(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2004-249965
(P2004-249965A)
(43)公開日　平成16年9月9日(2004.9.9)

(51)Int.Cl.[7]	F I		テーマコード（参考）
B60T 8/58	B60T 8/58	E	3D046
B60R 16/02	B60T 8/58	D	
	B60T 8/58	H	
	B60R 16/02	661B	
	B60R 16/02	661D	

審査請求 未請求　請求項の数 13　ＯＬ　外国語出願　（全 51 頁）

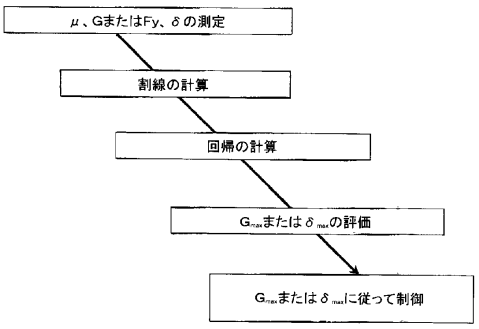
(21)出願番号　特願2003-198079(P2003-198079)
(22)出願日　平成15年6月13日(2003.6.13)
(31)優先権主張番号　0207398
(32)優先日　平成14年6月13日(2002.6.13)
(33)優先権主張国　フランス(FR)
(31)優先権主張番号　0209628
(32)優先日　平成14年7月29日(2002.7.29)
(33)優先権主張国　フランス(FR)

(71)出願人　599093568
ソシエテ　ド　テクノロジー　ミシュラン
フランス　エフ－６３０００　クレルモン　フェラン　リュー　ブレッシュ　２３
(71)出願人　599105403
ミシュラン　ルシェルシュ　エ　テクニーク　ソシエテ　アノニム
スイス　ツェーハー１７６３　グランジュ　パコ　ルート　ルイ　ブレイヴ　１０　エ　１２
(74)代理人　100059959
弁理士　中村　稔
(74)代理人　100067013
弁理士　大塚　文昭

最終頁に続く

(54)【発明の名称】全てのタイヤを特徴付ける不変量を用いた自動安定性制御システム

(57)【要約】　（修正有）
【課題】できる限り簡単な測定によりタイヤの実際の転がり条件に基いて、制動時の最大摩擦係数に関連するスリップを予測することにある。
【解決手段】車両の安定性を制御するシステムのコントローラは、少なくとも１対の値についての評価値または測定値（X_i、Y_i）を決定する手段と、原点と点（X_i、Y_i）とを通る直線の傾斜α_iの対応値を決定する手段と、点（α_i、X_i）を用いて直接計算するか、充分な数の対からの回帰により係数A_pを計算して、変化曲線$\alpha_i = f(X_i, A_p)$をモデル化する手段と、所定の不変量「Ｉｎｖｔ」を用いて目標値X^{Target}を計算する手段を有している。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
路面上を走行することを意図したタイヤに長手方向の力を伝達する手段と、該長手方向の力を変調する手段と、摩擦係数μの所定値に一致する少なくともパラメータスリップG^{Opt}を用いるコントローラとを有する車両の安定性を制御するシステムにおいて、前記コントローラは、下記のように、すなわち、
・各々が１つのスリップG_iに一致する長手方向の力の少なくとも２つの異なるレベル「ｉ」で長手方向の力をタイヤに伝達する手段を付勢する度毎に、グリップのいかなる損失も存在しない条件で摩擦係数μ_iの値を決定し、
・原点と点（G_i、μ_i）とを通る直線の傾斜α_iを決定し、
・点（α_i、G_i）を用いて直接計算するか、充分な数の対から適当に回帰することにより係数A_pを計算して、変化曲線$\alpha_i = f(G_i, A_p)$をモデル化し、
・所定の不変量「Ｉｎｖｔ」を用いて最適スリップG^{Opt}を計算し、
・長手方向の力をタイヤに伝達する手段に作用して、スリップを最大値G^{Opt}に維持する、
ことにより前記パラメータ（単一または複数）を計算する手段を有していることを特徴とする車両の安定性制御システム。
【請求項２】
前記不変量は、１より小さい正の値をもつｐを用いて、次式すなわち、
【数式１】

$$Invt = \frac{\frac{\mu}{G}(G_{max})}{\frac{\mu}{G}(p.G_{max})},$$

により決定されることを特徴とする請求項１記載の車両の安定性制御システム。
【請求項３】
前記長手方向の力を変調するデバイスはブレーキ制御に作用することを特徴とする請求項１記載の車両の安定性制御システム。
【請求項４】
前記長手方向の力を変調するデバイスはホイールの駆動トルクに作用することを特徴とする請求項１記載の車両の安定性制御システム。
【請求項５】
路面上を走行することを意図した少なくとも１つのタイヤを有する車両の安定性を制御するシステムであって、車両には、車両ドライバにより該ドライバの制御手段に伝達される命令に基いておよびタイヤの機能をドリフトスラストF_{target}の所定目標値に維持することを目的とする走路コントローラにより供給される命令に基いて、選択されたパラメータ「λ」を制御するシステムが設けられており、走路コントローラは、ドリフトスラストF_{target}の最大値に一致するドリフト角の少なくとも１つの最適値δ^{Opt}を使用し、前記コントローラは、下記の作動、すなわち、
・ドリフト角δの少なくとも２つの異なるレベル「ｉ」で前記パラメータ「λ」を制御するシステムを付勢する度毎に、F_{Yi}および評価されまたは測定されたドリフト角δ_iの種々の値を記録し、
・原点と点（δ_i、F_{Yi}）とを通る直線の傾斜α_iを決定し、
・点（α_i、δ_i）を用いて直接計算するか、充分な数の対から適当に回帰することにより係数A_pを計算して、変化曲線$\alpha_i = f(\delta_i, A_p)$をモデル化し、
・所定の不変量「Ｉｎｖｔ」を用いて、ドリフトスラストF_{target}の最大値に関連する最適ドリフト角の値δ^{Opt}を計算し、
・ドリフト角δがδ^{Opt}に近付いたときに警告信号を発生する、
ことを遂行する手段を有していることを特徴とする車両の安定性制御システム。

【請求項６】
前記不変量は、１より小さい正の値をもつｐを用いて、次式すなわち、
【数式２】

$$Invt = \frac{\frac{F}{\delta}(\delta^{Opt})}{\frac{F}{\delta}(p.\delta^{Opt})},$$

により決定されることを特徴とする請求項５記載の車両の安定性制御システム。
【請求項７】
前記パラメータλはホイールのステアリングであり、前記警告信号が発生されると、舵取りホイールのステアリングを制御するシステムが付勢されて、ドリフト角δを最適値δ^{Opt}に維持することを特徴とする請求項５記載の車両の安定性制御システム。
【請求項８】
前記警告信号が発生されると、車両速度が制限または減速されることを特徴とする請求項５記載の車両の安定性制御システム。
【請求項９】
前記２つの特定係数A_p、係数ＡおよびＢは、線形回帰および指数回帰からなる群から選択された回帰により計算されることを特徴とする請求項１または５記載の車両の安定性制御システム。
【請求項１０】
前記ｐの値は０．２５～０．７５の間にあることを特徴とする請求項２または６記載の車両の安定性制御システム。
【請求項１１】
前記ｐの値は０．５であることを特徴とする請求項１０記載の車両の安定性制御システム。
【請求項１２】
調節変数として不変量「Ｉｎｖｔ」を使用することを特徴とする請求項１～１１のいずれか１項記載の車両の安定性制御システム。
【請求項１３】
路面上を走行することを意図した少なくとも１つのホイールを備え、横方向力が最大であるタイヤのドリフト角δの値を予測するフェーズを有するドリフトを受けたときに機能できる車両の安定性制御システムにおいて、
・少なくとも１対の「ｉ」の値についての評価（δ_i、F_i）を決定する段階と、
・原点と点（δ_i、F_i）とを通る直線の傾斜α_iの対応する値を決定する段階と、
・点（α_i、δ_i）を用いて直接計算するか、充分な数の対から回帰することにより係数A_pを計算して、変化曲線$\alpha_i = f(\delta_i, A_p)$をモデル化する段階と、
・所定の不変量「Ｉｎｖｔ」を用いて、ドリフト角δ^{Opt}の値を計算する段階と、
・警告信号が発生されると、自動的に車両速度を制限または減速させる段階とを有することを特徴とする車両の安定性制御システム。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、車両の安定性を制御するシステムに関し、より詳しくは、ブレーキを作動したときにホイールのロックを防止することを目的とした前記制御システムの機能に関する。本発明のシステムは用語「ＡＢＳ」として広く知られているが、例えば用語「ＥＳＰ」として広く知られているシステムにおけるように１つのホイールにブレーキを自動的に作動することにより、または他の任意のアクチュエータ（四輪操舵、能動アンチロール…）に作動することにより車両を安定走路上に維持することを目的として、一層精巧な制御シス

テムに関する。
【背景技術】
【０００２】
車両の制動は、トレッドが最大摩擦係数値に一致するスリップＧで機能するように作られると、一層効率的になることが知られている。最大摩擦係数値はμ_{max}と呼ばれている。しかしながら、平均的ドライバは、この条件を満たすように制動を制御することはできない。
【０００３】
第一のいわゆる「ＡＢＳ」ブレーキシステムは、タイヤがほぼ最大グリップで振動するようにタイヤを機能させるべく制動力を自動的に変調している（実際に、制動アクチュエータは一般に油圧ジャッキであり、ＡＢＳシステムが油圧を変調している）。このことは、再び最大グリップよりほんの僅か小さくなるように制動力を低下させる前にホイールのロック（ホイール回転の突然的停止）を開始させることにより最大グリップを検出できるようにするため、最大グリップを超えることを含むものである。次に制動力は、最大グリップを超えるまで再び自動的に増大され、次に低下される。
それにもかかわらず、この方法は、最大摩擦係数値μ_{max}に一致するG_{max}を簡単に超えることを含んでおり、これに対し理想的な状況は、目標スリップを大きく超えることが無く、目標スリップに近付くことである。重要なことは、G_{max}は最大可能スリップ値ではないと慣用的に言われているが、実際には摩擦係数がその最大可能値を有する特定スリップであることに留意することである。
【０００４】
制動効率は、最大摩擦係数に一致するスリップの近くでのスリップ変化の細かさによって定まる。効率に言及するとき、本願での唯一の関心事は、緊急制動時に車両のドライバが車両を走行させることができる或る能力を付与するＡＢＳシステムの大きい利益は別として、減速の大きさにある。従って、本発明に関しては、制動は、その効率が高いほど制動距離は短くなる。このような制動効率は、制動が最大グリップ係数のレベルにない期間、すなわち過度のスリップの期間および不充分なスリップの期間により損なわれる。
【０００５】
第一のいわゆる「ＡＢＳ」ブレーキシステム（その機能は前述したとおりである）は、種々のタイヤに自動的に適合できるという長所を有していた。この特徴は、例えば、最大摩擦係数での新品タイヤのスリップの方が最大摩擦係数での摩耗タイヤのスリップより大きいことが知られているように、最大摩擦係数での冬期タイヤのスリップが最大摩擦係数での夏季タイヤのスリップよりかなり大きいことが知られているため重要である。残念なことに、この自動制御形式により引起こされる振動は不快であり、ドライバがブレーキペダルに加える押圧力を緩めてしまう効果をもたらすことがある。この世代のブレーキシステムは、例えば米国特許（下記特許文献１参照）に開示されており、該米国特許にはこのようなシステムの改善が説明されている。
【０００６】
このシステムは種々のタイヤに適合できる。このために、圧力が段階的に増大される。この場合にはホイールの回転速度の増大が観察され、このため、この圧力を増大させるべきか低下させるべきかが演繹される。すなわち、この自動制御は「適応性」があるが、本来的に振動を発生する。
現在では、車両の安定性制御システムは、最大摩擦係数に一致するように推測された所定の目標スリップを目指して制動力を自動的に変調している。
【０００７】
従ってこの場合には、車両ブレーキシステムは、トレッドが、選択された最適スリップレベルで機能する制動力を維持することを目指している。このようなシステムは、各ホイールの回転速度V_{Tyre}を連続的に測定する。特定のアルゴリズムでは（例えば下記特許文献２参照）、車両速度$V_{Vehicle}$の評価が得られる。従って、瞬間スリップＧ＝$1-V_{Tyre}/V_{Vehicle}$の評価を利用できる。理想的には、この評価されたス

リップが最適スリップ以下に維持される限り制動力を低下させてはならないか、自動制動ブースティングの機能が自動的に増大させることもできる（例えば下記特許文献３参照）。最大可能制動力が達成されると、制動圧力は最適スリップG_{max}、すなわち最大摩擦係数（μ_{max}）に一致するスリップを維持すべく調整される。

【０００８】

この維持は、最適スリップを決定することである。欧州特許出願（下記特許文献４参照）では、これは、評価された摩擦係数μおよび同様な評価された車両速度の関数として目指すべき値を与える基準曲線から行なわれる。摩擦係数μの評価は次のように行なわれる。制動が均質路面上で直線的に行なわれるときは、路面上でのタイヤの制動力F_Xは、ホイールおよびそのブレーキの制動圧力から決定される。全てのタイヤにより加えられる力を知ることにより、従って車両の特徴である負荷伝達、従って各ホイールについての負荷変動を考慮に入れて車両の減速度を計算できる。これから、各タイヤに加えられる垂直荷重F_Zの近似値を演繹できる。かくして、摩擦係数$\mu = F_X / F_Z$の評価が得られる。評価または測定により対応する横方向力F_Yが分れば、摩擦係数のより正確な評価が、公式

【数式１】

$$\mu = \frac{\sqrt{F_X^2 + F_Y^2}}{F_Z}$$

により与えられる。本発明に関しては、これらの２つの評価は等価であると考えられる。同様に、これは本発明が関連する技術分野の当業者には明白であり、制動について説明した全てのことは、加速度の場合に有効である。すなわち制動力は、グリップについての考察に間して、これらを修正するアクチュエータが同じでない場合でも、駆動力と等価である。

【０００９】

また、前記基準曲線を参照することにより、評価されたスリップＧについての基準係数μがどれほどになるかが確立される。現在の評価スリップが目標スリップより低い限り、スリップは、スリップ値が実質的に一致するまで増大される。この第二システムの長所は、第一システムよりも最大スリップに関する振動が小さいことである。

残念なことに、この基準曲線は、実験的に決定、従って一定数のタイヤについて予め決定したものであり、これらの使用条件例えば膨張圧力、摩耗レベル等を超えて、車両のタイヤ機器の実際の状態を考慮に入れることはできない。この自動制御原理は、実際には振動を制限または除去するものであるが、制動効率は大幅に損なわれる。なぜならば、事実上本来的に使用されるタイヤは、実際に基準曲線でプログラムされたものとは非常に異なった最大摩擦係数でのスリップを必要とする。

【００１０】

【特許文献１】

米国特許第３，９８０，３４６号明細書

【特許文献２】

米国特許第５，４０２，３４５号明細書

【特許文献３】

米国特許第５，８１６，６６６号明細書

【特許文献４】

欧州特許出願ＥＰ０５３０３０２５号明細書

【考案の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【００１１】

本発明の目的は、車両のタイヤ作動の自動制御原理を提案することにより上記欠点を解消することにあり、その第一の態様はタイヤのスリップに関し、第二の態様はタイヤのドリフトに関するものである。本発明は、以前に簡単に説明した第一の既知の方法と同様に自

己適応性を有し、かつ最適スリップでまたは最適ドリフト作動条件で、すなわちグリップ限度を超える必要なくして、第二方法のように少ない振動となることをより確実に目指すものである。
本発明の一目的は、車両でのできる限り簡単な測定によりかつできる限り少数の測定値により、考察するタイヤの実際の転がり条件に基いて、制動時（または駆動力が作用しているとき）の最大摩擦係数に関連するスリップを予測することにある。
【課題を解決するための手段】
【００１２】
本発明は、以下に詳述する観察に基いており、不変量、すなわちタイヤおよび該タイヤが使用される路面の両方から独立した定数をもつパラメータの存在を識別できる。
本発明の第一態様によれば、本発明は、路面上を走行することを意図したタイヤに長手方向の力を伝達する手段と、該長手方向の力を変調する手段と、摩擦係数μの所定値に一致する少なくともパラメータスリップG^{Opt}を用いるコントローラとを有する車両の安定性を制御するシステムにおいて、前記コントローラは、下記のように、すなわち、
・各々が１つのスリップG_iに一致する長手方向の力の少なくとも２つの異なるレベル「ｉ」で長手方向の力をタイヤに伝達する手段を付勢する度毎に、グリップのいかなる損失も存在しない条件で摩擦係数μ_iの値を決定し、
・原点と点（G_i、μ_i）とを通る直線の傾斜α_iを決定し、
・点（α_i、G_i）を用いて直接計算するか、充分な数の対から適当に回帰することにより係数A_pを計算して、変化曲線$\alpha_i = f(G_i, A_p)$をモデル化し、
・所定の不変量「Ｉｎｖｔ」を用いて最適スリップG^{Opt}を計算し、
・長手方向の力をタイヤに伝達する手段に作用して、スリップを最大値G^{Opt}に維持する、
ことにより前記パラメータ（単一または複数）を計算する手段を有していることを特徴とする車両の安定性制御システムに関する。
【００１３】
本発明では、摩擦係数は上記のようにして、またはもちろん他の方法、例えばタイヤまたはその環境で遂行される測定により評価される。かくして、スリップに関するタイヤの機能のモデル化（上記変化曲線）が得られ、このモデル化は、所定の最適レベルでのスリップの制御、より詳しくは例えば、タイヤの最大グリップに対応するスリップの制御に関する適用を見出すことができ、かつ、既に強調したように、タイヤにより伝達される長手方向力が制動力である状況、およびタイヤにより伝達される長手方向力が駆動力である状況の両方に適用できる。
【００１４】
本発明に関連して、トレッドのグリップ特性が、空気タイヤ、または非空気弾性外側ケーシングを取扱うものでも、更にはクローラトラックを取扱うものでも問題ではないことに留意すべきである。用語「トレッド」、「タイヤ」、「外側ケーシング」、「弾性外側ケーシング」、「クローラトラック」または「ホイール」は、均等物であると解釈すべきである。
【００１５】
他の好ましい適用例では、本発明は、横方向力の飽和状態近くの機能領域において車両上で作動するタイヤまたは弾性外側ケーシングにより発生される横方向力の分析に関する。
従って、第二態様によれば、本発明は、路面上を走行することを意図した少なくとも１つのタイヤを有する車両の安定性を制御するシステムであって、車両には、車両ドライバにより該ドライバの制御手段に伝達される命令に基いておよびタイヤの機能をドリフトスラストF_{target}の所定目標値に維持することを目的とする走路コントローラにより供給される命令に基いて、選択されたパラメータ「λ」を制御するシステムが設けられており、走路コントローラは、ドリフトスラストF_{target}の最大値に一致するドリフト角の少なくとも１つの最適値δ^{Opt}を使用し、前記コントローラは、下記の作動、すなわち、

・ドリフト角δの少なくとも２つの異なるレベル「ｉ」で前記パラメータ「λ」を制御するシステムを付勢する度毎に、F_{Yi}および評価されまたは測定されたドリフト角δ_iの種々の値を記録し、
・原点と点（δ_i、F_{Yi}）とを通る直線の傾斜α_iを決定し、
・点（α_i、δ_i）を用いて直接計算するか、充分な数の対から適当に回帰することにより係数A_pを計算して、変化曲線$\alpha_i = f(\delta_i, A_p)$をモデル化し、
・所定の不変量「Ｉｎｖｔ」を用いて、ドリフトスラストF_{target}の最大値に関連する最適ドリフト角の値δ^{Opt}を計算し、
・ドリフト角δがδ^{Opt}に近付いたときに警告信号を発生する、
ことを遂行する手段を有していることを特徴とする車両の安定性制御システムに関する。

【００１６】
本発明は、車両の安定性を制御するシステムに関する。このことは、制動力が加えられたときにホイールのロックを防止することを目的とする用語「ＡＢＳ」として広く知られた機能、または物理的に可能な限度まで制動力を自動的に増大させることを目的とした機能の両方を意味する。また本発明の車両の安定性制御システムは、１つのホイールのブレーキに自動的かつ選択的に作用することにより、および／または１つまたは幾つかのホイールにまたは車両の挙動に影響を与える他の任意のアクチュエータに自動的かつ選択的に作用することにより、車両を安定走路上に維持することを目的とする車両の安定性制御システムの一層精巧な態様を意味する。

【発明を実施するための最良の形態】

【００１７】
以下、添付図面を参照して本発明をより詳細に説明する。
本発明は、次の観察に基いている。
図４は、２バールの膨張圧力で種々の路面上で試験した同一のＭＩＣＨＥＬＩＮ　ＸＨ１　１９５／６５－１５タイヤについてのスリップの関数としての摩擦係数μの種々の曲線を示すものである。図５は、種々のタイヤ、種々の路面、および速度、タイヤ荷重等に関する種々の試験条件に対応する非常に多くの試験についての摩擦係数μ_{max}の位置および対応スリップを示すものである。これらの値は広く拡散しているため、このようなアプローチを用いてグリップの物理的現象を把握できるようにする回帰（ｒｅｇｒｅｓｓｉｏｎ）を見出すことは、架空でない限り困難であることは理解されよう。
従って、本件出願人は、以下に述べる方法で研究を行なってきた。$G = G_{max}$および$G = G_{max}/2$（「５０％」で示した）について計算した商の分析も行なわれた（図６参照）。

【００１８】
図７は、平均値を決定する前の約４００回の試験すなわち全部で３０００個の測定値についての比$\mu / G_{at\ 50\%\ of\ max}$の関数として比$\mu_{max}/G_{max}$の値を示すものである。図７は、変えることができる多くの路面条件、種々のタイヤおよび試験条件（荷重、速度、圧力）を反映している。これにより、上記不変量（Ｉｎｖａｒｉａｎｔ）「Ｉｎｖｔ」の卓越した実験的確認についての理解が得られる。

【００１９】
考察されるタイヤおよび試験条件の如何にかかわらず、次式を満たすことが判明している。

【数式２】

$$\frac{\frac{\mu}{G}(G = G_{max})}{\frac{\mu}{G}(G = G_{max}/2)} \approx 0.58 \qquad (1)$$

上記比は、以下に「Ｉｎｖｔ」で示す不変量である。

【００２０】

次に、曲線μ（Ｇ）（図８参照）の平均傾斜が考察される。この傾斜をαとすれば、次式が得られる。

【数式３】

$$\mu = \alpha \cdot G$$

この傾斜はＧ（該Ｇは、曲線の少なくとも第一部分での好ましい近似値である）で直線的に変化する。従って、直線α（Ｇ）の式を次式のように計算できる（直線的変化であると仮定する。図９参照）。

【数式４】

$$\alpha = a \cdot G + b \quad (2)$$

この式（２）および前のセクションで説明された不変量「Ｉｎｖｔ」から、次式が得られる。

【数式５】

$$a \cdot G_{max} + b = Invt \cdot \left(a \cdot \frac{G_{max}}{2} + b \right)$$

これから、G_{max}が演繹され、これは、車両のブレーキシステムコントローラが目指す目標であり、本発明によれば次式が得られる。

【数式６】

$$G_{max} = -\frac{b}{a} \cdot \frac{1 - Invt}{1 - \frac{Invt}{2}}$$

G_{max}を計算できるようにする原理（より詳しくは、トレッドが摩擦係数μ_{max}で機能するときの有効スリップ）は、タイヤの種類の如何にかかわらず、摩耗またはエージングの如何にかかわらず、およびタイヤの使用条件の如何にかかわらず、目標Ｇの値を決定できる。

【００２１】

また、上記式（２）は線形回帰が、スリップＧの関数としての摩擦係数μの変化の進化（ｅｖｏｌｕｔｉｏｎ）を非常に正確にモデル化できることを示しているが、最も適当な回帰形式についての賢明な選択がなされれば、ここに提案される手順の精度を向上できることが判明している。かくして、回帰の適当な形式を選択することは本発明に包含され、このことは、一般に、以下に説明する調整手順を提案する。

【００２２】

上記観察は、スリップＧに対する摩擦係数μの変化を表す曲線に基いたものであり、この現象は非常に良く似た曲線を有するので、タイヤのドリフト角の関数としての横方向力Ｆに対して有効性を維持する。従って本発明は、次の特性を有する物理的現象に適用される。

・Ｘを、タイヤのスリップＧ（本発明の一実施形態）であるとするか、タイヤのドリフト角δ（本発明の他の実施形態）であるとして、Ｘを測定するか、評価する。

・Ｙを、それぞれタイヤの摩擦係数μ（本発明の一実施形態）であるとするか、タイヤの横方向力Ｆ（本発明の他の実施形態）であるとして、Ｙを測定するか、評価する。

【００２３】

この目的は、低いＸの値に向けて出発するプロセスＹ（Ｘ）では、できる限り早くＹの値を最大にすることである。ここでは、実際の測定（または評価）（一般に、入力Ｘおよび出力Ｙでのノイズにより影響を受ける）に関連して、特に、最大値を演繹的に知ることな

くかつ最大値を超える必要なく最大値を得ることを可能にするロバストアルゴリズムが提案されている。この方法は絶対値を必要としない。

【００２４】

スリップ態様並びにドリフト態様に対して有効である以下の観察が使用された。すなわち、

（X_{max}）の最大値での割線（ｓｅｃａｎｔ）と、$X = X_{max}/2$での割線との間には下回る関係が存在する。一般的な関係は一定の商（不変量）である。この不変量は、特定現象へのこの方法の各適用時に決定されなくてはならない。

【００２５】

不変量を決定する実用的な非制限的方法は次の通りである。すなわち、

【数式７】

$$Invt = \frac{\frac{Y}{X}(X_{max})}{\frac{Y}{X}(p.X_{max})}$$

ここで、ｐは、常に、１より小さい正の値である。ｐの値は、０．２５～０．７５の間が有利である。ｐの値が小さいほど、方法の精度が低くなるが、自動制御の反応度は高くなる。逆に、ｐの値が大きいほど、精度が高くなるが、最終獲得が最大値に非常に近くなるため反応度は低くなる。これが、ｐの値として０．５が好ましい理由である。

【００２６】

０＜Ｉｎｖｔ≦１は常に維持される。考察している物理的現象での固有不変量として上記した「Ｉｎｖｔ」は、実際に、特定分野へのあらゆる適用を行なうため、特定システムの洗練での調節変数を提供することによりアルゴリズムを微細に調節することを可能にする自由度となる。

【００２７】

一般に、第一近似として次式が考察される。

【数式８】

$$Invt = \frac{\frac{Y}{X}(X_{max})}{\frac{Y}{X}(\frac{X_{max}}{2})}[Eq]$$

Ｘの関数としての割線の変化は簡単な内挿曲線（一般的には、線形または指数曲線であり、出力曲線のこともある）により調節される。調節はリアルタイムで行なわれる。この場合には、これから、最大値X_{max}が得られる（外挿）前に、最大値X_{max}の位置を演繹できる。

【００２８】

Ｘの関数としての割線の関係についての他の回帰形式を使用でき、この場合には、最大値X_{max}の分析公式または近似公式を得るのに、対応システム（最大値での割線の値を半値にリンクさせる等式：〔Ｅｑ〕）を解くことが賢明である。Ｙについてのスケール誤差（例えば、Ｙは、５０％だけ系統的に課題評価される）は、X_{max}の予測値を変化させず、これにより、スケール効果に非常に有利な低い感度を与える。

この意図は、物理的曲線の不変量に基いて、利用できる全ての関連情報を用いることにより、最大値に向かって「上昇」する間に付随する「測定」により最大値を演繹することである。

【００２９】

図１は、提案するアルゴリズムを示し、この主な段階は次の通りである。

１．実際の可能性に従って、測定または評価による点（X_i、Y_i）の獲得。少なくとも２つの点を獲得するのが賢明である。X_iは非ゼロを表し、ここでは、小さ過ぎて不適当

な値を無くすべく最小閾値が賦課される。

【００３０】

２．前の値を用いた割線の計算。割線の値は、$\alpha_i = X_i / Y_i$を直接計算するか、ノイズを無くすためｉ以下の全ての添字点を考慮して、適当な回帰、例えば、

【数式９】

$$\Sigma_{XX} = \sum X_j^2, \Sigma_{XY} = \sum X_j \cdot Y_j, \alpha_i = \frac{\Sigma_{XY}}{\Sigma_{XX}}$$

を行なうことにより評価される。これは、線形回帰が個々の点での測定ノイズに対する感度が非常に小さいという本質によるものであり、充分な数の点が考察されると外乱が「互いに相殺される」傾向を有する（基本静的特性を参照）。このアプローチは、従来とは異なり、対象とする個々の値ではないが（ノイズが多くて不正確）、複数の値から生じる傾向を有するため、特に優れたものである。従って、対（α_i、X_i）が得られる。

【００３１】

３．対（α_i、X_i）を用いた回帰の計算。回帰は、対象とする物理的現象およびノイズレベルに従って洗練しなければならないが、測定または評価された充分な数「ｎ」の点（一般には、５つの点）から計算される。

・線形回帰の場合

【数式１０】

$$A^{Lin} = \frac{n \cdot \sum X \cdot \alpha - \sum X \cdot \sum \alpha}{n \cdot \sum X^2 - (\sum X)^2}, B^{Lin} = \frac{\sum \alpha \cdot \sum X^2 - \sum X \cdot \alpha \cdot \sum X}{n \cdot \sum X^2 - (\sum X)^2}$$

・指数回帰（ｅｘｐｏｎｅｎｔｉａｌ　ｒｅｇｒｅｓｓｉｏｎ）の場合

【数式１１】

$$A^{Exp} = \frac{n \cdot \sum X \cdot Ln(\alpha) - \sum X \cdot \sum Ln(\alpha)}{n \cdot \sum X^2 - (\sum X)^2},$$

【数式１２】

$$B^{Exp} = \frac{\sum Ln(\alpha) \cdot \sum X^2 - \sum X \cdot Ln(\alpha) \cdot \sum X}{n \cdot \sum X^2 - (\sum X)^2}$$

従って、ＡおよびＢは、殆どの適当な回帰により得られる。示したもの以外の他の回帰を使用することもでき、考察すべき種々の回帰は、選択された回帰の係数を得ることができる当業者には良く知られている。

【００３２】

４．次に、X_{max}の評価が計算される。

・線形回帰の場合には、$\alpha = A^{Lin} \cdot X + B^{Lin}$を用いて次式が得られる。

【数式１３】

$$X_{max} = -\frac{B^{Lin}}{A^{Lin}} \cdot \frac{1 - Invt}{1 - p \cdot Invt},$$

指数回帰の場合には、次式が得られる。

【数式１４】

$$X_{max} = \frac{Ln(Invt)}{p \cdot A^{Exp}}, \text{ここで、}$$

$$\alpha = e^{A^{Exp} \cdot X + B^{Exp}}$$

【００３３】
５．この方法の特別な使用に従ってX_{max}を知ることができると、殆どの適当なパラメータが調節される。例えば、パラメータＸの値は、その値をX_{max}に維持すべく自動的に制御される。
【００３４】
６．必ずしも有効といえないかもしれないが、Y_{max}の評価を計算するまで続行できる。
・線形回帰の場合には、更に、Y_{max}が次のように決定される。ここで、Y^{coeff_lin}は、実験的に調節される係数である。
【数式１５】

$$Y_{max} = Y^{Coeff_lin} \cdot X_{max} \cdot (A^{Lin} \cdot X_{max} + B^{Lin})$$

・指数回帰の場合には、更に、Y_{max}が次のように決定される。ここで、Y^{coeff_exp}は、実験的に調節される係数である。
【数式１６】

$$Y_{max} = Y^{Coeff_exp} \cdot X_{max} \cdot e^{A^{Exp} \cdot X_{max} + B^{Exp}}$$

Y_{max}の計算例：
線形：
【数式１７】

$$Y_{max} = \frac{X_{max}}{0.75} \cdot (A^{Lin} \cdot X_{max} + B^{Lin})$$

指数：
【数式１８】

$$Y_{max} = \frac{X_{max}}{1.19} \cdot e^{A^{Exp} \cdot X_{max} + B^{Exp}}$$

最大値の近くでの曲率が、割線の近似値であると考える関数の種類に正確に一致しないため、Y_{max}の予測値に小さい補正を行なうことは有効である。補正係数（線形の場合には１／０．７５＝Y^{coeff_lin}、または指数の場合には１／１．１９＝Y^{coeff_exp}）は、本発明の適用に従って、ケースバイケースで実験的に調節すべきである。
【００３５】
本発明の幾つかの可能適用例について以下に詳細に審査する。以下の記載は限定的なものでも排他的なものでもない。
【実施例１】
【００３６】
例１：車両に装着されたタイヤの機能の、或る摩擦係数例えば最大摩擦係数μ_{max}での自動維持
長手方向グリップμ（Ｇ）に関する適用例に戻って説明する。この場合には、本願明細書の冒頭部分で既に説明したように、Ｙはタイヤの摩擦係数μ、すなわち、長手方向力（例えば駆動力または制動力）を、加えられた垂直力（すなわちタイヤに加えられた荷重）で

割った商であり、Ｘはタイヤのスリップ Ｇの比である（タイヤの速度と車両の速度との間にスリップが存在しないとき、すなわちタイヤが自由に転がるときはＧ＝０％であり、タイヤの回転がロックされたときはＧ＝１００％である）。一般に、環境（路面の性質（アスファルトまたはコンクリート）、ドライまたはウェット（水レベル）、温度、およびタイヤの摩耗レベル）に基いて、スリップＧの関数としてのμの値は非常に大きく変化する（μは、氷上で約０．１５、ドライ路面上で約１．２である）。図４を参照すると、ここには、或る荷重および速度条件で測定された新しいＸＨ１　１９５／６５Ｒ１５タイヤについてのスリップＧの関数としてのμの幾つかの曲線が示されている。

【００３７】

本願で提案するシステムは、特に、スリップＧを自動制御して、所定の最適値G^{Opt}に維持することができる。前記所定スリップG^{Opt}は、より詳しくは、非制限的態様で、摩擦係数の所定値が実質的に値μ_{max}に一致するように選択される。この場合、これを特定最適値G_{max}と名付けることが一般的に行なわれている。

このタイヤの最大値の位置は路面に基いて変化することが判明している。また、いかなる一致（ｕｎｉｔｙ）も存在しないことがある。達成される同じ最大レベルについて、２つの一致するスリップを得ることができる。それにもかかわらず、これらの曲線が共有する１つの不変量「Ｉｎｖｔ」が存在する。

【００３８】

不変量を決定する方程式を、スリップの関数として摩擦係数の分析の場合に適用することにより、不変量は、１より小さい正の値をもつｐを用いて、より詳しくは次式のように計算される。

【数式１９】

$$Invt = \frac{\frac{\mu}{G}(G_{max})}{\frac{\mu}{G}(p.G_{max})},$$

上記のように、ｐに関する限り、その値は０．２５～０．７５の間、例えば０．５が好ましく、ｐの値の選択の結果に関して上記一般的表示を参照されたい。

【００３９】

かくして次式が得られる。

【数式２０】

$$\frac{\frac{\mu}{G}(G = G_{max})}{\frac{\mu}{G}(G = G_{max}/2)} \approx 0.58$$

データを、他のパラメータＹ（例えば摩擦係数μ_{max}）の最大値に一致するパラメータＸ（例えばスリップＧ）の第一値で、および第一値の５０％（例えば上記スリップの５０％）に一致する第二値で処理することにより、１つの不変量「Ｉｎｖｔ」が導入された。５０％での処理の選択は任意であること、および処理が摩擦係数μ_{max}に一致するスリップの２５％または７５％で遂行される場合には不変量が得られることも判明している。従ってこの選択は、特に、各特定用途への実験的フェーズの一部である。

【００４０】

次に、傾斜α_iを決定することが賢明である。これは$\alpha_i = \mu_i / G_i$の直接計算により行なわれ、適当な回帰（例えば、次式のような線形回帰）が使用される。

【数式２１】

$$\Sigma_{GG} = \sum G_j^2, \Sigma_{G\mu} = \sum G_j \cdot \mu_j, \alpha_i = \frac{\Sigma_{G\mu}}{\Sigma_{GG}}$$

或いは、２つの特定係数A_p、ＡおよびＢが、「ｎ」個の測定点または評価点に適用される下記線形回帰により計算される。

【数式２２】

$$A^{Lin} = \frac{n \cdot \sum G \cdot \alpha - \sum G \cdot \sum \alpha}{n \cdot \sum G^2 - (\sum G)^2}, B^{Lin} = \frac{\sum \alpha \cdot \sum G^2 - \sum G \cdot \alpha \cdot \sum G}{n \cdot \sum G^2 - (\sum G)^2}$$

【００４１】

次に、線形回帰が使用される場合には、$\alpha = A^{Lin} \cdot G + B^{Lin}$を用いて、$G^{Opt}$が下記のように計算される。

【数式２３】

$$G^{Opt} = -\frac{B^{Lin}}{A^{Lin}} \cdot \frac{1 - Invt}{1 - p \cdot Invt},$$

必要ならば、下記のように、G^{Opt}に一致するμの値が決定されるまで続けることができる（ここで、μ^{coeff_lin}は実験的に調節される係数である）。

【数式２４】

$$\mu = \mu^{Coeff_lin} \cdot G^{Opt} \cdot (A^{Lin} \cdot G^{Opt} + B^{Lin})$$

【００４２】

割線の線形アプローチにより決定される下記表は、２バールの膨張圧力により種々の路面で試験されたＭＩＣＨＥＬＩＮ　ＸＨ１　１９５／６５－１５タイヤでの実際の測定値からの最大スリップの計算を示すものである。

【表１】

路面番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	１０	１１	１２
実際のG^{max}	10%	11%	11%	13%	13%	13%	12%	13%	9%	9%	15%	15%
実際のμ^{max}	0.41	0.78	0.79	1.06	1.05	0.75	0.72	0.48	0.49	0.48	1.17	1.13
測定したA^{Lin}	-64	-109	-105	-108	-110	-76	-77	-60	-81	-127	-97	-88
測定したB^{Lin}	11	19	18	22	22	15	15	11	13	16	22	20
予測したG_{max}	10%	11%	11%	12%	12%	13%	12%	12%	10%	8%	14%	14%
予測したμ_{max}	0.41	0.75	0.76	1.03	1.03	0.73	0.71	0.48	0.48	0.48	1.16	1.12

【００４３】
さもなくば、２つの特定係数A_p、ＡおよびＢは、下記の指数回帰により計算される。
【数式２５】

$$A^{Exp} = \frac{n \cdot \sum G \cdot Ln(\alpha) - \sum G \cdot \sum Ln(\alpha)}{n \cdot \sum G^2 - (\sum G)^2},$$

【数式２６】

$$B^{Exp} = \frac{\sum Ln(\alpha) \cdot \sum G^2 - \sum G \cdot Ln(\alpha) \cdot \sum G}{n \cdot \sum G^2 - (\sum G)^2}$$

【００４４】
次に、指数回帰が使用される場合には、G^{Opt}が下記のようにして計算される。
【数式２７】

$$G^{Opt} = \frac{Ln(Invt)}{p \cdot A^{Exp}}, \text{ここで、} \alpha = e^{A^{Exp} \cdot G + B^{Exp}}$$

必要ならば、下記のように、μ_{max}の値が決定されるまで続けることができる（ここで、μ^{coeff_exp}は実験的に調節される係数である）。
【数式２８】

$$\mu_{max} = \mu^{Coeff_exp} \cdot G^{Opt} \cdot e^{A^{Exp} \cdot G^{Opt} + B^{Exp}}$$

【００４５】
この原理は、あらゆる種類のタイヤおよびあらゆる種類の路面について最大グリップを決定するのに適用でき、これにより、軌道制御システムの信頼性に対し非常に大きい有利性が得られる。
本願に提案する方法は、摩擦係数の変化のみが取扱われ、その絶対値は取扱われないので自己適応性を有しかつ非常にロバスト（ｒｏｂｕｓｔ）である。また、ノイズに対する感度が非常に低いことも判明している。
スリップの関数としてタイヤの長手方向グリップに適用される上記方法に固有の性質は、車両のブレーキシステムでのタイヤのグリップのモデル化に非常に適している。
【００４６】
車両のブレーキシステムは効率的であるが、それは製造業者が選択する一定数のタイヤ最適であること、および車両に実際に装着されたタイヤには適用できないことは知られている。より詳しくは、良く知られているように、特に所与の路面上の力F_xでのグリップおよびスリップにおいて極めて異なる挙動を呈する冬期タイヤには適用できない。従って、車両のブレーキシステムの効率は、車両に実際に使用されているタイヤに自動的に適用できるならば改善される。
【００４７】
もちろん、現在の一般的な設計による内燃機関を備えた車両の場合には、タイヤにスリップを伝達する手段は、本質的に制動状況でのブレーキでありかつ本質的に駆動力が作用するエンジン管理システムである。当業者ならば、本発明を他の車両設計例えば電気自動車に適用することは容易であろう。
もちろん、上記本発明は、システムのコントローラが、上記手段以外に、スリップをタイヤに伝達する手段の何らかの特別な付勢時に、例えば（G_i、μ_i）の評価値または測定値の観点で、或る状況でより望ましい他のスリップ制御ストラテジーを具現する他のプログラムによりローディングされることを排除するものではない。

【００４８】
より詳しくは、不変量を決定する好ましいアプローチは次の通りであり、この場合にも０．２５～０．７５の間の値、一般には０．５を有するｐを使用する。
【数式２９】

$$Invt = \frac{\frac{\mu}{G}(G_{max})}{\frac{\mu}{G}(p.G_{max})},$$

【００４９】
本発明の特定実施形態では、スリップを変調するデバイスがブレーキ制御に作用する。本発明の他の実施形態では、スリップを変調するデバイスがホイールでの駆動トルクに作用する。
【００５０】
車両のブレーキシステムに特に有効な新しいアルゴリズムであって、上記不変量「Ｉｎｖｔ」に基いて摩擦係数μ_{max}の位置を決定できるようにするアルゴリズムを創出することが提案される。理解されようが、このようなシステムは摩擦係数μ_{max}の評価を行い、次に、基準曲線により最適スリップを選択する。これらの段階を下記のもので置換することを提案する。
【００５１】
この原理の実施は、ＡＢＳコントローラに幾つかの修正を必要とする。すなわち、
・計算周波数は４０Ｈｚ以上であるのが好ましい。
・信頼できる（代表的な）目標を計算するための充分に多数の位置を獲得すべく、ＡＢＳのトリガリングを調整することが賢明である。
・スリップでの測定点を非常に少数（例えば、１％以下のスリップに一致）に減少させることが有利である。
・スリップＧの非常に高い精度が得られるようにするには、特殊手段を用いるがホイール速度データ処理（ＧＰＳ、路面観察…）を行わないで車両速度を獲得するのが有利である。
【００５２】
上記提案により、車両のブレーキシステムの効率は、車両に現実的に使用できる全範囲のタイヤに亘って非常に優れたものとなる。
【００５３】
開発された新しいアルゴリズムは、システムを、いかなる付加センサおよびタイヤトレッドの測定をも必要とせず、あらゆる種類のタイヤに自動的に適合させることができる。また、このアルゴリズムは、所与の車両に選択されるタイヤの種類に対して微調節の必要性を無くすことができる。
【００５４】
上記のように、本発明の方法は、測定値についてだけでなく、評価値についても結果を得ることができる。実際の（評価したものではない）力F_X、F_yおよびF_Zに関する情報は、より正確な目標をもつこと、および／または賞賛に価するチェックを行なって、車両のブレーキシステムの信頼性を向上させることができる。
【実施例２】
【００５５】
例２：車両に使用されるタイヤの機能の分析、ドリフト条件を受けるタイヤ、および発生した横方向力F_yの分析
他の適用例を以下に説明する。この適用例は、タイヤのドリフト角δの関数として横方向力F_yを特徴付けることを有している（ドリフト角δは、ホイールの平面の路面上の突出部と路面上での車両のベクトル速度とのなす）角度である。最適ドリフト角δ^{Opt}例えばタイヤが最大横方向力F_yを発生するドリフト角は予め決定でき、横方向力F_{ymax}

も予め決定できる。最大横方向力は、例えば、関連する車両の平衡にとって重要なものである。

【００５６】

横方向F_yとドリフト角δとの関係は、前のセクションで述べたμとGと同じ形式である。従って、例えば不変量は下記のように決定できる。

【数式３０】

$$Invt = \frac{\frac{\partial F}{\partial \delta}(\delta^{Opt})}{\frac{F}{\delta}(p,\delta^{Opt})}$$

上記のように、pに関する限り、その値は０．２５～０．７５の間、例えば０．５であるのが好ましく、pの値の選択の結果に関して上記一般的表示を参照されたい。この正確な場合には、大きさ「Ｉｎｖｔ」は顕著に高いものとなる。値が小さくなり過ぎて、割線の決定を妨げることを回避するため、２°の最小ドリフト角閾値を維持すると同時に０．８の値が得られた。

【００５７】

図３は、ドリフト角に対するドリフトスラストの変化、および／または原点と、同じドリフト角での前の曲線の点とを通る割線の同じドリフト角での変化を示す曲線である。キャンバをもたず、５０００ニュートンの荷重を受けるＭｉｃｈｅｌｉｎ　Ｐｒｉｍａｃｙ　２３５／５５Ｒ１７タイヤでは、本発明の方法により評価された最大ドリフト角は５．５°、および最大評価ドリフトスラストは５９３５ニュートンである。

【００５８】

次に、傾斜α_iを決定するのが賢明である。これは、$\alpha_i = F_i / \delta$を直接計算することにより行なわれ、または適当な回帰例えば下記のような線形回帰が使用される。

【数式３１】

$$\Sigma_{\delta\delta} = \sum \delta_j^2, \Sigma_{\delta F} = \sum \delta_j \cdot F_j, \alpha_i = \frac{\Sigma_{\delta F}}{\Sigma_{\delta\delta}}$$

或いは、「ｎ」個の測定点または評価点で適用される下記の線形回帰により２つの特定係数A_p、ＡおよびＢが計算される。

【数式３２】

$$A^{Lin} = \frac{n \cdot \sum \delta \cdot \alpha - \sum \delta \cdot \sum \alpha}{n \cdot \sum \delta^2 - (\sum \delta)^2}, B^{Lin} = \frac{\sum \alpha \cdot \sum \delta^2 - \sum \delta \cdot \alpha \cdot \sum \delta}{n \cdot \sum \delta^2 - (\sum \delta)^2}$$

線形回帰が使用される場合には、$\alpha = A^{Lin} \cdot \delta + B^{Lin}$を用いて、$\delta^{Opt}$が下記のように計算される。

【数式３３】

$$\delta^{Opt} = -\frac{B^{Lin}}{A^{Lin}} \cdot \frac{1 - Invt}{1 - p \cdot Invt},$$

アルゴリズムを適用することにより、横方向力（F_y）が約６°のドリフト角δでその最大値を達成するように予め定められている。タイヤがスリップを開始する前に横方向スラストを生じさせる可能性はもはや大きくないことを知ることができるので、この情報は価値あるものである（横方向スラストが飽和すると車両が旋回することが防止される）。

【００５９】

必要ならば、下記のように、δ^{Opt}に一致するＦの値が決定されるまで続けることができる。ここで、F^{coeff_lin}は指数的に調節される係数である。

【数式３４】

$$F_{max} = F^{Coeff_lin} \cdot \delta^{Opt} \cdot (A^{Lin} \cdot \delta^{Opt} + B^{Lin})$$

さもなくば、２つの特定係数A_p、係数ＡおよびＢは、「ｎ」個の測定点または評価点に適用される下記の指数回帰により計算される。

【数式３５】

$$A^{Exp} = \frac{n \cdot \sum \delta \cdot Ln(\alpha) - \sum \delta \cdot \sum Ln(\alpha)}{n \cdot \sum \delta^2 - (\sum \delta)^2},$$

【数式３６】

$$B^{Exp} = \frac{\sum Ln(\alpha) \cdot \sum \delta^2 - \sum \delta \cdot Ln(\alpha) \cdot \sum \delta}{n \cdot \sum \delta^2 - (\sum \delta)^2}$$

次に、指数回帰が使用される場合には、G^{Opt}が下記のようにして計算される。

【数式３７】

$$\delta^{Opt} = \frac{Ln(Invt)}{p \cdot A^{Exp}}, \text{ここで} \alpha = e^{A^{Exp} \cdot \delta + B^{Exp}}$$

必要ならば、下記のように、μ_{max}の値が決定されるまで続けることができる（ここで、μ^{coeff_exp}は実験的に調節される係数である）。

【数式３８】

$$F_{max} = F^{Coeff_exp} \cdot \delta^{Opt} \cdot e^{A^{Exp} \cdot \delta^{Opt} + B^{Exp}}$$

【００６０】

この態様により、本発明は、タイヤの機能を制御する方法を提案し、本発明の方法は、横方向力が最大であるタイヤのドリフト角δの値を予測するフェーズを有し、ドリフト角が、ドリフトスラストを発生させる能力が飽和されるほどの大きさになると警告信号を設定し、ドリフトスラストに関してタイヤの最大ポテンシャルに極めて接近すると警告がドライバに与えられるようにし、または、車両の安定性を自動的に制御するシステムに一体化された、より進歩した態様では、警告信号が発生された場合に車両の速度が自動的に制限または減速され、他の任意の補正段階が行なわれる。

【００６１】

本発明は能動車両（後車軸および／または前車軸の能動ステアリング機構、またはボディロールの能動制御装置、または車両の横方向平衡に作用する任意のシステムを備えており、従って、タイヤに賦課される横方向スラストに作用する車両）にも適用できる。すなわち、車両の横方向安定性を自動制御するシステムからの命令に従って反応することもできる。

【００６２】

この点に関し、本発明は、路面上を走行することを意図した少なくとも１つのタイヤを有する車両の安定性を制御するシステムにも拡大される。車両には、車両に使用される技術に基いて、車両のドライバにより該ドライバの制御手段に伝達される命令に基いて、およびタイヤの機能をドリフトスラストF_{target}の所定の目標値に維持することを目的とする毛色コントローラにより与えられる命令に基いて、すなわち各車軸のタイヤのドリフト角に直接的または間接的に基いて、選択されたパラメータ（以下、パラメータ「λ」と呼ぶ）を制御するシステムが設けられている（例えば、前記パラメータ「λ」は能動舵取りを行なうための前後のホイールのステアリングであり、または前記パラメータ「λ」

は能動アンチロールのためのボディロールであり、またはパラメータ「λ」は制動アクチュエータを介して安定制御を行なうための制動力である）。走路コントローラは、ドリフトスラストF_{target}の最大値に一致するドリフト角の少なくとも１つの最適値δ^{Opt}を使用し、前記コントローラは、下記の作動を遂行する手段を有している（前後の車軸が同じでなく、左右のタイヤが異なっている各車軸での作動が好ましいが、本発明の原理は、１つのタイヤのみに適用できるものであるが、当業者ならば全てのタイヤに対処させることができるであろう）。

【００６３】

・ドリフト角の少なくとも２つの異なるレベル「ｉ」で前記パラメータ「λ」を制御するシステムを付勢する度毎に、F_{Yi}および関連するドリフト角δ_iの種々の値を記録し、
・原点と点（δ_i、F_{Yi}）とを通る直線の傾斜α_iを決定し、
・点（α_i、δ_i）を用いて直接計算するか、充分な数の対から適当に回帰することにより、より詳しくは線形回帰および指数回帰からなる群から選択された回帰により係数A_pを計算して、変化曲線$\alpha_i = f(\delta_i, A_p)$をモデル化し、
・所定の不変量「Ｉｎｖｔ」を用いて、ドリフトスラストF_{target}の最大値に関連するタイヤドリフト角の最適ドリフト角の値δ^{Opt}を計算し、
・ドリフト角δがδ^{Opt}に近付いたときに警告信号を発生する。

【００６４】

前述のように、最適ドリフト角δは、直接計算または回帰の選択から得られるモデル化公式（上記変化曲線）により計算される。より詳しくは、不変量を決定する好ましいアプローチは、０．２５～０．７５（一般的に０．５）の間の値をもつｐを使用する次式である。

【数式３９】

$$Invt = \frac{\frac{F}{\delta}(\delta^{Opt})}{\frac{F}{\delta}(p.\delta^{Opt})},$$

【００６５】

本発明の特定の実施形態では、警告信号が発生されると、選択されたパラメータを制御するシステムが付勢され、ドリフト角δを最適値δ^{Opt}に維持する。他の実施形態では、警告信号が発生されると、車両速度が制限または減速される。

【００６６】

強調すべき重要なことは、スリップの関数として摩擦係数を用いることと、ドリフト角の関数としてドリフトスラストを用いることとは相反的なものではないということである。特に、これらの２つの態様を同時に使用することは、車両の走路の自動制御システムにとって有利なことである。

【図面の簡単な説明】

【００６７】

【図１】本発明による自動制御手順を示すブロック図である。
【図２】スリップに対する摩擦係数の変化を示す曲線と、原点と前記スリップと同じスリップでの前の曲線の点とを通る割線の同じスリップでの変化を示す曲線とを示すグラフである。
【図３】ドリフト角に対するドリフトスラストの変化を示す曲線と、原点と前記ドリフト角と同じドリフト角での前の曲線の点とを通る割線の同じドリフト角での変化を示す曲線とを示すグラフである。
【図４】種々の試験条件下での同一タイヤのスリップに関する摩擦係数の変化についてプロットした幾つかの曲線を示すグラフである。
【図５】多数のタイヤおよび種々の試験条件下での摩擦係数μ_{max}およびの位置および関連するスリップG_{max}の位置を示すグラフである。

【図６】スリップに対する摩擦係数の変化を示す一般的な概略曲線であり、このグラフには２つの特別な点すなわち摩擦係数μ_{max}およびこの関連スリップG_{max}が印されており、摩擦係数$\mu_{50\%}$に対応する慣用点は、$G_{max/2}$で慣用的に印されたスリップG_{max}を５０％上回っている。

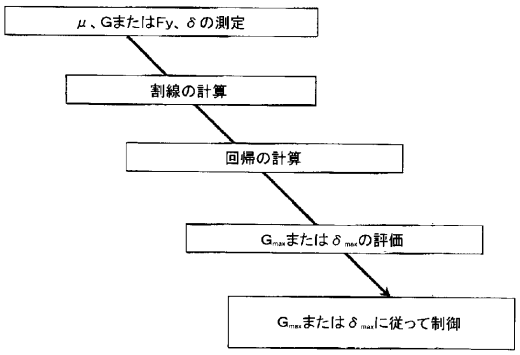
【図７】多数のタイヤおよび種々の試験条件下での摩擦係数μ_{max}に関連するスリップについての摩擦係数μ_{max}の商μ／Ｇ（G_{max}での商）、および摩擦係数μ_{max}に関連するスリップの５０％のスリップについての摩擦係数の商μ／Ｇ（G_{max}の５０％での商）に対応する縦軸上の点の位置を示すグラフである。

【図８】スリップに対する摩擦係数の変化を示す一般的な概略曲線および原点を通る割線の過程および３つの特定点のスリップの曲線を示すグラフである。

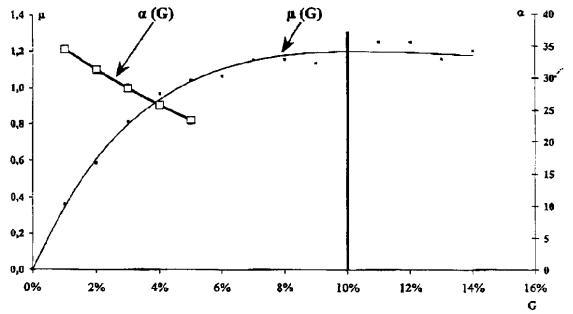
【図９】原点と、同じスリップでの摩擦係数の変化曲線の点とを通る割線の傾斜のスリップの関数としての線形変化を示す一般的な概略曲線のグラフである。

【図１０】Ｘに対するＹの変化を含む現象への一般的な適用曲線であって、特定ＸについてのＹの最大値およびＹの最大値での単調上昇を呈する曲線を示すグラフである。

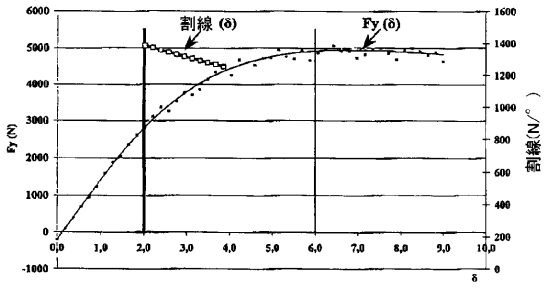
【図１】



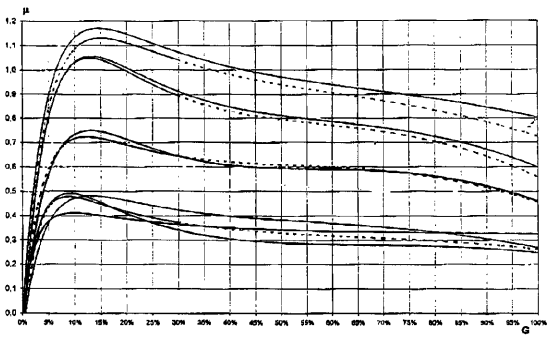
【図２】



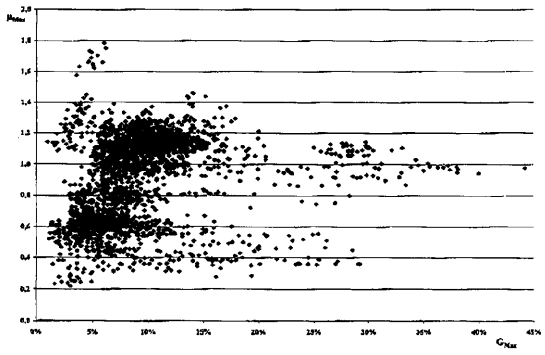
【図３】



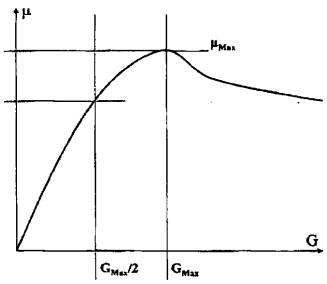
【図４】



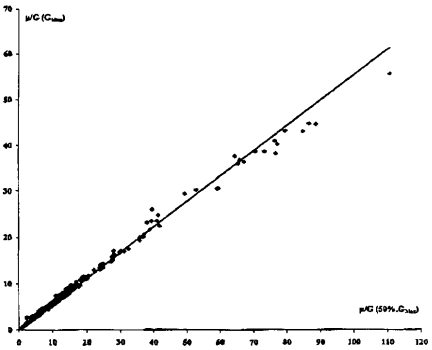
【図５】



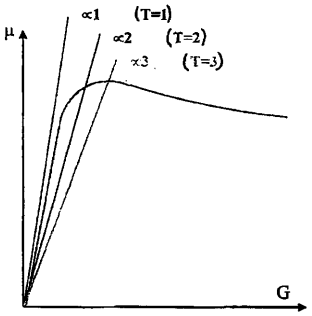
【図６】



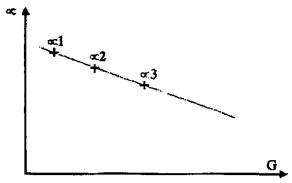
【図７】



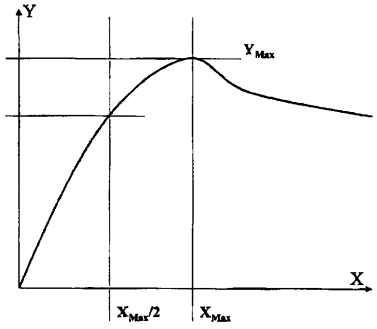
【図８】



【図９】



【図１０】



フロントページの続き

(74)代理人 100082005
弁理士 熊倉 禎男
(74)代理人 100065189
弁理士 宍戸 嘉一
(74)代理人 100074228
弁理士 今城 俊夫
(74)代理人 100084009
弁理士 小川 信夫
(74)代理人 100082821
弁理士 村社 厚夫
(74)代理人 100086771
弁理士 西島 孝喜
(74)代理人 100084663
弁理士 箱田 篤
(72)発明者 ジョルジュ レヴィー
フランス エフ－６３０００ クレルモン フェランリュー デュ テラーイ ４
(72)発明者 ニコラ ファンジェ
フランス エフ ６３４００ シャマリエール アベニュ テルマール ２８

Ｆターム(参考) 3D046 BB21 BB23 BB28 GG10 HH22 HH46 JJ06 MM08

【外国語明細書】

Automatic stability control system for a vehicle using an invariant characterising any tyre

The invention relates to the systems for controlling the stability of a vehicle, more particularly in their function aimed at avoiding locking of the wheels when the brakes are applied, popularly known by the term "ABS", but also in their more sophisticated versions aimed at maintaining the vehicle on a stable path by automatically acting on the brakes of one wheel, such as for example in the systems popularly known by the term "ESP", or by acting on any other actuator (four wheels steering, active anti-roll, ...).

It is known that the braking of a vehicle will be all the more efficient if the tread is made to function at a slip G corresponding to the maximum value of the coefficient of friction. The maximum value of the coefficient of friction is called μ_{max}. But the average driver is not capable of controlling the braking so as to meet this condition.

The first so-called "ABS" brake systems automatically modulated the brake force (actually, the braking actuator generally being now a hydraulic jack, an ABS system modulate the hydraulic pressure) so as to cause the functioning of the tyre to oscillate about the maximum grip. This involves exceeding the maximum grip in order to be able to detect it by initiating the locking of the wheel (sudden deceleration of the rotation of the wheel), before reducing the brake force so as to be just below the maximum grip again. The brake force is then automatically increased again until it exceeds the maximum grip, then reduced, and so on.

Nevertheless, this method involves briefly exceeding the slip G_{max} corresponding to the maximum value of the coefficient of friction μ_{max}, whereas the ideal situation would be to approach the target slip by default without ever exceeding it. It is important to note that one calls G_{max}, conventionally, not a maximum possible value of the slip, but actually to the particular slip at which the friction coefficient has its maximum possible value.

The efficiency of the braking depends on the fineness of the slip variations about the slip corresponding to the maximum coefficient of friction. When efficiency is referred to, the only concern here is the amount of the deceleration, putting aside the major benefit of ABS systems of affording the driver of the vehicle a certain capability to cause the latter to turn during emergency braking. Consequently, in the context of the present invention, braking is considered as being all the more efficient, the shorter the braking distance. The efficiency of such braking is impaired by the periods in which the braking is not at

the level of the coefficient of maximum grip, that is to say during periods of excessive slip and during periods of insufficient slip.

The first so-called "ABS" brake systems, the functioning of which has been mentioned above, had the advantage of automatically adapting to the various tyres. This feature is important since it is known for example that the slip of a winter tyre at the maximum coefficient of friction is considerably greater than the slip of a summer tyre at the maximum coefficient of friction, just as it is known that the slip of a new tyre at the maximum coefficient of friction is greater than the slip of a worn tyre at the maximum coefficient of friction. Unfortunately, the vibrations caused by this type of automatic control are unpleasant and may even have the effect that the driver releases the pressure on the brake pedal. This generation of brake system is illustrated for example by US patent 3,980,346, in which an improvement of such a system is described.

This system enables adaptation to various tyres. To do this, the pressure is increased in stages. The development of the rotational speed of the wheel is then observed, from which it is then deduced if the pressure needs to be increased or decreased; this automatic control is "adaptive" but naturally generates vibrations.

At present, vehicle stability control systems automatically modulate the brake force so as to aim at a predetermined target slip, which is supposed to correspond to the maximum coefficient of friction.

In this case, a vehicle brake system therefore aims to maintain a brake force such that the tread functions at the optimum level of slip chosen. Such a system continuously measures the rotational speed of each of the wheels V_{Tyre}. With a specific algorithm (see for example US patent 5,402,345), an estimation of the vehicle speed $V_{Vehicle}$ is obtained. An estimation of the instantaneous slip $G = 1-V_{Tyre}/V_{Vehicle}$ is therefore available. Ideally, as long as this estimated slip remains below the optimum slip, the brake force does not have to be lowered, or may even be automatically increased if a function for automatic brake boosting is activated (see for example US patent 5,816,666). When the greatest possible brake force is attained, the brake pressure is regulated so as to maintain an optimum slip G_{max}, that is to say the slip corresponding to the maximum coefficient of friction (μ_{max}).

All that remains is to determine the optimum slip. In EP patent application 0503025, this is done from a reference curve giving a value of G to be aimed for as a function of the estimated coefficient of friction μ and the likewise estimated vehicle speed. An estimation of the coefficient of friction μ is carried out as follows. When braking in a straight line on a homogeneous ground, the brake force F_X of the tyre on the ground is determined from the brake pressure and the construction parameters of the wheel and of its brake. With the knowledge of all the forces F_X applied by all the tyres it is possible to calculate the deceleration of the vehicle, and therefore, taking account of the vehicle characteristics, the load transfer, and therefore the load variations on each of the wheels. From this, it is possible to deduce an approximation of the vertical load F_Z applied to each tyre. An estimation of the coefficient of friction $\mu = \frac{F_X}{F_Z}$ is thus obtained. If the corresponding lateral force F_y is known, by estimation or measurement, a more precise estimation of the coefficient of friction is given by the formula $\mu = \frac{\sqrt{F_X^2 + F_Y^2}}{F_Z}$. In the context of the present invention, these two estimations will be considered as equivalent. Similarly, and this is obvious to a person skilled in the art, in the context of the present invention, everything that has been stated about braking is valid in the case of acceleration; in other words, a braking force is, as regards the considerations relating to grip, equivalent to a driving force, even if of course the actuators for modifying these are not the same.

Furthermore, by referring to the said reference curve, it is established what the reference coefficient μ for the estimated slip G would be. As long as the current estimated slip is below the target slip, the slip is increased until the slip values substantially coincide. An advantage of this second system is having fewer oscillations about the maximum slip than with the first.

Unfortunately, this reference curve is predetermined experimentally, and therefore for a limited number of tyres, and is unable to take account of the actual state of the vehicle tyre equipment, beyond these conditions of use, for example inflation pressure, level of wear, etc. Although this automatic control principle actually enables the vibrations to be

limited or eliminated, the braking efficiency is all the more impaired since the tyre actually used intrinsically requires a slip at the maximum coefficient of friction which is very different from that programmed in fact in the reference curve.

The object of the present invention is to overcome the above-mentioned disadvantages by proposing an automatic control principle of a tyre working on a vehicle, a first aspect of which concerns the slip of a tyre, and a second aspect of which is related to the drift of a tyre, which is both self-adaptive, like the first known method explained briefly above, and which aims more positively, with fewer oscillations, like the second method, at an optimum slip or at optimum drift working conditions, that is to say without having to exceed the grip limit.

One aim of the present invention is to predict the slip associated with the maximum coefficient of friction μ_{max} during braking (or under driving force), depending on the actual rolling conditions of the tyre under consideration, by means of measurements as simple as possible to acquire on vehicle, and by means of as small a number of measurements as possible.

The present invention is based on the observations detailed below, enabling the existence of an Invariant to be identified, that is to say a parameter having a constant value independent both of the tyres and of the grounds on which they are used.

According to a first aspect, the invention relates to a system for controlling the stability of a vehicle, including means for imparting a longitudinal force to a tyre intended to roll on the ground, means for modulating the longitudinal force, and comprising a controller using at least the parameter slip G^{Opt} corresponding to a predetermined value of the coefficient of friction μ, the said controller including means for calculating the said parameter(s) as follows:

- on each activation of the means for imparting a longitudinal force to the tyre, for at least two different levels "i" of the longitudinal force each corresponding to one slip G_i, on condition that there is no loss of grip, determining the values of the coefficient of friction μ_i,

- Determining the slope α_i of the straight line passing through the origin and through (G_i, μ_i),
- Calculating coefficients A_p by direct calculation or by an appropriate regression from a sufficient number of pairs with (α_i, G_i) so as to model a variation curve $\alpha_i = f(G_i, A_p)$,
- Calculating the optimum slip G^{Opt} by using a predetermined Invariant "Invt",
- Acting on the means for imparting a longitudinal force to the tyre so as to maintain the slip at its optimum value G^{Opt}.

The coefficient of friction may, in the present invention, be estimated as indicated above, or of course in any other way, for example from measurements carried out in the tyre or its environment. A modelling (above-mentioned variation curve) of the functioning of the tyre in terms of slip is thus obtained, which may find application relating to the control of the slip at a predetermined optimum level, in particular for example to the control of the slip corresponding to the maximum grip of the tyre, and applicable as already emphasised both to situations in which the longitudinal force transmitted by the tyre is a braking force and to situations in which the longitudinal force transmitted by the tyre is a driving force.

It should be noted that, in the context of the present invention, it does not matter whether the tread whose grip characteristic is being dealt with is that of a pneumatic tyre or a non-pneumatic elastic outer casing, or else a crawler track. The terms "tread", "tyre", "outer casing", "elastic outer casing", "crawler track" or even "wheel" are to be interpreted as equivalent.

In another preferred application, the invention relates to the analysis of the lateral force developed by a tyre or elastic outer casing working on a vehicle in a region of functioning close to the saturation of the lateral force.

Consequently, according to a second aspect, the invention relates to a system for controlling the stability of a vehicle having at least one tyre intended to roll on the ground, the vehicle being equipped with a system for controlling a selected parameter

« λ » depending on the commands imparted by the vehicle driver to his control means and depending on the commands delivered by a path controller aimed at maintaining the functioning of the tyre at a predetermined target value of the drift thrust F_{target}, the path controller using at least one optimum value δ^{Opt} of the drift angle corresponding to the maximum value of the drift thrust F_{target}, the said controlling including means for performing the following operations:

- on each activation of the system controlling said parameter « λ », for at least two different levels "i" of the drift angle δ, recording various values of F_{Yi}, and the estimated or measured drift angle δ_i,
- Determining the slope α_i of the straight line passing through the origin and through (δ_i, F_{Yi}),
- Calculating coefficients A_p by direct calculation or by an appropriate regression from a sufficient number of pairs with (α_i, δ_i) so as to model a variation curve $\alpha_i=f(\delta_i, A_p)$,
- Calculating the optimum drift angle value δ^{Opt} associated with the maximum value of the drift thrust F_{target} by using a predetermined Invariant "Invt";
- Producing a warning signal when the drift angle δ is close to δ^{Opt}.

The invention concerns the systems for controlling the stability of a vehicle. This refers both to the function aimed at avoiding the locking of the wheels when the brakes are applied, popularly known by the term "ABS", or else aimed at automatically increasing the brake force as far as the physically possible limit, and also more sophisticated versions of the system for controlling the stability of a vehicle aimed at maintaining the vehicle on a stable path by automatically and selectively acting on the brakes of one wheel and/or by automatically and selectively acting on the steering of one or several wheels or on any other actuator enabling the behaviour of the vehicle to be influenced.

The invention will be explained in more detail below with reference to the attached figures in which:

- Figure 1 is a block diagram showing the automatic control procedure according to the invention,

- Figure 2 is a curve of the variation of the coefficient of friction with respect to the slip and the variation at the same slip of the secant passing through the origin and the point of the previous curve at the same slip,
- Figure 3 is a curve of the variation of the drift thrust with respect to the drift angle and the variation at the same drift angle of the secant passing through the origin and the point of the previous curve at the same drift angle,
- Figure 4 shows several plots of the variation of the coefficient of friction with respect to the slip for the same tyre under various test conditions,
- Figure 5 shows the position of the coefficients of friction μ_{max} and of the associated slips G_{max} for numerous tyres and different test conditions,
- Figure 6 shows a typical schematic curve of the variation of the coefficient of friction with respect to the slip, in which two particular points have been marked: the coefficient of friction μ_{max} and its associated slip G_{max}, and the conventional point corresponding to the coefficient of friction $\mu_{50\%}$, prevailing at 50% of the slip G_{max}, marked conventionally by $G_{max/2}$,
- Figure 7 shows the position of the points corresponding, in ordinates, to the quotient μ/G (at G_{max}) of the coefficient of friction μ_{max} for the slip associated with the coefficient of friction μ_{max} and quotients μ/G (at 50% of G_{max}) of the value of the coefficient of friction at and for the slip at 50% of the slip associated with the coefficient of friction μ_{max}, for numerous tyres and different test conditions,
- Figure 8 shows a typical schematic curve of the variation of the coefficient of friction with respect to the slip and shows the course of the secants passing through the origin and the curve for three particular slips,
- Figure 9 shows a typical schematic curve of the linear variation as a function of the slip of the slope of the secant passing through the origin and the point of the curve of the variation of the coefficient of friction at the same slip,
- Figure 10 shows a curve of general application to a phenomenon involving the variation of Y with respect to X, exhibiting a maximum of Y for a particular X, and a monotonic rise at the maximum of Y.
-

The present invention is based on the following observations.

Figure 4 shows various curves of the coefficient of friction μ as a function of the slip for the same MICHELIN XH1 195/65-15 tyre tested on various grounds at an inflation pressure of 2 bars. Figure 5 shows the location of the coefficients of friction μ_{max} and the corresponding slip, for a very large number of tests corresponding to different tyres, different grounds and different test conditions in terms of speed, tyre load, etc. It can be seen that it is difficult, if not illusory, to find a regression enabling the physical phenomena of grip to be grasped correctly using such an approach, since the values are widely scattered.

The applicant has therefore pursued its investigations in a manner which will be explained. Analysis of the quotient μ/G calculated for $G=G_{max}$ and for $G=G_{max}/2$, also denoted "50%", (see Figure 6) is carried out.

Figure 7 shows the values of the ratio μ_{max}/G_{max} as a function of the ratio $\mu/G_{at\ 50\%\ of\ max}$ for about 400 tests, i.e. 3000 measurements in total before determining a mean value. Figure 7 reflects multiple ground conditions and different tyres, and test conditions (load, speed, pressure) which are themselves variable. It enables an appreciation to be gained of the excellent experimental verification of the Invariant "Invt" presented above.

It is found that, whatever the tyres under consideration and the test conditions are:

$$\frac{\frac{\mu}{G}(G = G_{max})}{\frac{\mu}{G}(G = G_{max}/2)} \approx 0.58 \qquad ①$$

The above ratio is an Invariant denoted "Invt" herein below.

Next, the mean slope of the curve $\mu(G)$ (see Figure 8) is considered. Let us call this slope α. It holds that:

$$\mu = \alpha \cdot G$$

It is assumed that this slope varies linearly with G (which is a good approximation at least in the first part of the curve). It is therefore possible to calculate the equation of the straight line $\alpha(G)$ (assuming a linear variation, see Figure 9):

$$\alpha = a \cdot G + b \quad (2)$$

By virtue of this equation and the Invariant "Invt" described in the previous section, it is possible to write:

$$a \cdot G_{max} + b = Invt \cdot \left(a \cdot \frac{G_{max}}{2} + b \right)$$

From this the G_{max} is thus deduced, which is the target to be aimed at by a vehicle brake system controller, and is, according to the invention:

$$G_{max} = -\frac{b}{a} \cdot \frac{1 - Invt}{1 - \frac{Invt}{2}}$$

The principle enabling G_{max} to be calculated (more exactly the effective slip when the tread functions at the coefficient of friction μ_{max}) makes it possible to determine the value of the target G whatever the tyre type is, whatever its degree of wear or ageing is, and whatever the tyre use conditions are.

In addition, although the above equation (2) shows that a linear regression enables the evolution of the variation of the coefficient of friction μ as a function of the slip G to be modelled very correctly, it has been found that the precision of the proposed procedure is improved if a judicious choice is made of the most appropriate type of regression. Thus, the choice of the appropriate type of regression is included in the invention, which proposes in general a regulating procedure as explained below.

The above observations being based on curves representing the variation of the coefficient of friction μ with respect to the slip G, they remain valid for the lateral force F_y as a function of the drift angle δ of the tyre because this phenomenon has a very

similar curve. The invention therefore applies to physical phenomenons possessing the following properties:

- Let X be the slip G of a tyre (one aspect of the invention) or the drift angle δ of the tyre (the other aspect of the invention), X being measured or estimated.
- Let Y respectively be the coefficient of friction μ of a tyre (one aspect of the invention) or the lateral force F_y of a tyre (the other aspect of the invention), Y being measured or estimated.

The aim is to maximise the value of Y as quickly as possible, for a process Y(X) starting for low Xs. A robust algorithm is proposed here which enables in particular the maximum to be obtained without knowledge a priori thereof and without the need to exceed it, in a context of actual measurement (or estimation) (generally affected by a noise at the input X and the output Y). The method does not require the absolute value of Y.

Use is made of the following observations, which are valid for the slip aspect as well as for the drift aspect:

✓ An underlying relationship exists between the secant at the maximum (in X_{max}) and the secant in $X=X_{max}/2$. The typical relationship is a constant quotient (Invariant). This Invariant must be determined on each application of the method to a particular phenomenon.

A practical, non-limiting, method for determining the Invariant is as follows:

$$Invt = \frac{\frac{Y}{X}(X_{max})}{\frac{Y}{X}(p.X_{max})}$$

where the value of p is always positive and less than 1. Advantageously, the value of p is between 0.25 and 0.75. The lower the value of p, the less precise is the method but the greater is the reactivity of the automatic control. Conversely, the greater the

value of p, the greater is the precision, but the lower is the reactivity since the final acquisition is too close to the maximum. This is why a preferred value of p is 0.5.

It will always hold that: $0<Invt\leq 1$. The quantity "Invt", presented above as an intrinsic Invariant in the physical phenomenon under consideration, becomes in practice a degree of freedom which enables the algorithm to be finely adjusted by offering an adjustment variable in the refinement of a particular system, for any application to a particular field.

Typically, the following will be considered as first approximation:

$$Invt = \frac{\frac{Y}{X}(X_{max})}{\frac{Y}{X}(\frac{X_{max}}{2})} \quad [Eq]$$

✓ The variation of the secant as a function of X may be adjusted by a simple interpolation curve (typically linear or exponential, or even power). An adjustment can be carried out in real time. It is then possible to deduce therefrom the position of the maximum X_{max} before it is attained (extrapolation).

Other types of regressions for the relationship of the secant as a function of X may be used, in which case it is advisable to solve the corresponding system (equation linking the value of the secant at the maximum to the half value: [Eq]) to obtain the analytical or approximation formula of the X_{max}. A scale error on Y (for example Y is systematically overestimated by 50%) does not change the predicted value of X_{max}, and this gives the scale effect a very advantageous low sensitivity.

The intention is to rely on Invariants of the physical curve to deduce the maximum by "measuring" as one goes along during the "rise" towards the maximum, by using all of the relevant information available.

Figure 1 illustrates the proposed algorithm, the main steps of which are as follows:

1. Acquisition of the points (X_i, Y_i), by measurement or estimation, according to the practical possibilities. It is advisable to acquire at least 2 points. It is ensured that X_i is significantly non-zero, and a minimum threshold may be imposed here to eliminate values which are too low to be relevant.

2. Calculation of the secant, with the previous values the value of the secant is evaluated by direct calculation $\alpha_i=Y_i/X_i$, or by carrying out a suitable regression, for example linear: $\Sigma_{XX} = \sum X_j^2, \Sigma_{XY} = \sum X_j \cdot Y_j, \alpha_i = \frac{\Sigma_{XY}}{\Sigma_{XX}}$ considering all the subscript points less than or equal to i so as to eliminate the noise. This is because the linear regression is by nature much less sensitive to the measurement noise on each individual point, the disturbances tending to "cancel each other out" if a sufficient number of points are considered (cf. basic statistical properties). This approach is particularly advantageous since, unlike in the past, it is not the individual values which are of interest (imprecise since noisy) but tendencies emerging from a plurality of values. The pairs (α_i, X_i) are therefore obtained.

3. Calculation of the regression with (α_i, X_i), a regression is calculated from a sufficient number "n" of points measured or estimated, typically 5 points, although this must be refined according to the physical phenomenon in question and according to the noise level).

   - Case of a linear regression:

$$A^{Lin} = \frac{n \cdot \sum X \cdot \alpha - \sum X \cdot \sum \alpha}{n \cdot \sum X^2 - (\sum X)^2}, B^{Lin} = \frac{\sum \alpha \cdot \sum X^2 - \sum X \cdot \alpha \cdot \sum X}{n \cdot \sum X^2 - (\sum X)^2}$$

- Case of an exponential regression:

$$A^{Exp} = \frac{n \cdot \sum X \cdot Ln(\alpha) - \sum X \cdot \sum Ln(\alpha)}{n \cdot \sum X^2 - (\sum X)^2},$$

$$B^{Exp} = \frac{\sum Ln(\alpha) \cdot \sum X^2 - \sum X \cdot Ln(\alpha) \cdot \sum X}{n \cdot \sum X^2 - (\sum X)^2}$$

A and B are therefore obtained by the most suitable regression. Other regressions than the ones indicated might be used, the various regressions to be considered are well known to a person skilled in the art, who will be able to obtain the coefficients of the selected regression).

4. An estimation of X_{max} is then calculated:

- For the case of a linear regression, the following is obtained:

$$X_{max} = -\frac{B^{Lin}}{A^{Lin}} \cdot \frac{1 - Invt}{1 - p \cdot Invt},$$

with $\alpha = A^{Lin} \cdot X + B^{Lin}$

- For the case of an exponential regression, the following is obtained: $X_{max} = \frac{Ln(Invt)}{p \cdot A^{Exp}}$,

with $\alpha = e^{A^{Exp} \cdot X + B^{Exp}}$

5. When X_{max} is known, according to the particular use of the method, the most appropriate parameter is acted upon. For example, the value of the parameter X is automatically controlled so as to maintain the value thereof at X_{max}.

6. It is also possible, although not always useful, to go as far as calculating an estimation of Y_{max}:

- For the case of a linear regression, in addition Y_{max} is determined as follows, where Y^{coeff_lin} is an experimentally adjusted coefficient:

$$Y_{max} = Y^{Coeff_lin} \cdot X_{max} \cdot (A^{Lin} \cdot X_{max} + B^{Lin})$$

- For the case of an exponential regression, in addition Y_{max} is determined as follows, where Y^{coeff_exp} is an experimentally adjusted coefficient:

$$Y_{max} = Y^{Coeff_exp} \cdot X_{max} \cdot e^{A^{Exp} \cdot X_{max} + B^{Exp}}$$

Example of calculation of Y_{max}:

✓ Linear: $$Y_{max} = \frac{X_{max}}{0.75} \cdot (A^{Lin} \cdot X_{max} + B^{Lin})$$

✓ Exponential: $$Y_{max} = \frac{X_{max}}{1.19} \cdot e^{A^{Exp} \cdot X_{max} + B^{Exp}}$$

It may be useful to make a small correction to the predicted value of Y_{max} since the curvature around the maximum does not correspond exactly to the type of function considered for the approximation of the secant. The coefficient of correction ($1/0.75 = Y^{coeff_lin}$ in the linear case, or $1/1.19 = Y^{coeff_Exp}$ in the exponential case) is to be adjusted experimentally case by case, according to the application of the invention.

Some possible applications of the invention will now be examined in more detail, the rest of the description being neither limiting nor exhaustive.

Example 1: automatic maintenance of the functioning of a tyre working on a vehicle at a certain coefficient of friction, for example at the maximum coefficient of friction μ_{max}

Let us return to the application example concerning the longitudinal grip: $\mu(G)$. In this case, as already explained in the introductory section of this specification, Y is the coefficient of friction μ of the tyre, that is to say the quotient of the longitudinal force, for example driving force or braking force, divided by the applied vertical force, that is to say the load applied to the tyre, and X is the rate of slip G of the tyre (G = 0% when there is no slip between the speed of the tyre and the speed of the vehicle, that is to say if the tyre rolls freely, and G = 100% if the tyre is rotationally locked). Typically,

depending on the environment (nature of the ground (asphalt, concrete), dry or wet (water level), temperature and level of wear of the tyre), the value of μ as a function of the slip G may vary enormously (μ is about 0.15 on ice and about 1.2 on a dry ground). Reference may be made to Figure 4 showing several curves of μ as a function of the slip G for a new XH1 195/65R15 measured in a load and speed condition.

The proposed system enables in particular automatic control of the slip G so as to maintain it at predetermined optimum value G^{Opt}. The said predetermined slip G^{Opt} is chosen, more particularly and in a non-limiting manner, such that the predetermined value of the coefficient of friction corresponds substantially to the value μ_{max}. In this case, it is customary to name this particular optimum value G_{max}.

It is found that the position of the maximum for this tyre varies depending on the ground. In addition, sometimes there is no unity. For the same maximum level attained, it is possible to have two corresponding slips. Nevertheless, there exists an Invariant "Invt" shared by these curves.

By applying the equation for determining the Invariant to the case of the analysis of the coefficient of friction as a function of the slip, the Invariant is calculated in particular as follows:

$$Invt = \frac{\frac{\mu}{G}(G_{max})}{\frac{\mu}{G}(p.G_{max})}, \text{ with p having a positive value less than 1.}$$

As far as p is concerned, just as explained above, its value is preferably between 0.25 and 0.75, for example it is 0.5, the reader being referred to the general presentation above as regards the consequences of the choice of the value of p.

The following is thus obtained:

$$\frac{\frac{\mu}{G}(G = G_{max})}{\frac{\mu}{G}(G = G_{max}/2)} \approx 0.58$$

An Invariant "Invt" has been introduced by processing the data at a first value of a parameter X, for example the slip G, corresponding to the maximum of another parameter Y, for example the coefficient of friction μ_{max}, and at a second value corresponding to 50% of the first value, for example 50% of the aforementioned slip. It has been seen that the choice of processing at 50% is arbitrary and that, if processing is performed at 25% or at 75% of the slip corresponding to the coefficient of friction μ_{max}, an Invariant may also be obtained. This choice is therefore part of the experimental phase particular to each specific application.

It is then advisable to determine the slope α_i. This is done by direct calculation $\alpha_i=\mu_i/G_i$ or a suitable regression is used, for example a linear regression as follows:

$$\Sigma_{GG} = \sum G_j^2, \Sigma_{G\mu} = \sum G_j \cdot \mu_j, \alpha_i = \frac{\Sigma_{G\mu}}{\Sigma_{GG}}$$

Or two particular coefficients A_p, A and B, are calculated by the following linear regression, applied to "n" measured or estimated points:

$$A^{Lin} = \frac{n \cdot \sum G \cdot \alpha - \sum G \cdot \sum \alpha}{n \cdot \sum G^2 - (\sum G)^2}, B^{Lin} = \frac{\sum \alpha \cdot \sum G^2 - \sum G \cdot \alpha \cdot \sum G}{n \cdot \sum G^2 - (\sum G)^2}$$

Next, where a linear regression is being used, G^{Opt} is calculated as follows:

$$G^{Opt} = -\frac{B^{Lin}}{A^{Lin}} \cdot \frac{1 - Invt}{1 - p \cdot Invt},$$

$$\text{with } \alpha = A^{Lin} \cdot G + B^{Lin}$$

If necessary, it is possible to carry on as far as the determination of the value of μ corresponding to G^{Opt}, as follows, where μ^{coeff_lin} is an experimentally adjusted coefficient:

$$\mu = \mu^{Coeff_lin} \cdot G^{Opt} \cdot (A^{Lin} \cdot G^{Opt} + B^{Lin})$$

The following table, determined with a linear approach for the secant, illustrates the calculation of the maximum slip from actual measurements on the same MICHELIN XH1 195/65-15 tyre tested on various grounds at an inflation pressure of 2 bars:

#Ground	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Actual G^{max}	10%	11%	11%	13%	13%	13%	12%	13%	9%	9%	15%	15%
Actual μ^{max}	0.41	0.78	0.79	1.06	1.05	0.75	0.72	0.48	0.49	0.48	1.17	1.13
Measured A^{Lin}	-64	-109	-105	-108	-110	-76	-77	-60	-81	-127	-97	-88
Measured B^{Lin}	11	19	18	22	22	15	15	11	13	16	22	20
Predicted G_{max}	10%	11%	11%	12%	12%	13%	12%	12%	10%	8%	14%	14%
Predicted μ_{max}	0.41	0.75	0.76	1.03	1.03	0.73	0.71	0.48	0.48	0.48	1.16	1.12

Or else, two particular coefficients A_p, A and B, are calculated by the following exponential regression:

$$A^{Exp} = \frac{n \cdot \sum G \cdot Ln(\alpha) - \sum G \cdot \sum Ln(\alpha)}{n \cdot \sum G^2 - (\sum G)^2},$$

$$B^{Exp} = \frac{\sum Ln(\alpha) \cdot \sum G^2 - \sum G \cdot Ln(\alpha) \cdot \sum G}{n \cdot \sum G^2 - (\sum G)^2}$$

Next, where an exponential regression is being used, G^{Opt} is calculated as follows:

$$G^{Opt} = \frac{Ln(Invt)}{p \cdot A^{Exp}}, \text{ with } \alpha = e^{A^{Exp} \cdot G + B^{Exp}}$$

If necessary, it is possible to carry on as far as the determination of μ_{max}, as follows, where μ^{coeff_exp} is an experimentally adjusted coefficient:

$$\mu_{max} = \mu^{Coeff_exp} \cdot G^{Opt} \cdot e^{A^{Exp} \cdot G^{Opt} + B^{Exp}}$$

This principle may be applied to determine the maximum grip for any type of tyre and for any type of ground, which proves to be very advantageous for the reliability of trajectory control systems.

The proposed method is self-adaptive and very robust since only the variation of the coefficient of friction is dealt with and not its absolute value. It has been found that the sensitivity to noise is very low.

The intrinsic nature of the above method applied to the longitudinal grip of a tyre as a function of its slip means that it is very particularly suited to the modelling of the grip of a tyre in a vehicle brake system.

It is known that while a vehicle brake system is efficient, it is however optimised for a limited number of tyres, chosen by the manufacturer, and that it does not adapt to the tyres actually fitted on the vehicle. In particular, it does not adapt to winter tyres, which, as is known, moreover, behave radically differently, in particular the grip and the slip at force F_X on the given ground. Consequently, the efficiency of a vehicle brake system can be improved if it can automatically adapt to the tyres actually used on the vehicle.

Of course, in the case of a vehicle with an internal combustion engine of a design which is common at present, the means for imparting a slip to the tyre are essentially the brakes in a braking situation and are essentially the engine management system under a driving force. A person skilled in the art will have no difficulty in adapting the present invention to other vehicle designs, for example electric vehicles.

Of course, the invention as described hereabove does not preclude that the controller of the system be loaded by, in addition to the means described here, other programs embodying other slip control strategies, which may be more desirable in certain circumstances, e. g. in view of estimated or measured values of (G_i, μ_i) upon any particular activation of means to impart a slip to the tyre.

In particular, a good approach for determining the Invariant is as follows:

$Invt = \frac{\frac{\mu}{G}(G_{max})}{\frac{\mu}{G}(p.G_{max})}$, more particularly again with p having a value between 0.25 and 0.75, typically 0.5.

In a particular embodiment of the invention, the device for modulating the slip acts on the brake control. In another embodiment of the invention, the device for modulating the slip acts on the driving torque at the wheels.

It is proposed to create a new algorithm, particularly useful for a vehicle brake system, which enables the position of the coefficient of friction μ_{max} to be determined on the basis of the Invariant "Invt" presented above. As a reminder, such a system carries out an estimation of the coefficient of friction μ_{max}, then chooses an optimum slip by virtue of a reference curve. It is proposed to replace these steps by what follows.

The implementation of this principle requires a few modifications in an ABS controller:

- It is preferable for the calculation frequency to be above 40 Hz.
- It is advisable preferably to regulate the triggering of the ABS so as to have the time to acquire a sufficiently large number of points for the calculation of the target to be reliable (representative).
- It proves to be advantageous to eliminate the measurement points at a slip which is too low (corresponding for example to a slip less than 1%).
- In order to obtain a very good accuracy on the slip G, it is advantageous to acquire the speed of the vehicle with a specific means and not through wheel speed data processing (GPS, ground observation, ...)

With the new algorithm proposed above, the efficiency of the vehicle brake system will be very good over the entire range of tyres usable realistically on a vehicle.

The new algorithm developed enables the system to adapt to any type of tyre automatically without requiring, a priori, any additional sensor and any measurement in the tread of a tyre. Moreover, this algorithm obviates the need for a fine adjustment for a type of tyre chosen for a given vehicle.

As specified above, the method makes it possible to obtain results not only with measured values but also with estimated values. Information on the actual (and not estimated) forces Fx, Fy and Fz could make it possible to have a more precise target and/or to do plausibility checks and thus to improve the reliability of the vehicle brake system.

Example 2: analysis of the functioning of a tyre working on a vehicle, the tyre being under drift conditions, and analysis of lateral force F_y developed (also called drift thrust)

Another application is explained below. It involves characterising the lateral force F_y as a function of the drift angle δ of the tyre (the drift angle δ is the angle between the projection on the ground of the plane of the wheel and the vector velocity of the vehicle on the ground). An optimum drift angle δ^{Opt}, for instance the drift angle at which the tyre develops the maximum lateral force F_y may be predetermined, and the lateral force F_{ymax} may be predetermined. The maximum lateral force is critical for example for the equilibrium of a vehicle on cornering.

The relationship between the lateral force F_y and the drift δ is of the same type as for μ and G in the previous section. Consequently, it is possible for example to determine the Invariant as follows:

$$Invt = \frac{\frac{F}{\delta}(\delta^{Opt})}{\frac{F}{\delta}(p.\delta^{Opt})}.$$

As far as p is concerned, just as explained above, its value is preferably between 0.25 and 0.75, for example it is 0.5, the reader being referred to the general presentation above as regards the consequences of the choice of the value of p. In this precise case, the magnitude "Invt" is notably higher. 0.8 has been obtained while retaining a minimum drift-angle threshold of 2°, in order to avoid values of too low a drift which interferes with the determination of the secant.

Figure 3 is a curve of the variation of the drift thrust with respect to the drift angle and the variation at the same drift angle of the secant passing through the origin and the point of the previous curve at the same drift angle. For a Michelin Primacy 235/55R17 tyre loaded at 5000 newton, without camber, the maximum drift angle estimated by the method is 5.5°, and the maximum estimated drift thrust is 5935 newton.

It is advisable next to determine the slope α_i. This is done by direct calculation $\alpha_i=F_i/\delta$ or a suitable regression is used, for example a linear regression as follows:

$$\Sigma_{\delta\delta} = \sum \delta_j^2, \Sigma_{\delta F} = \sum \delta_j \cdot F_j, \alpha_i = \frac{\Sigma_{\delta F}}{\Sigma_{\delta\delta}}$$

Or two particular coefficients A_p, A and B, are calculated by the following linear regression, applied at "n" measured or estimated points:

$$A^{Lin} = \frac{n \cdot \sum \delta \cdot \alpha - \sum \delta \cdot \sum \alpha}{n \cdot \sum \delta^2 - (\sum \delta)^2}, B^{Lin} = \frac{\sum \alpha \cdot \sum \delta^2 - \sum \delta \cdot \alpha \cdot \sum \delta}{n \cdot \sum \delta^2 - (\sum \delta)^2}$$

Next, where a linear regression is being used, δ^{Opt} is calculated as follows:

$$\delta^{Opt} = -\frac{B^{Lin}}{A^{Lin}} \cdot \frac{1 - Invt}{1 - p \cdot Invt},$$

$$\text{with } \alpha = A^{Lin} \cdot \delta + B^{Lin}$$

By applying the algorithm, it is predetermined that the lateral force (F_y) will attain its maximum at a drift angle δ of about 6°. This information is valuable since it is then known that the tyre no longer has much potential for transverse thrust before it starts to slip (saturation of the transverse thrusts, which may prevent a vehicle from turning).

If necessary, it is possible to carry on as far as the determination of the value of F corresponding to δ^{Opt}, as follows, where F^{coeff_lin} is an experimentally adjusted coefficient:

$$F_{max} = F^{Coeff_lin} \cdot \delta^{Opt} \cdot (A^{Lin} \cdot \delta^{Opt} + B^{Lin})$$

Or else, two particular coefficients A_p, the coefficients A and B, are calculated by the following exponential regression, applied at "n" measured or estimated points:

$$A^{Exp} = \frac{n \cdot \sum \delta \cdot Ln(\alpha) - \sum \delta \cdot \sum Ln(\alpha)}{n \cdot \sum \delta^2 - (\sum \delta)^2},$$

$$B^{Exp} = \frac{\sum Ln(\alpha) \cdot \sum \delta^2 - \sum \delta \cdot Ln(\alpha) \cdot \sum \delta}{n \cdot \sum \delta^2 - (\sum \delta)^2}$$

Next, where an exponential regression is being used, δ^{Opt} is calculated as follows:

$$\delta^{Opt} = \frac{Ln(Invt)}{p \cdot A^{Exp}}, \text{ with } \alpha = e^{A^{Exp} \cdot \delta + B^{Exp}}$$

If necessary, it is possible to carry on as far as the determination of F_{target} as follows, where F^{coeff_exp} is an experimentally adjusted coefficient:

$$F_{max} = F^{Coeff_exp} \cdot \delta^{Opt} \cdot e^{A^{Exp} \cdot \delta^{Opt} + B^{Exp}}$$

According to this aspect, the invention proposes a method for controlling the functioning of a tyre proposed by the invention, including a phase for predicting the value of the drift angle δ of a tyre where the lateral force is maximal, et setting a warning signal if the drift angle is such that the ability to develop drift thrust is saturated, enabling a warning to be given to the driver if too close an approach is made to the maximum potential of the tyre in terms of drift thrust, or, in a more advanced version integrated in a system for automatically controlling the stability of a vehicle, in the event of the occurrence of the warning signal, the vehicle speed is limited or reduced automatically, any other appropriate correction step is taken.

The invention may also be applied to an active vehicle (having an with active steering on the rear and/or the front axle, or an active control of the body roll or any system acting on the lateral equilibrium of the vehicle, thus acting on the lateral thrust imposed on the tyres), that is to say capable of reacting also according to commands coming from a system for automatically controlling the lateral stability of a vehicle.

In this regard, the invention thus extends to a system for controlling the stability of a vehicle having at least one tyre intended to roll on the ground, the vehicle being equipped with a system for controlling a selected parameter (hereunder called parameter « λ »), depending on the technology used on the vehicle (for instance said parameter « λ » is the steering of the rear and front wheels for an active steering, or said parameter « λ » is the body roll for an active anti-roll, or the parameter « λ » is the braking force for a stability control through braking actuators ...) depending on the commands imparted by the vehicle driver to his control means and depending on the commands delivered by a path controller aimed at maintaining the functioning of the tyre at a predetermined target value of the drift thrust F_{target}, that is to say having a direct or indirect consequence on the drift angle of the tyres in each axle, the path controller using at least one optimum value δ^{Opt} of the drift angle corresponding to the maximum value of the drift thrust F_{target}, the said controlling including means for performing the following operations (operating on each axle –the share not being the same in the front and in the rear axle–, distinguishing the left and right tyres, are desirable, but the principle is exposed hereunder for only one tyre, the skilled person being able to process for all the tyres):

- on each activation of the parameter « λ » control, for at least two different levels "i" of the tyre drift angle, recording various values of F_{Yi}, and the associated drift angle δ_i,
- Determining the slope α_i of the straight line passing through the origin and through (δ_i, F_{Yi}),
- Calculating coefficients A_p by direct calculation or by an appropriate regression, in particular a regression chosen from the group consisting of a linear regression and an exponential regression, from a sufficient number of pairs with (α_i, δ_i) so as to model a variation curve $\alpha_i = f(\delta_i, A_p)$,
- Calculating the optimum value δ^{Opt} of the tyre drift angle associated with the maximum value of the drift thrust F_{target} by using a predetermined Invariant "Invt";
- Producing a warning signal when the drift angle δ is close to δ^{Opt}.

As already explained above, the optimum drift angle value δ^{Opt} is calculated by the modelling formula (above-mentioned variation curve) resulting from the choice of direct

calculation or regression. In particular, a good approach for determining the Invariant is as follows:

$Invt = \frac{\frac{F}{\delta}(\delta^{Opt})}{\frac{F}{\delta}(p.\delta^{Opt})}$, more particularly again with p having a value which is between 0.25 and 0.75, typically 0.5.

In a particular embodiment of this aspect of the invention, in the event of the occurrence of a warning signal, the system for controlling a selected parameter is acted upon so as to maintain the drift angle δ at the optimum value δ^{Opt}. In another embodiment of this aspect, in the event of the occurrence of a warning signal, the vehicle speed is limited or reduced.

It should be emphasised, and this is important, that the aspects concerning the utilisation of the coefficient of friction as a function of the slip, and the utilisation of the drift thrust as a function of the drift angle, are not mutually exclusive, quite the contrary. Notably, it is advantageous for a system for automatically controlling the path of a vehicle to utilise these two aspects simultaneously.

CLAIMS

1. System for controlling the stability of a vehicle, including means for imparting a longitudinal force to a tyre intended to roll on the ground, means for modulating the longitudinal force, and comprising a controller using at least the parameter slip G^{Opt} corresponding to a predetermined value of the coefficient of friction μ, the said controller including means for calculating the said parameter(s) as follows:
   - on each activation of the means for imparting a longitudinal force to the tyre, for at least two different levels "i" of the longitudinal force each corresponding to one slip G_i, on condition that there is no loss of grip, determining the values of the coefficient of friction μ_i,
   - Determining the slope α_i of the straight line passing through the origin and through (G_i, μ_i),
   - Calculating coefficients A_p by direct calculation or by an appropriate regression from a sufficient number of pairs with (α_i, G_i) so as to model a variation curve $\alpha_i = f(G_i, A_p)$,
   - Calculating the optimum slip G^{Opt} by using a predetermined Invariant "Invt",
   - Acting on the means for imparting a longitudinal force to the tyre so as to maintain the slip at its optimum value G^{Opt}.

2. System for controlling the stability of a vehicle according to Claim 1, in which the Invariant is determined as follows:

$$Invt = \frac{\frac{\mu}{G}(G_{max})}{\frac{\mu}{G}(p.G_{max})}$$, with p having a positive value less than 1.

3. System for controlling the stability of a vehicle according to Claim 1, in which the device for modulating the longitudinal force acts on the brake control.

4. System for controlling the stability of a vehicle according to Claim 1, in which the device for modulating the longitudinal force acts on the driving torque at the wheels.

5. System for controlling the stability of a vehicle having at least one tyre intended to roll on the ground, the vehicle being equipped with a system for controlling a selected parameter « λ » depending on the commands imparted by the vehicle driver to his control means and depending on the commands delivered by a path controller aimed at maintaining the functioning of the tyre at a predetermined target value of the drift thrust F_{target}, the path controller using at least one optimum value δ^{Opt} of the drift angle corresponding to the maximum value of the drift thrust F_{target}, the said controlling including means for performing the following operations:
   - on each activation of the system controlling said parameter « λ », for at least two different levels "i" of the drift angle δ, recording various values of F_{Yi}, and the estimated or measured drift angle δ_i,
   - Determining the slope α_i of the straight line passing through the origin and through (δ_i, F_{Yi}),
   - Calculating coefficients A_p by direct calculation or by an appropriate regression from a sufficient number of pairs with (α_i, δ_i) so as to model a variation curve $\alpha_i = f(\delta_i, A_p)$,
   - Calculating the optimum drift angle value δ^{Opt} associated with the maximum value of the drift thrust F_{target} by using a predetermined Invariant "Invt";
   - Producing a warning signal when the drift angle δ is close to δ^{Opt}.

6. System for controlling the stability of a vehicle according to Claim 5, in which the Invariant is determined as follows:

$$Invt = \frac{\frac{F}{\delta}(\delta^{Opt})}{\frac{F}{\delta}(p.\delta^{Opt})}$$, with p having a positive value less than 1.

7. System for controlling the stability of a vehicle according to Claim 5 in which the parameter λ is the steering of the wheels and, in the event of the occurrence of a warning signal, the system for controlling the steering of the steered wheels is acted upon so as to maintain the drift angle δ at the optimum value δ^{Opt}.

8. System for controlling the stability of a vehicle according to Claim 5, in which, in the event of the occurrence of a warning signal, the vehicle speed is limited or reduced.

9. System for controlling the stability of a vehicle according to Claim 1 or 5, in which the two particular coefficients A_p, the coefficients A and B, are calculated by a regression chosen from the group consisting of a linear regression and an exponential regression.

10. System for controlling the stability of a vehicle according to Claim 2 or 6, in which the value of p is between 0.25 and 0.75.

11. System for controlling the stability of a vehicle according to Claim 10, in which p is 0.5.

12. Use of the Invariant "Invt" as adjustment variable in the refinement of a system according to any one of Claims 1 to 11.

13. System for controlling the stability of a vehicle having at least one wheel intended to roll on the ground and capable of functioning when subject to drift, including a phase for predicting the value of the drift angle δ of a tyre where the lateral force is maximal, comprising the following steps:
    - Determining estimations (δ_i, F_i) for at least one pair "i" of values;
    - Determining the corresponding values of the slope α_i of the straight line passing through the origin and through (δ_i, F_i);
    - Calculating coefficients A_p by direct calculation or by a regression from a sufficient number of pairs with (α_i, δ_i) so as to model a variation curve $\alpha_i = f(\delta_i, A_p)$;
    - Calculating a value of the drift angle δ^{Opt} by using a predetermined Invariant "Invt";
    - Producing a warning signal when the drift angle δ is close to δ^{Opt};
    - in the event of the occurrence of the warning signal, limiting or reducing automatically the vehicle speed.

ABSTRACT

System for controlling the stability of a vehicle having tyres, the system including a controller using at least the parameter slip G^{Opt} corresponding to a predetermined value of the coefficient of friction μ, or the system including a controller maintaining the functioning of the tyre at an optimum value δ^{Opt} of the drift angle corresponding to the maximum value of the drift thrust F_{target}, the said controlling including means for performing the following operations, where X is either the slip G or the drift angle δ, and Y is either μ or F:

- Determining estimations or measurements (X_i, Y_i) for at least one pair of values;
- Determining the corresponding values of the slope α_i of the straight line passing through the origin and through (X_i, Y_i);
- Calculating coefficients A_p by direct calculation or by a regression from a sufficient number of pairs with (α_i, X_i) so as to model a variation curve $\alpha_i=f(X_i, A_p)$;
- Calculating a target value X^{Target} by using a predetermined Invariant "Invt".

Fig. 1

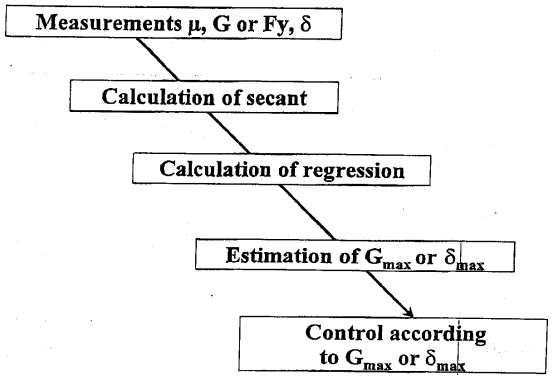


Fig. 1

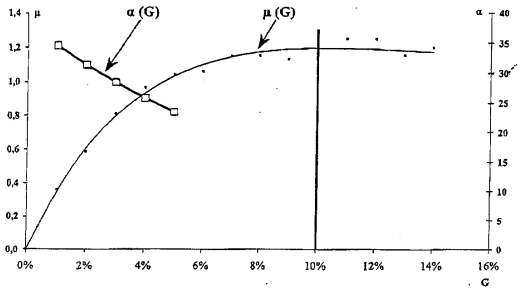


Fig. 2

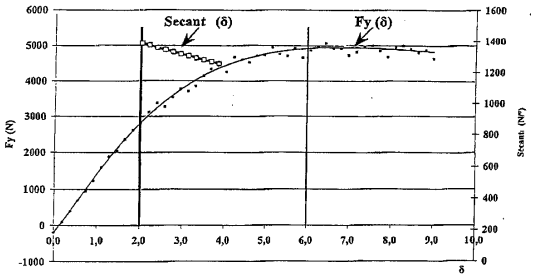


Fig. 3

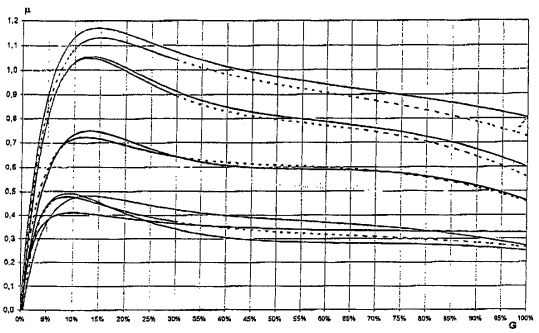


Fig. 4

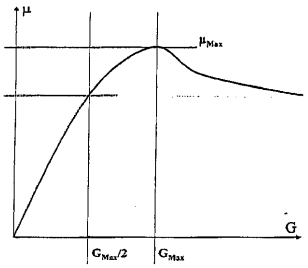


Fig. 6

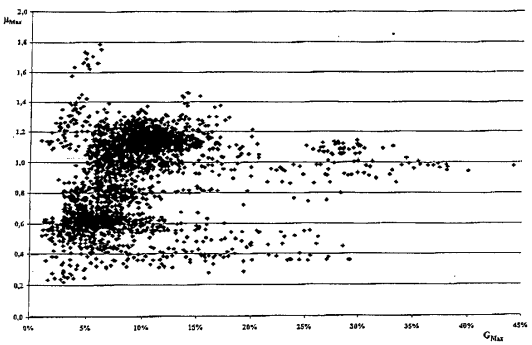


Fig. 5

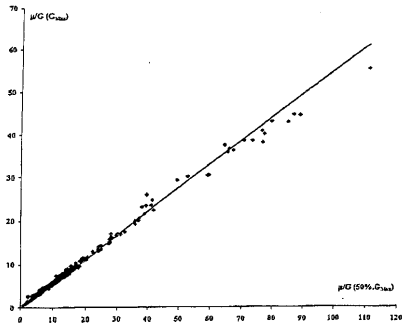


Fig. 7

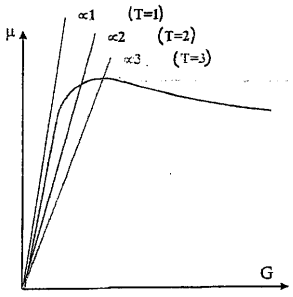


Fig. 8

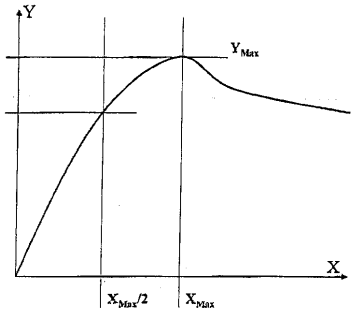


Fig. 10

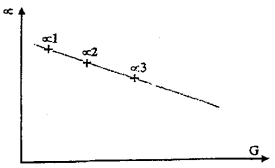


Fig. 9