(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2019-31982
(P2019-31982A)
(43)公開日　平成31年2月28日(2019.2.28)

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード（参考）
F16H 3/093 (2006.01)	F16H 3/093	3J028 3J528

審査請求 未請求　請求項の数 2　ＯＬ　（全 12 頁）

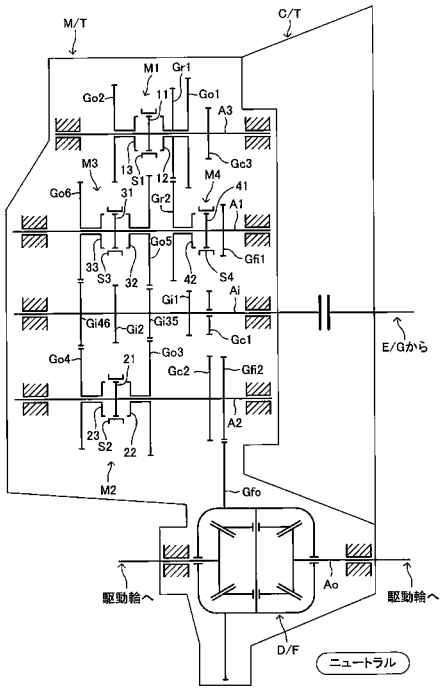
(21)出願番号　特願2015-250780 (P2015-250780)
(22)出願日　平成27年12月23日 (2015.12.23)

(71)出願人　592058315
アイシン・エーアイ株式会社
愛知県西尾市小島町城山１番地
(74)代理人　100115233
弁理士　樋口　俊一
(72)発明者　枡井　勇樹
愛知県西尾市小島町城山１番地　アイシン・エーアイ株式会社内

Ｆターム(参考)　3J028 EA25 EB08 EB13 EB62 EB67 FA06 FC32 FC42 FC65 FC66 GA03
3J528 EA25 EB62 EB67 EB78 EB93 FA06 FC32 FC42 FC65 FC66 GA03

(54)【発明の名称】車両用手動変速機

(57)【要約】
【課題】入力軸、出力軸、及び、複数の中間軸を備えたタイプのM／Tであって、M／Tの全長を短くすることができるものを提供すること。
【解決手段】このM／Tでは、前進用の複数の被動ギヤ（Ｇｏ１～Ｇｏ６）が、３本の中間軸（Ａ１～Ａ３）に振り分けられて配置される。入力軸（Ａｉ）に第１中継ギヤ（遊転ギヤ）（Ｇｃ１）が設けられる。第１中間軸（Ａ１）に後進用の被動ギヤ（遊転ギヤ）（Ｇｒ２）が設けられる。第２中間軸（Ａ２）に第１中継ギヤ（Ｇｃ１）と常時歯合する第２中継ギヤ（固定ギヤ）（Ｇｃ２）が設けられる。第３中間軸（Ａ３）に第１中継ギヤ（Ｇｃ１）と常時歯合する第３中継ギヤ（固定ギヤ）（Ｇｃ３）が設けられる。第３中間軸（Ａ３）に設けられた一つの変速段の被動ギヤ（遊転ギヤ）（Ｇｏ１）に後進用の被動ギヤ（Ｇｒ２）と常時歯合する後進用の駆動ギヤ（Ｇｒ１）が一体固定される。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
車両の動力源の出力軸と駆動輪とを結ぶ動力伝達系統に介装され、前進用の複数の変速段、及び、後進用の変速段を有する車両用手動変速機であって、
ハウジングと、
前記ハウジングに回転可能に支持されるとともに前記動力源の出力軸との間で動力伝達系統が形成される入力軸と、
前記入力軸に設けられた前記複数の変速段用の複数の駆動ギヤであり、それぞれが固定ギヤ又は遊転ギヤである複数の駆動ギヤと、
前記入力軸に設けられた、遊転ギヤである第１中継ギヤと、
前記入力軸から偏心した位置にて前記入力軸と平行に前記ハウジングに回転可能に支持される第１中間軸と、
前記第１中間軸に設けられた、前記複数の変速段のうちの一部である第１グループの変速段用の１つ又は複数の前記駆動ギヤと常時歯合する前記第１グループの変速段用の１つ又は複数の被動ギヤであり、それぞれが固定ギヤ又は遊転ギヤのうち対応する前記駆動ギヤと異なる側のギヤである１つ又は複数の被動ギヤと、
前記第１中間軸に設けられた、遊転ギヤである後進用の被動ギヤと、
前記第１中間軸に設けられた、固定ギヤである第１最終駆動ギヤと、
前記入力軸から偏心した位置にて前記入力軸と平行に前記ハウジングに回転可能に支持される第２中間軸と、
前記第２中間軸に設けられた、前記複数の変速段のうち前記第１グループの変速段以外の残りの一部である第２グループの変速段用の１つ又は複数の前記駆動ギヤと常時歯合する前記第２グループの変速段用の１つ又は複数の被動ギヤであり、それぞれが固定ギヤ又は遊転ギヤのうち対応する前記駆動ギヤと異なる側のギヤである１つ又は複数の被動ギヤと、
前記第２中間軸に設けられた、前記第１中継ギヤと常時歯合する固定ギヤである第２中継ギヤと、
前記第２中間軸に設けられた、固定ギヤである第２最終駆動ギヤと、
前記入力軸から偏心した位置にて前記入力軸と平行に前記ハウジングに回転可能に支持される第３中間軸と、
前記第３中間軸に設けられた、前記複数の変速段のうち前記第１、第２グループの変速段以外の残りの全部である第３グループの変速段用の１つ又は複数の前記駆動ギヤと常時歯合する前記第３グループの変速段用の１つ又は複数の被動ギヤであり、それぞれが固定ギヤ又は遊転ギヤのうち対応する前記駆動ギヤと異なる側のギヤである１つ又は複数の被動ギヤと、
前記第３グループの変速段のうちの一つの変速段の遊転ギヤである前記被動ギヤと一体回転すると共に前記後進用の被動ギヤと常時歯合する後進用の駆動ギヤと、
前記第３中間軸に設けられた、前記第１中継ギヤと常時歯合する固定ギヤである第３中継ギヤと、
前記入力軸から偏心した位置にて前記入力軸と平行に前記ハウジングに回転可能に支持されるとともに前記駆動輪との間で動力伝達系統が形成される出力軸と、
前記出力軸に設けられた、前記第１、第２最終駆動ギヤとそれぞれ常時歯合する固定ギヤである最終被動ギヤと、
前記複数の変速段のうち選択された１つの変速段に対応する遊転ギヤをその遊転ギヤが設けられている軸に対して相対回転不能に固定可能な第１切替機構と、
前記後進用の被動ギヤを前記第１中間軸に対して相対回転不能に固定可能な第２切替機構と、
を備え、
前記複数の変速段のうちの１つの変速段で前進走行する場合、前記第１切替機構は、その変速段に対応する遊転ギヤをその遊転ギヤが設けられている軸に対して相対回転不能に

固定し、前記第２切替機構は、前記後進用の被動ギヤを前記第１中間軸に対して相対回転可能に維持するように構成され、
後進走行する場合、前記第１切替機構は、前記複数の変速段の全ての遊転ギヤをその遊転ギヤが設けられている軸に対して相対回転可能に維持し、前記第２切替機構は、前記後進用の被動ギヤを前記第１中間軸に対して相対回転不能に固定するように構成された、車両用手動変速機。
【請求項２】
請求項１に記載の車両用手動変速機において、
前記第３グループの変速段は、前記第１、第２グループの変速段と比べて低速側の変速段である、車両用手動変速機。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、車両用手動変速機に関する。
【背景技術】
【０００２】
従来より、複数の変速段を備えた車両用手動変速機（以下、「Ｍ／Ｔ」と呼ぶ）として、特許文献１に記載されたものが知られている。このタイプのＭ／Ｔでは、エンジンの出力軸との間で動力伝達系統が形成される入力軸と、駆動輪との間で動力伝達系統が形成される出力軸と、２本の中間軸（第１中間軸及び第２中間軸）と、アイドル軸と、が互いに平行にハウジングに回転可能に支持されている。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００３】
【特許文献１】特開２０１１－４３１８０号公報
【発明の概要】
【０００４】
図９は、上述したタイプのＭ／Ｔのうち、前進用に６つの変速段（１速～６速）、後進用に１つの変速段を備えたもの（６速Ｍ／Ｔ）の一例である。図９に示す６速Ｍ／Ｔでは、入力軸Ａ１には、エンジンＥ／Ｇに近い側から順に、１速用の駆動ギヤＧ１ｉ、２速用の駆動ギヤＧ２ｉ、「４速用及び５速用の駆動ギヤを兼用する第１兼用駆動ギヤＧ４５ｉ」、３速用の駆動ギヤＧ３ｉ、及び、６速用の駆動ギヤＧ６ｉが相対回転不能に配置されている。第１中間軸Ａ２には、Ｅ／Ｇに近い側から順に、第１最終駆動ギヤＧｆｉ１が相対回転不能に、「Ｇ１ｉ、Ｇ２ｉ、Ｇ４５ｉ、Ｇ３ｉとそれぞれ常時歯合する１速用、２速用、４速用、３速用の被動ギヤＧ１ｏ、Ｇ２ｏ、Ｇ４ｏ、Ｇ３ｏ」が相対回転可能に配置されている。第２中間軸Ａ３には、Ｅ／Ｇに近い側から順に、第２最終駆動ギヤＧｆｉ２が相対回転不能に、後進用の被動ギヤＧＲｏ２が相対回転可能に、「Ｇ４５ｉ、Ｇ６ｉとそれぞれ常時歯合する５速用、６速用の被動ギヤＧ５ｏ、Ｇ６ｏ」が相対回転可能に配置されている。出力軸Ａ４には、「Ｇｆｉ１及びＧｆｉ２と常時歯合する最終被動ギヤＧｆｏ」が相対回転不能に配置されている。アイドル軸Ａ５には、Ｅ／Ｇに近い側から順に、「Ｇ１ｉと常時歯合する後進用の第１駆動ギヤＧＲｉ」、及び、「ＧＲｏ２と常時歯合するとともに、ＧＲｉと一体回転する第２駆動ギヤＧＲｏ１」が相対回転可能に配置されている。
【０００５】
図９に示す６速Ｍ／Ｔでは、「Ａ２に相対回転不能且つ軸方向に移動可能に配置されたスリーブＳ１」をＧ１ｏ（Ｇ２ｏ）と係合させることによって、１速（２速）用の動力伝達系統（Ａ１→Ｇ１ｉ（Ｇ２ｉ）→Ｇ１ｏ（Ｇ２ｏ）→Ｓ１→Ａ２→Ｇｆｉ１→Ｇｆｏ→Ａ４）が実現される。「Ａ２に相対回転不能且つ軸方向に移動可能に配置されたスリーブＳ２」をＧ３ｏ（Ｇ４ｏ）と係合させることによって、３速（４速）用の動力伝達系統（Ａ１→Ｇ３ｉ（Ｇ４５ｉ）→Ｇ３ｏ（Ｇ４ｏ）→Ｓ２→Ａ２→Ｇｆｉ１→Ｇｆｏ→Ａ４）

が実現される。「Ａ３に相対回転不能且つ軸方向に移動可能に配置されたスリーブＳ３」をＧ５ｏ（Ｇ６ｏ）と係合させることによって、５速（６速）用の動力伝達系統（Ａ１→Ｇ４５ｉ（Ｇ６ｉ）→Ｇ５ｏ（Ｇ６ｏ）→Ｓ３→Ａ３→Ｇｆｉ２→Ｇｆｏ→Ａ４）が実現される。「Ａ３に相対回転不能且つ軸方向に移動可能に配置されたスリーブＳ４」をＧＲｏ２と係合させることによって、後進用の動力伝達系統（Ａ１→Ｇ１ｉ→ＧＲｉ→ＧＲｏ１→ＧＲｏ２→Ｓ４→Ａ３→Ｇｆｉ２→Ｇｆｏ→Ａ４）が実現される。

【０００６】

一般に、エンジンが車両の前側に配置された前輪駆動車両（所謂、ＦＦ車両）では、通常、エンジン（の出力軸）が車両に対して横向きに配置される。Ｍ／Ｔの入力軸は、クラッチを介してエンジンの出力軸と同軸的に接続される。このため、Ｍ／Ｔは、Ｍ／Ｔの軸が車両に対して横向きになるようにクラッチを介してエンジンの横に配置される。即ち、エンジン・クラッチ・Ｍ／Ｔのアッセンブリは、車両のエンジンルーム内において比較的狭い左右のサイドフレーム間に横向きに配置される。従って、Ｍ／Ｔの軸方向の全長を短縮する要求度合いが非常に高い。

【０００７】

更には、近年、車両のコンパクト化、及び、車両の衝突安全性の向上等を目的としてサイドフレームの大型化の傾向がある。また、動力源としてエンジンと電動モータとを備えた所謂ハイブリッド車両も増加している。これらの結果、Ｍ／Ｔの搭載スペースは更に狭くなってきている。即ち、Ｍ／Ｔの軸方向の全長の短縮化の要求がますます高まってきている。以下、説明の便宜上、１つのスリーブに係合可能な一対のギヤを、「ギヤセット」と呼ぶことにする。

【０００８】

図９に示す６速Ｍ／Ｔでは、前進用の６つの被動ギヤが、２本の中間軸に振り分けられて配置されている。この結果、特に、第１中間軸Ａ２には２つの「ギヤセット」（即ち、４枚の被動ギヤ）が配置されている。このように１つの中間軸に配置されるギヤの枚数が大きいことが、このＭ／Ｔの軸方向の全長を長くする大きな要因の一つになっていた。更なる全長の短縮化が達成されたＭ／Ｔの到来が望まれていたところである。

【０００９】

以上、本発明の目的は、上述したように入力軸、出力軸、及び、複数の中間軸を備えたタイプのＭ／ＴにおいてＭ／Ｔの全長を短くすることができるものを提供することにある。

【００１０】

本発明に係るＭ／Ｔは、上述したＭ／Ｔに対して、以下の点が異なる。

１．前進用の複数の被動ギヤが、３本の中間軸に振り分けられて配置されている。

２．入力軸（Ａｉ）に、遊転ギヤである第１中継ギヤ（Ｇｃ１）が設けられる。

３．第１中間軸（Ａ１）に、遊転ギヤである後進用の被動ギヤ（Ｇｒ２）が設けられる。

４．第２中間軸（Ａ２）に、第１中継ギヤ（Ｇｃ１）と常時歯合する固定ギヤである第２中継ギヤ（Ｇｃ２）が設けられる。

５．第３中間軸（Ａ３）に設けられた遊転ギヤである一つの変速段の被動ギヤ（Ｇｏ１）に、後進用の被動ギヤ（Ｇｒ２）と常時歯合する後進用の駆動ギヤ（Ｇｒ１）が一定固定される。

６．第３中間軸（Ａ３）に、第１中継ギヤ（Ｇｃ１）と常時歯合する固定ギヤである第３中継ギヤ（Ｇｃ３）が設けられる。

７．後進用の被動ギヤ（Ｇｒ２）を第１中間軸（Ａ１）に対して相対回転不能に固定可能な第２切替機構（Ｍ４）が設けられる。

【００１１】

以下、被動ギヤが第１中間軸（Ａ１）に振り分けられた変速段を「第１グループの変速段」（５速、６速）、被動ギヤが第２中間軸（Ａ２）に振り分けられた変速段を「第２グループの変速段」（３速、４速）、被動ギヤが第３中間軸（Ａ３）に振り分けられた変速段を「第３グループの変速段」（１速、２速）と呼ぶ。

【００１２】
このＭ／Ｔでは、複数の変速段のうちの１つの変速段で前進走行する場合、その変速段に対応する遊転ギヤがその遊転ギヤが設けられている軸に対して相対回転不能に固定され、且つ、後進用の被動ギヤが第１中間軸に対して相対回転可能に維持される。これにより、複数の変速段のうちの１つの変速段での前進走行が可能となる（詳細は後述する）。
【００１３】
後進走行する場合、複数の変速段の全ての遊転ギヤがその遊転ギヤが設けられている軸に対して相対回転可能に維持され、後進用の被動ギヤが第１中間軸に対して相対回転不能に固定される。これにより、後進走行が可能となる（詳細は後述する）。
【００１４】
以上のように、本発明に係るＭ／Ｔによれば、前進用の複数の被動ギヤが３本の中間軸に振り分けられて配置されている。従って、上述したＭ／Ｔ（前進用の複数の被動ギヤが２本の中間軸に振り分けられて配置される）と比べて、各中間軸当たりに振り分けられるギヤの最大枚数を減らすことができる。この結果、上述したＭ／Ｔと比べて、Ｍ／Ｔの全長をより一層短くすることができる。
【００１５】
本発明に係るＭ／Ｔでは、第３グループの変速段が第１、第２グループの変速段と比べて低速側の変速段であることが好適である。これによれば、後進走行時における減速比を低速側（ローギヤード）にすることができ、低速での後進走行時に必要な大きなトルクを確保することができる。
【図面の簡単な説明】
【００１６】
【図１】本発明の実施形態に係る６速の手動変速機の主要断面を示すニュートラル状態におけるスケルトン図である。
【図２】１速状態における図１に対応するスケルトン図である。
【図３】２速状態における図１に対応するスケルトン図である。
【図４】３速状態における図１に対応するスケルトン図である。
【図５】４速状態における図１に対応するスケルトン図である。
【図６】５速状態における図１に対応するスケルトン図である。
【図７】６速状態における図１に対応するスケルトン図である。
【図８】リバース状態における図１に対応するスケルトン図である。
【図９】従来の６速の手動変速機における図１に対応するスケルトン図である。
【発明を実施するための形態】
【００１７】
以下、本発明の実施形態に係る車両用手動変速機について図面を参照しつつ説明する。本発明の実施形態に係る手動変速機Ｍ／Ｔは、前進用に６つ変速段（１速～６速）、後進用に１つの変速段（リバース）を備えていて、特に、エンジン（の出力軸）が車両に対して横向きに配置されたＦＦ車両に適用される。
【００１８】
（構成）
図１に示すように、本発明の実施形態に係るＭ／Ｔは、入力軸Ａｉ、第１中間軸Ａ１、第２中間軸Ａ２、第３中間軸Ａ３、及び出力軸Ａｏの５本の軸を備える。これら５本の軸が、互いに偏心し且つ平行となるように、ハウジングに固設された複数のベアリング（或いは、ブッシュ）等により回転可能にそれぞれ支持されている。入力軸Ａｉは、クラッチを介してエンジンＥ／Ｇの出力軸と接続されている。出力軸Ａｏは、図示しない接続機構を介して駆動輪（前２輪）と接続されている。このＭ／Ｔは、Ｍ／Ｔの軸が車両に対して横向きになるようにクラッチを介してエンジンＥ／Ｇの横に配置される。
【００１９】
入力軸Ａｉには、前進用の変速段の駆動ギヤとして、エンジンＥ／Ｇ（クラッチ）に近い側から順に、１速の駆動ギヤＧｉ１、３速及び５速の駆動ギヤを兼用する駆動ギヤＧｉ

３５、２速の駆動ギヤＧｉ２、４速及び６速の駆動ギヤを兼用する駆動ギヤＧｉ４６が同軸的にそれぞれ設けられている。Ｇｉ１、Ｇｉ３５、Ｇｉ２、Ｇｉ４６は全て、固定ギヤ（軸に対して相対回転不能に設けられたギヤ）である。

【００２０】

また、入力軸Ａｉには、Ｇｉ１よりエンジンＥ／Ｇに近い側の位置にて、第１中継ギヤＧｃ１が同軸的に設けられている。Ｇｃ１は遊転ギヤ（軸に対して相対回転可能に設けられたギヤ）である。

【００２１】

第１中間軸Ａ１には、前進用の変速段の被動ギヤとして、エンジンＥ／Ｇに近い側から順に、５速の被動ギヤＧｏ５、及び、６速の被動ギヤＧｏ６が同軸的にそれぞれ設けられている。Ｇｏ５、Ｇｏ６は全て、遊転ギヤである。被動ギヤＧｏ５、及びＧｏ６はそれぞれ、駆動ギヤＧｉ３５、及びＧｉ４６と常時歯合している。５速、及び、６速が、本発明の「第１グループの変速段」に対応する。

【００２２】

また、第１中間軸Ａ１には、Ｇｏ５よりエンジンＥ／Ｇに近い側の位置にて、エンジンＥ／Ｇに近い側から順に、第１最終駆動ギヤＧｆｉ１、及び、後進用の被動ギヤＧｒ２が同軸的にそれぞれ設けられている。Ｇｆｉ１は固定ギヤであり、Ｇｒ２は遊転ギヤである。

【００２３】

第２中間軸Ａ２には、前進用の変速段の被動ギヤとして、エンジンＥ／Ｇに近い側から順に、３速の被動ギヤＧｏ３、及び、４速の被動ギヤＧｏ４が同軸的にそれぞれ設けられている。Ｇｏ３、Ｇｏ４は全て、遊転ギヤである。被動ギヤＧｏ３、及びＧｏ４はそれぞれ、駆動ギヤＧｉ３５、及びＧｉ４６と常時歯合している。３速、及び、４速が、本発明の「第２グループの変速段」に対応する。

【００２４】

また、第２中間軸Ａ２には、Ｇｏ３よりエンジンＥ／Ｇに近い側の位置にて、エンジンＥ／Ｇに近い側から順に、第２最終駆動ギヤＧｆｉ２、及び、第２中継ギヤＧｃ２が同軸的にそれぞれ設けられている。Ｇｆｉ２は固定ギヤであり、Ｇｃ２も固定ギヤである。第２中継ギヤＧｃ２は、第１中継ギヤＧｃ１と常時歯合している。

【００２５】

第３中間軸Ａ３には、前進用の変速段の被動ギヤとして、エンジンＥ／Ｇに近い側から順に、１速の被動ギヤＧｏ１、及び、２速の被動ギヤＧｏ２が同軸的にそれぞれ設けられている。Ｇｏ１、Ｇｏ２は全て、遊転ギヤである。被動ギヤＧｏ１、及びＧｏ２はそれぞれ、駆動ギヤＧｉ１、及びＧｉ２と常時歯合している。１速、及び、２速が、本発明の「第３グループの変速段」に対応する。

【００２６】

また、第３中間軸Ａ３には、Ｇｏ１よりエンジンＥ／Ｇに近い側の位置にて、第３中継ギヤＧｃ３が同軸的に設けられている。Ｇｃ３は固定ギヤである。第３中継ギヤＧｃ３は、第１中継ギヤＧｃ１と常時歯合している。更に、１速の被動ギヤＧｏ１には、後進用の駆動ギヤＧｒ１が同軸的に一体固定されている。Ｇｒ１は、後進用の被動ギヤＧｒ２と常時歯合している。

【００２７】

出力軸Ａｏには、周知の構成の１つを有する差動歯車機構（ディファレンシャル）Ｄ／Ｆのハウジング（筐体）と一体化された最終被動ギヤＧｆｏが同軸的に配置されている。即ち、Ｇｆｏは固定ギヤである。Ｇｆｏは、Ｇｆｉ１、Ｇｆｉ２とそれぞれ常時歯合している。

【００２８】

また、図１に示すように、Ｍ／Ｔは、第１～第４切替機構Ｍ１～Ｍ４を備えている。Ｍ／Ｔの変速段の切り替えは、第１～第４切替機構Ｍ１～Ｍ４が作動することで達成される。第１～第４切替機構Ｍ１～Ｍ４は、図示しないシフトレバーと第１～第４切替機構Ｍ１

～Ｍ４とを繋ぐ図示しない複数のリンク機構を介して、シフトレバーの操作に応じて操作される。

【００２９】

第１切替機構Ｍ１は、１速の被動ギヤＧｏ１と２速の被動ギヤＧｏ２との間において、第３中間軸Ａ３に対して配置されている。Ｍ１は、Ａ３と同軸的に一体回転する連結ピース１１と、Ｇｏ１と同軸的に一体回転する連結ピース１２と、Ｇｏ２と同軸的に一体回転する連結ピース１３と、Ａ３の軸線方向に同軸的に移動可能に配設されたスリーブＳ１とを備える。スリーブＳ１は、上述したリンク機構を介してシフトレバーの操作に応じて操作される。

【００３０】

スリーブＳ１は、連結ピース１１、１２、１３とスプライン嵌合可能となっている。スリーブＳ１が連結ピース１１のみとスプライン嵌合する非接続状態（図１に示す位置）にある場合、被動ギヤＧｏ１、Ｇｏ２が共に第３中間軸Ａ３と相対回転可能となる。スリーブＳ１が連結ピース１１及び１２とスプライン嵌合する１速状態（図１に示す位置から右へ移動した位置）にある場合、Ｇｏ２がＡ３と相対回転可能である一方、Ｇｏ１がＡ３と相対回転不能となる。スリーブＳ１が連結ピース１１及び１３とスプライン嵌合する２速状態（図１に示す位置から左へ移動した位置）にある場合、Ｇｏ１がＡ３と相対回転可能である一方、Ｇｏ２がＡ３と相対回転不能となる。以上、第１切替機構Ｍ１では、シフトレバー操作により操作されるスリーブＳ１の位置に応じて、非接続状態、１速状態、及び２速状態のうちの１つが選択的に実現される。第２～４切替機構Ｍ２～Ｍ４は、第１切替機構Ｍ１と類似の構成を有するので、これらの詳細な説明を省略する。

【００３１】

第２切替機構Ｍ２は、３速の被動ギヤＧｏ３と４速の被動ギヤＧｏ４との間において、第２中間軸Ａ２に対して配置されている。第２切替機構Ｍ２では、シフトレバー操作により操作されるスリーブＳ２の位置に応じて、非接続状態、３速状態、及び４速状態のうちの１つが選択的に実現される。

【００３２】

第３切替機構Ｍ３は、５速の被動ギヤＧｏ５と６速の被動ギヤＧｏ６との間において、第１中間軸Ａ１に対して配置されている。第３切替機構Ｍ３では、シフトレバー操作により操作されるスリーブＳ３の位置に応じて、非接続状態、５速状態、及び６速状態のうちの１つが選択的に実現される。以上、第１～第３切替機構Ｍ１～Ｍ３が、本発明の「第１切替機構」に対応する。

【００３３】

第４切替機構Ｍ４は、後進用の被動ギヤＧｒ２と第１最終駆動ギヤＧｆｉ１との間において、第１中間軸Ａ１に対して配置されている。第４切替機構Ｍ４では、シフトレバー操作により操作されるスリーブＳ４の位置に応じて、非接続状態、及び、後進用の被動ギヤＧｒ２の接続状態、のうちの１つが選択的に実現される。以上、第４切替機構Ｍ４が、本発明の「第２切替機構」に対応する。

【００３４】

（作動）

次に、上記のように構成されたＭ／Ｔの作動について説明する。以下、Ｍ／Ｔの各変速段について順に説明していく。

【００３５】

＜１速＞

シフトレバーが１速に対応する位置に操作されると、図２に示すように、スリーブＳ１が「１速状態」とされ、その他のスリーブＳ２～Ｓ４は非接続状態とされる。これにより、図２にて太い実線で示すように、Ｍ／Ｔ内において、（Ａ１→Ｇｉ１→Ｇｏ１→１２→Ｓ１→１１→Ａ３→Ｇｃ３→Ｇｃ１→Ｇｃ２→Ａ２→Ｇｆｉ２→Ｇｆｏ→Ａｏ）という動力伝達系統が形成される。図２の左下に示すように、この動力伝達系統は、Ａｉから、Ａ３→Ａｉ→Ａ２を順に経由して、Ａｏに到達する（経由する軸数が３本（＝奇数））。こ

の結果、車両前進用として、Ｍ／Ｔの減速比（＝出力軸Ａｏの回転速度に対する入力軸Ａｉの回転速度の割合）が１速の減速比ＧＴ１に設定される。

【００３６】

＜２速＞

シフトレバーが２速に対応する位置に操作されると、図３に示すように、スリーブＳ１が「２速状態」とされ、その他のスリーブＳ２～Ｓ４は非接続状態とされる。これにより、図３にて太い実線で示すように、Ｍ／Ｔ内において、（Ａ１→Ｇｉ２→Ｇｏ２→１３→Ｓ１→１１→Ａ３→Ｇｃ３→Ｇｃ１→Ｇｃ２→Ａ２→Ｇｆｉ２→Ｇｆｏ→Ａｏ）という動力伝達系統が形成される。図３の左下に示すように、この動力伝達系統は、Ａｉから、Ａ３→Ａｉ→Ａ２を順に経由して、Ａｏに到達する（経由する軸数が３本（＝奇数））。この結果、車両前進用として、Ｍ／Ｔの減速比が２速の減速比ＧＴ２に設定される。ＧＴ１＞ＧＴ２の関係が成立する。

【００３７】

＜３速＞

シフトレバーが３速に対応する位置に操作されると、図４に示すように、スリーブＳ２が「３速状態」とされ、その他のスリーブＳ１、Ｓ３、Ｓ４は非接続状態とされる。これにより、図４にて太い実線で示すように、Ｍ／Ｔ内において、（Ａ１→Ｇｉ３５→Ｇｏ３→２２→Ｓ２→２１→Ａ２→Ｇｆｉ２→Ｇｆｏ→Ａｏ）という動力伝達系統が形成される。図４の左下に示すように、この動力伝達系統は、Ａｉから、Ａ２のみを経由して、Ａｏに到達する（経由する軸数が１本（＝奇数））。この結果、車両前進用として、Ｍ／Ｔの減速比が３速の減速比ＧＴ３に設定される。ＧＴ２＞ＧＴ３の関係が成立する。

【００３８】

＜４速＞

シフトレバーが４速に対応する位置に操作されると、図５に示すように、スリーブＳ２が「４速状態」とされ、その他のスリーブＳ１、Ｓ３、Ｓ４は非接続状態とされる。これにより、図５にて太い実線で示すように、Ｍ／Ｔ内において、（Ａ１→Ｇｉ４６→Ｇｏ４→２３→Ｓ２→２１→Ａ２→Ｇｆｉ２→Ｇｆｏ→Ａｏ）という動力伝達系統が形成される。図５の左下に示すように、この動力伝達系統は、Ａｉから、Ａ２のみを経由して、Ａｏに到達する（経由する軸数が１本（＝奇数））。この結果、車両前進用として、Ｍ／Ｔの減速比が４速の減速比ＧＴ４に設定される。ＧＴ３＞ＧＴ４の関係が成立する。

【００３９】

＜５速＞

シフトレバーが５速に対応する位置に操作されると、図６に示すように、スリーブＳ３が「５速状態」とされ、その他のスリーブＳ１、Ｓ２、Ｓ４は非接続状態とされる。これにより、図６にて太い実線で示すように、Ｍ／Ｔ内において、（Ａ１→Ｇｉ３５→Ｇｏ５→３２→Ｓ３→３１→Ａ１→Ｇｆｉ１→Ｇｆｏ→Ａｏ）という動力伝達系統が形成される。図６の左下に示すように、この動力伝達系統は、Ａｉから、Ａ１のみを経由して、Ａｏに到達する（経由する軸数が１本（＝奇数））。この結果、車両前進用として、Ｍ／Ｔの減速比が５速の減速比ＧＴ５に設定される。ＧＴ４＞ＧＴ５の関係が成立する。

【００４０】

＜６速＞

シフトレバーが６速に対応する位置に操作されると、図７に示すように、スリーブＳ３が「６速状態」とされ、その他のスリーブＳ１、Ｓ２、Ｓ４は非接続状態とされる。これにより、図７にて太い実線で示すように、Ｍ／Ｔ内において、（Ａ１→Ｇｉ４６→Ｇｏ６→３３→Ｓ３→３１→Ａ１→Ｇｆｉ１→Ｇｆｏ→Ａｏ）という動力伝達系統が形成される。図７の左下に示すように、この動力伝達系統は、Ａｉから、Ａ１のみを経由して、Ａｏに到達する（経由する軸数が１本（＝奇数））。この結果、車両前進用として、Ｍ／Ｔの減速比が６速の減速比ＧＴ６に設定される。ＧＴ５＞ＧＴ６の関係が成立する。

【００４１】

＜リバース＞

シフトレバーがリバース対応する位置に操作されると、図８に示すように、スリーブＳ４が「後進用の被動ギヤＧｒ２の接続状態」とされ、その他のスリーブＳ１～Ｓ３は非接続状態とされる。これにより、図８にて太い実線で示すように、Ｍ／Ｔ内において、（Ａ１→Ｇｉ１→Ｇｏ１→Ｇｒ１→Ｇｒ２→４２→Ｓ４→４１→Ａ１→Ｇｆｉ１→Ｇｆｏ→Ａｏ）という動力伝達系統が形成される。図８の左下に示すように、この動力伝達系統は、Ａｉから、Ａ３、Ａ１を順に経由して、Ａｏに到達する（経由する軸数が２本（＝偶数））。この結果、車両後進用として、Ｍ／Ｔの減速比がリバースの減速比ＧＴＲに設定される。

【００４２】

（作用・効果）

次に、上記のように構成された本発明の実施形態に係るＭ／Ｔの作用・効果について説明する。

【００４３】

第１に、上記実施形態では、前進用の６つの被動ギヤが３本の中間軸Ａ１～Ａ３に振り分けられて配置されている。従って、背景技術の欄で述べたＭ／Ｔ（前進用の６つの被動ギヤが２本の中間軸に振り分けられて配置される。図９を参照）と比べて、各中間軸当たりに振り分けられるギヤの最大枚数を減らすことができる。具体的には、図９に示す従来のＭ／Ｔでは、第１中間軸Ａ２にて２つの「ギヤセット」（即ち、４枚のギヤ）が配置されているのに対し、上記実施形態では、第１中間軸Ａ１にて１つ半の「ギヤセット」（即ち、３枚のギヤ）が配置されている。この結果、従来のＭ／Ｔと比べて、Ｍ／Ｔの全長をより一層短くすることができる。

【００４４】

第２に、上記実施形態では、第３グループの変速段（１速及び２速）が、第１、第２グループの変速段（３速～６速）と比べて低速側の変速段に設定されている。加えて、上記実施形態では、上述のように、第３グループの変速段のうちの１つの変速段（本例では、１速）のギヤが後進走行に使用される。従って、後進走行時における減速比を低速側（ローギヤード）にすることができ、低速での後進走行時に必要な大きなトルクを確保することができる。

【００４５】

本発明は上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、上記実施形態では、前進用の６つの変速段の全ての駆動ギヤ及び被動ギヤが固定ギヤ及び遊転ギヤに設定されているが、前進用の６つの変速段の一部の駆動ギヤ及び被動ギヤが遊転ギヤ及び固定ギヤに設定されてもよい。なお、第３中間軸Ａ３に設けられた「後進用の駆動ギヤＧｒ１が一体固定される第３グループの変速段の被動ギヤ」は、遊転ギヤである必要がある。

【００４６】

また、上記実施形態では、出力軸Ａｏに、ディファレンシャルＤ／Ｆのハウジング（筐体）と一体化された最終被動ギヤＧｆｏが同軸的に配置されているが、出力軸Ａｏに、ディファレンシャルＤ／Ｆのハウジング（筐体）と一体化されていない最終被動ギヤＧｆｏそのものが同軸的に直接固定されていてもよい。

【００４７】

また、上記実施形態では、後進用の被動ギヤＧｒ２と常時歯合する後進用の駆動ギヤＧｒ１が１速の被動ギヤＧｏ１（＝遊転ギヤ）と一体固定されているが、後進用の被動ギヤＧｒ２と常時歯合する後進用の駆動ギヤＧｒ１が２速の被動ギヤＧｏ２（＝遊転ギヤ）と一体固定されていてもよい。この場合、後進時において、Ｍ／Ｔ内において、（Ａ１→Ｇｉ２→Ｇｏ２→Ｇｒ１→Ｇｒ２→４２→Ｓ４→４１→Ａ１→Ｇｆｉ１→Ｇｆｏ→Ａｏ）という動力伝達系統が形成される。

【００４８】

また、上記実施形態では、第１～第３グループのそれぞれにおいて、複数の変速段が割り当てられているが、第１～第３グループの一部において単一の変速段が割り当てられて

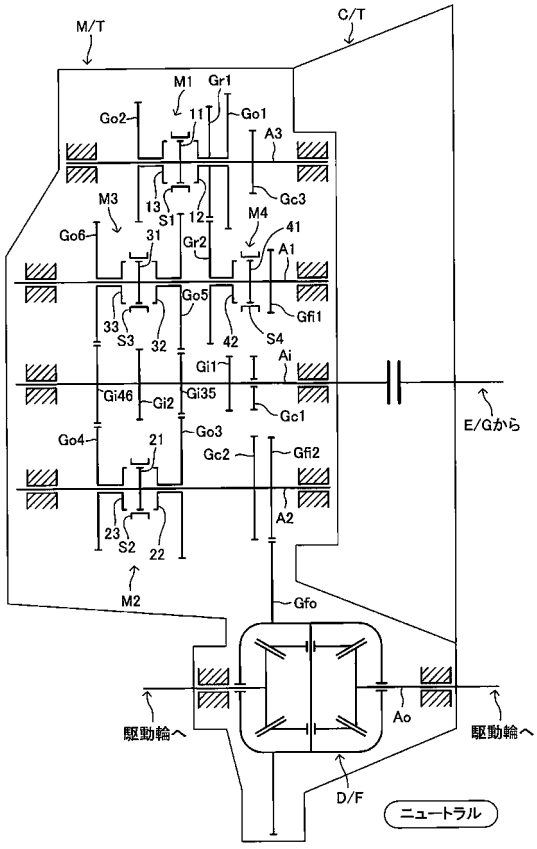
いてもよい。

【符号の説明】

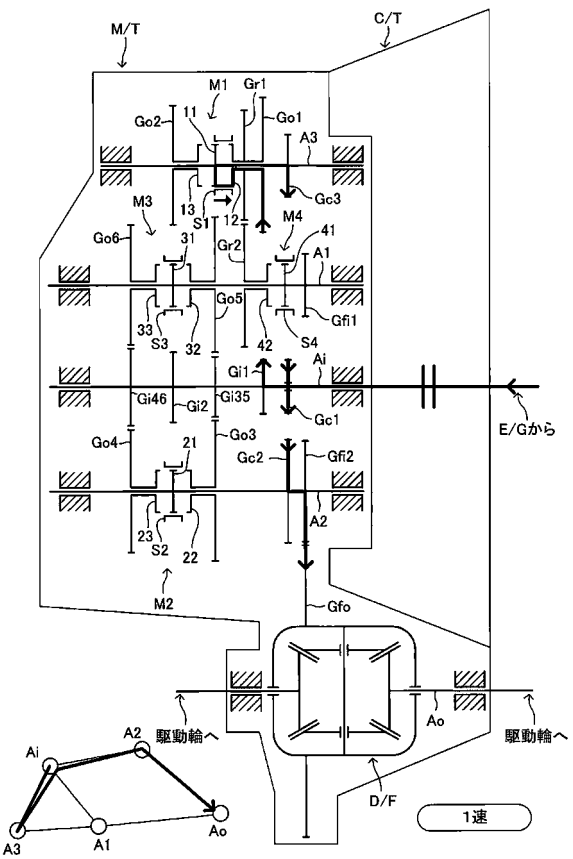
【００４９】

Ｍ／Ｔ…手動変速機、Ｅ／Ｇ…エンジン、Ａｉ…入力軸、Ａ１…第１中間軸、Ａ２…第２中間軸、Ａ３…第３中間軸、Ａｏ…出力軸、Ｇｉ１、Ｇｉ２、Ｇｉ３５、Ｇｉ４６…駆動ギヤ、Ｇｏ１、Ｇｏ２、Ｇｏ３、Ｇｏ４、Ｇｏ５、Ｇｏ６…被動ギヤ、Ｇｒ１…後進用の駆動ギヤ、Ｇｒ２…後進用の被動ギヤ、Ｍ１～Ｍ４…第１～第４切替機構、Ｇｃ１、Ｇｃ２、Ｇｃ３…第１、第２、第３中継ギヤ、Ｇｆｉ１、Ｇｆｉ２…第１、第２最終駆動ギヤ、Ｇｆｏ…最終被動ギヤ

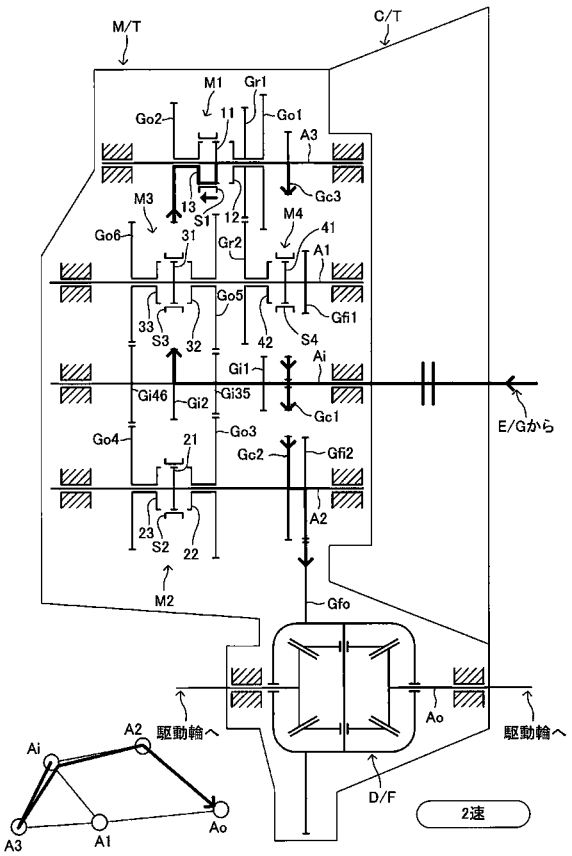
【図１】



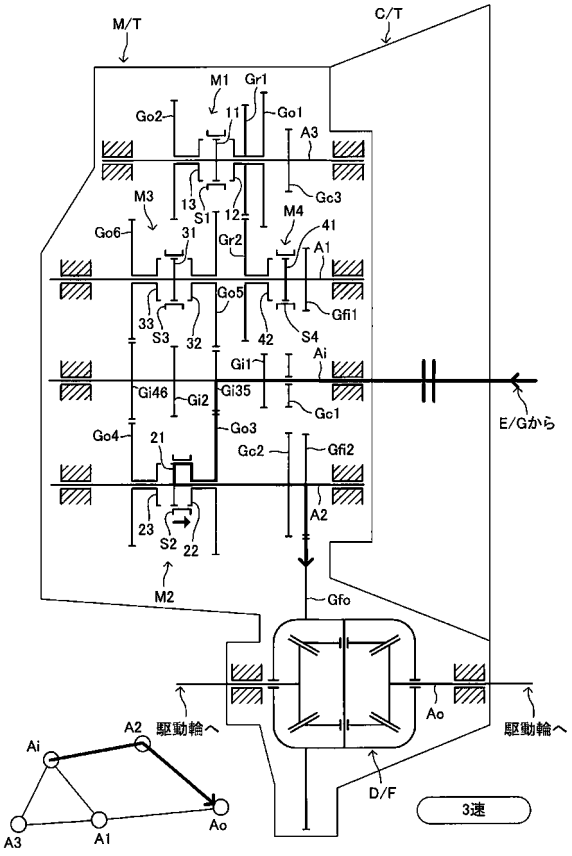
【図２】



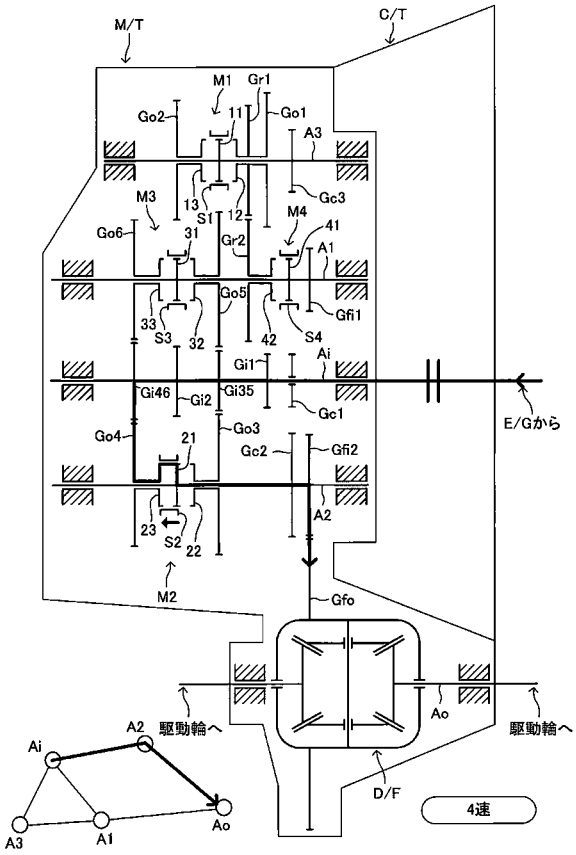
【図３】


M/T
C/T
M1
Gr1
Go2
Go1
11
A3
Gc3
M3
13
S1
12
M4
41
Go6
31
Gr2
A1
Go5
Gfi1
33
S3
32
42
S4
Ai
Gi1
Gi46
Gi2
Gi35
Gc1
E/Gから
Go4
21
Go3
Gc2
Gfi2
A2
23
S2
22
M2
Gfo
Ao
駆動輪へ
駆動輪へ
D/F
2速
Ai
A2
A3
A1
Ao

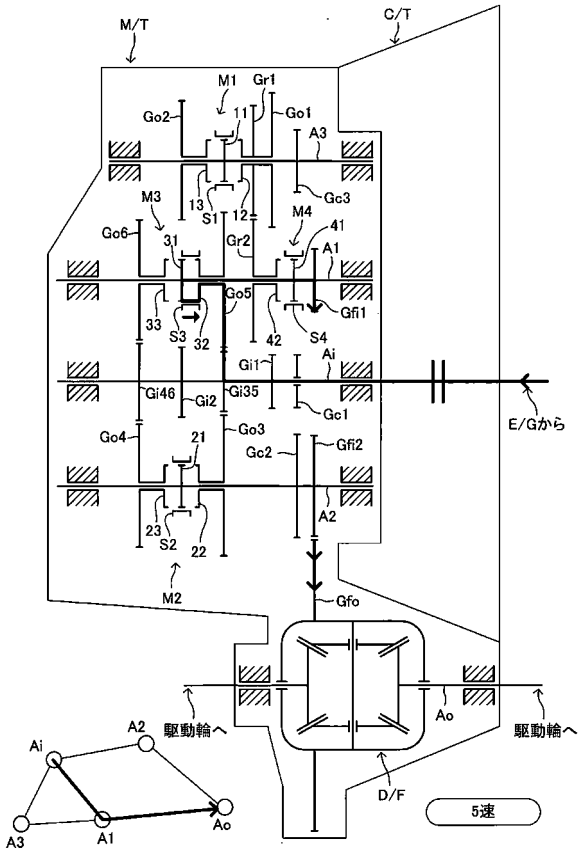
【図４】


M/T
C/T
M1
Gr1
Go2
Go1
11
A3
Gc3
M3
13
S1
12
M4
41
Go6
31
Gr2
A1
Go5
Gfi1
33
S3
32
42
S4
Ai
Gi1
Gi46
Gi2
Gi35
Gc1
E/Gから
Go4
21
Go3
Gc2
Gfi2
A2
23
S2
22
M2
Gfo
Ao
駆動輪へ
駆動輪へ
D/F
3速
Ai
A2
A3
A1
Ao

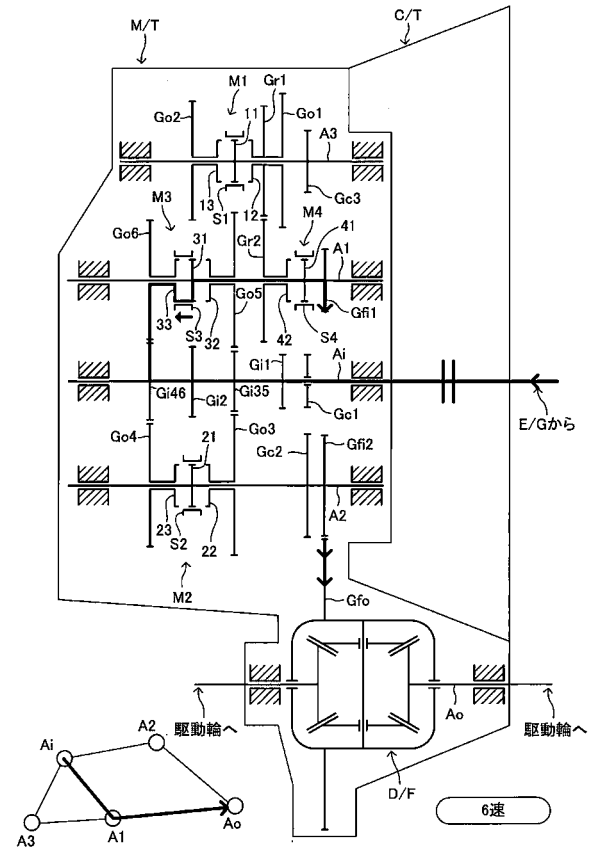
【図５】


M/T
C/T
M1
Gr1
Go2
Go1
11
A3
Gc3
M3
13
S1
12
M4
41
Go6
31
Gr2
A1
Go5
Gfi1
33
S3
32
42
S4
Ai
Gi1
Gi46
Gi2
Gi35
Gc1
E/Gから
Go4
21
Go3
Gc2
Gfi2
A2
23
S2
22
M2
Gfo
Ao
駆動輪へ
駆動輪へ
D/F
4速
Ai
A2
A3
A1
Ao

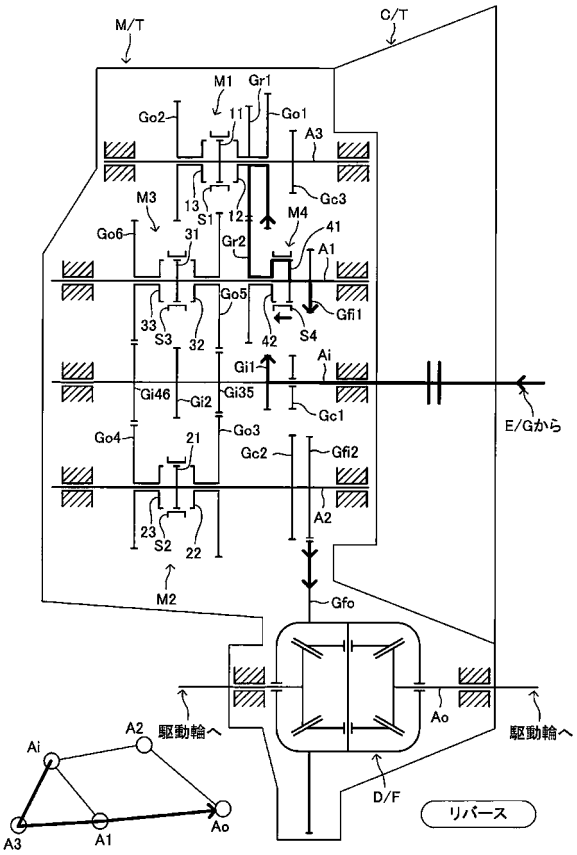
【図６】


M/T
C/T
M1
Gr1
Go2
Go1
11
A3
Gc3
M3
13
S1
12
M4
41
Go6
31
Gr2
A1
Go5
Gfi1
33
S3
32
42
S4
Ai
Gi1
Gi46
Gi2
Gi35
Gc1
E/Gから
Go4
21
Go3
Gc2
Gfi2
A2
23
S2
22
M2
Gfo
Ao
駆動輪へ
駆動輪へ
D/F
5速
Ai
A2
A3
A1
Ao

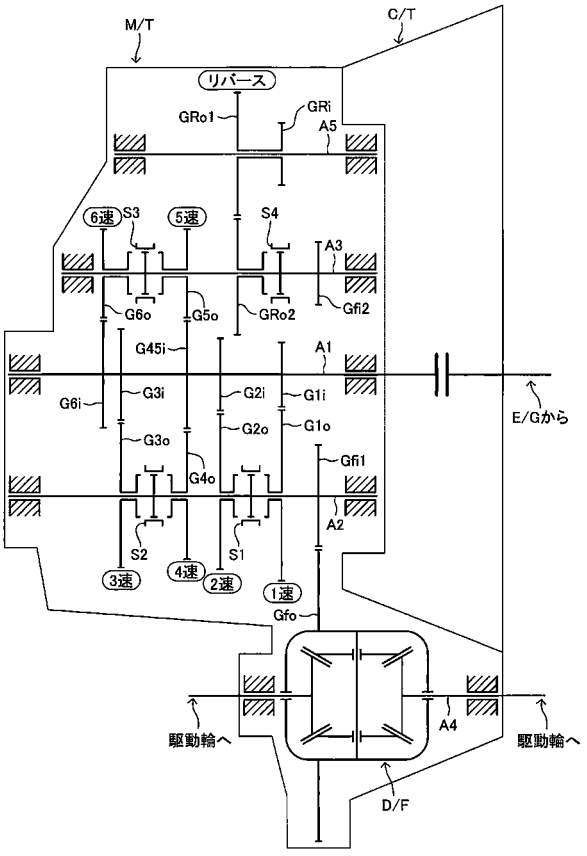
【図７】


M/T
C/T
M1
Gr1
Go2
Go1
A3
M3
Gc3
Go6
Gr2
M4
A1
Go5
Gfi1
S3
S4
Ai
Gi1
Gi46
Gi2
Gi35
Gc1
E/Gから
Go4
Go3
Gc2
Gfi2
A2
S2
M2
Gfo
駆動輪へ
Ao
D/F
6速

【図８】


M/T
C/T
M1
Gr1
Go2
Go1
A3
M3
Gc3
Go6
Gr2
M4
A1
Go5
Gfi1
S3
S4
Ai
Gi1
Gi46
Gi2
Gi35
Gc1
E/Gから
Go4
Go3
Gc2
Gfi2
A2
S2
M2
Gfo
駆動輪へ
Ao
D/F
リバース

【図９】


M/T
C/T
リバース
GRo1
GRi
A5
6速
S3
5速
S4
A3
G6o
G5o
GRo2
Gfi2
G45i
A1
G6i
G3i
G2i
G1i
E/Gから
G3o
G2o
G1o
G4o
Gfi1
S2
S1
A2
3速
4速
2速
1速
Gfo
A4
駆動輪へ
D/F