

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4754766号
(P4754766)

(45) 発行日 平成23年8月24日(2011.8.24)

(24) 登録日 平成23年6月3日(2011.6.3)

| | | | |
|-------------------|------------------|------------|---|
| (51) Int.Cl. | | F I | |
| B60L 15/20 | (2006.01) | B60L 15/20 | J |
| B60K 28/16 | (2006.01) | B60K 28/16 | |
| B60W 30/02 | (2006.01) | B60W 30/02 | |

請求項の数 5 (全 12 頁)

| | |
|---|--|
| <p>(21) 出願番号 特願2002-505225 (P2002-505225)</p> <p>(86) (22) 出願日 平成13年6月27日(2001.6.27)</p> <p>(86) 国際出願番号 PCT/JP2001/005486</p> <p>(87) 国際公開番号 W02002/000463</p> <p>(87) 国際公開日 平成14年1月3日(2002.1.3)</p> <p>審査請求日 平成20年5月1日(2008.5.1)</p> <p>(31) 優先権主張番号 特願2000-195084 (P2000-195084)</p> <p>(32) 優先日 平成12年6月28日(2000.6.28)</p> <p>(33) 優先権主張国 日本国(JP)</p> | <p>(73) 特許権者 000005278 株式会社ブリヂストン 東京都中央区京橋1丁目10番1号</p> <p>(74) 代理人 100080296 弁理士 宮園 純一</p> <p>(72) 発明者 芥川 恵造 東京都小平市小川東町3-3-5-404</p> <p>(72) 発明者 沢田 浩樹 東京都小平市小川東町3-2-7-504</p> <p>審査官 大山 健</p> |
|---|--|

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両制御方法及び車両制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

走行中のタイヤのタイヤ回転方向及びタイヤ幅方向のいずれか一方もしくは両方に車体の応答周波数よりも高い20Hz～1kHzの周波数を有する微小振動を与えてタイヤと路面間の摩擦力を制御することで、車両の走行状態を制御することを特徴とする車両制御方法。

【請求項2】

上記微小振動をタイヤ荷重支持方向にも与えるようにしたことを特徴とする請求項1に記載の車両制御方法。

【請求項3】

上記微小振動の振幅を、トレッド溝深さまたはトップトレッドゴムの厚さの1%～2000%で振幅変調制御したことを特徴とする請求項1または請求項2に記載の車両制御方法。

【請求項4】

走行中のタイヤのタイヤ回転方向及びタイヤ幅方向のいずれか一方もしくは両方に与える微小振動を発生させる振動発生手段と、上記振動発生手段で発生させる微小振動の振動変形の振幅、周波数、位相の少なくとも1つを制御する制御手段とを備え、上記微小振動が、車体の応答周波数よりも高い20Hz～1kHzの周波数を有することを特徴とする車両制御装置。

【請求項5】

上記制御手段に、上記振動発生手段の振動の発生をON/OFFする手段を設けたことを特徴とする請求項4に記載の車両制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、走行している路面とタイヤ間の摩擦力を制御して車両の走行状態を制御する方法とその装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

自動車の走行状態を制御する方法としては、ドライバーの経験的な運転技術によるものや、例えば、高摩擦係数が得られるスリップ率(10~30%)に車輪速度を制御するABS(Anti-Lock Break System)や、ブレーキ装置あるいはエンジン回転数、トルクなどを制御するトランクシジョン・コントロールなどの電子制御システムによるものがある。

上記電子制御システムは、タイヤの摩擦力を最大に発揮させて車体を安定化させるようにタイヤの摩擦力を制御するもので、コーナリングフォースが充分大きく、かつ制動力も大きいスリップ率になるようにブレーキの油圧または駆動系の発生トルクを増減して車輪のロック状態を制御することにより、危険回避時等における車両の方向性、操舵性、制動性を確保しようとしている。そのため、予めタイヤのスリップ率-摩擦特性曲線を推定し、この推定曲線に基づいて、横すべりが発生しない範囲で最大摩擦係数が得られるようなスリップ率で制御する。また、車体の走行状態を検出するために、車体側に加速度センサ、ヨーレイトセンサを搭載し、これらの信号を基にタイヤのスリップ率を制御して車体の安定化を図るようにしている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、タイヤのスリップ率-摩擦特性曲線は、図8に示すように、DRY, WET, SNOW, ICEなどの路面条件によって大きく異なっている。したがって、上記ABS制御で用いられているスリップ率-摩擦特性曲線と実際の制御時の路面状態におけるスリップ率-摩擦特性曲線とが異なる場合があること、ならびに、コーナリング時には正確な車体速度の推定が困難となり、スリップ率の信頼性が低下する。そのため、十分な制御ができない場合があった。

更に、上記電子制御システムでは、上記加速度センサ、ヨーレイトセンサを、タイヤの応答周波数よりも低い応答周波数を有する車体側に搭載しているために、タイヤ周りでのセンシング-フィードバックシステムに比べてフィードバック制御が遅くなる傾向がある。また、慣性質量の大きい車体が不安定変化を示した後にフィードバック制御をするため、強いフィードバック信号で制御しなければ、車体を安定化できないという傾向もある。

【0004】

本発明は、従来の問題点に鑑みてなされたもので、タイヤでの不安定状態を検出し、タイヤのスリップ率-摩擦特性自体を変化させることにより、車両の走行性能を向上させるとともに、車両の安全性を高めることを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】

本発明は、従来のタイヤ摩擦制御方法とは異なる手法を用いてタイヤのスリップ状態をコントロールすることを可能とするもので、定常状態で回転するタイヤに対して微小振動を重畳することにより、定常的なタイヤの回転で生じているタイヤ周速度とタイヤ重心速度とは全く独立にタイヤに発生する力を制御することが可能となる。つまり、タイヤ自身に微小振動を与えることで、タイヤのスリップ率またはスリップ角を一定の状態を維持したままで、タイヤの発生する力を自在にコントロールすることができるので、従来のタイヤ摩擦制御法に比べて制御性を著しく向上させることができる。

すなわち、本発明の請求項1に記載の車両制御方法は、走行中のタイヤのタイヤ回転方

10

20

30

40

50

向及びタイヤ幅方向のいずれか一方もしくは両方に車体の応答周波数よりも高い20Hz ~ 1kHzの周波数を有する微小振動を与えてタイヤと路面間の摩擦力を制御することで、車両の走行状態を制御することを特徴とする。

これにより、車体が不安定状態になる前にタイヤの摩擦力を適正化（最適化）できるので、車両の走行状態を確実に制御することが可能となる。

更に、車体の応答周波数よりも高い応答周波数をもつ微小振動を用いるために、制御システムの誤動作を想定した場合に、強いフィードバックに頼った従来のシステムに比べると、車体の暴走の危険が軽減できるという利点を有する。

【0006】

請求項2に記載の発明は、請求項1に記載の車両制御方法であって、上記微小振動をタイヤ荷重支持方向にも与えるようにしたことを特徴とする。

10

請求項3に記載の発明は、請求項1または請求項2に記載の車両制御方法であって、上記微小振動の振幅をトレッド溝深さまたはトップトレッドゴムの厚さの1% ~ 2000%で振幅変調制御したことを特徴とする。

【0007】

また、請求項4に記載の発明は、車両制御装置であって、走行中のタイヤのタイヤ回転方向及びタイヤ幅方向のいずれか一方もしくは両方に与える微小振動を発生させる振動発生手段と、上記振動発生手段で発生させる微小振動の振動変形の振幅、周波数、位相の少なくとも1つを制御する制御手段とを備え、上記微小振動が、車体の応答周波数よりも高い20Hz ~ 1kHzの周波数を有することを特徴とする。このように、タイヤの変形特性ならびに応答性に対して適正化（最適化）した振動をタイヤに与えるようにしたので、
タイヤと路面間の摩擦力を的確に制御し、車両の走行状態を制御することができる。

20

請求項5に記載の発明は、請求項4に記載の車両制御装置であって、上記制御手段に、上記振動発生手段の振動の発生をON/OFFする手段を設け、必要に応じて上記摩擦力の制御を行うことができるようにしたものである。

【0008】

【発明を実施するための最良の形態】

以下、本発明の最良の形態について、図面に基づき説明する。

図1は、本最良の形態に係る車両制御装置の制御ブロック図で、ここでは、電動モータにより各車輪を駆動して走行する車両の走行状態を制御する場合について説明する。

30

車両の各車輪を駆動する電動モータは、必要とされる駆動トルクを得るためのモータトルク指令値（駆動信号）に従って駆動・制御される。通常の制御では、各車輪あるいは上記電動モータの駆動トルクを検出し、上記検出された駆動トルクが上記モータトルク指令値になるようにフィードバック制御される。

本最良の形態では、上記通常の制御に加えて、上記電動モータの駆動信号に微小振動の信号を重畳することによりタイヤに微小振動を与えてタイヤの摩擦力を制御するようにしたもので、上記微小振動の振幅、周波数、位相は、上記検出された各車輪あるいは電動モータの駆動トルクの大きさに応じて制御される。

ここでは、上記微小振動の制御則としてモデル追従制御を適用した。

詳細には、車両特性を車体・タイヤ・路面系における慣性モーメントとし、スリップが生じればタイヤ回転方向の慣性モーメントオブザーバーにより検出される慣性モーメントの値が小さくなることに着眼して上記制御則を構成した。すなわち、スリップの生じない車体モデル（車体に対する回転系の慣性モーメントが大きいモデル）を規範モデルとし、上記駆動トルクと上記規範モデルの慣性モーメントに相当する規範駆動トルクとの差である補正トルク分を演算し、この補正トルク分または補正トルク分相当の電圧値、回転速度、電流値を実際にスリップが生じている上記モータトルク指令値または補正トルク分相当の電圧値、回転速度、電流値から差し引くようにするために、上記電動モータに対して車体挙動変化の応答周波数よりも高い周波数領域で、補正トルク分または補正トルク分相当の電圧値、回転速度、電流値の振幅をもつ動的な微小振動を加えて振幅変調し、上記慣性モーメントと規範慣性モーメントとの差をゼロに近づける制御を行う。

40

50

この場合、従来の車体安定化制御システムにみられるような、車体側に搭載した加速度センサ、ヨーレートセンサを用いずに、タイヤ回転状態を回転トルクセンサと車輪回転速度センサのみを用いてタイヤ周りの不安定状態を検出し、微小フィードバック振動信号により、車体が不安定状態になる前にタイヤの摩擦力を適正化（最適化）する制御を行う。

【 0 0 0 9 】

ここで、タイヤに与える微小振動とタイヤと路面間の摩擦力との関係について説明する。

一般に、タイヤの発生する力は、タイヤと路面間の摩擦力とタイヤの変形によって決まり、タイヤと路面間の最大摩擦力は路面表面粗さとトップトレッドゴムの粘弾性特性により決まる。すなわち、タイヤと路面間の最大摩擦力の範囲内では、タイヤの発生する力はタイヤの変形の大きさによって決まる。

このタイヤ変形の大きさにより、前後方向では前後スリップ率の変化、横方向では左右スリップ角の変化が決まり、これらの状態変化によりタイヤの発生する力も変化する。実際のタイヤにおける変形の大きさは、タイヤと路面間の最大摩擦力を与える際でも、数ミリから数十ミリの範囲に収まるものであるが、本発明は、このような小さい変形を動的な振動によって自在に制御することにより、従来の駆動・制動・操舵システムとは独立した制御方法でタイヤの発生する力を自在にコントロールすることを可能にした。

この原理の理論的背景は、図 2 に示すような簡単な摩擦モデルで説明できる。この摩擦モデルは、ゴムブロック 1（タイヤを想定するときには、ベースゴム、ベルト、プライも含める場合もある）を路面 2 に対して荷重 F_n を付加するとともに、一定方向に滑らせながら微小振動を付加するもので、一定方向に滑るゴムブロック 1 に作用する摩擦力を $\mu \cdot F_n$ （ μ は、路面摩擦係数）、ゴムブロックの質量を m 、ゴムブロック 1 と路面 2 間のバネ定数を k 、減衰係数を c 、共振周波数を ω_0 とすると、次の振動方程式が得られる。

【数 1】

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_n - 2 m \psi \omega_0 \frac{dx}{dt} - m \omega_0^2 x$$

この式を解くことにより、微小振動を加えない場合の摩擦力（ $\mu_n \cdot F_n$ ）に対する微小振動を加えた場合の摩擦力（ $\mu_e \cdot F_n$ ）の比 μ_{rel} が求まる。

【数 2】

$$\mu_{rel} = \frac{\mu_e}{\mu_n} = \left\{ \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{2\psi\omega}{\omega_0} \right)^2 \right\}^{1/2}$$

$$\left(\omega_0 = \sqrt{k/m}, \psi = c / 2\sqrt{km} \right)$$

この考え方から、制御したいタイヤの力の方向に振動を与えることにより、タイヤの発生する力（路面に対するタイヤの摩擦力）を自在に制御できることがわかる。なお、上記摩擦力の比 μ_{rel} は、与える微小振動の周波数に依存し、 ω が上記共振周波数 ω_0 に近づく程上記 μ_{rel} の値は小さくなる傾向を示す。

更に、上記共振周波数 ω_0 より高い周波数を周波数変調により与えることで、上記 μ_{rel} の値を大きくすることも可能となる。

このモデルでは加える微小振動の振幅に関しては、滑りによって生じるゴムブロック 1 の変形量に相当する微小振動を与えることを仮定している。このことから、実際のタイヤにおいてもタイヤの変形に相当する微小変位を加えることが好ましい。このような微小振動は、従来の駆動・ブレーキ・操舵システムで制御しようとした場合には非常に小さなタイヤ変形を制御することが困難であったが、本発明では新規な微小振動を付与できる手段

を加えることで可能となった。

【 0 0 1 0 】

図 3 は、タイヤの回転方向に微小振動を与えてタイヤの摩擦力を制御する車両制御装置 10 の構成を示す図である。

同図において、11 は目標トルク演算手段であり、アクセル信号と車輪速と、車両の各車輪を駆動する電動モータ 20 を駆動するモータ駆動手段 12 で検出したモータトルクとから、モータトルク指令値を演算する。なお、上記車輪速は、図示しない回転センサで検出した車輪回転数を、速度カウンタ 13 を用いて車輪速に変換して、上記目標トルク演算手段 11 に入力される。

14 は微小振動の信号を発生させる振動発生手段 15 を制御する振動制御手段で、上述した制御則に基づき、上記アクセル信号、車輪回転数及びモータトルクに応じて、上記振動発生手段 15 が発生させる微小振動の振幅、周波数、位相を制御する。

16 は微小振動加算手段で、目標トルク演算手段 11 からのモータトルク指令値と振動発生手段 15 からの微小振動の信号とを加算して、目標駆動トルクを演算し、モータ駆動手段 12 に送る。なお、上記目標駆動トルクは、ここでは、電動モータ 20 を駆動する駆動電流を指すもので、モータ駆動手段 12 は上記微小振動が重畳された目標駆動トルクで上記電動モータ 20 を回転させる。

17 は上記振動発生手段 15 による振動の発生を ON / OFF する摩擦制御スイッチで、本最良の形態では、ドライバー自身が ON / OFF するものとする。

なお、上記目標トルク演算手段 11、振動制御手段 14 等の制御手段をコンピュータのソフトウェアで構成する場合には、上記モータトルク及びアクセル信号は、A / D コンバータを介して上記各手段に入力され、上記目標駆動トルク信号は、D / A コンバータを介してモータ駆動手段 12 に出力される。

【 0 0 1 1 】

次に、上記構成の車両制御装置 10 の動作について説明する。

車両が乾燥アスファルト路面を走行している場合には、ドライバーは摩擦制御スイッチ 17 を OFF 状態とし、通常の走行制御を行う。すなわち、上記目標トルク演算手段 11 では、検出されたモータ駆動手段 12 のモータトルクと、アクセル信号と車輪速とからモータトルク指令値を演算し、電動モータ 20 の駆動トルクが、上記モータトルク指令値になるように、電動モータ 20 をフィードバック制御する。

車両が、例えば、ウエットアスファルト路面のような低 μ 路に入り、タイヤが空転状態やスリップ状態になった場合には、ドライバーは摩擦制御スイッチ 17 を ON 状態としてタイヤに振動を与え、タイヤの摩擦力を制御しながら走行する。摩擦制御スイッチ 17 が ON されると、振動制御手段 14 では、モータ駆動手段 12 で検出されたモータトルクに応じて、振動発生手段 15 の発生させる微小振動の振幅、周波数、位相を決定し振動発生手段 15 に送る。振動発生手段 15 は、振動制御手段 14 からの制御指令に基づいて微小振動の信号を発生させる。この微小振動の信号は、微小信号加算手段 16 において、目標トルク演算手段 11 からのモータトルク指令値と加算され、新たな目標駆動トルクとしてモータ駆動手段 12 に送られる。モータ駆動手段 12 は、上記新たな目標駆動トルクに基づいて電動モータ 20 を駆動する。

これにより、低 μ 路では、タイヤのスリップ率またはスリップ角を一定の状態を維持したままで、タイヤと路面間の摩擦力を制御することができるので、車両の走行性能を向上させるとともに、車両の安全性を高めることができる。

なお、摩擦制御スイッチ 17 の ON / OFF は、車両に、路面摩擦係数推定手段等の路面状態を検知する路面センサを搭載し、上記路面センサからの情報をもとに、路面が低 μ 路でタイヤが空転状態やスリップ状態になった場合には、自動的に摩擦制御スイッチ 17 を ON するようにしてもよい。

また、例えば、各車輪の回転数センサと電動モータの電流センサ等から慣性モーメントオブザーバを構成し、この慣性モーメントオブザーバで検出される慣性モーメントの速度変化に対して、20 Hz 以下のゆっくりした変化に対しては応答しないようにハイパ

10

20

30

40

50

スフィルタなどのフィルタを組み入れて、ドライバーが制御不可能な急激な変化に対してのみ制御が作動するようにすることもできる。

【0012】

なお、タイヤに与える微小の変形振動は、タイヤの変形特性ならびに応答性に対して適正化（最適化）したもので、その制御の正確性かつ繊細性は、車両及び/またはタイヤ構造とのマッチングによって設定されることが好ましい。その設定パラメータとしては、タイヤまたはアクチュエータからタイヤ部分の時定数と位相遅れに対して、加える微小振動の振幅ならびに周波数の範囲をあらかじめ設定する必要がある。

そこで、発明者らは、タイヤ振動伝達関数計測装置を用いて、タイヤ回転方向の入力に対して伝達関数のゲインが大きくなる領域かつノイズの少ない周波数領域を探し決定した。その結果、1 kHz以上の周波数領域ではゲインが小さくなるので入力振動に対して十分な振動変位が得られないことが確かめられた。

10

一方、低周波数域ではゲインが大きいので十分な振動変位が得られるが、実際の走行時での振動変位が小さい場合に大きい振動変位を与えると、タイヤ摩擦力が振動に追従してしまい、そのため滑らかな摩擦力変化が得られなくなるので、微小振動の周波数としては1 Hz以上が好ましく、20 Hz以上であれば車体挙動変化の応答周波数より高い周波数となるので更に好ましい。

更に、タイヤの応答性は、タイヤの変形の非線形特性や車体速度の関数となることから、以下のタイヤ動特性状態方程式から伝達関数を算出し、微小振動の周波数を車体速度やタイヤ非線形特性の関数として変調することで制御効果を向上させることが可能となる。

20

タイヤ前後方向動特性状態方程式

【数3】

$$\ddot{F}_x = -\frac{k_x}{m} F_x - \frac{k_x}{m} \left(\frac{c_x}{k_x} + \frac{l}{2V} \right) \dot{F}_x + \frac{k_x}{m} \cdot \mu(\lambda) \cdot N$$

タイヤ横方向動特性状態方程式

【数4】

$$\ddot{F}_y = -\frac{k_y}{m} F_y - \frac{k_y}{m} \left(\frac{c_y}{k_y} + \frac{l}{2V} \right) \dot{F}_y + \frac{k_y}{m} \cdot \mu \left(\alpha - \frac{2l}{3V} \dot{\alpha} \right) \cdot N$$

30

上記式において、 F_x はタイヤ前後力、 F_y はタイヤ横力、 k_x は単位面積当たりのタイヤ前後バネ定数、 k_y は単位面積当たりのタイヤ横バネ定数、 c_x は単位面積当たりのタイヤ前後減衰係数、 c_y は単位面積当たりのタイヤ横減衰係数、 m はタイヤクラウン部分の単位面積当たりの質量、 l はタイヤ接地長さ、 V は車体速度、 N はタイヤにかかる荷重、 λ はスリップ率、 μ はスリップ率 - 摩擦曲線または、スリップ角 - 摩擦係数曲線におけるスリップ率である。

ここで、車体速度が速い場合にはタイヤの応答周波数も高くなるので、微小振動の周波数を高くすることが可能となり、より速い制御が可能となる。この場合、周波数の変調方法は、車両タイヤシステムの時定数で決まるので、伝達関数のゲインと位相遅れが適性（最適）となる周波数を、車体速度、タイヤ変形状態に合わせて選択するようにした。また、様々な周波数成分を持つ合成波を用いることで、より精度の高い制御が可能となる。

40

また、タイヤ摩擦力変化の大きさは、タイヤと路面間のスリップ比率（％）に対する振動振幅（mm）の比 X によって決まる。タイヤ摩擦力変化は上記 X の値が大きい程大きくなるが、実験の結果、 $X = 0.1 \sim 2.0$ の範囲でタイヤ摩擦力変化の効果が得られた。具体的には、スリップ比率が1％の場合には、0.1 mm ~ 2 mmの振動振幅で効果が得られ、スリップ比率100％の場合は10 mm ~ 200 mmの振動振幅で効果が得られることが確認された。この値は、トレッドゴムの厚さを10 mmとした場合に、その1％ ~ 2000％の振幅の範囲に相当する。これらの振動振幅の大きさは、タイヤ接地面内の相対すべり速度と路面摩擦係数の関数となることから、実際の試験では変位振動振幅制御することが好ましいが、本最良の形態では、モデル追従制御則によりフィードバックされる

50

振動トルク値または電圧値により変化するタイヤ回転数変化を用いて振幅変調制御を行った。

実際の試験では、上記振幅の上限は、振動を与えるアクチュエータの限界トルク性能と周波数で決まる。なお、本最良の形態では、電動モータ20が上記アクチュエータに相当する。

【0013】

また、本発明の作用を検証するため、スリップ率 - 摩擦係数 ($s \mu$ 曲線) を計測する装置を、タイヤ回転方向に対して微小振動を付与できるように改良してスリップ率 - 前後摩擦係数 ($s \mu$ 曲線) を計測した。その結果を図4に示す。

上記 $s \mu$ 曲線の測定では、 $V = 50 \text{ km/h}$ の回転速度に対して、微小振動の周波数を $f = 20 \text{ Hz}$ 、タイヤ外周付近での振動変形の振幅を 9 mm とした。前後摩擦係数は、上記微小振動により、低スリップ域で大幅に低下 (最大 100%) し、高スリップ域で微増 (数%) している。この曲線の形状は微小振動の動的変位の変位量、周波数、位相により変化する。このことから、微小振動をタイヤの回転方向に付与することでスリップ率 - 摩擦係数曲線が自由に変更できることがわかる。

一方、タイヤの横方向に 10 deg. のスリップ角を与えたタイヤの回転方向に対して微小振動を付与し、スリップ率 - 横方向摩擦係数 ($s \mu$ 曲線) を計測した。その結果を図5に示す。

横方向の摩擦係数は、制動力が加えられて前後スリップ率が増加すると急激に低下するが、微小振動を付与することでその低下が回復する。これは、前後方向と横方向のタイヤ摩擦力がトレードオフ関係にある、タイヤ摩擦円の関係から説明可能である。すなわち、タイヤの接地面での前後力と横力との合力 (ベクトル和) の大きさは、タイヤに作用する摩擦力の大きさを越えることがないので、タイヤに前後力が加わると発生する横力は減少する。

【0014】

図4において、1で示した低スリップ率の領域では、タイヤ回転方向に微小振動を付与することにより、前後力は低下し横力は回復する傾向が確認できた。また、2で示したスリップ率の領域では、前後力ならびに横力は微小振動の付与によりあまり変化しなくなる。

また、タイヤ幅方向に振動を付与した場合には、図5に示すように、タイヤ回転方向に振動を付与したときとは逆に、横力が低下した場合には前後力が回復する傾向となる。

一方、外的要因として、タイヤに前後、左右、上下の振動を外乱として受けた場合のタイヤ摩擦曲線は図4、図5と同様に变化してしまうので、この場合には、これら外乱振動に干渉するように、付加微小振動を発生させ、好ましくは、上記外乱振動を打ち消すように (逆位相になるように) 上記付加微小振動の振幅、周波数、位相をモデル追従制御により決定してフィードバックすることにより、上記摩擦曲線を、振動の少ない、(好ましくはゼロの) 状態のタイヤ摩擦曲線に回復させることも可能になる。

上記例では、タイヤ回転方向のみに振動を付与したが、振動を付与する方向をタイヤ回転方向及びタイヤ幅方向の両方に付与可能とすることにより、前後及び横方向とも摩擦係数を従来より高めることが可能となり、優れた車両の運動挙動制御が可能となる。

例えば、横方向の摩擦係数を高める場合には、タイヤ回転方向の振動を付与または増加し、前後方向の摩擦係数を高める場合には、タイヤ幅方向に振動を付与または増加するようにする。したがって、従来、タイヤのスリップ率 - 摩擦係数曲線がタイヤ構造・材料に依存したものであったが、タイヤに微小振動を与えることにより、スリップ率 - 摩擦係数曲線が自由に変更できるようになり、車両運動制御の点で自由度が大幅に増加する。

【0015】

【実施例】

本発明の効果を検証するため、2輪独立制御の電気自動車を実験車両として用いて走行試験を行った。図6は実験車30の構成を示す模式図で、駆動力源は2台のACモータ31L, 31R、このACモータ31L, 31Rを左, 右の後輪タイヤ32L, 32Rに車

10

20

30

40

50

軸 3 3 L , 3 3 R を通じて動力が伝達できるようそれぞれ設置した。なお、電源としてはバッテリー (鉛蓄電池) 3 4 L , 3 4 R を使い、バッテリー 3 4 L , 3 4 R の電圧は、ドライバ 3 5 L , 3 5 R によってコントロールされ、インバータ 3 6 L , 3 6 R を介して、上記 A C モータ 3 1 L , 3 1 R にそれぞれ入力される。

本例においては、車軸 3 3 L , 3 3 R にそれぞれ取付けられた回転数センサ 3 1 S , 3 1 S 及び A C モータ 3 1 L , 3 1 R のトルクを検出するトルクセンサ 3 2 S , 3 2 S からパソコン 3 8 に入力される検出信号によってタイヤ周りの不安定状態を検出するとともに、上記 A C モータ 3 1 L , 3 1 R に、アクセル 3 7 からからパソコン 3 8 に入力されるアクセル信号に応じて、所定の駆動トルクに相当する直流電圧信号と、車両の応答周波数よりも高く、タイヤの応答周波数よりも低い微小振動の信号とを、ドライバ 3 5 L , 3 5 R を介して、それぞれ入力する。上記微小振動の付与は、上記直流電圧信号に対して、ファンクションジェネレータ 3 9 で発生させた振動波形を上記パソコン 3 8 内の図示しない微小振動加算手段により加算することで行った。なお、微小振動の付与は、運転席横に設置された振動発生スイッチ 4 0 を操作して、ファンクションジェネレータ 3 9 により発生させても良いし、パーソナルコンピュータ内の波形発生プログラムによって発生させるようにしてもよい。

制御系としては、上記モデル追従制御を用いてプログラムとし、フィードバックトルクに相当する微小電圧振動を運転者が操作するアクセル信号に付与する電圧振幅制御を行った。なお、周波数は 2 0 ~ 1 0 0 H z の間で車体速度に合わせて周波数変調を行う制御とした。

試験内容は、以下に示した直進走行での加速試験ならびに旋回走行での加速試験について行った。

1 . 直進加速試験 ; $V = 5 0 \text{ km / h}$ の直進走行で乾燥アスファルト路面 ($\mu = 0 . 9$) からウエットアスファルト路面 ($\mu = 0 . 4$) に進入した瞬間にフルアクセルを踏み急加速を行った。この試験において微小振動制御を行った場合と行わない場合での車体挙動を観察した。

2 . 旋回加速試験 ; ウエットアスファルト路面 ($\mu = 0 . 4$) で $V = 5 0 \text{ km / h}$ 旋回走行を、前輪実操舵角が 3 deg . となるようにドライバーがステアリング操作を行い、旋回開始から約 3 秒後にドライバーがアクセルペダルを踏み急加速を行った。この試験において微小振動制御を行った場合と行わない場合での車体挙動を観察した。

以上の二つの試験結果を以下の表 1 に示す。

【表 1】

| | 微小振動なし | 微小振動あり |
|---------|------------|--------|
| ①直進加速試験 | 後輪に軽いすべり発生 | 安定に加速 |
| ②旋回加速試験 | 後輪にすべり発生 | 安定に加速 |

これより、直進加速試験ならびに旋回加速試験で、微小振動制御を行った場合の方が車両挙動は安定であることが確かめられた。また、同様に、定速旋回試験を行った場合も、微小振動制御を行った場合の方が旋回速度が 1 0 % 高くなることが確かめられた。

【 0 0 1 6 】

なお、本最良の形態では、電動モータの駆動信号に微小振動の信号を重畳してタイヤの回転方向に微小振動を与えるようにしたが、タイヤに与える微小振動はタイヤの回転方向のみならず、タイヤ操舵角方向、タイヤ荷重支持方向に関しても適用が可能である。タイヤ操舵角方向に微小振動を与えるには、例えば、ステアリング軸の操舵力を補助する電動モータの操舵トルク信号に微小振動の信号を重畳すればよい。また、低 μ 路では、直進走行時においても、タイヤに微小振動を与えるようにしてもよい。

あるいは、タイヤに連結するアクチュエータを設け、タイヤ回転方向、タイヤ操舵角方

向あるいはタイヤ荷重支持方向に微小振動を与えるようにしてもよい。

図7は、アクチュエータ60を用いてタイヤに微小振動を与える車両制御装置50の構成を示す図で、振動発生手段55は、振動制御手段54からの制御信号に基づいて微小振動の信号を発生させ、この信号を上記アクチュエータ60に送り、これにより、車輪の駆動とは別途に、タイヤ70に微小振動を与える。

【0017】

あるいは、アクチュエータやモータ等の軸中心を回転する回転体にカウンターウエイトを付けた装置や変心した回転体等を用いることにより、タイヤ回転方向、タイヤ操舵角方向あるいはタイヤ荷重支持方向に微小振動を与えるようにしてもよい。

すなわち、制御したいタイヤの力の方向に振動発生手段を備えることで、その方向のタイヤ変形が制御可能となり、その結果、タイヤの発生する力（路面に対するタイヤの摩擦力）が自在に制御可能となる。

なお、本発明は、電気モータを使用して走行する車両だけでなく、例えば、化石燃料を燃焼して走行する車両、電気と化石燃料とを同時に使用する車両等にも適用することができる。

【0018】

上述したように、微小振動を付与する際に問題となるのは、タイヤの変形特性と応答特性であり、微小振動の入力条件は、車両やタイヤの変形特性ならびに応答性に対して適正化（最適化）したもので、その制御の正確性かつ繊細性はタイヤ構造とのマッチングによって高度に達成される。

したがって、この手法を車体の運動挙動制御に用いる場合は、従来車体に取り付けた各種センサを介した強いフィードバック制御により車体の運動挙動が適正化（最適化）するように、タイヤ周りのセンサを介した弱いフィードバックでタイヤの安定化を達成するために微小振動の入力条件を制御すること、または、ドライバーが通常のハンドル、アクセル、ブレーキ、クラッチ操作以外に微小振動を任意に加えられる操作システムを備える場合は、ドライバーの任意の操作によりタイヤのスリップ率が、従来のハンドル、アクセル、ブレーキ、クラッチ操作に加えて自由に制御可能となるので運転の楽しさ、自由度を味わえるシステムとなる。

更に、路面とタイヤ間の摩擦に起因する転がり抵抗は、タイヤ荷重支持方向またはタイヤ回転方向に微小振動を付加することで低減可能である。この場合に微小振動で消費されるエネルギーの電源としては駆動電源以外のエネルギー源を使用することが好ましい。

【0019】

【産業上の利用可能性】

以上説明したように、本発明によれば、微小振動をタイヤに付加することでタイヤのスリップ率 - 摩擦特性自体を変化させて、タイヤと路面間の摩擦力を制御するようにしたので、車両の走行性能を向上させるとともに、車両の安全性を著しく高めることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の最良の形態に係る車両制御装置の制御ブロック図である。

【図2】本発明の最良の形態に係る摩擦モデルを示す図である。

【図3】本発明の最良の形態に係る車両制御装置の構成を示す図である。

【図4】本発明の最良の形態に係るタイヤ前後摩擦係数の前後スリップ率依存性を計測した結果を示す図である。

【図5】本発明の最良の形態に係るタイヤ横方向摩擦係数の前後スリップ率依存性を計測した結果を示す図である。

【図6】本発明に係る実験車の概要を示す図である。

【図7】本発明による車両制御装置の他の構成を示す図である。

【図8】路面状態によるタイヤのスリップ率 - 摩擦特性曲線の違いを示す図である。

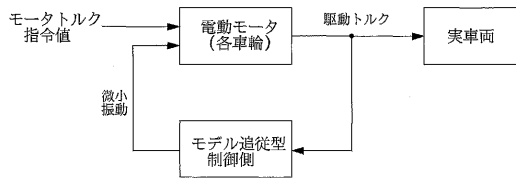
10

20

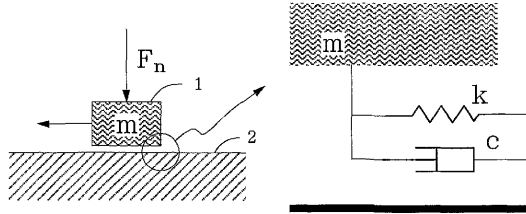
30

40

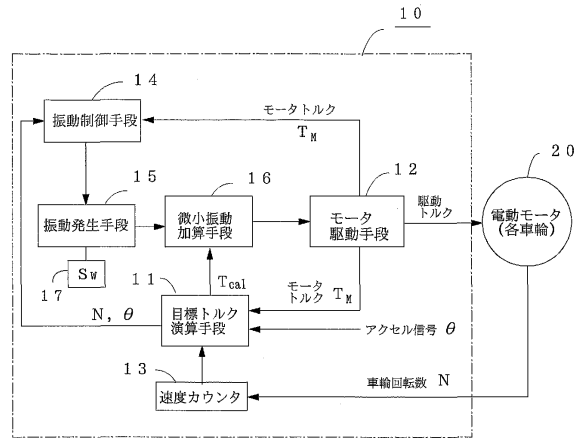
【図1】
第1図



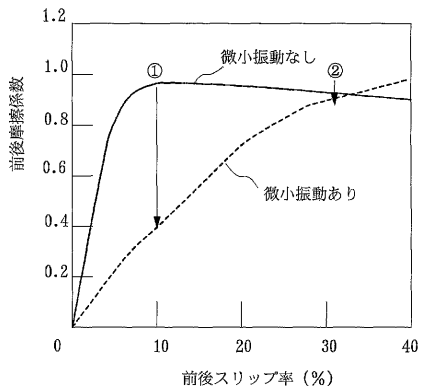
【図2】
第2図



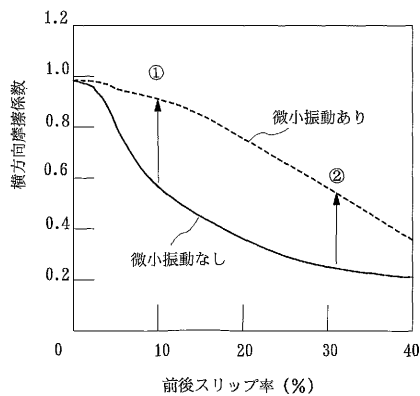
【図3】
第3図



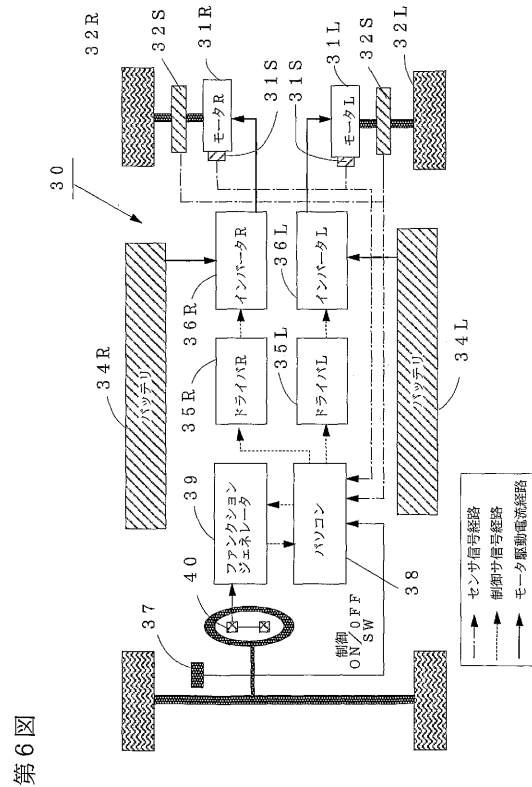
【図4】
第4図



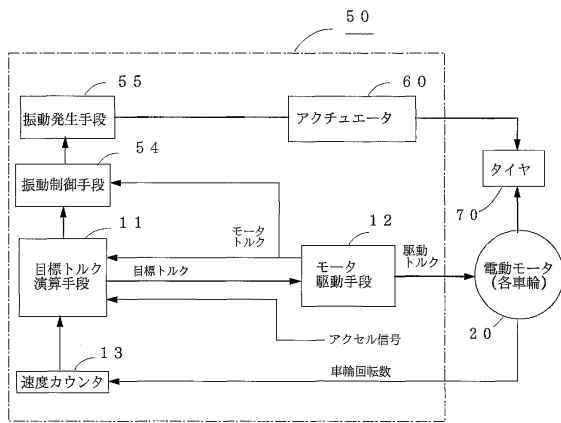
【図5】
第5図



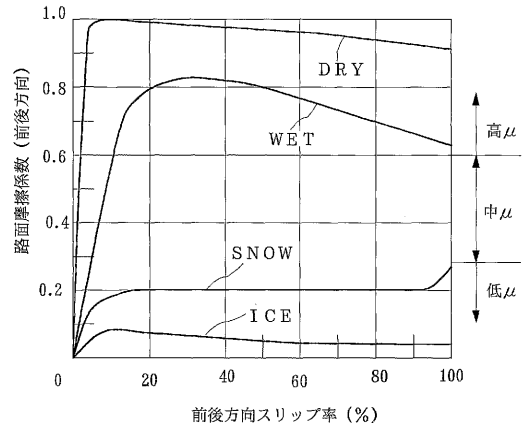
【図6】



【図7】
第7図



【図8】
第8図



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平09-052572(JP,A)
特開平08-334454(JP,A)
特開平11-048940(JP,A)
特開平11-263152(JP,A)
特開平11-189136(JP,A)
特開平11-091539(JP,A)
特開平10-002813(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60L 15/00-15/30
B60K 28/16
B60W 10/00-50/08
B60R 16/02
B60T 7/12- 8/96