

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3596151号  
(P3596151)

(45) 発行日 平成16年12月2日(2004.12.2)

(24) 登録日 平成16年9月17日(2004.9.17)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F I

B 6 2 D 5/07

B 6 2 D 5/07

B

B 6 2 D 6/02

B 6 2 D 6/02

A

請求項の数 2 (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平8-74448  
 (22) 出願日 平成8年3月28日(1996.3.28)  
 (65) 公開番号 特開平9-263252  
 (43) 公開日 平成9年10月7日(1997.10.7)  
 審査請求日 平成13年3月30日(2001.3.30)

(73) 特許権者 000003470  
 豊田工機株式会社  
 愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地  
 (72) 発明者 鈴木 幹夫  
 愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工  
 機株式会社内  
 (72) 発明者 福村 健一  
 愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工  
 機株式会社内  
 (72) 発明者 鈴木 勝  
 愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工  
 機株式会社内

審査官 森林 宏和

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 動力舵取装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ポンプとパワーシリンダの両油室とリザーバとに接続する流路にハンドル操舵に応じて制御される可変絞りをそれぞれ設けた制御弁と、前記ポンプの吐出通路中に設けられたメータリングオリフィスの前後差圧に応じてバイパス通路を開閉し前記制御弁に供給する流量を所定流量に制御する流量調整弁とを備えた動力舵取装置において、負荷圧に応じて制御され低負荷圧時は開口され高負荷圧時は閉止される第1の可変絞りを備えた負荷圧感応弁と、この負荷圧感応弁の下流側に接続され、車速に応じて制御され低速走行時は閉止され高速走行時は開口される第2の可変絞りを備えた電磁弁とを設け、これら負荷圧感応弁および電磁弁の第1および第2の可変絞りを直列に介して流量調整弁のばね室を低压側に連通させたことを特徴とする動力舵取装置。

10

【請求項2】

前記負荷圧感応弁は、その両端に受圧面積差をもち、この受圧面積の大径側に向かってばねにより付勢されて低負荷圧時は第1の可変絞りを開口するようになっている請求項1に記載の動力舵取装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、低負荷圧時にポンプから制御弁に供給される流量を低減して省エネルギー化を図った動力舵取装置、特に低速時においては低負荷圧時であっても流量低減作用を無効にで

20

きるようにした動力舵取装置に関するものである。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】

ハンドルを操作していない低負荷圧時にポンプから制御弁に供給される流量を低減して省エネルギー化を図った動力舵取装置は、例えば特開平 6 - 8 8 4 0 号公報に記載されているように公知である。

かかる動力舵取装置においては、流量調整弁のばね室と低压側との間に、負荷圧に応じて絞り開度が変化される負荷圧感応弁を設け、低負荷圧時においては、負荷圧感応弁を開口して流量調整弁のばね室を低压側に開放し、制御弁に供給される流量を低減して省エネルギー化を達成している。またハンドル操作により負荷圧が上昇すると負荷圧感応弁が閉止され、制御弁に供給される流量を増大復帰させるようになっている。

10

【 0 0 0 3 】

【発明が解決しようとする課題】

この種の動力舵取装置によれば、車の走行状態の大半を占める直進走行時において、ポンプ駆動に必要な動力損失が低減され、省エネルギー化に大きな効果を発揮できるようになっている。

しかしながら、上記したように、ハンドル操作による負荷圧の上昇によって制御弁に供給される流量を増大復帰する構成であるため、低速、据切時においては、ハンドルを操作して負荷圧をある程度まで上昇させないことにはアシストに十分必要な流量まで復帰せず、低速、据切時においてはハンドル切り始めの操舵力が重くなる問題があった。

20

【 0 0 0 4 】

【課題を解決するための手段】

本発明は、上述した問題を解決するためになされたもので、ポンプとパワーシリンダの両油室とリザーバとに接続する流路にハンドル操舵に応じて制御される可変絞りをそれぞれ設けた制御弁と、前記ポンプの吐出通路中に設けられたメータリングオリフィスの前後差圧に応じてバイパス通路を開閉し前記制御弁に供給する流量を所定流量に制御する流量調整弁とを備えた動力舵取装置において、負荷圧に応じて制御され低負荷圧時は開口され高負荷圧時は閉止される第 1 の可変絞りを備えた負荷圧感応弁と、この負荷圧感応弁の下流側に接続され、車速に応じて制御され低速走行時は閉止され高速走行時は開口される第 2 の可変絞りを備えた電磁弁とを設け、これら負荷圧感応弁および電磁弁の第 1 および第 2 の可変絞りを直列に介して流量調整弁のばね室を低压側に連通させたものである。

30

【 0 0 0 5 】

上記した構成により、操舵の中立状態においては負荷圧が低いので、負荷圧感応弁の第 1 の可変絞りが開かれているが、低速走行時においては電磁弁の第 2 の可変絞りが閉じられているため、流量調整弁のばね室は低压側に開放されず、制御弁に供給される作動油の供給流量は最大流量に維持され、低速、据切時の操舵が軽快に行える。

【 0 0 0 6 】

これに対し、中速、高速走行時における操舵の中立状態においては、第 1 および第 2 の可変絞りが開かれているので、これら可変絞りを介して流量調整弁のばね室が低压側に開放されて圧力が低下する。従ってポンプより吐出された作動油はより多くポンプの吸入側に還流され、制御弁に供給される作動油の供給流量が減少され、エネルギー損失を低減できる。

40

【 0 0 0 7 】

しかして中速、高速走行状態において、ステアリングが操作されて負荷圧が上昇すると、負荷圧感応弁が作動して第 1 の可変絞りが縮小し、ついには閉止されるに至る。これにより制御弁に供給される作動油の供給流量が増加され、アシスト作用に寄与する。

【 0 0 0 8 】

【実施の形態】

以下本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

図 1 は油圧式の動力舵取装置の全体構成を示し、この動力舵取装置は、主として、自動車

50

エンジンによって駆動されるポンプ１０と、リザーバ１１と、ステアリング操作をパワーアシストするパワーシリンダ１２と、ステアリングホイールの回転により作動して前記ポンプ１０からパワーシリンダ１２に供給される作動油を絞り制御するロータリ式の制御弁１３とによって構成されている。

#### 【０００９】

前記ポンプ１０のポンプハウジング１４には、図２に示すように弁収納穴１５が形成され、この弁収納孔１５にポンプ１０の吐出ポートに連通する供給通路１６とポンプ１０の吸入ポートに連通するバイパス通路１７が弁収納孔１５の軸線方向に離間して開口されている。

前記弁収納孔１５の一端にはユニオン１８が液密的に螺着され、このユニオン１８に前記制御弁１３の入口ポートに通ずる送出口１９が開口されている。またユニオン１８には、前記供給通路１６と送出口１９との間にメータリングオリフィス２２が形成されている。

#### 【００１０】

前記弁収納穴１５には流量調整用のバイパスバルブ２４が摺動可能に嵌装され、このバイパスバルブ２４はばね室２５に介挿したばね２６の弾発力により供給通路１６とバイパス通路１７との連通を閉止する方向に付勢されている。

前記ポンプハウジング１４には、前記メータリングオリフィス２２通過後の作動油を前記弁収納穴１５のばね室２５に導く連通路２７が形成されている。連通路２７の途中には制御オリフィス２９が形成され、この制御オリフィス２９を介してメータリングオリフィス２２の下流側の作動油が前記ばね室２５に導かれる。これによりバイパスバルブ２４の両端にはメータリングオリフィス２２の前後差圧が導入され、この差圧に応じてバイパスバルブ２４が軸方向へ移動し、上記差圧を一定にするようにバイパス通路１７の開度を調整するようになっている。上記したメータリングオリフィス２２、バイパスバルブ２４およびばね２６により、流量調整弁３０を構成している。

#### 【００１１】

また前記ポンプハウジング１４には、弁収納孔１５と平行に嵌挿穴３１が形成され、この嵌挿穴３１に負荷圧感応弁３２が収納されている。かかる負荷圧感応弁３２は、前記嵌挿穴３１に摺動可能に嵌挿されたスプールバルブ３３と、このスプールバルブ３３の先端に固着されたボール３４と、このボール３４が着座する弁座３５に開口する内孔３６と、前記スプールバルブ３３を弁座３５から離間する方向に付勢するばね３７とから構成されている。

#### 【００１２】

前記スプールバルブ３３の一端には、ポンプハウジング１４に形成した第１の導入路４０を介して前記制御オリフィス２９を通過する前の作動油が導入されるようになっている。また前記内孔３６の一端には、ポンプハウジング１４に形成した第２の導入路４１を介して前記制御オリフィス２９を通過した後の作動油が導入されるようになっている。

#### 【００１３】

ここで前記スプールバルブ３３の外径（ $D_A$ ）と、弁座３５に形成した内孔３６の内径（ $D_B$ ）との関係は、スプールバルブ３３の外径の方が内孔３６の内径より僅かに大きくなっており、これにより制御オリフィス２９の上流側の圧力が導入されるスプールバルブ３３一端側の受圧面積 $S_A$ （ $= \pi / 4 \cdot D_A^2$ ）を大とし、制御オリフィス２９の下流側の圧力が導入されるスプールバルブ３３他端（ボール３４）側の受圧面積 $S_B$ （ $= \pi / 4 \cdot D_B^2$ ）を小としている。そして、前記スプールバルブ３３に固着されたボール３４と弁座３５との間で第１の可変絞り４３が形成され、この第１の可変絞り４３の下流側はポンプハウジング１４に形成した排出路４４の一端に連通され、この排出路４４の他端は前記バイパス通路１７に連通されている。

#### 【００１４】

前記排出路４４の途中には第２の可変絞り４５が設けられ、この第２の可変絞り４５を車速に応じて制御する電磁弁４６が前記ポンプハウジング１４に取付けられている。かかる電磁弁４６はソレノイドに印加される電流に応じて変位される制御ロッド４８を備え、こ

10

20

30

40

50

の制御ロッド 48 によって第 2 の可変絞り 45 の開度を制御するようになっている。

【0015】

前記電磁弁 46 には車速センサ 50 からの車速信号が入力される電子制御装置 51 によって車速に応じた電流がソレノイド駆動回路 52 を介して印加され、第 2 の可変絞り 45 の開度を車速に応じて図 4 に示すように制御するようになっている。すなわち、車速が低い低速走行時及び停車時には、第 2 の可変絞り 45 の開度を閉止し、車速の上昇に従って第 2 の可変絞り 45 の開度を増大し、高速走行時には最大開度 A2 に保つようにしている。

【0016】

上記した構成により、負荷圧感応弁 32 は通常（低負荷圧時）ばね 37 の付勢力により摺動端に保持され、第 1 の可変絞り 43 を全開している。一方、高速走行時には電磁弁 46 の作用により第 2 の可変絞り 45 が全開されている。これにより前記流量調整弁 30 のばね室 25 は、第 1 および第 2 の可変絞り 43 を直列に介して低压側のバイパス通路 17 に連通される。

【0017】

この状態においては、メータリングオリフィス 22 を通過した作動油は制御オリフィス 29 を介してばね室 25 に導入されるとともに、内孔 36、第 1 および第 2 の可変絞り 43、45 を介して低压側（バイパス通路 17）に排出される。従って負荷圧感応弁 32 には、制御オリフィス 29 通過前の圧力  $P_b$  によって発生する右方向の油圧推力と、制御オリフィス 29 通過後の圧力  $P_a$  によって発生する左方向の油圧推力とが作用する。

【0018】

この場合、負荷圧感応弁 32 を右方向油圧推力として作用する受圧面積が  $S_A$  であり、左方向油圧推力として作用する受圧面積が  $S_B$  であるので、負荷圧感応弁 24 を右方向に押圧する推力  $F_1$  は、 $F_1 = S_A \cdot P_b$ 、反対に左方向に押圧する推力  $F_2$  は、 $F_2 = S_B \cdot P_a + F_s$  となる。ここで  $F_s$  はばね 37 のばね力を示す。

【0019】

そして、負荷圧が低压の状態においては、負荷圧感応弁 32 に作用する左右の油圧推力差が小さいため、ばね 37 によるバイアス作用により、 $F_1 < F_2$  の関係が成り立つ。しかしながら、負荷圧が高くなると、左右の油圧推力差が増大し、 $F_1 > F_2$  の関係に変化する。従って負荷圧感応弁 32 はばね 37 に抗して変位し始め、第 1 の可変絞り 43 が縮小され、遂には閉止されるに至る。

【0020】

前記制御弁 13 は、図 1 に簡略図示するように、ポンプ 10 とパワーシリンダ 12 の両油室とリザーバ 11 とにそれぞれ接続する 4 つの流路にセンタオープン形の可変絞り  $V_1$ 、 $V_2$ 、 $V_3$ 、 $V_4$  を設けた構成からなっている。

なお、図 1 中 60 は、前記流量調整弁 30 のバイパスバルブ 24 内に組み込まれたレリーフ弁で、このレリーフ弁 60 は前記バイパスバルブ 24 のばね室 25 の圧力が設定圧以上になったときに作動して、圧力を前記バイパス通路 17 に逃がすようになっている。

【0021】

次に上述した実施の形態に基づいて作動を説明する。

自動車エンジンによりポンプ 10 が駆動されると、作動油がポンプ 10 の吐出ポートから供給通路 19 に吐出される。供給通路 19 に吐出された作動油はメータリングオリフィス 22 を通過して送出口 21 から送出され、制御弁 13 に供給される。また、メータリングオリフィス 22 を通過した作動油は、連通路 27 を介してばね室 25 に導入される。従ってバイパスバルブ 24 にはメータリングオリフィス 22 前後の差圧が作用し、この差圧を一定に維持するようにバイパス通路 17 の開度を制御し、制御弁 13 に供給する流量を一定に制御する。

【0022】

ところで、操舵の中立状態においては、制御弁 13 に供給された作動油は可変絞り  $V_1$ 、 $V_2$  より可変絞り  $V_3$ 、 $V_4$  を介してリザーバ 11 に等分的に排出され、パワーシリンダ

10

20

30

40

50

1 2 の両油室は均等な低圧状態に保持される。

この状態においては負荷圧が低いので、負荷圧感応弁 3 2 の両端に作用する油圧推力差は小さく、ばね 3 7 によるバイアス作用により負荷圧感応弁 3 2 はボール 3 4 が弁座 3 5 より離間する方向の摺動端に保持される。これにより第 1 の可変絞り 4 3 が全開されて流量調整弁 3 0 のばね室 2 5 に通ずる第 2 の導入路 4 1 と排出路 4 4 とが互いに連通状態に保持される。

#### 【0023】

しかしながら、車の停車状態ないしは低速走行状態においては、電磁弁 4 6 の制御ロッド 4 8 が第 2 の可変絞り 4 5 を閉止しているため、前記第 1 の可変絞り 4 3 が全開された状態においても、流量調整弁 3 0 のばね室 2 5 とバイパス通路 1 7 との連通は遮断されている。

10

従って車の停車状態ないしは低速走行状態においては、図 5 の A に示すように、操舵の中立状態（低負荷圧時）においても供給弁 1 3 に供給される供給流量は最大流量  $Q_2$  に維持され、低速、据切時にハンドル切り始めの操舵力が重くなることはなく、軽快なステアリング操作を行い得る。

#### 【0024】

これに対し、中速ないしは高速走行時には、電磁弁 4 6 の制御ロッド 4 8 が第 2 の可変絞り 4 5 を開口するので、中速ないしは高速走行時における操舵の中立状態においては、流量調整弁 3 0 のばね室 2 5 が第 1 および第 2 の可変絞り 4 3、4 5 を介してバイパス通路 1 7 に連通される。これによりばね室 2 5 から低圧側にパイロット流量がリークされてばね室 2 5 の圧力が低下するため、バイパスバルブ 2 4 がバイパス通路 1 7 をより開く方向に変位され、ポンプ 1 0 より吐出された作動油はより多くバイパス通路 1 7 にバイパスされ、ポンプ 1 0 の吸入側に還流される。従って、制御弁 1 3 に供給される作動油の供給流量は、中速走行時においては図 5 の B に示すように流量  $Q_1 \sim Q_2$  の間に低減され、また、高速走行時においては図 5 の C に示すように最低流量  $Q_1$  まで低減される。これにより、ポンプ動力のエネルギー損失を低減できる。

20

#### 【0025】

また、中速ないしは高速走行時において、ハンドルが操作されると負荷圧が上昇し、この負荷圧がある圧力  $P_1$  まで上昇すると、負荷圧感応弁 3 2 の受圧面積差により、負荷圧感応弁 3 2 の両端に作用する油圧推力差が増大する。しかしてその油圧推力差がばね 3 7 のバイアス以上になると、負荷圧感応弁 3 2 がばね 3 7 に抗して変位され、第 1 の可変絞り 4 3 の絞り面積が制限される。従って流量調整弁 3 0 のばね室 2 5 から低圧側にリークされる流量が減少されるため、ばね室 2 5 の圧力が増大されてバイパスバルブ 2 4 がバイパス通路 1 7 を絞る方向に変位され、制御弁 1 3 に供給される作動油の供給流量は、図 5 に示すように負荷圧の上昇に従って流量  $Q_2$  まで増加され、アシスト作用に寄与する。

30

#### 【0026】

#### 【発明の効果】

以上述べたように本発明は、負荷圧に応じて制御され低負荷圧時は開口され高負荷圧時は閉止される第 1 の可変絞りを備えた負荷圧感応弁と、この負荷圧感応弁の下流側に接続され、車速に応じて制御され低速走行時は閉止され高速走行時は開口される第 2 の可変絞りを備えた電磁弁とを設け、これら第 1 および第 2 の可変絞りを直列に介して流量調整弁のばね室を低圧側に連通させた構成であるので、車の停車状態ないしは低速走行状態においては、操舵の中立状態においても供給弁に供給される供給流量は最大流量に維持され、低速、据切時における軽快なステアリング操作を行い得る効果がある。

40

#### 【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施の形態を示す動力舵取装置の全体構成図である。

【図 2】ポンプの詳細を示す断面図である。

【図 3】負荷圧に対する第 1 の可変絞りの絞り面積の関係を示すグラフである。

【図 4】車速に対する第 2 の可変絞りの絞り面積の関係を示すグラフである。

【図 5】負荷圧に対する供給流量特性を示すグラフである。

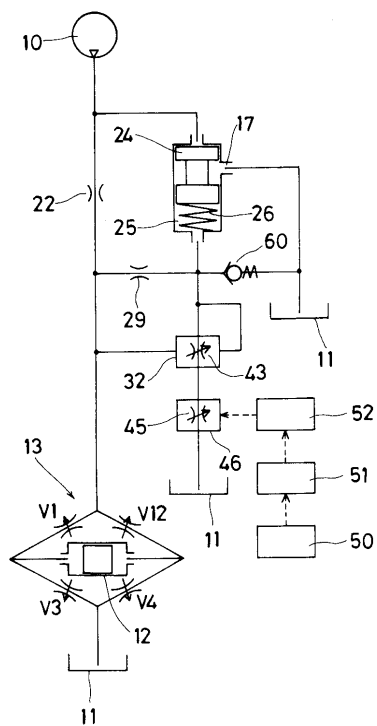
50

## 【符号の説明】

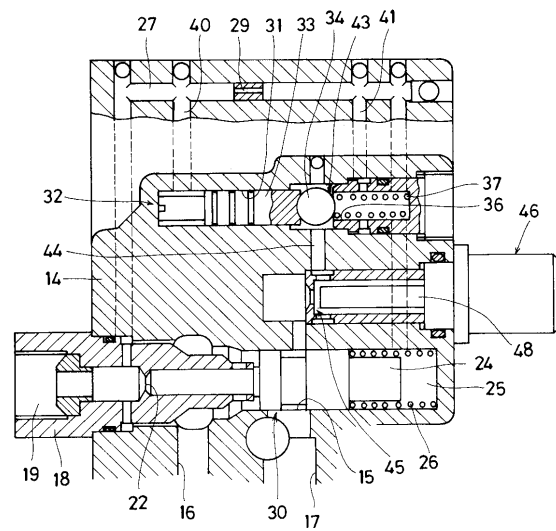
- 10 ポンプ
- 11 リザーバ
- 12 パワーシリンダ
- 13 制御弁
- 14 ポンプハウジング
- 16 供給通路
- 17 バイパス通路
- 22 メータリングオリフィス
- 24 バイパスバルブ
- 25 ばね室
- 26 ばね
- 30 流量調整弁
- 32 負荷圧感応弁
- 43、45 可変絞り
- 46 電磁弁
- 50 車速センサ
- V1 ~ V4 可変絞り

10

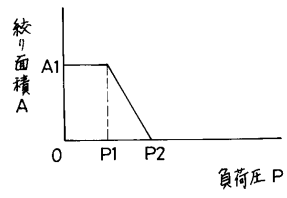
【図1】



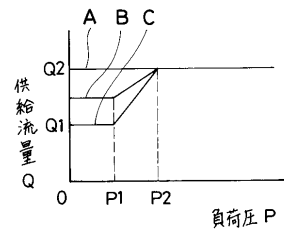
【図2】



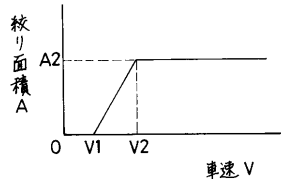
【図 3】



【図 5】



【図 4】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平05-345573(JP,A)  
特開平07-081593(JP,A)  
特開平07-315237(JP,A)  
特開平07-323854(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl.<sup>7</sup>, DB名)  
B62D 5/00 - 5/32  
B62D 6/00 - 6/06