

四輪操舵制御による
車両の操縦性安定性に関する研究

入江 南海雄

①

四輪操舵制御による
車両の操縦性安定性に関する研究

入江 南海雄

四輪操舵制御による車両の操縦性安定性に関する研究

論文概要

本論文では、まず車両の後輪が操縦性安定性に及ぼす影響が大きいことを明らかにし、さらに操縦性安定性を向上させるためには四輪操舵における過渡的な制御が重要であることを提言し、車両特性を自由に変更できる実験車により実証したもので、最後に車両運動制御の今後を展望している。

まず第二章で緊急回避時の人間-自動車系の解析について述べている。この結果を基に以降の章において、操舵に対する車両のヨーレイト応答特性の向上について検討すると共に、車体の向きと実際の進行方向にヨー角誤差（横滑り）があると操縦性安定性が悪化するため、重心点横滑り角を零にする方策とその効果について検討を行なっている。このためには後輪を一瞬逆相に操舵してから同相に操舵する過渡制御を行なえばよいことを理論的に明らかにし実験車にて実証している。

Study on Vehicle Handling and Stability by Control of Four-Wheel-Steering

Abstract

This paper shows that Vehicle Handling and Stability is influenced by the rear wheel steer angle, then leads to the conclusion that Four Wheel Steering can greatly improve Vehicle Handling and Stability with transient control over the rear wheel steer angle.

In order to research the optimum transient characteristics of rear wheel steer angle, an experimental vehicle was developed in which the transient characteristics of the steer angles of front and rear wheels can be set as desired.

With the results of Driver-Vehicle System analyses in Emergency Avoidance shown in chapter 2, the following two points were investigated.

One is that the vehicle should provide good yaw response to steering inputs. The other is that the sideslip angle at the vehicle's center of gravity should be zero so that the orientation of vehicle coincides with the actual direction of forward movement which is necessary for providing good Handling Properties.

Analyses and test results showed that these points are accomplished by the transient control of rear wheels in which rear wheels are steered momentarily in the opposite phase as the front wheels, then steered in the same phase when steering wheel is turned.

全体目次

題名 「四輪操舵制御による車両の操縦性安定性に関する研究」

第1章 序論	5
1.1 本研究の目的と意味づけ	5
1.2 各章の研究概要	6
第2章 緊急回避時の人間-自動車系の解析	9
2.1 緒言	9
2.2 緊急回避実験法について	10
2.3 予備的な実験考察について	11
2.4 緊急回避実験結果	13
2.5 シミュレーションによる検討	15
2.6 人間-自動車系としてのシミュレーションによる考察	20
2.7 車両の動特性が緊急回避性能に及ぼす影響	23
2.8 第2章のまとめ	26
第3章 線形モデルによる車両の操縦性安定性の解析	52
3.1 緒言	52
3.2 操安キャパシティの導入	53
3.3 操縦性安定性の評価指標について	56
3.4 サスペンションによる等価コーナリングバウについて	59
3.5 前後輪のロールステアが操舵応答性に及ぼす影響	61
3.6 第3章のまとめ	64

第4章 四輪操舵実験車両による操縦性安定性向上の解析	81
4.1 緒言	81
4.2 それまでの四輪操舵研究の状況について	82
4.3 重心点横滑り角についての考察	83
4.4 後輪をアクティブに操舵可能な四輪操舵実験車を用いた実験	85
4.5 四輪操舵車の操舵応答性能解析	87
4.6 第4章のまとめ	91
第5章 前後輪アクティブ操舵実験車両による操舵過渡制御最適化の解析	111
5.1 緒言	111
5.2 2入力2出力系モデルによるさらに進んだ考察	112
5.3 色々な後輪舵角過渡制御のシミュレーションによる検討	114
5.4 前後輪舵角をアクティブに制御可能な実験車を用いた実験	116
5.5 前後輪アクティブ操舵実験車による主観評価実験	118
5.5 第5章のまとめ、付記	120
第6章 四輪操舵制御と駆動トルク配分制御の協調制御における最適化の研究	137
6.1 緒言	137
6.2 シャシ総合制御におけるファジィ制御の応用について	138
6.3 これまで発表されたシャシにおけるファジィ制御理論の応用について	140
6.4 四輪操舵制御と駆動トルク配分制御の協調制御について	142
6.5 シミュレーションによる検討	144
6.6 ファジィルールの検討	149
6.7 第6章のまとめ	151
第7章 結論	171
*本論文にて使用した記号	174
*参考文献	177
*本研究に関する著者の発表文献	182

第1章 序論

1.1 本研究の目的と意味づけ

極く最近にいたるまで、自動車の操縦性安定性を論ずる上で、後輪のもつ役割は十分に認識されていなかった。すなわち、操舵機構をもつ前輪が主と考えられ、後輪は従であった。後輪サスペンションについては、上下荷重をきちんと支えていればよい、横力がかかったときにしっかりとタイヤを保持できればよいという程度で、安定性の上で影響があると考えられていたのみであった。

むしろ後部トランクを広くしたいという要求から、なるべく簡単な機構とすることが重要と考えられていた。従って後輪のもつ役割を解析し、積極的に操縦性安定性向上に寄与させようという考えは、あまりみられなかった。

1960年代にGM社がVRV(Variable Stability Vehicle)と呼ばれる実験車を作成した時も前輪系の可変制御のみであった。その後ボルシェ社がバイザッハアクスルという、コンプライアンスステアによる安定性向上をはかったサスペンションを発表し後輪の考え方に一石を投じるが、これはいわゆるパッシブコントロール(タイヤが受けた力によりステア角を発生する)の技術であった。

著者は1975年頃より後輪が操縦性安定性に与える影響について研究を行ない、特に後輪が中高速の操縦性安定性の向上に大きな役割を果たす事を明らかにした。さらに後輪をアクティブコントロール(タイヤが受けた力とは無関係に油圧などのアクティブフォースにより、タイヤのステア角を適切にコントロール)する四輪操舵システム(4WS)の研究に発展させ、後輪舵角の制御方法に関して引き続き一連の研究を行なった。

この結果、四輪操舵システムは中高速での車両の操縦安定性の向上に極めて大きな可能性をもった技術であることを見いだした。特に後輪舵角の過渡特性に着目し、後輪の舵角を過渡状態において適切に制御することにより、安定性はもとより操縦性も大きく向上させることができるが、このためには後輪の制御舵角に適切な過渡特性を設定することが重要であることを数値シミュレーション、ならびに実験車における解析、評価により明らかにした。

1.2 各章の研究概要

本論文は、まず車両の後輪が操縦性安定性に及ぼす効果が大きいことを明らかにし、さらに操縦性安定性を向上させるためには四輪操舵における過渡的な制御が重要であることを提言し、車両特性を自由に変更できる実験車により実証したもので、最後に車両運動制御の今後を展望している。以下に各章毎の内容を要約する。

第1章では、本研究の意義と研究内容の概要を述べている。

第2章では緊急回避時の人間-自動車系の解析について述べている。

この研究は走行中の運転者に、急に横から障害物を飛び出させこれを回避させるもので、車両特性および運転者の熟練度が制御成績に与える影響を調べた研究である。この結果、熟練者と初心者とは緊急回避の初期操舵はほぼ同じであるが、次の収束操舵において大きく異なっており、熟練者に比べて初心者は車両の運動の予測能力が劣ることを見いだしている。また車両のヨー応答の遅れが大きくなると、初心者はもちろん熟練者においても緊急回避後の収束が悪くなる傾向を見いだしている。

そこで緊急回避性能の向上には車両の操縦性安定性の向上、特にヨー応答遅れを少なくする事が重要であるとの結論に達している。以降の章においては、操舵に対する車両のヨーレイト応答特性の向上について検討すると共に、車体の向きと進行方向にヨー角誤差（横滑り）があると操縦性が悪化するため、重心点横滑り角を零とする方策とその効果について検討を行なっている。

第3章では、操舵に対するヨーレイト応答特性の向上について、車両の線形モデルによる解析を行ない、操安キャパシティの概念を導入している。この操安キャパシティとは車両の応答性と安定性を包含する新しい尺度である。これが大きければ応答性と安定性を共に向上させることができ、高速走行時にはこの値が大きくなければ操縦性安定性が問題となることを示している。

さらにこの操安キャパシティを高める方法として、リアサスペンションでの等価コーナリングパワ増大が重要であること、高車速での操縦性安定性を確保するためにはヨーレイト共振周波数を充分高くする必要があることなどの結論を得ている。

第4章においては、重心点横滑り角を零とする方策とその効果について研究を行なっている。通常の前輪のみを操舵する車両においては、車速により重心点横滑り角が必然的に大きく変化する。そこで電子-油圧制御により後輪舵角を自由に制御できる四輪操舵実験車両を開発し、全車速において重心点横滑り角が零となる後輪舵角制御が実現できることを明らかにしている。この四輪操舵システムを用いて操縦性安定性を検討した結果

(1) 前輪操舵と同時に後輪を操舵する比例操舵では、安定性は向上するが応答性は充分には向上しないこと、

(2) 前輪の操舵に対して一次遅れの過渡特性を持たせて後輪を操舵する動的補償によると、応答性と安定性が共に大幅に向上することを明らかにしている。

第5章では、色々な四輪操舵制御による操縦性安定性の向上について比較検討を行なっている。この比較検討のためさらに進んだ四輪操舵システムとして、後輪のアクティブ制御だけでなく前輪もアクティブに制御する前後輪アクティブ操舵システムを提案している。この操舵システムによれば、ヨーレイト周波数特性と横加速度周波数特性がともに位相遅れのない理想的な特性となり得ること、操舵の過渡状態においても重心点横滑り角を零とし得ることを示している。この制御方法によればハンドル操舵時において、後輪を一瞬逆相に操舵してから同相操舵すること、前輪は一瞬切り増す制御をすればよいことを理論的に明らかにし実験車にて実証している。

この前後輪のアクティブ操舵実験車は、ソフトウェアの変更のみでヨーレイト特性や横加速度特性を全く独立に設定できる世界でも初めての試みであり、理論的な研究の実証はもとより運転者の主観的な性能評価にも有効である。被験者による主観的評価を行なったところ、過渡状態も含め重心点横滑り角を零に近づけることが運転性の容易さにつながる結果を得ている。

第6章では、駆動力が操縦性安定性に影響を与えることから、四輪操舵制御と駆動トルク前後配分制御とを同時に行なった場合の考察を行なっている。四輪操舵システムのための基本制御要件としては、ヨーレイト応答特性の向上と車両重心点の横滑り角の減少である。しかし駆動と操舵を協調的に制御する場合に、ある状況下では操舵に対する制御要件を変更し、より運転者の望む性能に合った制御も要求される。一例として旋回中の駆動による旋回半径の増加の

問題につき考察を行ない、四輪操舵システムと駆動トルク配分制御の協調的な制御により、旋回半径の増加を低減させる方法を示している。またこのように制御要件を変更する要求に対しては、ファジィ論理による階層的システム構成が適していると考察している。

第7章では、以上の成果をまとめて結論としている

第2章 緊急回避時の人間-自動車系の解析

2.1 緒言

筆者がこの研究に着手したのは1974年からであるが、この研究により得られた知見はその後の研究のベースになっている。

当時は世界的な規模で開発が行なわれた、ESVプロジェクト (Experimental Safety Vehicle---実験安全車プロジェクト) が一段落した時期であった。ESVは極めて高い安全性能を目指しており、その車両性能を規定したいわゆるESVスペックは、事故回避性能向上、衝突安全性能向上、衝突後の安全性能向上と3つに分かれている。

このうち事故回避性能向上において操縦性安定性に関するものは、いわゆるオープンループ特性 (人間の操縦特性が入らない) の規定がほとんどであり、クローズドループ特性 (人間の操縦特性がはいる) を規定しているものは、わずかにブレークアウェイ時のコントロール項のみであった (旋回加速中に走行軌跡が膨らんだ状態を想定して、スロットルを戻して4秒以内にハンドル操作のみでもとの旋回円に戻る)。

しかし実際の事故回避状態を考えると、急に障害物が飛び出してきたのに驚き、あわてて急ハンドルを切ったところ、車がコントロールを失い道路より飛び出してしまうケースがみられる。こういった例は車単独の性能だけでなく、人間-自動車系として考える必要がある。人間-自動車系の研究は古くより行なわれ^{(2-1) - (2-7)} 人間のモデルの提案^{(2-8) - (2-10)} やシミュレータによる解析⁽²⁻¹¹⁾、無人操縦装置に応用したもの^{(2-12) (2-13)} などが報告されているが、実際の事故回避状況を実験的に再現させて解析したものは報告されていない。

そこで、実際の事故回避状態をモデル化した実験手法を開発し、事故回避性能を人間-自動車系として解析を行なった。

2.2 緊急回避実験法について

図2-1は緊急回避実験方法の概略を示したものである。

実験時の条件を揃えるため、実験は晴天の日で乾燥路面状態とした。

実験方法は図に示すように、実験車両が走行中急に横から障害物が飛び出す設定とした。障害物は3～5個設置されているが、どの障害物が飛び出すか、又いつ飛び出すかは運転者に教えられていない。さらに障害物は衝立によって隠されており、運転者からは見えないようになっている。

障害物は実験車両がテープスイッチを踏むことによりロックが外れて飛び出し、走行コースのセンターラインより0.2mはみ出した位置にて止まる設定になっている。

実験は主として日産自動車追浜テストコースにおいて行ない、実験車の指定走行速度は60 km/hを基準とした。またテープスイッチと障害物の間隔は21.7mに設定した。これはもし実験車両がそのまま進行すれば1.3秒後に障害物に衝突することになる。この余裕時間の設定は予備実験を行い、標準的な車両にて辛うじて回避できる条件に設定したものである。

図2-2は障害物を示したものである。本体は実験車が衝突しても危険のないよう発泡スチロール製であるが、車のフロントエンドと似た形状とし、塗色を行った。この結果被験者の感想では本能的にぶつかりたくないという気持ちが働いたということである。また図2-3は実験状況を示している。

運転者に対しては、飛び出してきた障害物を回避し、これまでの走行車線の隣の車線に車線変更して収束させるように指示を与えてるが、ブレーキによる影響をなくすため、ハンドル操作のみで回避収束をさせている。

被験者のパネラーとしては運転操作特性の違いを調べるため、運転免許取り立ての人から30万km以上の走行経験を持つベテランまで多くのデータを採取した。

2.3 予備的な実験考察について

2.3.1 実験内容の予知による影響（だましうち実験）

前述のように障害物は運転者より見えないようになっているが、障害物が飛び出すということを予め知らされている場合と、知らされていない場合とで運転者の反応が違ってくることが予想される。この影響を調べるため、全く実験内容を知らされていない被験者にコースを周回させ、突然障害物を飛び出させた時の反応を調べた（だましうち実験）。図2-4(a)はこの時の実験結果の一例であるが、初心者と熟練者の反応の例を示している。

障害物に衝突するまでの余裕時間については、この実験だけ特別に1.8秒に設定した（他の実験はすべて1.3秒）。しかし被験者はいずれも突然飛び出す障害物に非常にびっくりしており、この実験において障害物を回避できたものは一人もいなかった。

次に同一被験者に実験の内容を教え、同じ実験を繰り返した。

図2-4(b)はこの時の反応のデータであるが、操舵開始時間（障害物が衝突より出てから操舵が行われるまでの時間）は3人の被験者ともほぼ0.5秒と短くなっている。又初心者2人の操舵は似た傾向を示し、熟練者の操舵とはっきり傾向が異なっている。

ここで図2-4(a)と(b)を比較してみると、実験内容を教えている場合と教えていない場合とで、操舵開始時間は大きく異なっているが、その後の操舵のパターンは似たような傾向を示している。すなわち実験内容を知っていても知らなくても、初心者、熟練者のそれぞれ特徴的な操舵パターンは余り変わらない。

実験内容を教えている場合は、ほとんどの被験者が0.5秒付近の操舵開始時間であり、実験の再現性も良いため以下の緊急回避実験では被験者に実験の内容を教えて行った。（但し障害物は多数用意し衝突にて隠されている。またどの障害物がいつ飛び出すかについては教えず、被験者が周回を重ね油断するところを見計らって障害物を飛び出させている。）

2.3.2 アイマークレコーダーによる運転者の視点の調査

緊急回避時に運転者がどこを見て操舵しているかを調べることは、運転者の反応を解析する上で重要なポイントである。

この目的で、被験者にアイマークレコーダーを装着させて緊急回避実験を行い、運転者の視点（アイポイント）を調べた。被験者は熟練者と初心者にて行ったが、いずれも同じ様な結果の視点の動きを示した。

図2-5は実験時の運転者の視点の動きを時間を追って示したものである。この実験より以下の結果が得られた。

- (1) 運転者は障害物が飛び出す前は、15～20m前方を見ながら走行している。これは一般に言われている前方注視距離と合っている。
- (2) 障害物が飛び出しても、運転者の視点はすぐには障害物に移らない。視点が障害物に移るのは障害物飛び出し後0.3～0.4秒経ってからである。
- (3) しかし運転者の視点が障害物に移ってからの回避操舵は早く、0.1秒以内にハンドルが回し始められている。
- (4) 障害物回避中は運転者の視点は障害物を注視している。
- (5) その後はいったん路肩を見て、次に収束コースを見ながら修正操舵を行っている。

この実験のように予め運転者に障害物が飛び出すことを教えてあっても、漠然と前方を見ていたところに障害物が飛び出すと、それに視線を移すのに0.3～0.4秒もかかるというのは興味深い。

これに比べ目から手への伝達は非常に早い。一般に神経系の伝達速度は数msec～数十msecといわれているが、本実験結果では運転者の視点が障害物に移った後0.1sec以内に操舵を開始しており、これは運転者が実験内容を知っているため殆ど条件反射的に操舵をしているものと思われる。

2.4 緊急回避実験結果

2.4.1 緊急回避性能の評価

緊急回避実験時においては、主として以下の項目を中心に測定を行った。

- (1) 操舵角／操舵トルク——操舵力角計による
- (2) ヨーレイト／ヨー角——フリースカイロによる
- (3) ロールレイト／ロール角——フリースカイロによる
- (4) 車両の走行軌跡——残跡装置による軌跡測定

人間—自動車系として回避性能の評価を考えた場合、直観的には図2-6に示すように車両の走行軌跡に着目するのが分かりやすい。しかし、軌跡による方法では定量的な評価を行うのが難しいため、運転者が車両に与えたインプットである操舵角と、車両のアウトプットであるヨーレイトに着目した。

図2-7はこれを説明したもので、操舵角を横軸、その時のヨーレイトを縦軸にとると、1回の緊急回避実験で渦巻状の曲線が得られる。

図2-7 (a) は1回の修正操舵で回避出来た場合であるが、収束が不安定で何度も修正操舵を繰り返した場合は図2-7 (b) に示すように渦巻の輪は何回も回ることになり、極端な場合は図2-7 (c) に示すように発散する。

また車両の応答性が悪い場合は渦巻の輪は丸くなり、応答性の良い場合は細くなってくる。そこでこの曲線で極座標的に囲まれる面積を S とすると、(何回も渦を巻いた場合も足し合わせる) 回避がうまく行われるほど、この値は小さくなっていく。

S は $(\text{deg})^2/\text{sec}$ の単位であり特に物理的な意味合はないが、緊急回避性能を定量的に相対評価するのに役立つと考えられ、以降これを E A P I (Emergency Avoidance Performance Index) と名づけ評価指数として用いた。

S は以下の式で求めることができる。

$$S = \frac{1}{2} \int (\theta^2 + \dot{\psi}^2) d(\tan^{-1} \frac{\dot{\psi}}{\theta}) = \frac{1}{2} \int_0^t \theta \cdot \ddot{\psi} dt - \frac{1}{2} \int_0^t \dot{\theta} \cdot \dot{\psi} dt \quad \text{---(2-1)}$$

また実験データの解析にはプラニメータを用い積分を行なっている。

2.4.2 初心者と熟練者の操舵の違いについて

実験は様々な運転経験、車両特性の組合せで行った。

図2-8は実験結果における、代表的な操舵のパターンを示したものである。

障害物が飛び出した時間を0とすると、運転者の操舵パターンは、

(1) 反応時間 (2) 初期操舵 (3) 切り返し操舵 (4) 収束操舵

の4つのフェーズに分けられる。

色々な運転経験の人を被験者とした約40回の実験データを整理すると、反応時間についてはほぼ障害物飛び出し後0.4~0.5秒となっている。これは特に熟練者だから早いという傾向はなく、運転者の個人差によっている。

次に初期操舵について調べてみると、図2-9(a),(b)に示すように、最大舵角は $200 \sim 230^\circ$ 、最大操舵角速度は $700 \sim 900^\circ / \text{sec}$ に分布しているが、これはハンドルをもちかえないで切ることの出来る最大の量とほぼ一致している。初期操舵については、初心者と熟練者の間に傾向的な差はみられず、むしろ体力的な要因で決まっているようである。

しかし、その後の切り返し操舵および収束操舵については、初心者と熟練者とで著しい傾向の差がみられる。図2-10(a)は走行経験1万km以下という代表的な初心者の例を示したものである。また、図2-10(b)は熟練者の例を示したもので、走行経験20万km以上のテストドライバである。

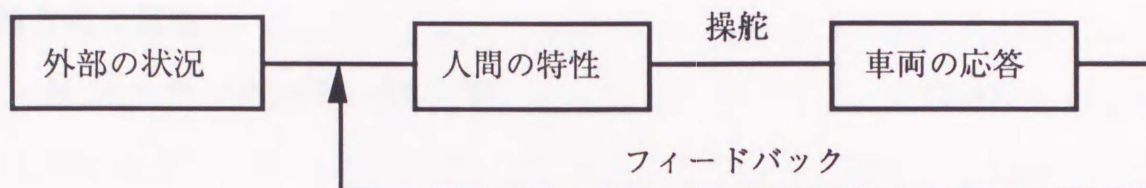
両図より明らかなように、障害物をよけるための回避操舵については初心者も熟練者もほぼ同じであるが、初心者はその後の切り返し操舵が大きく、又何度も修正操舵を行って収束しており、回避動作が不安定なものとなっている。図2-11は両者の操舵角-ヨーレート曲線を比較して示したもので、初心者においては渦巻の輪が何重にも回っており、EAPIも熟練者の2倍位となっている。

実験を行った範囲では熟練者、初心者ともそれぞれ上述のような特徴的な操舵パターンを示し、又熟練の程度によっては、この中間的な操舵パターンも見受けられた。

2.5 シミュレーションによる検討

2.5.1 シミュレーションの概要について

緊急回避実験における人間-自動車系のブロックダイアグラムは以下のよう
に表わされる。



これより、人間-自動車系のモデルを作成し、シミュレーション解析を行っ
た。人間の操舵特性は伝達関数の形で表わし、実験データより初心者及び熟練
者のパラメータを同定する事を試みた。

2.5.2 車両運動のシミュレーションモデル

車両にたいするインプットは人間の操舵であるため、車両運動のモデルは
ハンドル角 θ を与えたときの車両の運動が求められるよう構成した。

図2-12は車両のモデルを示したもので、バネ上6自由度（ロール、ピッチ、
ヨーおよびX, Y, Z併進）とステアリング系2自由度（ハンドル回転および
キングピン軸回転）の8自由度を考慮している。(2-14) (2-15)

またタイヤ特性は台上テストより得られたサイドフォース、セルフアライニ
ングトルクの値をタイヤスリップ角、タイヤ輪荷重の関数として与えている。
ロールステアについてはフロント、リア共にホイールトラベルの関数として与
えた。

以下に車両の運動方程式を示す。

また本論文において使用した記号の説明については巻末にまとめて示している。

x軸方向の運動

$$M \cdot (\ddot{x} - \dot{\psi} \cdot \dot{y}) = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} \quad \text{---(2-2)}$$

y軸方向の運動

$$M \cdot (\ddot{y} + \dot{\psi} \cdot \dot{x}) = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} \quad \text{---(2-3)}$$

z軸方向の運動

$$M \cdot \ddot{z} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 - W \quad \text{---(2-4)}$$

ヨー運動

$$I_z \cdot \ddot{\psi} = F_{y1} \cdot a + F_{y2} \cdot a - F_{y3} \cdot b - F_{y4} \cdot b - F_{x1} \cdot tr_1 + F_{x2} \cdot tr_2 \\ - F_{x3} \cdot tr_3 + F_{x4} \cdot tr_4 + M_1 + M_2 + M_3 + M_4 \quad \text{---(2-5)}$$

ロール運動

$$I_x \cdot \ddot{\phi} = W_1 \cdot tr_1 - W_2 \cdot tr_2 + W_3 \cdot tr_3 - W_4 \cdot tr_4 \\ + (F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4}) \cdot h \quad \text{---(2-6)}$$

ピッチ運動

$$I_y \cdot \ddot{\lambda} = -W_1 \cdot a - W_2 \cdot a + W_3 \cdot b + W_4 \cdot b \\ - (F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4}) \cdot h \quad \text{---(2-7)}$$

キングピンまわりのタイヤの運動

$$I_k \cdot \ddot{\theta} = k_s \cdot (\theta - N \delta_r) \cdot N + M_1 + M_2 \quad \text{---(2-8)}$$

2.5.3 人間の操舵制御モデル

人間の車両操縦のモデルを考えると以下の2つの点を考慮しなければならない。

- (1) コースに追従するために、コースからのエラー量を判定するモデル。
- (2) 判定したエラー量に対する操舵反応のモデル

車両操縦におけるコース追従のモデルは、人間-自動車系の問題として色々な研究がなされているが、本緊急回避実験のように、運転者に高度の緊張を強いる場合においては、運転者が高度な判断を行なう事は難しいと考えられる。そこで本モデルにおいては一番簡単なコース追従モデルである、前方注視距離 L m 先でのコースずれを検出するというモデル⁽²⁻⁸⁾をベースにした。

(1) コース追従のためのエラー量判定モデル

障害物が飛び出してから回避するまでは、動いている目標物に対するエラーの判定であり、回避後収束するまでは収束ラインに対するエラーの判定であるため、異なったモデルとなると考えられる。前者をフェーズ1、後者をフェーズ2としてわけて検討を行なった。

a) 飛び出した障害物を回避するまで (フェーズ1)

アイマークレコーダーを用いた実験の結果では、運転者は障害物を回避するまで障害物を注視している事が分かった。又障害物の飛び出し速度を変えた実験の結果では、運転者の操舵はそれに応じて変わっていることから、運転者は障害物の飛び出し速度を見て自車が障害物に到達する時の障害物の位置を予測し、障害物との衝突を避けるように操舵を行なっていると考えられる。

これにより、フェーズ1のエラー量判定のモデルとしては、図2-13(a)に示すように自車から t 秒後の障害物の予想位置を見る角度を Ω_{obj} 、又自車の実際の進行方向を Ω_{veh} とした時に、 $\Omega_e = \Omega_{obj} - \Omega_{veh}$ で表わされる角度を運転者はエラーとして判断するというモデルを考えた。(すなわち、自車の進路を障害物が妨害する程度の大きな程、大きなエラーとして判断する)

b) 回避後収束するまで (フェーズ2)

アイマークレコーダーを用いた実験の結果では、運転者は回避後収束させる際に収束コース上の15~20m先を見て操舵している。

そこで、フェーズ2のエラー量判定モデルとしては図2-13(b)に示すように、運転者は収束コース上のLm先(前方注視距離—ここでは20mとした)を見ており、この時の角度を Ω_{obj} また自車の予測進行方向を Ω_{veh} としてエラー角は同じく $\Omega_e = \Omega_{obj} - \Omega_{veh}$ で表わされるモデルを考えた。

(2) エラー量に対する人間の応答モデル

人間の応答特性を制御工学的な立場より捉え、伝達関数の形で表そうという試みは、飛行機のパイロットのマン-マシン系の問題として、取り上げられてきた。McRuer等⁽²⁻¹⁷⁾⁽²⁻¹⁸⁾は以下に示すような人間の応答の伝達関数を提案している。

$$Y_p = \frac{K_p \cdot e^{-\tau s} (T_L \cdot S + 1)}{(T_I \cdot S + 1) (T_N \cdot S + 1)} \quad \text{---(2-9)}$$

また井口⁽²⁻⁴⁾は以下の形の伝達関数系を提案している。

$$H(s) = h \left(\tau_D \cdot S + 1 + \frac{1}{\tau_I \cdot S} \right) \quad \text{---(2-10)}$$

人間の伝達関数系としては2次の微分、2次の積分まで考えるのが理想的ではあるが、緊急回避の様な極限の状況では高度な判断は難しいと考えられる。ここでは(2-8)式をさらに間略化し、下式に示すように Ω_e のエラー角に対して、人間の伝達関数を τ の遅れ時間を持つ1次の微分と1次の積分系としてハンドル角を操舵するモデルを考えた。

$$\frac{\theta(S)}{\Omega_e(S)} = K \cdot \frac{T_D \cdot S + 1}{T_S \cdot S + 1} \cdot e^{-\tau s} \quad \text{---(2-11)}$$

$\frac{1}{T_S \cdot S + 1}$ の項は、神経から命令が出てステアリングを回し、実際のステアリング舵角になるまでを1次遅れ系で表したものである。一般に神経-筋肉系の遅れは0.1sec以内と言われており、さらにステアリングハンドルの慣性による遅れを0.1secと近似して、1次遅れ定数を $T_S = 0.2$ とした。

また、 $(1+T_D \cdot S)$ の項はドライバが1次の微分判断を行なっていることを表している。

$e^{-\tau s}$ の項は、神経系や判断の遅れを示したもので、無駄時間である。 τ の値としてはMcRuerの報告では0.1~0.2secとされているが、前述のアイマークレコーダを付けて行なった実験の結果では τ はほぼ0.1 secであった。これは実験内容をあらかじめ運転者に教えていたため、運転者の判断時間が短くなったためと考えられ、本シミュレーションでは以下 $\tau=0.1\text{sec}$ とした。

T_s および τ は、人間の機械的な特性に関連した量であり、上述のように $T_s = 0.2\text{sec}$, $\tau = 0.1\text{sec}$ としても運転者の習熟度による違いの影響は少ないと考えられる。しかし、ゲイン定数および1次進み定数 T_D については、運転者の習熟度によってかなり変わる。

またフェーズ1とフェーズ2でも、エラー判定の方法が異なるため、 K , T_D は異なる値をとることが考えられる。そこで実際の緊急回避実験のデータより K , T_D を推定することを考え、フェーズ1における K , T_D をそれぞれ K_1 , T_{D1} とし、フェーズ2における K , T_D をそれぞれ K_2 , T_{D2} とした。

以上説明した緊急回避時の運転者の反応モデルに、図2-12に示した車両モデルをクローズドループとして結び付け、緊急回避時の人間-自動車系としてのシミュレーションプログラムを作成した。

2.6 人間-自動車系としてのシミュレーションによる考察

2.6.1 実験データからのシステム同定による初心者と熟練者の違い

これまで述べたシミュレーションを用い、実験データより運転者のゲイン K_1, K_2 および1次進み定数 T_{D1}, T_{D2} のパラメータを同定した。

この時用いた車両は図2-14に諸元を示した一般的な小型車であり、また運転者は、走行経験20万 km の運転経験を持つ熟練者と、1万 km 未満の初心者の実験結果より K, T_D のパラメータを求めた。

図2-15は熟練者のデータを同定した結果求められたゲインおよび一次進み定数を示す。また初心者の実験データより同定した結果を図2-16に示しているが、熟練者の場合も初心者の場合も共に実験データとシミュレーション結果は良い一致を示していることがわかる。

図2-15、2-16よりわかるように、フェーズ1（障害物をよける操舵）においては、初心者も熟練者もほとんど同じ K_1, T_{D1} の定数とみなせる。

しかし、フェーズ2（コースに収束する操舵）においては初心者と熟練者では大きな違いが見られる。

すなわち、熟練者においては初心者よりも1次進み定数 T_{D2} が大きく（0.2）、十分先を予測した操舵がなされているといえる。これに対し初心者は T_{D2} が小さく（0.12）ゲイン K_2 も高めである。

この理由は初心者はエラー角 Ω_e の一次微分を感じ取って運転する能力が、熟練者に対して劣っているためと考えられる。

エラー角 Ω_e の一次微分は図2-13（b）に示した様に

$$\frac{d\Omega_e}{dt} = \frac{d}{dt}(\Omega_{obj} - \Omega_{veh}) \quad \text{---(2-12)}$$

ここで $\frac{d}{dt}(\Omega_{veh})$ はヨーレート $\dot{\psi}$ と車両の重心点横滑り角の一次微分である。

また $\frac{d}{dt}(\Omega_{obj})$ は収束コースまでの車両の y 方向距離を y_{veh} とすると

$$\frac{d(\Omega_{obj})}{dt} = \frac{d}{dt} \left[\tan^{-1} \left(\frac{y_{veh}}{L} \right) \right] = \frac{1}{L} \cdot \frac{d(y_{veh})}{dt} \quad \text{---(2-13)}$$

と表されるが、前方注視距離 L が大きいいためヨーレイトに比べて無視できる。

すなわち車両のヨーレイト応答遅れに対して、初心者の方が予測しながら運転する能力が劣っており、このためコースに収束させるための修正操舵を何度も行なう結果となっていると考えられる。

2.6.2 人間特性の各パラメータが緊急回避性能に及ぼす影響の考察

熟練者のパラメータ ($K_2=16$, $T_{D2}=0.2$, $\tau=0.1$, $L=20$)をベースとして、人間特性のパラメータである、 K_2 , T_{D2} , τ , L が変化したときの人間-自動車系としての緊急回避特性への影響について、シミュレーションにより考察した。

(1) ゲイン K_2 の影響

図2-17は他のパラメータは同じ値のまま、 K_2 を5、15、25と変化させた時のシミュレーション結果である。ゲイン K_2 を小さくすると、切り戻しの操舵角は小さくなるが、収束コースに対し大きくコースアウトし、収束は極めて悪くなっていく。

逆にゲイン K_2 を大きくすると、切り戻し操舵が大きくなり、何回も修正操舵を必要とするようになる。このため車両軌跡は細かいふらつきが見られるようになってくる。

(2) 一次進み T_{D2} の影響

図2-18は T_{D2} を0、0.2、0.4と変化させた時のシミュレーション結果である。 T_{D2} が小さいと、回避後の収束が悪く何回も修正操舵を重ね、またコースアウト量も大きくなってくる。

逆に T_{D2} が大きくなると収束は改善されていくが、 T_{D2} が大きくなり過ぎると、細かいふらつきが多くなってくる。すなわち、 K_2 , T_{D2} については、車両特性に対して適正值があるが、実験より得られた熟練者のパラメータはほぼこの値に近くなっている。

(3) 遅れ時間 τ の影響

図2-19は遅れ時間 τ を0.05、0.1、0.2secと変化させた時のシミュレーション結果である。この結果 τ については、小さければ小さいほど回避後の収束が良くなっている。

(4) 前方注視距離 L の影響

図2-20は前方注視距離 L を10、20、50mと変化させた時のシミュレーション結果である。 L が小さいと車両のふらつきが大きくなり収束は悪い。逆に L が大きくなり過ぎると、収束コースに対する追従が速やかに行なわれない。

2.7 車両の動特性が緊急回避性能に及ぼす影響

2.7.1 シミュレーションによる検討

前節においては、人間特性が緊急回避性能に及ぼす影響について調べた。本節においては、さらに車両の動特性が変わったときの影響を調べる。車両の動特性を表す量として一番基本的なものは、いわゆるアンダーステア、オーバーステアとよばれるステア特性である。そこで以下の3通りにステア特性を変更し、前節に述べた初心者モデル、および熟練者モデルを用いた緊急回避シミュレーションを行なった。

(1) 強アンダーステアの場合 (スタチックマージン=0.1)

これは、基準車にフロントに6.15-13バイアスタイヤ (コーナリングパワ値36.5 kg / deg)、リアに175-70ラジアルタイヤ (コーナリングパワ値 63.5 kg / deg) を装着した場合に相当する。

(2) 弱アンダーステアの場合 (スタチックマージン=0.01)

基準車 (フロント、リア共にバイアスタイヤを装着)

(3) オーバーステアの場合 (スタチックマージン=-0.08)

基準車にフロントにラジアルタイヤ、リアにバイアスタイヤを装着した場合に相当する。

図2-21はこのシミュレーション結果を示したものである。アンダーステアの車は熟練者、初心者ともに緊急回避の収束がよくなっている。反対にオーバーステアの車両は、熟練者にてかろうじてコースに収束できているが、初心者では収束がうまくできずコースアウトする結果となっている。

図2-22はこのシミュレーション結果による評価指数 EAPI値を示す。これよりアンダーステアの車両のほうが緊急回避性がよいが、オーバーステアの車両では急激に指数が増加し、緊急回避性が悪くなっていることがわかる。

特に初心者と熟練者の開きが大きくなっており、オーバーステアの車で緊急回避をすることは初心者にとって困難なことが予想される。

この理由を考察するために、図2-23に示すように切り返し時のヨーレイト応答おくれ時間 T_{ϕ} に着目した。シミュレーション結果より T_{ϕ} を求めると、図2-22中に示す様にオーバーステアの車両ほどこの遅れは大きくなっていく。

前節に述べたように、人間の制御特性としては、定数 T_D で示される1次進み予測を行っており、これによって車両のヨーレイト応答遅れを補償していると考えられる。しかし T_{ϕ} で代表される車両のヨーレイト応答遅れが大きくなると、初心者の場合は補償しきれず、運転者はヨーレイト応答が発生しないのを不安に感じさらに舵角を大きく切り増してしまう。

やっと運転者の望むヨーレイトが発生して逆に切り返しても、前の段階で大きく切り過ぎた舵角によるヨーレイトが、遅れて大きく発生するため切り返しもさらに大きく切ってしまう。このためコースにうまく収束できず、蛇行につながる。

すなわち車両のヨーレイト応答遅れが大きくなると修正操舵が大きくなり、初心者の場合には何度も修正操舵を繰り返すようになると考えられる。

2.7.2 動特性が異なる車両を用いて行なった実験結果

図2-24は図2-26に諸元値を示す遅れ時間 $T_{\dot{\psi}}$ の異なる3台の車両を用いて行なった緊急回避実験のデータを整理して、操舵を切り戻したときのヨーレイト遅れ時間 $T_{\dot{\psi}}$ に対し、実際に運転者が次の操舵(θ_{3MAX})を何度切っているかを調べたものである。

この実験において、 $T_{\dot{\psi}}=0.15\text{sec}$ の車両は、操安性が良いと言われている小型車、 $T_{\dot{\psi}}=0.2\text{sec}$ は標準的な小型車、 $T_{\dot{\psi}}=0.25\text{sec}$ は最大積載時のバンタイプの小型車である。

図2-24に示す実験結果より、ヨーレイト応答遅れ時間 $T_{\dot{\psi}}$ が大きくなるほど運転者は次に大きな操舵を行っており、特に初心者においてその傾向が著しいことがわかる。

図2-25はこのときの緊急回避指数EAPI値を示したものであるが、EAPI値も同じく $T_{\dot{\psi}}$ が小さいほど良い値を示している。

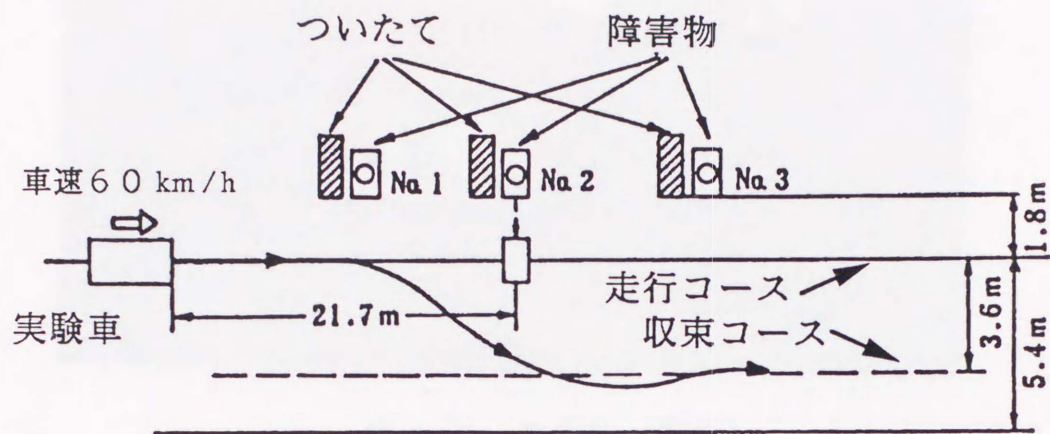
この傾向は前述のシミュレーション結果による予測と合っており、 $T_{\dot{\psi}}$ が小さい時は初心者も熟練者もうまく回避できているが、 $T_{\dot{\psi}}$ が大きくなると収束が悪くなり、特に初心者においてその傾向が著しいという結果が実証された。また被験者の感想においても同様の内容が確認された。

2.8 第2章のまとめ

- (1) 運転中に横から飛び出してきた障害物を緊急回避する状況をモデル化した緊急回避実験法を開発し、初心者と熟練者の回避特性の違いを調べた。
- (2) この結果最初の障害物を避ける操舵は初心者も熟練者も同じであるが、次の収束させるための操舵において、大きな違いがあることがわかった。すなわち初心者の収束操舵は、熟練者よりも切り返し操舵が大きく、また何度も切り返し操舵を必要とする傾向にある。
- (3) 緊急回避実験を人間-自動車系として考え、シミュレーション解析を行った。これより人間の特性を同定した結果、初心者においては車両のヨーレイト応答遅れに対する補償能力が熟練者よりも劣っていることがわかった。

すなわち車両のヨーレイト応答が遅れてくると人間-自動車系としてみた緊急回避性は悪くなっていくが、特に初心者においてその傾向が著しい。
- (4) 従って、ヨーレイト応答遅れの小さい車は一つの目指すべき方向であることが見いだされたが、このためには車両の動的な応答性につきより深い解析が必要である。
- (5) 本シミュレーションでは運転者は実際の車両の進行方向がわかっているものとして目標とのエラー角を算出した。しかし重心点横滑り角があるため、車体の向きと実際の車両進行方向は一致しているとは限らない。

運転者にとって車体の向きはわかりやすいため、重心点横滑り角を零にできれば車体の向きと実際の車両の進行方向が一致し、エラー角の判断がしやすくなり運転しやすい車両になると考えられる。



この図はNO.2 の障害物が飛び出した場合である

図 2-1 緊急回避実験方法

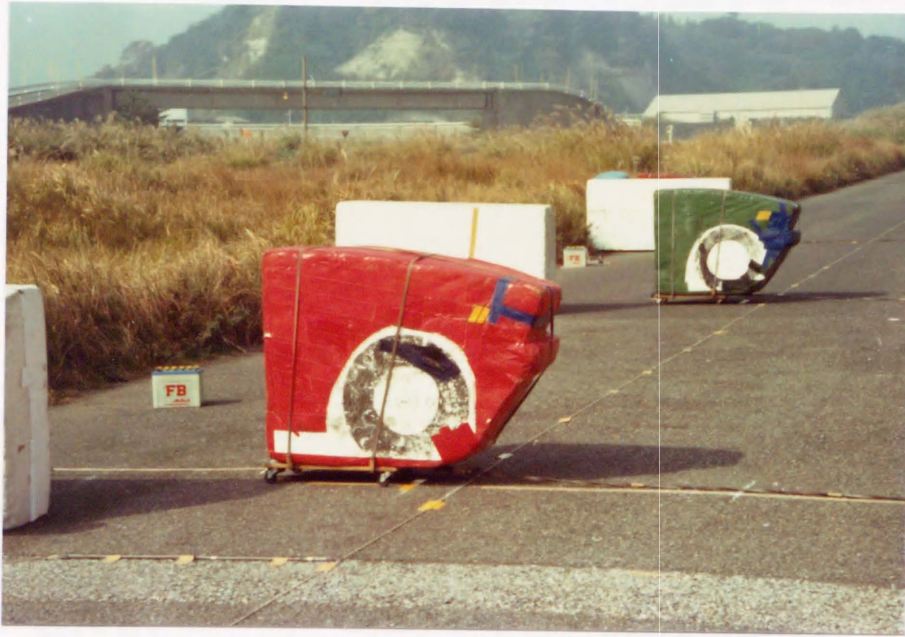


図 2 - 2 障害物 (写真)



図 2 - 3 実験風景 (写真)

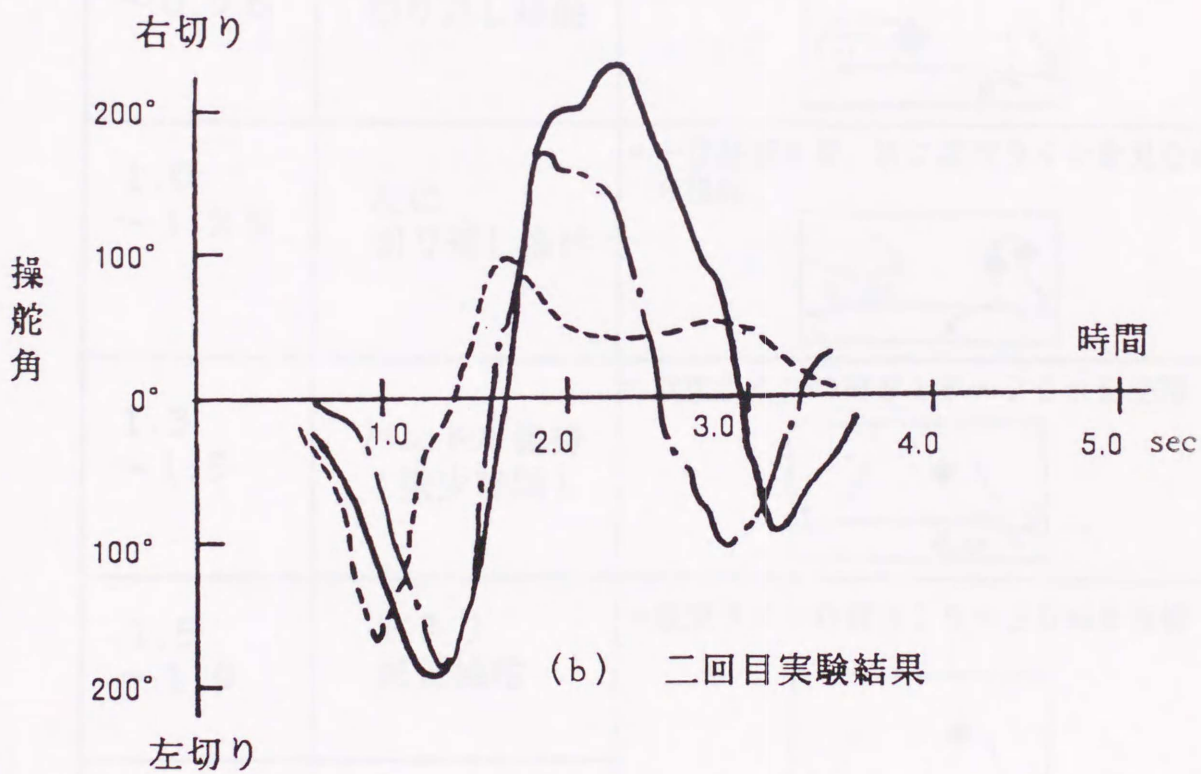
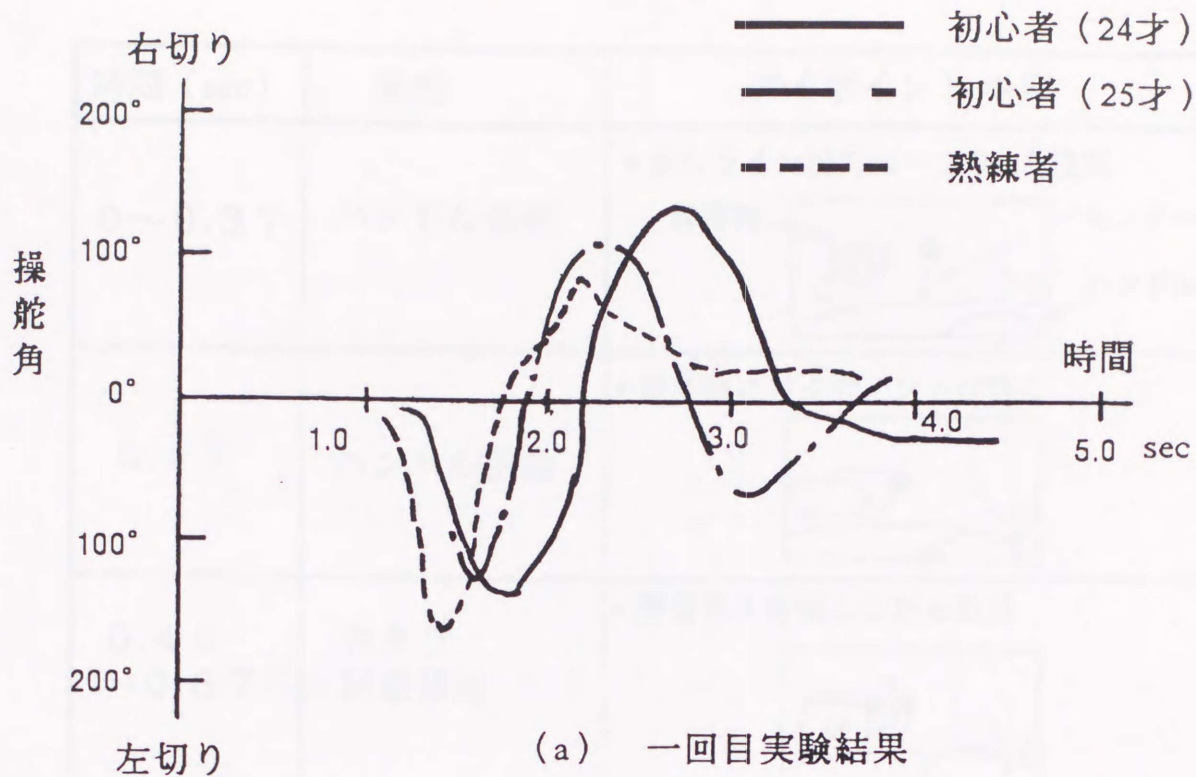


図2-4 だましうち実験結果 (車速60 km/h)

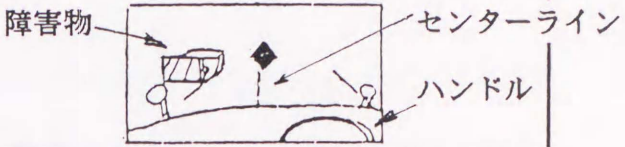


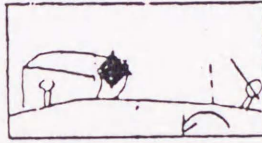

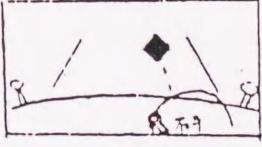
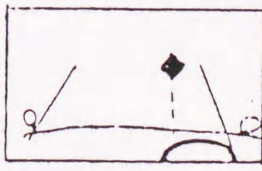
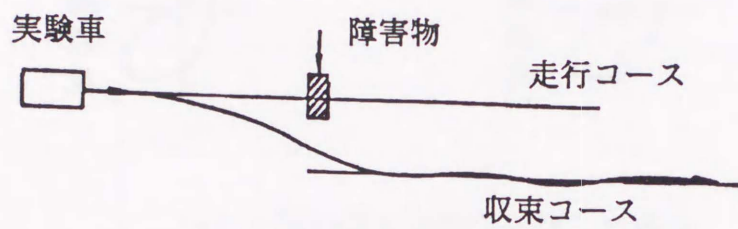
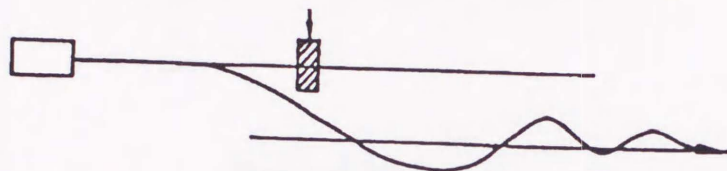
時間 (sec)	操舵	アイポイント ◆印
0~0.37	ハンドル保持	* 走行ライン前方15~20mを注視 
0.41	ハンドル保持	* 障害物にアイポイントが移る 
0.46~0.87	右きり 回避操舵	* 障害物を注視しながら操舵 
0.92~0.96	左に 切り返し操舵	* 障害物を見ながら切り返し操舵 
1.0~1.25	左に 切り返し操舵	* 一旦路肩を見、次に収束ラインを見ながら操舵 
1.3~1.5	ハンドル保持 (微少時間)	* 収束ラインの前方15~20mを注視 
1.5~1.9	右きり 修正操舵	* 収束ラインの前方15~20mを注視 
2.0~4.3	ゆっくり 収束操舵	

図2-5 アイマークレコーダによる実験結果 (車速60km/h熟練者の例)

回避後うまく収束している場合



回避後ふらついて収束した場合



回避後収束できず発散した場合

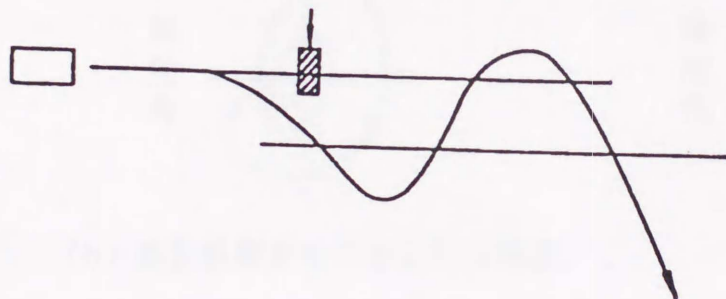
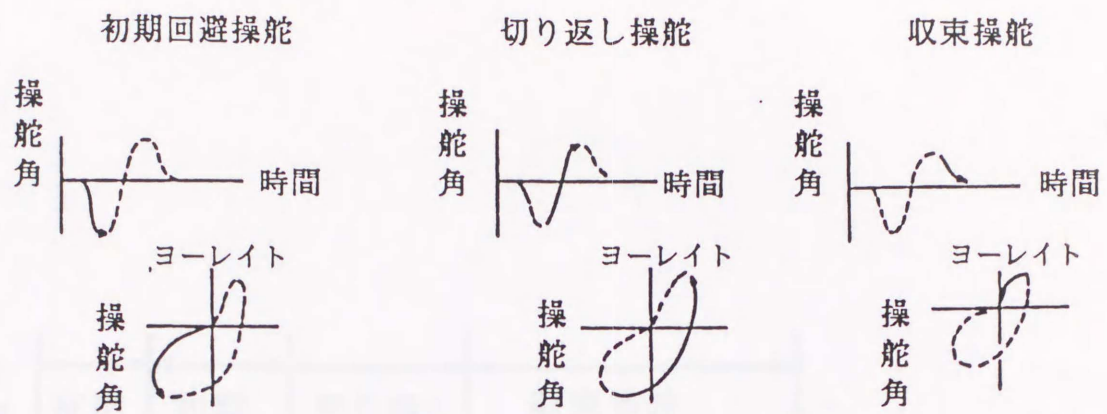
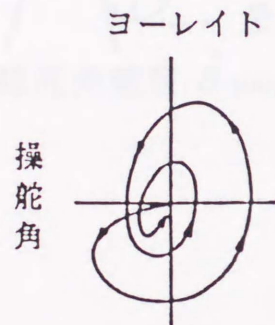


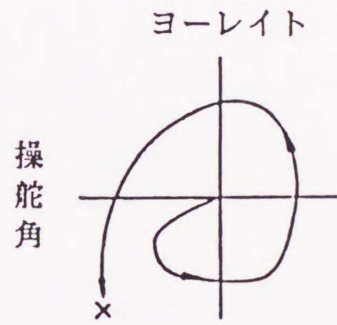
図 2-6 実験結果の走行軌跡の例



(a) 一回の修正操舵で回避した場合



(b) 修正操舵をくりかえした場合



(c) 発散した場合

図 2-7 操舵角-ヨーレイト曲線の例

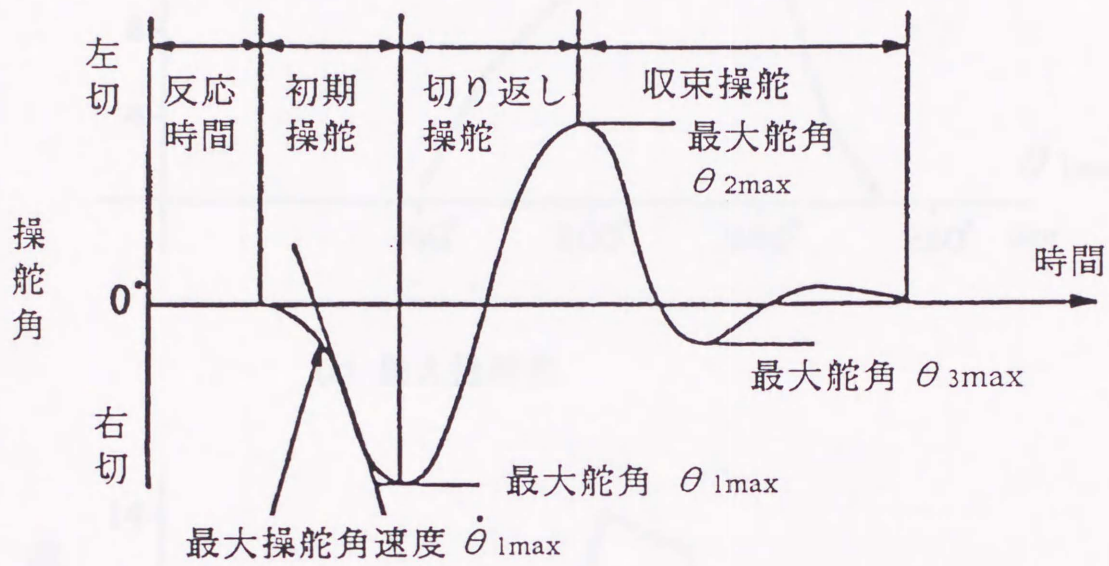
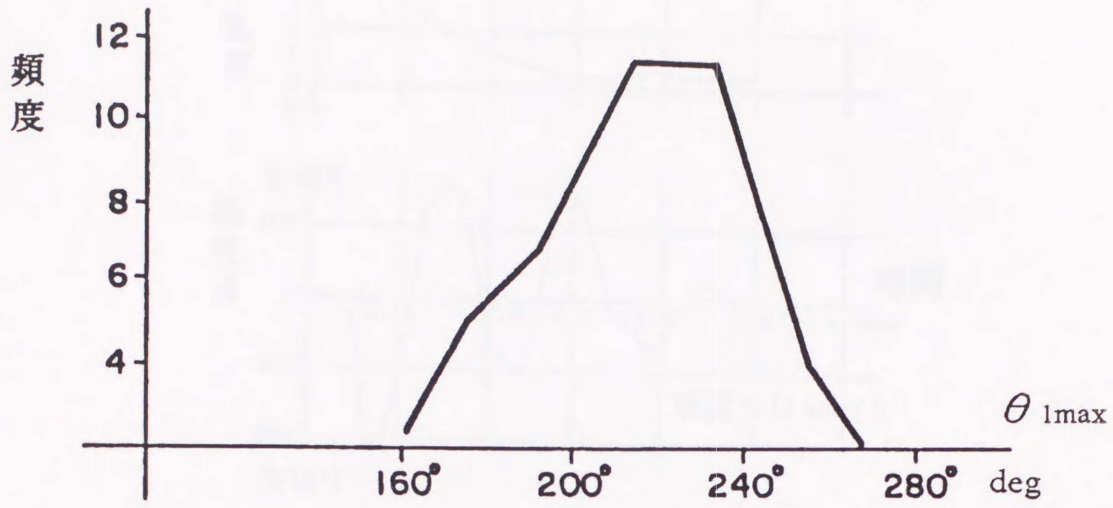
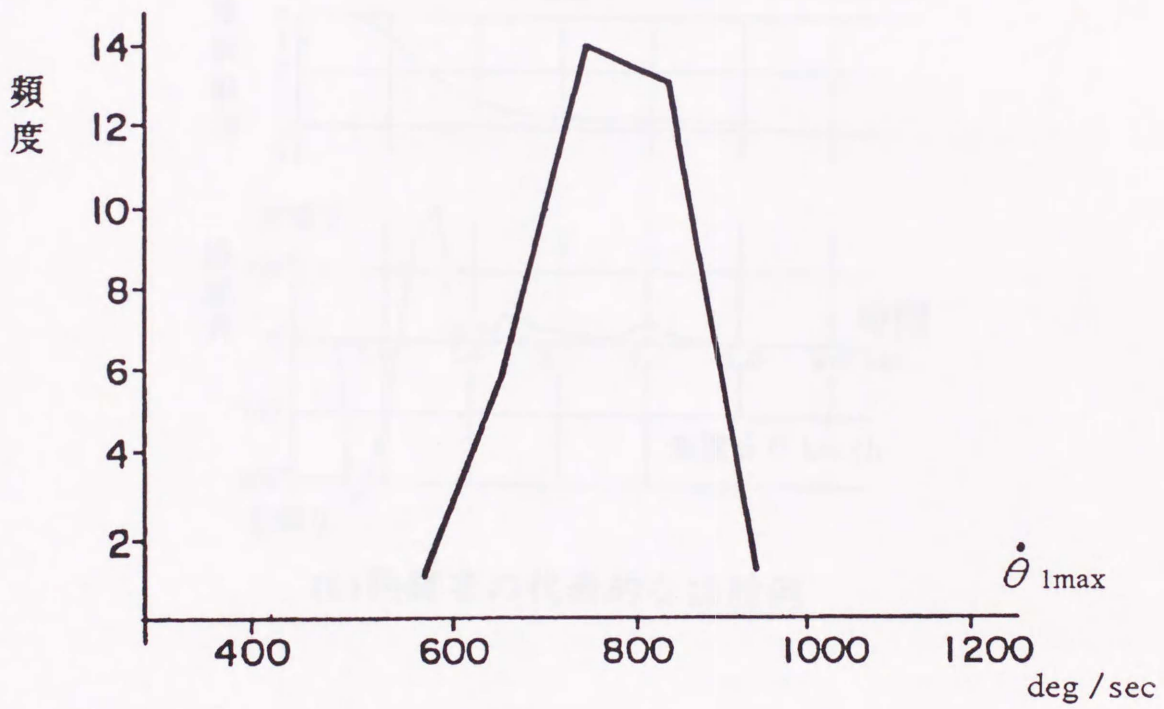


図 2-8 実験結果における代表的な操舵のパターン

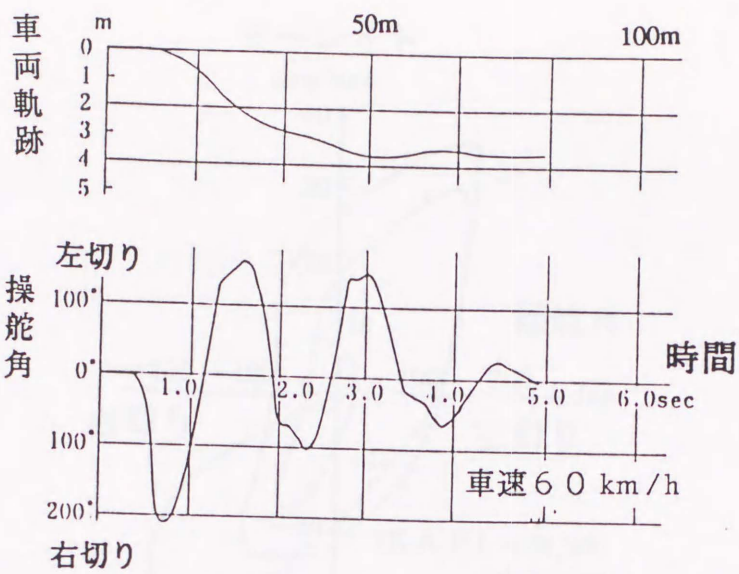


(a) 最大操舵角

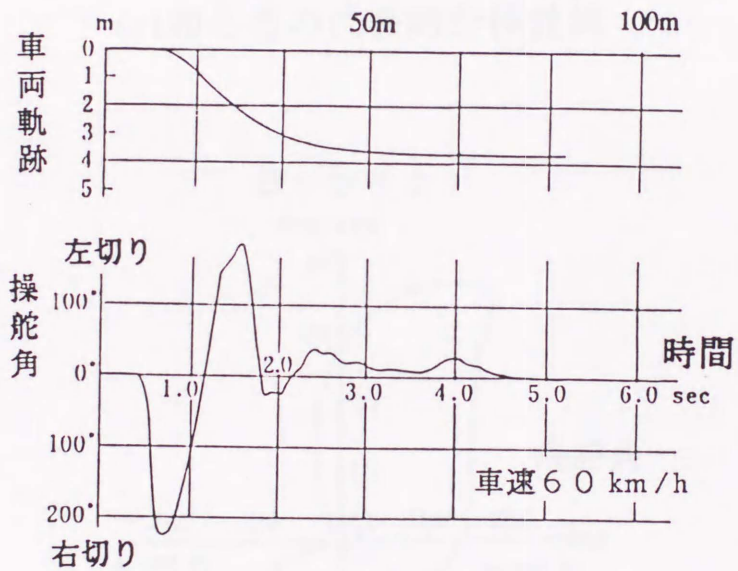


(b) 最大操舵角速度

图 2-9 初期操舵

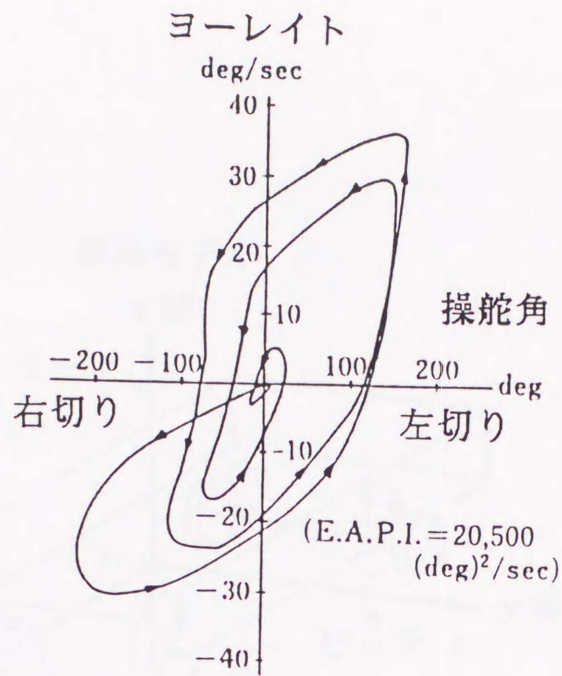


(a) 初心者の代表的な操舵例

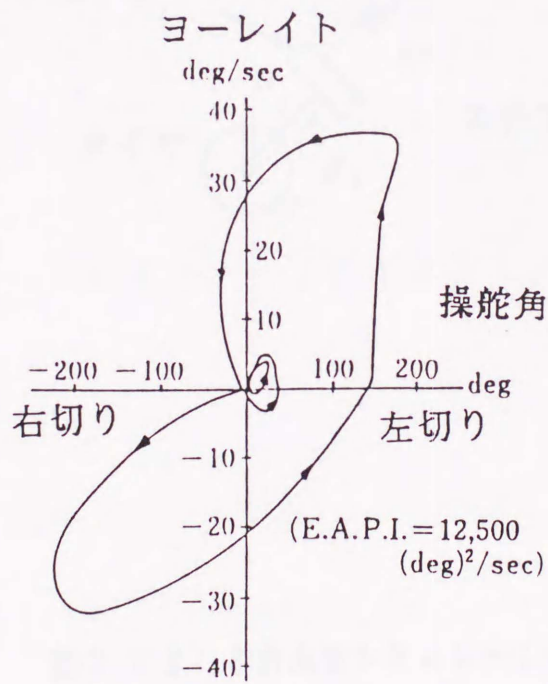


(b) 熟練者の代表的な操舵例

図 2-10 収束操舵における初心者と熟練者の違い



(a) 初心者の代表的な操舵例



(b) 熟練者の代表的な操舵例

図 2-11 操舵角-ヨーレイト曲線の比較

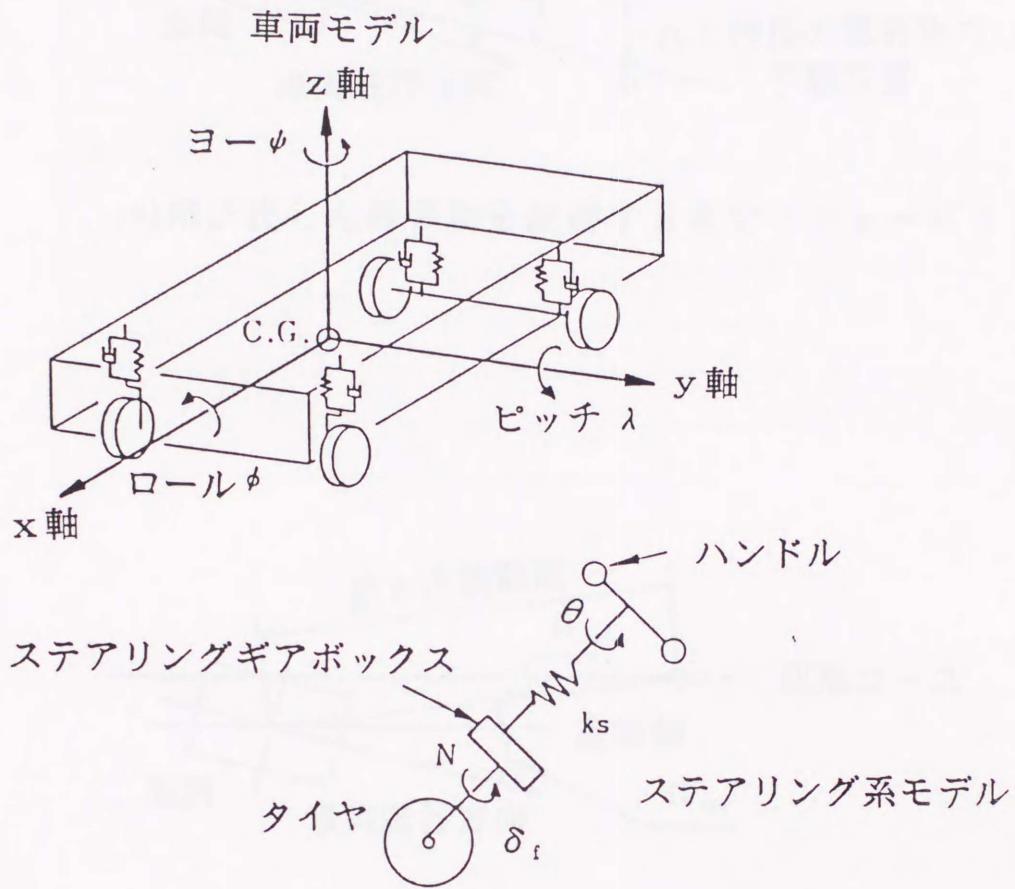
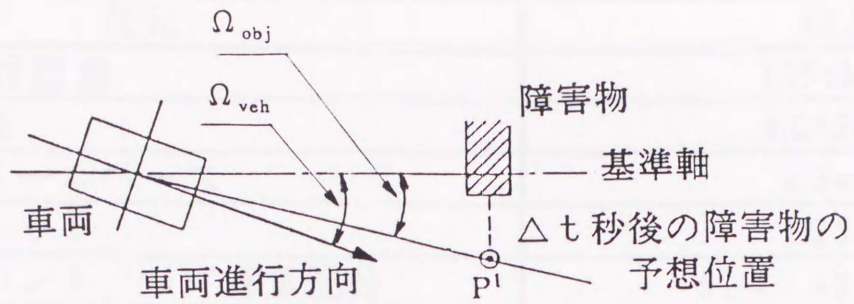
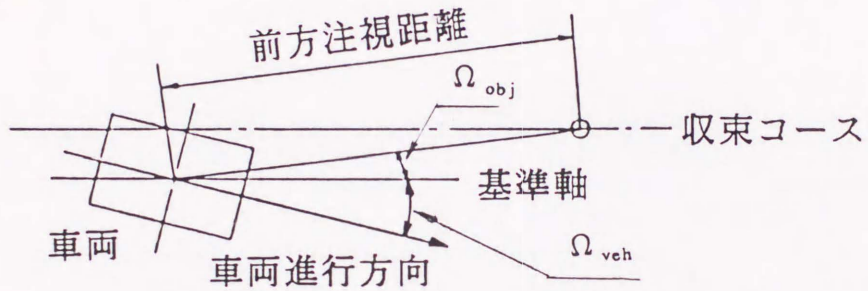


図 2-12 8自由度シミュレーションモデル



(a) 飛び出した障害物を回避するまで (フェーズ1)

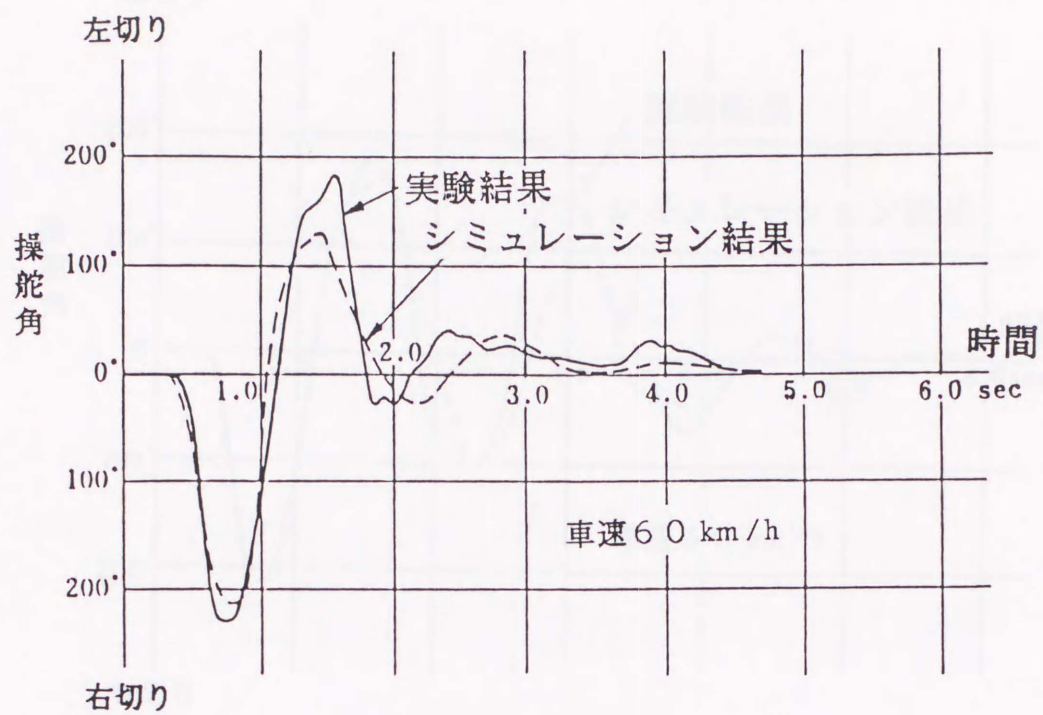


(b) 回避後収束するまで (フェーズ2)

図2-13 コース追従のためのエラー判定モデル

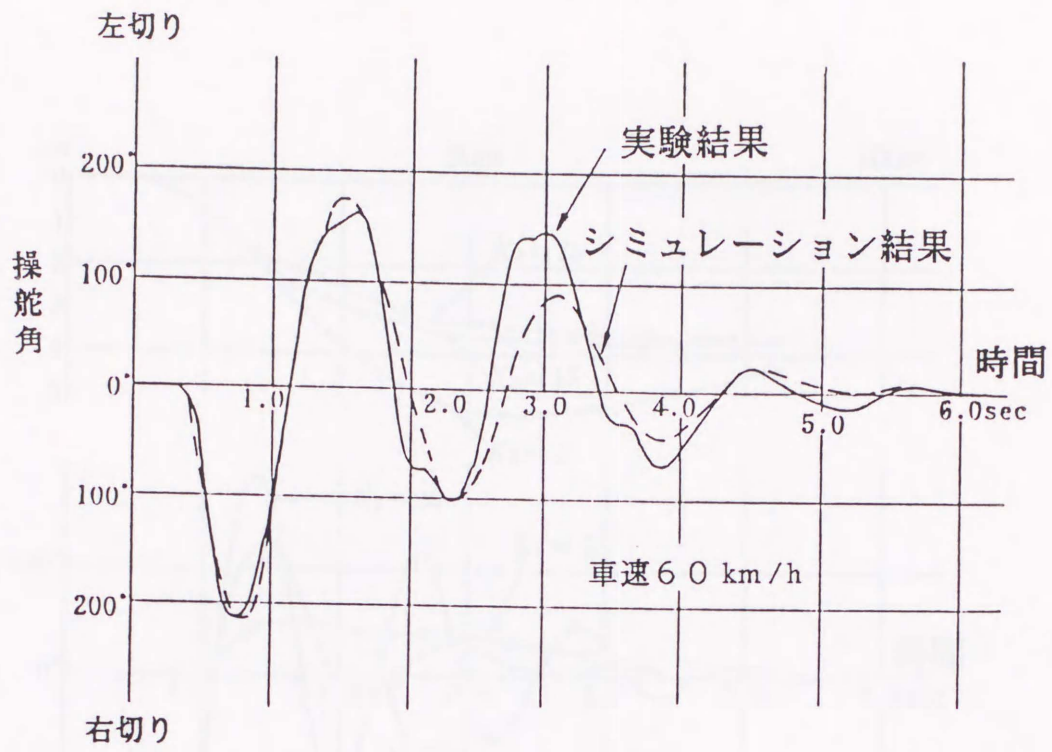
諸元	数値
車両重量	1095kg
全長	4.045m
ホイールベース	2.34m
トレッド	1.25m
フロント／リア重量配分	51.4 : 48.6
ヨー慣性モーメント I_z	155.9kg.m. ²
重心高	0.54m
フロントロール剛性	2404kg.m / rad
リアロール剛性	947kg.m / rad
タイヤサイズ	6.15-13バイアス
コーナリングパワー	36.5kg / deg
ステアリングギア比	17.7

図 2-1 4 車両諸元値



フェーズ 1	K_1	30
	T_{D1}	0.05 (sec)
フェーズ 2	K_2	15
	T_{D2}	0.2 (sec)

図 2-15 実験データに基づきシステム同定した結果 (熟練者)



フェーズ 1	K_1	30
	T_{D1}	0.05 (sec)
フェーズ 2	K_2	20
	T_{D2}	0.12(sec)

図 2-16 実験データに基づきシステム同定した結果 (初心者)

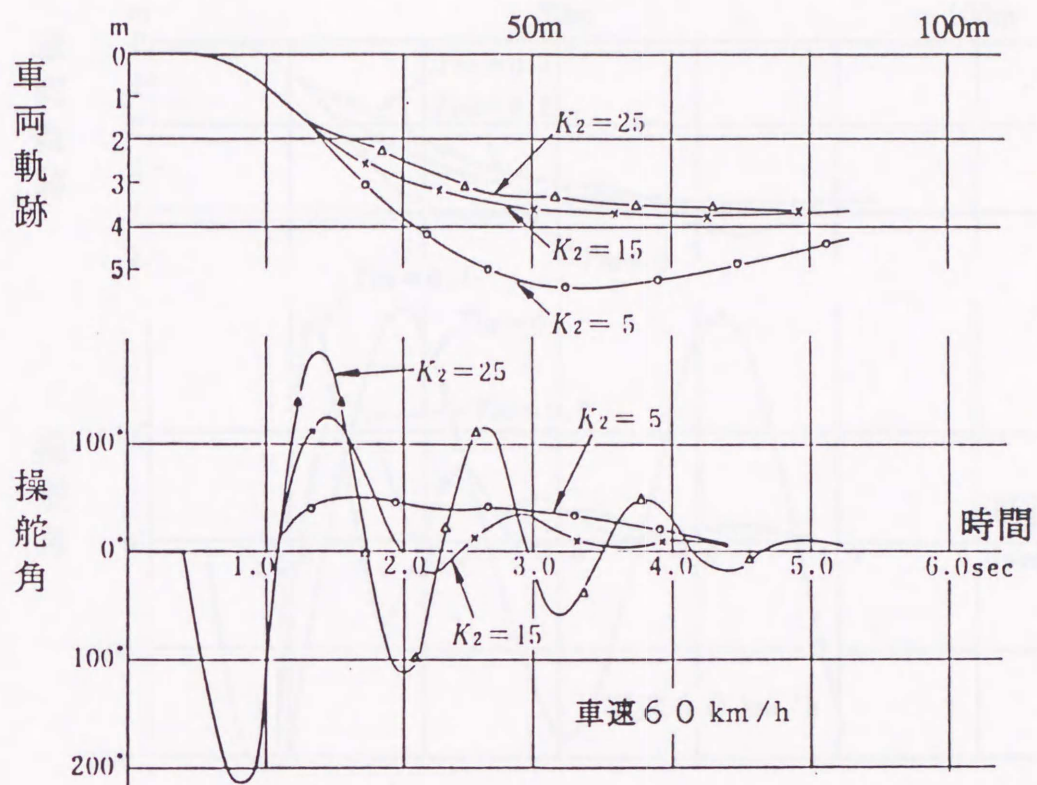


図 2-17 ゲイン K_2 の影響 (シミュレーション結果)

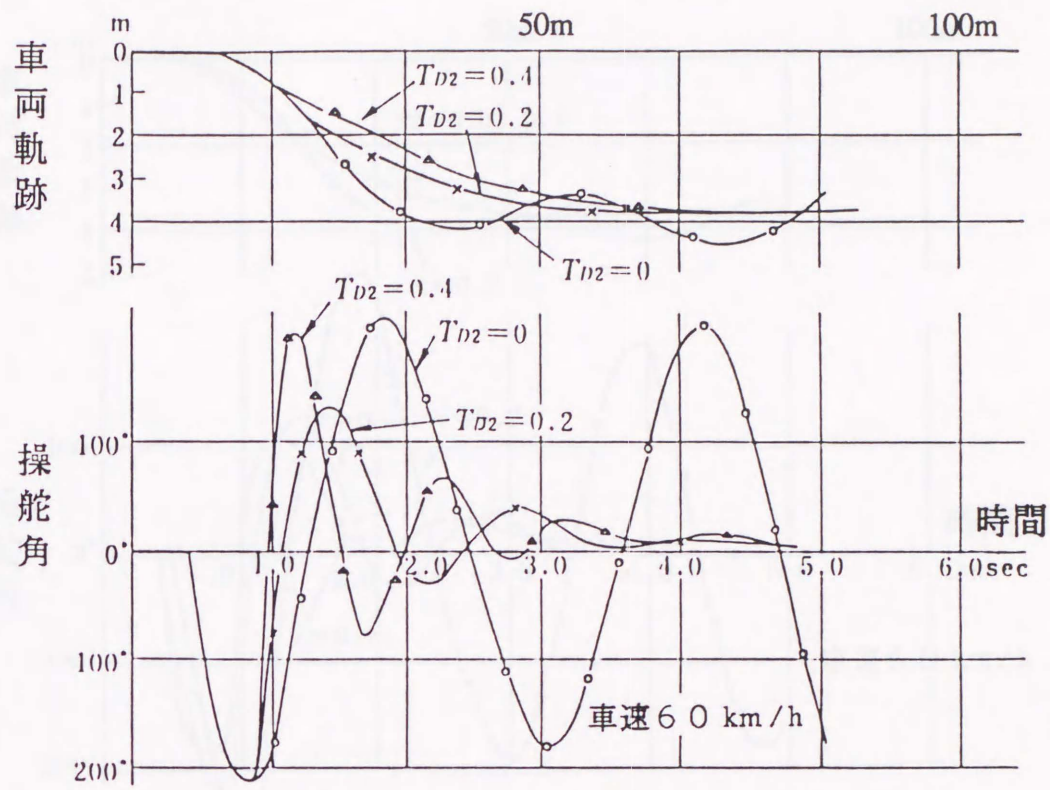


図 2-18 一次進み T_{D2} の影響 (シミュレーション結果)

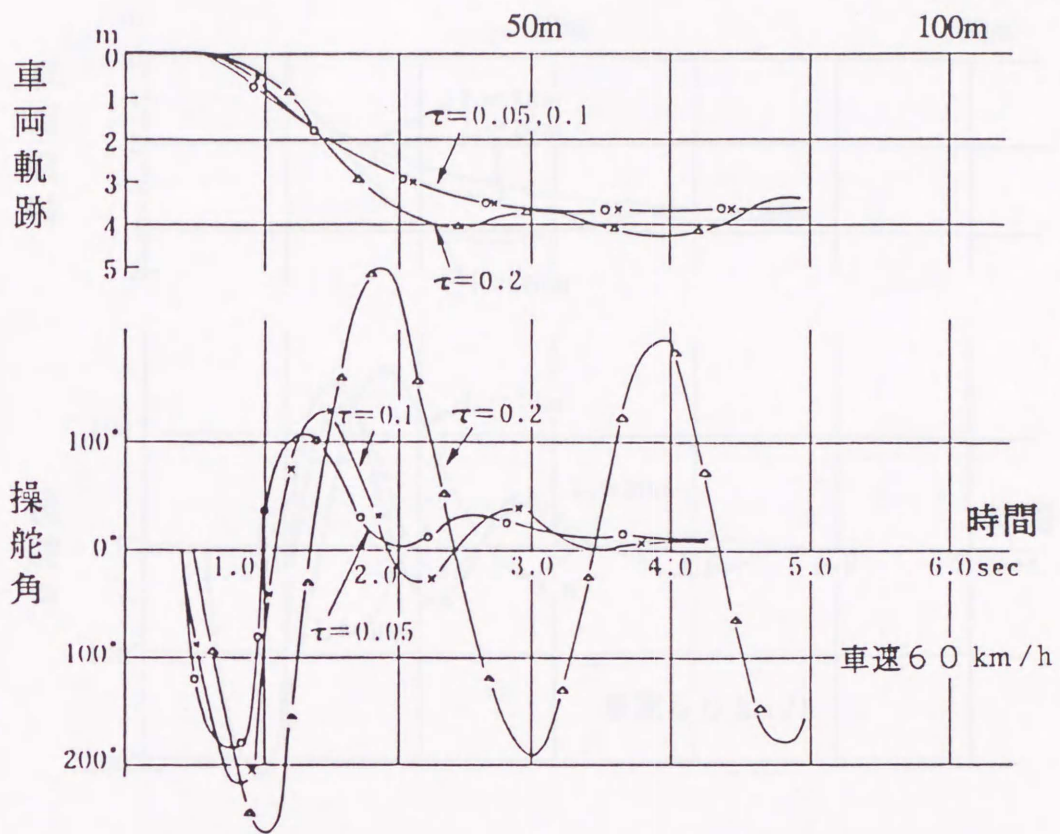


図 2-19 遅れ時間 τ の影響 (シミュレーション結果)

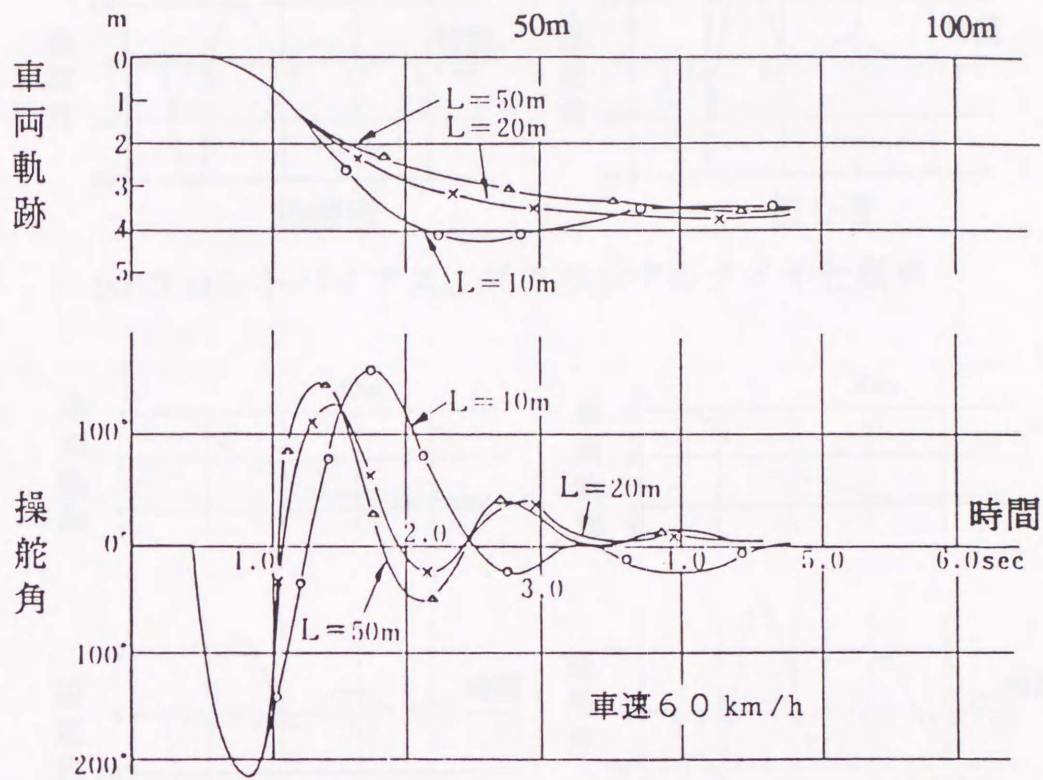
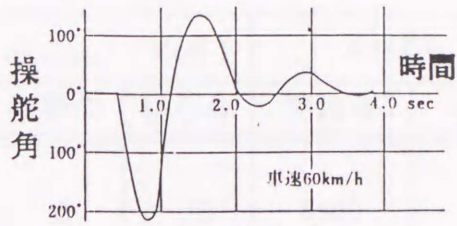
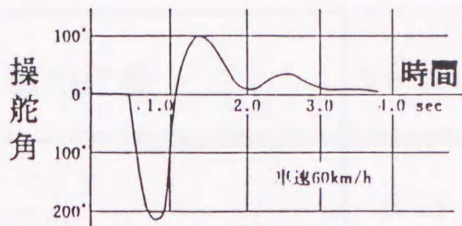
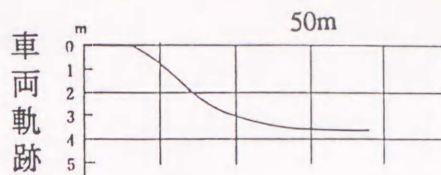
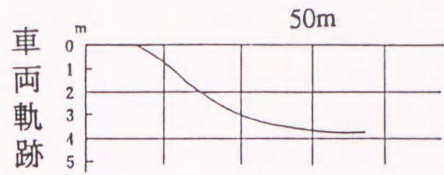


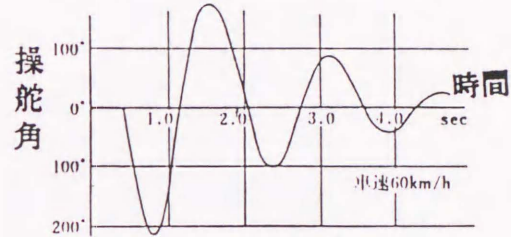
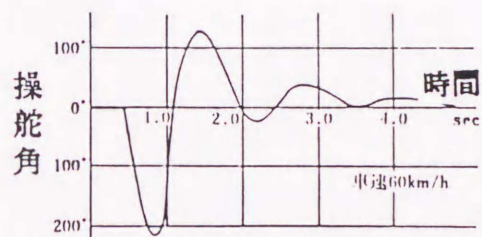
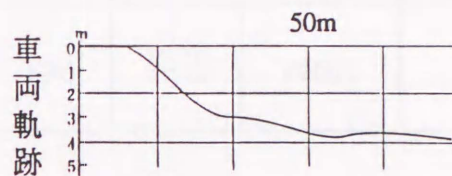
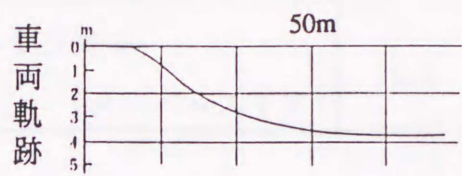
図 2-20 前方注視距離Lの影響 (シミュレーション結果)



熟練者

初心者

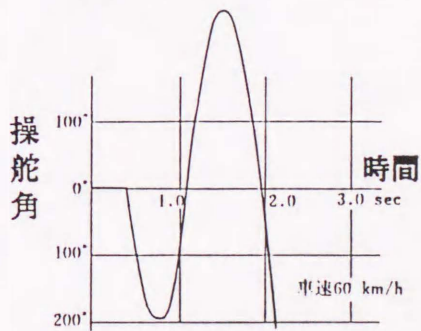
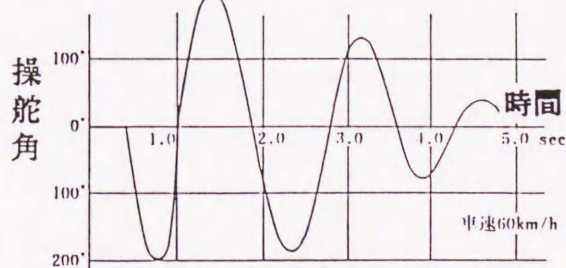
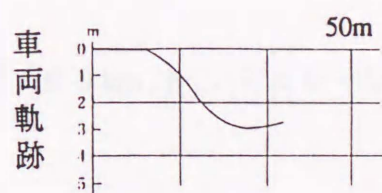
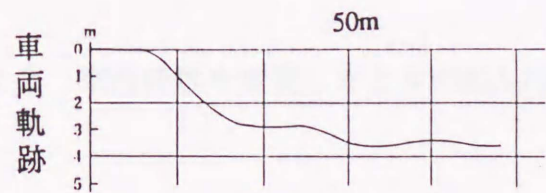
(a) フロントバイアス、リアラジアルタイヤ仕様車



熟練者

初心者

(b) フロント、リア共バイアスタイヤ仕様車



熟練者

初心者

(c) フロントラジアル、リアバイアスタイヤ仕様車

図 2-21 車両特性を変えたときのシミュレーション結果

車の仕様	$T\dot{\psi}$ (sec)	$\theta_{3\max}$ (deg)		E.A.P.I.	
		熟練者	初心者	熟練者	初心者
フロントバイアス リアラジアル (強アンダステア)	0.15	0	20	6300	6700
フロントバイアス リアバイアス (弱アンダステア)	0.2	30	105	10000	16000
フロントラジアル リアバイアス (オーバーステア)	0.3	190	発散	40000	発散

図 2-2 2 車両特性を変更したときの E.A.P.I. 値 (60 km/h, シミュレーション)

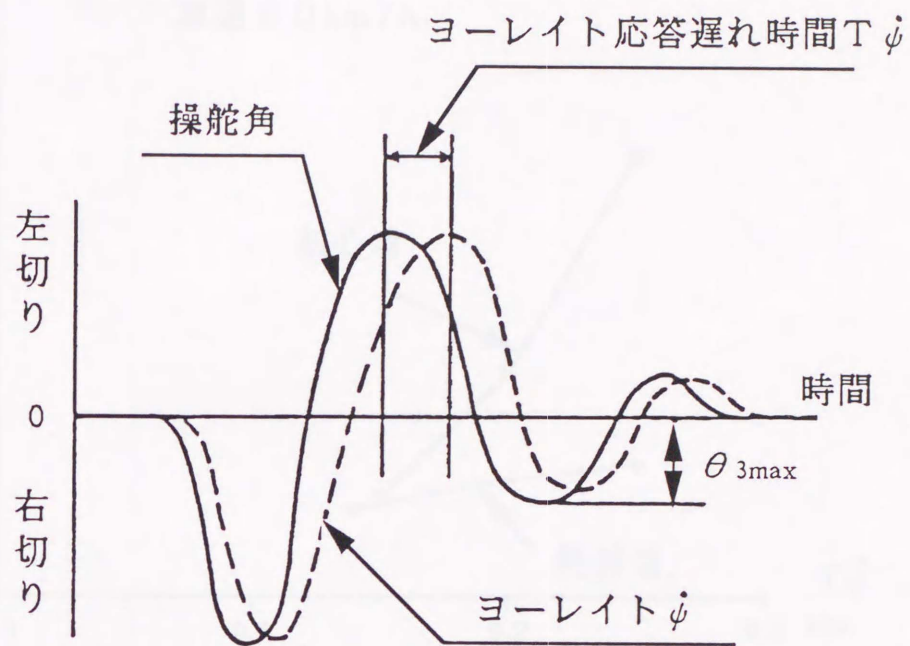


図2-23 切り返し操舵時のヨーレイト応答遅れ時間

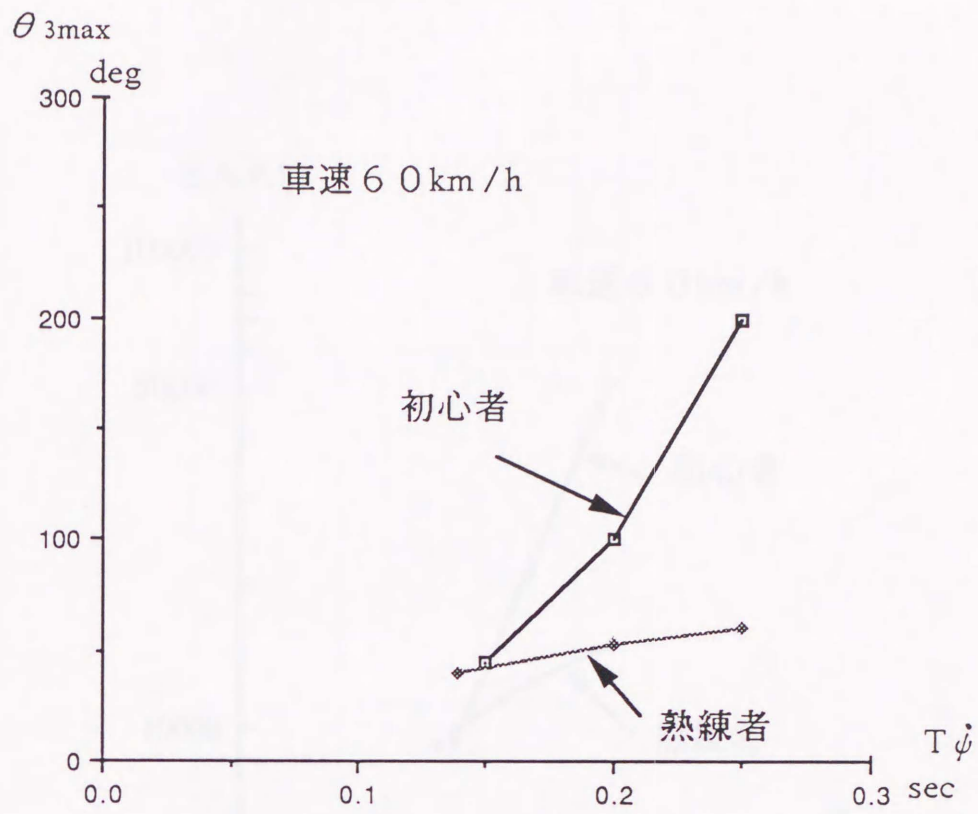


図 2-24 $T\dot{\psi}$ と θ_{3max} の関係 (実験値)

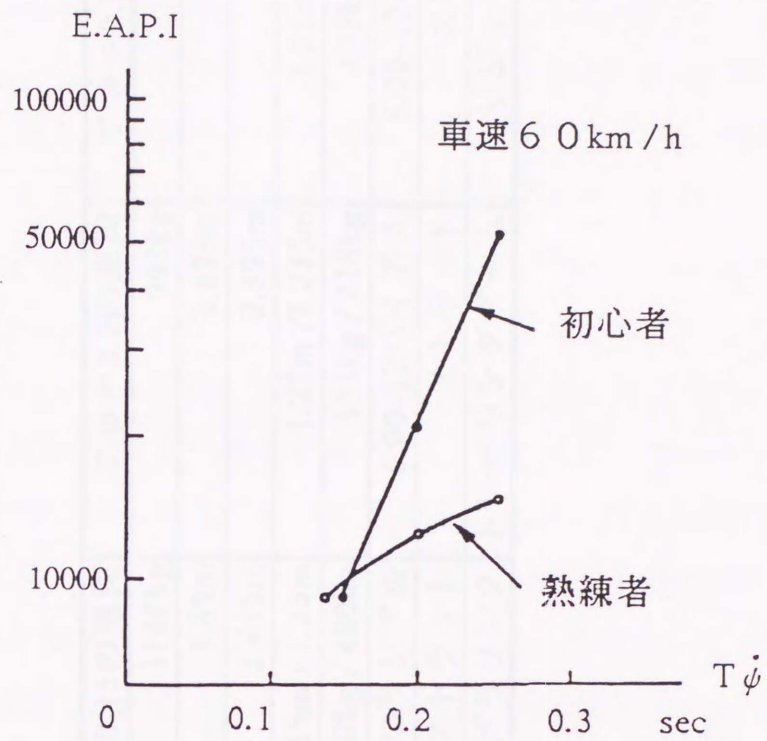


図 2-25 $T\dot{\psi}$ と E.A.P.I. の関係 (実験値)

諸元	T ψ = 0.15の車両	T ψ = 0.2の車両	T ψ = 0.25の車両
車両総重量	1140kg	993kg	1251kg
全長	3.89m	3.825m	3.985m
ホイールベース	2.455m	2.395m	2.34m
トレッド	1.385m / 1.35m	1.27m / 1.235m	1.25m / 1.245m
フロント／リア重量	660kg / 480kg	575kg / 418kg	435kg / 816kg
タイヤサイズ	165-70ラジアル	6.00-12バイアス	5.00-12バイアス
フロントサスペンション	ストラット	ストラット	ストラット
リアサスペンション	リジッド5リンク	トレーリングアーム	リジッドリーフ

図 2-26 実験に用いた車両諸元値

第3章 線形モデルによる車両の操舵応答性の解析

3.1 緒言

前章における解析の結果、車両のヨーレイト応答遅れが少ないほど、人間-自動車系としてみた緊急回避性能が向上することがわかった。

筆者はこの内容を1977年度SAE大会にて発表しているが、同時期に土屋⁽³⁻¹⁾は決められたコースでの車線変更試験より車両のヨーレイト応答が良いほど運転者の主観による評価が高いという報告をしている。

またWeir⁽³⁻²⁾、Chidini⁽³⁻³⁾もヨーレイトゲイン定常値、応答時間と運転者の主観評価との関係を求め、ゲイン定常値は適度な範囲があるが、ヨーレイト応答時間は早いほうがよい結果を得たとしている。

すなわちヨーレイト応答性を向上させることは、緊急回避性能だけでなく人間-自動車系として見たときの車両性能として必要な基本的要件の一つと考えられ、車両の動的な運動特性についてより進んだ検討が必要である。

このため本章においては、線形モデルにより操舵入力に対する車両のヨーレイト応答特性の解析を行ない、特性改善の方向を考察し後輪サスペンションにおけるステア特性が重要であることを導いた。

3.2 操安キャパシティの導入

前章で用いた車両の運動シミュレーションモデルは、X, Y, Z 方向、ヨー、ロール、ピッチの6自由度およびステアリング系2自由度の8自由度運動モデルであり、タイヤの特性は実際のスリップ角/コーナリングフォース曲線を用いていた。しかし本章の様に車両のヨーレイト応答特性についてその向上の方法まで検討するには、複雑なモデルによるシミュレーションよりも線形化した簡単なモデルによる解析のほうがわかりやすい。(3-4) (3-5)

ヨーレイト応答特性検討のためには、ヨー運動、Y方向運動（車両進行横方向）の2自由度を考慮すれば充分であり、横加速度で0.4g位までであれば線形領域とみなせる。ロールによる荷重移動を無視すれば、左右の2輪を等価的に1輪に置き換え、前後の2輪モデルとして取り扱うことができるため、図3-1に示す2自由度線形モデルを用いて解析を行なった。

前輪2輪分のコーナリングフォースを F_1 、コーナリングパワを C_1 、後輪2輪分を同じく F_2 、 C_2 とし、走行速度を一定とすると前章において示した(2-2)~(2-7)の運動方程式は以下のように簡単に表される。

線形2自由度運動モデル

y軸方向の運動

$$M \cdot V(\dot{\psi} + \dot{\beta}_G) = F_1 + F_2 \quad \text{---(3-1)}$$

ヨー運動

$$I_z \cdot \ddot{\psi} = a F_1 - b F_2 \quad \text{---(3-2)}$$

補助式

$$F_1 = C_1 \left(\frac{\theta}{N} - a \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta_G \right) \quad \text{---(3-3)}$$

$$F_2 = C_2 \left(b \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta_G \right) \quad \text{---(3-4)}$$

これより操舵角に対するヨーレイトの伝達関数 $H(S)$ が求まる。

$$H(S) = \frac{\dot{\psi}(S)}{\theta(S)} = A_0 \frac{\omega_n^2}{S^2 + 2\xi\omega_n S + \omega_n^2} (1 + T_r S) \quad \text{---(3-5)}$$

(3-5)式の伝達関数におけるパラメータは

$$\text{定常ヨーレイトゲイン} \quad A_0 = \frac{V}{N I (1 + KV^2)} \quad \text{---(3-6)}$$

$$\text{減衰率} \quad \xi = \frac{I_z (C_1 + C_2) + M (C_1 \cdot a^2 + C_2 \cdot b^2)}{2 I \sqrt{M \cdot I_z \cdot C_1 \cdot C_2 (1 + KV^2)}} \quad \text{---(3-7)}$$

$$\text{固有振動数} \quad \omega_n = \frac{1}{V} \sqrt{\frac{C_1 \cdot C_2}{M \cdot I_z} (1 + KV^2)} \quad \text{---(3-8)}$$

$$\text{一次進み項時定数} \quad T_r = \frac{a \cdot M \cdot V}{I \cdot C_2} \quad \text{---(3-9)}$$

ここでKはスタビリティファクタとよばれ、車両のアンダーステア、オーバーステアの度合いを示す値であり下式にて表される。

$$\text{スタビリティファクタ} \quad K = \frac{M}{I^2} \left(\frac{b}{C_1} - \frac{a}{C_2} \right) \quad \text{---(3-10)}$$

これらにより、操舵に対するヨーレイトの応答特性の解析が可能である。

図3-2は操舵角にステップ入力を与えた時のヨーレイトの応答を示したものである。これよりヨーレイトの応答特性は、主として減衰率 ξ と固有振動数 ω_n に支配されることがわかる。すなわち、ヨーレイトの立ち上がりを早くしかもオーバーシュートの少ない理想的な応答特性とするためには、 ξ と ω_n を同時に大きくすることが必要になってくる。

図3-3は車速による ξ 、 ω_n の影響を調べるため、代表的な小型車の数値を入れて計算した例であるが、この傾向は殆どの車両にもあてはまる。

図よりわかるように、車速の上昇と共に ξ と ω_n の値は減少する。すなわち高車速になるほどヨーレイトの応答性は悪化し操縦性安定性が低下する傾向にある。

Bergman⁽³⁻⁶⁾ 杉本⁽³⁻⁷⁾は色々な車両における減衰率 ξ と運転者の主観評価の関係を調べ、 ξ が大きいほど評点が高いとしている。

一方Repa⁽³⁻⁸⁾はドライビングシミュレータを用いた実験により、減衰率 ξ を大きくしていくとヨーレイトの位相遅れが大きくなり、かえって主観評価は悪くなると報告している。

このことは以下の考え方により理解できる。

すなわち数式的に見ると、 ξ と ω_n を掛け合わせた減衰係数 $\xi \cdot \omega_n$ の値は(3-11)式に示すように、スタビリティファクタの影響がなくなる。

$$\xi \cdot \omega_n = \frac{1}{2V} \left(\frac{C_1 + C_2}{M} + \frac{C_1 \cdot a^2 + C_2 \cdot b^2}{I_z} \right) \quad \text{---(3-11)}$$

またタイヤのコーナリングパワ C_1, C_2 は車速によらず一定のため、上式の右辺の括弧内は一定値となる。

従って車速があがると図3-3に示すように減衰係数 $\xi \cdot \omega_n$ の値は減少してしまうため、 ξ を大きく設定すると必然的に ω_n は減少しヨーレイトの位相遅れは大きくなってしまう。逆に、 ω_n を大きく設定すると ξ は小さくなり、ヨーダンプの悪い車両になってしまう。

このことから高速時には必然的に操縦性安定性を悪化させる要因があるといえる。式(3-11)の右辺括弧内を操安性キャパシティ C_s と定義すると、高車速まで ξ, ω_n を大きく保ち操縦性安定性を良くするためには、まず C_s を充分大きな値に設定しておくことが必要である。

操安性キャパシティ

$$C_s = \left(\frac{C_1 + C_2}{M} + \frac{C_1 \cdot a^2 + C_2 \cdot b^2}{I_z} \right) \quad \text{---(3-12)}$$

3.3 操縦性安定性の評価指標について

3.3.1 操舵応答性について

前節において車両のヨーレイト応答特性は式(3-7)、(3-8)に示される ξ 、 ω_n が大きな影響を及ぼすことが解かった。

しかし、車両の操縦性安定性を評価できる指標値として考えたときには、車両の走行実験で直接的に求まる値を指標値とすることが望ましい。

操縦性安定性の実験として一般に行なわれている方法に、操舵入力を加えた時のヨーレイト応答の周波数特性を測定する実験があり、図3-4に示す方法でヨーレイト共振周波数 f_y とスタビリティファクタ K を直接実験より求めることができる。

そこで K 、 f_y と ξ 、 ω_n の関係を調べると、 ξ は式(3-7)により $\sqrt{\frac{I}{K}}$ に関連した量であり、 ω_n と f_y は以下の式で関係付けられる。

$$f_y = \frac{\omega_n}{2\pi} \cdot \frac{\sqrt{-1 + \sqrt{1 + 2\omega_n^2 \cdot T_L^2 (1 + \omega_n^2 \cdot T_L^2 / 2 - 2\xi^2)}}}{\omega_n \cdot \tau} \quad \text{---(3-13)}$$

上式において、 $\omega_n \cdot T_L$ は1に比べ大きく、また高車速では ξ^2 は1よりも小さく省略できることから、ほぼ $f_y = \omega_n / 2\pi$ と考えてよい。

図3-5は一般的な小型車において K を縦軸に、 f_y を横軸に取ったときの ξ と ω_n の関係を示したものである。車両諸元については図3-6に示している。

これより高車速においては、 K - f_y グラフにおいてほぼ横軸は ω_n を、縦軸は ξ を表していることがわかる。

すなわち図3-5において、矢印の方向が操安キャパシティを増大させる方向であり、このためにはヨーレイト共振周波数を高く、またスタビリティファクタ K を小さく設定すればよいことになる。

しかし次節で述べるように、 K については適値が存在する。

3.3.2 安定性について

(1) スタビリティファクタ

車両の安定性については従来はアンダーステア、オーバーステアで表されるスタビリティファクタの設定が大きなウエイトを占めていた。(3-9) (3-10)

式(3-10)よりわかるように、スタビリティファクタ K の値は、操舵角に対するヨーレイトの応答ゲインと深い関係がある。図3-7は車速に対するヨーレイト応答ゲインが K の値によってどう変化するかを示したものであるが、 K の値を大きく(アンダーステアを強める)していくと高車速でヨーレイト応答ゲインが減少する傾向にあることがわかる。

中車速でのゲインに比べ高車速(100 km/h以上)でのゲインが大きすぎると、車線変更時等のコントロールが難しくなるため、 K の設定を弱アンダーステアとすれば高速時にも適度なゲインが得られる。

しかしあまり K の値を大きなアンダーステアとして行くと、今度は加速しながらコーナーを回っていくときの車両軌跡のふくらみが大きく、いわゆるアンダーな挙動を示す車になってしまう。これ等のことから経験的には $K=0.001\sim 0.003$ に設定されることが多い。

(2) 車両の重心点横滑り角

前章のまとめにおいて、人間-自動車系としてみた時に車両の向きと実際の進行方向のずれ(車両の重心点横滑り角)が少ないほうが、運転者にとって運転しやすい車になるということを示唆した。

高車速において、図3-8に示すような重心点横滑り角 β_G が大きくなると、運転者は車線変更時等に後輪が旋回外側に流れるような不安定な感じを受けるようになる。この時後輪の横滑り角 β_2 は重心点横滑り角 β_G よりさらに大きくなり、運転者には後輪の尻流れとして感じられる。

そこでこの尻流れ感と実際の後輪での横滑り角の対応を把握するため、代表的な車両を4車種選び、車速100km/hでの車線変更実験を行なった。実験車には光学的な横滑り角度測定器を設置し、尻流れとしてはっきり感じたときの後輪部分の横滑り角を測定した。

図3-9はこの結果を示したもので、パネラーにより多少の差はあるが後輪の横滑り角が0.6度を超すと尻流れ感を感じる事がわかった。

前述の2自由度解析で後輪横滑り角のゲインは下式の様に示される。

$$G_{\beta 2} = \frac{aM \cdot V^2}{C_2 \cdot I^2(1+KV^2)} \quad \text{---(3-14)}$$

これより、K- f_y グラフ中に $G_{\beta 2}$ の線を書き込むことができる。図3-10はこれを示したもので、合わせて操安キャパシティ C_s の線も示している。

図中ハッチングされた領域は $G_{\beta 2} < 0.03$ (操舵角が20度以内なら、後輪横滑り角はほぼ0.6度以下で尻流れを感じない) を示している。

すなわち、スタビリティファクタKが設定されたら、 f_y はできるだけ高くした方が良いことがわかる。

例えば、図中にてスタビリティファクタ $K = 0.002$ とすると、車速180 km/h 時にも尻流れを感じない安定性をもたせるためには、ヨーレイト共振周波数を1.3 Hz以上とすることが必要であることがわかる。

さらに図3-11はこの性能を達成するのに必要な前輪タイヤのコーナリングパワー、および後輪タイヤのコーナリングパワーの1輪分(以下コーナリングパワーをCPと略記する)を重ねて示したものである。例えば、車両の設定をスタビリティファクタ $K = 0.002$ 、ヨーレイト共振周波数 $f_y = 1.4$ Hz (図中◎印) とするためには、前輪CPは83 kg/deg, 後輪CPは200 kg/deg が必要であることが、このグラフよりすぐに読み取ることができる。

以上の考察により、特に高速時の操縦性安定性を向上させるためには、

- (1) 操安キャパシティ C_s を大きくすること、すなわち
- (2) K を適正值に設定し、 f_y を大きくすることと言い換えられる。これは車両の重心点横滑り角を少なくする方向とも一致している。
- (3) f_y の増大のためには、後輪のCPの大幅な増大が必要である。

しかし、タイヤのCPは高性能なタイヤにおいても120 kg/deg程度であり、後輪の要求値である200 kg/deg とは程遠い。このためには、次節で述べるサスペンションによる等価CPのコントロールが必要になってくる。

3.4 サスペンションによる等価コーナリングパワーについて

Cornering Compliance Concept^{(3-11)~(3-14)}の考え方によれば、コンプライアンスステアはタイヤのコーナリングパワーCPが等価的に減少するとして取り扱える。すなわち操舵時に本来のタイヤスリップアングル α に加えて、サスペンションによるコンプライアンスステアにより、タイヤに α' だけ旋回外側方向に角度がつくと(トーアウト)、コーナリングフォースCFに対し、この時のタイヤのCPは等価的に

$$CP = CF / (\alpha + \alpha') \quad \text{---(3-15)}$$

となり、タイヤの本来のCPである CF/α よりも小さくなってしまう。

同様の考え方はトーイン方向のコンプライアンスステアについても適用できる。この場合はタイヤに α'' だけ旋回内側方向に角度がつくと等価CPは

$$CP = CF / (\alpha - \alpha'') \quad \text{---(3-16)}$$

となって、タイヤ本来のCPよりも大きくなる。ただしこの場合は、CFがタイヤのスリップ角-コーナリングフォース特性曲線において、線形範囲にある場合に限られる。

以上のことより、操舵時にタイヤのステア角を本来の操舵とは別にサスペンションにてコントロールすれば、等価CPをタイヤ固有のCPから増加させたり、減少させたりすることができる。これはCPだけであり、CFmaxまで増減するわけではない。

等価CPの増大(トーイン方向)は前輪にては、車両のオーバーステアを増大させ、後輪にてはアンダーステアを増大させる。また、逆に等価CPの減少(トーアウト方向)は前輪にては車両のアンダーステアを増大、後輪にては車両のオーバーステアを増大させる。

これにより、前節に示した前輪では $120 \text{ Kg/deg} \rightarrow 83 \text{ Kg/deg}$ 、後輪では $120 \text{ Kg/deg} \rightarrow 200 \text{ Kg/deg}$ という等価CPを得ることができるようになる。すなわち、前輪ではトーアウト方向、後輪ではトーイン方向の操舵コントロールを行なうことであり、共にアンダーステアを与える方向であることがわかる。

以上の考察により、図3-11中における◎点の性能を得るため必要とされる大幅な後輪等価CPの増大には、サスペンションによる後輪のトーイン方向操舵（後輪アンダーステア）の特性が必要である事がわかった。

サスペンションによりタイヤを操舵コントロールする方法としては、コンプライアンスステアを利用する方法と、ロールステアを利用する方法がある。

コンプライアンスステアの等価CPとしての取り扱いは、タイヤのコーナリングフォースによってステア角が発生するため比較的簡単であるが、ロールステアは車体のロールにともない、サスペンションのメカニズムによりステアが発生するため系が複雑である。

しかしサスペンションの形式により、例えば一般に良く用いられているセミトレーリングタイプのリアサスペンション等においては、コンプライアンスアンダーステアの設定は取りにくくロールアンダーステアを有効に用いなければならない。

ロールステアを用いた場合、車体のロールによってタイヤに操舵角（ステア角）が発生するため、定常状態では設定どうりのステア角が出ても、早い応答時にはステア角の発生が間に合わなくなるのではないかという疑問が生じる。そこで動的な状態において、ロールステアが操縦安定性に及ぼす影響につき次節に示す検討を行なった。

3.5 前後輪のロールステアが操舵応答性に及ぼす影響

3.5.1 シミュレーションによる検討

ここでは、ロール系を含めた解析を行なうため、図3-12に示すロール系を含めた3自由度系解析モデルを用いた。R₁、R₂をそれぞれ前輪、後輪でのロールアンダーステア係数とすると運動方程式は以下のように与えられる。

ロールも考慮した3自由度線形運動モデル

y軸方向の運動

$$M \cdot V(\dot{\psi} + \dot{\beta}_G) = F_1 + F_2 \quad \text{---(3-1)}$$

ヨー運動

$$I_z \cdot \ddot{\psi} = a F_1 - b F_2 \quad \text{---(3-2)}$$

ロール運動

$$I_x \cdot \ddot{\phi} + C_x \cdot \dot{\phi} + G_x \cdot \phi = M_s h_r \cdot V(\dot{\psi} + \dot{\beta}_G) \quad \text{---(3-17)}$$

補助式

$$F_1 = C_1 \left(\frac{\theta}{N} - a \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta_G + R_1 \cdot \phi \right) \quad \text{---(3-18)}$$

$$F_2 = C_2 \left(b \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta_G + R_2 \cdot \phi \right) \quad \text{---(3-19)}$$

図3-13はロールステアを含めた車両運動を、操舵信号の伝達経路として示したものである。すなわちロールステアのモデルは図に示すような前輪舵角、後輪舵角を入力とし、車両重心点横滑り速度 \dot{y} 、ヨーレート $\dot{\psi}$ を出力とした2入力2出力モデルとして表すことができる。

ここで

$$H_1(S) = \frac{a C_1 M \cdot S + \frac{C_1 C_2 \cdot I}{V}}{k_2 \cdot S^2 + k_1 \cdot S + k_0} \quad \text{---(3-20)}$$

$$H_2(S) = \frac{-b C_2 M \cdot S + \frac{C_1 C_2 \cdot I}{V}}{k_2 \cdot S^2 + k_1 \cdot S + k_0} \quad \text{---(3-21)}$$

$$B_1(S) = \frac{-C_1 I_z \cdot S + C_1 \left(a M V + \frac{b C_2 \cdot I}{V} \right)}{k_2 \cdot S^2 + k_1 \cdot S + k_0} \quad \text{---(3-22)}$$

$$B_2(S) = \frac{-C_2 I_z \cdot S - C_2 \left(b M V + \frac{a C_1 \cdot I}{V} \right)}{k_2 \cdot S^2 + k_1 \cdot S + k_0} \quad \text{---(3-23)}$$

$$\text{ただし} \quad k_2 = M I_z \quad \text{---(3-24)}$$

$$k_1 = \{ (C_1 + C_2) I_z + (a^2 C_1 + b^2 C_2) M \} / V \quad \text{---(3-25)}$$

$$k_0 = C_1 C_2 I^2 / V^2 - M(a C_1 - b C_2) \quad \text{---(3-26)}$$

以上の式よりロールステアがヨーレイト周波数特性に及ぼす影響を解析的に解こうとすると、分母4次、分子3次の式となり困難である。

そこでシミュレーションによりロールアンダーステアを前輪に付けた場合と後輪に付けた場合を比較した。

図3-14はこの結果を示したものである。図に示す様に同じロールステア量の設定であればスタビリティファクタは同じであるが、後輪にロールアンダーステアを設定したほうが、前輪にロールアンダーを設定するよりもヨーレイト共振周波数が高くなり、ヨーレイトの応答特性が改善されることがわかった。

この理由については車体のロール角と横滑り角の特性の関係から説明付けらる。図3-15は操舵角に対するロール角（すなわちロールステア角に関係した量）と前後輪の横滑り角のゲイン比、位相特性を計算した例である。

位相角特性を見ると、後輪横滑り角とロールの位相は高周波数まで一致しており、リアサスペンションにつけたロールステアは早い操舵時にも間に合うことがわかる。

しかし前輪横滑り角とロールの位相を比べると、高周波数ではロールの位相遅れのほうが大きくなっている。この理由は、まず操舵により前輪に横滑り角が発生し、これにより車体全体に横運動が発生した結果として後輪に横滑り角が発生するため、ロール（すなわちロールステア）は後輪での横滑り角発生タイミングと大体同じであるが、前輪の横滑り角発生に対しては遅れている。従って後輪に設定したロールステアは本来の目的どおり作用するのに対して、前輪に設定したロールステアは、早い操舵時には遅れてくると考えられる。

3.5.2 実験結果について

図3-16は、図3-6に示した諸元の実車における、操舵角に対するヨーレイト周波数応答特性の実験結果である。

後輪にロールアンダーステアを設定したほうが、前輪にロールアンダーステアを設定するよりもヨーレイト共振周波数は向上し、また位相遅れも改善されており、解析にあった結果が得られている。

3.6 第3章のまとめ

- (1) 車両の操縦性安定性向上の一つの指標として、操安キャパシティの考え方を導入した。操安キャパシティが大きいほどヨーレイト応答性安定性が向上する。操安キャパシティは車両によって定まる特性値を車速で割る形になるため、高車速までヨーレイト応答性安定性を良くするためには、操安キャパシティを充分大きな値とする必要がある。

- (2) また、スタビリティファクタ K -ヨーレイト共振周波数 f_y グラフ上で上記内容がどのように表されるかを検討した。この結果、 K の値が設定されれば、操安キャパシティの向上は、 f_y を大きくすることと同じであり、これは同時に重心点横滑り角 β_G を減少させる方向でもあることを示した。
従って、高車速時の操縦性安定性を確保するためには、ヨーレイト共振周波数をできるだけ高く設定しなければならないが、これには後輪等価 CP の大幅な増大が必要である。

- (3) 等価 CP を増減させるにはステアリングの操舵とは別にタイヤの舵角をコントロールすればよい。これをサスペンションの幾何学的なジオメトリによりコントロールする方法としてコンプライアンスステアとロールステアがある。ここではより複雑な系であるロールステアにつきシミュレーションにて解析した。この結果、ロールアンダーステアはこれまで前輪に設定されることが多かったが、後輪に設定したほうがヨーレイト共振周波数を高くでき、高車速での操安性が向上することを明らかにした。

- (4) この理由は前輪でのロールによるステア角の発生は、前輪部での横滑り角の発生に対して遅れるが、後輪のロールアンダーステア発生のタイミングは後輪横滑り角の発生とほぼ同じであるからで、後輪におけるコンプライアンスオーバーステアもロールアンダーステアにより打ち消すことが可能である。このように後輪舵角をコントロールして、操縦性安定性の向上を計る場合、後輪舵角のタイミング（過渡特性）が重要である。

前輪部横滑り角 $(\frac{\theta}{N} - a \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta_G)$

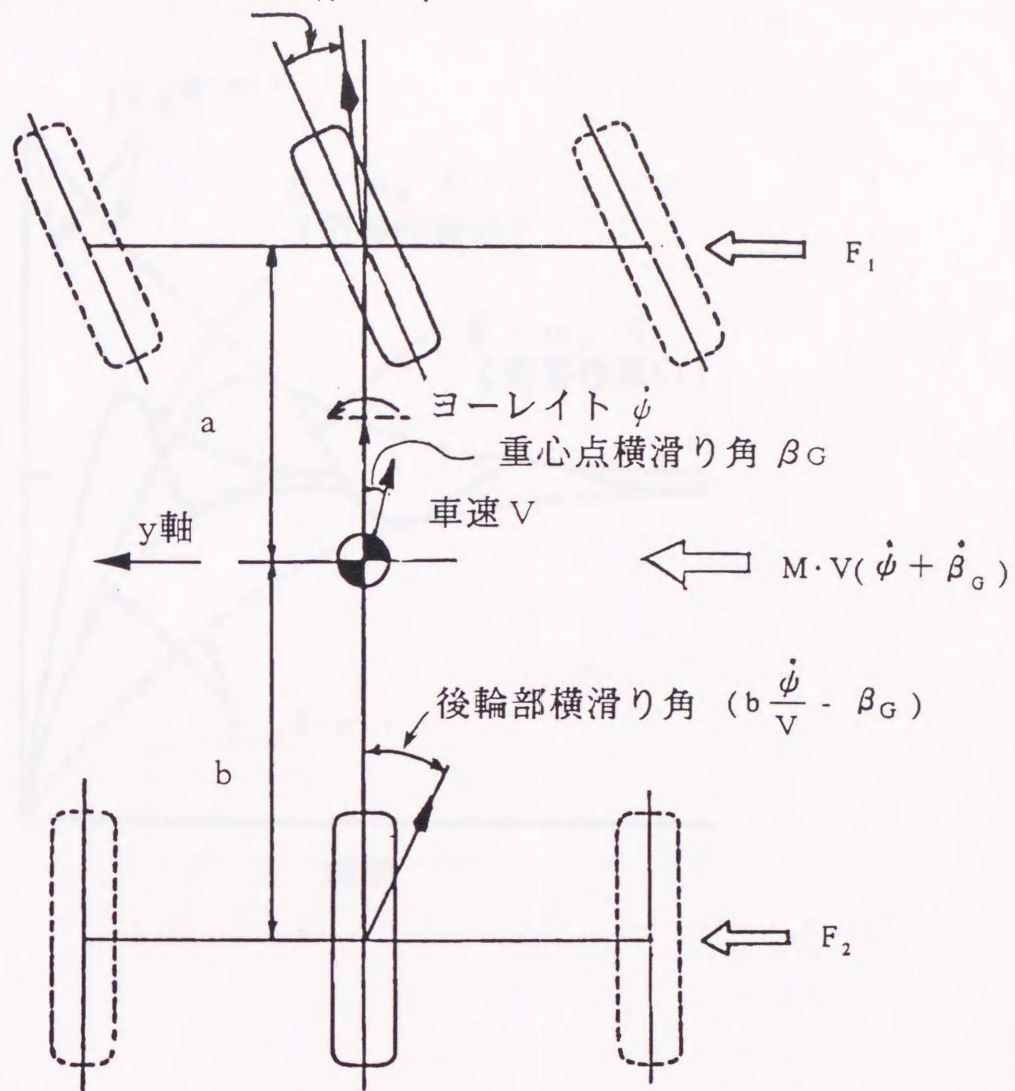


図3-1 2自由度線形モデル

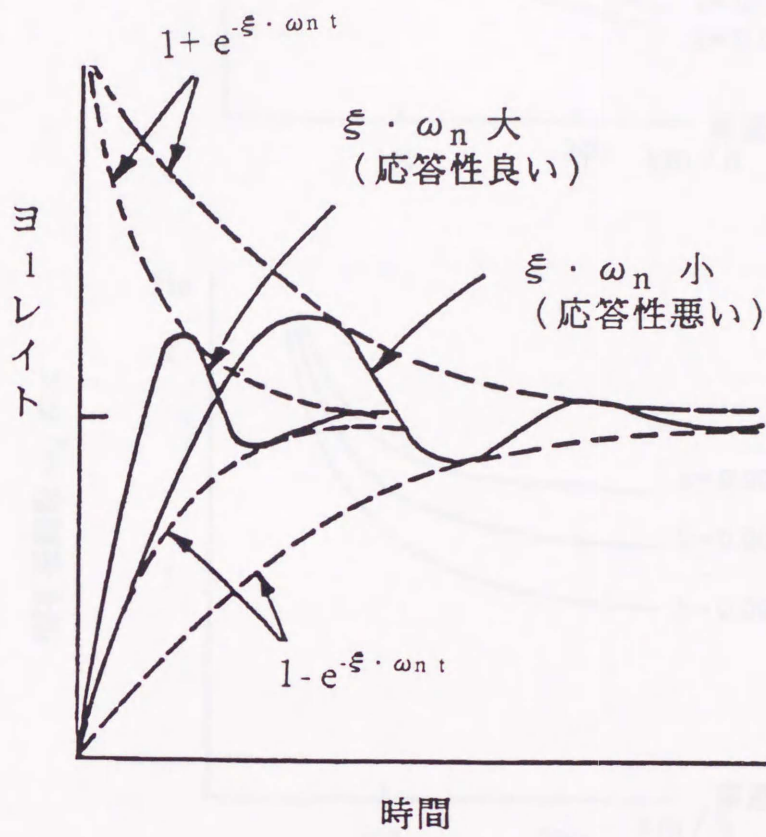


図3-2 ヨーレイトステップ応答特性

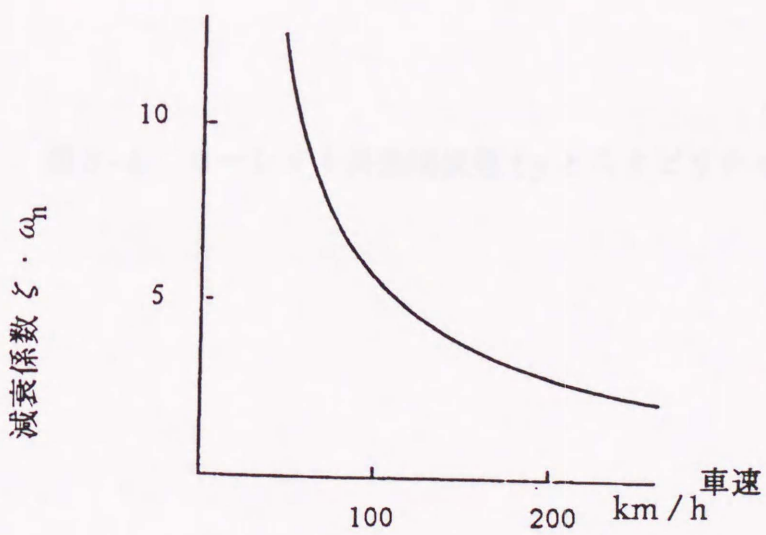
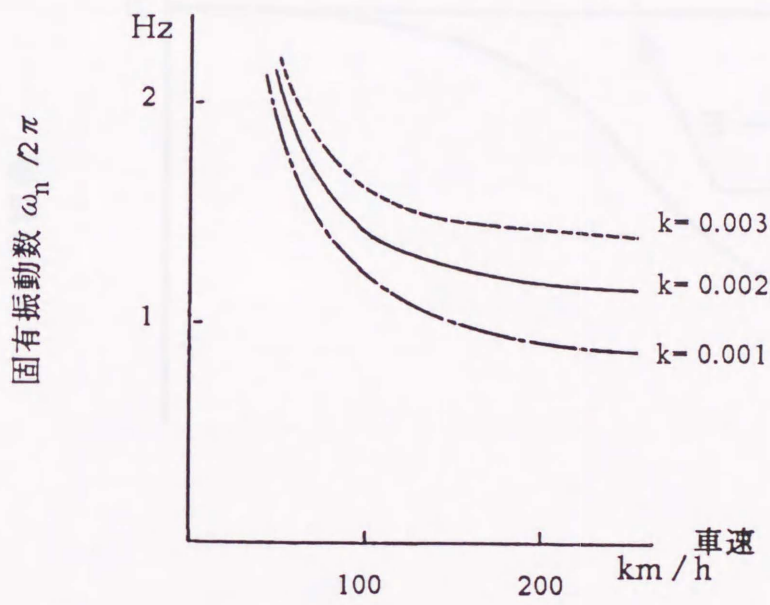
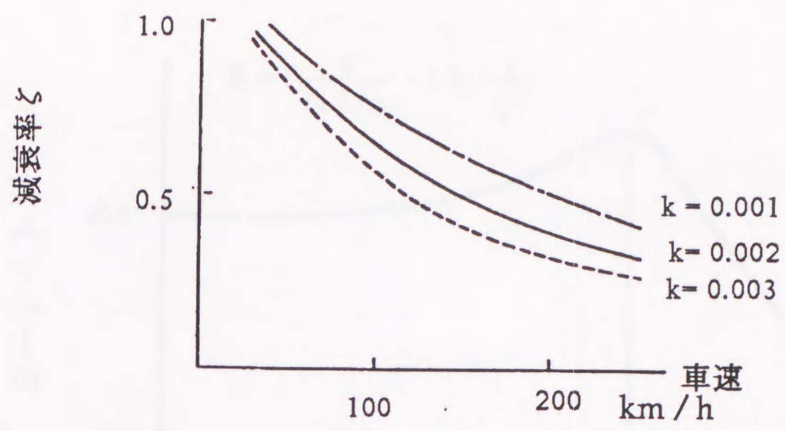


図 3-3 減衰率 ζ 、固有振動数 ω_n 、減衰係数の車速による影響

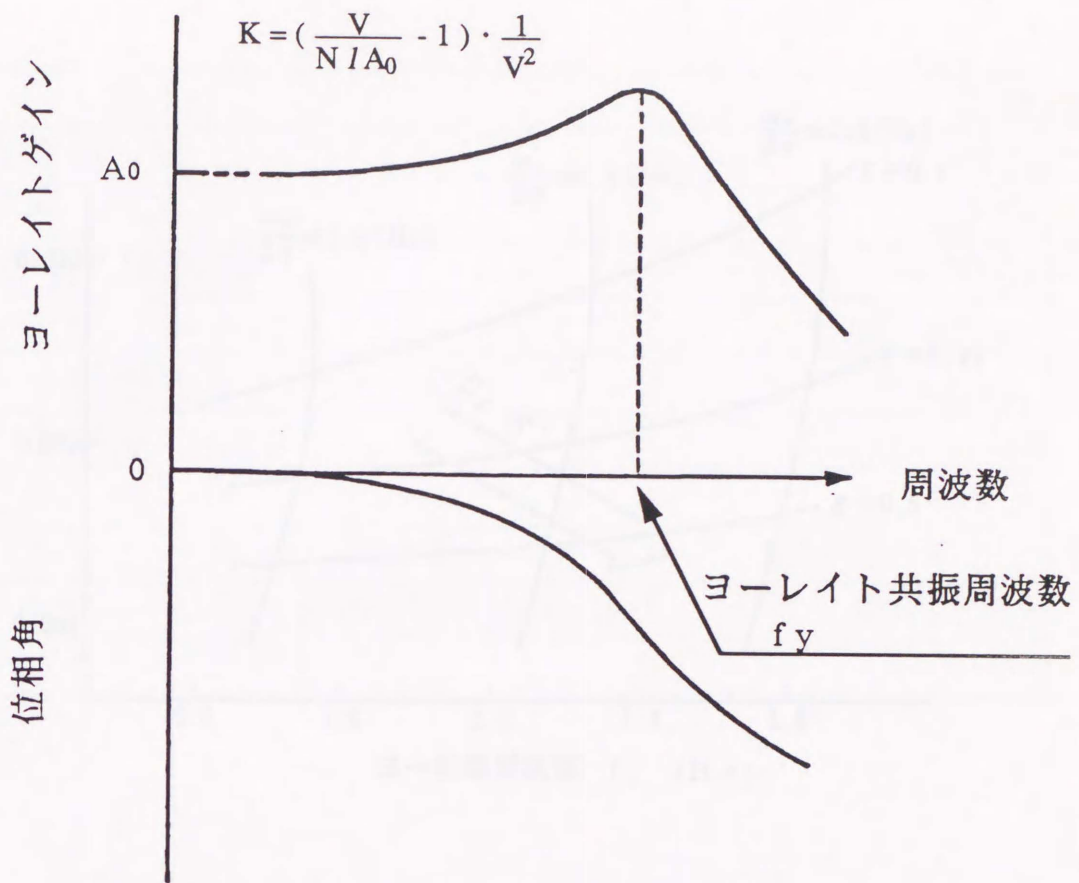


図3-4 ヨーレイト共振周波数 f_y とスタビリティファクタ K

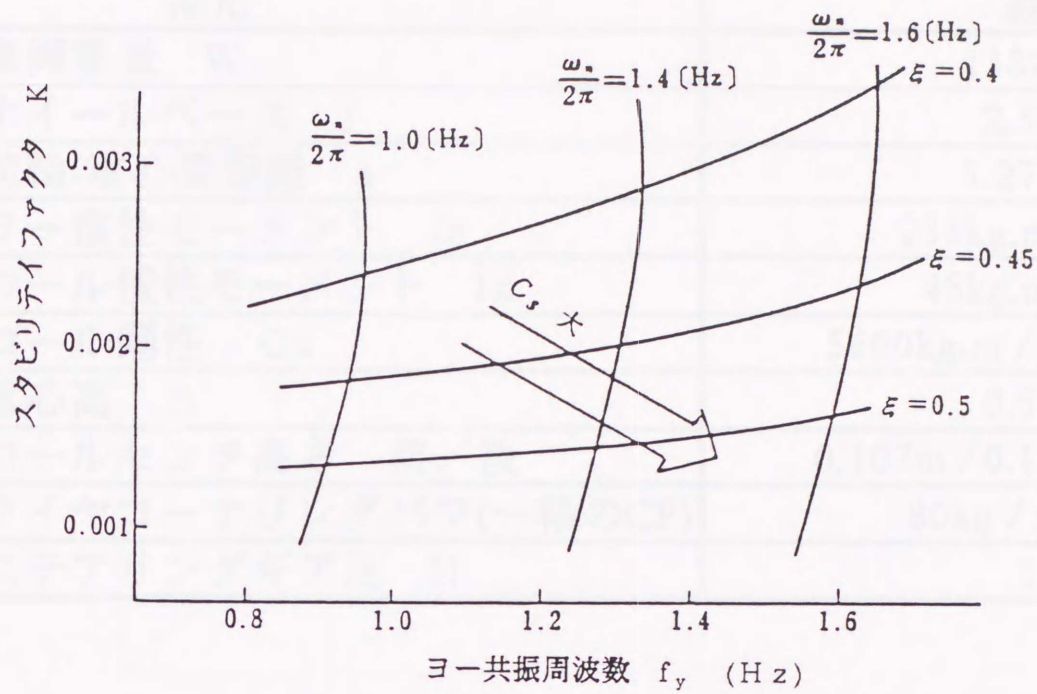


図3-5 K- f_y グラフと ξ 、 ω_n の関係 (180 km/h 計算値)

諸元	数値
車両重量 W	1382kg
ホイールベース l	2.52m
前輪-重心間距離 a	1.275m
ヨー慣性モーメント I_z	235kg.m.s ²
ロール慣性モーメント I_x	48kg.m.s ²
ロール剛性 G_x	5600kg.m / rad
重心高 h	0.51m
ロールセンタ高さ 前/後	0.107m / 0.14m
タイヤコーナリングパワ(一輪のCP)	80kg / deg
ステアリングギア比 N	19.6

図 3-6 車両諸元値

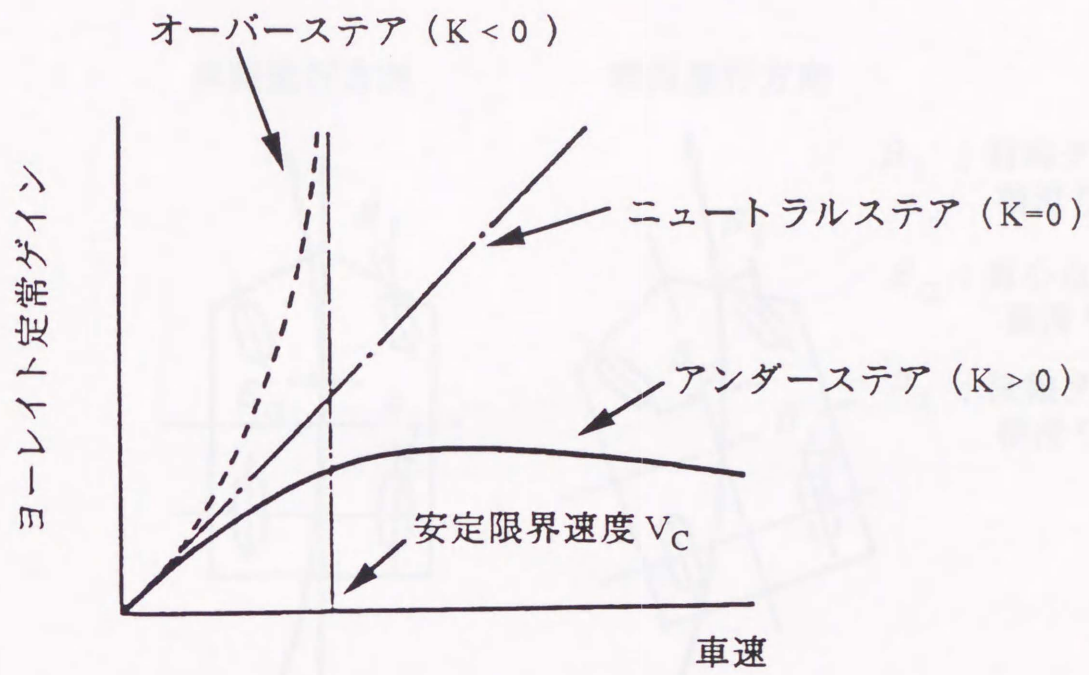
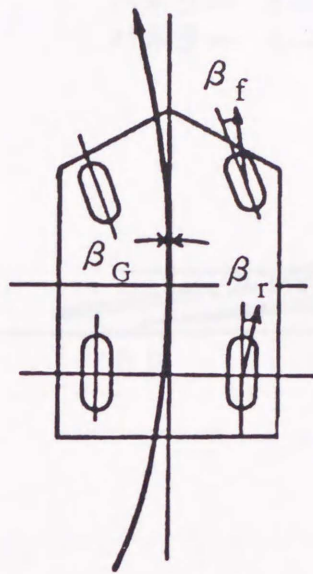


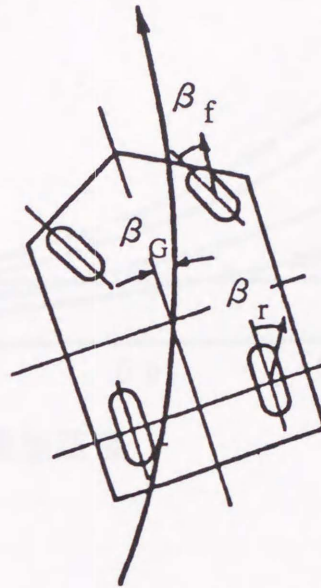
図3-7 車速によるヨーレイトゲインの変化

車両進行方向



β_G が0の時

車両進行方向



さらに車速が上がったとき

β_f ; 前輪タイヤ
横滑り角

β_G ; 重心点
横滑り角

β_r ; 後輪タイヤ
横滑り角

図3-8 重心点横滑り角 β_G

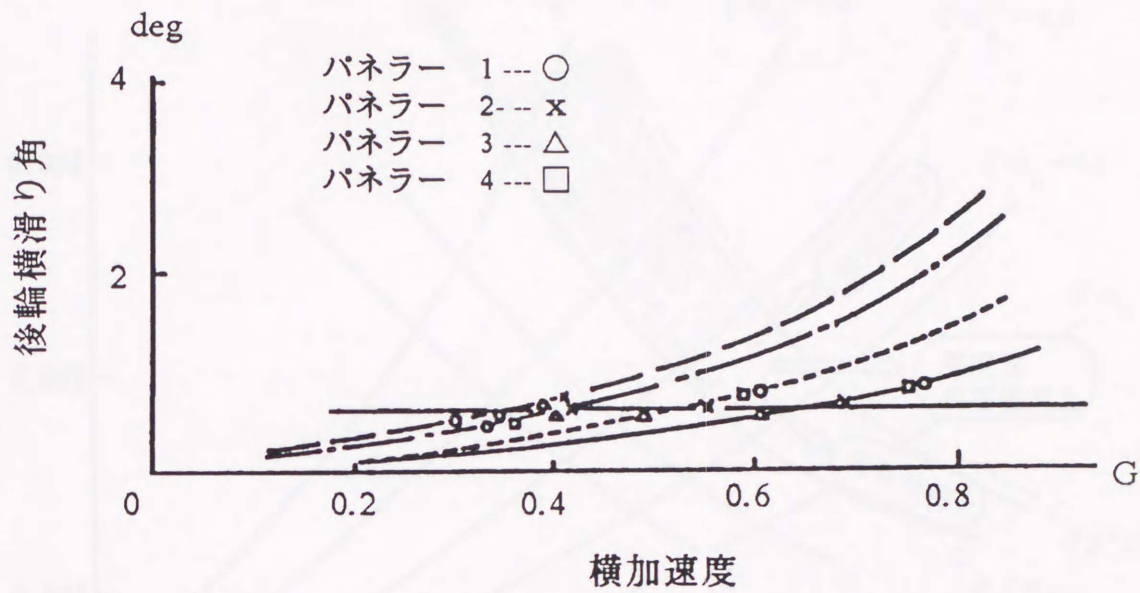


図3-9 車線変更時に尻流れを感じた時の後輪部の横滑り角
(車速 100 km/h)

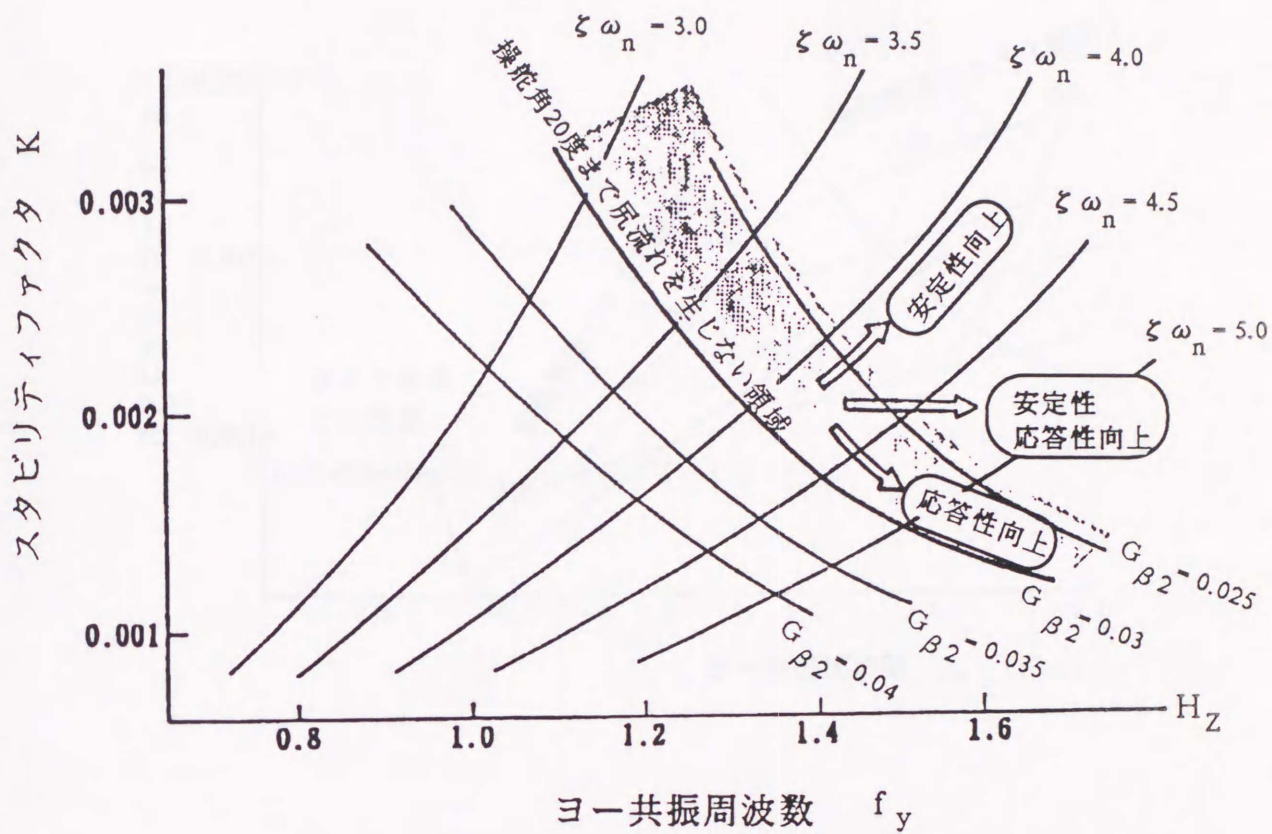


図3-10 K- f_y グラフにおける応答性と安定性

(車速 180 km/h, 計算値)

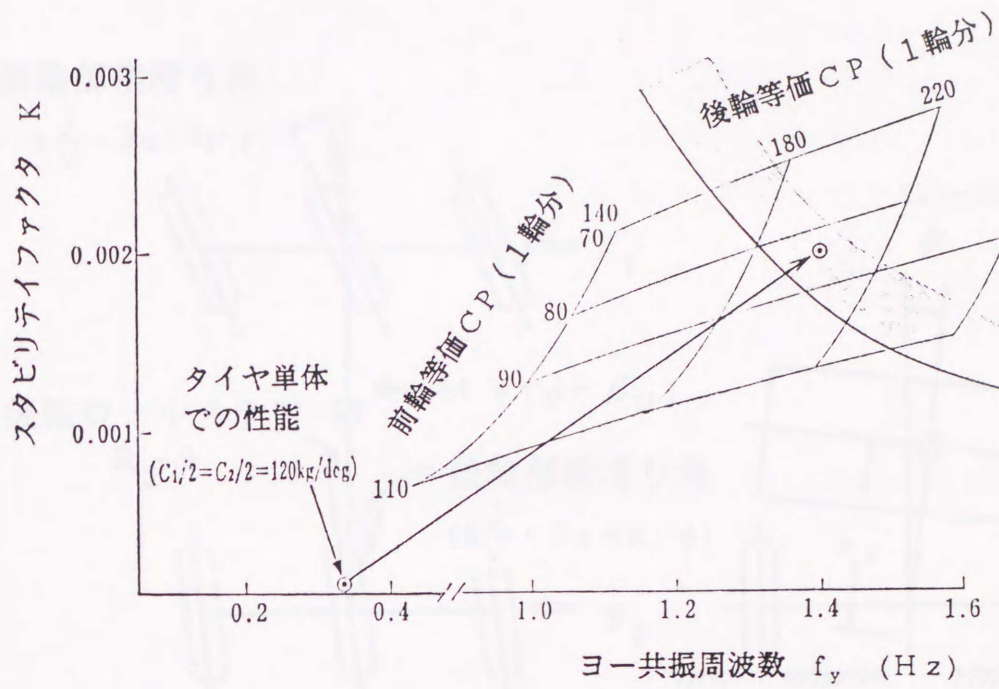
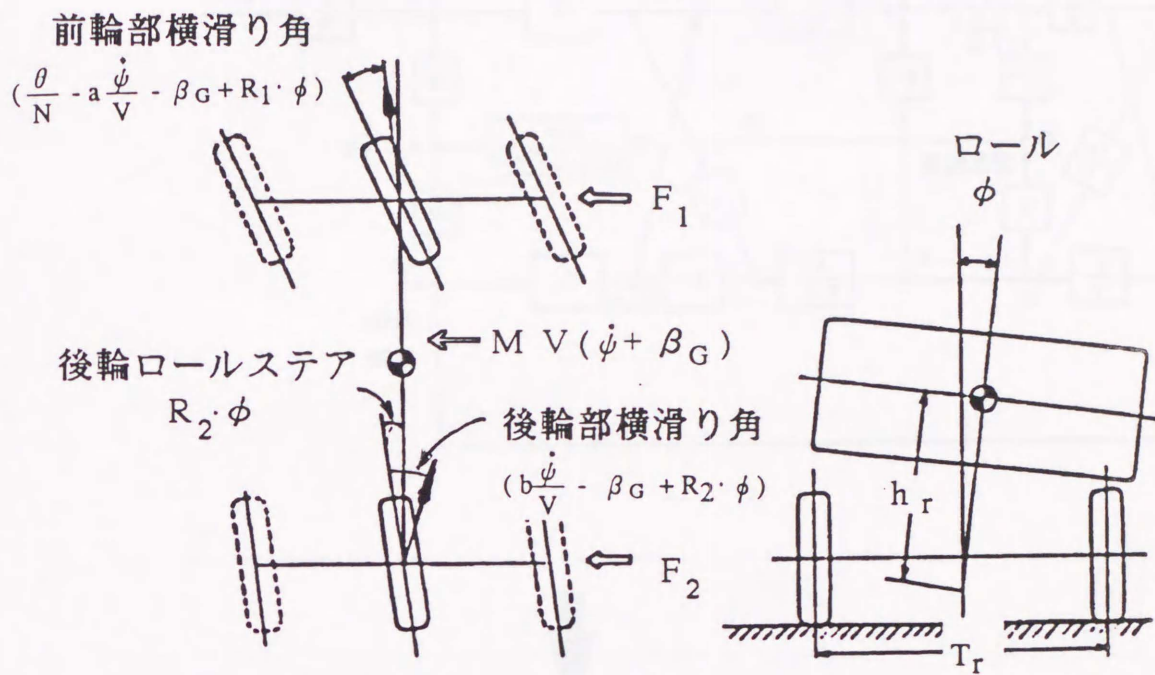


図 3-11 K- f_y グラフと前後輪 CP との関係



ロールステア係数 R_1, R_2 は前輪操舵と同相方向をプラス、
 逆相方向をマイナスと定める

図 3-12 3自由度線形モデル

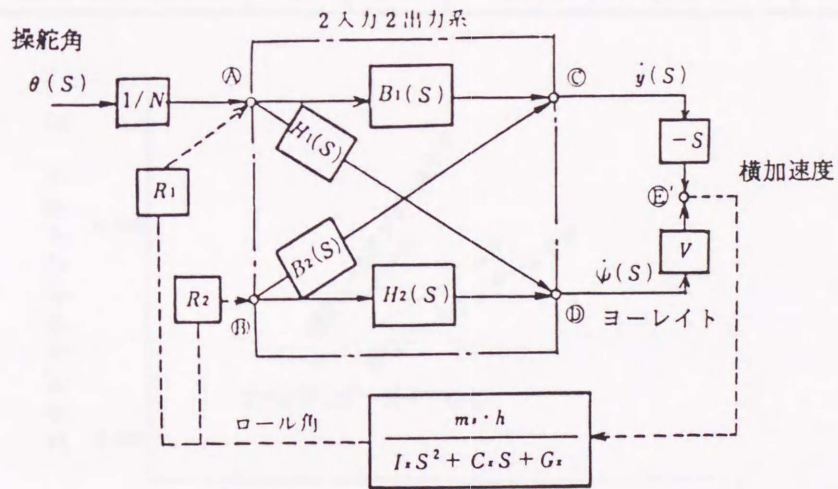
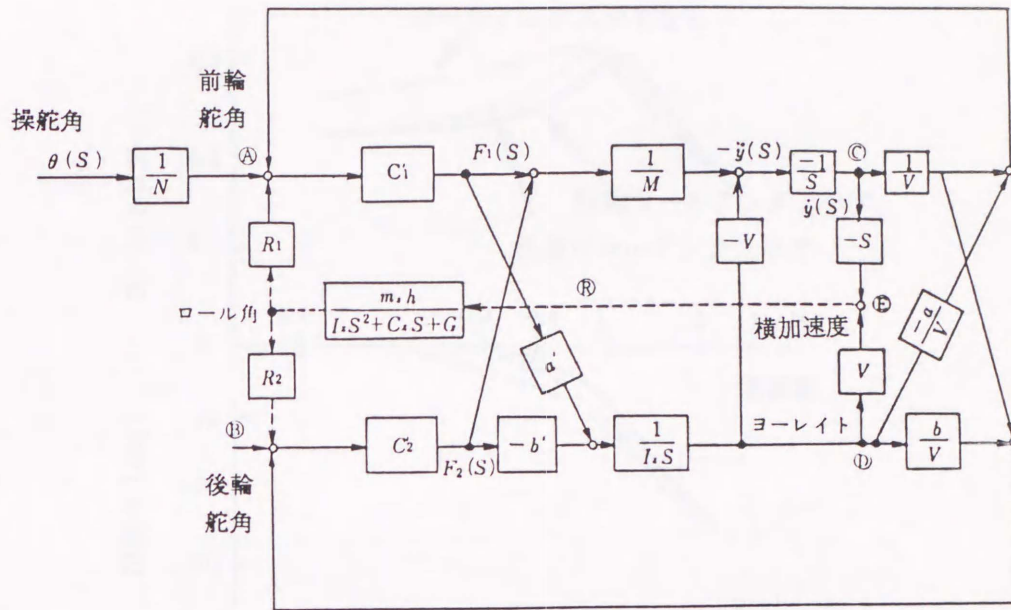
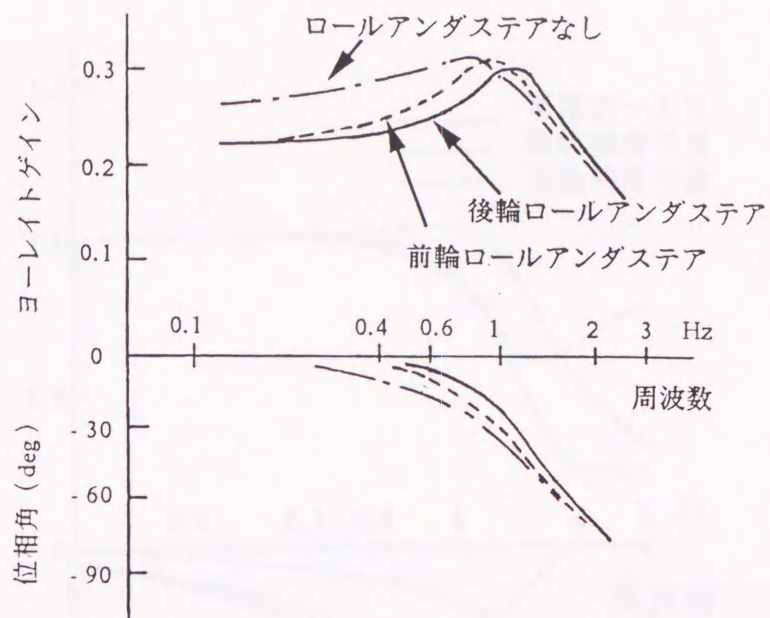


図 3-13 2入力2出力系として表した操舵信号の伝達経路図



	R_1	R_2	ロール剛性 G_x	スタビリティファクタ	f_y (Hz)
前輪ロールアンダステア	-0.1	0.0	5600	0.0022	0.9
後輪ロールアンダステア	0.0	0.1	5600	0.0022	1.1

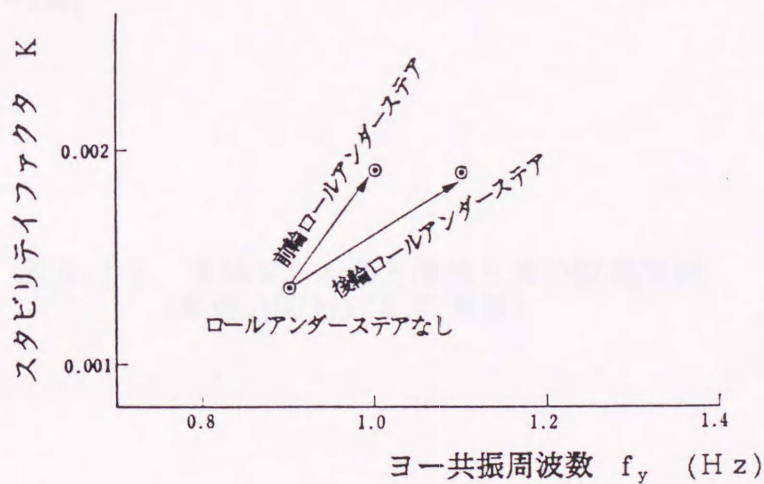


図3-14 ロールアンダステアの効果 (車速100 km/h、計算値)

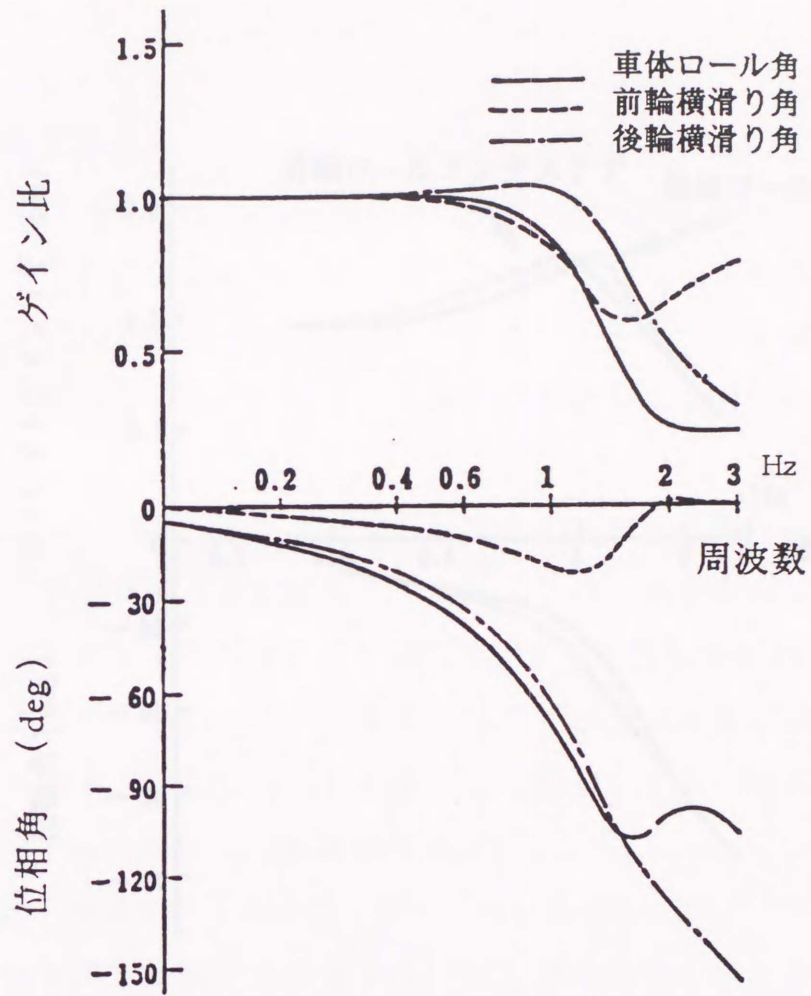


図3-15 車体ロール角と横滑り角の位相関係
(車速 100 km/h, 計算値)

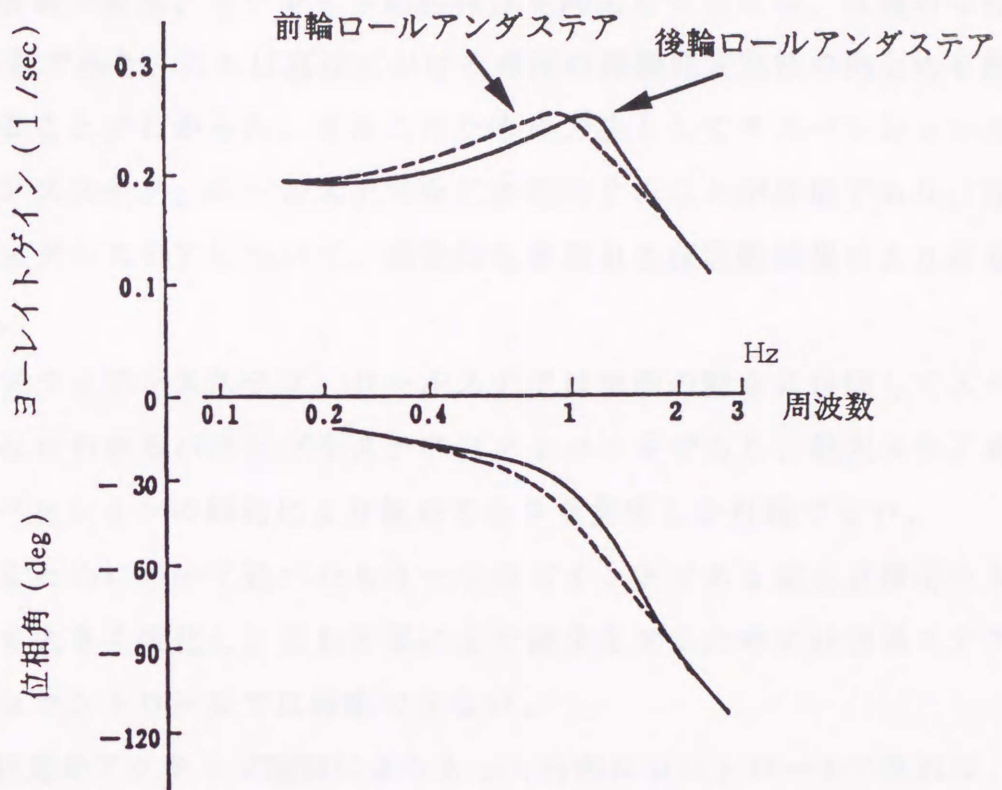


図3-16 前輪ロールアンダステアと後輪ロールアンダステアの実験結果
(車速 100 km/h)

第4章 四輪操舵実験車両による操縦安定性向上の解析

4.1 緒言

前章までの解析の結果、ヨーレイト応答特性を向上させるには、後輪の等価CPの増大が必要であり、これは高速における車両の操縦性安定性の向上にも重要な要件であることがわかった。またこのための方法としてサスペンションのコンプライアンスステア、ロールステアなどを利用することが可能であり、後輪のロールアンダーステアについて、理論的な考察および実験結果により有効性を示唆した。

しかしコンプライアンスステア、ロールステアは車両の動きに付随してステア角が発生するいわゆるパッシブなステアコントロールであり、最大ステア角にしてもサスペンションの制約により極めて小さな角度しか可能でない。

また第2章のまとめにおいて述べたもう一つのポイントである重心点横滑り角は車速によって大きく変化し、これを零にまで減少させるためには後輪ステア角のパッシブなコントロールでは対応できない。

そこで後輪舵角をアクティブ制御によりもっと自由にコントロールできれば、車両の重心点横滑り角の減少も含めさらに操縦性安定性を向上させることが可能になると予想される。

本章では、この目的のため新しく開発した後輪舵角をマイクロコンピュータによる電子油圧制御装置で自由にコントロールできる実験車を用い、後輪のアクティブ操舵制御（いわゆる四輪操舵システム---4WS）による操縦性安定性の向上につき解析を行なった。

4.2 それまでの四輪操舵研究の状況について

四輪操舵の考え方は極めて古くからあったが、低速走行時の最少回転半径の低減手段としてトーイングトレーラ等の特殊車両に応用されたのみであった。従って以下に概括するように、筆者が四輪操舵車の研究を開始した1977年までにおいて、四輪操舵車による中高車速域での操縦性安定性向上について研究した例は極めてわずかであった。

- (1) 岡田⁽⁴⁻¹⁾は操縦性安定性の向上を目的として、後輪舵角 δ_r を前輪舵角 δ_f と車両横滑り角 β に比例して操舵する後輪自動操舵方式を提案した。

$$\delta_r = k (\delta_f + \mu \cdot \beta)$$

後輪舵角 θ_r は前輪舵角にもフィードバックされる。アナログコンピュータによる計算の結果、横加速度の位相遅れが小さくなり、操舵応答性も改善されたと報告されているがその後の進展は見られない。

- (2) 佐藤は⁽⁴⁻²⁾大型車における内輪差の解消と操舵応答性の向上より、内輪差=0になるように後輪を以下の式で操舵する事を提案した。

$$\delta_r = -K_1 \cdot \delta_f + K_2 \cdot V \cdot \dot{\psi}$$

K_1, K_2 は定数である。この論文についてもその後の進展は見られない

- (3) 小口⁽⁴⁻³⁾は前後輪の舵角を機械的に連結した四輪操舵車により、台上での操縦安定性試験装置を用いてヨーレイトと横加速度が運転者の主観評価に与える影響を調べた。

この結果横加速度とヨーレイトの操舵に対する位相遅れを少なくすると人間-自動車系の性能は向上したと報告している。

4.3 重心点横滑り角についての考察

4.3.1 重心点横滑り角とヨーレイト、横加速度の関係

第2章のまとめに述べたように、実際の車両の進行方向は車体の向きと一致してしない。図4-1に示すようにこの間のずれ β_G は重心点横滑り角として表される。運転者にとって車体の向きはわかりやすいが、車両の実際の進行方向はわかりにくい。もし重心点横滑り角 β_G を零にできれば、車体の向きと実際の進行方向が一致し、運転がしやすくなることが予想される。

また重心点横滑り角 β_G 、横加速度 α 、ヨーレイト $\dot{\psi}$ の間には以下に示す関係がある。

$$\alpha = V \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta}_G) \quad \text{---(4-1)}$$

すなわち、重心点横滑り角 β_G を零にするということは、ヨーレイトと横加速度の位相差を零にすることと等価になる。

W. Bergman⁽⁴⁻⁴⁾はヨーレイトと横加速度の位相差を少なくすると、運転者の主観的な評価が向上すると述べているが、これは重心点横滑り角を小さくしたことに相当する。

そこで四輪操舵車による制御要件として、(1) 重心点横滑り角を零に近づけること (2) ヨーレイト応答特性を早くすることの2点を考慮して解析を進めた。以上の2点が達成できれば横加速度の応答も必然的に改善されることになる。

4.3.2 四輪操舵による重心点横滑り角の改善

前述の図3-1に示した2自由度モデルを用いて前輪操舵車の重心点横滑り角を求めると下式の様に表される。

$$\beta_G = \frac{-b \cdot l + M \cdot \frac{a}{C_2} \cdot v^2}{l^2 - M \left(\frac{a}{C_2} - \frac{b}{C_1} \right) v^2} \quad \text{---(4-2)}$$

図4-2に示す諸元の車両において、車速に対する定常旋回時の重心点横滑り角を計算した結果を図4-3に示す。

すなわち前輪のみの操舵車においては、低車速と高車速で重心点横滑り角の発生方向が異なり、低車速では後車輪が旋回内側に入り込む方向に、高車速では後車輪が旋回外側に張り出す方向に車体を向ける。これにより、低車速では内輪差を生じ、高車速では第3章にて述べた尻流れの状態になる。

そこで、後輪に操舵角 δ_r を与えてこの状態を解消し、全車速域にわたって定常旋回時の横滑り角 β_G を零とすることを試みた。

解析に用いたモデルを図4-4に示す。基本的には、前述の図3-1の2自由度モデルと同じであるが、 δ_r の後輪操舵が付加されている。この時の運動方程式を以下に示す。

四輪操舵車における2自由度運動モデル

y軸方向の運動

$$M \cdot V(\dot{\psi} + \dot{\beta}_G) = F_1 + F_2 \quad \text{---(4-3)}$$

ヨー運動

$$I_z \cdot \ddot{\psi} = a F_1 - b F_2 \quad \text{---(4-4)}$$

補助式

$$F_1 = C_1 \left(\frac{\theta}{N} - a \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta_G \right) \quad \text{---(4-5)}$$

$$F_2 = C_2 \left(\delta_r + b \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta_G \right) \quad \text{---(4-6)}$$

ここにおいて、前輪舵角($\delta_f = \theta / N$)に対して以下の式で与えられる操舵率 k_r 倍で後輪を操舵すれば定常旋回時の重心点横滑り角 β_G が零となる。

$$\delta_r = k_r \cdot \theta / N \quad \text{---(4-7)}$$

$$k_r = \frac{-b \cdot l + M \cdot \frac{a}{C_2} \cdot v^2}{a \cdot l + M \cdot \frac{b}{C_1} \cdot v^2} \quad \text{---(4-8)}$$

図4-5は図4-2の諸元の車両での後輪操舵率 k_r を計算した結果である。これより重心点横滑り角を零とするための後輪操舵としては、低車速では前輪と逆相の操舵、高車速では前輪と同相の操舵を行なうことが必要となる。

4.4 後輪をアクティブに操舵可能な四輪操舵実験車を用いた実験

4.4.1 四輪操舵実験車の概要

図4-6は前輪の操舵機構に加え、後輪をアクティブに操舵できる機構を設けた四輪操舵実験車を示したもので、車両の基本諸元は図4-2と同じである。本車両はFFレイアウトのため、リアサスペンションをストラット型に改造、リアのステアリング機構は後輪を最大 35° まで操舵可能とした。

図4-7はこの実験車のシステム構成を示している。油圧系は、最高圧 70 Kg/cm^2 のクローズドセンタタイプを用いている。センサーとしては操舵角センサ、車速センサ、後輪操舵アクチュエータの位置検知センサーを使用し、8ビットのマイクロコンピュータを用いた電子油圧サーボシステムにより、後輪舵角制御の精度は 0.1° となっている。

4.4.2 四輪操舵実験車による実験結果---定常特性

(1) 車両重心点の横滑り角について

図4-8は四輪操舵実験車に、図4-5にて示した後輪操舵制御を行なった時の、車両の重心点横滑り角の実験結果である。後輪の制御を行なうことにより、重心点横滑り角は車速によらず殆ど零にできることがわかる。高速において、重心点横滑り角がややマイナス方向に発生しているが、これは車両諸元値でステアリング剛性を低く見積ったためと考えられる。

(2) 低車速時の旋回半径の低減について

図4-9は後輪を操舵することにより、車両の旋回半径がどう変化するかを示したものである。図より明らかな様に、後輪操舵の影響は車両の旋回中心を移動させることと言い表せる。すなわち逆相の場合は旋回半径を小さくし、同相の場合は大きくする方向になる。従って図4-5の後輪操舵角制御を行なうと、低速では後輪を前輪と逆相に操舵するため旋回半径は小さくなり、高速になるに連れて旋回半径が大きくなっていく。

例えば図4-9において、前輪舵角 35° 操舵に加え、後輪も 35° 操舵すると旋回半径は約60%となる。この時図4-10に示すように、内輪差も0となるが、一方旋回外側の車両後端部が外側に張り出す。後輪を 35° 操舵すると張り出し量は1mとなる。

また極低速時に、前輪のみの操舵車では旋回中心の位置が後車軸上にあるのに対し、後輪も操舵すると旋回中心は車両の前方に移動する。これより低車速でのバック、幅寄せ、車庫入れ等に通常の前輪のみの操舵の車と違った動きをするため慣れが必要となる。

(3) 低車速時の旋回特性について

図4-11は前輪のみの操舵車と、図4-5に示した重心点横滑り角を零とする後輪操舵制御を行なった四輪操舵車の、加速円旋回特性（極低速での一定円旋回の状態より、ステアリング舵角一定のまま加速を行なう）の実験結果を比較して示したものである。

図より明らかな様に、重心点横滑り角が零となるように制御された四輪操舵車は、低速からの加速特性において前輪のみの操舵車に比べると1桁以上も大きい強アンダステアを示している。すなわち交差点等で曲がる時に加速をすると旋回半径が大きく膨らむことになる。この理由は図4-5の様に重心点横滑り角を零とするために、車速の上昇と共に低速逆相～高速同相に後輪舵角を制御していることは、この間でステアリング舵角が一定でも車速が変わると旋回半径が変わることになるからであり、低速で大きな舵角の後輪操舵を行なって加速をすると問題となってくる。

これらの実験結果より、低速での逆相操舵については前輪舵角と同じような大きな角度での後輪操舵の実用化は解決すべき問題が多いと考えられる。しかし中高車速時における操縦性安定性の向上については、必要となる後輪操舵角が小さいため有効な手段となりうることがわかった。

4.5 四輪操舵車の操舵応答性能解析

第3章において示したように、高車速で後輪を前輪と同相に操舵することは重心点横滑り角の減少のみならず、操舵応答性も向上できる可能性がある。そこで後輪操舵時の操舵応答性能向上につき、さらに詳しい解析を行なった。

4.5.1 2入力2出力系としての検討

図4-12は四輪操舵システムを、前輪操舵角、後輪操舵角を入力とし、ヨーレート、横加速度を出力としたときのブロック線図である。この図では、後輪操舵角は前輪操舵角の k_r 倍としている。図4-12(a)は整理して書き直すことができ、図4-12(b)に示すような、2入力2出力モデルと等価であることがわかる。

ここで、 $H_1(S)$ 、 $H_2(S)$ はそれぞれ前輪操舵角入力、後輪操舵角入力に対するヨーレート出力の伝達関数であり、また $G_1(S)$ 、 $G_2(S)$ は同じく、前輪操舵角入力、後輪操舵角入力に対する横加速度出力の伝達関数である。

$$H_1(S) = \frac{a C_1 M \cdot S + \frac{C_1 C_2 \cdot l}{V}}{k_2 \cdot S^2 + k_1 \cdot S + k_0} \quad \text{---(4-9)}$$

$$H_2(S) = \frac{-b C_2 M \cdot S + \frac{C_1 C_2 \cdot l}{V}}{k_2 \cdot S^2 + k_1 \cdot S + k_0} \quad \text{---(4-10)}$$

$$G_1(S) = \frac{C_2 I_z \cdot S^2 + \frac{C_1 C_2 \cdot b \cdot l}{V} \cdot S + C_1 C_2 \cdot l}{k_2 \cdot S^2 + k_1 \cdot S + k_0} \quad \text{---(4-11)}$$

$$G_2(S) = \frac{C_2 I_z \cdot S^2 + \frac{C_1 C_2 \cdot a \cdot l}{V} \cdot S - C_1 C_2 \cdot l}{k_2 \cdot S^2 + k_1 \cdot S + k_0} \quad \text{---(4-12)}$$

$$\text{ここに} \quad k_2 = M I_z \quad \text{---(4-13)}$$

$$k_1 = \{ (C_1 + C_2) I_z + (a^2 C_1 + b^2 C_2) M \} / V \quad \text{---(4-14)}$$

$$k_0 = C_1 C_2 l^2 / V^2 - M(a C_1 - b C_2) \quad \text{---(4-15)}$$

図4-12(b)は四輪操舵車のヨーレイトおよび横加速度の車両挙動の出力は、前輪操舵分の車両挙動と後輪操舵分の車両挙動を加え合わせるにより求められることを示しており、下式により計算できる。

$$\text{ヨーレイト} \quad \dot{\psi}(S) = \theta(S) \cdot \{H_1(S) + k_r H_2(S)\} \quad \text{---(4-14)}$$

$$\text{横加速度} \quad g(S) = \theta(S) \cdot \{G_1(S) + k_r G_2(S)\} \quad \text{---(4-15)}$$

図4-13は図4-2に示す諸元の車両において、 $H_1(S), H_2(S), G_1(S), G_2(S)$ のボード線図を計算したものである。

これを用いて、前輪舵角に比例して後輪を同相に操舵した場合の横加速度の応答特性を図4-14に、またヨーレイト応答特性を図4-15に示す。

図4-14(c)はシミュレーション計算による横加速度の周波数特性を示したものであるが、前輪舵角に比例して後輪を操舵した場合、横加速度は位相遅れが減少し、ゲイン特性も共振周波数が高くなるなど特性が改善されているのがわかる。しかし図4-15(c)に示すシミュレーション計算によるヨーレイトの周波数特性においては、位相遅れは逆に増大、またヨーレイト共振周波数も低下する結果となった。

すなわち、単に前輪舵角の比例倍で後輪を同相に操舵しただけでは、横加速度の向上は得られるが、ヨーレイトの向上をはかることはできないことがわかったため、この理由を次節にて検討した。

4.5.2 四輪操舵システムにおけるヨーレイト応答性向上の検討

図4-13に示した前輪操舵によるヨーレイト $H_1(S)$ と後輪操舵によるヨーレイト $H_2(S)$ を比較してみると、ゲイン、位相特性において両者は似た特性を有しているが、 $H_2(S)$ の方が1~2Hzの高周波数域におけるゲインが高くなっている。

後輪を同相に操舵すると(k_r はマイナス)、後輪操舵によるヨーレイトは前輪操舵によるヨーレイトを減ずる方向に働く。従って後輪を同相に操舵すると、車両全体としてヨーレイト周波数特性ゲインが全体に低下するが、 $H_2(S)$ が高周波数域でのゲインが高いため、ヨーレイト周波数特性は特に高周波数での低下が大きくなり共振周波数が低下する。

これを改善するためには、後輪操舵分のヨーレイト $H_2(S)$ を逆に高周波数域で減少させ $H_2(S)$ による高周波数域でのヨーレイト低減効果を少なくすれば良いことがわかる。

次に、位相遅れの改善について考察する。

ベクトル軌跡を示した図4-15(b)において、 $H_1(S)$ の2Hzの点は位相遅れが 60° であるが、これと $kH_2(S)$ のベクトル和をとると、図中のA点で示す様に位相遅れが 75° となり、後輪を操舵することで逆にヨーレイトの応答性が悪化していることがわかる。これは、 $kH_2(S)$ のベクトル軌跡において2Hzの点の位相遅れが相対的に $H_1(S)$ よりも進んでいるからであり、この点の位相を逆に $H_1(S)$ より遅らせれば、車両全体としての $(H_1(S)+k_r H_2(S))$ ヨーレイト位相遅れを低減できることは図より理解できる。

従って、四輪操舵においてヨーレイト応答特性を向上させるには、後輪操舵によるヨーレイトの伝達関数 $H_2(S)$ を高周波数域でゲインを低減し、さらに位相特性も遅れを増加させれば良いことになる。すなわち後輪は前輪操舵の比例倍で操舵するよりも、一次遅れの伝達関数特性をもたせて操舵したほうが車両のヨーレイト応答特性の改善が望めるという結論を得た。

4.5.3 後輪操舵の一次遅れ制御による操縦安定性の向上について

図4-16(c)は以上の考察に基づき、後輪操舵に一次遅れ特性をもたせたときのヨーレイト周波数応答特性のシミュレーション計算結果である。図より明らかなように、一次遅れ特性をもたせたほうがヨーレイト共振周波数も高くなり、また位相遅れも低減されてヨーレイト応答特性が向上している。また図4-16(b)はこの時のベクトル軌跡図を示しているが、図4-15(b)とは逆に、後輪操舵分のヨーレイトをベクトル加算することにより、車両全体のヨーレイト位相遅れが少なくなる様子がわかる。

図4-17(c)は後輪操舵に遅れをもたせたときの横加速度特性のシミュレーション計算結果である。一次遅れ特性をもたせることにより、横加速度特性も向上すること、さらに遅れ特性には適正な範囲があり余り遅らすと逆に性能が悪化することがわかる。

4.5.4 四輪操舵実験車による実験結果---動特性

以上の考察に基づき、前述の車両に、図4-18に示す一次遅れ特性を用いて後輪操舵制御を行なった。この実験結果を図4-19に示している。

実験は80 km/hでの周波数応答特性を行なったが、前述の予測どおりヨーレイト応答特性については、ヨーレイト共振周波数が大きく改善され、位相遅れも減少した結果が得られた。

また重心点横滑り角もゲインが減少し、同時に横加速度の周波数特性も改善されている。

4.6 第4章のまとめ

- (1) 電子-油圧制御により後輪舵角を自由にコントロールできる四輪操舵実験車(4WS車)を開発し、四輪操舵システムの基礎解析を行なった。
- (2) 定常旋回において、通常の前輪操舵車の重心点横滑り角は零とはならない。しかし四輪操舵車においては、低速においては後輪舵角を前輪舵角と逆相、高速においては前輪舵角と同相に操舵することにより、全車速域で重心点横滑り角を零にできる。
- (3) 後輪を同相に操舵する事により後輪の等価コーナリングパワを増大させることは、中高速域での操縦性安定性の向上に有効であることを第3章の考察で示した。そこで、四輪操舵システムを2入力、2出力系モデルとして解析し、四輪操舵がヨーレイト応答特性に与える影響を調べた。
この結果、それまで考えられていた後輪操舵法である前輪操舵の比例倍で後輪操舵を行なうと、ヨーレイト応答特性はあまり向上しないこと、ヨーレイト応答特性を大きく向上させるためには後輪操舵に適切な過渡特性をもたせることが重要であることを見いだした。
- (4) すなわち四輪操舵の後輪舵角の制御方法として、車両の重心点横滑りを小さくするよう後輪操舵を制御すればよいこと、さらに後輪操舵の過渡特性を考慮することにより、ヨーレイトの応答特性を大きく向上させることができ、四輪操舵により安定性のみならず操舵応答性も向上できる事を明らかにした。

その過渡制御の例として一次遅れ特性の動的補償による後輪操舵制御により、重心点横滑り角の減少のみならず、ヨーレイトの応答特性も大きく向上できることを解析し実車実験結果にて示した。

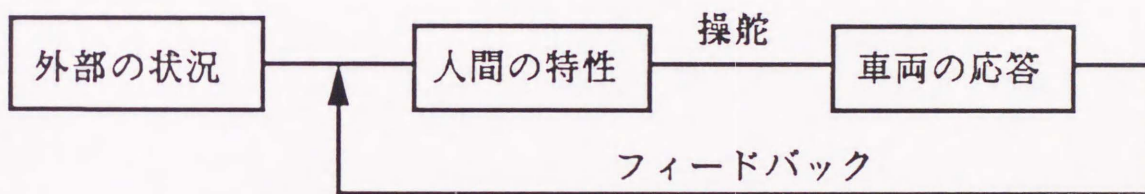
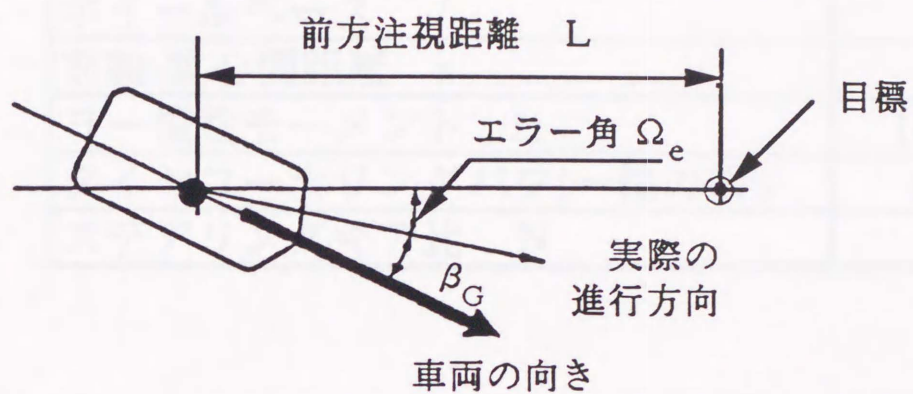


図4-1 運転者の操縦のモデル

諸元	数値
車両重量 W	1105kg
ホイールベース l	2.395m
前輪-重心間距離 a	1.051m
ヨー慣性モーメント I_z	180kg.m.s ²
タイヤコーナリングパワ(一輪のCP)	65kg / deg
ステアリングギア比 N	21

図 4 - 2 車両諸元値

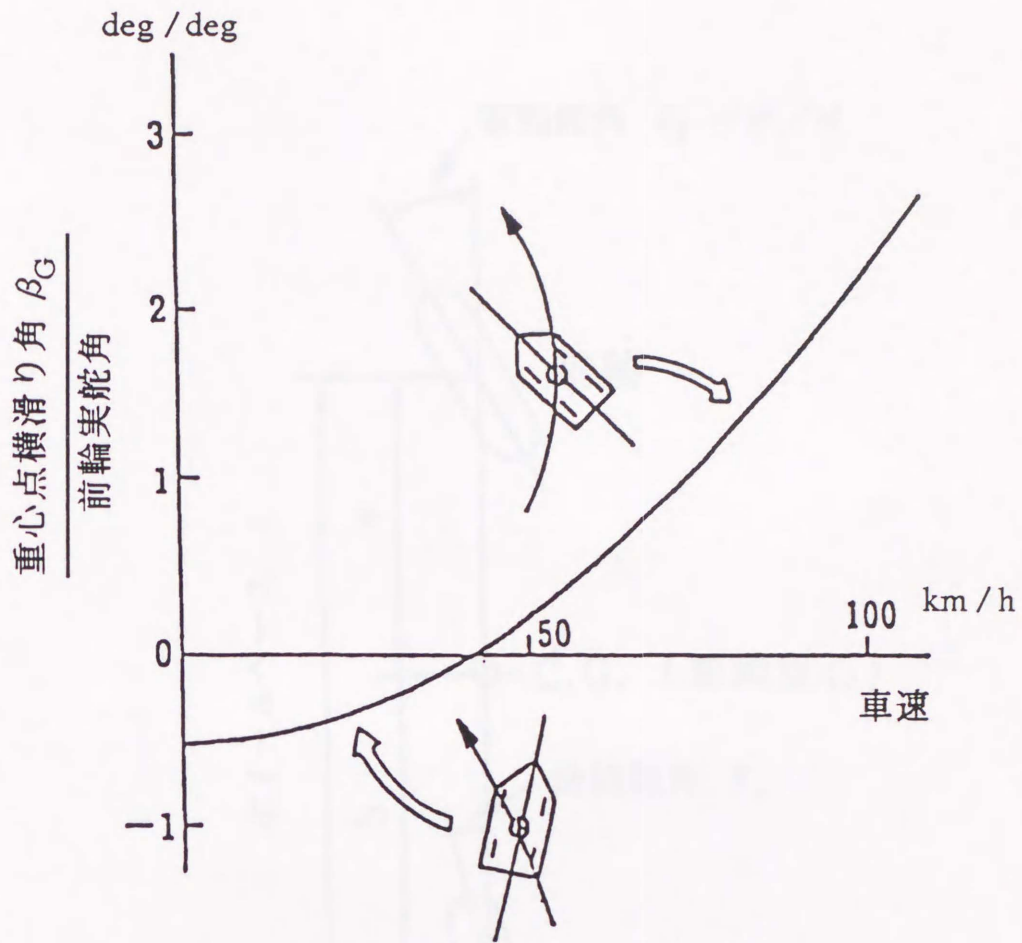


図 4-3 前輪操舵車における重心点横滑り角

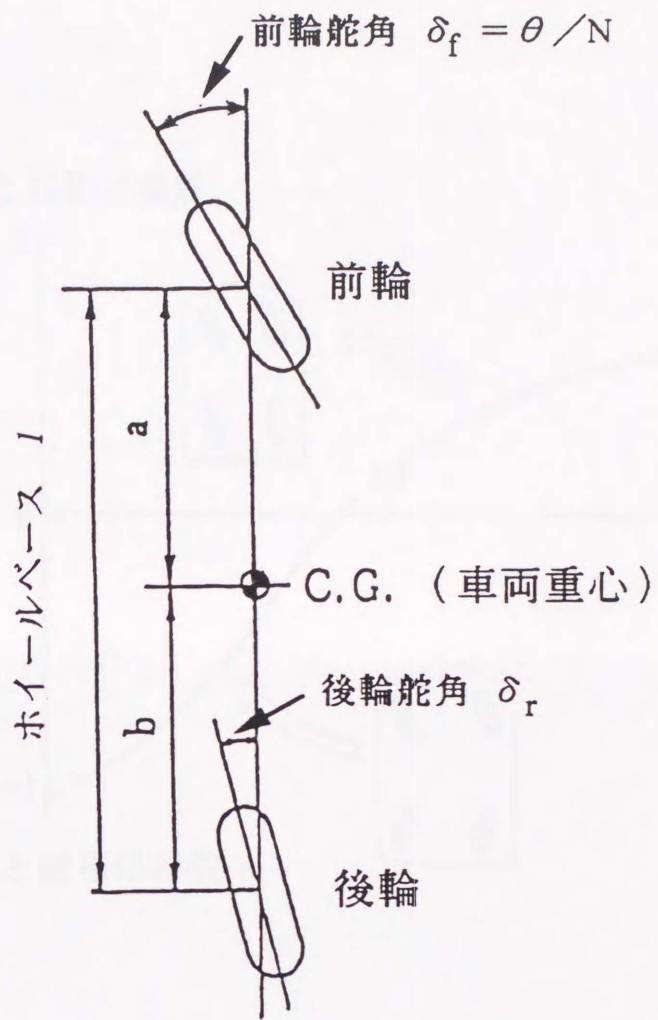


図 4-4 四輪操舵のモデル

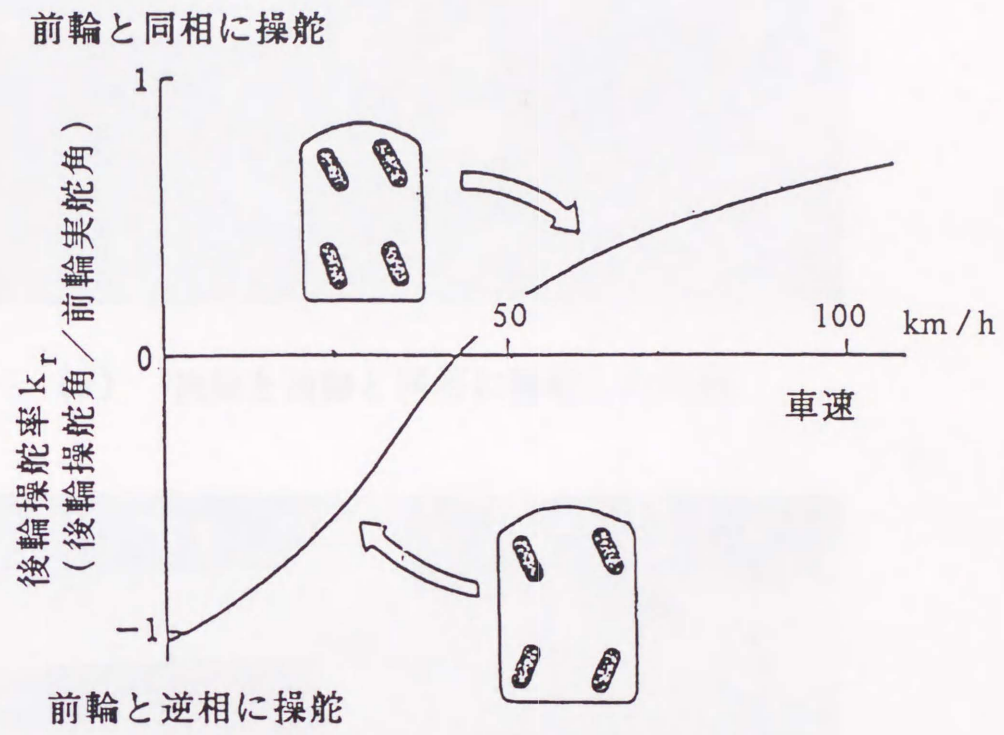


図4-5 重心点横滑り角を零とする後輪操舵率 k_r



(a) 後輪を前輪と同相に操舵した状態



(b) 後輪を前輪と逆相に操舵した状態

図 4-6 四輪操舵実験車両 (写真)

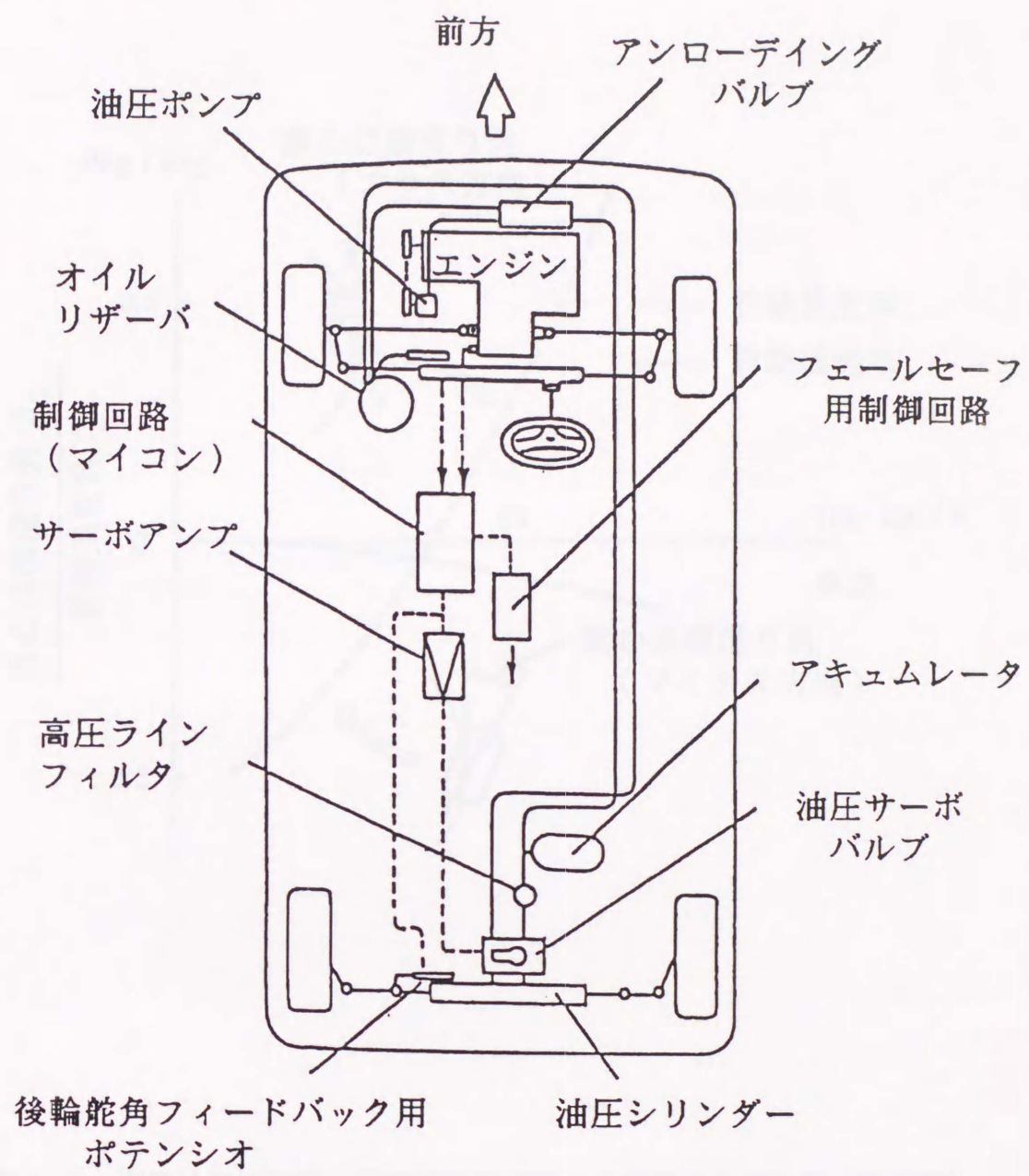


図4-7 四輪操舵実験車のシステム構成

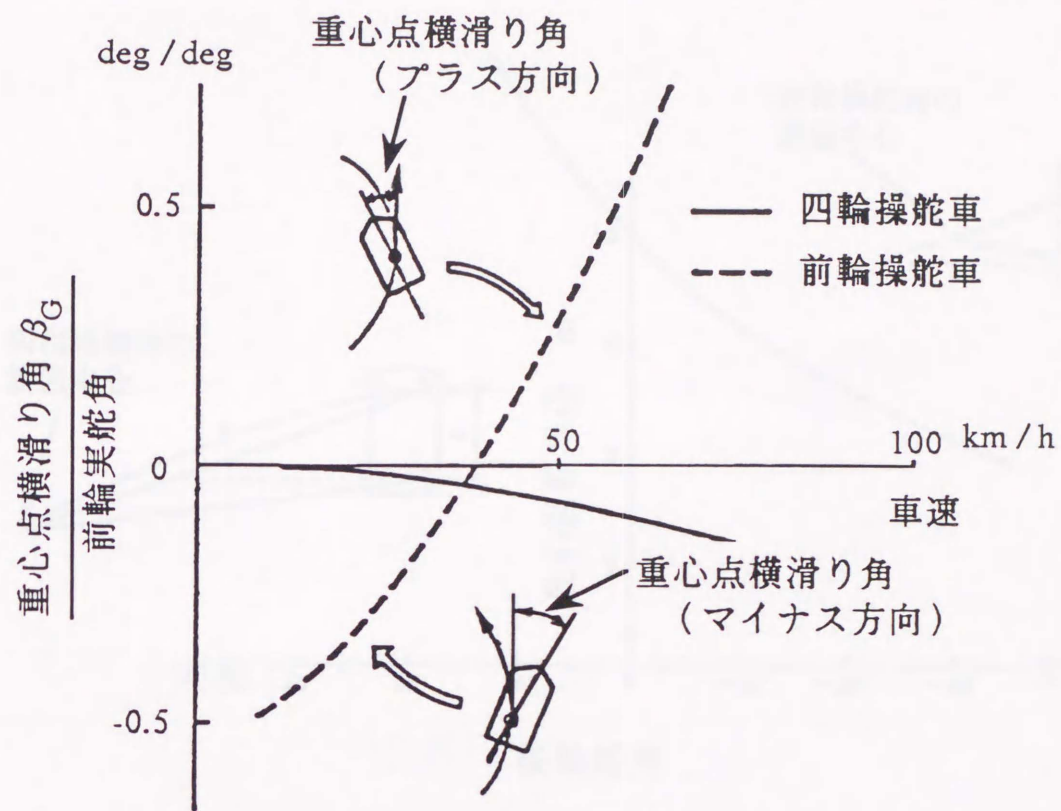


図 4-8 四輪操舵実験車と前輪操舵車の重心点横滑り角の比較 (実験値)

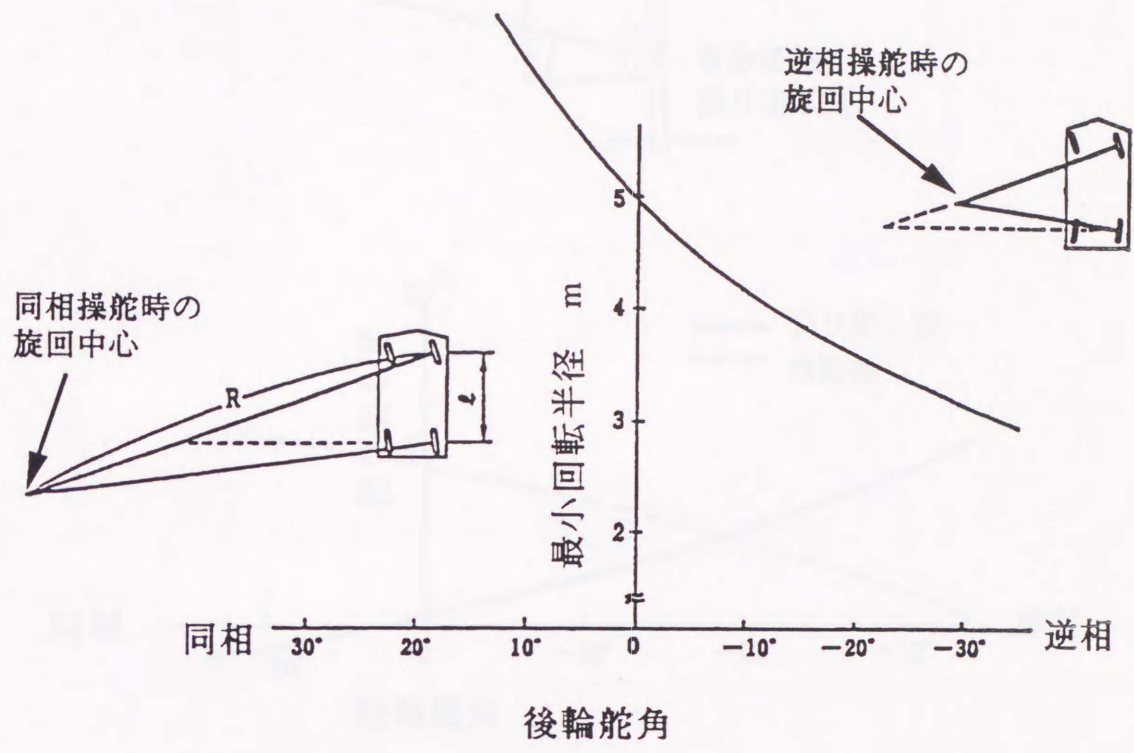


図 4-9 四輪操舵実験車による旋回半径の実験結果

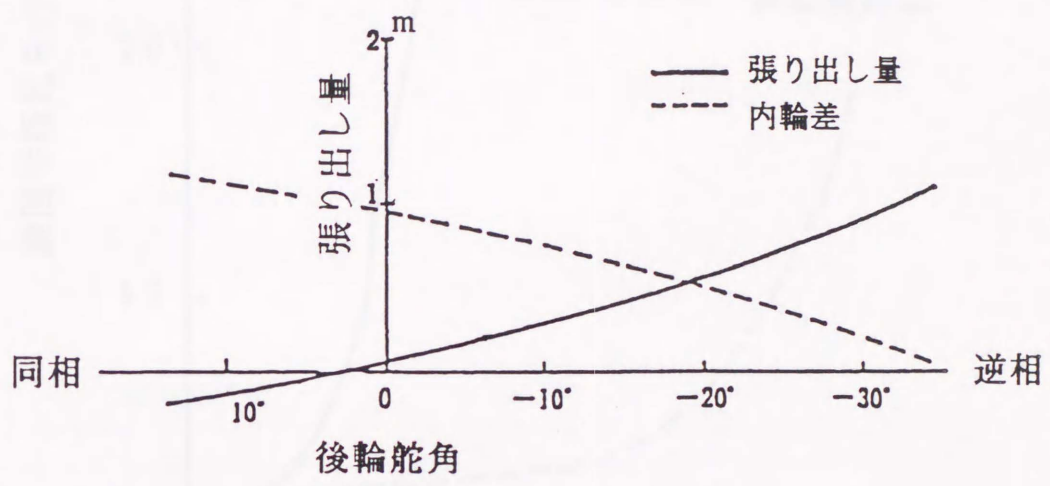
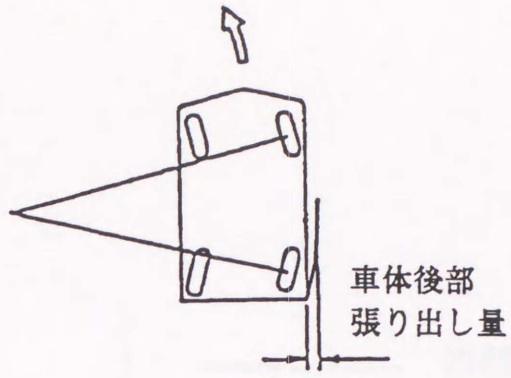


図 4-10 四輪操舵実験車による旋回時の張り出し量と内輪差

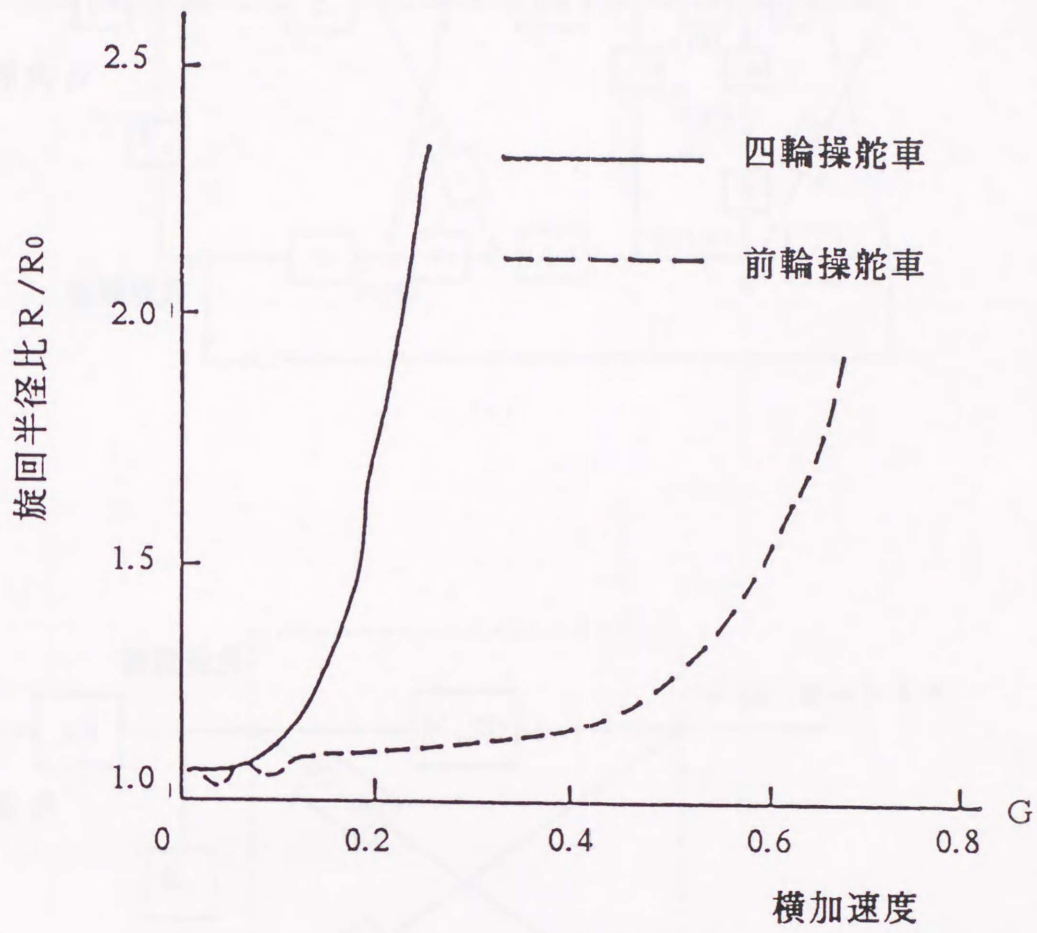
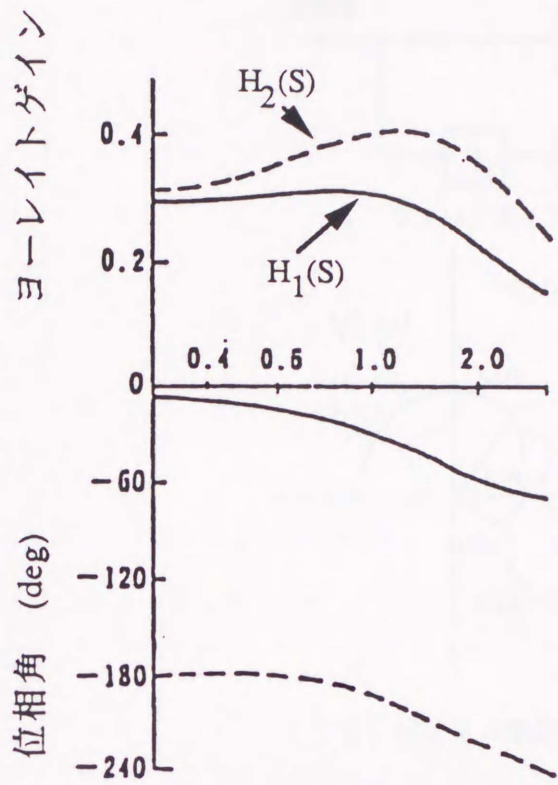
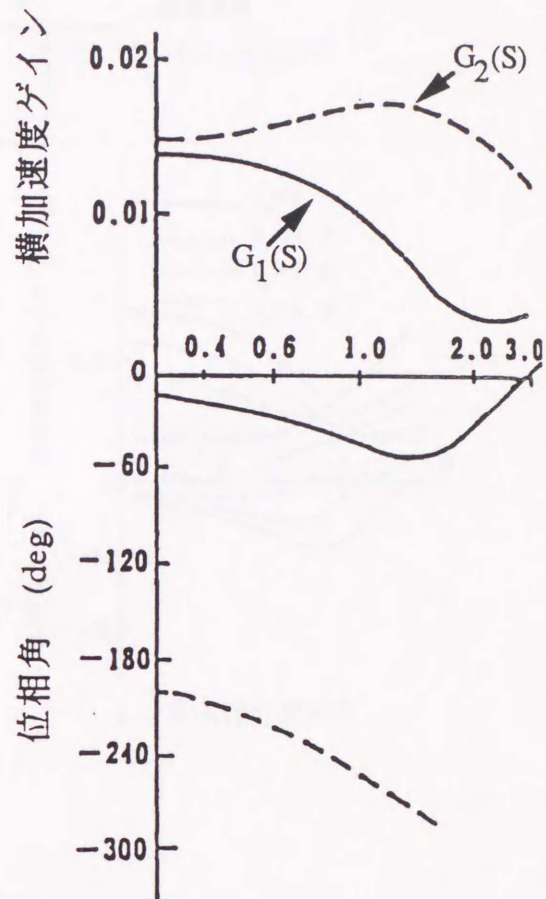


図 4-11 加速円旋回特性実験結果の比較

(前輪舵角一定にて停止状態より加速旋回する実験において、
四輪操舵車両では重心点横滑り角がゼロになるように制御している)



(a) ヨーレイトの周波数特性



(b) 横加速度の周波数特性

図4-13 $H_1(S)$, $H_2(S)$, $G_1(S)$, $G_2(S)$ のボード線図
(車速 100 km/h, 計算値)

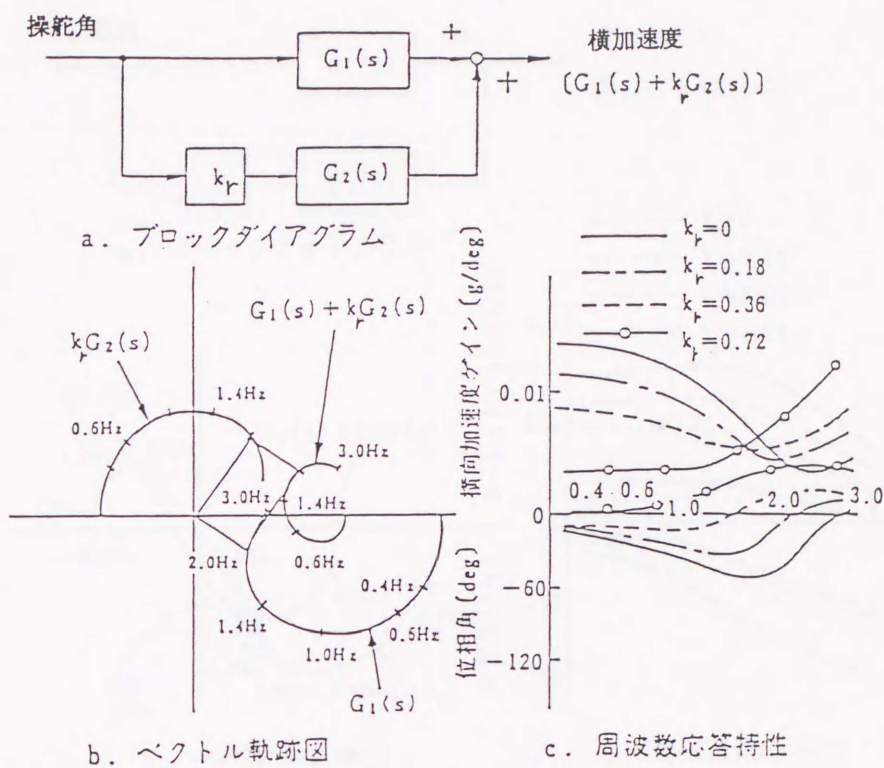


図 4-14 前輪舵角に比例して後輪を操舵した場合 (横加速度特性)

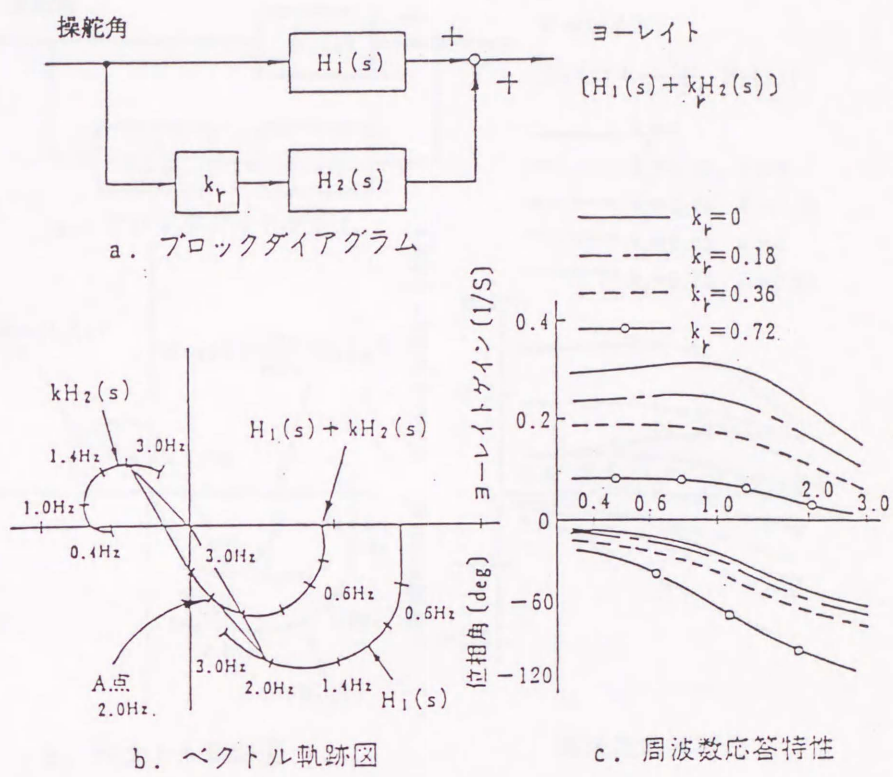


図 4-15 前輪舵角に比例して後輪を操舵した場合 (ヨーレイト特性)

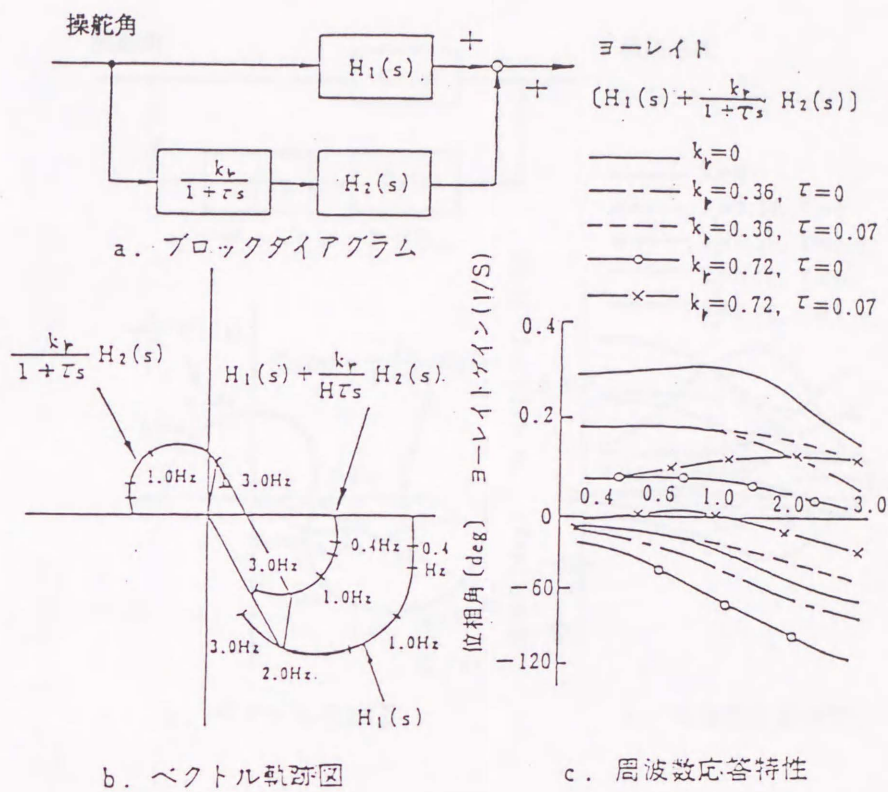


図4-16 一次遅れ特性にて後輪を操舵した場合 (ヨーレイト特性)

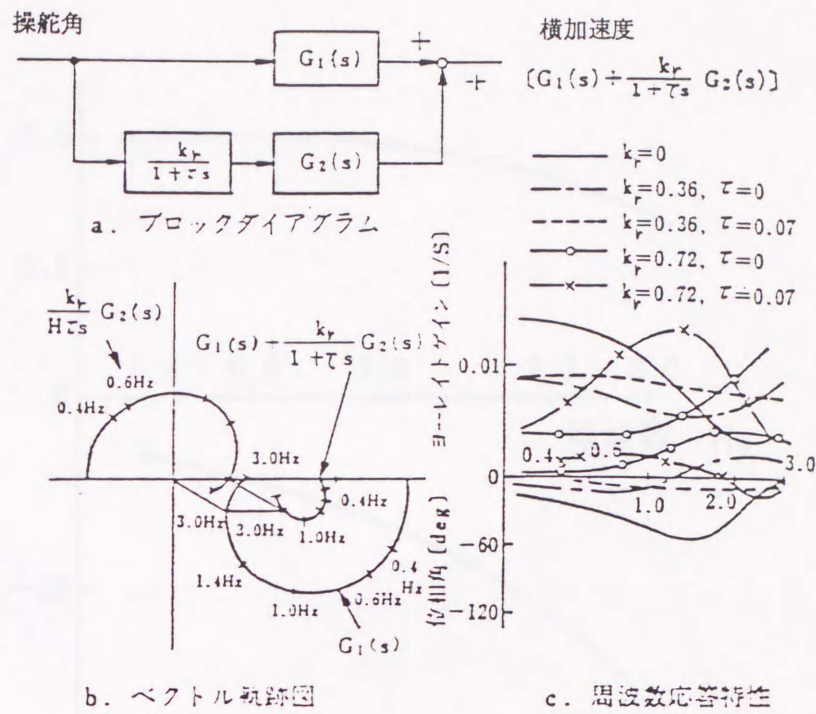


図 4-17 一次遅れ特性にて後輪を操舵した場合 (横加速度特性)

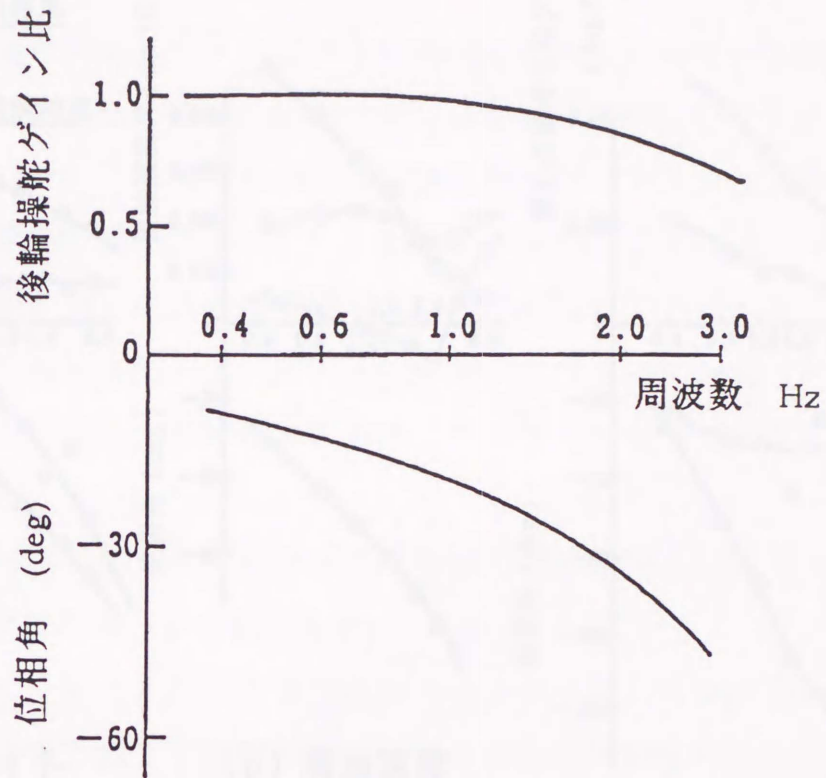
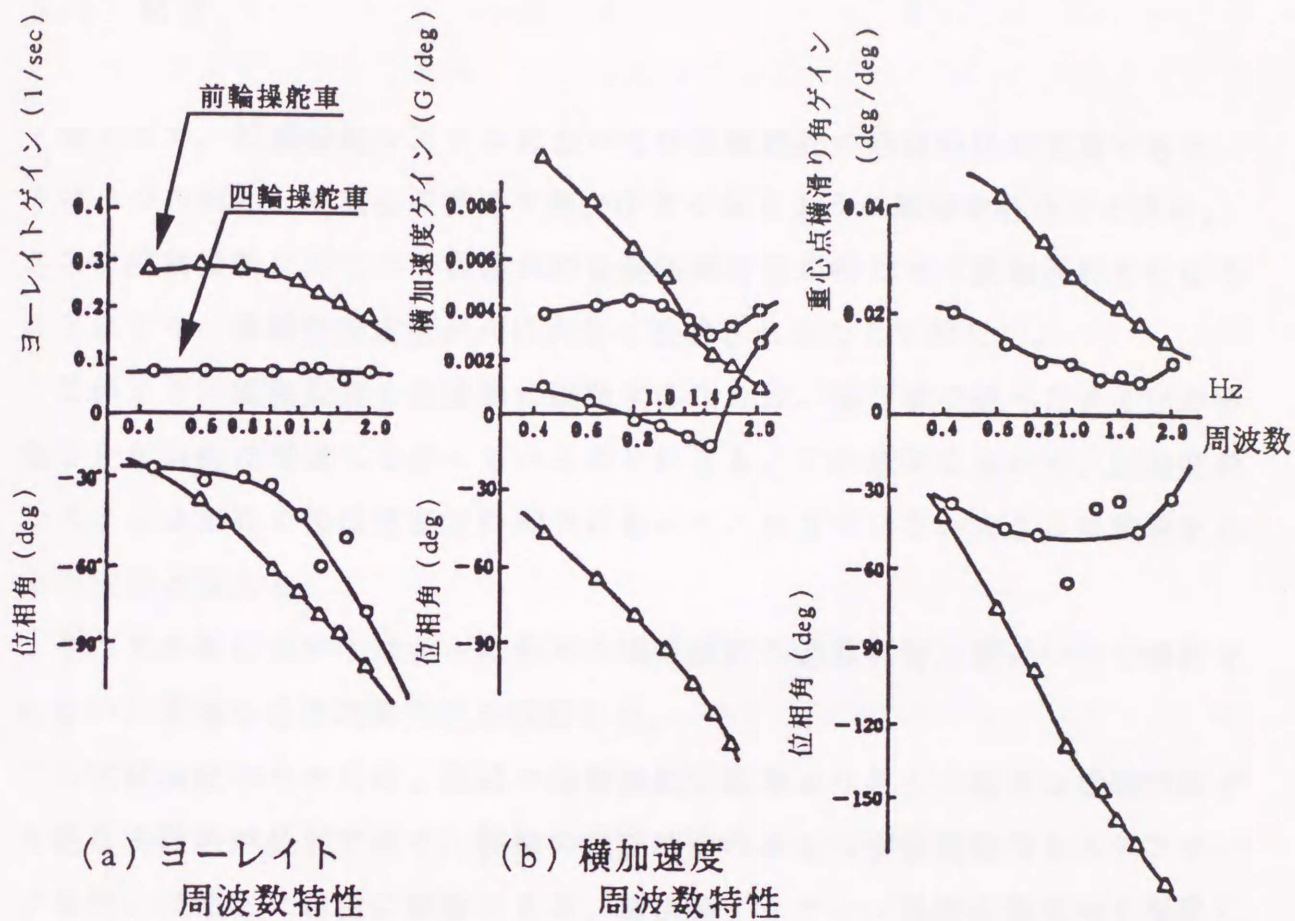


図 4-18 四輪操舵実験車の後輪操舵一次遅れ特性
(実験結果)



(a) ヨーレイト
周波数特性

(b) 横加速度
周波数特性

(c) 重心点横滑り角
周波数特性

図4-19 四輪操舵実験車の周波数特性実験結果 (車速 80km/h)
(後輪操舵1次遅れ制御仕様による)

第5章 前後輪アクティブ操舵実験車両による操舵過渡制御最適化の解析

5.1 緒言

第4章で、四輪操舵システムにおいては後輪操舵の過渡特性が重要であり、その一つの例として重心点横滑り角が小さくなるように制御を行なうと共に、さらに前輪操舵に対して一次遅れの過渡制御特性を持たせて後輪操舵を行なうことにより、操縦性安定性が共に大きく改善されることを示した。

このように後輪舵角を過渡的に制御することは、第3章で述べたタイヤの等価CPを自由に増減して使っていることになる。この意味において、四輪操舵システムは車両の操縦性安定性向上においてこれまでになく大きな可能性をもった技術と言える。

そこで本章においてはさらに色々な四輪操舵の過渡制御方法について解析を行ない、最適な過渡制御方法を検討した。

この実験検証のためには、前述の四輪操舵実験車よりさらに高度な操舵制御が可能な実験車が必要であり、後輪の操舵制御のみならず前輪舵角もステアリング操舵とは独立に自由に制御できる、前後輪アクティブ操舵実験車両を開発し実験に用いた。

さらにこの実験車両を用いると、ヨーレートと横加速度の特性を、それぞれ独立に自由自在に設定することができるため、この車両をシミュレータビークルと名付け、車両特性の変更により人間の主観的な評価がどう変わるか、人間-自動車系としての性能がどう変わるのかを実車において検討した。

5.2 2入力2出力系モデルによるさらに進んだ考察

前章までに述べたように、後輪を操舵することにより操縦性と安定性が向上できることが明らかとなった。しかし前輪で発生するコーナリングフォースはヨーレイトと横加速度を同時に向上させることができるが、後輪で発生するコーナリングフォースは、ヨーレイトと横加速度の両方を同時に向上させることはできない。すなわち、後輪のみの制御としては後輪のコーナリングフォースをヨーレイト、横加速度において瞬間毎に最適なバランスが得られるように制御するのが限界であるといえる。これは制御要素が後輪舵角のみで制御自由度が一つしかないためである。ここで前輪舵角もステアリング操作に対してさらにアクティブに制御できれば、制御自由度は二つとなってヨーレイト、横加速度をそれぞれ独立に、自由に制御できるシステムが考えられる。

図5-1はこういった前輪および後輪の両方をアクティブに操舵した場合のブロック図である。図中車両特性の枠で囲った部分は第4章で述べた2入力2出力系であるが、さらに前輪にては $A_f(S)$ 後輪にては $A_r(S)$ の伝達関数で表される制御特性が付加されている。この時、運動方程式は以下に示す様になる。

前輪および後輪にアクティブ操舵を行なったときの2自由度線形運動モデル

y軸方向の運動

$$M \cdot V(\dot{\psi} + \dot{\beta}_G) = F_1 + F_2 \quad \text{---(5-1)}$$

ヨー運動

$$I_z \cdot \ddot{\psi} = aF_1 - bF_2 \quad \text{---(5-2)}$$

補助式

$$F_1 = C_1 \left(\delta_f - a \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta_G \right) \quad \text{---(5-3)}$$

$$F_2 = C_2 \left(\delta_r + b \frac{\dot{\psi}}{V} - \beta_G \right) \quad \text{---(5-4)}$$

前後輪のアクティブ操舵角は

$$\delta_f = (\theta / N) \cdot (1 + A_f(S)) \quad \text{---(5-5)}$$

$$\delta_r = (\theta / N) \cdot A_r(S) \quad \text{---(5-6)}$$

この式より、伝達関数 $A_f(S)$, $A_r(S)$ の設定により車両のヨーレイト、横加速度特性を自由にコントロールできることがわかる。

そこで以下に制御系として理想形と考えられる、ステアリング操舵に対してヨーレイト、横加速度の特性が共に位相遅れがなくゲイン特性が高周波までフラット、すなわち操舵に対する車両の応答遅れが零となる車両（動特性が介在しない）を実現させる、 $A_f(S)$, $A_r(S)$ の制御関数を求めた。

定常ゲインは基準の前輪操舵車と同じ（ヨーレイト定常ゲイン $\dot{\psi}_0$ 、横加速度定常ゲイン g_0 ）とし、(5-1)~(5-4)をラプラス変換して(5-5),(5-6)を代入し整理すると

$$(1+A_f(S))H_1(S) + A_r(S)H_2(S) = \dot{\psi}_0 \quad \text{---(5-7)}$$

$$(1+A_f(S))G_1(S) + A_r(S)G_2(S) = g_0 \quad \text{---(5-8)}$$

上式において $H_1(S)$, $H_2(S)$, $G_1(S)$, $G_2(S)$ は第4章において示した式(4-9)~(4-15)によって与えられる。これより式(5-7)(5-8)を解くと $A_f(S)$, $A_r(S)$ は以下の式で表される。

$$A_f(S) = K_{op} + (C_2/C_1) \cdot T_{op} \cdot S \quad \text{---(5-9)}$$

$$A_r(S) = K_{op} - T_{op} \cdot S \quad \text{---(5-10)}$$

ここに

$$K_{op} = \frac{aC_1MV^2 - bC_1C_2 \cdot l}{C_1C_2 \cdot l^2 + (bC_2 - aC_1) \cdot MV^2} \quad \text{---(5-11)}$$

$$T_{op} = \frac{C_1I_z V}{C_1C_2 \cdot l^2 + (bC_2 - aC_1) \cdot MV^2} \quad \text{---(5-12)}$$

すなわち、 $A_f(S)$ については、ステアリング操舵角にたいし、さらに微分制御を付け加えればよい。また後輪の制御関数 $A_r(S)$ は $K_{op} - T_{op} S$ で与えられる一次進み制御とすることにより、ヨーレイト、横加速度は共にフラットな特性となる事がわかった。この時ヨーレイト、横加速度の位相差も全周波数領域において零となるため、第4-3節にて述べたように、重心点横滑り角は過渡的な状態も含め、常に零という理想的な状態を実現できることになる。

5.3 色々な後輪過渡制御のシミュレーションによる検討

ここでは後輪操舵の色々な過渡制御法における性能向上を、シミュレーションにより比較検討した。検討した過渡制御は、比例制御、一次遅れ制御、一次進み制御、さらに前述の前後輪制御である。シミュレーションに使用した車両諸元については図5-2に示している。また検討に用いた制御関数をまとめて図5-3に示している。

(1) 比例制御 ($A_r(S) = 0, A_f(S) = K_r$)

前輪に対して舵角比 K_r (比例倍) で後輪を操舵した時の、ステップ応答特性のシミュレーション計算結果を図5-4に示す。舵角比 K_r を大きくすると、ヨーレイトのオーバーシュートは減少し安定性の向上が計られていくが、一方ヨーレイトの立ち上がりは遅くなり、操舵に対する応答性が悪化していく。

横加速度に対しては、 K_r を大きくしていくとオーバーシュートが少なく、また立ち上がりも早くなって特性が改善される。

一方重心点横滑り角についてみると、 K_r を大きくすると定常状態での重心点横滑り角は減少するものの、過渡的な状態において操舵初期に一旦重心点横滑り角が逆向きに強く出るようになる。これはヨーレイトが発生する前に横加速度が発生するため、運転者はステアリングを切ったときに旋回にはいる前に横に平行移動する感じを受け、車が曲がっていない印象となる。

(2) 一次遅れ制御 ($A_r(S) = 0, A_f(S) = K_r / (1 + T_1 \cdot S)$)

比例定数 K_r は0.35とした時の一次遅れ時定数 T_1 をパラメータにとって、シミュレーション計算を行なった結果を図5-5に示す。

横加速度の応答は比例制御の場合よりも若干遅くなるが、ヨーレイトの応答は T_1 を大きくするに従って改善されて来る。しかし一次遅れ時定数 T_1 を余り大きくすると、ヨーレイトにオーバーシュートが発生してくるため最適値があることがわかる。また重心点横滑り角は比例制御の場合よりも改善される。

(3) 一次進み制御 (位相反転制御) ($A_f(S) = 0, A_r(S) = K - T_2 \cdot S$)

一次遅れ制御が後輪の同相方向のステアを遅らせて、ヨーレイトの応答性を向上させているのに対し、一次進み制御は図5-6に示すように、より積極的に後輪舵角を過渡的に一旦逆相に操舵し、すぐに同相操舵へと位相を反転させるものである。この制御により、一次遅れ制御よりもさらにヨーレイト応答性を向上させることができる。

一次進み定数 T_2 を大きくしていくと、ヨーレイト応答が改善されていくが、あまり T_2 を大きくすると、横加速度が初期に逆方向に発生するようになるので T_2 の値には最適値が存在する。また重心点横滑り角は一次遅れ制御よりさらに改善され、過渡状態も含めて重心点横滑り角を零に近くできる。

(4) 各制御方式の比較

図5-7は後輪に各制御を行なった場合のシミュレーション計算結果によるステップ応答特性を、前輪のみの操舵および前述の前後輪の操舵制御とも合わせて比較して示したものである。同じく図5-8は各制御方式による周波数特性を比較している。

後輪舵角を制御することで、横加速度の特性は前輪操舵のみの場合よりも大きく向上する。この時後輪制御方式による差はあまりない。

しかし、ヨーレイト応答特性は各制御方式で大きく異なっている。比例制御方式の場合においては前輪操舵のみの場合からの向上は少ない。これに対し、一次遅れ制御方式は前輪操舵のみの場合よりもヨーレイト特性を改善することができる。

一次進み制御はさらに大幅にヨーレイト応答特性を向上させることができ、ヨーレイト応答だけについてみればフラットな周波数特性に近くすることもできるが、ヨーレイト、横加速度を共にフラットな周波数特性にすることはできない。これに対し、前後輪を制御した場合は、ヨーレイト、横加速度共に理想的なフラット特性とすることができる。

5.4 前後輪をアクティブに操舵制御可能な実験車を用いた実験

5.4.1 実験車の概要

前述の解析を実験により検証するため、図5-9に示す前後輪舵角を電子-油圧制御により自由にコントロールできる実験車を作成した。

(1) 油圧系

油圧系の構成は図5-10に示す様に、オイルポンプで発生した油圧を油圧制御バルブにより調圧し、それぞれ前輪、後輪のアクチュエータを駆動している。油圧系は最高圧 90 kg/mm^2 のクローズドセンタータイプで、パワシリンダのストロークフィードバックにより、 0.05° の舵角精度を有している。

(2) アクチュエータ

前輪部分のアクティブ操舵は、ステアリング系をインシュレータのたわみの範囲内で、ギアハウジングごとパワシリンダにて動かす機構としている。

これにより、ステアリング系の剛性、遊びなどを変化させることなく前輪の舵角をコントロール可能である。前輪におけるアクティブ操舵角は最大 2° となっている。

後輪部分はパワシリンダと一体になったサイドロッドにてアクティブ操舵を行なっている。(図5-11) パワシリンダは前後輪共にリターンスプリングを内蔵しており、システム異常時には後輪アクティブ操舵角は零となって基本の前輪操舵車に戻りフェイルセーフを確保している。後輪におけるアクティブ操舵角も最大 2° の設定となっている。

(3) 電子コントロール系

電子コントロール系は、操舵角および車速のセンサー信号より必要な前後輪の操舵角を計算し、油圧制御バルブに指令を出す。マイクロコンピュータとしては8ビットのCPUを用い、フェイルセーフプログラムの実行時間も含めて、5msのサイクルタイムで制御を行なっている。操舵制御の演算式や定数は、

スイッチボックスにより、走行中でも簡単に切り替えられるため、主観評価実験を含め実験評価が行ない易い様になっている。

5.4.2 各過渡制御の比較実験結果について

図5-12はこの実験車を用いて各過渡制御方式のステップ応答実験結果を比較したものである。、図5-13は同じく周波数特性の実験結果を示している。高周波数でやや実験値の方が性能が低くなっているが、シミュレーション計算にタイヤの動特性が入っていないためと考えられ、全般的に実験結果はシミュレーションで得られた傾向と良く合っていると見える。

ヨーレイトの応答性で見ると前後輪制御が一番良く、ついで一次進み制御、一次遅れ制御の順に良い。比例制御は前輪のみの操舵の場合よりもヨーレイト応答が悪い実験結果となっている。

図5-14はテストドライバ10名による主観による評価結果を示す。またこの時のコメントを付記する。この結果を見ると安定性については、後輪を同相に制御することで評点は向上しており、各過渡制御間の有意差はそれほど大きくないことがわかる。

しかし操舵応答性については各過渡制御間で主観評価の評点の差異が生じ、ステップ応答の実験結果と同じく、前後輪操舵がもっとも良い評点であり、比例制御は前輪のみの操舵よりも主観評価の評点が低くなっている。

5.5 前後輪アクティブ操舵実験車による主観評価実験

5.5.1 前後輪アクティブ操舵車の主観評価実験への適用

これまで主観評価実験において車両特性を変更する場合は、サスペンションやタイヤを変えることが一般的であった。しかしこういった方法では、一つの特性を変えると他の特性も変わってしまい厳密な比較が困難なこと、また変更にかかるなどの問題があった。

また可変要素実験車としてはこれまでにGM社のVRV⁽⁵⁻¹⁾⁽⁵⁻²⁾、メルボルン大学のVSC⁽⁵⁻³⁾、東京大学のVFSS⁽⁵⁻⁴⁾、微分ハンドル車⁽⁵⁻⁵⁾等が発表されているが、いずれも前輪舵角の可変制御であり車両の動特性を自由に変更することはできなかった。

前節で述べた前後輪アクティブ操舵実験車を用いれば、前輪操舵角、後輪操舵角という2つの制御要素により、ヨー運動と横方向運動の2つの特性を、それぞれ独立に自由に変更が可能である。さらに走行実験中においても任意の操縦性安定性の特性（前輪操舵のみの車両では実現できないものも含めて）をスイッチによるマイクロコンピュータのプログラムの変更で、瞬時に作り出すことができる。

この意味で、この実験車はドライビングシミュレータとならんで、運転者の主観評価の研究用ツールとして用いることができ、シミュレータビークルと名付けた。もちろんドライビングシミュレータほどの多様な設定は望めないが、実際のタイヤを用いた実車により評価できるため、精度の点からは有効である。

5.5.2 ヨーレイト、横加速度の特性が運転者の主観評価に与える影響

前後輪アクティブ操舵車両をシミュレータビークルとして用い、ヨーレイトと横加速度の位相特性が変わったときの、運転者に与える主観評価の違いを検討した。

制御仕様を図5-15に示す。ヨーレイトと横加速度の位相特性が同じである基準仕様1に対し、それぞれヨーレイト、横加速度の位相を独立に変化させ、応答性、剛性感、素直さといったフィーリングに対する主観評価がどう変化するかを調べた。

それぞれのフィーリングは具体的には

応答性--応答の早さ、曲がりやすさ

剛性--しっかりした感じ、尻（車両の後部）が流れない

素直さ--違和感の少なさ、イメージどおりの動きをする

と言う言葉で表される。

図5-16は10名のパネラーによる主観評価結果を示している。

(1) 応答性

ヨーレイト、横加速度共位相を進めると応答性の評価は高くなり、ゲインだけでなく位相も応答性に関与していることがわかる。

(2) 剛性感

横加速度の位相を早めると剛性感が高まる。ただしヨーレイトよりも横加速度の位相を早くすると、剛性感はあるが曲がっていかない感じとなる。

逆に横加速度の位相特性を遅らせていくと、尻が流れる感じが出てくる。

(3) 素直さ

ヨーレイトと横加速度の位相がずれるほど評価は悪化しており、ヨーレイトと横加速度の位相が一致している仕様（仕様1）が一番評価が高い。

すなわち、過渡状態まで含めて重心点横滑り角が零の状態が評価が高いことが、この実験結果でも裏付けられた。

5.6 第5章のまとめ

- (1) 四輪操舵システムの後輪舵角の過渡制御方法につきさらに考察を進めた。
前述の一次遅れ制御に加え、比例制御、一次進み制御、さらに前後輪のアクティブ操舵制御についてシミュレーション、およびこの実験のために開発した前後輪アクティブ操舵実験車による実車実験にて比較検討した。
- (2) この結果安定性については、基本的に後輪を同相に操舵していれば各制御間での有意差は少ない。しかし、ヨーレイト応答性については各制御間で大きく異なっており、後輪操舵制御の中では一次進みが一番良い応答特性であり、次いで一次遅れ、前輪のみの操舵、比例制御の順であった。
- (3) 後輪だけでなく前輪もアクティブに操舵制御を行なうことにより、車両のヨー運動、横運動の動特性を独立にかつ自由に設定することができる。
車両の動特性における理想的な状態として、ヨーレイト、横加速度の周波数特性がフラット、すなわち操舵に対する位相遅れが零となる制御則により（この時過渡状態も含め重心点横滑り角が零となる）、実車実験による評価を行なった。この結果後輪操舵制御のみよりもさらに優れた実験結果また運転者の主観評価を得ることができた。
- (4) この前後輪アクティブ操舵実験車は色々な操縦性安定性の特性に設定できることはもとより、実験走行中においてもプログラムを変更することにより、特性を瞬時に変化させ比較することができる。
これによりシミュレータビークルと名付けている様に、主観評価には極めて有効な実験用のツールである。
- (5) 本車両を用いて、ヨーレイトと横加速度の位相差がフィーリングに及ぼす影響を調べた。この結果、ヨーレイトに対して横加速度の位相を遅れさせると尻が流れる感じが出てくる。反対にヨーレイトより横加速度の位相を早めると、剛性感は出てくるが車が曲がっていない感じが出てくる。

ヨーレートと横加速度の位相が一致しているほど素直なフィーリングを与えており、過渡状態まで含めて重心点横滑り角を零とすることが良いことが、この結果でも裏付けられた。

第5章付記

筆者が四輪操舵システムの操舵過渡特性の研究結果の発表を行なったのと同時期に、日本において四輪操舵の研究が盛んに行なわれ、後輪舵角の制御について色々な提案がなされている。

佐野⁽⁵⁻⁶⁾は前輪舵角の関数として後輪舵角を与えた。滝口⁽⁵⁻⁷⁾は低速時の逆相操舵も含め前輪舵角と車速により後輪舵角を与えているが、佐野と同じく後輪は前輪に対して比例操舵であり、過渡制御は用いていない。

後輪の過渡制御を論じたものとしては、井口⁽⁵⁻⁸⁾は筆者と同じく一次遅れの動的補償による後輪過渡操舵の有効性を述べている。林⁽⁵⁻⁹⁾は特性根を用いた評価とシミュレーションにより、後輪舵角の比例制御は舵の利きが悪いと述べている。また筆者の提案した一次遅れ制御についても引用し、特性根が望ましい方向に動くとしている。

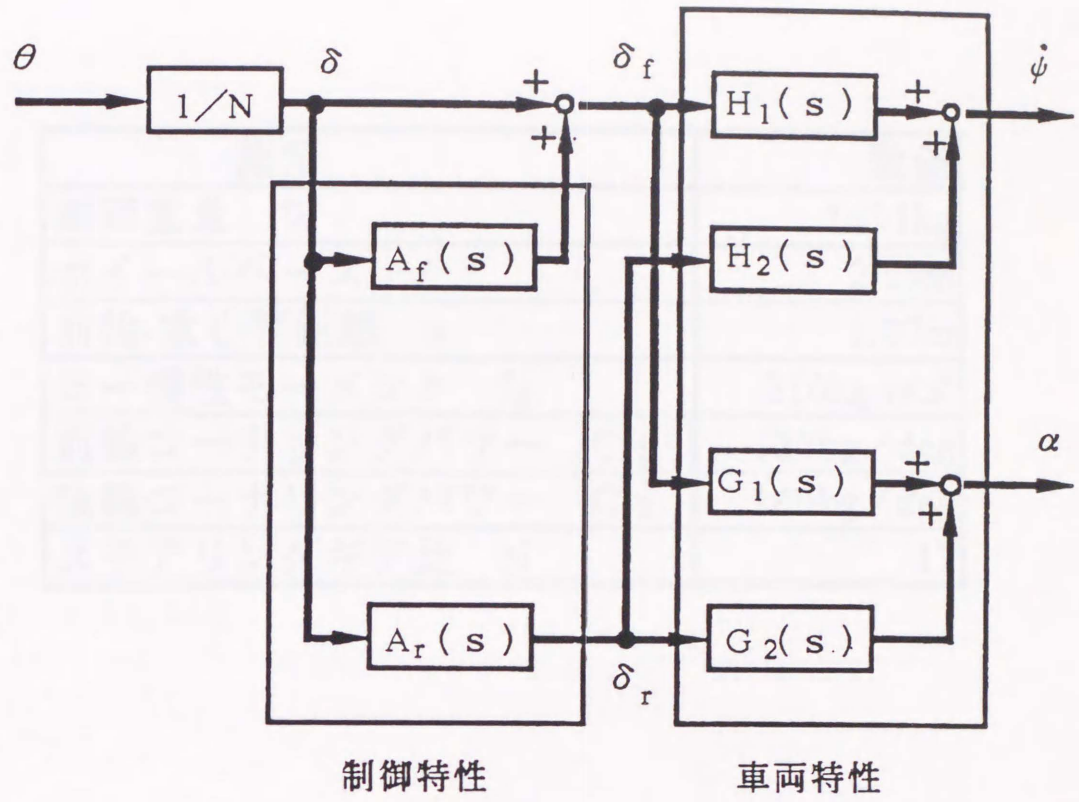
竹内⁽⁵⁻¹⁰⁾は(4-8)式の重心点横滑り角が定常状態だけでなく、過渡状態も含めて零にするには後輪舵角を以下のように制御すればよいと述べている。

$$\delta_r = K' \frac{1 - \tau_f S}{1 + \tau_r S} \cdot \delta_f$$

以上の過渡制御を論じたものはいずれも解析のみであり、実車による評価については行なわれていない。

さらに永井^{(5-11)~(5-13)}等はモデル追従方式による前後輪のアクティブ操舵について、理論と模型実験によりその有効性を示している。

またその後、前後輪アクティブ操舵に関する研究が見られるようになっていくが、それらは本章の内容が端緒となったものである。



- θ : ハンドル角
- N : ステアリングギア比
- δ : ハンドル角 / ステアリングギア比
- δ_f : 前輪舵角
- δ_r : 後輪舵角
- $\dot{\psi}$: ヨーレート
- α : 横加速度
- $A_f(s)$: 前輪制御関数
- $A_r(s)$: 後輪制御関数

図 5-1 前後輪アクティブ操舵システムのブロック図

諸元	数値
車両重量 W	1431kg
ホイールベース l	2.55m
前輪-重心間距離 a	1.07m
ヨー慣性モーメント I_z	210kg.m.s ²
前輪コーナリングパワー C_1	120kg / deg
後輪コーナリングパワー C_2	160kg / deg
ステアリングギア比 N	17

図 5 - 2 車両諸元値

関数 制御方式	$A_f (S)$	$A_r (S)$
前輪操舵のみ	0	0
比例制御	0	K_r
1次遅れ制御	0	$K_r / (1 + T_1 \cdot S)$
1次進み制御	0	$K_r - T_2 \cdot S$
前後輪制御	$K_f + T_3 \cdot S$	$K'_r - T'_2 \cdot S$

図 5-3 検討を行なった過渡制御関数の一覧

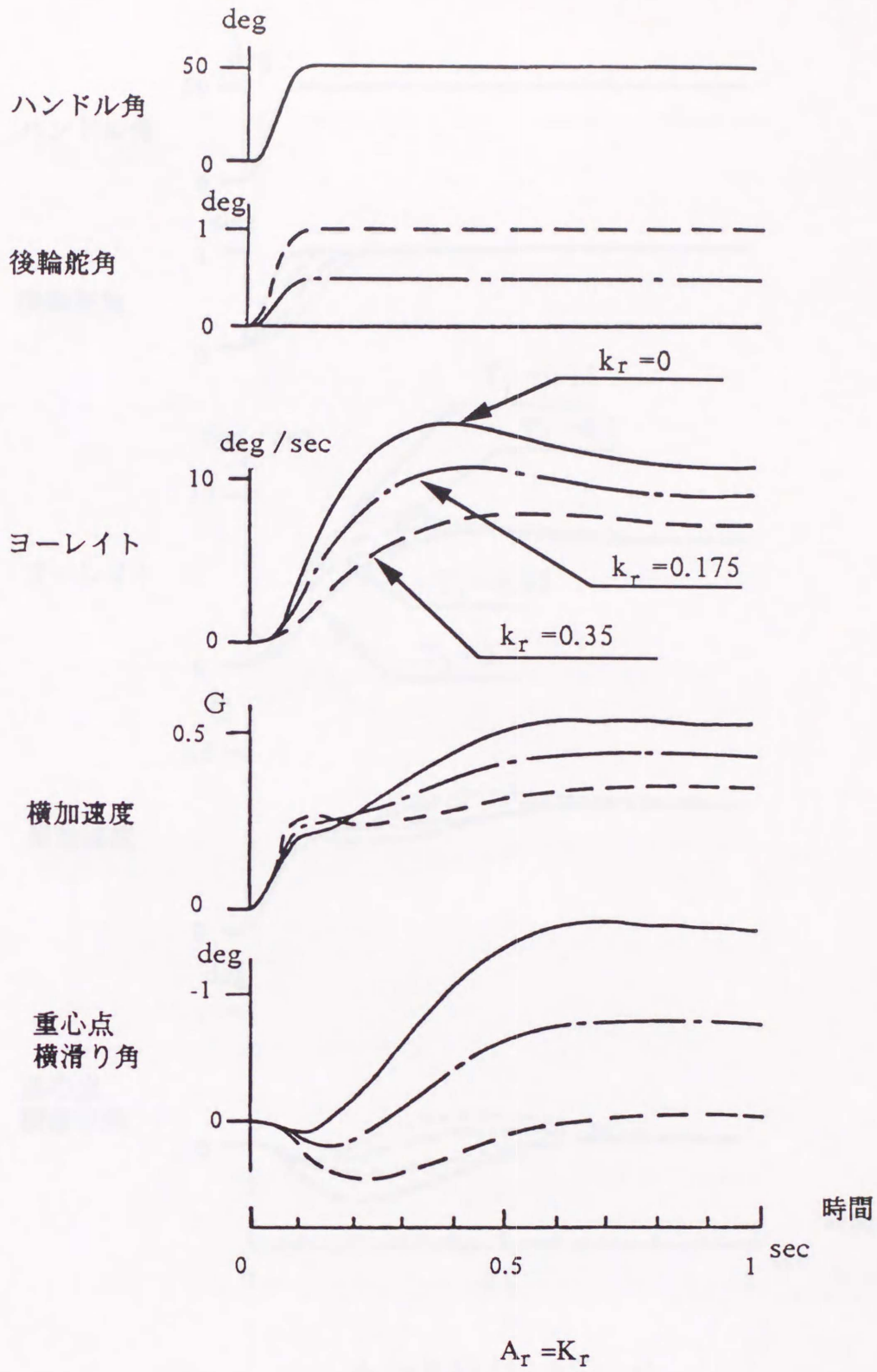
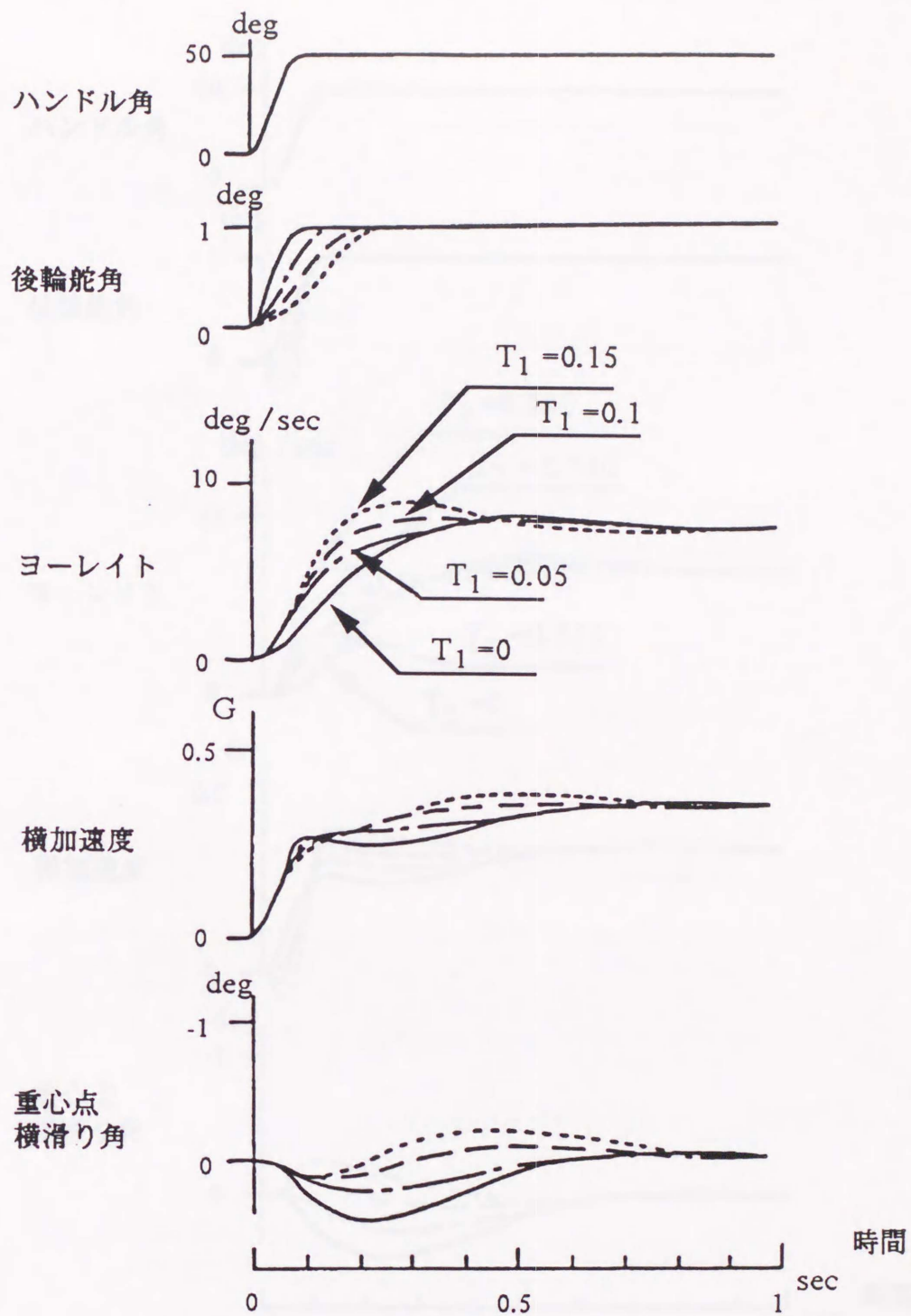


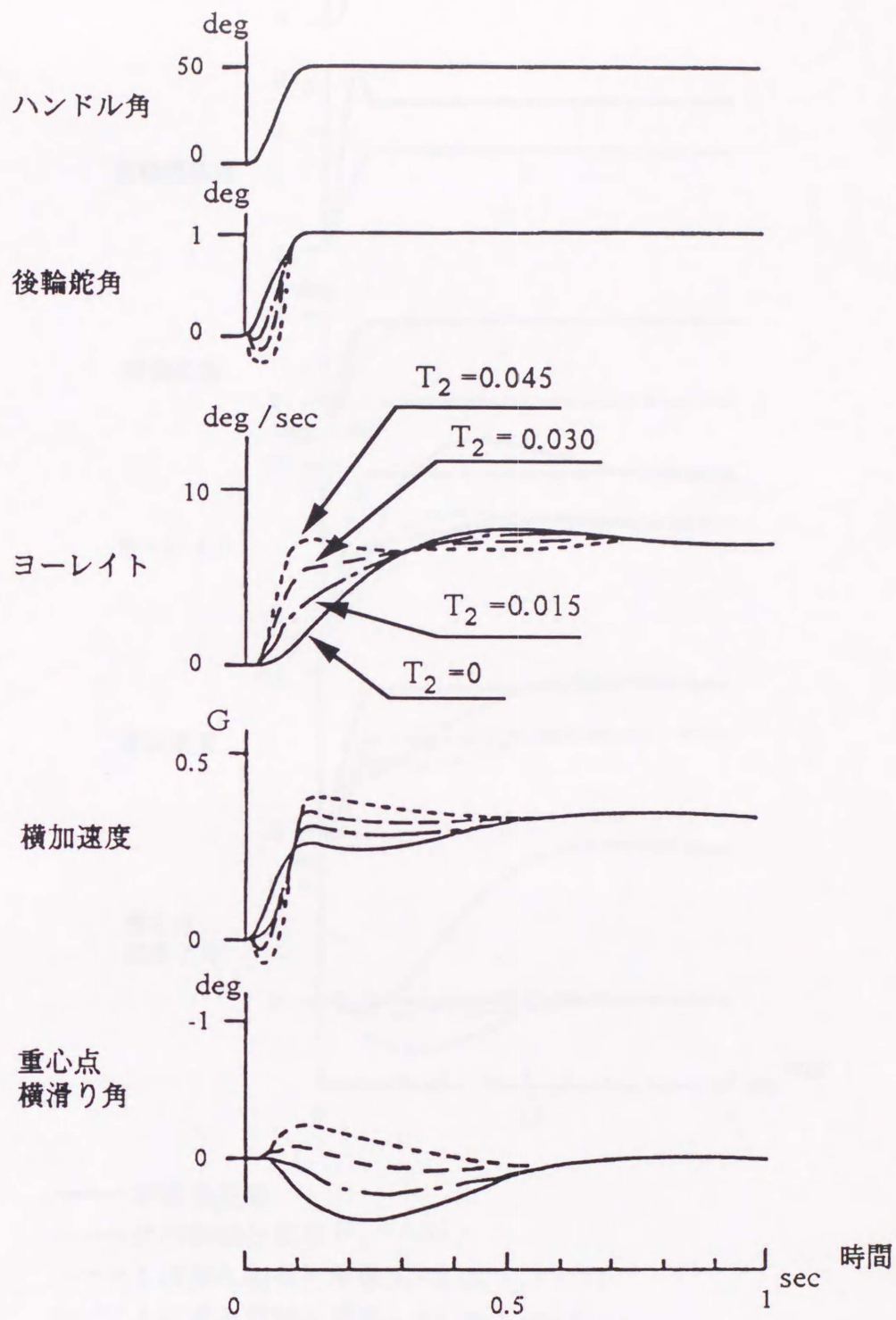
図5-4 ステップ応答特性---比例制御

(100km/h, 計算結果)



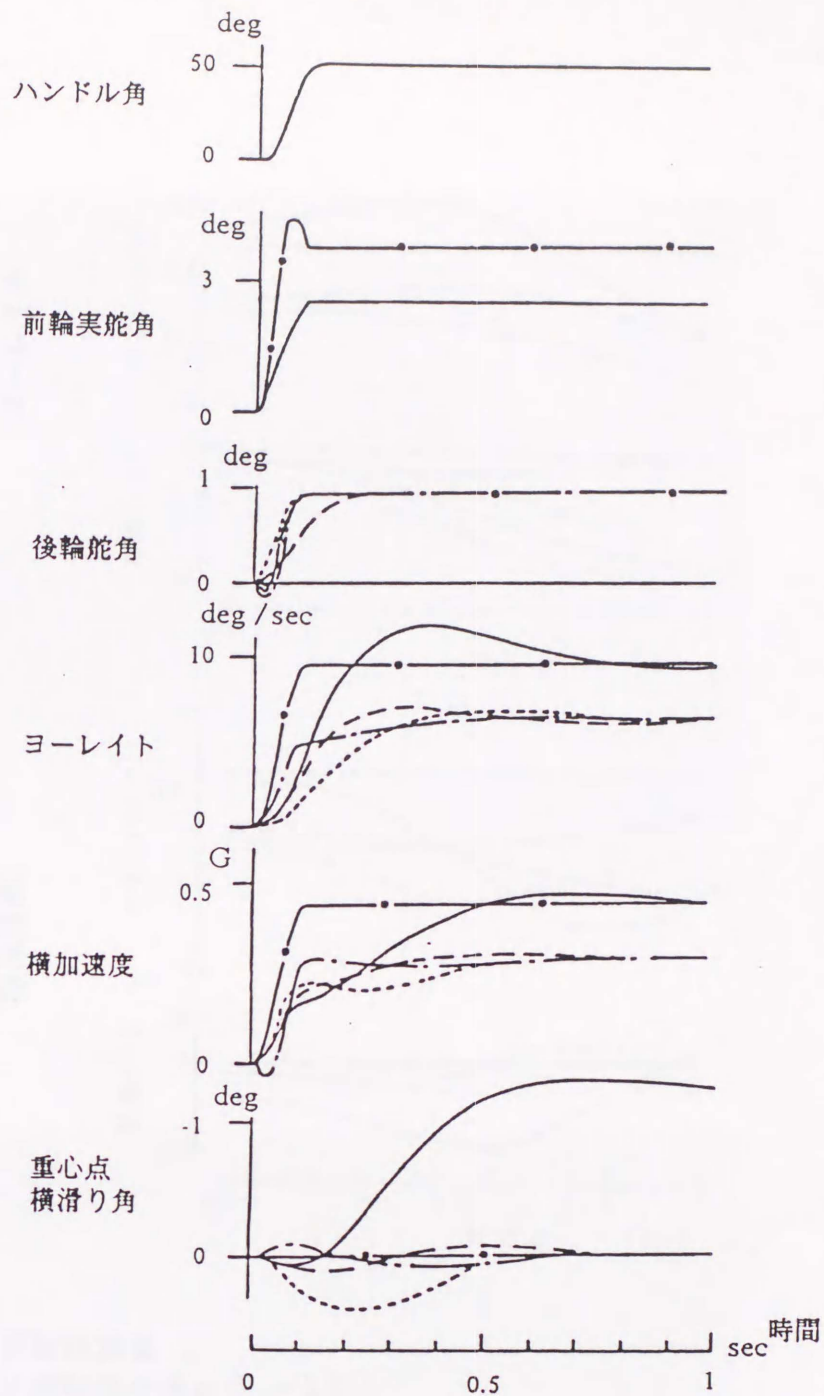
$$A_r = 0.35 / (1 + T_1 \cdot s)$$

図 5-5 ステップ応答特性--- 一次遅れ制御
(100km/h, 計算値)



$$A_r = 0.35 - T_2 \cdot S$$

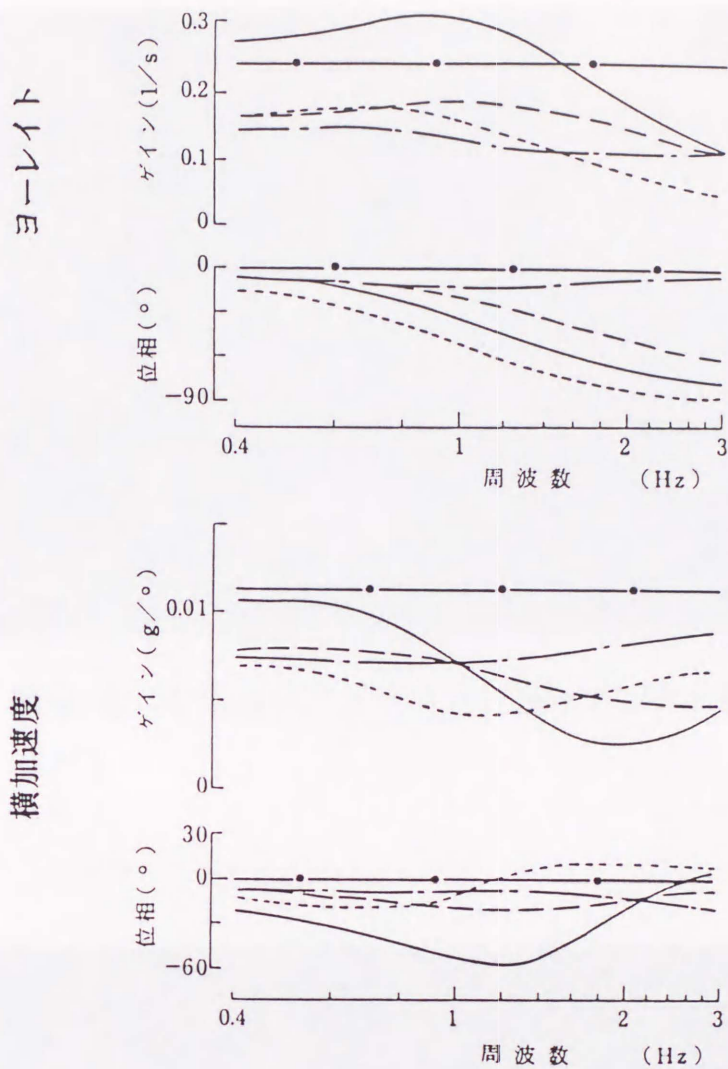
図 5-6 ステップ応答特性--- 一次進み制御
(100km/h, 計算結果)



- 前輪操舵車
- 比例制御仕様車 ($k_r = 0.35$)
- 1次遅れ制御仕様車 ($k_r = 0.35, T_1 = 0.1$)
- - - 1次進み制御仕様車 ($k_r = 0.35, T_2 = 0.030$)
- 前後輪制御仕様車 ($k_f = 0.53, T_3 = 0.047, k'_r = 0.53, T'_2 = 0.035$)

図5-7 各制御方式の比較 (ステップ応答)

(100km/h, 計算値)



- 前輪操舵車
- 比例制御仕様車 ($k_r = 0.35$)
- 1次遅れ制御仕様車 ($k_r = 0.35, T_1 = 0.1$)
- - - 1次進み制御仕様車 ($k_r = 0.35, T_2 = 0.030$)
- 前後輪制御仕様車 ($k_f = 0.53, T_3 = 0.047, k'_r = 0.53, T'_2 = 0.035$)

図 5-8 各制御方式の比較 (周波数特性)

(100km/h, 計算値)



図 5 - 9 前後輪がアクティブに操舵できる実験車 (写真)

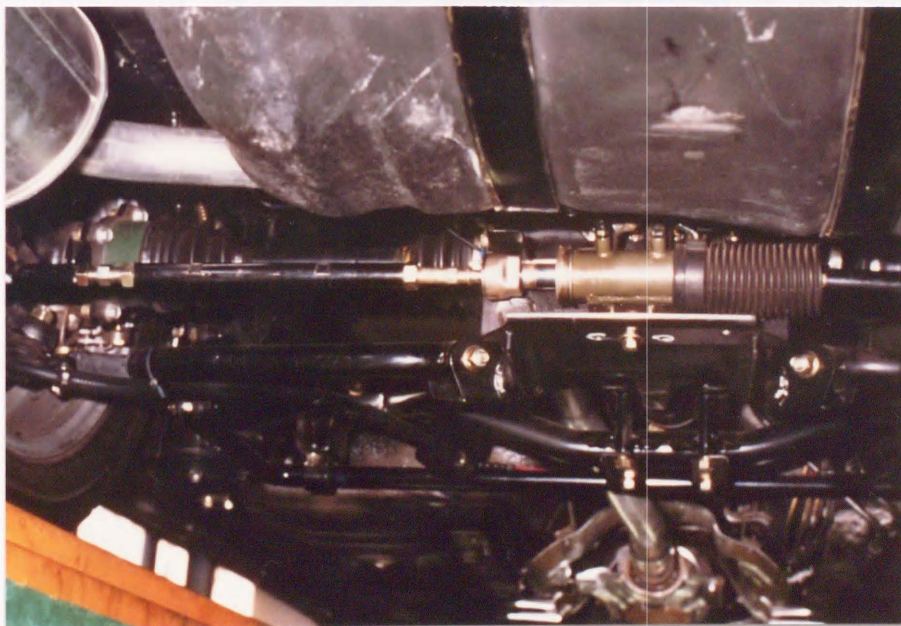


図 5 - 1 1 後輪操舵用アクチュエータ (写真)

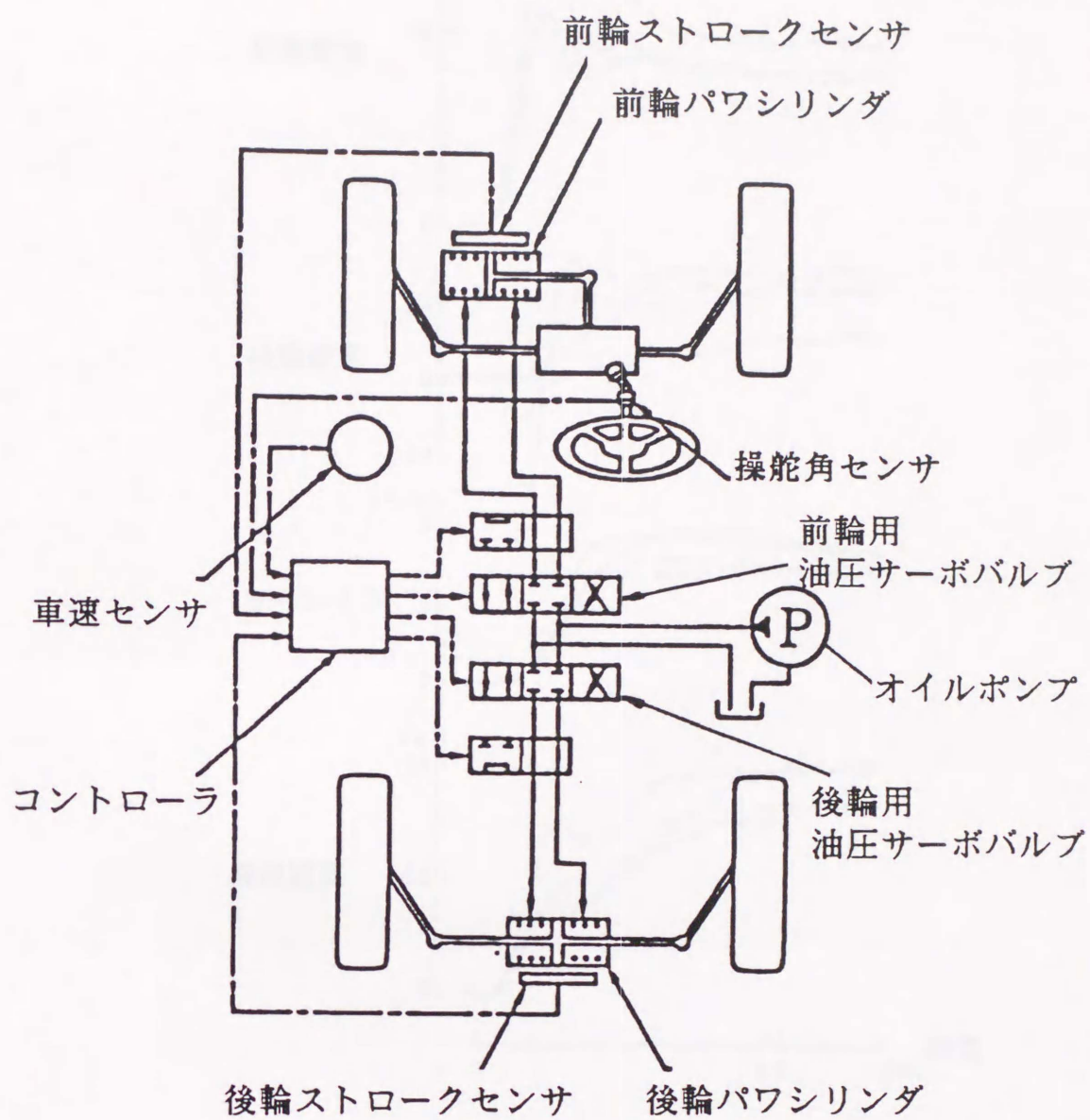
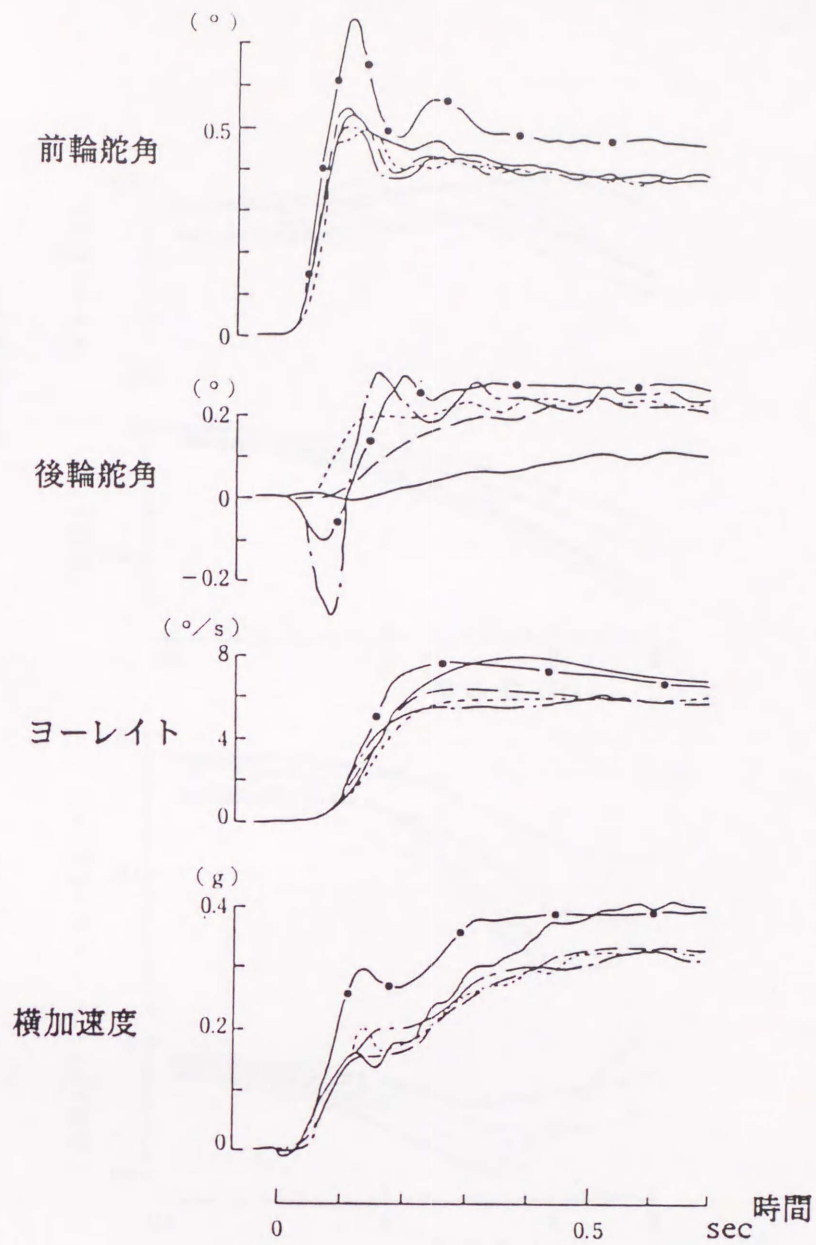
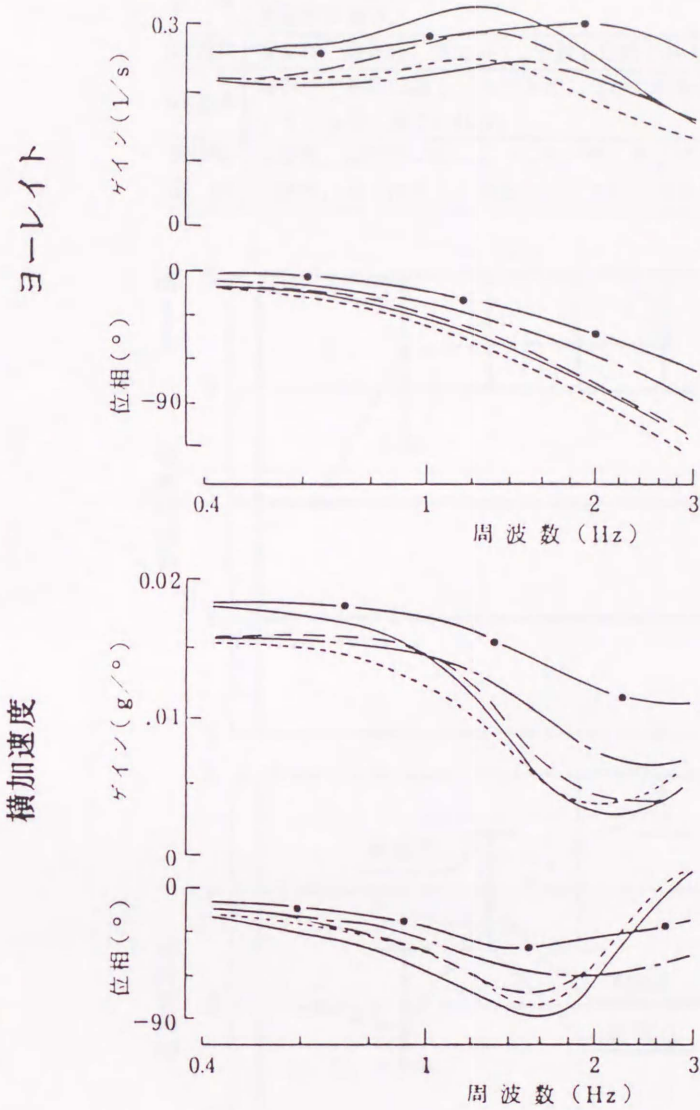


図5-10 前後輪アクティブ操舵実験車のシステム構成



- 前輪操舵車
- - - - 比例制御仕様車 ($k_r = 0.35$)
- - - 1次遅れ制御仕様車 ($k_r = 0.35, T_1 = 0.1$)
- · - 1次進み制御仕様車 ($k_r = 0.35, T_2 = 0.030$)
- 前後輪制御仕様車 ($k_f = 0.53, T_3 = 0.047, k'_r = 0.53, T'_2 = 0.035$)

図 5-12 ステップ応答実験結果 (100km/h)



- 前輪操舵車
- 比例制御仕様車 ($k_r = 0.35$)
- 1次遅れ制御仕様車 ($k_r = 0.35, T_1 = 0.1$)
- .- 1次進み制御仕様車 ($k_r = 0.35, T_2 = 0.030$)
- 前後輪制御仕様車 ($k_f = 0.53, T_3 = 0.047, k'_r = 0.53, T'_2 = 0.035$)

図 5 - 1 3 周波数特性実験結果 (100km / h)

制御方式	コメント
比例	安定性は高いが、操舵した時の横移動的な動きに違和感がある。
1次遅れ	安定性、応答性、共に高く、挙動も自然である。
1次進み	応答性が非常に高く、キビキビした感じがある。ゲインも高く感じられる。
前後輪制御	安定性、応答性が高いレベルでバランスしており、自然で、狙ったラインを安心してトレースできる。

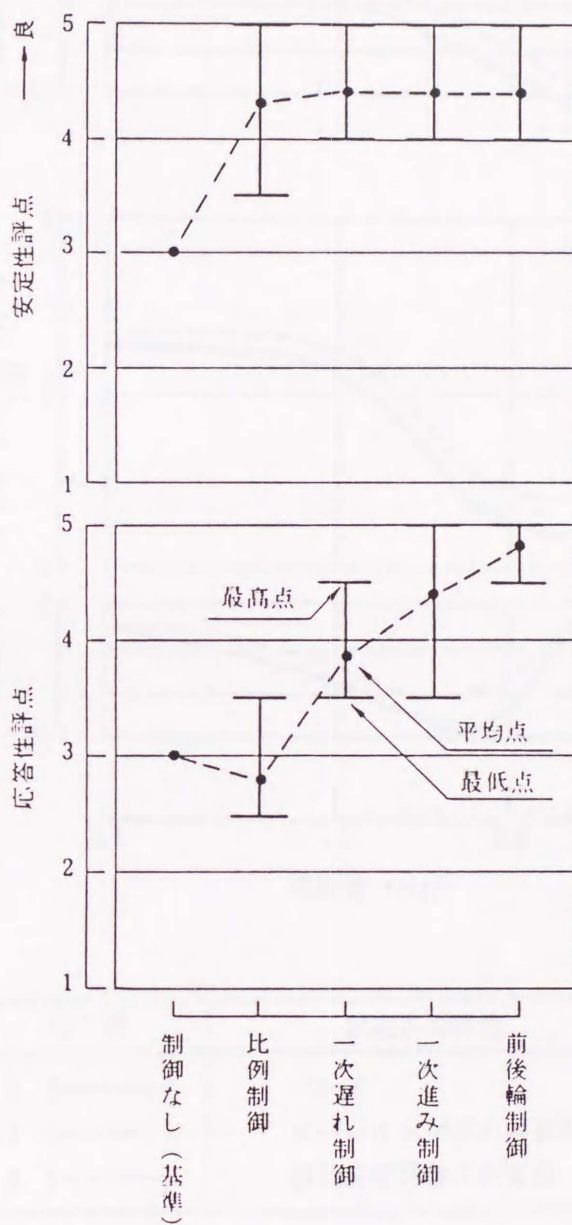
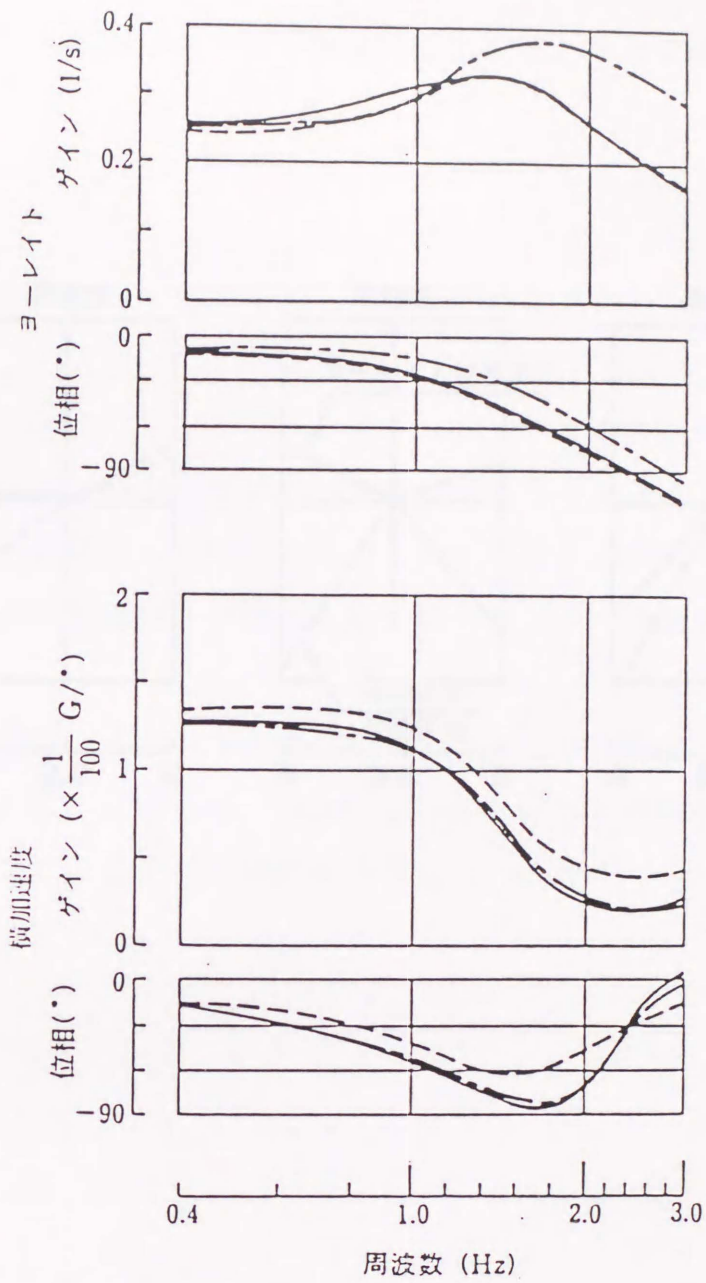


図 5-1 4 各制御方式に対する主観評価結果



仕様	設定車両特性
1 (——)	ベース
2 (-----)	ヨーレート特性のみ変更
3 (- - - -)	横加速度特性のみ変更

図5-15 主観評価実験に用いた車両制御特性の変更
(車速100 km/h, 実験値)

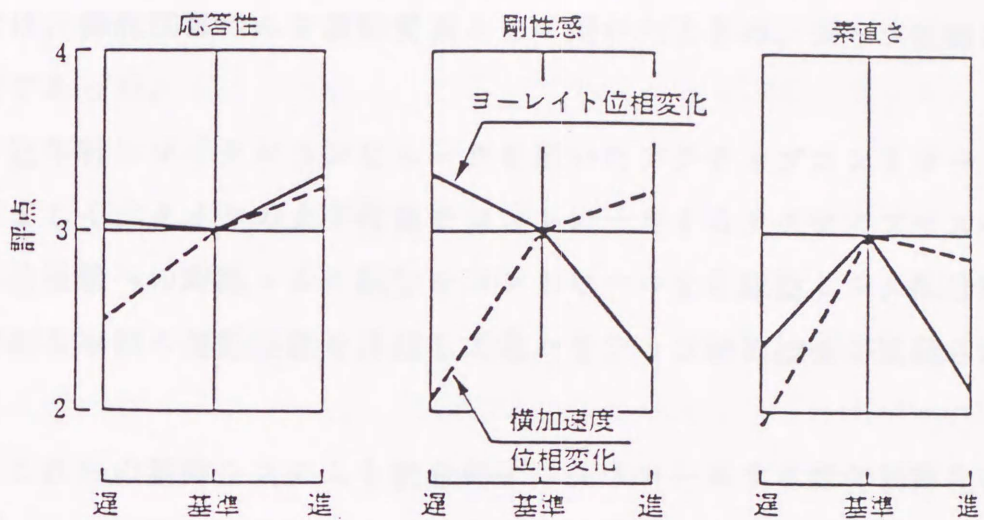


図5-16 10名のパネラーによる主観評価の結果

第6章 四輪操舵制御と駆動トルク配分制御の協調制御における最適化の研究

6.1 緒言

前章までは、操舵制御のみを制御要素として用いたときの、シャシ制御についての内容であった。

しかし、近年特にマイクロコンピュータを用いたアクティブコントロールの進化は目ざましく、タイヤの上下荷重をコントロールするアクティブサスペンションや、前後輪への駆動トルク配分をコントロールする駆動トルク配分制御など、理想的な車両の運動性能を目指して色々なシャシ制御技術が開発されている。

今後は、これらの制御システムを統合的にコントロールする総合制御化が必要であり⁽⁶⁻¹⁾、第6章においては、四輪操舵制御と駆動力制御の両方を用いた場合の協調制御における最適化の検討を行なった。

6.2 シャシの総合制御におけるファジィ制御の応用について

図6-1⁽⁶⁻²⁾は自動車に用いられている制御システムの例を示したものである。シャシの制御においては、アンチスキッドブレーキから始まり、パワーステアリングの操舵力制御、ショックアブソーバのダンピング制御、四輪操舵システム、四輪駆動車における駆動トルク配分制御、タイヤ回転方向のスリップをコントロールするトラクションコントロール、サスペンション上下荷重をコントロールするアクティブサスペンション等と近年アクティブ制御化が急速に進んでいる。

これらの制御システムを複数搭載する場合においては、総合制御としての考え方が必要となってくる。すなわち総合制御化によるメリットとしては、

- (1) 共有化（例えばセンサー、コントローラ共有化）による効率化
- (2) 相互の連係制御を行なうことにより、個々のシステムを独立に用いた場合よりも性能を向上させうる可能性があること

であり、気を付けなければならない点としては、

- (3) 相互のシステムの干渉がないこと（一つのシステムの作動が他方のシステムに悪影響を及ぼさない）

である。

このためには、以下の3点が重要なポイントとして考えられる。

- (1) システム全体を自律分散システムとして構成するか、集中統合システムとするか
- (2) 制御理論として何を用いるか
- (3) 連係制御による性能向上を検討する時には、タイヤ特性の与え方が問題となる。タイヤの限界性能に近い領域では極めて非線形性が強く精度の良い近似式が必要となる。安部⁽⁶⁻³⁾⁽⁶⁻⁴⁾は非線形領域でのタイヤCPの考え方を提案しているが、解析的な取り扱いが難しい領域である。

個々の制御システムを、それぞれのシステム毎にコントローラをもち、単独でも機能する自律分散システムとするか、一つのセンターコントローラで集中的にコントロールする集中統合システムとするかは、それぞれ得失がある。

集中統合システムはコストダウンの可能性が大きい。しかし、以下に述べる理由から現状では自律分散システムの方が総合制御化には適していると考えられる。

- (1) 個別の制御システムにおいても、例えばアクティブサスペンション等高速のCPUと大きなプログラムエリアを要するものが多くなってきている。こういった制御システムの全部を一つのCPUでコントロールするには、現在のCPUの能力では不足している。
- (2) 集中統合システムの場合、センターコントローラの故障は全システムのダウンにつながり影響が大きい。自律分散システムの方がロバスト性が高いといえる。
- (3) 個々の制御システムを単独に搭載する場合もあることや、色々な制御システムの組み合わせで搭載する場合を考慮すると、自律分散システムの方がよりフレキシブルである。

総合制御の制御理論としては、集中統合システムの場合は極めて多入力、多出力、非線形の系をコントロールする制御を構築する必要がある。

しかし自律分散システムとして考えるならば、各制御システムはすでに独自に制御機能を持っているため、各制御システムをどのようにプライオリティを付けて作動させるか、あるいは各制御システムですでに決定されている目標値をどう変化させるかという戦略決定の問題として捉えることができる。

こういったことを考えると、ファジィ制御が有効に使える可能性が高い。すなわち図6-2に示すように、各制御システムの上位にファジィ制御による統合コントローラーを配置することにより、各システムを効率良く関係制御させる考え方をとることができる。

次節にてシャシ制御分野におけるファジィ制御の応用例を概観するが、これまで総合制御にファジィ制御を用いた例は報告されておらず、以下第6章にては図6-2に示すような、ファジィ統合コントローラーを有した、自律分散型総合制御システムの検討を行なった。

6.3 これまで発表されたシャシにおけるファジィ制御理論の応用について

ファジィ理論⁽⁶⁻⁵⁾⁽⁶⁻⁶⁾は1965年にカリフォルニア大学のザデー教授が提唱した理論であるが、発表当初は工学的な応用による実用化は難しいと考えられていた。しかし1974年になって、ロンドン大学のmamダニ教授によりスチームエンジンのコントロールにファジィ理論を用いた論文が発表され、制御に応用できる糸口が開かれた。

具体的な産業レベルでの応用は、1980年にデンマークのセメント会社がセメントキルンの制御に応用したのが最初であるといわれているが、これ以降急速にファジィ制御の実用化が進んでいる。

日本においては、高炉制御や圧延制御に応用された例が報告されているが、1987年から仙台市の地下鉄の自動運転システムに応用された例が有名である。予見ファジィ制御を応用した結果、従来のPID制御に比べ電力消費量を10%下げることができ、かつ乗り心地も改善されたと報告されている。⁽⁶⁻⁷⁾

最近においては、家庭電化製品への応用が目立っており、ビデオカメラの手ぶれ防止制御へ応用された例もある。

自動車のシャシにおけるファジィ制御の応用としては、実用化されたものはまだ少ないが、ファジィ制御を用いた論文はいくつか発表されている。

1987年に長岡⁽⁶⁻⁸⁾はファジィ制御を用いた自動車のトラクションコントロールシステムについて発表した。

大羽⁽⁶⁻⁹⁾は最適レギュレータを用いたアンチスキッドシステムにファジィ理論を応用した。最大の摩擦係数が得られるタイヤのスリップ率は路面の摩擦係数によって異なる。これについて車体の減速度と車輪の加速度振幅の大きさより、ファジィ推論を行なって路面状況を把握することを試みている。

またファジィ制御の記述方式は、運転者の運転行動を記述するのに適しており、自動操縦装置やロボットの制御への適用を検討した例⁽⁶⁻¹⁰⁾、⁽⁶⁻¹¹⁾が報告されている。

さらにファジィ理論を用いて人間の操舵行動を解析しようという試みもなされている。

永井⁽⁶⁻¹²⁾⁽⁶⁻¹³⁾は交差点通過時の運転者の右折挙動につきファジィ理論によるモデル化を行なった。右折待ちのための減速行動と右折待ち後の加速行動について、自動車の特性を同定した上で、人間の挙動のファジィモデルを構成しシミュレーションを行なった結果、実験と良い一致をみたと報告されている。

相馬⁽⁶⁻¹⁴⁾⁽⁶⁻¹⁵⁾は筆者が第2章にて述べた緊急回避時の運転者の操舵をプログラム操舵モデルと考え、これにファジィ理論を追加して人間の認知、判断ミスを含む運転者の運転挙動をモデル化した。また Willumeit⁽⁶⁻¹⁶⁾は、横風遭遇時の車両の挙動と運転者のうける感じをファジィ理論を用いて解析している。

6.4 四輪操舵制御と駆動トルク配分制御の協調制御について

これまでの論議で車両のヨーレイト応答特性をよくすること、車両の重心点横滑り角を小さくする事により、車両の操縦性安定性が大きく向上することを示した。

しかし、上記内容は基本的な制御要件であり、多様な運転状況においてはこれをうわまわる他の制御要件が必要となる場合が出てくる。

その一例として、山道等のコーナーにおいて中車速域で旋回中に加速を行なう場合等が考えられる。この時熟練したドライバーが望むこととして、急加速をしてもあまり大きく旋回半径が広がらないことという点がある。

すなわち、道路が同じ旋回半径 R で続いていれば加速して車速が上がっても、ステアリング舵角をあまり切り増さずに旋回半径を維持できることが望まれる。この時、熟練者においては多少車両に重心点横滑り角がついても許容される。しかし、第3章にて述べた様に、アンダーステアの車両においては操舵角一定の状態にて加速すると、本来車速の増加と共に旋回半径は広がっていく。

例えば、スタビリティファクタ $K=0.002$ の車両において、旋回中に 50 Km/h より 100 Km/h まで加速すると極低速時の基準旋回円半径 R_0 に対して

$$\frac{R_{50}}{R_0} = (1 + KV^2) = \{1 + 0.002 \times (13.89)^2\} = 1.38$$

$$\frac{R_{100}}{R_0} = \{1 + 0.002 \times (27.78)^2\} = 2.54$$

すなわち 100 Km/h まで加速すると旋回半径は $\left(\frac{R_{100}}{R_{50}}\right) = 1.8$ 倍になる。緩加速の場合においては車速の上昇は緩やかであるため、旋回半径の増加に対して徐々に操舵角を切り増していくことで対応できるが、急加速の場合は車速の上昇が早いため、運転者にとっては急に旋回半径が広がるいわゆるアンダーな感じを強くうける。

従って加速力の大きいときは、スタビリティファクタ K の値を小さくする(アンダーステアを弱める)様に制御することが考えられる。

この観点からは後輪駆動車（FR車）は駆動力が後輪にかかることより、横加速度の大きい旋回時に駆動力をかけるとタイヤのコナリングフォースが減少し、アンダーステアが弱められる方向である。逆に前輪駆動車は駆動力が前輪にかかるため、アンダーステアが強められる。

このことは後輪駆動車がスポーティな車に好まれる一因となっているが、後輪に極めて大きな駆動力がかかったときは、オーバーステアの領域にまで入り込む可能性も考えられる。

そこで高性能車においては四輪駆動方式を用い、エンジン出力トルクの前後輪配分を制御するシステムも実用化されている。図6-3⁽⁶⁻¹⁷⁾はこの例を示したものである。車両は基本的には後輪駆動であるが後輪に過大なトルクがかかって後輪回転数と前輪回転数の差が生じると、この差に応じて前輪に駆動トルクを配分するという制御を行なっている。

このような駆動力配分制御と四輪操舵システムを総合制御して、前述の加速時における旋回半径の広がりを少なくすることを検討した。これを解析的に求めようとする、極めて非線形性の強い領域であり困難である。そこで次節においてシミュレーションにより検討を行なった。

6.5 シミュレーションによる検討

6.5.1 シミュレーションモデルについて

基本的なシミュレーションモデルは2.5節において述べた8自由度（車両6自由度、ステアリング系2自由度）非線形モデルを用いた。

旋回中の加速による車両挙動のシミュレーションを行なう場合、大きな横力と駆動力がかかった状態でのタイヤ特性が重要なポイントとなる。2.5節での検討においては制動駆動の影響は考えなくてもよかったため、タイヤ特性についてはステア角、輪荷重の関数としている。すなわち台上でのタイヤ特性実験結果のマップから、内挿法によりタイヤ特性を算出した。

しかし本節においてはタイヤの制動駆動状態まで考えた特性が必要であり、これについては酒井のモデルなどもあるが、ここでは数式で表現されるため計算機の上で取り扱いやすい Pacejka の Magic Formula を用いた。⁽⁶⁻¹⁸⁾

これは x ; スリップ角またはスリップ比とすると

$$Y(x) = D \sin(C \tan^{-1}(B \cdot x))$$

においてパラメータ D, C, B を適当に設定することによりタイヤ特性が近似できるというものである。すなわち実験式であるが図6-4に示している様に限界特性にいたるまで実験データと良くあっており、シミュレーションに用いるタイヤモデルとして有効であると思われる。

図6-4にシミュレーションに用いた車両諸元とタイヤの特性を示す。

6.5.2 車両の旋回中における前後加速度の影響（横加速度0.4 Gの場合）

（1）後輪駆動車（FR車）の旋回中における前後加速度の影響

シミュレーションにおける条件としては、山道などでコーナーを旋回しながら加速するという状況を想定し、初期車速50 km/h、旋回半径 $R=50$ mとした。この時車両の横加速度は $a_y = \frac{V^2}{R} = 0.4 G$ である。

図6-5(a)は通常の後輪駆動車（後輪は操舵しない）において、初期状態から加速した時の車両軌跡と車体の向きを計算した結果を示している。図中車体が描かれている点より加速を開始し、1秒後に所定の前後加速度に達する設定とした。前後加速度は所定の値が10秒間続くものし、その間の車両の軌跡と車体の向きのシミュレーション計算結果を1秒毎に示している。

図よりわかるように、前後加速度が大きくなると車速も急上昇するため、車両軌跡で見たときの旋回半径の広がり方も大きくなっている。

前後加速度が0.4 Gになると、車速が100 km/h付近で後輪タイヤの限界を越しスピン状態になることがわかる。このスピン状態にはいる車速は前後加速度が大きいとさらに低くなり、前後加速度0.5 Gでは80 km/h付近の車速となる。

図6-5(b)はこの時の重心点横滑り角を示したものである。車速の増加と共に、頭を旋回内側に向ける方向に重心点横滑り角が増加していくことがわかる。

（2）駆動力配分制御を付加した場合の旋回半径への影響

前輪へのトルク配分比を $R_T(\%) = (\text{前輪トルク}) / (\text{全トルク})$ とする。シミュレーション条件は上記と同じであるが、さらに前輪に駆動力を配分した状態にて ($R_T = 0, 20\%, 40\%, 60\%, 100\%$) 加速を行なったときの車両軌跡を求めた。ここに $R_T = 0\%$ は後輪駆動車、 $R_T = 100\%$ は前輪駆動車と同じ状態である。

前後加速度0.2 Gの場合

図6-6(a)は前後加速度0.2 Gにおいて、前輪へのトルク配分比を変えた時の車両軌跡の計算結果である。トルク配分比 R_T を大きくしていくと、高車

速においてやや軌跡が膨らむ傾向にあるが余り大きな影響はない。

図6-6(b)はこの時の重心点横滑り角を示している。重心点横滑り角についても、 R_T を大きくしていくとやや減少する方向ではあるがその影響は少ない。これより前後加速度が0.2 G程度では、前後トルク配分比 R_T は殆ど影響しないことがわかる。

前後加速度0.3 Gの場合

車両の旋回軌跡を図6-7(a)に示す。この場合は R_T を大きくするにつれて、旋回半径の広がりが大きくなっていくのがわかる。

図6-7(b)はこの時の重心点横滑り角を示している。重心点横滑り角は R_T を大きくしていくと小さくなっていく。しかし $R_T=0$ の場合においても、重心点横滑り角は100 km/h時に3度以下であり、前後加速度が0.3 Gの場合は $R_T=0$ の設定がよいといえる。

前後加速度0.4 Gの場合

次に前後加速度0.4 Gの場合を示す。この場合は前輪にトルク配分を行わないと、前に示したように車速100 km/hにおいてスピン状態になる。

図6-8(a)に示すように前輪にトルクを配分すれば、スピン状態にはいることを防止できるがさらに R_T を大きくしていくと旋回半径の広がりも大きくなる。

図に示すシミュレーション結果では $R_T=20\%$ が一番旋回半径が小さくなっている。また図6-8(b)に示す様に重心点横滑り角も3度以下となっている。

前後加速度0.5 Gの場合

図6-9(a)は前後加速度が0.5 Gの時の車両軌跡である。この場合は $R_T=20\%$ の配分においても、車速の上昇とともに重心点横滑り角が大きく増加する。図6-9(b)はこれを示しているが、重心点横滑り角は時間と共に増加し不安定になる。従って R_T の値としては40%が必要である。

以上のことから、前後加速度が小さいときは(0.3 Gまで) $R_T=0$ の設定がよく、前後加速度が大きくなるに連れて(0.3 G~0.5 G)前輪のトルク配分を増やすように制御する必要があることがわかる。

(3) 後輪逆相操舵の付加による旋回半径の減少

以上の検討により、前後加速度が大きいときは前輪へのトルク配分比 (R_T) を増やすことにより、スピン状態に至ることを防止できる。これはタイヤ摩擦円の考え方より妥当な結果である。四輪のタイヤの摩擦円の中で最大の（駆動力+コーナリング力）を引き出すには、 $R_T = (\text{前輪荷重} / \text{車両全重量})$ とすればよいことは理解できよう。しかし図6-7(a)に示したように、 R_T を増加させると旋回半径の増加につながる。そこでこの旋回半径の増加を、後輪の逆相操舵によって小さくすることを検討した。

前後加速度0.4 Gの場合

図6-10(a)は前輪へのトルク配分比 $R_T = 20\%$ 、前後加速度0.4 Gの加速状態において、後輪舵角を前輪と逆相にそれぞれ0度、1度、2度操舵した時の車両の軌跡を示している。操舵のタイミングは、加速のタイミングと同期して、1秒後に設定の舵角になるようなランプ状の舵角を与えている。

図より明らかな様に、後輪を逆相に操舵することにより加速による旋回半径の増加を大きく減少させることができる。

図6-10(b)はこの時の重心点横滑り角を示したものである。

後輪舵角を2度まで逆相に操舵した場合においては重心点横滑り角が急激に増加しているが、1度の逆相操舵にては重心点横滑り角は5度以下となっており、 $R_T = 20\%$ の場合は逆相操舵は1度までが可能と考えられる。

図6-11(a)は $R_T = 40\%$ の場合である。この場合は2度の逆相操舵においても重心点横滑り角は5度付近であり、 R_T を大きくすることにより逆相操舵も大きくできることが分かる。

前後加速度0.5 Gの場合

この場合は、図6-12に示すように、 $R_T = 20\%$ においてはいずれの状態にてもスピンしてしまう。しかし、 $R_T = 40\%$ とすれば図6-13に示す様に2度の逆相操舵も可能である。

6.5.3 車両の旋回中における前後加速度の影響（横加速度0.8Gの場合）

ここでは車両の旋回半径は同じく50mであるが初期速度は70km/hという、さらに高い横加速度で旋回を行なっている状態で前後加速度を与えたときの検討を行なった。この時車両の横加速度は $a_y = 0.8G$ である。

図6-14は後輪駆動のみ、後輪操舵は行なわない状態における前後加速度の影響のシミュレーション結果である。前後加速度を大きくした時の傾向は図6-5に示した横加速度0.4Gの場合と同じであるが、横加速度0.8Gの場合は前後加速度0.3Gでスピンが発生する。

前輪へのトルク配分 R_T の影響

図6-15、図6-16はそれぞれ前後加速度0.2G、0.3Gに於て、前輪へのトルク配分比 R_T を変えたときのシミュレーション結果である。横加速度0.4Gの時と同じく前輪へのトルク配分を増していくと0.3Gの前後加速度においてもスピン状態に至らなくなるが、旋回軌跡は膨らんでいく傾向にある。

後輪逆相操舵の影響

0.3Gの前後加速時において後輪を逆相に操舵した時のシミュレーション結果を次に示す。図6-17は前輪へのトルク配分比 $R_T = 20\%$ 、図6-18は $R_T = 40\%$ である。 $R_T = 20\%$ において、後輪を2度逆相操舵をするとスピンまでには至らないが、重心点横滑り角は6度以上となる。横加速度0.4Gの場合と同じく、逆相操舵を大きくするときは R_T を大きくしたほうが望ましい。

横加速度0.8G、前後加速度0.3Gというタイヤの限界性能の領域でも後輪の逆相操舵による旋回半径の減少が期待できる。これは後輪の駆動力の方向が変わることにより車両にヨーモーメントが付加されることによると考えられる。

6.6 ファジィルールの検討

以上の検討により、車両の前後加速度の大きいときは（0.3G以上）前輪への駆動トルク配分を大きくし（20%～40%）後輪を逆相に操舵することにより、加速による旋回半径の増加を小さくでき、かつスピンも防止できることがわかった。しかしこの時の車両は、重心点横滑り角が3～5度もついた（車両先頭を旋回内側にして後部が流れた姿勢）状態であり、熟練したドライバーが使いこなせる領域と考えられる。

従って四輪操舵システムとしては、前章までに述べてきた重心点横滑り角を零に近くすること、またヨーレイト応答遅れを少なくすることを基本制御要件とするが、上記のような特殊な運転状態をファジィ推論にて判断し、後輪逆相操舵分を足しあわせるシステムが考えられる。

図6-19は上記の内容を可能にする総合制御システムの案の一つを示す。ここにおいて基本制御は四輪操舵システムにおいては一次進み制御（位相反転制御）、駆動トルク配分制御においては前後輪回転差感応制御であり、それぞれのコントローラが自律して機能しているが、運転状況によりファジィ統合コントローラからの指令により制御要件を変化させるものである。

すなわち旋回制御係数 $K_c = 0$ の時は各コントローラがそれぞれ自律して制御しているが、 $K_c = 1$ が統合コントローラより指令されると、旋回制御に切り替わり、旋回半径を小さくする様に制御される。また $K_c = 0 \sim 1$ の間ではその中間状態に設定される。

ここで旋回制御係数 K_c はファジィ推論により求められるが、その時のファジィルールとしては例えば次のようなものが考えられる。

旋回制御係数 K_c を求めるファジィルール

車両の前後加速度を a_x 、横加速度を a_y 、

B;Big M;medium S;Small Z;Zero とすると

- | | | | | | |
|---|----|-------------|-----------|------|-----------|
| ① | IF | $a_x = B$, | $a_y = B$ | then | $K_c = B$ |
| ② | IF | $a_x = B$, | $a_y = M$ | then | $K_c = B$ |
| ③ | IF | $a_x = B$, | $a_y = S$ | then | $K_c = M$ |
| ④ | IF | $a_x = M$, | $a_y = B$ | then | $K_c = B$ |
| ⑤ | IF | $a_x = M$, | $a_y = M$ | then | $K_c = S$ |
| ⑥ | IF | $a_x = M$, | $a_y = S$ | then | $K_c = Z$ |
| ⑦ | IF | $a_x = S$ | | then | $K_c = Z$ |

第6章では本システムの基本的な考え方の提示にとどめるが、本システムは横滑り角の大きな限界領域でのコントロールであり、本システムを実用的なものにするには、さらに実際の走行状態における熟練した運転者の評価によりチューニングすることが必要である。

すなわち運転者にとって急に旋回半径が増減するような違和感のない制御とするため、上述のファジィルールに基づいたファジィ変数のチューニングや、加速制御にはいるときの後輪逆相操舵のタイミング（シミュレーションでは前後加速に同期させている）、また加速状態が終わって四輪操舵システムを元の基本制御に戻すときのタイミング等を、実際の車両における運転者の評価により設定することが必要であり、今後の課題としたい。

6.7 第6章のまとめ

- (1) 車両運動に関する8自由度非線形シミュレーションを用い、旋回中の前後加速による旋回半径の増加を検討した。通常の車両においては、50 km/h程度の中車速より高い前後加速を行なうと旋回軌跡は大きく膨らむ。これは急激な車速の上昇によりヨーレイト定常ゲインが減少していくためである。
- (2) 後輪駆動車において車両をスピン状態に至らせることなく、旋回中に高い前後加速を可能とするには、駆動トルクを前輪に配分するシステムが有効であるが、前輪の駆動トルク分担を増やしていくとさらに旋回半径が広がる傾向となる。
- (3) 前輪へのトルク配分を大きくすると同時に後輪を前輪と逆相に操舵すれば、車両がスピン状態に至ることなく旋回半径の増加が少なくなる。しかし、この時車両の重心点横滑り角は増加するため、後輪逆相の操舵角を大きく設定するには運転者の熟練が必要である。
- (4) 以上のシミュレーション結果に基づき四輪操舵システムと駆動トルク前後配分制御システムの総合制御の一方策として、通常はそれぞれのシステム固有の制御要件でコントロールしているが、ファジィ推論を持つ統合コントローラからの指令により、制御要件を変更するシステムを考察した。
こういった総合制御システムによれば、四輪操舵システムは重心点横滑り角を小さくすること、およびヨーレイト応答を良くすることという基本制御要件に影響を及ぼすことなく、旋回時の加速制御のチューニングを行なうことができるため応用性の高い総合制御システムとなると考えられる。

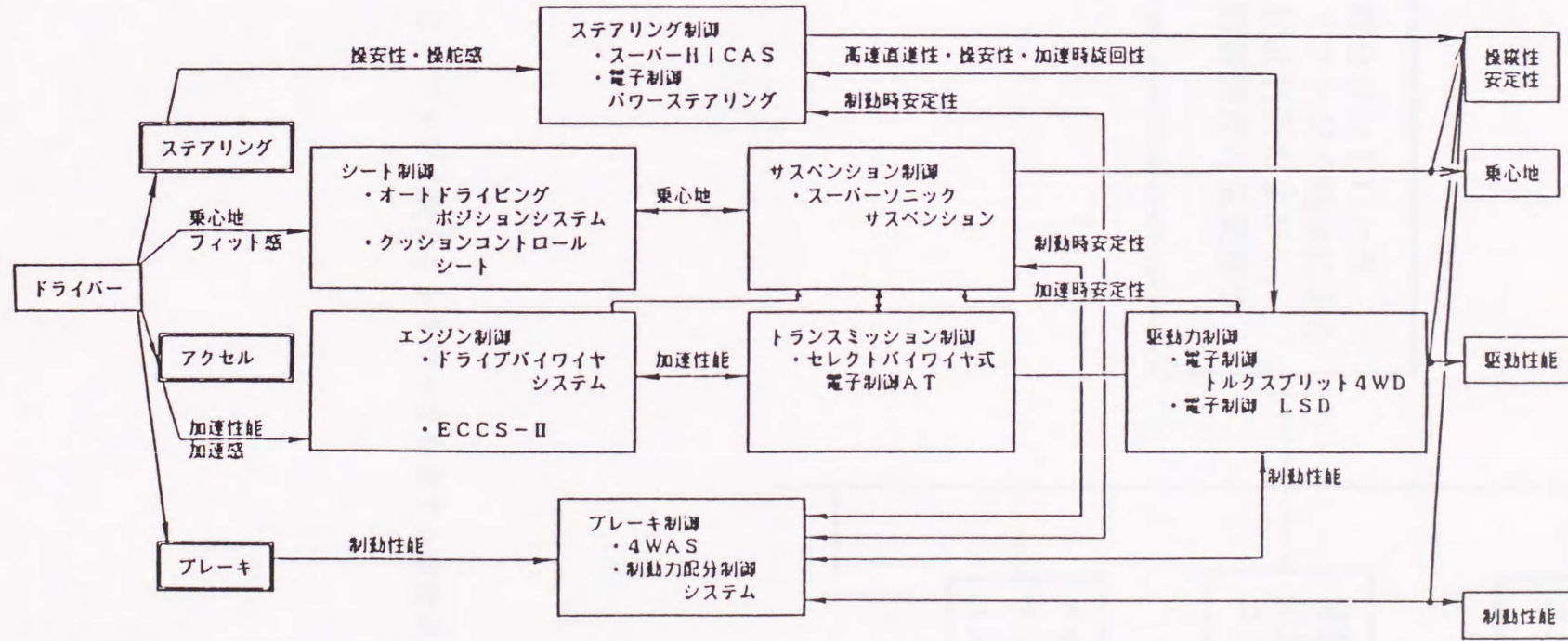


図 6 - 1 自動車に用いられている制御システムの例

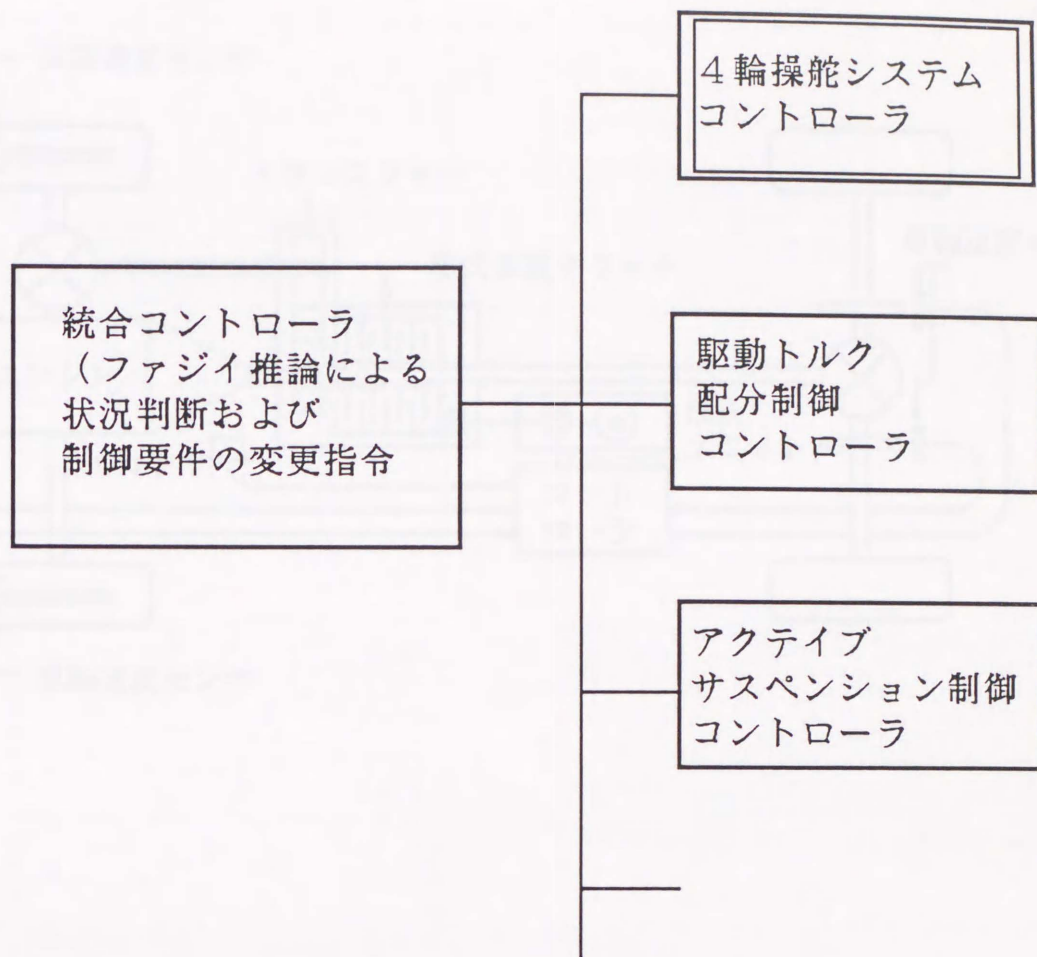


図6-2 ファジイ統合コントローラを有する総合システムの概念図

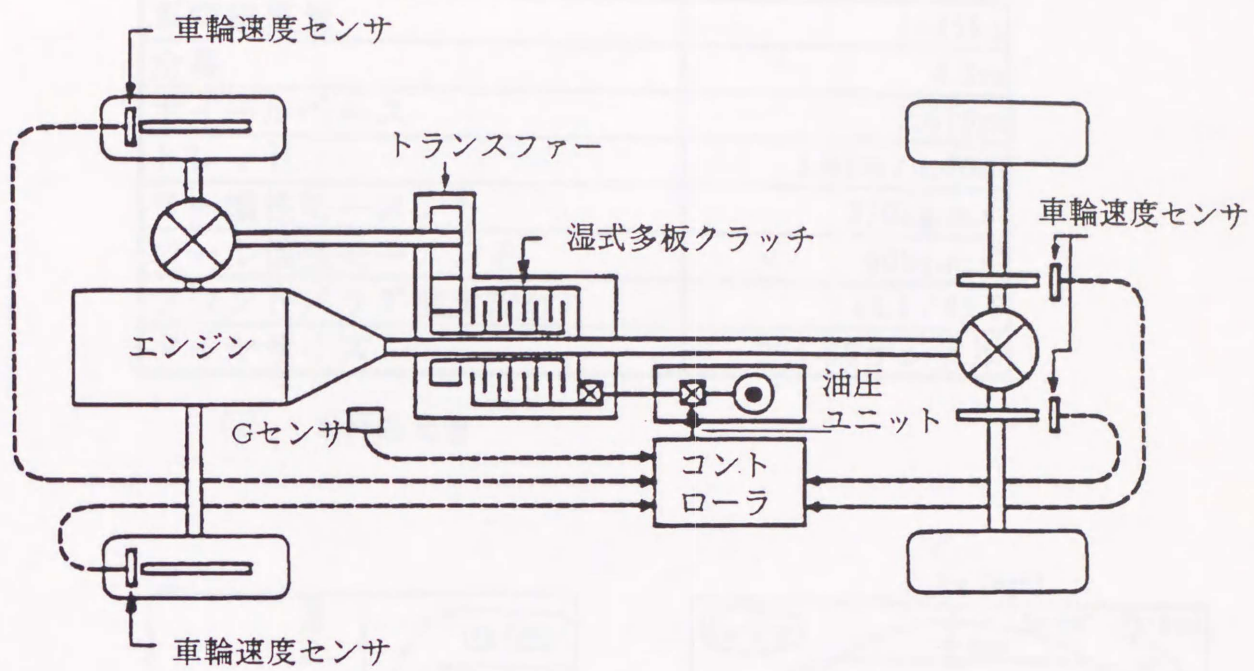
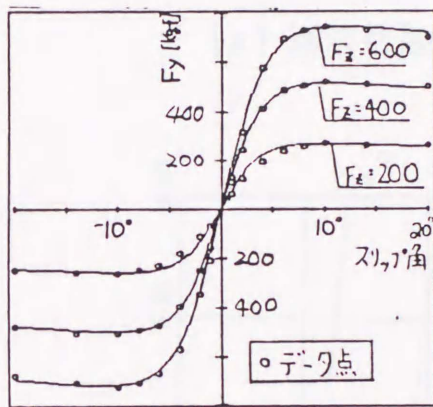


図 6-3 エンジン出力トルクの前後配分制御システムの例

諸元	数値
車両総重量	1535kg
全長	4.3m
ホイールベース	2.615m
トレッド	1.46m / 1.46m
ヨー慣性モーメント	270kg.m.s ²
ロール慣性モーメント	60kg.m.s ²
フロント/リア重量配分	54.5 / 45.5
タイヤサイズ	225-50ラジアル

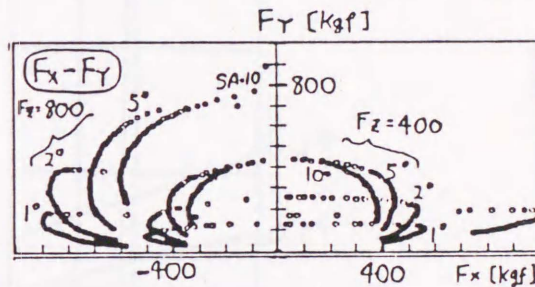
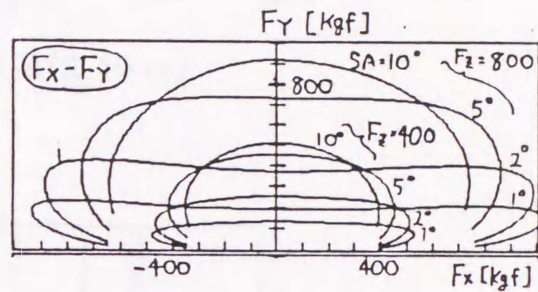
(a) 車両諸元値



コーナリング特性

(Magic Formula による計算結果は実線で、またタイヤの実測値はデータ点で示す)

Fz ; タイヤ垂直荷重
 Fy ; タイヤコーナリングフォース
 Fx ; タイヤ制駆動力

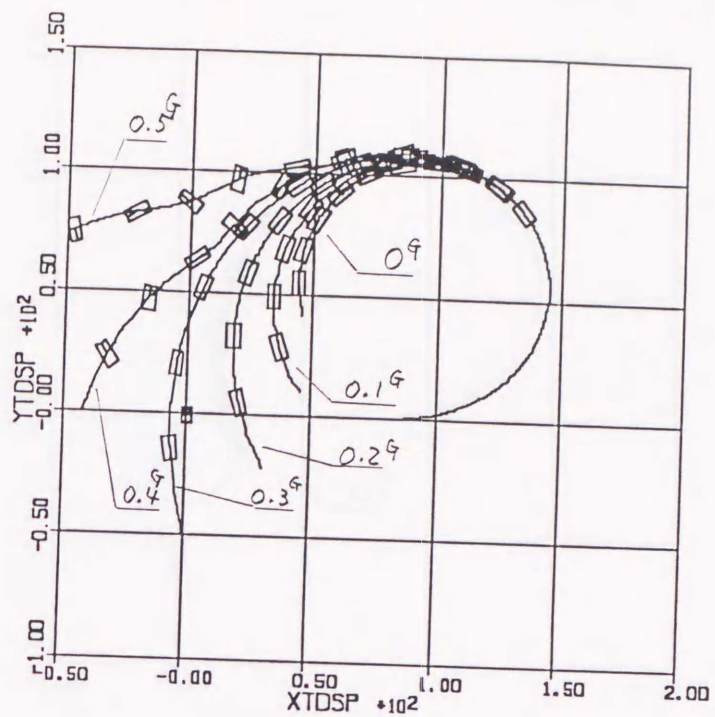


制駆動特性

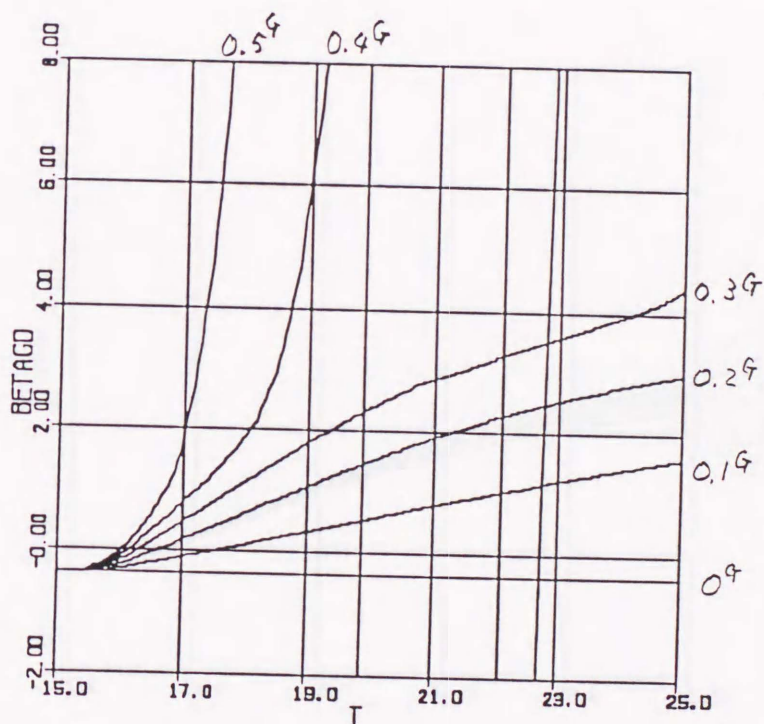
(Magic Formula による計算結果は上図、タイヤの実測値は下図に示す)

(b) Magic Formula によるタイヤモデル

図6-4 シミュレーションに用いた車両諸元値とタイヤ特性

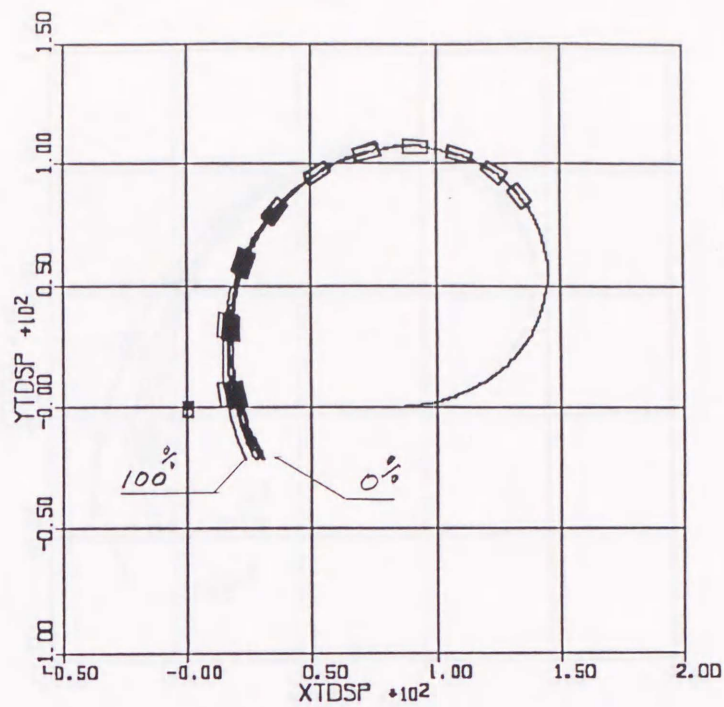


(a) 車両軌跡 (1目盛は50m)

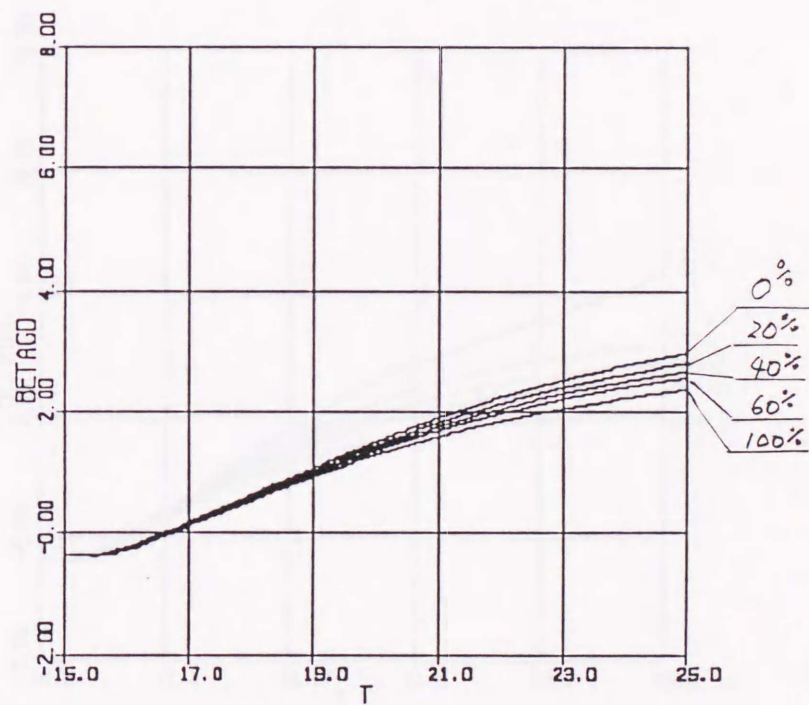


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

図6-5 後輪駆動車の旋回中における前後加速度の影響 (シミュレーション)
(初期車速50km/h、旋回半径50m、横加速度0.4G)

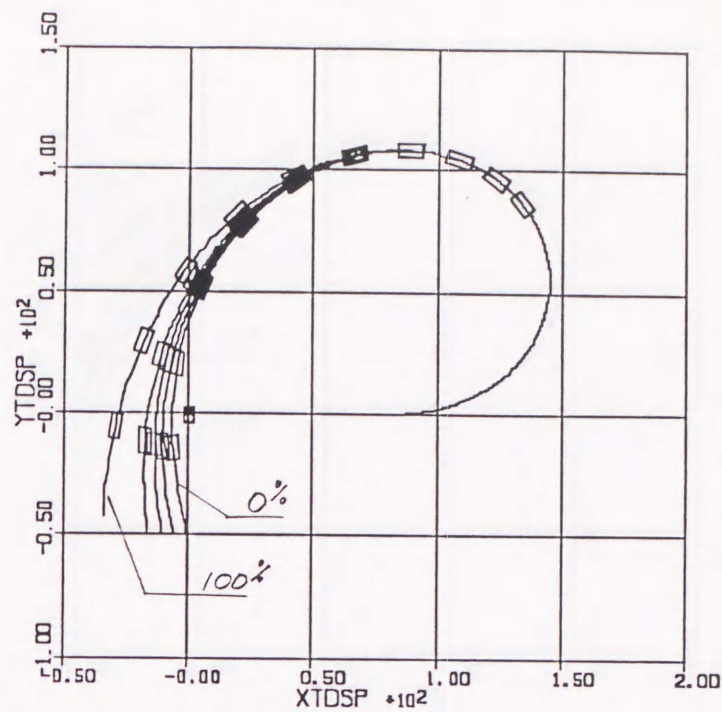


(a) 車両軌跡 (1目盛は50 m)

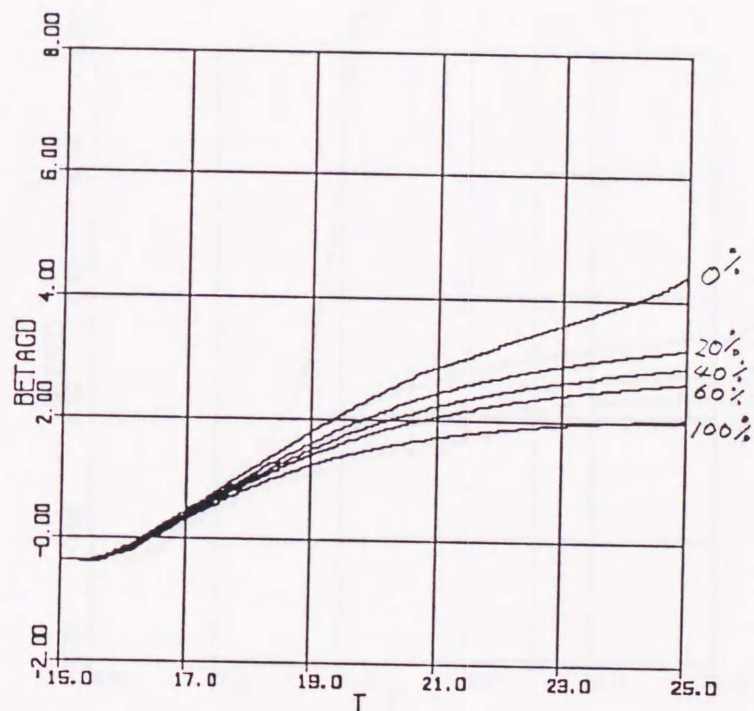


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

図 6 - 6 駆動力配分制御が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)
(初期車速 50 km/h、横加速度 0.4 G、前後加速度 0.2 G)

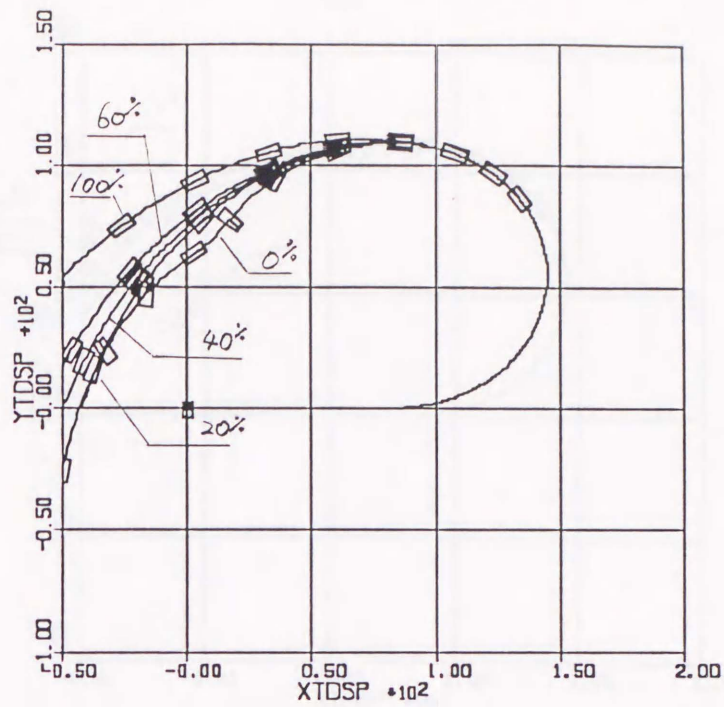


(a) 車両軌跡 (1目盛は50 m)

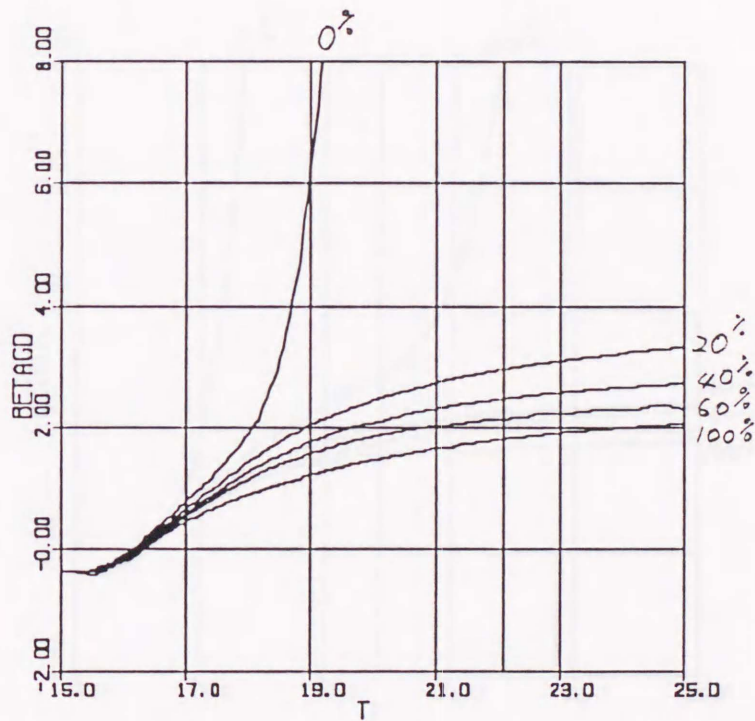


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

図6-7 駆動力配分制御が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)
(初期車速50 km/h、横加速度0.4 G、前後加速度0.3 G)

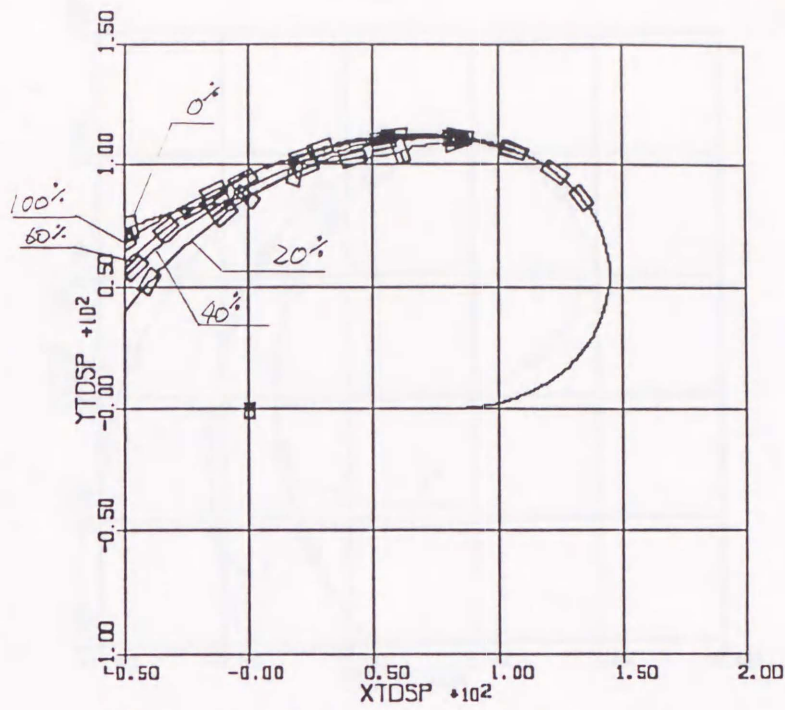


(a) 車両軌跡 (1目盛は50 m)

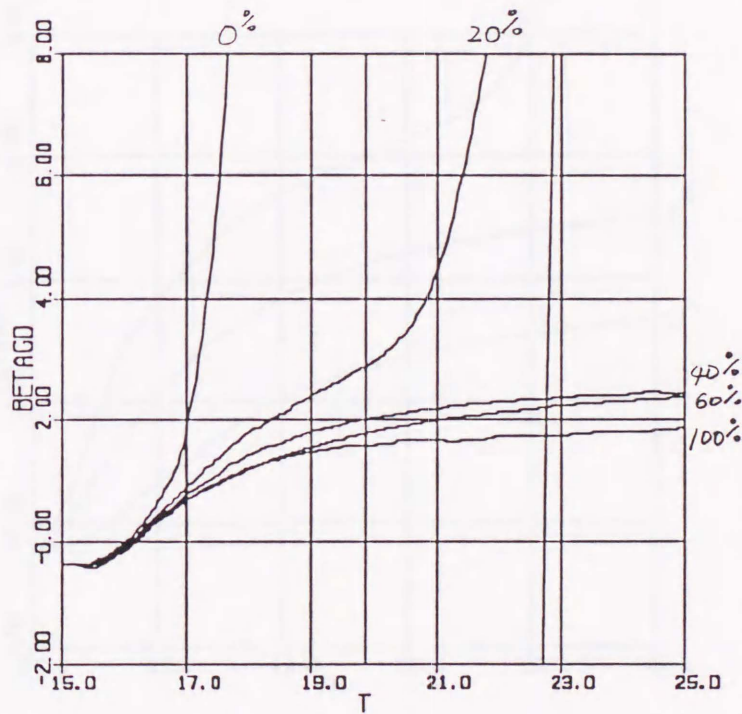


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

図 6 - 8 駆動力配分制御が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)
(初期車速 50 km / h 、横加速度 0.4 G 、前後加速度 0.4 G)

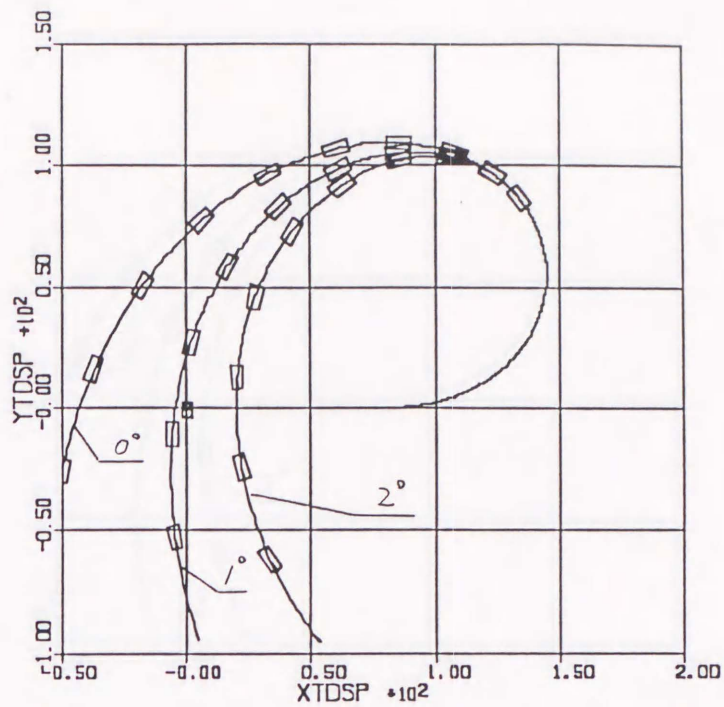


(a) 車両軌跡 (1目盛は50 m)

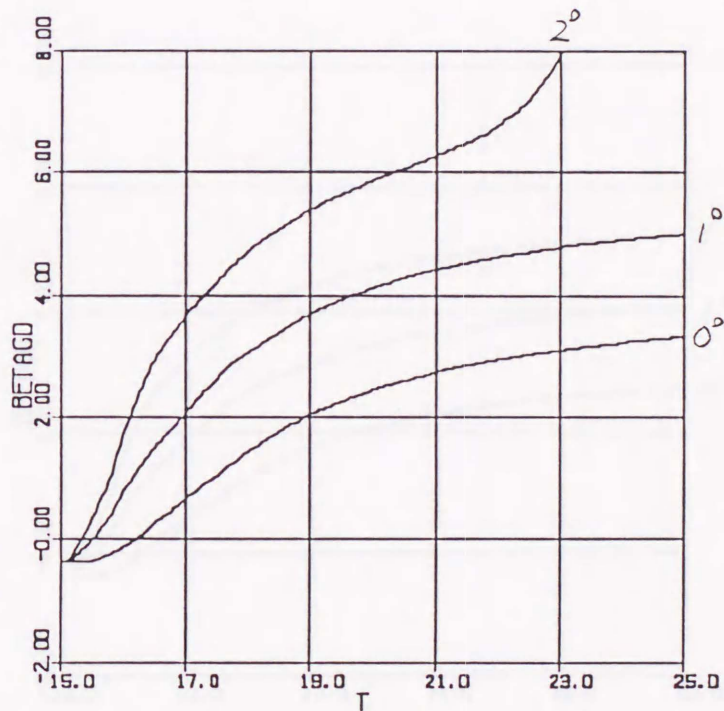


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

図6-9 駆動力配分制御が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)
(初期車速50 km/h、横加速度0.4 G、前後加速度0.5 G)



(a) 車両軌跡 (1目盛は50 m)

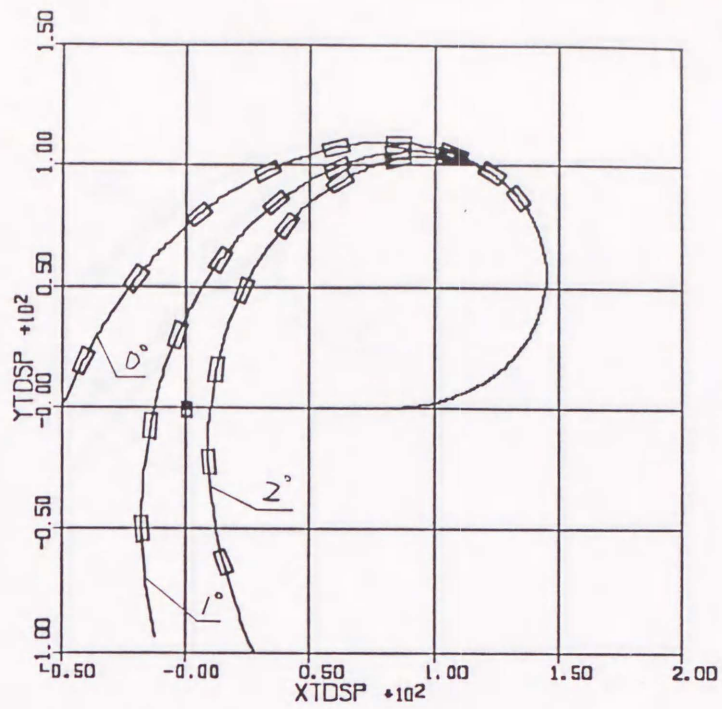


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

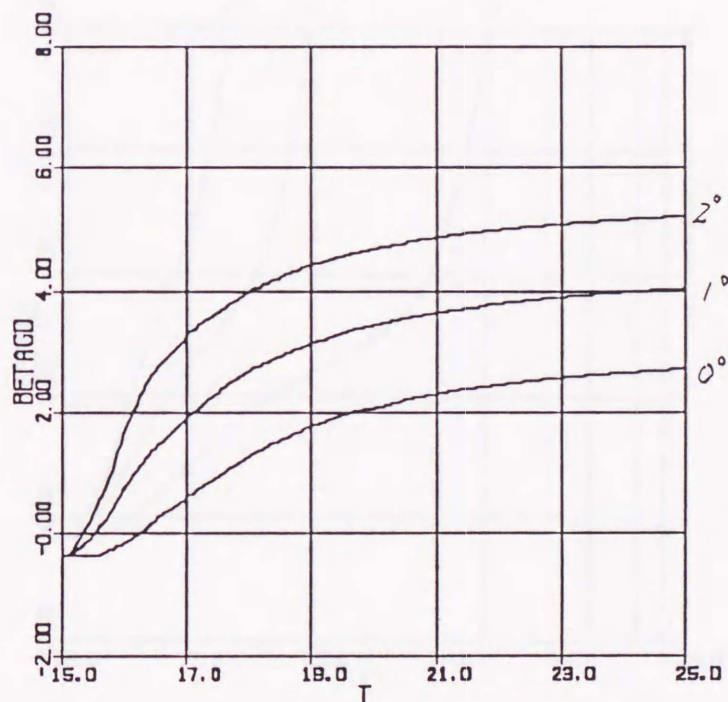
図6-10 後輪逆相操舵が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)

(初期車速50 km/h、横加速度0.4 G、

前後加速度0.4 G、前輪トルク配分20%)



(a) 車両軌跡 (1目盛は50 m)

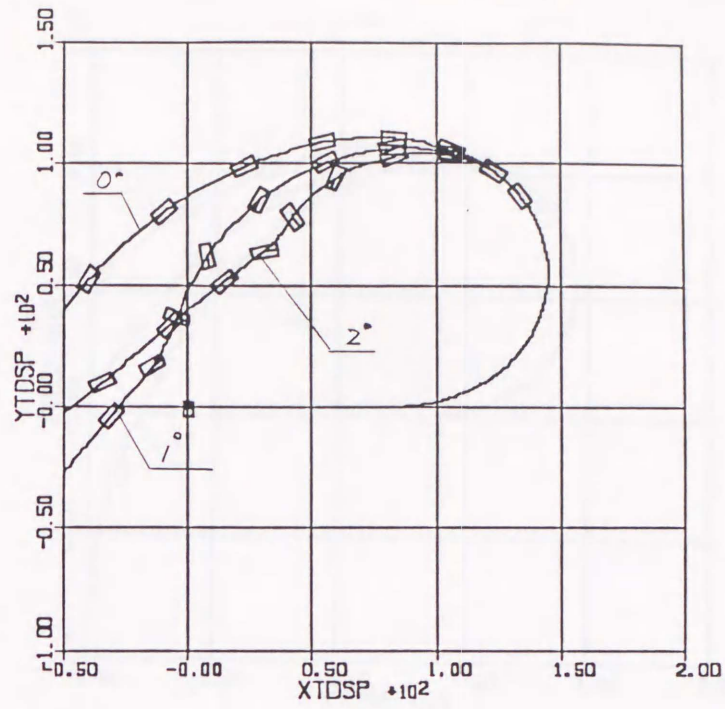


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

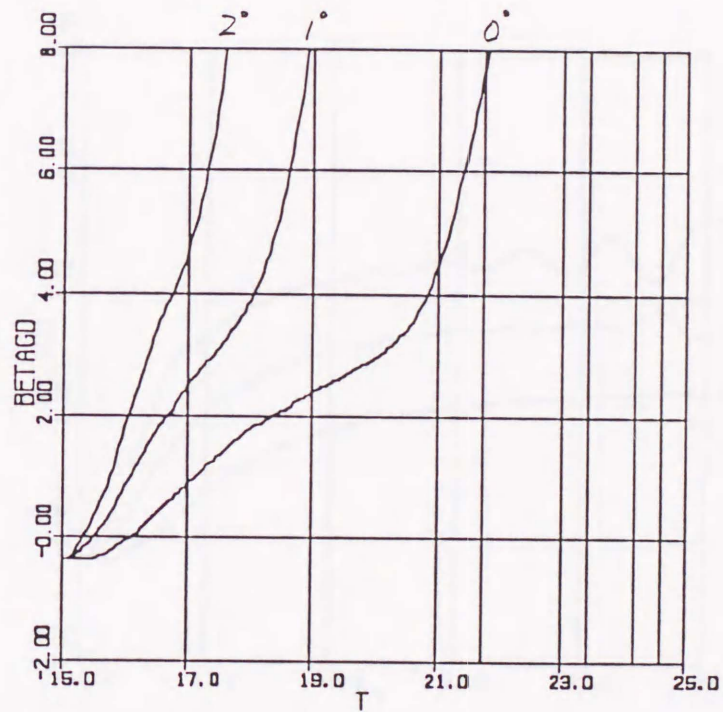
図 6-1 1 後輪逆相操舵が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)

(初期車速 50 km/h、横加速度 0.4 G、

前後加速度 0.4 G、前輪トルク配分 40%)



(a) 車両軌跡 (1目盛は50m)

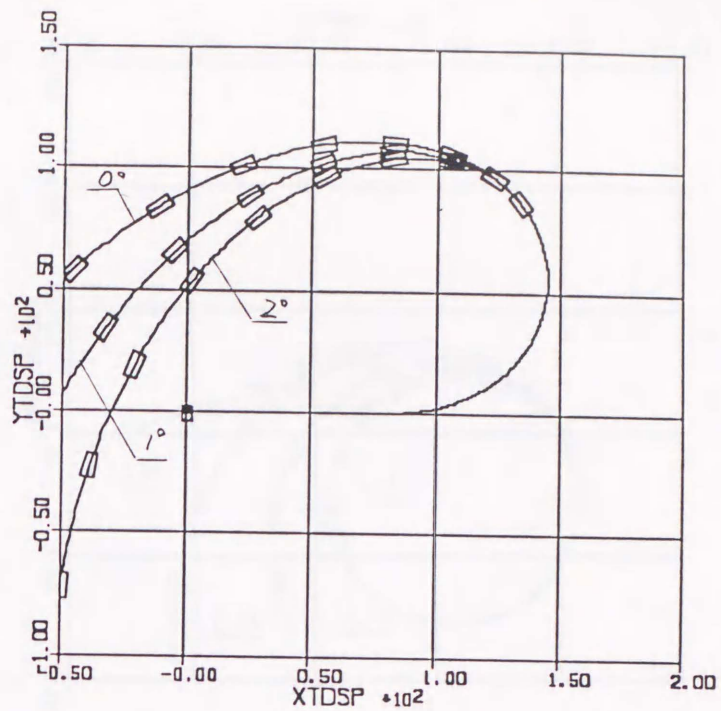


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

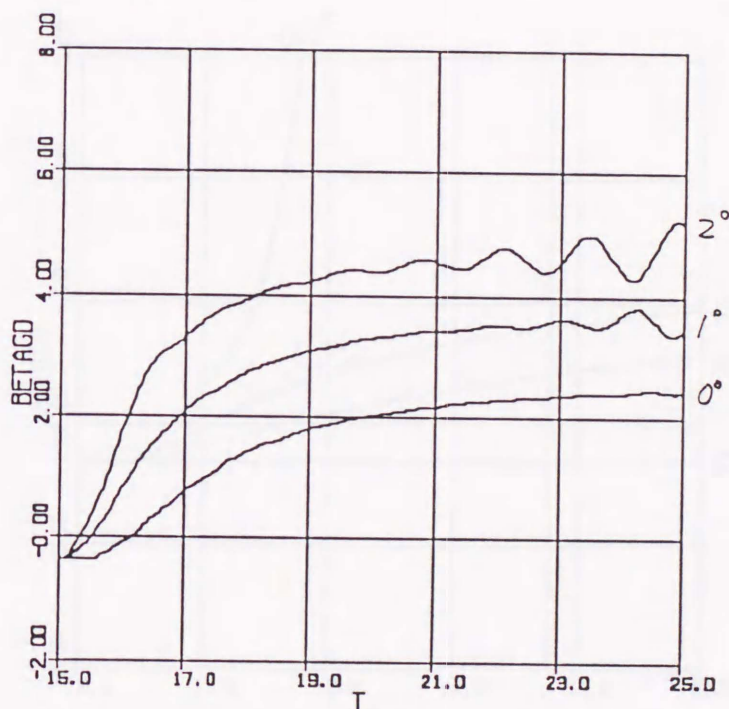
図6-12 後輪逆相操舵が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)

(初期車速50km/h、横加速度0.4G、

前後加速度0.5G、前輪トルク配分20%)



(a) 車両軌跡 (1目盛は50 m)

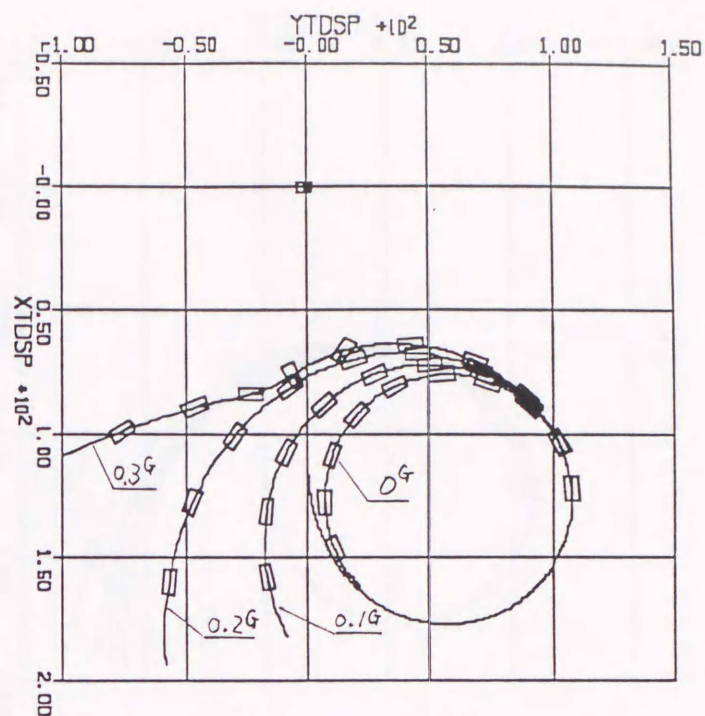


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

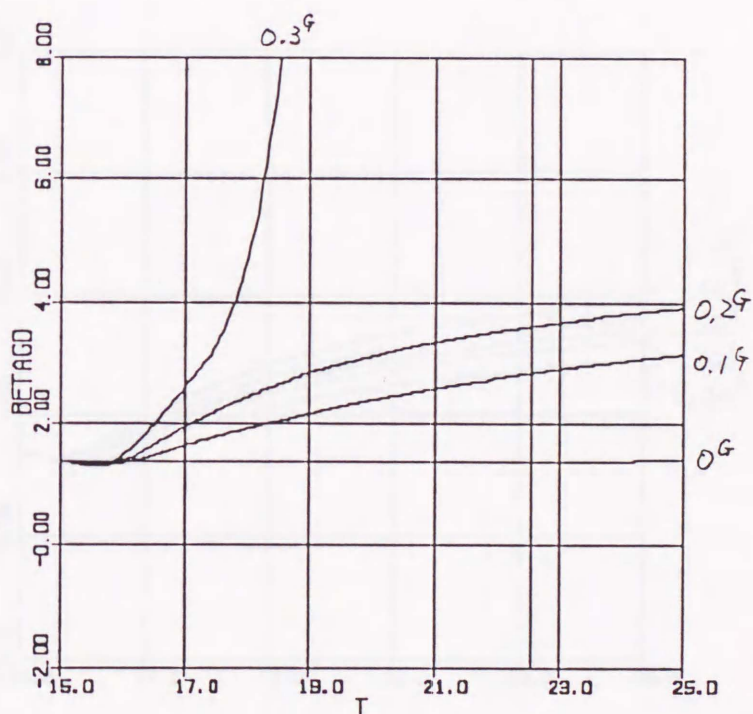
図6-13 後輪逆相操舵が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)

(初期車速50 km/h、横加速度0.4 G、

前後加速度0.5 G、前輪トルク配分40%)

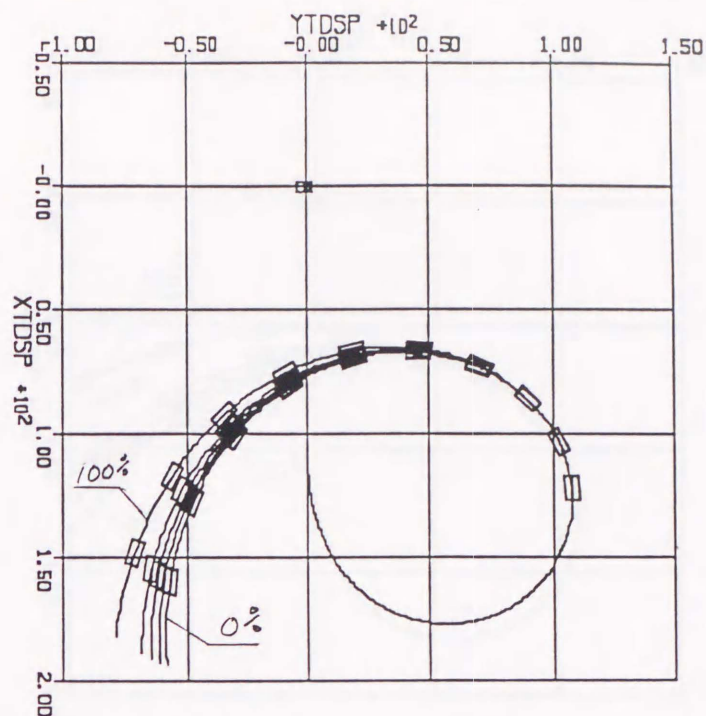


(a) 車両軌跡 (1目盛は50m)

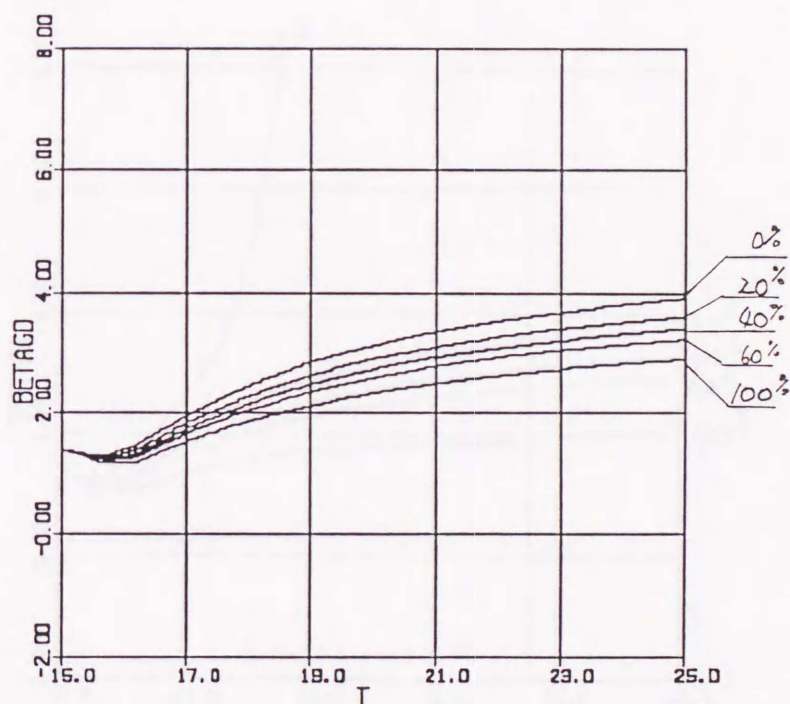


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

図6-14 後輪駆動車の旋回中における前後加速度の影響 (シミュレーション)
(初期車速70km/h、旋回半径50m、横加速度0.8G)

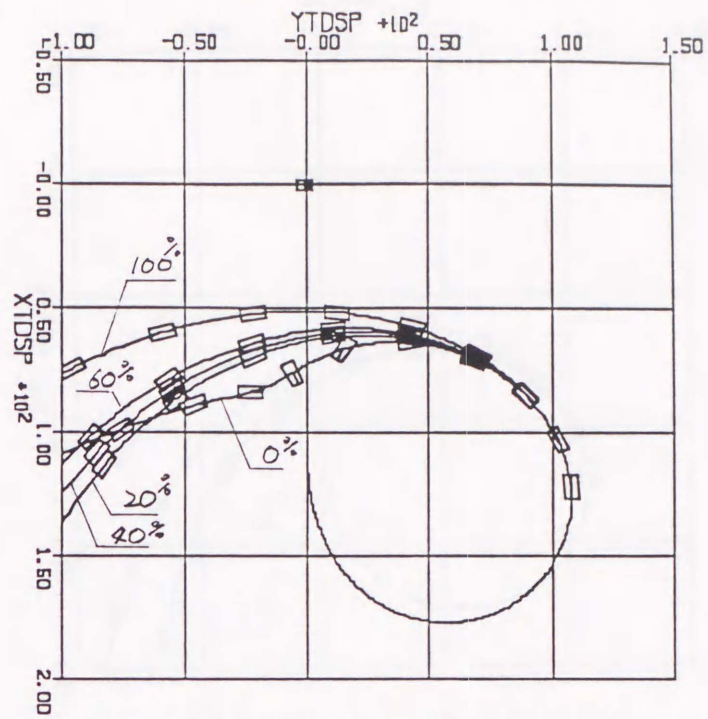


(a) 車両軌跡 (1目盛は50m)

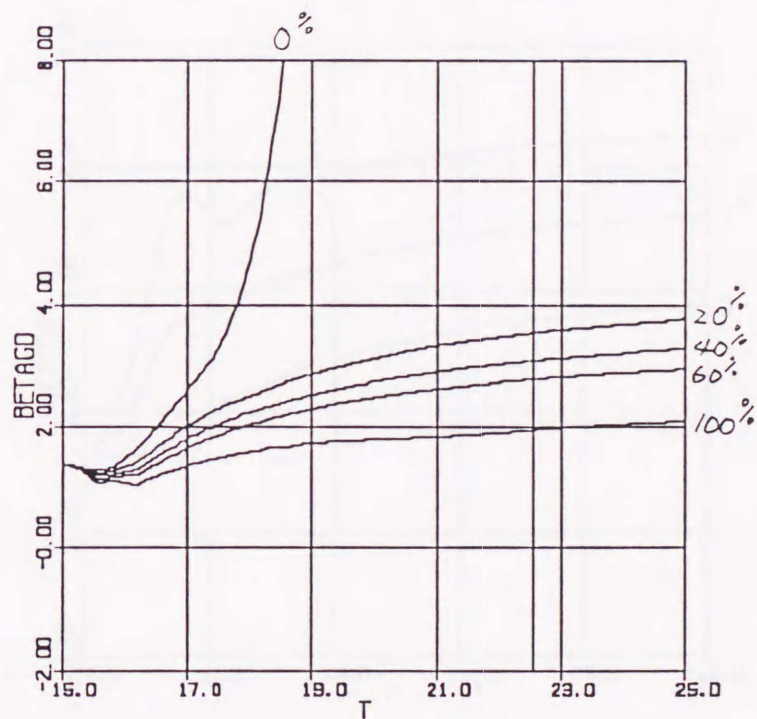


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

図6-15 駆動力配分制御が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)
(初期車速70km/h、横加速度0.8G、前後加速度0.2G)

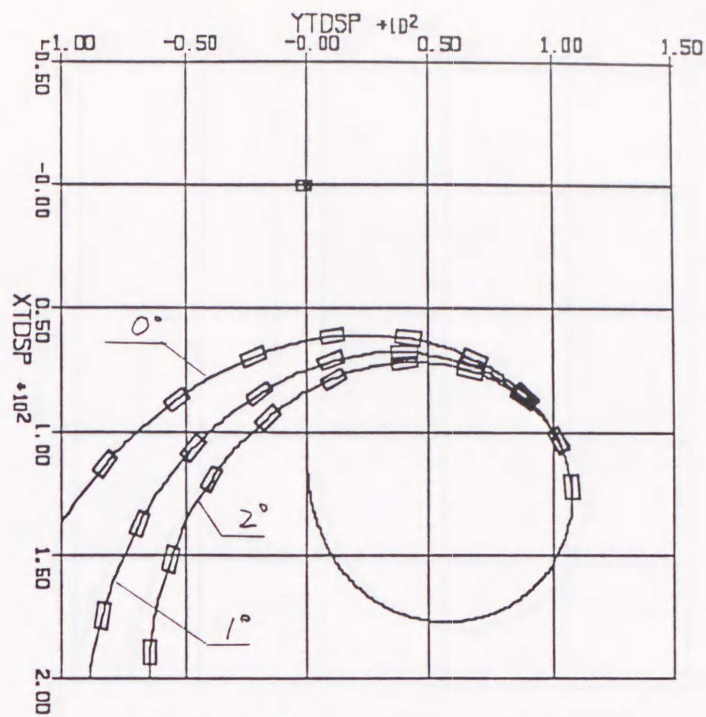


(a) 車両軌跡 (1目盛は50 m)

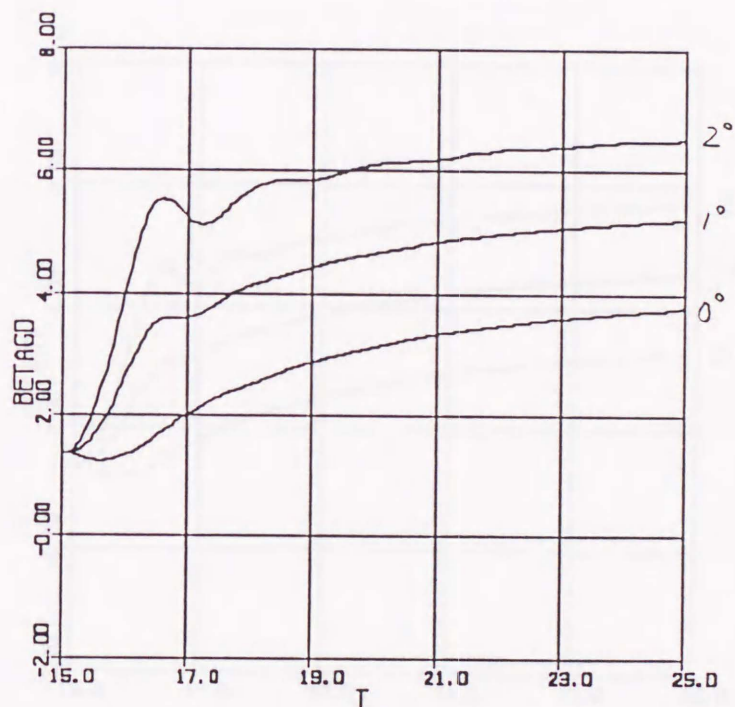


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

図6-16 駆動力配分制御が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)
(初期車速70 km/h、横加速度0.8 G、前後加速度0.3 G)



(a) 車両軌跡 (1目盛は50 m)

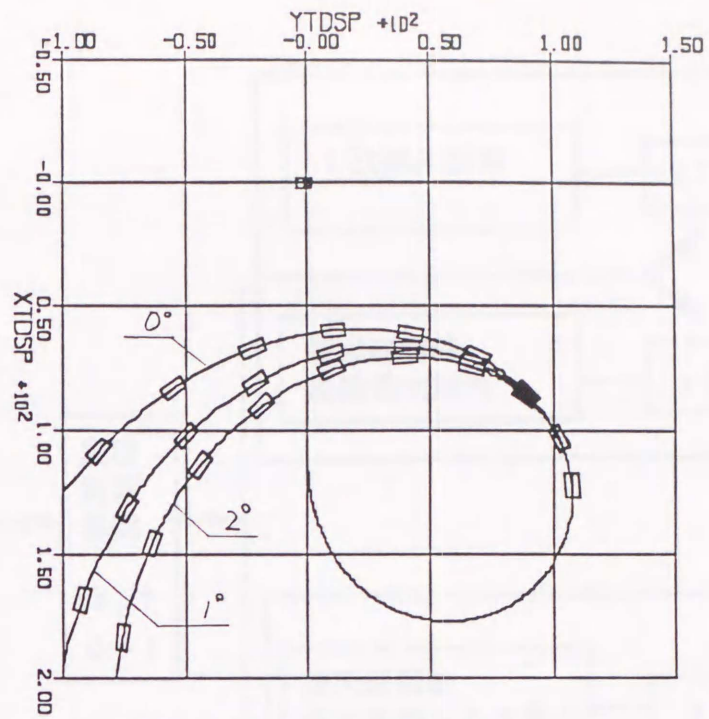


(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

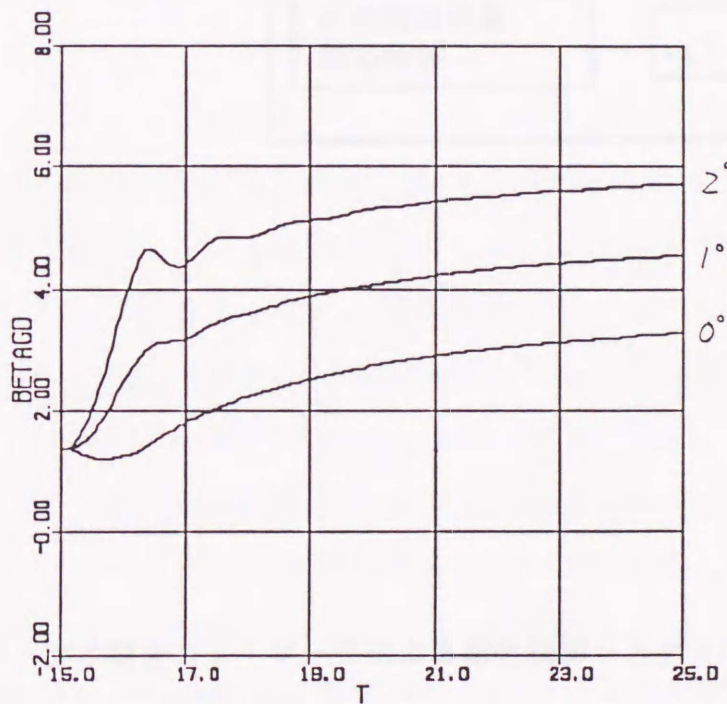
図 6 - 1 7 後輪逆相操舵が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)

(初期車速 70 km / h、横加速度 0.8 G、

前後加速度 0.3 G、前輪トルク配分 20%)



(a) 車両軌跡 (1目盛は50m)



(b) 重心点横滑り角 (横軸---時間は15秒から25秒まで加速)
(縦軸---重心点横滑り角deg)

図6-18 後輪逆相操舵が旋回中の加速におよぼす影響 (シミュレーション)

(初期車速70km/h、横加速度0.8G、

前後加速度0.3G、前輪トルク配分40%)

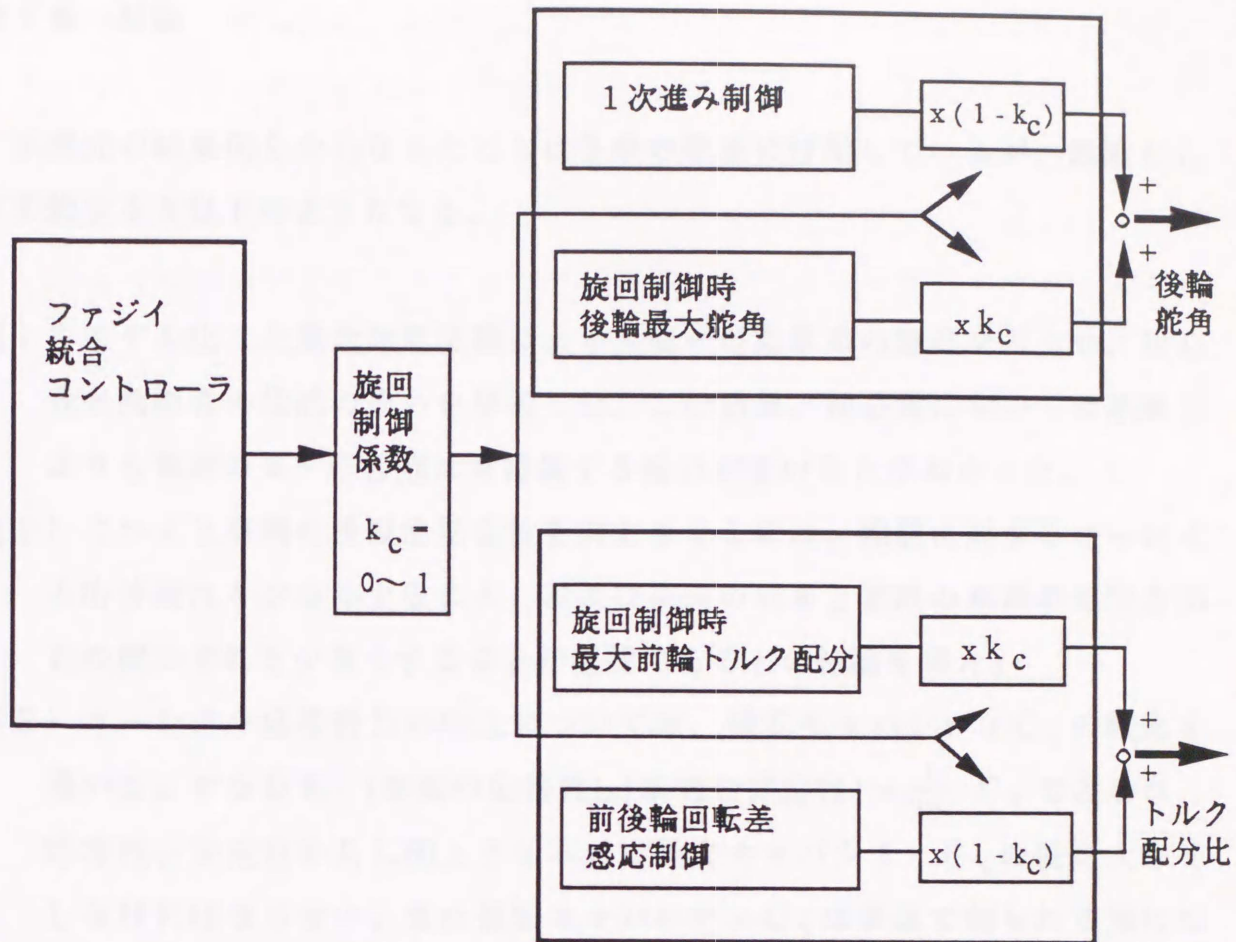


図6-19 ファジィ統合コントローラによる総合制御システムの構成例

第7章 結論

本研究の結果明らかになったことは各章の章末に付記しているが、結論として要約すると以下ようになる。

- (1) モデル化した緊急回避実験により人間-自動車系の解析を行ない、初心者と熟練者の操舵の違いを解析した。この結果、初心者においては熟練者よりも車両のヨー応答遅れを補償する能力が低いことがわかった。
- (2) これより車両の操縦性安定性を向上させるには、操舵に対するヨーレイト応答遅れを少なくすること、および車両の向きと実際の車両の進行方向との間のずれを少なくすることが重要であるとの結論を得た。
- (3) ヨーレイト応答特性の向上については、操安キャパシテイ C_s の概念を導いた。すなわち [車両の応答性] \times [車両の安定性] = $\frac{1}{2V} \cdot C_s$ で表され、応答性、安定性を共に向上させるには操安キャパシテイ C_s の値を大きくしなければならない。また操安キャパシテイ C_s は車速で割られる形になるため、高速での操縦性安定性を確保するためには、操安キャパシテイ C_s を充分大きな値としなければならない。このためには後輪の等価 C_P を大きくすることが必要であることを明らかにした。
- (4) 一方車両の向きと実際の車両の進行方向との間のずれは重心点横滑り角といい表される。通常の前輪操舵車においては車速によって重心点横滑り角は大きく変わるため、四輪操舵実験車を用い全車速において重心点横滑り角を零とする制御則およびその問題点を実車実験にて明らかにした。

しかしこの制御則だけではヨーレイト応答特性は改善できず、これに加えて後輪を一次遅れの動的補償を行なって操舵することにより、応答性、安定性が向上できることを示し、後輪操舵に適切な過渡特性を持たせることが重要であることを明らかにした。

(5) それまで後輪操舵の過渡特性が操縦安定性に与える影響についての解析はあまりなされていなかったため、前輪操舵角および後輪操舵角の過渡特性を任意に設定できる前後輪アクティブ操舵実験車を開発し、最適な舵角過渡制御特性を検討した。

この結果、ステアリング操舵時に後輪を一瞬逆相に操舵してから同相に操舵する一次進み制御（位相反転制御）により、過渡状態まで含めて重心点横滑り角を極めて小さくできること、またヨーレイト応答特性も大きく向上することをシミュレーションおよび実車実験により明らかにした。

(6) さらに後輪のみならず前輪も含めてアクティブに制御すれば、理論的にはヨーレイト、横加速度の周波数特性がフラット、すなわち操舵に対する遅れは零となり、車両の動特性は介在しなくなる。

このための前輪部、後輪部での制御則を求め、前後輪をアクティブに操舵可能な実験車にて実証した。この結果後輪操舵制御のみの場合よりもさらに優れた応答性と安定性の評価が得られた。

(7) またこの世界でも初めての試みである前後輪アクティブ操舵実験車は車両のヨーレイト特性、横加速度特性をそれぞれ独立に任意に設定できるため、高い運動性能を得られるのみでなくシミュレータビークル

（主観評価実験用に有効なツール）として活用できることを示した。

(8) さらに操舵制御と駆動トルク前後配分制御を用いた総合制御における制御方法について検討を行なった。操舵制御は重心点横滑り角を小さくすること、ヨーレイト応答を早くすることが基本要件であるが、旋回中大きな前後加速をする状況下では、多少重心点横滑り角が大きくなっても旋回半径があまり大きく膨らまないように、操舵制御と駆動トルク配分を協調して制御することが望まれる場合もある。

この様に状況によって制御要件を変更する一つの方法として、ファジィ制御による統合コントローラの考え方を示唆した。この方法によれば基本制御に影響を与えることなく非線形領域のチューニングが可能であり、今後総合制御により後輪舵角制御の最適化をさらに進めていくときに有効な方法であると考えられる。

以上本研究の成果は、これまで余り重視されていなかった後輪部分が車両の操縦性安定性に及ぼす影響が大きい事を明らかにしたことにある。

さらに操縦性安定性を向上させるために後輪に要求される内容は時間のタイミングによって変化するため、後輪操舵の過渡的な制御が重要であることを提言し、車両特性を自由に変更できる実験車により実証した。

四輪操舵システムについては、今後高度な制御理論の発展によりさらに後輪の持つ能力を活かす研究が発展していくことが期待され、筆者の研究はその土台となるものといえよう。

本論文にて使用した記号

1. 車両モデル関係

記号	定義	単位
x	車両の進行方向	m
y	車両の進行方向に対して横方向	m
z	車両の進行方向に対して垂直方向	m
ψ	車両のヨー角	deg
ϕ	車両のロール角	deg
λ	車両のピッチ角	deg
$\dot{\psi}$	車両のヨーレイト	deg / sec
$\dot{\phi}$	車両のヨーレイト	deg / sec
$\dot{\lambda}$	車両のヨーレイト	deg / sec
V	車速	m / sec
M	車両の全質量	kg s ² / m
W	車両の全重量	kg
I_x	x 軸まわりの車両慣性モーメント	kgm s ²
I_y	y 軸まわりの車両慣性モーメント	kgm s ²
I_z	z 軸まわりの車両慣性モーメント	kgm s ²
F_{x14}	各輪に働く力の x 成分 (1、2前輪、3、4後輪)	kg
F_{y14}	各輪に働く力の y 成分	kg
W_{14}	各輪に働く力の z 成分 (接地荷重)	kg
M_{14}	各輪に働くモーメント (垂直軸まわり)	kgm
l	ホイールベース	m
a	前輪中心より重心までの距離	m
b	後輪中心より重心までの距離	m
tr_{14}	y 軸方向各輪より重心までの距離	m
h	車両の重心位置高さ	m
θ	ステアリング舵角	deg
N	ステアリングギア比	
δ_f	前輪実舵角	deg
I_k	キングピンまわり慣性モーメント	kgm s ²
K_s	ステアリング系剛性	kgm / deg

2. 人間モデル関係

記号	定義	単位
S	緊急回避性能評価指数	
Ω_e	人間の判断するエラー角	deg
θ_{obj}	障害物に到達するときの障害物の予想位置 (角度)	deg
θ_{veh}	自転車の進行方向 (角度)	deg
K_1, K_2	ゲイン定数	
T_{D1}, T_{D2}	人間の応答モデルにおける一次進み定数	
T_s	人間の応答モデルにおける一次おくれ定数	
τ	人間の応答モデルにおける無駄時間	sec
L	人間の応答モデルにおける前方注視距離	m
T_{ψ}	切り返し時のヨーレイト応答遅れ時間	sec

3. 車両線形モデル解析関係

C_1	前輪タイヤのコーナリングパワ (2輪分)	kg/deg
C_2	後輪タイヤのコーナリングパワ (2輪分)	kg/deg
H(s)	操舵角に対するヨーレイトの伝達関数	
A_0	定常ヨーレイトゲイン	
ξ	減衰率	
ω_n	固有振動数	
T_r	一次進み時定数	
K	スタビリティファクタ	
C_s	操安キャパシテイ	
f_y	ヨーレイト共振周波数	Hz
β_f	前輪部における横滑り角	deg
β_r	後輪部における横滑り角	deg
β_G	重心点における横滑り角	deg
α	タイヤスリップアングル	deg
C_x	ロール減衰係数	
G_x	ロール剛性係数	
M_s	バネ上質量	kg s ² /m
h_r	重心よりロールセンタまでの距離	m
$H_1(S)$	前輪舵角により発生するヨーレイトの伝達関数	
$H_2(S)$	後輪舵角により発生するヨーレイトの伝達関数	
$B_1(S)$	前輪舵角により発生する重心点横速度の伝達関数	
$B_2(S)$	後輪舵角により発生する重心点横速度の伝達関数	
$G_1(S)$	前輪舵角により発生する重心点横加速度の伝達関数	
$G_2(S)$	後輪舵角により発生する重心点横加速度の伝達関数	
R_1	前輪部のロールステア係数	
R_2	後輪部のロールステア係数	

3. 四輪操舵解析関係

記号	定義	単位
δ_f	前輪操舵角	deg
δ_r	後輪操舵角	deg
k_r	前輪舵角に対する後輪操舵角の比例定数	
T_1	後輪舵角一次遅れ過渡制御における定数	
T_2	後輪舵角一次進み過渡制御における定数	
T_3	前輪舵角過渡制御における定数	
$A_f(S)$	前輪アクティブ操舵制御の関数	
$A_r(S)$	後輪アクティブ操舵制御の関数	
$\dot{\psi}_0$	操舵に対する定常ヨーレイトゲイン	
g_0	操舵に対する定常横加速度ゲイン	

4. 四輪操舵制御と駆動トルク配分制御の総合制御関係

記号	定義	単位
R	旋回半径	m
a_y	車両の横加速度	G
a_x	車両の前後加速度	G
R_T	前輪へのトルク配分比	%
K_C	旋回制御係数	

参考文献

第2章に関する参考文献

- (2-1) 井口；運転者の運動特性から見た自動車の走行安定性
；日本機械学会誌 Vol.62, No.491 (1958-Dec),p9
- (2-2) 井口；人間-機械系の動特性
；日本機械学会第295回講習会（交通機械と人間工学）,(1968), p1
- (2-3) 井口；機械の運転作業における人間の能力
；自動車技術Vol.17, No.7,(1963-July),p408
- (2-4) 井口；手動制御系の研究；日本機械学会誌 Vol.65, No.517 (1962-Feb), p.18
- (2-5) 平尾；人動車の特性（人間-自動車系）；日本機械学会第371回講習会
（現場技術者のためのマンマシンシステムの考え方）,(1973-Jan), p1
- (2-6) 山川；ある操舵を加えたときの自動車のアンダーステア、オーバーステア
特性に関する一考察；自動車技術 Vol.18, No.11, (1964-Nov), p.888
- (2-7) 藤井；高速度における自動車操縦の問題
；日本機械学会誌 Vol.63, No.494, (1960-Mar), p.48
- (2-8) M.Kondo et al ；Driver's Sight Point and Dynamics of the Driver-Vehicle-System
Related to it ；SAE 680104
- (2-9) 吉本；人間-自動車系のシミュレーション
；自動車技術Vol.25, No.10,(1971-Oct),p1058
- (2-10) E.Hoffmann ；Human Control of Road Vehicles
；Vehicle System Dynamics 5 , (1975 / 76),p.105
- (2-11) W.Lincke et al ；Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling
Performance ；SAE 730489
- (2-12) 菊池；自動操縦機構による人、自動車系の運動の研究
；自動車技術Vol.22, No.11,(1968-Nov),p1029
- (2-13) 菊池；自動車の操縦と情報処理
；自動車技術会学術講演会前刷集45年春 ,(1970),p337

- (2-14) L.Segel ; Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control (Research in Automobile Stability and Control and in Tyre Performance) ; Proc.I.Mech .E.-Automobile Devison (1956)
- (2-15) 渡辺他 ; ESV 運動性能の理論的考察
; 自動車技術会学術講演会前刷集 No.732, (1973), p.573
- (2-16) D. McRuer et al ; Manual Control of Single-Loop Systems-part 1
; Journal of the Franklin Institute Vol. 283, No. 1,(1967-Jan)
- (2-17) D. McRuer et al ; Manual Control of Single-Loop Systems-part 1
; Journal of the Franklin Institute Vol. 283, No. 2,(1967-Feb)

第3章に関する参考文献

- (3-1) 土屋他 ; ドライバの操舵特性と事故回避性能について
; 自動車技術会論文集 No.13, (1977), P54
- (3-2) D.Weir et al ; Correlation and Evaluation of Driver/ Vehicle Directional Handling Data
; SAE780010
- (3-3) L.Chidini ; Definition of the Vehicle Dynamic Characteristics by the Transfer Function: Correlation with Subjective Evaluation ; 7th International Conference on ESV (1979)
- (3-4) D.Whitcomb and W.Milliken ; Design Implication of a General Theory of Automobile Stability and Control (Research in Automobile Stability and Control and in Tyre Performance) ; Proc.I.Mech .E.-Automobile Devison (1956)
- (3-5) 安部 ; 車両の運動と制御 ; 共立出版社 (1979)
- (3-6) W.Bergman ; The Basic Nature of Vehicle Understeer -oversteer ; SAE 650085
- (3-7) 杉本 ; 高速道路における人間-自動車系の横風走行安定性の解析
; 自動車技術会学術講演会前刷集No.761, (1976)
- (3-8) B.Repa ; Driver Performance in Controlling a Driving Simulator with Varying Vehicle Response Characteristics ; SAE 760779
- (3-9) R.Bundorf ; The Influence of Vehicle Design Parameters on Characteristic Speed and Understeer ; SAE 670078

- (3-10) 須藤他；車線乗り移り後における目標コースへの収斂性について
；自動車技術Vol.16, No.6, (1962-June), p.298
- (3-11) W.Bergman ; Effects of Compliance on Vehicle Handling Properties
；SAE 700369, (1970)
- (3-12) R.Burndorf et al ; The Cornering Compliance Concept for Description of
Vehicle Directional Control Properties ; SAE 760713, (1976)
- (3-13) F.Winsor ; Cornering Compliance Applied to Dynamics of Rolling Vehicles
；SAE 760711, (1976)
- (3-14) 原田；ステアリング、サスペンション系の剛性と操縦性安定性
；自動車技術会シンポジウム「最近の操縦性安定性研究」前刷り集,
(1980)

第4章に関する参考文献

- (4-1) 岡田他；自動車の操縦安定性について
；自動車技術 Vol.18, No.3, (1964), p192
- (4-2) 佐藤他；ヨーレイトフィードバックによる後輪操舵の前後輪操舵車の運動
特性について；第9回交通安全公害研究所発表会講演, (1979)
- (4-3) Y.Oguchi et al ; Experimental Facility for Examining Lateral Motion of Motor Vehicle
and Research in Control Strategies Using the Facility ; FISITA 17th Congress ,(1978)
- (4-4) W.Bergman ; Critical Review of the State-of-the-Art in the Tire Force and Moment
Measurements ; SAE 770331,(1977)

第5章に関する参考文献

- (5-1) L.Segel ; The Variable Stability Automobile ; SAE 650658,(1965)
- (5-2) R.T.Bundorf ; The Use of a Variable Stability Vehicle in
Handling Research ; SAE 650659,(1965)
- (5-3) P. Sweatman ; The Design of a Variable Characteristic Vehicle and its Use in
Driver Control Studies ;メルボルン大学学位論文, (1973)

- (5-4) 平尾他；VFSSの機能と性能
；自動車技術会学術講演会前刷集47年秋, (1972), p.571
- (5-5) 平尾他；操舵系の動特性の改善
自動車技術 Vol.20, No.11, (1966), P.995
- (5-6) 佐野他；後輪舵角をハンドル角の関数で制御する四輪操舵システム
；自動車技術会学術講演会前刷集861-861032, (1986-May), p.169
- (5-7) T.Takiguti et al ；Improvement of Vehicle Dynamics by Vehicle Speed Sensing
Four Wheel Steering System ；SAE 860624,(1986)
- (5-8) 井口；四輪操舵車の前・後輪協調制御方式に関する理論的研究
；自動車技術会学術講演会前刷集 861-861030,(1986-May), p159
- (5-9) 林他；特性根による人間-自動車系の解析
；自動車技術会学術講演会前刷集862-862094,(1986-Oct), p.495
- (5-10) 竹内；過渡応答試験のデータ解析法についての一考察
；自動車技術 Vol.39, No.11, (1985), p.1265
- (5-11) 永井他；仮想モデル追従制御による四輪操舵システムの研究（第一報）
；自動車技術会論文集 No.39, (1988), p.69
- (5-12) 永井他；仮想モデル追従制御による四輪操舵システムの研究（第二報）
；自動車技術会論文集 No.43, (1990), p.97
- (5-13) 寺西他；仮想モデル追従制御による四輪操舵システムの研究（第三報）
；自動車技術会論文集 No.45, (1990), p.37

第6章に関する参考文献

- (6-1) 永井；制御理論から見たシャシ制御の展望
；自動車技術会シンポジウム (1988), P42
- (6-2) 伊藤；自動車運動の総合制御
；自動車技術会シンポジウム (1988), P1
- (6-3) 安部；理論的にみた車両運動性能とその総合的制御の可能性
；自動車技術会シンポジウム (1988), P67

- (6-4) 安部；旋回加速度と前後加速度を考慮した前後輪アクティブ操舵車両の運動性能の解析；自動車技術会論文集 No.43, (1990), P103
- (6-5) 菅野；ファジィ制御；日刊工業新聞社, (1988)
- (6-6) 廣田；わかりやすいファジィシステム；テクノシステム, (1989)
- (6-7) 安信、宮本、井原；予見ファジィ制御方式による列車自動運転；システムと制御 VOL.28 (1984), 10月号, P605
- (6-8) 長岡他；ファジィ制御による自動車のトラクション最適制御化；日本機械学会論文集 NO.870-3, (1987)
- (6-9) 大羽他；Fuzzy Logic を用いた路面推定；自動車技術会学術講演会前刷集 881, (1988), P109
- (6-10) 廣田；ファジィロボット；数理科学 1月号, (1987), P70
- (6-11) HOSAKA et al；Steering control of an autonomous vehicle using a fuzzy logic controller；IMEchE 7th International Conference on Automotive Electronics ,(1989)
- (6-12) 佐藤他；交差点右折時の人間-自動車系に関する実験（ファジィ理論による解析と走行実験）；日本機械学会第15回技術講習会No. 860-13 ,(1986-Dec)
- (6-13) 永井；ファジィ理論制御と操安性；自動車技術Vol.42 No.3,(1988)
- (6-14) 相馬他；ファジィ理論を応用したプログラム操舵モデル；自動車技術会学術講演会前刷集 881, (1988), P113
- (6-15) 平松他；車線変更時のドライバ挙動のモデル化；自動車技術会論文集 No.38, (1988)
- (6-16) Willumeit et al；Method to correlate vehicular behavior and driver's judgement under side wind disturbances；Proceedings of 10th IAVSD-IUTAM symposium (1987)
- (6-17) 内藤他；前後駆動力配分制御システムの旋回性能向上について；日本機械学会No.900-44 機械力学講演論文集Vol.A(1990,July)
- (6-18) E. Backer；A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamic Studies；SAE 890087 ,(1989)

本研究に関する著者の発表論文

(1) 前田、入江、佐藤

； On the Occupant Crush Protection of NISSAN ESV

； SAE Transaction-SAE 730589,(1973 - Oct)

(第2章でふれているESV関係の論文である。)

(2) 入江、日高、西村、片田

； 緊急回避時における人間-自動車系の挙動について

； 日産技報 Vol. 12,(1977), P.3

(第2章に関する内容の発表である)

(3) 前田、入江、日高、西村

； Performance of Driver-Vehicle system in Emergency avoidance

； SAE Transaction-SAE 770130, (1977-Feb)

(第2章に関する内容をSAE大会で論文発表を行ない

SAE Transaction に採用されたものである)

(4) 入江、芝端

； リア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,No. 3,(1985), P.275

(第3章に関する内容の発表である)

(5) 入江、芝端、伊藤、宇野

； HICAS-Improvement of Vehicle Stability and Controllability

by Rear suspension Steering Characteristics

； FISITA Congress-865114, (1986-May)

(第4章に関する内容の発表である)

(7) 福永、入江、黒木、菅沢 深

； Improved Handling and Stability using 4WS

； The 11th International Conference on ESV (1987-May)

(第5章に関する内容の発表である)

(8) 菅沢、入江、黒木、福永、中村

； 前後輪の操舵制御による操縦安定性向上

； 自動車技術会論文集 No.38, (1988), P.62

(第5章の前半の内容に関する発表である)

(9) 菅沢、黒木、入江

； 4WSの過渡制御による操安性向上について

； 自動車技術 Vol. 42, No.3, (1988), P. 297

(第5章に関する内容の発表である)

(10) 菅沢、入江、黒木

； 操安性研究のためのシミュレータビークルの開発

； 自動車技術 Vol.43, No. 4, (1989), P. 106

(第5章の後半に関する発表である)

(11) 森、江口、金子、川越、入江

； 後輪の位相反転制御による操縦安定性の向上

； 自動車技術会論文集

(第5章の結果を用いて実用化したシステムに関する発表である)

(12) 入江、黒木

； 4WS Technology and the Prospects for Improvement of Vehicle Dynamics

； SAE Transaction-SAE 901167 ,(1990-Oct)

(第4章、第5章に関連した内容の発表である)

謝辞

本研究の進行ならびに本論文の作成に当たり、東京農工大学 永井正夫教授には終始懇切なるご指導、ご助言を頂いた。

また本論文をまとめるに当たり、東京農工大学 早勢実教授にも有益なご助言を頂いた。

本研究を進めるに際しては、多くの方々のご協力を頂いたが、特に前後輪アクティブ操舵実験車の開発および実験に関しては、日産自動車車両研究所 菅沢深主任研究員、シャシ設計部 黒木純輔主管を始めとして、車両研究所の技術員、実験員の方々にひとかたならぬ協力を頂いた。

本論文を結ぶに当たり、ここに上記の各位の方々に深く感謝の意を表する次第である。

