

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4274210号  
(P4274210)

(45) 発行日 平成21年6月3日 (2009.6.3)

(24) 登録日 平成21年3月13日 (2009.3.13)

(51) Int.Cl.	F 1
<b>F 1 6 H 3/097 (2006.01)</b>	F 1 6 H 3/097
<b>F 1 6 H 3/091 (2006.01)</b>	F 1 6 H 3/091

請求項の数 4 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2006-215743 (P2006-215743)	(73) 特許権者	000000170
(22) 出願日	平成18年8月8日 (2006.8.8)		いすゞ自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2008-39103 (P2008-39103A)		東京都品川区南大井6丁目2番1号
(43) 公開日	平成20年2月21日 (2008.2.21)	(74) 代理人	100075177
審査請求日	平成19年1月10日 (2007.1.10)		弁理士 小野 尚純
		(74) 代理人	100102417
			弁理士 飯田 隆
		(74) 代理人	100113217
			弁理士 奥貫 佐知子
		(72) 発明者	明石 浩平
			神奈川県藤沢市土棚8番地 いすゞ自動車株式会社 藤沢工場内
		(72) 発明者	池田 正
			神奈川県藤沢市土棚8番地 いすゞ自動車株式会社 藤沢工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 出力軸減速式デュアルクラッチ変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

エンジンに連結される 2 個のクラッチと、前記クラッチのそれぞれに結合された第 1 入力軸及び第 2 入力軸と、前記第 1 入力軸及び第 2 入力軸と平行に配置された中間軸と、出力軸とを備える変速機であって、

前記第 1 入力軸及び第 2 入力軸は、それぞれに連結された前記クラッチを切断することにより、前記エンジンとは独立して回転可能であり、

前記第 1 入力軸及び第 2 入力軸と前記中間軸との間には、変速段を構成する複数の歯車列が設けられ、これらの前記第 1 入力軸に設けられる歯車列及び前記第 2 入力軸に設けられる歯車列は、一つおきの変速段となっており、

前記中間軸の端部には、前記中間軸から減速して前記出力軸に動力を伝達する出力軸減速歯車列が設けられるとともに、前記第 2 入力軸と前記出力軸との間には、動力の伝達を断続する直結クラッチが設けられ、さらに、

前記出力軸減速歯車列には、前記中間軸と前記出力軸との間の動力の伝達を断続する中間軸連結クラッチが設けられており、前記直結クラッチが接続されるときは前記中間軸連結クラッチが切断されることを特徴とする変速機。

【請求項 2】

前記中間軸連結クラッチは、シンクロナイズ機構を備えた噛み合いクラッチである請求項 1 に記載の変速機。

【請求項 3】

前記第 1 入力軸は中空であって、前記第 2 入力軸が前記第 1 入力軸の中空部を通過して延長されており、前記出力軸は、前記第 1 入力軸及び前記第 2 入力軸と同心に配置されている請求項 1 又は請求項 2 に記載の変速機。

【請求項 4】

前記第 1 入力軸に結合されるクラッチは、前記第 2 入力軸に結合されるクラッチの外周部に同心に配置されている請求項 3 に記載の変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両の動力伝達装置における変速機に関し、さらに詳しくは、2 個のクラッチとそれぞれのクラッチに連結された 2 本の変速機入力軸とを備え、変速段の切換えの際にこれらのクラッチの断続を自動的に行う変速機に関するものである。

10

【背景技術】

【0002】

近年、車両の運転の容易化さらには運転者の疲労軽減のために、各種の自動的な車両用動力伝達装置が開発されている。トルクコンバータと遊星歯車機構を組み合わせた自動変速機がその代表的なものであり、いわゆるオートマ車（ＡＴ車）の動力伝達装置として広く普及している。自動変速機以外にも、マニュアル車（ＭＴ車）と同様な平行軸歯車機構式変速機を使用して、これと自動操作クラッチとを組み合わせ、電子制御装置により車両の走行状態に応じて自動的に変速段を切換える動力伝達装置が存在する。電子制御装置による変速段の切換えに代え、運転者の操作する変速レバーからの変速指令によって変速段を切換えるものもある。

20

【0003】

自動変速機のトルクコンバータは流体を利用する伝動装置であって、動力伝達損失が存在し、また、遊星歯車機構及びその制御装置は複雑で高価なものである。平行軸歯車機構式変速機ではトルクコンバータの介在に伴う伝達損失がないから、これを使用する自動的な動力伝達装置は、自動変速機よりも車両の燃料経済性の面では優れており、変速機構の構成や制御も自動変速機に比べ簡易かつ信頼性の高いものとなる。

【0004】

一方、平行軸歯車機構式変速機を使用する自動的な変速装置では、変速時の変速ショックが自動変速機よりも大きい傾向にある。平行軸歯車機構式変速機では、平行に配置された主軸とカウンタ軸に、複数の歯車列と噛み合いクラッチとが設けられており、噛み合いクラッチの変速スリーブを歯車列の一つに噛み合わせてエンジン動力を出力軸に伝達する。変速段を切換える際には、噛み合わされた変速スリーブを外した後、同期のためシンクロナイズ機構を作動させながら新たな歯車列との噛み合わせを行うが、このときには、エンジンと変速機との間のクラッチが切断され短時間エンジン動力の伝達が遮断される。これに対し、トルクコンバータを介在させた自動変速機では、変速の際にも実質的に動力伝達が遮断されないので、変速ショックが少なくスムーズな変速が可能となる。

30

【0005】

平行軸歯車機構式変速機において、変速時にも動力伝達を継続させてショックを防止するため、2 個のクラッチとそれぞれのクラッチに連結された 2 本の変速機入力軸とを備えたデュアルクラッチ式変速機（又はツインクラッチ式変速機）と称する変速機が知られており、一例として特開平 8 - 320054 号公報に開示されている。デュアルクラッチ式変速機には、図 5 に示すように、2 重管構造をなす第 1 入力軸 S1 と第 2 入力軸 S2 が配置され、第 2 入力軸 S2 は、中空の第 1 入力軸 S1 を貫通して後方に延長されている。変速機の前方には、内側と外周側とに同心状に配置された第 1 クラッチ C1 及び第 2 クラッチ C2 が設けられ、それぞれのクラッチの入力側はエンジン出力軸に接続される。これらのクラッチは、この例では湿式多板クラッチであって、第 1 クラッチ C1 の出力軸は中空の第 1 入力軸 S1 と一体的に連結され、第 2 クラッチ C2 の出力軸は第 2 入力軸 S2 と一体的に連結される。2 個のクラッチを同心状に配置する代わりに軸方向に並列して配置して

40

50

もよく、湿式多板クラッチに代え乾式単板クラッチを用いてもよい。

【 0 0 0 6 】

デュアルクラッチ式変速機では、第 1 入力軸 S 1 及び第 2 入力軸 S 2 と平行に中間軸（カウンタ軸）S 3 が設置されるとともに、変速機の後方には、車両の推進軸（プロペラシャフト）に連なる変速機の出力軸 S 4 が配置される。中間軸 S 3 の後端に固着された歯車は、出力軸 S 4 に固定された歯車と噛み合っており出力軸減速歯車列 R G を形成し、変速時には、第 1 入力軸 S 1 又は第 2 入力軸 S 2 からのエンジン動力が、中間軸 S 3 を経由して出力軸 S 4 に伝達される。出力軸減速歯車列 R G によって、出力軸 S 4 の回転数は中間軸 S 3 の回転数より低下し、この変速機は、いわゆるアウトプットリダクション形式の変速機となっている。

10

【 0 0 0 7 】

変速を行うため、異なった減速比を有する多数の歯車列が、第 1 入力軸 S 1 及び第 2 入力軸 S 2 と中間軸 S 3 との間に配置される。この例の変速機は前進 6 段と後退段とを備えており、中空の第 1 入力軸 S 1 には、偶数段である 2 速段歯車列 G 2、4 速段歯車列 G 4 及び 6 速段歯車列 G 6 の固定歯車が配置され、一方、第 2 入力軸 S 2 には、奇数段である 1 速段歯車列 G 1 及び 3 速段歯車列 G 3 と、後退段歯車列 G R V の固定歯車とが配置され、これらの固定歯車は、中間軸 S 3 に遊嵌された、すなわち回転可能に嵌め込まれた対応する遊嵌歯車と噛み合っている。このように、デュアルクラッチ式変速機の各入力軸には、一つおきの変速段の歯車列が配置される。

【 0 0 0 8 】

20

第 2 入力軸 S 2 の後端には、変速機の 5 速段として出力軸 S 4 と直結させる噛み合いクラッチ式の直結クラッチ C 3 が配置され、したがって、6 速段は、入力軸よりも出力軸が増速されるいわゆるオーバートップの変速段となっている。中間軸 S 3 に遊嵌される各歯車は一体的に形成されるドグ歯（ギヤスプライン）を有するとともに、中間軸 S 3 には、2 速段 - 4 速段切換え装置 X 1、6 速段 - 3 速段切換え装置 X 2 及び 1 速段 - 後退段切換え装置 X 3 が配置される。これらの切換え装置は、平行軸歯車機構式変速機において一般的に用いられる、変速スリーブとシンクロナイザ機構等を備えた図 3 に示すような噛み合いクラッチとして構成されている。

【 0 0 0 9 】

このようなデュアルクラッチ式変速機においては、例えば車両が 2 速段で走行している状態では、第 1 クラッチ C 1 が接続され第 2 クラッチ C 2 は切断されており、2 速段 - 4 速段切換え装置 X 1 が 2 速段歯車列 G 2 に噛み合わされ、他の切換え装置は中立位置にある。エンジン動力は、第 1 クラッチ C 1 に結合される第 1 入力軸 S 1 から 2 速段歯車列 G 2 を介して中間軸 S 3 を駆動し、さらに、後端の出力軸減速歯車列 R G を介して出力軸 S 4 を駆動する。2 速から 3 速に変速するときには、第 1 クラッチ C 1 を切断し、2 速段 - 4 速段切換え装置 X 1 の噛み合いを外して中立状態とするとともに、6 速段 - 3 速段切換え装置 X 2 を 3 速段歯車列 G 3 に噛み合わせて第 2 クラッチ C 2 を接続する。変速が終了すると、エンジン動力は、第 2 入力軸 S 2 から 3 速段歯車列 G 3 を介して中間軸 S 3 に伝達され、出力軸減速歯車列 R G を介して出力軸 S 4 を駆動するようになる。

30

【 0 0 1 0 】

40

デュアルクラッチ式変速機には、それぞれクラッチと結合された第 1 入力軸 S 1 及び第 2 入力軸 S 2 が配置してあり、これらの入力軸は互いに独立して回転可能である。そのため、2 速段から 3 速段への変速に際しては、第 1 クラッチ C 1 の切断や 2 速段 - 4 速段切換え装置 X 1 の噛み合いの切り離しに先立って、6 速段 - 3 速段切換え装置 X 2 を 3 速段歯車列 G 3 に噛み合わせることが可能となる。このように、6 速段 - 3 速段切換え装置 X 2 を 3 速の変速段に予め噛み合わせた後に、第 1 クラッチ C 1 を切断しながら第 2 クラッチ C 2 を接続するようにすれば、エンジン動力の伝達を実質的に遮断されることなく変速段が切換えられることとなり、変速ショックのない切換えが実現できる。また、切換え装置を 3 速段歯車列 G 3 に噛み合わせるときにはシンクロナイザ機構を作動させるが、同期のための時間的余裕が大きいので、通常の平行軸歯車機構式変速機におけるシンクロナイザ

50

機構と比較すると、シンクロナイザ機構に作用する摩擦力等の負荷を小さくすることができる。

【特許文献１】特開平８－３２００５４号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【００１１】

デュアルクラッチ式変速機をアウトプットリダクション形式とすると、中間軸の後端の出力軸減速歯車列によって出力軸が減速され伝達トルクは増大するので、中間軸の軸トルクを減少させその軸径や歯車の厚さ（軸方向長さ）を小さくすることができ、変速機は軽量でコンパクトなものとなる。しかし、中間軸が常に出力軸よりも増速された回転数で回転するため、出力軸の回転数が上昇する車両の高速走行時においては、中間軸の回転数は相当の高回転数に達する。変速機のハウジング内部には潤滑油が供給されており、変速機の間軸や歯車などは、ハウジングの底部に貯留される潤滑油に浸漬した状態で回転し、潤滑油を攪拌しつつ変速機の内部部品に潤滑油を跳ねかけている。したがって、中間軸が高速で回転すると、潤滑油が激しく攪拌されて潤滑油の温度が上昇するとともに、潤滑油の攪拌に伴い中間軸に作用する流体抵抗が増加し、変速機における動力伝達損失の増大を招く。

10

本発明の課題は、高速走行時等におけるデュアルクラッチ式変速機の間軸の高速回転を防止し、上記の問題点を解決することにある。

【課題を解決するための手段】

20

【００１２】

上記の課題に鑑み、本発明は、２本の入力軸を備えたデュアルクラッチ式変速機において、中間軸と出力軸との連結を断続するクラッチを設けることにより、いわゆる直結段では中間軸の回転を停止可能としたものである。すなわち、本発明は、

「エンジンに連結される２個のクラッチと、前記クラッチのそれぞれに結合された第１入力軸及び第２入力軸と、前記第１入力軸及び第２入力軸と平行に配置された中間軸と、出力軸とを備える変速機であって、

前記第１入力軸及び第２入力軸は、それぞれに連結された前記クラッチを切断することにより、前記エンジンとは独立して回転可能であり、

前記第１入力軸及び第２入力軸と前記中間軸との間には、変速段を構成する複数の歯車列が設けられ、これらの前記第１入力軸に設けられる歯車列及び前記第２入力軸に設けられる歯車列は、一つおきの変速段となっており、

30

前記中間軸の端部には、前記中間軸から減速して前記出力軸に動力を伝達する出力軸減速歯車列が設けられるとともに、前記第２入力軸と前記出力軸との間には、動力の伝達を断続する直結クラッチが設けられ、さらに、

前記出力軸減速歯車列には、前記中間軸と前記出力軸との間の動力の伝達を断続する中間軸連結クラッチが設けられており、前記直結クラッチが接続されるときは前記中間軸連結クラッチが切断される」

ことを特徴とする変速機となっている。

【００１３】

40

請求項２に記載のように、前記中間軸連結クラッチを、シンクロナイザ機構を備えた噛み合いクラッチとすることができる。

【００１４】

請求項３に記載のように、前記第１入力軸を中空として、前記第２入力軸を前記第１入力軸の中空部を通過させて延長し、かつ、前記出力軸を、前記第１入力軸及び前記第２入力軸と同心に配置することができる。この場合には、請求項４に記載のように、前記第１入力軸に結合されるクラッチを、前記第２入力軸に結合されるクラッチの外周部に同心に配置することが好ましい。

【発明の効果】

【００１５】

50

本発明のデュアルクラッチ式変速機においては、中間軸の端部に設置され、減速しながら中間軸と出力軸との間を連結する出力軸減速歯車列に、その連結を断続する中間軸連結クラッチが設けられており、第2入力軸と出力軸とを連結する直結クラッチが接続されるときには、中間軸連結クラッチが切断される。つまり、車両の高速走行時等、直結クラッチが接続され中間軸を経由せず第2入力軸から直接出力軸に動力伝達が行われるときは、中間軸は回転を停止し、出力軸から増速された状態で空転することがない。したがって、潤滑油の激しい攪拌が防止され、その温度上昇及び変速機の伝達損失の増加を防ぐことが可能となり、さらに、中間軸の高速回転に伴う騒音の発生が防止できる。

【0016】

殊に、デュアルクラッチ式変速機は2重管構造の2本の入力軸を有し、それぞれの入力軸には奇数段と偶数段の歯車列が直列に配置される。そのため、構造が複雑で中間軸が長くなる傾向にあり、中間軸の高速の空転に起因する潤滑油の過剰な攪拌、動力伝達損失等が一層問題となる。また、車両の動力伝達系統では、変速機の歯車や軸受等にかかる負荷を軽減するため、一般に、入力軸から直接出力軸に動力を伝達するいわゆる直結段を使用する頻度が最も大きくなるように最終減速機（ファイナルギヤ）等が設計される。こうしたことから、直結段において中間軸の空転を防止する本発明は、実用面での有効性が非常に大きなものである。

【0017】

ところで、中間軸連結クラッチを切断すると中間軸は出力軸と切り離されるので、第1入力軸から中間軸を利用して第2入力軸に動力を伝達し、直結クラッチにより第2入力軸から出力軸に動力を伝達することが可能となる。このとき、中間軸と両方の入力軸との間に配置された複数の歯車列を適宜選択して動力伝達を行わせることにより、所望の変速比に設定した一つの変速段を得ることができる。このようにすると、変速段となる歯車列の一つを省略することが可能で、変速機の変速段に対応した数の歯車列が軸方向に直列状態で配置される従来のデュアルクラッチ式変速機と比べ、変速機の軸方向の長さが短縮される。そして、入力軸及び中間軸の長さとともに軸受間の距離も短縮されるから、軸の曲げ剛性が増大することとなる。

【0018】

第2入力軸を出力軸に連結する直結クラッチ及び出力軸減速歯車列に設置される中間軸連結クラッチとしては、湿式多板クラッチ等の摩擦クラッチを用いてもよいが、請求項2の発明のように、シンクロナイズ機構を備えた噛み合いクラッチとした場合には、動力伝達の円滑かつ確実な断続が可能となり、操作装置の構成も簡易となる。

【0019】

請求項3の発明のように、第1入力軸を中空として、第2入力軸を第1入力軸の中空部を通過させて延長し、かつ、出力軸が第1入力軸及び第2入力軸と同心となるように配置したときは、デュアルクラッチ式変速機の構造がコンパクトとなり、殊に幅方向の寸法が縮小される。この場合において、請求項4の発明のように、第1入力軸に結合されるクラッチを第2入力軸に結合されるクラッチの外周部に同心に配置すると、それぞれの入力軸のクラッチを含め、構造のコンパクト化を達成できる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0020】

以下、図面によって本発明のデュアルクラッチ式変速機について説明する。図1には本発明のデュアルクラッチ式変速機の全体的な概略図を、図2には本発明の中間軸連結クラッチが置かれる出力軸減速歯車列の近傍の詳細図を示す。図3は、変速段切換え装置の詳細図である。これらの図面においては、従来のデュアルクラッチ式変速機を示す図5の部品等に対応するものには同一の符号が付してある。

【0021】

本発明のデュアルクラッチ式変速機の基礎的な構造及び作動は、図5を参照して説明した従来のアウトプットリダクション形式のデュアルクラッチ式変速機と変わりはない。すなわち、図1に示すように、同心状に配置された第1クラッチC1及び第2クラッチC2を

10

20

30

40

50

備えており、第1クラッチC1は中空の第1入力軸S1と結合され、第2クラッチC2は第1入力軸S1を貫通して後方に延長される第2入力軸S2と結合されている。2本の入力軸と平行に中間軸S3が設置されるとともに、変速機の後方には、車両の推進軸に連なる変速機の出力軸S4が配置される。そして、第1入力軸S1及び第2入力軸S2と中間軸S3との間には、異なった減速比を有する変速用の複数の歯車列が配置され、第2入力軸S2の後端に出力軸S4と直結する直結クラッチC3が設けられる。中間軸S3の後端には、減速しながら中間軸S3から出力軸S4に動力を伝達する出力軸減速歯車列RGが置かれている。

【0022】

本発明のデュアルクラッチ式変速機では、中間軸S3の後端に設置される出力軸減速歯車列RGに中間軸連結クラッチC4を設け、中間軸S3と出力軸S4とを断続可能に連結する。この中間軸連結クラッチC4について、図2に基づいて説明する。

【0023】

出力軸減速歯車列の小歯車RG1は中間軸S3に遊嵌され、出力軸S4にスプライン嵌合で固着された大歯車RG2と噛み合っている。小歯車RG1には、外周にドグ歯（ギヤスプライン）11の形成された部材が圧入され一体的に結合される。図2において小歯車RG1の右方には、クラッチハブ12が中間軸S3にスプライン嵌合で固着されており、クラッチハブ12の外周には、ドグ歯11と噛み合うスプライン13を備えた摺動スリーブ14が軸方向に摺動可能に嵌め込まれている。また、ドグ歯11と摺動スリーブ14の間にはシンクロナイザリング15が配置され、これらは、変速機で一般的に使用されるシンクロナイザ機構付の噛み合いクラッチを構成している。この例では、小歯車RG1を中間軸S3に遊嵌して噛み合いクラッチを設けているけれども、出力軸S4の大歯車RG2を遊嵌歯車として噛み合いクラッチを構成することもできる。

【0024】

摺動スリーブ14が図の位置にあるときは、ドグ歯11と摺動スリーブ14のスプライン13との噛み合いが外れ、小歯車RG1は中間軸S3上で空転するから、中間軸S3と出力軸S4とは切断される。摺動スリーブ14を、その外周溝に嵌め込まれた図示しないフォークによって左方に移動すると、スプライン13がドグ歯11と噛み合って小歯車RG1は中間軸S3と一体化され、出力軸減速歯車列RGによる動力の伝達が可能となる。摺動スリーブ14の左方への移動は、変速機における同期機構としてよく知られているように、中間軸S3と小歯車RG1の回転が同期するまではシンクロナイザリング15により阻止される。なお、第2入力軸S2と出力軸S4との間に設置される直結クラッチC3も、中間軸連結クラッチC4と同様な構造であり、同様な作動を行う噛み合いクラッチとなっている。

【0025】

また、この実施例のデュアルクラッチ式変速機では、中空の第1入力軸S1に偶数段である2速段歯車列G2、4速段歯車列G4の固定歯車が装着されるが、図5に示す従来のものとは異なり、6速段歯車列の歯車は装着されていない。第2入力軸S2には、奇数段である1速段歯車列G1及び3速段歯車列G3の歯車と、後退段の歯車列GRVとが固定される。これらの歯車は、中間軸S3に遊嵌された対応する歯車と噛み合い、それぞれの变速段の歯車列を形成する。中間軸S3に遊嵌される各歯車は一体的に形成されるドグ歯を有するとともに、中間軸S3には、2速段 - 4速段切換え装置X1、1速段 - 3速段切換え装置X4及び後退段連結クラッチC5が配置される。図5の従来のデュアルクラッチ式変速機は3個の切換え装置を備えているのに対し、本実施例では、1個の切換え装置が後退段連結クラッチC5に代わっており、その分、構造が簡略化されることとなる。

【0026】

变速段の切換え装置は、平行軸歯車機構式変速機において一般的に使用される噛み合いクラッチ式の切換え装置であるが、その構造について、2速段 - 4速段切換え装置X1の詳細図である図3によって説明する。

中空の第1入力軸S1には、2速段歯車列G2の固定歯車21と4速段歯車列G4の固定

10

20

30

40

50

歯車 4 1 とが一体加工され、それぞれ 2 速段の遊嵌歯車 2 2 と 4 速段の遊嵌歯車 4 2 とに噛み合っている。両方の遊嵌歯車は一体的に取り付けられたドグ歯 2 3、4 3 を有し、それらの間にクラッチハブ 2 4 が中間軸 S 3 に固着される。クラッチハブ 2 4 の外周には、ドグ歯 2 3、4 3 と噛み合うスプライン 2 5 を備えた変速スリーブ 2 6 が軸方向に摺動可能に嵌め込まれ、ドグ歯 2 3、4 3 と変速スリーブ 2 6 との間にはシンクロナイザリング 2 7、4 7 がそれぞれ配置される。このような構成は、基本的には上述した中間軸連結クラッチ C 4 と同じであって、変速スリーブ 2 6 を摺動させて第 1 入力軸 S 1 と中間軸 S 3 との間の動力伝達を断続すること、接続する際にはシンクロナイザリングによる同期作用が行われることも変わりはない。ただし、変速スリーブ 2 6 は、変速段を切換えるため図示の中立位置から左右の両方向に摺動可能であり、中立位置では動力伝達が切断され、左に移動すると 2 速段歯車列 G 2 による動力伝達が、右に移動すると 4 速段歯車列 G 4 による動力伝達が行われる。

10

#### 【0027】

次いで、本発明のデュアルクラッチ式変速機の作動について、図 4 も参照して説明する。図 4 は、オーバートップ段である 6 速段における本発明のデュアルクラッチ式変速機の動力伝達状態を表すものである。

#### 【0028】

車両が 1 速段乃至 4 速段で走行しているときは、出力軸減速歯車列 R G の中間軸連結クラッチ C 4 が接続され、エンジンの動力は、中間軸 S 3 を経由し出力軸減速歯車列 R G から出力軸 S 4 に伝達される。例えば 2 速段で走行している状態では、第 1 クラッチ C 1 が接続され第 2 クラッチ C 2 は切断されており、2 速段 - 4 速段切換え装置 X 1 が 2 速段歯車列 G 2 に噛み合わせられ、エンジン動力は、第 1 入力軸 S 1 から 2 速段歯車列 G 2 を介して中間軸 S 3 を駆動し、さらに、出力軸減速歯車列 R G を介して出力軸 S 4 を駆動する。2 速段から 3 速段に変速するときは、第 1 クラッチ C 1 を切断し、2 速段 - 4 速段切換え装置 X 1 の噛み合いを外して中立状態とするとともに、1 速段 - 3 速段切換え装置 X 4 を 3 速段歯車列 G 3 に噛み合わせて第 2 クラッチ C 2 を接続する。第 1 クラッチ C 1 を切断する前の時点で、1 速段 - 3 速段切換え装置 X 4 を 3 速段歯車列 G 3 に予め噛み合わせてもよい。変速が終了すると、エンジン動力は、第 2 入力軸 S 2 から 3 速段歯車列 G 3 を介して中間軸 S 3 に伝動される。

20

#### 【0029】

このように、中間軸連結クラッチ C 4 が接続される 1 速段乃至 4 速段における変速機の状態及び変速時の操作は、図 5 の従来のデュアルクラッチ式変速機の作動と同じであって、本発明のものでも、エンジン動力の伝達を実質的に遮断されることのない変速段の切換えを実現することができ、また、シンクロナイザ機構に作用する摩擦力等の負荷を小さくすることができるという効果が達成される。

30

#### 【0030】

本発明のデュアルクラッチ式変速機では、直結段である 5 速においては、直結クラッチ C 3 が接続されると同時に、出力軸減速歯車列 R G の中間軸連結クラッチ C 4 が切断される。エンジン動力は第 2 クラッチ C 2 から第 2 入力軸 S 2 に伝えられ、直結クラッチ C 3 を介して直接出力軸 S 4 に伝達される。5 速段の走行時には車両の速度が大きく、それに対応して出力軸 S 4 の回転数も高まるが、このとき、本発明のものでは中間軸連結クラッチ C 4 が切断されるので、中間軸 S 3 が空転を起こすことはない。したがって、中間軸 S 3 の高速回転に伴い変速機内の潤滑油が過剰に攪拌される事態が回避され、潤滑油の温度上昇や動力伝達効率の低下が防止される。また、中間軸 S 3 の高速の空転に起因する騒音の増大も回避されることとなる。

40

#### 【0031】

この実施例のデュアルクラッチ式変速機の 6 速段における作動を、図 4 を参照して述べる。6 速段では、直結クラッチ C 3 を接続して第 2 入力軸 S 2 を出力軸 S 4 に連結し、中間軸連結クラッチ C 4 を切断して中間軸 S 3 を出力軸 S 4 と独立に回転可能とする。そして、2 速段 - 4 速段切換え装置 X 1 を 4 速段歯車列 G 4 に噛み合わせ、1 速段 - 3 速段切換

50

え装置 X 4 を 3 速段歯車列 G 3 に噛み合わせるとともに、変速機前方の第 1 クラッチ C 1 を接続して第 2 クラッチ C 2 を切断する。

【 0 0 3 2 】

エンジン動力は、第 1 クラッチ C 1 を経て第 1 入力軸 S 1 を駆動し、4 速段歯車列 G 4 により中間軸 S 3 を駆動する。さらに、中間軸 S 3 の回転は、3 速段歯車列 G 3 により第 2 入力軸 S 2 に伝達され、直結クラッチ C 3 を介して出力軸 S 4 に伝達される。3 速段の減速比は 4 速段の減速比よりも大きく設定されているから、この伝達経路で回転を伝達したときは、第 2 入力軸 S 2 の回転数は第 1 入力軸 S 1 の回転数よりも大きくなり、オーバートップ段である 6 速段の速度比を得ることができる。また、このときの中間軸 S 3 の回転数は、図 5 のように 6 速段の歯車列を介して駆動される場合と比べ大幅に低下するので、潤滑油の過剰な攪拌を抑制できることとなる。

10

【 0 0 3 3 】

以上詳述したように、本発明は、2 本の入力軸と直結クラッチとを備え、中間軸を介して出力軸に動力を伝達するデュアルクラッチ式変速機において、中間軸と出力軸との連結を断続する中間軸連結クラッチを設け、直結クラッチから出力軸を駆動するときは中間軸を切り離すものである。上述の実施例の変速機は、入力軸の後方に同心状に出力軸を配置するものであるが、本発明は、出力軸を入力軸及び中間軸と平行に設置する変速機にも適用することができる。また、中間軸連結クラッチとして、噛み合い式クラッチに代え湿式多板クラッチ等の摩擦クラッチを採用する、あるいは、中間軸と 2 本の入力軸とを利用して構成する変速段を 6 速段以外のものとするなど、実施例に対し種々の変更が可能であることは明らかである。

20

【図面の簡単な説明】

【 0 0 3 4 】

【図 1】本発明のデュアルクラッチ式変速機の全体的な概略図である。

【図 2】本発明のデュアルクラッチ式変速機における出力軸減速歯車列の近傍の詳細図である。

【図 3】変速段切換え装置の詳細図である。

【図 4】本発明のデュアルクラッチ式変速機の 6 速段における作動状態を示す図である。

【図 5】従来のデュアルクラッチ式変速機の全体的な概略図である。

【符号の説明】

30

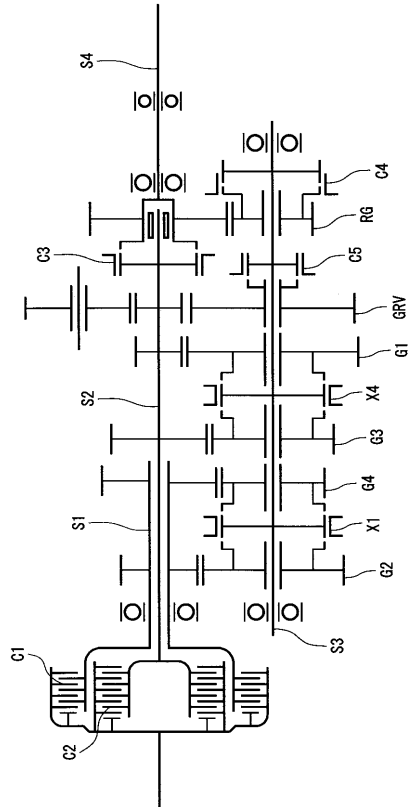
【 0 0 3 5 】

- S 1 第 1 入力軸
- S 2 第 2 入力軸
- S 3 中間軸
- S 4 出力軸
- C 1 第 1 クラッチ
- C 2 第 2 クラッチ
- C 3 直結クラッチ
- C 4 中間軸連結クラッチ
- C 5 後退段クラッチ
- G 1 ~ G 6 変速段歯車列
- R G 出力軸減速歯車列
- X 1 ~ X 4 変速段切換え装置
- 1 1、2 3、4 3 ドグ歯（ギヤスプライン）
- 1 4 摺動スリーブ
- 2 6 変速スリーブ
- 1 2、2 4 クラッチハブ
- 1 5、2 7、4 7 シンクロナイザリング

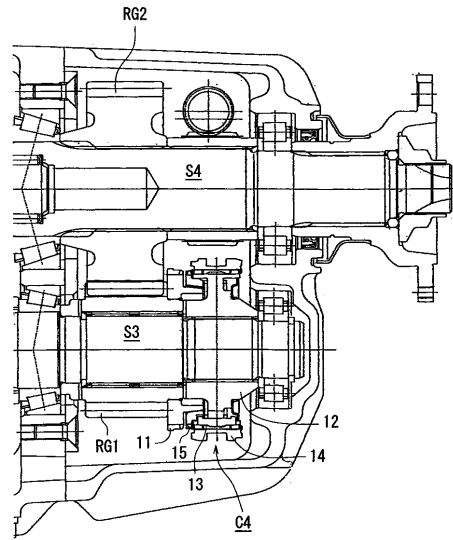
40



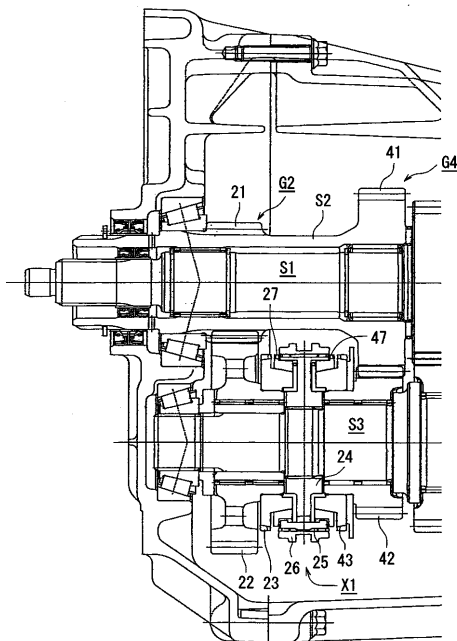
【図 1】



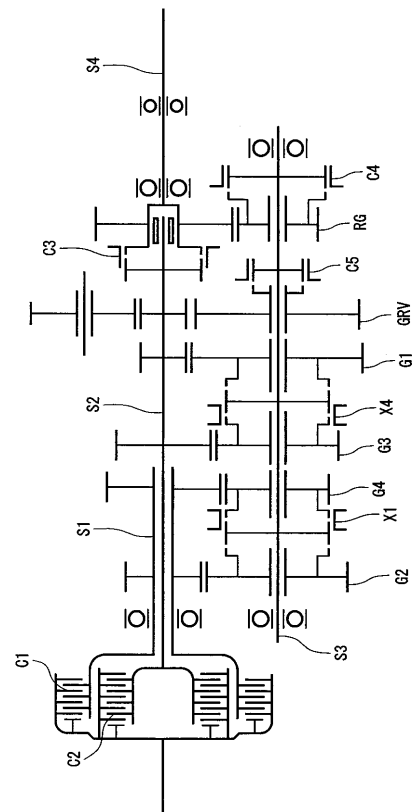
【図 2】



【図 3】



【図 4】





---

フロントページの続き

審査官 大内 俊彦

(56)参考文献 特開2005-265143(JP,A)  
特公平06-046061(JP,B2)  
特開2005-061626(JP,A)  
特開2000-097297(JP,A)  
特開平08-320054(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F16H 3/097, 3/091