

(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2006-151360

(P2006-151360A)

(43) 公開日 平成18年6月15日(2006.6.15)

(51) Int. Cl.	F I	テーマコード (参考)
B 6 2 D 6/00 (2006.01)	B 6 2 D 6/00	3 D 2 3 2
B 6 2 D 5/04 (2006.01)	B 6 2 D 5/04	3 D 2 3 3
B 6 2 D 117/00 (2006.01)	B 6 2 D 117:00	
B 6 2 D 119/00 (2006.01)	B 6 2 D 119:00	

審査請求 未請求 請求項の数 11 O L (全 23 頁)

(21) 出願番号 特願2005-227328 (P2005-227328)
 (22) 出願日 平成17年8月5日(2005.8.5)
 (31) 優先権主張番号 特願2004-311641 (P2004-311641)
 (32) 優先日 平成16年10月27日(2004.10.27)
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)

(71) 出願人 000003997
 日産自動車株式会社
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
 (74) 代理人 100119644
 弁理士 綾田 正道
 (72) 発明者 古性 裕之
 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 縄野 昌明
 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

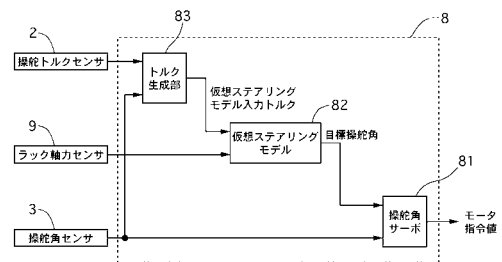
(54) 【発明の名称】 車両用操舵装置

(57) 【要約】

【課題】 操舵感の向上と、製品のばらつきの影響の低減とを両立できる車両用操舵装置を提供する。

【解決手段】 アシストモータと、操舵トルクセンサ2と、操舵角センサ3と、を有する電動パワーステアリングシステムにおいて、トルクセンサ検出値と操舵角センサ検出値により仮想ステアリングモデル入力トルクを推定するトルク生成部83と、仮想ステアリングモデル入力トルクを入力とし、コラムシャフト5の目標操舵角を出力する所望のステアリング特性を表した仮想ステアリングモデル82と、目標操舵角に実際のコラムシャフト5の操舵角(操舵角センサ検出値)が追従するようにアシストモータの出力を制御する操舵角サーボ81と、を設けた。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

ステアリングコラムシャフトに軸周りのトルクを与えるアクチュエータと、
前記ステアリングコラムシャフトのアクチュエータ入力部位とハンドルとの間に挿入されたトルクセンサと、
前記ステアリングコラムシャフトの回転角を検出する回転角センサと、
を有する車両用操舵装置において、
前記トルクセンサ検出値と回転角センサ検出値によりハンドル端に加えられるハンドル端トルクを推定するハンドル端トルク推定手段と、
前記ハンドル端トルクを入力とし、ステアリングコラムシャフトの目標回転角を出力する所望のステアリング特性を表したステアリングモデルと、
前記目標回転角に実際のステアリングコラムシャフトの回転角が追従するようにアクチュエータの出力を制御する位置サーボ制御手段と、
を設けたことを特徴とする車両用操舵装置。

10

【請求項 2】

請求項 1 に記載の車両用操舵装置において、
前記ハンドル端トルク推定手段は、前記トルクセンサ検出値と回転角センサ検出値とから想定されるねじれ角の和であるハンドル回転角を求め、
続いて、トルクセンサ検出値と、ハンドル回転角の 2 階微分とハンドル慣性との積と、の和をハンドル端トルクとすることを特徴とする車両用操舵装置。

20

【請求項 3】

請求項 1 に記載の車両用操舵装置において、
前記ハンドル端トルク推定手段は、前記トルクセンサ検出値と回転角センサ検出値とから想定されるねじれ角の和であるハンドル回転角を求め、
続いて、トルクセンサ検出値と、ハンドル回転角の 1 階微分とトルクセンサのねじりダンピング係数との積と、ハンドル回転角の 2 階微分とハンドル慣性との積と、の和をハンドル端トルクとすることを特徴とする車両用操舵装置。

【請求項 4】

請求項 1 ないし請求項 3 のいずれか 1 項に記載の車両用操舵装置において、
前記ステアリングモデルは、ハンドル端トルクに加え、ステアリングコラムシャフトに加わる外部入力を入力とすることを特徴とする車両用操舵装置。

30

【請求項 5】

請求項 4 に記載の車両用操舵装置において、
前記ステアリングモデルは、ステアリング慣性、ステアリング粘性、ステアリングの静フリクションおよび動フリクションに基づいて、前記目標回転角を出力することを特徴とする車両用操舵装置。

【請求項 6】

請求項 1 ないし請求項 5 のいずれか 1 項に記載の車両用操舵装置において、
前記ステアリングコラムシャフトは、操向輪を転舵させる舵取り機構と機械的に連結され、
前記アクチュエータは、ドライバの操舵力を補助するアシストアクチュエータであることを特徴とする車両用操舵装置。

40

【請求項 7】

請求項 1 ないし請求項 5 のいずれか 1 項に記載の車両用操舵装置において、
前記ステアリングコラムシャフトは、操向輪を転舵させる舵取り機構と機械的に切り離され、
前記アクチュエータは、路面入力を模擬した操舵反力を出力する反力アクチュエータであることを特徴とする車両用操舵装置。

【請求項 8】

請求項 1 ないし請求項 7 のいずれか 1 項に記載の車両用操舵装置において、

50

左側タイヤと右側タイヤで路面摩擦係数が異なる路面であるスプリット μ 路を判断するスプリット μ 路判断手段と、

ドライバのブレーキ操作を検知するブレーキ操作検知手段と、
を備え、

前記ステアリングモデルは、

操舵系のフリクションを模して再現し、前記ハンドル端トルクにフリクショントルクを加えるフリクションモデルと、

走行路がスプリット μ 路であると判断され、かつドライバのブレーキ操作が検知されたとき、高 μ 路側への操舵を阻む方向に発生するフリクショントルクをより大きな値に補正するフリクション補正部と、

を備えることを特徴とする車両用操舵装置。

10

【請求項 9】

請求項 8 に記載の車両用操舵装置において、

前記フリクションは、前記ハンドル停止時に発生する静フリクション、または前記ハンドル回転時に発生する動フリクションの少なくとも一方としたことを特徴とする車両用操舵装置。

【請求項 10】

請求項 8 または請求項 9 に記載の車両用操舵装置において、

左右ブレーキ力の偏差により生じるトルクステアの大きさを予測するトルクステア予測手段を備え、

20

前記フリクション補正部は、ドライバのブレーキ操作開始直後、前記トルクステアの予測値が大きい程、前記フリクショントルクをより増加させることを特徴とする車両用操舵装置。

【請求項 11】

請求項 10 に記載の車両用操舵装置において、

前記フリクション補正部は、一旦増加させた前記フリクショントルクの値を維持することを特徴とする車両用操舵装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

30

本発明は、ステアリングコラムシャフトに軸周りのトルクを与えるアクチュエータを備えた車両用操舵装置の技術分野に属する。

【背景技術】

【0002】

従来車両用操舵装置としては、操舵トルク検出値から演算した第 1 の制御量と、操舵トルク検出値から演算した目標モータ回転角と実際のモータ回転角との偏差に基づく第 2 の制御量とを加算した制御量に基づいて、電動モータを制御することにより、所望のアシスト特性の確保と操舵感の向上との両立を図る自動車の電動パワーステアリング装置が知られている。この従来技術では、操舵トルク検出値に所定のフリクション成分を含ませることにより、操舵トルクとハンドル角との間に所定のヒステリシス特性を残し、操舵感のさらなる向上を図っている（特許文献 1 参照）。

40

【特許文献 1】特開 2003 - 81119 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、上記従来技術にあつては、電動モータや減速ギヤ等によるばらつきはある程度軽減できるが、下記のような理由により、製品のばらつきの影響を確実に排除できず、常に所望のアシスト特性が得られないという問題があった。

【0004】

すなわち、電動モータや減速ギヤ等のばらつきの影響を小さくするためには、フィード

50

バックゲインを大きくする必要があるが、フィードバックゲインを高めると、電動モータへの指令におけるアシスト制御が希薄となる。また、フィードバックゲインを単に大きく設定すると、制御系が発散する可能性がある。

【0005】

本発明は、上記問題に着目してなされたものであって、その目的とするところは、操舵感の向上と、製品のばらつきの影響の低減とを両立できる車両用操舵装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

上述の目的を達成するため、本発明では、

10

ステアリングコラムシャフトに軸周りのトルクを与えるアクチュエータと、

前記ステアリングコラムシャフトのアクチュエータ入力部位とハンドルとの間に挿入されたトルクセンサと、

前記ステアリングコラムシャフトの回転角を検出する回転角センサと、

を有する車両用操舵装置において、

前記トルクセンサ検出値と回転角センサ検出値によりハンドル端に加えられるハンドル端トルクを推定するハンドル端トルク推定手段と、

前記ハンドル端トルクを入力とし、ステアリングコラムシャフトの目標回転角を出力する所望のステアリング特性を表したステアリングモデルと、

前記目標回転角に実際のステアリングコラムシャフトの回転角が追従するようにアクチュエータの出力を制御する位置サーボ制御手段と、

20

を設けたことを特徴とする。

【発明の効果】

【0007】

本発明にあっては、所望のステアリング特性を表したステアリングモデルにより求まる目標回転角に基づき、アクチュエータが位置サーボ制御されるため、製品のばらつきに影響されず、常に所望のステアリング特性が得られる。よって、操舵感の向上と、製品のばらつきの影響の低減とを両立できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0008】

30

以下に、本発明の車両用操舵装置を実施するための最良の形態を、実施例1～4に基づいて説明する。

【実施例1】

【0009】

実施例1は、本発明の車両用操舵装置を電動パワーステアリングシステムに適用した例である。

【0010】

まず、構成を説明する。

図1は、実施例1の電動パワーステアリングシステムの全体構成図であり、実施例1の電動パワーステアリングシステムは、ハンドル1と、操舵トルクセンサ2と、操舵角センサ(回転角センサ)3と、ラック(舵取り機構)4と、コラムシャフト(ステアリングコラムシャフト)5と、アシストモータ(アクチュエータ)6と、減速器7と、コントローラ8と、ラック軸力センサ9と、操向輪10, 10と、を備えている。

40

【0011】

操舵トルクセンサ2は、ドライバの操舵トルクによるトーションバーのねじれを検出し、コントローラ8へ出力する。操舵角センサ3は、操舵トルクセンサ2よりも操向輪側のコラムシャフト5の回転角(以後、操舵角)を検出し、操舵角検出値をコントローラ8へ出力する。なお、ハンドル1と操舵角センサ3との間には、トーションバーが存在するため、ハンドル1の回転角と操舵角とは異なる値となる。

【0012】

50

ラック 4 は、コラムシャフト 5 の回転をラック&ピニオンにより車両左右方向の動きに変換し、操舵輪 10, 10 を転舵させる。ラック軸力センサ 9 は、ラック 4 にかかる軸力を検出し、ラック軸力検出値をコントローラ 8 へ出力する。

【0013】

アシストモータ 6 は、例えば、DC ブラシレスモータが用いられ、モータ出力軸が減速器 7 を介してコラムシャフト 5 に連結され、コラムシャフト 5 に対し、ドライバの操舵力を補助するアシストトルクを出力。

【0014】

コントローラ 8 は、操舵トルクセンサ 2 からの操舵トルク検出値と、操舵角センサ 3 からの操舵角検出値と、ラック軸力センサ 9 からのラック軸力検出値とに基づいて、アシストモータ 6 のモータ指令値を制御する。

10

【0015】

図 2 は、コントローラ 8 の制御ブロック図である。コントローラ 8 は、大別して、操舵角を目標操舵角（目標回転角）に追従させるため、アシストモータ 6 への指令値を演算する操舵角サーボ（位置サーボ制御手段）81 と、目標操舵角を演算する仮想ステアリングモデル 82 と、仮想ステアリングモデル入力トルク（ハンドル端トルク）を演算するトルク生成部（ハンドル端トルク推定手段）83 と、から構成される。

【0016】

まず、操舵角サーボ 81 から説明する。

この操舵角サーボ 81 では、制御工学の一般理論に基づき、仮想ステアリングモデル 82 の出力である目標操舵角に操舵角センサ検出値（実操舵角）が追従するようにアシストモータ 6 のモータ指令値が演算される。演算されたモータ指令値は、図外の電流ドライバへと出力され、電流ドライバを介してアシストモータ 6 に電流が供給される。

20

【0017】

続いて、仮想ステアリングモデル 82 について説明する。

仮想ステアリングモデル 82 には、望ましいステアリング特性が記憶されている。図 3 にその一例を示す。ここでは、モデルの動特性を連続系で表しているため、積分器 82a, 82b は $1/s$ (s : ラプラス演算子) で表される。また、理解を容易にするために、トルクや操舵角はすべてコラムシャフト周りに換算したものとする。

【0018】

乗算器 82c は、入力に対し所望のステアリング慣性の逆数 $1/I_h$ を乗算した値を出力する。乗算器 82d は、入力に対し C_h を乗算し、所望のステアリング粘性を設定する。乗算器 82e は、望ましい静/動フリクションを再現するブロックである。乗算器 82f は、静フリクションによりハンドル 1 が停止したことを再現するブロックであり、仮想モデル中の操舵角速度を 0 にセットする役割がある。

30

【0019】

以上の構成により、ドライバは操舵時の反力およびハンドル角の振る舞いを通して仮想ステアリングモデルの動きを味わうことができる。仮想ステアリングモデルに所望のステアリング特性を記述しておくことにより、望ましい操舵感を味わうことができる。

【0020】

次に、仮想ステアリングモデル入力トルクを演算するトルク生成部 83 について説明する。

40

図 4 にその一例を示す。トルク生成部 83 は、乗算器 83a と、加算器 83b と、乗算器 83c と、乗算器 83d と、加算器 83e とを備えている。

【0021】

乗算器 83a は、操舵トルクセンサ値 trq_h に操舵トルクセンサのねじり剛性の逆数 $1/K_t$ を乗算した値をねじり角 trq_h/K_t とし、加算器 83b へ出力する。

【0022】

加算器 83b は、操舵角センサ値 θ_h と乗算器 83a からのねじり角 trq_h/K_t を加算した値をハンドル角 θ_h とし、乗算器 83c へ出力する。

50

【0023】

乗算器83cは、加算器83bからのハンドル角 θ_h に2階微分を近似した伝達関数 $s^2 / (s^2 + 2\zeta_n s + \omega_n^2)$ を乗算した値をハンドル角加速度 $\ddot{\theta}_h$ とし、乗算器83dへ出力する。

【0024】

乗算器83dは、乗算器83cからのハンドル角加速度 $\ddot{\theta}_h$ にハンドル1のイナーシャの逆数 $1/I_{h0}$ を乗算した値を加算器83eへ出力する。

【0025】

加算器83eは、操舵トルクセンサ値 trq_h と、乗算器83dの出力 $\ddot{\theta}_h \times 1/I_{h0}$ とを加算した値を仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g とし、仮想ステアリングモデル82へ出力する。

10

【0026】

すなわち、トルク生成部83では、操舵トルクセンサ値 θ_m とハンドル加速度分に相当するトルク $I_{h0} \times \ddot{\theta}_h$ との和を、仮想ステアリングモデル入力 trq_g とする。ハンドル加速度分は、ハンドルイナーシャ I_{h0} とハンドル角加速度 $\ddot{\theta}_h$ との積である。

【0027】

次に、作用を説明する。

[仮想ステアリングモデル入力トルク算出]

トルク生成部83による仮想ステアリングモデル入力トルクの算出方法を説明する。

【0028】

まず、ハンドル角の演算方法の一例を下記の式(1)に示す。操舵トルクセンサ値を操舵トルクセンサのねじり剛性で除してねじり角を算出し、それと操舵角を足してハンドル角とする。

20

$$\theta_h = \theta_m + trq_h / Kt \quad \dots (1)$$

ここで、 θ_h はハンドル角、 θ_m は操舵角である。実施例1において操舵角は操舵トルクセンサ2よりも操向輪側すなわちコラムシャフト側の回転角を表すものとし、ハンドル角と区別する。 trq_h は操舵トルクセンサ検出トルク、 Kt は操舵トルクセンサねじり剛性(単位は、例えば[Nm/rad])とする。

【0029】

続いて、式(1)により求めたハンドル角 θ_h の2回微分でハンドル角加速度を得る。2回微分は、例えば下記の式(2)に示すような伝達関数で近似しても良い。

30

$$\ddot{\theta}_h = \ddot{\theta}_h \times s^2 / (s^2 + 2\zeta_n s + \omega_n^2) \quad \dots (2)$$

【0030】

例として、 ζ_n を0.9、 ω_n を 2×10^6 [rad/s]が挙げられる。これらのパラメータは高周波のノイズ除去に関連しており、角周波数 ω_n 以上の信号は除去されることになる。また、これを小さく設定すると、操舵感を損なう可能性があるため、両者のトレードオフを考えて設定する。

【0031】

以上から、仮想ステアリングモデル入力トルクは、下記の式(3)で表される。

$$trq_g = trq_h + I_{h0} \times \ddot{\theta}_h \quad \dots (3)$$

40

ここで trq_g は仮想ステアリングモデル入力トルク、 trq_h は操舵トルクセンサ値、 I_{h0} は車両に実際に取り付いているハンドル1のイナーシャである。

【0032】

[操舵角サーボ制御処理]

図5は、コントローラ8で実行される操舵角サーボ制御処理の流れを示すフローチャートであり、以下、各ステップについて説明する。なお、この制御処理は、あらかじめ設定された所定周期毎に実行される。

【0033】

ステップS1では、トルク生成部83において、操舵角センサ3から操舵角 θ_m を読み込み、ステップS2へ移行する。

50

【0034】

ステップS2では、トルク生成部83において、操舵トルクセンサ2から操舵トルク trq_h を読み込み、ステップS3へ移行する。

【0035】

ステップS3では、トルク生成部83において、式(1)を用いてハンドル角度 θ_h を推定し、ステップS4へ移行する。

【0036】

ステップS4では、トルク生成部83において、式(2)を用いてハンドル角加速度 θ_h'' を推定し、ステップS5へ移行する。

【0037】

ステップS5では、トルク生成部83において、式(3)を用いて仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g を生成し、ステップS6へ移行する。

【0038】

ステップS6では、仮想ステアリングモデル82において、ステップS5で生成した仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g と、ラック軸力センサ9から読み込んだラック軸力とに基づいて、仮想ステアリングモデルによる目標操舵角演算を行い、ステップS7へ移行する。

【0039】

ステップS7では、操舵角サーボ81において、実操舵角を目標操舵角に追従させる操舵角サーボ制御を実施し、リターンへ移行する。

【0040】

〔操舵トルクのフィードバックループの問題点〕

特開2003-81119号公報に記載の自動車の電動パワーステアリング装置は、電動パワーステアリングを構成する部品のイナーシャや、電動モータまたはこの電動モータとステアリングシャフトとの間に設けられる減速ギヤ等におけるフリクションのばらつきにより、所望の操舵感が得られない課題に対し考案されたものである。

【0041】

この従来技術は、図6に示すように、ハンドル操舵トルクにゲインを掛けて第1の制御量とするアシスト制御部と、ハンドル操舵トルクから演算した目標モータ回転速度($G_v(s)$ の出力)と実際のモータ回転速度の偏差に基づいて第2の制御量を決定する舵角速度フィードバック制御部と、第1と第2の制御量を加減算した制御量をもって電動モータを制御するモータ制御部とを備えている。また、操舵反力に意図的にヒステリシス特性を与えるために、舵角速度フィードバック制御部の入力であるハンドル操舵トルク検出値に所定のフリクション成分(K_f の出力)を含めることを提案している。

【0042】

ところが、上記従来技術にあっては、電動モータや減速ギヤ等によるばらつきはある程度軽減できるが、確実に排除できない問題が存在する。その理由を以下に説明する。

【0043】

電動モータや減速ギヤ等のばらつきの影響を小さくするためには、制御工学理論が示すように、フィードバックゲインを大きくする必要がある。図6において、 $G_v(s)$ もしくは $G_0(s)$ の定常項がそのフィードバックゲインに相当する。それらのゲインを高めると、電動モータへの指令におけるアシスト制御が希薄となり、この制御の構成が意味を成さなくなる。また、それらのゲインを単に大きく設定すると制御系が発散する可能性がある。図6に示すように、電動モータが回転する結果、操舵トルクセンサを構成するトーションバーが捻られる。すなわち、この制御系はループを構成している。この従来技術では安定性に関する考察がなく、この構成ではフィードバックゲインを上げることができない。

【0044】

これらのフィードバックはたしかにフリクションを含めた製品のばらつきを打ち消す方向に作用する方向ではあるが、この効果は小さいと言える。

【0045】

10

20

30

40

50

[ステアリングモデルを用いた操舵角サーボ制御作用]

これに対し、実施例 1 の電動パワーステアリングシステムにおいて、ドライバがハンドル 1 を操作した際のシステムの動作を、以下に示す。

【 0 0 4 6 】

(a) 操舵トルク trq_h が入力される。

(b) 仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g がその分変化し、目標操舵角 δ_m^* が変化する。(例えば、操舵トルクが左回転方向に加わった場合、仮想ステアリングモデルは左に回転し、その回転角すなわち目標操舵角 δ_m^* は左へずれる。) この目標操舵角 δ_m^* は仮想ステアリングモデルの慣性、粘性、フリクション、およびラック軸力に基づいて演算される。

(c) 目標操舵角 δ_m^* に実操舵角が追従するようにアシストモータ 6 が駆動される。

(d) (a) に戻る。

【 0 0 4 7 】

このシステム全体を、ドライバの操舵トルクを入力(操舵トルクセンサ 2 の検出するトルクではない)、操舵角(操舵トルクセンサ 2 よりも操向輪側のコラムシャフト 5 の回転角)を出力とするシステムと捉えた場合、操舵角サーボの追従性を高める程、図 7 に示すシステムに漸近することがわかる。この理由は、下記の通りである。

【 0 0 4 8 】

まず、仮想ステアリングモデル 8 2 の入力は、ドライバの操舵トルクを近似したものであることは明らかである。すなわち、ドライバの操舵トルクは操舵トルクセンサ 2 をねじるトルクに加えて、ハンドル 1 を回転加速することに費やされるためである。あらかじめ操舵トルクセンサ 2 よりもハンドル側の粘性その他の特性が既知であれば、それらを考慮して入力を構成しても良い。

【 0 0 4 9 】

また、操舵角サーボの追従性を高めた場合、仮想ステアリングモデル 8 2 の出力である目標操舵角 δ_m^* と実操舵角 δ_m はほぼ一致する。すなわち、図 1 のシステムは図 7 に漸近する。

【 0 0 5 0 】

操舵角サーボの追従性を高めることにより、操舵系のハードに存在するばらつきをおさえることができる。たとえば、フリクションが存在した場合、その影響を取り除くことが可能となる。制御工学理論が示すように、追従性を高める(フィードバックゲインを大きくすることにより、制御対象のばらつきが抑えられることは明らかである。

【 0 0 5 1 】

すなわち、仮想ステアリングモデル 8 2 に理想のモデルを記述することにより、ドライバは理想の操舵感を得ることができる。また、この理想モデルに望ましい静/動フリクションを記述することにより、任意の静/動フリクションを意図的に実現できる。例えば、従来はフリクションにばらつきがあったが、それを一定精度で実現することが可能となる。

【 0 0 5 2 】

最後の一点として、安定性の確保は操舵サーボ系のみ注意を払えば良いこと、すなわち、仮想モデルの記述では安定性に注意を払わなくても良い理由を説明する。安定性が失われる理由は、操舵サーボ系以外に新たなループが加わることである。しかし、仮想ステアリングモデル 8 2 の入力、ハンドル端でドライバが加えるトルクであり、これはドライバの意志で決定され、サーボ制御によって変化する量ではない。よって、以上の理由が示された。

【 0 0 5 3 】

補足として、単に操舵トルクセンサ 2 の値を仮想ステアリングモデル 8 2 の入力として利用した場合、操舵トルクセンサ信号がなすフィードバックループが存在し、システムは発散する。すなわち、制御の流れでアシストモータ 6 が駆動され、操舵角 δ_m が変化すると、ハンドル 1 とコラムシャフト 5 がねじられる。これにより、操舵トルクセンサ値 trq_h

10

20

30

40

50

が変化し、(b)の入力に影響が現れ、システムは発散することになる。

【0054】

次に、効果を説明する。

実施例1の電動パワーステアリングシステムにあっては、以下に列挙する効果が得られる。

【0055】

(1) コラムシャフト5にアシストトルクを与えるアシストモータ6と、コラムシャフト5のモータ入力部位とハンドル1との間に挿入された操舵トルクセンサ2と、コラムシャフト5の回転角を検出する操舵角センサ3と、を有する電動パワーステアリングシステムにおいて、トルクセンサ検出値 trq_h と操舵角センサ検出値 δ_m により仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g を推定するトルク生成部83と、仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g を入力とし、コラムシャフト5の目標操舵角 δ_m^* を出力する所望のステアリング特性を表した仮想ステアリングモデル82と、目標操舵角 δ_m^* に実際のコラムシャフト5の操舵角(操舵角センサ検出値 δ_m)が追従するようにアシストモータ6の出力を制御する操舵角サーボ81と、を設けたため、製品のばらつきに影響されず、常に所望のステアリング特性が得られ、操舵感の向上と製品のばらつきの影響の低減とを両立できる。

10

【0056】

(2) トルク生成部83は、トルクセンサ検出値 trq_h と操舵角センサ検出値 δ_m とから想定されるねじれ角の和であるハンドル角 δ_h を求め、続いて、トルクセンサ検出値 trq_h と、ハンドル角 δ_h の2階微分 δ_h'' とハンドル1のイナーシャ I_{h0} との積と、の和を仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g とするため、ハンドル1の加速に費やされた分の操舵トルクを考慮して仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g を算出することができ、ドライバの操舵トルクをより正確に近似できる。

20

【0057】

(3) 仮想ステアリングモデル82は、仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g に加え、ステアリングコラムシャフト5に加わる外部入力であるラック軸力を入力とするため、路面入力に基づく最適な目標操舵角 δ_m^* が設定でき、望ましい操舵感が得られる。

【0058】

(4) 仮想ステアリングモデル82は、ステアリング慣性 I_h 、ステアリング粘性 C_h 、ステアリングの静/動フリクションに基づいて目標操舵角 δ_m^* を出力するため、イナーシャやフリクション等の製品のばらつきにかかわらず、常に最適な目標操舵角 δ_m^* が設定でき、所望のステアリング特性が得られる。

30

【0059】

(5) ステアリングコラムシャフト5は、操向輪10, 10を転舵させるラック4と機械的に連結され、アシストモータ6は、ドライバの操舵力を補助するため、高精度で安定したパワーアシストを実現できる。

【実施例2】

【0060】

まず、構成を説明する。

図8は、実施例2のトルク生成部を示す制御ブロック図であり、実施例2のトルク生成部83'は、図4に示した実施例1のトルク生成部の構成に対し、微分器83fと乗算器83gを追加した点で異なり、他の構成は同一であるため、同一の構成部分には同一の符号を付して説明を省略する。

40

【0061】

微分器83fは、加算器83bからのハンドル角 δ_h を1階微分した値を、ハンドル角速度 δ_h' とし、乗算器83gへ出力する。

【0062】

乗算器83gは、微分器83fからのハンドル角速度 δ_h' に操舵トルクセンサ2のダンピング係数の逆数 $1/D$ を乗算した値 $\delta_h' \times D$ を、加算器83eへ出力する。

【0063】

50

加算器 8 3 e は、操舵トルクセンサ値 trq_h と、乗算器 8 3 d の出力 $\dot{\theta}_h'' \times 1/lh_0$ と、乗算器 8 3 g の出力 $\dot{\theta}_h' \times D$ とを加算した値を仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g とし、仮想ステアリングモデル 8 2 へ出力する。

【0064】

すなわち、実施例 2 では、トルク生成部 8 3' において、仮想ステアリングモデル入力トルクは、下記の式 (4) から求められる。

$$trq_g = trq_h + D \times \dot{\theta}_h' + lh_0 \times \ddot{\theta}_h'' \quad \dots (4)$$

ここで trq_g は仮想ステアリングモデル入力トルク、 trq_h は操舵トルクセンサ値、 D はトルクセンサ 2 のトルクダンピング係数、 lh_0 は車両に実際に取り付けているハンドル 1 のイナーシャである。

【0065】

よって、実施例 2 では、ハンドル 1 の加速に費やされた分の操舵トルクに加え、トルクセンサ 2 のねじれとして消費された分の操舵トルクを考慮して仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g が算出される。

【0066】

次に、効果を説明する。

実施例 2 の電動パワーステアリングシステムにあっては、実施例 1 の効果 (1), (3) ~ (5) に加え、以下の効果が得られる。

【0067】

(6) トルク生成部 8 3 は、トルクセンサ検出値 trq_h と操舵角センサ検出値とから想定されるねじれ角の和であるハンドル角 θ_h を求め、続いて、トルクセンサ検出値 trq_h と、ハンドル角 θ_h の 1 階微分 $\dot{\theta}_h'$ と操舵トルクセンサ 2 のねじりダンピング係数 D との積と、ハンドル角 θ_h の 2 階微分 $\ddot{\theta}_h''$ とハンドル 1 のイナーシャ lh_0 との積と、の和を仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g とするため、ハンドル 1 の加速に費やされた分の操舵トルクに加え、トルクセンサ 2 のねじれとして消費された分の操舵トルクを考慮して仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g を算出することができ、実施例 1 と比較して、ドライバの操舵トルクをより正確に近似できる。

【実施例 3】

【0068】

実施例 3 は、本発明の車両用操舵装置をステア・バイ・ワイヤシステムに適用した例である。

図 9 は、実施例 3 のステア・バイ・ワイヤシステムを示す全体構成図であり、実施例 3 のステア・バイ・ワイヤシステムは、ハンドル 1 と、操舵トルクセンサ 2 と、操舵角センサ (回転角センサ) 3 と、ラック (舵取り機構) 4 と、コラムシャフト (ステアリングコラムシャフト) 5 a と、ピニオンシャフト 5 b と、反力モータ (アクチュエータ) 6' と、減速器 7 と、コントローラ 8' と、操向輪 10, 10 と、タイヤ転舵モータ 11 と、減速器 12 と、を備えている。

【0069】

実施例 3 のステア・バイ・ワイヤシステムは、ハンドル 1 と繋がったコラムシャフト 5 a と、操向輪 10, 10 と繋がったピニオンシャフト 5 b とが機械的に切り離され、操舵角と操舵トルクとに応じてタイヤ転舵モータ 11 を制御し、操向輪 10, 10 を転舵させる。なお、タイヤ転舵モータ 11 を制御するコントローラについては、説明を省略する。

【0070】

反力モータ 6' は、コラムシャフト 5 a に対し、操向輪 10, 10 の状態に応じた路面入力を模擬するための操舵反力を出力する。

【0071】

コントローラ 8' は、操舵トルクセンサ 2 からの操舵トルク検出値と、操舵角センサ 3 からの操舵角検出値とに基づいて、反力モータ 6' のモータ指令値を制御する。

【0072】

なお、コントローラ 8' の構成は、実施例 1 と同様であるが、操舵角サーボ 8 1' の出力

10

20

30

40

50

であるモータ指令値が実施例 1 とは正逆反転される点、ラック軸力センサに代えて、あらかじめ車両の特性を記述した 2 輪モデル（参考文献：『自動車の運動と制御』、安部正人著、第 5 章、操舵系と車両の運動）を用意しておき、操舵角と車速との関係からラック軸力を推定する点で実施例 1 と異なる。

【0073】

すなわち、実施例 3 のステア・バイ・ワイヤシステムでは、実施例 1 のパワーステアリングシステムに対し、操舵角サーボ系の設計対象が唯一異なる。図 10 に実施例 1 に示した一般の電動パワーステアリング時の設計対象を、図 11 に実施例 3 のステア・バイ・ワイヤシステムの設計対象を示す。図 11 に示すように、ステア・バイ・ワイヤシステムでは、コラムシャフトが 2 分割されているため、操向輪側の機構を考慮する必要がない。

10

【0074】

次に、効果を説明する。

実施例 3 のステア・バイ・ワイヤシステムにあつては、実施例 1 の効果(2)~(4)に加え、以下に列挙する効果が得られる。

【0075】

(7) コラムシャフト 5 に反力トルクを与える反力モータ 6' と、コラムシャフト 5 のモータ入力部位とハンドル 1 との間に挿入された操舵トルクセンサ 2 と、コラムシャフト 5 の回転角を検出する操舵角センサ 3 と、を有するステア・バイ・ワイヤシステムにおいて、トルクセンサ検出値 trq_n と操舵角センサ検出値 θ_m により仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g を推定するトルク生成部 8 3 と、仮想ステアリングモデル入力トルク trq_g を入力とし、コラムシャフト 5 の目標操舵角 θ_m^* を出力する所望のステアリング特性を表した仮想ステアリングモデル 8 2 と、目標操舵角 θ_m^* に実際のコラムシャフト 5 の操舵角（操舵角センサ検出値 θ_m ）が追従するように反力モータ 6' の出力を制御する操舵角サーボ 8 1 と、を設けたため、製品のばらつきに影響されず、常に所望のステアリング特性が得られ、操舵感の向上と製品のばらつきの影響の低減とを両立できる。

20

【0076】

(8) コラムシャフト 5 a は、操向輪 10, 10 を転舵させるラック 4 と機械的に切り離され、反力モータ 6' は、路面入力を模擬した操舵反力を出力するため、製品のばらつきに影響されず、所望の反力制御を実現できる。

【実施例 4】

30

【0077】

まず、構成を説明する。

図 12 は、実施例 4 の電動パワーステアリングシステムの全体構成図であり、実施例 4 の電動パワーステアリングシステムは、図 1 に示した実施例 1 の構成に加え、路面の左右摩擦係数をそれぞれ推定する路面摩擦推定手段 1 3 と、ブレーキの作動量を検出するブレーキ作動検出手段 1 4 と、を備える。なお、その他の構成は、実施例 1 と同一であるため、同一の構成部分には同一符号を付して説明を省略する。

【0078】

図 13 は、実施例 4 のコントローラ 8" の制御ブロック図であり、実施例 4 のコントローラ 8" は、 μ スプリット制御部 8 4 を備えている。 μ スプリット制御部 8 4 は、路面摩擦係数とブレーキ量とを入力し、走行路がスプリット μ 路であると判断され、かつドライバのブレーキ操作が形成されたとき、フリクションフラグ = 1 を、それ以外のときフリクションフラグ = 0 を、仮想ステアリングモデル 8 2" へ出力する。

40

【0079】

図 14 は、実施例 4 の仮想ステアリングモデル 8 2" であり、図 3 の乗算器 8 2 e に代えてフリクションモデル 8 2 g と、フリクション補正部 8 2 h と、を備える点で実施例 1 と異なる。

【0080】

フリクションモデル 8 2 g は、仮想ステアリングモデル入力トルク、ラック軸力および粘性力の和と、操舵角速度を 0 にセットするスタック判断と、フリクション補正部 8 2 h

50

からのフリクション補正量とを入力し、乗算器 8 2 c 前段にフリクショントルクを出力する。フリクショントルクは、操舵角速度が 0 のとき、静フリクショントルクを出力し、操舵角速度が 0 以外のとき、動フリクショントルクを出力する。

【 0 0 8 1 】

フリクション補正部 8 2 h は、フリクションフラグが 1 のとき、高 μ 路側への操舵を阻む方向に発生するフリクショントルクをより大きな値に補正するフリクション補正量を設定し、フリクションモデル 8 2 g へ出力する。

【 0 0 8 2 】

次に、作用を説明する。

[フリクション補正制御処理]

図 1 5 は、実施例 4 のフリクション補正部 8 2 h で実行されるフリクション補正制御処理の流れを示すフローチャートで、以下、各ステップについて説明する。

【 0 0 8 3 】

ステップ S11 では、フリクションフラグが 1 であるか否かを判定する。YES の場合にはステップ S12 へ移行し、NO の場合にはステップ S17 へ移行する。

【 0 0 8 4 】

ステップ S12 では、操舵角速度は 0 であるか否かを判定する。YES の場合にはステップ S13 へ移行し、NO の場合にはステップ S15 へ移行する。

【 0 0 8 5 】

ステップ S13 では、仮想ステアリングモデル入力トルクは強オーバーステアを助長する方向か否かを判定する。YES の場合にはステップ S14 へ移行し、NO の場合にはリターンへ移行する。

【 0 0 8 6 】

ステップ S14 では、静フリクションを大きくするフリクション補正量をフリクションモデル 8 2 h へ出力し、リターンへ移行する。

【 0 0 8 7 】

ステップ S15 では、操舵角速度は強オーバーステアを助長する方向か否かを判定する。YES の場合にはステップ S16 へ移行し、NO の場合にはリターンへ移行する。

【 0 0 8 8 】

ステップ S16 では、動フリクションを大きくするフリクション補正量をフリクションモデル 8 2 h へ出力し、リターンへ移行する。

【 0 0 8 9 】

ステップ S17 では、静 / 動フリクションの補正を行わず、リターンへ移行する。

【 0 0 9 0 】

すなわち、フリクション補正部 8 2 h は、フリクションフラグが 0 の場合には、ステップ S11 からステップ S17 へと進んで静 / 動フリクションを補正せず、フリクションフラグが 1 の場合には、仮想ステアリングモデル 8 2 " の操舵が強オーバーステアを助長する方向（例えば、高 μ 路面が左であったら左）であるか否かを判断し（ステップ S13 またはステップ S15）、強オーバーステアを助長する方向である場合のみ、静 / 動フリクションを大きくする（ステップ S14 またはステップ S16）。ここで、操舵角速度 0 のハンドル停止時には、静フリクションを大きくし、操舵角速度 0 以外のハンドル回転時には、動フリクションを大きくする。

【 0 0 9 1 】

[フリクション増加補正制御処理]

実施例 4 では、予測されるトルクステア（＝トルク値）が大きい程、静 / 動フリクションの増加分を大きくする。トルクステアは、ブレーキ量および左右路面摩擦係数から推定できるが、これは公知技術の適用であるため、説明を省略する。

【 0 0 9 2 】

図 1 6 は、実施例 4 のフリクション補正部 8 2 h で実行されるフリクション増加補正制御処理の流れを示すフローチャートで、以下、各ステップについて説明する。

10

20

30

40

50

【 0 0 9 3 】

ステップS21では、フリクションフラグが 0 から 1 へ変化したか否かを判定する。YESの場合にはステップS22へ移行し、NOの場合にはリターンへ移行する。

【 0 0 9 4 】

ステップS22では、 μ スプリットブレーキによるトルクステアを計算し、ステップS23へ移行する（トルクステア予測手段に相当）。

【 0 0 9 5 】

ステップS23では、下記の式から静フリクションを算出し、ステップS24へ移行する。

$$\text{静フリクション} = \text{通常静フリクション} + |\text{トルクステア}| \times K1$$

ただし、K1は正の定数

10

ステップS24では、下記の式から動フリクションを算出し、リターンへ移行する。

$$\text{動フリクション} = \text{通常動フリクション} + |\text{トルクステア}| \times K2$$

ただし、K2は正の定数

【 0 0 9 6 】

上記補正処理は、スプリット μ 路でのブレーキ開始の度に一度だけ設定される。一旦、フリクション補正制御が始まった後、増加分は制御が終了するまで固定される。また、フリクションの補正は静・動フリクション一方のみでも良い。

【 0 0 9 7 】

[フリクションフラグ設定制御処理]

図17は、 μ スプリット制御部84で実行されるフリクションフラグ設定制御処理の流れを示すフローチャートで、以下、各ステップについて説明する。

20

【 0 0 9 8 】

ステップS31では、スプリット μ 路であるか否かを判定する（スプリット μ 路判断手段に相当）。YESの場合にはステップS32へ移行し、NOの場合にはステップS34へ移行する。ここで、スプリット μ 路の判定は、路面摩擦推定手段13の結果から左右の摩擦係数の差が所定値以上の場合、スプリット μ 路と判断する。

【 0 0 9 9 】

ステップS32では、ブレーキ作動か否かを判定する（ブレーキ操作検知手段に相当）。YESの場合にはステップS33へ移行し、NOの場合にはステップS34へ移行する。ここで、ブレーキ作動は、ブレーキ作動検出手段14により、所定ブレーキ圧以上を持って判断する。所定ブレーキ圧は小さく設定すると制御が過敏となり、センサノイズも拾いやすくなる。また、大き過ぎると強オーバーステア抑制制御が入りにくくなる。両者のトレードオフを考えて設定する。

30

【 0 1 0 0 】

ステップS33では、フリクションフラグをセット（= 1）とし、リターンへ移行する。

【 0 1 0 1 】

ステップS34では、フリクションフラグをリセット（= 0）とし、リターンへ移行する。

【 0 1 0 2 】

[スプリット μ 路での強オーバーステアについて]

40

スプリット μ 路（左右タイヤの路面摩擦係数が異なる路面）でのブレーキ時に発生する強オーバーステアを防止する技術としては、特開2002-46638号公報に記載の車両用操舵装置、特開平9-142330号公報に記載のステア・バイ・ワイヤ等が知られている。

【 0 1 0 3 】

スプリット μ 路でのブレーキを掛けたときに強オーバーステアが発生する原因について説明すると、その理由は大きく分けて2つ存在する。まず1つ目は、左右ブレーキ力の差によるモーメントである。（図18）。この場合、左右の摩擦係数が異なる程、また、ブレーキ力が強い程、モーメントは強くなる。

【 0 1 0 4 】

50

2つ目は、トルクステア(図19)によりハンドルが切られることによる前輪横力である。これはモーメントを補強する形でモーメントを発生させる。この場合、図20に示すように、高 μ 路側への操舵トルクが発生する。

【0105】

特開2002-46638号公報に記載の車両用操舵装置は、パワーステアリングを前提とするものである。スプリット μ 路のブレーキ時に強オーバーステアが発生しそうになると、強オーバーステア発生直前の実ヨーレイトを目標ヨーレイトとし、以後、強オーバーステア回避がなされるまで、実ヨーレイトを目標ヨーレイトに追従するようにアシストトルクを制御するものである。車両は目標ヨーレイトに追従する結果、強オーバーステアが防止されるとしている。

【0106】

一方、特開平9-142330号公報に記載の技術は、ステア・バイ・ワイヤを前提とするものである。ハンドルとタイヤは電氣的にのみ接続され、ハンドル角に応じたヨーレイトが生じるように、タイヤは転舵される。スプリット μ 路によるブレーキモーメントが発生した場合、それを打ち消すように自動カウンタステアが発生する。

【0107】

[従来技術の問題点]

特開2002-46638号公報に記載の技術は、以下の問題点を有している。

目標ヨーレイトに追従させるためのアシストトルクは車両の運動状況により変化することは明らかである。また、ドライバの操舵により車両の運動状況は変化する。すなわち、ドライバの操舵によりアシストトルクは変化することになる。このような、ドライバの操作により特性が変わる対象を制御することは、ドライバがその特性を把握しづらいことから一般に困難である。そのため、場合によっては操舵がハンティングする可能性がある。また、強オーバーステア直前のヨーレイトに追従させることは、それ以外のヨーレイトを発生させようとするドライバの操舵を妨げることになる。

【0108】

一方、特開平9-142330号公報に記載の技術は、モーメントを打ち消すように自動カウンタステアが発生した結果、前輪には横力が発生する。そのため、車両は横運動を始める。すなわち、ドライバの意図しない車両挙動が発生するという問題がある。

【0109】

[ステアリングモデルのフリクション補正による強オーバーステア抑制作用]

これに対し、実施例4では、ブレーキ作動開始直後のトルクステアによる操舵量を低減することにより、ドライバにカウンタステアを与える余裕を提供し、かつ、カウンタステア時の操縦性を悪化させないことにより、強オーバーステアの抑制を図るものである。実施例4では、図13に示した操舵角サーボ81、仮想ステアリングモデル82、トルク生成部83により、ドライバは図21に示す等価モデルの反力を感じるようになる。

【0110】

図22は、スプリット μ 路でブレーキを掛けた場合のシミュレーション結果であり、シミュレーション条件として、時刻0[ms]でドライバはブレーキ操作を行い、かつハンドルは保舵状態で、操舵トルクの変化は無いものとする。

【0111】

図22の結果から、制御時のフリクションは、非制御時のフリクションに対し、静/動フリクション共に、切り増し側の操舵を阻む方向に0.5[Nm]増加し、トルクステアによる操舵量が低減されているのが判る。これにより、強オーバーステアの原因の一部が取り除かれ、その強さが低減される。結果として、ドライバは余裕を持ってカウンタステアに移行することが可能となる。

【0112】

[ドライバの介入許容作用]

強オーバーステアを助長する側にドライバが操舵した場合、増加したフリクションの影響で操舵を妨げる力が発生する。しかし、ドライバトルクに対するハンドルの動きの左右

10

20

30

40

50

差が減少するため、操舵をより容易に行えるメリットが生ずる。ハンドルに加わるトルクの合計は強オーバーステア助長側、反対側で以下ようになる。

【0113】

(a) ハンドル停止時

強オーバーステア助長側：(助長側への回転トルクをプラスとする)

トルク合計 =

ドライバトルク - 静フリクション + |トルクステア| - 静フリクション増分

反対側：(反対側への回転トルクをプラスとする)

トルク合計 = ドライバトルク - 静フリクション - |トルクステア|

非制御の場合、左右の差は(2 × |トルクステア|)であったものが、制御を施すことにより、(2 × |トルクステア| - 静フリクション増分)まで低減されている。 10

【0114】

(b) ハンドル回転時

強オーバーステア助長側：(助長側への回転トルクをプラスとする)

トルク合計 =

ドライバトルク - 動フリクション + |トルクステア| - 動フリクション増分

反対側：(反対側への回転トルクをプラスとする)

トルク合計 = ドライバトルク - 動フリクション - |トルクステア|

非制御の場合、左右の差は(2 × |トルクステア|)であったものが、制御を施すことにより、(2 × |トルクステア| - 動フリクション増分)まで低減されている。 20

このため、ドライバ介入が容易になる。また、この関係から判るように、静フリクション、動フリクションいずれか一方でも効果は発揮される。

【0115】

[ドライバとフリクション補正制御の干渉防止作用]

実施例4の制御により、左右の静/動フリクションは異なるものとなるが、この特性は把握しやすいものであり、その結果、人間と制御とのアンマッチによるハンチングは発生しない。また、フリクション力は操舵角速度にかかわらず一定であるため、操舵に応じた変化が生じないこともハンチングの発生防止を補うものである。また、一旦制御に入った後、制御が解除されるまでフリクションの増加分が変化しないことにより、ドライバはその特性を把握しやすくなり、干渉を防止することに効果がある。 30

【0116】

[フリクション増分補正作用]

一旦制御に入った場合、フリクション増分は固定されるが、その大きさは制御に入る前に補正することによりその効果を補強できる。図23にその効果を示す。このシミュレーションでは、フリクション増加分の補正の有無を比較するものである。

【0117】

トルクステアは図22と比較して増加しているが、これはブレーキ量(左右ブレーキ力の偏差)により予測可能である。そして、トルクステア予測値に応じて増加分補正量を多くすることにより、トルクステアの強さにかかわらず、ステア量を低減できる。

【0118】

[制御レスポンス向上作用]

ブレーキ系は遅れ要素を含んでいる。逆にいうと、ブレーキ操作によるトルクステアは実際の操舵よりも前もって予測することが可能となる。また、フリクション補正制御はそれ自体により操舵トルクを発生することがないため、予測直後にフリクション補正制御を作動させることができる。すなわち、制御遅れが発生しないため、ステア量低減に効果的である。

【0119】

次に、効果を説明する。

実施例4の電動パワーステアリングシステムにあっては、実施例1の効果(1)~(5)に加え、以下に列挙する効果が得られる。 50

【0120】

(9) 左側タイヤと右側タイヤで路面摩擦係数が異なる路面であるスプリット μ 路を判断するスプリット μ 路判断手段(ステップS31)と、ドライバのブレーキ操作を検知するブレーキ操作検知手段(ステップS32)と、を備え、仮想ステアリングモデル82"は、操舵系のフリクションを模して再現し、ハンドル端トルクにフリクショントルクを加えるフリクションモデル82gと、走行路がスプリット μ 路であると判断され、かつドライバのブレーキ操作が検知されたとき、高 μ 路側への操舵を阻む方向に発生するフリクショントルクをより大きな値に補正するフリクション補正部82hと、を備える。よって、ドライバにカウンタステアを与える余裕を提供し、かつカウンタステア時の操縦性悪化を防止することにより、強オーバーステアの発生を抑制できる。

10

【0121】

(10) フリクションは、ハンドル停止時に発生する静フリクションおよびハンドル回転時に発生する動フリクションとしたため、ハンドル停止時とハンドル回転時で、フリクション補正制御により強オーバーステアの発生を抑制できる。また、ドライバに違和感を与えることの無いより現実に近いフリクション変化を実現できる。

【0122】

(11) 左右ブレーキ力の偏差により生じるトルクステアの大きさを予測するトルクステア予測手段(ステップS22)を備え、フリクション補正部82hは、ドライバのブレーキ操作開始直後に、トルクステアの予測値が大きい程、フリクショントルクをより増加させる(ステップS23, ステップS24)。よって、トルクステアの大きさ(強さ)にかかわらず、ステア量を低減できる。

20

【0123】

(12) フリクション補正部82hは、一旦増加させたフリクショントルクの値を維持するため、フリクション補正制御が解除されるまでフリクション増加分を変化させないことで、ドライバに操舵特性を把握させやすくすることができ、結果としてドライバとフリクション補正制御との干渉を防止することができる。

【0124】

(他の実施例)

以上、本発明を実施するための最良の形態を、実施例1~4に基づいて説明したが、本発明の具体的な構成は、各実施例に限定されるものではなく、発明の要旨を変更しない設計変更等があっても本発明に含まれる。

30

【0125】

例えば、モータとコラムシャフトとの間に減速器を設けず、モータが直接コラムシャフトに操舵トルクを与える構成としても良い。また、コラムシャフトの外部入力を検出する手段としては、ラック軸力センサに加え、ヨーレートセンサや横Gセンサ等を設けた構成としても良い。

【0126】

各実施例では、目標操舵角から算出した電流指令値によりモータを駆動制御する例を示したが、目標操舵角から電圧指令値を算出し、この電圧指令値に応じてモータの駆動を制御する構成としても良い。この場合、コントローラは、ドライバを介さずモータに直接指令電圧を印加する。

40

【0127】

実施例4では、パワーステアリングシステムをハードウェアの前提で説明したが、図24に示すように、ハンドルとタイヤとが分割されたステア・バイ・ワイヤに適用した場合でも、実施例4と同様の作用効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【0128】

【図1】実施例1の電動パワーステアリングシステムの全体構成図である。

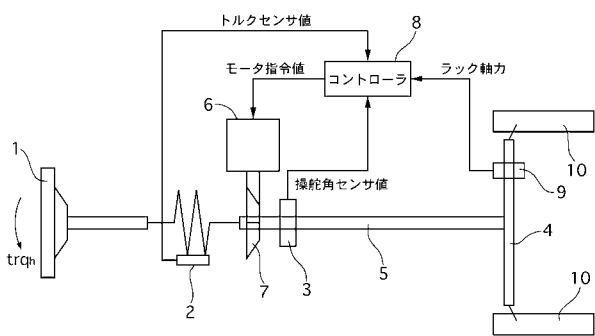
【図2】実施例1のコントローラの制御ブロック図である。

【図3】実施例1の仮想ステアリングモデルの制御ブロック図である。

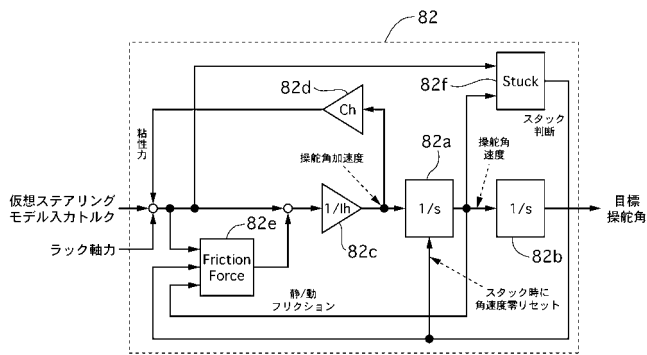
50

- 【図 4】実施例 1 のトルク生成部の制御ブロック図である。
- 【図 5】コントローラ 8 で実行される操舵角サーボ制御処理の流れを示すフローチャートである。
- 【図 6】従来例を示す図である。
- 【図 7】実施例 1 の漸近モデル（仮想ステアリングモデル）である。
- 【図 8】実施例 2 のトルク生成部の制御ブロック図である。
- 【図 9】実施例 3 のステア・バイ・ワイヤシステムを示す全体構成図である。
- 【図 10】電動パワーステアリングに適用した場合の操舵角サーボの設計対象である。
- 【図 11】ステア・バイ・ワイヤに適用した場合の操舵角サーボの設計対象である。
- 【図 12】実施例 4 の電動パワーステアリングシステムの全体構成図である。 10
- 【図 13】実施例 4 のコントローラ 8 "の制御ブロック図である。
- 【図 14】実施例 4 の仮想ステアリングモデル 8 2 "である。
- 【図 15】実施例 4 のフリクション補正部 8 2 h で実行されるフリクション補正制御処理の流れを示すフローチャートである。
- 【図 16】実施例 4 のフリクション補正部 8 2 h で実行されるフリクション増加補正制御処理の流れを示すフローチャートである。
- 【図 17】 μ スプリット制御部 8 4 で実行されるフリクションフラグ設定制御処理の流れを示すフローチャートである。
- 【図 18】スプリット μ 路での左右ブレーキ力差の発生原理を示す図である。
- 【図 19】スプリット μ 路でのトルクステア発生原理を示す図である。 20
- 【図 20】スプリット μ 路での前輪横力の発生原理を示す図である。
- 【図 21】実施例 4 の等価モデルである。
- 【図 22】実施例 4 の強オーバーステア抑制作用を示すシミュレーション結果である。
- 【図 23】実施例 4 のトルクステアの強さに応じたフリクション増分補正作用を示すシミュレーション結果である。
- 【図 24】ステア・バイ・ワイヤに適用した場合の操舵角サーボの設計対象である。
- 【符号の説明】
- 【0129】
- 1 ハンドル
 - 2 操舵トルクセンサ 30
 - 3 操舵角センサ
 - 4 ラック
 - 5 コラムシャフト
 - 6 アシストモータ
 - 7 減速器
 - 8 コントローラ
 - 8 1 操舵角サーボ
 - 8 2 仮想ステアリングモデル
 - 8 3 トルク生成部
 - 9 ラック軸力センサ 40
 - 10 操向輪

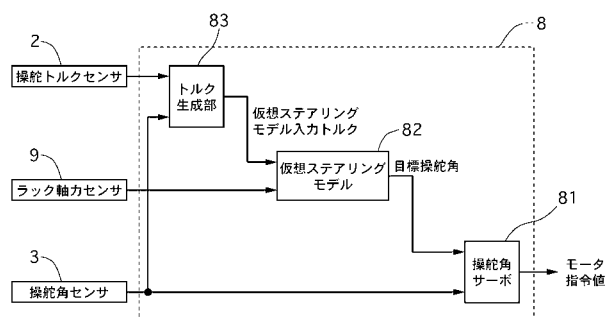
【 図 1 】



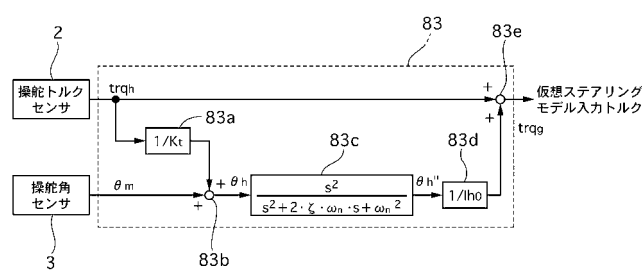
【 図 3 】



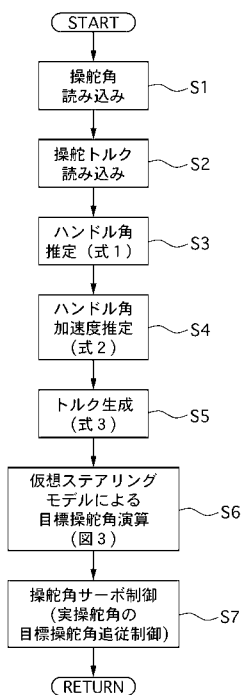
【 図 2 】



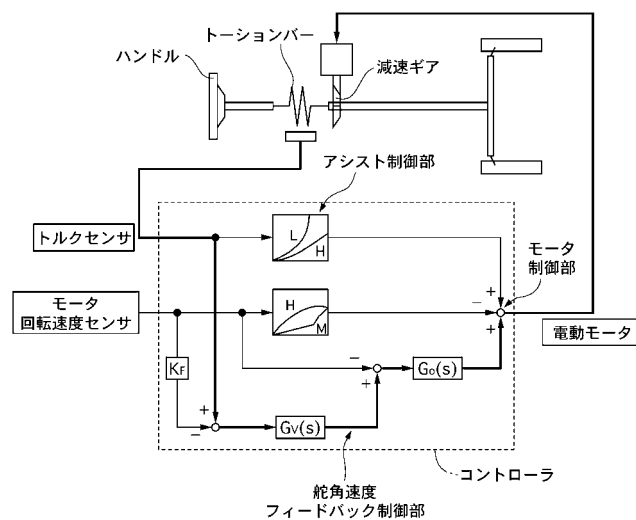
【 図 4 】



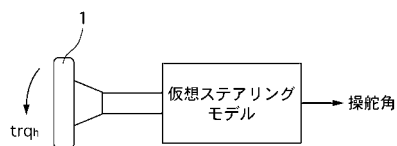
【 図 5 】



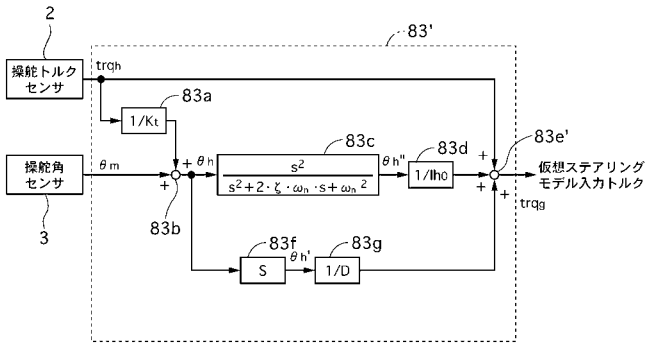
【 図 6 】



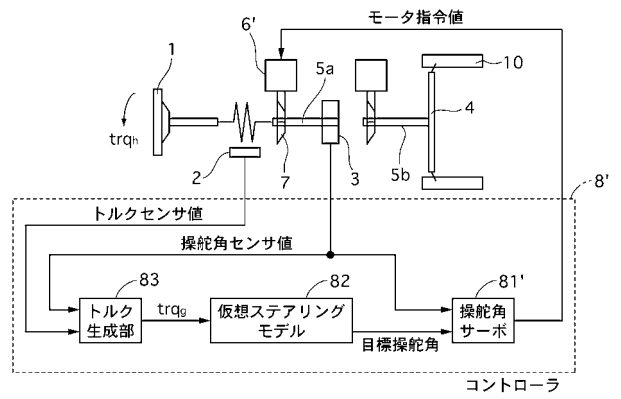
【 図 7 】



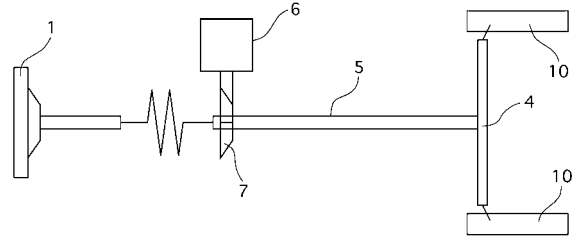
【 図 8 】



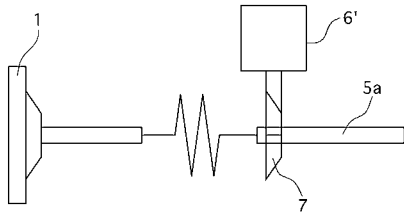
【 図 9 】



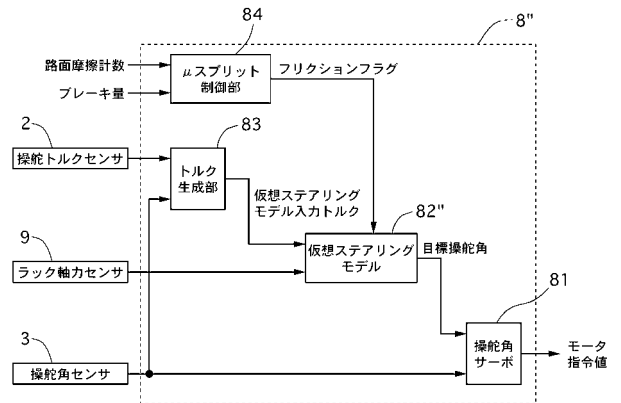
【 図 10 】



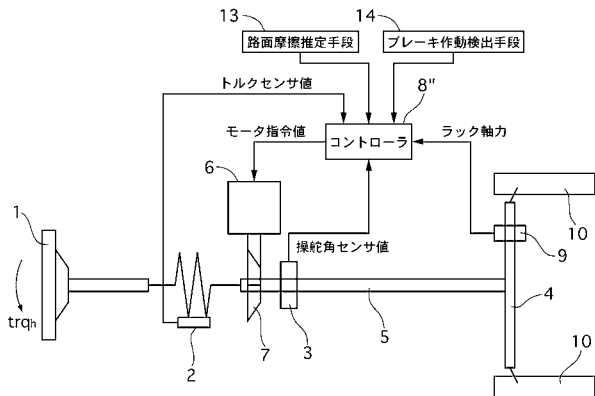
【 図 11 】



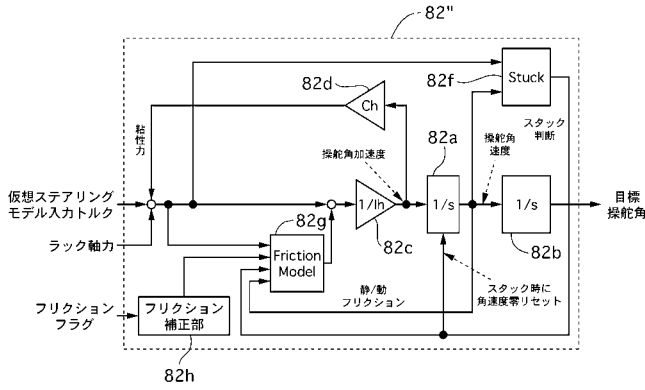
【 図 13 】



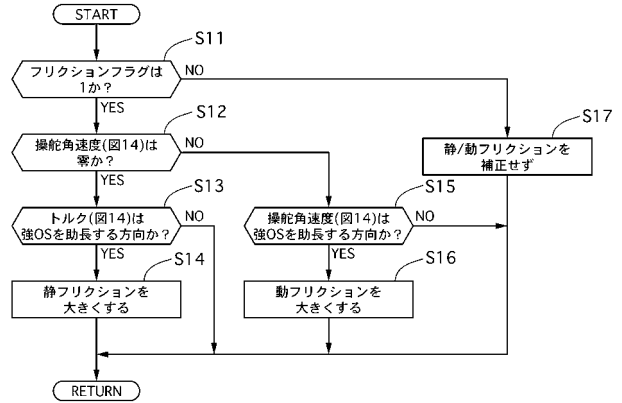
【 図 12 】



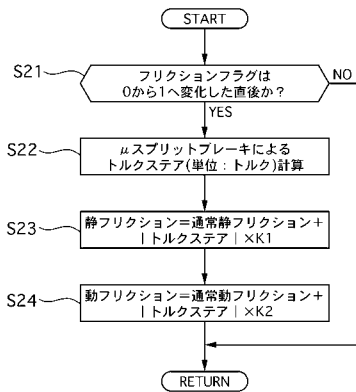
【 図 1 4 】



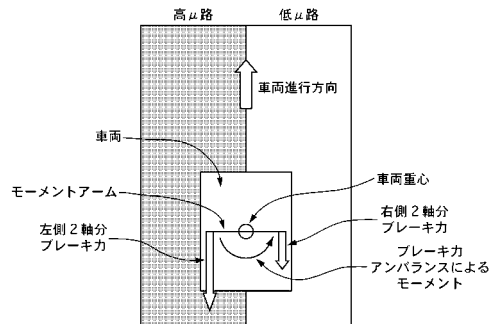
【 図 1 5 】



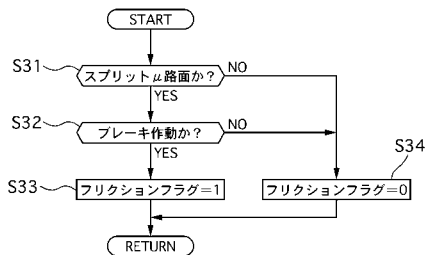
【 図 1 6 】



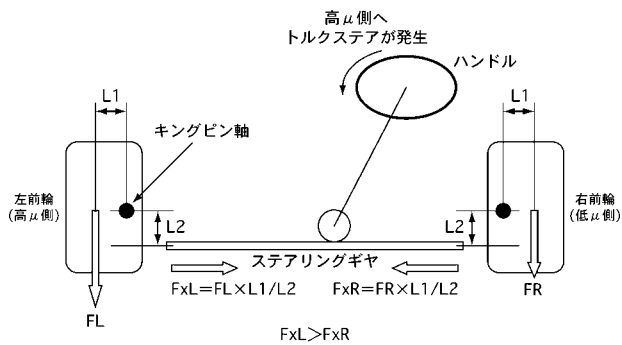
【 図 1 8 】



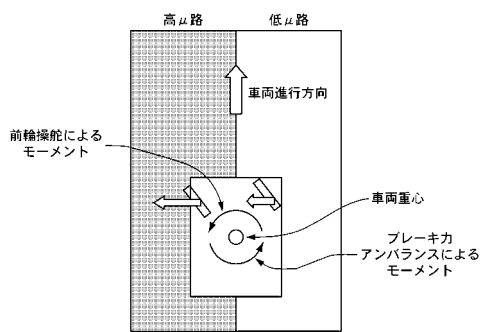
【 図 1 7 】



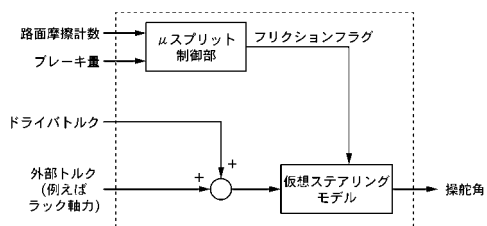
【 図 1 9 】



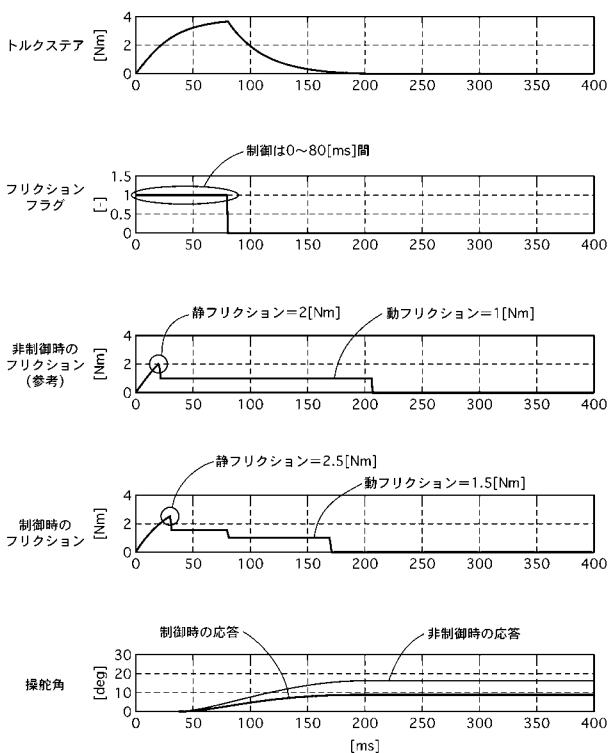
【 図 2 0 】



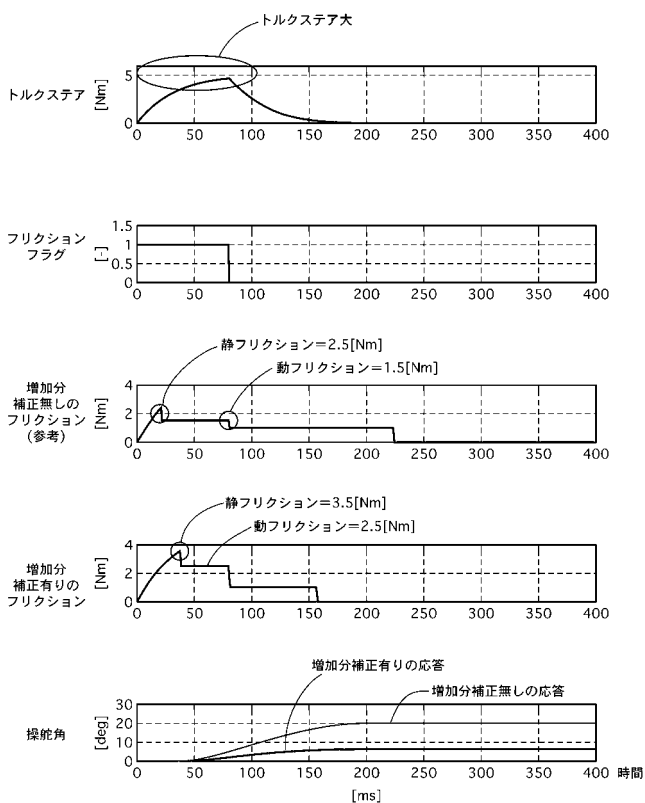
【 図 2 1 】



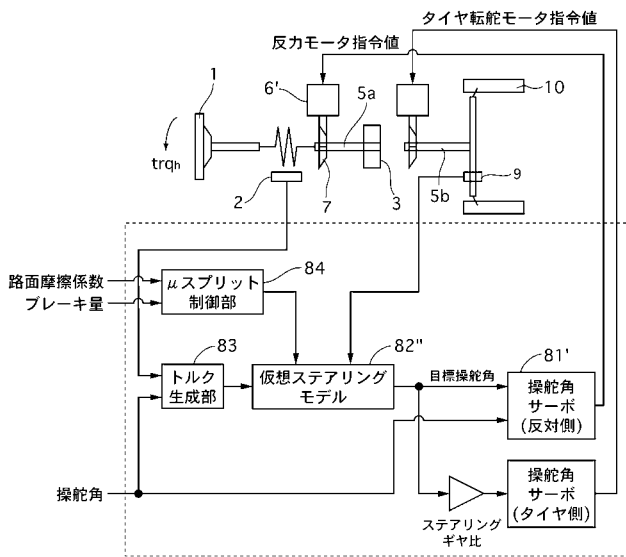
【 図 2 2 】



【 図 2 3 】



【 図 2 4 】



フロントページの続き

F ターム(参考) 3D232 CC02 CC03 CC05 CC08 CC16 CC18 DA03 DA09 DA15 DA63
DA82 DA93 DA99 DC01 DC02 DC03 DC08 DC21 DD01 DD02
DD06 DD07 DD08 DD17 EA01 EB11 EB12 EB16 EC22 EC37
FF01 GG01
3D233 CA03 CA16 CA17 CA19 CA20 CA21 CA35