用いた。従って分子量、大気圧下の粘度や密度などの測定容易な一般特性から実用数値が導出できるようになり、レオロジーモデルの一般化や扱いやすさの観点においても非常に普遍性の高いモデルといえる。これに対して塑性域のレオロジーモデルは実験式としたため、そのモデル導出法は十分に理論的であるとは言い難い。そこで本章ではトラクション係数推定手法の一般化、普遍化を目的とし、温度とレオロジーモデルの解釈を再度、慎重に考察する。

6.2 レオロジーモデルの一般化

6.2.1 従来塑性モデルの課題

従来のレオロジーモデルでは、不定となるレオロジーパラメータの一部を実験データから逆算出することが多く、このような合わせ込みの項を持つことによりモデルはトラクション係数の実測値と一致しやすくなる（川瀬他、1996）（村木、木村、1990）。しかし試験条件を振って実験式を導出することは時間と手間がかかり、一般に容易ではない。理想的には基本物性以外の全ての関数項を理論的に導くことにより、導出する値や手法に普遍性をもたせることが望まれる。

本研究では既に 2.2.2 項において解説したように、粘性域におけるレオロジーモデルと

して Eyring の非線形式 (2-1) を採用し、レオロジーパラメータである油の高圧粘度 η_p の式 (2-4) やアイリング応力 τ_0 の式 (2-5) には畑らの提唱する式を取り入れた。これらの式は分子の活性化自由エネルギーや活性化自由体積に相関のある凝集エネルギー密度 CED の式 (2-2) を用いて油の特性を表現するものである。 CED は分子量、常圧粘度・密度などの比較的入手しやすい基本物性のパラメータで構成されており普遍性が高い。ところがこれに対して塑性域の限界せん断応力は理論的に導出するモデルがないため、従来通りの手法を用い、試験条件を振ったトラクション係数の計測データから実験式 (2-6) を導いた。このためモデルの一般化という観点において十分な普遍性を持っているとは言えない。しかしながら 2.2.1 項では粘性域から塑性域にかけて物理的なせん断現象の連続性を上手く解釈できることを述べた。そこでこの領域境界における連続性を利用し、既に理論的に導出されている粘性域のレオロジーパラメータから塑性域モデルの特性値を推定することで、普遍性のある塑性域モデルの導出を試みる。

6.2.2 塑性モデルの導出

6.2.2.1 塑性モデル導出の考え方

領域境界の物性を特定するためには、境界を判断する何らかの指標が必要である。粘性域の空孔理論では一定温度条件下における流体の粘性が圧力によって変化する場合、分子が流れ込む空孔の生成には系の全体積の増加を伴うと考える。これは粘度が自由体積に依存するとした考え方に繋がるものである (Doolittle, 1951) (板垣, 1994)。この自由体積理論によれば、圧力の上昇 (または温度の下降) によって自由体積分率が小さくなっていくと分子移動による緩和時間が長くなり粘度が上昇する。あるところから分子の移動が阻害されてガラス転移状態になるとされ、この自由体積分率 0.025、粘度 10^{12} Pa s となる温度条件がガラス転移温度とされる (Williams et al., 1955) (Nascimento and Zanotto, 2010)。これを利用し、まずは検討したい設定圧力下において領域境界となる条件を高圧粘度 η の限界値 $\eta_g = 10^{12}$ Pa s とおき、ガラス転移温度 θ_g を逆算した。この θ_g と設定圧力により粘性域のレオロジーパラメータの値が決定できる。参考までに、限界せん断応力の実験式 (2-6) にこれらの圧力と温度を代入すると領域境界の限界せん断応力値が決まり、せん断現象の連続性を考慮すると、このせん断応力値を粘性域モデルで逆算することにより実せん断速度を推定することができる。更に油膜形成条件を決めれば、図 2.3(b) の実せん断層の厚み h_s を逆算することも可能である。

塑性域で発生するせん断応力は、従来文献 (鄧他, 1995) や実験式 (2-6) の導出結果より圧力と温度の一次関数になると予想されるが、ここではその変化勾配 (比例係数) を粘性域のレオロジーパラメータを利用して推定する。そのために再びレオロジー領域間の連続性を考える。まず、分子の均一性が比較的高いアモルファス固体のせん断応力は、分子間距離の変化による相互作用力そのものに支配されると考えた。そこで領域境界における連続性は、圧力下における粘性域モデルの活性化エネルギーと塑性域の分子間ポテンシャルエネルギーを媒介とすることで表現する (野瀬, 畑, 1967)。分子間ポテンシャルエネルギーと分子間力はレナードジョーンズの式を同定して求めた。このとき固体分子の結合エネルギーは凝集エネルギーで置き換えた。次に分子間力とせん断応力の関係を固体力学の理論から導いてみる。圧力や温度の変化による分子間距離の変化は体積変化として体積弾性率 K で表現される。等方性材料の場合、 K は縦弾性係数 (ヤング率) E や横弾性係数 (剛性率) G とポアソン比 ν を用いて相互に表現できる。ポアソン比は例えばアモルファス固体を代表する石英ガラスの値 ($\nu=0.17$) を仮定する。理論せん断強度 τ_{max} は原子間力と距離の関係から、一般に剛性率 G を用いて導かれる。分子間でも同様の定義をすれば、これを限界せん断応力と置きかえることができると考えた。このように導出した領域境界における理論せん断強度の圧力と温度に対する変化勾配を求め、実験式 (2-6) の限界せん断応力の変化勾配と比較することでこれを検証した。

6.2.2.2 定式化

まずは粘性域モデルを具体的に定式化していく。反応速度論を粘性流体に適用して求めた Eyring の非線形モデル (Glasstone et al., 1941) を改めて記述すると

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (6-1)$$

$\dot{\gamma}$, τ_0 , η , τ はそれぞれせん断速度, アイリング応力, 粘度, せん断応力を表す。この時, ニュートン粘度は以下のように表現される。

$$\eta = \tau_0 \cdot \left(\frac{\pi dV}{2kN\theta}\right)^{1/2} v_f^{1/3} e^{E_{act}/R\theta} \quad (6-2)$$

ここで, d , V , k , N , v_f , E_{act} , R , θ はそれぞれ密度, 分子容 (モル体積), ボルツマン定数, アボガドロ定数, 分子の自由体積, 1 mol あたりの活性化エネルギー, 気体定数, 温度である。

圧力影響下では分子移動のための空孔生成に必要なエネルギーの増加が必要と考えられる。流体 1mol の流動の活性化状態に対する体積増加量を ΔV とすると、活性化エネルギーは

$$E_{act} = E_{vis} + p\Delta V \quad (6-3)$$

E_{vis} は実験的に観察される 1 mol あたりの流動に関する活性化エネルギーである。 ΔV の量は分子容 V のある分率になると考えられるため、これを V/n' と表す。また E_{vis} は蒸発エネルギー (凝集エネルギー) ΔE_{vap} のある分率であると予想され、これを $\Delta E_{vap}/n$ と表すと、

$$E_{act} = \frac{\Delta E_{vap}}{n} + \frac{pV}{n'} \quad (6-4)$$

よって式 (6-2) に導入すれば、圧力依存性を考慮した粘性は

$$\eta_p = \tau_0 \cdot \left(\frac{\pi dV}{2R\theta} \right)^{1/2} v_f^{1/3} e^{\frac{\Delta E_{vap} + pV}{nR\theta + n'R\theta}} \quad (6-5)$$

$\tau_0 = \frac{2R\theta}{V}$, $\Delta E_{vap} = CED \cdot V$ で置き換えると、

$$\eta_p = \sqrt{\pi d \tau_0} v_f^{1/3} e^{\frac{2CED}{\tau_0 n} + \frac{2p}{\tau_0 n'}} \quad (6-6)$$

ここで粘性限界を $\eta_{lim} = \eta_0 e^{\alpha_p p}$ と表現して式 (6-6) と比較すれば、

$$\eta_0 = \sqrt{\pi d \tau_0} v_f^{1/3} e^{\frac{2CED}{\tau_0 n}} \quad (6-7)$$

$$\alpha_p = \frac{2}{\tau_0 n'} \quad (6-8)$$

これにより分率 n , n' が決定できる。 α_p は圧力粘性係数である。 η_0 は大気圧下における粘度であるから、式 (6-7) の各パラメータには大気圧下の特性を用いる。なお、分子の自由体積は近似的に以下で表現した。

$$v_f^{1/3} = \frac{\tau_0 V^{4/3}}{N^{1/3} \Delta E_{vap}} \quad (6-9)$$

次に塑性域の特性を表現する関数モデルを導入する。レナードジョーンズ・ポテンシャルを採用し、分子間のポテンシャルエネルギー ϕ と分子間力 F を式で表すと、

$$\phi(r) = 4\epsilon \left\{ \left(\frac{\sigma}{r} \right)^{12} - \left(\frac{\sigma}{r} \right)^6 \right\} \quad (6-10)$$

$$F(r) = -\frac{\partial\phi(r)}{\partial r} = \frac{24\varepsilon}{r} \left\{ 2\left(\frac{\sigma}{r}\right)^{12} - \left(\frac{\sigma}{r}\right)^6 \right\} \quad (6-11)$$

ε は結合エネルギー, r は分子間距離, σ はポテンシャルがゼロとなる分子間距離である. 結合エネルギーは蒸発エネルギー即ち凝集エネルギーのある分率に相当すると考える. また1分子あたりであることを考慮すれば,

$$\varepsilon = \frac{\Delta E_{vap}}{nN} = \frac{CED \cdot V}{nN} \quad (6-12)$$

$p=0$ 条件下で全ての方向の分子間距離を平均的に r_0 とすると,

$$r_0 = \sqrt[3]{\frac{V}{N}} \quad (6-13)$$

$p=0$ 条件下 ($r=r_0$) でポテンシャルは最小の $-\varepsilon$ をとる. このとき σ は

$$\sigma = 2^{-1/6} r_0 \quad (6-14)$$

これらを導入すると式 (6-10), (6-11) は

$$\phi(r) = \frac{CED \cdot V}{nN} \left\{ \left(\frac{r_0}{r}\right)^{12} - 2\left(\frac{r_0}{r}\right)^6 \right\} \quad (6-15)$$

$$F(r) = \frac{12}{r} \frac{CED \cdot V}{nN} \left\{ \left(\frac{r_0}{r}\right)^{12} - \left(\frac{r_0}{r}\right)^6 \right\} \quad (6-16)$$

式 (6-15), (6-16) を用いて圧力や温度による分子間距離や分子間力の変化を算出し, 体積ひずみから体積弾性率 K を求める. また, 一般にその等方性から剛性率 G は

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} = \frac{3}{2} \cdot \frac{1-2\nu}{1+\nu} K \quad (6-17)$$

固体力学における理論せん断強度は

$$\tau_{max} = \frac{G}{2\pi} \quad (6-18)$$

以上が用意する式である.

6.2.2.3 計算例と結果の考察

計算例として3つの設定圧力 (0.8, 1.0, 1.2 GPa) で試算を行う. 油種は本研究で使用した出光興産株式会社の合成ナフテン系トラクション開発油 (TDF3200) とした.

表 6.1 には設定圧力, 粘度の境界条件とそこから求められたガラス転移温度 θ_g のほか,

式 (2-6) を用いた領域境界の限界せん断応力 τ_L , 推定される実せん断速度 $\dot{\gamma}$ も参考に示す. 表 6.2 にはアイリングモデル, ニュートン粘性モデル, レナードジョーンズのモデルに必要な各項の物性値やフィッティングパラメータを示す. 高压粘度 η_p やアイリング応力 τ_0 は畑らが提唱する *CED* を用いて求めた値である. 空孔を作るのに用いられるエネルギーの分率が $1/n$, すなわち実際には蒸発エネルギーの約 $1/10$ であることがわかる. これは式 (6-12) によりポテンシャルエネルギー計算に反映させた. また, その空孔の大きさ (体積変化量) は分子の大きさの $1/n'$, すなわち $1/14 \sim 1/23$ 程度であることになる. 後者を物理的・現実的に考えると, 空孔を作る分子は体積全体の $1/14 \sim 1/23$ 程度であると言い換えることができると考えた. つまり分子間力が実際に変化できるのは $1/n'$, 言い換えれば平均的に発生する分子間力が $1/n'$ 倍になることを示している.

表 6.3 には領域境界 (ガラス転移点) における活性化エネルギーと, これを式 (6-15) のポテンシャルエネルギーに導入して求めた分子間距離 r , この r を式 (6-16) に代入して求めた分子間力 F を示す. 表中の数値は 1 分子あたりの量である. なお, ガラス転移点における分子間力は図 6.1 の例に示すように十分に斥力を発生させる位置にあり, その周辺で勾配の急激な変化は見られなかった. そこで r と F の勾配は圧力, 温度をガラス転移点から各々 0.01 GPa , 1 K 変化させ, そのポテンシャルエネルギー変化から求まる計算値の二点間勾配として算出した. 表 6.3 には更にこれらの勾配から求めた K , G , τ_{max} を示す. なお, 表中の K は圧力変化から求めたものだが, 温度変化から求めた数値でも大きな差は見られなかった. 理論せん断強度 τ_{max} , 体積分率 n' を考慮すると表 6.1 に示した限界せん断応力 τ_L に近い値が算出されたことがわかる (しかし数値的には 6 割程度小さい). 但し 5.4 節で述べた様に, 本研究で導出した実験式 τ_L は計算都合上, 少し大きく見積もられるとされ, その誤差は小さくなる方向にある. また設定圧力が異なってもガラス転移点では算出した τ_{max}/n' が同程度となることは理に適っている.

表 6.4 には τ_{max} と τ_L の圧力・温度に対する変化勾配 (比例係数) を比較し, 図 6.2, 6.3 にグラフ化した. やはりこれらも体積分率 n' を考慮すると実験式に近い数値を導出できることがわかる. このことからまず, 塑性域 (アモルファス固体) のせん断現象は予想された通り分子間の相互作用に強く影響されるものであると考えられる. また本検討では分子構造を特定せず, その分子間距離も平均的な数値としたにもかかわらず概略一致したことは, クラスターの生成など実現象上の不確定因子が分率というかたちで既に表現され, これを含めて媒介したことも要因と推定する.

レオロジー領域境界において粘性的な一様せん断層から塑性的な局所せん断層への厚みが連続変化するとした 2.2.1 項の仮定がなければ, その境界は滑らかに繋がらず, 本節で数値を導出することはできない. また本節の定式化にも仮定が多いため, 本報の手法は解析検討として不十分ではあるが, 塑性域の限界せん断応力特性が粘性域のパラメータから解釈されて導出できたこと, またその数値が実験式に比較的近いことに注目したい.

表 6.1 設定条件と導出された参照値

	Preset pressure p [GPa]	Glass transition viscosity η_g [Pa s]	Glass transition temperature θ_g [°C] ([K])	Limiting shear stress τ_L [GPa]	Actual shear rate $\dot{\gamma}$ [1/sec]
①	0.8	1.0×10^{12}	89.05 (362.20)	0.0904	5.20×10^5
②	1.0		123.74 (396.89)	0.1043	8.88×10^7
③	1.2		162.15 (435.30)	0.1153	1.86×10^{10}

表 6.2 各モデルに必要な物性値やフィッティングパラメータ

	Pressure -viscosity coefficient α_p [1/GPa]	Eyring stress τ_0 [MPa]	Fraction of cohesive energy n [-]	Fraction of molar volume n' [-]	Potential well $\epsilon \times 10^{-20}$ [J]	Intermolecular distance at potential well r_0 [nm]	Finite distance at zero potential σ [nm]
①	40.15	3.43	9.550	14.299	1.068	0.7630	0.6798
②	32.95	3.31	9.805	18.150	1.051	0.7691	0.6852
③	27.99	3.12	10.08	22.699	1.046	0.7761	0.6914

表 6.3 導出された特性値

	Activation energy $\epsilon_{act} \times 10^{-20}$ [J]	Inter-molecular distance r [nm]	Inter-molecular force F [nN]	Bulk modulus K [GPa]	Modulus of rigidity G [GPa]	Theoretical shear strength τ_{max} [GPa]	Predicted shear strength τ_{max}/n' [GPa]
①	2.485	0.6326	1.298	4.388	3.713	0.591	0.0413
②	2.506	0.6371	1.283	5.876	4.972	0.791	0.0436
③	2.471	0.6431	1.259	7.153	6.052	0.963	0.0424

表 6.4 せん断応力の圧力勾配・温度勾配特性比較

	Pressure gradient			Temperature gradient		
	τ_L ※1 [GPa/GPa]	τ_{max} [GPa/GPa]	τ_{max}/n' [GPa/GPa]	τ_L ※2 [GPa/K]	τ_{max} [GPa/K]	τ_{max}/n' [GPa/K]
①	0.0956	0.739	0.0517	-0.000122	-0.00621	-0.000434
②	0.0903	0.791	0.0436	-0.000153	-0.00612	-0.000342
③	0.0844	0.802	0.0354	-0.000183	-0.00611	-0.000269

※1 $0.1508 - 0.0001526\theta$, ※2 $-0.0001526p$

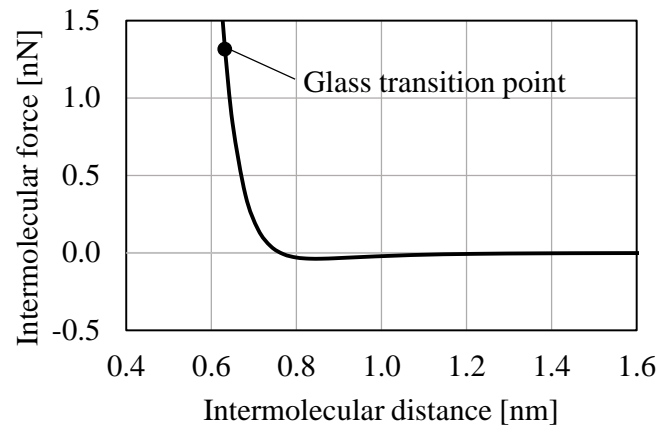


図 6.1 分子間力の計算例 (圧力 0.8GPa)

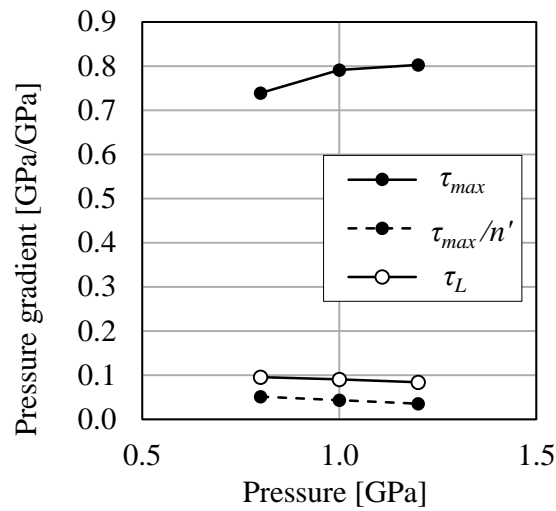


図 6.2 圧力勾配の比較

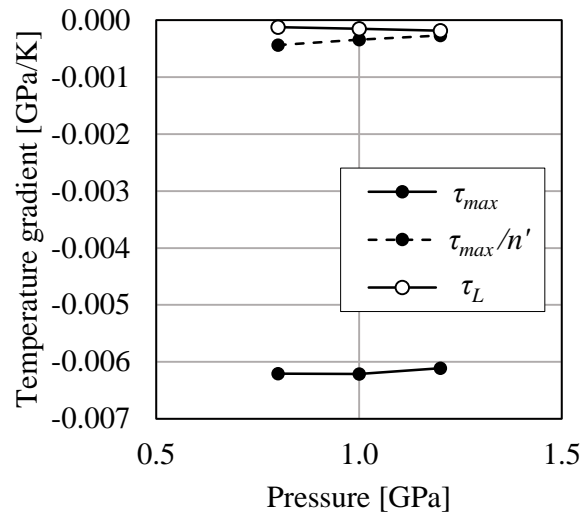


図 6.3 温度勾配の比較

6.3 結言

- (1) 粘性域のレオロジーモデルをアイリングモデルとし、その特性には畑らが提唱する一般性が高く扱いやすいレオロジーパラメータを用いる。次に、レオロジー領域境界における物理量の連続性を利用してエネルギーを媒介変数とし、粘性域のレオロジーパラメータを用いて塑性域における分子間相互作用力を計算することによって、限界せん断応力の圧力・温度特性値（比例係数）を理論的に導いた。
- (2) 具体的には粘性限界を $\eta_g = 10^{12} \text{ Pa s}$ とおき、ガラス転移温度 θ_g を逆算した。この θ_g と設定圧力により粘性域のレオロジーパラメータの値を畑らの提案式から求めた。

領域境界における連続性は、圧力下における粘性域モデルの活性化エネルギーと塑性域の分子間ポテンシャルエネルギーを媒介とするとし、分子間ポテンシャルエネルギーと分子間力はレナードジョーンズの式を同定して求めた。

- (3) 塑性域の分子間力とせん断応力の関係を固体力学の理論から導いた。圧力や温度の変化による分子間距離の変化は体積変化として体積弾性率 K で表され、等方性材料の場合には、縦弾性係数 E や横弾性係数 G とポアソン比 ν を用いて相互に表現できる。理論せん断強度 τ_{max} は原子間力と距離の関係から、一般に剛性率 G を用いて導かれるため、分子間でも同様の定義をすれば、これを限界せん断応力と置きかえることができると考えた。
- (4) 導いた限界せん断応力（理論せん断強度 τ_{max} ）の値は、実験的に得られた限界せん断応力 τ_L 式より 6 割程度小さくなった。しかし第 5 章にて、本研究で導出した τ_L 実験式は計算都合上少し大きく見積もられるとされるため、その誤差は小さくなる方向にある。また、圧力・温度特性値（比例係数）は、 τ_L 実験式の係数と近いオーダーのものであった。これらの結果から、塑性域（アモルファス固体）のせん断現象は予想された通り分子間の相互作用に強く影響されるものであると考えられる。

第7章 結論

本研究で目指す姿は、実用的なトラクションドライブの設計にあたり、その負荷条件や環境温度によって変化する最大トラクション係数を推定することにより、構成要素の諸元や強度設計を行うことである。更にはその実運転において、最大トラクション係数を逐次計算推定し、それに合わせて設計トラクション係数を変化させる法線力制御が実現すれば、常に高い伝達効率で運転することが可能となる。ところが、法線力制御の実用的な逐次計算を実行するために、例えば負荷条件が刻々と変化する車両用 ECU の法線力制御においては、数～数十 msec オーダーの計算ループ内で超高速に解を得て法線力を変更しなければならない。実用計算ループ内ではごく限られた計算処理量しか許容されないため、シンプルで洗練された物理骨格のみを制御モデルとして移植し、必要なデータはマップから読み込むことで応答性を確保する方法が考えられる。すなわち、取り組むべきは緻密な計算手法そのものではなく、その骨格となる油膜せん断現象を物理的に解釈し、必要十分な因子を正確に求めることである。油膜せん断現象は高圧条件下のせん断応力特性、すなわちレオロジー特性を駆使して表現される。またその重要な因子は油膜の実温度であった。そこで本論文は、

- 1) せん断応力特性を表現するレオロジー領域の物理的解釈とモデルの導出
- 2) 応力特性の最重要因子となる油膜の実温度推定精度の向上と推定モデルの構築

を目的とした。これまでの章において、レオロジー領域の新たな物理的解釈と、精度の良い温度推定モデルの構築、更にその実験検証を行うことでこれらの課題を解決することができた。まず、各章において得られた結論を以下に述べる。

第2章では、発熱源とされる油膜内のせん断現象を解釈しながら接触部周辺への熱伝導を定式化することによって、シンプルで、且つ精度の良い上昇温度の推定方法を検討した。その過程において導かれた結果は以下の4項である。

- (1) レオロジーモデルを粘性域と塑性域の2つの領域モデルで表現した場合、各レオロジー領域間の油膜内せん断流れの状態遷移は、油膜内におけるせん断発生層の厚み変化、すなわち実せん断速度が連続的に変化するとした。この仮定により、発生するせん断応力が見かけのせん断速度に依存する粘性域と依存しない塑性域の間にも、物理的なせん断現象の連続性があると解釈することが可能である。

- (2) 粘性域には Eyring の非線形モデルを用いた。これを構成するレオロジーパラメータには、畑の提唱する理論導出された高圧粘度・アイリング応力の推定式を用いた。塑性域では油がガラス転移により固化したものとして扱い、その限界せん断応力は、高速四円筒試験データから実験式を導出した。
- (3) 温度推定計算モデルは、従来の温度上昇項の積算モデルに、油膜入口せん断発熱による温度上昇項を新たに加えた。また、油膜内で発生するせん断応力による動力伝達は、その最弱部位となる最大温度が支配的であると考え、最大油膜温度推定式を提案した。
- (4) 油膜内の温度上昇推定では各レオロジー領域の油膜せん断現象を想定したモデル化を実施した。塑性域では、せん断発生層で集中的に発生した熱が固化油膜の熱伝導によって拡散すると考え、油膜厚さ方向の温度分布はせん断発生面を起点とする一次関数で表現し、これを中央せん断発熱モデルと命名した。粘性域では、油膜厚さ方向の不特定の位置で一様に発生すると考え、その温度分布は膜厚方向の中央部付近を最大値とする二次曲線で表現し、これを一様せん断発熱モデルと命名した。

第3章では、接触部上昇温度の推定計算裏付けを目的に薄膜温度センサを開発し、四円筒試験機や実機ハーフトロイダル無段変速部を用いてトラクション転動面上昇温度を直接計測した。特に四円筒試験機における計測により導かれた結果は以下の3項である。

- (1) 一般に EHL 接触部後方に見られる圧力スパイクに伴う局所的な温度上昇は計測されなかった。本研究の形状諸元では接触楕円形状が横長のアスペクト比である。圧力スパイクは最小油膜厚さの発生位置に依存すると予想されるが、その位置は馬蹄形に合わせて左右に分かれる。すなわち楕円中心部を通過するセンサでは捉えられにくいと考える。また、特に負荷の高い試験条件ではスパイク自体が局所的で小さくなる傾向があるため、負荷条件によっては計測で捉えにくくなると予想する。更なる理由はセンサの長さである。本研究では折り返し形状のため転動方向に $200\mu\text{m}$ 程度と比較的大きい。センサ範囲内で温度が極端に変化する場合、楕円内の極めて局所的な温度上昇を捉えきれないと考える。
- (2) センサが接触部を通過したあとローラが1回転する間の温度変化を確認し、接触部から 180 度の位置（接触部に対してローラの反対側）における残熱温度は、非常に小さいことが判明した。この結果から、基準温度 θ_0 はこの 180 度位置のセンサ読み

値が妥当であると考える。

- (3) センサ通過時の瞬間滑り率を精度よく計測して温度上昇値と比較することにより、微細な速度変動でも瞬時にせん断速度や油膜内温度が変動することを確認した。これは試験時の油膜厚さが $1\mu\text{m}$ 以下と非常に薄く、油膜内熱伝導現象と転動面への熱拡散現象の時定数が極めて小さいためと推測する。また、この状態でも一見すると安定した接線力が得られ、トラクション係数を求めることが可能である。すなわちこの場合のトラクション係数は、変動滑り率と、変動に伴い瞬時に変化する油膜内温度上昇の影響を受けながら発生する接線力の平均値から求められていることが判明した。

第4章では、第3章で開発した薄膜センサ構成に合わせて第2章の計算モデルの修正案を新たに示し、第3章の計測結果と比較することでセンサ装着計算モデルの精度検証を行った。また、最大トラクション係数についての比較検証も実施した。これらの過程において導かれた結果と結論は以下の4項である。

- (1) 薄膜センサ温度推定計算では、2.3節で示した接触部転動面の温度上昇モデルに、絶縁膜に相当する補正項を追加した。絶縁膜の熱伝導率はナノ秒サーモリフレクタンス法を用いて測定した。スパッタリングによる薄膜成膜では分子構造がアモルファスとなり、結晶構造であるバルク材と比較して熱伝導率が非常に小さくなることが判明した。更にスパッタリング時の成膜面の設置方向に依存して、成膜される薄膜の熱伝導率が変化することも新たに判明した。これは薄膜成膜時にターゲットに衝突するエネルギーの差異による物性の変化と推察する。
- (2) この温度上昇モデルによる計算値と、薄膜温度センサを用いた四円筒試験機の転動面温度上昇計測値と比較したところ、両者はよく一致した。この時、絶縁膜の熱伝導率を正確に測定することにより、計算値とよく一致していることが判明した。
- (3) 実機ハーフトロイダル無段変速部の薄膜センサを用いた温度実測値と計算値を比較したところ、その最大温度分布形状や絶対値がよく一致した。この形状はスピン滑りとクリープの重ね合せによって解釈が可能であり、発熱分布形状に依存することが判明した。
- (4) 実機ハーフトロイダル無段変速部を用いた最大トラクション係数の計測値と、推定モデルによる計算値を比較したところ、どの変速比においても入力トルクに対する

定性的な変化傾向は概略一致している。全体に計算値が少し高めであったが、これは実機ばらつきによる計測誤差要因の他、計算上の基準温度である転動体温度を供給油温としたことによる誤差と考える。

第5章では、これまで示したモデルによるトラクション係数推定において、一部の負荷条件で実測値の特性と一致しない傾向があるとし、その精度低下要因と推測する温度計算方法に改良を加えた。新たに温度上昇を表現する方法を用いてこれを導出し、トラクション係数推定精度への影響を検証した。その過程において導かれた結果と結論は以下の4項である。

- (1) 移動熱源の条件下にて熱伝導の基礎式を満たす解析解を流用し、メッシュ単位の局所発熱源に対する通過残熱温度変化の重畳和を取ることで、任意形状の熱源分布が通過する場合の二次元温度上昇分布を算出できるようにした。
- (2) 更に薄膜温度センサを用いる際に必要な絶縁膜による断熱効果を表現するために、計算途中で熱物性を切り替える工夫をした簡易計算を行うことで、薄膜温度センサの実測値と合致する新たな完全温度分布を得ることができた。
- (3) 新たな完全温度分布モデルを用いたトラクション係数推定計算を実施し、その効果を薄膜温度センサの実測値や従来最大温度分布モデルの計算値と比較検証した。その結果、従来モデルではトラクション係数が実測値と比較して低く見積もられる、低面圧・高滑り率で温度上昇の比較的大きな条件下において、新たなモデルでは接触楕円内油膜せん断力の塑性域分担比率の減少が抑制されることによる係数推定精度の改善効果がみられた。すなわち、特定条件下における従来最大温度分布モデルによるトラクション係数推定精度の低下は、温度分布の誤差に起因するものであった。
- (4) 以上の結果から、実機の運転条件にてスピン滑りを伴い大きく温度上昇する条件下においても、新たな完全温度分布モデルはトラクション係数推定精度の低下を抑制し、その物理的な特性を確認することが可能と考える。

第6章では、レオロジーモデルの一般化や扱いやすさについて論じた。粘性域について導入した Eyring の理論式は一般性の高いモデルといえるが、塑性域は実験式としたため、そのモデル導出法は十分に普遍的であるとは言い難いものであった。そこで粘性域から塑

性域に遷移する油膜せん断現象の連続性に基づいた解釈と、理論的に与えられている粘性域モデルを上手く利用することによって、普遍性の高い塑性域モデルを導出する方法を検討した。その過程において導かれた結果と結論は以下の4項である。

- (1) 粘性域のレオロジーモデルをアイリングモデルとし、その特性には畑らが提唱する一般性が高く扱いやすいレオロジーパラメータを用いる。次に、レオロジー領域境界における物理量の連続性を利用してエネルギーを媒介変数とし、粘性域のレオロジーパラメータを用いて塑性域における分子間相互作用力を計算することによって、限界せん断応力の圧力・温度特性値（比例係数）を理論的に導いた。
- (2) 具体的には粘性限界を $\eta_g = 10^{12} \text{ Pa s}$ とおき、ガラス転移温度 θ_g を逆算した。この θ_g と設定圧力により粘性域のレオロジーパラメータの値を畑らの提案式から求めた。領域境界における連続性は、圧力下における粘性域モデルの活性化エネルギーと塑性域の分子間ポテンシャルエネルギーを媒介とするとし、分子間ポテンシャルエネルギーと分子間力はレナードジョーンズの式を同定して求めた。
- (3) 塑性域の分子間力とせん断応力の関係を固体力学の理論から導いた。圧力や温度の変化による分子間距離の変化は体積変化として体積弾性率 K で表され、等方性材料の場合には、縦弾性係数 E や横弾性係数 G とポアソン比 ν を用いて相互に表現できる。理論せん断強度 τ_{max} は原子間力と距離の関係から、一般に剛性率 G を用いて導かれるため、分子間でも同様の定義をすれば、これを限界せん断応力と置きかえることができると考えた。
- (4) 導いた限界せん断応力（理論せん断強度 τ_{max} ）の値は、実験的に得られた限界せん断応力 τ_L 式より6割程度小さくなった。しかし第5章にて、本研究で導出した τ_L 実験式は計算都合上少し大きく見積もられるとされるため、その誤差は小さくなる方向にある。また、圧力・温度特性値（比例係数）は、 τ_L 実験式の係数と近いオーダーのものであった。これらの結果から、塑性域（アモルファス固体）のせん断現象は予想された通り分子間の相互作用に強く影響されるものであると考えられる。

本論文で必要十分として提示した粘性域と塑性域の2つのレオロジー領域モデルと温度推定モデルを物理骨格としてリダクションモデルを作成し、最大トラクション係数の実機計測試験時に、試験経過と並行して最大トラクション係数を逐次推定する検証を実施した。徐々に法線力を減少させることで設計トラクション係数が増加し、同時に最大トラク

クション係数推定値は減少していく。その際、最大トラクション係数の滑り率を収束計算で得ることは計算処理量が増大して困難であるが、4.3.2項で解説した式(4-4)を利用して導出する等の工夫によって制御ループ上で解を得ることが可能となり、逐次計算による最大トラクション係数推定の実施に成功した。実施は一部条件のみであるが、グロススリップ発生時の最大トラクション係数計測値と推定値を比較したところよく一致した。このように最大トラクション係数を逐次推定することができれば、常に所望の設計トラクション係数を運転点とする制御により、伝達効率の向上や耐久性の確保、小型化設計等が可能となる。

現在、自動車の動力源として駆動モータを用いる電気自動車(EV)においても、モータの小型高回転化・スペース確保の観点により、大きな減速比が得られるトラクションドライブ減速機が注目されている。本研究で検討したトラクション技術を基盤として更にトラクションドライブが改良され、将来に渡る工業の発展に役立つことが期待される。

付録

A.1 TDF3200 を用いた高速四円筒試験データと限界せん断応力の導出結果

連番	運転条件							
	潤滑油温 [deg]	代表速度 [m/s]	回転数 [rpm]	法線力 [N]	転動速度 [m/s]	速度差 [m/s]	平均速度 [m/s]	滑り率 [%]
1	70	10	1910	1071	10.00	0.254	9.873	2.573
2	70	10	1910	2090	10.00	0.067	9.967	0.672
3	70	10	1910	3610	10.00	0.082	9.959	0.823
4	70	10	1910	5733	10.00	0.087	9.957	0.874
5	70	20	3820	1071	20.00	0.193	19.904	0.970
6	70	20	3820	2090	20.00	0.146	19.927	0.733
7	70	20	3820	3610	20.00	0.143	19.929	0.718
8	70	20	3820	5733	20.00	0.125	19.938	0.627
9	70	26	5000	1071	26.18	0.201	26.080	0.771
10	70	26	5000	2090	26.18	0.228	26.066	0.875
11	70	26	5000	3610	26.18	0.199	26.081	0.763
12	70	26	5000	5733	26.18	0.116	26.122	0.444
13	100	10	1910	1071	10.00	0.250	9.875	2.532
14	100	10	1910	2090	10.00	0.106	9.947	1.066
15	100	10	1910	3610	10.00	0.098	9.951	0.985
16	100	10	1910	5733	10.00	0.112	9.944	1.126
17	100	20	3820	1071	20.00	0.257	19.872	1.293
18	100	20	3820	2090	20.00	0.166	19.917	0.833
19	100	20	3820	3610	20.00	0.162	19.919	0.813
20	100	20	3820	5733	20.00	0.163	19.919	0.818
21	100	26	5000	1071	26.18	0.210	26.075	0.805
22	100	26	5000	2090	26.18	0.199	26.081	0.763

23	100	26	5000	3610	26.18	0.269	26.046	1.033
24	100	26	5000	5733	26.18	0.151	26.105	0.578
25	130	10	1910	1071	10.00	0.216	9.892	2.184
26	130	10	1910	2090	10.00	0.176	9.912	1.776
27	130	10	1910	3610	10.00	0.126	9.937	1.268
28	130	10	1910	5733	10.00	0.075	9.963	0.753
29	130	20	3820	1071	20.00	0.245	19.878	1.233
30	130	20	3820	2090	20.00	0.189	19.906	0.949
31	130	20	3820	3610	20.00	0.166	19.917	0.833
32	130	20	3820	5733	20.00	0.142	19.929	0.713
33	130	26	5000	1071	26.18	0.341	26.010	1.311
34	130	26	5000	2090	26.18	0.169	26.096	0.648
35	130	26	5000	3610	26.18	0.273	26.044	1.048
36	130	26	5000	5733	26.18	0.250	26.055	0.960

連番	油膜温度計算									
	密度 [g/cm ³]	粘度 [mPas]	压力粘性係数 [1/GPa]	熱伝導率 [W/mK]	中央膜厚 [μm]	せん断速度 [1/sec]	$\Delta\theta_{inlet}$ [deg]	$\Delta\theta_s$ [deg]	$\Delta\theta_f$ [deg]	θ_f [deg]
1	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.504	5.04E+05	1.7	17.8	15.6	105
2	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.485	1.38E+05	1.7	6.6	4.6	83
3	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.467	1.76E+05	1.7	10.3	6.0	88
4	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.453	1.92E+05	1.7	13.3	6.6	92
5	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.805	2.40E+05	6.7	9.4	18.6	105
6	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.771	1.89E+05	6.7	9.9	15.6	102
7	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.743	1.92E+05	6.7	12.5	16.3	106
8	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.721	1.73E+05	6.7	13.2	14.7	105
9	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.965	2.08E+05	11.5	8.0	21.8	111
10	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.923	2.47E+05	11.5	13.0	28.0	123

11	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.890	2.24E+05	11.5	14.8	26.3	123
12	0.9314	9.92	20.19	0.1169	0.864	1.34E+05	11.6	10.3	15.7	108
13	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.283	8.85E+05	0.8	16.7	8.3	126
14	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.272	3.90E+05	0.8	9.9	3.9	115
15	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.262	3.74E+05	0.8	11.9	3.9	117
16	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.254	4.41E+05	0.8	16.6	4.7	122
17	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.452	5.69E+05	3.3	12.0	13.6	129
18	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.432	3.84E+05	3.3	10.9	9.7	124
19	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.417	3.89E+05	3.3	13.6	10.1	127
20	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.404	4.03E+05	3.3	16.7	10.6	131
21	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.542	3.88E+05	5.7	8.4	13.0	127
22	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.518	3.84E+05	5.7	11.1	13.7	131
23	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.499	5.39E+05	5.7	19.4	19.7	145
24	0.9128	4.82	16.92	0.1149	0.484	3.12E+05	5.7	13.2	11.5	130
25	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.182	1.19E+06	0.5	13.6	4.4	148
26	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.174	1.01E+06	0.5	15.7	4.1	150
27	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.168	7.49E+05	0.5	14.5	3.1	148
28	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.163	4.59E+05	0.5	10.6	2.0	143
29	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.290	8.44E+05	2.0	10.7	7.9	151
30	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.278	6.80E+05	2.0	11.7	6.9	151
31	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.268	6.19E+05	2.0	13.4	6.5	152
32	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.260	5.46E+05	2.0	14.1	5.9	152
33	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.348	9.81E+05	3.4	12.8	13.0	159
34	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.333	5.07E+05	3.4	8.9	7.1	149
35	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.321	8.51E+05	3.4	18.6	12.4	164
36	0.8940	2.81	14.52	0.1129	0.311	8.03E+05	3.4	21.2	12.1	167

連番	限界せん断応力導出				
	平均面圧 [GPa]	通過長さ (楕円径) [m]	通過幅 (楕円径) [m]	トラクション係数 [-]	限界せん断応力 [GPa]
1	1.33	1.22E-03	8.24E-04	0.106	0.141
2	1.67	1.53E-03	1.03E-03	0.106	0.177
3	2.00	1.84E-03	1.24E-03	0.104	0.208
4	2.33	2.14E-03	1.44E-03	0.100	0.233
5	1.33	1.22E-03	8.24E-04	0.104	0.138
6	1.67	1.53E-03	1.03E-03	0.104	0.174
7	2.00	1.84E-03	1.24E-03	0.102	0.204
8	2.33	2.14E-03	1.44E-03	0.098	0.228
9	1.33	1.22E-03	8.24E-04	0.098	0.130
10	1.67	1.53E-03	1.03E-03	0.100	0.167
11	2.00	1.84E-03	1.24E-03	0.099	0.198
12	2.33	2.14E-03	1.44E-03	0.094	0.219
13	1.33	1.22E-03	8.24E-04	0.101	0.134
14	1.67	1.53E-03	1.03E-03	0.101	0.169
15	2.00	1.84E-03	1.24E-03	0.100	0.200
16	2.33	2.14E-03	1.44E-03	0.097	0.226
17	1.33	1.22E-03	8.24E-04	0.100	0.133
18	1.67	1.53E-03	1.03E-03	0.100	0.167
19	2.00	1.84E-03	1.24E-03	0.098	0.196
20	2.33	2.14E-03	1.44E-03	0.095	0.221
21	1.33	1.22E-03	8.24E-04	0.098	0.130
22	1.67	1.53E-03	1.03E-03	0.098	0.164
23	2.00	1.84E-03	1.24E-03	0.096	0.192
24	2.33	2.14E-03	1.44E-03	0.093	0.217
25	1.33	1.22E-03	8.24E-04	0.095	0.126
26	1.67	1.53E-03	1.03E-03	0.096	0.160

27	2.00	1.84E-03	1.24E-03	0.095	0.190
28	2.33	2.14E-03	1.44E-03	0.093	0.217
29	1.33	1.22E-03	8.24E-04	0.094	0.125
30	1.67	1.53E-03	1.03E-03	0.095	0.159
31	2.00	1.84E-03	1.24E-03	0.094	0.188
32	2.33	2.14E-03	1.44E-03	0.092	0.214
33	1.33	1.22E-03	8.24E-04	0.092	0.122
34	1.67	1.53E-03	1.03E-03	0.092	0.154
35	2.00	1.84E-03	1.24E-03	0.091	0.182
36	2.33	2.14E-03	1.44E-03	0.090	0.210

A.2 油膜内温度計算式の導出

◎中央せん断発熱モデル (Middle plane shear heating model)

熱分配率 α を求める。油膜厚さ方向 z において $S2$ 表面を $z=0$ 、 $S1$ 表面を $z=h_f$ 、せん断

位置を $z=z_p$ とすれば、熱流束の定義 $qh_f = K_f \frac{\partial \theta}{\partial z}$ より

$$(1-\alpha)qh_f = K_f \frac{\theta_{f \max} - \theta_{S2}}{z_p} \quad (\text{A2-1})$$

$$\alpha qh_f = K_f \frac{\theta_{f \max} - \theta_{S1}}{h_f - z_p} \quad (\text{A2-2})$$

これらより、

$$\begin{aligned} \theta_{f \max} &= \frac{q}{K_f} z_p (h_f - z_p) - \frac{z_p}{h_f} (\theta_{S2} - \theta_{S1}) + \theta_{S2} \\ &= \frac{-q}{K_f} z_p^2 + \left(\frac{\theta_{S1} - \theta_{S2}}{h_f} + \frac{qh_f}{K_f} \right) z_p + \theta_{S2} = \Delta \theta_f + \theta_{S2} \end{aligned} \quad (\text{A2-3})$$

最大温度の条件は $\frac{\partial \theta_{f \max}}{\partial z_p} = 0$ であるから、

$$z_p = \frac{1}{2} h_f + \frac{K_f}{2qh_f} (\theta_{S2} - \theta_{S1}) \quad (\text{A2-4})$$

式 (A2-4), (A2-3) を式 (A2-1) 若しくは式 (A2-2) に代入すれば, 熱分配率式 (2-12) が求められる. なお本文では上昇温度分として分かり易く表現するため Δ を用いたが, 両転動面の基準温度が異なる場合には差分が異なるため, A2 表現のほうが正確である.

◎一様せん断発熱モデル (Homogeneous shear heating model)

単位体積当たりの発熱量を q とすれば, 定常状態で一様にせん断発熱が存在する場合,

$$\rho c \frac{\partial \theta}{\partial t} = K_f \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + q = 0 \quad (\text{A2-5})$$

これより

$$\theta = \frac{-q}{K_f} z^2 + Bz + C \quad (\text{A2-6})$$

境界条件 $z=0$ で $\theta = \theta_{s2}$ より $C = \theta_{s2}$, $z=h_f$ で $\theta = \theta_{s1}$ より $B = \frac{\theta_{s1} - \theta_{s2}}{h_f} + \frac{q}{2K_f} h_f$.

温度分布式は

$$\theta = \frac{-q}{2K_f} z^2 + \left(\frac{\theta_{s1} - \theta_{s2}}{h_f} + \frac{q}{2K_f} h_f \right) z + \theta_{s2} \quad (\text{A2-7})$$

最大温度の条件は $\frac{\partial \theta}{\partial z} = 0$ であるから,

$$z_p = \frac{1}{2} h_f + \frac{K_f}{qh_f} (\theta_{s2} - \theta_{s1}) \quad (\text{A2-8})$$

式 (A2-7) を微分すれば, 熱流束の境界条件は $z=0$ において,

$$(1 - \alpha)qh_f = K_f \left(\frac{\theta_{s1} - \theta_{s2}}{h_f} + \frac{q}{2K_f} h_f \right) \quad (\text{A2-9})$$

これより式 (2-14) が求められる.

A.3 三次元温度推定式の導出

本研究では主に2つの論文(寺内他, 1983) (寺内他, 1985)を参考に定式化を実施した. 但し参考文献からの表現方法変更のほか, 固定軸に対する熱源移動方向を変更したことに注意を要する. 熱伝導の基礎式を満たす一般解として,

$$\theta = \frac{1}{4(\pi\kappa)^{3/2} \rho c} \iint_D \int_0^\infty \frac{q(x', y')}{\zeta^{3/2}} \exp\left(-\frac{(x-x'-V\zeta)^2 + (y-y')^2 + z^2}{4\kappa\zeta}\right) d\zeta dx' dy' \quad (\text{A3-1})$$

但し $\zeta = t - t'$

内側の時間積分をラプラス変換で関数置換すると,

$$\theta = \frac{1}{4\pi\kappa^2\rho c} \iint_D \frac{q(x', y') \exp\left[-\frac{V}{2\kappa} \left\{ \sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2} + x-x' \right\}\right]}{\frac{V}{2\kappa} \sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}} dx' dy' \quad (\text{A3-2})$$

参考にラプラス変換には下記を $P=1, \nu=1/2$ で用いる (K は第二種の変形ベッセル関数).

$$\int_0^\infty \left\{ \frac{A^\nu}{(2S)^{\nu+1}} \exp\left(-\frac{A^2}{4S}\right) \right\} \exp(-PS) dS = P^{\frac{1}{2}\nu} K_\nu(A\sqrt{P})$$

ここで

$$L = \frac{VR}{2\kappa}, \quad q(x', y') = q_0, \quad \kappa = \frac{K}{\rho c}, \quad Z = \frac{Vz}{2\kappa}, \quad u = \frac{L}{R}(x-x'), \quad v = \frac{L}{R}(y-y'), \quad A = \frac{L}{R}a$$

とおくと, $du = -\frac{L}{R} dx', \quad dv = -\frac{L}{R} dy'$ より

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{Vq_0}{4\pi\kappa^2\rho c} \int_{-a}^a \int_{-R}^R \frac{\exp\left[-\frac{L}{R} \left\{ \sqrt{\frac{R^2}{L^2}u^2 + \frac{R^2}{L^2}v^2 + \frac{R^2}{L^2}Z^2} + \frac{R}{L}u \right\}\right]}{\frac{L}{R} \sqrt{\frac{R^2}{L^2}u^2 + \frac{R^2}{L^2}v^2 + \frac{R^2}{L^2}Z^2}} \frac{R^2}{L^2} dudv \\ &= \frac{Vq_0}{4\pi\kappa^2\rho c} \int_{\frac{L}{R}(y-a)}^{\frac{L}{R}(y+a)} \int_{\frac{L}{R}(x-R)}^{\frac{L}{R}(x-R)} \frac{\exp\left\{-\left(\sqrt{u^2 + v^2 + Z^2} + u\right)\right\}}{\sqrt{u^2 + v^2 + Z^2}} \frac{4\kappa^2}{V^2} dudv \\ &= q_0 \frac{\kappa}{\pi KV} \int_{Y-A}^{Y+A} \int_{X-L}^{X+L} \frac{\exp\left(-\sqrt{u^2 + v^2 + Z^2} - u\right)}{\sqrt{u^2 + v^2 + Z^2}} dudv \end{aligned} \quad (\text{A3-3})$$

式 (5-3) が導出された.

参考文献

- 相原 了, トラクシヨンドライブの油膜と表面損傷, 精密工学会誌 Vol.56 No.9 (1990), DOI: 10.2493/jjspe.56.1593.
- Alsaad, M. S. D. M., Bair, S., Sanborn, D. M., and Winer, W. O., Glass transitions in lubricants: its relation to elastohydrodynamic lubrication (EHD), *Journal of Lubrication Technology*, Vol.100, No.3 (1978), DOI: 10.1115/1.3453197.
- 有澤 亮, 八木 貴志, 竹歳 尚之, 馬場 哲也, 宮村 会実佳, 佐藤 泰史, 重里 有三, ピコ秒サーモリフレクタンス法による SiO₂ 薄膜の熱拡散率の測定, *The 27th Japan Symposium on Thermophysical Properties*, X213 (2006).
- Baba, T., Light pulse heating thermoreflectance methods for thermophysical property measurements of thin films, *Proc. 1-st International Symposium on Thermal Design and Thermophysical Property for Electronics* (2008).
- Baba, T., Taketoshi, N., and Yagi, T., Development of ultrafast laser flash methods for measuring thermophysical properties of thin films and boundary thermal resistances, *Japanese Journal of Applied Physics*, Vol.50(2011), DOI: 10.1143/JJAP.50.11RA01.
- Bair, S., and Winer, W.O., A rheological model for elastohydrodynamic contacts based on primary laboratory data, *ASME, Transactions, Journal of Lubrication Technology*, Vol.101 (1979), DOI: 10.1115/1.3453342.
- Bair, S., Qureshi, F. and Winer, W.O., Observations of shear localization in liquid lubricants under pressure, *Journal of tribology*, Vol.115 (1993), DOI: 10.1115/1.2921667.
- Bair, S., Pressure-viscosity behavior of lubricants to 1.4 GPa and its relation to EHD traction, *Tribology Transactions*, Vol.43, No.1 (2000), DOI: 10.1080/10402000008982317.
- Bair, S., Ordinary shear-thinning behavior in liquids and its effect upon EHL traction, *Tribology series*, Vol.39 (2001), DOI: 10.1016/S0167-8922(01)80154-1.
- Bair, S., and McCabe, C., A study of mechanical shear bands in liquids at high pressure, *Tribology international*, Vol. 37, No.10 (2004), DOI: 10.1016/j.triboint.2004.05.002.
- Blok, H., Theoretical study of temperature rise at surfaces of actual contact under oiliness lubricating conditions, *Proceedings of the general discussion on lubrication and lubricants* (1937), pp.222-235.

-
- Blok, H., The flash temperature concept, *Wear*, Vol. 6, No.6 (1963), DOI: 10.1016/0043-1648(63)90283-7.
- Börner, M., The Cone Ring CVT, *AutoTechnology*, Vol.4, No.2 (2004), DOI: 10.1007/BF03246820.
- Carbone, G., Mangialardi, L., and Mantriota, G., A comparison of the performances of full and half toroidal traction drives, *Mechanism and Machine Theory* Vol.39, No.9 (2004), DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2004.04.003.
- Carslaw, H.S., and Jaeger, J.C., *Conduction of Heat in Solids* 2nd edition, Oxford Science Publications (1959).
- Crook, A.W., The lubrication of rollers III. A theoretical discussion of friction and the temperatures in the oil film, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol.254 (1961), DOI: 10.1098/rsta.1961.0016.
- Crook, A.W., The lubrication of rollers IV. Measurements of friction and effective viscosity, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol.255 (1963), DOI: 10.1098/rsta.1963.0005.
- Cross, D., and Brockbank, C., Mechanical hybrid system comprising a flywheel and CVT for motorsport and mainstream automotive applications (No.2009-01-1312), *SAE Technical Paper* (2009), DOI: 10.4271/2009-01-1312.
- 鄧(Deng) 鋼, 加藤 康志郎, 加藤 正名, 井上 克己, 限界せん断応力を有する潤滑油の全トラクション特性, *日本機械学会論文集C編*, Vol.61, No.588 (1995), DOI: 10.1299/kikaic.61.3389.
- Doolittle, A.K., Studies in Newtonian flow. II. The dependence of the viscosity of liquids on free-space, *Journal of Applied Physics*, Vol.22, No.12 (1951), DOI: 10.1063/1.1699894.
- Dowson, D., Higginson, G.R., *Elasto-Hydrodynamic Lubrication* SI Edition, International Series in Materials Science and Technology, Pergamon (1977).
- Ehret, P., Chevalier, F., Dowson, D., Taylor, C. M., Okamura, H., and Sano, T., Traction in EHL elliptical contacts with spin conditions, *Tribology Series*, Vol.38 (2000), DOI: 10.1016/S0167-8922(00)80113-3
- Evans, C.R. and Johnson, K.L., The rheological properties of elastohydrodynamic lubricants, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol.200, No.C5 (1986), DOI: 10.1243/PIME_PROC_1986_200_134_02.

- Glasstone, S., Eyring, H. and Laidler, K.J., The theory of rate processes, McGraw-Hill (1941), pp.477-516.
- Gohar, R., Elastohydrodynamics: Second edition (2001), p.200, Imperial College Press.
- Goi, T., Tanaka, H., Nakashima, K., and Watanabe, K, Study on Stability of High Speed Traction Drive CVT for Aircraft Generator, Japan Society of Aeronautical Space Sciences, Vol.58 (2010), DOI: 10.2322/jjsass.58.203.
- Grubin, A.N., Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cylindrical surfaces, Investigation of the Contact Machine Componets, Vol.2 (1949).
- Hamrock, B.J., and Dowson, D., Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts: part III-fully flooded results, Journal of Lubrication Technology, Vol.99, No.2 (1977), DOI: 10.1115/1.3453074.
- 畑 一志, トラクションオイルの分子構造とトラクション特性, 精密工学会誌, Vol.56, No.9 (1990), DOI: 10.2493/jjspe.56.1589.
- 畑 一志, 潤滑油トラクションにおけるアイリング応力の温度, 圧力依存性に関する一考察, 日本トライボロジー学会 トライボロジー会議予稿集 (2004), pp.219 -220.
- 畑 一志, 田本 芳隆, 各種潤滑油の高圧粘度の予測, 日本トライボロジー学会誌 トライボロジスト, Vol.55, No.10 (2010), pp.724-735.
- Hertz, H., Über die Berührung fester elastischer Körper, Journal für die reine und angewandte Mathematik, No. 92 (1881), pp.156-171.
- Hirst, W., and Moore, A.J., The effect of temperature on traction in elastohydrodynamic lubrication, Philosophical Transactions of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, Vol.298, No.1438 (1980), DOI: 10.1098/rsta.1980.0243.
- Holm, R., Calculation of the Temperature Development in a Contact Heated in the Contact Surface, and Application to the Problem of the Temperature Rise in a Sliding Contact, Journal of Applied Physics Vol.19, No.4 (1948), DOI: 10.1063/1.1715072.
- 今西 尚, 自動車用ハーフトロイダル形 IVT の研究, PhD Thesis 横浜国立大学 (2008).
- 今西 尚, 町田 尚, トラクションドライブ式無段変速機 パワートロスユニットの開発 第2報 ハーフトロイダル CVT とフルトロイダル CVT の比較 (自動車用軸受小特集), NSK technical journal, Vol.670 (2000), pp. 2-10.
- 板垣 秀幸, 高分子固体の自由体積, 高分子, Vol.43, No.6 (1994), DOI: 10.1295/kobunshi.

43.432

Jacod, B.C.H.P.M., Venner, C.H., and Lugt, P.M., Extension of the friction mastercurve to limiting shear stress models, *Journal of tribology*, Vol.125, No.4 (2003), DOI:10.1115/1.1572513.

Jaeger, J.G., Moving sources of heat and the temperature at sliding contacts, *Journal Proceeding of Royal Society. N.S.W.*, Vol.76 (1942), pp.203-224.

Johnson, K.L., and Tevaarwerk, J.K., Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films, *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, Vol.356, No.1685 (1977), DOI: 10.1098/rspa.1977.0129.

株式会社ジェイテクト, カタログ, トラクシヨンドライブユニット, 高精度送り用減速機
加藤 康志郎, 岩崎 俊明, 加藤 正名, 井上 克己, 2円筒試験による潤滑油の限界せん断
応力の評価, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.58, No.546 (1992), DOI: 10.1299/kikaic.
58.558.

加藤 康志郎, 加藤 正名, 井上 克己, 限界せん断応力を有する潤滑油のスピン・スキュー
特性, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.61, No.589 (1995), DOI: 10.1299 /kikaic.61.3657.

川崎重工株式会社, *Kawasaki News*, バックナンバー, 162 Spring, 新開発の発電装置「IDG」
のしくみ(online), <https://www.khi.co.jp/knews/backnumber/bn_2011/pdf/news162_02.pdf>
より所得, (参照日 2017年6月18日).

川瀬 達夫, 野崎 孝志, 牧野 智昭, 齋藤 隆英, トラクシヨンドライブ式スーパーチャー
ジャ (TDS) の開発, *NTN Technical Review*, No.65 (1996), pp.9-16.

Kijima, Y., and Hanada, T., Effect of the pressure of sputtering atmosphere on the physical properties
of amorphous aluminum oxide films, *Journal of materials science*, Vol.35, No.9 (2000), DOI:
10.1023/A:1004714623548.

木村 好次, 岡部 平八郎, *トライボロジー概論*, 養賢堂 (1982)

河野 行伸, 東 成昭, 中島 健一, 五井 龍彦, 川上 浩司, トロイダル CVT の回転数制御
へのオブザーバの適用, *システム制御情報学会 研究発表講演会講演論文集*, 第 48 回
システム制御情報学会研究発表講演会(2004), DOI: 10.11509/sci.SCI04.0.49.0.

河野 正来, 灘野 宏正, 移動熱源による合成層の表面温度上昇について, *呉工業高等専門
学校研究報告*, Vol.20, No. 1 (1984), pp.13-18.

Larsson, R., and Andersson, O., Lubricant thermal conductivity and heat capacity under high
pressure, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering*

- Tribology, Vol.214, No.4 (2000), DOI: 10.1243/1350650001543223.
- Lee, A., and Newall, J., Durability of a compact dual-cavity full-toroidal IVT variator, SAE Technical Paper, No. 2004-01-0353 (2004), DOI: 10.4271/2004-01-0353.
- Machida, H., and Kurachi, N., Prototype design and testing of the half toroidal CVT, SAE Technical Paper, No. 900552 (1990), DOI: 10.4271/900552.
- 町田 尚, トロイダル形無段変速機の研究: 第2報 高出力耐久試験後のトラクション面に関する考察, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No.533 (1991), DOI: 10.1299/kikaic.57.271.
- 町田 尚, 畑 一志, 中野 正樹, 田中 裕久, 自動車用ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機の研究: トラクション部の材料,機構設計,効率について, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.59, No. 560 (1993), DOI: 10.1299/kikaic.59.1154.
- Machida, H., and Murakami, Y., Development of the POWERTOROS UNIT half toroidal CVT, NSK Technical Journal Motion and Control, Vol.9 (2010), pp.15-26.
- 牧野 智昭, 高速用 3K 形トラクションドライブ式 CVT の開発: 第2報 伝達効率, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66 No. 648 (2000), DOI: 10.1299/kikaic.66.2810.
- 馬渡 俊文, 非線形熱弾性流体潤滑に関する研究, PhD Thesis 佐賀大学 (2013).
- 三原 雄司, 本木 豪一, 染谷 常雄, 薄膜センサによる2円筒転がり接触圧力計測の研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.761 (2010), DOI:10.1299/kikaic.76.201.
- 三原 雄司, 井出 佳崇, 尾鷲 道康, 染谷 常雄, 薄膜センサによる歯車歯面の接触圧力計測, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.766 (2010), DOI:10.1299/kikaic.76.1633.
- Miyata, S., Höhn, B.R., Michaelis, K., and Kreil, O., Experimental investigation of temperature rise in elliptical EHL contacts, Tribology International, Vol.41, No.11 (2008), DOI: 10.1016/j.triboint.2008.01.006.
- 宮田 慎司, ヘーン ベルントローベルト, ミヒャエリス クラウス, クライル オリバー, トロイダル形無段変速機のトラクション接触面内部における発熱解析, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.2 (2009), DOI: 10.11351/jsaeronbun.40.411.
- 村木 正芳, 木村 好次, 弾性流体潤滑膜のせん断挙動に及ぼす温度上昇の影響, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.56, No.528 (1990), DOI: 10.1299/kikaic.56.2226.
- 村木 正芳, 小西 正三郎, 弾性流体潤滑膜のせん断挙動と粘弾性的性質, トライボロジスト, Vol.37 (1992), p.126.

- 中村 仁彦, 鄭 宇眞, Sjørdalen, O. J., 非ホロノミック・マニピュレータの実験的研究, 日本ロボット学会誌, Vol.14, No.5 (1996), DOI: 10.7210/jrsj.14.694.
- 中村 裕一, 伊藤 貴司, 松 井正仁, ダイヤモンドアンビルセル高圧装置の簡易圧力評価法の確立と潤滑油の高圧粘度測定, 日本トライボロジー学会誌 トライボロジスト, Vol.53, No.5 (2008), pp. 332-338.
- 成田 幸仁, 山中 将, 井上 克己, ゼロスピンディスクを用いたシャフトドライブ CVT のパワーウェイトレシオ向上, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.73, No. 725 (2007), DOI: 10.1299/kikaic.73.312.
- 成田 幸仁, 山中 将, 井上 克己, ゼロスピンディスクを用いたシャフトドライブ CVT のパワーウェイトレシオ向上: 第 2 報 動力伝達効率の測定, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75 No.752 (2009), DOI: 10.1299 /kikaic.75.1081.
- Nascimento, M.L. and Zanotto, M.L., Does viscosity describe the kinetic barrier for crystal growth from the liquidus to the glass transition? , Journal of Chemical Physics, Vol.133 (2010), DOI: 10.1063/1.3490793.
- Newall, J., and Lee, A., Measurement and prediction of spin losses in the EHL point contacts of the full toroidal variator, Tribology Series, Vol.43 (2003), DOI: 10.1016/S0167-8922(03)80105-0.
- 日本精工株式会社, 製品情報, 自動車関連製品, ハーフトロイダル CVT パワートロスユニット(online), <<http://www.nsk.com/jp/products/automotive/drive/hcvt/index.html>>より所得, (参照日 2017 年 6 月 18 日).
- 野木 高, 転がり軸受の油膜厚さと転がり抵抗の高精度予測, トライボロジスト, Vol. 60, No.9 (2015), pp.582-587.
- 野瀬 卓平, 畑 敏雄, 高分子固体および融体の熱力学, 高分子, Vol.16, No.9 (1967), DOI: 10.1295/kobunshi.16.9_801.
- 大野 信義, 阿知波 博也, 棗田 伸一, 相原 了, 平野 富士夫, トラクション油の高圧物性とトラクション特性, トライボロジスト, Vol.44, No.12 (1999), pp.965-972.
- Oka, N., Arisawa, R., Miyamura, A., Sato, Y., Yagi, T., Taketoshi, N., and Shigesato, Y., Thermophysical properties of aluminum oxide and molybdenum layered films, Thin Solid Films, Vol.518, No. 11 (2010), DOI: 10.1016/j.tsf.2009.09.180.
- Okamura, H., A Contribution to the Numerical Analysis of Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication, Tribology of Reciprocating Engines, Proc. of the 9th Leeds-Lyon Symposium on

Tribology, Vol. 313(1982).

Rashid, M., and Seireg, A., Heat Partition and Transient Temperature Distribution in Layered Concentrated Contacts Part I- Theoretical Model, Trans of the ASME, Vol.109 (1987a), DOI: 10.1115/1.3261481.

Rashid, M., and Seireg, A., Heat Partition and Transient Temperature Distribution in Layered Concentrated Contacts Part II- Dimensionless Relationships and Numerical Results, Trans of the ASME, Vol.109 (1987b), DOI: 10.1115/1.3261482.

Sanda, S., and Hayakawa, K., Traction Drive System and its Characteristics as Power Transmission, R&D Review of Toyota CRDL, Vol.40, No.3 (2005), pp.30-39.

塩津 勇, 松本 将, 東崎 康嘉, 吉見 壮司, 梅田 彰彦, 園部 浩之, 転がり軸受転用型高速マイクロトラクションドライブの開発, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.72, No.716 (2006), DOI: 10.1299/kikaic.72.1337.

Tabor, D., Gases, liquids and solids and other states of matter, Cambridge University Press (1991).

田中 裕久, トロイダル形無段変速機に関する研究: 第 1 報 速度伝達効率とトルク伝達効率, 日本機械学会論文集 C 編 Vol.53, No.491 (1987), DOI: 10.1299/kikaic.53.1500.

田中 裕久, トラクションドライブ式無段変速機に関する研究: 第 2 報 変速特性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.54, No.503 (1988), DOI: 10.1299/kikaic.54.1577.

田中 裕久, 窪野 英和, スラスト玉軸受のトラクション油中のスピンモーメント, 日本機械学会論文集 C 編 Vol.56, No.524 (1990), DOI: 10.1299/kikaic.56.947.

田中 裕久, トロイダル CVT, コロナ社 (2000).

寺内 喜男, 灘野 宏正, 河野 正来, 移動熱源による温度上昇について (第 1 報, 三次元熱流による温度計算), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.49, No.444 (1983), DOI: 10.1299/kikaic.49.1434.

寺内 喜男, 灘野 宏正, 河野 正来, 移動熱源による温度上昇について (第 2 報, 表面から放熱がある場合の温度計算), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.51, No.463 (1985), pp.677-684, DOI: 10.1299/kikaic.51.677.

Tevaarwerk, J.L. and Johnson, K.L., The Influence of fluid rheology on the performance of traction drives, Transactions of the ASME, Vol.101 (1979), DOI: 10.1115/1.3453346.

坪内 俊之, 阿部 和明, 畑 一志, トラクションフルードの分子構造とトラクション特性との定量的相関 (第 1 報) -アルキレン鎖の影響-, 日本トライボロジー学会誌 ト

- ライボロジスト, Vol.38, No.3 (1993), pp.268-272.
- 坪内 俊之, 阿部 和明, 畑 一志, トラクシオンフルードの分子構造とトラクシオン特性との定量的相関(第2報)ー分子の剛さの詳細検討ー, 日本トライボロジー学会誌 トライボロジスト, Vol.39, No.3 (1994), pp.242-247.
- 坪内 俊之, 畑 一志, トラクシオンフルードの基本分子構造とトラクシオン特性との定量的相関, 日本トライボロジー学会誌 トライボロジスト, Vol.41, No.5 (1996), pp.395-402.
- Turchina, V.D. M. W.O., Sanborn, D.M., and Winer, W.O., Temperature measurements in sliding elastohydrodynamic point contacts, *Journal of Lubrication Technology*, Vol.96, No.3 (1974), DOI: 10.1115/1.3452005.
- Venner, C. H., and Lubrecht, A.A. eds. *Multi-level methods in lubrication*, Elsevier, Tribology Series, Vol.37 (2000).
- Wang, S.H., and Zhang, H.H., Combined effects of thermal and non-Newtonian character of lubricant on pressure, film profile, temperature rise, and shear stress in EHL, *Journal of tribology*, Vol.109, No.4(1987), DOI: 10.1115/1.3261535.
- Washizu, H., Ohmori, T., and Suzuki, A., Molecular origin of limiting shear stress of elastohydrodynamic lubrication oil film studied by molecular dynamics, *Chemical Physics Letters*, No.678 (2017), DOI: 10.1016/j.cplett.2017.04.020.
- Williams, W.L., Landel, R.F. and Ferry, J.D., The temperature dependence of relaxation mechanisms in amorphous polymers and other glass-forming liquids, *Journal of American Chemical Society*, Vol.77, No.14 (1955), DOI: 10.1021/ja01619a008.
- Williams, J., *Engineering tribology*, Cambridge University Press (2005) p.173.
- 矢田 恒二, トラクシオンドライブの最近の動向, 精密工学会誌 Vol.56, No.9 (1990), DOI: 10.2493/jjspe.56.1575.
- 八木 和行, 京極 啓史, 中原 綱光, 高滑り率・点接触 EHL 下での油膜温度と表面温度の計測, 日本トライボロジー学会誌 トライボロジスト, Vol.46, No.9 (2001), pp.725-732.
- Yagi, K., Kyogoku, K., and Nakahara. T., Experimental investigation of effects of slip ratio on elastohydrodynamic lubrication film related to temperature distribution in oil films, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, Vol.220 (2006), DOI: 10.1243/13506501JET154.

山本 雄二, 兼田 禎宏, トライボロジー, 理工学社 (1998).

山本 建, 山藤 勝彦, 平行軸トラクションドライブ変速機の押付けカムに関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.841 (2016), DOI: 10.1299/transjsme.16-00242.

山中 将, 大滝 亮一, 柴田 勝久, 井上 克己, 町田 尚, 交差軸トラクションドライブの研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.656 (2001), DOI: 10.1299/kikaic.67.1151

八束 真一, 村松 憲志郎, 守本 剛, 頼永 宗男, 鈴木 幸和, 鹿園 直毅, 非定常温度計測による液体ピストン蒸気エンジン加熱部相変化現象の解明, 日本機械学会論文集, No.80, Vol.812 (2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014tep0096.

吉田 武史, 岡村 貴句男, 松岡 敬, 坂口 一彦, 2K-H 形 CVT の伝達性能に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.72, No.718 (2006), DOI: 10.1299 /kikaic.72.1960.

研究業績

- Inoue, M., Takeuchi, Y., Yorinaga, M., Sano, T. et al., Thermal Analysis of Traction Contact Area Using a Thin-film Temperature Sensor, SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(2) (2013), DOI: 10.4271/2013-01-0368.
- Sano, T., Tomita, M., Inoue, M., Takeuchi, Y. et al., Study of the Prediction Method for Maximum Traction Coefficient, SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 6(2) (2013), DOI: 10.4271/2013-01-0366.
- Sano, T., Inoue, M. and Itoigawa, F., Improvement of temperature prediction method for traction contact, SAE International Journal of Engines, Vol.9, No.3 (2016), DOI: 10.4271/2016-01-1110.
- 佐野 敏成, 糸魚川 文広, 井ノ上 雅至, トラクション係数推定に関わる温度とレオロジーモデルの解釈, 日本機械学会論文集 Vol.82, No.844 (2016), DOI: 10.1299/transjsme.16-00421

その他の業績

- Ehret, P., Chevalier, F., Dowson, D., Taylor, C. M., Okamura, H., and Sano, T., Traction in EHL elliptical contacts with spin conditions, Tribology Series, Vol.38 (2000), DOI: 10.1016/S0167-8922(00)80113-3
- 井ノ上 雅至, 尾崎 幸克, 頼永 宗男, 田淵 元樹, 富田 充朗, 佐野 敏成, 薄膜温度センサを用いたトラクション接触部の温度解析, 自動車技術会学術講演会前刷集, 209-20115616 (2011)
- 井ノ上 雅至, 武内 康浩, 頼永 宗男, 佐野 敏成, 富田 充朗, 薄膜温度センサを用いたトラクション接触部の温度解析 (第 2 報), 自動車技術会学術講演会前刷集, 180-20125608 (2012)
- 佐野 敏成, 富田 充朗, 井ノ上 雅至, 武内 康浩, トラクションドライブ式 CVT の μ 推定技術, 自動車技術会シンポジウム講演 動力伝達系の最新技術 2012, No.2-12 (2012), pp.7-12.
- 佐野 敏成, トラクションドライブ式 CVT の動力伝達接触部温度上昇推定技術, 日本トライボロジー学会誌 トライボロジスト解説記事, Vol.59, No.11 (2014)

佐野 敏成, 井ノ上 雅至, トラクシヨンドライブの動力伝達接触部温度上昇推定と計測技術, 日本トライボロジー学会 トライボロジー会議 2014 春 予稿集 (2014)

佐野 敏成, 井ノ上 雅至, トラクシヨンドライブの動力伝達接触部温度上昇推定と計測技術 (第2報), 日本トライボロジー学会 トライボロジー会議 2014 秋 予稿集 (2014)

佐野 敏成, 田淵 元樹, 富田 充朗, 井ノ上 雅至, 武内 康浩, 頼永 宗男, トラクシヨンドライブの動力伝達接触部温度上昇推定と計測技術の開発, 日本トライボロジー学会 トライボロジー会議 2015 春 予稿集 (2015)

Sano, T., Inoue, M. and Itoigawa, F., Improvement of temperature prediction method for traction contact, SAE World Congress presentation, SAE International Journal of Engines, Vol.9, No.3 (2016), DOI: 10.4271/2016-01-1110.

富田 充朗, 田淵 元樹, 佐野 敏成, 最大トラクシヨン係数推定手法の検討 (第1報), 自動車技術会学術講演会前刷集, 165-20115124 (2011)

富田 充朗, 佐野 敏成, 井ノ上 雅至, 武内 康浩, 頼永 宗男, 黒石 真且, 最大トラクシヨン係数推定手法の検討 (第2報), 自動車技術会学術講演会前刷集, 181-20125636 (2012)

謝辞

本研究を遂行するにあたり、温かいご指導、ご鞭撻を賜りました名古屋工業大学の糸魚川文広教授に心から感謝いたします。また、貴重なご助言をいただきました名古屋工業大学の中村隆教授、北村憲彦教授ならびに兵庫県立大学の鷺津仁志教授に心より謝意を申し上げます。更に、レオロジー特性に関する議論をさせていただき、開発油の四円筒試験データも頂きました、出光興産株式会社の畑一志博士、田本芳隆氏、ハーフトロイダル無段変速部を用いたトラクション試験でご協力頂きました日本精工株式会社の今西尚博士、井上英二氏の他、関係者の皆様に厚く御礼申し上げます。加えて本論文で重要な役割となる薄膜センサの温度計測法を共同開発頂いた株式会社 SOKEN の井ノ上雅至氏、武内康浩氏、頼永宗男氏、共にトラクションドライブを開発してきたトヨタ自動車株式会社の富田充朗氏、田淵元樹氏に深く謝意を表します。

1990 年台の後半にトラクションドライブに出会い、トライボロジーや EHL という言葉を初めて知りました。この頃、フルトロイダル無段変速機の開発と並行した英国リーズ大学との共同研究で Ehret 博士、Taylor 教授、Dowson 名誉教授、また所属するトヨタ自動車の岡村廣正博士と出逢わなければ、私の人生は確実に現在と異なるものになっています。糸魚川教授とは、1999 年のリーズ・リヨンシンポジウムで初めてお逢いしました。その後のハーフトロイダル開発、薄膜温度センサ開発を経験する中で、SOKEN の神谷治雄博士を通じて再び糸魚川教授と結びつきます。教授からのお誘いと神谷氏の強い後押しもあり、最初は不安ながらも大学の博士コースにプライベートで入学することを決めました。（所属するトヨタ自動車の承諾は得ています。）会社生活の中でまさかこのような機会を得るとは思いもしませんでした。やはり人生は一期一会であり、導いてくださった方々、また神谷氏には感謝の気持ちで一杯です。もう人生で二度とはないであろう学生身分なので、積極的に研究室旅行などにも参加し、自分の子供と同世代の学生とも楽しく交流できたことは何ものにも代え難い経験です。最後に、在住する静岡県（トヨタ自動車の東富士研究所に所属）から名古屋市内の大学に行く毎に宿泊をお願いした実家の両親、大学への入学にも賛同してくれた妻と家族に深く感謝の意を表します。

佐野 敏成