

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5327331号
(P5327331)

(45) 発行日 平成25年10月30日(2013.10.30)

(24) 登録日 平成25年8月2日(2013.8.2)

(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 101/00	(2006.01)	B 6 2 D 101:00
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

請求項の数 13 (全 35 頁)

(21) 出願番号 特願2011-537079 (P2011-537079)
 (86) (22) 出願日 平成21年10月21日(2009.10.21)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2009/068443
 (87) 国際公開番号 W02011/048702
 (87) 国際公開日 平成23年4月28日(2011.4.28)
 審査請求日 平成23年11月15日(2011.11.15)

(73) 特許権者 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74) 代理人 110000213
 特許業務法人プロスペック特許事務所
 (72) 発明者 藤本 雅樹
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 (72) 発明者 河西 栄治
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
 審査官 佐々木 智洋

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の電動パワーステアリング装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

運転者による操舵ハンドルの回動操作によって車両の転舵輪を転舵するために入力される操作力を検出する操作力検出手段と、運転者による前記操舵ハンドルの回動操作に対してアシスト力を付与する電動モータと、前記操作力検出手段によって検出された操作力に対応するアシスト力に基づいて前記電動モータの作動を制御する制御手段とを備えた車両の電動パワーステアリング装置において、

前記制御手段が、

車両の車速を検出する車速検出手段と、

車両の前後左右輪にそれぞれ設けられて各輪の車輪速度を検出する車輪速度検出手段と

10

前記操作力検出手段の異常を判定する異常判定手段と、

前記異常判定手段によって前記操作力検出手段の異常が判定されると、前記車輪速度検出手段によって検出された前記各輪の車輪速度のうち、前輪側の左右輪の車輪速度を用いて前記転舵輪の第1舵角を演算するとともに後輪側の左右輪の車輪速度を用いて前記転舵輪の第2舵角を演算し、これら第1舵角および第2舵角を用いて車両旋回時における前記転舵輪の舵角を推定する舵角推定手段と、

前記転舵輪の舵角および車両の車速と予め定めた関係にあつて前記車両の転舵輪を転舵する転舵機構に入力される軸力を、前記舵角推定手段によって推定された舵角および前記車速検出手段によって検出された車速を用いて推定する軸力推定手段と、

20

車両の車速と予め定めた関係にあつて運転者が前記操舵ハンドルを介して入力する目標操舵力を前記車速検出手段によって検出された車速を用いて決定し、この決定した目標操舵力と前記軸力推定手段によって推定された軸力とを用いて、運転者による前記操舵ハンドルの回動操作に対して付与するアシスト力を演算するアシスト力演算手段と、

前記アシスト力演算手段によって演算されたアシスト力に基づいて前記電動モータの作動を制御する作動制御手段と、

前記操舵ハンドルの回動操作速度を検出する操作速度検出手段とを備え、

前記舵角推定手段が、

前記車輪速度検出手段によって検出された前記各輪の車輪速度を所定のカットオフ周波数によりローパスフィルタ処理するフィルタ処理手段を有しており、

前記フィルタ処理手段は、

前記操作速度検出手段によって検出された回動操作速度の増加に伴つて前記カットオフ周波数を大きな周波数に変更し、前記検出された回動操作速度の減少に伴つて前記カットオフ周波数を小さな周波数に変更して、前記車輪速度検出手段によって検出された各輪の車輪速度をローパスフィルタ処理することを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

【請求項 3】

請求項 1 に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記操作速度検出手段は、

前記電動モータの回転作動における回転速度を検出し、この検出された電動モータの回転速度を用いて前記操舵ハンドルの回動操作速度を検出することを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

【請求項 4】

請求項 1 または請求項 3 に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記舵角推定手段は、

車両の転舵輪の実際の舵角に対する検出舵角の比を表し、予め実験により設定される車両のオーバーオールギア比を用いて、前記転舵輪の第 1 舵角および第 2 舵角を演算することを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

【請求項 5】

請求項 1、請求項 3 及び請求項 4 のうちのいずれか一つに記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記舵角推定手段は、

前記車輪速度検出手段によって検出された前記各輪の車輪速度のうち、前記前輪側の左右輪の車輪速度の差を用いて演算した前記転舵輪の第 1 舵角と、前記後輪側の左右輪の車輪速度の差を用いて演算した前記転舵輪の第 2 舵角とを平均して、車両旋回時における前記転舵輪の舵角を推定することを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

【請求項 6】

請求項 1、請求項 3、請求項 4 及び請求項 5 のうちのいずれか一つに記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記車速検出手段によって検出された車速が予め設定された車速以下であるときに、前記舵角推定手段は、前記演算した前記転舵輪の第 1 舵角と、前記演算した前記転舵輪の第 2 舵角とを、それぞれ、「0」に演算することを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

【請求項 7】

請求項 1 に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記軸力推定手段が、

前記操舵ハンドルの回動操作速度および車両の車速と予め定めた関係にあつて前記推定された軸力を補正する補正軸力を、前記操作速度検出手段によって検出された回動操作速度および前記車速検出手段によって検出された車速を用いて演算する補正軸力演算手段を備えたことを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

10

20

30

40

50

【請求項 8】

請求項 7 に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記操舵ハンドルの回動操作速度、前記車両の車速および前記補正軸力の関係のうち、前記操舵ハンドルの回動操作速度と前記補正軸力との関係が、少なくとも、前記操舵ハンドルの回動操作速度が予め設定された第 1 の回動操作速度未満であるときに前記操舵ハンドルの回動操作速度の増加に伴って前記補正軸力が増加し、前記操舵ハンドルの回動操作速度が前記第 1 の回動操作速度よりも大きく予め設定された第 2 の回動操作速度以上であるときに前記操舵ハンドルの回動操作速度の増加に伴って前記補正軸力が減少するように予め定めた関係であり、

前記補正軸力演算手段は、前記予め定めた関係に基づいて、前記補正軸力を前記操作速度検出手段によって検出された回動操作速度を用いて演算することを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

10

【請求項 9】

請求項 7 または請求項 8 に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記操舵ハンドルの回動操作速度、前記車両の車速および前記補正軸力の関係のうち、前記車両の車速と前記補正軸力との関係が、少なくとも、前記車両の車速の増加に伴って前記補正軸力が予め設定された所定の大きさに向けて減少するように予め定めた関係であり、

前記補正軸力演算手段は、前記予め定めた関係に基づいて、前記補正軸力を前記車速検出手段によって検出された車速を用いて演算することを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

20

【請求項 10】

請求項 1 に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記アシスト力演算手段は、

前記決定した目標操舵力の絶対値と前記軸力推定手段によって推定された軸力の絶対値とを比較し、前記推定された軸力の絶対値が前記目標操舵力の絶対値以下であるときに前記アシスト力を「0」に演算し、前記推定された軸力の絶対値が前記目標操舵力の絶対値よりも大きいときに前記推定された軸力から前記目標操舵力を減じて前記アシスト力を演算することを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

【請求項 11】

30

請求項 10 に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記アシスト力演算手段は、

前記車速検出手段によって検出された車速が予め設定された所定の車速未満であるときに前記検出された車速の増加に伴って前記目標操舵力の絶対値を増加させて決定し、前記検出された車速が前記予め設定された所定の車速以上であるときに前記検出された車速の増加に伴って前記目標操舵力の絶対値を一定にして決定することを特徴とする電動パワーステアリング装置。

【請求項 12】

請求項 1 に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記舵角推定手段が、前記前後左右輪のいずれかに発生したスリップの状態に応じて増減する前記第 1 舵角と前記第 2 舵角との差分を表す舵角差を演算し、

40

前記アシスト力演算手段が、

前記舵角推定手段によって演算された舵角差の大きさに基づき、前記演算されたアシスト力を前記前後左右輪のいずれかに発生したスリップの状態に応じて補正するアシスト力補正手段を備えたことを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

【請求項 13】

請求項 12 に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記アシスト力補正手段が、

前記舵角推定手段によって演算された舵角差を用いて、前記前後左右輪のいずれかに発生したスリップの状態に応じて前記アシスト力演算手段によって演算されたアシスト力の

50

大きさを補正するスリップゲインを決定するものであって、前記演算された舵角差が予め設定された第1の舵角差以上であるときに前記スリップゲインを減少させて決定し、前記演算された舵角差が前記第1の舵角差よりも大きく予め設定された第2の舵角差以上であるときに前記スリップゲインを「0」に決定するスリップゲイン決定手段と、

前記演算されたアシスト力に対して前記スリップゲイン決定手段によって決定されたスリップゲインを乗算して補正されたアシスト力を演算する補正アシスト力演算手段とを備えたことを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

【請求項14】

請求項13に記載した車両の電動パワーステアリング装置において、

前記アシスト力補正手段が、

前記舵角推定手段によって演算された舵角差が前記第2の舵角差未満となったとき、

前記アシスト力演算手段によって演算されたアシスト力が「0」でなければ、前記スリップゲイン決定手段が前記演算された舵角差を用いて決定する前記スリップゲインが「0」よりも大きくなることを禁止して前記スリップゲインを「0」に維持し、

前記演算されたアシスト力が「0」であれば、前記スリップゲイン決定手段が前記演算された舵角差を用いて決定する前記スリップゲインを復帰させて、前記スリップゲインが「0」よりも大きくなることを許容するスリップゲイン復帰判定手段を備えたことを特徴とする車両の電動パワーステアリング装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、操舵ハンドルの回動操作に対してアシスト力を付与する電動モータを備えた車両の電動パワーステアリング装置に関し、特に、運転者による操舵ハンドルの回動操作によって入力される操作力を検出する操作力検出手段に異常が発生した場合であっても適切なアシスト力の付与を継続する電動パワーステアリング装置に関する。

【背景技術】

【0002】

操作力検出手段によって検出し、この検出された操作力に基づいて電動モータを制御してアシスト力を付与する電動パワーステアリング装置は、操作力検出手段に異常が発生した場合に誤出力を防止する観点から、一般的に、アシスト力を速やかに減少させて電動モータの作動を停止させるフェールセーフ機構を備えている。しかし、車両が走行しているときに操作力検出手段に異常が発生してアシスト力の付与がなくなると、運転者が操舵ハンドルを回動操作するときの負担は大きくなる。したがって、操作力検出手段に異常が発生した場合であっても、電動パワーステアリング装置は、できる限り電動モータを作動させてアシスト力の付与を継続することが望まれている。

このため、近年、操作力検出手段に異常が発生した場合であっても、アシスト力を継続して付与できる電動パワーステアリング装置は盛んに研究され提案されている。例えば、特開2009-6985号公報には、路面からの反力を考慮して操舵補助力の発生を継続する電動パワーステアリング装置が示されている。この従来の電動パワーステアリング装置は、ステアリング系に入力される操舵トルクを検出する操舵トルク検出手段と、この操舵トルク検出手段によって検出された操舵トルクに基づいて操舵補助トルク指令値を演算する第1のトルク指令値演算手段とを備えている。また、この従来の電動パワーステアリング装置は、路面からステアリング機構に伝達されるセルフアライニングトルクを推定するセルフアライニング推定手段と、この推定されたセルフアライニングトルクに基づいて操舵補助トルク指令値を演算する第2のトルク指令値演算手段とも備えている。ここで、セルフアライニング推定手段は、ステアリング機構の操舵角に基づいてセルフアライニングトルクを推定することができ、ステアリング機構の操舵角は、車両の前輪左右の車輪速に基づいて算出することができるようになっている。

この従来の電動パワーステアリング装置においては、操舵トルク検出手段の異常を検出するトルク検出部異常検出手段が操舵トルク検出手段の異常を検出すると、第1のトルク

10

20

30

40

50

指令値演算手段に代えて第2のトルク指令値演算手段を用いる。そして、第2の指令値演算手段によって演算された操舵補助トルク指令値を用いて、操舵補助トルクの発生を継続するようになっている。

ここで、車輪速を用いた操舵角の検出に関して、例えば、特開2005-98827号公報には、車両の4輪それぞれに設けられた車輪回転速度センサから入力した前後左右2輪ずつの車輪回転速度の関係を比較することによって4輪のスリップを検知し、スリップしている車輪以外の車輪の車輪回転速度を用いて操舵角を推定する車両用操舵角推定装置が示されている。

また、例えば、特開2008-249719号公報には、車両の4輪それぞれに設けられた車輪回転速度センサから入力した前左右2輪の車輪回転速度の回転速度比と、後左右2輪の車輪回転速度の回転速度比と、右前後2輪の車輪回転速度の回転速度比と、左前後2輪の車輪回転速度の回転速度比とを求め、これら各回転速度比を比較することによって4輪のスリップを検知し、スリップしている車輪を除いて求められる前記各回転速度比を用いて操舵角を推定する車両用操舵角推定装置が示されている。

また、例えば、特開平11-78924号公報には、操舵トルクセンサが故障しても操舵補助力をステアリング系に安定して供給する電動パワーステアリング装置が示されている。この従来の電動パワーステアリング装置は、操舵トルクセンサと、トルク信号検出器および故障検出手段を有する操舵トルク検出器とから成る操舵トルク検出手段を2つ備えている。そして、この従来の電動パワーステアリング装置は、故障検出手段からの故障信号に基づいて一方の操舵トルク検出手段から他方の操舵トルク検出手段へ切り替えることにより、装置の作動を継続させ、正確な操舵トルクに基づいて操舵補助力をステアリング系に供給するようになっている。

【発明の開示】

【0003】

ところで、操作力検出手段に異常が発生した場合に継続してアシスト力を付与するためには、運転者が操舵ハンドルを介して入力する操作力に対する抵抗力すなわち路面から車輪を介して入力する反力を正確に検出または推定する必要がある。そして、正確に検出または推定した反力をを用いてアシスト力を決定して付与する必要がある。

この点に関し、上記特開2009-6985号公報に示された電動パワーステアリング装置においては、反力として入力するセルフライニングトルクを操舵角や路面摩擦係数に基づいて推定するようになっている。この場合、セルフライニングトルクは路面摩擦係数に大きく依存して変化するものであるため、正確に路面摩擦係数を検出または推定する必要がある。このため、別途、車両にセンサを設ける必要がある。

また、セルフライニングトルクを操舵角に基づいて推定する場合には、操舵角を精度よく検出または推定する必要がある。この場合、上記特開2009-6985号公報に示された電動パワーステアリング装置においては、前輪左右の車輪速を用いて算出するようになっている。しかしながら、前輪左右の車輪速を用いて操舵角を算出するには、各車輪の回転状態を考慮しなければ、正確な操舵角を算出することは不能である。

このことに関し、例えば、特開2005-98827号公報および特開2008-249719号公報に示された車両用操舵角推定装置を利用すれば、車輪の回転状態として車輪に発生したスリップを考慮することができ、正確な操舵角を算出することが可能となる。ところが、特開2005-98827号公報および特開2008-249719号公報に示された車両用操舵角推定装置では、図18に示すように、車両が旋回するときには前後左右輪間で成立する周知のアッカーマン・ジャント理論に基づいて、下記Eq.(1)およびEq.(2)により操舵角を推定する。具体的には、前輪側の左右輪の車輪速度 f_L , f_R を用いた転舵輪の舵角としての操舵角 F_r と、後輪側の左右輪の車輪速度 r_L , r_R を用いた転舵輪の舵角としての操舵角 R_r とを推定する。

$$\theta Fr = \frac{1}{2} \arcsin \left\{ \frac{4L}{W} \times \left(\frac{\omega f L - \omega f R}{\omega f L + \omega f R} \right) \right\} \quad \dots \text{Eq. (1)}$$

$$\theta Rr = \arctan \left\{ \frac{2L}{W} \times \left(\frac{\omega r L - \omega r R}{\omega r L + \omega r R} \right) \right\} \quad \dots \text{Eq. (2)}$$

ただし、前記 Eq (1)、Eq (2) 中の L は車両のホイールベースを表し、W は車両のトレッド幅を表す。

ところで、アッカーマン・ジャントの理論を成立させるためには、図 18 において、車両旋回時における旋回内側転舵輪のアッカーマン角 R が旋回外側転舵輪のアッカーマン角 L よりも大きくなる必要がある。また、旋回内側転舵輪のアッカーマン角 R と旋回外側転舵輪のアッカーマン角 L との比、所謂、アッカーマン率が維持されることも必要な条件である。

しかし、一般的に、転舵輪が最大舵角付近まで転舵されると、車両のサスペンションジオメトリ特性により、アッカーマン率が低下すると言われている。したがって、前輪側が転舵輪である場合、前記 Eq . (1) により操舵角 Fr を推定して計算した場合には、特に、最大舵角付近での推定精度が悪化することになる。また、一般的に、転舵されない後輪側は車両の旋回に伴って引きずられながら旋回円上を移動する。したがって、このような後輪側の挙動を考慮することなく前記 Eq . (2) により操舵角 Rr を推定して計算した場合には、推定精度が悪化することになる。そして、このように操舵角 Fr および操舵角 Rr の推定精度が悪化すると、操舵角 Fr または操舵角 Rr を用いて推定される反力 (セルフアライニングトルク) の推定精度も悪化する。その結果、適切なアシスト力を付与することが難しくなる。

一方で、特開平 1 1 - 7 8 9 2 4 号公報に示された電動パワーステアリング装置のように、操作力検出手段 (操舵トルク検出手段) を複数備えて冗長系を構成すれば、適切なアシスト力を常に付与することが可能となる。しかし、この場合には、複数の操作力検出手段 (操舵トルク検出手段) を車両に搭載する必要があり、搭載スペースの確保やコストの観点から好ましくない。

本発明は、上記課題を解決するためになされたものであり、その目的は、操作力検出手段に異常が発生した場合であっても、簡略化した構成により適切なアシスト力を正確に決定し、このアシスト力を継続して付与する車両の電動パワーステアリング装置を提供することにある。

上記目的を達成するために、本発明の特徴は、運転者による操舵ハンドルの回動操作によって車両の転舵輪を転舵するために入力される操作力を検出する操作力検出手段と、運転者による前記操舵ハンドルの回動操作に対してアシスト力を付与する電動モータと、前記操作力検出手段によって検出された操作力に対応するアシスト力に基づいて前記電動モータの作動を制御する制御手段とを備えた車両の電動パワーステアリング装置において、前記制御手段が、車両の車速を検出する車速検出手段と、車両の前後左右輪にそれぞれ設けられて各輪の車輪速度を検出する車輪速度検出手段と、前記操作力検出手段の異常を判定する異常判定手段と、前記異常判定手段によって前記操作力検出手段の異常が判定されると、前記車輪速度検出手段によって検出された前記各輪の車輪速度のうち、前輪側の左右輪の車輪速度を用いて前記転舵輪の第 1 舵角を演算するとともに後輪側の左右輪の車輪速度を用いて前記転舵輪の第 2 舵角を演算し、これら第 1 舵角および第 2 舵角を用いて車両旋回時における前記転舵輪の舵角を推定する舵角推定手段と、前記転舵輪の舵角および車両の車速と予め定めた関係にあつて前記車両の転舵輪を転舵する転舵機構に入力される軸力を、前記舵角推定手段によって推定された舵角および前記車速検出手段によって検出された車速を用いて推定する軸力推定手段と、車両の車速と予め定めた関係にあつて運転者が前記操舵ハンドルを介して入力する目標操舵力を前記車速検出手段によって検出された車速を用いて決定し、この決定した目標操舵力と前記軸力推定手段によって推定された

10

20

30

40

50

軸力とを用いて、運転者による前記操舵ハンドルの回動操作に対して付与するアシスト力を演算するアシスト力演算手段と、前記アシスト力演算手段によって演算されたアシスト力に基づいて前記電動モータの作動を制御する作動制御手段とを備えたことにある。

これによれば、異常判定手段によって操作力検出手段の異常が判定された場合、舵角推定手段は、前輪側の左右輪の車輪速度を用いて転舵輪の第1舵角を演算し、後輪側の左右輪の車輪速度を用いて転舵輪の第2舵角を演算することができる。そして、舵角推定手段は、この演算した第1舵角および第2舵角を用いて車両旋回時における転舵輪の舵角を推定することができる。これにより、例えば、上述したアッカーマン・ジャント理論に基づいて転舵輪の舵角を推定しても、前輪側（転舵輪側）におけるアッカーマン率の低下に伴う推定精度の悪化や後輪側における引きずり発生に伴う推定精度の悪化を抑制することができる。また、第1舵角および第2舵角を用いることにより、例えば、車輪速度検出手段によって検出される各輪の車輪速度のいずれかに異常が発生しても、転舵輪の舵角の推定に関し、この異常による影響を受けにくいロバストな冗長系を構成することができる。したがって、舵角推定手段は、精度よく、転舵輪の舵角を推定することができる。

10

ここで、舵角推定手段が精度よく転舵輪の舵角を推定することができるため、転舵輪の舵角を検出する舵角センサが不要となる。これにより、搭載スペースの確保が不要となるとともに、大幅なコストダウンが可能となる。また、例えば、本来舵角センサを搭載していない車両においても、操作力検出手段に異常が発生した場合に電動パワーステアリング装置を継続して作動させることができる。

また、軸力推定手段は、舵角推定手段によって精度よく推定された転舵輪の舵角を用いて、転舵機構に入力される軸力を精度よく推定することができる。また、アシスト力演算手段は、車速に基づいて決定される目標操舵力と軸力推定手段によって精度よく推定された軸力とを用いて、運転者による操舵ハンドルの回動操作に対して付与するアシスト力を演算することができる。そして、作動制御手段が演算されたアシスト力が付与されるように、電動モータの作動を制御することができる。

20

したがって、操作力検出手段に異常が発生した場合であっても、転舵輪の舵角および転舵機構に入力される軸力を正確に推定してアシスト力を決定し、運転者による操舵ハンドルの回動操作に対して適切なアシスト力の付与を継続することができる。これにより、運転者が操舵ハンドルを回動操作するときの負担を大幅に軽減することができる。

この場合、前記制御手段が、前記操舵ハンドルの回動操作速度を検出する操作速度検出手段を備え、前記舵角推定手段が、前記車輪速度検出手段によって検出された前記各輪の車輪速度を所定のカットオフ周波数によりローパスフィルタ処理するフィルタ処理手段を有しており、前記フィルタ処理手段は、前記操作速度検出手段によって検出された回動操作速度の増加に伴って前記カットオフ周波数を大きな周波数に変更し、前記検出された回動操作速度の減少に伴って前記カットオフ周波数を小さな周波数に変更して、前記車輪速度検出手段によって検出された各輪の車輪速度をローパスフィルタ処理するとよい。この場合、前記操作速度検出手段は、例えば、前記電動モータの回転作動における回転速度を検出し、この検出された電動モータの回転速度を用いて前記操舵ハンドルの回動操作速度を検出するとよい。

30

これらによれば、フィルタ処理部は、車輪速度検出手段によって検出された各輪の車輪速度をローパスフィルタ処理することができる。これにより、車輪速度検出手段から出力される各輪の車輪速度を表す信号のノイズ成分を除去することができ、舵角推定手段によって演算される第1舵角、第2舵角および転舵輪の舵角の演算精度をさらに向上させることができる。

40

また、フィルタ処理部は、操作速度検出手段によって検出された操舵ハンドルの回動操作速度に応じてローパスフィルタ処理に用いるカットオフ周波数を変更することができる。すなわち、フィルタ処理部は、検出された回動操作速度が増加、言い換えれば、運転者によって素早く操舵ハンドルが回動操作されているときにはカットオフ周波数を大きな周波数に変更し、検出された回動操作速度が減少、言い換えれば、運転者によってゆっくり操舵ハンドルが回動操作されているときにはカットオフ周波数を小さな周波数に変更する

50

ことができる。

これにより、特に、回動操作速度が大きいときにローパスフィルタ処理に伴って発生する信号の位相遅れを効果的に防止することができる。したがって、舵角推定手段は第1舵角および第2舵角を遅れなく演算することができるとともに演算精度を向上させることができる。これにより、軸力推定部が速やかに軸力を推定することができ、アシスト力演算手段が速やかにアシスト力を演算することができる。その結果、運転者による操舵ハンドルの回動操作に対して遅れなく、すなわち、良好な追従性を確保してアシスト力を付与することができる。

さらに、例えば、操舵ハンドルの回動操作に同期して回転する電動モータの回転速度を用いて運転者による操舵ハンドルの回動操作速度を検出することにより、他のセンサを利用することなく簡略化した構成により、操舵ハンドルの回動操作速度を検出することができる。これにより、コストダウンが可能となる。

また、これらの場合、前記舵角推定手段は、車両の転舵輪の実際の舵角に対する検出舵角の比を表し、予め実験により設定される車両のオーバーオールギア比を用いて、前記転舵輪の第1舵角および第2舵角を演算することができる。

このように、車両のオーバーオールギア比を用いて第1舵角および第2舵角を演算することにより、例えば、サスペンションジオメトリ特性に起因した第1舵角および第2舵角の演算誤差を低減することができる。すなわち、車両のオーバーオールギア比を用いることによって、上述したアッカーマン・ジャント理論に基づいて転舵輪の舵角を推定しても、前輪側（転舵輪側）におけるアッカーマン率の低下や後輪側における引きずり発生に伴う推定精度の悪化をより抑制することができる。したがって、舵角推定手段は、精度よく、転舵輪の舵角を推定することができる。

また、これらの場合、前記舵角推定手段は、前記車輪速度検出手段によって検出された前記各輪の車輪速度のうち、前記前輪側の左右輪の車輪速度の差を用いて演算した前記転舵輪の第1舵角と、前記後輪側の左右輪の車輪速度の差を用いて演算した前記転舵輪の第2舵角とを平均して、車両旋回時における前記転舵輪の舵角を推定することもできる。

このように、舵角推定手段が第1舵角と第2舵角とを平均して転舵輪の舵角を推定することにより、例えば、上述したアッカーマン・ジャント理論に基づいて転舵輪の舵角を推定しても、前輪側（転舵輪側）におけるアッカーマン率の低下に伴う推定精度の悪化と後輪側における引きずり発生に伴う推定精度の悪化の影響を相殺することができる。したがって、舵角推定手段は、精度よく、転舵輪の舵角を推定することができる。

さらに、これらの場合、前記車速検出手段によって検出された車速が予め設定された車速以下であるときに、前記舵角推定手段は、前記演算した前記転舵輪の第1舵角と、前記演算した前記転舵輪の第2舵角とを、それぞれ、「0」に演算するとよい。

これによれば、車輪速度検出手段が各輪の車輪速度を正確に検出できない可能性のある低車速域においては、第1舵角および第2舵角を「0」として演算することができる。これにより、誤った転舵輪の舵角を推定することを防止することができ、運転者による操舵ハンドルの回動操作に対して、不適切なアシスト力が付与されることを防止することができる。

また、本発明の他の特徴は、前記制御手段が、前記操舵ハンドルの回動操作速度を検出する操作速度検出手段を備えており、前記軸力推定手段が、前記操舵ハンドルの回動操作速度および車両の車速と予め定めた関係にあつて前記推定された軸力を補正する補正軸力を、前記操作速度検出手段によって検出された回動操作速度および前記車速検出手段によって検出された車速を用いて演算する補正軸力演算手段を備えたことにもある。

これによれば、補正軸力演算手段は、運転者による操舵ハンドルの回動操作速度および車速に基づいて、軸力推定手段によって推定された軸力を補正する補正軸力を演算することができる。すなわち、補正軸力を演算して軸力推定手段によって推定された軸力を補正することにより、運転者による操舵ハンドルの回動操作状態を反映して、推定された軸力に軸力差、言い換えれば、推定された軸力に対してヒステリシス特性を付与することができる。したがって、運転者による操舵ハンドルの回動操作状態に応じて適切な軸力を推定

10

20

30

40

50

することができるため、操舵ハンドルを回動操作したときに運転者が違和感を覚えることを効果的に防止することができる。

ここで、運転者による操舵ハンドルの回動操作速度（回動操作状態）に基づいて演算される補正軸力としては、例えば、転舵輪が転舵するときに路面との間で発生する摩擦力に起因して転舵機構に入力される軸力を考慮して演算されるとよい。この場合、転舵輪と路面との間で発生する摩擦力は、運転者による操舵ハンドルの回動操作速度（回動操作状態）および車速に応じて、大きさおよび作用方向が異なるものとなる。

また、補正軸力の演算に関し、前記操舵ハンドルの回動操作速度、前記車両の車速および前記補正軸力の関係のうち、前記操舵ハンドルの回動操作速度と前記補正軸力との関係が、少なくとも、前記操舵ハンドルの回動操作速度が予め設定された第1の回動操作速度未満であるときに前記操舵ハンドルの回動操作速度の増加に伴って前記補正軸力が増加し、前記操舵ハンドルの回動操作速度が前記第1の回動操作速度よりも大きく予め設定された第2の回動操作速度以上であるときに前記操舵ハンドルの回動操作速度の増加に伴って前記補正軸力が減少するように予め定めた関係であり、前記補正軸力演算手段は、前記予め定めた関係に基づいて、前記補正軸力を前記操作速度検出手段によって検出された回動操作速度を用いて演算するとよい。

これによれば、補正軸力演算手段は、運転者による操舵ハンドルの回動操作速度が第1の回動操作速度未満まで大きくなる状況においては補正軸力を増加させる。これにより、運転者は、操舵ハンドルの回動操作に対して、適切なアシスト力、言い換えれば、転舵輪の転舵に伴って入力する軸力（摩擦力）に起因する適切な大きさの反力を知覚することができる。一方、補正軸力演算手段は、運転者による操舵ハンドルの回動操作速度が第2の回動操作速度以上に大きくなる状況においては補正軸力を減少させる。これにより、運転者は、操舵ハンドルを素早く回動操作したときであっても、アシスト力不足を知覚する、言い換えれば、転舵輪の転舵に伴って入力する軸力（摩擦力）に起因する過大な反力を知覚することがない。

また、これらの場合、前記操舵ハンドルの回動操作速度、前記車両の車速および前記補正軸力の関係のうち、前記車両の車速と前記補正軸力との関係が、少なくとも、前記車両の車速の増加に伴って前記補正軸力が予め設定された所定の大きさに向けて減少するように予め定めた関係であり、前記補正軸力演算手段は、前記予め定めた関係に基づいて、前記補正軸力を前記車速検出手段によって検出された車速を用いて演算するとよい。

これによれば、補正軸力演算手段は、車両の車速の増加に伴って補正軸力を減少させることができる。したがって、低車速域において大きく演算される補正軸力により、例えば、軸力推定手段によって推定された軸力が大きくなるように補正することができる。このため、操舵ハンドルの回動操作に対して大きなアシスト力を付与させることにより、運転者は適切なアシスト力（小さな軸力）を知覚することができる。一方、車速が増加すると補正軸力が小さく演算されるため、補正軸力による推定された軸力の増加量が小さくなる。このため、操舵ハンドルの回動操作に対して小さなアシスト力を付与させることにより、運転者はしっかりとした反力（大きな軸力）を知覚することができる。なお、車速の増加に応じて補正軸力が減少することは、車両の車速が増加することに伴って、例えば、転舵輪と路面との間に発生する摩擦力が減少することに対応する。

また、本発明の他の特徴は、前記アシスト力演算手段は、前記決定した目標操舵力の絶対値と前記軸力推定手段によって推定された軸力の絶対値とを比較し、前記推定された軸力の絶対値が前記目標操舵力の絶対値以下であるときに前記アシスト力を「0」に演算し、前記推定された軸力の絶対値が前記目標操舵力の絶対値よりも大きいときに前記推定された軸力から前記目標操舵力を減じて前記アシスト力を演算することにもある。

これによれば、アシスト演算手段は、運転者が操舵ハンドルを介して入力すべき目標操舵力の絶対値と推定された軸力の絶対値とを比較することができる。そして、アシスト演算手段は、推定された軸力の絶対値が目標操舵力の絶対値以下であるときにはアシスト力を「0」に演算することができる。また、アシスト演算手段は、推定された軸力の絶対値が目標操舵力の絶対値よりも大きいときには推定された軸力から目標操舵力を減じてアシ

10

20

30

40

50

スト方向を加味したアシスト力を演算することができる。

これにより、推定された軸力の絶対値が目標操舵力の絶対値以下であるときには、運転者が操舵ハンドルを回動操作してもアシスト力は付与されない。言い換えれば、目標操舵力の絶対値がアシスト力を付与するときの不感帯の大きさとなる。一方、推定された軸力の絶対値が目標操舵力の絶対値よりも大きいときには、推定された軸力の絶対値が目標操舵力の絶対値（不感帯）を超えた分だけのアシスト力が付与されるため、運転者による操舵ハンドルの回動操作に対して最小限のアシストが可能となる。

また、この場合、前記アシスト力演算手段は、前記車速検出手段によって検出された車速が予め設定された所定の車速未満であるときに前記検出された車速の増加に伴って前記目標操舵力の絶対値を増加させて決定し、前記検出された車速が前記予め設定された所定の車速以上であるときに前記検出された車速の増加に伴って前記目標操舵力の絶対値を一定にして決定することができる。

10

これによれば、上述した不感帯の大きさに一致する目標操舵力の絶対値が低車速域では小さく決定される。このため、推定された軸力が小さい場合であってもアシスト力を付与することができる。したがって、低車速域においては、運転者は小さな操作力によって極めて容易に操舵ハンドルを回動操作することができて、車両の取り回し性を良好に確保することができる。

一方、所定の車速以上の中・高車速域では、目標操舵力の絶対値が一定の大きな値に決定される。このため、上述した不感帯の大きさが大きくなり、推定された軸力が小さい場合にはアシスト力が付与されない。したがって、中・高車速域においては、運転者は若干大きな操作力によって操舵ハンドルを回動操作する、言い換えれば、しっかりとした反力を知覚しながら操舵ハンドルを回動操作することができて、良好な走行安定性を確保することができる。

20

さらに、本発明の他の特徴は、前記舵角推定手段が、前記前後左右輪のいずれかに発生したスリップの状態に応じて増減する前記第1舵角と前記第2舵角との差分を表す舵角差を演算し、前記アシスト力演算手段が、前記舵角推定手段によって演算された舵角差の大きさに基づき、前記演算されたアシスト力を前記前後左右輪のいずれかに発生したスリップの状態に応じて補正するアシスト力補正手段を備えたことにもある。

これによれば、アシスト力補正手段は、舵角推定手段によって演算される第1舵角と第2舵角との舵角差に基づき、車輪の回転状態として前後左右輪のいずれかに発生したスリップの状態を判断することができる。すなわち、前後左右輪のいずれかにスリップが発生すると、前後左右輪の旋回中心は同一とならないため、その結果、舵角差が大きくなる。このため、舵角差が大きくなるに伴って、前後左右輪のいずれかにスリップ率の大きなスリップが発生していると判断することができる。

30

したがって、アシスト力補正手段は、演算された舵角差に基づき、言い換えれば、前後左右輪のいずれかに発生したスリップの状態に応じて、アシスト力の大きさを補正することができる。また、アシスト力補正手段は、演算された舵角差に基づいてスリップの発生を判断することができるため、他のセンサ（例えば、加速度センサやヨーレートセンサなど）を別途設ける必要がなく、コストダウンが可能となる。

この場合、前記アシスト力補正手段は、前記舵角推定手段によって演算された舵角差を用いて、前記前後左右輪のいずれかに発生したスリップの状態に応じて前記アシスト力演算手段によって演算されたアシスト力の大きさを補正するスリップゲインを決定するものであって、前記演算された舵角差が予め設定された第1の舵角差以上であるときに前記スリップゲインを減少させて決定し、前記演算された舵角差が前記第1の舵角差よりも大きく予め設定された第2の舵角差以上であるときに前記スリップゲインを「0」に決定するスリップゲイン決定手段と、前記演算されたアシスト力に対して前記スリップゲイン決定手段によって決定されたスリップゲインを乗算して補正されたアシスト力を演算する補正アシスト力演算手段とを備えることができる。

40

これによれば、スリップゲイン決定手段は、演算された舵角差に応じて、すなわち、前後左右輪のいずれかに発生したスリップの状態に応じて、スリップゲインを決定し、補正

50

アシスト力演算手段は、アシスト力演算手段によって演算されたアシスト力とスリップゲインを乗算して補正されたアシスト力を演算することができる。したがって、アシスト力補正手段は、演算された舵角差（すなわち、スリップ状態）の増加に応じて減少するスリップゲインを用いて、アシスト力演算手段によって演算されたアシスト力を低減することができる。このため、例えば、過剰なアシスト力の付与やスリップ輪で生じるセルフステアを確実に防止することができる。また、スリップゲイン決定手段は、スリップゲインを舵角差（スリップ状態）の増加に合わせて緩やかに減少させることができる。これにより、例えば、前後左右輪のいずれかにスリップが発生したときには、アシスト力補正手段は、アシスト力が緩やかに低減するように補正することができるため、アシスト力が急変することを確実に防止することができる。

10

また、この場合、前記アシスト力補正手段が、前記舵角推定手段によって演算された舵角差が前記第2の舵角差未満となったとき、前記アシスト力演算手段によって演算されたアシスト力が「0」でなければ、前記スリップゲイン決定手段が前記演算された舵角差を用いて決定する前記スリップゲインが「0」よりも大きくなることを禁止して前記スリップゲインを「0」に維持し、前記演算されたアシスト力が「0」であれば、前記スリップゲイン決定手段が前記演算された舵角差を用いて決定する前記スリップゲインを復帰させて、前記スリップゲインが「0」よりも大きくなることを許容するスリップゲイン復帰判定手段を備えることができる。

これによれば、スリップゲイン復帰判定手段は、スリップゲインが「0」の状態から「0」よりも大きな値に変化する状況において、アシスト力演算手段によって演算されたアシスト力の大きさに基づいて、スリップゲインの値を変更させるか否かを判定することができる。ここで、舵角差が第2の舵角差以上（例えば、スリップ率が「1」となる完全スリップ状態）において、例えば、偶然に舵角差が第2の舵角差未満になると、スリップゲイン決定手段はスリップゲインを「0」よりも大きな値に決定する場合がある。このとき、スリップゲイン復帰判定手段が設けられない場合には、例えば、「0」よりも大きなアシスト力が演算されていると、補正されたアシスト力が付与されるため、過剰なアシスト力の付与やスリップ輪でセルフステアが発生する可能性がある。

20

このため、スリップゲイン復帰判定手段は、上記状況において、演算されたアシスト力が「0」であるときに限り、「0」に維持しているスリップゲインを、スリップゲイン決定手段が舵角差に応じて「0」よりも大きな値に決定したスリップゲインの復帰を許容する。これにより、アシスト力の付与が不要となるまでスリップゲインを「0」に維持することができるため、過剰なアシスト力の付与やスリップ輪でセルフステアの発生を確実に防止することができる。

30

【図面の簡単な説明】

【0004】

図1は、本発明の実施形態に係る車両の電動パワーステアリング装置を示す概略図である。

図2は、図1の電子制御ユニットによって実行される制御処理を表すブロック図である。

図3は、図2の舵角推定部によって実行される制御処理を表すブロック図である。

40

図4は、操舵速度（モータ回転角速度）とカットオフ周波数との関係を示すグラフである。

図5A, Bは、アッカーマン・ジャント理論に基づいて推定される推定舵角と実験により検出された実舵角との関係を前輪側および後輪側について示した図である。

図6は、図2の軸力推定部によって実行される制御処理を表すブロック図である。

図7は、舵角推定部によって推定された推定舵角、車速および基本軸力の関係を示すグラフである。

図8は、転舵輪が転舵するときの力学的関係を説明するための図である。

図9は、車速と車速ゲインとの関係を示すグラフである。

図10は、操舵速度（モータ回転角速度）と摩擦補正軸力（ヒス幅）との関係を示すグ

50

ラフである。

図 1 1 は、舵角推定部によって推定された推定舵角と推定軸力との関係を示すグラフである。

図 1 2 は、図 2 のアシストトルク演算部によって実行される制御処理を表すブロック図である。

図 1 3 は、車速と目標操舵トルクとの関係を示すグラフである。

図 1 4 は、軸力推定部によって推定された推定軸力とアシストトルクとの関係を示すグラフである。

図 1 5 は、舵角推定部によって推定された推定舵角差とスリップゲインとの関係を示すグラフである。

図 1 6 は、図 1 2 のスリップゲイン復帰判定部によって実行されるスリップゲイン復帰判定プログラムを示すフローチャートである。

図 1 7 は、スリップゲインおよび補正アシストトルク変化を説明するためのタイムチャートである。

図 1 8 は、周知のアカーマン・ジャント理論に基づく転舵輪の舵角の推定を説明するための図である。

【発明を実施するための最良の形態】

【0005】

以下、本発明の実施形態に係る電動パワーステアリング装置について図面を用いて説明する。図 1 は、本実施形態として車両に搭載された電動パワーステアリング装置を概略的に示している。

この電動パワーステアリング装置は、転舵輪としての左右前輪 WfL , WfR を転舵させるために、運転者によって回動操作される操舵ハンドル 1 1 を備えている。操舵ハンドル 1 1 は操舵軸 1 2 の上端に固定されており、操舵軸 1 2 の下端は転舵機構としての転舵ギアユニット 2 0 に接続されている。

転舵ギアユニット 2 0 は、例えば、ラックアンドピニオン機構を採用したギアユニットであり、操舵軸 1 2 の下端に一体的に組み付けられたピニオンギア 2 1 の回転がラックバー 2 2 に伝達されるようになっている。ラックバー 2 2 は、その両端がタイロッド 2 3 およびナックル 2 4 を介して左右前輪 WfL , WfR に接続されている。また、転舵ギアユニット 2 0 には、運転者が操舵ハンドル 1 1 の回動操作によって左右前輪 WfL , WfR を転舵するために入力する操作力としての操舵トルク T を軽減するアシスト力（以下、このアシスト力をアシストトルク Ta という）を発生する電動モータ 2 5 が設けられている。この電動モータ 2 5 は、発生したアシストトルク Ta をラックバー 2 2 に対して伝達可能に組み付けられている。なお、電動モータ 2 5 については、アシストトルク Ta を発生可能であれば、ブラシレスモータやブラシモータなど、如何なる構造の電動モータを採用可能であるが、以下の説明においては、電動モータ 2 5 がブラシレスモータであるとして説明する。

この構成により、操舵ハンドル 1 1 から操舵軸 1 2 に入力された操舵トルク T がピニオンギア 2 1 を介してラックバー 2 2 に伝達されるとともに、電動モータ 2 5 が発生したアシストトルク Ta がラックバー 2 2 に伝達される。ラックバー 2 2 は、このように伝達される操舵トルク T およびアシストトルク Ta によって軸線方向に変位する。そして、このラックバー 2 2 の変位に伴ってタイロッド 2 3 およびナックル 2 4 を介して接続された左右前輪 WfL , WfR が左右に転舵されるようになっている。

次に、電動モータ 2 5 の作動を制御する制御手段としての電気制御装置 3 0 について説明する。電気制御装置 3 0 は、車輪速度検出手段としての車輪速センサ 3 1 a ~ 3 1 d、操作力検出手段としての操舵トルクセンサ 3 2、操作速度検出手段としてのモータ回転角センサ 3 3 および車速検出手段としての車速センサ 3 4 を備えている。車輪速センサ 3 1 a ~ 3 1 d は、図 1 に示すように、それぞれ、車両の左右前輪 WfL , WfR および左右後輪 WrL , WrR の近傍に設けられていて、各車輪 WfL , WfR , WrL , WrR の回転速度を検出して車輪速度 fL , fR , rL , rR を表す信号を出力する。な

10

20

30

40

50

お、車輪速度 f_L , f_R , r_L , r_R については、車両が前進しているときの値を正の値で表わし、車両が後進しているときの値を負の値で表わす。

操舵トルクセンサ32は、操舵軸12に組み付けられていて、操舵軸12に入力されたトルクを検出して操舵トルクTを表す信号を出力する。なお、操舵トルクTについては、操舵軸12を右方向に回転させるときの値を正の値で表わし、操舵軸12を左方向に回転させるときの値を負の値で表わす。モータ回転角センサ33は、電動モータ25に組み付けられていて、電動モータ25の回転角(電気角)を検出してモータ回転角 θ を表す信号を出力する。なお、モータ回転角 θ については、ラックバー22を右方向に変位させるときの値を正の値で表わし、ラックバー22を左方向に変位させるときの値を負の値で表わす。車速センサ34は、車両の車速を検出して車速Vを表す信号を出力する。

10

車輪速センサ31a~31d、操舵トルクセンサ32、モータ回転角センサ33および車速センサ34は、電子制御ユニット35に接続されている。電子制御ユニット35は、CPU、ROM、RAMなどからなるマイクロコンピュータを主要構成部品とするものであり、各種プログラムの実行により電動モータ25の作動を制御してアシストトルクT_aを発生させる。このため、電子制御ユニット35の出力側には、電動モータ25を駆動するための駆動回路36が接続されている。駆動回路36内には、電動モータ25に流れる駆動電流を検出するための電流検出器36aが設けられている。電流検出器36aによって検出された駆動電流は、電動モータ25の駆動を制御するために、電子制御ユニット35にフィードバックされている。

このように構成された電動パワーステアリング装置においては、電子制御ユニット35が主に操舵トルクセンサ32によって検出された操舵トルクTの大きさに応じてアシストトルクT_aを決定する。以下、操舵トルクセンサ32が操舵トルクTを正常に検出している場合に実行される通常制御について説明する。なお、この通常制御は、従来からよく知られた制御と同様であり、本発明に直接関係しないため、以下に簡単に説明しておく。

20

電子制御ユニット35は、操舵トルクセンサ32によって検出された操舵トルクTを表す信号および車速センサ34によって検出された車速Vを表す信号を入力する。電子制御ユニット35は、入力した操舵トルクTを表す信号をハイパスフィルタ処理して操舵トルクTを表す信号に含まれる外乱成分(低周波成分)を除去するとともに、運転者による操舵ハンドル11の回動操作と検出された操舵トルクTとの間に発生する位相差(位相遅れ)を補償する。そして、電子制御ユニット35は、この補償した操舵トルクTと車速Vとに基づいて、通常制御時におけるアシストトルクT_aを決定する。

30

また、電子制御ユニット35は、電動モータ25の回転作動に伴う慣性によって操舵ハンドル11の回動操作方向に発生する振動を抑制するダンピング制御および操舵ハンドル11を中立位置まで戻す戻し制御を実行する。すなわち、電子制御ユニット35は、モータ回転角センサ33によって検出されたモータ回転角 θ を時間微分してモータ回転角速度 $\dot{\theta}$ を計算し、このモータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の変化に基づいて操舵ハンドル11に発生している回動操作方向への振動を抑制するトルクを付与してダンピング制御を実行する。また、電子制御ユニット35は、モータ回転角 θ の変化に基づいて、左右前輪W_{fL}, W_{fR}の転舵方向が中立位置方向に変化した場合には、操舵ハンドル11を中立位置まで戻すトルクを付与して戻し制御を実行する。

40

このように、通常制御時におけるアシストトルクT_aとダンピング制御および戻し制御によるトルクとを決定すると、電子制御ユニット35は、これら各トルクを合算し、駆動回路36を駆動制御して合算したトルクに対応する駆動電流を電動モータ25に供給する。これにより、通常制御時においては、運転者は、操舵ハンドル11を極めて容易に回動操作できるとともに、不快な操舵ハンドル11の振動や戻し操作時に発生する違和感を知覚することなく、快適に操舵ハンドル11を回動操作することができる。

このように、通常制御においては、電子制御ユニット35は、操舵トルクセンサ32によって検出された操舵トルクTを用いて、言い換えれば、検出された操舵トルクTをフィードバックしてアシストトルクT_aを決定する。このため、操舵トルクセンサ32に異常が発生した場合には、運転者による操舵ハンドル11の回動操作に対し、電動モータ25

50

を駆動制御して適切なアシストトルク T_a を付与することができなくなる。そこで、電子制御ユニット 35 は、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生した場合には、上述したフィードバック制御としての通常制御からフィードフォワード制御としてのバックアップ制御に切り替える。そして、電子制御ユニット 35 は、バックアップ制御によって電動モータ 25 を駆動させて適切なアシストトルク T_a の付与を継続する。以下、このバックアップ制御を詳細に説明する。

バックアップ制御に切り替えるにあたり、電子制御ユニット 35 は、通常制御時において、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生しているか否かを判定する。この判定を具体的に例示して説明すると、電子制御ユニット 35 は、操舵トルクセンサ 32 から操舵トルク T を表す信号が入力できているか否かを判定する。すなわち、電子制御ユニット 35 は、操舵トルクセンサ 32 との通信に利用する信号線が、例えば、断線などにより通信不能になっており、操舵トルクセンサ 32 から信号を入力できないときに、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生したと判定する。

また、電子制御ユニット 35 は、操舵トルクセンサ 32 から入力した信号によって表される操舵トルク T の値が予め設定されている操舵トルクセンサ 32 の検出上限値または検出下限値に一致した状態で一定時間以上継続しているか否かを判定する。すなわち、電子制御ユニット 35 は、操舵トルク T の値が検出上限値または検出下限値と一致した状態で一定時間以上継続しているときに操舵トルクセンサ 32 に異常が発生したと判定する。

また、電子制御ユニット 35 は、モータ回転角センサ 33 から入力した信号によって表されるモータ回転角の値が「0」ではない値であるときに、操舵トルクセンサ 32 から入力した信号によって表される操舵トルク T の値が「0」であるか否かを判定する。すなわち、電子制御ユニット 35 は、モータ回転角の値が「0」ではないとき、すなわち、少なくとも電動モータ 25 の駆動によって操舵軸 12 にアシストトルク T_a が付与されているときに、検出される操舵トルク T の値が「0」であれば、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生したと判定する。

そして、電子制御ユニット 35 は、上述した異常判定処理により操舵トルクセンサ 32 に異常が発生していると判定すると、通常制御からバックアップ制御に切り替える。

電子制御ユニット 35 は、バックアップ制御を実行するために、図 2 に示すように、舵角推定手段としての舵角推定部 40、軸力推定手段としての軸力推定部 50 およびアシスト力演算手段としてのアシストトルク演算部 60 を備えている。以下、順に、各部 40 ~ 60 を詳細に説明する。

舵角推定部 40 は、図 3 に示すように、車輪速センサ 31 a ~ 31 d から出力された車輪速度 f_L , f_R , r_L , r_R を表す信号をローパスフィルタ処理するフィルタ処理手段としてのローパスフィルタ処理部 41 (以下、単に LPF 処理部 41 という) を備えている。LPF 処理部 41 は、下記式 Eq. (3) に示す伝達関数 $H(s)$ によって表されるローパスフィルタを用いて、車輪速センサ 31 a ~ 31 d から入力した車輪速度 f_L , f_R , r_L , r_R を表す信号の高周波ノイズ成分 (具体的には、路面外乱によって付加される高周波ノイズ成分) をフィルタ処理して除去する。

$$H(s) = \frac{1}{1 + T(|\dot{\theta}|)s} \quad \dots \text{Eq. (3)}$$

ただし、前記 Eq. (3) 中の s はラプラス演算子を表す。また、前記 Eq. (3) 中における $T(|\dot{\theta}|)$ は運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作速度 (以下、操舵速度という) の関数として定義されるカットオフ周波数を表す。

ここで、カットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ について説明しておく。一般的に、ローパスフィルタは、入力信号の入力周波数が増大するほど、計算負荷が大きくなって出力信号のゲインが低下するとともに位相遅れが大きくなる特性を有する。このような特性を有するローパスフィルタを用いて、車輪速度 f_L , f_R , r_L , r_R を表す信号をフィルタ処理した場合、特に、運転者が操舵ハンドル 11 を素早く回動操作したときに大きな

10

20

30

40

50

位相遅れが生じやすくなる。そして、大きな位相遅れが生じると、後述するように推定演算される推定舵角 c の誤差が大きくなるのが懸念される。

すなわち、操舵速度が大きくなるほど、車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号の入力周波数が大きくなり、発生する位相遅れによって推定舵角 c の誤差が大きくなる。その結果、運転者が大きな操舵速度により操舵ハンドル 11 を回動操作すると、後述するようにバックアップ制御によって付与されるアシストトルク T_a (より詳しくは、補正アシストトルク T_{ad}) が遅れるようになる。

これにより、運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作初期の段階では電動モータ 25 によるアシストトルク T_a (補正アシストトルク T_{ad}) が不足して操舵トルク T が大きくなる。そして、その後遅れて付与されるアシストトルク T_a (補正アシストトルク T_{ad}) によって、操舵トルク T が急減する状況が発生する。したがって、運転者は、バックアップ制御が実行されているときに、大きな操舵速度によって操舵ハンドル 11 を回動操作すると、操舵トルク T の変動に伴う違和感を覚えるとともに、操舵ハンドル 11 の良好な操作性が得られない可能性がある。

そこで、LPF 処理部 41 は、操舵速度の大きさに応じて変化するカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を用いて、ローパスフィルタ処理を実行する。具体的に説明すると、LPF 処理部 41 は、まず、モータ回転角センサ 33 から入力した信号によって表されるモータ回転角 θ を時間微分してモータ回転角速度 $\dot{\theta}$ を演算する。ここで、操舵ハンドル 11 (より詳しくは、操舵軸 12) と電動モータ 25 とは、ピニオンギア 21 およびラックバー 22 を介して機械的に接続されており、同期して回転する。このため、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ は、運転者による操舵ハンドル 11 (操舵軸 12) の回動操作速度すなわち操舵速度に対応するものとなる。したがって、本実施形態においては、操舵速度に対応するモータ回転角速度 $\dot{\theta}$ を用いてカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を決定する。

具体的にカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ の決定を説明すると、LPF 処理部 41 は、図 4 に示すカットオフ周波数決定マップを参照して、前記計算したモータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値に対応するカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を決定する。ここで、カットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ は、図 4 に示したように、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が予め設定された所定の回転角速度 $\dot{\theta}_0$ 未満であるときには、予め設定された下限側のカットオフ周波数 T_0 に決定される。これにより、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が所定の回転角速度 $\dot{\theta}_0$ 未満であるときには、運転者による操舵ハンドル 11 の操舵速度に依存することなくカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ が一定(下限側のカットオフ周波数 T_0)となる不感帯領域となる。

また、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が回転角速度 $\dot{\theta}_0$ 以上であり、かつ、予め設定された所定の回転角速度 $\dot{\theta}_1$ 未満であるときには、カットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ は下限側のカットオフ周波数 T_0 から予め設定された上限側のカットオフ周波数 T_1 まで変化する値に決定される。さらに、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が回転角速度 $\dot{\theta}_1$ 以上であるときには、カットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ は上限側のカットオフ周波数 T_1 に決定される。

ところで、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が所定の回転角速度 $\dot{\theta}_0$ 未満であるときに不感帯領域を設けることにより、車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号に対して適切なローパスフィルタ処理を施すことができる。具体的に説明すると、一般的に、モータ回転角センサ 33 から出力されるモータ回転角 θ を表す信号にもノイズが付加されており、また、検出されるモータ回転角 θ も変動する。このため、小さな操舵速度(モータ回転角速度 $\dot{\theta}$)で操舵ハンドル 11 を回動操作したときに、例えば、不感帯領域を設けない場合には、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ のノイズや変動に対してカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ が変化しやすくなり、車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号の高周波ノイズを適切に除去できない場合がある。その結果、運転者による操舵速度(モータ回転角速度 $\dot{\theta}$)に対して、アシストトルク T_a (補正アシストトルク T_{ad}) を付与するアシスト特性が敏感になりすぎる場合がある。

このため、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が所定の回転角速度 $\dot{\theta}_0$ 未満であるときに

10

20

30

40

50

カットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を下限側のカットオフ周波数 T_0 とする不感帯領域を設けて、車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号の高周波ノイズを適切に除去する。これにより、運転者が操舵ハンドル 11 を保舵したり微小な操舵速度で回動操作したときのアシスト特性が敏感になりすぎることを防止することができる。

一方、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が回転角速度 $\dot{\theta}_1$ 以上であるときにカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を上限側のカットオフ周波数 T_1 に決定することにより、車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号に対して適切なローパスフィルタ処理を施すことができる。具体的に説明すると、車両が轍などを走行する際には、車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号に大きなノイズが付加されるとともに、路面外力により操舵ハンドル 11 が回動して大きな操舵速度（モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ ）になる場合がある。この場合、上限側のカットオフ周波数 T_1 を設定しない場合には、大きな操舵速度（モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ ）に対応してカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ が大きくなりすぎ、車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号の高周波ノイズを適切に除去できない場合がある。その結果、付与されるアシストトルク T_a （補正アシストトルク T_{ad} ）の変動が大きくなって制御系が発散する可能性がある。

10

このため、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が回転角速度 $\dot{\theta}_1$ 以上であるときにカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を上限側のカットオフ周波数 T_1 に決定することにより、大きな操舵速度（モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ ）で操舵ハンドル 11 が回動する場合であっても、車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号の高周波ノイズを適切に除去することができる。これにより、付与されるアシストトルク T_a （補正アシストトルク T_{ad} ）の変動を小さく抑えることができる。

20

なお、上述したカットオフ周波数決定マップを参照することに代えて、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ が所定の回転角速度 $\dot{\theta}_0$ 未満まではカットオフ周波数 T_0 となり、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が回転角速度 $\dot{\theta}_0$ 以上であり、かつ、予め設定された所定の回転角速度 $\dot{\theta}_1$ 未満であるときには、カットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ は下限側のカットオフ周波数 T_0 から予め設定された上限側のカットオフ周波数 T_1 まで変化し、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値が所定の回転角速度 $\dot{\theta}_1$ 以上でカットオフ周波数 T_1 となるように、モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値に対するカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を関数として定義しておく。そして、この定義した関数を用いてカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を決定するようにしてもよい。

30

このように、カットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を操舵速度すなわちモータ回転角速度 $\dot{\theta}$ の絶対値に応じて変更して決定することにより、運転者による操舵速度（モータ回転角速度 $\dot{\theta}$ ）の増大に伴ってカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を大きな値に設定することができる。これにより、車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号の入力周波数が増大した場合であっても、ローパスフィルタ処理に伴って発生する位相遅れを小さくすることができる。そして、位相遅れを小さくすることができることによって、運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作に対して遅れを小さくしてアシストトルク T_a を付与することができる。このため、運転者は、操舵トルク T の変動に伴う違和感を覚えることなく、また、良好な操舵ハンドル 11 の操作性を得ることができる。

このようにカットオフ周波数 $T(|\dot{\theta}|)$ を決定すると、LPF 処理部 41 は、車輪速センサ 31a ~ 31d から入力した車輪速度 f_L, f_R, r_L, r_R を表す信号に対して、ローパスフィルタ処理を実行する。そして、LPF 処理部 41 は、フィルタ処理して高周波ノイズ成分を除去した車輪速度 f_L_LPF, f_R_LPF を表す信号を F_r 推定舵角演算部 42 に供給するとともに、高周波ノイズ成分を除去した車輪速度 r_L_LPF, r_R_LPF を表す信号を R_r 推定舵角演算部 43 に供給する。

40

F_r 推定舵角演算部 42 は、LPF 処理部 41 から供給された信号によって表される車輪速度 f_L_LPF, f_R_LPF を用いて、第 1 の舵角としての前輪側推定舵角 F_r を推定して計算する。すなわち、 F_r 推定舵角演算部 42 は、下記 Eq. (4) に従って、前輪側推定舵角 F_r を計算する。

$$\theta Fr = GR \times \frac{1}{2} \arcsin \left\{ \frac{4L}{W} \times \left(\frac{\omega f L_{LPF} - \omega f R_{LPF}}{\omega f L_{LPF} + \omega f R_{LPF}} \right) \right\} \quad \dots \text{Eq. (4)}$$

ただし、前記 Eq. (4) 中の右辺第 2 項は、上述したアッカーマン・ジャント理論に基づく Eq. (1) と実質的に同一である。また、前記 Eq. (4) 中の GR は、車両のサスペンションジオメトリ特性に基づいて、実験により予め設定される車両のオーバーオールギア比（車輪の実際の舵角に対する検出舵角の比）を表す定数である。

ここで、前輪側推定舵角 Fr の計算において、車両のオーバーオールギア比 GR を考慮することにより、推定計算の精度を向上させることができる。このことを以下に説明する。

10

上述したように、アッカーマン・ジャントの理論によれば、図 18 に示したように、車両が旋回するとき、車両の 4 輪 WfL, WfR, WrL, WrR がそれぞれ旋回中心を同一として旋回半径の異なる同心円を描くように進むことによって、車両をスムーズに旋回させることができ、良好な操舵特性を得ることができる。そして、アッカーマン・ジャントの理論を成立させるために、転舵輪である左右前輪 WfL, WfR においては、車両旋回時における旋回内側転舵輪（図 18 の右輪 WfR）のアッカーマン角 R が旋回外側転舵輪（図 18 の右輪 WfL）のアッカーマン角 L よりも大きくなる必要がある条件である。さらには、旋回内側転舵輪（図 18 の右輪 WfR）のアッカーマン角 R と旋回外側転舵輪（図 18 の右輪 WfL）のアッカーマン角 L とのアッカーマン率が維持されることも必要な条件である。

20

ところが、図 5 A に概略的な実験結果を示すように、転舵輪である左右前輪 WfL, WfR が最大舵角付近まで転舵すると、車両のサスペンションジオメトリ特性に起因してアッカーマン率が低下し、線形性が維持できなくなる。すなわち、転舵輪である左右前輪 WfL, WfR を最大舵角付近まで転舵させた場合には、アッカーマン・ジャント理論が成立しなくなる。したがって、アッカーマン・ジャント理論に基づいて、例えば、前記 Eq. (1) に従って前輪側推定舵角 Fr を推定して計算した場合には、特に、最大舵角付近での推定精度が低下することになる。

これに対して、Fr 推定舵角演算部 42 は、車両のサスペンションジオメトリ特性に基づいて設定される車両のオーバーオールギア比 GR を用いた前記 Eq. (4) により、前輪側推定舵角 Fr を推定して計算する。これにより、特に、左右前輪 WfL, WfR を最大舵角付近まで転舵させた場合における旋回内側転舵輪（図 18 の右輪 WfR）のアッカーマン角 R と旋回外側転舵輪（図 18 の右輪 WfL）のアッカーマン角 L の変化は、オーバーオールギア比 GR によって補正（補完）することができるため、前輪側推定舵角 Fr の推定計算におけるアッカーマン率の低下の影響を抑制することができる。したがって、Fr 推定舵角演算部 42 が前記 Eq. (4) によって前輪側推定舵角 Fr を推定して計算することにより、推定計算の精度を向上させることができる。

30

Rr 推定舵角演算部 43 は、LPF 処理部 41 から供給された信号によって表される車輪速度 rL_LPF, rR_LPF を用いて、第 2 の舵角としての後輪側推定舵角 Rr を推定して計算する。すなわち、Rr 推定舵角演算部 43 は、下記 Eq. (5) に従って、後輪側推定舵角 Rr を計算する。

40

$$\theta Rr = GR \times \arctan \left\{ \frac{2L}{W} \times \left(\frac{\omega r L_{LPF} - \omega r R_{LPF}}{\omega r L_{LPF} + \omega r R_{LPF}} \right) \right\} \quad \dots \text{Eq. (5)}$$

ただし、前記 Eq. (5) 中の右辺第 2 項は、上述したアッカーマン・ジャント理論に基づく Eq. (2) と実質的に同一である。また、前記 Eq. (5) 中の GR も、前記 Eq. (4) と同様に、車両のオーバーオールギア比を表す定数である。

ここで、後輪側推定舵角 Rr の計算においても、車両のオーバーオールギア比 GR を考慮することにより、推定計算の精度を向上させることができる。このことを以下に説明

50

する。

本実施形態においては、左右後輪 $W r L$ 、 $W r R$ は転舵しない。このため、転舵輪である左右前輪 $W f L$ 、 $W f R$ が転舵されて車両が旋回するときには、左右後輪 $W r L$ 、 $W r R$ はアッカーマン・ジャントの理論における旋回中心を同一とする同心円の接線方向に進もうとする。

すなわち、左右後輪 $W r L$ 、 $W r R$ は転舵しないため、車両の旋回に伴って引きずられながら同心円上を進むことになる。この場合、図5Bに概略的な実験結果を示すように、左右後輪 $W r L$ 、 $W r R$ の車輪速度 $r L_L P F$ 、 $r R_L P F$ を用いて左右前輪 $W f L$ 、 $W f R$ の舵角を計算した場合には、アッカーマン率は変化することなく常に線形性を保つことができるものの、引きずりの発生に伴って同心円からのずれに対応するヒステリシス幅が大きくなる。また、例えば、左右後輪 $W r L$ 、 $W r R$ が駆動輪である場合には、駆動力の伝達によっても同心円からのずれが発生しやすくヒステリシス幅が大きくなる。したがって、アッカーマン・ジャント理論に基づいて、例えば、前記Eq.(2)に従って後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算した場合には、線形性を良好に保つことができるものの、ヒステリシス幅が大きいために推定精度が低下することになる。

これに対して、 $R r$ 推定舵角演算部43は、車両のオーバーオールギア比 $G R$ を用いた前記Eq.(5)により、後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算する。これにより、同心円からのずれに対応するヒステリシス幅が小さくなるように補正(補完)することができる。したがって、 $R r$ 推定舵角演算部43が前記Eq.(5)によって後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算することにより、推定計算の精度を向上させることができる。

ここで、上述したように、 $F r$ 推定舵角演算部42および $R r$ 推定舵角演算部43は、車輪速度 $f L_L P F$ 、 $f R_L P F$ および車輪速度 $r L_L P F$ 、 $r R_L P F$ を用いて、前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算する。すなわち、車両が走行しており、左右前輪 $W f L$ 、 $W f R$ および左右後輪 $W r L$ 、 $W r R$ が車両進行方向に回転しているときに、前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算することができる。

このため、例えば、車両が停止しており、車輪速センサ31a~31dが車輪速度 $f L_L P F$ 、 $f R_L P F$ および車輪速度 $r L_L P F$ 、 $r R_L P F$ を検出できない状況において、左右前輪 $W f L$ 、 $W f R$ が転舵された場合(所謂、据え切りされた場合)には、前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算することが不能となる。また、車両が停止状態から走行を開始して車輪速センサ31a~31dが車輪速度 $f L_L P F$ 、 $f R_L P F$ および車輪速度 $r L_L P F$ 、 $r R_L P F$ を検出できるようになった直後において、前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を計算する場合には、誤差の大きな前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算する可能性がある。

したがって、 $F r$ 推定舵角演算部42および $R r$ 推定舵角演算部43は、それぞれ、車速センサ34によって検出された車速 V を表す信号を入力し、この入力した信号によって表される車速 V の大きさが車輪速センサ31a~31dの検出可能車速以下となった場合には、前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を「0」とする。また、 $F r$ 推定舵角演算部42および $R r$ 推定舵角演算部43は、車速 V の大きさが車輪速センサ31a~31dの検出可能車速以下となった後、ふたたび、車速 V の大きさが車輪速センサ31a~31dの検出可能車速よりも大きくなった場合には、所定の時間が経過するまでは前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を「0」とする。

これにより、例えば、車両が停止することによって、一旦、前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ が不明となる状況から前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算することが可能となる状況に移行する場合であっても、誤差の大きな前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算することを防止することができる。したがって、これによっても、前輪側推定舵角 $F r$ および後輪側推定舵角 $R r$ を推定して計算するときの精度を向上させることができる。

このように、 $F r$ 推定舵角演算部42および $R r$ 推定舵角演算部43は、前輪側推定舵

10

20

30

40

50

角 F_r および後輪側推定舵角 R_r を推定して計算すると、この計算した前輪側推定舵角 F_r および後輪側推定舵角 R_r を制御舵角演算部 44 に供給する。

制御舵角演算部 44 においては、 F_r 推定舵角演算部 42 によって計算された前輪側推定舵角 F_r を入力するとともに、 R_r 推定舵角演算部 43 によって計算された後輪側推定舵角 R_r を入力する。そして、制御舵角演算部 44 は、下記 Eq. (6) に従って、前輪側推定舵角 F_r と後輪側推定舵角 R_r とを平均して推定舵角 c を計算する。

$$\theta_c = \frac{\theta F_r + \theta R_r}{2} \quad \dots \text{Eq. (6)}$$

10

このように、前輪側推定舵角 F_r と後輪側推定舵角 R_r とを用いて推定舵角 c を計算することにより、車輪速度 f_{L_LPF} , f_{R_LPF} および車輪速度 r_{L_LPF} , r_{R_LPF} のいずれかが異常であっても、この異常の影響を受けにくいロバストな冗長系を形成することができる。また、前記 Eq. (6) により前輪側推定舵角 F_r と後輪側推定舵角 R_r とを平均して推定舵角 c を計算することにより、上述したサスペンションジオメトリ特性に起因する推定計算の精度の低下をさらに防止することができる。したがって、推定舵角 c を推定して計算するときの精度を向上させることができる。

また、制御舵角演算部 44 は、下記 Eq. (7) に従って、前輪側推定舵角 F_r と後輪側推定舵角 R_r との差を計算して推定舵角差 Δc を計算する。

20

$$\Delta c = F_r - R_r \quad \dots \text{Eq. (7)}$$

このように、制御舵角演算部 44 が推定舵角 c および推定舵角差 Δc を計算すると、舵角推定部 40 は、推定舵角 c およびモータ回転角速度 ω を軸力推定部 50 に供給するとともに、推定舵角差 Δc をアシストトルク演算部 60 (より具体的には、後述するアシストトルク補正部 63) に供給する。

軸力推定部 50 においては、図 6 に示すように、基本軸力演算部 51 が舵角推定部 40 から供給された推定舵角 c および車速センサ 34 によって検出された車速 V を用いて、転舵された左右前輪 W_{fL} , W_{fR} からナックル 24 およびタイロッド 23 を介してラックバー 22 に作用する基本軸力 F_b を計算する。このため、基本軸力演算部 51 は、制御舵角演算部 44 から供給された推定舵角 c の符号すなわち中立位置を基準とした左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の転舵方向を決定する舵角符号演算部 52 と、推定舵角 c の大きさ (絶対値) を用いて左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の転舵に伴いラックバー 22 に入力される基本軸力 F_b の大きさ (絶対値) を決定する基本軸力決定部 53 とを備えている。

30

基本軸力決定部 53 は、図 7 に示す基本軸力マップを参照して、制御舵角演算部 44 から入力した推定舵角 c に対応する基本軸力 F_b を決定する。ここで、基本軸力マップは、推定舵角 c の絶対値の増大に伴って基本軸力 F_b が増大する関係を表すとともに、車速センサ 34 によって検出された車速 V の増大に伴って基本軸力 F_b が増大し、車速 V の減少に伴って基本軸力 F_b が減少する関係を表すものである。なお、基本軸力マップを参照することに代えて、推定舵角 c および車速 V に応じて変化する基本軸力 F_b を定義した関数を用いて基本軸力 F_b を計算するようにしてもよい。

40

このため、基本軸力決定部 53 は、入力した車速 V に基づいて基本軸力マップを決定し、この決定した基本軸力マップを用いて制御舵角演算部 44 から入力した推定舵角 c の絶対値に対応する基本軸力 F_b の大きさ (絶対値) を決定する。そして、基本軸力演算部 51 は、舵角符号演算部 52 によって決定された推定舵角 c の符号 (左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の中立位置を基準とした転舵方向に対応) と、基本軸力決定部 53 によって決定された基本軸力 F_b (絶対値) とを乗算することにより、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の転舵方向を考慮した基本軸力 F_b を計算する。

ところで、基本軸力 F_b は、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の転舵方向および推定舵角 c (絶対値) に対応して決定される。言い換えると、基本軸力 F_b は、運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作として左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の舵角 (絶対値) を大きくする切り込

50

み操作および左右前輪 $W f L$, $W f R$ の舵角 (絶対値) を小さくする切り戻し操作を考慮することなく決定される。このように、推定舵角 c (絶対値) に対応して決定される基本軸力 $F b$ のみを用いて後に詳述するアシスト演算部 60 がアシストトルク $T a$ を計算すると、運転者は、操舵ハンドル 11 の切り込み操作と切り戻し操作とで知覚するトルク変動に対して違和感を覚える場合がある。このことを、以下に説明する。

今、左右前輪 $W f L$, $W f R$ が中立位置を基準として、例えば、車両の前後方向に対して右方向にある推定舵角 c_1 まで転舵されている状況を想定し、運転者が操舵ハンドル 11 を切り込み操作する場合と、操舵ハンドル 11 を切り戻し操作する場合とを考える。この場合、運転者が切り込み操作または切り戻し操作する直前においては、基本軸力決定部 53 は、基本軸力マップを参照して、例えば、推定舵角 c_1 (絶対値) に対応する基本軸力 $F b_1$ (絶対値) を決定している。

10

そして、運転者が操舵ハンドル 11 を切り込み操作すると、左右前輪 $W f L$, $W f R$ は推定舵角 c_1 よりも絶対値の大きな推定舵角 c_2 まで転舵される。その結果、基本軸力決定部 53 は、推定舵角 c_2 (絶対値) に対応して基本軸力 $F b_1$ よりも絶対値の大きな基本軸力 $F b_2$ (絶対値) を決定する。一方、運転者が操舵ハンドル 11 を切り戻し操作すると、左右前輪 $W f L$, $W f R$ は推定舵角 c_1 よりも絶対値の小さな推定舵角 c_3 まで転舵される。その結果、基本軸力決定部 53 は、推定舵角 c_3 (絶対値) に対応して基本軸力 $F b_1$ よりも絶対値の小さな基本軸力 $F b_3$ (絶対値) を決定する。

すなわち、推定舵角 c_1 まで転舵されている左右前輪 $W f L$, $W f R$ を切り込み操作によって推定舵角 c_2 まで転舵させる場合と、切り戻し操作によって推定舵角 c_3 まで転舵させる場合とでは、決定される基本軸力 $F b_2$, $F b_3$ は、基本軸力 $F b_1$ を基準として基本軸力マップのマップ線上に沿って変化するのみである。言い換えれば、例示的に上述した状況においては、基本軸力決定部 53 によって決定される基本軸力 $F b_2$, $F b_3$ は基本軸力 $F b_1$ を基準に変化するものであり、運転者による操舵ハンドル 11 の切り込み操作および切り戻し操作に応じて基本軸力 $F b_1$ が変化する、すなわち、切り込み操作および切り戻し操作間で軸力差が生じるものではない。

20

このため、アシストトルク演算部 60 が基本軸力 $F b$ のみを用いてアシストトルク $T a$ を計算すると、軸力差が生じないために、運転者は、操舵ハンドル 11 を切り込み操作する時点で、アシストトルク $T a$ が不足した大きな操舵トルク T によって操舵ハンドル 11 を回動操作することになる。これにより、運転者は、操舵ハンドル 11 を切り込み操作する際のトルク変動 (すなわち、操舵トルク T の大きさ) に対して違和感を覚える。一方、運転者が操舵ハンドル 11 を切り戻し操作する時点では、付与されるアシストトルク $T a$ が、所謂、逆アシストとして作用するため、操舵ハンドル 11 が中立位置方向に戻りにくくなる。これにより、運転者は、操舵ハンドル 11 を切り戻し操作する際のトルク変動 (すなわち、操舵トルク T の大きさ) に対して違和感を覚える。

30

このように、軸力差が生じない基本軸力 $F b$ のみを用いた場合には、運転者は、操舵ハンドル 11 の切り込み操作と切り戻し操作とで知覚するトルク変動に対して違和感を覚える場合がある。言い換えれば、運転者による操舵ハンドル 11 の切り込み操作または切り戻し操作に応じて、推定舵角 c の変化に対する基本軸力 $F b$ の変化がヒステリシス特性を有することにより、上述した運転者の覚える違和感を抑制することができる。

40

このため、軸力推定部 50 は、補正軸力演算手段としての操舵感応軸力補正部 54 を備えている。この操舵感応軸力補正部 54 は、運転者による操舵ハンドル 11 の切り込み操作と切り戻し操作とで運転者が知覚するトルク変動に関する違和感を低減するために、基本軸力 $F b$ を補正する補正軸力 $F a$ を計算する。すなわち、補正軸力 $F a$ は、運転者による操舵ハンドル 11 の切り込み操作および切り戻し操作に応じて、推定舵角 c の変化に対する基本軸力 $F b$ の変化にヒステリシス特性を付与するものである。以下、この補正軸力 $F a$ について、図 8 を用いて具体的に説明する。

まず、補正軸力 $F a$ を説明するにあたり、転舵輪である左右前輪 $W f L$, $W f R$ が転舵されるときに力学的関係を考える。左右前輪 $W f L$, $W f R$ は、図 8 にて、例えば、左前輪 $W f L$ を代表して示すように、左前輪 $W f L$ (右前輪 $W f R$) を構成するタイヤと路面

50

とが接地面により接触している。そして、左前輪 $W f L$ (右前輪 $W f R$) が運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作に伴って転舵されるときには、一般的に、接地面における摩擦 (以下、接地面摩擦という)、タイヤの剛性およびタイヤ慣性が発生し、これらの接地面摩擦、タイヤ剛性およびタイヤ慣性に起因する力がナックルアーム 24 およびタイロッド 23 を介してラックバー 22 に入力される。

このため、今、アシストトルク $T a$ が付与されて左前輪 $W f L$ (右前輪 $W f R$) が転舵される際の力学的関係をモデル化して考えてみる。このモデルにおいては、図 8 に示すように、アシストトルク $T a$ の伝達によってナックルアーム 24 (すなわち、操舵ハンドル 11 を含むステアリング系) が回転角 h だけ回転した場合、タイヤの慣性モーメントを $J w$ 、タイヤの弾性係数を $K t$ 、タイヤの路面に対する撓み角 t 、タイヤ接地面における粘性摩擦係数を $C r$ とすれば、下記 Eq. (8) が成立する。

$$J w \times h'' + C r \times t' + K t \times (h - t) - T a = 0 \quad \dots \text{Eq. (8)}$$

ここで、前記 Eq. (8) において、左辺第 1 項 ($J w \times h''$) はタイヤの慣性に関する項であって、 h'' は回転角 h の 2 階微分値 (すなわち、回転角加速度) である。そして、前記 Eq. (8) の左辺第 1 項 ($J w \times h''$) で表わされるタイヤの慣性に関する項は、運転者による操舵ハンドル 11 の切り込み操作または切り戻し操作に応じて左前輪 $W f L$ (右前輪 $W f R$) が転舵するときには、これらの転舵状態に関わらず、常に作用するものである。

また、前記 Eq. (8) において、左辺第 3 項 ($K t \times (h - t)$) はタイヤの剛性に関する項である。そして、左辺第 3 項 ($K t \times (h - t)$) と左辺第 4 項 ($- T a$) とは、左右前輪 $W f L$, $W f R$ の舵角依存性を有するものであるため、基本軸力演算部 51 によって計算される基本軸力 $F b$ に相当するものとなる。

ところで、前記 Eq. (8) において、左辺第 2 項 ($C r \times t'$) はタイヤと路面との摩擦力を表す項であって、 t' は撓み角 t の微分値 (すなわち、撓み角速度、言い換えれば、タイヤの舵角速度) である。このため、前記 Eq. (8) の左辺第 2 項 ($C r \times t'$) は、左前輪 $W f L$ (右前輪 $W f R$) が舵角速度 t' すなわちモータ回転角速度 ω で転舵する際に発生する摩擦力であり、運転者による操舵ハンドル 11 の切り込み操作および切り戻し操作に応じて変化するものである。したがって、運転者による操舵ハンドル 11 の切り込み操作および切り戻し操作に応じて、推定舵角 c の変化に対する基本軸力 $F b$ の変化にヒステリシス特性を付与するには、補正軸力 $F a$ を前記摩擦力に基づいて決定すればよい。

ここで、粘性摩擦係数 $C r$ は、左前輪 $W f L$ (右前輪 $W f R$) を転舵させる際におけるタイヤの接地面積の大きさによって変化する。すなわち、粘性摩擦係数 $C r$ は、タイヤと路面との間の静止摩擦係数 μ と垂直抗力 $N (V)$ との積で表されるものであり、垂直抗力 $N (V)$ は車速 V の関数として表される。なお、タイヤの接地面積の大きさは、車両の車速 V に依存して変化するものであり、車速 V が小さいときに接地面積が大きくなり、車速 V が大きいときに接地面積が小さくなる。このため、垂直抗力 $N (V)$ は車速 V が小さいときに大きくなり、車速 V が大きいときに小さくなる。これにより、粘性摩擦係数 $C r$ は、車速 V に依存して変化する。車速 V が小さいときに大きくなり、車速 V が大きいときに小さくなる。

したがって、左前輪 $W f L$ (右前輪 $W f R$) が舵角速度 t' すなわちモータ回転角速度 ω で転舵する際に発生する摩擦力は、車速 V の大きさに応じて変化する粘性摩擦係数 $C r$ と運転者による操舵ハンドル 11 の操舵速度すなわちモータ回転角速度 ω との積と考えることができる。

このように、左右前輪 $W f L$, $W f R$ の転舵状態 (具体的には、切り込み操作または切り戻し操作) に応じて作用する摩擦力に基づいて補正軸力 $F a$ を決定するために、操舵感応軸力補正部 54 は、図 6 に示すように、車速ゲイン決定部 55、ヒス幅決定部 56 および舵角推定部 40 の L P F 処理部 41 から供給されたモータ回転角速度 ω の符号すなわち運転者による操舵ハンドル 11 の切り込み操作または切り戻し操作を決定する操舵方向演算部 57 を備えている。

10

20

30

40

50

車速ゲイン決定部 55 は、上述したように、車速 V に応じて変化する接地面積の大きさ、すなわち、上述した前記 Eq. (8) における粘性摩擦係数 C_r の変化に関連する車速ゲイン K_v を決定するものである。具体的には、車速ゲイン決定部 55 は、車速センサ 34 によって検出された車速 V を表す信号を入力する。そして、車速ゲイン決定部 55 は、同信号によって表される車速 V に応じた車速ゲイン K_v を、図 9 に示す車速ゲインマップを参照して決定する。ここで、車速ゲインマップは、検出された車速 V の増加に対して、車速ゲイン K_v が減少する関係を表すものである。なお、車速ゲインマップを参照することに代えて車速 V に応じて変化する車速ゲイン K_v を定義した関数を用いて基本軸力 F_b を計算するようにしてもよい。

ヒス幅決定部 56 は、推定舵角 δ の変化に対する基本軸力 F_b の変化に付与するヒステリシス特性を決定するヒステリシス幅（以下、単にヒス幅という）を決定するものであり、図 10 に示すヒス幅決定マップを参照して、ヒス幅に対応する摩擦補正軸力 F_h を決定する。ここで、ヒス幅決定マップは、舵角推定部 40 の LPF 処理部 41 によって計算されたモータ回転角速度 ω の絶対値が予め設定された所定の回転角速度 ω_2 未満であるときには摩擦補正軸力 F_h が増大する（すなわちヒス幅が大きくなる）関係を表すとともに、モータ回転角速度 ω の絶対値が所定の回転角速度 ω_2 よりも大きな所定の回転角速度 ω_3 以上であるときには摩擦補正軸力 F_h が減少する（すなわちヒス幅が小さくなる）関係を表すものである。このため、ヒス幅決定部 56 は、ヒス幅決定マップを用いて前記 LPF 処理部 41 から入力したモータ回転角速度 ω の絶対値に対応するヒス幅すなわち摩擦補正軸力 F_h の大きさ（絶対値）を決定する。

なお、上述したヒス幅決定マップを参照することに代えて、モータ回転角速度 ω が所定の回転角速度 ω_2 未満までは摩擦補正軸力 F_h が増大し、モータ回転角速度 ω が回転角速度 ω_3 以上であるときに摩擦補正軸力 F_h が減少するように、モータ回転角速度 ω に対する摩擦補正軸力 F_h を関数として定義しておく。そして、この定義した関数を用いて摩擦補正軸力 F_h を決定するようにしてもよい。

そして、操舵感応軸力補正部 54 は、車速ゲイン決定部 55 によって決定された車速ゲイン K_v とヒス幅決定部 56 によって決定された摩擦補正軸力 F_h （絶対値）とを乗算することによって補正軸力 F_a （絶対値）を決定する。さらに、操舵感応軸力補正部 54 は、補正軸力 F_a （絶対値）に対して操舵方向演算部 57 によって決定されたモータ回転角速度 ω の符号（運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作方向に対応）を乗算することにより、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の転舵状態を考慮した補正軸力 F_a を計算する。

このように、基本軸力演算部 51 によって基本軸力 F_b が計算され、操舵感応軸力補正部 54 によって補正軸力 F_a が計算されると、軸力推定部 50 は、これら基本軸力 F_b と補正軸力 F_a とを合算することによって推定軸力 F_c を計算する。ここで、このように計算される推定軸力 F_c は、図 11 に示すように、推定舵角 δ の変化に応じて変化する基本軸力 F_b に対して、補正軸力 F_a によって表されるヒス幅（軸力差）を加えて決定されるものとなる。この場合、補正軸力 F_a は、上述したように、モータ回転角速度 ω すなわち操舵速度の大きさおよび車速 V に応じて変化する。このため、この補正軸力 F_a を加味して推定軸力 F_c を計算することによって、運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作状態をも考慮したより正確な推定軸力 F_c を推定して計算することができる。そして、軸力推定部 50 は、計算した推定軸力 F_c をアシスト演算部 60 に供給する。

アシスト演算部 60 においては、図 12 に示すように、目標操舵トルク決定部 61、アシストトルク決定部 62 およびアシスト力補正手段としてのアシストトルク補正部 63 を備えている。

目標操舵トルク決定部 61 は、運転者が操舵ハンドル 11 を介して入力する目標操舵トルク T_h を決定するものである。具体的に説明すると、目標操舵トルク決定部 61 は、車両が低速で走行しているときには運転者が操舵ハンドル 11 に入力する操舵トルク T が小さくなるように、また、車両が中・高速で走行しているときには運転者が操舵ハンドル 11 に入力する操舵トルク T が比較的大きくなるように、目標操舵トルク T_h を決定する。

このため、目標操舵トルク決定部 61 は、車速センサ 34 によって検出された車速 V を

10

20

30

40

50

入力する。そして、目標操舵トルク決定部 61 は、図 13 に示す目標操舵トルク決定マップを参照して、入力した車速 V に対応する目標操舵トルク T_h を決定する。ここで、目標操舵トルク決定マップは、入力した車速 V が「0」から予め設定された所定の車速 V_0 未満までは目標操舵トルク T_h が一様に増加し、入力した車速 V が所定の車速 V_0 以上では目標操舵トルク T_h が一定となる特性を有する。なお、このような特性を有する目標操舵トルク決定マップを参照することに代えて、目標操舵トルク T_h が所定の車速 V_0 未満までは一様に増加し所定の車速 V_0 以上で一定となるように、車速 V に対する目標操舵トルク T_h を関数として定義しておき、この定義した関数を用いて目標操舵トルク T_h を決定するようにしてもよい。そして、目標操舵トルク決定部 61 は、決定した目標操舵トルク T_h をアシストトルク決定部 62 に供給する。

10

アシストトルク決定部 62 は、軸力推定部 50 によって計算された推定軸力 F_c に抗して運転者が目標操舵トルク T_h により操舵ハンドル 11 を回動操作できるように、アシストトルク T_a を決定するものである。具体的に説明すると、アシストトルク決定部 62 は、軸力推定部 60 から供給された推定軸力 F_c (絶対値) と目標操舵トルク決定部 61 から供給された目標操舵トルク T_h (絶対値) とを比較する。すなわち、アシストトルク決定部 62 は、推定軸力 F_c (絶対値) が目標操舵トルク T_h (絶対値) 未満であるときには、図 14 に示すように、アシストトルク T_a を「0」に決定する。一方、推定軸力 F_c (絶対値) が目標操舵トルク T_h (絶対値) よりも大きいときには、図 14 に示すように、下記 Eq. (9) に従って推定軸力 F_c から目標操舵トルク T_h を減じることによってアシストトルク T_a を計算する。

20

$$T_a = F_c - T_h \quad \dots \text{Eq. (9)}$$

このように、推定軸力 F_c が小さい場合には、運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作量が小さいため、アシストトルク T_a が「0」に決定される。これにより、アシストトルク T_a が「0」に決定される領域においては、運転者が操舵ハンドル 11 を回動操作してもアシストトルク T_a が付与されない、所謂、不感帯となる。そして、この不感帯を超えるように運転者が操舵ハンドル 11 を回動操作したとき、すなわち、推定軸 F_c が目標操舵トルク T_h よりも大きくなったときには、最小限のアシストトルク T_a が付与されるようになる。

また、上述したように、目標操舵トルク T_h は、車速 V が所定の車速 V_0 未満では小さく、所定の車速 V_0 以上で大きな一定値に決定される。このため、車速 V が所定の車速 V_0 未満となる低速域においては、目標操舵トルク T_h が小さく設定されるため、その結果、不感帯が小さく設定される。したがって、運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作に対して速やかにアシストトルク T_a (補正アシストトルク T_{ad}) が付与されるようになる。すなわち、低速域で車両が走行している場合には、運転者は、極めて容易に操舵ハンドル 11 を回動操作することができ、良好な車両の取り回しが可能となる。

30

一方、目標操舵トルク T_h は、車速 V が所定の車速 V_0 以上となる中・高速域においては、大きな一定値として決定されるため、その結果、不感帯が大きく設定される。したがって、運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作に対して緩やかにアシストトルク T_a (補正アシストトルク T_{ad}) が付与されるようになる。すなわち、中・高速域で車両が走行している場合には、運転者は、操舵ハンドル 11 を介してしっかりとした反力を知覚しながら回動操作することができ、安定した回動操作によって車両の挙動を安定させることが可能となる。

40

アシストトルク補正部 63 は、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップが発生している場合に、アシストトルク決定部 62 によって決定されたアシストトルク T_a を補正して補正アシストトルク T_{ad} を計算するものである。具体的に、アシストトルク補正部 63 は、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップが発生している状況において、アシストトルク T_a を付与した場合に発生する可能性のある過剰なアシスト (以下、過アシストという) や左右前輪 W_{fL} , W_{fR} のセルフステアを防止するために、アシストトルク決定部 62 によって決定されたアシストトルク T_a を補正する。このため、アシスト

50

ルク補正部 63 は、図 12 に示すように、スリップゲイン決定手段としてのスリップゲイン決定部 64 とスリップゲイン復帰判定手段としてのスリップゲイン復帰判定部 65 とを備えている。

スリップゲイン決定部 64 は、アシストトルク T_a を補正するためのスリップゲイン K_s を決定する。具体的に説明すると、スリップゲイン決定部 64 は、推定舵角演算部 40 の制御舵角演算部 44 によって計算された推定舵角差 δ を入力する。すなわち、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップが発生している場合には、上述した図 18 に示す左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の旋回中心と左右後輪 W_{rL} , W_{rR} の旋回中心とが異なるため、推定舵角差 δ が大きくなる。このため、スリップゲイン決定部 64 は、図 15 に示すスリップゲイン決定マップを参照し、この推定舵角差 δ の絶対値に対応するスリップゲイン K_s を決定する。

10

具体的に、スリップゲイン決定部 64 は、制御舵角演算部 44 から入力した推定舵角差 δ の絶対値が予め設定された所定の舵角差 δ_0 未満であるときには、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップ率の極めて小さいスリップが発生していると判定する。これにより、スリップゲイン決定部 64 は、スリップゲイン K_s を上限値（具体的には、「1」）に決定する。なお、以下の説明においては、スリップゲイン K_s が上限値である「1」に設定されるときをグリップ状態という。

また、スリップゲイン決定部 64 は、入力した推定舵角差 δ の絶対値が所定の舵角差 δ_0 以上であり、かつ、予め設定された所定の舵角差 δ_1 未満であるときには、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップ率の比較的大きなスリップが発生していると判定する。これにより、スリップゲイン決定部 64 は、入力した推定舵角差 δ の絶対値の増加または減少に応じて、スリップゲイン K_s を上限値から下限値（具体的には、「0」）または下限値から上限値まで一様に減少させて決定する。なお、以下の説明においては、スリップゲイン K_s が「1」から「0」に向けて減少するように設定されるときをスリップ開始状態といい、スリップゲイン K_s が「0」から「1」に向けて増加するように設定されるときをスリップ復帰状態という。

20

さらに、スリップゲイン決定部 64 は、入力した推定舵角差 δ の絶対値が所定の舵角差 δ_1 以上であるときには、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップ率が「1」となる完全なスリップが発生していると判定する。これにより、スリップゲイン決定部 64 は、スリップゲイン K_s を下限値（具体的には、「0」）に決定する。なお、以下の説明においては、スリップゲイン K_s が上限値である「0」に設定されるときを完全スリップ状態という。ここで、スリップゲイン決定マップを参照することに代えて推定舵角差 δ の絶対値に応じて変化するスリップゲイン K_s を定義した関数を用いてスリップゲイン K_s を計算するようにしてもよい。

30

このように、スリップゲイン決定部 64 は、推定舵角差 δ の絶対値に応じてスリップゲイン K_s を決定することができる。そして、後述するように、スリップゲイン K_s を用いてアシストトルク T_a を補正した補正アシストトルク T_{ad} を計算することにより、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップが発生した場合であっても、適切なアシストトルク T_a （補正アシストトルク T_{ad} ）を付与することができる。

40

スリップゲイン復帰判定部 65 は、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪（以下、単に車輪という）の回転状態が完全スリップ状態からスリップ復帰状態に移行しているか否かを判定することにより、スリップゲイン決定部 64 によって決定されたスリップゲイン K_s を出力する（復帰させる）か否かを決定するものである。具体的に、スリップゲイン復帰判定部 65 は、アシストトルク決定部 62 によって決定されたアシストトルク T_a を入力するとともに、スリップゲイン決定部 64 からスリップゲイン K_s を入力する。

そして、スリップゲイン復帰判定部 65 は、図 16 に示すスリップゲイン復帰判定プログラムを実行することにより、車輪の回転状態が完全スリップ状態からスリップ復帰状態

50

に移行しているか否かを判定する。さらに、スリップゲイン復帰判定部 65 は、スリップゲイン復帰判定プログラムを実行することにより、車輪の回転状態、具体的には、完全スリップ状態、スリップ復帰状態、スリップ復帰状態またはグリップ状態に応じて、スリップゲイン K_s を出力する（復帰させる）か否かを表す最終スリップゲイン K_{sd} を決定する。以下、このスリップゲイン復帰判定部 65 による状態移行判定および最終スリップゲイン K_{sd} の決定を詳細に説明する。

スリップゲイン復帰判定部 65 は、ステップ S10 にてプログラムの実行を開始し、続くステップ S11 にて車輪の回転状態が完全スリップ状態からスリップ復帰状態に移行しているか否かを判定する。具体的に説明すると、スリップゲイン復帰判定部 65 は、前回のプログラム実行時に入力したスリップゲイン K_s が「0」であり、かつ、今回のプログラム実行時に入力したスリップゲイン K_s が「0」でなければ、車輪の回転状態が完全スリップ状態からスリップ復帰状態に移行している。このため、スリップゲイン復帰判定部 65 は、ステップ S11 にて「Yes」と判定してステップ S12 に進む。

すなわち、この場合には、前回のプログラム実行時にスリップゲイン決定部 64 から入力したスリップゲイン K_s が「0」、言い換えれば、推定舵角差 δ が所定の舵角差 δ_1 以上であり、車輪の回転状態が完全スリップ状態となっていた。これに対して、今回のプログラム実行時においては、スリップゲイン決定部 64 から入力したスリップゲイン K_s が「0」ではない、言い換えれば、推定舵角差 δ が所定の舵角差 δ_1 未満であり、車輪の回転状態がスリップ復帰状態（またはグリップ状態）となっている。

一方、前回のプログラム実行時に入力したスリップゲイン K_s が「0」ではなく、または、今回のプログラム実行時に入力したスリップゲイン K_s が「0」であれば、車輪の回転状態が完全スリップ状態ではない、または、車輪の回転状態が完全スリップ状態である。このため、スリップゲイン復帰判定部 65 は、ステップ S11 にて、「No」と判定してステップ S15 に進む。すなわち、この場合には、前回のプログラム実行時において、スリップゲイン決定部 64 から入力したスリップゲイン K_s が「0」ではない、言い換えれば、推定舵角差 δ が所定の舵角差 δ_1 未満であり、車輪の回転状態がグリップ状態、スリップ開始状態またはスリップ復帰状態である。あるいは、今回のプログラム実行時において、スリップゲイン決定部 64 から入力したスリップゲイン K_s が「0」、言い換えれば、推定舵角差 δ が所定の舵角差 δ_1 以上であり、車輪の回転状態が完全スリップ状態である。

ステップ S12 においては、スリップゲイン復帰判定部 65 は、アシストトルク演算部 60 のアシストトルク決定部 62 から入力したアシストトルク T_a が「0」であるか否かを判定する。すなわち、上述したように、アシストトルク演算部 62 によって推定軸力 F_c が目標操舵トルク T_h 以下である、言い換えれば、転舵輪である左右前輪 $W_f L$, $W_f R$ の推定舵角 δ_c が小さいためにアシストトルク T_a が「0」に決定されている場合には、スリップゲイン復帰判定部 65 は「Yes」と判定してステップ S13 に進む。

ステップ S13 においては、スリップゲイン復帰判定部 65 は、最終スリップゲイン K_{sd} をスリップゲイン決定部 64 によって決定されたスリップゲイン K_s に設定し、スリップゲイン K_s の出力（復帰）を許容する。すなわち、この場合には、アシストトルク T_a が「0」であり、最終的にアシストトルク T_a を補正する最終スリップゲイン K_{sd} をスリップゲイン K_s に設定して復帰を許容しても、運転者が操舵ハンドル 11 に入力する操舵トルク T に対して何らトルクを付与しない。このため、運転者が違和感を覚えることがない。

一方、アシストトルク演算部 60 のアシストトルク決定部 62 から入力したアシストトルク T_a が「0」でなければ、すなわち、推定軸力 F_c が目標操舵トルク T_h 以上である、言い換えれば、転舵輪である左右前輪 $W_f L$, $W_f R$ の推定舵角 δ_c が大きいためにアシストトルク T_a が「0」よりも大きく決定されている場合には、スリップゲイン復帰判定部 65 はステップ S13 にて「No」と判定して、繰り返しステップ S14 を実行する。

ステップ S14 においては、スリップゲイン復帰判定部 65 は、スリップゲイン決定部

10

20

30

40

50

64によって決定されたスリップゲイン K_s の出力(復帰)を禁止し、最終スリップゲイン K_{sd} を「0」に設定する。すなわち、この場合には、車輪が完全スリップ状態からスリップ復帰状態に移行している状態であるものの、アシストトルク決定部62によって「0」よりも大きなアシストトルク T_a が決定されている状態である。

このため、例えば、最終スリップゲイン K_{sd} をスリップゲイン決定部64によって決定されたスリップゲイン K_s に設定すると、急激な補正アシストトルク T_{ad} の付与に伴う左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の転舵(過アシストまたはセルフステア)が発生する可能性が高く、また、運転者が操舵ハンドル11を介して付与された補正アシストトルク T_{ad} を知覚して違和感を覚える可能性がある。したがって、スリップゲイン復帰判定部65は、最終スリップゲイン K_{sd} を「0」に設定(維持)して、急激な補正アシストトルク T_{ad} が付与されないようにする。

10

また、前記ステップS11にて「No」と判定すると、スリップゲイン復帰判定部65は、ステップS15に進み、最終スリップゲイン K_{sd} をスリップゲイン K_s に設定する。すなわち、この場合には、上述したように、車輪の回転状態が完全スリップ状態からスリップ復帰状態に移行していない。したがって、この場合には、スリップゲイン復帰判定部65は、最終スリップゲイン K_{sd} をスリップゲイン K_s に設定し、スリップゲイン K_s の出力(復帰)を許容する。

そして、前記ステップS13, または、ステップS15のステップ処理を実行すると、スリップゲイン復帰判定部65は、ステップS16にて、スリップゲイン復帰判定プログラムの実行を一旦終了する。

20

このようにして、スリップゲイン復帰判定部65が最終スリップゲイン K_{sd} を設定すると、アシストトルク補正部63は、アシストトルク決定部62から供給されたアシストトルク T_a に対して最終スリップゲイン K_{sd} を乗算して、最終的に補正された補正アシストトルク T_{ad} を計算する。

ここで、上述した最終スリップゲイン K_{sd} の決定および補正アシストトルク T_{ad} の計算を時間の経過に伴って図示すると、図17のように示すことができる。具体的に、説明すると、まず、(a.)グリップ状態においては、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップ率の極めて小さいスリップが発生している状態である。したがって、この(a.)グリップ状態においては、スリップゲイン復帰判定部65は、スリップゲイン復帰判定プログラムの前記ステップS11, S15のステップ処理を実行することにより、最終スリップゲイン K_{sd} をスリップゲイン K_s に設定する。したがって、この場合には、補正アシストトルク T_{ad} すなわちスリップゲイン K_s が「1」であるためにアシストトルク T_a が付与されるフルアシスト状態となる。

30

この(a.)グリップ状態から、(b.)スリップ開始状態に移行すると、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップ率の比較的大きなスリップが発生している状態である。このため、スリップゲイン復帰判定部65は、スリップゲイン復帰判定プログラムの前記ステップS11, S15のステップ処理を実行することにより、最終スリップゲイン K_{sd} をスリップゲイン K_s に設定する。これにより、最終スリップゲイン K_{sd} は、スリップゲイン K_s の減少に伴って下限値「0」に向けて減少する。したがって、補正アシストトルク T_{ad} は、「0」に向けて漸減する状態となる。

40

そして、(b.)スリップ開始状態から(c.)完全スリップ状態に移行すると、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} のうちの少なくとも一輪にスリップ率が「1」の完全スリップが発生している状態である。このため、スリップゲイン復帰判定部65は、スリップゲイン復帰判定プログラムの前記ステップS11, S15のステップ処理を実行することにより、最終スリップゲイン K_{sd} をスリップゲイン K_s に設定する。したがって、この場合には、スリップゲイン K_s が「0」であるために補正アシストトルク T_{ad} が「0」となり、何らトルクが付与されないアシストゼロ状態となる。

この(c.)完全スリップ状態から(d.)スリップ復帰状態に移行すると、一点鎖線

50

で示すように、スリップゲイン決定部64は推定舵角差の減少に伴ってスリップゲイン K_s の値を下限值「0」から上限値「1」に向けて増加させて決定する。これに伴い、スリップゲイン復帰判定部65は、スリップゲイン復帰判定プログラムの前記ステップS11にて、車輪の回転状態が完全スリップ状態からスリップ復帰状態に移行しているか否か、すなわち、スリップゲイン復帰判定を開始する。

また、この状況において、アシストトルク決定部62によって決定されるアシストトルク T_a が「0」でなければ、スリップゲイン復帰判定部65は、スリップゲイン決定部64によって決定されたスリップゲイン K_s の出力(復帰)を禁止し、最終スリップゲイン K_{sd} を「0」に設定する(ステップS11、ステップS12およびステップS14に相当)。これにより、太実線で示すように、補正アシストトルク T_{ad} は付与されずにアシストゼロが維持される。そして、(d.)スリップ復帰状態から(e.)グリップ状態に移行して、スリップゲイン K_s が「1」に設定されていても、アシストトルク決定部62によって決定されるアシストトルク T_a が「0」でなければ、スリップゲイン復帰判定部65は、引き続き、最終スリップゲイン K_{sd} を「0」に設定する(ステップS11、ステップS12およびステップS14に相当)。このため、補正アシストトルク T_{ad} は付与されずにアシストゼロが維持される。

さらに、(e.)グリップ状態に移行し、時間の経過に伴ってアシストトルク決定部62によって決定されるアシストトルク T_a が「0」となれば、スリップゲイン復帰判定部65は、最終スリップゲイン K_{sd} をスリップゲイン K_s に設定する(ステップS11、ステップS12およびステップS13に相当)。したがって、(e.)グリップ状態に移行してから、一旦アシストトルク T_a が「0」となることによってアシスト復帰条件が成立し、その後、「0」よりも大きなアシストトルク T_a が計算されると、スリップゲイン K_s が「1」に設定されているため、補正アシストトルク T_{ad} としてアシストトルク T_a が付与されるフルアシスト状態となる。

このように、補正アシストトルク T_{ad} を計算すると、電子制御ユニット35は、駆動回路36を介して、電動モータ25に補正アシストトルク T_{ad} に対応する駆動電流を供給する。これにより、電動モータ25は、ラックバー22を介して補正アシストトルク T_{ad} (またはアシストトルク T_a)に対応するトルクを伝達することができる。したがって、運転者は目標操舵トルク T_h により操舵ハンドル11を回動操作することができ、良好な操舵感覚を得ることができる。

以上の説明からも理解できるように、本実施形態によれば、操舵トルクセンサ32に異常が発生すると、舵角推定部40が車輪速センサ31a~31dから出力された左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} の車輪速度 f_L , f_R , r_L , r_R を表す信号をローパスフィルタ処理し、前輪側推定舵角 F_r および後輪側推定舵角 R_r を計算することができる。そして、舵角推定部40は、前輪側推定舵角 F_r と後輪側推定舵角 R_r とを平均することによって精度の高い推定舵角 c を計算するとともに、前輪側推定舵角 F_r と後輪側推定舵角 R_r との差を計算して精度の高い推定舵角差を計算することができる。

また、軸力推定部50は、舵角推定部40によって計算された精度の高い推定舵角 c と車速 V とを用いて基本軸力 F_b を計算するとともに、運転者による操舵ハンドル11の切り込み操作または切り戻し操作に応じて基本軸力 F_b にヒステリシス特性を付与する補正軸力 F_a を計算することができる。そして、軸力推定部50は、基本軸力 F_b と補正軸力 F_a を合算することにより、精度の高い推定軸力 F_c を計算することができる。

さらに、アシスト演算部60は、車速 V に応じて変化する目標操舵トルク T_h と、軸力推定部50によって計算された精度の高い推定軸力 F_c とを比較し、推定軸力 F_c から目標操舵トルク T_h を減ずることにより、アシストトルク T_a を計算することができる。また、アシスト演算部60は、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} の回転状態(すなわちスリップの発生の有無)に応じてアシストトルク T_a を補正して補正アシストトルク T_{ad} を計算することもできる。

そして、電子制御ユニット35は、駆動回路36を駆動制御して、電動モータ25に補

10

20

30

40

50

正アシストトルク T_{ad} (アシストトルク T_a) を出力させる。これにより、運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作に対して補正アシストトルク T_{ad} (アシストトルク T_a) を付与することができる。

このように、本実施形態に係る車両の電動パワーステアリング装置においては、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生した場合であっても、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} の推定舵角 c および転舵ギアユニット 20 のラックバー 22 に入力される推定軸力 F_c を正確に推定することができる。これにより、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生した場合であっても、例えば、操舵トルクセンサ 32 を冗長系として構成することなく、簡略化した構成により適切な補正アシストトルク T_{ad} (アシストトルク T_a) を正確に決定することができる。運転者による操舵ハンドル 11 の回動操作に対して適切な補正アシストトルク T_{ad} (アシストトルク T_a) の付与を継続することができる。したがって、運転者が操舵ハンドルを回動操作するときの負担を大幅に軽減することができる。

10

本発明の実施にあたっては、上記実施形態に限定されるものではなく、本発明の目的を逸脱しない限りにおいて、種々の変更が可能である。

例えば、上記実施形態においては、軸力推定部 50 が操舵感応軸力補正部 54 を備えるように実施した。しかしながら、操舵トルクセンサ 32 の異常を的確に運転者に対して報知する観点から、操舵感応軸力補正部 54 を省略して実施することも可能である。このように、操舵感応軸力補正部 54 を省略した場合には、軸力推定部 50 の基本軸力演算部 51 によって決定される基本軸力 F_b のみに基づいて推定軸力 F_c が推定される。このため、上述したように、運転者は、操舵ハンドル 11 の回動操作においてトルク変動を知覚して違和感を覚える。言い換えれば、運転者がこの違和感を覚えることにより、電動パワーステアリング装置の作動に異常が発生していることを効果的に報知することができる。なお、この場合であっても、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生した状況下で、アシストトルク T_a を継続して付与することができる。

20

また、上記実施形態においては、アシストトルク演算部 60 がアシストトルク補正部 63 を備えるように実施した。しかしながら、例えば、車両に搭載された他の装置によって左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} に発生するスリップが抑制される場合には、アシストトルク補正部 63 を省略して実施することも可能である。このように、アシストトルク補正部 63 を省略した場合であっても、アシストトルク演算部 60 のアシストトルク決定部 62 が適切な大きさのアシストトルク T_a を決定することができ、左右前輪 W_{fL} , W_{fR} および左右後輪 W_{rL} , W_{rR} に発生するスリップが抑制されれば、アシストトルク T_a を付与しても過アシストやセルフステアの発生が防止できる。したがって、この場合においても、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生した状況下で、アシストトルク T_a を継続して付与することができる。

30

また、上記実施形態においては、舵角推定部 40 の LPF 処理部 41 が、操舵速度 (具体的には、モータ回転角速度 ω) の大きさに応じて変化するカットオフ周波数 $T(|\omega|)$ を用いて、車輪速度 f_L , f_R , r_L , r_R を表す信号に対して適切なローパスフィルタ処理を施すように実施した。この場合、操舵速度 (具体的には、モータ回転角速度 ω) の大きさに応じて変化するカットオフ周波数 $T(|\omega|)$ を用いることに代えて、カットオフ周波数を固定してローパスフィルタ処理を施すことも可能である。この場合、固定するカットオフ周波数として、例えば、上記実施形態における下限側のカットオフ周波数 T_0 と上限側のカットオフ周波数 T_1 の間の周波数を設定することにより、位相遅れの抑制や高周波ノイズの除去性能が上記実施形態に比して若干劣るものの、構成を簡略化して安価なローパスフィルタ処理部を構成することができる。したがって、上記実施形態と同様の効果が期待できるとともに、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生した状況下で、アシストトルク T_a を継続して付与することができる。

40

また、上記実施形態においては、電動モータ 25 として、周知のブラシレスモータを採用し、モータ回転角センサ 33 が電動モータ 25 の回転角 θ を検出するように実施した。この場合、電動モータ 25 として、周知のブラシモータを採用した場合には、例えば、ブラシモータから駆動回路 36 に出力される逆起電力を検出するように構成しておき、この

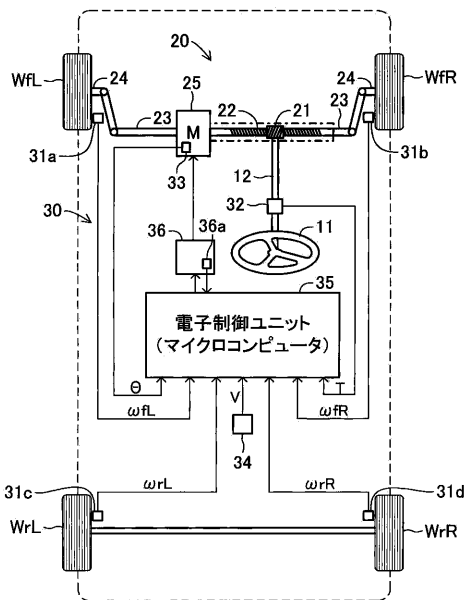
50

逆起電力の大きさから電動モータ 25 の回転角 θ を検出して実施することも可能である。この場合であっても、上記実施形態と同様にモータ回転角 θ を用いることができるため、上記実施形態と同様に、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生した状況下で、アシストトルク T_a を継続して付与することができる。

さらに、上記実施形態においては、電動モータ 25 を転舵ギアユニット 20 に組み付け、電動モータ 25 がラックバー 22 に対してアシストトルク T_a (補正アシストトルク T_{ad}) に対応するトルクを伝達するラックアシストタイプを採用して実施した。この場合、電動モータ 25 が、例えば、操舵軸 12 に対してトルクを伝達するコラムアシストタイプを採用したり、図示省略のピニオンシャフトに対してトルクを伝達するピニオンアシストタイプを採用して実施可能であることはいうまでもない。このように、コラムアシストタイプやピニオンアシストタイプを採用して実施した場合であっても、操舵トルクセンサ 32 に異常が発生した状況下で、アシストトルク T_a を継続して付与することができる。

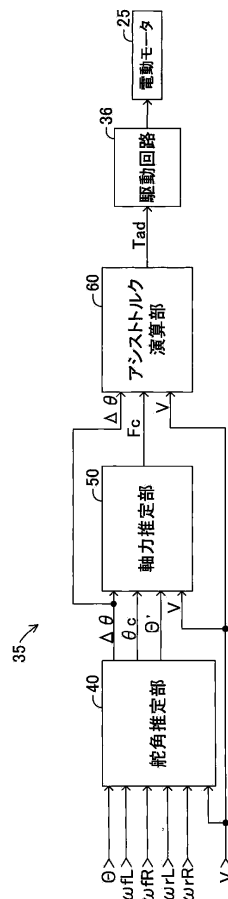
【図 1】

図 1



【図 2】

図 2



【 図 3 】

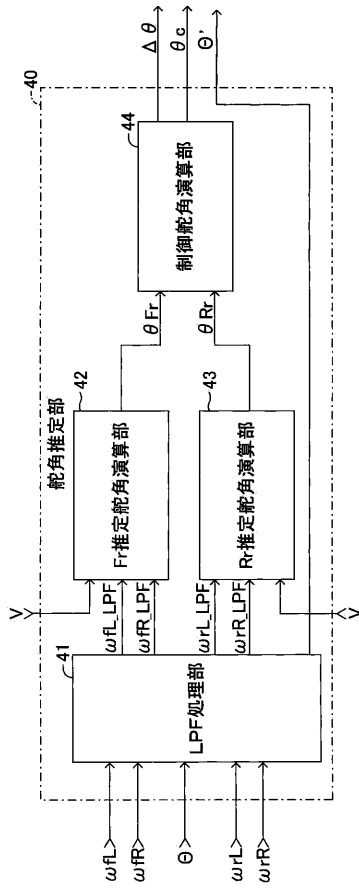


図3

【 図 4 】

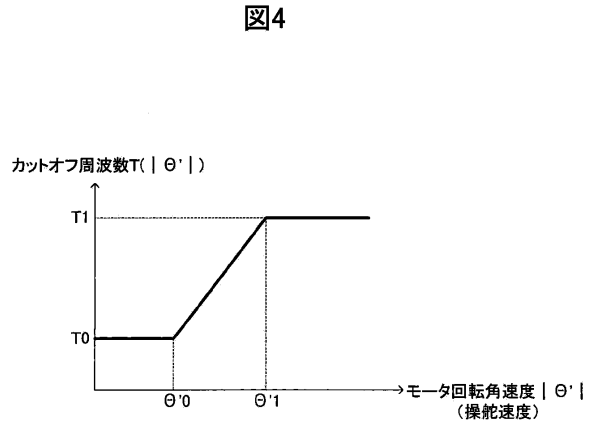
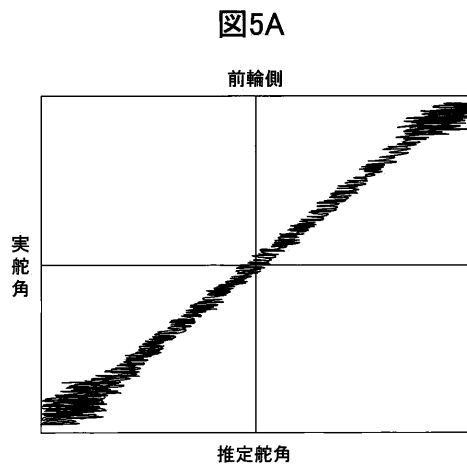
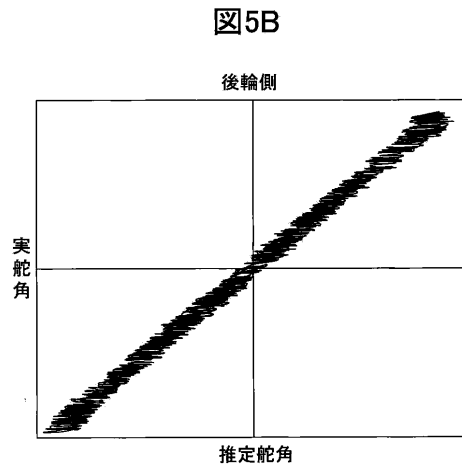


図4

【 図 5 A 】

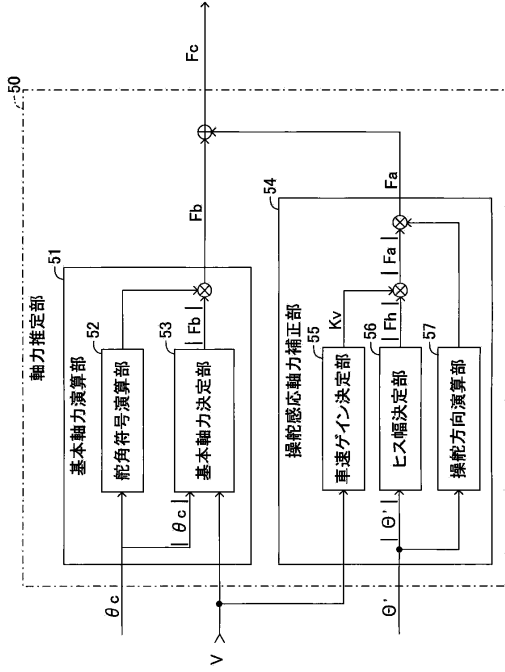


【 図 5 B 】



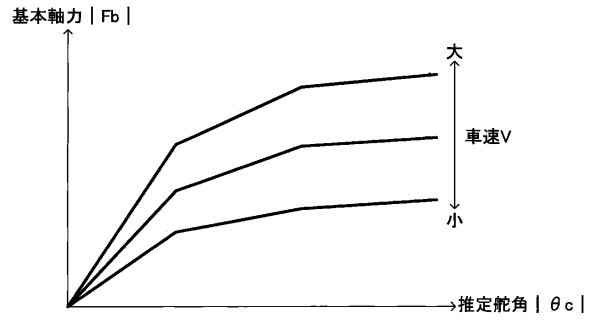
【図6】

図6



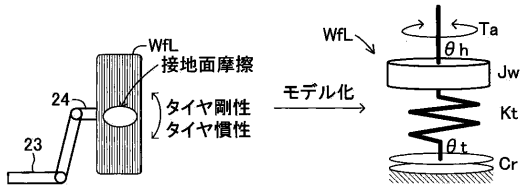
【図7】

図7



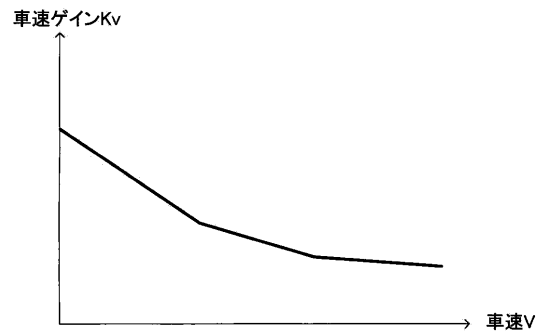
【図8】

図8



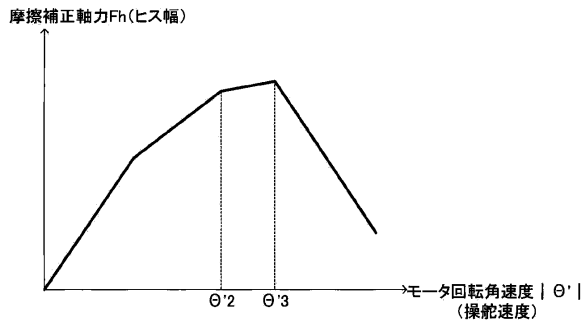
【図9】

図9



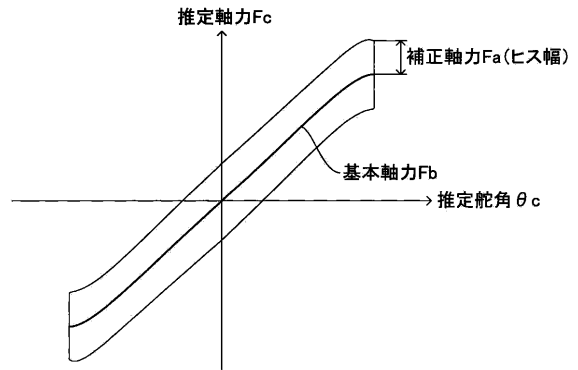
【図10】

図10



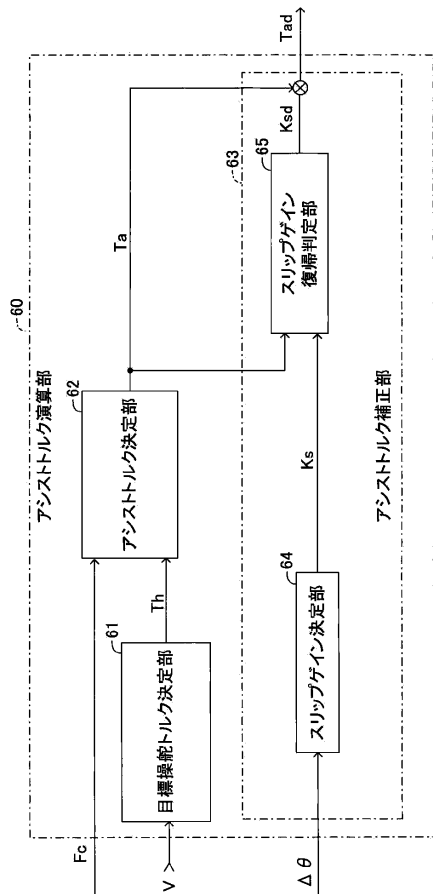
【図11】

図11



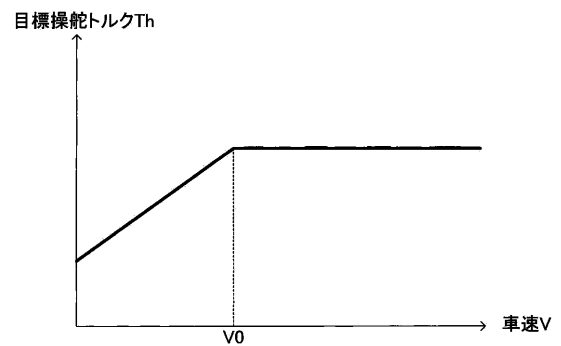
【図12】

図12



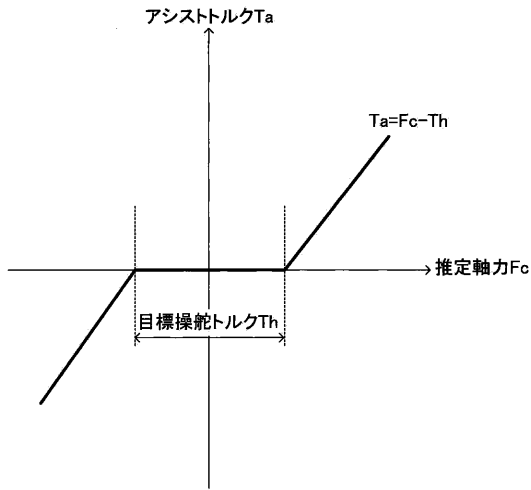
【図13】

図13



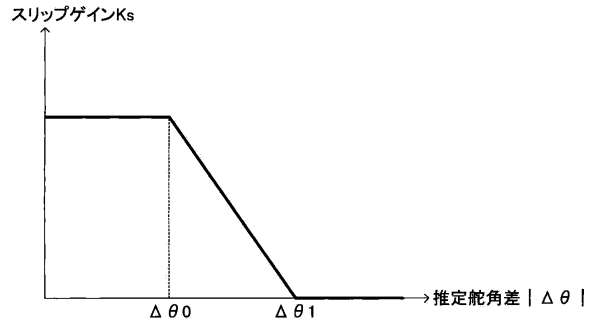
【図14】

図14



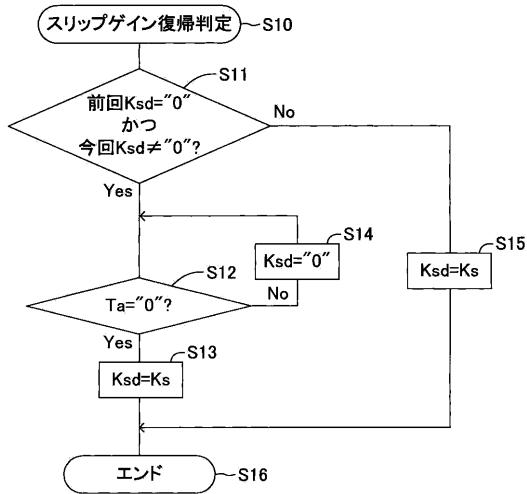
【図15】

図15



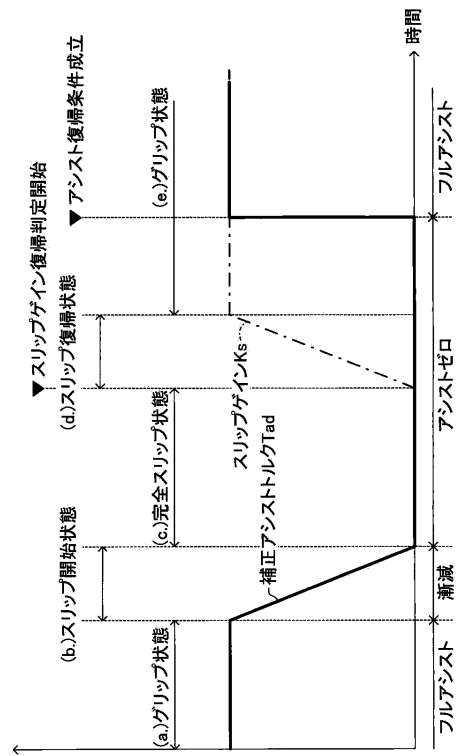
【図16】

図16



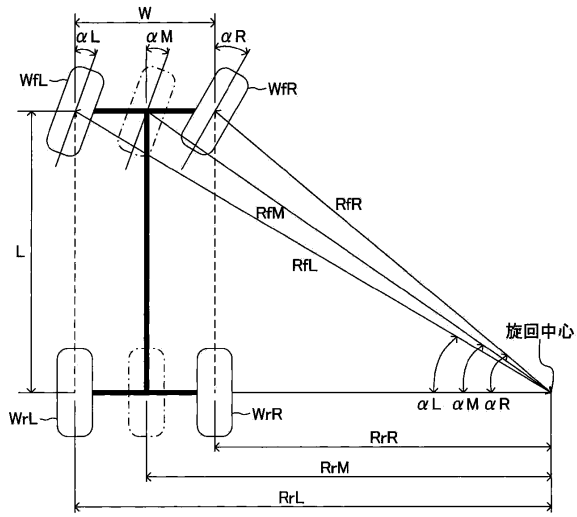
【図17】

図17



【 図 18 】

図18



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平11-180330(JP,A)
特開2000-185660(JP,A)
特開2001-106099(JP,A)
特開2005-067262(JP,A)
特開2005-098827(JP,A)
特開2008-213709(JP,A)
特開2009-006985(JP,A)
特開2009-012511(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B62D 6/00
B62D 5/04