(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第5329477号
(P5329477)

(45)発行日　平成25年10月30日(2013.10.30)　(24)登録日　平成25年8月2日(2013.8.2)

(51)Int.Cl.			F I		
F16H	3/66	(2006.01)	F16H	3/66	A
F16H	3/62	(2006.01)	F16H	3/62	Z
F16H	3/093	(2006.01)	F16H	3/093	

請求項の数 6　(全 24 頁)

(21)出願番号　特願2010-110558 (P2010-110558)
(22)出願日　平成22年5月12日 (2010.5.12)
(65)公開番号　特開2011-237003 (P2011-237003A)
(43)公開日　平成23年11月24日 (2011.11.24)
審査請求日　平成24年11月28日 (2012.11.28)

(73)特許権者　000005326
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目１番１号
(74)代理人　100077539
弁理士　飯塚　義仁
(74)代理人　100114742
弁理士　林　秀男
(74)代理人　100125265
弁理士　貝塚　亮平
(72)発明者　森住　憲資
埼玉県和光市中央１丁目４番１号　株式会社本田技術研究所内

審査官　広瀬　功次

最終頁に続く

(54)【発明の名称】変速機

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
入力軸と、
前記入力軸に対して平行に設置した第１出力軸及び第２出力軸と、
前記入力軸上に固定した第１入力ギヤと、前記第１出力軸上に相対回転可能に設置した第１出力ギヤとが噛合してなる第１ギヤ対と、
前記入力軸上の前記第１入力ギヤとは異なる位置に固定した第２入力ギヤと、前記第２出力軸上に相対回転可能に設置した第２出力ギヤとが噛合してなる第２ギヤ対と、
前記第１出力軸上に設けた第１要素と、前記第１ギヤ対によって前記入力軸の回転が入力される第２要素と、前記第１要素と係合してなる第３要素と、を有する第１遊星歯車機構と、
前記第２出力軸上に設けた第４要素と、前記第２ギヤ対によって前記入力軸の回転が入力される第５要素と、前記第４要素と係合してなる第６要素と、を有する第２遊星歯車機構と、
前記第３要素を固定側と前記第１出力軸とのいずれかに対して選択的に係合させる第１セレクト機構と、
前記第６要素を固定側と前記第２出力軸とのいずれかに対して選択的に係合させる第２セレクト機構と、を備え、
前記第１遊星歯車機構と前記第２遊星歯車機構は、軸方向で互いに逆向きに配置されており、

前記第１出力軸上の前記第１ギヤ対、前記第１遊星歯車機構、前記第１セレクト機構と、前記第２出力軸上の前記第２ギヤ対、前記第２遊星歯車機構、前記第２セレクト機構とが軸方向で互いに逆の配列順になっている
ことを特徴とする変速機。
【請求項２】
前記第１ギヤ対と前記第２ギヤ対は、互いの減速比が異なるように構成されている
ことを特徴とする請求項１に記載の変速機。
【請求項３】
前記第１出力軸上に設けた第１ファイナルドライブギヤと、前記第２出力軸上に設けた第２ファイナルドライブギヤと、前記第１ファイナルドライブギヤと前記第２ファイナルドライブギヤの両方が噛合するファイナルドリブンギヤとを備え、
前記第１ファイナルドライブギヤと前記ファイナルドリブンギヤの減速比と、前記第２ファイナルドライブギヤと前記ファイナルドリブンギヤの減速比とが異なっている
ことを特徴とする請求項１に記載の変速機。
【請求項４】
前記入力軸は、駆動源からの駆動力を伝達する単一の駆動軸で構成されており、
前記第１入力ギヤと前記第２入力ギヤは、いずれも前記駆動軸に固定されている
ことを特徴とする請求項１乃至３のいずれかに記載の変速機。
【請求項５】
前記入力軸は、互いに同軸上に配置した第１駆動軸と第２駆動軸とを備えて構成されており、
駆動源からの駆動力を前記第１駆動軸と前記第２駆動軸とに選択的に伝達する第１クラッチと第２クラッチとを備え、
前記第１入力ギヤは、前記第１駆動軸上に設けられており、前記第２入力ギヤは、前記第２駆動軸上に設けられている
ことを特徴とする請求項１乃至３のいずれかに記載の変速機。
【請求項６】
前記第１、第２セレクト機構は、シンクロメッシュ機構で構成されている
ことを特徴とする請求項１乃至５のいずれかに記載の変速機。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、車両などに搭載される変速機に関し、詳細には、複数の出力軸それぞれに遊星歯車機構を設置した構成の変速機に関する。
【背景技術】
【０００２】
車両などに搭載される変速機として、特許文献１乃至３に示すように遊星歯車機構を備えた変速機がある。特許文献１に記載の変速機は、遊星歯車機構への駆動力の入力を切り換える切換構造として、スリーブによる切換構造を備えている。また、特許文献２，３に示す変速機は、入力軸と、該入力軸に対して所定間隔で平行に設置した複数の出力軸（カウンタ軸）とを備え、複数の出力軸上それぞれに遊星歯車機構を設置した構成の変速機である。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００３】
【特許文献１】特開２００７－３２１９７６号公報
【特許文献２】特開２００８－５７６５５号公報
【特許文献３】特開２００５－１８０６６５号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】

【０００４】
従来、複数の出力軸を有し、該複数の出力軸それぞれに遊星歯車機構を設置した構成の変速機として、平行軸式の自動変速機がある。また、入力軸として同軸上に配置した２本の駆動軸と、これら２本の駆動軸に対する駆動力伝達を切り換える２つのクラッチ機構とを備え、クラッチ機構の切換操作で、２本の駆動軸と２本の出力軸それぞれの間に設けた変速機構を交互に切り換えて変速段の設定を行う自動変速機（いわゆるデュアルクラッチ型変速機）がある。
【０００５】
そして、これら平行軸式の変速機や、デュアルクラッチ型の変速機では、複数の遊星歯車機構を各出力軸上の軸方向で互いに同じ向きに配置していた。ところが、この構造では、各遊星歯車機構に対応する入力ギヤの位置を入力軸上で互いに異なる位置に配置する必要がある。これにより、複数の遊星歯車機構を軸方向で互いに前後にずらして配置することになるため、複数の遊星歯車機構を含む変速機の軸方向寸法（全長）が長くなるという問題がある。
【０００６】
また、複数の出力軸それぞれに配置した複数の遊星歯車機構を軸方向で互いに同じ向きに配置すると、遊星歯車機構の外形の大きい箇所同士が軸方向の同一位置に配置されるので、その分、変速機の外径寸法が大きくなってしまうという問題がある。さらに、変速機の内部での駆動ギヤや遊星歯車機構の干渉を避けるためには、変速機内の軸間距離を大きく確保する必要がある。したがって、その点においても、変速機の外径寸法が大型化する懸念がある。
【０００７】
なお、上記の問題への対処として、複数の出力軸（カウンタ軸）に設置した遊星歯車機構で入力軸上の入力ギヤを共用する構成の採用が考えられる。これによれば、各遊星歯車機構を軸方向で前後にずらして配置せずに済むので、その分、変速機の全長を短く抑えることができる。しかしなら、この構成では、入力ギヤを共用している複数の遊星歯車機構に同じ速度の駆動力が入力されるため、各遊星歯車機構の減速比を異ならせなければならない。そのため、複数の遊星歯車機構で異なるサイズのギヤを使用することなどで、共用可能な部品の数が少なくなるという問題がある。また、この構造では、入力軸から出力軸に駆動力を伝達する入力ギヤが入力軸上の一箇所のみであるため、入力軸が２本の駆動軸で構成されたデュアルクラッチ型の変速機には適用できない。
【０００８】
本発明は上述の点に鑑みてなされたものであり、その目的は、複数の出力軸それぞれに遊星歯車機構を設置した構成の変速機において、使用部品の種類を少なく抑えた簡単な構成でありながら、軸方向寸法及び径方向寸法の小型化を図ることにある。
【課題を解決するための手段】
【０００９】
上記課題を解決するため、本発明にかかる変速機（１）は、入力軸（１０）と、該入力軸（１０）に対して平行に設置した第１出力軸（１１）及び第２出力軸（１２）と、入力軸（１０）上に固定した第１入力ギヤ（２１）と、第１出力軸（１１）上に相対回転可能に設置した第１出力ギヤ（２２）とが噛合してなる第１ギヤ対（２３）と、入力軸（１０）上の第１入力ギヤ（２１）とは異なる位置に固定した第２入力ギヤ（２５）と、第２出力軸（１２）上に相対回転可能に設置した第２出力ギヤ（２６）とが噛合してなる第２ギヤ対（２７）と、第１出力軸（１１）上に設けた第１要素（Ｃ１）と、第１ギヤ対（２３）によって入力軸（１０）の回転が入力される第２要素（Ｓ１）と、第１要素（Ｃ１）と係合してなる第３要素（Ｒ１）と、を有する第１遊星歯車機構（５１）と、第２出力軸（１２）上に設けた第４要素（Ｃ２）と、第２ギヤ対（２７）によって入力軸（１０）の回転が入力される第５要素（Ｓ２）と、第４要素（Ｃ２）と係合してなる第６要素（Ｒ２）と、を有する第２遊星歯車機構（５２）と、第３要素（Ｒ１）を固定側（２）と第１出力軸（１１）とのいずれかに対して選択的に係合させる第１セレクト機構（１６）と、第６

要素（Ｒ２）を固定側（２）と第２出力軸（１２）とのいずれかに対して選択的に係合させる第２セレクト機構（１９）と、を備え、第１遊星歯車機構（５１）と第２遊星歯車機構（５２）は、軸方向で互いに逆向きに配置されており、第１出力軸（１１）上の第１ギヤ対（２３）、第１遊星歯車機構（５１）、第１セレクト機構（１６）と、第２出力軸（１２）上の第２ギヤ対（２７）、第２遊星歯車機構（５２）、第２セレクト機構（１９）とが軸方向で互いに逆の配列順になっていることを特徴とする。

【００１０】

本発明にかかる変速機によれば、入力軸に対して平行に設置した第１出力軸及び第２出力軸を有する変速機において、第１出力軸上に設けた第１遊星歯車機構と第２出力軸上に設けた第２遊星歯車機構は、軸方向で互いに逆向きに配置されているので、第１遊星歯車機構と第２遊星歯車機構の各部が軸方向の各位置で互い違いに配置されることとなる。これにより、第１遊星歯車機構に駆動力を入力するための第１入力ギヤと、第２遊星歯車機構に駆動力を入力するための第２入力ギヤとを入力軸上で互いに異なる位置に設けていても、第２出力軸上の第１入力ギヤに対向する箇所、及び第１出力軸上の第２入力ギヤに対向する箇所にデッドスペースができることを回避できるので、第１、第２出力軸上の各構成部品を軸方向に詰めて配置することができる。

【００１１】

この点を詳述すると、第１遊星歯車機構と第２遊星歯車機構を同じ向きに配置した従来構造の変速機では、第１入力ギヤと第２入力ギヤを軸方向で異なる位置にずらして配置すると、第２出力軸上における第１入力ギヤに対向する部分には、構成部品を配置できないので、その部分が第２出力軸の軸方向におけるデッドスペース（ギヤ１枚分のデッドスペース）となってしまう。同様に、第１出力軸上における第２入力ギヤに対向する部分には、構成部品を配置できないので、その部分が第１出力軸の軸方向におけるデッドスペースとなってしまう。したがって、これらデッドスペースの分、第１、第２出力軸の軸方向寸法が大きくなってしまう。これに対して、本発明にかかる上記の変速機では、第１遊星歯車機構と第２遊星歯車機構を軸方向で互い違いに配置したことで、第２出力軸上における第１入力ギヤに対向する箇所、及び第１出力軸上における第２入力ギヤに対向する箇所にも構成部品を配置できるので、その分、第１、第２出力軸の軸方向寸法を短く抑えることが可能となる。したがって、第１遊星歯車機構と第２遊星歯車機構を含む変速機の軸方向寸法（全長）を短く抑えることが可能となる。

【００１２】

また、本発明にかかる変速機では、第１出力軸上の第１ギヤ対、第１遊星歯車機構、第１セレクト機構と、第２出力軸上の第２ギヤ対、第２遊星歯車機構、第２セレクト機構は、軸方向における互いの配列順序が逆になっているので、これら第１ギヤ対、第１遊星歯車機構、第１セレクト機構と、第２ギヤ対、第２遊星歯車機構、第２セレクト機構とを軸方向の各位置で互い違いに配置することができる。これによっても、変速機の軸方向寸法を短く抑えることが可能となる。

【００１３】

また、上記構成によれば、軸方向の各位置で遊星歯車機構の各部が互い違いに配置され、かつ、軸方向の各位置で遊星歯車機構やセレクト機構やギヤ対が互い違いに配置されているので、変速機内の軸間距離を大きく確保しなくても、変速機の内部での駆動ギヤや遊星歯車機構の干渉を回避することができる。したがって、変速機の外径寸法の大型化を防ぐことができる。

【００１４】

また、上記構成によれば、変速機の軸方向寸法及び径方向寸法の小型化を図りながらも、複数の遊星歯車機構それぞれは向きを異ならせるだけで、同一の構成を採用することが可能となる。また、遊星歯車機構だけでなく、セレクト機構やギヤ対も配列を異ならせるだけで、同一の構成を採用することが可能となる。したがって、変速機の構成部品の共有化を図ることができるので、製造コストの低減が可能となる。

【００１５】

また、上記の変速機では、第１ギヤ対（２３）と第２ギヤ対（２７）は、互いの減速比が異なるように構成されているとよい。これによれば、第１ギヤ対と第２ギヤ対によって、第１遊星歯車機構と第２遊星歯車機構に異なる減速比で減速された駆動力が入力されるようになるので、第１遊星歯車機構と第２遊星歯車機構の減速比を等しくすることが可能となる。そのため、第１遊星歯車機構が有する構成要素の少なくとも１つと、それに対応する第２遊星歯車機構が有する構成要素とを同一の構成とすることができる。これにより、変速機の構成部品の共有化を図ることができるので、製造コストのさらなる低減が可能となる。

【００１６】

また、上記の変速機では、第１出力軸（１１）上に設けた第１ファイナルドライブギヤ（３５）と、第２出力軸（１２）上に設けた第２ファイナルドライブギヤ（３６）と、第１ファイナルドライブギヤ（３５）と第２ファイナルドライブギヤ（３６）の両方が噛合するファイナルドリブンギヤ（３７）とを備え、第１ファイナルドライブギヤ（３５）と第２ファイナルドライブギヤ（３６）は、互いの歯数が異なっているとよい。これによれば、第１ファイナルドライブギヤと第２ファイナルドライブギヤとによって、ファイナルドリブンギヤに対して、互いに異なる減速比で減速された駆動力が出力されるようになる。したがって、第１遊星歯車機構と第２遊星歯車機構の減速比を等しくすることが可能となる。そのため、第１遊星歯車機構が有する構成要素の少なくとも１つと、それに対応する第２遊星歯車機構が有する構成要素とを同一の構成とすることができる。これにより、変速機の構成部品の共有化を図ることができるので、製造コストのさらなる低減が可能となる。

【００１７】

また、上記の変速機の一実施態様として、入力軸（１０）は、駆動源からの駆動力を伝達する単一の駆動軸（１０）で構成されており、第１入力ギヤ（２１）と第２入力ギヤ（２５）は、いずれも同じ駆動軸（１０）に固定されていてよい。この構成によれば、入力軸に対して平行に配置した少なくとも二本の出力軸を備える平行軸式の自動変速機に対して、本発明にかかる構成を適用可能となる。したがって、平行軸式の変速機の軸方向寸法及び径方向寸法の小型化を図ることができる。

【００１８】

また、上記の変速機の他の実施態様として、入力軸（１０）は、同軸上に配置した第１駆動軸（１０ａ）と第２駆動軸（１０ｂ）とを備えて構成されており、駆動源からの駆動力を第１駆動軸（１０ａ）と第２駆動軸（１０ｂ）とに選択的に伝達する第１クラッチ（３８ａ）と第２クラッチ（３８ｂ）を備え、第１入力ギヤ（２１）は、第１駆動軸（１０ａ）上に設けられており、第２入力ギヤ（２５）は、第２駆動軸（１０ｂ）上に設けられていてよい。この構成によれば、第１、第２駆動軸に対する駆動力伝達を切り換えることで、第１、第２駆動軸それぞれに設けた第１、第２遊星歯車機構を交互に切り換えて変速段の設定を行う変速機（いわゆるデュアルクラッチ型の変速機）に対して、本発明にかかる構成を適用可能となる。したがって、デュアルクラッチ型の変速機の軸方向寸法及び径方向寸法の小型化を図ることができる。

【００１９】

また、上記の変速機では、第１、第２セレクト機構（１６，１９）は、シンクロメッシュ機構で構成されているとよい。第１、第２セレクト機構を多板クラッチで構成した場合は、変速動作以外のときにも摩擦によるエネルギロスがあるが、上記構成のようにシンクロメッシュ機構で構成していれば、変速動作でしかエネルギを消費せずに済む。したがってエネルギ効率の向上を図ることができる。

なお、上記の括弧内の符号は、後述する実施形態の対応する構成要素の符号を本発明の一例として示したものである。

【発明の効果】

【００２０】

本発明にかかる変速機によれば、複数の出力軸それぞれに遊星歯車機構を設置した構成

の変速機において、使用部品の種類を少なく抑えた簡単な構成でありながら、軸方向寸法及び径方向寸法の小型化を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【００２１】

【図１】本発明の第１実施形態にかかる変速機のスケルトン図である。

【図２】本発明の第２実施形態にかかる変速機のスケルトン図である。

【図３】第２実施形態の変速機で各変速段を設定するための第１、第２クラッチ及び第１、第２セレクト機構の係合・解除状態を示す一覧表である。

【図４】本発明の第３実施形態にかかる変速機のスケルトン図である。

【図５】本発明の第４実施形態にかかる変速機のスケルトン図である。

【図６】本発明の第５実施形態にかかる変速機のスケルトン図である。

【図７】第５本実施形態の変速機で各変速段を設定するための第１、第２クラッチ、第１、第２セレクト機構及びリバースセレクト機構の係合・解除状態を示す一覧表である。

【図８】本発明の第６実施形態にかかる変速機のスケルトン図である。

【図９】第６本実施形態の変速機で各変速段を設定するための第１、第２クラッチ、第１、第２セレクト機構及びリバースセレクト機構の係合・解除状態を示す一覧表である。

【図１０（ａ）】第６実施形態の変速機における後進段の動力伝達経路を示すスケルトン図である。

【図１０（ｂ）】第６実施形態の変速機における１速段の動力伝達経路を示すスケルトン図である。

【図１０（ｃ）】第６実施形態の変速機における２速段の動力伝達経路を示すスケルトン図である。

【図１０（ｄ）】第６実施形態の変速機における３速段の動力伝達経路を示すスケルトン図である。

【図１０（ｅ）】第６実施形態の変速機における４速段の動力伝達経路を示すスケルトン図である。

【図１０（ｆ）】第６実施形態の変速機における５速段の動力伝達経路を示すスケルトン図である。

【図１１】本発明の第７実施形態にかかる変速機のスケルトン図である。

【図１２】本発明の第８実施形態にかかる変速機のスケルトン図である。

【発明を実施するための形態】

【００２２】

以下、添付図面を参照して本発明の実施形態を詳細に説明する。

〔第１実施形態〕

図１は、本発明の第１実施形態にかかる変速機の構成例を示すスケルトン図である。図１に示す変速機１は、入力軸１０と、該入力軸１０に対して平行に設置した第１出力軸１１及び第２出力軸１２とを備えた平行軸式の自動変速機である。この変速機１は、入力軸１０上に固定した第１入力ギヤ２１と、第１出力軸１１上に相対回転可能に設けた第１出力ギヤ２２とが噛合してなる第１ギヤ対２３と、入力軸１０上の第１入力ギヤ２１とは異なる位置に固定した第２入力ギヤ２５と、第２出力軸１２上に相対回転可能に設けた第２出力ギヤ２６とが噛合してなる第２ギヤ対２７とを備えている。

【００２３】

また、変速機１は、第１出力軸１１上に設けた第１遊星歯車機構５１と、第２出力軸１２上に設けた第２遊星歯車機構５２の２組の遊星歯車機構を備えている。第１遊星歯車機構５１は、第１出力軸１１上に固定されて一体回転するキャリア（第１要素）Ｃ１と、第１ギヤ対２３によって入力軸１０の回転が入力されるサンギヤ（第２要素）Ｓ１と、キャリアＣ１に支持されたピニオンギヤＰ１の外周側に係合するリングギヤ（第３要素）Ｒ１とで構成されており、サンギヤＳ１に入力された入力軸１０からの駆動力が、キャリアＣ１から第１出力軸１１に出力されるようになっている。一方、第２遊星歯車機構５２は、第２出力軸１２に固定されて一体回転するキャリア（第４要素）Ｃ２と、第２ギヤ対２７

によって入力軸１０の回転が入力されるサンギヤ（第５要素）Ｓ２と、キャリアＣ２に支持されたピニオンギヤＰ２の外周側に係合するリングギヤ（第６要素）Ｒ２とで構成されており、サンギヤＳ２に入力された入力軸１０からの駆動力が、キャリアＣ２から第２出力軸１２に出力されるようになっている。

【００２４】

また、第１出力軸１１上には、第１遊星歯車機構５１のリングギヤＲ１を変速機１のケーシング（固定側）２に固定したギヤ１４と第１出力軸１１上に固定したギヤ１５とのいずれかに対して選択的に係合させる第１セレクト機構１６が設けられている。また、第２出力軸１２上には、第２遊星歯車機構５２のリングギヤＲ２を変速機１のケーシング（固定側）２に固定したギヤ１７と第２出力軸１２上に固定したギヤ１８とのいずれかに対して選択的に係合させる第２セレクト機構１９が設けられている。第１セレクト機構１６と第２セレクト機構１９は、両側のギヤ１４，１５又は１７，１８の間を軸方向にスライドするスリーブ１６ａ，１９ａを備えたシンクロメッシュ機構であり、スリーブ１６ａ，１９ａでリングギヤＲ１又はＲ２を両側のギヤ１４，１５又は１７，１８のいずれかと選択的に係合させるようになっている。

【００２５】

また、入力軸１０上に固定されたリバースドライブギヤ２８と、第１出力軸１１上に相対回転可能に設けられてリバースドライブギヤ２８と噛合するアイドルギヤ２９と、第２出力軸１２に相対回転可能に設けられてアイドルギヤ２９と噛合するリバースドリブンギヤ３０とからなるリバースギヤ列３１が設けられている。また、第２出力軸１２上には、リバースドリブンギヤ３０を第２出力軸１２に対して選択的に結合可能なリバースセレクト機構３２が設置されている。リバースセレクト機構３２は、第２出力軸１２上をスライド可能なスリーブ３２ａを備えたシンクロメッシュ機構で構成されている。また、第１出力軸１１上には、パーキングギヤ３３が設置されている。また、入力軸１０の一端には、入力軸１０に対するエンジン（駆動源）ＥＧからの駆動力の入力の有無を切り換えるメインクラッチ３４が設置されている。

【００２６】

また、第１出力軸１１上に設置した第１ファイナルドライブギヤ３５と、第２出力軸１２上に設置した第２ファイナルドライブギヤ３６と、これら第１ファイナルドライブギヤ３５と第２ファイナルドライブギヤ３６の両方と噛合するファイナルドリブンギヤ３７が設けられている。なお、図１では、第１ファイナルドライブギヤ３５とファイナルドリブンギヤ３７とが離れて図示されているが、実際には、これらは噛合しており、第１ファイナルドライブギヤ３５からの駆動力がファイナルドリブンギヤ３７に対して直接伝達されるようになっている。この点は、他の図でも同様である。

【００２７】

本実施形態の変速機１では、第１入力ギヤ２１と第２入力ギヤ２５は互いに異なるギヤ比に設定されており、第１ギヤ対２３と第２ギヤ対２７は、互いの減速比が異なるように構成されている。これら減速比の異なる第１ギヤ対２３と第２ギヤ対２７によって、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２には、異なる減速比で減速された駆動力が入力される。したがって、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２の減速比は同一であってよい。そのため、第１遊星歯車機構５１を構成する要素と第２遊星歯車機構５２を構成する要素は、互いに対応するものを同一構成とすることができる。

【００２８】

また、第１ギヤ対２３と第２ギヤ対２７を互いに異なる減速比に設定することに代えて、第１ファイナルドライブギヤ３５と第２ファイナルドライブギヤ３６の歯数を互いに異ならせるようにしてもよい。これによれば、第１ファイナルドライブギヤ３５と第２ファイナルドライブギヤ３６とによって、ファイナルドリブンギヤ３７に対して異なる減速比で減速された駆動力を出力することができる。この場合も、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２は同一であってよい。そのため、第１遊星歯車機構５１を構成する要素と第２遊星歯車機構５２を構成する要素は、互いに対応するものを同一構成とすることが

できる。

【００２９】

本実施形態の変速機１では、第１セレクト機構１６により、第１遊星歯車機構５１のリングギヤＲ１を第１入力軸１０に固定されたギヤ１５とケーシング２に固定されたギヤ１４とのいずれかに対して選択的に係合させることと、第２セレクト機構１９により、第２遊星歯車機構５２のリングギヤＲ２を第２出力軸１２に固定されたギヤ１８とケーシング２に固定されたギヤ１７とのいずれかに対して選択的に係合させることによって、前進四速段、後進１速段の変速段を切り換えて設定することができる。ここでは、変速段設定の一例として、第１セレクト機構１６の切り換えで１速段と３速段を設定し、第２セレクト機構１９の切り換えで２速段と４速段を設定するように構成している。詳細には、ギヤ１４、ギヤ１５がそれぞれ１速ギヤ、３速ギヤとして機能し、ギヤ１７とギヤ１８がそれぞれ２速ギヤ、４速ギヤとして機能する。したがって、第１セレクト機構１６をギヤ１４側に係合させることで１速段を設定し、ギヤ１５側に係合させることで３速段を設定する。また、第２セレクト機構１９をギヤ１７側に係合させることで２速段を設定し、ギヤ１８側に係合させることで４速段を設定する。なお、具体的な変速段の設定は、第１ギヤ対２３と第２ギヤ対２７の減速比の設定、又は第１ファイナルドライブギヤ３５と第２ファイナルドライブギヤ３６の歯数の設定などによって決まるため、上記の例には限定されない。

【００３０】

そして、本実施形態の変速機１では、第１出力軸１１上の第１遊星歯車機構５１と第２出力軸１２上の第２遊星歯車機構５２は、軸方向で互いに逆向きに配置されている。すなわち、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２は、互いが同一又は相当する部品で構成された同形状の機構であり、各部品の配置及び向きが軸方向で反対向きになっていることで、全体が軸方向で対称になっている。これにより、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２の各部は、軸方向の各位置で互い違いに配置されることとなる。したがって、第１遊星歯車機構５１に駆動力を入力するための第１入力ギヤ２１と、第２遊星歯車機構５２に駆動力を入力するための第２入力ギヤ２５とを入力軸１０上で互いに異なる位置に設けていても、第１、第２出力軸１１，１２上の各構成部分を軸方向に詰めて配置することができる。これにより、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２を含む変速機１の軸方向寸法（全長）を短く抑えることが可能となる。

【００３１】

この点を詳しく説明すると、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２を同じ向きに配置した従来構造の変速機では、第１入力ギヤ２１と第２入力ギヤ２５を軸方向で異なる位置にずらして配置すると、第２出力軸１２上における第１入力ギヤ２１及び第１ギヤ対２３に対向する部分には、構成部品を配置できないので、その部分が第２出力軸１２の軸方向におけるデッドスペース（ギヤ１枚分のデッドスペース）となってしまう。同様に、第１出力軸１１上における第２入力ギヤ２５及び第２ギヤ対２７に対向する部分には、構成部品を配置できないので、その部分が第１出力軸１１の軸方向におけるデッドスペースとなってしまう。したがって、これらデッドスペースの分、第１、第２出力軸１１，１２の軸方向寸法が大きくなってしまう。これに対して、本実施形態の変速機１では、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２を軸方向で互い違いに配置したことで、第２出力軸１２上における第１入力ギヤ２１及び第１ギヤ対２３に対向する箇所、及び第１出力軸１１上における第２入力ギヤ２５及び第２ギヤ対２７に対向する箇所にも構成部品を配置することができるので、その分、第１、第２出力軸１１，１２の軸方向寸法を短く抑えることが可能となる。したがって、従来構造と比較して、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２を含む変速機１の軸方向寸法（全長）を短く抑えることが可能となる。

【００３２】

また、この変速機１では、第１出力軸１１上に配列した第１ギヤ対２３、第１遊星歯車機構５１、第１セレクト機構１６は、第１出力軸１１の軸方向に沿ってエンジンＥＧに近い側からこの順に配列されているのに対して、第２出力軸１２上に配列した第２ギヤ対２

７、第２遊星歯車機構５２、第２セレクト機構１９は、第２出力軸１２の軸方向に沿ってエンジンＥＧと反対側からこの順に配列されている。したがって、第１出力軸１１上の第１ギヤ対２３、第１遊星歯車機構５１、第１セレクト機構１６と、第２出力軸１２上の第２ギヤ対２７、第２遊星歯車機構５２、第２セレクト機構１９とは、軸方向における互いの配列順序が逆になっている。

【００３３】

すなわち、変速機１では、入力軸１０の軸方向位置の一方に第１ギヤ対２３が設けられており、入力軸１０の軸方向位置の他方に第２ギヤ対２７が設けられている。そして、第１出力軸１１の軸方向位置の他方には、第１セレクト機構１６が設けられており、第２出力軸１２の軸方向位置の一方には、第２セレクト機構１９が設けられている。これらによって、第１出力軸１１上に設置した第１遊星歯車機構５１と第２出力軸１２上に設置した第２遊星歯車機構５２とを互い違いに配置している。このことによっても、第１出力軸１１上の第１ギヤ対２３、第１遊星歯車機構５１、第１セレクト機構１６と、第２出力軸１２上の第２ギヤ対２７、第２遊星歯車機構５２、第２セレクト機構１９とを軸方向で互いに同位置に配置することができるので、その分、変速機１の軸方向寸法を短く抑えることが可能となる。

【００３４】

また、上記の構成によれば、軸方向の各位置で第１、第２遊星歯車機構５１，５２の各部が互い違いに配置され、かつ、軸方向の各位置で第１、第２遊星歯車機構５１，５２や第１、第２セレクト機構１６，１９や第１、第２ギヤ対２３，２７が互い違いに配置されているので、変速機１内の軸間距離を大きく確保しなくても、変速機１の内部での各駆動ギヤや第１、第２遊星歯車機構５１，５２などの干渉を回避することができる。したがって、変速機１の外径寸法の大型化を防ぐことができる。

【００３５】

また、上記の構成によれば、変速機１の軸方向寸法及び径方向寸法の小型化を図りながらも、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２は、互いの向きを異ならせるだけで、共通の部品を用いた同一の構成を採用することが可能となる。また、第１、第２遊星歯車機構５１，５２だけでなく、第１、第２セレクト機構１６，１９や第１、第２ギヤ対２３，２７も互いの配列方向を異ならせるだけで、同一の構成を採用することが可能となる。したがって、変速機１の構成部品の共有化を図ることができるので、製造コストの低減が可能となる。

【００３６】

また、本実施形態の変速機１では、第１出力軸１１上の第１遊星歯車機構５１と第２出力軸１２上の第２遊星歯車機構５２とに対して駆動力を伝達する入力軸１０は、エンジンＥＧからの駆動力が入力される一本の入力軸１０のみで構成されており、変速機１は、当該一本の入力軸１０を備えた平行軸式の自動変速機である。そのため、第１入力ギヤ２１と第２入力ギヤ２５は、いずれもこの入力軸１０上に固定されている。したがって、本実施形態では、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２を互いに逆向きに配置してなる本発明の構成を平行軸式の自動変速機に適用しているので、平行軸式の自動変速機における軸方向寸法及び径方向寸法の小型化を図ることができる。

【００３７】

〔第２実施形態〕

次に、本発明の第２実施形態について説明する。なお、第２実施形態の説明及び対応する図面においては、第１実施形態と同一又は相当する構成部分には同一の符号を付し、以下ではその部分の詳細な説明は省略する。また、以下で説明する事項以外の事項については、第１実施形態と同じである。この点は、他の実施形態においても同様である。

【００３８】

図２は、第２実施形態にかかる変速機１－２を示すスケルトン図である。同図に示す変速機１－２は、外径側と内径側とに同軸配置した第１駆動軸１０ａと第２駆動軸１０ｂとからなる二重構造の入力軸１０を備えている。また、エンジンＥＧからの駆動力を第１駆

動軸１０ａと第２駆動軸１０ｂそれぞれに対して選択的に入力する第１クラッチ（奇数段クラッチ）３８ａと第２クラッチ（偶数段クラッチ）３８ｂとからなるクラッチ機構３８を備えている。この変速機１－２は、第１クラッチ３８ａと第２クラッチ３８ｂの選択的な係合によるエンジンＥＧからの駆動力の切り換えと、第１、第２セレクト機構１６，１９の係合の切り換えとの組み合わせによって変速段の設定を行う変速機（デュアルクラッチ型変速機：ＤＣＴ）である。

【００３９】

そして、この変速機１－２では、第１出力軸１１上の第１遊星歯車機構５１に駆動力を伝達するための第１入力ギヤ２１は、第１駆動軸１０ａ上に固定されており、第２出力軸１２上の第２遊星歯車機構５２に駆動力を伝達するための第２入力ギヤ２５は、第２駆動軸１０ｂ上に固定されている。

【００４０】

図３は、本実施形態の変速機１－２で設定される各変速段での第１、第２クラッチ３８ａ，３８ｂ、第１、第２セレクト機構１６，１９の係合・解除状態を示す一覧表である。同図の"ｓｈｉｆｔ"欄に示す"Ｄｒｉｖｅ"は、設定された変速段を示し、"Ｐｒｅ／Ｓ"は、各変速段における次の変速段への準備段を示している。また、"Ｃｌｕｔｃｈ"欄に示す"Ｏｄｄ"は、奇数段クラッチである第１クラッチ３８ａを指しており、"Ｅｖｅｎ"は、偶数段クラッチである第２クラッチ３８ｂを指している。"Ｃｌｕｔｃｈ"欄の丸印は、第１クラッチ３８ａ又は第２クラッチ３８ｂが係合していることを示す。また、"Ｓｌｅｅｖｅ"欄の"Ｒ"，"Ｌ⇔３"，"２⇔４"はそれぞれ、リバースセレクト機構３２、第１セレクト機構１６、第２セレクト機構１９であり、"Ｓｌｅｅｖｅ"欄の各記号は、各セレクト機構３２，１６，１９の係合する向き（図２に付した囲み番号に対応する向き）を示している。

【００４１】

本実施形態の変速機１－２においても、第１セレクト機構１６の切り換えで１速段と３速段を設定し、第２セレクト機構１９の切り換えで２速段と４速段を設定するように構成しており、ギヤ１４、ギヤ１５がそれぞれ１速ギヤ、３速ギヤとして機能し、ギヤ１７、ギヤ１８がそれぞれ２速ギヤ、４速ギヤとして機能する。したがって、第１クラッチ３８ａを係合させた状態で第１セレクト機構１６を切り換えることで、１速段（Ｌ）と３速段を設定する一方、第２クラッチ３８ｂを係合させた状態で第２セレクト機構１９を切り換えることで、２速段と４速段を設定するようになっている。また、次の変速段へシフトする際には、第１、第２クラッチ３８ａ，３８ｂの係合を切り換える前に、あらかじめ第１、第２セレクト機構１６，１９でシフト先の変速段を準備段として設定しておき、その状態で、第１、第２クラッチ３８ａ，３８ｂの係合を切り換える。これにより、シフトチェンジを行う際のタイムラグを少なく抑えることができ、迅速かつスムーズなシフトチェンジが可能となる。

【００４２】

本実施形態の変速機１－２においても、第１出力軸１１上の第１遊星歯車機構５１と第２出力軸１２上の第２遊星歯車機構５２は、軸方向で互いに逆向きに配置されている。したがって、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２の各部が軸方向で互い違いに配置されている。これにより、第１遊星歯車機構５１に駆動力を入力するための第１入力ギヤ２１と、第２遊星歯車機構５２に駆動力を入力するための第２入力ギヤ２５とを入力軸１０上の異なる位置に設けていても、第２出力軸１２上の第１入力ギヤ２１に対向する箇所、及び第１出力軸１１上の第２入力ギヤ２５に対向する箇所にデッドスペースができることを回避できるので、第１、第２出力軸１１，１２上の各構成部品を軸方向に詰めて配置することができる。したがって、第１遊星歯車機構５１と第２遊星歯車機構５２を含む変速機１の軸方向寸法（全長）を短く抑えることが可能となる。

【００４３】

また、この変速機１－２では、第１出力軸１１上に配列した第１ギヤ対２３、第１遊星歯車機構５１、第１セレクト機構１６は、第１出力軸１１の軸方向に沿ってエンジンＥＧ

に近い側からこの順に配列されているのに対して、第２出力軸１２上に配列した第２ギヤ対２７、第２遊星歯車機構５２、第２セレクト機構１９は、第２出力軸１２の軸方向に沿ってエンジンＥＧと反対側からこの順に配列されている。したがって、第１出力軸１１上の第１ギヤ対２３、第１遊星歯車機構５１、第１セレクト機構１６と、第２出力軸１２上の第２ギヤ対２７、第２遊星歯車機構５２、第２セレクト機構１９とは、軸方向における互いの配列順序が逆になっている。このことによっても、第１、第２出力軸１１，１２上にデッドスペースができることを回避できるので、第１、第２出力軸１１，１２上の各構成部品を軸方向に詰めて配置することができる。したがって、変速機１－２の軸方向寸法を短く抑えることが可能となる。

【００４４】

また、本実施形態でも、軸方向の各位置で遊星歯車機構５１，５２の各部が互い違いに配置され、かつ、軸方向の各位置で第１、第２遊星歯車機構５１、５２や第１、第２セレクト機構１６，１９や第１、第２ギヤ対２３，２７が互い違いに配置されているので、変速機１内の軸間距離を大きく確保しなくても、変速機１の内部での各ギヤや第１、第２遊星歯車機構５１，５２などの干渉を回避することができる。したがって、変速機１の外径寸法の大型化を防ぐことができる。

【００４５】

また、本実施形態の変速機１－２では、第１出力軸１１上に設けた第１遊星歯車機構５１は、第１ギヤ対２３から駆動力が入力されるサンギヤ（第２要素）Ｓ１と、第１セレクト機構１６でケーシング２に固定可能なリングギヤ（第３要素）Ｒ１と、これらサンギヤＳ１およびリングギヤＲ１と噛合するピニオンギヤＰ１と、ピニオンギヤＰ１を回転自在に支持すると共に第１出力軸１１に固定されたキャリア（第１要素）Ｃ１とで構成されている。したがって、サンギヤＳ１は入力部材であり、キャリアＣ１は出力部材である。また、第２出力軸１２上に設けた第２遊星歯車機構５２は、第２ギヤ対２７から駆動力が入力されるサンギヤ（第５要素）Ｓ２と、第２セレクト機構１９でケーシング２に固定可能なリングギヤ（第６要素）Ｒ２と、これらサンギヤＳ２およびリングギヤＲ２と噛合するピニオンギヤＰ２と、ピニオンギヤＰ２を回転自在に支持すると共に第２出力軸１２に固定されたキャリア（第４要素）Ｃ２とで構成されている。したがって、サンギヤＳ２は入力部材であり、キャリアＣ２は出力部材である。この構成によれば、第２クラッチ３８ｂを係合させ、かつ第２セレクト機構１９をギヤ（４速ギヤ）１８側に係合させる４速段の設定時には、第２遊星歯車機構５２においてサンギヤＳ２とキャリアＣ２とリングギヤＲ２が一体に回転する。また、第１クラッチ３８ａを係合させ、かつ第１セレクト機構１６をギヤ（３速ギヤ）１５側に係合させる３速段の設定時には、第１遊星歯車機構５１においてサンギヤＳ１とキャリアＣ１とリングギヤＲ１が一体に回転する。そのため、第１遊星歯車機構５１及び第２遊星歯車機構５２での摩擦抵抗を低く抑えることができるので、動力伝達効率を高めることができる。

【００４６】

〔第３実施形態〕

次に、本発明の第３実施形態について説明する。図４は、第３実施形態にかかる変速機１－３を示すスケルトン図である。同図に示す変速機１－３は、第２実施形態の変速機１－２と同じく前進４速段を設定可能なデュアルクラッチ型の変速機であるが、第２実施形態の変速機１－２と比較して、第１遊星歯車機構５１及び第２遊星歯車機構５２の構成要素が異なっている。

【００４７】

すなわち、本実施形態の変速機１－３では、第１出力軸１１上に設けた第１遊星歯車機構５１は、第１出力軸１１に固定されたサンギヤ（第１要素）Ｓ１と、第１セレクト機構１６でケーシング２に固定可能なリングギヤ（第３要素）Ｒ１と、これらサンギヤＳ１およびリングギヤＲ１と噛合するピニオンギヤＰ１と、ピニオンギヤＰ１を回転自在に支持すると共に第１ギヤ対２３から駆動力が入力されるキャリア（第２要素）Ｃ１とで構成されている。したがって、キャリアＣ１は入力部材であり、サンギヤＳ１は出力部材である

。また、第２出力軸１２上に設けた第２遊星歯車機構５２は、第２出力軸１２に固定されたサンギヤ（第４要素）Ｓ２と、第２セレクト機構１９でケーシング２に固定可能なリングギヤ（第６要素）Ｒ２と、これらサンギヤＳ２およびリングギヤＲ２と噛合するピニオンギヤＰ２と、ピニオンギヤＰ２を回転自在に支持すると共に第２ギヤ対２７から駆動力が入力されるキャリア（第５要素）Ｃ２とで構成されている。したがって、キャリアＣ２は入力部材であり、サンギヤＳ２は出力部材である。

【００４８】

また、本実施形態の変速機１－３では、ギヤ１４、ギヤ１５がそれぞれ３速ギヤ、１速ギヤとして機能し、ギヤ１７とギヤ１８がそれぞれ４速ギヤ、２速ギヤとして機能する。したがって、第１セレクト機構１６をギヤ１４側に係合させることで３速段を設定し、ギヤ１５側に係合させることで１速段を設定する。また、第２セレクト機構１９をギヤ１７側に係合させることで４速段を設定し、ギヤ１８側に係合させることで２速段を設定する。

【００４９】

この構成によれば、第２クラッチ３８ｂを係合させ、かつ第２セレクト機構１９をギヤ１８側に係合させる２速段の設定時には、第２遊星歯車機構５２においてサンギヤＳ２とキャリアＣ２とリングギヤＲ２が一体に回転する。また、第１クラッチ３８ａを係合させ、かつ第１セレクト機構１６をギヤ１５側に係合させる１速段の設定時には、第１遊星歯車機構５１においてサンギヤＳ１とキャリアＣ１とリングギヤＲ１が一体に回転する。そのため、第１遊星歯車機構５１及び第２遊星歯車機構５２での摩擦抵抗を低く抑えることができるので、動力伝達効率を高めることができる。それに加えて、サンギヤＳ１，Ｓ２を出力部材として第１出力軸１１又は第２出力軸１２に固定した本実施形態の変速機１－３では、サンギヤＳ１，Ｓ２が入力部材である第２実施形態の変速機１－２と比較して、第１遊星歯車機構５１及び第２遊星歯車機構５２の内部のスペースを有効に活用できるので、その分、スペース効率が有利になる。

【００５０】

〔第４実施形態〕

次に、本発明の第４実施形態について説明する。図５は、第４実施形態にかかる変速機１－４を示すスケルトン図である。同図に示す変速機１－４は、第２、第３実施形態の変速機１－２，１－３と同じく前進４速段を設定可能なデュアルクラッチ型の変速機であるが、第２、第３実施形態の変速機１－２，１－３と比較して、第１遊星歯車機構５１及び第２遊星歯車機構５２の構成要素が異なっている。

【００５１】

すなわち、本実施形態の変速機１－４では、第１出力軸１１上に設けた第１遊星歯車機構５１は、第１セレクト機構１６でケーシング２に固定可能なサンギヤ（第３要素）Ｓ１と、第１入力ギヤ２１から駆動力が入力されるリングギヤ（第２要素）Ｒ１と、これらサンギヤＳ１およびリングギヤＲ１と噛合するピニオンギヤＰ１と、ピニオンギヤＰ１を回転自在に支持すると共に第１出力軸１１に固定されたキャリア（第１要素）Ｃ１とで構成されている。したがって、リングギヤＲ１は入力部材であり、キャリアＣ１は出力部材である。また、第２出力軸１２上に設けた第２遊星歯車機構５２は、第２セレクト機構１９でケーシング２に固定可能なサンギヤ（第６要素）Ｓ２と、第２入力ギヤ２５から駆動力が入力されるリングギヤ（第５要素）Ｒ２と、これらサンギヤＳ２およびリングギヤＲ２と噛合するピニオンギヤＰ２と、ピニオンギヤＰ２を回転自在に支持すると共に第２出力軸１２に固定されたキャリア（第４要素）Ｃ２とで構成されている。したがって、リングギヤＲ２は入力部材であり、キャリアＣ２は出力部材である。

【００５２】

この構成によれば、３速段の設定時には、第１遊星歯車機構５１においてサンギヤＳ１とキャリアＣ１とリングギヤＲ１が一体に回転し、４速段の設定時には、第２遊星歯車機構５２においてサンギヤＳ２とキャリアＣ２とリングギヤＲ２が一体に回転する。そのため、第１遊星歯車機構５１及び第２遊星歯車機構５２での摩擦抵抗を低く抑えることがで

きるので、動力伝達効率を高めることができる。それに加えて、本実施形態の変速機１－４では、サンギヤＳ１，Ｓ２が入力部材である第２実施形態の変速機１－２や、キャリアＣ１，Ｃ２が入力部材である第３実施形態の変速機１－３と比較して、第１、第２遊星歯車機構５１，５２の内部のスペースを最も有効に活用できるので、スペース効率が一番高くなる。

【００５３】

〔第５実施形態〕

次に、本発明の第５実施形態について説明する。図６は、第５実施形態にかかる変速機１－５を示すスケルトン図である。本実施形態の変速機１－５は、第２実施形態の変速機１－２において、さらに、第２駆動軸１０ｂ上に設けた１速用入力ギヤ４１と、第２出力軸１２上に設けた１速用出力ギヤ４２からなる１速用ギヤ対４３を追加している。これにより、前進５速段を設定可能となっている。１速用ギヤ対４３を構成する１速用入力ギヤ４１は、第２駆動軸１０ｂ上に固定されており、第２駆動軸１０ｂに対して相対回転不能である。また、１速用出力ギヤ４２は、第２出力軸１２上に相対回転可能に設置されている。そして、リバースセレクト機構３２は、第２出力軸１２上に相対回転可能に設置したリバースドリブンギヤ３０と１速用出力ギヤ４２との間に配置されており、これらリバースドリブンギヤ３０と１速用出力ギヤ４２のいずれかを選択的に第２出力軸１２に固定するように構成されている。

【００５４】

また、本実施形態の変速機１－５では、第１セレクト機構１６の切り換えで２速段と４速段を設定し、第２セレクト機構１９の切り換えで３速段と５速段を設定するように構成している。詳細には、ギヤ１４、ギヤ１５がそれぞれ２速ギヤ、４速ギヤとして機能し、ギヤ１７とギヤ１８がそれぞれ３速ギヤ、５速ギヤとして機能する。したがって、第１セレクト機構１６をギヤ１４側に係合させることで２速段を設定し、ギヤ１５側に係合させることで４速段を設定する。また、第２セレクト機構１９をギヤ１７側に係合させることで３速段を設定し、ギヤ１８側に係合させることで５速段を設定する。

【００５５】

図７は、本実施形態の変速機１－５の各変速段における第１、第２クラッチ３８ａ，３８ｂ、第１、第２セレクト機構１６，１９及びリバースセレクト機構３２の係合・解除状態を示す一覧表である。同図の"Ｃｌｕｔｃｈ"欄に示す"Ｏｄｄ"は、奇数段クラッチである第２クラッチ３８ｂを指し、"Ｅｖｅｎ"は、偶数段クラッチである第１クラッチ３８ａを指している。なお、本実施形態の変速機１－５では、第２実施形態の変速機１－２と比較して、変速段の設定が異なっていることで、第１クラッチ３８ａと第２クラッチ３８ｂとで奇数段クラッチと偶数段クラッチの関係が入れ替わっている。したがって、図７の"Ｓｌｅｅｖｅ"欄に示す"Ｒ⇔Ｌ", "２⇔４", "３⇔５"はそれぞれ、リバースセレクト機構３２、第１セレクト機構１６、第２セレクト機構１９を指すものである。

【００５６】

本実施形態の変速機１－５では、第２クラッチ（奇数段クラッチ）３８ｂを係合させた状態でリバースセレクト機構３２を切り換えることで、１速段（Ｌ）と後進段（Ｒ）とを設定することができる。また、第２クラッチ３８ｂを係合させた状態で第２セレクト機構１９を切り換えることで、３速段と５速段とを設定するようになっている。また、第１クラッチ（偶数段クラッチ）３８ａを係合させた状態で第１セレクト機構１６を切り換えることで、２速段と４速段とを設定するようになっている。また、次の変速段へシフトする際には、第１、第２クラッチ３８ａ，３８ｂの係合を切り換える前に、あらかじめ第１、第２セレクト機構１６，１９あるいはリバースセレクト機構３２でシフト先の変速段を準備段として設定しておき、その状態で第１、第２クラッチ３８ａ，３８ｂの係合を切り換える。この点は、第２実施形態の変速機１－２と同じである。

【００５７】

本実施形態の変速機１－５では、第２出力軸１２上に設置した１速用出力ギヤ４２とリバースドリブンギヤ３０とでシンクロメッシュ機構からなるリバースセレクト機構３２を

共有するように構成している。言い換えると、第２実施形態の変速機１－２の構成において、リバースセレクト機構３２がリバースドリブンギヤ３０と１速用出力ギヤ４２とを選択的に結合可能となるように１速用ギヤ対４３を追加している。したがって、リバースセレクト機構３２の共用化によって、必要な部品点数やスペースを少なく抑えることができるので、変速機１－５の多段化を図りながらも、構成の簡素化及び軽量化を図ることができる。

【００５８】

〔第６実施形態〕

次に、本発明の第６実施形態について説明する。図８は、第６実施形態にかかる変速機１－６を示すスケルトン図である。同図に示す変速機１－６は、第５実施形態の変速機１－５と同じく前進５速段を設定可能なデュアルクラッチ型の変速機であるが、変速機１－５と比較して、前進１速段（Ｌ）と後進段（Ｒ）を設定するための機構が異なっている。

【００５９】

すなわち、本実施形態の変速機１－６は、１速用ギヤ対４３に代えて、入力軸１０上に設けた前後進切換用遊星歯車機構５３を備えている。前後進切換用遊星歯車機構５３は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構であって、第２駆動軸１０ｂに固定されたサンギヤＳ３と、リバースセレクト機構３２でケーシング２に対して固定可能なリングギヤＲ３と、サンギヤＳ３に噛合する第１ピニオンギヤＰ３ａと、第１ピニオンギヤＰ３ａおよびリングギヤＲ３と噛合する第２ピニオンギヤＰ３ｂと、第１ピニオンギヤＰ３ａ及び第２ピニオンギヤＰ３ｂを回転自在に支持するキャリアＣ３とからなる。したがって、サンギヤＳ３は入力部材であり、キャリアＣ３は出力部材である。そして、リバースセレクト機構３２は、ケーシング２に固定されたギヤ（リバースギヤ）４５と、キャリアＣ３に固定されたギヤ（１速ギヤ）４６のいずれかに対して選択的にリングギヤＲ３を係合させるようになっている。また、キャリアＣ３に固定されて第２駆動軸１０ｂ上に設置された第３入力ギヤ４７と、第２出力軸１２に固定されて第３入力ギヤ４７に噛合している第３出力ギヤ４８とで構成される第３ギヤ対４９が設けられている。

【００６０】

また、本実施形態の変速機１－６においても、第１セレクト機構１６の切り換えで２速段と４速段を設定し、第２セレクト機構１９の切り換えで３速段と５速段を設定するように構成している。詳細には、ギヤ１４、ギヤ１５がそれぞれ２速ギヤ、４速ギヤとして機能し、ギヤ１７とギヤ１８がそれぞれ３速ギヤ、５速ギヤとして機能する。したがって、第１セレクト機構１６をギヤ１４側に係合させることで２速段を設定し、ギヤ１５側に係合させることで４速段を設定する。また、第２セレクト機構１９をギヤ１７側に係合させることで３速段を設定し、ギヤ１８側に係合させることで５速段を設定する。

【００６１】

第５実施形態の変速機１－５では、１速用出力ギヤ４２やリバースドリブンギヤ３０からなる前後進切換用の機構を第２出力軸１２上に設けていたのに対して、本実施形態の変速機１－６では、前後進切換用遊星歯車機構５３など前後進切換用の機構のすべてを入力軸１０上に設けている。そのため、第２出力軸１２の軸長を短く抑えることができる。これにより、ファイナルドリブンギヤ３７から大きな荷重がかかることで撓みが生じ易い第２出力軸１２の剛性を効果的に高めることができる。

【００６２】

図９は、本実施形態の変速機１－６の各変速段における第１クラッチ（偶数段クラッチ）３８ａ、第２クラッチ（奇数段クラッチ）３８ｂ、第１、第２セレクト機構１６，１９及びリバースセレクト機構３２の係合・解除状態を示す一覧表である。また、図１０（ａ）乃至（ｆ）は、変速機１－６の各変速段における動力伝達経路を示すスケルトン図である。図１０（ａ）乃至（ｆ）では、変速機１－６の動力伝達経路を一点鎖線で示している。上記構成の変速機１－６では、第１、第２クラッチ３８ａ，３８ｂと第１、第２セレクト機構１６，１９及びリバースセレクト機構３２を選択的に組み合わせて係合させることで、前進５速（Ｌｏｗ～５ＴＨ）および後進１速（Ｒｖｓ）の変速段を設定することがで

きる。以下、各変速段の設定について順に説明する。

【００６３】

後進段（Ｒｖｓ）を設定にするには、第２クラッチ（奇数段クラッチ）３８ｂを係合させ、かつリバースセレクト機構３２をリバースギヤ４５側に係合させる。これにより、前後進切換用遊星歯車機構５３のリングギヤＲ３がケーシング２に固定された状態となる。したがって、図１０（ａ）に示すように、エンジンＥＧからの駆動力は、第２駆動軸１０ｂ→前後進切換用遊星歯車機構５３のサンギヤＳ３→キャリアＣ３→第３入力ギヤ４７→第３出力ギヤ４８→第２出力軸１２→第２ファイナルドライブギヤ３６→ファイナルドリブンギヤ３７の経路で伝達される。この際、ダブルピニオン型の前後進切換用遊星歯車機構５３で回転が逆転することで、第２駆動軸１０ｂの回転に対して逆向きの回転が第２出力軸１２へ出力される。

【００６４】

１速段（Ｌｏｗ）を設定にするには、図１０（ｂ）に示すように、第２クラッチ（奇数段クラッチ）３８ｂを係合させ、かつリバースセレクト機構３２を１速ギヤ４６側に係合させる。これにより、前後進切換用遊星歯車機構５３のリングギヤＲ３が１速ギヤ４６に固定された状態となる。したがって、エンジンＥＧからの駆動力は、第２駆動軸１０ｂ→前後進切換用遊星歯車機構５３のサンギヤＳ３→リングギヤＲ３→第３入力ギヤ４７→第３出力ギヤ４８→第２出力軸１２→第２ファイナルドライブギヤ３６→ファイナルドリブンギヤ３７の経路で伝達される。また、１速段（Ｌｏｗ）の設定時に２速段への準備段を設定するには、上記の１速段の設定状態において、第１セレクト機構１６をケーシング２に固定された２速ギヤ１４側に係合させる。

【００６５】

２速段（２ｎｄ）を設定にするには、図１０（ｃ）に示すように、第１クラッチ（偶数段クラッチ）３８ａを係合させ、かつ第１セレクト機構１６をケーシング２に固定されたギヤ１４側（２速側）に係合させる。これにより、第１遊星歯車機構５１のリングギヤＲ１がケーシング２に固定された状態となる。なお、１速段又は３速段から２速段に変速する際には、予め準備段が設定されているので、実際には、第１クラッチ３８ａを係合するだけで変速操作が行われる。この点は、下記の他の変速段の設定でも同様である。この状態で、エンジンＥＧからの駆動力は、第１駆動軸１０ａ→第１入力ギヤ２１→第１出力ギヤ２２→第１遊星歯車機構５１のサンギヤＳ１→キャリアＣ１→第１出力軸１１→第１ファイナルドライブギヤ３５→ファイナルドリブンギヤ３７の経路で伝達される。また、２速段の設定時に３速段への準備段を設定するには、上記の２速段の設定状態において、第２セレクト機構１９をケーシング２に固定された３速ギヤ１７側に係合させる。一方、２速段の設定時に１速段への準備段を設定するには、上記の２速段の設定状態において、リバースセレクト機構３２を１速ギヤ４６側に係合させる。

【００６６】

３速段（３ｒｄ）を設定にするには、図１０（ｄ）に示すように、第２クラッチ（奇数段クラッチ）３８ｂを係合させ、かつ第２セレクト機構１９をケーシング２に固定されたギヤ１７側（３速側）に係合させる。これにより、第２遊星歯車機構５２のリングギヤＲ２がケーシング２に固定された状態となる。したがって、エンジンＥＧからの駆動力は、第２駆動軸１０ｂ→第２入力ギヤ２５→第２出力ギヤ２６→第２遊星歯車機構５２のサンギヤＳ２→キャリアＣ２→第２出力軸１２→第２ファイナルドライブギヤ３６→ファイナルドリブンギヤ３７の経路で伝達される。また、３速段の設定時に４速段への準備段を設定するには、上記の３速段の設定状態において、第１セレクト機構１６を第１出力軸１１に固定されたギヤ１５側（４速側）に係合させる。一方、３速段の設定時に２速段への準備段を設定するには、上記の３速段の設定状態において、第１セレクト機構１６をケーシング２に固定されたギヤ１４側（２速側）に係合させる。

【００６７】

４速段（４ｔｈ）を設定にするには、図１０（ｅ）に示すように、第１クラッチ（偶数段クラッチ）３８ａを係合させ、かつ第１セレクト機構１６を第１出力軸１１に固定され

たギヤ１５側（４速側）に係合させる。これにより、第１遊星歯車機構５１のリングギヤＲ１が第１出力軸１１に固定された状態となる。したがって、エンジンＥＧからの駆動力は、第１駆動軸１０ａ→第１入力ギヤ２１→第１出力ギヤ２２→第１遊星歯車機構５１のサンギヤＳ１→リングギヤＲ１→第１出力軸１１→第１ファイナルドライブギヤ３５→ファイナルドリブンギヤ３７の経路で伝達される。また、４速段の設定時に５速段への準備段を設定するには、上記の４速段の設定状態において、第２セレクト機構１９を第２出力軸１２に固定された５速ギヤ１８側に係合させる。一方、４速段の設定時に３速段への準備段を設定するには、上記の４速段の設定状態において、第２セレクト機構１９をケーシング２に固定された３速ギヤ１７側に係合させる。

【００６８】

５速段（５ｔｈ）を設定にするには、図１０（ｆ）に示すように、第２クラッチ３８ｂ（奇数段クラッチ）を係合させ、かつ第２セレクト機構１９を第２出力軸１２に固定されたギヤ１８側（５速側）に係合させる。これにより、第２遊星歯車機構５２のリングギヤＲ２が第２出力軸１２に固定された状態となる。したがって、エンジンＥＧからの駆動力は、第２駆動軸１０ｂ→第２入力ギヤ２５→第２出力ギヤ２６→第２遊星歯車機構５２のサンギヤＳ２→リングギヤＲ２→５速ギヤ１８→第２ファイナルドライブギヤ３６→ファイナルドリブンギヤ３７の経路で伝達される。また、５速段の設定時に４速段への準備段を設定するには、上記の５速段の設定状態において、第１セレクト機構１６を第１出力軸１１に固定されたギヤ１５側（４速側）に係合させる。

【００６９】

〔第７実施形態〕

次に、本発明の第７実施形態について説明する。図１１は、第７実施形態にかかる変速機１－７を示すスケルトン図である。同図に示す変速機１－７は、第６実施形態の変速機１－６と同じく前進５速段を設定可能なデュアルクラッチ型の変速機であって、入力軸１０上に前後進切換用遊星歯車機構５３を設けているものである。そして、第１、第２クラッチ３８ａ，３８ｂを介して第１、第２駆動軸１０ａ，１０ｂに入力される駆動力は、エンジンＥＧの駆動力である。その上でさらに、第２駆動軸１０ｂ上に設置したモータ６０を備えている。モータ６０は、第２駆動軸１０ｂに固定したロータ６１と、該ロータ６１の外周側に設置したステータ６２とで構成されている。当該モータ６０を備えたことで、第２駆動軸１０ｂに対してモータ６０のアシストによる駆動力（トルク）を付与できる。なお、モータ６０のロータ６１は、前後進切換用遊星歯車機構５３のリングギヤＲ３の外周側に設置されている。

【００７０】

本実施形態の変速機１－７によれば、エンジンＥＧの駆動力が第２駆動軸１０ｂを介して出力側（ファイナルドリブンギヤ３７）に伝達される１速段、３速段、５速段の設定時には、エンジンＥＧの駆動力をモータ６０でアシストするモータアシスト走行が可能である。また、１速段、３速段、５速段の設定時に第２クラッチ（奇数段クラッチ）３８ｂを解放すれば、モータ６０の駆動力のみによるＥＶ走行も可能である。また、エンジンＥＧの駆動力が第１駆動軸１０ａを介して出力側に伝達される２速段、４速段の設定時には、第２クラッチ（奇数段クラッチ）３８ｂを解放したまま、第２セレクト機構１９あるいはリバースセレクト機構３２を１速段、３速段、５速段の設定に切り換えることで、モータ６０の駆動力を第２駆動軸１０ｂ及び第２出力軸１２を介して出力側（ファイナルドリブンギヤ３７）に伝達することができる。したがって、第１駆動軸１０ａから第１出力軸１１を介して出力側に伝達されるエンジンＥＧの駆動力をモータ６０でアシストするモータアシストを行うことができる。また、第２出力軸１２及び第２駆動軸１０ｂを介して車輪からの制動力をモータ６０に戻すこともできるので、モータ６０による回生も可能である。

【００７１】

〔第８実施形態〕

次に、本発明の第８実施形態について説明する。図１２は、第８実施形態にかかる変速

機１－８を示すスケルトン図である。同図に示す変速機１－８は、第７実施形態の変速機１－７の構成に加えて、入力軸１０と平行に設けた第３出力軸１３と、該第３出力軸１３上に設けられて第２遊星歯車機構５２のサンギヤＳ２に固定された第２出力ギヤ２６と噛合する第３出力ギヤ５５とを備えている。そして、第３出力軸１３の回転で駆動するエアコンプレッサ５６を備えている。エアコンプレッサ５６は、車室内の冷房などを行うためのＡ／Ｃ（エアコン）用のエアコンプレッサである。また、第３出力軸１３とエアコンプレッサ５６との間には、エアコンプレッサ５６に対する第３出力軸１３からの回転伝達の有無を切り換えるためのクラッチ機構５７が設置されている。

【００７２】

本実施形態の変速機１－８によれば、エンジンＥＧを停止しているアイドリングストップ中や、第２クラッチ（奇数段クラッチ）３８ｂを開放してモータ６０の駆動力のみで走行するＥＶ走行中でも、モータ６０の駆動力でエアコンプレッサ５６を駆動できる。したがって、車室内の冷房などを行うことができる。なお、上記では、エアコンプレッサ５６を例示したが、第３出力軸１３には、該第３出力軸１３で駆動する他の種類の補機（オイルポンプなど）を取り付けることも可能である。

【００７３】

以上、本発明の実施形態を説明したが、本発明は上記実施形態に限定されるものではなく、特許請求の範囲、及び明細書と図面に記載された技術的思想の範囲内において種々の変形が可能である。例えば、上記各実施形態に示す変速機で設定する変速段はいずれも一例であり、各変速機による変速段は、他の設定であってもよい。

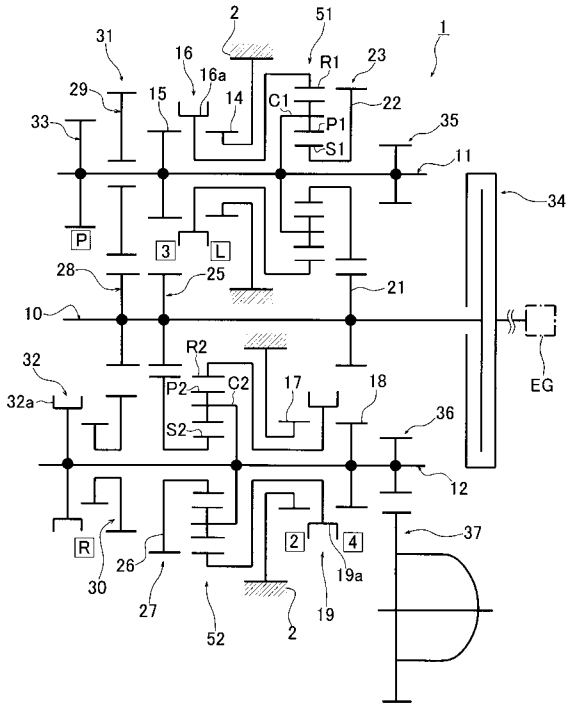
【符号の説明】

【００７４】

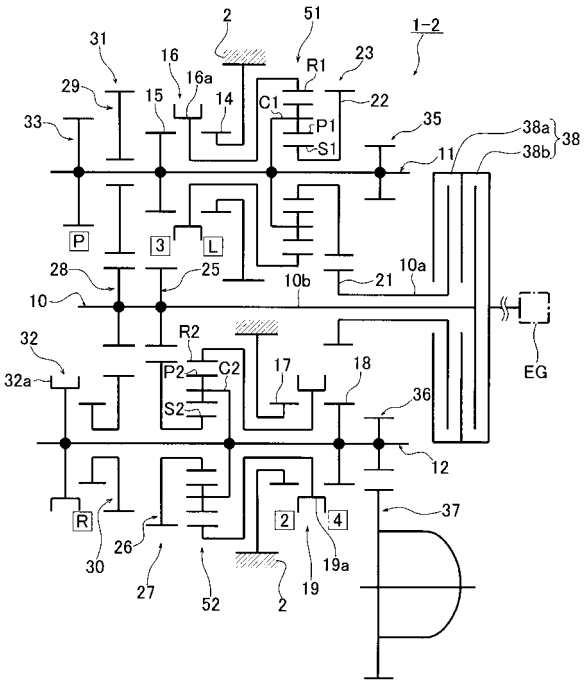
１　変速機
２　ケーシング
１０　入力軸
１０ａ　第１駆動軸
１０ｂ　第２駆動軸
１１　第１出力軸
１２　第２出力軸
１３　第３出力軸
１４　ギヤ
１５　ギヤ
１６　第１セレクト機構
１６ａ　スリーブ
１７　ギヤ
１８　ギヤ
１９　第２セレクト機構
１９ａ　スリーブ
２１　第１入力ギヤ
２２　第１出力ギヤ
２３　第１ギヤ対
２５　第２入力ギヤ
２６　第２出力ギヤ
２７　第２ギヤ対
２８　リバースドライブギヤ
２９　アイドルギヤ
３０　リバースドリブンギヤ
３１　リバースギヤ列
３２　リバースセレクト機構
３２ａ　スリーブ

３３　パーキングギヤ
３４　メインクラッチ
３５　第１ファイナルドライブギヤ
３６　第２ファイナルドライブギヤ
３７　ファイナルドリブンギヤ
３８　クラッチ機構
３８ａ　第１クラッチ
３８ｂ　第２クラッチ
４１　１速用入力ギヤ
４２　１速用出力ギヤ
４３　１速用ギヤ対
４５　ギヤ（リバースギヤ）
４６　ギヤ（１速ギヤ）
４７　第３入力ギヤ
４８　第３出力ギヤ
４９　第３ギヤ対
５１　第１遊星歯車機構
５２　第２遊星歯車機構
５３　前後進切換用遊星歯車機構
５５　第３出力ギヤ
５６　エアコンプレッサ
５７　クラッチ機構
６０　モータ
６１　ロータ
６２　ステータ
ＥＧ　エンジン（駆動源）

【図１】



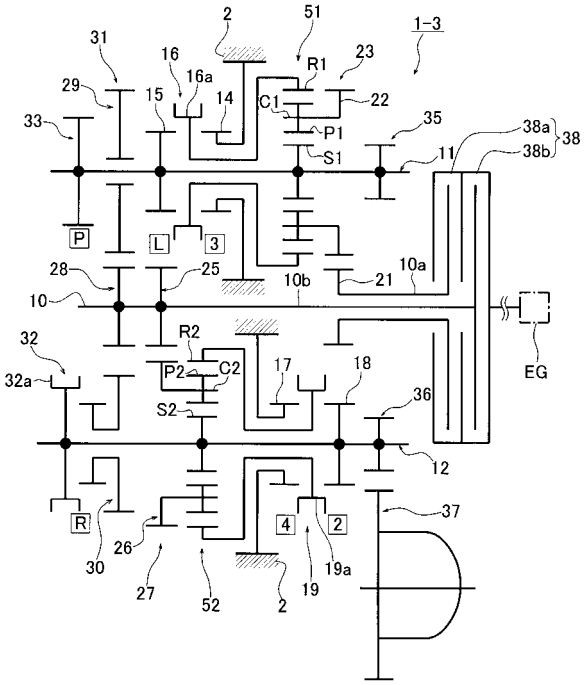
【図２】



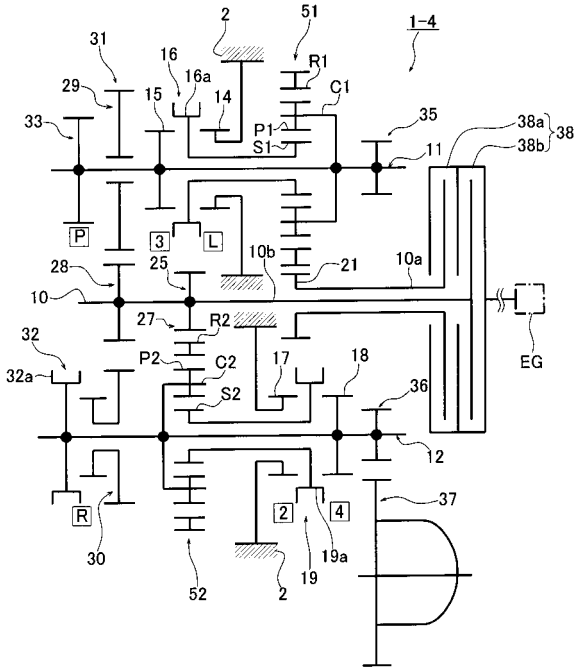
【図３】

Shift		Clutch		Sleeve		
Drive	Pre/S	Odd	Even	R	L⇔3	2⇔4
R			○	R		
R	L		○	R	L	
L	R	○		R	L	
L		○			L	
L	2	○			L	2
2	L		○		L	2
2			○			2
2	3		○		3	2
3	2	○			3	2
3		○			3	
3	4	○			3	4
4	3		○		3	4
4			○			4

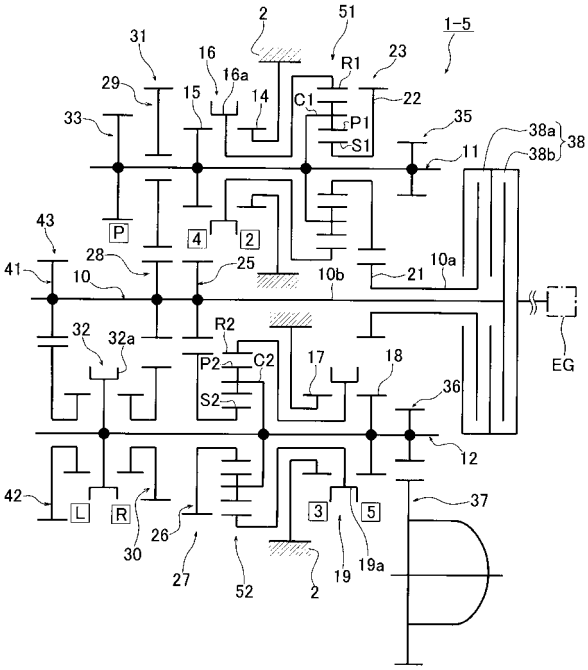
【図４】



【図５】



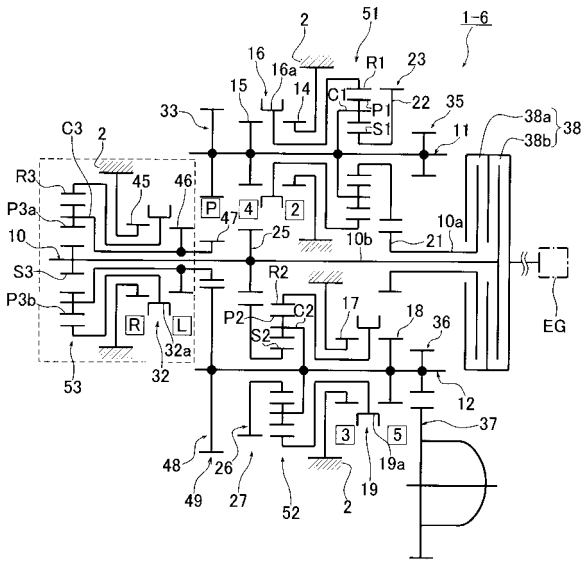
【図６】



【図７】

Shift		Clutch		Sleeve		
Drive	Pre/S	Odd	Even	R⇔L	2⇔4	3⇔5
R		○		R		
L		○		L		
L	2	○		L	2	
2	L		○	L	2	
2			○		2	
2	3		○		2	3
3	2	○			2	3
3		○				3
3	4	○			4	3
4	3		○		4	3
4			○		4	
4	5		○		4	5
5	4	○			4	5
5		○				5

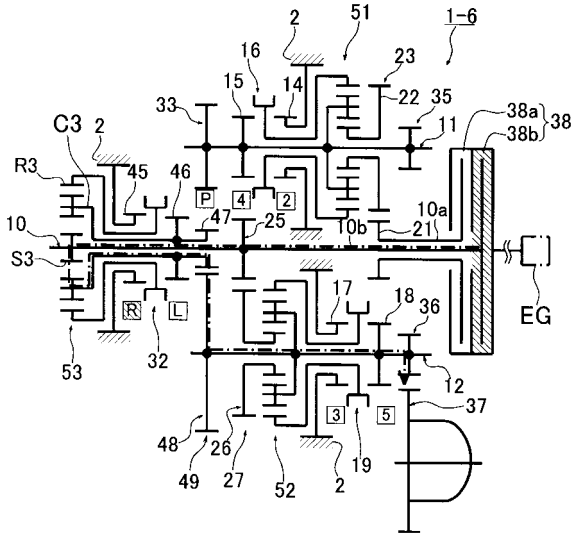
【図８】



【図９】

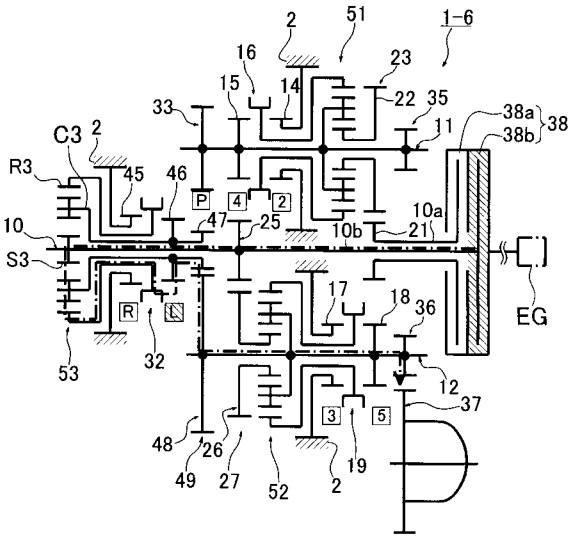
Shift		Clutch		Sleeve		
Drive	Pre/S	Odd	Even	R⇔L	2⇔4	3⇔5
R		○		R		
L		○		L		
L	2	○		L	2	
2	L		○	L	2	
2			○		2	
2	3		○		2	3
3	2	○			2	3
3		○				3
3	4	○			4	3
4	3		○		4	3
4			○		4	
4	5		○		4	5
5	4	○			4	5
5		○				5

【図１０（ａ）】



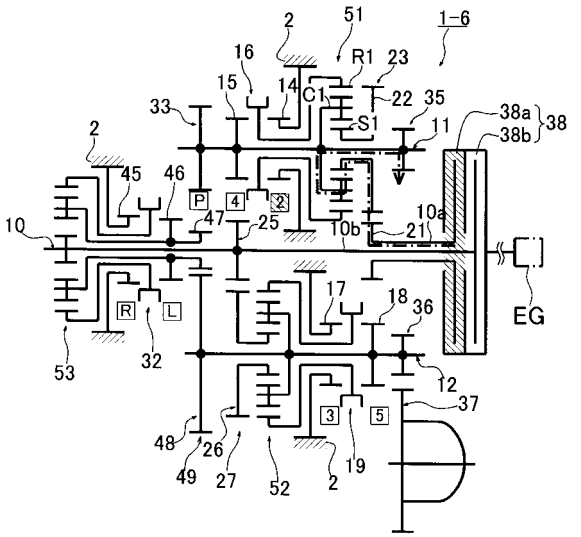
Rvs

【図１０（ｂ）】



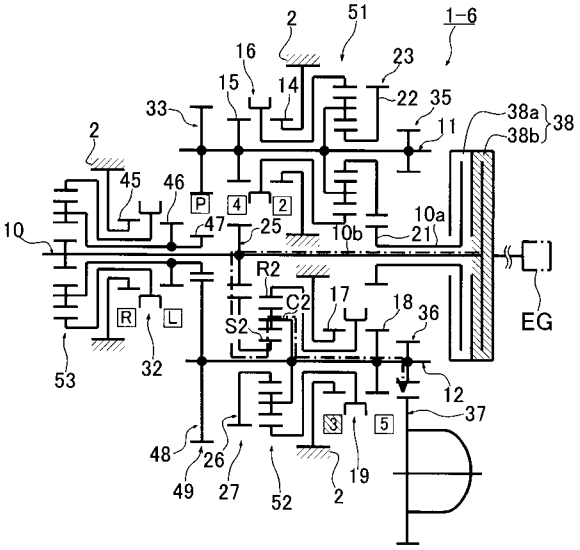
Low

【図１０（ｃ）】



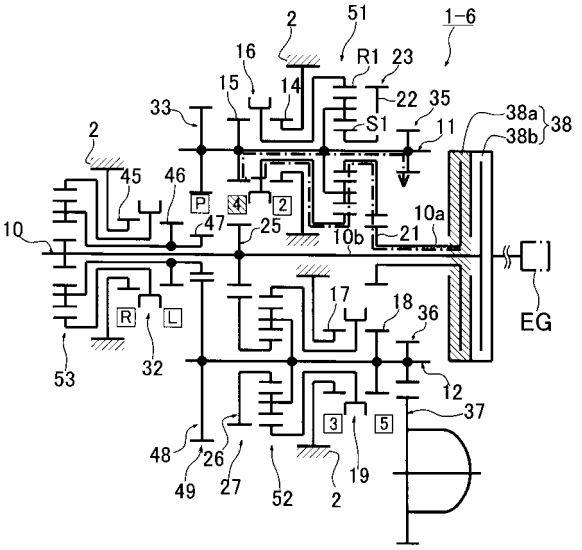
2nd

【図１０（ｄ）】



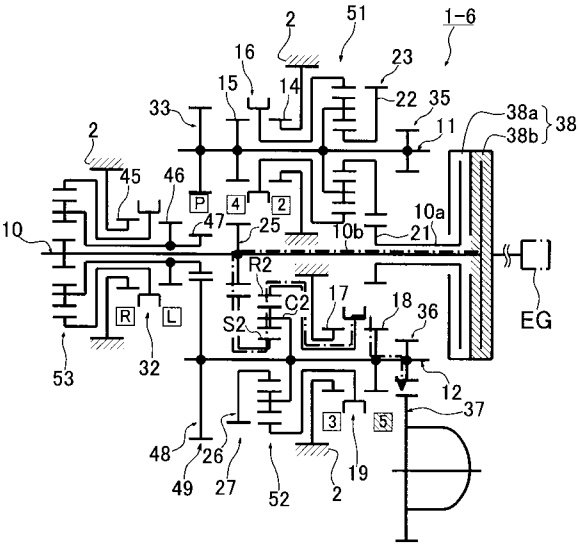
3rd

【図１０（ｅ）】



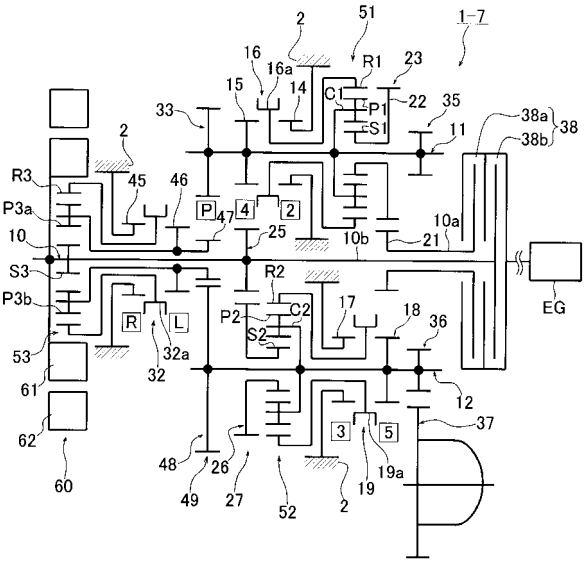
4th

【図１０（ｆ）】

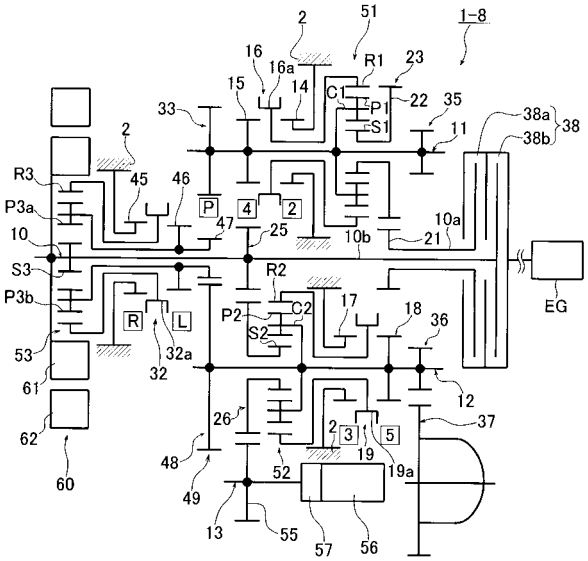


5th

【図１１】



【図１２】


2
51
1-8
16
16a
R1
23
15
14
C1
P1
S1
22
35
33
11
38a
38b
38
2
R3
45
46
P
4
2
P3a
47
25
10b
21
10a
10
S3
R2
P3b
R
L
P2
C2
17
18
36
EG
53
32a
S2
32
61
12
26
37
62
2
3
1
5
48
19
19a
52
60
49
13
55
57
56

フロントページの続き

(56)参考文献 特開２００８－０３９０１０（ＪＰ，Ａ）
特開２００８－０５７６５５（ＪＰ，Ａ）
特開２００５－１８０６６５（ＪＰ，Ａ）
特開２００７－２４７８８１（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ１６Ｈ　　３／００－３／７８