

(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2010-202084
(P2010-202084A)

(43) 公開日 平成22年9月16日(2010.9.16)

(51) Int.Cl.			F I			テーマコード (参考)		
B 6 2 D	5/07	(2006.01)	B 6 2 D	5/07	B	3 D 2 3 3		
B 6 2 D	5/30	(2006.01)	B 6 2 D	5/30		3 H 0 8 9		
F 1 5 B	11/08	(2006.01)	F 1 5 B	11/08	C			

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2009-51152 (P2009-51152)
(22) 出願日 平成21年3月4日 (2009.3.4)

(71) 出願人 000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(74) 代理人 100147485
弁理士 杉村 憲司
(74) 代理人 100134005
弁理士 澤田 達也
(74) 代理人 100143568
弁理士 英 貢
(72) 発明者 小池 洋平
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
(72) 発明者 内田 耕
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

最終頁に続く

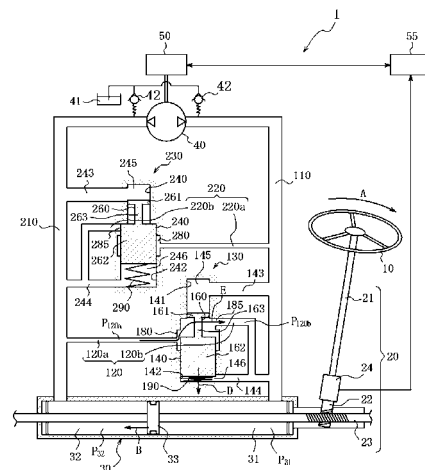
(54) 【発明の名称】 電動液圧式パワーステアリング装置

(57) 【要約】

【課題】 操舵機構の操舵力補助が停止した場合でも操舵力が過度に大きくなるようにするための機構が、電磁切換弁や、その電磁切換弁の開閉を制御する電子回路を必要としない、電動液圧式パワーステアリング装置を提供する。

【解決手段】 可逆式ポンプと液圧パワーシリンダの右左の圧力室とを接続する第1液路および第2液路のうち、第1液路内の液圧が負圧になると開く第1バルブと、第2液路内の液圧が負圧になると開く第2バルブと、それらのバルブがそれぞれ途中に介在する、第1液路と第2液路との間の作動液の流動通路を確保する2本の連通路とを備える。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ステアリングホイールに連結された操舵機構の操舵力を補助する液圧パワーシリンダと

、前記液圧パワーシリンダの左右の圧力室に対し液圧を供給する可逆式ポンプと、

前記可逆式ポンプを駆動する電動機と、

前記電動機の駆動を制御する制御部と、

前記可逆式ポンプと前記液圧パワーシリンダの右側の圧力室とを接続する第 1 液路と、

前記可逆式ポンプと前記液圧パワーシリンダの左側の圧力室とを接続する第 2 液路と、

前記第 1 液路と前記第 2 液路とを連通する第 1 連通路および第 2 連通路と、

10

前記第 1 連通路の途中に介在し、前記第 1 液路内の液圧が負圧となると開いて前記第 2 液路から前記第 1 液路へ作動液を流動させる流動通路を確保する第 1 バルブと、

前記第 2 連通路の途中に介在し、前記第 2 液路内の液圧が負圧となると開いて前記第 1 液路から前記第 2 液路へ作動液を流動させる流動通路を確保する第 2 バルブと、

を備えてなる、電動液圧式パワーステアリング装置。

【請求項 2】

前記第 1 バルブおよび前記第 2 バルブがそれぞれ、

前記第 1 液路または前記第 2 液路にそれぞれ連通する、小径キャビティと大径キャビティとを有するケーシングと、

前記小径キャビティ内で液密に摺動して大径キャビティの反対側に小径液室を形成する小径部、および前記大径キャビティ内で液密に摺動して小径キャビティの反対側に大径液室を形成し前記小径部と溝部を介して連結される大径部を有し、前記第 1 液路内または前記第 2 液路内の液圧が負圧となることで前記小径部と前記大径部との受圧面積差により前記大径液室側に移動するスプールと、

20

前記スプールの、前記大径液室側への移動により開口して、前記大径キャビティを介して前記流動通路を構成する、前記大径キャビティの側面に配設された作動液流入口および作動液流出口と、

前記スプールを前記小径液室側に付勢するとともに、前記第 1 液路内または前記第 2 液路内の液圧が負圧になると前記スプールの、前記大径液室側への移動を許容する弾性体と

30

、を備えてなる、請求項 1 に記載の電動液圧式パワーステアリング装置。

【請求項 3】

前記作動液流入口が、前記大径キャビティの軸線方向へ延在してその大径キャビティ側面に開口していることを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の電動液圧式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、電動機により可逆式ポンプを駆動して操舵方向の操舵補助力を与える電動液圧式パワーステアリング装置に関するものである。

40

【背景技術】

【0002】

従来、電動液圧式パワーステアリング装置としては、例えば、特許文献 1 で開示されたものが知られており、この従来、電動液圧式パワーステアリング装置は、ステアリングホイールに連結された操舵機構の操舵力を補助する液圧パワーシリンダと、液圧パワーシリンダの左右の圧力室に対し液圧を供給する可逆式ポンプと、可逆式ポンプを駆動する電動機と、可逆式ポンプと液圧パワーシリンダの左右の圧力室とを接続する第 1 液路および第 2 液路と、第 1 液路と第 2 液路とを接続する第 1 連通路および第 2 連通路と、第 1 連通路と第 2 連通路とを接続する第 3 連通路と、第 3 連通路に設けられ連通、遮断を切換える電磁切換え弁と、第 1 連結路の途中に設けられ第 1 液路から第 3 連通路への流れのみを許容

50

する一方向弁と、第1連結路の途中に設けられ第2液路から第3連通路への流れのみを許容する一方向弁と、第2連通路の途中に設けられ第3連通路から第1液路への流れのみを許容する一方向弁と、第2連通路の途中に設けられ第3連通路から第2液路への流れのみを許容する一方向弁と、電動機の駆動と電磁切換え弁の開閉とを制御する制御部と、を備えている。

【0003】

上記従来の電動液圧式パワーステアリング装置においては、例えば、可逆式ポンプを駆動する電動機が停止した後に運転者がそのまま操舵を続ける（マニュアル操舵を行う）と、操舵機構に連結されている液圧パワーシリンダのピストンが左右のどちらか一方に移動して、一方の圧力室内の作動液が加圧され、その加圧力で可逆式ポンプは僅かに回転する（所謂、連れ回し）が、可逆式ポンプを介しての第1液路と第2液路との間の作動液の流動は僅かである。そこで、電動機の停止を検知した制御部からの信号で第3連通路の、電磁切換え弁を開き、第1液路と第2液路とを接続する第1連通路と第2連通路それぞれの、一方向弁で区切られた一部を第3連通路で連通し、液圧パワーシリンダの圧力室内の作動液を、一方の圧力室から他方の圧力室に流動させることで、マニュアル操舵時に操舵力が過度に大きくなることを防止していた。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2006-76508号公報

20

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、上記従来の電動液圧式パワーステアリング装置は、制御部が電動機の駆動の他に電磁切換え弁の開閉も制御することから、その制御部に電磁切換え弁の開閉を制御する電子回路を必要とし、また、その電子回路と電磁切換え弁とを接続するワイヤハーネスやハーネスコネクタ等の部品が増加することで、電動液圧式パワーステアリング装置全体の配線・組立作業も複雑になり、製造コストの上昇を招くという問題があった。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明の電動液圧式パワーステアリング装置は、可逆式ポンプと液圧パワーシリンダの右左の圧力室とを接続する第1液路および第2液路のうち、第1液路内の液圧が負圧になると開く第1バルブと、第2液路内の液圧が負圧になると開く第2バルブと、それらのバルブがそれぞれ途中に介在する、第1液路と第2液路との間の作動液の流動通路を確保する2本の連通路とを備えることを特徴とする。

30

【発明の効果】

【0007】

本発明の電動液圧式パワーステアリング装置によれば、可逆式ポンプからの液圧の供給が停止した状態でマニュアル操舵を続けた際、液圧パワーシリンダのピストンが右左の圧力室のどちらか一方の側に移動した結果、他方の圧力室が負圧となり、可逆式ポンプと液圧パワーシリンダの右左の圧力室とを接続する第1液路および第2液路のうち、その負圧となった圧力室に連通する、第1液路または第2液路の液路内の液圧が負圧になると、第1液路と第2液路とを結ぶ2本の連通路のうち一方の途中に介在するバルブが、その負圧によって開くことで、第1液路と第2液路との間で作動液を流動させることができるため、上記のマニュアル操舵により液圧パワーシリンダの右左の圧力室のどちらか一方が負圧となることだけで特別な制御や監視を必要としないことから、電磁切換え弁や、制御部にその電磁切換え弁の開閉を制御する電子回路が不要となり、それに伴い、電磁切換え弁と電子回路とを接続するワイヤハーネスやハーネスコネクタ等の部品およびそれらの部品の配線作業が不要となるだけでなく、電動液圧式パワーステアリング装置全体の構成を簡単にすることができて組立作業も簡便となり、低コストの電動液圧式パワーステアリング

40

50

装置を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0008】

【図1】本発明の電動液圧式パワーステアリング装置の一実施形態である電動油圧式パワーステアリング装置を模式的に示す構成図である。

【図2】操舵力補助時（正常時）における上記電動油圧式パワーステアリング装置内の作動油の流れを示す説明図である。

【図3】マニュアル操舵時（異常時）における上記電動油圧式パワーステアリング装置内の作動油の流れを示す説明図である。

【図4】作動油が図3に示す流れとなっているときの、2組のバルブのうち開口しているバルブおよびその周辺を示す縦断面図である。

【図5】作動油が図3に示す流れとなっているときの、2組のバルブのうち閉口しているバルブおよびその周辺を示す縦断面図である。

【図6】車両に0.6Gの横Gが負荷された場合における、上記電動油圧式パワーステアリング装置に係る可逆式ポンプ停止前後の操舵力および操舵角の時間変化を示すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【0009】

以下、本発明の実施形態を図面に基づき説明する。図1は、本発明の電動液圧式パワーステアリング装置の一実施形態の構成を模式的に示したもので、液圧として油圧を用いており、図1中の符号1は、電動油圧式パワーステアリング装置を示す。

【0010】

電動油圧式パワーステアリング装置1は、ステアリングホイール10と、操舵機構20と、油圧パワーシリンダ30と、可逆式ポンプ40と、電動機50と、制御部55と、第1油路110および第2油路210と、第1連通路120および第2連通路220と、第1バルブ130および第2バルブ230とを備える。

【0011】

ステアリングホイール10には、例えばラック・ピニオン型の操舵機構20が連結される。操舵機構20は、ステアリングシャフト21と、ピニオンシャフト22と、ラック軸23と、トルクセンサ24とを備える。運転者がステアリングホイール10を図1に示す如く回動操作すると、ステアリングシャフト21を介してピニオンシャフト22が駆動されラック軸23が軸方向に移動し車輪（図示せず）を操舵する。ステアリングシャフト21には、ステアリングホイール10の回動操作に伴う操舵トルクを検出するトルクセンサ24が装着されており、トルクセンサ24は、検出した操舵トルク情報を制御部55へ出力する。

【0012】

油圧パワーシリンダ30は、ラック軸23に接続されてシリンダ軸方向に摺動すると共にシリンダ内を右側の第1圧力室31と左側の第2圧力室32とに区画するピストン33を有しており、第1圧力室31および第2圧力室32に選択的に供給される油圧によってピストン33を押圧されて、ステアリングホイール10に連結された操舵機構20の操舵力を補助する。

【0013】

可逆式ポンプ40は、電動機50によって駆動され、制御部55により電動機50の回転方向を切り替えることにより吐出方向を逆転することができる、所謂双方向ポンプであり、第1油路110と第2油路210とを介して、油圧パワーシリンダ30の第1圧力室31と第2圧力室32とのそれぞれに対し油圧（ポンプ圧）を供給する。可逆式ポンプ40は、リザーバタンク41に貯留された作動油を吸い上げることができるように、一方向弁42を介してリザーバタンク41にも連通している。

【0014】

第1油路110と第2油路210とは、油圧パワーシリンダ30と可逆式ポンプ40とを接続する作動油の流路を形成しており、第1油路110は油圧パワーシリンダ30の第1圧力室31に、第2油路210は油圧パワーシリンダ30の第2圧力室32に、それぞれ連通している。

【 0 0 1 5 】

制御部55は、電動機50から入力した電動機動作状態（回転角度、回転数等）に関する各種情報、およびトルクセンサ24から入力した操舵トルク情報に基づき、電動機50に、電動機50の回転方向および回転数を制御する駆動命令を出力する。

【 0 0 1 6 】

第2油路210から分岐した第1連通路120は、第2油路210と第1油路110とを連通させ、第1連通路120の途中には第1バルブ130が配設される。第1連通路120は、第1バルブ130を境にして、第2油路210側の第1流入路120aと、第1油路110側の第1流出路120bとを備える。第1油路110から分岐した第2連通路220は、第1油路110と第2油路210とを連通させ、第2連通路220の途中には第2バルブ230が配設される。第2連通路220は、第2バルブ230を境にして、第1油路110側の第2流入路220aと、第2油路210側の第2流出路220bとを備える。

10

【 0 0 1 7 】

第1バルブ130は、ケーシング140と、スプール160と、作動油流入口180と、作動油流出口185と、弾性体190とを備える。なお、第1バルブ130と第2バルブ230の構造は同一であるため、以下、第1バルブ130について説明するが、第1バルブ130のケーシング140は第2バルブ230のケーシング240に、スプール160はスプール260に、作動油流入口180は作動油流入口280に、作動油流出口185は作動油流出口285に、弾性体190は弾性体290に、それぞれ相当する。

【 0 0 1 8 】

ケーシング140は、小径キャビティ141と、大径キャビティ142とを有する。小径キャビティ141は、第1小径キャビティ接続路143を介して第1油路110に連通する。大径キャビティ142は、第1大径キャビティ接続路144を介して第1油路110に連通する。

20

【 0 0 1 9 】

スプール160は、小径部161と、大径部162と、溝部163とを有し、小径部161と大径部162とは溝部163で連結し一体のスプール160を構成する。なお、溝部163の直径は、小径部161の直径よりも小さい。小径部161は、小径キャビティ141内で油密に摺動して大径キャビティ142の反対側に小径油室145を形成する。大径部162は、大径キャビティ142内で油密に摺動して小径キャビティ141の反対側に大径油室146を形成する。

【 0 0 2 0 】

大径油室146内において、大径部162の、溝部163と反対側の端面には、その大径部162を小径キャビティ141へ向けて常時付勢する弾性体190が配設され、第1油路110内の作動油が正圧または0の場合には、図1に示すように、スプール160は、小径油室145側に付勢される。

30

【 0 0 2 1 】

次に本実施形態の電動油圧式パワーステアリング装置1の動作と、電動油圧式パワーステアリング装置1内の作動油の流れについて説明する。

【 0 0 2 2 】

（操舵力補助時（正常時））

図2は、操舵力補助時における電動油圧式パワーステアリング装置1内の作動油の流れを示す図である。

40

【 0 0 2 3 】

運転者が図2の矢印Aに示す如くステアリングホイール10を回動操作すると、ステアリングシャフト21を介してトルクセンサ24により操舵トルクが検出される。検出された操舵トルクに基づき、制御部55は、電動機50に、電動機50の回転方向および回転数を制御する駆動命令を出力し可逆式ポンプ40を作動させる。

【 0 0 2 4 】

可逆式ポンプ40により第2油路210を介して第2圧力室32から汲み上げられ（矢印C1）昇圧された作動油（矢印C2）は、第1油路110を介して第1圧力室31に導入され（矢印C3）、ピストン33は、操舵機構20に操舵力補助を与えながら第2圧力室側32へ矢印B

50

に示す如く移動する。この際、第1油路110から分岐した第1小径キャビティ接続路143および第1大径キャビティ接続路144によって、第1バルブ130が有するスプール160の両端には可逆式ポンプ40から供給される正圧が負荷されるが、その正圧の受圧面積は、小径部161よりも大径部162のほうが大きいいため、スプール160には大径部162から小径部161に向かう力が作用し、スプール160は弾性体190の付勢力も加わって小径油室145側に付勢され第1バルブ130は閉じた状態となり、作動油が、第1連通路120を介して第1油路110から第2油路210へ流動することはない。また、第2バルブ230についても同様で、スプール260の両端には油圧パワーシリンダ30の第2圧力室32から供給される正圧が負荷され、スプール260は小径油室245側に付勢され第2バルブ230は閉じた状態となり、作動油が、第2連通路220を介して第1油路110から第2油路210へ流動することもない。従って、可逆式ポンプ40から第1油路110に供給された作動油が油圧パワーシリンダ30をバイパスするように第1連通路120および第2連通路220を通過してしまわない。

10

【0025】

以上、ステアリングホイール10を図2の矢印A示す如く操作した場合について説明したが、電動油圧式パワーステアリング装置1は左右対称構造を有しているため、ステアリングホイール10を矢印Aと反対の方向に回動操作した場合、作動油は矢印C1、C2およびC3と反対の方向に流れて第2圧力室32に導入され、ピストン33は第1圧力室31側へ移動(矢印Bと反対の方向に移動)する。第1バルブ130および第2バルブ230は、第2油路210内および第1油路110内の正圧により閉じた状態となり、作動油が、第1連通路120および第2連通路220を介して第1油路110と第2油路210との間で流動することはない。

20

【0026】

(マニュアル操舵時(異常時))

例えば、電動機50が停止して可逆式ポンプ40により操舵補助力を駆動機構20に与えることができずマニュアル操舵が必要となった場合について説明する。図3は、マニュアル操舵時(異常時)における電動油圧式パワーステアリング装置1内の作動油の流れを示す説明図である。図4は、作動油が図3に示す流れとなっているときの、第1バルブ130およびその周辺を示す縦断面図である。図5は、作動油が図3に示す流れとなっているときの、第2バルブ230およびその周辺を示す縦断面図である。

【0027】

運転者が図3の矢印Aに示す如くステアリングホイール10を回動操作すると、ステアリングシャフト21を介してピニオンシャフト22が駆動されラック軸23が軸方向に移動し、油圧パワーシリンダ30のピストン33が矢印Bに示す如く第2圧力室32側に移動するが、電動機50が停止しているため、第1圧力室31に油圧(ポンプ圧)が供給されず、車輪はマニュアル操舵されることとなる。

30

【0028】

油圧(ポンプ圧)が供給されないままピストン33が第2圧力室32側に移動すると、それにより第1圧力室31の体積が増大して第1圧力室31内の作動油は負圧となり、これに伴い、第1圧力室31に連通している第1油路110内も負圧となる。一方、第2圧力室32の体積が減少して第2圧力室32内の作動油は加圧されるが、電動機50が停止していることから可逆式ポンプ40は、所謂、連れ回り程度にしか回転しないため、作動油は、第2圧力室32と連通する第2油路210内で、可逆式ポンプ40経由では行き場を失うこととなり、そのままではステアリングホイール10の操作が過度に重くなる結果を招く。

40

【0029】

このとき図4に示すように、第1バルブ130の、小径油室145および大径油室146はそれぞれ、第1小径キャビティ接続路143および第1大径キャビティ接続路144を介して、負圧となっている第1油路110と連通しているため、第1バルブ130が有するスプール160の両端には負圧が負荷されるが、その負圧の受圧面積は、小径部161よりも大径部162の方が大きいいため、スプール160には小径部161から大径部162に向かう力が作用する。スプール160の、小径部161から大径部162に向かうこの力は、弾性体190がスプール160を小径油室145側に付勢する力と逆向きである。従って、弾性体190の弾性係数を、第1油路110が負圧に

50

なったときに、スプール160の大径油室146側への移動を許容する値としておくことで、図4の矢印Dに示す如くスプール160は大径油室146側へ移動し、作動油流入口180および作動油流出口185を開口し、第1連通路120全体は、矢印Eに示す如く第2油路210から第1油路110へ作動油を流動させる流動通路として機能し、操舵力を低減することができる。

【0030】

また、図3に示すように、スプール160が大径油室146側へ移動した場合における、第2圧力室32内の圧力を P_{32} 、第1流入路120a内の圧力を P_{120a} 、第1流出路120b内の圧力を P_{120b} 、第1圧力室31内の圧力を P_{31} としたとき、作動油が、図4の矢印Eに示す如く第1連通路120を介して第2油路210側から第1油路110側に流入することによって、 P_{120b} は正圧になろうとするが、車両の運転者はステアリングホイール10を回動操作して操舵角を維持しようとし続けるため P_{31} はさらに負圧となることから、 $P_{32} > P_{120a} > P_{120b} > P_{31}$ の関係により、 P_{120b} の負圧を維持し続けるため、第1バルブ130は開いたままとなる。

10

【0031】

一方、図5に示すように、第2油路210から分岐した第2小径キャピティ接続路243および第2大径キャピティ接続路244によって、第2バルブ230が有するスプール260の両端には正圧が負荷されるが、その正圧の受圧面積は、小径部261よりも大径部262の方が大きいいため、スプール260には大径部262から小径部261に向かう力が作用し、スプール260は弾性体290の付勢力も加わって小径油室245側に付勢され第2バルブ230は閉じた状態となり、作動油が、第2連通路220を介して第1油路110から第2油路210へ流動することはない。

20

【0032】

以上、ステアリングホイール10を図3の矢印Aに示す如く回動操作した場合について説明したが、電動油圧式パワーステアリング装置1は左右対称構造を有しているため、ステアリングホイール10を矢印Aと反対の方向に回動操作した場合、第2バルブ230が開き、第2連通路220が、第1油路110から第2油路210へ作動油を流動させる流動経路として機能する。一方、第1バルブ130は閉じたままとなる。

【0033】

上述したように、本実施形態の電動油圧式パワーステアリング装置1によれば、電動機50が停止して可逆式ポンプ40により操舵補助力を駆動機構20に与えることができないマニュアル操舵となった際、運転者がステアリングホイール10を左右のどちらかに回動操作することにより第1油路110および第2油路210のどちらか一方が負圧となった場合に、センサ類での監視や制御部55での制御を要することなく、第1バルブ130または第2バルブ230が自動的に開き、マニュアル操舵時の操舵力を低減することができる。

30

【0034】

また、図4に示すように、作動油流入口180は、大径キャピティ142の軸線方向へLで示す長さで延在してその大径キャピティ142の側面に開口しているが、かような作動油流入口180とすることで、第1バルブ130が開いたときに、大径部162の、溝部163側の端面の停止位置が長さLの範囲で変化しても、第1バルブ130を確実に開いている状態とし、第1バルブ130の動作を安定させることができる。第2バルブ230についても同様である。

【実施例】

40

【0035】

以下、本発明を実施例によってさらに説明する。

【0036】

(実施例)

実施例として、電動油圧式パワーステアリング装置1を搭載した車両が、半径5.8m(5.8R)の道路を15km/hの速度で時計回りに走行(右操舵)している途中で、電動機50の停止により可逆式ポンプ40を停止させることで操舵機構20への操舵力補助を解除してマニュアル操舵としたときの、操舵力および操舵角の時間変化を測定した。なお、車両が、5.8Rの道路を15km/hの速度で走行している際に車両にかかる横Gは0.6Gで、所謂、高G領域である。

50

【 0 0 3 7 】

(比較例)

比較例として、電動油圧式パワーステアリング装置 1 において、第 1 連通路 120 および第 2 連通路 220 を介しては第 1 油路 110 と第 2 油路 120 との間で作動油が全く流動できないようにしたこと以外は、実施例と同様に操舵力および操舵角の時間変化を測定した。

【 0 0 3 8 】

結果を図 6 に示す。図 6 は、車両に 0.6 G の横 G が負荷された場合における、電動油圧式パワーステアリング装置 1 に係る可逆式ポンプ 40 の停止前後の操舵力と操舵角の時間変化を示すグラフである。矢印 A の太実線は実施例に係る操舵力の時間変化を、矢印 B の破線は比較例に係る操舵力の時間変化を示し、矢印 C の細実線は実施例および比較例に係る車両走行時の操舵角の時間変化である。また、実施例および比較例共に、矢印 D に示す時点で可逆式ポンプ 40 を停止させることで操舵機構 20 への操舵力補助を解除してマニュアル操舵とした。なお、操舵角は中立位置を 0° とし、左に操舵した場合を正とし、ステアリングホイール 10 を一回転したときの操舵角を 360° とする。

10

【 0 0 3 9 】

図 6 に示すように、操舵角が約 -530° で右旋回中 (ステアリングホイール 10 を右に約 1.47 回転) の車両において、矢印 D で示した時点で可逆式ポンプ 40 を停止させると、操舵機構 20 への操舵力補助が解除され、図 6 中の丸で囲まれる部分に示すインパクトショックと呼ばれる操舵力の急激な上昇によってステアリングホイール 10 が左方向に戻される (操舵角が、約 -530° から約 -515° となる) が、その後、運転者が車両姿勢の立て直しのためにステアリングホイール 10 を右方向に回動操作し、操舵角が約 -515° から約 -520° となり、その回動操作を始めた矢印 E で示す時点で、油圧パワーシリンダ 30 のピストン 33 が第 2 圧力室 32 側に移動することによって第 1 圧力室 31 内が負圧となり第 1 バルブ 130 が開くことで、操舵力は、一定のマニュアル操舵力 (約 100 N) に向かう。

20

【 0 0 4 0 】

一方、比較例では、インパクトショックでステアリングホイール 10 が左方向に戻された後、運転者が立て直しのためにステアリングホイール 10 を右方向に回動操作する際、矢印 E で示す時点で、油圧パワーシリンダ 30 のピストン 33 が第 2 圧力室 32 側に移動することによって第 2 圧力室 32 内が加圧されて操作が重くなったステアリングホイール 10 を、運転者は右方向に懸命に回動操作するため、操舵力は実施例よりも大幅に上昇することが確認できた。また、その後、一定となるマニュアル操舵力は、実施例の方が比較例よりも低いことが確認できた。

30

【 0 0 4 1 】

なお、上述したところは、本発明の一例を示したにすぎず、本発明は特許請求の範囲の記載範囲内において種々の変更を加えることができる。例えば、第 1 バルブ 130 が有する弾性体 190 は、ケーシング 140 の外部に設けることができる。そのためには、例えば、スプール 160 に係る大径部 162 の、溝部 163 と反対側の端面に大径部 162 よりも直径の小さい棒状部材設け、その棒状部材をケーシング 140 の大径キャビティ 142 の、小径キャビティ 141 と反対側の端面に摺動可能かつ油密可能に挿通させ、その棒状部材の、大径部 142 と反対側の端部に、その棒状部材をスプール 160 へ向けて押圧するように弾性体 190 を配設することができる。

40

【 産業上の利用可能性 】

【 0 0 4 2 】

本発明の電動液圧式パワーステアリング装置によれば、可逆式ポンプからの液圧の供給が停止した状態でマニュアル操舵を続けた際、液圧パワーシリンダのピストンが右左の圧力室のどちらか一方の側に移動した結果、他方の圧力室が負圧となり、可逆式ポンプと液圧パワーシリンダの右左の圧力室とを接続する第 1 液路および第 2 液路のうち、その負圧となった圧力室に連通する、第 1 液路または第 2 液路の液路内の液圧が負圧になると、第 1 液路と第 2 液路とを結ぶ 2 本の連通路のうち一方の途中に介在するバルブが、その負圧によって開くことで、第 1 液路と第 2 液路との間で作動液を流動させることができるた

50

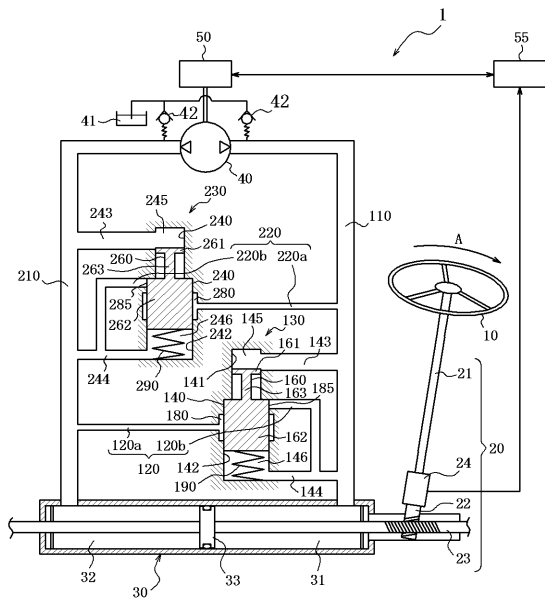
め、上記のマニュアル操舵により液圧パワーシリンダの右左の圧力室のどちらか一方が負圧となることだけで特別な制御や監視を必要としないことから、電磁切換え弁や、制御部にその電磁切換え弁の開閉を制御する電子回路が不要となり、それに伴い、電磁切換え弁と電子回路とを接続するワイヤハーネスやハーネスコネクタ等の部品およびそれらの部品の配線作業が不要となるだけでなく、電動液圧式パワーステアリング装置全体の構成を簡単にすることができて組立作業も簡便となり、低コストの電動液圧式パワーステアリング装置を得ることができる。

【符号の説明】

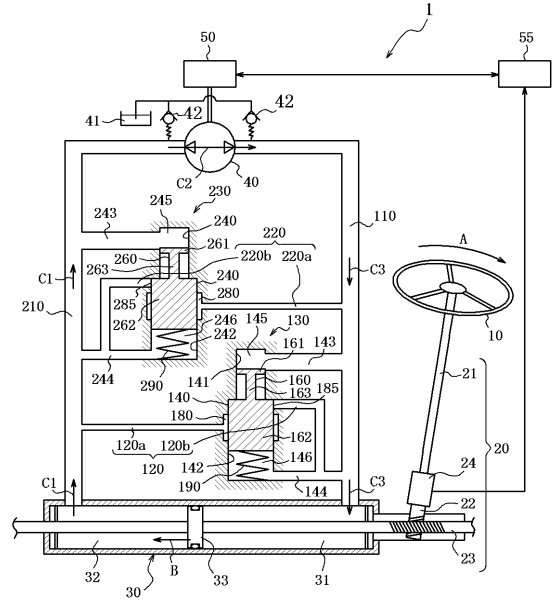
【 0 0 4 3 】

1	電動油圧式パワーステアリング装置（電動液圧式パワーステアリング装置）	10
10	ステアリングホイール	
20	操舵機構	
21	ステアリングシャフト	
22	ピニオンシャフト	
23	ラック軸	
24	トルクセンサ	
30	油圧パワーシリンダ（液圧パワーシリンダ）	
31	第1圧力室（右の圧力室）	
32	第2圧力室（左の圧力室）	
33	ピストン	20
40	可逆式ポンプ	
41	リザーバタンク	
42	一方向弁	
50	電動機	
55	制御部	
110	第1油路（第1液路）	
120	第1連通路	
120a	第1流入路	
120b	第1流出路	
130	第1バルブ	30
140,240	ケーシング	
141,241	小径キャビティ	
142,242	大径キャビティ	
143,243	小径キャビティ接続路	
144,244	大径キャビティ接続路	
145,245	小径油室（小径液室）	
146,246	大径油室（大径液室）	
160,260	スプール	
161,261	小径部	
162,262	大径部	40
163,263	溝部	
180,280	作動油流入口（作動液流入口）	
185,285	作動油流出口（作動液流出口）	
190,290	弾性体	
210	第2油路（第2液路）	
220	第2連通路	
220a	第2流入路	
220b	第2流出路	
230	第2バルブ	

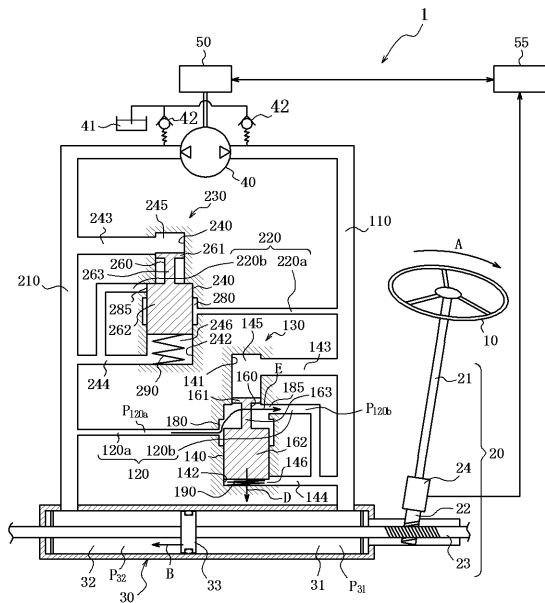
【 図 1 】



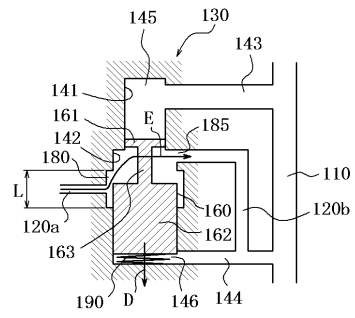
【 図 2 】



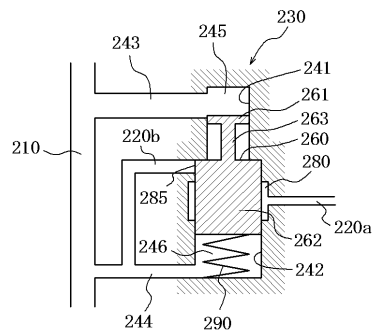
【 図 3 】



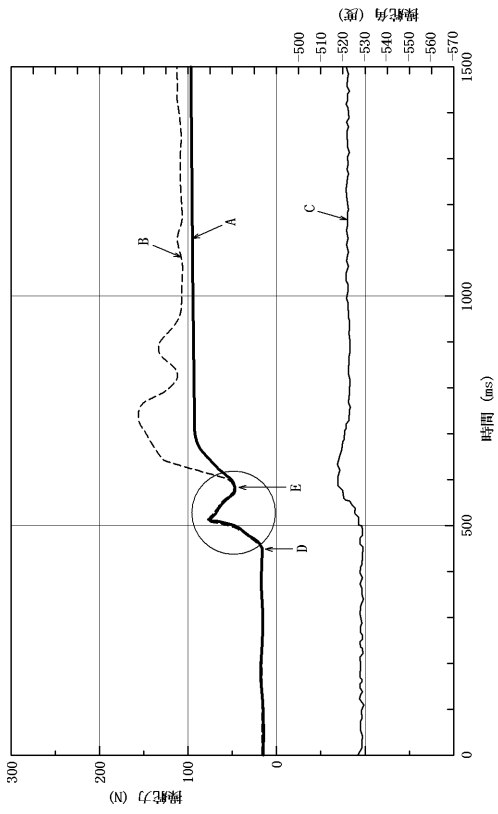
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】



フロントページの続き

(72)発明者 須田 克弘

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

(72)発明者 高橋 良和

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

Fターム(参考) 3D233 ED10 JB14 MA01

3H089 AA86 BB11 BB15 CC01 DA02 DA14 DB03 EE36 GG02 JJ15