

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4091110号

(P4091110)

(45) 発行日 平成20年5月28日 (2008. 5. 28)

(24) 登録日 平成20年3月7日 (2008. 3. 7)

(51) Int. Cl.

F 1

B 6 0 T 8/24 (2006. 01)

B 6 0 T 8/24

B 6 0 T 8/1755 (2006. 01)

B 6 0 T 8/1755

Z

B 6 0 T 8/58 (2006. 01)

B 6 0 T 8/58

請求項の数 6 (全 54 頁)

(21) 出願番号	特願平8-518166	(73) 特許権者	399023800
(86) (22) 出願日	平成7年11月25日 (1995. 11. 25)		コンティネンタル・テーベス・アクチエン
(65) 公表番号	特表平10-509931		ゲゼルシャフト・ウント・コンパニー・オ
(43) 公表日	平成10年9月29日 (1998. 9. 29)		ッフエネ・ハンデルスゲゼルシャフト
(86) 国際出願番号	PCT/EP1995/004652		ドイツ連邦共和国、6 0 4 8 8 フランク
(87) 国際公開番号	W01996/016846		フルト・アム・マイン、ゲーリッケストラ
(87) 国際公開日	平成8年6月6日 (1996. 6. 6)		ーセ, 7
審査請求日	平成14年10月30日 (2002. 10. 30)	(74) 代理人	100069556
審判番号	不服2006-7291 (P2006-7291/J1)		弁理士 江崎 光史
審判請求日	平成18年4月17日 (2006. 4. 17)	(74) 代理人	100093919
(31) 優先権主張番号	P4441956. 2		弁理士 奥村 義道
(32) 優先日	平成6年11月25日 (1994. 11. 25)	(74) 代理人	100111486
(33) 優先権主張国	ドイツ (DE)		弁理士 鍛冶澤 實
(31) 優先権主張番号	P4441957. 0		
(32) 優先日	平成6年11月25日 (1994. 11. 25)		
(33) 優先権主張国	ドイツ (DE)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ブレーキ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

2 個以上の車輪を具備し、少なくとも若干の車輪がブレーキを備え、この場合それぞれ車輪に付設されたブレーキが他の車輪と別々に操作可能であり、

更に、制御装置を具備し、この制御装置がそれらに供される入力データに基づいて、ブレーキによって車輪に加えられる個々のブレーキモーメントを決定し、制御命令をブレーキに与え、

更に、車輪のその都度の縦方向スリップを決定するための手段を具備し、

更に、不所望なヨー角およびまたはヨー角速度およびまたはヨー角加速度を阻止することができる、自動車の上下軸線回りの追加ヨーイングモーメントを決定するための手段を具備し、この手段が対応する値を制御装置に与え、この場合少なくとも 1 個の車輪のブレーキが制御可能であるように、制御装置が形成され、このブレーキの制御が最大摩擦連結の達成時の縦方向スリップよりも大きい車輪の縦方向スリップを生じるように行われることを特徴とする自動車用ブレーキ装置。

【請求項 2】

調節すべき縦方向スリップが 7 0 % よりも大きくないことを特徴とする請求項 1 記載のブレーキ装置。

【請求項 3】

調節すべき縦方向スリップが 5 0 ~ 7 0 % のオーダーであることを特徴とする請求項 2 記載のブレーキ装置。

【請求項 4】

カーブ走行時および車両をカーブ内に回転させる追加ヨーイングモーメント発生時に、その都度カーブ内側の後輪が縦方向スリップを制御されることを特徴とする請求項 1～3 のいずれか一つに記載のブレーキ装置

【請求項 5】

車両のカーブ走行時およびカーブから外へ車両を回転させる追加ヨーイングモーメント発生時に、形成される縦方向スリップがカーブ外側の前輪に生じるようにすることを特徴とする請求項 1～3 のいずれか一つに記載のブレーキ装置。

【請求項 6】

スリップを制御する車輪と反対の側にある前輪のブレーキ圧力低下が制限されることを特徴とする請求項 1～5 のいずれか一つに記載のブレーキ装置。

10

【発明の詳細な説明】

本発明は、2 個以上の車輪を有する自動車のためのブレーキ装置に関する。車輪は互いに別々に操作可能なブレーキを備えている。

このようなブレーキ装置は一方では、車両を減速させるために使用される。この場合、個々の車輪のブレーキスリップを制御することにより、車輪がロックしないので、車両は制動中操舵可能のままである。

このようなブレーキ装置は他方では、例えばカーブ走行の際に車両の走行安定性を確保するために使用される。走行安定性とは、車両がステアリングホイールを切ることによって予め選択したコース上を安定して移動すること、すなわち上下軸線回りに過剰に回転せずに移動することであると理解される。そのために必要な制御を行うことができるようにするためには、ステアリングホイールを切った角度を測定することが必要である。車両の動的走行を表す他のデータを考慮して、ステアリングホイールの回転から、運転者がどのようなカーブコースで車両を動かそうとしているのかを導き出すことができる。この所望のカーブコースには所定のヨー角速度と所帯の浮動角度が従属する。車両が安定してコースを通過するときには、ヨー角速度と浮動角度の一定の限界値を維持しなければならない。これが維持されないときには、片側に作用する制動力を適切に加えることにより、車両の上下軸線回りの追加ヨーイングモーメントを生じ、この追加ヨーイングモーメントによって目標ヨーイング速度を調節することができる。

20

片側に作用する制動力を加える方法は、車輪が異なる強さで制動されるように、ブレーキ装置を制御することにある。予め定められた追加ヨーイングモーメントから個々のブレーキの制動力またはブレーキ圧力を検出する方法は、“分配ロジック”の章で更に説明する。この方法は実質的に、各々の車輪またはブレーキのための係数を決定することにある。この係数は制御されるブレーキ圧力に依存して、全体の追加ヨーイングモーメントに対するこの車輪の制動力の貢献を示す。制御すべき圧力は得られる追加ヨーイングモーメントから重み付き係数によって決定される。

30

この方法は、制動中走行安定性を制御するときに限界がある。すなわち運転者によって開始された車両の制動に基づいて所定のブレーキ圧力値が車輪ブレーキに生じるときに、限界がある。原理的には上記方法はこの場合にも適用可能である。絶対圧力の代わりに、既に調節されたブレーキ圧力の変化が検出される。

40

その際、次の問題が生じる。1 個の車輪のブレーキ内で非常に高い圧力が既に生じ、非常に大きな制動力が実現されていると、ブレーキ圧力の上昇は制動力の増大に必ずしもつながらない。なぜなら、タイヤと道路の間にグリップ限界があるからである。上記方法はブレーキ圧力と制動力の間に線形の関係を考慮するので、この場合もはや使用できない。

それどころか、車両片側の増大しない制動力を、車両の他方の側の制動力低減によって補償しなければならない。これは追加ヨーイングモーメントと同じ作用を有するがしかし、制動力を低減することによって車両の減速が小さくなるという欠点がある。これは受け入れられるとは限らない。というのは、運転者によって開始される制動時に、車両をできるだけ短い距離で停止すべきであるからである。運転者の希望する減速よりも大幅に車両の実際の減速が小さくなることは一般的に受入れられない。

50

この問題を解決するために、本発明は他の方策をとる。少なくとも1個の車輪の縦方向スリップが最大摩擦連結が達成される縦方向スリップよりも大きくなるように調節されるよう、この車輪のブレーキが制御される。この方法の場合、車輪の縦方向力である伝達される制動力が、約20%の縦方向スリップ(0%は自由回転の車輪、100%はロックした車輪)のときにその最大値を達成し、20%を超える値のときに伝達可能な制動力がわずかに減少し、それによって20~100%の車輪スリップで車両を減速するときには大きな犠牲を生じない。

しかし同時に、車輪平面に対して垂直に作用する力である伝達可能な横方向力を考慮すると、縦方向スリップに大きく依存する。この縦方向スリップが増大するにつれて伝達可能な横方向力が大きく減少する。50~70%のスリップ範囲において、車輪はロックされた車輪と類似の挙動を示す。すなわち、大きな横方向力が加わらない。これは上下軸線回りの車両の回転を引き起こす。

高い縦方向スリップ値を少なくとも短時間生じる車輪の、次に説明する選択により、車両の制御される横すべりが生じ得る。この場合、横すべりによって生じるヨー角の変化は所望の変化に一致する。この方法の場合、縦方向の力が実質的に維持され、横方向案内力が大幅に減少するので、車両の減速を大幅に弱めないで、ヨー角速度の制御を行うことができる。

高められた回転スリップで少なくとも短時間走行する車輪の選択は、次の規則に従って行われる。ここで、運転者が右カーブ走行を意図しているとする。左カーブ走行については“対称の”規則が当てはまる。その際、車両は期待されるほど大きくカーブ内に回転しない場合がある。換言すると、車両がアンダーステアされる。この場合、カーブ内側の後輪はスリップ率が大きい。

車両はカーブ内で大きく回転する場合がある。これはオーバーステアと呼ばれる。この場合、カーブ外側の前輪が大きなスリップ率を有する。

一方の前輪の圧力低下を付加的に阻止することができる。これは次の規則に従って行われる。車両がアンダーステアの走行状況にあるときには、カーブ外側の前輪のブレーキ圧力低下が阻止される。車両がオーバーステアの状況にあるときには、カーブ内側の車輪の圧力低下が阻止される。

ブレーキ圧力の実際の制御は次のように行うことができる。“分配ロジック”の章で説明するように、達成すべき回転モーメントと重み付き車輪係数にイオンして、個々の車輪のブレーキ圧力が決定される。

係数を演算する際に、ブレーキスリップに依存するファクターを挿入することができる。このファクターは上記の所望の縦方向スリップが生じるように再調節される。1個の車輪の圧力低下の制限は、係数の下側の閾値を決定することによって行うことができる。

走行安定性をコントロールするためのシステム

1. 走行安定性コントロール(FSR)の一般的構造

走行安定性コントロール(FSR)の概念の下では、個々の車輪ブレーキの予め設定可能な圧力と、駆動エンジンのエンジン管理への介入によって、車両の走行状態を左右するための4つの原理が一つにまとめられる。この4つの原理は、制動中個々の車輪のロックを防止するブレーキスリップコントロール(ABS)と、駆動される車輪の空転を防止するトラクションスリップコントロール(ASR)と、車両の前車軸と後車軸の間のブレーキ力の比を制御する電子式ブレーキ力分配(EBV)と、カーブを通過するときに安定した走行状態を達成するヨーイングモーメントコントロール(GMR)である。

この場合、車両は4個の車輪と油圧式ブレーキ装置を備えた自動車を目指す。油圧式ブレーキ装置では、運転者はペダル操作式マスターシリンダによってブレーキ圧力を発生することができる。各々の車輪は、それぞれ入口弁と出口弁を付設したブレーキを備えている。車輪ブレーキは入口弁を介してマスターシリンダに接続され、出口弁は無圧のタンクまたは低圧溜めに通じている。更に、補助圧力源が設けられている。この補助圧力源はブレーキペダルの位置とは無関係に、車輪ブレーキに圧力を加えることができる。入口弁と出口弁は車輪ブレーキの圧力を制御するために電磁的に操作可能である。

10

20

30

40

50

走行中の動的状態を検出するために、各車輪あたり1個、合計4個の回転数センサと、ヨーイング速度測定器と、横方向加速度測定器と、ブレーキペダルによって発生するブレーキ圧力のための少なくとも1個の圧力センサが設けられている。その際、運転者によって加えられるブレーキ圧力が補助圧力源のブレーキ圧力と区別できないように補助圧力源が配置されている場合には、圧力センサはペダルストローク測定器またはペダル力測定器によって置き換え可能である。

このような多数のセンサの場合、フォールバック策が実施されていると有利である。これは、センサの部品が故障したときに、この部品に割り当てられた制御の一部だけが停止することを意味する。例えばヨーイング速度測定器が故障すると、ヨーイングモーメントコントロールは行われませんが、ABS、ASRおよびEBVは機能し続ける。すなわち、走行安定性コントロールは残りの3つの機能に制限される。

走行安定性コントロールを行うと、運転者にとって臨界状況で良好に走行を支配できるようにあるいは臨界状況が最初から回避されるように、車両の走行状態に影響が与えられる。この場合、臨界状況は不安定な走行状態であり、極端な場合には車両が運転者の指示に従わない状態である。すなわち、走行安定性コントロールの機能は、このような状況下で物理的な限界内で運転者の所望する車両状態を車両に付与することにある。

ブレーキスリップコントロール、トラクションコントロールおよび電子式ブレーキ力分配にとって先ず第1に、道路上でのタイヤの縦方向スリップが重要であるが、ヨーイングモーメントコントロール(GMR)には、他の変数(量)、例えばヨー角速度

$\dot{\Psi}$

が入力される。

ヨーイングモーメントコントロールのために、いろいろな車両参照モデルを用いることができる。最も簡単な場合、単一トラックモデル(単軌道モデル)に基づいて演算が行われる。すなわち、このモデルでは前輪と後輪はそれぞれ対をなして、車両縦軸線上にある1個の車輪にまとめられている。二トラックモデルの場合、演算は非常に複雑になる。しかし、二トラックモデルの場合、質点の横方向のずれ(ローリング運動)を考慮することができるので、結果は正確である。

単一トラックモデルにとって、状態空間表示では次の式が当てはまる。

F 1. 1

$$\dot{\beta} = c_{11} \frac{\beta}{v} - \dot{\Psi} + c_{12} \frac{\dot{\Psi}}{v^2} + c_{13} \frac{\delta}{v}$$

F 1. 2

$$\ddot{\Psi} = c_{21} \beta + c_{22} \frac{\dot{\Psi}}{v} + c_{23} \delta$$

浮動角度 β とヨー角速度

$\dot{\Psi}$

はシステムの状態量である。その際、操舵角度 δ は車両に作用する入力量である。それによって、車両は出力量としてヨー角速度

$\dot{\Psi}$

を得る。その際、モデル係数 c_{ij} は次のようにして求められる。

10

20

30

40

F 1. 3

$$\begin{aligned}
 C_{11} &= - \frac{c_h + c_v}{m} & C_{12} &= \frac{c_h l_h - c_v l_v}{m} \\
 C_{13} &= \frac{c_v}{m} & C_{21} &= \frac{c_h l_h - c_v l_v}{\Theta} \\
 C_{11} &= - \frac{c_h l_h^2 + c_v l_v^2}{\Theta} & C_{12} &= \frac{c_v l_v}{\Theta}
 \end{aligned}$$

10

その際、 c_h と c_v は後車軸または前車軸におけるタイヤの弾性、車輪懸架装置の弾性および操舵装置の弾性から生じる強度を示している。 l_h と l_v は車両重心からの後車軸と前車軸の距離を示している。 Θ は車両のヨーイング慣性モーメント、すなわち垂直軸線回りの車両の慣性モーメントである。

このモデルでは、縦方向の力と重心移動は考慮されない。これらの近似は小さな角速度についてのみ当てはまる。すなわち、このモデルの精度はカーブの曲率半径が小さくなるにつれて、および速度が速くなるにつれて低下する。しかしながら、演算作業は簡単である。この単一トラックモデルに関する他の実際は、本“走行装置技術；走行状態”（アダム

20

ゾモートル著、フォーゲル出版社、ヴュルブルグ、1987年）に記載されている。ドイツ連邦共和国特許出願公開第4030704号公報に、車両のための二トラックモデルが提案されている。このモデルの精度は単一トラックモデルよりも勝っている。この場合にも、ヨー角速度

$\dot{\psi}$

と浮動角度 β が状態量を形成する。しかし、二トラックモデルを使用するときには、十分に短い時間で制御介入を行うことができるようにするためには、膨大な演算能力を必要とすることに留意すべきである。

走行安定性を制御するためのこのような装置をどのように形成したらよいかについて、次に29個の図に基づいて説明する。その際、次の対象物が個々の図の基礎となっている。

30

図1は走行安定性を制御するための装置の全体構造のブロック線図、

図2はヨーイングモーメントコントローラの構造に関するブロック線図、

図3は例えばカーブ走行のような走行状況の検出に関するフローチャート、

図4、5はそれぞれ道路摩擦係数の決定に関するフローチャートであり、この場合図5は図4に適合している。

図6、8は浮動角速度と浮動角度の実際の値を決定するための組み合わせられた方法に関する、異なる方法で示したブロック線図、

図7は図6の組み合わせられた方法の一部としての、運動学的な考察から浮動角速度を直接的に決定するためのブロック線図、

40

図9は車両速度に依存して車両用の演算モデルを交換する、走行安定性コントロール用制御回路を示す図、

図10、11は個々の車輪の速度ベクトルと浮動角度に対する量のスリップ角度差の依存関係を推察することができる図、

図12～15は走行安定性を制御するための制御回路のブロック線図であり、コンパレータ内で互いに比較され量はヨー角速度の導関数である。

図16は走行安定性を検出するための制御回路であり、制御量として車両ブレーキの圧力勾配およびまたは弁切換え時間が使用される。

図17は追加ヨーイングモーメントを演算するためのコントローラを示すブロック線図、

図18はローパスろ波器（フィルタ）を説明するためのブロック線図、

50

図 19 は補正された目標ヨー角速度を演算するためのフローチャート、
 図 20 は補正された追加ヨーイングモーメントを演算するためのブロック線図、
 図 21 は自動車を概略的に示す図、
 図 22 は分配ロジックを説明するためのブロック線図、
 図 23 はハンドルを切ったときの自動車とそれに作用する力を概略的に示す図、
 図 24 は車輪スリップに依存して横方向力係数と縦方向力係数を説明するためのグラフ、
 図 25 A, B はアンダーステアおよびオーバーステア状態を説明するための自動車の概略図、
 図 27 は入口弁と出口弁のための切換え時間を説明するためのブロック線図、
 図 28 は演算フライト内での時間インターバルを説明するための図、
 図 29 は車輪ブレーキ圧力を決定するための原理的なブロック線図である。

10

走行安定性の制御の経過の一般的な説明を、図 1 に基づいて行う。

車両はいわゆる制御対象を形成している。

車両 1 はいわゆる制御対象を形成している。

車両 1 には、運転者によって与えられる量、すなわち運転者ブレーキ圧力 P_{Faher} と操舵角度 δ が作用する。これから生じる量、すなわちエンジン実際トルク M_{Motist} 、横方向加速度 a_{quer} 、ヨー角速度

$\dot{\Psi}$ 、

車輪回転数および車輪ブレーキ圧力のような油圧信号が車両 1 で測定される。これらのデータを評価するために、FSR 装置は 4 個の電子式コントローラ 7, 8, 9, 10 を備えている。このコントローラはそれぞれ、アンチロックコントロール装置 ABS、トラクションスリップコントロール装置 ASR、電子式ブレーキ力分配装置 EBV またはヨーイングモーメントコントロール装置 GMR に付設されている。ABS 7、ASR 8 および EBV 9 のための電子式コントローラは技術水準にそのまま一致していてもよい。

20

車輪回転数はアンチロックコントロール装置 7、トラクションスリップコントロール装置 8 および電子式ブレーキ力分配装置 9 に供給される。トラクションスリップコントロール装置のコントローラ 8 は更に、そのときのエンジントルク、すなわちエンジン実際トルク M_{Motist} に関するデータを得る。この情報はヨーイングモーメントコントロール GMR のためのコントローラ 10 にも達する。更に、コントローラ 10 はセンサから車両の横方向

30

加速度 a_{quer} とヨー角速度

$\dot{\Psi}$

に関するデータを得る。ABS のコントローラ 7 では車輪の個々の車輪回転数から車両基準速度 v_{Ref} が検出され、この車両基準速度に基づいて、車輪の一つの過度のブレーキスリップが判るので、このような基準速度は GMR コントローラ 10 で計算しないで、ABS コントローラ 7 によって行うことができる。車両基準速度をどこで計算するかあるいはヨーイングモーメント制御のために固有の計算を行うかどうかは、ヨーイングモーメント制御の過程にとって小さな違いにすぎない。同じことが例えば車両の縦方向加速度 a_{long} についても当てはまる。これに相応して、このための値は ABS コントローラ 7 で検出され、GMR コントローラ 10 に送ることができる。これは道路摩擦係数 μ の測定について

40

制限的にのみ当てはまる。なぜなら、ヨーイングモーメント制御には、アンチロックコントロール装置のために検出される摩擦係数よりも正確な摩擦係数が望まれるからである。FSR の 4 個のすべてのコントローラ、すなわち GMR 10 と ABS 7 と ASR 8 と EBV 9 のためのコントローラは、平行にかつ互いに独立して、その固有の制御戦略に基づいて、個々の車輪のブレーキ圧力設定値 P_{GMR} , P_{ABS} , P_{ASR} , P_{EBV} を演算する。

更に、ASR コントローラ 8 と GMR コントローラ 10 に基づいて、エンジントルクの設定値 M_{ASR} と $M_{Stellim}$ が平行に計算される。

個々の車輪ブレーキ圧力のための GMR コントローラ 10 の圧力設定値 P_{GMR} は次のようにして検出される。

50

GMR コントローラ 10 は先ず最初に、付加的なヨーイングモーメント M_G を計算する。

このヨーイングモーメントは適当なブレーキ操作によって生じるときに、カーブ内で車両状態を安定化することになる。この M_G は分配ロジック2に供給される。この分配ロジックはGMRコントローラ10の一部として示すことができる。この分配ロジック2には更に、場合によって存在する、車両減速のための運転者の希望が入力される。この運転者の希望は運転者ブレーキ圧力 P_{Faher} に基づいて認識される。分配ロジック2は予め定められたヨーイングモーメント M_G と所望の運転者ブレーキ圧力から、車輪ブレーキのためのヨーイングモーメントコントロールブレーキ圧力 P_{GMR} を演算する。このヨーイングモーメントコントロールブレーキ圧力は個々の車輪について個別的に非常に異なってもよい。このヨーイングモーメントコントロールブレーキ圧力 P_{GMR} は、ABS、ASRおよびEBVのためのそれ以外のコントローラ7, 8, 9によって機能最適化のために演算される圧力設定値と全く同様に、車輪ブレーキ圧力のための優先回路3に供給される。この優先回路3は運転者の希望を考慮して、最適な走行安定性のための目標車輪圧力 P_{soll} を算出する。この目標車輪圧力は、この4個のコントローラのそれぞれの圧力設定値に一致していてもよく、また重ね合わせ（重畳）であってもよい。

10

上記の車輪ブレーキ圧力の場合と同様にエンジントルクが処理される。ABSとEBVが車輪ブレーキのみ作用するのに対し、GMRとASRの場合にはエンジントルクにも作用する。GMRコントローラ10とASRコントローラ8において別々に演算された、エンジントルクの設定値 M_{StellM} , M_{ASR} は再び優先回路4内で評価され、重ね合わされて目標トルクになる。しかし、この目標トルク M_{soll} は両コントローラの方の計算された設定値にのみ一致させてもよい。

20

車輪ブレーキ圧力の計算された目標設定値 P_{soll} とエンジントルクの演算された目標値 M_{soll} に基づいて、ブレーキとエンジンへの介入によって走行安定性制御を行うことができる。そのために、圧力制御装置5には更に、油圧信号と、実際の車輪ブレーキ圧力を示す値が供給される。これから、圧力制御装置5は、車両1内の個々の車輪ブレーキの制御弁に与えられる弁信号を発生する。エンジン管理装置6は M_{soll} に応じて車両の駆動エンジンを制御する。それによって、エンジン実際トルクが変化する。そしてこれから、FSR装置の4個の電子式コントローラ7, 8, 9, 10のための新しい入力量が生じる。

2. ヨーイングモーメントコントローラ（GMR）の構造

図2はGMRコントローラ10内で分配ロジック2のための追加ヨーイングモーメント M_G がどのようにして検出されるかをブロック線図で示している。そのために、入力量として、操舵角度 δ 、ABSコントローラ7からの車両基準速度 v_{Ref} 、測定された横方向加速度 a_q および測定されたヨー角速度

30

$$\dot{\Psi}_{Mess}$$

が入力される。車両基準速度 v_{Ref} はろ波器17を通過する。このろ波器は低い速度の場合、零より大きな一定値をつける。それによって、その後の演算時に分数の分母は零でなくなる。 v_{Ref} のろ波されない値はアクティベーションロジック（起動ロジック）11に供給される。このアクティベーションロジックは車両停止を認識する。

アクティベーションロジック11による車両基準速度 v_{Ref} のこの直接的な検出は、車両が停止しているとき、ろ波された車両基準速度 v_{RefFil} がその一定の最小値をとると仮定されるときには、省略可能である。

40

GMRコントローラには車両参照モデル12が格納されている。この車両参照モデルは操舵角度 δ 、ろ波された車両基準速度 v_{RefFil} および測定されたヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{Mess}$$

に基づいて、ヨー角速度の変化の設定値

$$\Delta \dot{\Psi}$$

を計算する。

設定値を物理的に考えられる範囲内に保つために、この計算には更に道路摩擦係数 μ が必

50

要である。この道路摩擦係数は摩擦係数および状況認識 1 3 において見積値

$\hat{\mu}$

として計算される。アンチロック制御の範囲内で検出された摩擦係数が十分に正確であるときには、この摩擦係数を使用することができる。あるいは、GMR コントローラ 1 0 で計算された摩擦係数が A B S コントローラ 7 に受け入れられる。

摩擦係数および状況認識 1 3 はその計算のために、ろ波された基準速度 v_{RefFil} 、測定された車両横方向加速度 a_{quer} 、測定されたヨー角速度

$\dot{\Psi}_{Mess}$

10

および操舵角度 δ を使用する。

状況認識は直線走行、カーブ走行、後退走行および車両停止のようないろいろな場合を識別する。車両停止は、ろ波された車両基準速度 v_{RefFil} がその一定の最小値をとるときであると仮定される。ろ波されない車両基準速度の代わりに、車両停止を認識するためのこの情報を、アクティベーションロジック 1 1 に供給することができる。後退走行を認識するために、所定の操舵角度 δ のときにヨー角速度

$\dot{\Psi}$

が前進走行のときと反対向きに方向づけられていることが利用される。そのために、測定されたヨー角速度

20

$\dot{\Psi}_{Mess}$

が、車両参照モデル 1 2 によって設定された目標ヨー角速度

$\dot{\Psi}_{soll}$

と比較される。正負の符号が常に反対向きであり、これが両カーブの微分にも当てはまると、後退走行である。なぜなら、

$\dot{\Psi}_{soll}$

は常に前進走行のときに計算されるからである。というのは、慣用の回転数センサは車輪回転方向に関する情報を検出しないからである。

30

最後に、ろ波された車両基準速度 v_{RefFil} 、測定された車両横方向加速度 a_{quer} および測定されたヨー角速度

$\dot{\Psi}_{Mess}$

に基づいて、運動力学的な浮動角（フローティング角度、横滑り角度、不安定角度）速度、すなわち運動力学的

$\dot{\beta}$

が決定される。

40

大きな浮動角変化時にピークを切除するために、浮動角速度の計算された値は一次のローパス 1 5 を通過する。このローパスは、浮動角速度の見積値

$\hat{\dot{\beta}}$

を、アクティベーションロジック 1 1 とヨーイングモーメント制御法則を変えるためのプログラム 1 6 とに伝送する。プログラム 1 6 は更に、ヨー角速度の変化設定値

$\Delta \dot{\Psi}$

を用いる。この変化設定値は、測定されたヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{Mess}$$

と、車両基準モデル 1 2 に基づいて計算された目標ヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{soll}$$

との差として示される。これから、車両のための付加的なヨーイングモーメント M_G が算出される。このヨーイングモーメントはブレーキ圧力を介して得られる。

プログラム 1 6 は、実際の制御量を常に有するために、持続的に作動する。この調節モーメントが図 1 に示した分配ロジック 2 に伝送されるかどうかは、アクティベーションロジック 1 1 に依存する。

アクティベーションロジック 1 1 は、ろ波されていない車両基準速度 v_{Ref} の値と、上記のように浮動角速度

$$\hat{\beta}$$

の値だけでなく、測定されたヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{Mess}$$

からの目標ヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{soll}$$

の偏差

$$|\Delta \dot{\Psi}|$$

と、後退走行のときの状況認識 1 3 からの情報を数値で受け取る。

車両が後退走行していると、 M_G の伝達が中断される。これと同じことが次の場合にも当てはまる。すなわち、車両停止が認識されるときあるいは見積った浮動角速度

$$\hat{\beta}$$

もヨー角速度変化

$$\dot{\Delta \Psi}$$

の設定値も、制御を必要とする値に達しないときに、同じことが当てはまる。エンジン調節トルク M_{StellM} の計算のための論理回路は図示していない。

2. 1 摩擦係数と状況の認識

図 3, 4, 5 には、摩擦係数と状況の認識 1 3 の場合の論理処理手順がフローチャートの形態で示してある。

図 3 は状況認識を対象としている。図示した処理手順により、8 個の異なる走行状況を識別することができる。

< 0 > 車両停止

< 1 > 一定の直進走行

< 2 > 加速された直進走行

< 3 > 減速された直進走行

< 6 > 後退走行

< 7 > 一定のカーブ走行

< 8 > 加速されたカーブ走行

< 9 > 減速されたカーブ走行

論理分岐はフローチャートにおいて菱形として示してある。

決定すべき現在の状況 5 1 から出発して、先ず最初に、車両が停止しているかどうか、菱形 5 2 で確かめられる。ろ波された車両基準速度 v_{RefFil} がその最小値をとると、車両停止、すなわち状況 < 0 > と見なされる。 v_{RefFil} が v_{min} よりも大きいと、菱形 5 3 に

10

20

30

40

50

において、状況認識の上述の進行の結果が質問される。

前に確認された状況が後退走行であると、すなわち状況<6>で認識されたときには、後退走行が続く。というのは、その間に車両が停止していないからである。すなわち、そうでなければ、菱形52でその間に状況<0>が認識されているはずである。

状況認識の前述の進行が状況<6>と異なる状況を生じると、菱形54において、横方向加速度 a_{quer} の数値的な量が質問される。この量が所定の閾値 $a_{quer\ min}$ よりも小さい、すなわち車両は真っ直ぐに走行している、すなわち状況<1>~<3>の一つが生じていると見なされる。測定された横方向加速度 a_{quer} が閾値 $a_{quer\ min}$ よりも値的に大きいときにも同じことが言えるがしかし、次のステップで菱形55において、操舵角 δ が数値的に閾値 δ_{min} よりも小さいことが認識される。すなわち、測定された横方向加速度 a_{quer} の際測定エラーとなる。この測定エラーは、横方向加速度測定器が通常は車両横軸に固定されて取付けられ、側方への道路傾斜時に車両と共に傾斜するので、實際上存在しない横方向加速度が表示されることから生じる。

車両が直進走行中であると、菱形59において縦方向加速度 a_{long} の量が検討される。この量が数値的に閾値 $a_{long\ min}$ よりも小さいと、一定の直進走行と見なされる。しかし、縦方向加速度 a_{long} がこの閾値よりも数値的に大きいと、菱形60で正の縦方向加速度と負の縦方向加速度が区別される。 a_{long} の値が閾値 $a_{long\ min}$ よりも大きいと、車両は加速された直進走行、すなわち状況<2>にある。 a_{long} の値が閾値 $a_{long\ min}$ よりも小さいと、負の縦方向加速度中、すなわち、減速された直進走行、状況<3>であることにほかならない。

状況<0>~<3>が存在せず、菱形55において閾値 δ_{min} よりも大きな操舵角度 δ が数値的に認識されると、菱形56において、車両がその間に後退走行したかどうか質問される。ここでの後退走行の認識は必要である。なぜなら、直進走行時にはヨー角速度

$\dot{\Psi}$

が零と区別されず、従って制御介入が行われないからである。ヨーイングモーメントコントロールを開始するカーブ走行を認識して初めて、後退走行を確実に排除しなければならない。これは車輪回転数センサの信号だけに基づいて行うことはできない。なぜなら、このようなセンサは、走行方向の逆推論を許容しないで、速度を数値的にのみ伝えるからである。

この状況<6>は前述のように、測定されたヨー角速度

$\dot{\Psi}_{Mess}$

を、車両基準モデル12で算出された目標ヨー角速度

$\dot{\Psi}_{soll}$

と比較することによって認識される。正負の符号が逆であり、かつこれが両量の、間的な導関数（微分）、すなわちヨー角速度

$\ddot{\Psi}_{Mess}, \ddot{\Psi}_{soll}$

にも当てはまると、車両はカーブを後退走行している。従って、ヨー角速度の正負の符号が比較され、それによってヨー角速度の反対向きの符号が、時間的に遅らせて目標値を演算することによって生じる移相だけに起因することを排除することができる。

後退走行の条件が満たされないと、前方へのカーブ走行が問題となる。このカーブ走行が一定の速度で行われるかどうかは、菱形57で調べられる。菱形59、60での直進走行の場合のように、菱形57では先ず最初に、縦方向加速度 a_{long} の値が考慮される。この縦方向加速度の値が閾値 $a_{long\ min}$ よりも小さいと、一定のカーブ走行、すなわち状況<7>が存在する。縦方向加速度 a_{long} が数値的に閾値 $a_{long\ min}$ よりも大きいときには、更に、菱形58で、縦方向加速度 a_{long} が正であるか負であるかが調べられる。正の縦方向加速度 a_{long} の場合には、車両は加速されたカーブ走行、すなわち状況<8>にある。

一方、負の縦方向加速度 a_{long} の場合には、状況<9>に相応して、減速されたカーブ走行が認識される。

縦方向加速度 a_{long} はいろいろな方法で検出可能である。例えば、ABSコントローラで準備された基準速度 v_{Ref} によって決定することができる。この場合、このような基準速度 v_{Ref} がABS介入中実際の車両速度と相違することがあることを考慮すべきである。すなわち、ABSの場合には v_{Ref} に補正が加えられている。しかし、このような演算がABSコントローラで行われるときには、縦方向加速度 a_{long} は事情によっては、ABSコントローラから直接受け取ることができる。

図3の状況認識は絶えず新たに行われる。この場合、最後に検出された状況は記憶されたまでであり、菱形53に供される。

10

道路の摩擦係数決定のための進行が図4, 5に示してある。摩擦係数決定は、ヨーイングモーメントコントローラが制御を開始するときのみ行われる。しかし、制御開始時には差し当たり見積摩擦係数が存在しないので、制御の開始のために摩擦係数は $\mu = 1$ にセットされる。

瞬時の走行状況に基づいてヨーイングモーメントコントロールが応答すると、車両が少なくとも不安定な走行状況の限界範囲の近くにあるということから出発する。それによって、車両の実際の測定量を考慮することによって瞬時の道路摩擦係数を見積もることができる。制御の開始時に検出された摩擦係数は、その後の進行において、目標ヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{soll}$$

20

を制御するための基礎となり、それによってGMR制御法則16に進む、ヨー角速度

$$\Delta \dot{\Psi}$$

の制御差分のための基礎となる。摩擦係数の決定は初回はコントロールの開始時に行われ、しかも目標ヨー角速度を物理的に意味のある値に制限するための後続のアクティベーション相と関連して行われる。その際、もともと設定されていた摩擦係数 $\mu = 1$ から出発して、制御開始時に最大摩擦係数

$$\hat{\mu}$$

が決定され、この最大摩擦係数はそして追加ヨーイングモーメント M_G の計算の基礎として用いられる。

30

そのために、先ず最初に、測定された横方向加速度 a_{quer} と、縦方向加速度 a_{long} の計算された値とから、固有の摩擦係数

$$\hat{\mu}_{int}$$

が計算される。この値は、摩擦的な連結（確動連結）が完全に利用されると仮定すると、瞬時の摩擦係数に一致する。しかし、制御開始時に最大摩擦連結状態にまだ達していないことから出発しなければならないので、表、特性曲線または一定のファクターによって、高い摩擦係数

$$\hat{\mu}$$

40

が固有の摩擦係数

$$\hat{\mu}_{int}$$

に代入される。この摩擦係数

$$\hat{\mu}$$

はその後制御に供給される。それによって、次の演算ステップで、導路摩擦係数に適合した目標ヨー角速度

$\dot{\Psi}_{\text{roll}}$

で計算し、制御を改善することができる。ヨーイングモーメント制御が車両に作用する間も、見積もった摩擦係数

 $\hat{\mu}$

を更に現実化しなければならない。というのは、制御の間摩擦係数が変化するためである。制御が車両参照モデルでの摩擦係数の適合に基づいて、ヨー角速度

 $\Delta \dot{\Psi}$

10

の変化した制御差分によって活性化されない場合には、摩擦係数

 $\hat{\mu}$

はステップの数 $T_{\mu_{\text{End}}}$ まで更に現実化される。この現実化相内でもヨーイングモーメント制御が開始されないときには、見積もった摩擦係数

 $\hat{\mu}$

が 1 にリセットされる。

見積もった摩擦係数

 $\hat{\mu}$

20

の適合または現実化は所定の状況で行わずにそのままにすることができる。このような状況は例えば直進走行、後退走行または車両停止、すなわち状況 $<0> \sim <4>$ である。これは、ヨーイングモーメント制御が行われないので、摩擦係数見積が不要な状況である。摩擦係数の現実化は、摩擦係数

 $\hat{\mu}$

の時間的な導関数すなわち

 $\dot{\hat{\mu}}$

30

が負であり、操舵角度 δ の時間的な導関数すなわち $|\dot{\delta}|$ が予め定めた閾値を回るときに、行わずにそのままにすることができる。後者の場合、横方向加速度 a_{quer} の変化が操舵角度 δ の変化に基づき、摩擦係数変化にほぼ基づいていないことから出発することができる。

この方法で計算された摩擦係数は、一般的には、4 個すべての車輪の平均の摩擦係数である。この方法では摩擦係数を車輪毎に決定することはできない。

図 4 に基づいて摩擦係数決定の方法を説明する。あらゆる走行状況において、そのときの道路摩擦係数が領域 6 1 で車両状態に入り込む。そのときの摩擦係数を決定するために、測定された横方向加速度 a_{quer} がステップ 6 2 に従ってろ波される。すなわち、測定された値が平滑化されるかあるいは曲線がローパスを通過するので、極端なピークが生じない。ステップ 6 3 は図 3 の状況認識を含んでいる。認識された走行状況は後でステップ 7 4 の現実化相で重要である。菱形 6 4 では、制御介入が必要かどうか質問される。このような計算は、先ず最初は初期摩擦係数 $\mu = 1$ に基づいている。制御が必要であると判断されると、菱形 6 5 において、これが摩擦係数決定のその前の進行の終了状態であるかどうか質問される。制御が開始される場合、制御では認識が予め行われないので、従ってステップ 6 7 では、固有の摩擦係数

40

 μ_{int}

が初めて決定される。このような計算は次式に基づいて行われる。

F 2. 1

$$m \hat{\mu}_{int} = \frac{\sqrt{a_{quer}^2 + a_{long}^2}}{g}$$

ここで、 g は重力加速度 $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ である。

次に、ステップ 68 で、ステップ 65 のためのパラメータ reg_{old} が 1 にセットされる。
更に、固有摩擦係数

$\hat{\mu}_{int}$

10

の第 1 回の摩擦係数決定が行われているという事実に相応して、係数パラメータ T_{μ} が 1 にセットされる。ステップ 69 では、見積もった摩擦係数

$\hat{\mu}$

が計算された固有摩擦係数

$\hat{\mu}_{int}$

に代入される。これは、存在する加速度成分がまだ完全な摩擦連結状態の利用に基づいていないという仮定の下で行われる。すなわち、見積もった摩擦係数

$\hat{\mu}$

20

は一般的に、検出された固有摩擦係数

$\hat{\mu}_{int}$

と 1 の間にある。それによって、摩擦係数決定が終了する。

すなわち、この摩擦係数決定の次の進行過程に、走行状況が変わらないという前提で、菱形 65 で $reg_{old} = 1$ と判断される。ここでも、その後の進行過程で、

$\hat{\mu}_{int}$

が決定される。この

30

$\hat{\mu}_{int}$

は前の進行過程で決定された

$\hat{\mu}_{int}$

の代わりになる。領域 68 で決定されたパラメータの現実化は行われない。というのは、制御の間

$\hat{\mu}_{int}$

の現実化が行われないからである。その前の進行過程で reg_{old} は 1 にセットされ、そのままである。実施された進行過程（ステップ）の数 T_{μ} は 1 のままである。なぜなら、制御が行われないときにのみ、この数が数えられるからである。

40

$\hat{\mu}_{int}$

の現実化された値にも、前述のように、表、非線形の関係または一定のファクターによって、見積もった摩擦係数

$\hat{\mu}$

が代入される。

菱形 64 での進行過程で、制御が必要でないことが判ると、菱形 71 で、制御のためのパ

50

ラメータ reg_{old} が最後に 0 にセットされるか 1 にセットされるか質問される。最後の進行過程で 1 にセットされると、菱形 72 で、進行過程の数 T_{μ} が質問される。最後の進行過程で制御が行われると、この進行過程の数 T_{μ} は 1 である。制御が最後から 2 番目の進行過程で行われると、 $T_{\mu} = 2$ 等である。 T_{μ} がステップ 72 で所定の $T_{\mu_{End}}$ に達しないかぎり、ステップ 73 では 1 だけ高められ、ステップ 74 で固有摩擦係数

$\hat{\mu}_{int}$

が新たに現実化される。そして次の進行過程で制御を行わずに数 $T_{\mu_{End}}$ が達成されると、制御のためのパラメータ reg_{old} が再び 0 にリセットされる (75)。見積もった摩擦係数

$\hat{\mu}$

10

は出発相 $\mu = 1$ と同じにセットされる。それによって、摩擦係数

$\hat{\mu}$

のための現実化相が終了する。

次の進行過程の際に菱形 64 で、制御が必要でないことが再び認識されると菱形 71 での $reg_{old} = 0$ によって領域 76 内で出発摩擦係数

$\hat{\mu} = 1$

20

が維持される。菱形 64 で制御介入の必要性が認識されて初めて、摩擦係数決定が再び行われる。

ステップ 74 の後の固有の摩擦係数

$\hat{\mu}_{int}$

の現実化のための判断基準が図 5 に示してある。固有の摩擦係数

$\hat{\mu}_{int}$

が現実化可能であるという領域 77 内の設定から出発して、ステップ 78 において、その前に求められた見積摩擦係数

$\hat{\mu}$

30

または

$\hat{\mu}_{int}$

と操舵角度 δ の微分 (時間的な導関数) が求められる。

菱形 79 内で、車両が停止してもいないし直進走行もしていない、すなわち状況 $<6> \sim <9>$ の一つが存在しているということが認識されると、ステップ 78 の結果がステップ 80 で評価される。前述のように、低下する摩擦係数が操舵操作に起因しないときにのみ、摩擦係数の決定が行われる。車両が直進走行 (前進または後退) しているときあるいは車両が停止しているときあるいは見積もった摩擦係数

$\hat{\mu}$

40

の低下が操舵操作に起因するときには、摩擦係数現実化は行われない。

2. 2

$\hat{\beta}$ と $\hat{\beta}$

決定

車両状態の安定性の程度は、そのときの浮動角度 β とその時間的な導関数、すなわち浮動角速度

50

$\dot{\beta}$

で示される。これらの値の決定について次に説明する。

2. 2 1 運動学的

 $\dot{\beta}$

決定

運動学的

 $\dot{\beta}$

10

決定 1 4 は、車両モデルから切り離して、測定された値または測定された値に基づいて連山された量から浮動角速度

 $\dot{\beta}$

が純粋な物理学的考察に従って次のように算出する以外にない。

運動平面内での縦軸に対して横方向の車両重心の加速度 a_{quer} が測定される。車両の重心は慣性系と相対的に速度ベクトル $\underline{v}$ と共に移動する。

F 2. 2

$$\underline{v} = v \begin{bmatrix} \cos(\Psi + \beta) \\ \sin(\Psi + \beta) \end{bmatrix}$$

20

ここで、 Ψ はヨー角度、 β は浮動角度である。加速度ベクトル $\underline{a}$ は時間 t による微分として生じる。

F 2. 3

$$\underline{a} = \frac{d}{dt} \underline{v} = \dot{v} \begin{bmatrix} \cos(\Psi + \beta) \\ \sin(\Psi + \beta) \end{bmatrix} + v (\dot{\Psi} + \dot{\beta}) \begin{bmatrix} -\sin(\Psi + \beta) \\ \cos(\Psi + \beta) \end{bmatrix} \quad 30$$

加速度センサは車両の横軸への加速度ベクトルの射影を測定する。

F 2. 4

$$a_{\text{quer}} = \underline{a}^T \begin{bmatrix} -\sin \Psi \\ \cos \Psi \end{bmatrix}$$

F 2. 5

$$a_{\text{quer}} = \dot{v} \sin \beta + v (\dot{\Psi} + \dot{\beta}) \cos \beta$$

40

三角関数の線形化によれば ($\sin \beta = 1$; $\cos \beta = 1$)、式は変形可能である。

F 2. 6

$$\dot{\beta} = \frac{a_{\text{quer}}}{v} - \dot{\Psi} - \frac{\dot{v}}{v} \beta$$

浮動角度

 $\dot{\beta}$

50

は上記の微分方程式に相応して計算可能である。横方向加速度 a_{quer} のほかに、ヨー角速度

$$\dot{\Psi}$$

と、スカラーの車両速度 v と、その時間的な微分

$$\dot{v}$$

が測定量として供給される。 β の算出のために、その前の計算の

$$\dot{\beta}$$

を数値的に積分してもよい。この場合、第 1 の

$$\dot{\beta}$$

決定のために

$$\dot{v} = 0$$

と仮定される。一般的には最後の項が無視されるときには、簡単化されるので、 β を決定する必要はない。

提案された方法は、浮動角速度

$$\dot{\beta}$$

がセンサ信号から直接導き出され、それによって横方向運動の非線形範囲においても検出可能であるという利点がある。測定ノイズに対するこの方法の感度と、測定エラーの積分が不利に作用する。それによって、浮動角度決定は恐らく非常に不正確になる。

この欠点はモデルで支援された方法との組み合わせによって回避される。図 6 は、オブザーバモデルで支援された浮動角速度

$$\dot{\beta}$$

の運動学的な決定のこのような組み合わせがどのように形成されるかを示している。この組み合わせは、図 2 に破線で記入したブロック 18 の代わりに挿入可能である。このようなモデル支援方法では、入力量として更に、操舵角度 δ が破線の矢印によって示すように供給される。浮動角速度

$$\hat{\beta}$$

の組み合わせられた決定方法の相互の影響と補正により、エラーの少ない浮動角度 β の演算が可能であるので、この浮動角度を制御の

$$\hat{\beta}$$

として供することができる。これは同様に破線の矢印で示してある。

2. 2.2 オブザーバ車両モデルと運動学的

$$\dot{\beta}$$

決定との組み合わせ

図 2 の破線で囲まれた範囲 18 を、図 6 の図示と置き換えることができる。それによって、この浮動角速度

$$\dot{\beta}$$

だけでなく、支配的な浮動角 β を決定することができる。

浮動角速度

10

20

30

40

$\hat{\beta}$

の純粋な運動学的計算と異なり、ここでは、運動学的な

 $\dot{\beta}$

決定 8 3 に加えて、走行状態を確かめるためのオブザーバ車両モデル 8 4 が関与する。入力量として、オブザーバ車両モデル 8 4 は、ヨー角速度を決定するための車両参照モデル 1 2 と同様に、操舵角度 δ を得る。ろ波された車両基準速度 v_{RefFil} はパラメータとして入力される。測定可能な出発量である横方向加速度 a_{quer} とヨー角速度

 $\dot{\Psi}_{Mess}$

10

は、運動学的な

 $\dot{\beta}$

決定 8 3 のために必要であるが、オブザーバ車両モデル 8 4 には不要である。このオブザーバ車両モデルは原理的にはそれ自体がこの量となる。最も簡単な場合に GMR 制御法則によって計算される追加ヨーイングモーメントと同一である他の項 Y は、制御介入によって生じる車両状態の変化を示す。すなわち、 Y は、オブザーバの複製車両を実際の車両と同じ条件にさらすために役立つ。

オブザーバ車両モデルは浮動角速度

20

 $\dot{\beta}_{obs}$

のほかに、ヨー角加速度

 $\dot{\Psi}_{obs}$

のための値を付与する。運動学的な

 $\dot{\beta}$

決定に起因する浮動角速度

 $\hat{\beta}$

30

のための量は、ローパスを通過後、重み係数 k に掛け算され、オブザーバ車両モデルから生じる浮動角速度

 $\dot{\beta}_{obs}, Y$

の量は、補正の量を決定する係数 h に掛け算された測定ヨー角速度からの補正係数に加算された後、重み係数 $(1 - k)$ に掛け算される。その際、 k の値は常に 0 と 1 の間である。オブザーバ車両モデルなしでは $k = 1$ である。両浮動角速度を加算した後で、合計が見積浮動角度

 $\hat{\beta}$

40

に対して積分される。これは運動学的浮動角速度

 $\hat{\beta}$

と共に、同様に制御に供される。更に、浮動角度 β は運動学的

 $\dot{\beta}$

決定 8 3 とオブザーバ車両モデル 8 4 に送られる。オブザーバ車両モデル 8 4 によって計算されたヨー角加速度

$\dot{\Psi}_{Obs}$

は類似の補正量を示す。

先ず最初に、この補正量はヨー角加速度に対して積分され、一方ではオブザーバ車両モデル 84 に戻され、他方では測定されたヨー角速度

 $\dot{\Psi}_{Mess}$

から差し引かれる。この差は係数 h_2 に掛け算される。この係数はオブザーバ車両モデル 84 の補正においてその後の制御ステップの量を決定し、ディメンジョン 1 / s を有する。従って、この係数 h_2 に掛け算されるヨー角速度は、ヨー角加速度

10

 $\dot{\Psi}$

と同じディメンジョンを有するので、両量を互いに加算することができ、更に積分した後ヨー角速度のための戻される補正量を形成することができる。ヨーイングモーメント制御の進行過程で、項 Y は、加えられた追加ヨーモーメント M_G に対応する、零と異なる値をとる。車両のヨーイング慣性モーメント 0 によって割ることにより、Y は同様に、ヨー角加速度のディメンジョンを有し、ヨー角加速度の合計に加算されるので、積分された補正量は制御作用も考慮する。

図 6 において、浮動角速度

 $\hat{\beta}$

20

の純粋な運動学的決定と積分による浮動角度の決定よりも確実な決定を可能にするオブザーバ車両モデル 84 が設けられているときには、一定の浮動角度 β を本来のヨーイングモーメントコントローラ 10 に送ることができる。

オブザーバ車両モデルと組み合わせて進行する運動学的

 $\dot{\beta}$

決定が図 7 に示してある。図 6 から既に明らかなように、横方向加速度 a_{quer} とヨー角速度

 $\dot{\Psi}_{Mess}$

30

が測定された出発量として式 F 2. 6 による計算 91 に入る。

ろ波された車両基準速度 v_{RefFil} は領域 93 において車両基準加速度

 $\dot{v}_{Ref}$

に微分される。この車両基準加速度は領域 94 においてろ波された車両基準速度 v_{RefFil} によって割算される。これは非線形の掛け算 95 の後で、係数 f_β となる。この非線形の掛け算 95 により、

 $\dot{v}_{Ref}$

40

と v_{RefFil} の商が小さいときに係数 f_β が零にセットされるので、浮動角度

 $\hat{\beta}$

の前にあるこの係数は無視可能である。車両加速度

 $\dot{v}_{Ref}$

が大きな量に達するときのみ、運動学的な

 $\dot{\beta}$

決定時に浮動角度 β が考慮される。この場合使用される

50

$\hat{\beta}$

は、制御のための量としておよび図 6 のフィードバックのために使用されるような組み合わせられた

 $\hat{\beta}$

である。浮動角速度のための算出された値は、計算 9 1 の後、前述のようにローパス 9 2 を通過し、見積もった浮動角速度

 $\hat{\dot{\beta}}$

10

を生じる。

ろ波された車両基準速度 v_{RefFil} は領域 9 3 において車両基準加速度

 $\dot{v}_{Ref}$

に微分される。この車両基準加速度は領域 9 4 においてろ波された車両基準速度 v_{RefFil} によって割算される。これは非線形の掛け算 9 5 の後で、係数 f_{β} となる。この非線形の掛け算 9 5 により、

 $\dot{v}_{Ref}$

と v_{RefFil} の商が小さいときに係数 f_{β} が零にセットされるので、浮動角度

20

 $\hat{\beta}$

の前にあるこの係数は無視可能である。車両加速度

 $\dot{v}_{Ref}$

が大きな量に達するときのみ、運動学的な

 $\dot{\beta}$

決定時に浮動角度 β が考慮される。この場合使用される

 $\hat{\beta}$

30

は、制御のための量としておよび図 6 のフィードバックのために使用されるような組み合わせられた

 $\hat{\beta}$

である。算出された値は、計算 9 1 の後、前述のようにローパス 9 2 を通過し、見積もった浮動角速度

 $\hat{\dot{\beta}}$

を生じる。

40

図 6 のオブザーバ車両モデル 8 4 がどのようにして作動するかが図 8 に示してある。その際、マトリックス図示が選択されている。この場合、“ $\rightarrow$ ” はスカラーのものを示し、“ $\Rightarrow$ ” は多次元のものを示す。

マトリックス図示は式 F 1. 1 ~ F 1. 3 から出発している。その際、状態量（状態変数） β と

 $\dot{\Psi}$

が状態ベクトル $\underline{x}(t)$ にまとめられているので、次の方程式が生じる。

F 2. 7

$$\dot{\underline{x}}(t) = \underline{A}(v(t)) \underline{x}(t) + \underline{B}(v(t)) \underline{u}(t)$$

ここで、 $\underline{A}(v(t))$ はシステムマトリックス、 $\underline{B}(v(t))$ は入力マトリックス、 $\underline{x}(t)$ は状態ベクトル、 $\underline{u}(t)$ は入力ベクトルである。

F 2. 8

$$\underline{A}(v(t)) = \begin{bmatrix} -\frac{c_h + c_v}{m v(t)} & -1 + \frac{c_h l_h - c_v l_v}{m v^2(t)} \\ \frac{c_h l_h - c_v l_v}{\Theta} & -\frac{c_h l_h^2 - c_v l_v^2}{\Theta v(t)} \end{bmatrix} \quad 10$$

$$\underline{B}(v(t)) = \begin{bmatrix} \frac{c_v}{m v(t)} & 0 \\ \frac{c_v l_v}{\Theta} & \frac{1}{\Theta} \end{bmatrix} ; \quad \underline{x}(t) = \begin{bmatrix} \beta(t) \\ \dot{\psi}(t) \end{bmatrix} ; \quad 20$$

$$\underline{u}(t) = \begin{bmatrix} \delta \\ Y \end{bmatrix}$$

30

入力ベクトル $\underline{u}(t)$ は入力量として操舵角度 δ と項 Y を含む。この項はヨーモーメント制御によって発生した追加ヨーイングモーメントを示す。

算出された量を重みをつけて加算するために、重み係数の代わりに、重みマトリックス K_1 と重みベクトル k_2 を使用することができる。

F 2. 9

$$\underline{K}_1 = \begin{bmatrix} 1-K & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} ; \quad \underline{K}_2 = \begin{bmatrix} K \\ 0 \end{bmatrix} ; \quad 0 \leq K \leq 1 \quad 40$$

状態量を抽出するために、2つのベクトル

$$\underline{c}_\beta, \quad \underline{c}_{\dot{\psi}}$$

が挿入される。このベクトルはそれぞれ、状態ベクトル $\underline{x}(t)$ の成分を消去する。

F 2. 10

$$\underline{c}_\beta = [1, 0] ; \quad \underline{c}_{\dot{\psi}} = [0, 1]$$

オブザーバ車両モデルの運動、すなわち補正ステップの量は、ベクトル $\underline{h}$ によって決まる。このベクトルの第1の成分 h_1 はディメンジョンがなく、第2の成分 h_2 はディメンジョ

50

ン (1/s) を有する。

F 2. 1 1

$$\underline{\hat{h}} = \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \end{bmatrix}$$

状態空間の説明 (F 1. 1, F 1. 2) の車両モデルから出発して、図 8 に従ってオブザーバによって浮動角度 β を決定するための、次に説明する構造が生じる。

図 8 では、車両 1 0 1 は入力量と出力量とを区別するためにのみ示してある。車両は浮動角速度

$\hat{\beta}$

を決定するための組み合わせ方法の構成要素ではない。

アダー 1 0 4 では、2. 7 のシステム式が形成される。そのために、システムマトリックス $\underline{A}$ が状態ベクトル $\underline{x}$ に掛け算され、入力マトリックス $\underline{d}$ が入力量 δ , Y 、すなわち入力ベクトル $\underline{u}$ に掛け算される。

実際の車両基準速度 v_{RefFil} が、可変の 1 つのパラメータとして、システムマトリックス $\underline{A}$ と入力マトリックス $\underline{B}$ に入れられる。アダー 1 0 4 での加算によって求められた状態ベクトル $\underline{x}$ の微分

$\dot{\underline{x}}$

は、F 2. 9 に従って重みマトリックス $\underline{K}_1$ に掛け算され、他のアダー 1 0 5 に供給される。

この過程と平行に、直接的な方法 1 0 3 で浮動角速度

$\hat{\beta}$

が見積もられる。そのために、ろ波された車両基準速度 v_{RefFil} と、微分回路 1 0 2 (図 7 の 9 3 に一致する) で算出された微分

$\dot{V}_{Ref}$

と、測定された横方向加速度 a_{quer} と、測定されたヨー角速度

$\dot{\Psi}_{Mess}$

が式 F 2. 6 で使用される。その際、第 1 のステップでは、式の最後の項は無視される。なぜなら、浮動角度 β の値が存在しないからである。浮動角速度の算出後、この浮動角速度は、図 7 に既に示したように、ローパス 9 2 を通過する。その結果生じる見積浮動角速度

$\hat{\beta}$

は他の計算に供される。この

$\hat{\beta}$

は図 2 において破線で記入した領域から出る

$\hat{\beta}$

に一致する。スカラー

$\hat{\beta}$

は重みベクトル k_2 に掛け算されるので、ベクトルが生じる。このベクトルの第 1 の成分

10

20

30

40

50

は角速度のディメンジョンを有し、その第 2 の成分は零に等しい。このベクトルもアダー 1 0 5 に供給される。状態ベクトル $\underline{x}$ と、 $\underline{k}_2$ との掛け算によって得られたベクトルとの、式 F 2. 7 に従って求められた微分

$$\dot{\underline{x}}$$

の合計によって生じたベクトルは、積分回路 1 0 6 内で状態ベクトル $\underline{x}$ に積分される。ベクトル

$$\underline{C}_\beta, \underline{C}_\psi$$

とのスカラーの掛け算によって、成分

$$\beta, \dot{\psi}$$

10

の一つが状態ベクトルからのスカラーとして抽出され、更に処理される。抽出された

$$\hat{\beta}$$

が一方では GMR 制御法則 1 6 に供給され、他方では直接的な方法 1 0 3 に供給され一方、計算された

$$\dot{\psi}$$

は組み合わせられた方法においてオブザーバ内で状態量としておよび見積エラー決定のために用いられる。アダー 1 0 7 では、そのために、オブザーバ車両モデルから検出されたヨー角速度

20

$$\dot{\psi}$$

と測定されたヨー角速度

$$\dot{\psi}_{\text{Mess}}$$

との差が求められる。この差はベクトル $\underline{h}$ に掛け算され、その第 1 の成分はディメンジョンレスであり、浮動角速度

$$\dot{\beta}$$

30

のための補正ステップの量を定め、その第 2 の成分はディメンジョン s^{-1} を有し、ヨー角速度

$$\dot{\psi}$$

の補正時の制御ステップの量を決定する。

浮動角度

$$\hat{\beta}$$

も補正量として戻され、しかも図 7 の運動学的

40

$$\dot{\beta}$$

決定の直接的な方法に戻される。従って、その後の制御ステップで、式 F 2. 6 の最後の項も値を有することができる。

両計算方法、すなわち車両モデルに基づく計算と、運動学的考察に基づく計算との相互の補正により、浮動角度

$$\hat{\beta}$$

の非常に正確な決定が可能であるので、この浮動角度を制御量として GMR 制御法則 1 6 に供給することができる。

2. 3

50

次に、図 9 ～ 15 に基づいて車両参照モデルを説明する。

図 9 には、車両の走行安定性を制御するための、図 1, 2 による制御回路が更に簡略化して示してある。その際、図 1 のコントローラ 7 ～ 9 と、所属の優先回路 3 と、エンジン管理装置 6 は省略され、圧力制御部 5 を備えた分配ロジック 2 は簡略化して示してある。制御回路では、垂直軸線回りの付加的なヨーイングモーメント M_G が演算されて生じる。それによって、運転者が望むカーブ走行が維持される。その際、付加的なヨーイングモーメント M_G は個々の車輪の適切な制動によって発生する。この場合、制動の進行過程と、制動すべき車輪の選択は、分配ロジック 2 によって決められる。運転者はステアリングホイールの適当な角度位置によって所望の走行方向を決定する。ステアリングホイールは一定の変速比（操舵変速）で、操舵される車輪に連結されている。これにより、車輪の所定の操舵角度 δ が生じる。

10

2. 3 1 動的な単一トラックモデル

GMR コントローラ 10 内には、いわゆる車両参照モデル 12（図 2）= 302（図 9）が設けられている。この車両参照モデルには入力データ（ v_{Ref} によって表された速度 v 、操舵角度 δ ）が供給される。車両参照モデル 302 では、入力データに基づいて、単位時間あたりのヨー角の変化

（ヨー角速度 $\dot{\Psi}_{soll}$ ）

をどのような大きさにすべきかが演算される。次のコンパレータ 303 において、ヨー角速度の目標値

20

$\dot{\Psi}_{soll}$

が測定されたヨー角速度の実際値

$\dot{\Psi}_{Mess}$

と比較される。コンパレータ 303 は出力値として、

$\dot{\Psi}_{soll}$ と $\dot{\Psi}_{Mess}$

の差に対応する出力量

$\Delta \dot{\Psi}$

30

を生じる。このようにして決められた差はヨーイングモーメントを制御するために制御法則 16 に供給される。制御法則は

$\Delta \dot{\Psi}$

に基づいて付加的なヨーイングモーメント M_G を算出し、分配ロジック 2 に供給する。分配ロジック 2 はこの付加的なヨーイングモーメント M_G と場合によってはブレーキの圧力を増大させるという運転者の希望 p_{Fahrer} に基づいて、出力量を決める。これは例えばブレーキ圧力値または弁切換え時間である。

遅い速度の範囲においても、車両参照モデル 302 の最適な作用が重要である。そのために、車両参照モデル 302 は上記の動的な線形単一トラックモデル 311 に加えて、静的な旋回走行モデル 306 を備えている。

40

静的な旋回走行について次の式が当てはまる。

F 2. 1 2

$$\dot{\Psi}_{s o l l} = \delta \times \frac{v}{l_v + l_h} \times \frac{1}{1 + \frac{v^2}{V_{c h}^2}} + \dot{\Psi}_{k o r r}$$

F 2. 1 3

$$\beta = \delta \times \frac{1 - \frac{l_v}{l_v + l_h} \times \left(1 + \frac{m \times v^2}{c_h \times (l_v + l_h)}\right)}{1 + \frac{v^2}{V_{c h}^2}} + \beta_{k o r r} \quad 10$$

F 2. 1 4

$$V_{c h} = \frac{c_v \times c_h \times (l_h + l_v)^2}{m \times (c_h \times l_h - c_v \times l_v)}$$

ここで、v＝前方、hは後方、m＝質量、l＝重心からの車両の距離、

20

$$\dot{\Psi}_{k o r r}, \beta_{k o r r} = \dot{\Psi}, \beta$$

の補正項である。

動的な線形単一トラックモデルについては、F 1. 1, F 1. 2の式が当てはまる。

演算モデル306と311の間の切換え、図示していない切換え器によって車両参照モデル302内で車両の速度に依存して自動的に行われる。その際、一方のモデルから他方のモデルへの切換えのために、数km/hのヒステリシスが設けられている。切換え閾値の下方では、目標ヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{s o l l}$$

30

は静的な旋回走行306のモデルに演算される。速度が低い速度から来てこの方向の閾値を上回ると、ヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{s o l l}$$

の目標値の演算が動的な単一トラックモデル311によって行われる。これにより、高い速度での制御にとって特に重要な動的過程をモデルに含めることができる。

旋回走行モデル306から単一トラックモデル311に移る際に、旋回走行モデルによって演算された

$$\dot{\Psi}_{s o l l}, \beta$$

40

のような目標値は、単一トラックモデルのためのスタート値として使用される。これにより、切換え時の急激変化が回避される。それ以降の演算は、低下するときに速度が低い速度閾値を下回るまで、単一トラックモデル311によって行われる。ここでも急激変化を小さくするために、旋回走行モデルのために必要な補正係数

$$\dot{\Psi}_{k o r r}, \beta_{k o r r}$$

が、単一トラックモデルで演算された

$$\dot{\Psi}_{s o l l}, \beta$$

の値および入力量である速度 v_{ref} と操舵角度 δ によって演算される。

50

補正値は次の大きさを有する。

F 2. 1 5

$$\dot{\Psi}_{\text{kor}} = \dot{\Psi}_{\text{sol}} - \delta \times \frac{v}{1_v + 1_h} \times \frac{1}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}}$$

F 2. 1 6

$$\beta_{\text{kor}} = \beta - \delta \times \frac{1 - \frac{1_v}{1_v + 1_h} \times \left(1 + \frac{m \times v^2}{c_h \times (1_v + 1_h)}\right)}{1 + \frac{v^2}{v_{ch}^2}} \quad 10$$

この補正係数は時間に関するその作用が次の法則性に従って減少する。

F 2. 1 7

$$korr(n+1) = korr(n) \times \lambda$$

ここで、 λ は0と1の間の値をとり得る。 n または $n+1$ によって、演算過程が数えられる。

20

これにより、急激な変化が回避される。なぜなら、静的な場合、量演算方法が異なる結果を生じるからである。従って、演算モデルの交換によって、 $v = 0 \text{ km/h}$ の速度まで、制御のための目標値を正確に決定することができる。

図9に関連して、車両参照モデルとして異なるモデルが考慮の対象になることを説明した。その際、好ましいモデルは静的旋回走行のモデルでもよい。この静的旋回走行モデルは、ヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{\text{sol}}$$

は上記の式に従って演算することができる。このような車両参照モデルのときには、測定された値 λ 、 v_{Ref} を演算回路に供給し、出発値としてヨー角速度

30

$$\dot{\Psi}_{\text{sol}}$$

の目標値を選択することが考えられる。

2. 3. 3 簡単化したモデル

次に、目標ヨー角速度を検出するためのきわめて簡単なモデルが作られる。このモデルは上記の組み合わせモデルの代替物である。それによって、小さな演算出力で受入れ可能な結果が得られるという利点がある。

このモデルでは、目標ヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{\text{sol}}$$

40

が次式で演算される。

2. 1 8

$$\dot{\Psi}_{\text{sol}} = \frac{\delta + v}{1}$$

この式は、コンプライアンス c_v 、 c_h が非常に大きいと仮定するとき、式F 2. 1 4およびF 2. 1 5と共にF 2. 1 2によって生じる。

この式は次の考察に基づいている。

今まで説明した車両参照モデルの場合には、目標ヨー角速度

50

$\dot{\Psi}_{\text{soil}}$

は動的な車両モデル（例えば単一トラックモデル）または静的なモデル（静的旋回走行値と呼ばれる）によって演算され、測定されたヨー角速度

$\dot{\Psi}_{\text{Mess}}$

と比較される。しかし、この式の場合それぞれ、設定値（ひいては制御介入）は車両モデルの質に依存する。この場合、線形の代替モデルであるので、モデルは若干の場合実際の車両状態と大きく異なる。

実際の車両状態が更に、例えば個々の要素の負荷または摩耗に基づいて変化すると、モデルによる車両の描写は不十分である。従って、連続したパラメータ評価によってモデルを適合させるべきである。この場合、次の問題が生じる。

10

見積のために或る運転が存在しなければならない。すなわち、運転者は操舵設定によって線形範囲（ $< 0.4 \text{ g}$ ）で車両を十分に動かさなければならない。これは普通の走行の際に起こらない。

更に、線形の単一トラックモデルのすべてのパラメータを直接見積もることができない。

従って、所定のパラメータは予め固定して選択しなければならない。

すなわち、モデルの仮定に基づく制御は、モデル設定に関してのみ満足できる解決策を常に提供する。従って、多くの場合、単純化された制御原理に従って行うことで充分である

20

。走行安定性コントロールの重要な目的は、運転者の操舵入力、ブレーキ入力およびアクセルペダル入力に対する車両のリアクションが絶えず予測可能でかつ良好に制御可能であるように、走行状態を調整することである。従って、車両のアンダーステアおよびオーバーステアの車両運転状態を認識し、適当なブレーキ介入またはエンジン管理介入によって中立の状態に補正しなければならない。

単純化された制御原理のための思想は、アンダーステアまたはオーバーステア状態を直接的に示す量を、制御変数として使用することにある。そのために、自動車の制御状態のための定義の一つに従って、前車軸と後車軸の平均スリップ角度（ α_v, α_h ）が比較される。前側のスリップ角度が大きいときには車両はその後でアンダーステア状態となり、逆の場合にはオーバーステア状態となる。スリップ角度が前側と後側で等しいときに、定義に従って中立の状態が存在する。

30

従って次式が当てはまる。

F 2. 1 9

> 0 : アンダーステア

$\alpha_v - \alpha_h = 0$: 中立

< 0 : オーバーステア

すなわち、スリップ角度差に基づいて、車両の瞬時の走行状態を直接的に決定することができる。評価として単一トラック車両モデル（図 10）を使用するとスリップ角度は操舵角度 δ 、浮動角度 β 、ヨーイング角度

40

$\dot{\Psi}$

および車速 v に依存して導き出すことができ、しかも次式で導き出すことができる。

F 2. 20 a

$$\alpha_v = \delta - \beta - \frac{\Psi \times l_v}{v}$$

F 2. 20 b

$$\alpha_h = -\beta + \frac{\Psi \times l_h}{v}$$

10

浮動角度が直接的に測定できないかあるいは簡単に演算できないので、個々のスリップ角度の明確な演算は行うことができない。しかし、その差を求めると、この量を、既存の測定量（操舵角度、ヨーイング角速度）、ABSコントローラによって知られている車両基準速度 v_{Ref} および一定のホイールベース l に基づいて演算することができる。

F 2. 21

$$\alpha_v - \alpha_h = \delta - \frac{l \times \dot{\Psi}}{v}$$

それによって、アンダーステアまたはオーバーステアの程度として使用可能な量が供される。

20

更に、車両重心のカーブコースの瞬時の曲率半径 R とスリップ角度差との知られている関係、

F 2. 22

$$R = \frac{l}{\delta - (\alpha_v - \alpha_h)}$$

を考慮すると、中立状態 F 2. 19 の

F 2. 23

30

$$\alpha_v - \alpha_h = 0$$

と仮定したとき、カーブ半径 R は操舵角度 α によって決まる。すなわち、

F 2. 24

$$R = \frac{l}{\delta}$$

従って、演算したスリップ角度差を制御量として直接使用する制御が可能である。この制御の前提は、ほぼ中立な状態を達成するために、制御量の値を小さく保つことである。場合によってはこの誤差閾値を非対象にセットし、オーバーステアの方において誤差を小さく選択することが有効である。

40

この考察に従って、目標ヨーイング速度

$$\dot{\Psi}_{soil}$$

を演算することができる（F 2. 18）。この目標ヨーイング速度

$$\dot{\Psi}_{soil} \text{ は } \dot{\Psi}_{mess}$$

と比較され、図 1 に従って制御の基礎となる。

2. 35 目標値制限

車両の走行状態の制御は、車輪が道路に対してグリップ力を有するかぎり、演算された追

50

加回転モーメントを車両に働かせることができる。

例えば、ステアリングホイールが車速に関して強すぎるようにあるいは速すぎるように切られるときには、いかなる場合でも操作角度 δ で設定したカーブコースに車両を制御によって強要するとは不所望である。

従って、どんなことがあっても

$$\dot{\Psi}_{sol1}$$

が選択された車両参照モデルに従って設定されることを避けるべきである。参照モデルだけに従うと、不運な状況では次のようなことが起こることになる。すなわち、速度が速いときに、うっかりしてステアリングホイール角度が大きすぎるように調節すると、実際のヨー角速度

$$\dot{\Psi}$$

がそのときまだ大きすぎる

$$\dot{\Psi}_{sol1}$$

を介して調節され、極端な場合には車両が固有の軸線回りに回転し、車両の重心がほぼ真っ直ぐに移動することが起こることになる。この状態は運転者にとって非常に不所望であり、車両が摩擦状態の悪化に基づいて運転者の希望に従わず強くアンダーステアリングされて真っ直ぐに走行する場合よりもはるかに不所望である。後者の場合、車両は少なくとも真っ直ぐに移動するだけであり、同時に固有の軸線回りに回転しない。特殊な場合に不利であるこの結果を避けるために、車両参照モデルでは付加的な演算アルゴリズムが設けられている。この演算アルゴリズムは、直前に測定された速度にとって不所望な最高ヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{solimax}$$

を摩擦係数

$$\hat{\mu}$$

を介して決定することを可能にする。

$$\hat{\mu}$$

は摩擦係数認識 13 で決定される。演算アルゴリズムは静的旋回走行の理論に基づいている。この静的旋回走行いは、

$$\dot{\Psi} = a_{quer} / v$$

があてはまる (F 2. 18)。

最高許容横方向加速度 a_{qlim} は実質的に、摩擦係数、速度 v 、縦方向加速度 a_{long} および場合によっては他のパラメータの関数として決定可能である。それによって、

F 2. 25

$$a_{qlim} = f(\mu, v, a_{long} \dots)$$

最高ヨー角速度は次式で計算される。

F 2. 26

$$\dot{\Psi}_{solimax} = \frac{a_{qlim}}{v}$$

従って、ヨー角速度の限界値を決定することができる。この限界値は運転者の希望を直接的には考慮しないで、車両が突然コースから逸れるときに、車両が付加的にその垂直軸線回りに回転しないようにする。

10

20

30

40

50

適切な μ 測定の詳細は 2. 1 の個所で詳しく説明している。

更に、所定のマスター条件の下でのみ制御介入を許容するようにすることができる。その例は例えば、大きすぎる浮動角度

$\hat{\beta}$

が確認されるときに、図 2 のアクティベーションロジック 1 1 が実際の M_G を分配ロジック 2 に伝えないことである。これは直前の速度に依存して行うことができる。

2. 4 制御法則

次に、ヨーイングモーメントコントローラ 1 0 の制御法則 1 6 のプログラム構造について説明する。プログラムは 4 つの入力量から、車両上下軸線回りの付加的なヨーイングモーメント M_G を演算する。このヨーイングモーメントは、特にカーブ走行時に安定した車両状態を得るために必要である。演算されたヨーイングモーメント M_G は車輪ブレーキの調節圧力を演算する基礎となる。

制御法則のために次の入力量が供される（図 1 7 参照）。

入力 5 0 0 : $\Delta \dot{\Psi}$

入力 5 0 1 : $\Delta \ddot{\Psi}$

入力 5 0 2 : $\hat{\beta}$

入力 5 0 3 : $\hat{\beta}$

スリップ角度差を基礎とする場合、入力 5 0 0 には $\Delta \lambda$ が供給され、入力 5 0 1 には

$\Delta \dot{\lambda}$

が供給される。

入力 5 0 3 は任意である。特に、全体の演算システムにいわゆるオブザーバ車両モデル 8 4 が設けられているときに供される。

入力 5 0 0 の値は測定されたヨー角速度

$\dot{\Psi}_{Mess}$

と、車両参照モデル 1 2 によって演算された目標ヨー角速度

$\dot{\Psi}_{soll}$

の差として生じる。

入力 5 0 1 の値は、ループ時間 T_0 によって割られた、演算ループから演算ループへの入力 5 0 0 の量の時間的な変化として、あるいは測定されたヨー角速度の時間的な微分の差としておよび演算された目標角速度の時間的な微分として生じる。

演算ループとは、図 1 の FSR コントローラの演算通路であると理解される。このような演算通路はその構造によって、所定の実時間、すなわちループ時間 T_0 が必要である。効果的な制御のためにはこのループ時間を十分に小さく保たなければならない。

入力 5 0 0, 5 0 1 の値、すなわち

$\Delta \dot{\Psi}$ と $\Delta \ddot{\Psi}$

は先ず最初に、ローパスろ波器（ローパスフィルタ）5 1 0 または 5 1 1 に導かれる。

両ローパスろ波器は原理的に同じように形成され、図 1 8 に示すような構造を有する。

図 1 8 のローパスろ波器の入力量 5 2 0 は u で、出力量 5 2 1 は y で示してある。出力量 5 2 1 はレジスタ 5 2 2 に供給され、次の演算のときに前の値 $y(k-1)$ として供される。そして、演算ループのための出力値 5 2 1 は次式で演算される。

F 2. 2 7

$$y(k) = \lambda \times y(k-1) + (1 - \lambda) \times u \times k_p$$

10

20

30

40

50

ここで、 λ は 0 と 1 の間の値をとり得る。 λ はローパスろ波器の価値を示す。限界値 $\lambda = 0$ については、回帰機能が消去される。先行する値 $y(k-1)$ は新しい出力値 521 の演算にとって重要ではない、 λ が値 1 に近づけば近づくほど、先行する値が強く作用するので、実際の入力値 520 は出力値 521 よりもゆっくり価値が認められる。

k_p は線形の評価係数である。

上記のローパスろ波は両入力値 500, 501 について行われ、ろ波された値 515, 516 となる。

同様なローパスろ波 512 は入力量 502、すなわち β について行われる。ろ波された値 517 はろ波されていぬ値 503 と同様に、非線形フィルタに供給される。このフィルタの役目は、小さな入力値について出力値を 0 にセットし、所定の限界値よりも大きい入力値については、限界値だけ低減した入力値を伝送する。制限は負の範囲でも正の範囲でも行われる。限界値

$$\dot{\beta}_{th}, \beta_{th}$$

はプログラム内に固定されて補充された量でもよいが、他のパラメータ、例えばタイヤと道路の間の摩擦係数に依存する量でもよい。この場合、限界値は冊係数の線形関数として別個に演算される。

4 個の量、すなわち、515, 516, 517, 518 はすべて、他のステップ 530, 531, 532 または 533 においてそれぞれ線形の重み係数によって重みがつけられる。

この係数は演算システムに固定されて補充されている。係数は量のオーダーに従って車両モデルから演算可能であるが、一般的には走行損失による微調整を必要とする。これにより、各々の車両または各々の車両タイプのために、線形係数のセットが決定される。このようにして重みをつけた入力量 500, 501, 502, 503 が加算される。この場合、(加算素子 540)、付加的なヨーイングモーメント M_g が生じる。このヨーイングモーメントはプログラムの他の演算段階の基礎となる。

しかし実際には、演算されたヨーイングモーメントの修正が必要であることが判った。

そのために、次の二つ項目を行うことができる。

1. 入力量、特に

$$\Delta \dot{\psi}$$

が修正される。

2. 演算されたヨーイングモーメント M_g がろ波される。

この二つの項目によって、ヨー角速度を考慮してだけでなく浮動角度を考慮して制御を行う試みがなされる。

2. 4 1 入力量の修正

車両参照モデルによって、上述のように、ヨー角速度の目標値が計算される。使用される車両参照モデルが実際の所与と完全には一致しないので、通常はモデル演算をもう一度補正する必要がある。参照モデルでは実質的に、ヨー角速度センサと操舵角度センサから供給される値が評価される。横方向加速度センサから供給される値を付加的に考慮することにより、演算された目標ヨー角速度の補正を行うことができる。

評価はいろいろな方法で行うことができる。次に、一つの方法を提案する。この方法の場合には先ず最初に、測定された横方向加速度が浮動角速度

$$\hat{\beta}$$

に換算される。この値によって、ヨー角速度の目標値の補正が行われる。

$$\hat{\beta}$$

の演算は例えば運動学的

10

20

30

40

$\dot{\beta}$

決定 1 4, 1 5 (図 2) によって行われる。

この方法は図 1 9 に示したフローチャートに従って行われる。浮動角速度

 $\hat{\beta}$

の推定値は、場合によってはローパス波の後で、第 1 の閾値 $t h_1$ と比較される (菱形 4 0 0)。この比較の意味は、ヨー角速度

 $\dot{\Psi}_{s o l l}$

10

の目標値の補正の後で初めて生じ、従って続いて詳しく説明する。

 $|\hat{\beta}| > t h_1$

であるとき、

 $\hat{\beta}$

の値は第 2 の閾値 $t h_2$ と比較される (菱形 4 0 1)。この場合、第 2 の閾値は第 1 の閾値 $t h_1$ よりも大きい。この第 2 の閾値よりも大きいときには、先ず最初に、時間による浮動角速度

 $\hat{\beta}$

20

の積分 4 0 2 が行われる。そのために、浮動角速度

 $\hat{\beta}$

にループ時間 T_0 が掛けられ、その前の位分結果 $I n t g_{i-1}$ が加算される。積分ステップは n で数えられるので、数 n は積分の後で 1 だけ大きくなる (ステップ 4 0 3)。それによって、積分時間は行われた積分ステップの数 n によって表される。積分結果

 $I n t g_n (\hat{\beta})$

は閾値 β_s と比較される (菱形 4 0 4)。閾値の量は理論的に守るべき浮動角度に対する最大許容偏差を表す。閾値 β_s は約 5° のオーダーである。

30

この閾値を上回ると、目標浮動角速度

 $\dot{\Psi}_{s o l l}$

は加算の定数 S によって新たに評価される (ステップ 4 0 5)。この定数は瞬時の浮動角速度

 $\hat{\beta}$

と積分ステップの数 n に依存する。すなわち、閾値 β_s を上回る新し各々のループによって、目標ヨー角速度が更に減らされる。加算の定数 S は

40

 $\dot{\Psi}_{s o l l}$

の正負符号に応じて加算されるかまたは引算されるので、いかなる場合でも、目標ヨー角速度の値は減る。 $I n t g_n$ が閾値 β_s に達しないと、

 $\dot{\Psi}$

は制限されない (ステップ 4 0 7)。

新たな通過の際に、推定された浮動角度の値が閾値 $t h_1$ よりも小さいかどうか再び検査される。小さいときには、これは、車両が再び安定したと解釈される。その結果、ステップ 4 0 6 では再び 0 にセットされ、ステップ 4 0 7 ではその後の演算は目標ヨー角速度が

50

基礎となる。この目標ヨー角速度は補正されない。すなわち、車両参照モデルの結果としての値に一致する。更に、積分のスタート値 $\text{Int } g_{n-1}$ は零にセットされる。

浮動角速度の値が $t h_1$ よりも大きく、 $t h_2$ よりも小さいときには、古い値 $\text{Int } g_n$ は変わらない。すなわち、積分は一つのループ間中断される。その前の制限が維持される。閾値 $t h_2$ を再び上回ると、積分が進行する。

2. 4 2 補正 M_G

更に、制御法則 1 6 によって演算されるヨーイングモーメント M_G を掛けることができる。そのために、その前の値 $M_1(k-1)$ と実施の値 $M_1(K)$ との差が求められる。添字 1 は、この値がヨーイングモーメントコントローラの直接的な結果であること、すなわち次の補正によって演算されたものでないことを示している。この差はループ時間 T_0 に関連づけられ、 ΔM_1 を生じる。この勾配 ΔM_1 には、補正係数に掛けられた

$\hat{\beta}$

から生じる補正勾配が加算される。このようにして補正された勾配はループ時間 T_0 に掛けられ、その前の演算のヨーイングモーメント $M(k-1)$ に加算される。これは実際のモーメント $M_G(k)$ を生じる。このモーメントはそれ以降の演算の基礎となる。

この演算は図 2 0 に示すようなロジックによって行われる。下位プログラム“制御法則 1 6”から生じる演算されたモーメントは、シフトレジスタ 4 2 0 に挿入される。シフトレジスタ 4 2 0 の第 1 の個所にはその都度実際値 $M_1(K)$ がある。シフトレジスタ 4 2 0 の第 2 の個所 4 2 2 にはその前の値 $M_1(k-1)$ がある。新しい値 M_1 が生じるや否や、値がレジスタ 4 2 1 からレジスタ 4 2 2 にシフトされ、レジスタ 4 2 1 内の値が新しい値と置き換えられる。レジスタ 4 2 1, 4 2 2 内の値は演算ロジック 4 3 0 に供給される。この演算ロジックは ΔM を次式に従って演算する。

F 2. 2 8

$$\Delta M = M_1(k) - M_1(k-1) + a \times \dot{\beta} \times T_0$$

制御ロジック 4 3 0 には更に、運動学的

$\dot{\beta}$

決定から、推定された浮動角速度

$\hat{\beta}$

が供給される。更に、メモリ内で、補正係数 a の値が決まっている。この補正係数によって、浮動角速度がモーメント変化に換算される。新しいモーメント $M(k)$ の演算は次式でおこなわれる。

F 2. 2 9

$$M(k) = M(k-1) + \Delta M$$

レジスタ 4 3 1 内では、補正されたモーメントの実際の値が格納され、レジスタ 4 3 2 にはその前に演算の値が格納されている。レジスタ 4 3 1 内の値はその後の演算の基礎となる。

3. 分配ロジック

3. 1 制動力を加えることによる追加ヨーイングモーメント

車両の安定した走行をカーブでも達成するために、先ず最初に、操舵角度を検出する必要がある。操舵角度は運転者が希望する車両のカーブコースを表す。安定した静的なカーブ走行の場合には、車両はほぼ一定の浮動角度でかつ不変のヨー角速度でコースを通過する。運転者は、反対向きの操舵によってこの浮動角度またはこのヨー角速度からのずれを相殺しなければならない。これはしかし、常に可能であるとは限らない。特に、運転者がカーブ限界速度でカーブを通過するときには不可能である。このような状況では、車両を適切に制動し、所望されるヨー角速度に実際のヨー角速度を適合させる、上下軸線回りの追加ヨーイングモーメントを車両に加えることが必要である。

この関係を示す制御アルゴリズムは既に説明したので、ここで詳しく説明する必要はない。

勿論、制御アルゴリズムによって演算された付加的なヨーイングモーメント M_G を、制動力を適切に加えることによって実現するには問題がある。

油圧式ブレーキの場合には、課題は、個々の車輪ブレーキ毎にブレーキ圧力を決めることにある。その際、できるだけ小さな個々のブレーキの圧力によって、上下軸線回りのモーメントを得るべきである。従って、各々の車輪の係数を決定し、発生すべき車両ヨーイングモーメントとその都度の重み付係数からブレーキ圧力を検出することを提案する。

既に説明したように、特に油圧に基づいて作動する車両ブレーキ装置の場合には、個々の車輪ブレーキについてブレーキ圧力を直接検出できるように、係数を決定することが望ましい。係数の重み付けは、すべての係数の 2 乗の合計によって個々の係数を割ることにより行われる。

その際、各々の係数は車輪ブレーキ圧力とこのようにして発生した個々の車輪制動力との間の関係を、車両のヨーイングモーメントで決める。個々の係数を決定する際の変数として、車両走行中に変わるパラメータが入力される。これは特に、

- 操舵角度 δ
- タイヤと道路の間の摩擦係数 μ
- 車両質量 m
- 車軸荷重分布 N_z

である。

係数を演算する際に入力される、車両特有またはブレーキ特有の変数は、ディスクブレーキ装置の場合例えば、

- ブレーキピストンの面積 A
- ブレーキあたりのピストンの数 n
- ディスクとブレーキパッドとの摩擦係数 μ_R
- 動的なタイヤ半径に対する有効摩擦半径の比 s
- ブレーキの効率 η

である。

提案された演算方法は、車両の予め設定された追加ヨーイングモーメントから、適切なブレーキ圧力をきわめて迅速に演算することができるという利点がある。走行中に上記のパラメータが変化すると、これはブレーキ圧力演算において係数の変化を経て考慮される。若干の入力変数が係数の演算に線形に入力されるが、特に、操舵角度 δ に対する係数の関係は線形でない。

しかし、個々の係数と操舵角度の間の依存関係を線形化して推定すると、十分に良好な結果が得られることが判った。

図 21 は、4 個の車輪 601, 602, 603, 604 による車両の直進走行を概略的に示している。各々の車輪には車輪ブレーキ 605, 606, 607, 608 が付設されている。この車輪ブレーキは互いに独立して制御可能である。この場合、車輪ブレーキによって加えられる車輪制動トルクにより、制動力が道路表面と車輪の接触面に発生する。例えば車輪 601 の車輪ブレーキ 605 を作動させると、制動力 F が発生し、この制動力は更に、（例えば正の）上下軸線回りのモーメント M を発生する。

このような車両の垂直軸線回りのモーメントは、運転者が望むコース上で車両を安定保持するために、適切に使用可能である。

車両内に更にセンサが設けられている。このセンサには、車輪 601, 602, 603, 604 の角速度を検出する車輪センサが所属する。更に、ステアリングホイール角度が操舵センサ 612 によって検出される。更に、ヨー角速度のためのセンサ 613 が設けられている。

一方では運転者の希望を、他方では車両の状態を検出するこれらのセンサから、実現すべきヨーイングモーメントを演算することができる。このヨーイングモーメントは、加えられるときに、車両のヨー角速度と浮動角度を運転者を希望に一致させることが可能である

10

20

30

40

50

。そのために、車輪ブレーキ 605, 606, 607, 608 は互いに無関係に制御可能であり、この制御のために、車両安定性を制御するための複雑なプログラムの一部である制御装置が設けられている。

図 22 は原理的な状況を示している。ヨーイングモーメント M_G を演算するプログラムモジュールが 16 で示してある。図 22 は制御装置を示している。この制御装置は個々の車輪ブレーキ 605, 606, 607, 608 に加えられる圧力 p_{xx} を演算する。算出された圧力値 622, 623, 624, 625 は更に評価され、車輪ブレーキ 605, 606, 607, 608 の適当な制御信号に変換可能である。

制御装置自体は二つの部分からなっている。第 1 の部分 630 では、個々の車輪のための係数 c_{xx} が演算される。係数 c_{xx} は車輪ブレーキの圧力と、制動力によって車輪に生じるヨーイングモーメントの割り当て分との間の線形関係を示す。第 2 の部分 631 では、個々の係数の重み付けによっておおよび実現すべきヨーイングモーメント M_G を考慮して、個々の圧力値 p_{xx} 622, 623, 624, 625 を演算する。

圧力値と係数には添字がつけてある。

v : 前側、 h : 後側
l : 左側 r : 右側
x : v / l または h / r のためのもの

第 1 の演算部分 630 は、操舵センサ 612 の評価 632 を経て演算に供される操舵角度を考慮している。係数の演算のために、摩擦係数 μ が考慮される。この摩擦係数は評価ユニット 633 において車輪回転状態から導き出される (2.1 章参照)。車輪回転状態は個々の車輪の車輪センサの信号によって算出される。更に、車両質量と荷重分布 N_z が入力される。この車両質量と荷重分布は評価ユニット 634 で算出され、この評価ユニットでは、いろいろな状況で車両状態が分析される。第 1 のプログラム部分 630 は、上記の車両特有の値と車輪ブレーキ特有の値を含むメモリ 635 にアクセスする。

上記の値から各々の車輪について係数 c_{xx} が演算される。この場合、値 640, 641, 642, 643 は平行にあるいは順々に演算することができる。演算はプログラムで実施される機能に従って行われる。この機能では、ブレーキ圧力とブレーキ力の間の公知の関係が考慮されている。この関係は通常は線形である。操舵角度 δ だけは特別に考慮しなければならない。どのようにしたら操舵角度が適切に考慮されるかについては後述する。

第 2 の演算ステップ 531 では、個々の係数 640, 641, 642, 643 から次式に従って個々の車輪ブレーキの圧力値が平行にまたは連続して算出される。

F 3. 1 a

$$p_{x1} = \frac{c_{x1}}{c_{v1}^2 + c_{vr}^2 + c_{h1}^2 + c_{hr}^2} \times M_x$$

F 3. 1 b

$$p_{xr} = \frac{c_{xr}}{c_{v1}^2 + c_{vr}^2 + c_{h1}^2 + c_{hr}^2} \times M_x$$

これらの式による個々の圧力の演算は、演算されたブレーキモーメントを得るために、車輪ブレーキに比較的小さな圧力を加えるだけでよいという利点がある。更に、ブレーキ圧力制御は特に操舵角度と摩擦係数の変化に非常に敏感にかつ迅速に反応する。

操舵角度 δ は係数の演算時に次のようにして考慮される。図 23 はそのために車両の概略的に示している。この場合、前輪 601, 602 が操舵されて示してある。S は前輪の間隔を示し、 l_v は前車軸からの重心 610 の距離を示している。

車輪平面 650, 651 は車両の縦軸線に対して操舵角度 652, 653 をなす。簡単にするために、操舵角度 δ は 652, 653 に等しい大きさであると仮定する。車輪平面 650, 651 内で作用する制動力の有効なてこの長さ h_1 または h_2 は、近似考察に基づい

10

20

30

40

50

て小さな操舵角度について次のように算出される。

F 3. 2 a

$$h_r = \frac{s}{2} + \delta \times l_v$$

F 3. 2 b

$$h_l = \frac{s}{2} - \delta \times l_v$$

10

近似“小さな操舵角度”が常に満たされるとは限らないので、場合によっては次式で演算すると有利であることが判った。

F 3. 3 a

$$h_r = \frac{s}{2} + \delta \times \sqrt{\frac{s^2}{4} + l_v^2}$$

F 3. 3 b

$$h_l = \frac{s}{2} - \delta \times \sqrt{\frac{s^2}{4} + l_v^2}$$

20

演算されたこの長さが零よりも小さいときには零にセットされる。

車輪係数 c_{xx} は次のように演算することができる。すなわち、

F 3. 4

$$c_{xx} = c_{hyxx} \times h_{l,r}$$

ここで、 c_{hyxx} には、操舵角度 δ 以外のすべてのパラメータが考慮されている。これにより、係数を2つの項の積として示すことができる。この場合、一方の項は有効なこの長さであり、他方の項は操舵角度に左右されない。

30

3. 2 横方向力の低減による追加ヨーイングモーメント

片側に作用する制動力を加える方法は、車輪が異なる強さで制動されるように車輪ブレーキを制御することにある。これを実現する方法は、前の章で既に説明した。

この方法は、ペダルで制動する間に走行安定性コントロールを行うとき、すなわち運転者による制動に基づいて所定のブレーキ圧力が車輪ブレーキに生じているときに限界に達する。原理的には、上述の方法はこの場合にも適用可能である。絶対的な圧力の代わりに、既に生じているブレーキ圧力の変化が検出される。

その際勿論、次の問題が生じる。一方の車輪ブレーキに既に非常に高い圧力が生じていると、非常に大きな制動力が達成されるので、ブレーキ圧力の増大は必ずしも制動力の増大につながらない。なぜなら、タイヤと道路の間のグリップ限界に達するからである。上記のモデルにおける、ブレーキ圧力と制動力の間の線形関係はこの場合もはや与えられない。

40

車両の一方の側での制動力の、上回ることができない限界は、ヨーイングモーメントコントロールの方法で、車両の他方の側の制動力を低下することによって補償可能である。

これは勿論、制動力の低下により、車両の減速が低下するという欠点がある。これは常に受入れられるとは限らない。なぜなら、運転者が制動を開始するとき、車両をできるだけ短い距離で停止させるべきであるからである。従って、運転者の希望と比べて車両の実際の減速が弱すぎると、一般的には受入れられない。この問題を解決するために、次の方法が用いられる。

少なくとも1個の車輪の車輪ブレーキは、車輪の縦方向スリップ2が最大グリップを生じ

50

る縦方向スリップよりも大きくなるよう調節されるように制御される。この方法の場合、約20%（0%は自由回転車輪；100%はロックされた車輪）の縦方向スリップのときにその最大値に達し、20%を超えると伝達可能な制動力がわずかに減少し、それによって20～100%の車輪スリップでは車両減速時に大きな犠牲を生じないように、車輪の縦方向力である伝達される制動力が利用される。

しかし同時に、車輪平面に対して垂直に作用する力である伝達可能な横方向力を考慮すると、車輪スリップに大きく依存する。この車輪スリップの増大につれて伝達可能な横方向力が大幅に弱まる。50%以上のスリップ範囲では、車輪はロックされた車輪と類似する状態を示す。すなわち、横方向力がほとんど加わらない。

大きな縦方向スリップが生じる車輪を適切に選択することにより、車両の制御される横すべりを生じることができる。この場合、横すべりによってひき起こされるヨー角度の変化は所望の変化に一致する。この方法の場合、縦方向力がほぼ維持され、横方向力が大幅に減少するので、車両減速を大きく弱めないで、ヨー角速度の制御を行うことができる。

高められた縦方向力によって少なくとも短時間走行する車輪の選択は、次の制御に従って行われる。そのために、運転者による右方向へのカーブ走行を考慮する。左方向へのカーブ走行については、“左右対称の”制御が当てはまる。その際、車両が期待よりも小さくカーブの内側に回転する場合がある。換言すると、車両はアンダーステアとなる。この場合、カーブ内側の後輪のスリップ率は大きくなる。カーブ内での車両の回転が大きすぎると、これはオーバーステアと呼ばれ、カーブ外側の前輪が大きなスリップ率となる。

更に、前輪の圧力低下を付加的に阻止することができる。これは次の制御によって行われる。アンダーステアの走行状況では、カーブ外側の前輪のブレーキ圧力低下が阻止される。オーバーステアの走行状況では、カーブ内側の前輪の圧力低下が阻止される。

ブレーキ圧力の実際の制御は次のように行うことができる。既に述べたように、個々の車輪ブレーキのブレーキ圧力が、達成すべきヨーイングモーメントと重み付車輪係数に依存して決定される。

係数を演算する際に、ブレーキスリップに依存するファクターを入れることができる。このファクターは、上述の所望なブレーキスリップが生じるように、再調節される。車輪の圧力低下の制限は、係数の下側の閾値を定めることによって行うことができる。

次に、ブレーキ装置の制御プログラムで実施される方法を詳しく説明する。

制御プログラムは重み付き係数に基づいてブレーキ圧力を演算する。このブレーキ圧力は個々のすべての車輪ブレーキで発生しなければならない。車両の制動時、特にタイヤと道路との間のグリップ限界を利用して減速するときに、演算に問題がある。このような場合、重ね合わされた走行安定性コントロールを必要とする前に、先ず最初にアンチロックコントロールを行うことができる。

このような場合、制動されない車両のための原理的な考察を受け入れることはできない。なぜなら、例えば1つの車輪ブレーキの圧力が高まるときに、制動力は線形に増大しないからである。というのは、グリップ限界に達していないからである。すなわち、この車輪ブレーキの圧力を高めることは付加的な制動力、ひいては付加的なモーメントを発生しない。

車軸の他方の車輪のブレーキ圧力を低下させることにより、付加的なヨーイングモーメントを発生させることは、同じような効果があるかもしれない。しかし、それによって、全体として制動力が弱まる。これは、車両をできるだけ短い距離で停止させるという要求と反する。

従って、図24に示した車輪の状態が利用される。この図のグラフはX軸上にスリップ率を0～100%で示している。この場合、0%は自由に回転する車輪を、100%はロックされた車輪を表す。Y軸は摩擦係数 μ_B と横方向力係数 μ_S を0～1の値範囲で示している。実線は異なるスリップ角度 α のときのスリップに対する摩擦係数の関係を示している。特に小さなスリップ角度について、曲線がスリップ $\lambda = 20\%$ の範囲に最大値を有することが判る。摩擦係数は100%の方へ向かってやや小さくなる。2°のスリップ角度の場合、最大摩擦係数は約0.98であり、 $\lambda = 100\%$ のときにはまだ0.93である。

10

20

30

40

50

これに対して、横方向力係数は特にスリップ角度が大きい場合、スリップ範囲にわたって極端に低下する。10°のスリップ角度の場合、横方向力係数は0%のスリップ率のときに約0.85であり、ほとんど100%のスリップ率のとき0.27まで小さくなる。従って、40～80%の範囲のスリップ率のときに、比較的に大きな制動力が伝達され、小さな横方向力が伝達されることが、図24の曲線から推察可能である。

この車輪状態を、車両の所定の車輪の横方向力を適切に低下させるために利用することができる。車輪の選択は次のように行われる。これを図25a, 25bに基づいて説明する。

図25a, bは右カーブでの車両を概略的に示している。カーブ半径と、車両の速度に対応して、車両はその垂直軸線回りに回転する。すなわち、所定のヨー角速度が時計回りに生じる。

既に述べたように、車両はヨー角センサを備えている。測定されたヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{Mess}$$

が達成すべきヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{soll}$$

と異なっていると、車両の上下軸線回りに付加的なモーメント M_G を加えなければならない。

車両が十分に回転しないように、測定されたヨー角速度が達成すべきヨー角速と異なっていると、いわゆるアンダーステア状態となる。この状況ではマイナスの追加モーメントを加えなければならない。この追加モーメントは車両をカーブ内側へ回転させる。これは、右側の車輪のブレーキ圧力を高めることによって達成可能である。

車両が運転者によって既に制動されているときには、この車輪は既に最大制動力を伝達可能である。これが評価電子装置によって確認されると、右側後輪のブレーキ内の圧力が高められ、車輪は40～80%のスリップ率で回転する。従って、車輪604はλで印をつけてある。これは、既述のように、横方向力の大幅な低下をもたらすことになる。すなわち、小さな横方向力が右側後輪に生じる。その結果、車両後部は左側へずれる。すなわち、車両は時計回りに回転し始める。実際のヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{Mess}$$

が車両の目標ヨー角速度

$$\dot{\Psi}_{soll}$$

に一致するまで、横方向力の低減が続けられる。

図25bには、車両のオーバーステア状態が示してある。車両は、演算された目標ヨー角速度に相当する回転よりも速く上下軸線回りに回転する。この場合、左側前輪601の横方向力を弱めることが提案される。これは同様に、この車輪に40～80%のスリップ率を生じることによって行われる。従って、車輪601は“λ”で印をつけてある。

両方の場合、制御プログラムにアンダープログラムを格納可能である。このアンダープログラムはアンダーステア（図25a）の場合カーブ外側の前輪601の圧力を、オーバーステア（図25b）の場合カーブ内側の前輪602の圧力を更に低下させる。これらの車輪はその都度“ p_{min} ”の印がつけてある。左方向へのカーブ走行には横方向逆の制御が達成される。

個々の車輪の圧力の制御は、個々の車輪のために、圧力変化と演算された追加ヨーイングモーメント M_G との間の関係を示す係数が決定される。

この係数は、車両または車輪ブレーキを示すパラメータと、走行中変化する量の関数である。走行中変化する量は特に操舵角度 δ と、道路／タイヤの摩擦係数 μ である（第3.1章参照）。上述の制御のために、それぞれの車輪の縦方向スリップの依存性が付加的に挿入される。個々の車輪の圧力低下の阻止は、係数に下側の眼界が定められることによって

実現可能である。この場合、最小値を下回る場合、係数の演算された量は最小値によって置き換え可能である。

図 26 にはアルゴリズムが示してある。先ず最初に、付加的なヨーイングモーメント M_G が演算される（プログラム 640）。このモーメントから、個々の車輪のための制動力変化またはブレーキ圧力変化が算出される（プログラム部分 641）。算出されたブレーキ圧力は閾値 p_{th} と比較される。この閾値は特に、道路とタイヤの摩擦係数によって定められる（菱形 642）。閾値 p_{th} は、制動力の増大を伴う車輪ブレーキ圧力のそれ以上の上昇が可能であるかどうかを決定する。圧力がこの限界値よりも小さいときには、第 3.1 章で述べた方法に従って制御が行われる。演算されたブレーキ圧力がこの閾値よりも大きいと、上述の部分 644 に従って圧力の演算が行われる。

10

4. 優先回路

車輪ブレーキに生じる圧力が追加ヨーイングモーメント M_G から分配ロジックによって演算される（第 3 章）。

下位の圧力制御回路において、この圧力値から、入口弁と出口弁のための制御信号が演算され、出力される。この下位の圧力制御回路では、実際の車輪ブレーキ圧力が演算された圧力ブレーキ圧力と一致させられる。

制御信号が他のコントローラ（ABS7, ASR8, EBV9）に入れられるときには（第 1 章）、その制御信号を先ず最初に、コンピュータ内に格納された車輪ブレーキの油圧モデルによって、圧力値に換算される。

GMR コントローラ 10 の要求圧力は ABS コントローラと他のコントローラの要求圧力と関連づけられる。これは優先回路で行われる。この優先回路はどの要求を優勢させるかまたはどのような平均圧力が車輪ブレーキの圧力制御装置 5 に出力されるかを決定する。圧力制御装置 5 は圧力を弁切換え時間に換算する。

20

優先回路には目標圧力の代わりに目標圧力変化を供給することができる（第 7 章参照）。この場合、一つの車輪の圧力低下の要求が優先的に満たされ、車輪ブレーキの圧力保持要求が圧力上昇要求に対して優先するという規則に従って、優先回路 3 はその出力で圧力変化 Δp を出力する。それによって、圧力低下要求があるときに、圧力保持要求または圧力上昇要求を無視するという規則に従って、優先回路への個々の要求が処理される。これと同様に、圧力保持の要求のときには圧力上昇は行われない。

5. 弁切換え時間を直接的に比較する優先回路

30

その代わりに他の方法も適用可能である。

分配ロジックは他のコントローラのように、追加ヨーイングモーメント M_G から、圧力ではなく弁切換え時間を直接的に演算する。それによって、GMR の弁切換え時間は例えば ABS の要求弁切換え時間と比較可能である。優先回路では、今までのように、異なる圧力要求を評価しないで、異なる弁切換え時間を評価する。

弁切換え時間を得るために、分配ロジックは先ず最初に各々の車輪ブレーキのための調節すべき圧力変化を演算する。

後続の非線形の制御要素によって、圧力変化から、個々の車輪ブレーキのための制御用切換え時間が演算される。

この非線形の制御要素は例えばカウンタである。このカウンタは予め定められた圧力変化をクロック数に変換する。そのために、ループ時間 T_0 が約 3 ~ 10 の切換えインターバル（クロック）に分割される。ループ時間あたりのクロックの最高数は、達成すべき制御精度によって決まる固定された量である。

40

演算されたクロック数によって、ループ時間内で弁をどれくらい長さ制御すべきかが判る。

一般的に 1 個の車輪ブレーキに 2 個の弁が設けられている。一方の弁（入口弁）は車輪ブレーキへの圧力媒体供給を制御し、他方の弁（出口弁）は車輪ブレーキからの圧力媒体排出を制御する。ので、全部で 8 つの信号を発生すべきである。

このクロック数は優先回路に供給され、優先回路は他のコントローラのクロック数を他のチャンネルに受け入れる。

50

優先回路はどのコントローラを優先させるか、すなわちどのクロック数を実際の弁制御のための受け取るかを決定する。

車輪ブレーキの操作によって発生する制動力に対する量の反応は、変化したヨー角速度である。このヨー角速度はGMRコントローラ10によって検出され、このコントローラは更に、新しい追加ヨーイングモーメントを決定する。

すなわち、制御回路ではブレーキ圧力は演算または調節されない。従って、制御アルゴリズムは車輪ブレーキに関する情報を必要とせず、特に車輪ブレーキの収容容積とそれから生じるブレーキ圧力の関係に関する情報を必要としない。

クロック時間の演算例を図27に基づいて説明する。

分配ロジック700によって追加ヨーイングモーメント M_G から、個々の車輪ブレーキで発生すべきブレーキ圧力が演算される。これがどのように行われるかは第3.1章と第3.2章から推察可能である。分配ロジック内での演算の結果として、4輪車両のための4つの圧力値 $P_1 \sim P_4$ が生じる。この量は弁の切換え時間に変換される。弁の切換え時間は車輪ブレーキへの圧力媒体供給（圧力上昇）または車輪ブレーキからの圧力媒体排出（圧力低下）を制御する。弁の切換え時間は上述のように、圧力設定値の絶対値から演算するのではなく、圧力設定値の変化から演算する。従って、すべての値 p_n ($n = 1 \sim 4$) がシフトレジスタ701に供給される。第1のレジスタ個所702には実際値が書き込まれる。第2のレジスタ個所703では、第1のレジスタ個所702からの上記の値を受け取るので、そこで、先行した演算ループから要求圧力が書き込まれる。この値は p_n^* で示してある。

次のステップ705では、第1のレジスタ個所702から実際の要求圧力 p_n が読み出される。この値が0であるかあるいは最小値よりも小さいと、プログラムはループ706に分岐する。このループにより、生じる圧力が零になるように圧力媒体が車輪ブレーキから排出される。そのために、入口弁が閉じ、出口弁が少なくとも一つのループ時間 T_0 にわたって開放される。

実際に要求された圧力値がこの最小値よりも大きいと、両レジスタ値702, 703から差が求められる。これは差計算回路707で行われる。演算された圧力変化 Δp は0よりも大きくてもよいし、小さくてもよい。0よりも大きいときには、それぞれの車輪ブレーキの圧力を高めなければならない。0よりも小さいと、それぞれの車輪ブレーキの圧力を低下させなければならない。圧力を高める場合には、プログラムは右側の決定レーン710を進む。調節すべき圧力差と要求圧力を考慮してあるいは対応する信号が存在する場合には、車輪ブレーキの実際の圧力に基づいて入口弁の開放時間で $\Delta t_{e_{in}}$ が演算される。出口弁の開放時間 $\Delta t_{a_{us}}$ は零にセットされる。これとは逆に圧力低下が要求される場合には（決定レーン711）、入口弁の開放時間 $\Delta t_{e_{in}}$ が零にセットされ、出口弁の開放時間 $\Delta t_{a_{us}}$ が要求された圧力差と、車輪ブレーキ内の実際の圧力または第1のレジスタ702に書き込まれた要求圧力とから演算される。

通常は、開放時間 Δt と意図した圧力変化 Δp との間に線形の関係がある。

上述のように、開放時間ではなく、クロック数によって演算を行う。これは図28のグラフに詳しく記載してある。上述の演算は一定の時間間隔（ループ時間 T_0 ）で行われる。この場合、演算結果として、車輪ブレーキの弁の制御信号が次のループで決定される。ループ時間 T_0 は約3ミリ秒である。

制御をどれくらい細かく行うかに応じて、各々のループ時間 T_0 がN時間区分に分割される。

図28のグラフでは、6個のステップに分割されている。弁の切換え時間は時間量として出力されないで、弁を開放するループ内のクロックの数として出力される。例えば $n = 3$ の場合、図28に示すように、1.5ミリ秒の開放時間となる。

要求された開放時間がループ時間よりも大きいと、 n は最大値Nにセットされる（図示例では6個にセットされる）。

この演算は各々の車輪ブレーキについて行われる。すなわち、4輪車両の場合には4回行われる。演算は平行にまたは順々に行うことができる。8つの値、すなわち入口弁のため

10

20

30

40

50

の4つの値と出口弁のための4つの値が結果として生じる。この値は変形された優先回路720に供給される。この優先回路720には、ABSコントローラと他のコントローラの、同様にクロック時間で表された要求切換え時間が入力される。

この制御が行われるので、車輪ブレーキの圧力変化が生じる。それによって、制動力と、車両に加わるモーメントが変化する。変化は車両の走行ダイナミックスを示す量で生じる。この量はセンサによって直接または間接的に検知され、演算回路に供給される。

これから新たに、要求モーメントが続く。この要求モーメントは上述のように、弁の新しい制御信号に変換される。

調節すべき圧力差の演算は、先行する演算ループの要求圧力に基づいている。しかし、この要求圧力は実際には調節しなくてもよいので、車輪ブレーキの実際の圧力はその都度演算された要求圧力と異なる。従って、所定の状況は、車輪ブレーキの実際の圧力を要求圧力と合わせなければならない。これは、要求圧力が0であるとき、すなわち分配ロジック700が車輪ブレーキの圧力零に対応する値を要求するときには、最も簡単に行うことができる。このような場合、先行する値との差を求めて制御信号を導出することをしないで、切換え時間の演算のためにステップ705においてループ706に分岐される。このループでは、実際の圧力値が零に調節される。これは、出口弁のための切換え時間 Δt_{aus} を少なくともループ時間 T_0 にセットすることによって行われる。

更に、適当な情報を優先回路720に与える必要がある。それによって、車輪ブレーキの圧力を零にするこの要求時間が他のコントローラの設定値と重なることがない。更に、この情報では、複数のループ時間にわたって圧力を低下させることが定められている。それによって、完全な圧力低下が実際に行われる。

6. 車輪ブレーキ圧力認識

第4章までに述べたFSR圧力コントローラは結果として車輪ブレーキのブレーキ圧力値を提供する。この設定値は実現しなければならない。その方法は、車輪ブレーキの圧力を測定し、設定値と比較することにある。普通の法則に従って作動する圧力コントローラは、車輪ブレーキ圧力を設定された目標値に制御する。この方法は車輪ブレーキあたり各々1個の圧力センサ、すなわち4輪車両は4個の圧力センサを必要とする。

一般的に、コスト上の理由から、センサをできるだけ少なくすることが試みられる。更に、各々のセンサは他の潜在的な障害源である。センサが故障すると、制御系全体を停止しなければならない。

従って、既に存在するセンサのデータに基づいて、車輪ブレーキの圧力に一致する圧力量を導出する評価系を設けることが提案される。そのために次の概念が提案される。

各々の車輪ブレーキは既に述べたように、2個の弁によって制御される。入口弁は圧力媒体供給を制御し、出口弁は圧力媒体排出を制御する。

従って、圧力コントローラから出る信号は、弁を開放または閉鎖する時間を示す制御時間である。ループ時間は一定数の時間区間（クロック）に分割される。制御時間は弁の開放または閉鎖する時間区間を示すクロック数として示すことができる。

基本的な考察は、この制御信号を車輪ブレーキに与えるだけでなく、車両モデルの演算量として使用することにある。実際の車両はブレーキ圧力に反応する。この場合、所定の重心速度 v と個々の車輪の車輪回転数 ω_i が生じる。車両の速度は直接測定されないで、同様に個々の車輪の車輪回転数 ω_i から特別なプログラムステップで導き出される。従って、車両の速度は基準速度 v_{Ref} と称される。

対応する値を車両モジュール内でも複写することができる。

ω_i 、 v_{Ref} の実際値を、 ω_i 、 v_{Ref} の演算された値または車両モデルに基づいて推定された値と比較することにより、個々の車輪の圧力の補正量を検出することができる。この場合、補正量によって、油圧モデルで演算された圧力を修正することができるので、車輪ブレーキ圧力の良好な推定が可能である。

上述の原理的な構造は図29に詳しく記載されている。

800は、図1において番号5をつけた圧力制御部である。圧力制御部は、調節すべき圧力を表す第1の値801と、車輪ブレーキ内の推定または測定された圧力を示す第2の値

802から、車輪ブレーキの弁のための制御時間を演算する。制御時間は出力量803として示してある。810は車両を示している。それによって、車両は車輪ブレーキ内の圧力によって生じた力に反応する。その際、個々の車輪の車輪回転数 ω_i が変化する。

車両810には車輪の回転数を検出する車輪センサが設けられているので、値 ω_i が直接供される。

車両810には更に、 ω_i 評価ユニットが設けられている。この評価ユニットは通常、所定の車輪条件の下で個々の車輪の車輪回転数 ω_i からいわゆる基準速度 v_{Ref} を演算するABSコントローラの部分範囲である。この基準速度は車両に実際の速度に対応する。

個々の車輪回転数と車両基準速度から、各々の車輪について、スリップ λ_i を演算することができる。

10

値 ω_i 、 v_{Ref} は出発値811として供される。スリップ λ_i は値812として供される。用いられた演算モデルは全体が820で示してある。演算モデルは3つの下位モデル、すなわち、

油圧装置モデル821

車両モデル822

タイヤモデル823

を含んでいる。

油圧装置モデル821は、ブレーキ圧力 p と車輪ブレーキ内の容積 V との関係と、入口弁または出口弁が或る時間開放しているときの容積の変化 ΔV を、次の2つの近似式で表す

20

F 6. 1

$$p = a \times V + b \times V^2$$

F 6. 2

$$\Delta V = \pm c \times t_{in/out} \times \sqrt{\Delta p}$$

パラメータ a 、 b 、 c はブレーキ装置を表す量であり、値としてメモリに格納されている。 p は車輪ブレーキ内の実際の圧力を示している。 V は車輪ブレーキ内の実際の容積を示している。

30

Δp は入口弁を介してあるいは出口弁を介して測定される。この場合、入口弁を介して測定するときに、圧力源と p との差が検出され、出口弁を介して測定するときに、 p とタンク内の圧力との差が検出される。このタンク内の圧力は一般的に1バールであり、それによって無視可能である。

制御の開始時に車輪ブレーキの圧力と容積が0にセットされることから出発すると、弁開放時間の追従を介して容積変化ひいては個々の車輪ブレーキ内の圧力の変化をあとづけ可能である。

勿論、上記の式が雲際の状態を非常に大まかに示すことがあるので、適当な補正が必要であることは明らかである。車両はモデル822では一般的に、4つの接触面（車輪接触面）で平面上に立っている剛性のある物体として書き込まれている。物体は平面に対して平行に、すなわち、 x 方向と y 方向に移動し、その重心回りに回転することができる。この場合、回転軸線は運動平面に対して垂直である。

40

物体に作用する力は車輪接触面での制動力と空気抵抗力である。

車輪荷重 $F_{z,v}$ 、 $F_{z,h}$ はこの重ね合わせに基づいて演算される。

F 6. 3 a

$$F_{z, v} = \frac{m \times g \times l_h + h (-F_{x, v} - F_{x, h})}{l_v + l_h} = \frac{m \times g \times l_h - h \times m \times \dot{v}_{Ref}}{l_v + l_h}$$

F 6. 3 b

$$F_{z, h} = \frac{m \times g \times l_v + h (-F_{x, v} - F_{x, h})}{l_v + l_h} = \frac{m \times g \times l_v - h \times m \times \dot{v}_{Ref}}{l_v + l_h} \quad 10$$

所望の圧力補正を実施できるようにするためには、通常このようなモデルで充分である。もし必要であれば、勿論モデルを微細化することができる。他の演算のために、モデルは重心減速度に依存して接触面の荷重 F_x を供給する。車輪は或る程度の慣性モーメントを有する回転する円板として考慮される。

F 6. 4

$$\omega = \frac{R_{rad} \times F_x - M_{Br}}{\Theta}$$

20

車輪に作用する減速モーメントは車輪ブレーキ圧力から線形に検出される。

F 6. 5

$$M_{Br} = C_{Br} \times p$$

タイヤモデルでは、摩擦連結利用度 f 、すなわち車輪荷重に対する制動力の比が車輪のスリップと共に線形に変化する。

$$F_x \sim \lambda \times F_z$$

F 6. 6

上記の式は、各々の車輪の回転数と車両モデルの基準速度を演算することを可能にする。この値は実際の値 8 1 1 と比較可能である。これは比較点 8 3 0 で行われる。各々の車輪の測定された車輪回転数と推定された車輪回転数の差から、補正係数 k を考慮して、付加的な容積が算出される。

30

この付加的な圧力媒体容積 ΔV は、演算すべき目標容積に加算され、新しい目標容積を生じる。この新しい目標容積から、式 F 6. 1 に従って、実際の車輪ブレーキ圧力に比較的正確に一致する車輪ブレーキ圧力を導き出すことができる。

推定の精度は勿論、補正係数 k に左右される。この補正係数は場合によって試験によって前もって検出しなければならない。

この係数は車両によって異なり、特に車両モデルが実際の状態をどれくらい良好に表しているかに依存する。

付加的な容積では、誤差容積を得ることができる。この誤差容積によって、弁を通る流量が切換え時間に比例しないことを考慮する。弁の開閉時に、弁の開放横断面積がゆっくり拡大または縮小するので、開放横断面積全体が増大または減少する時間区間内では、減少した容積が流れる。

40

7. ヨー角速度測定器の置換

上記の制御にとって、ヨー角速度はきわめてはっきりした量を形成する。なぜなら、ヨー角速度は偏差

$$\Delta \dot{\Psi}$$

を最小化すべきである制御量として役立つからである。

しかし、次に説明する他の制御量も有利に使用可能である。この章では簡単化するために、対の符号が用いられる。

50

$$\dot{\Psi}_{Mess} = g_1 \quad (\text{ヨー角速度の測定実際値})$$

$$\ddot{\Psi}_{Mess} = \dot{g}_1 \quad (\text{ヨー角加速度の測定実際値})$$

$$\frac{d}{dt} \ddot{\Psi}_{Mess} = \ddot{g}_1 \quad (\text{ヨー角加速度変化の測定実際値、ヨー角の急激な変化})$$

これと同じことが、それぞれ添字“s”をつけた図9の目標値にもあてはまる。

図12の測定されたヨー角速度は通常のごとく、ヨー角速度センサ321によって測定される。このヨー角速度センサは出発信号 g_1 を発生する。しかし、ヨー角速度を直接的に発生するこのような公知のヨー角速度センサは複雑であり、それによって非常に高価である。同じことが後続配置のコンパレータと、制御回路に属するコントローラにもあてはまる。従って、対策が講じられ、簡単なセンサと簡単に構成されたコントローラが提供される。

図13は新しいセンサ321の作用を示している。このセンサは第1の横方向加速度測定器322と第2の横方向加速度測定器323を備えている。両加速度測定器322, 323はそれぞれ前車軸または後車軸の上方で車両の縦軸線上に配置されている。原理的には、横方向加速度測定器は重心SP以外の任意の個所に配置可能である。この場合、適当な換算が行われる。図15には、車輪の四角形の輪郭324がタイヤ325およびセンサと共に示してある。この構造に基づいて、前側の横方向加速度測定器322は前車軸326の高さ位置で横方向加速度 a_{qv} を測定し、後側の横方向加速度測定器323は後車軸327の高さ位置で横方向加速度 a_{qh} を測定する。

両横方向加速度測定器は、ヨー角速度に依存する量を示すことができる。数学的な導き出しにより、横方向加速度測定器の測定結果からヨー角速度と重心SPの横方向加速度 a_{qu} が次のようにして検出可能であることが判った。

F 7. 1

$$\ddot{\Psi} = \frac{a_{qh} - a_{qv}}{l_h + l_v}$$

F 7. 2

$$a_{quer} \cong -\dot{v}_{ref} \times \beta - \frac{a_{qh} \times l_v + a_{qv} \times l_h}{l_h + l_v}$$

その際、図13に示すように、 l_v , l_h は重心SPからの横方向加速度測定器322, 323の距離であり、 v は車両の速度であり、 β は浮動角度である。それによって、横方向加速度と加速度測定器322, 323の距離から、ヨー角加速度

$$\dot{g}_1$$

を決定することができる。従って、前の章で提案したヨー角速度の代わりに、ヨー角加速度

$$\dot{g}_1$$

を使用することが提案される。あるいは、コンパレータのための個々の入力値の線形の重み付けを、公知の状態制御と同様に行うことができる。その際、車両基準モデル302の出力量に一致するディメンジョンを有する量をセンサ321から得るために、ヨー角速度 g と浮動角度 β は、帯域制限式の積分または第1のオーダーのスカラー化されたローパスによって、ヨー角圧力

10

20

30

40

$\dot{g}$

と浮動角速度

$\dot{\beta}$

から演算可能である（第 2. 3. 1 章）。

その際、帯域制限式積分については次式が当てはまる。

F 7. 3

$$G(z^{-1}) = \frac{\lambda \times \frac{T_0}{2} \times (1 - z^{-1}) \times (1 + z^{-1})}{1 - \lambda \times z^{-1}} \quad 10$$

一方、ローパスを使用する場合には次の関係となる。

F 7. 4

$$G(z^{-1}) = \frac{T_1 \times (1 - \lambda)}{1 - \lambda \times z^{-1}}$$

浮動角速度は次の関係の評価によって得られる。

F 7. 5

$$a_g = v \times (\dot{\Psi} + \dot{\beta})$$

それによって、2 個の横方向加速度測定器を使用することにより、公知のヨー角速度測定器が置き換え可能であることが判った。その際、ヨー角加速度をヨー角速度に変換するために、上述の手段を講じなければならない。 Δg と

$\Delta \dot{g}$

を求めた後で、図 1 の制御法則 1 6 に変更しないで続けることができる。図 1 4 では、このようにして演算したモーメント M_G が制御法則 1 6 で時間的な微分によってモーメント変化 M に換算される。

30

しかし、事情によっては、図 1 7 の非線形の制御に移行することが好ましいことがある。この制御の場合には、実際値および目標値としてのヨー角加速度

$\dot{g}$

は結果として車両参照モデル 3 0 2 からコンパレータ 3 0 3 に供給される。そのために、車両参照モデルにおいて適当な微分を求めなければならない。

結果的に、ヨー角速度の差 Δg の代わりに、ヨー角加速度

$\Delta \dot{g}$

40

の偏差がコンパレータ 3 0 3 の出力で生じ、入力量として制御法則 1 6 に供給される。更に、図 1 5 から判るように、モーメント変化を正確に決定するために、浮動角速度

$\dot{\beta}$

をヨーイングモーメント制御法則 1 6 に付加的に供給することができる。

図 1 4 に関して既に述べたように、制御法則 1 6 の出発信号としての追加ヨーイングモーメント M_G を用いなくて、その代わりにモーメント変化

$\dot{M}$

を出発信号として使用することができる。修正された分配ロジックでは、モーメント変化

50

$\dot{M}_G$ 、

すなわち追加ヨーイングモーメント M_G の微分は個々の圧力変化に変換される。これは、圧力変化が個々の車輪ブレーキに分配され、全体として所望の追加ヨーイングモーメント M_G が生じることを意味する。これに関する詳細は図 16 に関連して後述する。

運転者のブレーキ操作により、場合によっては同時に所定の圧力分布が車輪ブレーキに生じることを考慮すべきである。この場合、モーメント変化

$\dot{M}$

の積分によってモーメント M_G を決定することが望ましい。このモーメントから圧力差を直接決定することができる。この圧力差は個々のすべての車輪ブレーキの圧力に関して調達しなければならない。第 1 ～ 3 章で用いた制御量の微分値を使用することによる上述の有利な方法は、第 3 章の分配ロジックと組み合わせることができる。これによって、2 つの制御原理が供給される。一方の制御原理は追加ヨーイングモーメント M_G を設定値として供給し、他方の制御原理は追加ヨーイングモーメント

10

$\dot{M}$

を供給する。その際、原理間の切換えを行うことができる。その都度他の制御原理への切換えは特に、一方の原理の追加制御量（浮動角度等）の他の演算が十分な精度で実施できないときに行わなければならない（例えば第 2. 2. 2 章参照）。更に、図 15 の制御法則 16 には、補正量としての

20

$\Delta \dot{g}$

に加えて、

$\Delta \dot{g}$

を供給することができる。

図 15 の制御法則 16 では、適合する増幅器 k_1 、 k_2 、 k_3 のほかに、2 個の閾値スイッチ S_2 、 S_3 が示してある。この閾値スイッチは制御法則 16 内での制御状態を改善し、速度に依存して、供給された量の影響を理想的な制御状態に最適に適合させる。増幅器 $k_1 \sim k_3$ は類似の課題を有する。そして、個々の値がアダーで加算され、GMR コントローラ 10 の出発信号として与えられる。これと同じことが当てはまる制御法則に関する一般的な説明は第 2. 4 章に記載されている。

30

図 1 と関連して、どのようにして優先回路 3 でコントローラ 7、8、9 の出力の設定圧力が分配ロジック 2 の設定圧力と結合されるかを示した。設定圧力の使用は、この設定を与える装置における事前の変形を前提とする。次に説明する手段により、制御回路のプログラムモジュール間の情報交換のための処理を簡単化することができる。

図 16 には、図 9、14 の走行安定性を制御するための制御回路が再度非常に簡単化して示してある。この場合、そこで使用された符号がそのまま付けてある。

図 1 の GMR コントローラは、付加的なヨーイングモーメント M_G の変更

40

$\dot{M}$

が出力に存在するということで修正されている。この付加的なヨーイングモーメントは運転者の希望するブレーキの圧力分布（制動希望）と共に分配ロジック 2 に供給される。

$\dot{M}$

の演算については図 12 を参照されたい。

分配ロジック 2 はロジックブロック 340 と圧力勾配回路 341 を備えている。ロジックブロック 340 の重要な課題は、走行安定性コントロールの介入にもかかわらず、車両全体が、圧力信号の設定によって分配ロジック 2 の入力で運転者が希望するよりも強く制動

50

されないようにすることである。それによって、走行安定性コントロールにより、不安定性を更にもたらしことが避けられる。すなわち、付加的なヨーイングモーメントを達成するために、運転者の制動希望に基づいて1個の車輪にブレーキ圧力が見込まれ、F S Rコントローラを介して1個または2個の車輪に圧力上昇が要求され、反対側の車輪に圧力低下が要求されるときには、個々の車輪に関して互いに矛盾する要求が存在し得る。すなわち、圧力上昇と同時に圧力低下が要求される。他方の車輪に関しては、運転者の制動希望に基づいてだけでなく、同時に安定性コントロールに基づいて圧力を上昇させる要求が生じ得る。ロジックブロックにより、先ず最初に対応する車輪のブレーキ圧力が低下し一方、続いて、運転者の希望を超えて所定の限界値までブレーキ圧力を高めることができる。それによって、F S Rコントロールによってもたらされる付加的な回転モーメントを考慮して、すべての車輪の平均の制動力が運転者希望するよりも大きくならない。

10

第3. 2章で既に述べたように、横方向力を低減するために、1個の車輪の縦方向スリップ入を適切に高めることができ、他方では縦方向の制動力は維持される。これにより、車両減速度を低下させずに、ヨーイングモーメントを加えることができる。

分配ロジック2の圧力勾配回路341では、設定された定数 d_{xx} とモーメント変化

$\dot{M}$

に基づいて、個々の車輪 xx の圧力変化 ΔP_{xx} が演算される。この場合、運転者の希望する制動圧力 P_{Fahrer} 実際に測定されたブレーキ圧力 P_{xxist} との間の差が演算に取り込まれる。従って、次の関係が当てはまる。

20

F 7. 6

$$\Delta p_{xx} = \pm \frac{d_{xx} \times \dot{M}}{\sum d_{xx}^2} + g \times (p_{Fahrer} - p_{xxist})$$

この場合、

$$xx \in [vr, vl, hr, hl]$$

が当てはまり、 g_1 は比例因数である。

実際のブレーキ圧力 p_{xxist} は当該の車輪の圧力センサによってあるいはブレーキモデルを介して演算される。このブレーキモデルは車輪に定められた圧力変化に追従し、それによって車輪のそのときの圧力のコピーである(第6章)。

30

演算された要求圧力は優先回路3に供給され、そこで評価される(第4章参照)。

上記の説明は、優先回路内で圧力勾配が直接処理されることを前提としている。しかし、これは必ずしも必要ではない。更に、優先回路3内で弁切換え時間 Δt を処理することができる。(第5章)。この場合勿論、弁切換え時間回路343は分配ロジック2と優先回路3の間に接続配置しなければならない。弁切換え時間 Δt は他のコントローラ7, 8, 9から与えられる。優先回路は、第4章において既にブレーキ圧力について説明したように、図示に従って、入力された弁切換え時間 Δt を処理する。優先回路の出力量は弁切換え時間である。弁切換え時間 Δp への個々の車輪 xx の要求された圧力変化 Δt_{xx} の変換は、次式によって行われる。

40

F 7. 7

$$S_{xx} = K r_{xx} p_{xxist} \cdot \Delta p_{xx}$$

ここで、 $K r_{xx}$ は増幅係数である。この増幅係数は個々の車輪の実際の圧力に依存し、次の規則に従って演算される。

F 7. 8

$$K r_{xx}(p_{xxist}) = \frac{1}{D v_{sur} \times T_0 \times \sqrt{a^2 + 4 \times b \times p_{xxist}} \times \sqrt{160 - p_{xxist}}}$$

50

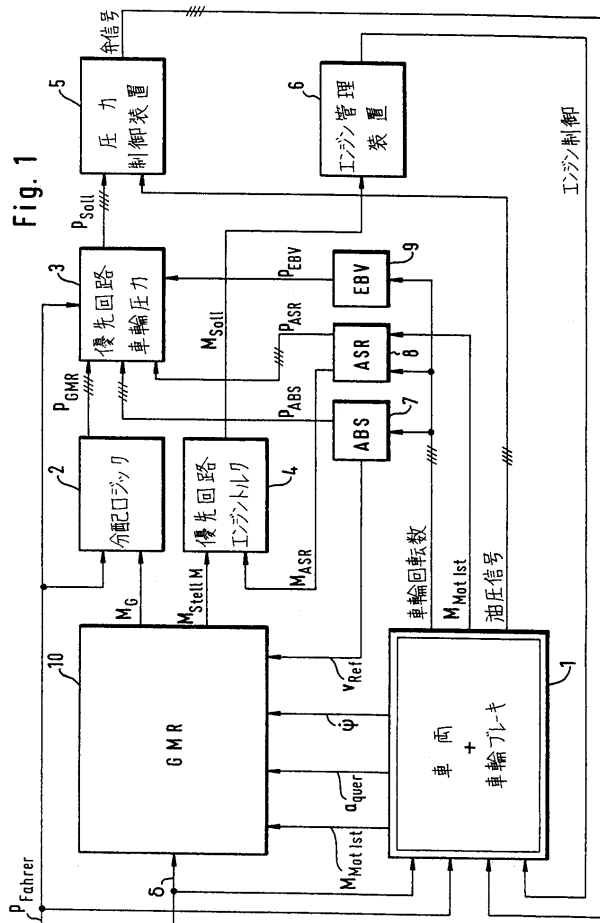
一方、圧力低下については次式が当てはまる。

F 7. 8

$$K r_{xx}(p_{xxist}) = \frac{1}{D v_{ab} \times T_0 \times \sqrt{a^2 + 4 \times b \times p_{xxist}} \times \sqrt{160 - p_{xxist}}}$$

その際、xxは個々の車輪の位置を示す添字である。

【図 1】



【図 2】

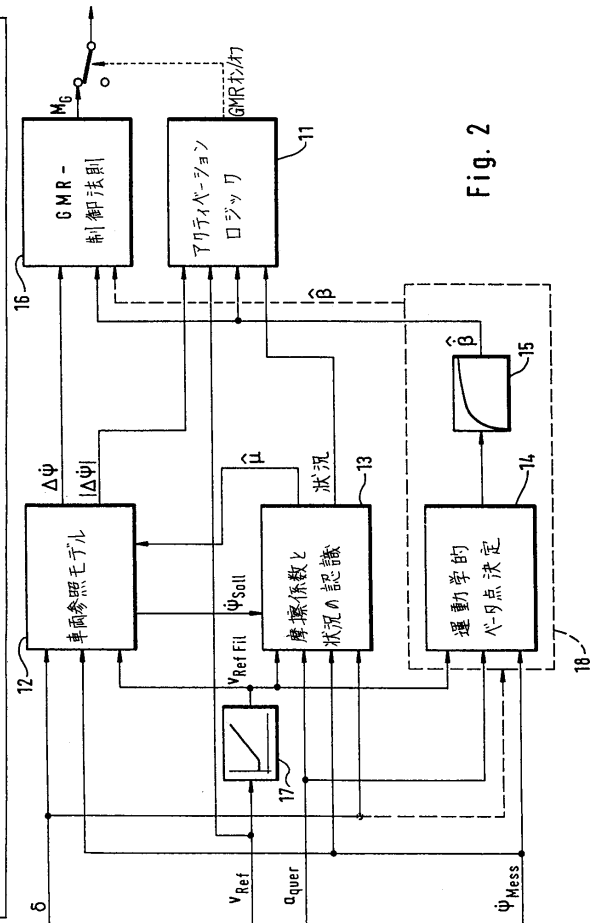


Fig. 2

Fig. 4

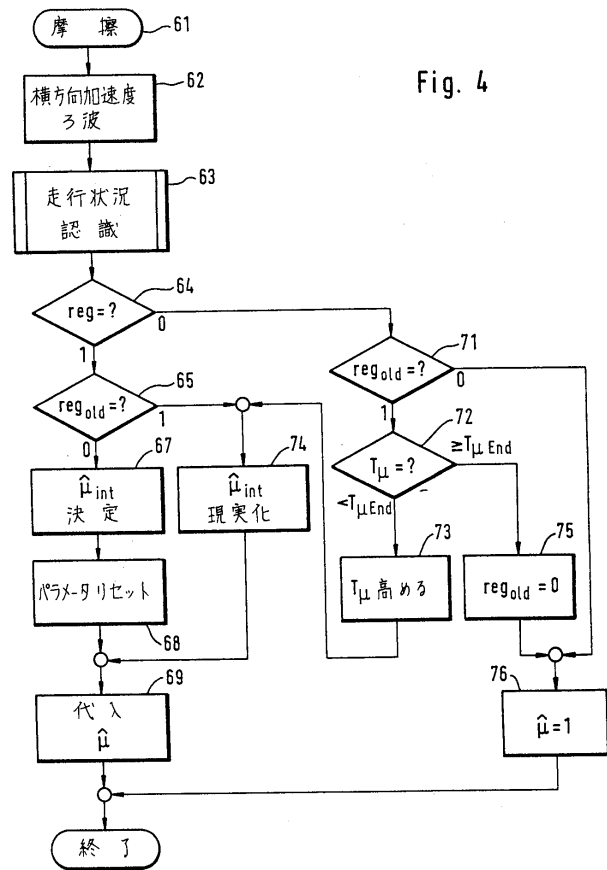
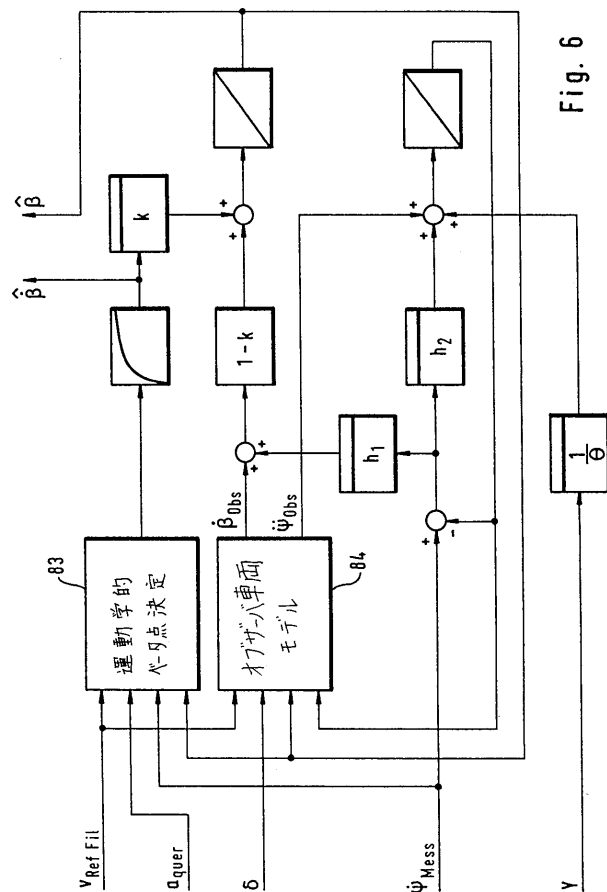
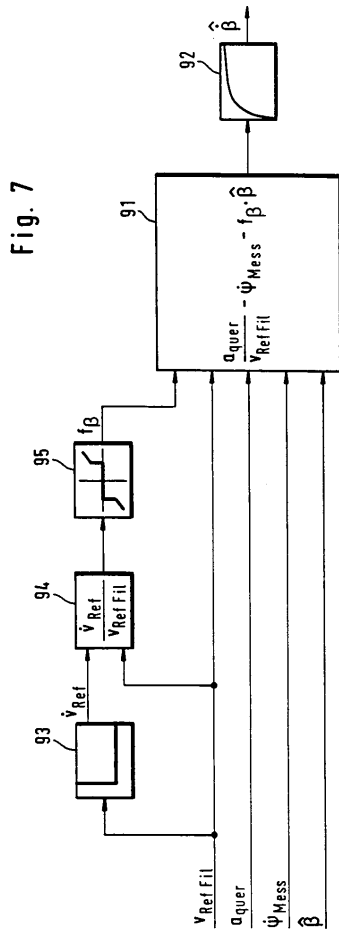


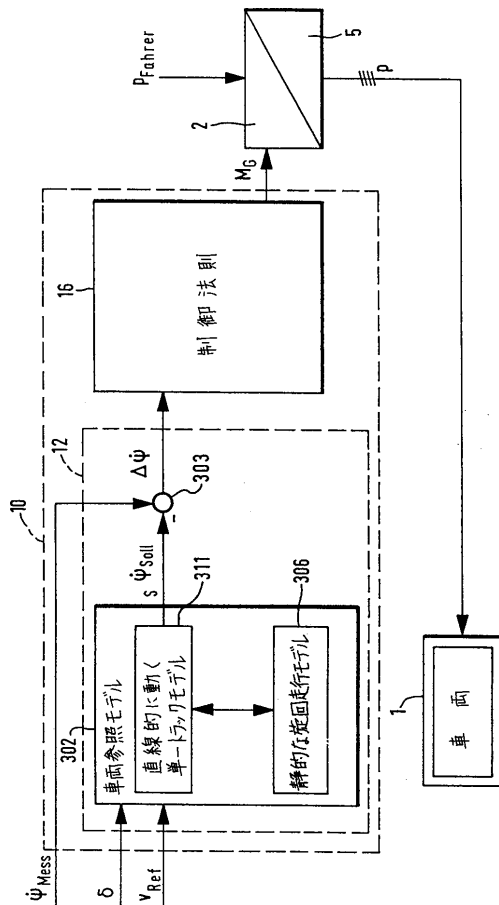
Fig. 6



【図 7】



【图 9】



【图 8】

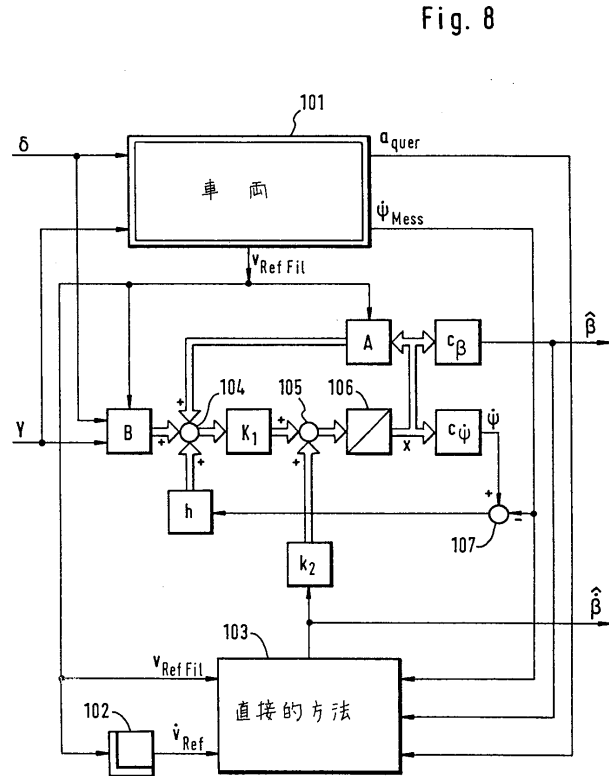


Fig. 8

【図 10】

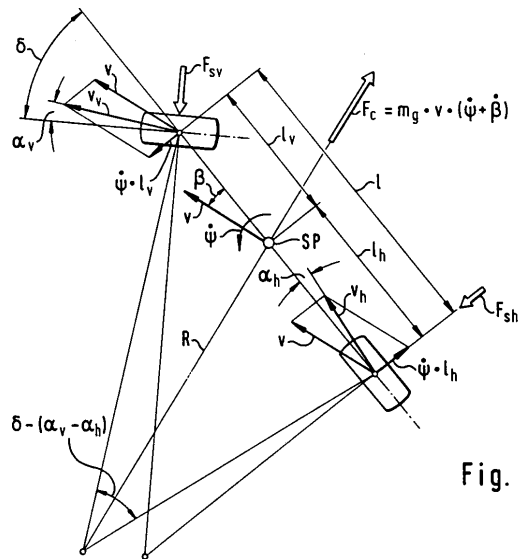


Fig. 10

【図 1 1】

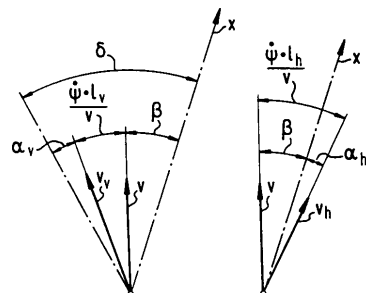


Fig. 11

【図 1 2】

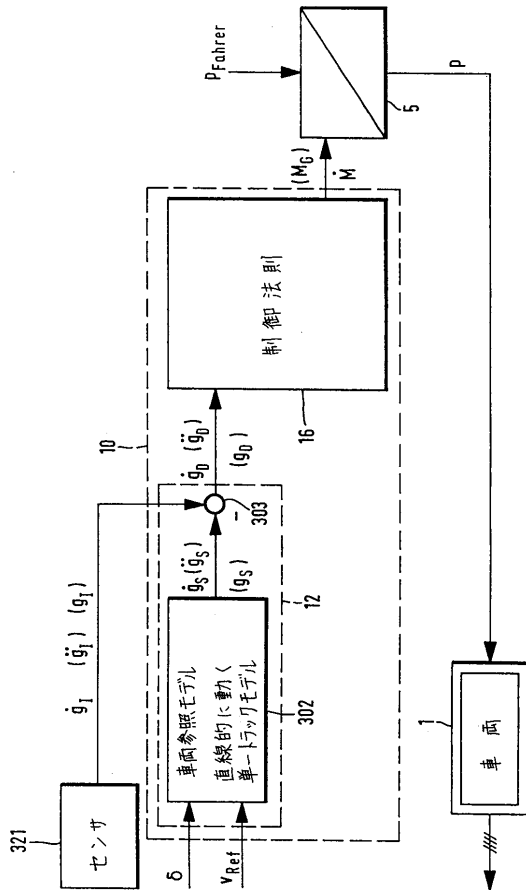


Fig. 12

【図 1 3】

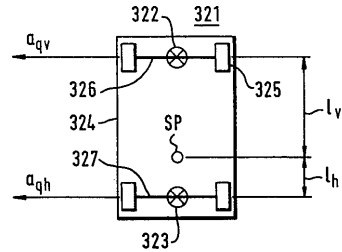


Fig. 13

【図 14】

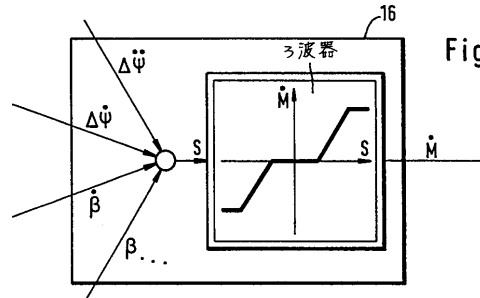


Fig. 14

【図 15】

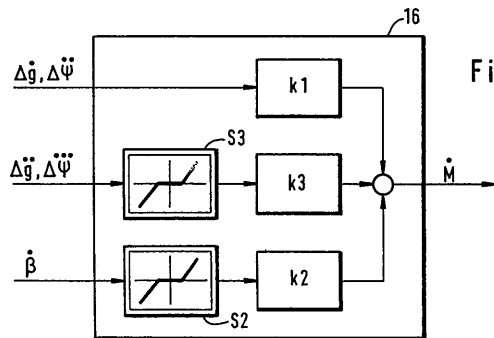


Fig. 15

【図 16】

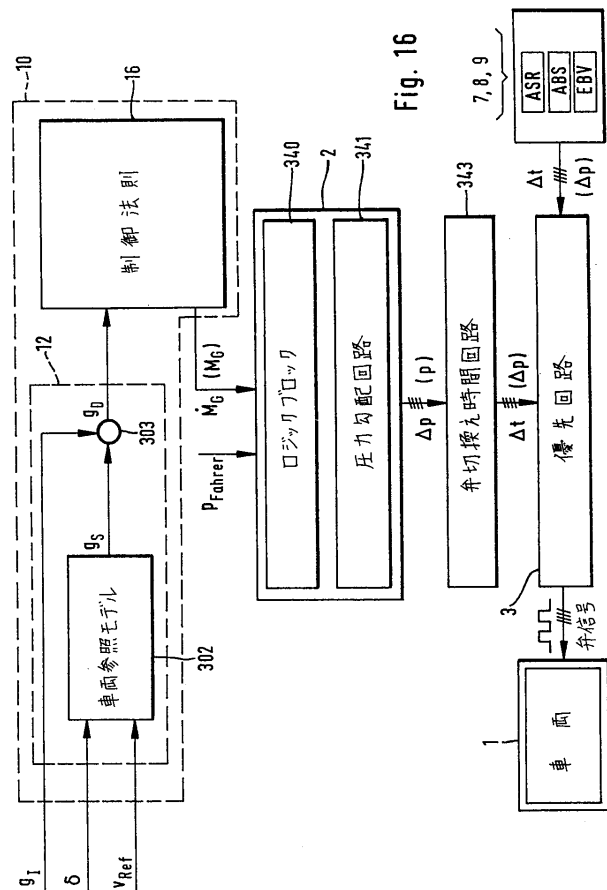
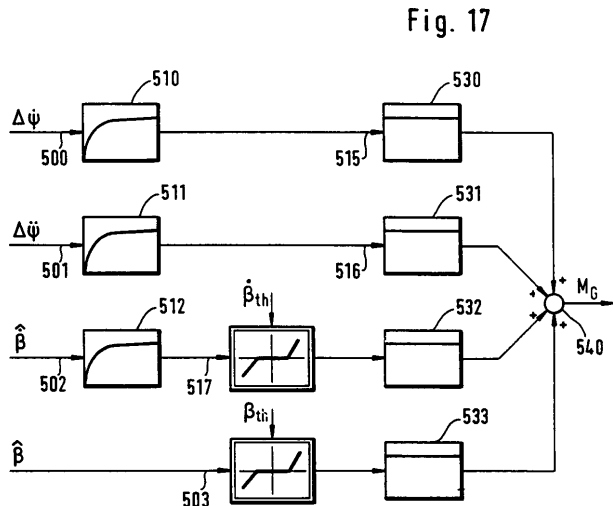
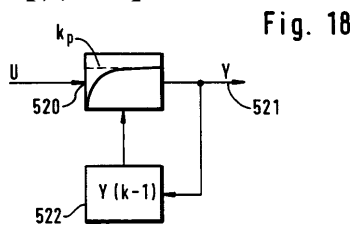


Fig. 16

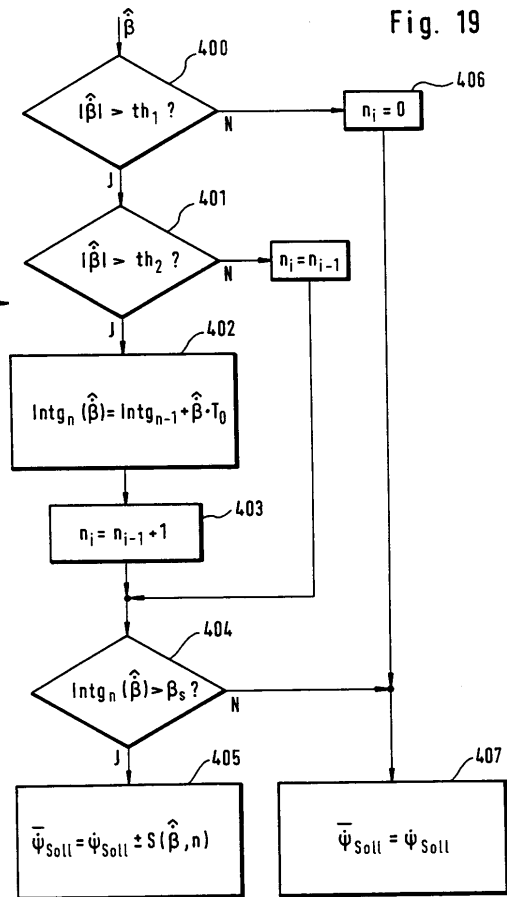
【図 17】



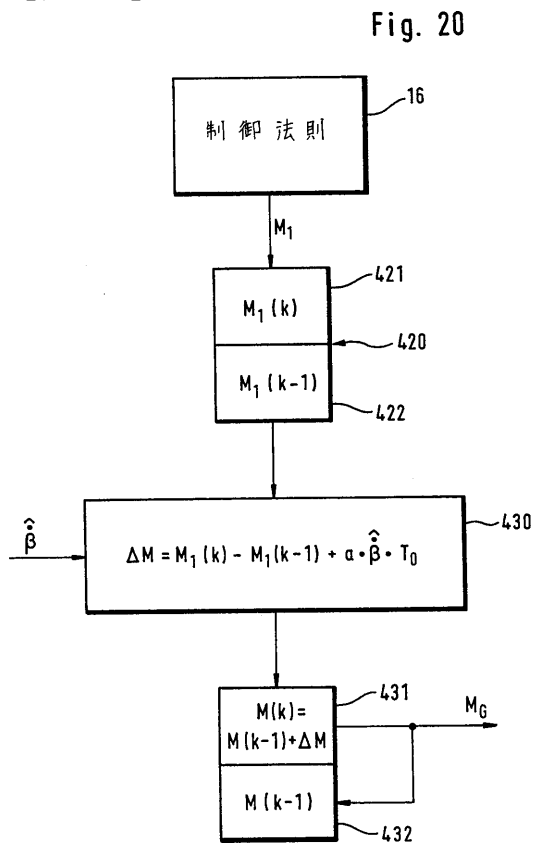
【図 18】



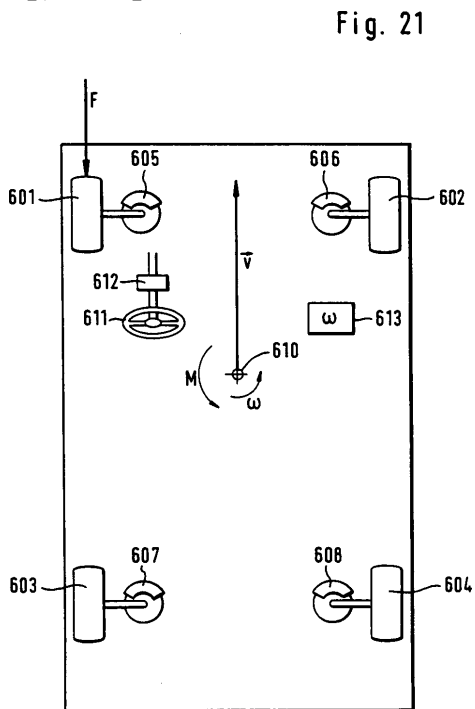
【図 19】



【図 20】

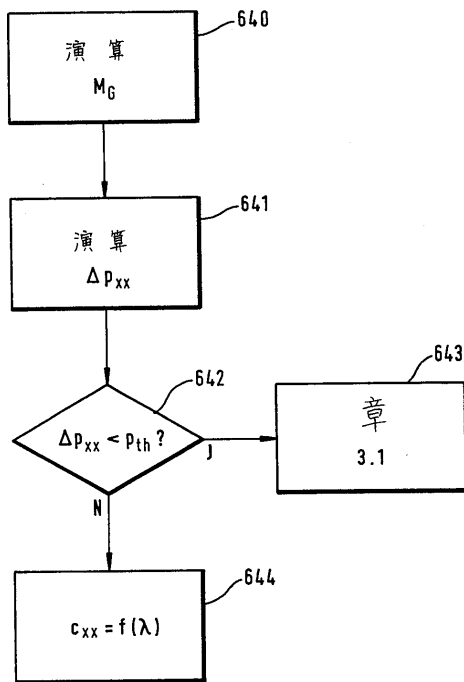


【図 21】



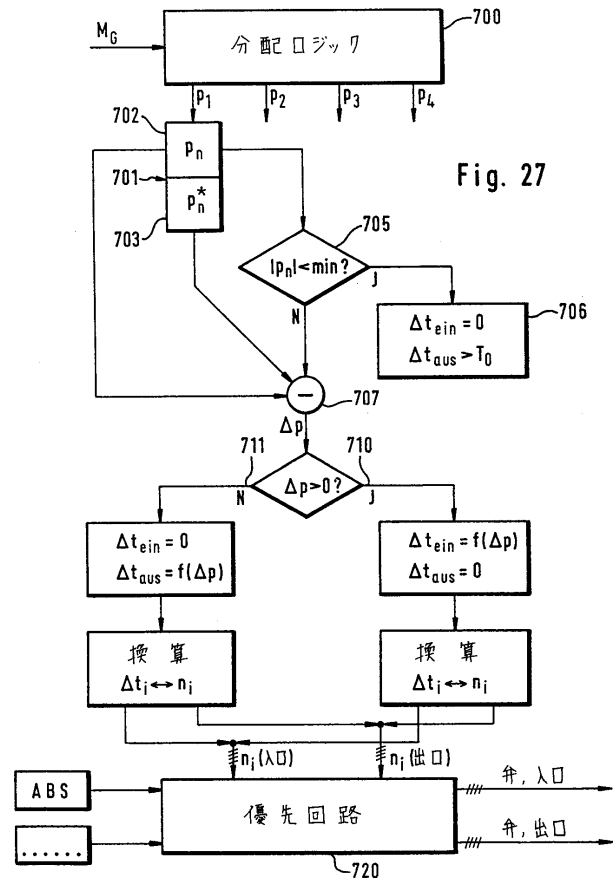
【図 26】

Fig. 26



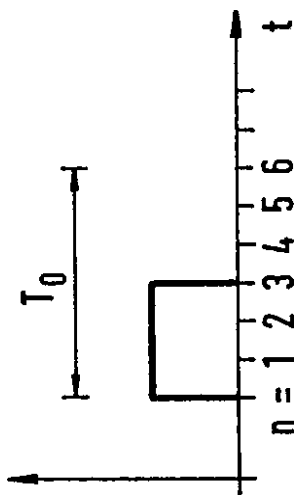
【図 27】

Fig. 27



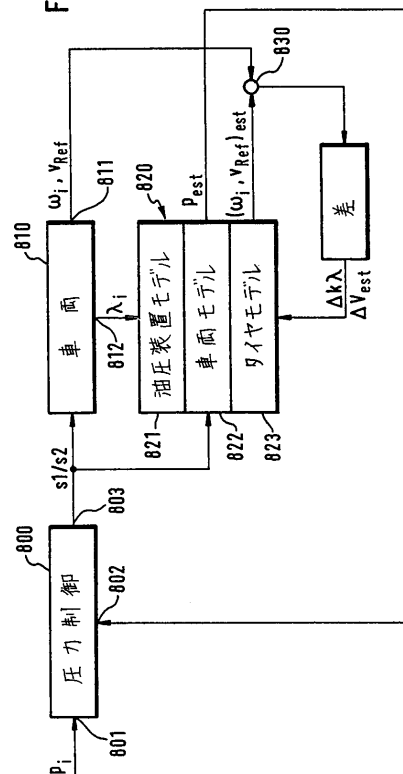
【図 28】

Fig. 28



【図 29】

Fig. 29



フロントページの続き

- (31)優先権主張番号 P4441958.9
(32)優先日 平成6年11月25日(1994.11.25)
(33)優先権主張国 ドイツ(DE)
(31)優先権主張番号 P4441959.7
(32)優先日 平成6年11月25日(1994.11.25)
(33)優先権主張国 ドイツ(DE)
(31)優先権主張番号 P4447313.3
(32)優先日 平成6年12月31日(1994.12.31)
(33)優先権主張国 ドイツ(DE)
- (72)発明者 エッケルト・アルフレート
ドイツ連邦共和国、デー－５５２９４ ポーデンハイム、リュッセルスハイマー・ストラーセ、５
(72)発明者 クランツ・トーマス
ドイツ連邦共和国、デー－６１１９１ ロスバッハ、ブルンネンストラーセ ４２

合議体

審判長 亀丸 広司

審判官 磯部 賢

審判官 常盤 務

- (56)参考文献 特開平６－９９８００（ＪＰ，Ａ）
特開平６－３１２６５７（ＪＰ，Ａ）
特開平５－３１９２３８（ＪＰ，Ａ）

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60T8/00

B60T8/32-8/96

B60T8/1755