

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3656414号
(P3656414)

(45) 発行日 平成17年6月8日(2005.6.8)

(24) 登録日 平成17年3月18日(2005.3.18)

(51) Int. Cl.⁷

F I

F 1 6 H 15/38

F 1 6 H 15/38

F 1 6 H 61/00

F 1 6 H 61/00

請求項の数 2 (全 14 頁)

<p>(21) 出願番号 特願平10-189249 (22) 出願日 平成10年7月3日(1998.7.3) (65) 公開番号 特開2000-18355(P2000-18355A) (43) 公開日 平成12年1月18日(2000.1.18) 審査請求日 平成11年10月6日(1999.10.6)</p>	<p>(73) 特許権者 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 100066980 弁理士 森 哲也 (74) 代理人 100075579 弁理士 内藤 嘉昭 (74) 代理人 100103850 弁理士 崔 秀▲てつ▼ (74) 代理人 100105810 弁理士 根本 宏 (72) 発明者 河村 泰孝 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</p>
--	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル型無段変速機の変速制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力ディスク及び出力ディスクの間で摩擦係合により動力伝達を行うパワーローラと、このパワーローラを、パワーローラ回転軸線回りに回転自在に支持し、且つ前記パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線方向へストローク可能なトラニオンと、このトラニオンを前記首振り軸線方向へストロークさせる流体圧シリンダと、この流体圧シリンダに制御流体を供給する変速制御部とを備え、前記制御流体の供給により前記流体圧シリンダのサーボピストンを首振り軸線方向にストロークさせ、前記パワーローラの傾転により変速比が小さくなるように又は変速比が大きくなるように設定したトロイダル型無段変速機の変速制御装置において、

前記流体圧シリンダを、前記トラニオンに連結したピストン軸部がピストンボディ内の貫通穴に前記首振り軸線方向にストローク自在に貫通し、前記サーボピストンが前記ピストンボディに設けた流体室内に收容されている構造とする一方、前記ピストン軸部を、前記トラニオンに連結して前記首振り軸線方向に延在しているシャフトと、このシャフトに外嵌されている前記サーボピストンのピストンボス部と、このピストンボス部に対して軸方向に連続して前記シャフトに着脱自在に外嵌されている前記ピストンボス部の外径より大きな外径のサーボ部材により構成し、前記サーボ部材及び前記ピストンボディの両者に、前記ピストン軸部が所定量だけストロークしたときに、前記サーボピストンの前記首振り軸線方向を向いている面とこの面に対向している前記流体室の内壁とが当接する前に、互いに突き当たる突き当たり部を設けるとともに、前記ピストンボディ側の突き当たり部

を、前記ピストンボディ内の前記貫通穴に形成されたサーボ部材の外径より大きな外径の段部で構成し、これら突き当たり部を、前記サーボピストンが大きくストロークするとき、前記サーボピストンの所定量以上のストロークを規制するストローク規制部としたことを特徴とするトロイダル型無段変速機の変速制御装置。

【請求項 2】

入力ディスク及び出力ディスクの間で摩擦係合により動力伝達を行うパワーローラと、このパワーローラを、パワーローラ回転軸線回りに回転自在に支持し、且つ前記パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線方向へストローク可能なトラニオンと、このトラニオンを前記首振り軸線方向へストロークさせる流体圧シリンダと、この流体圧シリンダに制御流体を供給する変速制御部とを備え、前記制御流体の供給により前記流体圧シリンダのサーボピストンを首振り軸線方向にストロークさせ、前記パワーローラの傾転により変速比が小さくなるように又は変速比が大きくなるように設定したトロイダル型無段変速機の変速制御装置において、

10

前記サーボピストンが大きくストロークするとき、当該サーボピストンの所定量以上のストロークを規制するストローク規制部を、前記サーボピストンの前記首振り軸線方向を向いている面、又は、この面に対向している前記流体室の内壁のうちの一側に、前記サーボピストンのストロークによって前記面と前記内壁との間に挟まれたときに、前記サーボピストンの前記首振り軸線回りの回転を許容するベアリングを配設して構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

20

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両用トロイダル型無段変速機に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

自動車などの車両に搭載されているトロイダル型無段変速機の変速制御装置として、例えば実開昭63 92859号公報のように構成したり、図8に示す構成とした装置が知られている。

【0003】

図8において、符号40は軸線 O_1 上に配置した入力ディスク、符号42は軸線 O_1 上に配置した出力ディスク、符号44は入出力ディスク40、42間で動力伝達を行う2個のパワーローラをそれぞれ示している。

30

【0004】

パワーローラ44は、入出力ディスク40、42の回転軸線 O_1 の両側に対向配置されており、これら入出力ディスク40、42と、2個のパワーローラ44とよりなるトロイダル伝動ユニットを2個、それぞれの出力ディスク42が相互に背中合わせとなるようにして軸線 O_1 上に前後に配設されている。

【0005】

そして、入力ディスク40に伝達されてきた回転駆動力は、パワーローラ44の回転を介して出力ディスク42に伝達され、パワーローラ44をその回転軸線 O_2 と直交する軸線(以下、首振り軸線と称する) O_3 の周りに傾転させて入出力ディスク40、42に対する接触位置を変えることにより、入出力回転比(変速比)を無段階に変えることができる。

40

【0006】

この無段変速を制御する際には、パワーローラ44が回転軸線 O_2 を入出力ディスク40、42の回転軸線 O_1 と同レベルに位置(図5に示す中立位置に)している間は、傾転角(変速比)をそのままに保持し、パワーローラ44が首振り軸線 O_3 の方向へ変位して回転軸線 O_2 を入出力ディスク40、42の回転軸線 O_1 からオフセットさせ、これにより、パワーローラ44がオフセット方向に応じた方向へ自ずと傾転して傾転角を変化することで変速制御が行われる。

50

【0007】

すなわち、パワーローラ44を回転自在に支持しているトラニオン46は、傾転軸線 O_3 の周りに回転自在にするだけでなく、この首振り軸線 O_3 方向へ変位可能とされている。このトラニオン46は、上端間がアッパリンク50を介して横方向に連結され、下端間がロアリンク52を介して横方向に連結されている。また、トラニオン46の下部には、首振り軸線 O_3 方向へ延在するシャフト54がピン56により門結合されているとともに、このシャフト54に、油圧サーボ機構のサーボピストン58が嵌着されている。なお、前記油圧サーボ機構は、シャフト54を包套しているピストンボス部58aと、ピストンボス部58aの外周から円盤状に一体形成したサーボピストン58と、ピストンボス部58aが首振り軸線 O_3 方向に移動自在に貫通し、油室内に収容したサーボピストン58を首振り軸線 O_3 方向にストローク可能に収容しているピストンボディ60と、サーボピストン58に向けて作動圧を供給する変速制御用コントロールバルブボディ62とを備えている。

10

【0008】

そして、変速比指令に基づいて変速制御弁64が作動し、コントロールバルブボディ62から所定の作動圧が供給されると、サーボピストン58は、首振り軸線 O_3 方向の一方（例えば図8の実線方向）のHigh側の変速比位置（変速比が小さくなる位置）、或いは、他方向（例えば図8の破線方向）のLow側の変速比位置（変速比が大きくなる位置）にストロークを開始し、これにより、パワーローラ44を入出力ディスク40、42に対して首振り軸線 O_3 方向に変位（オフセット）させる。このオフセットにより、パワーローラ44は自ずと傾転角を変速指令に対応した方向へ変更する。

20

【0009】

そして、パワーローラ44のオフセット及び傾転は、サーボピストン58の下端に結合したプリセカム66の回転軸線方向変位及び回転により、そのカム面66aと接触する変速リンク68に伝達され、この変速リンク68からコントロールバルブボディ62の変速制御弁64にフィードバックされる。

【0010】

このフィードバックにより、変速の進行につれてトラニオン46がピストン58を介して元の位置に戻され、実変速比が変速比指令に一致したところで、パワーローラ44を上述した中立位置に復帰させ、実変速比を変速比指令に対応した値に保持する。

30

【0011】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記構成のトロイダル式無段変速機を搭載し、且つABS（車両の制動時の車輪ロックを防止するアンチロックブレーキ制御装置）を備えた車両では、例えば、急ブレーキ時などに変速比がLowになり過ぎてABSの機能低下が起きるのを防止するために、変速比を最Lowに戻すことなく停車する場合がある。ここで、停車したときの実変速比が最Highであると、サーボピストン58の首振り軸線 O_3 方向を向く一方の面がピストンボディ60の内壁に当接する（以下、この状態を、サーボピストン底付け状態と称する）。このサーボピストン底付け状態から車両を再発進すると、パワーローラ44のトルクがトラニオン46を介してサーボピストン58に伝達されてサーボピストン58が回転しようとするが、サーボピストン58及び内壁の当接部どうしが互いにこじり合って大きな摩擦力が発生する。この摩擦力により偏摩耗が発生するとサーボピストン58及びピストンボディ60の耐久性を低下させるだけでなく、サーボピストン58の動きを阻害して変速制御の精度を低下させるおそれがある。また、サーボピストン58の外周側の面が底付け状態となると、サーボピストン58に大きなねじりモーメントが入力するので、ねじりモーメントに対するサーボピストン58の強度も重要な問題となる。

40

【0012】

また、エンジンを停止した車両を、前進方向或いは後進後方に牽引、惰行させると、駆動輪の回転に応じて出力ディスク42が回転し、入力側のフリクション（即ち、前後進切り換え機構、パワーローラ44及び入力ディスク40、パワーローラ44を回転軸線 O_2 周

50

りに回転させるベアリング等)によりパワーローラ44の入力ディスク40との接触部に力が発生し、トラニオン46とともにサーボピストン58がストロークして最High側のサーボピストン底付け状態、或いは最Low側のサーボピストン底付け状態となり、車両を再発進すると上記問題が発生するおそれがある。

【0013】

本発明は、上記事情に鑑みてなされたものであり、サーボピストンが流体室の内壁に底付け状態となるのを回避してサーボ機構の耐久性を向上させ、且つ変速制御に悪影響を与えることがないトロイダル型無段変速機の変速制御装置を提供することを目的とする。

【0014】

【課題を解決するための手段】

上記課題を達成するために、請求項1に記載した発明は、入力ディスク及び出力ディスクの間で摩擦係合により動力伝達を行うパワーローラと、このパワーローラを、パワーローラ回転軸線回りに回転自在に支持し、且つ前記パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線方向へストローク可能なトラニオンと、このトラニオンを前記首振り軸線方向へストロークさせる流体圧シリンダと、この流体圧シリンダに制御流体を供給する変速制御部とを備え、前記制御流体の供給により前記流体圧シリンダのサーボピストンを首振り軸線方向にストロークさせ、前記パワーローラの傾転により変速比が小さくなるように又は変速比が大きくなるように設定したトロイダル型無段変速機の変速制御装置において、前記流体圧シリンダを、前記トラニオンに連結したピストン軸部がピストンボディ内の貫通穴に前記首振り軸線方向にストローク自在に貫通し、前記サーボピストンが前記ピストンボディに設けた流体室内に収容されている構造とする一方、前記ピストン軸部を、前記トラニオンに連結して前記首振り軸線方向に延在しているシャフトと、このシャフトに外嵌されている前記サーボピストンのピストンボス部と、このピストンボス部に対して軸方向に連続して前記シャフトに着脱自在に外嵌されている前記ピストンボス部の外径より大きな外径のサーボ部材により構成し、前記サーボ部材及び前記ピストンボディの両者に、前記ピストン軸部が所定量だけストロークしたときに、前記サーボピストンの前記首振り軸線方向を向いている面とこの面に対向している前記流体室の内壁とが当接する前に、互いに突き当たる突き当たり部を設けるとともに、前記ピストンボディ側の突き当たり部を、前記ピストンボディ内の前記貫通穴に形成されたサーボ部材の外径より大きな外径の段部で構成し、これら突き当たり部を、前記サーボピストンが大きくストロークするとき、前記サーボピストンの所定量以上のストロークを規制するストローク規制部とした。

【0016】

また、請求項2記載の発明は、入力ディスク及び出力ディスクの間で摩擦係合により動力伝達を行うパワーローラと、このパワーローラを、パワーローラ回転軸線回りに回転自在に支持し、且つ前記パワーローラ回転軸線と直交する首振り軸線方向へストローク可能なトラニオンと、このトラニオンを前記首振り軸線方向へストロークさせる流体圧シリンダと、この流体圧シリンダに制御流体を供給する変速制御部とを備え、前記制御流体の供給により前記流体圧シリンダのサーボピストンを首振り軸線方向にストロークさせ、前記パワーローラの傾転により変速比が小さくなるように又は変速比が大きくなるように設定したトロイダル型無段変速機の変速制御装置において、前記サーボピストンが大きくストロークするとき、当該サーボピストンの所定量以上のストロークを規制するストローク規制部を、前記サーボピストンの前記首振り軸線方向を向いている面、又は、この面に対向している前記流体室の内壁のうちの一の方に、前記サーボピストンのストロークによって前記面と前記内壁との間に挟まれたときに、前記サーボピストンの前記首振り軸線回りの回転を許容するベアリングを配設して構成した。

【0018】

【発明の効果】

請求項1記載の発明によると、実変速比が小さい状態になっている車両を再発進すると、従来装置ではサーボピストンが底付け状態(サーボピストンと流体室の内壁とが当接する状態)となり、互いに当接している部分どうしがこじり合って摩擦力が発生するおそれ

10

20

30

40

50

があった。しかし、本発明では、ピストン軸部及びピストンボディの両者に互いに突き当たる突き当たり部を設け、これら突き当たり部を、最も変速比が小さくように又は最も変速比が大きくなるように設定するためにサーボピストンが大きくストロークすると、サーボピストンの首振り軸線方向を向いている面と、この面に対向している流体室の内壁とが当接しないストローク規制部としているので、サーボピストンの底付け状態が回避されてサーボピストン及びピストンボディの耐久性を向上させることができる。

【0019】

また、エンジンを停止した車両を前進方向或いは後進後方に牽引、惰行させるときにも、実変速比が最も小さい状態あるいは最も大きい状態になる場合があるが、そのときにも、ストローク規制部によりサーボピストンのストローク量を規制すると、サーボピストン 10

が流体室の内壁に底付け状態とならず同様の効果を得ることができる。

【0020】

さらに、本発明では、サーボピストンが回転するときには、従来装置のようにサーボピストンの外周側の面が底付け状態となってサーボピストンに大きなねじりモーメントが入力するのではなく、ピストン軸部に小さなねじりモーメントが入力するだけなので、例えば肉厚を厚くした高強度のピストン軸部を形成しなくても、十分にねじりモーメントに対する強度を得ることができる。

【0021】

さらにまた、ピストン軸部を、トラニオンに連結してしているシャフトと、このシャフトに外嵌されているサーボピストンのピストンボス部と、このピストンボス部に対して軸方向に連続してシャフトに着脱自在に外嵌されているサーボ部材により構成し、前記サーボ部材を、前記ピストン軸部の突き当たり部としたので、若し、このサーボ部材の摩耗量が増大したときには、新たなサーボ部材のみを交換すればよいので、さらにサーボピストンの耐久性が向上し、しかもメンテナンスのしやすい装置を提供することができる。 20

【0022】

さらに、請求項2記載の発明では、最も変速比を小さくする又は最も変速比を大きくするためにサーボピストンが大きくストロークすると、サーボピストンの首振り軸線方向を向いている面又は流体室の内壁のうちの一方に配設されているベアリングが前記面と前記内壁との間に挟まれ、車両が再発進とともにサーボピストンが回転すると同時にベアリングも回転するので、サーボピストンが流体室の内壁に底付け状態とならず、サーボピストン及びピストンボディの耐久性を向上させることができる。また、エンジンを停止した車両を前進方向或いは後進後方に牽引、惰行させるときにも、同様の作用効果を得ることができる。 30

【0023】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の1実施形態について図面を参照して説明する。

図1は、本発明に係るトロイダル型無段自動変速機の内部構造を示すものである。

【0024】

トランスミッションケース1内には、エンジン（回転駆動源）側に連結された入力軸2と、外入力軸2の右側に同心に連結された回転軸3とが配置され、入力軸2側には、トランスミッションケース1の端部にボルト4を介して取付けられたオイルポンプ5と、該オイルポンプ5の右側に隣接されて前進クラッチ6及び後進クラッチ7の操作により遊星歯車機構8を介して第1及び第2トロイダル変速機構10、11に対する前後進の切換えを行う前後進切換機構9とが配設され、回転軸3側には、エンジンに近い位置に第1トロイダル変速機構が、エンジンから遠い位置に第2トロイダル変速機構11が互いに軸方向に離間して配設されている。 40

【0025】

両軸2、3間には、入力軸2にニードルベアリング12を介して回転自在に支持されて前後進切換機構9の遊星歯車機構8を構成するサンギヤ13と、このサンギヤ13に設けられた爪部13aに係合し、且つ回転軸3に回転自在に支持されたローディングカム14と 50

、このローディングカム 14 に係合ローラを介して連結され、且つ回転軸 3 にボールスプライン 16 を介して支持された入力ディスク 17 とが介在されている。入力軸 2 からの回転力は前後進切換機構 9 を介してサンギヤ 13 の爪部 13a からローディングカム 14、係合ローラ 15、入力ディスク 17 及びボールスプライン 16 を順次経由して回転軸 3 に伝達されるようになっている。

【0026】

ローディングカム 14 及び入力ディスク 17 の対向面には係合ローラ 15 が係合する波状のカム面がそれぞれ形成されており、ローディングカム 14 と入力ディスク 17 との間に供給された油圧により、係合ローラ 15 によるカム面のリードによるトルクに比例した推力に加えて、油圧に比例した回転軸 3 については第 1 及び第 2 トロイダル変速機構 10、11 の入力軸 2 側への推力を調整可能にしている。

10

【0027】

第 1 トロイダル変速機構 10 は、係合ローラ 15 から離間する側の面にトロイド面 17a が形成される入力ディスク 17 と、この入力ディスク 17 の対向面にトロイド面 18a が形成されて回転軸 3 に回転自在に支持された出力ディスク 18 と、両ディスク 17、18 のトロイド面 17a、18a により形成されるトロイド状の溝内に両ディスクに対して傾動可能に接触する後述するパワーローラと、トラニオン及び駆動機構を備え、トラニオンを操作して入力ディスク 17 及び出力ディスク 18 に対するパワーローラの径方向の接触位置を変えることにより、入力ディスク 17 と出力ディスク 18 との間の回転速度比、すなわち変速比を連続的に変化させることができるようになっている。

20

【0028】

第 2 トロイダル変速機構 11 は、第 1 トロイダル変速機構 10 と同様に入力ディスク 19、出力ディスク 20、パワーローラ、トラニオン及び駆動機構を有するが、回転軸 3 にボールスプライン 21 を介して外嵌されている入力ディスク 19 が第 1 トロイダル変速機構 10 から遠い側に配置されるとともに、出力ディスク 20 が第 1 トロイダル変速機構 10 に近い側に配置されている。

【0029】

互いに対向する出力ディスク 18、20 の背面には軸筒部 18b、20b が設けられており、軸筒部 18b、20b には出力ギヤ 22 がスプライン結合されている。出力ギヤ 22 は、トランスミッションケース 1 の内周壁に固着されたギヤハウジング 23 に軸受 24 を介して支持されている。出力ギヤ 22 はカウンターギヤ 25 に噛合しており、このカウンターギヤ 25 はギヤハウジング 23 に軸受 26 を介して回転自在に支持されている。カウンターギヤ 25 の中心部にはカウンターシャフト 27 が一端においてスプライン結合されて一体に回転するようになっており、カウンターシャフト 27 の他端は軸受 28 を介してトランスミッションケース 1 に回転自在に支持されている。ここで、上述した摩擦ローラの傾動操作により所定の変速比となった出力は、出力ギヤ 22 で合わされ、カウンターギヤ 25、カウンターシャフト 27 及びギヤ列 28 を順次経由して出力軸（図示せず。）に伝達される。そして、出力軸の前後進切換えは、前後進切換機構 9 によって第 1 及び第 2 トロイダル変速機構 10、11 に対する前後進の切換えを行うことによりなされる。

30

【0030】

図 2 は、第 1 トロイダル変速機構 10 を横断面で示したものであり、図 8 に示した構成と同一構成部分には、同一符号を付してその説明を省略する。なお、第 2 トロイダル変速機構 11 は、第 1 トロイダル変速機構 10 と同一構造に設計されているので、説明を省略する。

40

【0031】

図 2 の右側の符号 44A で示すパワーローラと、左側の符号 44B で示すパワーローラは、軸線 O₁ 上に配置した出力ディスク 18 と入力ディスク 17（図 2 では示していない。）との間に回転動力が伝達可能に対向配置されており、これらパワーローラ 44A、44B はトラニオン 46A、46B にそれぞれ回転自在に支持されるとともに、上端間がアッパリンク（図示せず）を介して横方向に連結され、下端間がロアリンク 52 を介して

50

連結されている。

【0032】

パワーローラ44Aを回転自在に支持しているトラニオン46Aは、パワーローラ回転軸線 O_2 が入出力ディスク回転軸線 O_1 に交差している中立位置(図2の位置)から、パワーローラ回転軸線 O_2 と直交する首振り軸線 O_3 の方向へオフセットするように、この首振り軸線 O_3 の方向へ変位し、且つ首振り軸線 O_3 の周りに傾転可能となっている。

【0033】

そして、トラニオン46Aの下部に形成したシャフト嵌入穴46aに、トラニオンシャフト70が下方から嵌入され、その上端部がピン56により閉結合されている。また、シャフト嵌入穴46aの下部外周に形成した縮径部46cに、第1及び第2トロイダル変速機構10、11のパワーローラ間で傾転同期をとるためにワイヤ72を掛け渡すワイヤプリー74が外嵌されている。また、トラニオンシャフト70には、ワイヤプリー74の下部位置にプリー抜け止めワッシャ76が外嵌されており、このプリー抜け止めワッシャ76には、図3に示すように、ワイヤプリー74の下面への当接面積が増大する外輪部76aが形成されている。

10

【0034】

そして、プリー抜け止めワッシャ76の下部に、サーボピストン78Aのピストンボス部78c及びナット緩み止めワッシャ80がトラニオンシャフト70に外嵌され、トラニオンシャフト70の下端に形成した雄ねじにナット82を螺合してナット緩み止めワッシャ80及び上部の他の部材を締め上げることにより、サーボピストン78Aがトラニオンシャフト70を介してトラニオン46Aに一体化されている。ここで、ナット緩み止めワッシャ80は、図3にも示すように、ピストンボス78aの外径より大きな外径寸法のワッシャが使用されている。

20

【0035】

また、図2の左側のトラニオン46Bにもトラニオンシャフト70が閉結合されており、縮径部46cにワイヤプリー74が外嵌され、さらに順次、プリー抜け止めワッシャ76、ピストンボス部78c、ナット緩み止めワッシャ80が外嵌され、トラニオンシャフト70の下端の雄ねじにナット82を螺合してナット緩み止めワッシャ80及び上部の他の部材を締め上げることにより、サーボピストン78Bがトラニオンシャフト70を介してトラニオン46に一体化されている。

30

【0036】

また、サーボピストン78A、78Bを首振り軸線 O_3 方向にストローク可能に収容しているピストンボディ60は、サーボピストン78Aよりトラニオン46A側に右側第1油室90a、サーボピストン78Aよりナット82側に右側第2油室90bを画成しているとともに、サーボピストン78Bよりトラニオン46B側に右側第1油室92a、サーボピストン78Bよりナット82側に右側第2油室92bを画成しており、これら油室90a、90b、92a、92bに、指令変速比に基づいて変速制御弁(制御流体供給部)64で生成した制御油圧がそれぞれ供給される。なお、サーボピストン78A、78B及びピストンボディ60が、本発明の流体圧シリンダに相当する。

【0037】

ここで、図3に示すように、ピストンボディ60には、プリー抜け止めワッシャ76の外輪部76aに首振り軸線 O_3 方向の下方から突き当たることが可能な第1突き当て部60aがボディ上面に形成されているとともに、ナット緩み止めワッシャ80に首振り軸線 O_3 方向の上方から突き当たることが可能な第2突き当て部60bがボディ下面に形成されている。

40

【0038】

すなわち、図3のサーボピストン78Aの位置は、前述したパワーローラ回転軸線 O_2 が入出力ディスク回転軸線 O_1 に交差している中立位置であるが、この位置の首振り軸線 O_3 方向におけるサーボピストン78Aと右側第1油室90aの内壁と間の最も近い距離を L_1 とし、ナット緩み止めワッシャ80と第2突き当たり部60bとの間の間隙を L_3 と

50

すると、

$$L_1 < L_3 \quad \dots \dots \dots (1)$$

の関係となるように形成されている。

【0039】

また、中立位置の首振り軸線 O_3 方向におけるサーボピストン78Aと右側第2油室90bの内壁と間の最も近い距離を L_2 とし、プリー抜け止めワッシャ76の外輪部76aと第1突き当たり部60aとの間の間隙を L_4 とすると、

$$L_2 < L_4 \quad \dots \dots \dots (2)$$

の関係となるように形成されている。また、サーボピストン78Bを收容しているピストンボディ60にも、同一構造の第1突き当て部60a及び第2突き当て部60bが形成さ

10

【0040】

そして、変速制御弁64からの供給圧により右側第2油室90b、左側第1油室92aの圧力を高くし、右側第1油室90a、左側第2油室90bの圧力を低くして差圧を生じさせると、サーボピストン78A、78Bが首振り軸線 O_3 方向に沿う実線矢印 S_U にストロークし、実変速比がHigh側に移行するパワーローラ44A、44Bの傾転動作が行われ、逆に、右側第1油室90a、左側第2油室92bの圧力を高くし、右側第2油室90b、左側第1油室92aの圧力を低くして差圧を生じさせると、サーボピストン78A、78Bが破線矢印 S_D にストロークし、実変速比がLow側に移行するパワーローラ44A、44Bの傾転動作が行われる。

20

【0041】

ここで、実変速比が最Highとなるようにサーボピストン78Aが首振り軸線 O_3 方向に沿う実線矢印 S_U に大きくストロークすると、図4に示すように、サーボピストン78Aと右側第1油室90aの内壁とが当接する前に、ナット緩み止めワッシャ80及び第2突き当たり部60bが当接する。また、実変速比が最Lowとなるようにサーボピストン78Aが首振り軸線 O_3 方向に沿う破線矢印 S_D に大きくストロークすると、図5に示すように、サーボピストン78Aと右側第2油室90bの内壁とが当接する前に、プリー抜け止めワッシャ76の外輪部76a及び第1突き当たり部60bが当接する。

【0042】

また、図示しないが、サーボピストン78Bは、実変速比が最Highとなるように首振り軸線 O_3 方向に沿う実線矢印 S_U に大きくストロークすると、サーボピストン78Bと左側第2油室92bの内壁とが当接する前に、プリー抜け止めワッシャ76の外輪部76a及び第1突き当たり部60bが当接し、逆に、実変速比が最Lowとなるように首振り軸線 O_3 方向に沿う破線矢印 S_D に大きくストロークすると、サーボピストン78Bと左側第1油室92aの内壁とが当接する前に、ナット緩み止めワッシャ80及び第2突き当たり部60bが当接する。

30

【0043】

次に、本実施形態の作用効果について図2から図5を参照して説明する。

上記構成のトロイダル式無段変速機を搭載し、且つABS装置を備えた車両は、急ブレーキ時などに実変速比がLowになり過ぎてABS装置の機能低下が起きるのを防止するために、実変速比を最Lowに戻すことなく停車する場合がある。ここで、車両を再発進すると、パワーローラ44A、44Bのトルクがトラニオン46A、46Bを介してサーボピストン78A、78Bに伝達されてサーボピストン78A、78Bが回転するが、このとき実変速比が最High状態になっていると、従来装置ではサーボピストンが底付け状態(サーボピストンと油室の内壁とが当接する状態)となって当接部のこじり合いによって摩擦力が発生するおそれがあった。

40

【0044】

しかし、本実施形態では、実変速比が最Highとなるためにサーボピストン78A、78Bが首振り軸線 O_3 方向に沿う実線矢印 S_U に大きくストロークしても、サーボピストン78A側ではナット緩み止めワッシャ80及び第2突き当たり部60bが当接し、サー

50

ボピストン78B側ではプリー抜け止めワッシャ76の外輪部76a及び第1突き当たり部60aが当接して、サーボピストン78A及び右側第1油室90aの内壁が接触せず、サーボピストン78B及び左側第2油室90bの内壁が接触しない。これにより、サーボピストン78A、78Bとピストンボディ60間のこじり合いによる摩擦力が発生しないので、サーボピストン78A、78B及びピストンボディ60の耐久性を向上させることができる。また、サーボピストン78A、78Bが正常にストロークするので、高精度の変速制御を行うことができる。

【0045】

また、エンジンを停止した車両を、前進方向或いは後進後方に牽引、惰行させると、従来装置ではHigh側のサーボピストン底付け状態、或いはLow側のサーボピストン底付け状態となるおそれがあったが、本実施形態では、上述したようにサーボピストン78A、78Bとピストンボディ60間のこじり合いによる摩擦力が発生しないので、同様の効果を得ることができる。

10

【0046】

また、サーボピストン78A、78Bが回転するときには、従来装置のようにサーボピストンの外周側の面が底付け状態となってサーボピストンに大きなねじりモーメントが入力するのではなく、第1突き当たり部60aと当接するプリー抜け止めワッシャ76から(或いは、第2突き当たり部60bと当接するナット緩み止めワッシャ80から)、軸中心近くのピストンボス部78cに小さなねじりモーメントが入力するだけなので、例えば肉厚を厚くした高強度のサーボピストン78A、78Bを形成しなくても、十分にねじりモーメントに対する強度を得ることができる。

20

【0047】

さらに、ピストンボディ60の第1突き当たり部60a及び第2突き当たり部60aに当接する部分は、ピストンボス部78cと別部材のプリー抜け止めワッシャ76、ナット緩み止めワッシャ80により構成しており、当接により摩耗量が増大したときには、ワッシャ部品だけを新たに交換すればよいので、さらにサーボピストン78A、78Bの耐久性が向上し、しかもメンテナンスのしやすい装置となる。

【0048】

次に、図6は、第1トロイダル変速機構10の第2実施形態を示すものである。なお、図2から図5に示した実施形態と同一構成部分には、同一符号を付してその説明を省略する。

30

【0049】

本実施形態では、パワーローラ44Aを回転自在に支持しているトラニオン46Aの下部にワイヤプリー74が外嵌されているとともに、そのワイヤプリー74の下部に、図2の実施形態の外輪部76aを有するプリー抜け止めワッシャ76を使用せずに、外径寸法の小さなプリー抜け止めワッシャ100がトラニオンシャフト70に外嵌されている。

【0050】

そして、プリー抜け止めワッシャ100の下部に、サーボピストン102Aのピストンボス部102c及びナット緩み止めワッシャ104がトラニオンシャフト70に外嵌され、トラニオンシャフト70の下端に形成した雄ねじにナット82を螺合してナット緩み止めワッシャ104及び上部の他の部材を締め上げることにより、サーボピストン102Aがトラニオンシャフト70を介してトラニオン46Aに一体化されている。ここで、ナット緩み止めワッシャ104は、図2の実施形態のナット緩み止めワッシャ80を使用せずに、ピストンボス102cの外径と略同一寸法のワッシャを使用している。

40

【0051】

また、図6の左側のトラニオン46Bにもトラニオンシャフト70が円結合されており、縮径部46cにワイヤプリー74が外嵌され、さらに順次、プリー抜け止めワッシャ100、ピストンボス部102c、ナット緩み止めワッシャ104が外嵌され、トラニオンシャフト70の下端の雄ねじにナット82を螺合してナットワッシャ80及び上部の他の部材を締め上げることにより、サーボピストン102Bがトラニオンシャフト70を介して

50

トラニオン 46B に一体化されている。

【0052】

ここで、図3にも示すように、サーボピストン 102A の首振り軸線 O_3 方向を向いている上面の外周側に第1ベアリング 106 が配設されているとともに、下面の外周側に第2ベアリング 108 が配設されている。

【0053】

第1ベアリング 106 は、上面に固定した環状のインナーレース 106a と、このインナーレース 106a 上に配置した多数のころ 106b と、インナーレース 106a とで多数のころ 106a を挟み込みながら周方向に転動可能に保持している環状のアウタレース 106c とで構成されている。また、第1ベアリング 108 も、同様の構造のインナーレース 108a と、多数のころ 108b と、アウタレース 108c とで構成されている。

10

【0054】

そして、図7のサーボピストン 102A の位置は、前述したパワーローラ回転軸線 O_2 が入出力ディスク回転軸線 O_1 に交差している中立位置であるが、この位置では、第1ベアリング 106 のアウタレース 106c と、右側第1油室 90a の首振り軸線 O_3 方向の内壁との間に所定の隙間が設けられているとともに、第2ベアリング 108 のアウタレース 108c と、右側第2油室 90b の首振り軸線 O_3 方向の内壁との間に所定の隙間が設けられている。

【0055】

また、図6の左側のサーボピストン 102B の首振り軸線 O_3 方向を向いている上面の外周側にも第1ベアリング 106 が配設されているとともに、下面の外周側に第2ベアリング 108 が配設されている。

20

【0056】

そして、実変速比が最 High となるようにサーボピストン 102A が首振り軸線 O_3 方向に沿う実線矢印 S_U に大きくストロークすると、第1ベアリング 106 と右側第1油室 90a の内壁とが当接し、逆に、実変速比が最 Low となるようにサーボピストン 102A が首振り軸線 O_3 方向に沿う破線矢印 S_D に大きくストロークすると、第2ベアリング 108 と右側第2油室 90b の内壁とが当接する。また、サーボピストン 102B は、実変速比が最 High となるように首振り軸線 O_3 方向に沿う実線矢印 S_U に大きくストロークすると、第2ベアリング 108 と左側第2油室 92b の内壁とが当接し、逆に、実変速比が最 Low となるように首振り軸線 O_3 方向に沿う破線矢印 S_D に大きくストロークすると、第1ベアリング 106 と左側第1油室 92a の内壁とが当接する。

30

【0057】

このように、図6及び図7で示した実施形態では、実変速比が最 High となるためサーボピストン 102A、102B が首振り軸線 O_3 方向に沿う実線矢印 S_U に大きくストロークすると、サーボピストン 102A 側では第1ベアリング 106 が油室の内壁に当接し、サーボピストン 102B 側では第2ベアリング 108 が油室の内壁に当接した状態となり、この状態から車両が再発進してパワーローラ 44A、44B のトルクがトラニオン 46A、46B を介してサーボピストン 102A、102B に伝達され、サーボピストン 102A、102B が回転すると、それと同時に第1ベアリング 106 及び第2ベアリング 108 も回転してサーボピストン 102A、102B 及びピストンボディ 60 に摩擦などを発生させないので、耐久性を向上させることができ、サーボピストン 102A、102B が正常にストロークするので、高精度の変速制御を行うことができる。

40

【0058】

また、エンジンを停止した車両を前進方向或いは後進後方に牽引、惰行させるときにも、サーボピストン 102A、102B が実変速比が最 High となる位置、或いは最 Low となる位置までストロークするが、その際、サーボピストン 102A、102B が第1ベアリング 106、第2ベアリング 108 の一方に当接するので、車両が再発進してもサーボピストン 102A、102B 及びピストンボディ 60 の耐久性を向上させることができる。

50

【 0 0 5 9 】

そして、サーボピストン 1 0 2 A、1 0 2 B が回転するときには、従来装置のようにピストンボディ 6 0 に対して底付け状態となる部分がないので、ねじりモーメントに対する強度を増大させたサーボピストン 1 0 2 A、1 0 2 B を形成しなくともよい。

【 0 0 6 0 】

なお、図 6 及び図 7 の実施形態では、サーボピストン 1 0 2 A、1 0 2 B の上面の外周側に第 1 ペアリング 1 0 6 を配置し、下面の外周側に第 2 ペアリング 1 0 8 を配置した構造としたが、第 1 及び第 2 ペアリング 1 0 6、1 0 8 の配置はこれに限るものではなく、例えば、サーボピストン 1 0 2 A、1 0 2 B の上面に対向している右側第 1 油室 9 0 a の内壁及び左側第 1 油室 9 2 a の内壁に第 1 ペアリング 1 0 6 を配置し、サーボピストン 1 0 2 A、1 0 2 B の下面に対向している右側第 2 油室 9 0 b の内壁及び左側第 2 油室 9 2 b の内壁に第 2 ペアリング 1 0 8 を配置しても、同様の作用効果を得ることができる。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 本発明に係るトロイダル型無段変速機を示す断面図である。

【 図 2 】 トロイダル型変速機の第 1 実施形態の第 1 トロイダル変速機構を示す断面図である。

【 図 3 】 第 1 実施形態の第 1 トロイダル変速機構のサーボピストン及びこれを収容しているピストンボディを示す断面図である。

【 図 4 】 実変速比が最 H i g h 状態となるときのサーボピストンのストローク状態を示す断面図である。

【 図 5 】 実変速比が最 L o w 状態となるときのサーボピストンのストローク状態を示す断面図である。

【 図 6 】 トロイダル型変速機の第 2 実施形態の第 1 トロイダル変速機構を示す断面図である。

【 図 7 】 第 2 実施形態の第 1 トロイダル変速機構のサーボピストン及びこれを収容しているピストンボディを示す断面図である。

【 図 8 】 従来トロイダル型無段変速機を例示する要部縦断正面図である。

【 符号の説明 】

1 0 第 1 トロイダル変速機構

1 7、1 9 入力ディスク

1 8、2 0 出力ディスク

4 4 A、4 4 B パワーローラ

4 6 A、4 6 B トラニオン

9 0 a、9 0 b、9 2 a、9 2 b 油室（流体室）

6 0 ピストンボディ

6 0 a 第 1 突き当て部（突き当たり部）

6 0 b 第 2 突き当て部（突き当たり部）

6 4 変速制御弁（制御流体供給部）

7 0 トラニオンシャフト（シャフト）

7 6 プーリ抜け止めワッシャ（サーボ部材、突き当たり部）

7 8 A、7 8 B、1 0 2 A、1 0 2 B サーボピストン

7 8 c、1 0 2 c ピストンボス部（ピストン軸部）

8 0 ナット緩み止めワッシャ（サーボ部材、突き当たり部）

1 0 6 第 1 ペアリング

1 0 8 第 2 ペアリング

O₁ 入出力ディスクの回転軸線

O₂ パワーローラ回転軸線

O₃ 首振り軸線

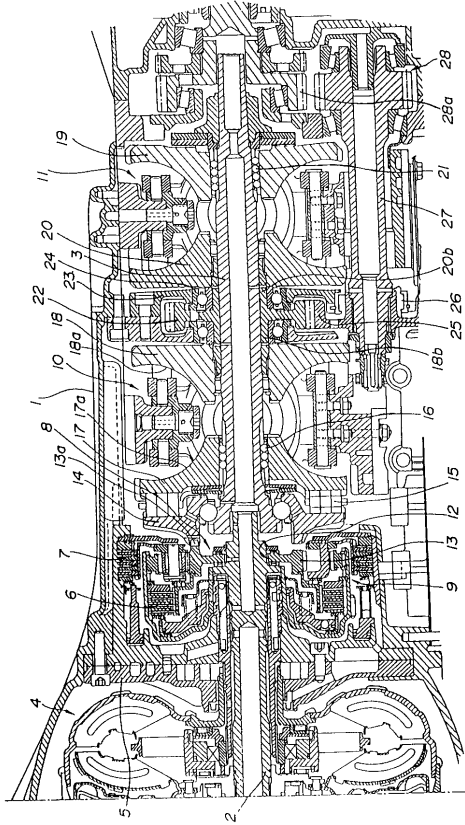
10

20

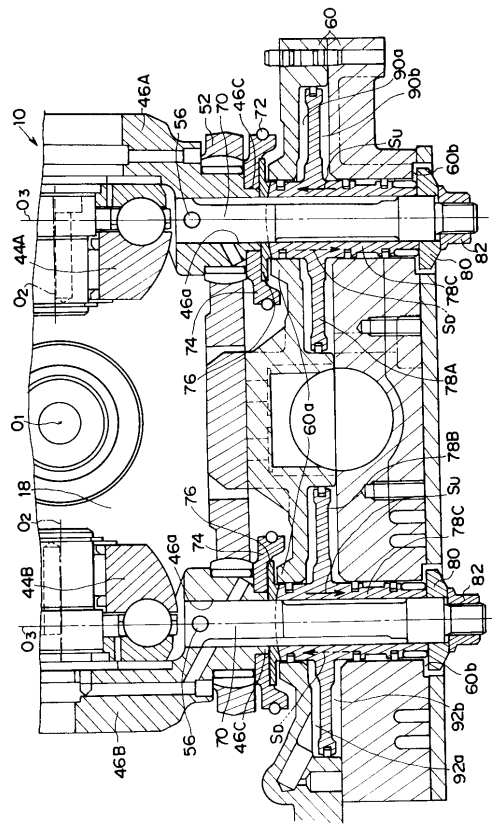
30

40

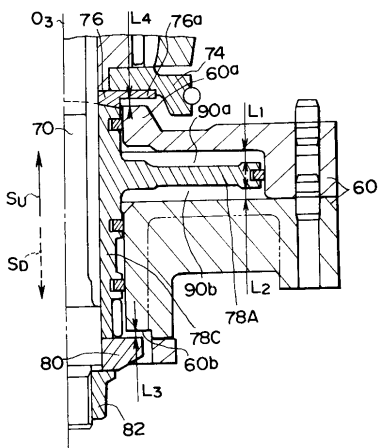
【 図 1 】



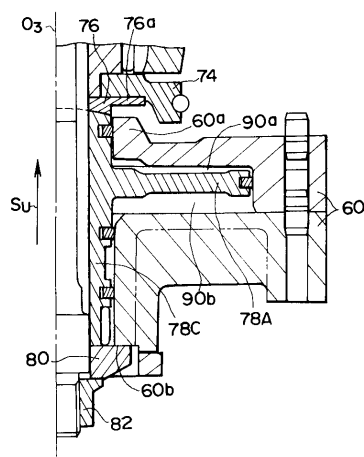
【 図 2 】



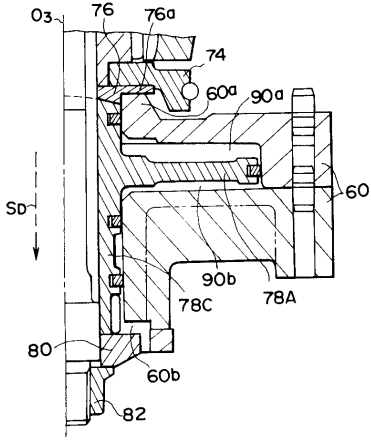
【 図 3 】



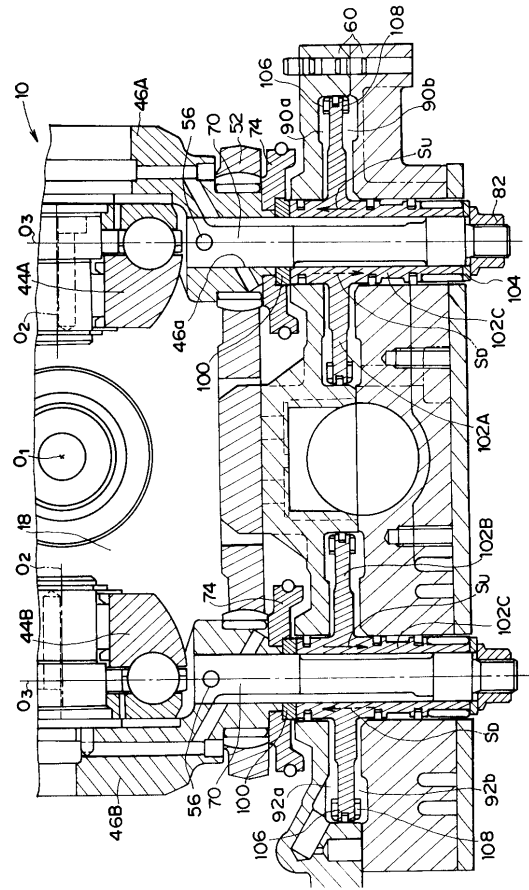
【 図 4 】



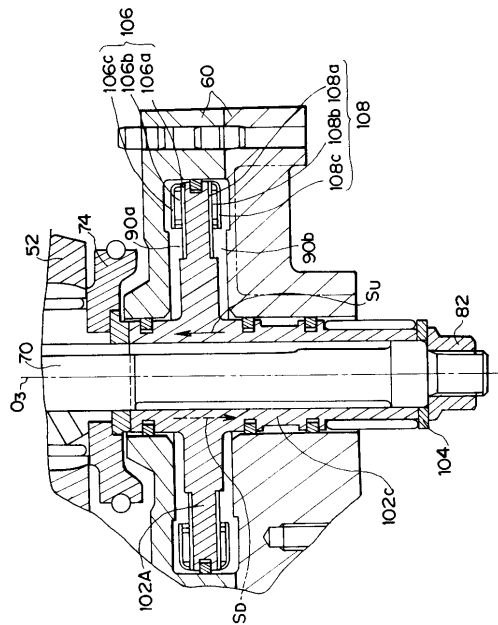
【 図 5 】



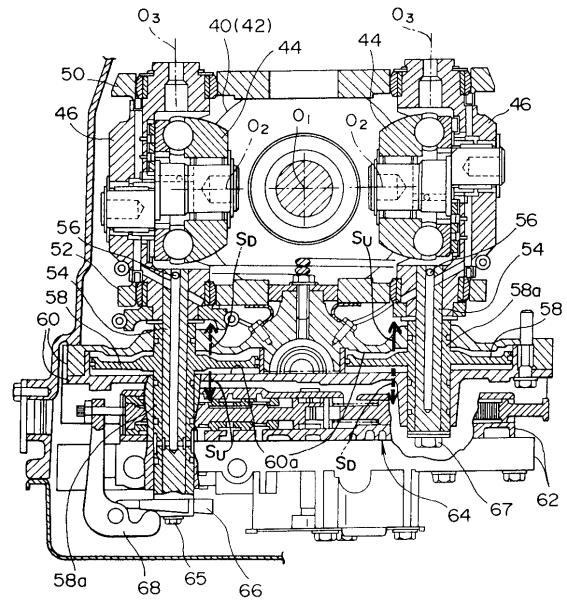
【 図 6 】



【 図 7 】



【 図 8 】



フロントページの続き

審査官 平瀬 知明

(56)参考文献 特開平04 - 015349 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F16H 15/38,

F16H 61/00