

(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5月28日(28.05.2015)



(10) 国際公開番号

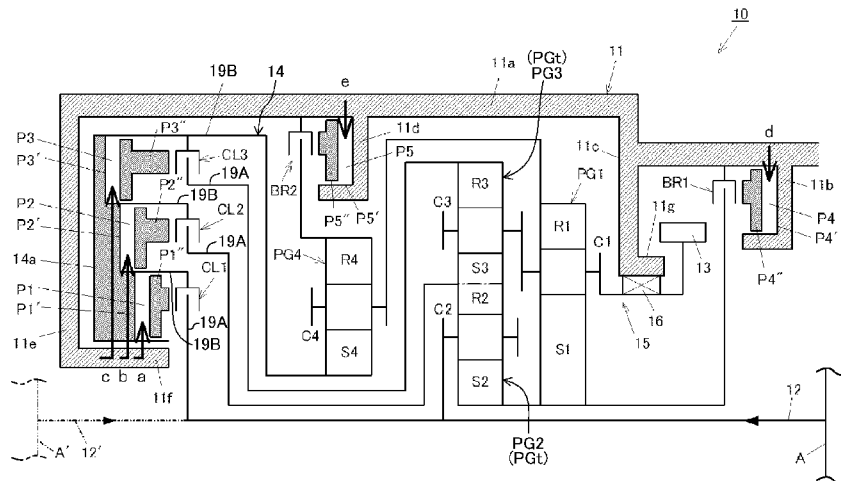
WO 2015/075878 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 3/66 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2014/005550
- (22) 国際出願日: 2014年11月5日(05.11.2014)
- (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 2013-242689 2013年11月25日(25.11.2013) JP
- (71) 出願人: マツダ株式会社(MAZDA MOTOR CORPORATION) [JP/JP]; 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地3番1号 Hiroshima (JP).
- (72) 発明者: 小河内 康弘(OGAUCHI, Yasuhiro); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP). 鎌田 真也(KAMADA, Shinya); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP). 岩▲崎▼ 龍彦(IWASAKI, Tatsuhiko); 〒7308670 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内 Hiroshima (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人前田特許事務所(MAEDA & PARTNERS); 〒5410053 大阪府大阪市中央区本町2丁目5番7号 大阪丸紅ビル5階 Osaka (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, 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, 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),

[続葉有]

(54) Title: AUTOMATIC TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 自動変速機



(57) Abstract: An automatic transmission (10) having four planetary gear sets (PG1, PG2, PG3, PG4), wherein two of the planetary gear sets (PG2, PG3) overlap, with one on the inside and one on the outside in the radial direction, to form a two-stage planetary gear set (PGt), one planetary gear set (PG1) of the two remaining planetary gear sets is a prescribed planetary gear set arranged adjacent to the two-stage planetary gear set in the axial direction of the automatic transmission, and the carrier (C3) of the outer-circumferential-side planetary gear set (PG3) of the two-stage planetary gear set, the carrier (C1) of the prescribed planetary gear set, and an output unit (an output gear (13)) are continuously connected.

(57) 要約: 自動変速機 (10) において、4つのプラネタリギヤセット (PG1, PG2, PG3, PG4) のうちの2つのプラネタリギヤセット (PG2, PG3) が、径方向の内外に重ねられた2段プラネタリギヤセット (PGt) を構成し、残りの2つのプラネタリギヤセットのうちの1つのプラネタリギヤセット (PG1) が、前記2段プラネタリギヤセットに対して前記自動変速機の軸方向に隣接して配置された特定プラネタリギヤセットとされ、前記2段プラネタリギヤセットにおける外周側のプラネタリギヤセット (PG3) のキャリア (C3) と、前記特定プラネタリギヤセットのキャリア (C1) と、出力部 (出力ギヤ (13)) とが常時連結されている。

WO 2015/075878 A1

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：自動変速機

技術分野

[0001] 本発明は、車両に搭載される自動変速機に関する技術分野に属する。

背景技術

[0002] 一般に、車両に搭載される自動変速機は、複数のプラネタリギヤセット（遊星歯車機構）と、クラッチやブレーキ等の複数の油圧式摩擦締結要素とを備え、油圧制御によってこれらの摩擦締結要素を選択的に締結することにより、前記プラネタリギヤセットを経由する動力伝達経路を切り換えて、複数の前進変速段と通例１段の後退速段とを実現可能なように構成される。

[0003] 近年、エンジンの燃費性能の向上や変速性能の向上のために、前進変速段の多段化が求められており、例えば、３つのプラネタリギヤセットと６つの摩擦締結要素とを備え、これらの摩擦締結要素のうちの２つの摩擦締結要素の締結の組み合わせにより、前進８段を実現する自動変速機が提案されている。

[0004] しかし、この自動変速機の構成では、各変速段において非締結状態の摩擦締結要素が４つ存在することになり、このため、これらの非締結状態の摩擦締結要素における摩擦板間の摺動抵抗又は摩擦板間の潤滑油の粘性抵抗等により、自動変速機全体としての駆動損失が大きくなって、多段化による燃費性能の向上効果が損なわれる可能性がある。

[0005] これに対し、特許文献１には、図１８に示すように、４つのプラネタリギヤセットＰＧａ、ＰＧｂ、ＰＧｃ、ＰＧｄと、５つの摩擦締結要素（第１クラッチＣＬａ、第２クラッチＣＬｂ、第３クラッチＣＬｃ、第１ブレーキＢＲａ及び第２ブレーキＢＲｂ）とを備え、これら５つの摩擦締結要素のうちの３つを選択的に締結することにより、前進８段を実現する自動変速機が開示されている。これによれば、各変速段における非締結状態の摩擦締結要素の数が２つになるので、前記のような駆動損失が抑制される。

[0006] また、前記特許文献 1 に開示された自動変速機では、4つのプラネタリギヤセット P G a, P G b, P G c, P G dのうち、入力側に配置された2つのプラネタリギヤセット P G a, P G bが、径方向の内外に重ねられて配置され、これにより、自動変速機の軸方向寸法の短縮が図られている。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：国際公開第2013／117369号パンフレット

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] ところで、前記のように、2つのプラネタリギヤセットを径方向の内外に重ねて配置した場合、図18に示すように、該2つのプラネタリギヤセットのうち外周側のプラネタリギヤセット P G bのキャリアXが、該外周側のプラネタリギヤセット P G bのピニオンを回転可能に支持する。このピニオンは、内周側のプラネタリギヤセット P G aのリングギヤと一体化されたサンギヤYの外周側に配置されるので、キャリアXの径が、他のプラネタリギヤセット（特に内周側のプラネタリギヤセット P G a）のキャリアの径よりも大きくなる。

[0009] このため、前記外周側のプラネタリギヤセット P G bのキャリアXの支持（及び、キャリアXにより支持されるピニオンの支持）が不安定となり、これに伴って、更にそのピニオンの外周側に配置された更に大径のリングギヤの支持も不安定になる。これにより、キャリアX、ピニオン及びその外周側のリングギヤの回転軸心が、自動変速機の軸方向に延びずに該軸方向対して傾き易くなる。このような傾き状態で外周側のプラネタリギヤセット P G bが作動すると、外周側のプラネタリギヤセット P G bにおいてギヤの噛み合い不良が生じ、これにより、ギヤノイズが発生したり、ギヤの耐久性が低下したりするといった問題が生じる。

[0010] 本発明は、斯かる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところ

は、自動変速機の軸方向寸法の短縮のために2つのプラネタリギヤセットを径方向の内外に重ねて2段プラネタリギヤセットを構成した場合であっても、2段プラネタリギヤセットの外周側のプラネタリギヤセットのキャリア、ピニオン及びリングギヤの安定した支持が可能な新たな構成の自動変速機を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0011] 前記の目的を達成するために、本発明では、車両に搭載される自動変速機を対象として、変速機ケース内において、同軸上に、駆動源に連結される入力部と、出力部と、前記入力部から前記出力部への複数の動力伝達経路を形成するための4つのプラネタリギヤセットと、前記複数の動力伝達経路の中から1つを選択して動力伝達経路を切り換えるための5つの摩擦締結要素と、を備え、前記4つのプラネタリギヤセットのうちの2つのプラネタリギヤセットが、径方向の内外に重ねられた2段プラネタリギヤセットを構成し、残りの2つのプラネタリギヤセットのうちの1つのプラネタリギヤセットが、前記2段プラネタリギヤセットに対して前記自動変速機の軸方向に隣接して配置された特定プラネタリギヤセットとされ、前記2段プラネタリギヤセットにおける外周側のプラネタリギヤセットのキャリアと、前記特定プラネタリギヤセットのキャリアと、前記出力部とが常時連結されている、という構成とする。

[0012] 前記の構成により、4つのプラネタリギヤセットのうちの2つのプラネタリギヤセットを径方向の内外に重ねて2段プラネタリギヤセットを構成するので、自動変速機の軸方向寸法が短縮される。また、この2段プラネタリギヤセットの外周側のプラネタリギヤセットのキャリアと、該2段プラネタリギヤセットに対して前記軸方向に隣接して配置された特定プラネタリギヤセットのキャリアと、出力部とが常時連結されることから、これら2つのキャリアと出力部とが、前記軸方向に連結されてなる筒状構造体が形成されることになる。

[0013] この筒状構造体の前記軸方向（筒状構造体の筒軸方向と一致）の寸法は、

該筒状構造体の各構成要素個々の前記軸方向の寸法よりも当然長くなり、したがって、筒状構造体全体としては、その筒軸が自動変速機の軸方向に対して傾き難くなる。この結果、外周側のプラネタリギヤセットのキャリアの支持（及び、そのキャリアにより支持されるピニオンの支持）が安定し、これにより、更にそのピニオンの外周側に配置されたリングギヤの支持も安定する。よって、２段プラネタリギヤセットの外周側のプラネタリギヤセットにおいてギヤの良好な噛み合わせが維持され、ギヤ噛み合い不良によるギヤノイズの発生やギヤの耐久性の低下等が抑制される。

[0014] 前記自動変速機において、前記２段プラネタリギヤセットにおける内周側のプラネタリギヤセットのリングギヤと、外周側のプラネタリギヤセットのサンギヤとが、互いに一体化されている、ことが好ましい。

[0015] このことにより、２段プラネタリギヤセットの内周側のプラネタリギヤセットのリングギヤと、外周側のプラネタリギヤセットのサンギヤとを互いに一体化することで、これらを別体でそれぞれ形成して連結部材で連結する構成に比べて、部品点数が削減されると共に、外周側のプラネタリギヤセットのサンギヤの外径を小さくすることができ、延いては、２段プラネタリギヤセットの外径（外周側のプラネタリギヤセットのリングギヤの外径）を小さくすることができる。

[0016] ここで、前記リングギヤと前記サンギヤとの一体化の態様としては、１つの環状部品の内周面及び外周面に、リングギヤ及びサンギヤの歯部をそれぞれ形成する態様のほか、リングギヤの外周面とサンギヤの内周面とを嵌合して、リングギヤとサンギヤとを溶接や焼嵌め等により一体化する態様等がある。

[0017] 前記自動変速機の一実施形態では、前記５つの摩擦締結要素は、油圧の給排に応じて内周側回転部材と外周側回転部材とを断接する３つのクラッチを含み、前記３つのクラッチの外周側回転部材は、互いに一体化されて、該３つのクラッチで共用される外周側共用回転部材とされている。

[0018] このことで、外周側共用回転部材の径方向内側に、各クラッチの内側回転

部材に連結される動力伝達部材を配設することにより、外周側共用回転部材を、その外周側が動力伝達部材等によって覆われないようにして、変速機ケースの内面に直接対向させて配設することが可能となる。

[0019] これにより、変速機ケースから各クラッチへ油圧を供給する油圧供給油路を、変速機ケースから各クラッチへ、当該クラッチ構成部材以外の部材に設けられた油路を経由することなく直接導くことが可能となる。ここで、例えば図18に示す従来の自動変速機の第2クラッチCLbは、自動変速機の軸方向の両側及び外周側が、プラネタリギヤセット及び動力伝達部材によって覆われているため、該第2クラッチCLbに対する油圧の供給を、プラネタリギヤセットの内側を貫通するシャフト部材やスリーブ部材などに設けた油路のような、プラネタリギヤセットの内側を通過する油路を介して行う構成となる。これに対し、前記各クラッチが、当該クラッチ構成部材以外の部材によって覆われない構成では、変速機ケースから各クラッチへの油圧供給油路を、変速機ケースから外周側共用回転部材を経由して各クラッチへ導くことが可能となり、油圧供給油路を簡素化することができる。この結果、自動変速機をより一層コンパクト化することができると共に、油圧の給排が迅速化されて変速制御の応答性が向上する。

[0020] 前記のような外周側共用回転部材が設けられる場合、前記3つのクラッチは、前記変速機ケース内において、該変速機ケースにおける前記軸方向の端部に設けられた端壁部に隣接しかつ互いに前記軸方向に垂直な径方向に重ねられて配置され、前記変速機ケースから前記各クラッチへの各油圧供給油路が、該変速機ケースの前記端壁部から、前記外周側共用回転部材を介して該各クラッチの油圧室に導かれるように設けられていてもよい。

[0021] また、前記のような外周側共用回転部材が設けられる場合、前記変速機ケースは、該変速機ケースにおける前記軸方向の中間部に、該軸方向に垂直な径方向に延びるように設けられた中間壁部を有し、前記3つのクラッチは、前記変速機ケース内において、前記中間壁部に隣接しかつ互いに前記軸方向に垂直な径方向に重ねられて配置され、前記変速機ケースから前記各クラッ

チへの各油圧供給油路が、該変速機ケースの前記中間壁部から、前記外周側共用回転部材を介して該各クラッチの油圧室に導かれるように設けられていてもよい。

[0022] これらの構成により、変速機ケースから各クラッチへの油圧供給油路を、変速機ケースの端壁部又は中間壁部に集中配置することができ、各油圧供給油路の簡素化が具体的に実現される。

[0023] 前記自動変速機において、前記4つのプラネタリギヤセットは、いずれもシングルピニオン型の第1、第2、第3及び第4プラネタリギヤセットであり、前記第1プラネタリギヤセットは、第1サンギヤ、第1キャリア及び第1リングギヤを有し、前記第2プラネタリギヤセットは、第2サンギヤ、第2キャリア及び第2リングギヤを有し、前記第3プラネタリギヤセットは、第3サンギヤ、第3キャリア及び第3リングギヤを有し、前記第4プラネタリギヤセットは、第4サンギヤ、第4キャリア及び第4リングギヤを有し、前記2段プラネタリギヤセットにおける内周側のプラネタリギヤセットは、前記第2プラネタリギヤセットであり、前記2段プラネタリギヤセットにおける外周側のプラネタリギヤセットは、前記第3プラネタリギヤセットであり、前記特定プラネタリギヤセットは、前記第1プラネタリギヤセットであり、前記入力部と前記第2キャリアとが常時連結され、前記第1サンギヤと前記第2サンギヤとが常時連結され、前記第1リングギヤと前記第4キャリアとが常時連結され、前記第2リングギヤと前記第3サンギヤとが常時連結され、前記出力部と前記第1キャリアと前記第3キャリアとが常時連結され、前記5つの摩擦締結要素は、前記入力部及び第2キャリアと前記第4サンギヤとの間を断接する第1クラッチ、前記第2リングギヤ及び第3サンギヤと前記第4サンギヤとの間を断接する第2クラッチ、前記第3リングギヤと前記第4サンギヤとの間を断接する第3クラッチ、前記第1サンギヤ及び前記第2サンギヤと変速機ケースとの間を断接する第1ブレーキ、並びに、前記第4リングギヤと変速機ケースとの間を断接する第2ブレーキである、という構成が好ましい。

[0024] このことで、前進 8 段及び後退 1 段を達成することができると共に自動変速機の軸方向寸法を短縮しながら外周側プラネタリギヤセットのキャリア、ピニオン及びリングギヤの安定した支持が可能な自動変速機が具体化される。

[0025] この構成の場合、前記自動変速機は、前進 8 段及び後退 1 段を達成するものであり、前記第 1 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキの締結により、第 1 速が形成され、前記第 2 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキの締結により、第 2 速が形成され、前記第 1 クラッチ、前記第 2 クラッチ及び前記第 2 ブレーキの締結により、第 3 速が形成され、前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 2 ブレーキの締結により、第 4 速が形成され、前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 2 ブレーキの締結により、第 5 速が形成され、前記第 1 クラッチ、前記第 2 クラッチ及び前記第 3 クラッチの締結により、前記自動変速機の減速比が 1 となる第 6 速が形成され、前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 1 ブレーキの締結により、第 7 速が形成され、前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 1 ブレーキの締結により、第 8 速が形成され、前記第 3 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキの締結により、後退速が形成される、という構成が好ましい。

[0026] これにより、前進 8 段及び後退 1 段の自動変速機において、各摩擦締結要素の適切な締結によって、変速を適切に行うことができる。また、各変速段時において、5 つの摩擦締結要素のうち、非締結状態にある摩擦締結要素（締結状態にある摩擦締結要素よりも回転抵抗が大きくなる）の数を、締結状態にある摩擦締結要素の数よりも少なくして、動力伝達を効率良く行うことができる。

発明の効果

[0027] 以上説明したように、本発明の自動変速機によると、2 つのプラネタリギヤセットを径方向の内外に重ねて 2 段プラネタリギヤセットを構成することで自動変速機の軸方向寸法を短縮しながら、2 段プラネタリギヤセットの外

周側のプラネタリギヤセットのキャリア、ピニオン及びリングギヤの安定した支持を可能にし、これにより、外周側のプラネタリギヤセットにおいてギヤの良好な噛み合わせを維持して、ギヤ噛み合い不良によるギヤノイズの発生やギヤの耐久性の低下等を抑制することができる。

図面の簡単な説明

[0028] [図1]本発明の第1実施形態に係る自動変速機を示すスケルトン図である。

[図2]前記自動変速機の要部の構成を示す断面図である。

[図3]前記自動変速機の変速段時における摩擦締結要素の締結状態を示す締結表である。

[図4] (a) は、第1速における摩擦締結要素の締結状態を示すスケルトン図であり、(b) は、第1速における減速比線図である。

[図5] (a) は、第2速における摩擦締結要素の締結状態を示すスケルトン図であり、(b) は、第2速における減速比線図である。

[図6] (a) は、第3速における摩擦締結要素の締結状態を示すスケルトン図であり、(b) は、第3速における減速比線図である。

[図7] (a) は、第4速における摩擦締結要素の締結状態を示すスケルトン図であり、(b) は、第4速における減速比線図である。

[図8] (a) は、第5速における摩擦締結要素の締結状態を示すスケルトン図であり、(b) は、第5速における減速比線図である。

[図9] (a) は、第6速における摩擦締結要素の締結状態を示すスケルトン図であり、(b) は、第6速における減速比線図である。

[図10] (a) は、第7速における摩擦締結要素の締結状態を示すスケルトン図であり、(b) は、第7速における減速比線図である。

[図11] (a) は、第8速における摩擦締結要素の締結状態を示すスケルトン図であり、(b) は、第8速における減速比線図である。

[図12] (a) は、後退速における摩擦締結要素の締結状態を示すスケルトン図であり、(b) は、後退速における減速比線図である。

[図13]各プラネタリギヤセットを構成するギヤの歯数例を示す表である。

[図14]図 1 3 の歯数例の場合の各変速段の減速比及び相隣接する変速段間のギヤステップを示す表である。

[図15]第2実施形態に係る自動変速機のスケルトン図である。

[図16]第3実施形態に係る自動変速機のスケルトン図である。

[図17]第4実施形態に係る自動変速機のスケルトン図である。

[図18]前進8段の自動変速機の従来例を示すスケルトン図である。

発明を実施するための形態

[0029] 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

[0030] 図 1 は、本発明の第 1 実施形態に係る自動変速機 10 の構成を示す。この自動変速機 10 は、車両に搭載されるとともに、前進 8 段及び後退 1 段を達成するものである。

[0031] 自動変速機 10 は、変速機ケース 11 内において、同軸上に、自動変速機 10 の軸方向（図 1 の左右方向）に延びかつ駆動源 A（例えばエンジン、電動モータ等）に連結される入力軸 12（入力部）と、デファレンシャル機構に連結される出力ギヤ 13（出力部）と、入力軸 12 から出力ギヤ 13 への複数の動力伝達経路を形成するための第 1、第 2、第 3 及び第 4 プラネタリギヤセット PG 1、PG 2、PG 3、PG 4（以下、それぞれ、第 1、第 2、第 3 及び第 4 ギヤセット PG 1、PG 2、PG 3、PG 4 という）と、前記複数の動力伝達経路の中から 1 つを選択して動力伝達経路を切り換えるための 5 つの摩擦締結要素（第 1 クラッチ CL 1、第 2 クラッチ CL 2、第 3 クラッチ CL 3、第 1 ブレーキ B 1 及び第 2 ブレーキ B 2）とを備えている。自動変速機 10 は、該自動変速機 10 の軸方向が車幅方向となるように（つまり、自動変速機 10 の軸心が車幅方向に延びるように）、前記車両に搭載される横置き式のものである。自動変速機 10 の軸心は、入力軸 12 の軸心と一致する。以下、自動変速機 10 の軸方向を、変速機軸方向といい、該軸方向に垂直な方向を変速機径方向という。

[0032] 駆動源 A は、自動変速機 10 に対して変速機軸方向の一侧（図 1 の右側）に配設されており、自動変速機 10 について、駆動源 A 側を前側といい、反

駆動源 A 側を後側という。

- [0033] 入力軸 1 2 は、駆動源 A から自動変速機 1 0（変速機ケース 1 1）の後側端部の近傍まで延びている。出力ギヤ 1 3 は、自動変速機 1 0（変速機ケース 1 1）の前側端部の近傍（第 1 ブレーキ B 1 の後側でかつ後述の第 1 中間壁部 1 1 c の前側）に配設されている。出力ギヤ 1 3 は、入力軸 1 2 と平行に延びるカウンタ軸上のギヤを介して、デファレンシャル機構の入力ギヤにギヤ連結される。
- [0034] 前記第 2 ギヤセット P G 2 と第 3 ギヤセット P G 3 とは、変速機軸方向の同じ位置で、第 2 ギヤセット P G 2 及び第 3 ギヤセット P G 3 の径方向（変速機径方向でもある）の内外に重ねられた 2 段プラネタリギヤセット P G t（以下、2 段ギヤセット P G t という）を構成している。2 段ギヤセット P G t における内周側のプラネタリギヤセットは、第 2 プラネタリギヤセット P G 2 であり、外周側のプラネタリギヤセットは、第 3 プラネタリギヤセット P G 3 である。
- [0035] 2 段ギヤセット P G t に対して変速機軸方向の前側及び後側には、第 1 ギヤセット P G 1 及び第 4 ギヤセット P G 4 がそれぞれ配設されている。本実施形態では、第 1 ギヤセット P G 1 が、2 段ギヤセット P G t に対して変速機軸方向に隣接して配置された特定プラネタリギヤセットに相当する。
- [0036] 前記第 1 ～第 4 ギヤセット P G 1 ～P G 4 は、いずれも、シングルピニオン型である。第 1 ギヤセット P G 1 は、回転要素として、第 1 サンギヤ S 1、第 1 リングギヤ R 1 及び第 1 キャリヤ C 1 を有する。第 2 ギヤセット P G 2 は、回転要素として、第 2 サンギヤ S 2、第 2 リングギヤ R 2 及び第 2 キャリヤ C 2 を有する。第 3 ギヤセット P G 3 は、回転要素として、第 3 サンギヤ S 3、第 3 リングギヤ R 3 及び第 3 キャリヤ C 3 を有する。第 4 ギヤセット P G 4 は、回転要素として、第 4 サンギヤ S 4、第 4 リングギヤ R 4 及び第 4 キャリヤ C 4 を有する。また、シングルピニオン型の第 1 ～第 4 ギヤセット P G 1 ～P G 4 は、いずれも、サンギヤとリングギヤとの両方に噛み合わされた複数のピニオンを更に有し、該ピニオンがキャリヤに支持されて

いる。

- [0037] 変速機ケース 11 は、軸心が変速機軸方向に延びる筒状壁部 11a を有しており、この筒状壁部 11a が、入力軸 12、出力ギヤ 13、第 1～第 4 ギヤセット PG1～PG4、第 1～第 3 クラッチ CL1～CL3、並びに、第 1 及び第 2 ブレーキ BR1、BR2 の外周側を覆っている。
- [0038] 2 段ギヤセット PGt における内周側の第 2 ギヤセット PG2 の第 2 リングギヤ R2 と、外周側の第 3 ギヤセット PG3 の第 3 サンギヤ S3 とは、互いに一体化されて常時連結されている。第 2 リングギヤ R2 及び第 3 サンギヤ S3 は、単一部品で構成してもよく、第 2 リングギヤ R2 の外周面と第 3 サンギヤ S3 の内周面とを嵌合して、第 2 リングギヤ R2 と第 3 サンギヤ S3 とを溶接や焼嵌め等により一体化してもよい。
- [0039] また、入力軸 12 と第 2 キャリヤ C2 とが常時連結され、第 1 サンギヤ S1 と第 2 サンギヤ S2 とが常時連結され、第 1 リングギヤ R1 と第 4 キャリヤ C4 とが常時連結されている。さらに、出力ギヤ 13 と第 1 キャリヤ C1（前記特定プラネタリギヤセットのキャリヤ）と第 3 キャリヤ C3（2 段ギヤセット PGt における外周側の第 3 ギヤセット PG3 のキャリヤ）とが常時連結されている。
- [0040] 前記第 1 クラッチ CL1 は、入力軸 12 及び第 2 キャリヤ C2 と第 4 サンギヤ S4 との間を断接するように構成されている。前記第 2 クラッチ CL2 は、第 2 リングギヤ R2 及び第 3 サンギヤ S3 と第 4 サンギヤ S4 との間を断接するように構成されている。前記第 3 クラッチ CL3 は、第 3 リングギヤ R3 と第 4 サンギヤ S4 との間を断接するように構成されている。
- [0041] また、前記第 1 ブレーキ B1 は、第 1 サンギヤ S1 及び第 2 サンギヤ S2 と変速機ケース 11 との間を断接するように構成されている。前記第 2 ブレーキ B2 は、第 4 リングギヤ R4 と変速機ケース 11 との間を断接するように構成されている。
- [0042] 第 1～第 3 クラッチ CL1～CL3 は、変速機ケース 11 内の後側端部に配設されている。また、第 1 ブレーキ B1 は、変速機ケース 11 内の前側端

部（出力ギヤ１３の前側）に配設され、第２ブレーキＢ２は、変速機ケース１１内の変速機軸方向の中間部（第４ギヤセットＰＧ４の外周側）に配設されている。

[0043] 第１～第３クラッチＣＬ１～ＣＬ３は、変速機ケース１１内において、該変速機ケース１１（筒状壁部１１ａ）の変速機軸方向の後側端部に設けられた後側端壁部１１ｅに隣接しかつ互いに変速機径方向に重ねられて配置されている。第１クラッチＣＬ１が最も内周側に位置し、第１クラッチＣＬ１の外周側に第２クラッチＣＬ２が、第２クラッチＣＬの更に外周側に第３クラッチＣＬ３が、それぞれ配設されている。

[0044] 第１～第３クラッチＣＬ１～ＣＬ３は、各々、油圧の給排に応じて摩擦板を介して互いに結合又は分離される内周側回転部材１９Ａ及び外周側回転部材１９Ｂを有している。第１～第３クラッチＣＬ１～ＣＬ３は、それぞれ、第１～第３クラッチＣＬ１～ＣＬ３の外周側回転部材１９Ｂで形成されたシリンダＰ１’，Ｐ２’，Ｐ３’と、これらのシリンダＰ１’～Ｐ３’にそれぞれ嵌合されたピストンＰ１”，Ｐ２”，Ｐ３”とによって画成された油圧室Ｐ１，Ｐ２，Ｐ３を有している。これらの各油圧室Ｐ１～Ｐ３に油圧が供給されたときに、各クラッチＣＬ１～ＣＬ３の摩擦板同士が締結され、これにより、各クラッチＣＬ１～ＣＬ３の内周側回転部材１９Ａ及び外周側回転部材１９Ｂ同士が結合されるようになっている。

[0045] 具体的には、第１クラッチＣＬ１は、油圧室Ｐ１への油圧供給時に、第１クラッチＣＬ１の内周側回転部材１９Ａに常時連結された入力軸１２及び第２キャリアＣ２と、第１クラッチＣＬ１の外周側回転部材に常時連結された第４サンギヤＳ４とを連結する。第２クラッチＣＬ２は、油圧室Ｐ２への油圧供給時に、第２クラッチＣＬ２の内周側回転部材１９Ａに常時連結された第２リングギヤＲ２及び第３サンギヤＳ３と、第２クラッチＣＬ２の外周側回転部材１９Ｂに常時連結された第４サンギヤＳ４とを連結する。第３クラッチＣＬ３は、油圧室Ｐ３への油圧供給時に、第３クラッチＣＬ３の内側回転部材１９Ａに常時連結された第３リングギヤＲ３と、外周側回転部材１９

Bに常時連結された第4サンギヤS4とを連結する。

[0046] 前記第1～第3クラッチCL1～CL3の外周側回転部材19Bは、いずれも第4サンギヤS4に常時連結されているので、これらの外周側回転部材19Bは互いに一体化されて、3つのクラッチCL1～CL3で共用される外周側共用回転部材14とされている。この外周側共用回転部材14の後側端部14aにより、シリンダP1'～P3'が変速機径方向に重なるように形成されている。

[0047] 前記第1及び第2ブレーキBR1、BR2は、それぞれ、シリンダP4'、P5'と、これらシリンダP4'、P5'にそれぞれ嵌合されたピストンP4''、P5''とによって画成された油圧室P4、P5を有している。これらの各油圧室P4、P5に油圧が供給されたときに、各ブレーキBR1、BR2の摩擦板同士が締結され、これにより、第1ブレーキBR1は、第1サンギヤS1及び第2サンギヤS2を変速機ケース11に固定し、第2ブレーキBR2は、第4リングギヤR4を変速機ケース11に固定するようになっている。

[0048] 変速機ケース11は、変速機ケース11（筒状壁部11a）の前側端部に設けられかつ第1ブレーキBR1のシリンダP4'を構成する前側端壁部11bと、変速機軸方向の中間部（出力ギヤ13と第1ギヤセットPG1との間）に筒状壁部11aから変速機径方向の内側に延びるように設けられた第1中間壁部11cと、第1中間壁部11cよりも後側における変速機軸方向の中間部（第4ギヤセットPG4の変速機径方向外側）において筒状壁部11aから変速機径方向の内側に延びるように設けられ、第2ブレーキBR2のシリンダP5'を構成する第2中間壁部11dと、前記後側端壁部11eとを有する。

[0049] 前記後側端壁部11eには、該後側端壁部11eの内周側の端部から前側へ延びるボス状の円筒部11fが設けられている。この円筒部11fの外周面に、前記第1～第3クラッチCL1～CL3の外周側共用回転部材14における後側端部14aの内周面が嵌合されている。

- [0050] 後側端壁部 11e 及び円筒部 11f には、変速機ケース 11 から第 1 ～ 第 3 クラッチ CL1 ～ CL3 の油圧室 P1 ～ P3 にそれぞれ油圧を供給する油圧供給油路 a, b, c が形成されている。これら油圧供給油路 a, b, c は、円筒部 11f から、円筒部 11f と後側端部 14a との嵌合面間、及び、外周側共用回転部材 14 を介して、油圧室 P1 ～ P3 にそれぞれ導かれるように設けられている。
- [0051] 尚、図示はしないが、前記嵌合面間における、油圧供給油路 a, b, c の連通部は、それぞれシール部材でシールされている。
- [0052] また、筒状壁部 11a には、変速機ケース 11 から第 1 及び第 2 ブレーキ BR1, BR2 の油圧室 P4, P5 にそれぞれ油圧を供給する油圧供給油路 d, e が形成されている。これら油圧供給油路 d, e は、筒状壁部 11a から油圧室 P4, P5 に直に導かれるように設けられている。
- [0053] ここで、自動変速機 10 においては、前述のように、2 段ギヤセット PGt における外周側の第 3 ギヤセット PG3 の第 3 キャリア C3 と、2 段ギヤセット PGt の前方に隣接して配置された第 1 ギヤセット PG1 の第 1 キャリア C1 と、第 1 ギヤセット PG1 に対して第 1 中間壁部 11c を挟んで前側に配置された出力ギヤ 13 とが常時連結されている。これらは、互いに結合一体化されて変速機軸方向に延びる筒状構造体 15 を構成している。
- [0054] 前記筒状構造体 15 の構成及びその支持構造を、図 2 により具体的に説明する。
- [0055] 出力ギヤ 13 は、歯部 13a が形成された外周部 13b と、この外周部 13b の内周側に位置し、変速機軸方向に延びる円筒状の内周部 13c と、外周部 13b と内周部 13c とを連結する連結部 13d とを有する。内周部 13c は、連結部 13d の後側位置で、前記第 1 中間壁部 11c の内周側端に前方に延びるように設けられた円筒部 11g の内周面に、ベアリング 16 を介して嵌合されており、これにより、出力ギヤ 13 が変速機ケース 11 (第 1 中間壁部 11c) に回転可能に支持される。
- [0056] 第 1 ギヤセット PG1 のピニオン 100 の前後両側には、第 1 キャリア C

1として、中空円板状部材101, 102がそれぞれ配設され、これら両中空円板状部材101, 102が、ピニオン100の中心部を変速機軸方向に貫通するピニオンシャフト103によって、互いに結合一体化されている。ピニオン100は、ピニオンシャフト103によって回転可能に支持され、こうして第1キャリアC1に支持されることになる。同様に、第3ギヤセットPG3のピニオン107の前後両側には、第3キャリアC3として、中空円板状部材104, 105がそれぞれ配設され、これら両中空円板状部材104, 105が、ピニオン107の中心部を変速機軸方向に貫通するピニオンシャフト106によって、互いに結合一体化されている。ピニオン107は、ピニオンシャフト106によって回転可能に支持され、こうして第3キャリアC3に支持されることになる。

[0057] そして、第1キャリアC1の後側の中空円板状部材102の外周面に、第3キャリアC3の前側の中空円板状部材104の内周面が嵌合され、溶接等により該両中空円板状部材102, 104が互いに一体化され、これにより、第1及び第3キャリアC1, C3が互いに結合一体化される。尚、これら両中空円板状部材102, 104は、単一部品として形成することも可能である。

[0058] さらに、第1キャリアC1の前側の中空円板状部材101（第1中間壁部11cの後方に位置する）には、その内周側端から前方に延びる円筒部101aが一体に設けられている。この円筒部101aの外周面と前記出力ギヤ13の円筒状の内周部13cの内周面とがスプライン嵌合されている。第1キャリアC1の円筒部101aの前側端部には、ナット17が螺合され、このナット17により、第1キャリアC1の中空円板状部材101と出力ギヤ13の連結部13dとが、ベアリング16のインナレース16aを挟んで締結される。

[0059] このようにして、出力ギヤ13と第1及び第3キャリアC1, C3とで構成された筒状構造体15が構成され、この筒状構造体15がベアリング16を介して変速機ケース11の第1中間壁部11cに回転自在に支持されるこ

となる。

[0060] 尚、図2では、第2ギヤセットPG2の第2リングギヤR2と、第3ギヤセットPG3の第3サンギヤS3とが、単一部品18として形成されている。

[0061] 以上の構成により、本実施形態に係る自動変速機10によれば、油圧室P1～P5に対する油圧の給排制御により、図3の締結表に示すように、5つの摩擦締結要素から3つの摩擦締結要素を選択的に締結することにより、前進の第1速～第8速及び後退速が形成される。尚、図3の締結表では、○印が、摩擦締結要素が締結していることを示し、空欄が、摩擦締結要素が締結を解除（解放）していることを示す。

[0062] 次に、図3に示す各摩擦締結要素の締結の組み合わせに従い、変速段ごとに、自動変速機10の減速比が決定されるメカニズムを説明する。

[0063] 図4(a)、図5(a)、…、図12(a)は、各変速段における摩擦締結要素の締結状態を示す、図1と同様のスケルトン図であり（但し、駆動源A、変速機ケース11、油圧室P1～P5等の記載を省略している）、該各スケルトン図においては、締結される摩擦締結要素を網掛けによって示す。

[0064] 図4(b)、図5(b)、…、図12(b)は、それぞれ、図4(a)、図5(a)、…、図12(a)に示す変速段における減速比を線図によって示す減速比線図である。この減速比線図において、各ギヤセットPG1～PG4における回転要素間の横方向の間隔はそれぞれのギヤ比によって定まる。

[0065] また、前記減速比線図の縦軸は回転速度を表し、入力回転速度、つまり、入力軸12とこれに常時連結された第2キャリアC2の回転速度を「1」とし、ブレーキによって固定された回転要素の回転速度を「0」とする。また、常時連結された回転要素同士、及びクラッチによって連結された回転要素同士の回転速度は等しくなる。そして、N1～N8及びNrは、各変速段での出力回転速度、つまり、第1キャリアC1及び第3キャリアC3の回転速度（出力ギヤ13の回転速度）を示す。入力回転速度が「1」であるので、

この出力回転速度の逆数が当該変速段における自動変速機 10 の減速比となる。

[0066] まず、第 1 速では、図 4 (a) 及び図 4 (b) に示すように、第 1 クラッチ CL 1、第 1 ブレーキ BR 1 及び第 2 ブレーキ BR 2 が締結される。これにより、入力軸 12 が第 4 サンギヤ S 4 に連結されて、サンギヤ S 4 の回転速度が「1」になると共に、第 4 リングギヤ R 4 の回転速度が「0」となる。このことから、第 4 キャリヤ C 4 の回転速度及びこれに常時連結された第 1 リングギヤ R 1 の回転速度が決定する。この第 1 リングギヤ R 1 の回転速度と、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度が「0」であるという条件とから、第 1 キャリヤ C 1 の回転速度が決定し、この回転速度が、第 1 速における出力回転速度 N 1 となる。

[0067] 次に、第 2 速では、図 5 (a) 及び図 5 (b) に示すように、第 2 クラッチ CL 2、第 1 ブレーキ BR 1 及び第 2 ブレーキ BR 2 が締結される。これにより、入力軸 12 に常時連結された第 2 キャリヤ C 2 の回転速度が「1」となると共に、第 2 サンギヤ S 2 の回転速度が「0」となる。このことから、第 2 リングギヤ R 2 及びこれに連結された第 4 サンギヤ S 4 の回転速度が決定する。そして、第 4 リングギヤ R 4 の回転速度が「0」であるから、第 4 キャリヤ C 4 の回転速度及びこれに常時連結された第 1 リングギヤ R 1 の回転速度が決定し、さらに、第 1 サンギヤ S 1 の回転速度が「0」であることにより、第 1 キャリヤ C 1 の回転速度が決定し、この回転速度が、第 2 速における出力回転速度 N 2 となる。

[0068] 次に、第 3 速では、図 6 (a) 及び図 6 (b) に示すように、第 1 クラッチ CL 1、第 2 クラッチ CL 2 及び第 2 ブレーキ BR 2 が締結される。これにより、入力軸 12 に常時連結された第 2 キャリヤ C 2 と、入力軸 12 に連結された第 2 リングギヤ R 2 とが同一回転することにより、第 2 ギヤセット PG 2 の全体が回転速度「1」で一体回転する。第 2 サンギヤ S 2 に常時連結された第 1 サンギヤ S 1 の回転速度、及び、第 2 リングギヤ R 2 に連結された第 4 サンギヤ S 4 の回転速度も「1」となる。

[0069] そして、第4リングギヤR 4の回転速度が「0」であることにより、第4キャリアC 4及びこれに常時連結された第1リングギヤR 1の回転速度が決定する。さらに、第1サンギヤS 1の回転速度が「1」であることにより、第1キャリアC 1の回転速度が決定し、この回転速度が、第3速における出力回転速度N 3となる。

[0070] 次に、第4速では、図7（a）及び図7（b）に示すように、第2クラッチC L 2、第3クラッチC L 3及び第2ブレーキB R 2が締結される。これにより、第3サンギヤS 3と第3リングギヤR 3とが同一回転して第3ギヤセットP G 3の全体が一体回転する。第3サンギヤS 3に一体の第2リングギヤR 2、第3キャリアC 3に常時連結された第1キャリアC 1、及び、第3リングギヤR 3に連結された第4サンギヤS 4も、第3ギヤセットP G 3の全体と同一回転する。

[0071] そして、これらの条件と、第2キャリアC 2の回転速度が「1」でありかつ第4リングギヤR 4の回転速度が「0」であることと、第1サンギヤS 1と第2サンギヤS 2とが常時連結されかつ第1リングギヤR 1と第4キャリアC 4とが常時連結されていることから、同一回転する前記各回転要素の回転速度が決定し、この回転速度が、第4速における出力回転速度N 4となる。

[0072] 次に、第5速では、図8（a）及び図8（b）に示すように、第1クラッチC L 1、第3クラッチC L 3及び第2ブレーキB R 2が締結される。これにより、入力軸1 2に常時連結された第2キャリアC 2と第3リングギヤR 3と第4サンギヤS 4とが連結され、これらの回転速度が「1」となる。また、第4リングギヤR 4の回転速度が「0」となるから、第4キャリアC 4及びこれに常時連結された第1リングギヤR 1の回転速度が決定する。

[0073] そして、第1サンギヤS 1と第2サンギヤS 2とが常時連結され、第1キャリアC 1と第3キャリアC 3とが常時連結され、第2リングギヤR 2と第3サンギヤS 3とが一体であることから、第1キャリアC 1の回転速度が決定し、この回転速度が、第5速における出力回転速度N 5となる。

[0074] 次に、第6速では、図9（a）及び図9（b）に示すように、第1クラッチCL1、第2クラッチCL2及び第3クラッチCL3が締結される。これにより、入力軸12に連結された第2リングギヤR2と、入力軸12に常時連結された第2キャリアC2とが同一回転して、第2ギヤセットPG2の全体が回転速度「1」で一体回転する。また、第2リングギヤR2と第3サンギヤS3とが一体であり、かつ、第3サンギヤS3と第3リングギヤR3とが同一回転することにより、第3ギヤセットPG3も全体が回転速度「1」で一体回転する。

[0075] そして、この回転速度「1」が第3キャリアC3から第1キャリアC1を経由して、第6速における出力回転速度N6として出力される。これにより、第6速は直結段となる（第6速における減速比が1になる）。

[0076] 次に、第7速では、図10（a）及び図10（b）に示すように、第1クラッチCL1、第3クラッチCL3及び第1ブレーキBR1が締結される。これにより、第2サンギヤS2の回転速度が「0」となり、入力軸12に常時連結された第2キャリアC2の回転速度が「1」となる。このことから、第2リングギヤR2及びこれに一体の第3サンギヤS3の回転速度が決定する。また、第2キャリアC2に連結された第3リングギヤR3の回転速度が「1」となることにより、第3キャリアC3の回転速度が決定する。この回転速度が、第1キャリアC1を経由して、第7速における出力回転速度N7として出力される。

[0077] 次に、第8速では、図11（a）及び図11（b）に示すように、第2クラッチCL2、第3クラッチCL3及び第1ブレーキBR1が締結される。これにより、第2サンギヤS2の回転速度が「0」となり、入力軸12に常時連結された第2キャリアC3の回転速度が「1」となる。このことから、第2リングギヤR2及びこれに一体の第3サンギヤS3の回転速度が決定する。

[0078] また、第3サンギヤS3と第3リングギヤR3とが連結されることにより、第3ギヤセットPG3の全体が一体回転し、その回転速度が、第3キャリ

ヤC 3から第1キャリアC 1を経由して、第8速における出力回転速度N 8として出力される。

[0079] 次に、後退速では、図12 (a) 及び図12 (b) に示すように、第3クラッチCL 3、第1ブレーキBR 1及び第2ブレーキが締結される。これにより、入力軸12に常時連結された第2キャリアC 2の回転速度が「1」となり、第2サンギヤS 2の回転速度が「0」となる。このことから、第2リングギヤR 2及びこれに一体の第3サンギヤS 3の回転速度が決定する。

[0080] そして、この条件と、第3リングギヤR 3と第4サンギヤS 4とが連結されて同一回転することと、第1サンギヤS 1及び第4リングギヤR 4の回転速度が「0」であることと、第1リングギヤR 1と第4キャリアC 4とが常時連結されていることと、第3キャリアC 3と第1キャリアC 1とが常時連結されていることから、第1キャリアC 1の回転速度が決定し、この回転速度が、前進時とは逆方向の、後退速における出力回転速度N rとなる。

[0081] 以上のようにして、図3に示す摩擦締結要素の締結の組み合わせにより、回転速度N 1～N 8、N rを、 $0 < N 1 < N 2 < N 3 < N 4 < N 5 < N 6 < N 7 < N 8$ 、 $N r < 0$ とすることが可能となる。また、前記の構成により、第6速における出力回転速度N 6が、入力回転速度と同じ ($N 6 = 1$) になる。よって、第6速における減速比が1となる、前進8段及び後退1段の自動変速機10が得られる。

[0082] ここで、自動変速機10における第1～第4ギヤセットPG 1～PG 4の各ギヤの歯数を、例えば図13に示すように設定すれば、各変速段における減速比、及び、前進の相隣接する変速段間のギヤステップ（第1速における減速比／第2速における減速比、第2速における減速比／第3速における減速比、第3速における減速比／第4速における減速比、第4速における減速比／第5速における減速比、第5速における減速比／第6速における減速比、第6速における減速比／第7速における減速比、第7速における減速比／第8速における減速比）は図14に示すようになる。これによれば、各変速段間でほぼ均等なギヤステップの変速段が得られる。

[0083] また、本実施形態に係る自動変速機 10 においては、前述したように、第 2 及び第 3 ギヤセット P G 2、P G 3 が、それらの径方向（変速機径方向でもある）の内外に重ねて配置されて 2 段ギヤセット P G t を構成しているので、これら第 2 及び第 3 ギヤセット P G 2、P G 3 が減速機軸方向に並べて配設される場合に比べて、自動変速機 10 全体の変速機軸方向寸法を短縮することができる。本実施形態では、第 1～第 3 クラッチ C L 1～C L 3 も変速機径方向に並べて配置しているので、自動変速機 10 全体の変速機軸方向寸法をより一層短縮することができる。

[0084] さらに、2 段ギヤセット P G t における外周側の第 3 ギヤセット P G 3 の第 3 キャリヤ C 3 と、2 段ギヤセット P G t の前方に隣接して配置された第 1 ギヤセット P G 1 の第 1 キャリヤ C 1 と、第 1 ギヤセット P G 1 に対して第 1 中間壁部 11 c を挟むように前側に配置された出力ギヤ 13 とが互いに結合一体化されて、変速機軸方向に延びる、変速機軸方向に比較的長い筒状構造体 15 が構成されている。この筒状構造体 15 が、ベアリング 16 を介して変速機ケース 11 の第 1 中間壁部 11 c に回転自在に支持されているので、2 段ギヤセット P G t において外周側に配置された第 3 ギヤセット P G 3 の径の大きな第 3 キャリヤ C 3（及び、第 3 キャリヤ C 3 に支持されたピニオン）に対する支持が安定するようになり、これにより、更にそのピニオンの外周側に配置された第 3 リングギヤ R 3 の支持も安定するようになる。

[0085] したがって、第 3 ギヤセット P G 3 の第 3 キャリヤ C 3、ピニオン及び第 3 リングギヤ R 3 の回転軸心が変速機軸方向に対して傾き難くなり、この結果、第 3 ギヤセット P G 3 において前記傾きによるギヤの噛み合い不良（サンギヤ S 3 とピニオンとの噛み合い不良、及び、ピニオンとリングギヤ R 3 との噛み合い不良）が抑制され、よって、ギヤノイズの発生やギヤの耐久性の低下が抑制される。

[0086] また、自動変速機 10 においては、変速機ケース 11 から第 1～第 3 クラッチ C L 1～C L 3 の油圧室 P 1～P 3 へ油圧を供給する油圧供給油路 a，b，c が、変速機ケース 11 の後側端壁部 11 e 及び円筒部 11 f を通って

、該円筒部 11 f から、円筒部 11 f の外周面と第 1～第 3 クラッチ C L 1～C L 3 の外周側共用回転部材 14 における後側端部 14 a の内周面との嵌合面間、及び、外周側共用回転部材 14 を介して、各油圧室 P 1～P 3に通じるように設けられているので、これら油圧供給油路 a, b, c が、変速機ケース 11 から各クラッチ C L 1～C L 3 へ、当該クラッチ構成部材以外の部材に設けられた油路を経由することなく直接油圧が供給されるように設けられる。

[0087] すなわち、第 1～第 3 クラッチ C L 1～C L 3 が、変速機ケース 11 内の後側端壁部 11 e に隣接させて径方向に重ねて配設されているので、これら第 1～第 3 クラッチ C L 1～C L 3 が、プラネタリギヤセットや、当該クラッチ構成部材以外の部材によって覆われない状態で配設されることになり、これにより、前記のように、油圧供給油路 a, b, c が、変速機ケース 11 から各油圧室 P 1～P 3 へ、当該クラッチ構成部材以外の部材に設けられた油路を経由することなく直接油圧を導くことを可能にする。

[0088] ここで、例えば図 18 に示す従来の自動変速機の第 2 クラッチ C L b は、自動変速機の軸方向の両側及び外周側が、プラネタリギヤセット及び動力伝達部材によって覆われているため、該第 2 クラッチ C L b に対する油圧の供給を、プラネタリギヤセットの内側を貫通するシャフト部材やスリーブ部材などに設けた油路のような、プラネタリギヤセットの内側を通過する油路を介して行う構成となる。このような構成に比べて、本実施形態では、油圧室 P 1～P 3 への油圧供給油路 a, b, c を短くかつ簡素化することができ、これにより、自動変速機 10 の大型化や、変速制御の応答性の悪化等を抑制することができる。

[0089] 次に、図 15～図 17 にそれぞれ示す第 2～第 4 実施形態に係る自動変速機 20～40 について説明する。尚、図 15～図 17 では、ギヤセットや摩擦締結要素等の基本的構成要素については、図 1 と同じ符号を付している。

[0090] 図 15 に示す自動変速機 20 は、出力ギヤ 13' の配置が前記第 1 実施形態に係る自動変速機 10 と異なるものであって、入力軸 12、第 1～第 4 ギ

ヤセットPG1～PG4、第1～第3クラッチCL1～CL3、並びに、第1及び第2ブレーキBR1、BR2の配置は、前記自動変速機10と同じである。

[0091] また、自動変速機20においては、第1～第3クラッチCL1～CL3が断接する回転部材、並びに、第1及び第2ブレーキBR1、BR2が変速機ケース11に対して断接する回転部材も、自動変速機10と同じであり、第1キャリアC1と第3キャリアC3と出力ギヤ13'とが結合一体化されて筒状構造体15'が形成されている点も、自動変速機10と同じである。さらに、第2ギヤセットPG2の外周側に第3ギヤセットPG3が重ねられて第2及び第3ギヤセットPG3が2段ギヤセットPGtを構成する点も、自動変速機10と同じである。

[0092] 前記自動変速機10では、出力ギヤ13が、第1ギヤセットPG1に対して第1中間壁部11cを挟んで前側に配置され、筒状構造体15を支持するベアリング16が第2中間壁部11cの内周側端に前方へ延びるように設けられた円筒部11gの内周面に配置されている。これに対し、自動変速機20の出力ギヤ13'は、変速機ケース11の第2中間壁部11c'の後方において第1ギヤセットPG1に対して前側に隣接配置されている。

[0093] また、自動変速機20では、出力ギヤ13'を含む筒状構造体15'を支持するベアリング16'が、第2中間壁部11c'の内周側端に後方へ延びるように設けられた円筒部11g'の外周面に配置されている。

[0094] したがって、自動変速機20においても、筒状構造体15'がベアリング16'を介して変速機ケース11の第1中間壁部11c'に回転自在に支持されているので、2段ギヤセットPGtにおいて外周側に配置された第3ギヤセットPG3の径の大きな第3キャリアC3（及び、第3キャリアC3に支持されたピニオン）に対する支持が安定し、これにより、更にそのピニオンの外周側に配置された第3リングギヤR3の支持も安定する。よって、第3ギヤセットPG3の第3キャリアC3、ピニオン及び第3リングギヤR3の支持が不安定となってそれらの回転軸心が変速機軸方向に対して傾くこと

によるギャノイズの発生やギャの耐久性の低下が抑制される。

[0095] 図 16 に示す第 3 実施形態に係る自動変速機 30 の基本的構成は、前記自動変速機 10 と同様であり、異なる点は、第 1 ～第 3 クラッチ CL 1 ～CL 3 及び第 2 ブレーキ BR 2 の配置である。

[0096] すなわち、自動変速機 10 では、変速機ケース 11 の第 2 中間壁部 11 d の後側に第 2 ブレーキ BR 2 の油圧室 P 5 を形成すると共に、後側端壁部 11 e の内周側端に前方へ延びるように設けられた円筒部 11 f の外周面に、第 1 ～第 3 クラッチ CL 1 ～CL 3 の外周側共用回転部材 14 における後側端部 14 a の内周面を嵌合し、これらの嵌合面間を介して、クラッチ CL 1 ～CL 3 の油圧室 P 1 ～P 3 に通じる油圧供給油路 a, b, c を形成している。

[0097] これに対し、自動変速機 30 では、変速機ケース 11 の第 2 中間壁部 11 d' が自動変速機 10 の第 2 中間壁部 11 d よりも内周側へ延長され、その第 2 中間壁部 11 d' の内周側端に、円筒部 11 f' が後方へ延びるように形成されている。また、第 2 中間壁部 11 d' の外周側部分の前側の面で、第 2 ブレーキ BR 2 の油圧室 P 5 を構成するようになされている。そして、第 1 ～第 3 クラッチ CL 1 ～CL 3 の外周側共用回転部材 14' における後側端部 14 a' が、円筒部 11 f' の内周側を通った後に円筒部 11 f' の後側で U ターンするように折れ曲がって円筒部 11 f' の外周側を前側に延び、その後に外周側に向かって延びている。その後側端部 14 a' における、円筒部 11 f' の外周側に位置する部分の内周面が、円筒部 11 f' の外周面に嵌合されている。

[0098] 後側端部 14 a' における、前記外周側に向かって延びる部分は、変速機径方向に重ねて配置された第 1 ～第 3 クラッチ CL 1 ～CL 3 の油圧室 P 1 ～P 3 を構成していて、該部分の前側の面が、第 2 中間壁部 11 d' の後側の面に隣接するように配置されている。そして、変速機ケース 11 から第 1 ～第 3 クラッチ CL 1 ～CL 3 の油圧室 P 1 ～P 3 に油圧を供給する油圧供給通路 a, b, c が、第 2 中間壁部 11 d' 及び円筒部 11 f' を通り、円

筒部 11f' から、後側端部 14a' における、円筒部 11f' の外周側に位置する部分の内周面と円筒部 11f' の外周面との嵌合面間、及び、外周側共用回転部材 14' を介して、油圧室 P1～P3 にそれぞれ導かれるように設けられている。

[0099] 自動変速機 30 では、第 1～第 3 クラッチ CL1～CL3 の内周側回転部材 19A が、第 2 中間壁部 11d' の内周側を貫通する関係で、第 1～第 3 クラッチ CL1～CL3 が変速機径方向の外周側からこの順に重ねて配置されており、この点で、第 1～第 3 クラッチ CL1～CL3 が変速機径方向の内周側からこの順に重ねて配置されている自動変速機 10 とは異なる。但し、各クラッチ CL1～CL3 によって断接される回転部材は、自動変速機 10 と同じである。

[0100] したがって、自動変速機 30 においても、油圧供給油路 a, b, c の構成が簡素化されると共に、第 1 キャリヤ C1 と第 3 キャリヤ C3 と出力ギヤ 13 とで筒状構造体 15 が形成されることにより、2 段ギヤセット PGt における第 3 ギヤセット PG3 の第 3 キャリヤ C3、ピニオン及び第 3 リングギヤ R3 に対する支持が安定し、ギヤノイズの発生やギヤの耐久性の低下が抑制される。

[0101] 図 17 に示す第 4 実施形態に係る自動変速機 40 は、前記自動変速機 30 に対して、前記自動変速機 20 の出力ギヤ 13' の配置及び筒状構造体 15' の支持構成を採用したものである。

[0102] すなわち、自動変速機 40 では、自動変速機 20 と同様に、出力ギヤ 13' が変速機ケース 11 の第 1 中間壁部 11c' の後方において、第 1 ギヤセット PG1 に隣接して配置され、出力ギヤ 13' を含む筒状構造体 15' を支持するベアリング 16' が、第 1 中間壁部 11c' の内周側端に後側に延びるように設けられた円筒部 11g' の外周面に配置されている。

[0103] 第 1～第 3 クラッチ CL1～CL3 及び第 2 ブレーキ BR2 の配置、並びに、変速機ケース 11 から第 1～第 3 クラッチ CL1～CL3 の油圧室 P1～P3 に油圧を供給する油圧供給通路 a, b, c の構成は、自動変速機 30

と同様である。

[0104] したがって、自動変速機40においても、油圧供給油路a, b, cの構成が簡素化されると共に、第1キャリアC1と第3キャリアC3と出力ギヤ13'とで筒状構造体15'が形成されることにより、2段ギヤセットPGtにおける第3ギヤセットPG3の第3キャリアC3、ピニオン及び第3リングギヤR3に対する支持が安定し、ギヤノイズの発生やギヤの耐久性の低下が抑制される。

[0105] 本発明は、前記実施形態に限られるものではなく、請求の範囲の主旨を逸脱しない範囲で代用が可能である。

[0106] 例えば、前記実施形態では、駆動源Aが出力ギヤ13(13')が配置された側(図1及び図15～図17の右側)に配置されているが、図1及び図15～図17に仮想線で示すように、駆動源A'が第1～第3クラッチCL1～CL3の側(図1及び図15～図17の左側)に配置されていてもよい。

[0107] また、前記実施形態では、デファレンシャル機構と連結される出力部として出力ギヤ13(13')が用いられているが、これに代えて、出力部をスプロケットで構成して、出力部とデファレンシャル機構とをチェーン連結するようにしてもよい。

[0108] 前述の実施形態は単なる例示に過ぎず、本発明の範囲を限定的に解釈してはならない。本発明の範囲は請求の範囲によって定義され、請求の範囲の均等範囲に属する変形や変更は、全て本発明の範囲内のものである。

産業上の利用可能性

[0109] 本発明は、車両に搭載される自動変速機に有用であり、自動変速機の軸方向寸法が短縮され、かつ、2段プラネタリギヤセットの外周側のプラネタリギヤセットのキャリア、ピニオン及びリングギヤの支持の安定性に優れた自動変速機が実現される点で、産業上の利用可能性は高い。

符号の説明

[0110] 10～40 自動変速機

1 1	変速機ケース
1 1 d	第2中間壁部
1 1 e	後側端壁部
1 2	入力軸（入力部）
1 3	出力ギヤ（出力部）
1 4	外周側共用回転部材
1 9 A	第1～第3クラッチの内周側回転部材
1 9 B	第1～第3クラッチの外周側回転部材
P G 1	第1プラネタリギヤセット
P G 2	第2プラネタリギヤセット
P G 3	第3プラネタリギヤセット
P G 4	第4プラネタリギヤセット
P G t	2段プラネタリギヤセット
S 1	第1サンギヤ
S 2	第2サンギヤ
S 3	第3サンギヤ
S 4	第4サンギヤ
R 1	第1リングギヤ
R 2	第2リングギヤ
R 3	第3リングギヤ
R 4	第4リングギヤ
C 1	第1キャリア
C 2	第2キャリア
C 3	第3キャリア
C 4	第4キャリア
C L 1	第1クラッチ
C L 2	第2クラッチ
C L 3	第3クラッチ

B R 1	第 1 ブレーキ
B R 2	第 2 ブレーキ
P 1 ～ P 3	第 1 ～ 第 3 クラッチの油圧室
a、 b、 c	油圧供給油路

請求の範囲

[請求項1]

車両に搭載される自動変速機であって、
変速機ケース内において、同軸上に、
駆動源に連結される入力部と、
出力部と、
前記入力部から前記出力部への複数の動力伝達経路を形成するための4つのプラネタリギヤセットと、
前記複数の動力伝達経路の中から1つを選択して動力伝達経路を切り換えるための5つの摩擦締結要素と、
を備え、
前記4つのプラネタリギヤセットのうちの2つのプラネタリギヤセットが、径方向の内外に重ねられた2段プラネタリギヤセットを構成し、
残りの2つのプラネタリギヤセットのうちの1つのプラネタリギヤセットが、前記2段プラネタリギヤセットに対して前記自動変速機の軸方向に隣接して配置された特定プラネタリギヤセットとされ、
前記2段プラネタリギヤセットにおける外周側のプラネタリギヤセットのキャリアと、前記特定プラネタリギヤセットのキャリアと、前記出力部とが常時連結されていることを特徴とする自動変速機。

[請求項2]

請求項1記載の自動変速機において、
前記2段プラネタリギヤセットにおける内周側のプラネタリギヤセットのリングギヤと、外周側のプラネタリギヤセットのサンギヤとが、互いに一体化されていることを特徴とする自動変速機。

[請求項3]

請求項1記載の自動変速機において、
前記5つの摩擦締結要素は、油圧の給排に応じて内周側回転部材と外周側回転部材とを断接する3つのクラッチを含み、
前記3つのクラッチの外周側回転部材は、互いに一体化されて、該3つのクラッチで共用される外周側共用回転部材とされていることを

特徴とする自動変速機。

[請求項4]

請求項3記載の自動変速機において、

前記3つのクラッチは、前記変速機ケース内において、該変速機ケースにおける前記軸方向の端部に設けられた端壁部に隣接しかつ互いに前記軸方向に垂直な径方向に重ねられて配置され、

前記変速機ケースから前記各クラッチへの各油圧供給油路が、該変速機ケースの前記端壁部から、前記外周側共用回転部材を介して該各クラッチの油圧室に導かれるように設けられていることを特徴とする自動変速機。

[請求項5]

請求項3記載の自動変速機において、

前記変速機ケースは、該変速機ケースにおける前記軸方向の中間部に、該軸方向に垂直な径方向に延びるように設けられた中間壁部を有し、

前記3つのクラッチは、前記変速機ケース内において、前記中間壁部に隣接しかつ互いに前記軸方向に垂直な径方向に重ねられて配置され、

前記変速機ケースから前記各クラッチへの各油圧供給油路が、該変速機ケースの前記中間壁部から、前記外周側共用回転部材を介して該各クラッチの油圧室に導かれるように設けられていることを特徴とする自動変速機。

[請求項6]

請求項1～5のいずれか1つに記載の自動変速機において、

前記4つのプラネタリギヤセットは、いずれもシングルピニオン型の第1、第2、第3及び第4プラネタリギヤセットであり、

前記第1プラネタリギヤセットは、第1サンギヤ、第1キャリア及び第1リングギヤを有し、

前記第2プラネタリギヤセットは、第2サンギヤ、第2キャリア及び第2リングギヤを有し、

前記第3プラネタリギヤセットは、第3サンギヤ、第3キャリア及

び第3リングギヤを有し、

前記第4プラネタリギヤセットは、第4サンギヤ、第4キャリア及び第4リングギヤを有し、

前記2段プラネタリギヤセットにおける内周側のプラネタリギヤセットは、前記第2プラネタリギヤセットであり、

前記2段プラネタリギヤセットにおける外周側のプラネタリギヤセットは、前記第3プラネタリギヤセットであり、

前記特定プラネタリギヤセットは、前記第1プラネタリギヤセットであり、

前記入力部と前記第2キャリアとが常時連結され、

前記第1サンギヤと前記第2サンギヤとが常時連結され、

前記第1リングギヤと前記第4キャリアとが常時連結され、

前記第2リングギヤと前記第3サンギヤとが常時連結され、

前記出力部と前記第1キャリアと前記第3キャリアとが常時連結され、

前記5つの摩擦締結要素は、

前記入力部及び第2キャリアと前記第4サンギヤとの間を断接する第1クラッチ、

前記第2リングギヤ及び第3サンギヤと前記第4サンギヤとの間を断接する第2クラッチ、

前記第3リングギヤと前記第4サンギヤとの間を断接する第3クラッチ、

前記第1サンギヤ及び前記第2サンギヤと変速機ケースとの間を断接する第1ブレーキ、並びに、

前記第4リングギヤと変速機ケースとの間を断接する第2ブレーキ

であることを特徴とする自動変速機。

[請求項7]

請求項6記載の自動変速機において、

前記自動変速機は、前進 8 段及び後退 1 段を達成するものであり、
前記第 1 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキの締結
により、第 1 速が形成され、

前記第 2 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキの締結
により、第 2 速が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 2 クラッチ及び前記第 2 ブレーキの締結
により、第 3 速が形成され、

前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 2 ブレーキの締結
により、第 4 速が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 2 ブレーキの締結
により、第 5 速が形成され、

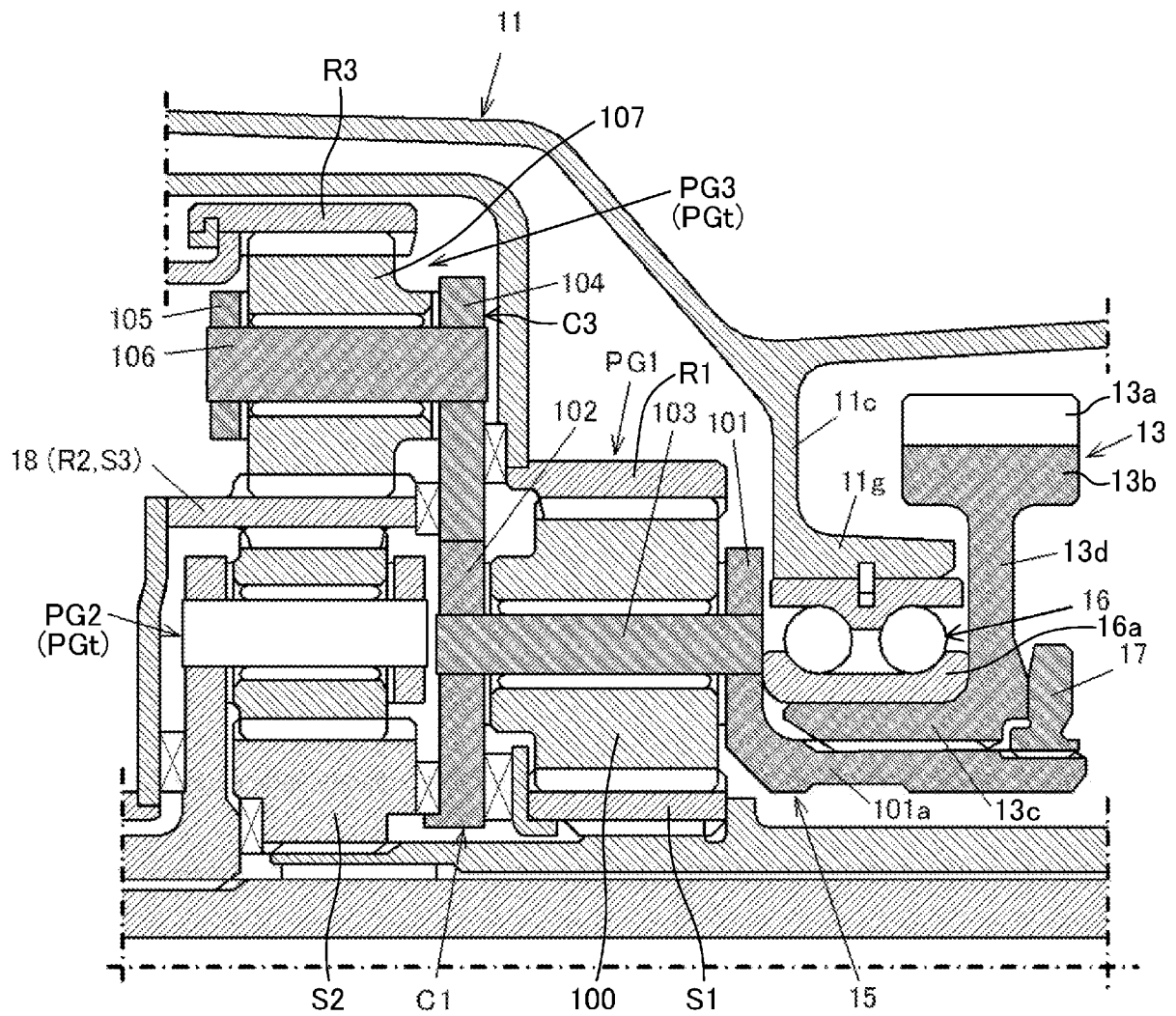
前記第 1 クラッチ、前記第 2 クラッチ及び前記第 3 クラッチの締結
により、前記自動変速機の減速比が 1 となる第 6 速が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 1 ブレーキの締結
により、第 7 速が形成され、

前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 1 ブレーキの締結
により、第 8 速が形成され、

前記第 3 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキの締結
により、後退速が形成されることを特徴とする自動変速機。

[図2]

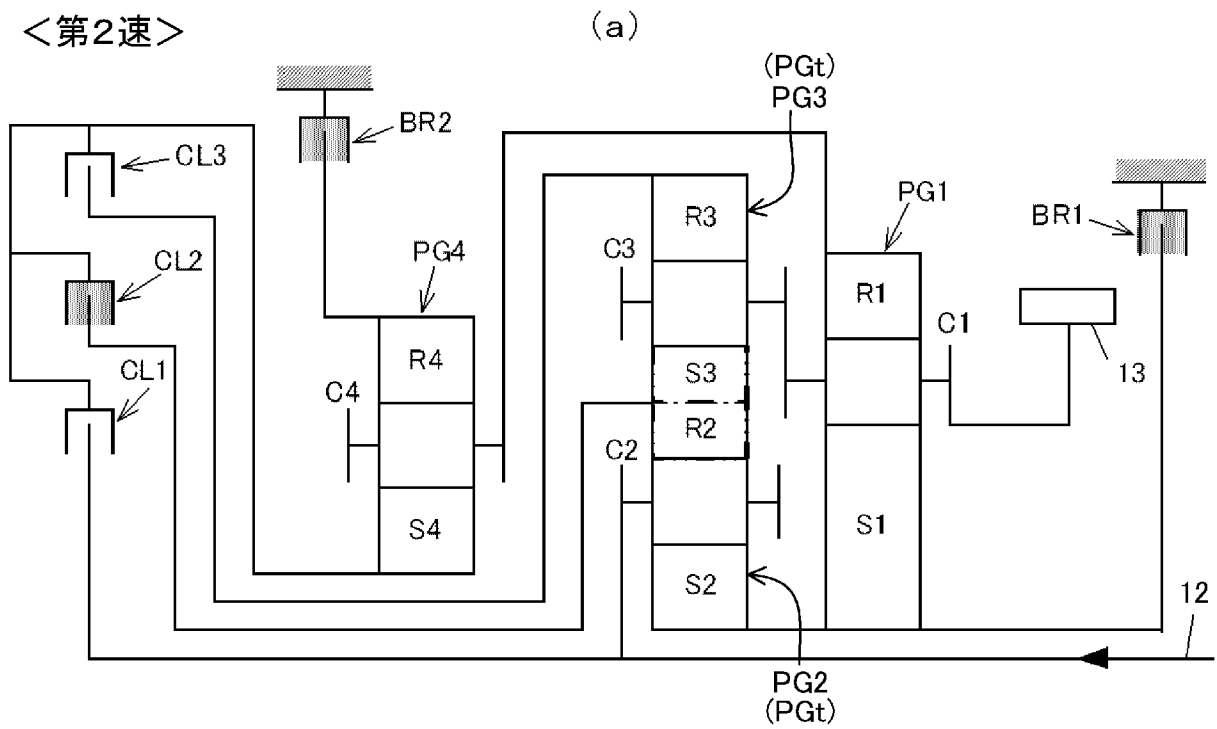


[図3]

	CL1	CL2	CL3	BR1	BR2
1速	○			○	○
2速		○		○	○
3速	○	○			○
4速		○	○		○
5速	○		○		○
6速	○	○	○		
7速	○		○	○	
8速		○	○	○	
後退速			○	○	○

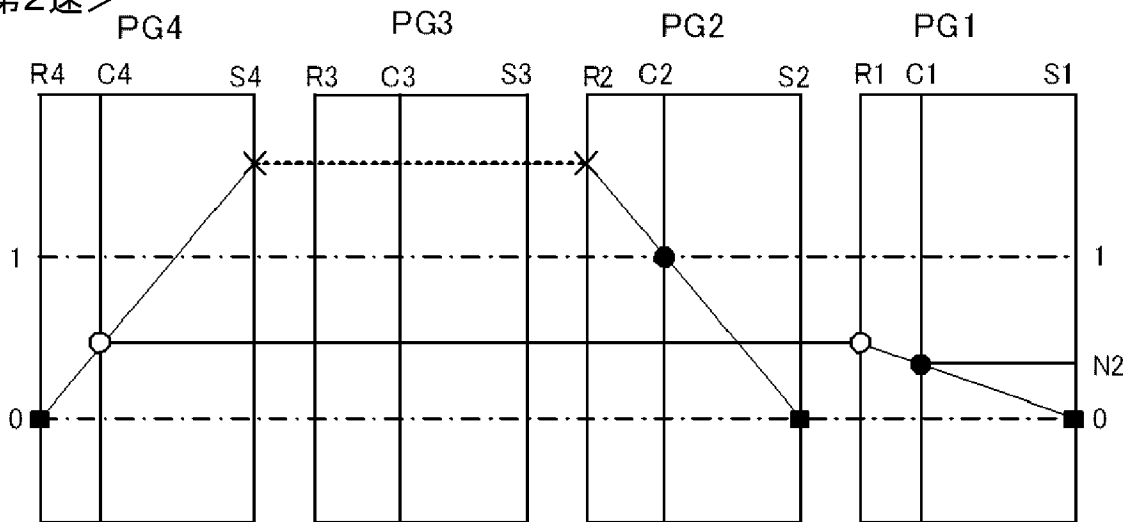
[図5]

<第2速>



(b)

<第2速>



○—○ 常時連結

×-----× クラッチで連結

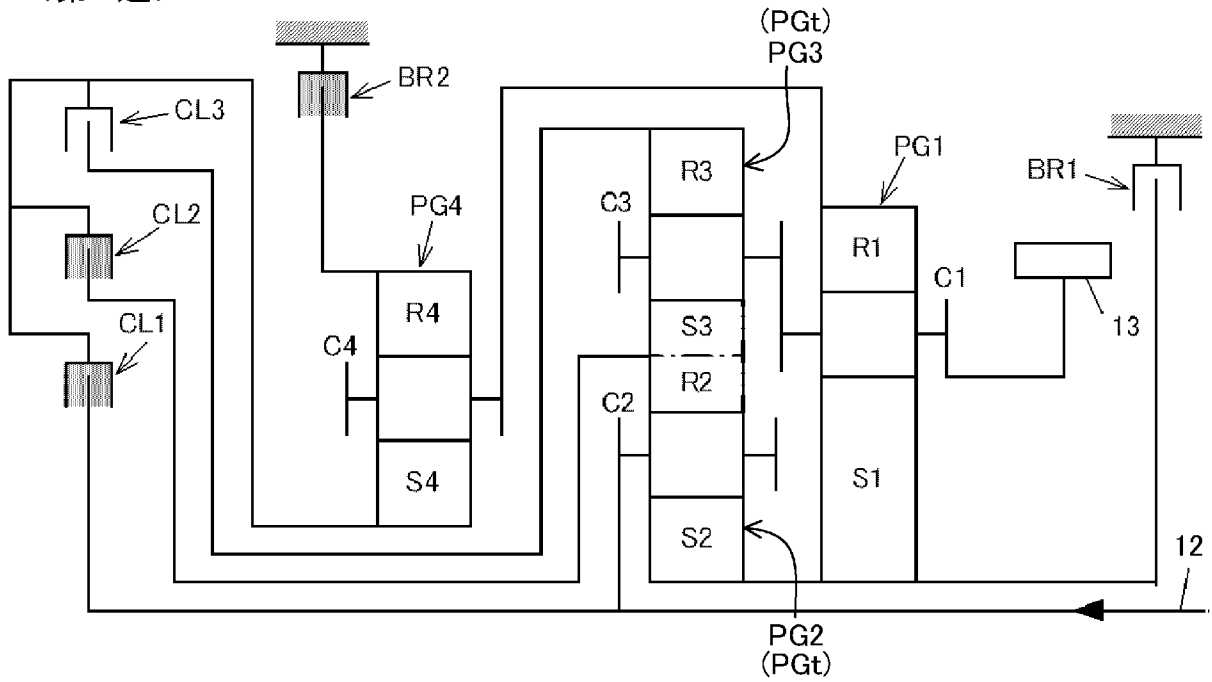
■ ブレーキで固定

● 入、出力回転

[図6]

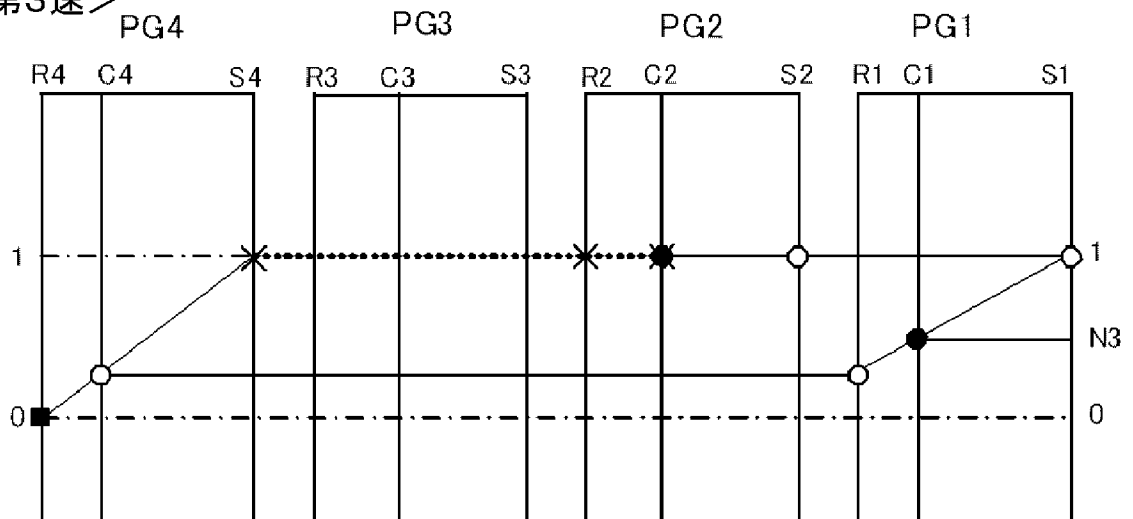
<第3速>

(a)



(b)

<第3速>



○—○ 常時連結

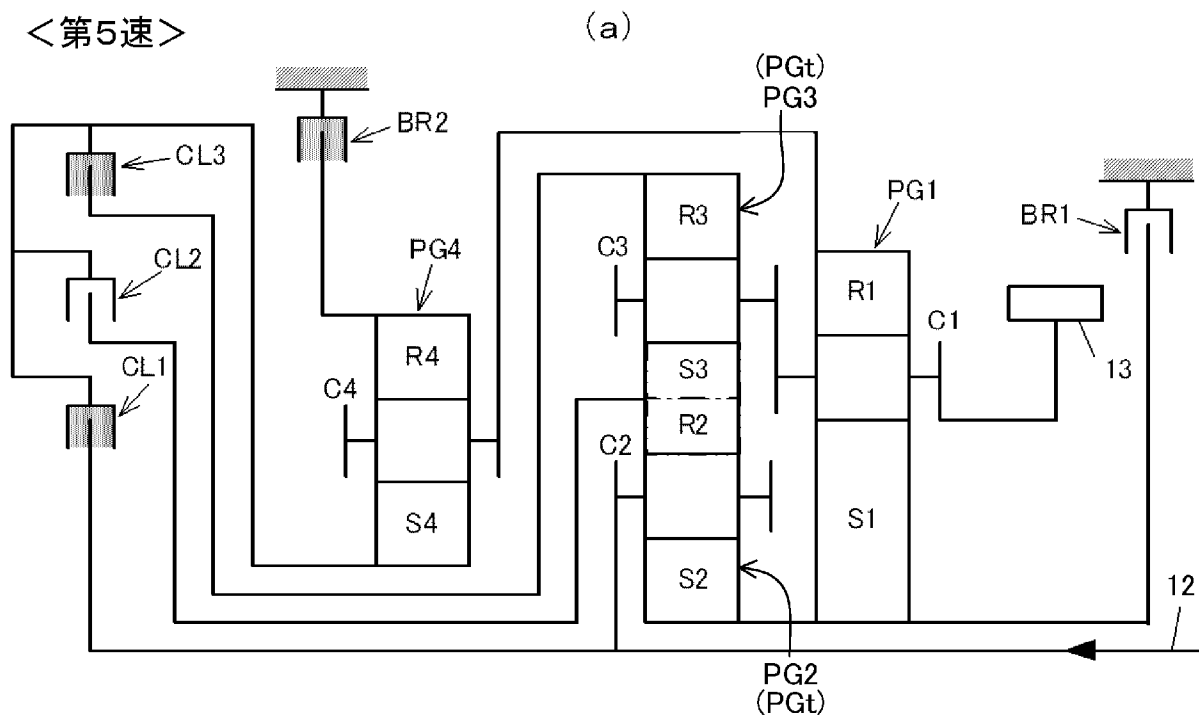
×-----× クラッチで連結

■ ブレーキで固定

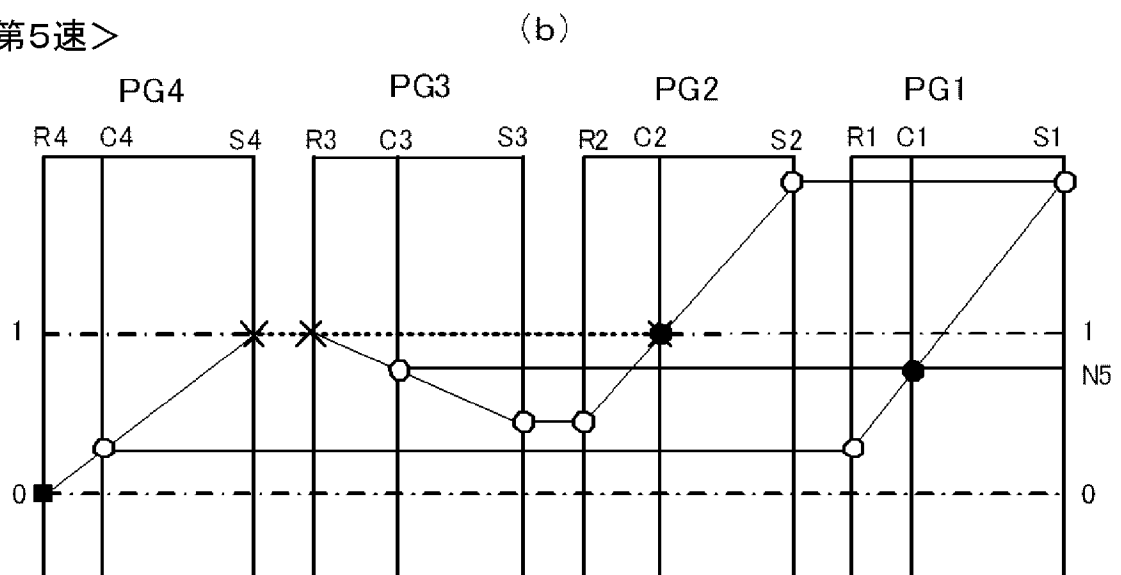
● 入、出力回転

[図8]

<第5速>

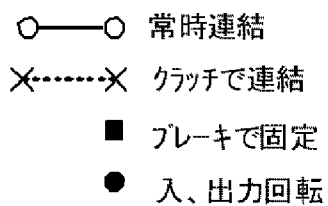
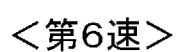


<第5速>

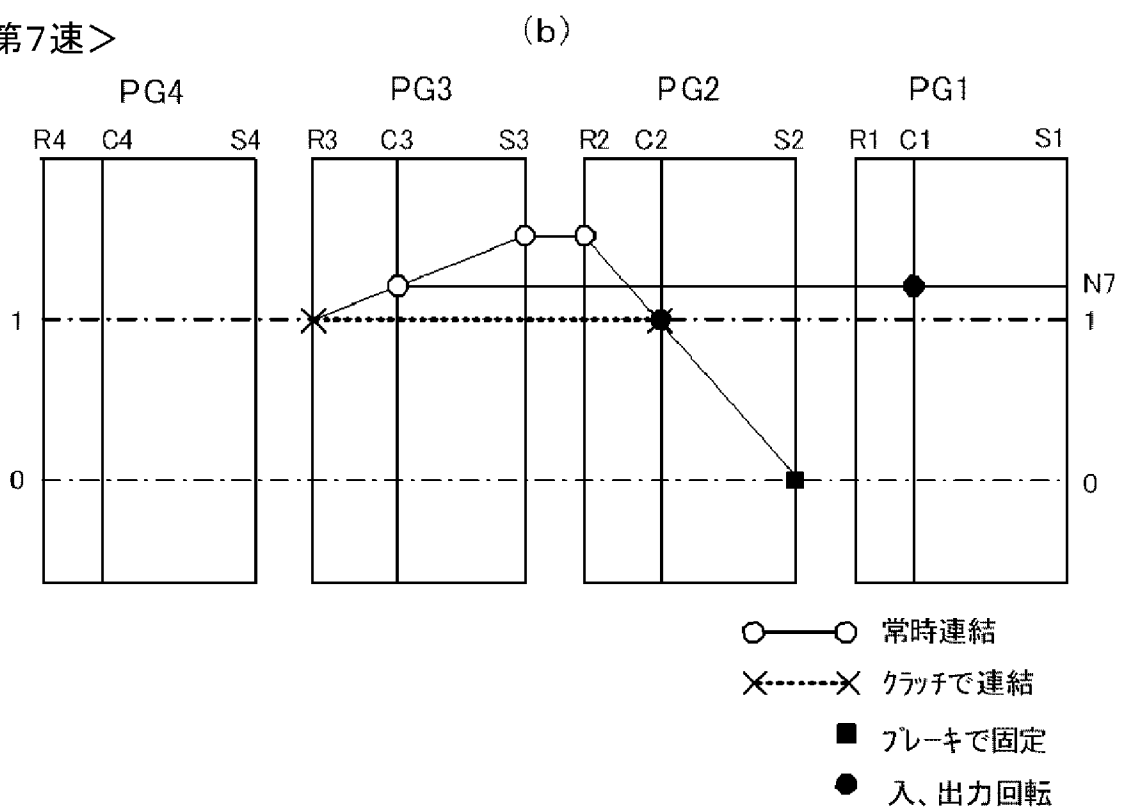
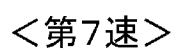


- 常時連結
- ×-----× クラッチで連結
- ブレーキで固定
- 入、出力回転

＜第6速＞

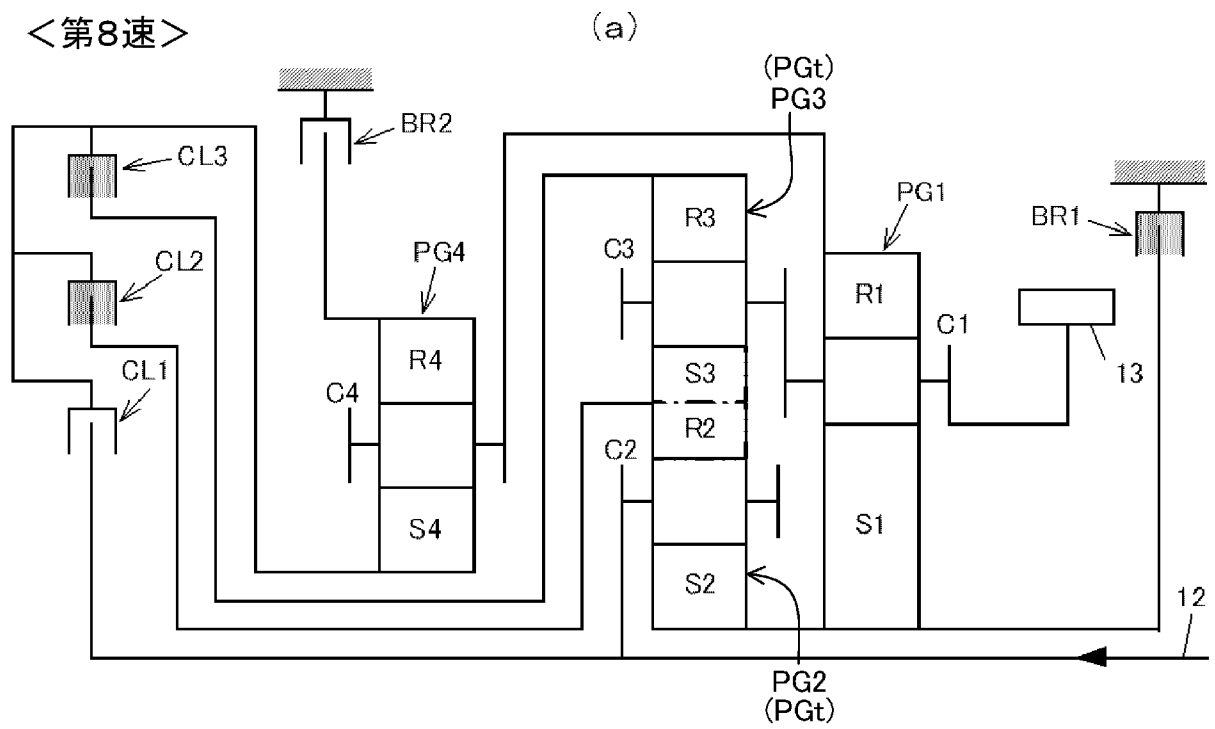


＜第7速＞

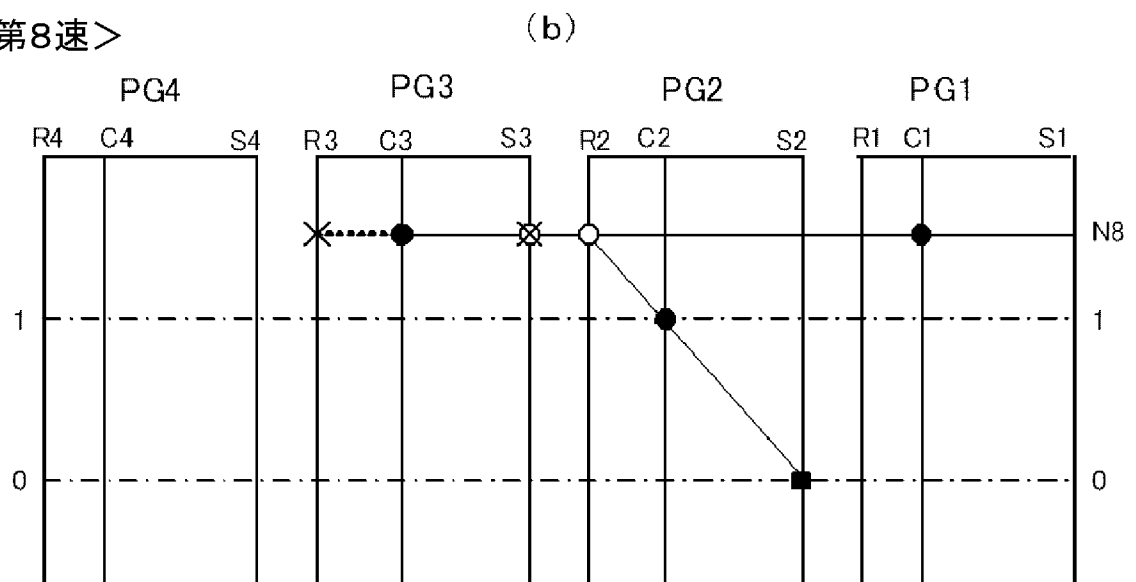


[図11]

<第8速>



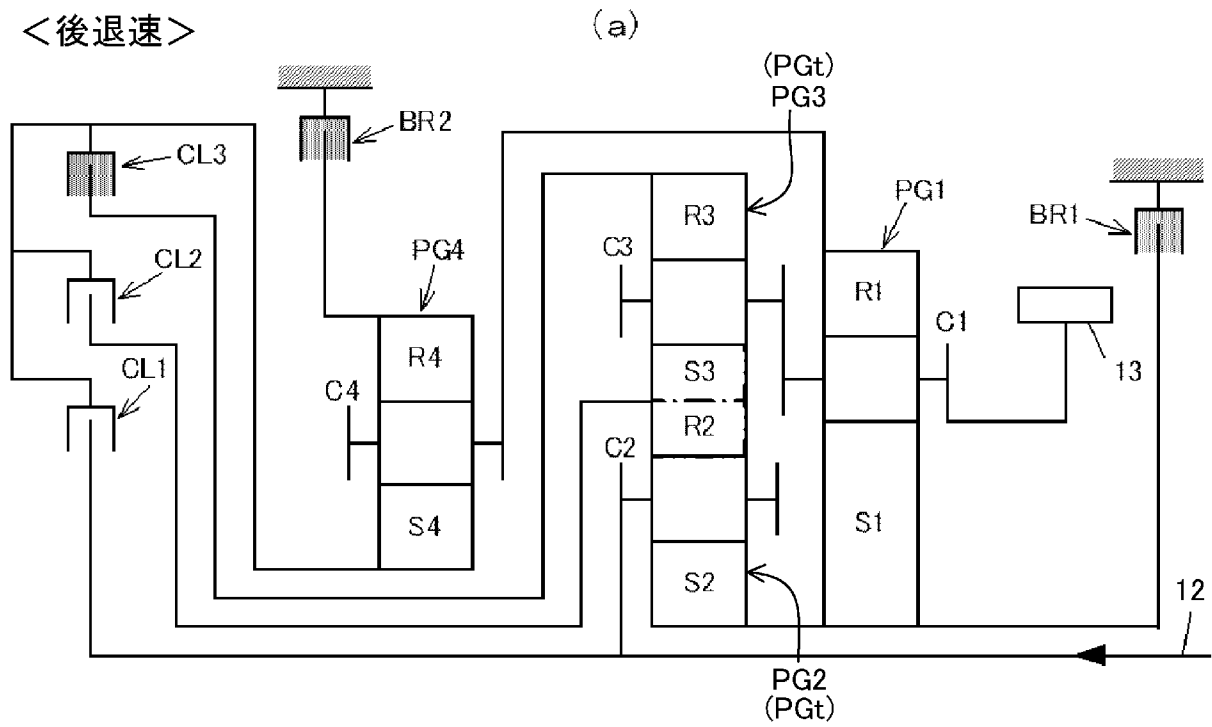
<第8速>



- 常時連結
- ×……× クラッチで連結
- ブレーキで固定
- 入、出力回転

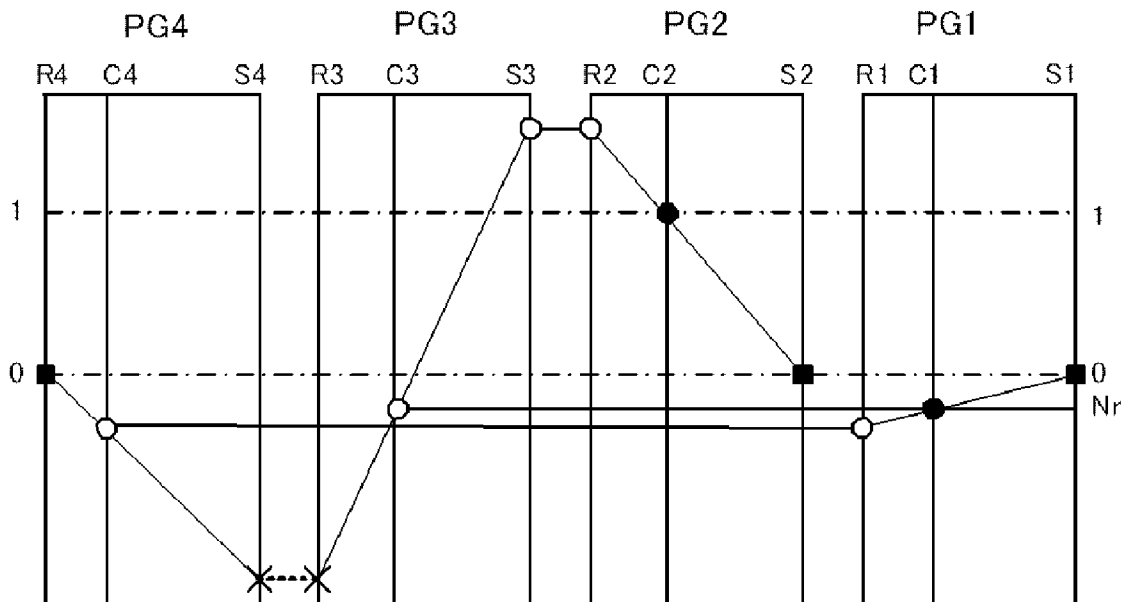
[図12]

<後退速>



<後退速>

(b)



○—○ 常時連結

×.....× クラッチで連結

■ ブレーキで固定

● 入、出力回転

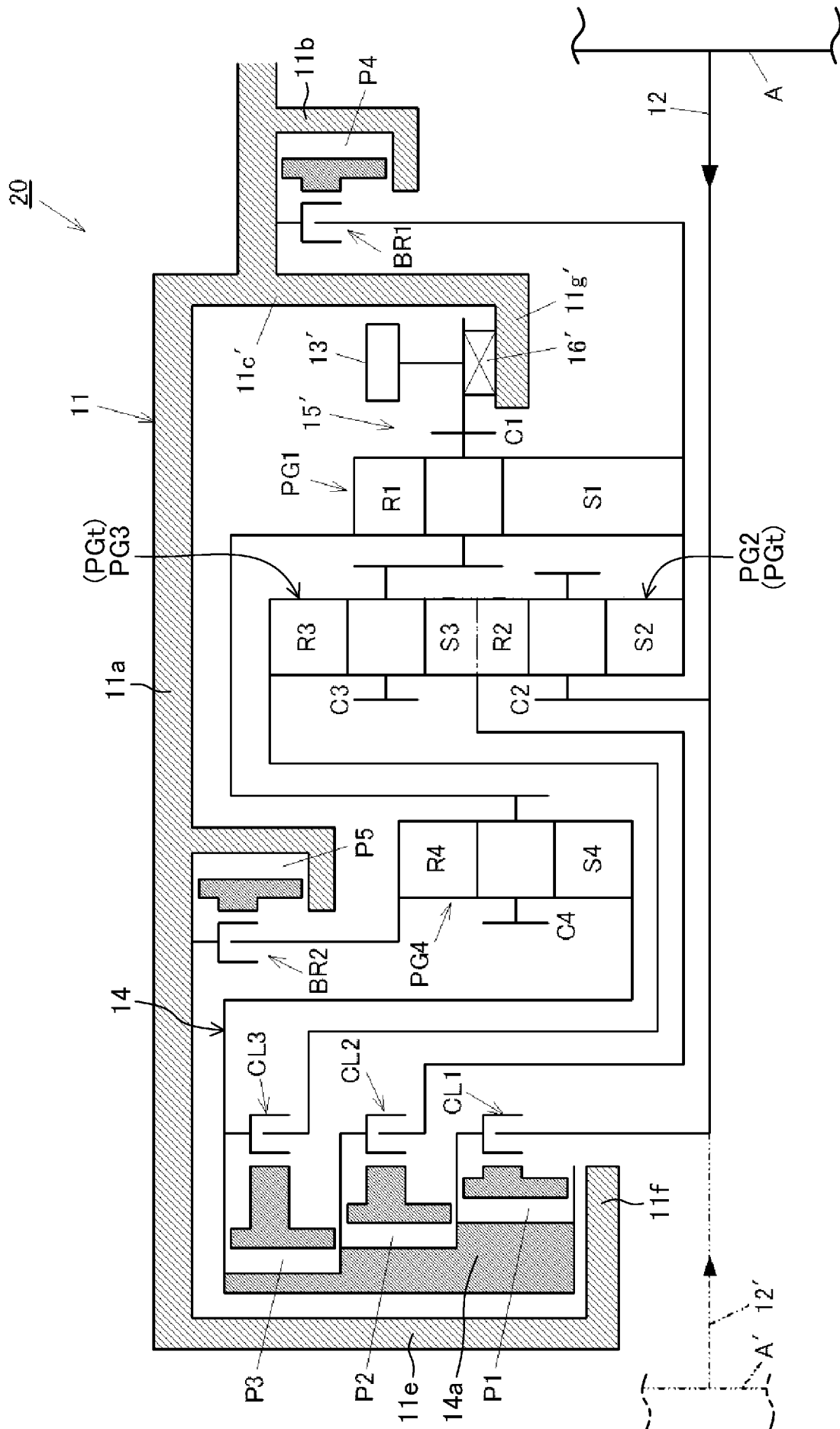
[図13]

	サンギヤ	リングギヤ	ピニオン
PG1	40	108	34
PG2	58	108	25
PG3	52	86	17
PG4	42	108	31

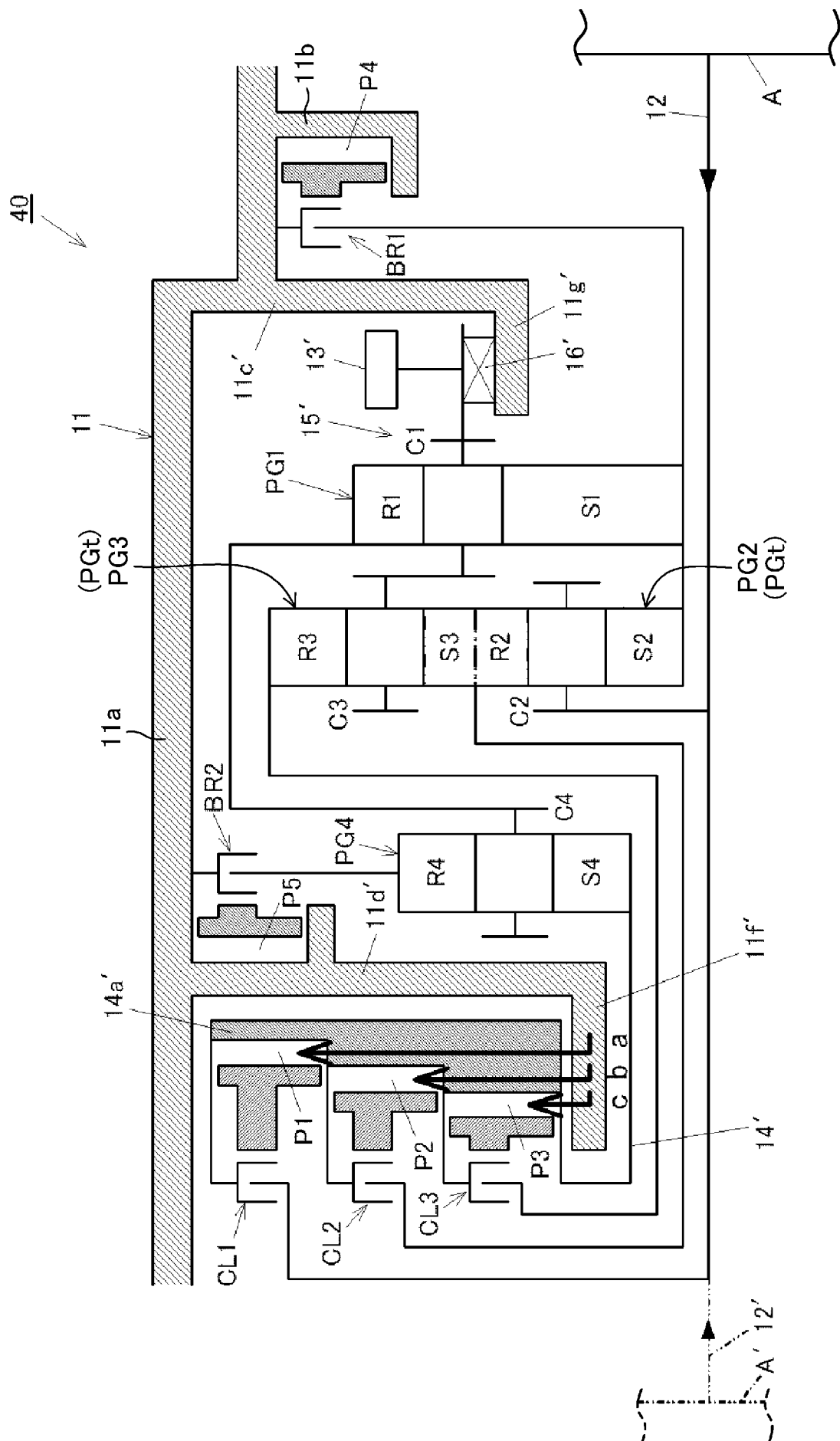
[図14]

	減速比	ギヤステップ°
1速	4.894	
2速	3.184	1.537
3速	2.107	1.511
4速	1.679	1.255
5速	1.290	1.301
6速	1.000	1.290
7速	0.832	1.202
8速	0.651	1.278
後退速	-3.540	

[図15]

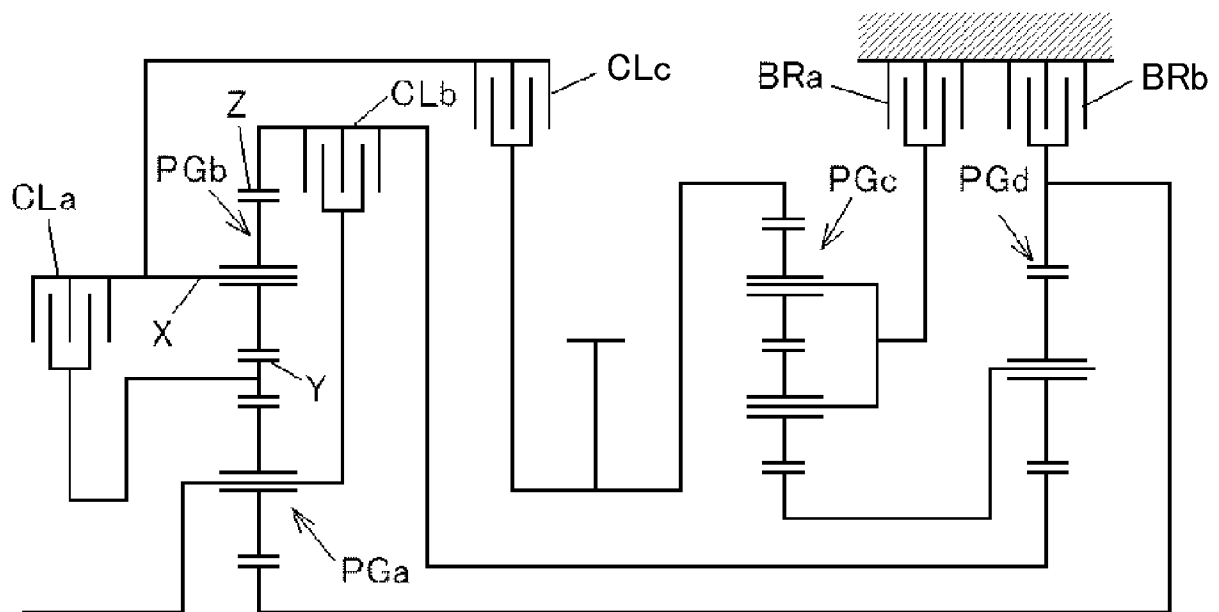


[図17]



[図18]

従来例



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2014/005550

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.
X A	JP 49-117869 A (Toyota Motor Co., Ltd.), 11 November 1974 (11.11.1974), page 2, upper right column, line 12 to page 3, upper left column, line 14; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-2 3-7
A	JP 2004-529297 A (ZF Friedrichshafen AG.), 24 September 2004 (24.09.2004), paragraphs [0043] to [0046]; fig. 3A to 3B & US 2004/0048716 A1 & EP 1373756 A1 & WO 2002/079669 A1 & DE 10115995 A1 & CN 1592824 A & ES 2383677 T3	1-7

☒ 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
23 January 2015 (23.01.15)

Date of mailing of the international search report
03 February 2015 (03.02.15)

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/JP2014/005550

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 2008-534865 A (ZF Friedrichshafen AG.), 28 August 2008 (28.08.2008), paragraphs [0037] to [0051], [0064] to [0078]; fig. 1 to 3, 8 to 10 & US 2008/0153653 A1 & EP 1861633 A1 & WO 2006/099981 A1 & DE 102005013382 A1 & AT 514877 T	1-7
A	JP 62-141344 A (Aisin-Warner Ltd.), 24 June 1987 (24.06.1987), page 8, lower left column, line 2 to page 9, upper left column, line 12; fig. 8 to 10 & US 4711138 A1 & GB 2181798 A & DE 3610578 A1 & FR 2588631 A1 & AU 5531186 A & CA 1263546 A & KR 10-1993-0010448 B	3-7

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 5 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 5 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 5 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 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 請求項の番号
X A	JP 49-117869 A（トヨタ自動車工業株式会社）1974. 11. 11, 第2ページ右上欄第12行－第3ページ左上欄第14行, 第1－3図（ファミリーなし）	1－2 3－7
A	JP 2004-529297 A（ツェットエフ、フリードリッヒスハーフェン、 アクチエンゲゼルシャフト）2004. 09. 24, 段落【0043】－【0046】、【図3A】－【図3B】 & US 2004/0048716 A1 & EP 1373756 A1 & WO 2002/079669 A1 & DE 10115995 A1 & CN 1592824 A & ES 2383677 T3	1－7

☒ 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

2 3 . 0 1 . 2 0 1 5

国際調査報告の発送日

0 3 . 0 2 . 2 0 1 5

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）

中村 大輔

3 J

5 5 6 7

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8

C (続き) . 関連すると認められる文献

引用文献の 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 請求項の番号
A	JP 2008-534865 A (ツェットエフ、フリードリッヒスハーフェン、 アクチエンゲゼルシャフト) 2008.08.28, 段落【0037】－【0051】、【0064】－【0078】、 【図1】－【図3】、【図8】－【図10】 & US 2008/0153653 A1 & EP 1861633 A1 & WO 2006/099981 A1 & DE 102005013382 A1 & AT 514877 T	1－7
A	JP 62-141344 A (アイシン・ワーナー株式会社) 1987.06.24, 第8ページ左下欄第2行－第9ページ左上欄第12行, 第8－10図 & US 4711138 A1 & GB 2181798 A & DE 3610578 A1 & FR 2588631 A1 & AU 5531186 A & CA 1263546 A & KR 10-1993-0010448 B	3－7