

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3716569号

(P3716569)

(45) 発行日 平成17年11月16日(2005.11.16)

(24) 登録日 平成17年9月9日(2005.9.9)

(51) Int. Cl.⁷

F I

F 1 6 H 61/10	F 1 6 H 61/10	
F 1 6 H 37/02	F 1 6 H 37/02	A
// F 1 6 H 59:14	F 1 6 H 59:14	
F 1 6 H 59:44	F 1 6 H 59:44	
F 1 6 H 101:04	F 1 6 H 101:04	

請求項の数 2 (全 34 頁)

(21) 出願番号	特願平9-244664
(22) 出願日	平成9年8月25日(1997.8.25)
(65) 公開番号	特開平11-63203
(43) 公開日	平成11年3月5日(1999.3.5)
審査請求日	平成16年7月13日(2004.7.13)

(73) 特許権者	000003137
	マツダ株式会社
	広島県安芸郡府中町新地3番1号
(74) 代理人	100083013
	弁理士 福岡 正明
(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
(72) 発明者	延本 秀寿
	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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンと駆動輪との間に備えられ、エンジン側からの入力回転と駆動輪側への出力回転との間の変速比が無段階に変化するように構成された無段変速機構を有し、エンジンの駆動トルクを、上記無段変速機構及び遊星歯車機構を經由して駆動輪に伝達する第1の動力伝達経路と、無段変速機構のみを經由して駆動輪に伝達する第2の動力伝達経路と、これらの動力伝達経路を選択的に切り換える伝達経路切換手段と、少なくともエンジン負荷及び車速を含む車両の走行状態を検出する走行状態検出手段と、該走行状態検出手段の検出結果と、少なくともエンジン負荷及び車速を含む車両の走行状態に応じて設定された変速特性及び動力伝達経路切換特性とに基づいて上記無段変速機構に対する変速比制御及び上記伝達経路切換手段に対する動力伝達経路の切換制御を行なう制御手段とを備える無段変速機の制御装置であって、上記変速特性として、第1動力伝達経路と第2動力伝達経路とを切り換える動力伝達経路切換ラインを挟む所定の範囲内で、同一のエンジン負荷に対して、加速中にのみ用いられて目標エンジン回転数が高く設定された加速用変速特性と、減速中にのみ用いられて目標エンジン回転数が低く設定された減速用変速特性とが個別に設定されていることを特徴とする無段変速機の制御装置。

【請求項2】

走行状態検出手段により車速が増加から減少又は減少から増加に転じたことが検出されたときは、制御手段は、加速用変速特性を用いる無段変速機構の変速比制御から減速用変速特性を用いる無段変速機構の変速比制御又は減速用変速特性を用いる無段変速機構の変

10

20

速比制御から加速用変速特性を用いる無段変速機構の変速比制御に切り換えると共に、その切換期間中は、該切換の開始時点における無段変速機構の変速比を一定に保持することを特徴とする請求項 1 に記載の無段変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、無段変速機の制御装置、特に、エンジンの駆動トルクを駆動輪に伝達する複数の動力伝達経路を有し、該経路を車両の走行状態に基づいて切り換えるように構成された無段変速機の制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

一般に、自動車用無段変速機は、エンジンと駆動輪との間に備えられて、エンジン側からの入力回転と駆動輪側への出力回転との間の変速比が無段階に変化するように構成された無段変速機構を有し、予め車速やスロットル開度等の走行状態に基づいて設定された変速制御用の特性マップにこれらの実測値をあてはめることにより目標エンジン回転数を求め、この目標エンジン回転数が得られるように上記無段変速機構の変速比を制御するものである。

【0003】

上記無段変速機構としては、ベルト式のものが古くから知られているが、例えば特開平3-223555号公報や特開平6-101754号公報等には、エンジン側からの回転が 20 入力される入力ディスクと駆動輪側への回転が出力される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が圧接状態で介設され、このローラーの傾転により該ローラーと各ディスクとの接触位置が半径方向に変化されて、両ディスク間の動力伝達の変速比が無段階に変化するように構成されたトロイダル変速機構が開示されている。また、上記のようなトロイダル変速機構を採用するか、ベルト式変速機構を採用するかに拘らず、この種の無段変速機においては、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も知られている。

【0004】

この方式を、トロイダル式無段変速機で説明すると、エンジンに連結されたインプットシャフト上に上記のような構成のトロイダル変速機構が配置されると共に、該インプットシャフトに平行なセカンダリシャフト上に、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との3つの回転要素を有する遊星歯車機構が配置され、これらの回転要素のうちのインターナルギヤを出力要素としながら、エンジン回転をピニオンキャリアには直接に、サンギヤには上記トロイダル変速機構を介してそれぞれ入力するように構成される。

【0005】

そして、上記トロイダル変速機構の変速比を制御することにより、遊星歯車機構のピニオンキャリアとサンギヤとに入力される回転速度の比を、出力要素であるインターナルギヤ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、この状態からトロイダル変速機構の変速比を増減させることにより、インターナルギヤを前進または後退方向に回 40 転させるように構成されるものである。

【0006】

この方式によれば、発進時に接続される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。

【0007】

ところで、この種の無段変速機においては、先にも説明したように、予め車速やスロットル開度等の走行状態に基づいて設定された変速特性にこれらの実測値をあてはめることにより、エンジン回転数ないし最終変速比の目標値を求め、例えば上記のようなトロイダル式無段変速機の場合では、該目標エンジン回転数が得られるように、トロイダル変速機構の変速比、すなわちローラーの傾転角が制御される。しかしながら、このときローラーを 50

10

20

30

40

50

ずっと同一方向に傾転させていって全ての最終変速比を得ようとする、該ローラーの傾転角とトロイダル変速機構の変速比ないし最終変速比とが一定の相関関係にあることから、目標最終変速比の値によってはローラーをディスクに対して大きく傾転させなければならない場合が生じ、動力伝達効率低下等の不具合が発生する。

【0008】

そこで、エンジンの駆動トルクを駆動輪に伝達する動力伝達経路を複数設け、これらの動力伝達経路を選択的に切り換えることにより、ローラーの傾転角と最終変速比との相関関係が相互に逆向きとなるようにして、結果としてローラーの傾転角の幅を所定範囲内に制限しながらも、所望の最終変速比が得られるようにすることが知られている。

【0009】

例えば、上記のようなギヤードニュートラル状態を実現させるためにエンジンの駆動トルクをトロイダル変速機構と遊星歯車機構とを經由させて駆動輪に伝達する経路を第1の伝達経路とすると共に、エンジンの駆動トルクを遊星歯車機構を經由させずトロイダル変速機構のみを經由させて駆動輪に伝達する経路を第2の伝達経路として、第1の伝達経路にあっては、最終変速比が無限大のギヤードニュートラルから前進方向で、トロイダル変速機構の変速比が大きくなる（減速する）に従って最終変速比が小さくなる（増速する）ようにし、一方、第2の伝達経路にあっては、逆にトロイダル変速機構の変速比が小さくなる（増速する）に従って最終変速比が小さくなる（増速する）ようにするのである。

【0010】

これによれば、例えば車速の増大に伴って最終変速比を小さくしていく場合を考えると、当初第1伝達経路でギヤードニュートラル状態から発進したのち、トロイダル変速機構の変速比が大きくなる方向にローラーを傾転させていき、次に伝達経路を第2伝達経路に切り換えて、今度は逆にトロイダル変速機構の変速比が小さくなる方向にローラーを逆方向に傾転させていくことになるので、結果としてローラーの傾転角の幅を一定の範囲内に抑えることができ、動力伝達効率低下等の不具合が回避されることになる。

【0011】

その場合に、上記の動力伝達経路の切換えを、第1の伝達経路における変速制御（以下「ローモード」ともいう。）での最終変速比ないしトロイダル変速機構の変速比と、第2の伝達経路における変速制御（以下「ハイモード」ともいう。）での最終変速比ないしトロイダル変速機構の変速比とが相互に異なるときに行なうと、変速比が急変して大きなショックが発生するので、上記の動力伝達経路の切換え（モードの切換え）は、ローモードとハイモードとの間で最終変速比が連続的に変化する点、すなわち両モード間で最終変速比が同一となる点で行なわれる。したがって、このような両モード間で最終変速比が同一となる点は、動力伝達経路の切換え特性を示すものとなり、この点（動力伝達経路切換特性点）は、予めスロットル開度や車速等の走行状態に基づいて設定されている前述の変速特性上を含めて設定されている。そして、概念的には、スロットル開度毎に設定された変速特性上の上記切換特性点をむすぶと、上記同一最終変速比を示す傾きの直線（動力伝達経路あるいはモードの切換えライン）が得られる。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】

したがって、車両の走行状態が上記切換えラインを横切って変化するとき、動力伝達経路が切り換えられることになるが、その場合に次のような不具合が生じ得るのである。

【0013】

すなわち、運転者のアクセルペダルの踏み込みが一定、つまりスロットル開度が同一のときに、例えば車両が登坂降坂を繰り返す坂道に入ったようなときには、それに伴って駆動負荷が変化し、車速が増減することになるが、このとき、車速が上記の動力伝達経路の切換特性点を挟んで加減速を繰り返すと、動力伝達経路の切換えが頻繁に起こり、その切換え制御にハンチングが生じることになるのである。

【0014】

また、運転者としては、アクセル操作をしていないのであるから、動力伝達経路の切換え

10

20

30

40

50

に伴うショックに対する違和感が大きく、それが頻繁に起こることにもなる。

【0015】

そして、このような問題は、以上説明したようなトロイダル式無段変速機におけるローモードとハイモードとの切換えに限らず、一般に、複数の動力伝達経路を選択的に切り換える制御を行なうように構成された無段変速機に共通する問題である。

【0016】

そこで、本発明は、複数の動力伝達経路を選択的に切り換えるように構成された無段変速機における上記不具合に対処するもので、該動力伝達経路の切換えのハンチング及びそれに伴うショックを有効に回避することを課題とする。

【0017】

【課題を解決するための手段】

上記課題を解決するため、本発明は次のような手段を用いる。

【0018】

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、エンジンと駆動輪との間に備えられ、エンジン側からの入力回転と駆動輪側への出力回転との間の変速比が無段階に変化するよう構成された無段変速機構を有し、エンジンの駆動トルクを、上記無段変速機構及び遊星歯車機構を經由して駆動輪に伝達する第1の動力伝達経路と、無段変速機構のみを經由して駆動輪に伝達する第2の動力伝達経路と、これらの動力伝達経路を選択的に切り換える伝達経路切換手段と、少なくともエンジン負荷及び車速を含む車両の走行状態を検出する走行状態検出手段と、該走行状態検出手段の検出結果と、少なくともエンジン負荷及び車速を含む車両の走行状態に応じて設定された変速特性及び動力伝達経路切換特性とに基づいて上記無段変速機構に対する変速比制御及び上記伝達経路切換手段に対する動力伝達経路の切換制御を行なう制御手段とを備える無段変速機の制御装置であって、上記変速特性として、第1動力伝達経路と第2動力伝達経路とを切り換える動力伝達経路切換ラインを挟む所定の範囲内で、同一のエンジン負荷に対して、加速中にのみ用いられて目標エンジン回転数が高く設定された加速用変速特性と、減速中にのみ用いられて目標エンジン回転数が低く設定された減速用変速特性とが個別に設定されていることを特徴とする。

【0022】

一方、請求項2に記載の発明（以下「第2発明」という。）は、上記第1発明において、走行状態検出手段により車速が増加から減少又は減少から増加に転じたことが検出されたときは、制御手段は、加速用変速特性を用いる無段変速機構の変速比制御から減速用変速特性を用いる無段変速機構の変速比制御又は減速用変速特性を用いる無段変速機構の変速比制御から加速用変速特性を用いる無段変速機構の変速比制御に切り換えると共に、その切換期間中は、該切換えの開始時点における無段変速機構の変速比を一定に保持することを特徴とする。

【0024】

上記の手段を用いることにより、本願各発明はそれぞれ次のように作用する。

【0025】

まず、第1発明によれば、少なくともエンジン負荷及び車速を含む車両の走行状態に応じて、無段変速機構に対する変速比制御に用いる変速特性及び伝達経路切換手段に対する動力伝達経路の切換制御に用いる動力伝達経路切換特性が設定されており、上記変速特性として、同一のエンジン負荷に対して、第1動力伝達経路と第2動力伝達経路とを切り換える動力伝達経路切換ラインを挟む所定の範囲内で、加速中にのみ用いられて目標エンジン回転数が高く設定された加速用変速特性と、減速中にのみ用いられ用いられて目標エンジン回転数が低く設定された減速用変速特性とが個別に設定されているから、車両が加速から減速又は減速から加速に変化する毎に、相互に異なる変速特性が用いられることになり、同一のエンジン負荷に対して、加速減速共通の単一の変速特性のみが設定されている場合に比べて、動力伝達経路の切換制御のハンチングが抑制され、それに伴うショックが低減されることになる。

10

20

30

40

50

【0026】

すなわち、例えば、前述のように、運転者がアクセル操作をしておらず、したがって同一のエンジン負荷で、路面勾配の変化等により車速が増加から減少に転じたとすると、変速制御に用いられる変速特性は、加速用変速特性から減速用変速特性に切り換えられることになる。この切換えの前後においては車速は同一であるから、今まで用いてきた加速用変速特性上における動力伝達経路切換え特性点の車速と上記切換え時の車速との差に比べて、これから用いる減速用変速特性上における動力伝達経路切換え特性点の車速と上記切換え時の車速との差の方が、動力伝達経路切換え特性点をむすんで得られる動力伝達経路切換えラインの傾きに起因して大きくなるように設定しておけば、先に車速が加速用変速特性上の動力伝達経路切換え特性点を横切って動力伝達経路の切換えが行なわれてから、次に車速が減速用変速特性上の動力伝達経路切換え特性点を横切って動力伝達経路の切換えが行なわれるまでの時間が長引くことになり、これにより、単一の変速特性のみを用いる場合に比べて、動力伝達経路の切換え制御のハンチングが抑制され、それに伴うショックが低減されることになる。

10

【0027】

なお、以上は、車速が増加から減少に転じる場合で説明したが、逆に減少から増加に転じる場合においても、うえに準じて同様の作用が得られることはいうまでもない。

【0029】

次に、第2発明によれば、特に、車速が増加から減少又は減少から増加に転じたときは、加速用変速特性を用いる変速比制御と減速用変速特性を用いる変速比制御との間で切換えが行なわれ、そして、その切換え期間中は、該切換えの開始時点における無段変速機構の変速比が一定に保持されるから、加速用と減速用との間の変速特性の切換えの前後に渡って変速比が同一となり、したがって変速比が急変せず、切換えに伴うショックが低減されることになる。

20

【0031】

【発明の実施の形態】

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。

【0032】

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

【0033】

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60およびハイモードクラッチ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。

40

【0034】

上記第1、第2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つつつ介設されている。

【0035】

そして、エンジン1から遠い方に配置された第1変速機構20は、入力ディスク21が反

50

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 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ている。

【0036】

また、インプットシャフト 11 の反エンジン側の端部には上記ローモードギヤ列 80 を構成する第 1 ギヤ 81 が結合されていると共に、該第 1 ギヤ 81 と上記第 1 変速機構 20 の入力ディスク 21 との間にローディングカム 40 が介設されており、さらに、第 1、第 2 無段変速機構 20, 30 の一体化された出力ディスク 22, 33 (以下「一体化出力ディスク 34」という。)の外周に、上記ハイモードギヤ列 90 を構成する第 1 ギヤ 91 が設けられている。

10

【0037】

一方、セカンダリシャフト 13 の反エンジン側の端部には、上記ローモードギヤ列 80 を構成する第 2 ギヤ 82 が回転自在に支持されて、アイドルギヤ 83 を介して上記第 1 ギヤ 81 に連結されていると共に、該セカンダリシャフト 13 の中間部には上記遊星歯車機構 50 が配設されている。そして、該遊星歯車機構 50 のピニオンキャリア 51 と上記ローモードギヤ列 80 の第 2 ギヤ 82 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 60 が介設されている。

【0038】

20

また、遊星歯車機構 50 のエンジン側には、上記第 1、第 2 変速機構 20, 30 の一体化出力ディスク 34 の外周に設けられたハイモードギヤ列 90 の第 1 ギヤ 91 に噛み合う第 2 ギヤ 92 が回転自在に支持され、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と共に、該遊星歯車機構 50 のインターナルギヤ 53 がセカンダリシャフト 13 に結合されており、また、該遊星歯車機構 50 のエンジン側に、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 とを連結しもしくは切断するハイモードクラッチ 70 が介設されている。

【0039】

そして、上記セカンダリシャフト 13 のエンジン側の端部に、第 1、第 2 ギヤ 4a, 4b とアイドルギヤ 4c 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 6a, 6b 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。

30

【0040】

次に、図 2 以下の図面を用い、上記変速機 10 の各構成要素について詳しく説明する。

【0041】

まず、上記第 1、第 2 変速機構 20, 30 について説明すると、これらの変速機構 20, 30 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 21, 31 と、出力ディスク 22, 32 (一体化出力ディスク 34) とを有し、これらの対向面間に、入、出力ディスク 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

【0042】

そして、図 3 により、第 1 変速機構 20 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 23, 23 は、入、出力ディスク 21, 22 のほぼ半径方向に延びるシャフト 24, 24 を介してトラニオン 25, 25 にそれぞれ支持され、入、出力ディスク 21, 22 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 箇所上記両ディスク 21, 22 のトロイダル面にそれぞれ対接している。

【0043】

また、上記トラニオン 25, 25 は、変速機ケース 100 に取り付けられた左右の支持部材 26, 26 間に支持され、両ディスク 21, 22 の接線方向であってローラー 23, 2

50

3のシャフト24, 24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25, 25に、上記軸心X, Xに沿って一側方に延びるロッド27, 27が連設されていると共に、変速機ケース100の側面には、これらのロッド27, 27およびトラニオン25, 25を介して、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。

【0044】

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

【0045】

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。

20

【0046】

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。

【0047】

ここで、第1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の供給制御と当該変速機構20の変速動作との関係を簡単に説明する。

30

【0048】

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に対して所定の釣り合い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。

【0049】

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とも、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、当該変速機構20の変速比が小さくなる(増速)。

40

【0050】

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に対して所定の釣り合い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

50

ン 2 5₂ は右側にそれぞれ水平移動する。

【 0 0 5 1 】

このとき、上方の第 1 ローラー 2 3₁ は出力ディスク 2 2 から上向きの力を、入力ディスク 2 1 から下向きの力を受け、また、下方の第 2 ローラー 2 3₂ は、出力ディスク 2 2 から下向きの力を、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 とともに、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、当該変速機構 2 0 の変速比が大きくなる（減速）。

【 0 0 5 2 】

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。 10

【 0 0 5 3 】

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

【 0 0 5 4 】

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 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 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。 20

【 0 0 5 5 】

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、この状態で例えば電子ビームによる溶接で一体化出力ディスク 3 4 に一体に固着されている。その場合に、一体化出力ディスク 3 4 の一方の側面側における外周と、第 1 ギヤ 9 1 の対応する側面側における内周とに渡って座ぐり部 Y が設けられ、この座ぐり部 Y 内で上記ギヤ 9 1 とディスク 3 4 との溶接が行われている。つまり、接合部が上記一方の側面側のトロイダル面（ディスク面） 3 4 a から退避して設けられているのである。 30

【 0 0 5 6 】

したがって、この溶接に伴い、溶接部において溶接用金属 Z が盛り上がり残っても、該接合部がトロイダル面 3 4 a から退避しているため、上記溶接用金属 Z がトロイダル面 3 4 a から突出することが回避されて、該溶接用金属 Z とローラーとが干渉することがなく、該ローラーをトロイダル面 3 4 a の広い範囲で傾転させることが可能となる。

【 0 0 5 7 】

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。

【 0 0 5 8 】

そして、その場合に、上記第 1 ギヤ 9 1 は硬さの小さい素材で成形され、逆に、一体化出力ディスク 3 4 は硬さの大きい素材で成形されている。これにより、第 1 ギヤ 9 1 は、遊星歯車機構 5 0 のサンギヤ 5 2 と連結された同じハイモードギヤ列 9 0 の第 2 ギヤ 9 2 との噛み合いにおいて、靱性を有し、歯が折れる等の損傷が発生し難くなる一方で、一体化出力ディスク 3 4 自体は、ローラーとの接触において、その接触圧や回転摩擦に耐えて塑性変形し難くなる。 40

【 0 0 5 9 】

また、このように、最初から相互に硬さの異なる素材を用いて、一体化出力ディスク 3 4 と第 1 ギヤ 9 1 とをそれぞれ作成するだけでなく、同じ素材を用いて一体化出力ディスク 3 4 と第 1 ギヤ 9 1 とをそれぞれ作成したのち、第 1 ギヤ 9 1 を浸炭組織の厚みが小さく 50

なるように浸炭し、一体化出力ディスク 3 4 を逆に浸炭組織の厚みが大きくなるように浸炭することによっても、第 1 ギヤ 9 1 の硬さを小さくし、一体化出力ディスク 3 4 の硬さを大きくすることができる。このように浸炭により硬さを異ならせた場合には、接合部がディスク面から退避して設けられていることによって、溶接が素材表面に存在する浸炭組織の層を避けて行なわれるので、確実な接合が可能となる。

【 0 0 6 0 】

また、第 1 ギヤ 9 1 と一体化出力ディスク 3 4 との一体化は、上記のような溶接だけでなく、部材の塑性変形によっても可能である。例えば、図 5 に示すように、一体化出力ディスク 3 4 と第 1 ギヤ 9 1 とに渡って設けた座ぐり部 Y ' の内面をローレット加工し、該座ぐり部 Y ' に軟鉄で成形したリング状の結合部材 Z ' を嵌入する。そして、該結合部材 Z ' を矢印のように加圧すれば、その結合部材 Z ' がローレット加工部ないし座ぐり部 Y ' を充填するように塑性変形され、これにより第 1 ギヤ 9 1 と一体化出力ディスク 3 4 とが一体化される。

10

【 0 0 6 1 】

さらに、第 1 ギヤ 9 1 と一体化出力ディスク 3 4 とを個別に作成してから一体化するのではなく、最初から一つの部材を加工して、周縁部に第 1 ギヤ 9 1 を成形し、中央部に一体化出力ディスク 3 4 を成形してもよい。この場合は、ギヤ 9 1 が成形された周縁部を、例えば浸炭組織の厚みが小さくなるように浸炭することにより、その硬さを小さくし、逆に一体化出力ディスク 3 4 が成形された中央部を、例えば浸炭組織の厚みが大きくなるように浸炭することにより、その硬さを大きくする。

20

【 0 0 6 2 】

一方、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、図 6 に示すように、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 3 】

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 7 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。

30

【 0 0 6 4 】

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 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 変速機構 3 0 の入力ディスク 3 1 にも伝達するようになっている。

40

【 0 0 6 5 】

なお、図 7 に示すように、反エンジン側のカバー 1 0 1 にはオイルポンプ 1 0 2 が取り付けられ、インプットシャフト 1 1 と一体的に回転するローモードギヤ列 8 0 の第 1 ギヤ 8 1 により駆動されるようになっている。

【 0 0 6 6 】

次に、図 8 により、セカンダリシャフト 1 3 上の遊星歯車機構 5 0、ローモードクラッチ 6 0 およびハイモードクラッチ 7 0 等の構成を説明する。

【 0 0 6 7 】

このセカンダリシャフト 1 3 の中央部には、上記ハイモードギヤ列 9 0 を構成する第 2 ギヤ 9 2 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

50

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。

【 0068 】

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。

10

【 0069 】

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。

【 0070 】

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 間のバランス室 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 64 に不均衡に作用する圧力を相殺して均一化するようになっている。

20

【 0071 】

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。

【 0072 】

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。

30

【 0073 】

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 に不均衡に作用する圧力を相殺して均一化するようになっている。

40

【 0074 】

そして、上記反エンジン側カバー 101 には、図 3 に示すクラッチ制御ユニット 120 で生成された作動圧をローモードクラッチ 60 の油圧室 65 に供給する油路 131 と、セカンダリシャフト 13 に設けられた油路 132 を介してハイモードクラッチ 70 の油圧室 75 に供給する油路 133 とが設けられている。

【 0075 】

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。

50

【0076】

ここで、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。

【0077】

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。

【0078】

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変速機構30の入力ディスク31にも入力され、上記第1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変速機構20, 30におけるローラー23, 33の傾転角、つまり両変速機構20, 30の変速比が所定の変速比に制御される。

【0079】

そして、この第1、第2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。

【0080】

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を介してデフ

【0081】

アレシナル装置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。

【0082】

そして、この状態から上記第1、第2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」という。)が大きな状態、即ちローモードの状態、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。

【0083】

なお、このローモードにおいては、エンジン1により当該自動車为正駆動状態にあるときに、図9に示すような循環トルクが発生する。つまり、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で生じる反力としてのトルクが、矢印bで示すように、ハイモードギヤ列90を介して無段変速機構20, 30の出力ディスク34に還流されるのである。したがって、このローモードでは、変速機構20, 30においては、トルクは出力ディスク34から入力ディスク21, 31側に伝達されることになる。

【0083】

一方、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ハイモードクラッチ70を締結する一方、上記ローモードクラッチ60を解放すれば、インプットシャフト1

10

20

30

40

50

1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。

【0084】

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。

【0085】

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階変速機10の油圧制御回路について説明する。

【0086】

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。

【0087】

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スバルブ211が備えられ、このレデュースバルブ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。

【0088】

また、この油圧制御回路200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220および後退用三層弁230と、これらの三層弁220, 230を選択的に作動させるシフトバルブ241とが備えられている。

【0089】

このシフトバルブ241は、一端の制御ポート241a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201を前進用三層弁220に通じるライン圧供給ライン242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201を後退用三層弁230に通じるライン圧供給ライン243に連通させるようになっている。

【0090】

また、前進用および後退用の三層弁220, 230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110における油圧制御部111のバルブボディ111aに設けられたボア221, 231(図11参照)に軸方向に移動可能に嵌合されたスリーブ222, 232と、該スリーブ222, 232と同じく軸方向に移動可能に嵌合されたスプール223, 233とを有する。

【0091】

そして、中央部に上記シフトバルブ241から導かれたライン圧供給ライン242, 24

10

20

30

40

50

3が接続されたライン圧ポート224, 234が、両端部に上記リリーフ圧ライン203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225, 226, 235, 236がそれぞれ設けられており、また、上記ライン圧ポート224, 234と第1リリーフ圧ポート225, 235との間には増速圧ポート227, 237が、同じくライン圧ポート224, 234と第2リリーフ圧ポート226, 236との間には減速圧ポート228, 238が、それぞれ設けられている。

【0092】

この三層弁220, 230の作用を前進用三層弁220を例にとって説明すると、図10に示すようにスリーブ222とスプール223の位置関係が中立位置にある状態からスリーブ222が相対的に図面上、右側に移動すると、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との連通度がそれぞれ増大し、逆にスリーブ222が相対的に左側に移動すると、上記ライン圧ポート224と減速圧ポート228との連通度、および第1リリーフ圧ポート225と増速圧ポート227との連通度がそれぞれ増大するようになっている。

10

【0093】

また、前進用および後退用三層弁220, 230の増速圧ポート227, 237からそれぞれ導かれたライン244, 245と、同じく前進用および後退用三層弁220, 230の減速圧ポート228, 238からそれぞれ導かれたライン246, 247とが上記シフトバルブ241に接続されている。

【0094】

そして、シフトバルブ241のスプールが右側に位置するとき、前進用三層弁220の増速圧ポート227および減速圧ポート228から導かれたライン244, 246が、図3に示す変速制御ユニット110のトラニオン駆動部112における増速用油圧室115₁, 115₂に通じる増速圧ライン248および減速用油圧室116₁, 116₂に通じる減速圧ライン249にそれぞれ連通され、逆に、シフトバルブ241のスプールが左側に位置するときは、後退用三層弁230の増速圧ポート237および減速圧ポート238から導かれたライン245, 247が、上記増速用油圧室115₁, 115₂に通じる増速圧ライン248および減速用油圧室116₁, 116₂に通じる減速圧ライン249にそれぞれ連通されるようになっている。

20

【0095】

なお、図11に示すように、上記前進用および後退用三層弁220, 230のスリーブ222, 232は、ステップモータ251, 252によりそれぞれリンク部材253, 254を介して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251, 252によるスリーブ222, 232の移動に応じてスプール223, 233をスプリング229, 239のパネ力に抗して軸方向に移動させるカム機構260が備えられている。

30

【0096】

このカム機構260は、図11、図12に示すように、一方の端面が螺旋面状のカム面261a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30における上方に位置する第1トラニオン35₁のロッド37の端部に取り付けられたプリセスカム261と、前進用および後退用三層弁220, 230のスプール223, 233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111のバルブボディ111aに回動自在に支持されたシャフト262と、このシャフト262の一端部に取り付けられて、揺動端が上記プリセスカム261のカム面261aに当接された従動レバー263と、同じくシャフト262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220, 230のスプール223, 233の一端に設けられた切り込み223a, 233aに係合された前進用および後退用の駆動レバー264, 265とで構成されている。

40

【0097】

そして、上記第2変速機構30における第1ローラー33₁の傾転により、第1トラニオン35₁およびロッド37が軸心X回りに一体的に回動したときに、上記プリセスカム2

50

61もこれらと一体的に回動して、そのカム面261aに揺動端が当接した従動レバー263が所定量揺動すると共に、シャフト262を介して前進用および後退用の駆動レバー264, 265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220, 230のスプール223, 233が軸方向に移動するようになっている。

【0098】

したがって、これらのスプール223, 233の位置は、第2変速機構30のローラー33（および第1変速機構20のローラー23）の傾転角、換言すればこれらの変速機構20, 30の変速比に常に対応することになる。

【0099】

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。

【0100】

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。

【0101】

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。

【0102】

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。

【0103】

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。

【0104】

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。

【0105】

なお、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変速機構20, 30における各潤滑部に潤滑油を供給するライン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。

10

20

30

40

50

【 0 1 0 6 】

そして、上記の変速機構 2 0 , 3 0 に通じるライン 2 8 2 の上流部は、潤滑油を冷却するクーラー 2 8 5 が設置された冷却ライン 2 8 6 と、該クーラー 2 8 5 をバイパスするバイパスライン 2 8 7 とに分岐されていると共に、冷却ライン 2 8 6 におけるクーラー 2 8 5 の上流側には、オリフィス 2 8 8 と第 1 開閉バルブ 2 8 9 とが並列に配置され、また、バイパスライン 2 8 7 には該ライン 2 8 7 を開閉する第 2 開閉バルブ 2 9 0 が設置されている。

【 0 1 0 7 】

ここで、上記第 1、第 2 開閉バルブ 2 8 9 , 2 9 0 による変速機構 2 0 , 3 0 に対する潤滑油の供給制御について説明すると、第 2 開閉バルブ 2 9 0 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 2 8 5 を通過させることなく、変速機構 2 0 , 3 0 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 2 8 5 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 2 8 7 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 2 8 5 を通過させないのは、該クーラー 2 8 5 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。

【 0 1 0 8 】

そして、これら以外の場合には第 2 開閉バルブ 2 9 0 は閉じて、潤滑油はクーラー 2 8 5 によって冷却された上で変速機構 2 0 , 3 0 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 2 1 , 2 2 , 3 1 , 3 2 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 2 3 , 3 3 の周面の耐久性が確保されることになる。

【 0 1 0 9 】

また、第 1 開閉バルブ 2 8 9 は、第 2 開閉バルブ 2 9 0 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られる。これは、低速時や低回転時は変速機構 2 0 , 3 0 での潤滑油の要求量が少なくなる一方、クラッチ 6 0 , 7 0 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 2 0 , 3 0 側への潤滑油の供給量を抑制して、クラッチ 6 0 , 7 0 側への供給量を確保するためである。

【 0 1 1 0 】

なお、上記ライン 2 8 2 によって無段変速機構 2 0 , 3 0 に供給される潤滑油は、図 3 に示すように、油路 2 8 2 a によってローラー 2 3 , 3 3 の軸受部に供給されると共に、ノズル 2 8 2 b から入、出力ディスク 2 1 , 2 2 , 3 1 , 3 2 のトロイダル面に噴射されるようになっている。

【 0 1 1 1 】

この実施の形態に係る無段変速機 1 0 は、以上のような機械的構成および油圧制御回路 2 0 0 の構成を有すると共に、この油圧制御回路 2 0 0 を用いて、第 1、第 2 変速機構 2 0 , 3 0 の変速比制御およびクラッチ 6 0 , 7 0 の締結制御を行うことにより、変速機 1 0 の全体としての変速制御を行うコントロールユニット 3 0 0 を有する。

【 0 1 1 2 】

このコントロールユニット 3 0 0 には、図 1 3 に示すように、当該車両の車速を検出する車速センサ 3 0 1、エンジン 1 の回転数を検出するエンジン回転数センサ 3 0 2、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 3 0 3、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 3 0 4 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 3 0 5、変速機構 2 0 , 3 0 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 3 0 6 および出力回転数センサ 3 0 7、アクセルペダルの解放を検出するアイドルスイッチ 3 0 8、ブレーキペダルの踏込みを検出するブレーキスイッチ 3 0 9、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 3 1 0 等からの信号が入力されるようになっている。

【 0 1 1 3 】

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。

【0114】

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、変速機構については、図 3 に示す第 1 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。

10

【0115】

まず、油圧制御回路 200 を用いた変速機構 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。

20

【0116】

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」という。）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。

【0117】

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。

30

【0118】

この差圧制御は、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。

【0119】

ここで、上記トラクション力 T について、説明すると、図 14 に示すように、変速機構 20 において、入力ディスク 21 の c 方向の回転によりローラー 23 が駆動されるとき、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 c 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 d 方向の回転により出力ディスク 22 が e 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 e 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。

40

【0120】

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

50

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。

【0121】

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。

【0122】

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 f 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。

【0123】

そして、このローラ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 g 方向の移動により、ローラ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 h 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 i 方向に回転する。

【0124】

その結果、三層弁220のスプール223は、スプリング229のパネ力によって j 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。

【0125】

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。

【0126】

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を介してローラ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。

【0127】

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)。

【0128】

10

20

30

40

50

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15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。

【0129】

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。

【0130】

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。

10

【0131】

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16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15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。

【0132】

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。

20

【0133】

このとき、最終変速比は、図16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(減速側)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。

30

【0134】

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ことになる。

40

【0135】

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、変速機構20, 30の変速比を小さくする方向(増速側)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の絶対値が小さくなるRレンジの特性Rが得られる。

【0136】

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。

50

【 0 1 3 7 】

すなわち、コントロールユニット 3 0 0 は、車速センサ 3 0 1 およびスロットル開度センサ 3 0 3 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 θ を読み取り、これらの値と図 1 7 に示すように予め設定された変速特性のマップとから、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 1 7 の角度 θ に対応する値）が得られるように、図 1 6 の制御特性に基づいて、上記のようなステップモータ 2 5 1 , 2 5 2 に対するパルス制御と、図 1 0 に示す第 1、第 2 ソレノイドバルブ 2 7 1 , 2 7 2 に対する制御によるローモードクラッチ 6 0 およびハイモードクラッチ 7 0 の締結制御とを行うのである。

【 0 1 3 8 】

ところで、この無段変速機 1 0 において、エンジン 1 の駆動トルクを駆動輪に伝達する動力伝達経路は、ローモードクラッチ 6 0 が締結され、ハイモードクラッチ 7 0 が開放されたローモードでは、インプットシャフト 1 1 からローディングカム 4 0 を介して変速機構 2 0 , 3 0、ハイモードギア列 9 0 及び遊星歯車機構 5 0 を経由してサカンダリシャフト 1 3 に至る経路と、インプットシャフト 1 1 からローモードギア列 8 0 を介して遊星歯車機構 5 0 のみを経由してサカンダリシャフト 1 3 に至る経路とがあり、一方、ローモードクラッチ 6 0 が開放され、ハイモードクラッチ 7 0 が締結されたハイモードでは、インプットシャフト 1 1 からローディングカム 4 0 を介して変速機構 2 0 , 3 0 及びハイモードギア列を経由して直接サカンダリシャフト 1 3 に至る経路がある。

【 0 1 3 9 】

したがって、エンジン 1 の 1 サイクル中の燃焼圧の変動により該エンジン 1 の出力回転に角速度変動（回転変動）が生じた場合には、その回転変動は、上記動力伝達経路を介してサカンダリシャフト 1 3 の回転に影響を及ぼし、該サカンダリシャフト 1 3 の回転変動に起因して、駆動軸 6 a , 6 b から駆動輪に回転変動が生じ、さらには車体へと伝わって、車体振動が発生するという問題がある。

【 0 1 4 0 】

一方、この無段変速機 1 0 においては、Dレンジでは、ローモードでもハイモードでも、上記のように動力伝達経路が変速機構 2 0 , 3 0 を経由し、エンジン 1 側からの入力回転を無段階比率に変速して一体化出力ディスク 3 4 から駆動輪側に出力することができるので、この無段変速機 1 0 における上記コントロールユニット 3 0 0 には、Dレンジで走行中等に、通常の変速制御に加えて、上記のようなエンジン 1 の回転変動を打ち消して、回転変動の低減された出力回転を一体化出力ディスク 3 4 から駆動輪側に出力するように変速機構 2 0 , 3 0 の変速比を変化させる制御プログラムが格納されている。

【 0 1 4 1 】

まず、この出力回転変動低減制御の原理を先に概略説明すると、エンジン 1 の角速度 ω_e は次の数式 1 のように表わされる。ここで、第一項（ ω_0 ）は基本の角速度、すなわち角速度の中心点であり、第二項（ $\omega_0 \cdot t \cdot \sin \omega t$ ）は、振幅を（ $\omega_0 \cdot t$ ）とした場合の変動成分、 t は時間である。

【 0 1 4 2 】

【数 1】

$$\Omega_e = \Omega_0 + \Omega_0 t \cdot \sin \omega t$$

変速機構 2 0 , 3 0 の変速比を N_g とすると、セカンダリシャフト 1 3 に連結し、駆動輪側に出力回転を出力する一体化出力ディスク 3 4 ないし第 1 ギア 9 1 の回転数は、次の数式 2 のように表わされ、同式 2 を展開した第二項（ $N_g \cdot \omega_0 \cdot t \cdot \sin \omega t$ ）で示される変動成分により振動を生じることがわかる。

【 0 1 4 3 】

【数 2】

10

20

30

40

$$N_g \cdot \Omega_e = N_g \cdot (\Omega_0 + \Omega_t \cdot \sin \omega t)$$

ここで、変速機構 20, 30 の変速比 N_g を、上記振動系と逆位相の振動系として表わすと、次の数式 3 のようになる。ここで、第一項 (N_{g0}) は基本の変速比、すなわち変速比の中心点であり、第二項 ($N_{gt} \cdot \sin \omega t$) は、振幅を (N_{gt}) とした場合の変動成分である。

【0144】

【数3】

$$N_g = N_{g0} - N_{gt} \cdot \sin \omega t$$

10

上記式 3 を式 2 に代入して展開し、整理すると、次の数式 4 のように表わされる。

【0145】

【数4】

$$\begin{aligned} N_g \cdot \Omega_e &= (N_{g0} - N_{gt} \cdot \sin \omega t) \cdot (\Omega_0 + \Omega_t \cdot \sin \omega t) \\ &= N_{g0} \cdot \Omega_0 + \\ &\quad (N_{g0} \cdot \Omega_t \cdot \sin \omega t - N_{gt} \cdot \Omega_0 \cdot \sin \omega t - N_{gt} \cdot \Omega_t \cdot \sin^2 \omega t) \end{aligned}$$

20

ここで、最終第二項の括弧内を次の数式 5 のように D とおく。

【0146】

【数5】

$$D = N_{g0} \cdot \Omega_t \cdot \sin \omega t - N_{gt} \cdot \Omega_0 \cdot \sin \omega t - N_{gt} \cdot \Omega_t \cdot \sin^2 \omega t$$

また、変速機構 20, 30 の変速比 N_g の振幅 N_{gt} を次の数式 6 のようにおく。

【0147】

【数6】

$$N_{gt} = N_{g0} \cdot \Omega_t / \Omega_0$$

30

すると、D は次の数式 7 のように表わされる。

【0148】

【数7】

$$D = (N_{g0} \cdot \Omega_t / \Omega_0) \cdot \sin^2 \omega t$$

40

ここで、通常、 Ω_t は Ω_0 に比べてかなり小さいから、D は 0 に近くなる。

【0149】

すなわち、エンジン 1 の角速度 Ω_e が上記式 1 のように変動しても、変速機構 20, 30 の変速比 N_g の振幅 N_{gt} を例えば式 6 のように設定したうえで、該変速比 N_g を逆位相で変化させることによって、式 4 において、一体化出力ディスク 34 ないし第 1 ギア 91 の回転数 ($N_g \cdot \Omega_e$) は、最終第一項の ($N_{g0} \cdot \Omega_0$) という固定成分だけで略表わされることになり、これにより、駆動輪側への出力回転の変動が低減されることになる。なお、上記式 6 は、式 5 における第三項の二次成分を 0 として、 $D = 0$ を解いたものである。

【0150】

50

この出力回転変動低減制御は、図 18 に示すフローチャートに従って行なわれ、まずステップ S 1 でエンジン回転数 N が所定値 K 以下か否かを判定し、NO の場合、つまりエンジン回転数 N が比較的大きい場合には当該制御は行なわれない。すなわち、エンジン 1 側からの入力回転数が大きいときには、該入力回転において角速度変動ないしエンジン 1 の出力変動がそれほど大きく現れないので、そのような状態のときには、徒に過度の制御を実行しないのである。

【 0 1 5 1 】

一方、逆にエンジン回転数 N が所定値 K 以下の場合、つまり入力回転において角速度変動ないしエンジン 1 の出力変動が大きく現れるような状態のときには、ステップ S 2 に進んで、スロットル開度 TVO が所定値 $C 1$ 以上か否かを判定する。すなわち、車両が加速走行をしているか、定常走行をしているかを判定するのである。そして、NO の場合、すなわち、スロットル開度 TVO がそれほど大きくなく、定常走行をしている場合には、ステップ S 3 に進んで、ステップモータのパルス数 $P(t)$ を、上記式 3 に準じて、エンジン 1 側からの入力回転の変動に対して逆位相で制御する。ここで、図中、 P_0 は現時点における変速制御パルスの中心値、 P_{t0} は現時点における変速制御パルスの振幅であって、上記式 6 に準じて設定された値、 W_0 は現時点における角速度である。これにより、定常走行時の駆動輪側への出力回転の変動が低減されることになる。

10

【 0 1 5 2 】

一方、ステップ S 2 でスロットル開度 TVO が所定値 $C 1$ 以上であるとき、つまり加速走行をしている場合には、ステップ S 4 に進んで、さらにスロットル開度 TVO が第 2 の所定値 $C 2$ 以下か否かを判定する。ここで、この第 2 所定値 $C 2$ は、上記第 1 所定値 $C 1$ よりも大きい値とされている。すなわち、車両が緩加速走行をしているか、急加速走行をしているかを判定するのである。そして、NO の場合、つまり急加速走行をしていると判定された場合には、加速応答性が重要視され、速やかな本来の変速制御の実行が要求されるので、当該制御は行なわれない。

20

【 0 1 5 3 】

これに対し、緩加速走行であると判定されたときは、ステップ S 5 に進んで、ステップモータのパルス数 $P(t)$ を、上記式 3 に準じて、エンジン 1 側からの入力回転の変動に対して逆位相で制御する。ここで、図中、 P_1 は目標変速制御パルスの中心値、 P_{t1} は目標変速制御パルスの振幅であって、上記式 6 に準じて設定された値、 W_1 は目標変速制御パルスの出力時における角速度であり、それぞれ前述の P_0 、 P_{t0} 及び W_0 との相加平均値を用いている。これにより、緩加速走行時の駆動輪側への出力回転の変動が低減されることになる。

30

【 0 1 5 4 】

なお、上記制御に代えて、ステップ S 2 で定常走行をしていると判定されたときに、ステップ S 3 に進まず、当該制御を行なわないようにしてもよい。すなわち、ステップ S 1 でエンジン回転数 N が所定値 K 以下で角速度変動ないしエンジン 1 の出力変動が大きく現れるような状態と判断されても、定常走行時は加速時に比べるとそのような変動がそれほど大きくは現れないのであるから、そのような状態のときには、徒に過度の制御を実行しないようにするのである。

40

【 0 1 5 5 】

以上のようにして、この無段変速機 10 においては、Dレンジで走行中等に、通常の変速制御に加えて、エンジン 1 の入力回転変動を打ち消すように変速機構 20、30 を制御して、車体振動を抑制しようとするが、このような車体振動の問題は、ローモードクラッチ 60、ハイモードクラッチ 70 のいずれもが開放されて、動力伝達経路が遮断状態にある Nレンジや Pレンジ等の非走行レンジでも起こり得る問題である。

【 0 1 5 6 】

すなわち、Nレンジや Pレンジ等の非走行レンジでは、いずれの動力伝達経路も遮断状態とされるので、エンジン 1 の回転により、変速機構 20、30 の一体化ディスク 34、ないしローモードギア列 80 の第 1、第 2ギア 81、82 及びハイモードギア列 90 の第 1

50

、第2ギア91, 92等が空転状態となる。

【0157】

しかしながら、このように、駆動側と駆動輪側との間の動力伝達経路が遮断されていても、上記のようにセカンダリシャフト13の軸線上に配設された第2ギア82, 92等の回転要素が、エンジン1のアイドル回転等の入力回転により回転しているから、これにより、例えば同じくセカンダリシャフト13の軸線上に配設された遊星歯車機構50内の回転要素が共振する等して、やはり車体振動が発生することになるのである。

【0158】

そこで、この無段変速機10における上記コントロールユニット300には、非走行レンジにおいて、エンジン1の回転変動によって発生する車体振動を変速機構20, 30の変速比制御により抑制する制御プログラムが格納されている。

10

【0159】

この非走行レンジ変速比制御は、図19に示すフローチャートに従って行なわれる。まずステップS11でレンジがNレンジあるいはPレンジの非走行レンジであるか否かが判定され、YESの場合は、次いでステップS12で油温tが0°C以上かどうか、つまり作動油の粘度がそれほど高くない常温時かどうか判定される。さらに、常温時の場合は、ステップS13でアイドルアップ状態でないか否かが判定され、以上の結果に応じて、レンジがNレンジあるいはPレンジの非走行レンジである場合に、変速機構20, 30の変速比Ngが、第1変速比Ng1(ステップS14)、第2変速比Ng2(ステップS15)、又は第3変速比Ng3(ステップS16)にそれぞれ制御される。

20

【0160】

なお、ステップS13におけるアイドルアップ状態であるかどうかの判定は、アイドルスイッチ308がONで、エンジン回転数センサ302で検出されるエンジン回転数が、例えばエアコン等の作動によりエンジンの駆動負荷が増大して通常のアイドル回転数より大きい回転数に制御されているか否か等により判定される。

【0161】

ここで、この無段変速機10においては、Dレンジにおける発進時には、変速機構20, 30の変速比をギヤードニュートラルを実現する変速比とせず、図20に示すように、変速機構20, 30の変速比を、ギヤードニュートラルを実現する変速比Nggから前進方向(変速機構20, 30の変速比を大きくする方向(減速側))にずらせた変速比Ng0として、変速機構20, 30の変速比をただ一点しかないギヤードニュートラルを実現する変速比Nggに正確に制御することの困難性を回避しつつ、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ようになっている。

30

【0162】

そして、上記第1~第3変速比Ng1, Ng2, Ng3は、この順に、上記Dレンジにおける発進時の変速比Ng0よりも徐々に増速側の変速比とされている。すなわち、いずれの場合においても、非走行レンジにおいては、変速機構20, 30の変速比Ng1, Ng2又はNg3が、走行レンジにおける発進時の変速比Ng0に比べて増速側であるので、変速機構20, 30の慣性が大きくなり、エンジン1に対する回転抵抗が増して、該エンジン1の回転変動が低減され、その結果、車体振動が抑制されることになる。

40

【0163】

その場合に、アイドルアップ状態、つまりアイドル回転数が高められて、エンジン抵抗が増大した状態(ステップS14)のときは、アイドルアップがOFFの状態(ステップS15)のときに比べて、変速機構20, 30の変速比の増速側への変化が小さくされるから、これにより、エンジン1の燃費性能の低下が抑制される。

【0164】

また、これとは逆に、アイドルアップ状態(ステップS14)のときは、アイドルアップがOFFの状態(ステップS15)のときに比べて、変速機構20, 30の変速比の増速側への変化を大きくしてもよい。エンジン1の回転変動がより低減され、車体振動が有効に抑制されることになるからである。

50

【0165】

さらに、作動油の温度が低いとき、つまり作動油の粘度が高くなって、振動が伝わり易い状態（ステップS16）のときは、常温時（ステップS14又はステップS15）に比べて、変速機構20,30の変速比の増速側への変化が大きくなるから、エンジンの回転変動がより低減され、その結果、車体振動が有効に抑制されることになる。

【0166】

また、これとは逆に、作動油の温度が低いときは、作動油の粘度が高くなって、エンジン1の回転負荷が増大するから、そのようなとき（ステップS16）は、常温時（ステップS14又はステップS15）に比べて、変速機構20,30の変速比の増速側への変化を小さくしてもよい。エンジン1に過大な負荷を作用させることが回避できるからである

10

【0167】

さらには、油温による区分をさらに細分化し、作動油の粘度が著しく高くなって、エンジン1の回転変動が殆ど抑制される状態の極低温時、低温時、常温時の順に、変速機構20,30の変速比の増速側への変化を大きくするようにしてもよい。極低温時においてエンジン1に過大な負荷が作用し、エンジン1の燃費性能が低下することを抑制できると共に、常温時において車体振動を効果的に抑制できるからである。

【0168】

なお、このような非走行レンジにおいても、前述のDレンジにおける出力回転変動低減制御のように、エンジン1の入力回転変動を打ち消すように、変速機構20,30の変速比を逆位相で周期的に変化させるようにしてもよい。

20

【0169】

また、図21に示すように、例えばハイモードギア列90の第2ギア92にフライホイールのようなイナーシャ付与のための質量マス部材92aを取り付けて回転変動を低減するようにしてもよい。このとき、より大きな慣性を得るための大型のマス部材92aを図面上手前側に有する第2ギア92を先に組み付けたのち、第1ギア91を同じく図面上手前側から組み付けようとする場合において、該第1ギア91の組付け性を改善するため、図示したように、上記マス部材92aに、第1ギア91が干渉せず通過できるような円弧形状の切欠きを設けるとよい。そして、その場合には、該マス部材92aの切欠きは、軸心対称に二個形成し、第2ギア92の回転に均衡がとれるようにする。

30

【0170】

前述したように、この無段変速機10においては、コントロールユニット300は、図17に示したような、予め車速とスロットル開度に応じて設定された変速特性のマップを用い、これと車速センサ301で検出される車速の実測値、及びスロットル開度センサ303で検出されるスロットル開度の実測値を当てはめて、現実の走行状態に最適となるエンジン回転数の目標値を求め、そして該目標エンジン回転数に対応する最終変速比が得られるように、図16に示したような制御特性に基づいて、変速機構20,30の変速比を無段階に変化させる変速制御を行なう。

【0171】

そして、発進当初は、ローモードクラッチ60が締結され、ハイモードクラッチ70が解放されたローモードでエンジン1の駆動トルクの動力伝達が行なわれ、車速ないしスロットル開度で示される車両の走行状態が、図17中に示すモード切換ラインを横切って変化するとき、今度はローモードクラッチ60が解放され、ハイモードクラッチ70が締結されたハイモードでの動力伝達に切り換えられる。そして、以降は、車両の走行状態が変化して、図17に示すローモード領域とハイモード領域との間を行き来する毎に、クラッチ60,70の掛け替え、すなわち動力伝達経路の切換え、ないしはモードの切換えが行なわれることになる。

40

【0172】

その場合に、これらの切換えが行なわれる上記モード切換ライン上では、Dレンジのローモード特性Lとハイモード特性Hとにおいて、相互に最終変速比が同じとなっているから

50

、該最終変速比を連続的に変化させながら、切換時の大きなショックを抑制しつつモードの切換えを行なうことができる。

【0173】

ところで、車両の走行状態が上記モード切換ラインを横切って変化するのは、一つには運転者自身のアクセル操作により車速ないしスロットル開度が変化する場合があるが、これ以外に、運転者のアクセルペダルの踏み込みが一定、つまりスロットル開度が同一のときに、例えば車両が登坂降坂を繰り返す坂道に入ったようなときにも起こる。つまり、路面勾配の変化に伴ってエンジン1の駆動負荷が変化し、車速が増減するからである。そして、このときに、車速が上記モード切換ラインを挟んで加減速を繰り返すと、動力伝達経路ないしモードの切換えが短時間中に頻繁に起こり、その切換制御にハンチングが起こると

10

【0174】

また、運転者としては、アクセル操作をしていないのであるから、該切り換えに伴うショックに対する違和感が大きく、それが頻繁に起こることにもなる。

【0175】

そこで、この無段変速機10における上記コントロールユニット300には、ローモードとハイモードとの間の切換えを行なう際に、該切換制御のハンチングを抑制し、それに伴う違和感の大きいショックを有効に回避するための制御プログラムが格納されている。

【0176】

このモード切換制御は、図22に示すフローチャートに従って行なわれ、まずステップS21で各種信号を読み込んだのち、ステップS22でモードの切換中か否かを判定する。すなわち、変速機構20,30の入力回転数ESPが、モード切換ラインに対応する最終変速比 c (=エンジン回転数/車速)と現車速 V とを乗算して得られる値に略等しいか否かを判定するのである。そして、YESの場合は、ステップS23に進んで、ローモードクラッチ60とハイモードクラッチ70との掛け替え中は、最終変速比を上記切換ライン対応変速比 c に固定しておく。これは、クラッチの掛け替えには所定の時間が必要とされ、掛け替え終了時点では走行状態が変化してしまつてモード切換ラインから外れ、その結果、切換ショックが生じる場合があるので、そのようなことのないように、クラッチの掛け替え中は、最終変速比を切換ライン対応変速比 c に固定しておいて、上記ショックを回避しようとするものである。

20

30

【0177】

一方、ステップS22でモードの切換中ではない、つまり走行状態が図17に示すローモード領域又はハイモード領域にある場合は、次にステップS24でハイモード領域かどうかをみて、ハイモードのときは、ステップS25で減速中か否かを判定する。そして、YESの場合は、次にステップS26で前回加速中であつたかどうかをみて、加速中であつた場合、つまり今回初めて加速から減速に転じた場合には、ステップS27で現時点における変速比を維持し、ステップS28で走行状態が減速ライン上に到達するまで、その変速比固定を続ける。

【0178】

このとき、コントロールユニット300に格納された変速マップには、図23に示すように、スロットル開度毎に(図23にはそのうちの一つを拡大図示)、モード切換ラインを挟むローモード領域及びハイモード領域の所定の範囲内で、二つの変速特性のラインが設定されており、それぞれ、同範囲内で、目標エンジン回転数が高く設定された方が加速用変速ラインと、低く設定された方が減速用変速ラインとされている。そして、これらの二つの変速特性ラインが設定されている範囲内において、例えば、上記のようにハイモード領域内で加速中であつたものが路面勾配等の影響を受ける等して減速に転じた場合には、コントロールユニット300は、それまで用いていた加速用変速ラインを減速用変速ラインに切り換えるのである。そして、その場合に、該切換期間中は、その変速ラインの切換えが開始された時点における変速比が上記ステップS27のように維持されるから、図23に概念的に示すように、加速用変速ライン上の符号カで示す走行状態から該加速用変速

40

50

ライン上を低車速側に後戻りするのではなく、減速用変速ライン上の符号キで示す走行状態に移行し、したがって加速用ラインと減速用ラインとの間の変速特性の切換えの前後に渡って変速比が同一となり、その結果、変速比が急変せず、切換えに伴うショックの発生が抑制されることになる。

【 0 1 7 9 】

そして、ステップ S 2 8 で加速用変速ラインから減速用変速ラインへの切換えが終了したと判定されたときには、該減速用変速ラインを用いた変速制御が行なわれる。つまり、前述したように、ステップ S 2 9 で、車速 V とスロットル開度 T V O とから目標エンジン回転数 E S P O を求め、次いでステップ S 3 5 で、該目標エンジン回転数 E S P O と、変速機構 2 0 , 3 0 の現入力回転数 (エンジン回転数) E S P との偏差 N を算出し、そして

10

【 0 1 8 0 】

また、ステップ S 2 4 でローモードであると判定された場合には、ステップ S 3 0 に進み、以下ステップ S 3 1 からステップ S 3 4 で上記に準じた制御が行なわれる。すなわち、同じく図 2 3 に概念的に示すように、ローモード領域の減速用変速ライン上の符号サで示す走行状態において減速から加速に転じた場合には、該走行状態サから減速用変速ライン上を高車速側に後戻りするのではなく、加速用変速ライン上の符号シで示す走行状態に移行するのである。そして、加速用変速ラインへの切り換えが終了したときに、該加速用変速ラインを用いる変速制御が実行され、上記ステップ S 3 5 ~ ステップ S 3 7 で最終的に

20

【 0 1 8 1 】

このように、同一のスロットル開度に対して、加速用変速ラインと減速用変速ラインとが設けられているから、例えば図 2 3 において、運転者がアクセル操作をしていない状態で、車両が下り坂に入って加速走行となり、加速用ライン上を符号スのように変化しているとすると、モード切換えラインを横切った時点でモードの切り換えが行なわれる。そしてハイモード領域に入ってから、次に路面が登り坂となって減速走行となったときには、符号カから減速用ライン上の符号キの状態に移行し、そののち該減速用ライン上を符号クのように変化して、再びモード切換えラインを横切った時点でモードの切り換えが行なわれる。

【 0 1 8 2 】

さらに、ローモード領域に入ってから、次に走行路面がまた下り坂となって車両が加速状態となると、符号サから符号シのように加速用変速ライン上に移行して、該加速用ライン上を符号スのように移動することになる。

30

【 0 1 8 3 】

したがって、同一のスロットル開度に対して単一の変速特性ラインのみが設定され、例えば上記設例でいえば、符号カの状態から同じ加速変速ライン上を反ス方向に移動したり、又は符号サの状態から同じ減速変速ライン上を反ク方向に移動したりする場合に比べて、上記符号カの状態からキの状態、又は符号サの状態からシの状態に移行するのに要する時間だけ、先のモード切換えが起こってから次のモード切換えが起こるまでの時間が長引き、これにより、モード切換え制御のハンチングが抑制され、それに伴う違和感の大きいショックの頻繁な発生が低減されることになる。

40

【 0 1 8 4 】

なお、その場合に、変速特性ラインの切換え中に変速比をライン切換え開始時点における変速比に固定する制御に代えて、図 2 3 に符号ケ又は符号セで示すように、一気に特性ラインの切換えを行なってもよい。この場合は、変速特性ラインの切換えには時間が費やされないけれども、上記符号ケの状態からク方向に移動してモード切り換えラインを横切るまでの時間が、符号カの状態から反ス方向に移動してモード切り換えラインを横切るまでの時間に比べて長くかかることになり、また、上記符号セの状態からス方向に移動してモード切り換えラインを横切るまでの時間が、符号サの状態から反ク方向に移動してモード切り換えラインを横切るまでの時間に比べて長くかかることになり、これによってもモー

50

ド切換制御のハンチングが抑制され、それに伴う違和感の大きいショックの頻繁な発生が低減されることになる。

【0185】

さらに、加速用変速ラインと減速用変速ラインとが、モード切換ラインを挟む所定の範囲内においてのみ個別に設定されているから、これらの両特性を格納するコントロールユニット300のメモリの容量消費が抑制される。なお、これらの二つの変速ラインをモード切換ラインを挟む狭い範囲で設定すると、該変速ラインの切換え前後におけるエンジン回転数の変化が大きくなるので、メモリの容量消費との兼ね合いにおいて、二つの変速ラインを個別に設定する範囲を定めることが好ましい。

【0186】

【発明の効果】

以上説明したように、本願の第1発明によれば、少なくともエンジン負荷及び車速を含む車両の走行状態に応じて、無段変速機構に対する変速比制御に用いる変速特性及び伝達経路切換手段に対する動力伝達経路の切換制御に用いる動力伝達経路切換特性が設定されており、上記変速特性として、同一のエンジン負荷に対して、第1動力伝達経路と第2動力伝達経路とを切り換える動力伝達経路切換ラインを挟む所定の範囲内で、加速中にのみ用いられて目標エンジン回転数が高く設定された加速用変速特性と、減速中にのみ用いられて目標エンジン回転数が低く設定された減速用変速特性とが個別に設定されているから、車両が加速から減速又は減速から加速に変化する毎に、相互に異なる変速特性が用いられることになり、同一のエンジン負荷に対して、加速減速共通の単一の変速特性のみが設定されている場合に比べて、動力伝達経路の切換制御のハンチングが抑制され、それに伴うショックが低減されることになる。

【0187】

すなわち、例えば、前述のように、運転者がアクセル操作をしておらず、したがって同一のエンジン負荷で、路面勾配の変化等により車速が増加から減少に転じたとすると、変速制御に用いられる変速特性は、加速用変速特性から減速用変速特性に切り換えられることになる。この切換えの前後においては車速は同一であるから、今まで用いてきた加速用変速特性上における動力伝達経路切換特性点の車速と上記切換時の車速との差に比べて、これから用いる減速用変速特性上における動力伝達経路切換特性点の車速と上記切換時の車速との差の方が、動力伝達経路切換特性点をむすんで得られる動力伝達経路切換えラインの傾きに起因して大きくなるように設定しておけば、先に車速が加速用変速特性上の動力伝達経路切換特性点を横切って動力伝達経路の切換えが行なわれてから、次に車速が減速用変速特性上の動力伝達経路切換特性点を横切って動力伝達経路の切換えが行なわれるまでの時間が長引くことになり、これにより、単一の変速特性のみを用いる場合に比べて、動力伝達経路の切換制御のハンチングが抑制され、それに伴うショックが低減されることになる。

【0188】

なお、以上は、車速が増加から減少に転じる場合で説明したが、逆に減少から増加に転じる場合においても、うえに準じて同様の作用が得られることはいうまでもない。

【0190】

次に、第2発明によれば、特に、車速が増加から減少又は減少から増加に転じたときは、加速用変速特性を用いる変速比制御と減速用変速特性を用いる変速比制御との間で切換えが行なわれ、そして、その切換期間中は、該切換えの開始時点における無段変速機構の変速比が一定に保持されるから、加速用と減速用との間の変速特性の切換えの前後に渡って変速比が同一となり、したがって変速比が急変せず、切換えに伴うショックが低減されることになる。

【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。

【図2】 同変速機の要部の具体的構造を示す展開図である。

10

20

30

40

50

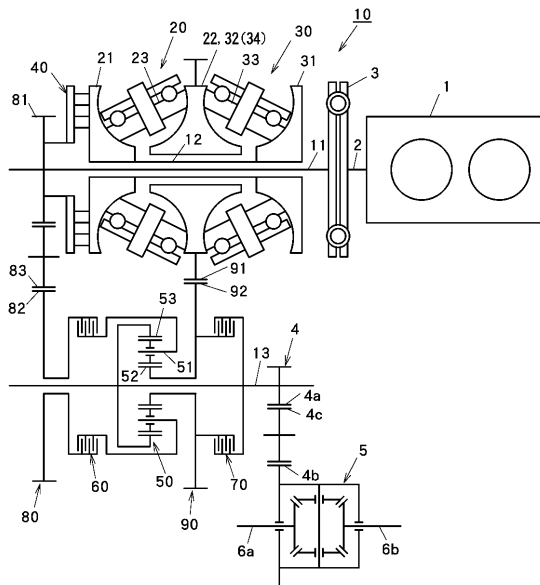
- 【図 3】 図 2 の A - A 線に沿う断面図である。
- 【図 4】 ハイモードギア列を構成する第 1 ギアの組付けの態様を示す断面図である。
- 【図 5】 同第 1 ギアの別の組付けの態様を示す拡大断面図である。
- 【図 6】 ローディングカムとローモードギア列を構成する第 1 ギア及び入力ディスクとの組付け関係を示す一部切欠き図である。
- 【図 7】 インพุットシャフト上の構成を示す拡大断面図である。
- 【図 8】 セカンダリシャフト上の構成を示す拡大断面図である。
- 【図 9】 本発明の実施の形態に係るトロイダル式無段変速機における循環トルクの流れを説明する概略線図である。
- 【図 10】 同変速機の油圧制御の回路図である。 10
- 【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】 本発明の実施の形態に係るトロイダル式無段変速機における制御システム図である。
- 【図 14】 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 15】 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 16】 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。
- 【図 17】 変速制御に用いられる特性図である。 20
- 【図 18】 コントロールユニットが行なう出力回転変動低減制御のフローチャート図である。
- 【図 19】 コントロールユニットが行なう非走行レンジ変速比制御のフローチャート図である。
- 【図 20】 同非走行レンジ変速比制御における特性図である。
- 【図 21】 回転変動を低減するためのマス部材をハイモードギア列を構成する第 2 ギアに組み付ける態様を示す説明図である。
- 【図 22】 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 23】 同モード切替え制御に用いられる特性図の特徴を拡大図示する説明図である。 30
- 【符号の説明】
- | | | |
|--------|-------------|----|
| 1 | エンジン | |
| 10 | トロイダル式無段変速機 | |
| 11 | インพุットシャフト | |
| 12 | プライマリシャフト | |
| 13 | セカンダリシャフト | |
| 20, 30 | 無段変速機構 | |
| 21, 31 | 入力ディスク | |
| 22, 32 | 出力ディスク | |
| 34 | 一体化出力ディスク | 40 |
| 23, 33 | ローラー | |
| 25 | トラニオン | |
| 50 | 遊星歯車機構 | |
| 51 | ピニオンキャリア | |
| 52 | サンギヤ | |
| 53 | インターナルギヤ | |
| 60 | ローモードクラッチ | |
| 70 | ハイモードクラッチ | |
| 80 | ローモードギヤ列 | |
| 90 | ハイモードギヤ列 | 50 |

- 9 1 ハイモードギヤ列の第1ギア
- 9 2 ハイモードギヤ列の第2ギア
- 1 0 0 変速機ケース
- 1 1 0 変速制御ユニット
- 1 1 1 油圧制御部
- 1 1 2 トラニオン駆動部
- 1 1 5 増速用油圧室
- 1 1 6 減速用油圧室
- 1 2 0 クラッチ制御ユニット
- 2 2 0 , 2 3 0 三層弁
- 2 2 2 , 2 3 2 スリーブ
- 2 2 3 , 2 3 3 スプール
- 2 4 1 シフトバルブ
- 2 7 1 , 2 7 2 ソレノイドバルブ
- 3 0 0 コントロールユニット
- 3 0 1 車速センサ
- 3 0 2 エンジン回転数センサ
- 3 0 3 スロットル開度センサ
- 3 0 4 レンジセンサ
- 3 0 5 油温センサ
- 3 0 6 入力回転数センサ
- 3 0 7 出力回転数センサ
- 3 0 8 アイドルスイッチ

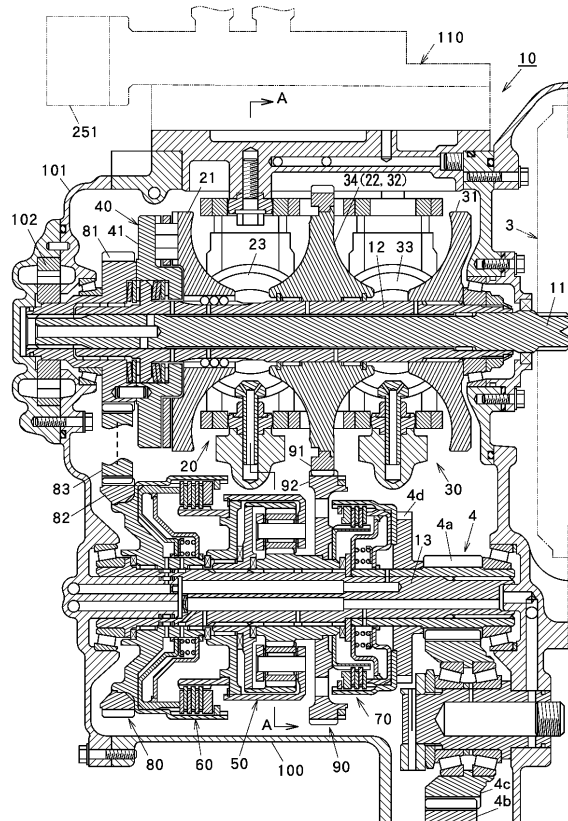
10

20

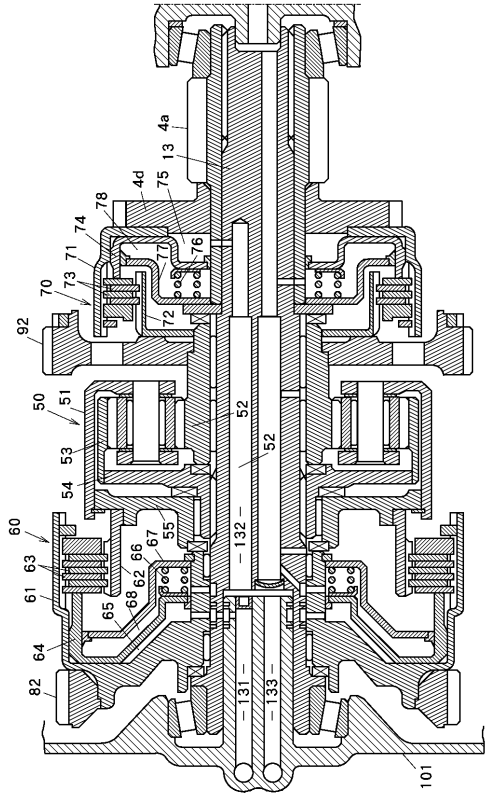
【 図 1 】



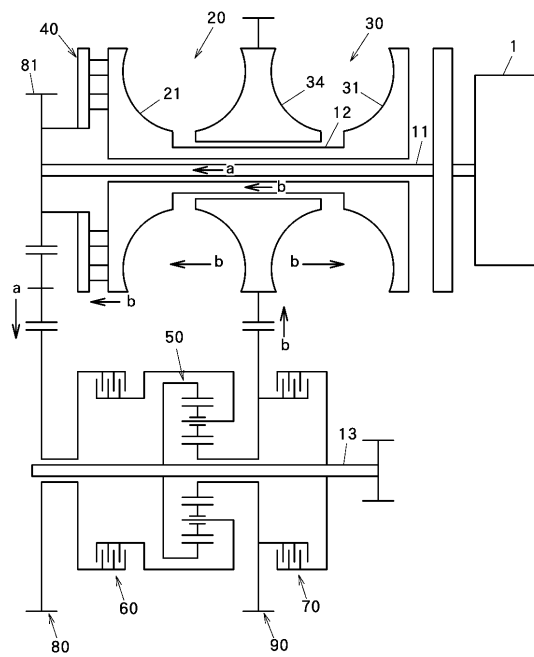
【 図 2 】



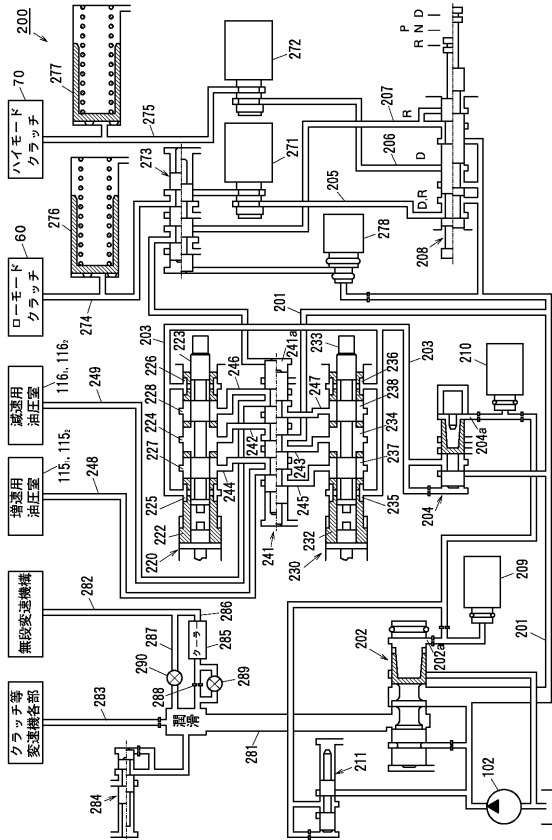
【 図 8 】



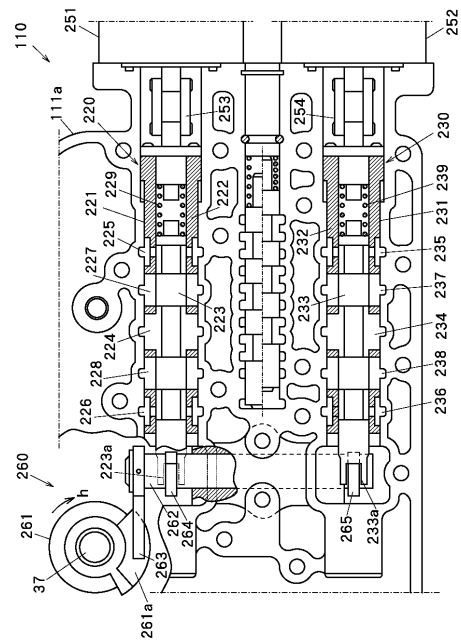
【 図 9 】



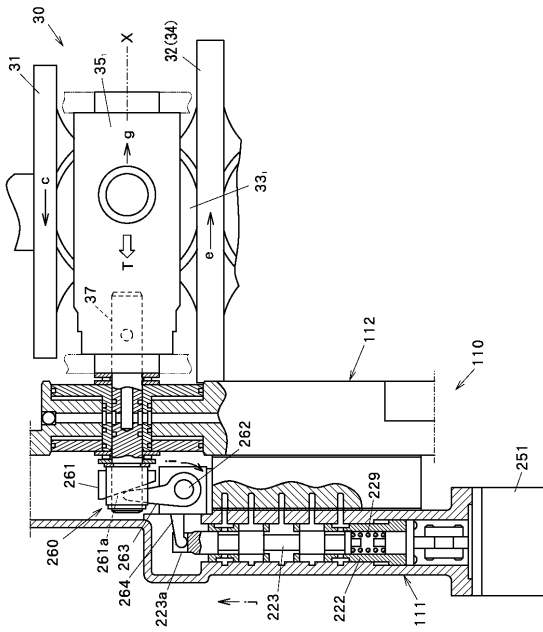
【 図 10 】



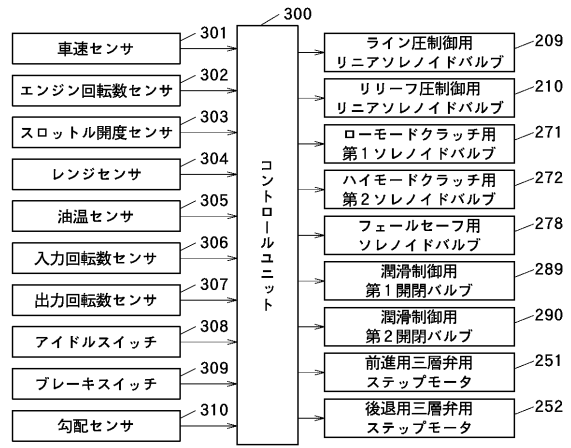
【 図 11 】



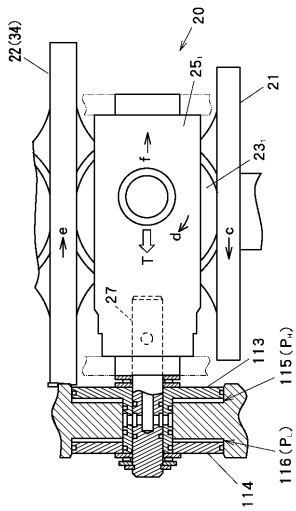
【 図 1 2 】



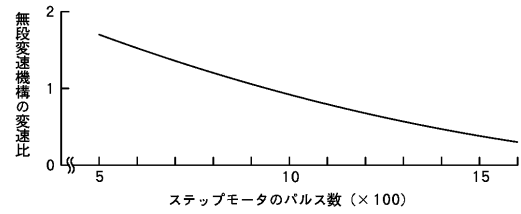
【 図 1 3 】



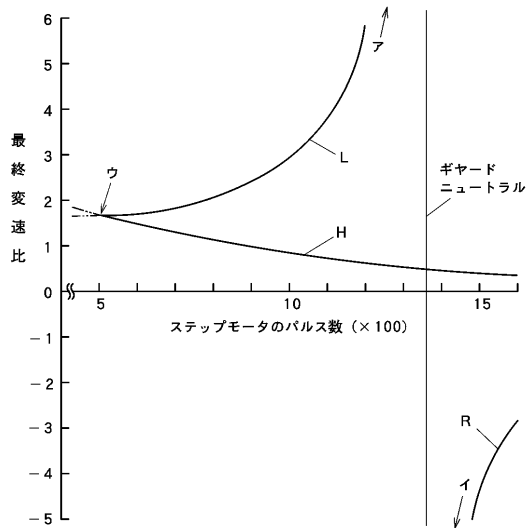
【 図 1 4 】



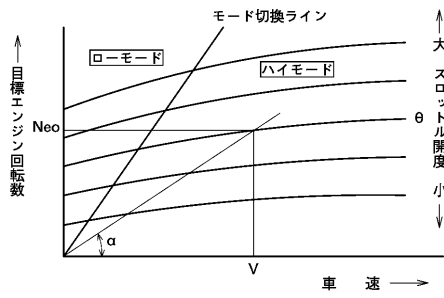
【 図 1 5 】



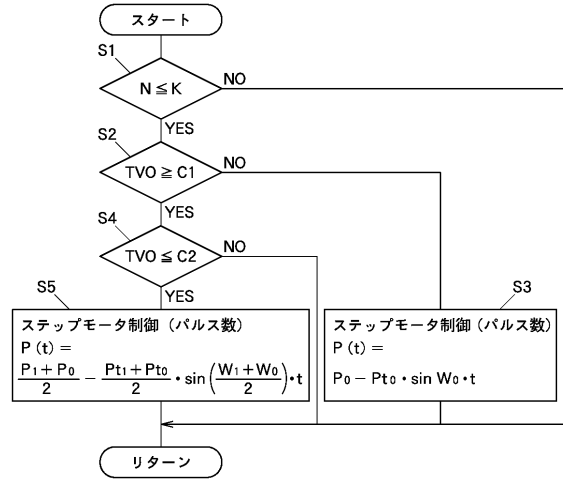
【 図 1 6 】



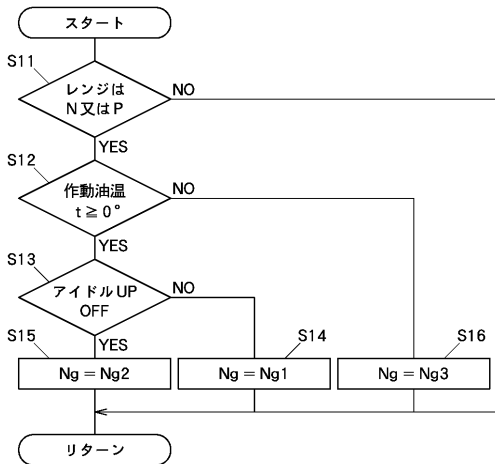
【 図 17 】



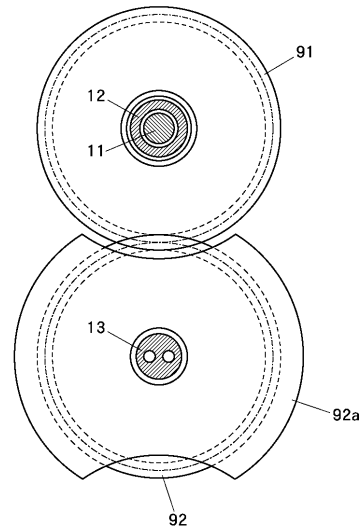
【 図 18 】



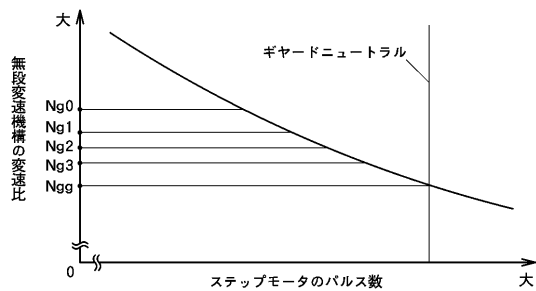
【 図 19 】



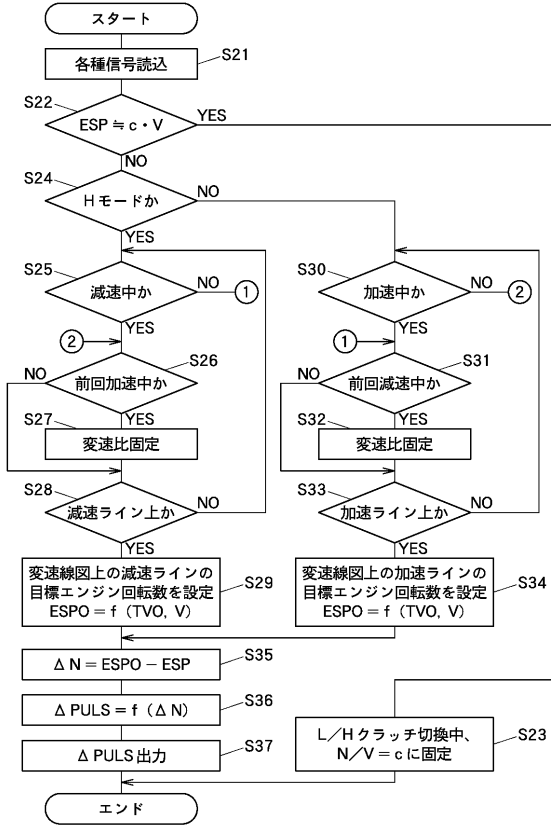
【 図 21 】



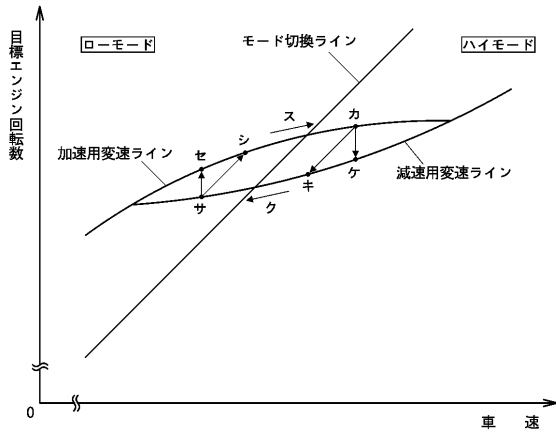
【 図 20 】



【 図 2 2 】



【 図 2 3 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平06 - 101754 (JP, A)
特開昭63 - 130442 (JP, A)
特開昭57 - 047063 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F16H 59/00 - 61/12
F16H 61/16 - 61/24
F16H 63/40 - 63/48