

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4511815号  
(P4511815)

(45) 発行日 平成22年7月28日(2010.7.28)

(24) 登録日 平成22年5月14日(2010.5.14)

(51) Int.Cl.	F I
B60G 17/018 (2006.01)	B60G 17/018
B60G 17/015 (2006.01)	B60G 17/015 Z
B60W 40/10 (2006.01)	B60R 16/02 661Z
B62D 6/00 (2006.01)	B62D 6/00
B60G 21/055 (2006.01)	B60G 21/055

請求項の数 4 (全 24 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2003-334695 (P2003-334695)  
 (22) 出願日 平成15年9月26日(2003.9.26)  
 (65) 公開番号 特開2005-96672 (P2005-96672A)  
 (43) 公開日 平成17年4月14日(2005.4.14)  
 審査請求日 平成18年8月4日(2006.8.4)

(73) 特許権者 000000011  
 アイシン精機株式会社  
 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地  
 (73) 特許権者 301065892  
 株式会社アドヴィックス  
 愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地  
 (73) 特許権者 000001247  
 株式会社ジェイテクト  
 大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号  
 (74) 代理人 100084124  
 弁理士 池田 一真  
 (72) 発明者 安井 由行  
 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 サスペンション制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

操舵車輪に対する操舵トルクに基づいて当該操舵車輪のセルフアライニングトルクを推定し、該セルフアライニングトルクの変化に基づき当該操舵車輪の車輪グリップ度を推定する車輪グリップ状態推定手段と、車体のロール運動を制御する車体ロール運動制御手段と、該車体ロール運動制御手段の制御パラメータを少なくとも前記車輪グリップ状態推定手段が推定した前記車輪グリップ度に基づいて設定する制御パラメータ設定手段とを備えたことを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項2】

操舵車輪に対する操舵トルクに基づいて当該操舵車輪のセルフアライニングトルクを推定し、該セルフアライニングトルクの変化に基づき当該操舵車輪の車輪グリップ度を推定する車輪グリップ状態推定手段と、車体のロール運動を抑制するための車体ロール剛性を制御する車体ロール剛性制御手段を備え、該車体ロール剛性制御手段の制御パラメータを少なくとも前記車輪グリップ状態推定手段が推定した前記車輪グリップ度に基づいて設定する制御パラメータ設定手段とを備えたことを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項3】

操舵車輪に対する操舵トルクに基づいて当該操舵車輪のセルフアライニングトルクを推定し、該セルフアライニングトルクの変化に基づき当該操舵車輪の車輪グリップ度を推定する車輪グリップ状態推定手段と、車両のステア特性を制御するための車体ロール剛性比率を制御する車体ロール剛性比率制御手段を備え、該車体ロール剛性比率制御手段の制御

パラメータを少なくとも前記車輪グリップ状態推定手段が推定した前記車輪グリップ度に基づいて設定する制御パラメータ設定手段とを備えたことを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項 4】

前記車輪グリップ状態推定手段が推定した前記車輪グリップ度に基づき前記操舵車輪の前記路面に対する摩擦係数を推定する摩擦係数推定手段を備え、少なくとも該摩擦係数推定手段が推定した摩擦係数に基づき、前記制御パラメータ設定手段が前記制御パラメータを設定するように構成したことを特徴とする請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項に記載のサスペンション制御装置。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両のロール運動を適切に抑制するように制御するサスペンション制御装置に係る。

【背景技術】

【0002】

車両の操縦安定性を向上させるべく、サスペンションの各部位を制御することにより車体のロール運動を制御する装置が開発されている。例えば、後掲の特許文献 1 には、路面摩擦係数の大小に応じて、サスペンションのロール剛性の、前輪と後輪とにおける比率を制御する車両制御装置が提案されている。この装置におけるロール剛性比率制御は、路面摩擦係数が小さいときには、大きいときより車両の走行安定性が向上するように制御することが企図されている。そして、特許文献 1 において、路面摩擦係数は、ドライバの操縦状態が水平加速度を減少させるべきではないときの合成加速度  $G$  に応じて推定するように構成されている。これは、合成加速度  $G$  がピーク値に達することはタイヤがグリップ限界付近に達することを意味し、且つ、そのピーク値は路面の摩擦係数を忠実に反映しているとの前提等に基づくものである。

20

【0003】

また、車両の旋回運動時の横揺れ運動（ロール運動）を抑制する目的で開発されている装置においては、制御パラメータの一つとして、車両の横加速度が用いられており、これを求める方法として、横加速度センサによるもの、車速、舵角及び車両諸元から演算で求めるもの、更に、これらの方法を複合したものがある。例えば、特許文献 2 においては、実横加速度および操舵角、車速から計算される計算横加速度（推定横加速度）の制御ゲインを調節し、急操舵時の初期ロール抑制効果を向上させ、また、超急操舵時の実際の横加速度に対応した制御とのバランスを維持することとしている。更に、低  $\mu$  路では操舵に対する操舵反力が小さくなることを利用して、操舵反力に応じて調整されるパワーステアリング油圧に基づき走行路面が低  $\mu$  路であるか否かを判別し、低  $\mu$  路であるとされた場合には、ロール制御量を低減させるように補正することにより、低  $\mu$  路でも確実に制御を実行することができる旨記載されている。

30

【0004】

一方、タイヤが発生し得る最大の力に対してどの程度の力を発生しているのかを限界までの余裕度で表わすパラメータが「グリップ余裕度」と呼ばれ、非特許文献 1 においては、グリップ余裕度を操舵系、制動系の制御に適用し、車両の安定化制御の性能向上を検討した結果が開示されている。即ち、グリップ余裕度を利用することによって、タイヤが限界領域に近づきつつあるが未だ余裕がある状態から車両の安定化制御を開始することを可能としている。操舵系への適用例としては、グリップ余裕度の推定結果をオーバーオールステアリングギヤ比の可変制御に用いた例が開示されている。尚、本願においては、グリップ余裕度を車輪グリップ度と呼ぶ。

40

【0005】

ところで、近年の電子技術の発達にともない運転操作の電子化、所謂バイ・ワイヤ化が進められており、操舵制御に関してもステア・バイ・ワイヤ・システムが提案されている

50

。例えば、下記の特許文献3には、操作部材（ステアリングホイール）を車輪に機械的に連結することなく、操作部材による操舵用アクチュエータの動きに応じて舵角が変化するようにしたステアバイワイヤシステムが開示されており、その改良に係る車両用操舵制御装置が提案されている。また、下記の特許文献4には、モータ駆動によって後輪の舵角制御が行われる操舵制御装置が開示されており、これもステア・バイ・ワイヤ・システムとすることができる。前掲の非特許文献1においては電動パワーステアリング装置の作動に応じてグリップ余裕度（車輪グリップ度）が求められており、本発明の一実施形態においても同装置を用いているが、上記のステア・バイ・ワイヤ・システムによれば、後述するように、車輪グリップ度を一層容易に推定することができる。

【0006】

【特許文献1】特許第3163742号公報

【特許文献2】特開平5-185815号公報

【特許文献3】特開2001-191937号公報

【特許文献4】特開平7-329808号公報

【非特許文献1】村岸裕治他7名、「SATにもとづくグリップ状態推定とその応用」、社団法人自動車技術会、春季学術講演会、2003年5月22日

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

前掲の特許文献1においては、確かにタイヤがグリップ限界付近に達した場合には路面摩擦係数を判別することが可能であるが、それ以外の場合には判別不能として、例えば前回値を用いる等の対策を講ずる必要がある。換言すれば、タイヤがグリップ限界付近に達していない場合には、路面摩擦係数の推定精度が低下し、路面状態の変化に追従することが困難であるため、目標とするロール剛性比率制御の効果が十分に得られない可能性がある。

【0008】

また、前掲の特許文献2においては、操舵反力に応じて調整されるパワーステアリング油圧が操舵角に応じて所定値以下になった場合に走行路面が低 $\mu$ 路であることが判定される。しかし、例えば、夏タイヤから冬タイヤへの履き替え、タイヤの磨耗、経年劣化による特性変化等により、タイヤの特性が変わってしまったような場合には、当然乍ら、タイヤと路面との摩擦状態が変わってしまうため、判定結果の低 $\mu$ 路の状態が実際の状態とは異なり、所望の特性を確保し得なくなるおそれがある。これに対し、前掲の非特許文献1に記載に記載のグリップ余裕度を利用することによって、タイヤが限界領域に近づきつつあるか否かを的確に推定することができる。

【0009】

そこで、本発明は、路面と車輪（タイヤ）の摩擦状態を的確に把握し、車両状態に応じて適切なロール制御を実行し得るサスペンション制御装置を提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0010】

上記の課題を解決するため、本発明のサスペンション制御装置は、請求項1に記載のように、操舵車輪に対する操舵トルクに基づいて当該操舵車輪のセルフライニングトルクを推定し、該セルフライニングトルクの変化に基づき当該操舵車輪の車輪グリップ度を推定する車輪グリップ状態推定手段と、車体のロール運動を制御する車体ロール運動制御手段と、該車体ロール運動制御手段の制御パラメータを少なくとも前記車輪グリップ状態推定手段が推定した前記車輪グリップ度に基づいて設定する制御パラメータ設定手段とを備えることとしたものである。

【0011】

前記車体ロール運動制御手段としては、各車輪に配設されるスプリング制御手段と、前輪軸及び後輪軸に配設され、サスペンションスタビライザのねじれ剛性を制御し得るスタビライザ制御手段があり、これらの少なくとも一方によって車体ロール角を抑制するよう

10

20

30

40

50

に制御される。そして、前記制御パラメータとしては、例えば車体ロール剛性目標値があり、この車体ロール剛性目標値は、前記車輪グリップ度をはじめ、操舵角、車両速度及び横加速度に基づいて設定される。

【0012】

また、本発明のサスペンション制御装置は、請求項2に記載のように、操舵車輪に対する操舵トルクに基づいて当該操舵車輪のセルフライニングトルクを推定し、該セルフライニングトルクの変化に基づき当該操舵車輪の車輪グリップ度を推定する車輪グリップ状態推定手段と、車体のロール運動を抑制するための車体ロール剛性を制御する車体ロール剛性制御手段を備え、該車体ロール剛性制御手段の制御パラメータを少なくとも前記車輪グリップ状態推定手段が推定した前記車輪グリップ度に基づいて設定する制御パラメータ設定手段とを備えたものとしてもよい。

10

【0013】

あるいは、本発明のサスペンション制御装置は、請求項3に記載のように、操舵車輪に対する操舵トルクに基づいて当該操舵車輪のセルフライニングトルクを推定し、該セルフライニングトルクの変化に基づき当該操舵車輪の車輪グリップ度を推定する車輪グリップ状態推定手段と、車両のステア特性を制御するための車体ロール剛性比率を制御する車体ロール剛性比率制御手段を備え、該車体ロール剛性比率制御手段の制御パラメータを少なくとも前記車輪グリップ状態推定手段が推定した前記車輪グリップ度に基づいて設定する制御パラメータ設定手段とを備えたものとしてもよい。

【0017】

20

前記車輪グリップ状態推定手段は、前記操舵車輪に生ずるセルフライニングトルクを推定するセルフライニングトルク推定手段と、前記車両の状態量を検出する車両状態量検出手段と、該車両状態量検出手段の検出信号に基づき、前記操舵車輪に対するサイドフォース及び車輪スリップ角を含む車輪指標のうち少なくとも一つの車輪指標を推定する車輪指標推定手段と、該車輪指標推定手段が推定した車輪指標に対する、前記セルフライニングトルク推定手段が推定したセルフライニングトルクの変化に基づき、前記操舵車輪に対する車輪グリップ度を推定する車輪グリップ度推定手段を備えたものとする。そして、前記車輪グリップ状態推定手段は、前記車輪指標推定手段が推定した車輪指標と前記セルフライニングトルク推定手段が推定したセルフライニングトルクに基づき、基準セルフライニングトルクを設定する基準セルフライニングトルク設定手段を具備したものと、前記車輪グリップ度推定手段は、前記基準セルフライニングトルク設定手段が設定した基準セルフライニングトルクと前記セルフライニングトルク推定手段が推定したセルフライニングトルクとの比較結果に基づき、前記車輪に対する車輪グリップ度を推定するように構成するとよい。更に、上記サスペンション制御装置において、運転者の操作手段とは機械的に分離して車両の操舵制御を行う駆動手段と、該駆動手段による操舵制御中の当該駆動手段の駆動信号を検出する駆動信号検出手段を備えたものとし、該駆動信号検出手段の検出結果に基づき、前記セルフライニングトルク推定手段がセルフライニングトルクを推定するように構成してもよい。そして、上記サスペンション制御装置において、請求項4に記載のように、前記車輪グリップ状態推定手段が推定した前記車輪グリップ度に基づき前記操舵車輪の前記路面に対する摩擦係数を推定する摩擦係数推定手段を備えたものとし、少なくとも該摩擦係数推定手段が推定した摩擦係数に基づき、前記制御パラメータ設定手段が前記制御パラメータを設定するように構成してもよい。

30

40

【発明の効果】

【0018】

而して、請求項1乃至3に記載のサスペンション制御装置によれば、操舵車輪に対する操舵トルクに基づいてセルフライニングトルクを推定し、このセルフライニングトルクの変化に基づき車輪グリップ度を推定して路面と車輪（タイヤ）の摩擦状態を的確に把握し、車両状態に応じて適切なロール制御を行なうことができる。

【0020】

50

上記サスペンション制御装置において、請求項4に記載のように構成すれば、車輪グリップ度に基づき容易且つ精度よく摩擦係数を推定することができ、これに基づき制御パラメータを適切に設定し、この制御パラメータに応じて適切にロール制御を行なうことができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0021】

以下、本発明の望ましい実施形態を説明する。本発明の一実施形態に係るサスペンション制御装置を備えた車両の全体構成を図1に示している。本実施形態の操舵系は、電動パワーステアリングシステムEPSを備えている。この電動パワーステアリングシステムEPSは、運転者によるステアリングホイールSWの操作によってステアリングシャフトに作用する操舵トルクTstrを、操舵トルクセンサSTによって検出し、この検出操舵トルクTstrの値に応じて電動のEPSモータ（図示せず）を制御し、減速ギヤ及びラックアンドピニオン（図示せず）を介して車両前方の車輪WHfl及びWHfrを操舵し、運転者のステアリング操作力を軽減するものであり、既に市販されている。

【0022】

図1に示すように各車輪WHxxには車輪速度センサWSxx（ここで、添字xxは各車輪を意味し、frは右側前輪、fl左側前輪、rrは右側後輪、rlは左側後輪を示す）が配設され、これらが電子制御装置ECUに接続されており、各車輪の回転速度、即ち車輪速度に比例するパルス数のパルス信号が電子制御装置ECUに入力されるように構成されている。更に、ステアリングホイールSWの操舵角（ハンドル操舵角） $\delta$ を検出する操舵角センサSA、車両の前後加速度Gxを検出する前後加速度センサXG、車両の横加速度Gyを検出する横加速度センサYG、車両のヨーレートYrを検出するヨーレートセンサYR、路面からの車体の高さを検出する車高センサHSxx、及びEPSモータ（図示せず）の回転角を検出する回転角センサ（図示せず）等が電子制御装置ECUに接続されている。

【0023】

尚、電子制御装置ECU内には、操舵制御ユニットECU1のほか、ブレーキ制御ユニットECU2、スロットル制御ユニットECU3、報知制御ユニットECU4等が構成されており、これらの制御ユニットECU1乃至4は夫々、通信用のCPU、ROM及びRAMを備えた通信ユニットを介して通信バスに接続されている。而して、各制御システムに必要な情報を他の制御システムから送信することができる。

【0024】

そして、本実施形態においては、電動パワーステアリングシステムEPSの信号を利用して車輪グリップ度を推定することとしている。即ち、電動パワーステアリングシステムEPSを備えた車両においては、操舵トルクセンサSTによって検出された操舵トルクTstrの値に応じてEPSモータ（図示せず）が制御され、運転者のステアリング操作力が低減される。この場合において、操舵輪たる前輪のタイヤに生ずるセルフライニングトルクはステアリング操作による操舵トルクと電動パワーステアリングシステムEPSが出力しているトルクの和から、ステアリング系の摩擦成分を減じたトルクと釣合うことになる。

【0025】

従って、実セルフライニングトルクT<sub>saa</sub>は $T_{saa} = T_{str} + T_{eps} - T_{frc}$ として求めることができる。ここで、操舵トルクTstrは前述のように操舵トルクセンサSTによって検出される。また、出力トルクT<sub>eps</sub>は電動パワーステアリングシステムEPSが出力するトルクであり、これは、例えばEPSモータ（図示せず）のモータ電流値とモータ出力トルクとは所定の関係（モータ出力トルクはモータ電流値に略比例）にあるので、モータ電流値に基づいて推定することができる。尚、上記のT<sub>frc</sub>は、ステアリング系の摩擦成分、即ちステアリング系の摩擦に起因するトルク成分（これについては後述する）であり、本実施形態ではこれを（Tstr + Teps）の和から減ずることによって補正し、実セルフライニングトルクT<sub>saa</sub>を求めることとしている。

【0026】

このようにして検出される実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  に基づき車輪グリップ度を推定することができるが、これについては、本発明の他の実施形態に係るステア・バイ・ワイヤの前輪操舵制御システムにおける車輪グリップ度の推定と共に、図16以降の図面を参照して後述する。

【0027】

次に、車体ロール運動制御手段として、本実施形態においては、各車輪  $WH_{xx}$  にスプリング制御手段  $SP_{xx}$  (ここでも  $xx$  は各車輪を意味し、 $fr$  は右側前輪、 $fl$  左側前輪、 $rr$  は右側後輪、 $rl$  は左側後輪を示す) が配設されると共に、サスペンションスタビライザのねじれ剛性を制御し得るスタビライザ制御手段  $FT$  及び  $RT$  が前輪軸および後輪軸に配設されており、これらによって車体のロール運動を表す車体ロール角を抑制することとしている。尚、本実施形態では、車体ロール角制御手段として、スプリング制御手段  $SP_{xx}$  とスタビライザ制御手段  $FT$  及び  $RT$  の両者を備えているが、一方を省略することとしてもよい。この場合には、省略する手段に代えて、(制御されない)通常的手段が用いられる。例えば、スタビライザ制御手段  $FT$  及び  $RT$  のみが用いられるときには、サスペンション制御手段は一般に用いられるコイルスプリングとなる。

10

【0028】

図2は、上記スタビライザ制御手段  $FT$  及び  $RT$  の具体的構成例を示すもので、スタビライザバーが二分割されており(例えば  $SBr_r$  及び  $SBr_l$ )、夫々の一端が左右の車輪に接続され、他端の一方側が減速機  $RD$  を介して電気モータ  $SM$  のロータ  $RO$ 、その他方側が電気モータ  $SM$  のステータ  $SR$  に接続されている。而して、電気モータ  $SM$  が通電されると、二分割のスタビライザバー ( $SBr_r$  及び  $SBr_l$ ) の夫々に対し捩り力が生じ、みかけの捩りばね特性が変更されるので、ロール剛性が制御されることになる。本実施形態では、電気モータ  $SM$  によってロール剛性が制御されるように構成されているが、パワー源をモータ又はエンジンによって駆動されるポンプに置き換え、ポンプによって油圧制御を行う態様(図示せず)とすることも可能である。

20

【0029】

図3は、前述のスプリング制御手段  $SP_{xx}$  の具体的構成例を示すもので、所謂アクティブサスペンションと称される態様である。即ち、各車輪  $WH_{xx}$  と車体  $VB$  との間に油圧シリンダ  $OC_{xx}$  が配設され、各油圧シリンダ  $OC_{xx}$  に対する油圧の給排によって車体  $VB$  のロール運動を制御するものである。この油圧の給排は油圧制御弁  $OV$  の制御によって行われる。各油圧シリンダ  $OC_{xx}$  に油圧が供給される場合には、エンジン  $EG$  又はモータ(図示せず)によってポンプ  $HP$  が駆動され、このポンプ  $HP$  で生成される油圧がアクキュレータ  $AC$  から、油圧制御弁  $OV$  を介して油圧シリンダ  $OC_{xx}$  に供給される。逆に、油圧シリンダ  $OC_{xx}$  から油が排出される場合には、油圧制御弁  $OV$  を介してリザーバ  $RV$  に排出される。而して、一方側の車輪の油圧シリンダ  $OC_{xx}$  への油圧供給と、車両長手方向に対して反対側の車輪の油圧シリンダ  $OC_{xx}$  からの油の排出によって、車体ロール運動が抑制される。尚、ここではパワー伝達媒体として油が用いられているが、これに代え、流体として、例えばコンプレッサ(図示せず)によって圧縮される圧縮気体を利用してロール運動を制御することも可能である。

30

【0030】

図4も、前述のスプリング制御手段  $SP_{xx}$  の具体的構成例を示すもので、空気ばね定数を制御するエアサスペンション装置を示すものである。各車輪  $WH_{xx}$  の空気ばね装置はメインチャンバ  $MC_{xx}$  及びサブチャンバ  $SC_{xx}$  と、各チャンバ間の連通及び遮断を制御する切換弁  $SV_{xx}$  及び車高調節弁  $LV_{xx}$  によって構成されている。これは、車体を支える各チャンバの容積が大きいほど空気ばね定数は低くなることから、切換弁  $SV_{xx}$  の開閉によって各チャンバの容積を切り換え、ばね定数の大小によりロール剛性を制御するものである。例えば、前輪側の切換弁  $SV_{fl}$  及び  $SV_{fr}$  を開位置から閉位置に切り換えることにより、ばね定数を低い状態から高い状態に切り換えることができ、前輪側のロール剛性がより高まることとなり、車体ロール運動が発生し難くなる。尚、空気供給源として、電動モータ  $M$  によって駆動されるコンプレッサ  $Hp_a$  と排出制御弁  $EV$  が配設されている。

40

50

## 【0031】

図5は、車体ロール運動を制御するための制御ブロック図である。車体ロール剛性目標値演算ブロックB1においては、操舵角  $\delta$ 、車両速度  $V$ 、横加速度  $G_y$  及び車輪グリップ度  $\mu$  に基づき、車体ロール剛性の目標値  $R_{sv}$  が演算され、制御パラメータに供される。この車体ロール剛性目標値は、車体全体のロール角をどの程度に設定するか为目标値である。また、車両挙動判定ブロックB2ではヨーレイト偏差 ( $Y_r$ ) が求められ、これに基づき車両の動的なステア特性、即ち、オーバステア又はアンダステアの程度が判定される。前輪及び後輪ロール剛性演算ブロックB3においては、車両速度  $V$ 、動的ステア特性及び車輪グリップ度  $\mu$  に基づき前後輪のロール剛性比率が演算され、これに基づき車体ロール剛性目標値が前輪及び後輪に配分され(ブロックB4及びB5)、前輪用のアクチュエータ(図示せず)及び後輪用のアクチュエータ(図示せず)に対する指令値とされる。

10

## 【0032】

図6は、図5のブロックB1で行われる車体ロール剛性目標値  $R_{sv}$  演算の具体例を示すものである。車体ロール運動は車体に作用する慣性力により発生するため、横加速度  $G_y$  を検出した後、その検出結果に応じてロール制御量を決定するのでは、アクチュエータ等の作動遅れを考慮すると適切な制御が困難となる。そこで、車両への入力である操舵角  $\delta$  に基づいて制御量を決定し、アクチュエータ等の作動遅れを補償することが必要となる。従って、車体ロール剛性目標値  $R_{sv}$  の演算には、ブロックB11にて操舵角  $\delta$  及び車両速度  $V$  から求められる横加速度の推定値  $G_{ye}$  と、横加速度  $G_y$  と、ブロックB12及びB13にて演算されるこれらの時間変化量  $dG_{ye}$  及び  $dG_y$  が考慮される。尚、横加速度の推定値  $G_{ye}$  は、 $G_{ye} = (V^2 \cdot \delta) / \{L \cdot N \cdot (1 + K_h \cdot V^2)\}$  により演算される。ここで、 $V$  は車速、 $\delta$  は(ハンドル)操舵角、 $L$  はホイールベース、 $N$  はステアリングギア比、 $K_h$  はスタビリティファクタである。

20

## 【0033】

そして、車体ロール剛性目標値  $R_{sv}$  は、上記のように演算された  $G_{ye}$ 、 $dG_{ye}$ 、 $G_y$ 、 $dG_y$  に対し、夫々、車輪グリップ度  $\mu$  の関数となるゲイン  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 、 $K_4$  を乗じたものの総和となる。即ち、車体ロール剛性目標値  $R_{sv}$  は、ブロックB14にて  $R_{sv} = K_1(\mu) \cdot |G_{ye}| + K_2(\mu) \cdot |dG_{ye}| + K_3(\mu) \cdot |G_y| + K_4(\mu) \cdot |dG_y|$  として求められる。尚、図6に破線で示すように、ブロックB15にて車輪グリップ度  $\mu$  を利用して路面摩擦係数  $\mu$  を求め、これを用いてゲイン  $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 、 $K_4$  を設定することとしてもよい。

30

## 【0034】

図6のブロックB11に示すように、推定横加速度  $G_{ye}$  は、操舵角  $\delta$  と車両速度  $V$  から求められるため、路面摩擦係数が低い場合には、実際の横加速度に対して大きく出力される。そこで、車輪グリップ度  $\mu$  に基づいて路面摩擦係数が低い場合を推定して、推定横加速度の寄与度を以下のように補償することが必要となる。即ち、路面摩擦係数が低い場合は車輪グリップ度  $\mu$  も低くなるため、図7及び図8に示すように、車輪グリップ度  $\mu$  が低下した場合には推定横加速度  $G_{ye}$  に関するゲイン  $K_1$  及び  $K_2$  を低く設定し、その寄与度を低くする。また、推定横加速度  $G_{ye}$  に関する寄与度を相対的に低く設定するために、図9及び図10に示すように、実際の横加速度  $G_y$  に関するゲインを、車輪グリップ度  $\mu$  の低下にしたがい高くなるように設定するとよい。

40

## 【0035】

上記のように、図6では、車輪グリップ度  $\mu$  に基づきゲインを調整することによって路面摩擦係数が低い場合の推定横加速度  $G_{ye}$  の補償方法を示しているが、ゲイン調整ではなく、図11に示すように、ブロックB16にて車輪グリップ度  $\mu$  に基づき推定横加速度  $G_{ye}$  に対し上限値を設定することによって補償することもできる。例えば、図12に示すように、車輪グリップ度  $\mu$  が低い場合には路面摩擦係数が低いため、推定横加速度の上限値  $G_{ye\max}$  は低く設定し、車輪グリップ度  $\mu$  が高い場合には高く設定するとよい。この場合においても、図6と同様、車輪グリップ度  $\mu$  を用いて路面摩擦係数を推定し、これを

50

利用して上限値  $G_{ye\max}$  を設定することも可能である。

【0036】

以上の推定横加速度  $G_{ye}$  及びその時間変化量  $dG_{ye}$  は、操舵角  $\delta$  及び操舵角速度  $d\delta$  と置き換えることも可能である。この場合においても、推定横加速度  $G_{ye}$  を用いる場合と同様に、車輪グリップ度  $\mu$ 、又は車輪グリップ度  $\mu$  から求められる路面摩擦係数に基づき制御ゲインを調整し、あるいは上限値を設けることにより、その影響度を調整することが可能となる。

【0037】

図13は、図5における車両挙動判定ブロックB2の詳細を示し、車両の動的なステア特性を判定するための制御ブロック図である。図13に示すように、ブロックB21にて

10

$$Y_{rd} = (V \cdot \delta) / \{L \cdot N \cdot (1 + K_h \cdot V^2)\}$$

ここで、 $L$  はホイールベース、 $N$  はステアリングギア比、 $K_h$  はスタビリティファクタである。次に、目標ヨーレイトの絶対値  $|Y_{rd}|$  とヨーレイトセンサ  $Y_R$  によって検出される実ヨーレイトの絶対値  $|Y_r|$  とのヨーレイト偏差  $Y_r (= |Y_{rd}| - |Y_r|)$  が計算される。そして、ヨーレイト偏差  $Y_r > 0$  の場合はアンダステア傾向、 $Y_r < 0$  の場合にはオーバステア傾向と判定される。本実施形態では、車両状態量として、ヨーレイトを用いているが、横加速度、車体スリップ角、左右車輪速度差、又は、これらを適宜組み合わせることで車両の動的なステア特性を判定することも可能である。

【0038】

20

図14は、図5における前輪及び後輪ロール剛性の目標値演算ブロックB3の詳細を示すものである。車輪グリップ度  $\mu$ 、車両挙動判定結果に基づき前輪及び後輪のロール剛性比率  $R_{sr f}$  及び  $R_{sr r}$  が演算され、これらの演算結果に基づき前輪及び後輪のロール剛性目標値  $R_{s f}$  及び  $R_{s r}$  が設定される。図14において、先ず、車両速度  $V$  に基づき前輪のロール剛性比率の初期値  $R_{s r f o}$  の設定が行われる。このときの後輪のロール剛性比率の初期値  $R_{s r r o}$  は、 $R_{s r r o} = 1 - R_{s r f o}$  となる。初期設定においては、図15に示すように車両速度  $V$  が高い場合には前輪のロール剛性比率の初期値  $R_{s r f o}$  が高くなるように設定され、これにより車両をより安定側に設定することが可能となる。

【0039】

次に初期設定されたロール剛性比率 ( $R_{s r f o}$  及び  $R_{s r r o}$ ) は、図14のブロックB33にて車輪グリップ度  $\mu$  及び動的ステア特性 (ヨーレイト偏差  $Y_r$ ) から演算された補正值  $R_{s r a}$  に応じて補正され、前輪及び後輪のロール剛性比率  $R_{s r f}$  及び  $R_{s r r}$  が求められる。これら前輪及び後輪のロール剛性比率  $R_{s r f}$  及び  $R_{s r r}$  の補正は、車輪グリップ度  $\mu$  が低下するのにしたがい前輪のロール剛性比率  $R_{s r f}$  を増加させ、後輪のロール剛性比率  $R_{s r r}$  を減少させるように行われる。このとき、車輪グリップ度  $\mu$  を直接的にロール剛性比率の補正パラメータとせず、路面摩擦係数を推定し、それに基づいて補正を行うこととしてもよい。

30

【0040】

動的ステア特性についての補正は、アンダステア傾向 ( $Y_r > 0$ ) の場合には、その程度に応じて前輪のロール剛性比率  $R_{s r f}$  を減少させ、後輪のロール剛性比率  $R_{s r r}$  を増加させるように行われる。逆に、オーバステア傾向 ( $Y_r < 0$ ) を示す場合には、その程度に応じて、前輪のロール剛性比率  $R_{s r f}$  を増加させ、後輪のロール剛性比率  $R_{s r r}$  を減少させる。このようなロール剛性比率の補正によって、車輪グリップ度  $\mu$  が低下した場合には路面摩擦係数が低下しているため、ロール剛性比率が前輪寄りに補正されるので、車両安定性をより向上させることができる。また、動的なステア特性に基づきロール剛性比率を補正することにより、アンダステア傾向、オーバステア傾向を抑制することができ、適切なステア特性を確保することができる。

40

【0041】

而して、図6乃至図12に示すように求められる車体ロール剛性目標値  $R_{s v}$  と前輪及び後輪ロール剛性比率の目標値  $R_{s r f}$  及び  $R_{s r r}$  に基づき、図14のブロックB34

50

にて前輪及び後輪ロール剛性の目標値  $R_{sf}$  ( $= R_{sv} \cdot R_{srf}$ ) 及び  $R_{sr}$  ( $= R_{sv} \cdot R_{srr}$ ) が求められる。これらの目標値に従い、各車輪に配設される前述のスプリング制御手段  $SP_{xx}$ 、スタビライザ制御手段  $FT$  及び  $RT$  の各アクチュエータが制御される。

#### 【0042】

以上のように、上記の実施形態によれば、車輪グリップ度 によって車輪（タイヤ）が限界に達する前に車両挙動の動向を推定することができるので、路面と車輪（タイヤ）の摩擦状態を的確に把握し、上記のように制御パラメータを設定して適切なロール制御を行なうことができる。上記の実施形態における車輪グリップ度 の推定は、操舵トルクセンサ  $ST$  によって検出された操舵トルク  $T_{str}$  と、この検出操舵トルク  $T_{str}$  の値に応じて 10 制御される  $EPS$  モータ（図示せず）の駆動電流の検出結果に基づいて検出される電動パワーステアリングシステム  $EPS$  の出力トルク  $T_{eps}$  に基づいて行われるが、ステアリングホイール  $SW$  と車輪  $WH_{fr}$  及び  $WH_{fl}$  とが機械的に連結されていないステア・バイ・ワイヤの前輪操舵制御システムにおいても、車輪グリップ度 を推定することができる。

#### 【0043】

図16は、ステア・バイ・ワイヤの前輪操舵制御システムにおける車輪グリップ度の推定を他の実施形態として示すものであるが、操舵制御の構成については例えば前掲の特許文献3に記載されているので、ここでは省略する。尚、前輪操舵制御システムは通常の機械的連結手段を有するものとし、後輪操舵制御システムのみを機械的に分離した駆動手段によって操舵制御を行うように構成することもできる。更には、各車輪の舵角を独立して 20 制御するように構成することもできる。

#### 【0044】

この実施形態においては、前輪操舵制御システムの駆動手段たるモータ（図示せず）の駆動信号（駆動電流）とその出力トルクは比例関係にあるため、モータの駆動電流を検出することにより、車輪が路面から受ける反力トルクを推定することができることを前提としている。このようにして推定される路面反力トルクは、ステアリング系部材の摩擦による成分を含んでいるので、モータの駆動電流によって推定される路面反力トルクからステアリング系部材の摩擦に起因する成分が補償されて、セルフアライニングトルクが求められる。このセルフアライニングトルクと、車輪スリップ角又はサイドフォースにより表される車輪指標との関係に基づき車輪の路面に対するグリップ状態である車輪グリップ度 30 が推定される。

#### 【0045】

而して、図16において、電流検出手段  $M1$  によって操舵制御中のモータ（図示せず）の駆動電流が検出され、この電流検出手段  $M1$  の検出結果に基づき路面反力トルク推定手段  $M2$  にて路面反力トルクが推定される。また、車輪操舵角検出手段  $M3$  にて車輪操舵角が検出され、その車輪操舵角に基づきステアリング摩擦トルク推定手段  $M4$  においてステアリング系部材の摩擦成分であるステアリング摩擦トルクが推定される。これらの検出結果である路面反力トルク及びステアリング摩擦トルクに基づき、セルフアライニングトルク推定手段  $M5$  にてセルフアライニングトルクが推定される。一方、車両速度検出手段  $M6$  で検出される車両速度、車両挙動検出手段  $M7$  で検出される車両挙動、及び車輪操舵角 40 検出手段  $M3$  の検出車輪操舵角に基づき、車輪指標推定手段  $M8$  において、車輪に対するサイドフォース  $F_y$  及び車輪スリップ角 を含む車輪指標  $W_x$  のうちの少なくとも一つの車輪指標が推定される。そして、車輪指標推定手段  $M8$  で推定された車輪指標に対する、セルフアライニングトルク推定手段  $M5$  で推定されたセルフアライニングトルクの変化に基づき、車輪グリップ度推定手段  $M10$  にて、車輪に対する車輪グリップ度 が推定される。

#### 【0046】

尚、図1の実施形態における電動パワーステアリングシステム  $EPS$  を備えた車両においては、操舵トルクセンサ  $ST$  の検出操舵トルク  $T_{str}$  と電動パワーステアリングシステム  $EPS$  の出力トルク  $T_{eps}$  に基づき、図16の電流検出手段  $M1$  と同様に路面反力トル 50

クが推定され、ステアリング摩擦トルク推定手段M4にてステアリング摩擦トルクが推定される。

【0047】

図17は、上記車輪グリップ度推定手段M10において、セルフアライニングトルクと車輪指標(サイドフォース $F_y$ 又は車輪スリップ角)から車輪グリップ度を求める一例を示すブロック図である。即ち、セルフアライニングトルク推定手段M5により求められるセルフアライニングトルク $T_{sa}$ と車輪指標推定手段M8により求められるサイドフォース $F_y$ 又は車輪スリップ角で表される車輪指標 $W_x$ に基づき、セルフアライニングトルク原点勾配推定ブロックM11にて、セルフアライニングトルクの車輪指標 $W_x$ に対する原点勾配 $K$ が求められる。更に、この原点勾配 $K$ に基づき、ブロックM12において、車輪が横方向にほぼ完全にグリップしている状態を表す基準セルフアライニングトルクが設定される。そして、車輪グリップ度演算ブロックM13において、セルフアライニングトルク推定手段M5で求められる実セルフアライニングトルクと上記の基準セルフアライニングトルクに基づき車輪グリップ度が求められる。

10

【0048】

ここで、車輪指標 $W_x$ としてサイドフォース $F_y$ を用いた場合の車輪グリップ度の推定の一例について説明すると、図18に示すように、サイドフォースに対するセルフアライニングトルクの特性は、 $T_{saa}$ で示すような曲線となるが、この特性から車輪グリップ度を推定することができる。まず、サイドフォース $F_y$ の着力点はタイヤ中心線直下よりもニューマチックトレール $e_n$ (図示せず)だけ後方にあるので、このときのモーメント $F_y \cdot e_n$ がセルフアライニングトルクとして、横すべり角を減少させる方向に作用することになる。次に、車両にタイヤが装着された場合には、操舵輪においては、通常、ステアリングホイール(ハンドル)の戻りをよくするため、キャスト角をつけキャストトレール $e_c$ (図示せず)を設けることとしているので、ステアリングホイールを復元させようとするモーメントは $F_y \cdot (e_n + e_c)$ となる。つまり、実セルフアライニングトルクを $T_{saa}$ とすると、 $T_{saa} = F_y \cdot (e_n + e_c)$ となり、実セルフアライニングトルク $T_{saa}$ のサイドフォース $F_y$ に対する非線型特性はニューマチックトレール $e_n$ の直接的変化を表している。従って、実セルフアライニングトルク $T_{saa}$ の原点0近傍(ここで、前輪はグリップ状態にある)でのサイドフォース $F_y$ に対する傾き $K_1$ を同定し、つまり、完全グリップ状態でのセルフアライニングトルク特性(基準セルフアライニングトルク $T_{sao}$ )で示す特性を求める。セルフアライニングトルクの原点勾配たる傾き $K_1$ は、先ず初期値として所定値を設定しておき、加速や減速中を除いた、略一定速度での走行中に $K_1$ を同定し補正する。

20

30

【0049】

ニューマチックトレール $e_n$ は車輪のグリップ状態に応じて変化するため、車輪が横方向にほぼ完全にグリップしている状態を表す基準セルフアライニングトルク $T_{sao}$ は、車輪が横方向にほぼ完全にグリップしている状態(直進状態)である原点近傍での勾配 $K_1$ を用いて、 $T_{sao} = K_1 \cdot F_y$ として設定することができる。そして、車輪グリップ度は、基準セルフアライニングトルク $T_{sao}$ と実セルフアライニングトルク $T_{saa}$ との比、 $\text{グリップ度} = T_{saa} / T_{sao}$ として求められる。例えば、サイドフォースが $F_{y1}$ の場合における、基準セルフアライニングトルク $T_{sao}$ の値 $T_{sao1} (= K_1 \cdot F_{y1})$ と、実セルフアライニングトルク $T_{saa}$ の値 $T_{saa1}$ に基づき、 $\text{グリップ度} = T_{saa1} / T_{sao1}$ となる。

40

【0050】

次に、車輪指標 $W_x$ として車輪スリップ角を用いた場合の車輪グリップ度の推定の一例について説明する。車輪スリップ角に対するサイドフォース $F_y$ 及びセルフアライニングトルク $T_{sa}$ の関係は、図19に示すような特性になる。これらの特性に基づきサイドフォースを車輪指標とした場合と同様に、ニューマチックトレールがほぼ完全にグリップ状態にある場合の車輪スリップ角に対する基準セルフアライニングトルクは、図20の $T_{sar}$ で示すように車輪スリップ角に対して非線形な特性となる。この非線形特性は路面摩擦係数 $\mu$ に依存しているため、基準セルフアライニングトルク $T_{sar}$ の設定には、路面摩擦

50

係数  $\mu$  の推定が必要になる。しかし、車輪グリップ度が高い状態、つまり、車輪がグリップしている小スリップ角においては、路面摩擦係数  $\mu$  によってセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  に差が生じにくいいため、路面摩擦係数  $\mu$  の推定は困難となる。

【 0 0 5 1 】

そこで、この場合には、図 2 1 に示すように、基準セルフアライニングトルクを線形特性と近似して車輪グリップ度の推定を行う。即ち、車輪スリップ角の原点近傍における車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の勾配  $K_2$  を求め、基準セルフアライニングトルク  $T_{sas}$  を  $T_{sas} = K_2 \cdot$  として設定するものである。そして、車輪グリップ度は、基準セルフアライニングトルク  $T_{sas}$  と実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  との比として求められる。例えば、車輪スリップ角が 1 である場合、基準セルフアライニングトルクは  $T_{sas1} = K_2 \cdot 1$  で演算される。そして、車輪グリップ度は、 $= T_{saa1} / T_{sas1}$  となる。

10

【 0 0 5 2 】

図 2 1 における基準セルフアライニングトルクを線形近似する方法では、車輪スリップ角が大きくなる領域で車輪グリップ度の推定精度が低下することが懸念される。このため、図 2 2 に示すように、所定の車輪スリップ角以上では、セルフアライニングトルク勾配を  $K_3$  に設定し、基準セルフアライニングトルク特性の非線系性を図 2 2 中の  $O M N$  のように直線近似して設定すればよい。この場合、セルフアライニングトルク勾配  $K_3$  を予め実験的に求めて設定し、走行中に勾配  $K_3$  を同定し補正することが望ましい。また、セルフアライニングトルク勾配が  $K_2$  から  $K_3$  に変化する点  $M$  は、実セルフアライニングトルクの変極点 (点  $P$ ) をもとに設定するとよい。これは、セルフアライニングトルクの変極点に基づき路面摩擦係数  $\mu$  を推定することができるからである。従って、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  の変極点  $P$  を求め、変極点  $P$  の車輪スリップ角から所定値だけ大きい車輪スリップ角を点  $M$  として設定し、セルフアライニングトルク勾配を  $K_2$  から  $K_3$  とすればよい。

20

【 0 0 5 3 】

更に、車輪スリップ角に対する基準セルフアライニングトルクは路面摩擦係数  $\mu$  の影響を受けるため、図 2 3 に示すように実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  の変極点  $P$  に基づき基準セルフアライニングトルクを設定することにより、高精度な基準セルフアライニングトルク特性を設定することができる。例えば、路面摩擦係数が低くなった場合、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  の特性は図 2 3 の実線から破線のように変化する。即ち、路面摩擦係数  $\mu$  が低下すると実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  の変極点が点  $P$  から点  $P'$  に変化することになる。従って、基準セルフアライニングトルク特性 ( $T_{sat}$ ) を  $O M N$  から  $O M' N'$  に変化させる必要がある。この場合において、前述のように点  $M'$  は変極点  $P'$  に基づいて設定されるため、路面摩擦係数が変化しても、その変化に追従して基準セルフアライニングトルク特性を設定することが可能となる。

30

【 0 0 5 4 】

而して、図 2 3 に示すように、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  及び実セルフアライニングトルク  $T \cdots'$  の変極点  $P$  及び  $P'$  に基づき基準セルフアライニングトルクは  $T_{sat}$  及び  $T_{sat}'$  を設定することにより、精度良く完全グリップ状態のセルフアライニングトルク特性を近似させることができる。尚、後述する車輪グリップ度から路面摩擦係数を推定する方法を用いて路面摩擦係数を推定し、推定された路面摩擦係数に応じてセルフアライニングトルク勾配を変更する点を設定することも可能である。

40

【 0 0 5 5 】

前述のように、セルフアライニングトルクを精度良く求めるには、モータ (図示せず) の電流値に基づいて設定し得る路面反力トルクからステアリング系の摩擦成分を補正する必要があり、以下、図 2 4 及び図 2 5 を参照して説明する。図 2 4 は、操舵系のクーロン摩擦に起因する摩擦トルクを求める方法を示すもので、先ず、図 2 4 の上段に示すように車輪操舵角が切り増され、切り戻される直前の路面反力トルク (図 2 4 の下段の点  $X$  における路面反力トルク  $T_x$ ) が求められる。次に、図 2 4 の上段に示すように車輪操舵角が

50

切り戻され、操舵角変化に対する路面反力トルクの変化量が変化する点（図 2 4 の下段の点 Y）における路面反力トルク  $T_y$  が求められる。そして、操舵系摩擦トルクは、上記の  $T_x$  から  $T_y$  を減算することによって求められる。この摩擦トルク演算は操舵操作毎に行われ、複数回の演算における平均値が摩擦トルク値として用いられる。

【 0 0 5 6 】

次に、操舵系摩擦トルクの補正について図 2 5 を参照して説明する。即ち、路面反力トルクとセルフアライニングトルクを図 2 5 に一点鎖線で示すヒステリシスを有する関係として、摩擦トルクを補正するもので、操舵系摩擦トルクの値は図 2 4 で求めた値を用い、路面反力トルク  $T_{str}$  に対するセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の傾きは 1 である。直進走行状態の場合には、路面反力トルク  $T_{str}$  はゼロである。運転者がステアリング操作を開始し、車輪操舵角が増加し始めると、路面反力トルク  $T_{str}$  が発生し始める。このとき、最初に、ステアリング機構（図示せず）のクーロン摩擦を打ち消す分のトルクが発生し、次に車輪（タイヤ）が切れ始めてセルフアライニングトルクが発生するようになる。

【 0 0 5 7 】

従って、直進状態からステアリング操作が行われる初期（摩擦トルクによるヒステリシスの範囲内）においては、図 2 5 中の O - A 間のように、路面反力トルクの増加に対してセルフアライニングトルクは未だ発生していないため、セルフアライニングトルクの推定値が路面反力トルクに対して僅かな傾きで実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$ （これは正確には補正後の値であり推定値であるが、推定値の語を省略している）として出力される。更にステアリングホイールを切り増し、車輪操舵角が増加して路面反力トルクが摩擦トルク領域を超えた場合には、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  は図 2 5 中の A - B 間に沿って出力される。ステアリングホイールが切り戻され、路面反力トルクが減少する場合は、図 2 5 中の B - C 間のように、僅かな傾きをもつような形で、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  が出力される。切り増し時と同様に、路面反力トルクが摩擦トルク領域を超えた場合には、実セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  は図 2 5 中の C - D 間に沿うよう出力される。

【 0 0 5 8 】

図 2 6 乃至図 2 8 は、車輪指標  $W_x$ （本実施形態では、サイドフォース  $F_y$  又は車輪スリップ角）を推定する実施例を示すものである。図 2 6 は、車両モデルに基づくオブザーバ 6 1 を用いて車輪舵角と車両速度から車輪指標を推定する例である。車両モデルは、車両の状態方程式、ホイールベースなどの車両パラメータ、タイヤ特性を表すパラメータ等に基づいて表される。次に、図 2 7 に示す例では、車両モデルに基づくオブザーバ 6 1 をベースとし、これに横加速度、ヨーレート等のセンサ信号をフィードバックして補正演算処理 6 2 を行い車輪指標の推定精度を向上させるものである。そして、図 2 8 は、上記のオブザーバを用いることなく、車輪舵角、車両速度、横加速度、ヨーレート等から、状態量演算処理 6 3 として、直接的に車輪指標  $W_x$  を演算することも可能である。尚、これらの複数の推定手段から 2 つ以上の推定手段を並列して行い、それぞれの推定結果に重み付けして、車輪指標  $W_x$  を求めるようにしてもよい。

【 0 0 5 9 】

以上の実施形態においては、タイヤのニューマチックトレールの変化に着目し、セルフアライニングトルクに基づき車輪グリップ度を求めることとしたものであるが、以下のように、路面摩擦に対するサイドフォースの余裕度に基づき、車輪に対する横方向のグリップの程度を表す車輪グリップ度（この場合の車輪グリップ度を  $m$  とする）を推定することができる。

【 0 0 6 0 】

先ず、タイヤ発生力の理論モデル（ブラッシュモデル）によれば、車輪のサイドフォース  $F_y$  とセルフアライニングトルク  $T_{saa}$  の関係は、以下の式により表される。即ち、

$$= 1 - \{ K_s / (3 \cdot \mu \cdot F_z) \} \cdot \quad \text{とした場合において、}$$

$$> 0 \text{ の場合は、 } F_y = \mu \cdot F_z \cdot (1 - \quad^3) \quad \dots (1)$$

$$0 \text{ の場合は、 } F_y = \mu \cdot F_z \quad \dots (2)$$

10

20

30

40

50

また、

$$T_{saa} = (l \cdot K_s / 6) \cdot \mu \cdot F_z \cdot \tan^3 \delta \quad \dots (3)$$

$$0 \text{ の場合は、 } T_{saa} = 0 \quad \dots (4)$$

となる。ここで、 $F_z$  は接地荷重、 $l$  はタイヤ接地面の接地長さ、 $K_s$  はトレッド剛性に対応する定数、 $\delta$  は横スリップ ( $\delta = \tan^{-1}(\dots)$ ) であり、 $\theta$  は車輪スリップ角である。

#### 【0061】

一般的に  $\theta > 0$  の領域では、車輪スリップ角  $\theta$  は小さいため、 $\delta = \theta$  として扱うことができる。上記の式 (1) から明らかなように、サイドフォースの最大値は  $\mu \cdot F_z$  であるので、路面摩擦係数  $\mu$  に応じたサイドフォースの最大値に対する割合を路面摩擦利用率  $m$  とすると  $m = 1 - \tan^3 \theta$  と表すことができる。従って、 $m = 1 - \tan^3 \theta$  は路面摩擦余裕度ということになり、この  $m$  を車輪の車輪グリップ度とすると  $m = 1 - \tan^3 \theta$  となる。従って、上記 (3) 式は、以下のように表すことができる。

$$T_{saa} = (l \cdot K_s / 6) \cdot \mu \cdot F_z \cdot m \quad \dots (5)$$

#### 【0062】

上記 (5) 式は、セルフアライニングトルク  $T_{saa}$  が車輪スリップ角  $\theta$  及び車輪グリップ度  $m$  に比例することを示している。そこで、車輪グリップ度  $m = 1$  (路面の摩擦利用率がゼロ、つまり摩擦余裕度が 1) における特性を基準セルフアライニングトルク特性とすると、以下ようになる。

$$T_{sau} = (l \cdot K_s / 6) \cdot \mu \cdot F_z \quad \dots (6)$$

#### 【0063】

従って、上記 (5) 式及び (6) 式から、車輪グリップ度  $m$  は、

$$m = T_{saa} / T_{sau} \quad \dots (7)$$

として求めることができる。この (7) 式には路面摩擦係数  $\mu$  がパラメータとして含まれていないことから明らかなように、車輪グリップ度  $m$  は路面摩擦係数  $\mu$  を用いることなく算出することができる。この場合において、基準セルフアライニングトルク  $T_{sau}$  の勾配  $K_4 (= l \cdot K_s / 6)$  は、前述のブラッシュモデルを用いて予め設定することができる。また、実験的に求めることも可能である。更に、まず初期値を設定し、走行中に車輪スリップ角がゼロ近傍におけるセルフアライニングトルクの傾きを同定し、補正することとすれば、検出精度を向上させることができる。

#### 【0064】

例えば、図 29 において、車輪スリップ角が  $\theta_2$  である場合、基準セルフアライニングトルクは  $T_{sau2} = K_4 \cdot \mu \cdot F_z$  で演算される。そして、車輪グリップ度  $m$  は、 $m = T_{saa2} / T_{sau2} = T_{saa2} / (K_4 \cdot \mu \cdot F_z)$  として求められる。

#### 【0065】

而して、前述のニューマチックトレールに基づく車輪グリップ度  $m$  に代えて、上記の路面摩擦余裕度に基づく車輪グリップ度  $m$  を用いることができる。そして、前述の車輪グリップ度  $m$  と上記の車輪グリップ度  $m$  とは、図 30 に示す関係となる。従って、車輪グリップ度  $m$  を求めて車輪グリップ度  $m$  に変換することができ、逆に、車輪グリップ度  $m$  を求めて車輪グリップ度  $m$  に変換することもできる。

#### 【0066】

次に、サイドフォース又は車輪スリップ角で表される車輪指標とセルフアライニングトルクから路面摩擦係数  $\mu$  を推定する手段について説明する。図 31 は、路面摩擦係数推定の一例を示すブロック図であり、ブロック M21 乃至 M25 において、図 16 に示す車輪グリップ度推定と同様に (対応する図 16 の各ブロックの符号 M の後の数字に 20 を加算)、モータ電流から路面反力トルクが演算されると共に、ステアリング系摩擦トルクが補正され、これらに基づき、セルフアライニングトルクが推定される。また、ブロック M26 乃至 M28 で求められる車輪指標は、図 26 乃至図 28 に示した手段と同様に求められる。そして、路面摩擦係数推定手段 30 において、車輪指標とセルフアライニングトルクの関係に基づき路面摩擦係数  $\mu$  が求められる。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 6 7 】

図 3 2 は、上記路面摩擦係数推定手段 3 0 において、セルフアライニングトルク推定手段 M 2 5 にて推定されたセルフアライニングトルクと、車輪指標推定手段 M 2 8 にて推定された車輪指標に基づき路面摩擦係数を推定する一例を示すブロック図である。先ず、ブロック 3 1 においては、図 1 6 から図 2 3 に示したように、セルフアライニングトルク  $T_{sa}$  と車輪指標  $W_x$  から車輪グリップ度  $G$  が推定される。路面摩擦係数推定演算を行うブロック M 3 3 においては、路面摩擦係数判別のための基準車輪グリップ度設定ブロック M 3 2 にて設定された所定の基準車輪グリップ度に到達したときの、セルフアライニングトルク又は車輪指標の値から路面摩擦係数  $\mu$  が推定される。また、車輪指標は車両挙動に反映されるため、車輪指標の値に代えて、基準車輪グリップ度に到達したときの車両挙動の値、即ち横加速度又はヨーレイトを用いて推定することとしてもよい。

10

## 【 0 0 6 8 】

ここで、サイドフォース  $F_y$  を車輪指標  $W_x$  として路面摩擦係数  $\mu$  を推定する例について、図 3 3 を参照して説明する。図 3 3 は、路面摩擦係数  $\mu$  が低くなった場合の、サイドフォース  $F_y$  とセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  との関係を示し、実線が高  $\mu$ 、破線が低  $\mu$  の特性を示す。車輪の接地面形状、トレッドゴムの弾性が一定の場合、サイドフォース - セルフアライニングトルク特性は路面摩擦係数  $\mu$  に対して相似形となる（図 3 3 の実線と破線の特性）。従って、基準セルフアライニングトルクと実セルフアライニングトルクとの比で求められる車輪グリップ度  $G$  が同一であるときのサイドフォース  $F_y$  又はセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の値は路面摩擦係数  $\mu$  を直接的に反映している。

20

## 【 0 0 6 9 】

従って、図 3 3 から明らかなように、高  $\mu$  時の車輪グリップ度  $G_1$  は  $G_1 = \text{線分} [J - F_{y1}] / \text{線分} [H - F_{y1}]$ 、低  $\mu$  時の車輪グリップ度  $G_2$  は  $G_2 = \text{線分} [J' - F_{y2}] / \text{線分} [H' - F_{y2}]$  であり、三角形  $[O - H - F_{y1}]$  と三角形  $[O - H' - F_{y2}]$  は相似形であるため、 $G_1 = G_2$  の場合、線分  $[O - F_{y1}]$  と線分  $[O - F_{y2}]$  との比、即ち、サイドフォース  $F_{y1}$  と  $F_{y2}$  の比、もしくは線分  $[J - F_{y1}]$  と線分  $[J' - F_{y2}]$  の比、即ち、セルフアライニングトルク  $T_{saa1}$  と  $T_{saa2}$  の比は、路面摩擦係数  $\mu$  の比を表している。従って、例えば乾燥アスファルト路面 ( $\mu = \text{略} 1.0$ ) での所定の車輪グリップ度を基準に用いることにより、その所定の車輪グリップ度でのサイドフォース  $F_y$  又はセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の値に基づき路面摩擦係数  $\mu$  を推定することが可能となる。即ち、図 3 3 において基準車輪グリップ度 (点  $J$  及び  $J'$ ) に到達したときのセルフアライニングトルクの値 ( $T_{saa1}$ ,  $T_{saa2}$ )、又はサイドフォース ( $F_{y1}$ ,  $F_{y2}$ ) の値から路面摩擦係数を推定することができる。

30

## 【 0 0 7 0 】

同様に、車輪スリップ角  $\theta$  を車輪指標  $W_x$  として路面摩擦係数  $\mu$  を推定することも可能であり、図 3 4 を参照して説明する。この場合には、前述の車輪グリップ度の推定と同様、セルフアライニングトルク  $T_{sa}$  は車輪スリップ角  $\theta$  に対して非線形の特長となる。そこで、車輪スリップ角 - セルフアライニングトルク特性を図 3 4 に 2 点鎖線で示すように線形近似し、車輪スリップ角  $\theta$  に対して線形な領域 ( $0 - M$  の領域) で路面摩擦係数  $\mu$  を推定することとしている。

40

## 【 0 0 7 1 】

図 3 5 は、図 3 4 と同様の車輪スリップ角  $\theta$  とセルフアライニングトルク  $T_{sa}$  の関係を示すもので、路面摩擦係数  $\mu$  が高い場合を実線で示し、路面摩擦係数  $\mu$  が低い場合を破線で示す。図 3 5 から明らかなように、車輪スリップ角 - セルフアライニングトルク特性も、図 3 3 と同様に、路面摩擦係数  $\mu$  に対して相似形となる（図 3 5 の実線と破線の特性）。従って、予め設定された基準車輪グリップ度 (図 3 5 の点  $S$  及び  $S'$ ) に到達したときのセルフアライニングトルクの値、又は車輪スリップ角の値 ( $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ) から路面摩擦係数を推定することができる。ここで、基準車輪グリップ度は、車輪スリップ角とサイドフォースの関係が線形状態にある領域で設定することが必要である。また、路面摩擦係数変化を感度よく検出するためには、車輪スリップ角 - セルフアライニングトルク特性におい

50

て非線形になる領域、即ち、基準セルフアライニングトルクと実セルフアライニングトルクとの間である程度の差が発生する領域で検出することが必要となる。これらに鑑み、乾燥アスファルト路面等の路面摩擦係数が高い場合を基準に、実験的に基準車輪グリップ度を設定することが望ましい。

【0072】

尚、車輪グリップ度に基づく路面摩擦係数の推定においても、ニューマチックトレールに基づく車輪グリップ度 に代えて、前述の路面摩擦余裕度に基づく車輪グリップ度  $m$  を用いることもできる。そして、車輪グリップ度 と前述の車輪グリップ度  $m$  とは、図30に示す関係にあるため、車輪グリップ度 を求めて車輪グリップ度  $m$  に変換することができ、逆に、車輪グリップ度  $m$  を求めて車輪グリップ度 に変換することもできる

10

【0073】

以上のように、ステア・パイ・ワイヤ・システムである場合には車輪グリップ度及び摩擦係数を容易に推定することができる。即ち、図1に示す実施形態のように運転者の操作手段と操舵車輪とが機械的に連結された構成においては、運転者の操作によって発生しているトルクと操舵アシスト装置（電動パワーステアリングシステムEPS）によって発生しているトルクを別個に検出する必要があるのに対し、ステア・パイ・ワイヤ・システムでは、駆動手段（モータ）の出力トルクと車輪が路面から受ける反力トルクとは略一致するので、路面状態を推定するためのセンサとして駆動手段を利用することができる。また、出力トルクはモータ（図示せず）の駆動電流を検出することによって求めることができるので、上記の車輪グリップ度及び摩擦係数を含む路面状態を容易に推定することができ、低コスト化が可能となる。

20

【図面の簡単な説明】

【0074】

【図1】本発明のサスペンション制御装置の一実施形態の概要を示す構成図である。

【図2】本発明の一実施形態におけるスタビライザ制御手段の具体的構成例を示す構成図である。

【図3】本発明の一実施形態におけるスプリング制御手段の一例を示す構成図である。

【図4】本発明の一実施形態におけるスプリング制御手段の具体的構成例を示す構成図である。

30

【図5】本発明の一実施形態における車体ロール運動を制御するための制御ブロック図である。

【図6】本発明の一実施形態における車体ロール剛性目標値演算の具体例を示す制御ブロック図である。

【図7】本発明の一実施形態において、車輪グリップ度に応じて推定横加速度のゲイン $K_1$ の設定に供するグラフである。

【図8】本発明の一実施形態において、車輪グリップ度に応じて推定横加速度のゲイン $K_2$ の設定に供するグラフである。

【図9】本発明の一実施形態において、車輪グリップ度に応じて推定横加速度のゲイン $K_3$ の設定に供するグラフである。

40

【図10】本発明の一実施形態において、車輪グリップ度に応じて推定横加速度のゲイン $K_4$ の設定に供するグラフである。

【図11】本発明の一実施形態における車体ロール剛性目標値演算の他の例を示す制御ブロック図である。

【図12】本発明の一実施形態において、車輪グリップ度に応じて推定横加速度の上限値の設定に供するグラフである。

【図13】本発明の一実施形態における車両の動的なステア特性を判定するための制御ブロック図である。

【図14】本発明の一実施形態における前輪及び後輪ロール剛性の目標値演算を示す制御ブロック図である。

50

【図15】本発明の一実施形態において、車輪グリップ度に応じて前輪ロール剛性比率の設定に供するグラフである。

【図16】本発明の他の実施形態における車輪グリップ度推定を示すブロック図である。

【図17】本発明の他の実施形態における車輪グリップ度推定手段のブロック図である。

【図18】本発明の実施形態におけるサイドフォースに対するセルフアライニングトルクの特性を示すグラフである。

【図19】本発明の実施形態における車輪スリップ角に対するサイドフォース及びセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

【図20】本発明の実施形態における車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

10

【図21】本発明の実施形態における車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

【図22】本発明の実施形態における車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

【図23】本発明の実施形態における車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

【図24】本発明の実施形態においてセルフアライニングトルクの推定時の補正に関し操舵系のクーロン摩擦に起因する摩擦トルクを示すグラフである。

【図25】本発明の実施形態においてセルフアライニングトルクの推定時の補正に供するステアリング系の摩擦成分の特性を示すグラフである。

20

【図26】本発明の実施形態において、車両モデルに基づくオブザーバを用いて車輪舵角と車両速度から車輪指標を推定するブロック図である。

【図27】本発明の実施形態において、車両モデルに基づくオブザーバをベースとし、補正演算処理を行い、車輪指標を推定するブロック図である。

【図28】本発明の実施形態において、オブザーバを用いることなく状態量演算処理として、直接的に車輪指標を演算するブロック図である。

【図29】本発明の実施形態において、車輪スリップ角に対するセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

【図30】本発明の実施形態において、ニューマチックトレールに基づく車輪グリップ度と路面摩擦余裕度に基づく車輪グリップ度  $m$  との関係を示すグラフである。

30

【図31】本発明の実施形態における路面摩擦係数推定の一例を示すブロック図である。

【図32】本発明の実施形態においてセルフアライニングトルクと車輪指標に基づき路面摩擦係数を推定する一例を示すブロック図である。

【図33】本発明の実施形態においてサイドフォースを車輪指標として路面摩擦係数を推定する一例を示すグラフである。

【図34】本発明の実施形態において車輪スリップ角を車輪指標として路面摩擦係数を推定する一例を示すグラフである。

【図35】本発明の実施形態において車輪スリップ角とセルフアライニングトルクの関係を示すグラフである。

【符号の説明】

40

【0075】

FT, RT スタビライザ制御手段

SPfr, SPfl, SPrr, SPrl スプリング制御手段

EPS 電動パワーステアリングシステム

SW ステアリングホイール

SA 操舵角センサ

ST 操舵トルクセンサ

WHfr, WHfl, WHrr, WHrl 車輪

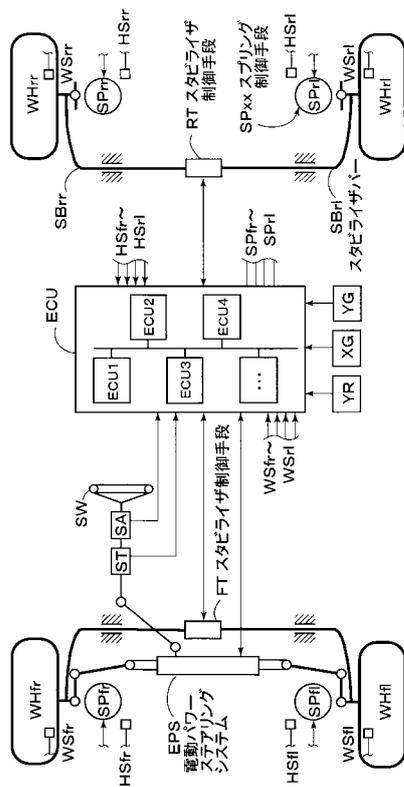
WSfr, WSfl, WSrr, WSrl 車輪速度センサ

YR ヨーレイトセンサ

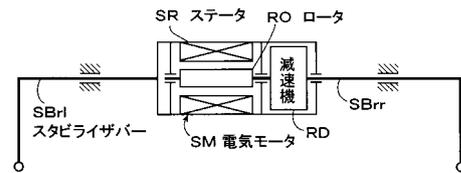
50

X G 前後加速度センサ  
 Y G 横加速度センサ  
 E C U 電子制御装置

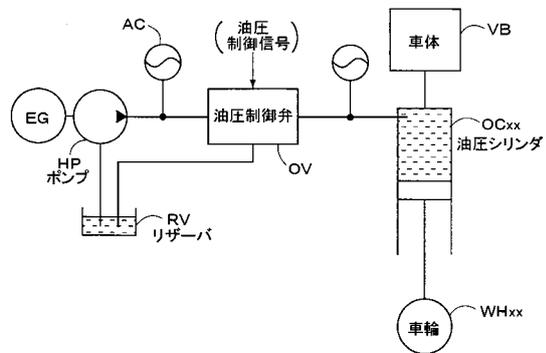
【 図 1 】



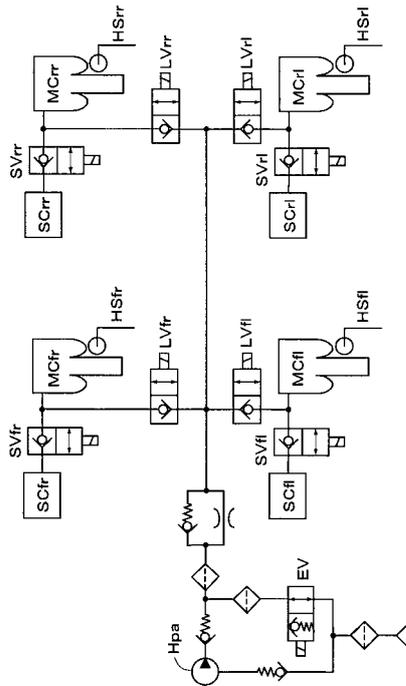
【 図 2 】



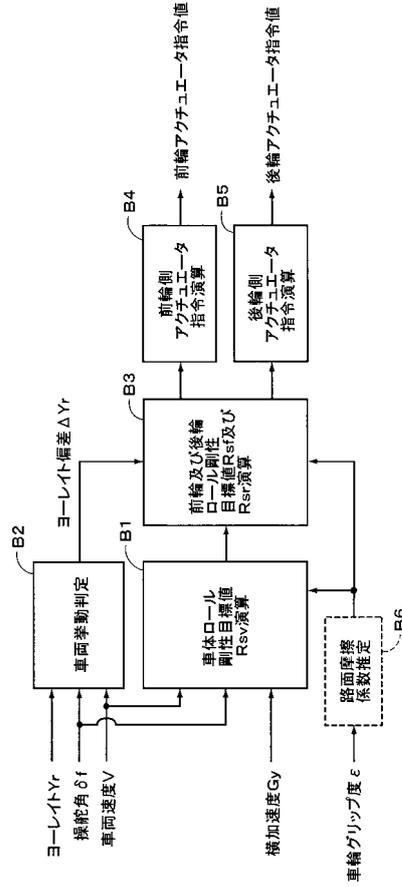
【 図 3 】



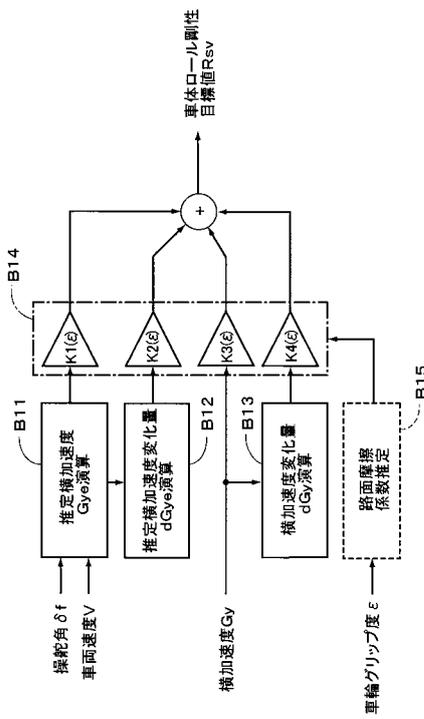
【 図 4 】



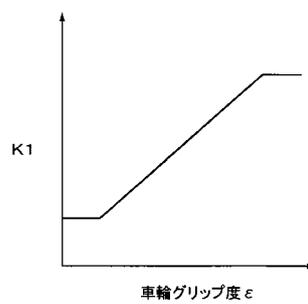
【 図 5 】



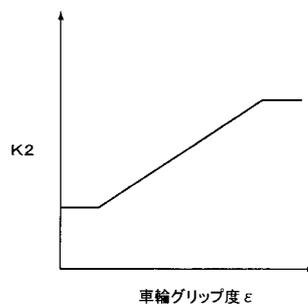
【 図 6 】



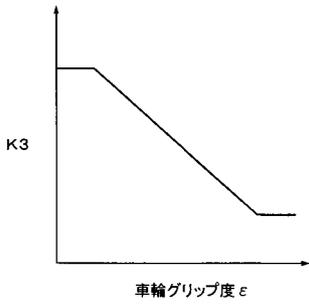
【 図 7 】



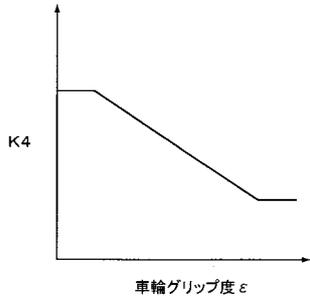
【 図 8 】



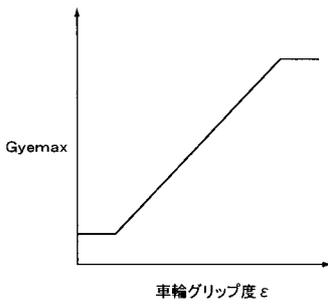
【図9】



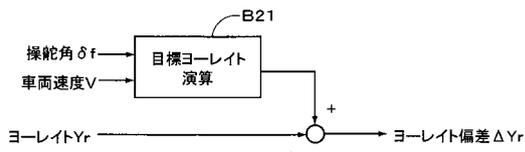
【図10】



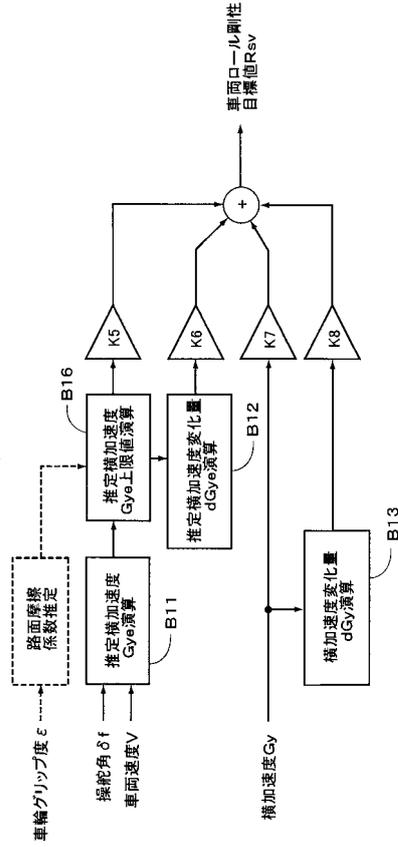
【図12】



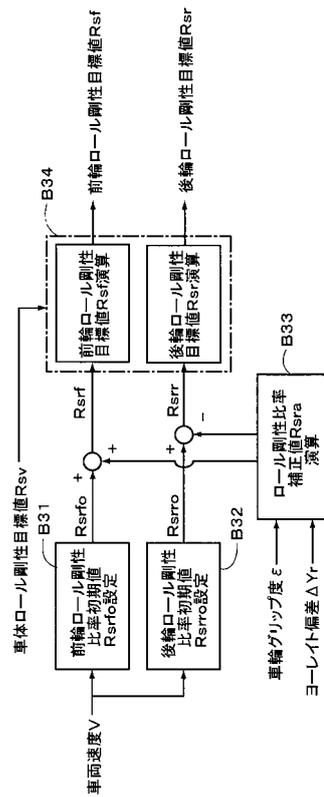
【図13】



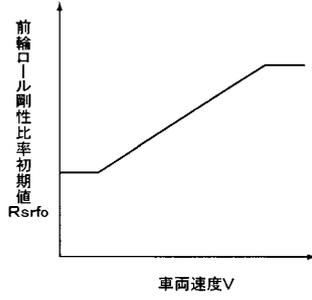
【図11】



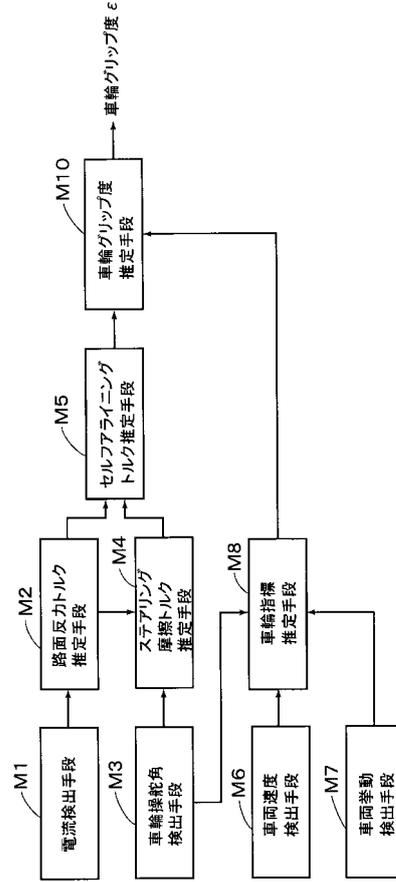
【図14】



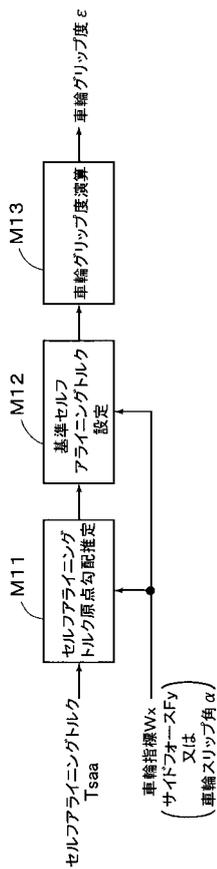
【図15】



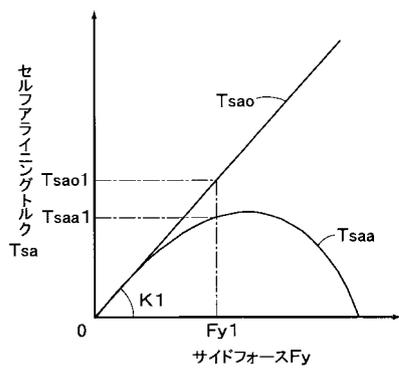
【図16】



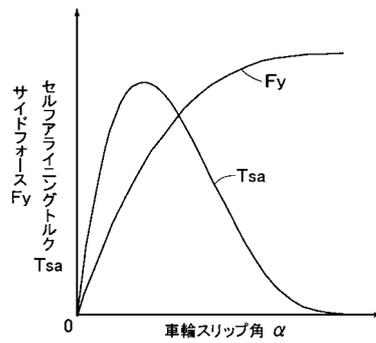
【図17】



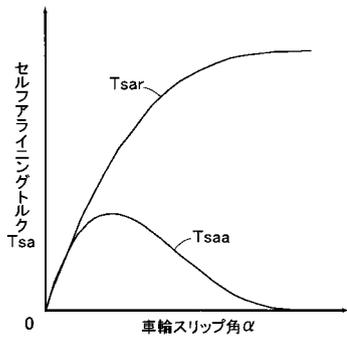
【図18】



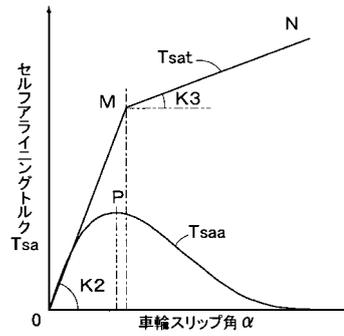
【図19】



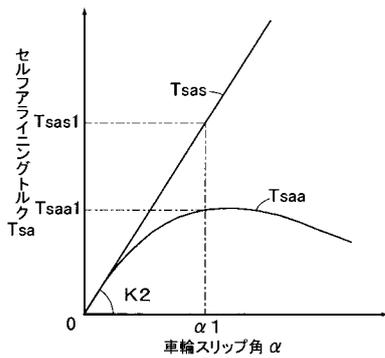
【図20】



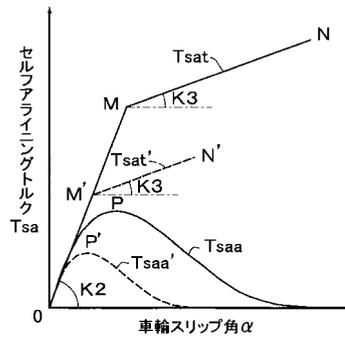
【図22】



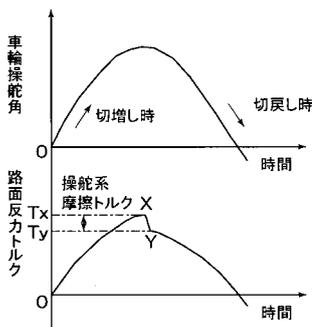
【図21】



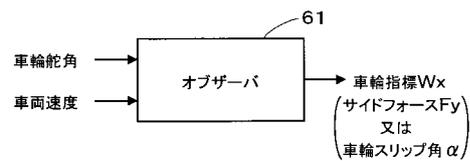
【図23】



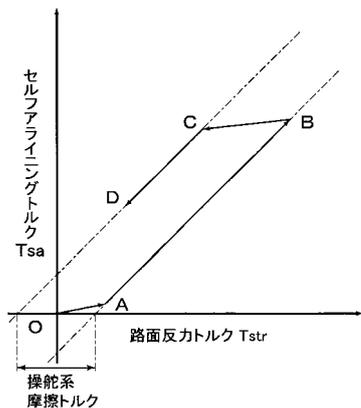
【図24】



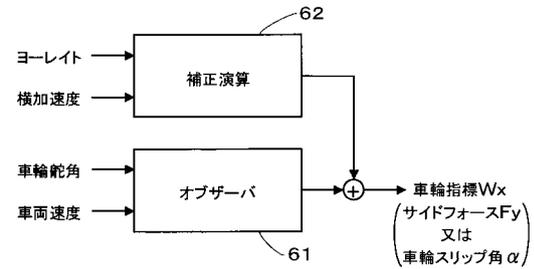
【図26】



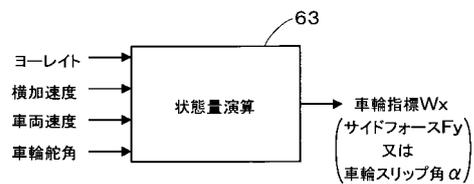
【図25】



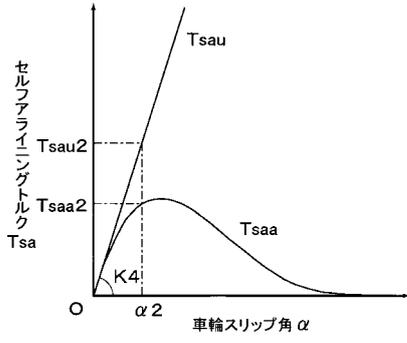
【図27】



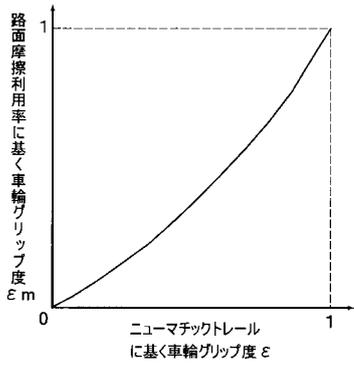
【図28】



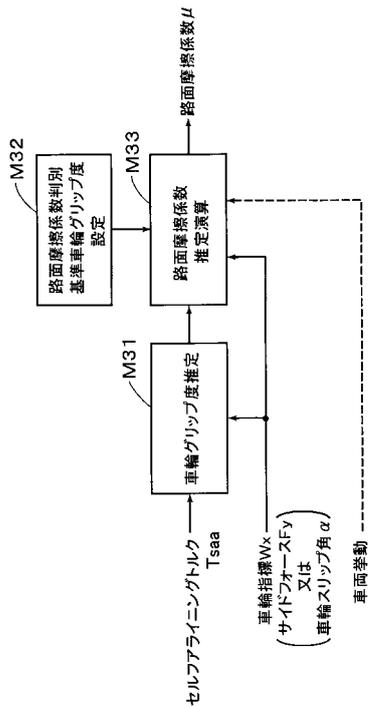
【図 29】



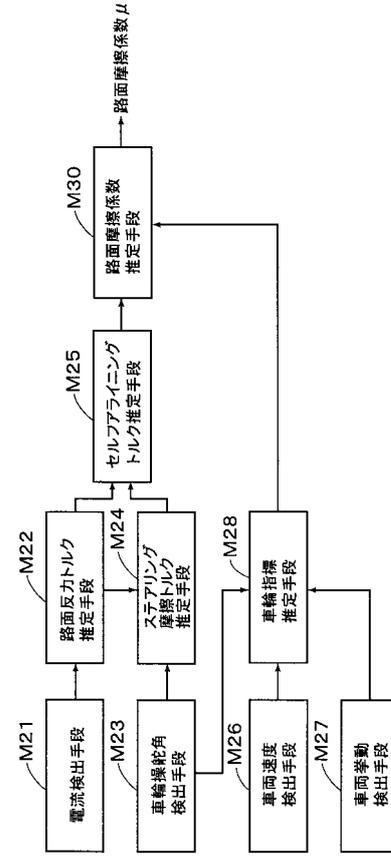
【図 30】



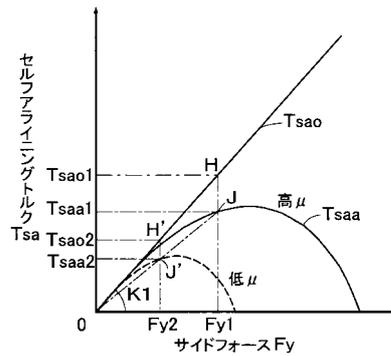
【図 32】



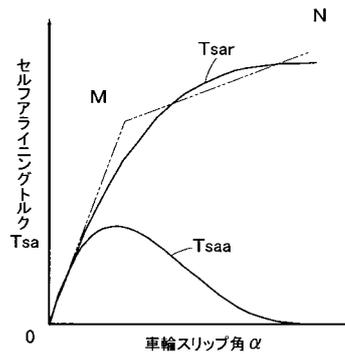
【図 31】



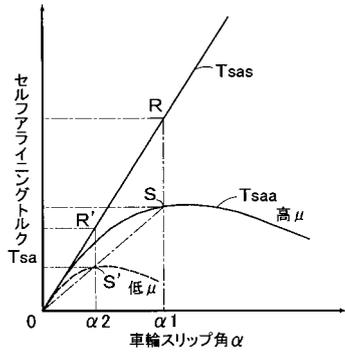
【図 33】



【図 34】



【図 35】



## フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
 B 6 2 D 101/00 (2006.01) B 6 2 D 101:00  
 B 6 2 D 113/00 (2006.01) B 6 2 D 113:00  
 B 6 2 D 119/00 (2006.01) B 6 2 D 119:00

(72)発明者 加藤 博章  
 愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工機株式会社内  
 (72)発明者 村岸 裕治  
 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4番地の1 株式会社豊田中央研究所内  
 (72)発明者 小野 英一  
 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道4番地の1 株式会社豊田中央研究所内  
 (72)発明者 相澤 博昭  
 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内

審査官 近藤 利充

(56)参考文献 特開昭60-029317(JP,A)  
 特開平10-310074(JP,A)  
 特開平06-221968(JP,A)  
 特許第3163742(JP,B2)  
 特許第3132190(JP,B2)  
 特開2005-067229(JP,A)  
 特開2003-312465(JP,A)  
 特開2003-312319(JP,A)  
 村岸裕治他7名, SATにもとづくグリップ状態推定とその応用, 学術講演会前刷集 No.33-03  
 2003年春季大会, 日本, 社団法人 自動車技術会, 2003年 5月21日, p.1-4

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
 B 6 0 G 1 / 0 0 - 9 9 / 0 0  
 B 6 2 D 5 / 0 0 - 6 / 0 6  
 B 6 0 W 4 0 / 0 0 - 4 0 / 1 2  
 B 6 0 T 8 / 1 7 2