

自動車の四輪操舵に関する研究

佐野 彰 一

①

## 自動車の四輪操舵に関する研究

佐 野 彰 一

|                            |    |
|----------------------------|----|
| 要約                         | 1  |
| 第1章 序論                     |    |
| 1・1 本研究の動機                 | 1  |
| 1・2 自動車の横運動とその研究の歴史        | 3  |
| 1・3 横運動特性の設定手法             | 5  |
| 1・4 従来四輪操舵技術               | 10 |
| 第2章 横運動の定式化                |    |
| 2・1 タイヤの特性                 | 12 |
| 2・2 方向静安定                  | 12 |
| 2・3 スタビリティファクタ             | 13 |
| 2・4 定常円旋回特性                | 15 |
| 2・5 二輪車モデルの運動方程式           | 16 |
| 2・6 横加速度応答とヨー角速度応答         | 17 |
| 第3章 四輪操舵の基本二方式の提案          |    |
| 3・1 四輪操舵における横加速度応答とヨー角速度応答 | 19 |
| 3・2 車速関数型四輪操舵方式の提案         | 20 |
| 3・3 旋回時の車両の姿勢              | 21 |
| 3・4 舵角関数型四輪操舵方式の提案         | 22 |
| 第4章 四輪操舵の試作および試験           |    |
| 4・1 前後輪舵角比一定での台上試験         | 24 |
| 4・2 前後輪舵角比一定での走行試験         | 25 |
| 4・3 正弦波後輪舵角型舵角関数方式の試作と走行試験 | 26 |
| 4・4 内トロコイド後輪舵角型舵角関数方式の試作   | 28 |

第5章 量産設計と横運動性能

|                          |    |
|--------------------------|----|
| 5・1 量産化のための設計 .....      | 30 |
| 5・2 四輪操舵車の横運動性能の特長 ..... | 32 |

第6章 結論 .....

36

|          |    |
|----------|----|
| 謝辞 ..... | 40 |
|----------|----|

|            |    |
|------------|----|
| 参考文献 ..... | 41 |
|------------|----|

|                   |    |
|-------------------|----|
| 補遺A 記号と式の誘導 ..... | 43 |
|-------------------|----|

|           |    |
|-----------|----|
| 図・表 ..... | 49 |
|-----------|----|



地球環境の保護に好ましい小型自動車は、車両寸法と重量の制約から衝突安全性能の確保に困難がある。本論文は、衝突安全性能を補う衝突回避性能を高めるためには、車両の横運動の応答遅れを減らすことが有効であることに着目し、後輪を前輪と同時に制御して、応答遅れの減少と最小回転半径の減少を両立させる制御則を提案し、実用に耐える設計例を示したものである。

## 第1章 序 論

### 1・1 本研究の動機

1960年代にアメリカで、人を月に送ることができるほど科学が進歩したのに、毎年路上で5万人の人が交通事故で死ぬのはおかしいことだ、と気付いた人達の働きかけで、アメリカ運輸省は、世界に先駆けて包括的な自動車の安全基準を作ると同時に、自動車をどこまで安全にできるかの協同研究を世界の自動車生産国に呼びかけた。

この時に作られた安全基準は、Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS) と称され、予防安全、衝突安全、衝突後安全(火災対策)に分かれた画期的なものであり、その後の世界の自動車の設計基準に大きな影響を与えた。一方、この協同研究は Experimental Safety Vehicle (ESV) Project とよばれ、内容は少しずつ変わったが、現在まで継続されている。

ESV プロジェクトでは、アメリカでは、主として衝突安全の対策が検討されて、車速50マイル毎時で固定障壁に衝突しても、乗員の生存を保証する耐衝突エネルギー吸収車体構造と乗員拘束装置が研究された。その結果は、当時アメリカで大多数を占めていた大型の車両(4千ポンドクラス)は更に重くなり、軽自動車が全盛だった日本では、自動車の安全対策には、ほとんど役に立つものではなかった。

これが、衝突対策主体の安全研究になった理由は、アメリカでは事故の調査記録が蓄積されており、衝突速度、車体変形、乗員の負傷部位と程度のデータが比較的入手し易いため、車体に施した衝突安全対策の効果が定量的に予測し易く、効果/コストの分析を可能にしている、という事情があった。

これに反して、予防安全対策については、どのような経過で事故が起こったのかという情報は乏しく、対策案が考えられても、その効果を予測することは困難で、新しい提案を効果／コストで説得することが一般的な、アメリカのやり方に馴染まないものと考えられる。

このESV計画に筆者の所属する会社も参加することになったが、当時は、会社は軽自動車のみを生産しており、ようやく小型車の生産を計画し、試作を行っていた段階であった。したがって、我々のESVはその小型車（1500ポンドクラス）をベースとして検討することにした。

しかし、たとえ乗員の生存を保証する目標衝突速度を低めても、衝突安全対策の全面的な組み込みは、車体重量の大幅な増加と室内空間の減少をもたらし、小型車の長所である経済性、取扱性の良さを大きく損なうことがわかった。したがって、我々は、衝突安全対策は基本的なものに止め、予防安全対策を充実して安全性の向上を目指すこととした。

そのために、広い視界、操作し易く誤操作しにくい操作系、故障発生時、その詳細を明らかにし、同時に運転者取るべき行動を指示する集中警報装置などに加えて、機敏な運動性を実現し性能が高く、しかもパンクしても、危険をはらむ路上でのタイヤ交換なしに、整備施設まで安全に走行できるランフラットタイヤ、強いブレーキ操作でも、車輪のロックを防ぎ車両の安定性と操舵能力を維持する4輪アンチロックブレーキシステム、激しい衝突回避操舵時でも転覆を防ぐ低重心の台形車体形状の採用など、操縦性と安定性の向上に努力した。そのESVの外観を図1に示す。

しかし、この車両の懸架装置、操舵装置などの設計を担当し、予防安全の責任者でもあった筆者は、衝突を避けるために障害物を回避する運動能力を目ざましく向上させる技術は、なかなか考え出せなかった。そして、その後も、何とかして運動性能を大幅に向上させる手段を生み出さなければならない、という思いが重圧となって、常に脳裏から去ることがなかった。

ある時、何か手掛かりが得られるかもしれないと考えて、単独事故の報告書を見ることにした。予防安全の研究には、一人の運転者の認知、判断、操作の誤りだけで発生する単独事故の調査が適切であろうと考えたからである。

すると、幾つかの事故に共通の現象があるのに気付いた。それは、障害物や別の車両との衝突を回避したあと、道路を外れたり、路側の物体に衝突したり、路上で転覆する例が

少なからずあることである。運転者は衝突を回避するためにハンドルを必要以上に回しているように見え、これを防ぎ、安全に回避運動を成功させるには、ハンドルの過剰な操作を防げば良さそうに思えた。そのために、操舵力を大きくして過剰ハンドルを防止する機構を検討したが、過剰ハンドルかどうかの判断に決め手がなく、試作品の製作までには至らなかった。

しかし、その過程で、運転者がハンドルを切りすぎるのは、ハンドルを切っても車両が即座には応答しないので、あせった運転者が待ちきれずにどんどんハンドルを切り増しているのではないか、ということに気付いた。もし、これが正しければ、ハンドル操作に遅れなく反応して進路を変える車両を作れば、前記の事故は防げるに違いないと思われ、車両の操舵応答の遅れを減らすことは予防安全の有効なアプローチである可能性が高いので、これを研究課題として取り組んで見ることにした。

衝突回避で重要な横運動を速やかに行うのは、タイヤの単位横すべり角で発生する横力、即ちコーナリングバウを大きくすることで可能になる。しかしこの方法は、結局、かなり大型のタイヤを使用しないと効果は得られず、そのためには車室やエンジンルームの空間が大幅に減少し、実用に耐えない。

また、車両の質量を大幅に小さくすれば、運動が速やかに行われるが、一般的な乗用車のレイアウトではそれも困難である。ここで、もし、現在、車両の横方向の運動の制御に直接参加していない後輪を、前輪と同時に参加させたらどうなるだろうか、という疑問に思い至った。これが本研究を開始した動機である。

## 1・2 自動車の横運動とその研究の歴史

自動車の運動は道路平面上に限られており、前後方向の運動はエンジンからの駆動力をスロットルペダルで調整することと、ブレーキの制動力をブレーキペダルで加減すること、の組み合わせにより制御されている。一方、左右方向の運動は、一般的には、ハンドルを回転させることにより、車輪の向きを変えることで制御されている。

ここで論ずる横運動は後者に属するが、操縦性と呼ばれるハンドル操作に直接関係する車両の応答特性に加えて、安定性と呼ばれる、ハンドルを操作しない状態での特性も含まれる。横運動での主な関心事項は、操縦性では、静的な特性としてはハンドル（或いは前

輪)の回転角と旋回半径の関係、動的な特性としてはハンドル操作に対する運動の遅れやハンドル操作終了時の運動のおさまり、などがあり、安定性では、車両の固有の方向安定、路面不整や横風に対する感受性などがある。

自動車の横運動の理論的な研究が始まったのは、19世紀に馬車から発展して基本構造を確立した自動車の歴史に比べて、最近である<sup>1)</sup>。

表1に示すように、1938年にOlley が、初めて、直進中の自動車の重心点に横向きの外力を加えた時の車両の運動の変化に着目し、外力と同じ方向に進路が曲がっていく特性をアンダステア(understeer 以下USと略す)、外力に逆らって進路が曲がる特性をオーバステア(oversteer以下OSと略す)、曲がらずに元の方位を維持し続ける特性をニュートラルステア(neutral steer以下NSと略す)と定義し、この車両の横運動の基礎特性(以下US-OS特性と略す)を定性的に分類する試験方法を英国自動車技術会で発表している。<sup>2)</sup>

1941年にStonexが、Olley が定義したUS-OSの度合いを、一定半径の旋回を行って定量的に把握する方法をSAEジャーナルで発表している。<sup>3)</sup>

これは、一定半径の旋回で車両の速度を上げて横加速度を増した時に、同一半径を維持して旋回を続けるためには、US特性の場合は操舵角を増加させる必要があり、OS特性の場合は減少させる必要があることを示し、その操舵角の増減する割合をUS-OS特性の度合いとする、というもので、そこではさらに、US-OS特性に及ぼす車体の姿勢変化に対する車輪の車体に対する取りつけ角の変化の影響が考察されている。

1950年には、Lind-Walker が航空機の静安定を記述する尺度として使われているスタティックマージンを、初めて自動車に適用している。<sup>4)</sup>

1956年になって、Millikenを中心とするCAL(コーネル大学航空研究所)のメンバが、航空機の運動力学を自動車に適用して、5編の論文を英国機械学会で発表した。

その中で、タイヤの発生する横力はタイヤの横すべり角とキャンバ角に比例する、という単純な假定から、操舵入力に対する車両の定常応答と過渡応答を求める Segelの3自由度の数学モデルが注目をあびた。<sup>5)</sup> この中で、Segelはこのモデルの検証のための実走行

試験も行って、US-OS 特性のみならず、車両の横運動の固有振動数と減衰係数も求めており、これが、本格的な自動車の横運動研究の始まり、と考えることができる。

以上は、いずれも車両単体の応答特性に関するものであるが、実際の自動車の運転は運転者が車両の挙動を操舵系にフィードバックして行われており、人と車が閉ループ制御系をなしている。自動車の横運動に関するはじめての閉ループ系のモデルは、1949年に近藤政市によって提案された。<sup>8)</sup>

このモデルは、運転者は、常に、走行速度に応じて定まる一定距離前方の地点での、車両の機軸の延長線と目標進路との偏差に比例した操舵角を、修正のためにハンドルにフィードバックするというもので、単純なモデルではあるが有用なため、現在でも新しく提案される操舵系／懸架系の評価にしばしば使われている。

### 1・3 横運動特性の設定手法

車両の横運動の特性は、基礎特性としては、理想的にはニュートラルステアが望ましいが、積載条件、タイヤの空気圧の変化や経時変化などの影響による特性の変化に対する余裕を見込んで、ニュートラルステアに近いアンダステアに設定するのが普通である。

定量的な取扱は、次の第2章で行うが、横運動の特性は、基本的には、前後輪それぞれのタイヤの単位横すべり角で発生する横力で定義される〔コーナリングバウ〕と〔前後輪の重心からの距離〕の積、の大小関係で決まるが、これらのパラメータだけでは、さまざまな形式、諸元寸法の自動車を望ましい横運動特性に設定することは困難であり、実際に自動車を設計する場合には、表2に示すように他のパラメータも使用する。それらは、

- ①タイヤの充填空気圧やタイヤサイズによる方法、
- ②旋回に入って車体がロールした結果の、車輪の車体に対する取りつけ角の変化（ロールステア）を利用する方法、
- ③旋回するために作るタイヤの横力による、車輪の車体に対する取りつけ角の変化（サイドフォースステア）を利用する方法、
- ④旋回中の車体のロールで発生するアンチロールモーメントの、前車軸と後車軸の間の分担（ロール剛性配分）を変化させる方法、
- ⑤空気力による車輪の接地荷重の増加量を前車軸と後車軸の間で変化させる方法、であ



り、以下に順をおって、その長所短所を比較検討する。

一般に、タイヤのコーナリングパワーは充填する空気圧によって変化し、空気圧を高めるとコーナリングパワーも増加する。したがって、1960年代迄は、前輪と後輪のタイヤ空気圧を変えて、意図する横運動特性を実現していたことがあった。しかし、この方法は、空気圧の管理が煩雑で、前後を取り違えることがあると、特性の大幅な変化をきたし、場合によっては危険もあるので、最近では廃止されている。

また、タイヤは一般に、サイズが大きくなればコーナリングパワーも大きくなるので、前後のタイヤのサイズをそれぞれ自由に選ぶことによって特性の設定は可能であるが、乗用車では四輪とも同一タイヤを使用することが一般的であり、この方法を用いることは困難である。しかし、これは、スポーツカーなどでは行われることがあり、トラックが後輪にダブルタイヤを使うのも、同じ理由である。

前後でタイヤサイズが異なる場合は、かつては、パンクに備えるスベアタイヤを二種類携行する必要があったが、現在では、スベアタイヤ専用の高圧の小型タイヤが開発されて、前後共用とすることも可能になった。トラックの場合は、同一サイズのタイヤをダブルで使用することで、スベアタイヤは共通に使用でき、問題はない。

また、古くから一般に行われていた方法は、詳細を以下に述べるロールステア特性を使うものである。

車両が旋回して求心力の反作用でロールが発生すると、懸架装置が、旋回外側の車輪では車体に近づくように縮み、内側では車輪が車体から遠ざかるように伸びる。車輪は幾つかのリンクで上下の移動が可能のように車体に結合されているが、この場合、上下の移動に伴って、車輪の向きが僅かではあるが変化するように設計することがある。すると、左右の車輪が反対方向に上下に移動する場合に、左右の車輪があたかも舵をきったかのようになり一致して方向を僅かに変える。この現象をロールステアと呼び、その変化の方向と程度をロールステア特性という。

したがって、もし前輪のロールステア特性を旋回外側に設定すると、旋回に入ってからロールが発生すると、ハンドル角を一定に維持していても、前輪の横すべり角が減少して前輪の発生する横力が減少し、コーナリングパワーが減ったことと等価になり、見掛け上アンダステアになる。後輪でもロールステア特性を旋回内側に設定すれば、後輪の横すべり角が



増加して後輪の発生する横力が増加して、同じ効果を出すことができる。

この方法は、長らく行われてきたが、ロールステア特性が大きい場合、直線走行で、路面の不整で車輪が上下すると、ハンドルを直進に保持していても、車輪に横すべり角が発生して横向きの力を出し、直進性を損なう。また、旋回初期でロールのない時期とロールが発生した後では、同じハンドル操舵角を維持したままでも、車両の旋回半径が変化するためハンドル角の再修正が必要になり、すっきりした操舵感覚を損なうので、この手法は最近では好まれなくなっている。

同じように、旋回で車輪に発生する横力を利用する方法として、サイドフォースステア特性を利用する方法がある。

サイドフォースステアとは、車輪に発生する横力に応じて、車輪がその向きを僅かではあるが変えることをいう。最近の車両では、車輪と車体を連結するリンクのビボットには、振動の遮断と無給油の特性が好まれて、ゴムが使われることが多いので、複数のリンクの配置とビボットのゴムの荷重変位特性を変えることによって、サイドフォースステア特性を意図したものに設定することが可能である。

サイドフォースステア特性を前輪で旋回外側に設定すれば、上に述べたロールステア特性と同様の効果が得られる。この方法の優れている点は、サイドフォースがなければ車輪の向きが変わらず、横力が発生しない。したがって、直進中は何の悪影響ももたらさず、旋回に入る場合も、横力が連続的に発生するので、車輪の方向の変化も連続的で、操舵感覚の不自然さをもたらさない。したがって、現在、この方法が最も好まれて使われている。

さらに、横運動特性を変えることは、車体のロール剛性の前後の配分を変化させることでも可能になる。

求心力が作られて旋回に入ると、重心に慣性力として遠心力が発生し、前後の懸架装置の機構で幾何学的に定まる車体のロール軸回りにロールモーメントが発生する。このロールモーメントに対して、前輪と後輪の旋回内側と外側の車輪が、それぞれ車体に対して、上下に変位して、前輪と後輪の懸架装置が、それぞれアンチロールモーメントを作りだして釣り合う。

この際発生するアンチロールモーメントの前後の配分は、不静定構造の問題で、前後輪の懸架バネ定数に依存する。バネ定数の高い車輪が多くのアンチロールモーメントを分担

する。

タイヤの横力は、図2に一例を示すようにタイヤの接地荷重（輪荷重）で変化する。図2の横軸はタイヤの横すべり角をあらわし、縦軸はその横すべり角で発生するタイヤの横力をあらわし、複数の曲線は、一つのタイヤが幾つかの接地荷重で横すべりを行った場合に発生する横力を接地荷重をパラメータとしてプロットしたものである。

図3は、図2に示したタイヤについて、例として、横すべり角が $2^{\circ}$ と $6^{\circ}$ の場合の接地荷重の変化に対する横力の変化を、横軸に接地荷重を縦軸に横力をとって示したものである。

一般に、横すべり角一定での、荷重の変化に対する横力の変化の状況を求めると、図3に示すように、上に凸の曲線がえられるのが普通である。図中の静荷重は、求心力の無い状態での、左右輪の輪荷重の一例を示し、この場合は左右輪の輪荷重は等しい。

求心力が存在すると、アンチロールモーメントと作るために、旋回内側の車輪の荷重が減少し、外側の車輪の荷重が増加する。点A、Bは、分担するアンチロールモーメントが比較的小さい場合と大きな場合に、それぞれ旋回外側の車輪と内側の車輪の輪荷重の例と、その時、それぞれの車輪で発生する横力を示している。

したがって、この図は、旋回の際、アンチロールモーメントの発生によって、内側と外側の車輪の接地荷重に等量の増減ができ、その結果、アンチロールモーメントを多く分担する左右のタイヤが作るコーナリングフォースの合計は、アンチロールモーメントがない場合、或いはアンチロールモーメントの分担が小さい場合よりも、必ず減少することを示している。

すなわち、より多くのアンチロールモーメントを分担した車輪のコーナリングバワは、見掛け上、より多く減少する。この例では、横すべり角 $6^{\circ}$ の旋回を行っている車軸では、より多くのアンチロールモーメントを分担するBの場合は、分担の少ないAの場合よりも $\Delta F \times 2$ だけ横力が減少することを示している。

したがって、この現象を利用して、懸架装置のロール剛性の配分を前後で調整すれば横運動特性を変えることができる。前輪のロール剛性配分を増加させれば、前輪全体としてコーナリングバワが減少し、アンダーステアが強くなり、後輪のロール剛性配分を増加させればアンダーステアが弱くなる。

しかし、一般には懸架バネのバネ定数は、乗り心地や積載量を考慮して決められることが多く、懸架バネのバネ定数を、横運動特性の調整のために変化させる自由度は、少ない

のが普通である。そのため、ロールを伴わない単純な車体の上下変位には、バネとしては作用しないで、乗り心地に影響を及ぼさず、ロール時のみバネとして働く機構が使われる。

図4は、自動車の横運動に関与する要素をモデル化した図であり、前後車軸に付属する左右の車輪を結ぶ振じり棒バネがその機構で、スタビライザ或いはアンチロールバと呼ばれる。

この機構は、一般的な乗用車では主として前輪に付けられることが多いが、ロール剛性が増加してロール角も減少するので、激しい旋回を行うことが多いスポーティな自動車では、積極的に前後輪に採用されている。しかし、路面の不整等で車輪が左右無関係に上下すると、見掛けの懸架バネ定数が高くなるため、あまり強いスタビライザの使用は乗り心地を悪くするので好ましくない。

一般的ではないが、横運動特性の調節に空気を利用する場合もある。

レーシングカーでは、大きな横力を作るために、翼断面を持った空力的付加機構を車体に取り付けて、高速での接地力の増大を計ることがある。図5にそのような機構を持った車両の空気力の一例を示す。図の左には、車体の先端部の低い位置に取り付けられたキャンパの調節を可能にした二分割の翼断面と、後端部の高い位置に取り付けられた二組の、同様に幾つかに分割された翼断面が示されている。また図の右には、車速を横軸に、揚力（レーシングカーの場合は下向き力）と抗力を縦軸にして、一般的な乗用車の標準的な値とフォーミュラワン(F-1)レーシングカーの値の範囲を対比して示している。

この場合、前輪と後輪の翼断面の取り付け角や、前輪の場合は地面からの高さを調整することで、前後輪の接地力の配分を変えてアンダステアの度合いを調節する。前輪の接地力を増やせば、コーナリングパワーが増加し、アンダステアが減少し、後輪の接地力を増やせばアンダステアが増加する。ただし、このようなレーシングカーは、一般に車体の重量に比較して多量の燃料を搭載しているので、燃料の消費につれて車高が高くなり、地面に近い前輪の翼断面の空気力が減少し、車両の横運動特性に大きな変化をもたらすことがおこる。

最近、このようなレーシングカーに導入されるようになったアクティブサスペンションは、車両重量の変化にかかわらず車高を一定に保つ機能で、空力特性の変化を防ぎ、意図した横運動特性を維持することに大きな効果を発揮している。

四輪操舵（以下4WSと略記する）の発想は決して新しいものではない。前輪と後輪を反対方向に転舵する4WSは、その効果が直観的に明らかなため、最小回転半径を小さくして狭い道路での取扱性の向上を計るために、多くの人々によって提案されてきた。

図6に示す4WS車は、1930年代の終わり頃にドイツのダイムラー・ベンツ社が森林警備隊のために製作したもので、四輪駆動車でもある。そのため前後の車軸間の差動装置を省略するために、前後輪の軌跡を完全に一致させる意図で前後輪の転舵角を等くしている。しかし、この機構を乗用車に応用したものは、高速でテストコースからの逸脱が頻発し、実用化が断念されている。

最近では1978年10月20日、我が国の国会の衆議院の運輸委員会で、大型車の左折時の歩行者の巻き込み事故の対策に関して、次のような質疑が行われている。

「... 笑わないでくださいよ、たとえば左にハンドルを切る、タイヤは左に曲がります。その時後輪がもし右に曲がるような、そういう機能をつけることができれば、これは高速運転にも差し支えない、こんな方法がもしできることなら、これは非常にいいことじゃないかと思うのですが、...」

「... 一部のメーカーにおいて過去にそういうものを検討したけれども、やはり非常に安定性が悪い。ことにハンドルを切ったときに非常に横滑りを起こしやすい、そういうようなことで開発を断念したという話を承っておるわけでございます。...」

また、1979年に国際実験安全車技術会議(International Experimental Safety Vehicles Conference)で筆者らが、前輪と同時に後輪も、前輪と同方向に転舵することが、車両の横運動の改善に効果があることを初めて発表した直後に、ヨーロッパの長い歴史を持つ、優れた自動車を生産してきた会社の研究者に感想を求めたところ、「後輪はしっかり前後方向を維持するように作ることがよいので、後輪を操舵することは良いとは思えない」と言われた。

ここに紹介したように、それまでは、筆者らの提案した、車両の横運動性能を向上させるための、前輪と後輪を同方向に転舵する4WSの発想は無かった。

一方、従来からある小回りを目的にした4WSは、高速で走行する車両への応用は失敗に終わっているが、その理由は理論的には説明されていなかった。この理由は、以下に本論文でのべる理論的な検討と台上試験結果によって明らかにされる。



## 2・1 タイヤの特性

自動車の運動を支配する外力は、タイヤの路面に対する接地力と摩擦力、車体に加わる空気力に限られる。空気力は、一般的には実用走行速度では運動に及ぼす影響は小さいので、本論文では除外して考える。

自動車の横運動を支配するのは、タイヤが回転面と異なった方向に転動する時に発生する横向きの力である。図7は、横すべりをしながら転動しているタイヤが横力を発生している状況を上から眺めた図を示しており、横すべり角とはタイヤの進行方向とタイヤ回転面の作る角度であり、横力とはタイヤ回転面に直角方向の力であることを示す。

この横力は、タイヤ進行方向に直角なコーナリングフォース（コーナリング力）とタイヤ進行方向と反対方向を向くコーナリングドラッグに分けられるが、横すべり角が小さい範囲では、横力とコーナリング力の差は大変小さいので、本論文の検討では、両者の違いは議論に本質的な影響を及ぼさないで、特に両者を厳密に区別することはしない。

横力は、タイヤに加わる接地荷重と路面の摩擦係数が決まると、タイヤの横すべり角の関数となる。図8は、横軸にタイヤの横すべり角をとり、縦軸に発生する横力をとって、一般的なタイヤの特性を模式的に描いたものである。横力は一般に、横すべり角が増加するに従って増加するが、徐々に増加の程度は減少し、飽和状態になる。この飽和状態での横力は、主として路面とタイヤ間の摩擦係数に支配される。

横すべり角が小さい範囲では、横力は横すべり角にほぼ比例する。この時の比例定数をコーナリングバワとよび、車両の横運動特性を支配するタイヤの重要な特性である。

タイヤの横力と横すべり角の関係は、航空機の翼がつくる揚力と迎え角の関係と似たところがあるが、揚力が速度の二乗に比例して増大するのに対し、タイヤの横力は、基本的には速度とは無関係である。そのため、慣性力の影響が大きくなる高速では、自動車の運動の制御のために利用できる力が相対的に小さくなり、制御が困難になる。

## 2・2 方向静安定

自動車の操舵入力に対する応答特性を検討する手始めとして、直進状態での方向安定の



静的検討を行う。

ここでは、四つの車輪を持った自動車のかわりに、図9に示すように、左右の車輪がそれぞれの車軸上で車体中心線上に集まって合体した二輪車モデルを考える。二輪車モデルは、最も単純な車両のモデルであり、ロール運動とその影響を論ずることはできないが、従来の前二輪操舵（以下2WSと略記する）の車両と比較して、顕著に変化する4WS車の基本的な応答特性を検討するには十分な情報が得られるため、以下の検討においても使用することにする。

この時の前後それぞれのタイヤのコーナリングパワー $C_r$ 、 $C_f$ は左右二つの車輪の合計とし、重心から前輪中心までの距離を $a$ 、後輪中心までの距離を $b$ とし、車体中心線と $\Delta\beta$ の角をなして重心を通る直線はこの車両の進行方向を表し、 $\Delta\beta$ は重心の微小横すべり角を、 $\Delta M$ はこの時発生する重心回りの復元モーメントを表す。

車両が一定速度で前方に走行中、何かのきっかけで重心に僅かの横すべり角が発生した場合を考える。この結果、重心回りに正の復元モーメントが発生すれば、横すべりは減少して直進走行が維持される。この場合は静的安定である。負の復元モーメントならば静的不安定で、横すべり角が増加を続け、走行は継続出来ない。復元モーメントが0ならば中立である。

前輪は転舵しない状態で維持されているので、前輪と後輪に発生する横すべり角はいずれも $\Delta\beta$ であり、重心と前輪との距離が $a$ 、後輪との距離が $b$ であるから、復元モーメント $\Delta M$ は $(C_r \Delta\beta \cdot b - C_f \Delta\beta \cdot a) = (C_r b - C_f a) \times \Delta\beta$  となり、静安定は $(C_r b - C_f a)$ に支配される。

$(C_r b - C_f a) > 0$ ならば静的安定で、この特性をアンダステア、

$(C_r b - C_f a) < 0$ ならば静的不安定でオーバステア、

$(C_r b - C_f a) = 0$ ならば中立でニュートラルステアとよばれる。

このパラメータ $(C_r b - C_f a)$ は、車両の静安定を支配するばかりでなく、次に述べる、定常応答特性、動的応答特性を支配する基本的な特性値である。

## 2・3 スタビリティファクタ

ここでは自動車が一一定の車速で、一定の前輪舵角で走行した場合の、舵角と旋回半径の関係を検討する。

図10は、反時計回りに定常円旋回中の二輪車モデルを上から見下ろした状況を示し、前輪舵角、タイヤの横すべり角と旋回半径の関係を表しており、前後輪の距離を $\ell$ 、車両の質量を $m$ 、旋回半径を $R_0$ としている。

この図は、前輪舵角 $\delta_f$ 、タイヤ横すべり角 $\alpha_f$ 、 $\alpha_r$ を明確に表現できるように誇張して描いているが、実際はそれぞれが1よりも十分小さい値なので、以下の計算では、タイヤの横力は、前後輪を結ぶ車体中心線と直角で旋回中心方向を向いているものとして取り扱っている。また、同様に $\ell/R_0 \ll 1$ であるので、旋回半径に対する実際の四輪車の左右の車輪の間隔の影響は少なく、旋回半径を二輪車モデルで検討することは妥当性を損なうものではない。

図10に示すように、極低速で旋回する場合は、旋回に必要な求心力は極めて小さいので、横力をつくるための前後輪の横すべり角は0と考えてよい。従って、この場合の旋回中心は各車輪の車軸の延長線の交点Oとなり、旋回半径 $R_0$ は、前記の仮定の範囲では、単純な幾何学的計算で $R_0 = \ell / \delta_f$ となる。

車速が上昇すると、前後輪には求心力を作るために横すべりが発生し旋回中心はO'に移動する。車速を $U_0$ 、車両の質量を $m$ 、前後輪の横力をそれぞれ $F_f$ 、 $F_r$ 、コーナリングバウを $C_f$ 、 $C_r$ とし、車両の諸元値、車輪の舵角、横すべり角を図10で定義すると、それぞれの角度が1に比べて十分小さい範囲では

幾何学的関係から

$$\frac{\ell}{R_0} = \delta_f - \alpha_f + \alpha_r \quad (1)$$

求心力と慣性力の釣り合いから

$$\frac{mU_0^2}{R_0} = F_f + F_r \quad (2)$$

重心回りのモーメントの釣り合いから

$$F_f a - F_r b = 0 \quad (3)$$

但し

$$F_f = C_f \alpha_f \quad (4)$$

$$F_r = C_r \alpha_r \quad (5)$$

以上の式から $F_f$ 、 $F_r$ 、 $\alpha_f$ 、 $\alpha_r$ を消去して、 $R_0$ と $\delta_f$ との関係を求めると

$$R_0 = \left( 1 + \frac{m}{\ell^2} \cdot \frac{C_r b - C_f a}{C_f C_r} U_0^2 \right) \frac{\ell}{\delta_f} \quad (6)$$

となる。更に

$$\frac{m}{\ell^2} \cdot \frac{C_r b - C_f a}{C_r C_r} = K \quad \text{..... (7)}$$

と置けば

$$R_0 = (1 + KU_0^2) \frac{\ell}{\delta_f} \quad \text{..... (8)}$$

となる。

この式から、 $\delta_f$  が一定でも  $K = 0$  でなければ、旋回半径は車速の増加につれて変化することがわかる。車速の増加につれて、 $0 < K$  の場合は旋回半径は増加し、 $K < 0$  の場合は減少する。 $K$  の内容をみると、その正負は  $(C_r b - C_f a)$  によってきまるが、これは、既に確認した車両の方向静安定を支配するパラメータである。

従って、車速の増加に従って、車両が静安定、すなわちアングステアなら旋回半径は増加し、静的不安定、すなわちオーバステアなら減少し、中立、すなわちニュートラルステアならば、いかなる車速においても、極低速時の単純に幾何学的に決まる旋回半径を維持して旋回することがわかる。

$K < 0$  の場合、車速が次第に増加していくと、 $R_0 = 0$  になる  $U_c$  が存在する。これは車両がスピンをおこして走行が不可能となる現象で、動的安定の限界である。この時の車速を臨界速度 ( $U_{crit}$ ) と呼び

$$U_{crit} = \sqrt{\frac{1}{-K}} \quad \text{..... (9)}$$

で求めることができる。このように  $K$  は車両の安定性を表すパラメータなので、スタビリティファクタと呼ばれる。

## 2・4 定常円旋回特性

車両の定常円旋回特性は、原理的には、車両がブルーピンググラウンド (テストコース) で旋回をしている状況を上から眺めた図11に示すように、前輪舵角一定で極低速の旋回を行って、図中に細線で示す基準の軌跡円を確認してから、徐々に車速を上昇させた場合の旋回半径の変化を計測することで求めることが可能である。車速の上昇とともに旋回半径が増大し、基準円の外にはらめばアングステア、中に回り込めばオーバステア、基準円の上に止まればニュートラルステアである。

ただし、この場合、急速な加速は、慣性力によるタイヤの接地荷重の分布の変化や、駆動力によるタイヤの特性の変化の影響で、正しい旋回特性の把握を困難にする。実際、この方法は、車両重心の軌跡の計測が必要になり、煩雑で精度の維持が困難なため、ほとんど使われていない。

これに代わって用いられている方法は定常円旋回試験法である。この方法は、図11に示す基準円と同一であるが、事前に決められた半径の円上を極低速で旋回し、そのために必要な舵角を求め、次に車速を少し上げて旋回を繰り返す、その円周上をなぞって走行するために必要な舵角を計測する。これを旋回が不可能になるまで車速を上げて繰り返す。このようにして求めた舵角を車速に対してプロットすることによって、車両の旋回特性を記述することが可能である。

図12は、この方法で測定した旋回特性を、横軸を車速、縦軸を前輪舵角又はハンドル舵角をあらわす図に、模式的に記述したものである。車速の増加とともに舵角が増加すればアンダステア、減少すればオーバステア、変化がなければニュートラルステアである。実際は前輪舵角よりも測定が容易なハンドル舵角を計測することが多い。

この方法は、計測が全て車載の計器で可能になるので、好んで用いられている。この方法でも極低速から徐々に加速することで、連続的に舵角の変化を知ること可能であるが、急速な加速が測定値に誤差をもたらすことは、舵角一定で旋回を行う試験の場合と同様である。

## 2・5 二輪車モデルの運動方程式

ここでは、動的に変化する舵角入力に対する車両の運動を検討する。運動は、図13に示すように、車両の重心を原点とする運動座標系で、横軸  $y$  方向の加速度（横加速度） $\ddot{y}$  と鉛直（ $z$ ）軸回りの角速度（ヨー角速度） $r$  で記述する。

数学モデルはこれまでと同様、二輪車モデルを用い、図14に示すように、これまでの記号の定義に加えて、車両の重心回りの慣性モーメントを  $I$ 、前後輪位置での車両の横すべり角を  $\beta_f$ 、 $\beta_r$  とすると

走行軌跡の法線方向の力の釣り合いから

$$m U_0 (r + \dot{\beta}) = F_f + F_r \quad (10)$$

重心回りのモーメントの釣り合いから

$$I \ddot{\theta} = F_r a - F_r b \quad (11)$$

但し

$$F_r = C_r \alpha_r \quad (12) \quad F_r = C_r \alpha_r \quad (13)$$

$$\alpha_r = \delta_r - \beta_r \quad (14) \quad \alpha_r = -\beta_r \quad (15)$$

車体のヨー運動を考慮して

$$\beta_r = \beta + \frac{a}{U_0} r \quad (16)$$

$$\beta_r = \beta - \frac{b}{U_0} r \quad (17)$$

$F_r$ 、 $F_r$ 、 $\alpha_r$ 、 $\alpha_r$ 、 $\beta_r$ 、 $\beta_r$  を消去して以上をまとめると

$$m \ddot{\beta} + \frac{C_r + C_r}{U_0} \dot{\beta} + \left( m - \frac{C_r b - C_r a}{U_0^2} \right) r = \frac{C_r}{U_0} \delta_r \quad (18)$$

$$- (C_r b - C_r a) \beta + I \ddot{\theta} + \frac{C_r a^2 + C_r b^2}{U_0} r = C_r a \delta_r \quad (19)$$

この連立微分方程式を解くことによって、車速一定での任意の操舵入力に対する車両のヨー角速度  $r$  と重心横すべり角  $\beta$  の応答が求められる。

この制御系の特性方程式は、ラプラス変換のパラメータを  $s$  とすれば

$$m I s^2 + \frac{1}{U_0} \{ m (C_r a^2 + C_r b^2) + I (C_r + C_r) \} s + C_r C_r \ell^2 \frac{(1 + K U_0^2)}{U_0^2} = 0 \quad (20)$$

となり、当然ではあるがここでも  $K < 0$  の場合は、車速  $U_0$  が或る値以上で第三項が負となり、第一項の  $s^2$  の係数と第二項の  $s$  の係数が共に正であるので、根の一つが負となって系が不安定になることがわかる。

## 2・6 横加速度応答とヨー角速度応答

実験によって車両の応答を求める場合は、ヨー角速度はレートジャイロで計測する。重心横すべり角の計測は困難なので、その代わりに重心横加速度  $\ddot{y}$  を加速度計で計測することが多く、応答を検討する場合もそれにならって、重心横すべり角の代わりに重心横加速度を記述するのが一般的である。

したがって、 $\ddot{y} = U_0 (r + \dot{\beta})$  の関係を考慮してそれぞれの応答を伝達関数の形式で表



現すると

横加速度応答は

$$G_{\delta_f}^y(s) = G_{\delta_f}^y(0) \frac{1 + T_{1f}s + T_{2f}s^2}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \quad (21)$$

ヨー角速度応答は

$$G_{\delta_f}^r(s) = G_{\delta_f}^r(0) \frac{1 + T_{rf}s}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \quad (22)$$

となり、これらはいずれも2次遅れと呼ばれる応答を示す。

以上の計算で使用した記号の定義と式の導出の詳細は補遺Aに示す。

一般的な乗用車の周波数応答特性の計算例を図15に示す。上の二つの図は、舵角に対する横加速度の応答特性を示し、横軸は入力周波数、縦軸は、それぞれゲインと位相を表し、下の二つの図は、ヨー角速度について同様に表現したものであり、それぞれの図中には車速50、100、150 キロメートル毎時での計算結果が記入されている。特に、横加速度応答において、ゲインと位相遅れに及ぼす車速の影響が著しいことがわかる。

自動車の運動が高速になるに従って、運転が困難になって運転者の緊張が高まるのは、ゲインの増加によって、ハンドル操作に細心の注意が要求されるためと、位相遅れが増加するので、種々の外力による運動の乱れを修正して思い通りの進路を維持するために、運動の遅れを補償して操舵を行うための作業の負担が増加するからである。



3・1 四輪操舵における横加速度応答とヨー角速度応答

後輪を前輪と同時に操舵した場合の、車両の応答特性に及ぼす効果を予測するために、これまで使用した前2輪操舵車のモデルに、前輪の $k$ 倍と定義した後輪の転舵角を加えて修正した図16に示す二輪車モデルで操舵応答を計算した。その結果は

横加速度応答は

$$G_{\delta}^{\ddot{y}}(s) = (1-k) G_{\delta}^{\ddot{y}}(0) \frac{1 + (1+\lambda_1)T_{1f}s + (1+\lambda_2)T_{2f}s^2}{1 + \frac{2\ell}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \quad (23)$$

但し

$$\lambda_1 = \frac{k}{1-k} \cdot \frac{\ell}{b} \quad (24) \quad \lambda_2 = \frac{k}{1-k} \cdot \frac{C_f + C_r}{C_r} \quad (25)$$

ヨー角速度応答は

$$G_{\delta}^r(s) = (1-k) G_{\delta}^r(0) \frac{1 + (1+\lambda_r)T_{rf}s}{1 + \frac{2\ell}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \quad (26)$$

但し

$$\lambda_r = \frac{-k}{1-k} \cdot \frac{C_r b - C_f a}{C_f a} \quad (27)$$

となり、横加速度応答では、時定数 $T_{1f}$ 、 $T_{2f}$ の係数がそれぞれ $\lambda_1$ 、 $\lambda_2$ だけ増加する。以上の計算で使用した記号の定義と式の導出の詳細は補遺Aに示す。

この結果から、 $\lambda_1$ 、 $\lambda_2$ の内容でわかるように、 $k$ が正で大きくなると、横加速度応答の遅れが減少することが予想される。一方、ヨー角速度応答では、車両がアンダステア、すなわち $0 < (C_r b - C_f a)$ の場合は時定数 $T_{rf}$ の係数が $|\lambda_r|$ だけ小さくなり、応答の遅れが増加することになるが、 $\lambda_r$ には、 $(C_r b - C_f a)$ が元々0に近い小さな値なので、 $k$ の影響が横加速度応答ほど大きくないことが予想される。

この結果を、次の第4章で詳細を述べる台上試験車の諸元で、車速を80キロメートル毎時として、 $k$ を変化させて計算した横加速度応答について図17に示す。二つの図の横軸は入力操舵周波数、縦軸は、上の図はゲイン、下の図は位相を表し、 $k$ が0のグラフは2WS車を、 $k$ が負のグラフは後輪を前輪と逆向きに操舵するいわゆる古典的な4WSを、

kが正のグラフは後輪を前輪と同方向に操舵する4WS車の計算結果を示す。

これらのグラフは、kを変化させた際でも定常ゲインが変化しないように修正係数を掛けて記述している。実際の車両では、車輪はハンドルで操舵され、その際は適切な前輪舵角の減速比が与えられる。したがって、ゲインをすべての周波数にわたって均一に増大・減少させることは、この減速比を加減することで容易にできるので、kの変化の影響をわかりやすく表現するこのような方法は、問題の本質を歪めるものではない。

この図から、後輪の前輪と同方向の操舵は、早いハンドル操作時の車両の横加速度の応答の位相遅れを減少させ、ゲインの落ち込みを低減する効果があることが明らかである。この結果から、我々は、後輪を前輪と同方向に同時に転舵する操舵系は、障害物への衝突回避を安全に行うために効果がありそうだ、との期待を持つに至った。

### 3・2 車速関数型四輪操舵方式の提案

車両の最小回転半径は、前輪の最大転舵角で決まるが、4WS車の場合は、後輪の同方向転舵は前輪の効果を削減する働きをする。したがって後輪を前輪と同方向に操舵することとは、車両の応答特性の改善をもたらすが、同時に最小回転半径の増大をもたらし、単純に後輪を前輪と同方向に転舵するだけの操舵系を作っても実用性がない。

ここで、最小回転半径と応答特性の改善を両立させるために考えられる一つの方法は、応答特性の改善が厳しく要求されない低速では、後輪を前輪と逆方向に転舵して、前輪の働きを助けて最小回転半径の一層の減少を計り、反対に、高速では応答特性が改善される同方向の転舵を行う操舵系を作ることである。この操舵方法を図18に示す。

左の図は、横軸は前輪の舵角を、縦軸は後輪の舵角を表し、上側は後輪が前輪と同方向、下側は逆方向であることを意味し、この後輪の制御則を車速一定での前輪と後輪の舵角の関係として模式的にグラフで表したものである。右の図は、横軸に車速をとり、縦軸に後輪の前輪に対する舵角比kをとって、同様にこの制御則を模式的にグラフに示したものである。

筆者らは、この制御則を車速関数型四輪操舵方式と名付け、早速特許を申請した<sup>7)</sup>。

### 3・3 旋回時の車両の姿勢

横運動におよぼす4WSの効果の物理的な意味を理解するため、ここで、車両の旋回中の姿勢を検討する。図19は、2WS車の定常的な旋回の状態を二輪車モデルで表したものである。左の図は極低速時の、右の図は高速時の反時計回りの旋回での姿勢を示している。

これらの図から明らかなように、2WS車では、極低速では旋回中心は後輪の車軸の延長上にある。車速の上昇に伴い、後輪の横力の増加につれて後輪の横すべり角が増加し、その結果、旋回中心は車体に対して前方へ移動していく。したがって、重心の横すべりは、極低速では車体の旋回内側にすべることになる。

与えられた車速での与えられた舵角に対する重心横すべり角は、第2章5節の連立微分方程式(18)、(19)を $\beta$ について解くことによって得られる。定常旋回時の重心横すべり角 $\beta_{ss}$ を求め、その結果を示すと

$$\beta_{ss} = \frac{1}{\ell(1+KU_0^2)} \left( b - \frac{ma}{C_r \ell} U_0^2 \right) \delta_r \quad \text{.....(28)}$$

となり、 $\frac{ma}{C_r \ell} U_0^2 < b$  では内回り、 $b < \frac{ma}{C_r \ell} U_0^2$  では図19の右に示すように外回りとなり、 $b = \frac{ma}{C_r \ell} U_0^2$  では $\beta_{ss}$ が0となって、車両の向きが重心の軌跡の接線と一致することがわかる。

この時の車速  $U_1 = \sqrt{\frac{C_r b \ell}{ma}}$  をタンジェントベロシティと呼ぶ。タンジェントベロシティは一般の乗用車では50キロメートル毎時程度である。

この検討で明らかなように、タンジェントベロシティを越える車速で走行中、旋回を開始する場合には、後輪が旋回に十分な求心力を供給するために、車体は重心の上下(z)軸回りに旋回内側へ大きく回転する必要がある。

この検討を4WS車で行うと

$$\beta_{ss} = \frac{1}{\ell(1+KU_0^2)} \left( b - \frac{ma}{C_r \ell} U_0^2 + \left( a + \frac{mb}{C_r \ell} U_0^2 \right) k \right) \delta_r \quad \text{.....(29)}$$

$$U_1 = \sqrt{\frac{b + ak}{\frac{m}{\ell} \frac{a}{C_r} - \frac{b}{C_r} k}} \quad \text{.....(30)}$$

となる。車速にかかわらず車両の向きが重心の軌跡の接線と一致するためのに必要な前後輪舵角比を求めると

$$k = \frac{-b + \frac{m}{C_r} \frac{a}{\ell} U_0^2}{a + \frac{m}{C_r} \frac{b}{\ell} U_0^2} \quad (31)$$

となる。以上の計算で使用した記号の定義と式の導出の詳細は補遺Aに示す。

これを車速を横軸に、前後輪舵角比を縦軸にとって示したものが図20であり、車両の旋回時の姿勢と前後の車輪の舵角の関係を示したものが図21である。この図は図19と同様に、左の図が極低速時、右の図が高速時の反時計回りの旋回を表している。

この図から明らかのように、4WS車は、旋回に必要な後輪の横力を作るためには、必ずしも車体を重心回りに回転する必要はない。前後輪舵角比を上記の式の通りに選べば、いかなる車速においても、車体の向きを重心の軌跡の接線方向に維持したまま旋回が可能になる。

直進状態から旋回を行う場合、横力を作るために車体を旋回内側に向けて回転する必要があるが、それには時間が必要で、必要な回転角が小さいほど、旋回は速やかに行われる筈である。高速で後輪を前輪と同方向に転舵することで、横加速度応答の遅れが減少することは、物理的にはこのように理解することができる。

筆者らが考えた車速関数型四輪操舵方式は、物理的には車速にかかわらず重心横すべり角を小さい値に維持することを意味しており、全ての車速の範囲で横加速度応答の遅れを低減するためには、理論にかなった方法であることがわかる。

### 3・4 舵角関数型四輪操舵方式の提案

車速関数型四輪操舵方式は、車速に応じて前後輪の舵角比を変化させるので、単純な機械的な構造だけでは実現できず、実用化のための機構は複雑になる。車速の検出には電子デバイス、舵角比の計算には電子回路、舵角比の設定には電気／油圧機構が必要になる。

当時、1970年台の後半には、乗用車にこのような高級で複雑な機構は使われていなかったで、それぞれの車載用の要素技術は確立しておらず、信頼性、コスト、重量など様々な点で実用化には問題が予想された。

たとえ、これらを解決して実用化するにしても、この機構の整備には専門の計測器と技術者が必要になり、それらを全国の整備拠点に配置することは不可能だった。しかし、4WSをなんとかして実用化して、その優れたポテンシャルによって車両の横運動性能の向上を計りたいと考えて、別の手段はないものかと思案した。

その結果気が付いたのが、小回りが必要な時はハンドルをぐるぐるたくさん回し、応答遅れを少なくしたい高速走行時は、ハンドルはほんの少ししか動かさない、という事実である。

この事実から、車速をハンドル角、すなわち前輪舵角に読み変えて、前輪舵角が小さい範囲では後輪は前輪と同方向に転舵され、前輪舵角が大きくなると後輪が前輪と逆方向に転舵される方式でも、車速関数型四輪操舵と同様な効果を期待できるのではないかと考えた。この方法ならば純粋な機械的構造で製作可能であるため、実用化のための開発はこの方式を採用することにした。

この方式の制御則を模式的に図22に示す。グラフは、横軸がハンドル角を、縦軸が前輪と後輪の舵角を、原点から上を同方向、下を逆方向で表し、原点から直線状にのびる線が前輪舵角、横軸を上下に縫う曲線が後輪舵角を表す。筆者らはこの制御則を舵角関数型四輪操舵方式と名付け、同様に特許を申請した<sup>8)</sup>。

そして、後輪転舵の効果についてのそれまでの研究結果をまとめて、1979年6月にパリで開催された第7回国際安全実験車技術会議で発表した<sup>9)</sup>。



4・1 前後輪舵角比一定での台上試験

第3章1節で述べた、数学モデルによる後輪操舵の横運動応答特性への影響の予測を確認するために、芝浦工業大学の小口研究室の横運動台上試験装置<sup>10)</sup>で実験を行った。

図23にこの試験装置の全景を示す。これは、油圧で駆動される外径1.2m、幅5mの二つのドラム上に車両の前後輪を載せ、車両の重心を、横運動と重心回りの回転が自由で、前後運動のみを制限するリンクで拘束し、ハンドル操作に従って車両を左右に移動させて、その際の車両の運動特性や人間-自動車系の応答特性を室内で研究する装置である。

前方の壁には、それぞれ、車両に運動を指示するターゲットと車両の重心位置が示され、同時に隣接する制御室内の機器にこれらの目標値と実測値が記録されて、相互の関係が分析される。

この装置は、どんな運転を行っても危険が全くないので運転の未経験者或いは初心者も運転挙動が研究できること、外乱がないのでデータの再現性がよいこと、車両が大きく移動しないので車両内部の計測結果を電線を通して外部に取り出すことができ、リアルタイムの処理が容易になる、或いは多くの項目の計測が可能になる、などの特長がある。

実験には、図24に示すエンジンのない車両を使用した。この車体は銅管を溶接して作ったもので、前後輪の舵角比の変更は歯車の組み合わせを交換して行った。

運転者は、免許証を取ってからほとんど路上で運転していない、いわゆるベーパードライバから、レース参加資格のA級ライセンスを持つ熟練者までを含めた7人を使い、前後輪の舵角比は逆方向、2WS、同方向2ケースの計4ケースについて、車速を3段階に変えて試験を行った。

運転タスクとその指示は、一般の路上での障害物を回避する運動を模して、シングルレーンチェンジとし、幾つかのレーンチェンジの方向と時間間隔をランダムに変えて目標値を示す方法とした。

実験結果の一例を図25に示す。成績を評価する方法には時間の重み付誤差面積(ITAE No.)を使用し、これを縦軸に、横軸には前後輪舵角比をとって示している。

この結果は驚くべきもので、舵角比を0.3程度にすると運転成績は全員大幅に向上し、しかも、2WS車では顕著に現れていた初心者と熟練者の成績の大きな違いが、極めて小

さくることが確認できた。同時に、後輪の逆方向の転舵は、一般的に成績を悪化させ、同方向の転舵では、舵角比を 0.3 以上にしても、それ以上の成績の改善がほとんどないこともわかった<sup>9)</sup>。

この確認結果を得て、我々は実走行試験を行うための試作車の製作と、実用化のための操舵系の検討を開始した。

#### 4・2 前後輪舵角比一定での走行試験

前節で報告した台上試験のめざましい結果に力を得て、この成果を実走行で確認するために、図26に示す試作車を製作した。労力をできるだけ減らすために、既存の乗用車2台の前半分を背中合わせに結合して、既存の操舵系をそのまま前後で使用した。前後輪舵角比の変更は、台上試験のための車両と同様の、歯車の組み合わせを交換する方法を踏襲した。

テストコースで、この車両を使って前後輪舵角比を変えて、数人の運転者にシングルレーンチェンジを繰り返させて運転成績の評価を行った。図27にこの実験の状況を示す。当時は、現在のように車両の道路上の位置を、車載計器で簡便に計測する方法がなかったので、高い位置から16ミリ映画を撮影し、そのフィルム面でバンパー上の尺度を読んで、路面に描かれた目標コースと車両軌跡との偏差を計ったが、台上試験と異なりデータの計算機処理が困難であったため、ITAE No. の代わりに、レーンチェンジ後に車両軌跡と目標進路の偏差が一定値以内に収まるまでの時間（整定時間）で運転成績を評価した。

この走行試験では、客観評価としての整定時間の測定に加えて、主観評価も行った。その理由は、限られた走行試験回数では、熟練した運転者は車両の特性の劣化をある程度までは努力で補うことができるため、客観評価では大きな違いが現れないことがあり、その場合でも、主観評価では運転者の負担の違いが明瞭に現れることが多い。従って、安全上の理由で初心者やベーパードライバを使えないために、必然的に熟練ドライバだけで行うことになるこのテストでは、客観評価を補うために主観評価が必要になる、と考えたからである。

主観評価では、評点をどうするかが大きな問題になるが、ここでは航空機の評価で使用されるパイロットレイティングを参考とし、運転者間で事前にレベル合わせを行って正確を期した。

その試験結果を、客観評価を図28に、主観評価を図29に示す。図28は縦軸に整定時間を取り、横軸に前後輪舵角比  $k$  (及び横加速度の時定数増加率  $\lambda$ ) をとって成績を表したものである。図29は縦軸にレイティングを、1~3.5 は「最適或いは満足」の範囲、3.5 ~ 6.5 は「性能的には満足だが制御のための精神的・肉体的負担が受け入れがたい」範囲、6.5 以上を「性能的に受け入れられない」範囲と定義して表現し、横軸は図28と同様として運転者の主観的評価結果を記述した。

これらの図からわかるように、後輪の同方向転舵は、台上試験結果と同様に運転成績、主観評価ともに向上をもたらしたが、舵角比をある程度以上大きくすると、成績はかえって悪化してしまい、主観評価は更に大幅に悪化することが明らかになり、舵角比には最適値が存在することが確認された<sup>11)</sup>。

実走行でも4WSは効果があることが確認されたが、この試作車は舵角比が固定であるため、成績、主観評価ともに最も良くなる比較的小さな舵角比でも、最小回転半径が大きく、ガレージとテストコース間の移動に大変不便を味わい、当然ながら、同方向操舵だけの4WS車の実用性のなさを実感した。

次の段階として、いよいよ実用的な舵角関数型の4WS車の製作に取り組むことにした。

#### 4・3 正弦波後輪転舵型舵角関数方式の試作と走行試験

試作に際しての大きな課題は、一つはどのようにして舵角関数を作るかということ、一つはどのようにして前輪の舵角を取り出すか、ということの二つであった。

後者の課題は、前輪の操舵装置のラックからピニオンで回転として取り出せば良さそうに思え、簡単のように見えたが、実際の前輪の操舵装置は、ほぼ全幅にわたって油圧操舵倍力機構のシリンダになっており、その中に歯車対を入れることは磨耗時発生する金属粉のシリンダ、ピストンやシールに与える悪影響を考えると躊躇され、また作動時には高圧となる部分からの回転の取り出しには設計が困難な高圧の耐圧シールが必要である。

倍力機構は、前輪のためだけでも必要であり、新たに後輪転舵の仕事が加わるので、廃止することは論外である。

操舵装置のラックの端末から変位を取り出して、操舵装置の外部に平行な第二のラックを設け、それからピニオンで回転として取り出す案も検討したが、実際の車両は、操舵装置が置かれている付近には空間の余裕はなく、この案も断念した。

結局、試験車の前輪操舵装置では、高圧部のシリンダの中の既存のラックに第二のラックの歯と新たにピニオンを設け、取り敢えず従来のシールで強引に封をすることにした。この構造を図30に示す。

図30の下図は後輪操舵のための舵角取り出し機構を備えた前輪操舵歯車箱の全体図を示し、その右端上部の軸13はハンドルにつながるピニオン軸で、その下の四角い部分に油圧倍力装置の弁機構が納められている。左側のラックピニオンが新たに設けられた前輪舵角を取り出す機構で、このピニオン軸が後輪の操舵機構に接続される。上の断面図は、この第二のピニオン軸の中心線の位置（4-4 断面）で歯車箱を切断して内部の構造を示したものである。

一方、舵角関数を作る機構は、単純に正弦波の  $3/4$  周期を利用することとし、左右に  $3/4$  回転する軸の端末にクランクを設け、その左右方向の動きで左右の後輪を転舵することとし、上述の前輪操舵歯車箱に設けた第二のピニオンを、その歯数を前輪の左右の全舵角に対応して左右へ  $3/4$  回転するように設定して、後輪のクランク軸に自在継ぎ手2個を介して回転軸で結合した。後輪の操舵機構の原理図を図31に、その転舵角特性を模式的に図32に示す。

図31で、156 がクランクで前輪操舵歯車箱の舵角取り出しピニオン軸に連結され、113のロッドが左右の後輪の舵取り腕に結合される。163 のアームは、ジョイント162 がクランクピン158 の回りをまわる自由度を殺すために設けられたものである。

図32は、ハンドル回転角を横軸に、後輪舵角を縦軸にとり、後輪の舵角特性を表したもので、この方式ではグラフはハンドルの右回転（正方向）、左回転（負方向）それぞれ正弦波の  $3/4$  周期となり、当然のことながら、後輪の最大舵角は前輪との同方向、逆方向とも同一である。

図33にこの機構を組み込んだ試作車の全体図を示す。

この試作車は、これまでの試験結果で最良の成績を示した前後輪舵角比で、レーンチェンジでは同様に優れた成績を示したものの、一般路での走行では運転者によっては、主観の評価は必ずしも好ましいものではなかった。

これまでの試験では、台上試験装置やテストコースの制約があって、運転タスクはレーンチェンジのみに限られており、ゆるやかな屈曲路を模した走行試験はやっていなかったが、ゆるやかな屈曲路を含めた一般的な走行条件では、前後輪舵角比を更に減少させたものが好ましい評価を得ることが明らかになった。

しかし、正弦波を使うこの方式では、後輪の、同方向と逆方向の転舵角が等しいために、同方向の転舵角を減少させると、必然的に逆方向の角度も減少し、最小回転半径の減少幅が小さくなってしまふ。正弦波方式は、もともと最小回転半径の減少幅が小さいので、これ以上の減少は、せっかくの4WSの導入を効果的に生かすことが困難になってしまう。

#### 4・4 内トロコイド後輪転舵型舵角関数方式の試作

ここで、筆者らは正弦波型の後輪転舵機構をあきらめて、後輪の同方向と逆方向の転舵角を自由に選べる別の機構を探すことにした。いろいろな機構について検討した結果、衛星歯車と二つのクランクを組み合わせた機構を採用することに決定した。この原理図を図34に示す。

この機構は、基準円に内接して転動する円に固定された一点の軌跡（内トロコイド）の横方向の変位の一部を利用するもので、図の44aの内歯車が基準円を、43の衛星歯車が内接円を表し、衛星歯車に固定されたアーム45の先端の45aが内トロコイドの軌跡を描くことになる。

図35に示すように、基準円の半径を $r_1$ 、内接円の半径を $r_2$ 、内接円に固定されたアーム先端と内接円の中心の距離（アームの長さ）を $r_3$ とし、内接円の中心の基準円の中心回りの公転角を $\theta$ とすると、基準円の中心を原点とする水平方向の距離を $y_2$ とすると、アーム先端の水平方向の変位は  $y_2 = (r_1 - r_2) \sin \theta - r_3 \sin \left( \frac{r_1 - r_2}{r_2} \cdot \theta \right)$  となる。図34で衛星歯車を公転させるクランク42は、前輪操舵歯車箱の舵角取り出しピニオン軸に連結される軸41に結合されている。

図36に示すように、この機構は歯車比とクランクのオフセットを選択することによって、さまざまな転舵角特性を得ることができる。この図は、横軸に軸41の回転角 $\theta$ を、縦軸にアームの先端45aの水平方向の変位 $y_2$ をアーム長さ $r_3$ で無次元化した $y_2/r_3$ をとり、基準円半径 $r_1$ とアーム長さ $r_3$ を内接円半径 $r_2$ で無次元化した幾つかの組み合わせでのアーム先端の水平方向変位を表現したものである。

この機構を実際の試作車に搭載可能なものにまとめた設計での外観と内部構造を図37に示す。

この構造では、基準円は内歯車25、内接円は小歯車41であり、小歯車41は偏芯軸12の回転で公転する。内歯車41と一体の太い偏芯軸42がアームの役割を果たし、この偏芯軸42に



嵌合する可動軸受51の水平方向の変位で後輪を転舵する。全体図に見えるアーム67は、前節の図31のアーム163と同様、ジョイント71の偏芯軸42回りの回転の自由度を殺すために設けられている。全体は軸受け20とブラケット69の部分で車体に取りつけられる。

前節図33に示す試作車の後輪転舵装置を、この機構に組み替えた試作車は、高速の一般路走行での好ましい横運動性能の改善と、最小回転半径の効果的な低減との両立を実現し<sup>12)</sup>、研究所期の目的は達成され、同時に、次期発売のスポーティーな乗用車への搭載が決定した。しかし、そのためには解決しなければならない多くの課題が残っていた。

5・1 量産化のための設計

量産化のための大きな課題は、前輪舵角の取り出し部分と後輪の舵角関数発生機構に關するものであった。

前輪の操舵装置から前輪舵角の取り出しを行う部分は、操舵時には高圧部となり、回転部のシールには最大7MPa程度の圧力が加わり、シールの保持、耐久性に心配があるほか、摩擦も大きい。

操舵系を運転者にとって扱い易いものにするためには、ハードウェアは、ガタ（遊び）、マス（質量）、渋さ（摩擦）を極力少なくすることが鉄則であり、これらは操舵系の三悪と呼ばれている。したがって、たとえ耐久上心配のない高圧シールができたとしても、「渋さ」を増加させる懸念があり、高圧シールの使用はどうしても避けたかった。

結局、量産では、漏れを許容する摩擦の少ないメカニカルシールを高圧シールとし、漏れた作動油はタンクに戻すことにし、その外側を摩擦のごく少ない常圧シールで封をする方法を採用することにした。この構造を図38に示す。

図38の下図は、後輪舵角のための舵角取り出し機構を備えた前輪操舵歯車箱の全体図を示し、その右端上部の軸⑬はハンドルにつながるビニオン軸で、その下の四角い部分②に油圧倍力装置の弁機構が納められている。左側の斜めの軸が新たに設けられた第二のビニオン軸で、後輪の操舵機構に接続される。左上の断面図(SECTION BB)は、この第二のビニオン軸の中心線の位置で歯車箱を切断して内部の構造を示したものである。

この断面で、ラックとビニオンの噛み合い部分は、倍力機構作動時には高圧となるため、ボールベアリング ⑤③の外側にメカニカルシール ④⑩が置かれ、更にその外側に圧力差がない状態で働くゴム製のオイルシール ④⑦が設けられ、ふたつのシールの間から洩れた作動油がタンクに排出される。

この図で一番外側にもシール ④⑪が見られるが、それは単なるダストシールである。シリンドラ内に歯車対を設けることによる金属の磨耗粉の発生に対しては、下の図に示すように、歯車対の近くに磁石 ④③を置いて磨耗粉を吸着して浮遊を防ぐ対策をとった。

後輪の舵角関数発生機構本体の量産上の問題は、その一つは、第4章4節の図37に示す

ものでは組み立て時に構成部品の寸法誤差や、使用中に発生する磨耗による部品の寸法変化で生ずるガタを調節することができないことである。量産車では15年程度の使用に耐えなければならないし、その間、充分な整備が行われなくとも、性能の大きな低下なしに機能を全うすることが望ましい。

更に、機構の構成では、すべての部品を車体に組付けた後でないと機能の確認ができないこと、車体組み立て本ライン上で細かい部品の組み立て作業が加わり時間が掛かること、車輪からの振動が車体に伝わるのが防ぎにくいこと、などの問題点が量産車設計担当者から指摘されて、舵角関数発生機構の設計はふりだしに戻ってしまった。

長い間の試行錯誤の結果、最終的に図39の全体透視図で示すような量産設計がまとまった。機構の原理は図40に示すように、内接円に固定するアームの先端を直接車輪に連結せず、アーム先端の水平方向の変位のみをロッドに伝えて、ロッドの端部を車輪に接続する点以外は、当初のものと同一の内トロコイドを利用する方式である。

この構造の特徴は、図41の断面図で明らかのように、大きな力の加わる主要な軸受けの転動体②、③、④にアンギュラーコンタクト型のベアリング採用し、ロッドに変位を伝達するしゅう動部に直動型ベアリング⑤をハの字に組み合わせ、クランク軸⑥を軸方向にベアリング②を通じて、皿バネ⑦で予圧することによって全てのガタをひとまとめでなくし、同時に磨耗で発生するガタを自動的に調整する構造である。

但し、歯車⑧のパックラッシュの調整だけは、ほかに手段がないので、内歯車を⑥、⑦の二枚に分けて、その位相を調整する方法でガタをとった。また全体を一つの歯車箱にまとめ、単体での事前の機能確認を可能にし、製造ラインでの作業時間の短縮を計り、また、車体に防振ゴムを介して取りつけることを容易にしている。

量産車に搭載したこの4WSシステムの全体図を図42に示す。前輪の操舵装置と後輪の操舵装置を結ぶ軸は、走行中の飛石や路上の突起で損傷を受けないように、車体床面中央に前後に通るトンネルの最上部、排気管の上に配置した。

このシステムのハンドル回転角に対する前輪と後輪の転舵角の変化を図43に示す。この図は縦軸は前輪と後輪の舵角を表し、原点より上が同方向、下が逆方向を意味し、横軸はハンドル舵角を表しており、単調に増加する直線が左右平均の前輪舵角を、横軸を縫う曲線が同後輪舵角を表す。

図44に示すこのシステムを搭載した世界初の4WS乗用車は1987年4月に発売され<sup>13)</sup>、市場に好評をもって迎えられ、その後の4WSブームの先駆けとなった。

## 5・2 四輪操舵車の横運動性能の特長

この四輪操舵車は表3の左側の欄に示す特性を持ち、その結果右側の欄に示す効果を表す。

4WS車は、進行方向を変更する際にヨー角の変化が少なくてすむため、ヨー運動に伴って発生するロール角も少ない。図45は二種類の前後舵角比を持つ4WS車と、同一の諸元の2WS車を、同一の運転者が110キロメートル毎時の車速で、図中に示すレイアウトのコースでレーンチェンジを行った際の、ハンドル操舵角に対する、ヨー角速度、ロール角と横加速度の時系列の変化を記録したものである。

いずれの4WS車も、車両の動揺が2WS車より少なく、しかも、その収まりが良いことがわかる。また、4WS車の方が、ハンドル操作が2WS車に比較して単純で、直進に戻るための修正操作が少なくなっている。

この特性が、初心者でも高速走行時に、緊急の障害物回避を容易にする効果をもたらす。なお、4WS-Bは、Aよりも後輪の転舵量を増やしたものであり、その結果、ゲインの減少を補うためハンドル舵角は増えているが、ハンドルの修正操作は更に少なくなり、運動の収まりも更に良くなっている。

図46は4WS車と2WS車のレーンチェンジでの挙動を外から観察するために撮影したビデオカメラの画像を、適当な時間間隔で抽出たものである。(b)、(c)の画面で、同一のコースを通過するために2WS車は4WS車より大きなヨー角が必要なこと、(e)、(f)の画面で、その大きなヨー角を戻すことが困難でパイロンに接触している状況が明らかである。また、(j)～(l)では運動後のヨー運動の収まりが悪いことがわかる。

この、4WS車がヨー運動が少なくなるという特長は、高速で不安定になりやすいトレーラ牽引の際にも、安定性の改善に効果を発揮する。図47は、4WS車と、同一の諸元の2WS車で、同一の運転者がトレーラを牽引してダブルレーンチェンジを行った際の、ハンドル操舵角に対する、牽引車のヨー角速度、ロール角と横加速度の時系列の変化を記録

したものである。上が4WS車の、下が2WS車の、左が車速60キロメートル毎時の、右が車速70キロメートル毎時の結果を表す。

同一車速で比較すると、4WS車の動揺が2WS車より少ないことがわかる。車速を更に10キロメートル毎時増加することを試みたが、4WS車では走行が可能であったが、2WS車ではトレーラの動揺が激しくなり、危険なため走行ができなかった。

また、図45、図46で明らかなように、同一の横移動で、4WS車が2WS車に比べて車体のヨー角が小さくてすむことは、運動の初期と最後に車体を回転させるためのタイヤの横力の上限が小さくてすむことを意味し、タイヤの負担を軽減する。この事実から、雪上や凍結路のように摩擦係数の低い路面では、4WS車の方が、より急激な回避運動を成功させる確率が高いことが期待でき、実際にも雪上のレーンチェンジ試験で、2WS車より4WS車の方が高い速度で安定して通過できることが確認されている。

図48と図49は積雪路上でのレーンチェンジの状況を4WS車と2WS車で比較したビデオ画像である。同一車速の80キロメートル毎時であっても、4WS車は問題なくレーンチェンジを完了しているが、2WS車はレーンチェンジの終了時に、車体の方向の立て直しができず、スピンに入っていることがわかる。

同一の軌跡を描いて障害物を回避する場合を考えると、4WS車は2WS車に比べて車体のヨー角が少なくてすむことから、4WS車はハンドル操舵の開始時期を遅らすことができる。その状況を図50に示す。

この図は車速80キロメートル毎時で2WS車と4WS車が同一の軌跡を描いて旋回に入るために必要な操舵開始時期を比較したものである。重心横すべり角は、わかりやすくするために誇張して模式的に表現している。この時間的な余裕も緊急回避運動の成功確率を高め、安全性に寄与するものと考えられる。

4WS車は、方向変更の際の車体のヨー角が少なくてすむことで、高速直進性も向上する。目標進路からの偏差を解消するプロセスを詳細に観察すると、まず、車体の向きを目標進路に向けて横向きの力を発生させ、目標進路に近いなら車体の向きを逆向きに回転して逆向きの横力を作って、横移動にブレーキをかける。

この手続きを繰り返して、車体の重心を目標進路の上に戻すと同時に、車両の向きも目



標進路に一致させなければならない。この両者を同時に一致させることは意外に困難な作業で、実際は、高速ではたえず、こまめにハンドル操作を続けることになる。この場合、4WS車のように、車体の向きをあまり変えずに横力が発生できれば、目標進路の維持が容易なことは明らかである。

図51は、同一諸元の4WS車と2WS車について、同一の運転者が長い直線路で目標進路を維持するために行ったハンドル操作の操舵角のパワースペクトルを比較したものである。グラフは、縦軸にハンドル角のパワースペクトル密度を、横軸に操舵周波数を表し、上が4WS車の、下が2WS車の、左が車速80キロメートル毎時の、右が120キロメートル毎時の結果を表す。80キロメートル毎時でも4WS車のハンドル操舵頻度は2WS車より少ないが、120キロメートル毎時ではその差は更に顕著になっている。

舵角関数型四輪操舵の特長の一つに、直進付近でハンドルの回転角のみかけの減速比（舵角比）は大きく、ハンドルを切り込んで行くにしたがって舵角比は小さくなる性質がある。これは、ヨー角速度等のゲインを支配するみかけの舵角比（等価ステアリングギヤ比）の分母が、4WS車では前輪の舵角から後輪の舵角を引いたものになり、後輪が前輪と同方向に転舵される直進付近では後輪が前輪の効果を削減し、後輪が前輪と逆方向に転舵される大舵角では後輪が前輪を助ける働きをするためである。

現在の2WSの操舵系では、全てのハンドル操舵角の範囲で舵角比は大きくは変化しない。実用上は、高速走行時には、ハンドルの効きが敏感すぎないように、舵角比は大きいことが望ましい。一方、狭い場所では、機敏に運動できるように、舵角比は小さいことが望まれる。したがって、量産車はこの両者の妥協で舵角比を設定している。この妥協を避けるためだけに、特別な機構を操舵系に導入して望ましい可変舵角比を実現し、好ましい実験結果を得たという報告もある<sup>14)</sup>。しかし、この4WSの場合は特別な機構を付加することなく、望ましい可変舵角比を得ることができる。

図52は、縦軸に等価ステアリングギヤ比を、横軸にハンドル舵角をとって筆者らの舵角関数型4WSの等価ステアリングギヤ比の変化を描いたものである。ギヤ比は現行2WS乗用車の平均と比較して、直進付近ではより大きく、ハンドル舵角が90°を越えると大幅に小さくなっている。

回転半径は、図53に示すように、Uターンの必要道路幅で約1メートルの減少を実現し

た。この図は同一諸元の量産4WS車と同2WS車のUターンの際の車体の最外端と最内縁の軌跡を描いたものである。

機構的には更に減少させることは容易であるが、後輪の転舵のために車室内の後席が狭くなること、初めての量産車であるため運転者が慣れていないこと、などを配慮して最終的な後輪の最大舵角を決定した。しかし、現在市販されている量産車では後輪の最大舵角は更に大きくなって、最小回転半径は更に減少している。

資源・エネルギーの枯渇を避け、排出ガスによる環境の悪化を防ぐためには自動車の小型化が効果的である。しかし、小型車ほど、衝突時の減速度が大きく、そのエネルギーを吸収する構造を組み込む余裕も少ないため、乗員の安全の確保に困難がある。衝突時の安全性能を補う手段として、衝突の確率を少なくするための予防安全性能の向上の努力がされており、衝突を機敏な運動で回避するための、車両の横運動性能を更に高めることもその対策の一つとなっている。

車両の横運動は、従来から、特殊な例を除いては、ハンドルの回転で前輪を転舵することによって行われてきた。車両の横移動は、前輪と後輪が作り出す横向きの力の和によって行われるため、直接転舵することのない後輪が発生する横力に常に遅れがあり、車両全体としてはハンドル操作に遅れて横移動が起こるため、緊急時の衝突回避運動を困難なものにしている。

本論文では、後輪を前輪と同時に転舵して、上記の応答遅れの問題を抜本的に軽減して衝突回避性能を向上し、さらに後輪を転舵することを利用して最小回転半径を減少し、従来の前二輪操舵車より優れた取り回しを得る四輪操舵車について報告した。

前輪と同時に転舵される後輪の舵角と前輪舵角との関係が横運動の遅れに及ぼす影響の数学モデルでの検討、その効果の台上と走行実験での確認結果、遅れを減少させるために必要な前後輪の同方向転舵と、最小回転半径を減少させるために必要な逆方向転舵を両立させる基本的な二つの提案、その内の一つについての試作と走行試験結果、量産車に搭載するための機構設計の内容、4WS車の運動性能のさまざまな特長、などについて述べた。

第1章は序論で、本研究に着手した動機を述べ、さらに、従来の前二輪操舵の自動車の横運動の制御を概観した。

ここでは、本研究を始めるきっかけとなったアメリカ運輸省の提唱した実験安全車研究プロジェクトを紹介し、小型車の安全対策としての衝突回避性能の重要性和、車両の横運動の遅れが衝突回避性能に及ぼす影響を考察した。

つぎに、歴史を振り返って、自動車の誕生に比べて横運動の研究は比較的最近始まったことを確認した。

つづいて、横運動の特性を設定する手法で従来から行われてきた、

- ①タイヤの充填空気圧の設定による方法、タイヤサイズの選定による方法、
- ②前後車輪のロールステア特性の設定による方法、
- ③前後車輪のサイドフォースステア特性の設定による方法、
- ④車両のロール剛性の前後車軸間の配分を変化させる方法、
- ⑤主として競争用自動車で行われている、空気力によって増加する車輪の接地荷重の配分を前輪と後輪とで調整する方法、

を比較検討した。

さらに、これまでは、最小回転半径を減少させる目的の、後輪を前輪と反対方向に転舵する4WS車のみが存在し、その4WS車は高速走行が困難であったことを確認した。

第2章では、4WSの効果を定量的に把握する準備として、従来の2WS車の横運動特性を、二輪車モデルを使って定式化した。

まず、横運動を支配するタイヤの横方向の力の性質を確認した。

つづいて、車両の方向静安定は、前輪舵角が0で固定された状態で車両に微小横すべり角が生じた場合に発生する重心回りの復元モーメントで決まり、後輪の作るモーメントが前輪の作るモーメントより大きいと安定であることを示した。

つぎに、前輪舵角一定での定常旋回に注目し、前輪舵角と旋回半径の関係を導き、方向静安定の場合は旋回半径は車速の増加につれて増加すること、静的方向不安定の場合は走行可能な限界速度が存在することを示した。

最後に、任意の前輪舵角入力にたいする車両の応答を求め、横加速度とヨー角速度について伝達関数で表現した。

第3章では、後輪を前輪と同時に転舵した場合の効果を定量的に検討し、その結果を物理的に確認し、後輪の、車両の応答遅れを減らす転舵と、従来から知られていた最小回転半径を減少させる転舵を両立させる二つの基本的な後輪の転舵制御則を提案した。

まず、第2章で使用した数学モデルに、前輪の転舵角に比例した後輪の転舵を加えた場合の横加速度とヨー角速度の伝達関数を求め、後輪の転舵は安定性には影響がなく、後輪の前輪との同方向転舵が横加速度応答の位相遅れを減少させる効果があることを明らかにした。

さらに、この効果と、従来から考えられていた小回りの性能を改善する後輪の転舵を両

立させる手法として、後輪を、低速では前輪の逆方向に、高速では同方向に転舵する車速関数型四輪操舵方式と名付けた制御則を提案した。

つづいて、4WS車の旋回時の姿勢を2WS車と比較して、後輪の同方向の転舵が高速での、逆方向の転舵が低速での重心横すべり角を、それぞれ減少させることを明らかにし、さらに、車速にかかわらず重心横すべり角を0にする前後輪の転舵角の関係を求めた。この解が、後輪の、低速では前輪と逆方向の、高速では同方向の転舵であることを示して、車速関数型四輪操舵方式の物理的な意味を明らかにした。

最後に、実用化に際して、電気、油圧等の複雑な機構を必要とする車速関数型四輪操舵方式に代わる実用的な制御則を求めて、ハンドル（前輪舵角）は、位相遅れが問題になる高速では僅かしか動かず、小回りが必要な低速では大きく操舵することに着眼して、車速を前輪の舵角に読み替える発想に至る経過を述べ、その結果発見した、後輪を、小舵角では前輪と同方向に転舵し、大舵角では逆方向に転舵する、純機械的構造だけで製作が可能な舵角関数型四輪操舵方式と名付ける制御則を提案した。

なお、第2章と第3章の内容を補足する目的で、旋回半径、ヨー角速度と横加速度の伝達関数、重心横り角などの数学モデルからの導出を補遺Aに示した。

第4章では、第3章で述べた理論的な検討結果の試験による確認と舵角関数型四輪操舵車の試作と走行試験の結果を述べた。

まず、前後輪をローラーに乗せて前後運動を拘束して横運動を観察する台上試験で、歯車対を交換することで前後輪の舵角比を変更できる実験車を用いて、さまざまな運転技量を持つドライバにレーンチェンジを行わせた結果、後輪の前輪に対する舵角比を0.3程度で前輪と同方向にすると、運転成績は全員が大幅に向上し、2WS車で大きな違いがあった熟練者と未熟練者の成績の差も極めて小さくなることが確認され、舵角比をさらに増加しても、それ以上の大きな改善が認められなかったことを報告した。

つづいて、市販車二台を結合して作った、同じく歯車対を交換することで舵角比を変更できる試験車を用いて、実走行でレーンチェンジを行った結果、制御成績、主観評価ともに、舵角比が0.3程度では改善が認められるものの、それ以上の舵角比ではかえって悪化することが確認されたことを述べた。

つづいて、単純なクランク機構を用いて後輪を転舵する正弦波タイプの舵角関数型四輪操舵機構を組み込んだ試験車を作り、さまざまなドライバにさまざまな条件で一般路を



走行させた結果、舵角比は台上試験の結果より小さい値が官能的に好ましいという結果を得たが、これは、同時に最小回転半径の減少幅が小さくなり、小回り性能の改善が不十分になることを意味する。

この対策として、二つのクランクを遊星歯車で組み合わせて、後輪の同方向転舵では最大舵角が小さく、逆方向転舵では最大舵角が大きくなる内トロコイド曲線を利用する後輪操舵機構を発案し、これを組み込んだ試験車は、高速の位相遅れの低減と最小回転半径の低減で、ともに満足すべき結果が得られたことを述べた。

第5章では、第4章で好ましい結果を得た内トロコイドタイプの後輪操舵機構の量産化の問題とその対策、前輪舵角の取り出し機構と、後輪操舵機構の付加が、運転者の操舵感覚を悪化させないための配慮と、この4WS車の横運動性能の数々の特長が示された。

まず、前輪舵角の取り出し機構で、作動時高圧になる部分から出る軸のシールについて、作動油の漏れを許容するメカニカルシールと大気圧シールの組み合わせで、摩擦が増大して操舵感覚を損なう高圧シールの使用が避けられたことを述べた。

つづいて、第4章で述べた内トロコイドタイプの後輪操舵機構の構造が、そのままでは個々の部品の寸法誤差や使用過程で発生する磨耗によるガタを調整する機能を欠いていたこと、全ての部品を車体に組付けろまで作動の確認ができないこと、組み立ての本ライン上での作業時間が長いこと、車輪からの音・振動の遮断が十分にできないこと、などの量産化上の問題があることを述べた。

この対策として考えられた、ケースの中に全てを収め、アンギュラーコンタクト型のボールベアリングと斜面を使用して、一方向からのバネの予圧で全ての部品間のガタをとる機構が示され、これで上記の問題を全て解決することできたことを述べた。

さらに、この機構を備えた4WS車の持つ次のような特長が列挙された。

- ①進行方向を変更する際にヨー角の変化が少なく、その結果ロール角も少ないので進路変更後の車体の動揺の収まりが良い。この特性が、初心者でも高速走行時に緊急の障害物回避を容易にする。同様に、
- ②トレール牽引の際にも安定性の改善に効果を発揮する。
- ③ヨー角が少なくてすむことは、進路変更の初期と最後に車体をヨー方向に回転させるために必要なタイヤの力が少なくてすむみ、滑りやすい路面での回避運動での安定性

が増加する。

④障害物を回避する場合、必要とする車体のヨー角が少ないので、ハンドル操舵の開始時期を遅らせることができ、この余裕が緊急回避運動の成功確率を高める。同様に、

⑤ヨー角が少なくてすむことで、高速直進性も向上する。

⑥ハンドルと車輪のみかけの回転角比（等価ステアリングギヤ比）は、高速走行時には効きが敏感すぎないように大きく、一方、狭い場所では、機敏に運動できるように、小さいことが望まれているが、この舵角関数型四輪操舵方式では、特別な機構を付加することなく、望ましい非線型回転角比が得られている。

⑦最小回転半径が減少する。

以上、本論文に示す、後輪舵角を前輪と同時に前輪舵角の関数で機構的に制御する四輪操舵の制御法は、従来の前二輪操舵の手法による車両の横運動性能の限界を大幅に向上させる実用的な方法であり、安全性の向上、運転者の負担の軽減、取り回しの改善が極めて有効なものである。

## 謝 辞

本論文は、平成五年の東京大学航空宇宙工学科航空会総会での、筆者の講演を発展、充実させたものである。講演の論文化を勧め、完成まで終始行き届いた指導をいただいた、東京大学航空宇宙工学科加藤寛一郎教授に深く感謝する。また、講演の機会を与えていただいた、当時の航空会会長中口博東京大学名誉教授にあらためて感謝したい。さらに、論文作成の過程で貴重なアドバイスをいただいた、東京大学産業機械工学科井口雅一教授、同航空宇宙工学科河野通方教授、同鈴木真二助教授、同中須賀真一助教授に感謝する。

本研究の推進と成果の実用化には、芝浦工業大学、本田技術研究所をはじめ、多くの人々の助力に負うところが多い。特に、芝浦工業大学小口泰平教授、同中谷弘能講師、本田技術研究所の古川修氏、同三好建臣氏の尽力なくしては、成功は困難であった。この場を借りて感謝の意を表する。

また、図4はマツタ樹貴島孝雄氏他、図2、3は本田技術研究所芝端康二氏他、図5は同安岡章雅氏の論文の図を、それぞれ使用させていただいた。各位に感謝する。

参 考 文 献

- (1) 古川 修「操安性研究の歴史」自動車技術 Vol.41, No.3, 1987
- (2) M.Olley "National Influences on American Passenger Car Design" Proceedings of the Institution of Automobile Engineers, 1937-38, Vol.32, England
- (3) K.A.Stonex "Car Control Factors and Their Measurement" SAE Journal, Vol. 48, No.3, 1941
- (4) G.E.Lind-Walker "Directional Stability" Automobile Engineer, Vol.40, No. 530, 537, 1950
- (5) L.Segel "Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Automobile to Steering Control" in "Research in Automobile Stability and Control and in Tyre Performance" London: Institute of Mechanical Engineers, 1956
- (6) 近藤、今井「自動車の操縦を加えた動的安定性に関する研究」日本機械学会、1949年4月5日
- (7) 日本国特許庁 特許公報 昭60-44185 公告昭和60年10月2日(出願昭和53年12月29日)
- (8) 日本国特許庁 特許公報 昭60-44186 公告昭和60年10月2日(出願昭和53年12月29日)
- (9) S.Sano, Y.Furukawa, Y. Oguchi "The Effect of Improved Vehicle Dynamics on Drivers Control Performance" 7th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Paris, 1979
- (10) Y.Oguchi, H.Sato, S.Sano, H.Nakaya "Experimental Facility for Examining Lateral Motion of Motor Vehicle and Research in Control Strategies Using the Facility" FISITA 17th International Congress, Budapest, 1978
- (11) S.Sano, Y.Furukawa Y.Oguchi "Effects of Vehicle Response Characteristics and Driver's Skill Level on Task Performance and Subjective Ratings" 8th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Wolfsburg, 1980
- (12) S.Sano, Y.Furukawa, S.Shiraishi "Four-Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle Controlled as a Function of Steering Wheel Angle" 1986 SAE Transactions 860625

(13) S. Sano, T. Miyoshi, Y. Furukawa "Operational and Design Features of the Steer Angle Dependent Four Wheel Steering System" 11th International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Washington D.C., 1987

(14) Norris E. Shoemaker, Fred Dell' Amico, Richard J. Chwalek, "A Pilot Experiment on Driver Task Performance with Fixed and Variable Steering Ratio" SAE Paper 670508

## A 記号と式の誘導

|                            |                               |
|----------------------------|-------------------------------|
| a                          | 重心と前車軸の距離                     |
| b                          | 重心と後車軸の距離                     |
| B                          | 重心横すべり角のラプラス変換                |
| $C_f$                      | 前輪タイヤのコーナリングバウ                |
| $C_r$                      | 後輪タイヤのコーナリングバウ                |
| $F_f$                      | 前輪タイヤのコーナリングフォース              |
| $F_r$                      | 後輪タイヤのコーナリングフォース              |
| $G_{\delta_f}^{\beta}(0)$  | 前輪舵角に対する重心横すべり角の定常ゲイン         |
| $G_{\delta_r}^{\beta}(0)$  | 後輪舵角に対する重心横すべり角の定常ゲイン         |
| $G_{\delta}^r(0)$          | 前輪舵角と後輪舵角に対するヨー角速度の定常ゲイン      |
| $G_{\delta}^{\ddot{y}}(0)$ | 前輪舵角と後輪舵角に対する重心横加速度の定常ゲイン     |
| I                          | 重心回りのヨー慣性モーメント                |
| k                          | (後輪舵角) / (前輪舵角)               |
| K                          | スタビリティファクタ                    |
| $\ell$                     | 前車軸と後車軸の距離 ( $\ell = a + b$ ) |
| m                          | 車両の質量                         |
| n                          | (ハンドル舵角) / (前輪舵角)             |
| r                          | ヨー角速度                         |
| $r_{ss}$                   | 定常状態でのヨー角速度                   |
| R                          | ヨー角速度のラプラス変換                  |
| $R_0$                      | 旋回半径                          |
| s                          | ラプラス変換のパラメータ                  |
| $T_{bf}$                   | 前輪舵角に対する重心横すべり角の進み時定数         |
| $T_{br}$                   | 後輪舵角に対する重心横すべり角の進み時定数         |
| $T_{rf}$                   | 前輪舵角に対するヨー角速度の進み時定数           |



|            |                      |
|------------|----------------------|
| $T_{rr}$   | 後輪舵角に対するヨー角速度の進み時定数  |
| $T_{lf}$   | 前輪舵角に対する重心横加速度の進み時定数 |
| $T_{zf}$   | 前輪舵角に対する重心横加速度の進み時定数 |
| $T_{lr}$   | 後輪舵角に対する重心横加速度の進み時定数 |
| $T_{zr}$   | 後輪舵角に対する重心横加速度の進み時定数 |
| $U_0$      | 車速                   |
| $U_{crit}$ | 臨界速度                 |
| $U_t$      | タンジェントベロシティ          |
| $\ddot{y}$ | 重心の横加速度              |
| $Y_{s^2}$  | 重心の横加速度のラプラス変換       |

|                        |                |
|------------------------|----------------|
| $\alpha_f$             | 前輪タイヤの横すべり角    |
| $\alpha_r$             | 後輪タイヤの横すべり角    |
| $\beta$                | 重心横すべり角        |
| $\beta_f$              | 前輪位置での車体横すべり角  |
| $\beta_r$              | 後輪位置での車体横すべり角  |
| $\beta_{ss}$           | 定常状態での重心横すべり角  |
| $\delta_f$             | 前輪の舵角          |
| $\delta_r$             | 後輪の舵角          |
| $\delta_{sw}$          | ハンドル舵角         |
| $\Delta_f$             | 前輪の舵角のラプラス変換   |
| $\Delta_r$             | 後輪の舵角のラプラス変換   |
| $\Delta_{sw}$          | ハンドル舵角のラプラス変換  |
| $\zeta$                | 横運動の減衰係数       |
| $\lambda$              | 横加速度応答の時定数増加率  |
| $\lambda_1, \lambda_2$ | 横加速度応答の時定数増加率  |
| $\lambda_r$            | ヨー角速度応答の時定数増加率 |
| $\omega_n$             | 横運動の固有振動数      |

ここでは、本文第2章5節の図13に示す車両の重心を原点とする運動座標系で、図54に示す、前後輪を独立に転舵する一般的な4WS車について、二輪車モデルを使って動的に変化する前後の舵角入力に対する車両の運動を記述する数式を導出する。

車両の運動は横加速度 $\ddot{y}$ 、重心横すべり角 $\beta$ とヨー角速度 $r$ で記述する。

走行軌跡の法線方向の力の釣り合いから

$$m U_0(r + \dot{\beta}) = F_l + F_r \quad (A1)$$

重心回りのモーメントの釣り合いから

$$I \dot{r} = F_l a - F_r b \quad (A2)$$

ただし

$$F_l = C_r \alpha_l \quad (A3) \quad F_r = C_r \alpha_r \quad (A4)$$

$$\alpha_l = \delta_l - \beta_l \quad (A5) \quad \alpha_r = \delta_r - \beta_r \quad (A6)$$

車体のヨー運動を考慮して

$$\beta_l = \beta + \frac{a}{U_0} r \quad (A7)$$

$$\beta_r = \beta - \frac{b}{U_0} r \quad (A8)$$

$F_l$ 、 $F_r$ 、 $\alpha_l$ 、 $\alpha_r$ 、 $\beta_l$ 、 $\beta_r$ を消去してまとめると

$$m \dot{\beta} + \frac{C_l + C_r}{U_0} \beta + \left( m - \frac{C_r b - C_l a}{U_0^2} \right) r = \frac{C_l \delta_l + C_r \delta_r}{U_0} \quad (A9)$$

$$- (C_r b - C_l a) \beta + I \dot{r} + \frac{C_l a^2 + C_r b^2}{U_0} r = C_l a \delta_l - C_r b \delta_r \quad (A10)$$

これらの式(A9)、(A10)で $\delta_r = 0$ とすれば本文第2章5節の式(18)、(19)となる。

この連立微分方程式にラプラス変換をほどこして整理すると

$$\left( m s + \frac{C_l + C_r}{U_0} \right) B + \left( m - \frac{C_r b - C_l a}{U_0^2} \right) R = \frac{C_l \Delta_l + C_r \Delta_r}{U_0} \quad (A11)$$

$$- (C_r b - C_l a) B + \left( I s + \frac{C_l a^2 + C_r b^2}{U_0} \right) R = C_l a \Delta_l - C_r b \Delta_r \quad (A12)$$

式(A11)、(A12)から導かれる特性方程式は後輪操舵の影響はなく、本文第2章5節の式(20)が得られる。

重心の横すべり角 $B$ の解を求めると

$$B = G \frac{\beta_{\delta_l}^{(0)}}{\delta_l} \frac{1 + T_{b,l} s}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2} \Delta_l + G \frac{\beta_{\delta_r}^{(0)}}{\delta_r} \frac{1 + T_{b,r} s}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2} \Delta_r \quad (A13)$$

ただし

$$\frac{2\zeta}{\omega_n} = \frac{m(C_f a^2 + C_r b^2) + I(C_f + C_r)}{C_f C_r \ell^2} \cdot \frac{U_0}{(1 + K U_0^2)} \quad (A14)$$

$$\frac{1}{\omega_n^2} = \frac{m I}{C_f C_r \ell^2} \cdot \frac{U_0^2}{(1 + K U_0^2)} \quad (A15)$$

$$G_{\delta_f}^{\beta(0)} = \frac{b - \frac{m a}{C_r \ell} U_0^2}{\ell (1 + K U_0^2)} \quad (A16) \quad T_{b,f} = \frac{\frac{I}{C_r \ell} U_0}{b - \frac{m a}{C_r \ell} U_0^2} \quad (A17)$$

$$G_{\delta_f}^{\beta(0)} = \frac{a + \frac{m b}{C_r \ell} U_0^2}{\ell (1 + K U_0^2)} \quad (A18) \quad T_{b,r} = \frac{\frac{I}{C_r \ell} U_0}{a + \frac{m b}{C_r \ell} U_0^2} \quad (A19)$$

$$K = \frac{m}{\ell^2} \cdot \frac{C_r b - C_f a}{C_f C_r} \quad (A20)$$

(A13) 式で  $s = 0$  で、 $\delta_r = 0$  とすれば本文第 3 章 3 節の式(28)が、 $\delta_r = k \delta_f$  とすれば同、式(29)が求まる。

ヨ一角速度  $R$  の解は

$$R = G_{\delta}^r(0) \frac{(1 + T_{rr} s) \Delta_f - (1 + T_{rr} s) \Delta_r}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2} \quad (A21)$$

ただし

$$G_{\delta}^r(0) = \frac{U_0}{\ell (1 + K U_0^2)} \quad (A22) \quad T_{r,f} = \frac{\frac{m a}{C_r \ell} U_0}{\ell (1 + K U_0^2)} \quad (A23)$$

$$T_{r,r} = \frac{\frac{m b}{C_r \ell} U_0}{\ell (1 + K U_0^2)} \quad (A24)$$

式(A21) で  $\delta_r = 0$  とすれば本文第 2 章 6 節の式(22)が、 $\delta_r = k \delta_f$  として整理すれば本文第 3 章 1 節の式(26)、(27)が導かれる。

重心の横加速の解は  $\ddot{y} = U_0(r + \dot{\beta})$  から

$$Y s^2 = U_0(R + B s) \quad (A25)$$

故に

$$Y s^2 = G_{\delta}^{\ddot{y}}(0) \frac{(1 + T_{1f} s + T_{2f} s^2) \Delta_f + (-1 + T_{1r} s + T_{2r} s^2) \Delta_r}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2} \quad (A26)$$

但し

$$G_{\delta}^{\ddot{y}}(0) = \frac{U_0^2}{\ell (1 + K U_0^2)} \quad (A27)$$

$$T_{1r} = \frac{b}{U_0} \quad \text{..... (A28)}$$

$$T_{2r} = \frac{1}{C_r \ell} \quad \text{..... (A29)}$$

$$T_{1r} = \frac{a}{U_0} \quad \text{..... (A30)}$$

$$T_{2r} = \frac{1}{C_r \ell} \quad \text{..... (A31)}$$

式(A26) で  $\delta_r = 0$  とすれば本文第2章6節の式(21)が、 $\delta_r = k \delta_f$  として整理すれば本文第3章1節の式(23)、(24)、(25)が導かれる。

後輪の転舵の効果を明らかにするため、ハンドルの操舵角に対する車両の応答を求める  
と、

$$\delta_{sw} = n \delta_f \quad \text{..... (A32)} \quad \delta_r = k \delta_f \quad \text{..... (A33)}$$

とすれば、ヨー角速度Rの解は

$$R = \frac{1-k}{n} \cdot G_{\delta}^r(0) \frac{1 + (1+\lambda_r) T_{rr} s}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2} \Delta_{sw} \quad \text{..... (A34)}$$

ただし

$$\lambda_r = \frac{k}{1-k} \cdot \frac{T_{rr} - T_{rf}}{T_{rr}} \quad \text{..... (A35)}$$

もし、車両がニュートラルステアに近ければ  $C_r b \approx C_r a$  から  $T_{rf} \approx T_{rr}$ 、したがって  $\lambda_r \approx 0$  となる。

横加速度  $Y s^2$  の解は

$$Y s^2 = \frac{1-k}{n} \cdot G_{\delta}^y(0) \frac{1 + (1+\lambda_1) T_{1f} s + (1+\lambda_2) T_{2f} s^2}{1 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2} \Delta_{sw} \quad \text{..... (A36)}$$

ただし

$$\lambda_1 = \frac{k}{1-k} \cdot \frac{T_{1f} + T_{1r}}{T_{1f}} \quad \text{..... (A37)} \quad \lambda_2 = \frac{k}{1-k} \cdot \frac{T_{2f} + T_{2r}}{T_{2f}} \quad \text{..... (A38)}$$

車両がニュートラルステアに近い場合で、 $a \approx b$  ならば  $C_f \approx C_r$ 、なので  $T_{1f} \approx T_{1r}$ 、 $T_{2f} \approx T_{2r}$ 、したがって、その際は

$$\lambda_1 \approx \lambda_2 \approx \lambda = \frac{2k}{1-k} \quad \text{..... (A39)}$$

4WS車の定常時の旋回半径は、(A21) 式から

$$r_{ss} = G_{\delta}^r(0) (\delta_f - \delta_r) \quad \text{..... (A40)}$$

$$R_0 = \frac{U_0}{G_{\delta}^r(0) (\delta_f - \delta_r)} = (1 + K U_0^2) \left( \frac{\ell}{\delta_f - \delta_r} \right) \quad \text{..... (A41)}$$

と求められる。

この(A41) 式で  $\delta_r = 0$  とすれば、本文第 2 章 3 節の式(8) が求まる。

4 WS 車の重心横切り角が、いかなる状態でも 0 になるためには

(A13) 式を  $B = 0$  として

$$\frac{\Delta_r(s)}{\Delta_r(s)} = \frac{-b + \frac{ma}{C_r \ell} U_0^2 - \frac{I}{C_r \ell} U_0 s}{a + \frac{mb}{C_r \ell} U_0^2 + \frac{I}{C_r \ell} U_0 s} \dots\dots\dots (A42)$$

が求められる。

この(A42) 式で、 $s = 0$  とすれば本文第 3 章 3 節の式(31)が得られる。





THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO  
THE UNIVERSITY OF CHICAGO  
THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO  
THE UNIVERSITY OF CHICAGO  
THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO

THE UNIVERSITY OF CHICAGO  
THE UNIVERSITY OF CHICAGO



図1 ホンダの実験安全車 (ESV)

表1 自動車の横運動研究の歴史

自動車の横運動研究の歴史

・操縦性安定性理論の誕生

- 1938年 Olley, 英国自動車技術会：外乱応答の定性的な考察
- 1941年 Stonex, SAE：定常操舵応答特性の定量的な検討
- 1950年 Lind-Walker (英)：航空機のスティックマージンの概念の適用

・数学モデルによる応答特性の記述

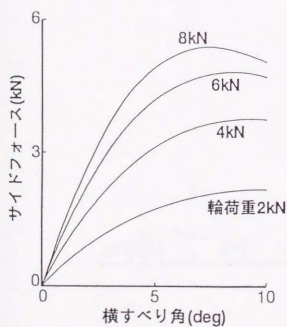
- 1956年 Segel, IMechE：3自由度数学モデルによる応答特性  
(固有振動数、減衰係数など)の検討

・ドライバの制御動作のモデル化

- 1949年 近藤政市、日本機械学会誌：『前方注視モデル』

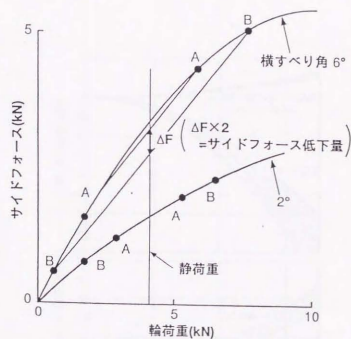
表2 横運動特性の設定手法

1. タイヤ
2. ロールステア特性
3. サイドフォースステア特性
4. ロール剛性配分
5. 空気力学特性



タイヤ特性

図2 タイヤの荷重一定での  
横すべり角と横力の関係



内外輪の荷重移動の影響

図3 タイヤの横力に及ぼす  
内外輪の荷重移動の影響

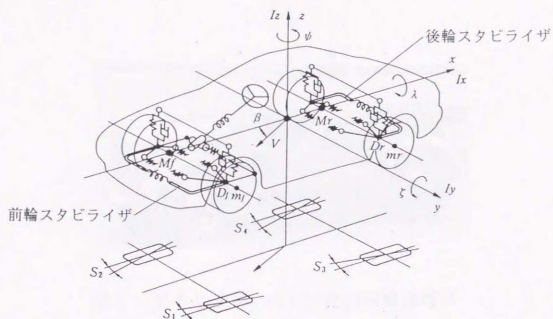


図4 前後輪に設けられたスタビライザー

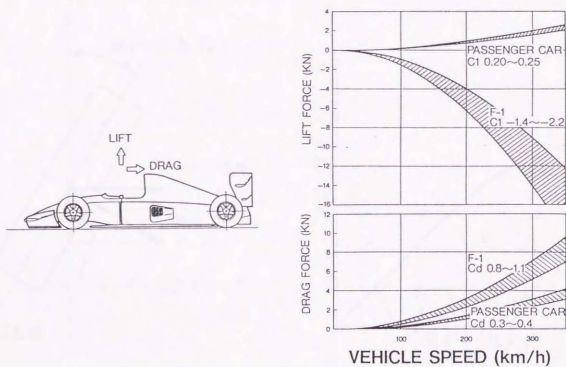


図5 レーシングカーの空力付加構造と空力特性

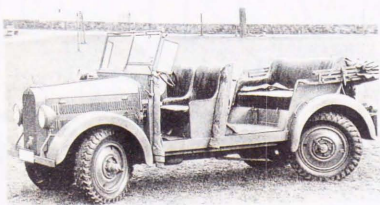


図6 ダイムラー・ベンツ社の四輪操舵車

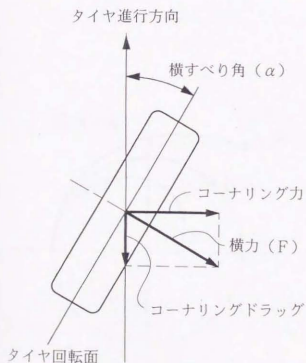


図7 タイヤの横すべり角  
と横力の定義

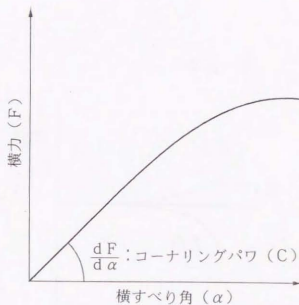


図8 タイヤの横すべり角  
と横力の関係



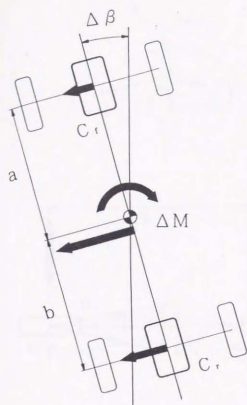


図9 二輪車モデルによる  
方向静安定の検討

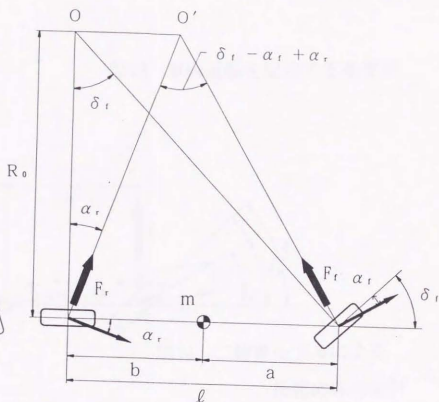


図10 定常旋回における  
前輪舵角と旋回半径の関係

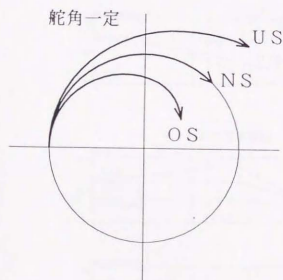


図11 旋回加速試験

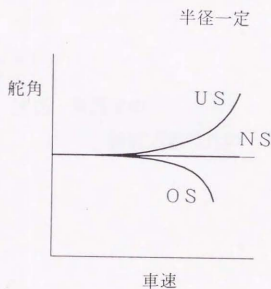


図12 定常円旋回試験結果の記述法

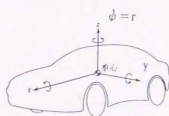


図13 車両運動を記述する座標系

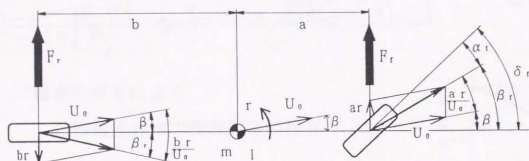


図14 二輪車モデルによる  
操舵応答の検討

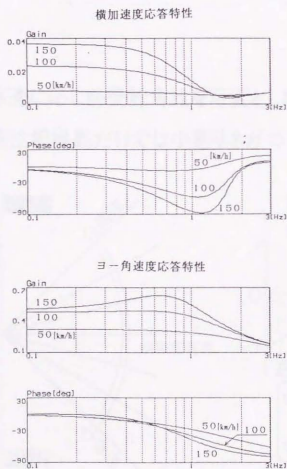


図15 乗用車の  
操舵応答特性の一例

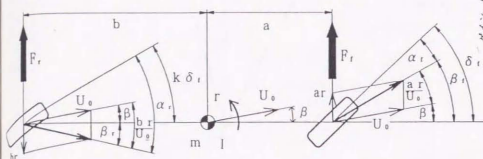


図16 二輪車モデルによる

四輪操舵車の操舵応答の検討

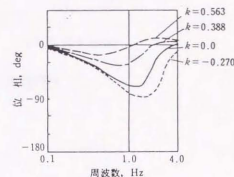
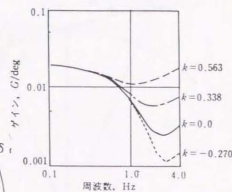


図17 四輪操舵車の操舵応答の一例

車速に応じ前後舵角比を可変とした4WS制御システム

同位相操舵だけでは小廻りネガ⇨同位相/逆位相切換の発想

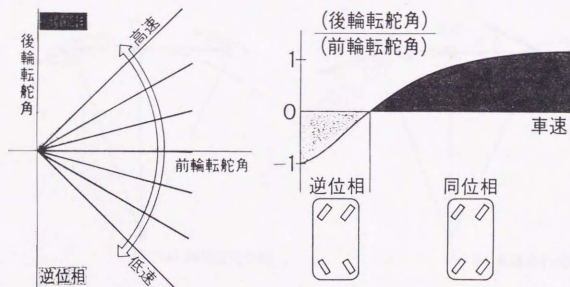
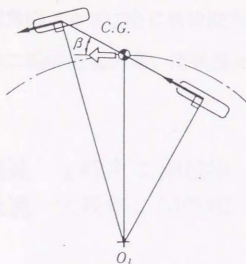
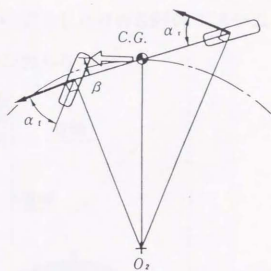


図18 車速関数型四輪操舵方式



(a) 極低速走行時



(b) 高速走行時

図19 二輪操舵車の定常旋回時の姿勢

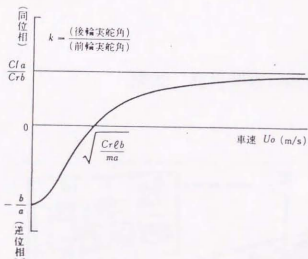
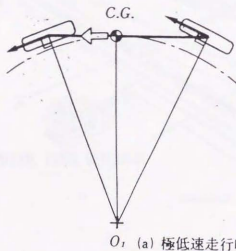
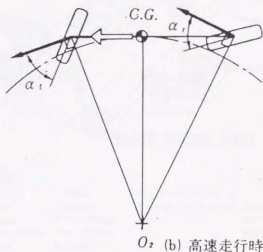


図20 定常旋回で車体中心線が常に軌跡の接線となる後輪舵角の制御方法



(a) 極低速走行時



(b) 高速走行時

図21 四輪操舵車の定常旋回時の姿勢

舵角の大きさに応じ前後舵角比を可変とした4WS制御システム

前二輪操舵並の高い信頼性＝メカニカルな結合

高速 小舵角 ⇨ 同位相

低速 大舵角 ⇨ 逆位相

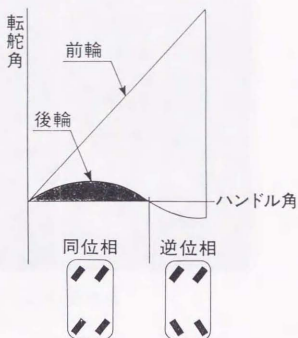


図22 舵角関数型四輪操舵方式

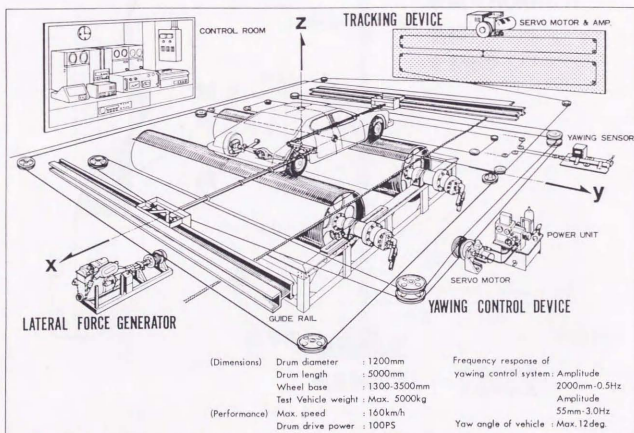


図23 横運動の台上試験装置



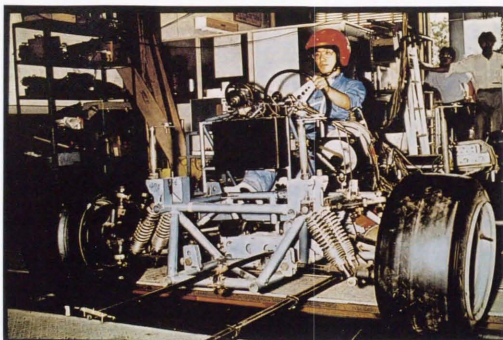


図24 台上試験のための実験車

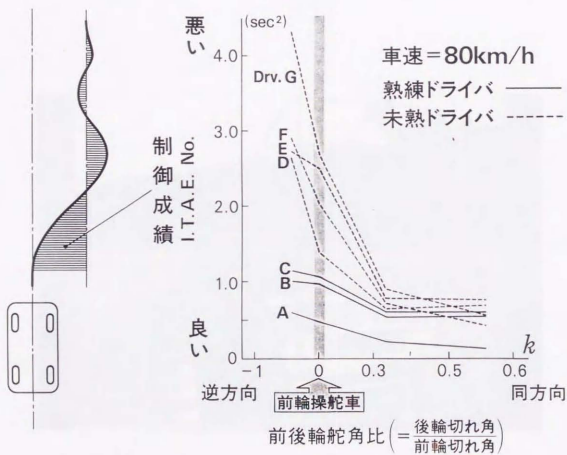


図25 台上での車線変更試験の制御成績



図26 走行試験のための前後舵角比固定の実験車



図27 前後舵角比固定の実験車で走行試験の状況

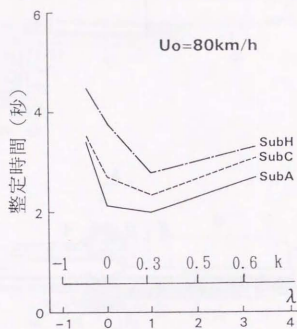


図28 走行試験での制御成績（客観評価）

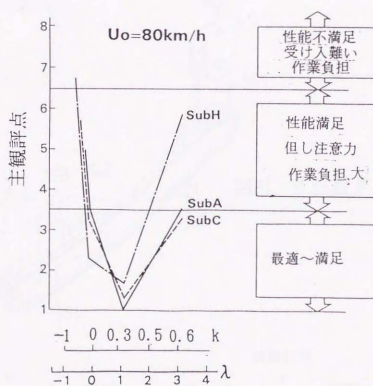


図29 走行試験での主観評価

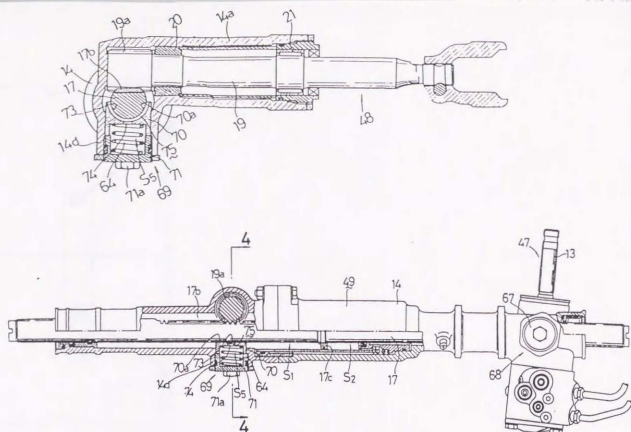


図30 舵角取り出し機構を加えた前輪操舵歯車箱

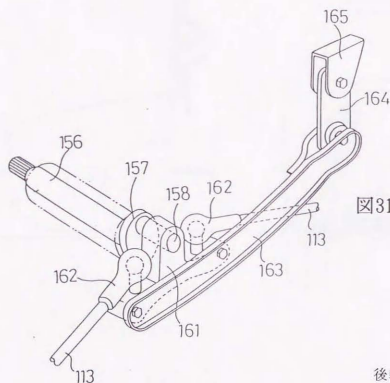


図31 正弦波タイプ後輪転舵機構

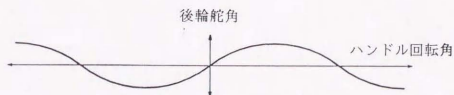
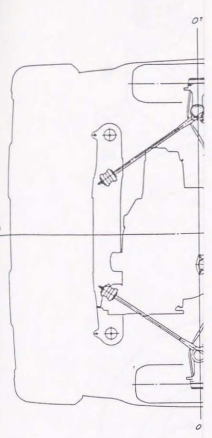
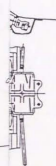
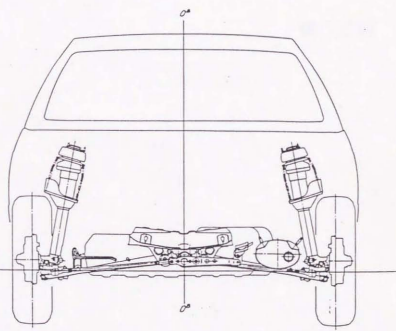


図32 正弦波タイプ後輪転舵機構の舵角特性





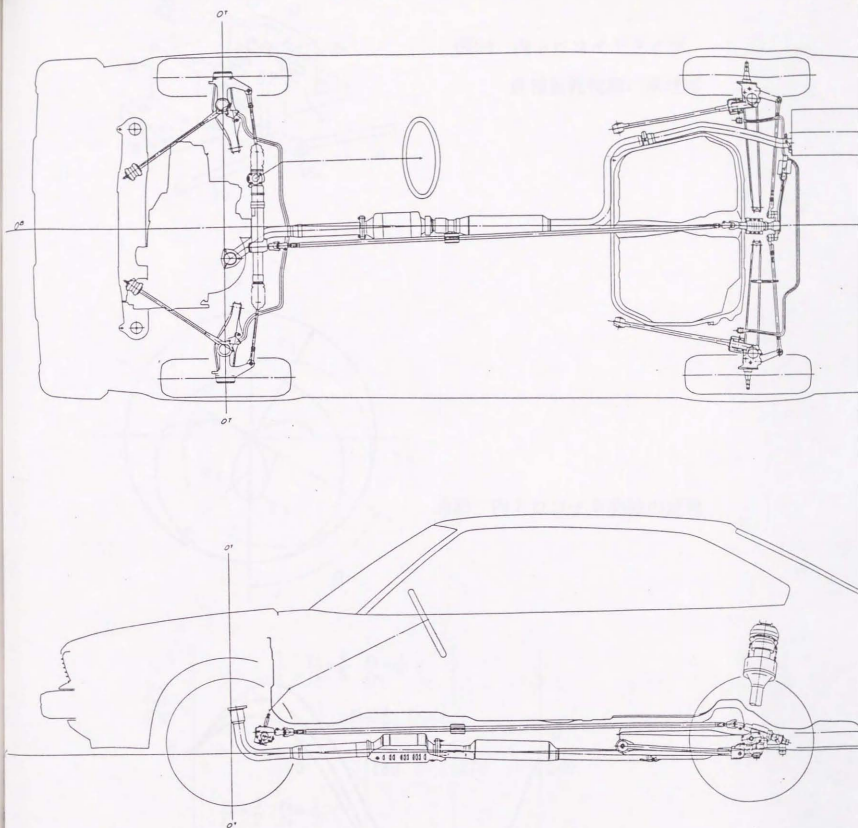
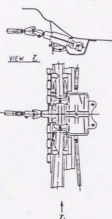
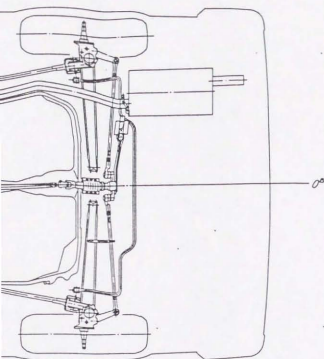
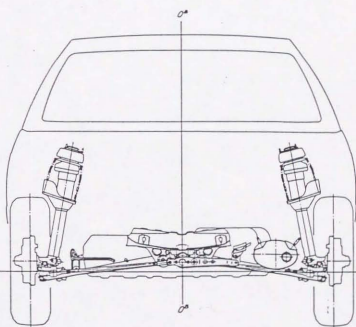
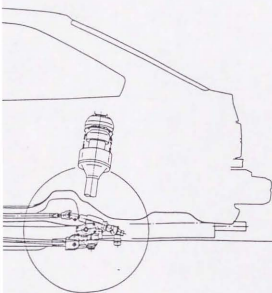


図33 正弦波タイプ四輪操舵方式の試験車



此處為裝配之點，請注意



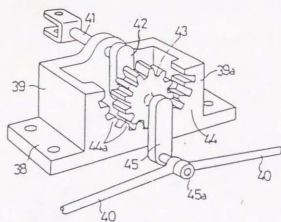


図34 内トロコイドタイプ  
後輪転舵機構の原理図

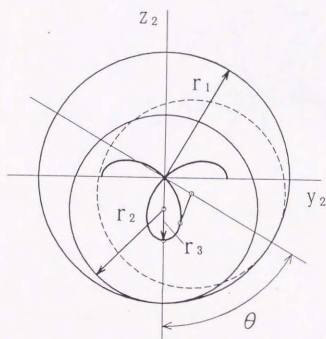


図35 内トロコイド曲線の定義

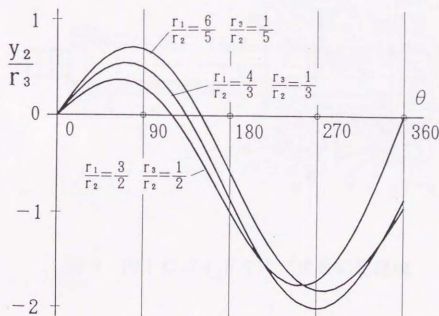


図36 内トロコイドタイプ後輪転舵機構の舵角特性

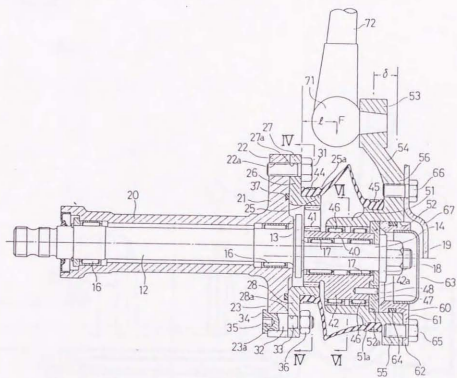
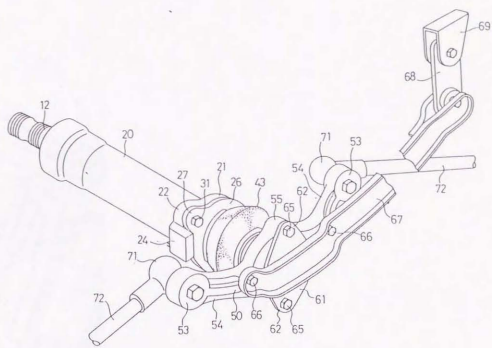
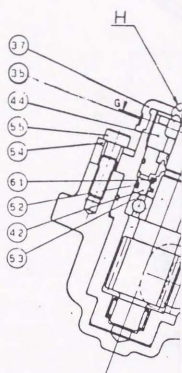
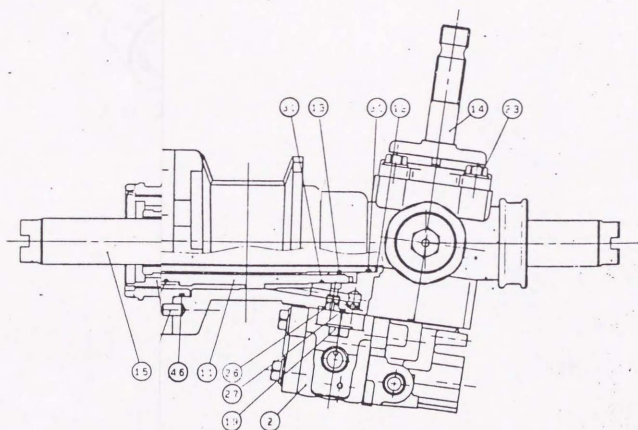


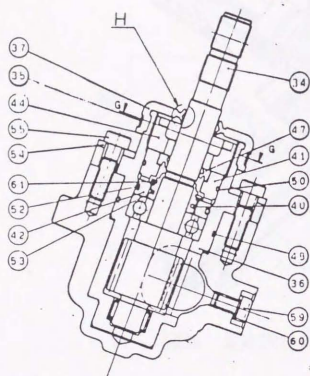
図37 内トロコイドタイプ後輪転舵機構



SECT I







SECTION BB

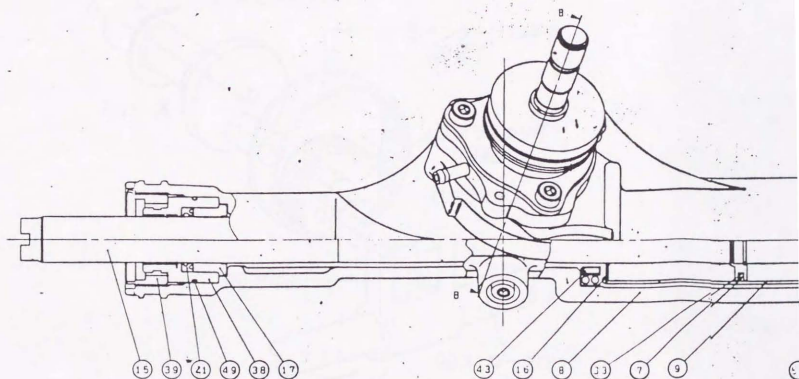
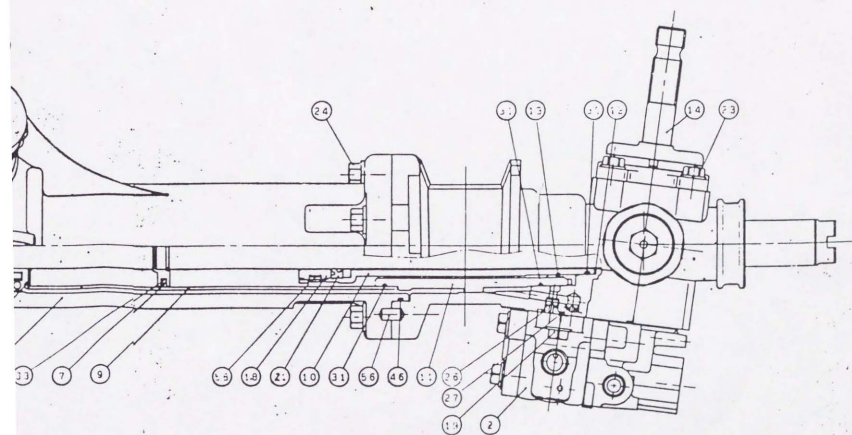


図38 量産設計の前輪操舵歯車箱



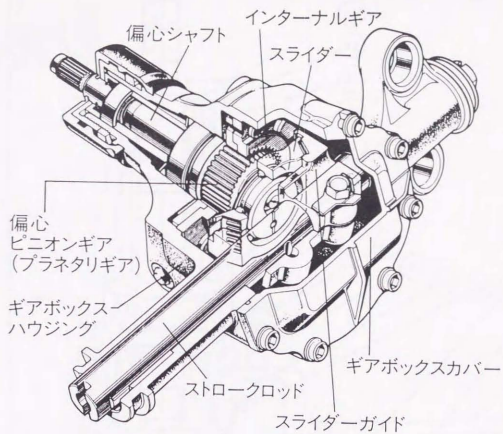


図39 量産設計の後輪操舵歯車箱

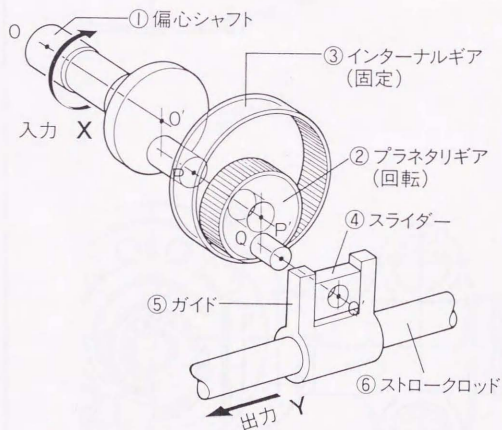
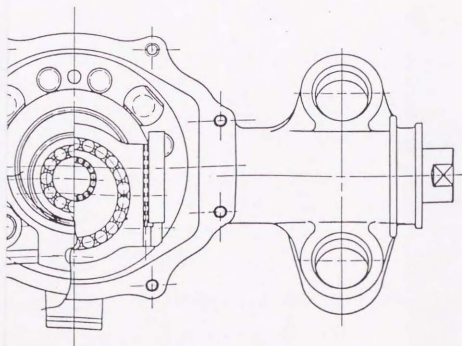
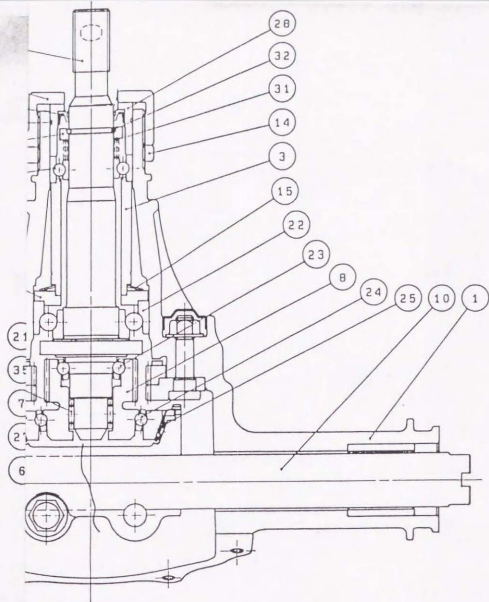


図40 量産設計の後輪操舵歯車箱の原理図



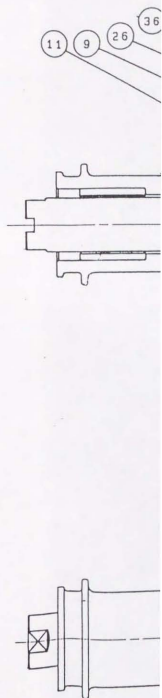
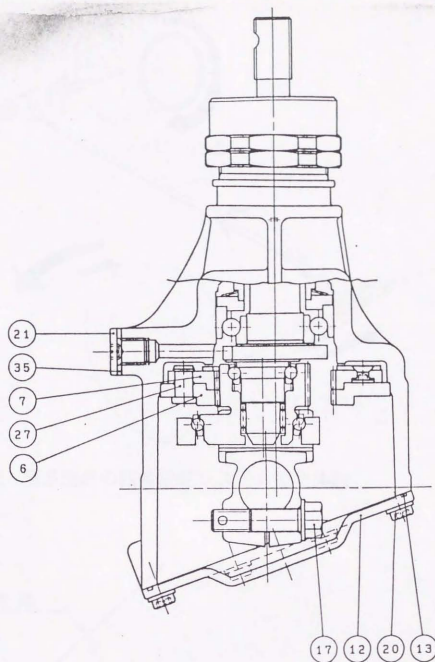
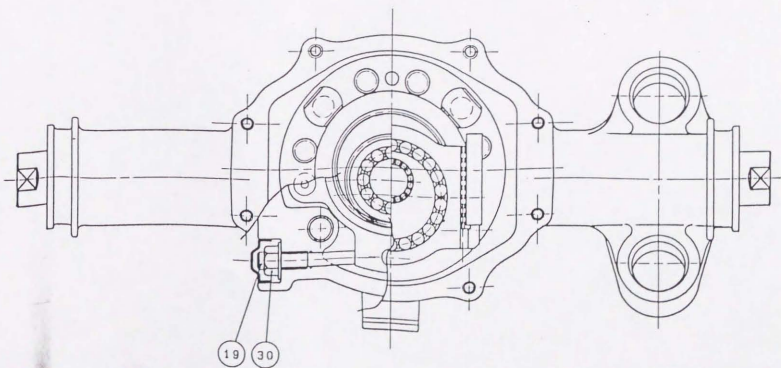
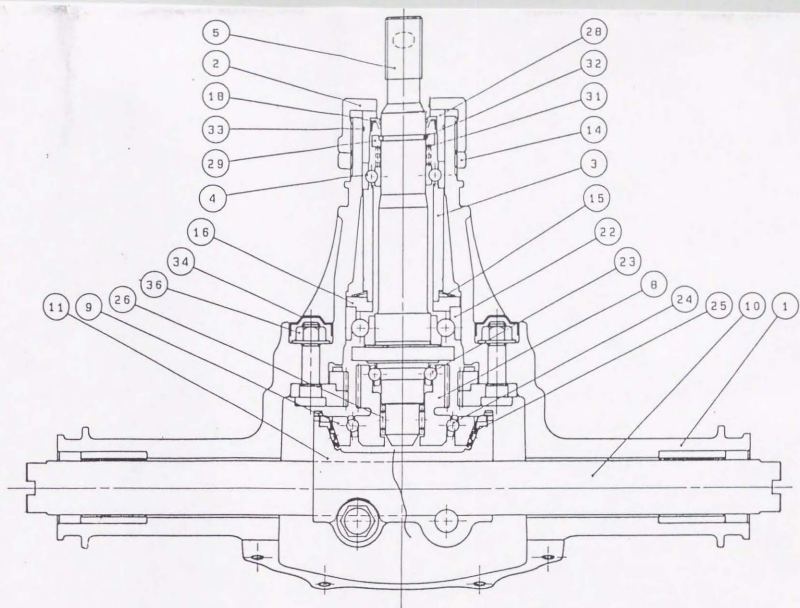


図41 量産設計の後輪操舵歯車箱の構造図





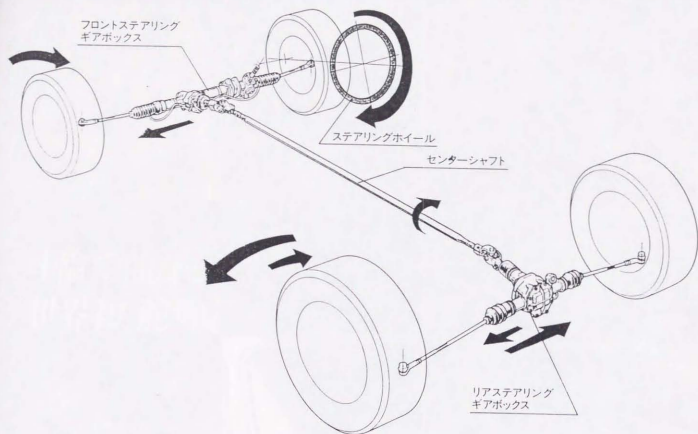


図42 量産設計の四輪操舵システムの全体図

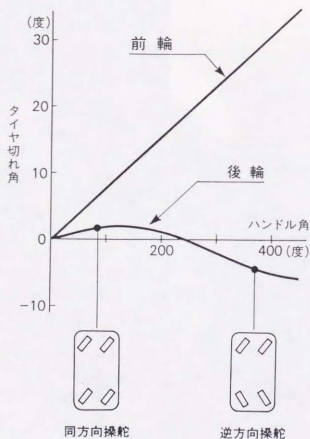


図43 量産設計の四輪操舵システムの舵角特性

# 4WS

## 4輪で曲がる、 世界初<sup>\*1</sup>、舵角応

前輪と同時に後輪を操舵させる。ドライバーの意志をより的確に伝え、より素直な走りを実現しようとしたとき、クルマは4輪で曲がるのが合理的。前2輪だけで操舵する従来の操舵新たにハンドルの切れ角に応じて、後輪を作動させる後輪操舵をブレイク。この全く新しいコンセプトを具現化。ホンダは長年の研究開発を続け、ハンドルの操舵角にダイレクトに対応したホンダ4WS(舵角応動タイプ)ホンダクルマの歴史に、いま新たな軌跡を

10年の研究期間を終

ホンダが4WSの研究に着手し、その開発から10年前。それは初代プレリュードが1977年に迎えます。後輪を操舵させるというだけではなく、すでに今から約50年前で試みられてはいましたが、一般の乗用車ありませんでした。そして1978年ホンダは、に対応して後輪の切れ角を決定するというの土台ともいべき理論を完成。この方究を行ない、膨大な研究データをもとに、ジョンヤテストランを繰り返し、ステアリング切れ角を設定しました。1986年秋、世界応動タイプ ホンダ4輪操舵システムをプレリュードへの搭載を実現しました。

※舵角応動タイプ ホンダ4輪操舵システムは、基本制御概念についての特許権が成立しているが4輪操舵システムに関する様々な特許も併に2007

\*1 市販乗用車

\*2 2.0S、2.0XXの4WS装備車(型式E-BAS)



Photo : 2.0XX 4WS装備車



# 4WS

STEER ANGLE DEPENDENT

## 4-WHEEL STEERING SYSTEM

### 4輪で曲がる、革新のステアリングシステム。 世界初<sup>\*1</sup>、舵角応動タイプ<sup>\*2</sup>ホンダ4輪操舵システム<sup>\*2</sup>搭載。

前輪と同時に後輪を操舵させる。  
ドライバーの意志をより的確に伝え、その意志に、  
より素直な走りを実現しようとしたとき、  
クルマは4輪で曲がるのが合理的だと、ホンダは考えました。  
前2輪だけで操舵する従来の操舵システムに、  
新たにハンドルの切れ角に応じて、前輪に対し同方向、逆方向に  
後輪を自動させる後輪操舵をプラス。  
この全く新しいコンセプトを具現化するために、  
ホンダは長年の研究開発を続け、ついに世界で初めて完成させました。  
ハンドル操舵角にダイレクトに対応して、前輪と同時に後輪を操舵する、  
ホンダ4WS(舵角応動タイプ ホンダ4輪操舵システム)。  
クルマの歴史に、いま新たな軌跡をします。

10年の研究期間を経て完成。

ホンダが4WSの研究に着手し、その開発を開始したのは、実にいまから10年前。それは初代プレリウドさえまだ発表されていない1977年に遡ります。後輪を操舵させるという発想自体は、決して新しいものではなく、すでに今から約50年前より実用化が「世界各国で試みられていたが、一般の乗用車でそれを完成したものはありませんでした。そして1978年ホンダは、ステアリングの切れ角に対応して後輪の切れ角を決定するという、ホンダ4WSのすべての土台というべき理論を完成。この方向性を基本に、基礎研究を行ない、膨大な研究データをもとに、コンピュータ・シミュレーションやテストランを繰り返し、ステアリング操舵角に最適な後輪切れ角を設定しました。1986年秋、世界初のホンダ4WS(舵角応動タイプ ホンダ4輪操舵システム)を発表。そしていま「新」プレリウドへの搭載を実現しました。

<sup>\*1</sup> 舵角応動タイプ ホンダ4輪操舵システムは、日本をはじめ主要各国で基本制御概念についての特許権が成立しています。また、基本特許以外にも4輪操舵システムに関する様々な特許を扱い、200件以上出願しています。

<sup>\*1</sup> 市販乗用車

<sup>\*2</sup> 2.0Si、2.0XXの4WS装備車(型式E8A5)

図44 世界初の4WS乗用車ホンダプレリウド



SYSTEM

搭載。

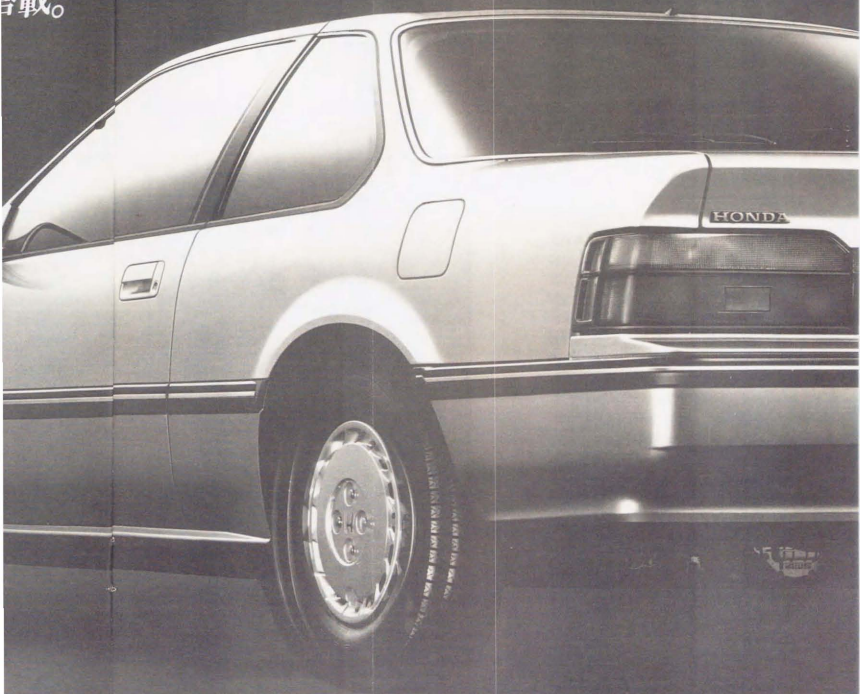


Photo : 2.0XX 4WS 裝備車



表 3 四輪操舵車の横運動特性の特長

- ヨーとロールの大巾減少
- タイヤ負担の軽減
- 応答遅れの大巾減少
- 理想のバリアブルレシオ
- 小さい回転半径



- 揺れがすくない
- 高いトレーラー牽引速度
- 低μ路で安定
- 乗心地の良いタイヤで高性能  
タイヤ並の操安性能
- 緊急回避性能向上
- 横風、高速安定性向上
- 軽快な取りまわし、駐車のに易さ

車速110Km/h

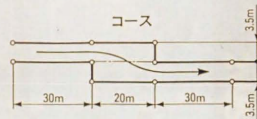
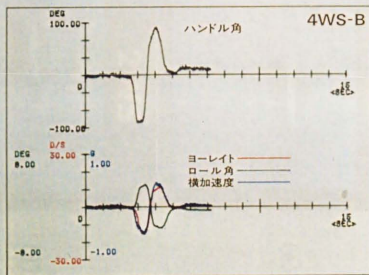
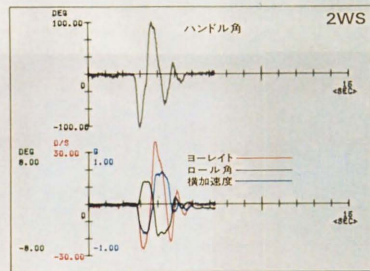
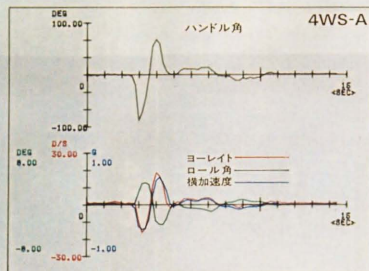


図45 レーンチェンジでの4WS車と2WS車の挙動の違い

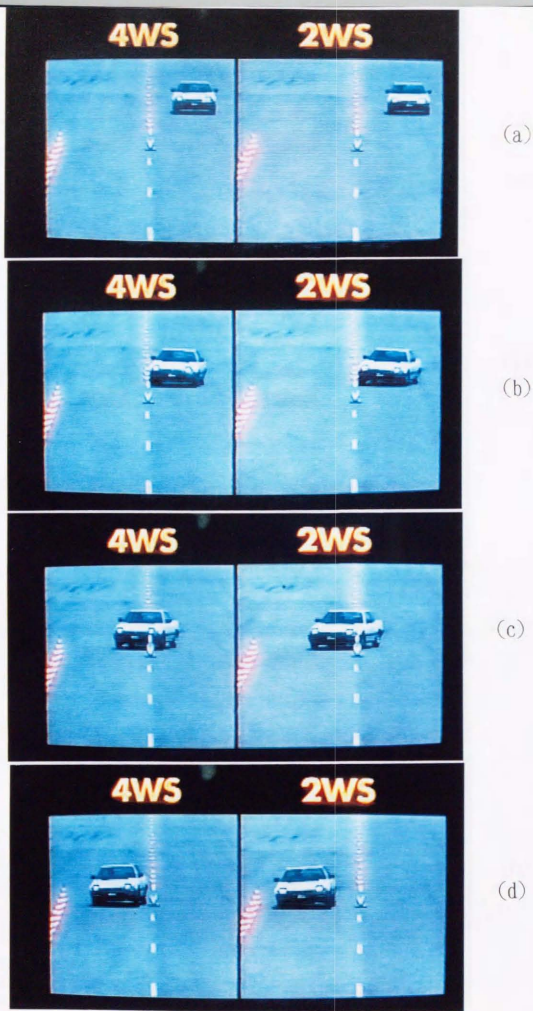


図46 レーンチェンジでの4WS車と2WS車の姿勢の違い

**4WS**

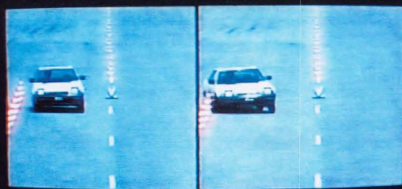
**2WS**



(e)

**4WS**

**2WS**



(f)

**4WS**

**2WS**



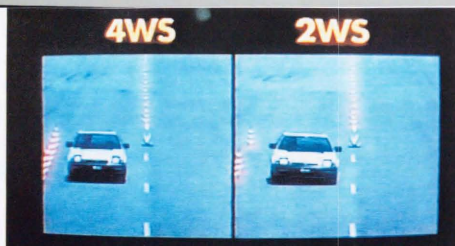
(g)

**4WS**

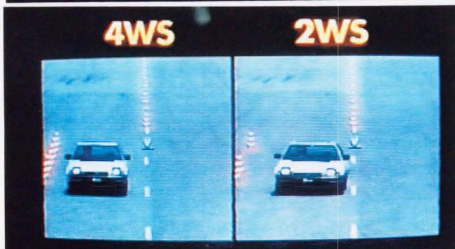
**2WS**



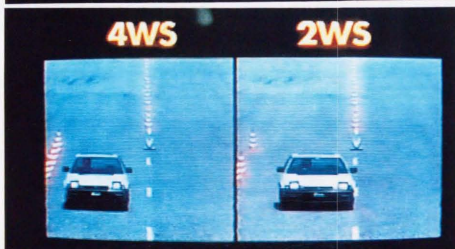
(h)



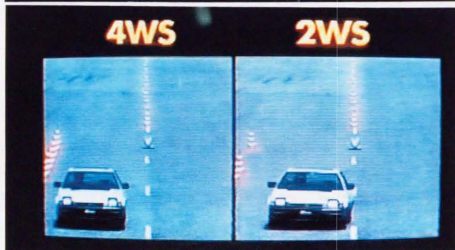
(i)



(j)



(k)



(l)



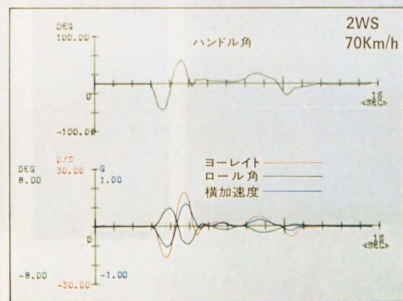
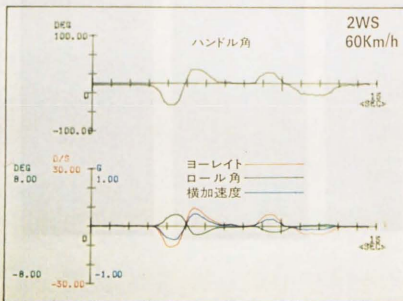
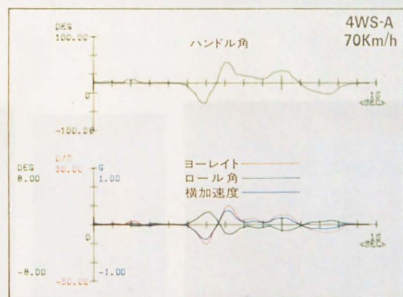
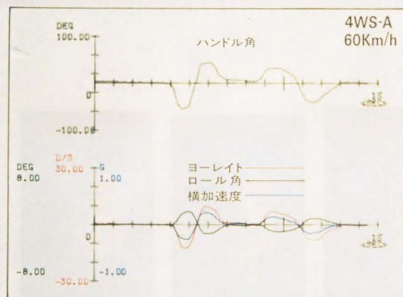


図47 トレーラ牽引での4WS車と2WS車の挙動の違い

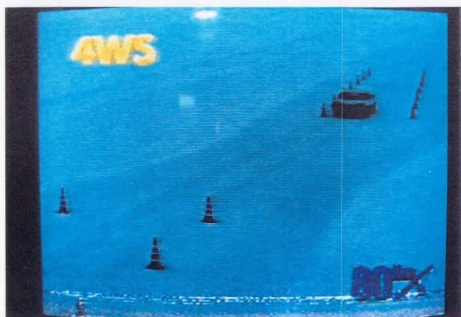


図48 4WS車の積雪路面でのレーンチェンジ

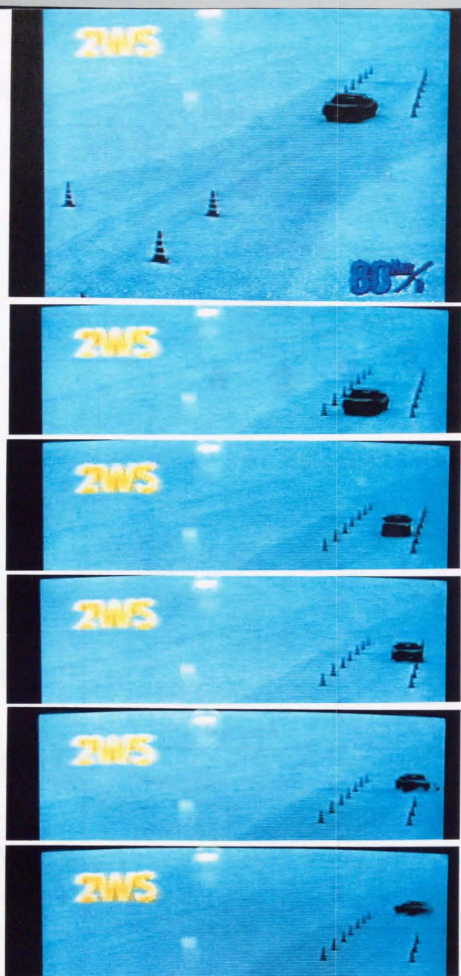


図49 2WS車の積雪路面でのレーンチェンジ

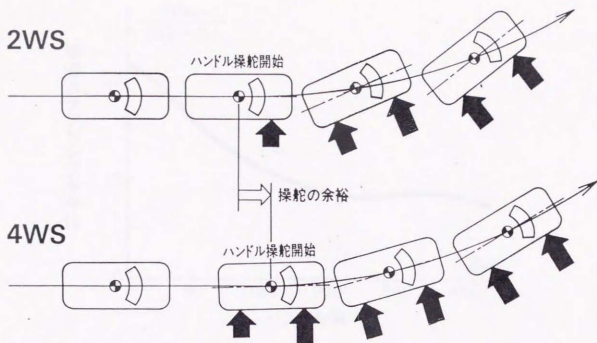


図50 4WS車の2WS車に対する旋回開始時の余裕

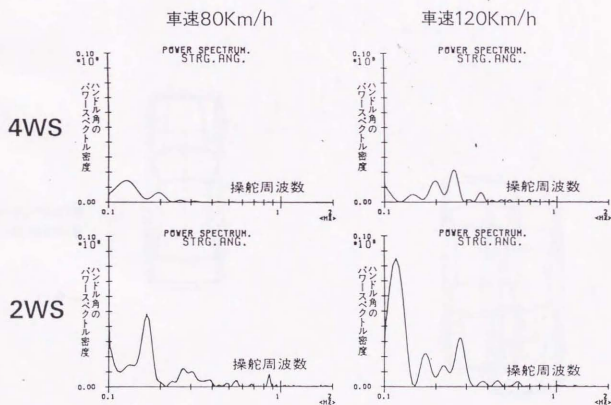


図51 4WS車と2WS車の直進走行でのハンドル修正頻度の比較

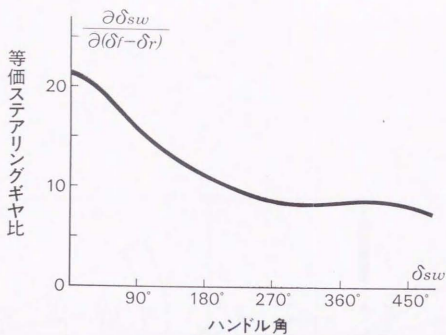


図52 舵角関数型四輪操舵車の等価ステアリングギヤ比

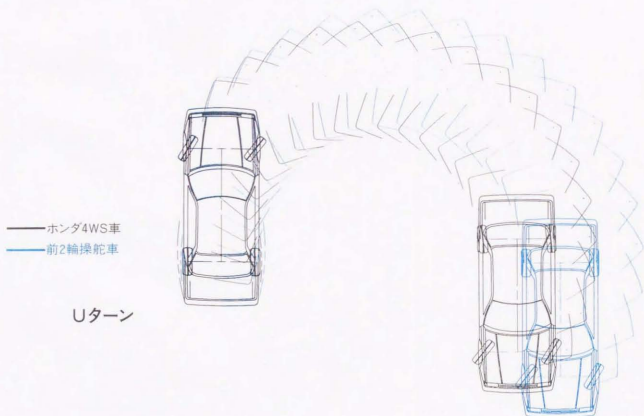


図53 量産4WS車と2WS車の最小回転半径の比較



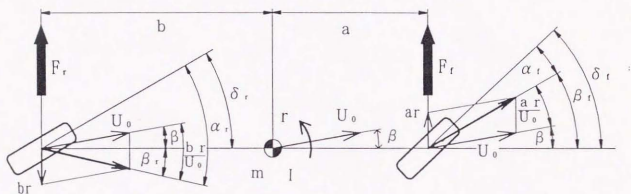
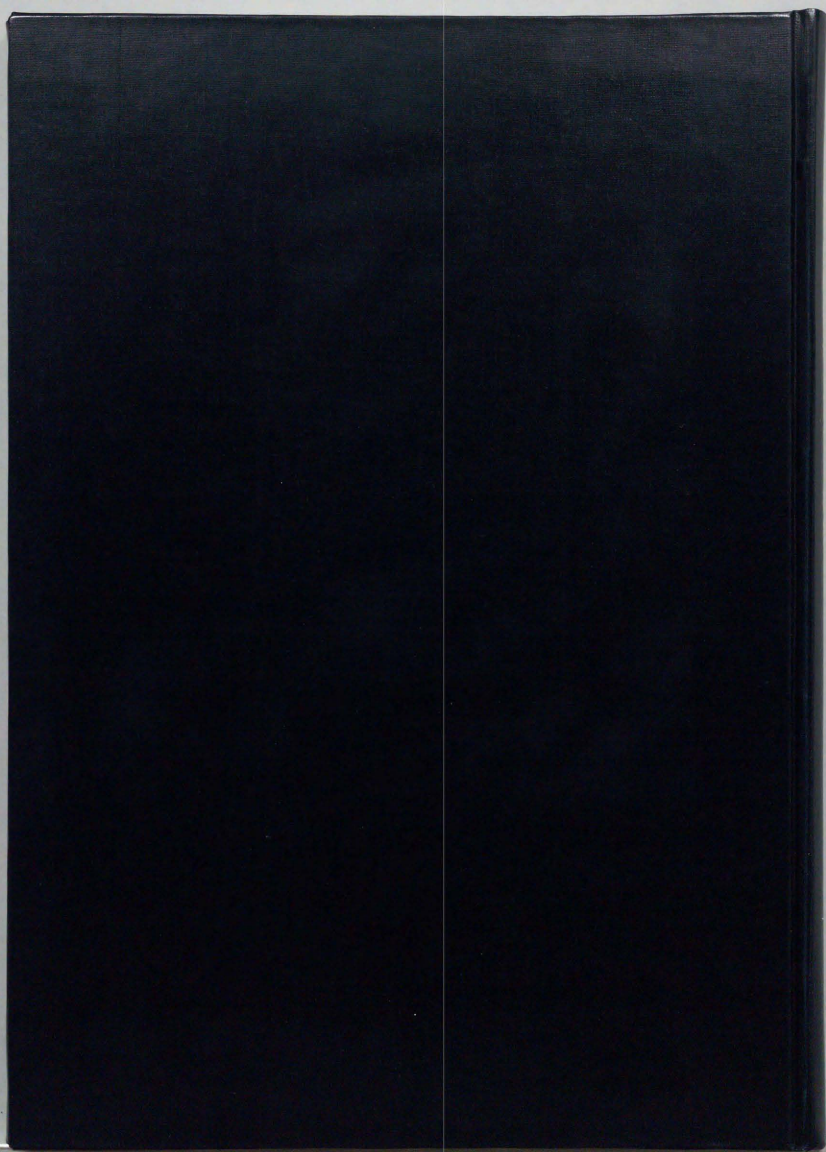
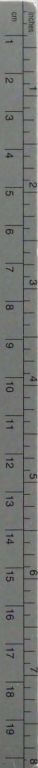


図54 二輪車モデルによる一般化した四輪操舵車の操舵応答の検討





# Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM Kodak

Blue      Cyan      Green      Yellow      Red      Magenta      White      3/Color      Black



## Kodak Gray Scale



© Kodak, 2007 TM Kodak

A    1    2    3    4    5    6    M    8    9    10    11    12    13    14    15    B    17    18    19

