

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局

(43) 国際公開日  
2015 年 10 月 15 日(15.10.2015)



(10) 国際公開番号

WO 2015/156166 A1

- (51) 国際特許分類:  
F16H 3/66 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/060124
- (22) 国際出願日: 2015 年 3 月 31 日(31.03.2015)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願 2014-080016 2014 年 4 月 9 日(09.04.2014) JP
- (71) 出願人: アイシン・エイ・ダブリュ株式会社  
(AISIN AW CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根 10 番地 Aichi (JP). トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 加藤 貴義(KATO, Takayoshi); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 青木 敏彦(AOKI, Toshihiko); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 森本 隆(MORIMOTO, Takashi); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 加藤 博(KATO, Hiroshi); 〒4441192 愛

知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 糟谷 悟(KASUYA, Satoru); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根 10 番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 宮崎 光史(MIYAZAKI, Terufumi); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 森瀬 勝(MORISE, Masaru); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 大板 慎司(OITA, Shinji); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

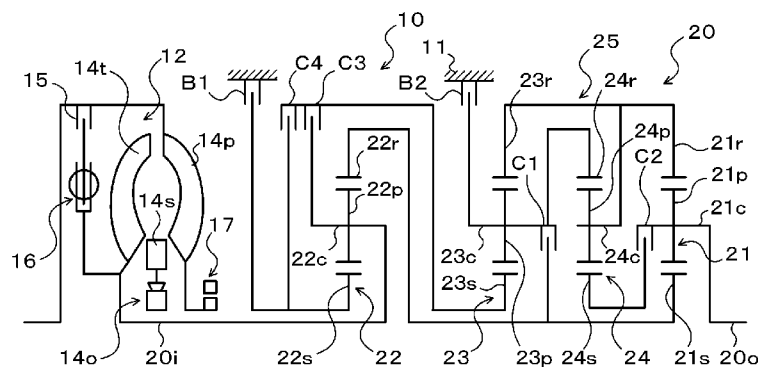
(74) 代理人: 特許業務法人アイテック国際特許事務所 (ITEC INTERNATIONAL PATENT FIRM); 〒1410031 東京都品川区西五反田 2-19-3 五反田第一生命ビルディング Tokyo (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK,

[続葉有]

(54) Title: MULTI-SPEED TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 多段変速機



(57) Abstract: An automatic transmission (20) includes: a single pinion first planetary gear (21); a single pinion second planetary gear (22); a compound planetary gear mechanism (25) that is formed by combining a single pinion third planetary gear (23) and a single pinion fourth planetary gear (24); clutches (C1-C4); and brakes (B1, B2). Forward gears from a first gear to a ninth gear, a tenth gear, or an eleventh gear and a reverse gear are formed by engaging any three of the clutches (C1-C4) and the brakes (B1, B2) while releasing the remaining three.

(57) 要約: 自動変速機 20 は、シングルピニオン式の第 1 遊星歯車 21、シングルピニオン式の第 2 遊星歯車 22、およびシングルピニオン式の第 3 遊星歯車 23 とシングルピニオン式の第 4 遊星歯車 24 とを組み合わせて構成される複合遊星歯車機構 25 と、クラッチ C1~C4 と、ブレーキ B1 および B2 とを含み、クラッチ C1~C4、ブレーキ B1 および B2 のうち、何れか 3 つを係合させると共に残余の 3 つを解放させることにより第 1 速段から第 9 速段、第 10 速段または第 11 速段までの前進段および後進段を形成する。

WO 2015/156166 A1



SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,  
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー  
ラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨー  
ロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE,

ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV,  
MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK,  
SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ,  
GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

## 明 細 書

発明の名称：多段変速機

### 技術分野

[0001] 本開示の発明は、車両の原動機から入力部材に伝達された動力を変速して出力部材に伝達する多段変速機に関する。

### 背景技術

[0002] 従来、この種の多段変速機として、4つのシングルピニオン式の遊星歯車と、4つのクラッチと、2つのブレーキとを含み、第1速段から第10速段までの前進段と後進段とを提供するものが知られている（例えば、特許文献1参照）。このような多段変速機では、最低変速段のギヤ比を大きくするほど多段変速機が搭載される車両のドライバビリティすなわち加速性能等を向上させると共に、最高変速段のギヤ比を小さくするほど動力の伝達効率すなわち多段変速機が搭載される車両の燃費等を向上させることができる。

### 先行技術文献

#### 特許文献

[0003] 特許文献1：米国特許出願公開第2012/0231917号明細書

### 発明の概要

[0004] しかしながら、特許文献1に記載された多段変速機では、最低変速段のギヤ比が4.600であり、かつ最高変速段のギヤ比が0.638であるか、または、最低変速段のギヤ比が4.850であり、かつ最高変速段のギヤ比が0.616であることから、同文献に記載された多段変速機は、最低変速段のギヤ比をより大きくすると共に最高変速段のギヤ比が大きくなるのを抑制して車両のドライバビリティの向上と燃費性能の確保（燃費低下の抑制）との両立を図るという面で、なお改善の余地を有している。また、特許文献1に記載された多段変速機では、前進第2速段から第6速段および前進第8速段から第10速段の形成に際して、特に径の大きい第1遊星歯車（符号14）のリングギヤが常に高い回転速度で回転することから、当該リングギヤ

の回転時のイナーシャが大きくなってしまふ。このため、ブレーキやクラッチの係合に時間を要したり（変速時間が長くなったり）、当該ブレーキ等の係合を伴う変速時にショックが発生してしまったり、ブレーキやクラッチの摩擦材の耐久性が低下してしまったりするおそれがある。

[0005] そこで、本開示の発明は、多段変速機が搭載される車両のドライバビリティの向上と燃費性能の確保との両立を図り、かつ、当該多段変速機の変速性能および係合要素の耐久性をより向上させると共に多段変速機の軽量コンパクト化を図ることを主目的とする。

[0006] 本開示の多段変速機は、

入力部材に伝達された動力を変速して出力部材に伝達する多段変速機において、

ギヤ比に対応して順番に並ぶ第1回転要素、第2回転要素および第3回転要素を有する第1遊星歯車と、

ギヤ比に対応して順番に並ぶ第4回転要素、第5回転要素および第6回転要素を有する第2遊星歯車と、

第3遊星歯車および第4遊星歯車により構成され、前記第3および第4遊星歯車のギヤ比に対応して順番に並ぶ第7回転要素、第8回転要素、第9回転要素および第10回転要素を有する複合遊星歯車機構と、

それぞれ前記第1遊星歯車、前記第2遊星歯車、および前記複合遊星歯車機構の回転要素の何れかを他の回転要素または静止部材に接続すると共に両者の接続を解除する第1、第2、第3、第4、第5および第6係合要素とを備え、

前記第2遊星歯車の前記第5回転要素は、前記入力部材に常時連結され、

前記第1遊星歯車の前記第2回転要素は、前記出力部材に常時連結され、

前記第1遊星歯車の前記第1回転要素と前記第2遊星歯車の前記第6要素とは、常時連結され、

前記第1遊星歯車の前記第3回転要素と前記複合遊星歯車機構の前記第9回転要素とは、常時連結され、

前記第 1 係合要素は、常時連結された前記第 1 遊星歯車の前記第 1 回転要素および前記第 2 遊星歯車の前記第 6 回転要素と、前記複合遊星歯車機構の前記第 8 回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第 2 係合要素は、前記第 1 遊星歯車の前記第 2 回転要素と前記複合遊星歯車機構の前記第 10 回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第 3 係合要素は、前記第 2 遊星歯車の前記第 5 回転要素と前記複合遊星歯車機構の前記第 7 回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第 4 係合要素は、前記第 2 遊星歯車の前記第 4 回転要素と前記複合遊星歯車機構の前記第 7 回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、

前記第 5 係合要素は、前記第 2 遊星歯車の前記第 4 回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、

前記第 6 係合要素は、前記複合遊星歯車機構の前記第 8 回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除することを特徴とする。

[0007] このように構成される多段変速機では、第 1、第 2、第 3、第 4、第 5 および第 6 係合要素のうちの何れか 3 つを選択的に係合させることにより、第 1 速段から第 9 速段、第 10 速段または第 11 速段までの前進段と、後進段とを形成することが可能となる。これにより、低速段の変速比をより大きくして多段変速機が搭載される車両のドライバビリティすなわち加速性能等をより向上させると共に、高速段の変速比が大きくなるのを良好に抑制して車両の燃費性能を良好に確保することが可能となる。また、この多段変速機では、第 1、第 2、第 3 および第 4 遊星歯車としてリングギヤを含む遊星歯車を用いた場合に、第 1 速段から第 9 速段、第 10 速段または第 11 速段までの前進段および後進段の形成時に特に径の大きいリングギヤが高い回転速度で回転しないようにして、リングギヤの回転時のイナーシャが大きくなるの

を抑制することが可能となる。これにより、係合要素の係合に要する時間を短縮化すると共に、当該係合要素の係合を伴う変速時のショックの発生を抑制し、更に、係合要素の摩擦材の耐久性を良好に確保することができる。加えて、リングギヤの回転時のイナーシャを低下させることで、リングギヤの強度確保に伴う寸法（厚み等）すなわち重量の増加や多段変速機の大型化を抑制することができる。この結果、本開示の多段変速機では、当該多段変速機が搭載される車両のドライバビリティの向上と燃費性能の確保との両立を図り、かつ、当該多段変速機の変速性能および係合要素の耐久性をより向上させると共に多段変速機の軽量コンパクト化を図ることが可能となる。

### 図面の簡単な説明

[0008] [図1]本開示の発明の一実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図2]図1の多段変速機における入力回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である。

[図3]図1の多段変速機における各変速段とクラッチおよびブレーキの作動状態との関係を示す作動表である。

[図4]本開示の発明の他の実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図5]図4の多段変速機における入力回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である。

[図6]本開示の発明の更に他の実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図7]本開示の発明の他の実施形態に係る多段変速機を含む動力伝達装置の概略構成図である。

[図8]本開示の多段変速機における各変速段とクラッチおよびブレーキの作動状態との関係の他の例を示す作動表である。

[図9]図8の作動表に対応した速度線図である。

[図10]本開示の多段変速機における各変速段とクラッチおよびブレーキの作

動状態との関係の更に他の例を示す作動表である。

[図11]図10の作動表に対応した速度線図である。

### 発明を実施するための形態

[0009] 次に、図面を参照しながら、本開示の発明を実施するための形態について説明する。

[0010] 図1は、本開示の発明の一実施形態に係る多段変速機としての自動変速機20を含む動力伝達装置10の概略構成図である。これらの図面に示す動力伝達装置10は、後輪駆動車両の前部に縦置きに搭載される駆動源としての図示しないエンジン（内燃機関）のクランクシャフトに接続されると共にエンジンからの動力（トルク）を図示しない左右の後輪（駆動輪）に伝達可能なものである。図示するように、動力伝達装置10は、エンジンから入力軸20iに伝達された動力を変速して出力軸20oに伝達する自動変速機20に加えて、トランスミッションケース（静止部材）11や、発進装置（流体伝動装置）12、オイルポンプ17等を含む。

[0011] 発進装置12は、上述のような駆動源に連結される入力側のポンプインペラ14pや、自動変速機20の入力軸（入力部材）20iに連結される出力側のタービンランナ14t、ポンプインペラ14pおよびタービンランナ14tの内側に配置されてタービンランナ14tからポンプインペラ14pへの作動油の流れを整流するステータ14s、図示しないステータシャフトにより支持されると共にステータ14sの回転方向を一方向に制限するワンウェイクラッチ14o等を有するトルクコンバータを含む。更に、発進装置12は、エンジンのクランクシャフト等に連結されたフロントカバーと自動変速機20の入力軸20iとを互いに接続すると共に両者の接続を解除するロックアップクラッチ15と、フロントカバーと自動変速機20の入力軸20iとの間で振動を減衰するダンパ機構16とを有する。なお、発進装置12は、ステータ14sを有さない流体継手を含むものであってもよい。

[0012] オイルポンプ17は、ポンプボディとポンプカバーとを含むポンプアセンブリ、発進装置12のポンプインペラ14pに連結される外歯ギヤ（イン

ナーロータ)、当該外歯ギヤに噛合する内歯ギヤ(アウターロータ)等を有するギヤポンプとして構成される。オイルポンプ17は、エンジンからの動力により駆動され、図示しないオイルパンに貯留されている作動油(ATF)を吸引して図示しない油圧制御装置へと圧送する。

[0013] 自動変速機20は、11段変速式の変速機として構成されており、図1に示すように、入力軸20iに加えて、図示しないデファレンシャルギヤおよびドライブシャフトを介して左右の後輪に連結される出力軸(出力部材)20oや、自動変速機20(入力軸20iや出力軸20o)の軸方向に並べて配設されるシングルピニオン式の第1遊星歯車21、シングルピニオン式の第2遊星歯車22、およびシングルピニオン式の第3遊星歯車23とシングルピニオン式の第4遊星歯車24と組み合わせて構成される複合遊星歯車機構25を含む。更に、自動変速機20は、入力軸20iから出力軸20oまでの動力伝達経路を変更するための第1係合要素としてのクラッチC1(第1クラッチ)、第2係合要素としてのクラッチC2(第2クラッチ)、第3係合要素としてのクラッチC3(第3クラッチ)、第4係合要素としてのクラッチC4(第4クラッチ)、第5係合要素としてのブレーキB1(第1ブレーキ)、および第6係合要素としてのブレーキB2(第2ブレーキ)を含む。

[0014] 本実施形態において、第1遊星歯車21、第2遊星歯車22、および複合遊星歯車機構25は、発進装置12すなわちエンジン側(図1における左側)から、第2遊星歯車22、複合遊星歯車機構25、および第1遊星歯車21、すなわち、第2遊星歯車22、複合遊星歯車機構25を構成するシングルピニオン式の第3遊星歯車23、複合遊星歯車機構25を構成するシングルピニオン式の第4遊星歯車24、第1遊星歯車21という順番で並ぶようにミッションケース11内に配置される。

[0015] 第1遊星歯車21は、外歯歯車である第1サンギヤ21sと、第1サンギヤ21sと同心円上に配置される内歯歯車である第1リングギヤ21rと、それぞれ第1サンギヤ21sおよび第1リングギヤ21rに噛合する複数の

第1ピニオンギヤ21pと、複数の第1ピニオンギヤ21pを自転（回転）自在かつ公転自在に保持する第1キャリア21cとを有する。本実施形態において、第1遊星歯車21のギヤ比 $\lambda_1$ （第1サンギヤ21sの歯数／第1リングギヤ21rの歯数）は、例えば、 $\lambda_1 = 0.580$ と定められている。第1遊星歯車21の第1キャリア21cは、自動変速機20の出力軸20oに常時連結（固定）される。

[0016] 第2遊星歯車22は、外歯歯車である第2サンギヤ22sと、第2サンギヤ22sと同心円上に配置される内歯歯車である第2リングギヤ22rと、それぞれ第2サンギヤ22sおよび第2リングギヤ22rに噛合する複数の第2ピニオンギヤ22pと、複数の第2ピニオンギヤ22pを自転（回転）自在かつ公転自在に保持する第2キャリア22cとを有する。本実施形態において、第2遊星歯車22のギヤ比 $\lambda_2$ （第2サンギヤ22sの歯数／第2リングギヤ22rの歯数）は、例えば、 $\lambda_2 = 0.320$ と定められている。図1に示すように、第2遊星歯車22の第2キャリア22cは、自動変速機20の入力軸20iに常時連結（固定）される。また、第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rは、複第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sと連結部材を介して常時連結されており、第1サンギヤ21sと常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。

[0017] 複合遊星歯車機構25を構成する第3遊星歯車23は、外歯歯車である第3サンギヤ23sと、第3サンギヤ23sと同心円上に配置される内歯歯車である第3リングギヤ23rと、それぞれ第3サンギヤ23sおよび第3リングギヤ23rに噛合する複数の第3ピニオンギヤ23pと、複数の第3ピニオンギヤ23pを自転（回転）自在かつ公転自在に保持する第3キャリア23cとを有する。本実施形態において、第3遊星歯車23のギヤ比 $\lambda_3$ （第3サンギヤ23sの歯数／第3リングギヤ23rの歯数）は、例えば、 $\lambda_3 = 0.270$ と定められている。

[0018] 複合遊星歯車機構25を構成する第4遊星歯車24は、外歯歯車である第4サンギヤ24sと、第4サンギヤ24sと同心円上に配置される内歯歯車

である第4リングギヤ24 rと、それぞれ第4サンギヤ24 sおよび第4リングギヤ24 rに噛合する複数の第4ピニオンギヤ24 pと、複数の第4ピニオンギヤ24 pを自転（回転）自在かつ公転自在に保持する第4キャリア24 cとを有する。本実施形態において、第4遊星歯車24のギヤ比 $\lambda_4$ （第4サンギヤ24 sの歯数／第4リングギヤ24 rの歯数）は、例えば、 $\lambda_4 = 0.400$ と定められている。

[0019] 図1に示すように、第3遊星歯車23の第3キャリア23 cと第4遊星歯車24の第4リングギヤ24 rは、連結部材を介して常時連結されており、常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。また、第3遊星歯車23の第3リングギヤ23 rと第4遊星歯車24の第4キャリア24 cとは、連結部材を介して常時連結されており、常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。これにより、複合遊星歯車機構25は、第3遊星歯車23の第3サンギヤ23 s、常時連結される第3遊星歯車23の第3キャリア23 cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24 r、常時連結される第3遊星歯車23の第3リングギヤ23 rおよび第4遊星歯車24の第4キャリア24 c、並びに第4遊星歯車24の第4サンギヤ24 sという4つの回転要素を有することになる。また、常時連結された複合遊星歯車機構25の第3リングギヤ23 rおよび第4キャリア24 cは、連結部材を介して第1遊星歯車21の第1リングギヤ21 rに連結されており、第1リングギヤ21 rと常時一体（かつ同軸）に回転する。

[0020] クラッチC1は、常時連結された第1遊星歯車21の第1サンギヤ21 sおよび第2遊星歯車22の第2リングギヤ22 rと、常時連結された第3遊星歯車23の第3キャリア23 cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24 rとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものである。クラッチC2は、第1遊星歯車21の第1キャリア21 cと、第4遊星歯車24の第4サンギヤ24 sとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものである。クラッチC3は、第2遊星歯車22の第2キャリア22 cと、第3遊星歯車23の第3サンギヤ23 sとを互いに接続すると共に、両者の接

続を解除するものである。クラッチC 4は、第2遊星歯車2 2の第2サンギヤ2 2 sと、第3遊星歯車2 3の第3サンギヤ2 3 sとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものである。クラッチC 1は、例えば第3遊星歯車2 3と第4遊星歯車2 4との間に配置され、クラッチC 2は、例えば第1遊星歯車2 1と第4遊星歯車2 4との間に配置される。また、クラッチC 3およびC 4は、例えば発進装置1 2と第2遊星歯車2 2との間に配置される。

[0021] ブレーキB 1は、第2遊星歯車2 2の固定可能要素である第2サンギヤ2 2 sを静止部材としてのミッションケース1 1に対して回転不能に固定（接続）すると共に当該第2サンギヤ2 2 sをミッションケース1 1に対して回転自在に解放するものである。ブレーキB 2は、複合遊星歯車機構2 5の固定可能要素である第3遊星歯車2 3の第3キャリア2 3 cおよび第4遊星歯車2 4の第4リングギヤ2 4 rを静止部材としてのミッションケース1 1に対して回転不能に固定（接続）すると共に当該第3キャリア2 3 cおよび第4リングギヤ2 4 rを静止部材としてのミッションケース1 1に対して回転自在に解放するものである。ブレーキB 1は、例えば発進装置1 2と第2遊星歯車2 2との間に配置され、ブレーキB 2は、例えば第2遊星歯車2 2と第3遊星歯車2 3との間に配置される。

[0022] 本実施形態では、クラッチC 1～C 4として、ピストン、複数の摩擦係合プレート（例えば環状部材の両面に摩擦材を貼着することにより構成された摩擦プレートおよび両面が平滑に形成された環状部材であるセパレータプレート）、それぞれ作動油が供給される係合油室および遠心油圧キャンセル室等により構成される油圧サーボを有する多板摩擦式油圧クラッチ（摩擦係合要素）が採用される。また、ブレーキB 1およびB 2としては、ピストン、複数の摩擦係合プレート（摩擦プレートおよびセパレータプレート）、作動油が供給される係合油室等により構成される油圧サーボを有する多板摩擦式油圧ブレーキが採用される。そして、クラッチC 1～C 4、ブレーキB 1およびB 2は、図示しない油圧制御装置による作動油の給排を受けて動作する

。

[0023] 図2は、自動変速機20における入力軸20iの回転速度（入力回転速度）に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である（ただし、入力軸20iすなわち第2キャリア22cの回転速度を値1とする。以下同様。）。また、図3は、自動変速機20の各変速段とクラッチC1～C4、ブレーキB1およびB2の作動状態との関係を示す作動表である。

[0024] 図2に示すように、シングルピニオン式の第1遊星歯車21を構成する3つの回転要素、すなわち第1サンギヤ21s、第1リングギヤ21rおよび第1キャリア21cは、当該第1遊星歯車21の速度線図（図2における左側の速度線図）上でギヤ比 $\lambda_1$ に応じた間隔をおいて図中左側から第1サンギヤ21s、第1キャリア21c、第1リングギヤ21rという順番で並ぶ。このような速度線図での並び順に従い、本開示の発明では、第1サンギヤ21sを自動変速機20の第1回転要素とし、第1キャリア21cを自動変速機20の第2回転要素とし、第1リングギヤ21rを自動変速機20の第3回転要素とする。従って、第1遊星歯車21は、速度線図上でギヤ比 $\lambda_1$ に応じた間隔をおいて順番に並ぶ自動変速機20の第1回転要素、第2回転要素および第3回転要素を有する。

[0025] また、シングルピニオン式の第2遊星歯車22を構成する3つの回転要素、すなわち第2サンギヤ22s、第2リングギヤ22rおよび第2キャリア22cは、当該第2遊星歯車22の速度線図（図2における中央の速度線図）上でギヤ比 $\lambda_2$ に応じた間隔をおいて図中左側から第2サンギヤ22s、第2キャリア22c、第2リングギヤ22rという順番で並ぶ。このような速度線図での並び順に従い、本開示の発明では、第2サンギヤ22sを自動変速機20の第4回転要素とし、第2キャリア22cを自動変速機20の第5回転要素とし、第2リングギヤ22rを自動変速機20の第6回転要素とする。従って、第2遊星歯車22は、速度線図上でギヤ比 $\lambda_2$ に応じた間隔をおいて順番に並ぶ自動変速機20の第4回転要素、第5回転要素および第6回転要素を有する。

[0026] 更に、複合遊星歯車機構 25 の 4 つの回転要素、すなわち、第 3 遊星歯車 23 の第 3 サンギヤ 23 s、常時連結される第 3 遊星歯車 23 の第 3 キャリヤ 23 c および第 4 遊星歯車 24 の第 4 リングギヤ 24 r、常時連結される第 3 遊星歯車 23 の第 3 リングギヤ 23 r および第 4 遊星歯車 24 の第 4 キャリヤ 24 c、並びに第 4 遊星歯車 24 の第 4 サンギヤ 24 s は、この順番で図中左側からシングルピニオン式の第 3 遊星歯車 23 のギヤ比  $\lambda_3$  およびシングルピニオン式の第 4 遊星歯車 24 のギヤ比  $\lambda_4$  に応じた間隔において当該複合遊星歯車機構 25 の速度線図（図 2 における右側の速度線図）上に並ぶ。このような速度線図での並び順に従い、本開示の発明では、第 3 サンギヤ 23 s を自動変速機 20 の第 7 回転要素とし、第 3 キャリヤ 23 c および第 4 リングギヤ 24 r を自動変速機 20 の第 8 回転要素とし、第 3 リングギヤ 23 r および第 4 キャリヤ 24 c を自動変速機 20 の第 9 回転要素とし、第 4 サンギヤ 24 s を自動変速機 20 の第 10 回転要素とする。従って、複合遊星歯車機構 25 は、速度線図上でギヤ比  $\lambda_3$ 、 $\lambda_4$  に応じた間隔において順番に並ぶ自動変速機 20 の第 7 回転要素、第 8 回転要素、第 9 回転要素および第 10 回転要素を有する。

[0027] そして、自動変速機 20 では、クラッチ C 1～C 4、ブレーキ B 1 および B 2 を図 3 に示すように係合または解放させて上述の第 1～第 10 回転要素の接続関係を変更することで、入力軸 20 i から出力軸 20 o までの間に前進回転方向に 1 1 通りおよび後進回転方向に 1 通りの動力伝達経路、すなわち第 1 速段から第 1 1 速段の前進段と後進段とを形成することができる。

[0028] 具体的には、前進第 1 速段は、クラッチ C 3、C 4 およびブレーキ B 2 を係合させると共に、残余のクラッチ C 1、C 2 およびブレーキ B 1 を解放させることにより形成される。すなわち、前進第 1 速段の形成に際しては、クラッチ C 3 により第 2 遊星歯車 22 の第 2 キャリヤ 22 c と第 3 遊星歯車 23 の第 3 サンギヤ 23 s とが互いに接続されると共に、クラッチ C 4 により第 2 遊星歯車 22 の第 2 サンギヤ 22 s と第 3 遊星歯車 23 の第 3 サンギヤ 23 s とが互いに接続され、更に、ブレーキ B 2 により第 3 遊星歯車 23 の

第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24rがトランスミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態（第1～第4遊星歯車21～24のギヤ比が $\lambda 1 = 0.580$ ,  $\lambda 2 = 0.320$ ,  $\lambda 3 = 0.270$ ,  $\lambda 4 = 0.400$ である場合、以下同様）において、前進第1速段におけるギヤ比（入力軸20iの回転速度／出力軸20oの回転速度） $\gamma 1$ は、 $\gamma 1 = 5.097$ となる。

[0029] 前進第2速段は、クラッチC3およびブレーキB1, B2を係合させると共に、残余のクラッチC1, C2およびC4を解放させることにより形成される。すなわち、前進第2速段の形成に際しては、クラッチC3により第2遊星歯車22の第2キャリア22cと第3遊星歯車23の第3サンギヤ23sとが互いに接続され、更に、ブレーキB1により第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sがトランスミッションケース11に対して回転不能に固定されると共に、ブレーキB2により第3遊星歯車23の第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24rがトランスミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第2速段におけるギヤ比 $\gamma 2$ は、 $\gamma 2 = 3.188$ となる。また、前進第1速段と前進第2速段との間のステップ比は、 $\gamma 1 / \gamma 2 = 1.599$ となる。

[0030] 前進第3速段は、クラッチC4およびブレーキB1, B2を係合させると共に、残余のクラッチC1, C2およびC3を解放させることにより形成される。すなわち、前進第3速段の形成に際しては、クラッチC4により第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sと第3遊星歯車23の第3サンギヤ23sとが互いに接続され、更に、ブレーキB1により第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sがトランスミッションケース11に対して回転不能に固定されると共に、ブレーキB2により第3遊星歯車23の第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24rがトランスミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第3速段におけるギヤ比 $\gamma 3$ は、 $\gamma 3 = 2.064$ となる。また、前進第2速段と前進第3速段との間のステップ比は、 $\gamma 2 / \gamma 3 = 1.545$ となる。

[0031] 前進第4速段は、クラッチC2およびブレーキB1、B2を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3およびC4を解放させることにより形成される。すなわち、前進第4速段の形成に際しては、クラッチC2により第1遊星歯車21の第1キャリア21cと第4遊星歯車24の第4サンギヤ24sとが互いに接続され、更に、ブレーキB1により第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sがミッションケース11に対して回転不能に固定されると共に、ブレーキB2により第3遊星歯車23の第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24rがミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第4速段におけるギヤ比 $\gamma_4$ は、 $\gamma_4 = 1.691$ となる。また、前進第3速段と前進第4速段との間のステップ比は、 $\gamma_3 / \gamma_4 = 1.221$ となる。

[0032] 前進第5速段は、クラッチC2、C4およびブレーキB2を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3およびブレーキB1を解放させることにより形成される。すなわち、前進第5速段の形成に際しては、クラッチC2により第1遊星歯車21の第1キャリア21cと第4遊星歯車24の第4サンギヤ24sとが互いに接続されると共に、クラッチC4により第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sと第3遊星歯車23の第3サンギヤ23sとが互いに接続され、更に、ブレーキB2により第3遊星歯車23の第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24rがミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第5速段におけるギヤ比 $\gamma_5$ は、 $\gamma_5 = 1.434$ となる。また、前進第4速段と前進第5速段との間のステップ比は、 $\gamma_4 / \gamma_5 = 1.179$ となる。

[0033] 前進第6速段は、クラッチC2、C4およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC1、C3およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第6速段の形成に際しては、クラッチC2により第1遊星歯車21の第1キャリア21cと第4遊星歯車24の第4サンギヤ24sとが互いに接続されると共に、クラッチC4により第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sと第3遊星歯車23の第3サンギヤ23sとが互

いに接続され、更に、ブレーキB 1により第2遊星歯車2 2の第2サンギヤ2 2 sがトランスミッションケース1 1に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第6速段におけるギヤ比 $\gamma 6$ は、 $\gamma 6 = 1.211$ となる。また、前進第5速段と前進第6速段との間のステップ比は、 $\gamma 5 / \gamma 6 = 1.184$ となる。

[0034] 前進第7速段は、クラッチC 2, C 3およびC 4を係合させると共に、残余のクラッチC 1, ブレーキB 1およびB 2を解放させることにより形成される。すなわち、クラッチC 2により第1遊星歯車2 1の第1キャリア2 1 cと第4遊星歯車2 4の第4サンギヤ2 4 sとが互いに接続され、クラッチC 3により第2遊星歯車2 2の第2キャリア2 2 cと第3遊星歯車2 3の第3サンギヤ2 3 sとが互いに接続され、クラッチC 4により第2遊星歯車2 2の第2サンギヤ2 2 sと第3遊星歯車2 3の第3サンギヤ2 3 sとが互いに接続される。本実施形態において、前進第7速段におけるギヤ比 $\gamma 7$ は、 $\gamma 7 = 1.000$ となる。また、前進第6速段と前進第7速段との間のステップ比は、 $\gamma 6 / \gamma 7 = 1.211$ となる。

[0035] 前進第8速段は、クラッチC 2, C 3およびブレーキB 1を係合させると共に、残余のクラッチC 1, C 4およびブレーキB 2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第8速段の形成に際しては、クラッチC 2により第1遊星歯車2 1の第1キャリア2 1 cと第4遊星歯車2 4の第4サンギヤ2 4 sとが互いに接続されると共に、クラッチC 3により第2遊星歯車2 2の第2キャリア2 2 cと第3遊星歯車2 3の第3サンギヤ2 3 sとが互いに接続され、更に、ブレーキB 1により第2遊星歯車2 2の第2サンギヤ2 2 sがトランスミッションケース1 1に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第8速段におけるギヤ比 $\gamma 8$ は、 $\gamma 8 = 0.833$ となる。また、前進第7速段と前進第8速段との間のステップ比は、 $\gamma 7 / \gamma 8 = 1.200$ となる。

[0036] 前進第9速段は、クラッチC 1, C 2およびブレーキB 1を係合させると共に、残余のクラッチC 3, C 4およびブレーキB 2を解放させることによ

り形成される。すなわち、前進第9速段の形成に際しては、クラッチC1により第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sおよび第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rと、第3遊星歯車23の第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24rとが互いに接続されると共に、クラッチC2により第1遊星歯車21の第1キャリア21cと第4遊星歯車24の第4サンギヤ24sとが互いに接続され、更に、ブレーキB1により第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sがミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第9速段におけるギヤ比 $\gamma_9$ は、 $\gamma_9 = 0.758$ となる。また、前進第8速段と前進第9速段との間のステップ比は、 $\gamma_8 / \gamma_9 = 1.100$ となる。

[0037] 前進第10速段は、クラッチC1、C3およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC2、C4およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第10速段の形成に際しては、クラッチC1により第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sおよび第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rと第3遊星歯車23の第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24rとが互いに接続されると共に、クラッチC3により第2遊星歯車22の第2キャリア22cと第3遊星歯車23の第3サンギヤ23sとが互いに接続され、更に、ブレーキB1により第2遊星歯車22の第2サンギヤ22sがミッションケース11に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第10速段におけるギヤ比 $\gamma_{10}$ は、 $\gamma_{10} = 0.727$ となる。また、前進第9速段と前進第10速段との間のステップ比は、 $\gamma_9 / \gamma_{10} = 1.041$ となる。

[0038] 前進第11速段は、クラッチC1、C4およびブレーキB1を係合させると共に、残余のクラッチC2、C3およびブレーキB2を解放させることにより形成される。すなわち、前進第11速段の形成に際しては、クラッチC1により第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sおよび第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rと第3遊星歯車23の第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24の第4リングギヤ24rとが互いに接続されると共に、クラッ

チC 4により第2遊星歯車2 2の第2サンギヤ2 2 sと第3遊星歯車2 3の第3サンギヤ2 3 sとが互いに接続され、更に、ブレーキB 1により第2遊星歯車2 2の第2サンギヤ2 2 sがミッションケース1 1に対して回転不能に固定される。本実施形態において、前進第1 1速段におけるギヤ比 $\gamma 1 1$ は、 $\gamma 1 1 = 0.647$ となる。また、前進第1 0速段と前進第1 1速段との間のステップ比は、 $\gamma 1 0 / \gamma 1 1 = 1.124$ となる。そして、自動変速機2 0におけるスプレッド（ギヤ比幅＝最低変速段である前進第1 1速段のギヤ比 $\gamma 1$ ／最高変速段である前進第1 1速段のギヤ比 $\gamma 1 1$ ）は、 $\gamma 1 / \gamma 1 0 = 7.877$ となる。

[0039] 後進段は、クラッチC 1、C 3およびブレーキB 2を係合させると共に、残余のクラッチC 2、C 4およびブレーキB 1を解放させることにより形成される。すなわち、後進段の形成に際しては、クラッチC 1により第1遊星歯車2 1の第1サンギヤ2 1 sおよび第2遊星歯車2 2の第2リングギヤ2 2 rと第3遊星歯車2 3の第3キャリア2 3 cおよび第4遊星歯車2 4の第4リングギヤ2 4 rとが互いに接続されると共に、クラッチC 3により第2遊星歯車2 2の第2キャリア2 2 cと第3遊星歯車2 3の第3サンギヤ2 3 sとが互いに接続され、更に、ブレーキB 2により第3遊星歯車2 3の第3キャリア2 3 cおよび第4遊星歯車2 4の第4リングギヤ2 4 rがミッションケース1 1に対して回転不能に固定される。本実施形態において、後進段におけるギヤ比 $\gamma_{rev}$ は、 $\gamma_{rev} = -5.852$ となる。また、前進第1 1速段と後進段との間のステップ比は、 $|\gamma_{rev} / \gamma 1| = 1.148$ となる。

[0040] 上述のように、自動変速機2 0によれば、クラッチC 1～C 4、ブレーキB 1およびB 2の係脱により第1速段から第1 1速段までの前進段と後進段とを提供することができる。この結果、自動変速機2 0では、スプレッドを比較的大きく（本実施形態では、7.877）することができるため、低速段の変速比をより大きくして自動変速機2 0が搭載される車両のドライバビリティすなわち加速性能等をより向上させると共に、高速段の変速比が大き

くなるのを良好に抑制して車両の燃費性能を良好に確保する（燃費低下を良好に抑制する）ことが可能となる。また、スプレッドを比較的大きくすることにより、ステップ比を適正化（より大きくなるのを抑制）して変速フィーリングをより向上させることができる。従って、この自動変速機 20 では、当該自動変速機 20 が搭載される車両のドライバビリティの向上と燃費低下の抑制との両立を図りつつ、変速フィーリングの向上を図ることが可能となる。

[0041] また、自動変速機 20 では、6つの係合要素、すなわちクラッチ C 1～C 4、ブレーキ B 1 および B 2 のうち、何れか 3つを係合させると共に残余の 3つを解放させることにより前進第 1 速段から前進第 11 速段および後進段が形成される。これにより、例えば 6つのクラッチやブレーキのうちの 2つを係合させると共に残余の 4つを解放させることにより複数の変速段を形成する変速機に比べて、変速段の形成に伴って解放される係合要素の数を減らすことができる。この結果、変速段の形成に伴って解放された係合要素における部材間の僅かな接触に起因した引き摺り損失を低減させて、自動変速機 20 における動力の伝達効率すなわち車両の燃費をより一層向上させることが可能となる。

[0042] 更に、自動変速機 20 では、第 1～第 4 遊星歯車 21～24 として、第 1、第 2、第 3 または第 4 リングギヤ 21 r～24 r を含む遊星歯車が用いられるが、図 2 に示すように、第 1 速段から第 11 速段までの前進段および後進段の形成時に第 1～第 4 リングギヤ 21 r～24 r が高い回転速度で回転しないようにして、第 1～第 4 リングギヤ 21 r～24 r の回転時のイナーシャ（入力軸 20 i に対する等価イナーシャ）が大きくなるのを抑制することができる。これにより、各クラッチ C 1～C 4 およびブレーキ B 1、B 2 の係合に要する時間を短縮化すると共に、各クラッチ C 1～C 4 およびブレーキ B 1、B 2 の係合を伴う変速時のショックの発生を抑制し、更に、各クラッチ C 1～C 4 およびブレーキ B 1、B 2 の摩擦材すなわち摩擦プレートやセパレータプレートの耐久性を良好に確保することが可能となる。加えて

、第1～第4リングギヤ21r～24rの回転時のイナーシャを低下させることで、第1～第4リングギヤ21r～24rの強度確保に伴う寸法（厚み等）すなわち重量の増加や自動変速機20の大型化を抑制することができる。この結果、自動変速機20では、変速性能および各クラッチC1～C4およびブレーキB1、B2の耐久性をより向上させると共に、装置全体を軽量コンパクト化することも可能となる。

[0043] また、第1、第2、第3および第4遊星歯車21、22、23、24をシングルピニオン式の遊星歯車とすることで、これらを例えばダブルピニオン式の遊星歯車とした場合に比べて、第1、第2、第3および第4遊星歯車21、22、23、24における回転要素間の噛み合い損失を低減させて自動変速機20における動力の伝達効率すなわち車両の燃費をより向上させると共に、部品点数を削減して自動変速機20の重量増を抑制しつつ組立性をより向上させることが可能となる。

[0044] 図4は、本開示の発明の他の実施形態に係る多段変速機としての自動変速機20Bを含む動力伝達装置10Bの概略構成図であり、図5は、自動変速機20Bにおける入力軸20iの回転速度（入力回転速度）に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図である。図4に示す動力伝達装置10Bの自動変速機20Bは、上述の自動変速機20において、複合遊星歯車機構25を、シングルピニオン式の第3遊星歯車23とダブルピニオン式の第4遊星歯車24Bとにより構成される、いわゆるCC－RR型の複合遊星歯車機構25Bで置き換えたものに相当する。このように、CC－RR型の複合遊星歯車機構25Bを採用した自動変速機20Bにおいても、部品点数を削減して自動変速機20Bの重量増を抑制しつつ組立性をより向上させることが可能となる。なお、第4遊星歯車24Bは、第4サンギヤ24sと、第4リングギヤ24rと、それぞれ第4サンギヤ24sに噛合する複数のピニオンギヤ241pと、それぞれ対応するピニオンギヤ241pと第4リングギヤ24rとに噛合する複数のピニオンギヤ242pと、ピニオンギヤ241p、242pの組を自転自在かつ公転自在に複数保持する第4キャリア24

cとを有するものである。

[0045] 図4に示すように、自動変速機20Bにおいて、第3遊星歯車23の第3キャリア23cと第4遊星歯車24Bの第4キャリア24cとは、連結部材を介して常時連結されており、常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。また、第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rと、第4遊星歯車24Bの第4リングギヤ24rとは、連結部材を介して常時連結されており、常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。これにより、複合遊星歯車機構25Bは、第3遊星歯車23の第3サンギヤ23s、常時連結される第3遊星歯車23の第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24Bの第4キャリア24c、常時連結される第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rおよび第4遊星歯車24Bの第4リングギヤ24r、並びに第4遊星歯車24Bの第4サンギヤ24sという4つの回転要素を有することになる。

[0046] また、複合遊星歯車機構25Bの常時連結された第3リングギヤ23rおよび第4リングギヤ24rは、第1遊星歯車21の第1リングギヤ21rに連結部材を介して常時連結されており、第1リングギヤ21rと常時一体（かつ同軸）に回転または停止する。更に、自動変速機20Bにおいて、クラッチC1は、常時連結された第1遊星歯車21の第1サンギヤ21sおよび第2遊星歯車22の第2リングギヤ22rと、複合遊星歯車機構25Bの常時連結された第3キャリア23cおよび第4キャリア24cとを互いに接続すると共に、両者の接続を解除するものである。また、自動変速機20Bにおいて、ブレーキB1は、複合遊星歯車機構25Bの固定可能要素である第3キャリア23cおよび第4キャリア24cをミッションケース11に対して回転不能に固定（接続）すると共に当該第3キャリア23cおよび第4キャリア24cを静止部材としてのミッションケース11に対して回転自在に解放するものである。

[0047] 図5に示すように、複合遊星歯車機構25Bの4つの回転要素、すなわち、第3遊星歯車23の第3サンギヤ23s、常時連結される第3遊星歯車23の第3キャリア23cおよび第4遊星歯車24Bの第4キャリア24c、

常時連結される第3遊星歯車23の第3リングギヤ23rおよび第4遊星歯車24Bの第4リングギヤ24r、並びに第4遊星歯車24Bの第4サンギヤ24sは、この順番で図5における左側からシングルピニオン式の第3遊星歯車23のギヤ比 $\lambda_3$ およびダブルピニオン式の第4遊星歯車24Bのギヤ比 $\lambda_4$ に応じた間隔において当該複合遊星歯車機構25Bの速度線図（図5における右側の速度線図）上に並ぶ。このような速度線図での並び順に従い、ここでは、第3サンギヤ23sを自動変速機20Bの第7回転要素とし、第3キャリア23cおよび第4キャリア24cを自動変速機20Bの第8回転要素とし、第3リングギヤ23rおよび第4リングギヤ24rを自動変速機20Bの第9回転要素とし、第4サンギヤ24sを自動変速機20Bの第10回転要素とする。従って、複合遊星歯車機構25Bは、速度線図上でギヤ比 $\lambda_3$ 、 $\lambda_4$ に応じた間隔において順番に並ぶ自動変速機20Bの第7回転要素、第8回転要素、第9回転要素および第10回転要素を有する。

[0048] このように構成される自動変速機20Bにおいて、第1～第4遊星歯車21、22、23および24Bのギヤ比を $\lambda_1=0.580$ 、 $\lambda_2=0.320$ 、 $\lambda_3=0.270$ 、 $\lambda_4=0.286$ とすることで、前進第1速段から第11速段および後進段におけるギヤ比等を上述の自動変速機20と同様のもの（図3参照）とすることができる。そして、上述のように構成される自動変速機20Bにおいても、自動変速機20と同様の作用効果を得ることが可能となる。

[0049] 図6および図7は、本開示の発明の他の実施形態に係る多段変速機としての自動変速機20C、20Dを含む動力伝達装置10C、10Dの概略構成図である。これらの図に示す動力伝達装置10C、10Dは、前輪駆動車両の前部に横置きに搭載される図示しないエンジン（内燃機関）のクランクシャフトに接続されると共にエンジンからの動力（トルク）を図示しない左右の前輪（駆動輪）に伝達可能なものである。動力伝達装置10Cの自動変速機20Cは、上述の自動変速機20を前輪駆動車両用に改変したものに相当する。また、動力伝達装置10Dの自動変速機20Dは、上述の自動変速機

20Bを前輪駆動車両用に改変したものに相当する。

[0050] 自動変速機20C, 20Dでは、第1遊星歯車21の第1キャリア21cが出力部材としてのカウンタドライブギヤ41に常時連結される。自動変速機20C, 20Dから出力部材としてのカウンタドライブギヤ41に伝達された動力（トルク）は、カウンタドライブギヤ41に加えて、当該カウンタドライブギヤ41に噛合するカウンタドリブンギヤ42、カウンタシャフト43を介してカウンタドリブンギヤ42に連結されたドライブピニオンギヤ（ファイナルドライブギヤ）44、ドライブピニオンギヤ44に噛合するデフリングギヤ（ファイナルドリブンギヤ）45を含むギヤ列40と、デフリングギヤ45に連結されたデファレンシャルギヤ50と、ドライブシャフト51とを介して左右の前輪に伝達される。このように、本開示の発明による多段変速機は、前輪駆動車両に搭載される変速機として構成されてもよい。

[0051] なお、上述の自動変速機20, 20Cは、10段変速式の変速機として構成されてもよい。この場合、図8に示すように、前進第1速段から第8速段までの変速段は、上記自動変速機20, 20Cと同様にして形成される。また、前進第9速段は、クラッチC1, C3およびブレーキB1に係合させると共に、残余のクラッチC2, C4およびブレーキB2を解放させることにより形成され、前進第10速段は、クラッチC1, C4およびブレーキB1に係合させると共に、残余のクラッチC2, C3およびブレーキB2を解放させることにより形成される。図9に、10段変速式の変速機として構成された自動変速機20, 20Cにおける入力軸20iの回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図を示す。

[0052] また、上述の自動変速機20, 20Cは、9段変速式の変速機として構成されてもよい。この場合、図10に示すように、前進第1速段から第5速段までの変速段は、上記自動変速機20, 20Cと同様にして形成される。また、前進第6速段は、クラッチC2, C3およびC4に係合させると共に、残余のクラッチC1, ブレーキB1およびB2を解放させることにより形成され、前進第7速段は、クラッチC2, C3およびブレーキB1に係合させ

ると共に、残余のクラッチC 1, C 4およびブレーキB 2を解放させることにより形成される。更に、前進第8速段は、クラッチC 1, C 3およびブレーキB 1を係合させると共に、残余のクラッチC 2, C 4およびブレーキB 2を解放させることにより形成され、前進第9速段は、クラッチC 1, C 4およびブレーキB 1を係合させると共に、残余のクラッチC 2, C 3およびブレーキB 1を解放させることにより形成される。この場合、第1～第4遊星歯車2 1～2 4のギヤ比は、 $\lambda 1 = 0.580$ ,  $\lambda 2 = 0.320$ ,  $\lambda 3 = 0.270$ ,  $\lambda 4 = 0.580$ とされてもよい。図11に、9段変速式の変速機として構成された自動変速機20, 20Cにおける入力軸20iの回転速度に対する各回転要素の回転速度の比を示す速度線図を示す。

[0053] 更に、上述の自動変速機20B, 20Dも、自動変速機20, 20Cの場合と同様にして、10段変速式あるいは9段変速式の変速機として構成されてもよい。また、上述の自動変速機20～20Dにおいて、クラッチC 1～C 4、ブレーキB 1およびB 2の少なくとも何れかは、ドグクラッチあるいはドグブレーキといった噛み合い係合要素とされてもよい。例えば、自動変速機20～20Dでは、前進9速段から前進第11速段の形成に際して連続して係合されると共に後進段の形成に際して係合されるクラッチC 1や、前進第4速段から前進第9速段の形成に際して連続して係合されるクラッチC 2として、ドグクラッチを採用してもよく、前進第1速段から前進第5速段の形成に際して連続して係合されると共に後進段の形成に際して係合されるブレーキB 2として、ドグブレーキを採用してもよい。更に、自動変速機20～20Dにおいて、第1～第4遊星歯車2 1, 2 2, 2 3および2 4, 2 4Bにおけるギヤ比 $\lambda 1 \sim \lambda 4$ は、上記説明において例示されたものに限られるものではない。また、自動変速機20～20Dにおいて、第1、第2および第3遊星歯車2 1, 2 2, 2 3の少なくとも何れかをダブルピニオン式の遊星歯車としてもよく、複合遊星歯車機構25を例えばシンプソン型やラビニヨ型といった他の複合遊星歯車機構に置き換えてもよい。

[0054] 以上説明したように、本開示の多段変速機は、入力部材に伝達された動力

を変速して出力部材に伝達する多段変速機において、ギヤ比に対応して順番に並ぶ第1回転要素、第2回転要素および第3回転要素を有する第1遊星歯車と、ギヤ比に対応して順番に並ぶ第4回転要素、第5回転要素および第6回転要素を有する第2遊星歯車と、第3遊星歯車および第4遊星歯車により構成され、前記第3および第4遊星歯車のギヤ比に対応して間隔をおいて順番に並ぶ第7回転要素、第8回転要素、第9回転要素および第10回転要素を有する複合遊星歯車機構と、それぞれ前記第1遊星歯車、前記第2遊星歯車、および前記複合遊星歯車機構の回転要素の何れかを他の回転要素または静止部材に接続すると共に両者の接続を解除する第1、第2、第3、第4、第5および第6係合要素とを備え、前記第2遊星歯車の前記第5回転要素は、前記入力部材に常時連結され、前記第1遊星歯車の前記第2回転要素は、前記出力部材に常時連結され、前記第1遊星歯車の前記第1回転要素と前記第2遊星歯車の前記第6要素とは、常時連結され、前記第1遊星歯車の前記第3回転要素と前記複合遊星歯車機構の前記第9回転要素とは、常時連結され、前記第1係合要素は、常時連結された前記第1遊星歯車の前記第1回転要素および前記第2遊星歯車の前記第6回転要素と、前記複合遊星歯車機構の前記第8回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、前記第2係合要素は、前記第1遊星歯車の前記第2回転要素と前記複合遊星歯車機構の前記第10回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、前記第3係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第5回転要素と前記複合遊星歯車機構の前記第7回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、前記第4係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第4回転要素と前記複合遊星歯車機構の前記第7回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、前記第5係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第4回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し、前記第6係合要素は、前記複合遊星歯車機構の前記第8回転要素を前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除することを特徴とする。

[0055] このように構成される多段変速機では、第1、第2、第3、第4、第5および第6係合要素のうちの何れか3つを選択的に係合させることにより、第1速段から第9速段、第10速段または第11速段までの前進段と、後進段とを形成することが可能となる。これにより、低速段の変速比をより大きくして多段変速機が搭載される車両のドライバビリティすなわち加速性能等をより向上させると共に、高速段の変速比が大きくなるのを良好に抑制して車両の燃費性能を良好に確保することが可能となる。また、この多段変速機では、第1、第2、第3および第4遊星歯車としてリングギヤを含む遊星歯車を用いた場合に、第1速段から第9速段、第10速段または第11速段までの前進段および後進段の形成時に特に径の大きいリングギヤが高い回転速度で回転しないようにして、リングギヤの回転時のイナーシャが大きくなるのを抑制することが可能となる。これにより、係合要素の係合に要する時間を短縮化すると共に、当該係合要素の係合を伴う変速時のショックの発生を抑制し、更に、係合要素の摩擦材の耐久性を良好に確保することができる。加えて、リングギヤの回転時のイナーシャを低下させることで、リングギヤの強度確保に伴う寸法（厚み等）すなわち重量の増加や多段変速機の大型化を抑制することができる。この結果、本開示の多段変速機では、当該多段変速機が搭載される車両のドライバビリティの向上と燃費性能の確保との両立を図り、かつ、当該多段変速機の変速性能および係合要素の耐久性をより向上させると共に多段変速機の軽量コンパクト化を図ることが可能となる。

[0056] 更に、本開示の多段変速機では、次のように第1から第6係合要素を係合させることにより、第1速段から第11速段までの前進段と後進段とを形成することができる。すなわち、前進第1速段は、前記第3係合要素、前記第4係合要素および前記第6係合要素を係合させることにより形成される。前進第2速段は、前記第3係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素を係合させることにより形成される。前進第3速段は、前記第4係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素を係合させることにより形成される。前進第4速段は、前記第2係合要素、前記第5係合要素および前記第

6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 5 速段は、前記第 2 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 6 速段は、前記第 2 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 5 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 7 速段は、前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 4 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 8 速段は、前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 5 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 9 速段は、前記第 1 係合要素、前記第 2 係合要素および前記第 5 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 10 速段は、前記第 1 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 5 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 11 速段は、前記第 1 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 5 係合要素を係合させることにより形成される。後進段は、前記第 1 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 6 係合要素を係合させることにより形成される。

[0057] また、本開示の多段変速機では、次のように第 1 から第 6 係合要素を係合させることにより、第 1 速段から第 10 速段までの前進段と後進段とを形成することができる。すなわち、前進第 1 速段は、前記第 3 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 2 速段は、前記第 3 係合要素、前記第 5 係合要素および前記第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 3 速段は、前記第 4 係合要素、前記第 5 係合要素および前記第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 4 速段は、前記第 2 係合要素、前記第 5 係合要素および前記第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 5 速段は、前記第 2 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 6 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 6 速段は、前記第 2 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 5 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 7 速段は、前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 4 係合要素を係合させることにより形成される。前進第 8 速段は、前記第 2 係合要素、前記第 3 係合

要素および前記第5係合要素に係合させることにより形成される。前進第9速段は、前記第1係合要素、前記第3係合要素および前記第5係合要素に係合させることにより形成される。前進第10速段は、前記第1係合要素、前記第4係合要素および前記第5係合要素に係合させることにより形成される。後進段は、前記第1係合要素、前記第3係合要素および前記第6係合要素に係合させることにより形成される。

[0058] 更に、本開示の多段変速機では、次のように第1から第6係合要素に係合させることにより、第1速段から第9速段までの前進段と後進段とを形成することができる。すなわち、前進第1速段は、前記第3係合要素、前記第4係合要素および前記第6係合要素に係合させることにより形成される。前進第2速段は、前記第3係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素に係合させることにより形成される。前進第3速段は、前記第4係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素に係合させることにより形成される。前進第4速段は、前記第2係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素に係合させることにより形成される。前進第5速段は、前記第2係合要素、前記第4係合要素および前記第6係合要素に係合させることにより形成される。前進第6速段は、前記第2係合要素、前記第3係合要素および前記第4係合要素に係合させることにより形成される。前進第7速段は、前記第2係合要素、前記第3係合要素および前記第5係合要素に係合させることにより形成される。前進第8速段は、前記第1係合要素、前記第3係合要素および前記第5係合要素に係合させることにより形成される。前進第9速段は、前記第1係合要素、前記第4係合要素および前記第5係合要素に係合させることにより形成される。後進段は、前記第1係合要素、前記第3係合要素および前記第6係合要素に係合させることにより形成される。

[0059] このように、本開示の多段変速機では、第1～第6係合要素の何れか3つに係合させると共に残余の3つを解放させることにより、前進第1速段から第9速段、第10速段または第11速段および後進段が形成される。これにより、例えば6つの係合要素のうちの2つに係合させると共に残余の4つを

解放させることにより複数の変速段を形成する変速機に比べて、変速段の形成に伴って解放される係合要素の数を減らすことができる。この結果、変速段の形成に伴って解放された係合要素における引き摺り損失を低減させて、多段変速機における動力の伝達効率すなわち車両の燃費をより一層向上させることが可能となる。

[0060] また、前記第1遊星歯車は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、それぞれ前記第1サンギヤおよび前記第1リングギヤに噛合する複数の第1ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリアとを有するシングルピニオン式の遊星歯車であってもよく、前記第2遊星歯車は、第2サンギヤと、第2リングギヤと、それぞれ前記第2サンギヤおよび前記第2リングギヤに噛合する複数の第2ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第2キャリアとを有するシングルピニオン式の遊星歯車であってもよく、前記第1回転要素は、前記第1サンギヤであり、前記第2回転要素は、前記第1キャリアであってもよく、前記第3回転要素は、前記第1リングギヤであり、前記第4回転要素は、前記第2サンギヤであり、前記第5回転要素は、前記第2キャリアであり、前記第6回転要素は、前記第2リングギヤであってもよい。

[0061] このように、第1および第2遊星歯車をシングルピニオン式の遊星歯車とすることで、第1および第2遊星歯車における回転要素間の噛み合い損失を低減させて多段変速機における動力の伝達効率すなわち車両の燃費をより向上させると共に、部品点数を削減して多段変速機の重量増を抑制しつつ組立性をより向上させることが可能となる。

[0062] 更に、前記複合遊星歯車機構は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、それぞれ前記第3サンギヤおよび前記第3リングギヤに噛合する複数の第3ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン式の前記第3遊星歯車と、第4サンギヤと、第4リングギヤと、それぞれ前記第4サンギヤおよび前記第4リングギヤに噛合する複数の第4ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第4キャリアとを有する

シングルピニオン式の前記第4遊星歯車とにより構成されてもよく、前記第7回転要素は、前記第3サンギヤであってもよく、前記第8回転要素は、常時連結された前記第3キャリアおよび前記第4リングギヤであってもよく、前記第9回転要素は、常時連結された前記第3リングギヤおよび前記第4キャリアであってもよく、前記第4回転要素は、前記第4サンギヤであってもよい。

[0063] このようなシングルピニオン式の第3および第4遊星歯車を組み合わせて構成される複合遊星歯車機構を採用すれば、部品点数を削減して多段変速機の重量増を抑制しつつ組立性をより向上させることが可能となる。

[0064] また、前記複合遊星歯車機構は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、それぞれ前記第3サンギヤおよび前記第3リングギヤに噛合する複数の第3ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン式の前記第3遊星歯車と、第4サンギヤと、第4リングギヤと、互いに噛合すると共に一方が前記第4サンギヤに他方が前記第4リングギヤに噛合する2つのピニオンギヤの組を自転自在かつ公転自在に複数保持する第4キャリアとを有するダブルピニオン式の前記第4遊星歯車とにより構成されてもよく、前記第7回転要素は、前記第3サンギヤであってもよく、前記第8回転要素は、常時連結された前記第3キャリアおよび前記第4キャリアであってもよく、前記第9回転要素は、常時連結された前記第3リングギヤおよび前記第4リングギヤであってもよく、前記第4回転要素は、前記第4サンギヤであってもよい。

[0065] 更に、前記出力部材は、デファレンシャルギヤを介して車両の後輪に連結される出力軸であってもよい。すなわち、本開示の多段変速機は、後輪駆動車両に搭載される変速機として構成されてもよい。

[0066] また、前記出力部材は、車両の前輪に連結されたデファレンシャルギヤに動力を伝達するギヤ列に含まれるカウンタドライブギヤであってもよい。すなわち、本開示の多段変速機は、前輪駆動車両に搭載される変速機として構成されてもよい。

[0067] そして、本開示の発明は上記実施形態に何ら限定されるものではなく、本発明の外延の範囲内において様々な変更をなし得ることはいうまでもない。更に、上記発明を実施するための形態は、あくまで発明の概要の欄に記載された発明の具体的な一形態に過ぎず、発明の概要の欄に記載された発明の要素を限定するものではない。

#### **産業上の利用可能性**

[0068] 本開示の発明は、多段変速機の製造産業等において利用可能である。

## 請求の範囲

- [請求項1]           入力部材に伝達された動力を変速して出力部材に伝達する多段変速機において、
- ギヤ比に対応して順番に並ぶ第1回転要素、第2回転要素および第3回転要素を有する第1遊星歯車と、
- ギヤ比に対応して順番に並ぶ第4回転要素、第5回転要素および第6回転要素を有する第2遊星歯車と、
- 第3遊星歯車および第4遊星歯車により構成され、前記第3および第4遊星歯車のギヤ比に対応して順番に並ぶ第7回転要素、第8回転要素、第9回転要素および第10回転要素を有する複合遊星歯車機構と、
- それぞれ前記第1遊星歯車、前記第2遊星歯車、および前記複合遊星歯車機構の回転要素の何れかを他の回転要素または静止部材に接続すると共に両者の接続を解除する第1、第2、第3、第4、第5および第6係合要素とを備え、
- 前記第2遊星歯車の前記第5回転要素は、前記入力部材に常時連結され、
- 前記第1遊星歯車の前記第2回転要素は、前記出力部材に常時連結され、
- 前記第1遊星歯車の前記第1回転要素と前記第2遊星歯車の前記第6要素とは、常時連結され、
- 前記第1遊星歯車の前記第3回転要素と前記複合遊星歯車機構の前記第9回転要素とは、常時連結され、
- 前記第1係合要素は、常時連結された前記第1遊星歯車の前記第1回転要素および前記第2遊星歯車の前記第6回転要素と、前記複合遊星歯車機構の前記第8回転要素とを互いに接続すると共に、両者の接続を解除し、
- 前記第2係合要素は、前記第1遊星歯車の前記第2回転要素と前記

複合遊星歯車機構の前記第10回転要素とを互いに接続すると共に、  
両者の接続を解除し、

前記第3係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第5回転要素と前記  
複合遊星歯車機構の前記第7回転要素とを互いに接続すると共に、両  
者の接続を解除し、

前記第4係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第4回転要素と前記  
複合遊星歯車機構の前記第7回転要素とを互いに接続すると共に、両  
者の接続を解除し、

前記第5係合要素は、前記第2遊星歯車の前記第4回転要素を前記  
静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解除し  
、

前記第6係合要素は、前記複合遊星歯車機構の前記第8回転要素を  
前記静止部材に接続して回転不能に固定すると共に、両者の接続を解  
除する多段変速機。

[請求項2] 請求項1に記載の多段変速機において、

前記第3係合要素、前記第4係合要素および前記第6係合要素の係  
合により前進第1速段が形成され、

前記第3係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素の係  
合により前進第2速段が形成され、

前記第4係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素の係  
合により前進第3速段が形成され、

前記第2係合要素、前記第5係合要素および前記第6係合要素の係  
合により前進第4速段が形成され、

前記第2係合要素、前記第4係合要素および前記第6係合要素の係  
合により前進第5速段が形成され、

前記第2係合要素、前記第4係合要素および前記第5係合要素の係  
合により前進第6速段が形成され、

前記第2係合要素、前記第3係合要素および前記第4係合要素の係

合により前進第 7 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 8 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 2 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 9 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 10 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 11 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により後進段が形成されることを特徴とする多段変速機。

[請求項 3]

請求項 1 に記載の多段変速機において、

前記第 3 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 1 速段が形成され、

前記第 3 係合要素、前記第 5 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 2 速段が形成され、

前記第 4 係合要素、前記第 5 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 3 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 5 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 4 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 5 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 6 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 4 係合要素の係合により前進第 7 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 8 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 9 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 10 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により後進段が形成されることを特徴とする多段変速機。

[請求項4]

請求項 1 に記載の多段変速機において、

前記第 3 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 1 速段が形成され、

前記第 3 係合要素、前記第 5 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 2 速段が形成され、

前記第 4 係合要素、前記第 5 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 3 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 5 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 4 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により前進第 5 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 4 係合要素の係合により前進第 6 速段が形成され、

前記第 2 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 7 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 8 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 4 係合要素および前記第 5 係合要素の係合により前進第 9 速段が形成され、

前記第 1 係合要素、前記第 3 係合要素および前記第 6 係合要素の係合により後進段が形成されることを特徴とする多段変速機。

[請求項5]

請求項 1 から 4 の何れか一項に記載の多段変速機において、

前記第1遊星歯車は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、それぞれ前記第1サンギヤおよび前記第1リングギヤに噛合する複数の第1ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第1キャリアとを有するシングルピニオン式の遊星歯車であり、

前記第2遊星歯車は、第2サンギヤと、第2リングギヤと、それぞれ前記第2サンギヤおよび前記第2リングギヤに噛合する複数の第2ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第2キャリアとを有するシングルピニオン式の遊星歯車であり、

前記第1回転要素は、前記第1サンギヤであり、前記第2回転要素は、前記第1キャリアであり、前記第3回転要素は、前記第1リングギヤであり、前記第4回転要素は、前記第2サンギヤであり、前記第5回転要素は、前記第2キャリアであり、前記第6回転要素は、前記第2リングギヤであることを特徴とする多段変速機。

[請求項6]

請求項1から5の何れか一項に記載の多段変速機において、

前記複合遊星歯車機構は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、それぞれ前記第3サンギヤおよび前記第3リングギヤに噛合する複数の第3ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン式の前記第3遊星歯車と、第4サンギヤと、第4リングギヤと、それぞれ前記第4サンギヤおよび前記第4リングギヤに噛合する複数の第4ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第4キャリアとを有するシングルピニオン式の前記第4遊星歯車とにより構成され、

前記第7回転要素は、前記第3サンギヤであり、前記第8回転要素は、常時連結された前記第3キャリアおよび前記第4リングギヤであり、前記第9回転要素は、常時連結された前記第3リングギヤおよび前記第4キャリアであり、前記第4回転要素は、前記第4サンギヤであることを特徴とする多段変速機。

[請求項7]

請求項1から5の何れか一項に記載の多段変速機において、

前記複合遊星歯車機構は、第3サンギヤと、第3リングギヤと、それぞれ前記第3サンギヤおよび前記第3リングギヤに噛合する複数の第3ピニオンギヤを自転自在かつ公転自在に保持する第3キャリアとを有するシングルピニオン式の前記第3遊星歯車と、第4サンギヤと、第4リングギヤと、互いに噛合すると共に一方が前記第4サンギヤに他方が前記第4リングギヤに噛合する2つのピニオンギヤの組を自転自在かつ公転自在に複数保持する第4キャリアとを有するダブルピニオン式の前記第4遊星歯車とにより構成され、

前記第7回転要素は、前記第3サンギヤであり、前記第8回転要素は、常時連結された前記第3キャリアおよび前記第4キャリアであり、前記第9回転要素は、常時連結された前記第3リングギヤおよび前記第4リングギヤであり、前記第4回転要素は、前記第4サンギヤであることを特徴とする多段変速機。

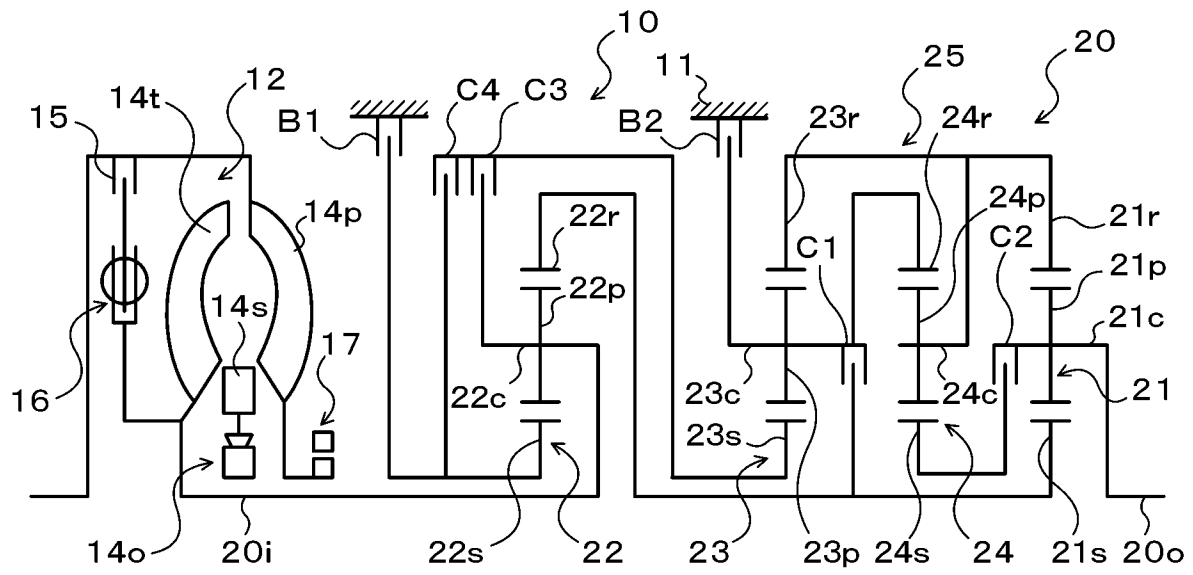
[請求項8] 請求項1から7の何れか一項に記載の多段変速機において、

前記出力部材は、デファレンシャルギヤを介して車両の後輪に連結される出力軸であることを特徴とする多段変速機。

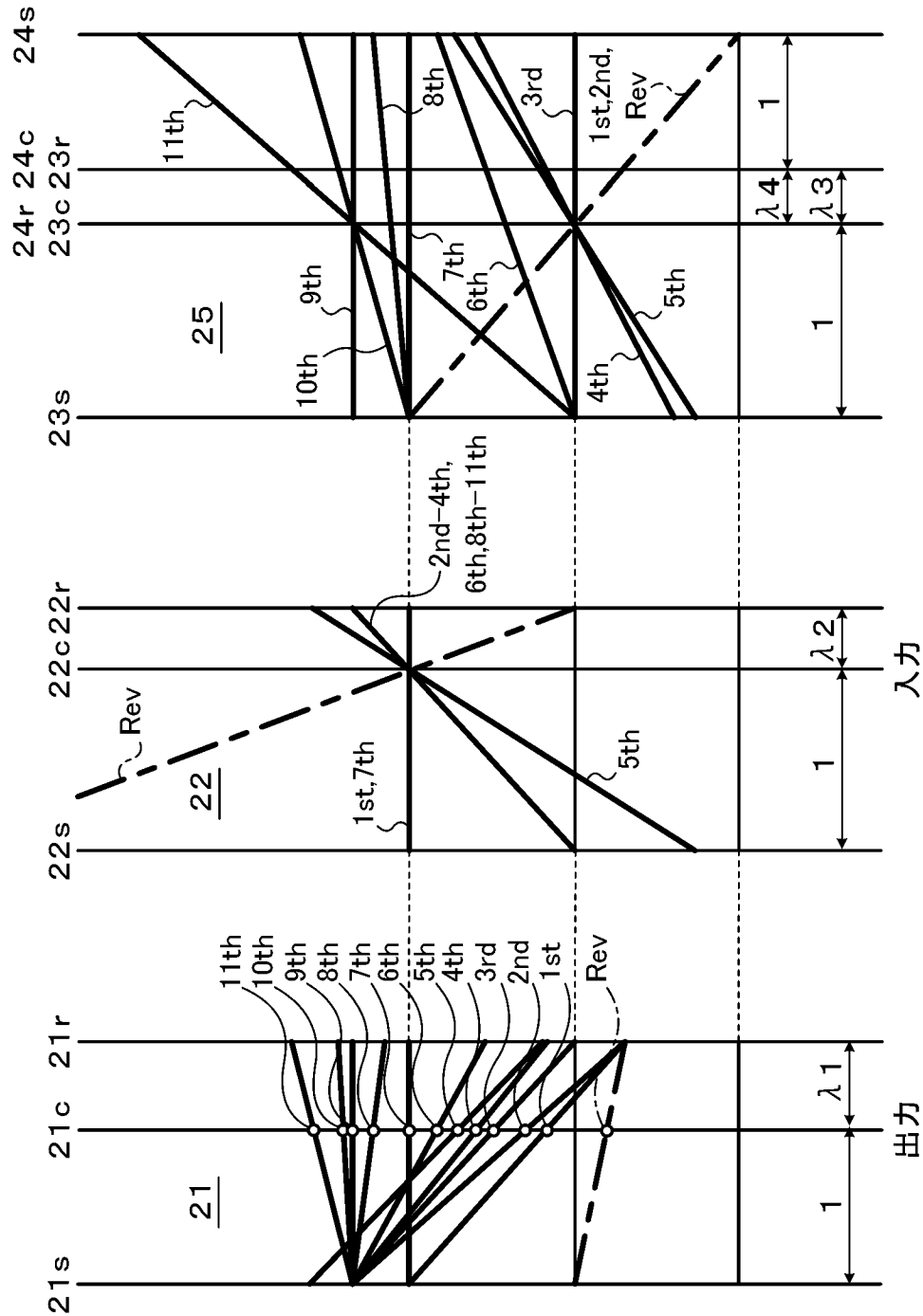
[請求項9] 請求項1から8の何れか一項に記載の多段変速機において、

前記出力部材は、車両の前輪に連結されたデファレンシャルギヤに動力を伝達するギヤ列に含まれるカウンタドライブギヤであることを特徴とする多段変速機。

[図1]



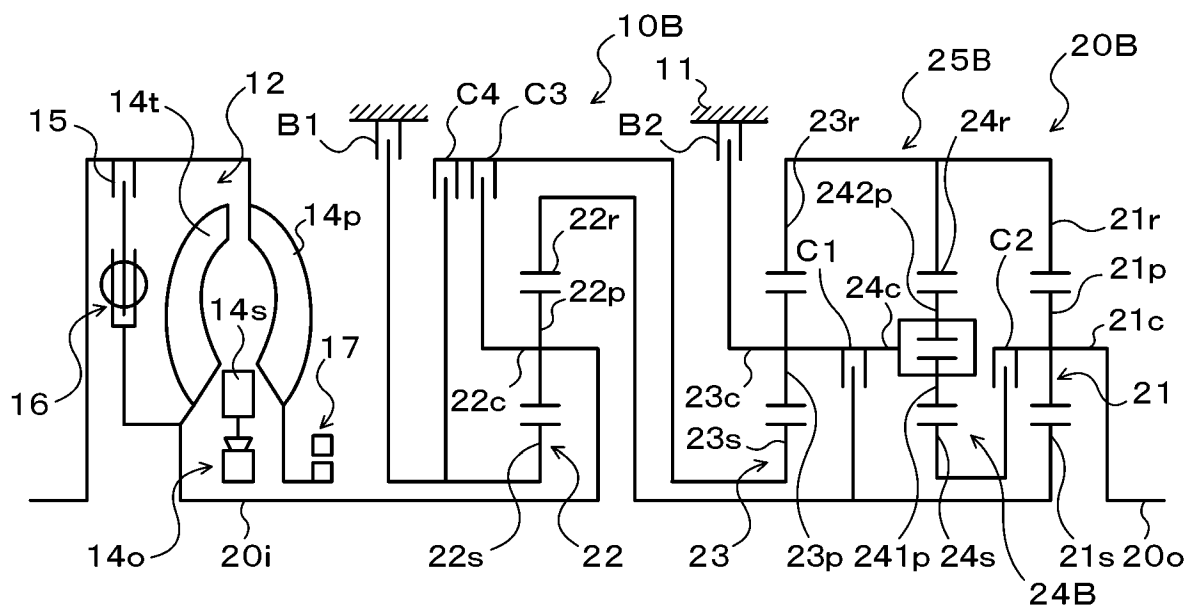
[図2]



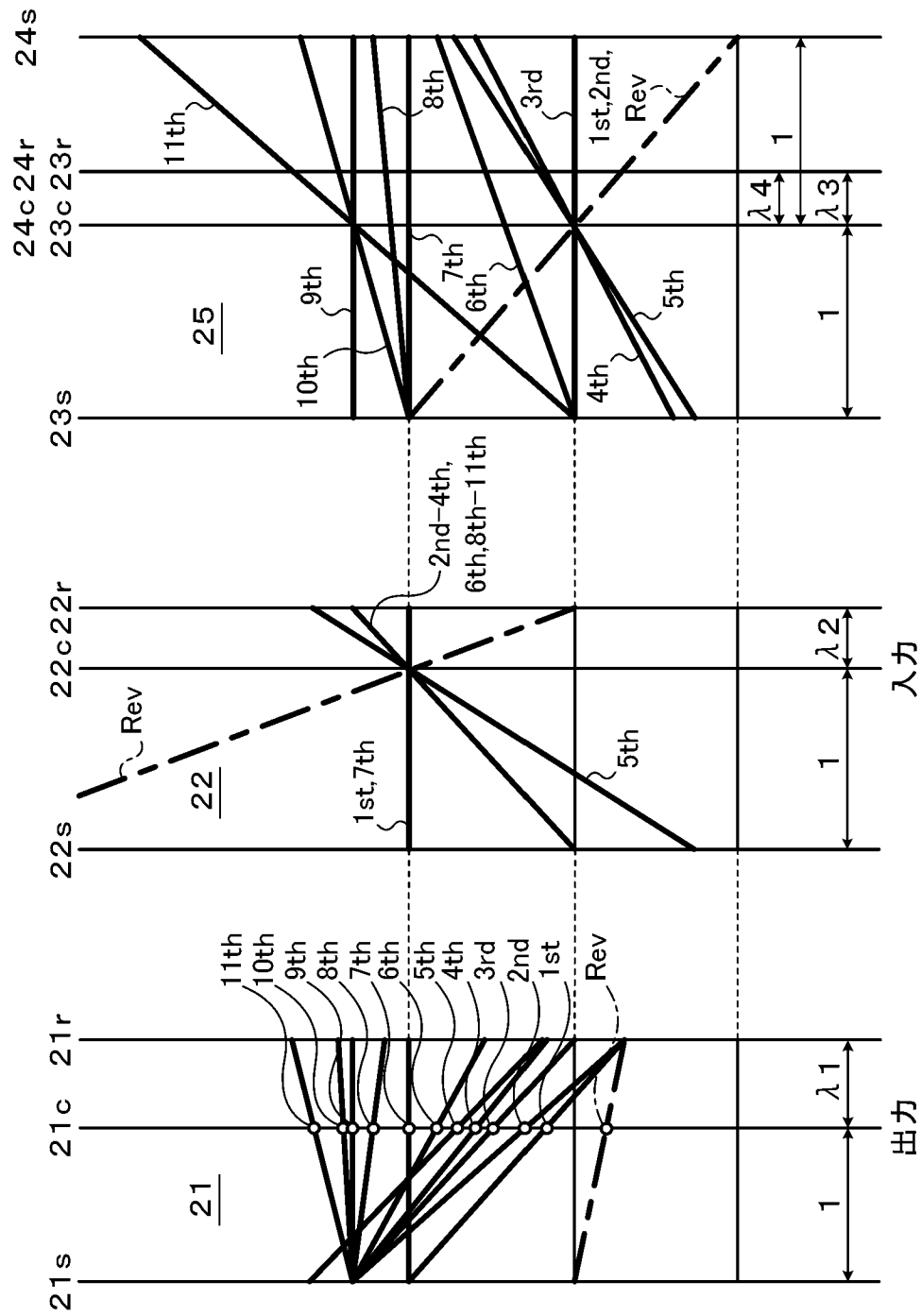
[図3]

|      | C1               | C2 | C3 | C4 | B1 | B2 | ギヤ比    | ステップ比 |
|------|------------------|----|----|----|----|----|--------|-------|
| 1st  | -                | -  | ○  | ○  | -  | ○  | 5.097  | 1.599 |
| 2nd  | -                | -  | ○  | -  | ○  | ○  | 3.188  | 1.545 |
| 3rd  | -                | -  | -  | ○  | ○  | ○  | 2.064  | 1.221 |
| 4th  | -                | ○  | -  | -  | ○  | ○  | 1.691  | 1.179 |
| 5th  | -                | ○  | -  | ○  | -  | ○  | 1.434  | 1.184 |
| 6th  | -                | ○  | -  | ○  | ○  | -  | 1.211  | 1.211 |
| 7th  | -                | ○  | ○  | ○  | -  | -  | 1.000  | 1.200 |
| 8th  | -                | ○  | ○  | -  | ○  | -  | 0.833  | 1.100 |
| 9th  | ○                | ○  | -  | -  | ○  | -  | 0.758  | 1.041 |
| 10th | ○                | -  | ○  | -  | ○  | -  | 0.727  | 1.124 |
| 11th | ○                | -  | -  | ○  | ○  | -  | 0.647  |       |
| REV. | ○                | -  | ○  | -  | -  | ○  | -5.852 | 1.148 |
|      | ※ “○”:係合, “-”:解放 |    |    |    |    |    | スプレッド  | 7.877 |

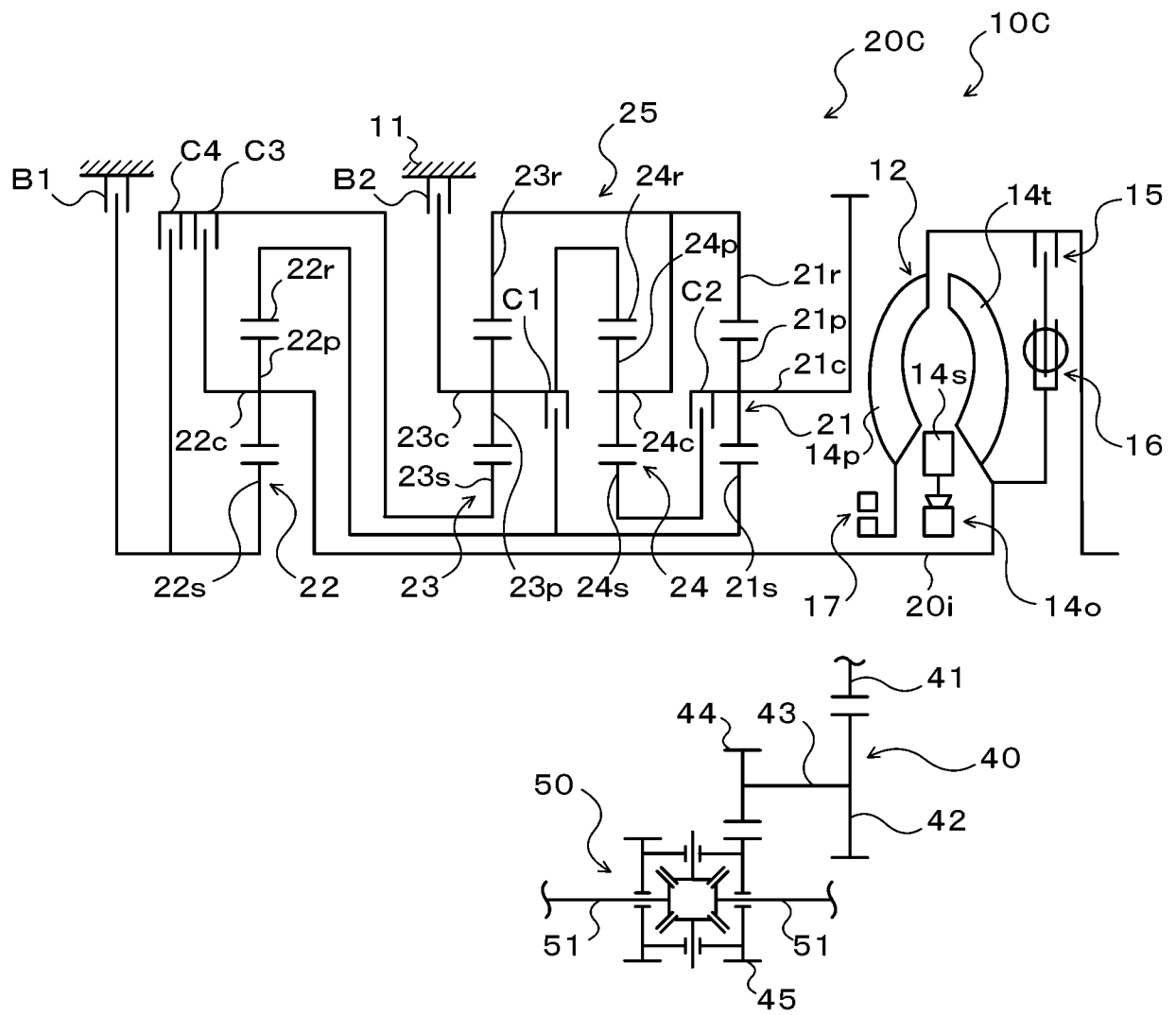
[図4]

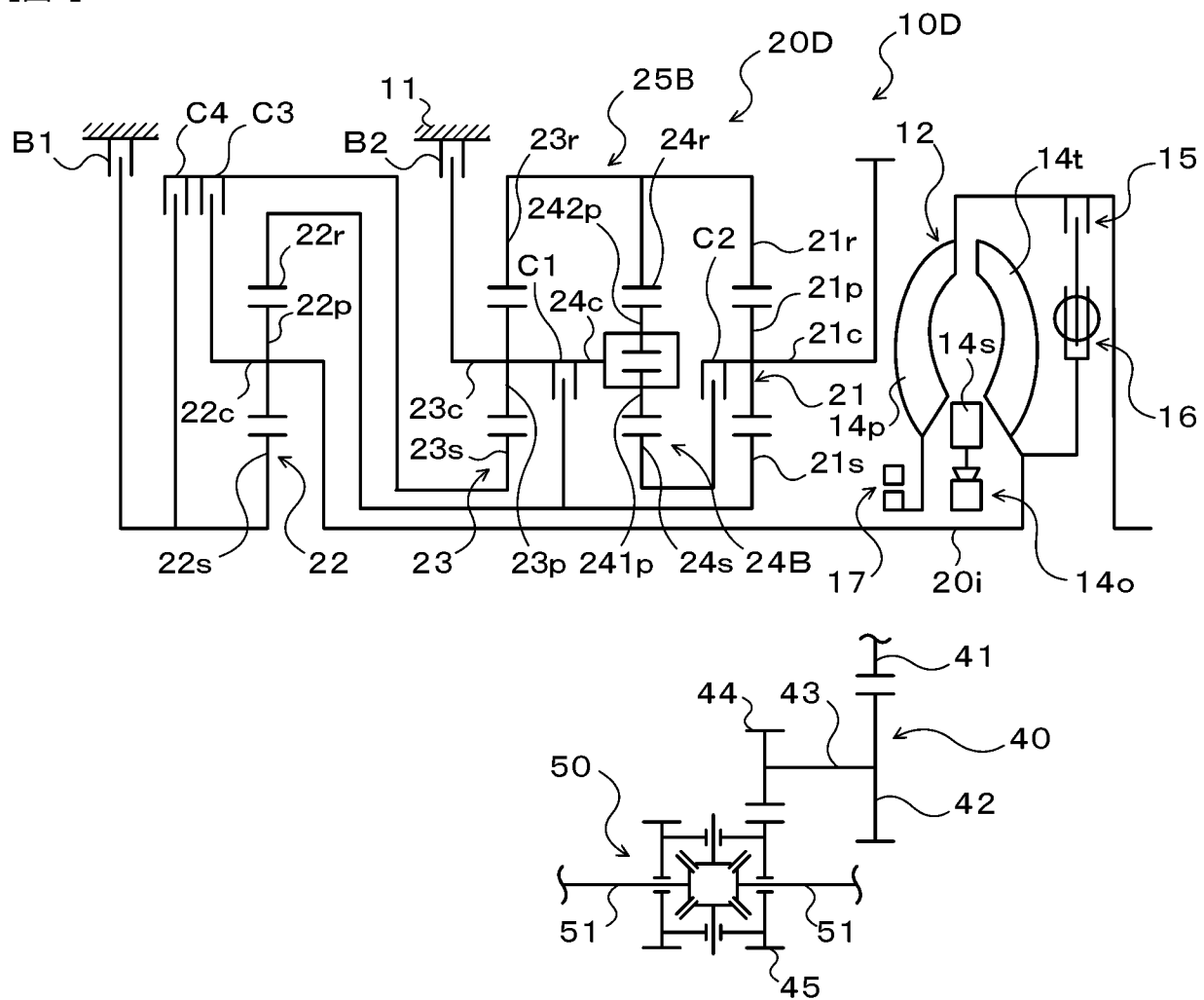


[図5]



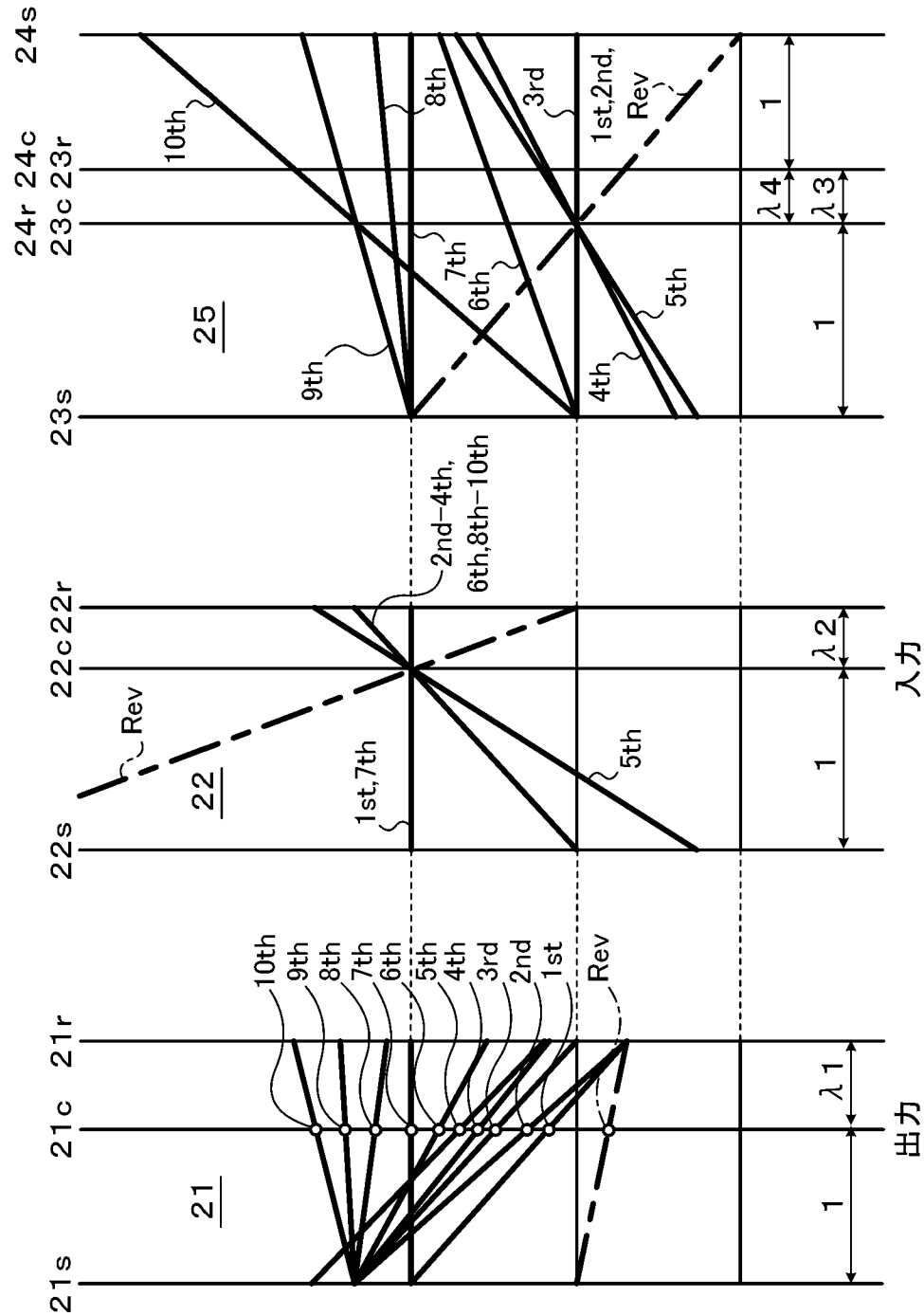
[図6]





[illegible]

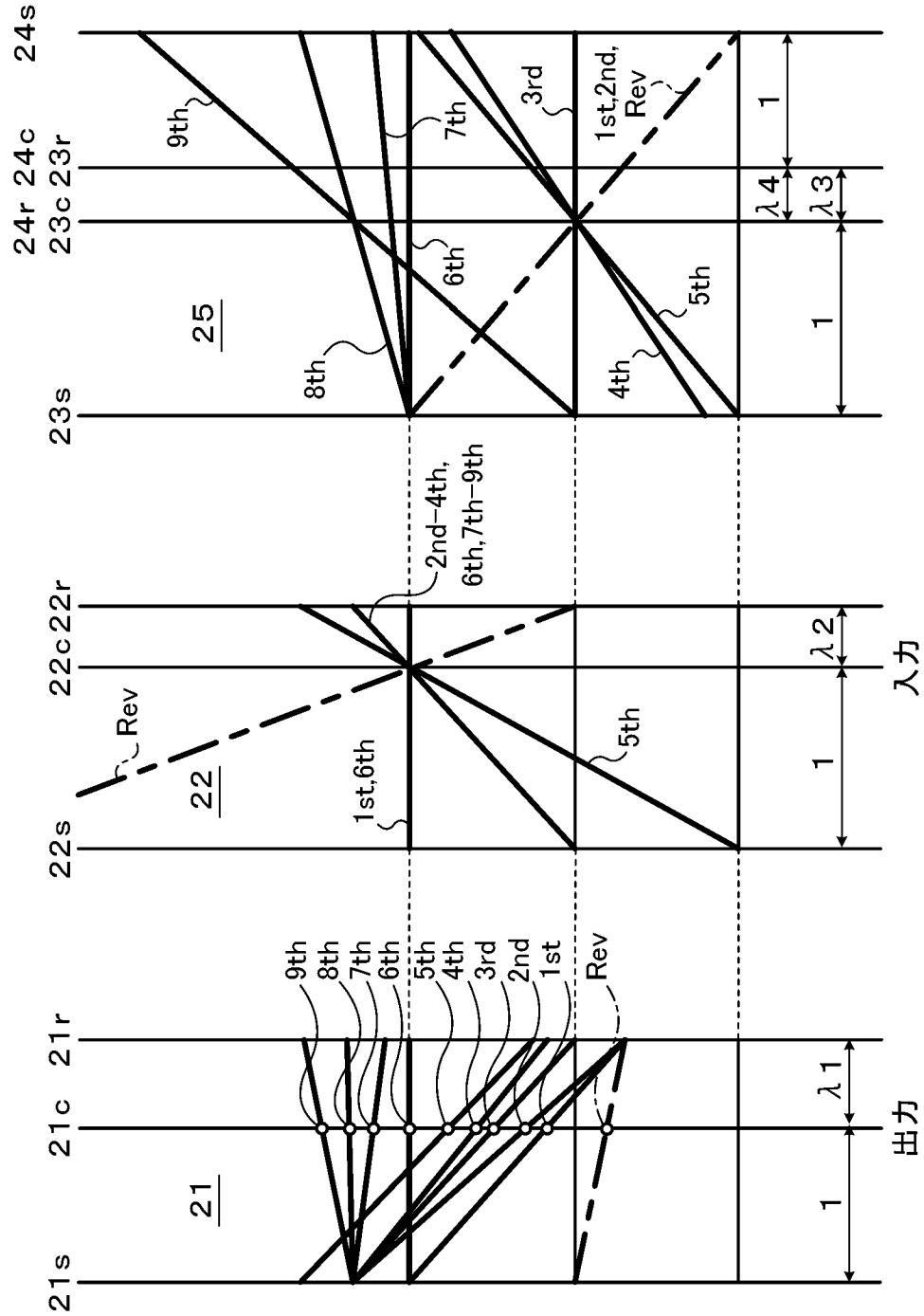
[図9]



[図10]

[illegible]

[図 11]



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/060124

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H3/66(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H3/66

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

|                           |           |                            |           |
|---------------------------|-----------|----------------------------|-----------|
| Jitsuyo Shinan Koho       | 1922-1996 | Jitsuyo Shinan Toroku Koho | 1996-2015 |
| Kokai Jitsuyo Shinan Koho | 1971-2015 | Toroku Jitsuyo Shinan Koho | 1994-2015 |

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

| Category* | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages                                                                            | Relevant to claim No. |
|-----------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|
| A         | US 2010/0190600 A1 (Andrew W. PHILLIPS),<br>29 July 2010 (29.07.2010),<br>paragraphs [0028] to [0063]; fig. 1a to 2c<br>& DE 102010005292 A1 & CN 101788040 A | 1-9                   |
| A         | JP 2010-203462 A (Honda Motor Co., Ltd.),<br>16 September 2010 (16.09.2010),<br>paragraphs [0017] to [0040], [0062]; fig. 1 to<br>2, 5, 7<br>(Family: none)   | 1-9                   |
| A         | JP 2008-215413 A (Aisin AW Co., Ltd.),<br>18 September 2008 (18.09.2008),<br>paragraphs [0081] to [0092]; fig. 9 to 12<br>(Family: none)                      | 1-9                   |

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
15 May 2015 (15.05.15)

Date of mailing of the international search report  
26 May 2015 (26.05.15)

Name and mailing address of the ISA/  
Japan Patent Office  
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,  
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**

International application No.

PCT/JP2015/060124

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

| Category* | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages                                                                                                                                         | Relevant to claim No. |
|-----------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|
| A         | JP 2013-155809 A (Toyota Motor Corp.),<br>15 August 2013 (15.08.2013),<br>paragraphs [0045] to [0068]; fig. 1 to 4<br>& US 2013/0196813 A1 & WO 2013/114875 A1                                                             | 1-9                   |
| A         | JP 2014-500463 A (ZF Friedrichshafen AG.),<br>09 January 2014 (09.01.2014),<br>paragraphs [0033] to [0034]; fig. 4<br>& US 2013/0274060 A1 & WO 2012/084376 A1<br>& EP 2655934 A1 & DE 102010063634 A1<br>& CN 103328856 A | 1-9                   |

## A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H3/66(2006.01)i

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H3/66

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

|             |            |
|-------------|------------|
| 日本国実用新案公報   | 1922-1996年 |
| 日本国公開実用新案公報 | 1971-2015年 |
| 日本国実用新案登録公報 | 1996-2015年 |
| 日本国登録実用新案公報 | 1994-2015年 |

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

## C. 関連すると認められる文献

| 引用文献の<br>カテゴリー* | 引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示                                                                                                | 関連する<br>請求項の番号 |
|-----------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|
| A               | US 2010/0190600 A1 (Andrew W. PHILLIPS) 2010.07.29,<br>段落 [0028] - [0063], 第1 a - 2 c 図<br>& DE 102010005292 A1 & CN 101788040 A | 1 - 9          |
| A               | JP 2010-203462 A (本田技研工業株式会社) 2010.09.16,<br>段落 [0017] - [0040], [0062],<br>[図1] - [図2], [図5], [図7] (ファミリーなし)                    | 1 - 9          |

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）  
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

15.05.2015

国際調査報告の発送日

26.05.2015

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）  
郵便番号100-8915  
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

稲垣 彰彦

3 J

5567

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

| C (続き) . 関連すると認められる文献 |                                                                                                                                                                                                       |                |
|-----------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|
| 引用文献の<br>カテゴリー*       | 引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示                                                                                                                                                                     | 関連する<br>請求項の番号 |
| A                     | JP 2008-215413 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2008.09.18,<br>段落 [0081] – [0092], [図9] – [図12]<br>(ファミリーなし)                                                                                                      | 1 – 9          |
| A                     | JP 2013-155809 A (トヨタ自動車株式会社) 2013.08.15,<br>段落 [0045] – [0068], [図1] – [図4]<br>& US 2013/0196813 A1 & WO 2013/114875 A1                                                                              | 1 – 9          |
| A                     | JP 2014-500463 A (ツェットエフ、フリードリッヒスハーフェン、<br>アクチエンゲゼルシャフト) 2014.01.09,<br>段落 [0033] – [0034], [図4]<br>& US 2013/0274060 A1 & WO 2012/084376 A1 & EP 2655934 A1<br>& DE 102010063634 A1 & CN 103328856 A | 1 – 9          |