

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4687233号
(P4687233)

(45) 発行日 平成23年5月25日(2011.5.25)

(24) 登録日 平成23年2月25日(2011.2.25)

(51) Int. Cl.	F 1
B 6 2 D 6/00 (2006.01)	B 6 2 D 6/00
B 6 2 D 5/04 (2006.01)	B 6 2 D 5/04
B 6 2 D 7/14 (2006.01)	B 6 2 D 7/14 A
B 6 2 D 101/00 (2006.01)	B 6 2 D 101:00
B 6 2 D 113/00 (2006.01)	B 6 2 D 113:00

請求項の数 7 (全 17 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2005-143074 (P2005-143074)	(73) 特許権者	000003997
(22) 出願日	平成17年5月16日(2005.5.16)		日産自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2006-315632 (P2006-315632A)		神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(43) 公開日	平成18年11月24日(2006.11.24)	(74) 代理人	100119644
審査請求日	平成20年3月25日(2008.3.25)		弁理士 綾田 正道
		(72) 発明者	関 永俊
			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	前川 貴洋
			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】 車両用操舵制御装置及び車両用操舵制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

運転者の操舵トルクに基づいてアシストトルクを付与するパワーステアリング手段を備えた車両用操舵制御装置において、

操舵トルクに対する操舵角のゲイン特性が、操舵トルクの周波数が高くなるほど小さくなるように、前記アシストトルクを制御する過渡アシストトルク制御手段を備えたことを特徴とする車両用操舵制御装置。

【請求項2】

請求項1に記載の車両用操舵制御装置において、

前記ゲイン特性の目標特性を設定する目標特性設定手段と、

を有し、

前記過渡アシストトルク制御手段は、前記目標特性となるように、前記操舵トルクに基づいて前記アシストトルクを制御することを特徴とする車両用操舵制御装置。

【請求項3】

請求項1または2に記載の車両用操舵制御装置において、

後輪補助舵角を付与する後輪補助舵角付与手段を設け、

前記過渡アシスト制御手段は、前記後輪補助舵角に基づいて過渡アシストトルクを制御することを特徴とする車両用操舵制御装置。

【請求項4】

請求項3に記載の車両用操舵制御装置において、

前記後輪補助舵角に基づいて、操向輪に作用する反力トルクを推定する反力トルク推定手段を設け、

前記過渡アシストトルク制御手段は、前記反力トルク推定値が小さいほど過渡アシストトルクを小さくすることを特徴とする車両用操舵制御装置。

【請求項 5】

請求項 1 ないし 4 いずれか 1 つに記載の車両用操舵制御装置において、

前輪補助舵角を付与する前輪補助舵角付与手段を設け、

前記過渡アシスト制御手段は、前記前輪補助舵角に基づいて過渡アシストトルクを制御することを特徴とする車両用操舵制御装置。

【請求項 6】

請求項 5 に記載の車両用操舵制御装置において、

前記前輪補助舵角に基づいて、操向輪に作用する反力トルクを推定する反力トルク推定手段を設け、

前記過渡アシストトルク制御手段は、前記反力トルク推定値が小さいほど過渡アシストトルクを小さくすることを特徴とする車両用操舵制御装置。

【請求項 7】

運転者の操舵トルクに基づいてアシストトルクを付与するパワーステアリング機構を備えた車両用操舵制御方法において、

操舵トルクに対する操舵角のゲイン特性が、操舵トルクの周波数が高くなるほど小さくなるように、前記アシストトルクを制御することを特徴とする車両用操舵制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両用操舵制御に関し、特に運転者の操舵トルクをアシスト制御するパワーステアリング機構の制御に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、運転者の操舵トルクをアシストする技術として、例えば特許文献 1 に記載の技術が開示されている。この公報では、電動パワーステアリング機構の電動モータにより電動アシスト量を算出する際、車速と操舵速度に応じてアシスト量を決定している。

【特許文献 1】特開 2001-114121 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかしながら奔出願人は、鋭意研究の結果、特許文献 1 の技術を備えた車両において、例えば高車速時に、運転者は主に操舵トルク入力で運転しており、操舵トルク入力に対する車両挙動の周波数特性におけるダンピングが良い方が、運転者にとって扱い易い操舵特性になることに着目した。この技術思想に基づいて、高車速時に高周波操舵トルクが入力された場合の特性を検証した結果、操舵トルクと操舵角のダンピング特性が悪化する領域を見出した。すなわち、運転者は車両を操舵する際、目視により前方の角度関係を認識し、その角度関係を通常運転時の経験値等に基づいて筋力、すなわちトルクに変換してステアリングホイールを操舵する。このとき、操舵トルクの周波数や車両特性によって、運転者が認識している操舵トルクと操舵角の特性とは異なる特性となる場合があることを見出した。この現象は、操舵角のオーバーシュート等を招く虞があった。

【0004】

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、その目的とするところは、走行状況に応じて運転者の操舵トルクを最適にアシストすることで、車両挙動の安定化を図ることが可能な車両用操舵制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0005】

10

20

30

40

50

上記目的を達成するため、本発明の車両用操舵制御装置では、運転者の操舵トルクに基づいてアシストトルクを付与するパワーステアリング手段を備えた車両用操舵制御装置において、操舵トルクに対する操舵角のゲイン特性が、操舵トルクの周波数が高くなるほど小さくなるように、前記アシストトルクを制御する過渡アシストトルク制御手段を備えたことを特徴とする。

【発明の効果】

【0006】

よって、操舵トルクに対する操舵角の特性が運転者にとって好ましい特性となるようなアシストトルクが付与されるため、操舵角のオーバーシュート等を回避することが可能となり、車両挙動の安定化を図ることができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0007】

以下、本発明の車両用操舵制御装置を実現する最良の形態を、図面に示す実施例に基づいて説明する。

【実施例1】

【0008】

[車両制御システムの構成]

図1は実施例1の車両制御システムを表すシステム構成図である。実施例1の車両には、車速を検出する車速センサ1と、運転者の操舵トルクを検出するトルクセンサ2と、運転者の操舵角を検出する操舵角センサ7とが設けられている。

20

【0009】

また、運転者の操舵トルクをパワーモータ31によりアシストするパワーステアリングユニット30と、運転者の操舵角に対して前輪4aの舵角を加算・減算制御可能な前輪操舵ユニット40と、後輪5aの舵角を制御可能な後輪操舵ユニット50とが搭載されている。

【0010】

パワーステアリングユニット30は、アシストコントローラ3と、このアシストコントローラ3の指令に基づいて作動するパワーモータ31から構成され、車両前方に配置されている。前輪操舵ユニット40は、前輪コントローラ4と、この前輪コントローラ4の指令に基づいて作動する前輪アクチュエータ41から構成され、車両前方のインストルメントパネル下方に配置されている。後輪操舵ユニット50は、後輪コントローラ5と、この後輪コントローラ5の指令に基づいて作動する後輪アクチュエータ51から構成され、車両後方の後輪近傍に配置されている。

30

【0011】

車速センサ1、トルクセンサ2、アシストコントローラ3、操舵角センサ7及び後輪コントローラ5には、通信制御ポートが設けられ、CAN通信線100により接続されている。このCAN通信線100の通信速度は、10msec毎に各コントローラから出力されるデータを送受信可能に構成されている。

【0012】

尚、CAN通信線内には、各コントローラから出力されたセンサ信号等が一定周期、または某かのイベント発生毎に出力され、必要なコントローラのみが必要な情報を受け取るように構成されている。

40

【0013】

前輪コントローラ4、後輪コントローラ5には、通信制御ポートが設けられ、CAN通信線200により接続されている。このCAN通信線200の通信速度は、1msec毎に各コントローラから出力されるデータを送受信可能に構成されている。尚、上述したように、後輪コントローラ5には、2つの通信制御ポートが設けられ、CAN通信線200とCAN通信線100の両方に接続されている。

【0014】

50

〔パワーステアリングシステム〕

実施例1の車両には、運転者の操舵トルク、操舵角速度及び車速に基づいて第2ステアリングシャフトに定常アシストトルクを付与すると共に、後述する過渡アシストトルクを付与するパワーステアリングシステムが搭載されている。このパワーステアリングシステムは、低速CAN通信線100に接続され、車速センサ1、操舵角センサ7、前輪コントローラ4及び後輪コントローラ5から各種信号を送受信する。

【0015】

パワーモータ31は、ピニオンに接続された第2ステアリングシャフト外周に固定されたウォームホイールとウォームギヤを介して接続されている。パワーモータ31の駆動により、運転者の操舵トルクが演算により設定された所望の値となるように、アシストトルクを付与する。

【0016】

パワーモータ31には、パワーモータ31の回転角を検出する回転角センサが設けられ、アシストコントローラ3に出力される。アシストコントローラ3内には、各種センサ値に基づいて演算された目標アシストトルクを算出するアシストトルク算出部301と、パワーモータ31の制御量を回転角センサの検出値に基づいて制御するトルク制御部302と、パワーモータ31に対して電流値を出力するドライバ部303が設けられている。

【0017】

〔4輪アクティブステアシステム〕

実施例1の車両には、ある車速で運転者がある操舵角を発生させた場合には、操舵フィーリングや車両特性としてこの程度のヨーレイトと横加速度を達成するのが最適であるという理論に基づき、前後輪に補助舵角が付与される4輪アクティブステアシステムが搭載されている。すなわち、ヨーレイトセンサや横加速度センサ等によるフィードバック制御系では、運転者の操舵意図を反映したのではなく、実際に発生した車両挙動に基づいて制御を開始するため、応答遅れを生じると共に、運転者の操舵意図に沿った最適な車両特性を得られない。そこで、操舵角と車速に対しフィードフォワード制御によって車両挙動が発生する前に前後輪補助舵角が設定され、素早い応答を確保している。

【0018】

〔前輪操舵ユニットの構成について〕

前輪アクチュエータ41は、ステアリングホイールとラック&ピニオン機構との間のステアリングシャフト上に設けられている。ステアリングシャフトはステアリングホイールに接続された第1ステアリングシャフトと、ピニオンに接続された第2ステアリングシャフトから構成され、前輪側モータ42の駆動により、第1ステアリングシャフトの回転角に対する第2ステアリングシャフトの回転角を加減算可能に制御する。尚、この前輪アクチュエータは周知の技術であるため、説明を省略する。

【0019】

前輪側モータ42には、前輪側モータ42の回転角を検出する前輪側回転角センサ43が設けられ、前輪コントローラ4に出力される。前輪コントローラ4内には、目標舵角に対する前輪側モータ42の駆動量を演算する演算部401と、前輪側モータ42の制御量を前輪側回転角センサ43の検出値に基づいてフィードバック制御するサーボ制御部402と、前輪側モータ42に対して電流値を出力する前輪側ドライバ部403が設けられている。

【0020】

〔後輪操舵ユニットの構成について〕

後輪アクチュエータ51は、左右後輪5aの間に設けられている。左右後輪5aは平行リンクにより連結され、このリンクの一辺を後輪側モータ51により車幅方向に移動させると、平行リンクの弾性変形によって後輪5aに舵角が発生する。尚、この後輪アクチュエータは周知の技術であるため、説明を省略する。

【0021】

後輪側モータ52には、後輪側モータ52の回転角を検出する後輪側回転角センサ53が設けられ、後輪コントローラ5に出力される。後輪コントローラ5内には、目標舵角に

10

20

30

40

50

対する後輪側モータ52の駆動量を演算する演算部501と、後輪側モータ52の制御量を後輪側回転角センサ53の検出値に基づいてフィードバック制御するサーボ制御部502と、後輪側モータ52に対して電流値を出力する後輪側ドライバ部503と、操舵角センサ7により検出された操舵角と車速に基づいて前後輪の目標舵角を演算する目標値演算部504が設けられている。前輪コントローラ4は、この前輪の目標舵角に基づき、前輪側モータ42を制御するようになっている。

【0022】

(4輪アクティブステア制御構成)

CAN通信線100に接続された後輪コントローラ5では、CAN通信線100に接続された操舵角センサ7からの操舵角情報、及びCAN通信線100に接続された車速センサ1からの車速情報を受信し、目標値演算部504において、この2つの値に基づく目標前輪舵角と目標後輪舵角を演算する。目標前輪舵角は後輪コントローラ5からCAN通信線200を介して前輪コントローラ4に出力される。

【0023】

前輪コントローラ4では、受信した目標前輪舵角となるように前輪側モータ42を駆動する。このとき、サーボ制御部402及び前輪側ドライバ403では、前輪側モータ回転角センサ43の検出値及び電流センサ等の値に基づいて1msec毎に制御量が演算され、200 μ sec毎に前輪側モータ42に出力する。このような処理は、マルチタスク処理等によって実行され、CPUの処理能力に応じて適宜割り付けられる。

【0024】

後輪コントローラ5では、演算した目標後輪舵角となるように後輪側モータ52を駆動する。このとき、サーボ制御部502及び後輪側ドライバ503では、後輪側モータ回転角センサ53の検出値及び電流センサ等の値に基づいて1msec毎に制御量が演算され、200 μ sec毎に後輪側モータ52に出力する。

【0025】

また、前輪4a及び後輪5aの補助舵角は、タイヤの向きを直接変更する制御であり、言い換えると、タイヤと路面との間に発生するタイヤ力の主に横力をアクチュエータにより直接制御することとなる。このとき、各アクチュエータにフェール等が発生すると、車両の挙動(特に旋回状態)に直接影響を与える虞があるため、常にフェールチェックを実行する必要がある。そこで、前輪コントローラ4では、CAN通信線200を介して後輪側のフェール関連情報(例えばアクチュエータ信号等)を複数回送受信し、目標値演算部504により新たな目標値が演算されるまでの間、常に監視する。同様に、後輪コントローラ5では、CAN通信線200を介して前輪側のフェール関連情報(例えばアクチュエータ信号等)を複数回送受信し、目標値演算部504により新たな目標値が演算されるまでの間、常に監視する。

【0026】

図2は上記車両のシステムを表す車両モデルである。ドライバが操舵トルクを入力すると、ステアリングホイールが回転運動を行う。この回転運動によって発生する操舵角が目標値演算部504に入力され、操舵角及び車速等に基づいて目標前後輪舵角が演算される。この目標前後輪舵角に基づいて、前輪操舵ユニット(401, 402, 403)及び後輪操舵ユニット(501, 502, 503)により前輪側モータ42及び後輪側モータ52に駆動指令が出力される。

【0027】

運転者の操舵トルクと前輪側モータ42のモータトルクが加算されたトルク値がアシストトルク算出部301に入力されると共に、アシストトルク算出部301によって算出されたアシストトルクが加算された合計トルクがラック&ピニオン機構に伝達される。この合計トルクは、ラック&ピニオン機構により回転トルクからラック軸を軸方向に移動させる推力変換が行われ(図2中kは推力変換係数を表す)、ラック軸の並進運動により前輪が転舵することで前輪実舵角が発生する。尚、前輪実舵角が発生する際には、路面からスリップ角に応じて変化する反力トルクが作用する。この操舵反力トルクについては後述する。

10

20

30

40

50

【 0 0 2 8 】

図3はアシストトルク算出部301の構成を表す制御ブロック図である。アシストトルク算出部301は、トルクセンサ2により検出された操舵トルク、車速及び操舵角速度等に基づいて定常アシストトルクを算出する定常アシストトルク制御部311と、車両の走行状況に応じて後述するトルク - 操舵角特性が目標特性となるように、操舵トルクと反力トルクに基づいてアシストトルクを制御する過渡アシストトルク制御部312から構成されている。

【 0 0 2 9 】

図4は過渡アシストトルク制御部312の構成を表す制御ブロック図である。過渡アシストトルク制御部312内には、2輪モデルに基づく操舵反力トルク推定値 $Trk(s)$ を算出する反力トルク推定部312aと、2輪モデルに基づいて操舵トルクに対する操舵角の実特性を算出する実特性算出部312bと、2輪モデルに基づいて操舵トルクに対する操舵角の目標特性を算出する目標特性算出部312cから構成されている。

【 0 0 3 0 】

以下、過渡アシストトルク算出を下記式(1)に示す。

(式1)

$$T_{assist}(s) = T_{dr}(s) \cdot \left[\frac{Ref(s)}{k \times Strg(s)} - 1 \right] + Trk(s)$$

$T_{assist}(s)$: 過渡アシストトルク量

$T_{dr}(s)$: 定常アシスト込みのドライバの操舵トルク

$Trk(s)$: 操舵反力トルク

$Ref(s)$: 操舵トルクから操舵角への目標伝達関数

$Strg(s)$: ラック軸推力から操舵角の伝達関数

k : トルクからラック軸力への変換係数

である。

【 0 0 3 1 】

操舵反力トルク推定部312aでは、4輪アクティブステア制御を行うことを考慮した2輪モデルを用い、前後輪の舵角情報をフィードバックすることにより前輪スリップ角を推定し、前輪スリップ角に略比例する前輪に作用する操舵反力トルクを算出することで、 $Trk(s)$ を決定することができる。

【 0 0 3 2 】

また、ドライバ入力トルク $T_{dr}(s)$ はパワーステアリングシステムが有するトルクセンサ2を用いることによって検知でき、 $k \times Strg(s)$ は操舵系各 부품のイナーシャ、マス・ダンピングなどの諸元によって算出することが可能である。

【 0 0 3 3 】

図5は定常アシストトルクが付与された位置から、前輪実転舵角が発生するまでの間を目標前輪舵角特性 $Ref(s)$ に置き換えた対応関係を表す図である。ここで、目標前輪舵角特性 $Ref(s)$ を制御系で一般的な(0次/2次)伝達関数で規定すると、下記式(2)により表される。

(式2)

$$Ref(s) = (Gain \times \omega_n^2) / (s^2 + 2 \zeta \omega_n s + \omega_n^2)$$

ζ : 目標減衰係数

ω_n : 目標固有振動数

$Gain$: 操舵トルク - 前輪実舵角の実特性定常ゲイン

である。

【 0 0 3 4 】

ω_n は車両により任意に適した値に設定することが可能であり、 $Gain$ は実特性算出部312bにおいて、車両モデルを基に、以下の式(3)により表される。

(式3)

$$Gain[\text{rad/Nm}] = k[1/m] / (Gain_{\text{betaf}_{4WAS}} \cdot Gain_{\text{Frk}})$$

$Gain_{\text{betaf}_{4WAS}}$: 単位操舵角あたりの前輪スリップ角ゲイン

10

20

30

40

50

Gain_{Frk} : 単位前輪スリップ角あたりのラック反力ゲイン[N/rad]
である。

【 0 0 3 5 】

Gain_{Frk}は車速に対する依存性がなく車両諸元により求まり、下記式(4)により表される。

(式4)

$$\text{Gain}_{\text{Frk}} = ((\text{CP1}[\text{N/rad}] \times \text{CT}[\text{m}]) / (\text{NAL}[\text{m}] \times \text{NAL効率})) \times 2 (2輪分) \times \text{SAT係数}$$

CP1: 前輪一輪分のコーナリングパワー

CT: キャスタートレール

NAL: ナックルアーム長

NAL効率: ナックルアームリンク効率

SAT係数: セルフライニングトルク係数

である。

【 0 0 3 6 】

Gain_{betaf_4WAS}は下記式(5)により表される。

(式5)

$$\text{Gain}_{\text{betaf}_{4\text{WAS}}} = \{ (\text{Ratio}_{\text{AFS}}) / \text{N} \} - \text{A}$$

$$\text{A} = (\text{Lf} / \text{Vx}) \cdot (\text{Ratio}_{\text{AFS}} \times \text{Gain}_{\text{yaw}_{\text{front}}} + \text{Ratio}_{\text{RAS}} \times \text{Gain}_{\text{yaw}_{\text{rear}}})$$

$$+ (1 / \text{Vx}) \cdot (\text{Ratio}_{\text{AFS}} \times \text{Gain}_{\text{Vy}_{\text{front}}} + \text{Ratio}_{\text{RAS}} \times \text{Gain}_{\text{Vy}_{\text{rear}}})$$

Gain_{yaw_{front}}: 単位操舵角ヨーレートゲイン

Gain_{yaw_{rear}}: 単位後輪舵角ヨーレートゲイン

Gain_{Vy_{front}}: 単位操舵角横速度ゲイン

Gain_{Vy_{rear}}: 単位後輪舵角横速度ゲイン

Ratio_{AFS}: 単位操舵角あたり前輪舵角

Ratio_{RAS}: 単位操舵角あたり後輪舵角

Lf: 車両重心と前車軸間の距離

Vx: 車速

である。

【 0 0 3 7 】

Ratio_{AFS}やRatio_{RAS}は車速毎の4輪アクティブステア制御によって決定される値であり、図6のRatio_{AFS}と車速の関係を表すマップ、及び図7のRatio_{RAS}と車速の関係を表すマップに示すように、車速に対応したマップとして予め保持しておいてもよいし、後輪コントローラ5から通信により各Ratioを得るようにしてもよく、特に限定しない。また、前後輪舵角に対するヨーレートゲインや横速度ゲインは、車両特性と車速により2輪モデルを用いて決定される特性である。よって、式(3)のGainは定数もしくは車速依存式により構成されることから、Gain自体を図8に示すGainと車速の関係を表すマップに示すように実特性算出部312bに車速依存マップとして保有しておいても良い。

【 0 0 3 8 】

実特性算出部312bで求められたGainを基に、目標特性算出部312cにおいて式(1)の計算を行い、必要な過渡アシストトルクを求めることが可能となる。この求められた過渡アシストトルクに通常の定常トルクを加えたトルクがパワーステアリングシステムによって補償すべきトルクとなる。

【 0 0 3 9 】

〔 本願の課題に対する考察 〕

ここで、本願発明が課題としている現象について説明する。図9は比較例の特性を表す図である。この比較例では、運転者の操舵トルク、車速に基づいてアシストトルクを付与するパワーステアリングシステムを搭載した車両を用いた。図9は、この比較例における車両の操舵トルク周波数に対する操舵角/操舵トルクのゲイン特性を表す。図9に示すように、操舵トルク周波数の特定領域において、車速の上昇と共に操舵トルクに対して操舵角が急激に大きくなる。操舵トルク入力に対する車両挙動のダンピングを良くすることは

10

20

30

40

50

、操舵トルク入力に対する操舵角のダンピングを良くすることと同意である。なぜなら、操舵角から車両挙動が発生し（車両2輪モデルの運動方程式）、車両挙動から操舵トルクが決まるからである（操舵系の運動方程式）。

【0040】

運転者が操舵トルクを付与すると、操舵角は操舵トルクと路面から操向輪に作用する反力トルク、操舵系に作用するフリクション等の釣り合い関係によって操舵角が決定される。このとき、車速の上昇に伴い操向輪に作用するスリップ角特性が変化すると、このスリップ角特性は路面から作用する反力トルクと相関があり、反力トルクの低下を招く。よって、操舵角のオーバーシュート等を招く虞があった。

【0041】

そこで、車両モデルを用いて路面反力を推定し、この値に基づいて理想の操舵トルク-操舵角相関を得られるようにアシストトルクを制御することで、操舵角のオーバーシュートを抑制し、安定した車両挙動を得ることとした。

【0042】

ここで、実施例1に記載の車両には、4輪アクティブステアシステムが搭載されており、前輪実転舵角を運転者の操舵角に係わらず物理的に変更可能であるため、この前輪操舵ユニットを利用して上記オーバーシュートを回避することを考える。図10は、通常の4輪アクティブステア制御による前輪実転舵角と、前輪アクチュエータ41の制御ゲインを調整し、オーバーシュートの発生を抑制する補正を行った場合における、4輪アクティブステア制御による前輪実転舵角の変化を表すタイムチャートである。図10に示すように、上記補正を行った場合には、仮に舵角のオーバーシュートが発生したとしても、アクチュエータ等の応答ゲインを低く補正しているため、オーバーシュートを抑制できる。

【0043】

しかしながら、図11に示すように、この補正が行われたまま通常の操舵を行った場合には、操舵角の変化に対して制御ゲインが遅れてしまい、目標とする前輪実転舵角を得ることができない。上述したように、4輪アクティブステアシステムでは、運転者の操舵角に応じて最適なヨーレートと横加速度を制御するものであり、この応答遅れは許容できない。また、特定の領域で制御を切り換えることも考えられるが、そもそも運転者の意図により素早い操舵（オーバーシュート）が行われているのか、反力トルク不足によって操舵角のオーバーシュートが発生しているかを判別するのは困難である。また、制御の切り換えは、切り換えタイミング及び復帰タイミングの設定が困難であり、必ずしも有効な手段とは言えない。すなわち、前輪操舵ユニットを利用して操舵角のオーバーシュートを抑制することはできない。

【0044】

以上の検証結果から、パワーステアリングシステムによりアシストトルクを補正する過渡アシストトルク制御を導入することとした。ここで、過渡アシストトルク制御は、上述したように車両モデルから路面反力を推定しているため、車両モデルが走行状況に応じて変化する4輪アクティブステアシステム搭載車では、前輪実転舵角や後輪舵角を考慮する必要がある。そこで、これら前輪実転舵角や後輪舵角をフィードバックし、過渡アシストトルク制御に反映させることで、車両システムに応じた過渡アシストトルク制御を達成している。

【0045】

尚、このフィードバックによる車両モデルの考慮が成されないときは、やはり正確なスリップ角の推定が行えず、それに伴い路面反力推定も不十分となる。すなわち、単にアクティブステア制御システムが搭載されていない車両に適用可能な過渡アシストトルク制御を搭載しても、適正な制御が行えないことを意味している。

【0046】

図12は高車速時において、実施例1の4輪アクティブステアシステムと過渡アシストトルク制御を備えた車両の車両特性と、過渡アシストトルク制御無しの車両特性とのシミュレーション結果を表すタイムチャートである。その時の操舵トルクに対する操舵角の周

10

20

30

40

50

波数応答は、図13の実線特性となり、ダンピングが良くなることが分かる。操舵トルクは、ある一定のトルクがステップ入力されるものとし、この操舵トルクの入力に対する車両挙動を示す。

【0047】

図12に示すように、操舵トルクがステップ入力されると、過渡アシストトルク制御無しの場合には、アシストトルクが若干与えられ、また、路面からの反力トルクが小さいことに起因して操舵角がオーバーシュートする。このオーバーシュートにより、操舵角に応じて目標前後輪舵角を設定する4輪アクティブステアシステムでは、前輪側では操舵角に応じて減算制御が行われ、後輪側では操舵角に応じて同相制御が行われる。このとき、ヨーレイト及び横加速度には、オーバーシュートが発生し、車両の安定性が十分とは言えない。

10

【0048】

これに対し、過渡アシストトルク制御を備えた車両では、操舵トルクのステップ入力が与えられると、路面からの反力トルクが小さいことが演算により分かっており、逆向きのアシストトルクが付与される。すなわち、運転者の操舵トルクをアシストする側ではなく、抵抗を与える側に付与される。これにより、操舵角のオーバーシュートが抑制され、所望のヨーレイト及び横加速度が得られていることが分かる。

【0049】

本発明では、操舵トルク入力に対する車両挙動の理想形を実現することを狙いとする。つまり、人間-自動車系を考慮した場合、高速走行時において運転者は主に操舵トルクを入力として車両運動を制御しているといわれており、操舵トルクに対する車両挙動（横加速度やヨーレイト）のゲインを周波数に関係なく力を一定に保つことにより、人間にとって扱い易い車両になるはずである。

20

【0050】

そこで、実際の操舵トルクに対する車両挙動をみると、車両の操舵トルク入力に対する車両挙動の周波数特性は、図9に示すように、高速になると所定周波数におけるダンピングが悪化するという問題がある。

【0051】

したがって、実施例1では、過渡的な操舵トルクが検出されたとき、例えば、レーンチェンジを行い操舵トルクが変化した場合に、切り過程（操舵トルクが増加）では操舵トルクの変化方向の略逆側へアシストトルクが発生することで操舵トルクが増加し、戻し過程（操舵トルクが減少）でも操舵トルクの変化方向の略逆側へアシストトルクが発生することで操舵トルクが減少する構成になっているので、同じ車両挙動が発生しても操舵トルク変化が大きくなり、操舵トルクに対する車両挙動のゲインを低下させる。その結果、図13に示したダンピングが改善され、運転者へ違和感を与えることなく、良好な操舵フィーリングが得られる。

30

【0052】

また、操舵トルクの入力周波数が高くなると、逆アシストトルクの出力を大きくするため、高速走行時におけるレーンチェンジ等の速い操舵に対して、逆方向のアシスト量が多くなり、ステアリングホイールが重くなる。よって、運転者の急操舵を防止でき、車両操舵量に対する車両挙動、すなわち、ステア特性をアンダーステアとすることができるため、車両の走行安定性を向上できる。

40

【0053】

このような構成にすることにより、操舵トルク入力に対する操舵角や車両挙動のダンピングが良くなり、周波数に関係なくゲインの上昇を防ぐことができる。

【0054】

以上説明したように、実施例1の車両用操舵制御装置にあっては、下記に列挙する作用効果を得ることができる。

【0055】

(1) 操舵トルクに対する操舵角の特性が、操舵トルクの周波数が高くなるほど小さく

50

なるようにアシストトルクを制御する過渡アシスト制御を備えた。よって、操舵角のオーバーシュート等を回避することが可能となり、車両挙動の安定化を図ることができる。このことは、言い換えると、トルク制御によって操舵角制御を行うものであり、アシストトルク制御により、運転者の操舵トルクをアシストするのみならず、車両特性制御を達成している。

【0056】

(2) 車両モデルに基づいて操向輪に作用する反力トルクを推定する反力トルク推定部312aと、車両モデルに基づいて操舵トルクに他する操舵角の実特性を算出する実特性算出部312bと、車両モデルに基づいて操舵トルクに対する操舵角の目標特性を算出する目標特性算出部312cとを有し、過渡アシストトルク制御部312は、実特性が目標特性となるように、操舵トルクと反力トルクに基づいてアシストトルクを制御することとした。

10

【0057】

すなわち、車両モデルからスリップ角を演算し、このスリップ角との相関を利用して反力トルクを推定することで、フィードフォワード的にアシストトルクを制御することができる。よって、応答遅れ等がなく、また、操舵角を理想的な値とすることで、操舵フィーリングの向上及び車両挙動の安定化を図ることができる。

【0058】

(3) 車両モデルを、後輪補助舵角を付与する後輪操舵システムを備えたモデルとし、過渡アシストトルク制御部312は、後輪舵角に基づいて過渡アシストトルクを制御することとした。よって、走行状態に応じて変化する車両モデルを常に考慮することが可能となり、車両挙動の安定化を図ることができる。

20

【0059】

(4) 反力トルク推定部312aは、反力トルク推定値が小さいほど過渡アシストトルクを小さくすることとした。よって、実際の車両に発生する舵角に応じて制御することが可能となり、アクチュエータの作動状態に応じて過渡アシストトルクを制御することができる。

【0060】

(5) 車両モデルを、前輪補助舵角を付与する前輪操舵システムを備えたモデルとし、過渡アシストトルク制御部312は、実前輪転舵角に基づいて過渡アシストトルクを制御することとした。よって、走行状態に応じて変化する車両モデルを常に考慮することが可能となり、車両挙動の安定化を図ることができる。

30

【0061】

(6) 反力トルク推定部312aは、反力トルク推定値が小さいほど過渡アシストトルクを小さくすることとした。よって、実際の車両に発生する舵角に応じて制御することが可能となり、アクチュエータの作動状態に応じて過渡アシストトルクを制御することができる。

【実施例2】

【0062】

次に、実施例2について説明する。図14はリアアクティブステアシステムとパワーステアリングシステムを搭載した車両の全体構成を表すシステム図である。基本的な構成は実施例1と同じであるため、異なる点についてのみ説明する。

40

【0063】

リアアクティブステアシステムでは、運転者の操舵角及び車速に応じて、前輪の操舵角に対し、同相制御もしくは逆相制御を行うことで車両のヨーレートもしくは横加速度を制御するものである。ここで、制御対象としては、実施例1の場合は前輪と後輪であったのに対し、実施例2では後輪のみであるため、目標後輪舵角の算出に際しては、ヨーレートベースの目標値生成制御もしくは横加速度ベースの目標値生成制御ロジックが搭載される。

【0064】

具体的には、低車速領域においては、逆相制御を行うことで、車両の回頭性確保、即ち

50

ヨーレイトを積極的に発生させる。中車速領域においては、初期応答性確保のため一瞬だけ逆相制御を行い、その後適宜同相制御を行うことで、回頭性を確保しつつ車両安定性を確保する。高車速領域においては、同相制御を行うことで、車両の安定性重視、即ちヨーレイトを抑制する。尚、低速領域、中速領域、高速領域の制御を全て行うシステムとしてもよいし、選択的に制御を行うシステムとしてもよく特に限定しない。

【 0 0 6 5 】

〔 過渡アシストトルク制御部の構成 〕

次に、過渡アシストトルク制御部の構成について、実施例 1 と異なる点について説明する。

【 0 0 6 6 】

操舵反力トルク推定部312aでは、リアアクティブステア制御を行うことを考慮した2輪モデルを用い、後輪の舵角情報をフィードバックすることにより前輪スリップ角を推定し、前輪スリップ角に略比例する操舵反力トルクを算出することで、Trk(s)を決定することができる。

【 0 0 6 7 】

また、ドライバ入力トルクTdr(s)はパワーステアリングシステムが有するトルクセンサ2を用いることによって検知でき、k×Strg(s)は操舵系各部品のイナーシャ、マス・ダンピングなどの諸元によって算出することが可能である。

【 0 0 6 8 】

次に、目標前輪舵角特性Ref(s)を制御系で一般的な(0次/2次)伝達関数で規定すると、下記式(2-1)により表される。

$$\text{Ref}(s) = (\text{Gain} \times \frac{1}{s^2 + 2\zeta_n s + \omega_n^2})$$

ζ_n : 目標減衰係数

ω_n : 目標固有振動数

Gain : 操舵トルク - 前輪実舵角の実特性定常ゲインである。

【 0 0 6 9 】

ζ_nは車両により任意に適した値に設定することが可能であり、Gainは実特性算出部312bにおいて、車両モデルを基に、以下の式(3-1)により表される。

$$\text{Gain}[\text{rad/Nm}] = k[1/\text{m}] / (\text{Gain}_{\text{betaf_4WAS}} \cdot \text{Gain}_{\text{Frk}})$$

Gain_{betaf_RAS} : 単位操舵角あたりの前輪スリップ角ゲイン
Gain_{Frk} : 単位前輪スリップ角あたりのラック反力ゲイン[N/rad]

【 0 0 7 0 】

Gain_{Frk}は車速に対する依存性がなく車両諸元により求まり、下記式(4-1)により表される。

$$\text{Gain}_{\text{Frk}} = ((\text{CP1}[\text{N/rad}] \times \text{CT}[\text{m}]) / (\text{NAL}[\text{m}] \times \text{NAL効率})) \times 2 (2輪分) \times \text{SAT係数}$$

CP1 : 前輪一輪分のコーナリングパワー

CT : キャスタートレール

NAL : ナックルアーム長

NAL効率 : ナックルアームリンク効率

SAT係数 : セルフアライニングトルク係数

である。

【 0 0 7 1 】

Gain_{betaf_RAS}は下記式(5-1)により表される。

$$\text{Gain}_{\text{betaf_RAS}} = \{1/N\} - A$$

10

20

30

40

50

$$A = (L_f/V_x) \cdot (\text{Gain}_{\text{yaw_front}} + \text{Ratio}_{\text{RAS}} \times \text{Gain}_{\text{yaw_rear}}) \\ + (1/V_x) \cdot (\text{Gain}_{\text{Vy_front}} + \text{Ratio}_{\text{RAS}} \times \text{Gain}_{\text{Vy_rear}})$$

$\text{Gain}_{\text{yaw_front}}$: 単位操舵角ヨーレイトゲイン

$\text{Gain}_{\text{yaw_rear}}$: 単位後輪舵角ヨーレイトゲイン

$\text{Gain}_{\text{Vy_front}}$: 単位操舵角横速度ゲイン

$\text{Gain}_{\text{Vy_rear}}$: 単位後輪舵角横速度ゲイン

$\text{Ratio}_{\text{RAS}}$: 単位操舵角あたり後輪舵角

L_f : 車両重心と前車軸間の距離

V_x : 車速

である。

10

【0072】

$\text{Ratio}_{\text{RAS}}$ は車速毎のリアアクティブステア制御によって決定される値であり、図15の $\text{Ratio}_{\text{RAS}}$ と車速の関係を表すマップに示すように、車速に対応したマップとして予め保持しておいてもよいし、後輪コントローラ5から通信により $\text{Ratio}_{\text{RAS}}$ を得るようにしてもよく、特に限定しない。また、前後輪舵角に対するヨーレイトゲインや横速度ゲインは、車両特性と車速により2輪モデルを用いて決定される特性である。よって、式(3-1)のGainは定数もしくは車速依存式により構成されることから、Gain自体を図16のGainと車速の関係を表すマップに示すように、実特性算出部312bに車速依存マップとして保有しておいても良い。

【0073】

20

実特性算出部312bで求められたGainを基に、目標特性算出部312cにおいて式(1)の計算を行い、必要な過渡アシストトルクを求めることが可能となる。この求められた過渡アシストトルクに通常の定常トルクを加えたトルクがパワーステアリングシステムによって補償すべきトルクとなる。

【0074】

図18は、高車速時において、実施例2に対応するリアアクティブステア制御と過渡アシストトルク制御を備えた車両の車両特性と、比較例1として過渡アシストトルク制御なしのリアアクティブステア制御を備えた車両の車両特性と、比較例2として過渡アシストトルク制御とリアアクティブステア制御を車両モデルの補正を行わず単に組み合わせた車両の車両特性とのシミュレーション結果を表すタイムチャートである。操舵トルクは、ある一定のトルクがステップ入力されたものとし、この操舵トルクの入力に対する車両挙動を示す。尚、比較例1, 2のリアアクティブステア制御においては、車両モデルを考慮しない $\text{Ratio}_{\text{RAS}}^*$ として図17に示す特性を用いた。

30

【0075】

図18に示すように、操舵トルクがステップ入力されると、比較例1にあっては、アシストトルクが若干与えられ、また、路面からの反力トルクが小さいことに起因して操舵角がオーバーシュートする。このオーバーシュートにより、操舵角に応じて目標後輪舵角を設定するリアアクティブステアシステムでは、後輪側で操舵角に応じて同相制御が行われる。このとき、リアアクティブステア制御により操舵角に応じて後輪舵角が発生するものの、前輪側においてオーバーシュートした操舵角によって、ヨーレイト及び横加速度には、オーバーシュートが発生し、車両の安定性が十分とは言えない。

40

【0076】

また、比較例2にあっては、過渡アシストトルク制御を行う場合にリアアクティブステア制御を考慮しないため、実際にはリアアクティブステア制御によってスリップ角の発生が抑制されているものの、操舵角に応じたスリップ角が発生していると誤認識し、過渡アシストトルクとして過大な反力が与えられる。よって、操舵角の発生が過剰に抑制され、逆にヨーレイト及び横加速度が不十分となり、運転者の意図と異なる車両挙動となる虞がある。

【0077】

これに対し、実施例2の車両では、操舵トルクのステップ入力を与えられると、路面か

50

らの反力トルクが小さいことが演算により分かっており、また、リアアクティブステア制御の影響によって、発生するスリップ角が小さめに発生することが適正に推定できる。よって、このスリップ角に応じた逆向きのアシストトルクが付与される。すなわち、運転者の操舵トルクをアシストする側ではなく、適度に抵抗を与える側に付与される。これにより、操舵角のオーバーシュートが抑制され、所望のヨーレイト及び横加速度が得られていることが分かる。

【図面の簡単な説明】

【0078】

【図1】実施例1の車両制御システムを表すシステム構成図である。

【図2】実施例1の車両のシステムを表す車両モデルである。

【図3】実施例1のアシストトルク算出部の構成を表す制御ブロック図である。

【図4】実施例1の過渡アシストトルク制御部312の構成を表す制御ブロック図である。

【図5】実施例1のアシストトルク算出部を目標前輪舵角特性に置き換えた対応関係を表す図である。

【図6】実施例1のRatio_{AFS}と車速の関係を表すマップである。

【図7】実施例1のRatio_{RAS}と車速の関係を表すマップである。

【図8】実施例1のGainと車速の関係を表すマップである。

【図9】比較例における車両の操舵トルク周波数に対する操舵角/操舵トルクのゲイン特性を表す図である。

【図10】オーバーシュートの発生を抑制する補正を行った場合の前輪実舵角の関係を表すタイムチャートである。

【図11】オーバーシュートの発生を抑制する補正を行った場合の前輪実舵角の関係を表すタイムチャートである。

【図12】実施例1の、高車速時における車両特性と、過渡アシストトルク制御無しの車両特性とのシミュレーション結果を表すタイムチャートである。

【図13】実施例1の操舵トルクに対する操舵角の周波数応答と、従来例の操舵トルクに対する操舵角の周波数応答とを表す特性図である。

【図14】実施例2のリアアクティブステアシステムとパワーステアリングシステムを搭載した車両の全体構成を表すシステム図である。

【図15】実施例2のRatio_{RAS}と車速の関係を表すマップである。

【図16】実施例2のGainと車速の関係を表すマップである。

【図17】比較例1, 2のRatio_{RAS}^{*}と車速の関係を表すマップである。

【図18】実施例2の高車速時における車両特性と、比較例1の車両特性と、比較例2の車両特性とのシミュレーション結果を表すタイムチャートである。

【符号の説明】

【0079】

- 1 車速センサ
- 2 トルクセンサ
- 3 アシストコントローラ
- 4 前輪コントローラ
- 5 後輪コントローラ
- 7 操舵角センサ
- 30 パワーステアリングユニット
- 31 パワーマータ
- 40 前輪操舵ユニット
- 50 後輪操舵ユニット

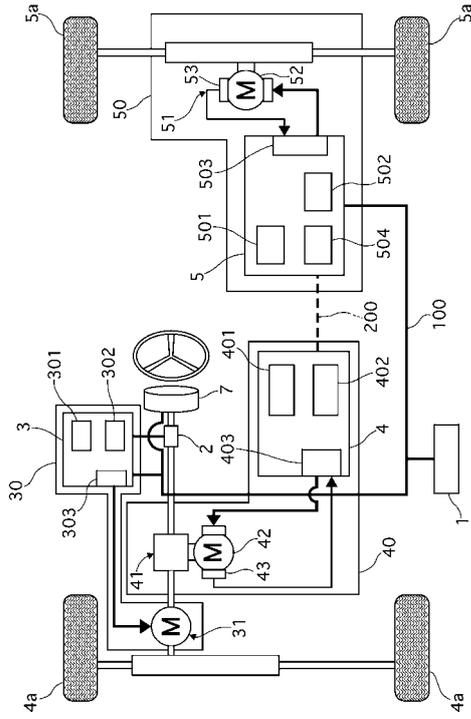
10

20

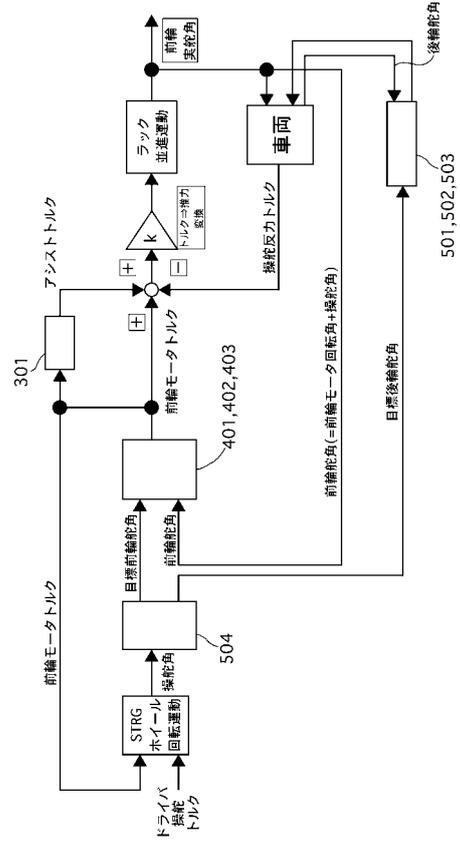
30

40

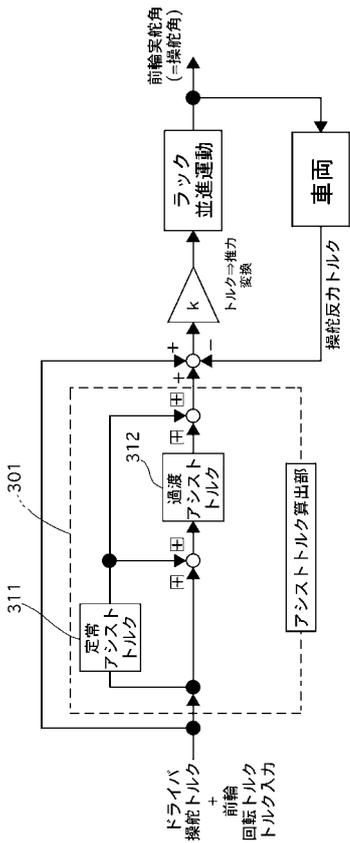
【図1】



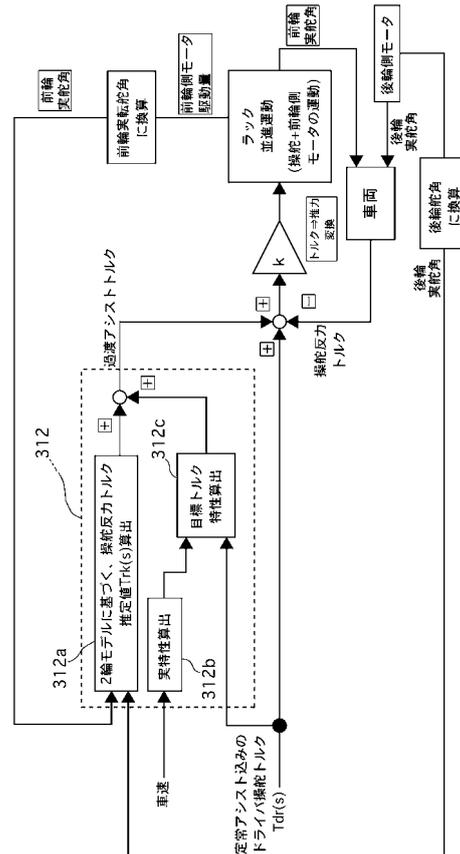
【図2】



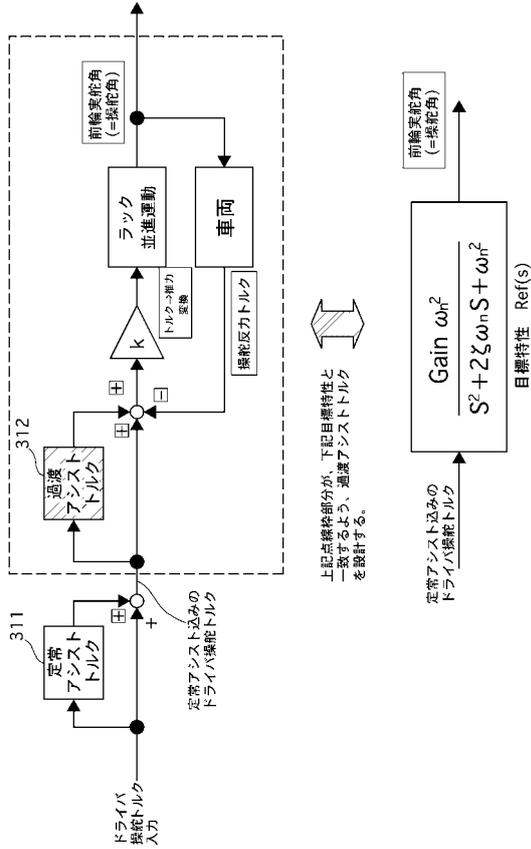
【図3】



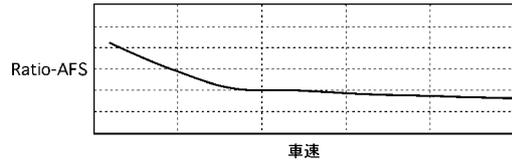
【図4】



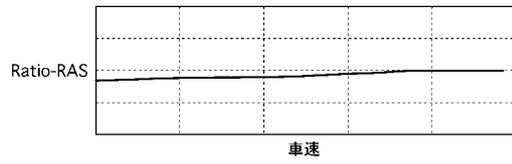
【 図 5 】



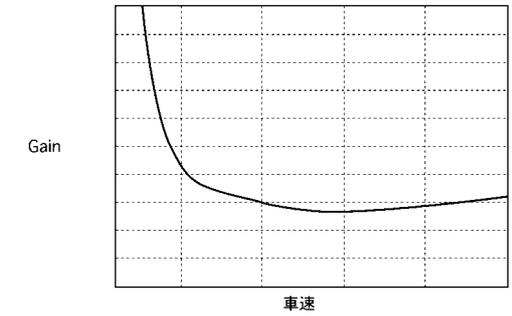
【 図 6 】



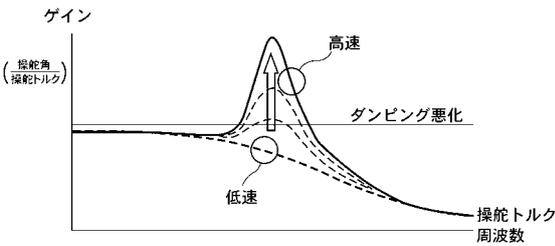
【 図 7 】



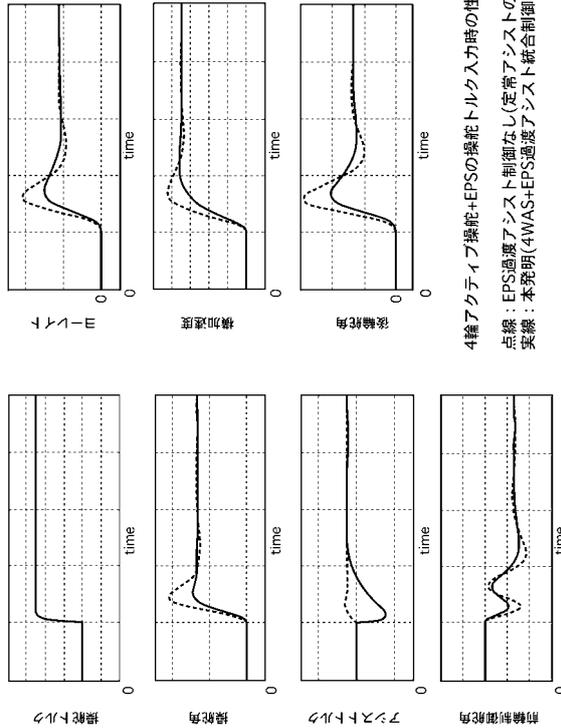
【 図 8 】



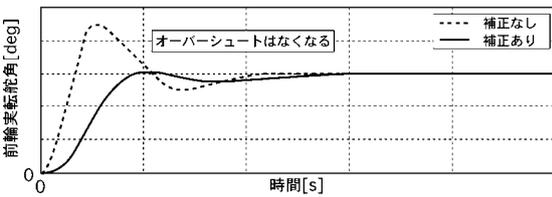
【 図 9 】



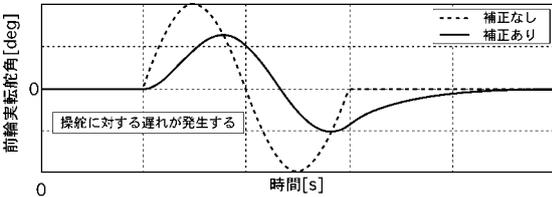
【 図 1 2 】



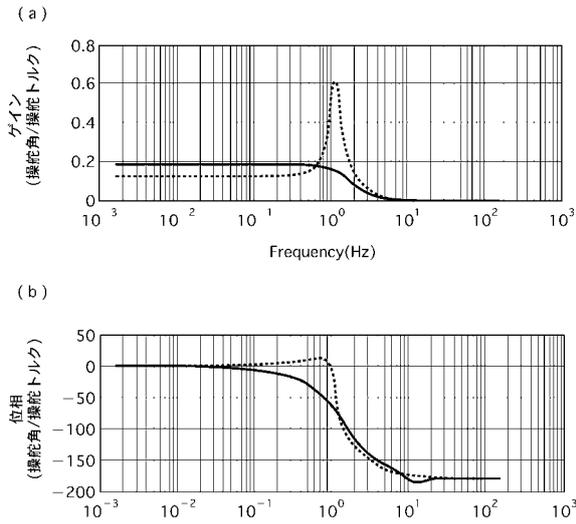
【 図 1 0 】



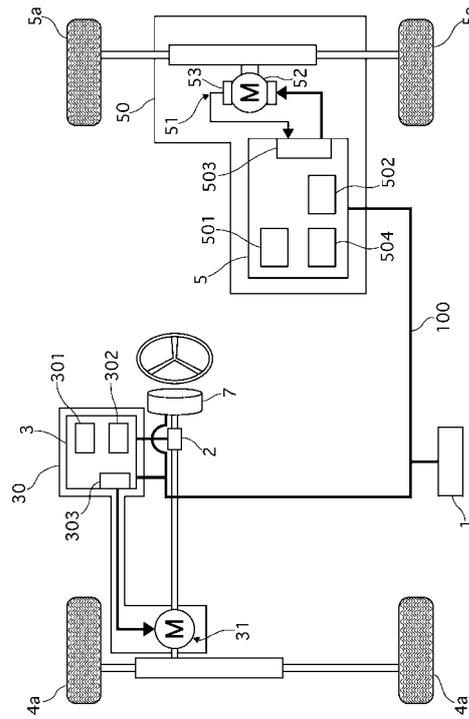
【 図 1 1 】



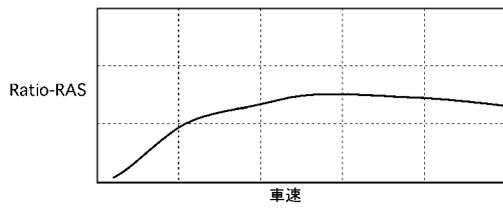
【図13】



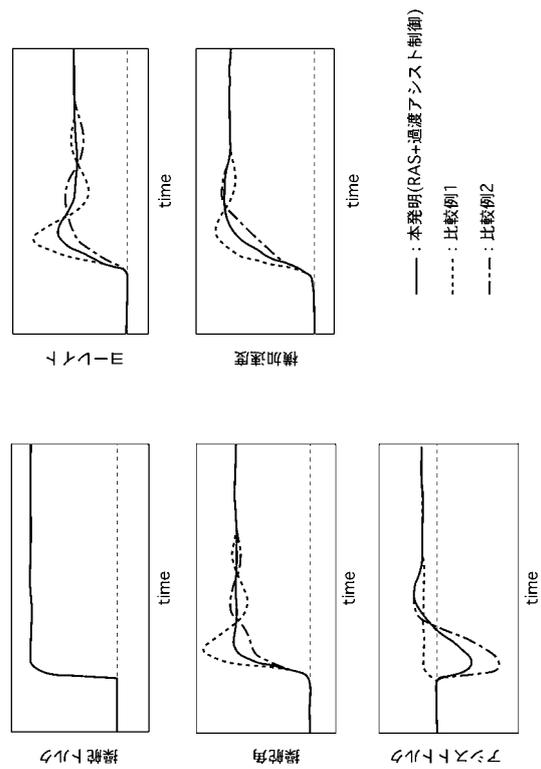
【図14】



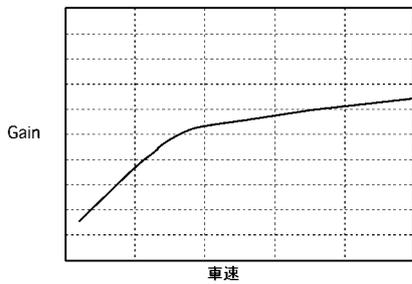
【図15】



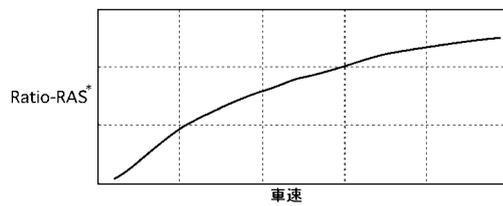
【図18】



【図16】



【図17】



フロントページの続き

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

(72)発明者 安野 芳樹
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 森林 宏和

(56)参考文献 特開平11-171035(JP,A)
特開平04-189678(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B 6 2 D 6 / 0 0 - 6 / 1 0
B 6 2 D 5 / 0 0 - 5 / 3 2
B 6 2 D 7 / 0 0 - 7 / 2 2