

自動車の旋回時における駆動力配分制御と 消費エネルギーに関する研究

2020年 3月

小林 孝雄

自動車の旋回時における駆動力配分制御と 消費エネルギーに関する研究

小林 孝雄

システム情報工学研究科
筑波大学

2020年 3月

目次

| | | |
|-------|---------------------------|----|
| 第 1 章 | 序論 | 3 |
| 1.1 | 研究背景・目的 | 3 |
| 1.2 | 本論文の構成 | 9 |
| 第 2 章 | タイヤの力学特性とそのエネルギー散逸メカニズム | 11 |
| 2.1 | マクロなタイヤ接地面散逸パワー | 14 |
| 2.2 | ミクロなタイヤ接地面散逸パワー | 17 |
| 2.3 | 計算による数値例 | 24 |
| 2.4 | まとめ | 30 |
| 第 3 章 | 定常円旋回における消費エネルギーの定式化と実車検証 | 31 |
| 3.1 | 定常円旋回時の走行抵抗の定式化 | 32 |
| 3.2 | 定常円旋回時の機械仕事率の定式化 | 35 |
| 3.3 | 内部損失の定式化 | 38 |
| 3.4 | 実車検証 | 43 |
| 3.5 | タイヤの接地面散逸パワーとの関係に関する考察 | 50 |
| 3.6 | まとめ | 52 |
| 第 4 章 | 駆動力配分機構の違いによる消費エネルギーの比較 | 53 |
| 4.1 | 各駆動力配分機構の消費エネルギーの定式化 | 53 |
| 4.2 | 各駆動力配分機構の消費エネルギーの比較 | 59 |
| 4.3 | まとめ | 62 |
| 第 5 章 | 旋回加減速時における消費エネルギー最小化制御 | 63 |
| 5.1 | 準定常円旋回時の接地面散逸パワー特性 | 63 |
| 5.2 | 最適駆動力配分制御の成立条件 | 74 |
| 5.3 | 最適駆動力配分制御とその車両運動性能 | 76 |

| | | |
|-------|-------------------------------|----|
| 5.4 | フルビークルシミュレーションによる検証 | 78 |
| 5.5 | まとめ | 80 |
| 第 6 章 | 結論 | 81 |
| | 参考文献 | 83 |
| | 筆者の発表論文 | 91 |
| | 謝辞 | 95 |
| | 付録 | 97 |
| | 付録 A 座標系の定義 | 97 |
| | 付録 B 旋回抵抗の厳密解 | 99 |

第 1 章

序論

1.1 研究背景・目的

自動車の歴史をさかのぼると、1769 年にフランスでキュノーが製作した自動車が世界最初の自動車といわれている [1]。イギリスで発明されたばかりの蒸気機関を動力として用いているが、それが車両のはるか前方に搭載され、駆動輪である前輪に重量・負荷がかかる構造であったために、試運転中にカーブを曲がれずに衝突事故を起こしたことで知られている。これが世界初の自動車事故となり、自動車には動力性能だけでなく、安全・安心のための操縦性・安定性が問われるようになった。20 世紀に入ると、自動車の大量生産が可能となり、多くの一般市民の手に渡っていった。同時に、高速道路が整備されていくことで、動力源である内燃機関の発達と足並みを揃えるように、操縦性・安定性に関するシャシー技術が重要視され、進化してきた。

シャシー制御システムの実用化が始まったのは、20 世紀後半からである。鉄道において車輪のフラットスポットが発生しないように開発されたアンチロックブレーキシステム（ABS：Anti-lock Brake System）が、自動車においては制動距離の短縮のために適用された [2]。次に、安定した発進・加速のために、トラクションコントロール（TCS：Traction Control System）が発明された [3]。さらに、低速時の旋回性と高速時の安定性を両立するために、旋回時に後輪に操舵機能を付加した四輪操舵システム（4WS：Four Wheel Steering）の開発が続いた [4, 5]。その後、積極的に左右の駆動力差を制御して、VSC（Vehicle Stability Control）に代表される旋回時の車両挙動を安定化するために横滑り防止装置（ESC：Electric Stability Control）が実用化されている [6, 7]。また、内外輪に自由な駆動力を配分可能な駆動機構 [8, 9] が発明され、それを活用したダイレクトヨーモーメント制御（DYC：Direct Yaw-moment Control）も合わせて研究されている [10–15]。さらに、4WS と DYC との協調制御については、山本 [16] により、それぞれの制御の特徴が俯瞰されたのち、前後・横・ヨー方向に対する車両運動性能の限界を向

上させるため、一連の制御を協調させた統合制御が進められてきている [17–19]。一方、4 輪の独立操舵、駆動力配分機構を必要とはせずに、横運動と連携して前後の加減速度を制御する G ベクタリング制御 (GVC : G Vectoring Control) が実用化されてきている [20]。さらに、GVC に DYC を組み合わせた研究もおこなわれている [21]。一連の車両運動制御の研究と同時に、運動性能に大きな影響を及ぼす、タイヤと路面の摩擦係数を推定する研究 [22–27] や、運動制御に用いる車両の姿勢角をはじめとする状態推定に関する研究 [28–31] も広く行われている。

一方、モータリゼーションの発達にともない、環境問題が大きな社会問題になった。排出ガスの増加やオイルショックを受け、アメリカのカリフォルニア州では、1990 年に無排出ガス車規制 (ZEV 規制 : Zero Emission Vehicle) が制定された [32]。それ以降、電気自動車 (EV : Electric Vehicle) への関心が急速に高まった。しかし、実際には駆動源の電動化の歴史は古く、すでに 1900 年には、トランスミッションや差動装置を必要としない、インホイールモータ車が開発されている。当時の電池や電動化の技術レベルでは電池以外にエネルギー源を持たない、電気自動車の実用化には至らなかったが、それから一世紀あまり経ち、1997 年にはエンジンとモータを組み合わせた、実用的なハイブリッド自動車が市販化された [33]。これが契機となって、電動化のための要素技術が急速に進化した。乗用車としての電気自動車も市販化されたのち [34–36]、2015 年には燃料電池車が実用化されている [37]。近年では、CO₂ 排出量削減、脱化石燃料といった意識の高まりと合わせて、世界的に電気自動車の本格的普及のための開発競争が活発化している。エンジンとは異なり、モータは搭載自由度が高く、車両の新たなパッケージングが可能となる。その中で、各輪のホイール内にモータを収めたインホイールモータ車が再び着目されている。モータのトルク指令値に対する応答性や精確性を活かした駆動力制御によって車両運動性能を飛躍的に向上させることができるからである [44]。高出力なインホイールモータユニットを搭載した試作車を開発し、上述した ABS、TCS の加減速性能の向上や DYC による旋回性能の向上が実証されている [45, 46]。さらに勝山 [47, 48] は、独立した駆動力の制御性を操舵入力に対する応答性や、乗り心地への制御に活用している。また、モータの搭載自由度が高い、EV ならではの構成として、駆動用の主機モータとは別に小型のモータを搭載して内外輪の駆動力配分を可能とするトルクベクタリング機構も提案されている [49]。

Fig. 1.1 に示すように、発電に関わる消費エネルギーを含まない、車両単体としての消費エネルギー率 (JC08 走行モード) を見ると、電気自動車は内燃機関車 (ガソリン車) の 1/4 以下である [38]。しかし、依然として電池のエネルギー密度が化石燃料の 1/10 に満たないことから、一充電当たりの航続距離の延伸が電気自動車の普及のための最大の課題となっている [39]。走行中給電 [40, 41] というアプローチがあるが、実用化には非接触の給電技術の向上やインフラ整備が課題となっている。最も重要なアプローチとして、走行

時の消費エネルギーを低減し、エネルギー効率を高めることが挙げられる。これは内燃機関車 (ICEV : Internal Combustion Engine Vehicle) に対しても変わらないアプローチである。しかしながら、Fig. 1.2 (EPA city/highway combined 走行モード) に示すように、駆動源の電動化により、そのエネルギー変換効率が著しく向上するため、相対的にタイヤの転がり抵抗や空気抵抗といった走行抵抗が、走行中のエネルギーの大半を消費するという、技術的に大きな変化点が見られる [42, 43]。したがって、エネルギー効率の高いシャシー機構とその制御技術が今まで以上に重要となる。このことから、近年では、特にタイヤの転がり抵抗の低減 [50, 51] に関する研究が活発化している。一般に、タイヤの転がり抵抗とグリップは背反する [52] ことから、それを両立するために、茂木らは接地面の部位に応じたゴム材料の使い分け [53] や、桑山らはタイヤの細幅・大径化による新たな構造 [54–56] を提案している。航続距離に対する走行抵抗の感度が高い中では、単に機構や構造面からの省エネルギーを図るだけでなく、同様に制御面からも省エネルギーを図ることが重要である。すなわち、運動性能を飛躍的に向上させる駆動力配分制御が走行中の消費エネルギーを増加させず、さらには省エネルギーと両立できることが望まれている。

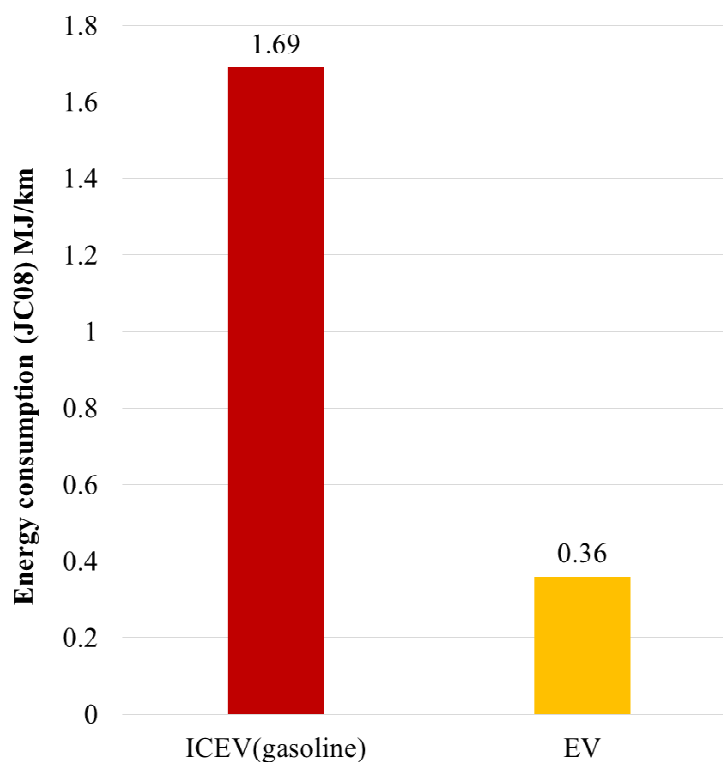


Fig.1.1: Comparison of energy consumption (JC08) between ICEV (gasoline) and EV [38]

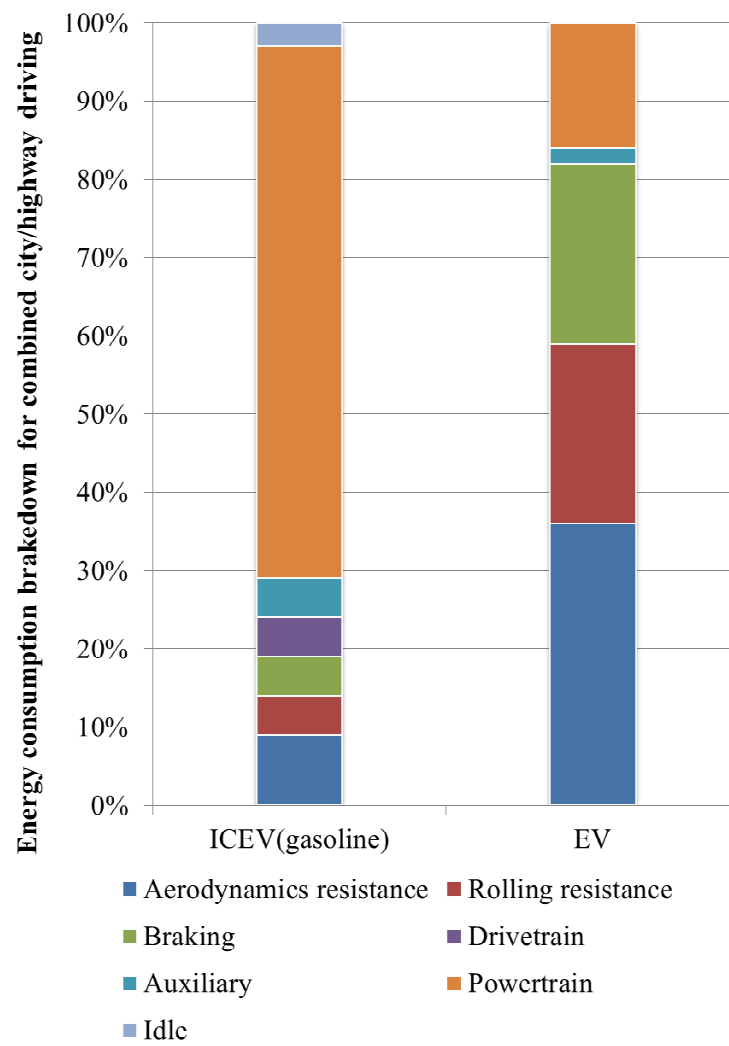


Fig.1.2: Comparison of energy consumption brakedown between ICEV (gasoline) and EV [42,43]

そのような背景から、車両運動制御を用いて消費エネルギーの最小化を目指した研究が活発になっている。藤本ら [57,58] は、4 輪独立駆動を可能にするインホイールモータを用いた実験車を用い、モータの銅損、鉄損を考えた駆動力配分によって消費エネルギーを最小化する制御法を提案している。Filippis ら [59] も同様に、4 輪独立駆動の EV を用い、実験的に車両の前後運動、横運動に対して車両の消費エネルギーが最小になるような制御指令値のマッピングを同定している。Koehler ら [60] は、車両運動とモータ損失マップを連成した計算によって車両の消費エネルギーを逐次最小化する制御法を提案している。西原ら [61] は理論的な計算によって、4 輪独立操舵機構を加えて想定した EV システムにおける、モータの損失を含まない、タイヤの消費エネルギー最小化制御手法を提案している。安部ら [62] は、タイヤの接地面の中ですべり域の散逸エネルギーに着目し、4 輪独立駆動・操舵制御によって、それを最小化する制御法を提案している。GVC についても、加減速にともなう 4 輪の接地荷重を活かし、そのすべり域での散逸エネルギーの低減について効果があると報告されている [63]。また、その制御に必要なモータ定格出力の設計について、実験的な検討もなされている [64]。舗装路だけでなく、不整地におけるタイヤの前後方向のすべりによる損失を低減する研究もおこなわれている [65]。さらに、瞬時の消費エネルギーの最小化に限らず、走行経路の最適化問題と組み合わせて、モータの損失を含めた消費エネルギーを低減する制御法の提案もされている [66]。また、車両運動性能とエネルギー消費の両立に向けた制御設計の取り組みを加速させるべく、多分野にまたがる物理現象を表現可能なモデリングソフトで構築されたシミュレーションモデルを参加者に自由に使用させて、制御開発の競争を促すベンチマーク問題が提案されている [67,68]。一方、インホイールモータに限らず、駆動力配分制御を実現するための機構についても、制御時の機構単体の損失の定式化が行われている [70]。数値計算上においても、差動機構 [71–73] や制動装置による駆動力配分の機構毎の消費エネルギーが比較されている [74]。しかしながら、駆動力の配分によって変化すると考えられる車両の消費エネルギーを、走行抵抗による損失と駆動源の損失の割合とともに示し、それぞれがどのようなメカニズムで増減するかまでを体系的に論じた研究は見られない。

その理由として、車両の加減速や旋回を生み出すためのタイヤ単体の発生力そのものによる抵抗、およびエネルギー損失が明確に整理されていないことが要因と考えられる。従来までの研究について、まずタイヤの回転軸位置における抵抗、またはエネルギー損失について巨視的（マクロ）にとらえた事例を挙げる。Schuring [75] と酒井 [76] は、横力発生時に幾何学的に求められるタイヤの旋回抵抗に加え、制駆動時のタイヤのスリップによる損失を走行抵抗に換算して、その総和をタイヤ発生力時の走行抵抗として求めている。水野ら [77] は、タイヤ特性が温度によって大きく変化することに着目し、温度依存性を考慮したタイヤモデルを開発した。このとき、タイヤ発生力による単位時間当たりの発熱

量を算出するために、酒井が定式化した抵抗に車速を乗じている。すなわち、タイヤの回転軸に入力するパワーが散逸され、タイヤの発熱量に一致するものとして計算している。Sornioti [78] もタイヤの発熱量を求めて温度を計算するために、水野らと同様の定義で計算している。タイヤ温度が重要なモータースポーツにおいて、タイヤのすべり状態によらず、タイヤ発生力に係数を乗じ、速度を乗ずることで簡易的に計算する方法がある [79–81]。発熱は不可逆な現象であるため、その散逸量を求めることは消費されるエネルギーを求めることと等価である。しかし、これらの研究は、タイヤのすべりとその発生力が定まったときの散逸エネルギーを算出するためのものであり、接地面の物理的な状態をブラックボックスとして扱っているため、タイヤ発生力にともなうエネルギー散逸メカニズムを十分に理解することは難しい。これに対して、タイヤの構造内を微視的（ミクロ）に表現し、散逸エネルギーを計算したものがある。Davari ら [85, 86] は、従来より、タイヤの発生力特性を簡易的に計算可能な力学モデルとして活用されているブラシモデル [82–84] に、ゴムの粘弾性特性と路面との摩擦特性を組み込んで計算した手法を提案している。有限要素法（FEM）に散逸エネルギーを組み込んだ方法として、Durand ら [87] は TaMeTirE というモデルを開発した。タイヤの接地面にあたるトレッドの表面温度、その内部温度、また構造部材であるベルトの温度というように 3 分割し、詳細にそれぞれの部位における発熱量と熱移動量を計算して温度を算出している。澁江ら [88] も同様にタイヤを分割した温度依存性タイヤモデルを構築している。他に、Gipser [89] の構築した FTire というモデルもある。さらに、品川ら [90] は FEM を活用し、所望のタイヤ横方向の発生力を満たすために、抵抗が最小となるすべり状態を計算している。このように、マクロ、ミクロの両面から様々な研究が見られるが、それぞれ独立に消費エネルギーを低減することを目的とした研究が多く、両者の整合性を考察した事例はあまり見られない。体系的にそれらの関連性を整理することができれば、車両運動時におけるタイヤ発生力時の消費エネルギーの変化を正確に導出し、制御設計において適切な評価関数を設定することが可能となる。

このように運動性能と省エネルギーの両立に向けた研究が加速する中で、車両運動時に作用する走行抵抗から要求される駆動のエネルギーとタイヤの接地面で消費・散逸されるエネルギーの関係を体系的に整理することが今後の研究基盤になると考えられる。その際のアプローチとして、現在、幅広く利用されている CAE (Computer Aided Engineering) による多自由度・詳細シミュレーションでは、計算精度という観点からは優れているものの、車両諸元や運動性能との結びつきが俯瞰しにくいことに加え、普遍的な意味づけが得られにくい。したがって、基本的な理解のためにも解析的なアプローチが望ましいと考えられる。

そこで本研究では、車両運動力学の観点から必要とされるエネルギーを、まずタイヤ、そして車両の観点から体系的に導出する。その上で、インホイールモータで実現可能な駆

動力配分制御を、その他の駆動機構で実現した場合とのエネルギー消費特性上の比較をし、効率的な駆動力配分機構について論じる。最後にタイヤの発生力にともなって必要な消費エネルギーを低減するための制御手法を提案し、車両運動性能と省エネルギーの両立という課題に対する有用性を示すことを目的とする。なお、本研究では原理的に理想的な車両の運動制御状態について論じるために、タイヤと路面の摩擦係数 μ は一定とする。

1.2 本論文の構成

本論文を 6 章構成とし、1 章は「序論」として、本論文の研究背景と目的を示す。6 章は「結論」として、以下に示す 2 章から 5 章までの研究結果をまとめる。

2 章、「タイヤの力学特性とそのエネルギー散逸メカニズム」では、簡易的なタイヤの力学モデルとして普及しているブラシモデル (Brush Model) をもとに、車両の加減速や旋回に必要な前後力や横力の発生にともなってタイヤの回転軸回りに入力されたマクロなエネルギーが、接地面内で消費・散逸されるミクロなエネルギーと一致することを解析的に証明する。これにより、従来までの研究で扱われてきたタイヤ発生力時の消費エネルギーの定義を明確にし、3 章以降で定式化する、車両の運動にともなう消費エネルギーの妥当性を確立する。

3 章、「定常円旋回における消費エネルギーの定式化と実車検証」では、定常円旋回にともなう消費エネルギーを定式化する。試作車による実車検証を行いやすくするために、一定の旋回半径、一定の車速で走行し、車両に入力したエネルギーがすべて散逸する定常円旋回を対象としている。車両運動方程式をもとに旋回抵抗を定式化するとともに、エネルギー方程式を組み合わせ、車両の機械仕事率を定式化する。実車検証のために、試作車の駆動源であるインホイールモータユニットの内部損失であるモータ・インバータの電気損失、および減速機の機械損失を定式化する。内外輪の駆動力配分量、すなわちダイレクトヨーモーメントを変えたときの、旋回中の走行抵抗、およびその機械仕事率に加えて、内部損失を加味した全体の消費エネルギーを計測し、定式化結果の妥当性を確認した結果をまとめる。

4 章、「駆動力配分機構の違いによる消費エネルギーの比較」では、3 章で妥当性を確認した、定常円旋回にともなう消費エネルギーの予測式の活用例として、駆動力配分を実現するために提案されてきた各種機構の消費エネルギーの計算結果を比較する。具体的には、検証に使用されたインホイールモータ試作車をはじめ、差動制限デフ (LSD: リミテッドスリップデフ、内輪接地時には旋回方向と逆向きに作用するアンチヨーモーメントのみ発生可能な機構)、制御デフ (増速機構により LSD よりも制御範囲を拡大可能で旋回方向と同じ向きに作用するヨーモーメントを発生可能な機構)、ブレーキ制御 (旋回時に内輪、あるいは外輪に摩擦ブレーキをかけてダイレクトヨーモーメントを発生させる機

構)を取り上げる.

5章,「旋回加減速時における消費エネルギー最小化制御」では,ダイレクトヨーモーメントによるタイヤ接地面の消費エネルギーの低減効果が見られる旋回加減速に着目し,その消費エネルギーを最小化した効果や最適なダイレクトヨーモーメントを試算した結果を示す. また,その最適なダイレクトヨーモーメントの物理的な意味を考察すべく,タイヤの散逸パワーを評価関数とした最適化問題を設定し,そのときのタイヤのすべり状態の成立条件について論じる. さらに,車両のステア特性とタイヤの μ 利用率の観点から,その最適ダイレクトヨーモーメント下における車両の運動特性について論じる.

第 2 章

タイヤの力学特性とそのエネルギー散逸メカニズム

第 1 章で述べたように，車両を加減速させたり，旋回させるために必要なタイヤの前後力や横力といったタイヤ発生力によって増加する走行抵抗と，そのタイヤの発生力によって接地面内での変形に起因した散逸エネルギーの計算方法は各々の目的に利用され，互いの関連性については体系的に整理されてこなかった．結果として，タイヤ発生力によって散逸されるエネルギーの定義はあいまいのままとなっている．次章以降で，車両全体でのエネルギー消費・散逸メカニズムを考えていくことから，その前にタイヤ単体でのエネルギー散逸メカニズムを明らかにしておく必要がある．

そこで，本研究では，タイヤ力の発生のために車軸位置で消費される瞬時消費エネルギーをマクロな散逸パワーと定義し，また，接地面内を細かく分割して，積分して求めた瞬時消費エネルギーをミクロな散逸パワーと定義し，本章ではそれらの整合性について理論的に検討する．2.1 節では，前者のマクロな散逸パワーの定式化方法を示す．2.2 節では，後者のミクロな散逸パワーの定式化方法を示し，マクロな散逸パワーとの整合性を論じる．2.3 節では，計算により数値的に確認を行う．

このための手段として，タイヤモデルがある．簡易的な力学モデルとして，古くに Segel が提唱した Brush model（ブラシモデル）[82–84] がある．タイヤのリムやトレッドベースを円環とみなし，その円周上に前後，横方向に独立して弾性変形するブラシがトレッドラバーとして無数に取り付けられていると仮定する，タイヤの古典的なモデルであるが，現在でも幅広く活用されている [91, 92]．他のタイヤモデルとして，実験同定モデルがある．その代表的なものが，Pacejka が提唱した Magic Formula [93, 94] である．三角関数を組み合わせた数式で構成され，その係数を実験同定することで利用されるが，タイヤの力学特性をブラックボックスとして扱うため，接地面内で起きている現象を理解することはできない．一方，詳細物理モデルとしては，FEM（有限要素法）によるモデル化という

手段がある．材料や構造を詳細にモデル化することで，ゴムの粘弾性特性や接地面形状の変化まで考慮に入れることができる．しかし，詳細で複雑であるがゆえに，注目したい現象だけを抜き出して考察することや解析的な検討には不向きである．それらに対し，ブラシモデルは実験同定モデルと詳細物理モデルの中間に位置付けられ，タイヤの発生力を解析的に導出可能であり，直感的に理解しやすい．そこで，本研究ではブラシモデルを用いることとした．Fig. 2.1 に示すように，一般的なブラシモデルは，後述するスリップ率，スリップ角といった入力に対し，その出力として各種タイヤ発生力を計算するモデルである．一例として，Fig. 2.2 に，ブラシモデルにおいて，それぞれ前後力，横力が個別に発生する場合（いわゆるピュアスリップ）の計算結果を示す．ここでは，接地圧分布が接地面の中心に対して二次曲線と仮定した．接地荷重と摩擦係数により決まる最大発生力（おおそ 5000N）以上でタイヤ発生力が飽和する特性が表現可能であるが，Fig. 2.1 において，破線で囲んだ散逸パワーについては体系的に整理されていない．このブラシモデルを用いて，マクロ，ミクロの両観点から検証した散逸パワーを新たに追加することが本章の位置づけである．

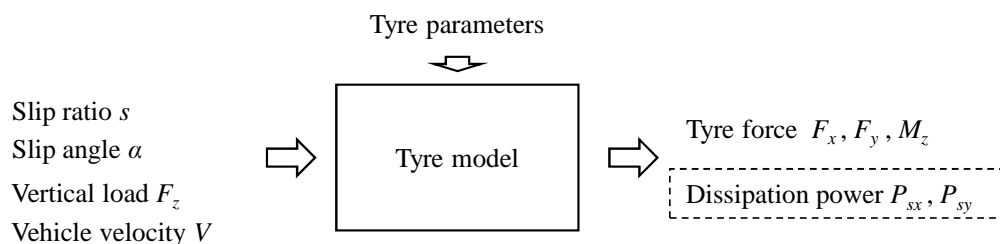
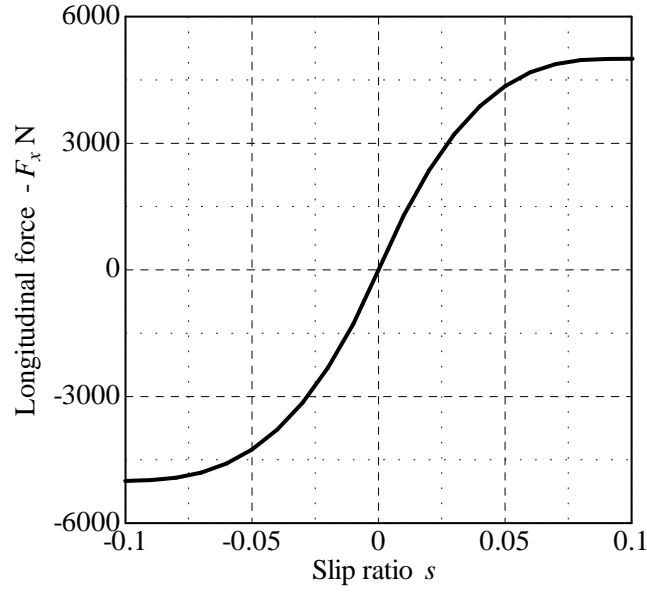
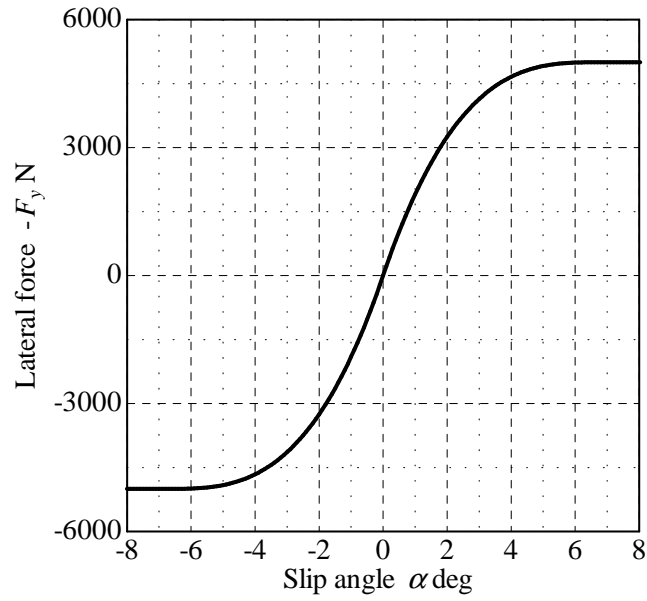


Fig.2.1: Tyre model



(a) Longitudinal force



(b) Lateral force

Fig.2.2: Pure slip characteristics of brush model (contact length : 0.10m, contact width : 0.18m, longitudinal stiffness : $1.25 \times 10^8 \text{N/m}^3$, lateral stiffness : $1.12 \times 10^8 \text{N/m}^3$, vertical load : 5000N, road friction coefficient : 1.0)

2.1 マクロなタイヤ接地面散逸パワー

2.1.1 前後方向

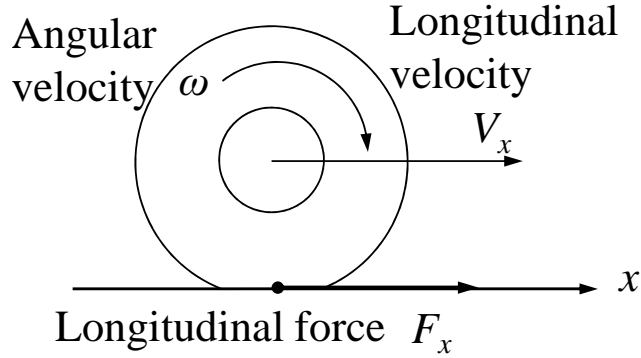


Fig.2.3: Longitudinal tyre force

Fig. 2.3 に示すように、 x 軸の方向へタイヤが回転している．このとき、前後力 F_x を発生させながら、タイヤの回転軸周りの角速度 ω 、タイヤの前後方向の速度 V_x で転動する、タイヤの前後すべりによる散逸パワーを考える．軸トルク τ 、角速度 ω は次式で表すことができる．

$$\tau = r_t F_x \quad (2.1)$$

$$\omega = (1 - s) \frac{V_x}{r_t} \quad (2.2)$$

ここで、 s はスリップ率、 r_t はタイヤ半径である．スリップ率は、タイヤの前後速度と回転角速度による速度との相対速度を前後速度で正規化した物理量として、次式で表される．

$$s = \frac{V_x - r_t \omega}{V_x} \quad (2.3)$$

式 (2.1), (2.2) から前後力を発生しつづけるために必要な機械仕事率 P_{in} は次式で表すことができる．

$$\begin{aligned} P_{in} &= \tau \omega \\ &= F_x V_x - F_x V_x s \\ &= F_x V_x - F_x V_{sx} \\ &\equiv P_k + P_x \end{aligned} \quad (2.4)$$

ここで、式 (2.4) において、右辺第 1 項は車両の運動に利用されるパワー P_k ，第 2 項は前後方向の散逸パワー P_x となる．また、次式に示すように、前後速度とスリップ率の積を前後方向のすべり速度 V_{sx} と定義する．

$$V_{sx} = V_x s \quad (2.5)$$

2.1.2 横方向

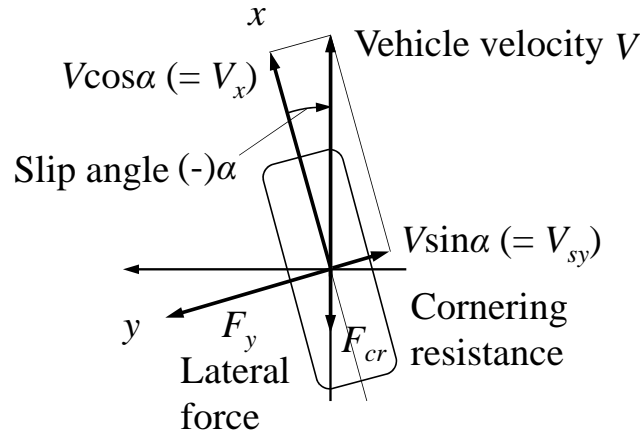


Fig.2.4: Lateral tyre force

Fig. 2.4 に示すように、タイヤの x 軸と直交する y 軸を回転軸として回転しながら、車両の進行方向 (V の方向) にタイヤが進行している．タイヤの x 軸に対する車両の進行方向をスリップ角 α と定義する．このスリップ角に応じて、横力 F_y が発生している．このとき、旋回抵抗 F_{cr} が発生しているとしたときの、タイヤの横力による散逸パワーを考える．車両の進行方向逆向きに発生する力、旋回抵抗は次式で表される．抵抗を表す物理量は、進行方向逆向きを正とする．

$$F_{cr} = -F_y \sin \alpha \quad (2.6)$$

式 (2.6) から、旋回抵抗とつりあひながら散逸される機械仕事率 P_y は次式で表すことができる．

$$\begin{aligned} P_y &= F_{cr} V \\ &= -F_y \sin \alpha \cdot V \\ &= -F_y V_{sy} \end{aligned} \quad (2.7)$$

ここで、次式に示すように、進行方向の速度とスリップ角の積を横方向のすべり速度 V_{sy} と定義する．

$$V_{sy} = V \cdot \sin \alpha \quad (2.8)$$

以上が横方向の散逸パワーとなる．なお，本研究では V_{sx} , V_{sy} をタイヤのマクロなすべり速度と定義し，次節以降におけるミクロなすべり速度の分布と区別することにする．ここで，タイヤの前後力，横力からなるタイヤ発生力ベクトルを \mathbf{F} とし，次式で表す．

$$\mathbf{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} \quad (2.9)$$

このときの前後方向，横方向のすべり速度からなるすべり速度ベクトルを \mathbf{V}_s とし，次式で表す．

$$\mathbf{V}_s = \begin{pmatrix} V_{sx} \\ V_{sy} \end{pmatrix} \quad (2.10)$$

すると，Fig. 2.5 に示すように，前後方向，横方向の散逸パワーを合わせた接地面の散逸パワーは次式で表すことができる．

$$\begin{aligned} P &= -\mathbf{F} \cdot \mathbf{V}_s \\ &= -(F_x V_{sx} + F_y V_{sy}) \end{aligned} \quad (2.11)$$

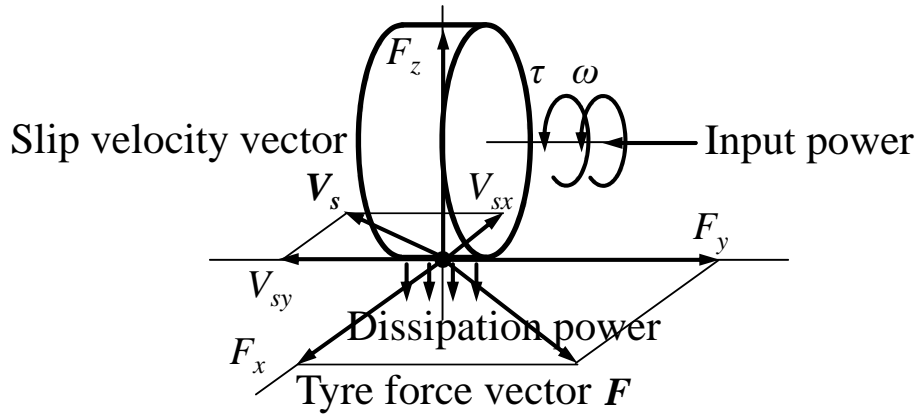


Fig.2.5: Power dissipation on tyre contact patch

2.2 ミクロなタイヤ接地面散逸パワー

2.2.1 タイヤの発生力

Fig. 2.6 に示すように，タイヤの接地面と座標系の関係を定義する．接地面の中心を原点 O とし，タイヤの転動方向を x 軸，回転軸方向を y 軸に取り，速度 V の方向へタイヤが進行しているとする．実際には，接地面の形状が長方形とは限らないが，接地長を l ，接地幅を b とする接地面内のトレッドラバーが路面から受ける力をブラシモデルによってモデル化する．

ブラシモデルでは，トレッドラバーと路面が粘着するとみなす粘着域 (Adhesion region) と，そこから接地面後端にかけてすべり状態となるすべり域 (Sliding region) に区別する．粘着域，すべり域の区別のために，Fig. 2.7a に示すように，接地圧分布 p ，接地面との摩擦係数 μ との関係で決定される，発生可能な最大のタイヤ発生力分布 μp を仮定する．最大発生力分布を超えず，トレッドラバーが路面と粘着している範囲内であれば，前後すべり，横すべりによる変位に対して，変位と逆向きに弾性力が発生する．この領域を粘着域と表現する．それより後方をすべり域と定義する．すべり域では，すべり摩擦によって力が発生するため，その局所的な発生力分布は μp を超えることはない．粘着域，すべり域ともに，トレッドラバーの変位は発生力に比例すると考えることから，Fig. 2.7b の変位は Fig. 2.7a と比例関係となり，接地面後端にかけてトレッドラバー変位が復元していく．その結果として，Fig. 2.7c に示すように，すべり域の局所的なトレッドラバーの相対速度はマクロなすべり速度よりも大きくなる．次節で述べるように，マクロなすべり速度に加えて，局所的な変位が復元する速度を加味することが，すべり域における散逸パワーの導出には重要である．なお，一般に接地圧分布を原点に極大値を持つ n 次関数 (特に二次関数) で近似することが多いが，本章では任意の接地圧分布に対して検討できるように，近似せずに定式化する．

粘着域において，任意の位置 x のトレッドベースに対するトレッドラバー，すなわちブラシ変位は，前後方向，横方向に分けて次式で表すことができる．

$$\delta_{x,ad} = -\frac{s}{1-s} \left(\frac{l}{2} - x \right) \quad (2.12)$$

$$\delta_{y,ad} = -\frac{\tan \alpha}{1-s} \left(\frac{l}{2} - x \right) \quad (2.13)$$

ここで， s は式 (2.3) で表されたスリップ率である．以上より，粘着域におけるブラシの発生力分布は次式で表される．

$$\sigma_{x,ad} = -\frac{J_x s}{1-s} \left(\frac{l}{2} - x \right) \quad (2.14)$$

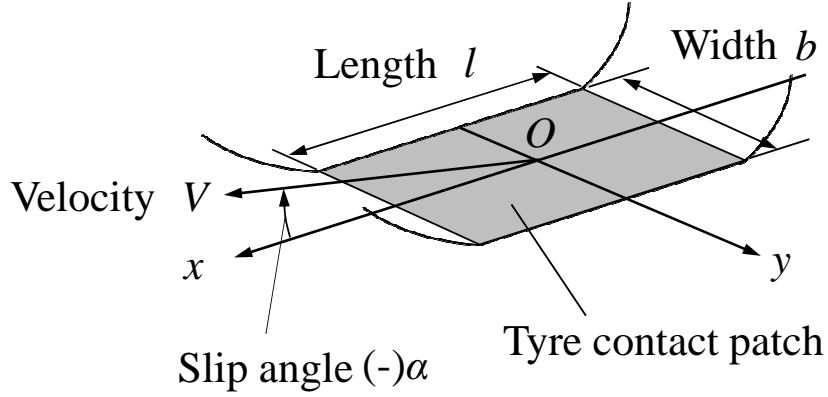


Fig.2.6: Coordinate system of tyre contact patch

$$\sigma_{y,ad} = -\frac{J_y \tan \alpha}{1-s} \left(\frac{l}{2} - x \right) \quad (2.15)$$

ここで, J_x , J_y はブラシの前後, 横方向の単位面積当たりの剛性である.

すべり域において, 任意の位置 x のブラシの変位, 発生力分布は前後方向, 横方向に分けて次式で表される.

$$\delta_{x,sl} = -\frac{\mu p \cos \theta}{J_x} \quad (2.16)$$

$$\delta_{y,sl} = -\frac{\mu p \sin \theta}{J_y} \quad (2.17)$$

$$\sigma_{x,sl} = -\mu p \cos \theta \quad (2.18)$$

$$\sigma_{y,sl} = -\mu p \sin \theta \quad (2.19)$$

ここで, θ はすべり域の発生力分布の方向であり, 次式の関係で表されるとする.

$$\tan \theta = \frac{J_y \tan \alpha}{J_x s} \quad (2.20)$$

$$\cos \theta = \frac{J_x s}{\sqrt{J_x^2 s^2 + J_y^2 \tan^2 \alpha}} \quad (2.21)$$

$$\sin \theta = \frac{J_y \tan \alpha}{\sqrt{J_x^2 s^2 + J_y^2 \tan^2 \alpha}} \quad (2.22)$$

粘着域とすべり域の境界位置 x_s は粘着域の発生力分布が最大発生力分布と等しくなるという以下の仮定で導かれる.

$$\begin{aligned} \sqrt{\sigma_{x,ad}^2 + \sigma_{y,ad}^2} &= \frac{\sqrt{J_x^2 s^2 + J_y^2 \tan^2 \alpha}}{1-s} \left(\frac{l}{2} - x_s \right) \\ &= \mu p \end{aligned} \quad (2.23)$$

以上を用いると、タイヤ接地面全体の前後、横方向の発生力は次式で表すことができる。

$$\begin{aligned} F_x &= b \left(\int_{x_s}^{l/2} \sigma_{x,ad} dx + \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{x,sl} dx \right) \\ &\equiv F_{x,ad} + F_{x,sl} \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} F_y &= b \left(\int_{x_s}^{l/2} \sigma_{y,ad} dx + \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{y,sl} dx \right) \\ &\equiv F_{y,ad} + F_{y,sl} \end{aligned} \quad (2.25)$$

粘着域の前後、横方向のタイヤ発生力は次式で表すことができる。

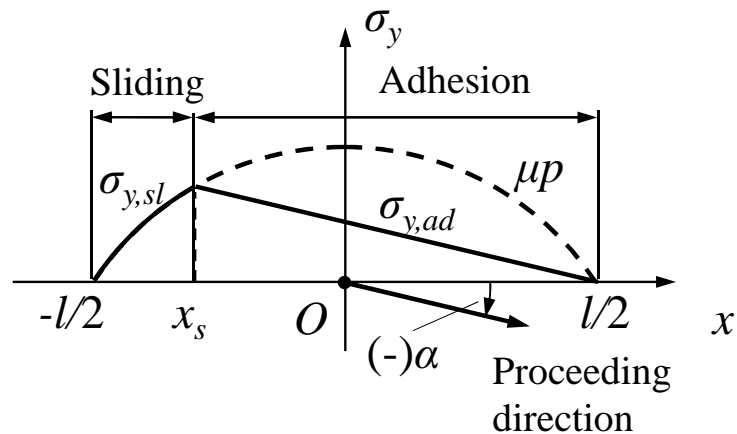
$$\begin{aligned} F_{x,ad} &= b \int_{x_s}^{l/2} \sigma_{x,ad} dx \\ &= -\frac{bJ_x}{2} \left(\frac{s}{1-s} \right) \left(\frac{l}{2} - x_s \right)^2 \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned} F_{y,ad} &= b \int_{x_s}^{l/2} \sigma_{y,ad} dx \\ &= -\frac{bJ_y}{2} \left(\frac{\tan \alpha}{1-s} \right) \left(\frac{l}{2} - x_s \right)^2 \end{aligned} \quad (2.27)$$

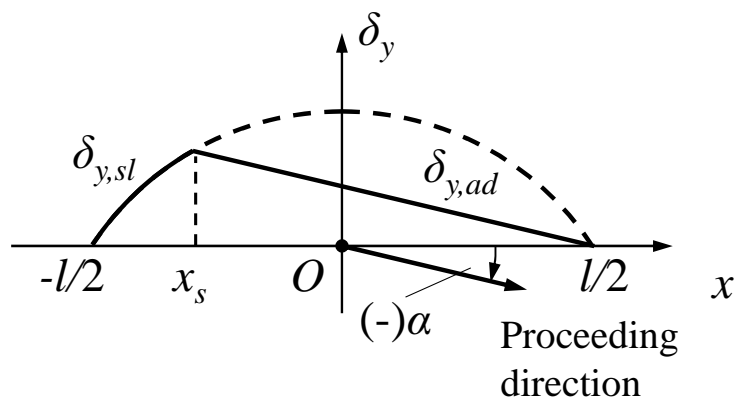
すべり域の前後、横方向のタイヤ発生力は次式で表すことができる。

$$\begin{aligned} F_{x,sl} &= b \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{x,sl} dx \\ &= b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \cos \theta) dx \end{aligned} \quad (2.28)$$

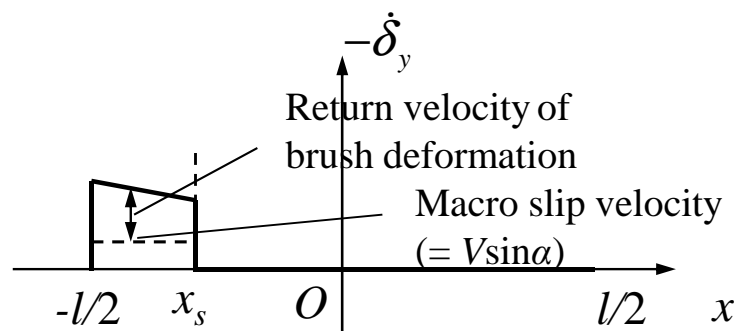
$$\begin{aligned} F_{y,sl} &= b \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{y,sl} dx \\ &= b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \sin \theta) dx \end{aligned} \quad (2.29)$$



(a) Force distribution



(b) Displacement distribution between tread rubber and base



(c) Relative velocity distribution of road surface with respect to tread rubber

Fig.2.7: Tyre contact patch deformation profile based on brush model

2.2.2 タイヤの接地面散逸パワー

タイヤ発生力はトレッドラバーと路面との相対的な運動によって生ずるため、前後、横方向のすべりによる瞬時エネルギー損失、すなわち散逸パワーは、発生力分布とトレッドラバーに対する路面の相対速度を用いて、それぞれ次式で表される。ここで重要な点としては、Fig. 2.7c に示したように、マクロなすべり速度に加えて、トレッドラバーが復元する速度を考慮した、局所的なすべり速度の分布を用いることである。

$$P_x' = -b \left[\int_{x_s}^{l/2} \sigma_{x,ad} \cdot \left(\frac{d\delta_{x,r}}{dt} - \frac{d\delta_{x,ad}}{dt} \right) dx + \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{x,sl} \cdot \left(\frac{d\delta_{x,r}}{dt} - \frac{d\delta_{x,sl}}{dt} \right) dx \right] \quad (2.30)$$

$$P_y' = -b \left[\int_{x_s}^{l/2} \sigma_{y,ad} \cdot \left(\frac{d\delta_{y,r}}{dt} - \frac{d\delta_{y,ad}}{dt} \right) dx + \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{y,sl} \cdot \left(\frac{d\delta_{y,r}}{dt} - \frac{d\delta_{y,sl}}{dt} \right) dx \right] \quad (2.31)$$

ここで、トレッドベースに対する路面の前後、横方向の位置は次式で表される。

$$\delta_{x,r} = -\frac{s}{1-s} \left(\frac{l}{2} - x \right) \quad (2.32)$$

$$\delta_{y,r} = -\frac{\tan \alpha}{1-s} \left(\frac{l}{2} - x \right) \quad (2.33)$$

路面の位置は、ブラシ変位と異なり、粘着域、すべり域にわたって一様に式 (2.32), (2.33) で表される。また、粘着域のブラシ変位と一致する。それを考慮すると式 (2.30), (2.31) で表された散逸パワーは次式となる。

$$P_x' = -b \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{x,sl} \cdot \left(\frac{d\delta_{x,r}}{dt} - \frac{d\delta_{x,sl}}{dt} \right) dx \quad (2.34)$$

$$P_y' = -b \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{y,sl} \cdot \left(\frac{d\delta_{y,r}}{dt} - \frac{d\delta_{y,sl}}{dt} \right) dx \quad (2.35)$$

式 (2.34), (2.35) から、接地面全体ではなく、すべり域のみでパワーが散逸することがわかる。ただし、路面との相対速度の計算には、すべり域でブラシの局所的な変形が戻る速度の分布を考慮しなければならないことに注意が必要である。式 (2.16), (2.17), (2.18), (2.19), (2.32), (2.33) を式 (2.34), (2.35) に代入すると、それぞれ前後、横方向の散逸

パワーは次式で表される.

$$\begin{aligned}
P_x' &= b \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{x,sl} \cdot \left(\frac{d\delta_{x,sl}}{dt} - \frac{d\delta_{x,r}}{dt} \right) dx \\
&= b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \cos \theta) \cdot \left\{ \frac{d}{dt} \left(-\frac{\mu p \cos \theta}{J_x} \right) - \frac{d}{dt} \left[-\frac{s}{1-s} \left(\frac{l}{2} - x \right) \right] \right\} dx \\
&= b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \cos \theta) \cdot \left\{ \frac{d}{dx} \left(\frac{dx}{dt} \right) \left(-\frac{\mu p \cos \theta}{J_x} \right) - \left[-\frac{s}{1-s} \left(-\frac{dx}{dt} \right) \right] \right\} dx \\
&= b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \cos \theta) \cdot \left\{ \frac{d}{dx} \left(-\frac{\mu p \cos \theta}{J_x} \right) r_t \omega - \left(\frac{s}{1-s} r_t \omega \right) \right\} dx \\
&= \frac{b \mu^2 \cos^2 \theta}{J_x} \left[\frac{1}{2} p^2 \right]_{p=p(-l/2)}^{p=p(x_s)} r_t \omega - \frac{s}{1-s} r_t \omega \cdot b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \cos \theta) dx \\
&= -F_{x,ad} V_x s - F_{x,sl} V_x s \\
&= -F_x V_{sx}
\end{aligned} \tag{2.36}$$

$$\begin{aligned}
P_y' &= b \int_{-l/2}^{x_s} \sigma_{y,sl} \cdot \left(\frac{d\delta_{y,sl}}{dt} - \frac{d\delta_{y,r}}{dt} \right) dx \\
&= b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \sin \theta) \cdot \left\{ \frac{d}{dt} \left(-\frac{\mu p \sin \theta}{J_y} \right) - \frac{d}{dt} \left[-\frac{\tan \alpha}{1-s} \left(\frac{l}{2} - x \right) \right] \right\} dx \\
&= b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \sin \theta) \cdot \left\{ \frac{d}{dx} \left(\frac{dx}{dt} \right) \left(-\frac{\mu p \sin \theta}{J_y} \right) - \left[-\frac{\tan \alpha}{1-s} \left(-\frac{dx}{dt} \right) \right] \right\} dx \\
&= b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \sin \theta) \cdot \left\{ \frac{d}{dx} \left(-\frac{\mu p \sin \theta}{J_y} \right) r_t \omega - \left(\frac{\tan \alpha}{1-s} r_t \omega \right) \right\} dx \\
&= \frac{b \mu^2 \sin^2 \theta}{J_y} \left[\frac{1}{2} p^2 \right]_{p=p(-l/2)}^{p=p(x_s)} r_t \omega - \frac{\tan \alpha}{1-s} r_t \omega \cdot b \int_{-l/2}^{x_s} (-\mu p \sin \theta) dx \\
&= -F_{y,ad} V_x \tan \alpha - F_{y,sl} V_x \tan \alpha \\
&= -F_{y,ad} V \sin \alpha - F_{y,sl} V \sin \alpha \\
&= -F_y V_{sy}
\end{aligned} \tag{2.37}$$

式 (2.36), (2.37) の両式ともに, 粘着域とすべり域の発生力にマクロなすべり速度を乗じることにより接地面散逸パワーを表せることを示している. なお, トレッドベース変位の時間微分には次式を用いている.

$$\frac{dx}{dt} = r_t \omega \quad (2.38)$$

最終的に、前後、横方向の和からなる全体の散逸パワー P' は次式で表される．

$$\begin{aligned} P' &= P'_x + P'_y \\ &= -\mathbf{F} \cdot \mathbf{V}_s \end{aligned} \quad (2.39)$$

以上の式展開から、粘着域では接地面と路面との相対速度を持たないために、すべり域においてのみ、エネルギーが散逸することがわかる．式 (2.36), (2.37), および式 (2.39) より、そのときの散逸パワーは、粘着域とすべり域のタイヤ発生力の和にマクロなすべり速度を乗じたものに等しいことから、式 (2.11) で表される接地面散逸パワーに符合する．すべり域では単にマクロなすべり速度だけでなく、ブラシの局所的な変形が戻る速度が発生する．そのために、マクロなすべり速度を用いて散逸パワーを表した場合、すべり域のタイヤ発生力だけでなく、ブラシの弾性変形を仮定しているため、エネルギーを散逸しない粘着域のタイヤ発生力に起因した散逸パワーが加わる．その物理的な意味を考察するために、次式に示すように式 (2.36), (2.37) 中の粘着域の発生力に起因した散逸パワーについて考察する．

$$\begin{aligned} -F_{x,ad} V_x s &= \frac{b\mu^2 \cos^2 \theta}{J_x} \left[\frac{1}{2} p^2 \right]_{p=p(-l/2)}^{p=p(x_s)} r_t \omega \\ &= \frac{bJ_x}{2} \left(\frac{s}{1-s} \right)^2 \left(\frac{l}{2} - x_s \right)^2 \left(\frac{dx}{dt} \right) \end{aligned} \quad (2.40)$$

$$\begin{aligned} -F_{y,ad} V_x \tan \alpha &= \frac{b\mu^2 \sin^2 \theta}{J_y} \left[\frac{1}{2} p^2 \right]_{p=p(-l/2)}^{p=p(x_s)} r_t \omega \\ &= \frac{bJ_y}{2} \left(\frac{\tan \alpha}{1-s} \right)^2 \left(\frac{l}{2} - x_s \right)^2 \left(\frac{dx}{dt} \right) \end{aligned} \quad (2.41)$$

式 (2.40), (2.41) は、すべり域との境界位置 x_s におけるトレッドラバーの微小区間 dx のポテンシャルエネルギーの微小時間 dt における変化を示している．つまり、粘着域ではブラシの弾性によるポテンシャルエネルギーが蓄えられており、すべり域に入ると、すべり損失に加えて、摩擦によってそのポテンシャルエネルギーが失われていくことを意味している．結果として、前後、横方向のタイヤ力を発生させるために車軸に入力した機械仕事率が、タイヤ接地面後端のすべり域で全て散逸されることがわかる．

2.3 計算による数値例

理論的に証明したタイヤのエネルギー散逸メカニズムを数値上でも確認する．タイヤモデルには同様にブラシモデルを用いた．ここでは一例として，以下の二次関数で表される接地圧分布の計算結果を示す．

$$p = \frac{6F_z}{bl} \left(\frac{l}{2} + x \right) \left(\frac{l}{2} - x \right) \quad (2.42)$$

ここで， F_z は接地荷重である．計算に使用したタイヤの諸元を Table 2.1 に示す．また，接地面散逸パワーを計算するにあたっての条件を Table 2.2 に示す．Fig. 2.8 に示すように，2.1 節と Table 2.1 のタイヤの諸元を用いることで，スリップ率，スリップ角が同時に発生するコンバインドスリップ時のタイヤ発生力の特性を計算することができる．

Table 2.1: Tyre specifications

| Specification | Unit | Value |
|---------------------------|------------------|--------------------|
| Contact length | m | 0.10 |
| Contact width | m | 0.18 |
| Vertical load | N | 4000 |
| Longitudinal stiffness | N/m ³ | 1.25×10^8 |
| Lateral stiffness | N/m ³ | 1.12×10^8 |
| Road friction coefficient | - | 1.0 |

Table 2.2: Simulation conditions

| Parameter | Unit | Value |
|---------------|------|-------|
| Slip ratio | - | 0.05 |
| Slip angle | deg | -2 |
| Vehicle speed | km/h | 80 |

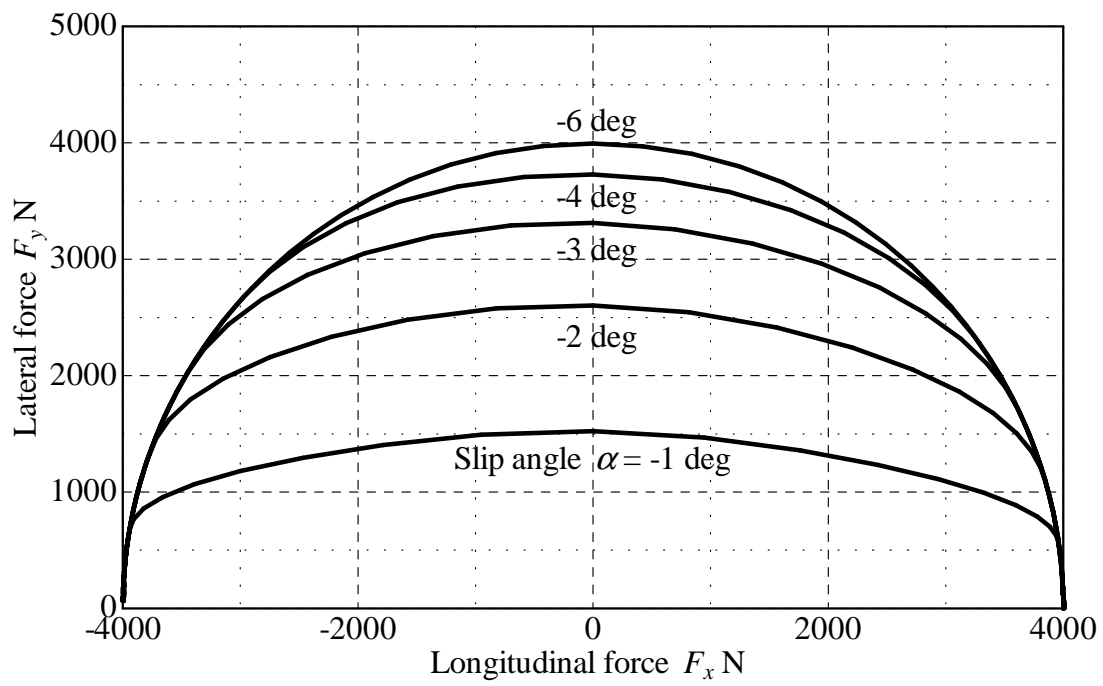


Fig.2.8: Tyre force characteristics

接地面の前後位置に対する、トレッドラバーの前後方向の発生力分布、変位、速度、そして単位面積あたりの散逸パワーの計算結果を示す。なお、ここではわかりやすさのため、絶対値を表示した。Fig. 2.9 には前後方向の計算結果を示す。接地面前端は粘着域のため、前後方向の発生力分布、および変位は直線的に増加していくが、前後位置がおよそ 0.04m ですべり域となるため、接地圧（破線）に比例した発生力分布となる。また変位は路面変位（破線）から離れていく。路面に対するトレッドラバーの相対速度については、接地面前端は粘着域のために速度を持たない。すべり域に入った瞬間、タイヤのマクロなすべり速度が発生すると同時に、接地面後端にかけてトレッドラバーの変位が復元する速度が加わる。発生力分布と速度の積をとることで、最終的に下段に示すような散逸パワーの分布が得られる。粘着域では相対速度を持たないためにパワーが散逸しない。すべり域のみでパワーが散逸することがわかる。同様に、Fig. 2.10 には接地面の前後位置に対する、トレッドラバーの横方向の発生力分布、変位、速度、そして単位面積あたりの散逸パワーの計算結果を示す。前後位置およそ 0.04m ですべり域となるまでは、直線的に発生力分布と変位が増加していき、また、路面との相対速度を持たないことがわかる。結果として、前後方向と同様の散逸パワーの分布となる。Fig. 2.11 には発生力分布と散逸パワーの前後、横方向の総和を示した。発生力分布はベクトル和の絶対値、散逸パワーはスカラー和である。前後方向、横方向の発生力分布と変位で勾配が変化した前後位置およそ 0.04m で、発生力分布の総和が最大発生力分布で飽和していることがわかる。また、散逸パワーはすべり域のみで発生することがわかる。Table 2.3 にマクロな散逸パワーの計算結果との比較を示した。前後、横方向、そしてそれらの総和についても数値的に一致することを確認することができた。

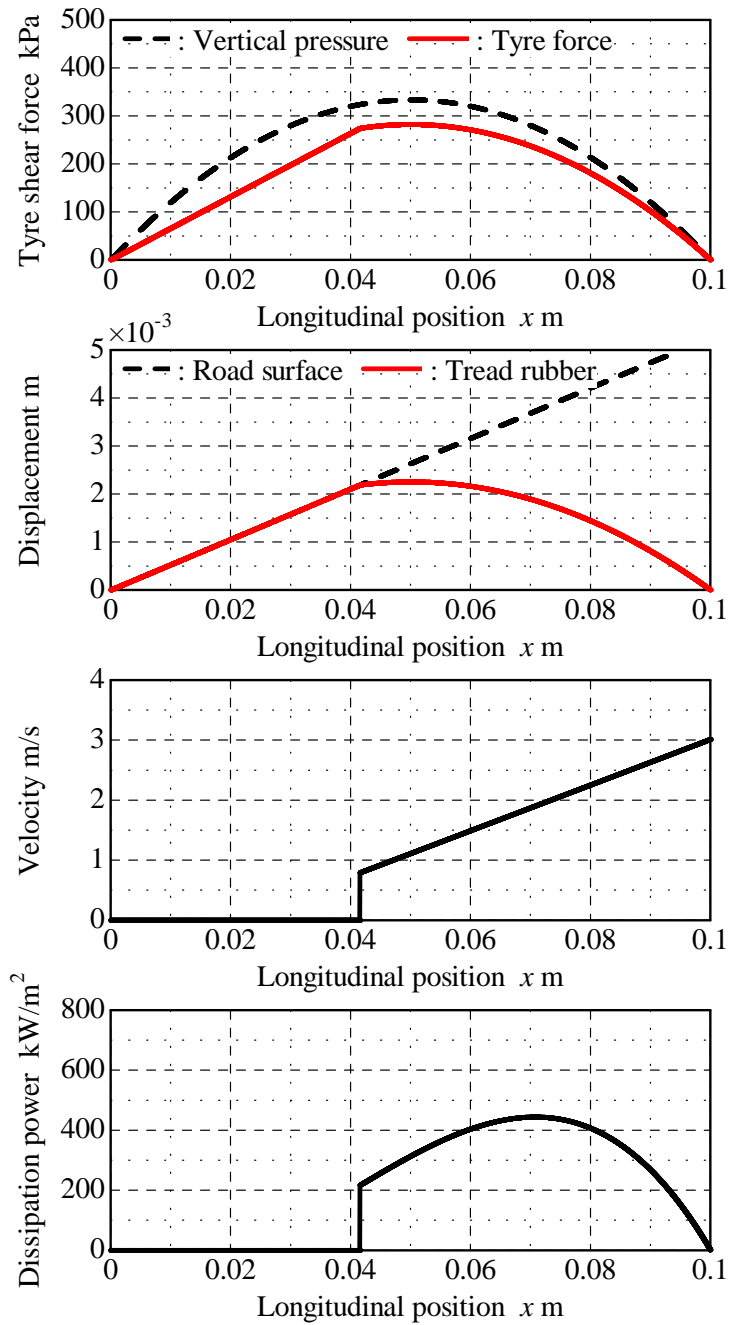


Fig.2.9: Longitudinal direction dissipation power

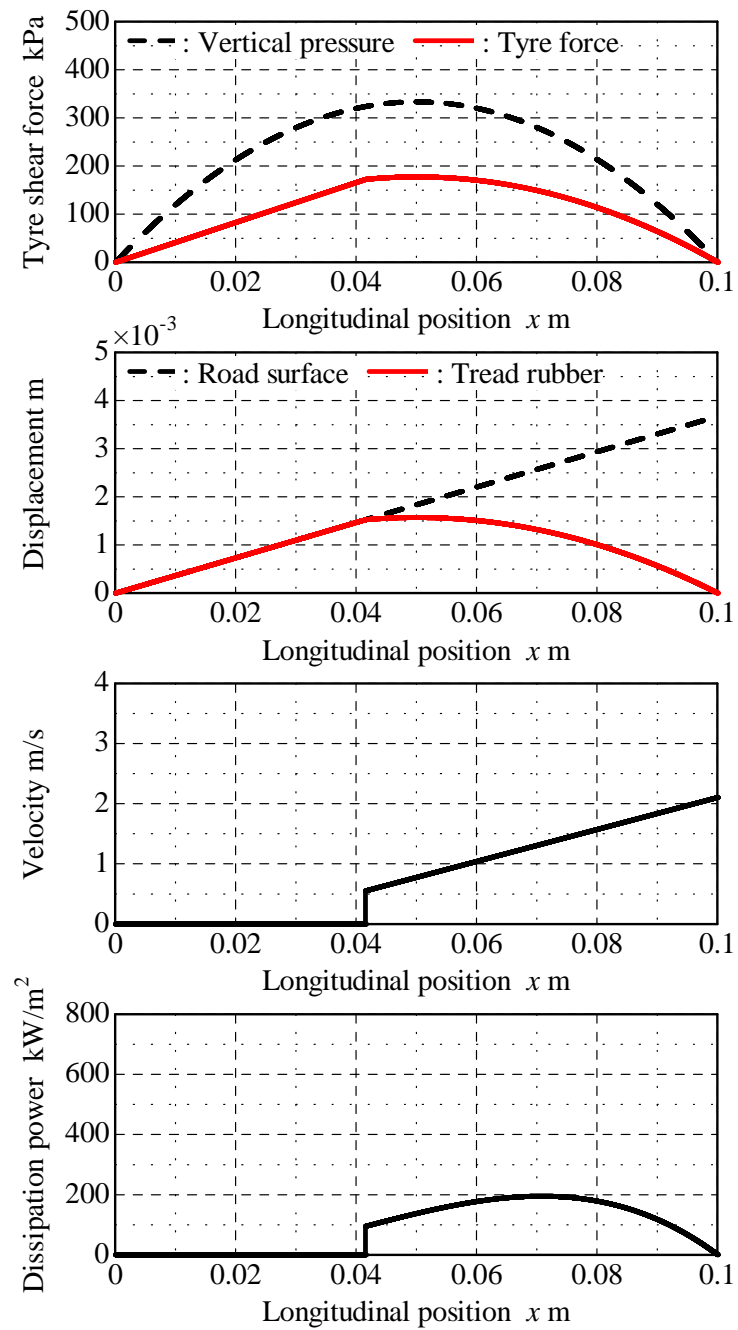


Fig.2.10: Lateral direction dissipation power

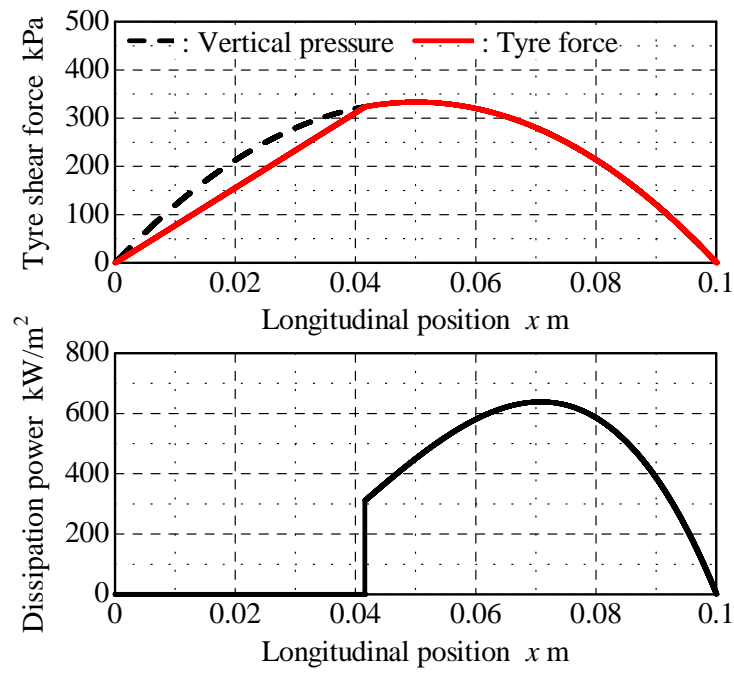


Fig.2.11: Total dissipation power

Table 2.3: Comparison between macro and micro power dissipation

| Direction | Dissipation power (macro) kW | Dissipation power in adhesion region (micro) kW | Dissipation power in slip region (micro) kW | Dissipation power (micro) kW |
|--------------|------------------------------|---|---|------------------------------|
| Longitudinal | 3.49 | 0 | 3.49 | 3.49 |
| Lateral | 1.53 | 0 | 1.53 | 1.53 |
| Total | 5.03 | 0 | 5.03 | 5.03 |

2.4 まとめ

本章では、タイヤの発生力によって散逸するエネルギーを体系的に整理することを目的に、タイヤの回転軸周りの角速度の増減や旋回抵抗というマクロな観点と、接地面内におけるトレッドラバーの変形というミクロな観点の両面からタイヤのすべりに起因した散逸パワーの整合性を、ブラシモデルを用いて理論的に証明することができた。具体的な知見は以下である。

(1) 物理現象としては、前後力、横力を発生させながら一定速度を維持するために入力した機械仕事率は、接地面内のすべり域で全て損失として散逸するものと理解することができる。このとき、弾性変形を仮定した粘着域の発生力分のポテンシャルエネルギーもすべり域で散逸される。

(2) 応用上、タイヤの接地面の散逸パワーを計算する際には、接地面内を細かく分割して積分する必要はなく、粘着域、すべり域を問わず、タイヤ発生力とすべり速度の積のみで簡単に表すことができる。したがって、散逸パワーを評価関数に設定する場合の制御則に対しては、タイヤの接地面の内部の状態を推定することなく、容易に実装が可能である。

第 3 章

定常円旋回における 消費エネルギーの定式化と実車検証

第 1 章で述べたように，車両運動力学は旋回運動を中心とした運動性能を議論するために発展し，近年では駆動力配分制御をはじめとするさまざまな車両運動制御の開発に活用されてきた．本章では，消費エネルギーの予測ができるように車両運動力学を拡張し，さらには駆動力配分制御と消費エネルギーの関係性を明らかにすべく，車両運動時の消費エネルギーの定式化と実車による検証を行う．エネルギーの入出力が平衡する状態での検討が容易となることから，定常円旋回を対象とする．実車検証には，4 輪同一のタイヤとインホイールモータ (40kW) を備えた試作車を用いる．

3.1 節では，車両運動力学において一般的に使用される平面運動モデルを応用し，旋回中の走行抵抗，すなわち旋回抵抗につりあって定常円旋回を維持するために必要な駆動力を求める．このとき，内外輪の駆動力配分に基づくダイレクトヨーモーメントによって旋回に必要な駆動力が変化するメカニズムを考慮に入れる．3.2 節では，3.1 節で定式化した旋回抵抗から，定常円旋回時の車両の機械仕事率を求める．3.3 節では，インホイールモータ試作車を用いた検証に備え，そのインホイールモータユニットの機械損失と電気損失を考慮した消費電力を定式化する．3.4 節では，実車検証の結果を示す．3.5 節では，実車検証により妥当性を確認した車両の機械仕事率が，前章のタイヤ接地面散逸パワーとどのような関係にあるか，について考察した結果を述べる．具体的には，Fig. 3.1 に示すように，一般に車両運動モデルは，後述する操舵角やダイレクトヨーモーメントといった入力に対し，その出力として車両の運動特性を計算するモデルである．本章では新たに，実車検証で妥当性を確認しながら，破線で囲んだ車両の旋回抵抗，および機械仕事率を追加する．

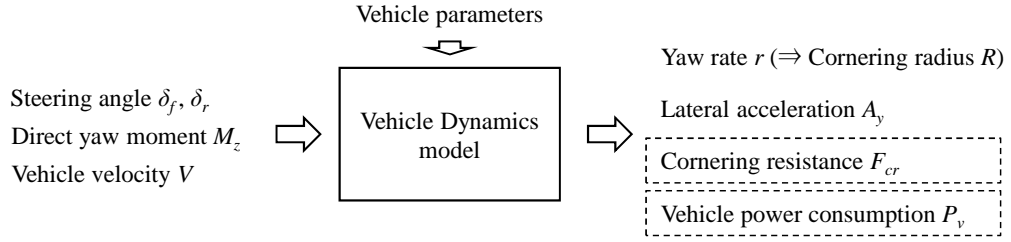


Fig.3.1: Vehicle dynamics model

3.1 定常円旋回時の走行抵抗の定式化

Fig.3.2 に示す線形二輪モデルを用いて、定常円旋回中の走行抵抗を定式化する。車両の重心位置を原点、車両の前後方向に x 軸，直交する横方向に y 軸を取り，運動する車両に固定した座標系を用いる。定式化の過程では，タイヤの実舵角が重要である。そこで，前後輪の両方舵角を考える。本研究では，前輪操舵車両を扱うが，実際にはサスペンションのコンプライアンス [95,96] によって後輪も転舵されることも想定する。Fig.3.2 では，車両が旋回半径 R の軌跡を，車速 V ，前後速度 u ($= V \cos \beta$)，横速度 v ($= V \sin \beta$)，車両鉛直軸周りの角速度であるヨーレート r ，車両の前後方向に対する進行方向のなす角度，すなわち車体スリップ角 β ，前輪操舵角 δ_f ，後輪操舵角 δ_r で旋回しているとしている。前後輪の横力 F_{yf} ， F_{yr} が各輪で発生し，内外輪の駆動力差によるダイレクトヨーモーメント M_z が車両重心周りに作用している。4輪の総駆動力，タイヤの転がり抵抗 [76]，車体の空気抵抗 [97] をそれぞれ， F_x ， F_{rr} ， F_{ar} と表せば，車両の運動方程式は次式で表すことができる。なお，本研究では，駆動力は x 軸前向きを正とし，抵抗は x 軸後向きを正とする。

$$\begin{aligned} m(\dot{u} - vr) &= F_x - F_{rr} - F_{ar} - 2F_{yf} \sin \delta_f - 2F_{yr} \sin \delta_r \\ &\approx F_x - F_{rr} - F_{ar} - 2F_{yf} \delta_f - 2F_{yr} \delta_r \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} m(\dot{v} + ur) &= 2F_{yf} \cos \delta_f + 2F_{yr} \cos \delta_r \\ &\approx 2F_{yf} + 2F_{yr} \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} I_z \dot{r} &= 2l_f F_{yf} \cos \delta_f - 2l_r F_{yr} \cos \delta_r + M_z \\ &\approx 2l_f F_{yf} - 2l_r F_{yr} + M_z \end{aligned} \quad (3.3)$$

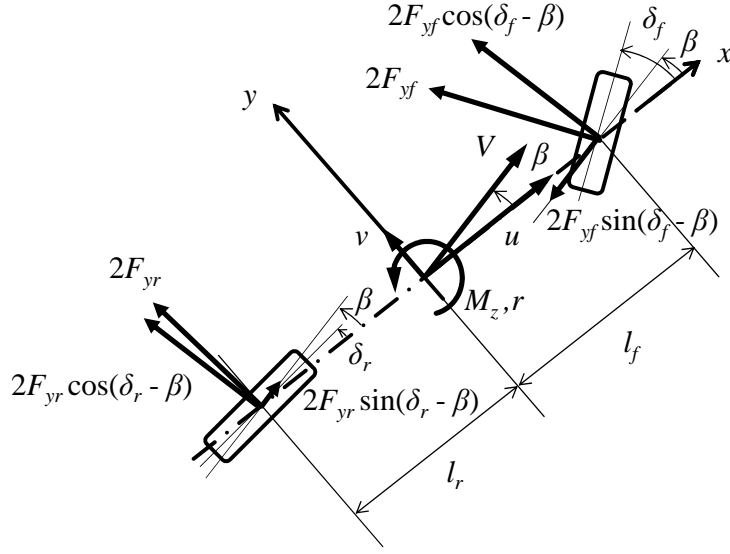


Fig.3.2: Bicycle model to formulate cornering resisistance

ここで, m は車両質量, I_z は重心周りのヨー慣性モーメント, l_f , l_r はそれぞれ重心から前, 後軸間の距離である. 転がり抵抗と空気抵抗は次式で表す.

$$F_{rr} = RRC \cdot mg \quad (3.4)$$

$$F_{ar} = \rho A C_D V^2 / 2 \quad (3.5)$$

ここで, RRC は転がり抵抗係数, g は重力加速度, ρ は空気密度, A は前面投影面積, C_D は空気抵抗係数である. これらの係数は一定とみなし, 転がり抵抗は車両質量に, 空気抵抗は车速の二乗に比例するものとする. 定常円旋回中には, $\dot{u} = 0, \dot{v} = 0, \dot{r} = 0$ とみなせるので, 式 (3.1), (3.2), (3.3) は次式で表すことができる.

$$F_x = F_{rr} + F_{ar} + 2F_{yf}\delta_f + 2F_{yr}\delta_r - mA_y\beta \quad (3.6)$$

$$mA_y = 2F_{yf} + 2F_{yr} \quad (3.7)$$

$$M_z = -2l_f F_{yf} + 2l_r F_{yr} \quad (3.8)$$

ここで, $A_y (= V \cdot r = V^2/R)$ は横加速度である. 式 (3.7) を式 (3.6) に代入することで, 4 輪の総駆動力は次式で表すことができる.

$$F_x = F_{rr} + F_{ar} + 2F_{yf}(\delta_f - \beta) + 2F_{yr}(\delta_r - \beta) \quad (3.9)$$

本研究では, タイヤの転がり抵抗, 空気抵抗を除いた残りの抵抗成分を旋回抵抗と定義し, 次式で表す.

$$F_{cr} \equiv 2F_{yf}(\delta_f - \beta) + 2F_{yr}(\delta_r - \beta) \quad (3.10)$$

式 (3.10) から，旋回抵抗は，車両の進行方向，すなわち車体スリップ角に対して，前後輪の横力を射影した力と解釈することができる．しかしながら，この形のままでは，旋回条件，ダイレクトヨーモーメント，また車両諸元との関係性が分かりにくい．そこで，Fig. 3.3 に示すように，タイヤのスリップ角 α に対するタイヤの横力 F_f を線形化することで，旋回抵抗と各種変数を紐づけながら物理的に解釈しやすいように再表現を試みる．タイヤ横力の線形化とは，原点における勾配をコーナリングスティフネスと定義し，それとスリップ角に比例して横力が発生するものとして近似することである．すなわち，前後輪の横力 F_{yf}, F_{yr} は，前後輪のタイヤスリップ角 α_f, α_r ，コーナリングスティフネス K_f, K_r によって次式で表される．

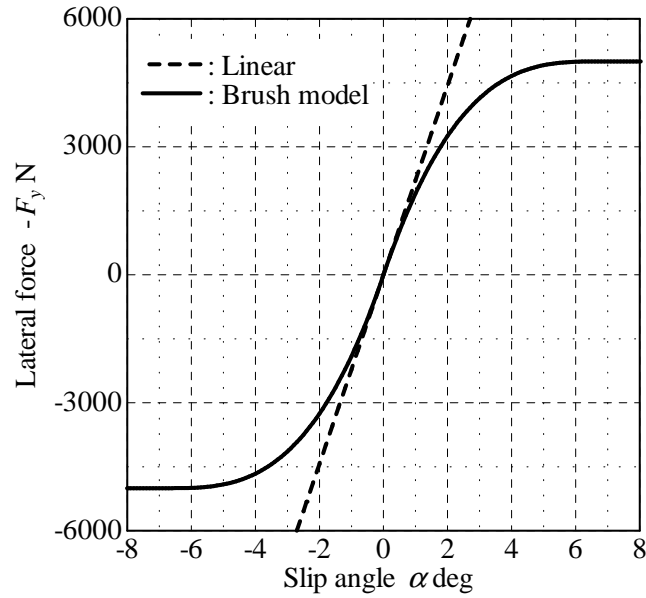


Fig.3.3: Linearization of lateral force (contact length : 0.10m, contact width : 0.18m, lateral stiffness : $1.12 \times 10^8 \text{N/m}^3$, vertical load : 5000N, road friction coefficient : 1.0)

$$F_{yf} = -K_f \alpha_f \quad (3.11)$$

$$F_{yr} = -K_r \alpha_r \quad (3.12)$$

ここで，前後輪のタイヤスリップ角 α_f, α_r は，前後輪の位置における前後速度と横速度の比として次式で表される．

$$\begin{aligned} \alpha_f &\approx \frac{V\beta + l_f r}{V} - \delta_f \\ &= \beta + \frac{l_f r}{V} - \delta_f \end{aligned} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned}
\alpha_r &\approx \frac{V\beta - l_r r}{V} - \delta_r \\
&= \beta - \frac{l_r r}{V} - \delta_r
\end{aligned} \tag{3.14}$$

式 (3.11), (3.12), (3.13), (3.14) を式 (3.7), (3.8) に代入すれば, 前後輪の舵角差とダイレクトヨーモーメントの関係は次式で表すことができる.

$$\delta_f - \delta_r = \left(1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2\right) \frac{l}{R} - \frac{K_f + K_r}{2l K_f K_r} M_z \tag{3.15}$$

その結果として定まる, 車体スリップ角も式 (3.11), (3.12) を式 (3.7), (3.8) に代入により, 次式で求められる.

$$\begin{aligned}
\beta &= \frac{1}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2} \\
&\quad \left[\left(1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f V^2}{l_r K_r}\right) \frac{l_r}{l} \delta_f + \left(1 + \frac{m}{2l} \frac{l_r V^2}{l_f K_f}\right) \frac{l_f}{l} \delta_r - \frac{m V^2 + 2(l_f K_f - l_r K_r)}{4l^2 K_f K_r} M_z \right]
\end{aligned} \tag{3.16}$$

式 (3.7), (3.8), (3.11), (3.12), (3.15), (3.16) を用いれば式 (3.10) は次式で表すことができる.

$$F_{cr} = \left(\frac{l_r^2}{K_f} + \frac{l_f^2}{K_r} \right) \frac{(mA_y)^2}{2l^2} - \left[\frac{1}{R} + \left(\frac{l_r}{K_f} - \frac{l_f}{K_r} \right) \frac{mA_y}{l^2} \right] M_z + \left(\frac{1}{K_f} + \frac{1}{K_r} \right) \frac{M_z^2}{2l^2} \tag{3.17}$$

上式から, 旋回抵抗はダイレクトヨーモーメントの二次式となることが示された. ダイレクトヨーモーメントの一次の項より, 正のヨーモーメントを加えれば, 旋回抵抗が減少することがわかる. また, 前後輪の舵角の項がなくなったことで, 旋回抵抗は操舵機構に依らないことがわかる. 旋回抵抗のより具体的な性質については, 車両の機械仕事率と比較するために, 次節で述べる.

3.2 定常円旋回時の機械仕事率の定式化

車両の機械仕事率 P_v は, 各輪 ($j = 1$: 左前輪, 2 : 右前輪, 3 : 左後輪, 4 : 右後輪) の駆動トルクを τ_j , 角速度を ω_j とすれば, 各輪の機械仕事率の総和として次式となる.

$$P_v = \sum_{j=1}^4 \tau_j \omega_j \tag{3.18}$$

4 輪で総駆動力 F_x を発生しつつ、前後輪で均等に内外輪の駆動力差をつけて、ダイレクトヨーモーメント M_z を発生させるとすると、各駆動トルクは次式となる．

$$\tau_j = \begin{cases} r_t \left(\frac{F_x}{4} - \frac{M_z}{2t} \right) \equiv r_t F_{xi} & (j = 1, 3) \\ r_t \left(\frac{F_x}{4} + \frac{M_z}{2t} \right) \equiv r_t F_{xo} & (j = 2, 4) \end{cases} \quad (3.19)$$

r_t はタイヤ半径， t はトレッド（左右輪のタイヤ中心の幅）である．また， F_{xi} ， F_{xo} はそれぞれ内外輪の制駆動力である．角速度の導出には前後スリップ率の影響を考慮する．そこで，旋回抵抗と同様に，Fig. 3.4 に示すように，スリップ率 s に対する制駆動力，すなわちタイヤの前後力を線形化する．タイヤ前後力の線形化とは，原点における勾配をドライビングステイフネスと定義し，それとスリップ率に比例して前後力が発生するものとして近似することである．その結果，各輪のスリップ率 s_j は次式で表される．

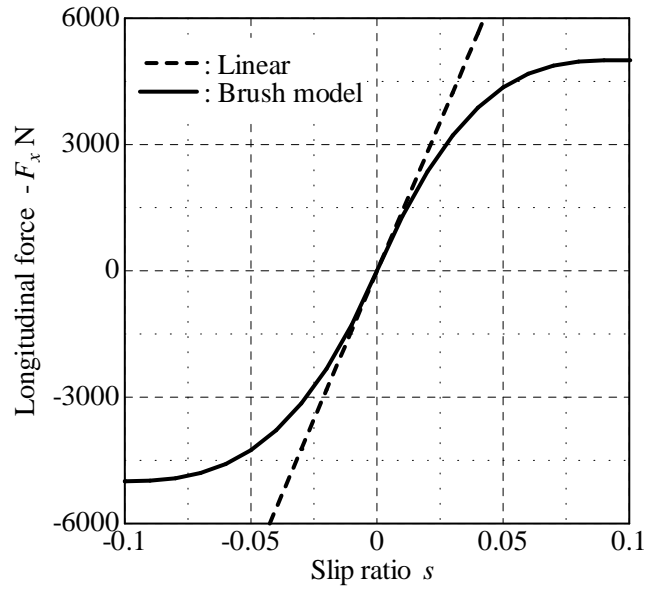


Fig.3.4: Linearization of longitudinal force (contact length : 0.10m, contact width : 0.18m, lateral stiffness : $1.12 \times 10^8 \text{N/m}^3$, vertical load : 5000N, road friction coefficient : 1.0)

$$\begin{aligned} s_j &= -\frac{F_{xj}}{K_{xj}} \\ &= \frac{V_j - r_t \omega_j}{V_j} \end{aligned} \quad (3.20)$$

ここで， K_{xj} はスリップ率に対する前後力を示すドライビングステイフネス， V_j は各輪のタイヤ位置における車速である．式 (3.20) からスリップ率を考慮した各輪の角速度と

タイヤ位置における車速はそれぞれ次式となる．

$$\omega_j = (1 - s_j) \frac{V_j}{r_t} \quad (3.21)$$

$$V_j = \begin{cases} V - \frac{t}{2}r \equiv V_i & (j = 1, 3) \\ V + \frac{t}{2}r \equiv V_o & (j = 2, 4) \end{cases} \quad (3.22)$$

V_i , V_o はそれぞれ内外輪の車速である．式 (3.21), (3.22) から各輪の角速度は次式で表すことができる．

$$\omega_j = \begin{cases} (1 - s_i) \frac{V_i}{r_t} & (j = 1, 3) \\ (1 - s_o) \frac{V_o}{r_t} & (j = 2, 4) \end{cases} \quad (3.23)$$

ここで, s_i , s_o はそれぞれ内外輪のスリップ率である．式 (3.18) に式 (3.9), (3.19), (3.23) を代入すると, 機械仕事率は次式となる．

$$\begin{aligned} P_v &= F_{rr}V + F_{ar}V + \left(F_{cr} + \frac{M_z}{R} \right) V - 2(s_i F_{xi} V_i + s_o F_{xo} V_o) \\ &\equiv P_{rr} + P_{ar} + P_{sy} + P_{sx} \end{aligned} \quad (3.24)$$

ここで, 式 (3.24) の第一式の各項から順に, P_{rr} , P_{ar} , P_{sy} , P_{sx} を定義した． P_{rr} , P_{ar} はそれぞれ直進する場合でも必要な転がり抵抗, 空気抵抗による仕事率である． P_{sy} は旋回抵抗による仕事率である． P_{sx} は前後力を発生させるためのスリップ率による仕事率である．スリップ率と前後力は異符号であるため, 常に正となる．式 (3.17) の旋回抵抗を代入すると次式となる．

$$\begin{aligned} P_{sy} &= \left(F_{cr} + \frac{M_z}{R} \right) V \\ &= \left[\left(\frac{l_r^2}{K_f} + \frac{l_f^2}{K_r} \right) \frac{(mA_y)^2}{2l^2} - \left(\frac{l_r}{K_f} - \frac{l_f}{K_r} \right) \frac{mA_y}{l^2} M_z + \left(\frac{1}{K_f} + \frac{1}{K_r} \right) \frac{M_z^2}{2l^2} \right] V \end{aligned} \quad (3.25)$$

式 (3.17) の旋回抵抗, および式 (3.25) の旋回抵抗による仕事率をみると, 共通点として, 第一項から旋回抵抗は横加速度とともに大きくなり, またタイヤのコーナリングスティフネスが高いほど小さくなることがわかる．第三項はダイレクトヨーモーメントが大きいときに抵抗の増加分として影響があるが, タイヤのコーナリングスティフネスが大きいほどその増加を抑えることができる．それらに対し, 第二項が異なる．旋回抵抗では, 旋回半径が小さいほど, また, 前後輪のタイヤのコーナリングスティフネスの差が大きいほど,

ダイレクトヨーモーメントによる旋回抵抗の低減効果が大きい。仕事率では、旋回半径の影響が消え、ダイレクトヨーモーメントによる低減効果は前後輪のタイヤのコーナリングステイフネスの差にのみ依存することになる。これは、式 (3.25) に示されるように、仕事率を求める際には、見かけ上、並進方向に作用する旋回抵抗には表れない、車両の鉛直軸周りの仕事率が追加され、それによって式 (3.17) 中の旋回半径の影響が相殺されるためである。

3.3 内部損失の定式化

3.3.1 減速機の機械損失

検証に用いるインホイールモータユニットでは、モータトルクをカウンタギヤ・遊星歯車を介して減速し、ホイールに伝えている [45]。したがって、走行抵抗に減速機の機械抵抗を加えた分がモータトルクになる。ここでは、Fig. 3.5 に示すように、各輪のホイール位置の駆動トルク、角速度といった入力に対し、その出力として機械抵抗やその損失を計算するモデルを考える。なお、各輪の駆動トルク、角速度は、それぞれ式 (3.19), (3.23) で与えられる。

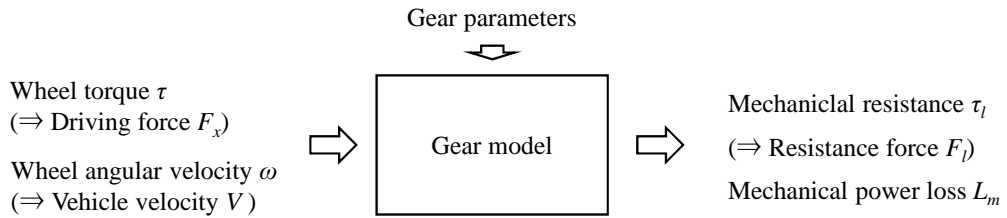


Fig.3.5: Gear model

駆動時と回生時の特性を考慮した各輪のモータトルク τ_{mj} は、ギヤ比を i_g 、伝達効率を η_g 、ホイールの駆動トルクを τ_j とすると次式となる。

$$\tau_{mj} = \begin{cases} \tau_j / i_g \eta_g & (\tau_{mj} > 0) \\ \eta_g \tau_j / i_g & (\tau_{mj} < 0) \end{cases} \quad (3.26)$$

本研究では伝達効率をベンチ試験から同定し、96 %として計算する。ホイール位置での損失トルク τ_{lj} は次式となる。

$$\tau_{lj} = \begin{cases} i_g \tau_{mj} - \tau_j = (\eta_g^{-1} - 1) \tau_j & (\tau_{mj} > 0) \\ \tau_j - i_g \tau_{mj} = (\eta_g - 1) \tau_j & (\tau_{mj} < 0) \end{cases} \quad (3.27)$$

損失トルクを走行抵抗の一部として駆動力に換算すれば、各輪の機械抵抗 F_{lj} は次式となる。

$$F_{lj} = \frac{\tau_{lj}}{r_t} = \begin{cases} (\eta_g^{-1} - 1) F_{xj} & (F_{xj} > 0) \\ (\eta_g - 1) F_{xj} & (F_{xj} < 0) \end{cases} \quad (3.28)$$

また、各輪の機械損失 L_{mj} は次式となる。

$$L_{mj} = \tau_{lj} \omega_j = \begin{cases} (\eta_g^{-1} - 1) \tau_j \omega_j & (\tau_j > 0) \\ (\eta_g - 1) \tau_j \omega_j & (\tau_j < 0) \end{cases} \quad (3.29)$$

式 (3.28) で示される、駆動力に対する機械抵抗を Fig. 3.6 に示す。一定速度で走行しているときの駆動力 F_{x0} を基準として、車両の前後力が変化しないように駆動力 ΔF_x を配分する。ダイレクトヨーモーメントが小さく、内外輪の駆動力が同符号 ($\Delta F_x < F_{x0}$) の場合、一輪当りの機械抵抗 ΔF_l は増加し得ない。ダイレクトヨーモーメントが大きく、内外輪の駆動力が異符号 ($\Delta F_x > F_{x0}$) になると、一輪当りの機械抵抗 ΔF_l が増加することがわかる。機械損失についても同様のことがいえる。

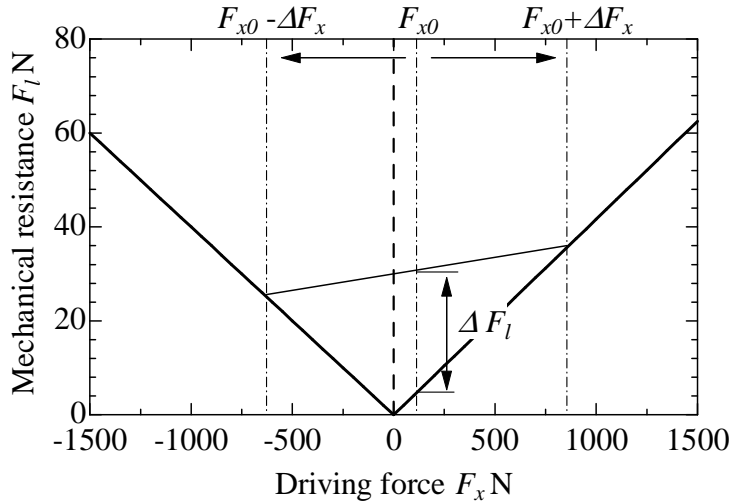


Fig.3.6: Mechanical resistance characteristics

3.3.2 モータ・インバータの電気損失

検証に用いるインホイールモータユニットには、モータとして同期モータが用いられている。ここでは、Fig. 3.7 に示すように、各輪のモータ（ホイール）トルク，角速度といった入力に対し，その出力としてモータとインバータによる電気損失を計算するモデルを考える。

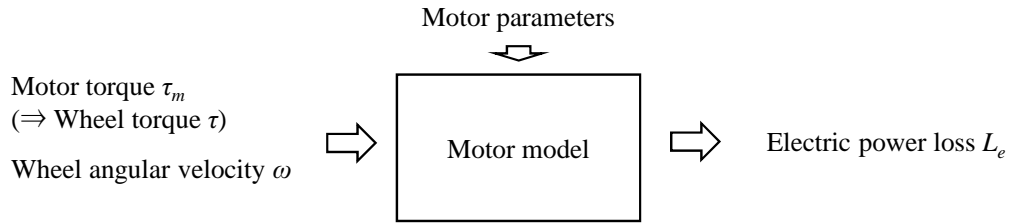


Fig.3.7: Motor model

同期モータの計算には，一般的に，ロータ磁極の磁束方向に d 軸，それと電磁氣的に直交する方向に q 軸を取る，dq 軸座標系 [98] を用いる．Fig .3.8a, 3.8b に示すように，インホイールモータに用いられている同期モータの解析モデルを等価回路法により構築し，必要なパラメータをベンチ試験により同定した．等価回路方程式は次式となる．

$$i_{dj} = i_{odj} + i_{cdj}, \quad i_{qj} = i_{oqj} + i_{cqj} \quad (3.30)$$

$$\begin{bmatrix} v_{dj} \\ v_{qj} \end{bmatrix} = R_a \begin{bmatrix} i_{odj} \\ i_{oqj} \end{bmatrix} + \left(1 + \frac{R_a}{R_c}\right) \begin{bmatrix} v_{odj} \\ v_{oqj} \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

$$\begin{bmatrix} v_{odj} \\ v_{oqj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_{ej} L_q \\ \omega_{ej} L_d & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{odj} \\ i_{oqj} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \omega_{ej} \Psi_a \end{bmatrix} \quad (3.32)$$

ここで， i_{dj}, i_{qj} はそれぞれ d, q 軸の電流， i_{odj}, i_{oqj} はそれぞれ d, q 軸のステータに流れる電流， i_{cdj}, i_{cqj} はそれぞれ d, q 軸の等価鉄損抵抗に流れる電流である．また， v_{dj}, v_{qj} はそれぞれ d, q 軸の電圧， v_{odj}, v_{oqj} はそれぞれ d, q 軸のステータに発生する逆起電圧である． R_a, R_c はそれぞれ巻線抵抗，等価鉄損抵抗， L_d, L_q はそれぞれ d, q 軸のインダクタンス， Ψ_a は鎖交磁束である． ω_{ej} は電気角速度であり，極対数 P_n ，ギヤ比 i_g ，およびホイール角速度 ω_j と次式の関係にある．

$$\omega_{ej} = P_n i_g \omega_j \quad (3.33)$$

回路方程式を解いて得た電流値から，次式のようにモータトルク τ_{mj} ，銅損 $L_{Cu j}$ ，鉄損 $L_{Fe j}$ を算出する．

$$\tau_{mj} = P_n [\Psi_a i_{oqj} + (L_d - L_q) i_{odj} i_{oqj}] \quad (3.34)$$

$$L_{Cuj} = R_a I_{aj}^2 = R_a (i_{dj}^2 + i_{qj}^2) \quad (3.35)$$

$$L_{Fej} = \frac{v_{odj}^2 + v_{oqj}^2}{R_c} = \frac{\omega_{ej}^2 \left[(L_d i_{odj} + \Psi_a)^2 + (L_q i_{oqj})^2 \right]}{R_c} \quad (3.36)$$

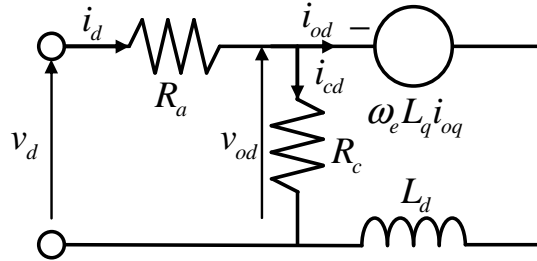
インバータ損失 L_{Invj} は電流ベクトル I_{aj} に比例する損失として簡易的に扱う．

$$L_{Invj} = \kappa I_{aj} \quad (3.37)$$

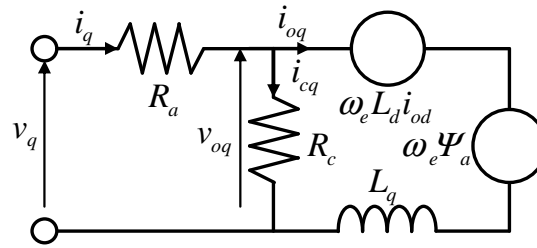
以上から，電気損失 L_{ej} は次式となる．

$$L_{ej} = L_{Cuj} + L_{Fej} + L_{Invj} \quad (3.38)$$

Fig. 3.9 に 40km/h 相当の回転数における電気損失の計算結果を示す．ここでは実験結果を併記している．一定速度で走行しているときのモータトルク τ_{m0} を基準として，車両の前後力が変化しないように $\Delta\tau_m$ ずつ駆動力を配分すると，一輪当りの電気損失が ΔL_e だけ増加する．特に，内外輪の駆動トルクが異符号になると，損失が大きく増加することがわかる．



(a) d-axis



(b) q-axis

Fig.3.8: Equivalent circuits of motor

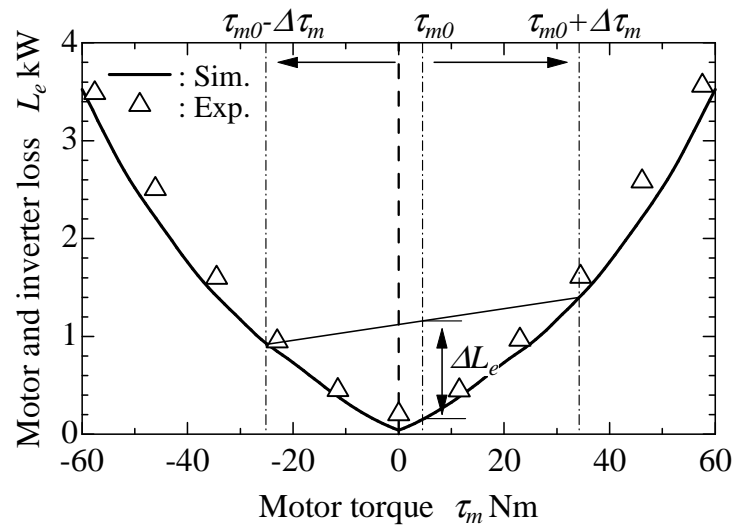


Fig.3.9: Electric loss characteristics

3.4 実車検証

Table 3.1 に示す諸元のインホイールモータ試作車を用いて、走行抵抗、機械仕事率、および消費電力の妥当性を検証した。各輪のタイヤのドライビングスティフネス K_{xj} 、コーナリングスティフネス K_{yj} については、接地荷重 F_{zj} で正規化したドライビングスティフネス、コーナリングスティフネスを C_x, C_y を用いて次式で表す。

$$K_{xj} = C_x F_{zj} \quad (3.39)$$

$$K_{yj} = C_y F_{zj} \quad (3.40)$$

各輪の接地荷重 F_{zj} は次式で表される。

$$\begin{aligned} F_{z1} &= \frac{mg l_r}{2 l} - \frac{\rho_f m A_y h}{t} \\ F_{z2} &= \frac{mg l_r}{2 l} + \frac{\rho_f m A_y h}{t} \\ F_{z3} &= \frac{mg l_f}{2 l} - \frac{\rho_r m A_y h}{t} \\ F_{z4} &= \frac{mg l_f}{2 l} + \frac{\rho_r m A_y h}{t} \end{aligned} \quad (3.41)$$

ρ_f, ρ_r はサスペンションの設計によって決まる前後輪の荷重移動配分比、 h は重心高、 t はトレッドである。また、線形二輪モデルで近似しているため、前後輪のコーナリングスティフネス K_f, K_r は内外輪の平均を用いた。

$$K_f = \frac{K_{y1} + K_{y2}}{2} = C_y \frac{mg l_r}{2 l} \quad (3.42)$$

$$K_r = \frac{K_{y3} + K_{y4}}{2} = C_y \frac{mg l_f}{2 l} \quad (3.43)$$

正確な検証のため、クルーズコントロールにより車速を一定に管理し、一定半径の白線に沿って走行するように操舵した。路面は μ 変化の少ないドライアスファルト路を選び、勾配の影響をなくすために、評価値は1周分の平均値を用いた。まず、内外輪の駆動力配分を行わず、すなわちダイレクトヨーモーメントをゼロとした条件下での検証を行った。車速は 25, 35, 45, 55km/h とし、旋回横加速度が $0 \sim 7\text{m/s}^2$ 相当で走行した。次に、駆動力配分制御時の検証を行った。旋回条件は 15m の旋回半径を 20km/h, 60m の旋回半径を 40km/h で走行し、いずれも 2m/s^2 相当の旋回横加速度である。付加するダイレクトヨーモーメントを変え、各輪のモータトルク指令値、モータ回転数、インバータ電圧、およびインバータ電流を計測した。なお、式 (3.15) で示したように、付加するダイレクトヨーモーメントに応じて操舵角は変化する。

Table 3.1: Vehicle specifications

| Specification | Unit | Value |
|------------------------------------|-------------------|-------|
| Vehicle mass | kg | 2195 |
| Wheelbase | m | 2.85 |
| Front axle to center of gravity | m | 1.42 |
| Rear axle to center of gravity | m | 1.43 |
| Track | m | 1.55 |
| Load shift distribution | - | 53:43 |
| Normalized driving stiffness | - | 28.2 |
| Normalized cornering stiffness | - | 25.4 |
| Rolling resistance coefficient | - | 0.013 |
| Air density | kg/m ³ | 1.2 |
| Frontal area | m ² | 2.2 |
| Aerodynamic resistance coefficient | - | 0.28 |
| Motor power | kW | 40 |
| Max torque at axle | Nm | 550 |

3.4.1 非駆動力配分時の走行抵抗の検証

計測したモータトルク指令値からモータ駆動力を求め、その 4 輪分の総和により走行抵抗を評価した。そのため減速機の機械抵抗を含むが、伝達効率 (=96%) を乗じることでの影響を排除した。転がり抵抗や空気抵抗の計算に関わる係数には設計値を用いた。

Fig. 3.10 に式 (3.17) にもとづいて、スリップ角に対してタイヤ横力を線形化した計算結果（破線）と実験結果（プロット）の比較を示す。参考までに、ブラシモデルを用いて計算した厳密解（実線）、旋回抵抗を考慮しない計算結果（一点鎖線）を併記する。空気抵抗の変化が小さい速度範囲のため、代表速度として 35km/h の空気抵抗での計算結果を示した。線形解は 4m/s^2 まではよく実験結果に一致していることがわかり、その範囲までの妥当性を確認することができた。また、実際に横加速度とともに旋回抵抗が増加することもわかった。

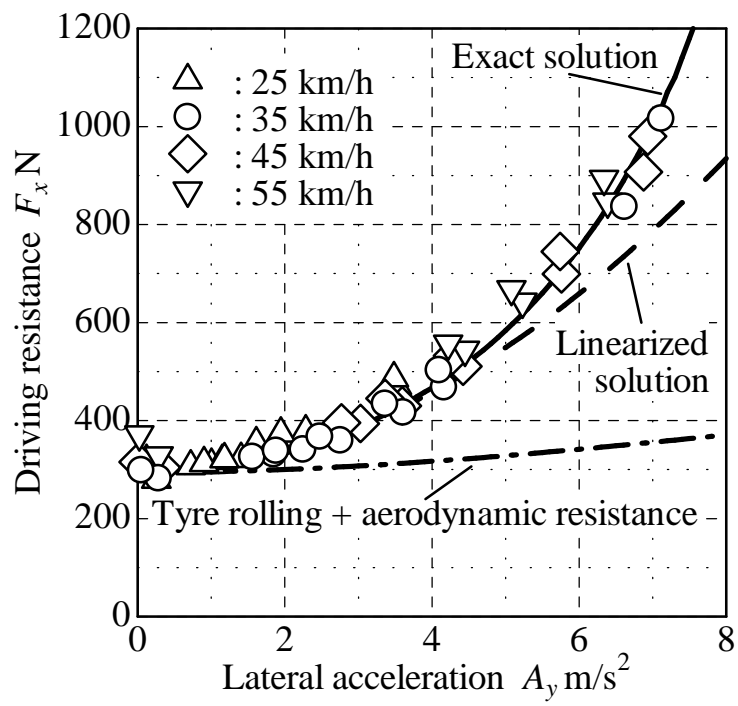


Fig.3.10: Driving resistance characteristics without direct yaw moment

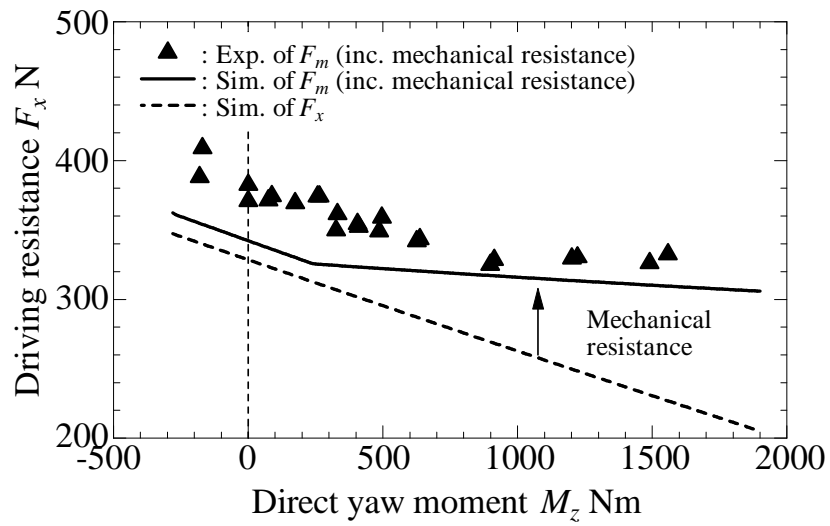
3.4.2 駆動力配分時の走行抵抗の検証

前節と同様に，計測したモータトルク指令値からモータ駆動力を求め，その4輪分の総和により走行抵抗を評価した．ただし，駆動力配分時には，内外輪の駆動力が異符号になると減速機の機械抵抗が急増することが見込まれる．そのため，減速機の機械抵抗を含む実験結果と比較することになる．そこで，次式のように減速機の機械抵抗を含む走行抵抗 F_m の計算結果を求めた．同様に，転がり抵抗や空気抵抗の計算に関わる係数には設計値を用いた．

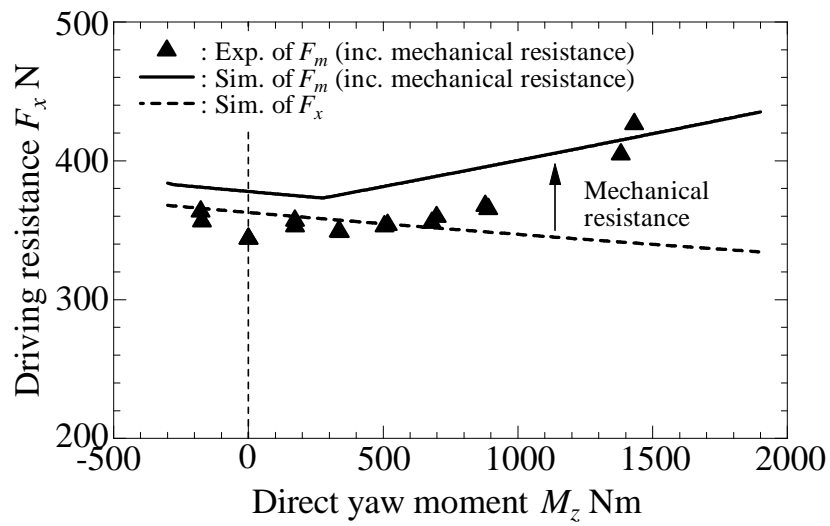
$$F_m = F_x + \sum_{j=1}^4 F_{lj} \quad (3.44)$$

Fig. 3.11a, Fig. 3.11b にそれぞれ旋回半径 15m, 60m における実験結果と計算結果の比較を示す．計算結果は式 (3.44) を示す実線と走行抵抗のみを示す破線であり，実線と破線の差が機械抵抗分である．Fig. 3.11a, Fig. 3.11b ともに実験結果と計算結果の傾向がよく一致していることがわかる．ダイレクトヨーモーメントの増加とともに走行抵抗は低減するが，図中のおよそ 300Nm 以上では内輪が回生し始めることで機械抵抗が増加する．ここで，重要な点は旋回半径の違いにより旋回抵抗の傾向に差が出ることである．式 (3.17) に示されるように，ダイレクトヨーモーメントによる低減効果は旋回半径に反比例する．Fig. 3.11b に比べて Fig. 3.11a では旋回半径が小さいため，その低減効果は大きい．そのため，Fig. 3.11a では内輪が回生して機械抵抗が増加しても，走行抵抗はダイレクトヨーモーメントの増加とともに低減する．なお，実際には減速機の伝達効率は回転数や駆動トルクに依存する．これらの影響を考慮することにより，走行抵抗が増減する傾向がより滑らかに，かつ精度よく計算できるようになると考えられる．

このように，定式化した走行抵抗の妥当性を確認することができた．



(a) R15m



(b) R60m

Fig.3.11: Validation results for driving resistance

3.4.3 駆動力配分時の機械仕事率，および消費電力の検証

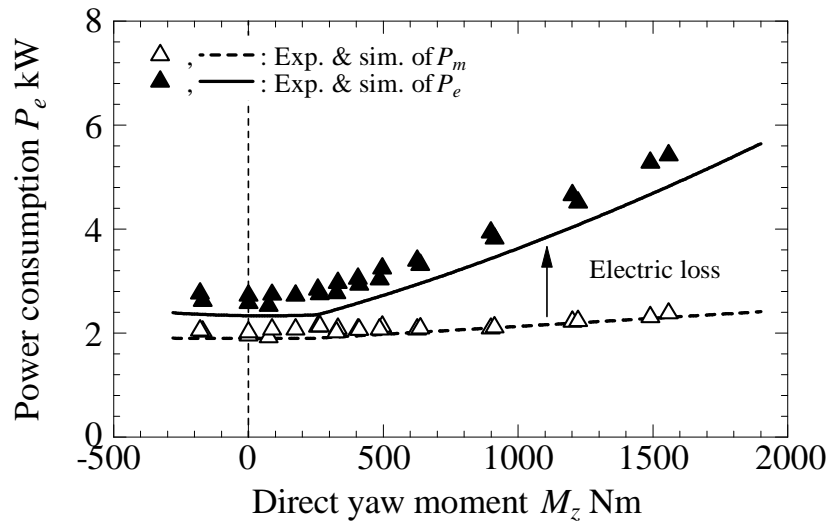
計測した各輪のモータトルク指令値とモータ回転数から，1輪分の機械仕事率を計算し，4輪分の総和により機械仕事率を評価した．また，計測したインバータの電圧と電流の積から，1輪分の消費電力を計算し，4輪分の総和により消費電力を評価した．また，機械仕事率 P_m ，消費電力 P_e の計算値を求めるためにそれぞれ次式を用いた．

$$P_m = P_v + \sum_{j=1}^4 L_{mj} \quad (3.45)$$

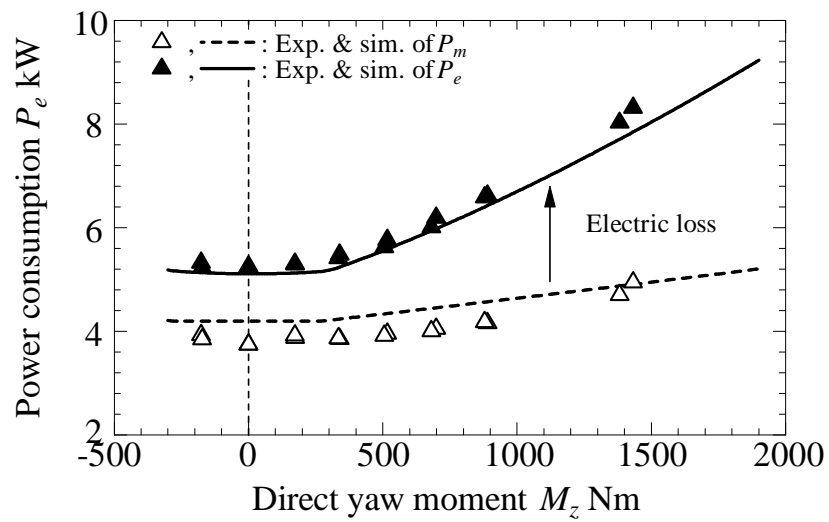
$$P_e = P_v + \sum_{j=1}^4 L_{mj} + \sum_{j=1}^4 L_{ej} \quad (3.46)$$

Fig. 3.12a, Fig. 3.12b にそれぞれ旋回半径 15m, 60m における実験結果と計算結果の比較を示す．Fig. 3.12a, Fig. 3.12b とともに，機械仕事率と消費電力はダイレクトヨーモーメントに対する傾向は同一で，実験結果と計算結果はよく一致していることがわかる．旋回抵抗との大きな違いは式 (3.25) に示した旋回抵抗による仕事率である．この仕事率では旋回半径の影響は消えるため，その違いによってダイレクトヨーモーメントに対する傾向は変わらない．また，試作車は前後同一のタイヤであるため，式 (3.25) の旋回抵抗による仕事率はダイレクトヨーモーメントなしで最小となる．しかしながら，図中の 300Nm 以下の内輪が回生しない範囲内でのダイレクトヨーモーメントでは，機械仕事率や消費電力はほぼ一定で大きな増加はみられない．これは，内輪回生時に増加する機械損失や電気損失に比べると，ダイレクトヨーモーメントによる旋回抵抗や前後スリップによる仕事率の変化は小さいことを意味している．したがって，内外輪の駆動力が異符号にならない範囲であれば，消費エネルギーの大きな増加なしに駆動力配分制御が可能である．

このように，機械仕事率と消費電力に関して妥当性を確認するとともに，それらの特徴を把握することができた．



(a) R15m



(b) R60m

Fig.3.12: Validation results for power consumption

3.5 タイヤの接地面散逸パワーとの関係に関する考察

式 (3.24) で示された，タイヤに入力された機械仕事率はエネルギー収支上どこに行きつくのだろうか．これを検討するため，まず旋回抵抗をタイヤのスリップ角で整理することを試みる．式 (3.11)，(3.12) を用いて，式 (3.10) 中の変数は以下の式で表すことができる．

$$F_{yf} = -K_f \alpha_f, \quad F_{yr} = -K_r \alpha_r \quad (3.47)$$

$$M_z = -2l_f F_{yf} + 2l_r F_{yr} \quad (3.48)$$

$$\delta_f - \delta_r = \frac{l}{R} + (\alpha_r - \alpha_f) \quad (3.49)$$

$$\beta = \frac{l_r}{R} + \alpha_r + \delta_r \quad (3.50)$$

ここで， α_f ， α_r はそれぞれ前後輪のスリップ角である．式 (3.47)，(3.50) を式 (3.10) に代入すると，旋回抵抗は次式となる．

$$F_{cr} = 2K_f \alpha_f^2 + 2K_r \alpha_r^2 - \frac{M_z}{R} \quad (3.51)$$

式 (3.51) の右辺第一項，および第二項は，それぞれ前後のタイヤ局所的な旋回抵抗を表している．第三項はダイレクトヨーモーメントによる低減効果を表している．ここで，同様に式 (3.51) を式 (3.25) に代入すると，旋回抵抗による仕事率は次式となる．

$$\begin{aligned} P_{sy} &= (2K_f \alpha_f^2 + 2K_r \alpha_r^2) V \\ &= -2(F_{yf} V_{syf} + F_{yr} V_{syr}) \end{aligned} \quad (3.52)$$

V_{syf} ， V_{syr} は前後輪の横すべり速度であり，次式で表す．

$$V_{syf} = V \sin \alpha_f \approx V \alpha_f \quad (3.53)$$

$$V_{syr} = V \sin \alpha_r \approx V \alpha_r \quad (3.54)$$

一方，前後スリップの仕事率は次式で表すこともできる．

$$P_{sx} = 2(F_{xi} V_{sxi} + F_{xo} V_{sxo}) \quad (3.55)$$

V_{sxi} ， V_{sxo} は内外輪のスリップ速度であり，次式で表す．

$$V_{sxi} = s_i V_i \quad (3.56)$$

$$V_{sxo} = s_o V_o \quad (3.57)$$

式 (3.24) からタイヤ転がり抵抗と空気抵抗の仕事率を除いて，車両の機械仕事率を求めると，式 (3.52)，(3.55) を用いて次式となる．

$$\begin{aligned}
 P_v &= \sum_{j=1}^4 \tau_j \omega_j \\
 &= P_{sx} + P_{sy} \\
 &= - \sum_{j=1}^4 (F_{xj} V_{sxj} + F_{yj} V_{syj}) \\
 &= - \sum_{j=1}^4 \mathbf{F} \cdot \mathbf{V}_s
 \end{aligned} \tag{3.58}$$

これよりタイヤを駆動するための機械仕事率は，横力と前後力とを区別することなく，タイヤ発生力とすべり速度の内積により表されることがわかる．これは Fig. 3.13 に示すように，タイヤのスリップにより路面に対してなす仕事率でもあり，最終的に接地面で発生する熱として散逸すると考えられる．

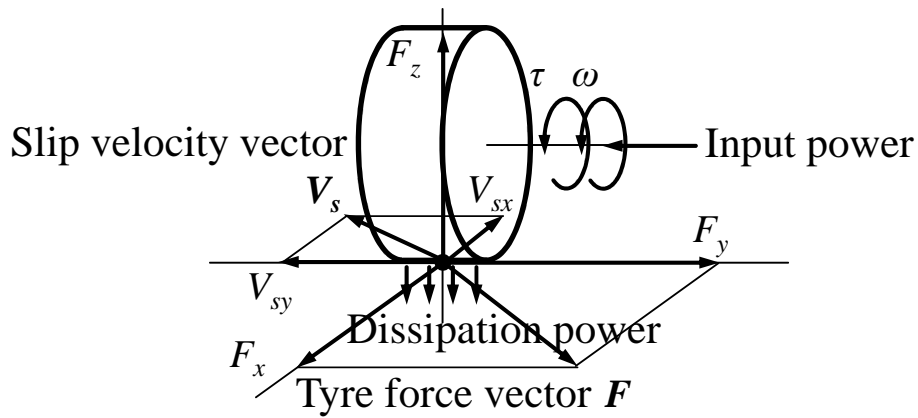


Fig.3.13: Input power to wheel and dissipation power on contact patch

3.6 まとめ

定常円旋回中の左右駆動力配分制御と消費エネルギーとの関係を明確化することを目的に、旋回抵抗、機械仕事率、および消費電力を定式化した。そして、インホイールモータ試作車を用いた実車検証を行い、各式の妥当性を確認した。得られた具体的な知見を以下に示す。

(1) 車両諸元との関係を見通しよく整理するために、タイヤ横力を線形化した。旋回抵抗は車両の横加速度の二乗に比例して大きくなるが、タイヤのコーナリングスティフネスに反比例することがわかった。また、旋回半径が小さいほど、ダイレクトヨーモーメントによる旋回抵抗の低減効果が大きくなるが、消費エネルギー上はその効果が、ダイレクトヨーモーメント分の機械仕事率により相殺される。そのため、前後輪のコーナリングスティフネスの差がなければ、ダイレクトヨーモーメントによる消費エネルギーの低減効果は表れない。

(2) 転がり抵抗と空気抵抗を除いた駆動に要する機械仕事率は、最終的にタイヤ接地面の散逸パワーの総和と一致することがわかった。これによりエネルギー収支の観点から、定常円旋回の平衡状態を理論的に示した。このエネルギー収支の整合性は、インホイールモータ車に限らず、ひいては内燃機関車、電気自動車を問わず、成立するものである。

(3) インホイールモータ駆動の制御上の特徴として、内外輪の駆動力が異符号とならなければ、ギアの内部損失の増加やモータの電気損失の増加を招かないため、消費電力をほぼ増加させずに駆動力配分制御が可能であることがわかった。

第 4 章

駆動力配分機構の違いによる 消費エネルギーの比較

これまでに、前章において検証に使用されたインホイールモータ試作車をはじめ、内外輪の駆動力を配分するためのさまざまな機構が提案されてきた。いずれの機構においても、所望のダイレクトヨーモーメントを同様に発生させることができれば、飛躍的に向上する運動性能に大きな違いは見られないが、内外輪の駆動力差を発生させるための損失を含めた消費エネルギーについては差が生じると考えられる。しかしながら、旋回時やその最中に駆動力を配分する状況などではその現象の複雑さから、これらの序列を定量的に整理することができていない。そこで、本章で構築した定常円旋回時の消費エネルギーの定式化法を活用し、これらの機構の違いを比較する。なお、理論的な比較検討のため、後輪二輪での駆動を想定し、減速機やドライブシャフトなど搭載機構の違いによって変化すると思われる駆動系の損失、モータやインバータの電気損失は考慮しない。

4.1 各駆動力配分機構の消費エネルギーの定式化

Fig. 4.1 に示すように、差動制限デフ（LSD：リミテッドスリップデフ、アンチヨーモーメントのみ発生）、制御デフ（増速機構により LSD よりも制御範囲を拡大）、ブレーキ DYC（旋回時に内輪、あるいは外輪にブレーキをかけてダイレクトヨーモーメントを発生させる仕組み）という代表的な駆動力配分機構を示す。わかりやすさのため、内輪よりも外輪の方が駆動力が大きい、正のダイレクトヨーモーメント制御時の図とした。内外輪に駆動力差によるダイレクトヨーモーメント M_z を与えながら、車速 V 、旋回半径 R の定常円旋回を維持するのに必要な機械仕事率 P_v を求めることを考える。

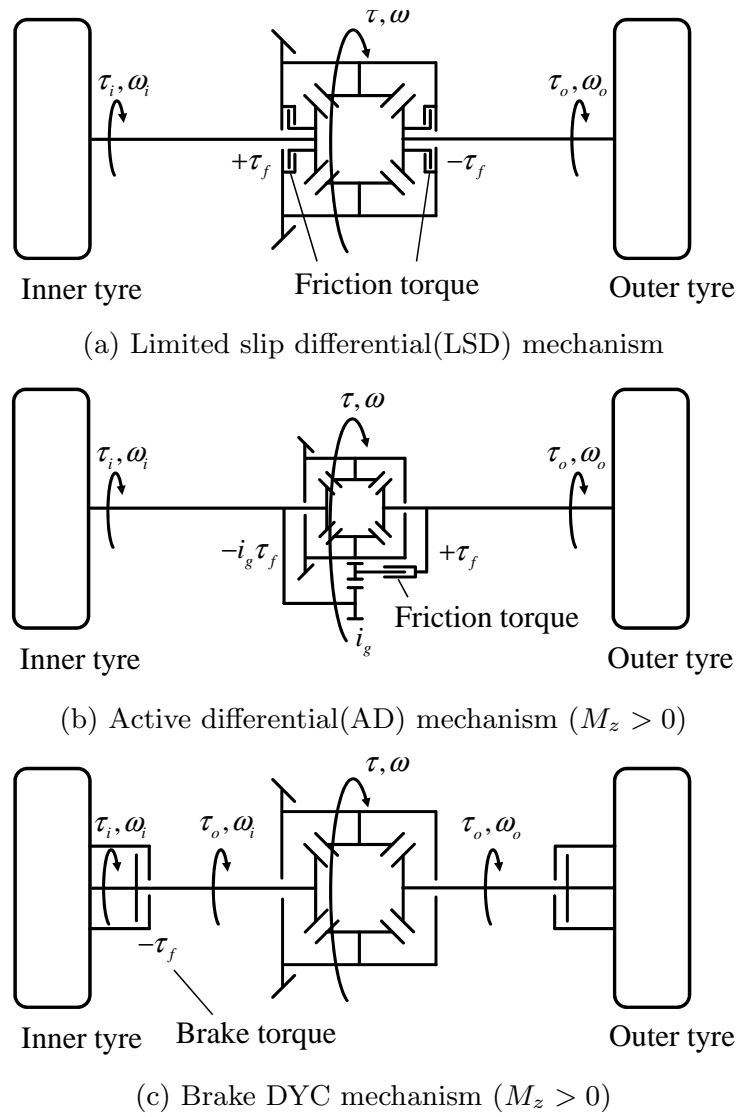


Fig.4.1: Differential mechanisms

4.1.1 車両の機械仕事率

旋回中の走行抵抗について述べる．車両の運動が等しければ，駆動形式や内部の機構によらず走行抵抗は共通であると考えられる．走行抵抗とつりあう総駆動力 F_x は，転がり抵抗 F_{rr} と空気抵抗 F_{ar} に加えて，旋回抵抗 F_{cr} の和として次式となる．

$$F_x = F_{rr} + F_{ar} + F_{cr} \quad (4.1)$$

ここで，旋回抵抗は前章と同様に次式で表される．

$$F_{cr} = \left(\frac{l_r^2}{K_f} + \frac{l_f^2}{K_r} \right) \frac{(mA_y)^2}{2l^2} - \left[\frac{1}{R} + \left(\frac{l_r}{K_f} - \frac{l_f}{K_r} \right) \frac{mA_y}{l^2} \right] M_z + \left(\frac{1}{K_f} + \frac{1}{K_r} \right) \frac{M_z^2}{2l^2} \quad (4.2)$$

ここで， A_y は横加速度， K_f ， K_r は前後輪のタイヤのコーナリングステイフネス，また， l はホイールベース， l_f ， l_r はそれぞれ重心から前，後軸間の距離である．走行抵抗につりあいながら，後輪の内外輪の駆動力差でダイレクトヨーモーメントを発生させるとすると，内外輪の駆動トルク τ_i ， τ_o はそれぞれ次式となる．

$$\tau_i = r_t \left(\frac{F_x}{2} - \frac{M_z}{t} \right) \equiv r_t F_{xi} \quad (4.3)$$

$$\tau_o = r_t \left(\frac{F_x}{2} + \frac{M_z}{t} \right) \equiv r_t F_{xo} \quad (4.4)$$

r_t はタイヤ半径， t はトレッドで前後等しいとする． F_{xi} ， F_{xo} はそれぞれ後輪の内外輪の駆動力である．角速度の導出には前後スリップの影響を考慮する．内外輪のホイールの角速度 ω_i ， ω_o はそれぞれ次式となる．内外輪位置の車速 V_i ， V_o ，およびスリップ率 s_i ， s_o の導出は前章と同様である．

$$\omega_i = (1 + s_i) \frac{V_i}{r_t} \quad (4.5)$$

$$\omega_o = (1 + s_o) \frac{V_o}{r_t} \quad (4.6)$$

最終的に，車両の機械仕事率 P_v は各輪の機械仕事率の総和として，次式のように求めることができる．

$$\begin{aligned} P_v &= \sum_{j=1}^2 \tau_j \omega_j \\ &= F_x V + M_z r + (s_i F_{xi} V_i + s_o F_{xo} V_o) \end{aligned} \quad (4.7)$$

ここで求めた車両の機械仕事率は、インホイールモータ車における機械仕事率そのものと等しい。

$$P_{IWM} = P_v \quad (4.8)$$

4.1.2 差動制限デフの損失

一般的な車両に搭載されるオープンデフとは異なり、差動制限デフは悪路における走破性を向上させるために発明された駆動力配分機構である。内輪が浮いてしまうような極端な限界走行時を除き、デフ内の摩擦により回転数の高い外輪から回転数の低い内輪へ駆動力が伝達するため、旋回方向とは逆向きのアンチヨーモーメント ($M_z < 0$) を発生させることができる。1モータ車両のように単一の駆動源の場合の機械仕事率を求めるためには、前節の車両の仕事率に加えアンチヨーモーメントを発生させるために生じてしまう摩擦損失を考慮する必要がある。差動制限デフは、駆動源のトルクに応じてヨーモーメントを発生させるトルク感応式や、内外輪の回転数差に応じてヨーモーメントを発生させる回転数感応式といった二つの形式に大別されるが、あるヨーモーメントが発生している場合においては、本質的に両形式の摩擦損失は等価である。ここでは Fig. 4.1a に示す模式図に従って、摩擦損失 L_f を定式化する。まず、デフケースの差動抵抗トルクを τ_f と表すと、内外輪のトルクと駆動源のトルクの関係は次式で与えられる。

$$\tau_i = \frac{\tau}{2} + \tau_f \quad (4.9)$$

$$\tau_o = \frac{\tau}{2} - \tau_f \quad (4.10)$$

これらと、式 (4.3), (4.4) を用いて差動抵抗トルクとダイレクトヨーモーメントの関係を求めると、次式のように表すことができる。

$$M_z = -\frac{t}{r_t} \tau_f \quad (4.11)$$

また、内外輪の角速度の平均として、デフケースの角速度 ω は次式で与えられる。

$$\omega = \frac{\omega_i + \omega_o}{2} \quad (4.12)$$

結果として、デフケース内の摩擦損失 L_f は、外輪のサイドギアからデフケースへ力が伝達される際に生ずる摩擦損失とデフケースから内輪のサイドギアへ力が伝達される際に生ずる摩擦損失とで、次式のように表すことができる。

$$\begin{aligned} L_f &= \tau_f (\omega_o - \omega) + \tau_f (\omega - \omega_i) \\ &= \tau_f (\omega_o - \omega_i) \end{aligned} \quad (4.13)$$

最終的に、駆動源のなす機械仕事率は車両の機械仕事率とこの摩擦損失の和として次式のように表すことができる。

$$\begin{aligned} P_{LSD} &= P_v + L_f \\ &= F_x V + F_x \left(\frac{s_i V_i + s_o V_o}{2} \right) \end{aligned} \quad (4.14)$$

タイヤの前後スリップが小さいと仮定すれば、次式のように簡略化することができる。

$$P_{LSD} = F_x V \quad (4.15)$$

上式は、他ならぬ、走行抵抗と均衡しながら、車速を維持するために必要な機械仕事率を意味している。さらに、走行抵抗のうちの旋回抵抗はダイレクトヨーモーメントによって増減させることが可能であり、与えられたダイレクトヨーモーメントに準じてその機械仕事率が定まるという性質も意味している。しかしながら、差動制限デフでは負のダイレクトヨーモーメントしか加えることができず、また一般的な車両では負のダイレクトヨーモーメントにより旋回抵抗が増加する。結果的に、差動制限デフを用いた駆動力配分ではインホイールモータのそれよりも必要な機械仕事率が増加する。

4.1.3 制御デフの損失

制御デフは差動制限デフの制御範囲を拡大した駆動力配分機構である。具体的には、内輪を増速させて外輪へのトルク伝達を可能にし、正のダイレクトヨーモーメントを発生させることができる。しかしながら、同様に摩擦現象を介して駆動力を伝達させるために必ず損失が生じる。Fig. 4.1b にしたがって、本節でも同様に摩擦損失を定式化する。なお、ここでは正のダイレクトヨーモーメント発生時のみを考える。

内輪から外輪への増速ギア比を i_g 、クラッチ部における摩擦トルクを τ_f とすると、内輪の駆動トルクと駆動源の駆動トルクの関係は次式で与えられる。

$$\tau_i = \frac{\tau}{2} - i_g \tau_f \quad (4.16)$$

$$\tau_o = \frac{\tau}{2} - \tau_f \quad (4.17)$$

式 (4.3), (4.4) を用いて摩擦トルクとダイレクトヨーモーメントの関係を求めると、次式のように表すことができる。

$$M_z = \frac{t(1+i_g)}{2r_t} \tau_f \quad (4.18)$$

クラッチ部における摩擦損失は、増速された内輪から外輪へトルクが伝達される際に生ずる摩擦損失 L_f として、次式のように表すことができる。

$$L_f = \tau_f (i_g \omega_i - \omega_o) \quad (4.19)$$

最終的に，駆動源のなす機械仕事率は車両の機械仕事率とこの摩擦損失の和として次式のように表すことができる．

$$\begin{aligned} P_{AD} &= P_v + L_f \\ &= P_v + \frac{2r}{t(1+i_g)} M_z (i_g \omega_i - \omega_o) \end{aligned} \quad (4.20)$$

上式が示す通り，制御デフにおける機械仕事率はギア比に大きく依存することがわかる．では，ギア比の取り方によってはインホイールモータの場合よりも機械仕事率を低減できる可能性があるのだろうか．ここでギア比の設計という問題について考える．

まず，正のダイレクトヨーモーメントを発生させるためには，増速された内輪側の速度が外輪よりも上回らなければならない．したがって，次式の条件が必要となる．

$$i_g \omega_i > \omega_o \quad (4.21)$$

この段階で式 (4.20) の右辺第 2 項が正となることがわかり，駆動源がすべき機械仕事率が摩擦損失によって増加することになる．ここで，簡単のために，タイヤのスリップ率を無視し，式 (4.5)，(4.6) を用いてさらに式を整理し，旋回半径を R として表せば，ギア比が成立する条件を次式のように得ることができる．

$$R > \left(\frac{i_g + 1}{i_g - 1} \right) \frac{t}{2} \quad (4.22)$$

Fig. 4.2 にギア比と駆動力配分制御が可能な旋回半径の関係を示す．前章と同様にトレッドは 1.55m とした．ギア比を高く取ればより小旋回でも駆動力を配分できるが，逆に 1 付近であれば内外輪の回転数差が少ない大旋回でないと制御することができない．

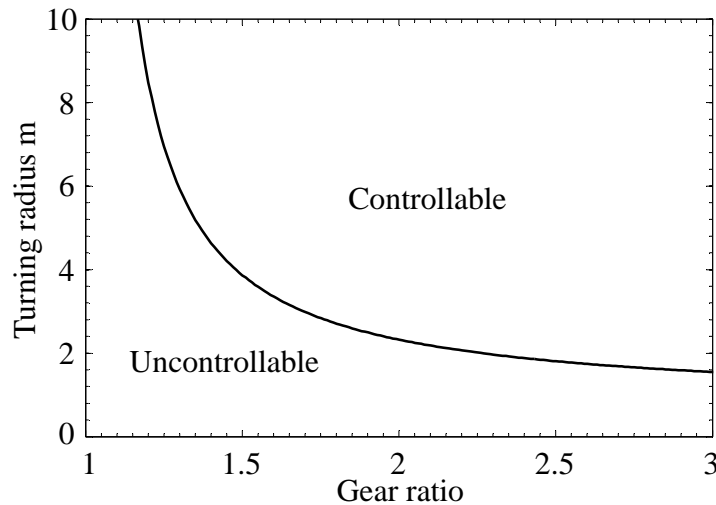


Fig.4.2: Gear ratio of active differential vs. controllable turnng radius (track : 1.55m)

4.1.4 ブレーキ制御の損失

ブレーキ制御による駆動力の配分は複雑な機構を必要とせず、最も簡単な方法である。しかしながら、ダイレクトヨーモーメントを発生させるために内外輪のどちらかにブレーキをかけた状態で定常円旋回を維持する駆動力を与えることになるため、最も非効率な制御といえる。本節では、Fig. 4.1c に示す模式図に従って、正のダイレクトヨーモーメントを発生させる場合について定式化の過程を示す。ある正のダイレクトヨーモーメントを発生させるためには内外輪を式 (4.3), (4.4) のようなトルクにしなければならないという制約から、内輪のブレーキにおける摩擦トルクは次式となる。

$$\tau_f = \tau_o - \tau_i \quad (4.23)$$

摩擦トルクとダイレクトヨーモーメントの関係を求めると、次式のように表すことができる。

$$M_z = \frac{t}{2r_t} \tau_f \quad (4.24)$$

内輪に摩擦トルクが発生することから、そのときの摩擦損失は次式となる。

$$L_f = \tau_f \omega_i = (\tau_o - \tau_i) \omega_i \quad (4.25)$$

最終的に、駆動源のなす機械仕事率は車両の機械仕事率とこの摩擦損失の和として次式のように表すことができる。

$$\begin{aligned} P_{BRK} &= P_v + L_f \\ &= P_v + (\tau_o - \tau_i) \omega_i \\ &= P_v + \frac{2r_t M_z \omega_i}{t} \end{aligned} \quad (4.26)$$

4.2 各駆動力配分機構の消費エネルギーの比較

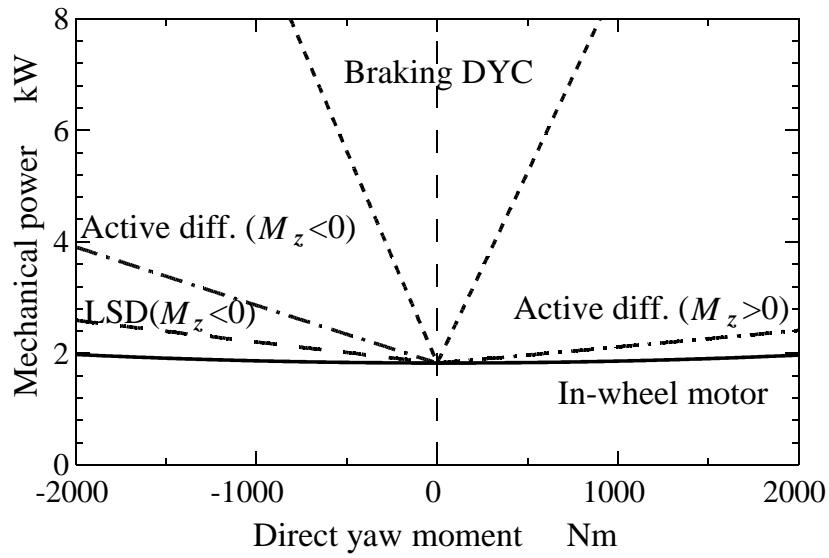
旋回半径 15m, 60m の軌道をそれぞれ車速 20km/h, 40km/h で走行したときの機械仕事率を計算した。横加速度は 2m/s^2 相当である。Table 4.1 に示すように、前章と同様の車両諸元を用いた。また、制御デフのギア比については、旋回半径が 7m 相当から制御可能な 1.2 のギア比を選んだ。Fig. 4.3 に計算結果を示す。インホイールモータによる駆動力配分では各輪のモータで内外輪の駆動力を移動させることから、最小の機械仕事率で済む。差動制限デフ (LSD) については、負のダイレクトヨーモーメントに対してその機械仕事率を示している。実際には外輪が負のトルクとならない、およそ-300Nm までしかダイレクトヨーモーメントを発生させることができないが、インホイールモータの場合と

Table 4.1: Vehicle specifications

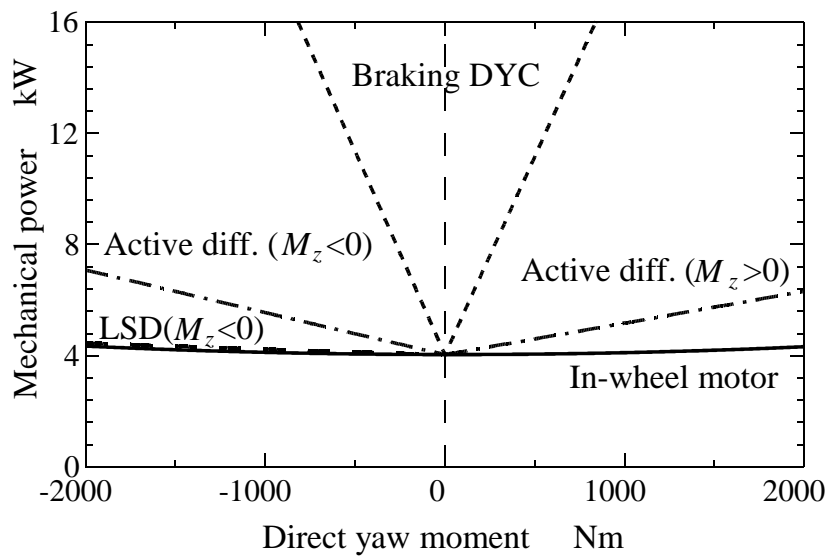
| Specification | Unit | Value |
|-----------------------------------|------|-------|
| Vehicle mass | kg | 2195 |
| Wheelbase | m | 2.85 |
| Front axle to center of gravity | m | 1.42 |
| Rear axle to center of gravity | m | 1.43 |
| Track | m | 1.55 |
| Gear ratio of active differential | - | 1.2 |

の傾向の違いを分かりやすくするために、その延長線上の特性も示した。差動制限デフでは、摩擦により内外輪の駆動力を移動させるためデフ内部で損失が発生し、結果として、インホイールモータよりも機械仕事率が増加する。次に、制御デフについては正負のダイレクトヨーモーメントの特性を示した。差動制限デフと同様に発生可能なダイレクトヨーモーメント以上の特性も示している。やはり摩擦による損失が発生するために、最終的に機械仕事率も増加する。特にギア比を高く取るほどクラッチ部における回転数差が増加するため、損失が増加する。したがって、制御範囲を適切に選択することが制御デフを用いる上での効率的な車両運動制御につながる。最後に、ブレーキ制御による駆動力配分では必要な仕事率が最も大きくなる。ブレーキが直接、車両の前後力に作用し、余計に駆動力が必要になるためである。また、これらの傾向は、旋回半径の違いがあっても変わらないことがわかった。

以上の計算例で示したように、同一の旋回条件、ダイレクトヨーモーメント制御条件での比較が可能となった。また、それにより、各駆動力配分形式の機械仕事率の基本的な性質を定量的に把握することができるようになった。



(a) R15m



(b) R60m

Fig.4.3: Comparison of mechanical power

4.3 まとめ

第3章で構築した旋回抵抗の考え方を応用し、差動制限デフ、制御デフ、ブレーキ制御の各機構によって駆動力を配分しながら定常円旋回を維持するために原理的に必要となる機械仕事率を定式化した。このため、同一の旋回条件、ダイレクトヨーモーメント制御条件での比較が可能となった。本章では、理論的な比較検討のため、後輪二輪での駆動を仮定し、搭載機構の違いによって変化すると思われる、減速機やドライブシャフトといった駆動系の損失、モータやインバータの電気損失は考慮していない。得られた具体的な知見を以下に示す。

(1) 差動制限デフ、制御デフ、ブレーキ制御の各機構による駆動力配分時の消費エネルギーは、各機構の損失に車両の機械仕事率，すなわちインホイールモータ車における機械仕事率を加算する形で表すことができる。

(2) インホイールモータによる駆動力配分と上記の機構による駆動力配分による消費エネルギーを比較した結果、摩擦を介さないインホイールモータ車の消費エネルギーが最も小さい。差動制限デフは旋回方向とは逆向きに作用する負のダイレクトヨーモーメントしか発生し得ないこと、制御デフはギア比の設計に依存するため、序列をつけることは難しいが、差動制限デフ、制御デフが続く。ブレーキ制御による駆動力配分が最も消費エネルギーが必要となる。同一条件下で、これらの序列やインホイールモータ車の優位性を定量的に表すことが可能となった。

第 5 章

旋回加減速時における 消費エネルギー最小化制御

第 3 章では、旋回抵抗の基本的な性質を明らかにするために、解析の対象を定常円旋回に限定してきたが、実際には旋回と加速、または減速が同時に起こる場合が多い。加減速の状況では、前後の荷重移動（片方のタイヤの荷重が減少した場合、それと同じ荷重だけもう片方のタイヤの荷重が増加する）にともなって前後輪のコーナリングスティフネスのバランスが変化する。ここで、タイヤの接地面散逸パワーの特性について、式 (3.23) を振り返ると、前後輪のコーナリングスティフネスの差によって、ダイレクトヨーモーメントによる低減効果が生じることが示唆された。

本章では、加減速によって顕在化すると考えられる、ダイレクトヨーモーメントによる接地面散逸パワーの低減効果に着目する。5.1 節では、定常円旋回時の接地面散逸パワーの定式化方法を旋回加減速時に拡張し、低減効果に関する計算結果を示す。5.2 節では、接地面散逸パワーを評価関数とした最適化問題を設定し、最適駆動力配分制御の成立条件について述べる。5.3 節では、その最適駆動力配分制御下における車両運動性能について考察する。5.4 節では、実車による走行試験を想定したフルビークルシミュレーションを実施し、接地面散逸パワーの低減効果とドライバーの操舵動作の違いを検証する。

5.1 準定常円旋回時の接地面散逸パワー特性

旋回加減速の状態では、前後の荷重移動により前後輪のコーナリングスティフネスのバランスが変化する。加減速を伴う運動を簡易的、解析的に取り扱う方法として、ヨーレート・車速変化をゼロとみなした準定常円旋回解析 [99] がある。ごく短い時間においては、車両の前後加速度が生じて、車速変化は十分小さいとみなすことができる。車速を一定とみなしつつ、前後の荷重移動に伴うステア特性の変化を反映させた車両運動の性質を捉

える手法である。実際には、このような走行条件はらせん状の道路を一定速度で旋回するような状況に相当する。

準定常円旋回の場合においても同様に式 (3.1) の前後方向の力のつりあい成り立つ。車両の前後加速度を A_x と表せば、準定常円旋回における総駆動力 F_d は次式で表すことができる。

$$\begin{aligned} F_d &= m\dot{u} + F_{rr} + F_{ar} + 2F_{yf}(\delta_f - \beta) + 2F_{yr}(\delta_r - \beta) \\ &= mA_x + F_{rr} + F_{ar} + F_{cr} \end{aligned} \quad (5.1)$$

結局、慣性項 mA_x が必要となるだけで、旋回抵抗の定義そのものは変わらないことがわかる。したがって、式 (3.16), (3.22) で示された車両全体で消費する仕事率においても、基本的に慣性項分の仕事率 P_{acc} が加わることになる。

$$\begin{aligned} P_v &= \sum_{j=1}^4 \tau_j \omega_j \\ &= F_d V + M_z r + \sum_{j=1}^4 (-s_j V_j F_{xj}) \\ &= mA_x V + F_{rr} V + F_{ar} V + \sum_{j=1}^4 (-s_j V_j F_{xj}) + (F_{cr} V + M_z r) \\ &\equiv P_{acc} + P_{rr} + P_{ar} + P_{sx} + P_{sy} \end{aligned} \quad (5.2)$$

以上より、準定常円旋回でも旋回抵抗とそれによって散逸するエネルギーの基本的なメカニズムは変わらない。ただし、前後加速度により変化する前後輪の接地荷重の影響を受けて、その散逸パワー特性が変化する。ここで、式 (3.23) を見直すと、ダイレクトヨーモーメントによって接地面の散逸パワーを最小化できる可能性がある。

$$P_{sy} = \left[\left(\frac{l_r^2}{K_f} + \frac{l_f^2}{K_r} \right) \frac{(mA_y)^2}{2l^2} - \left(\frac{l_r}{K_f} - \frac{l_f}{K_r} \right) \frac{mA_y}{l^2} M_z + \left(\frac{1}{K_f} + \frac{1}{K_r} \right) \frac{M_z^2}{2l^2} \right] V \quad (5.3)$$

すなわち、上式において、右辺第2項はダイレクトヨーモーメントによる低減効果を表すが、その係数を λ として次のように整理する。

$$\lambda = \left(\frac{l_r}{K_f} - \frac{l_f}{K_r} \right) \propto \left(\frac{1}{C_f} \left(\frac{F_{zf0}}{F_{zf}} \right) - \frac{1}{C_r} \left(\frac{F_{zr0}}{F_{zr}} \right) \right) \quad (5.4)$$

ここで、 K_f, K_r はいずれも前後輪のコナリングスティフネスであり、荷重で正規化したコナリングスティフネスを C_f, C_r 、接地荷重を F_{zf}, F_{zr} とすれば、次式で表される。

$$K_f = C_f \cdot \frac{F_{zf}}{2} \quad (5.5)$$

$$K_r = C_r \cdot \frac{F_{zr}}{2} \quad (5.6)$$

また, l_f, l_r はいずれも重心から前後輪までの距離であり, 前後輪の荷重移動がない静止時, あるいは定常走行時の接地荷重を F_{zf0}, F_{zr0} とすれば, 次式で表される.

$$l_f = \frac{F_{zf0}}{mg} l \quad (5.7)$$

$$l_r = \frac{F_{zr0}}{mg} l \quad (5.8)$$

したがって, 式 (5.4) を得る. ここで, 一般的な車両として, 前後輪同一のタイヤを装着していることを想定すると, 次式が成り立つ.

$$C_f = C_r \quad (5.9)$$

このとき, 前後輪で荷重移動の変化がない, すなわち, $F_{zf} = F_{zf0}, F_{zr} = F_{zr0}$ であれば, λ がゼロとなり, ダイレクトヨーモーメントによる低減効果は得られない. しかし, 加速時には前輪から後輪へ荷重が移動するため, $F_{zf} < F_{zf0}, F_{zr} > F_{zr0}$ となり, λ が正值となる. このときには, 正のダイレクトヨーモーメント, すなわち旋回方向と同じ方向に作用するダイレクトヨーモーメントを与えることによって, タイヤの接地面散逸パワーを低減できることになる. また, 減速時にはこれとは逆に, λ が負値となる. このときには, 負のダイレクトヨーモーメント, すなわち旋回方向と逆向きに作用するダイレクトヨーモーメントを与えることによって, タイヤの接地面散逸パワーを低減できることになる.

ここで, 具体的にダイレクトヨーモーメントと接地面散逸パワーの関係を調べるため, 各輪の接地荷重 F_{zj} の変化を考慮した計算を行う. まず, 各輪の接地荷重 F_{zj} は次式で表される.

$$\begin{aligned} F_{z1} &= \frac{F_{zf}}{2} - \frac{\rho_f m A_y h}{t_f} - \frac{m A_x h}{2l} \\ F_{z2} &= \frac{F_{zf}}{2} + \frac{\rho_f m A_y h}{t_f} - \frac{m A_x h}{2l} \\ F_{z3} &= \frac{F_{zr}}{2} - \frac{\rho_r m A_y h}{t_r} + \frac{m A_x h}{2l} \\ F_{z4} &= \frac{F_{zr}}{2} + \frac{\rho_r m A_y h}{t_r} + \frac{m A_x h}{2l} \end{aligned} \quad (5.10)$$

ここで, ρ_f, ρ_r は, サスペンションの設計によって決まる前後輪の荷重移動配分比, h は重心高, t_f, t_r は前後のトレッドである. タイヤの発生力特性としては, 以下の3つのパターンを想定する.

- (1) スリップ角, スリップ率に対して線形, かつ荷重に対して線形.

(2) スリップ角，スリップ率に対して飽和あり，かつ前後力と横力の相互作用によりタイヤ発生力が低下するコンバインド特性を有するが，荷重に対しては線形．

(3) スリップ角，スリップ率に対して飽和あり，かつコンバインド特性を有し，荷重に対して非線形．

飽和とコンバインド特性については，2章で扱ったブラシモデルを用いる．各輪のタイヤのドライビングスティフネス K_{xj} ，コーナリングスティフネス K_{yj} については，次式を用いて，線形・非線形特性を与える．

$$K_{xj} = C_x [1 - \varepsilon (F_{zj} - F_{zn})] F_{zj} \quad (5.11)$$

$$K_{yj} = C_y [1 - \varepsilon (F_{zj} - F_{zn})] F_{zj} \quad (5.12)$$

ε はタイヤの荷重非線形係数， F_{zn} はタイヤ特性を計測するための標準規定荷重である． ε がゼロのとき，ドライビングスティフネス，コーナリングスティフネスともに荷重に対して線形な特性となる．計算に使用する諸元を Table 5.1 に示す．式 (5.12) をもとに，タイヤの荷重非線形性の有無に応じたコーナリングスティフネスの特性を Fig. 5.1 に示す．荷重非線形がある場合には，接地荷重が増加するとともに，コーナリングスティフネスの増加率が減少する特性になる．その結果，標準規定荷重 F_{zn} を中心に，荷重移動が発生したとすると，荷重が減少したタイヤのコーナリングスティフネスは，荷重非線形性がないタイヤと比べて高くなる．片や，荷重が増加したタイヤのコーナリングスティフネスは，より低くなる．結果として，荷重移動が起こらない場合の規定荷重におけるコーナリングスティフネス K_{yn} に比べて，荷重移動が起きた場合の平均のコーナリングスティフネス K_{yn}' は低下する．なお，荷重非線形性がないタイヤの場合，荷重移動が起こっても，平均コーナリングスティフネスは K_{yn} と等しい．また，荷重非線形性によって，荷重が減少したタイヤと増加したタイヤのコーナリングスティフネスの差が小さくなる．これにより，タイヤ力特性に起因して，加速時に旋回するために必要な操舵角が大きくなるアンダーステア，減速時に必要な操舵角が小さくなるオーバーステアといった，車両のステア特性の変化が抑制される．

Table 5.1: Vehicle specifications

| Specification | Unit | Value |
|------------------------------------|-------------------|--------|
| Vehicle mass | kg | 2195 |
| Wheelbase | m | 2.85 |
| Front axle to center of gravity | m | 1.42 |
| Rear axle to center of gravity | m | 1.43 |
| Track | m | 1.55 |
| Load shift distribution | - | 53:43 |
| Rolling resistance coefficient | - | 0.013 |
| Normalized driving stiffness | - | 28.2 |
| Normalized cornering stiffness | - | 25.4 |
| Nominal load of tyre | N | 5000 |
| Load non-linear parameter | - | 0.0001 |
| Air density | kg/m ³ | 1.2 |
| Frontal area | m ² | 2.2 |
| Aerodynamic resistance coefficient | - | 0.28 |

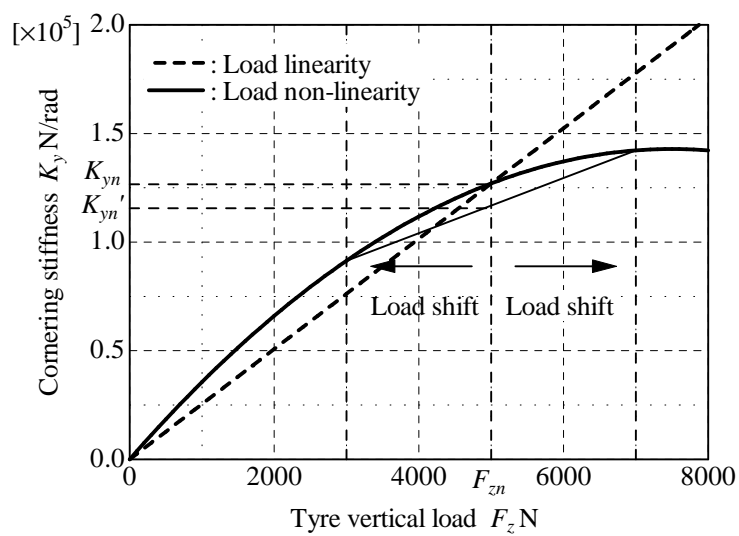


Fig.5.1: Cornering stiffness with load non-linearity

Fig. 5.2 に 2m/s^2 加速時のダイレクトヨーモーメントと接地面散逸パワーの4輪和との関係を示す。いずれも旋回横加速度は 2m/s^2 である。また、定常円旋回時との比較を併記した。定常円旋回時と比較すると、まず、旋回加速時には接地面散逸パワーが全体的に増加する。これは、加速に必要な駆動力によって各輪のタイヤスリップ率が底上げされるために増加するものとして説明することができる。つぎに、散逸パワーの極小値が正のダイレクトヨーモーメント方向に移動している。これは、加速によるアンダーステアを打ち消す方向に作用する正のダイレクトヨーモーメントによって散逸パワーが最小化できることを意味している。最小化が可能な理由は、前後荷重移動に起因したステア特性の変化によるものである。旋回方向と同じ方向に作用するダイレクトヨーモーメントが、荷重が減少した前輪のすべりを抑制し、接地面の散逸パワーを最小化する。その効果はおおよそ2%である。Fig. 5.3 に 2m/s^2 減速時のダイレクトヨーモーメントと接地面散逸パワーの関係を示す。定常円旋回時と比較すると、同様に、減速に必要な駆動力によって、接地面散逸パワーが全体的に増加する。また、加速時とは反対に、散逸パワーの極小値が負のダイレクトヨーモーメント方向に移動している。これは、減速によるオーバーステアを打ち消す方向に作用する負のダイレクトヨーモーメントによって散逸パワーが最小化できることを意味している。荷重が減少した後輪のすべりを抑制することで、接地面の散逸パワーを最小化している。

Fig. 5.2, 5.3 にはブラシモデルを用いて飽和・コンバインド特性を考慮した結果を併記している。コンバインドスリップによってタイヤのスティフネスが低下するために散逸パワーが増加するが、最適ダイレクトヨーモーメントをはじめ、全体の傾向が線形モデルの場合に対して大きく変わることはない。さらに、荷重非線形性を考慮した場合、Fig. 5.1 に示したように、ドライビングスティフネス、コーナリングスティフネスの4輪のタイヤでの平均値がともに低下するため、全体的に散逸パワーが増加する。異なる点としては、荷重非線形性によって、荷重移動にともなうステア特性の変化が緩慢となるため、最適ダイレクトヨーモーメントが減少することがわかった。タイヤの荷重非線形性係数が0.0001という値のもとでは、おおよそ半減することがわかった。

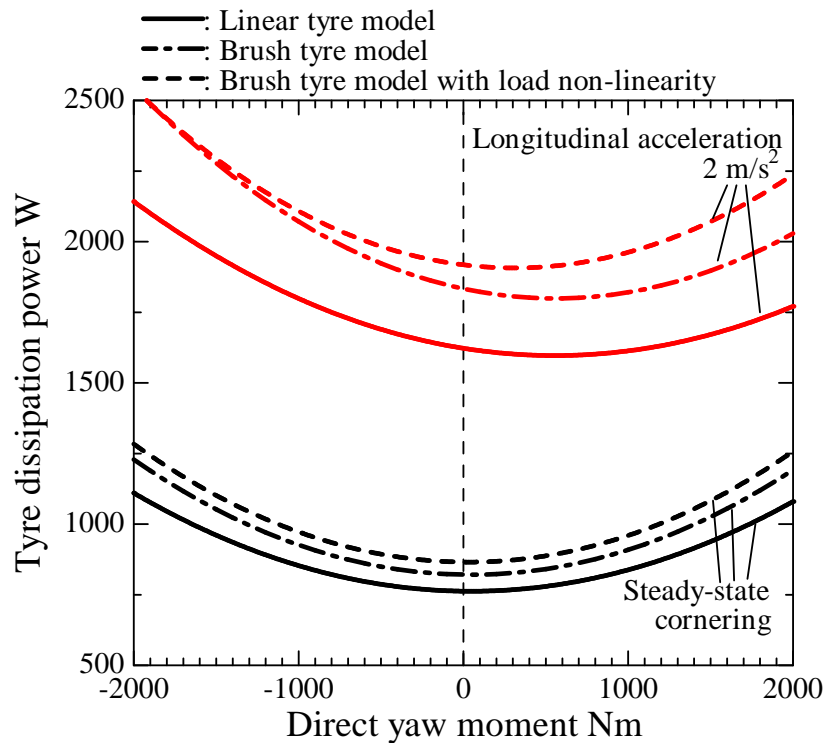


Fig.5.2: Tyre dissipation power characteristics during acceleration

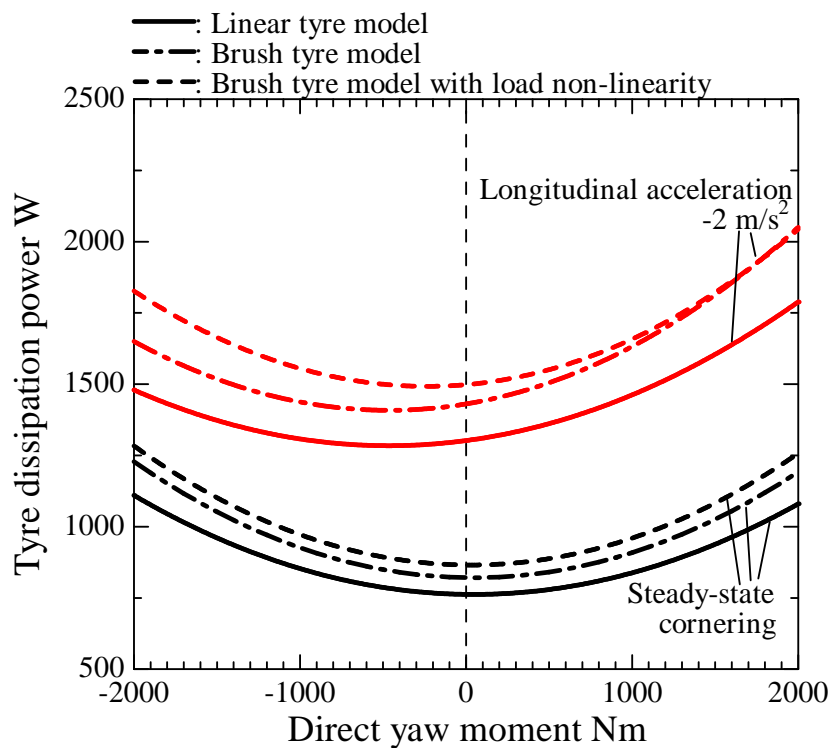


Fig.5.3: Tyre dissipation power characteristics during deceleration

Fig. 5.4 に横加速度が 2m/s^2 で旋回しているときの、前後加速度に対する最適ダイレクトヨーモーメントを示す。前後加速度は一般的な運転の範囲である。まず、(1) のタイヤ力を線形化した場合と (2) のブラシモデルで飽和の影響を考慮した場合とでは大きな差は見られない。(3) のブラシモデルで飽和の影響、かつ荷重非線形性を考慮した場合には、傾きが小さくなった。これは荷重移動による影響がタイヤ自身の荷重非線形性によって、小さくなったと考えられる。いずれの場合でも、荷重線形性・非線形性の違いで大きく傾向が変わることなく、前後加速度に比例して最適ダイレクトヨーモーメントが増加する。

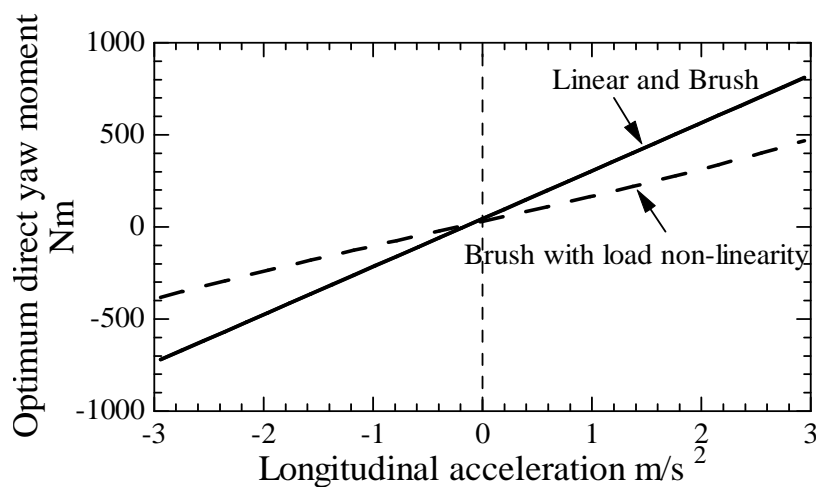


Fig.5.4: Optimum direct yaw moment during acceleration and deceleration (2m/s^2 left turn)

また, Fig. 5.5 に各旋回条件で散逸パワーが最小になる最適ダイレクトヨーモーメントの等高線図を示す. ここでは, タイヤの荷重非線形性はないものとして計算した. ダイレクトヨーモーメントの符号は旋回方向と同じであれば正, 逆であれば負として定義している. 前後・横方向とも加速度が発生しない場合はダイレクトヨーモーメントを必要としないが, それらが連成して生じる場合には所望のダイレクトヨーモーメントによって, 接地面の散逸パワーを最小化することが可能となる.

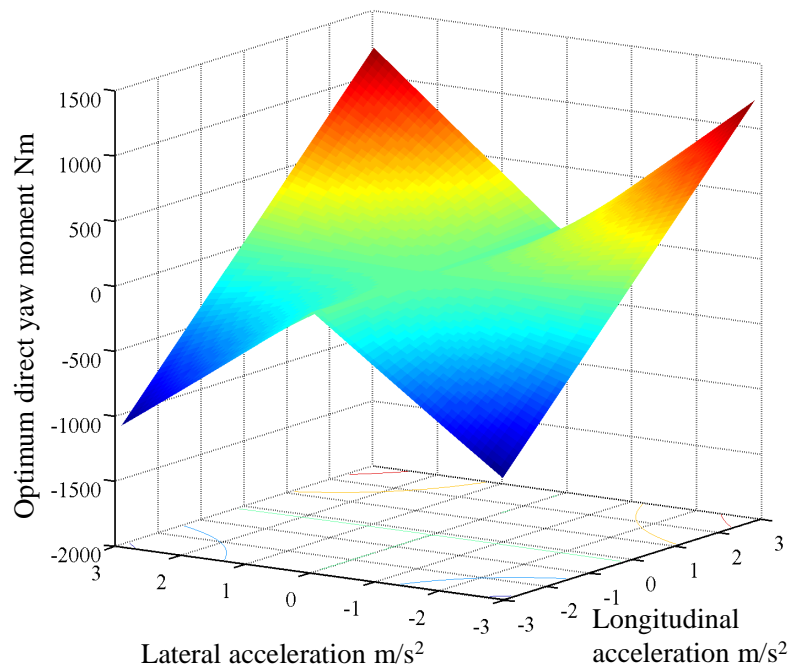
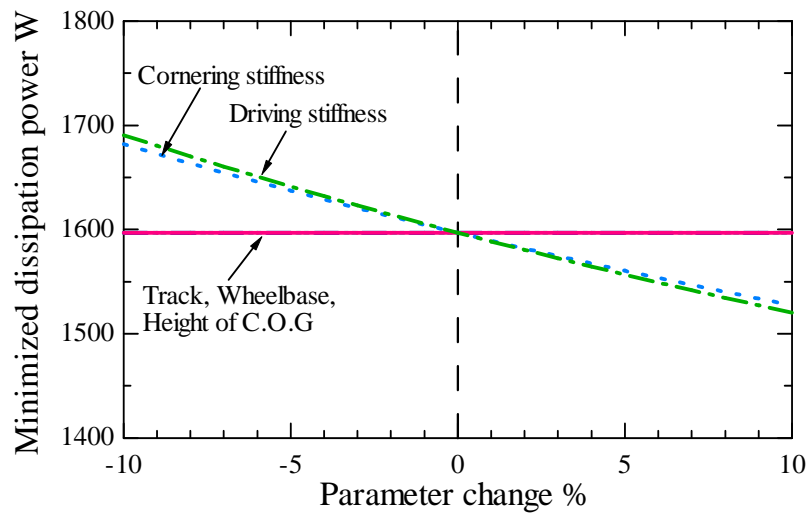
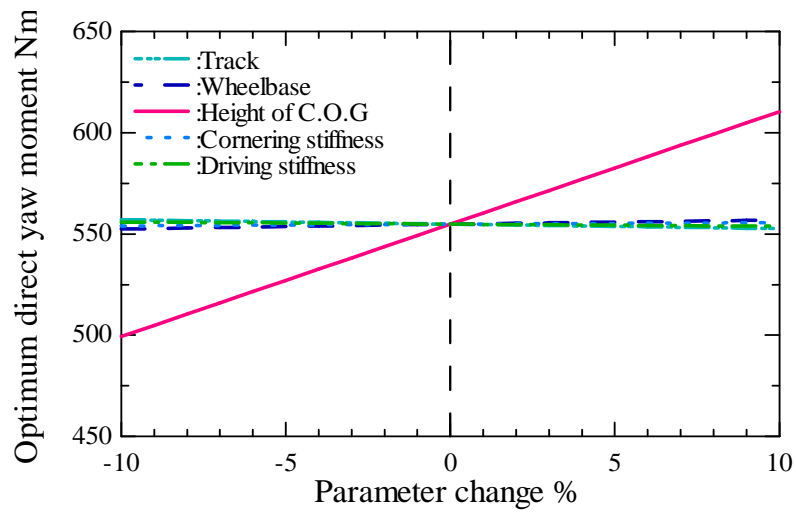


Fig.5.5: Optimum direct yaw moment contour map (without load non-linearity)

接地面の散逸パワー特性は車両諸元にも大きく依存する．その影響を調べるため，前後・横加速度がともに 2m/s^2 の旋回加速の条件下で代表的な諸元を $\pm 10\%$ 変化させたときの最小散逸パワーとそのときの最適ダイレクトヨーモーメントを Fig. 5.6 にまとめた．同様に，タイヤの荷重非線形性はないものとして計算した．Fig. 5.6a の散逸パワーでは，まずタイヤ特性はすべりに直接的に影響するため，ドライビングスティフネス，コーナリングスティフネスの増加によって，最小散逸パワーを低減することができる．つぎに，トレッド，ホイールベース，重心高については変化がない．この結果はタイヤの荷重非線形性を考慮していないことに起因しているが，運動時に必要最小なエネルギーは変わらないことを意味している．荷重移動量が増えてしまうような車両諸元で駆動力を均等に配分する場合，荷重が減少したタイヤのすべりの増加に伴って散逸パワーが増加する．しかし，さまざまな設計上の制約の中で不利な諸元になったとしても，ダイレクトヨーモーメントによって最小エネルギーでの旋回を取り戻すことが可能になる．一方，Fig. 5.6b にはその最小散逸パワーを満たす最適ダイレクトヨーモーメントを示している．トレッド，ホイールベース，タイヤ特性については，諸元が変化しても，ほぼ同じダイレクトヨーモーメントにより最小化できる．ただし，前後・左右の両方の荷重移動量に影響する重心高についてのみ，最適ダイレクトヨーモーメントが変化することがわかった．



(a) Minimized dissipation power



(b) Optimum direct yaw moment

Fig.5.6: Effect of vehicle specifications

5.2 最適駆動力配分制御の成立条件

加減速を伴う旋回時には、前後の荷重移動に伴うステア特性の変化に起因して、ダイレクタヨーモーメントによって接地面の散逸パワーを最小化できることがわかった。本節ではタイヤがどのようなすべり状態にあるかを考察するため、タイヤ接地面散逸パワーの4輪和を評価関数 J とした最適化問題を設定する。基本的な性質を理解するために、タイヤ発生力は線形な特性として扱い、各輪の路面 μ は一定とする。

拘束条件：

$$-K_{x1}s_1 - K_{x2}s_2 - K_{x3}s_3 - K_{x4}s_4 = F_x \quad (5.13)$$

$$-K_{y1}\alpha_1 - K_{y2}\alpha_2 - K_{y3}\alpha_3 - K_{y4}\alpha_4 = F_y \quad (5.14)$$

評価関数：

$$\begin{aligned} J &= - \sum_{j=1}^4 \mathbf{F} \cdot \mathbf{V}_s \\ &= (K_{x1}s_1^2 + K_{y1}\alpha_1^2) V_1 + (K_{x2}s_2^2 + K_{y2}\alpha_2^2) V_2 \\ &\quad + (K_{x3}s_3^2 + K_{y3}\alpha_3^2) V_3 + (K_{x4}s_4^2 + K_{y4}\alpha_4^2) V_4 \end{aligned} \quad (5.15)$$

また先ほどと同様、 s はスリップ率、 α はスリップ角、添え字 j の数字は各輪のタイヤ位置（ $j = 1$ ：左前輪， 2 ：右前輪， 3 ：左後輪， 4 ：右後輪）を表す。本章ではこの評価関数を最小化することを考える。簡略化のため、慣性項は定常の走行抵抗に比べて十分大きく、走行抵抗による前後加速度の影響は考えないとしている。ここで、Moore-Penrose の擬似逆行列 [100] を利用した最小ノルム解を得るために、次式のようにタイヤのすべり状態について定義したベクトル \mathbf{q} に対して変数変換を行う。

$$\mathbf{q} = \begin{pmatrix} s_1 & s_2 & s_3 & s_4 & \alpha_1 & \alpha_2 & \alpha_3 & \alpha_4 \end{pmatrix}^T \quad (5.16)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{p} &= \begin{pmatrix} p_1 & p_2 & p_3 & p_4 & p_5 & p_6 & p_7 & p_8 \end{pmatrix}^T \\ &= \text{diag} \begin{pmatrix} \sqrt{K_{x1}V_1} & \sqrt{K_{x2}V_2} & \sqrt{K_{x3}V_3} & \sqrt{K_{x4}V_4} \\ & \sqrt{K_{y1}V_1} & \sqrt{K_{y2}V_2} & \sqrt{K_{y3}V_3} & \sqrt{K_{y4}V_4} \end{pmatrix} \cdot \mathbf{q} \end{aligned} \quad (5.17)$$

式 (5.16), (5.17) により、式 (5.13), (5.14), (5.15) の最適化問題は以下のように再定義される。拘束条件：

$$\begin{pmatrix} \sqrt{\frac{K_{x1}}{V_1}} & \sqrt{\frac{K_{x2}}{V_2}} & \sqrt{\frac{K_{x3}}{V_3}} & \sqrt{\frac{K_{x4}}{V_4}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sqrt{\frac{K_{y1}}{V_1}} & \sqrt{\frac{K_{y2}}{V_2}} & \sqrt{\frac{K_{y3}}{V_3}} & \sqrt{\frac{K_{y4}}{V_4}} \end{pmatrix} \cdot \mathbf{p} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix} \quad (5.18)$$

評価関数：

$$J = \|\mathbf{p}\|^2 = \sum_{j=1}^8 p_j^2 \quad (5.19)$$

したがって、式 (5.18) を満たしつつ、式 (5.19) を最小にする \mathbf{p} は次式で表すことができる。

$$\mathbf{p} = - \left(\begin{array}{cccccccc} \sqrt{\frac{K_{x1}}{V_1}} & \sqrt{\frac{K_{x2}}{V_2}} & \sqrt{\frac{K_{x3}}{V_3}} & \sqrt{\frac{K_{x4}}{V_4}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sqrt{\frac{K_{y1}}{V_1}} & \sqrt{\frac{K_{y2}}{V_2}} & \sqrt{\frac{K_{y3}}{V_3}} & \sqrt{\frac{K_{y4}}{V_4}} \end{array} \right)^+ \cdot \left(\begin{array}{c} F_x \\ F_y \end{array} \right) \quad (5.20)$$

ここで、右辺係数行列の添え字である $+$ は擬似逆行列であることを示す。最終的に式 (5.19) を最小にする \mathbf{q} は次式で表すことができる。

$$\begin{aligned} \mathbf{q} &= \left(s_1 \quad s_2 \quad s_3 \quad s_4 \quad \alpha_1 \quad \alpha_2 \quad \alpha_3 \quad \alpha_4 \right)^T \\ &= - \left(\begin{array}{cccccccc} \frac{F_x}{dV_1} & \frac{F_x}{dV_2} & \frac{F_x}{dV_3} & \frac{F_x}{dV_4} & \frac{F_y}{aV_1} & \frac{F_y}{aV_2} & \frac{F_y}{aV_3} & \frac{F_y}{aV_4} \end{array} \right)^T \end{aligned} \quad (5.21)$$

ここで、パラメータ a, d は次式のように表す。

$$a = \sum_{j=1}^4 \frac{K_{yj}}{V_j} = \left(\sum_{j=1}^4 \frac{F_{zj}}{V_j} \right) C_y \quad (5.22)$$

$$d = \sum_{j=1}^4 \frac{K_{xj}}{V_j} = \left(\sum_{j=1}^4 \frac{F_{zj}}{V_j} \right) C_x \quad (5.23)$$

式 (5.21) から同一輪のスリップ率とスリップ角を抽出すれば、最適なタイヤすべり状態 \mathbf{s}_{sj} は次式のように表すことができる。

$$\mathbf{s}_{sj} = \left(s_j \quad \alpha_j \right)^T = \left(-\frac{F_x}{dV_j} \quad -\frac{F_y}{aV_j} \right)^T C_x \quad (5.24)$$

式 (5.24) より、各輪の最適な状態は各輪のタイヤ位置での速度に依存することがわかる。ここで、その速度を乗ずることにより、新たに式 (5.24) は次式のように整理することができる。

$$\mathbf{V}_{sj} = \left(V_j s_j \quad V_j \alpha_j \right)^T = \left(-\frac{F_x}{d} \quad -\frac{F_y}{a} \right)^T \quad (5.25)$$

式 (5.25) の左辺は前後、横のすべり速度から構成されたすべり速度ベクトルである。右辺は各輪によらず一様となっている。したがって、接地面の散逸パワーを最小化させるには各輪のすべり速度ベクトルを均等化させることが条件となる。

5.3 最適駆動力配分制御とその車両運動性能

消費エネルギーという観点からは、各輪のすべり速度ベクトルを均等化させる駆動力配分が有効であることを示した。本節ではすべり速度ベクトルが均等化された状態とそのときの運動性能との関係を調べる。そこで、式 (5.25) を満たすために発生すべきダイレクトヨーモーメントと各輪のすべり状態を二輪モデルとして近似可能な領域で導出する。すなわち旋回半径を無限大に近づけて内外輪の回転数差を無視することができる領域を想定する。このとき、各輪のタイヤ位置における速度は車速と一致するとみなせる。

$$V_1 = V_2 = V_3 = V_4 = V \quad (5.26)$$

したがって、各輪のタイヤのすべり状態は次式で表すことができる。

$$\mathbf{s}_{sj} = \begin{pmatrix} s_j & \alpha_j \end{pmatrix}^T = \begin{pmatrix} -\frac{F_x}{dV} & -\frac{F_y}{aV} \end{pmatrix}^T C_x \quad (5.27)$$

各輪の駆動力は式 (5.27) のスリップ率で表すことができる。

$$F_{xj} = -K_{xj}s_j = \left(\frac{F_x}{F_z} \right) F_{zj} \quad (5.28)$$

したがって、接地荷重に応じた駆動力を配分することになる。最終的に散逸パワーを最小化するためのダイレクトヨーモーメントは次式のようにになる。

$$\begin{aligned} M_z &= \frac{t_f}{2} (-F_{x1} + F_{x2}) + \frac{t_r}{2} (-F_{x3} + F_{x4}) \\ &= mgh \frac{A_x}{g} \frac{A_y}{g} \end{aligned} \quad (5.29)$$

式 (5.29) で得たダイレクトヨーモーメントには、加減速にともなうヨーモーメント変化を互いに打ち消し合う作用があり、前後の荷重移動が生じても安定したステア特性を実現することができる [10]。横力は式 (5.27) のスリップ角から求めることができる。

$$F_{yj} = -K_{yj}\alpha_j = \left(\frac{F_y}{F_z} \right) F_{zj} \quad (5.30)$$

このとき、路面摩擦係数 μ が一定であると仮定すれば、各輪の μ 利用率 γ_j は式 (5.28), (5.30) を用いることで、次式のように表すことができる。

$$\gamma_j = \frac{\sqrt{F_{xj}^2 + F_{yj}^2}}{\mu F_{zj}} = \frac{\sqrt{A_x^2 + A_y^2}}{\mu g} \quad (5.31)$$

各輪のタイヤ位置を表す添え字の j が消えて、各輪によらず一定の μ 利用率となる。すなわち、各輪の μ 利用率の均等化も実現できている。式 (5.28), (5.30) に示されているよ

うに、各輪の前後力、横力が接地荷重に比例しているためである。一例として、Fig. 5.7 に、散逸パワーを最小化するためのダイレクトヨーモーメントを印加した際の各輪の μ 利用率の計算結果を示す。各輪の円の大きさは発生可能なタイヤ力 ($= \mu F_{zj}$) を示す、摩擦円の大きさを示している。左前輪の μ 利用率が低減し、右後輪のそれが増加するため、全体の μ 利用率が均等化されている。

したがって、タイヤ接地面の散逸パワー、すなわちエネルギー消費を最小化するダイレクトヨーモーメント制御は安定性の向上を図る従来の制御法を内包するということがわかった。

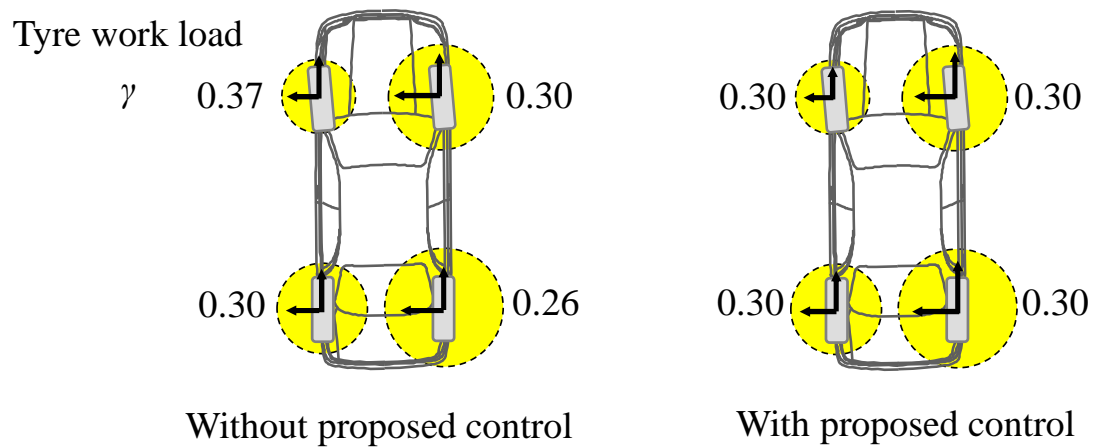


Fig.5.7: Comparison of tyre work load (2 m/s^2 accelerating while 2 m/s^2 left turning at 80 km/h)

5.4 フルビークルシミュレーションによる検証

Fig. 5.8 に示すフルビークルシミュレーションにより提案手法の効果を検証する．フルビークルシミュレーションモデルでは，これまで定常・準定常解析で扱ってきたヨー・横運動に加えて，車体のピッチ・ロール運動も含めた6自由度のダイナミクスが計算可能である．したがって，過渡的な接地荷重変化を考慮した，実際の車両により近い効果検証が可能である．タイヤモデルには Magic Formula [93,94] を用いた．操舵は前方注視ドライバモデル [82] により模擬する．制御構造を Fig. 5.9 に示す．提案手法の制御ブロックには，ドライバーからの前後駆動力目標値と車両モデルからの前後・横加速度，車速，ヨーレートを入力とし，それに応じて4輪のホイール駆動トルク（ $j = 1$: 左前輪，2 : 右前輪，3 : 左後輪，4 : 右後輪）を出力する．Fig. 5.10 において，一例として旋回半径 250m の軌道を車速 50km/h から 80km/h まで 2m/s^2 で加速する際の消費エネルギーを比較した．図中の赤線が制御時の操舵角を示している．加速時に操舵角が増加するアンダーステアを抑制しつつ，接地面散逸パワーが 2% 程度低減されており，Fig. 5.2 の準定常解析の結果にほぼ一致する．実車を想定した計算においても，エネルギー消費と運動性能の両面で提案手法の効果を確認した．

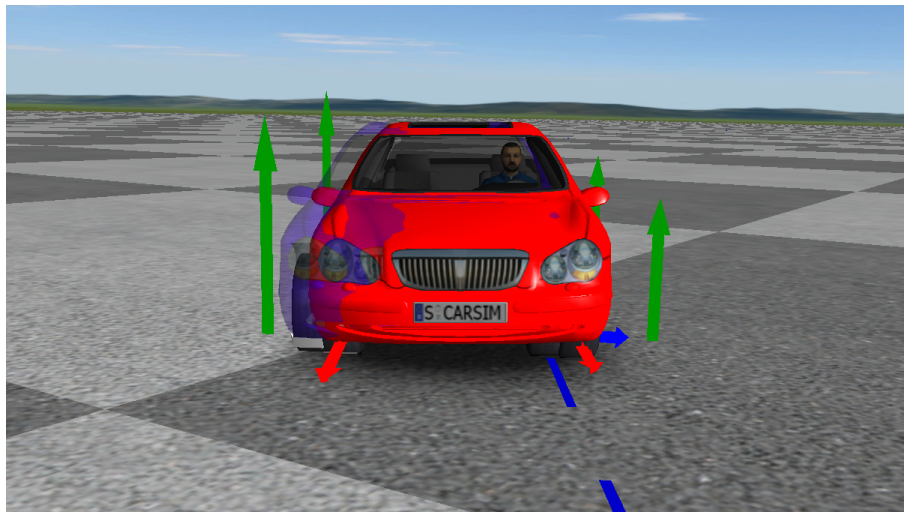


Fig.5.8: Full vehicle simulation environment

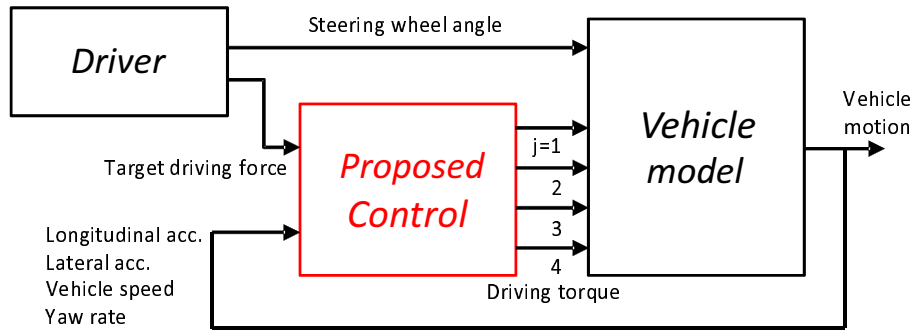


Fig.5.9: Proposed control system

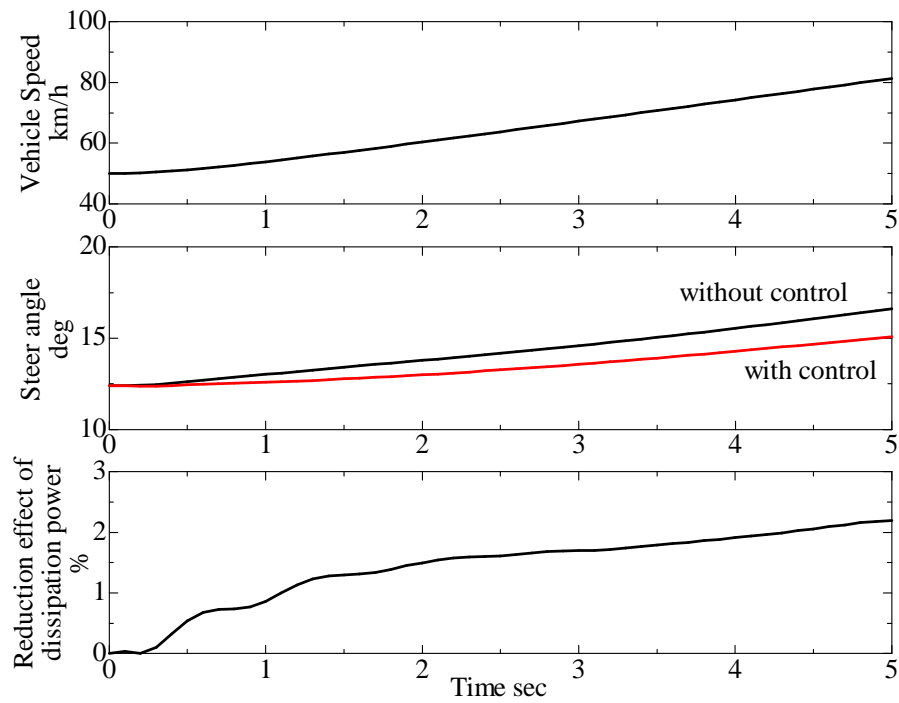


Fig.5.10: Full vehicle simulation result (accelerating while turning)

5.5 まとめ

加減速を伴うような旋回条件において、タイヤの接地面散逸パワーを駆動力配分制御によって低減できる可能性が考えられる。その省エネルギーの効果を見出すために、第3章で述べた定常円旋回の旋回抵抗の考え方を準定常円旋回へ拡張した。そして、ダイレクトヨーモーメントに対する接地面散逸パワー特性を計算した。さらに、そのダイレクトヨーモーメントによる運動性能への影響を調べるために、接地面の散逸パワーを評価関数とした最適化問題を設定し、解析的な検討を行った。その結果、得られた知見は以下である。なお、これらの知見は第3章と同様、内燃機関車、電気自動車を問わず、普遍的に成立するものである。

(1) 車両の加減速にともなう前後の荷重移動によって、前後輪のタイヤ力特性のバランスが変化し、車両のステア特性が変化する。そのため、前後輪の横力のバランスを変えることで、荷重が減少したタイヤのすべりを抑制可能なダイレクトヨーモーメントにより、接地面の散逸パワーを最小化することができる。その量は 2m/s^2 で旋回加減速する条件下において、およそ2%程度である。タイヤの荷重非線形性がある場合には、荷重移動の影響が減少するため、最適ダイレクトヨーモーメントが減少する。荷重非線形性の有無によらず、加速度が大きくなるほど最適ダイレクトヨーモーメントが大きくなる。

(2) 散逸パワー最小状態の物理的意味を解釈するために、タイヤ特性を線形化し、各輪の路面 μ が一定という条件の下で、接地面の散逸パワーを評価関数とした最適化問題を設定し、タイヤすべり状態を解析的に導出した。その結果、すべり速度ベクトルを均等化させることによって散逸パワーの最小化を実現できることを見出した。

(3) 内外輪の车速の差が無視できる走行条件において、提案制御、すなわち4輪の接地面散逸パワーの総和を最小化する制御による最適ダイレクトヨーモーメントは、車両の前後加速度と横加速度の積で表される。これは、(1)で示した知見を理論的に説明するものである。さらに提案制御には、旋回加減速時のステア特性を安定化する制御と4輪の μ 利用率を均等化する制御を内包する性質があることがわかった。したがって、自動車の安全性に関わる車両運動制御と省エネルギーが両立することを見出した。

第6章

結論

自動車の運動性能と省エネルギーの両立がより一層求められてくる中で、本研究では、旋回時に作用する走行抵抗から要求される駆動のエネルギーとタイヤの接地面で消費・散逸されるエネルギーの関係を体系的に整理し、さらに、それを用いて運動性能を飛躍的に向上させる駆動力配分制御を効率よく行うための駆動力配分機構を見出すとともに、タイヤの発生力にともなって必要な消費エネルギーを低減するための駆動力配分制御手法を提案して、車両運動性能と省エネルギーの両立という課題に対するそれらの有用性や物理的な意味を示すことを目的とした。

本研究で得られた具体的な知見を以下にまとめる。

第2章では、第3章以降の基盤となる、タイヤ発生力時のエネルギー散逸メカニズムについて述べた。前後力によるスリップ率に起因したホイール回転数の増減、横力によるスリップ角に起因した旋回抵抗というマクロな観点における散逸エネルギーに対して、接地面内におけるトレッドラバーの変形というミクロな観点における散逸エネルギーが整合することを、ブラシモデルを用いて理論的に証明した。従来までに提案されてきたさまざまな消費エネルギーや発熱量の計算方法を体系的に整理することができた。このことから、タイヤの発生力にともなう、接地面の散逸エネルギーを計算する際には、接地面内を細かく分割して積分する必要はなく、粘着域、すべり域を区別せずに、タイヤ発生力とすべり速度の積のみで簡単に表すことができることを示した。したがって、接地面の内部の状態を詳細に推定する必要がなく、制御実装が容易となる。

第3章では、第2章で述べたタイヤのエネルギー散逸メカニズムを車両へ拡張した。実験検証が容易な定常円旋回において、左右駆動力配分制御と消費エネルギーとの関係を明確化することを目的に、旋回抵抗、機械仕事率、および消費電力を定式化するとともに、インホイールモータ試作車を用いた実車検証を行い、各式の妥当性を確認した。駆動に要する機械仕事率は、第2章で述べた、タイヤ接地面の散逸パワーの総和と一致することがわかり、定常円旋回のエネルギー平衡状態を理論的に示した。このエネルギー収支の整合

性は、インホイールモータに限らず、ひいては内燃機関車、電気自動車を問わず、成立するものである。また、インホイールモータ駆動の制御上の特徴として、内外輪の駆動力が異符号とならなければ、消費電力をほぼ増加させずに制御可能であることを示した。

第4章では、検証に用いたインホイールモータに加えて、駆動力配分を実現するために提案されてきた各種機構（差動制限デフ、制御デフ、ブレーキ制御）の消費エネルギー上の得失を比較することに取り組んだ。第3章で構築した旋回抵抗の考え方を応用することで、走行抵抗と各機構ごとの内部損失を連成して扱うことができた。その結果、摩擦を介さないインホイールモータの優位性を定量的に示すことができた。

第5章では、加減速を伴うような旋回条件において、タイヤの接地面散逸パワーを駆動力配分制御によって低減するために、第3章で述べた定常円旋回の旋回抵抗の考え方を準定常円旋回へ拡張した。タイヤと路面の μ が一定とした場合、接地面散逸パワーを最小化する駆動力配分制御は、ステア特性の安定化と μ 利用率の4輪の均等化を実現する制御を内包することがわかった。この知見は、第3章と同様、内燃機関車、電気自動車を問わず、普遍的に成立するものである。

最後に、自動車の運動性能と省エネルギーの両立に関して、取り組むべき研究課題について述べる。これまでに車両運動制御は、機構面、構造面の工夫だけでは簡単に到達し得ない車両運動性能を実現し、その性能を上乗せする役割を担ってきた。近年、環境面や安全面から電気自動車や自動運転車の導入が社会的に期待されている。今後、モータトルクの高応答化、高精度化、またセンシング性能の向上と相まって、車両運動制御がより実装しやすい構成となることに加え、従来までの自動車とは異なる扱われ方や設計思想が求められていく。したがって、これまでに提案されてきた車両運動制御を一つの設計要素とした上での車両の機能・性能の再配分やそれに向けての新たな機構・構造の提案が、より高い次元での自動車の運動性能と省エネルギーの要素両立に向けての今後の研究課題と考える。

参考文献

- [1] 山本真規: 運動性能温故知新, トヨタ・テクニカルレビュー, Vol.55, No.1, pp.6-13(2006)
- [2] H. Leiber and A. Czinczel: Four years of experience with 4-wheel antiskid brake systems (ABS), SAE Paper, 830481(1983)
- [3] W. Maisch, W. Jonner, A. Sigl: ASR - Traction Control - A Logical Extension of ABS, SAE Paper, 870337(1987)
- [4] 佐野彰一, 古川修, 白石修二: 後輪舵角をハンドル角の関数で制御する四輪操舵システム, 自動車技術会論文集, No.35, pp.126-132(1987)
- [5] 服部義和, 小野英一, 福井勝彦, 村岸裕治, 小城隆博, リムピバンテンティーラワット, 佐藤伸介: 人間の感受性を考慮した 4 輪アクティブステア制御, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.2, pp.39-44(2008)
- [6] S.Inagaki, I. Kushihiro and M. Yamamoto: Analysis on vehicle stability in critical cornering using phase-plane method, Proceeding of AVEC'94(1994)
- [7] van Zanten, A., Erhardt, R., and Pfaff, G.: VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch, SAE Technical Paper 950759(1995)
- [8] K.Sawase, and K.Inoue: Application of active yaw control to vehicle dynamics by utilizing driving /braking force, JSAE Review, 20, pp.289-295(1999)
- [9] 森淳, 芝端康二: ダイレクト・ヨー・コントロール AWD システムの開発, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.1, pp.15-20(2007)
- [10] 芝端康二, 島田和彦, 泊辰弘: ヨーモーメント制御による車両運動性能の向上について, 自動車技術, Vol.47, No.12, pp.54-60(1993)
- [11] 小竹元基, 永井正夫: 操安性向上を目指した超小型電気自動車の車輪駆動トルク制御, 自動車技術会論文集, Vol.34, No.4, pp.169-174(2003)
- [12] Jonathan C. Wheals, Hanna Baker, Keith Ramsey, and Will Turner: Torque Vectoring AWD Driveline: Design, Simulation, Capabilities and Control, SAE Technical Paper 2004-01-0863(2004)

- [13] 岡島寛, 松永信智, 川路茂保: ニュートラルステア特性実現のための直接ヨーモーメント制御, 計測自動制御学会論文集, Vol.45, No.3, pp.1-7(2009)
- [14] Russell P. Osborn, and Taehyun Shim, Independent control of all-wheel-drive torque distribution, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 44(7), pp.529-546(2006)
- [15] P. Raksincharoensak, M. Nagai, and M. Shino: Lane Keeping Control Strategy with Direct Yaw Moment Control Input by Considering Dynamics of Electric Vehicle, *Vehicle System Dynamics*, Vol.44, Supplement, pp. 192-201(2006)
- [16] M. Yamamoto: Active Control Strategy for Improved Handling and Stability, SAE Technical Paper, 911902(1991)
- [17] O. Mokhimar and M. Abe: Effects of An Optimum Cooperative Chassis Control from The View Points of Tire Workload, JSAE Annual Congress, No. 33-03, pp.15-20(2003)
- [18] 服部義和, 鯉渕健, 横山竜昭: 4 輪の駆動・制動力非線形最適制御による車両運動性能の向上, 自動車技術会論文集, Vol.34, No.3, pp.83-87(2003)
- [19] E. Ono, Y. Hattori, Y. Muragishi and K. Koibuchi: Vehicle dynamics integrated control for four-wheel-distributed steering and four-wheel-distributed traction/braking systems, *Vehicle System Dynamics*, 44:2, pp.139-151(2006)
- [20] 山門誠, 安部正人: 加加速度情報を用いた車両横運動と連係して加減速するドライバモデルの提案, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.3, pp.53-58(2008)
- [21] 山門誠, 長塚敬一郎: 車両横加加速度に基づくヨーモーメント制御手法の検討, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.2, pp.491-497(2013)
- [22] 金圭勇, 霧生浩誠, 矢野修: 路面摩擦係数推定ロジックの開発, *Honda R&D Technical Review*, Vol.14, No.2, pp.129-134(2003)
- [23] 堀洋一, 古川公久: 電気自動車の特長を生かした路面状態の推定と制御, 計測自動制御学会制御技術部会研究会資料, Vol.28, No.2, pp.1-16(2002)
- [24] T. Matsuda, S. Jo, H. Nishira, Y. Deguchi: Instantaneous Estimation of Road Friction based on Front Tire SAT using Kalman Filter, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 6(1), pp.147-153(2013)
- [25] 西原修, 坂谷祐輔, 野田真太郎, 栗重正彦: ブラシモデルによる路面摩擦係数の推定, 日本機械学会論文集 C 編, 75 巻 753 号, pp.1516-1524(2009)
- [26] 前田健太, 藤本博志, 堀 洋一: タイヤ横すべりを考慮した限界スリップ率推定に基づく電気自動車の駆動力制御, 計測自動制御学会論文集, Vol.60, No.3, pp.259-265(2014)
- [27] Edelmann, J., Gobbi, M., Mastinu, G., Ploechl, and M., Prevati, G.: Friction Estimation at Tire-Ground Contact, *SAE Int. J. Commer. Veh.* 8(1), pp.182-

- 188(2015)
- [28] Paul J.T.H. Venhovens, and Karl Naab: Vehicle Dynamics Estimation Using Kalman Filters, *Vehicle System Dynamics*, 32:2-3, pp.171-184(1999)
 - [29] T. A. Wenzel, K. J. Burnham, M. V. Blundell, and R. A. Williams: Dual extended Kalman filter for vehicle state and parameter estimation, *Vehicle System Dynamics*, 44:2, pp.153-171(2006)
 - [30] S. Antonov, A. Fehn, and A. Kugi: Unscented Kalman filter for vehicle state estimation. *Vehicle System Dynamics*, 49:9, pp.1497-1520(2011)
 - [31] 永井惇也, 孕石泰丈, 塩澤裕樹, 毛利宏: 非線形カルマンフィルタを用いた車体スリップ角の推定, *日本機械学会論文集C編*, Vol. 79, No. 806, pp.3358-3367(2013)
 - [32] CARB STAFF REPORT 2000 ZERO EMISSION VEHICLE PROGRAM BIENNIAL REVIEW, August 7. 2000
 - [33] 阿部眞一, 佐々木正一, 松井英昭, 久保馨: 乗用車用量産型ハイブリッドシステムの開発, *自動車技術会学術講演会前刷集*, No.975, pp.25-28 (1997)
 - [34] 吉田裕明: 新世代電気自動車「i-MiEV」の開発 (特集 最近のハイブリッド車・電気自動車), *自動車技術*, No.63-9, pp.11-16 (2009)
 - [35] 塩澤裕樹, 小林洋介, 吉澤正彦, 影山雄介, 中村洋平, 見澤英明: EV (電気自動車) のハンドリング性能向上のための駆動力制御システムの開発, *自動車技術会学術講演会前刷集*, No.31-11, pp.15-18 (2011)
 - [36] 池田達彦, 中澤慎介, 仲田直樹, 中川勝弘, 羽二生倫之: 新型電動パワートレインの採用を中心とした電気自動車の開発, *自動車技術会学術講演会前刷集*, No.7-13, pp.1-4 (2013)
 - [37] 戸沼利之, 村田一哉, 西海弘章, 窪英樹, 濱田成孝, 水野誠司, 片山雅裕: 新型FCV用燃料電池スタックの開発, *自動車技術会学術講演会前刷集*, No.32-15A, pp.742-745 (2015)
 - [38] 財団法人 日本自動車研究所 総合効率検討作業部会: 総合効率と GHG 排出の分析 (2011)
 - [39] The Boston Consulting Group: Batteries for Electric Cars (2010)
 - [40] M. Sato, G. Yamamoto, D. Gunji, T. Imura. and H. Fujimoto: Development of Wireless In-Wheel Motor using Magnetic Resonance Coupling, *IEEE Transactions on Power Electronics*, pp. 5270-5278(2016)
 - [41] 畑勝裕, 居村岳広, 堀洋一: 走行中ワイヤレス給電における送電設備と EV システムの制御実装および実験検証, *自動車技術会学術講演会前刷集*, No.93-17, pp.2444-2449 (2017)
 - [42] Baglione, M., Duty, M., and Pannone, G.: Vehicle System Energy Analysis

- Methodology and Tool for Determining Vehicle Subsystem Energy Supply and Demand, SAE Technical Paper, 2007-01-0398(2007)
- [43] Thomas, J.: Drive Cycle Powertrain Efficiencies and Trends Derived from EPA Vehicle Dynamometer Results, SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 7(4), pp.1374-1384(2014)
- [44] Y. Hori: Future Vehicle Driven by Electricity and Control—Research on Four-Wheel-Motored “UOT Electric March II” , IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS, Vol.51, No.5, pp.954-962(2004)
- [45] S. Murata: Innovation by in-wheel-motor drive unit, Vehicle System Dynamics, Vol.50, Issue 6, pp.807-830 (2012)
- [46] 赤穂大輔, 中津慎利, 勝山悦生, 桑佳, 吉末監介: インホイールモータ車の車両運動制御開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.120-10, pp.1-6(2010)
- [47] 勝山悦生: インホイールモータによる非連成 3D モーメント制御の開発, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.2, pp.183-188(2012)
- [48] 勝山悦生, 大前彩奈: インホイールモータを用いたばね下逆スカイフックダンパ制御による 乗り心地の研究, 自動車技術会論文集, Vol.48, No.2, pp.349-354(2017)
- [49] 井上慎太郎, 平野豊: Modelica を用いた新モビリティのモデリングと制御 (第 1 報), 自動車技術会学術講演会前刷集, No.48-13, pp.1-4(2013)
- [50] 中島幸雄: テクノロジー・ロードマップ 2018-2027 自動車・エネルギー編, 日経 BP 社, pp.244-245(2015)
- [51] Arat, M. and Bolarinwa, E.: Rolling Resistance Effect of Tire Road Contact in Electric Vehicle Systems, SAE Technical Paper, 2015-01-0624(2015)
- [52] 村松 凌, 高橋 英明: 転がり抵抗低減のための材料技術, 日本ゴム協会誌, Vol. 73, No. 2, pp. 103-109(2000)
- [53] E. Mogi, et. al.: Research on Optimization of Viscoelastic Properties of Tire Tread Rubber to Reduce Rolling Resistance and Decrease Braking Distance, Review of Automotive Engineering, pp. 149-155(2008)
- [54] 桑山勲, 松本浩幸, 平郡久司: 次世代エコタイヤ技術開発, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.6, pp.1371-1376 (2013)
- [55] 桑山勲, 松本浩幸, 平郡久司: 狭幅・大径タイヤの各種車両展開検討と適用, 自動車技術会論文集, Vol.46, No.5, pp.905-910 (2015)
- [56] 桑山 勲, 片山 辰作, 松本 浩幸, 佐口 隆成: 狭幅大径タイヤ向けトレッドパターンと構造技術の開発, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.6, pp. 1343-1348(2016)
- [57] T. Yone, and H. Fujimoto: Proposal of a Range Extension Control System with Arbitrary Steering for In-Wheel Motor Electric Vehicle with Four Wheel

-
- Steering, The 13th International Workshop on Advanced Motion Control, pp. 368-373(2014)
- [58] H. Fujimoto, and H. Sumiya: Advanced safety range extension control system for electric vehicle with front- and rear-active steering and left- and right-force distribution, IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics(2012)
- [59] De Filippis, G., Lenzo, B., Sorniotti, A., Gruber, P., De Nijs, W.: Energy-Efficient Torque-Vectoring Control of Electric Vehicles With Multiple Drivetrains Energy-Efficient Torque-Vectoring Control of Electric Vehicles With Multiple Drivetrains, IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol.67, Issue 6, pp.4702-4715(2018)
- [60] S. Koehler, A. Viehl, O. Bringmann, W. Rosenstiel: Improved energy efficiency and vehicle dynamics for battery electric vehicles through torque vectoring control, 2015 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV), pp.749-755(2015)
- [61] Osamu Nishihara, Shimpei Higashino: Optimum Distribution of Lateral and Traction/braking Forces for Energy Conservation, Preprints of the 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, SaA2.4, pp.627-632(2013)
- [62] Abe M. Evaluation of Active Vehicle Motion Controls from Tire Energy Dissipation Points of View. Keynote, AVEC2012(2012)
- [63] 平賀直樹, 山門誠, 狩野芳郎, 安部正人: G-Vectoring 制御のタイヤ消費エネルギーによる評価, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.6, pp.1307-1312(2012)
- [64] 横山篤, 山門誠: 電気モータを用いた G-Vectoring 制御のエネルギー回生効果, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.4, pp.1027-1032(2012)
- [65] 江藤亮輔, 坂田和臣, 山川淳也: 不整地におけるタイヤエネルギーを考慮した駆動力配分, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.5, pp. 1111-1116(2016)
- [66] 米俊宏, 藤本博志: 前後輪アクティブステアを有する電気自動車における航続距離延長のための最適姿勢の設計法の提案, 交通・物流部門大会講演論文集, Vol. 2013, No. 22, pp.133-136(2013)
- [67] 平野豊: エネルギー消費と動的性能の両立を目指した新モビリティ用車両制御, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.146-11, pp.9-12 (2011)
- [68] Y. Hirano: Integrated Control of Tire Steering Angle, Camber Angle and Driving/Braking Torque for Individual In-Wheel-Motor Vehicle (JSAE-SICE Benchmark Study for Automotive Control and Modeling, No.3), AVEC'12, No. ICC2-1, pp.1-6(2012)
- [69] K. Sawase, K. Inoue: Classification and analysis of lateral torque-vectoring dif-

- ferentials using velocity diagrams , Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 222(9), pp.1527-1541 (2008)
- [70] T. Kato, K. Sawase: Classification and analysis of electric-powered lateral torque-vectoring differentials, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 226(6), pp.713-724 (2012)
- [71] R. P. Lewis, and L. J. O'Brien: Limited SLIP DIFFERENTIALS, SAE Transactions, Vol. 67, pp.203-212(1959)
- [72] Haas, R., and Manwaring, R.: Development of a Limited Slip Differential, SAE Technical Paper 710610, p.2175-2193(1971)
- [73] S. E. Chocholek: The development of a differential for the improvement of traction control, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 368(88), pp.75-82(1988)
- [74] M. J. Hancock, R. A. Williams, T. J. Gordon and M. C. Best: A comparison of braking and differential control of road vehicle yaw-sideslip dynamics, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 219(3), pp.309-327 (2005)
- [75] D. J. Schuring: Energy Loss of Pneumatic Tires Under Freely Rolling, Braking, and Driving Conditions, Tire Science and Technology, Vol. 4, No. 1, pp.3-15(1976)
- [76] 酒井秀男: タイヤ工学, グランプリ出版 (2001)
- [77] M. Mizuno, H. Sakai, K. Oyama and Y. Isomura: Development of a tyre force model incorporating the influence of the tyre surface temperature, Vehicle System Dynamics, Vol.43, Supplement, pp.395-402(2005)
- [78] A. Sorniotti: Tire Thermal Model for Enhanced Vehicle Dynamics Simulation, SAE Paper, No. 2009-01-0441(2009)
- [79] D. P. Kelly, and R. S. Sharp: Time-optimal control of the race car: influence of a thermodynamics tyre model, Vehicle System Dynamics, Vol. 50, No. 4, pp.641-662(2012)
- [80] O. Ozerem, and D. Morrey: A brush-based thermo-physical tyre model and its effectiveness in handling simulation of a Formula SAE vehicle, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 233(1), pp.107-120(2018)
- [81] A. J. Tremlett, and D. J. N. Limebeer: Optimal tyre usage for a Formula One car, Vehicle System Dynamics, 54:10, pp.1448-1473(2016)

-
- [82] 安部正人: 自動車の運動と制御, 東京, 山海堂 (1992)
- [83] J. E. Bernard, L. Segel and R. E. Wild: Tire Shear Force Generation During Combined Steering and Braking Maneuvers, SAE Technical Paper, 770852(1977)
- [84] 株式会社ブリヂストン: 自動車用タイヤの基礎と実際, 山海堂 (2006)
- [85] M. M. Davari, J. Jerrelind, A. S. Trigell, and L. Drugge: Extended brush tyre model to study rolling loss in vehicle dynamics simulations, International Journal of Vehicle Design, Vol.73, No.4, pp.255-280(2015)
- [86] M. M. Davari, J. Jerrelind, A. S. Trigell, and L. Drugge: A Multi-Line Brush Based Tyre Model to Study the Rolling Resistance and Energy Loss, 4th International Tyre Colloquium, Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis(2015)
- [87] B. Durand-Gasseli, T. Dailliez, M. Mossner-Beigel, S. Knorr and J. Rauh: Assessing the thermo-mechanical TaMeTirE model in offline vehicle simulation and driving simulator tests, Vehicle System Dynamics, Vol. 48, Supplement, pp.211-229(2010)
- [88] 澁江秀明, 種子田和宏, 木滝泰隆: F1 車両運動性能技術, Honda R&D Technical Review F1 Special (The third Era Activities), pp.155-162(2009)
- [89] M. Gipser: Ftire the tire simulation model for all applications related vehicle dynamics, Vehicle System Dynamics, Vol. 45, Supplement, pp.139-151(2007)
- [90] 品川貴志, 村松英行, 大山鋼造, 山岡裕生: タイヤコーナリング特性と走行抵抗に関する一考察, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.5, pp.1069-1073(2013)
- [91] 松原真己, 足立由夫, 長久真樹: ブラッシュモデルを用いた鉛直荷重変動下のタイヤ横力計算, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 6, pp. 1600-1605(2019)
- [92] 横井大亮, 河村和彦, μ バリエーションとタイヤ特性の関係について, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.5, pp.1179-1183(2009)
- [93] E. Bakker, et al: Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies, SAE Paper, 870421(1987)
- [94] H. B. Pacejka: Tire and Vehicle Dynamics, Third Edition, Butterworth Heine-mann(2012)
- [95] R. T. Bundorf, R. L. Leffert: The Cornering Compliance Concept for Description of Vehicle Directional Control Properties, SAE Technical Paper 760713(1976)
- [96] 村田智史, 大竹浩文, 星野光弘, 内田智, 藤原真一: 超小型 F F 車の運動性能とサスペンション, 自動車技術会論文集, Vol.41, No.2, pp.201-206(2010)
- [97] 自動車技術会:自動車技術シリーズ 10 自動車のデザインと空力技術, 朝倉書店,

- pp.3-4(1998)
- [98] S. Morimoto, Y. Tong, Y. Takeda, T. Hirasa: Loss Minimization Control of Permanent Magnet Synchronous Motor Drives, IEEE TRANSACTION ON INDUSTRIAL ELECTRONICS, Vol.41, No.5, pp.511-517(1994)
- [99] 安部正人: 駆動や制動を伴う車両の円旋回の解析 –第 1 報 スタビリティファクタの拡張と小さい加速度範囲での簡易な理論解析–, 自動車技術会論文集, No.37, pp.134-140(1988)
- [100] 児玉慎三, 須田信英: システム制御のためのマトリクス理論, 計測自動制御学会(1978)
- [101] ISO 8855, Road vehicles Vehicle dynamics and road holding ability Vocabulary, Second edition(2011)

筆者の発表論文

・ 査読付き学術論文

1. 小林孝雄, 勝山悦生, 山本真規: タイヤの旋回抵抗とその接地面の散逸エネルギーに関する考察, 自動車技術会論文集, Vol. 50, No. 5, pp.1396-1401 (2019).
2. T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, Y. Hattori, E. Ono, M. Yamamoto: Theoretical analysis of tyre slip power dissipation mechanism using brush model, Vehicle System Dynamics (2019).
3. 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 小野英一, 山本真規: ブラシモデルを用いたタイヤのエネルギー消費メカニズムに関する一考察, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 2, pp.311-316 (2018).
4. T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, E. Ono, M. Yamamoto, Efficient Direct Yaw Moment Control: Tyre Slip Power Loss Minimisation for Four-independent Wheel Drive Vehicle, Vehicle System Dynamics, Special issue of AVEC '16 (2017).
5. 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 小野英一, 山本真規: 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究 (第 2 報)一定常円旋回から準定常円旋回への拡張一, 自動車技術会論文集, Vol. 48, No. 2, pp.343-348 (2017).
6. T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, E. Ono, M. Yamamoto, Direct yaw moment and power consumption of in-wheel motor vehicle in steady state turning” , Vehicle System Dynamics, Special issue of AVEC '14 (2016).
7. 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 小野英一, 山本真規: 旋回時の駆動力配分制御と

消費エネルギーに関する研究一定 常円旋回における定式化と EV による検証一, 自動車技術会論文集, Vol. 45, No. 2, pp.309-314 (2014).

・その他の査読付き学術論文

8. 姫野寛, 小林孝雄, 勝山悦生: 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究 (第 3 報)一駆動形式違いの 特徴比較一, 自動車技術会論文集, Vol. 49, No. 2, pp.323-328 (2018).
9. 井上慎太郎, 太田順也, 平野豊, 小林孝雄, 河口篤志, 杉浦豪軌: Modelica 言語によるフルビークルモデルを用いた軽量電気自動車の車両運動とエネルギー消費に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol. 45, No. 6, pp.1061-1066 (2014).
10. 羽田昌敏, 安田栄一, 小林孝雄, 菅原朋子, 小野英一: 車両走行中のドライバ生体内力推定法, 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 6, pp.1397-1402 (2011).

・国際会議発表

1. T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, E. Ono, M. Yamamoto: Efficient Direct Yaw Moment Control of In-wheel Motor Vehicle, AVEC 2016, Munich, Germany, September (2016).
2. H. Himeno, T. Kobayashi, E. Katsuyama: Efficient Direct Yaw Moment Control during Acceleration and Deceleration while Turning (Second Report), SAE World Congress 2016, April (2016).
3. T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, E. Ono, M. Yamamoto: Efficient Direct Yaw Moment Control during Acceleration and Deceleration while Turning (First Report), SAE World Congress 2016, April (2016).
4. T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, E. Ono, M. Yamamoto: Driving Force Distribution and Power Consumption of In-Wheel Motor, Proceeding of International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC 2014, Tokyo, Japan, September (2014).

5. T. Kobayashi, E. Katsuyama, H. Sugiura, E. Ono, M. Yamamoto: Study on Driving Force Distribution and Power Consumption in Steady State Cornering -Formulation and Validation Using In-Wheel Motor Vehicle -, Proceeding of FISITA World Automotive Congress, FISITA 2014, Maastricht, The Netherlands, June (2014).
6. T. Kobayashi, H. Sugiura, E. Katsuyama, A. Kawaguchi, M. Hirano: Energy Analysis of In-Wheel Motor Vehicle with Vehicle Dynamics Control, Proceeding of International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC 2012, Seoul, Korea, September (2012).

・国内発表

1. 小林孝雄, 勝山悦生, 山本真規: タイヤの旋回抵抗とその接地面の散逸エネルギーに関する考察, 自動車技術会学術講演会春季大会 講演予稿集, No.1-19, pp.1-6 (2019).
2. 姫野寛, 小林孝雄, 勝山悦生: 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究 (第 3 報) -駆動形式違いの特徴比較-, 自動車技術会学術講演会秋季大会 講演予稿集, No.144-16, pp.1177-1182 (2016).
3. 宮野竜也, 杉浦豪軌, 小林孝雄, 井上慎太郎, 太田順也, 平野 豊: 感度方程式とフルビークルモデルを用いた左右駆動力配分による横風外乱補償時の車両運動・エネルギー統合制御設計, 自動車技術会学術講演会秋季大会 講演予稿集, No.51-15A, pp.1230-1235 (2015).
4. 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 小野英一, 山本真規: 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究 (第 2 報) -定常円旋回から準定常円旋回への拡張-, 自動車技術会学術講演会春季大会 講演予稿集, No.32-15S, pp.795-800 (2015).
5. 井上慎太郎, 太田順也, 平野豊, 小林孝雄, 河口篤志, 杉浦豪軌: Modelica を用いた新モビリティのモデリングと制御 (第 2 報), 自動車技術会学術講演会春季大会 講演予稿集, No.86-14, pp.1-6 (2014) .
6. 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 小野英一, 山本真規: 旋回時の駆動力配分制御

と消費エネルギーに関する研究, 自動車技術会学術講演会春季大会 講演予稿集, No.70-13 , pp.1-6 (2013).

7. 小林孝雄, 杉浦豪軌, 勝山悦生, 河口篤志, 平野麻衣子: インホイールモータによる車両運動制御時のエネルギー解析, 自動車技術会学術講演会秋季大会 講演予稿集, No.146-11, pp.17-22 (2011).
8. 羽田昌敏, 安田栄一, 小林孝雄, 菅原朋子, 小野英一: 車両運動時の人体挙動解析技術車両走行中のドライバ生体内力推定法, 自動車技術会学術講演会春季大会 講演予稿集, No.75-11, pp.1-6 (2011).

謝辞

本論文は、筆者が株式会社豊田中央研究所に勤務しながら、社会人学生として筑波大学の博士後期課程に在籍中に執筆したものです。研究を支えてくださった、数多くの方々に深く感謝を申し上げます。

まず、社会人である筆者を博士後期課程に受け入れて、本論文をまとめあげることに對して、筋道を立ててご指導、ご協力くださいました、筑波大学システム情報工学研究科知能機能システム専攻藪野浩司教授に深く感謝を申し上げます。筆者が学生時代の2007年に、非線形力学の第一人者である藪野教授の研究に感銘を受けて研究室にご訪問したことを憶えて下さり、そのご縁もあり、社会人学生としての受け入れ後には、専攻長としてのお仕事を進めつつ、お忙しい合間を縫って、論文の構成や内容について、熱心にご指導をいただきました。藪野教授が構築された理論を実際の技術開発に応用し、またそれを論文としてまとめあげるご様子は研究者、技術者として大いに励みになりました。心より厚く御礼申し上げます。

ご多忙の中、本論文の副査を務めてくださり、完成に向けて有益なご指導、ご助言をいただきました、筑波大学システム情報工学研究科知能機能システム専攻水谷孝一教授、同堀憲之教授、同坪内孝司教授、同望山洋教授、慶應義塾大学理工学部杉浦壽彦教授に、深く感謝を申し上げます。

本論文の執筆や一連の研究を支えてくださった、株式会社豊田中央研究所の皆様にも深く感謝を申し上げます。要素研究部門 SEE 小野英一博士、第2要素研究企画・推進室室長 稲垣瑞穂博士には本論文の執筆を後押しくださいました。スマートモビリティ研究室 室長 服部義和博士には学会活動に際し、様々な機会を与えてくださいました。同主任研究員 杉浦豪軌氏には、職場先輩として、一つ一つの論文の執筆について論理構造から綿密にご助言をいただきました。同主任研究員 羽田昌敏博士には、同じく職場先輩として、実車試験を企画する者としての現場を大事にする心構えや準備の方法を数多く教わりました。モデルベースデザイン研究室 室長 天野真輝博士には、論文執筆の進捗を温かく見守ってくださいました。齋藤彰博士（現・明治大学）には、力学理論や計算手法に関することだけでなく、論文投稿に際しても高レベルなアドバイスをいただきました。

トヨタ自動車株式会社の皆様に深く感謝を申し上げます。シャシー開発部 シニアスタッフエンジニア 山本真規博士は、筆者を運動性能研究の領域に導いてくださいました。非常に高いレベルの議論を交わさせていただき、その度に大きく成長できる機会を与えてくださいました。打ち合わせさせていただくことが心から誇りで、そして何より楽しみでした。先進シャシー開発部 主査 村田智史氏、先進シャシー開発部 主査 門崎司朗氏からは一連の研究に対し、国内、海外問わず、学会発表に向けて様々なご助言をいただきました。車両技術開発部 GM 勝山悦生氏とは、メールでの数式のやりとりが思い出されます。一つ一つの数式がつながっていく様子を夢中になって追いかけていく楽しさは今でも忘れられません。車両運動力学に未熟な筆者に対しても、いつも同じ目線に立って議論させていただいたことは、かけがえのない経験になりました。また、筆者とともに欧州路を巡り、視野を広げてくださったことも大変感謝しております。同 姫野寛氏とは、本論文で提案した理論をさまざまな駆動機構へ拡張するために、積極的に議論させていただきました。山内祐輝氏には、テストコースを使用できる時間が限られている中で、早朝や夜間、休日にハンドルを握って、実車試験を進めてくださいました。

最後に、本論文をまとめるために、家族の支えがありました。妻には大変健康面で多大な心配をかけましたが、家庭を温かく守り、論文を書くために、集中できる時間を積極的に作ってくれました。また、息子には遊ぶ時間を十分に取ってあげられなかったにも関わらず、いつも元気で、顔を見る度にとっても励みになりました。励ましをいただいた両親や義母にもこの場を借りて、深く感謝を申し上げます。

今以上に自動車がより安全、安心で、かつ環境に配慮された持続可能なものとなるように、今後とも研究開発に取り組んでいきたいと思います。

付録

付録 A 座標系の定義

本論文で使用する座標系を定義する．タイヤ，車両ともに ISO 8855 [101] に準拠した座標系（右手系）を考える．Fig.A.1 にタイヤの座標系を示す．タイヤの接地面の中心に原点を取る．タイヤの転動面の方向に x 軸，接地面上で x 軸に直交する方向に y 軸，接地面の法線方向，すなわち x 軸と y 軸に直交する方向に z 軸を取る． x 軸に対してタイヤの進行方向とのなす角をスリップ角， z 軸に対して，転動面とのなす角をキャンバー角とする．タイヤが路面から受ける x 軸方向力を前後力， y 軸方向の力を横力， z 軸方向の力を接地荷重とする．

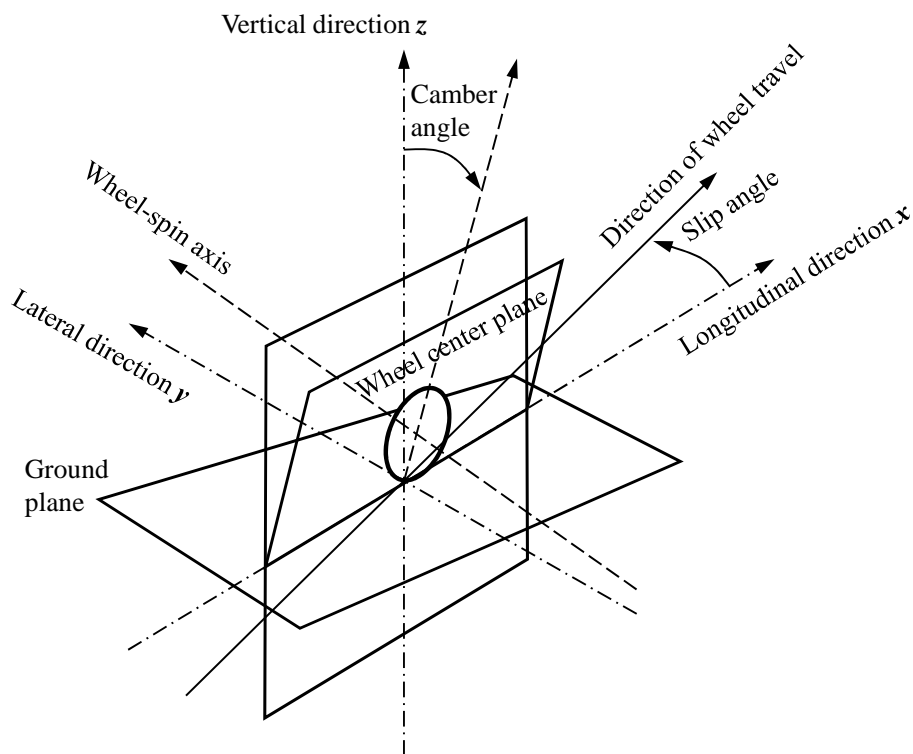


Fig.A.1: Coordinate system of tyre

Fig.A.2 に車両の座標系を示す．車両の重心位置を原点に取る．車両の前後方向に x 軸，横方向に y 軸，それらと直交する方向に z 軸を取る．それぞれの軸周りの運動を，ロール，ピッチ，ヨーと定義する． x 軸に対して車両の進行方向のなす角を車体スリップ角とする．

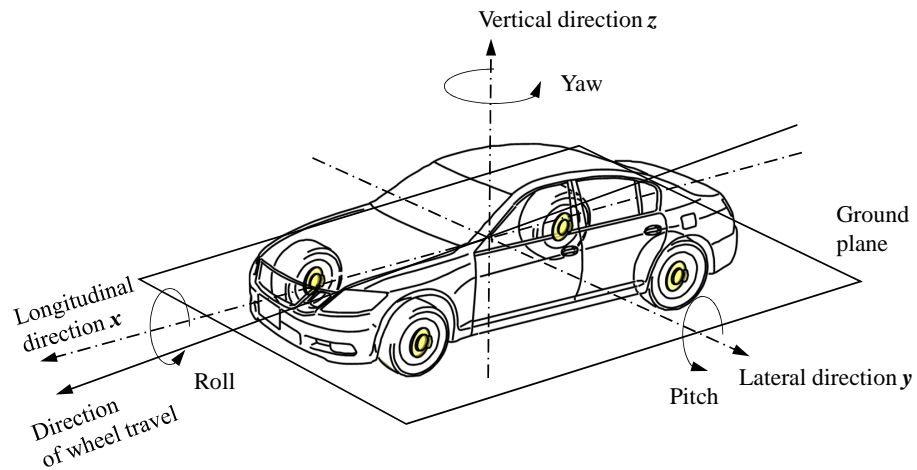


Fig.A.2: Coordinate system of vehicle

付録 B 旋回抵抗の厳密解

3.4.1 非駆動力配分時の走行抵抗の検証において，線形解とともに示した厳密解について説明する．Fig.B.3 に示すように，車両の重心位置を原点，車両の前後方向に x 軸，直交する横方向に y 軸を取り，運動する車両に固定した座標系とする．線形二輪モデルと同様に，前後輪の舵角を考える．車両が車速 V ，前後速度 $u(= V \cos \beta)$ ，横速度 $v(= V \sin \beta)$ ，車両鉛直軸周りの角速度であるヨーレート r ，車両の前後方向に対する進行方向のなす角度，すなわち車体スリップ角 β ，前輪操舵角 δ_f ，後輪操舵角 δ_r で旋回しているとする．このとき，車両の運動方程式は次式で表すことができる（ $j = 1$: 左前輪， 2 : 右前輪， 3 : 左後輪， 4 : 右後輪）．なお，ここに示されていない変数は本文中に記されている．

$$\begin{aligned}
m(\dot{u} - vr) = & (F_{x1} - RRC_1 \cdot F_{z1}) \cos \delta_f - F_{y1} \sin \delta_f \\
& + (F_{x2} - RRC_2 \cdot F_{z2}) \cos \delta_f - F_{y2} \sin \delta_f \\
& + (F_{x3} - RRC_3 \cdot F_{z3}) \cos \delta_r - F_{y3} \sin \delta_r \\
& + (F_{x4} - RRC_4 \cdot F_{z4}) \cos \delta_r - F_{y4} \sin \delta_r \\
& - \frac{\rho AC_d V^2}{2}
\end{aligned} \tag{B.1}$$

$$\begin{aligned}
m(\dot{v} + ur) = & (F_{x1} - RRC_1 \cdot F_{z1}) \sin \delta_f - F_{y1} \cos \delta_f \\
& + (F_{x2} - RRC_2 \cdot F_{z2}) \sin \delta_f - F_{y2} \cos \delta_f \\
& + (F_{x3} - RRC_3 \cdot F_{z3}) \sin \delta_r - F_{y3} \cos \delta_r \\
& + (F_{x4} - RRC_4 \cdot F_{z4}) \sin \delta_r - F_{y4} \cos \delta_r
\end{aligned} \tag{B.2}$$

$$\begin{aligned}
I_z \dot{r} = & l_f [(F_{x1} - RRC_1 \cdot F_{z1}) \sin \delta_f - F_{y1} \cos \delta_f \\
& + (F_{x2} - RRC_2 \cdot F_{z2}) \sin \delta_f - F_{y2} \cos \delta_f] \\
& - l_r [(F_{x3} - RRC_3 \cdot F_{z3}) \sin \delta_r - F_{y3} \cos \delta_r \\
& + (F_{x4} - RRC_4 \cdot F_{z4}) \sin \delta_r - F_{y4} \cos \delta_r] \\
& - \frac{t_f}{2} [(F_{x1} - RRC_1 \cdot F_{z1}) \cos \delta_f - F_{y1} \sin \delta_f] \\
& + \frac{t_f}{2} [(F_{x2} - RRC_2 \cdot F_{z2}) \cos \delta_f - F_{y2} \sin \delta_f] \\
& - \frac{t_r}{2} [(F_{x3} - RRC_3 \cdot F_{z3}) \cos \delta_r - F_{y3} \sin \delta_r] \\
& + \frac{t_r}{2} [(F_{x4} - RRC_4 \cdot F_{z4}) \cos \delta_r - F_{y4} \sin \delta_r]
\end{aligned} \tag{B.3}$$

ここで，転がり抵抗係数 RRC は一定値とみなすことが多いが，ここではタイヤ横力の依存性 [76] を考慮する．

$$RRC_j = RRC \sqrt{1 + \left(\frac{F_{yj}}{F_{zj}} \right)^2} \quad (\text{B.4})$$

さらに，定常円旋回中には， $\dot{u} = 0, \dot{v} = 0, \dot{r} = 0$ とみなせる．タイヤ発生力 F_{xj}, F_{yj} は本文中のブラシモデルを用いる．また，駆動力を配分しないことから，次式を用いる．

$$F_{x1} = F_{x2} = F_{x3} = F_{x4} \quad (\text{B.5})$$

これらの非線形連立方程式を解くことで得た，次式の 4 輪の総駆動力を旋回中の走行抵抗の厳密解として算出した．

$$F_{cr} = \sum_{j=1}^4 F_{xj} \quad (\text{B.6})$$

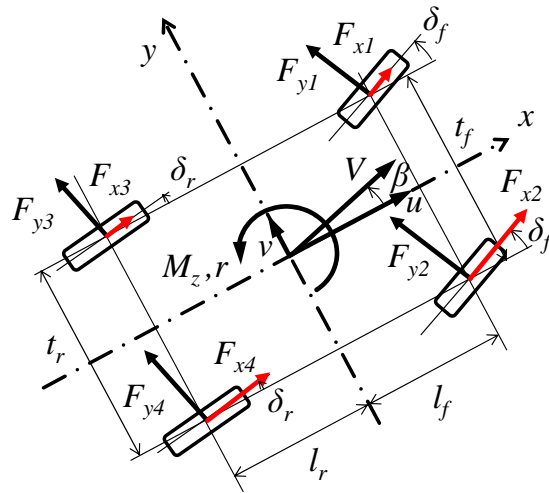


Fig.B.3: Cornering resistance model