

(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2004-237776
(P2004-237776A)

(43) 公開日 平成16年8月26日(2004.8.26)

(51) Int. Cl.⁷

B60K 17/344
B60K 17/10

F1

B60K 17/344 ZYWC
B60K 17/10 F

テーマコード(参考)

3D042
3D043

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 24 頁)

(21) 出願番号 特願2003-26196 (P2003-26196)
(22) 出願日 平成15年2月3日(2003.2.3)

(71) 出願人 000005326
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目1番1号
(74) 代理人 100092897
弁理士 大西 正悟
(72) 発明者 黒川 卓也
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内
(72) 発明者 北 貫二
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内
(72) 発明者 中山 茂
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

最終頁に続く

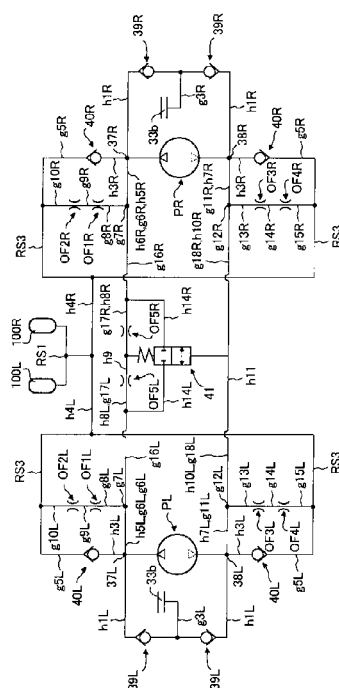
(54) 【発明の名称】 四輪駆動車の動力伝達装置

(57) 【要約】

【課題】 泥濘にはまった状態からの脱出を容易にする差動制限の働きを十分に保持しつつ、前進走行中に急制動を行った際、副駆動輪の一方がスリップした場合でも十分な走行安定性を確保する。

【解決手段】 左側後輪WRLに繋がる左側ベーンポンプPLと、右側後輪WRRに繋がる右側ベーンポンプPRと、左側ベーンポンプPLの吐出ポート37Lと吸入ポート38Lとを繋ぐ油路と、右側ベーンポンプPRの吐出ポート37Rと吸入ポート38Rとを繋ぐ油路と、両吐出ポート37L、37Rを繋ぐ油路とを備える。また、これら油路中にはオリフィスを備え、更に、両吐出ポート37L、37Rを繋ぐ油路中に設けられたオリフィスを通ることなく両吐出ポート37L、37Rを連通するバイパス油路と、左右の副駆動輪の回転速度が主駆動輪の回転速度を上回ったときに、主駆動輪と副駆動輪との回転速度差に応じた開度(両吸入ポート38L、38Rを繋ぐ油路内の圧力に応じた開度)でバイパス油路を開放するバイパス油路開放バルブ41とを備える。

【選択図】 図14



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

左右の主駆動輪及び左右の副駆動輪を備えた車両と、
前記左右の主駆動輪を駆動する動力源と、
前記動力源により回転駆動される左側カムリング及び前記左側副駆動輪と連結された左側
ロータが相対回転自在に配設されてなる左側ベーンポンプと、
前記動力源により回転駆動される右側カムリング及び前記右側副駆動輪と連結された右側
ロータが相対回転自在に配設されてなる右側ベーンポンプと、
前記左側ベーンポンプの吐出ポート及び吸入ポートを連通する第 1 油路と、
前記右側ベーンポンプの吐出ポート及び吸入ポートを連通する第 2 油路と、
前記左側及び右側ベーンポンプの前記両吐出ポートを連通する第 3 油路と、
前記左側及び右側ベーンポンプの前記両吸入ポートを連通する第 4 油路と、
前記第 1 油路中に設けられた第 1 オリフィスと、
前記第 2 油路中に設けられた第 2 オリフィスと、
前記第 3 油路中に設けられた第 3 オリフィスと、
前記第 3 オリフィスを通ることなく前記両吐出ポートを連通するバイパス油路と、
前記左右の副駆動輪の回転速度が前記主駆動輪の回転速度を上回ったときに前記主駆動輪
と前記副駆動輪との回転速度差に応じた開度で前記バイパス油路を開放するバイパス油路
開放バルブとを備えたことを特徴とする四輪駆動車の動力伝達装置。

10

【請求項 2】

前記バイパス油路開放バルブは、前記第 4 油路内の作動流体の圧力を受けて作動すること
を特徴とする請求項 1 記載の四輪駆動車の動力伝達装置。

20

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、動力源により直接駆動される主駆動輪と左右一対に配設されたベーンポンプか
らなるハイドロカップリング装置を介して間接的に駆動される副駆動輪とを備えて構成さ
れる四輪駆動車の動力伝達装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来、四輪駆動車に備えられる動力伝達装置の一形態として、左右の主駆動輪（例えば左
右の前輪）へはエンジンの駆動力が直接伝達される一方、左右の副駆動輪（例えば左右の
後輪）へはハイドロカップリング装置を介して動力が伝達される形態のものが知られてい
る。このハイドロカップリング装置はケーシングの内部に左右一対のベーンポンプを有し
てなる流体伝動装置であり、両ベーンポンプそれぞれのロータに左右の副駆動輪の車軸が
連結される。ケーシングはエンジンからの動力が伝えられるプロペラシャフトにより上記
車軸まわりに回転駆動され、各ベーンポンプのカムリングと一体となって回転する。各ベ
ーンポンプの吐出ポートと吸入ポートとは油路により連通され、これら油路の途中にはベ
ーンポンプに負荷を発生させるためのオリフィスが設けられる。このようなハイドロカッ
プリング装置を用いた四輪駆動車では、定速走行時のように左右の主駆動輪及び左右の副
駆動輪が同じ回転速度で回転し、カムリングとロータとが同じ回転速度で回転している
ときにはベーンポンプがポンプ作動を行わず左右の副駆動輪に駆動力が発生しないため、主
駆動輪のみが駆動される二輪駆動状態となる。しかし、摩擦係数の低い路面において急発
進を行って左右の主駆動輪がスリップした場合など主駆動輪の回転速度が副駆動輪の回転
速度を上回るときには、カムリングとロータ間に回転速度差が生じてベーンポンプがポン
プ作動を行い、作動流体が上記油路中のオリフィスを通過するときには生じる負荷に応じた
駆動力が左右の副駆動輪に伝達されるので、主駆動輪のみならず副駆動輪も駆動されて車
両は四輪駆動状態となる。

30

40

【0003】

また、旋回走行時には前後輪間における回転速度差及び左右の後輪間における回転速度差

50

により左右のベーンポンプにおけるカムリングとロータとの間に回転速度差が生じ、これが左右のベーンポンプの吐出流量差となって現われるが、左右のベーンポンプは吐出ポート同士及び吸入ポート同士がそれぞれ油路により連通されているため、吐出流量の多い側のベーンポンプから吐出された作動油は吐出流量の少ない側のベーンポンプに流れ、左右の副駆動輪間の回転速度差が吸収されて差動機構としての機能が発揮される。また、これにより、タイトな旋回走行時であっても、吐出流量が多くなる側のベーンポンプに大きな負荷が作用することがなくなり、いわゆるタイト・コーナ・ブレーキ現象の発生も抑制される。

しかし、このように左右のベーンポンプ間で作動油の流通が自由にできる状態では、左右の主駆動輪および左右の副駆動輪の一方が泥濘にはまって空転したような場合においては、摩擦係数の高い路面に接地している他方の副駆動輪に繋がるベーンポンプに大きな負荷を与えることができない（すなわち、接地している側の副駆動輪に大きな駆動力を与えることができない）ので、吐出ポート同士を繋ぐ油路及び吸入ポート同士を繋ぐ油路の両油路中にはそれぞれオリフィスが設けられている。これにより、左右の副駆動輪の一方が空転して左右のベーンポンプ間に大きな吐出流量差が発生した場合にはオリフィスの前後に圧力差が発生することとなり、接地している側の副駆動輪に動力源からの動力が伝達される（いわゆる差動制限装置と同様の働きが得られる）ので、泥濘からの脱出が可能となる。なお、上記旋回走行時に左右のベーンポンプ間を流れる作動油流量は小さく、上記オリフィスの前後で生じる圧力差は極めて小さいので、このオリフィスの存在により、上記差動機構としての働きが妨げられることはない。

10

20

【0004】

【特許文献1】

特開平7-125555号公報

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記ハイドロリックカップリング装置を備えた四輪駆動車では、車両の前進走行中に急制動を行った場合には、副駆動輪の回転速度は制動を受けて路面に対してスリップしている主駆動輪の回転速度よりも大きくなり、このとき左右のベーンポンプはそれぞれ吸入ポートが吐出側となってポンプ作動を行う。

この際、左右の副駆動輪の一方が摩擦係数の小さい路面に差し掛かってスリップすると、スリップした側の副駆動輪の回転速度は主駆動輪の回転速度に近づいてその相対回転速度が小さくなる一方、スリップしていない側の副駆動輪の回転速度は主駆動輪の回転速度よりも大きく、カムリングとロータとの間の相対回転速度は大きくなるので、左右のベーンポンプ間には大きな吐出流量差が発生する。

30

このため、上記ハイドロリックカップリング装置では差動制限装置としての機能が発揮され、スリップしていない側の副駆動輪にのみ大きなトルク（制動側のトルク）が作用するので、左右の副駆動輪間にはトルク差が発生し、走行安定性が低下してしまう。このような事態を防止する手段として、左右のベーンポンプの吐出ポート同士を連通する油路中に設けられたオリフィス及び吸入ポート同士を連通する油路中に設けられたオリフィスをなくす、或いはこれらオリフィスの径を大きくして差動制限の働きを弱めるようにする対策が考えられるが、この場合には、今度は左右の副駆動輪の一方が泥濘にはまったような場合などにおいて必要な差動制限の働きが十分に発揮されなくなってしまう。

40

【0006】

本発明はこのような問題に鑑みてなされたものであり、泥濘にはまった状態からの脱出を容易にする差動制限の働きを十分に保持しつつ、前進走行中に急制動を行った際、副駆動輪の一方がスリップした場合でも十分な走行安定性を確保することが可能な構成の四輪駆動車の動力伝達装置を提供することを目的としている。

【0007】

【課題を解決するための手段】

このような目的を達成するため、本発明に係る四輪駆動車の動力伝達装置は、左右の主駆

50

動輪（例えば、実施形態における左右の前輪WFL, WFR）及び左右の副駆動輪（例えば、実施形態における左右の後輪WRL, WRR）を備えた車両（例えば、実施形態における四輪駆動車V）と、左右の主駆動輪を駆動する動力源（例えば、実施形態におけるエンジンE）と、動力源により回転駆動される左側カムリング及び左側副駆動輪と連結された左側ロータが相対回転自在に配設されてなる左側ベーンポンプと、動力源により回転駆動される右側カムリング及び右側副駆動輪と連結された右側ロータが相対回転自在に配設されてなる右側ベーンポンプと、左側ベーンポンプの吐出ポート及び吸入ポートを連通する第1油路と、右側ベーンポンプの吐出ポート及び吸入ポートを連通する第2油路と、左側及び右側ベーンポンプの両吐出ポートを連通する第3油路と、左側及び右側ベーンポンプの両吸入ポートを連通する第4油路と、第1油路中に設けられた第1オリフィス（例えば、実施形態におけるオリフィスOF1L, OF2L）と、第2油路中に設けられた第2オリフィス（例えば、実施形態におけるオリフィスOF1R, OF2R）と、第3油路中に設けられた第3オリフィス（例えば、実施形態におけるオリフィスOF5L, OF5R）と、第3オリフィスを通ることなく両吐出ポートを連通するバイパス油路と、左右の副駆動輪の回転速度が主駆動輪の回転速度を上回ったときに主駆動輪と副駆動輪との回転速度差に応じた開度で前記バイパス油路を開放するバイパス油路開放バルブとを備える。

10

【0008】

ここで、上記左側ベーンポンプの吐出ポートとは、車両の前進走行時に左側カムリングの回転速度が左側ロータの回転速度よりも大きくなる時に吐出側となり、車両の前進走行時に左側カムリングの回転速度が左側ロータの回転速度よりも小さくなる時に吸入側となるポートのことである。また、左側ベーンポンプの吸入ポートとは、車両の前進走行時に左側カムリングの回転速度が左側ロータの回転速度よりも大きくなる時に吸入側となり、車両の前進走行時に左側カムリングの回転速度が左側ロータの回転速度よりも小さくなる時に吐出側となるポートのことである。また、右側ベーンポンプの吐出ポートとは、車両の前進走行時に右側カムリングの回転速度が右側ロータの回転速度よりも大きくなる時に吐出側となり、車両の前進走行時に右側カムリングの回転速度が右側ロータの回転速度よりも小さくなる時に吸入側となるポートのことである。また、右側ロータの吸入ポートとは、車両の前進走行時に右側カムリングの回転速度が右側ロータの回転速度よりも大きくなる時に吸入側となり、車両の前進走行時に右側カムリングの回転速度が右側ロータの回転速度よりも小さくなる時に吐出側となるポートのことである。

20

30

【0009】

このような構成を有する四輪駆動車の動力伝達装置では、車両が定速走行しているときなど、動力源により回転駆動される左右のカムリングと、副駆動輪と連結された左右のロータとの間で回転速度差がない場合には、左右のベーンポンプはともにポンプ作動を行わず、従って左右の副駆動輪は路面から回されるだけで動力源からの動力は伝達されないため、左右の主駆動輪のみが駆動される二輪駆動状態となる。ここで、摩擦係数の低い路面において急発進した場合などにおいて、左右の主駆動輪がスリップしたようなときには主駆動輪の回転速度が副駆動輪の回転速度を上回り、カムリングとロータとは相対回転を起こして左右のベーンポンプはポンプ作動を行う。このとき左側ベーンポンプの吐出ポートより吐出された作動流体は第1油路を通じて左側ベーンポンプの吸入ポートへ送られ、右側ベーンポンプの吐出ポートより吐出された作動流体は第2油路を通じて右側ベーンポンプの吸入ポートへ送られるが、作動流体が第1油路中に設けられた第1オリフィスを通過するとき、及び第2油路中に設けられた第2オリフィスを通過するときには、その通過流量に応じた流通抵抗により負荷が発生し、左右の副駆動輪には動力源からの動力が伝達されて四輪駆動状態となる。

40

【0010】

ここで、車両が旋回走行を行っているときには、前後輪間における回転速度差も相俟って、左右の副駆動輪間で大きな回転速度差が生じ、内輪となる副駆動輪に繋がるベーンポンプからの吐出流量が、外輪となる副駆動輪に繋がるベーンポンプからの吐出流量に比べて多くなるのであるが、この場合には、吐出流量の多い側から少ない側へ第3油路若しくは

50

第4油路を通じて作動流体が流れるので、吐出流量の多くなる側のベーンポンプに大きな負荷が作用することはない。

【0011】

また、左右の主駆動輪及び左右の副駆動輪の一方が泥濘にはまったような場合には、泥濘にはまって主駆動輪とともにスリップしている側の副駆動輪の回転速度は主駆動輪の回転速度に近づいてその相対回転速度差は小さくなる一方、スリップしていない側の副駆動輪と主駆動輪との間の相対回転速度は非常に大きなものとなるため、スリップしていない側の副駆動輪に繋がるベーンポンプより吐出される作動流体の流量は、スリップしている側の副駆動輪につながるベーンポンプからの吐出流量に比べて大きくなる。ここで、スリップしている側の副駆動輪に繋がるベーンポンプより吐出された作動流体は、第3油路若しくは第4油路を通じてスリップした側の副駆動輪に繋がるベーンポンプ内に流入しようとするが、その流量は大きく、第3油路中に設けられた第3オリフィスの前後では大きな圧力差が発生するため、スリップしていない側の副駆動輪に繋がるベーンポンプには大きな駆動力が伝達されることとなり、車両は泥濘からの脱出が可能となる。

10

【0012】

また、前進走行中に急制動を行った場合には、副駆動輪の回転速度は制動を受けて路面に対してスリップしている主駆動輪の回転速度よりも大きくなり、このときバイパス油路開放バルブが、主駆動輪と副駆動輪との回転速度差に応じた開度でバイパス油路を開放するように作動する。これにより左右のベーンポンプの両吐出ポート間を流れる作動油の一部は吐出ポート同士を繋ぐ油路中に介在する第3オリフィスを避けてバイパス油路を通るようになり、バイパス油路の開度が大きいときには、両吐出ポート間を流れる全ての作動油がバイパス油路を通るようになって、吸入ポート同士のみならず吐出ポート同士もほぼ同圧となる。

20

【0013】

ここで、左右の後輪の一方が摩擦係数の低い路面に差し掛かってスリップした場合には、スリップしている側の後輪に繋がるベーンポンプのロータの回転速度はカムリングの回転速度に近くなり、ポンプ作動を行わなくなる（エンジンからの駆動力が伝達されなくなる）一方で、スリップしていない側の後輪に繋がるベーンポンプはポンプ作動を継続するため、左右の副駆動輪には相異なるトルクが作用するところである。しかし、上記のように吸入ポート同士及び吐出ポート同士がそれぞれほぼ同圧となっているため、左右の副駆動輪についてはほぼ同程度のトルクが維持される。これは、いわゆる差動制限を弱める働きである。

30

【0014】

このように本発明に係る四輪駆動車の動力伝達装置によれば、泥濘にはまった状態からの脱出を容易にする差動制限の機能を生かしつつ、前進走行中に急制動を行った場合において、左右の副駆動輪の一方がスリップしたときには、スリップしていない側の副駆動輪に動力源から伝達される駆動力を低下させることができ、左右の副駆動輪間にトルク差が生じることを防止して、十分な走行安定性を確保することができる。

【0015】

なお、上記バイパス油路開放バルブは、第4油路内の作動流体の圧力を受けて作動する構成となっていることが好ましい。これは、副駆動輪の回転速度が主駆動輪の回転速度よりも大きくなったときには、左右のベーンポンプはそれぞれ吸入ポートが吐出側となってポンプ作動を行い、このように両吸入ポートが吐出側となって作動油を吐出している状態では、これら両吸入ポートを連通している油路内の圧力が高くなることを利用したものであり、構成を簡単なものとするので、製造コストの低減に資することができる。

40

【0016】

【発明の実施の形態】

以下、図面を参照して本発明の好ましい実施形態について説明する。図1は本発明の一実施形態が適用された四輪駆動車の動力伝達装置をスケルトン図により示したものであり、

50

図 2 はこの四輪駆動車の動力伝達装置に備えられたハイドロリックカップリング装置 H を断面図により示したものである。図 1 に示すように、本実施形態に係る四輪駆動車（以下、車両と称する）V は車体前部に横置きに配置したエンジン E と、このエンジン E の右側面に結合したトランスミッション M とを備える。トランスミッション M の駆動出力を主駆動輪としての左右の前輪 WFL, WFR に伝達する第 1 動力伝達系 D1 は、トランスミッション M の出力軸 1 に設けた第 1 スパーギヤ 2 と、第 1 スパーギヤ 2 に嚙合する第 2 スパーギヤ 3 と、第 2 スパーギヤ 3 により駆動されるベベルギヤ式のフロントディファレンシャル 4 と、フロントディファレンシャル 4 から左右に延出して前輪 WFL, WFR に接続される左右の車軸 5L, 5R とから構成される。

【0017】

第 1 動力伝達系 D1 の駆動力を副駆動輪としての後輪 WRL, WRR に伝達する第 2 動力伝達系 D2 は、フロントディファレンシャル 4 のデフボックスに設けられて第 2 スパーギヤ 3 と一体回転する第 3 スパーギヤ 6 と、第 3 スパーギヤ 6 に嚙合する第 4 スパーギヤ 7 と、第 4 スパーギヤ 7 と一体に回転する第 1 ベベルギヤ 8 と、第 1 ベベルギヤ 8 に嚙合する第 2 ベベルギヤ 9 と、前端に第 2 ベベルギヤ 9 を備えて車体後方に延びるプロペラシャフト 10 と、プロペラシャフト 10 の後端に設けたドライブピニオン 11 と、ドライブピニオン 11 に嚙合するリングギヤ 12 と、リングギヤ 12 により駆動されるハイドロリックカップリング装置 H と、ハイドロリックカップリング装置 H から左右に延出して後輪 WRL, WRR に接続される左右の車軸 13L, 13R とを備える。

【0018】

次に、図 2 に基づいてハイドロリックカップリング装置 H の構造を説明する。

ハイドロリックカップリング装置 H は、左右対称に配置された左側ベーンポンプ PL 及び右側ベーンポンプ PR と、これら両ベーンポンプ PL, PR の間に左右対称に配置された左右のセンタープレート 50, 60 と、これら左右のセンタープレート 50, 60 の間に配置されたセンターバルブプレート 70 と、これら左右のベーンポンプ PL, PR、左右のセンタープレート 50, 60 及びセンターバルブプレート 70 を内部に収容する円筒状のカバー部材 80 とを備えて構成される。

【0019】

左側ベーンポンプ PL は、左側サイドプレート 30L、左側カムリング 31L、左側バルブプレート 32L、左側ロータ 33L 及び左側ベーン 35L を有して構成される。また、右側ベーンポンプ PR は、右側サイドプレート 30R、右側カムリング 31R、右側バルブプレート 32R、右側ロータ 33R 及び右側ベーン 35R を有して構成される。そして、左側サイドプレート 30L、左側カムリング 31L、左側バルブプレート 32L、左側センタープレート 50、センターバルブプレート 70、右側センタープレート 60、右側バルブプレート 32R、右側カムリング 31R 及び右側サイドプレート 30R は 9 本のボルト 21 により図示のように一体に結合される。なお、このとき隣り合わせとなる部材は、ノックピン（図示せず）により予め相互に位置決めされる。

【0020】

カバー部材 80 は中央部が円筒状に形成されており、右端部には内周面が円筒状になるように折り曲げ形成された右方突出部 81 が、また左端部には半径方向外方にテーパ状に広がる裾部 82 が設けられている。右方突出部 81 の内方には右側サイドプレート 30R の右端部より右方に延出して設けられた断面円形状の右方延出部 30a が嵌入している。カバー部材 80 の右方突出部 81 と右側サイドプレート 30R の右方延出部 30a との結合は、この右方延出部 30a の外周面上に着脱自在に取り付けられた止め輪 22 によりなされ、カバー部材 80 と右方延出部 30a との接合面は、右方延出部 30a の外周部に設けられた Oリング 23 によりシールされる。

【0021】

カバー部材 80 の左端部には、カバー部材 80 の左端開口部を閉じるように、左側サイドプレート 30L の外周部より半径方向外方に突出して延びて設けられたフランジ部 30b が接合される。図 2 に示すように、このフランジ部 30b の右端面には、リングギヤ 12

10

20

30

40

50

が複数本のボルト 24 により取り付けられるが、このフランジ部 30 b にリングギヤ 12 を取り付けるとき、カバー部材 80 の裾部 82 が、フランジ部 30 b とリングギヤ 12 との間に挟み込まれるようにし、これによりカバー部材 80 と左側サイドプレート 30 L とが接合されるようにする。なお、この挟み込みの際には、裾部 82 の内周面側に Oリング 25 を設置しておき、ボルト 24 の締め付けにより、この Oリング 25 が裾部 82 と左側サイドプレート 30 L の外周面と、フランジ部 30 b の右面とにより囲まれてなる断面三角形の円環状（カバー部材 80 の軸方向から見たときに円環状となる）空間内に固定保持されるようにする。これによりカバー部材 80 と左側サイドプレート 30 L との接合面は Oリング 25 によりシールされた状態となる。ここで、図 2 に示すように、左側サイドプレート 30 L の外周面のうちフランジ部 30 b よりも右側の部分は、その少なくとも一部がカバー部材 80 における円筒状の部分（裾部 82 でない部分）にかかるようになっているので、カバー部材 80 の内部に収納される他の部材（左側カムリング 31 L や左側バルブプレート 32 L など）と同様、左側サイドプレート 30 L の芯出し（中心軸合わせ）を容易に行うことができる。

10

【0022】

左側バルブプレート 32 L 及び右側バルブプレート 32 R は或る程度厚みのある焼結金属から構成され、左側センタープレート 50 及び右側センタープレート 60 は薄い鋼板で形成される。また、中央のセンターバルブプレート 70 も或る程度厚みのある焼結金属から構成される。図 2 から分かるように、左側ベーンポンプ PL は左側カムリング 31 L 及び左側ロータ 33 L の左側面に左側サイドプレート 30 L を有するとともに、右側面に左側バルブプレート 32 L を有して構成されており、右側ベーンポンプ PR は右側カムリング 31 R 及び右側ロータ 33 R の右側面に右側サイドプレート 30 R を有するとともに、左側面に右側バルブプレート 32 R を有して構成されている。

20

【0023】

図 2 に示すように、左側サイドプレート 30 L の左側面からは環状の左方支持部 30 c が左方に突出して設けられており、同様に右側サイドプレート 30 R の（右方延出部 30 a の）右側面からは環状の右方支持部 30 d が右方に突出して設けられている。左方支持部 30 c の外周面はボールベアリング 26 を介してハウジング 20 に支持されており、右方支持部 30 d の外周面はボールベアリング 27 を介して同じくハウジング 20 に支持されている。

30

【0024】

図 2 に示すように、左側サイドプレート 30 L の中央に設けられた軸孔 30 e には、これを貫通するように左側ロータシャフト 90 L が設けられており、右側サイドプレート 30 R の中央に設けられた軸孔 30 e には、これを貫通するように右側ロータシャフト 90 R が設けられている。左方支持部 30 c の内周面にはボールベアリング 93 が設けられており、このボールベアリング 93 を介して左側ロータシャフト 90 L が回転自在に支持されている。また、右方支持部 30 d の内周面にはボールベアリング 94 が設けられており、このボールベアリング 94 を介して右側ロータシャフト 90 R が回転自在に支持されている。

40

【0025】

左側ロータシャフト 90 L の左端側は左側サイドプレート 30 L の左方に突出して延びており、この左方に突出した部分には、左側後輪 WRL の車軸 13 L が左側ロータシャフト 90 L の外周面上に設けられたスプライン 91 L を介して結合される（車軸 13 L は図 2 には図示せず）。また、右側ロータシャフト 90 R の右端側は右側サイドプレート 30 R の右方に突出して延びており、この右方に突出した部分には、右側後輪 WRR の車軸 13 R が右側ロータシャフト 90 R の外周面上に設けられたスプライン 91 R を介して結合される（車軸 13 R は図 2 には図示せず）。

【0026】

左側ロータシャフト 90 L の外周は、左側の軸孔 30 e 内に設置されたオイルシール 95 によりシールされ、右側ロータシャフト 90 R の外周は、右側の軸孔 30 e 内に設置され

50

たオイルシール 96 によりシールされる。従って、前述の 2 個の O リング 23, 25 とこれら 2 個のオイルシール 95, 96 とによって、左右のベーンポンプ PL, PR 内の作動油が外部へ漏出するのが防止されるとともに、左右のベーンポンプ PL, PR の内部へのエアの侵入が防止される。

【0027】

左側ロータシャフト 90L の外周面に設けられたスプライン 92L には、左ロータ 33L が中央部に設けられた軸孔を嵌合させて取り付けられており、これにより左側ロータ 33L は左側サイドプレート 30L、左側カムリング 31L 及び左側バルブプレート 32L により囲まれた空間内において回転自在に収容された状態となっている。また、右側ロータシャフト 90R の外周面に設けられたスプライン 92R には、右側ロータ 33R が中央部に設けられた軸孔を嵌合させて取り付けられており、これにより右側ロータ 33R は右側サイドプレート 30R、右側カムリング 31R 及び右側バルブプレート 32R により囲まれた空間内において回転自在に収容された状態になっている。また、左側バルブプレート 32L の中央部に設けられた軸孔の内周面にはローラーベアリング 97L が、また右側バルブプレート 32R の中央部に設けられた軸孔の内周面にはローラーベアリング 97R がそれぞれ設けられており、これらローラーベアリング 97L, 97R により左側ロータシャフト 90L の右端部及び右側ロータシャフト 90R の左端部がそれぞれ回転自在に支持されている。

10

【0028】

図 2 に示すように、左右のロータシャフト 90L, 90R の内部には、軸方向に延びて両端が開口する貫通孔 101, 101 が設けられている。各貫通孔 101 内には、外周面に O リング 102 を有したピストン 103 と、貫通孔 101 の外端を閉塞するプラグ 104 と、プラグ 104 及びピストン 103 間に設置されたコイルばね 105 とが備えられており、これら部材により左右のアキュムレータ 100L, 100R が構成されている。ここで、エアの閉じ込みにより各ピストン 103 の移動を妨げないようにするため、各プラグ 104 には内部を軸方向に貫通する通孔 104a が設けられている。

20

【0029】

左右のサイドプレート 30L, 30R、左右のロータ 33L, 33R、左右のバルブプレート 32L, 32R、左右のセンタープレート 50, 60 及びセンターバルブプレート 70 の各内周面により囲まれた空間は作動油を蓄えるリザーバ（第 1 リザーバ RS1 と称する）を構成している。また、カバー部材 80 と右側サイドプレート 30R との間の空間も作動油を蓄えるリザーバ（第 2 リザーバ RS2 と称する）を構成しているが、この第 2 リザーバ RS2 は右側のロータシャフト L の外周面と右側サイドプレート 30R を斜めに貫通して設けられた連通孔 99 を介して連通しており、第 1 リザーバ RS1 と第 2 リザーバ RS とは繋がった状態となっている。また、カバー部材 80 の内周面と左右のサイドプレート 30L, 30R、左右のカムリング 31L, 31R、左右のバルブプレート 32L, 32R、左右のセンタープレート 50, 60 及びセンターバルブプレート 70 の各外周面とにより囲まれる空間もリザーバ（第 3 リザーバ RS3 と称する）を構成しているが、この第 3 リザーバ RS3 は後述する左右のバルブプレート 32L, 32R それぞれを半径方向に貫通する複数の連通孔 h4L, h4R を介して第 1 リザーバ RS1 と連通している。このように第 1 リザーバ RS1、第 2 リザーバ RS2 及び第 3 リザーバ RS3 は互いに連通しており、以下の説明において、これら 3 つのリザーバ RS1, RS2, RS3 を合わせてリザーバ RS と称する。

30

40

【0030】

図 3 ~ 図 8 はそれぞれ図 2 中における矢視 III-III、IV-IV、V-V、VI-VI、VII-VII、VIII-VIII から見たハイドロリックカップリング装置 H の断面図であり、図 9 ~ 図 13 はいずれもハイドロリックカップリング装置 H における左側バルブプレート 32L、左側センタープレート 50、センターバルブプレート 70、右側センタープレート 60、右側バルブプレート 32R 及びカバー部材 80 の一部についての断面図である。以下、これらの図を参照して左右のベーンポンプ PL, PR、左右のセ

50

ンタープレート 50, 60 及びセンターバルブプレート 70 の構造を詳細に説明するが、左側ベーンポンプ PL の構造は右側ベーンポンプ PR の構造と左右鏡面对称であり、また左側センタープレート 50 の構造は右側センタープレート 60 の構造と左右鏡面对称であるため、主に右側の構造部材について説明して左側の構造部材についての重複説明は省略することにする。なお、右側ベーンポンプ PR 及び左側ベーンポンプ PL の相対応する構成要素には、同一の参照符号にそれぞれ添字「R」及び「L」を付しており、同一参照符号の要素が左右鏡面对称位置に設けられていることを意味する。右側センタープレート 60 と左側センタープレート 50 についても同様とする。

【0031】

図 3 に示すように、右側カムリング 31R の内周面は 3 つの変形三日月状のカム面を有するように形成されており、その内部に収納された円形の右側ロータ 33R との間に、円周方向に 120° ずつ離間した 3 個の作動室 34R が形成されている。右側ロータ 33R には外径方向に放射状に延びる 8 個のベーン溝 33a が形成されており、これらベーン溝 33a 内にそれぞれ板状の右側ベーン 35R が径方向に摺動自在に支持されており、これら右側ベーン 35R の半径方向外端は右側カムリング 31R の内周面に摺接している。右側ロータ 33R の両側面には環状のベーン押上げポート 33b, 33b が形成されており、これらベーン押上げポート 33b, 33b には右側ロータ 33R に備えられた上記 8 個のベーン溝 33a それぞれの底部が連通している。また、各右側ベーン 35R の半径方向外端を右側カムリング 31R の内周面に密着させるべく、各ベーン溝 33a の底部とベーン 35R の半径方向内端との間にはコイルスプリング 36 が縮設されている。

10

20

【0032】

図 4 に示すように、右側バルブプレート 32R の右面（右側カムリング 31R 及び右側ロータ 33R に対向する面）には、L 字状に形成されてその一部が右側ベーンポンプ PR の有する作動室 34R の内周面の一端側にそれぞれ臨む 3 個の吐出ポート 37R（図 3 も参照）と、同じく L 字状に形成されてその一部が右側ベーンポンプ PR の有する作動室 34R の内周面の他端側にそれぞれ臨む計 3 個の吸入ポート 38R（図 3 も参照）とが凹設されている。

【0033】

各吐出ポート 37R 及び各吸入ポート 38R は、図 4、図 5 及び図 9 に示すように、右側バルブプレート 32R を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h1R と、右側バルブプレート 32R の左面（右側センタープレート 60 に対向する面）に凹設された連通溝 g1R と、右側バルブプレート 32R を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h2R と、右側バルブプレート 32R の右面に凹設された連通溝 g2R とを介して、ベーン押上げポート 33b と対向するように右側バルブプレート 32R の右面に凹設された環状の連通溝 g3R に連通している。ここで、図 9 に示すように、連通孔 h1R 内には段状の弁座 39a が設けられており、右側バルブプレート 32R の左面側から連通孔 h1R 内に装着されたチェックボール 39b と上記弁座 39a とによってチェックバルブ 39R が構成される。このチェックバルブ 39R は、吐出ポート 37R 及び吸入ポート 38R 側から連通溝 g3R（すなわちベーン押上げポート 33b）への作動油の流通を許容し、その逆方向の作動油の流通を阻止する機能を有する。なお、チェックボール 39b の連通孔 h1R からの脱落は右側センタープレート 60 によって（左側バルブプレート 32L 側のチェックバルブ 39L については左側センタープレート 50 によって）阻止される。

30

40

【0034】

図 4、図 5 及び図 10 に示すように、各吐出ポート 37R 及び各吸入ポート 38R はいずれも、右側バルブプレート 32R を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h3R と、右側バルブプレート 32R の左面に凹設された連通溝 g5R とを介してカバー部材 80 の内周面側に形成される前述の第 3 リザーバ RS3 と連通している。なお、この第 3 リザーバ RS3 は前述のように、右側バルブプレート 32R の内周面から外周面まで貫通するように半径方向に延びて設けられた連通孔 h4R（図 11 参照）及び左側バルブプレート 32L の内周面から外周面まで貫通するように半径方向に延びて設けられた連通孔 h4L（図 1

50

1 参照) を介して第 1 リザーバ R S 1 に連通している。ここで、図 10 に示すように、連通孔 h 3 R 内には段状の弁座 40 a が設けられており、右側バルブプレート 32 R の右面側から連通孔 h 3 R 内に装着されたチェックボール 40 b と上記弁座 40 a とによってチェックバルブ 40 R が構成される。なお、チェックボール 40 b の連通孔 h 3 R からの脱落は右側カムリング 31 R によって(左側バルブプレート 32 L 側のチェックバルブ 40 L については左側カムリング 31 L によって) 阻止される。

【0035】

このチェックバルブ 40 R は、吐出ポート 37 R 及び吸入ポート 38 R 側からリザーバ R S 側への作動油の流通を阻止し、その逆方向の作動油の流通を許容する機能を有する。このため吐出ポート 37 R が高圧になり、吸入ポート 38 R が低圧になった場合には、吸入ポート 38 R がリザーバ R S より作動油を吸い上げることを許容しつつ、高圧側の吐出ポート 37 R から吐出された高圧の作動油がリザーバ R S 内に流入しないようにすることができる。一方、吸入ポート 38 R が高圧になり、吐出ポート 37 R が低圧になった場合には、吐出ポート 37 R がリザーバ R S より作動油を吸い上げることを許容しつつ、高圧側の吸入ポート 38 R から吐出された作動油がリザーバ R S 内に流入しないようにすることができる。

【0036】

図 4、図 5 及び図 12 に示すように、各吐出ポート 37 R は右側バルブプレート 32 R を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h 5 R、右側バルブプレート 32 R の左面に凹設された連通溝 g 6 R、右側センタープレート 60 を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h 6 R (図 6 も参照) 及びセンターバルブプレート 70 の右面に凹設された環状の連通溝 g 7 R (図 7 も参照) を介して相互に連通している。そして、この円環状の連通溝 g 7 R は図 7 及び図 10 に示すように、その一部から半径方向外方に伸びてセンターバルブプレート 70 の右面に凹設された連通溝 g 8 R、右側センタープレート 60 を厚さ方向に貫通して設けられたオリフィス OF 1 R (図 6 も参照)、右側バルブプレート 32 R の左面に半径方向に延びて凹設された連通溝 g 9 R、右側センタープレート 60 を厚さ方向に貫通して設けられたオリフィス OF 2 R (図 6 も参照)、センターバルブプレート 70 の右面に半径方向に延びて凹設された連通溝 g 10 R を介して第 3 リザーバ R S 3 に連通している。

【0037】

また、図 4、図 5 及び図 12 に示すように、各吸入ポート 38 R は右側バルブプレート 32 R を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h 7 R、右側バルブプレート 32 R の左面に半径方向に延びて凹設された連通溝 g 11 R 及び右側バルブプレート 32 R の左面に凹設された環状の連通溝 g 12 R を介して相互に連通している。そして、この円環状の連通溝 g 12 R は図 5 及び図 11 に示すように、その一部から半径方向外方に伸びて右側バルブプレート 32 R の左面側に凹設された連通溝 g 13 R、右側センタープレート 60 を厚さ方向に貫通して設けられたオリフィス OF 3 R (図 6 も参照)、センターバルブプレート 70 の右面に半径方向に延びて凹設された連通溝 g 14 R (図 7 も参照)、右側センタープレート 60 を厚さ方向に貫通して設けられたオリフィス OF 4 R (図 6 も参照)、右側バルブプレート 32 R の左面に半径方向に延びて凹設された連通溝 g 15 R を介して第 3 リザーバ R S 3 に連通している。

【0038】

更に、図 7 及び図 13 に示すように、センターバルブプレート 70 の右面に凹設された上述の環状の連通溝 g 7 R は、その一部から半径方向内方に伸びてセンターバルブプレート 70 の右面に凹設された連通溝 g 16 R、右側センタープレート 60 を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h 8 R (図 6 も参照)、右側バルブプレート 32 R の左面に凹設された連通溝 g 17 R、右側センタープレート 60 を厚さ方向に貫通して設けられたオリフィス OF 5 R (図 6 も参照)、センターバルブプレート 70 を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h 9 (図 7 及び図 8 も参照)、左側センタープレート 50 を厚さ方向に貫通して設けられたオリフィス OF 5 L を介して左側バルブプレート 32 L の右面に凹設された連

10

20

30

40

50

通溝 g 1 7 L に連通している。また、図 1 3 に示すように、右側バルブプレート 3 2 R の左面に凹設された上述の環状の連通溝 g 1 2 R は、右側センタープレート 6 0 を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h 1 0 R (図 6 参照)、センターバルブプレート 7 0 の右面に凹設された g 1 8 R、センターバルブプレート 7 0 を厚さ方向に貫通して設けられた連通孔 h 1 1 を介してセンターバルブプレート 7 0 の左面に凹設された連通溝 g 1 8 L に連通している。

【 0 0 3 9 】

センターバルブプレート 7 0 の厚さ方向中間部には、中心軸がセンターバルブプレート 7 0 の半径方向に延びて設けられた大径バルブ穴 h 1 2 と小径バルブ穴 h 1 3 とが設けられている。これら大径バルブ穴 h 1 2 と小径バルブ穴 h 1 3 とは同軸的に設けられて互いに連通しており、大径バルブ穴 h 1 2 はその中間部を左右に貫通するように延びて設けられた連通孔 h 1 4 L , h 1 4 R によりセンターバルブプレート 7 0 の左面に凹設された上述の連通溝 g 1 6 L 及び右面に凹設された連通溝 g 1 6 R に連通している。また、小径バルブ穴 h 1 3 の下端部は上述の連通孔 h 1 1 に繋がっており、大径バルブ穴 h 1 2 の上端部は上述の連通孔 h 9 に連通している。

10

【 0 0 4 0 】

大径バルブ穴 h 1 2 内には図 1 3 に示すように、スプール 4 2 及びリターンスプリング 4 3 からなる圧力調整バルブ 4 1 が設けられている。ここで、スプール 4 2 はランド部 4 2 a とその下端部から延びた突出部 4 2 b とからなっており、ランド部 4 2 a の中間部にはその外周を一周するように設けられた連通溝 4 2 c が備えられている。ランド部 4 2 a は、突出部 4 2 b を小径バルブ穴 h 1 3 内に挿入させた状態で大径バルブ穴 h 1 2 内に納められており、軸方向 (上下方向) に摺動移動できるようになっている。リターンスプリング 4 3 は大径バルブ穴 h 1 2 内におけるスプール 4 2 の上方空間内に縮設されており、スプール 4 2 を常時下方に付勢している。スプール 4 2 は、連通孔 h 1 1 内の作動油の圧力が低いときには、リターンスプリング 4 3 による下方への付勢力のみを受けて大径バルブ穴 h 1 2 の底面 h 1 2 a に上方から押し付けられる。この状態では、ランド部 4 2 a の外周に設けられた上記連通溝 4 2 c は左右の連通孔 h 1 4 L , h 1 4 R よりも下方に位置し、両連通孔 h 1 4 L , h 1 4 R はランド部 4 2 a の円筒状の側面により遮断される (図 1 3 に示す状態)。一方、連通孔 h 1 1 内の作動油の圧力が高まり、これがリターンスプリング 4 3 の付勢力に打ち勝ったときには、スプール 4 2 は上方に移動するので連通溝 4 2 c が両連通孔 h 1 4 L , h 1 4 R と繋がり、これより両連通孔 h 1 4 L , h 1 4 R は連通する。

20

30

【 0 0 4 1 】

図 1 4 は、上記ハイドロリックカップリング装置 H の構成を油圧回路図により示したものである。このハイドロリックカップリング装置 H では、上述のように、右側ベーンポンプ P R における 3 つの吐出ポート 3 7 R は同圧が保持される状態で互いに連通しており、右側ベーンポンプ P R における 3 つの吸入ポート 3 8 R も同圧が保持される状態で互いに連通している。このため本油圧回路図では、記載を簡単明瞭にするため、3 つの吐出ポート 3 7 R を 1 つにまとめて示すとともに、3 つの吸入ポート 3 8 R を 1 つにまとめて示している。また同様に、左側ベーンポンプ P L における 3 つの吐出ポート 3 7 L も同圧が保持される状態で互いに連通しており、左側ベーンポンプ P R における 3 つの吸入ポート 3 8 L もやはり同圧が保持される状態で互いに連通しているので、本油圧回路図では、左側ベーンポンプ P L における 3 つの吐出ポート 3 7 L を 1 つにまとめて示し、左側ベーンポンプ P L における 3 つの吸入ポート 3 8 L を 1 つにまとめて示している。

40

【 0 0 4 2 】

この油圧回路図にも示すように、本ハイドロリックカップリング装置 H では、左側ベーンポンプ P L の吐出ポート 3 7 L は 2 つのオリフィス O F 1 L , O F 2 L 経由でリザーバ R S に通じる油路と、チェックバルブ 4 0 L 経由でリザーバ R S に通じる油路との 2 つの油路を有しており、左側ベーンポンプ P L の吸入ポート 3 8 L は 2 つのオリフィス O F 3 L , O F 4 L 経由でリザーバ R S に通じる油路と、チェックバルブ 4 0 L 経由でリザーバ R

50

Sに通じる油路との2つの油路を有している。このため、左側ベーンポンプP Lは、車両Vの運転に伴って吐出ポート37 Lが高圧側となり、吸入ポート38 Lが低圧側となったときには、吐出ポート37 L側のチェックバルブ40 Lは吐出ポート37 L内の高圧を受けて閉弁するので、吐出ポート37 Lより吐出された高圧の作動油は連通路h3 L経路でリザーバRS内に流入することができず、オリフィスOF1 L, OF2 Lを通る経路でリザーバRS内に流入する。一方、吸入ポート38 L側のチェックバルブ40 Lは、吸入ポート38 Lの吸入圧(負圧)により開弁するので、リザーバRS内の作動油は連通路h3 Lを通過して吸入ポート38 L内に流入する。

【0043】

また、これとは逆に、車両Vの運転に伴って吸入ポート38 Lが高圧側となり、吐出ポート37 Lが低圧側となったときには、吸入ポート38 L側のチェックバルブ40 Lは吸入ポート38 L内の高圧を受けて閉弁するので、吸入ポート38 Lより吐出された高圧の作動油は連通路h3 L経路でリザーバRS内に流入することができず、オリフィスOF3 L, OF4 Lを通る経路でリザーバRS内に流入する。一方、吐出ポート37 L側のチェックバルブ40 Lは、吐出ポート37 Lの吸入圧により開弁するので、リザーバRS内の作動油は連通路h3 Lを通過して吐出ポート37 L内に流入する。

10

【0044】

また、右側ベーンポンプP Rの吐出ポート37 Rは2つのオリフィスOF1 R, OF2 R経路でリザーバRSに通じる油路と、チェックバルブ40 R経路でリザーバRSに通じる油路との2つの油路を有しており、右側ベーンポンプP Rの吸入ポート38 Rは2つのオリフィスOF3 R, OF4 R経路でリザーバRSに通じる油路と、チェックバルブ40 R経路でリザーバRSに通じる油路との2つの油路を有している。このため、右側ベーンポンプP Rは、車両Vの運転に伴って吐出ポート37 Rが高圧側となり、吸入ポート38 Rが低圧側となったときには、吐出ポート37 Rより吐出された高圧の作動油は、吐出ポート37 R側のチェックバルブ40 Rは吐出ポート37 R内の高圧を受けて閉弁するので、吐出ポート37 Rより吐出された高圧の作動油は連通路h3 R経路でリザーバRS内に流入することができず、オリフィスOF1 R, OF2 Rを通る経路でリザーバRS内に流入する。一方、吸入ポート38 R側のチェックバルブ40 Rは、吸入ポート38 Rの吸入圧により開弁するので、リザーバRS内の作動油は連通路h3 Rを通過して吸入ポート38 R内に流入する。

20

30

【0045】

また、これとは逆に、車両Vの運転に伴って吸入ポート38 Rが高圧側となり、吐出ポート37 Rが低圧側となったときには、吸入ポート38 R側のチェックバルブ40 Rは吸入ポート38 R内の高圧を受けて閉弁するので、吸入ポート38 Rより吐出された高圧の作動油は連通路h3 R経路でリザーバRS内に流入することができず、オリフィスOF3 R, OF4 Rを通る経路でリザーバRS内に流入する。一方、吐出ポート37 R側のチェックバルブ40 Rは、吐出ポート37 Rの吸入圧により開弁するので、リザーバRS内の作動油は連通路h3 Rを通過して吐出ポート37 R内に流入する。

【0046】

また、左側ベーンポンプP Lの吐出ポート37 Lと吸入ポート38 Lとは、それぞれチェックバルブ39 L, 39 Lを介して左側ロータ33 Lのベーン押し上げポート33 bに連通しているため、これら吐出ポート37 Lと吸入ポート38 Lのうち高圧になる方の圧力がそのベーン押し上げポート33 bに作用する。これにより各左側ベーン35 Lは半径方向外側に付勢され、その先端は左側カムリング31 Lの内周面に圧接される。一方、低圧になる方のポートに繋がるチェックバルブ39 Lはベーン押し上げポート33 b側から作用する圧力により閉じられる。

40

また同様に、右側ベーンポンプP Rの吐出ポート37 Rと吸入ポート38 Rとは、それぞれチェックバルブ39 R, 39 Rを介して右側ロータ33 Rのベーン押し上げポート33 bに連通しているため、これら吐出ポート37 Rと吸入ポート38 Rのうち高圧になる方の圧力がそのベーン押し上げポート33 bに作用する。これにより各右側ベーン35 Rは半径

50

方向外側に付勢され、その先端は右側カムリング 31 R の内周面に圧接される。また、低圧になる方のポートに繋がるチェックバルブ 39 R はベーン押上げポート 33 b 側から作用する圧力により閉じられる。

【0047】

また、本ハイドロリックカップリング装置 H においては、左側ベーンポンプ P L の吐出ポート 37 L と右側ベーンポンプ P R の吐出ポート 37 R とは連通路 h 9 により連通しており、左側ベーンポンプ P L の吸入ポート 38 L と右側ベーンポンプ P R の吸入ポート 38 R とは連通路 h 11 により連通している。このため、左右双方のベーンポンプ P L , P R の吐出流量に差がある場合には、吐出流量の多い側から少ない側に作動油が連通路 h 9 、 h 11 を通って流れる。但し、上記連通路 h 9 の前後にはオリフィス O F 5 L , O F 5 R が設けられているため、両吐出ポート 37 L , 37 R から吐出される作動油の流量に差がある場合には、その流量に応じた流通抵抗が働いて、オリフィス O F 5 L , O F 5 R の前後に圧力差が生じる。

10

【0048】

また、本ハイドロリックカップリング装置 H においては、前述したように、左右のロータシャフト 90 L , 90 R の内部に左右のアキュムレータ 100 L , 100 R が設けられており、ベーンポンプ P L , P R 内の作動油が温度変化により膨張或いは収縮したときには、第 1 リザーバ R S 1 の容積が変化して作動油の容積変化が吸収されるようになっている。すなわち、温度の上昇により作動油が膨張した場合には、左右のアキュムレータ 100 L , 100 R の各ピストン 103 がコイルばね 105 を圧縮して相互に離反する方向に移動することにより、第 1 リザーバ R S 1 の容積を増大させる。これにより、ポンプ内部が高圧となって構成部材に過大な負荷がかかるような事態が防止される。一方、温度の低下により作動油が収縮した場合には、各ピストン 103 がコイルばね 105 の弾発力で相互に接近する方向に移動することにより、第 1 リザーバ R S 1 の容積を減少させる。これにより、リザーバ R S 内にエアーが侵入してくるのが防止される。

20

【0049】

また、本ハイドロリックカップリング装置 H は、両オリフィス O F 5 L , O F 5 R を通ることなく左右のベーンポンプ P L , P R の両吐出ポート 37 L , 37 R を連通するバイパス油路（具体的には連通路 h 14 L , h 14 R ）と、副駆動輪である左右の後輪 W R L , W R R の回転速度が主駆動輪である前輪 W F L , W F R の回転速度を上回ったときに、前輪 W F L , W F R と後輪 W R L , W R R との回転速度差に応じた開度で（具体的には、後述するように両吸入ポート 38 L , 38 R を連通する油路である連通路 h 11 内の圧力に応じた開度で）上記バイパス油路を開放するバイパス油路開放バルブ 41 とを備えている。

30

【0050】

ここで、バイパス油路開放バルブ 41 は、連通路 h 11 内の作動油がスプール 41 をリターンスプリング 43 の付勢力に抗して開弁方向（図 13 では上方）に付勢する力 F 1 と、リターンスプリング 43 がスプール 41 を閉弁方向（図 13 では下方）に付勢する力 F 2 と、連通路 h 9 内の作動油がスプール 42 を閉弁方向に付勢する力 F 3 との関係が、 $F 1 > F 2 + F 3$ となったときに、その力の差の大きさ（ $F 1 - (F 2 + F 3)$ ）に応じた開度で開弁し、連通路 h 14 L と連通路 h 14 R とを連通させる。スプール 42 が閉弁しており、両連通路 h 12 L , h 12 R が連通していない状態では、左右のベーンポンプ P L , P R の両吐出ポート 37 L , 37 R の間を流れる作動油は、その全てがオリフィス O F 5 L , O F 5 R を通過して流れるが、スプール 42 が開弁して両連通路 h 12 L , h 12 R が連通すると、オリフィス O F 5 L , O F 5 R を流れる作動油の一部又は全部がバイパス油路を通るようになる。

40

【0051】

オリフィス O F 5 L , O F 5 R を流れる作動油の一部がバイパス油路を通るようになると、吸入ポート 38 L , 38 R 間を流れる作動油に対するオリフィス O F 5 L , O F 5 R の影響（流通抵抗）が低下する。このため吸入ポート 38 L , 38 R 同士のみならず吐出ポ

50

ート37L, 37R同士も同圧になるうとする。

【0052】

なお、本実施形態では、図13に示すように、連通孔h11内の作動油の圧力がスプール42に作用する面積(受圧面積)は、連通孔h9内の作動油の圧力がスプール42に作用する面積に比して小さくなっており、またリターンスプリング43はスプール42を常時閉弁する方向に付勢しているため、スプール42は、連通孔h11内の作動油の圧力が連通孔h9内の作動油の圧力よりも低い状態では開弁方向に移動せず、従って、両吐出ポート37L, 37Rが吐出側になっているときには、両連通孔h14L, h14Rが連通することはない。また、両吸入ポート38L, 38Rの少なくとも一方が吐出側となっても、その圧力が或る程度高いものでなければ、スプール42が開弁して両連通孔h14R, h14Lが連通することはない。しかし、上記両受圧面積の設定及びリターンスプリング42のばね定数の値を選択することにより、スプール42が開弁するための条件は任意に設定することが可能である。

10

【0053】

次に、上述の構成を備えた本発明に係る四輪駆動車の動力伝達装置であるハイドロリックカップリング装置Hの車両Vの走行状態に応じた具体的な作動について説明する。車両Vが前進或いは後進走行している状態では、エンジンEの駆動力はトランスミッションMの出力軸1から第1スパーギヤ2、第2スパーギヤ3、フロントディファレンシャル4及び左右の車軸5L, 5Rを介して左右の前輪WFL, WFRに伝達される。このとき、フロントディファレンシャル4の第3スパーギヤ6の回転は、第4スパーギヤ7、第1ベベルギヤ8、第2ベベルギヤ9、プロペラシャフト10、ドライブピニオン11及びリングギヤ12を介してハイドロリックカップリング装置Hの左右のカムリング31L, 31Rを回転させる。一方、車両Vの走行に伴って路面から受ける摩擦力で駆動される後輪WRL, WRRの回転は、左右の車軸13L, 13Rからロータシャフト90L, 90Rを介して左右のベーンポンプPL, PRのロータ33L, 33Rに伝達される。本車両Vでは、前輪WFL, WFRの回転速度と後輪WRL, WRRの回転速度とが等しいときには、左右のカムリング31L, 31Rの回転速度と左右のロータ33L, 33Rの回転速度とが一致するように構成される。

20

【0054】

ここで、車両Vが定速走行或いは通常の加減速走行を行っており、前輪WFL, WFRの回転速度と後輪WRL, WRRの回転速度とが等しいときには、左側カムリング31Lと左側ロータ33Lとの間、及び右側カムリング31Rと右側ロータ33Rとの間で相対回転が発生しない。その結果、左右のベーンポンプPL, PRはポンプ作動を行わず、ハイドロリックカップリング装置Hは駆動力の伝達を行わないので、車両Vは前輪のみが駆動される二輪駆動状態となる。

30

【0055】

車両Vが低摩擦路において急発進を行ったとき等において、エンジンEの駆動力が直接作用する前輪WFL, WFRがスリップしたときには、前輪WFL, WFRの回転速度が後輪WRL, WRRの回転速度よりも大きくなる。この場合には、前輪WFL, WFRの回転に連動して回転作動する左右のベーンポンプPL, PRのカムリング31R, 31Lと、後輪WRL, WRRの回転に連動して回転作動する左右のベーンポンプPL, PRのロータ33L, 33Rとの間に相対回転が発生する(このときの相対回転方向を正転方向とする)。この正転方向の相対回転は、例えば右側ベーンポンプPRを例にすると、図3において右側カムリング31Rを固定した状態で右側ロータ33Rが反時計回り(矢印A方向)に回転する方向の回転である。

40

【0056】

このように前輪WFL, WFRの回転速度が後輪WRL, WRRの回転速度を上回り、ロータ33L, 33Rがカムリング31L, 31Rに対して正転方向に相対回転する場合には、吸入ポート38L, 38Rから作動油が吸入されて吐出ポート37L, 37Rから作動油が吐出される。この際、高圧側となる吐出ポート37L, 37Rから吐出された作動

50

油はチェックバルブ 39 L, 39 R を開弁してベーン押し上げポート 33 b, 33 b に流入し、各ベーン 35 L, 35 R の先端をカムリング 31 L, 31 R の内周面に押し付ける。

【0057】

ベーン押し上げポート 33 b, 33 b 内に流入した高圧の作動油によりカムリング 31 L, 31 R の内周面に圧接された各ベーン 35 L, 35 R は、その半径方向外端部をカムリング 31 L, 31 R の内周面に摺接させながらロータ 33 L, 33 R とともに回転する。ここで、上述したように、カムリング 31 L, 31 R の内周面には内周方向に 120° ずつ離間した三つの作動室（右側ベーンポンプ P R では前述の三つの作動室 34 R）が形成されており、しかもこれら各作動室は変形三日月状に形成されているので、ロータ 33 L, 33 R とともに各ベーン 35 L, 35 R が正転方向に相対回転すると、作動室内において隣り合うベーン同士、カムリング 31 L, 31 R の内周面及びロータ 33 L, 33 R の外周面により囲まれてなる空間（これをポンプ空間と称する）の容積が変動する。これにより、作動室内にある各ベーン 35 L, 35 R の進行方向前方は高圧領域となるとともに、進行方向後方は低圧領域となる。

10

【0058】

これによりリザーバ R S 内の作動油は吸入ポート 38 L, 38 R 側のチェックバルブ 40 L, 40 R を介して吸入ポート 38 L, 38 R に吸い上げられた後、吐出ポート 37 L, 37 R より高圧の作動油となって吐出される。この吐出ポート 37 L, 37 R より吐出された高圧の作動油は、吐出ポート 37 L, 37 R 側のオリフィス（オリフィス O F 1 L, O F 2 L 或いはオリフィス O F 1 R, O F 2 R）を通過し、減圧された後リザーバ R S に戻されるので、結局作動油は左側ベーンポンプ P L では吐出ポート 37 L と吸入ポート 38 L との間、右側ベーンポンプ P R では吐出ポート 37 R と吸入ポート 38 R との間で還流することになる。

20

【0059】

このように、吐出ポート 37 L, 37 R より吐出された高圧の作動油はそれぞれオリフィス（オリフィス O F 1 L, O F 2 L 或いはオリフィス O F 1 R, O F 2 R）を通過して流れるが、上記各オリフィスを通過するときには通過流量に応じた流通抵抗を受けるので、これにより左右のベーンポンプ P L, P R に負荷が発生する。この負荷によりロータ 33 L, 33 R はカムリング 31 L, 31 R から駆動力を受けることとなり、この駆動力が左右の後輪 W R L, W R R に伝達される。このため本車両 V では、上記のように前輪 W F L, W F R がスリップしたときには前輪のみならず後輪も駆動される四輪駆動状態となり、車両 V のトラクションが増加する。なお、上記オリフィス（オリフィス O F 1 L, O F 2 L, O F 1 R, O F 2 R）の径が小さいときほど左右のベーンポンプ P L, P R の負荷は増大し、後輪 W R L, W R R の駆動力は大きくなる。

30

【0060】

車両 V が旋回走行を行うときには、前輪 W F L, W F R の平均旋回半径よりも左右の後輪 W R L, W R R の平均旋回半径の方が小さくなり、かつ後輪 W R L, W R R の内輪側は外輪側よりも平均旋回半径が小さくなるため、左側カムリング 31 L と左側ロータ 33 L との間、及び右側カムリング 31 R と右側ロータ 33 R との間にはそれぞれ相対回転が発生する。また、左側カムリング 31 L と左側ロータ 33 L との間の相対回転速度と、右側カムリング 31 R と右側ロータ 33 R との間の相対回転速度とは相異なったものとなる。このような場合にも左側ベーンポンプ P L の吐出ポート 37 L から吐出された作動油はオリフィス O F 1 L, O F 2 L を経て左側ベーンポンプ P L の吸入ポート 38 L に還流し、右側ベーンポンプ P R の吐出ポート 37 R から吐出された作動油はオリフィス O F 1 R, O F 2 R を経て右側ベーンポンプ P R の吸入ポート 38 R に還流するのであるが、左右のベーンポンプ P L, P R 間では、吐出した作動油の流量に差が生じるため、吐出流量の多い側から少ない側へ両吐出ポート 37 L, 37 R を繋ぐ油路を介して作動油が流れることとなる。

40

【0061】

例えば、車両が左方向に旋回走行する場合には、左側後輪 W R L が内輪となり、右側後輪

50

W R R が外輪となるが、このとき左側ベーンポンプ P L における左側カムリング 3 1 L と左側ロータ 3 3 L との間の相対回転速度の方が、右側ベーンポンプ P R における右側カムリング 3 1 R と右側ロータ 3 3 R との間の相対回転速度よりも大きくなる。このため、右側ベーンポンプ P R が吐出する作動油の流量よりも左側ベーンポンプ P L が吐出する作動油の流量の方が大きくなり、その差分は、両吐出ポート 3 7 L , 3 7 R 同士を繋ぐ油路（連通孔 h 9 を含む油路）を経て流れるので、左右の副駆動輪 W R L , W R R 間の回転速度差が吸収されて差動機構としての機能が発揮される。また、これにより、タイトな旋回走行時であっても、吐出流量が多くなる側のベーンポンプに大きな負荷が作用することがなくなり、いわゆるタイト・コーナ・ブレーキ現象の発生も抑制される。なお、両吐出ポート 3 7 L , 3 7 R 同士を繋ぐ油路中にはオリフィス O F 5 L , O F 5 R が介在するが、上記旋回走行時に左右のベーンポンプ P L , P R 間を流れる作動油流量は小さく、オリフィス O F 5 L , O F 5 R の前後で生じる圧力差は極めて少ないので、上記差動機構としての働きが妨げられることはない。

10

【 0 0 6 2 】

次に、後輪 W R L , W R R の一方、例えば左側後輪 W R L を除く左右の前輪 W F L , W F R 及び右後輪 W R R が泥濘にはまった場合を考える。この場合には、泥濘にはまった左右の前輪 W F L , W F R はスリップして高速回転（空転）し、これに伴って左右のカムリング 3 1 L , 3 1 R も高速で回転するのであるが、右側後輪 W R R は前輪 W F L , W F R と同様に泥濘にはまって路面抵抗が低下しているため、エンジン E からの動力が伝達されても前輪 W F L , W F R と同様高速で回転（空転）してしまう。このため右側カムリング 3 1 R の回転速度と右側ロータ 3 3 R の回転速度とは極めて近いものとなり、その相対回転速度差は小さくなる一方で、スリップしていない側の左側後輪 W R L に繋がる左側ロータ 3 3 L と左側カムリング 3 1 L との間の相対回転速度は非常に大きなものとなり、左側ベーンポンプ P L より吐出される作動油の流量は、右側ベーンポンプ P R より吐出される作動油の流量に比べて大きくなる。

20

【 0 0 6 3 】

このように左側ベーンポンプ P L からの吐出流量が右側ベーンポンプ P R からの吐出流量よりも大きくなると、左側ベーンポンプ P R から吐出された作動油は右側ベーンポンプ P R 側へ流れようとする。ここで、もし両ベーンポンプ P L , P R の吐出ポート 3 7 L , 3 7 R 同士を繋ぐ油路（連通孔 h 9 を含む油路）中にオリフィス O F 5 L , O F 5 R が介在していないのであれば、左側ベーンポンプ P L から吐出された作動油は流通抵抗なく右側ベーンポンプ P R 側に移動できるため吐出ポート 3 7 L は高圧に保たれず、吐出ポート 3 7 L から吐出された作動油はオリフィス O F 1 L , O F 2 L を通過しなくなるので右側後輪 W R R のみならず左側後輪 W R L にも駆動力が伝達しない状態となってしまうところである。

30

しかし、前述のように、両ベーンポンプ P L , P R の吐出ポート 3 7 L , 3 7 R 同士を繋ぐ油路中には 2 つのオリフィス O F 5 L , O F 5 R が介在しているため、本ケースのように左右のベーンポンプ P L , P R からの作動油の吐出流量の差が極めて大きい場合には、これらオリフィス O F 5 L , O F 5 R の流路抵抗により、左側ベーンポンプ P L から吐出された作動油の右側ベーンポンプ P R 側への流通は規制されることとなり、オリフィス O F 5 L , O F 5 R の前後に圧力差が発生して左側ベーンポンプ P L の吐出ポート 3 7 L は高圧に保持される。これにより、左側ベーンポンプ P L の吐出ポート 3 7 L より吐出された作動油はオリフィス O F 1 L , O F 2 L を通過して負荷が発生するようになるので、左側ロータ 3 3 L には左側カムリング 3 1 L から駆動力が伝達されることとなり、車両 V は泥濘から脱出することができる。このように、本実施形態に示すハイドロリックカップリング装置 H では、いわゆる作動制限装置（ L S D ）と同様の機能を備えており、上記 2 つのオリフィス O F 5 L , O F 5 R の径を小さくしておくほど、その機能を強めることができる。

40

【 0 0 6 4 】

前進走行中に急制動を行い、前輪 W F L , W F R がロック気味となる場合には（このとき

50

前輪WFL, WFRはスリップする)、後輪WRL, WRRの回転速度が前輪WFL, WFRの回転速度を上回る。これにより左右のベーンポンプPL, PRのカムリング31R, 31Lとロータ33L, 33Rとの間には逆転方向の相対回転が発生する。この逆転方向の相対回転は、例えば右側ベーンポンプPRを例にすると、図3において右側カムリング31Rを固定した状態で右側ロータ33Rが時計回り(矢印B方向)に回転する方向の回転である。

【0065】

このように後輪WRL, WRRの回転速度が前輪WFL, WFRの回転速度を上回り、ロータ33L, 33Rがカムリング31L, 31Rに対して逆転方向に相対回転する場合には、吐出ポート37L, 37Rから作動油が吸入されて吸入ポート38L, 38Rから作動油が吐出される。この際、高圧側となる吸入ポート38L, 38Rから吐出された作動油はチェックバルブ39L, 39Rを開弁してベーン押し上げポート33b, 33bに流入し、各ベーン35L, 35Rの先端をカムリング31L, 31Rの内周面に押し付ける。

10

【0066】

ベーン押し上げポート33b, 33b内に流入した高圧の作動油によりカムリング31L, 31Rの内周面に圧接された各ベーン35L, 35Rは、その半径方向外端部がカムリング31L, 31Rの内周面に摺接させながらロータ33L, 33Rとともに回転する。これにより、作動室内にある各ベーン35L, 35Rの進行方向前方は高圧領域となるとともに、進行方向後方は低圧領域となる。

【0067】

これによりリザーバRS内の作動油は吐出ポート37L, 37R側のチェックバルブ40L, 40Rを介して吐出ポート37L, 37Rに吸い上げられた後、吸入ポート38L, 38Rより高圧の作動油となって吐出される。この吸入ポート38L, 38Rより吐出された高圧の作動油は、吸入ポート38L, 38R側のオリフィス(オリフィスOF3L, OF4L或いはオリフィスOF3R, OF4R)を通過し、減圧された後リザーバRSに戻されるので、結局作動油は左側ベーンポンプPLでは吸入ポート38Lと吐出ポート37Lとの間、右側ベーンポンプPRでは吸入ポート38Rと吐出ポート37Rとの間で還流することになる。

20

【0068】

このように、吸入ポート38L, 38Rより吐出された高圧の作動油はそれぞれオリフィス(オリフィスOF3L, OF4L或いはオリフィスOF3R, OF4R)を通過して流れるが、このとき上記各オリフィスを通過するときに通過流量に応じた流通抵抗を受けるので、これにより左右のベーンポンプPL, PRに負荷が発生し、左右の後輪WRL, WRRに車両Vの前進を妨げる方向の力、すなわち制動力が伝達される。

30

【0069】

また、このように両吸入ポート38L, 38Rが吐出側となって作動油を吐出している状態では、これら両吸入ポート38L, 38Rを連通している油路内の圧力は高くなり、連通孔h11内の作動油がバイパス油路開放バルブ41のスプール42を開弁方向に付勢する力が強くなる。そして、この連通孔h11内の作動油の圧力がスプール42を開弁方向に付勢する力が、リターンスプリング43がスプール42を閉弁方向に付勢する力と連通孔h9内の作動油の圧力がスプール42を閉弁方向に付勢する力との合力に勝ったときにスプール42が開弁し、両連通孔h14L, h14Rが大径バルブ穴h12を介して連通する(すなわちバイパス油路を開放する)。これにより左右のベーンポンプPL, PRの両吐出ポート37L, 37R間を流れる作動油の一部はオリフィスOF5L, OF5Rを避けてバイパス油路を通るようになり、バイパス油路の開度(すなわちスプール42の開度)が大きいときには、両吐出ポート37L, 37R間を流れる全ての作動油がバイパス油路を通るようになって、吸入ポート38L, 38R同士のみならず、吐出ポート37L, 37R同士もほぼ同圧となる。

40

【0070】

ここで、左右の後輪WRL, WRRの一方、例えば右側後輪WRRが摩擦係数の低い路面

50

に差し掛かってスリップした場合には、スリップしている側の右側後輪WR Rに繋がる右側ベーンポンプPRの右側ロータ33 Rの回転速度は右側カムリング31 Rの回転速度に近くなり、ポンプ作動を行わなくなる（エンジンEからの駆動力が伝達されなくなる）一方で、スリップしていない側の左側後輪WR Lに繋がるベーンポンプPLはポンプ作動を継続するため、左右の副駆動輪には相異なるトルクが作用するところである。しかし、左右のベーンポンプPL, PRは上述のように、吸入ポート38 L, 38 R同士及び吐出ポート37 L, 37 R同士がそれぞれほぼ同圧となっているため、左右の副駆動輪WR L, WR Rについてはほぼ同程度のトルクが維持される。これは、いわゆる差動制限を弱める働きであり、前進走行中に急制動を行った場合において、左右の後輪の一方がスリップしたときであっても、左右の後輪WR L, WR R間にトルク差が生じて車両走行が不安定になるような事態が防止される。また、これにより泥濘にはまった状態からの脱出を容易にする差動制限の働きが不十分になることもない。

【0071】

また、前進走行中に急制動を行っている場合に左側後輪WR Lがスリップした場合も同様であって、このときにも左右の副駆動輪WR L, WR Rのトルクは同程度に維持されるので、上記効果を得ることができる。

【0072】

また、バイパス油路開放バルブ41がバイパス油路を開放する開度は、主駆動輪である前輪WFL, WFRと副駆動輪である後輪WR L, WR Rとの回転速度差が大きいときほど大きいので、高速走行時に上記片方の後輪のスリップが発生した場合でも、左右の副駆動輪（左右の後輪WR L, WR R）を同トルクに保つ働きを十分に発揮することが可能である。

【0073】

また、バイパス油路開放バルブ41が開弁するときの圧力はスプール42を閉弁方向に付勢するリターンスプリング43の付勢力を変えることにより所望に調節することができるので、この hidroリックカップリング装置Hが適用される各車両ごとにスプール42の最適作動特性を与えることが可能である。

【0074】

これまで本発明の好ましい実施形態について説明してきたが、本発明の範囲は上述の実施形態において示したものに限定されない。例えば、本発明に係る四輪駆動車の動力伝達装置では、左右の副駆動輪の回転速度が主駆動輪の回転速度を上回ったときに、バイパス油路開放バルブが主駆動輪と副駆動輪の回転速度差に応じた開度でバイパス油路を開放する構成であればよいのであって、上述の実施形態のように、バイパス油路開放バルブが第4油路内の作動流体の圧力を受けて作動する構成のものに限られない。すなわち、バイパス油路開放バルブを電磁比例バルブから構成したうえで、主駆動輪の回転速度（或いは回転数）と副駆動輪の回転速度（或いは回転数）を検出手段により検出し、演算装置を介して電磁比例バルブからなる上記バイパス油路開放バルブを主駆動輪の回転速度と副駆動輪の回転速度との相対関係に応じて作動させる構成であってもよい。なお、この際には、主駆動輪と副駆動輪との回転速度差は簡単に、主駆動輪及び副駆動輪それぞれの平均回転速度から求めるようにしてもよい。更には、アクセル、ブレーキ、ステアリング等の操作状態を検出する検出手段を併設し、これらの検出手段より得られる情報をも加味してバイパス油路開放バルブの作動制御（バイパス油路の開度を調整する制御）を行うようにしてもよい。しかし、上述の実施形態に示したように、上記バイパス油路開放バルブが第4油路内の作動流体の圧力を受けて作動する構成であれば、構成を簡単なものとするので製造コストの低減に資することができる。

【0075】

また、上述の実施形態では、動力源（上記例ではエンジンE）により直接駆動される主駆動輪が前輪WFL, WFRであり、また主駆動輪と連動して回転する左右のベーンポンプを介して駆動される副駆動輪が後輪WR L, WR Rであったが、これらの構成を逆にして、主駆動輪を後輪WR L, WR Rとし、副駆動輪が前輪WFL, WFRとなるようにして

もよい。

【 0 0 7 6 】

【 発 明 の 効 果 】

以上説明したように、本発明に係る四輪駆動車の動力伝達装置では、左右の副駆動輪を駆動する左右のベーンポンプの両吐出ポートを連通する両油路中にオリフィスを設けることに加えて、この第3オリフィスを通ることなく両吐出ポートを連通するバイパス油路と、左右の副駆動輪の回転速度が主駆動輪の回転速度を上回ったときに、主駆動輪と副駆動輪との回転速度差に応じた開度でバイパス油路を開放するバイパス油路開放バルブとを設けている。このため、泥濘にはまった状態からの脱出を容易にする差動制限の機能を生かしつつ、前進走行中に急制動を行った場合において、左右の副駆動輪の一方がスリップしたときには、スリップしていない側の副駆動輪に動力源から伝達される駆動力を低下させることができ、左右の副駆動輪間にトルク差が生じることを防止して、十分な走行安定性を確保することができる。

【 図 面 の 簡 単 な 説 明 】

【 図 1 】 本発明の一実施形態が適用された四輪駆動車の動力伝達装置の構成を示すスケルトン図である。

【 図 2 】 上記四輪駆動車の動力伝達装置に備えられた hidroリックカップリング装置 H の断面図である。

【 図 3 】 図 2 中における矢視 I I I - I I I から見た hidroリックカップリング装置の断面図である。

【 図 4 】 図 2 中における矢視 I V - I V から見た hidroリックカップリング装置の断面図である。

【 図 5 】 図 2 中における矢視 V - V から見た hidroリックカップリング装置の断面図である。

【 図 6 】 図 2 中における矢視 V I - V I から見た hidroリックカップリング装置の断面図である。

【 図 7 】 図 2 中における矢視 V I I - V I I から見た hidroリックカップリング装置の断面図である。

【 図 8 】 図 2 中における矢視 V I I I - V I I I から見た hidroリックカップリング装置の断面図である。

【 図 9 】 hidroリックカップリング装置における左側バルブプレート、左側センタープレート、センターバルブプレート、右側センタープレート、右側バルブプレート及びカバー部材の一部についての断面図である。

【 図 1 0 】 hidroリックカップリング装置における左側バルブプレート、左側センタープレート、センターバルブプレート、右側センタープレート、右側バルブプレート及びカバー部材の一部についての断面図である。

【 図 1 1 】 hidroリックカップリング装置における左側バルブプレート、左側センタープレート、センターバルブプレート、右側センタープレート、右側バルブプレート及びカバー部材の一部についての断面図である。

【 図 1 2 】 hidroリックカップリング装置における左側バルブプレート、左側センタープレート、センターバルブプレート、右側センタープレート、右側バルブプレート及びカバー部材の一部についての断面図である。

【 図 1 3 】 hidroリックカップリング装置における左側バルブプレート、左側センタープレート、センターバルブプレート、右側センタープレート、右側バルブプレート及びカバー部材の一部についての断面図である。

【 図 1 4 】 hidroリックカップリング装置の構成を示す油圧回路図である。

【 符 号 の 説 明 】

V 四輪駆動車
E エンジン
H hidroリックカップリング装置

10

20

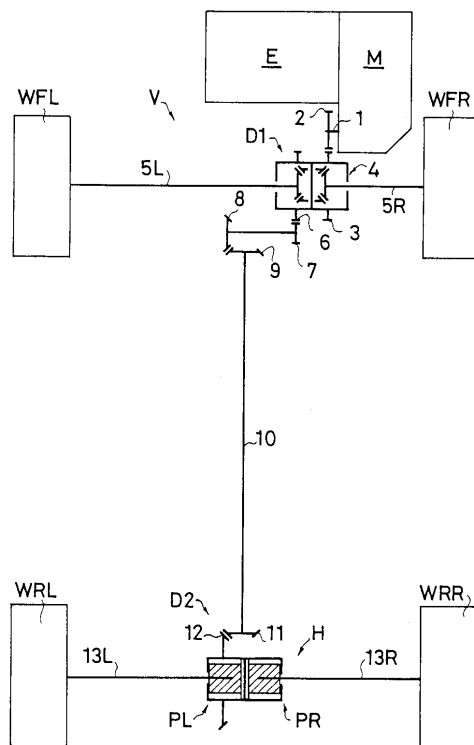
30

40

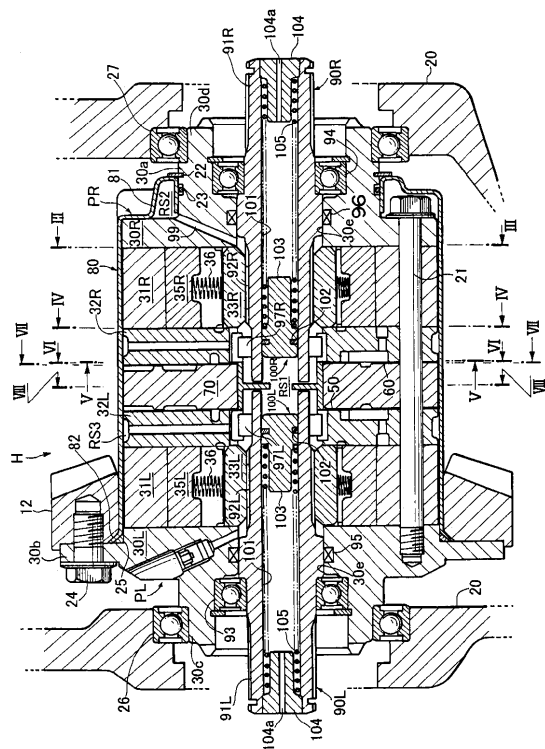
50

- WFL, WFR 左右の前輪
- WRL, WRR 左右の後輪
- PL 左側ベーンポンプ
- PR 右側ベーンポンプ
- 31L 左側カムリング
- 31R 右側カムリング
- 33L 左側ロータ
- 33R 右側ロータ
- 37L 左側ベーンポンプの吐出ポート
- 37R 右側ベーンポンプの吸入ポート
- 38L 左側ベーンポンプの吐出ポート
- 38R 右側ベーンポンプの吸入ポート
- 41 バイパス油路開放バルブ
- OF1L, OF2L オリフィス
- OF2R, OF2R オリフィス
- OF3L, OF4L オリフィス
- OF3R, OF4R オリフィス
- OF5L, OF5R オリフィス

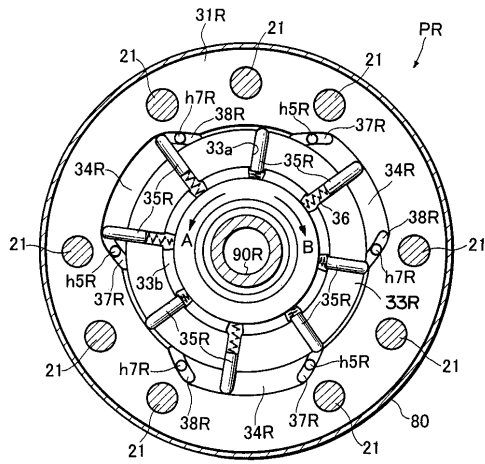
【図1】



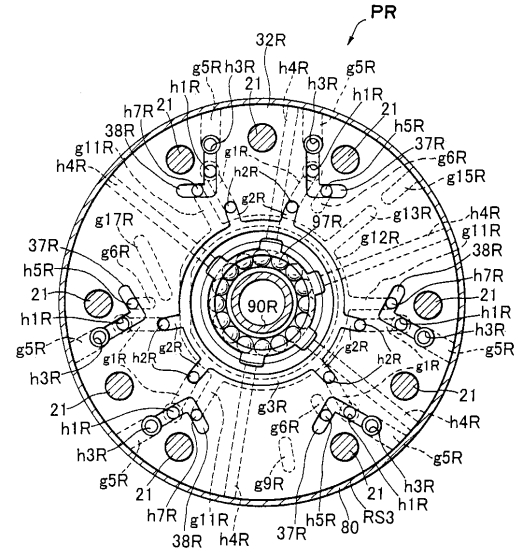
【図2】



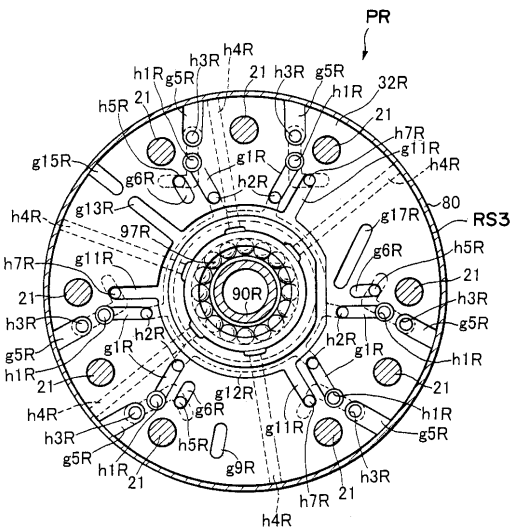
【 図 3 】



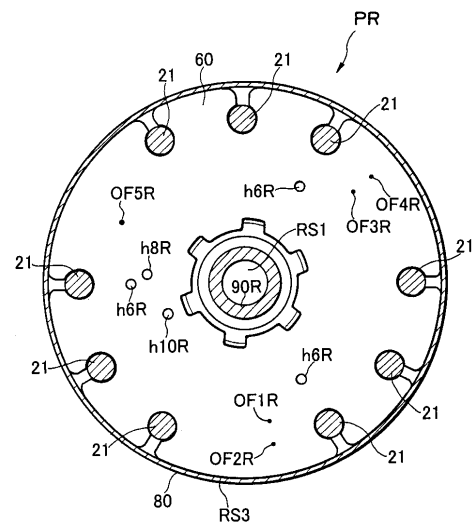
【 図 4 】



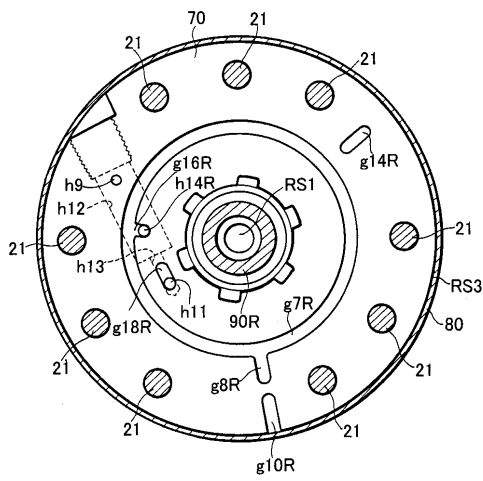
【 図 5 】



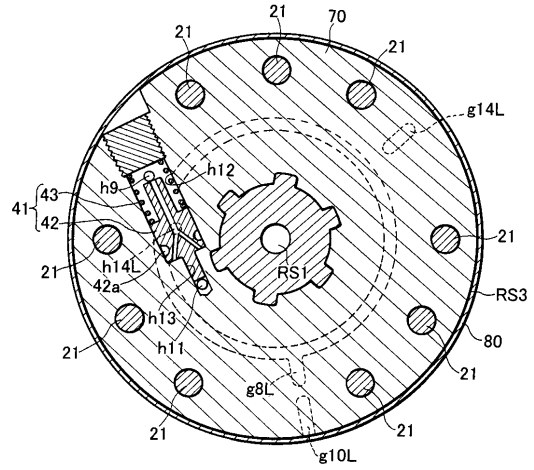
【 図 6 】



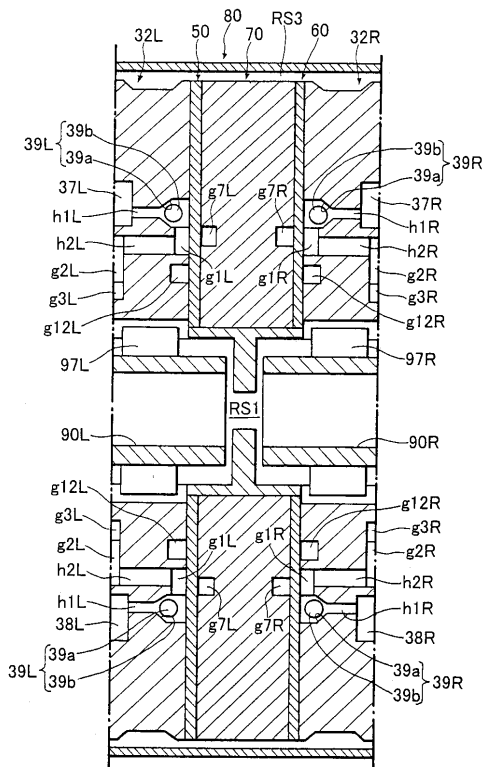
【 図 7 】



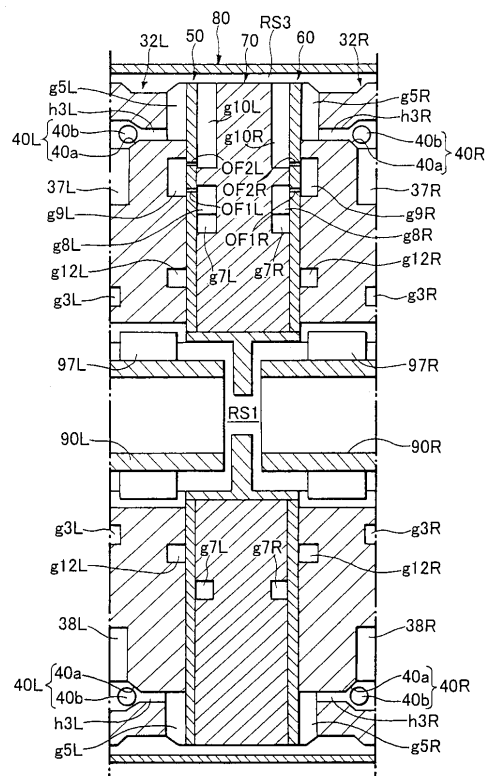
【 図 8 】



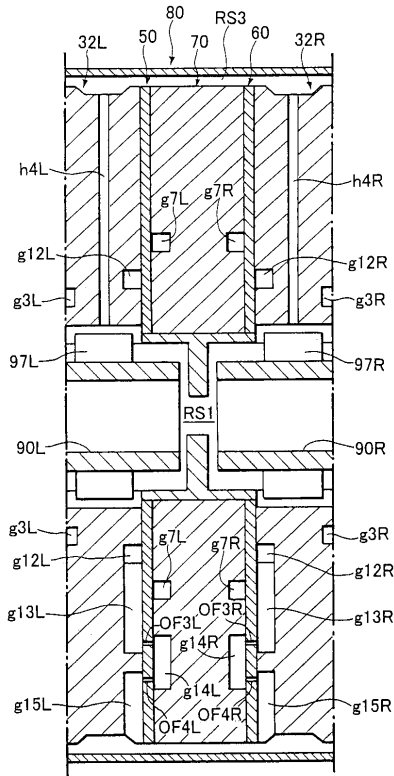
【 図 9 】



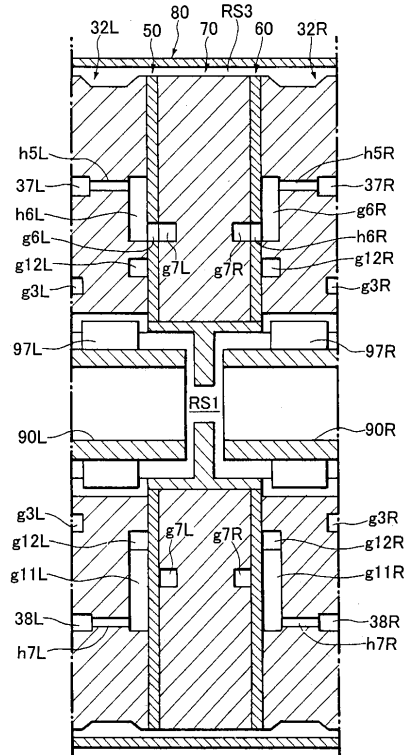
【 図 10 】



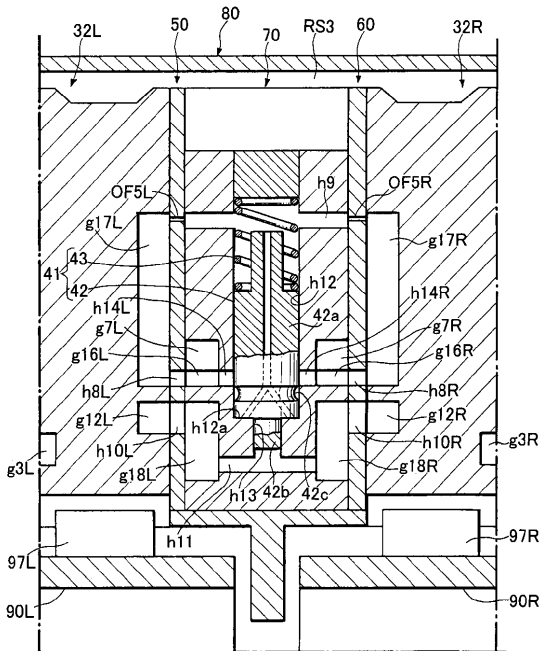
【図 1 1】



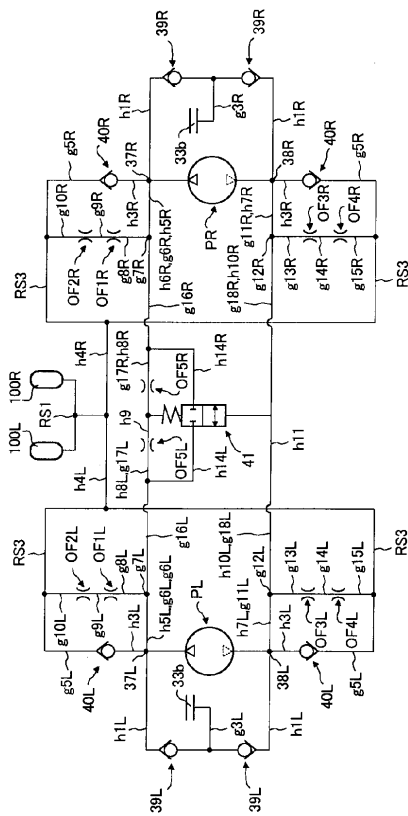
【図 1 2】



【図 1 3】



【図 1 4】



フロントページの続き

(72)発明者 宮田 和典

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

Fターム(参考) 3D042 AA01 AA10 AB17 BA04 BA20 BC02 BC06 BC11 BD02 BD04
BD09 CA01 CA02 CA18 CB03
3D043 AA01 AA10 AB02 AB17 EA02 EA11 EA38 EA42 EA43 EB01
EB06 EE07 EE16 EF02 EF06 EF13 EF24 EF25