(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3856993号
(P3856993)
(45)発行日　平成18年12月13日(2006.12.13)　(24)登録日　平成18年9月22日(2006.9.22)

(51)Int.Cl.		F I		
F02D 29/02	(2006.01)	F02D	29/02	321Z
B62D 7/14	(2006.01)	B62D	7/14	A
B62D 6/00	(2006.01)	B62D	6/00	
		F02D	29/02	G

請求項の数 4　(全 12 頁)

(21)出願番号　特願平11-244700
(22)出願日　平成11年8月31日(1999.8.31)
(65)公開番号　特開2001-63608(P2001-63608A)
(43)公開日　平成13年3月13日(2001.3.13)
審査請求日　平成16年3月31日(2004.3.31)

(73)特許権者　000005463
日野自動車株式会社
東京都日野市日野台３丁目１番地１
(74)代理人　100085372
弁理士　須田　正義
(72)発明者　榎本　満
東京都日野市日野台３丁目１番地１　日野自動車工業株式会社内
(72)発明者　渡辺　亮衛
東京都日野市日野台３丁目１番地１　日野自動車工業株式会社内

審査官　加藤　友也

最終頁に続く

(54)【発明の名称】後２軸車両の後輪操舵制御装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

エンジンにより駆動され前輪(11)を操舵する前輪操舵手段(21)と、
前記エンジンにより駆動され後前輪(13)を操舵する後前輪操舵手段(22)と、
前記前輪(11)の操舵角(δ_f)を検出するフロント舵角センサ(56)と、
車速(V)を検出する車速センサ(58)と、
前記エンジンを制御しかつ前記フロント舵角センサ(56)及び前記車速センサ(58)の各検出出力に基づいて前記後前輪(13)を前記前輪(11)と同一方向に操舵するように前記後前輪操舵手段(22)を制御するコントローラ(60)と
を備えた後２軸車両の後輪操舵制御装置であって、
前記後前輪(13)の操舵角(δ_r)を検出するリヤ舵角センサ(57)を更に備え、
前記車速センサ(58)が第１基準値(V_0)未満の車速(V)を検出し、かつ前記コントローラ(60)により演算された前記前輪(11)の操舵角(δ_f)に基づく前記後前輪(13)の目標操舵角(δ_p)と前記リヤ舵角センサ(57)により検出された前記後前輪(13)の実測操舵角(δ_r)との舵角差が第２基準値(δ_0)以上であるときに、前記コントローラ(60)がエンジンの回転速度を第３基準値(N_0)まで上昇させ、かつ前記舵角差が第２基準値(δ_0)未満になったとき或いは所定時間(T_0)経過したときに、前記エンジンの回転速度(N)を元の状態に戻すように構成された
ことを特徴とする後２軸車両の後前輪操舵制御装置。

【請求項２】

第１基準値(V_0)が０ｋｍ／時を越えかつ３ｋｍ／時以下の範囲内の所定値である請求項１記載の後２軸車両の後前輪操舵制御装置。
【請求項３】
第２基準値(δ_0)が３度以上かつ６度以下の範囲内の所定値である請求項１記載の後２軸車両の後前輪操舵制御装置。
【請求項４】
第３基準値(N_0)が５００ｒｐｍ以上かつ６００ｒｐｍ以下の範囲内の所定値である請求項１記載の後２軸車両の後前輪操舵制御装置。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明の属する技術分野】
本発明は、トラック等の後前軸及び後後軸を有する後２軸車両の後前輪の操舵角を制御する装置に関するものである。
【０００２】
【従来の技術】
従来、後輪を操舵する装置として、ハンドル切り角に対応する後輪舵角が車速に関連して電気・油圧制御回路により制御され、電気・油圧制御回路が低速時に前輪に対する後輪の舵角比を大きくし、車速の上昇に伴って上記舵角比を小さくし、更に所定車速以上で上記舵角比をゼロとするように構成された舵角比制御装置が開示されている（特開平２－１２４３８１号）［以下、第１従来例という］。この装置では、前輪舵取機構の出力軸と連動する入力軸の回転が舵角比制御機構を介しかつ車速に関連して差動制御弁に伝達され、この差動制御弁により後輪操舵アクチュエータへの油圧回路が制御される。また後輪は後輪操舵アクチュエータにより操舵され、舵角比制御機構は電気・油圧制御回路により制御される。上記舵角比制御機構は入力軸に設けられかつハンドル切り角に対応して回動する突片と、差動制御弁の駆動軸先端に設けられた切欠部材に形成されかつ上記突片と周方向に隙間をあけて係合する切欠とを有する。
【０００３】
このように構成された舵角比制御装置では、電気・油圧制御回路が突片と切欠との隙間の大きさを車速に関連して調整する、即ち駆動軸に回動を伝えるまでのハンドルの中立位置からの不感帯（遊び）の幅を車速に関連して制御するので、車速の増加につれて前輪舵角に対する後輪舵角の舵角比が次第に小さくなる。この結果、低速走行では後輪が前輪と逆位相に比較的大きく操舵され、小回り性が発揮される。また中速走行では通常のハンドル切り角の範囲では後輪は殆ど操舵されず、高速走行では突片が切欠と係合不能の状態になって後輪は全く操舵されず、直進走行性が向上するようになっている。
【０００４】
一方、本出願人は後前輪を前輪操舵と連動して同位相で操舵可能とし、前輪の舵角が小さい範囲では後前輪の舵角を前輪の舵角よりも多めに制御し、前輪の舵角が大きい範囲では後前輪の舵角を前輪の舵角より少なめに制御するように構成された後２軸車における後前軸車輪の操舵装置を実用新案登録出願した（実公平６－２１８１８号）［以下、第２従来例という］。この操舵装置では、前輪操舵装置のピットマンアームがドラッグリンクを介して前輪ナックルアームに連結され、上記ドラッグリンクがリレーロッドを介して後輪ナックルアームに連結される。後輪ナックルアームには長溝が設けられ、リレーロッドは上記長溝にピンを介して摺動可能に連結される。また上記長溝は後前輪を前輪より多めの舵角で制御する第１案内溝と、この第１案内溝の前方及び後方にそれぞれ設けられ後前輪を前輪より少なめの舵角で制御する一対の第２案内溝と、第１案内溝と第２案内溝とを連通接続する一対の傾斜中間溝とを有する。
【０００５】
このように構成された操舵装置では、前輪の操舵角の大小によって前輪ナックルアームのレバーの長さに対する後輪ナックルアームのレバーの長さのレバー比を変化させる。この結果、操舵角が小さい高速走行時には後前輪を前輪と同位相で前輪舵角よりも多めの舵角

とすることにより、操縦安定性を向上させることができる。また操舵角が大きい低速走行時には後前輪を前輪と同位相で前輪舵角よりも少なめの舵角とすることにより、旋回時に後前輪が滑らかに回転することができるようになっている。

【０００６】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、上記第２従来例に上記第１従来例を適用する、即ち後２軸車において、低速時に前輪に対する後前輪の舵角比を大きく、車速の上昇に伴って上記舵角比を小さくし、更に所定車速以上で上記舵角比をゼロとするように構成した場合、車速がゼロであっても後輪が操舵されるため、例えば後前輪の目標操舵角と実測操舵角との舵角差が大きいと、車両がスムーズに発進できない不具合があった。また車速がゼロの状態で後前輪の目標操舵角と実測操舵角との舵角差を小さくしようとすると、大きな後前輪の操舵力を必要とし、後前輪を操舵するアクチュエータを大型化しなければならない不具合があった。

本発明の目的は、比較的小型の後前輪操舵手段により後前輪を操舵することができ、車両をスムーズに発進させることができる、後２軸車両の後前輪操舵制御装置を提供することにある。

【０００７】

【課題を解決するための手段】

請求項１に係る発明は、図１，図２及び図８に示すように、エンジンにより駆動され前輪１１を操舵する前輪操舵手段２１と、エンジンにより駆動され後前輪１３を操舵する後前輪操舵手段２２と、前輪１１の操舵角δ_fを検出するフロント舵角センサ５６と、車速Ｖを検出する車速センサ５８と、エンジンを制御しかつフロント舵角センサ５６及び車速センサ５８の各検出出力に基づいて後前輪１３を前輪１１と同一方向に操舵するように後前輪操舵手段２２を制御するコントローラ６０とを備えた後２軸車両の後輪操舵制御装置であって、後前輪１３の操舵角δ_rを検出するリヤ舵角センサ５７を更に備え、車速センサ５８が第１基準値V_0未満の車速Ｖを検出し、かつコントローラ６０により演算された前輪１１の操舵角δ_fに基づく後前輪１３の目標操舵角δ_pとリヤ舵角センサ５７により検出された後前輪１３の実測操舵角δ_rとの舵角差が第２基準値δ_0以上であるときに、コントローラ６０がエンジンの回転速度Ｎを第３基準値N_0まで上昇させ、かつ上記舵角差が第２基準値δ_0未満になったとき或いは所定時間T_0経過したときに、エンジンの回転速度Ｎを元の状態に戻すように構成されたところにある。

【０００８】

この請求項１に記載された後２軸車両の後前輪操舵制御装置では、車両１０を停止するときに、後前輪１３の実測操舵角δ_rが目標操舵角δ_pに対して大きく異なった状態にある場合があり、この状態でエンジンを再始動すると、コントローラ６０はフロント舵角センサ５６，リヤ舵角センサ５７及び車速センサ５８の各検出出力を読込んだ後に、前輪１１の操舵角δ_fに対する後前輪１３の目標操舵角δ_pを演算する。このとき車両１０はアイドリング状態で停止しているので、コントローラ６０はこの車速センサ５８の検出出力から、車速Ｖが第１基準値V_0未満であると判断する。次にコントローラ６０は後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差を演算し、この舵角差を第２基準値δ_0と比較して、舵角差が第２基準値δ_0以上であると判断する。このためコントローラ６０はエンジンの回転速度を第３基準値N_0まで上昇させた後に、後前輪操舵手段２２を作動して後前輪１３を操舵する。後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差が第２基準値δ_0未満になると、或いは後前輪操舵手段２２を作動して所定時間T_0が経過すると、後前輪操舵手段２２を停止した後に、エンジンの回転速度を元に戻す。

【０００９】

【発明の実施の形態】

次に本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

図２に示すように、トラック１０は両端に前輪１１が取付けられた前軸１２と、両端に後前輪１３が取付けられた後前軸１４と、両端に後後輪１６が取付けられた後後軸１７とを備える。この実施の形態では、前輪１１及び後前輪１３が操舵可能に構成され、かつ後後

輪１６が操舵不能に構成される（図１及び図２）。後後軸１７にはデファレンシャル１８が設けられる（図２～図４）。エンジンにより発生した駆動力は図示しない変速機及びプロペラシャフトを介してデファレンシャル１８に伝達され、後後軸１７の駆動軸１７ａ（図４）を介して後後輪１６に伝達されるように構成される。また前輪１１は前輪操舵手段２１により操舵され、後前輪１３は後前輪操舵手段２２により操舵されるように構成される。

【００１０】

前輪操舵手段２１は図１に示すように、ステアリングホイール２３にステアリングシャフト２４を介して連結されたパワーステアリング装置２６と、このパワーステアリング装置２６にピットマンアーム２７及びフロントドラッグリンク２８を介して連結されたフロントナックル２９とを有する。フロントナックル２９には前輪１１が回転可能に取付けられる。またパワーステアリング装置２６はこの実施の形態ではコントロールバルブ及びパワーシリンダがステアリングギヤと一体的に構成されたインテグラル式のパワーステアリング装置であり、ステアリングホイール２３の操舵力を支援する。

【００１１】

後前輪操舵手段２２は図３～図５に示すように、後前軸１４の両端に一対のリヤキングピン３１，３１を介してそれぞれ枢着された一対のリヤナックル３２，３２と、後前軸１４より後方に車幅方向に延びて設けられかつ両端が一対のリヤナックル３２，３２の連結アーム３２ａ，３２ａ（図３）にそれぞれ連結されたリヤタイロッド３３と、基端が一方のリヤキングピン３１に嵌着されかつ先端が油圧シリンダ３４のピストンロッド３４ａに連結されたナックルアーム３２ｂとを有する。シャシフレーム３６の一対のサイドメンバ３６ａ，３６ａには後前軸１４の前方に位置するように第１クロスメンバ３６ｂが架設され、後前軸１４と第１クロスメンバ３６ｂとの間に位置するように第２クロスメンバ３６ｃが架設される（図３及び図４）。

【００１２】

油圧シリンダ３４の基端は第１クロスメンバ３６ｂに枢着され、油圧シリンダ３４のピストンロッド３４ａは後方に向って突出し揺動リンク３７の上端に連結される。この揺動リンク３７の略中央は第２クロスメンバ３６ｃに枢着される。揺動リンク３７の下端にはリヤドラッグリンク３８の前端が連結され、リヤドラッグリンク３８の後端はナックルアーム３２ｂの先端に連結される（図３及び図４）。リヤキングピン３１は後前軸１４の端部に回動可能に挿通され、リヤナックル３２の基端に回動不能に挿通される（図５）。またリヤナックル３２の先端には従動軸３９が挿着され、この従動軸３９には軸受４０を介して後前輪１３が回転可能に取付けられる。油圧シリンダ３４のピストンロッド３４ａが伸縮することにより、揺動リンク３７、リヤドラッグリンク３８、リヤナックル３２及びリヤタイロッド３３を介して後前輪１３が操舵されるように構成される。

【００１３】

一方、図１に示すように、パワーステアリング装置２６にはエンジンにより駆動される油圧ポンプ４１から主供給管４２を通って作動油４３が供給され、パワーステアリング装置２６から排出された作動油４３は主戻り管４４を通ってオイルタンク４６に戻されるように構成される。主供給管４２には分流弁４７が設けられ、この分流弁４７は絞り部４７ａと分岐ポート４７ｂとを有する。分岐ポート４７ｂは分岐供給管４８を介して油圧シリンダ３４の第１ポート３４ｂに接続され、油圧シリンダ３４の第２ポート３４ｃは分岐戻り管４９を介して主戻り管４４に接続される。分岐供給管４８及び分岐戻り管４９には比例バルブ５１及びカットオフバルブ５２が設けられる。油圧ポンプ４１により分流弁４７に供給された作動油４３は絞り部４７ａにより一定流量に絞られてパワーステアリング装置２６に供給され、上記一定流量を超える作動油４３は分岐ポート４７ｂから油圧シリンダ３４に供給されるように構成される。

【００１４】

比例バルブ５１は４ポート３位置切換弁であり、第１ポート５１ａは分流弁４７側の分岐供給管４８に接続され、第２ポート５１ｂは油圧シリンダ３４側の分岐供給管４８に接続

される。また第３ポート５１ｃは分流弁４７側の分岐戻り管４９に接続され、第４ポート５１ｄは油圧シリンダ３４側の分岐戻り管４９に接続される。このバルブ５１は第１及び第２制御部５１ｅ，５１ｆにより電磁的及び機械的（ばね）に切換え制御されるように構成される。第１制御部５１ｅをオンし第２制御部５１ｆをオフすると、第１及び第２ポート５１ａ，５１ｂが連通接続され、かつ第３及び第４ポート５１ｃ，５１ｄが連通接続される。また第１制御部５１ｅをオフし第２制御部５１ｆをオンすると、第１及び第４ポート５１ａ，５１ｄが連通接続され、かつ第２及び第３ポート５１ｂ，５１ｃが連通接続される。更に第１及び第２制御部５１ｅ，５１ｆをともにオフすると、各ポート５１ａ～５１ｄが遮断されるように構成される。

【００１５】

カットオフバルブ５２は２ポート２位置切換弁であり、第１ポート５２ａは分岐供給管４８に接続され、第２ポート５２ｂは分岐戻り管４９に接続される。このバルブ５２は制御部５２ｃにより電磁的及び機械的（ばね）に切換え制御されるように構成される。制御部５２ｃをオンすると第１ポート５２ａと第２ポート５２ｂが連通接続され、制御部５２ｃをオフすると第１ポート５２ａと第２ポート５２ｂとが遮断されるように構成される。このバルブ５２は油圧シリンダ３４が失陥した場合にオンするように構成される。なお、図１中の符号５３及び５４はリリーフ弁である。また符号５５はアクセルペダル（図示せず）の踏込み量に応じてエンジンへの燃料噴射量を制御する電子ガバナである。

【００１６】

パワーステアリング装置２６にはピットマンアーム２７の回転角を検出するフロント舵角センサ５６が設けられ、揺動リンク３７の近傍にはこの揺動リンク３７の回転角を検出するリヤ舵角センサ５７が設けられる。図１中の符号５８はトラックの車速を検出する車速センサである。また符号５９ａ及び符号５９ｂはエンジンの回転速度を検出するエンジン回転センサ及びエンジンの負荷を検出するエンジン負荷センサである。フロント舵角センサ５６，リヤ舵角センサ５７，車速センサ５８，エンジン回転センサ５９ａ及びエンジン負荷センサ５９ｂの各検出出力はコントローラ６０の制御入力にそれぞれ接続され、コントローラ６０の制御出力は比例バルブ５１の第１及び第２制御部５１ｅ，５１ｆと、カットオフバルブ５２の制御部５２ｃと、電子ガバナ５５にそれぞれ接続される。

【００１７】

コントローラ６０は前輪１１の実測操舵角δ_fに基づく後前輪１３の目標操舵角δ_pと、リヤ舵角センサ５７により検出された後前輪１３の実測操舵角δ_rとの舵角差を演算するように構成される。またコントローラ６０にはメモリ６０ａが設けられる。このメモリ６０ａには車速センサ５８の検出する車速Ｖと比較される第１基準値V_0と、上記後前輪１３の目標操舵角δ_p及び実測操舵角δ_rの舵角差と比較される第２基準値δ_0と、エンジンの実際の回転速度Ｎと比較される第３基準値N_0とが記憶される。第１基準値V_0は０ｋｍ／時を越えかつ３ｋｍ／時以下の範囲内の所定値（例えば１ｋｍ／時）であることが好ましく、第２基準値δ_0は３度以上かつ６度以下の範囲内の所定値（例えば３度）であることが好ましく、更に第３基準値N_0は５００ｒｐｍ以上かつ６００ｒｐｍ以下の範囲内の所定値（例えば６００ｒｐｍ）であることが好ましい。

【００１８】

第１基準値V_0を０ｋｍ／時を越えかつ３ｋｍ／時以下の範囲に限定したのは、３ｋｍ／時を越えるとエンジン回転速度Ｎを上昇させなくても後前輪１３をスムーズに操舵できるからである。第２基準値δ_0を３度以上かつ６度以下の範囲に限定したのは、３度未満とするとエンジン回転速度Ｎを上昇させなくても後前輪１３をスムーズに操舵でき、６度を越えるとトラック１０を発進させ難くなる場合が生じるからである。また第３基準値N_0を５００ｒｐｍ以上かつ６００ｒｐｍ以下の範囲に限定したのは、５００ｒｐｍ未満とするとエンジン回転速度Ｎが低すぎて油圧ポンプ４１の作動油吐出量が不足し操舵できない場合が生じ、６００ｒｐｍを越えると燃費が悪くなり、また油圧ポンプ４１の回転速度と吐出量とが比例しない領域に入ってしまい、油圧ポンプ４１の吐出量の増加がなくなって非効率になるからである。更にコントローラ６０にはタイマ（図示せず）が接続される。

【００１９】
なお、図６の斜線部分は第２基準値δ_0を３度としたときのトラック１０が発進可能な後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差の許容範囲を示す。またメモリ６０ａには図７に示すように前輪１１の操舵角δ_fに対する後前輪１３の操舵角δ_rが記憶される。具体的には図７の前輪１１の操舵角δ_fが０～１度の範囲では高速走行時の安定性のために後前輪１３の操舵角δ_rを０度とし（この範囲は中立不感帯と呼ばれる。）、前輪１１の操舵角δ_fが１～３８度の範囲では後前輪１３は所定の舵角比（$\delta_r/\delta_f=0.29$）で操舵され、前輪１１の操舵角δ_fが３８度を越えると後前輪１３の操舵角δ_rがシャシフレーム３６等により制約されるため後前輪１３の操舵角δ_rは１１度に保たれるようになっている。また図２のθ_fは前輪１１のアッカーマンステア角であり、θ_rは後前輪１３のアッカーマンステア角である。

【００２０】
図３及び図４に戻って、後前軸１４には第１ばね６１を介してシャシフレーム３６が載置され、後後軸１７には第２ばね６２を介してシャシフレーム３６が載置される。第１及び第２ばね６１，６２はこの実施の形態では空気ばねである。後前軸１４の下面にはシャシフレーム３６の一対のサイドメンバ３６ａ，３６ａと略平行に延びる一対の第１支持具７１，７１の中央がそれぞれ取付けられる。これらの第１支持具７１，７１の前端及び後端と一対のサイドメンバ３６ａ，３６ａとの間には４つの第１ばね６１がそれぞれ介装される（図３）。また後後軸１７の下面には一対のサイドメンバ３６ａ，３６ａと略平行に延びる一対の第２支持具７２，７２の中央がそれぞれ取付けられる。これらの第２支持具７２，７２の前端及び後端と一対のサイドメンバ３６ａ，３６ａとの間には４つの第２ばね６２がそれぞれ介装される。

【００２１】
後前軸１４及び後後軸１７はトランピング（地たんだ運動）及びワインドアップ等を抑制するために第１及び第２トルクロッド８１，８２によりシャシフレーム３６にそれぞれ連結される（図３及び図４）。第１トルクロッド８１は後端が後前軸１４の中央上部に枢着され前端が後前軸１４より前方のシャシフレーム３６にそれぞれ枢着された一対の第１アッパロッド８１ａ，８１ａと、後端が一対の第１支持具７１，７１の中央にそれぞれ枢着され前端が後前軸１４より前方の第１スタビライザバー９１の両端にそれぞれ固着された一対の第１ロアロッド８１ｂ，８１ｂとを有する。また第２トルクロッド８２は前端が後後軸１７の中央上部に枢着され後端が後後軸１７より後方のシャシフレーム３６にそれぞれ枢着された一対の第２アッパロッド８２ａ，８２ａと、前端が一対の第２支持具７２，７２の中央にそれぞれ枢着され後端が後後軸１７より後方の第２スタビライザバー９２の両端にそれぞれ固着された一対の第２ロアロッド８２ｂ，８２ｂとを有する。第１スタビライザバー９１は一対のサイドメンバ３６ａ，３６ａから垂下されたフロントブラケット６３（図４）により回動可能に保持され、第２スタビライザバー９２は一対のサイドメンバ３６ａ，３６ａから垂下されたリヤブラケット６４（図４）により回動可能に保持される。

【００２２】
このように構成された後前輪操舵制御装置の動作を図８のフローチャートに基づいて説明する。
トラック１０を駐車場等の所定の場所に停止するときには、通常、後前輪１３の実測操舵角δ_rは目標操舵角δ_pに一致している。この状態でエンジンを再始動すると、コントローラ６０はフロント舵角センサ５６，リヤ舵角センサ５７，車速センサ５８及びエンジン回転センサ５９ａの各検出出力を読込んだ後に、前輪１１の操舵角δ_fに対する後前輪１３の目標操舵角δ_pを演算する。このときトラック１０はアイドリング状態で停止しているので、車速センサ５８の検出した車速Ｖは０ｋｍ／時である。コントローラ６０はこの車速センサ５８の検出出力とメモリ６０ａに記憶された第１基準値V_0（例えば１ｋｍ／時）とを比較し、車速Ｖが第１基準値V_0未満であると判断する。次にコントローラ６０は後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差の絶対値を演算し、この舵角差の

絶対値をメモリ６０ａに記憶された第２基準値δ_0（例えば３度）と比較して、後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差の絶対値が第２基準値δ_0未満であると判断する。この状態でトラック１０を発進させると、トラック１０はスムーズに発進する。トラック１０が発進して車速Ｖが第１基準値V_0以上になり、前輪１１の実測操舵角δ_fがδ_1以下（例えば０～１度の範囲）の中立不感帯である場合には、コントローラ６０はフロント舵角センサ５６等の読込みを繰返し、比例バルブ５１をオフの状態に保つ。

【００２３】

走行中に運転者がステアリングホイール２３を例えば左方向に切ると、前輪１１が図１の破線矢印の方向に回転し、前輪１１の実測操舵角δ_fが中立不感帯δ_1の範囲を越える。このときコントローラ６０はエンジン回転速度Ｎが第３基準値N_0（例えば６００ｒｐｍ）以上である場合にはそのまま、第３基準値N_0未満である場合には電子ガバナ５５を制御して第３基準値N_0まで上昇させた後に、比例バルブ５１の第２制御部５１ｆをオンする。これにより比例バルブ５１の第１及び第４ポート５１ａ，５１ｄが連通接続し、かつ第２及び第３ポート５１ｂ，５１ｃが連通接続するので、油圧シリンダ３４の第２ポート３４ｃから油圧シリンダ３４の反ロッド側室（図示せず）に作動油４３が供給され、油圧シリンダ３４の第１ポート３４ｂから油圧シリンダ３４のロッド側室（図示せず）の作動油４３が排出される。このためピストンロッド３４ａが図１の実線で示す方向に突出し、揺動リンク３７を介してリヤドラッグリンク３８が一点鎖線矢印で示す方向に移動するので、後前輪１３は前輪１１と同一方向に、即ち破線矢印で示す方向に回転する。揺動リンク３７の回転角はコントローラ６０の制御入力にフィードバックされ、後前輪１３の実測操舵角δ_rが目標操舵角δ_pになったときに比例バルブ５１の第２制御部５１ｆをオフする。

【００２４】

一方、トラック１０を駐車場等の所定の場所に停止するときに、後前輪１３の実測操舵角δ_rが目標操舵角δ_pに対して大きく異なった状態にある場合がある。例えばトラック１０を停止して右方向にステアリングホイール２３を切った後に、急に左方向に切って後前輪１３が目標操舵角δ_pに達する前にエンジンを切った場合である。この状態でエンジンを再始動すると、コントローラ６０は上記と同様にフロント舵角センサ５６，リヤ舵角センサ５７，車速センサ５８及びエンジン回転センサ５９ａの各検出出力を読込んだ後に、前輪１１の操舵角δ_fに対する後前輪１３の目標操舵角δ_pを演算する。このときトラック１０はアイドリング状態で停止しているので、車速センサ５８の検出した車速は０ｋｍ／時である。コントローラ６０はこの車速センサ５８の検出出力とメモリ６０ａに記憶された第１基準値V_0とを比較し、車速Ｖが第１基準値V_0未満であると判断する。次にコントローラ６０は後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差の絶対値を演算し、この舵角差の絶対値をメモリ６０ａに記憶された第２基準値δ_0と比較して、舵角差の絶対値が第２基準値δ_0以上であると判断する。このためコントローラ６０は電子ガバナ５５を制御してエンジンの回転速度を第３基準値N_0まで上昇させる。

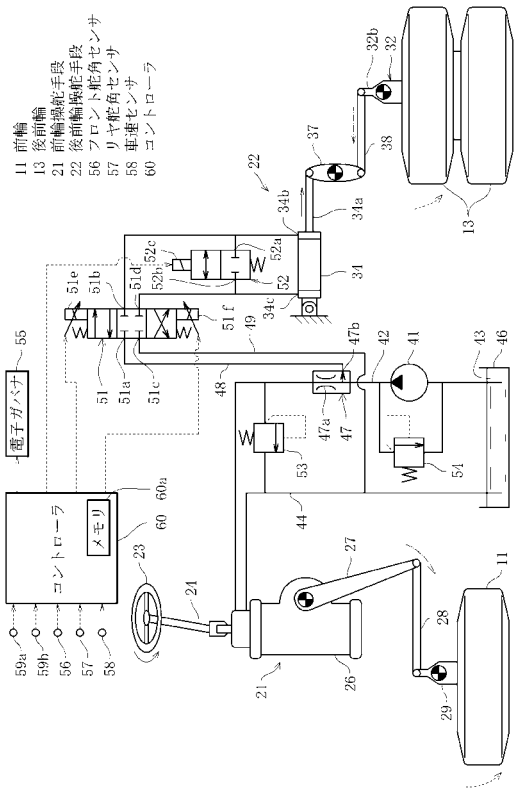
【００２５】

この状態でコントローラ６０は比例バルブ５１の第２制御部５１ｆをオンする。これにより上記と同様に比例バルブ５１の第１及び第４ポート５１ａ，５１ｄが連通接続し、かつ第２及び第３ポート５１ｂ，５１ｃが連通接続するので、油圧シリンダ３４の第２ポート３４ｃから油圧シリンダ３４の反ロッド側室（図示せず）に作動油４３が供給され、油圧シリンダ３４の第１ポート３４ｂから油圧シリンダ３４のロッド側室（図示せず）の作動油４３が排出される。このためピストンロッド３４ａが図１の実線で示す方向に突出し、揺動リンク３７を介してリヤドラッグリンク３８が一点鎖線矢印で示す方向に移動するので、後前輪１３は破線矢印で示す方向に回転する。揺動リンク３７の回転角はコントローラ６０の制御入力にフィードバックされ、後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差の絶対値が第２基準値δ_0未満になったときに比例バルブ５１の第２制御部５１ｆをオフした後に、エンジンの回転速度を元に戻す。この結果、後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差が第２基準値δ_0未満であるため、トラック１０はスムーズに発進することができる。

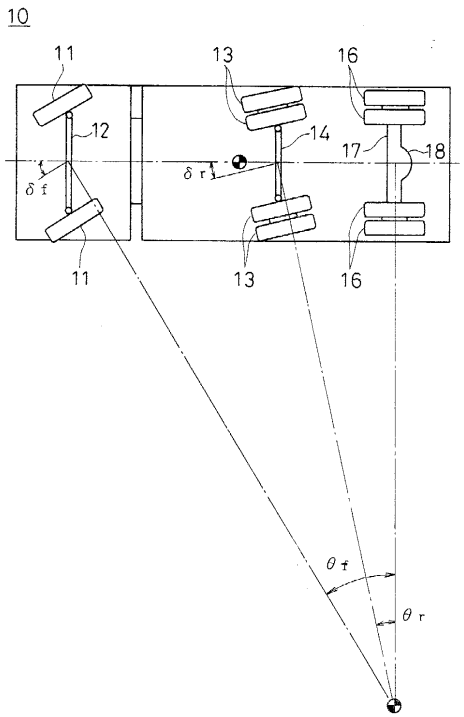
【００２６】
なお、コントローラ６０は比例バルブ５１の第２制御部５１ｆをオンすると同時にタイマをT_0秒間（例えば１０秒間）をセットする。これにより後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差の絶対値が上記T_0秒間に第２基準値δ_0未満にならなかったときには、T_0秒間経過後に比例バブル５１の第２制御部５１ｆをオフし、エンジンの回転速度を元に戻す。これは油圧シリンダ３４に大きな圧力が作用し続けて油温が上昇するのを抑えるためである。
【００２７】
またトラック１０を停止して上記とは逆に左方向にステアリングホイール２３を切った後に、急に右方向に切って後前輪１３が目標操舵角δ_pに達する前にエンジンを切った場合には、コントローラ６０は比例バルブ５１の第１制御部５１ｅをオンする。これにより比例バルブ５１の第１及び第２ポート５１ａ，５１ｂが連通接続し、かつ第３及び第４ポート５１ｃ，５１ｄが連通接続するので、油圧シリンダ３４の第１ポート３４ｂから油圧シリンダ３４のロッド側室に作動油４３が供給され、油圧シリンダ３４の第２ポート３４ｃから油圧シリンダ３４の反ロッド側室の作動油４３が排出される。この結果、ピストンロッド３４ａが引込むので、後前輪１３は上記とは逆の方向に回転し、後前輪１３の目標操舵角δ_pと実測操舵角δ_rとの舵角差の絶対値が第２基準値δ_0未満になったときに、コントローラ６０が比例バルブ５１の第１制御部５１ｅをオフして油圧シリンダ３４への作動油４３の供給を停止し、更にエンジンの回転速度を元に戻す。
【００２８】
【発明の効果】
以上述べたように、本発明によれば、前輪操舵手段及び後前輪操舵手段をエンジンにより駆動し、コントローラがエンジンを制御し、かつ前輪の操舵角を検出するフロント舵角センサ及び車速を検出する車速センサの各検出出力に基づいて後前輪を前輪と同一方向に操舵するように後前輪操舵手段を制御するので、車速センサが第１基準値未満の車速を検出し、かつ前輪の操舵角に基づく後前輪の目標操舵角と後前輪の実測操舵角との舵角差が第２基準値以上であるときに、コントローラがエンジンの回転速度を第３基準値まで上昇させ、かつ上記舵角差が第２基準値未満になったとき或いは所定時間経過したときに、エンジンの回転速度を元の状態に戻す。この結果、後前輪の目標操舵角と実測操舵角との舵角差が第２基準値未満になるため、車両はスムーズに発進することができる。
またエンジンの回転速度を上昇させることにより、後前輪操舵手段の駆動力を増大したので、後前輪操舵手段を大型化しなくて済む。
【図面の簡単な説明】
【図１】本発明実施形態の後輪操舵制御装置の制御回路構成図。
【図２】その装置を搭載したトラックの平面構成図。
【図３】図４のＡ矢視図。
【図４】図３のＢ－Ｂ線断面図。
【図５】図３のＣ－Ｃ線断面図。
【図６】第１基準値を３度としたときのトラックが発進可能な後前輪の舵角差の許容範囲を示す図。
【図７】前輪の操舵角の変化に対する後前輪の操舵角の変化を示す図。
【図８】その装置の動作を示すフローチャート。
【符号の説明】
１０　トラック（車両）
１１　前輪
１３　後前輪
２１　前輪操舵手段
２２　後前輪操舵手段
５６　フロント舵角センサ
５７　リヤ舵角センサ

５８　車速センサ
６０　コントローラ
δ_f　前輪の実測操舵角
δ_p　後前輪の目標操舵角
δ_r　後前輪の実測操舵角
V_0　第１基準値
δ_0　第２基準値
N_0　第３基準値
Ｖ　車速
Ｎ　エンジン回転速度
T_0　タイマの計測する時間

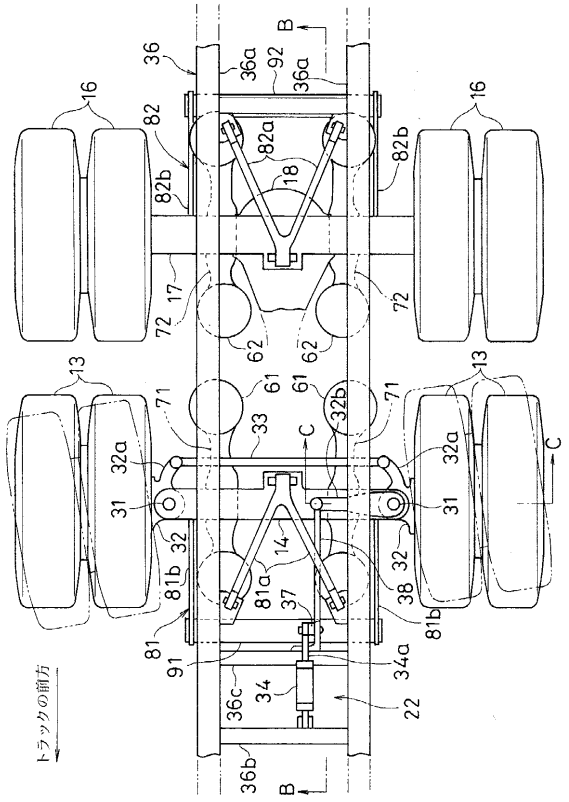
【図１】



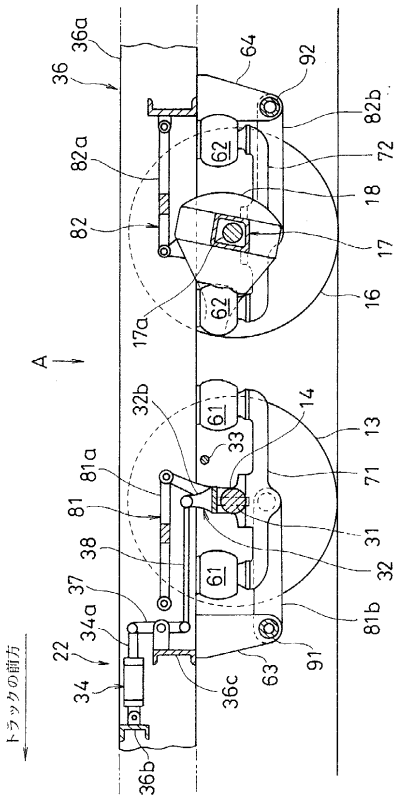
【図２】



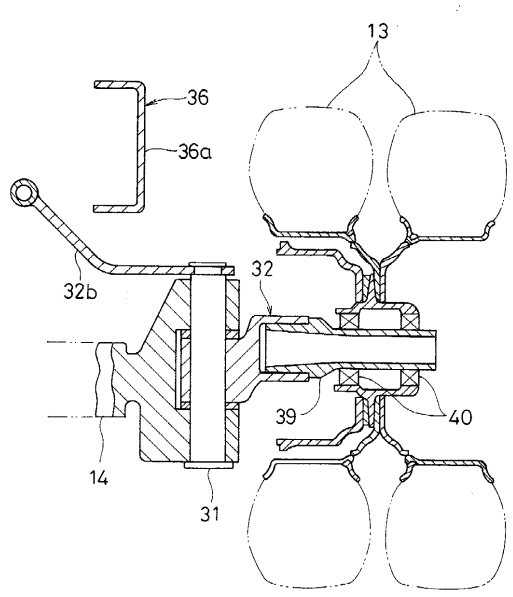
【図３】


トラックの前方
A
B
C

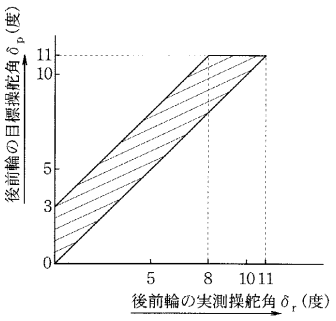
【図４】


トラックの前方
A

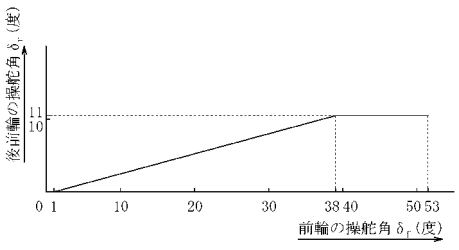
【図５】



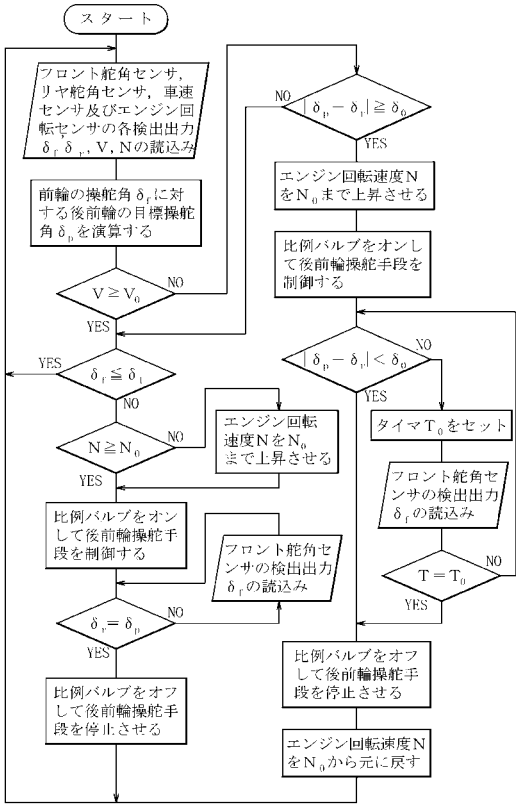
【図６】


後前輪の目標操舵角 δ_p（度）
後前輪の実測操舵角 δ_r（度）

【図７】


後前輪の操舵角 δ_r（度）
前輪の操舵角 δ_f（度）

【図８】


スタート
フロント舵角センサ，リヤ舵角センサ，車速センサ及びエンジン回転センサの各検出出力 δ_f δ_r，V，Nの読込み
前輪の操舵角 δ_f に対する後前輪の目標操舵角 δ_p を演算する
$V \geqq V_0$
NO
YES
$\delta_f \leqq \delta_1$
YES
NO
$N \geqq N_0$
NO
YES
エンジン回転速度NをN0まで上昇させる
比例バルブをオンして後前輪操舵手段を制御する
フロント舵角センサの検出出力 δ_f の読込み
$\delta_r = \delta_p$
NO
YES
比例バルブをオフして後前輪操舵手段を停止させる
$|\delta_p - \delta_r| \geqq \delta_0$
NO
YES
エンジン回転速度NをN0まで上昇させる
比例バルブをオンして後前輪操舵手段を制御する
$|\delta_p - \delta_r| < \delta_0$
NO
YES
タイマ T_0 をセット
フロント舵角センサの検出出力 δ_f の読込み
$T = T_0$
NO
YES
比例バルブをオフして後前輪操舵手段を停止させる
エンジン回転速度NをN0から元に戻す

フロントページの続き

(56)参考文献　欧州特許出願公開第８９５９２３（ＥＰ，Ａ１）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)

F02D 29/00-29/06
B62D 7/14
B62D 6/00