

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3711688号

(P3711688)

(45) 発行日 平成17年11月2日(2005.11.2)

(24) 登録日 平成17年8月26日(2005.8.26)

(51) Int. Cl.⁷

F I

F 1 6 H 37/02

F 1 6 H 37/02

A

F 1 6 H 15/38

F 1 6 H 15/38

請求項の数 2 (全 43 頁)

(21) 出願番号	特願平9-87775	(73) 特許権者	000003137
(22) 出願日	平成9年3月22日(1997.3.22)		マツダ株式会社
(65) 公開番号	特開平10-267106		広島県安芸郡府中町新地3番1号
(43) 公開日	平成10年10月9日(1998.10.9)	(74) 代理人	100083013
審査請求日	平成16年1月30日(2004.1.30)		弁理士 福岡 正明
		(72) 発明者	上田 和彦
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
		(72) 発明者	上杉 達也
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
		(72) 発明者	武富 秀直
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トロイダル式無段変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

一端がエンジンに連結された第1シャフトと、

上記第1シャフトに平行に配設され、エンジン側の端部に左右の駆動輪を駆動するディファレンシャル装置が連結された第2シャフトと、

上記第1シャフトの外側に嵌挿された中空の第3シャフトと、

該第3シャフト上に配置されて上記第1シャフトに連結された第1の入力ディスクと、
 該第1の入力ディスクのエンジン側に配置されて上記第3シャフト上に回転自在に支持された第1の出力ディスクと、これらのディスクの間に介設されて両ディスク間の動力伝達を行う第1のローラーと、該第1のローラーを傾転自在に支持し、該第1のローラーと上記第1の入力ディスクおよび第1の出力ディスクとの接触位置を変更することにより両ディスク間の変速比を変化させる第1の接触位置変更部材とを有し、上記第1シャフト上に配設された第1トロイダル式無段変速機構と、

この第1トロイダル式無段変速機構における第1の出力ディスクのエンジン側に配置されて、該第1の出力ディスクと一体的に第3シャフト上に回転自在に支持された第2の出力ディスクと、上記第3シャフト上において第2の出力ディスクのさらにエンジン側に配置されて第1シャフトに連結された第2の入力ディスクと、両ディスク間に介設された第2のローラーと、該第2のローラーと両ディスクとの接触位置を変更する第2の接触位置変更部材とを有する第2トロイダル式無段変速機構と、

上記第2シャフト上に配設され、サンギヤとインターナルギヤとピニオンキャリアの3

10

20

つの回転要素を有すると共に、これらの回転要素のうち、第1要素が上記、第1、第2トロイダル式無段変速機構における両出力ディスクに連動回転するように連結され、第2要素が第2シャフトに連結された遊星歯車機構と、

上記第1シャフトにおける第1トロイダル式無段変速機構の反エンジン側に配置されて該第1シャフトと一体回転する第1ギヤと、上記第2シャフトにおける遊星歯車機構の反エンジン側に回転自在に支持された第2ギヤと、これらのギヤに噛み合って両ギヤ間の動力伝達を行うアイドルギヤとで構成されるギヤ列と、

このギヤ列の第2ギヤと遊星歯車機構の第3要素との間を連結しもしくは切断する第1クラッチ機構と、

上記第1、第2トロイダル式無段変速機構における両出力ディスクと第2シャフトとの間を連結しもしくは切断する第2クラッチ機構と、

上記接触位置変更部材と、上記第1クラッチ機構と、上記第2クラッチ機構の作動を制御する制御手段と、

を備えていると共に、

上記第3シャフトの一方の端部がベアリングを介して変速機ケースに支持され、また、他方の端部にはギヤ列の第1ギヤが嵌合されて、該第1ギヤがベアリングを介して変速機ケースに支持されており、かつ、該第3シャフトと第1ギヤとの嵌合部に、両者間の軸方向の相対変位を吸収するバネ部材が介設されていることを特徴とするトロイダル式無段変速機。

【請求項2】

第1、第2トロイダル式無段変速機構の入力ディスクがそれぞれ第3シャフトに連結されていると共に、上記第1、第2トロイダル式無段変速機構において入力ディスクと出力ディスクとの間にそれぞれローラーを挟圧させるローディング機構が、第1トロイダル式無段変速機構の入力ディスクとその反エンジン側に配置されたギヤ列の第1ギヤとの間に配設されており、

該ローディング機構は、互いに対向する面が周方向の凹凸を有するカム面とされた一对のディスクと、両ディスク間に介設されて、これらのディスクの相対回転により両ディスク間に軸方向力を発生させるローラーとで構成されていると共に、ギヤ列の第1ギヤと該第1ギヤ側のディスクとの間にこれらを一体回転させるためのピン部材が介設されており、このピン部材が、該第1ギヤ側のディスクにおける凹凸により肉圧が厚くなっている部位に配設されていることを特徴とする請求項1に記載のトロイダル式無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、トロイダル式無段変速機、特にギヤードニュートラル発進方式を採用するFF車用の無段変速機の構造に関する。

【0002】

【従来の技術】

自動車用無段変速機として、入力ディスクと出力ディスクとの間に両ディスク間の動力伝達を行うローラーを介設すると共に、このローラーを傾転させて両ディスクに対する接触位置を半径方向に変化させることにより、両ディスク間の動力伝達の変速比を無段階に変化させるようにしたトロイダル式無段変速機が実用化されつつあるが、例えば特開平6-101754号公報に示されているように、この種の無段変速機において、ギヤードニュートラルを用いた発進方式を採用することが提案されている。

【0003】

この方式では、エンジンに連結された第1のシャフト上に上記のような構成の無段変速機構が配置されると共に、該第1のシャフトに平行な第2のシャフト上に、サンギヤと、インターナルギヤと、これら両ギヤに噛み合うプラネタリピニオンを支持するピニオンキャリアの3つの回転要素を有する遊星歯車機構が配置され、エンジン回転を、これらの回転要素のうちの第1の要素には直接、第2の要素には上記無段変速機構を介してそれぞれ入

10

20

30

40

50

力するように構成され、第3の回転要素が出力要素とされる。

【0004】

そして、上記無段変速機構の変速比を制御することにより、遊星歯車機構の第1、第2の回転要素に入力される回転速度の比を第3の回転要素が停止する比に制御してニュートラル状態を実現させると共に、この状態から上記無段変速機構の変速比を増減させることにより、出力要素である第3の回転要素を前進または後退方向に回転させるように構成される。

【0005】

この方式によれば、クラッチやトルクコンバータ等を用いなくても車両を発進させることができ、発進時の応答性や動力伝達効率が向上することになる。

10

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記のギヤードニュートラル方式を採用する場合、第1シャフト側から第2シャフト上の遊星歯車機構へ無段変速機構を介さずに動力を伝達する経路と、該無段変速機構を介して遊星歯車機構へ動力を伝達する経路とが必要となり、そこで、上記公報に開示された無段変速機においては、後者の伝達経路を2連式の変速機構の中間部に設けると共に、前者の伝達経路としてのローモード用減速機を構成するギヤ列を上記無段変速機構のエンジン側に設けている。

【0007】

しかし、このような構成の場合、特にFF車（フロントエンジン・フロントドライブ車）用の変速機の場合に、次のような不具合が発生することになる。

20

【0008】

つまり、FF車用の変速機の場合、上記公報の図3に示されているように、遊星歯車機構が配置された第2シャフト（ユニット出力軸）のエンジン側の端部にデファレンシャル装置が連結されるのが通例であり、この場合、上記の第1シャフト側から第2シャフト上の遊星歯車機構へ直接動力を伝達するギヤ列が、径の大きいデファレンシャル装置に近接して配置されることになる。そのため、該ギヤ列とデファレンシャル装置との干渉を回避する必要上、両者を軸方向に離反させなければならず、これが当該変速機の軸方向寸法を増大させる要因となる。特に、エンジンおよび変速機の軸心が車体の横方向に配置されるFF車の場合、この軸方向寸法を増大は、当該エンジンおよび変速機のレイアウトや車体への搭載を困難にするのである。

30

【0009】

そこで、本発明は、ギヤードニュートラル発進方式を採用するFF車用のトロイダル式無段変速において、その軸方向寸法を増大を抑制し、車体への搭載性やレイアウト性を向上させることを課題とする。

【0010】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するため、本発明は次のように構成したことを特徴とする。

【0011】

まず、本願の特許請求の範囲の請求項1に記載の発明（以下、第1発明という）は、一端がエンジンに連結された第1シャフトと、上記第1シャフトに平行に配設され、エンジン側の端部に左右の駆動輪を駆動するデファレンシャル装置が連結された第2シャフトと、上記第1シャフトの外側に嵌挿された中空の第3シャフトとを備え、該第3シャフト上に、上記第1シャフトに連結された第1の入力ディスクと、該第1の入力ディスクのエンジン側に配置されて第3シャフトに回転自在に支持された第1の出力ディスクと、これらのディスクの間に介設されて両ディスク間の動力伝達を行う第1のローラーと、該第1のローラーを傾転自在に支持し、該第1のローラーと上記第1の入力ディスクおよび第1の出力ディスクとの接触位置を変更することにより両ディスク間の変速比を変化させる第1の接触位置変更部材とを有する第1トロイダル式無段変速機構を配設すると共に、この第1トロイダル式無段変速機構における第1の出力ディスクのエンジン側に、該第1の出

40

50

カディスクと一体的に第3シャフト上に回転自在に支持された第2の出力ディスクと、上記第3シャフト上において第2の出力ディスクのさらにエンジン側に配置されて第1シャフトに連結された第2の入力ディスクと、両ディスク間に介設された第2のローラーと、該第2のローラーと両ディスクとの接触位置を変更する第2の接触位置変更部材とを有する第2トロイダル式無段変速機構を配設し、かつ、上記第2シャフト上には、サンギヤとインターナルギヤとピニオンキャリアの3つの回転要素を有すると共に、これらの回転要素のうち、第1要素が上記、第1、第2トロイダル式無段変速機構における両出力ディスクに連動回転するように連結され、第2要素が第2シャフトに連結された遊星歯車機構を配設する。

【0012】

そして、上記第1シャフトにおける第1トロイダル式無段変速機構の反エンジン側に配置されて該第1シャフトと一体回転する第1ギヤと、上記第2シャフトにおける遊星歯車機構の反エンジン側に回転自在に支持された第2ギヤと、これらのギヤに噛み合って両ギヤ間の動力伝達を行うアイドルギヤとで構成されるギヤ列を備え、さらに、このギヤ列の第2ギヤと遊星歯車機構の第3要素との間を連結しもしくは切断する第1クラッチ機構と、上記第1、第2トロイダル式無段変速機構における両出力ディスクと第2シャフトとの間を連結しもしくは切断する第2クラッチ機構と、該第1、第2クラッチ機構および上記接触位置変更部材の作動を制御する制御手段とを備える。

【0016】

そして、上記第3シャフトの一方の端部をベアリングを介して変速機ケースに支持させ、また、他方の端部にはギヤ列の第1ギヤを嵌合して、該第1ギヤをベアリングを介して変速機ケースに支持させる。そして、該第3シャフトと第1ギヤとの嵌合部に、両者間の軸方向の相対変位を吸収するバネ部材を介設したことを特徴とする。

【0018】

また、請求項2に記載の発明（以下、第2発明という）は、第1、第2トロイダル式無段変速機構の入力ディスクをそれぞれ第3シャフトに連結し、かつ、上記第1、第2トロイダル式無段変速機構において入力ディスクと出力ディスクとの間にそれぞれローラーを挟圧させるローディング機構を、第1トロイダル式無段変速機構の入力ディスクとその反エンジン側に配置されたギヤ列の第1ギヤとの間に配設する。

【0019】

そして、ローディング機構を、互いに対向する面が周方向の凹凸を有するカム面とされた一对のディスクと、両ディスク間に介設されて、これらのディスクの相対回転により両ディスク間に軸方向力を発生させるローラーとで構成すると共に、ギヤ列の第1ギヤと該第1ギヤ側のディスクとの間にこれらを一体回転させるためのピン部材を介設し、このピン部材を、該第1ギヤ側のディスクにおける凹凸により肉圧が厚くなっている部位に配設したことを特徴とする。

【0021】

上記の構成により、本願の各発明によれば次の作用が得られる。

【0022】

まず、第1発明によれば、第1クラッチ機構が締結されて、ギヤ列の第2ギヤと遊星歯車機構の第3要素とが連結されており、かつ、第2クラッチ機構が解放されて、第1、第2トロイダル式無段変速機構における両出力ディスクと第2シャフトとの間が切断されている状態では、エンジンから第1シャフトに入力される回転は、該第1シャフトからギヤ列および第1クラッチ機構を介して第2シャフト上に配設された遊星歯車機構の第3要素に入力されると共に、第1シャフト上の第1、第2トロイダル式無段変速機構における両入力ディスクから両ローラーを介して両出力ディスクに伝達されて、該出力ディスクから上記遊星歯車機構の第1要素にも入力される。

【0023】

その場合に、制御手段により接触位置変更部材を介して第1、第2トロイダル式無段変速機構の変速比を適切に制御して、上記遊星歯車機構における第1要素と第3要素の回転

10

20

30

40

50

速度の比を第2要素の回転速度がゼロとなるように設定すれば、エンジン回転を入力し、かつ、第1クラッチ機構を締結させたまま、当該変速機の出力軸である第2シャフトの回転を停止させることができ、ギヤードニュートラルの状態が得られる。

【0024】

そして、この状態から上記第1、第2トロイダル式無段変速機構の変速比を変化させて、遊星歯車機構の第1要素の回転速度を低下もしくは上昇させれば、当該変速機全体としての変速比が大きな状態、即ちローモードの状態、第2シャフトが前進方向または後退方向に回転することになり、当該車両が発進することになる。

【0025】

また、上記第1クラッチ機構が解放されて、ギヤ列の第2ギヤと遊星歯車機構の第3要素との間が切断され、かつ、第2クラッチ機構が締結されて、第1、第2トロイダル式無段変速機構における各出力ディスクと第2シャフトとが連結されている状態では、エンジンから第1シャフトに入力される回転は、上記第1、第2トロイダル式無段変速機構から第2クラッチ機構を介してのみ第2シャフトに伝達される。そのとき、上記遊星歯車機構による変速は行われず、変速機全体としての変速比は上記第1、第2トロイダル式無段変速機構の変速比のみに対応することになり、変速比が小さな状態、即ち所謂ハイモードの状態、第1、第2トロイダル式無段変速機構によって該変速比が無段階に制御されることになる。

【0026】

また、上記のギヤードニュートラルの状態およびローモードの状態で第1シャフトから遊星歯車機構に回転を伝達するギヤ列が第1シャフト上における第1トロイダル式無段変速機構および第2シャフト上における遊星歯車機構の、いずれも反エンジン側に配置されているから、このギヤ列と、第2シャフトのエンジン側の端部に連結されたディファレンシャル装置との干渉が回避され、それだけ、当該変速機の軸方向寸法の短縮が可能となる。

【0028】

さらに、第1シャフトの外側に中空の第3シャフトを嵌挿して、該第3シャフト上に上記第1、第2トロイダル式無段変速機構の入力側および出力側の各ディスクを配置する場合に、該第3シャフトの一方の端部をベアリングを介して変速機ケースに支持させ、また、他方の端部にはギヤ列の第1ギヤを嵌合させ、該第1ギヤをベアリングを介して変速機ケースに支持させるように構成すると共に、該第3シャフトと第1ギヤとの嵌合部に、両者間の軸方向の相対変位を吸収するバネ部材を介設したので、第3シャフトが熱膨張等により伸縮しても、その伸縮が上記バネ部材によって吸収されることになる。

【0029】

したがって、該第3シャフトの一方の端部を支持するベアリング、および該第3シャフトの他方の端部を第1ギヤを介して支持するベアリングに作用する軸方向力が適度に維持されると共に、上記第1ギヤの軸方向のガタツキが抑制され、該第1ギヤが良好に保持されることになる。

【0030】

一方、第2発明によれば、第1、第2トロイダル式無段変速機構の入力ディスクをそれぞれ第3シャフトに連結する場合に、上記第1、第2トロイダル式無段変速機構において入力ディスクと出力ディスクとの間にそれぞれローラーを挟圧させるローディング機構を、第1無段変速機構の入力ディスクとその反エンジン側に配置されたギヤ列の第1ギヤとの間に配設したので、第1クラッチ機構が締結され、第2クラッチ機構が解放されたギヤードニュートラルないしローモードの状態でのエンジンからのトルクの流れが良好に行われることになる。

【0031】

つまり、エンジンからのトルクは第1シャフトに入力された後、該第1シャフトの反エンジン側の端部からギヤ列を介して第2シャフト側に伝達され、第1クラッチ機構を介して遊星歯車機構の第3要素に入力されることになる。このとき、この遊星歯車機構におい

10

20

30

40

50

ては、第2要素から第2シャフトを介してディファレンシャル装置側にトルクが出力されると同時に、上記第3要素へのトルクの入力に対する反力が第1要素に作用し、これが該第1要素と連結された第1シャフト上の第1、第2トロイダル式無段変速機構における出力ディスクに還流されて、所謂循環トルクが発生する。

【0032】

そして、この循環トルクのうち、第1トロイダル式無段変速機構の第1の入力ディスクに伝達されたものは、ローディング機構を介して上記ギヤ列の第1ギヤに、また、第2トロイダル式無段変速機構の入力ディスクに伝達されたものは、上記第3シャフトを経由した上で、同じくローディング機構からギヤ列の第1ギヤにそれぞれ伝達されることになる。したがって、いずれの循環トルクも第1シャフトを通過することはなく、該第1シャフトは上記エンジンからのトルクだけを伝達すれば足りることになる。

10

【0033】

また、ローディング機構を、互いに対向する面が周方向の凹凸を有するカム面とされた一对のディスクと、両ディスク間に介設されたローラーとで構成し、このローディング機構の第1ギヤ側のディスクと該第1ギヤとをピン部材で連結する場合に、このピン部材を上記第1ギヤ側のディスクにおける凹凸により肉圧が厚くなっている部位に配設したので、該ディスクの全体的な肉厚、即ち軸方向寸法を増大させたり、該ディスクの強度を低下させたりすることなく、上記第1ギヤと該ディスクとが連結されることになる。

【0035】

【発明の実施の形態】

20

以下、本発明の実施の形態に係る無段変速機について、その機械的構成、油圧制御回路の構成および変速制御の具体的動作を説明する。

【0036】

機械的構成

図1は、本実施の形態に係るトロイダル式無段変速機の機械的構成を示す骨子図であり、この変速機10は、エンジン1の出力軸2にトーショナルダンパ3を介して連結されたインプットシャフト(第1シャフト)11と、該シャフト11の外側に遊嵌合された中空のプライマリシャフト(第3シャフト)12と、これらのシャフト11, 12に平行に配置されたセカンダリシャフト(第2シャフト)13とを有し、これらのシャフト11~13が、いずれも当該車両の横方向に延びるように配置されている。

30

【0037】

また、この無段変速機10における上記インプットシャフト11およびプライマリシャフト12の軸線上には、トロイダル式の第1、第2無段変速機構20, 30と、ローディングカム40とが配設されていると共に、セカンダリシャフト13の軸線上には、遊星歯車機構50と、ローモードクラッチ(第1クラッチ機構)60およびハイモードクラッチ(第2クラッチ機構)70とが配設されている。そして、インプットシャフト11およびプライマリシャフト12の軸線と、セカンダリシャフト13の軸線との間に、ローモードギヤ列80と、ハイモードギヤ列90とが介設されている。

【0038】

上記第1、第2無段変速機構20, 30はほぼ同一の構成であり、いずれも、対向面がトロイダル面とされた入力ディスク21, 31と出力ディスク22, 32とを有し、これらの対向面間に、両ディスク21, 22間および31, 32間でそれぞれ動力を伝達するローラー23, 33が2つずつ介設されている。

40

【0039】

そして、エンジン1から遠い方に配置された第1無段変速機構20は、入力ディスク21が反エンジン側に、出力ディスク22がエンジン側に配置され、また、エンジン1に近い方に配置された第2無段変速機構30は、入力ディスク31がエンジン側に、出力ディスク32が反エンジン側に配置されており、かつ、両無段変速機構20, 30の入力ディスク21, 31はプライマリシャフト12の両端部にそれぞれ結合され、また、出力ディスク22, 32は一体化されて、該プライマリシャフト12の中間部に回転自在に支持され

50

ている。

【 0 0 4 0 】

また、インプットシャフト 1 1 の反エンジン側の端部には上記ローモードギヤ列 8 0 を構成する第 1 ギヤ 8 1 が結合されていると共に、該第 1 ギヤ 8 1 と上記第 1 無段変速機構 2 0 の入力ディスク 2 1 との間にローディングカム 4 0 が介設されており、さらに、第 1、第 2 無段変速機構 2 0, 3 0 の一体化された出力ディスク 2 2, 3 3 (以下、「一体化出力ディスク 3 4」と記す)の外周に、上記ハイモードギヤ列 9 0 を構成する第 1 ギヤ 9 1 が設けられている。

【 0 0 4 1 】

一方、セカンダリシャフト 1 3 の反エンジン側の端部には、上記ローモードギヤ列 8 0 を構成する第 2 ギヤ 8 2 が回転自在に支持されて、アイドルギヤ 8 3 を介して上記第 1 ギヤ 8 1 に連結されていると共に、該セカンダリシャフト 1 3 の中間部には上記遊星歯車機構 5 0 が配設されている。そして、該遊星歯車機構 5 0 のピニオンキャリア (第 3 回転要素) 5 1 と上記ローモードギヤ列 8 0 の第 2 ギヤ 8 2 との間に、これらを連結しもしくは切断するローモードクラッチ 6 0 が介設されている。

10

【 0 0 4 2 】

また、遊星歯車機構 5 0 のエンジン側には、上記第 1、第 2 無段変速機構 2 0, 3 0 の一体化出力ディスク 3 4 の外周に設けられたハイモードギヤ列 9 0 の第 1 ギヤ 9 1 に噛み合う第 2 ギヤ 9 2 が回転自在に支持され、該第 2 ギヤ 9 2 と遊星歯車機構 5 0 のサンギヤ (第 1 回転要素) 5 2 とが連結されていると共に、該遊星歯車機構 5 0 のインターナルギヤ (第 2 回転要素) 5 3 がセカンダリシャフト 1 3 に結合されており、また、該遊星歯車機構 5 0 のエンジン側に、上記ハイモードギヤ列 9 0 の第 2 ギヤ 9 2 とセカンダリシャフト 1 3 とを連結しもしくは切断するハイモードクラッチ 7 0 が介設されている。

20

【 0 0 4 3 】

そして、上記セカンダリシャフト 1 3 のエンジン側の端部に、第 1、第 2 ギヤ 4 a, 4 b とアイドルギヤ 4 c とでなる出力ギヤ列 4 を介してディファレンシャル装置 5 が連結されており、このディファレンシャル装置 5 から左右に延びる駆動軸 6 a, 6 b を介して左右の駆動輪 (図示せず) に動力を伝達するようになっている。

【 0 0 4 4 】

次に、図 2 以下の図面を用い、上記変速機 1 0 の各構成要素について詳しく説明する。

30

【 0 0 4 5 】

まず、上記第 1、第 2 無段変速機構 2 0, 3 0 について説明すると、これらの無段変速機構 2 0, 3 0 はほぼ同一の構成であり、前述のように、対向面がトロイダル面とされた入力ディスク 2 1, 3 1 と、出力ディスク 2 2, 3 2 (一体化出力ディスク 3 4) とを有し、これらの対向面間に、入、出力ディスク 2 1, 2 2 間および 3 1, 3 2 間でそれぞれ動力を伝達するローラー 2 3, 3 3 が 2 つずつ介設されている。

【 0 0 4 6 】

そして、図 3 により、第 1 無段変速機構 2 0 を例にとってその構成をさらに詳しく説明すると、一对のローラー 2 3, 2 3 は、入、出力ディスク 2 1, 2 2 のほぼ半径方向に延びるシャフト 2 4, 2 4 を介してトラニオン 2 5, 2 5 にそれぞれ支持され、入、出力ディスク 2 1, 2 2 の互いに対向するトロイダル面の円周上の 180° 反対側にほぼ水平姿勢で上下に平行に配置されており、その周面の 180° 反対側の 2 箇所て上記両ディスク 2 1, 2 2 のトロイダル面にそれぞれ対接している。

40

【 0 0 4 7 】

また、上記トラニオン 2 5, 2 5 は、変速機ケース 1 0 0 に取り付けられた左右の支持部材 2 6, 2 6 間に支持され、両ディスク 2 1, 2 2 の接線方向であってローラー 2 3, 2 3 のシャフト 2 4, 2 4 に直交する水平方向の軸心 X, X 回りの回動および該軸心 X, X 方向の直線往復運動が可能とされている。そして、これらのトラニオン 2 5, 2 5 に、上記軸心 X, X に沿って一側方に延びるロッド 2 7, 2 7 が連設されていると共に、変速機ケース 1 0 0 の側面には、これらのロッド 2 7, 2 7 およびトラニオン 2 5, 2 5 を介し

50

て、上記ローラー 23, 23 を傾転させる変速制御ユニット 110 が取り付けられている。

【0048】

この変速制御ユニット 110 は、油圧制御部 111 とトラニオン駆動部 112 とを有すると共に、トラニオン駆動部 112 には、上方に位置する第 1 トラニオン 25₁ のロッド 27 に取り付けられた増速用および減速用のピストン 113₁, 114₁ と、下方に位置する第 2 トラニオン 25₂ のロッド 27 に取り付けられた同じく増速用および減速用のピストン 113₂, 114₂ とが配置され、上方のピストン 113₁, 114₁ の互いに対向する面側に増速用および減速用油圧室 115₁, 116₁ が、また、下方のピストン 113₂, 114₂ の互いに対向する面側に増速用および減速用油圧室 115₂, 116₂ がそれぞれ設けられている。

10

【0049】

なお、上方に位置する第 1 トラニオン 25₁ については、増速用油圧室 115₁ がローラー 23 側に、減速用油圧室 116₁ が反ローラー 23 側にそれぞれ配置され、また、下方に位置する第 2 トラニオン 25₂ については、増速用油圧室 115₂ が反ローラー 23 側に、減速用油圧室 116₂ がローラー 23 側にそれぞれ配置されている。

【0050】

そして、上記油圧制御部 111 で生成された増速用油圧 P_H が、油路 117, 118 を介して、上方に位置する第 1 トラニオン 25₁ の増速用油圧室 115₁ と、下方に位置する第 2 トラニオン 25₂ の増速用油圧室 115₂ とに供給され、また、同じく油圧制御部 111 で生成された減速用油圧 P_L が、図示しない油路を介して、上方に位置する第 1 トラニオン 25₁ の減速用油圧室 116₁ と、下方に位置する第 2 トラニオン 25₂ の減速用油圧室 116₂ とに供給されるようになっている。

20

【0051】

ここで、第 1 無段変速機構 20 を例にとって上記増速用および減速用油圧 P_H, P_L の供給制御と当該無段変速機構 20 の変速動作との関係を簡単に説明する。

【0052】

まず、図 3 に示す油圧制御部 111 の作動により、第 1、第 2 トラニオン 25₁, 25₂ の増速用油圧室 115₁, 115₂ に供給されている増速用油圧 P_H が、第 1、第 2 トラニオン 25₁, 25₂ の減速用油圧室 116₁, 116₂ に供給されている減速用油圧 P_L に対して所定の中立状態より相対的に高くなると、上方の第 1 トラニオン 25₁ は図面上、右側に、下方の第 2 トラニオン 25₂ は左側にそれぞれ水平移動することになる。

30

【0053】

このとき、図示されている出力ディスク 22 が x 方向に回転しているものとする、上方の第 1 ローラー 23₁ は、右側への移動により該出力ディスク 22 から下向きの力を受け、図面の手前側にあつて反 x 方向に回転している入力ディスク 21 からは上向きの力を受けることになる。また、下方の第 2 ローラー 23₂ は、左側への移動により、出力ディスク 22 から上向きの力を受け、入力ディスク 21 からは下向きの力を受けることになる。その結果、上下のローラー 23₁, 23₂ とともに、入力ディスク 21 との接触位置は半径方向の外側に、出力ディスク 22 との接触位置は半径方向の内側に移動するように傾転し、当該無段変速機構 20 の変速比が小さくなる（増速）。

40

【0054】

また、上記とは逆に、第 1、第 2 トラニオン 25₁, 25₂ の減速用油圧室 116₁, 116₂ に供給されている減速用油圧 P_L が、第 1、第 2 トラニオン 25₁, 25₂ の増速用油圧室 115₁, 115₂ に供給されている増速用油圧 P_H に対して所定の中立状態より相対的に高くなると、上方の第 1 トラニオン 25₁ は図面上、左側に、下方の第 2 トラニオン 25₂ は右側にそれぞれ水平移動する。

【0055】

このとき、上方の第 1 ローラー 23₁ は出力ディスク 22 から上向きの力を、入力ディスク 21 から下向きの力を受け、また、下方の第 2 ローラー 23₂ は、出力ディスク 22 か

50

ら下向きの力を、入力ディスク 2 1 から上向きの力を受けることになる。その結果、上下のローラー 2 3₁、2 3₂とも、入力ディスク 2 1 との接触位置は半径方向の内側に、出力ディスク 2 2 との接触位置は半径方向の外側に移動するように傾転し、当該無段変速機構 2 0 の変速比が大きくなる（減速）。

【 0 0 5 6 】

なお、このような油圧制御部 1 1 1 による増速用および減速用油圧 P_H、P_Lの供給動作については、後述する油圧制御回路の説明で詳しく述べる。

【 0 0 5 7 】

以上のような第 1 無段変速機構 2 0 についての構成および作用は、第 2 無段変速機構 3 0 についても同様である。

10

【 0 0 5 8 】

そして、図 2 に示すように、インプットシャフト 1 1 上に遊嵌合された中空のプライマリシャフト 1 2 の両端部に、第 1、第 2 無段変速機構 2 0、3 0 の入力ディスク 2 1、3 1 がそれぞれスプライン嵌合されて、これらの入力ディスク 2 1、3 1 が常に同一回転するようになっており、また、前述のように、両無段変速機構 2 0、3 0 の出力ディスク 2 2、3 2 は一体化されているので、両無段変速機構 2 0、3 0 の出力側の回転速度も常に同一となる。そして、これに伴って、上記のようなローラー 2 3、3 3 の傾転制御による第 1、第 2 無段変速機構 2 0、3 0 の変速比の制御も、該変速比が常に同一に保持されるように行われる。

【 0 0 5 9 】

ここで、図 4 に拡大して示すように、一体化出力ディスク 3 4 の外周面には、ハイモードギヤ列 9 0 のリング状に形成された第 1 ギヤ 9 1 が嵌合されて溶接により固着されているが、その場合に、一体化出力ディスク 3 4 の一方の側面側には、該ディスク 3 4 の外周と第 1 ギヤ 9 1 の内周とにわたって座ぐり部 Y が設けられ、この座ぐり部 Y 内で該ディスク 3 4 とギヤ 9 1 との溶接が行われている。

20

【 0 0 6 0 】

したがって、溶接に伴い、その溶接面から溶接用金属 Z が盛り上がっても、これが上記一方の側面側のトロイダル面 3 4 a と干渉することはなく、ローラーを広い範囲で傾転させることが可能となる。また、このように、上記第 1 ギヤ 9 1 が一体化出力ギヤ 3 4 の外周に溶接により固着されているので、該第 1 ギヤ 9 1 の軸方向のガタツキが抑制されて、その支持が安定することになる。

30

【 0 0 6 1 】

一方、図 5、図 6 に示すように、上記ローディングカム 4 0 は、上記ローモードギヤ列 8 0 の第 1 ギヤ 8 1 と第 1 無段変速機構 2 0 の入力ディスク 2 1 との間に介設されたカムディスク 4 1 を有し、このカムディスク 4 1 と上記入力ディスク 2 1 の互いに対向する面を周方向に凹凸を繰り返すカム面として、これらのカム面間にリテーナディスク 4 2 に保持された複数のローラー 4 3 ... 4 3 を配置した構成とされている。

【 0 0 6 2 】

そして、上記カムディスク 4 1 は、インプットシャフト 1 1 の反エンジン側の端部にスプライン嵌合されたローモードギヤ列 8 0 の第 1 ギヤ 8 1 に、軸方向に配置された複数のピン部材 4 4 ... 4 4 を介して一体回転するように連結されていると共に、図 6 に示すように、このカムディスク 4 1 とプライマリシャフト 1 2 に設けられたフランジ部 1 2 a との間には、皿バネ 4 5、4 5 と、ニードルスラストベアリング 4 6 と、そのベアリングレース 4 7 とが介設されており、上記皿バネ 4 5、4 5 のバネ力により、カムディスク 4 1 が入力ディスク 2 1 側に押圧されている。

40

【 0 0 6 3 】

これにより、上記ローラー 4 3 ... 4 3 が上記両ディスク 2 1、4 1 のカム面の凹部 2 1 a、4 1 a 間に挟持されて、インプットシャフト 1 1 からローモードギヤ列 8 0 の第 1 ギヤ 8 1 を介してカムディスク 4 1 に入力されるトルクを第 1 無段変速機構 2 0 の入力ディスク 2 1 に伝達し、さらに、プライマリシャフト 1 2 を介して第 2 無段変速機構 3 0 の入力

50

ディスク 31 にも伝達するようになっている。

【0064】

そして、特に、図5に鎖線で示すように、入力トルクの大きさに応じて上記ローラー43...43が両ディスク21, 41のカム面の凹部21a, 41aから凸部21b, 41b側に向って転動して、これらのカム面間に食い込むことにより、第1無段変速機構20の入力ディスク21、ローラー23、一体化出力ディスク34、および第2無段変速機構30のローラー33を順次該第2無段変速機構30の入力ディスク31側に押し付ける。これにより、第1、第2無段変速機構20, 30におけるローラー23, 33の挟圧力が入力トルクに応じて自動的に調整されるようになっている。

【0065】

また、このローディングカム40においては、上記カムディスク41とローモードギヤ列80の第1ギヤ81とを連結するピン部材44...44が、該カムディスク41における肉圧が厚くなっている凸部41b...41bの位置に配設されている。したがって、該カムディスク41の全体的な肉厚を必要以上に厚くして、その軸方向寸法を増大させたり、或はピン部材44...44の挿通穴とカム面の凹部41a...41aとが近接して該カムディスク41の強度を低下させたりすることが回避される。

【0066】

さらに、図6により、上記インプットシャフト11の外側に遊嵌合されたプライマリシャフト12の支持構造について説明すると、該プライマリシャフト12のエンジン側の端部はベアリング131を介して変速機ケース100に支持されており、一方、反エンジン側の端部には、上記ローモードギヤ列80の第1ギヤ81がスプライン嵌合され、該ギヤ81がベアリング132を介して変速機ケース100の反エンジン側のカバー101に支持されている。

【0067】

そして、該プライマリシャフト12における上記ローディングカム40の皿バネ45, 45を支持するフランジ部12aと上記第1ギヤ81との間には、ニードルスラストベアリング133およびベアリングレース134を介して、該プライマリシャフト12と第1ギヤ81とを互いに離反する方向に付勢する皿バネ135が配置されている。

【0068】

したがって、プライマリシャフト12が熱膨張等により伸縮したときに、該シャフト12のエンジン側の端部は軸方向に移動できないから、第1ギヤ81にスプライン嵌合された反エンジン側の端部が軸方向に変位することになるが、このとき、その変位が上記皿バネ135によって吸収されると共に、上記第1ギヤ81が該皿バネ135のバネ力に応じた適度の力で常にベアリング132側に押圧されることになる。したがって、該第1ギヤ81が、上記プライマリシャフト12の伸びによりベアリング132側に強く押し付けられたり、逆に、プライマリシャフト12の縮みにより該第1ギヤ81が軸方向にがたつくといった状態が回避される。

【0069】

また、この皿バネ135のバネ力をプライマリシャフト12および第1ギヤ81を介して受けるエンジン側および反エンジン側のベアリング131, 132にも常に適度の軸方向の力が作用することになり、特に、これらのベアリング131, 132が図示のようなテーパローラー型のスラストベアリングである場合に、軸方向の予圧が適度に保持されて、これが小さすぎる場合のガタツキや、大きすぎる場合の回転抵抗の増大といった不具合が防止される。

【0070】

なお、上記反エンジン側カバー101にはオイルポンプ102が取り付けられ、インプットシャフト11と一体的に回転するローモードギヤ列80の第1ギヤ81により駆動されるようになっている。

【0071】

次に、図7により、セカンダリシャフト13並びに該シャフト13上の遊星歯車機構50

10

20

30

40

50

、ローモードクラッチ60およびハイモードクラッチ70等の構成を説明する。

【0072】

このセカンダリシャフト13は、エンジン側の端部が変速機ケース100のエンジン側カバー103に、反エンジン側の端部が上記反エンジン側カバー101にそれぞれベアリング141, 142を介して回転自在に支持されている。そして、このセカンダリシャフト13の中央部に、上記ハイモードギヤ列90を構成する第2ギヤ92が配置されていると共に、その後方(反エンジン側、以下同様)に隣接させて遊星歯車機構50が配設され、該第2ギヤ92と遊星歯車機構50のサンギヤ52とが連結されている。また、その後方において、遊星歯車機構50のインターナルギヤ53に結合されたフランジ部材54が該セカンダリシャフト13にスプライン嵌合されている。

10

【0073】

さらに、遊星歯車機構50の後方にはローモードクラッチ60が配設されている。このクラッチ60は、セカンダリシャフト13に回転自在に支持され、かつ、上記ローモードギヤ列80の第2ギヤ82が固着されたドラム部材61と、その半径方向の内側に配置されて、上記遊星歯車機構50におけるピニオンキャリア51にフランジ部材55を介して結合されたハブ部材62と、これらに交互にスプライン結合された複数枚のクラッチプレート63...63と、上記ドラム部材61の内部に配置されたピストン64とを有する。

【0074】

そして、上記ピストン64の背部のドラム部材61との間が油圧室65とされ、該油圧室65に、図3に示すクラッチ制御ユニット120で生成された締結用油圧が供給されたときに、ピストン64がスプリング66に抗して前方(エンジン側、以下同様)へストロークすることにより上記クラッチプレート63...63が締結され、これにより、該クラッチ60を介して上記ローモードギヤ列80の第2ギヤ82と遊星歯車機構50のピニオンキャリア51とが結合されるようになっている。

20

【0075】

なお、上記ピストン64の前面側にはバランスピストン67が配置され、両ピストン64, 67間に設けられたバランス室68に潤滑油が導入されることにより、上記油圧室65内の作動油に働く遠心力によってピストン65に作用する圧力を相殺するようになっている。

【0076】

また、上記ハイモードギヤ列90の第2ギヤ92の前方には、ハイモードクラッチ70が配設されている。このクラッチ70も、セカンダリシャフト13にスプライン嵌合された出力ギヤ列4の第1ギヤ4aにパーキング機構用ギヤ4dを介して結合されたドラム部材71と、その半径方向の内側に配置されて、上記第2ギヤ92に結合されたハブ部材72と、これらに交互にスプライン結合された複数枚のクラッチプレート73...73と、上記ドラム部材71の内部に配置されたピストン74とを有する。

30

【0077】

そして、該ピストン74の背部に設けられた油圧室75に上記クラッチ制御ユニット120で生成された締結用油圧が供給されたときに、該ピストン74がスプリング76に抗して後方へストロークすることにより上記クラッチプレート73...73が締結され、これにより、該クラッチ70を介して、上記ハイモードギヤ列90の第2ギヤ92と、セカンダリシャフト13ないし該シャフト13にスプライン結合された出力ギヤ列4の第1ギヤ4aとが結合されるようになっている。

40

【0078】

なお、このハイモードクラッチ70にも、ピストン74の後方にバランスピストン77が備えられ、両ピストン74, 77間のバランス室78に潤滑油が導入されることにより、上記油圧室75内の作動油に働く遠心力によってピストン74に作用する圧力を相殺するようになっている。

【0079】

一方、セカンダリシャフト13の反エンジン側の端部には、端面から軸方向前方に延びる

50

凹部 13 a が形成され、該凹部 13 a に上記反エンジン側カバー 101 に設けられて前方に突出するボス部 101 a が相対回転自在に嵌合されている。また、上記エンジン側カバー 103 にも後方に突出するボス部 103 a が設けられ、セカンダリシャフト 13 の前端部の凹部 13 b に相対回転自在に嵌合されている。

【0080】

そして、上記反エンジン側カバー 101 のボス部 101 a にはローモードクラッチ 60 およびハイモードクラッチ 70 用の 2 本のクラッチ締結油路 151, 161 が軸方向に穿設されていると共に、上記クラッチ制御ユニット 120 から反エンジン側カバー 101 内を通過して上方に導かれた油路 152, 162 が、これらのクラッチ締結油路 151, 161 にそれぞれ接続されている。

10

【0081】

これらの油路のうち、上記ローモードクラッチ 60 用の油路 151 は、上記反エンジン側カバー 101 のボス部 101 a に設けられた半径方向の通孔 153、該ボス部 101 a の外周面に設けられた周溝 154、該ボス部 101 a に嵌合されたセカンダリシャフト 13 の凹部 13 a の周壁に設けられた半径方向の通孔 155、該シャフト 13 の外周面に設けられた周溝 156 およびローモードクラッチ 60 におけるドラム部材 61 のボス部に設けられた通孔 157 を介して該クラッチ 60 の油圧室 65 に連通されている。これにより、上記クラッチ制御ユニット 120 で生成されるローモードクラッチ締結用油圧が該クラッチ 60 の油圧室 65 に供給されるようになっている。

【0082】

また、ハイモードクラッチ 70 用の油路 161 は、上記ボス部 101 a の前端面に開口し、該ボス部前端面とセカンダリシャフト 13 の凹部 13 a の内端面との間の空間 163 に連通している。そして、さらに、該セカンダリシャフト 13 に軸方向に穿設されて後端部が上記凹部 13 a の内端面に開口された油路 164 に連通し、該セカンダリシャフト 13 および出力ギヤ列 4 の第 1 ギヤ 4 a にそれぞれ設けられた半径方向の通孔 165, 166 を介してハイモードクラッチ 70 の油圧室 75 に連通されている。これにより、上記クラッチ制御ユニット 120 で生成されるハイモードクラッチ締結用油圧が該クラッチ 70 の油圧室 75 に供給されるようになっている。

20

【0083】

このように、ローモードクラッチ 60 用およびハイモードクラッチ 70 用の締結油路 151, 161 が、いずれもオイルポンプ 102 が設けられた反エンジン側カバー 101 側から導かれ、セカンダリシャフト 13 を介して上記両クラッチ 60, 70 の油圧室 65, 75 に連通されているから、例えば一方の油路をエンジン側カバー 103 側から導いた場合等に比較して、上記油圧室 65, 75 への油圧の供給が迅速に行われ、クラッチ 60, 70 の締結制御の応答性が向上することになる。

30

【0084】

なお、上記エンジン側カバー 103 のボス部 103 a にも油路 171 が設けられ、上記クラッチ制御ユニット 120 から該カバー 103 内を通過して上方に導かれた油路 172 (図 2 参照) に接続されている。また、上記ボス部 103 a に嵌合されたセカンダリシャフト 13 の前端部の凹部 13 b からは、軸方向に延びて後端部がプラグ 173 によって閉塞された潤滑用油路 174 が穿設されていると共に、該セカンダリシャフト 13 の所定位置には、この油路 174 に連通する複数の半径方向の通孔 175 ... 175 が設けられている。これにより、上記クラッチ制御ユニット 120 から供給される潤滑油が、上記ローモードクラッチ 60 およびハイモードクラッチ 70 におけるバランス室 68, 78 や、その他の潤滑部位に供給されるようになっている。

40

【0085】

ここで、図 3 に示すように、変速機ケース 100 には、その側部に変速制御ユニット 110 が、下部に上記ローモードクラッチ 60 およびハイモードクラッチ 70 を制御するクラッチ制御ユニット 120 が取り付けられているが、このように、制御ユニットが分割され、その一方を変速機ケース 100 の側部に、他方を下部にそれぞれ取り付け構成とする

50

ことにより、その全体を一体化して変速機ケースの下部に取り付ける場合に比較して、該変速機ケースから下方への突出量が少なくなる。したがって、当該車両の最低地上高を確保する上で有利となる。

【0086】

また、上記のように、変速制御ユニット110を変速機ケース100の一方の側部(図3の左側)に配置すると共に、該ユニット110のトラニオン駆動部112から変速機ケース100の内方に向かって水平方向に延びる上下のロッド27、27にトラニオン25、25をそれぞれ取り付けて、これらのトラニオン25、25を水平方向の軸心X、Xに沿って作動させるように構成されているので、該トラニオンを垂直方向に作動させる場合のようにトラニオン駆動部が変速機ケースの上部に配置されて幅方向の大きなスペースを占めるといったことがなくなる。

10

【0087】

したがって、遊星歯車機構50やローモードクラッチ60およびハイモードクラッチ70が配置されたセカンダリシャフト13を配設するに際し、その軸心をインプットシャフト11およびプライマリシャフト12の軸心に接近させることができ、それだけ当該変速機10の全体がコンパクト化されることになる。

【0088】

なお、上記クラッチ制御ユニット120によるローモードクラッチ60およびハイモードクラッチ70に対する締結用油圧の供給制御についても、後述する油圧制御回路についての説明で詳しく述べる。

20

【0089】

次に、以上のような構成の無段変速機10の機械的な動作について説明する。

【0090】

まず、当該車両の停車中においては、図1および図2において、ローモードクラッチ60が締結され、かつ、ハイモードクラッチ70が解放された状態、即ちローモードの状態にあって、エンジン1からの回転は、インプットシャフト11の反エンジン側の端部から第1ギヤ81、アイドルギヤ83および第2ギヤ82でなるローモードギヤ列80を介してセカンダリシャフト13側に伝達されると共に、さらに上記ローモードクラッチ60を介して遊星歯車機構50のピニオンキャリア51に入力される。

【0091】

30

また、上記インプットシャフト11に入力されたエンジン1からの回転は、上記ローモードギヤ列80の第1ギヤ81から、これに隣接するローディングカム40を介して第1無段変速機構20の入力ディスク21に入力され、ローラー23、23を介して一体化出力ディスク34に伝達されると同時に、上記入力ディスク21からプライマリシャフト12を介して、該シャフト12のエンジン側の端部に配置された第2無段変速機構30の入力ディスク31にも入力され、上記第1無段変速機構20と同様に、ローラー33、33を介して一体化出力ディスク34に伝達される。その場合に、図3に示す変速制御ユニット110による増速用および減速用油圧 P_H 、 P_L の制御により、第1、第2無段変速機構20、30におけるローラー23、33の傾転角、つまり両無段変速機構20、30の変速比が所定の同一変速比に制御される。

40

【0092】

そして、この第1、第2無段変速機構20、30の一体化出力ディスク34の回転は、該ディスク34の外周に設けられた第1ギヤ91とセカンダリシャフト13上の第2ギヤ92とでなるハイモードギヤ列90を介して上記遊星歯車機構50のサンギヤ52に伝達される。

【0093】

したがって、この遊星歯車機構50には、ピニオンキャリア51とサンギヤ52とに回転が入力されることになるが、このとき、その回転速度の比が上記第1、第2無段変速機構20、30の変速比制御によって所定の比に設定されることにより、該遊星歯車機構50のインターナルギヤ53の回転、即ちセカンダリシャフト13から出力ギヤ列4を介して

50

デファレンシャル装置 5 に入力される回転がゼロとされ、当該変速機 10 がギヤードニュートラルの状態となる。

【0094】

そして、この状態から上記第 1、第 2 無段変速機構 20, 30 の変速比を変化させて、ピニオンキャリア 51 への入力回転速度とサンギヤ 52 への入力回転速度との比を変化させれば、変速機 10 の全体としての変速比（以下、「最終変速比」と記す）が大きな状態、即ちローモードの状態で、インターナルギヤ 53 ないしセカンダリシャフト 13 が前進方向または後退方向に回転し、当該車両が発進することになる。

【0095】

また、上記のようにして前進方向に発進した後、所定のタイミングで上記ローモードクラッチ 60 を解放すると同時に、ハイモードクラッチ 70 を締結すれば、インプットシャフト 11 に入力されたエンジン 1 からの回転は、ローディングカム 40 から、上記のローモードの場合と同様にして、第 1、第 2 無段変速機構 20, 30 の入力ディスク 21, 31 に入力され、それぞれローラー 23, 33 を介して一体化出力ディスク 34 に伝達されると共に、さらに、ハイモードギヤ列 90 からハイモードクラッチ 70 を介してセカンダリシャフト 13 に伝達される。

10

【0096】

このとき、上記遊星歯車機構 50 は空転状態となって、最終変速比は上記第 1、第 2 無段変速機構 20, 30 の変速比にのみ対応することになり、該最終変速比が小さな状態、即ちハイモードの状態が無段階に制御されることになる。

20

【0097】

そして、この変速機 10 によれば、上記のギヤードニュートラルないしローモードの状態、インプットシャフト 11 からセカンダリシャフト 13 側の遊星歯車機構 50 に回転を伝達するローモードギヤ列 80 が、上記インプットシャフト 11 およびセカンダリシャフト 13 の反エンジン側の端部に配置されているから、このギヤ列 80 と、セカンダリシャフト 13 のエンジン側の端部に配置されたデファレンシャル装置 5 ないし該装置 5 へ動力を伝達する出力ギヤ列 4 とが干渉することがなく、したがって、この干渉を避けるためにこれらのギヤ列を軸方向にオフセットすること等による当該変速機 10 の軸方向寸法の増大が回避されることになる。

【0098】

ところで、この無段変速機 10 のように、トロイダル式無段変速機構として第 1、第 2 無段変速機構 20, 30 を備え、その入力ディスク 21, 31 をプライマリシャフト 12 の両端部に連結し、出力ディスク 22, 32 を該プライマリシャフト 12 の中間部に配置すると共に、インプットシャフト 11 の反エンジン側の端部にセカンダリシャフト 13 側へ回転を伝達するローモードギヤ列 80 を配置した場合、インプットシャフト 11 と無段変速機構 20, 30 への入力部との間に介設されるローディングカム 40 をどこに配置するかが問題となる。

30

【0099】

つまり、図 8 に示すように、ローディングカム 40 をインプットシャフト 11 とエンジン 1 側に位置する無段変速機構 30 の入力ディスク 31 との間に配置すると、ローモードにおいて、矢印 a で示すように、エンジン 1 からのトルクがインプットシャフト 11 の反エンジン側の端部からギヤ列 80 を介してセカンダリシャフト 13 側へ伝達される一方、該セカンダリシャフト 13 上の遊星歯車機構 50 で生じる反力としてのトルクが、矢印 b で示すように、ギヤ列 90 を介して無段変速機構 20, 30 の出力ディスク 34 に還流されて循環トルクとなるときに、この循環トルクが無段変速機構 20, 30 の入力ディスク 21, 31 に伝達された後、エンジン側の無段変速機構 30 の入力ディスク 31 からローディングカム 40 を介して再びインプットシャフト 11 に入力され、該インプットシャフト 11 を介して反エンジン側の端部のギヤ列 80 に再び伝達されることになる。

40

【0100】

50

そのため、インプットシャフト11にはエンジン1からのトルク(矢印a)と、循環トルク(矢印b)とが並行して流れることになり、該シャフト11の径を太くする等、強度を高めなければならないことになる。そして、これに伴い、当該変速機10の重量が増大すると共に、インプットシャフト11の剛性が高くなってエンジン1の振動が出力側へ伝達され易くなり、当該車両の振動や騒音が増大することになるのである。

【0101】

これに対して、この実施の形態に係る無段変速機10によれば、インプットシャフト11の反エンジン側の端部にセカンダリシャフト13側へ回転を伝達するローモードギヤ列80を配置すると共に、該インプットシャフト11と無段変速機構20,30との間に介設されるローディングカム40も該インプットシャフト11の反エンジン側の端部に設けたので、上記のようなインプットシャフト11についての強度や剛性の問題が回避される。

10

【0102】

つまり、この場合、図9に示すように、エンジン1からのトルクは、矢印cで示すように、インプットシャフト11の反エンジン側の端部からローモードギヤ列80を介してセカンダリシャフト13側へ伝達される一方、該セカンダリシャフト13上の遊星歯車機構50からの循環トルクは、矢印dで示すように、ハイモードギヤ列90を介して第1、第2無段変速機構20,30における出力ディスク34に還流された後、第1無段変速機構20側については、入力ディスク21からローディングカム40を介して直接ローモードギヤ列80の第1ギヤ81に、また、第2無段変速機構30側については、入力ディスク31からプライマリシャフト12を通過した後、同じくローディングカム40からローモードギヤ列80の第1ギヤ81に、それぞれ伝達されることになる。

20

【0103】

したがって、第1、第2無段変速機構20,30のいずれに還流される循環トルクもインプットシャフト11を通過することはなく、該インプットシャフト11はエンジン1からのトルクだけを伝達すれば足りることになる。その結果、該インプットシャフト11の径を細くすることが可能となり、当該変速機10の軽量化が実現されると共に、インプットシャフト11の剛性が低下してエンジン1の振動を効果的に吸収することができ、当該車両の振動や騒音が低減されることになる。

【0104】

油圧制御回路

次に、図3に示す変速制御ユニット110とクラッチ制御ユニット120によって構成される当該無段変速機10の油圧制御回路について説明する。

30

【0105】

図10に示すように、この油圧制御回路200には、オイルポンプ102から吐出される作動油の圧力を所定のライン圧に調整してメインライン201に出力するレギュレータバルブ202と、該メインライン201から供給されるライン圧を元圧として所定のリリーフ圧を生成し、これをリリーフ圧ライン203に出力するリリーフバルブ204と、当該車両の運転者によるレンジの切り換え操作によって作動し、上記メインライン201をDレンジでは第1、第2出力ライン205,206に、Rレンジでは第1、第3出力ライン205,207にそれぞれ連通させると共に、NレンジおよびPレンジではライン圧を遮断するマニュアルバルブ208とが備えられている。

40

【0106】

上記レギュレータバルブ202およびリリーフバルブ204には、ライン圧用リニアソレノイドバルブ209およびリリーフ圧用リニアソレノイドバルブ210がそれぞれ備えられていると共に、上記ライン圧を元圧として一定圧を生成するレデューシングバルブ211が備えられ、このレデューシングバルブ211で生成された一定圧に基づいて、上記リニアソレノイドバルブ209,210がそれぞれ制御圧を生成するようになっている。そして、これらの制御圧が上記レギュレータバルブ202およびリリーフバルブ204の制御ポート202a,204aに供給されることにより、ライン圧およびリリーフ圧の調圧値が各リニアソレノイドバルブ209,210によってそれぞれ制御されることになる。

50

【 0 1 0 7 】

また、この油圧制御回路 2 0 0 には、変速制御用として、上記ライン圧およびリリーフ圧に基づいて、前進時および後退時のそれぞれにおいて、増速用油圧 P_H および減速用油圧 P_L を生成する前進用三層弁 2 2 0 および後退用三層弁 2 3 0 と、これらの三層弁 2 2 0 , 2 3 0 を選択的に作動させるシフトバルブ 2 4 1 とが備えられている。

【 0 1 0 8 】

このシフトバルブ 2 4 1 は、一端の制御ポート 2 4 1 a に制御圧としてライン圧が供給されるか否かによりスプールの位置が決定され、ライン圧が供給されていないときは、該スプールが右側に位置して、上記メインライン 2 0 1 を前進用三層弁 2 2 0 に通じるライン圧供給ライン 2 4 2 に連通させ、また、ライン圧が供給されたときには、スプールが左側に位置して、メインライン 2 0 1 を後退用三層弁 2 3 0 に通じるライン圧供給ライン 2 4 3 に連通させるようになっている。

10

【 0 1 0 9 】

また、前進用および後退用の三層弁 2 2 0 , 2 3 0 は同一の構成とされ、いずれも、図 3 に示す変速制御ユニット 1 1 0 における油圧制御部 1 1 1 のバルブボディ 1 1 1 a に設けられたボア 2 2 1 , 2 3 1 (図 1 1 参照) に軸方向に移動可能に嵌合されたスリーブ 2 2 2 , 2 3 2 と、該スリーブ 2 2 2 , 2 3 2 に同じく軸方向に移動可能に嵌合されたスプール 2 2 3 , 2 3 3 とを有する。

【 0 1 1 0 】

そして、中央部に上記シフトバルブ 2 4 1 から導かれたライン圧供給ライン 2 4 2 , 2 4 3 が接続されたライン圧ポート 2 2 4 , 2 3 4 が、両端部に上記リリーフ圧ライン 2 0 3 が分岐されてそれぞれ接続された第 1、第 2 リリーフ圧ポート 2 2 5 , 2 2 6 , 2 3 5 , 2 3 6 がそれぞれ設けられており、また、上記ライン圧ポート 2 2 4 , 2 3 4 と第 1 リリーフ圧ポート 2 2 5 , 2 3 5 との間には増速圧ポート 2 2 7 , 2 3 7 が、同じくライン圧ポート 2 2 4 , 2 3 4 と第 2 リリーフ圧ポート 2 2 6 , 2 3 6 との間には減速圧ポート 2 2 8 , 2 3 8 が、それぞれ設けられている。

20

【 0 1 1 1 】

この三層弁 2 2 0 , 2 3 0 の作用を前進用三層弁 2 2 0 を例に取って説明すると、図 1 0 に示すようにスリーブ 2 2 2 とスプール 2 2 3 の位置関係が中立位置にある状態からスリーブ 2 2 2 が相対的に図面上、右側に移動すると、ライン圧ポート 2 2 4 と増速圧ポート 2 2 7 との連通度、および第 2 リリーフ圧ポート 2 2 6 と減速圧ポート 2 2 8 との連通度がそれぞれ増大し、逆にスリーブ 2 2 2 が相対的に左側に移動すると、上記ライン圧ポート 2 2 4 と減速圧ポート 2 2 8 との連通度、および第 1 リリーフ圧ポート 2 2 5 と増速圧ポート 2 2 7 との連通度がそれぞれ増大するようになっている。

30

【 0 1 1 2 】

また、前進用および後退用三層弁 2 2 0 , 2 3 0 の増速圧ポート 2 2 7 , 2 3 7 からそれぞれ導かれたライン 2 4 4 , 2 4 5 と、同じく前進用および後退用三層弁 2 2 0 , 2 3 0 の減速圧ポート 2 2 8 , 2 3 8 からそれぞれ導かれたライン 2 4 6 , 2 4 7 とは上記シフトバルブ 2 4 1 に接続されている。

【 0 1 1 3 】

そして、シフトバルブ 2 4 1 のスプールが右側に位置するときに、前進用三層弁 2 2 0 の増速圧ポート 2 2 7 および減速圧ポート 2 2 8 から導かれたライン 2 4 4 , 2 4 6 が、図 3 に示す変速制御ユニット 1 1 0 のトラニオン駆動部 1 1 2 における増速用油圧室 1 1 5₁ , 1 1 5₂ に通じる増速圧ライン 2 4 8 および減速用油圧室 1 1 6₁ , 1 1 6₂ に通じる減速圧ライン 2 4 9 にそれぞれ連通され、逆に、シフトバルブ 2 4 1 のスプールが左側に位置するときは、後退用三層弁 2 3 0 の増速圧ポート 2 3 7 および減速圧ポート 2 3 8 から導かれたライン 2 4 5 , 2 4 7 が、上記増速用油圧室 1 1 5₁ , 1 1 5₂ に通じる増速圧ライン 2 4 8 および減速用油圧室 1 1 6₁ , 1 1 6₂ に通じる減速圧ライン 2 4 9 にそれぞれ連通されるようになっている。

40

【 0 1 1 4 】

50

なお、図 1 1 に示すように、上記前進用および後退用三層弁 2 2 0 , 2 3 0 のスリーブ 2 2 2 , 2 3 2 は、ステップモータ 2 5 1 , 2 5 2 によりそれぞれ軸方向に駆動されるようになっている。また、これらのステップモータ 2 5 1 , 2 5 2 によるスリーブ 2 2 2 , 2 3 2 の移動に応じてスプール 2 2 3 , 2 3 3 をスプリング 2 2 9 , 2 3 9 のバネ力に抗して軸方向に移動させるカム機構 2 6 0 が備えられている。

【 0 1 1 5 】

このカム機構 2 6 0 は、図 1 1、図 1 2 に示すように、一方の端面が螺旋面状のカム面 2 6 1 a とされて、所定のトラニオン、具体的には第 2 無段変速機構 3 0 における上方に位置する第 1 トラニオン 3 5₁ のロッド 3 7 の端部に取り付けられたプリセカム 2 6 1 と、前進用および後退用三層弁 2 2 0 , 2 3 0 のスプール 2 2 3 , 2 3 3 の一端側にこれらに直交する方向に配置されて、油圧制御部 1 1 1 のバルブボディ 1 1 1 a に回動自在に支持されたシャフト 2 6 2 と、このシャフト 2 6 2 の一端部に取り付けられて、揺動端が上記プリセカム 2 6 1 のカム面 2 6 1 a に当接された従動レバー 2 6 3 と、同じくシャフト 2 6 2 に取り付けられて、揺動端が上記前進用および後退用三層弁 2 2 0 , 2 3 0 のスプール 2 2 3 , 2 3 3 の一端に設けられた切り込み 2 2 3 a , 2 3 3 a に係合された前進用および後退用の駆動レバー 2 6 4 , 2 6 5 とで構成されている。

10

【 0 1 1 6 】

そして、上記第 2 無段変速機構 3 0 における第 1 ローラー 3 3₁ の傾転により、第 1 トラニオン 3 5₁ およびロッド 3 7 が軸心 X 回りに一体的に回動したときに、上記プリセカム 2 6 1 もこれらと一体的に回動して、そのカム面 2 6 1 a に揺動端が当接した従動レバー 2 6 3 が所定量揺動すると共に、シャフト 2 6 2 を介して前進用および後退用の駆動レバー 2 6 4 , 2 6 5 も同じ角度だけ揺動することにより、その揺動角度に応じた量だけ前進用および後退用三層弁 2 2 0 , 2 3 0 のスプール 2 2 3 , 2 3 3 が軸方向に移動するようになっている。

20

【 0 1 1 7 】

したがって、これらのスプール 2 2 3 , 2 3 3 の位置は、第 2 無段変速機構 3 0 のローラー 3 3 (および第 1 無段変速機構 2 0 のローラー 2 3) の傾転角、換言すればこれらの無段変速機構 2 0 , 3 0 の変速比に常に対応することになる。

【 0 1 1 8 】

ここで、このカム機構 2 6 0 によれば、上記のように、前進用および後退用三層弁 2 2 0 , 2 3 0 のスプール 2 2 3 , 2 3 3 が、単一のプリセカム 2 6 1 および従動レバー 2 6 3 によって駆動されるので、各スプール 2 2 3 , 2 3 3 ごとにプリセカム等を備える場合に比べて、当該カム機構の構成が簡素化されることになる。

30

【 0 1 1 9 】

また、図 1 1 に示すように、上記ステップモータ 2 5 1 , 2 5 2 は、三層弁 2 2 0 , 2 3 0 が内蔵された変速制御ユニット 1 1 0 における油圧制御部 1 1 1 のバルブボディ 1 1 1 a の側面に、対応する三層弁 2 2 0 , 2 3 0 と軸心を一致させて直付けされていると共に、連結部材 2 5 3 , 2 5 4 で両三層弁 2 2 0 , 2 3 0 のスリーブ 2 2 2 , 2 3 2 に直接連結されているから、ステップモータを例えば変速機ケースのカバー部材やオイルパン等に三層弁とは独立して配置して、連動機構を介して両者を連結する場合に比較して、ステップモータ 2 5 1 , 2 5 2 により三層弁 2 2 0 , 2 3 0 のスリーブ 2 2 2 , 2 3 2 を駆動する機構が著しく簡素化されることになり、また、該スリーブ 2 2 2 , 2 3 2 の位置の制御を精度よく行うことが可能となる。

40

【 0 1 2 0 】

さらに、この変速制御ユニット 1 1 0 においては、前進用および後退用の 2 つの三層弁 2 2 0 , 2 3 0 の中間にシフトバルブ 2 4 1 が配置されているから、該シフトバルブ 2 4 1 と両三層弁 2 2 0 , 2 3 0 との間の油路、具体的には図 1 0 の油圧制御回路におけるライン 2 4 2 ~ 2 4 7 が短くなり、したがって、これらの三層弁 2 2 0 , 2 3 0 を用いた制御の応答性が向上することになる。

【 0 1 2 1 】

50

一方、図10に示すように、上記油圧制御回路200には、クラッチ制御用として、第1、第2ソレノイドバルブ271, 272が備えられており、上記マニュアルバルブ208から導かれた第1出力ライン205が第1ソレノイドバルブ271に、第2出力ライン206が第2ソレノイドバルブ272にそれぞれ接続されている。

【0122】

そして、第1ソレノイドバルブ271が開いたときに、上記第1出力ライン205からのライン圧に基づくクラッチ締結圧が、フェールセーフ用バルブ273およびローモードクラッチライン274を介してローモードクラッチ60の油圧室65に供給されて該クラッチ60を締結し、また、第2ソレノイドバルブ272が開けば、上記第2出力ライン206からのライン圧に基づくクラッチ締結圧が、ハイモードクラッチライン275を介してハイモードクラッチ70の油圧室75に供給されて、該クラッチ70を締結するようになっている。

10

【0123】

ここで、上記ローモードクラッチライン274およびハイモードクラッチライン275にはそれぞれアキュムレータ276, 277が備えられ、ローモードクラッチ60およびハイモードクラッチ70への締結圧の供給を緩やかに行わせることにより、これらのクラッチ60, 70の締結時におけるショックの発生を抑制するようになっている。

【0124】

なお、マニュアルバルブ208から導かれた第3出力ライン207は、上記フェールセーフ用バルブ273を介してシフトバルブ241の制御ポート241aに接続され、該マニュアルバルブ208がRレンジの位置に移動したときに、ライン圧が上記シフトバルブ241の制御ポート241aに供給されて、該シフトバルブ241のスプールを左側、即ち後退時用の位置に移動させるようになっている。

20

【0125】

また、上記フェールセーフ用バルブ273を作動させるフェールセーフ用ソレノイドバルブ278が備えられ、該ソレノイドバルブ278からの制御圧により上記フェールセーフ用バルブ273のスプールが右側に位置して、上記第1出力ライン205およびローモードクラッチライン274が連通するようになっている。

【0126】

ここで、上記第1、第2ソレノイドバルブ271, 272およびフェールセーフ用ソレノイドバルブ278は、いずれも三方弁であって、当該ラインの上流側と下流側とを遮断したときに、下流側のラインをドレンさせるようになっている。

30

【0127】

また、上記第1、第2ソレノイドバルブ271, 272等が配置されたクラッチ制御ユニット120は、図13に示すように、上側部材121と、中間部材122と、下側部材123とを複数のボルト124...124で結合一体化した構成で、上記第1、第2ソレノイドバルブ271, 272が中間部材122の側面に取り付けプレート125を用いて取り付けられている。

【0128】

その場合に、ソレノイドバルブ271, 272の本体外周に設けられたフランジ271a, 272aを取り付けプレート125と中間部材122の側面との間に挟み付けることにより、これらのソレノイドバルブ271, 272を固定しているのであるが、上記取り付けプレート125は、ボルト126, 126により上側部材121と下側部材123とにそれぞれ締め付けられており、したがって、この取り付けプレート125を介して上側部材121と下側部材123とが連結されることになり、これにより、三層構造とされたクラッチ制御ユニット120の全体の剛性が向上することになる。

40

【0129】

以上の構成に加えて、図10に示す油圧制御回路200には潤滑ライン281が設けられている。この潤滑ライン281は、レギュレータバルブ202のドレンポートから導かれ、当該変速機10の第1、第2無段変速機構20, 30における各潤滑部に潤滑油を供給

50

するライン 282 と、遊星歯車機構 50 や、ローモードクラッチ 60 およびハイモードクラッチ 70 のバランス室 68, 78 等の無段変速機構 20, 30 以外の変速機各部に潤滑油を供給するライン 283 とに分岐されており、また、該ライン 281 には、潤滑油圧を所定値に調整するリリーフバルブ 284 が接続されている。

【0130】

そして、上記の無段変速機構 20, 30 に通じるライン 282 の上流部は、潤滑油を冷却するクーラー 285 が設置された冷却ライン 286 と、該クーラー 285 をバイパスするバイパスライン 287 とに分岐されていると共に、冷却ライン 286 におけるクーラー 285 の上流側には、オリフィス 288 と第 1 開閉バルブ 289 とが並列に配置され、また、バイパスライン 287 には該ライン 287 を開閉する第 2 開閉バルブ 290 が設置され

10

【0131】

ここで、上記第 1、第 2 開閉バルブ 289, 290 による無段変速機構 20, 30 に対する潤滑油の供給制御について説明する。

【0132】

まず、後述するコントロールユニット 300 (図 14 参照) からの信号により、第 2 開閉バルブ 290 は、作動油の温度が所定値より低いとき、および作動油の圧力が所定値より高いときに開き、これらのときにクーラー 285 を通過させることなく、無段変速機構 20, 30 に潤滑油を供給するようになっている。これは、油温が低いときにはクーラー 285 によって潤滑油を冷却する必要がないから、これを抵抗の少ないバイパスライン 287 により効率よく供給するためであり、また、油圧が著しく高いときにクーラー 285 を通過させないのは、該クーラー 285 の高圧による損傷や耐久性の低下を防止するためである。

20

【0133】

そして、これら以外の場合には第 2 開閉バルブ 290 は閉じて、潤滑油はクーラー 285 によって冷却された上で無段変速機構 20, 30 に供給されることになり、これにより、特に入、出力ディスク 21, 22, 31, 32 のトロイダル面における潤滑油の油膜が良好に保持され、該トロイダル面およびこれに接触するローラー 23, 33 の周面の耐久性が確保されることになる。

【0134】

また、第 1 開閉バルブ 289 は、同じくコントロールユニット 300 からの信号により、第 2 開閉バルブ 290 が閉じた状態で、エンジン 1 の回転数が所定値より低いとき、および当該車両の速度が所定値より低いときに閉じるように制御される。これは、低速時や低回転時は無段変速機構 20, 30 での潤滑油の要求量が少なくなる一方、クラッチ 60, 70 側では所要量の潤滑油が要求されるので、潤滑油量がもともと少ないこれらのときに、無段変速機構 20, 30 側への潤滑油の供給量を抑制して、クラッチ 60, 70 側への供給量を確保するためである。

30

【0135】

なお、上記ライン 282 によって無段変速機構 20, 30 に供給される潤滑油は、図 3 に示すように、油路 282a によってローラー 23, 33 の軸受部に供給されると共に、ノズル 282b から入、出力ディスク 21, 22, 31, 32 のトロイダル面に噴射されるようになっている。

40

【0136】

変速制御

(1) 制御の基本的動作

この実施の形態に係る無段変速機 10 は、以上のような機械的構成および油圧制御回路 200 の構成を有すると共に、この油圧制御回路 200 を用いて、第 1、第 2 無段変速機構 20, 30 の変速比制御およびクラッチ 60, 70 の締結制御を行うことにより、変速機 10 の全体としての変速制御を行うコントロールユニット 300 を有する。

【0137】

50

このコントロールユニット300には、図14に示すように、当該車両の車速を検出する車速センサ301、エンジン1の回転数を検出するエンジン回転数センサ302、エンジン1のスロットル開度を検出するスロットル開度センサ303、運転者によって選択されたレンジを検出するレンジセンサ304等に加え、各種の制御用として、作動油の温度を検出する油温センサ305、無段変速機構20,30の入力回転数および出力回転数をそれぞれ検出する入力回転数センサ306および出力回転数センサ307、アクセルペダルの解放を検出するアイドルスイッチ308、ブレーキペダルの踏み込みを検出するブレーキスイッチ309、並びに当該車両の走行路面の勾配を検出する勾配センサ310等からの信号が入力されるようになっている。

【0138】

そして、これらのセンサやスイッチからの信号が示す当該車両ないしエンジンの運転状態に応じて、ライン圧制御用およびリリーフ圧制御用のリニアソレノイドバルブ209,210、ローモードクラッチ60用およびハイモードクラッチ70用の第1、第2ソレノイドバルブ271,272、フェールセーフ用ソレノイドバルブ278、潤滑制御用の第1、第2開閉バルブ289,290、並びに前進用三層弁220用および後退用三層弁230用のステップモータ251,252等に制御信号を出力するようになっている。

【0139】

次に、上記油圧制御回路200とコントロールユニット300による変速制御の基本的動作について説明する。なお、ここでは、必要な場合以外、図10に示すマニュアルバルブ208がDレンジ位置にあり、これに伴ってシフトバルブ241のスプールが図面上、右側の前進位置にある場合について説明し、また、無段変速機構については、図3に示す第1無段変速機構20の上方に位置する第1ローラー23₁ないし第1トラニオン25₁を例にとって説明する。

【0140】

まず、油圧制御回路200を用いた無段変速機構20,30の変速比制御について説明すると、コントロールユニット300からの信号により、油圧制御回路200におけるレギュレータバルブ用リニアソレノイドバルブ209およびリリーフバルブ用リニアソレノイドバルブ210が作動して、ライン圧制御用およびリリーフ圧制御用の制御圧がそれぞれ生成され、これらがレギュレータバルブ202およびリリーフバルブ204の制御ポート202a,204aにそれぞれ供給されることにより、所定のライン圧とリリーフ圧とが生成される。

【0141】

これらの油圧のうち、ライン圧は、メインライン201から上記シフトバルブ241およびライン242を介して前進用三層弁（以下、単に「三層弁」と記す）220のライン圧ポート224に供給される。また、リリーフ圧は、ライン203を介して三層弁220の第1、第2リリーフ圧ポート225,226に供給される。

【0142】

そして、このライン圧とリリーフ圧とに基づいて、三層弁220により変速制御ユニット110の増速用油圧室115（115₁,115₂、以下同様）および減速用油圧室116にそれぞれ供給される増速用油圧 P_H および減速用油圧 P_L の差圧 $P(=P_H - P_L)$ の制御が行われる。

【0143】

この差圧制御は、無段変速機構20のトラニオン25に作用するトラクション力 T に抗して該トラニオン25ないしローラー23を所定の中立位置に保持すると共に、この中立位置からトラニオン25およびローラー23を軸心 X 方向に沿って移動させて該ローラー23を傾転させることにより、無段変速機構20の変速比を変化させるために行われるものである。

【0144】

ここで、上記トラクション力 T について説明すると、図15に示すように、無段変速機構20において、入力ディスク21の e 方向の回転によりローラー23が駆動されるとき、

10

20

30

40

50

該ローラー 23 およびこれを支持するトラニオン 25 には、これらを入力ディスク 21 の回転方向 e と同方向に引きずろうとする力が作用する。また、このローラー 23 の f 方向の回転により出力ディスク 22 が g 方向（図 3 の x 方向）に駆動されるとき、その反力として、出力ディスク 22 の回転方向 g と反対方向の力が該ローラー 23 ないしトラニオン 25 に作用する。その結果、ローラー 23 およびトラニオン 25 には、図示の方向のトラクション力 T が作用することになるのである。

【0145】

したがって、このトラクション力 T に抗してローラー 23 を中立位置に保持するために、トラニオン 25 にロッド 27 を介して取り付けられたピストン 113, 114 によって形成される増速用油圧室 115 および減速用油圧室 116 に、差圧 P が上記トラクション力 T と釣り合う大きさとなるように、増速用油圧 P_H と減速用油圧 P_L とがそれぞれ供給されるのである。

10

【0146】

そして、今、この状態から例えば無段変速機構 20 の変速比を小さく（増速）するものとし、ステップモータ 251 により、三層弁 220 のスリーブ 222 を、図 11 において左側（図 10 では右側）に移動させれば、該三層弁 220 のライン圧ポート 224 と増速圧ポート 227 との連通度、および第 2 リリーフ圧ポート 226 と減速圧ポート 228 との連通度が大きくなる。

【0147】

そのため、図 10 に示す増速圧ライン 248 から上記増速用油圧室 115 に供給されている増速用油圧 P_H は、相対的に高圧のライン圧により増圧されると共に、減速圧ライン 249 から上記減速用油圧室 116 に供給されている減速用油圧 P_L は、相対的に低圧のリリーフ圧により減圧されて、差圧 P が大きくなり、その結果、この差圧 P が上記トラクション力 T に打ち勝って、トラニオン 25 ないしローラ 23 が図 15 に示す h 方向に移動することになる。そして、この移動により、ローラー 23 は、入力ディスク 21 との接触位置が半径方向の外側に、出力ディスク 22 との接触位置が半径方向の内側にそれぞれ移動する方向に傾転して、当該無段変速機構 20 の変速比が増速されることになる。

20

【0148】

そして、このローラー 23 の傾転は、図 12 に示す第 2 無段変速機構 30 においても同様に生じ、トラクション力 T に打ち勝つ差圧 P によるトラニオン 35 の i 方向の移動により、ローラー 33 は、入力ディスク 31 との接触位置が半径方向の外側に、出力ディスク 32 との接触位置が半径方向の内側にそれぞれ移動する方向に傾転することになるが、この傾転と一体的にカム機構 260 におけるプリセカム 261 が同方向（図 11 に示す j 方向）に同じ角度だけ回転することにより、該カム機構 260 においては、従動レバー 263、シャフト 262 および駆動レバー 264 がいずれも図 12 に示す k 方向に回転する。

30

【0149】

その結果、三層弁 220 のスプール 223 は、スプリング 229 のバネ力によって l 方向、即ち図 11 の左方向に移動することになるが、この方向は上記ステップモータ 251 によりスリーブ 222 を移動させた方向であり、したがって、上記のように、一旦、増大したライン圧ポート 224 と増速圧ポート 227 との連通度、および第 2 リリーフ圧ポート 226 と減速圧ポート 228 との連通度が当初の中立状態に復帰することになる。

40

【0150】

これにより、上記差圧 P は再びトラクション力 T と釣り合う状態となって上記のような変速動作が終了し、無段変速機構 20（および 30）の変速比は、所定量変化した上で固定されることになる。

【0151】

その場合に、この変速動作は、上記スプール 223 がスリーブ 222 との位置関係において所定の中立状態となる位置まで移動した時点で終了することになるが、その位置はステップモータ 251 によりスリーブ 222 を移動させた位置であり、また、カム機構 260

50

を介してローラー 23 およびトラニオン 25 の傾転角に対応付けられた位置であるから、スリーブ 222 の位置がローラー 23 およびトラニオン 25 の傾転角に対応することになる。その結果、ステップモータ 251 の制御量が当該無段変速機構 20 の変速比に対応することになり、該ステップモータ 251 のパルス制御により、無段変速機構 20（無段変速機構 30 についても同様）の変速比が制御されることになる。

【0152】

なお、以上の動作はステップモータ 251 により三層弁 220 のスリーブ 222 を反対側に移動させた場合も同様に行われ、この場合、無段変速機構 20 の変速比は大きくなる（減速される）。

【0153】

ここで、ステップモータ 251、252 に出力する制御信号のパルス数に対する無段変速機構 20、30 の変速比の変化の特性は例えば図 16 に示すようになり、パルス数の増加に応じて変速比が小さくなるように（増速）変化する。

【0154】

次に、以上のような無段変速機構 20、30 の変速比制御を用いた変速機 10 の全体としての変速比（最終変速比）の制御について説明する。

【0155】

前述のように、無段変速機構 20、30 の変速比は、ステップモータ 251、252 に対するステップ制御により行われるが、このとき、変速機 10 がローモードにあるかハイモードにあるかにより、すなわちローモードクラッチ 60 とハイモードクラッチ 70 のいずれが締結されているかにより、異なる最終変速比が得られる。

【0156】

まず、ハイモードにおいては、前述のように、無段変速機構 20、30 の出力回転がハイモードギヤ列 90 およびハイモードクラッチ 70 を介してセカンダリシャフト 13 に直接伝達され、遊星歯車機構 50 を経由しないので、図 17 に示すように、最終変速比のパルス数に対する特性 H は、図 16 に示す無段変速機構 20、30 の変速比の特性と同じになる。ただし、ハイモードギヤ列 90 を構成する第 1 ギヤ 91 と第 2 ギヤ 92 との径ないしは歯数の違いによって変速比自体の値が相互に異なるようになることはいうまでもない。

【0157】

一方、ローモードでは、前述のように、エンジン 1 の回転がインプットシャフト 11 からローモードギヤ列 80 およびローモードクラッチ 60 を介して遊星歯車機構 50 のピニオンキャリア 51 に入力されると共に、無段変速機構 20、30 の出力回転がハイモードギヤ列 90 を介して上記遊星歯車機構 50 のサンギヤ 52 に入力される。その場合に、無段変速機構 20、30 の変速比を制御することにより、上記ピニオンキャリア 51 に入力される回転の速度とサンギヤ 52 に入力される回転の速度との比を所定の値に設定すれば、遊星歯車機構 50 の出力要素であるインターナルギヤ 53 の回転速度がゼロとなり、ギヤードニュートラルの状態が得られる。

【0158】

このとき、最終変速比は、図 17 に符号ア、イで示すように無限大となるが、この状態から上記ステップモータ 251、252 に対する制御信号のパルス数を減少させることにより、無段変速機構 20、30 の変速比を大きくする方向（減速）に変化させて、上記サンギヤ 52 への入力回転速度を低下させれば、遊星歯車機構 50 のインターナルギヤ 53 は前進方向に回転し始め、パルス数の減少に従って最終変速比が小さくなる特性 L が得られ、Dレンジのローモードが実現される。

【0159】

そして、これらの Dレンジのローモード特性 L とハイモード特性 H とは、図中符号ウで示すように、所定のパルス数（図例では 500 パルス付近）、即ち無段変速機構 20、30 の所定の変速比（図例では 1.8 付近）において交差するような特性になっている。したがって、この交差点ウでローモードクラッチ 60 とハイモードクラッチ 70 の掛け替えを行えば、最終変速比を連続的に変化させながら、モードの切り換えを行なうことができる

10

20

30

40

50

ことになる。

【0160】

なお、上記のギヤードニュートラルの状態からステップモータ251, 252に対する制御信号のパルス数を増加させることにより、無段変速機構20, 30の変速比を小さくする方向(増速)に変化させて、上記サンギヤ52への入力回転速度を上昇させれば、遊星歯車機構50のインターナルギヤ51は後退方向に回転し始め、パルス数の増加に従って最終変速比が大きくなるRレンジの特性Rが得られる。

【0161】

そして、以上のような制御特性に基づき、コントロールユニット300は、当該車両の運転状態に応じた最終変速比の制御を次のように行う。

10

【0162】

すなわち、コントロールユニット300は、車速センサ301およびスロットル開度センサ303からの信号に基づいて、現時点の車速Vとスロットル開度とを読み取り、これらの値と図18に示すように予め設定されたマップとから、目標エンジン回転数 N_{e0} を設定する。そして、この目標エンジン回転数 N_{e0} に対応する最終変速比(図18の角度に対応する値)が得られるように、図17の制御特性に基づいて、上記のようなステップモータ251, 252に対するパルス制御と、図10に示す第1、第2ソレノイドバルブに対する制御によるローモードクラッチ60およびハイモードクラッチ70の締結制御とを行うのである。

【0163】

一方、以上のようなステップモータ251, 252のパルス制御による無段変速機構20, 30の変速比制御(以下、「三層弁制御」と記す)の他に、この変速機10におけるコントロールユニット300は、リリース圧をリニアソレノイドバルブ210で制御することにより所定の差圧Pを直接生成して無段変速機構20, 30の変速比制御を行なうようになっている(以下、この制御を「ダイレクト制御」と記す)。その理由は次の通りである。

20

【0164】

三層弁制御は、ステップモータ251, 252のパルス数、すなわちスリーブ222, 232の移動量と、それに伴って発生する差圧Pとの間に一定の相関関係があることが前提とされるが、該スリーブ222, 232の移動時に働く摩擦等によって、例えば図19に示すように、スリーブを差圧Pが大きくなる方向に向けて移動させたときと、小さくなる方向に向けて移動させたときとでこれらの間にヒステリシスが生じることが考えられる。そして、このようなヒステリシスのために、例えばギヤードニュートラル(GN)付近の符号Eで示すような点において該ギヤードニュートラル位置を挟んで差圧Pの反転が起こり、その結果、前進と後退とで逆駆動の回転が発生する。

30

【0165】

このような不具合に対処するためには、上記差圧Pを直接生成して増速用油圧室115及び減速用油圧室116に供給すればよく、そのためにはライン圧を制御することも考えられるが、ライン圧は一般に制御幅が4~16kg程度と大きいため緻密な差圧Pの制御には不利であると共に、所定の差圧Pを生成するためにライン圧を高めなければならず回路内全体の油圧が高くなってオイルポンプロスが増大することになる。

40

【0166】

したがって、同じ差圧Pを生成するのであれば、ライン圧以下の油圧であるリリース圧を低下させることで生成する方が有利であり、またリリース圧の制御幅が一般に0~4kg程度と狭いため、緻密な差圧Pの制御に好適に用いることが可能である。

【0167】

このダイレクト制御では、増速用油圧室115および減速用油圧室116にそれぞれ供給される増速用油圧 P_H および減速用油圧 P_L として、ライン圧およびリリース圧が三層弁220で調圧されることなくそのまま供給される。そして、今、三層弁220のスリーブ222とスプール223とが図10に示す中立状態にあり、この状態から無段変速機構20

50

の変速比を小さく（増速）するものとする、まずスリーブ 2 2 2 を図面上右側に所定量移動させて、ライン圧ポート 2 2 4 と増速圧ポート 2 2 7 との連通度、および第 2 リリーフ圧ポート 2 2 6 と減速圧ポート 2 2 8 との連通度を大きくし、ライン圧が増速圧ライン 2 4 8 から上記増速用油圧室 1 1 5 に供給され、リリーフ圧が減速圧ライン 2 4 9 から上記減速用油圧室 1 1 6 に供給されるようにする。

【 0 1 6 8 】

その結果、これらの増速用油圧 P_H としてのライン圧と減速用油圧 P_L としてのリリーフ圧との差圧 P によりトラニオン 2 5 ないしローラ 2 3 が増速方向に移動して該ローラ 2 3 が傾転し、該ローラ 2 3 の傾転角に応じてスプール 2 2 3 がカム機構 2 6 0 によりスリーブ 2 2 2 の移動方向に移動することになるが、この場合はローラ 2 3 の傾転角ないしスプール 2 2 3 の移動量が上記差圧 P によって決定されているのであり、スリーブ 2 2 2 の上記の最初の移動量によって決定されているわけではないから、そのスリーブ 2 2 2 の移動量を、ローラ 2 3 が傾転してスプール 2 2 3 が移動しても上記のポート間の連通関係が保たれるように設定しておけば、あるいはそのようにスリーブ 2 2 2 を移動させたのちにさらに該スリーブ 2 2 2 を所定方向に移動させて上記ポート間の連通関係が保たれるようにしておけば、ローラ 2 3 が傾転してスプール 2 2 3 が移動したのちにおいても上記差圧 P による直接の変速制御が常に可能となる。

10

【 0 1 6 9 】

この変速機 1 0 においては、ダイレクト制御は、特に三層弁制御におけるヒステリシスの影響を受け易いギヤードニュートラル付近、つまり低車速時に行なわれる。そしてまた、この変速機 1 0 におけるコントロールユニット 3 0 0 は、そのダイレクト制御が行なわれる低車速時で、かつアイドルスイッチ 3 0 8 がオンのときには、トルクコンバータを備える自動変速機のようにクリープ力を生成するため、上記ギヤードニュートラルの状態をあえて実現しない制御（以下、「クリープ制御」と記す）を行なうようになっている。その理由は次の通りである。

20

【 0 1 7 0 】

すなわち、ギヤードニュートラルは、ハイモードギア列 9 0 を介して遊星歯車機構 5 0 のサンギア 5 2 に入力される回転速度と、ローモードギア列 8 0 を介して遊星歯車機構 5 0 のピニオンキャリア 5 1 に入力される回転速度との比を所定の値に設定することによって遊星歯車機構 5 0 のインターナルギア 5 3 を回転させないようにすることであり、そのためローモードでのトロイダル変速比が上記の三層弁制御やダイレクト制御により制御されるのであるが、このようなギヤードニュートラルを実現するサンギア 5 2 とピニオンキャリア 5 1 との回転速度比の値は一つであり、したがってトロイダル変速比の値も一点にしかない。その結果、非常に精緻なトロイダル変速比の制御が要求され、往々にして前進方向又は後退方向にずれてしまうことがある。

30

【 0 1 7 1 】

また、一時停止ののちに発進するときのことを考えると、ギヤードニュートラルではブレーキペダルから足を放しただけでは車は発進せず、アクセルを踏まなければならない。したがって、トルクコンバータを備える自動変速機のように、常にある程度の駆動力を車両に働かせて良好な発進性を確保しようとする、例えば D レンジ等の前進走行レンジでは前進方向の駆動力がわずかに働くように、また R レンジの後退走行レンジでは後退方向の駆動力がわずかに働くようにそれぞれギヤードニュートラルからずらせてトロイダル変速比を制御することになるのである。そして、このようなクリープ制御では緻密な制御がそれほど必要とされないため制御動作の点からも有利となる。

40

【 0 1 7 2 】

なお、前述したように、この変速機 1 0 においては、このクリープ制御はダイレクト制御が行なわれる低車速時かつアイドルスイッチ 3 0 8 がオンのときに実行されるので、例えば運転者がアクセルペダルから足を放したままで車速が低下していった場合には、三層弁制御からダイレクト制御に切り換わると同時にクリープ制御に入り、一方、登坂路等でアクセルペダルを踏んだ状態で車速が低下していった場合には、変速マップに基づく通常の

50

変速制御がダイレクト制御で行なわれたのち、ブレーキペダルを踏み込むため等でアクセルペダルを放した時点でクリーブ制御が開始されることになる。

【 0 1 7 3 】

そして、車両が停車中は、できるだけクリーブ力を小さくしておいて燃費をセーブし、発進時においては、クリーブ制御が当初から開始され、アクセルペダルの踏込みによって通常のダイレクト制御に移行し、そして車速が所定車速以上となった時点で三層弁制御に切り換わることになる。

【 0 1 7 4 】

(2) 各制御の具体的動作

図 2 0 に示すように、コントロールユニット 3 0 0 には、以上説明した変速動作を基本としながら各種状況に対処するための種々の制御プログラムが格納されており、各制御は独立して、又は他の制御と関連づけられて必要時に割り込み実行される。

10

【 0 1 7 5 】

(2 - 1) ライン圧制御

前述したように、オイルポンプ 1 0 2 から吐出された作動油の圧力はレギュレータバルブ 2 0 2 を介してリニアソレノイドバルブ 2 0 9 により所定のライン圧に調圧されてメインライン 2 0 1 に供給されるが、変速制御に関しては、このライン圧は、リリーフバルブ 2 0 4 を介してリニアソレノイドバルブ 2 1 0 により該ライン圧以下の油圧に調圧されてリリーフ圧ライン 2 0 3 に供給されるリリーフ圧と共に三層弁 2 2 0 , 2 3 0 に導かれ、無段変速機構 2 0 , 3 0 のローラー 2 3 , 3 3 ないしトラニオン 2 5 , 3 5 をトラクション

20

力 T に抗して中立位置に保持しつつ該トラニオン 2 5 , 3 5 を所定方向に移動させて上記ローラー 2 3 , 3 3 を傾転させる変速制御のための差圧 P を生じさせる重要な圧力として使用される。

【 0 1 7 6 】

したがって、トラクション力 T の増減に対応して、トラニオン 2 5 , 3 5 を中立位置に保持させるための差圧 P の制御を行なうことになるが、例えばリリーフ圧を一定とした場合は、ライン圧を増大させることにより上記差圧 P が拡大してより大きなトラクション力 T に対向することができ、逆にライン圧を一定とした場合は、リリーフ圧を減少させることにより上記差圧 P が拡大してより大きなトラクション力 T に対向することができることになる。

30

【 0 1 7 7 】

その場合に、上記トラクション力 T は、単にエンジントルクの大きさ等によって変化するのではなく、ローラー 2 3 , 3 3 の傾転角によっても変わってくるのである。すなわち、図 2 1 に第 1 無段変速機構 2 0 の第 1 ローラー 2 3₁ を例にして示すように、変速制御の結果としてこのローラー 2 3₁ が図中実線で示すように減速側に傾転した場合は、鎖線で示すように増速側に傾転した場合に比べて、該ローラー 2 3₁ と入力ディスク 2 1 との接触位置の半径 r_1 が小さくなるので、このときトルク T_z が該入力ディスク 2 1 側からローラー 2 3₁ へ伝達されているものとする、トルク T_z の大きさが同じであっても、この接触位置におけるローラー 2 3₁ を引きずろうとする力がより大きくなり、また該ローラー 2 3₁ と出力ディスク 2 2 との接触位置における反力も大きくなる。したがってローラー 2 3₁ が減速側に傾転するにつれて全体としてのトラクション力 T が増大する。

40

【 0 1 7 8 】

そして、トルク T_z の伝達方向が上記のようになるのは、ローモードクラッチ 6 0 が解放され、ハイモードクラッチ 7 0 が締結されたハイモード (Hモード) のときであるから、このハイモード時には、無段変速機構 2 0 . 3 0 の変速比 (以下、「トロイダル変速比」とも記す) が大きくなるほど、上記トラクション力 T に対向する差圧 P が拡大するように、リリーフ圧を一定とした場合はライン圧を増大させ、ライン圧を一定とした場合はリリーフ圧を減少させる制御を行なうのである。

【 0 1 7 9 】

一方、ローモード (Lモード) 時は、前述の遊星歯車機構 5 0 からの反力として無段変速

50

機構 20・30 側に還流される循環トルクによりトルク伝達の方向がハイモード時とは逆になる(図9参照)。したがって、ローモード時には、ローラー 23₁が図21に鎖線で示すように増速側に傾転した場合に、該ローラー 23₁と出力ディスク 22との接触位置の半径 r_2 が小さくなってトラクション力 T が増大するから、トロイダル変速比が小さくなるほど、上記トラクション力 T に対向する差圧 P が拡大するように、リリース圧を一定とした場合はライン圧を増大させ、ライン圧を一定とした場合はリリース圧を減少させる制御を行なうのである。

【0180】

コントロールユニット 300 が行なうライン圧制御の具体的動作は例えば図22のようになり、ステップ S11 でエンジン回転数 N_e とスロットル開度 θ からエンジントルク T_e を、ステップ S12 でオイルポンプロスロス L_{oss} を、ステップ S13 で無段変速機構 20・30 の入力回転数と出力回転数とからトロイダル変速比 R_{td} をそれぞれ算出したのち、ステップ S14 で、これらの各算出値及びモードをパラメータとして、例えば図23に示すようなマップから伝達トルク T_z の値を求める。図示したように、このマップでは、ローモード Dレンジで、トロイダル変速比 R_{td} が増速側となるにつれて伝達トルク T_z が大きくなり、ハイモードでは伝達トルク T_z が 1.0 に固定されている。

【0181】

次いで、ステップ S15 で、上記伝達トルク T_z に基づいて、例えば図24に示すようなマップからライン圧 P_L の値を求め、ステップ S16 でこのライン圧 P_L が得られるようにリニアソレノイドバルブ 209 を制御する。上記マップでは、トラクション力 T に対向し得るように、伝達トルク T_z が所定値以上でライン圧 P_L が大きくなり、その場合に、前述したように、ローモード時はトロイダル変速比 R_{td} が増速側となるにつれてライン圧 P_L がより大きく設定され、ハイモード時はトロイダル変速比 R_{td} が減速側となるにつれてライン圧 P_L がより大きく設定されている。

【0182】

なお、伝達トルク T_z が所定値未満ではライン圧 P_L が一定値に固定されているが、この範囲内ではリリース圧を増減させて差圧 P を制御する。すなわち、ローモード時はトロイダル変速比 R_{td} が増速側となるにつれてリリース圧をより減少させ、ハイモード時はトロイダル変速比 R_{td} が減速側となるにつれてリリース圧をより減少させるのである。

【0183】

(2-2) エンゲージ制御

前述したように、Nレンジではライン圧を供給するメインライン 201 と第1～第3出力ライン 205～207 とがマニュアルバルブ 208 によって遮断されるので、ローモードクラッチ 60、ハイモードクラッチ 70 共に解放された状態にある。そして、この状態から、運転者によってレンジが Dレンジあるいは Sレンジ、Lレンジ等の前進走行レンジや、Rレンジの後退走行レンジに切り換えられたときには、まずローモードを達成するようにローモードクラッチ 60 が締結される。このとき、トロイダル変速比がギヤードニュートラルを実現する変速比に制御されていると、遊星歯車機構 50 のピニオンキャリア 51 とローモードギヤ列 80 の第2ギヤ 82 との間に回転の同期がとれているため、これらを連結しもしくは切断する上記ローモードクラッチ 60 が締結されても、その締結によるショックはほとんど発生しない。

【0184】

しかしながら、Nレンジが選択されているのは、通常、アイドル状態の停車時もしくは低車速時であるため、N-D又はN-Rのエンゲージ動作は前述のクリープ制御中に行なわれることになる。したがって、該クリープ制御中はギヤードニュートラル状態ではないために、ローモードクラッチ 60 の締結時にクリープトルクによるショックが発生するのである。

【0185】

そこで、コントロールユニット 300 は、このような締結ショックを抑制するために、図25に示すフローチャートによるエンゲージ制御を行なう。次に、このエンゲージ制御を

10

20

30

40

50

図 2 6 に示すステップモータ 2 5 1 のパルス数と最終変速比との関係図、図 2 7 に示すリリース圧と出力トルクとの関係図、及び図 3 1 に示すタイムチャートを参照しながら説明する。

【 0 1 8 6 】

すなわち、コントロールユニット 3 0 0 は、まずステップ S 2 1 で前回の制御サイクルでレンジが N レンジであったか否かを判定し、YES の場合はステップ S 2 2 で今回レンジが D , S , L , R 等の走行レンジであるか否かを判定する。そして、NO の場合、つまり N レンジが継続している場合は、ステップ S 2 3 でリリース圧 P r f を 0 とすると共に、ステップ S 2 4 でステップモータ 2 5 1 のパルス P U L S をギヤードニュートラルが実現する P N としたのち、ステップ S 2 5 でタイマー値 T I M を 0 とする。

10

【 0 1 8 7 】

ここで N レンジ継続中にリリース圧 P r f を 0 とするのは、リリース圧制御用リニアソレノイドバルブ 2 1 0 の非作動時にリリース圧 P r f が 0 となって余分な電力が消費されず有利となるからである。また、パルス P U L S をギヤードニュートラルが実現する P N とするのは、次にエンゲージ動作が行なわれた場合のクリープ力をダイレクト制御で生成する準備としてスリーブ 2 2 2 を基準位置に戻しておくためであり、必ずしもこの位置に限られるものではなく、三層弁 2 2 2 におけるスリーブ 2 2 2 とスプール 2 2 3 との位置関係が所定の中立状態となって各ポート間の連通が遮断される位置であればよい。

【 0 1 8 8 】

一方、ステップ S 2 2 で今回レンジが D , S , L , R 等の走行レンジになると、ステップ S 2 6 でタイマー値 T I M がローモードクラッチ 6 0 の締結に要する所定時間 T I M x 中は、ステップ S 2 7 でリリース圧 P r f を比較的高い所定油圧 P r f (o n) とすると共に、三層弁 2 2 2 における各ポート間の連通状態が保たれてダイレクト制御が実行できるように、ステップ S 2 8 でステップモータ 2 5 1 のパルス P U L S を、D レンジ等の前進走行レンジへの切り換えであれば上記 P N から最終変速比が高速側の P D 1 に、また R レンジの後退走行レンジへの切り換えであれば同じく最終変速比が高速側の P R 1 にしたのち、ステップ S 2 9 でタイマー値 T I M を 1 だけプラスする。

20

【 0 1 8 9 】

つまり、ローモードクラッチ 6 0 の締結に要する所定時間 T I M x 中は、リリース圧 P r f が高くされ、その結果ライン圧との差圧 P が小さくなってギヤードニュートラルに近づき、クリープ力（出力トルク）が低く設定されることになる。したがって、エンゲージ動作における締結ショックが抑制される。

30

【 0 1 9 0 】

そして、ステップ S 2 6 でタイマー値 T I M がローモードクラッチ 6 0 の締結に要する所定時間 T I M x を越えたときは、ステップ S 3 1 でリリース圧 P r f を比較的低い所定油圧 P r f (o f f) とすると共に、三層弁 2 2 2 における各ポート間の連通状態が保たれてダイレクト制御が実行できるように、ステップ S 3 2 でステップモータ 2 5 1 のパルス P U L S を、D レンジ等の前進走行レンジへの切り換えであれば上記 P N から最終変速比が低速側の P D 0 に、また R レンジの後退走行レンジへの切り換えであれば同じく最終変速比が低速側の P R 0 にしたのち、ステップ S 3 3 でタイマー値 T I M を 0 とする。

40

【 0 1 9 1 】

つまり、ローモードクラッチ 6 0 が締結されたのちは、リリース圧 P r f が低くされ、その結果ライン圧との差圧 P が大きくなってギヤードニュートラルからのずれが拡大されて、クリープ力（出力トルク）が高く設定されることになる。したがって、良好な発進性が確保されることになる。

【 0 1 9 2 】

(2 - 3) ダイレクト制御

ダイレクト制御そのものの基本的動作は先に述べた通りであるが、この変速機 1 0 におけるコントロールユニット 3 0 0 は、特にブレーキペダルが踏み込まれたときや、クリープ時の車速について特殊な制御を行なうようになっている。その場合の具体的制御動作は図

50

28に示すフローチャートのようになり、これを図31に示すタイムチャートを参照しながら説明すると、まずステップS41で車速Vがクリーブ制御における目標車速 V_o より所定量 V 大きい車速を下回ったときに三層弁制御からこのダイレクト制御に移行し、その場合に、ステップS42でブレーキスイッチ309がオンのときは(このときアイドルスイッチ308はオンでありクリーブ制御が開始されている)、ステップS43でリリーフ圧Prfを比較的高い所定油圧Prf(on)として、このリリーフ圧Prf(on)が得られるようにステップS44でリニアソレノイドバルブ210を制御する。つまり、ブレーキペダルが踏み込まれているときは早期に減速するのが好ましく、そのためにリリーフ圧Prfを高くしてクリーブ力を小さくするのである。

【0193】

一方、ステップS42でブレーキスイッチ309がオフのときは、ステップS45でリリーフ圧Prfを比較的低い所定油圧Prf(off)とする。そして、ステップS46でアイドルスイッチ308がオンのときは、ステップS47で現在の車速Vと上記クリーブ制御における目標車速 V_o との偏差 dV を求めたのち、ステップS48で図29に示すマップから上記偏差 dV に基づいてリリーフ圧のフィードバック油圧 Prfを求める。そして、ステップS49でこのフィードバック油圧 Prfを加算したリリーフ圧Prfを求め、このリリーフ圧Prfが得られるようにステップS44でリニアソレノイドバルブ210を制御する。これにより、ブレーキペダルが踏み込まれていないときはクリーブ力が小さくされることなく、車速が目標車速 V_o にフィードバック制御で保持されることになる。

【0194】

なお、図31のタイムチャートでは、車両の停止から発進時において、この車速の目標車速 V_o へのフィードバック制御が表わされている。また、ステップS41でダイレクト制御の開始条件をこの目標車速 V_o より所定量 V 大きい車速としたのは、この車速Vのフィードバック制御中にオーバーシュートして三層弁制御に切り換わらないようにするためである。

【0195】

また、ステップS46でアイドルスイッチ308がオフ、つまりアクセルペダルが踏み込まれているときは、ステップS50でスロットル開度 θ に応じてリリーフ圧Prfを決定し、このリリーフ圧Prfが得られるようにステップS44でリニアソレノイドバルブ210を制御する(図31において車両の発進時における t の期間)。その場合に、リリーフ圧Prfとスロットル開度 θ との関係は、図30に示すように、スロットル開度 θ が大きくなるほどリリーフ圧Prfが大きくなるようなマップに設定されている。これにより、アクセルの踏み込み量が大きいほどクリーブ力が小さく、換言すればギヤードニュートラル状態に近づき、その結果、変速比が大となってエンジン回転数が高まり、良好な加速性が得られて三層弁制御との切り換えが円滑に行なわれることになる。

【0196】

そして、ステップS41で車速Vがダイレクト制御の開始条件である車速以上となった時点でステップS51に進み、ここで三層弁制御時の差圧 P をライン圧との間で生成するリリーフ圧Prfを0にし、ステップS52でこのリリーフ圧Prfが得られるようにリニアソレノイドバルブ210を制御して、ステップS53で三層弁制御に移行することになる。

【0197】

なお、三層弁制御とダイレクト制御の切り換え時点におけるステップモータ251のパルス数は必ずしも一致するものとは限らず、ダイレクト制御開始時には三層弁制御終了時のスリーブ222の位置を該ダイレクト制御に応じた位置(パルス数PD0)に移動させ、また、三層弁制御開始時にはダイレクト制御終了時のスリーブ222の位置(パルス数PD0)を該三層弁制御に応じた位置に移動させることになる。

【0198】

ところで、このダイレクト制御では、ステップS42でブレーキスイッチ309がオンの

10

20

30

40

50

ときは、リリーフ圧 P_{rf} を高くしてクリープ力を小さくする制御を行なうのであるが、例えば車両が平坦路でなく登坂路等の勾配のある斜面で停止するような場合には、ブレーキスイッチ 309 のオンで直ちにクリープ力を小さくすると前進駆動力が低下して逆走する懸念がある。そこで、この変速機 10 におけるコントロールユニット 300 には、このような不具合に対処するための第 2 のダイレクト制御プログラムが格納されている。

【0199】

次に、この勾配制御を含んだ第 2 のダイレクト制御を図 32 に示すフローチャート及び図 35 に示すタイムチャートに従って説明する。なお、図 32 のフローチャートは、図 28 のフローチャートにおけるステップ S41 の前にステップ S40 が追加され、かつステップ S43 が変更されたもので、その他は同じである。

10

【0200】

まず、ステップ S41 のダイレクト制御の開始又は終了条件の判定の前に、ステップ S40 で、勾配センサ 310 で検出された路面勾配 k に応じて遅延時間 T_{cd} 及びリリーフ圧 P_{rf} を決定する。その場合に、図 33 に示すように、登り勾配が急となるほど、遅延時間 T_{cd} は長く、リリーフ圧 P_{rf} は小さく（クリープ力が大きく）なるように設定されている。なお、平坦路であるときのリリーフ圧 P_{rf0} が通常のクリープ力を生じさせる値とされている。

【0201】

そして、ステップ S41 でダイレクト制御が開始され、ステップ S42 でブレーキスイッチ 309 がオンのときには、まず、ステップ S43a に進んで、カウント数 $count$ が 0 か否かを判定し、YES の場合、つまり初めてこのステップ S43a に進んだときは、ステップ S43b で、ブレーキスイッチ 309 がオフの場合と同様、リリーフ圧 P_{rf} （ただし勾配に応じて決定されたもの）を比較的低い所定油圧 $P_{rf}(off)$ としたのち、ステップ S43c でカウント数を 1 だけプラスして、ステップ S43d で、該カウント数と、勾配に応じて決定された遅延時間 T_{cd} との比較を行なう。

20

【0202】

そして、まだ遅延時間 T_{cd} 以内であれば、ステップ S43e で、上記の比較的低い所定油圧 $P_{rf}(off)$ を維持する一方で、遅延時間 T_{cd} を越えたときには、ステップ S43f で、カウント数に応じてリリーフ圧 P_{rf} を高めていく演算を行なう。その演算に用いられる補正係数 C_k は、図 34 に示すように勾配が急なほど小さく、つまりリリーフ圧 P_{rf} がゆっくりと高くなるように（クリープ力がゆっくりと小さくなるように）設定されている。そして、以上のようにして求められたリリーフ圧 P_{rf} が得られるようにステップ S44 でリニアソレノイドバルブ 210 を制御するのである。

30

【0203】

この制御によれば、車両の走行路面における登り勾配が急なときほど、ブレーキペダルを踏んだのちのクリープ力がより大きくされ、かつその保持時間である遅延時間が長くされると共に、該遅延時間が経過したのちにクリープ力を低下させる場合においても、登り勾配が急なときほどゆっくりと行なわれるから、勾配のある路面上における車両の逆送が効果的に防止されることになる。

【0204】

(2-4) D-R 切り返し制御

例えば車庫入れをする場合等では、車両がまだ前進しているうちにバックしようとしてレンジが Rレンジに切り換えられたり（D-R）、その逆の操作（R-D）が行なわれたりすることがある。このときの状態をこの変速機 10 のギアトレインで考えると、マニュアルバルブ 208 が Dレンジ位置と Rレンジ位置との間で移動する途中で Nレンジ位置を通過するのであるが、ごく短時間であるからローモードクラッチ 60 は締結されたままとなる。

40

【0205】

そして、この状態でトロイダル変速比がギヤードニュートラルを挟んで変化するわけであるが、このときインターナルギア 53 ないしセカンダリシャフト 13 を現回転方向と逆方

50

向に回転させるように、トロイダル変速比を制御してサンギア 5 2 の回転速度を変化させることになる。したがって、そのように無段変速機構 2 0 , 3 0 のローラ 2 3 , 3 3 をディスク 2 1 , 2 2 , 3 1 , 3 2 に対して傾転させるのは大きな力が必要となり、結果的に上記ローラ 2 3 , 3 3 やディスク 2 1 , 2 2 , 3 1 , 3 2 に滑りが生じ、損傷を起こす虞がある。

【 0 2 0 6 】

そこで、コントロールユニット 3 0 0 は、このような前進後退間の切り返し時には、無段変速機構 2 0 , 3 0 に大きな負荷をかけないように、図 3 6 に示すフローチャートに従って次のような制御を行なう。

【 0 2 0 7 】

まず、ステップ S 6 1 で D レンジのときは、ステップ S 6 2 で例えば図 1 8 に示したような変速線図（変速マップ）に基づくスリーブ移動による通常の三層弁制御を行なう一方で、ステップ S 6 1 で D レンジでなく、ステップ S 6 3 で N レンジのときは、ステップ S 6 4 でローモードクラッチ 6 0 を解放し、ステップ S 6 5 で三層弁 2 2 0 のスリーブ 2 2 2 をギヤードニュートラルの近傍の位置に移動させたのち、ステップ S 6 6 でステップモータ 2 5 1 の原点補正を行なう。なお、上記ステップ S 6 5 で、スリーブ 2 2 2 をギヤードニュートラル位置ではなく、ギヤードニュートラルの近傍の位置に移動させるのは、スリーブ 2 2 2 を正確にギヤードニュートラル位置に移動させるのが困難であるという前述の理由によるものであり、ギヤードニュートラル位置に移動させるようにしてもよいことはいうまでもない（このステップ S 6 5 でスリーブ 2 2 2 を移動させる位置を「基準位置」という）。

【 0 2 0 8 】

これにより、N レンジでは、動力伝達経路が遮断されると共に、スリーブ 2 2 2 が基準位置に移動され、そしてここでステップモータ 2 5 1 の原点補正が行なわれることになる。このステップモータ 2 5 1 の原点補正は概略次のようにして行なわれる。まず、入力回転センサ 3 0 6 はローモードクラッチドラム 6 1 に設けられていると共に、出力回転センサ 3 0 7 はハイモードギヤ列 9 0 の第 2 ギヤ 9 2 に設けられて、これらの検出値に基づき、スリーブ 2 2 2 が上記基準位置にあるときのトロイダル変速比を算出する。また、スリーブ 2 2 2 を上記基準位置に移動させたときのパルス数を原点パルス数とする（例えば図 1 7 についていえば 1 3 6 0 付近）。そして、この算出されたトロイダルの実変速比と、予め設定されている基準位置でのトロイダルの理想変速比とを比較して、その差が解消する方向にスリーブ 2 2 2 を移動させる。このスリーブ 2 2 2 の移動はフィードフォワード制御とし、この数パルス分だけスリーブ 2 2 2 を移動させたのちのステップモータ 2 5 1 のパルス数を上記の原点パルス数に置き換えるのである。

【 0 2 0 9 】

図 3 6 に戻ると、ステップ S 6 1 で D レンジでなく、かつステップ S 6 3 で N レンジでもないときは、ステップ S 6 7 で R レンジか否かを判定し、N O の場合は S レンジか L レンジであるからステップ S 6 2 に進む一方で、Y E S の場合はステップ S 6 8 で後退走行中か否かを判定する。そして、後退走行中のときはステップ S 6 2 で通常の三層弁制御を行なう一方で、N O の場合はステップ S 6 9 で車速が 0 でないかどうかを判定し、Y E S のとき、つまり車両がまだある程度の車速で前進走行しているときは、上記の N レンジで行なう各ステップ S 6 4 ~ 6 6 を実行する。

【 0 2 1 0 】

これに対し、ステップ S 6 9 で N O のとき、つまりレンジは R レンジで車両が停止しているときには、ステップ S 7 0 に進んで、三層弁 2 2 0 のスリーブ 2 2 2 をリバース発進位置に移動させる。具体的には、インターナルギヤ 5 3 ないしセカンダリシャフト 1 3 が後退回転となるクリーブ発進時の位置に移動させるのである。そして、ステップ S 7 1 でローモードクラッチ 6 0 を締結する。

【 0 2 1 1 】

この制御によれば、前進走行中に R レンジへの切り返しが行なわれた場合には、ステップ

10

20

30

40

50

S 6 1 , S 6 3 , S 6 7 , S 6 8 , S 6 9 と進んで、ステップ S 6 4 でローモードクラッチ 6 0 を切ったのち、ステップ S 6 9 で車両の停止を確認してから、ステップ S 7 0 で後退方向へのスリーブ移動を行ない、そしてステップ S 7 1 でローモードクラッチ 6 0 をつなぐので、遊星歯車機構 5 0 のサンギア 5 2 は、ローモードクラッチ 6 0 が切れている間は負荷が少ない状態で回転し、その間に、該サンギア 5 2 の回転速度を変化させるように無段変速機 2 0 のローラ 2 3 を傾転させるから、その傾転を負荷が少ない状態で行なうことができ、これにより、該ローラ 2 3 , 3 3 やディスク 2 1 , 2 2 , 3 1 , 3 2 に滑りが生じることがなく、また損傷を起こす虞がなくなる。

【 0 2 1 2 】

(2 - 5) R - D 切り返し制御

10

図 3 6 に示すフローチャートは D - R 切り返し制御に関するものであったが、逆の R - D 切り返し制御もこれに準じて行なわれる。その制御フローを図 3 7 に示す。

【 0 2 1 3 】

(2 - 6) 後退時変速制御

この無段変速機 1 0 ではトロイダル変速比を無段階に制御することができ、その結果、サンギア 5 2 の回転速度を変化させることによって、ギヤードニュートラルから前進方向及び後退方向のいずれにも最終変速比を任意に変えることが可能である。したがって、後退走行時にも無数のギア段を設定することが可能であるが、特に後退速では、良好な発進加速性が要求される前進走行時とは異なり、発進時には格別の注意が要求される。

【 0 2 1 4 】

20

そこで、この無段変速機 1 0 におけるコントロールユニット 3 0 0 は、図 3 8 に示すように、ステップ S 1 0 1 でレンジが R レンジのときはステップ S 1 0 2 で後退速用の変速マップを用いて変速制御を行ない、レンジが D レンジのときはステップ S 1 0 3 で前進速用の変速マップを用いて変速制御を行なうようになっている。

【 0 2 1 5 】

その場合に、図 3 9 に合わせて示すように、後退速用の変速マップでは、同じ車速 V 及びスロットル開度 であっても、前進速用の変速マップに比べて、低い値のエンジン回転数が目標値 N_{e0} として決定されるようになっている。換言すれば、最終変速比が全体に高速段側にシフトされており、これにより、後退時における急な飛び出しが抑制されることになる。

30

【 0 2 1 6 】

なお、このような後退速用変速マップの特性を所定車速以下の場合にのみ適用するようにしてもよい。その場合には、特に注意が要求される発進時以外は、前進走行の場合と同じ最終変速比での走行が実現することになる。

【 0 2 1 7 】

また、図 3 9 において、前述のダイレクト制御における判定車速 V_{o+} V 以下では変速特性が設定されていないが、これは図 3 1 のタイムチャートに準じて付記したものであり、この場合は三層弁制御からダイレクト制御への切り換わり時には、すでにアイドルスイッチ 3 0 8 がオンとなっており、したがって直ちにクリープ制御が開始されるので、上記判定車速 V_{o+} V 以下では通常の変速制御が行なわれず、この種の変速マップは使用され

40

【 0 2 1 8 】

(2 - 7) ローモード / ハイモード切替制御

先に図 1 7 を参照して述べたように、D レンジのローモード特性とハイモード特性とは所定のパルス数ないしトロイダル変速比において交差するような特性になっている。このことは、図 1 8 又は図 3 9 の変速マップにおけるモード切替ラインとして表わされる。つまり、両モードで最終変速比が一致する点でローモードクラッチ 6 0 とハイモードクラッチ 7 0 の掛け替えを行なうのである。これにより、急な変速比の変化を生じさせずにショックのないモードの切り換えを実現することが可能となる。

【 0 2 1 9 】

50

しかしながら、上記クラッチ 60, 70 の掛け替えにはある程度の時間がかかるため、モードの切り換えが終了した時点では、車両の走行状態がすでに上記モード切換ライン上になく、その結果、急な変速比の変化が生じることになる。

【0220】

そこで、コントロールユニット 300 は、このような不具合に対処するために、図 40 に示すフローチャートによるモード切換制御を行なう。まず、コントロールユニット 300 は、ステップ S111 で、エンジン回転数センサ 302 で検出される実エンジン回転数 N_e が、モード切換ラインの最終変速比 G_o と車速センサ 302 で検出される車速 V とを乗算して得られる値に近づいているか否かを判定する。つまり、現在の最終変速比がモード切換ラインに略同じかどうかを判定するのである。

10

【0221】

そして、YES の場合は、ステップ S112 で、クラッチ 60, 70 の掛け替え中、その現最終変速比 G が維持されるようにトロイダル変速比の制御を行なう。次いで、ステップ S113 で、上記最終変速比 G を維持するための目標エンジン回転数 N_{e0} と実回転数 N_e との偏差 N を算出し、ステップ S114 で、この回転偏差 N が解消されるように設定された図 41 に示すマップからパルス PULS のフィードバック量 PULS を求めて、最終的に、ステップ S115 で、このフィードバック量 PULS をステップモータ 251 に出力する。

【0222】

これにより、三層弁 220 のスリーブ 222 位置がフィードバック制御されて、上記回転偏差 N が解消され、その結果、最終変速比 G が一定値に固定される。そして、その間にモードが切り換えられることになるので、該モードの切り換え前後において変速比の変化がなく、ショックのない円滑なモードの切り換えが実現することになる。

20

【0223】

【発明の効果】

以上のように本発明によれば、ギヤードニュートラルを用いた発進方式を採用する FF 車用のトロイダル式無段変速機において、無段変速機構が配置された第 1 シャフトの反エンジン側の端部に遊星歯車機構が配置された第 2 シャフト側へ回転を伝達するギヤ列を配置したから、このギヤ列と、上記第 2 シャフトのエンジン側の端部に連結されるデファレンシャル装置ないし該装置への動力伝達機構等との干渉が回避されることになる。したがって、この干渉を回避するため、上記ギヤ列とデファレンシャル装置等を軸方向にオフセットする場合に比較して、当該変速機の軸方向寸法が短縮され、該変速機の車両への搭載性やレイアウト性が向上することになる。さらに、トロイダル式無段変速機構として第 1、第 2 無段変速機構を備えると共に、第 1 シャフトの外側に中空の第 3 シャフトを嵌挿して、該第 3 シャフト上に上記第 1、第 2 トロイダル式無段変速機構の入力側および出力側の各ディスクを配置する場合に、該第 3 シャフトの一方の端部をベアリングを介して変速機ケースに支持させ、また、他方の端部にはギヤ列の第 1 ギヤを嵌合させ、該第 1 ギヤをベアリングを介して変速機ケースに支持させるように構成すると共に、該第 3 シャフトと第 1 ギヤとの嵌合部に、両者間の軸方向の相対変位を吸収するバネ部材を介設したので、第 3 シャフトが熱膨張等により伸縮しても、その伸縮が上記バネ部材によって吸収されることになる。

30

40

【0224】

また、特に本願の第 2 発明によれば、第 1 シャフト上に 2 組の無段変速機構が備えられる構成において、該第 1 シャフトとこれらの無段変速機構の入力部との間に介設されるローディング機構を、上記ギヤ列と同様に第 1 シャフトの反エンジン側の端部に配置したことにより、ギヤードニュートラルないしローモードの状態、第 2 シャフト上の遊星歯車機構で生じて第 1 シャフト側に還流される循環トルクが上記第 1 シャフトに伝達されることがなくなり、したがって、該第 1 シャフトはエンジンからのトルクを伝達することができるだけの径や強度とすることができ、当該変速機のコストの低減、コンパクト化、耐久性の向上或は軽量化等が図られ、さらに、該第 1 シャフトの剛性が低くなってエンジン

50

からの振動が効果的に吸収されることにより、当該車両の振動や騒音が低減されることになる。加えて、ローディング機構を、互いに対向する面が周方向の凹凸を有するカム面とされた一対のディスクと、両ディスク間に介設されたローラーとで構成し、このローディング機構の第1ギヤ側のディスクと該第1ギヤとをピン部材で連結する場合に、このピン部材を上記第1ギヤ側のディスクにおける凹凸により肉圧が厚くなっている部位に配設したので、該ディスクの全体的な肉厚、即ち軸方向寸法を増大させたり、該ディスクの強度を低下させたりすることなく、上記第1ギヤと該ディスクとが連結されることになる。

【図面の簡単な説明】

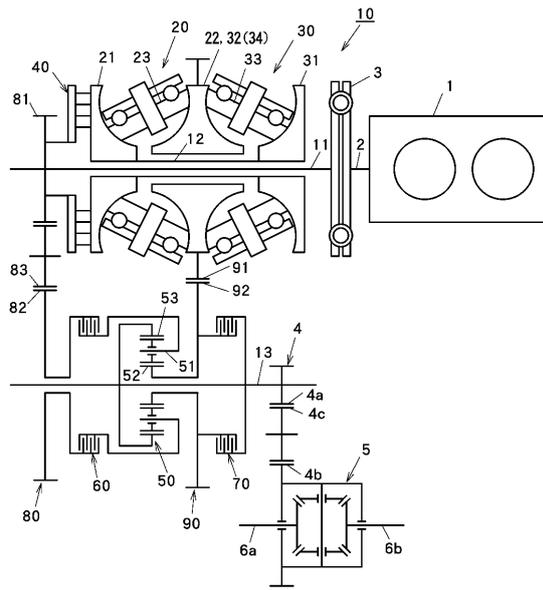
- 【図1】 本発明の実施の形態に係るトロイダル式無段変速機の機械的構成を示す骨子図である。 10
- 【図2】 同変速機の要部の具体的構造を示す展開図である。
- 【図3】 図2のA-A線に沿う断面図である。
- 【図4】 ハイモードギヤ列を構成するギヤの組付けの態様を示す断面図である。
- 【図5】 ローディングカムとローモードギヤ列を構成するギヤ及び入力ディスクとの組付け関係を示す一部切欠き図である。
- 【図6】 インพุットシャフト上の構成を示す拡大断面図である。
- 【図7】 セカンダリシャフト上の構成を示す拡大断面図である。
- 【図8】 循環トルクによる問題点を説明する概略線図である。
- 【図9】 本発明の実施の形態に係る変速機における循環トルクの流れを説明する概略線図である。 20
- 【図10】 同変速機の油圧制御の回路図である。
- 【図11】 図3のB方向からみた変速制御用の油圧を生成する三層弁の部分断面図である。
- 【図12】 図3のC方向からみたカム機構の部分断面図である。
- 【図13】 変速機ケースの下部構造を示す断面図である。
- 【図14】 本発明の実施の形態に係る変速機における制御システム図である。
- 【図15】 変速制御の前提となるトラクション力の説明図である。
- 【図16】 ステップモータのパルス数とトロイダル変速比との関係を示す特性図である。
- 【図17】 ステップモータのパルス数と最終変速比との関係を示す特性図である。 30
- 【図18】 変速制御に用いられる特性図である。
- 【図19】 三層弁による変速制御における問題点の説明図である。
- 【図20】 コントロールユニットが行なう制御のメインフローチャート図である。
- 【図21】 同コントロールユニットが行なうライン圧制御の特徴の説明図である。
- 【図22】 同ライン圧制御のフローチャート図である。
- 【図23】 同ライン圧制御における特性図である。
- 【図24】 同ライン圧制御における特性図である。
- 【図25】 同コントロールユニットが行なうエンゲージ制御のフローチャート図である。
- 【図26】 同エンゲージ制御における特性図である。 40
- 【図27】 同エンゲージ制御における特性図である。
- 【図28】 同コントロールユニットが行なうダイレクト制御のフローチャート図である。
- 【図29】 同ダイレクト制御における特性図である。
- 【図30】 同ダイレクト制御における特性図である。
- 【図31】 同ダイレクト制御及びエンゲージ制御によるタイムチャート図である。
- 【図32】 勾配制御を含む第2のダイレクト制御のフローチャート図である。
- 【図33】 同第2のダイレクト制御における特性図である。
- 【図34】 同第2のダイレクト制御における特性図である。
- 【図35】 同第2のダイレクト制御によるタイムチャート図である。 50

- 【図36】 同コントロールユニットが行なう繰り返し制御のフローチャート図である。
 【図37】 別の繰り返し制御のフローチャート図である。
 【図38】 同コントロールユニットが行なう後退時変速制御のフローチャート図である。
 【図39】 同後退時変速制御における変速特性図である。
 【図40】 同コントロールユニットが行なうモード切替制御のフローチャート図である。
 【図41】 同モード切替制御における特性図である。

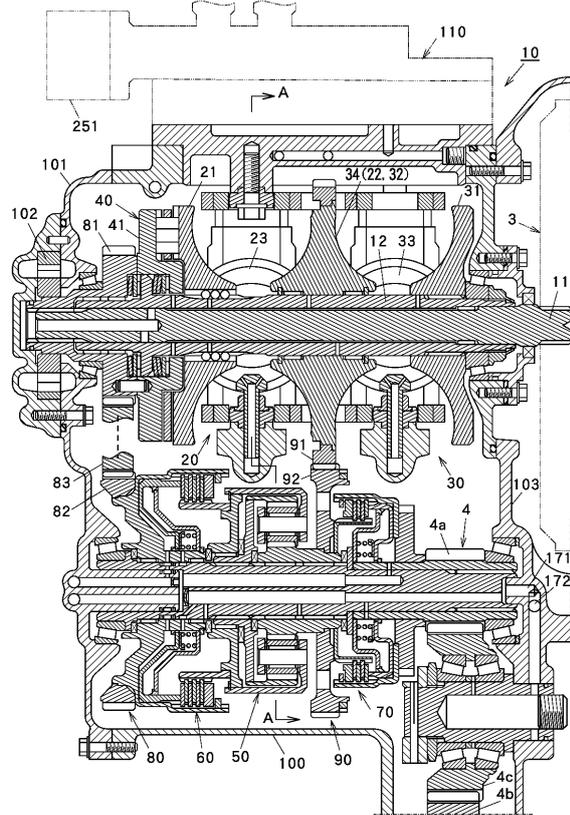
【符号の説明】

1	エンジン	10
10	トロイダル式無段変速機	
11	第1シャフト(インプットシャフト)	
12	第3シャフト(プライマリシャフト)	
13	第2シャフト(セカンダリシャフト)	
20	第1無段変速機構	
30	第2無段変速機構	
21, 31	入力ディスク	
22, 32	出力ディスク	
23, 33	ローラー	
25, 35	接触位置変更部材(トラニオン)	20
40	ローディング機構(ローディングカム)	
44	ピン部材	
50	遊星歯車機構	
51	第3要素(ピニンオンキャリア)	
52	第1要素(サンギヤ)	
53	第2要素(インターナルギヤ)	
60	第1クラッチ機構(ローモードクラッチ)	
70	第2クラッチ機構(ハイモードクラッチ)	
80	ローモードギヤ列	
81	第1ギヤ	30
82	第2ギヤ	
83	アイドルギヤ	
90	ハイモードギヤ列	

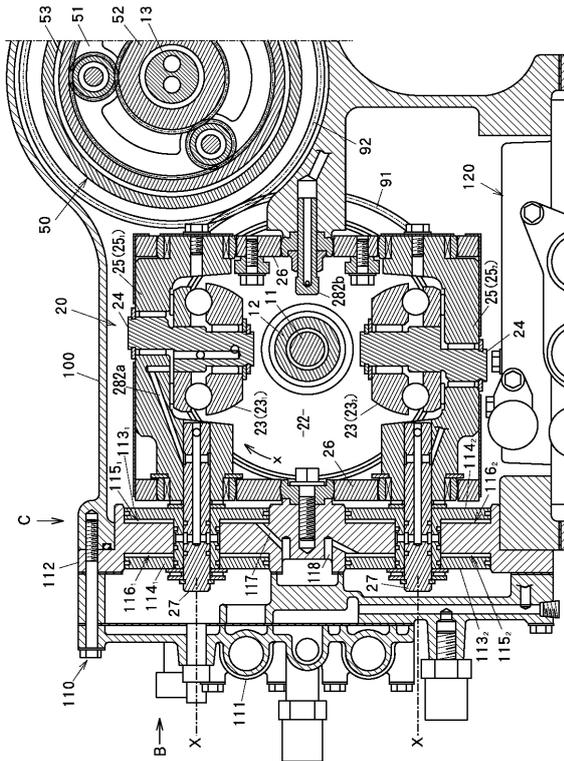
【 図 1 】



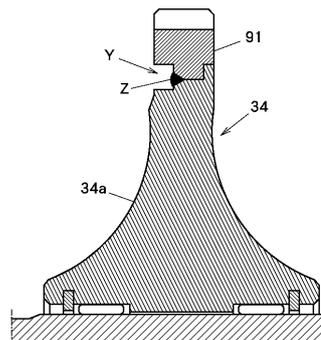
【 図 2 】



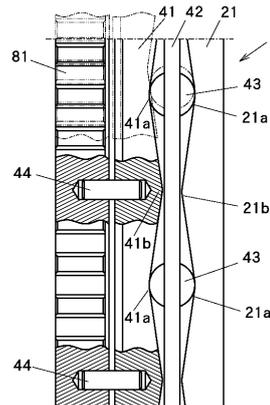
【 図 3 】



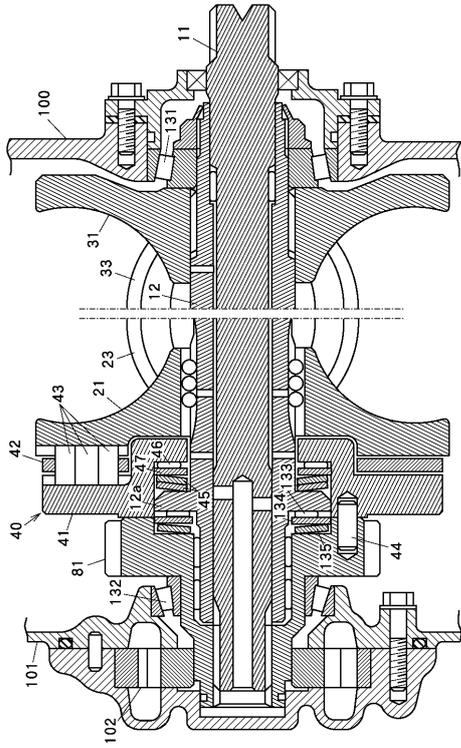
【 図 4 】



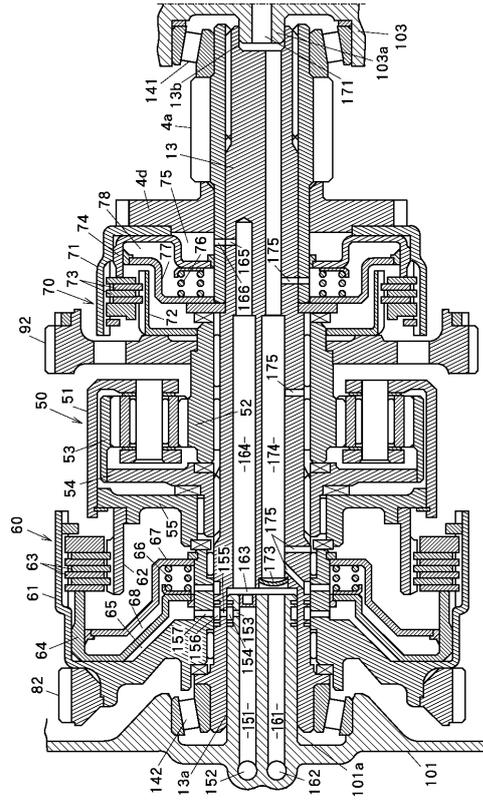
【 図 5 】



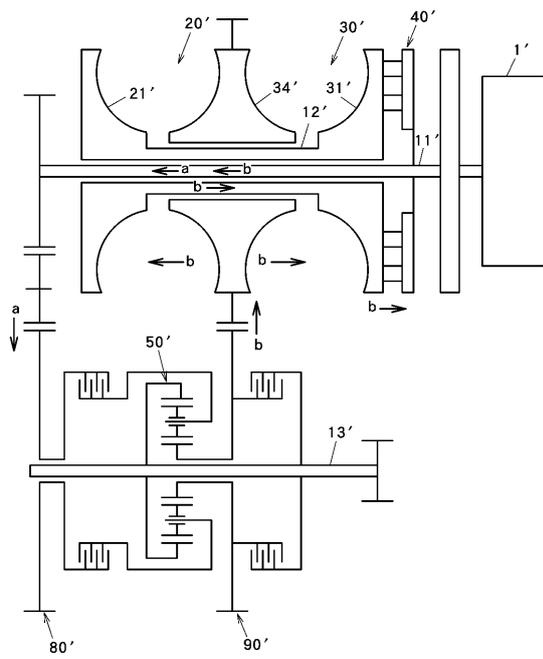
【 図 6 】



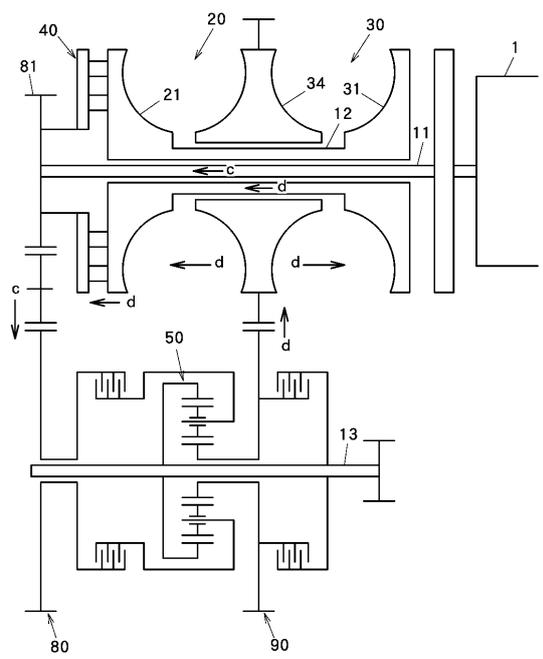
【 図 7 】

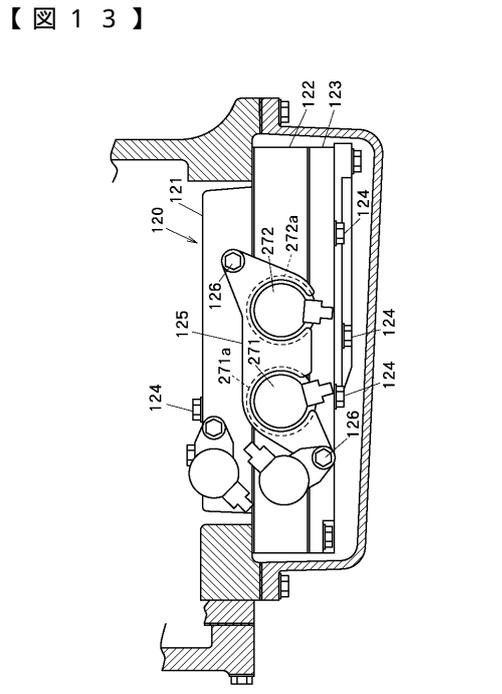
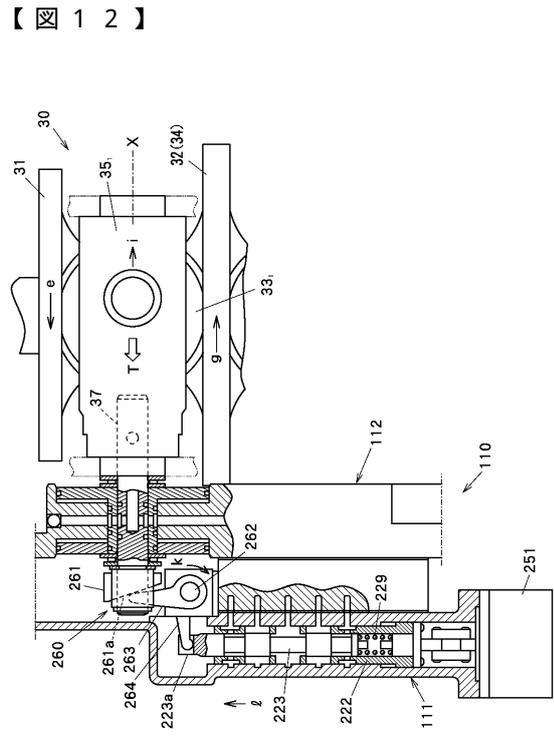
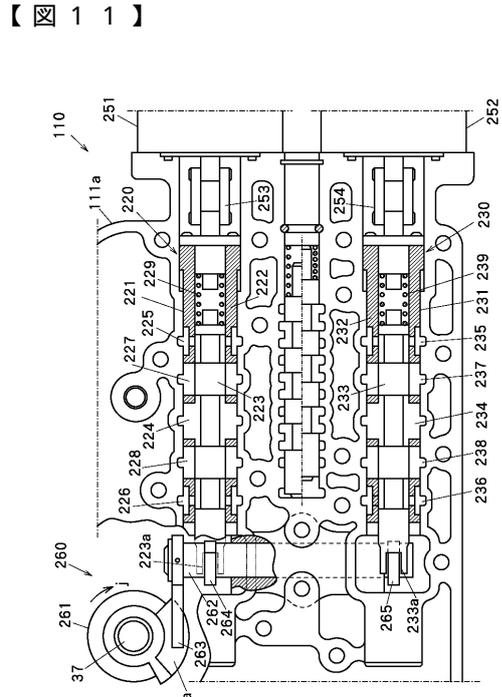
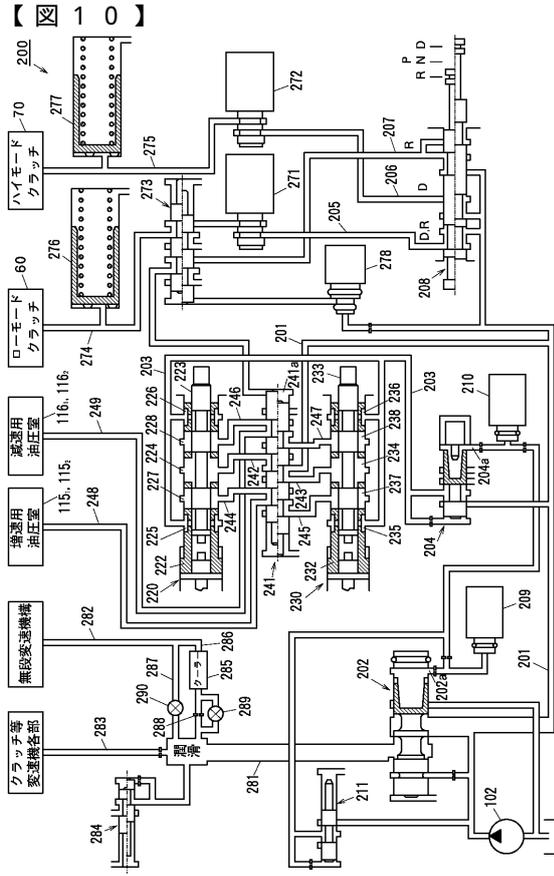


【 図 8 】

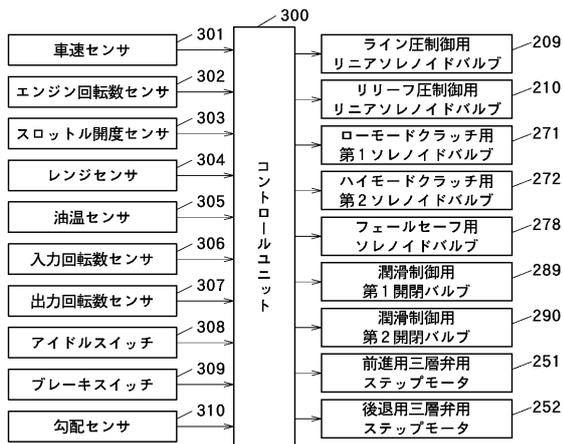


【 図 9 】

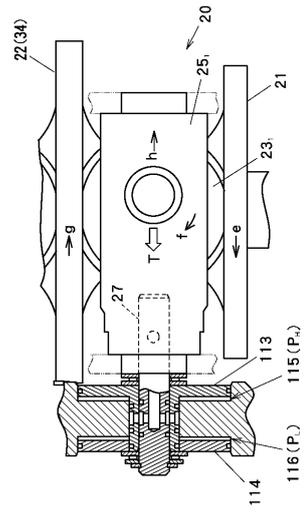




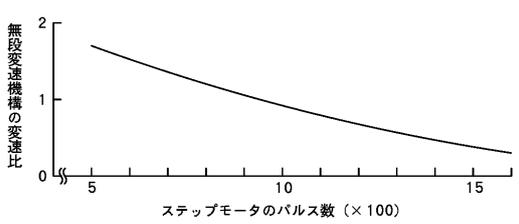
【 図 1 4 】



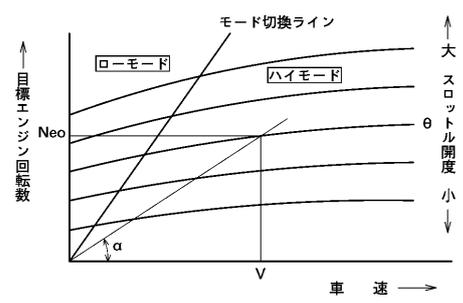
【 図 1 5 】



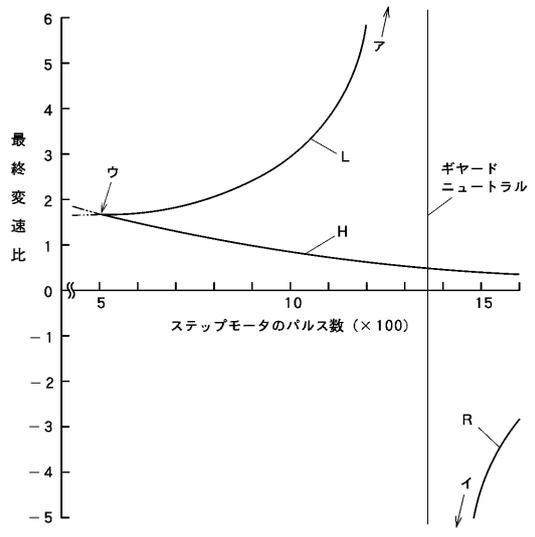
【 図 1 6 】



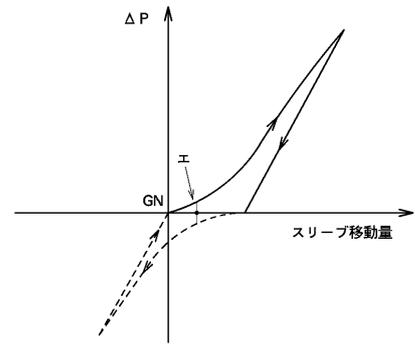
【 図 1 8 】



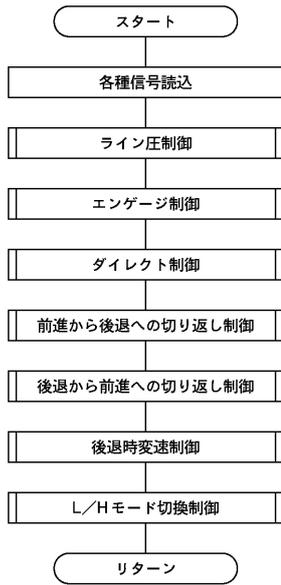
【 図 1 7 】



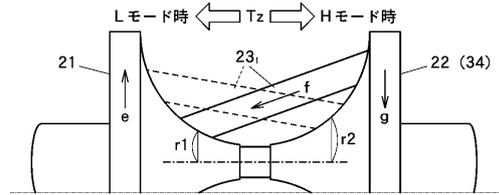
【 図 1 9 】



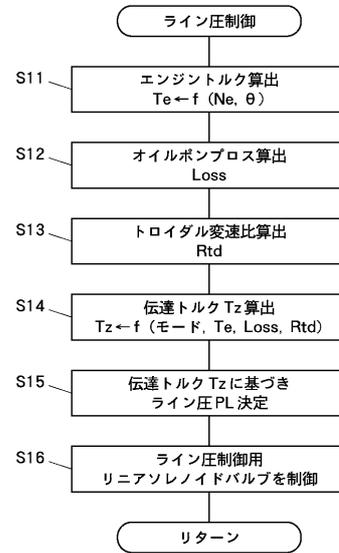
【図20】



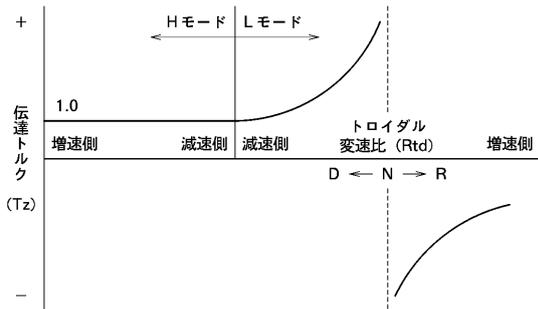
【図21】



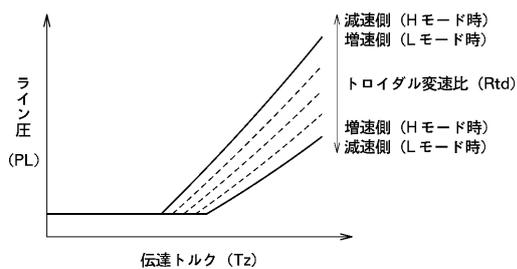
【図22】



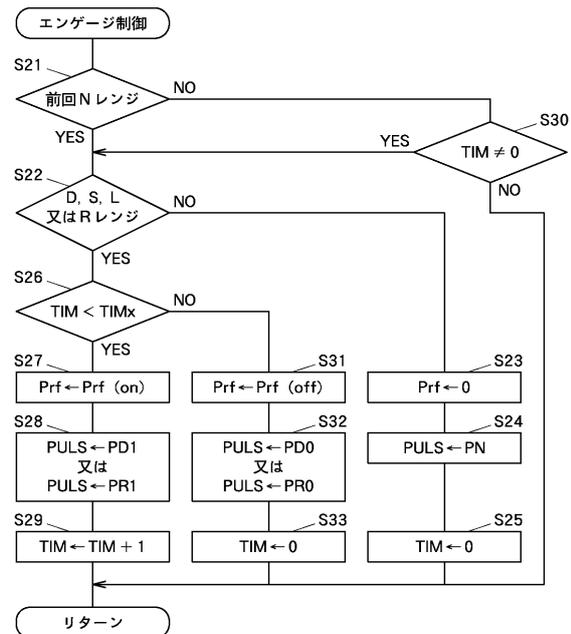
【図23】



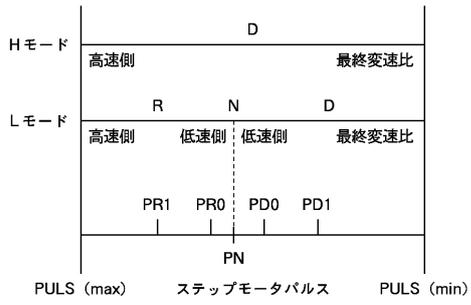
【図24】



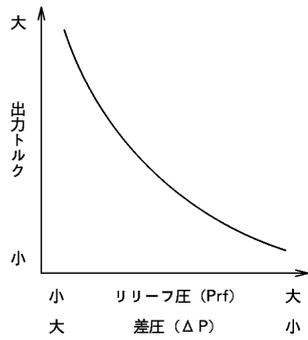
【図25】



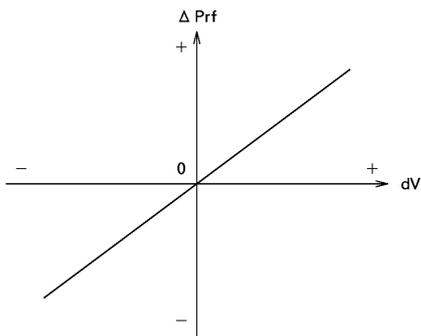
【 図 2 6 】



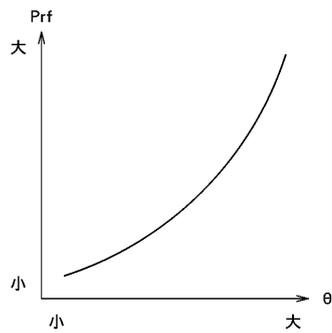
【 図 2 7 】



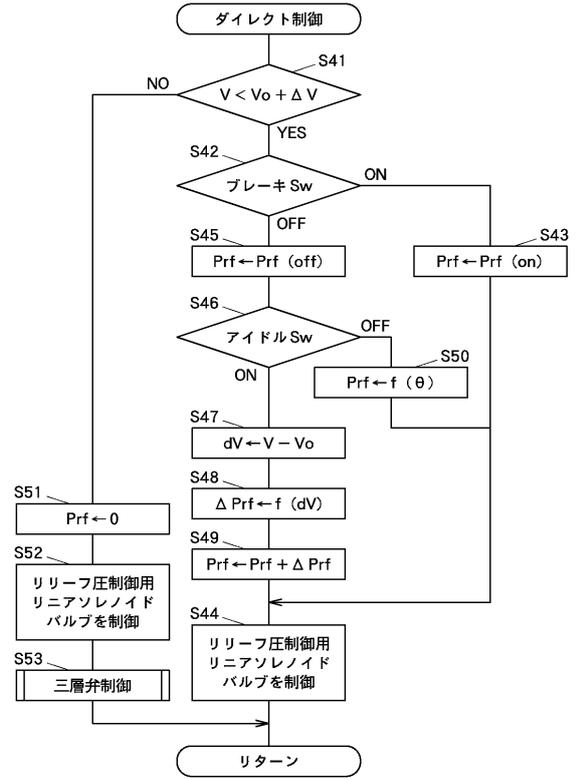
【 図 2 9 】



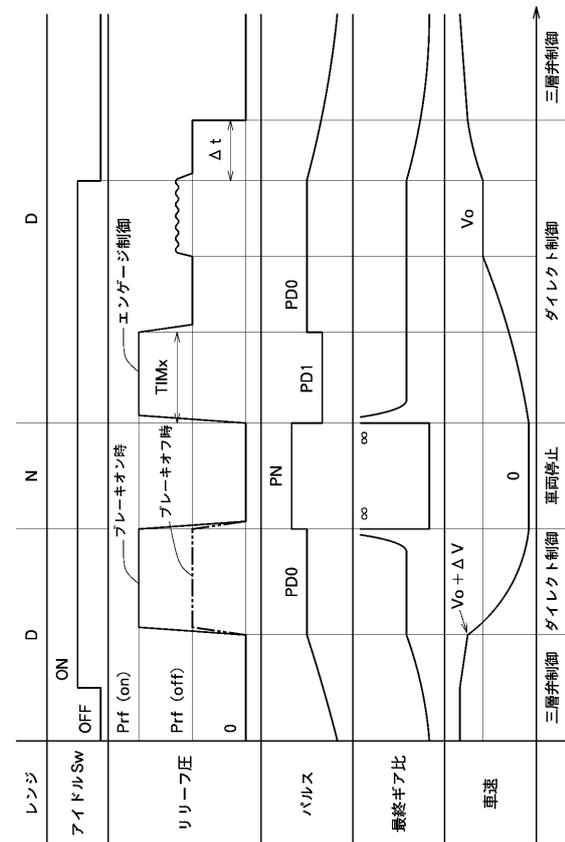
【 図 3 0 】



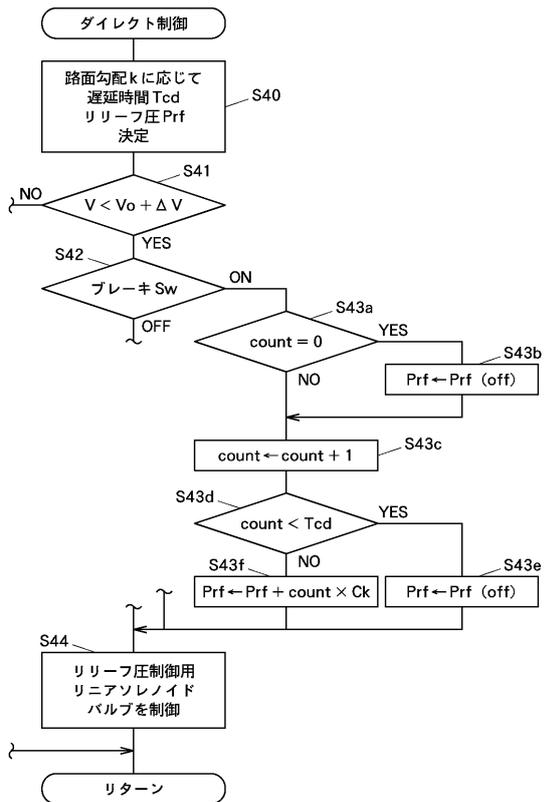
【 図 2 8 】



【 図 3 1 】



【 図 3 2 】

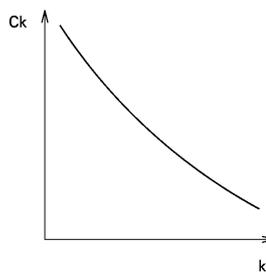


【 図 3 3 】

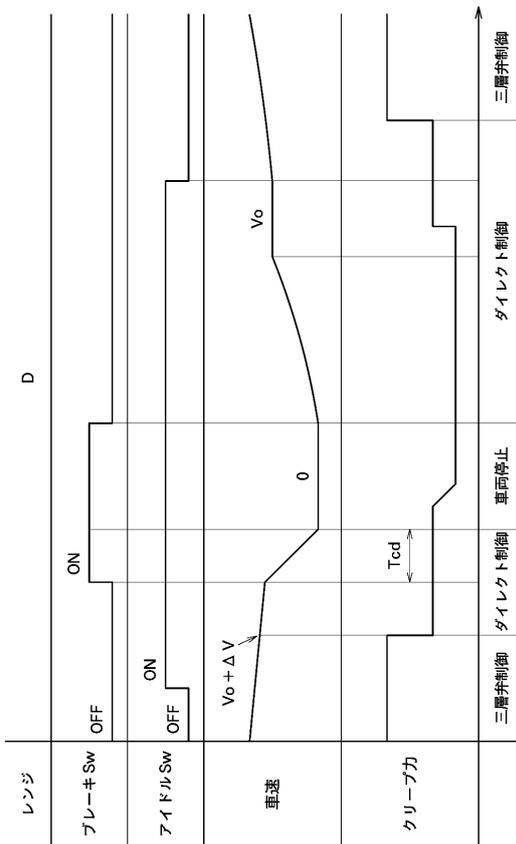
	急 ←	下り	→ 緩	平坦	緩 ←	登り	→ 急				
k	k1	k2	k3	k4	k5	k0	k6	k7	k8	k9	k10
Tcd	0	0	0	0	0	0	Tcd1	Tcd2	Tcd3	Tcd4	Tcd5
Prf	0	0	0	0	0	Prf0	Prf1	Prf2	Prf3	Prf4	Prf5

Tcd1 < Tcd2 < Tcd3 < Tcd4 < Tcd5
Prf0 > Prf1 > Prf2 > Prf3 > Prf4 > Prf5

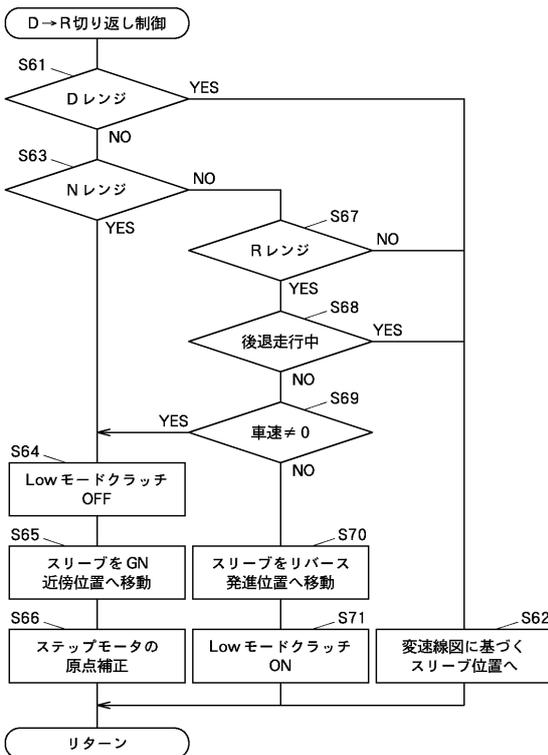
【 図 3 4 】



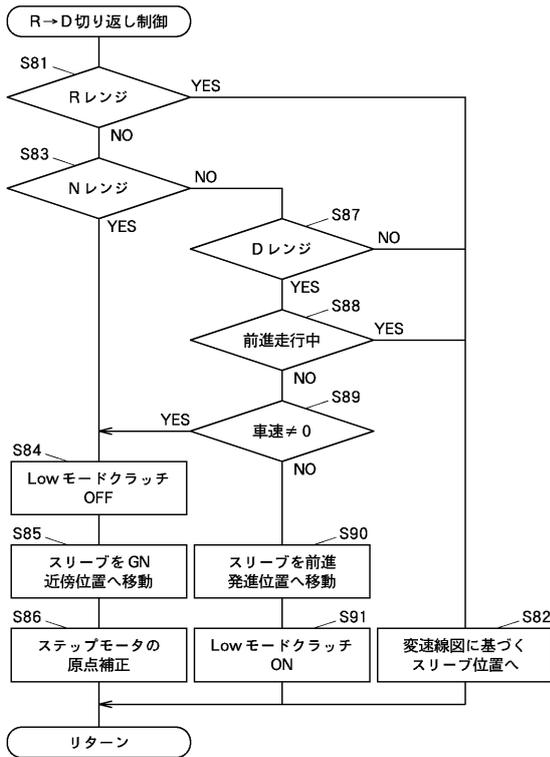
【 図 3 5 】



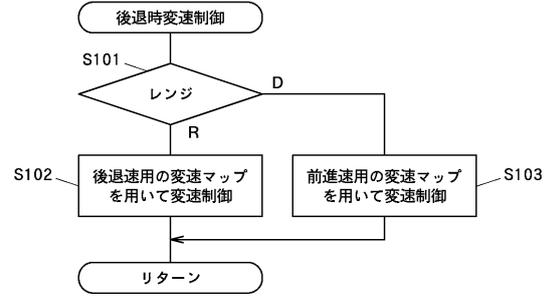
【 図 3 6 】



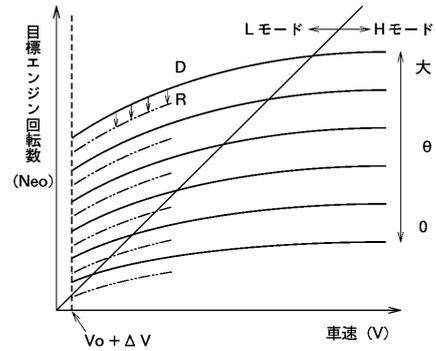
【 図 3 7 】



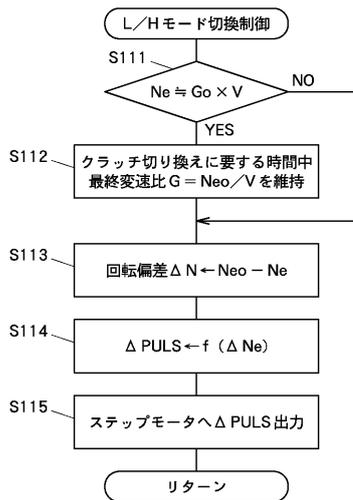
【 図 3 8 】



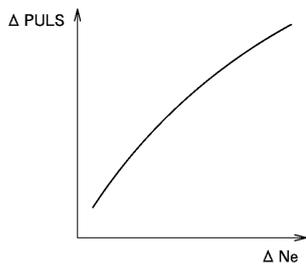
【 図 3 9 】



【 図 4 0 】



【 図 4 1 】



フロントページの続き

(72)発明者 中根 久典
広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

審査官 谿花 正由輝

(56)参考文献 特開平06-101754(JP,A)
特開昭61-244961(JP,A)
特開昭53-077959(JP,A)
特開平04-219557(JP,A)
実開昭62-184252(JP,U)
特開平01-216190(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)
F16H 37/02
F16H 15/38
F16H 25/18