

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5540641号  
(P5540641)

(45) 発行日 平成26年7月2日(2014.7.2)

(24) 登録日 平成26年5月16日(2014.5.16)

(51) Int.Cl.	F I	
<b>B60W 40/10 (2012.01)</b>	B60W 40/10	
<b>B60W 40/06 (2012.01)</b>	B60W 40/06	
<b>B62D 6/00 (2006.01)</b>	B62D 6/00	Z Y W
<b>B60K 28/16 (2006.01)</b>	B60K 28/16	
<b>B60T 8/172 (2006.01)</b>	B60T 8/172	D
請求項の数 9 (全 32 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号	特願2009-233249 (P2009-233249)	(73) 特許権者	000003997 日産自動車株式会社
(22) 出願日	平成21年10月7日(2009.10.7)		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(65) 公開番号	特開2011-79419 (P2011-79419A)	(74) 代理人	100086232 弁理士 小林 博通
(43) 公開日	平成23年4月21日(2011.4.21)	(74) 代理人	100092613 弁理士 富岡 潔
審査請求日	平成24年8月29日(2012.8.29)	(74) 代理人	100096459 弁理士 橋本 剛
		(72) 発明者	松田 拓郎 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
		(72) 発明者	城 新一郎 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
最終頁に続く			

(54) 【発明の名称】 タイヤ状態推定装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

タイヤすべり角を推定するタイヤすべり角推定手段と、  
 タイヤすべり角の前回値、タイヤすべり率及びタイヤ縦力に応じてタイヤ力最大値を推定するタイヤ力最大値推定手段と、を有し、  
 前記タイヤすべり角推定手段は、前記タイヤ力最大値、前記タイヤすべり率、前記タイヤ縦力及び車両状態測定値に基づいてタイヤすべり角を推定し、  
 前記タイヤ力最大値推定手段は、前記タイヤすべり角の前回値と、前記タイヤすべり率及び前記タイヤ縦力とからタイヤ力粘着比を計算するタイヤ力粘着比計算部と、前記タイヤ力粘着比と前記タイヤ縦力とからタイヤ力最大値を求めるタイヤ力最大値計算部と、を有することを特徴とするタイヤ状態推定装置。

【請求項2】

タイヤすべり角を推定するタイヤすべり角推定手段と、  
 タイヤすべり角の前回値、タイヤすべり率及びタイヤ縦力に応じてタイヤ力最大値を推定するタイヤ力最大値推定手段と、を有し、  
 前記タイヤすべり角推定手段は、前記タイヤ力最大値、前記タイヤすべり率、前記タイヤ縦力及び車両状態測定値に基づいてタイヤすべり角を推定し、  
 前記タイヤ力最大値推定手段は、タイヤ摩擦円の異方性を考慮してタイヤ力最大値を推定することを特徴とするタイヤ状態推定装置。

【請求項3】

タイヤすべり角を推定するタイヤすべり角推定手段と、  
 タイヤすべり角の前回値、タイヤすべり率及びタイヤ縦力に応じてタイヤ力最大値を推定するタイヤ力最大値推定手段と、を有し、  
 前記タイヤすべり角推定手段は、前記タイヤ力最大値、前記タイヤすべり率、前記タイヤ縦力及び車両状態測定値に基づいてタイヤすべり角を推定し、  
前記タイヤ力最大値推定手段は、前記タイヤすべり率が所定のタイヤすべり率閾値を超えたときには、前記タイヤすべり角の前回値、前記タイヤすべり率及び前記タイヤ縦力に基づき推定された値をタイヤ力最大値とし、前記タイヤすべり率が前記タイヤすべり率閾値を超えないときには、静的な輪荷重に基づき推定された値をタイヤ力最大値とすることを特徴とするタイヤ状態推定装置。

10

## 【請求項 4】

前記タイヤすべり率閾値は、該タイヤすべり率閾値を超えた場合の前記タイヤ力最大値の推定誤差が所望の誤差範囲となるように定められていることを特徴とする請求項 3 に記載のタイヤ状態推定装置。

## 【請求項 5】

タイヤすべり角を推定するタイヤすべり角推定手段と、  
 タイヤすべり角の前回値、タイヤすべり率及びタイヤ縦力に応じてタイヤ力最大値を推定するタイヤ力最大値推定手段と、を有し、  
 前記タイヤすべり角推定手段は、前記タイヤ力最大値、前記タイヤすべり率、前記タイヤ縦力及び車両状態測定値に基づいてタイヤすべり角を推定し、  
前記タイヤ力最大値と前記タイヤすべり角の前回値とからタイヤ横力を推定するタイヤ横力推定手段を有し、  
前記タイヤすべり角推定手段は、推定されたタイヤ横力、前記タイヤ縦力及び前記車両状態測定値から前記タイヤすべり角を推定することを特徴とするタイヤ状態推定装置。

20

## 【請求項 6】

駆動輪タイヤ横力を推定する駆動輪タイヤ横力推定手段と、従動輪タイヤ横力を推定する従動輪タイヤ横力推定手段と、を有し、  
 前記タイヤすべり角推定手段は、推定された駆動輪タイヤ横力、推定された従動輪タイヤ横力及び前記車両状態測定値を用いて駆動輪のタイヤすべり角と、従動輪のタイヤすべり角を推定するものであって、  
 前記タイヤ力最大値推定手段は、駆動輪のタイヤ力最大値を推定する駆動輪タイヤ力最大値推定手段と、従動輪のタイヤ力最大値を推定する従動輪タイヤ力最大値推定手段と、を有し、

30

駆動輪タイヤ力最大値推定手段は、駆動輪のタイヤすべり角の前回値、駆動輪タイヤすべり率及び駆動輪のタイヤ縦力に応じて駆動輪タイヤ力最大値を推定し、  
 従動輪タイヤ力最大値推定手段は、前記駆動輪タイヤ力最大値及び駆動輪のタイヤ縦力とに応じて従動輪タイヤ力最大値を推定し、  
 前記駆動輪タイヤ横力推定手段は、前記駆動輪タイヤすべり角の前回値、前記駆動輪タイヤ力最大値及び前記駆動輪タイヤすべり率から前記駆動輪タイヤ横力を推定し、  
 前記従動輪タイヤ横力推定手段は、前記従動輪タイヤすべり角の前回値、前記従動輪タイヤ力最大値から前記従動輪タイヤ横力を推定することを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載のタイヤ状態推定装置。

40

## 【請求項 7】

前記従動輪タイヤ横力推定手段は、タイヤ摩擦円の異方性を考慮して従動輪タイヤ横力を推定することを特徴とする請求項 6 に記載のタイヤ状態推定装置。

## 【請求項 8】

前記車両状態測定値には、ヨーレートを含むことを特徴とする請求項 1 ~ 7 のいずれかに記載のタイヤ状態推定装置。

## 【請求項 9】

前記車両状態測定値には、ヨーレートと車両横加速度を含むことを特徴とする請求項 1

50

～ 7 のいずれかに記載のタイヤ状態推定装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車に適用されるタイヤ状態推定装置に関する。

【背景技術】

【0002】

タイヤ状態を推定する従来技術として、特許文献1に記載の技術などが知られている。この特許文献1では、セルフアライニングトルク（以下SATと記載）検出値と横方向状態量と縦方向状態量とから、タイヤ特性から導出されたマップを用いて、タイヤ状態を推定する。ここでのタイヤ状態とは、タイヤ力が限界に至るまでの余裕を表わすグリップ度という無次元量である。SATは、タイヤの転舵中心とタイヤ横力の着点とがずれることによるタイヤの転舵中心まわりのトルクである。横方向状態量は、例えば、タイヤすべり角若しくはタイヤ横力を指し、前後方向状態量はタイヤ縦力を指す。

10

【0003】

特許文献1では、SATを検出するためのセンサとそれに対応する電子回路が必要になり、車両原価を押し上げる要因となる。たとえば、SATを検出するために、転舵輪（操向輪）のタイロッドにはたらく軸力を検出するための軸力センサを取り付けることが考えられるが、現行車では一般的でない車両構成となるためコスト増加につながる。また、特許文献1では、タイヤ状態推定をするために横方向状態量としてタイヤすべり角もしくはタイヤ横力を必要とするが、これらを検出するためにはタイヤすべり角を検出する為のセンサやタイヤ横力センサ等の高価なセンサを必要とする。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特許4213994号

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ここで、転舵輪（操向輪）のタイロッドにはたらく軸力は、例えば電動パワーステアリング等を備えた車両であれば、電動パワーステアリングのアシストモータの出力トルク（アシストトルク）等から推定することも可能である。しかしながら、一般的に市販されている車両の後輪などの、転舵機構を持たない輪（非操向輪）のSATは、軸力センサや横力センサ等の特殊なセンサを用いずに検出することが特に困難であり、タイヤ状態を精度よく推定できない可能性がある。このため、例えばこの推定タイヤ状態に基づいて車両運動制御を行った場合には、推定精度が十分に確保できないと制御性能が低下し、自動車の乗り心地が悪化する可能性がある。

30

【課題を解決するための手段】

【0006】

そこで、本発明のタイヤ状態推定装置は、タイヤすべり角の前回値、タイヤすべり率及びタイヤ縦力に応じてタイヤ力最大値を推定し、前記タイヤ力最大値、前記タイヤすべり率、前記タイヤ縦力及び車両状態測定値に基づいてタイヤすべり角を推定することを特徴としている。

40

【発明の効果】

【0007】

本発明によれば、転舵機構を持たない輪（非操向輪）のようにSATの検出が困難な輪のタイヤ状態でも精度よく推定できるため、車両運動制御の性能向上が期待でき、自動車の乗り心地の向上が見込まれる。また、タイヤ状態推定に必要な車両状態は既設のセンサで検出でき、タイヤすべり角やタイヤ横力などを検出するための特殊なセンサを必要としないため、車両原価の増加を抑制できる。

50

## 【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第1実施形態が適用される車両構成を示す説明図。

【図2】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第1実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図。

【図3】タイヤ力最大値をタイヤ力を用いて模式的に示す説明図。

【図4】図2のタイヤ力最大値推定手段における演算内容を示すブロック図。

【図5】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第2実施形態が適用される車両構成を示す説明図。

【図6】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第2実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図。

【図7】タイヤ横方向における前輪タイヤ力最大値を後輪タイヤ力を用いて模式的に示す説明図。

【図8】第2実施形態のタイヤ状態推定装置における各輪のタイヤ力最大値推定結果を示す特性図であり、(a)は左前輪のタイヤ力最大値を示す特性図、(b)は右前輪のタイヤ力最大値を示す特性図、(c)は左後輪のタイヤ力最大値を示す特性図、(d)は右後輪のタイヤ力最大値を示す特性図。

【図9】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第3実施形態が適用される車両構成を示す説明図。

【図10】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第3実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図。

【図11】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第4実施形態が適用される車両構成を示す説明図。

【図12】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第4実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図。

【図13】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第5実施形態が適用される車両構成を示す説明図。

【図14】本発明に係るタイヤ状態推定装置の第5実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図。

## 【発明を実施するための形態】

【0009】

以下、本発明の一実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0010】

第1実施形態は、4輪独立に駆動を行う車両構成に本発明のタイヤ状態推定装置を適用したものである。

【0011】

図1に第1実施形態の車両構成を示す。この車両は、駆動力発生源として左前輪駆動モータ40FL、右前輪駆動モータ40FR、左後輪駆動モータ40RL、右後輪駆動モータ40RR備えており、駆動モータ出力軸はそれぞれ各輪2FL、2FR、2RL、2RRに連結されている。駆動モータ40L、40Rは、永久磁石をロータに埋め込んだ三相同期モータである。駆動回路41は、駆動モータ出力トルクが統合コントローラ30から受信するトルク指令値と一致するようにリチウムイオンバッテリー42からの電力で4つの駆動モータ40FL、40FR、40RL、40RRを駆動する。そして、駆動回路41は、各駆動モータ40FL、40FR、40RL、40RRの出力トルクと、各駆動モータ40FL、40FR、40RL、40RRのモータ回転軸に取り付けられた回転位置センサ(不図示)により検出したモータ回転速度を各々統合コントローラ30へ送信する。

【0012】

前輪2FL、2FRは、運転者が操作するステアリングホイール11の回転運動によりステアリングギア12を介して機械的に操舵される。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 1 3 】

統合コントローラ 30 には、各駆動モータ電流と、アクセルペダルセンサ 23 によって検出するアクセル開度信号 APO と、ステアリングホイール 11 の回転軸に取り付けられた操舵角センサ 21 によって検出するステアリングホイールの回転角信号 STR と、ヨーレートセンサ 8 によって検出するヨーレート信号 と、重心位置に取り付けられた加速度センサ 28 によって検出される横方向加速度信号  $a_y$  (車両横加速度  $a_y$ ) と、各車輪 2FL、2FR、2RL、2RR に取り付けられた回転センサ (図示せず) によって検出されるそれぞれの車輪速度 (車輪角速度)  $f_l$ 、 $f_r$ 、 $r_l$ 、 $r_r$  とが入力される。

## 【 0 0 1 4 】

10

図 2 は、第 1 実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図を示している。図 2 のタイヤすべり率推定手段 100 では、各車輪速度からタイヤすべり率を検出する。駆動時のタイヤすべり率  $s(i, j)$  は、タイヤすべり率の定義から、数式 (1) を用い、車速  $V_x$  (縦方向速度) と車輪速度 ( $i, j$ ) に基づいて求められる。

## 【 0 0 1 5 】

## 【数 1】

$$s_{(i,j)} = \frac{V_x - R_w \omega_{(i,j)}}{R_w \omega_{(i,j)}} \quad \dots(1)$$

20

## 【 0 0 1 6 】

ここで、車速  $V_x$  は、たとえば、各輪のうち最も遅い車輪速度をもとに計算する。制動時のタイヤすべり率  $s(i, j)$  は、数式 (2) で定義される。

## 【 0 0 1 7 】

## 【数 2】

$$s_{(i,j)} = \frac{V_x - R_w \omega_{(i,j)}}{V_x} \quad \dots(2)$$

30

## 【 0 0 1 8 】

ここで、車速  $V_x$  は、たとえば、各輪のうち最も速い車輪速度をもとに計算する。あるいは、車両動特性からオブザーバを構成して車両状態に基づいて車速  $V_x$  を推定してもよい (「Nonlinear State and Tire Force Estimation for Advanced Vehicle Control」、Laura R. Ray、IEEE Transaction on control systems technology, Vol. 3, No. 1, 1995)。

## 【 0 0 1 9 】

図 2 のタイヤ縦力検出手段 200 では、駆動モータ電流と駆動輪速度とからタイヤ縦力を検出する。駆動時には、駆動モータ電流と車輪速度に基づいてタイヤ縦力が求められる。数式 (3) に示すように、駆動トルク  $T_d(i, j)$  は、トルク定数  $K_t$  を比例定数として駆動モーター電流  $i_t(i, j)$  に比例する。

40

## 【 0 0 2 0 】

## 【数 3】

$$T_{d(i,j)} = K_t i_{t(i,j)} \quad \dots(3)$$

$$\begin{pmatrix} i \\ j \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} f:前輪 & or & r:後輪 \\ l:左輪 & or & r:右輪 \end{pmatrix}$$

50

## 【 0 0 2 1 】

ここで、添え字  $i, j$  は、上述のように、各輪の物理量を定義する。また、各輪については、数式 (4) で表される運動方程式が成り立つ。

## 【 0 0 2 2 】

## 【数 4】

$$I_w \dot{\omega}_{(i,j)} = Fx_{(i,j)} R_w - T_{d(i,j)} \quad \dots(4)$$

尚、明細書中においては、 $\dot{\omega}$  を表記の都合上  $\omega$  と表記する。

10

## 【 0 0 2 3 】

ここで、 $Fx(i, j)$  はタイヤ縦力、 $\omega(i, j)$  は車輪加速度、 $R_w$  はタイヤ有効半径、 $I_w$  は各輪の慣性モーメントである。よって、数式 (3)、数式 (4) よりタイヤ縦力  $Fx(i, j)$  は、数式 (5) で表され、駆動モーター電流  $i_t(i, j)$  と車輪加速度  $\omega(i, j)$  に基づいて求められる。

## 【 0 0 2 4 】

## 【数 5】

$$Fx_{(i,j)} = \frac{I_w \dot{\omega}_{(i,j)} + K_t i_{t(i,j)}}{R_w} \quad \dots(5)$$

20

## 【 0 0 2 5 】

制動時には、たとえば、ブレーキ圧と車輪速度  $\omega(i, j)$  とタイヤ縦力  $Fx(i, j)$  との関係の予めマップ化しておくことにより、左右後輪縦力を左右後輪速度と左右後輪ブレーキ圧から求めることができる。協調回生ブレーキを用いる場合には、ブレーキを制御しているコントロールユニットの信号に基づいて、タイヤ縦力  $Fx(i, j)$  を求めればよい。

## 【 0 0 2 6 】

図 2 のタイヤ力最大値推定手段 300 では、タイヤすべり率検出手段 100 で検出されたタイヤすべり率  $s(i, j)$  とタイヤ縦力検出手段 200 で検出されたタイヤ縦力  $Fx(i, j)$  とからタイヤ力最大値を推定する。ここで推定するタイヤ力最大値は、タイヤ力が発生する方向におけるタイヤ力の最大値である (図 3)。

30

## 【 0 0 2 7 】

タイヤ力最大値推定手段 300 は、タイヤすべり率  $s(i, j)$  が、予め設定したタイヤすべり率閾値よりも小さいときはノミナル値 (所定値) を出力し、タイヤすべり率閾値よりも大きいときは後述する様に、タイヤすべり率とタイヤ縦力とからタイヤモデルを用いて推定したタイヤ力最大値を出力する。ここで、ノミナル値は、例えば、車両重量と車両重心の位置から求めた静的輪荷重 (車両静止時の輪荷重) である。タイヤすべり率閾値を設ける理由は、タイヤすべり率が極めて小さいときは、タイヤ縦力のタイヤ力最大値に対する感度が低下し、タイヤモデルを用いたタイヤ力最大値の推定が困難になるためである。なお、タイヤすべり率閾値は、後述するタイヤモデルを用いたタイヤ力最大値の推定において、推定誤差が予め定められた所定の誤差範囲内に保たれる最小のタイヤすべり率に定める。

40

## 【 0 0 2 8 】

タイヤすべり率  $s(i, j)$  がその閾値 (タイヤすべり率閾値) よりも大きいときは、以下の演算に基づいてタイヤ力最大値を推定する。図 2 のタイヤ力最大値推定手段 300 における演算内容を示したブロック図を図 4 に示す。図 4 のタイヤ力計算部 310 では、数式 (6) を用いてタイヤ縦力  $Fx(i, j)$  をタイヤ力  $F(i, j)$  に変換する。

## 【 0 0 2 9 】

50

【数 6】

$$F_{(i,j)} = \frac{1}{\cos\theta_{(i,j)}} Fx_{(i,j)} \quad \dots(6)$$

【0030】

ただし、(i, j) はタイヤ接地面長手方向とタイヤ力のなす角であり、ブラッシュ  
タイヤモデルでは、タイヤすべり率  $s(i, j)$  を用いて、数式(7)で表される。

【0031】

10

【数 7】

$$\cos\theta_{(i,j)} = \frac{s_{(i,j)}}{\lambda_{(i,j)}} \quad \dots(7)$$

【0032】

ここで、パラメータ (i, j) は図2のタイヤすべり率検出手段100で検出したタ  
イヤすべり率  $s(i, j)$  と図2のタイヤすべり角推定手段500で推定したタイヤす  
べり角  $\alpha_i$  (前回値) を用いて、数式(8)、(9)で定義される。なお、初回演算時には  
、タイヤすべり角推定手段500にてタイヤすべり角  $\alpha_i$  が算出されていないので(前回  
値がないので)、タイヤすべり角  $\alpha_i$  として予め設定された値(例えば、ゼロ)を用いて  
いる。

20

【0033】

【数 8】

$$\lambda_{(i,j)} = \sqrt{s_{(i,j)}^2 + \left(\frac{C_\alpha}{C_s}\right)^2 (1 + s_{(i,j)})^2 \tan^2 \alpha_i} \quad (\text{駆動時}) \quad \dots(8)$$

30

【0034】

【数 9】

$$\lambda_{(i,j)} = \sqrt{s_{(i,j)}^2 + \left(\frac{C_\alpha}{C_s}\right)^2 \tan^2 \alpha_i} \quad (\text{制動時}) \quad \dots(9)$$

ただし、 $C_\alpha$  はタイヤコーナリングパワー、 $C_s$  はタイヤ縦方向剛性であり、  
それぞれ次式で定義される。

40

$$C_\alpha = \left. \frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \right|_{\alpha=0, s=0}, \quad C_s = \left. \frac{\partial F_x}{\partial s} \right|_{\alpha=0, s=0}$$

【0035】

ここで、 $\alpha$  はタイヤすべり角、 $s$  はタイヤすべり率、 $F_x$  はタイヤ縦力、 $F_y$  はタイヤ  
横力である。

【0036】

そして、数式(6)、(7)、(8)、(9)より、タイヤ力  $F(i, j)$  は、数式(10)、(11)を用いて計算される。

50

【 0 0 3 7 】

【数 1 0】

$$F_{(i,j)} = \frac{\sqrt{s_{(i,j)}^2 + \left(\frac{C_\alpha}{C_s}\right)^2 (1 + s_{(i,j)})^2 \tan^2 \alpha_i}}{s_{(i,j)}} Fx_{(i,j)} \quad (\text{駆動時}) \quad \dots(10)$$

【 0 0 3 8 】

10

【数 1 1】

$$F_{(i,j)} = \frac{\sqrt{s_{(i,j)}^2 + \left(\frac{C_\alpha}{C_s}\right)^2 \tan^2 \alpha_i}}{s_{(i,j)}} Fx_{(i,j)} \quad (\text{制動時}) \quad \dots(11)$$

【 0 0 3 9 】

図 4 のタイヤ粘着比計算部 3 2 0 では、タイヤ力  $F(i, j)$  とタイヤすべり率  $s(i, j)$  とタイヤすべり角  $\alpha_i$  (前回値) とからタイヤ力粘着比を計算する。なお、初回演算時には、タイヤすべり角推定手段 5 0 0 にてタイヤすべり角  $\alpha_i$  が算出されていないので (前回値がないので)、タイヤすべり角  $\alpha_i$  として予め設定された値 (例えば、ゼロ) を用いている。

【 0 0 4 0 】

ブラッシュモデルによると、タイヤ力  $F(i, j)$  は数式 (1 2) のように表される (「Tire and Vehicle Dynamics」, Pacejka, Butterworth Heinemann による)。

【 0 0 4 1 】

【数 1 2】

30

$$F_{(i,j)} = \mu_{(i,j)} F_{z(i,j)} (1 - \xi_{(i,j)}^3) \quad \dots(12)$$

【 0 0 4 2 】

ここで、 $(i, j)$  は無次元化したタイヤ粘着域長である。したがって、タイヤ力  $F(i, j)$  とタイヤ力最大値  $\mu(i, j) F_z(i, j)$  との比を無次元化タイヤ力  $F_n(i, j)$  とすると、数式 (1 3) のように表現できる。

【 0 0 4 3 】

40

【数 1 3】

$$F_{n(i,j)} = \frac{F_{(i,j)}}{\mu_{(i,j)} F_{z(i,j)}} = 1 - \xi_{(i,j)}^3 \quad \dots(13)$$

【 0 0 4 4 】

一方、粘着長余裕  $m(i, j)$  を 1 と無次元化した粘着域長  $(i, j)$  との差で定義すると、数式 (1 4)、(1 5) のように表現できる。

【 0 0 4 5 】

50

【数 1 4】

$$\xi_{m(i,j)} = 1 - \xi_{(i,j)} = \frac{C_s}{3\mu_{(i,j)} F_{z(i,j)}} \lambda_{(i,j)} \quad (\text{駆動時}) \quad \dots(14)$$

【0 0 4 6】

【数 1 5】

$$\xi_{m(i,j)} = 1 - \xi_{(i,j)} = \frac{C_s}{3\mu_{(i,j)} F_{z(i,j)}} \frac{\lambda_{(i,j)}}{1 - s_{(i,j)}} \quad (\text{制動時}) \quad \dots(15)$$

10

【0 0 4 7】

ここで、パラメータ (i, j) は数式 (8)、(9) で定義される。さらに、タイヤ力粘着比  $P_f(i, j)$  は無次元化タイヤ力  $F_n(i, j)$  と粘着長余裕  $m(i, j)$  の比で定義する。すると、粘着長余裕  $m(i, j)$  は数式 (13)、(14)、(15) から次の数式 (16)、(17) を用いて、タイヤ力  $F(i, j)$  とタイヤすべり率  $s(i, j)$  とタイヤすべり角  $\alpha_i$  (前回値) とから計算される。

【0 0 4 8】

【数 1 6】

20

$$P_{f(i,j)} = \frac{F_{n(i,j)}}{\xi_{m(i,j)}} = \frac{3F_{(i,j)}}{C_s \sqrt{s_{(i,j)}^2 + \left(\frac{C_a}{C_s}\right)^2} (1 + s_{(i,j)})^2 \tan^2 \alpha_i} \quad (\text{駆動時}) \quad \dots(16)$$

【0 0 4 9】

【数 1 7】

30

$$P_{f(i,j)} = \frac{F_{n(i,j)}}{\xi_{m(i,j)}} = \frac{3F_{(i,j)}(1 - s_{(i,j)})}{C_s \sqrt{s_{(i,j)}^2 + \left(\frac{C_a}{C_s}\right)^2} \tan^2 \alpha_i} \quad (\text{制動時}) \quad \dots(17)$$

【0 0 5 0】

図 4 の無次元化タイヤ力計算部 330 ではタイヤ力粘着比  $P_f(i, j)$  から無次元化タイヤ力を計算する。タイヤ力粘着比は、その定義式である数式 (16)、(17) と粘着長余裕  $m(i, j)$  の定義式である数式 (14)、(15) とブラッシュモデルによる無次元化タイヤ力  $F_n(i, j)$  の定義式である数式 (13) とから、数式 (18) のように表現できる。

40

【0 0 5 1】

【数 1 8】

$$P_{f(i,j)} = 1 + \xi_{(i,j)} + \xi_{(i,j)}^2 \quad \dots(18)$$

50

## 【 0 0 5 2 】

一方、無次元化タイヤ力  $F_n(i, j)$  はブラッシュモデルから数式 (13) のように表される。したがって、タイヤ力粘着比  $P_f(i, j)$  と無次元化タイヤ力  $F_n(i, j)$  との関係は、数式 (19) で表現される写像  $Z$  で記述される。

## 【 0 0 5 3 】

## 【数 19】

$$\text{写像 } Z: \begin{cases} P_{f(i,j)} \\ F_{n(i,j)} \end{cases} = \begin{cases} 1 + \xi_{(i,j)} + \xi_{(i,j)}^2 \\ 1 - \xi_{(i,j)} \end{cases} \quad \text{ただし、} \quad 0 \leq \xi_{(i,j)} \leq 1 \quad \dots(19)$$

10

## 【 0 0 5 4 】

ここで、粘着域長  $(i, j)$  は媒介変数となっている。実際にタイヤ力粘着比  $P_f(i, j)$  から無次元化タイヤ力  $F_n(i, j)$  を求めるには、たとえば、この写像を予めマップ化して実装してもよいし、ニュートン法などを用いて数值的に本数式を解いてもよい。

## 【 0 0 5 5 】

図4のタイヤ力最大値計算部340ではタイヤ力  $F(i, j)$  と無次元化タイヤ力  $F_n(i, j)$  とからタイヤ力最大値  $F_p(i, j)$  を計算する。タイヤ力最大値  $F_p(i, j)$  は、各々の輪の路面摩擦係数と輪荷重の積で与えられるので、数式 (20) を用いて計算できる。

20

## 【 0 0 5 6 】

## 【数 20】

$$F_{p(i,j)} = \frac{1}{F_{n(i,j)}} F_{(i,j)} \quad \dots(20)$$

## 【 0 0 5 7 】

ここで推定されるタイヤ力最大値  $F_p(i, j)$  はタイヤ力  $F(i, j)$  が生じる方向  $(i, j)$  のタイヤ力の発生限界であることに注意されたい (図3参照)。タイヤ摩擦円が真円でない場合に、図2のタイヤ横力推定手段400において横方向や縦方向のタイヤ力発生限界が必要なときは、タイヤ摩擦円の形状を考慮して数式 (20) で与えられるタイヤ力最大値  $F_p(i, j)$  を変換する必要がある。本実施形態では、図2のタイヤ横力推定手段400でブラッシュモデルを用いてタイヤ横力を推定する際、タイヤ力  $F(i, j)$  が生じる方向のタイヤ力の発生限界を必要とするので、この変換をする必要はない。

30

## 【 0 0 5 8 】

従来、タイヤ力最大値を推定する手法として、路面摩擦係数と輪荷重を別々に推定して、それらの積から推定することが一般的であったが、路面摩擦係数と輪荷重の両方を高精度に推定することは困難であり、タイヤ力最大値推定精度の悪化につながっていた。一方、本手法によると、ブラッシュモデルの特性を利用してタイヤ力最大値  $F_p(i, j)$  を直接推定できる点に特徴があり、タイヤ力最大値  $F_p(i, j)$  を精度よく推定できる。つまり、タイヤ摩擦円に異方性がある場合でも、高精度にタイヤ状態が推定でき、この推定値を車両運動制御に用いた場合には、より乗り心地の良い制御が可能になる。

40

## 【 0 0 5 9 】

図2のタイヤ横力推定手段400では、タイヤ力最大値推定手段300で推定されたタイヤ力最大値とタイヤすべり角推定手段500で推定されたタイヤすべり角とタイヤすべり率検出手段100で検出されたタイヤすべり率とからタイヤ横力を推定する。例えば、ブラッシュタイヤモデルを用いると、タイヤすべり率  $s(i, j)$  と、タイヤ力最大値  $F$

50

$p(i, j)$ と、タイヤすべり角推定値  $i$  (前回値)とから、タイヤ横力  $F_y(i, j)$  が推定される。なお、初回演算時には、タイヤすべり角推定手段 500にてタイヤすべり角  $i$  が算出されていないので(前回値がないので)、タイヤすべり角  $i$  として予め設定された値(例えば、ゼロ)を用いている。

【0060】

駆動時には、タイヤ横力  $F_y(i, j)$  は数式(21)で計算できる。

【0061】

【数21】

$$F_{y(i,j)} = -C_\alpha (1 + s_{(i,j)}) \tan \alpha_i \xi_{(i,j)}^2 - 6F_{p(i,j)} \sin \theta_{(i,j)} \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi_{(i,j)}^2 + \frac{1}{3} \xi_{(i,j)}^3 \right) \quad \dots(21) \quad 10$$

【0062】

ここで、数式(21)中の  $(i, j)$  は、数式(22)で表される。

【0063】

【数22】

$$\xi_{(i,j)} = 1 - \frac{C_s}{3F_{p(i,j)}} \sqrt{s_{(i,j)}^2 + \left( \frac{C_\alpha}{C_s} \right)^2 (1 + s_{(i,j)})^2 \tan^2 \alpha_i} \quad \dots(22) \quad 20$$

【0064】

制動時には、タイヤ横力  $F_y(i, j)$  は数式(23)で計算できる。

【0065】

【数23】

$$F_{y(i,j)} = -\frac{C_\alpha \tan \alpha_i}{1 - s_{(i,j)}} \xi_{(i,j)}^2 - 6F_{p(i,j)} \sin \theta_{(i,j)} \left( \frac{1}{6} - \frac{1}{2} \xi_{(i,j)}^2 + \frac{1}{3} \xi_{(i,j)}^3 \right) \quad \dots(23) \quad 30$$

【0066】

ここで、数式(23)中の  $(i, j)$  は、数式(24)で表される。

【0067】

【数24】

$$\xi_{(i,j)} = 1 - \frac{C_s}{3F_{p(i,j)}(1 - s_{(i,j)})} \sqrt{s_{(i,j)}^2 + \left( \frac{C_\alpha}{C_s} \right)^2 \tan^2 \alpha_i} \quad \dots(24) \quad 40$$

【0068】

なお、タイヤすべり角とタイヤすべり率とタイヤ力最大値とからタイヤ横力を計算できるタイヤモデルならば、ブラッシュモデルに限らず用いることができる。

【0069】

図2のタイヤすべり角推定手段500では、タイヤ横力推定手段400で推定されたタイヤ横力とタイヤ縦力検出手段200で検出されたタイヤ縦力と予め検出したヨーレート、車両横加速度及び縦方向速度とからタイヤすべり角を推定する。

【0070】

まず、本オブザーバの導出を示す。駆動力を考慮したときの縦方向と横方向の車両動特性はそれぞれ数式(25)、数式(26)で表される。

【 0 0 7 1 】

【数 2 5】

$$\dot{V}_x = \frac{1}{m}(F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr}) + V_y \gamma \quad \dots(25)$$

【 0 0 7 2 】

【数 2 6】

$$\dot{V}_y = \frac{1}{m}(F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr}) - V_x \gamma \quad \dots(26)$$

10

【 0 0 7 3 】

ここで、 $m$ は車両重量、 $V_y$ は横方向速度、 $\gamma$ はヨーレートである。また、車体すべり角  $\beta$  は、縦方向速度  $V_x$  と横方向速度  $V_y$  のなす角であり、数式(27)で表される。

【 0 0 7 4 】

【数 2 7】

$$\beta = \frac{V_y}{V_x} \quad \dots(27)$$

20

【 0 0 7 5 】

と表される。この数式(27)の両辺を微分すると、数式(28)となる。

【 0 0 7 6 】

【数 2 8】

$$\dot{\beta} = \frac{\dot{V}_y V_x - V_y \dot{V}_x}{V_x^2} \quad \dots(28)$$

30

【 0 0 7 7 】

である。この数式(28)に数式(25)、数式(26)で表される車両動特性を代入し、車体すべり角  $\beta$  が十分小さいときに、 $V_y = \beta V_x$  が成り立つことを考慮すると、数式(29)となる。

【 0 0 7 8 】

【数 2 9】

$$\dot{\beta} = -\beta^2 \gamma - \frac{\beta}{V_x m}(F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr}) + \frac{1}{V_x m}(F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr}) - \gamma \quad \dots(29)$$

40

【 0 0 7 9 】

以上の結果を踏まえて、推定した横力と実際の横力の差が零になるように車体すべり角を推定するオブザーバを構成する(数式30)。

【 0 0 8 0 】

【数 3 0】

$$\hat{\beta} = -\hat{\beta}^2 \gamma - \frac{\hat{\beta}}{V_x m} (F_{xfl} + F_{xfr} + F_{xrl} + F_{xrr}) + \frac{1}{V_x m} (F_{yfl} + F_{yfr} + F_{yrl} + F_{yrr}) - \gamma + K(F_{yr} - F_{ymes}) \quad \dots(30)$$

【0081】

ここで、Kはオブザーバゲイン、F<sub>yr</sub>は数式(21)(23)を用いて算出して推定された後輪横力推定値(左右の後輪横力合計の推定値)、F<sub>ymes</sub>は後輪横力検出値(左右の後輪横力合計の検出値)である。本実施形態では、後輪横力検出値は、次の車両の前輪横力と後輪横力のつりあい関係式である数式(31)を用いて、車両横加速度a<sub>y</sub>とヨーレートから演算して検出する。

10

【0082】

【数 3 1】

$$F_{ymes} = \frac{1}{l_f + l_r} (-I_z \dot{\gamma} + l_f m a_y) \quad \dots(31)$$

【0083】

従って数式(30)は、数式(31)を用いてヨーレートと車両横加速度から演算して検出される横力F<sub>ymes</sub>と、数式(21)(23)を用いて推定された横力F<sub>yr</sub>との差が減少する様に構成されたオブザーバとなる。

20

【0084】

さらに、次式(32)、(33)の関係を用いて、推定された車体すべり角と検出されたヨーレートおよび前輪転舵角 $\delta_f$ とから、前輪タイヤすべり角 $\alpha_f$ および後輪タイヤすべり角 $\alpha_r$ を求める。

【0085】

【数 3 2】

$$\alpha_f = \beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f \quad \dots(32)$$

30

【0086】

【数 3 3】

$$\alpha_r = \beta - \frac{l_r}{V} \gamma \quad \dots(33)$$

40

【0087】

こうして推定された前輪タイヤすべり角を図2のタイヤ力最大値推定手段300とタイヤ横力推定手段400で用いる。このように、推定した横力と実際の横力の差が零になるように車体すべり角を推定するオブザーバを構成することで、タイヤすべり角ならびにその他のタイヤ状態を精度よく推定できる。

【0088】

本アルゴリズムで得られる推定量は、例えば、車両挙動を安定化する制御に用いることができる。一般に、車両速度を一定として走行して転舵角を増加させ続けると、やがてタイヤ横力が横力最大値を超えて車両挙動が不安定になる。そこで、本推定アルゴリズムに

50

よって得られたタイヤ横力とタイヤ力最大値に基づいて、例えば、タイヤ横力がタイヤ力最大値を超える前に前輪転舵角を減少させる制御を行うと、車両挙動を安定に保つことができる。

【0089】

このような第1実施形態においては、タイヤ状態を推定するにあたって、SAT（セルフライニングトルク）を検出するためのセンサとそれに対応する電子回路が不要であり、車両原価を低減できる。また、タイヤ状態推定に必要な車両状態は既設のセンサで検出でき、タイヤすべり角やタイヤ横力などを検出するための特殊なセンサを必要としないため、車両原価を低減できる。さらに、転舵機構を持たない輪（非操向輪）においてSATの検出が困難な場合であってもタイヤ状態を精度よく推定できるため、車両運動制御の性能向上が期待でき、自動車の乗り心地の向上が見込まれる。

10

【0090】

また、タイヤすべり率とタイヤすべり角の前回値とタイヤ縦力とからタイヤ力粘着比を計算するタイヤ力粘着比計算部と、タイヤ力粘着比とタイヤ縦力とからタイヤ力最大値を求めるタイヤ力最大値計算部を有するタイヤ力最大値推定手段を備えるので、精度よくタイヤ力最大値を推定でき、この推定値を車両運動制御に用いた場合には、より乗り心地の良い制御が可能になる。

【0091】

さらに、タイヤ力最大値だけでなく、タイヤ横力とタイヤすべり角の前回値をも用いてタイヤすべり角が推定されるので、この推定値を車両運動制御に用いた場合には、より乗り心地のよい制御が可能になる。

20

【0092】

そして、タイヤすべり率が所定の値を超えたときにタイヤ力最大値を推定し、所定の値を超えないときは静的な輪荷重に基づき推定された値を出力することを特徴としているので、加減速を行わないときも一定の精度でタイヤ状態を推定することができる。

【0093】

以下、本発明の他の実施形態について説明するが、上述した第1実施形態と同一の構成要素については同一の符号を付し、重複する説明を適宜省略する。

【0094】

次に、本発明の第2実施形態について説明する。この第2実施形態は、後輪2RL、2RRを左右独立に駆動し、前輪2FL、2FRを従動輪とした車両構成に本発明のタイヤ状態推定装置を適用したものである。図5に第2実施形態の車両構成を示す。この車両は、駆動力発生源として左後輪駆動モータ40RLと右後輪駆動モータ40RRを備えており、それぞれ左後輪2RL、右後輪2RRに直結されている。各駆動モータ40RL、40RRは、永久磁石をロータに埋め込んだ三相同期モータである。駆動回路41は、駆動モータ出力トルクが統合コントローラ30から受信するトルク指令値と一致するようにリチウムイオンバッテリー42からの電力で左右の駆動モータ40RL、40RRを駆動する。そして、駆動回路41は、各駆動モータ40RL、40RRの出力トルクと、各駆動モータ40RL、40RRのモータ回転軸に取り付けられた回転位置センサ（不図示）により検出したモータ回転速度を各々統合コントローラ30へ送信する。

30

40

【0095】

前輪2FL、2FRは、運転者が操作するステアリングホイール11の回転運動によりステアリングギア12を介して機械的に主操舵される。

【0096】

統合コントローラ30には、アクセルペダルセンサ23によって検出するアクセル開度信号APOと、ステアリングホイール11の回転軸に取り付けられた操舵角センサ21によって検出するステアリングホイールの回転角信号STRと、ヨーレートセンサ8によって検出するヨーレート信号と、重心位置に取り付けられた加速度センサ28によって検出される横方向加速度信号 $a_y$ （車両横加速度 $a_y$ ）と、各車輪2FL、2FR、2RL、2RRに取り付けられた回転センサによって検出されるそれぞれの車輪速度（車輪角速

50

度)  $f_l$ 、 $f_r$ 、 $r_l$ 、 $r_r$ とが入力される。

【0097】

図6は、第2実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図を示している。

【0098】

図6のタイヤすべり率検出手段100では、第1実施形態と同様の演算(第1実施形態のタイヤすべり率検出手段100と同様の演算)によって、各車輪速度から後輪タイヤすべり率を検出する。第1実施形態では四輪にそれぞれについて検出したが、この第2実施形態では左右後輪のみについてタイヤすべり率を検出する。

【0099】

図6のタイヤ縦力検出手段200では、第1実施形態と同様の演算(第1実施形態のタイヤ縦力検出手段200と同様の演算)によって、駆動モータ電流と駆動輪速度とから後輪タイヤ縦力を検出する。

【0100】

図6の後輪タイヤ力最大値推定手段300では、第1実施形態における図2のタイヤ力最大値推定手段300と同様の演算によって、後輪タイヤすべり率と後輪タイヤ縦力とタイヤすべり角推定手段800(後述)で推定された後輪タイヤすべり角とから後輪タイヤ力最大値を推定する。

【0101】

図6の後輪タイヤ横力推定手段400では、第1実施形態における図2のタイヤ横力推定手段400と同様の演算によって、後輪タイヤ力最大値と後輪タイヤすべり率とタイヤすべり角推定手段800(後述)で推定された後輪タイヤすべり角とから、後輪タイヤ横力を推定する。

【0102】

なお、図6の後輪タイヤ力最大値推定手段300及び後輪タイヤ横力推定手段400において、初回演算時には、タイヤすべり角推定手段800(後述)にて後輪タイヤすべり角  $r$  が算出されていないので(前回値がないので)、後輪タイヤすべり角  $r$  として予め設定された値(例えば、ゼロ)を用いている。

【0103】

図6の前輪タイヤ力最大値推定手段600では、後輪タイヤ縦力と後輪タイヤ力最大値とから前輪タイヤ力最大値を推定する。まず、車両のロールピッチ方向モーメントのつりあいから導かれた、車体にはたらく縦方向力と横方向力と各輪荷重との関係に注目する。

【0104】

【数34】

$$Fz_{(f,r)} = \frac{(l_r \cdot mg - h_{cg} \cdot Fx_{all})(l_t \cdot mg - h_{cg} \cdot Fy_{all})}{2l_t \cdot mg(l_f + l_r)} \quad \dots(34)$$

【0105】

【数35】

$$Fz_{(f,r)} = \frac{(l_r \cdot mg - h_{cg} \cdot Fx_{all})(l_t \cdot mg + h_{cg} \cdot Fy_{all})}{2l_t \cdot mg(l_f + l_r)} \quad \dots(35)$$

【0106】

10

20

30

40

【数36】

$$Fz_{(r,j)} = \frac{(l_f \cdot mg + h_{cg} \cdot Fx_{all})(l_t \cdot mg - h_{cg} \cdot Fy_{all})}{2l_t \cdot mg(l_f + l_r)} \quad \dots(36)$$

【0107】

【数37】

$$Fz_{(r,r)} = \frac{(l_f \cdot mg + h_{cg} \cdot Fx_{all})(l_t \cdot mg + h_{cg} \cdot Fy_{all})}{2l_t \cdot mg(l_f + l_r)} \quad \dots(37) \quad 10$$

【0108】

ここで、 $Fz(f, l)$ は左前輪荷重、 $Fz(f, r)$ は右前輪荷重、 $Fz(r, l)$ は左後輪荷重、 $Fz(r, r)$ は右後輪荷、 $h_{cg}$ は車両重心までの地面からの高さ、 $l_t$ はトレッド幅を表す。また、 $Fx_{all}$ と $Fy_{all}$ はそれぞれ、車両全体にはたらく縦力または横力の合計値であり、縦力合計値 $Fx_{all}$ は図6のタイヤ縦力検出手段200で推定された左右の後輪縦力の和で計算できる。すなわち、縦力合計値 $Fx_{all}$ は、数式(38)を用いて算出される。

20

【0109】

【数38】

$$Fx_{all} = Fx_{(r,l)} + Fx_{(r,r)} \quad \dots(38)$$

【0110】

また、タイヤ力が働く方向の左後輪の路面摩擦係数 $\mu_{rl}$ と、右後輪の路面摩擦係数 $\mu_{rr}$ はそれぞれ、数式(39)を用いて算出される。

30

【0111】

【数39】

$$\mu_{(r,j)} = \frac{F_{p(r,j)}}{F_{z(r,j)}} \quad \dots(39)$$

【0112】

ただし、第1実施形態と同様に、添え字jはl:左輪またはr:右輪に対応する。

【0113】

40

さらに、前後輪で路面摩擦係数 $\mu$ が等しいと仮定すると、左右輪の路面摩擦係数は、数式(40)を用いて算出される。

【0114】

【数40】

$$\mu_{(f,j)} = \mu_{(r,j)} \quad \dots(40)$$

【0115】

50

また、左右前輪のタイヤ力最大値はそれぞれ数式(41)のように書ける。

【0116】

【数41】

$$F_{p(f,j)} = \mu_{(f,j)} F_{z(f,j)} \quad \dots(41)$$

【0117】

数式(34)から数式(41)より、左右前輪のタイヤ力最大値  $F_{p(f,j)}$  は数式(42)のように表現できる。 10

【0118】

【数42】

$$F_{p(f,j)} = \frac{l_r mg - h_{cg}(F_{x(r,l)} + F_{x(r,r)})}{l_f mg + h_{cg}(F_{x(r,l)} + F_{x(r,r)})} F_{p(r,j)} \quad \dots(42)$$

【0119】

なお、この数式(42)は以下のように導出される。 20

【0120】

## 【数 4 3】

$$\begin{aligned}
 F_{p(f,j)} &= \mu_{(f,j)} F_{z(f,j)} && \text{数式(41)より} \\
 &= \mu_{(r,j)} F_{z(f,j)} && \text{数式(40)より} \\
 &= \frac{F_{p(r,j)}}{F_{z(r,j)}} F_{z(f,j)} && \text{数式(39)より} \\
 &= \frac{F_{z(f,j)}}{F_{z(r,j)}} F_{p(r,j)} && \text{式を整理}
 \end{aligned}$$

10

数式(34)～(37)より(左輪の場合も、右輪の場合も同様)

$$\begin{aligned}
 &= \frac{(l_r \cdot mg - h_{cg} \cdot Fx_{all})(l_t \cdot mg - h_{cg} \cdot Fy_{all})}{2l_t \cdot mg(l_f + l_r)} \frac{2l_t \cdot mg(l_f + l_r)}{(l_f \cdot mg + h_{cg} \cdot Fx_{all})(l_t \cdot mg - h_{cg} \cdot Fy_{all})} F_{p(r,j)} && 20 \\
 &= \frac{l_r \cdot mg - h_{cg} \cdot Fx_{all}}{l_f \cdot mg + h_{cg} \cdot Fx_{all}} F_{p(r,j)}
 \end{aligned}$$

よって、数式(38)より

$$F_{p(f,j)} = \frac{l_r mg - h_{cg} (Fx_{(r,l)} + Fx_{(r,r)})}{l_f mg + h_{cg} (Fx_{(r,l)} + Fx_{(r,r)})} F_{p(r,j)} \quad 30$$

## 【 0 1 2 1 】

結局、左右前輪タイヤ力最大値  $F_{p(f,j)}$  は、左右後輪タイヤ力最大値  $F_{p(r,l)}$ 、 $F_{p(r,r)}$  と左右後輪縦力  $F_{x(r,l)}$ 、 $F_{x(r,r)}$  とから計算できる。

## 【 0 1 2 2 】

ここで推定された  $F_{p(f,j)}$  は後輪タイヤ力が生じる方向  $(r,j)$  における前輪タイヤ力の発生限界である。一方、図6の前輪タイヤ横力推定手段700で前輪タイヤ横力の計算に必要なのは、前輪タイヤ力が働く方向であるタイヤ横方向における前輪タイヤ力(コーナリングフォース)の発生限界である。したがって、後輪タイヤ力が生じる方向における前輪タイヤ力の発生限界をタイヤ横方向における発生限界に変換する(図7)。

40

## 【 0 1 2 3 】

タイヤ力の発生方向  $(r,j)$  を0から360度まで変化させたときに、対応するタイヤ力最大値の分布が、例えば、楕円で表現されるとき(タイヤ摩擦円に異方性が有るとき)、後輪タイヤ力が生じる方向のタイヤ力最大値  $F_{p(f,j)}$  からタイヤ横方向における前輪タイヤ力最大値  $F_{py(f,j)}$  へは数式(44)で変換される。

## 【 0 1 2 4 】

【数 4 4】

$$F_{P(f,j)} = \sqrt{R_{\mu}^2 \cos^2 \theta_{(r,j)} + \sin^2 \theta_{(r,j)} F_{P(r,j)}} \quad \dots(44)$$

【0 1 2 5】

ここで、 $R_{\mu}$  はタイヤ力最大値を表わす楕円の扁平度を示す係数であり、縦方向路面摩擦係数  $\mu_x$  と横方向路面摩擦係数  $\mu_y$  から、数式 (45) で定義される。

【0 1 2 6】

【数 4 5】

$$R_{\mu} = \frac{\mu_y}{\mu_x} \quad \dots(45)$$

【0 1 2 7】

また、 $(r, j)$  は後輪タイヤ力が生じる方向であり、数式 (7) を用いて後輪タイヤすべり率  $s(r, j)$ 、後輪タイヤすべり角  $r$  とから計算される。

【0 1 2 8】

図 6 の前輪タイヤ横力推定手段 700 では、前輪タイヤ力推定手段 600 で推定された前輪タイヤ力最大値 (タイヤ横方向における前輪タイヤ力最大値) とタイヤすべり角推定手段 800 で推定された前輪タイヤすべり角 (前回値) とから前輪タイヤ横力を推定する。なお、初回演算時には、タイヤすべり角推定手段 800 にて前輪タイヤすべり角  $f$  が算出されていないので (前回値がないので)、前輪タイヤすべり角  $f$  として予め設定された値 (例えば、ゼロ) を用いている。

【0 1 2 9】

前輪タイヤ横力  $F_y$  の推定には、例えば、次のフィアラの理論に基づくモデル式 (「自動車の運動と制御」安部正人著、平成 19 年 3 月 10 日、山海堂刊) を用いる。なお、以下では、このモデル式をフィアラモデルという。

【0 1 3 0】

【数 4 6】

$$F_{y(f,j)} = F_{Py(f,j)} \left( \psi_{(f,j)} - \frac{1}{3} \psi_{(f,j)}^2 + \frac{1}{27} \psi_{(f,j)}^3 \right) \quad \dots(46)$$

【0 1 3 1】

ここで、 $(f, j)$  は、数式 (47) で表される。

【0 1 3 2】

【数 4 7】

$$\psi_{(f,j)} = \frac{C_{\alpha}}{F_{Py(f,j)}} \tan \alpha_f \quad \dots(47)$$

【0 1 3 3】

数式 (47) 中の  $f$  は前輪タイヤすべり角である。なお、タイヤすべり角とタイヤ力最大値とからタイヤ横力を計算できるタイヤモデルならば、フィアラモデルに限らず用いることができる。

【0 1 3 4】

図 6 のタイヤすべり角推定手段 800 では、タイヤ縦力検出手段 200 で検出された後

10

20

30

40

50

輪タイヤ縦力と後輪タイヤ横力推定手段400で推定された後輪タイヤ横力と前輪タイヤ横力推定手段700で推定された前輪タイヤ横力とから前後輪タイヤすべり角を推定する。第1実施形態と同様に、制駆動力を考慮した車両動特性から、車体すべり角に関する次式のオブザーバを導出する。

【0135】

【数48】

$$\dot{\hat{\beta}} = -\hat{\beta}^2 \gamma - \frac{\hat{\beta}}{V_x m} (F_{x(r,l)} + F_{x(r,r)}) + \frac{1}{V_x m} (F_{y(f,l)} + F_{y(f,r)} + F_{y(r,l)} + F_{y(r,r)}) - \gamma + K(F_{yr} - F_{yimes}) \quad \dots(48)$$

10

【0136】

さらに、第1実施形態と同様に、数式(32)、(33)を用いて、車体すべり角とヨーレートと車速 $V_x$ とから前輪タイヤすべり角 $f$ 、後輪タイヤすべり角 $r$ を求める。

【0137】

計算機シミュレーションにより加速円旋回を行ったときの、本実施形態を用いたタイヤ力最大値推定結果を図8に示す。各輪ともタイヤ力最大値推定値が真値に一致していることから、本実施例が適切に動作していることがわかる。

【0138】

20

このような第2実施形態においても、上述した第1実施形態と同様の作用効果を得ることができる。また、この第2実施形態においては、従動輪が存在する場合にも、各輪のタイヤ状態を精度よく推定することができる。

【0139】

次に、本発明の第3実施形態について説明する。この第3実施形態は、前輪2FL、2FRを左右独立に駆動し、後輪2RL、2RRを従動輪とした車両構成に本発明のタイヤ状態推定装置を適用したものである。

【0140】

図9に第3実施形態の車両構成を示す。この車両は、駆動力発生源として左前輪駆動モータ40FLと右前輪駆動モータ40FRを備えており、それぞれ左前輪2FL、右前輪2FRに直結されている。各駆動モータ40FL、40FRは、永久磁石をロータに埋め込んだ三相同期モータである。駆動回路41は、駆動モータ出力トルクが統合コントローラ30から受信するトルク指令値と一致するようにリチウムイオンバッテリー42からの電力で左右の駆動モータ40FL、40FRを駆動する。そして、駆動回路41は、駆動モータ40FL、40FRの出力トルクと、駆動モータ40FL、40FRのモータ回転軸に取り付けられた回転位置センサ(不図示)により検出したモータ回転速度を各々統合コントローラ30へ送信する。

30

【0141】

前輪2FL、2FRは、運転者が操作するステアリングホイール11の回転運動によりステアリングギア12を介して機械的に主操舵される。

40

【0142】

統合コントローラ30には、アクセルペダルセンサ23によって検出するアクセル開度信号APOと、ステアリングホイール11の回転軸に取り付けられた操舵角センサ21によって検出するステアリングホイールの回転角信号STRと、ヨーレートセンサ8によって検出するヨーレート信号と、各車輪2FL、2FR、2RL、2RRに取り付けられた回転センサによって検出されるそれぞれの車輪速度(車輪角速度) $f_l$ 、 $f_r$ 、 $r_l$ 、 $r_r$ とが入力される。

【0143】

また、この第3実施形態は、後述のように、タイヤすべり角推定値の誤差補正をヨーレートに基づいて行うようオブザーバを構成するため、上述した第1、第2実施形態と異な

50

り、加速度センサ 28 を必要としないものである。

【0144】

図10は、第3実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図を示している。

【0145】

図10のタイヤすべり率検出手段100では、第1実施形態における図2のタイヤすべり率検出手段100と同様にして、各車輪速度から前輪タイヤすべり率を検出する。

【0146】

図10のタイヤ縦力検出手段200では、第1実施形態における図2のタイヤ縦力検出手段200と同様にして、駆動モータ電流と駆動輪速度とから前輪タイヤ縦力を検出する。

10

【0147】

図10の前輪タイヤ力最大値推定手段300では、第1実施形態における図2のタイヤ力推定手段300と同様の演算により、前輪タイヤ縦力と前輪タイヤすべり率とタイヤすべり角推定手段1000（後述）で推定された前輪タイヤすべり角とから前輪タイヤ力最大値を推定する。

【0148】

図10の前輪タイヤ横力推定手段400では、第1実施形態における図2のタイヤ横力推定手段400と同様の演算により、前輪タイヤ力最大値と前輪タイヤすべり率とタイヤすべり角推定手段1000（後述）で推定された前輪タイヤすべり角とから前輪タイヤ横力を推定する。

20

【0149】

なお、図10の前輪タイヤ力最大値推定手段300及び前輪タイヤ横力推定手段400において、初回演算時には、タイヤすべり角推定手段1000（後述）にて前輪タイヤすべり角  $\delta$  が算出されていないので（前回値がないので）、前輪タイヤすべり角  $\delta$  として予め設定された値（例えば、ゼロ）を用いている。

【0150】

図10の後輪タイヤ力最大値推定手段600では、前輪タイヤ縦力と前輪タイヤ力最大値とから後輪タイヤ力最大値を推定する。第2実施形態と同様にして、車両に働くロールおよびピッチ方向のモーメントの釣り合いを考慮すると、左右の後輪タイヤ力最大値  $F_{p(r,j)}$  は前輪タイヤ力最大値  $F_{p(f,j)}$  から数式(49)を用いて推定される。

30

【0151】

【数49】

$$F_{p(r,j)} = \frac{l_f mg + h_{cg} (F_{x(f,l)} + F_{x(f,r)})}{l_r mg - h_{cg} (F_{x(f,l)} + F_{x(f,r)})} F_{p(f,j)} \quad \dots(49)$$

【0152】

ここで推定された  $F_{p(r,j)}$  は前輪タイヤ力が生じる方向  $(f,j)$  における後輪タイヤ力の発生限界である。

40

【0153】

一方、図10の後輪タイヤ横力推定手段900で後輪タイヤ横力の推定に必要であるのは、後輪タイヤ力が生じる方向であるタイヤ横方向の後輪タイヤ力の発生限界である。したがって、第2実施形態と同様の演算によって、前輪タイヤ力が生じる方向の後輪タイヤ力の発生限界をタイヤ横方向の限界と変換する。タイヤ力の発生方向を0から360度まで変化させたときに、対応するタイヤ力の分布が、たとえば、楕円で表現されるとき、この変換は数式(50)で実現できる。

【0154】

【数50】

$$F_{Py(r,j)} = \sqrt{R_{\mu}^2 \cos^2 \theta_{(f,j)} + \sin^2 \theta_{(f,j)}} F_{P(r,j)} \quad \dots(50)$$

【0155】

ここで、 $R_{\mu}$ はタイヤ力最大値楕円の扁平度を表わす係数であり数式(45)で定義される。また、 $(f, j)$ は前輪タイヤ力が生じる方向であり、数式(7)を用いて前輪タイヤすべり率 $s(f, j)$ と前輪タイヤすべり角 $f$ とから定義される。

10

【0156】

図10の後輪タイヤ横力推定手段900では、後輪タイヤ力最大値(タイヤ横方向における後輪タイヤ力最大値)とタイヤすべり角推定手段1000で推定された後輪タイヤすべり角 $r$ とから後輪タイヤ横力 $F_y(r, j)$ を推定する。タイヤ横力のモデルとしてフィアラモデルを用いると、後輪タイヤ横力は数式(51)で推定される。

【0157】

【数51】

$$F_{y(r,j)} = F_{Py(r,j)} \left( \psi_{(r,j)} - \frac{1}{3} \psi_{(r,j)}^2 + \frac{1}{27} \psi_{(r,j)}^3 \right) \quad \dots(51)$$

20

【0158】

ここで、 $(r, j)$ は、数式(52)で表される。

【0159】

【数52】

$$\psi_{(r,j)} = \frac{C_{\alpha}}{F_{Py(r,j)}} \tan \alpha_r \quad \dots(52)$$

30

【0160】

なお、タイヤすべり角とタイヤ力最大値とからタイヤ横力を計算できるタイヤモデルならば、フィアラモデルに限らず用いることができる。

【0161】

図10のタイヤすべり角推定手段1000では、前輪タイヤ横力推定手段400で推定した前輪タイヤ横力と、後輪タイヤ横力推定手段900で推定した後輪タイヤ横力と、検出されたヨーレートおよび縦方向速度とから前後輪のタイヤすべり角を推定する。第1、第2実施形態とは異なり、車両横加速度を用いずにオブザーバを構成するため、加速度センサ28を省略でき、車両原価を低減することができるうえ、加速度センサ28に混入するノイズによる推定制度への悪影響を無くすることができる。

40

【0162】

本オブザーバを導出するため、縦方向と横方向の車両動特性から、車体すべり角 $\gamma$ について数式(53)が成り立つことを利用する。

【0163】

【数 5 3】

$$\dot{\beta} = -\beta^2 \gamma - \frac{\beta}{V_x m} (F_{x(f,l)} + F_{x(f,r)} + F_{x(r,l)} + F_{x(r,r)}) + \frac{1}{V_x m} (F_{y(f,l)} + F_{y(f,r)} + F_{y(r,l)} + F_{y(r,r)}) - \gamma \quad \dots(53)$$

【0 1 6 4】

また、回転運動の車両動特性から、ヨーレート  $\dot{\gamma}$  について数式 (5 4) が成り立つ。

【0 1 6 5】

【数 5 4】

10

$$\dot{\gamma} = \frac{1}{I} \{ l_f (F_{y(f,l)} + F_{y(f,r)}) - l_r (F_{y(r,l)} + F_{y(r,r)}) + l_t (F_{x(f,r)} + F_{x(r,r)} - F_{x(f,l)} - F_{x(r,l)}) \} \quad \dots(54)$$

【0 1 6 6】

ここで、 $I$  は車両ヨー慣性モーメント、 $l_t$  はトレッド幅である。以上 2 式において、本実施形態では特に、 $F_{xrl} = F_{xrr} = 0$  である。さらに、状態ベクトル  $x$ 、本車両運動系の入力  $u$ 、出力  $y$  を次のように定める。

【0 1 6 7】

20

【数 5 5】

$$x = [\beta \quad \gamma]^T \quad \dots(55)$$

【0 1 6 8】

【数 5 6】

30

$$u = [F_{xfl} \quad F_{xfr} \quad F_{xrl} \quad F_{xrr} \quad F_{yfl} \quad F_{yfr} \quad F_{yrl} \quad F_{yrr}]^T \quad \dots(56)$$

【0 1 6 9】

【数 5 7】

$$y = \gamma \quad \dots(57)$$

40

【0 1 7 0】

$f(\cdot)$  を状態方程式、 $h(\cdot)$  を出力方程式とすれば、数式 (5 3)、(5 4) から本車両運動系は次式で表現できる。

【0 1 7 1】

【数 5 8】

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, u) \\ y &= h(x, u) \end{aligned} \quad \dots(58)$$

50

【 0 1 7 2 】

よって、状態ベクトル  $x$  を推定するオブザーバは次式で設計できる。

【 0 1 7 3 】

【 数 5 9 】

$$\begin{aligned}\dot{\hat{x}} &= f(\hat{x}, u) - K(\hat{y} - y) \\ \hat{y} &= h(\hat{x}, u) \quad \dots(59)\end{aligned}$$

【 0 1 7 4 】

上式(59)において、 $K$ はオブザーバゲインベクトルであり、 $y$ はヨーレートセンサ8で検出したヨーレート検出値である。したがって、数式(59)のようにオブザーバを設計することにより、ヨーレート検出値とヨーレート推定値との誤差が減少するようにオブザーバを構成している。このようにして推定された状態ベクトル  $x$  に含まれる車体すべり角  $\delta$  から、すべり角とヨーレートと車速との間の関係を用いて、前輪タイヤすべり角  $f$ 、後輪タイヤすべり角  $r$  を推定する。さらに、推定された前輪タイヤすべり角  $f$  を前輪タイヤ力最大値推定手段300と前輪タイヤ横力推定手段400で用い、後輪タイヤすべり角  $r$  を後輪タイヤ横力推定手段900で用いる。

10

【 0 1 7 5 】

次に、本発明の第4実施形態について説明する。図11に示すように、この第4実施形態は、上述した第2実施形態と略同一の車両構成となっているが、前輪(操向輪)のセルフアライニングトルク(SAT)が検出できる車両構成となっている。これにより、前後輪で路面摩擦係数  $\mu$  が等しくないときにもタイヤ状態を推定することができる。

20

【 0 1 7 6 】

前輪2FL、2FRは、運転者が操作するステアリングホイール11の回転運動によりステアリングギア12を介して機械的に主操舵される他に、補助操舵用モータ24によるアシストトルクで補助操舵される。ステアリングシャフトに取り付けられたトルクセンサ22でドライバートルクを検出し、補助操舵用モータ24の入力電流を検出して、それぞれ統合コントローラ30へ送信する。

その他の構成については第2実施形態と同じであるので、説明を省略する。

30

【 0 1 7 7 】

このような第3実施形態においても、上述した第2実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

【 0 1 7 8 】

図12は、第4実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図を示している。

【 0 1 7 9 】

図12のタイヤすべり率検出手段100では、第2実施形態と同様の演算(第2実施形態のタイヤすべり率検出手段100と同様の演算)によって、各車輪速度から後輪タイヤすべり率を検出する。

40

【 0 1 8 0 】

図12のタイヤ縦力検出手段200では、第2実施形態と同様の演算(第2実施形態のタイヤ縦力検出手段200と同様の演算)によって、駆動モータ電流と駆動輪速度とから後輪タイヤ縦力を検出する。

【 0 1 8 1 】

図12の後輪タイヤ力最大値推定手段300では、第2実施形態と同様の演算(第2実施形態の後輪タイヤ力最大値推定手段300と同様の演算)によって、後輪タイヤすべり率と後輪タイヤ縦力とタイヤすべり角推定手段1400(後述)で推定された後輪タイヤすべり角とから後輪タイヤ力最大値を推定する。

【 0 1 8 2 】

50

図12の後輪タイヤ横力推定手段400では、第2実施形態と同様の演算（第2実施形態の後輪タイヤ横力推定手段400と同様の演算）によって、後輪タイヤ力最大値と後輪タイヤすべり率とタイヤすべり角推定手段1400（後述）で推定された後輪タイヤすべり角とから、後輪タイヤ横力を推定する。

【0183】

なお、図12の後輪タイヤ力最大値推定手段300及び後輪タイヤ横力推定手段400において、初回演算時には、タイヤすべり角推定手段1400（後述）にて後輪タイヤすべり角  $r$  が算出されていないので（前回値がないので）、後輪タイヤすべり角  $r$  として予め設定された値（例えば、ゼロ）を用いている。

【0184】

図12のセルフアライニングトルク（SAT）検出手段1100では、電動パワーステアリングアシストトルクと電動パワーステアリングドライバートルクとから前輪SATを検出する。図11に示す構成のトルクセンサ21で検出されるドライバートルク  $T_{str}$  と、補助操舵用モータ24の入力電流から計算したアシストトルク  $T_{ass}$  とから、左右輪各々のSATの平均値を前輪のセルフアライニングトルク  $T_{sat}$  として推定する。すなわち、前輪SATは数式（60）によって求められる。

【0185】

【数60】

$$T_{sat} = \frac{T_{ass} + T_{str}}{2} \quad \dots(60)$$

【0186】

図12の前輪タイヤ力最大値推定手段1200では、前輪SATと図12のタイヤすべり角推定手段1400（後述）で推定された前輪タイヤすべり角とから前輪タイヤ力最大値を推定する。例えば、フィアラモデルによるとSATは数式（61）のように表現される。

【0187】

【数61】

$$T_{sat} = \frac{1}{6} l_c C_a \tan \alpha_f \left\{ 1 - \frac{1}{F_{pf}} C_a \tan \alpha_f + \frac{1}{3} \frac{1}{F_{pf}^2} C_a^2 \tan^2 \alpha_f - \frac{1}{27} \frac{1}{F_{pf}^3} C_a^3 \tan^3 \alpha_f \right\} \quad \dots(61)$$

【0188】

ここで、 $F_{pf}$  は前輪タイヤ力最大値、 $\alpha_f$  は前輪タイヤすべり角、 $l_c$  はタイヤ接地面長である。この式に前輪タイヤすべり角と前輪SATを代入して、3次方程式を解くことにより前輪タイヤ力最大値  $F_{pf}$  を求めることができる。

【0189】

図12の前輪タイヤ横力推定手段1300では、前輪タイヤ力最大値と前輪タイヤすべり角とから前輪タイヤ横力を推定する。たとえば、フィアラタイヤモデルを用いると前輪タイヤ横力  $F_{yf}$  は次式で推定される。

【0190】

【数62】

$$F_{yf} = F_{pf} \left( \psi_f - \frac{1}{3} \psi_f^2 + \frac{1}{27} \psi_f^3 \right) \quad \dots(62)$$

10

20

30

40

50

【 0 1 9 1 】

ここで、ここで、  $f$  は、数式 ( 6 3 ) で表される。

【 0 1 9 2 】

【 数 6 3 】

$$\psi_f = \frac{C_a}{F_{pf}} \tan \alpha_f \quad \dots(63)$$

【 0 1 9 3 】

なお、タイヤすべり角とタイヤ力最大値とからタイヤ横力を計算できるタイヤモデルならば、フィアラタイヤモデルに限らず用いることができる。

10

【 0 1 9 4 】

図 1 2 のタイヤすべり角推定手段 1 4 0 0 では、後輪タイヤ横力推定手段 4 0 0 で推定された後輪タイヤ横力推定値と前輪タイヤ横力推定手段 1 3 0 0 で推定された前輪タイヤ横力と検出されたヨーレート、縦方向速度および車両横加速度とから前後輪タイヤすべり角を推定する。

【 0 1 9 5 】

これまでの実施形態とは異なり、本実施形態の前輪タイヤ横力推定手段 1 3 0 0 で推定される前輪タイヤ横力は、左右輪それぞれに生じる横力の平均値なので、これを考慮して第 1 実施形態と同様の操作でオブザーバを導出すると次式が得られる。

20

【 0 1 9 6 】

【 数 6 4 】

$$\dot{\hat{\beta}} = -\hat{\beta}^2 \gamma - \frac{\hat{\beta}}{V_x m} (F_{xrl} + F_{xrr}) + \frac{1}{V_x m} (2F_{yfl} + F_{yrl} + F_{yrr}) - \gamma + K(F_{yr} - F_{yrmes}) \quad \dots(64)$$

【 0 1 9 7 】

この式より推定された車体すべり角  $\hat{\beta}$  をもとに、第 1 実施形態と同様に前輪タイヤすべり角  $f$  と後輪タイヤすべり角  $r$  を推定する。

30

【 0 1 9 8 】

このような第 4 実施形態においても、タイヤ状態を精度よく推定できるため、車両運動制御の性能向上が期待でき、自動車の乗り心地の向上が見込まれる。

【 0 1 9 9 】

次に、本発明の第 5 実施形態について説明する。図 1 3 に示すように、この第 5 実施形態は、上述した第 2 実施形態と略同一構成となっているが、車両の駆動力発生源がモータからエンジン等の内燃機関に変更されている。

【 0 2 0 0 】

図 1 3 において、5 0 はエンジン等の内燃機関であり、駆動力を供給する。図 1 3 における 5 1 は、トランスミッションであり、適切なギアを選択し、そのギアを介して駆動力を車軸に伝達する。選択されているギアの情報統合コントローラ 3 0 に送信される。また、図には示さないが、各車輪には回転センサが取り付けられ、検出した各車輪速度の ( 車輪角速度 )  $f_l$ 、 $f_r$ 、 $r_l$ 、 $r_r$  が統合コントローラ 3 0 に入力されている。

40

【 0 2 0 1 】

図 1 4 は、第 5 実施形態におけるタイヤ状態推定の演算内容を示すブロック図を示している。

【 0 2 0 2 】

図 1 4 のタイヤすべり率検出手段 1 0 0 では、第 2 実施形態と同様の演算 ( 第 2 実施形

50

態のタイヤすべり率検出手段 1 0 0 と同様の演算) によって、各車輪速度から後輪タイヤすべり率を検出する。

【 0 2 0 3 】

図 1 4 のタイヤ縦力検出手段 1 5 0 0 では、駆動トルクと駆動輪速度とから後輪タイヤ縦力を検出する。後輪タイヤ縦力の検出には、たとえば、数式 ( 6 5 ) を用いる。

【 0 2 0 4 】

【 数 6 5 】

$$F_{x(r,j)} = \frac{I_w \dot{\omega}_{(r,j)} + T_{d(r,j)}}{R_w} \quad \dots(65)$$

10

【 0 2 0 5 】

$T_{d(r,j)}$  は後輪に生じる駆動トルクであり、例えば、選択されているギア比と内燃機関の回転数とから、予め作成されたこれらの関係を示すマップを用いて推定される。

【 0 2 0 6 】

また、図 1 4 の後輪タイヤ力最大値推定手段 3 0 0、後輪タイヤ横力推定手段 4 0 0、前輪タイヤ力最大値推定手段 6 0 0、前輪タイヤ横力推定手段 7 0 0、タイヤすべり角推定手段 8 0 0 は、第 2 実施形態と同様の演算内容によって各推定値を得るものである。

【 0 2 0 7 】

このような第 5 実施形態においても、上述した第 2 実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

20

【 符号の説明 】

【 0 2 0 8 】

2 F L ... 左前輪

2 F R ... 右前輪

2 R L ... 左後輪

2 R R ... 右後輪

1 1 ... ステアリングホール

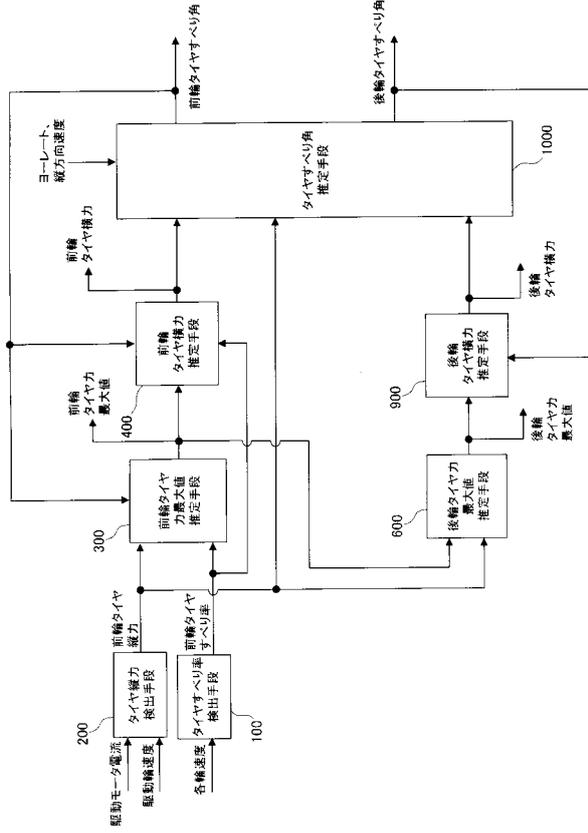
3 0 ... 統合コントローラ

30

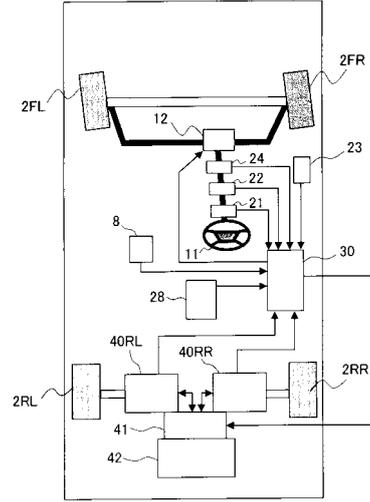




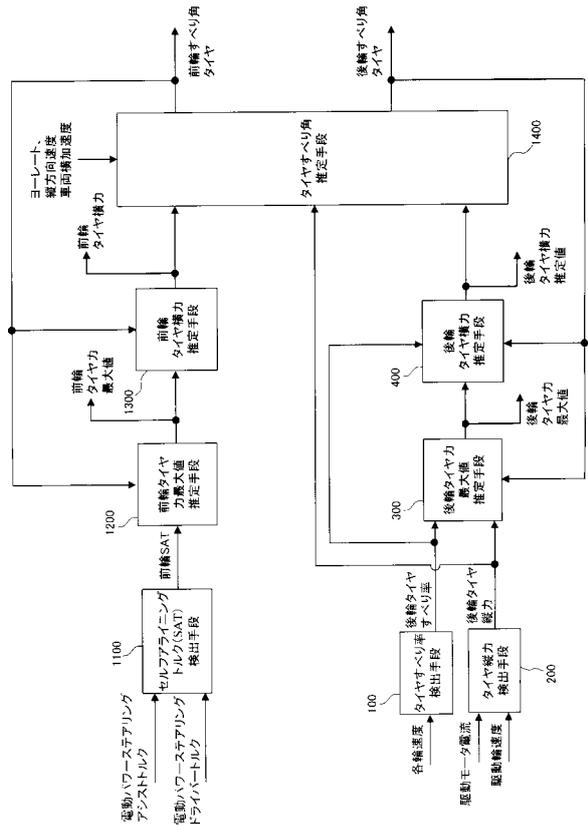
【図10】



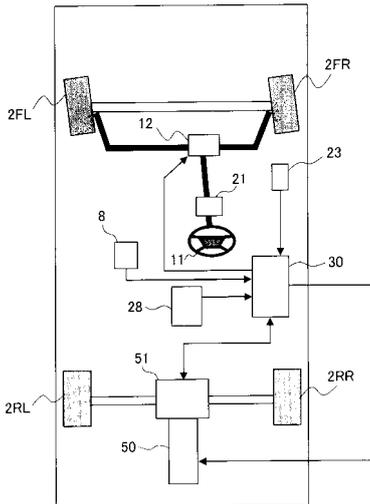
【図11】



【図12】



【図13】





## フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I	
B 6 0 L	9/18 (2006.01)	B 6 0 T	8/172 B
B 6 2 D	101/00 (2006.01)	B 6 0 L	9/18 S
B 6 2 D	111/00 (2006.01)	B 6 2 D	101:00
B 6 2 D	113/00 (2006.01)	B 6 2 D	111:00
B 6 2 D	119/00 (2006.01)	B 6 2 D	113:00
B 6 2 D	137/00 (2006.01)	B 6 2 D	119:00
		B 6 2 D	137:00

(72)発明者 藤木 教彰  
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

審査官 藤村 泰智

(56)参考文献 特開平08-282521(JP,A)  
特開2008-143212(JP,A)  
特開2001-341627(JP,A)  
特開平11-099956(JP,A)  
特許第4214994(JP,B2)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B 6 0 W 4 0 / 0 6 ~ 4 0 / 1 2  
B 6 2 D 6 / 0 0  
B 6 0 T 8 / 1 7 2  
B 6 0 K 2 8 / 1 6  
B 6 0 L 9 / 1 8