

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4264725号
(P4264725)

(45) 発行日 平成21年5月20日(2009.5.20)

(24) 登録日 平成21年2月27日(2009.2.27)

(51) Int.Cl.
G01M 17/06 (2006.01)

F I
G01M 17/06

請求項の数 2 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2003-410951 (P2003-410951)	(73) 特許権者	000001247 株式会社ジェイテクト
(22) 出願日	平成15年12月9日(2003.12.9)		大阪府大阪市中央区南船場3丁目5番8号
(65) 公開番号	特開2005-172528 (P2005-172528A)	(74) 代理人	100095429 弁理士 根本 進
(43) 公開日	平成17年6月30日(2005.6.30)	(72) 発明者	瀬川 雅也 大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号 光洋精工株式会社内
審査請求日	平成18年11月24日(2006.11.24)	(72) 発明者	植野 真之 大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号 光洋精工株式会社内
		(72) 発明者	東 真康 大阪府大阪市中央区南船場三丁目5番8号 光洋精工株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 電動パワーステアリング装置用試験システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

操舵補助力発生用モータと、ステアリングホイールの操舵トルクを検出するトルクセンサと、検出操舵トルクと車速とに応じた操舵補助力を発生するように前記モータを制御する制御装置とを備える電動パワーステアリング装置のための試験システムであって、前記電動パワーステアリング装置における操舵力出力部に負荷を付与するアクチュエータを含む負荷付与機構と、前記ステアリングホイールの操舵角を検出する角度センサと、車速を入力する車速入力部と、操舵角と車速と操舵反力との関係を含む車両シミュレーションモデルの記憶手段と、検出操舵角と入力車速に応じた操舵反力を前記車両シミュレーションモデルに基づき求める演算手段と、求めた操舵反力に対応する負荷を前記操舵力出力部に付与するように前記アクチュエータを制御する制御手段と、前記車速入力部により入力される車速の前記制御装置への入力手段と、路面状態の変化と負荷係数の変化との間の予め定められた関係を記憶する手段と、仮想の路面状態を入力する路面状態入力部と、入力された路面状態に対応する負荷係数を求める手段とを備え、前記トルクセンサにより求めた操舵トルクと入力車速とに応じた操舵補助力を発生するように、前記モータが前記制御装置により制御され、

10

20

求めた負荷係数を求めた操舵反力に乗じて得られた負荷が前記操舵力出力部に付与されるように、前記アクチュエータが前記制御手段により制御され、
 前記電動パワーステアリング装置は、前記ステアリングホイールの操舵により移動する操舵部材と、その操舵部材に一端部が自在継手を介して連結されるタイロッドを有し、そのタイロッドの他端部が操舵力出力部とされ、
 前記負荷付与機構により、操舵反力に対応する力として前記タイロッドの軸方向に沿う力が付与され、
 前記車両シミュレーションモデルにおいては、前輪横力と、前輪横力の時間微分を車速により除した値に比例する値との和が、操舵角の増減に対応して増減する値に比例するものとされ、前記タイロッドの軸方向に沿う力は前輪横力に比例するものとされることを特徴とする電動パワーステアリング装置用試験システム。

10

【請求項 2】

請求項 1 に記載の電動パワーステアリング装置用試験システムにおける前記車両シミュレーションモデルにおいては、 V を車速、 β を車両の重心点の横滑り角、 γ を車両のヨーレイト、 δ_f を車両のロール角、 l_f を車両の重心点から前輪軸までの距離、 F_f を前輪横力、 C_f を前輪コーナリングステイフネスー軸分、 $\dot{\beta}$ を前輪横滑り角、 k をタイヤの横剛性、 α_f を前輪実舵角、 θ を前輪のロールステア、 δ を操舵角、 N をステアリングギヤ比、 F_n をキャストトレールとニューマチックトレールの和、 F を前記タイロッドの軸方向に沿う力、 l_n をナックルアーム長として、以下の式 (6)、(8)、(10)、(12)、(14) が成立するものとされる。

20

【数 6】

$$\frac{C_f}{kV} \dot{F}_f + F_f = -C_f \beta_f \cdots (6)$$

【数 8】

$$\beta_f = \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f - \alpha_f \right) \cdots (8)$$

30

【数 10】

$$\alpha_f = \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi \cdots (10)$$

【数 12】

$$\delta_f = \frac{\theta}{N} \cdots (12)$$

40

【数 14】

$$F = \frac{2\xi}{l_n} F_f \cdots (14)$$

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、操舵補助力をモータにより付与する電動パワーステアリング装置の性能評価に用いられる試験システムに関する。

50

【背景技術】

【0002】

電動パワーステアリング装置においては路面情報を操舵反力としていかにドライバーに伝達するかが重要な性能の一つである。そのため、電動パワーステアリング装置の開発過程においては、実車搭載前に、操舵反力をシミュレーションした負荷を作用させる装置を用いて性能評価が行われている。また、油圧パワーステアリング装置の開発過程において、車両シミュレーションモデルに基づき求めた操舵反力を油圧コントロールバルブの特性に応じて補正し、その補正した操舵反力を作用させる装置を用いることが提案されている（特許文献1参照）。

【特許文献1】特開平10-45011号公報

10

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

しかし、電動パワーステアリング装置における操舵力の出力部に単に負荷を作用させただけでは、実車搭載時における操舵反力を正確にシミュレーションするのは困難である。また、車両シミュレーションモデルに基づき求めた操舵反力を油圧コントロールバルブの特性に応じて補正することで操舵反力を求める従来技術は電動パワーステアリング装置に適用することができない。本発明は以上のような問題を解決することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0004】

20

本発明は、操舵補助力発生用モータと、ステアリングホイールの操舵トルクを検出するトルクセンサと、検出操舵トルクと車速とに応じた操舵補助力を発生するように前記モータを制御する制御装置とを備える電動パワーステアリング装置のための試験システムであって、前記電動パワーステアリング装置における操舵力出力部に負荷を付与するアクチュエータを含む負荷付与機構と、前記ステアリングホイールの操舵角を検出する角度センサと、車速を入力する車速入力部と、操舵角と車速と操舵反力との関係を含む車両シミュレーションモデルの記憶手段と、検出操舵角と入力車速に応じた操舵反力を前記車両シミュレーションモデルに基づき求める演算手段と、求めた操舵反力に対応する負荷を前記操舵力出力部に付与するように前記アクチュエータを制御する制御手段と、前記車速入力部により入力される車速の前記制御装置への入力手段と、路面状態の変化と負荷係数の変化との間の予め定められた関係を記憶する手段と、仮想の路面状態を入力する路面状態入力部と、入力された路面状態に対応する負荷係数を求める手段とを備え、前記トルクセンサにより求めた操舵トルクと入力車速とに応じた操舵補助力を発生するように、前記モータが前記制御装置により制御され、求めた負荷係数を求めた操舵反力に乗じて得られた負荷が前記操舵力出力部に付与されるように、前記アクチュエータが前記制御手段により制御され、前記電動パワーステアリング装置は、前記ステアリングホイールの操舵により移動する操舵部材と、その操舵部材に一端部が自在継手を介して連結されるタイロッドを有し、そのタイロッドの他端部が操舵力出力部とされ、前記負荷付与機構により、操舵反力に対応する力として前記タイロッドの軸方向に沿う力が付与され、前記車両シミュレーションモデルにおいては、前輪横力と、前輪横力の時間微分を車速により除した値に比例する値との和が、操舵角の増減に対応して増減する値に比例するものとされ、前記タイロッドの軸方向に沿う力は前輪横力に比例するものとされることを特徴とする。

30

40

本発明によれば、試験対象の電動パワーステアリング装置を実車に搭載した場合の操舵反力を車両シミュレーションモデルにより求め、その操舵反力に対応する負荷をその電動パワーステアリング装置における操舵力の出力部に付与することができ、路面状態の相違に応じた負荷を付与して電動パワーステアリング装置の性能を評価することができ、実車に搭載した場合の操舵反力を車両シミュレーションモデルにより正確に求めることができる。

【0005】

本発明の電動パワーステアリング装置用試験システムにおける前記車両シミュレーショ

50

ンモデルにおいては、 V を車速、 β を車両の重心点の横滑り角、 $\dot{\beta}$ を車両のヨーレート、 γ を車両のロール角、 l_f を車両の重心点から前輪軸までの距離、 F_f を前輪横力、 C_f を前輪コーナリングステイフネス一軸分、 β_f を前輪横滑り角、 k をタイヤの横剛性、 δ_f を前輪実舵角、 α_f を前輪のロールステア、 N を操舵角、 N をステアリングギヤ比、 F をキャストトレールとニューマチックトレールの和、 F を前記タイロッドの軸方向に沿う力、 l_n をナックルアーム長として、以下の式(6)、(8)、(10)、(12)、(14)が成立するものとされるのが好ましい。

【数6】

$$\frac{C_f}{kV} \dot{F}_f + F_f = -C_f \beta_f \cdots (6) \quad 10$$

【数8】

$$\beta_f = \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f - \alpha_f \right) \cdots (8)$$

【数10】

$$\alpha_f = \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi \cdots (10) \quad 20$$

【数12】

$$\delta_f = \frac{\theta}{N} \cdots (12)$$

【数14】

$$F = \frac{2\xi}{l_n} F_f \cdots (14) \quad 30$$

【発明の効果】

【0008】

本発明の試験システムによれば、電動パワーステアリング装置を実車に搭載した場合の操舵反力の付与を正確にシミュレーションすることで、その電動パワーステアリング装置の適正な性能評価を行うことができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0009】

図1は、本発明の実施形態の電動パワーステアリング装置用試験システムを示す。試験対象の電動パワーステアリング装置1は、操舵によるステアリングホイール2の回転を舵角が変化するように車輪に伝達する機構を備える。本実施形態の電動パワーステアリング装置1は公知のラックピニオン型とされ、ステアリングホイール2の回転をステアリングシャフト4を介してピニオン5に伝達し、ピニオン5に噛み合うラック(操舵部材)6を移動させ、そのラック6の動きを左右タイロッド7を介して車輪に伝達することで舵角を変化させる。ステアリングホイール2の回転を車輪に伝達する経路に作用する操舵補助力の発生用モータ10が設けられている。本実施形態においてはモータ10の出力シャフトの回転が減速ギヤ機構11を介してステアリングシャフト4に伝達されることで操舵補助力が付与される。モータ10は車載コンピュータにより構成される制御装置20に接続される。制御装置20に、ステアリングホイール2の操舵トルクを検出するトルクセンサ2

40

50

2が接続される。なお、実車搭載時においては制御装置20に車速センサが接続される。制御装置20は、トルクセンサ22により求めた操舵トルクと車速とに応じた操舵補助力を発生するようにモータ10を制御する。本実施形態のステアリングシャフト4は、ステアリングホイール2側とピニオン5側とに分割されると共にトーションバーにより連結され、ステアリングホイール2の操舵角とピニオン5の回転角の差であるトーションバーの捩れ角に、トーションバーのバネ定数を乗じることで得られる操舵トルクがトルクセンサ22により検出される。

【0010】

電動パワーステアリング装置1の操舵力出力部に負荷を付与するACサーボモータ31(アクチュエータ)を含む負荷付与機構30が設けられている。本実施形態における電動パワーステアリング装置1の操舵力出力部7aは、上記ラック6に一端部がボールジョイント等の自在継手9を介して連結された一方のタイロッド7の他端部により構成され、実車においてはそこに自在継手、ナックルアームを介して車輪が接続される。負荷付与機構30は、操舵力出力部7aにボールジョイント等の自在継手32を介して連結されるボールナット33にねじ合わされるボールスクリュウ34を、減速ギヤ機構35を介してモータ31により駆動することで、操舵力出力部7aに操舵反力に対応する負荷を付与する。操舵反力は主として前輪の横滑り角に比例して発生するセルフライニングトルクによることから、タイロッド7の軸方向に沿う力(以下「軸力」という)が操舵反力に対応する力として付与される。また、実車における軸力は左右タイロッド7それぞれにおいて発生するが、ドライバが感じる操舵反力は左右軸力の総和であることから、本実施形態では左右軸力の総和を片側のタイロッド7に付加する。

【0011】

モータ31はパーソナルコンピュータにより構成される試験制御装置40にD/A変換器43を介して接続される。試験制御装置40は、ステアリングホイール2の操舵角を求める角度センサ23にA/D変換器42を介して接続され、さらに、車速を入力する車速入力部44に接続されている。車速入力部44は、例えばキーボードスイッチやブレーキペダル状の入力スイッチ等により構成できる。なお、電動パワーステアリング装置1が操舵補助力発生用モータ10を操舵角に応じて制御する場合、角度センサ23として電動パワーステアリング装置1に備えられるものを用いればよい。

【0012】

試験制御装置40は、操舵角と車速と目標操舵反力に対応する目標軸力との関係を含む車両シミュレーションモデルを記憶し、角度センサ23による検出操舵角と車速入力部44による入力車速とに応じた目標軸力を記憶した車両シミュレーションモデルに基づき求め、求めた目標軸力がタイロッド7に作用するようにモータ31を制御する。また、図1において2点鎖線で示すように、試験制御装置40に仮想の路面状態を入力する路面状態入力部45を接続する。路面状態入力部45は、例えばキーボードスイッチやロータリースイッチ等により構成できる。試験制御装置40は、路面状態の変化と負荷係数の変化との間の予め定められた関係を記憶する。例えば、負荷係数は路面が乾燥状態である時は1、積雪状態である時は0.4、氷結状態である時は0.1とされ、路面状態と負荷係数とが対応付けて記憶される。また、路面と車輪との間の摩擦係数の連続的な変化と負荷係数の連続的な変化との関係に対応付けて記憶してもよい。上記の路面状態入力部45により路面状態が試験制御装置40に入力され、試験制御装置40は入力された路面状態に対応する負荷係数を目標軸力に乗じることで、操舵力出力部7aに最終的に付与する負荷を求める。なお、本実施形態ではモータ31の制御はオープンループ制御とされる。

【0013】

車速入力部44により入力される車速が制御装置20に入力可能なように、制御装置20と試験制御装置40が接続されている。なお、制御装置20への車速の入力手段は特に限定されず、例えば車速入力部44が制御装置20に直接に接続可能とされていてもよい。

【0014】

10

20

30

40

50

制御装置 20 は、トルクセンサ 22 により求めた操舵トルクと入力車速とに応じた操舵補助力を発生するように、記憶した操舵補助プログラムに基づきモータ 10 を制御する。なお、本実施形態では操舵トルクが大きく入力車速が小さい程に操舵補助力が大きくなるものとされるが、これに限定されるものでなく、例えば角度センサ 23 による検出操舵角に応じて操舵補助力を変化させるようにしてもよい。

【0015】

電動パワーステアリング装置 1 を実車に装着するのと同様に支持台（図示省略）に固定した状態で上記実施形態の試験システムにより操舵反力が作用する状態をシミュレーションした結果と、電動パワーステアリング装置 1 を実車に装着した場合との比較実験を行った。電動パワーステアリング装置 1 としては車体質量が 1000kg 強の普通乗用車に搭載されるものを使用した。なお、タイロッド 7 に作用する軸力はひずみゲージ 8 により測定した。

10

【0016】

負荷付与機構 30 により負荷を付与する際、車両シミュレーションモデルに基づきリアルタイムで前輪の横滑り角からセルフライニングトルク、タイロッド 7 の軸力を求めた。その車両シミュレーションモデルは、図 2、図 3 に示すように、横方向、ヨー方向、ロール方向の 3 自由度を考慮した前後車輪 50、51 を有する等価二輪モデルとした。

なお、本実施形態において用いる記号の定義は以下の表 1 に示す通りである。

【表 1】

V	車体速度	
B	車両重心点の横滑り角	
γ	ヨーレイト	
ϕ	ロール角	
m	車体総質量	
m_s	サスペンションのバネ上質量	
I_γ	ヨー慣性モーメント	10
I_ϕ	ロール慣性モーメント	
C_ϕ	ロール等価粘性係数	
K_ϕ	ロール剛性	
l_f	重心点から前輪軸までの距離	
l_r	重心点から後輪軸までの距離	
h_s	ロールセンタから重心点までの距離であるロールモーメントアーム長さ	
F_f	前輪横力	
F_r	後輪横力	20
G	重力加速度	
C_f	前輪のコーナリングスティフネス一輪分	
C_r	後輪のコーナリングスティフネス一輪分	
β_f	前輪の横滑り角	
β_r	後輪の横滑り角	
k	タイヤの横剛性	
δ_f	前輪実舵角	
α_f	前輪のロールステア	30
α_r	後輪のロールステア	
$\frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi}$	前輪の単位ロール角あたりのロールステア量	
$\frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi}$	後輪の単位ロール角あたりのロールステア量	
θ	操舵角	
N	ステアリングギヤ比	
T_{sat}	セルフアライニングトルク	40
ξ	トレール長(キャストトレール+ニューマチックトレール)	
F	軸力	
l_n	ナックルアーム長	
K_P	比例ゲイン	
K_I	積分ゲイン	

【 0 0 1 7 】

車両シミュレーションモデルにおいて、 x 、 z 方向に関する慣性乗積は零とし、車両重心点 G 回りの運動方程式は以下の式 (1) ~ (3) に示す通りとした。

【数 1】

$$mV(\dot{\beta} + \gamma) - m_s h_s \ddot{\phi} = 2F_f + 2F_r \quad \dots (1)$$

【数 2】

$$I\dot{\gamma} = 2l_f F_f + 2l_r F_r \quad \dots (2)$$

10

【数 3】

$$I_\phi \ddot{\phi} - m_s h_s V(\dot{\beta} + \gamma) = (-K_\phi + m_s g h_s) \phi - C_\phi \dot{\phi} \quad \dots (3)$$

20

【0019】

本実施形態では、車輪を構成するタイヤにおける横滑り角の発生から横力が発生するまでの動特性を考え、以下の式(6)、(7)を用いる。すなわち、一定車速においては、車輪横力と車輪横力の時間微分に比例する値との和が車輪横滑り角に比例するものとされる。

【数 6】

$$\frac{C_f}{kV} \dot{F}_f + F_f = -C_f \beta_f \quad \dots (6)$$

30

【数 7】

$$\frac{C_r}{kV} \dot{F}_r + F_r = -C_r \beta_r \quad \dots (7)$$

40

【0020】

前後輪の横滑り角は以下の式(8)～(11)により表される。

【数 8】

$$\beta_f = \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta_f - \alpha_f \right) \quad \dots (8)$$

【数 9】

$$\beta_r = \left(\beta - \frac{l_r}{V} \gamma - \alpha_r \right) \dots (9)$$

【数 10】

$$\alpha_f = \frac{\partial \alpha_f}{\partial \phi} \phi \dots (10)$$

10

【数 11】

$$\alpha_r = \frac{\partial \alpha_r}{\partial \phi} \phi \dots (11)$$

20

なお、単位ロール角あたりのロールステア量の値は本実施形態では定数と仮定して用いた。また、実車実験により操舵角入力に対するタイロッド7の変位に動特性がほとんどなかったため、操舵系は剛体とし、操舵角に対して前輪実舵角は以下の式(12)に示すように比例関係とし、遅れがないものとする。

【数 12】

$$\delta_f = \frac{\theta}{N} \dots (12)$$

30

【0021】

図4、図5に示すように、キングピン11まわりのセルフアライニングトルクをナックルアーム9の長さで除した値を本実施形態の車両シミュレーションモデルにおけるタイロッド7に作用する軸力とした。以下の式(13)、(14)にタイヤ2輪分のセルフアライニングトルクと軸力の関係を示す。

【数 13】

$$T_{sat} = 2\xi F_f \dots (13)$$

40

【数 1 4】

$$F = \frac{2\xi}{l_n} F_f \quad \dots (14)$$

【0022】

上記の車両シミュレーションモデルを用いて電動パワーステアリング装置 1 に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、電動パワーステアリング装置 1 を実車に装着した場合とにおいて、ステアリングホイール 2 の操舵角に対する車両のヨーレートのゲインと位相により表される周波数応答特性を求めた。そのゲイン特性を図 6 のボード線図に、位相特性を図 7 のボード線図に示す。

10

また、電動パワーステアリング装置 1 に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、電動パワーステアリング装置 1 を実車に装着した場合とにおいて、ステアリングホイール 2 の操舵角に対するタイロッド 7 の軸力のゲインと位相より表される周波数応答特性を求めた。そのゲイン特性を図 8 のボード線図に、位相特性を図 9 のボード線図に示す。

なお、実験条件として、車両が乾燥路面を車速 40km/h、50km/h、60km/h で走行する場合それぞれにおいて、サイン波状の操舵を行った。

20

図 6 ~ 図 9 に示すように、操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と実車実験の場合とで、各周波数応答特性がほぼ一致した。特に、人間がステアリングホイールを操舵する際の実際の操舵周波数範囲である 0.2 Hz ~ 2.0 Hz 程度の操舵角入力に対してよく一致しているのが確認できる。

【0023】

上記実施形態では負荷付与機構 30 のモータ 31 の制御はオープンループであるが、変形例として、タイロッド 7 の軸力を制御装置 20 にフィードバックし、目標軸力との偏差を低減するようにモータ 31 を P I (比例積分) 制御し、さらに目標軸力のフィードフォワード制御と組み合わせるようにしてもよい。すなわち図 10 の制御ブロック線図に示すように、試験制御装置 40 における車両シミュレーションモデルにより操舵角 と入力車速 V に応じた目標軸力 F_d を求め、目標軸力 F_d と検出軸力 F との偏差の比例積分値に目標軸力 F_d を加算した値を、換算係数 K_T を乗じることでモータ 31 の目標出力トルク T_d に換算し、その目標出力トルク T_d に応じてモータ 31 を駆動する。他は上記実施形態と同様とする。そのフィードバック制御により目標軸力が小さい時の動力伝達時に発生する操舵系の摩擦の影響等を補償でき、また、フィードフォワード制御により安定して目標値追従を行うことができる。比例ゲイン K_P および積分ゲイン K_I は実験的に求めた。なお、目標出力トルク T_d を設定した外乱に応じて変化させるようにしてもよい。

30

【0024】

次に、変形例の電動パワーステアリング装置 1 において操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、モータ 31 をオープンループ制御する上記実施形態の電動パワーステアリング装置 1 において操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合とにおいて、ステアリングホイール 2 の操舵角に対するタイロッド 7 の軸力のゲインと位相より表される周波数応答特性を求めた。そのゲイン特性を図 11 のボード線図に、位相特性を図 12 のボード線図に示す。実験条件として、車両が乾燥路面を車速 40km/h、50km/h、60km/h で走行する場合それぞれにおいて、サイン波状の操舵を行った。

40

図 11、図 12 に示すように、変形例の場合は実施形態の場合に比べて操舵周波数範囲が 1 Hz ~ 2.0 Hz 程度において位相が多少遅れるが実際にはドライバーが違和感を感じることはない程度の遅れであり、ゲイン特性については変形例の場合と実施形態の場合とでよく一致し、操舵系の摩擦の影響等を補償する上で有効であることを確認できる。

【0025】

50

次に、変形例の電動パワーステアリング装置 1 に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、電動パワーステアリング装置 1 を実車に装着した場合とにおいて、ステアリングホイール 2 の操舵角をランダムに変化させた時の時間と軸力との関係を求めた。図 1 3 に示すように、操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と実車実験の場合とで、時間と操舵角との関係はよく一致させるようにした。また、車両は乾燥路面を車速 40km/h で走行するものとした。

図 1 4 に示すように、その時間と軸力との関係は、操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と実車実験の場合とでよく一致し、本変形例の試験システムによれば一般的な通常の操舵における操舵角の変化に対する軸力の応答性も十分に再現可能であることを確認できる。

【 0 0 2 6 】

次に、ドライバが実際に感じる反力を検討するため、変形例の電動パワーステアリング装置 1 に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、電動パワーステアリング装置 1 を実車に装着した場合とにおいて、ステアリングホイール 2 を複数回往復回転させた時の操舵角と操舵トルクとの関係を求めた。実験条件として、車両が乾燥路面を車速 40km/h、60km/h で走行する場合それぞれにおいて、操舵トルクとしてトルクセンサ 2 2 の検出値を用いた。車速 40km/h の場合の結果を図 1 5 に、車速 60km/h の場合の結果を図 1 6 にそれぞれ示す。

図 1 5、図 1 6 より、その操舵角と操舵トルクとの関係は、操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と実車実験の場合とでよく一致することを確認できる。

【 0 0 2 8 】

また、本発明の試験システムによる試験対象の電動パワーステアリング装置の型式は特に限定されず、例えばステアリングホイールの回転をステアリングシャフトからリンク機構を介して車輪に伝達するものや、ラックと一体のボールスクリュウにねじ合わされるボールナットをモータの出力により駆動することで操舵補助力を付与するものでもよい。

【 0 0 2 9 】

さらに、負荷付与機構は電動パワーステアリング装置の操舵力出力部に負荷を付与できれば構成は特に限定されず、例えば油圧アクチュエータにより負荷を発生するものでもよい。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 0 】

【 図 1 】 本発明の実施形態の電動パワーステアリング装置用試験システムの構成説明図

【 図 2 】 本発明の実施形態における車両シミュレーションモデルの説明用平面図

【 図 3 】 本発明の実施形態における車両シミュレーションモデルの説明用正面図

【 図 4 】 本発明の実施形態における車両シミュレーションモデルにおけるセルフアライニングトルクの作用状態の説明図

【 図 5 】 本発明の実施形態における車両シミュレーションモデルにおけるタイロッドへの軸力の作用状態の説明図

【 図 6 】 本発明の実施形態における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、その電動パワーステアリング装置を実車に装着した場合とにおいて、操舵角に対する車両のヨーレートのゲイン特性を表すボード線図

【 図 7 】 本発明の実施形態における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、その電動パワーステアリング装置を実車に装着した場合とにおいて、操舵角に対する車両のヨーレートの位相特性を表すボード線図

【 図 8 】 本発明の実施形態における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、その電動パワーステアリング装置を実車に装着した場合とにおいて、操舵角に対するタイロッドの軸力のゲイン特性を表すボード線図

【 図 9 】 本発明の実施形態における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、その電動パワーステアリング装置を実車に装着した場合とにおいて、操舵角に対するタイロッドの軸力の位相特性を表すボード線図

10

20

30

40

50

【図10】本発明の変形例の負荷付与機構のモータの制御ブロック線図

【図11】本発明の実施形態における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、変形例における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合とにおいて、操舵角に対するタイロッドの軸力のゲイン特性を表すボード線図

【図12】本発明の実施形態における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、変形例における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合とにおいて、操舵角に対するタイロッドの軸力の位相特性を表すボード線図

【図13】本発明の変形例における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、その電動パワーステアリング装置を実車に装着した場合とにおいて、操舵角をランダムに変化させた時の時間と操舵角との関係を表す図

【図14】本発明の変形例における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、その電動パワーステアリング装置を実車に装着した場合とにおいて、操舵角をランダムに変化させた時の時間とタイロッドの軸力との関係を表す図

【図15】本発明の変形例における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、その電動パワーステアリング装置を実車に装着した場合とにおいて、車速40km/hでステアリングホイールを複数回往復回転させた時の操舵角と操舵トルクとの関係を表す図

【図16】本発明の変形例における電動パワーステアリング装置に操舵反力が作用する状態をシミュレーションした場合と、その電動パワーステアリング装置を実車に装着した場合とにおいて、車速60km/hでステアリングホイールを複数回往復回転させた時の操舵角と操舵トルクとの関係を表す図

【符号の説明】

【0031】

- 1 電動パワーステアリング装置
- 2 ステアリングホイール
- 6 ラック（操舵部材）
- 7 タイロッド
- 7 a 操舵力出力部
- 9 自在継手
- 10 モータ
- 20 制御装置
- 22 トルクセンサ
- 23 角度センサ
- 30 負荷付与機構
- 31 ACサーボモータ（アクチュエータ）
- 32 自在継手
- 40 試験制御装置（演算手段、制御手段、入力手段）
- 44 車速入力部
- 45 路面状態入力部

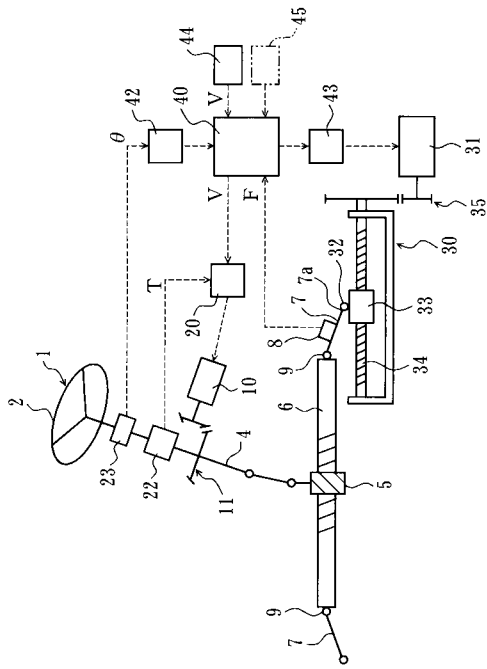
10

20

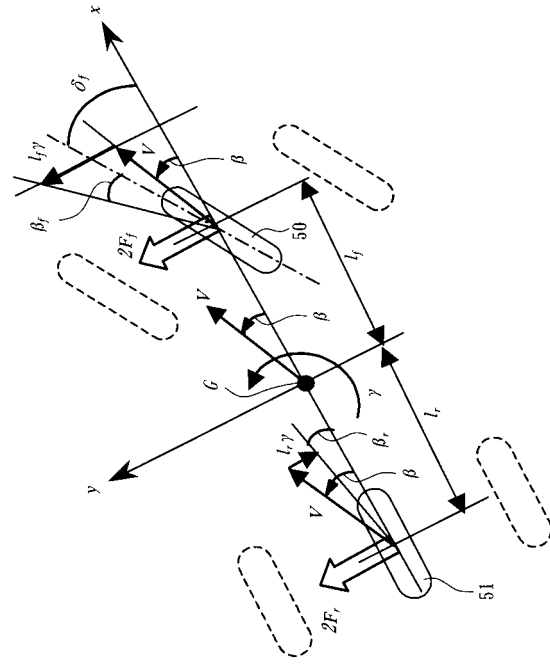
30

40

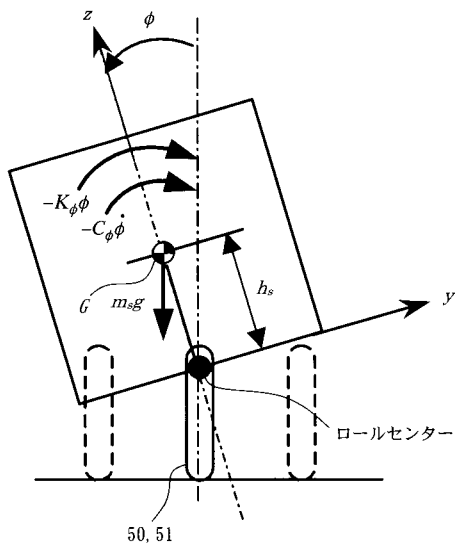
【図1】



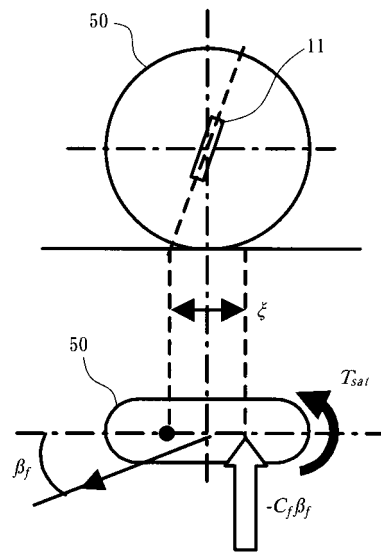
【図2】



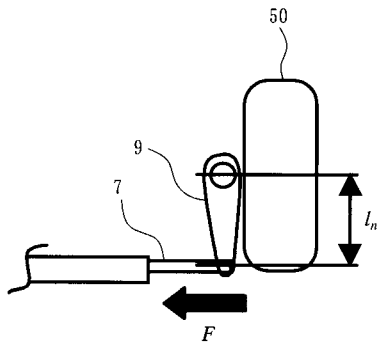
【図3】



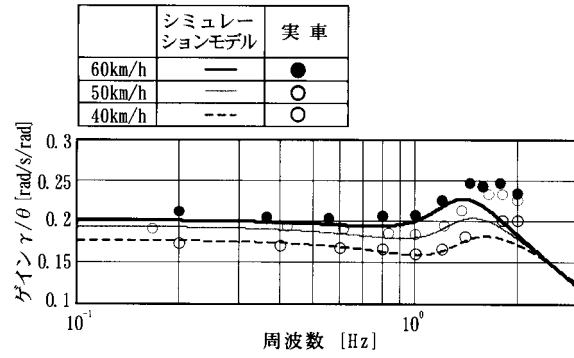
【図4】



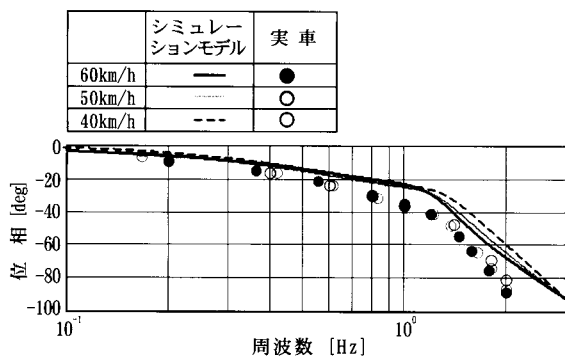
【 図 5 】



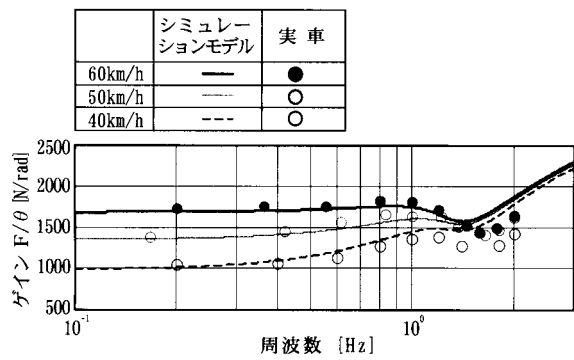
【 図 6 】



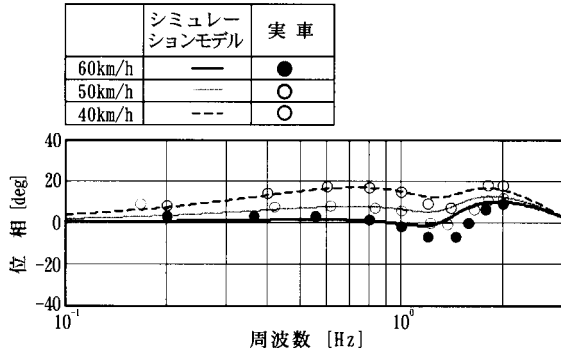
【 図 7 】



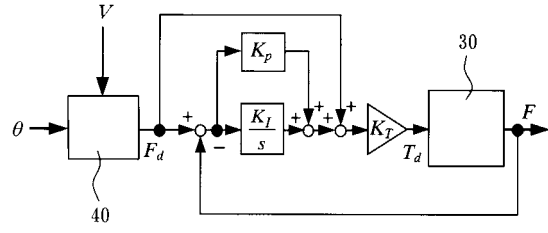
【 図 8 】



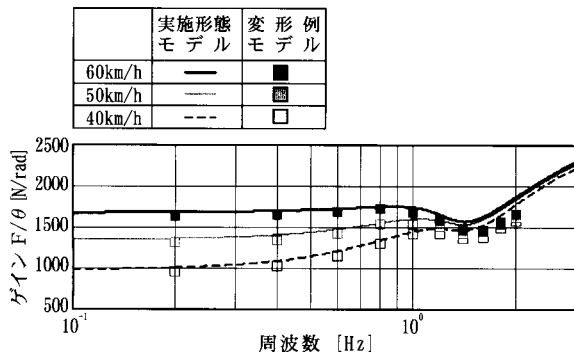
【図9】



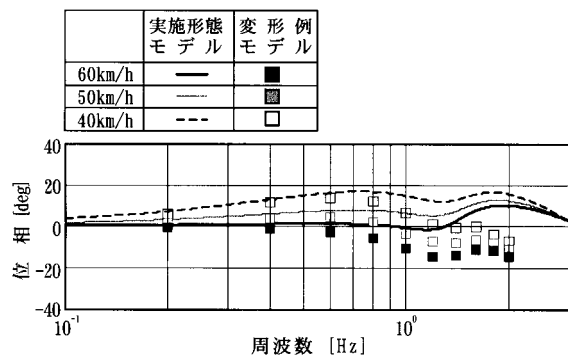
【図10】



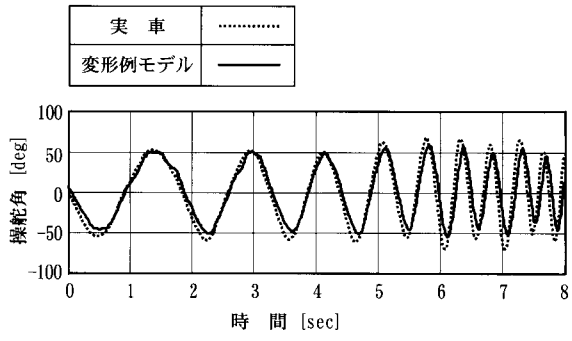
【図11】



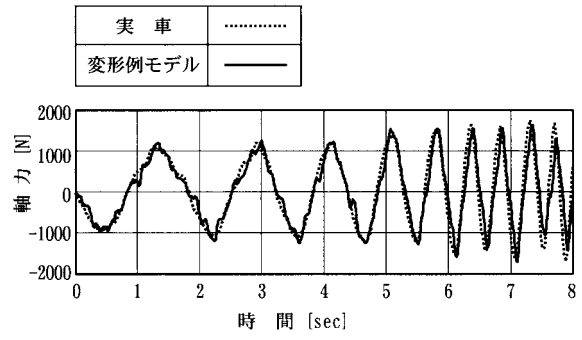
【図12】



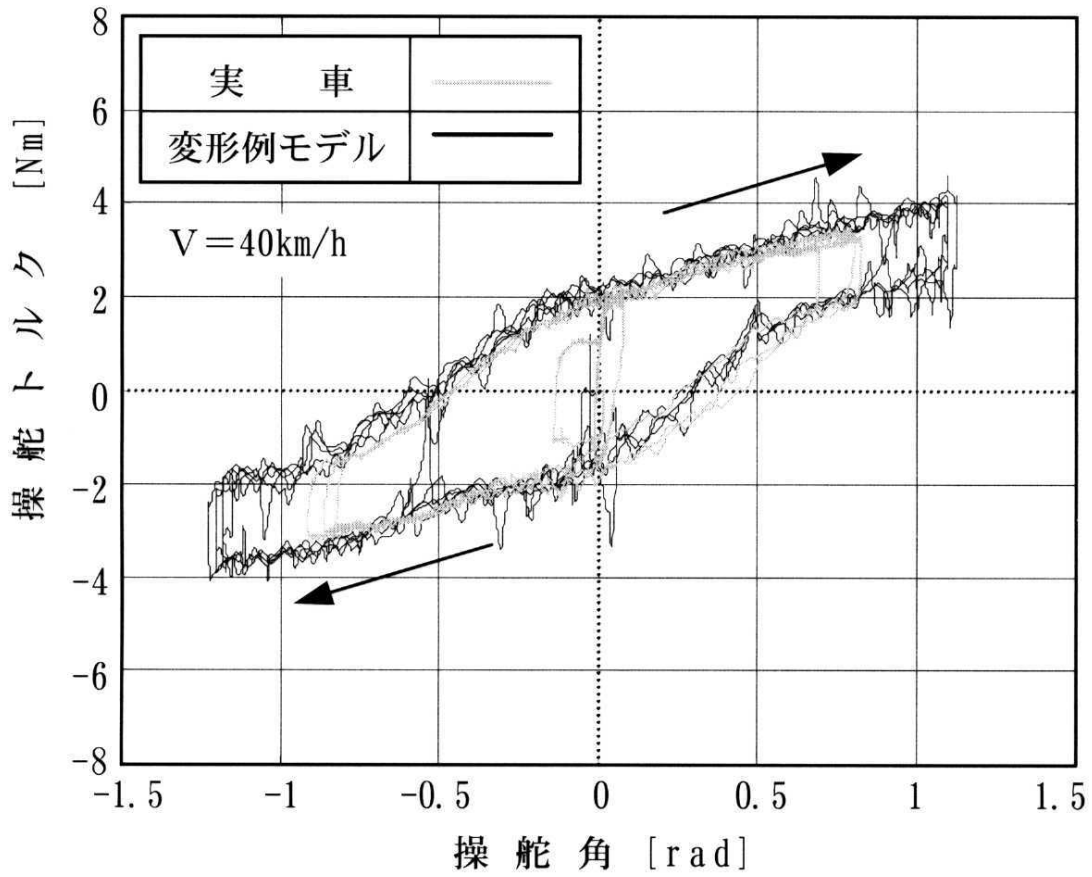
【図 13】



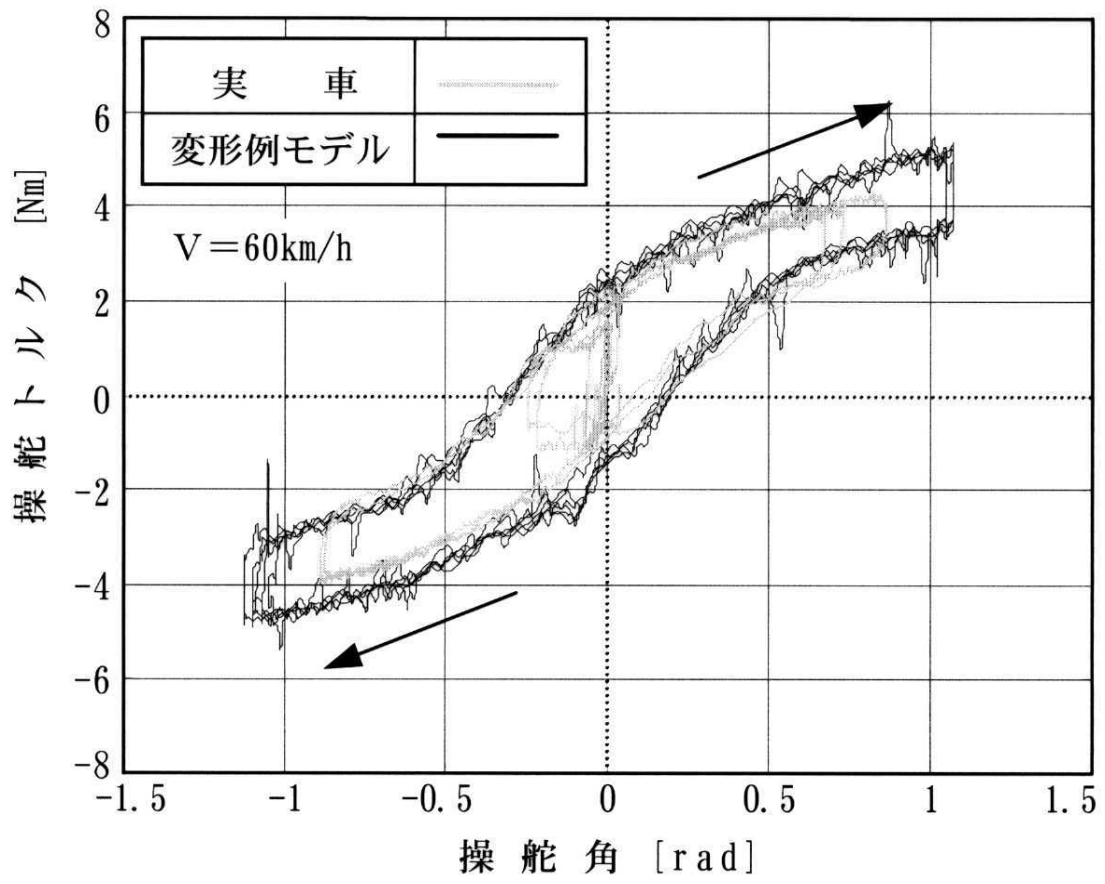
【図 14】



【図15】



【図16】



フロントページの続き

- (72)発明者 小竹 元基
東京都足立区北加平町4 - 13コーポホワイトシティ201
- (72)発明者 永井 正夫
東京都杉並区荻窪3 - 41 - 21 - 107

審査官 福田 裕司

- (56)参考文献 特開平10 - 045011 (JP, A)
特開平04 - 232829 (JP, A)
特開平04 - 218746 (JP, A)
特開2000 - 168586 (JP, A)
特開2002 - 228555 (JP, A)
特開2003 - 306092 (JP, A)
特開平10 - 281944 (JP, A)
特開2000 - 056668 (JP, A)
特開2000 - 132083 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
G01M 17/06