

(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2017-190013

(P2017-190013A)

(43) 公開日 平成29年10月19日(2017.10.19)

(51) Int.Cl.		F I	テーマコード (参考)
B60W	10/20	(2006.01)	B60W 10/20 3D232
B62D	6/00	(2006.01)	B62D 6/00 ZYW 3D241
B60G	17/016	(2006.01)	B60G 17/016 3D246
B60W	10/00	(2006.01)	B60W 10/00 148 3D301
B60W	10/18	(2012.01)	B60W 10/00 132 5H125

審査請求 未請求 請求項の数 12 O L (全 27 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2016-79590 (P2016-79590)
 (22) 出願日 平成28年4月12日 (2016.4.12)

(71) 出願人 509186579
 日立オートモティブシステムズ株式会社
 茨城県ひたちなか市高場2520番地
 (74) 代理人 100091096
 弁理士 平木 祐輔
 (74) 代理人 100105463
 弁理士 関谷 三男
 (74) 代理人 100102576
 弁理士 渡辺 敏章
 (72) 発明者 秋山 悠基
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内
 (72) 発明者 高橋 絢也
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内

最終頁に続く

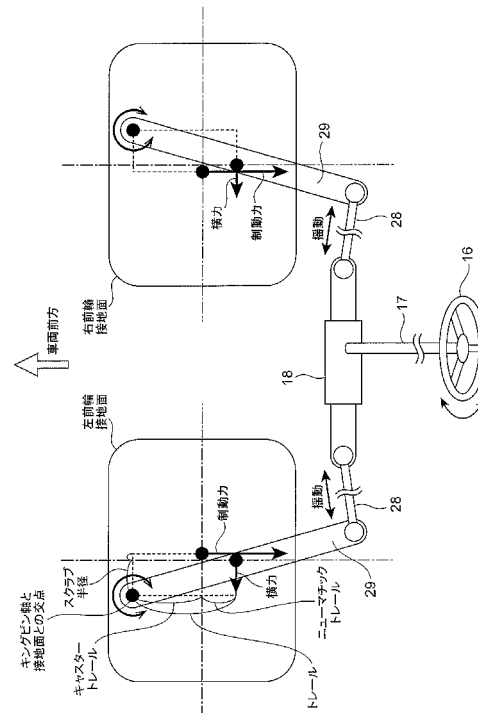
(54) 【発明の名称】 車両制御装置及び方法

(57) 【要約】

【課題】 操舵の正確性を確保することのできる車両制御装置及び方法を提供する。

【解決手段】 制駆動力をそれぞれ制御可能な左右一对の操舵輪と、該操舵輪に対して操舵力を発生させて前記操舵輪の操舵角を制御する操舵力発生装置とを備える車両において、前記操舵輪に作用する横力に基づいて、前記制駆動力を前記操舵輪ごとに制御することによって、前記操舵力発生装置の操舵力または操舵反力を制御する。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

制動力もしくは駆動力をそれぞれ制御可能な左右一対の操舵輪と、該操舵輪に対して操舵力を発生させて前記操舵輪の操舵角を制御する操舵力発生装置とを備える車両を制御する車両制御装置であって、

前記操舵輪に作用する横力に基づいて、前記制動力もしくは駆動力を前記操舵輪ごとに制御することによって、前記操舵力発生装置の操舵力または操舵反力を制御する、車両制御装置。

【請求項 2】

前記横力は、前記操舵輪の操舵角と前記車両の車速とに基づいて演算される、請求項 1 に記載の車両制御装置。

10

【請求項 3】

前記横力は、前記車両の横加速度に基づいて演算される、請求項 1 に記載の車両制御装置。

【請求項 4】

前記横力と予め決められた前記操舵力発生装置の操舵力または操舵反力の目標値とに基づいて、前記制動力もしくは駆動力を制御する、請求項 1 に記載の車両制御装置。

【請求項 5】

前記横力が大きいほど、前記左右一対の操舵輪の制動力もしくは駆動力の左右差が大きくなるように、前記制動力もしくは駆動力を制御する、請求項 1 に記載の車両制御装置。

20

【請求項 6】

前記車両は、前記左右一対の操舵輪とは別に設けられた他の車輪を備え、

前記操舵輪の制動力もしくは駆動力を制御することによって発生したヨーモーメントの過不足分を補償するように、前記他の車輪の制動力もしくは駆動力を制御する、請求項 1 に記載の車両制御装置。

【請求項 7】

前記車両は、前記左右一対の操舵輪とは別に設けられた他の車輪を備え、

前記操舵輪の制動力もしくは駆動力を制御することによって発生したヨーモーメントの過不足分を補償するように、前記他の車輪の操舵角を制御する、請求項 1 に記載の車両制御装置。

30

【請求項 8】

前記車両は、前記操舵力発生装置を構成するハンドルのハンドル角に対する前記左右一対の操舵輪の操舵角の比率であるステアリングギヤ比を可変制御可能な機構を備え、

前記操舵輪の制動力もしくは駆動力を制御することによって発生したヨーモーメントの過不足分を補償するように、前記ステアリングギヤ比を制御して前記操舵輪の操舵角を制御する、請求項 1 に記載の車両制御装置。

【請求項 9】

前記車両は、前記左右一対の操舵輪を左右独立して懸架するサスペンションを備え、

前記操舵輪の制動力もしくは駆動力を制御することによって発生したロールモーメントの変化を抑えるように、前記サスペンションを制御する、請求項 1 に記載の車両制御装置。

40

【請求項 10】

前記操舵輪の操舵角加速度に基づいて、前記制動力もしくは駆動力を制御する、請求項 1 に記載の車両制御装置。

【請求項 11】

前記操舵輪のスクラブ半径が負である車両の旋回過程において、前記左右一対の操舵輪の旋回外輪から旋回内輪に制動力を多く配分するように前記制動力を制御する、請求項 1 に記載の車両制御装置。

【請求項 12】

制動力もしくは駆動力をそれぞれ制御可能な左右一対の操舵輪と、該操舵輪に対して操

50

舵力を発生させて前記操舵輪の操舵角を制御する操舵力発生装置とを備える車両を制御する車両制御方法であって、

前記操舵輪に作用する横力に基づいて、前記制動力もしくは駆動力を前記操舵輪ごとに制御することによって、前記操舵力発生装置の操舵力または操舵反力を制御する、車両制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両制御装置及び方法に係り、特に、自動車等の車両に配設された操舵力発生装置の操舵力または操舵反力を制御する車両制御装置及び方法に関する。

10

【背景技術】

【0002】

乗用車等の車両の操舵装置において、電動パワーステアリングは、省エネ性に優れ、また、制御によって、倍力機能のみならず、能動的に操舵するアシスト機能や自動操舵機能を組み込めるという利点から、昨今のパワーステアリング方式の主流となっている。

【0003】

油圧回路の働きでステアリングラック一体のシリンダに油圧を作用させて力を増幅する油圧パワーステアリングに対して、電動パワーステアリングでは、操舵トルクセンサの情報をフィードバックした演算結果によって出力するモータによる制御であり、モータとその減速機構の追加によって、摩擦と慣性の増加が避けられず、その制御性に制限を有する。

20

【0004】

また、ドライバがハンドル（ステアリングともいう）を保持（操作）しない自動運転では、車輪（操舵輪）に伝達する操舵力の全てを電動パワーステアリングで発生させることになり、ステアリング機構全体としての見かけの剛性が相対的に低下する。特に、コラム式電動パワーステアリングでは、ステアリングラックでパワーステアリングの反力を受けるラック式やデュアルピニオン式に比べて、取付部の剛性が確保しにくく、機構としてもコラム軸を介して車輪（タイヤ）から遠い位置で反力を受ける。そのため、同程度の操舵力に対して取付部とステアリング機構の変形量が大きくなり、見かけの剛性が低下する程度が大きい。これは正確な操舵の妨げとなるため、前記操舵力の制御には改善の余地がある。

30

【0005】

これに関連する技術として、パワーステアリング装置以外のアクチュエータによって操舵力を与える方法があり、特許文献1には、4輪（左右前後輪）の各々を独立したモータで駆動する車両において、各車輪の駆動力を制御することにより、操舵トルク（操舵力）を制御する従来技術が開示されている。

【先行技術文献】

【特許文献】

40

【0006】

【特許文献1】特開2006-187047号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

ところで、ステアリング機構の動き出し時（切り始め）の摩擦や慣性は、ドライバがハンドル操作する際の操舵感を損ない、結果として、正確な操舵が難しくなり、意のままに車両を操縦することに支障をきたす。また、ステアリング機構に負荷がかかることによって、ステアリング機構を構成するアーム、シャフト、ブッシュ、マウント類の変形量が増加し、負荷が軽い状況との操舵のずれが生じる。

50

【 0 0 0 8 】

しかしながら、特許文献 1 に所載の従来技術では、目標とする操舵力特性に適合する制御則が示されておらず、前述のような、ステアリング機構の動き出し時の摩擦や慣性の影響や、ステアリング機構の剛性に対する考慮がなされていない。そのため、そのような場合に、操舵の正確性を確保することができない。

【 0 0 0 9 】

本発明は、上記課題に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、操舵の正確性を確保することのできる車両制御装置及び方法を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 0 】

上記目的を達成するために、本発明に係る車両制御装置及び方法は、制駆動力をそれぞれ制御可能な左右一対の操舵輪と、該操舵輪に対して操舵力を発生させて前記操舵輪の操舵角を制御する操舵力発生装置とを備える車両を制御する車両制御装置及び方法であって、前記操舵輪に作用する横力に基づいて、前記制駆動力を前記操舵輪ごとに制御することによって、前記操舵力発生装置の操舵力または操舵反力を制御する。

10

【発明の効果】

【 0 0 1 1 】

本発明によれば、操舵感を改善し、ステアリング機構の見かけの剛性を向上させるように操舵力または操舵反力が制御されるので、操舵の正確性を向上させることができる。

【 0 0 1 2 】

上記した以外の課題、構成及び効果は、以下の実施形態の説明により明らかにされる。

20

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 3 】

【図 1】本発明に係る車両制御装置の実施形態 1 が適用される、4 輪の制動力を独立して制御可能な車両の機構及び制御系のシステム構成を示した図である。

【図 2】車両のステアリング機構とタイヤに働く力の関係を模式的に示した図である。

【図 3】車両がカーブ路に進入する際の操舵状態の一例を示した図である。

【図 4】ハンドルの切り始めにおけるハンドル角とハンドルトルクとの望ましい関係を示した図である。

【図 5】ハンドルの切り終わりにおけるハンドル角とハンドルトルクとの望ましい関係を示した図である。

30

【図 6】切り始めから切り終わりに至るまでのハンドルの角度と角速度と角加速度の一例を示した図である。

【図 7】GVC による減速の様態を示した図である。

【図 8】GVC に本実施形態の車両制御装置による制御を付加した場合と、GVC のみの場合とで、左右の操舵輪のブレーキ液圧を比較した図である。

【図 9】ハンドル角に対するハンドルトルクの特性のシミュレーション結果を示した図である。

【図 10】本発明に係る車両制御装置の実施形態 2 が適用される、前輪左右独立駆動モータの車両の機構及び制御系のシステム構成を示した図である。

40

【図 11】左前輪を駆動し、右前輪を制動する状態を模式的に示した図である。

【図 12】本発明に係る車両制御装置の実施形態 3 が適用される車両において、操舵輪の制駆動力に左右差をつけた際の、ステアリング機構に働く制駆動力起因の力を模式的に示した図である。

【図 13】本発明に係る車両制御装置の実施形態 4 が適用される車両における、操舵輪の制動力の左右差によるヨーモーメントを示した図である。

【図 14】図 8 に示した比較図に左右後輪のブレーキ液圧を追加して示した図である。

【図 15】図 14 における条件と同条件において、GVC のみの場合の車両運動のシミュレーション結果を示した図である。

【図 16】図 14 における条件と同条件において、GVC に要するブレーキ液圧を前後輪そ

50

れぞれの左右に配分した場合の車両運動のシミュレーション結果を示した図である。

【図 17】後輪の操舵によって、前輪の制動力によるヨーモーメントと逆向きのヨーモーメントを発生させる様子を示した図である。

【図 18】ステアリングギヤ比の変化によって、前輪の制動力によるヨーモーメントと逆向きのヨーモーメントを発生させる様子を示した図である。

【図 19】ハンドルトルクによってドライバに修正舵を促す制御の様態を示した図である。

【図 20】車両の向きを車線内に戻す方向にヨーモーメントを与える制御の様態を示した図である。

【図 21】本発明に係る車両制御装置の実施形態 5 が適用される車両であってスクラブ半径が負の車両が、左旋回時に、操舵輪の制動力の左右への偏りがハンドルトルクとロールモーメントに与える影響を示した表である。

【発明を実施するための形態】

【0014】

以下、本発明の実施形態について図面を参照して説明する。

【0015】

[実施形態 1]

本実施形態では、ハンドルを介して車両を操縦するドライバに与えるハンドルトルク（操舵反力）を制動力によって制御する場合について説明する。

【0016】

図 1 は、4 輪（左前輪 11，右前輪 12，左後輪 13，右後輪 14）の制動力を独立して制御でき、前輪 11，12 が操舵輪（ステアリング機構によってその操舵角が制御可能な車輪）である車両 1 の機構及び制御系のシステム構成を示したものである。ドライバが操作するハンドル 16 と操舵輪である前輪 11，12 との間で操舵の動力（操舵力）が相互に伝達可能となるように、ハンドル 16 と前輪 11，12 とが、ステアリングコラム軸 17、ステアリングラック 18、ステアリングタイロッド 28、ステアリングナックル 29 等を介して連結されている。ステアリングコラム軸 17 に設けられた電動パワーステアリング装置 27 は、当該ステアリングコラム軸 17 にトルクを加えるコラム式である。ただし、本実施形態の適用対象は、コラム式電動パワーステアリングの車両に限られない。

【0017】

本実施形態では、便宜上、電動パワーステアリング装置 27 とハンドル 16 とを合わせて、操舵輪である前輪 11，12 に対して操舵力を発生させて（伝達して）当該前輪 11，12 の操舵角を制御する操舵力発生装置とする。

【0018】

前記車両 1 の駆動系は、駆動装置 19 の動力が、減速機 25 とドライブシャフト 26 とを介して、駆動輪である前輪 11，12 に伝達される構成とされている。

【0019】

また、前記車両 1 には、センサ類として、4 輪の車輪速センサ 31，32，33，34、電動パワーステアリング装置 27 に内蔵される操舵角センサ、図示しない加速度センサ、ブレーキ踏力センサ、アクセル開度センサ等が備えられている。各センサから得られる情報は、制動制御装置 20 を介するかあるいは直接、車両運動統合制御装置（車両制御装置）15 に入力される。車両運動統合制御装置 15 は、各センサから得られる情報に基づいて、制動制御装置 20 に各車輪 11，12，13，14 への制動力指令を送信し、制動制御装置 20 は、受信した制動力指令に従って、液圧アクチュエータである各車輪の制動装置 21，22，23，24 に液圧を作用させて、各車輪 11，12，13，14 に対して制動力を発生させる。

【0020】

図 2 は、車両 1 のステアリング機構とタイヤ（各車輪に設けられたタイヤ）に働く力の関係を示したものである。各タイヤには、路面との間で、前後方向の制駆動力（制動力もしくは駆動力）と（該タイヤに対して）横方向の横力とが働く。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 1 】

前後方向の制駆動力は、タイヤ接地面圧分布の左右方向の中心に作用する。極端なネガティブキャンバー等によって接地面圧分布に左右方向の大きな偏りが生じない限り、タイヤの左右方向の中心近辺に作用する。

【 0 0 2 2 】

横力は、タイヤが変形をともなって横すべり角を生じながら転がることに起因して生じる。そのため、タイヤ接地面前後方向の中心より転がり方向に対して後方に作用する。

【 0 0 2 3 】

ここで、タイヤは転舵軸であるキングピン軸周りに回転するので、モーメントアームを持つ点に力が作用すれば、キングピン軸周りに働くトルク、すなわちキングピントルクが発生する。

10

【 0 0 2 4 】

キングピン軸周りにおける横力のモーメントアーム長は、キングピン軸とタイヤ接地面との交点と、タイヤ接地面内の横力の着点との距離である。

【 0 0 2 5 】

一方、キングピン軸周りにおける制駆動力のモーメントアーム長は、制駆動力をどこで受けるかによって関係する箇所が異なる。具体的には、操舵と共に可動するステアリングナックル 29 に固定された部分で制駆動力を受けるか、あるいは操舵では可動しない車体側で制駆動力を受けるか、によって異なる。ブレーキローター（不図示）がタイヤと同軸に固定される一般的な構造の摩擦ブレーキ機構では、操舵と共に可動するステアリングナックル 29 で制動力を受ける。また、駆動輪と駆動用モータが一体化したインホイールモータの車両の場合も、モータによる制駆動力はステアリングナックル 29 で受ける。

20

【 0 0 2 6 】

これらの場合、力の伝達においては、タイヤがステアリングナックル 29 と一体であることと等価であるため、車体に対する制駆動力の着点とはタイヤ接地面に位置し、その着点とキングピン軸との位置関係でモーメントアームが定まる。ここで、キングピン軸とタイヤ接地面との交点からタイヤ接地面の中心までの横方向距離がスクラブ半径であるので、このモーメントアーム長はスクラブ半径に等しい。

【 0 0 2 7 】

逆に、駆動装置 19 としてエンジンや走行用モータが車体に搭載された一般的な駆動系の構成では、駆動装置 19 による制駆動力は、操舵で可動しない車体側で受ける。駆動装置 19 による制動とは、エンジンブレーキあるいは走行用モータによる回生ブレーキを指す。また、摩擦ブレーキ機構がドライブシャフト 26 より駆動系の上流側に設けられているインボードブレーキの車両の場合も、その制動力は車体側で受ける。

30

【 0 0 2 8 】

これらの場合、タイヤ（各車輪）のトルクはドライブシャフト 26 で伝達されるため、車体に対する制駆動力の着点とは円筒形のタイヤの 3 次元的な中心に位置し、その着点とキングピン軸との位置関係でモーメントアームが定まる。ここで、タイヤの中心とキングピン軸との横方向距離が車軸上キングピンオフセットであるので、この場合のモーメントアーム長は車軸上キングピンオフセットに等しい。

40

【 0 0 2 9 】

上記のように、キングピン軸周りにおける制駆動力のモーメントアーム長が、スクラブ半径と車軸上キングピンオフセットのどちらの寸法に対応するかは、制動と駆動の差異ではなく、着点はどこであるのかで決まる。しかし、以降の説明では、煩雑さを避けるため、特に断りのない限り、駆動は車体に搭載された駆動装置 19 で行われ、制動力の大半はインボード形式でない一般的な摩擦ブレーキ機構で発生される場合を前提として述べる。また、キングピン軸周りにおける制駆動力のモーメントアーム長は、スクラブ半径と車軸上キングピンオフセットのいずれかに対応する方を意味するものとする。

【 0 0 3 0 】

上記内容を前提として、タイヤに働く力とハンドルトルク（操舵力発生装置の操舵反力

50

) の関係を説明する。なお、ここでは、横力の方向は左向きを正（右向きを負）、制駆動力の方向は前向きを正（後向きを負）、モーメントの方向は（上から視て）左回りを正（右回りを負）とする。

【0031】

左前輪 1 1 のキングピン軸周りの横力 F_{LateralL} に起因するモーメント M_{LateralL} は、トレール（図 2 参照）を L_{Long} として、以下の（数 1）となる。

（数 1）

$$M_{\text{LateralL}} = -F_{\text{LateralL}} \cdot L_{\text{Long}}$$

【0032】

同様に、キングピン軸周りの制駆動力 F_{LongL} に起因するモーメント M_{LongL} は、そのモーメントアーム長を L_{Long} として、以下の（数 2）となる。

（数 2）

$$M_{\text{LongL}} = F_{\text{LongL}} \cdot L_{\text{Long}}$$

【0033】

よって、その合計であるキングピントルク M_L は、以下の（数 3）となる。

（数 3）

$$M_L = M_{\text{LateralL}} + M_{\text{LongL}}$$

【0034】

このキングピントルク M_L は、ステアリングナックル 2 9 からステアリングタイロッド 2 8 にかかる力として伝達され、ステアリングタイロッド 2 8 からは、ステアリングラック 1 8 を介してハンドル 1 6 まで伝達される。

【0035】

左前輪 1 1 に起因するハンドルトルク H_L は、ステアリングギヤ比（減速比）（ハンドル 1 6 のハンドル角に対する車輪の操舵角の比率）を R_S とすると、以下の（数 4）となる。

（数 4）

$$H_L = M_L / R_S$$

【0036】

同様に、右前輪 1 2 について考えると、右前輪 1 2 のキングピン軸周りの横力 F_{LateralR} に起因するモーメント M_{LateralR} は、以下の（数 5）となる。

（数 5）

$$M_{\text{LateralR}} = -F_{\text{LateralR}} \cdot L_{\text{Long}}$$

【0037】

キングピン軸周りの制駆動力 F_{LongR} に起因するモーメント M_{LongR} は、上記（数 2）とは符号が異なり、以下の（数 6）となる。

（数 6）

$$M_{\text{LongR}} = -F_{\text{LongR}} \cdot L_{\text{Long}}$$

【0038】

よって、その合計であるキングピントルク M_R は、以下の（数 7）となる。

（数 7）

$$M_R = M_{\text{LateralR}} + M_{\text{LongR}}$$

【0039】

そして、右前輪 1 2 に起因するハンドルトルク H_R は、以下の（数 8）となる。

（数 8）

$$H_R = M_R / R_S$$

【0040】

したがって、左右前輪 1 1 , 1 2 に起因するハンドルトルク H は、以下の（数 9）となるので、ほぼ定数とみなせる各パラメータの他は、横力と制駆動力によってハンドルトルクが決まる。

（数 9）

$$H = H_L + H_R$$

10

20

30

40

50

$$\begin{aligned}
 &= M_L / R_S + M_R / R_S \\
 &= (M_{LateralL} + M_{LongL} + M_{LateralR} + M_{LongR}) / R_S \\
 &= ((F_{LongL} - F_{LongR}) \cdot L_{Long} - (F_{LateralL} + F_{LateralR}) \cdot \quad) / R_S
 \end{aligned}$$

【0041】

前記横力は、操舵することによって車両運動との関係により発生するので、直接制御することが難しいのに対し、前記制駆動力は、比較的容易に制御することができる。そこで、本実施形態（の車両運動統合制御装置15）では、操舵輪11, 12に発生している横力を計算に入れた上で、操舵輪11, 12の制駆動力を増減させることによって、ハンドルトルクを制御するという方法をとる。

【0042】

ここで、タイヤに作用する横力（ $F_{LateralL} + F_{LateralR}$ ）は、センサで検知できる情報である当該車両1の車速 V とハンドル角（操舵輪11, 12の操舵角に対応する角度）とから、あるいは当該車両1の横加速度 G_y から、前輪軸重を W_F 、ホイールベースを l 、重力加速度を g として、タイヤの横すべり角が0付近であれば、以下の（数10）と概算でき、（数9）におけるすべての値が定まる。

（数10）

$$\begin{aligned}
 F_{LateralL} + F_{LateralR} &= W_F / g \cdot G_y \\
 &= W_F \cdot V^2 \cdot \quad / (l \cdot R_S \cdot g)
 \end{aligned}$$

【0043】

なお、タイヤの横すべり角が大きく、横力が大きい場合には、必要な水準まで高精度にタイヤの特性をモデル化して計算してもよい。

【0044】

以上が、ハンドルトルクを制駆動力によって制御する原理である。

【0045】

ここで、キングピン軸周りにおける制駆動力のモーメントアーム長、つまりスクラブ半径と車軸上キングピンオフセットの正負について補足する。

【0046】

図2では、キングピン軸とタイヤ接地面との交点がタイヤ接地面の中心よりも外側、つまりスクラブ半径が負の場合を示している。平面図であるため、車軸上キングピンオフセットは図中に明示していないが、スクラブ半径の正負にかかわらず、タイヤの3次元的な中心よりキングピン軸が車体内側寄りを通る、つまり正の値であるのが一般的である。

【0047】

上記（数9）からも分かる通り、キングピン軸周りにおける制駆動力のモーメントアーム長の正負によって、制駆動力がハンドルトルクに及ぼす力の方向が逆となる。そのため、本実施形態と後述する他の実施形態のいずれの説明においても、制駆動力の左右配分をどちらに偏らせるかとハンドルトルクの増減との関係は、スクラブ半径もしくは車軸上キングピンオフセットの符号を仮定した場合の一例である。

【0048】

本実施形態は、制動力によってハンドルトルクを制御する例であるが、制動力を加えると、車両1は減速するので、ハンドルトルクを制御するためだけに制動力を加えると、無用な減速が発生してしまう。上記（数9）で示したように、制動力の左右差がハンドルトルクに影響を与えるので、元々制動を要する場面で、車両1に働く合計の制動力自体は変化させずに操舵輪11, 12の制動力の左右の配分を変化させるようにする（制動力左右不等配分）。

【0049】

次に、前記したハンドルトルクの制御が必要な状況について説明する。

【0050】

図3は、車両1がカーブ路に進入する際の操舵状態の一例を示したものである。

【0051】

一般的な道路の設計として、直線路である直線区間からある曲率の円弧状のカーブ路で

10

20

30

40

50

ある円弧区間に至るまでの間には、曲率が徐々に増加する緩和曲線区間が設けられている。このような形状の道路の車線に沿って走行する際のドライバのハンドル操作は、一般に、ハンドル16のハンドル角（つまり、操舵角）が中立の状態から切り込んでいき、車両1の走行軌跡がカーブ路の半径と合致するハンドル角に収束させて保舵する、という動作である。以降、ハンドル16を切り込む最初の操作の段階を「切り始め」、ある角度に収束させる操作の段階を「切り終わり」とする。

【0052】

特に既定の車線に沿って走行しない場合でも、ハンドル操作の角速度（ハンドル角速度）が有限であり、走行しながら操舵する以上は必然的に緩和曲線区間を有する軌道となるので、切り始めと切り終わりの段階が存在する。なお、軌道に曲率一定の区間がない場合でも、ハンドル16を切り込む操作を止める段階を切り終わりと呼ぶ。

10

【0053】

上記のうち、まず、切り始めの段階に着目する。

【0054】

電動パワーステアリングは、ステアリング機構にモータとその減速機構が追加されたものであるため、摩擦と慣性が増加する。その影響が特に顕著となるのは、ハンドル16の切り始めである。

【0055】

ドライバがタイヤの力のみを知覚することができれば、車両1に作用する力を感じ取ることができ、意のままに（自在に）操作しやすい。しかし、ハンドル16の切り始めでは、ステアリング機構の摩擦（力）と慣性（力）に抗して初めて、タイヤに操舵力が伝わる。

20

【0056】

図4は、ハンドル16の切り始めにおけるハンドル角とハンドルトルクとの望ましい関係を示したものである。ハンドル16を切り込んでいくに従って、操舵輪11, 12の横すべり角は増加し、タイヤが路面から受ける力が増加していく。ドライバはこのタイヤに起因する力をハンドル16を通して感じることで車両1を制御するが、ステアリング機構の摩擦と慣性によってタイヤに起因する力以外の力がハンドルトルクとして作用することになる。そのため、これらは、ドライバに対して、スムーズに動き始めない感覚であるフリクション感と、動き始めの過剰な重さの感覚であるイナーシャ感という好ましくない感覚を与える。仮に、切り始めにおいて摩擦と慣性を軽減したとすると、図4において破線で示した特性から実線で示した特性に変化する。

30

【0057】

一方で、ステアリング機構の摩擦力は、ハンドル16を切り込んだ先で、ドライバの意図したハンドル角（操舵角）に収束させ易くする効果がある。このとき、ステアリング機構の慣性は、切り込んでいる最中のハンドル16の角速度を減速させにくくするため、ハンドル角（操舵角）を収束させる切り終わりの操作の妨げとなる。

【0058】

図5は、ハンドル16の切り終わりにおけるハンドル角とハンドルトルクとの望ましい関係を示したものである。この切り終わりは、ハンドル16のハンドル角（操舵角）の変化を止める操作であるので、ハンドルトルクを増加させることが、ハンドル角速度の減速を助長し、ドライバの意図する操作を助ける。仮に、切り終わりにおいて摩擦を増加させ、慣性を軽減したとすると、図5において破線で示した特性から実線で示した特性に変化する。

40

【0059】

したがって、車両1がカーブ路に進入する際に、ハンドル16の切り始めではハンドルトルクを低減する方向に制御し、切り終わりではハンドルトルクを増加させる方向に制御すれば、操舵の正確性を向上させることができる。

【0060】

次に、前記したハンドル16の切り始めと切り終わりとして、ハンドルトルクを制御する

50

方向を変える方法について説明する。

【 0 0 6 1 】

図 6 は、切り始めから切り終わりに至るまでのハンドル 1 6 の角度（ハンドル角）と角速度（ハンドル角速度）と角加速度（ハンドル角加速度）の一例を示したものである。ハンドル 1 6 の角度が中立から増加し、ある角度（図示例では、60°）での保持に至るまでの間、ハンドル 1 6 の角速度は 0 から一旦増加して 0 に戻る。ハンドル 1 6 の角加速度は、まず正の値となったのちに減少し、0 を下回って負の値となったのちに 0 に戻る。このようにハンドル 1 6 の角加速度、つまり操舵輪 1 1、1 2 の操舵角加速度は、切り始めと切り終わりで符号が逆となるため、ハンドルトルクを制御する方向と対応づけることができる。さらに、操舵が急であるほど、あるいは操舵の止め方が急であるほど、操舵角加速度の絶対値は大きくなる。操舵が急であるほどハンドルトルクを低減する必要があり、操舵の止め方が急であるほどハンドルトルクを増加させる必要があるため、符号を含めた操舵角加速度の値に応じて操舵輪 1 1、1 2 の制動力を増減させれば、前記の目的を実現し得ることになる。

10

【 0 0 6 2 】

そこで、操舵輪 1 1、1 2 の操舵角加速度と横力に基づく、ハンドルトルクの制御則について説明する。

【 0 0 6 3 】

上記（数 9）で示したように、横力と制駆動力によってハンドルトルクが決まる。横力が相対的に大きい場合は、相対的に小さい場合よりも、ハンドルトルクに対する制駆動力の影響が小さくなる。この点を考慮し、操舵輪 1 1、1 2 の操舵角加速度に応じて操舵輪 1 1、1 2 の制動力を用いてハンドルトルクを制御するためには、同じ操舵角加速度でも横力（ $F_{LateralL} + F_{LateralR}$ ）が大きいほど操舵輪 1 1、1 2 の制動力の左右差をつけるようにする。

20

【 0 0 6 4 】

具体的には、操舵輪 1 1、1 2 の制動力の左右差（ $F_{LongL} - F_{LongR}$ ）を、操舵角加速度を A_H 、ハンドルトルクのチューニングパラメータとなるゲインを P_A として、以下の（数 1 1）として与える。ここで、 P_A の値は、目標とするハンドルトルク特性（予め決められた操舵力発生装置の操舵反力の目標値）に近づくように定める。

30

（数 1 1）

$$F_{LongL} - F_{LongR} = A_H \cdot |F_{LateralL} + F_{LateralR}| \cdot P_A$$

【 0 0 6 5 】

ここで、前記ハンドルトルク制御のためだけに車両 1 の減速度を増加することを避けるためには、操舵輪 1 1、1 2 の左右の合計制動力の大きさ $|F_{LongL} + F_{LongR}|$ に最大値 $F_{LongMAX}$ を設ける必要がある。

【 0 0 6 6 】

操舵輪 1 1、1 2 の制動力の左右差（ $F_{LongL} - F_{LongR}$ ）の最大値は、 $F_{LongMAX}$ の制動力で片輪だけを制動した場合であり、例えば左前輪 1 1 だけを制動すると、以下の（数 1 2）となる。

40

（数 1 2）

$$F_{LongL} - F_{LongR} = -F_{LongMAX} - 0$$

【 0 0 6 7 】

この場合、ハンドルトルク H の制御幅の上限 H_{MAX} は、上記（数 9）から、以下の（数 1 3）となる。

（数 1 3）

$$H_{MAX} = |(-F_{LongMAX} \cdot L_{Long} - (F_{LateralL} + F_{LateralR}) \cdot \quad) / R_S|$$

【 0 0 6 8 】

したがって、ハンドルトルク H の制御幅は $F_{LongMAX}$ に依存することになるので、本実施形態の、操舵輪 1 1、1 2 の制動力によるハンドルトルク制御は、操舵時にハンドルトルク制御が行えるだけの十分な制動が行われる状況において適用する制御となる。

50

【 0 0 6 9 】

次に、操舵と制駆動とを関連付けてハンドルトルクを制御する方法について具体的に説明する。

【 0 0 7 0 】

操舵と制駆動とを関連付けて車両を制御する公知の技術として、G-Vectoring Control (以下、GVCという)がある。このGVCは、操舵によって生じる横加速度の時間変化率である横加加速度に応じて車両の前後方向の加減速度を定める制御である。

【 0 0 7 1 】

図7は、GVCによる減速の様態を示したものである。直線区間で0であった横加速度は、緩和曲線区間で徐々に増加していき、円弧区間で一定となる。緩和曲線区間で横加速度が増加していくということは横加加速度が生じているということであり、この横加加速度に応じて減速度を定め、車両1の制動力を制御する。

10

【 0 0 7 2 】

前記横加速度及び横加加速度は操舵に起因し、これは操舵時に必ず制動が行われることを意味するので、本実施形態の(車両運動統合制御装置15による)制動力によるハンドルトルク制御と組み合わせるのに都合が良い。

【 0 0 7 3 】

図8は、図6に示される操舵パターンにおいて、GVCに本実施形態の車両運動統合制御装置(車両制御装置)15による制御を付加した場合と、GVCのみの場合とで、操舵輪である左右の前輪11, 12のブレーキ液圧を比較したものである。

20

【 0 0 7 4 】

図8中、実線が左右の前輪11, 12の平均ブレーキ液圧であり、GVCのみの場合では、左右の前輪11, 12のブレーキ液圧は等しく、いずれも実線と同じ波形となり、操舵輪11, 12の制動力は左右で等しい。これに対し、本実施形態の車両運動統合制御装置(車両制御装置)15による制御を付加した場合の、前輪旋回内輪(図示例では、左前輪11)のブレーキ液圧が破線、前輪旋回外輪(図示例では、右前輪12)のブレーキ液圧が点線である。図示するように、本実施形態(の車両運動統合制御装置15)では、ハンドル16の切り始めから切り終わりの過程の前半(つまり、切り始めの段階)では、操舵輪11, 12の制動力を旋回外輪に多く配分し、同過程の後半(つまり、切り終わりの段階)では、操舵輪11, 12の制動力を旋回内輪に多く配分する。なお、図2に基づき説明した原理の通り、操舵輪11, 12の旋回内輪と旋回外輪の制動力のどちらを多く配分するかとハンドルトルクの増減との関係は、スクラブ半径の正負に依存するので、図8は、スクラブ半径が負である場合の例である。

30

【 0 0 7 5 】

図9は、本実施形態の車両運動統合制御装置(車両制御装置)15による上記(数9)等に基づく制御の結果として得られる、ハンドル角に対するハンドルトルクの特性的シミュレーション結果を示したものである。この図9では、図8と同じく、GVCのみの場合と比較している。

【 0 0 7 6 】

破線で示した本実施形態の制御なし(制動力左右配分制御なし、GVCのみの場合)に対して実線で示した本実施形態の制御ありの場合、ハンドルトルクが、ハンドル16の切り始めの領域では小さくなっており、切り終わりの領域では大きくなっている。すなわち、前述の図4及び図5に基づき説明した望ましい関係と整合する効果が得られており、ドライバが制御しやすい特性に改善されていると言える。

40

【 0 0 7 7 】

ここで、タイヤの横すべり角に起因する横力に加えて、外乱による横力がタイヤに働いた場合について補足する。

【 0 0 7 8 】

本実施形態では、タイヤに作用する横力を直接検出しているわけではなく、上記(数10)による計算値を利用している。そのため、局所的な路面の μ 変化や凹凸等によってタ

50

イヤが横方向の外乱を受ける場合でも、外乱に起因する分の横力の影響は、ハンドルトルク制御のための制動力の与え方には加味されない。結果として、外乱は特に抑制されることなく、ハンドル16にまで伝達される。本実施形態の制御の目的は、ハンドルトルクの特性改善による操舵の正確性向上であるので、非定常な外乱を抑制する作用は有しない一方、本実施形態の制御を実施しない場合よりも、外乱に対して過敏になる恐れもない。

【0079】

以上の説明から分かるように、本実施形態によれば、操舵輪11, 12に作用する横力に基づいて、制動力を操舵輪11, 12ごとに制御(制動力左右配分制御)することによって、操舵力発生装置の操舵反力(ハンドルトルク)を制御することで、ドライバの操舵感が改善されるので、操舵の正確性を向上させることができる。

10

【0080】

[実施形態2]

本実施形態では、ドライバに与えるハンドルトルク(操舵反力)を制動力と駆動力によって制御する場合について説明する。上記実施形態1との差異は、操舵輪(ここでは、左前輪11, 右前輪12)の制動力だけでなく駆動力も左右独立して制御可能な車両におけるハンドルトルク制御という点であり、その他の構成は上記実施形態1とほぼ同じである。したがって、上記実施形態1と同じ構成には同様の符号を付してその詳細な説明を省略し、以下では、前記差異点についてのみ詳細に説明する。

【0081】

図10は、前輪左右独立駆動モータの車両の機構及び制御系のシステム構成を示したものである。図1に示すシステム構成との違いは、操舵輪である前輪11, 12が駆動装置19と減速機25を左右独立して備える点である。車両運動統合制御装置(本実施形態2の車両制御装置)15は、制動制御装置20に制動力指令を送信するのに加えて、各駆動装置19に左右の前輪11, 12の駆動力指令を送信し、各駆動装置19は、受信した駆動力指令に従って左右の前輪11, 12各々の駆動力を発生させる。ここで、駆動装置19でも、負の駆動力として、性能の範囲内で任意の制動力を発生できるので、車両運動統合制御装置15は、制動側の指令については、前記した制動制御装置20と駆動装置19に割り振り、各車輪の制動力を制御する。

20

【0082】

なお、必ずしも左右(の操舵輪)の駆動系が完全に切り離されていなくても良く、例えば、左右の操舵輪の間で相互に制駆動トルクを伝達することで制駆動力の左右配分を配分するトルクトランスファー装置によって左右(の操舵輪)の駆動力の配分を制御できる構成でも、以下と同等の制御が可能である。

30

【0083】

制動力だけでハンドルトルクを制御する上記実施形態1では、上記(数13)で示したように、ハンドルトルクHの制御幅の上限 H_{MAX} が左右の操舵輪11, 12の合計制動力に依存することを避けられない。

【0084】

それに対して、本実施形態(の車両運動統合制御装置15)では、制動中の操舵の場合だけでなく駆動中の操舵の際もハンドルトルク制御を実施でき、なおかつ、片輪(例えば、右前輪12)を制動しながらもう一方の片輪(例えば、左前輪11)を駆動することもできる。そのため、車両1に働く制駆動力の合計を保ったまま、操舵輪11, 12の左右の制駆動力配分を増減させられる。

40

【0085】

図11は、左前輪11を駆動、右前輪12を左前輪11の駆動力と同じ大きさの力による制動とし、車両1に対して前後方向の加減速度は与えない状態を模式的に示したものである。ハンドルトルク制御の原理は上記実施形態1と同じであり、これを駆動側に拡張している。

【0086】

よって、本実施形態でも、上記実施形態例1と同様に、操舵輪11, 12の操舵角加速

50

度と横力とに基づいた制駆動力制御、及び、その制駆動力制御によるハンドルトルク制御が有効である。また、本実施形態では、駆動側にもトルクを左右の操舵輪 11, 12 に不等配分する機構を要するが、車両 1 全体としての制駆動状態に依存せずにハンドルトルクを制御できるといった効果もある。

【0087】

[実施形態3]

本実施形態では、ドライバによるハンドル操作を要しない自動操舵機能を有する車両において、操舵力発生装置の操舵力を制駆動力によって制御する場合について説明する。

【0088】

本実施形態における車両のシステム構成は、図1もしくは図10に示される実施形態1もしくは実施形態2の車両のシステム構成とほぼ同じであるが、ここでは、ドライバがハンドル16を保持(操作)しないので、電動パワーステアリング装置27のみが操舵力発生装置とされる(図1もしくは図10参照)。

10

【0089】

上記実施形態1及び実施形態2とは異なり、本実施形態では、ドライバがハンドル16を保持しないので、ハンドルトルクは定義されない。また、角度制御である自動操舵においては、フリクション感やイナーシャ感が操舵の正確性を損なうこともない。しかし、操舵輪11, 12に対する操舵力の全てを電動パワーステアリング装置27で発生させるので、電動パワーステアリング装置27の車体への取付部分は相対的に大きな力を受けることになり、ステアリング機構全体としての見かけの剛性が相対的に低下する。これは正確な操舵の妨げとなるため、前記操舵力の制御には改善の余地がある。

20

【0090】

見かけの剛性の低下は、前記操舵力を、電動パワーステアリング装置27以外の箇所でも補うことで軽減させることができる。自動操舵の場合、ステアリング機構は、電動パワーステアリング装置27と操舵輪11, 12からの力を受ける。操舵輪11, 12からの力は、上記実施形態1で述べたように、タイヤの横力と制駆動力によって決まるので、同様に、制駆動力によって前記操舵力発生装置(電動パワーステアリング装置27)の操舵力を制御することで、ステアリング機構の負荷を減らすことができる。

【0091】

図12は、操舵輪11, 12の制駆動力に左右差をつけた際の、ステアリング機構に働く制駆動力起因の力を模式的に示したものである。なお、図12中、実施形態1もしくは実施形態2と同じ構成には同様の符号を付している。左操舵輪11を駆動、右操舵輪12を制動とすると、左のステアリングタイロッド28には圧縮方向の力(圧縮力)が加わり、右のステアリングタイロッド28には引張方向の力(引張力)が加わる。仮に、制駆動力が作用していなければ、車両を左に操舵する際には、左のステアリングタイロッド28は引張方向、右のステアリングタイロッド28は圧縮方向の力を受けるので、この力を操舵輪11, 12の制駆動力に左右差をつける(制動力左右配分制御)ことで相殺でき、これにより、左右いずれのステアリングタイロッド28に働く力も軽減される。

30

【0092】

ここで、制御できるのが制動力あるいは駆動力のどちらか一方であっても、左操舵輪11と右操舵輪12に差をつけた場合には同様の効果が得られることは当然である。

40

【0093】

また、図12ではステアリングタイロッド28に作用する力に注目して示したが、ステアリングコラム軸17、ステアリングラック18、ステアリングナックル29等に作用する力あるいはトルクも一様の程度で軽減される。同時に電動パワーステアリング装置27自体への負荷も軽減されるので、車体への取付部分にかかる力も減少する。さらに、各部品同士の連結部に作用する力あるいはトルクも減少し、図示しない連結部のブッシュの変形も抑えられる。

【0094】

本実施形態における操舵力の制御則は、常に負荷を軽減する方向に制駆動力を利用する

50

。そのため、上記実施形態 1 における (数 1 1) とは異なり、横力に応じて操舵輪 1 1 , 1 2 の制駆動力の左右差 ($F_{LongL} - F_{LongR}$) を、操舵力のチューニングパラメータとなるゲインを P_F として、以下の (数 1 4) のように与える。ここで、 P_F の値は、目標とする操舵力特性 (予め決められた操舵力発生装置の操舵力の目標値) に近づくように定める。

(数 1 4)

$$F_{LongL} - F_{LongR} = (F_{LateralL} + F_{LateralR}) \cdot P_F$$

【 0 0 9 5 】

ここでも上記実施形態 1 及び実施形態 2 と共通して横力 ($F_{LateralL} + F_{LateralR}$) の情報を用いるのは、横力を考慮しないと、ステアリング機構の負荷を低減できても、その低減の程度が一定せずに見かけの剛性が変動してしまい、操舵の正確性に悪影響を及ぼすためである。

10

【 0 0 9 6 】

特に、力と変位の関係の非線形性が強いブッシュや機構各部のバックラッシュは、操舵の正確性が負荷変動の影響を受けやすい。最も極端な特性を有するのは、バックラッシュである。微小な力でもその力の方向が反転すると、バックラッシュ分の変位が生じるので、力が小さい領域でも、ハンチングを起こさないように高精度に制御する必要がある。そのためには、キングピントルクを決める制駆動力と横力との双方の考慮が必要である。

【 0 0 9 7 】

なお、自動操舵だけでなく、自動操舵から手動操舵に切り替えることができる車両の場合には、(数 1 1) の制御則と (数 1 4) の制御則とを切り替えるようにしても良い。

20

【 0 0 9 8 】

また、手動操舵であっても、ステアリング機構の見かけの剛性を向上させる効果を優先させる場合には、(数 1 4) の制御則を適用しても良い。この場合、ハンドル角とタイヤの操舵角との対応の変動を抑えられることが正確な操舵に貢献することになる。

【 0 0 9 9 】

以上の説明から分かるように、本実施形態によれば、操舵輪 1 1 , 1 2 に作用する横力に基づいて、制駆動力を操舵輪 1 1 , 1 2 ごとに制御 (制駆動力左右配分制御) することによって、操舵力発生装置 (電動パワーステアリング装置 2 7) の操舵力を制御することで、ステアリング機構の見かけの剛性を向上させられるので、操舵の正確性を向上させることができる。

30

【 0 1 0 0 】

[実施形態 4]

上記実施形態 1 ~ 実施形態 3 では、ハンドルトルク (操舵反力) もしくは操舵力に関わる操舵輪 (左前輪 1 1 , 右前輪 1 2) の制駆動力にのみ着目した。しかし、操舵輪の制駆動力に左右差をつけると、車両に対するヨーモーメントが必然的に発生する。

【 0 1 0 1 】

そこで、本実施形態では、操舵輪 1 1 , 1 2 の制駆動力によるハンドルトルク制御に伴って車両 1 に作用する不要なヨーモーメントを補償する方法について説明する。

【 0 1 0 2 】

なお、本実施形態における車両のシステム構成は、図 1 もしくは図 1 0 に示される実施形態 1 もしくは実施形態 2 の車両のシステム構成とほぼ同じである。したがって、上記実施形態 1 もしくは実施形態 2 と同じ構成には同様の符号を付してその詳細な説明を省略し、以下では、差異点についてのみ詳細に説明する。

40

【 0 1 0 3 】

図 1 3 は、操舵輪 1 1 , 1 2 の制動力の左右差によるヨーモーメントを示したものである。

【 0 1 0 4 】

特に、スクラブ半径が負の車両 1 においてドライバに与えるハンドルトルクを低減する場合、左旋回時に右前輪 1 2 の制動力を左前輪 1 1 の制動力より大きくするため (図 8 も併せて参照) 、車両 1 を右方向に向けるヨーモーメントが発生する。このヨーモーメント

50

が過大であれば、左旋回を妨げることになり、上記制御によってハンドルトルクの特性は改善されても、車両運動に悪影響を及ぼす可能性がある。

【0105】

逆に、スクラブ半径が正の車両1において操舵輪11, 12の制動力の左右差によってドライバに与えるハンドルトルクを低減する場合には、左旋回時に車両1を左方向に向けるヨーモーメントが発生する。しかし、ヨーモーメントの付加が必ずしも必要とは限らず、この場合でも、ヨー応答が過剰となる可能性がある。

【0106】

これらの場合、あくまでもハンドルトルクの制御が目的であるので、操舵輪11, 12への制駆動力によって発生したヨーモーメントの過不足分（例えば旋回に要するヨーモーメントに対する過不足分（増加分または減少分））を補償する制御を加えることが有効である。

10

【0107】

図1あるいは図10に示されるように、本実施形態の車両1において、操舵の動力がハンドル16と伝達可能に連結されている操舵輪は前輪11, 12であるので、後輪13, 14に働く力はハンドルトルクに直接の影響は及ぼさない。そこで、本実施形態の車両運動統合制御装置（車両制御装置）15は、この後輪13, 14の制駆動力を、前輪11, 12とは逆の左右配分とすることによって、前記ヨーモーメントの過不足分を補償する。

【0108】

そのような制御のための4輪の制駆動力配分の算出手順を説明する。

20

【0109】

まず、車両運動統合制御装置15は、前後輪の軸重に基づいて、制動力の前後配分を定める。車重を W 、前輪軸重を W_F とすると、制動力の前後配分、前：後は、以下の（数15）となる。

（数15）

$$W_F : W - W_F$$

【0110】

なお、従来知られたEBD（Electronic Brake force Distribution）の機能と同様に、動的な軸重に応じて制動力の前後配分を定めても良い。

【0111】

ここで、操舵輪である前輪11, 12の制動力の左右配分、左：右が、以下の（数16）であるとする。

30

（数16）

$$F_{LongL} : F_{LongR}$$

【0112】

ヨーモーメントは左右の制動力差で決まるので、後輪左右（左後輪13, 右後輪14）の制動力差が前輪左右（左前輪11, 右前輪12）の制動力差と同じになるようにする（相殺するようにする）ためには、4輪の制動力配分、左前：右前：左後：右後を、以下の（数17）とすればよい。

（数17）

40

$$\begin{aligned} & F_{LongL} : F_{LongR} \\ & : ((W - W_F) \cdot (F_{LongL} + F_{LongR}) - W_F \cdot (F_{LongL} - F_{LongR})) / 2W_F \\ & : F_{LongL} - F_{LongR} + ((W - W_F) \cdot (F_{LongL} + F_{LongR}) - W_F \cdot (F_{LongL} - F_{LongR})) / 2W_F \end{aligned}$$

【0113】

図14は、実施形態1における図8に示した比較図に、上記（数17）に基づいて制御した左右後輪のブレーキ液圧を追加して示したものである。図8中、前輪旋回内輪のブレーキ液圧が破線、前輪旋回外輪のブレーキ液圧が点線、後輪旋回内輪のブレーキ液圧が一点鎖線、後輪旋回外輪のブレーキ液圧が二点鎖線で示され、前後輪各々の左右平均のブレーキ液圧がいずれも実線で示されている。なお、GVCのみの場合は、4輪のブレーキ液圧が実線の波形と等しい。

50

【 0 1 1 4 】

ハンドル 1 6 の切り始めの段階では、前輪では旋回外輪、後輪では旋回内輪に制動力を多く配分し、切り終わりの段階では、前輪では旋回内輪、後輪では旋回外輪に制動力を多く配分するという、対角線上の車輪に偏らせる動作となる。ここで例示するように、前輪軸重の方が後輪軸重よりも大きい車両では、左右の制動力差を前後輪で同等にするために、偏りの程度としては常に後輪の方が前輪よりも大きくなる。

【 0 1 1 5 】

ここで、左右の操舵輪 1 1 , 1 2 の制動力に差をつけることで得られるハンドルトルク制御の効果は、実施形態 1 における図 9 に基づき説明したのと同様である。

【 0 1 1 6 】

図 1 5 及び図 1 6 は、図 1 4 における条件と同条件における車両運動のシミュレーション結果を示したものである。図 1 5 に示した破線が GVC のみの場合、図 1 6 に示した実線が GVC に要するブレーキ液圧を前後輪それぞれの左右に配分した場合である。

【 0 1 1 7 】

上記の制御方法でヨーモーメントが補償されているため、前後加速度、横加速度、ヨーレート of のいずれにも、有意な差は生じていない。したがって、上記制御によってハンドルトルク制御を実施したとしても、車両 1 の平面運動への実質的な影響はないと言える。

【 0 1 1 8 】

< ヨーモーメントの過不足分を補償する他の方法 >

その他、後輪 1 3 , 1 4 の制駆動力以外の方法でヨーモーメントの過不足分（例えば旋回に要するヨーモーメントに対する過不足分であって、本実施形態の制駆動力左右配分制御を含まない GVC のみの場合のヨーモーメントに対する過不足分）を補償する方法について説明する。

【 0 1 1 9 】

その一つは、後輪操舵による方法である。

【 0 1 2 0 】

図 1 7 は、後輪 1 3 , 1 4 を能動的に操舵することによって、前輪 1 1 , 1 2 の制動力によるヨーモーメントと逆向きのヨーモーメントを発生させる様子を示したものである。前輪 1 1 , 1 2 と同様に後輪 1 3 , 1 4 を操舵可能（後輪 1 3 , 1 4 の操舵角を変更可能）である車両の場合、前輪 1 1 , 1 2 の制動力左右配分によるヨーモーメントが車両 1 を旋回外側に向けようとするのに対して、後輪 1 3 , 1 4 を前輪 1 1 , 1 2 と逆位相に操舵することで、車両 1 を旋回内側に向けるヨーモーメントを発生させる。この場合も、後輪 1 3 , 1 4 は、前輪 1 1 , 1 2 側とは独立したアクチュエータによって操舵されるため、ハンドルトルクに影響を与えることはない。

【 0 1 2 1 】

もう一つは、ステアリングギヤ比を可変とする方法である。

【 0 1 2 2 】

図 1 8 は、車両 1 のステアリング機構に設けられたステアリングギヤ比可変制御装置 3 0 によってステアリングギヤ比（減速比）を小さくすることにより、ステアリングギヤ比が固定である場合（図 1 8 中、点線で示した状態）よりも前輪 1 1 , 1 2 の操舵角を増加させ、前輪 1 1 , 1 2 の制動力によるヨーモーメントと逆向きのヨーモーメントを大きくする様子を示したものである。前輪 1 1 , 1 2 の制動力左右配分によるヨーモーメントが車両 1 を旋回外側に向けようとする分、その車輪 1 1 , 1 2 の操舵角を増加させることで、車両 1 を旋回内側に向けるヨーモーメントを発生させる。

【 0 1 2 3 】

ただし、ステアリングギヤ比が小さいほど、すなわちハンドル角に対する車輪の操舵角が大きいほど、ハンドルトルクは増加するので、ハンドルトルクを減少させるために前輪 1 1 , 1 2 の左右制動力配分を偏らせている場合には、図 1 8 に基づき説明した方法では、その効果を相殺する方向に影響が生じる。そのため、この方法は、ハンドルトルクを増減させたい方向とヨーモーメントを増減させたい方向が一致する場合か、ステアリングギ

10

20

30

40

50

ヤ比の変化がハンドルトルクに与える影響が軽微な範囲で、ヨーモーメントに与える影響が十分に得られる場合のみに適している。

【0124】

<車両運動統合制御装置によるハンドルトルク制御の応用例>

以下では、操舵輪11, 12の制駆動力によるハンドルトルク制御の付加機能として、車線逸脱防止装置に応用する場合について概説する。

【0125】

本実施形態4では、操舵輪11, 12の制駆動力を制御することによって発生したヨーモーメントの過不足分(増加分または減少分)を補償し、車両運動への影響を抑える方法を説明したが、ハンドルトルク制御だけでなく、ヨーモーメントを付与して積極的に車両運動を制御すべき場合もある。このようなハンドルトルクと車両運動の両方の制御で目的を達成する機能として、前記車線逸脱防止装置に本実施形態の車両運動統合制御装置(車両制御装置)による制御を適用した例について説明する。

10

【0126】

車線逸脱を防止するための制御方法として、例えば、図19に示すようなハンドルトルクによって車両1のドライバに修正舵を促す方法と、図20に示すような車両1の向きを車線内に戻す方向にヨーモーメントを与える方法がある。

【0127】

前者を行わずに後者だけを行うと、ドライバに、車両1の挙動が強制的に変えられる感覚を与える。そのため、車線逸脱は防止できたとしても、ドライバの運転感覚としては違和感を覚える。

20

【0128】

これに対して、前者では、車両1が向きを変える前にハンドルトルクを介してドライバにどちらに修正舵を行うべきかの情報を与える。これにより、修正舵が必要であることがドライバに認識され、ドライバは、ハンドルトルクの方向に従って微操舵を行うか、場合によってはドライバが明確に意識しない範囲での微操舵によって車線内に車両1を保持できる。そのため、ドライバの運転感覚への違和感を軽減できる。

【0129】

前記したハンドルトルクの制御は、電動パワーステアリング装置27でも行えるが、操舵角の中立付近における微小なトルクを高精度に制御するためには、高い制御性を有する高コストの機構を要する。しかし、本実施形態(の車両運動統合制御装置)では、制駆動力の左右配分によって、電動パワーステアリング装置27の制御性に依存せずにハンドルトルク制御を実施できるので、そのコストを抑えることができる。

30

【0130】

特に、操舵輪11, 12の駆動力の左右配分が可能な機構を持つ車両1(図10参照)であれば、定速走行中でも駆動力の左右配分を変化させて常時ハンドルトルクを制御することができる。そのため、車線逸脱の恐れが小さい段階から、車線中央の走行を維持しやすいようにハンドルトルクを制御し、ドライバの負担を減らすことができる。そして、ハンドルトルク制御によって車線中央に常に誘導されるにもかかわらず、車線逸脱の恐れが高くなった場合に限り、制駆動力の左右配分によって車体へヨーモーメントを作用させるといふ、二段階の制御を行うことができる。

40

【0131】

また、操舵輪11, 12の制動力だけが配分可能な機構を持つ車両1(図1参照)であっても、車線逸脱の恐れが生じた初期段階では制動力の左右配分によってハンドルトルクを制御し、それでもドライバが十分な修正舵を行わなかった場合のみ、制動力の左右配分によって車体へヨーモーメントを作用させるといふ、二段階の制御を行うことができる。制動力を利用する場合は車両1の減速を伴うので、ハンドルトルク制御についても明確な車線逸脱の恐れがある場合に限られるが、前述の通り、車両1にヨーモーメントを与える前にハンドルトルクを制御することで、ドライバへの違和感を軽減できる。

【0132】

50

[実施形態 5]

上記実施形態 1 ~ 実施形態 3 では、操舵輪（左前輪 1 1，右前輪 1 2）の制駆動力の左右差を与えることについて説明し、上記実施形態 4 では、その場合でも車両の平面運動に実質的な影響を及ぼさない方法について説明した。しかし、操舵輪に対する制駆動力は、車両の平面運動だけでなく上下方向の運動にも影響を及ぼす。

【 0 1 3 3 】

そこで、本実施形態では、操舵輪 1 1，1 2 の制駆動力によるハンドルトルク制御と電子制御サスペンションの制御とを連動させ、車両 1 の上下方向の運動への影響を抑制する場合について説明する。

【 0 1 3 4 】

なお、本実施形態における車両のシステム構成は、図 1 もしくは図 1 0 に示される実施形態 1 もしくは実施形態 2 の車両のシステム構成とほぼ同じである。したがって、上記実施形態 1 もしくは実施形態 2 と同じ構成には同様の符号を付してその詳細な説明を省略し、以下では、差異点についてのみ詳細に説明する。

【 0 1 3 5 】

通常、車両 1 の各車輪 1 1，1 2，1 3，1 4 はサスペンション（電子制御サスペンション）によって懸架されており、そのサスペンションは、一般に、車両側面視で各車輪 1 1，1 2，1 3，1 4 を鉛直方向から角度を持った（言い換えれば、鉛直方向に対して傾いた）軌跡に沿って上下させる構造となっている。そのため、各車輪 1 1，1 2，1 3，1 4 に働く制駆動力の分力として上下方向の力が発生し、その力がサスペンションを（上下方向で）伸縮させる。

【 0 1 3 6 】

前輪 1 1，1 2 では制動力によって車体を持ち上げようとするアンチダイブ効果が得られるように、また、後輪 1 3，1 4 では後輪駆動車であれば駆動力によって車体を持ち上げようとするアンチスクォート効果が得られるように、サスペンションジオメトリを設定するのが一般的であるので、以降の説明では同設定を前提とする。

【 0 1 3 7 】

左右独立懸架のサスペンションでは、制駆動力に左右差があると、上下方向の力にも左右差が生じるので、車両 1 に対してロールモーメント（車両 1 の前後方向に延びる軸回りの回転モーメント）が発生する。

【 0 1 3 8 】

例えば、右前輪 1 2 の制動力が左前輪 1 1 の制動力よりも大きい場合、左前輪 1 1 に設けられたサスペンションが縮みやすく、右前輪 1 2 に設けられたサスペンションが縮みにくい状態、つまり車両 1 を左に傾かせようとするロールモーメントとなる。この事象が左旋回中に起こるとすると、旋回により車体に働く遠心力は車両 1 を右に傾かせようとするロールモーメントであるので、ロールを抑えたい場合には都合が良い。しかし、この事象が右旋回中に起こるとすると、ロールを促進する方向に作用することになる。

【 0 1 3 9 】

上記実施形態 3 における操舵力制御では、常に操舵力を低減する方向に制御されるので、ロールモーメントの向きと旋回方向との対応は一定している。この場合、操舵輪 1 1，1 2 の制駆動力の左右差によって生じるロールモーメントを加味したロール剛性とするように、サスペンションを設定すればよい。

【 0 1 4 0 】

しかし、上記実施形態 1 及び実施形態 2 における操舵角加速度に応じたハンドルトルク制御の場合、ハンドル 1 6 の切り始めと切り終わりなどでロールを抑制する方向と促進する方向とが切り替わる。つまり、ロールを抑制する作用と促進する作用がハンドル 1 6 を切り込んでいく途中で逆転し、ロール感の変化が過大となる可能性がある。

【 0 1 4 1 】

これを抑制するため、本実施形態（の車両運動統合制御装置）では、電子制御サスペンションを用いて車両 1 のロール挙動を能動的に制御する。

10

20

30

40

50

【 0 1 4 2 】

図 2 1 は、スクラブ半径が負である車両 1 が左旋回する際に、操舵輪 1 1 , 1 2 の制動力の左右への偏りがハンドルトルクとロールモーメントに与える影響の方向を示した表である。

【 0 1 4 3 】

スクラブ半径が負である車両 1 の左旋回時、ハンドル 1 6 の切り始めの段階では、右前輪 1 2 に左前輪 1 1 よりも大きな制動力を与えるため（図 8 も併せて参照）、ハンドルトルクは低減され、ロールモーメントは抑制される。一方で、ハンドル 1 6 の切り終わりの段階では、左前輪 1 1 に右前輪 1 2 よりも大きな制動力を与えるため（図 8 も併せて参照）、ハンドルトルクは増加され、ロールモーメントは促進される。このようなロールモーメントの抑制からロールモーメントの促進への移行を抑えるように、サスペンション制御によって車両 1 に対してロールモーメントを付与する。

10

【 0 1 4 4 】

このようなサスペンション制御によるロールモーメントの制御方法としては、例えば、以下のような 4 つの方法がある。

【 0 1 4 5 】

例えば、能動的にロール剛性を可変とするアクティブアンチロールバーを持つ電子制御サスペンションでロールモーメント制御を行う場合、ハンドル 1 6 の切り始めでロール剛性を減少させ、切り終わりでロール剛性を増加させる方向に電子制御サスペンションを制御する。

20

【 0 1 4 6 】

ばね定数を可変とする機能を持つ電子制御サスペンションでロールモーメント制御を行う場合、ハンドル 1 6 の切り始めで操舵輪 1 1 , 1 2 の旋回外輪のばね定数を旋回内輪のばね定数より相対的に減少させ、切り終わりで操舵輪 1 1 , 1 2 の旋回外輪のばね定数を旋回内輪のばね定数より相対的に増加させる方向に電子制御サスペンションを制御する。

【 0 1 4 7 】

車高を可変とする機能を持つ電子制御サスペンションでロールモーメント制御を行う場合、ハンドル 1 6 の切り始めで操舵輪 1 1 , 1 2 の旋回外輪の車高を旋回内輪の車高より相対的に上げ、切り終わりで操舵輪 1 1 , 1 2 の旋回外輪の車高を旋回内輪の車高より相対的に下げる方向に電子制御サスペンションを制御する。

30

【 0 1 4 8 】

減衰力を可変とする機能を持つ電子制御サスペンションでロールモーメント制御を行う場合、ハンドル 1 6 の切り始めでは、操舵輪 1 1 , 1 2 の旋回外輪の縮み側減衰力を下げるか、操舵輪 1 1 , 1 2 の旋回内輪の伸び側減衰力を下げるか、もしくはその両方を行う。一方、ハンドル 1 6 の切り終わりでは、操舵輪 1 1 , 1 2 の旋回外輪の縮み側減衰力を上げるか、操舵輪 1 1 , 1 2 の旋回内輪の伸び側減衰力を上げるか、もしくはその両方を行う。ハンドル 1 6 の切り始めから切り終わりにかけての過渡的なロール挙動へ対応すればよいので、減衰力のみを可変とする機能を持つ電子制御サスペンションでも、車両 1 のロール量を制御できる。

【 0 1 4 9 】

さらに、上記の制御方法のうちの複数を同時に組み合わせても良いことは当然である。

40

【 0 1 5 0 】

このように、本実施形態では、サスペンションの制御をハンドルトルク制御と連動させることにより、ハンドルトルク制御に伴うロールモーメントの変化（つまり、車両 1 の上下方向の運動への影響）が過度な場合でも、このようなロールモーメントの変化を抑えることができる。

【 0 1 5 1 】

なお、本発明は上記した実施形態に限定されるものではなく、様々な変形形態が含まれる。例えば、上記した実施形態は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、

50

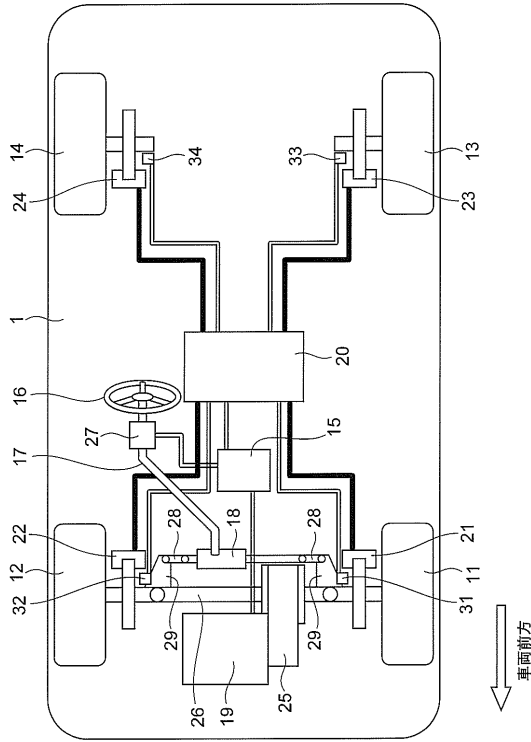
ある実施形態の構成の一部を他の実施形態の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施形態の構成に他の実施形態の構成を加えることも可能である。また、各実施形態の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

【符号の説明】

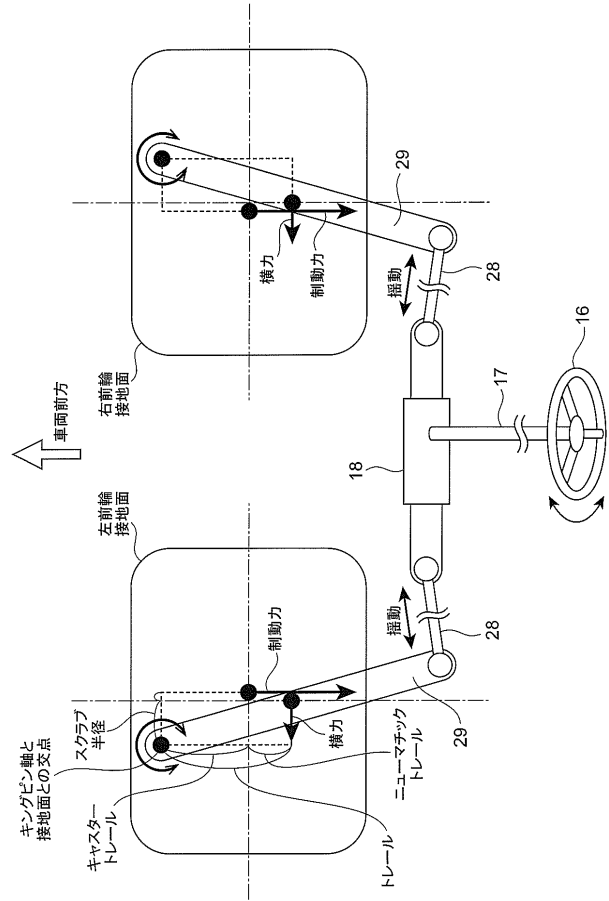
【 0 1 5 2 】

1	車両	
1 1	左前輪	
1 2	右前輪	
1 3	左後輪	
1 4	右後輪	10
1 5	車両運動統合制御装置（車両制御装置）	
1 6	ハンドル	
1 7	ステアリングコラム軸	
1 8	ステアリングラック	
1 9	駆動装置	
2 0	制動制御装置	
2 1	左前輪制動装置	
2 2	右前輪制動装置	
2 3	左後輪制動装置	
2 4	右後輪制動装置	20
2 5	減速機	
2 6	ドライブシャフト	
2 7	電動パワーステアリング装置	
2 8	ステアリングタイロッド	
2 9	ステアリングナックル	
3 0	ステアリングギヤ比可変装置	
3 1	左前輪車輪速センサ	
3 2	右前輪車輪速センサ	
3 3	左後輪車輪速センサ	
3 4	右後輪車輪速センサ	30

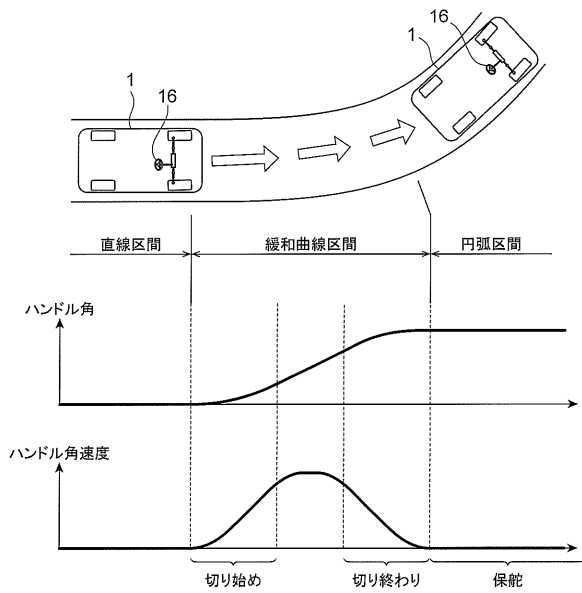
【 図 1 】



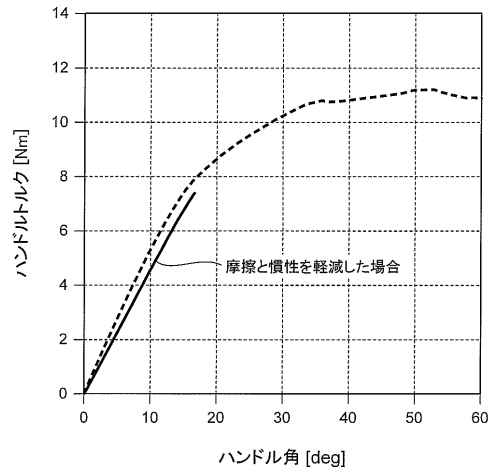
【 図 2 】



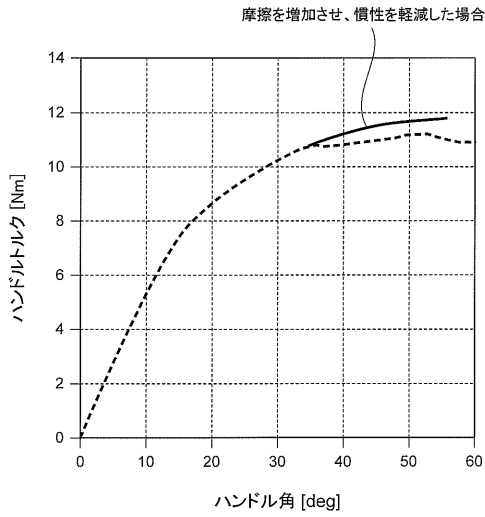
【 図 3 】



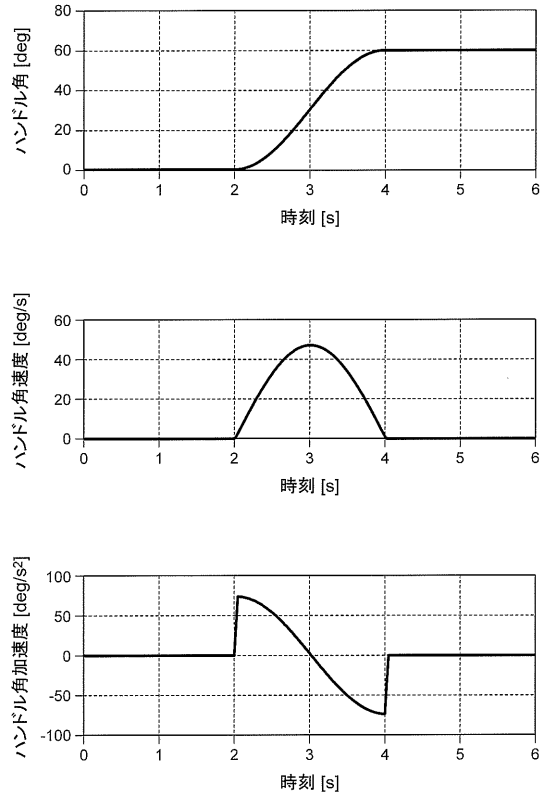
【 図 4 】



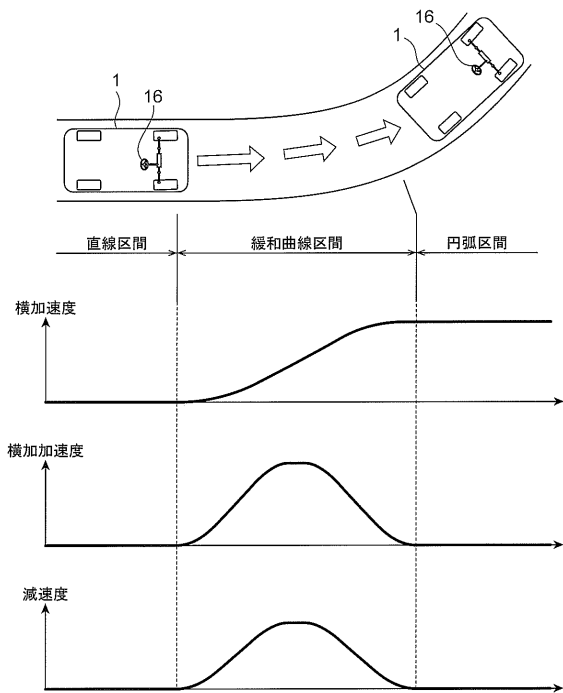
【 図 5 】



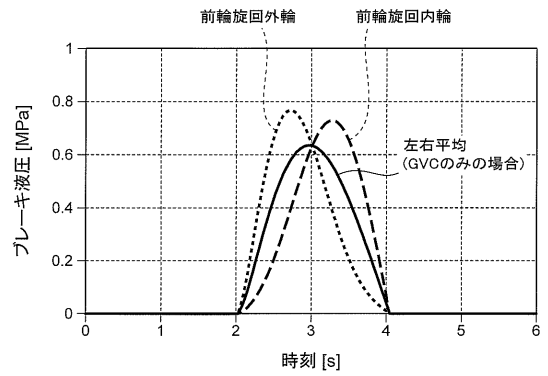
【 図 6 】



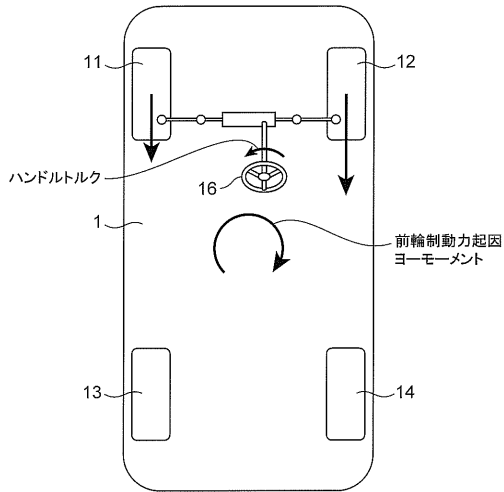
【 図 7 】



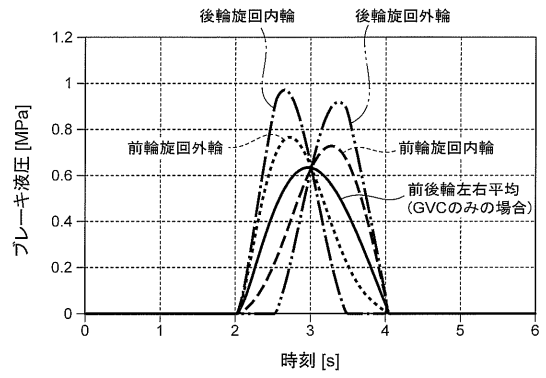
【 図 8 】



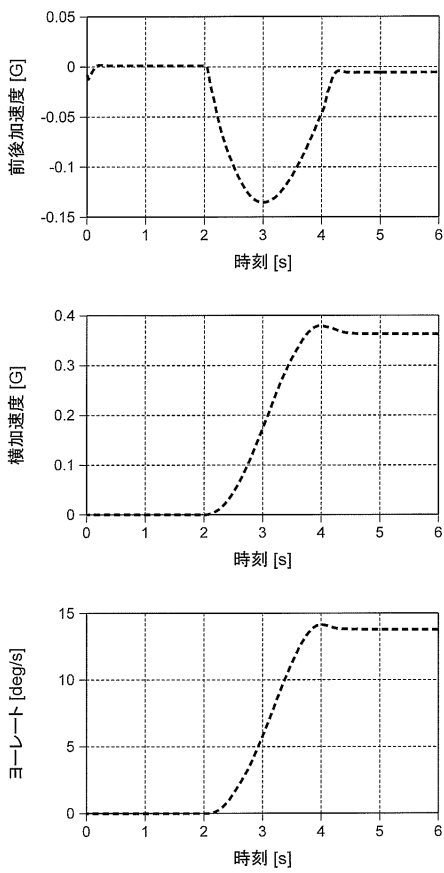
【 図 1 3 】



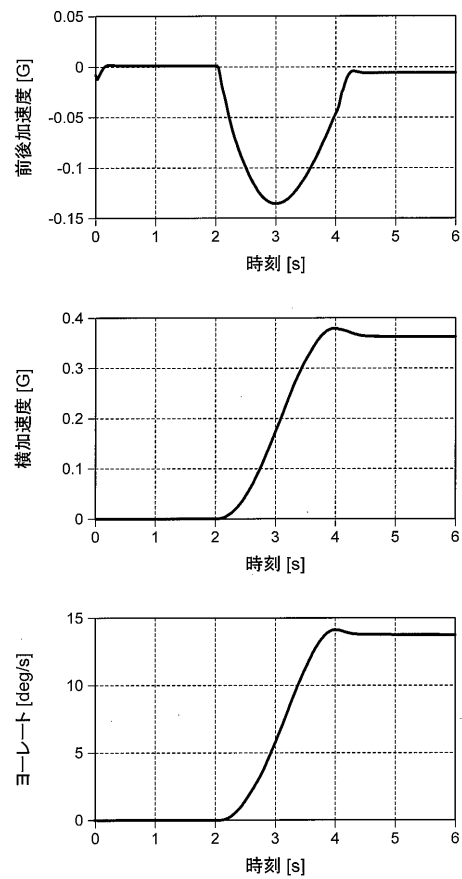
【 図 1 4 】



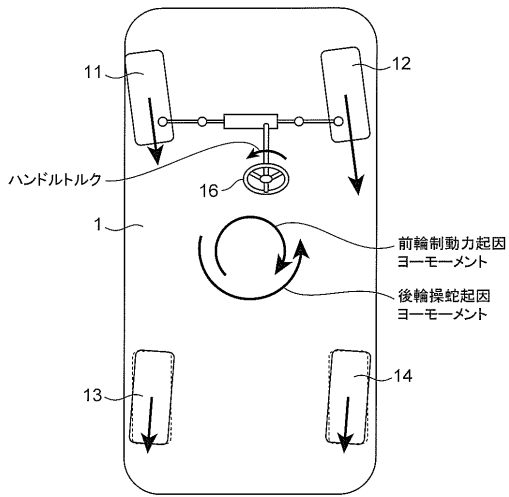
【 図 1 5 】



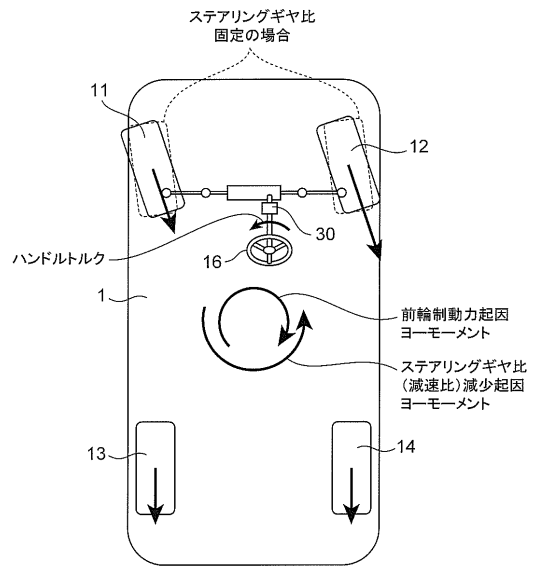
【 図 1 6 】



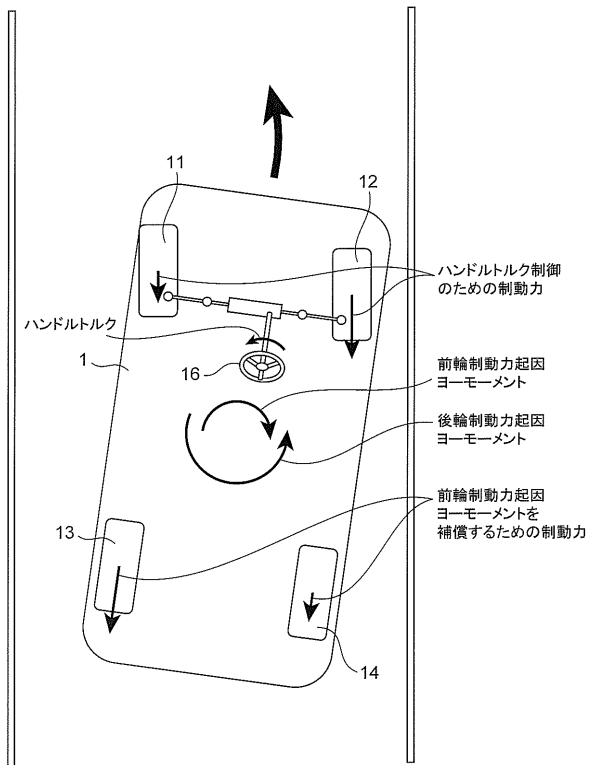
【 図 1 7 】



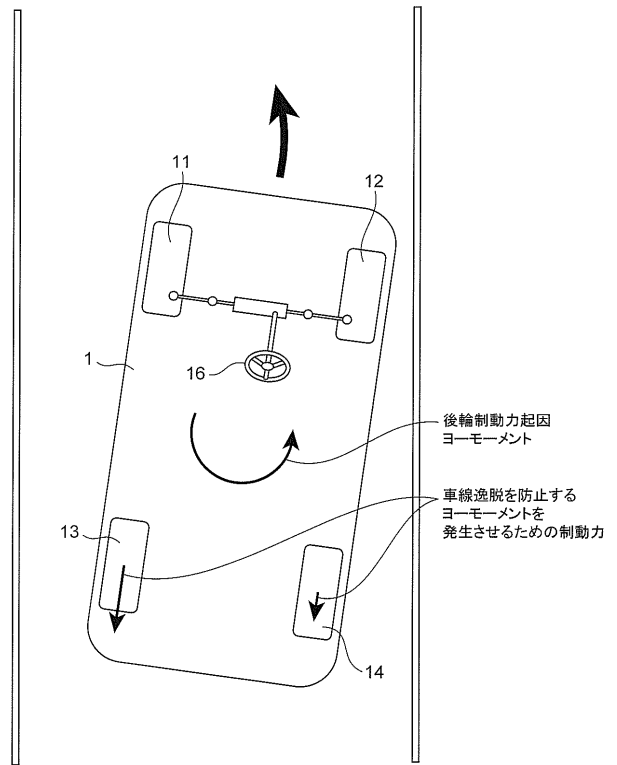
【 図 1 8 】



【 図 1 9 】



【 図 2 0 】



【 図 2 1 】

制動力 左右配分	ハンドル トルク	ロール モーメント
左偏重	増加	抑制
右偏重	減少	促進

フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード(参考)
B 6 0 W 10/04 (2006.01)	B 6 0 W 10/00	1 3 4
B 6 0 W 10/22 (2006.01)	B 6 0 W 10/22	
B 6 0 W 30/045 (2012.01)	B 6 0 W 10/00	1 5 0
B 6 0 W 10/188 (2012.01)	B 6 0 W 30/045	
B 6 0 W 10/08 (2006.01)	B 6 0 W 10/188	
B 6 0 W 30/12 (2006.01)	B 6 0 W 10/00	1 2 0
B 6 0 T 8/00 (2006.01)	B 6 0 W 10/08	
B 6 0 L 15/20 (2006.01)	B 6 0 W 30/12	
B 6 2 D 101/00 (2006.01)	B 6 0 T 8/00	Z
B 6 2 D 103/00 (2006.01)	B 6 0 L 15/20	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 103:00	
B 6 2 D 117/00 (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 117:00	
	B 6 2 D 119:00	
	B 6 2 D 137:00	

(72)発明者 印南 敏之

茨城県ひたちなか市高場2 5 2 0 番地 日立オートモティブシステムズ株式会社内

Fターム(参考) 3D232 CC02 CC04 CC08 CC12 CC20 DA03 DA04 DA09 DA13 DA15
 DA21 DA23 DA24 DA25 DA29 DA33 DA36 DA40 DA44 DA84
 DA92 DA93 DC08 DD01 EA01 EB04 EB05 EB11 EB12 EB16
 EB17 EB21 EC22 EC31 FF01 FF03 FF05 GG01
 3D241 AA40 AB01 AC01 AC26 AD10 AD41 AD50 AD51 AE11 AE41
 AE42 BA17 BA29 BA41 BA51 BB30 BC03 BC04 BC05 CA09
 CA16 CC02 CC03 CC08 CC09 CC14 CC17 CC18 CD15 CD26
 CE09 DA13Z DA39Z DA52Z DA53Z DA58Z DB02Z DB05Z DB09Z DB13Z
 DB24A DB24Z DB28Z DB32Z DB47Z
 3D246 DA01 EA02 EA05 EA17 EA18 GB04 GC11 HA04A HA08A HA13A
 HA74B HA93A HA95A HA98A JA12
 3D301 AA04 AA48 AB03 BA20 CA01 CA45 EA14 EA34 EA37 EA43
 EA44 EB07 EB09 EB13 EB22 EB43 EB44 EB45 EC05
 5H125 AA01 AB01 AC12 BA04 CA02 CA12 CA13 EE52 EE53