

(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2014-122017

(P2014-122017A)

(43) 公開日 平成26年7月3日(2014.7.3)

(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 3 3 3
B 6 2 D 101/00 (2006.01)	B 6 2 D 101:00	
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 13 O L (全 33 頁)

(21) 出願番号	特願2013-191024 (P2013-191024)	(71) 出願人	000001247
(22) 出願日	平成25年9月13日 (2013.9.13)		株式会社ジェイテクト
(31) 優先権主張番号	特願2012-257462 (P2012-257462)		大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
(32) 優先日	平成24年11月26日 (2012.11.26)	(74) 代理人	100087701
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		弁理士 稲岡 耕作
		(74) 代理人	100101328
			弁理士 川崎 実夫
		(74) 代理人	100086391
			弁理士 香山 秀幸
		(72) 発明者	田村 勉
			大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
			株式会社ジェイテクト内
		(72) 発明者	フックス ロバート
			大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
			株式会社ジェイテクト内

最終頁に続く

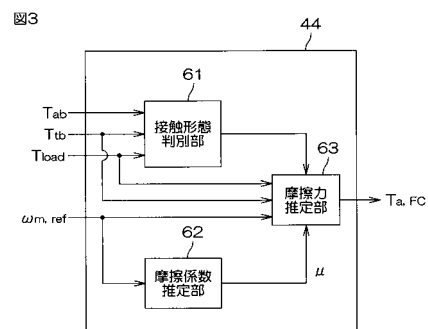
(54) 【発明の名称】 制御システム

(57) 【要約】

【課題】減速機構で発生する摩擦を新規な摩擦補償手法によって補償することができる制御システムを提供する。

【解決手段】摩擦補償制御部44は、減速機構の接触形態を判別する接触形態判別部61と、パワーコラムの摩擦係数を推定する摩擦係数推定部62と、パワーコラム内に発生する摩擦力を推定する摩擦力推定部63とを含んでいる。接触形態判別部61は、第1アシストトルク指令値 T_{ab} と、検出操舵トルク T_{tb} と、推定負荷トルク T_{load} とに基づいて、減速機構の接触形態を判別する。摩擦係数推定部62は、推定モータ角速度 $\omega_{m,ref}$ に基づいて、減速機構の一コラムの摩擦係数 μ を推定する。摩擦力推定部63は、接触形態判別部61の判別結果と、摩擦係数 μ と、検出操舵トルク T_{tb} と、推定負荷トルク T_{load} と、推定モータ角速度 $\omega_{m,ref}$ とに基づいて、第2アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ を演算する。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

電動モータと前記電動モータのモータトルクを増幅する減速機構を含む制御システムであって、

前記電動モータの基本モータトルク指令値を演算する基本モータトルク指令値演算手段と、

前記減速機構に加えられているモータトルク以外の外部トルクを特定する外部トルク特定手段と、

前記減速機構で摩擦が発生しないと仮定したモデル、あるいは前記減速機構で摩擦が発生しないと仮定したモデルを、実測したモータ角速度によって修正したモデルによって前記電動モータの角速度を演算するモータ角速度演算手段と、

前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度と、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値と、前記制御システム内で発生する摩擦のうちの少なくとも前記減速機構で発生する摩擦を含む補償対象の摩擦が考慮された前記制御システムのシミュレーションモデルとを用いて、前記補償対象の摩擦を推定する摩擦推定手段と、

前記摩擦推定手段によって推定された摩擦と、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算された基本モータトルク指令値とを用いて、前記電動モータから発生させるべきモータトルクの目標値であるモータトルク指令値を演算するモータトルク指令値演算手段と、

前記モータトルク指令値演算手段によって演算されたモータトルク指令値に基いて、前記電動モータを制御する制御手段とを含む、制御システム。

【請求項 2】

前記摩擦推定手段は、

前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値とを用いて、前記減速機構の接触形態を判別する判別手段と、

前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度に基いて、前記減速機構の摩擦係数を推定する摩擦係数推定手段と、

前記判別手段の判別結果と、前記摩擦係数推定手段によって推定された摩擦係数と、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度とに基いて、前記補償対象の摩擦を演算する演算手段とを含む、請求項 1 に記載の制御システム。

【請求項 3】

前記判別手段は、前記減速機構を構成する 2 つのギヤの接触形態が一点接触形態であるか二点接触形態であるかを判別するように構成されており、

前記演算手段は、予め設定されている前記一点接触形態用の摩擦演算式と前記二点接触形態用の摩擦演算式のうち、前記判別手段の判別結果に対応した演算式を用いて、前記補償対象の摩擦を演算するように構成されている請求項 2 に記載の制御システム。

【請求項 4】

前記電動モータの角速度を検出するモータ角速度検出手段と、

前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度と前記モータ角速度検出手段によって検出される角速度との偏差に基いて、モータトルク補正值を演算する補正值演算手段とをさらに含み、

前記モータトルク指令値演算手段は、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値と、前記補正值演算手段によって演算される前記モータトルク補正值と、前記摩擦推定手段によって推定された摩擦とを用いて、モータトルク指令値を演算するように構成されている、請求項 2 または 3 に記載の制御システム。

【請求項 5】

前記判別手段は、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記基本

10

20

30

40

50

モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値に前記補正值演算手段によって演算される前記モータトルク補正值を加算した値とを用いて、前記減速機構の接触形態を判別するように構成されている、請求項 4 に記載の制御システム。

【請求項 6】

前記摩擦推定手段は、

前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値とを用いて、前記減速機構の歯面に作用する垂直抗力を演算する垂直抗力演算手段と、

前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度に基いて、前記減速機構の摩擦係数を推定する摩擦係数推定手段と、

前記垂直抗力演算手段によって演算される垂直抗力と、前記摩擦係数推定手段によって推定された摩擦係数とに基いて、前記補償対象の摩擦を演算する演算手段とを含む、請求項 1 に記載の制御システム。

【請求項 7】

前記電動モータの角速度を検出するモータ角速度検出手段と、

前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度と前記モータ角速度検出手段によって検出される角速度との偏差に基いて、モータトルク補正值を演算する補正值演算手段とをさらに含み、

前記モータトルク指令値演算手段は、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値と、前記補正值演算手段によって演算される前記モータトルク補正值と、前記摩擦推定手段によって推定された摩擦とを用いて、モータトルク指令値を演算するように構成されている、請求項 6 に記載の制御システム。

【請求項 8】

前記垂直抗力演算手段は、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値に前記補正值演算手段によって演算されるモータトルク補正值が加算された値とを用いて、前記減速機構の歯面に作用する垂直抗力を演算するように構成されている、請求項 7 に記載の制御システム。

【請求項 9】

前記電動モータの回転角目標値を設定する回転角目標値設定手段と、

前記回転角目標値設定手段によって設定される回転角目標値と前記モータ回転角演算手段によって演算される回転角との偏差に基いて、モータトルク補正值を演算する補正值演算手段とをさらに含み、

前記モータトルク指令値演算手段は、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値と、前記補正值演算手段によって演算されるモータトルク補正值と、前記摩擦推定手段によって推定された摩擦とを用いて、モータトルク指令値を演算するように構成されている、請求項 6 に記載の制御システム。

【請求項 10】

前記垂直抗力演算手段は、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値に前記補正值演算手段によって演算されるモータトルク補正值が加算された値とを用いて、前記減速機構の歯面に作用する垂直抗力を演算するように構成されている、請求項 9 に記載の制御システム。

【請求項 11】

前記摩擦係数推定手段は、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度と、LuGre モデルを用いて前記摩擦係数を推定するように構成されている、請求項 2 ～ 10 のいずれか一項に記載の制御システム。

【請求項 12】

前記制御システムがコラムアシスト式電動パワーステアリング装置であり、

前記外部トルクが、運転者によって操舵部材に加えられる操舵トルクと、転舵輪側から

10

20

30

40

50

前記減速機構に加えられる負荷トルクとを含んでおり、

前記外部トルク特定手段は、前記操舵トルクを検出するための操舵トルク検出手段と、前記負荷トルクを推定する負荷トルク推定手段とを含んでいる、請求項 1 ～ 11 のいずれか一項に記載の制御システム。

【請求項 13】

車速を検出する車速検出手段をさらに含み、

前記基本モータトルク指令値演算手段は、前記車速検出手段によって検出される車速と、前記操舵トルク検出手段によって検出される操舵トルクとに基いて、基本モータトルク指令値を演算するように構成されている、請求項 12 に記載の制御システム。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

この発明は、電動モータと電動モータのモータトルクを増幅する減速機構とを含む制御システムに関する。このような制御システムの一例は、電動パワーステアリング装置（EPS：Electric Power Steering System）である。

【背景技術】

【0002】

電動パワーステアリング装置として、コラム部に電動モータと減速機構とが配置されているコラムアシスト式電動パワーステアリング装置（以下、「コラム式EPS」という）が知られている。コラム式EPSは、ステアリングホイール、ステアリングシャフト、中間軸、転舵機構、電動モータ、減速機構等を含んでいる。ステアリングシャフトは、ステアリングホイールに連結された入力軸と、中間軸に連結された出力軸と、入力軸と出力軸とを連結しているトーションバーからなる。電動モータは、減速機構を介して出力軸に連結されている。

20

【0003】

この明細書において「コラム」とは、ステアリングホイール、入力軸、トーションバーおよび出力軸から構成される部分をいう。また、この明細書において「パワーコラム」とは、ステアリングホイール、入力軸、トーションバー、出力軸、減速機構、電動モータ、および電動モータの制御装置から構成される部分をいう。また、この明細書において「一般的なコラム式EPS」とは、減速機構の摩擦を補償する機能を備えていないコラム式EPSをいうものとする。

30

【0004】

一般的なコラム式EPSでは、電動モータによって発生したモータトルク（アシストトルク）は、減速機構を介して出力軸に伝達される。出力軸に伝達されたアシストトルクは、中間軸を介して、たとえばラックアンドピニオン機構を含む転舵機構に伝達される。減速機構は、たとえばウォームギヤとウォームホイールとからなるウォームギヤ機構である。減速機構で発生する摩擦は大きいいため、その摩擦の影響によってステアリングの操舵入力に対する応答性が悪化するという問題がある。

【0005】

そこで、ステアリングの操舵入力に対する応答性を向上させるために、減速機構で発生する摩擦を補償する方法が開発されている。最も簡単な摩擦補償方法は、操舵速度の符号に応じてある一定の摩擦力をアシストトルク指令値に加算する方法である。

40

下記特許文献1には、トルクセンサによって検出された検出操舵トルクに基いて演算されたアシストトルク指令値と、検出操舵トルクとに基いて摩擦補償を行う方法が開示されている。具体的には、アシストトルク指令値に基いて減速機構の摩擦力の大きさが推定される。検出操舵トルクに基いて減速機構の摩擦力の符号が決定される。このようにして、減速機構の摩擦力が推定される。そして、推定された減速機構の摩擦力が、アシストトルク指令値に加算される。

【先行技術文献】

【特許文献】

50

【 0 0 0 6 】

【特許文献 1】特開2003-170856号公報

【特許文献 2】特開2000-103349号公報

【特許文献 3】特開2003-291834号公報

【非特許文献】

【 0 0 0 7 】

【非特許文献 1】「自動車の運動と制御 車両運動力学の理論形成と応用」 安部正人著
東京電気大学出版局 2008年3月20日 第1版1刷発行 2009年9月20日
第1版2刷発行

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 8 】

この発明の目的は、減速機構で発生する摩擦を新規な摩擦補償手法によって補償することができる制御システムを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 9 】

請求項 1 記載の発明は、電動モータ (1 8) と前記電動モータのモータトルクを増幅する減速機構 (1 9) を含む制御システム (1) であって、前記電動モータの基本モータトルク指令値 (T_b) を演算する基本モータトルク指令値演算手段 (4 7) と、前記減速機構に加えられているモータトルク以外の外部トルク ($T_{tb}, T_{load}; T_{tb}, T_{load2}$) を特定する外部トルク特定手段 (1 1 , 5 4 , 9 1) と、前記減速機構で摩擦が発生しないと仮定したモデル、あるいは前記減速機構で摩擦が発生しないと仮定したモデルを、実測したモータ角速度によって修正したモデル (5 5 , 9 2) によって前記電動モータの角速度 ($\omega_{m, ref}, \omega_{m, obs}$) を演算するモータ角速度演算手段 (4 3 , 8 6) と、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度と、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値と、前記制御システム内で発生する摩擦のうちの少なくとも前記減速機構で発生する摩擦を含む補償対象の摩擦が考慮された前記制御システムのシミュレーションモデル (7 1) とを用いて、前記補償対象の摩擦を推定する摩擦推定手段 (4 4 , 4 4 A , 8 7) と、前記摩擦推定手段によって推定された摩擦と、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算された基本モータトルク指令値とを用いて、前記電動モータから発生させるべきモータトルクの目標値であるモータトルク指令値 (T_{abc}) を演算するモータトルク指令値演算手段 (4 9 , 8 5) と、前記モータトルク指令値演算手段によって演算されたモータトルク指令値に基いて、前記電動モータを制御する制御手段 (5 1 , 5 2) とを含む、制御システムである。なお、括弧内の英数字は、後述の実施形態における対応構成要素等を表すが、むしろ、この発明の範囲は当該実施形態に限定されない。以下、この項において同じ。

【 0 0 1 0 】

この発明では、減速機構に加えられているモータトルク以外の外部トルクと、減速機構で摩擦が発生しないと仮定した場合の電動モータの角速度と、基本モータトルク指令値と、制御システムのシミュレーションモデルとを用いて、補償対象の摩擦が推定される。そして、推定された摩擦と基本モータトルク指令値とを用いて、モータトルク指令値が演算される。これにより、減速機構で発生する摩擦を新規な摩擦補償手法によって補償することができるようになる。

【 0 0 1 1 】

請求項 2 記載の発明は、前記摩擦推定手段は、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値とを用いて、前記減速機構の接触形態を判別する判別手段 (6 1) と、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度に基いて、前記減速機構の摩擦係数 (μ) を推定する摩擦係数推定手段 (6 2) と、前記判別手段の判別結果と、前記摩擦係数推

10

20

30

40

50

定手段によって推定された摩擦係数と、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度とに基いて、前記補償対象の摩擦を演算する演算手段(63)とを含む、請求項1に記載の制御システムである。

【0012】

請求項3記載の発明は、前記判別手段は、前記減速機構を構成する2つのギヤの接触形態が一点接触形態であるか二点接触形態であるかを判別するように構成されており、前記演算手段は、予め設定されている前記一点接触形態用の摩擦演算式(式(25))と前記二点接触形態用の摩擦演算式(式(23))のうち、前記判別手段の判別結果に対応した演算式を用いて、前記補償対象の摩擦を演算するように構成されている請求項2に記載の制御システムである。

10

【0013】

請求項4記載の発明は、前記電動モータの角速度(ω_m , $m e a s$)を検出するモータ角速度検出手段(42)と、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度と前記モータ角速度検出手段によって検出される角速度との偏差に基いて、モータトルク補正值($T_{a, p I}$)を演算する補正值演算手段(45, 46)とをさらに含み、前記モータトルク指令値演算手段は、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値と、前記補正值演算手段によって演算される前記モータトルク補正值と、前記摩擦推定手段によって推定された摩擦とを用いて、モータトルク指令値を演算するように構成されている、請求項2または3に記載の制御システムである。

20

【0014】

請求項5記載の発明は、前記判別手段は、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルク($T_{t b}$, $T_{l o a d}$)と、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値に前記補正值演算手段によって演算される前記モータトルク補正值を加算した値($T_{a b}$)とを用いて、前記減速機構の接触形態を判別するように構成されている、請求項4に記載の制御システムである。

【0015】

請求項6記載の発明は、前記摩擦推定手段は、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルクと、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値とを用いて、前記減速機構の歯面に作用する垂直抗力($d N_f$)を演算する垂直抗力演算手段(64, 201)と、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度に基いて、前記減速機構の摩擦係数(μ)を推定する摩擦係数推定手段(65, 202)と、前記垂直抗力演算手段によって演算される垂直抗力と、前記摩擦係数推定手段によって推定された摩擦係数とに基いて、前記補償対象の摩擦を演算する演算手段(66, 203)とを含む、請求項1に記載の制御システムである。

30

【0016】

請求項7記載の発明は、前記電動モータの角速度(ω_m , $m e a s$)を検出するモータ角速度検出手段(42)と、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度と前記モータ角速度検出手段によって検出される角速度との偏差に基いて、モータトルク補正值($T_{a, p I}$)を演算する補正值演算手段(45, 46)とをさらに含み、前記モータトルク指令値演算手段は、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値と、前記補正值演算手段によって演算される前記モータトルク補正值と、前記摩擦推定手段によって推定された摩擦とを用いて、モータトルク指令値を演算するように構成されている、請求項6に記載の制御システムである。

40

【0017】

請求項8記載の発明は、前記垂直抗力演算手段は、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルク($T_{t b}$, $T_{l o a d}$)と、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値に前記補正值演算手段によって演算されるモータトルク補正值を加算された値($T_{a b}$)とを用いて、前記減速機構の歯面に作用する垂直抗力を演算するように構成されている、請求項7に記載の制御システムである。

【0018】

50

請求項 9 記載の発明は、前記電動モータの回転角目標値 ($\theta_{m, tag}$) を設定する回転角目標値設定手段 (81) と、前記回転角目標値設定手段によって設定される回転角目標値と前記モータ回転角演算手段によって演算される回転角との偏差に基いて、モータトルク補正值 ($T_{a, pD}$) を演算する補正值演算手段 (82, 83) とをさらに含み、前記モータトルク指令値演算手段は、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値と、前記補正值演算手段によって演算されるモータトルク補正值と、前記摩擦推定手段によって推定された摩擦とを用いて、モータトルク指令値を演算するように構成されている、請求項 6 に記載の制御システムである。

【0019】

請求項 10 記載の発明は、前記垂直抗力演算手段は、前記外部トルク特定手段によって特定される外部トルク (T_{tb}, T_{load2}) と、前記基本モータトルク指令値演算手段によって演算される基本モータトルク指令値に前記補正值演算手段によって演算されるモータトルク補正值が加算された値 (T_{ab}) とを用いて、前記減速機構の歯面に作用する垂直抗力を演算するように構成されている、請求項 9 に記載の制御システムである。

10

【0020】

請求項 11 記載の発明は、前記摩擦係数推定手段は、前記モータ角速度演算手段によって演算される角速度と、L u G r e モデルを用いて前記摩擦係数を推定するように構成されている、請求項 2 ~ 10 のいずれか一項に記載の制御システムである。

請求項 12 記載の発明は、前記制御システムがコラムアシスト式電動パワーステアリング装置であり、前記外部トルクが、運転者によって操舵部材 (2) に加えられる操舵トルク (T_{tb}) と、転舵輪 (3) 側から前記減速機構に加えられる負荷トルク (T_{load}, T_{load2}) とを含んでおり、前記外部トルク特定手段は、前記操舵トルクを検出するための操舵トルク検出手段 (11) と、前記負荷トルクを推定する負荷トルク推定手段 (54, 91) とを含んでいる、請求項 1 ~ 11 のいずれか一項に記載の制御システムである。

20

【0021】

請求項 13 記載の発明は、車速 (V) を検出する車速検出手段 (26) をさらに含み、前記基本モータトルク指令値演算手段は、前記車速検出手段によって検出される車速と、前記操舵トルク検出手段によって検出される操舵トルクとに基いて、基本モータトルク指令値を演算するように構成されている、請求項 12 に記載の制御システムである。

30

【図面の簡単な説明】

【0022】

【図 1】図 1 は、本発明の第 1 実施形態に係るコラム式 EPS の概略構成を示す模式図である。

【図 2】図 2 は、図 1 の ECU の電氣的構成を示す概略図である。

【図 3】図 3 は、摩擦補償制御部の構成を示すブロック図である。

【図 4】図 4 は、一般的なコラム式 EPS のシミュレーションモデルの構成を示す模式図である。

【図 5】図 5 は、ウォームギヤ機構の噛み合いモデルを示す模式図である。

【図 6】図 6 は、図 4 内のパワーコラムのモデルをより簡素化したシミュレーションモデル (制御モデル) の構成を示す模式図である。

40

【図 7】図 7 は、実験装置の構成を図式的に示す模式図である。

【図 8】図 8 A は入力トルクと出力トルクの変化を示すタイムチャートであり、図 8 B はアシストモータの角速度の変化を示すタイムチャートである。

【図 9】図 9 A は入力トルクと出力トルクの変化を示すタイムチャートであり、図 9 B はアシストモータの角速度の変化を示すタイムチャートであり、図 9 C は第 1 アシストトルク補正值 $T_{a, FC}$ および第 2 アシストトルク補正值 $T_{a, pI}$ の変化を示すタイムチャートである。

【図 10】図 10 は、摩擦補償制御部の他の構成例を示すブロック図である。

【図 11】図 11 は、第 2 実施形態における ECU の電氣的構成を示す概略図である。

50

【図 1 2】図 1 2 は、プラントオブザーバ部の構成を示すブロック図である。

【図 1 3】図 1 3 は、摩擦補償制御部の構成を示すブロック図である。

【発明を実施するための形態】

【0023】

以下では、この発明をコラム式 EPS に適用した場合の実施形態を、添付図面を参照して詳細に説明する。

図 1 は、本発明の一実施形態に係るコラム式 EPS の概略構成を示す模式図である。

コラム式 EPS 1 は、車両を操向するための操舵部材としてのステアリングホイール 2 と、このステアリングホイール 2 の回転に連動して転舵輪 3 を転舵する転舵機構 4 と、運転者の操舵を補助するための操舵補助機構 5 とを備えている。ステアリングホイール 2 と転舵機構 4 とは、ステアリングシャフト 6、第 1 のユニバーサルジョイント 28、中間軸 7 および第 2 のユニバーサルジョイント 29 を介して機械的に連結されている。

10

【0024】

ステアリングシャフト 6 は、ステアリングホイール 2 に連結された入力軸 8 と、中間軸 7 に連結された出力軸 9 とを含む。入力軸 8 と出力軸 9 とは、トーションバー 10 を介して同一軸線上で相対回転可能に連結されている。すなわち、ステアリングホイール 2 が回転されると、入力軸 8 および出力軸 9 は、互いに相対回転しつつ同一方向に回転するようになっている。出力軸 9 は、第 1 のユニバーサルジョイント 28 を介して中間軸 7 に連結されている。

【0025】

20

ステアリングシャフト 6 の周囲には、トルクセンサ 11 が設けられている。トルクセンサ 11 は、入力軸 8 および出力軸 9 の相対回転変位量に基いて、トーションバー 10 に加えられているトーションバートルク（以下、「操舵トルク T_{tb} 」という）を検出する。トルクセンサ 11 によって検出される操舵トルク T_{tb} は、ECU（電子制御ユニット：Electronic Control Unit）12 に入力される。

【0026】

転舵機構 4 は、ピニオン軸 13 と、転舵軸としてのラック軸 14 とを含むラックアンドピニオン機構からなる。ラック軸 14 の各端部には、タイロッド 15 およびナックルアーム（図示略）を介して転舵輪 3 が連結されている。ピニオン軸 13 は、第 2 のユニバーサルジョイント 29 を介して中間軸 7 に連結されている。ピニオン軸 13 は、ステアリングホイール 2 の操舵に連動して回転するようになっている。ピニオン軸 13 の先端には、ピニオン 16 が連結されている。

30

【0027】

ラック軸 14 は、自動車の左右方向（直進方向に直交する方向）に沿って直線状に延びている。ラック軸 14 の軸方向の中間部には、ピニオン 16 に噛み合うラック 17 が形成されている。このピニオン 16 およびラック 17 によって、ピニオン軸 13 の回転がラック軸 14 の軸方向移動に変換される。ラック軸 14 を軸方向に移動させることによって、転舵輪 3 を転舵することができる。

【0028】

ステアリングホイール 2 が操舵（回転）されると、この回転が、ステアリングシャフト 6 および中間軸 7 を介して、ピニオン軸 13 に伝達される。そして、ピニオン軸 13 の回転は、ピニオン 16 およびラック 17 によって、ラック軸 14 の軸方向移動に変換される。これにより、転舵輪 3 が転舵される。

40

操舵補助機構 5 は、操舵補助力を発生するための電動モータ 18 と、電動モータ 18 の出力トルクを増幅して転舵機構 4 に伝達するための減速機構 19 とを含む。電動モータ 18 は、この実施形態では、三相ブラシレスモータからなる。減速機構 19 は、ウォームギヤ 20 と、このウォームギヤ 20 と噛み合うウォームホイール 21 とを含むウォームギヤ機構からなる。減速機構 19 は、伝達機構ハウジングとしてのギヤハウジング 22 内に収容されている。

【0029】

50

ウォームギヤ 20 は、電動モータ 18 によって回転駆動される。また、ウォームホイール 21 は、ステアリングシャフト 6 とは同方向に回転可能に連結されている。ウォームホイール 21 は、ウォームギヤ 20 によって回転駆動される。

運転者がステアリングホイール 2 を操舵することによって、電動モータ 18 によってウォームギヤ 20 が回転駆動される。これにより、ウォームホイール 21 が回転駆動され、ステアリングシャフト 6 にモータトルクが付与されるとともにステアリングシャフト 6 が回転する。そして、ステアリングシャフト 6 の回転は、中間軸 7 を介してピニオン軸 13 に伝達される。ピニオン軸 13 の回転は、ラック軸 14 の軸方向移動に変換される。これにより、転舵輪 3 が転舵される。すなわち、電動モータ 18 によってウォームギヤ 20 を回転駆動することによって、電動モータ 18 による操舵補助が可能となっている。

10

【0030】

減速機構 19 に加えられるトルクとしては、電動モータ 18 によるモータトルクと、モータトルク以外の外部トルクとがある。モータトルク以外の外部トルクには、運転者によってステアリングホイール 2 に加えられる操舵トルクと、転舵輪 (3) 側からラック軸 14 (減速機構 19) に加えられる負荷トルクとが含まれる。

電動モータ 18 のロータの回転角 (ロータ回転角) は、レゾルバ等の回転角センサ 25 によって検出される。また、車速は車速センサ 26 によって検出される。回転角センサ 25 の出力信号および車速センサ 26 によって検出される車速 V は、ECU 12 に入力される。電動モータ 18 は、モータ制御装置としての ECU 12 によって制御される。

【0031】

20

図 2 は、ECU 12 の電氣的構成を示す概略図である。

ECU 12 は、トルクセンサ 11 によって検出される検出操舵トルク T_{tb} 、車速センサ 26 によって検出される車速 V および回転角センサ 25 の出力に基いて演算される電動モータ 18 の回転角 θ_m に応じて電動モータ 18 を駆動することによって、操舵状況に応じた適切な操舵補助を実現する。また、ECU 12 は、電動モータ 18 を駆動制御することにより、パワーコラム内の摩擦の影響を低減するための摩擦補償を実現する。この実施形態では、電動モータ 18 は、ブラシ付き直流モータである。

【0032】

ECU 12 は、マイクロコンピュータ 40 と、マイクロコンピュータ 40 によって制御され、電動モータ 18 に電力を供給する駆動回路 (Hブリッジ回路) 31 と、電動モータ 18 に流れる電流 (以下、「モータ電流」という) を検出するための電流検出用抵抗 (シャント抵抗) 32 および電流検出回路 33 とを備えている。

30

マイクロコンピュータ 40 は、CPU およびメモリ (ROM、RAM、不揮発性メモリなど) を備えており、所定のプログラムを実行することによって、複数の機能処理部として機能するようになっている。この複数の機能処理部には、回転角演算部 41 と、モータ角速度演算部 42 と、モータ角速度推定部 (リファレンスモデル) 43 と、摩擦補償制御部 44 と、角速度偏差演算部 45 と、PI (比例積分) 制御部 46 と、基本アシストトルク指令値演算部 47 と、第 1 加算部 48 と、第 2 加算部 49 と、電流指令値演算部 50 と、電流偏差演算部 51 と、PI (比例積分) 制御部 52 と、PWM (Pulse Width Modulation) 制御部 53 とを含む。

40

【0033】

回転角演算部 41 は、回転角センサ 25 の出力信号に基いて、電動モータ 18 の回転角 θ_m を演算する。モータ角速度演算部 42 は、回転角演算部 41 によって演算された回転角 θ_m を時間微分することによって電動モータ 18 のロータの角速度 (以下、「実モータ角速度 $\omega_{m, meas}$ 」という) を演算する。

モータ角速度推定部 43 は、トルクセンサ 11 によって検出される検出操舵トルク T_{tb} に基いて、パワーコラム内に摩擦が発生しないと仮定した場合の電動モータ 18 のロータの角速度 (以下、「推定モータ角速度 $\omega_{m, ref}$ 」という) を推定するものであり、車両モデル 54 と摩擦無しコラム式 EPS モデル 55 とを含んでいる。この実施形態では、車両モデル 54 は、非特許文献 1 に記載されている二輪車モデル (4 輪車の等価的な二

50

輪車モデル)である。

【0034】

車両モデル54は、摩擦無しコラム式EPSモデル55によって演算される推定モータ角速度 $\omega_{m, ref}$ を入力として、推定負荷トルク T_{load} を出力する。推定負荷トルク T_{load} は、転舵輪3側からラック軸14(減速機構19)に加えられる負荷トルクの推定値である。摩擦無しコラム式EPSモデル55は、パワーコラム内に摩擦が発生しない仮想的なコラム式EPSのモデルである。摩擦無しコラム式EPSモデル55は、トルクセンサ11によって検出される検出操舵トルク T_{tb} と車両モデル54によって演算される推定負荷トルク T_{load} とを入力として、推定モータ角速度 $\omega_{m, ref}$ を出力する。トルクセンサ11によって検出される検出操舵トルク T_{tb} と、車両モデル54によって演算される推定負荷トルク T_{load} とが、減速機構19に加えられるモータトルク以外の外部トルクとなる。摩擦無しコラム式EPSモデル55の詳細については、後述する。

10

【0035】

角速度偏差演算部45は、モータ角速度推定部43によって推定された推定モータ角速度 $\omega_{m, ref}$ と、モータ角速度演算部42によって演算された実モータ角速度 $\omega_{m, means}$ との角速度偏差 $\Delta\omega_m (= \omega_{m, ref} - \omega_{m, means})$ を演算する。

PI制御部46は、摩擦補償のロバスト性を改善するために設けられている。PI制御部46は、角速度偏差演算部45によって演算される角速度偏差 $\Delta\omega_m$ に対してPI演算を行うことにより、第1アシストトルク補正值 $T_{a, PI}$ を出力する。

20

【0036】

基本アシストトルク指令値演算部47は、車速センサ26によって検出される車速 V と、トルクセンサ11によって検出される検出操舵トルク T_{tb} とに基いて、基本アシストトルク指令値 T_b を演算する。

第1加算部48は、基本アシストトルク指令値演算部47によって演算される基本アシストトルク指令値 T_b と、PI制御部46によって演算される第1アシストトルク補正值 $T_{a, PI}$ とを加算することによって、第1アシストトルク指令値 T_{ab} を演算する。

【0037】

摩擦補償制御部(摩擦制御コントローラ)44には、トルクセンサ11によって検出される検出操舵トルク T_{tb} 、摩擦無しコラム式EPSモデル55によって演算される推定モータ角速度 $\omega_{m, ref}$ 、車両モデル54によって演算される推定負荷トルク T_{load} および第1アシストトルク指令値 T_{ab} が入力する。摩擦補償制御部44は、これらの入力と後述する制御モデル71を用いて、パワーコラム内に発生する摩擦力を推定し、推定した摩擦力に応じた第2アシストトルク補正值 $T_{a, FC}$ を出力する。摩擦補償制御部44の詳細については後述する。

30

【0038】

第2加算部49は、第1加算部48によって演算される第1アシストトルク指令値 T_{ab} に、摩擦補償制御部44によって演算される第2アシストトルク補正值 $T_{a, FC}$ を加算することにより、第2アシストトルク指令値 T_{abc} を演算する。

電流指令値演算部50は、アシストトルク指令値 T_{abc} を電動モータ18のトルク定数で除することにより、電流指令値 I_m^* を演算する。電流偏差演算部51は、電流指令値演算部50によって演算される電流指令値 I_m^* と、電流検出回路33によって検出される実モータ電流 I_m との偏差 $\Delta I_m (= I_m^* - I_m)$ を演算する。PI制御部52は、電流偏差演算部51によって演算される電流偏差 ΔI_m に対してPI演算を行うことにより、電動モータ18に印加すべき電圧指令値を演算する。

40

【0039】

PMW制御部53は、PI制御部52によって演算される電圧指令値に対応するデューティのPWM信号を生成して、モータ駆動回路31に与える。モータ駆動回路31は、Hブリッジ回路であり、複数のパワー素子を含んでいる。これらの複数のパワー素子が、PMW制御部から与えられるPWM信号に基いてオンオフされることにより、前記電圧指令

50

値に応じた電圧が電動モータ 18 に印加される。

【0040】

電流偏差演算部 51 および P I 制御部 52 は、電流フィードバック制御手段を構成している。この電流フィードバック制御手段の働きによって、電動モータ 18 に流れるモータ電流が、電流指令値 I_m^* に近づくように制御される。

次に、図 3 ~ 図 6 を参照して、摩擦補償制御部 44 について説明する。

図 3 は、摩擦補償制御部 44 の構成を示すブロック図である。摩擦補償制御部 44 は、減速機構 19 の接触形態を判別する接触形態判別部 61 と、パワーコラムの摩擦係数を推定する摩擦係数推定部 62 と、パワーコラム内に発生する摩擦力を推定する摩擦力推定部 63 とを含んでいる。前述したように、摩擦補償制御部 44 は、コラム式 EPS のシミュレーションモデルを用いて、パワーコラム内に発生する摩擦力を推定するものである。摩擦補償制御部 44 で利用されるシミュレーションモデルについて説明する。

【0041】

図 4 は、一般的なコラム式 EPS のシミュレーションモデルの構成を示す模式図である。このシミュレーションモデル 60 は、8 自由度のモデルである。このシミュレーションモデル 60 の入力は、ステアリングホイールトルク T_{sw} と、ラック軸力 F_{ld} と、入力トルク信号 E_{req} (トーションバートルク T_{tb} に相当する) と、車速信号 E_{veh} (車速 V に相当する) とがある。

【0042】

このシミュレーションモデル 60 は、パワーコラム 61 と、中間軸と、2 つのユニバーサルジョイントと、ラックアンドピニオンギヤ機構とを含む。パワーコラム 61 は、ステアリングホイール、アシストモータシステム、ウォームギヤおよびウォームホイールを含んでいる。ウォームギヤおよびウォームホイールから減速機構 (ウォームギヤ機構) が構成されている。アシストモータシステムは、アシストモータと、アシストモータを制御するモータ制御装置とを含んでいる。このシミュレーションモデル 60 に含まれているモータ制御装置は、摩擦補償機能を備えていない一般的なモータ制御装置である。たとえば、このモータ制御装置は、入力トルク信号 E_{req} と車速信号 E_{veh} とに基いて電流指令値を演算し、アシストモータに流れる電流が電流指令値に等しくなるように、フィードバック制御を行うものである。ラックアンドピニオンギヤ機構は、ピニオンとラックとを含んでいる。

【0043】

図 4 において、 J は慣性を表している。 M は質量を表している。 ω は角速度または速度を表している。 k は剛性係数を表している。 c は粘性係数を表している。摩擦としては、減速機構の噛み合い部の摩擦 $F_{cf,ww}$, $F_{cf,wg}$ と、ラックアンドピニオンギヤ機構の噛み合い部の摩擦 $F_{cf,p}$, $F_{cf,r}$ と、ウォームギヤ、ウォームホイールおよびピニオンをそれぞれ支持する軸受の摩擦 $T_{f,ww}$, $T_{f,wg}$, $T_{f,p}$ と、ラックガイドの摩擦 $F_{f,gr}$ が考慮されている。添字の sw はステアリングホイールを、 m はアシストモータを、 ww はウォームホイールを、 wg はウォームギヤを、 $u1$, $u2$ はユニバーサルジョイントを、 p はピニオンギヤを、 r はラックを、 tb はトーションバーを、 int は中間軸をそれぞれ示している。

【0044】

図 4 のシミュレーションモデル 60 内のパワーコラム 61 について、さらに詳しく説明する。

減速機構は、噛み合い分の滑りによる摩擦損失が大きい。そこで、図 5 に示すようなウォームギヤとウォームホイールの噛み合い接触部における等価質量 m_{wg} , m_{ww} (ギヤ慣性 J_{wg} , J_{ww} から算出される) についてのピッチ円接触方向の並進運動モデルにすることで、噛み合い力と滑り速度に依存する摩擦損失を考慮できるようにした。座標系は、ウォームギヤとウォームホイールのピッチ円上の噛み合い点における接線と一致する直線をそれぞれ x 軸、 y 軸とする。そして、それぞれのギヤの回転軸が最短となる直線を z 軸と定義する。また、このモデルでは、ウォームギヤは x 軸上のみを運動し、ウォームホ

10

20

30

40

50

イールは y 軸上のみを運動すると仮定した。また、ウォームギヤとウォームホイールとは、ピッチ円上の 1 歯のみで噛み合うと仮定した。また、ウォームギヤとウォームホイールとの接触点は、1 点または 2 点であると仮定した。また、ウォームホイールの噛み合い圧力角 β_w が常に一定であると仮定した。さらに、歯面の摩擦力は、ウォームホイールの進み角 γ_w の方向に働くと仮定した。図 5 より、運動方程式は、次式(1)、(2)で表わされる。

【 0 0 4 5 】

【数 1】

数1

$$m_{wg} \dot{\vec{v}}_{wg} = \vec{F}_{wg,tot} + \vec{N}_{1,wg} + \vec{N}_{2,wg} + \vec{F}_{cf1,wg} + \vec{F}_{cf2,wg} \quad \dots\dots (1)$$

$$m_{ww} \dot{\vec{v}}_{ww} = \vec{F}_{ww,tot} + \vec{N}_{1,ww} + \vec{N}_{2,ww} + \vec{F}_{cf1,ww} + \vec{F}_{cf2,ww} \quad \dots\dots (2)$$

【 0 0 4 6 】

ここで、 v_{wg} および v_{ww} は、それぞれウォームギヤおよびウォームホイールの速度である。ウォームギヤおよびウォームホイールの速度 v_{wg} 、 v_{ww} のそれぞれの x 方向および y 方向成分は、各ギヤのピッチ円半径 r_{wg} 、 r_{ww} と角速度 ω_{wg} 、 ω_{ww} の積で表わされる。また、 $F_{wg,tot}$ は、ウォームギヤに作用する外力 F_{wg} とウォームギヤを支持する軸受の摩擦によるトルク損失（ラジアル力 $F_{br,wg}$ およびアキシャル力 $F_{ba,wg}$ に依存する）の和である。ただし、以下の説明においては、トルク損失が零であると仮定している。 $F_{ww,tot}$ は、ウォームホイールに作用する外力 F_{ww} とウォームホイールを支持する軸受の摩擦によるトルク損失（ラジアル力 $F_{br,ww}$ およびアキシャル力 $F_{ba,ww}$ に依存する）の和である。ただし、以下の説明においては、トルク損失が零であると仮定している。歯面の垂直抗力 $N_{i,j}$ は、歯の噛み合い点の剛性係数 k_{cw} および粘性係数 c_{cw} を用いて次式(3)で表わされる。

【 0 0 4 7 】

【数 2】

数2

$$N_{ij} = k_{cw}(\Delta h_{i,cw} + h_{0,cw}) + c_{cw} \dot{\Delta h_{i,cw}} \quad i=1, 2 \quad j=wg, ww \quad \dots\dots (3)$$

【 0 0 4 8 】

ここで、添字の i は、図 5 中の上側と下側の噛み合い点を示す。 $h_{0,cw}$ は初期接触荷重による初期たわみであり、 $\Delta h_{i,cw}$ はたわみの変動成分であり、各ギヤの変位 x_{wg} 、 y_{wg} を用いて以下の式(4)で表わされる。

$$\Delta h_{i,cw} = \pm (x_{wg} \sin(\gamma_w) - y_{ww} \cos(\gamma_w)) \quad i = 1, 2 \quad \dots (4)$$

また、歯面の摩擦力 $F_{cfi,j}$ は、垂直抗力と、滑り速度 v_{cw} に依存する摩擦係数 μ_{cw} とを用いて次式(5)、(6)のように表わされる。

【 0 0 4 9 】

【数 3】

数3

$$F_{cfi,j} = \mu_{cw}(v_{cw}) |N_{i,j}| \quad i=1, 2 \quad j=wg, ww \quad \dots\dots (5)$$

$$\vec{v}_{cw} = \vec{v}_{wg} - \vec{v}_{ww} \quad \dots\dots (6)$$

10

20

30

40

50

【 0 0 5 0 】

摩擦係数については、後述する L u G r e モデルに基いて得ることができる。

この実施形態は、摩擦補償制御部 4 4 は、図 4 内のパワーコラムのモデル 6 1 を簡素化したシミュレーションモデル（以下、「制御モデル 7 1」という）を用いて、パワーコラム内の摩擦（補償対象の摩擦）を推定する。

図 6 は、制御モデル 7 1 の構成を示す模式図である。図 4 内のパワーコラムのモデル 6 1 が 4 自由度のモデルであるのに対し、図 6 の制御モデル 7 1 は 2 自由度のモデルである。この制御モデル 7 1 では、図 4 内のパワーコラムのモデル 6 1 におけるアシストモータとウォームギヤとウォームホイールとが、ロアコラムとしてまとめられている。図 6 において、 J_1 はロアコラムの慣性を表し、 ω_1 はロアコラムの角速度を表している。

10

【 0 0 5 1 】

制御モデル 7 1 におけるステアリングホイールに関する運動方程式およびロアコラム（ウォームギヤおよびウォームホイール）に関する運動方程式は、それぞれ次式(7),(8)で表わされる。

【 0 0 5 2 】

【数 4】

数4

$$J_{sw} \dot{\omega}_{sw} = T_{sw} - T_{tb} \quad \dots\dots (7)$$

20

$$\left(J_{ww} + (J_{wg} + J_m) i^2 \eta \right) \dot{\omega}_1 = T_{tb} + T_{load} + T_a i \eta - \tau_0 \mu F_0 \frac{r_{ww}}{\sin(\gamma_w) \sin(\beta_w)} \quad \dots (8)$$

【 0 0 5 3 】

ここで、 J_{sw} は、ステアリングホイールの慣性である。 $d \omega_{sw} / dt$ は、ステアリングホイールの加速度である。 T_{sw} は、ステアリングホイールに加えられたトルクである。 T_{tb} は、トーションバートルク（操舵トルク）である。 T_{load} は、ラックからロアコラム（減速機構）に伝達される負荷トルクである。 T_a は、アシストモータによってウォームギヤに与えられるウォームギヤトルク（アシストトルク）である。式(8)の左辺の $(J_{ww} + (J_{wg} + J_m) i^2 \eta)$ がロアコラムの慣性 J_1 である。 J_{ww} はウォームホイールの慣性であり、 J_{wg} はウォームギヤの慣性であり、 J_m はアシストモータの慣性である。 $d \omega_1 / dt$ は、ロアコラムの加速度である。

30

【 0 0 5 4 】

ウォームギヤは、図示しない予圧機構によってウォームホイールに押し付けられている。 F_0 は、予圧機構によるウォームギヤのウォームホイールへの押付力（ギヤの径方向の押付力）であり、予圧ということにする。 μ は、パワーコラムの摩擦係数であり、ウォームギヤ機構の噛み合い部の摩擦係数と、ウォームギヤとそれを支持する軸受との間の摩擦係数と、ウォームホイールとそれを支持する軸受との間の摩擦係数とを含んでいる。 r_{ww} は、ウォームホイールのピッチ円半径である。 β_w は、ウォームギヤ機構の圧力角である。 γ_w は、ウォームギヤ機構の進み角である。 i は、ウォームギヤ機構のギヤ比（減速比）であり、ウォームホイールの角速度に対するウォームギヤの角速度の比 ω_{wg} / ω_w として定義される。 η は、ウォームギヤ機構の効率である。減速比 i およびウォームギヤ機構の効率 η は、それぞれ次式(9),(10)で表わされる。

40

【 0 0 5 5 】

【数5】

数5

$$i = \frac{r_{ww}}{r_{wg}} \frac{1}{\tan(\gamma_w)} \quad \dots\dots (9)$$

$$\eta = \tan(\gamma_w) \frac{\cos(\beta_w) - \tau_1 \mu \tan(\gamma_w)}{\cos(\beta_w) \tan(\gamma_w) + \tau_1 \mu} \quad \dots\dots (10)$$

10

【0056】

ここで、 r_{wg} は、ウォームギヤのピッチ円半径である。

前記式(8)、(10)から明らかなように、ウォームホイールに関する運動方程式にはパワーコラムの摩擦係数 μ が含まれており、ウォームホイール（ロアカラム）に作用する力は、パワーコラム内で発生する摩擦の影響を受ける。

ウォームギヤは、予圧 F_0 によってウォームホイールに押し付けられているため、ウォームギヤとウォームホイールとの接触形態（以下、「減速機構の接触形態」という）には、両者が1点で接触する1点接触形態と、両者が2点で接触する2点接触形態とがある。減速機構の接触形態は、減速機構に伝達されるトルクの大きさに応じて変化する。

【0057】

20

前記式(8)内の τ_0 および前記式(10)内の τ_1 は、減速機構の接触形態に応じて変化する変数である。変数 τ_0 、 τ_1 の値は、与圧 F_0 による初期接触力（歯面の法線方向の接触力） N_0 と接触力の変動分 dN_c によって決定される。接触力の変動分 dN_c は、例えば、次のようにして求めることができる。

前記式(1)、(2)で示される運動方程式は、前記式(3)と図5より、それぞれ次式(11)、(12)で表すことができる。

【0058】

【数6】

数6

30

$$\begin{aligned} m_{wg} r_{wg}^2 \dot{\omega}_{wg} = & r_{wg} F_{wg} + r_{wg} \underbrace{\cos(\beta_w) \sin(\gamma_w) (-k_{cw} (\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw}) + k_{cw} (\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw}))}_{\text{ベクトル } N_{1,wg} + N_{2,wg} \text{ の } x \text{ 方向成分}} \\ & + r_{wg} \mu \cos(\gamma_w) \underbrace{(-k_{cw} (\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw}) - k_{cw} (\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw}))}_{\text{ベクトル } F_{cf1,wg} + F_{cf2,wg} \text{ の } x \text{ 方向成分}} \quad \dots\dots (11) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{ww} r_{ww}^2 \dot{\omega}_{ww} = & r_{ww} F_{ww} + r_{ww} \underbrace{\cos(\beta_w) \cos(\gamma_w) (k_{cw} (\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw}) - k_{cw} (\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw}))}_{\text{ベクトル } N_{1,ww} + N_{2,ww} \text{ の } y \text{ 方向成分}} \\ & + r_{ww} \mu \sin(\gamma_w) \underbrace{(-k_{cw} (\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw}) - k_{cw} (\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw}))}_{\text{ベクトル } F_{cf1,ww} + F_{cf2,ww} \text{ の } y \text{ 方向成分}} \quad \dots\dots (12) \end{aligned}$$

40

【0059】

前記式(11)、(12)から、回転方向の運動方程式(13)、(14)が得られる。

50

【 0 0 6 0 】

【 数 7 】

数7

$$J_{wg}\dot{\omega}_{wg} = T_{wg} + r_{wg} \cos(\beta_w) \sin(\gamma_w) (-k_{cw}(\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw}) + k_{cw}(\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw})) \\ + r_{wg} \mu \cos(\gamma_w) (-k_{cw}(\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw}) - k_{cw}(\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw})) \quad \cdots(13)$$

$$J_{ww}\dot{\omega}_{ww} = T_{ww} + r_{ww} \cos(\beta_w) \cos(\gamma_w) (k_{cw}(\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw}) - k_{cw}(\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw})) \\ + r_{ww} \mu \sin(\gamma_w) (-k_{cw}(\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw}) - k_{cw}(\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw})) \quad \cdots(14)$$

10

【 0 0 6 1 】

前記式(13)内の T_{wg} は、ウォームギヤに作用するトルクである。前記式(14)内の T_{ww} は、ウォームホイールに作用するトルクである。 $T_{ww} = T_{tb} + T_{load}$ である。

$\Delta h_{2,cw} = -\Delta h_{1,cw}$ の関係が成り立つので、前記式(13)、(14)内の垂直抗力の項は、それぞれ次式(15)、(16)のように表すことができる。

【 0 0 6 2 】

【 数 8 】

20

数8

$$\bar{N}_{1,wg} + \bar{N}_{2,wg} = k_{cw} \left(-(\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw})^+ + (\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw})^+ \right) \cos(\beta_w) \sin(\gamma_w) \\ = -k_{cw} \left((h_{0,cw} + \Delta h_{1,cw})^+ - (h_{0,cw} - \Delta h_{1,cw})^+ \right) \cos(\beta_w) \sin(\gamma_w) \quad \cdots(15)$$

$$\bar{N}_{1,ww} + \bar{N}_{2,ww} = k_{cw} \left((\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw})^+ - (\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw})^+ \right) \cos(\beta_w) \cos(\gamma_w) \\ = k_{cw} \left((h_{0,cw} + \Delta h_{1,cw})^+ - (h_{0,cw} - \Delta h_{1,cw})^+ \right) \cos(\beta_w) \cos(\gamma_w) \quad \cdots(16)$$

30

【 0 0 6 3 】

前記式(15)、(16)において、 $(A)^+$ は、 $A \geq 0$ であれば $(A)^+ = A$ となり、 $A < 0$ であれば $(A)^+ = 0$ となることを表している。以下同じ。

一方、前記式(13)、(14)内の摩擦力の項は、それぞれ次式(17)、(18)のように表すことができる。

【 0 0 6 4 】

【 数 9 】

数9

40

$$\bar{F}_{cf1,wg} + \bar{F}_{cf2,wg} = k_{cw} \left(-(\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw})^+ - (\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw})^+ \right) \mu \cos(\gamma_w) \\ = -k_{cw} \left((h_{0,cw} + \Delta h_{1,cw})^+ + (h_{0,cw} - \Delta h_{1,cw})^+ \right) \mu \cos(\gamma_w) \quad \cdots(17)$$

$$\bar{F}_{cf1,ww} + \bar{F}_{cf2,ww} = k_{cw} \left(-(\Delta h_{1,cw} + h_{0,cw})^+ - (\Delta h_{2,cw} + h_{0,cw})^+ \right) \mu \cos(\gamma_w) \\ = -k_{cw} \left((h_{0,cw} + \Delta h_{1,cw})^+ + (h_{0,cw} - \Delta h_{1,cw})^+ \right) \mu \sin(\gamma_w) \quad \cdots(18)$$

【 0 0 6 5 】

50

前記式(15),(16)内の $k_{cw}((h_0, cw + \Delta h_1, cw)^+ - (h_0, cw - \Delta h_1, cw)^+)$ を、接触力の変動分 dN_c と置き、前記式(17),(18)内の $k_{cw}((h_0, cw + \Delta h_1, cw)^+ + (h_0, cw - \Delta h_1, cw)^+)$ を、垂直抗力 dN_f と置くと、前記回転方向の運動方程式(13),(14)は、次式(19),(20)のように表すことができる。

【0066】

【数10】

数10

$$J_{wg}\dot{\omega}_{wg} = T_{wg} - r_{wg} \cos(\beta_w) \sin(\gamma_w) dN_c - r_{wg} \mu dN_f \cos(\gamma_w) \quad \cdots(19)$$

10

$$J_{ww}\dot{\omega}_{ww} = T_{tb} + T_{load} + r_{ww} \cos(\beta_w) \cos(\gamma_w) dN_c - r_{ww} \mu dN_f \sin(\gamma_w) \quad \cdots(20)$$

【0067】

$dN_f = 0$ と置いて、 $\omega_{wg} = i \times \omega_{ww}$ の関係を用いると、前記式(19),(20)から、接触力の変動分 dN_c を求めることができる。この際、 T_{wg} としては、第1アシストトルク指令値 T_{ab} が用いられる。また、トーシヨンバートルク T_{tb} としては、トルクセンサ11によって検出された操舵トルク T_{tb} が用いられる。また、負荷トルク T_{load} としては、車両モデル54から出力される負荷トルク T_{load} が用いられる。なお、 T_{wg} として、基本アシストトルク指令値 T_b を用いてもよい。

20

【0068】

一方、初期接触力 N_0 は、 $F_0 / \sin \beta_w$ から求めることができる。

$N_0 - |dN_c| > 0$ であれば、2点接触形態であると判別され、 $N_0 - |dN_c| \leq 0$ であれば、1点接触形態であると判別される。

表1は、減速機構の接触形態を判別するための条件を示している。

【0069】

【表 1】

Table 1 : Condition of the contact state

Case	Condition	τ_0	τ_1	Contact state
(a)	$N_0 - dN_c > 0$	1	0	Double contact
(b)	$N_0 - dN_c \leq 0$ and $dN_c \geq 0$	0	1	Single contact (Positive worm gear torque)
(c)	$N_0 - dN_c \leq 0$ and $dN_c \leq 0$	0	-1	Single contact (Negative worm gear torque)

【0070】

$N_0 - |dN_c| > 0$ であれば、2点接触形態であると判別され、 τ_0 の値は1となり、 τ_1 の値が0となる。 $N_0 - |dN_c| \leq 0$ でかつ $dN_c \geq 0$ であれば、1点接触形態であると判別され、 τ_0 の値が0となり、 τ_1 の値が1となる。 $N_0 - |dN_c| \leq 0$ でかつ $dN_c \leq 0$ であれば、1点接触形態であると判別され、 τ_0 の値が0となり、 τ_1 の値が-1となる。

【0071】

接触形態判別部61(図3参照)は、前述のようにして、減速機構の接触形態を判別し

10

20

30

40

50

、その判別結果およびその判別結果に対応した τ_1 の値を、摩擦力推定部 63 に与える。

図 6 の制御モデル 71 内に摩擦が無かつアシストトルク T_a が零であると仮定した場合には、前記式(8)の運動方程式は、次式(21)（以下、「摩擦が無いと仮定したときの運動方程式(21)」という）で表わされる。

【0072】

【数11】

数11

$$\left[J_{ww} + (J_{wg} + J_m) i^2 \right] \dot{\omega}_l = T_{tb} + T_{load} \quad \dots (21)$$

10

【0073】

制御モデル 71 内に摩擦が無い場合には、前記式(8)および前記式(10)内の μ が 0 となる。したがって、 η は 1 となる。前記式(21)は、前記式(8)内の η を 1 とし、前記式(8)内の T_a および μ を 0 とすることによって、導くことができる。

前記式(8)はパワーコラム内の摩擦を考慮した場合の運動方程式であるのに対し、前記式(21)はパワーコラム内に摩擦が無いと仮定した場合の運動方程式である。摩擦力推定部 63（図 3 参照）は、これらの両運動方程式(8),(21)に基いて、パワーコラム内に発生している摩擦力を推定し、推定した摩擦力を打ち消すためのアシストトルクを第 2 アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ として演算する。

20

【0074】

第 2 アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ の演算方法（摩擦力の推定方法）は、減速機構の接触形態に応じて異なる。まず、減速機構の接触形態が二点接触形態である場合の第 2 アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ の演算方法について説明する。

図 6 の制御モデル 71 において、減速機構の接触形態が二点接触形態である場合（減速機構に伝達されたトルクの大きさが小さい場合）には、 $\tau_0 = 1$ 、 $\tau_1 = 0$ となる（表 1 参照）。したがって、減速機構の接触形態が二点接触形態である場合のフォームホイールに関する運動方程式は、 $\tau_0 = 1$ 、 $\tau_1 = 0$ を前記式(8)に代入することにより、次式(22)で表わされる。

【0075】

【数12】

数12

$$\left[J_{ww} + (J_{wg} + J_m) i^2 \right] \dot{\omega}_l = T_{tb} + T_{load} + T_a i - \mu F_0 \frac{r_{ww}}{\sin(\gamma_w) \sin(\beta_w)} \quad \dots (22)$$

【0076】

前記式(22)の右辺の式 $[T_a i - \mu F_0 \{ r_{ww} / \sin(\gamma_w) \sin(\beta_w) \}]$ を零にできれば、摩擦が無いと仮定したときの運動方程式(21)が成立する。そこで、摩擦力推定部 63（図 3 参照）は、前記式 $[T_a i - \mu F_0 \{ r_{ww} / \sin(\gamma_w) \sin(\beta_w) \}]$ が零となるようなアシストトルク T_a を、第 2 アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ として演算する。

40

【0077】

言い換えれば、前記式(22)の右辺の第 4 項の $-\mu F_0 \{ r_{ww} / \sin(\gamma_w) \sin(\beta_w) \}$ は、減速機構の接触形態が二点接触形態である場合にパワーコラムで発生する摩擦力を表している。そこで、摩擦力推定部 63 は、前記摩擦力を打ち消すためのアシストトルク T_a を、第 2 アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ として演算する。減速機構の接触形態が二点接触形態である場合の第 2 アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ の演算式は、次式(23)で表わされる。

【0078】

50

【数 1 3】

数13

$$T_{a,FC} = \frac{1}{i} \frac{F_0 r_{ww}}{\sin(\gamma_w) \sin(\beta_w)} \mu \quad \dots\dots (23)$$

【0 0 7 9】

ここで、摩擦係数 μ としては、後述する摩擦係数推定部 6 2 によって推定される摩擦係数 μ が用いられる。

次に、減速機構の接触形態が一点接触形態である場合の第 2 アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ の演算方法について説明する。図 6 の制御モデル 7 1 において、減速機構の接触形態が一点接触形態である場合（減速機構に伝達されたトルクの大きさが大きい場合）には、 $\tau_0 = 0$ 、 $\tau_1 = 1$ または $\tau_1 = -1$ となる（表 1 参照）。したがって、減速機構の接触形態が一点接触形態である場合のフォームホイールに関する運動方程式は、 $\tau_0 = 0$ を前記式(8)に代入することにより、次式(24)で表わされる。

【0 0 8 0】

【数 1 4】

数14

$$\left(\frac{J_{ww}}{\eta} + (J_{wg} + J_m) i^2 \right) \dot{\omega}_1 = \frac{T_{tb} + T_{load}}{\eta} + T_a i \quad \dots\dots (24) \quad 20$$

【0 0 8 1】

摩擦がないと仮定したときの運動方程式(21)の形式を、前記式(24)の形式にあわせるために次式(21a)のように変形する。

【0 0 8 2】

【数 1 5】

数15

$$\left(\frac{J_{ww}}{\eta} + \Delta x_1 + (J_{wg} + J_m) i^2 \right) \dot{\omega}_1 = \frac{T_{tb} + T_{load}}{\eta} + \Delta x_2 \quad \dots\dots (21a) \quad 30$$

$$\Delta x_1 = J_{ww} \left(1 - \frac{1}{\eta} \right)$$

$$\Delta x_2 = (T_{tb} + T_{load}) \left(1 - \frac{1}{\eta} \right)$$

40

【0 0 8 3】

そして、式(21a)の左辺の Δx_1 の項を右辺に移動させると、式(21b)が得られる。

【0 0 8 4】

【数 1 6】

数16

$$\left(\frac{J_{ww}}{\eta} + (J_{wg} + J_m) i^2 \right) \dot{\omega}_1 = \frac{T_{tb} + T_{load}}{\eta} - \Delta x_1 \dot{\omega}_1 + \Delta x_2 \quad \dots\dots (21b)$$

【0 0 8 5】

50

前記式(24)の右辺の第2項の T_{ai} が前記式(21a)の右辺内の式 $(-\Delta x_1 \cdot d\omega_1 / dt + \Delta x_2)$ と等しくなれば、摩擦が無いと仮定したときの運動方程式(21b)が成立する。そこで、摩擦力推定部63は、 $T_{ai} = -\Delta x_1 \cdot d\omega_1 / dt + \Delta x_2$ が成立するようなアシストトルク T_a を、第2アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ として演算する。

言い換えれば、前記式(21b)の右辺内の式 $(-\Delta x_1 \cdot d\omega_1 / dt + \Delta x_2)$ の符号を反転させた式 $(\Delta x_1 \cdot d\omega_1 / dt - \Delta x_2)$ が、減速機構の接触形態が一点接触形態である場合にパワーコラムで発生する摩擦力を表している。そこで、摩擦力推定部63は、前記摩擦力を打ち消すためのアシストトルク T_a を、第2アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ として演算する。減速機構の接触形態が一点接触形態である場合の第2アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ の演算式は、次式(25)で表わされる。

10

【0086】

【数17】

数17

$$T_{a,FC} = \frac{1}{i} (-\Delta x_1 \dot{\omega}_1 + \Delta x_2) \quad \dots\dots (25)$$

【0087】

ここで、効率 η としては、摩擦係数推定部62によって推定される摩擦係数 μ と前記式(10)とから推定される効率 η が用いられる。ロアコラムの角速度 ω_1 は、モータ角速度推定部43によって推定される推定モータ角速度 $\omega_{m,ref}$ とギヤ比 i との積 $(\omega_{m,ref} \cdot i)$ として求められる。ロアコラムの角加速度 $d\omega_1 / dt$ は、ロアコラムの角速度 ω_1 から求められる。トーションバートルク T_{tb} としては、トルクセンサ11によって検出された操舵トルク T_{tb} が用いられる。負荷トルク T_{load} としては、車両モデル54から出力される負荷トルク T_{load} が用いられる。

20

【0088】

つまり、摩擦力推定部63は、減速機構の接触形態が二点接触形態であると判別された場合には、前記式(23)に基いて、第2アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ を演算する。一方、減速機構の接触形態が一点接触形態であると判別された場合には、摩擦力推定部63は、前記式(25)に基いて、第2アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ を演算する。

30

摩擦係数推定部62について説明する。摩擦係数推定部62は、Lugreモデルを用いて、パワーコラムの摩擦係数を推定する。Lugreモデルによる摩擦係数 μ は、二物体間の滑り速度 v_s とブラシの撓み量 p とを用いて次式(26)で表わされる。

【0089】

【数18】

数18

$$\mu = \sigma_0 p + \sigma_1 \dot{p} + \sigma_2 v_s \quad \dots\dots (26)$$

40

$$\dot{p} = v_s - \sigma_0 \frac{|v_s|}{g(v_s)} p$$

$$g(v_s) = \mu_c + (\mu_{ba} - \mu_c) e^A$$

$$A = -(|v_s|/v_{sb})^2$$

【0090】

ここで、 μ_c は、クーロン摩擦係数である。 μ_{ba} は、最大摩擦係数である。 v_{sb} は

50

、ストライベック効果が生じる滑り速度である。 σ_0 は、ブラシの剛性係数である。 σ_1 は、ブラシの減衰係数である。 σ_2 は粘性摩擦係数である。これらの6つのパラメータは、実験的に求められる。LuGreモデルの入力である滑り速度 v_s は、次式(27)に基づいて、演算される。

【0091】

$$v_s = r_{wg} \cdot \omega_{m, ref} / \cos(\gamma_m) \quad \dots (27)$$

つまり、摩擦係数推定部62は、モータ角速度推定部43によって推定された推定モータ角速度 $\omega_{m, ref}$ とLuGreモデル(前記式(26))とを用いて、パワーコラムの摩擦係数 μ を演算(推定)する。

摩擦無しコラム式EPSモデル55は、たとえば、図4に示される一般的なコラム式EPSのシミュレーションモデル60から、パワーコラム内の摩擦 $F_{cf, ww}$ 、 $F_{cf, wg}$ 、 $T_{f, ww}$ 、 $T_{f, wg}$ を除外したモデルが用いられる。

【0092】

摩擦無しコラム式EPSモデル55は、図6に示される制御モデル71からパワーコラム内の摩擦 $F_{cf, ww}$ 、 $F_{cf, wg}$ 、 $T_{f, ww}$ 、 $T_{f, wg}$ を除外したモデルであってもよい。この場合には、摩擦無しコラム式EPSモデル55は、次のようにして、推定モータ角速度 $\omega_{m, ref}$ を演算する。すなわち、摩擦無しコラム式EPSモデル55は、トルクセンサ11によって検出された操舵トルク T_{tb} と、車両モデル54から出力された推定負荷トルク T_{load} と、前述した摩擦がないと仮定したときの運動方程式(21)とを用いて、ロアカラムの加速度 $d\omega_l / dt$ を求める。次に、摩擦無しコラム式EPSモデル55は、求めた加速度 $d\omega_l / dt$ からロアカラムの角速度 ω_l を演算する。次に、摩擦無しコラム式EPSモデル55は、ロアカラムの角速度 ω_l をギヤ比 i で除することにより、推定モータ角速度 $\omega_{m, ref}$ を演算する。

【0093】

前記第1実施形態では、摩擦補償制御部44は、減速機構19で発生する摩擦が考慮され、かつ減速機構19に加えられる負荷トルク T_{load} を入力として含む制御モデル71に基づいて、減速機構19で発生する摩擦を推定している。このため、前記第1実施形態では、減速機構19に伝達される負荷に依存する摩擦を考慮することができる。また、前記第1実施形態では、摩擦補償制御部44は、減速機構19の滑り速度 v_s に依存する摩擦係数 μ を用いて、減速機構19で発生する摩擦を推定しているので、減速機構19の滑り速度 v_s に依存する摩擦係数の変化分を補償することができる。

【0094】

前記第1実施形態の摩擦補償効果を、パワーコラムテストベンチを用いて実験によって検証した。図7は、実験装置の構成を図式的に示す模式図である。

パワーコラム100の入力軸は、軸継手101を介して第1回転軸102に連結されている。第1回転軸102には、パワーコラム100に入力トルクを供給するためのサーボモータ104の出力軸が軸継手103を介して連結されている。第1回転軸102の周囲には、パワーコラム100の入力トルクを検出するための第1トルクセンサ111が配置されている。

【0095】

パワーコラム100の出力軸は、軸継手105を介して第2回転軸106に連結されている。第2回転軸106には、実際のラック負荷の代わりにねじりばね107によって負荷が加えられている。ねじりばね107のねじりばね定数は、この例では、 $0.6 [Nm / rad]$ である。第2回転軸106の周囲には、パワーコラム100の出力トルクを検出するための第2トルクセンサ112が配置されている。パワーコラム100には、アシストモータ(電動モータ18)の回転角を検出するための回転角センサ113が設けられている。サーボモータ104によって、小さな振幅(この例では $1 Nm$)で低周波数(この例では $0.1 Hz$)の正弦波の入力トルクをパワーコラム100に与えた。

【0096】

図8Aおよび図8Bは、パワーコラムのオープンループパフォーマンス(本実施形態の

10

20

30

40

50

摩擦補償を行わなかった場合の実験結果)を示している。図8Aは入力トルクと出力トルクの変化を示し、図8Bはアシストモータの角速度の変化を示している。図8Aに示すように、入力トルクの勾配の符号が変化するときには、それぞれの変化点において出力トルク応答の非線形性が観察される。その結果、図8Bに示すようにアシストモータの角速度の不連続性が観察される。

【0097】

図9A、図9Bおよび図9Cは、本実施形態の摩擦補償を行った場合の実験結果を示している。図9Aは入力トルクと出力トルクの変化を示し、図9Bはアシストモータの角速度の変化を示し、図9Cは第2アシストトルク補正值(Assist torque command) $T_{a, F C}$ および第1アシストトルク補正值(Assist torque command) $T_{a, P I}$ の変化を示している。

10

【0098】

図9Aから出力トルクの非線形性が除去されていることがわかる。また、図9Bから、アシストモータの角速度(実モータ角速度)が、推定モータ角速度に従っていることがわかる。また、図9Cから、摩擦補償制御部44の補償項としての作用効果が、PI制御部46による効果に比べて、大きいことがわかる。

以上、この発明の第1実施形態について説明したが、この発明はさらに他の形態で実施することもできる。たとえば、摩擦補償制御部44は、図10に示すような摩擦補償制御部44Aであってもよい。

【0099】

20

図10は、摩擦補償制御部の他の構成例を示すブロック図である。この摩擦補償制御部44Aは、垂直抗力演算部64と、摩擦係数推定部65と、摩擦力推定部66とを含んでいる。摩擦係数推定部65の動作は、図3の摩擦係数推定部62の動作と同じであるので、その説明を省略する。以下、垂直抗力演算部64と摩擦力推定部66について説明する。

【0100】

次式(19)、(20)は、前述したように、回転方向の運動方程式(13)、(14)を、接触力の変動分 dN_c および垂直抗力 dN_f を用いて整理した式である。

【0101】

【数19】

30

数19

$$J_{wg} \dot{\omega}_{wg} = T_{wg} - r_{wg} \cos(\beta_w) \sin(\gamma_w) dN_c - r_{wg} \mu dN_f \cos(\gamma_w) \quad \cdots(19)$$

$$J_{ww} \dot{\omega}_{ww} = T_{tb} + T_{load} + r_{ww} \cos(\beta_w) \cos(\gamma_w) dN_c - r_{ww} \mu dN_f \sin(\gamma_w) \quad \cdots(20)$$

【0102】

$\omega_{wg} = i \times \omega_{ww}$ の関係を用いて、前記式(19)、(20)内の dN_f を消去すると、次の運動方程式(28)が得られる。

40

【0103】

【数20】

数20

$$(J_{ww} + J_{wg} i^2) \dot{\omega}_{ww} = T_{tb} + T_{load} + iT_{wg} - \mu dN_f \frac{r_{ww}}{\sin(\gamma_w)} \quad \cdots(28)$$

【0104】

この運動方程式(28)の右辺の第4項がロアコラムに発生している摩擦トルクであるの

50

で、この摩擦トルクを補償するためのトルク ($\mu d N_f \cdot r_{w w} / \sin(\gamma_w)$) を第 2 アシストトルク補正值 $T_{a, F C}$ として、第 1 アシストトルク指令値 $T_{a b}$ に加算すればよい。

垂直抗力演算部 6 4 は、前記式 (19), (20) の $d N_f$ を 0 と置き、 $\omega_{w g} = i \times \omega_{w w}$ の関係を用いて、前記式 (19), (20) から、接触力の変動分 $d N_c$ を求める。この際、 $T_{w g}$ としては、第 1 アシストトルク指令値 $T_{a b}$ が用いられる。トーションバートルク $T_{t b}$ としては、トルクセンサ 1 1 によって検出された操舵トルク $T_{t b}$ が用いられる。負荷トルク $T_{l o a d}$ としては、車両モデル 5 4 から出力される負荷トルク $T_{l o a d}$ が用いられる。なお、 $T_{w g}$ として、基本アシストトルク指令値 T_b を用いてもよい。

【0105】

10

また、垂直抗力演算部 6 4 は、 $N_0 = F_0 / \sin \beta_w$ に基いて、初期接触力 N_0 を求める。 $N_0 - |d N_c| > 0$ であれば、2 点接触形態であり、 $N_0 - |d N_c| \leq 0$ であれば、1 点接触形態である。

垂直抗力演算部 6 4 は、次式 (29) に基いて、垂直抗力 $d N_f$ を演算する。

$$d N_f = \max(|d N_c|, N_0) \dots (29)$$

つまり、垂直抗力 $d N_f$ は、 $|d N_c|$ および N_0 のうちの大きい方の値となる。摩擦係数 $F_{f r i c, c o m p}$ は、次式 (30) で表される。

【0106】

$$F_{f r i c, c o m p} = \mu d N_f \dots (30)$$

摩擦係数推定部 6 5 は、次式 (31) に基いて、第 2 アシストトルク補正值 $T_{a, F C}$ を演算する。

20

$$T_{a, F C} = \mu d N_f \cdot r_{w w} / \sin(\gamma_w) \dots (31)$$

この摩擦補償制御部 4 4 A を用いた場合においても、減速機構 1 9 に伝達される負荷に依存する摩擦を考慮することができるとともに、減速機構 1 9 の滑り速度 v_s に依存する摩擦係数の変化分を補償することができる。

【0107】

前述した第 1 実施形態では、車両モデル 5 4 は 2 輪の車両モデルであるが、車両モデル 5 4 は 2 輪の車両モデル以外の車両モデルであってもよい。同様に、摩擦無しコラム式 EPS モデル 5 5 は、前述した 2 種類のモデル以外のモデルであってもよい。同様に、制御モデル 7 1 は、コラム式 EPS 内の摩擦のうち減速機構の摩擦が考慮され、かつ減速機構への負荷トルクが入力されるモデルであれば、図 6 に示したモデル以外のモデルであってもよい。

30

【0108】

また、前述の第 1 実施形態では、基本アシストトルク指令値 T_b に第 1 アシストトルク補正值 $T_{a, P I}$ が加算された第 1 アシストトルク指令値 $T_{a b}$ に、第 2 アシストトルク補正值 $T_{a, F C}$ を加算することにより、第 2 アシストトルク指令値 $T_{a b c}$ を演算しているが、基本アシストトルク指令値 T_b に第 2 アシストトルク補正值 $T_{a, F C}$ を加算することにより、第 2 アシストトルク指令値 $T_{a b c}$ を演算するようにしてもよい。この場合には、摩擦補償制御部 4 4, 4 4 A には、第 1 アシストトルク指令値 $T_{a b}$ に代えて基本アシストトルク指令値 T_b が入力される。このようにすると、角速度偏差演算部 4 5 と P I 制御部 4 6 と第 1 加算部 4 8 を省略することができる。

40

【0109】

以下、図 1 1 ~ 図 1 3 を参照して、この発明の第 2 実施形態について説明する。第 2 実施形態においても、コラム式 EPS の概略構成 (図 1 参照) は第 2 実施形態と同じである。第 2 実施形態では、E C U の構成が第 1 実施形態と異なっている。

図 1 1 は、第 2 実施形態における E C U 1 2 A の電氣的構成を示す概略図である。図 1 1 において、前述の図 2 の各部に対応する部分には、図 2 と同じ符号を付して示す。

【0110】

E C U 1 2 A は、トルクセンサ 1 1 (図 1 参照) によって検出される検出操舵トルク $T_{t b}$ 、車速センサ 2 6 (図 1 参照) によって検出される車速 V および回転角センサ 2 5 の

50

出力に基いて演算される電動モータ 18 の回転角 θ_m に応じて電動モータ 18 を駆動することによって、操舵状況に応じた適切な操舵補助を実現する。また、E C U 12 A は、電動モータ 18 を駆動制御することにより、パワーコラム内の摩擦の影響を低減するための摩擦補償を実現する。この実施形態では、電動モータ 18 は、ブラシ付き直流モータである。

【0111】

E C U 12 A は、マイクロコンピュータ 40 A と、マイクロコンピュータ 40 A によって制御され、電動モータ 18 に電力を供給する駆動回路（Hブリッジ回路）31 と、電動モータ 18 に流れる電流（以下、「モータ電流」という）を検出するための電流検出用抵抗（シャント抵抗）32 および電流検出回路 33 とを備えている。

10

マイクロコンピュータ 40 A は、CPU およびメモリ（ROM、RAM、不揮発性メモリなど）を備えており、所定のプログラムを実行することによって、複数の機能処理部として機能するようになっている。この複数の機能処理部には、回転角演算部 41 と、モータ回転角目標値設定部 81 と、角度偏差演算部 82 と、PD（比例微分）制御部 83 と、基本アシストトルク指令値演算部 47 と、第 1 加算部 84 と、第 2 加算部 85 と、プラントオブザーバ部 86 と、摩擦補償制御部 87 と、電流指令値演算部 50 と、電流偏差演算部 51 と、PI（比例積分）制御部 52 と、PWM（Pulse Width Modulation）制御部 53 とを含む。

【0112】

回転角演算部 41 は、回転角センサ 25 の出力信号に基いて、電動モータ 18 の回転角 θ_m を演算する。

20

モータ回転角目標値設定部 81 は、トルクセンサ 11 によって検出される検出操舵トルク T_{tb} に基いて、モータ回転角目標値 $\theta_{m, tag}$ を設定する。モータ回転角目標値設定部 81 は、車両モデル 88 と所望の EPS 特性を定義するための EPS 規範モデル 89 とを含んでいる。この実施形態では、EPS 規範モデル 89 は、パワーコラム内に摩擦が発生しない仮想的なコラム式 EPS のモデル（以下、「摩擦無しコラム式 EPS モデル 89」という。）である。

【0113】

車両モデル 88 は、摩擦無しコラム式 EPS モデル 89 によって設定されるモータ回転角目標値 $\theta_{m, tag}$ を入力として、推定負荷トルク T_{load1} を出力する。推定負荷トルク T_{load1} は、転舵輪 3（図 1 参照）側からラック軸 14 に加えられる負荷トルクの推定値である。この実施形態では、車両モデル 88 は、非特許文献 1 に記載されている二輪車モデル（4 輪車の等価的な二輪車モデル）である。摩擦無しコラム式 EPS モデル 89 は、トルクセンサ 11 によって検出される検出操舵トルク T_{tb} と車両モデル 88 によって演算される推定負荷トルク T_{load1} とを入力として、モータ回転角目標値 $\theta_{m, tag}$ を出力する。摩擦無しコラム式 EPS モデル 89 の詳細については、後述する。

30

【0114】

角度偏差演算部 82 は、モータ角度目標値設定部 81 から出力されるモータ回転角目標値 $\theta_{m, tag}$ と、後述するプラントオブザーバ部 82 から出力されるモータ回転角推定値 $\theta_{m, obs}$ との角度偏差 $\Delta\theta_{m1}$ （ $=\theta_{m, tag} - \theta_{m, obs}$ ）を演算する。

40

PD 制御部 83 は、角度偏差演算部 82 によって演算された角度偏差 $\Delta\theta_{m1}$ に対して PD 演算を行うことにより、第 1 アシストトルク補正值 $T_{a, PD}$ を出力する。

【0115】

基本アシストトルク指令値演算部 47 は、車速センサ 26 によって検出された車速 V と、トルクセンサ 11 によって検出された検出操舵トルク T_{tb} とに基いて、基本アシストトルク指令値 T_b を演算する。

第 1 加算部 84 は、基本アシストトルク指令値演算部 47 によって演算される基本アシストトルク指令値 T_b と、PD 制御部 83 によって演算される第 1 アシストトルク補正值 $T_{a, PD}$ とを加算することによって、第 1 アシストトルク指令値 T_{ab} を演算する。

50

【0116】

第2加算部85は、第1加算部84によって演算される第1アシストトルク指令値 T_{ab} に、後述する摩擦補償制御部87から出力される第2アシストトルク補正值 $T_{a,FC}$ を加算することにより、第2アシストトルク指令値 T_{abc} を演算する。

電流指令値演算部50は、第2加算部85によって演算されるアシストトルク指令値 T_{abc} を電動モータ18のトルク定数で除することにより、電流指令値 I_m^* を演算する。電流偏差演算部51は、電流指令値演算部50によって演算される電流指令値 I_m^* と、電流検出回路33によって検出される実モータ電流 I_m との偏差 $\Delta I_m (= I_m^* - I_m)$ を演算する。PI制御部52は、電流偏差演算部51によって演算される電流偏差 ΔI_m に対してPI演算を行うことにより、電動モータ18に印加すべき電圧指令値を演算する。

10

【0117】

PMW制御部53は、PI制御部52によって演算される電圧指令値に対応するデューティのPWM信号を生成して、モータ駆動回路31に与える。モータ駆動回路31は、Hブリッジ回路であり、複数のパワー素子を含んでいる。これらの複数のパワー素子が、PMW制御部から与えられるPWM信号に基いてオンオフされることにより、前記電圧指令値に応じた電圧が電動モータ18に印加される。

【0118】

電流偏差演算部51およびPI制御部52は、電流フィードバック制御手段を構成している。この電流フィードバック制御手段の働きによって、電動モータ18に流れるモータ電流が、電流指令値 I_m^* に近づくように制御される。

20

以下、プラントオブザーバ部86および摩擦補償制御部87について詳しく説明する。

図12は、プラントオブザーバ部86の構成を示すブロック図である。

【0119】

プラントオブザーバ部86は、車両モデル91と、摩擦無しコラム式EPSモデル92と、第1減速比乗算部93と、角度偏差演算部94と、第1ゲイン乗算部95と、モータ角速度演算部96と、第2減速比乗算部97と、角速度偏差演算部98と、第2ゲイン乗算部99とを含んでいる。

車両モデル91は、摩擦無しコラム式EPSモデル92によって演算されるウォームホイール角速度推定値 $\omega_{ww,obs}$ を入力として、推定負荷トルク T_{load2} を出力する。推定負荷トルク T_{load2} は、転舵輪3側からラック軸14に加えられる負荷トルクの推定値である。この実施形態では、車両モデル91は、非特許文献1に記載されている二輪車モデル(4輪車の等価的な二輪車モデル)である。

30

【0120】

摩擦無しコラム式EPSモデル92は、パワーコラム内に摩擦が発生しない仮想的なコラム式EPSのモデルである。ただし、摩擦無しコラム式EPSモデル92の構造は、後述する第1モデル補正項 $G1 \cdot \Delta \theta_{m2}$ および第2モデル補正項 $G2 \cdot \Delta \omega_m$ によって修正されるようになっている。

摩擦無しコラム式EPSモデル92には、トルクセンサ11によって検出される検出操舵トルク T_{tb} と、車両モデル91によって演算される推定負荷トルク T_{load2} と、第1加算部84(図11参照)によって演算される第1アシストトルク指令値 T_{ab} と、第1モデル補正項 $G1 \cdot \Delta \theta_{m2}$ と、第2モデル補正項 $G2 \cdot \Delta \omega_m$ とが入力される。摩擦無しコラム式EPSモデル92は、これらの入力に基いて、パワーコラム内に摩擦が発生しないと仮定した場合の、ウォームホイール回転角推定値 $\theta_{ww,obs}$ 、ウォームホイール角速度推定値 $\omega_{ww,obs}$ およびウォームホイールトルク推定値 $T_{ww,obs}$ を演算する。ウォームホイールトルク推定値 $T_{ww,obs}$ は、トルクセンサ11によって検出される検出操舵トルク T_{tb} と、車両モデル91によって演算される推定負荷トルク T_{load2} との和($T_{tb} + T_{load2}$)である。したがって、ウォームホイールトルク推定値 $T_{ww,obs}$ は、減速機構19に加えられるモータトルク以外の外部トルクの推定値である。

40

50

【0121】

第1減速比乗算部93は、摩擦無しコラム式EPSモデル9によって演算されたウォームホイール回転角推定値 $\theta_{ww, obs}$ に、減速機構19の減速比 $i (= \omega_{wg} / \omega_{ww})$ を乗算することにより、モータ回転角推定値 $\theta_{m, obs}$ を演算する。

角度偏差演算部94は、回転角演算部41(図11参照)によって演算されるモータ回転角 θ_m と、第1減速比乗算部93によって演算されるモータ回転角推定値 $\theta_{m, obs}$ との角度偏差 $\Delta\theta_{m2} (= \theta_{m, obs} - \theta_m)$ を演算する。第1ゲイン乗算部95は、角度偏差演算部94によって演算される角度偏差 $\Delta\theta_{m2}$ に予め設定された第1ゲイン G_1 を乗算することにより、第1モデル補正項(位置) $G_1 \cdot \Delta\theta_{m2}$ を演算する。

【0122】

モータ角速度演算部96は、回転角演算部41によって演算されたモータ回転角 θ_m を時間微分することによって電動モータ18のロータの角速度(以下、「実モータ角速度 $\omega_{m, meas}$ 」という)を演算する。

第2減速比乗算部97は、摩擦無しコラム式EPSモデル92によって演算されたウォームホイール角速度推定値 $\omega_{ww, obs}$ に、減速機構19の減速比 $i (= \omega_{wg} / \omega_{ww})$ を乗算することにより、モータ角速度推定値 $\omega_{m, obs}$ を演算する。

【0123】

角速度偏差演算部98は、モータ角速度演算部96によって演算される実モータ角速度 $\omega_{m, meas}$ と、第2減速比乗算部97によって演算されるモータ角速度推定値 $\omega_{m, obs}$ との角速度偏差 $\Delta\omega_m (= \omega_{m, obs} - \omega_{m, meas})$ を演算する。第2ゲイン乗算部99は、角速度偏差演算部98によって演算される角速度偏差 $\Delta\omega_m$ に予め設定された第2ゲイン G_2 を乗算することにより、第2モデル補正項(速度) $G_2 \cdot \Delta\omega_m$ を演算する。

【0124】

第1モデル補正項(位置) $G_1 \cdot \Delta\theta_{m2}$ および第2モデル補正項(速度) $G_2 \cdot \Delta\omega_m$ は、摩擦無しコラム式EPSモデル92の構造を修正するためのものである。つまり、摩擦無しコラム式EPSモデル92の出力に基いて演算されるモータ回転角推定値 $\theta_{m, obs}$ が実際のモータ回転角 θ_m に等しくなり、摩擦無しコラム式EPSモデル92の出力に基いて演算されるモータ角速度推定値 $\omega_{m, obs}$ が実モータ角速度 $\omega_{m, meas}$ に等しくなるように、摩擦無しコラム式EPSモデル92の構造が修正される。

【0125】

プラントオブザーバ部86からは、パワーコラム内に摩擦が発生しないと仮定したモデルを、実測値によって修正したモデルによって演算された、モータ回転角推定値 $\theta_{m, obs}$ (第1減速比乗算部93の出力)、モータ角速度推定値 $\omega_{m, obs}$ (第2減速比乗算部97の出力)およびウォームホイールトルク推定値 $T_{ww, obs}$ が出力される。

図13は、摩擦補償制御部87の構成を示すブロック図である。

【0126】

摩擦補償制御部87は、第1加算部84(図11参照)によって演算される第1アシストトルク指令値 T_{ab} と、プラントオブザーバ部86によって演算されるウォームホイールトルク推定値 $T_{ww, obs}$ およびモータ角速度推定値 $\omega_{m, obs}$ と、前述した制御モデル71とを用いて、第2アシストトルク補正值 $T_{a, FC}$ を演算する。

摩擦補償制御部87は、垂直抗力演算部201と、摩擦係数推定部202と、摩擦力推定部203とを含んでいる。摩擦係数推定部202の動作は、図3の摩擦係数推定部62の動作と同じであるので、その説明を省略する。以下、垂直抗力演算部201と摩擦力推定部203について説明する。

【0127】

次式(19)、(20)は、前述したように、回転方向の運動方程式(13)、(14)を、接触力の変動分 dN_c および垂直抗力 dN_f を用いて整理した式である。

【0128】

10

20

30

40

【数 2 1】

数21

$$J_{wg} \dot{\omega}_{wg} = T_{wg} - r_{wg} \cos(\beta_w) \sin(\gamma_w) dN_c - r_{wg} \mu dN_f \cos(\gamma_w) \quad \dots(19)$$

$$J_{ww} \dot{\omega}_{ww} = T_{tb} + T_{load} + r_{ww} \cos(\beta_w) \cos(\gamma_w) dN_c - r_{ww} \mu dN_f \sin(\gamma_w) \quad \dots(20)$$

【0 1 2 9】

$T_{tb} + T_{load} = T_{ww}$ であるので、前記式(20)は、 T_{ww} を用いて次式(20a)で表すことができる。

10

【0 1 3 0】

【数 2 2】

数22

$$J_{ww} \dot{\omega}_{ww} = T_{ww} + r_{ww} \cos(\beta_w) \cos(\gamma_w) dN_c - r_{ww} \mu dN_f \sin(\gamma_w) \quad \dots(20a)$$

【0 1 3 1】

$\omega_{wg} = i \times \omega_{ww}$ の関係を用いて、前記式(19)、(20a)内の dN_f を消去すると、次の運動方程式(28a)が得られる。

【0 1 3 2】

20

【数 2 3】

数23

$$(J_{ww} + J_{wg} i^2) \dot{\omega}_{ww} = T_{ww} + i T_{wg} - \mu dN_f \frac{r_{ww}}{\sin(\gamma_w)} \quad \dots(28a)$$

【0 1 3 3】

この運動方程式(28a)の右辺の第4項がロアコラムに発生している摩擦トルクであるので、この摩擦トルクを補償するためのトルク($\mu dN_f \cdot r_{ww} / \sin(\gamma_w)$)を第2アシストトルク補正值 $T_{a, Fc}$ として、第1アシストトルク指令値 T_{ab} に加算すればよい。

30

垂直抗力演算部201は、前記式(19)、(20a)の dN_f を0と置き、 $\omega_{wg} = i \times \omega_{ww}$ の関係を用いて、前記式(19)、(20a)から、接触力の変動分 dN_c を求める。この際、 T_{wg} としては、第1アシストトルク指令値 T_{ab} が用いられる。また、 T_{ww} としては、プラントオブザーバ部86によって演算されるウォームホイールトルク推定値 T_{wwo} が用いられる。なお、 T_{wg} として、基本アシストトルク指令値 T_b を用いてもよい。

【0 1 3 4】

また、垂直抗力演算部201は、 $N_0 = F_0 / \sin \beta_w$ に基いて、初期接触力 N_0 を求める。 $N_0 - |dN_c| > 0$ であれば、2点接触形態であり、 $N_0 - |dN_c| \leq 0$ であれば、1点接触形態である。

40

垂直抗力演算部201は、次式(32)に基いて、垂直抗力 dN_f を演算する。

$$dN_f = \max(|dN_c|, N_0) \quad \dots(32)$$

摩擦係数推定部203は、次式(33)で表される。

【0 1 3 5】

$$F_{fric, comp} = \mu dN_f \quad \dots(33)$$

摩擦係数推定部203は、次式(34)に基いて、第2アシストトルク補正值 $T_{a, Fc}$ を演算する。

$$T_{a, Fc} = \mu dN_f \cdot r_{ww} / \sin(\gamma_w) \quad \dots(34)$$

50

前記第 2 実施形態においても、前記第 1 実施形態と同様に、減速機構 19 に伝達される負荷に依存する摩擦を考慮することができるとともに、減速機構 19 の滑り速度 v_s に依存する摩擦係数の変化分を補償することができる。

【0136】

摩擦無しコラム式 EPS モデル 89, 92 は、たとえば、図 4 に示される一般的なコラム式 EPS のシミュレーションモデル 60 から、パワーコラム内の摩擦 $F_{cf, ww}$, $F_{cf, wg}$, $T_{fw, ww}$, $T_{fw, wg}$ を除外したモデルが用いられる。摩擦無しコラム式 EPS モデル 89, 92 は、図 6 に示される制御モデル 71 からパワーコラム内の摩擦 $F_{cf, ww}$, $F_{cf, wg}$, $T_{fw, ww}$, $T_{fw, wg}$ を除外したモデルであってもよい。

【0137】

また、車両モデル 88, 91 は、前述した 2 輪の車両モデル以外の車両モデルであってもよい。同様に、摩擦無しコラム式 EPS モデル 89, 92 は、前述した 2 種類のモデル以外のモデルであってもよい。

また、前述の第 2 実施形態では、EPS 規範モデル 89 として、摩擦無しコラム式 EPS モデルが用いられているが、それ以外の所望の EPS 特性を有するモデルであってもよい。

【0138】

また、前述の第 2 実施形態では、基本アシストトルク指令値 T_a に第 1 アシストトルク補正值 $T_{a, PD}$ が加算された第 1 アシストトルク指令値 T_{ab} に、第 2 アシストトルク補正值 $T_{a, FC}$ を加算することにより、第 2 アシストトルク指令値 T_{abc} を演算しているが、基本アシストトルク指令値 T_b に第 2 アシストトルク補正值 $T_{a, FC}$ を加算することにより、第 2 アシストトルク指令値 T_{abc} を演算するようにしてもよい。この場合には、プラントオブザーバ部 86 および摩擦補償制御部 87 には、第 1 アシストトルク指令値 T_{ab} に代えて基本アシストトルク指令値 T_b が入力される。このようにすると、モータ回転角目標値設定部 81 と角度偏差演算部 82 と PD 制御部 83 と第 1 加算部 84 を省略することができる。

【0139】

前述の第 1 および第 2 実施形態では、電動モータ 18 は、ブラシ付直流モータであるが、たとえば三相ブラシレスモータ等の、ブラシ付直流モータ以外の電動モータであってもよいし、あるいはリニアモータ等の直動モータであってもよい。

また、この発明は、自動車のパワーウィンドウシステム、ワイパー駆動システムあるいはボールネジを使用したシステム等のように電動モータと電動モータのモータトルクを増幅または減少させる減速機構とを含む制御システムであれば、コラム式 EPS 以外の制御システムにも適用することができる。

【0140】

なお、この発明は、特許請求の範囲に記載された事項の範囲で種々の設計変更を施すことが可能である。

【符号の説明】

【0141】

1 ... コラム式 EPS、8 ... 入力軸、9 ... 出力軸、10 ... トーションバー、11 ... トルクセンサ、12, 12A ... ECU、18 ... 電動モータ、19 ... 減速機構、20 ... ウォームギヤ、21 ... ウォームホイール、25 ... 回転角センサ、26 ... 車速センサ、42 ... モータ角速度演算部、43 ... モータ角速度推定部、44, 44A, 87 ... 摩擦補償制御部、45 ... 角速度偏差演算部、46 ... PI 制御部、47 ... 基本アシストトルク指令値演算部、48, 49, 84, 85 ... 加算部、51 ... 電流偏差演算部、52 ... PI 制御部、54, 91 ... 車両モデル、55, 92 ... 摩擦無しコラム式 EPS モデル、71 ... 制御モデル、81 ... モータ回転角目標値設定部、82 ... 角度偏差演算部、83 ... PD 制御部、86 ... プラントオブザーバ部

10

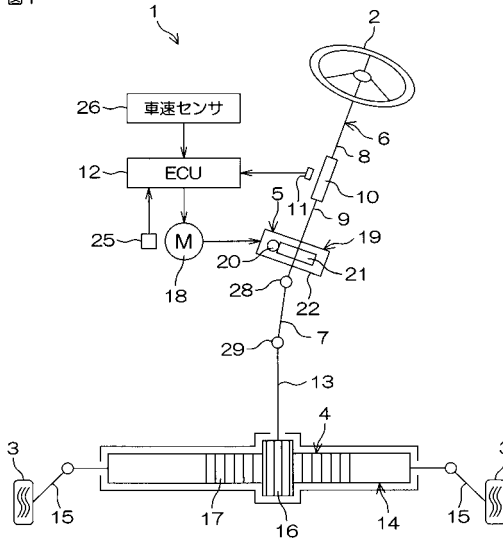
20

30

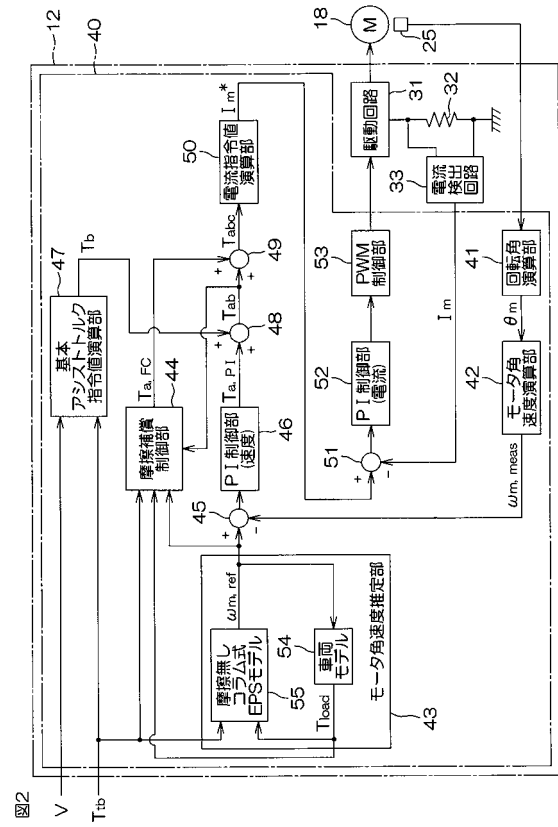
40

【図 1】

図 1

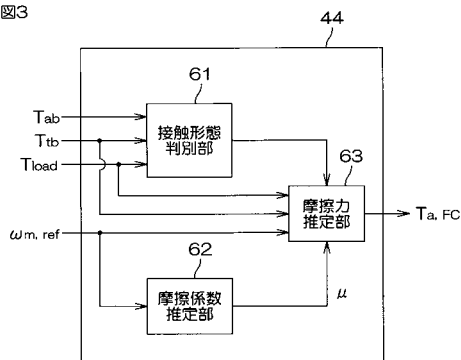


【図 2】



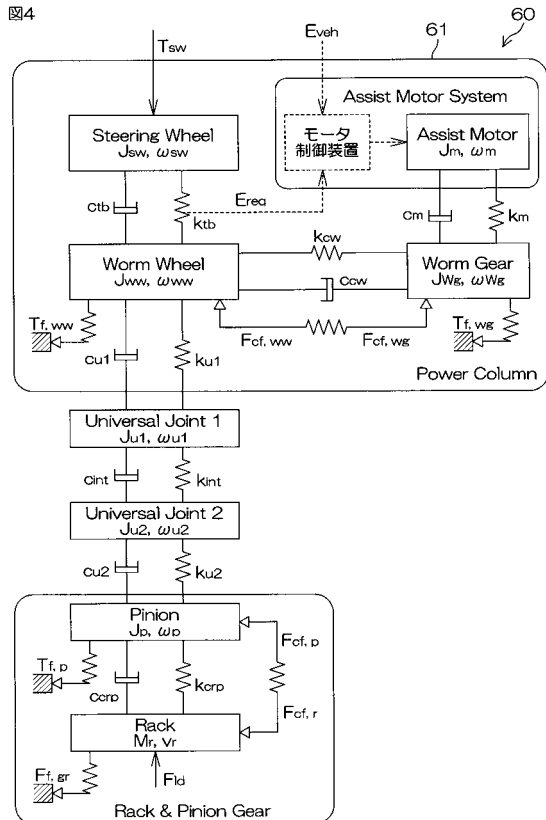
【図 3】

図 3

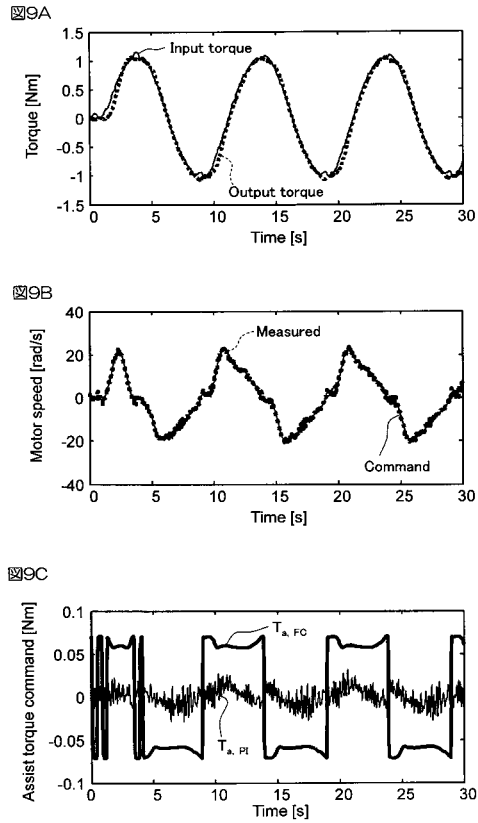


【図 4】

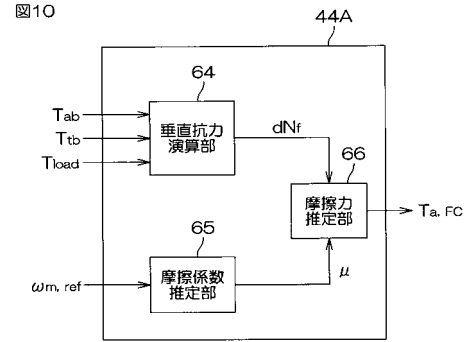
図 4



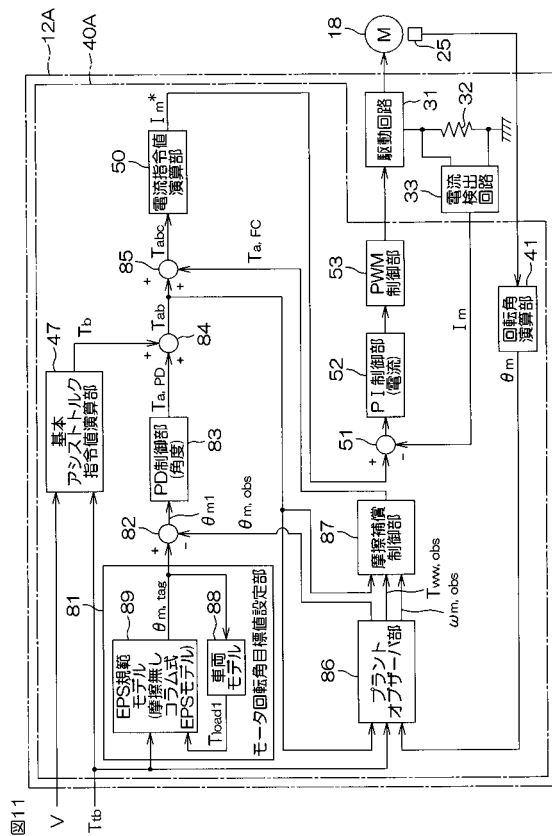
【図 9】



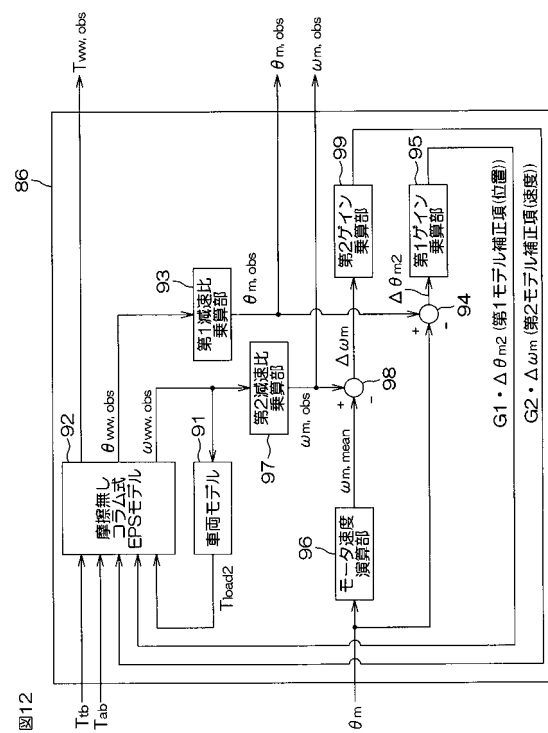
【図 10】



【図 11】

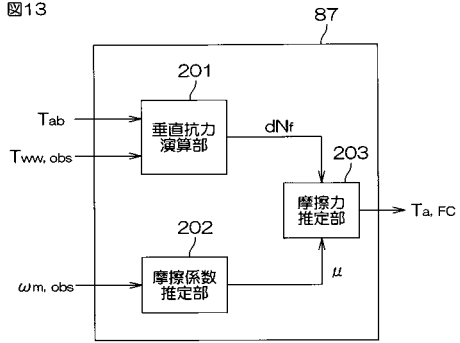


【図 12】



【図 13】

図13



フロントページの続き

F ターム(参考) 3D232 CC24 DA15 DA23 DA63 DA64 DC01 DC02 DC03 DD02 DD08
DD10 DD17 EB11 EC23 GG01
3D333 CB02 CB13 CD05 CD52 CE49