

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3566729号
(P3566729)

(45) 発行日 平成16年9月15日(2004.9.15)

(24) 登録日 平成16年6月18日(2004.6.18)

(51) Int.Cl.⁷

F 1 6 H 39/14

F I

F 1 6 H 39/14

請求項の数 16 (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願平8-523502
(86) (22) 出願日 平成7年10月31日(1995.10.31)
(65) 公表番号 特表平9-511320
(43) 公表日 平成9年11月11日(1997.11.11)
(86) 国際出願番号 PCT/US1995/014039
(87) 国際公開番号 W01996/023993
(87) 国際公開日 平成8年8月8日(1996.8.8)
審査請求日 平成14年10月15日(2002.10.15)
(31) 優先権主張番号 08/380,268
(32) 優先日 平成7年1月30日(1995.1.30)
(33) 優先権主張国 米国(US)

(73) 特許権者
ロッキード・マーチン・コーポレーション
アメリカ合衆国、メリーランド州 208
17、ベセスタ、ロックレッジ・ドライブ
6801
(74) 代理人
弁理士 山崎 行造
(72) 発明者
フィルソン、ローレンス・レイ
アメリカ合衆国、マサチューセッツ州 0
1201、ビッツフィールド、メドウ・リ
ッジ・ドライブ 21

審査官 鳥居 稔

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 連続可変水圧トランスミッションの改良型伝達比コントローラ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

連続変速油圧トランスミッションであって、
ハウジングと、

前記ハウジング内に回転自在に設けられ主駆動装置からトルクを受ける入力シャフトと、
前記入力シャフトによって駆動され環状に配列した複数のポンプピストン及びポンプシリ
ングを備える第1キャリアと、第1環状ポートプレートと、前記環状第1ポートプレートを
歳差運動が可能のように前記第1キャリアに支承させる第1球面ベアリングとを有する
ポンプユニットと、

前記ハウジングに固定された第2キャリアであって環状に配列された複数のモータピスト
ン及びモータシリングを支持する第2キャリアと、第2ポートプレートと、前記第2ポ
ートプレートを歳差運動が可能のように前記第2キャリアに支承させる第2球面ベアリン
グとを有するモータユニットと、

前記ハウジングに回転可能に設けられロードに駆動トルクを与えるため前記ロードに連結
された出力シャフトと、

前記出力シャフトを囲う環状のスワッシュプレートであって互いに鋭角をなす入力面と出
力面とを備え、入力面は前記第1ポートプレートに直面し、前記出力面は前記第2ポ
ートプレートに直面し、さらに、前記第1及び第2ポートプレートに形成されたポートを介
して前記ポンプシリングと前記モータシリングとの間においてポンプ輸送される作動油を
通過させるスロットをさらに含む環状スワッシュプレートと、

10

20

前記スワッシュプレートをトルク伝達可能に前記出力シャフトに対して回動自在に連結する連結装置と、

前記第 1 及び第 2 の球面ベアリングに選択的に調和した力を与えて前記第 1 及び第 2 ポートプレートに歳差運動を生じさせ、前記入力シャフトと出力シャフトとの所望の速度比に従い前記出力シャフトの軸に対する前記スワッシュプレートの角度を調整し設定する速度伝達比コントローラとを、

含んでなるトランスミッション。

【請求項 2】

請求項 1 のトランスミッションであって、前記速度伝達比コントローラは、前記出力シャフトに対する前記第 1 及び第 2 球面ベアリングの軸方向位置を調節して前記第 1 及び第 2 ポートプレートの歳差する位置を確立する力を与える油圧回路を含んでなるトランスミッション。

10

【請求項 3】

請求項 1 のトランスミッションであって、前記連結装置は半径方向に延伸するアームを有し、該アームの内端は前記出力シャフトに固定され、自由端は前記スワッシュプレートに回動自在に連結されたトランスミッション。

【請求項 4】

請求項 3 のトランスミッションであって、前記連結装置は、前記出力シャフト軸に対して直角方向に延伸するピンであって前記アーム自由端を回動自在に前記スワッシュプレートに連結するピンをさらに含んでなるトランスミッション。

20

【請求項 5】

請求項 2 のトランスミッションであって、

前記第 1 球面ベアリングは前記第 1 ポートプレートに固定され、前記第 2 球面ベアリングは前記第 2 ポートプレートに固定され、前記トランスミッションは、さらに、

前記第 1 キャリアを軸方向に摺動自在に支持し、かつ、前記第 1 球面ベアリングと係合する環状ベアリング面を有する第 1 サポートブロックと、

前記第 2 キャリアを軸方向に摺動自在に支持し、かつ、前記第 2 球面ベアリング面と係合する環状ベアリング面を有する第 2 サポートブロックと、

有してなり、

前記速度伝達比コントローラは、前記第 1 及び第 2 サポートブロックの調和した軸方向運動を生じさせ、前記出力シャフト軸に対する前記スワッシュプレート角度を設定するために前記第 1 及び第 2 ポートプレートの歳差位置を調整し確立するように作動するトランスミッション。

30

【請求項 6】

請求項 5 のトランスミッションであって、前記第 1 キャリアと、前記第 1 サポートブロックは第 1 チャンバを形成し、前記第 2 キャリアと、前記第 2 サポートブロックは第 2 チャンバを形成し、前記速度伝達比コントローラは前記第 1 及び第 2 チャンバ内に作動油差圧を生じさせて前記第 1 及び第 2 サポートブロックの調和した軸方向運動を生じさせるトランスミッション。

【請求項 7】

40

請求項 6 のトランスミッションであって、前記速度伝達比コントローラは、

前記第 1 チャンバ内の作動油の圧力を制御作動油圧に維持するため前記第 1 チャンバを連続的に前記ポンプユニットの低圧側へ接続する第 1 油圧回路と、

前記モータユニットの高圧側と連通する第 2 油圧回路と、

前記第 2 チャンバに接続された第 3 油圧回路と、

コントロールバルブであって、選択的に、

前記第 3 油圧回路を閉じ、前記第 1 チャンバ内の制御作動油圧のバランスをとるように前記第 2 チャンバ内に作動油圧を生じさせて、前記第 1 及び第 2 サポートブロックの軸方向位置を維持し、

前記第 3 油圧回路を前記第 2 油圧回路に接続し、前記第 1 チャンバ内の制御作動油圧より

50

も高い作動油圧を前記第 2 チャンバ内に生じさせて前記第 2 チャンバの容積を膨張させかつ前記第 1 チャンバの容積を収縮させて、前記第 1 及び第 2 サポートブロックとともに第 1 軸方向にシフトさせ、

前記第 3 油圧回路を前記制御作動油圧よりも低い圧力にさらし、前記第 1 チャンバ内作動油制御圧よりも低い作動油圧を前記第 2 チャンバ内に発生させて前記第 2 チャンバの容積を収縮させかつ前記第 1 チャンバの容積を膨張させ、前記第 1 及び第 2 サポートブロックの軸方向位置とともに前記第 1 軸方向位置と反対方向の第 2 軸方向位置にシフトさせるコントロールバルブとを、

含んでなるトランスミッション。

【請求項 8】

請求項 5 のトランスミッションであって、前記ポンプユニットのピストンは前記第 1 ポートプレートに対して回転自在に連結され、前記モータユニットのピストンは前記第 2 ポートプレートに対して回転自在に連結されたトランスミッション。

【請求項 9】

請求項 8 のトランスミッションであって、前記ポンプユニットは、前記第 1 ポートプレート歳差位置によって決定されるストロークでもって前記ポンプユニットピストンを入れ子式に軸方向に往復動させるように受け入れる第 1 円筒ポストをさらに含み、前記モータユニットは、前記第 2 ポートプレート歳差位置によって決定されるストロークでもって前記モータユニットピストンを入れ子式に軸方向に往復動させるように受け入れる第 2 円筒ポストをさらに含んでなるトランスミッション。

【請求項 10】

請求項 9 のトランスミッションであって、前記第 1 円筒ポストは、前記ポンプユニットシリンドラを前記第 1 ポートプレートのポートに流体連通する半径方向開口を有し、前記第 2 円筒ポストは、前記モータユニットシリンドラを前記第 2 ポートプレートのポートに流体連通する半径方向開口を有してなるトランスミッション。

【請求項 11】

連続変速油圧トランスミッションであって、ハウジングと、

前記ハウジング内に回転自在に設けられ主駆動装置からトルクを受ける入力シャフトと、前記入力シャフトによって駆動され環状に配列した複数のポンプピストン及びポンプシリンドラを備える第 1 キャリアと、軸方向位置が調節可能でありかつ球状ベアリング面を備える第 1 環状サポートブロックと、第 1 ポートプレートと、前記第 1 ポートプレートに固定され前記第 1 環状サポートブロック球状ベアリング面と係合する環状球面ベアリングとを有するポンプユニットと、

前記ハウジングに固定された第 2 キャリアであって環状に配列された複数のモータピストン及びモータシリンドラを支持する第 2 キャリアと、軸方向位置が調節可能でありかつ球状ベアリング面を備える第 2 環状サポートブロックと、第 2 ポートプレートと、前記第 2 ポートプレートに固定され前記第 2 環状サポートブロック球状ベアリング面と係合する環状球面ベアリングとを有するモータユニットと、

前記ハウジングに回転可能に設けられロードに駆動トルクを与えるため前記ロードに連結された出力シャフトと、

前記出力シャフトを囲う環状のスワッシュプレートであって互いに鋭角をなす入力面と出力面とを備え、入力面は前記第 1 ポートプレートと面接触し、前記出力面は前記第 2 ポートプレートと面接触し、さらに、前記第 1 及び第 2 ポートプレートに形成されたポートを介して前記ポンプシリンドラと前記モータシリンドラとの間においてポンプ輸送される作動油を通過させるスロットをさらに含む環状スワッシュプレートと、

前記スワッシュプレートをトルク伝達可能に前記出力シャフトに対して回動自在に連結する連結装置と、

前記第 1 及び第 2 の球面ベアリングに選択的に調和した力を与えて前記第 1 及び第 2 サポートブロックの軸方向位置をシフトさせ、前記第 1 及び第 2 ポートプレートに歳差運動を

10

20

30

40

50

生じさせ、前記出力シャフト軸に対するスワッシュプレートの角度を調整する速度伝達比コントローラとを、

含んでなるトランスミッション。

【請求項 1 2】

請求項11のトランスミッションであって、前記第 1 キャリアと、前記第 1 サポートブロックは第 1 チャンバを形成し、前記第 2 キャリアと、前記第 2 サポートブロックは第 2 チャンバを形成し、前記速度伝達比コントローラは前記第 1 及び第 2 チャンバ内に作動油差圧を生じさせて前記第 1 及び第 2 サポートブロックの調和した軸方向運動を生じさせるトランスミッション。

【請求項 1 3】

請求項12のトランスミッションであって、前記速度伝達比コントローラは、前記第 1 チャンバ内の作動油の圧力を制御作動油圧に維持するため前記第 1 チャンバを連続的に前記ポンプユニットの低圧側へ接続する第 1 油圧回路と、

前記モータユニットの高圧側と連通する第 2 油圧回路と、

前記第 2 チャンバに接続された第 3 油圧回路と、

コントロールバルブであって、選択的に、

前記第 3 油圧回路を閉じ、前記第 1 チャンバ内の制御作動油圧のバランスをとるように前記第 2 チャンバ内に作動油圧を生じさせて、前記第 1 及び第 2 サポートブロックの軸方向位置を維持し、

前記第 3 油圧回路を前記第 2 油圧回路に接続し、前記第 1 チャンバ内の制御作動油圧よりも高い作動油圧を前記第 2 チャンバ内に生じさせて前記第 2 チャンバの容積を膨張させかつ前記第 1 チャンバの容積を収縮させて、前記第 1 及び第 2 サポートブロックとともに第 1 軸方向にシフトさせ、

前記第 3 油圧回路を前記制御作動油圧よりも低い圧力にさらし、前記第 1 チャンバ内作動油制御圧よりも低い作動油圧を前記第 2 チャンバ内に発生させて前記第 2 チャンバの容積を収縮させかつ前記第 1 チャンバの容積を膨張させ、前記第 1 及び第 2 サポートブロックの軸方向位置とともに前記第 1 軸方向位置と反対方向の第 2 軸方向位置にシフトさせるコントロールバルブとを、

含んでなるトランスミッション。

【請求項 1 4】

請求項13のトランスミッションであって、前記ポンプユニットのピストンは前記第 1 ポートプレートに対して回転自在に連結され、前記モータユニットのピストンは前記第 2 ポートプレートに対して回転自在に連結されたトランスミッション。

【請求項 1 5】

請求項14のトランスミッションであって、前記ポンプユニットは、前記第 1 ポートプレート歳差位置によって決定されるストロークでもって前記ポンプユニットピストンを入れ子式に軸方向に往復動させるように受け入れる第 1 円筒ポストをさらに含み、前記モータユニットは、前記第 2 ポートプレート歳差位置によって決定されるストロークでもって前記モータユニットピストンを入れ子式に軸方向に往復動させるように受け入れる第 2 円筒ポストをさらに含んでなるトランスミッション。

【請求項 1 6】

請求項15のトランスミッションであって、前記第 1 円筒ポストは、前記ポンプユニットシリンダを前記第 1 ポートプレートのポートに流体連通する半径方向開口を有し、前記第 2 円筒ポストは、前記モータユニットシリンダを前記第 2 ポートプレートのポートに流体連通する半径方向開口を有してなる含んでなるトランスミッション。

【発明の詳細な説明】

関連出願

本出願に開示される発明は、特に、1993年7月13日出願の米国出願第08/093,192号と、1994年11月21日出願の米国出願第08/342,472号に開示される連続変速油圧トランスミッションの応用に関する（但し、これに限定されるものではない）。これらの出願の開示は本願

10

20

30

40

50

において参照され利用される。

技術分野

本発明は油圧機械に関し、特に、連続（無段）変速伝達比でもって動力を主駆動装置からロード（被動装置の意、以下、本明細書において同じ）に伝達可能な油圧トランスミッションに関する。

背景技術

上記米国出願に開示される油圧機械は、中間楔型スワッシュプレートに対して対向しかつ軸方向において直線上に位置する油圧ポンプユニットと油圧モータユニットとを含んでなる。そのポンプユニットは主駆動装置によって駆動される入力シャフトに連結され、一方、モータユニットは動くことのない機械ハウジングに取り付けられている。入力シャフトと同軸であり、ロードを駆動するためロードに連結された出力シャフトはスワッシュプレートに連結されている。ポンプユニットが主駆動装置によって駆動されると、静油圧の作動油はスワッシュプレートに形成した複数のポートを介してポンプユニットとモータユニットとの間を往復ポンプ輸送される。その結果、3つのトルク成分 - これらはすべて同じ方向に作用する - はスワッシュプレートに与えられて、出力シャフトに出力トルクを与えてロードを駆動する。これらのトルク成分のうちの2つは、回転ポンプユニットによってスワッシュプレートに与えられる1つの機械的成分と、モータユニットによってスワッシュプレートに与えられる1つの油圧機械成分である。第3の成分は、スワッシュプレートポートの周囲上で対向する端面に作用する油圧によって生じる大きさの異なる力から生じる純粋な油圧成分である。なお、スワッシュプレートは楔型形状を呈するため、上記スワッシュプレートポートの対向端面の表面積は異なる。

速度伝達比を変えるため、スワッシュプレートの出力シャフトの軸に対する角度を変化させる。速度伝達比、即ち、速度比は、1:0の比から1:1の比までの通常のフォワードレンジを含みリバースレンジとオーバドライブレンジの間で連続変速である。主駆動体は、その最も効果的に作動する点において基本的に設定された一定速度でもって作動することができる。速度伝達比を1:0に設定できることで、クラッチを使用しないことが可能である。リバースレンジが可能なことによりリバースギヤセットの必要性をなくすることができる。従来の変速油圧トランスミッションにおいては、作動油の流量は速度伝達比の増大に比例して増え、速度伝達比が最大に設定されたところで最大流量が生じていたが、このような従来のトランスミッションとは異なり、前記米国出願に開示された油圧機械における流量は、速度伝達比の範囲の中間点において最大となり、その後急に減少して（1:1）の速度伝達比設定のところで基本的に0となる。従って、液体の流れによるロスは減少し、従来の高い比率の油圧トランスミッションによる泣き声のような耳障りな音をなくすることができる。スワッシュプレートに多重のトルク成分を与え、出力速度範囲の上半分における液体流量の減少させ、更に最適駆動装置入力を採用することができるので、前記米国出願の油圧機械は、高率で、静かな、連続変速油圧トランスミッションとして車両駆動列に利用できるという特別な利点を備えている。

発明の概要

本発明の1目的は、前記米国出願の油圧機械を改良し、サイズや、部品数及び製造コストを経済的にすることである。

本発明の別の目的は、速度伝達比、すなわち、スワッシュプレートの角度の調整を可能にする改良を与えることにある。

これらの目的を達成するため、連続変速油圧トランスミッションとしての本発明の油圧機械は、ハウジングと；該ハウジングに回転可能に設けられ主駆動装置から入力トルクを受け取る入力シャフトと；前記入力シャフトによって駆動され環状に配列した複数のポンプピストン及びポンプシリンダを備える第1キャリアと、第1環状ポートプレートと、前記第1ポートプレートを歳差運動が可能ないように前記第1キャリアに支承する第1球面ベアリングとを有する油圧ポンプユニットと；前記ハウジングに固定された第2キャリアであって、環状に配列された複数のモータピストン及びモータシリンダを支持する第2キャリアと、第2ポートプレートと、前記第2ポートプレートを歳差運動が可能ないように前記第

2 キャリアに支承する第2球面ベアリングとを有するモータユニットと；前記ハウジングに回転可能に設けられロードに駆動トルクを与えるため前記ロードに連結された出力シャフトと；前記出力シャフトを囲う環状のスワッシュプレートであって互いに鋭角をなす入力面と出力面とを備え、入力面は前記第1ポートプレートと面接触し、前記出力面は前記第2ポートプレートと面接触し、さらに、前記第1及び第2ポートプレートに形成されたポートを介して前記ポンプシリンダと前記モータシリンダとの間においてポンプ輸送される作動油を通過させるスロットをさらに含む環状スワッシュプレートと；前記スワッシュプレートをトルク伝達可能に前記出力シャフトに対して回動自在に連結する連結装置と；前記第1及び第2の球面ベアリングに調和した力を与えて前記第1及び第2ポートプレートの歳差運動を生じさせ、前記入力シャフトと出力シャフトとの所望の速度比に従い前記出力シャフトの軸に対する前記スワッシュプレートの角度を調整して設定する速度伝達比コントローラとを含んでなる。

10

本発明の別の特徴、利点及び目的は以下に述べる説明に記されかつこの説明から部分的に明白であり、あるいは、発明の実施により学ぶことができる。本発明の目的及び利点は、以下の記載説明、請求の範囲及び添付図面により説明される装置によって理解される。これまで述べた一般的な説明及び以下の詳細な説明は例示的かつ説明的なものであり、請求の範囲に記載される発明の説明を与えるためのものであることが理解される。

添付の図面は、発明の理解を容易にするものであり、明細書に組み入れられてその一部を構成するものであり、本発明の好ましい実施例を図示するものであり、説明と合わせて本発明の原理の説明を容易にするものである。

20

【図面の簡単な説明】

図(1枚のみ)は、本発明の実施例の連続変速油圧トランスミッションの断面図。

好ましい実施例の詳細な説明

本発明の好ましい実施例の連続変速油圧トランスミッション10は、基本構成要素として、ハウジング12と、このハウジング内に回転自在に設けられ同心円上に位置し端と端がほぼ突き合わされた状態にされた入力シャフト14及び出力シャフト16とを有する。入力シャフト14のハウジングの外部に存する部分の端部には、主駆動装置(図示省略)に対する運動連結を容易にするために、番号14aで示すように、スプラインが設けられており、一方、出力シャフト16のハウジングの外部に存する部分の端部は、ロード(図示省略)に対する運動連結を容易にするために、番号16aで示すように、スプラインが設けられている。入力シャフト14は油圧ポンプユニット18を駆動する。油圧モータユニット20は、ポンプユニット18に軸方向に対向するようにハウジング12に取り付けられている。楔型スワッシュプレート22はポンプユニットとモータユニットとの間に配設されて出力シャフト16を駆動するため該出力シャフトに連結され、また、ポンプユニットとモータユニット間において作動油を給排出するためのポートを備える。コントローラ26は、出力シャフト軸25に対してスワッシュプレートを回動させその角度を調整することにより出力シャフトの速度に対する入力シャフトの速度である速度伝達比を設定するように働く。

30

ここで、図をさらに詳細に参照して説明する。円筒形のハウジング12は、環状に配列された複数のボルト(図ではその1つが番号31で示されている)で固定されたカバー30を有し、このカバーはハウジングの入力側開口端部を塞いでいる。入力シャフト14はカバー30の中央開口32を介してハウジング12内に延伸する。カバーの中央開口32に嵌合された複数のベアリング35は入力シャフト14を回転自在に支承する。カバー開口32にはシール36が設けられており、このシールは入力シャフトの周面をシールしてそこから作動油が漏出することを防止する。

40

入力シャフト14の内端は、半径方向にスカート状に広がり、ベルの口の形状の内端38を与えている。このシャフト内端38のすぐ左側において、入力シャフト14はスプールギヤ40を担持する。このスプールギヤ40はギア41と係合し、ギア41は、ハウジング12に固定された底部パン46によって与えられる油だめ44から補充作動油を引き込む排油ポンプ42を駆動するためにそのポンプ42に連結されている。入力シャフト14の内側端部には、出力シャフト16の細径内側端部を受けるため円筒状切欠き47とした座ぐりを形成している。該切欠き47

50

に嵌合したベアリング48は出力シャフトの内側端部を回転自在に支承する。

内側エンドピース50と、外側エンドピース51との間において出力シャフト16には、環状ポンプユニットキャリア52、スワッシュプレートカップリングアーム54、環状モータピストンキャリア56、環状マニホールドブロック58のアセンブリが取り付けられている。このアセンブリは、エンドピース51の裏側に当てがわれ出力シャフト溝に取り付けたC型クリップ57によって一緒に保持される。モータピストンキャリアとマニホールドブロックは複数のボルト59によってハウジング12に取り付けられている。これらのボルト59はまた出力エンドカバー60をハウジング12に固定する。出力エンドカバー60の中央開口に嵌合されたリングベアリング62は出力シャフトを出力端において回転自在に支持する。出力シャフト16とポンプユニットキャリア52との間、及び出力シャフトとモータユニットキャリア56との間に位置するベアリング64は、出力シャフトがこれらのキャリア52、56に対して回転するとき、これらのキャリアを回転自在に支持する。半径方向に延伸するスワッシュプレートカップリングアーム54は、キー65により出力シャフトに係合され、かつ、スワッシュプレート22を出力シャフト16に対して回転自在に連動連結するためにピン67を受ける横方向の孔を有する。ピン67の軸は出力シャフト軸25に対して直角をなす。

入力シャフト端部38とポンプユニットキャリア52にはギヤ歯74が形成され、これらの歯74が噛合するので、ポンプユニットキャリア52は入力シャフト14に連動連結されている。ポンプユニットキャリアは、油圧ポンプユニット18に含まれる複数のピストンとシリンダの組を支持する。これらのピストンとシリンダの組、例えば、10組であり、そのうちの2つを76で示す、は上記米国出願第08/093,192号に開示されるように出力シャフト軸25と同軸上に環状に均等間隔で配列されている。図に示すように、各ポンプピストン・シリンダの組76はピストン78を含み、このピストン78にポンプユニットキャリア52に固定され軸方向に延伸する円筒ポスト79が入れ子となるように取り付けられる。各ピストン78の左端は半径方向にスカート状に広がるピストンヘッド80を形成し、このピストンヘッドは、ポンプユニットキャリア52に設けられた別のシリンダ82内を往復動する。各ピストン78の右端は肩が形成され、この肩にクリップ85によって軸方向にピストンに固定された環状球面ブッシング84を受け、このブッシングの半径方向の限られた運動を許容している。ブッシング84の球面状の外表面は環状のポートプレート88の球面状の内表面86を支持する。ポートプレート88の中央開口91に環状の球状ベアリング90が固定されている。この球面ベアリングは、その面と同じ球状面であって、ポンプユニットキャリア52の中央開口に穿設された円筒切欠きに摺動自在に受けられる環状ベアリング支持ブロック94の球状面92によって支承されている。ポートプレート88が球面ベアリングによって支承されているので、このポートプレートの回転軸の歳差運動が可能となる。

油圧モータユニット20は、基本的に、油圧ポンプユニット18と同じ構造である。しかしながら、上記したように、ポンプユニットキャリア52に相当する環状モータユニットキャリア56はボルト59によってハウジング12に取り付けられている。ポンプピストン78に相当する複数のモータピストン100の各々は、シリンダ104内を往復動するピストンヘッド102と、環状モータユニットポートプレート108の球面状のベアリング面に係合する球面ブッシングを支持するピストンフット（ピストン脚部）を有する。環状球面ベアリング110はモータユニットポートプレート108の中央開口に固定され、モータユニットキャリア56の中央開口に穿設された円筒切欠き114に摺動自在に受けられる環状ベアリングブロック112の球面状の面111に係合する。モータユニット20はハウジング12に固定されているので、モータユニットキャリアとモータユニットポートプレート108は回転しないが、モータユニットポートプレート108が球面ベアリングで支承されているので、このモータユニットポートプレートの歳差運動を可能にする。

スワッシュプレート22は、ポンプユニット18とモータユニット20との間の運転位置においてカップリングアーム54によって出力シャフト16を駆動するため該シャフトに連結されており、その入力面をポンプユニットポートプレート88の面に摺動自在に接触させ、一方、出力面をモータユニットポートプレート108の面に摺動自在に接触させている。スワッシュプレート22の入力面と出力面は鋭角を成すように互いに傾いており、これにより、スワ

10

20

30

40

50

ッッシュプレート22の楔型形状を与えている。複数のポート（図示省略）はスワッシュプレート22の入力面と出力面との間に延伸し、円筒形ポンプ・モータピストン取付ポストの半径方向の孔142、ポンプユニットポートプレート88の孔120及びモータユニットポートプレート108の孔122を介して、ポンプユニットシリンダ82とモータユニットシリンダ104との間の連通を与える。これについては上記米国出願08/093,192に詳しく説明されている。

上記米国出願08/093,192に詳しく説明されるように、速度伝達比（入力シャフト速度に対する出力シャフト速度）は、出力シャフト軸25に対するスワッシュプレート22の角度を調整することによって変えられる。スワッシュプレート22の入力面が出力シャフト軸25に直角なとき、モータユニットポートプレート108の軸は出力シャフト軸と一致する。その結果ポンプユニットキャリアの駆動される回転はポンプピストン78の往復動を生じさせず、従って、ポンプユニット18による作動油のポンピング動作は生じない。これはトランスミッション10のニュートラル設定（1:0）である。1:0のニュートラル設定を超えてスワッシュプレートを反時計回りに更に回転させることにより、連続変速速度伝達比の限定されたりバースレンジを与えることができ、出力シャフト16は入力シャフト回転と反対方向に駆動される。

スワッシュプレートがピン67の回りをニュートラル設定から時計回りに回転されると、回転するポンプユニットポートプレートの軸は出力シャフト軸に対してある角度で歳差する。これによるポンプユニットポートプレートの歳差運動は、該ポートプレートに回転自在に連結されたポンプピストン76をポンプシリンダ82内で往復動させ作動油をポンプ輸送する。ポンプピストンストロークはポンプユニットポートプレート88の歳差角度位置によって決定される。スワッシュプレートをさらに時計回りに回転させると、上記ポートプレート88の歳差角が大きくなり、従って、ポンプユニットのポンプ動作は増大される。速度伝達比はこのように増大する。スワッシュプレート22の出力面が出力シャフト軸25に直角なとき、モータユニットポートプレート108の軸は出力シャフト軸に一致して歳差する。その結果、モータユニットピストン100の作動油ポンプ動作は生じない。ポンプユニット18とスワッシュプレート22は次に基本的に油圧ロックされ、ポンプユニットポートプレート88とスワッシュプレート22との間の相対的な回転運動は生じない。これは、トランスミッション10の1:1比の設定である。スワッシュプレートをさらに時計方向に回転させることにより、連続変速速度伝達比の限定されたオーバードライブレンジを与え、このレンジにおいては出力シャフトは入力シャフトと同じ方向に、しかも非常に早い速度で、駆動される。

本発明の特徴の1つとして、出力シャフト軸25に対するスワッシュプレート角度による速度伝達比の変更は、球面ベアリング90、110を介してポンプユニットポートプレート88とモータユニットポートプレート108をそれぞれ支持するサーポートブロック94、112の軸方向の位置をずらすことによって生じた調和した力をポンプユニットポートプレート88とモータユニットポートプレート108に与えることによって達成される。この目的のため、ポンプユニットキャリア52とベアリングサポートブロック94は、軸方向において対向する肩を備え、この肩は、ポンプユニットキャリアとベアリングサポートブロックの半径方向に対向するスカート部とともに、環状チャンバ130を形成する。同様に、モータユニットキャリア56とベアリングサポートブロック112に形成された軸方向に対向する肩及び半径方向に対抗するスカート部は環状チャンバ132を形成する。

図示のスワッシュプレート角の場合、チャンバ130の容積は軸方向に膨張した状態にあり、チャンバ132の容積は軸方向に収縮した状態にあることがわかる。その結果、球面ベアリング90、110はともに、これらの球面ベアリングによって支持されるポンプユニットポートプレート88とモータユニットポートプレート108と同様に、軸方向の右側位置にシフトされる。ポンプユニットポートプレート88とモータユニットポートプレート108が軸方向の左側にシフトされると、スワッシュプレート22はピボットピン67の回りを反時計回りに回転するように付勢される。このことは、チャンバ132の容積を軸方向に膨張させ、チャンバ130の容積を軸方向に収縮させることによって達成される。

チャンバ130内の作動油圧を確立するために、環状の入力ポートプレート134は、出力シャ

10

20

30

40

50

フト16の内側エンドピース50の半径方向延伸面135に対して固定される。従って、出力シャフトと入力ポートプレート134は一緒に回転する。上記米国出願08/342,472に詳しく説明されるように、入力ポートプレート134は、円周方向に細長く直径上で対抗する関係にある腎臓形のポート138、140を備える。ポスト79を支持する円筒ポンプピストンの半径方向の孔142は、ポンプシリンダ82と、ポートプレート134のポート138、140とを流体連通する。従って、ポンプシリンダからの作動油は流れて入力ポートプレート134のポート138、140を満たす。従って、これらのポート138、140内の作動油は、ポンプユニット18が入力シャフト14によって駆動されると、ポンプシリンダ82内の作動油圧に従い加圧される。ポンプピストン78とポンプシリンダ82が楔型のスワッシュプレート22の最も薄い点からその直径上の対抗する最も厚い点まで回転したとき、協働するポンプシリンダの容積は漸次減少し、従って、これらのポンプシリンダ内の作動油は加圧される。これは油圧ポンプユニット18の高圧側、即ち、ポンピング側である。

10

ポンプピストンとポンプシリンダがスワッシュプレートの最も厚い点から最も薄い点まで回転すると、協働するポンプシリンダ82の容積は漸次膨張する。これは油圧ポンプユニット18の低圧側即ち吸引側である。ポート138、140は、ポンプシリンダ82内の作動油と連通するため、これらのポートの内の1つのポート内の作動油は、ポンピング側に含まれるポンプシリンダ内の作動油の平均作動油圧力に相当する高い圧力まで加圧され、これらのポートの他のポート内の作動油は、油圧ポンプユニット18の吸引側（低圧側）に含まれるポンプシリンダ内の作動油の平均作動油圧となる。

上記米国出願第08/342,472号に詳しく説明されるように、流路150、152は出力シャフト16の環状エンドピース50に穿設されている。流路150は入力ポートプレートポート138からシャトルバルブ154まで延伸し、流路152はポート140からバルブ154まで延伸する。エンドピース50の軸方向の流路156と、この流路と一直線上にあり入力ポートプレート134を通る孔157は、入力ポートプレート134の環状キャビティ158とシャトルバルブ154とを連通させる。ポンプユニットキャリア52の軸方向流路160は環状キャビティ158をチャンバ130と連続的に流体連通させる。

20

運転時に、シャトルバルブ154は、油圧ポンプユニットの低圧側のみを、低圧ポート138、流路150、孔156、157及び流路160を介して、チャンバ130と連続的に流体連通させる。このように、環状キャビティ158は、ポートプレート孔157とポンプユニットキャリア流路160とを、これらの相対的な角位置にかかわらず、連続的に流体連通させることに留意されたい。

30

ここで、トランスミッション10の出力端に付いて考えると、先に述べたとおり、環状マニホールドブロック58は出力シャフト16をモータユニットキャリア56と出力シャフトのエンドピース51との間の軸方向位置において出力シャフト16を囲む。エンドピース51の半径方向面は切り欠かれており、この切欠きに環状の出力ポートプレート172を固定して受ける。従って、出力ポートプレート172は出力シャフト172とともに回転し、一方、先に述べたように、マニホールドブロック58はボルト59によってハウジング12に固定され静止している。マニホールドブロック58と、出力ポートプレート172は、好ましくは、米国出願08/342,472に開示される構造とし、油圧モータユニット20の高圧側のモータシリンダ104から比コントロールバルブ178の右側ポート176まで到達する油圧回路に含まれる作動油ライン174に共通して示される流路及びポートをそれぞれ与える。マニホールドブロック58の別の流路は、チャンバ132及びモータユニットキャリア56の環状流路186からコントロールバルブ178の中央ポート188まで達する油圧回路184に含まれる。

40

運転において、所望の速度伝達比（スワッシュプレート角）を保持するため、コントロールバルブ178は閉じた中央位置にある。チャンバ132は次に密閉され、2つのチャンバ130、132内の作動油圧は等しくなり、サポートブロック94、112の軸方向位置と、球面ベアリング90、110の歳差位置を固定する。従って、スワッシュプレートは、速度伝達比を設定するように維持される。球面ベアリングサーボとブロックに生じる軸方向の油圧力は反対方向であり、ポンプユニットポートプレート88とモータユニットポートプレート108の面をほぼスワッシュプレート22の入力面と出力面とに押し付けることに留意されたい。

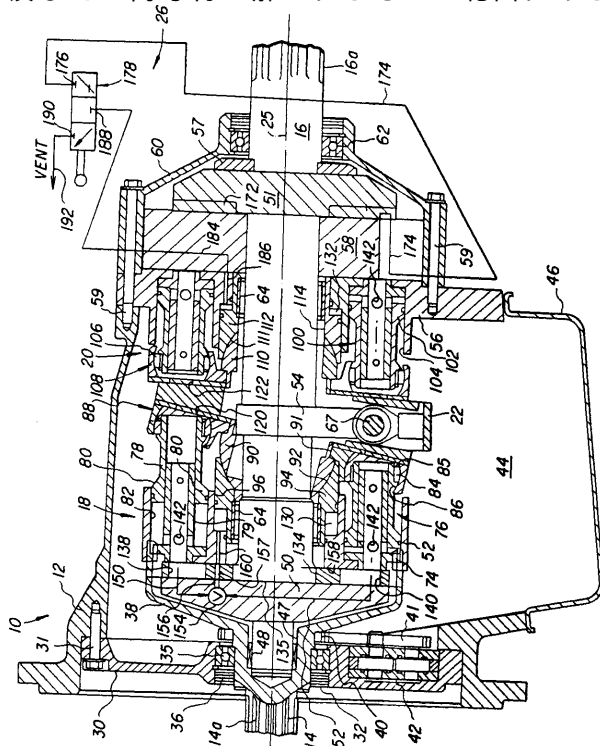
50

速度伝達比を減少（スワッシュプレート22を反時計方向に回転）させたいとき、コントロールバルブ178を左側にシフトさせ、油圧回路の経路174、184を介してチャンバ132をモータユニット20の高圧側と流体連通させる。チャンバ132の作動油圧は迅速にチャンバ130の流耐圧を超え、チャンバ132の容積は膨張し、チャンバ130の容積は収縮する。球面ベアリング90、110は故にそれぞれのサポートブロック92、114によって左側へシフトされてスワッシュプレート22を反時計回りに回転させる。所望のスワッシュプレート角（低い速度伝達比）を達成したいとき、コントロールバルブ178は再び閉鎖中央位置へ位置され、チャンバ130と132内の作動油圧のバランスが再度確立され、シフトされた球面ベアリングの軸方向位置保持してスワッシュプレート角度を低速度伝達比に設定する。

速度伝達比を大きく（スワッシュプレートを時計方向に回転）させたいとき、コントロールバルブ178は右側へシフトされ、チャンバ132を作動油ライン192を介して油だめ44の大気圧にさらす。その結果、チャンバ130の作動油圧はチャンバ132の作動油圧を超える。チャンバ130の容積は膨張し、チャンバ132の容積は縮小し、球面ベアリングは軸方向右側へシフトされスワッシュプレート22を時計方向へ回転させる。再び、所望の高い速度伝達比を達成されるとき、コントロールバルブは閉鎖された中央位置に再度置かれ、チャンバ130、132内の作動油圧バランスを再度達成させスワッシュプレート角を高速度伝達比に保持する。

上記説明から明らかなように、本発明は、上記米国出願に開示されるタイプの無段変速油圧トランスミッションであって、コンパクトなサイズであり、部品数の少なく、かつ、製造コストを削減できるといった利点を有する油圧トランスミッションを提供することができる。速度伝達比コントローラの設計に球面ベアリングを用いることはスワッシュプレート角を変えるための極めて有効かつ効果的なアプローチを与える。

本発明の趣旨から逸脱することなく本発明の装置に種々の変更や変形が可能であることは当業者にとって明白である。従って、本発明は、そういった変更変形が添付の請求の範囲及びその同等物と解されるものの範囲にある限り、それらを含む。



フロントページの続き

- (56)参考文献 特公昭49-10791(JP, B1)
特表平6-505327(JP, A)
特開平6-42605(JP, A)
特開平5-10425(JP, A)
特開平3-163252(JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)
F16H 39/14