

モビリティの走行性能に与える懸架機構の影響と設計
諸元との関係

2024 年 8 月

河田哲明

目次

| | |
|--|----|
| 第1章 緒論 | 1 |
| 1.1 自動車の歴史とその方向性 | 1 |
| 1.2 車いすの歴史とその方向性 | 4 |
| 1.3 本研究の目的と論文概要 | 6 |
| 第2章 低速および高速走行時のタイヤコーナリングフォースとセルフアライニングトルク | 8 |
| 2.1 緒言 | 8 |
| 2.2 フラットベルト試験機上での CF および SAT | 9 |
| 2.3 実験方法 | 10 |
| 2.4 実験結果 | 13 |
| 2.5 結言 | 25 |
| 第3章 旋回時の横力とセルフアライニングトルクによるストラット式フロントサスペンションのコンプライアンスステア | 25 |
| 3.1 緒言 | 25 |
| 3.2 ストラット式フロントサスペンション | 26 |
| 3.3 ストラット式フロントサスペンションの LF による挙動 | 29 |
| 3.4 ストラット式フロントサスペンションの SAT による挙動 | 34 |
| 3.5 CAE による LF-C/S および SAT-C/S の算出 | 38 |
| 3.6 ステアリングギヤボックスが車軸中心より前方に置かれた際の LF-C/S | 48 |
| 3.7 結言 | 52 |
| 第4章 旋回横力が作用するストラット式フロントサスペンションのキングピン軸挙動 | 53 |
| 4.1 緒言 | 53 |
| 4.2 ストラット式フロントサスペンション | 54 |
| 4.3 横力コンプライアンス特性 3 値による弾性主軸 | 57 |
| 4.4 CAE による弾性キングピン軸と合成キングピン軸の検証 | 64 |
| 4.5 結言 | 72 |
| 第5章 現在の電動車いすの特徴とその機構 | 73 |
| 5.1 緒言 | 73 |

| | | |
|------------|--|-----------|
| 5.2 | ジョイスティック型電動車いすの各部名称とその特徴 | 74 |
| 5.3 | 各車いすの小回り性 | 75 |
| 5.4 | 4輪型車いすの登降坂路での耐転倒 I | 77 |
| 5.5 | 市販されている6輪ジョイスティック型電動車いすの車台機構 | 79 |
| 5.6 | 結言..... | 85 |
| 第6章 | 新たな6輪ジョイスティック型車いす用車輪支持構造の検討 | 86 |
| 6.1 | 新たな車輪支持構造への要求とその構造 | 86 |
| 6.2 | パラレルダブルロッカリンクの登降坂路における車輪接地性と耐転倒性に関する性能検討 | 89 |
| 6.3 | 結言 | 92 |
| 第7章 | 結論 | 93 |
| | 謝辞..... | 95 |
| | 参考文献..... | 96 |

第1章 緒 論

本論文はこれまで行ってきたモビリティの操縦安定性能向上技術に関する研究をまとめたものである。ここで言うモビリティには自動車と電動車いすの2車種を取り上げた。そして、本論文ではそのどちらにおいても基本的なメカニカルな懸架操舵機構を対象とした研究を行った。

1. 1. モビリティの歴史とその方向性

1. 1. 1. 自動車の歴史とその方向性

自動車は時代ごとのニーズに沿うことで発展してきた。歴史上の原初の自動車として有名なものに図 1.1 に示すフランス人ニコラ・ジョセフ・キュニョー[1-1]による外燃機関の蒸気機関を使った自動車がある。これは、産業革命よりも30年も前の1769年に造られており英仏戦争において人や馬では運ぶのが困難な重量物(砲や砲弾)を移動させる目的で造られた。しかし、残念ながら世界初の自動車による交通事故を起こしたことで有名である。そして、この蒸気機関による自動車は大きく発展することは無かった。そうした理由に出発前に十分な蒸気を発生させるのに長い時間を要し、現在の自動車のように思った時間に出発することが出来ないことが挙げられる。また、蒸気機関の取り扱いには専門知識を必要とするなども普及しなかった理由である。その後、蒸気機関の課題を克服すべく図 1.2 に示す鉛バッテリーによる BEV[1-2]が台頭してきた。これは、初期の内燃機関に比べ容易に扱える。そして、高い静粛性を持ち排気ガスが出ないことで一時期急増したものの内燃機関の改良により衰退していった。衰退理由には鉛バッテリーの重さ、走行距離の短さ、充電時間の長さが挙げられる。そしてその後内燃機関による自動車が発展していったことは周知のことである。

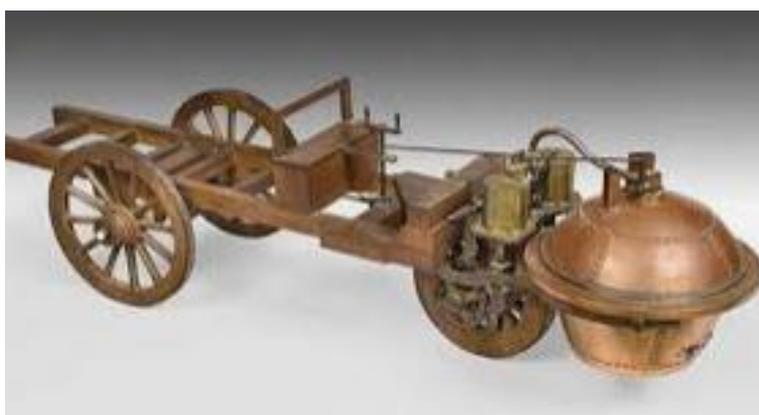


Fig. 1. 1 Steam car by Nicolas-Joseph Cugnot. (From the Gazoo Museum)



Fig. 1. 2 Electric car "Jame Contant" (1899, France). (From the Gazoo Museum)

自動車用原動機が内燃機関になることで自動車の高出力・高速化が促進されていった。そうした性能はフェルディナント・ポルシェ[1-3]を筆頭としたドイツ自動車産業の果たした役割が大きかった。そして、欧州各国間の競争により一層の性能向上が行われた。しかし、高出力・高速化は重大事故による死亡者の増加を招いており、それへの対応を求められるようになった。以上のような自動車発展の過去を振り返ることで今後の自動車普及のための必要条件が見えてくる。それらをまとめると以下のようなものになる。

1, 事故なく移動する.

- ・少ない疲労で移動できる.
- ・運転を楽しく感じさせる.
- ・火災、転覆など人命にかかわる事故の無い移動が出来る.

2, 短い時間で移動できる.

- ・高い動力性を持つ.
- ・マイカーであれば好きな時刻に出発でき短時間に到着する.
- ・商用車であれば決まった時刻に出発し到着できる.

3, 費用対効果の高い移動をする.

- ・安いイニシャルコストおよびランニングコストで移動できる.
- ・多くの人物を運ぶことができる.
- ・見栄え、質感の良い内外装を有し、所有者が満足できる.

つぎにモビリティの操縦安定性能から見た自動車事故について考察をする。自動車事故に関する研究には大きく分けて ①事故が起きた際に人への被害を軽減するパッシブセーフティと ②事故を起こし難くするアクティブ

セーフティと言った2つの分野がある。①にはボデー変形の抑制、人への障害値の低減（エアバック）が含まれる。②のアクティブセーフティには一般的によく知られているものとして ABS（アンチロックブレーキ）、TRC（トラクションコントロール）、VSC（ビークルスタビリティコントロール）と言った電子制御デバイスがある。電子制御デバイスの多くは自動車の危険な状態を検知し、人の運転操作では追いつかない操作を補佐する機能になる。一般的には認知度が低いと思われるがアクティブセーフティの電子制御はそれの土台となる自動車の基本性能すなわち素の自動車の操縦安定性能の上に成り立つものである。素の自動車の操縦安定性の中身は①走行中の自車の状態を正しく人に伝えること、②人の意図する操作に沿った反応をすることなどが挙げられる。これにより運転者の不安を取り除くことができ、かつ、疲労低減が可能になる。また、操作ミスを少なくすることが可能になり、事故に至る危険な状態を遠ざける効果がある。操縦安定性能が好ましくない自動車に電子制御を付けることで安全であると主張するのはマッチ・ポンプと言わざるをえない

近年では地球環境保護の観点から厳しい要件が自動車に突き付けられている。地球環境保護の手段として自動車の電動化すなわち BEV に注目が集まっており、国を挙げてその普及を促進しようとしている。しかし、先に挙げた自動車普及の必要条件に照らすと充電時間および航続距離の課題、そして事故時の衝撃による車両火災の危険性などが課題になっている。さらに、BEV の車両重量やモータの特性からタイヤが早期に摩耗することが分かかって来ており、タイヤ摩耗粉がマイクロプラスチックとして海洋汚染を促進する危険性が有る。おしまいに、BEV 普及の最大の障害は BEV の価格の高さである。これまでの内燃機関の利便性を持つ BEV とするには大量のバッテリーが必要になる。そして、それらへの急速充電はバッテリーの劣化を早める。そのため BEV のイニシャルコストならびにランニングコストに不安を持つ消費者は多い。

自動車にとってもう一つの大きな変化点に自動運転がある。現在のレベル 4, 5[1-3]の自動運転は日本国内では 3 次元地図の作成がなされた道路でのみ許可されている。これは、欧・米・中の基準と異なる。そのため、欧・米・中からのレベル 4, 5 の自動運転機能を持つ輸入車はその機能をレベル 3 以下とするよう制限が掛けられている。なお、日本における 3 次元地図の作製は費用が掛かるため現時点では主要幹線道路と高速・有料道路に限られている。日本には日本特有の自動運転へのニーズが存在する。それは、高齢化や人口の減少による働き手の減少がある。自動運転は高齢者の逆走やペダルの踏み間違い事故に有効である。また、商用車（トラック・バス・タクシー）の運転手不足の解消としても期待されている。そのため、商用車への自動運転導入プロジェクト[1-4]が行われている。自動運転を小型車および軽自動車へ導入してはじめて普及と言える。しかし、レベル 4, 5 の自動運転に導入には 3 次元地図もしくは高価な RiDAR を必要とする可能性がある。また、これらの小型車および軽自動車のユーザーは、高速道路の使用頻度が少ないことを理由にレベル 3 以下であっても自動運転の費用対高価に懐疑的な傾向がある。レベル 4, 5 を装着した商用車については都市間輸送用の大型車と Last 1mile を目的と

した中・小型で使わざるをえない。こうしたカテゴリへの導入は技術的には可能なレベルにあるが、日本国内においては法整備が追い付いていない。

以上から、5～10年後の自動車は現在目にしている姿を大きく変えることは難しいと思われる。動力の主流は内燃機関+モータのハイブリッドであり続けると考えられ、自動運転についてもレベル3以下のものが主流であり続けるとと思われる。

1. 2. 車いすの歴史とその方向性

車いすの歴史は世界大戦の後に多くの負傷者を対象にした図1.3のような手押し車が発祥とされている。その後、手動式は軽量コンパクトになり、図1.4に示すように電動化されることで高機能化していった。



Fig. 1.3 The oldest wheelchair in Japan.
(See the Ryukyu Rehabilitation College website.)



Fig. 1.4 A self-supporting powered wheelchair with a self-stabilizing device. (See <https://www.youtube.com/watch?app=desktop>)

現在、わが国は世界で他に類を見ないほどの速さで高齢社会へと進んでいる。令和4年版高齢社会白書によると、総人口（1億2550万人）に占める65歳以上人口は3621万人で高齢化率は28.9%に達している。また、要介護認定者は696万人であり、218万人であった制度創立当初と比べると、実に約3倍である。介護を必要とする人が年々増加しているのは明らかであり、今後車いすを含む福祉用具のニーズはさらに高まると推測される（内閣府，2022，[1-5]）。2019年時点の介護職員数は211万人であり、2040年度には280万人必要と推計される。介護は国民10人に1人が直接かかわる重要分野になる一方で、2040年にかけて生産年齢人口が急減し、介護人材の確保が高齢者介護政策の大きな課題となってくる[1-6]。

要介護者の増加に伴い、車いす等の福祉用具使用率が増加することが予測される。福祉用具はその使用により高齢者の日常生活動作の向上や介助量軽減、生活範囲の拡大を図ることができる。山科ら[1-7]の高齢者の福祉用具使用状況の実態調査結果によると、要介護度3～5における高齢者の福祉用具の使用率で最も多いのが車いすでありその使用率は65.9%と最も高く、次に杖の26.1%と続く。

近年の日本における電動車いすの利用には日本特有の事情として高齢運転者の自動車免許の自主返納がある。これは高齢者による重大事故の報道が連日行われることから、高齢者の運転に批判的気運が高まっていることが背景にある。免許返納を行った人の中には自活を目的とした近距離移動の手段を必要とする人も少なからず存在している。そうした動向を示したのが図 1.5 になる。棒グラフは免許返納者数を示し、折れ線グラフはハンドル型電動車いすの出荷台数を示す。

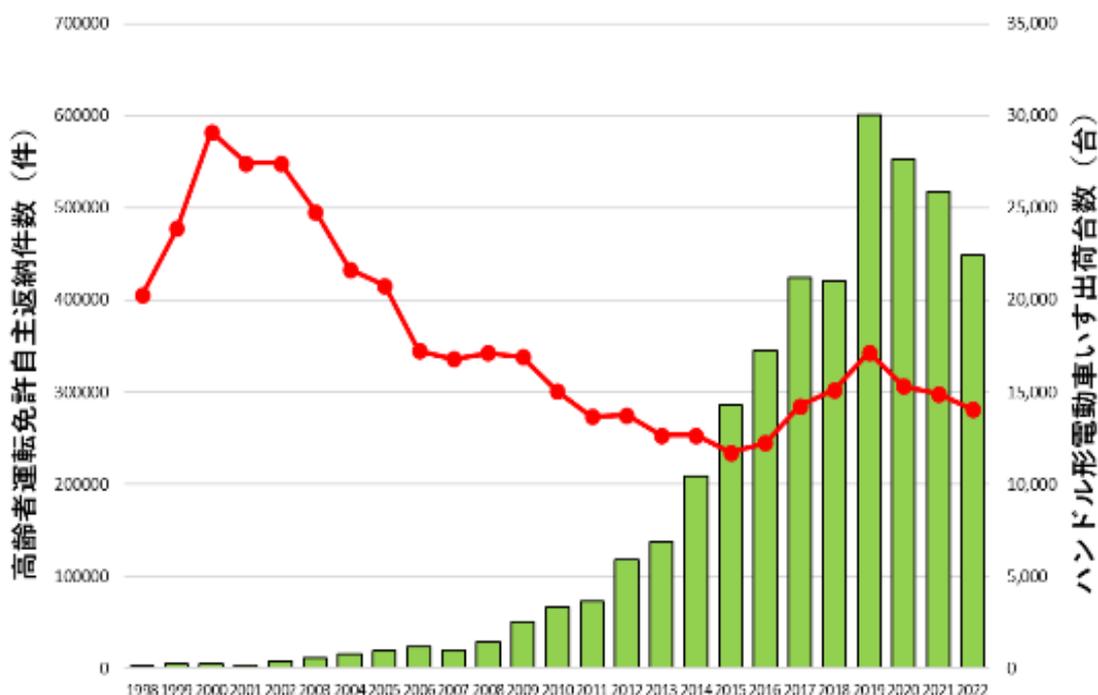


Fig. 1. 5 Number of license surrenders and number of handle-type electric wheelchairs shipped (based on a survey by the Metropolitan Police Department)

日本の車いすの使用実態の調査を増澤ら[1-8]が行っている。その中で屋外での電動車いすの使用に際し、歩道が狭く車道走行を強いられる、歩道と車道の段差を回避するために遠回りを強いられる等の問題が示されている。車いすの事故形態はその多くが転倒、転落であり、重大事故になるケースが多い。車いすはその形態から坂道や段差路における耐転倒性が低い。そうした場所の走行は ①坂道や段差そのものが登れない ②坂道や段差を登る際に進路が乱れる ③段差に接触した際のショックが大きいと言った課題がある。これらは乗員に対し肉体的かつ精神的なストレスを与えていることが石川[1-9]、佐藤[1-10]、楓ら[1-11]により報告されている。

こうした坂道や段差に対処する方法として図 1.4 のような電子制御を使用して自律安定機能を持ったものも存在するが価格が非常に高価で一般的とは言えない。以上から、電動車いすをより多くの人に安全に使用してもらうためには機能および性能と価格のバランスが取れたものが必要になる。

1.3. 本研究の目的と論文概要

本論文では、前半において乗用車の懸架および操舵機構のサスペンションコンプライアンス特性に関する検討を行った。はじめにコンプライアンス特性の発生メカニズムの解明に必要なタイヤ特性について実験的な測定を行った。具体的にはタイヤに動的なスリップ角を与えた際に生じるコーナリングフォースおよびセルフアライニングトルクを測定した。次に、コンプライアンス特性の一つである横力コンプライアンスステアの発生メカニズムについて検討を行った。おしまいに横力コンプライアンス特性によるキングピン軸挙動について検討を行った。本論文の後半においては、現在市販されている電動車いすの懸架機構の特徴を整理し、懸架機構の改良により登降坂路の安定性を向上させる検討を行った。

本論文は7章から構成されている。第1章は緒論である。そして、第7章は結論になる。以下に2~6章の概要を示す。

第2章は自動車回転する際のタイヤが発するコーナリングフォース（以降、単にCF）とセルフアライニングトルク（以降、単にSAT）について、極低速の10,20,30km/hおよび高速100km/hにおける測定を行った。測定条件は動的に操舵角を推移させた。なお、このような低速でのCFおよびASTを動的に測定した例は過去に存在しない。その結果、これまで $SAT=CF \times \text{ニューマチックトレール}$ であるとされてきたが、10km/hの低速の操舵初期においては前式が成立しないことが分かった。

第3章はフロントサスペンションの回転横力コンプライアンスステア（以降、単にLF-C/S）および回転セルフアライニングトルクステア（以降、単にSAT-C/S）の発生メカニズムについて検討した。本検討において第2章で取得した動的CF, SATを使用し、2つのコンプライアンスステアの大きさ示した。その結果、これまでSATによるコンプライアンスステア（以降、単にSAT-C/Sとする）と言う明確な概念が無かったが、SATによるコンプライアンスステアが存在することを示した。そして、同一の回転で発生するSAT-C/SはLF-C/Sは同等以上の大きさを持つことが分かった。

第4章はフロントサスペンションが回転横力を受けた際、よりキングピン軸が3次元的に変位することを検討した。これまで、幾何的に決められたキングピン軸は不変として各種車両運動や操縦安定性の検討が行われてきたが、操舵開始直後では操舵特性に影響を及ぼすキャスト角、キャストトレール、キングピン角、キングピン軸オフセットが大きく変異し、操舵を行ってもタイヤの切れ角に変換されにくい特性を持つことが分かった。これは、操舵開始直後の舵の効きに大きな影響があることを意味する。

第5章はこれまでの電動車いすの懸架装置に関する整理を行った。その結果、ジョイスティック型6輪電動車いすと言う形態が最も小回り性が高いことが分かった。しかし、この形式は他の形式と同様に前後左右方向への

転倒限界が高くないことが分かった。そのため、屋外での使用頻度を高めるには高い耐転倒性をもつ新たな懸架機構が必要であることが分かった。

第6章は6輪電動車いすの懸架装置の機構に2つのロッカリンクを前後並列に連結する新たなパッシブリンク機構を提案し、それをパラレルダブルロッカリンクと命名した。その論理的検証と試作車による実車による検証を行った。結果その結果、同じフットプリントの従来型に対し高い耐転倒性を有することを確認した。

第2章 低速および高速走行時のタイヤコーナリングフォースとセルフライニングトルク

2.1. 緒言

自動車は日常生活を送る上で必要不可欠な移動手段である。一方で自動車による事故は後を絶たない。平成30年の日本における死亡事故などの重大事故による死者数は3215人[2-1]であり、その内の高速道路における死亡事故の割合は1.9%、一般道路では0.7%との内閣府の調査結果[2-2]がある。一方で、日本では他交通との混走のある狭くて低速走行が行われる市街地走行の割合が高い。こうした市街地路での事故は届け出に至らない小さなものが多く、調査結果は存在しないが相当数に上ると思われる。そのため、日本における自動車は、低速市街地路 ($V=30\text{km/h}$ 以下) から高速 ($V=100\text{km/h}$) に至る幅広い速度域において、事故を誘発させない操縦安定性が求められる。

低速走行時 (30km/h 以下) では、速度の低下による極端な車両挙動の鈍化が起きない軽快な操作性が求められる。一方、高速走行時 (100km/h 以上) は、直進からステアリングホイールの動かし始めに車両の安定性と安心感が求められる。これは、運転者が十分なステアリングホイールトルクを感じられることや違和感のない車両ヨー挙動を提供することになる。どちらの速度域においても、ステアリングホイールを直進状態から数度動かすような微小な操舵角範囲でのステアリングホイールトルクや車両挙動のあり方が、運転のしやすさになり事故数を左右すると思われる。一般的に、高速における安定性を高めることと低速での軽快な操作性は両立しにくい。そのため、電動パワーステアリングによる細かな制御や、ステアリングギヤ比可変システムによる幅広い走行速度への適合が行われている。しかし、ギヤ比可変システムや細かな制御に適したブラシレスモーターによるパワーステアリングシステムは高価である。そのためベーシックなタイヤ、サスペンション、ステアリング機構による幅広い速度域への適合が求められる。

人が車体から受け取るステアリングホイールトルクやヨー挙動は、タイヤコーナリングフォース (以降、CF とする) とセルフライニングトルク (以降、SAT とする) を主な発生源としている。そのため、サスペンション、ステアリング機構による操縦安定性の改善には正確な CF や SAT の挙動把握が必要になる。

直進からの微小操舵を行った際の操縦安定性に関する研究[2-3]において $0.2\sim 0.3\text{Hz}$ の微小操舵に対するタイヤ特性の在り方が重要であることが示されている。また、中・高速走行における直進からの微小舵角域における操縦安定性の研究[2-4]において、人が好ましいと感じるステアリングホイールトルク、ステアリングホイール角、車両ヨーレートの3者関係を解明しようとしている。本論文が注目する低速もしくは極低速に関する研究[2-5]において、据え切りや極低速での操舵力解析モデルが提案されている。

CF や SAT に関する研究には、実験値と同定式を使用する Magic formula [2-6] [2-7] [2-8] と、タイヤの3Dモデルを使用してその発生力を机上で再現しようとする Fiala の研究[2-9]がある。Fiala モデルは、その後多くの研究者 [2-10] [2-11] [2-12] によって改良が行われており、そうした中にタイヤサイドウォールのねじり変形を加えたモデ

ル[2-13]の提案が行われている。ただし、本論文で取り扱う極低速における CF や SAT に関する研究は少なく、また動的にタイヤスリップ角（以降、SA とする）を与えた場合の研究は見当たらない。本論文では微小舵角域の操縦安定性を検討するために必要な CF や SAT の挙動把握を目的とし、フラットベルト試験機において低速（10~30km/h）と高速（100km/h）の両速度域で行われる代表的な運転パターンを模擬した SA による CF と SAT を実験的に測定した。

2. 2. フラットベルト試験機上での CF および SAT

フラットベルト試験機での CF と SAT の発生メカニズムについて整理する。フラットベルト試験機は、図 2. 1 のタイヤ接地面中心を通る垂直軸（以降タイヤ Z 軸とする）まわりにスリップアングル（以降、単に SA とする）が付与され、サスペンションのキャスター角、キャスタートレール、キングピンオフセットが 0 として測定される。

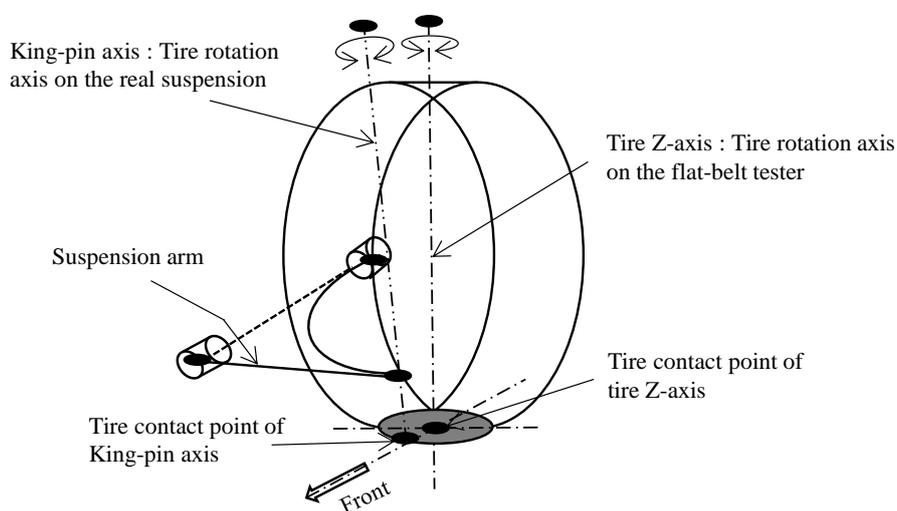


Fig. 2. 1 Tire rotation axis for slip angle on the flat-belt tester. (3D view).

はじめに CF について整理する。走行中の自動車用タイヤは図 2. 2 のようにタイヤに SA を与えると接地面ゴムの変形が生じる。その変形が元の形状に戻る力がタイヤの回転面と直交する方向に生じる。この力を車両進行方向と垂直な方向に変換した力が CF となる。フラットベルト試験機においてもこの CF が測定される。

つぎに、SAT について整理する。図 2. 2 に示したように CF の作用点は接地点中心から車両後方へ少しずれた位置になることが知られている。このずれはニューマチックトレールと呼ばれ、これに起因して CF によるタイヤ Z 軸まわりのトルクが生じることになる。通常このトルクが SAT として取り扱われる。しかしながら後の実験結果で示すように、ベルト速度が低速の場合にはこのトルクだけでは説明できない現象が見られた。そこでベルト速度が低速の場合に別の要因でタイヤに生じるトルクについて考える。

ベルト速度が0の状態ではタイヤにSAを与えると、図2.3のように摩擦によりタイヤZ軸まわりのねじり変形が生じる。これに起因したねじりトルクが発生すると考えるのは自然である。ベルト速度が0でない場合でも、低速でタイヤ接地面上の同じ点がベルトに接している時間が十分長い場合には、同様なねじりトルクの発生は起こりうると考えられる。また宮下ら[2-13]と水野ら[2-10] [2-11]は、こうしたサイドウォールのねじり変形によるSATに関してモデル化を行っている。本論文ではこれらのねじり変形によるSATをねじり変形起因のSATと呼ぶことにする。これに対応して前述のCFとニューマチックトレールの積で与えられるトルクをCF起因のSATと呼ぶことにする。このようなねじり変形起因のSATが生じる場合には、フラットベルト試験機上でねじり変形起因のSATとCF起因のSATの合算値が単にSATとして測定されることになる。

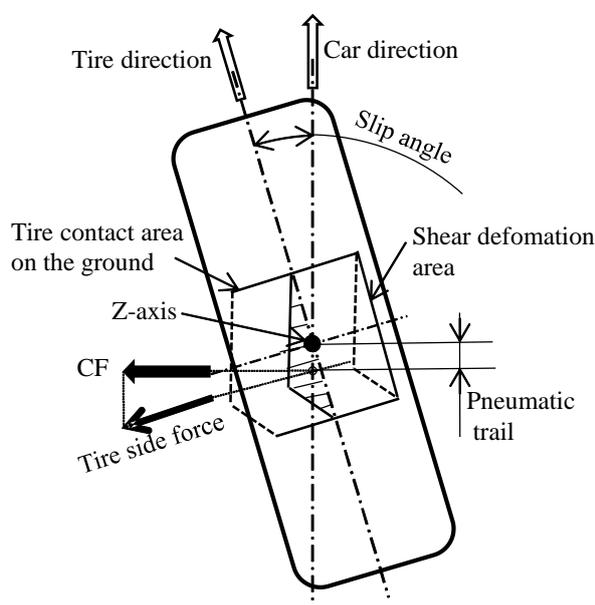


Fig. 2.2 Cornering force exerted on a tire with slip angle. (Top view).

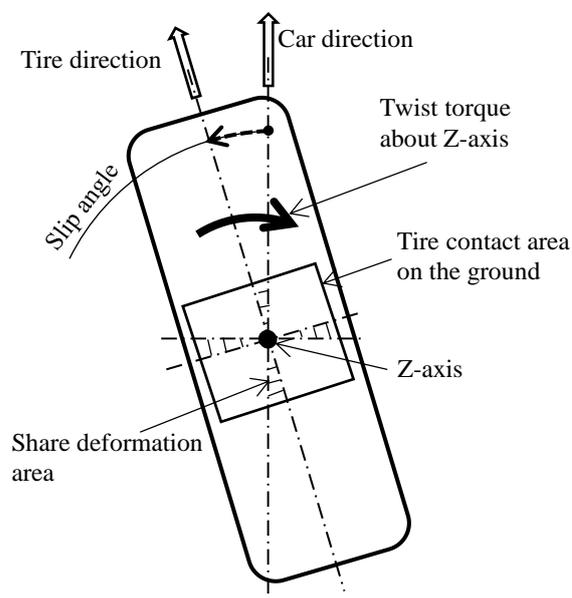


Fig. 2.3 Torque about the Z-axis of the tire due to torsional deformation. (Top view).

2. 3. 実験方法

2. 3. 1. 測定装置

A&D社製フラットベルト試験機[2-14]を使用してCFとSATの測定を行った。用いたフラットベルト試験機を図2.4に示す。構造はタイヤとホイールが設備に固定され、転がり回転のみが許されている。タイヤ下部のフラットベルトアセンブリ部は、タイヤZ軸まわりに回転する台座により支持される構造を有しており、この台座を回転させることでタイヤにSAを付与する構造になっている。

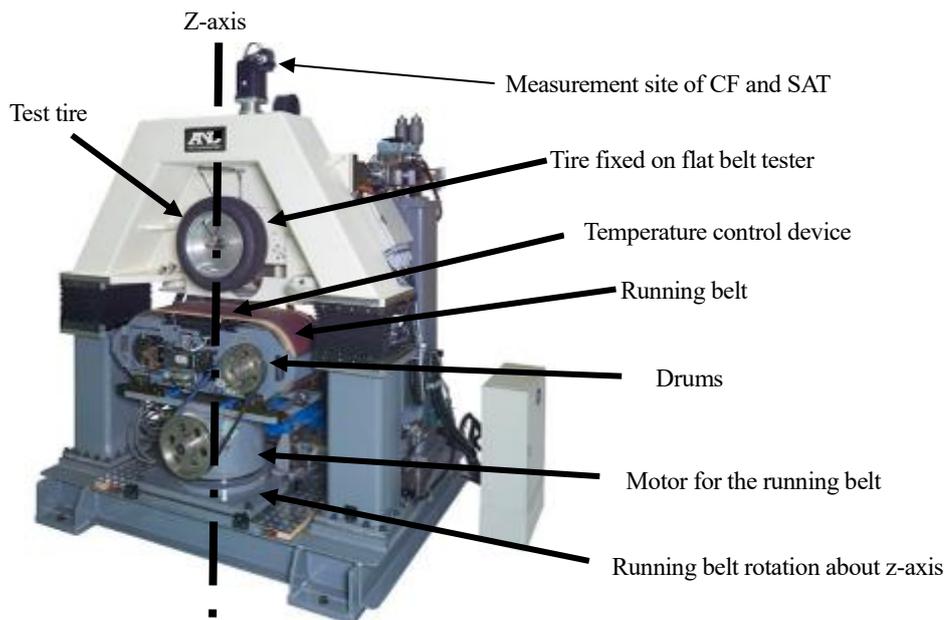


Fig. 2, 4 Flat belt tester. Tire is fixed on the flat belt tester. The running flat belt rotates about the Z-axis. The measuring site of CF and SAT is located upward the wheel.

CF および SAT は、固定されたタイヤ支持腕の上部で測定される。これにより、SA を動的に変化させる際のタイヤと設備の回転慣性トルク、およびタイヤ転動ジャイロモーメントの影響を極力除いた測定が行えることになる。図 2.4 のタイプのフラットベルトタイヤ試験機においてもフラットベルトアッセンブリに SA を付与することでこれらに生じる回転慣性トルクは存在する。しかし、SAT を測定するセンサを有するタイヤ支持腕部と可動するフラットベルトアッセンブリの間にはタイヤすなわち SA を付与する際の回転慣性トルクを減衰する弾性体が介在している。そのため、フラットベルトアッセンブリ部を固定にしてホイールに SA を付与するタイプのフラットベルトタイヤ試験機に比べ測定される SAT は設備の回転慣性トルクの影響を受けにくい特性を持つ。

ベルト部には測定中のタイヤ表面温度を一定に保つための冷却装置があり、今回の測定は各ケース共にベルト表面で 23~24℃、タイヤ表面中央部で 25~26℃の範囲を保って測定を行った。また、フラットベルトとタイヤ間の摩擦係数は、1.0~1.2 の範囲になるように管理されている。

2. 3. 2. 測定タイヤと測定条件

測定を行ったタイヤは、小型車で使用されているものの中からタイヤ扁平率の異なる 3 種類を選んで測定を行った。それらの測定時のタイヤ温度と垂直荷重を表 2.1 に示す。フラットベルト試験機上での測定は、サンプリング周波数 200Hz とした。被測定タイヤは新品のため、慣らし運転としてベルト速度 100km/h で転動させタイヤ最大負荷荷重の 70% 荷重 (表 1 の垂直荷重) を与えた状態で SA を ±10deg の範囲で 10 回振った後に本測定を行った。本測定は各ケース 3 回以上行った。

2. 3. 3. 測定を行う操舵と走行条件

測定パターンはベルト速度の違いにより次の2パターンで測定した。一つは、図2.5の低速度の市街地路走行を想定し図中の一点鎖線で囲った操舵初期部分を模擬した。ベルト速度は10, 20, 30km/hの3水準としSA付与は、0degから1.3degまでをSA速度6.5deg/secで与えた。このSA付与はステアリングホイールを1秒間に90deg回す操作に対応しており低速走行時の障害物を避ける操作としては一般的なものである。もう一つは、図2.6の高速道路でのレーンチェンジを想定し図中の一点鎖線で囲った操舵初期部分を模擬した。ベルト速度を100km/hで固定し、SAパターンは0.2Hzのsin波形で最大角度0.65degを与えた。タイヤ種類225/50R18における実際のフラットベルト試験機上のSA推移を図2.7に示す。低速走行時の10, 20, 30km/hにおける試験機のSA推移にSA付与開始後から0.4秒程度の間(図2.7中の破線部)に小さな振動的挙動が観られる。また、ベルト速度が10, 20km/hの場合はグラフがほぼ重なっているが、30km/hの場合は振動的な挙動のタイミングがずれている。この原因については不明であるが、試験機のANDに問い合わせたところSA制御の乱れによるものである可能性があるとのことであった。振動成分を除いたSAはほぼ設定どおりに付与できているため、後に示す実験結果の議論においてはSAの振動と同期した変動成分については考察の対象外とした。

Table 2.1 Measured tires and conditions on inflation pressures, surface temperature and vertical load.

| | Tire inflation pressure [kpa] | Tire surface temp. (tire center) [°C] | Tire vertical load [N] |
|---|----------------------------------|--|---------------------------|
| 225/50R18 for domestic compact SUV | 230 | 24~26 | 3426 |
| 195/65R15 for domestic compact sedan | 230 | 24~26 | 4728 |
| 175/70R14 for domestic compact hatch back | 230 | 24~26 | 3431 |

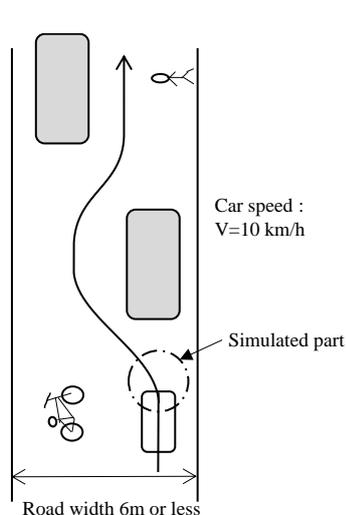


Fig. 2.5 Assumed operation at low-speed.

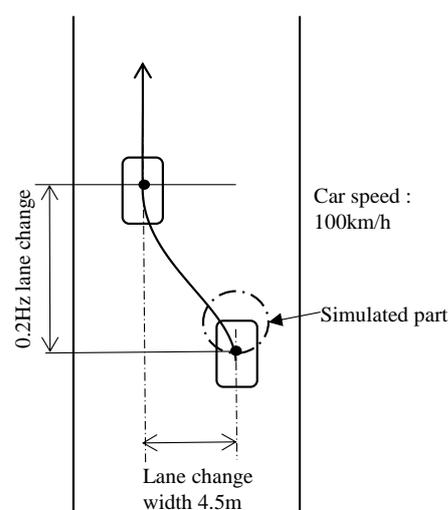


Fig. 2.6 Assumed operation at high-speed.

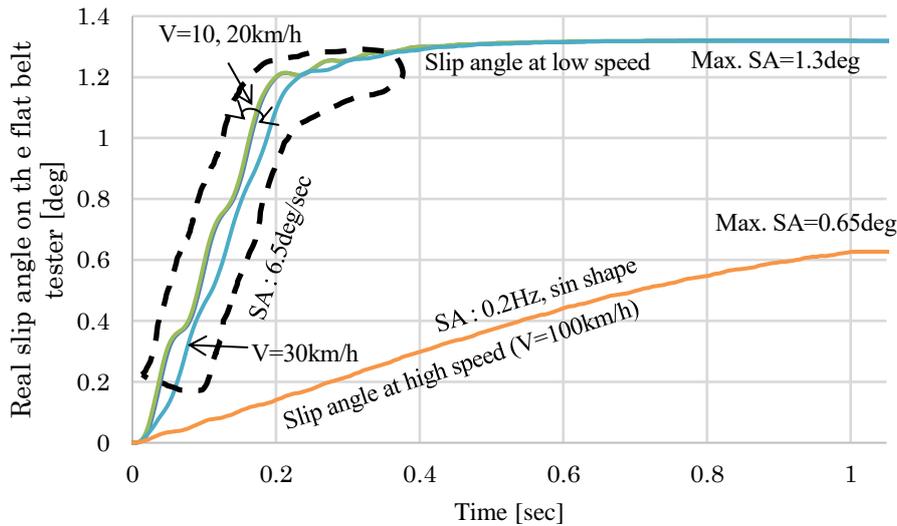
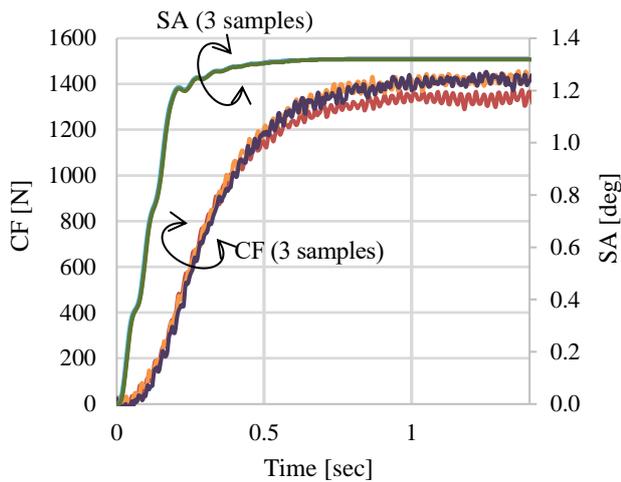


Fig. 2.7 Measured time histories of SAs at high belt speed (100km/h) and low belt speeds (10, 20 and 30km/h) for the tire 225/50R18. From this figure it is confirmed that SAs at low speeds and high speed are almost equal to those given as the reference except that increases in the SAs at low speeds involve small vibrational behavior in the region designated by dotted line. The reason of the occurrence of this vibration is unknown. There are possibilities, however, that this vibration comes from the control system of SA.

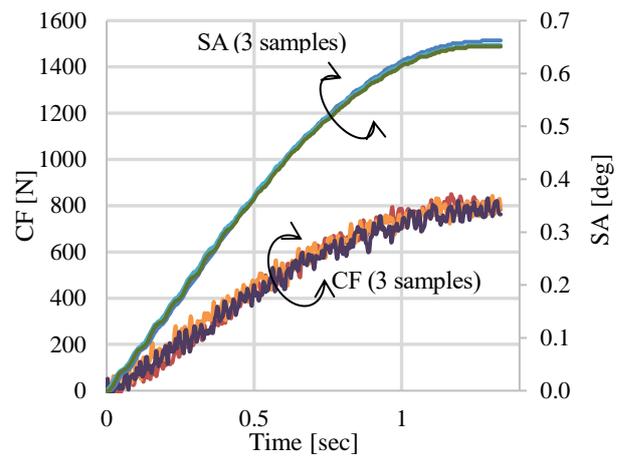
2. 4. 実験結果

2. 4. 1. フラットベルト試験機の精度確認

図 2.8 左図にタイヤ種類 225/50R18 のベルト速度 10km/h で測定された 3 回分の SA と CF の時刻歴を示す。図 2.8 右図に同タイヤのベルト速度 100km/h で測定された 3 回分の SA と CF の時刻歴を示す。同様に、図 2.9 左図にタイヤ種類 225/50R18 のベルト速度 100km/h で測定された 3 回分の SA と SAT の時刻歴、図 2.9 右図に同タイヤのベルト速度 100km/h で測定された 3 回分の SA と SAT の時刻歴を示す。これらから、表示した 3 回分の SA 線、CF 線、SAT 線は、ほぼ重なっていることがわかる。またここに示した以外のデータも同様であった。よって、今回用いるフラットベルト試験機の SA 制御の再現性および各測定精度は、今回の目的である動的かつ微小 SA による CF、SAT の測定に適していると判断した。以降では図の煩雑さを避けるため、同一条件で測定した 3 回分の測定データの平均値で実験結果を示すこととした。

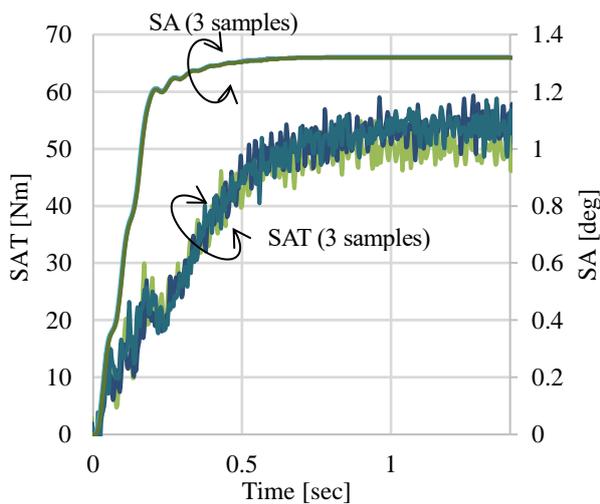


225/50R18, V=10km/h

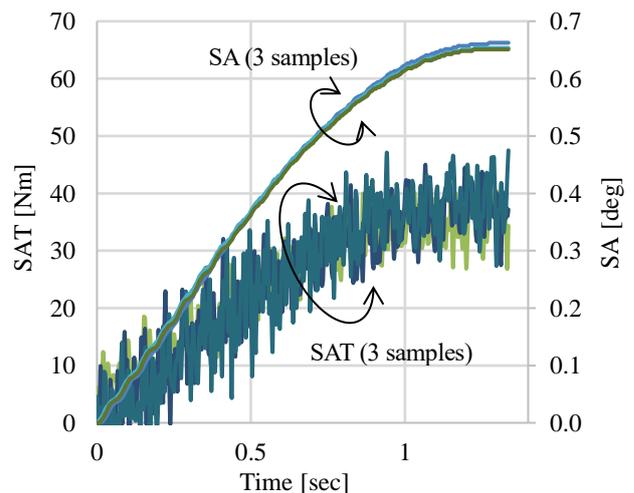


225/50R18, V=100km/h

Fig. 2. 8 Confirmation of reproducibility of SA and CF measured by the flat belt tester. The SAs and CFs of the three samples show similar values, and measurement accuracy can be ensured.



225/50R18, V=10km/h



225/50R18, V=100km/h

Fig. 2. 9 Confirmation of reproducibility of SA and SAT measured by the flat belt tester. The SAs and SATs of the three samples show similar values, and measurement accuracy can be ensured.

2. 4. 2. 低速での実験結果

ベルト速度が 10, 20, 30km/h の場合の実験結果を示す。タイヤ種類 225/50R18 に対する SA と CF の時刻歴を図 2. 10 に示し、SA と SAT の時刻歴を図 2. 11 に示す。図中ではベルト速度が 10, 20, 30km/h の場合の CF をそれぞれ黒線、橙線、赤線で示してある。同様に、タイヤ種類 195/65R15 に対する SA と CF の時刻歴を図 2. 12 に示し、SA と SAT の時刻歴を図 2. 13 に示す。さらにタイヤ種類 175/70R14 に対する SA と CF の時刻歴を図 2. 14 に示し、SA と SAT の時刻歴を図 2. 15 に示す。まず CF の測定結果について検討する。図 2. 10, 2. 12, 2. 14 を比べる

と、CF の値はタイヤ種類によって異なっているが、ここで用いたタイヤ種類に対してはグラフの形はほぼ同じであることがわかる。いずれのタイヤ種類においても速度によらず CF は SA 付与開始からしばらく遅れて増加し始め、その勾配も初めは小さい。すなわち CF は SA に対して遅れて立ち上がり、立ち上がりの速度も遅い。さらに CF は前述の SA の変動の影響をほとんど受けていない。また、CF はベルト速度ごとに値が異なりベルト速度の上昇に伴って CF も増加するが、速度上昇に比例していないことが分かる。

次に SAT の測定結果について述べる。図 2.11, 2.13, 2.15 を比べると、CF と同様に SAT に対してもその値はタイヤ種類によって異なっているが、今回取り上げた 3 種類のタイヤのグラフ形状はよく似ていることがわかる。ただし SAT は CF とは異なり、いずれのタイヤの種類においても速度によらず SAT は SA 付与開始直後から増加し始め、その勾配も CF に比べると大きい。これをもってして SAT は CF 由来とするには無理があることが分かる。また SAT は SA 付与開始直後からしばらくの間は SA の変動に同期した振動的な波形が現れており、この間の SAT の値はベルト速度によらずほぼ同じ値をとるか、もしくは時間にもよるがベルト速度が小さい方が SAT の値は大きい。このように SAT と CF で時間変化に違いが見られた。

これをさらに調べるために SA が一定になる 0.6 秒以降の安定的な箇所から SAT と CF の比を求めた。これは、一定の SA を付与して測定された SAT と CF の測定データから求める一般的なニューマチックトレールと同じものである。ここでもこれをニューマチックトレールと呼ぶこととする。このようにして求めたニューマチックトレールを表 2.2 に示す。この表に示すニューマチックトレールの値と CF の測定データから、CF 起因の SAT の時間変化を算出し、試験装置で測定された SAT と比較した結果を表 2.2 に示した順に対応させて図 2.16 から図 2.24 に示す。図中の青線が CF 起因の SAT であり、緑線が測定された SAT である。これらの図より低速の場合、特にベルト速度が 10, 20km/h と低速の場合、SA 付与開始の 0 秒から 0.2 秒程度の間において CF 起因の SAT に比較して測定された SAT は明らかに大きな値をとっていることがわかる。これは CF に起因する SAT に加えてトレッドゴムのねじり変形に起因する SAT が生じたためと思われる。ベルト速度が増加するにつれて、測定された SAT が CF 起因の SAT を上回る大きさは小さくなっており、また時間も短くなっている。これはベルト速度が大きくなるにつれねじり変形が小さくなり、ねじり変形が生じる時間が短くなっているためであると考えられる。

CF および SAT の立ち上がりの遅れ時間に関して、ここで示した実験結果から考えられるコメントを述べておく。運転者は CF および SAT により生じる力をステリングホイールトルクの一部として感じる。これまで示したように CF は SA に対し立ち遅れがあり、逆に SAT は立ち上がり早い。そのためステリングホイールを回し始めた直後のステリングホイールトルクに占める SAT 起因のトルクの割合は CF によるそれよりも大きいことが分かる。よって、ステリングホイールトルクすなわち操縦安定性検討における操舵トルクすなわち手応えには動的 SAT が大きな割合を占めるのは言うまでもない。

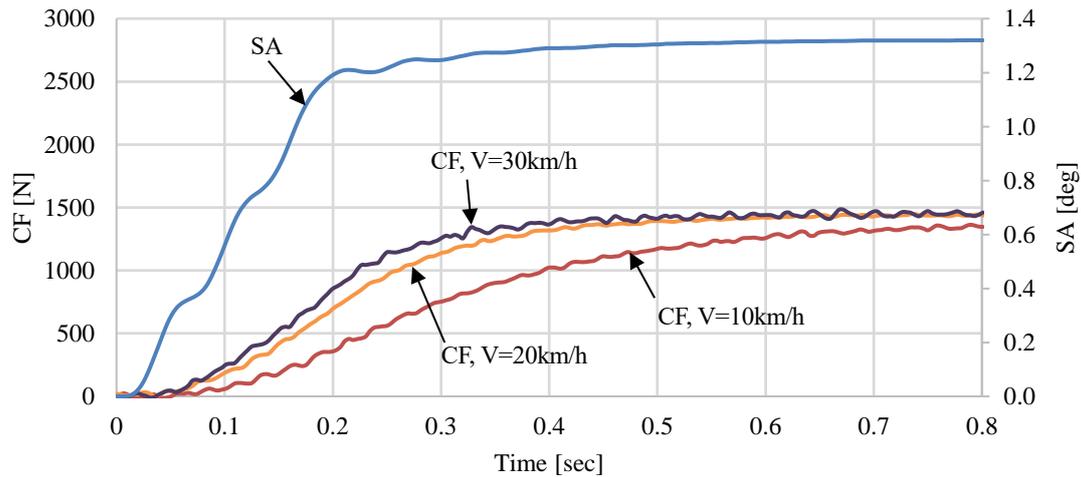


Fig. 2. 10 Measurement results of CF at low belt speeds (10, 20, and 30km/h) for the tire 225/50R18. For all belt speeds CFs rise slowly with some delay time against SA. They show separate values while those at 20km/h and 30km/h show close.

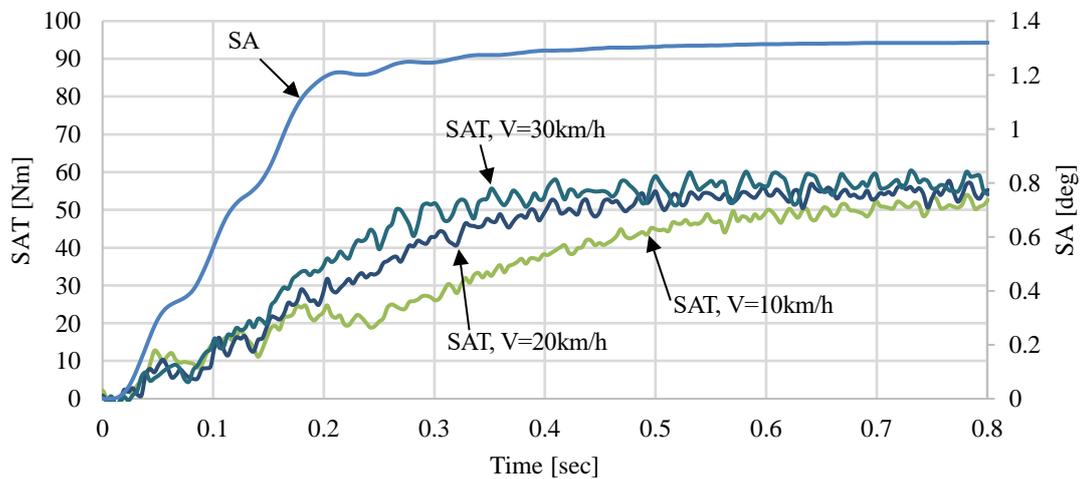


Fig. 2. 11 Measurement results of SAT at low belt speeds (10, 20, and 30km/h) for the tire 225/50R18. For all the belt speeds SATs rise quickly with very small delay time against SA. They show close values in the region of time 0 to 0.2 sec while those after that show separate values.

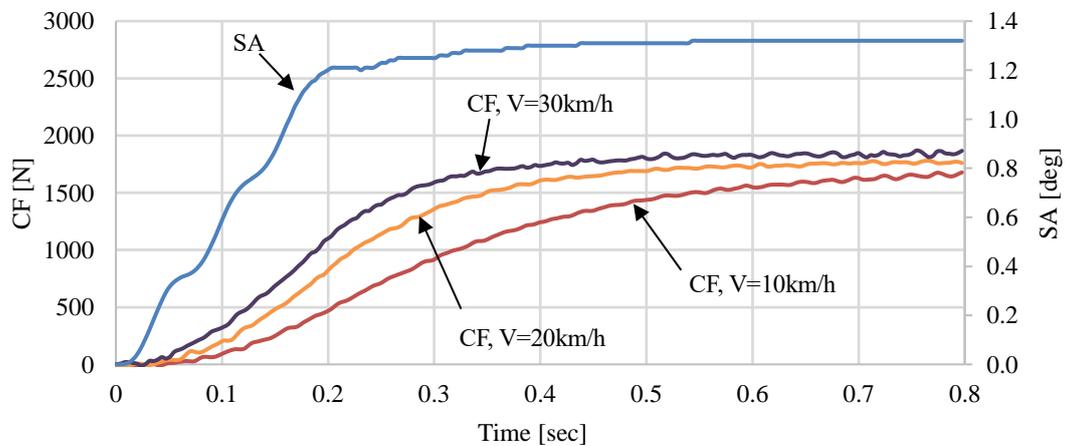


Fig. 2. 12 Measurement results of CF at low belt speeds (10, 20, and 30km/h) for the tire 195/65R15. For all belt speeds CFs rise slowly with some delay time against SA. They show separate values.

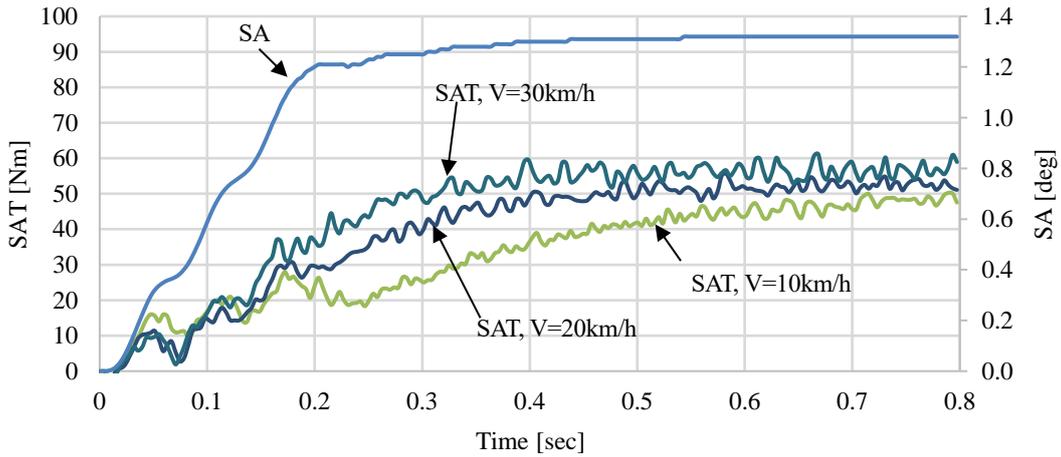


Fig. 2. 13 Measurement results of SAT at low belt speeds (10, 20, and 30km/h) for the tire 195/65R15. For all the belt speeds SATs rise quickly with very small delay time against SA. They show close values in the region of time 0 to 0.2 sec while those after that show separate values.

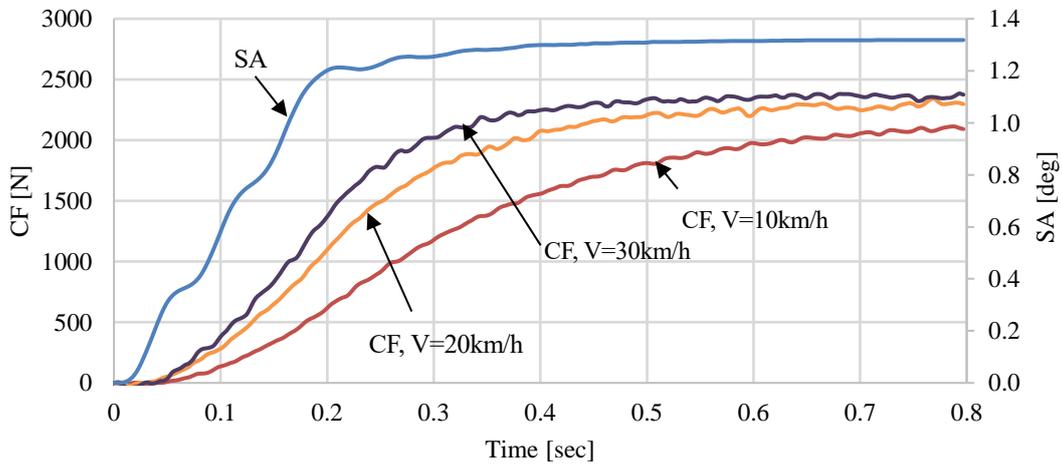


Fig. 2. 14 Measurement results of CF at low belt speeds (10, 20, and 30km/h) for the tire 175/70R14. For all belt speeds CFs rise slowly with some delay time against SA. They show separate values.

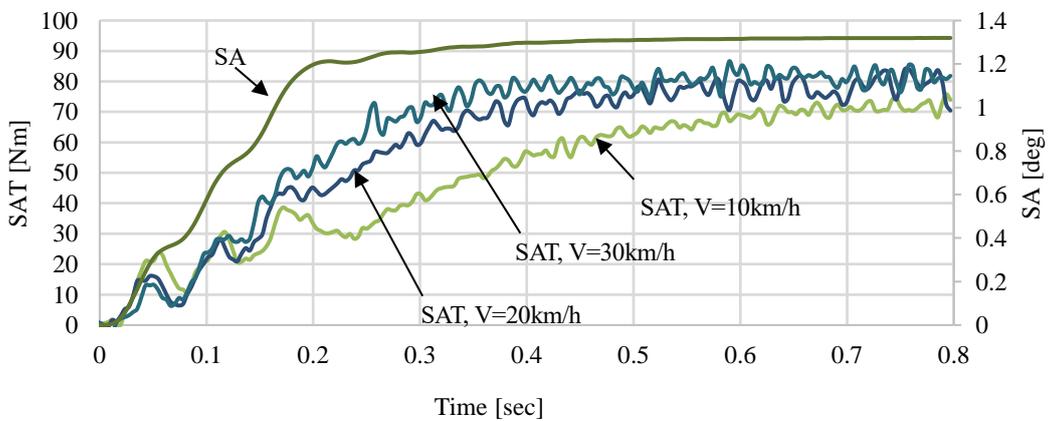


Fig. 2. 15 Measurement results of SAT at low belt speeds (10, 20, and 30km/h) for the tire 175/70R14. For all the belt speeds SATs rise quickly with very small delay time against SA. They show close values in the region of time 0 to 0.2 sec while those after that show separate values.

Table 2.2 Pneumatic trails determined from the measured SATs and CFs when they are in the steady-state at low belt speeds.

| Tire | Belt speeds [km/h] | Pneumatic trails [mm] |
|---|--------------------|-----------------------|
| 225/50R18 for domestic compact SUV | 10 | 37.0 |
| | 20 | 36.0 |
| | 30 | 36.0 |
| 195/65R15 for domestic compact sedan | 10 | 29.0 |
| | 20 | 29.0 |
| | 30 | 29.0 |
| 175/70R14 for domestic compact hatch back | 10 | 34.0 |
| | 20 | 33.0 |
| | 30 | 34.0 |

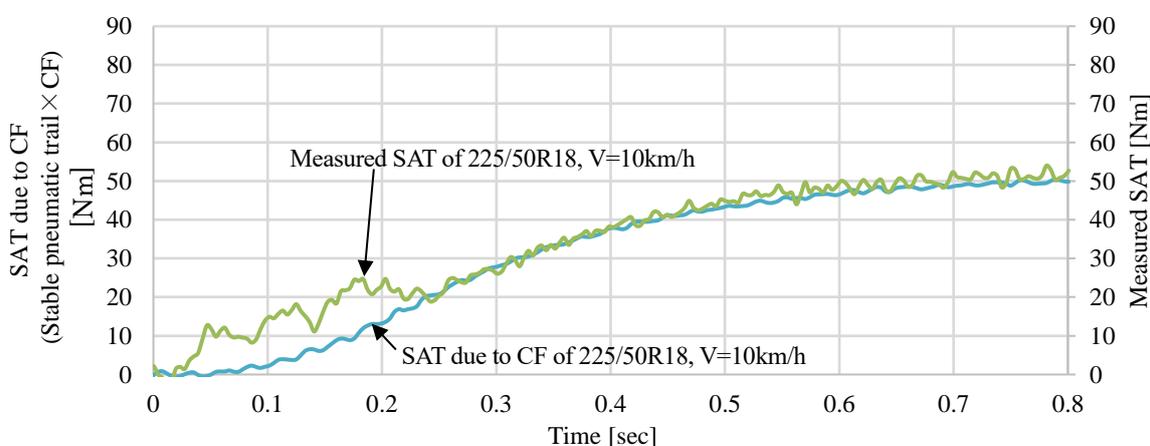


Fig. 2. 16 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 225/50R18 at the belt speed 10km/h. The measured SAT takes larger value than SAT due to CF in the time region of 0.03 to 0.22seconds. It is thought that this difference comes from the torsional deformation of the tire.

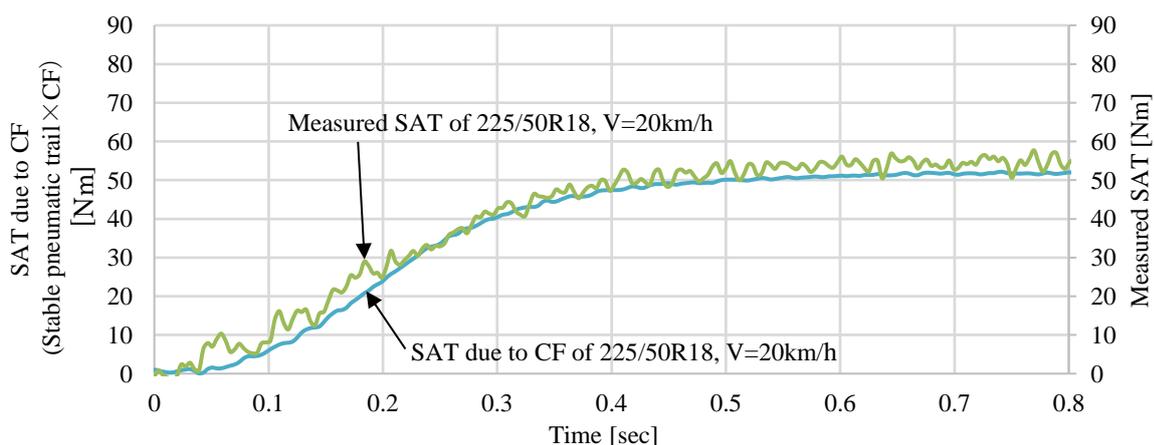


Fig.2. 17 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 225/50R18 at the belt speed 20km/h. The measured SAT takes larger value than SAT due to CF in the time region of 0.03 to 0.2seconds. The amount of the difference in this time region is small compared to the case of the belt speed 10km/h.

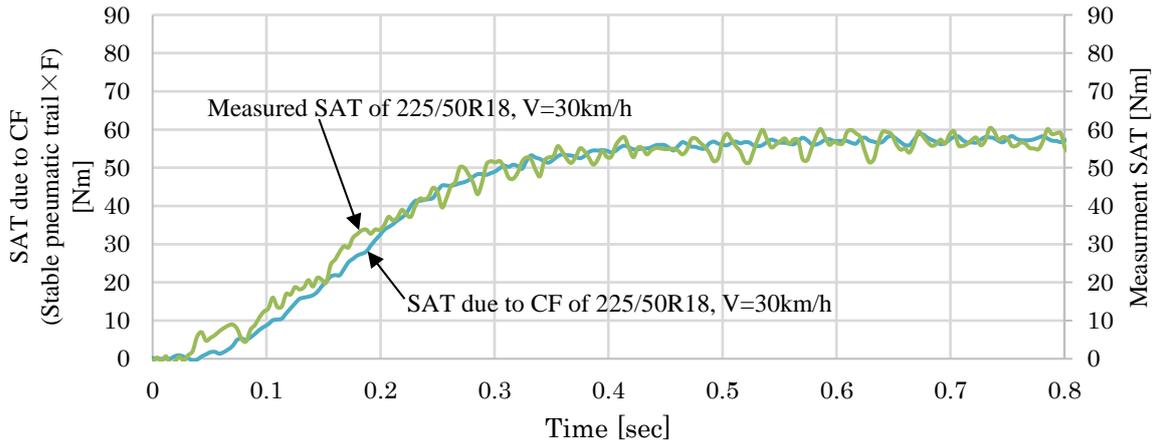


Fig. 2. 18 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 225/50R18 at the belt speed 30km/h. The amount of the difference between the measured SAT and SAT due to CF in the time region of 0.03 to 0.2 sec is small compared to the case of the belt speed 10km/h.

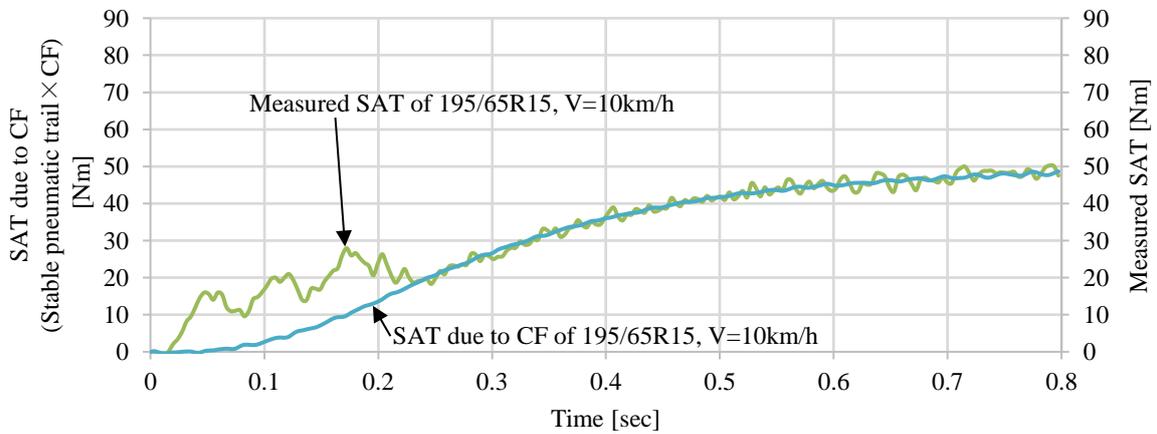


Fig. 2. 19 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 195/65R15 at the belt speed 10km/h. The measured SAT takes larger value than SAT due to CF in the time region of 0.02 to 0.23seconds. It is thought that this difference comes from the torsional deformation of the tire.

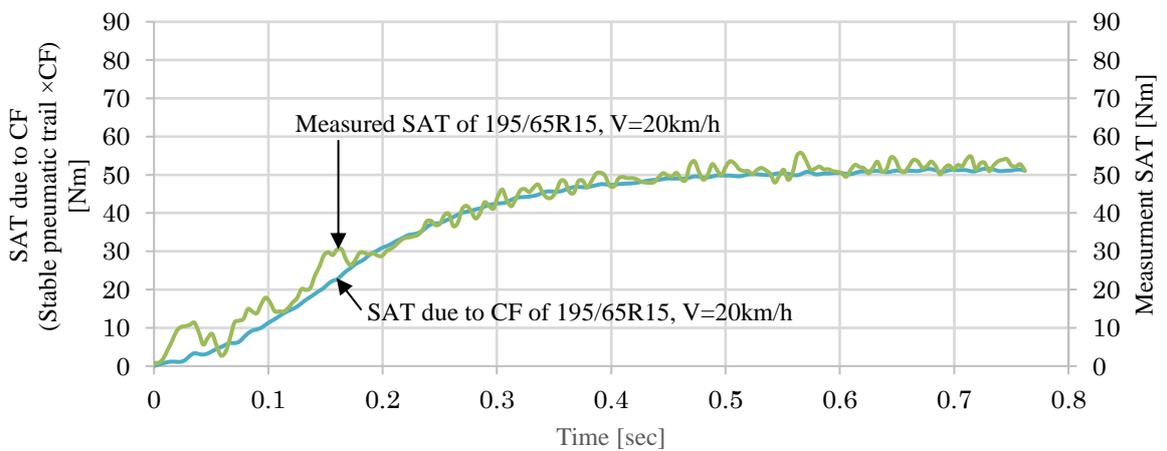


Fig. 2. 20 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 195/65R15 at the belt speed 20km/h. The measured SAT takes larger value than SAT due to CF in the time region of 0.02 to 0.17seconds. The amount of the difference in this time region is small compared to the case of the belt speed 10km/h.

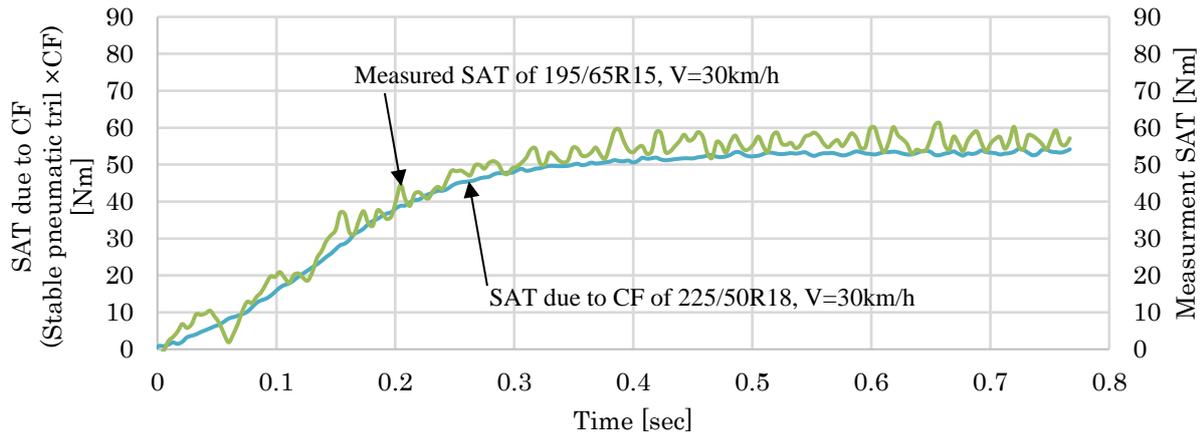


Fig. 2. 21 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 195/65R15 at the belt speed 30km/h. The difference between the measured SAT and SAT almost disappears.

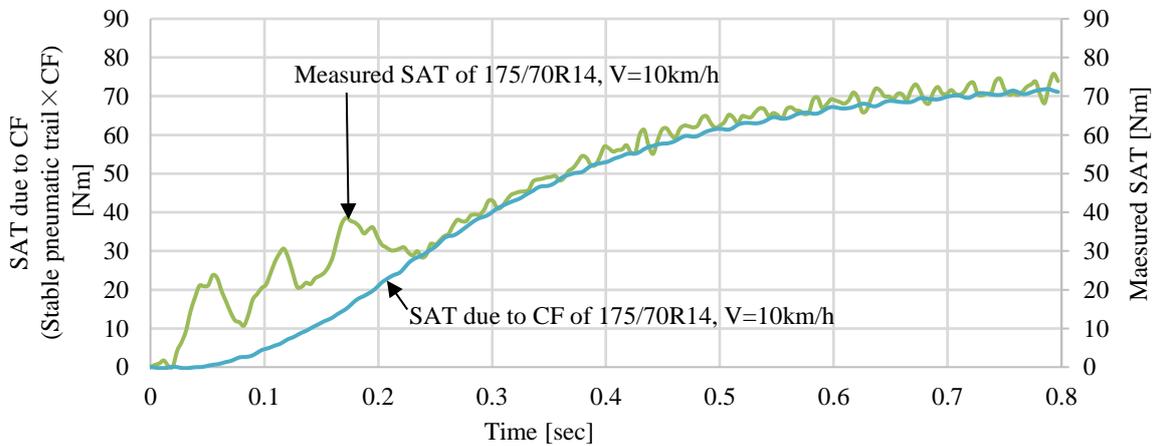


Fig. 2. 22 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 175/70R14 at the belt speed 10km/h. The measured SAT takes larger value than SAT due to CF in the time region of 0.02 to 0.23seconds. It is thought that this difference comes from the torsional deformation of the tire.

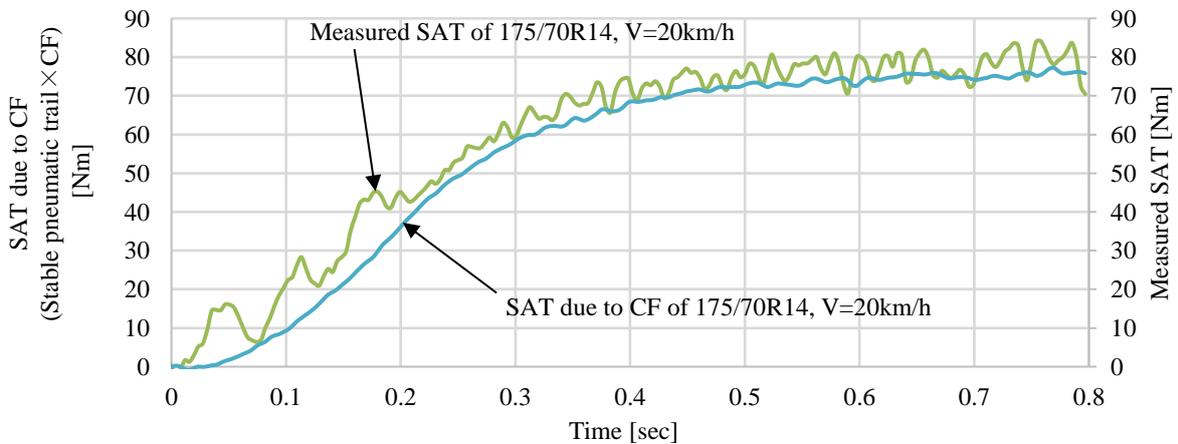


Fig. 2. 23 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 175/70R14 at the belt speed 20km/h. The measured SAT takes larger value than SAT due to CF in the time region of 0.02 to 0.21seconds. The amount of the difference in this time region is small compared to the case of the belt speed 10km/h.

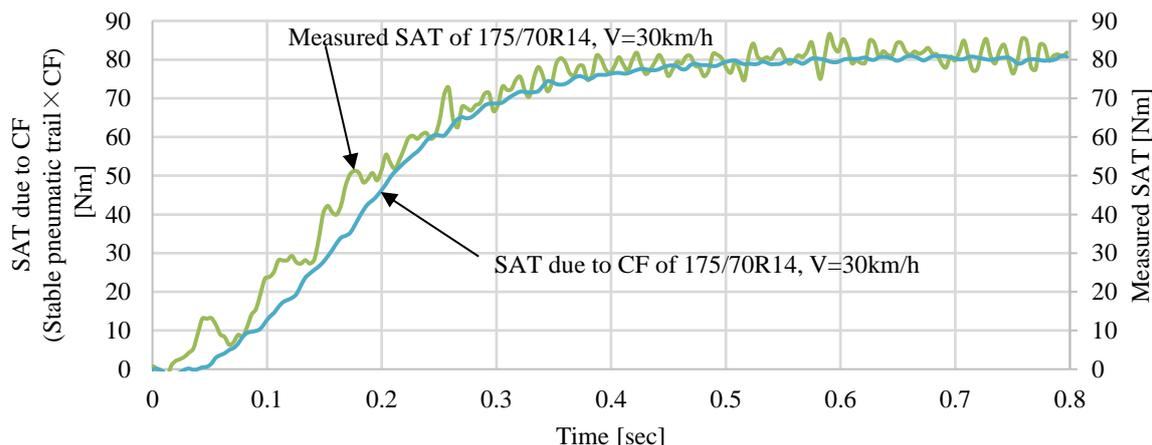


Fig. 2. 24 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 175/70R14 at the belt speed 30km/h. The measured SAT takes larger value than SAT due to CF in the time region of 0.02 to 0.2seconds. The amount of the difference in this time region is a little smaller compared to the case of the belt speed 20km/h.

2. 4. 3. 高速での実験結果

ベルト速度が100km/hの場合のSAとCFの時刻歴を図2.25に示し、SAとSATの時刻歴を図2.26に示す。図中にはタイヤ種類225/50R18に対する結果、タイヤ種類195/65R15に対する結果、タイヤ種類175/70R14に対する結果をそれぞれ赤線、橙線、黒線で示してある。図2.25および図2.26から、CFはタイヤ種類によって値は異なるが、SATはタイヤ種類が異なっても近い値を取ることがわかる。また、ここでもSAがほぼ落ち着いた1.3秒以降のSATとCFのデータからニューマチックトレールを求めた。得られた結果を表2.3に示す。さらに求めたニューマチックトレールの値とCFの測定データから、CF起因のSATの時間変化を算出し、試験装置で測定されたSATと比較した。結果を図2.27から図2.29に示す。この図より、高速の場合測定されたSATはCF起因のSATに沿って変化し振動が重畳している。この振動はSAを付与する前から生じており、高速なベルト走行が原因で生じているものと思われる。この振動を除けば測定されたSATはCF起因のSATにほぼ一致する。したがって高速の場合にはねじり変形に起因するSATはほとんど生じないことがわかる。また、SATおよびCFの立ち上がりの遅れについては、SA付与パターンが低速の場合とは異なるので直接的な比較はできないが、ここで与えたSAに対し遅れは大きくないことがわかる。

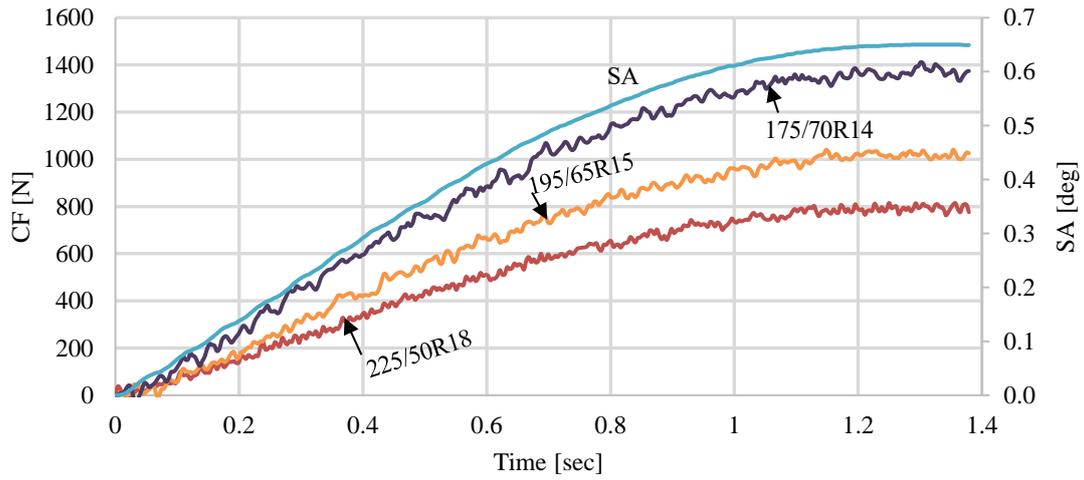


Fig. 2. 25 Measurement results of CF at high belt speeds (100km/h) for the tire types of 225/50R18, 195/65R15 and 175/70R14. For all tire types CFs show separate values.

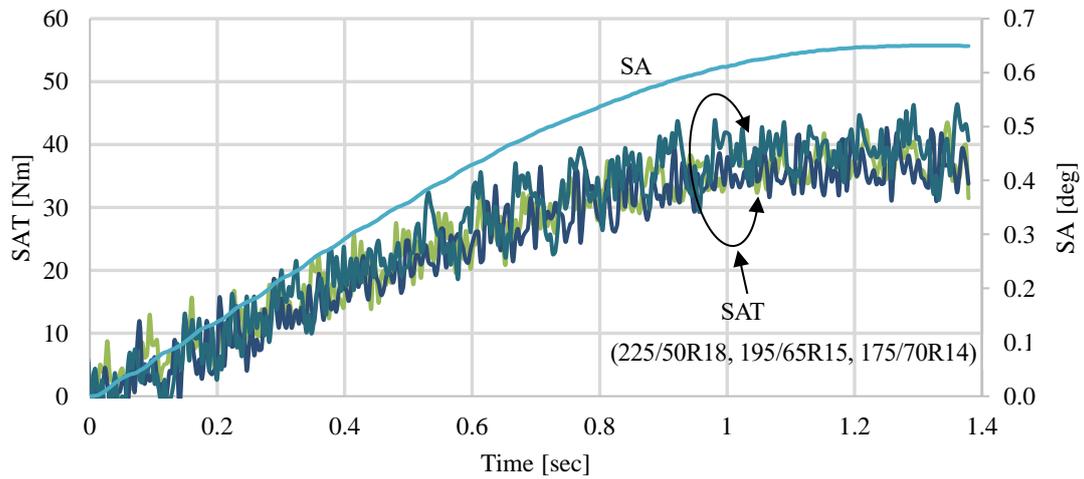


Fig. 2. 26 Measurement results of SAT at high belt speeds (100km/h) for the tire types of 225/50R18, 195/65R15 and 175/70R14. For all tire types SATs show close values.

Table 3 Pneumatic trails determined from the measured SATs and CFs when they are in the steady-state at high belt speed.

| | Belt speeds [km/h] | Pneumatic trails [mm] |
|---|--------------------|-----------------------|
| 225/50R18 for domestic compact SUV | 100 | 47.0 |
| 195/65R15 for domestic compact sedan | 100 | 38.0 |
| 175/70R14 for domestic compact hatch back | 100 | 31.0 |

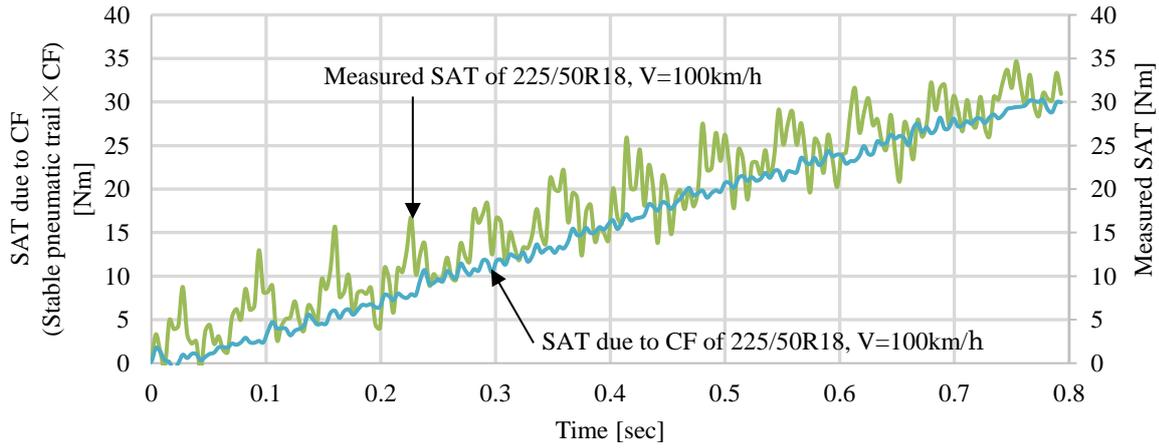


Fig. 2. 27 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 225/50R18 at the belt speed 100km/h. The measured SAT and SAT due to CF are similar.

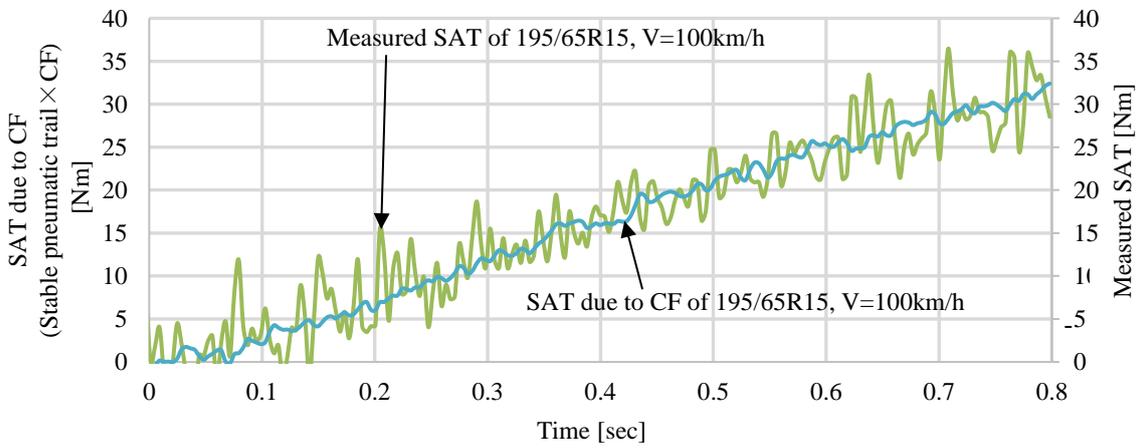


Fig. 2. 28 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 195/65R15 at the belt speed 100km/h. The measured SAT and SAT due to CF are similar.

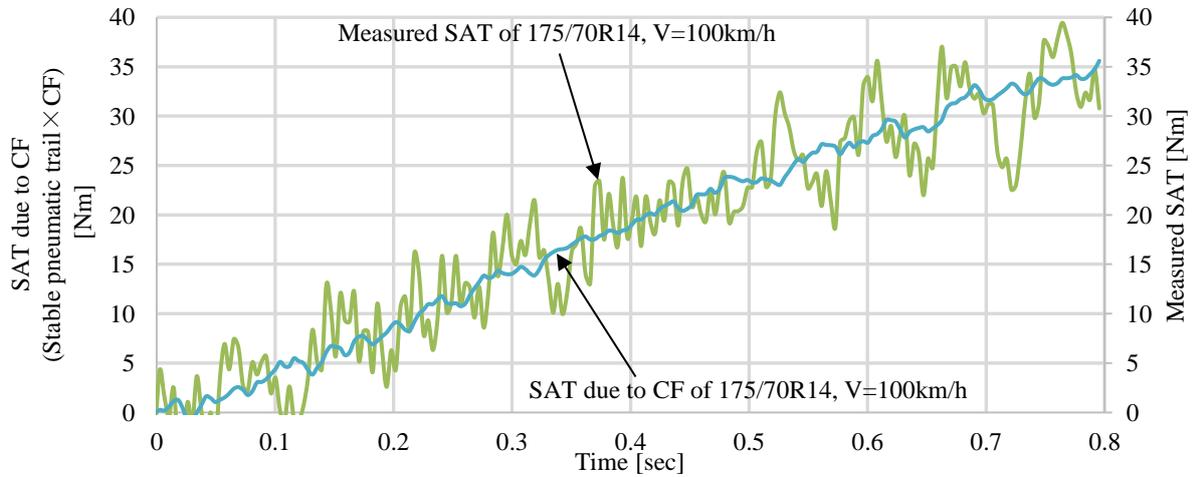


Fig. 2. 29 Comparison between SAT due to CF and measured SAT for the tire 175/70R14 at the belt speed 100km/h. The measured SAT and SAT due to CF are similar.

2. 5. 結 言

本章では、微小操舵角域での操縦安定性を検討するために必要な CF や SAT の挙動把握を目的とし、フラットベルト試験機において低速と高速の 2 つの速度域における動的かつ微小操舵角による CF と SAT を実験的に測定した。低速の場合にはベルト速度を 10, 20, 30km/h の 3 水準とし、障害物を回避する場合を想定して SA パターンは 0deg から 1.3deg までを SA 速度 6.5deg/sec で変化させるものとした。高速の場合にはベルト速度を 100km/h とし、高速道路でのレーンチェンジを想定して SA パターンは 0.2Hz の sin 波形で最大角度 0.65deg を与えた。被測定タイヤとしては扁平率の異なる 3 種類の小型車用タイヤを用いた。得られた測定データから以下のことが分かった。

- (1) ベルト速度が低速の場合、CF の値はタイヤ種類およびベルト速度によって異なり、ベルト速度の上昇に伴って CF も増加する。ただし、時間変化の様子はベルト速度が変わってもほぼ同様であり、SA の付与から遅れてゆっくり立ち上がる。
- (2) ベルト速度が低速の場合、SAT は CF とは異なり、SA 付与開始直後から増加し始め、その勾配も CF に比べると大きい。また SAT は SA 付与開始直後からしばらくの間はベルト速度によらずほぼ同じ値をとるか、もしくは時間にもよるがベルト速度が小さい方が SAT の値は大きい。SA の値が一定の領域においては SAT の値はベルト速度によって異なり、ベルト速度の上昇に伴って増加する。
- (3) ベルト速度が低速の場合、CF 起因の SAT と測定された SAT を比べると、SA 付与開始直後は測定されたものの値が大きい。これはねじり変形起因の SAT が生じたためであると思われる。このねじり変形起因の SAT はベルト速度の上昇に伴って小さくなり、生じる時間も短くなる。
- (4) ベルト速度が高速の場合、CF の値はタイヤ種類によって異なるが、SAT の値はタイヤ種類によらず近い値をとる。また CF 起因の SAT と測定された SAT はほぼ一致し、ねじり変形起因の SAT は高速の場合には無視できる。

本研究ではベルト速度が低いときの SA 付与開始直後に SAT が大きな値をとるのは、タイヤのねじり変形によると考えた。しかし、このねじり変形の詳細について現時点では調べることができていない。このため接地面内に起きるコムねじり変形挙動およびサイドウォールを含むケース全体のねじり変形挙動の実験的および理論的な検討を、ベルト速度と SA 付与速度の組み合わせにより行うことが今後は必要になると考える。

第3章 旋回時の横力とセルフライニングトルクによるストラット式フロントサスペンションのコンプライアンスステア

3. 1. 緒 言

自動車を安全かつ快適に走行させるためにサスペンションの役割は大きく、それには走行中の操縦安定性と乗り心地といった背反する性能を両立が求められる。操縦安定性を左右するサスペンション特性の一つにコンプライアンス特性[3-1]がある。コンプライアンス特性とは、ホイールに加わる外力によりサスペンションの各部に変位が生じホイールに姿勢変化が生じる特性を指している。サスペンションのコンプライアンス特性の解説書[3-2][3-3]が存在するが、これらにはサスペンションの幾何配置やラバーブッシュ特性などの設計諸元とコンプライアンス特性の関係は示されていない。現状のサスペンション設計においては、CAEを用いて設計諸元の変更を繰り返すことでコンプライアンス特性を含む他のサスペンション特性を所望の値に近づける作業を行っている。そして、それらには多くの時間を費やしている。例として市販車の多くが使用するストラット式フロントサスペンションの場合、設計諸元は約70個程度あり、その中の1つを変更するとコンプライアンス特性だけでなく他のサスペンション特性にも影響が生じる。そのため、所望のサスペンション特性を得るまでに試行錯誤を要する。効率的なサスペンション設計には、設計諸元とコンプライアンス特性の関係を知る必要がある。

自動車が旋回する際のコンプライアンス特性に横力コンプライアンス特性がある。これは、接地点への旋回横力（以降、LFとする）によるトー角変化、キャンバ角変化、接地点の横方向変位の3つで整理される。LFによるトー角変化は横力コンプライアンスステア（以降、LF-C/Sとする）と呼ばれる。LFによるキャンバ角変化および接地点の横変位量と設計諸元の関係は比較的単純で、設計時の検討も容易に行うことができる。しかし、LF-C/Sと設計諸元の関係は単純ではない。そのため、設計検討に時間を要する。また、自動車が旋回する際、ホイールにはLF以外にセルフライニングトルク（以降、SATとする）が作用する。SATによるコンプライアンスステア（以降、SAT-C/Sとする）も生じるため、最終的なコンプライアンスステアはLF-C/SとSAT-C/Sの合成となる。これも設計時におけるコンプライアンスステア特性の把握を困難にする要因の一つである。サスペンション挙動のCAE解析に関する研究[3-4]やコンプライアンスステアの算出方法の研究[3-5]などではLF-C/SとSAT-C/Sをまとめて取り扱っており、それぞれの発生メカニズムや特性について独立に論じた論文は見当たらない。

本論文ではストラット式フロントサスペンションにおいてLF-C/SおよびSAT-C/Sとサスペンションの設計諸元の間を2つのステップで検討を行った。はじめに、定性的な検討を行った。その結果、LF-C/SとSAT-C/Sはともに3つの異なるサスペンション弾性変形モードによりトー角変化が生じることを明らかにした。つぎに、両コンプライアンスステアを数値的に評価した。その結果、定性的検討結果が妥当なものであることを確認した。また、市販車の一例ではあるが、常用域のLFおよびSATが作用する際のSAT-C/SとLF-C/Sそれぞれの寄与を試算した。

3. 2. ストラット式フロントサスペンション

この章では、本論文で取り扱うストラット式フロントサスペンションの説明を行う。このサスペンションはエンジン横置きFF（フロントエンジンフロントドライブ）車に用いられている。このサスペンションにおいては多くの場合、フロント車軸中心より後方にステアリングギヤボックス ASSY が配置される。本論文でもこのタイプのサスペンションについて考える。

3. 2. 1. ストラット式フロントサスペンションの構造

図 3.1 に一般的に市販されている車両のストラット式フロントサスペンションの 3D 図を示す。

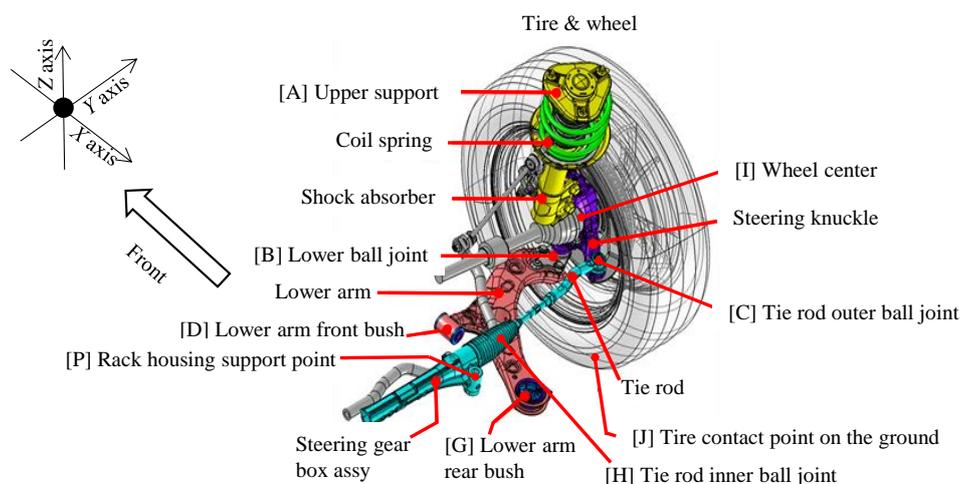


Fig. 3.1 Strut type front suspension in 3D view.

図中の X 軸は車両の前後方向を示し、Y 軸は左右、Z 軸は上下方向を示している。サスペンションの主な構成部品は、グレーで示されたホイールおよびアクスルシャフト、紫色で示されたステアリングナックル、黄色で示されたショックアブソーバ、赤色で示されたロアアーム、青色で示されたタイロッドおよびステアリングギヤボックスである。ホイールとステアリングナックル、ショックアブソーバは、アクスルシャフトまわりのホイールの回転を除いて一体となって動く。ロアアームは、図 3.1 中に示された[D]および[G]でラバーブッシュを介してボデーに固定されている。また、[B]でボールジョイントを介してステアリングナックルと結合されている。タイロッドは[C]でボールジョイントを介してステアリングナックルと結合されている。また、[H]でボールジョイントを介してステアリングギヤボックスと結合されている。

図 3.2 にストラット式フロントサスペンションの平面視模式図を示す。図 3.1 中の[A]から[I]は、図 3.2 の点 A から点 I に対応する。以降は、これらを点 A などと表す。図 3.2 においては、ホイールとステアリングナックル、ショックアブソーバは一体となって動くため、全て緑線で示してある。以下ではこれをホイール部と呼ぶ。また、ロアアームは点 B, D, G を結ぶ赤線で示してある。さらに、タイロッドは点 C と点 H を結ぶ青線で示してある。点 A, D, G にはラバーブッシュが使用され、点 B, C, H にはボールジョイントが使用される。3.3 章および 3.4 章

で定性的にサスペンション挙動を考察する際、点 A, D, G, H については Y 軸方向の力や変位に注目する。このため図 3. 2 では点 A, D, G, H におけるラバースッシュやボールジョイントを Y 軸方向のばねとしてモデル化を行い、これらのばね定数を k_{AY} , k_{DY} , k_{GY} , k_{HY} とした。なお本論文ではサスペンションの挙動に注目するので、ボデー剛性については十分高いものとしている。

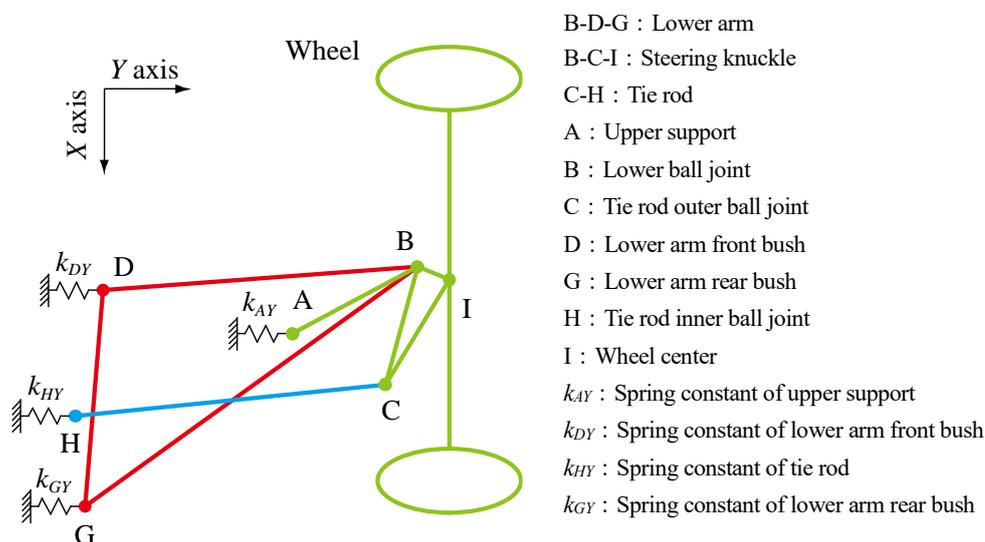


Fig. 3. 2 Top view of the front suspension. Red triangle represents the lower arm, blue line the tie rod and green lines the wheel parts.

表 3. 1 に市販車における k_{AY} , k_{DY} , k_{GY} , k_{HY} の値の例を示す。この表において k_{AY} は、点 A におけるラバースッシュ剛性およびショックアブソーバのロッド曲げ剛性を考慮したものである。また k_{HY} は、ステアリングギヤボックス ASSY の車体取付け剛性およびステアリングシャフトのねじり剛性を考慮したものである。市販されている車両では k_{DY} および k_{HY} は高い値に設定され、 k_{AY} および k_{GY} は低い値に設定されることが多い。

Table 3. 1 Examples of the spring constants in Y direction.

| | |
|----------|------------|
| k_{AY} | 450 N/mm |
| k_{DY} | 15200 N/mm |
| k_{GY} | 500 N/mm |
| k_{HY} | 16900 N/mm |

以下に、図 3. 2 に示すリンク配置の特徴とその理由およびばね定数が上述のように設定される理由について簡単に説明しておく。ロアアーム前辺 B-D は、点 B が点 D に対しわずかに車両前方に位置しているが、車両 Y 軸に近い角度に配置される。これは LF を軸力として受け、剛性を高くするためである。これに伴い k_{DY} の値も高く設定される。タイロッド軸 C-H はアクスルセンタより後方で辺 B-D に対しほぼ等長平行になるように配置される。これは、等長平行に近くなるよう設定することで辺 B-D と軸 C-H をパラレルリンク化し、これによりサスペ

ンションへの前後入力挙動に対しホイールのトー角変化を小さく抑えるためである。ロアアームの点Gのばね定数 k_{GY} の値は、段差乗り越え等の前後方向のショックをロアアームの回転で吸収できるよう低く設定されている。

3. 2. 2. 旋回時のホイールに作用する LF と SAT

車体進行方向に対してホイールの向きに角度差を与えることでホイールに LF と SAT が作用する。図 3.3 に示すように車両が左旋回する場合フロント左右輪に作用する LF はともに左向きであり、SAT はともに時計まわりである。以降の考察では左旋回時の右輪すなわち旋回外輪を取り上げるが、旋回内輪についてもまったく同様の議論が当てはまる。

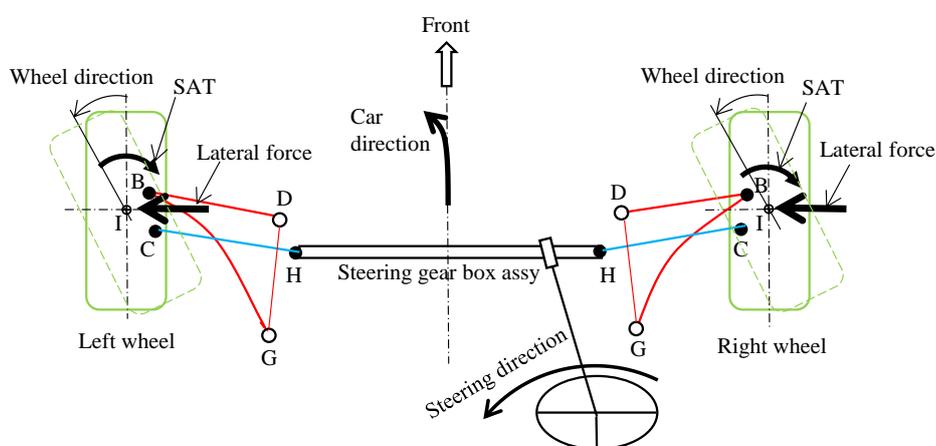


Fig. 3.3 LF and SAT directions when turning in planar view. In the left-turn cornering, leftward LF and clockwise SAT act on the two front wheels.

3. 2. 3. LF に対するトー角変化の実測値

実車における、LF に対するトー角変化の実測値の例について述べておく。測定は AB Dynamics 社の K&C [3-6] により行った。表 3.2 に測定された市販車 4 車種のトー角変化およびキャンバ角変化を示す。測定の際は LF として左右輪に同時かつ同方向に 1000 N (タイヤ分担荷重の約 25%相当) を負荷した。測定されたトー角変化の負表示は、トー角変化は車体が曲がる方向とは逆方向であることを示し、キャンバ角変化の正表示はタイヤの接地点が車両内側へ変位して倒れる動きであることを示している。一般的な自動車のフロントサスペンションでは表 3.2 のトー角変化の欄のように、車両が曲がろうとする方向とは反対の方向にトー角変化が生じるよう設定される。こうした設定の事を LF-C/S がアンダステアであると呼んでいる。この目的は高速走行などにおいて操舵に対する車両の過敏な反応を抑制し、適切なステアリングホイールトルクを得ることにある。前述のように本論文では旋回外輪の挙動に注目して説明を行う。旋回外輪におけるアンダステアのトー角変化は車両外向きのトーア

ウトになる。なお表 3.2 の各値の絶対値は大きなものではない（特にトー角変化は 10^{-2} deg 程度）が、この程度の値でも動的なステアリングホイールトルクや車両ヨー挙動に影響を与えること[3-7]は知られている。

Table 3.2 Measured LF compliance characteristics of front suspensions for 4 passenger cars for LF of 1000 N.

| | Vehicle A | Vehicle B | Vehicle C | Vehicle D |
|---------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Toe angle change [deg] | -0.004 | -0.032 | -0.02 | -0.022 |
| Camber angle change [deg] | 0.137 | 0.162 | 0.25 | 0.179 |

3. 3. ストラット式フロントサスペンションの LF による挙動

本章では LF によるサスペンション挙動を考察し、サスペンション設計において LF-C/S に直接関係するサスペンションの設計諸元を明らかにした。

3. 3. 1. LF 作用時のサスペンションの挙動

ホイール接地点に LF が作用するとサスペンションの各点は主に XY 平面に平行な面内で変位し、その結果としてホイールにトー角変化が生じる。ここでは、サスペンションの各点に作用する力とそれによる挙動について考察を行う。まず、ホイール部の支持点である点 A, B, C に作用する力の Y 軸方向成分の向きおよび大きさについて考察を行うため、図 3. 4(a)に示す車両内側から見たホイール部の側面視を考えた。図 3. 4(a)において LF は接地点 J で紙面手前方向すなわち Y 軸負の向きに作用する。この力は車両に対しては内向きになる。このとき点 B, C を通る軸まわりのモーメントの釣合いにより、点 A に作用する力は接地点 J に作用する LF と同じ向きすなわち車両内向きとなることがわかる。また、点 A, J を通る軸まわりのモーメントおよびホイール部に作用する力の釣合いにより、点 B, C に作用する力はともに車両外向きとなることがわかる。次に点 A, B, C に作用する力の大きさについて考える。以下ではこれらの力の大きさをそれぞれ F_{AY} , F_{BY} , F_{CY} と表し、LF の大きさを F_Y と表した。軸 A-J と軸 B-C の交点を L とし、点 L から点 A, B, C, J までの距離をそれぞれ a , b , c , d とし、各点に作用する力の大きさの比を表すと $F_{AY} : F_Y = d : a$, $F_{BY} : F_{CY} = c : b$ となる。これらをホイール部背面視である図 3. 4(b)に黒矢印で示す。つぎに、点 A の変位の向きについて考える。点 A に作用する力は点 A に設置されたばねにより生じる。そのため点 A は車両外向きに変位する。これを図 3. 4(b)に白抜き矢印で示した。

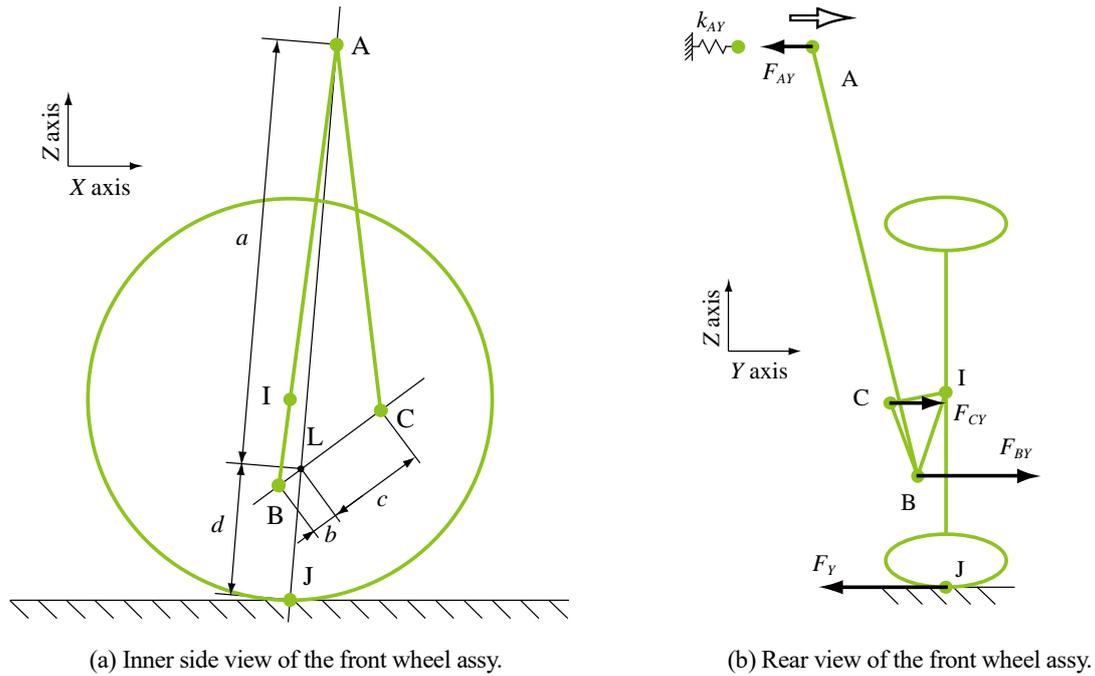


Fig. 3.4 Inner side view and rear view of the front wheel assy when LF acts on the wheel. In the rear view, the black arrows represent Y -direction components of the forces acting on points A, B, C and J. The white arrow represents the displacement of point A. LF acts on point J in the negative Y -direction. On points B and C, forces with positive Y -direction components act. On point A, a force with negative Y -direction component acts, and displacement in positive Y -direction occurs.

つぎに図 3.5 のサスペンション平面視を使って点 B, C に作用する力および変位について考えた。まずホイール部の点 B, C に作用する力について考える。ここでは X 軸方向成分も含めて考える。点 C および点 H はボールジョイントであるため、点 C に作用する力はタイロッド軸 C-H に沿うものになる。前述のようにホイール部の点 C に作用する力の Y 軸方向成分は車両外向きのため、図 3.5 の平面視におけるホイール部の点 C に作用する力は車両外向き、かつやや前方を向く。点 A に作用する力は Y 軸に沿った方向とすると、ホイール部の力の釣合いから、点 B に作用する力は車両外向き、かつやや後方を向く。図 3.5 ではこれらの力を黒矢印で表した。また点 B, C に作用する力の大きさをそれぞれ F_B, F_C と表示した。ひきつづきロアアーム上の点 B およびタイロッド上の点 C に作用する力について考える。これらの点にはホイール部の点 B, C に作用する力の反作用が働くため、ホイール部の点 B, C に作用する力とは向きが逆で大きさが同じ力が作用する。

最後にこれらの力による変位について考える。ロアアーム上の点 B に作用する力は、ロアアームに並進と回転の変位を生じさせる。表 3.1 に示したように k_{DY} は k_{GY} に比べ大きいいため、ここではこれらの変位を点 D の車両内向きの並進変位と点 D に関する反時計まわりの回転変位で考える。また、タイロッド上の点 C に作用する力は点 H を車両内側に変位させる。これらの変位を図 3.5 では白抜き矢印で示してある。なお点 D, H の変位は厳密には Y 軸方向以外の成分も持つが、これらがトー角変化に与える影響は非常に小さいので無視した。ロアアームの回転を考慮しない場合、点 D, H の Y 軸方向の変位の向きはそのまま点 B, C の Y 軸方向の変位の向きとなるので点 B, C は車両内向きに変位する。ただし、点 B, C の変位量は一般には同じではない。そのためこの差に起因

し平面視で見たホイールにトー角変化が生じる。これによるトー角変化を本論文ではモードIによるトー角変化と呼ぶことにする。また、上述のようにロアアームは点Dを中心として回転する。この回転に起因して平面視で見たホイールに前後挙動が生じる。この際、ロアアーム前辺B-Dとタイロッド軸C-Hのリンク作用によりホイールにトー角変化が生じる。これによるトー角変化を本論文ではモードIIによるトー角変化と呼ぶことにする。さらに、図3.4(b)に示したように、点Aは車両外向きに変位する。これに起因してホイール部が軸B-Cまわりに回転することでトー角変化が生じる。これによるトー角変化を本論文ではモードIIIによるトー角変化と呼ぶことにする。以下にこれらの3つのモードによるトー角変化を順に検討する。

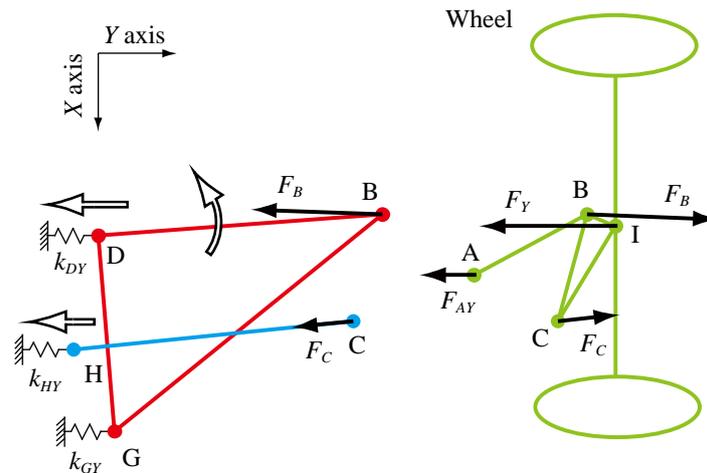


Fig. 3.5 Top view of the suspension when LF acts on the wheel. The black arrows represent the forces acting on points A, B, C and J. In this figure, LF acting on point J is represented by the black arrow starting from point I. The white arrows represent the directions of the displacements of point D and H, and the direction of rotation of the lower arm about point D.

3. 3. 2. モードIによるトー角変化

モードIによるトー角変化は、点DとHの左右方向への変位差に起因して生じるものである。一般的なFF車用ストラット式フロントサスペンションでは、図3.4(a)に示した点C,L間の距離 c は点B,L間の距離 b よりも大きい。そのため、ロアアーム上の点Bに作用する力のY軸方向成分の大きさ F_{BY} と、タイロッド上の点Cに作用する力のY軸方向成分の大きさ F_{CY} の関係は $F_{BY}:F_{CY}=c:b$ と示され、 $F_{BY}>F_{CY}$ になる。一方、表3.1に示すように点D,Hのばね定数 k_{DY} , k_{HY} は同程度の大きさを持つため、点D,Hの変位量は、点Dの車両内側への変位量が点Hの変位量よりも大きくなる。したがって、点Bの車両内側への変位量が点Cの変位量よりも大きくなり、ホイールのトー角変化はトーイン方向になる。このように、モードIによるトー角変化は、一般にはトーインとなることが多い。以上から、モードIによるトー角変化は、主にサスペンション諸元の寸法 b,c およびばね定数 k_{DY} , k_{HY} の4値によって決定されることが分かる。このモードIによるトー角変化をトーインからトーアウトにすることは、寸法 b を c よりも大きくする、もしくは k_{HY} を k_{DY} に比べて十分低いものとすることで可能になるが、これは一般的には他のサスペンション特性の制約により困難であることが多い。

3. 3. 3. モードIIによるトー角変化

モードIIによるトー角変化は、ロアアームの点Dまわりの回転に起因して生じる。ただし、点D,Hの車両左右方向への変位差によるトー角変化はすでにモードIで考慮しているため、モードIIによるトー角変化を議論する場合は点D,Hは車両左右方向へは変位しないものとした。ロアアームの辺B-D、タイロッド軸C-Hおよびホイール部の辺B-Cは4節リンク機構を構成している。そのため、辺B-Dが点Dまわりに回転することにより軸C-Hとのリンク作用によりホイールのトー角変化が起こる可能性がある。これをいくつかの場合に分けて考える。

はじめに、点Bが点Dよりも車両前方に位置する場合について検討した。検討に際し、図3.6(a),(b),(c)に示すように、軸C-Hが辺B-Dと平行な場合(図3.6(a))、軸C-Hと辺B-Dの間隔が車両内側に向かって広がっている場合(図3.6(b))、軸C-Hと辺B-Dの間隔が車両内側に向かって狭くなっている場合(図3.6(c))の3つを考えた。ただし、いずれも辺B-Dに対して軸C-Hがなす角度は大きくないものとする。また、ロアアームは反時計まわりに回転し、それに伴って軸C-Hも同じ方向に回転するとする。なお、図3.6では点Aおよび点AとBをつなぐ線は省略してある。まず、図3.6(a)の軸C-Hが辺B-Dと平行な場合を考える。この場合は、辺B-Dと軸C-Hは等長であるとすると、点B,C,H,Dをつないで得られるリンク機構は平行リンクとなるため、点B,Cの変位は図3.6(a)に黒矢印で示すように同じとなり、ホイールのトー角変化は生じない。つぎに、図3.6(b)のように辺B-Dと軸C-Hの間隔が車両内側に向かって広がっている場合を考える。この場合は、図3.6(b)に黒矢印で示すように、点Cの車両内側への変位量が点Bの変位量よりも大きくなる。そのためホイールのトー角変化はトーアウトになる。最後に、図3.6(c)のように辺B-Dと軸C-Hの間隔が車両内側に向かって狭くなっている場合を考える。この場合は、図3.6(c)に黒矢印で示すように、点Cの車両内側への変位量が点Bの変位量よりも小さくなる。そのため、ホイールのトー角変化はトーインになる。

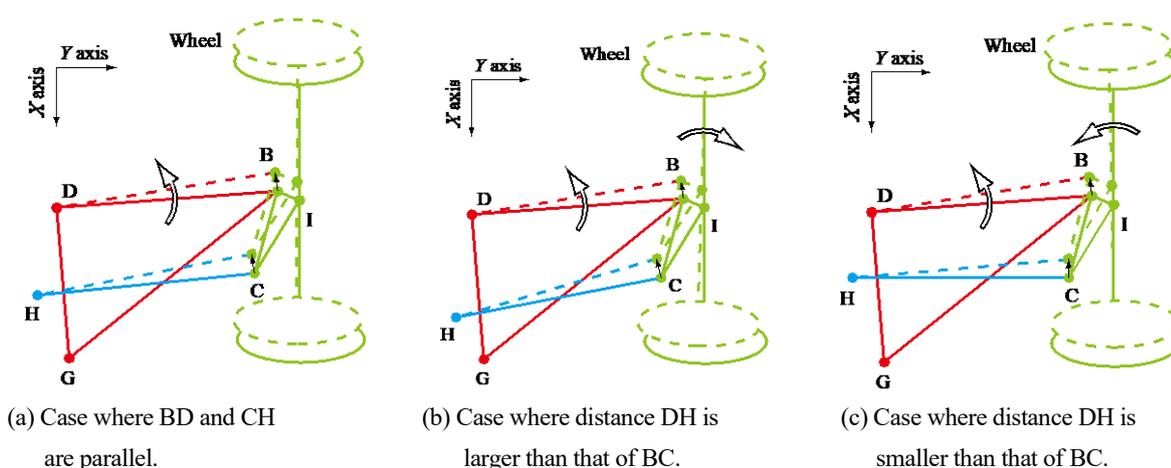


Fig. 3.6 Changes in the toe angles for different configurations of the suspension in which point B is located slightly forward of point D when the lateral force acts on the wheel. As shown in figure (a), for the case where the side B-D and the axis C-H are parallel and have the same length, change in toe angle does not occur. As shown in figure (b), for the case where distance DH is larger than that of BC, change in toe angle in the direction of toe-out occurs. As shown in figure (c), for the case where distance DH is smaller than that of BC, change in toe angle in the direction of toe-in occurs.

つぎに、点 B が点 D よりも車両後方に位置する場合について検討した。検討に際し図 3.7(a), (b), (c)に示すように軸 C-H が辺 B-D が平行な場合 (図 3.7(a)), 軸 C-H と辺 B-D の間隔が車両内側に向かって広がっている場合 (図 3.7(b)), 軸 C-H と辺 B-D の間隔が車両内側に向かって狭くなっている場合 (図 3.7(c)) の 3 つを考えた。ここでも辺 B-D に対して軸 C-H がなす角度は大きくないものとする。また、ロアアームの回転は図 3.6 とは逆の時計まわりになり、それに伴って軸 C-H も同じ方向に回転するとする。まず、図 3.7(a)の軸 C-H が辺 B-D と平行な場合を考える。この場合は辺 B-D と軸 C-H は等長であるとする、図 3.6(a)と同様にホイールのトー角変化は生じない。つぎに、図 3.7(b)のように軸 C-H と辺 B-D の間隔が車両内側に向かって広がっている場合を考える。この場合は、点 C の車両内側への変位量が点 B の変位量よりも小さくなる。そのためホイールのトー角変化はトーインになる。最後に図 3.7(c)のように軸 C-H と辺 B-D の間隔が車両内側に向かって狭くなっている場合を考える。この場合は、点 C の車両内側への変位量が点 B の変位量よりも大きくなる。そのため、ホイールのトー角変化はトーアウトになる。以上から、モードIIによる点 D まわりのロアアーム回転方向は点 B と点 D の前後位置関係によって決定され、その回転挙動によるトー角変化の方向は、辺 B-C および軸 C-H のリンク作用により決定されることが分かる。またトー角変化量は、ロアアーム回転角の大きさとリンク作用により決定されることが分かる。

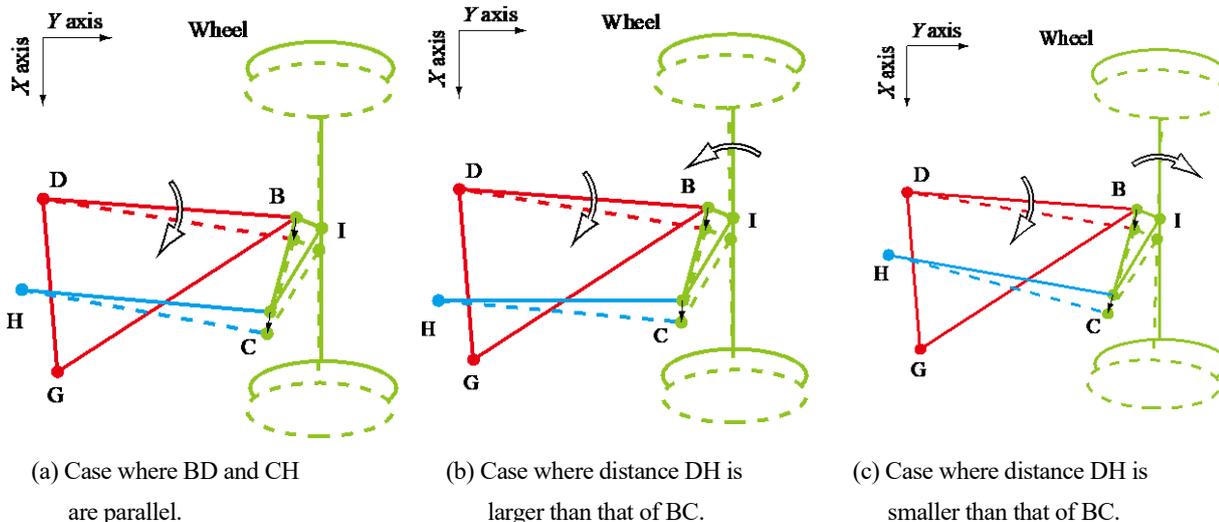


Fig. 3.7 Changes in the toe angles for different configurations of the suspension in which point B is located slightly backward of point D when the lateral force acts on the wheel. As shown in figure (a), for the case where the side B-D and the axis C-H are parallel and have the same length, change in toe angle does not occur. As shown in figure (b), for the case where distance DH is larger than that of BC, change in toe angle in the direction of toe-in occurs. As shown in figure (c), for the case where distance DH is smaller than that of BC, change in toe angle in the direction of toe-out occurs.

3. 3. 4. モードIIIによるトー角変化

モードIIIによるトー角変化は、点 A が車両外側へ変位し、ホイール部が軸 B-C まわりに車両後方から見て時計まわりに回転することに起因して生じるものである。ただし、点 B, C の Y 軸方向変位によるトー角変化はすでに

モードIおよびモードIIで考慮しているため、モードIIIによるトー角変化を議論する場合には点B,Cは変位しないものとする。図3.4(a)に示すように、点Bが点Cより低い場合はホイール部の回転は平面視上で時計まわりの成分をもつことになり、ホイールのトー角変化はトーアウトとなる。そして同時にポジティブ方向へのキャンバ角変化を生じる。逆に点Bが点Cより高い場合、トー角変化はトーインとなり、同時にポジティブ方向へのキャンバ角変化を生じる。点BとCが同じ高さの場合、トー角変化は生じず、ポジティブ方向へのキャンバ角変化のみが生じる。以上からモードIIIによるトー角変化の方向は、点Bと点Cの上下方向の位置関係により決定され、トー角変化の大きさは軸B-Cの前後方向への傾き角、および軸B-Cまわりの点Aの回転角により決定されることが分かる。

3. 3. 5. LF-C/S とサスペンション諸元のまとめ

ここでストラット式フロントサスペンションにおけるLF-C/Sとサスペンション諸元の関係についてまとめ、設計へ応用する際の指針について述べておく。LF-C/SはモードI,II,IIIからなる。モードIIによるトー角変化は、図3.4(a)に示す寸法 b, c の比およびばね定数 k_{DY} と k_{HY} で決まり、一般的なFF用ストラット式フロントサスペンションではトーインになることが多い。モードIIによるトー角変化は、点B,C,H,Dをつないで得られるリンク機構の配置によりトー角変化方向が決定され、トーイントーアウトのどちらの方向にもなり得る。また、トー角変化量はロアアームの平面視回転角の大きさとリンク作用により決定される。モードIIIによるトー角変化の方向は、点Bと点Cの上下方向の位置関係により決定され、トー角変化の大きさは軸B-Cの前後方向への傾き角および軸B-Cまわりの点Aの回転角により決定される。一般的なFF用ストラット式フロントサスペンションでは、点Bは点Cよりも低い位置に設定されるため、トー角変化はトーアウトになる。モードI、モードII、モードIIIの3つのトー角変化は一般には小さいため、後の数値例で示すように、最終的なLF-C/Sはこれら3つのモードの線形和で近似できる。通常はLFによるトー角変化は微小なトーアウトとすることが望ましい。たそのためモードIによりトーインとなる場合には、ここでの議論に基づきモードIIおよびモードIIIによるトー角変化を使用して最終的なトー角変化を微小なトーアウトになる設計諸元を定めればよいことになる。

3. 4. ストラット式フロントサスペンションのSATによる挙動

本章ではSATによるストラット式フロントサスペンション挙動を考察し、サスペンション設計においてSAT-C/Sに直接関係するサスペンションの設計諸元を明らかにした。

3. 4. 1. SAT作用時のサスペンション挙動

LFが作用する場合と同様に、SATが作用する場合にもサスペンションの各点は主にX-Y平面内で変位し、その結果としてホイールにトー角変化が生じる。ここでもサスペンションの各点に作用する力とそれによる挙動につ

いて考察を行う。まず、ホイール部の支持点である点 A, B, C に作用する力の Y 軸方向成分の向きおよび大きさについて考える。図 3.3 に示したように、左旋回時には時計まわりの SAT が作用する。ホイール部のモーメントの釣合いから、右側ホイール部の点 B, C に作用する力の Y 軸方向成分はそれぞれ車両内向きおよび外向きになる。点 A に作用する力の向きおよび 3 つの点に作用する力の大きさについて検討するため、図 3.8 に示すホイール部の背面視を考える。ここでは点 J には力は作用しないとする。点 B, C においてはすぐ上で述べたように、それぞれ車両内向きおよび外向きの力が作用する。図 3.8 ではこれらの力を黒矢印で示し、その大きさを F_{BY} , F_{CY} で表した。また、点 A に作用する力の大きさを F_{AY} とする。点 A, B 間および点 A, C 間の Z 軸方向の距離をそれぞれ b' , c' とすると、点 A まわりのモーメントの釣合いより $F_{BY}:F_{CY}=c':b'$ となる。また点 C まわりのモーメントの釣合いより、点 A に作用する力の向きは点 B に作用する力の向きと同様に車両内向きになり $F_{AY}:F_{BY}=b'-c':c'$ と示される。 b' と c' の差は大きくはない。そのため F_{BY} と F_{CY} は同程度であり、 F_{AY} は比較的小さいことが分かる。つぎに、点 A の変位の向きについて考える。点 A に作用する力の向きは図 3.4(b) に示す LF の場合と同じになり、点 A の変位は図 3.8 に白抜き矢印で示すように車両外向きとなる。この変位により SAT が作用する場合にも LF-C/S 同様にモード III によるトー角変化が生じることが分かる。

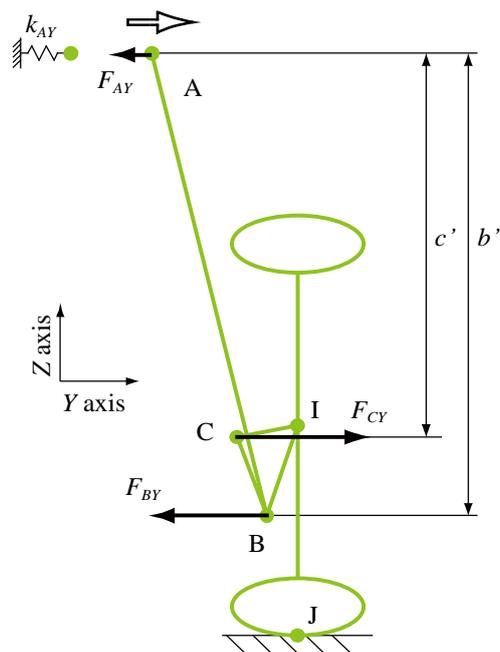


Fig. 3.8 Rear view of the front wheel assy when SAT acts on the wheel. The black arrows represent Y-direction components of the forces at points A, B and C. The white arrow represents the displacement of point A. On point C, a force with positive Y-direction component acts. On point A and B, forces with negative Y-direction components act. In addition, at point A displacement in positive Y-direction occurs.

つぎに、図 3.9 に示すサスペンションの平面視により点 B, C に作用する力について考える。図 3.9 では SAT を点 I まわりに作用するモーメントとして黒矢印で示してある。最初に、ホイール部の点 B, C に作用する力について考える。ここでは、X 軸方向成分も含めて考える。LF が作用する場合と同様に、点 C に作用する力はタイロ

ッド軸 C-H に沿ったものとなる。前述のようにホイール部の点 C に作用する力の Y 軸方向成分は車両外向きであるため、図 3.9 の平面視においてはホイール部の点 C に作用する力は車両外向きでやや前方を向く。点 A に作用する力は Y 軸に沿った方向であるとする、ホイール部の力の釣合いから点 B に作用する力は車両内向きでやや後方を向く。図 3.9 にこれらの力を黒矢印で表した。また、点 B, C に作用する力の大きさをそれぞれ F_B, F_C とした。つぎに、ロアアーム上の点 B およびタイロッド上の点 C に作用する力について考える。これらの点にはホイール部の点 B, C に作用する力の反作用が働く。そのため、ホイール部の点 B, C に作用する力とは向きが逆で同じ大きさの力が作用する。最後に、これらの力による変位について考える。ロアアーム上の点 B に作用する力は点 D を車両外向きに変位させ、タイロッド上の点 C に作用する力は点 H を車両内向きに変位させる。図 3.9 ではこれらの変位を白抜き矢印で示した。両者の変位差により SAT が作用する場合にも LF-C/S 同様にモードII によるトー角変化が生じることが分かる。また、一般にはロアアーム上の点 B に作用する力によりロアアームは点 D まわりに回転し、LF-C/S 同様のモードII によるトー角変化も存在する。ただし、図 3.9 に示すように辺 B-D と軸 C-H が平行に近い場合は、点 B に作用する力による点 D まわりのモーメントは小さく、ロアアームの回転も小さい。以下に、SAT-C/S におけるモードI, モードII, モードIII によるトー角変化について考える。

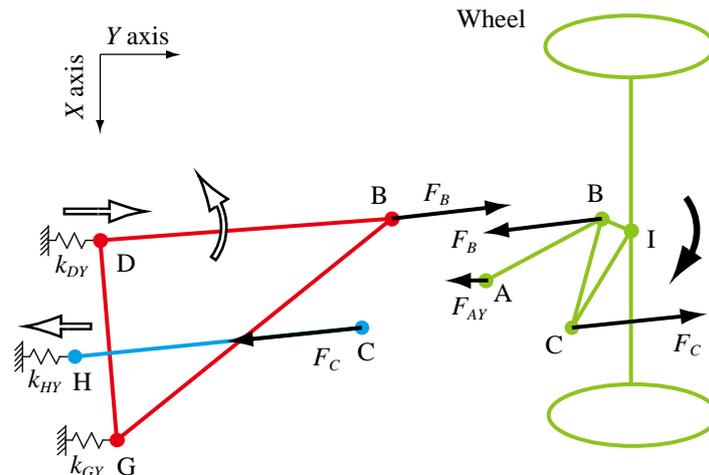


Fig. 3.9 Top view of the suspension when SAT acts on the wheel. The black arrows represent the forces acting on points A, B and C. The white arrows represent the directions of the displacements of points D and H. The force acting on point B of the lower arm may rotate the lower arm about point D, although it is not the case in this figure.

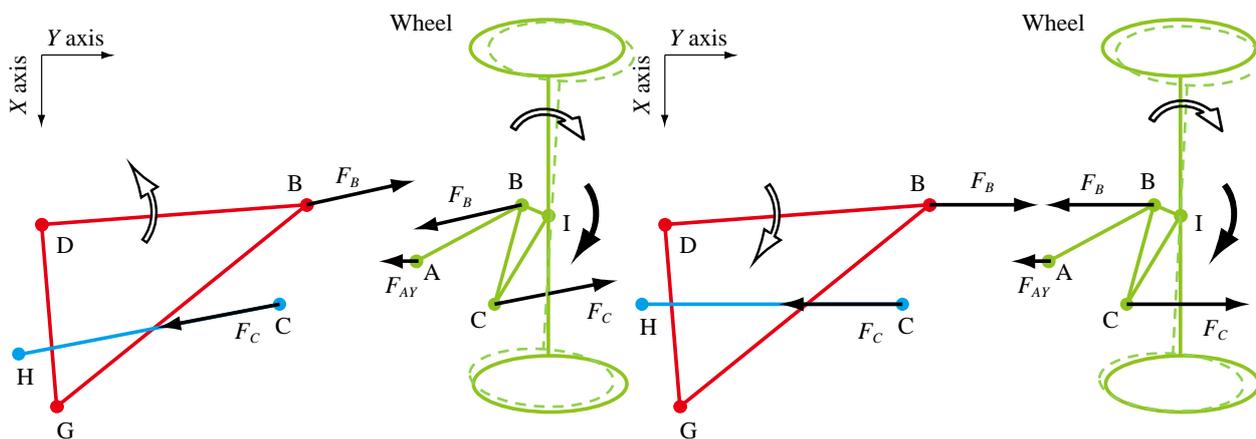
3. 4. 2. モード I によるトー角変化

ロアアーム上の点 B, C に作用する力の向きは図 3.9 に示すようになる。そのため点 D の変位は図 3.9 のように車両外向きになり点 H の変位は車両内向きになる。したがって、モードI によるトー角変化はトーアウトとなる。本モードでのトー角変化の大きさは点 D, H の変位の大きさにより決まるので、 F_{BY} , F_{CY} および k_{DY} , k_{HY} により決まる。このうち F_{BY} , F_{CY} は F_{AY} の大きさが大きくないことから、 F_{BY} , F_{CY} による点 I まわりのモーメントがほぼ SAT と釣り合うように定まると考えられる。したがって、点 B, C 間の車両前後方向の距離が大きければ F_{BY} ,

F_{CY} は小さくなってトーアウト量が減り、逆に点 B, C 間の車両前後方向の距離が小さければ F_{BY}, F_{CY} は大きくなってトーアウト量が増える。

3. 4. 3. モードIIによるトー角変化

LFが作用する場合と同様に、軸 C-H が辺 B-D と平行な場合（図 3.9）、車両内側に向かって広がっている場合（図 3.10(a)）、車両内側に向かって狭くなっている場合（図 3.10(b)）の3つに行いて考えた。SATが作用する場合には、ロアアームの回転方向は、図 3.10(a)、図 3.10(b)のように点 B と点 D の車両の前後位置関係に依存しない。そのため、ここでは点 B が点 D よりも車両前方に位置する場合についてのみ考える。はじめに、軸 C-H が辺 B-D と平行な場合を考える。この場合は上で述べたように、点 B に作用する力による点 D まわりのモーメントは小さく、ロアアームの回転も小さい。したがってモードIIによるトー角変化は小さいものになる。つぎに、軸 C-H と辺 B-D の間隔が車両内側に向かって広がっている場合を考える。この場合の力の作用図を図 3.10(a)に示す。この場合は、辺 B-D とロアアーム上の点 B に作用する力の向きからロアアームは反時計まわりに回転し、図 3.6(b)に示したのと同様にトー角変化はトーアウトになる。最後に、軸 C-H と辺 B-D の間隔が車両内側に向かって狭くなっている場合を考える。この場合の力の作用図を図 3.10(b)に示す。この場合は、辺 B-D とロアアーム上の点 B に作用する力の向きからロアアームは時計まわりに回転する。この回転の向きは図 3.6(c)に示したものと逆であり、トー角変化も逆向きのトーアウトになる。以上から、モードIIによるトー角変化もモードI同様、サスペンションのレイアウトによらずトーアウトになり、そのトー角変化量はロアアームの平面視回転角および辺 B-C および軸 C-H のリンク作用により決定されることが分かる。



(a) Case where distance BC is smaller than that of DH.

(b) Case where distance BC is larger than that of DH.

Fig. 3.10. Top views of the front suspension when SAT acts on the wheel. Figure (a) shows the case where distance DH is larger than that of BC. In this case the lower arm rotates in counterclockwise direction, and hence the change in toe angle becomes toe-out as shown in figure 6(b). Figure (b) shows the case where distance DH is smaller than that of BC. In this case the lower arm rotates in clockwise direction, and hence the change in toe angle becomes toe-out since it is the opposite case shown in figure 6(c).

3. 4. 4. モードⅢによるトー角変化

前述のように、SAT が作用する場合でも LF が作用する場合と同様に点 A は車両外側へ変位する。したがってトー角変化は、点 B が点 C より低い場合はトーアウトとなり、点 B が点 C より高い場合はトーインになる。また点 B と C が同じ高さの場合、トー角変化は生じずキャンバ角変化のみが生じる。トー角変化の大きさも軸 B-C の前後方向への傾き角および軸 B-C まわりの点 A の回転角により決定される。

3. 4. 5. SAT-C/S とサスペンション諸元のまとめ

ここで、ストラット式フロントサスペンションにおける SAT-C/S とサスペンション諸元の関係についてまとめておく。SAT-C/S も LF-C/S と同様にモードⅠ、モードⅡ、モードⅢの 3 つのトー角変化からなる。モードⅠによるトー角変化は、一般的な FF 用ストラット式フロントサスペンションでは LF-C/S とは逆のトーアウトになる。また、その大きさは点 B、C 間の車両前後方向の距離およびばね定数 k_{DY} と k_{HY} で決まる。モードⅡによるトー角変化も LF-C/S とは異なり、サスペンションのリンク配置によらずトーアウトになり、その量はロアアームの平面視回転角および辺 B-C および軸 C-H のリンク作用により決定される。モードⅢによるトー角変化については、LF-C/S と同様にトー角変化の方向は点 B と点 C の高さの関係により決定され、その大きさは軸 B-C の前後方向への傾き角および軸 B-C まわりの点 A の回転角により決定される。一般的な FF 用ストラット式フロントサスペンションでは点 B は点 C よりも低く設定されるため、トー角変化はトーアウトになる。このように、一般的な配置のサスペンションにおいては LF-C/S と異なり、SAT-C/S の場合は全てのモードがトーアウトになる。モードⅠ、モードⅡ、モードⅢの 3 つのトー角変化は一般には小さいため、後の数値例で示すように、最終的な SAT-C/S はこれら 3 つのモードの線形和で近似できる。

3. 5. CAE による SAT-C/S および LF-C/S の算出

本章では第 3.3 節および 3.4 節で行った考察の検証のため、CAE によるサスペンション挙動の計算を行う。LF と SAT は測定により得られたデータを用いた。ただし LF に関しては測定におけるタイヤのスリップ角が小さい範囲のため、タイヤに生じるコーナリングフォース（以降、CF とする）を LF とみなして取り扱うこととする。

3. 5. 1. CF および SAT の測定

最初に CF と SAT の測定方法および得られたデータを簡潔に示す。なお、これは河田らの論文[3-8]で示したものと同一であるため、詳細についてはそちらを参照されたい。測定には A&D 社製フラットベルト試験機を用いた。この試験機にサイズが 225/50R18 のタイヤを取り付け、CF と SAT を同時に測定した。測定に際しては高速でのレーンチェンジの操舵初期部分を対象とした。ベルト速度は 100 km/h とし、タイヤに付与するスリップアンクルは 0.2Hz の sin 波形で最大角度 0.65deg として変化させた。図 3. 11 に実際に測定装置で与えたスリップアン

グルの時刻歴を示す。こうして得られた CF と SAT の測定データを図 3.12 に示した。なお、この条件における最大横加速度は 0.55G 程度であり、実車の常用域の範囲である。

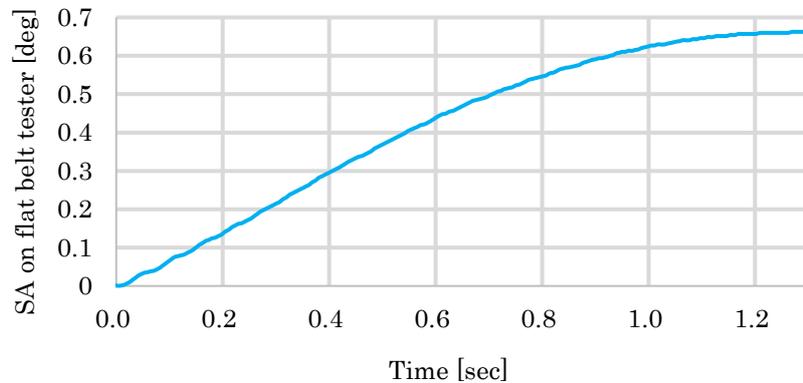


Fig.3.11 Time history of SA given in the test at 100km/h.

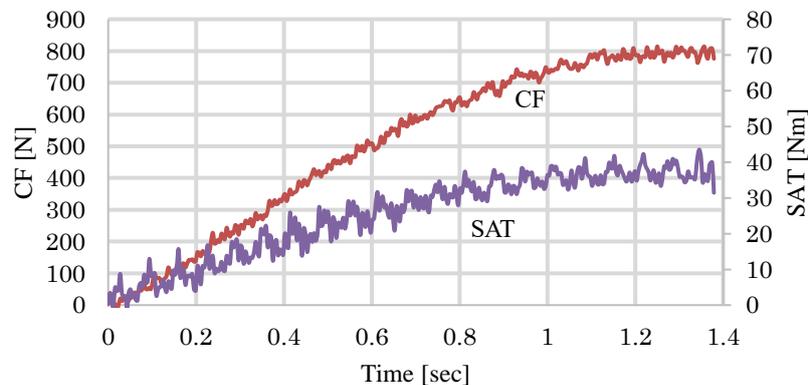


Fig. 3.12 Measurement results of CF and SAT at 100km/h.

3. 5. 2. LF-C/S および SAT-C/S の CAE 解析方法

ここでは使用した CAE の解析方法について説明を行う。本 CAE 解析は愛知工業大学機械学科教授 神谷恵輔氏の協力を得て同氏が提案した解析法[3-9][3-10]を使用して行った。解析モデルは図 3.13 に示すように、車両旋回外輪の 1 輪の 3D モデルとした。

本モデルの詳細について説明する。点 B,C にはボールジョイントが配置されており、任意の軸まわりに自由に回転できる。このボールジョイントの剛性をばねとして考慮した。点 A, D, G は実車ではラバースタブで車体に支持されている。計算モデルでは、ばねで剛壁に支持されているとした。なお点 A の X 軸方向および Y 軸方向のばね定数は、ショックアブソーバの曲げ剛性を含めた値とした。点 H は実車ではタイロッドインナボールジョイントが配置されこの点でタイロッドがステアリングギヤボックス ASSY に結合されているが、計算モデルではばねで剛壁に支持されているとした。なお、Y 軸方向のばね定数は、パワーステアリングモータ位置で回転を止

めた際のステアリング系ねじりばね定数を含めた値とした。タイヤ接地点 J ではタイヤの Z 軸方向変位のみを拘束し、X 軸、Y 軸方向変位および各軸まわりの回転は自由にできるものとした。なお神谷氏の方法では解析に際し可動物体の質量および慣性モーメントが必要になるが、準静的な解析となるよう可動部質量を十分軽くし、各ばねと並列に適切な係数値の粘性減衰を与えた。これらのパラメータの値の決定に際しては、あらかじめステップ入力に対する応答を求め、この応答が十分早く整定するように定めた。さらに時刻歴計算をするときの時間刻みは $2 \times 10^{-7} \text{sec}$ と十分小さい値に設定した。

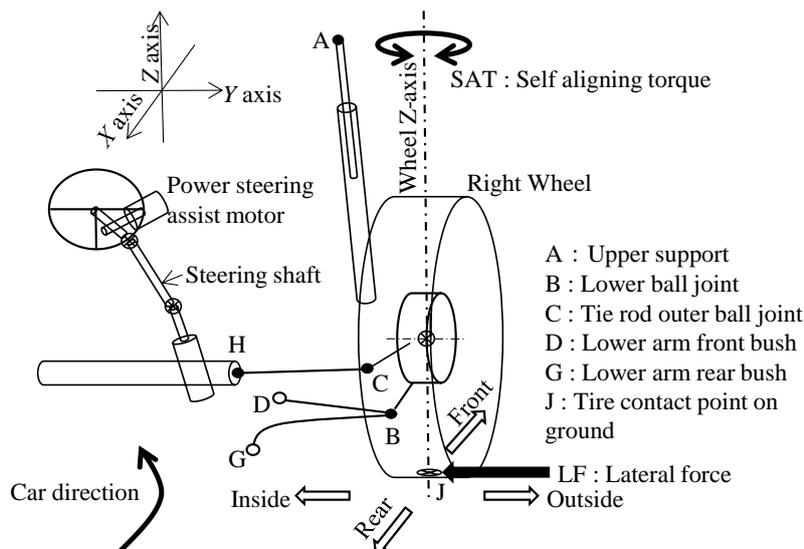


Fig. 3.13 Front suspension model used in CAE.

Table 3.3 Suspension specifications.

| Suspension points | Location X, Y, Z [mm] | Spring constants | | | | | |
|------------------------------|--------------------------|--------------------|-------|-------|------------------|-----|------|
| | | Translation [N/mm] | | | Torsion [Nm/deg] | | |
| | | X | Y | Z | X | Y | Z |
| A : Upper support | 1067, 571, 1595 | 450 | 450 | 333 | 4 | 4 | 0 |
| B : Lower ball joint | 984, 725, 960 | 21300 | 21300 | 39200 | 0 | 0 | 0 |
| C : Tie rod outer ball joint | 1130, 685, 1068 | 34300 | 34300 | 13500 | 0 | 0 | 0 |
| D : Lower arm front bush | 1013, 338, 959 | 922 | 15200 | 15200 | 276 | 200 | 200 |
| G : Lower arm rear bush | 1281, 360, 970 | 1500 | 500 | 244 | 1.42 | 3.5 | 3.59 |
| H : Tie rod inner ball joint | 1169, 304, 1058 | 10080 | 16900 | 10080 | 0 | 0 | 0 |
| I : Wheel center | 1000, 764, 1084 | - | - | - | - | - | - |
| J : Tire contact point | 1000, 766, 795 | - | - | - | - | - | - |

サスペンションモデルの各点の座標およびばね定数を表 3.3 に示す。この表 3 そのものの LF-C/S および SAT-C/S の計算を行い、表 3.3 から設計諸元を変更した計算も行った。設計諸元違いによる計算の目的は 3.3 節および 3.4 節で議論した各モードによるトー角変化の検証である。具体的な手順は、表 3.3 に示した仕様そのもので

の LF-C/S および SAT-C/S の計算を行い、表 3.3 に対し点 H のばね定数 k_{HY} を 1/2 低下させたもの、点 H の X 座標を点 C の X 座標と同じにしたもの、点 A のばね定数 k_{AY} の値を 2 倍にしたものの計 4 種類の計算を行った。

表 3.3 そのものの計算を Case 0 と呼ぶことにし、そこから k_{HY} の値を半分にした場合を Case I とした。 k_{HY} の値を半分にする目的は、点 D, H の車両左右方向への変位量差によるホイールトー角変化すなわちモード I によるトー角変化を観察することにある。さらに点 H の X 座標を点 C の X 座標と同じにした場合を Case II とした。点 H と点 C の X 座標を同じにする目的は、辺 B-D と軸 C-H のレイアウト違いによるロアアームの回転によるモード II によるトー角変化を観察することにある。最後に点 A のばね定数 k_{AY} の値を 2 倍にしたものを Case III とした。これの目的は、軸 B-C まわりの点 A の回転によるモード III によるトー角変化を観察することにある。

3.3 節の議論からは LF が作用する場合の Case I ではモード I によるトー角変化が Case 0 の場合に比べてトーアウト方向となること、Case II ではモード II によるトー角変化が Case 0 の場合に比べてトーイン方向となること、Case III ではモード III によるトー角変化が Case 0 の場合に比べてトーイン方向となることがそれぞれ予想される。また 3.4 節の議論からは SAT が作用する場合の Case I ではモード I によるトー角変化が Case 0 の場合に比べてトーアウト方向となること、Case II ではモード II によるトー角変化が Case 0 の場合に比べてトーアウト方向となること、Case III ではモード III によるトー角変化が Case 0 の場合に比べてトーイン方向となることがそれぞれ予想される。これらを次節以降にて確認を行った。

3.5.3. LF によるサスペンション各点挙動とトー角変化

図 3.14(a), (b), (c), (d) に、LF が作用する場合の Case 0, Case I, Case II, Case III の時刻 $t = 1.2$ s におけるサスペンション各点の変位を平面視で示した。このとき SAT は作用しないものとした。図中の緑線、赤線、青線は初期状態におけるホイール部、ロアアーム、タイロッドであり、各点の座標は表 3.3 に示すとおりである。ただし、図の縦軸、横軸のスケールはメートル単位としてある。各点の変位は、倍率を 500 倍として黒矢印で表示している。

図 3.14(a) より、点 A は Y 軸正の向きに変位していること、点 D, H は Y 軸負の向きに変位していること、また点 B, D, G の変位からロアアームは反時計まわりに回転していることが分かる。これらは、図 3.4(b)、図 3.5、図 3.6(a) に示す結果と一致している。また図 3.14(b) を (a) と比べると、点 H の左右方向のばね定数を 1/2 にすることで点 H の Y 軸負方向の変位が増加していることが分かる。さらに、図 3.14(c) を (a) と比べると、辺 B-D と軸 C-H のレイアウト変更により点 C の Y 軸負方向の変位が減少しており、図 3.14(d) を (a) と比べると点 A の左右方向のばね定数を 2 倍にすることで点 A の Y 軸正方向の変位が減少していることが分かる。これらを数値として表 3.4 に示す。

この表の ΔY_{D} は点 D に対する点 H の Y 軸方向の変位差である。また ΔY_{II} はロアアーム上の点 B に対するタイロッド上の点 C の Y 軸方向の変位差から ΔY_{D} を差し引いたものであり、 ΔY_{III} は点 A の Y 軸方向変位と、ホイール部の点 B, C の Y 軸方向変位の平均値との差である。 ΔY_{D} は 3.3 節で議論したモード I によるトー角変化に対応

し、正の場合にはトー角変化はトーイン方向であることを示す。 ΔY_{II} はモードIIによるトー角変化に対応し、正の場合にはトー角変化はトーイン方向であることを示す。また ΔY_{III} はモードIIIによるトー角変化に対応し、正の場合にはトー角変化はトーアウト方向であることを示す。なお、今回の計算モデルでは点 B,C に配置されたボールジョイントの剛性も考慮しているため、これにより、ロアアーム上の点 B およびタイロッド上の点 C と、ホイール部の点 B, C の変位は異なったものとなる。そこで、表 3.4 では、ホイール部の点 B に対する点 C の Y 軸方向の変位差から ΔY_{II} を差し引いたものを ΔY_I として示してある。これは、実質的なモードIによるトー角変化に対応する。

表 3.4 より Case 0 の ΔY_I は正の値となっており、モードIによるトー角変化はトーインであることが分かる。また、 ΔY_{II} の値は負の値となっており、モードIIによるトー角変化はトーアウトであること、 ΔY_{II} の絶対値は ΔY_I の絶対値に比べて小さく、モードIIによるトー角変化はモードIに比べて小さいことが分かる。さらに、 ΔY_{III} の値は正となっており、モードIIIによるトー角変化はトーアウトであることが分かる。Case Iの場合は Case 0 の場合に比べて ΔY_I の値が減少しており、モードIによるトーイン量が減少していることが分かる。これは Case 0 の場合に比べてトー角変化がトーアウト方向になることを意味している。Case IIの場合は、Case 0 の場合に比べて ΔY_{II} の値が増加しており、モードIIによるトーイン量が増加していることが分かる。これは Case 0 の場合に比べてトー角変化がトーイン方向であることを意味する。Case IIIの場合は Case 0 の場合に比べて ΔY_{III} の値が減少しており、モードIIIによるトーアウト量が減少していることが分かる。これは Case 0 の場合に比べてトー角変化がトーイン方向であることを意味する。以上の表 3.4 の考察結果は、3.5.2 項で述べた 3, 4 節の議論から予想される結果と一致する。これをさらに確認するため、トー角変化の時刻歴を図 3.15 に示した。縦軸が正の領域はトーイン、負の領域はトーアウトを示している。この図からも Case Iは Case 0 に比べてトーアウト量が増加することが分かる。Case IIは Case 0 に比べてトーアウト量が減少し、トーイン方向の挙動をしている。Case IIIは Case 0 に比べてトーアウト量が大幅に減少し、トー角変化はトーインとなっている。これらは先の考察結果と一致する。

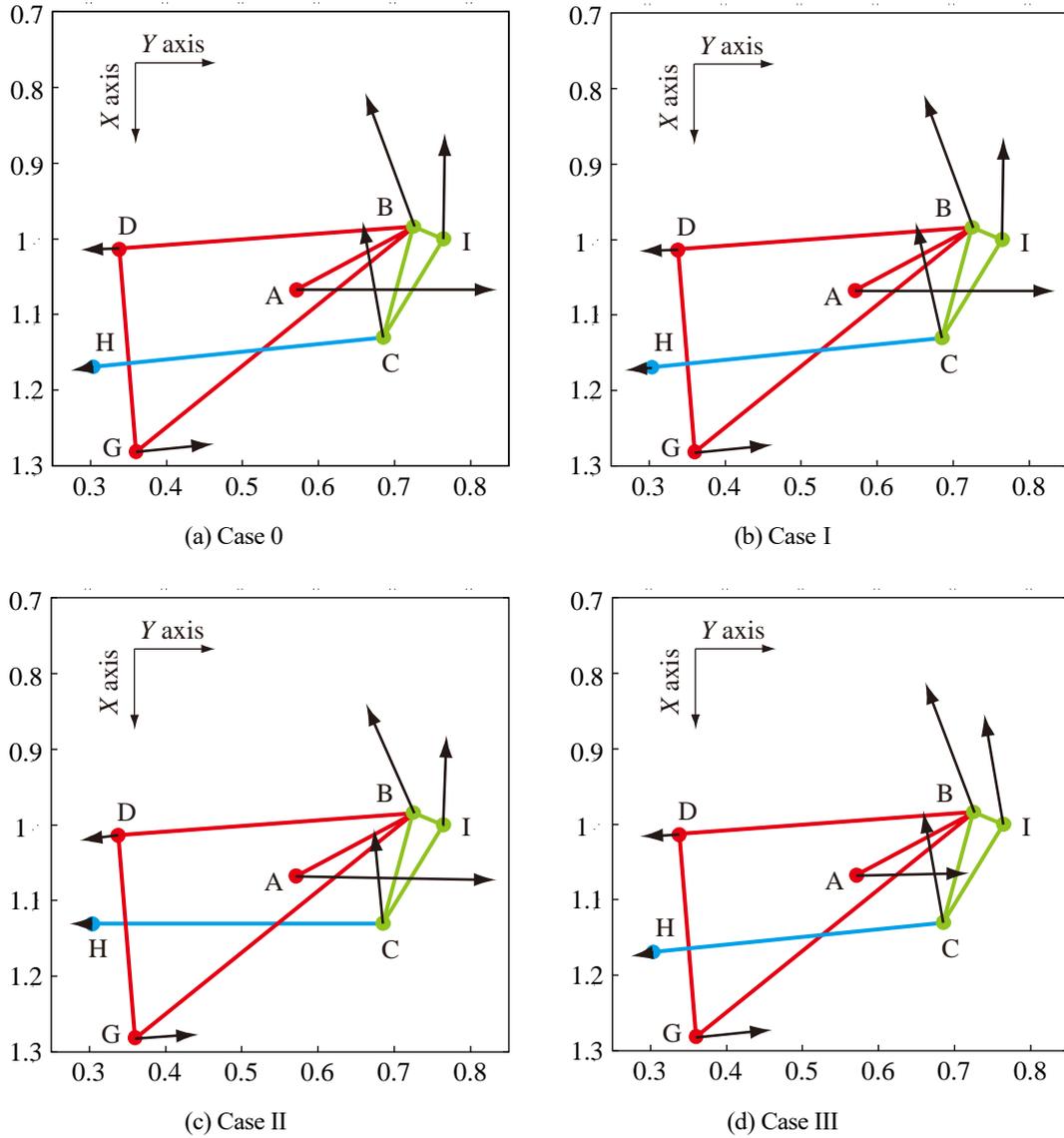


Fig. 3.14 Results of displacements of each point at $t=1.2$ [s] obtained by CAE analysis for Case 0, Case I, Case II and Case III when LF acts. In these figures, displacements are plotted by black arrows with magnification factor of 500. In Case I where k_{HY} is halved, displacement in Y direction at point H is larger than that of Case 0. In Case II where point H is moved to negative X direction, displacement in Y direction at point C is smaller than that of Case 0. In Case III where k_{HY} is doubled, displacement in Y direction at point A is smaller than that of Case 0.

Table 3.4 Values of parameters that correspond to change in tow angle by mode I, II and III for Case 0, Case I, Case II and Case III when LF acts. In Case I, value of Δy_{I} is decreased, which corresponds to that change in tow angle by mode I is in direction of toe-out. In Case II, value of Δy_{II} is increased, which corresponds to that change in tow angle by mode II is in direction of toe-in. In Case III, value of Δy_{III} is decreased, which corresponds to that change in tow angle by mode III is in direction of toe-in.

| | Δy_{ID} [m] | Δy_{I} [m] | Δy_{II} [m] | Δy_{III} [m] |
|----------|----------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|
| Case 0 | 4.20×10^{-5} | 7.10×10^{-5} | -0.38×10^{-5} | 53.8×10^{-5} |
| Case I | 2.93×10^{-5} | 5.84×10^{-5} | -0.39×10^{-5} | 54.4×10^{-5} |
| Case II | 4.11×10^{-5} | 7.03×10^{-5} | 1.85×10^{-5} | 52.1×10^{-5} |
| Case III | 4.22×10^{-5} | 7.15×10^{-5} | -0.28×10^{-5} | 30.7×10^{-5} |

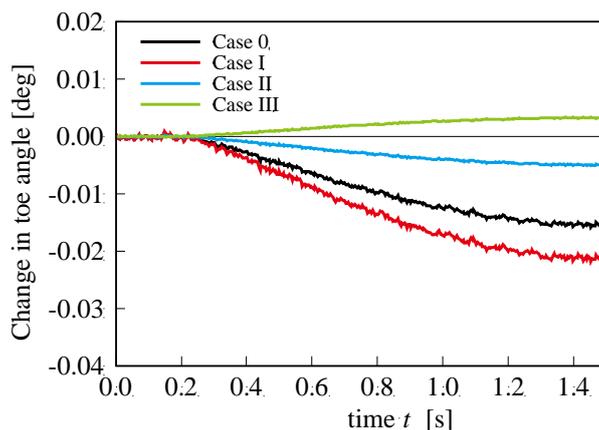


Fig. 3.15 Time histories of change in toe angles for Case 0, Case I, Case II and Case III when LF acts. In Case 0, change in toe angle is negative, which means that change in toe angle is toe-out. In Case I, amount of toe-out is increased. In Case II, amount of toe-out is decreased. In Case III, change in toe angle is toe-in.

つぎに、各モードのトー角変化を個別に求めた。具体的な算出方法を説明する。モードI、モードIIのトー角変化は ΔY_I , ΔY_{II} を点 B, C 間の距離で除して求めた。モードIIIのトー角変化は、軸 BC まわりのホイール部の回転により ΔY_{III} が生じるものと仮定して回転角を求め、この回転角の平面視への投影として算出した。Case 0 の場合の結果を図 3.16 に示す。この図には各モードのトー角変化の線形和および CAE 解析で求めたトー角変化をそれぞれ紫線、黒線で併せて示してある。紫線は黒線に非常に近く、モードI, II, IIIのトー角変化の線形和で CAE によるトー角変化を十分に近似できていることがわかる。

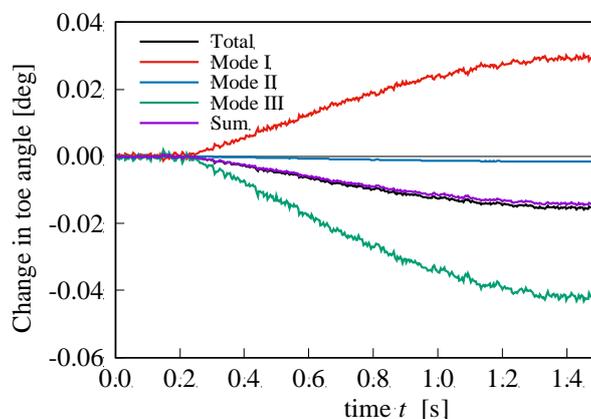


Fig. 3.16 Comparison of LF-C/S obtained by the CAE analysis and that obtained as the sum of the changes in toe angle by Mode I, II and III. It is seen that the sum is very close to LF-C/S obtained by the CAE analysis.

3. 5. 4. SAT によるサスペンション各点挙動とトー角変化

図 3.17(a), (b), (c), (d)に、SAT が作用する場合の Case 0, Case I, Case II, Case IIIの時刻 $t = 1.2$ s におけるサスペンション各点の変位を平面視で示した。このとき LF は作用しないものとした。ここでも図 3.14 と同様に各点の変位を黒矢印で示し、変位を 500 倍にして表示している。

図 3.17(a)より、点 A は Y 軸正の向きに変位していること、点 D は Y 軸正、点 H は Y 軸負の向きに変位していることが分かる。また点 B, D, G の変位から、ロアアームはほとんど回転していないことが分かる。これらは図 3.9 に示す結果と一致している。図 3.17(b)を(a)と比べると、点 H の左右方向のばね定数を 1/2 にすることで点 H の Y 軸負方向の変位が増加していること、図 3.17(c)を(a)と比べると辺 B-D と軸 C-H のレイアウト変更により点 C の Y 軸負方向の変位が増加していること、図 3.17(d)を(a)と比べると点 A の左右方向のばね定数を 2 倍にすることから点 A の Y 軸正方向の変位が減少していることが分かる。LF の場合と同様に、これらを数値として表 3.5 に示す。表 3.5 の見方は表 3.4 と同じである。

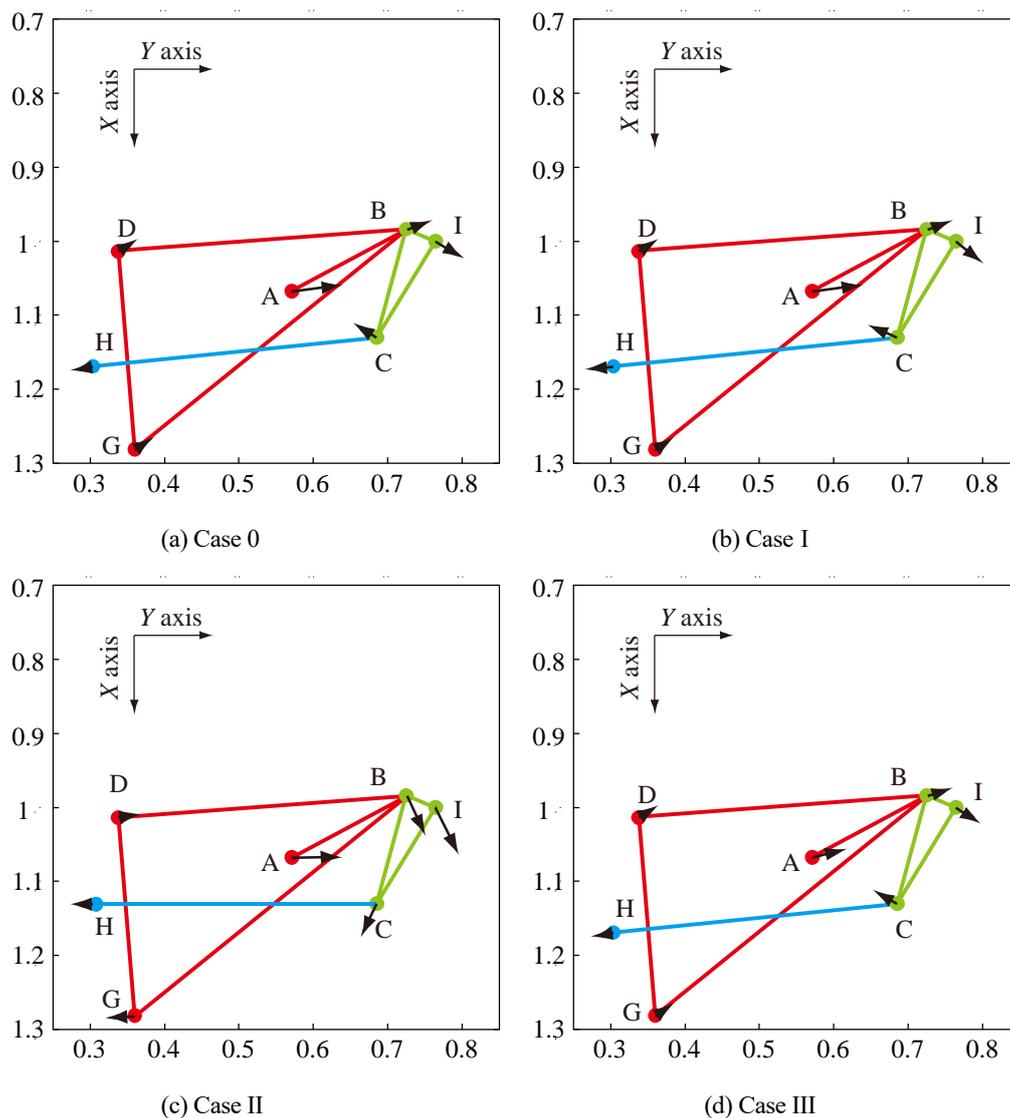


Fig. 3.17 Results of displacements of each point at $t=1.2$ [s] obtained by CAE analysis for Case 0, Case I, Case II and Case III when SAT acts. In these figures, displacements are plotted by black arrows with magnification factor of 500. In Case I where k_{HY} is halved, displacement in Y direction at point H is larger than that of Case 0. In Case II where point H is moved to negative X direction, rotational direction of the lower arm and tie rod is changed to clock-wise direction. In Case III where k_{HY} is doubled, displacement in Y direction at point A is smaller than that of Case 0.

表 3.5 より, Case 0 の ΔY_I の値は負となっており, モード I によるトー角変化はトーアウトであることが分かる. また, ΔY_{II} の値は負の値となっておりモード II によるトー角変化はトーアウトであること, ΔY_{II} の絶対値は ΔY_I の絶対値に比べて小さくモード II によるトー角変化はモード I に比べて小さいことが分かる. さらに, ΔY_{III} の値は正となっており, モード III によるトー角変化はトーアウト方向であることが分かる. Case I の場合は Case 0 の場合に比べて ΔY_I の値が減少しており, モード I によるトーアウト量が増加していること, すなわち Case 0 の場合に比べてトー角変化がトーアウト方向であることが分かる. Case II の場合も, Case 0 の場合に比べて ΔY_{II} の値が減少しており, モード II によるトーアウト量が増加していること, すなわち Case 0 の場合に比べてトー角変化がトーアウト方向であることが分かる. Case III の場合は Case 0 の場合に比べて ΔY_{III} の値が減少しており, モード III によるトーアウト量が減少していることが分かる. これは Case 0 の場合に比べてトー角変化がトーイン方向であることを意味している. 以上は 3.5.2 項で述べた 3.3 節および 3.4 節の議論から予想される結果と一致している. これをさらに確認するためトー角変化の時刻歴を図 3.18 に示した. 図 3.15 同様に縦軸の正の領域はトーイン, 負の領域はトーアウトを示している. この図からも Case II は Case 0 に比べてトーアウト量が増加していることが分かる. Case II も Case 0 の場合に比べてトーアウト量が微小ながら増加している. Case III は Case 0 に比べてトーアウト量が減少しており, トーイン方向の挙動をしている. これらは先の考察結果と一致する.

Table 3.5 Values of parameters that correspond to change in tow angle by mode I, II and III for Case 0, Case I, Case II and Case III when SAT acts. In Case I, value of Δy_I is decreased, which corresponds to that change in tow angle by mode I is in direction of toe-out. In Case II, value of Δy_{II} is decreased, which corresponds to that change in tow angle by mode II is in direction of toe-out. In Case III, value of Δy_{III} is decreased, which corresponds to that change in tow angle by mode III is in direction of toe-in.

| | Δy_{ID} [m] | Δy_I [m] | Δy_{II} [m] | Δy_{III} [m] |
|----------|------------------------|------------------------|------------------------|-----------------------|
| Case 0 | -2.86×10^{-5} | -4.59×10^{-5} | -0.20×10^{-5} | 9.34×10^{-5} |
| Case I | -4.36×10^{-5} | -6.09×10^{-5} | -0.21×10^{-5} | 10.1×10^{-5} |
| Case II | -2.97×10^{-5} | -4.69×10^{-5} | -0.53×10^{-5} | 8.72×10^{-5} |
| Case III | -2.85×10^{-5} | -4.59×10^{-5} | -0.18×10^{-5} | 4.91×10^{-5} |

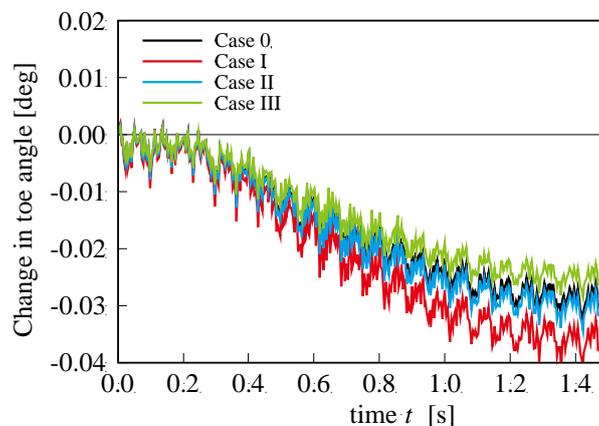


Fig. 3.18 Time histories of change in toe angles for Case 0, Case I, Case II and Case III when SAT acts. In all of Case 0, Case I, Case II and Case III, change in toe angle is toe-out. In Case I and Case II, amount of toe-out is increased while in Case III, amount of toe-out is decreased.

つぎに、SAT による各モードのトー角変化を個別に求めた。算出方法は LF の場合と同じである。Case 0 の場合の結果を図 3.19 に示す。この図には各モードのトー角変化の線形和および CAE 解析で求めたトー角変化をそれぞれ紫線、黒線で併せて示してある。紫線は黒線に非常に近く、モード I, II, III のトー角変化の線形和で CAE によるトー角変化を十分に近似できていることがわかる。

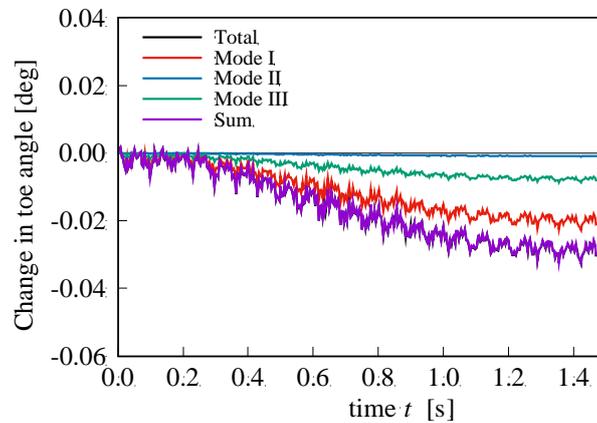


Fig. 3.19 Comparison of SATF-C/S obtained by the CAE analysis and that obtained as the sum of the changes in toe angle by Mode I, II and III. It is seen that the sum is very close to SAT-C/S obtained by the CAE analysis.

3. 5. 5. LF によるトー角変化と SAT によるトー角変化の比較

今回の CAE 解析で用いた LF と SAT は、同一旋回において測定されたものである。そこで LF と SAT によるトー角変化の比較を行い旋回中の両者の比較を行った。まず、表 3.3 に示したサスペンション諸元すなわち Case 0 の比較を行う。図 3.15 と図 3.18 の黒線を比較すれば、同一旋回中の LF-C/S と SAT-C/S はどちらもトーアウトであることが分かる。ただし、その大きさについては、SAT-C/S は LF-C/S よりも大きな値を持っていることが分かる。これは、表 3.3 に示したサスペンション諸元ではコンプライアンスステア全体に占める SAT-C/S の割合が LF-C/S より大きいことを示している。さらに、表 3.4 と表 3.5 の Case 0 を比較する。モード I については、LF に対しては Δy_I は正であり、トー角変化はトーインであるのに対し、SAT に対しては Δy_I は負であり、トー角変化はトーアウトであることが分かる。モード III については、LF と SAT のどちらに対しても Δy_{III} は負であり、トー角変化はトーアウトであることが分かる。なお、大きさはどちらもモード I に比べると小さいものとなっている。モード III については、LF と SAT のどちらに対しても y_{III} は正であり、どちらもトー角変化はトーアウトであるが、LF に対する Δy_{III} の方が SAT に対するものよりも大きいことが分かる。つぎに、Case 0 に対する Case I, II, III の変化について比較する。Case II については、LF と SAT のどちらに対しても Δy_I の変化の大きさは同程度で、変化の向きも同じであることが分かる。これより、モード II に対して k_{HY} が与える影響は LF と SAT のどちらに対してもほぼ同じであることが分かる。Case III については、LF に対する Δy_{II} の変化は、SAT に対する Δy_{II} の変化より大きいことが分かる。これより、モード II に対して点 H の位置が与える影響は LF に対する方が SAT に対するよりも大きいことが分かる。また今回の場合は、LF に対する場合と SAT に対する場合で変化の向きは

逆であることが分かる。Case IIIについても、LF に対する Δy_{III} の変化は、SAT に対する Δy_{III} の変化より大きく、モードIIIに対して k_{AY} が与える影響は LF に対する方が SAT に対するよりも大きいことが分かる。ただし、Case IIとは異なって、LF と SAT の両者に対する変化の向きは同じであることが分かる。

3. 6. ステアリングギヤボックスが前輪車軸中心より前方に置かれた際の LF-C/S

フロントのストラット式サスペンションには図 3.20, 3.21, 3.22 のようにステアリングギヤボックスが前輪車軸より後方に配置されたもの（以降、単に R-SGB）と前方に置かれたもの（以降単に F-SGB）の 2 種類が存在する。3.3 節から 3.5 節までに論じたものが前輪車軸より後方に配置されたものになる。本節では前輪車軸より前方に配置されたものについて検討を行った。

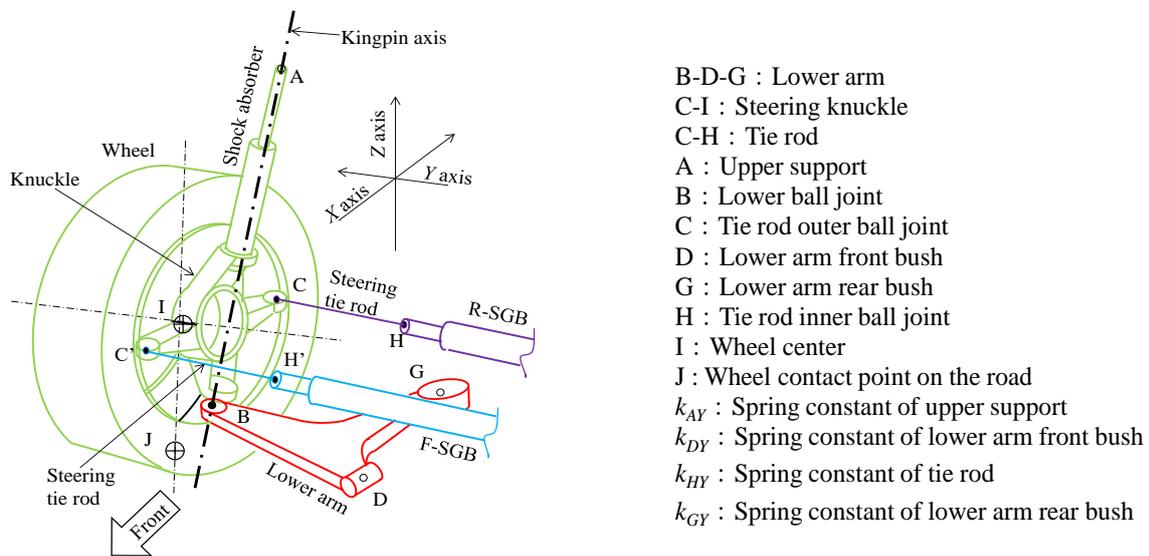


Fig. 3.20 3D diagram and names of each part of the strut type front suspension. The figure shows two types of steering gearboxes: one is F-SGB and another one is R-SGB.

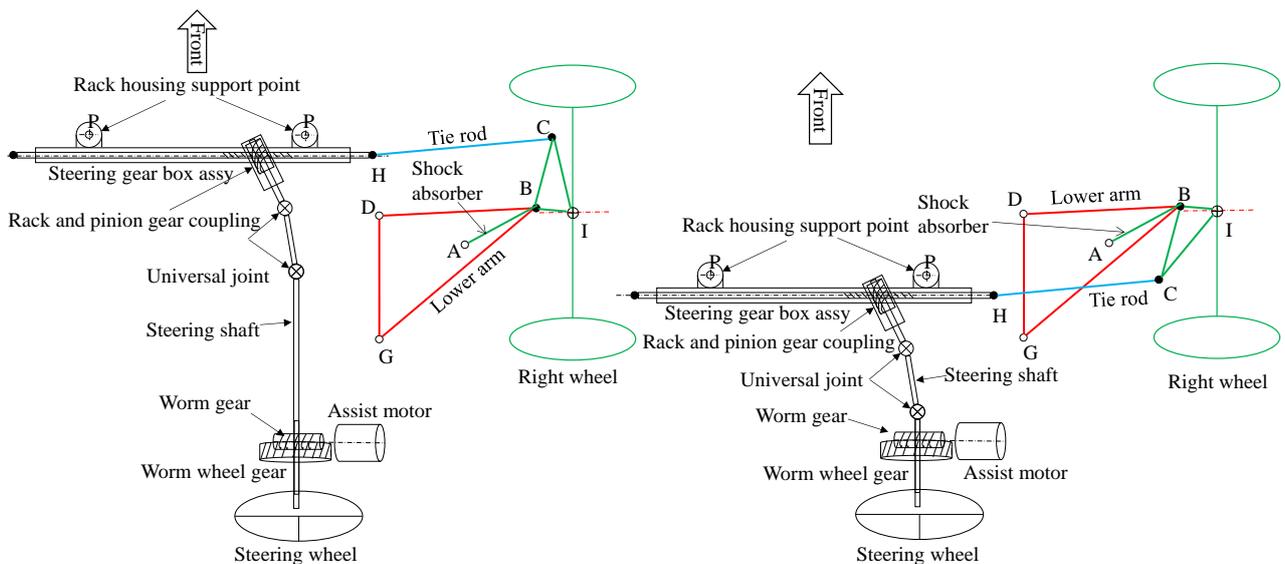
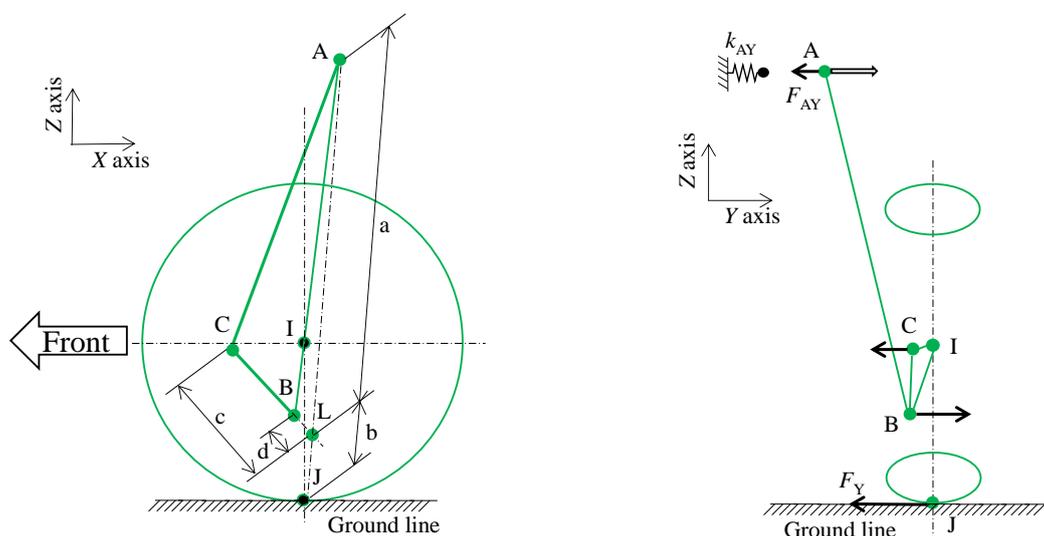


Fig. 3.21 F-SGB suspension and steering system layout. Fig. 3.22 R-SGB suspension and steering system layout.

3. 6. 1. F-SGB に LF が作用した際のサスペンションの挙動

はじめに F-SGB に LF が作用した状態のフロントサスペンション各部に作用する力の大きさと方向を考える。F-SGB に LF が作用した側面視を図 3.23 (a) に示し、その背面視を図 3.23 (b) に示した。なお、図中の F_Y は LF を意味する。黒矢印は力の大きさと方向を示している。比較として R-SGB の場合を図 3.24 に示した。両者は点 C における力の方向が異なるのみで、サスペンション全体の変位の様相は同じである。そして、図 3.23(b) に示すアップーサポート点 A には R-SGB 同様に車両外向きの変位が生じる。これにより R-SGB で述べた Mode III のサスペンション挙動が生じる。つぎに F-SGB に $F_Y (=LF)$ が作用したサスペンションの平面視を図 3.25 に示す。 F_Y によりロアアーム前辺 B-D に車両内向きの F_{BY} が、タイロッド軸 C-H に車両外向きの F_{CY} がそれぞれ作用する。これにより R-SGB で述べた Mode I のサスペンション挙動が生じる。そして、 F_{BY} の方向がロアアームの点 D に対し前方を指向することでロアアームを含むサスペンション全体に回転が生じる。これにより R-SGB で述べた Mode II のサスペンション挙動が生じる。図 3.25 に示す F-SGB について説明する。タイロッド C-H はのほぼ真横方向であり、ロアアーム前辺 B-D の点 B が点 D よりも車両前方に位置している。点 B へ入力 F_{BY} の方向は点 B の前方を指すためロアアーム全体は左回りの Mode II 挙動になる。そして、C-H と B-D のリンク作用によりトーアウトになる。以上から、F-SGB においても R-SGB 同様の 3 つのサスペンション挙動モードが存在することが分かる。



(a) Inner side view of the front wheel assy.

(b) Back view of the front wheel assy.

Fig. 3.23 Explanation of the direction of the force acting on each point of the wheel part with the steering gearbox assembly located **forward** of the center of the front axle.

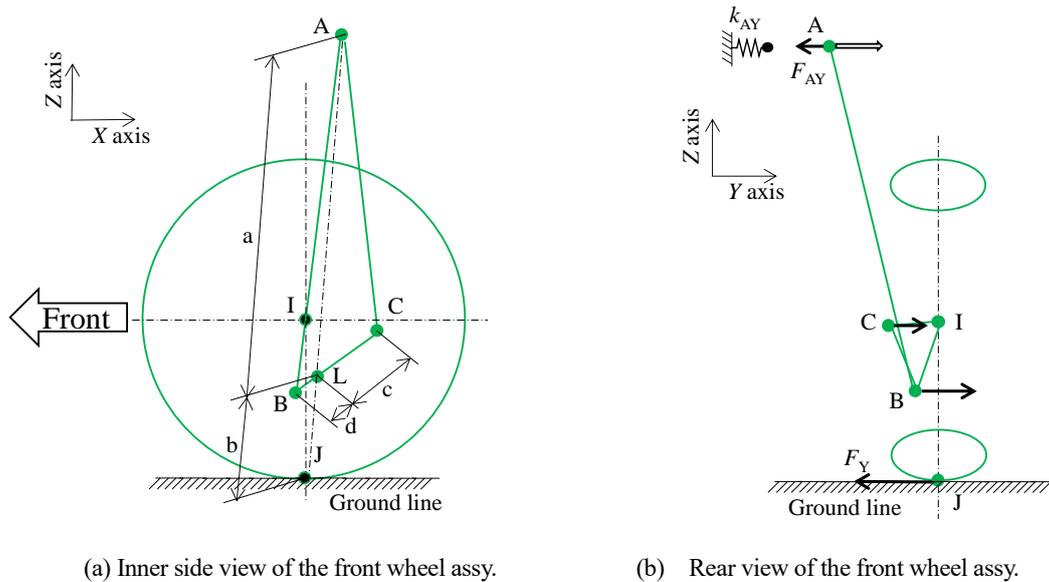


Fig. 3.24 Explanation of the direction of the force acting on each point of the wheel part with the steering gearbox assembly located behind of the center of the front axle.

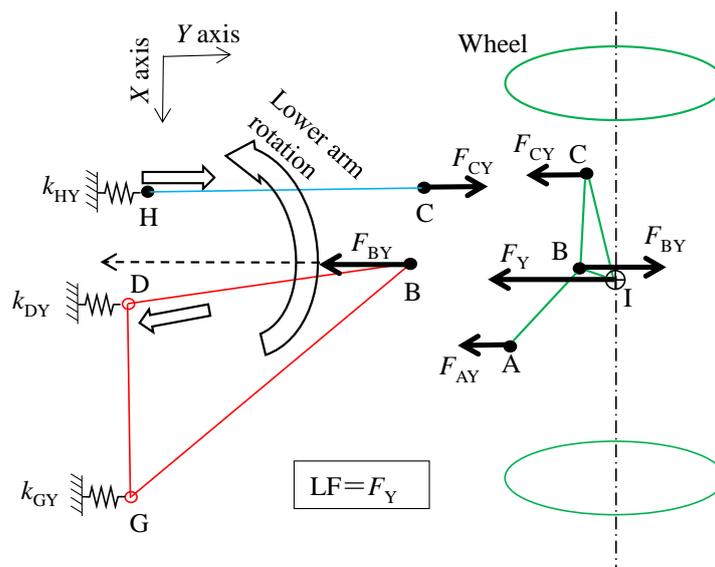


Fig. 3.25 Planar view of the suspension when LF acts on the wheel. The black arrows represent the forces acting on points A, B, C and J. In this figure, LF acting on point J is represented by the black arrow starting from point I. The white arrows represent the displacements of point D and H, and the rotation behavior of the lower arm around point D.

3. 6. 2. F-SGB における Mode I によるトー角変化

F-SGB において $F_Y (=LF)$ が作用すると図 3.25 に示すようにタイロッド軸 C-H は車両外側に変位し、ロアアーム前辺 B-D には車両内側に変位する。その結果、必ずトーアウトになる。そして、その量は k_{DY} と k_{HY} の和が大きくなると減少し、 cd が大きくなると増加する。市販されている R-SGB のフロントサスペンションの設

計諸元値では必ずトーインになる。よって、F-SGB と R-SGB の Mode Iによる LF-C/S のトー角方向は互いに逆向きになることが分かる。

3. 6. 3. F-SGB における Mode II によるトー角変化

平面視図 3. 26 に F-SGB の例を示す。図 3. 26 はタイロッド軸 C-H がほぼ真横方向に配置され、ロアアームの前辺 B-D の点 B が点 D に対し車両後方に位置している。この場合、 F_Y が作用した際の点 B への分力 F_{BY} はロアアームの点 D よりも後方を指向する。そのため図 3. 25 とは異なりロアアームには右回転の挙動が生じる。そして、C-H と B-D のリンク作用によりトーアウトになる。なお、タイロッド軸とロアアーム前辺の車両左右方向への変位によるトー角変化は Mode I で考慮しているためここでは点 D, H は左右方向に変位しないものとして考えている。このように、F-SGB においても R-SGB 同様にサスペンションのレイアウトによりロアアームの回転方向およびリンク作用によるトー角方向は変化することが分かる。

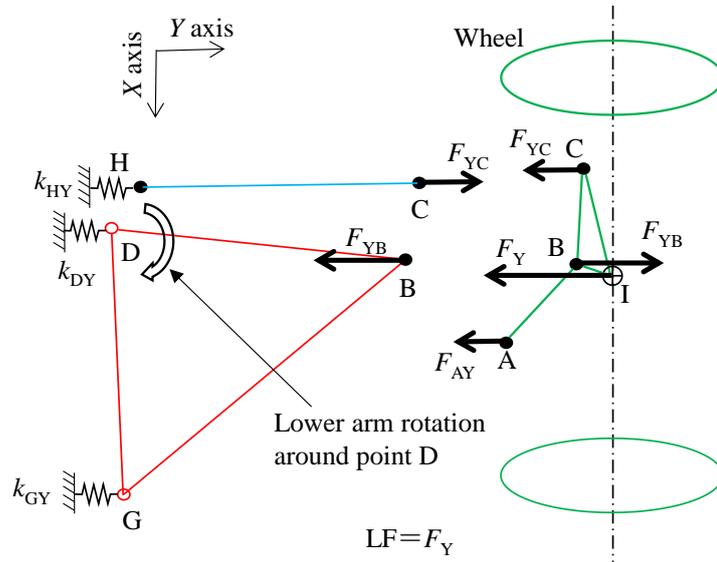


Fig. 4. 26 The figure showing the direction of force acting on each point of the suspension in a plan view. When the steering gear box is placed forward of the front axle, the tie rod axis C-H is pulled to the outside of the vehicle, and the front lower arm edge B-D is pushed to the inside of the vehicle. And the lower arm and tie rod rotate to clockwise.

3. 6. 4. F-SGB における Mode III によるトー角変化

Mode IIIによるトー角変化は、図 3. 24 (b)に示したようにアッパーサポート点 A が車両外側へ変位し、ホイール部が軸 B-C まわりに車両後方から見て時計まわりに回転することに起因して生じる挙動である。点 B, C の Y 軸方向変位によるトー角変化はすでに Mode I および Mode II で考慮しているため、Mode III によるトー角変化を議論する場合には点 B, C は変位しないものと考えた。図 3. 27 に F-SGB の側面視と上面視を示した。R-SGB でも述べたが、市販されている自動車のタイロッド軸は路面干渉による折損を防止するためタイロッドアウターボールジョイント点 C はロアアームボールジョイント点 B に対して高い位置に置かれる。そのためアッパーサポート点 A

の回転軸 B-C は図にあるように車両前方が高い軸になる．この軸まわりにホイールが回転する様子を上面視から見ると必ずトーインになる．これは、R-SGB と逆になる．そして、トー角変化の大きさは軸 B-C の前後方向への傾き角、および軸 B-C まわりの点 A の回転角すなわちアッパーサポート点 A の左右方向ばね定数により決定されることが分かる．

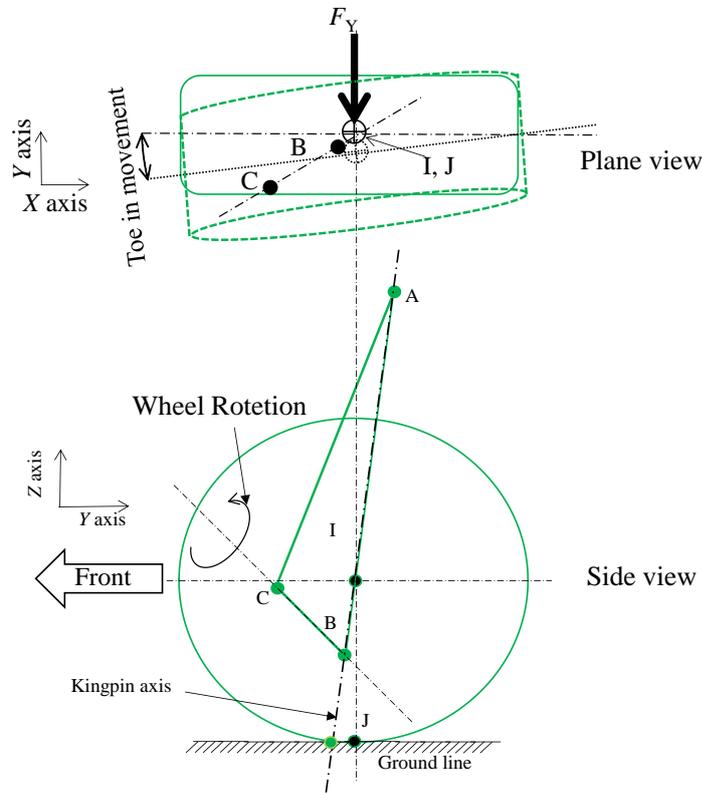


Fig. 3.27 Toe angle variation due to wheel rotation around axis B-C. When point C in front of the vehicle is higher than point B, the toe angle changes in the toe-in direction due to wheel rotation around axis B-C.

3. 7. 結 言

エンジン横置きFF車に用いられるR-SGB及びFR車に用いられるF-SGBのLF-C/SおよびSAT-C/Sとサスペンションの設計諸元の関係について検討を行った．まず定性的な検討を行い、LF-C/SとSAT-C/Sはともに3つのモードのトー角変化からなること、LF-C/SとSAT-C/Sではこれらの3つのモードにサスペンションの設計諸元が与える影響が異なることを明らかにした．そして、一般的なR-SGBにおけるLF-C/SはモードIではトーインとなり、モードIIはサスペンションレイアウトによりトーイン、トーアウトのどちらにもなり、モードIIIはトーアウトとなることを示した．またSAT-C/SにおいてはモードI、モードII、モードIIIのいずれにおいてもトーアウトとなることを示した．一方、F-SGBにおけるLF-C/SはモードIではトーアウトとなり、モードIIはサスペンションレイアウトによりトーイン、トーアウトのどちらにもなり、モードIIIはトーインとなることを示した．

第4章 旋回横力が作用するフロントサスペンションのキングピン軸挙動に関する研究

4. 1. 緒 言

自動車は日常生活において必要不可欠な移動手段の一つであり、多くの改良により安全かつ安心に走行できるよう操縦安定性の改良が行われてきた。そうした改良の中にフロントサスペンションのキングピン軸設定やサスペンションのコンプライアンス特性[4-1]の最適化がある。

フロントサスペンションのキングピン軸とは、フロントホイールが転舵方向に回転する際の回転軸を指している。これは、フロントホイールを側面から見た際のキャストトレールおよびキャスト角、フロントホイールを背面から見たキングピンオフセットおよびキングピン角の4つの値で規定される軸になる。これら4値はフロントサスペンションの計画もしくは設計において最初期に決定され、操縦安定性を含む車両特性に大きな影響があるものとされている。フロントサスペンションの設計手順としては、サスペンションの各結節点の回転挙動のみを許し、サスペンションの構成要素が弾性変形しないものとみなしてキングピン軸の設定が行われる。そして、その値は各国への届け出値、整備書やカタログ値などに使用されている。本論文では、サスペンションを弾性変形しないものとして決定されるキングピン軸のことを幾何キングピン軸と呼ぶことにする。

一方、サスペンションのコンプライアンス特性とは、ホイールに加わる外力によってサスペンション各部が変形することで生じるホイールの姿勢変化のことを指している。このホイール姿勢の種類は、ホイールのトー角変化、キャンバ角変化、接地点変位量（接地点変位量のことを単にコンプライアンスと呼ぶ）の3値で整理され、等価コーナリングパワーや等価コーナリングスチフネス[4-2] [4-3] [4-4] [4-5]などに加工してサスペンションの性能指標に使用されている。自動車が実際に旋回する際には、運転手の操舵による幾何キングピン軸まわりに回転挙動が生じる。そして、タイヤによる旋回横力（以降、LFとする）が接地点に作用する。この旋回横力によりサスペンションに弾性変形すなわちコンプライアンス特性によるホイールの挙動が生じる。こうした弾性変形には弾性主軸が存在する可能性がある。そのため、実旋回時のホイール挙動は幾何キングピン軸まわりの回転と弾性主軸まわりの回転の両者を合成した回転軸まわりに起きる可能性がある。ここでは、弾性主軸により生じる回転軸を弾性キングピン軸と呼び、幾何キングピン軸と区別する。また、幾何キングピン軸と弾性キングピン軸の合成により求まる回転軸を合成キングピン軸と呼ぶことにする。

本論文ではLFによる弾性主軸および合成されたキングピン軸について定性的に検討を行い、それらをCAEにより検証を行った。その結果、合成されたキングピン軸のキャストトレールおよびキャスト角が減少し、キングピンオフセットおよびキングピン傾角が増加する可能性があることが分かった。

4. 2. ストラット式フロントサスペンション

この章では、本論文で取り扱うストラット式フロントサスペンションの説明を行う。このサスペンションはエンジン横置きFF（フロントエンジンフロントドライブ）車に用いられている。このサスペンションにおいて多くの場合、フロント車軸中心より後方にステアリングギヤボックス ASSY が配置される。本論文でもこのタイプのサスペンションについて考える。

4. 2. 1. ストラット式フロントサスペンションの構造

図 4. 1 に一般的に市販されている車両のストラット式フロントサスペンションの 3D 図を示す。図中の X 軸は車両の前後方向を示し、Y 軸は左右、Z 軸は上下方向を示している。サスペンションの主な構成部品は、グレーで示されたホイールおよびアクスルシャフト、紫色で示されたステアリングナックル、黄色で示されたショックアブソーバ、赤色で示されたロアアーム、青色で示されたタイロッドおよびステアリングギヤボックスである。ホイールとステアリングナックル、ショックアブソーバは、アクスルシャフトまわりのホイールの回転を除いて一体となって動く。ロアアームは、図 1 中に示された[D]および[G]でラバーブッシュを介してボデーに固定されている。また、[B]でボールジョイントを介してステアリングナックルと結合されている。タイロッドは[C]でボールジョイントを介してステアリングナックルと結合されている。また、[H]でボールジョイントを介してステアリングギヤボックスと結合されている。

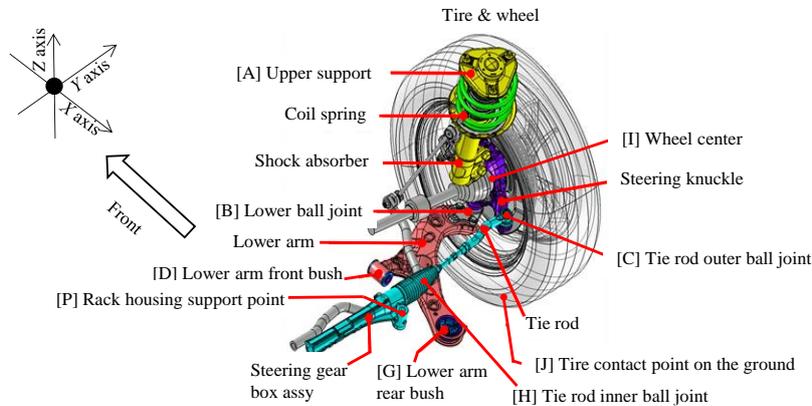


Fig. 4. 1 Strut type front suspension in 3D view.

図 4.2 にストラット式フロントサスペンションの平面視模式図を示す。図 4.1 中の[A]から[I]は、図 2 の点 A から点 I に対応する。以降は、これらを点 A などと表す。図 4.2 においては、ホイールとステアリングナックル、ショックアブソーバは一体となって動くため、全て緑線で示してある。また、ロアアームは点 B, D, G を結ぶ赤線で示してある。さらに、タイロッドは点 C と点 H を結ぶ青線で示してある。点 A, D, G にはラバーブッシュが使用され、点 B, C, H にはボールジョイントが使用される。

表 4.1 に市販 SUV 車両における k_{AY} , k_{DY} , k_{GY} , k_{HY} の値の例を示す。この表において k_{AY} は、点 A におけるラバーブッシュ剛性およびショックアブソーバのロッド曲げ剛性を考慮したものとしている。また k_{HY} は、ステアリングギヤボックス ASSY の車体取付け剛性およびステアリングシャフトのねじり剛性を考慮したものとしている。市販されている車両では k_{DY} および k_{HY} は高い値に設定され、 k_{AY} および k_{GY} は低い値に設定されることが多い。

以下に、図 4.2 に示すリンク配置の特徴とその理由およびばね定数が上述のように設定される理由について簡単に説明しておく。ロアアーム前辺 B-D は、点 B が点 D に対しわずかに車両前方に位置しているが、車両 Y 軸に近い角度に配置される。これは LF を軸力として受け、剛性を高くするためである。これに伴い k_{DY} の値も高く設定される。タイロッド軸 C-H はアクスルセンタより後方で辺 B-D に対しほぼ等長平行になるように配置される。これは、等長平行に近くなるよう設定することで辺 B-D と軸 C-H をパラレルリンク化し、これによりサスペンションへの前後入力挙動に対しホイールのトー角変化を小さく抑えるためである。ロアアームの点 G のばね定数 k_{GY} の値は、段差乗り越え時のショックを考慮して低く設定されている。

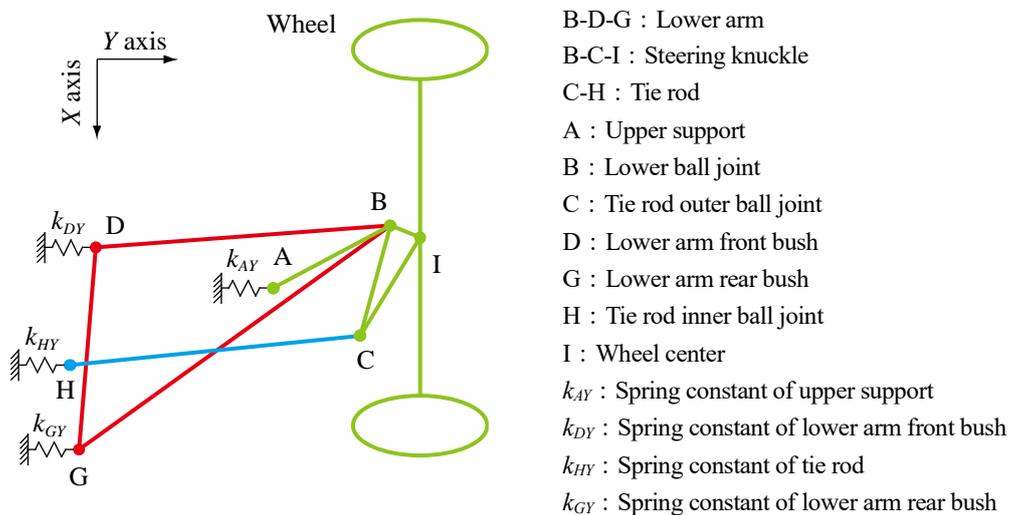


Fig. 4.2 Top view of the front suspension. Red triangle represents the lower arm, blue line the tie rod and green lines the wheel parts.

Table 4.1 Examples of the spring constants in Y direction.

| | |
|----------|------------|
| k_{AY} | 450 N/mm |
| k_{DY} | 15200 N/mm |
| k_{GY} | 500 N/mm |
| k_{HY} | 16900 N/mm |

4. 2. 2. フロントサスペンションのキングピン軸と操縦安定性

この節ではフロントサスペンションのキングピン軸設定操縦性に与える影響について説明する。図 4.3 にストラット式フロントサスペンションの側面図を示し、図 4.4 に同背面図を示した。ステアリングホイールを操作することでフロントホイールはアッパーサポート点 A とロアボールジョイント点 B を結ぶキングピン軸まわりに回転する。側面図の地面に垂直な線とキングピン軸の成す角をキャスト角と呼び、キングピン軸が地面に当たった点 K と接地点 J の距離をキャストトレールと呼ぶ。背面図の地面に垂直な線とキングピン軸の成す角をキングピン角といい、キングピン軸が地面に当たった点 K と接地点 J の距離をキングピンオフセットと呼ぶ。

キャストトレールを増すと外乱によるホイールの切れ角を戻そうとする復元モーメントが大きくなり車両自身の直進性が増す。また、操舵側からの入力に対しては図中のナックルアーム長 d と寸法 c の比によって接地点横力への伝達力が変化する。また、キングピンオフセットは路面入力によるハンドルの取られに影響し、キャスト角およびキングピン角は転舵により車体に上下動を生じさせる。このようにキングピン軸設定による 4 値は操縦安定性に影響を持っている。

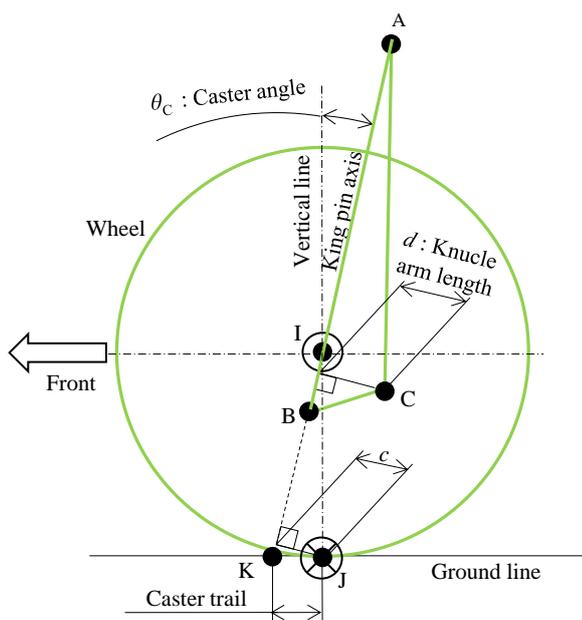


Fig. 4.3 Strut front suspension in side view. Tie rod axial force is affected by front suspension dimensions c and d .

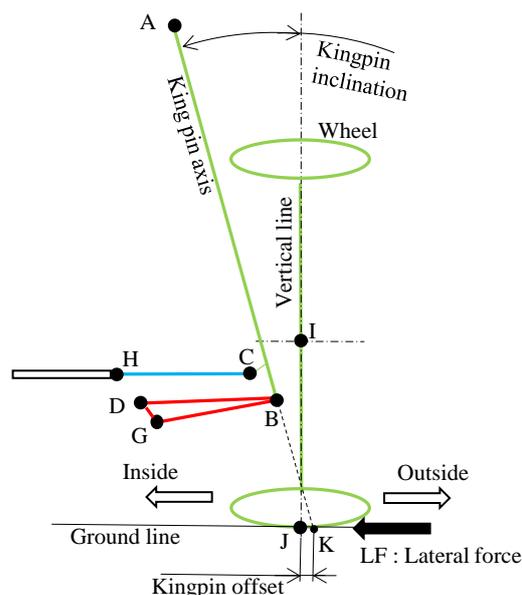


Fig.4.4 Strut front suspension in back view. Kingpin offset is related to straightness.

4. 2. 3. ストラット式フロントサスペンションの弾性幾何特性 (横力コンプライアンス特性)

この節では横力コンプライアンス特性について説明する。横力コンプライアンス特性はコンプライアンスステア (LF によるホイールトー角変化)、コンプライアンスキャンバ (LF によるホイールキャンバ角変化)、コンプ

ライアンス (LF による接地点変位量) の 3 つの値で整理されている。本論文ではこれら 3 値を横力コンプライアンス特性 3 値と呼ぶことにする。

実車を使用した横力コンプライアンス特性 3 値の測定は AB Dynamics 社の K&C [4-6] を使用して行われた。測定値の例として表 4.2 に市販 3 車種の値を示した。表 2 中の測定地は LF として左右輪に同時かつ同方向に 1000 N (タイヤ分担荷重の約 25% 相当) を負荷した際の値を示している。測定された横力コンプライアンスステアの負表示は、トー角変化は車体が曲がる方向とは逆方向であることを示し、横力コンプライアンスキャンバの正表示はタイヤの接地点が車両内側へ変位して倒れる動きであることを示し、横力コンプライアンスの正表示は入力方向に接地点が変位したことを示している。

Table 4.2 Measured lateral force compliance characteristics of front suspension for 3 passenger cars for lateral force of 1000N. This table shows the results for the outer wheel. Negative toe angle change means that the wheel rotates in direction of toe out and camber angle indicates positive camber. The grounding point is displaced in the input direction.

| | Vehicle A | Vehicle B | Vehicle C |
|---|-----------|-----------|-----------|
| Lateral compliance steer : Toe angle change [deg] | -0.004 | -0.02 | -0.022 |
| Lateral compliance camber : Camber angle change [deg] | 0.137 | 0.25 | 0.179 |
| Lateral compliance : Input point movement [mm] | 0.737 | 1.189 | 0.846 |

一般的な自動車のフロントサスペンションの横力コンプライアンスステアは、車両が曲がろうとする方向とは反対の方向にトー角変化が生じるよう設定される。こうした設定の事を LF-C/S がアンダステアであると呼んでいる。この目的は高速走行などにおいて操舵に対する車両の過敏な反応を抑制し、適切なステアリングホイールトルクを得ることにある。本論文において以降の議論はフロントの旋回外輪について行った。なお、旋回内輪についても同様の議論が当てはまる。旋回外輪におけるアンダステアのトー角変化は車両外向きのトーアウトになる。なお表 2 の各値の絶対値は大きなものではない (特にトー角変化は 10^{-2} deg 程度) が、この程度の値でも動的なステアリングホイールトルクや車両ヨー挙動に影響を与える[4-7]ことは知られている。また、サスペンションの横力コンプライアンス特性に関し解説した書物[4-8] [4-9]がある。

4. 3. 横力コンプライアンス特性 3 値による弾性主軸

本章では横力コンプライアンス特性 3 値による車両 X-Z 平面内の 2 次的に観た弾性主軸および幾何キングピン軸と合成したキングピン軸について定性的な検討を行った。

4. 3. 1. 横力コンプライアンス特性によるホイール姿勢変化

本節では横力コンプライアンス特性 3 値を使い、車両 X-Z 平面内に生じるホイールの弾性主軸について検討を行った。弾性主軸を求める方法として、ステアリングホイールを直進に保った状態すなわち幾何キングピン軸まわりの転舵の無い状態を想定し、LF によるホイール姿勢変化からその回転軸を求めた。LF によるホイールの挙動には横力コンプライアンス特性 3 値で整理された以外の挙動も存在する。そのため実際のホイール挙動は 3 次元的な瞬間ラセン挙動を取ることになるが、ここでは定性的な議論を目的として車両 X-Z 平面上における 2 次元による弾性主軸について検討を行った。

最初にフロントホイールを車両 X-Y 平面上で見たホイール回転中心について検討を行った。図 4.5 に LF 作用時のホイール挙動を示した。緑実線で示したホイールは LF 入力前、緑破線は LF 入力後のホイールを示している。横力コンプライアンスステアと横力コンプライアンスの 2 値により回転中心点 X が求まり、緑実線から緑破線へ示すホイール位置に変位する。横力コンプライアンスステアがトーアウトである場合は図 4.5 のように点 X は車両前方に求まる。一方、トーインの場合は車両後方に求まる。横力コンプライアンス値を一定とすると横力コンプライアンスステア値が小さいほど点 X はより車両前方向に求まる。また、横力コンプライアンスステア値を一定とすると横力コンプライアンス値が大きくなっても点 X はより車両前方向に求まる特性を持つことが分かる。

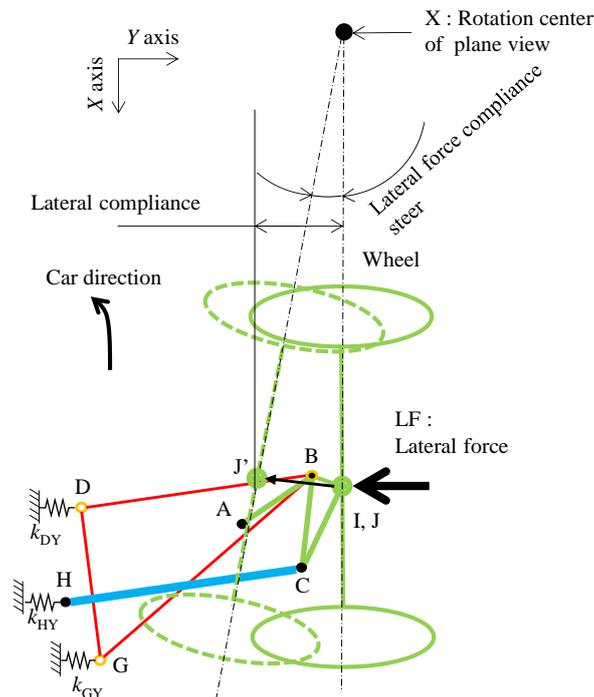


Fig. 4.5 Top view of the wheel movement when LF acts on the wheel. Rotation center made by lateral compliance. When the lateral force compliance steer is under, the rotation center is found in in front of the vehicle.

つぎにフロントホイールを車両 Y-Z 平面上で見たホイール回転中心について検討を行った。図 4.6 に LF 作用時のホイール挙動を示した。緑実線で示したホイールは LF 入力前、緑破線は LF 入力後のホイールを示している。

横力コンプライアンスキャンバ角と横力コンプライアンスの2値により回転中心点Yが求まり、緑実線から緑破線で示すホイール位置に変位する。横力コンプライアンスキャンバおよび横力コンプライアンスは常に正の値になるため点Yは図のように車両上方に求まる。横力コンプライアンス値を一定とすると横力コンプライアンスキャンバ値が小さいほど点Yはより車両上方に求まる。また、横力コンプライアンスキャンバ値を一定とすると横力コンプライアンス値が大きくなっても点Yはより車両上方に求まる特性を持つことが分かる。

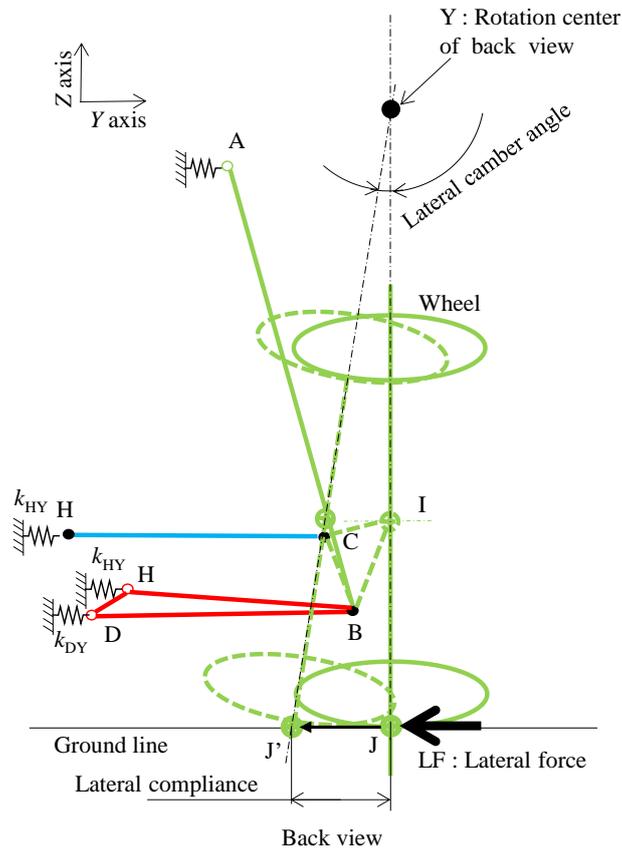


Fig. 4. 6 Back view of the wheel movement when LF acts on the wheel. Rotation center made by lateral compliance. The rotation center is found above the vehicle due to the camber angle and the movement of the contact point caused by the action of the lateral force.

先に求めた点 X, Y を結ぶ軸 X-Y は X-Z 平面上における回転軸すなわち弾性主軸になる。本論文では横力コンプライアンス特性によるホイールの弾性主軸を弾性キングピン軸と呼ぶことで、先に述べた幾何キングピン軸と区別している。

図 4.7 に弾性キングピン軸を 3 次元的に図示した。緑実線で示したホイールは LF 作用前を示し、緑破線で示したホイールは LF 作用後を示している。図 4.7 は横力コンプライアンスステアがトーアウトの車両の場合を示している。得られた弾性キングピン軸は幾何キングピン軸から変位して異なるものになっている。また、弾性キングピン軸によるキャスタ角およびキャスタトレールは、ともに幾何キングピン軸のそれに対し大きな値に変化することが分かる。

X - Z 平面上的弾性キングピン軸 X - Y は、横力コンプライアンスステア角を θ_z 、横力コンプライアンスキャンバ角を θ_x 、横力コンプライアンス量を L 、接地点 J を原点(0, 0)とすることで式 1, 2 のように求めることができる。

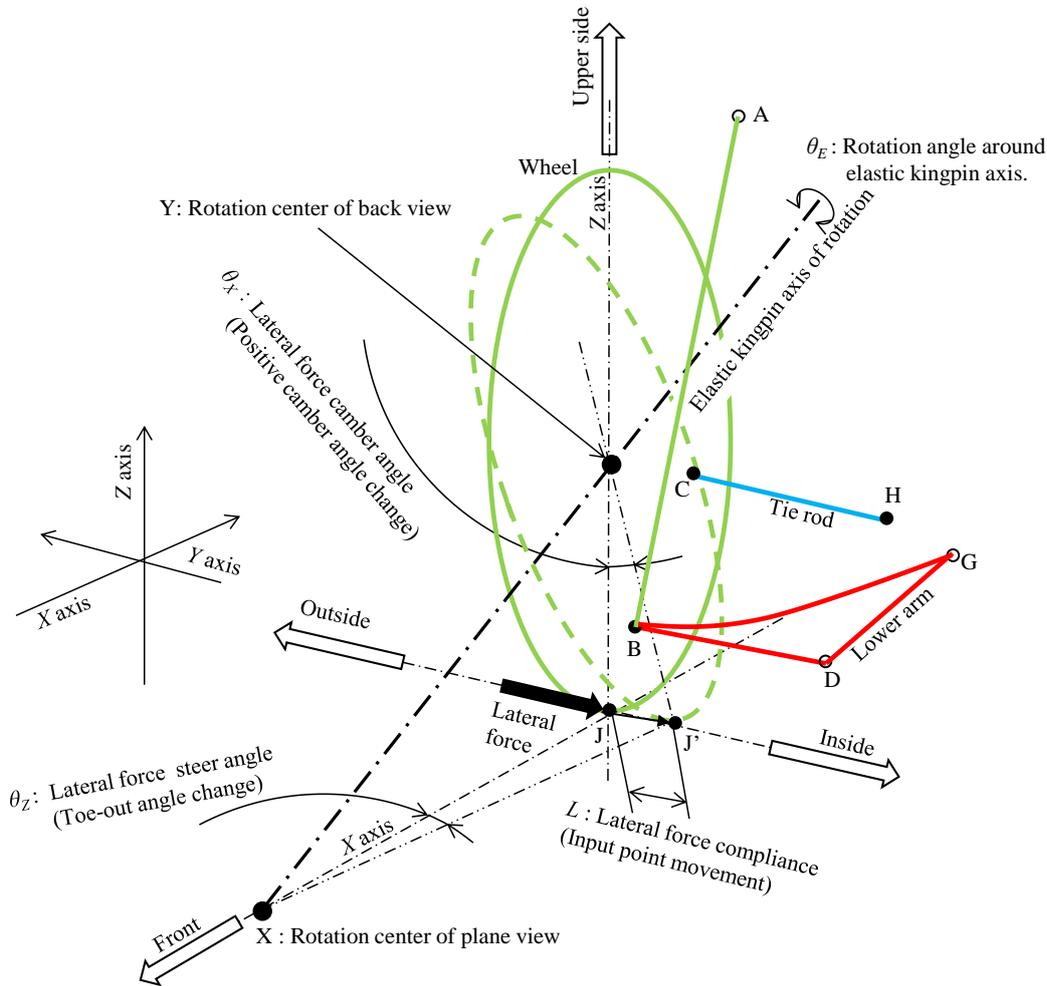


Fig. 4. 7 Formation of wheel rotation axis by lateral force compliance in 3D view. This figure is a 3D version of Figures 5 and 6. The posture of the wheel is determined by the lateral force compliance characteristics of the front suspension by the ground contact lateral force acting on the front suspension with the steering tie rod fixed. Then, it rotates around the rotating elastic axis of the wheel.

$$X = \frac{L}{\tan \theta_z} \quad [\text{mm}] \quad (1)$$

$$Y = \frac{L}{\tan \theta_x} \quad [\text{mm}] \quad (2)$$

(θ_z : Lateral force compliance steer angle [deg], θ_x : Lateral force compliance camber angle [deg], L : Lateral compliance [mm], X : Distance between X and J [mm], Y : Distance between Y and J [mm])

表 4.2 に示した 3 車種の横力コンプライアンス特性 3 値を使用して式(1), (2)によりそれぞれの弾性キングピン軸を求めた。図 4.8, 4.9, 4.10 にそれらを示す。表 4.2 中の横力コンプライアンス特性 3 値の絶対値およびそれぞれの差は極めて小さいが、弾性キングピン軸として表示することで車種ごとに大きく異なる弾性キングピン軸を持つことが分かる。

図 4.8 は表 4.2 中の A 車の弾性キングピン軸を示している。他車比較でキャスタ角、キャスタトレールともに最大の値になる。具体的には A 車のキングピン軸によるキャスタ角が 7.5deg から 85.7deg に増加し、キャスタトレールは 38mm から 4060mm に増加している。これは A 車の横力コンプライアンスステア値が他車比で小さいことに起因している。また、点 Y の高さも他車比で高い位置になっている。これは点 B の左右剛性に対し点 A のそれが高い値になっていることが原因と考えられる。

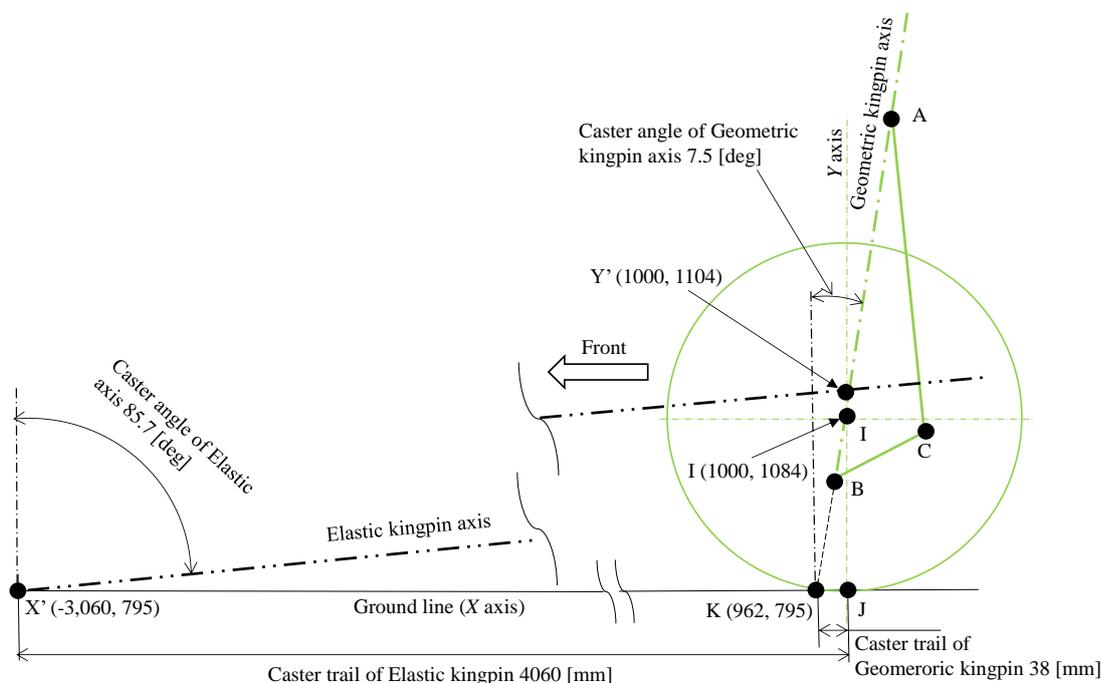


Fig. 4.8 Elastic king pin axis of vehicle A in the side view. In this sample, an elastic kingpin axis with the largest castor angle and longest castor tail appears. The elastic kingpin axis here was obtained from Fig. 7 and Equations 1 and 2. The camber angle change is dominant in behavior of the wheel due to the lateral force of vehicle A.

図 4.9 は表 2 中の B 車の弾性キングピン軸を示している。他車比較でキャスタ角、キャスタトレールともに最小の値になる。具体的には B 車のキングピン軸によるキャスタ角が 7.5deg から 77.2deg に増加し、キャスタトレールは 38.7mm から 1179mm に増加している。これは B 車の横力コンプライアンス値が他車比で大きいことに起因している。

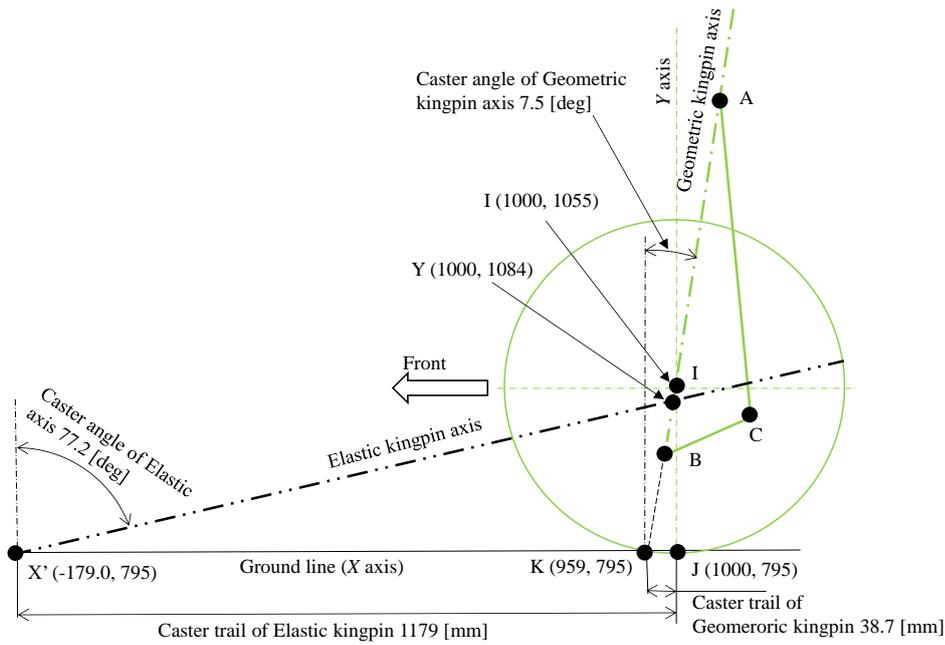


Fig. 4. 9 Elastic king pin axis of vehicle B in side view. In this sample, an elastic kingpin axis with relatively small castor angle and short castor tail appears. The elastic kingpin axis here was obtained from Fig. 7 and Equations 1 and 2. The wheel behavior due to the lateral force of vehicle B has a larger toe angle change than that of vehicle A.

図 4.10 は表 2 中の C 車の弾性キングピン軸を示している。他車比較でキャスト角、キャストトレールともに中間の値になる。具体的には C 車のキングピン軸によるキャスト角が 3.5deg から 80.9deg に増加し、キャストトレールは 15.8mm から 1721mm に増加している。

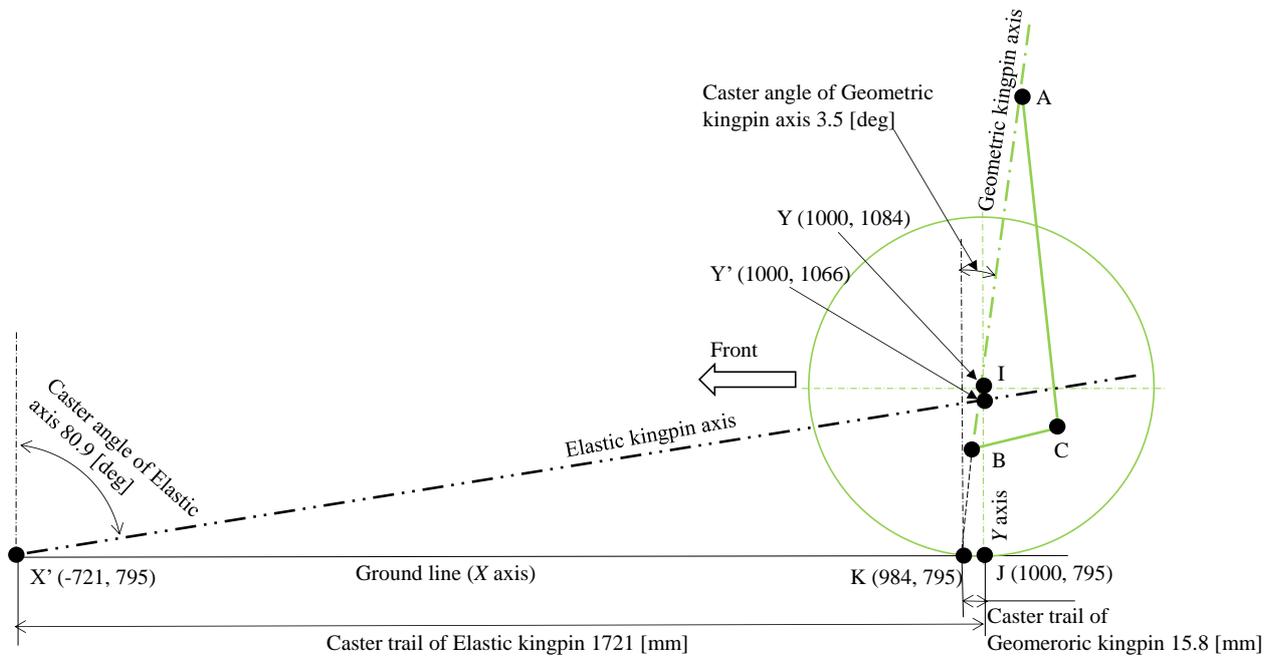


Fig. 4. 10 Elastic king pin axis of vehicle C in side view. In this sample, an elastic kingpin axis with a relatively large castor angle and long castor tail appears. The elastic kingpin axis here was obtained from Fig. 7 and Equations 1 and 2. The wheel behavior due to the lateral force of vehicle C is similar to that of vehicle B.

4. 3. 2 弾性キングピン軸と幾何キングピン軸の関係

第4章3節1項ではステアリングホイールを固定し、人為的な幾何キングピン軸まわりのホイール回転が行われない状態でのキングピン軸すなわち弾性キングピン軸を求めた。しかし、実際の自動車の旋回においては幾何キングピン軸まわりのホイール回転と弾性キングピン軸まわりのホイール回転が同時に発生している。そのため旋回におけるホイールの回転軸は幾何キングピン軸と弾性キングピン軸を合成した軸まわりに回転すると考えられる。本論文では幾何キングピン軸と弾性キングピン軸を合成してできる回転軸のことを合成キングピン軸と呼び先の2つと区別する。

人為的に行われる幾何キングピン軸まわりのホイール回転が少なく LF が大きい場合、合成キングピン軸は弾性キングピン軸に近いものになり、逆に人為的なホイール回転が大きく LF が小さい場合の合成キングピン軸は幾何キングピン軸に近いものになると考えられる。そこで図 4.11 に幾何キングピン軸、弾性キングピン軸、合成キングピン軸の3つの関係について図示した。幾何キングピン軸まわりの回転角 θ_G はステアリングホイールの操舵角に比例する値であり、弾性キングピン軸まわりの回転角 θ_E は LF に比例する値になる。このため θ_G と θ_E に直接的な関連性がなく、それらは走行条件や操舵条件に左右される。そのため走行と操舵条件を以下のように決めて考察を行った。最初に車庫入れのように極低速で大舵角かつ LF が小さい場面を想定する。こうした場合、幾何キングピン軸まわりの回転角 θ_G が弾性キングピン軸まわりの回転角 θ_E を大きく上回るため、合成キングピン軸は幾何キングピン軸に極めて近いもしくは幾何キングピン軸そのものになると考えられる。つぎに高速道路のように高速走行で微小舵角かつ LF が大きい場面を想定する。こうした場合、合成キングピン軸は幾何キングピン軸と弾性キングピン軸の中間位置に存在すると考えられる。おしまいに、最後に左右に傾斜した路面、いわゆるカント路面を直進する場面を想定する。こうした場合、幾何キングピン軸まわりの回転角 θ_G は 0 になり弾性キングピン軸まわりの回転 θ_E のみが生じる。そのため合成キングピン軸は弾性キングピン軸そのものになると考えられる。

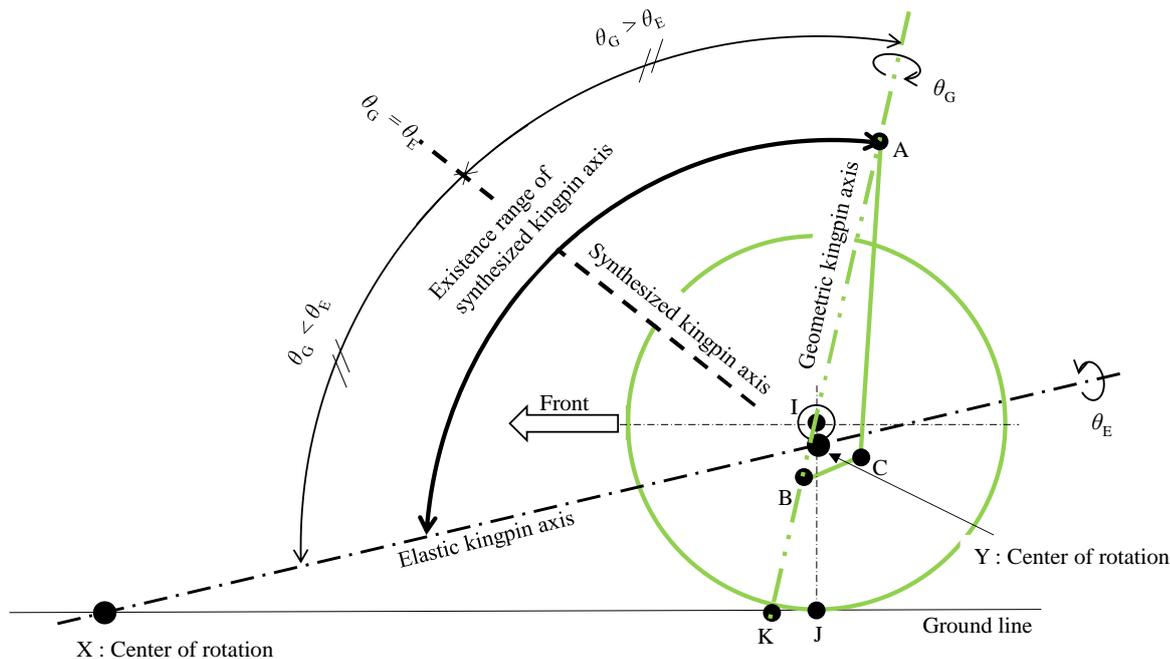


Fig. 4. 11 Synthetic kingpin axis with geometric kingpin axis and elastic kingpin axis. A synthetic kingpin axis consisting of a geometric kingpin axis and an elastic kingpin axis is generated between the two at a location corresponding to their respective rotation angle ratios. If the rotation angle about the geometric kingpin axis is large, the synthetic kingpin axis is formed close to the geometric kingpin axis, and if the rotation angle around the elastic kingpin axis is large, the synthetic kingpin axis is formed close to the elastic kingpin.

4. 4. CAE による弾性キングピン軸と合成キングピン軸の検証

ここでは、横力コンプライアンス特性 3 値による弾性キングピンと合成キングピン軸について CAE を使用して 3 次的に検証した。具体的には高速走行のレーンチェンジのような微小舵角かつ LF が大きい場面を想定し、それにより弾性キングピン軸まわりのホイール回転角と幾何キングピン軸まわりの回転角が拮抗するような走行状況における検討を行った。

4. 4. 1. 横力コンプライアンス 3 値の測定

CAE 検討は市販 SUV 車を供試車両として行った。その準備として最初に供試車両のフロントサスペンションの横力コンプライアンス特性の測定を行った。つぎに供試車両に装着されているタイヤのレーンチェンジにおける操舵角による LF の測定を行った。これらにより実旋回における弾性キングピンと合成キングピン軸を求めた。

供試車両を AB Dynamics 社の K&C[4-10]を使用して横力コンプライアンス特性を測定した。簡単に測定方法を説明しておく。被測定車両は 1 輪荷重が 4250N の小型 SUV になる。これのボデーを設備に固定した後、タイヤ

に接するテーブルを1輪分担荷重になる高さに保持し、その後その高さにてテーブルを左右方向に変位させることで接地点横力を与えた。与えるLFは $\pm 3000\text{N}$ としホイール面に取り付けた角度センサによりタイヤのトー角とキャンバ角の測定を行った。また、接地点横方向変位はテーブルの変位量からタイヤの左右変形量を引くことで算出した。なお、接地点への横力入力により生じるステアリングホイールの回転を止めるためにステアリングコラム上のパワーアシストモータ位置で回転を止めて測定した。

図 4.12 に測定された横力コンプライアンスステア値を示す。横軸に負荷したLFを示し、縦軸に横力コンプライアンスステア値を示した。測定値は原点から矢印に沿って右下方向に方に立ちあがっている。測定値の負領域は自動車が曲がる方向とは反対向きのトー角変化すなわちトーアウトになることを示している。図 4.13 に横力コンプライアンスキャンバ値を示す。横軸に負荷したLFを示し、縦軸に横力コンプライアンスキャンバ値を示した。測定値は原点から矢印に沿って右上方向に方に立ちあがっている。測定値の正領域はポジティブキャンバすなわちタイヤ接地点が入力方向である車両内側に傾くキャンバ角変化を示している。

図 4.14 に測定された横力コンプライアンス値を示す。横軸に負荷したLFを示し、縦軸に横力コンプライアンス値を示した。測定値は原点から矢印に沿って右上方向に方に立ちあがっている。なお、各測定値にはサスペンション結節点のばね特性によるヒステリシスがある。そのため、以降の検討においては各図の黒丸点で示したLF=0, 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000Nの7点の往路のみを使用した。

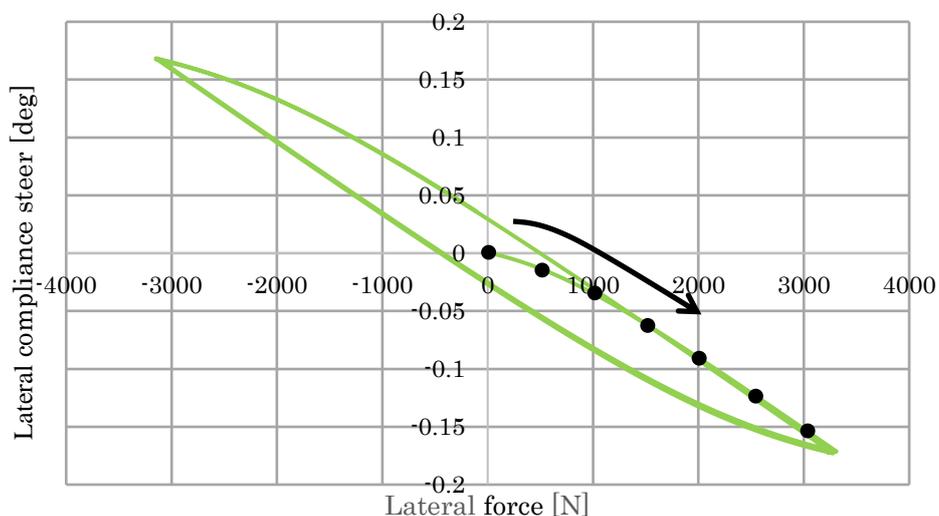


Fig. 4.12 Lateral force compliance steer. The lateral force compliance steer has a relatively large hysteresis. Negative value in lateral force compliance steer indicates understeer, and draws a diagram extending to the lower right as the lateral force at the ground contact point increases. Compliance steer has non-linear characteristics for ground contact lateral forces between 0 and 1000N. On the other hand, it has linear characteristics between 1000N and 3000N. (On turning outer wheel)

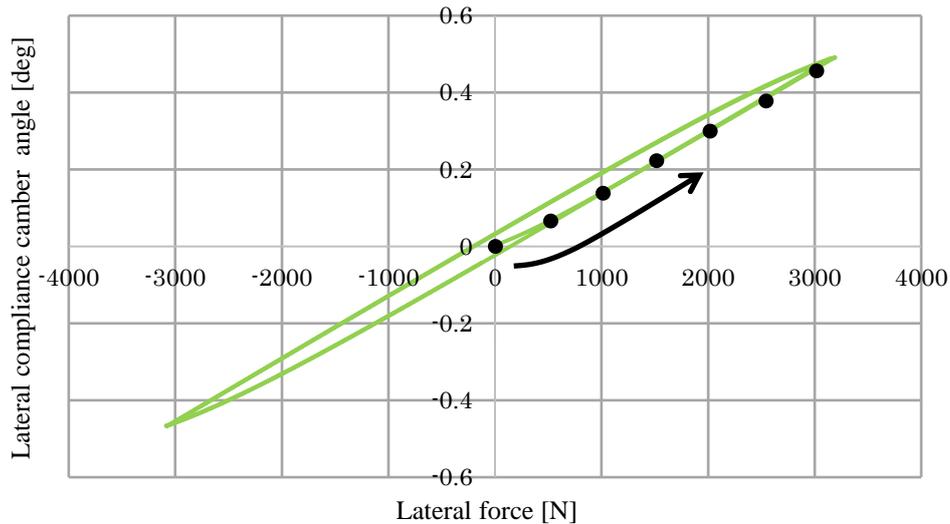


Fig. 4. 13 Lateral force compliance camber. The lateral force compliance camber has a hysteresis. Positive value in the lateral force compliance camber indicates a positive camber, and draws a diagram extending to the upper right as the lateral force at the ground contact point increases. Compliance camber has non-linear characteristics for ground contact lateral forces between 0 and 500N. On the other hand, it has linear characteristics between 500N and 3000N. (On turning outer wheel)

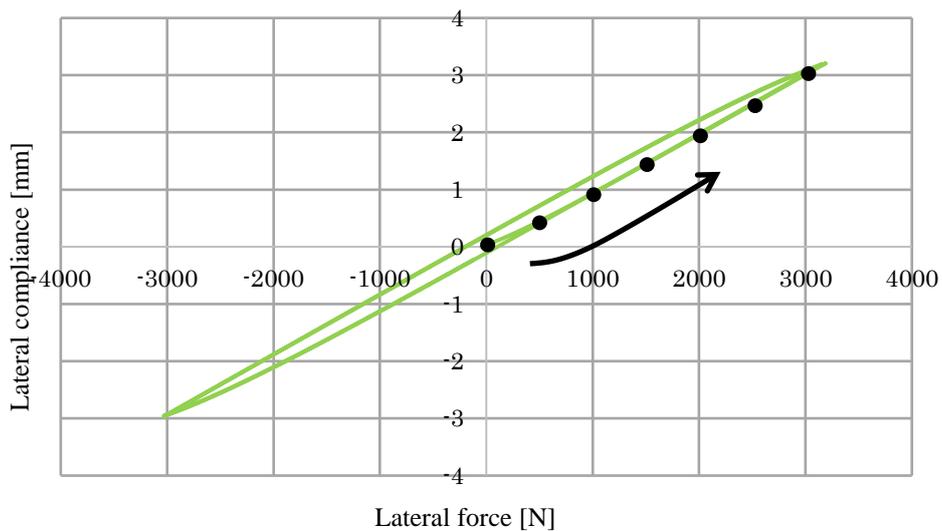


Fig. 4. 14 Lateral force compliance. Lateral force compliance has a hysteresis. Positive value in lateral force compliance indicates the displacement of the lateral force at the ground contact point in the input direction, and draws a diagram extending to the upper right as the lateral force at the ground contact point increases. Compliance Value has non-linear characteristics for ground contact lateral forces between 0 and 500N. On the other hand, it has linear characteristics between 500N and 3000N. (On turning outer wheel)

4. 4. 2. フラットベルト試験機による LF の測定

ここでは CAE に使用する LF の取得について説明する。測定を行った LF を CAE のサスペンションモデルに入力することで弾性キングピン軸および合成キングピン軸の算出に使用する。なお、サスペンションへの LF とタイヤのコーナリングフォースは方向が異なり同じではないが、ここでの議論は高速レーンチェンジの初期操舵すなわち微小操舵角域を取り扱うため、タイヤに生じるコーナリングフォースを車体への LF とみなすことにす

る。測定には A&D 社製フラットベルト試験機[4-11]を用いた。この試験機に供試車両で使用される 225/50R18 のタイヤを取り付け、コーナリングフォースおよびセルフアライニングトルクを同時に測定した。測定に際しては高速でのレーンチェンジの操舵初期部分を対象とした。ベルト速度は 100 km/h とし、タイヤに付与するスリップアングルは 0.2Hz の sin 波形で最大角度 0.65deg として変化させた。図 4.15 に実際に測定装置で与えたスリップアングルの時刻歴を示す。こうして得られたコーナリングフォースの測定データを図 4.16 に示した。なお、ここで示すコーナリングフォース及びセルフアライニングトルクおよびその測定方法は第 2 章で示したのと同じであるため、詳細についてはそちらを参照されたい。

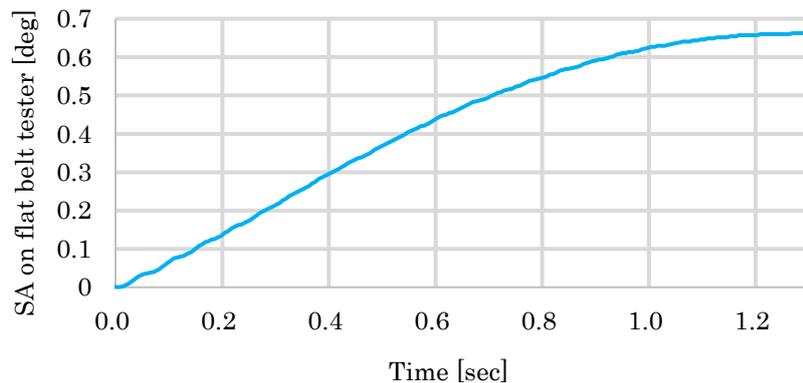


Fig. 4.15 Time history of SA given in the test at 100km/h on the flat belt tire tester.

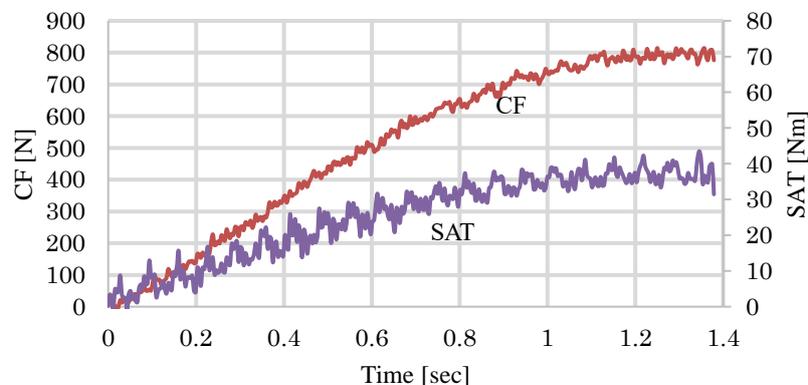


Fig. 4.16 Measurement results of CF and SAT at 100km/h on the flat belt tire tester. The two values increase linearly with SA.

4. 4. 3. CAE モデルの説明

ここでは使用した CAE の解析方法について説明を行う。本 CAE 解析は愛知工業大学機械学科教授 神谷恵輔氏の協力を得て同氏が提案した解析法[4-12][4-13]を使用して行った。解析モデルは図 4.17 に示すように、車両旋回外輪の 1 輪の 3D モデルとした。また、供試車両のサスペンションの詳細諸元を表 4.2 に示した。

本モデルの詳細について説明する。点 B, C にはボールジョイントが配置されており、任意の軸まわりに自由に回転できる。このボールジョイントの剛性をばねとして考慮した。点 A, D, G は実車ではラバーブッシュで車体

に支持されている。計算モデルでは、ばねで剛壁に支持されているとした。なお点 A の X 軸方向および Y 軸方向のばね定数は、ショックアブソーバの曲げ剛性を含めた値とした。点 H は実車ではタイロッドインナボールジョイントが配置されこの点でタイロッドがステアリングギヤボックス ASSY に結合されているが、計算モデルではばねで剛壁に支持されているとした。なお、Y 軸方向のばね定数は、パワーステアリングモータ位置で回転を止めた際のステアリング系ねじりばね定数を含めた値とした。タイヤ接地点 J ではタイヤの Z 軸方向変位のみを拘束し、X 軸、Y 軸方向変位および各軸まわりの回転は自由にできるものとした。なお神谷氏の方法では解析に際し可動物体の質量および慣性モーメントが必要になるが、準静的な解析となるよう可動部質量を十分軽くし、各ばねと並列に適切な係数値の粘性減衰を与えた。これらのパラメータの値の決定に際しては、あらかじめステップ入力に対する応答を求め、この応答が十分早く整定するように定めた。さらに時刻歴計算をするときの時間刻みは $2 \times 10^{-7} \text{sec}$ と十分小さい値に設定した。

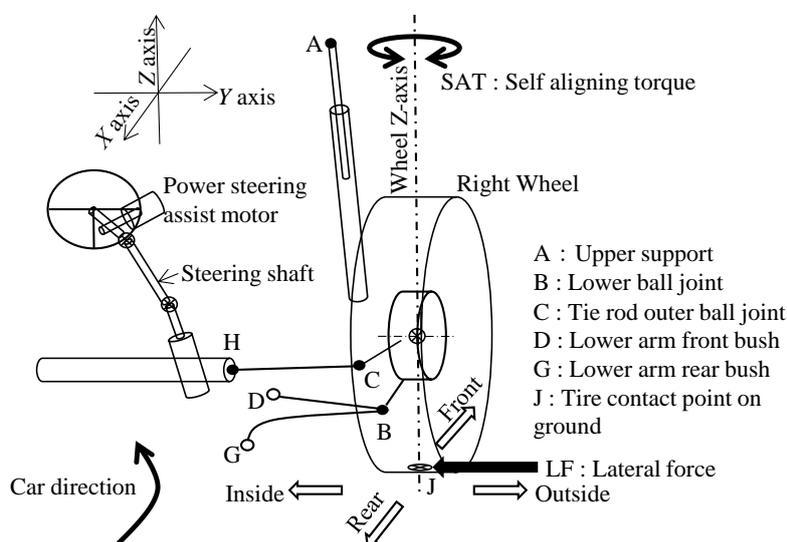


Fig. 4.17 Front suspension model used in CAE.

Table 4.2 Suspension specifications.

| Suspension points | Location X, Y, Z [mm] | Spring constants | | | | | |
|------------------------------|--------------------------|--------------------|-------|-------|------------------|-----|------|
| | | Translation [N/mm] | | | Torsion [Nm/deg] | | |
| | | X | Y | Z | X | Y | Z |
| A : Upper support | 1067, 571, 1595 | 450 | 450 | 333 | 4 | 4 | 0 |
| B : Lower ball joint | 984, 725, 960 | 21300 | 21300 | 39200 | 0 | 0 | 0 |
| C : Tie rod outer ball joint | 1130, 685, 1068 | 34300 | 34300 | 13500 | 0 | 0 | 0 |
| D : Lower arm front bush | 1013, 338, 959 | 922 | 15200 | 15200 | 276 | 200 | 200 |
| G : Lower arm rear bush | 1281, 360, 970 | 1500 | 500 | 244 | 1.42 | 3.5 | 3.59 |
| H : Tie rod inner ball joint | 1169, 304, 1058 | 10080 | 16900 | 10080 | 0 | 0 | 0 |
| I : Wheel center | 1000, 764, 1084 | - | - | - | - | - | - |
| J : Tire contact point | 1000, 766, 795 | - | - | - | - | - | - |

4. 4. 4. 弾性キングピン軸と合成キングピン軸の算出結果

ここでは供試車両の横力コンプライアンス特性 3 値から求めた X-Z 平面における弾性キングピン軸を求め、CAE により 3 次元的に弾性キングピン軸を求めた。計算方法は、図 4.17 のモデルに図 4.16 で得られたコーナリングフォースを LF としてモデルに入力した。

図 4.18 に X-Z 平面における弾性キングピン軸を図 4.12 および図 4.13 により求め黒破線で示した。CAE による 3 次元弾性キングピン軸を黒の太い実線で示した。なお、X-Z 平面における弾性キングピン軸は LF が 0, 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000N の 7 本を表示し、黒太実線の CAE によるものは操舵開始から 0.01 秒(LF=80N), 0.6 秒(LF=500N), 1.2 秒(LF=785N)の 3 本を表示した。青線は CAE による 3 次元弾性キングピン軸の平均値を示している。そして、弾性キングピン軸を示す点 P₁ は幾何キングピン軸上の点 A が変位した先を示し、P₂ は点 B の変位した先を示している。その結果、実測された横力コンプライアンス特性 3 値による弾性キングピン軸および CAE による 3 次元弾性キングピン軸は共に幾何キングピン軸から大きく変位しているのが分かる。また、先に述べた定性的に求めた弾性キングピン軸と CAE によるそれは比較的一致しているのが分かる。

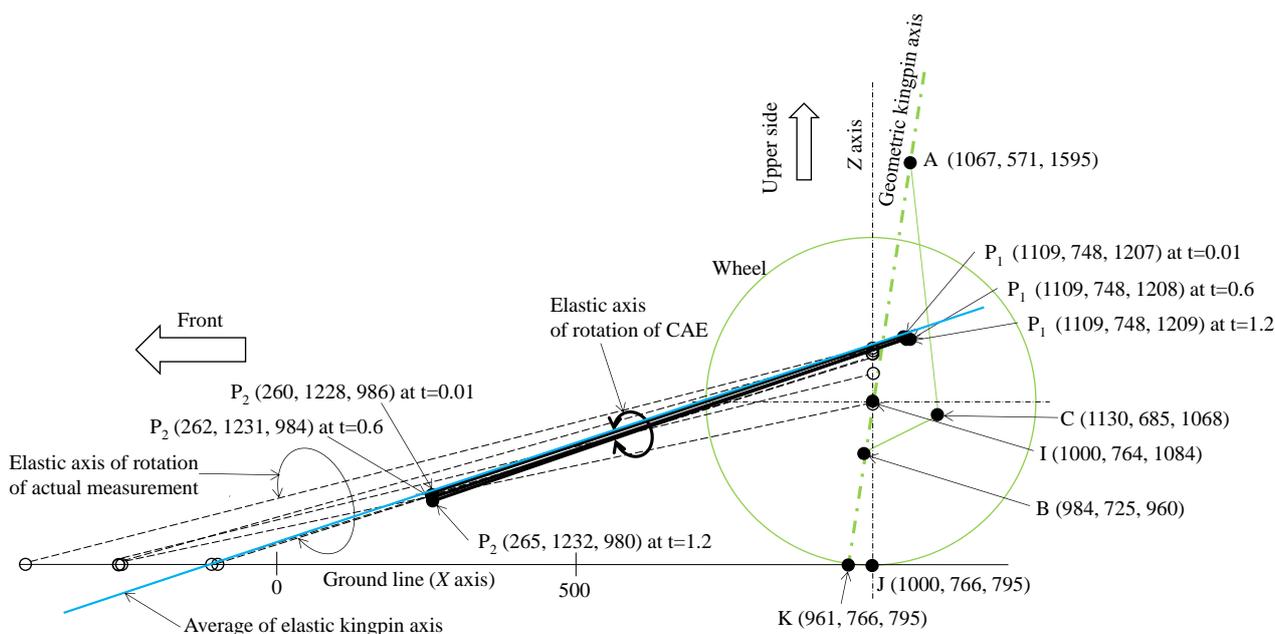


Fig. 4.18 Behavior of elastic kingpin axis in side view. The elastic kingpin axis by CAE is tilted forward and is close to that obtained experimentally. And like the measured value, it exists at almost the same position regardless of LF. The caster angles and caster trails of elastic kingpin shafts are much larger than those of geometric kingpin axis.

図 4.19 に背面視から見た CAE による 3 次元弾性キングピン軸を黒太実線で示している。これも図 4.18 と同じ表示方法で操舵開始から 0.01 秒, 0.6 秒, 1.2 秒の 3 本を表示している。青線はそれらの平均値を示している。背面視から見た幾何キングピン軸と 3 次元弾性キングピン軸の位置は大きく異なりねじれの位置に変位することが分かる。

は、合成キングピン軸への変位方向を示しており、最終的に幾何キングピン軸まわりの回転角の大きさを合成キングピン軸が求まることが分かる。

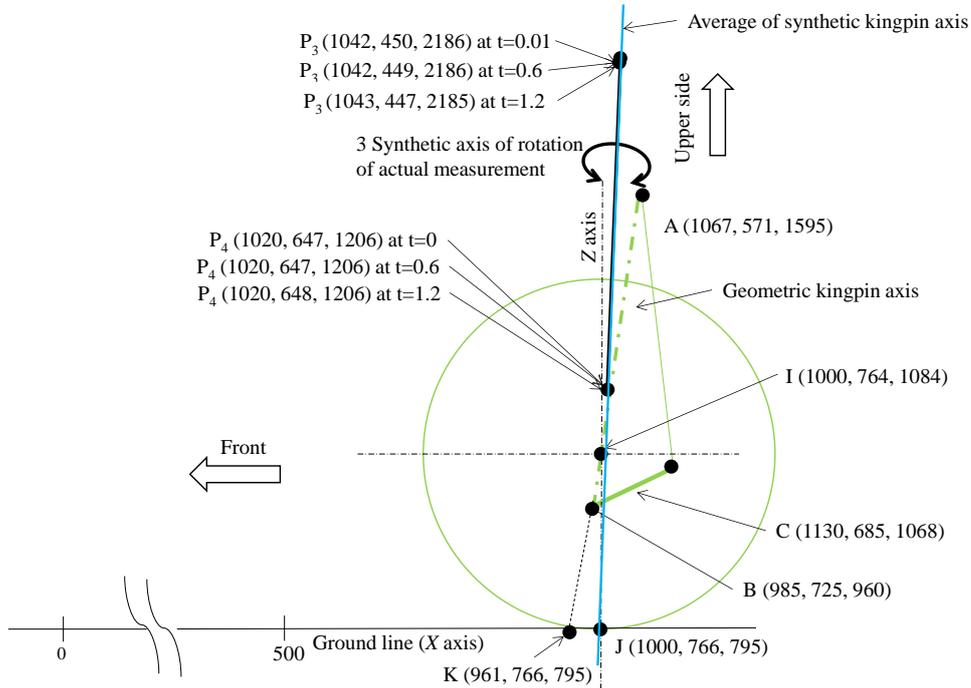


Fig. 4.20 Behavior of synthetic kingpin axis in side view. The side view of the synthetic kingpin axis by CAE is closer to vertical than the geometric kingpin axis. Also, it will be in the same position regardless of LF. The caster angle and caster trail of the synthetic kingpin axis are much smaller than those of the geometric kingpin axis.

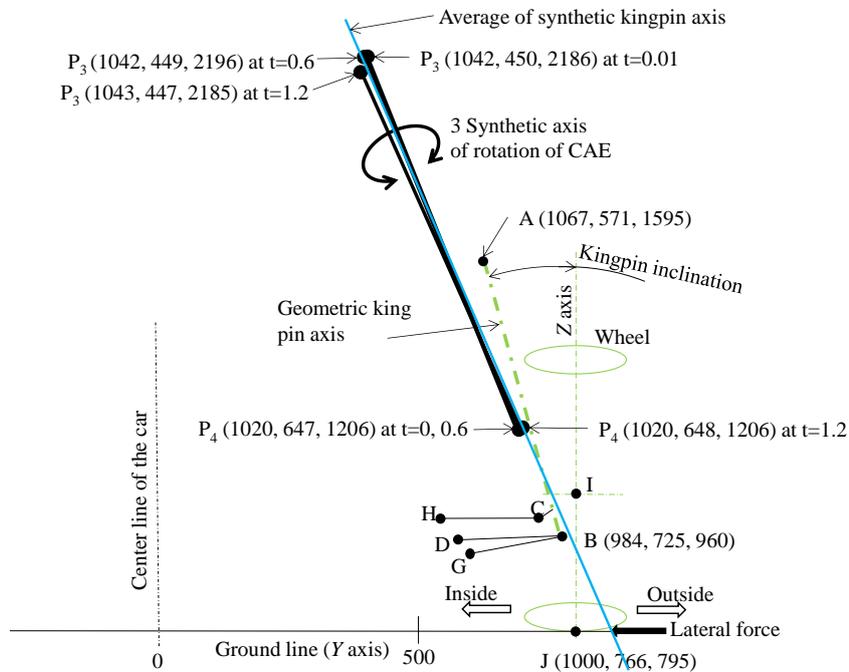


Fig. 4.21 Behavior of synthetic kingpin axis in back view. The back view of the synthetic kingpin axis by CAE is tilted more than the geometric kingpin axis. Also, it will be in the same position regardless of the LF. The kingpin angle and kingpin offset of the synthetic kingpin axis will be slightly larger than those of the geometric kingpin axis.

4. 5. 結 言

エンジン横置き FF 車に用いられるフロント車軸中心より後方にステアリングギヤボックス ASSY を持つストラット式フロントサスペンションを対象に、高速レーンチェンジ初期に発生する横力コンプライアンス特性によりホイールの転舵軸であるキングピン軸の変位について検討を行った。

まず、幾何キングピン軸まわりのホイール回転の無い状態における弾性キングピン軸について定性的な検討を行うことで、幾何キングピン軸が横力コンプライアンス特性 3 値により変位することを明らかにした。その結果、一般的な FF 用ストラット式フロントサスペンションにおける弾性キングピン時は幾何キングピン軸に対しキャスト角、キャストトレールともに増大する方向に変位することを示した。これにより、微小な差異でしかない横力コンプライアンス特性 3 値を使用することで車両ごとの特性を示せる可能性がある。

つぎに、CAE を使用することで定性的に求めた弾性キングピン軸の変位の検証を行った。また、CAE を使用して実走行における幾何キングピン軸まわりのホイール回転角と弾性キングピン軸まわりの回転を合成することで合成キングピン軸を求めた。その結果、車両速度 100 km/h かつ 0.2Hz の sin 波形、最大タイヤ切れ角 0.65deg の操舵によるレーンチェンジ初期の合成キングピン軸は幾何キングピン軸から変位することを示した。なお、本論文で取り上げた供試車両の場合、キングピン軸の変位によるキャスト角、キャストトレール、キングピン角、キングピンオフセットの変化の大きさは操縦安定性に影響をおよぼす可能性があることが分かった

第 5 章 現在の電動車いすの特徴とその機構

5. 1. 緒 言

ここでは、現在市販されている電動車いすの特徴とその機構について説明を行った。電動モータによる車いすには図 5. 1 の(a)に示す前輪をバーハンドルの操作により曲がるハンドル型と言われるものと、図 5. 1 の(b), (c)に示す電動モータを左右に配しそれぞれの回転数差で旋回を行うジョイスティック型のものがある。また、ジョイスティック型車いすにも 4 輪を有するものと 6 輪を有するものがある。

図 5. 1(a)のハンドル型は屋外走行における路面変化に最も適応する一方で小回り性に劣る。図 5. 1(b), (c)のジョイスティック型は左右 2 つの駆動モータによる超信地旋回が行えることで小回り性に優れる。4 輪ジョイスティック型は図 5. 1(c)の 6 輪ジョイスティック型に比べ屋外走行での路面変化に対し、より適応できるが 6 輪型にくらべ小回り性に劣る。一方、6 輪ジョイスティック型は 6 輪を有するため路面変化によっては駆動輪を含む各車輪の接地を失いやすい。そして、制動と駆動を兼ねた中央輪の接地の消失は制動が出来なくなり危険である。



(a) Handle type.



(b) Joystick type 4 wheeler.



(c) Joystick type 6 wheeler.

Fig. 5. 1 Three kind of wheelchairs powered by the motor.

5. 2. ジョイスティック型電動車いすの各部名称とその特徴

ここでは、ハンドル型電動車いす、ジョイスティック型の4輪電動車いすおよびジョイスティック型の6輪電動車いすの特徴について説明を行う。ハンドル型電動車いすは一般的に図5.2(a)に示すように、前後4輪で構成されている。駆動は1つのモータを使用し差動ギヤにより後ろの左右輪で行われる。旋回はバーハンドル操作により前2輪の向きを変えることで行う。そのため左右傾斜路や段差路の通過において、前輪の向きを人の手で直接操作できるため方向安定性能を保ちやすく、自動車同様のタイヤスリップ角による旋回を行うため操縦感覚が自動車に近く親しみ易い。一方、ジョイスティック型電動車いすには、図5.1(b)に示す4輪のものと図5.1(c)に示す6輪のものが存在する。両タイプともに左右に1つずつの駆動モータを持つ。旋回は左右の駆動モータの回転数差により行う。また、ジョイスティック型電動車いすは左右の駆動モータを逆転させる超信地旋回が可能でありハンドル型にくらべ小回り性に優れる。ジョイスティック型6輪電動車いすは、側面から見た3つの車輪の中央輪を駆動輪としている。電動車いすには前述の2輪駆動以外にそれ以上の車輪を駆動するものも存在するが、市販品としての質量およびコストから見てあまり一般的とは言えない。そこで本論文では2輪駆動の車いすについて検討を行った。

つぎに本論文における電動車いすの各部位名称について説明を行う。図5.2(a)はジョイスティック型4輪電動車いすの後輪駆動タイプの側面視を示し、図5.2(b)にジョイスティック型6輪電動車いすの側面視を示した。構造はフレームへシートポスト、バッテリー、制御装置および車輪支持機構を介して車輪が取付けられる。車輪支持機にばね要素を持たないリンクのみのパッシブリンク機構もしくはばねを用いたサスペンション機構が使われている。なお、フレームと車輪支持機および各車輪を合わせた部分を車台と呼ぶことにする。そして、前後の車輪の中心間距離をホイールベース、前輪の前端から後輪の後端までの距離を車台長と呼ぶことにする。なお、前輪の前にフットレストが飛び出す場合があり、その飛び出し長さをオーバハングと呼ぶことにする。

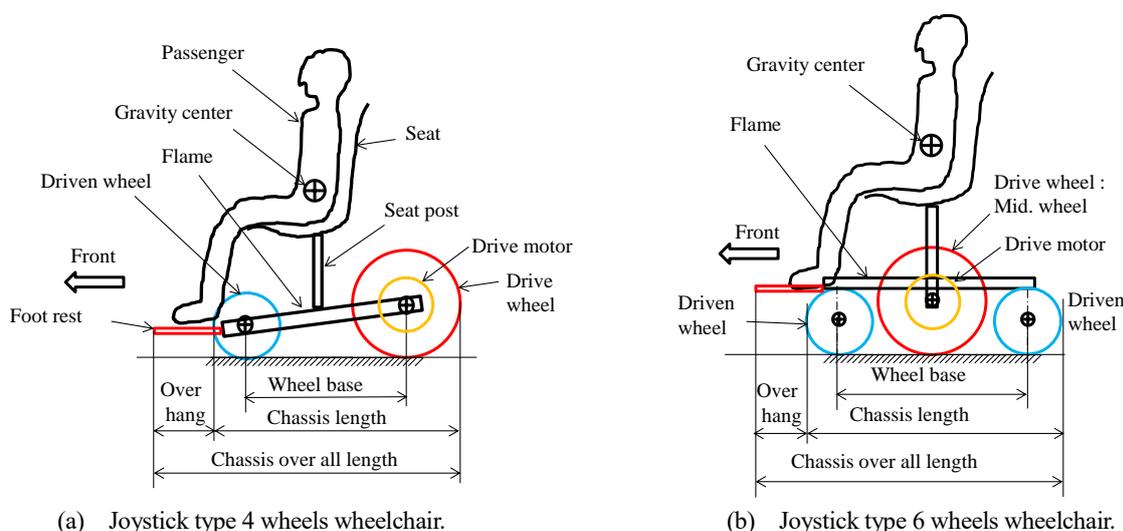


Fig. 5.2 Wheelchair part names.

つぎに、ジョイスティック型車いすに使用される従動輪について説明を行う。従動輪は図 5.3 に示す 2 種類が用いられる。ジョイスティック型車いすの従動輪は旋回時に前後方向の転動に加え、それ以外の方向への転動する必要がある。図 5.3 (a)は一般的にはオムニホイールと呼ばれ、車いすの前後方向への転動する 1 つの大きな車輪とそれに対し直交方向へ転動可能な複数の小さな車輪で構成されている。図 5.3 (b)はキャスタホイールを示す。これはキャスタ軸まわりに車輪のトー角変化が自由に生じる。以上の仕組みにより旋回軌跡に倣うことが出来る。

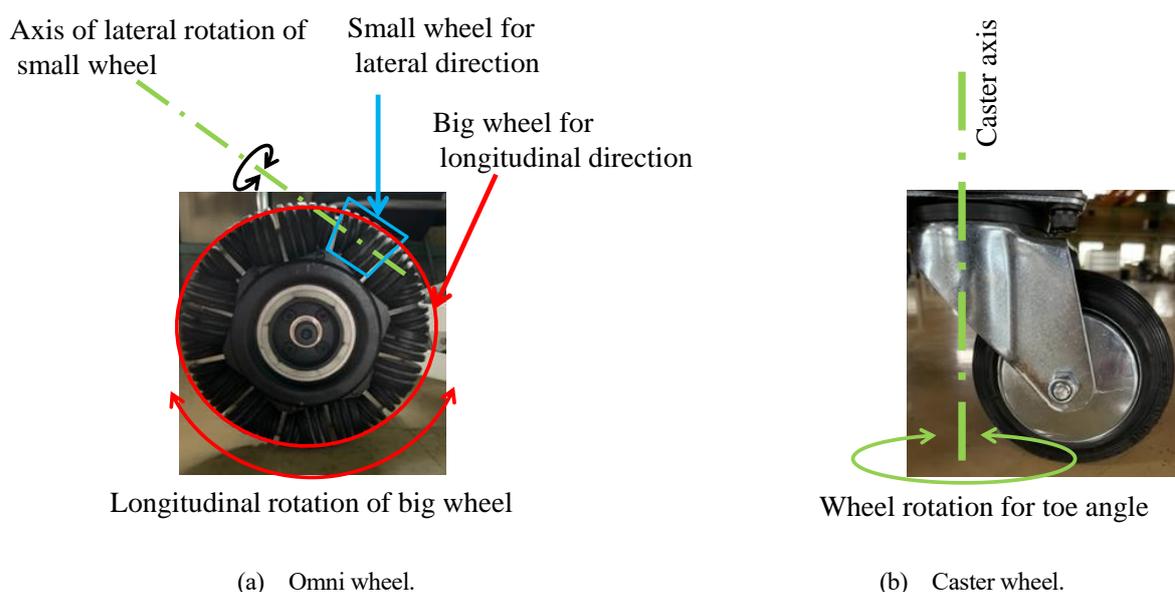


Fig. 5.3 Driven wheels for joystick type wheelchairs.

5. 3. 各車いすの小回り性

ここでは 3 種の電動車いすの小回り性について検討を行った。ここでの小回り性とは車いすが最も小さな旋回を行う際、旋回中心から最も遠い車台部が描く円の大きさとした。以降はこれを単に最小占有円もしくは最小占有円半径などと呼ぶことにする。図 5.4 に 3 種の電動車いすの最小占有円半径を示した。図は車台の大きさを統一するため車台長、ホイールベース長およびトレッド幅を同じとしている。図 5.4 (a)は、ハンドル型において前輪の切れ角を 90deg かつ左右駆動輪の回転数を 100 : 0 とした場合の最小占有円半径を示す。図 5.4 (b)(c)はジョイスティック 4 輪型および 6 輪型の超信地旋回によるものを示す。占有円半径はジョイスティック 6 輪電動車いすが最も小さくなり、次いでジョイスティック型の 4 輪電動車いす、おしまいにハンドル型電動車いすの順になる。なお、ハンドル型の前輪切れ角は原理的には 90deg まで設定可能ではあるが、90deg の切れ角を与えると車いすの発進が不可能になる。また、左右 2 輪の駆動モータが 1 つであるため左右輪に逆回転を生じさせることが

できない。そのため、旋回中心点は図 5.4 (a)のように片側車輪輪中心より内側には存在できない。よって、4 輪ハンドル型が 4 輪ジョイスティック型の最小占有円半径を下回ることは不可能である。

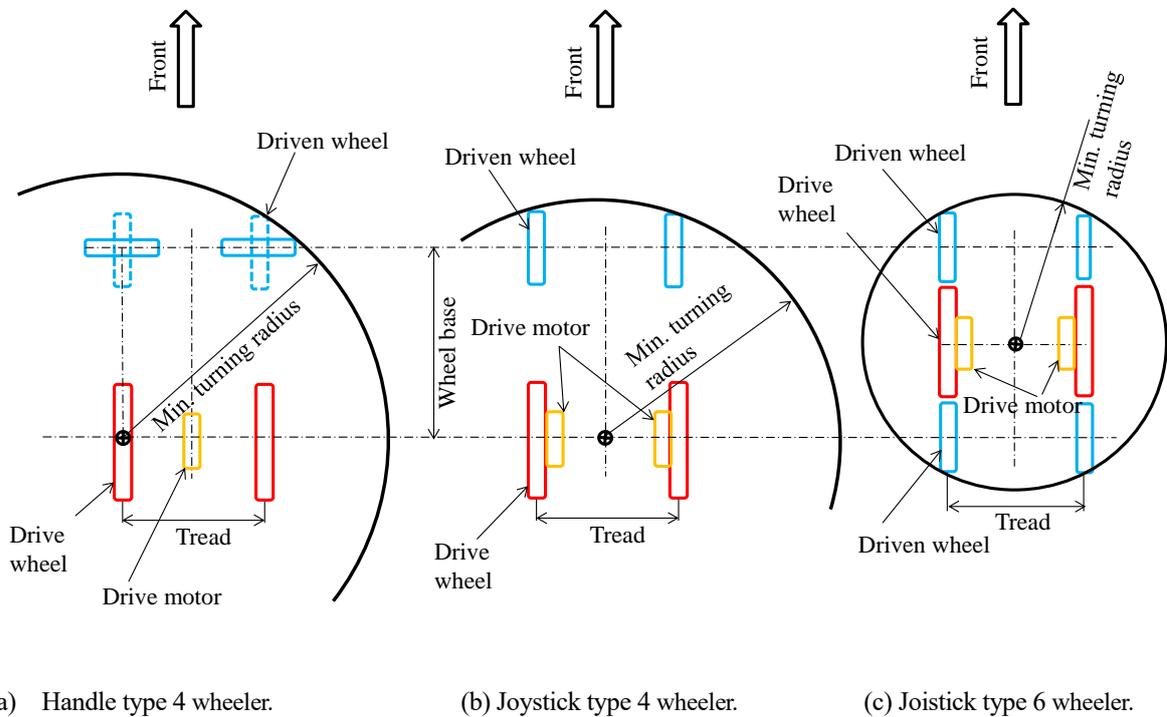


Fig. 5.4 Comparison of the occupation circle radius between the handle type 4wheeler, the joystick type 4wheeler and the joystick type 6wheeler under the same wheel base length and tread. The joystick type 6wheeler is smaller than any other.

つぎに、2022 年 10 月時点で市販されている 21 車種の電動車いすのカタログから全長 L 、全幅 W 、最小旋回における占有円半径 R を抽出して表 5.1 に示した。カタログにおける車いすの占有円半径は、図 5.2 に示したオーバハング部の有無や大小によって左右される。そのためメーカーによって占有円半径の定義が異なる場合があり、完全に同一条件での数値ではないことを断っておく。車いすの占有円半径は車いすの全長と全幅によっても変わる。そのため、車いすの大きさが異なるものを同列に比較することは好ましくない。そこで、車いすの全長 L を占有円半径 R で除した L/R により、その車いすの持つ小回り性を示した。表 1 の右端に L/R を示しており、これが大きいほど小回り性に優れていることを意味する。

表 5.1 では赤がジョイスティック 6 輪型を示し、緑がジョイスティック 4 輪型を示し、青がハンドル型を示している。表 1 の表示は占有円半径のカタログ値の小さい順に並べている。その結果、ジョイスティック 6 輪型が最も小さい。また、 L/R 値を見ると 6 輪型が 1.7~2.0、4 輪型が 1.0~1.3、ハンドル型が 0.9~1.3 となり、市販されている 6 輪型は車台中央を回転中心とした超信地旋回の特徴が活かされていることが分かる。

Table 5. 1 Comparison of minimum turning radius of electric wheelchairs. The joystick-type 6 wheelchair having the smallest minimum turning radius compare with others.

| 参考文献 No. | Type of chassis | L : Length [mm] | W : Width [mm] | R : Minimum turning radius [mm] | Ratio : L/R |
|----------|--------------------|----------------------|---------------------|--------------------------------------|---------------|
| [6-1] | Joystick 6wheeler | 880 | 600 | 440 | 2.0 |
| [6-2] | Joystick 6wheeler | 940 | 620 | 470 | 2.0 |
| [6-3] | Joystick 6wheeler | 904 | 648 | 508 | 1.78 |
| [6-4] | Joystick 6wheeler | 970 | 550 | 595 | 1.6 |
| [6-5] | Joystick 6wheeler | 1040 | 590 | 600 | 1.7 |
| [6-6] | Joystick 6wheeler | Not clear | 610~620 | 670 | Not clear |
| [6-7] | Joystick 4 wheeler | 935 | 555 | 780 | 1.2 |
| [6-8] | Joystick 4 wheeler | 985 | 554 | 760 | 1.3 |
| [6-9] | Joystick 4 wheeler | 1020 | 590 | 762 | 1.3 |
| [6-10] | Joystick 4 wheeler | 1010 | 598 | 800 | 1.3 |
| [6-11] | Handle 4 wheeler | 1020 | 430 | 800 | 1.3 |
| [6-12] | Handle 4 wheeler | 1085 | 650 | 841 | 1.3 |
| [6-13] | Handle 4 wheeler | 981 | 510, 565 | 900 | 1.1 |
| [6-14] | Joystick 4 wheeler | 1030 | 600 | 930 | 1.1 |
| [6-15] | Joystick 4 wheeler | 1010 | 00 | 940 | 1.0 |
| [5-16] | Joystick 4 wheeler | 1040 | 660 | 980 | 1.1 |
| [5-17] | Handle 4 wheeler | 1160 | 670 | 1050 | 1.1 |
| [5-18] | Handle 4 wheeler | 1140 | 670 | 1100 | 1.0 |
| [5-19] | Handle 4 wheeler | 1040 | 550 | 1100 | 0.9 |
| [5-20] | Handle 4 wheeler | 1195 | 690 | 1200 | 1.0 |
| [5-21] | Handle 4 wheeler | 1170 | 690 | 1200 | 1.0 |

5. 4. 4 輪型車いすの登降坂路での耐転倒性

ここでは、ハンドル型およびジョイスティック型 4 輪車いすの前後輪の輪重と登降坂路での前後方向への耐転倒性について検討した。

全ての電動車いすは安定した走行を行うために駆動輪である左右 2 輪の確実な接地とそれへの適切な輪荷重の分配が必要になる。また、電動車いすは駆動輪と制動輪が兼用されている。そのため、駆動輪の接地が適切に行えないと駆動力だけでなく制動力も失うことになり走行上危険である。

はじめに、4 輪型車いすの側面視について説明する。図 5.5 (a)に市販されている 4 輪型車いすの重心と前後車輪の位置関係を示す。重心を駆動輪近傍に設定することで駆動輪の接地とそれへの輪重確保を行っている。これにより、屋外での歩道と車道の段差などを通過する際、2 つの駆動輪の確実な接地を確保しようとしている。つぎに重心が後輪寄りにあることで生じる課題について考えた。図 5.5 (b)に降坂路での重心とホイールベースの関係を示した。重心が後輪寄りにあるため、重心から鉛直におろした線はホイールベース間に収まり耐転倒性が確保されている。図 5.5 (c)に先と同じ傾斜角の登坂路における重心とホイールベースの関係を示した。この場合、重心から鉛直におろした線はホイールベースから外れ転倒の可能性がある。以上から 4 輪型車いすは登坂路と降坂路で耐転倒性に差が生じることが分かる。

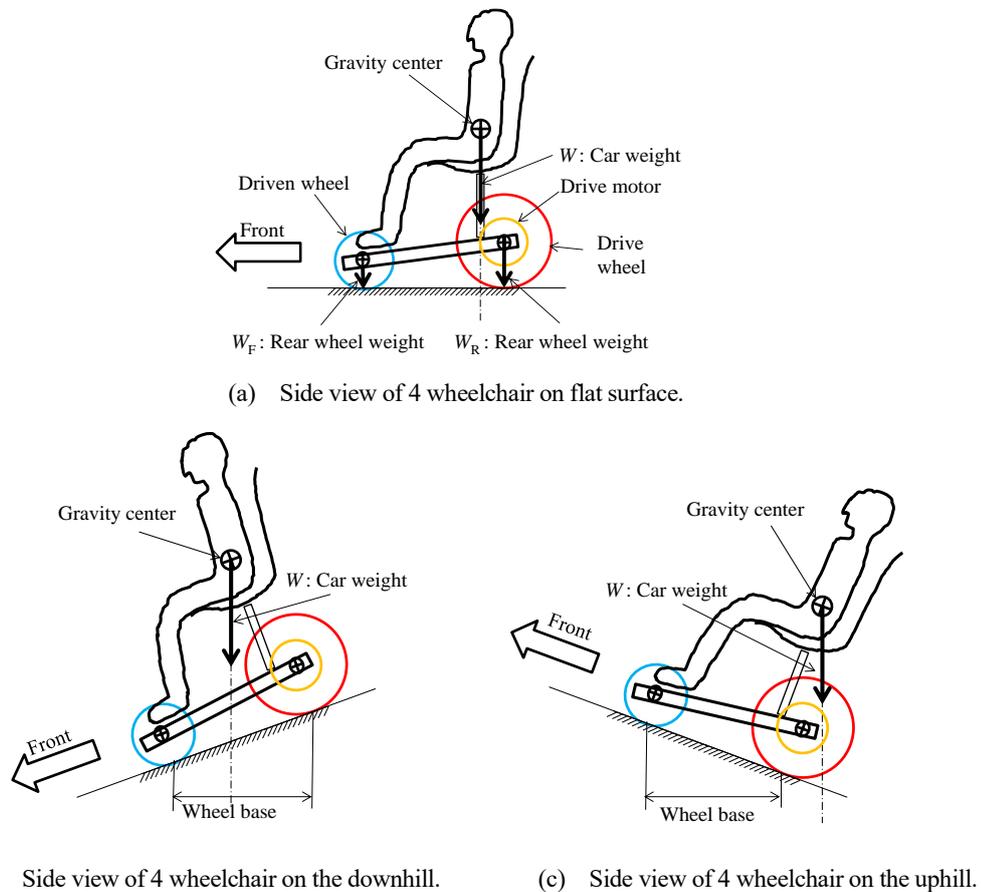


Fig. 5.5 A diagram showing the front-to-rear weight distribution of a 4 wheelchair and its resistance to overturning on uphill and downhill roads. Fall resistance on downhill roads is higher than that on uphill roads.

5. 5. 市販されている6輪ジョイスティック型電動車いすの車台機構

ここでは現在市販されている6輪ジョイスティック型車いすの車台構造について説明し、それらの課題を整理した。6輪型車いすは超信地旋回による小回り性がある存在価値である。これは、このタイプの最大のメリットであると同時に、6つの車輪を持つことによる各輪の接地を不整定にするデメリットを持つ。そうした課題に対しこれまでの6輪ジョイスティック型が行ってきた工夫についてまとめた。

図5.6に3組のパッシブリンクであるロッカリンク機構を組み合わせた例を示す。前輪と中央輪を結ぶ2組のロッカリンクと左右の後輪を結ぶ1組のロッカリンクで構成される。ロッカリンク機構とは、図中に示す2つの車輪を1つのリンクで結合し、そのリンクは1つのピボット点でフレームに回転できるように固定されるものを指す。この構成は、ばね要素を持たないためパッシブリンクと呼ばればばね要素を持つサスペンションとは区別される。図5.7にその側面視を示し、その特徴を説明する。重心位置から前ロッカリンクの支持点 P_F までの寸法を a 、重心から後ロッカリンクの支持点 P_R までの寸法を b とし、前ピボットから前輪までの寸法を c 、前ピボットから中央輪までの寸法を d とする。本形式の車いすは駆動輪である中央輪へ大きな輪重を与えるため寸法 a 、 b を $a < b$ としている。また、前ロッカリンク内のリンク比である寸法 c 、 d を $c > d$ に設定することで中央輪の輪重 F_D を大きくしている。これを登降坂路に置いたものを図5.8に示す。図5.8(a)は降坂路に置いた状態を示す。図5.8(a)は重心点から地面鉛直向きに降ろした線が前ピボット点 P_F と後ろピボット点 P_R の間に存在せず P_F の前方を指し示す。これにより後ピボット点 P_R の荷重は上向きになり後輪の接地荷重 F_F もマイナスになる。これにより後輪の浮き上がりが起きる。図5.8(b)に同じ傾斜角の登坂路に車いすを置いた場合を示した。この重心点から地面鉛直向きの線は P_F と P_R の間を指し示す。そのため登坂路においては側面視から見た3つの車輪は接地する。このように、寸法 a 、 b 、 c 、 d の設定により登降坂路での後輪の接地性に差が生じる特徴を有する。

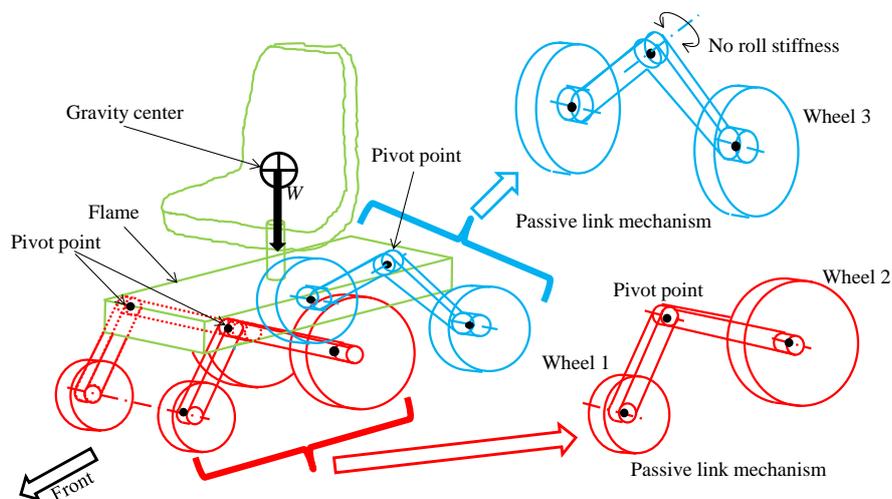


Fig. 5.6 The structure of a 6 wheelchair using three rocker links.

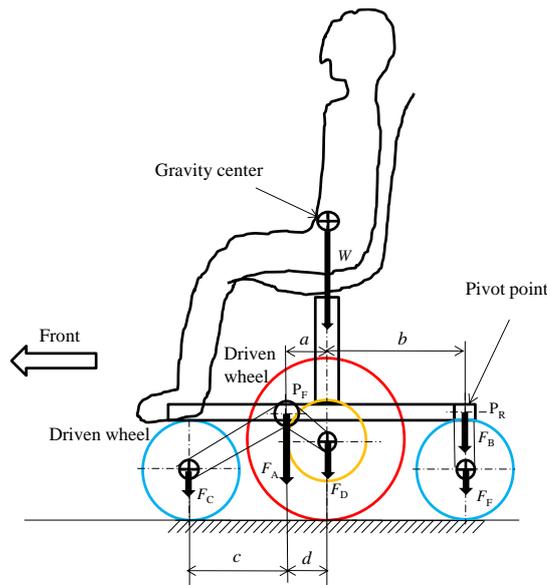
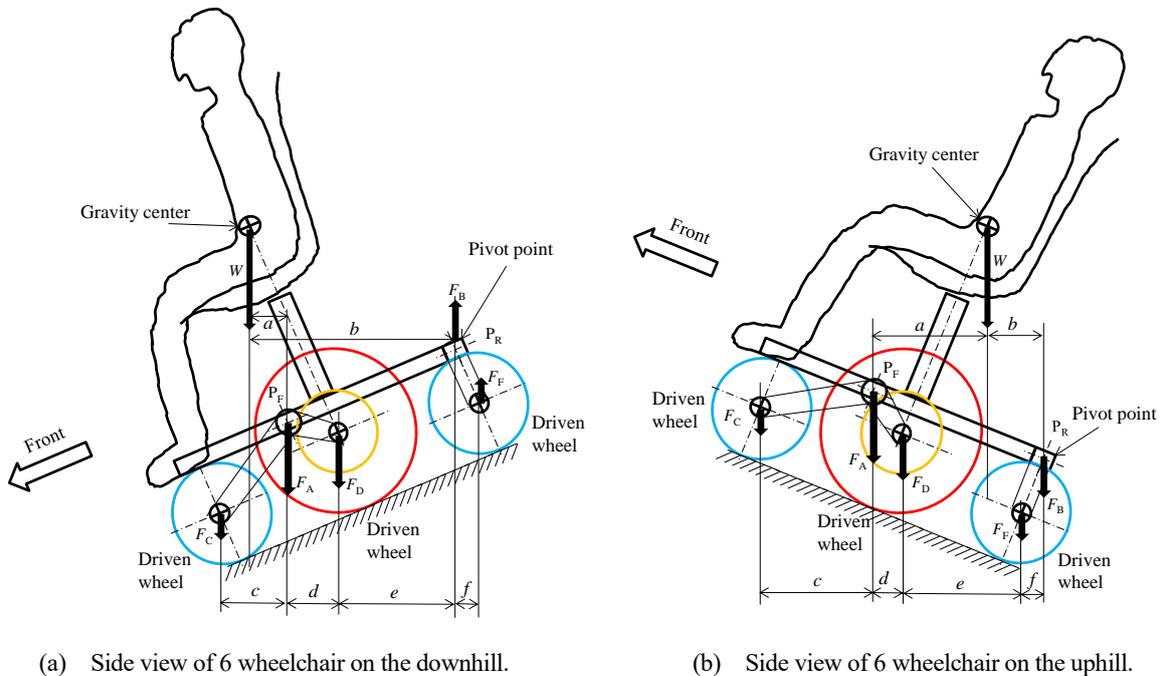


Fig. 5.7 Side view dimensions of 6 wheelchairs with 3 rocker links. Dimensions c and d are set such that $c > d$.

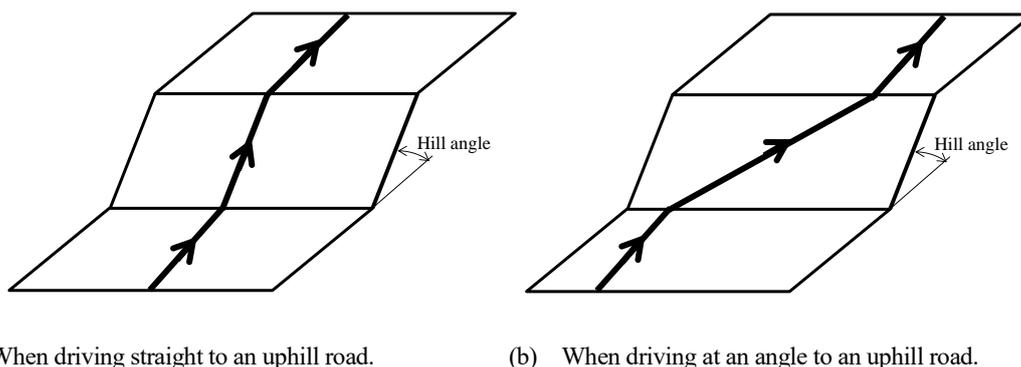


(a) Side view of 6 wheelchairs on the downhill.

(b) Side view of 6 wheelchairs on the uphill.

Fig. 5.8 Wheel grounding property of 6 wheelchairs with 3 rocker links on uphill and downhill road. 6 wheelchairs using three rocker links has different resistance to wheel lift when going uphill and downhill. The front wheels have good grip on uphill, but the rear wheels easily float on downhill.

また、本方式のように左右の後輪をロッカリンクで結合すると、後輪の左右輪間のロール剛性がゼロになる。そのため、図 5.9(a)のように登坂路を真っ直ぐに走駆する場合は問題なく走行可能だが、図 5.9(b)のように登坂路を斜めに横切る走行を行うと斜め後方に転倒する可能性がある。



(a) When driving straight to an uphill road.

(b) When driving at an angle to an uphill road.

Fig. 5.9 Two types of climbing routes for 6 wheelchair. 6 wheelchair with three passive links is more likely to fall diagonally backward if it crosses diagonally while climbing a slope.

2つのロッカリンクと1つのH型リンクを用いた6輪ジョイスティック型車いすを図5.10に示す。H型リンクとフレームの間はコイルスプリングが用いられている。後輪2輪にH型リンクを配したものは前節の後2輪をロッカリンクで結んだものと異なり高いロール剛性を持つ。それによりH型リンクは片側の車輪を上下させると反対側の車輪も同じ方向に動く動きをする。H型リンクは左右のロール方向へのスタビライザになり、図5.9(b)のような走行路での斜め後方への転倒を生じ難くしている。

本形式の側面視を図5.11に示す。図に示す寸法 a, b, c, d により各車輪の輪重を変えることが出来る。市販されている本形式の場合、寸法 a, b, c, d を $a < b, c > d$ に設定することで中央輪に大きな接地荷重を与える設定が行われている。2つのロッカリンクと1つのH型リンクを用いた6輪ジョイスティック型車いすを降坂路に置いた状態を図5.12(a)に示した。降坂路では重心点から鉛直に降ろした線が前ピボット点 P_F の前方を指すことで後輪の輪荷重がマイナスになる。これによりコイルバネが伸びることで車台に前方向へのピッチ角変化を生じる。同じ傾斜角の登坂路に車いすを置いた図を図5.12(b)に示す。この場合、重心点からの鉛直線は後ろピボット点 P_R と P_F の間を指すが、後輪の輪荷重の増加によりコイルスプリングが縮む。これにより、後方向へのピッチ角変化を生じる。このようなピッチ角変化は、登降坂路での重心移動を大きくし前後方向への耐転倒性を低下させる。そのため、コイルスプリングのばね乗数に高い値を選び重心移動を小さくする必要がある。こうした、高いばね定数の使用は路面凹凸における中央輪の接地荷重に大きな変動を生じさせる。

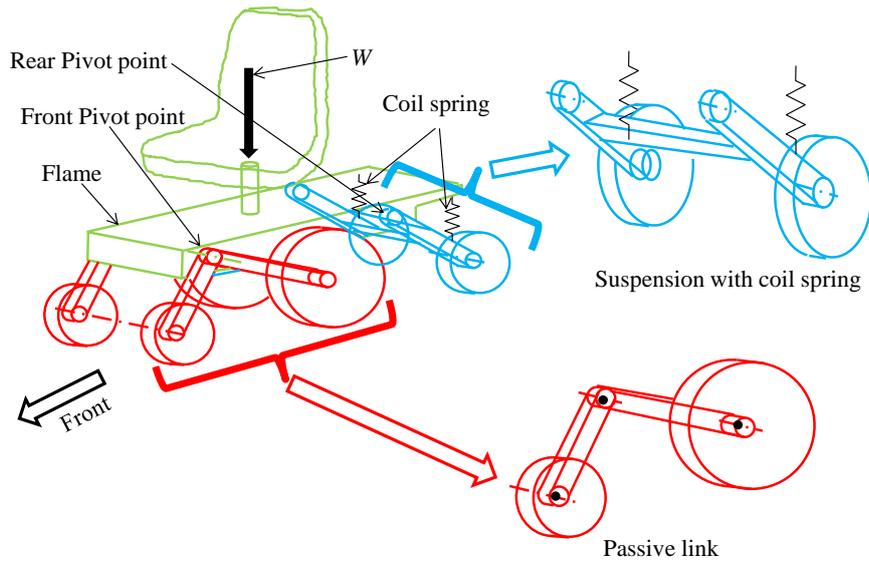


Fig. 5. 10 The structure of a 6 wheelchair using two rocker links and one H shape link with suspension.

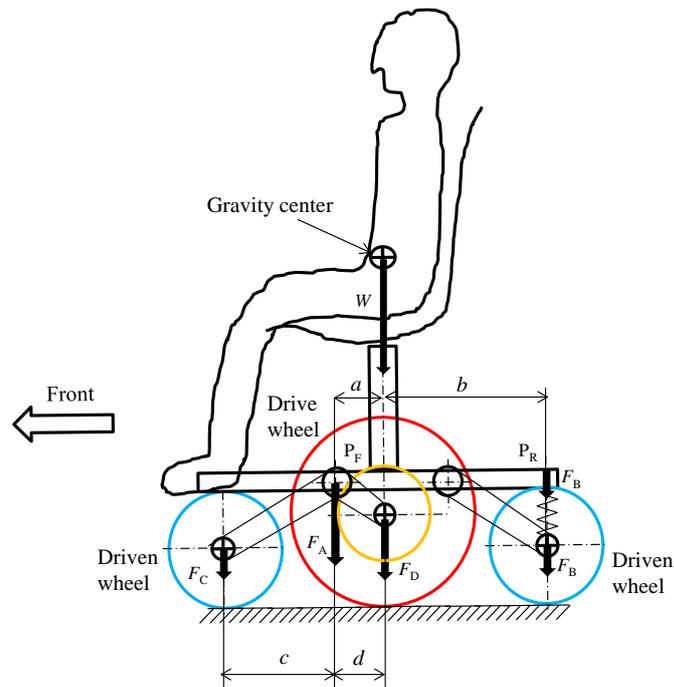


Fig. 5. 11 Side view dimensions of 6 wheelchair with 2 rocker links and 1 H shape link with suspension. Dimensions a , b , c , d are set such that $a < b$, $c > d$.

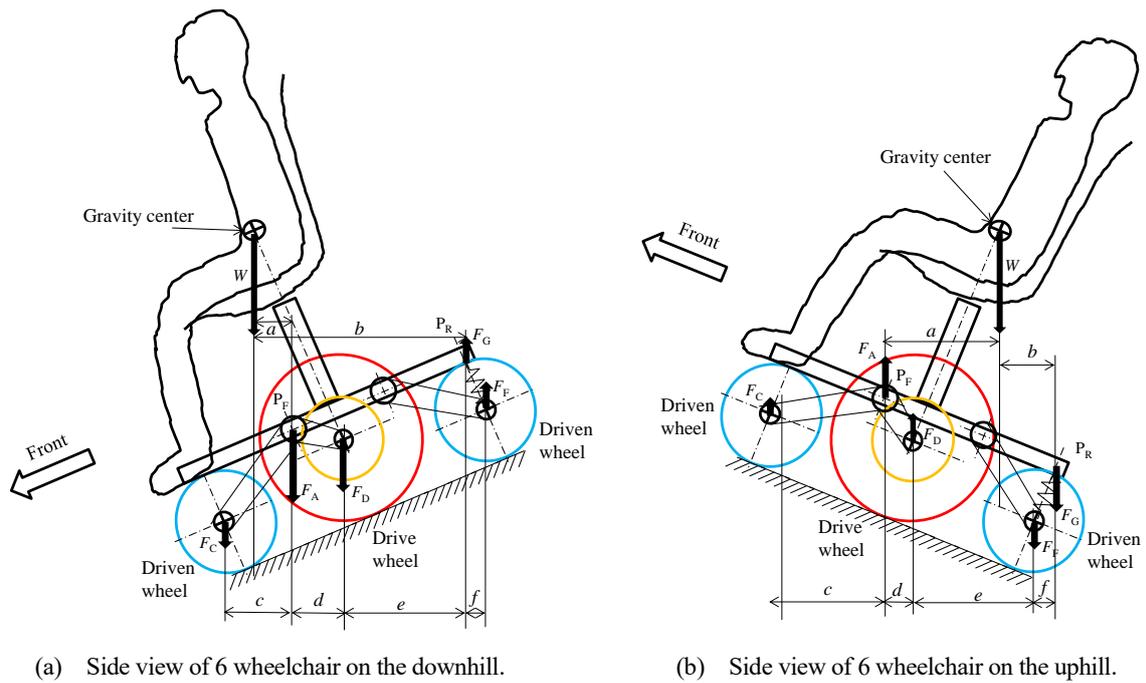


Fig. 5.12 6 wheelchair with 2 rocker links and 1 H shape link with suspension on uphill and downhill. On a ramp, the grounding of the three wheels can be maintained from the side view, but the front and rear pitch angle changes due to the expansion and contraction of the rear coil springs.

つぎに後2輪に使用されるコイルスプリングによる車高変化を検討した。ばねは与えられる荷重の変化により全長が変化する。そのため異なる体重の乗員が乗車することによっても全長が変化する。図5.13にその様子を示した。ばねの伸縮によりグラウンドラインがグラウンドライン0からグラウンドライン1,2に変化する。これを水平のグラウンドライン上に車いすを置くと図5.14のように車いすの前後ピッチ角姿勢が生じる。これに伴い重心の前後位置に変動が生じ、前後方向への転倒限界が変化する。そのため本形式の場合、乗員体重に合わせてコイルスプリングのセット長さを調整することが求められる。これにはショックアブソーバと同軸で組まれた車高調整装置を使用しており、質量およびコストが増大する。

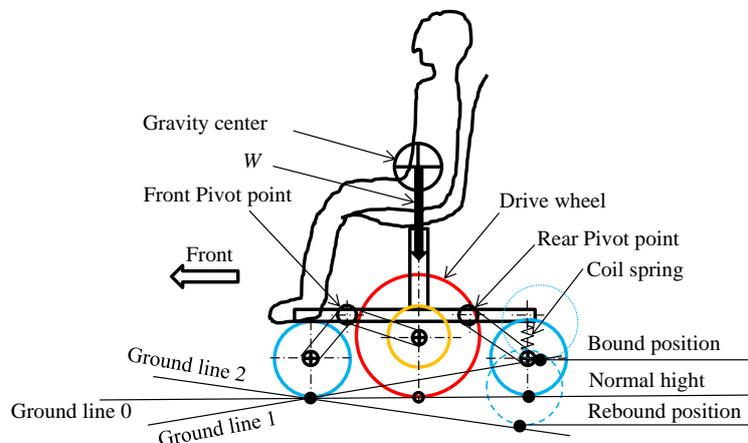


Fig. 5.13 The rear wheel vertical movement of 2 rocker links and 1 H shape link with suspension by the weight on flat road surface.

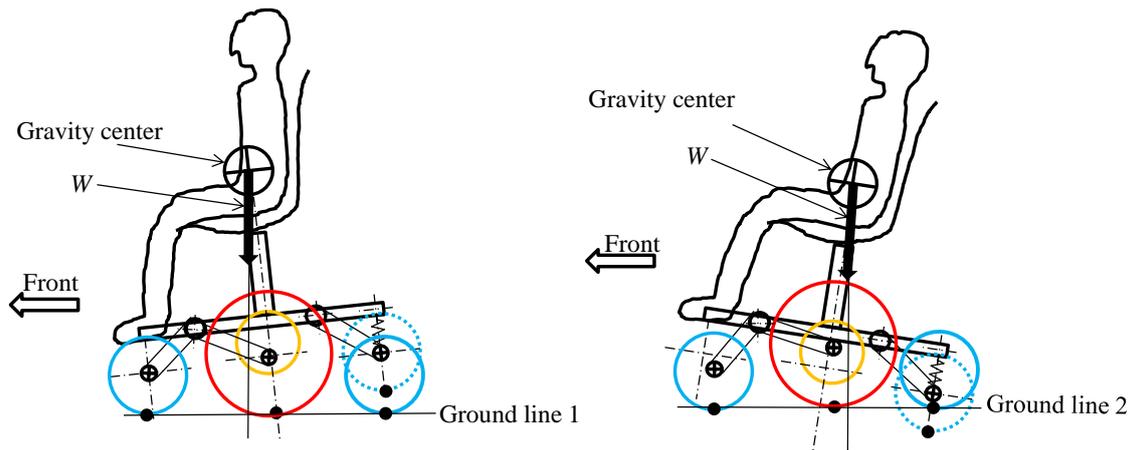


Fig. 5.14 Vertical movement of the rear wheel of two rocker links and 1 H-shape link on a flat surface moves the center of gravity back and forth.

全てパッシブリンクで構成された車輪支持機構の例にロッカ&ボギーリンク機構を用いた火星探査車のロッカ&ボギーリンク機構[5-22]がある。それを図 5.15 に示す。惑星探査車にパッシブリンクを使用する理由は惑星ごとの重力変化により図 5.14 に示す車両姿勢変化を防止することにある。また、火星探査車は 6 輪駆動かつ 6 輪操舵となっており、6 つの車輪を均等荷重で接地させている。この目的は、極悪路からの脱出性を高めることにある。よって、6 輪電動車いすとは異なる目的で作られており、火星探査車の機構をそのまま 6 輪型車いすに使用した例は見当たらない。火星探査車のロッカ&ボギーリンク機構について説明する。図 5.15 に示すように片側 3 輪を有し、その内の中央輪と後輪を 1 つのロッカリンク 1 で結合されている。このロッカリンク 1 と前輪がロッカリンク 2 により結合されている。また、フレームとパッシブリンクは 1 つのピボット点で結合され左右のロッカリンク列は 1 差動ギヤを介して結合されている。差動ギヤ内で向かい合う 1 組のピニオンギヤを貫くシャフトがフレームに固定されており、このシャフトの向きにフレームピッチ角が決定される。この差動ギヤの主な役割は、左右のロッカリンク列が異なる傾斜角に置かれた場合、フレームのピッチ角を左右ロッカリンク列の傾きの平均値に維持することにある。

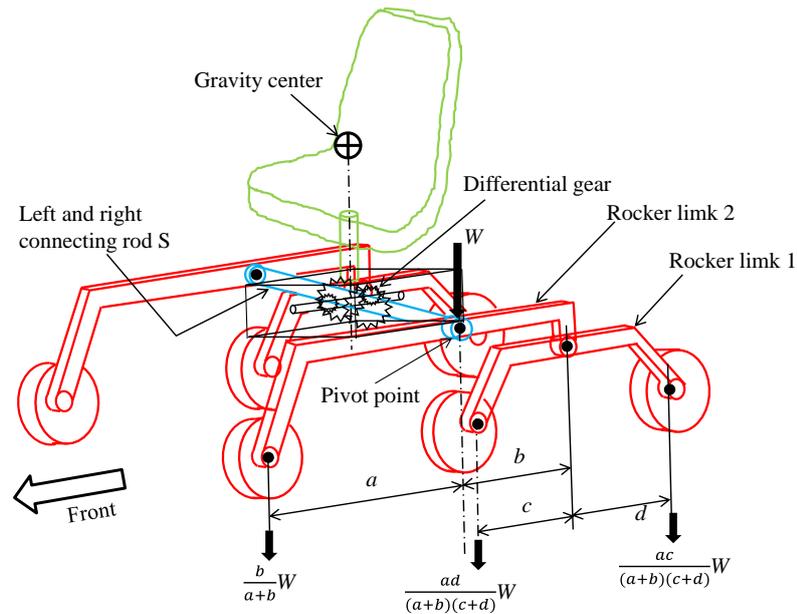


Fig. 5.15 Rocker & bogie mechanism used on Mars rovers. The wheel weight distribution of each wheel can be changed by the dimensions a, b, c, d in the figure.

火星探査車は6輪の駆動と操舵を有効に使うため寸法 a, b, c, d を $a:b=1:2, c:d=1:1$ として各輪重を均等としている。そのため中央輪に最も大きな輪荷重を必要とする6輪型車いすに適用する場合寸法比の変更が必要になる。また、使用される差動ギヤおよび直列繋ぎのロッカリンク列は、質量、コスト、強度、剛性、メンテナンス性の観点から民生品である車いすには実用的とは言えない。そのため、電動車いすに使用された例では差動ギヤを廃し、スビライザーに変えるなどの変更が行われている。[5-23][5-24]

5. 6. 結 言

現在市販されている6輪ジョイスティック型の場合、中央輪への輪荷重を大きくするため図5.7, 図5.11に示すようにロッカリンク比を $a < b, c > d$ に設定している。そのため、登坂時と降坂時で耐転倒性能や車輪浮きに差が生じる。また、コイルスプリングを使用したものは病院や公共施設での不特定多数の使用を考えると、乗員の体重変化により耐転倒性や車輪浮き耐性に変化が生じる。これら2点が現在市販されている6輪ジョイスティック型車いすの課題と考える。次章においてはここで述べた課題を解決する6輪電動車いすの車台について検討を行った。

第6章 新たな6輪ジョイスティック型車いす用車輪支持構造の検討

本章では最も小回り性が高いジョイスティック型6輪電動車いすの車台機構を改良することで屋内外の坂路や段差路を安全に走行できる検討を行った。

6.1. 新たな車輪支持構造への要求とその構造

6輪ジョイスティック型車いすの特徴である小回り性を維持し、屋外の路面変化に追従可能な改良した車輪支持構造（特許取得済[6-1]）について検討を行った。これは軽量・安価かつ安全に走行可能な路面を拡大することを目指した。その要件を以下にまとめた。

- ①前後の耐転倒性に差を付けずに中央輪の輪荷重を大きくするパッシブリンク機構の2輪駆動とする。
- ②登降坂路の限界確度を20deg以上とする。（JISでは10deg）（JAPAN Taxiへの自走乗り込みを目標とした）
- ③走行可能段差高さを90mm以上とする。（JISでは50mm）

なお、図5.15のロッカ&ボギーリンク機構はパッシブリンクではあるがコスト・質量・メンテナンス性から排除した。従来車の課題の1つに図6.1(a)に示す重心位置から前後ピボット点 P_F , P_R までの寸法 a , b 差の大きさが挙げられる。これは駆動輪である中央輪の輪荷重を増加させる目的があるが、前後方向への耐転倒性や車輪浮き耐性の差を生む要因になっている。これは図6.1(a)示すように車両重量 W が W_A と W_B の2系統に完全に切り分けられることに起因する。そこで改良型では図6.1(b)に示すように後ピボット点 P_R に掛かる荷重の一部を中央輪にまわすことで課題解決が可能になる。それと同時に、図6.1(a)の寸法 a と b の比を近しくし、かつ a, b の値を大きくすることで前後への転倒耐性の均一化および車輪浮き耐性を引き上げることを可能とした。

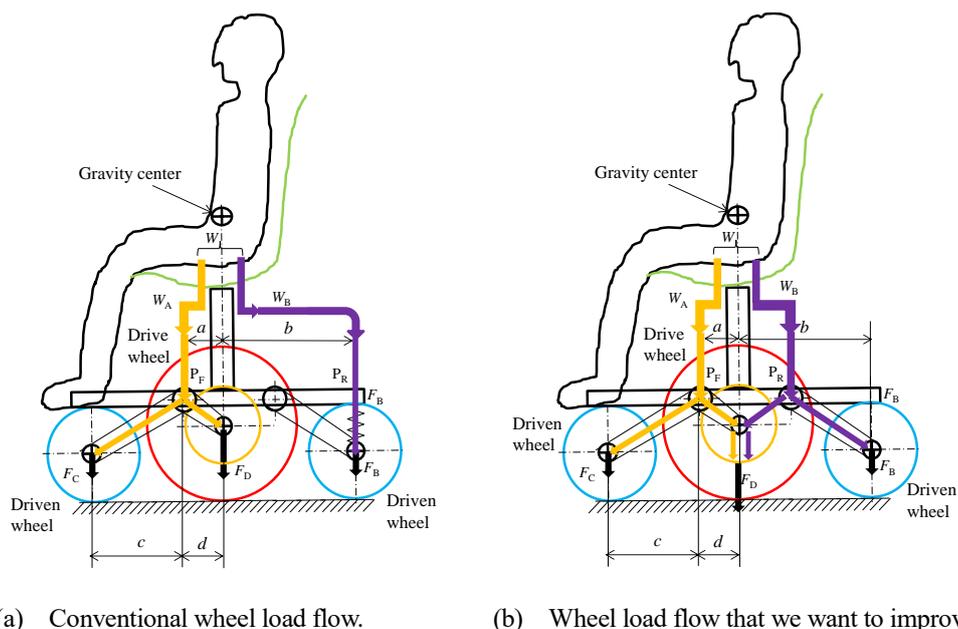


Fig. 6.1 Flow of wheel load. Conventionally, the flow of wheel load was divided into front and rear parts, as shown in (a). Ideally, I would like the wheel loads from the front and back to be concentrated in the center, as shown in (b).

図 6.2 に上記内容を満たす新たな車台機構を示す。図 6.2(a)はその 3D 図を示し、図 6.2(b)に側面視を示した。この機構について説明する。赤で示した前ロッカリンクに従動輪である前輪と駆動輪である中央輪が取り付けられる。青で示した後ロッカリンクに従動輪である後輪が取り付けられる。前後のロッカリンクは中央輪を共用するように結合される。その結合部の構造は中央輪にある接合点 P_C で連結され、互いの上下方向の変位のみが伝達できる。接合点 P_C の上下変位の伝達は、赤色の前リンク側の回転可能なローラと青色の後リンクのコの字形のブラケットにより行われる。ローラはコの字ブラケットの内側に内接し、互いからの車両上下方向の変位を伝達する。車輪の上下動に伴うローラとコの字ブラケットの相対な動きは、ローラがコの字ブラケット内を転動することで吸収する。ローラ直径とコの字ブラケット内幅には若干の隙を設けてローラの転動が容易に行えるようになっている。前側ロッカリンクと後ろ側ロッカリンクは、車体フレームにピボット点 P_F , P_R で回転のみを許すように固定される。本構造により前述の 6 輪車に関する課題の改善が可能になる。2 つのロッカリンクを中央でローラ連結することで先に述べたピボット点 P_R の荷重を中央輪にまわすことが可能になる。これにより、寸法 a, b を等しく置くこととその値を大きくすることも可能になる。なお、新機構部の詳細を図 6.3 に示した。

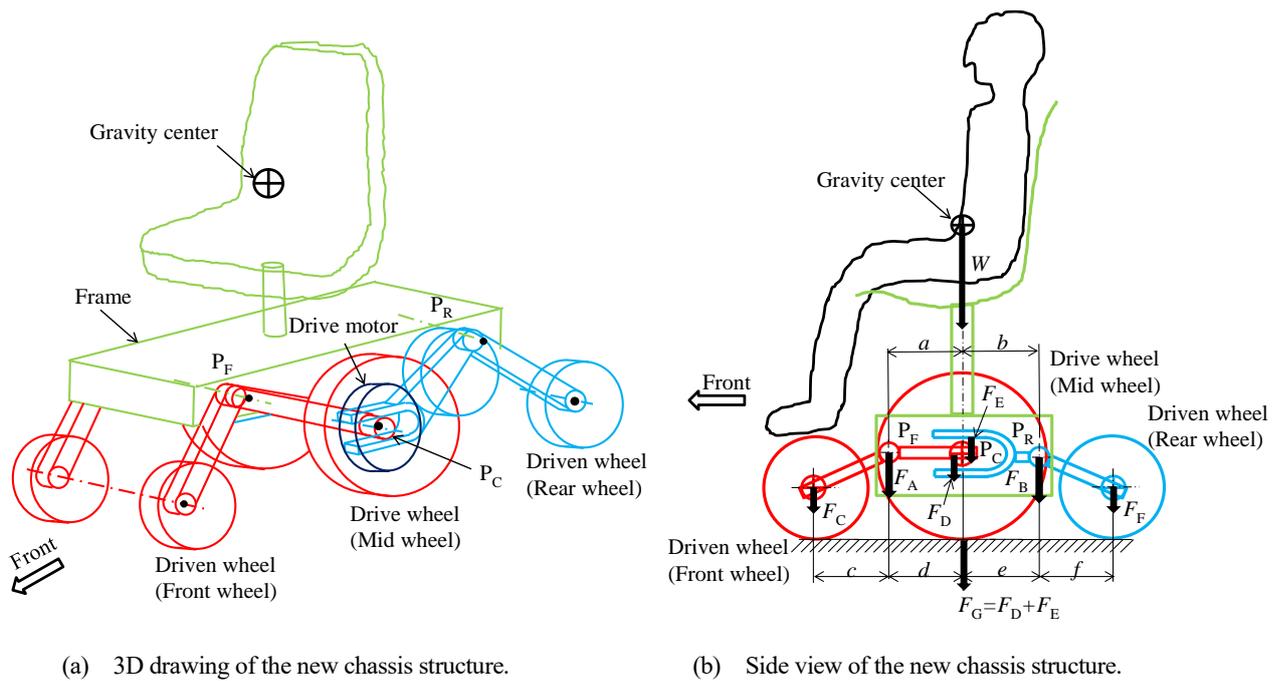


Fig. 6.2 A new chassis structure drawing. The three wheels on each side are connected by two rocker links, and the wheel load on the center wheel is combined by the front and rear rocker links.

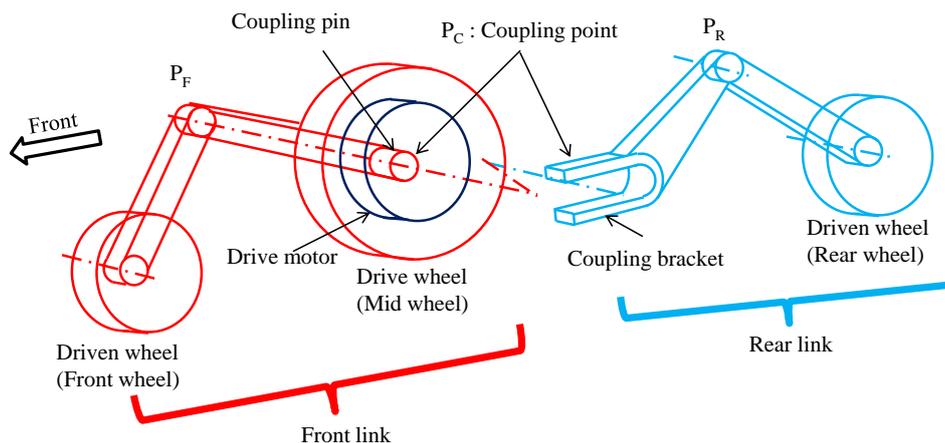


Fig. 6.3 A detailed view of the passive link of the new chassis structure. In this figure, the drive motor is installed in the front rocker link.

つぎにこの構造による輪重の配分について図 6.2 (b)により説明する. 車両重量 W は寸法 a, b により前後ピボット P_F, P_R に配分される. 前ピボット P_F に配分された F_A は寸法 c, d により前輪と中央輪に配分される. 同様に後ピボット P_R に配分された F_B も寸法 e, f により中央輪と後輪に配分される. 前ピボット P_F から中央輪に配分される輪重 F_D と後ピボット P_R から中央輪に配分される輪重 F_E は中央のピボット点 P_C で合算され, 中央輪の輪重 F_G になる. これにより, 寸法 a, b を等しくかつ大きく設定しても中央輪の F_G の大きさを確保可能となる. F_G の大きさについて図 6.2 (b)を用いて簡単に説明する. 図 6.2 (b)の各寸法を $a:b=1:1, c:d:e:f=1:1:1:1$ とした場合, 前輪輪重は $F_C=1/4W$, 中央輪輪重 $F_G=1/2W$, 後輪輪重 $F_F=1/4W$ になる. 図 6.4 に新たなパッシブリンク機構による車輪挙動を示す. 図 6.4 (a), (b)に示すように中央輪を固定して見ると前輪が持ち上がった際に後輪も同方向に持ち上がり, 前輪が下がると後輪も下がる動きをする. これにより図 6.4 (c), (d), (e)に示す多様な路面変化に対し3つの車輪の追従が可能になる. 追従できる路面変化の大きさについては図 6.4 (a), (b)中のアップヒル, ダウンヒル角度により制限される. この角度は中央ピボット点 P_C のローラとブラケットの可動範囲で決定される. こうした新たなパッシブリンク機構を本著ではパラレルダブルロッカリンクと呼ぶことにした. これと同機能を得る方法として P_C 部のローラ結合以外に両端にボールジョイントなどを有したリンクを用いることでも可能である.

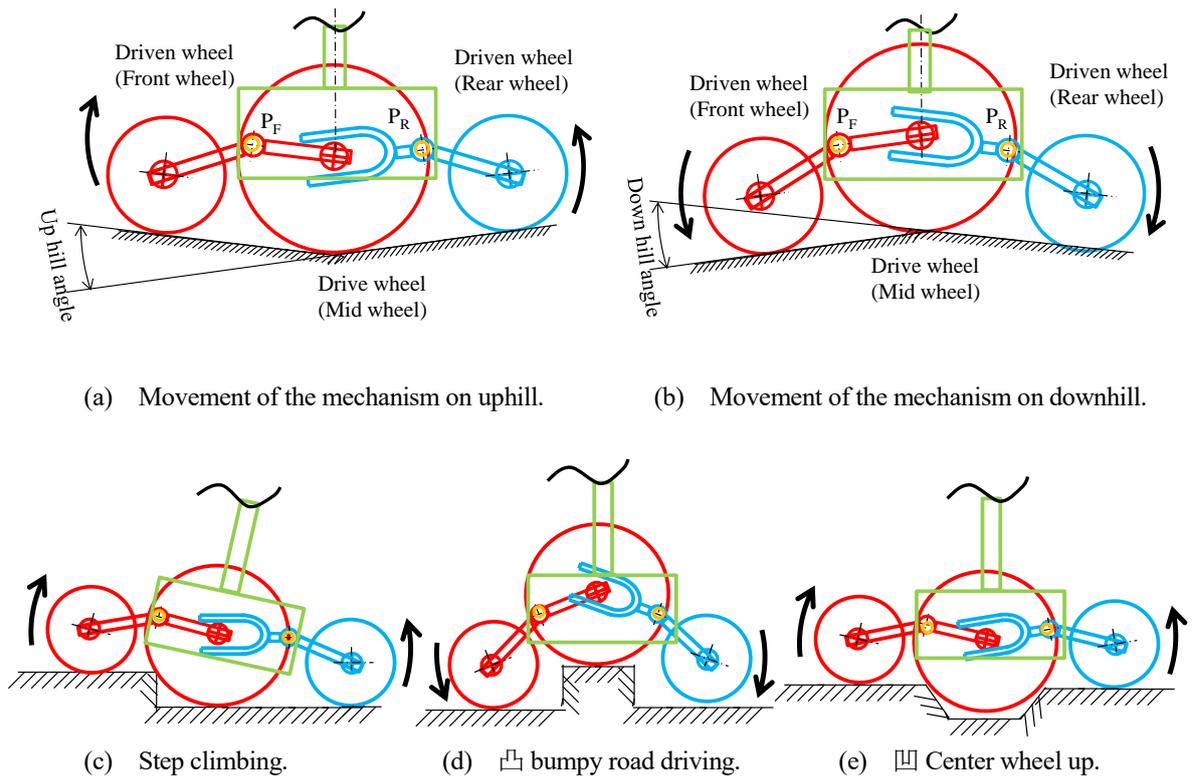
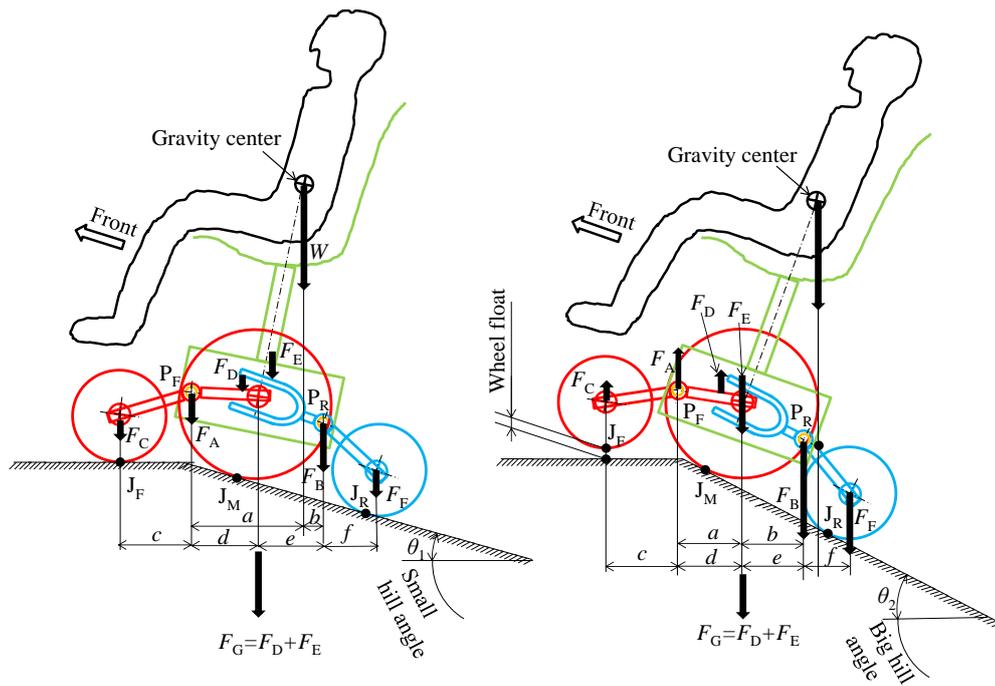


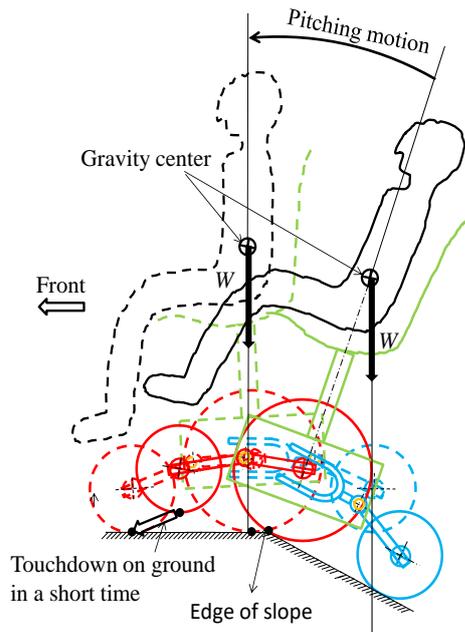
Fig. 6.4 Movement of parallel double rocker link due to road surface shape.

6. 2. パラレルダブルロッカリンクの登降坂路における車輪接地性と耐転倒性に関する性能検討

ここでは、登坂路におけるパラレルダブルロッカリンク機構による車輪の接地性について検討を行った。図 6.5 に登坂路における本機構の各輪の接地状態と輪重を側面視で示した。図 6.5 (a)は登り傾斜角が小さく重心から地面鉛直に降ろした線がピボット点 P_F , P_R の間を指し示す状態を示した。この状態はピボット点 P_F , P_R には下向きの力が作用し側面視からの3つの車輪は接地する。図 6.5 (b)には登り坂傾斜角が大きく、重心から地面鉛直に降ろした線がピボット点 P_R の後方を指し示す状態を描いた。この場合、ピボット点 P_F の F_A が上を向く。そのため前輪浮きが生じる。図 6.5 (b)のような大きな登り傾斜角を前進し続けると、図 6.5 (c)に示すように重心点が登り傾斜面と水平面の切り替わり点を通過する時が訪れる。この切り替わり点を通過する瞬間にそれまで浮いていた前輪に接地が戻る。この時、短時間に大きなピッチング角変化が生じる。このピッチングにより転倒は生じなくとも、乗員に対し身体および精神的な負担をかけることになる。以上から、ロッカアームのピボット点 P_F , P_R の取り付け点の配置により走行安定性に影響が生じることが分かる。



(a) Wheel load on each wheel on a small uphill. (b) Wheel load on each wheel on large climbs.



(c) Sudden pitch angle changes when changing road surfaces when climbing.

Fig. 6.5 Ground load on uphill road of parallel double rocker link. When the tilt angle is small and the vertical line of the center of gravity points between P_F and P_R , the three wheels are grounded. On the other hand, if the angle of inclination is large and the vertical line of the center of gravity points to the rear of P_R , the front wheels will float.

つぎに、ピボット点 P_F , P_R の設定位置と前輪または後輪の浮きについて検討した。図 6.6 に側面視から見た車いすの前後輪の浮き限界傾斜角 θ_1, θ_2 と車体の前後転倒限界角 θ_3, θ_4 を示した。重心点から地面向きに伸ばした鉛

直線と重心点から前ピボット点 P_F および後ピボット点 P_R を結んだ線の成す角 θ_1, θ_2 は、登降坂時の前輪または後輪の浮きが生じる限界傾斜角になる。また、重心点から伸ばした鉛直線と重心点から前輪接地点 J_F および後輪接地点 J_R を結んだ線の成す角 θ_3, θ_4 は登降坂時の車いすが転倒を生じる限界傾斜角になる。なお、図 6.6 は $\theta_1 < \theta_3$, $\theta_2 < \theta_4$ として描かれており車輪浮き限界よりも転倒限界が高い状態を示している。限界転倒角を車輪浮き限界傾斜角よりも大きく設定することで乗員に転倒の危険を知らせることができ好ましいと思われる。なお、本節では登り傾斜での検討を行ったが、降り傾斜においても同様のことが起きるのは言うまでもない。

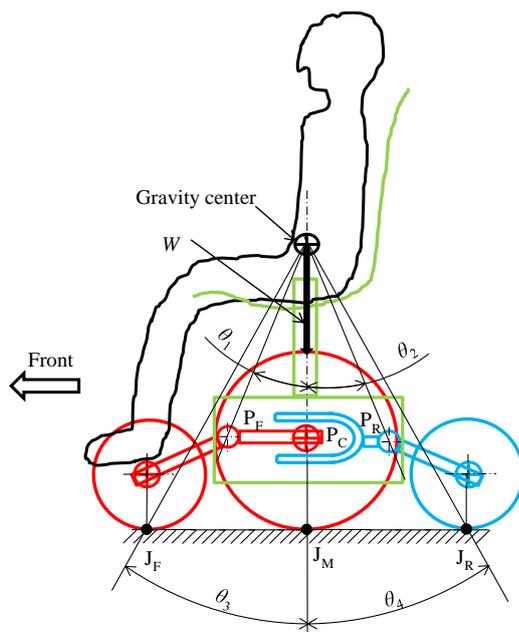
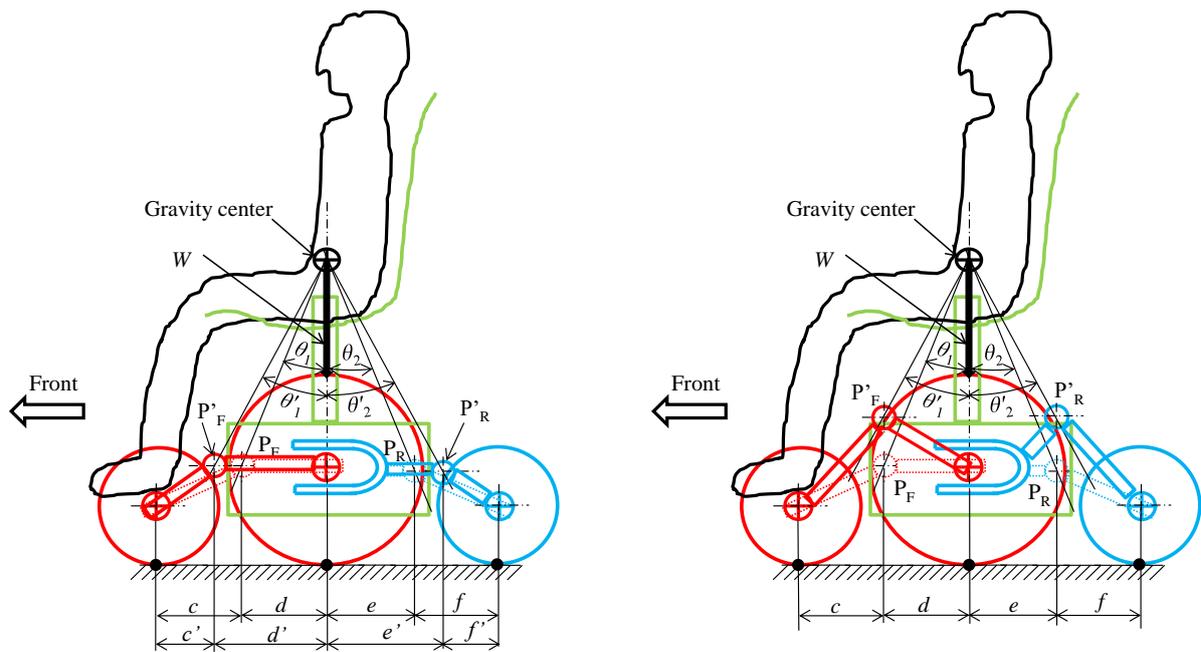


Fig. 6.6 Front/rear wheel lift limit tilt angle and front/rear overturn limit angle for parallel double rocker link. This figure is written so that the wheel floating limit tilt angle is made smaller than the overturn limit angle to inform the danger before overturn.

つづいて、車輪浮き限界角 θ_1, θ_2 の拡大方法について検討した。方法の1つは図 6.7(a)に示す P_F と P_R の間隔を前後方向に広げる方法がある。もう1つは図 6.7(b)に示す P_F と P_R の位置を高く設定する方法がある。

P_F と P_R の間隔を前後方向に広げた場合を図 6.7(a)に示す。この方法はロッカリンク比 c, d, e, f に変化が生じ、車台長を同じとすると中央輪の荷重が減少する方向になる。 P_F と P_R の位置を高く設定したものを図 6.7(b)に示す。この方法はロッカリンクの c, d, e, f の比を変えることなく θ_1 と θ_2 の拡大が可能になる。よって、 P_F, P_R の高さ調整は、車輪浮き限界角 θ_1, θ_2 の拡大には有効な方法と言える。



(a) Method to widen the length between P_F and P_R .

(b) Method to set P_F and P_R height.

Fig. 6.7 Methods for enlarging the front or rear wheel lift limit angle in a parallel double rocker link.

6. 3. 結 言

今回提案したパラレルダブルロッカリンクの特徴は、前・中・後輪の3つが連結されることで多くの走行状況において中央輪へ大きな輪重を掛けることが出来ることが分かった。これにより、屋外で想定される様々な路面変化に駆動輪である中央輪の接地が可能になると考えられる。一方、2つのロッカリンクのピボット点 P_F , P_R の前後および上下位置の設定による $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_6$ により転倒や車輪浮きだけでなく電費等にも影響が出ることも分かった。図 6.24 に示すパラレルダブルロッカリンクを使用した試作車の試験走行の様子を示す。走行路は平坦路面から 50mm の段差の後、傾斜角 13.5deg の登坂路を登り、その後に平坦路になっている。試作車はこの路面の変化に対し3つの車輪が接地を確保しており安定した走行が行えることを確認した。



(a) 50mm step plus 13.5 degree slope climbing.

(b) Flat road transition from 13.5 degree incline.

Fig. 6.8 Uphill driving scene with prototype vehicle.

第7章 結 論

本論文では自動車と電動車いすの操舵懸架機構に着目した検討を行った。

本研究では人による運転が行われる際に必要なサスペンションのコンプライアンス特性について検討した。その中で低速走行から高速走行までの幅広い速度域における動的なタイヤコーナリングフォースおよびセルフアライニングトルクの振る舞いを解明した。こうして取得したタイヤ発生力を使用して、旋回力によるフロントサスペンションの横力コンプライアンスステアの発生メカニズムの解明とフロントサスペンションのキングピン軸変位のメカニズムを解明した。そして、適切なコンプライアンスステアを与えるための設計指針を示した。以上の内容を章ごとに要約する。

第2章では、低速から高速の幅広い速度域における動的スリップ角を与えたタイヤコーナリングフォースおよびセルフアライニングトルクの測定を行った。その主な検討結果は以下の通りである。

1. 低速の操舵開始直後におけるタイヤコーナリングフォースの立ち上がりには遅れが生じる。一方、セルフアライニングトルクには遅れが無い。
2. 高速走行では両者ともに遅れ時間が小さくなり差異が無くなる。
3. 低速においては『セルフアライニングトルク≠コーナリングフォース×ニューマチックトレール』になる。

第3章では旋回時の横力コンプライアンスステアの発生メカニズムを定性的に説明し、第2章で取得したタイヤ発生力による動的なコンプライアンスステア量を定量的に算出した。その主な検討結果は以下の通りである。

1. コーナリングフォースおよびセルフアライニングトルクによるコンプライアンスステアの発生メカニズムは3つの発生形態がある。
2. セルフアライニングトルクによるコンプライアンスステアはコーナリングフォースによるそれよりも大きな値を示すことを示した。

第4章ではサスペンションのコンプライアンス特性値を使用したフロントサスペンションのキングピン軸変位について定性的にメカニズムを示しCAEにより定量値化した。その主な検討結果は以下の通りである。

1. キングピン軸の諸元である①キャスト角 ②キャストトレール ③キングピン角 ④キングピンオフセットの全ての値がタイヤのスリップ角を減少させる方向に変わること示し、操縦安定性と相関関係のある可能性を提示した。

使用者が増加するジョイスティック型 6 輪電動車いす（法定速度 6km/h）前後方向への耐転倒性能に関して調査し、車いすの前後長さを大きくすることなく耐転倒性能を向上させる新たなパッシブリンクの提案を行った。以上の内容を章ごとに要約する。

第 5 章では現在市販されている各電動車いすの懸架機構とその特性について調査を行った。その主な検討結果は以下の通りである。

1. ジョイスティック型 6 輪電動車いすは他の形式に比べ小回り性に優れる。
2. 市販されているジョイスティック型 6 輪電動車いすの懸架機構の耐転倒性に前後差が存在する。

第 6 章ではジョイスティック型 6 輪電動車いすの耐転倒性を向上させる新たなパッシブリンクを検討した。その主な検討結果は以下の通りである。

1. 片側 3 つの車輪を 2 つのロッカリンクで繋ぎお互いに関連性を持たせたパラレルダブルロッカーリンクを考案した。
2. 試作車による走行試験を行い、走行可能な登降坂角が従来の 10deg から 20deg に向上することを確認した。

以上により、自動車に関し、近い将来に必要とされる『人』による運転を行い易くするサスペンション設計に寄与する検討結果が得られた。電動車いすに関し、免許を返納した高齢者の近距離移動を安全に行えるジョイスティック型 6 輪電動車いすの新たな懸架機構を提案することが出来た。

謝 辞

本論文の作成にあたり愛知工業大学工学部の谷本隆一名誉教授の終始懇切なご指導とご鞭撻によりまとめたものであり心から感謝申し上げます。そして、愛知工業大学工学部機械学科の先生方、機械工場の先生方ならびに機械学科の事務に方々のご指導ご鞭撻を賜りました。深くお礼申し上げます。

本論文の作成にあたり技術的相談を受けていただいたトヨタ自動車株式会社シャシー分野の人事部長の石井博己様、先進シャシー技術部の佐久間均様、先進シャシー技術部部長の河野忠士様に感謝いたします。ありがとうございました。

参 考 文 献

第 1 章 参 考 文 献

- [1-1] Nicolas-Joseph Cugnot, https://gazoo.com/feature/gazoo-museum/car-history/13/05/30_1/
- [1-2] Electric car "Jame Contant" (1899, France), https://gazoo.com/feature/gazoo-museum/car-history/13/05/30_1/
- [1-3] Ferdinand Porsche(1875 -1951, Germany) https://gazoo.com/feature/gazoo-museum/car-history/13/05/30_1/
- [1-3] 国交省, 自動運転のレベル分け, <https://www.mlit.go.jp/common/001226541.pdf>
- [1-4] スズキ、ダイハツ、トヨタ、商用軽バン共同開発 <https://global.toyota/jp/newsroom/corporate/39201537.html>
- [1-5] 内閣府 (2022). 令和 4 年版高齢社会白書 (全体版)
https://www8.cao.go.jp/kourei/whitepaper/w-2022/zenbun/pdf/1s1s_01.pdf
- [1-6] 厚生労働省 老健局 (2022). 介護保険制度をめぐる最近の動向について.
<https://www.mhlw.go.jp/content/12300000/000917423.pdf>
- [1-7] 山科 典子, 柴 喜崇, 渡辺修一郎, 新野 直明, 植木 章三, 芳賀 博. 高齢者の福祉用具使用状況. 第 49 回日本理学療法学会 (横浜) (2023).
- [1-8] 増澤 高志, 南 繁行. 電動車いすの現状とその課題 人間環境学研究 第 8 巻 1 号
[https://www.jstage.jst.go.jp/article/shes/8/1/8_1_45/_pdf/-char/ja]
- [1-9] 石川耕介, 車椅子の転倒・衝突時における身体安全および保護に関する研究, 埼玉工業大学博士論文 (2019), pp.30-43.
- [1-10] 佐藤雄隆, 安全に配慮された電動車いす, 厚生労働省障害者自立支援機器等研究開発プロジェクト, mhlw.go.jp/bunya/shougaihoken/cyousajigyou/jiritsushien_project/seijka/S08Report/S08_Report.pdf, (2010).
- [1-11] 楓和憲, 宇津木政人, 綿貫啓一, 村松慶一, ハンドル型電動車いすの操作情報を用いた心理的負荷のある走行環境の推定, 日本機械学会論文集 Vol.86, No.892 (2020), DOI:10.1299/transjsme.20-00162.

第 2 章 参 考 文 献

- [2-1] e-stat: 「平成 30 年中の交通事故死者数について」, <http://www.e-stat.go.jp/stat-search/files?page=1&layout=datalist&toukei=00130002&tstat=000001032793&cycle=7&year=20200&month=0>, (参照日 2021 年 7 月 14 日).
- [2-2] 内 閣 府 平 成 29 年 交 通 安 全 白 書 , http://www8.cao.go.jp/koutu/taisaku/h29kou_kaku/zenbun/genkyo/h1/h1b1s1_2.html, (参照日 2019 年 7 月 14 日).
- [2-3] 田中克則, 影山一郎, 車両運動特性向上のためのタイヤ設計手法に関する研究, 機械学会論文集 (C 編), Vol. 68, No. 674 (2002), pp.3015-302.
- [2-4] 山田大介, 畔柳洋, 小野英一, 久代育生, 許斐謙二, 佐藤伸介, ステアリングシミュレーターを用いたオンセンターフィールの解析, 自動車技術会論文集, Vol. 40, No. 2 (2009), pp.239-244.
- [2-5] 横井大亮, 上野雄一, 据え切り操舵力解析用タイヤモデルの研究, 自動車技術会論文集, Vol. 46, No. 6 (2015), pp.1087-1092.
- [2-6] Bakker, E., Nyborg, L. and Pacejka, H.R., Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies, SAE Paper 870421 (1987).
- [2-7] Pacejka, H.R. and Bakker, E., The MAGICFORMULA tyre model, in proceedings of the 1st International colloquium on tyre models for vehicle dynamics, supplement to vehicle system dynamics, Vol. 21 (1991), pp.1-18.
- [2-8] 樋口明, 車両運動解析のためのタイヤモデル, 自動車技術会論文集 Vol. 45, No. 1 (2014), pp.101-107.
- [2-9] Fiala, E., Seitenkräfte am rollenden luftreifen, VDI zeitschrift, Vol. 96, No. 29 (1954), pp.973-979.
- [2-10] 水野雅彦, 宮下直士, 加部和幸, 車両運動用タイヤモデルの作成方法, 自動車技術会論文集 Vol. 39, No. 2 (2008), pp.45-50.
- [2-11] 水野雅彦, 車両運動解析用タイヤモデルに関する研究, 名古屋大学博士論文 (2010), pp.13-159.
- [2-12] 豊島貴行, 松澤俊明, 穂高武, 樋口英生, タイヤ物理特性モデルのトレッド部のモデル化に関する研究 (TM Tire Model の理論的妥当性の検証), 日本機械学会論文集 Vol. 87, No. 898 (2021).

- [2-13] 宮下直士, 加部和幸, 解析的タイヤモデルによるコーナリングパワーの取り扱い, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 76-03 (2003), pp.5-8.
- [2-14] 株式会社エー・アンド・デイ, フラットベルト式タイヤ試験機,
https://www.aandd.co.jp/products/dsp-tech/dsp-vdt/dsp-vdt-belt_type_tm/flat-belt/

第 3 章 参 考 文 献

- [3-1] 入江南海雄, 芝端康二, リヤサスペンション特性が操縦安定性に及ぼす影響, 自動車技術, Vol.39, Mo.3, pp. 275-285 (1985).
- [3-2] 安部正人, 自動車の運動と制御 第二版 (2012), 東京電機大学出版局, pp.180.
- [3-3] 野崎博路, 基礎自動車工学第一版 (2008), 東京電機大学出版局, pp.54.
- [3-4] 對馬将示, 北原栄一, 椎葉太一, 本杉拓海, マルチボディ解析を用いたステアリング HILS システムの開発, 自動車技術会論文集, Vol.45, No.6 (2014), DOI: 10.11351/jsaeronbun.45.1055.
- [3-5] 森原一博, 石崎隆太, 柴田貴司, 對馬将示, 椎葉太一, リアルタイム車両運動解析におけるコンプライアンスステア算出方法の検討, 日本機械学会第 4 回交通・物流部門大会講演論文集, Vol. 2015.24 (2015), DOI: 10.1299/jsmetld.2015.24._1304-1.
- [3-6] AB Dynamics, コンプライアンス(K&C)試験装置,
<https://www.abdynamics.com/ja/lab-testing/kinematics-compliance-test-equipment/>
- [3-7] 皆川正明, 車両運動特性上の後軸横力特性の役割, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.3 (2013), pp. 835-841.
- [3-8] 河田哲明, 河野忠士, 佐久間均, 低速および高速走行時のタイヤコーナリングフォースとセルフアライニングトルクに関する研究, 日本機械学会論文集 Vol.87, No.901 (2021), DOI:10.1299/transjsme.21-00193.
- [3-9] 神谷恵輔, 微分方程式型零空間行列法によるマルチボディシステムの運動解析, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.851 (2017), DOI:10.1299/transjsme.17-00101.
- [3-10] 神谷恵輔, マルチボディシステムの運動解析のための微分方程式型零空間行列法の改良, 日本機械学会論文集 Vol.84, No.868 (2018), DOI:10.1299/transjsme.18-00288.

第 4 章 参 考 文 献

- [4-1] 入江南海雄, 芝端康二, リヤサスペンション特性が操縦安定性に及ぼす影響, 自動車技術, Vol.39, Mo.3, pp. 275-285 (1985).
- [4-2] 山本真規, 自動車の操縦安定性の基本設計とこれに基づくシャシー制御に関する研究, 東京大学「博士論文(2015), pp. 32-40.
- [4-3] 藤井澄二, 自動車の運動性能に対する舵取装置の弾性の影響, 日本機械学会論文集, Vol, 22, No. 119, (1956), pp.492-496.
- [4-4] Bundorf, R., Leffert, L., The cornering compliances concept for description of vehicle directional control properties, SAE Paper, 760713, (1976).
- [4-5] 原田宏, サスペンションおよびステアリング系のコンプライアンスを考慮した操安性理論, トヨタ技術, 第 27 巻, 第 3 号, (1977), pp. 134-143.
- [4-6] AB Dynamics, コンプライアンス(K&C)試験装置,
<https://www.abdynamics.com/ja/lab-testing/kinematics-compliance-test-equipment/>
- [4-7] 皆川正明, 車両運動特性上の後軸横力特性の役割, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.3 (2013), pp. 835-841.
- [4-8] 安部正人, 自動車の運動と制御 第二版 (2012), 東京電機大学出版局, pp.180.
- [4-9] 野崎博路, 基礎自動車工学第一版 (2008), 東京電機大学出版局, pp.54.
- [4-10] AB Dynamics, コンプライアンス(K&C)試験装置,
<https://www.abdynamics.com/ja/lab-testing/kinematics-compliance-test-equipment/>
- [4-11] 株式会社エー・アンド・デイ, フラットベルト式タイヤ試験機,
https://www.aandd.co.jp/products/dsp-tech/dsp-vdt/dsp-vdt-belt_type_tm/flat-belt/

- [4-12] 神谷恵輔, 微分方程式型零空間行列法によるマルチボディシステムの運動解析, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.851 (2017), DOI:10.1299/transjsme.17-00101.
- [4-13] 神谷恵輔, マルチボディシステムの運動解析のための微分方程式型零空間行列法の改良, 日本機械学会論文集 Vol.84, No.868 (2018), DOI:10.1299/transjsme.18-00288.

第 5 章 参 考 文 献

- [5-1] 有限会社さいとう, REL/Mini, <https://www.saitokobo.com/wp-content/uploads/spec_0905.pdf> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-2] 有限会社さいとう, REL, <<https://www.saitokobo.com/wp-content/uploads/2023/04/rel-spec.pdf>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-3] Invacare, TDX-SP2, <https://www.showa-boeki.jp/_files/ugd/9249ea_ef821837115f409988c0b88ac42d2708.pdf> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-4] 株式会社今仙, LGS-TR1 Light 6, <https://www.imasengiken.co.jp/product/emc/file/ctfile_lgs-tr1.pdf> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-5] 日進医療器株式会社, Neo-PR45, <https://www.wheelchair.co.jp/files/pam/pam_neopr_01.pdf> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-6] Sunrise Medical Japan, SarusaM2mini, <<https://www.medicalexpo.com/ja/prod/sunrise-medical/product-84783-879481.html>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-7] WHILL 株式会社, model F, <<https://whill.inc/jp/model-f>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-8] WHILL 株式会社, model C2, <<https://whill.inc/jp/model-c2>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-9] フランスベッド株式会社, P320 choipal, <<https://interior.francebed.co.jp/news/detail.php?id=163>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-10] 株式会社今仙, PASEO EMC-260, 270, <https://www.imasengiken.co.jp/product/emc/emc-260_270.html> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-11] 株式会社ジャストステップ, Puchica, <<https://www.alcarecorp.co.jp/partner/juststep/>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-12] Suzuki Motor 株式会社, Suzuki-motorchair, MC2000S, <https://www.suzuki.co.jp/welfare/terms/owners_manual/pdf/Web99011-91G17.pdf> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-13] 株式会社クラモト, Luggie, <<https://www.alcarecorp.co.jp/item/products/luggie.html>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-14] 株式会社今仙, EMC-730/720, <<https://www.imasengiken.co.jp/product/emc/pdf/catalog/emc-720.pdf>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-15] 株式会社今仙, EMC-150, <https://www.imasengiken.co.jp/product/emc/file/ctfile_emc-150.pdf> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-16] 株式会社今仙, EMC-620/630, <https://www.imasengiken.co.jp/product/emc/file/ctfile_emc-620_630.pdf> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-17] 株式会社ユーキ・トレーディング, Pal-Pal, <<http://www.fujicom.jp/welfare.html>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-18] Suzuki Motor 株式会社, Suzuki-motorchair, Town cart, <<https://kousei138.co.jp/item-list01/wheelchair/778/>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-19] 株式会社 NOAA, MOBILE α , <<http://www.kaigo-catalog.com/p11078/>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-20] 株式会社クラモト, FR168-4S2bJ, <http://www.kurefa.com/download/fr168_catalog4web.pdf> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-21] Cycle Partner, Portus Eco thru, <<https://cycletrailer-japan.com/?pid=159508169>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-22] NASA science mars exploration, 火星探査車キュリオシティ, <mars.nasa.gov/msl/home/> (参照日 2023 年 11 月 7 日).
- [5-23] 株式会社メックデザイン, アテーナペガサス, <<http://www.mec-design.jp>> (参照日 2023 年 11 月 7 日).

[5-24] 齊藤光弘, シルバーカーへのロッカーボギー機構の適用と可能性評価, 神奈川県立産業技術研究所, 研究報告 No.23/2017, (2017).

第 6 章 参 考 文 献

[6-1] 特許出願, 識別番号 100103207, 整理番号 P04-5638, 受付番号 52300127654, 提出日 20th January 2023, 出願番号通知 2023-7205, アクセスコード codeD80D.