

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第6107576号
(P6107576)

(45) 発行日 平成29年4月5日 (2017.4.5)

(24) 登録日 平成29年3月17日 (2017.3.17)

(51) Int.Cl.
F 1 6 H 3/66 (2006.01)

F 1 6 H 3/66 Z

請求項の数 3 (全 18 頁)

(21) 出願番号	特願2013-202899 (P2013-202899)	(73) 特許権者	000003137
(22) 出願日	平成25年9月30日 (2013.9.30)		マツダ株式会社
(65) 公開番号	特開2015-68406 (P2015-68406A)		広島県安芸郡府中町新地3番1号
(43) 公開日	平成27年4月13日 (2015.4.13)	(74) 代理人	100101454
審査請求日	平成28年2月25日 (2016.2.25)		弁理士 山田 卓二
		(74) 代理人	100081422
			弁理士 田中 光雄
		(74) 代理人	100083013
			弁理士 福岡 正明
		(72) 発明者	小河内 康弘
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
		(72) 発明者	仲岸 優
			広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

変速機ケース内に、
駆動源に連結された入力軸と、
該入力軸と同軸上に配設されてデファレンシャル機構に連結される出力部材と、
第1サンギヤ、第1キャリヤ及び第1リングギヤを有するダブルピニオン型の第1プラ
ネタリギヤセットと、
第2サンギヤ、第2キャリヤ及び第2リングギヤを有するダブルピニオン型の第2プラ
ネタリギヤセットと、
第3サンギヤ、第3キャリヤ及び第3リングギヤを有するシングルピニオン型の第3プ
ラネタリギヤセットと、
第4サンギヤ、第4キャリヤ及び第4リングギヤを有するシングルピニオン型の第4プ
ラネタリギヤセットと、
第1、第2、第3クラッチと、
第1、第2ブレーキと、
を備え、
前記変速機ケースは、軸方向における前記駆動源とは反対側に開口を備えた、前進8段
の自動変速機であって、
前記入力軸と前記第2サンギヤと前記第4キャリヤとが常時連結され、
前記出力部材と前記第1リングギヤと前記第4リングギヤとが常時連結され、

10

20

前記第 1 サンギヤと前記第 3 リングギヤとが常時連結され、
前記第 2 リングギヤと前記第 3 キャリヤとが常時連結され、
前記第 1 クラッチは、前記第 2 キャリヤと前記第 3 サンギヤとの間を断接し、
前記第 2 クラッチは、前記第 3 サンギヤと前記第 3 リングギヤとの間を断接し、
前記第 3 クラッチは、前記第 3 サンギヤと前記第 4 サンギヤとの間を断接し、
前記第 1 ブレーキは、前記第 2 キャリヤと前記変速機ケースとの間を断接し、
前記第 2 ブレーキは、前記第 1 キャリヤと前記変速機ケースとの間を断接し、
前記第 1、第 2、第 3 クラッチ及び前記第 1、第 2 ブレーキのうち、いずれか 3 つの摩擦締結要素が締結され、残り 2 つの摩擦締結要素が非締結状態とされることで、各変速段が形成されるように構成され、

10

前記第 1、第 2、第 3 クラッチが締結され、前記第 1、第 2 ブレーキが解放されたときに、減速比 1 の 6 速が形成され、かつ、

前記第 1、第 2 ブレーキは、前記変速機ケース内において前記開口側の端部に配設されていることを特徴とする自動変速機。

【請求項 2】

前記変速機ケースは、前記開口を閉塞するエンドカバーを備え、

前記第 1、第 2 ブレーキは、前記第 2 キャリヤ又は前記第 1 キャリヤと前記エンドカバーとの間に設けられていることを特徴とする請求項 1 に記載の自動変速機。

【請求項 3】

第 1、第 2、第 3 クラッチ及び第 1、第 2 ブレーキのうち、

20

前記第 2 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 1 速が形成され、

前記第 1 クラッチ、前記第 1 ブレーキ及び前記第 2 ブレーキが締結されたときに 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 ブレーキが締結されたときに 3 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 ブレーキが締結されたときに 4 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 ブレーキが締結されたときに 5 速が形成され、

30

前記第 2 クラッチ、前記第 3 クラッチ及び前記第 1 ブレーキが締結されたときに 7 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 ブレーキが締結されたときに 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 ブレーキが締結されたときに後退速が形成されることを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両に搭載される自動変速機に関し、車両用変速機の技術分野に属する。

40

【背景技術】

【0002】

車両に搭載される自動変速機は、一般に、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、各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】

例えば、特許文献 1 には、いずれもシングルピニオン型の 3 つのプラネタリギヤセットと、5 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、いずれか 2 つを締結す

50

ることにより、前進 6 段、後退 1 段を実現する自動変速機が開示されている。

【0004】

一方、近年においては、エンジンの燃費性能の向上や変速性能の向上のため、前進変速段のさらなる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れば、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 段を実現することが可能となる。

【0005】

しかし、この構成では、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、そのため、これらの摩擦締結要素における摩擦板間の摺動抵抗或いは摩擦板間の潤滑油の粘性抵抗等により、変速機全体としての駆動損失が大きくなり、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。

10

【0006】

これに対し、特許文献2には、2つのシングルピニオン型プラネタリギヤセット及び2つのダブルピニオン型プラネタリギヤセットと、5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。

【0007】

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、上記のような駆動損失が抑制される。

【先行技術文献】

20

【特許文献】

【0008】

【特許文献1】特開2008-298126号公報

【特許文献2】特開2009-174626号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

しかし、前記特許文献2に開示された自動変速機の構成では、減速比1の直結段が5速で、減速段が4段、増速段が3段となっており、全般的に減速比が小さくなるので、車両重量に対して相対的に排気量の小さなエンジンを搭載した場合に、駆動力が不足する懸念がある。特に発進加速性が不足する可能性があるので、この自動変速機では、1速の減速比を大きく設定しており、そのために、1-2速間のギヤステップ（下段の減速比／上段の減速比）が他の変速段間のギヤステップよりも大きくなり、適切なギヤステップの配分性が犠牲にされている（図15の比較例参照）。

30

【0010】

この問題に対しては、終減速比を大きくすることによって、適切なギヤステップの配分を実現しながら、所要の駆動力や発進加速性を確保することが考えられる。

【0011】

しかし、この場合、デファレンシャル機構の入力ギヤが大型化し、特に、変速機が横置き式とされ、デファレンシャル機構と一体化された駆動ユニットが構成されるフロントエンジン・フロントドライブ車等の場合、該駆動ユニットが大型化し、エンジンルームへの搭載性が問題となる。

40

【0012】

また、前記特許文献2に開示された自動変速機において、直結段を6速以上の高変速段に設定することが考えられるかもしれないが、5つの摩擦締結要素のうちの3つを締結する10通りの組み合わせのうち、1-8速及び後退速で用いられていない残り1つの組み合わせ、具体的には、クラッチC1、ブレーキB1、B2を締結する組合せでは、クラッチCa、Cbが解放されるので、プラネタリギヤセット8におけるキャリアCrがフリーとなり、そのため、出力ギヤ3が連結されたプラネタリギヤセット8のリングギヤRrに回転力を出力できず、ニュートラル状態となる。

50

【0013】

つまり、特許文献2に開示された自動変速機では、5速より低速段側に新たな変速段を設けて直結段を6速以上とすることが不可能なのである。

【0014】

また、この自動変速機において、あえて直結段を6速以上に設定しようとして、各プラネタリギヤセットの回転要素間の連結関係や、これらの回転要素と摩擦締結要素との関係の一部を変更しようとしても、一般に自動変速機の構成は、一部の変更が他の部位に及び、実現可能なギヤ寸法で、各変速段の適切な減速比と変速段間の適切なギヤステップを実現しようすると、結局、新しい自動変速機を始めから創り出さなければならないことになる。

10

【0015】

その場合、変速段の多段化に伴い、部品点数が増加して組み立てが複雑化するので、新しい自動変速機を創り出す際には、組み立て性を考慮して構成部品のレイアウトを検討する必要がある。

【0016】

本発明は、自動変速機の多段化に関する上記のような実情に鑑み、直結段を6速に設定でき、各変速段間のギヤステップの適切な配分が可能であり、かつ、組み立て性に優れた前進8段の自動変速機の実現を課題とし、鋭意検討の結果、これを実現したものである。

【課題を解決するための手段】

【0017】

20

前記課題を解決するため、本発明に係る自動変速機は、次のように構成したことを特徴とする。

【0018】

まず、本願の請求項1に記載の発明は、
変速機ケース内に、
駆動源に連結された入力軸と、
該入力軸と同軸上に配設されてデファレンシャル機構に連結される出力部材と、
第1サンギヤ、第1キャリヤ及び第1リングギヤを有するダブルピニオン型の第1プラネタリギヤセットと、
第2サンギヤ、第2キャリヤ及び第2リングギヤを有するダブルピニオン型の第2プラネタリギヤセットと、
第3サンギヤ、第3キャリヤ及び第3リングギヤを有するシングルピニオン型の第3プラネタリギヤセットと、
第4サンギヤ、第4キャリヤ及び第4リングギヤを有するシングルピニオン型の第4プラネタリギヤセットと、
第1、第2、第3クラッチと、
第1、第2ブレーキと、
を備え、

30

前記変速機ケースは、軸方向における前記駆動源とは反対側に開口を備えた、前進8段の自動変速機であって、

40

前記入力軸と前記第2サンギヤと前記第4キャリヤとが常時連結され、
前記出力部材と前記第1リングギヤと前記第4リングギヤとが常時連結され、
前記第1サンギヤと前記第3リングギヤとが常時連結され、
前記第2リングギヤと前記第3キャリヤとが常時連結され、
前記第1クラッチは、前記第2キャリヤと前記第3サンギヤとの間を断接し、
前記第2クラッチは、前記第3サンギヤと前記第3リングギヤとの間を断接し、
前記第3クラッチは、前記第3サンギヤと前記第4サンギヤとの間を断接し、
前記第1ブレーキは、前記第2キャリヤと前記変速機ケースとの間を断接し、
前記第2ブレーキは、前記第1キャリヤと前記変速機ケースとの間を断接し、
前記第1、第2、第3クラッチ及び前記第1、第2ブレーキのうち、いずれか3つの摩

50

擦締結要素が締結され、残り2つの摩擦締結要素が非締結状態とされることで、各変速段が形成されるように構成され、

前記第1、第2、第3クラッチが締結され、前記第1、第2ブレーキが解放されたときに、減速比1の6速が形成され、かつ、

前記第1、第2ブレーキは、前記変速機ケース内において前記開口側の端部に配設されていることを特徴とする。

【0019】

また、請求項2に記載の発明は、前記請求項1に記載の発明において、

前記変速機ケースは、前記開口を閉塞するエンドカバーを備え、

前記第1、第2ブレーキは、前記第2キャリア又は前記第1キャリアと前記エンドカバーとの間に設けられていることを特徴とする。

10

【0020】

さらに、請求項3に記載の発明は、前記請求項1又は請求項2に記載の発明において、第1、第2、第3クラッチ及び第1、第2ブレーキのうち、

前記第2クラッチ、前記第1ブレーキ及び前記第2ブレーキが締結されたときに1速が形成され、

前記第1クラッチ、前記第1ブレーキ及び前記第2ブレーキが締結されたときに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ブレーキが締結されたときに3速が形成され、

20

前記第1クラッチ、前記第3クラッチ及び前記第2ブレーキが締結されたときに4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ブレーキが締結されたときに5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ブレーキが締結されたときに7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ブレーキが締結されたときに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ブレーキが締結されたときに後退速が形成されることを特徴とする。

30

【発明の効果】

【0021】

上記の構成により、請求項1に記載の発明によれば、2つのダブルピニオン型のプラネタリギヤセットと、2つのシングルピニオン型のプラネタリギヤセットと、5つの摩擦締結要素とを備えた前進8段自動変速機において、直結段を6速とすることが可能となり、前述の直結段が5速の自動変速機に比べて減速段の数が多くなる。

【0022】

したがって、全般的に減速比を大きくすることができて、小排気量エンジンに適用されたときに、終減速比の増大や、これに伴う駆動ユニットの大型化、エンジンルームへの搭載性の悪化等を抑制し、かつ、各変速段間の適切なギヤステップの設定を可能としながら、所要の駆動力や発進加速性を実現することが可能となる。

40

【0023】

特に、この発明によれば、変速機ケース内において、開口側（反駆動源側）の端部に、変速機ケースに連結される第1、第2ブレーキが配設されるため、これらのブレーキを、クラッチやプラネタリギヤセットに干渉することなく変速機ケースの開口から容易に組み付けることができる。そのため、第1、第2ブレーキの少なくとも一方を軸方向の中間位置または駆動源側に配設する場合に比べて、良好な組み立て性を実現することができる。

【0024】

さらに、請求項2に記載の発明によれば、第1、第2ブレーキは、プラネタリギヤセットの所定の回転要素とエンドカバーとの間に設けられるので、これらのブレーキを構成す

50

る摩擦締結要素やピストンなどの所定の部品を、エンドカバーにサブアセンブリした状態で、該エンドカバーと共に簡単に変速機ケースの本体側に組み付けることができる。したがって、組み立て性の更なる向上を図ることができる。

【0025】

また、請求項3に記載の発明によれば、各プラネタリギヤセットのサンギヤとリングギヤの歯数を適切に設定することにより、1～5速、7、8速、及び後退速についても、適切な減速比が実現される。

【図面の簡単な説明】

【0026】

【図1】本発明の第1実施形態に係る自動変速機の骨子図である。

10

【図2】同自動変速機の摩擦締結要素の締結表である。

【図3】1速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図4】2速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図5】3速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図6】4速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図7】5速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図8】6速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図9】7速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図10】8速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

【図11】後退速時の摩擦締結要素の締結状態を示す骨子図と減速比線図である。

20

【図12】第2実施形態に係る自動変速機の骨子図である。

【図13】プラネタリギヤセットを構成するギヤの歯数例の表である。

【図14】図13の歯数例の場合の減速比とギヤステップを示す表である。

【図15】図14のギヤステップを比較例とともに図示したグラフである。

【図16】第1実施形態の変形例に係る骨子図である。

【発明を実施するための形態】

【0027】

以下、本発明の実施の形態について説明する。

【0028】

図1は、本発明の第1実施形態に係る自動変速機10の構成を示す骨子図であって、この自動変速機10は、変速機ケース11内に、入力軸12と、該入力軸12と同軸上に配設された出力ギヤ13とを有する。出力ギヤ13は、変速機ケース11内において、軸方向における図の右側の入力側（駆動源側）の端部に配設されている。該出力ギヤ13は、図示しないが、カウンタ軸上のギヤを介して、当該自動変速機10と一体化されたデフレシヤル機構の入力ギヤに連結されており、この出力ギヤ13から入力ギヤまでのギヤ列で終減速機が構成されている。

30

【0029】

変速機ケース11は、軸方向における駆動源とは反対側に設けられた開口11aと、該開口11aを閉塞するエンドカバー11bとを備えている。

【0030】

40

変速機ケース11内には、入力軸12の軸心上に、開口11a側（反駆動源側）から順に、ダブルピニオン型の第1、第2プラネタリギヤセット（以下、単に「第1、第2ギヤセット」という）PG1、PG2と、シングルピニオン型の第3、第4プラネタリギヤセット（以下、単に「第3、第4ギヤセット」という）PG3、PG4とが配設されている。

【0031】

第1～第4ギヤセットPG1～PG4は、それぞれ3つの回転要素を有し、これらの回転要素として、第1ギヤセットPG1は、第1サンギヤS1、第1リングギヤR1、第1キャリヤC1を有し、第2ギヤセットPG2は、第2サンギヤS2、第2リングギヤR2、第2キャリヤC2を有し、第3ギヤセットPG3は、第3サンギヤS3、第3リングギ

50

ヤR 3、第3キャリアC 3を有し、第4ギヤセットPG 4は、第4サンギヤS 4、第4リングギヤR 4、第4キャリアC 4を有する。

【0032】

ここで、ダブルピニオン型の第1、第2ギヤセットPG 1、PG 2は、第1、第2サンギヤS 1、S 2にそれぞれ噛み合わされた第1ピニオンと、該第1ピニオンと第1、第2リングギヤR 1、R 2とにそれぞれ噛み合わされた第2ピニオンとを有し、これらのピニオンが前記第1、第2キャリアC 1、C 2にそれぞれ支持されている。また、シングルピニオン型の第3、第4ギヤセットPG 3、PG 4は、第3、第4サンギヤS 3、S 4と第3、第4リングギヤR 3、R 4とにそれぞれ噛み合わされたピニオンを有し、これらのピニオンが前記第3、第4キャリアC 3、C 4にそれぞれ支持されている。

10

【0033】

また、この自動変速機10においては、前記第1サンギヤS 1と第3リングギヤR 3、前記第1リングギヤR 1と第4リングギヤR 4、前記第2サンギヤS 2と第4キャリアC 4、及び、前記第2リングギヤR 2と第3キャリアC 3が、それぞれ常時連結されている。そして、前記入力軸12は、第2サンギヤS 2及び第4キャリアC 4に常時連結され、前記出力ギヤ13は、第1リングギヤR 1及び第4リングギヤR 4に常時連結されている。

【0034】

第2ギヤセットPG 2と第3ギヤセットPG 3との間には、第1クラッチCL 1が配設され、第3ギヤセットPG 3と第4ギヤセットPG 4との間には、開口21a側（反駆動源側）から第2クラッチCL 2及び第3クラッチCL 3が配設されている。第1クラッチCL 1は、前記第2キャリアC 2と第3サンギヤS 3との間に配設されて、これらを断接するようになっており、第2クラッチCL 2は、前記第3サンギヤS 3と第3リングギヤR 3との間に配設されて、これらを断接するようになっており、第3クラッチCL 3は、前記第3サンギヤS 3と第4サンギヤS 4との間に配設されて、これらを断接するようになっている。

20

【0035】

また、第1ギヤセットPG 1の開口21a側（反駆動源側）に、開口21a側から第1、第2ブレーキBR 1、BR 2が配設されている。第1ブレーキBR 1は、前記変速機ケース11と第2キャリアC 2との間に配設されて、これらを断接するようになっており、第2ブレーキBR 2は、前記変速機ケース11と第1キャリアC 1との間に配設されて、これらを断接するようになっている。

30

【0036】

この自動変速機10によれば、以上の構成において、図2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1～8速及び後退速が形成される。

【0037】

次に、図2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、減速比が決定されるメカニズムを図3～図11によって説明する。

【0038】

なお、図3～図11の(a)図は、当該変速段で締結される摩擦締結要素を網掛けによって表示したものであり、また、(b)図は、当該変速段の減速比を線図によって示すもので、この減速比線図において、各ギヤセットPG 1～PG 4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り、ダブルピニオン型のギヤセットPG 1、PG 2では、キャリア、リングギヤ、サンギヤの順に配置され、シングルピニオン型のギヤセットPG 3、PG 4では、リングギヤ、キャリア、サンギヤの順に配置されている。

40

【0039】

また、縦軸は回転速度を表し、入力回転速度、即ち、入力軸12とこれに常時連結された第2サンギヤS 2及び第4キャリアC 4の回転速度を「1」、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

50

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、Nrは、第1、第4リングギヤR1、R4ないし出力ギヤ13から出力される回転の各変速段での回転速度を示し、この出力回転速度の逆数が当該変速段における減速比となる。

【0040】

まず、1速では、図3に示すように、第2クラッチCL2と、第1、第2ブレーキBR1、BR2とが締結されるから、第1キャリアC1及び第2キャリアC2の回転速度が「0」となる共に、第3サンギヤS3と第3リングギヤR3とが結合されて第3ギヤセットPG3が一体化することにより、第3ギヤセットPG3の各回転要素が同一回転し、第3キャリアC3に常時連結された第2リングギヤR2、第3リングギヤR3に常時連結された第1サンギヤS1もこれらと同一回転する。

10

【0041】

これらの回転要素の回転速度は、第2ギヤセットPG2において、第2サンギヤS2の回転速度が「1」、第2キャリアC2の回転速度が「0」の条件から決定され、この回転速度が第1ギヤセットPG1の第1サンギヤS1に入力されることにより、第1リングギヤR1の回転速度が決まり、これが出力回転速度N1となる。

【0042】

次に、2速では、図4に示すように、第1クラッチCL1と、第1、第2ブレーキBR1、BR2とが締結されるから、第1キャリアC1及び第2キャリアC2の回転速度が「0」となると共に、第2キャリアC2と第3サンギヤS3とが連結されることにより、第3サンギヤS3の回転も「0」となる。

20

【0043】

そして、第2サンギヤS2の回転が「1」、第2キャリアC2の回転が「0」であることから、第2リングギヤR2、及びこれに常時連結された第3キャリアC3の回転速度が決定し、これにより、第3リングギヤR3の回転速度及びこれに常時連結された第1サンギヤS1の回転速度が決定する。その結果、第1ギヤセットPG1において、第1キャリアC1の回転速度が「0」であることから第1リングギヤR1の回転速度が決定し、これが出力回転速度N2となる。

【0044】

次に、3速では、図5に示すように、第1、第2クラッチCL1、CL2と、第2ブレーキBR2とが締結されるから、まず、第3サンギヤS3と第3リングギヤR3とが結合されて第3ギヤセットPG3が一体化することにより、第3ギヤセットPG3の各回転要素が同一回転し、第3キャリアC3に常時連結された第2リングギヤR2、第3リングギヤR3に常時連結された第1サンギヤS1もこれらと同一回転する。

30

【0045】

また、第3サンギヤS3と第2キャリアC2とが連結されることにより、第2ギヤセットPG2も一体化し、その結果、第2、第3ギヤセットPG2、PG3の全体が第2サンギヤS2に入力される入力回転速度「1」で一体回転する。

【0046】

そして、この回転速度「1」が、第1キャリアC1の回転速度が「0」である第1ギヤセットPG1の第1サンギヤS1に伝達されることにより、第1リングギヤR1の回転速度が決定し、これが出力回転速度N3となる。

40

【0047】

次に、4速では、図6に示すように、第1、第3クラッチCL1、CL3と、第2ブレーキBR2とが締結されるから、第1キャリアC1の回転速度が「0」となると共に、第2キャリアC2と第3サンギヤS3と第4サンギヤS4とが連結され、これらが同一回転する。

【0048】

そして、これらの条件と、第1サンギヤS1と第3リングギヤR3とが常時連結され、第2リングギヤR2と第3キャリアC3とが常時連結され、入力回転要素である第2サンギヤS2と第4キャリアC4とが常時連結され、出力回転要素である第1リングギヤR1

50

と第4リングギヤR4とが常時連結されているとの条件とから、第2サンギヤS2及び第4キャリアC4への入力回転速度「1」に対する第1リングギヤR1及び第4リングギヤR4の回転速度が決定し、これが出力回転速度N4となる。

【0049】

次に、5速では、図7に示すように、第2、第3クラッチCL2、CL3と、第2ブレーキBR2とが締結されるから、まず、第3サンギヤS3と第3リングギヤR3とが結合されて第3ギヤセットPG3が一体化することにより、第3ギヤセットPG3の各回転要素が同一回転し、第3リングギヤR3に常時連結された第1サンギヤS1、及び、第3サンギヤS3に連結された第4サンギヤS4もこれらと同一回転する。

【0050】

その結果、第1ギヤセットPG1と第4ギヤセットPG4とにおいて、第1サンギヤS1と第4サンギヤS4とが同一回転すると共に、常時連結された第1リングギヤR1と第4リングギヤR4とが同一回転し、かつ、第1キャリアC1の回転速度が「0」であるとの条件から、出力回転要素である第1リングギヤR1と第4リングギヤR4の回転速度が決定し、この回転速度が出力回転速度N5となる。

【0051】

次に、6速では、図8に示すように、第1、第2、第3クラッチCL1、CL2、CL3が締結されるから、まず、第3サンギヤS3と第3リングギヤR3とが結合されて第3ギヤセットPG3が一体化することにより、第3ギヤセットPG3の各回転要素が同一回転し、第3キャリアC3に常時連結された第2リングギヤR2、第3リングギヤR3に常時連結された第1サンギヤS1もこれらと同一回転し、さらに、第3サンギヤS3に連結された第4サンギヤS4も同一回転する。

【0052】

また、第3サンギヤS3と第2キャリアC2とが連結されることにより、第2ギヤセットPG2も一体化し、第2ギヤセットの各回転要素が同一回転すると共に、第2サンギヤS2に常時連結された第4キャリアC4も同一回転し、その結果、第4ギヤセットPG4も一体化し、第4リングギヤR4及びこれに常時連結された第1リングギヤR1も、前記各回転要素と同一回転する。その結果、第1ギヤセットPG1も一体化し、第1～第4ギヤセットPG1～PG4が全て一体化して、全回転要素が同一回転速度で回転することになる。

【0053】

したがって、第2サンギヤS2及び第4キャリアC4に入力される回転の速度「1」が、そのまま、第1、第4リングギヤR1、R4から出力回転速度N6として出力される。これにより、6速が減速比「1」の直結段となる。

【0054】

次に、7速では、図9に示すように、第2、第3クラッチCL2、CL3と、第1ブレーキBR1とが締結されるから、まず、第3サンギヤS3と第3リングギヤR3とが結合されて第3ギヤセットPG3が一体化することにより、第3ギヤセットPG3の各回転要素が同一回転し、第3キャリアC3に常時連結された第2リングギヤR2、第3リングギヤR3に常時連結された第1サンギヤS1もこれらと同一回転し、さらに、第3サンギヤS3に連結された第4サンギヤS4も同一回転する。

【0055】

そして、これらの条件と、第2キャリアC2の回転速度が「0」、第2サンギヤS2及び第4キャリアC4の回転速度が「1」であることから、同一回転する前記各回転要素の回転速度が決定すると共に、これに伴って第4リングギヤR4の回転速度が決定し、この回転速度が出力回転速度N7となる。

【0056】

次に、8速では、図10に示すように、第1、3クラッチCL1、CL3と、第1ブレーキBR1とが締結されるから、第2キャリアC2の回転速度が「0」とされると共に、これに連結された第3サンギヤS3及び第4サンギヤS4の回転速度も「0」となる。

【0057】

そして、第4ギヤセットPG4において、第4キャリアC4の回転速度が「1」、第4サンギヤS4の回転速度が「0」となることにより、第4リングギヤR4の回転が決定し、この回転速度が出力回転速度N8となる。

【0058】

さらに、後退速では、図11に示すように、第3クラッチCL3と、第1、第2ブレーキBR1、BR2とが締結されるから、第3サンギヤS3と第4サンギヤS4とが連結されて、これらが同一回転すると共に、第1、第2キャリアC1、C2の回転速度が「0」となる。

【0059】

そして、これらの条件と、第1サンギヤS1と第3リングギヤR3とが常時連結され、第2リングギヤR2と第3キャリアC3とが常時連結され、入力回転要素である第2サンギヤS2と第4キャリアC4とが常時連結され、出力回転要素である第1リングギヤR1と第4リングギヤR4とが常時連結されていることから、第2サンギヤS2及び第4キャリアC4への入力回転速度「1」に対して、第1リングギヤR1及び第4リングギヤR4からの出力回転速度が決まり、これが前進時と逆方向の出力回転速度Nrとなる。

【0060】

以上のようにして、図2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N1~N8、Nrを、 $N1 < N2 < N3 < N4 < N5 < N6 < N7 < N8$ 、 $Nr < 0$ とすることが可能となると共に、前記の構成により、 $N6 = 1$ となるから、前進8段、後退段1段で、6速が減速比「1」の直結段となる自動変速機が得られる。

【0061】

したがって、直結段が5速の自動変速機に比べて減速段の数が多くなり、全般的に減速比を大きくすることが可能となって、小排気量エンジンに適用したときに、終減速比の増大や、これに伴う差動装置ないし駆動ユニットの大型化、エンジンルームへの搭載性の悪化等を抑制し、かつ、各変速段間の適切なギヤステップの設定を可能としながら、所要の駆動力や発進加速性を実現することが可能となる。

【0062】

また、図1に示すように、第1実施形態において、第1、第2ブレーキBR1、BR2は、変速機ケース11内において開口11a側の端部に配設されている。したがって、これらのブレーキBR1、BR2を、クラッチCL1~CL3やプラネタリギヤセットPG1~PG4に干渉することなく変速機ケース11の開口11aから容易に組み付けることができる。そのため、第1、第2ブレーキBR1、BR2の少なくとも一方を軸方向の中間位置または駆動源側に配設する場合に比べて、良好な組み立て性を実現することができる。

【0063】

さらに、第1ブレーキBR1は、第2キャリアC2とエンドカバー11bとの間に設けられ、第2ブレーキBR2は、第1キャリアC1とエンドカバー11bとの間に設けられている。そのため、これらのブレーキBR1、BR2を構成する摩擦締結要素やピストンなどの所定の部品を、エンドカバー11bにサブアセンブリした状態で、該エンドカバー11bと共に簡単に変速機ケース11の本体側に組み付けることができる。したがって、自動変速機10の組み立て性の更なる向上を図ることができる。

【0064】

次に、図12に示す第2実施形態に係る自動変速機について説明する。

【0065】

第2実施形態に係る自動変速機20においても、変速機ケース21は、軸方向の反駆動源側に設けられた開口21aと、該開口21aを閉塞するエンドカバー21bとを備え、該変速機ケース21内において、同一軸上に入力軸22と出力ギヤ23とが配置されている。また、入力軸22の軸線上に、ダブルピニオン型の第1、第2ギヤセットPG1、PG2と、シングルピニオン型の第3、第4ギヤセットPG3、PG4と、第1、第2、第

10

20

30

40

50

3クラッチC L 1、C L 2、C L 3と、第1、第2ブレーキB R 1、B R 2とが配設されている。

【0066】

なお、前記軸線上の構成要素は第1実施形態と同じであるので、第1～第4ギヤセット及びその回転要素、並びに各摩擦締結要素について、第1実施形態と同じ符号を用いる。

【0067】

第2実施形態は、第1実施形態と比べて、前記軸線上における第1～第4ギヤセットの並びの順番が相違し、これに伴って各摩擦締結要素の配置も異なっている。

【0068】

即ち、第2実施形態に係る自動変速機20においては、入力軸22の軸線上に、開口21a側（反駆動源側）から、第1ギヤセットP G 1、第3ギヤセットP G 3、第2ギヤセットP G 2、及び、第4ギヤセットP G 4が配置されている。

【0069】

そして、第3ギヤセットP G 3と第2ギヤセットP G 2との間に第2クラッチC L 2が、第2ギヤセットP G 2と第4ギヤセットP G 4との間に、開口21a側から第1クラッチC L 1及び第3クラッチC L 3がそれぞれ配設されていると共に、第1ギヤセットP G 1の開口21a側に、開口21a側から第1ブレーキB R 1及び第2ブレーキB R 2が配設されている。

【0070】

以上のように、第2実施形態に係る自動変速機20は、第1実施形態のものと比べて、入力軸の軸線上における第1～第4ギヤセットP G 1～P G 4の並びの順番や、各摩擦締結要素C L 1～C L 3、B R 1、B R 2の配設位置がそれぞれ異なっているが、その他の構成は第1実施形態と同様である。

【0071】

即ち、第2実施形態に係る自動変速機20においても、第1、第2ブレーキB R 1、B R 2は、変速機ケース21内において開口21a側（反駆動源側）の端部に配設されている。したがって、これらのブレーキB R 1、B R 2を、クラッチC L 1～C L 3やプラネタリギヤセットP G 1～P G 4に干渉することなく変速機ケース21の開口21aから容易に組み付けることができる。また、第1ブレーキB R 1は、第2キャリアC 2とエンドカバー21bとの間に設けられ、第2ブレーキB R 2は、第1キャリアC 1とエンドカバー21bとの間に設けられている。そのため、これらのブレーキB R 1、B R 2を構成する摩擦締結要素やピストンなどの所定の部品を、エンドカバー21bにサブアセンブリした状態で、該エンドカバー21bと共に簡単に変速機ケース21の本体側に組み付けることができる。したがって、第1実施形態と同様、良好な組み立て性を実現できる。

【0072】

また、第2の実施形態において、各ギヤセットP G 1～P G 4における回転要素、即ちサンギヤ、リングギヤ及びキャリアの連結関係や、ブレーキによって変速機ケースとの間で断接され、或いはクラッチによって互いに断接される回転要素の関係も、第1実施形態と同様である。

【0073】

即ち、第2実施形態に係る自動変速機20においても、第1サンギヤS 1と第3リングギヤR 3、第1リングギヤR 1と第4リングギヤR 4、第2サンギヤS 2と第4キャリアC 4、及び、第2リングギヤR 2と第3キャリアC 3とがそれぞれ常時連結されていると共に、入力軸22と第2サンギヤS 2及び第4キャリアC 4とが常時連結され、出力ギヤ23と第1リングギヤR 1及び第4リングギヤR 4とが常時連結されている。

【0074】

また、第1クラッチC L 1は、第2キャリアC 2と第3サンギヤS 3との間に配設されて、これらを断接するようになっており、第2クラッチC L 2は、第3サンギヤS 3と第3リングギヤR 3との間に配設されて、これらを断接するようになっており、第3クラッチC L 3は、第3サンギヤS 3と第4サンギヤS 4との間に配設されて、これらを断接す

10

20

30

40

50

るようになっている。

【0075】

さらに、第1ブレーキBR1は、変速機ケース21と第2キャリアC2との間に配設されて、これらを断接するようになっており、第2ブレーキBR2は、変速機ケース21と第1キャリアC1との間に配設されて、これらを断接するようになっている。

【0076】

したがって、第2実施形態に係る自動変速機20においても、図2に示す締結表に従って3つの摩擦締結要素が選択的に締結されることにより、第1実施形態に係る自動変速機10と同様に、前進8段と後退段とが形成されると共に、6速が直結段となる。

【0077】

ここで、第1、第2実施形態に関して、第1～第4ギヤセットPG1～PG4の各ギヤの歯数を例えば図13に示すように設定すれば、各変速段の減速比及び前進の隣接変速段間のギヤステップは図14に示すようになる。

【0078】

このギヤステップの配分を、図15により、前述の特許文献2に記載された直結段が5速の自動変速機のものと比較すると、特許文献2のものは、1速の減速比を相対的に大きくした結果、1～2速間のギヤステップが他の変速段間に比べて極端に大きくなっており、これに対して、本発明の実施形態に係る自動変速機10、20では、各変速段間のギヤステップは、1.1から1.5の狭い範囲内に収まり、極めて均等化されたギヤステップの配分が実現される。

【0079】

なお、以上の第1、第2実施形態に係る自動変速機10、20は、入力軸と同軸上に出方ギヤが配置されたフロントエンジン・フロントドライブ車用等の横置き式のものであるが、ギヤセットや摩擦締結要素に関する同一の構成で、フロントエンジン・リアドライブ車用等の縦置き式の自動変速機を構成することも可能である。

【0080】

これを第1実施形態の自動変速機10を例にとって説明すると、図16に示すように、縦置き式に変更した自動変速機10'においては、横置き式の自動変速機10とは異なり、入力側（駆動源側）が出力側とは反対側（図の左側）とされて、駆動源に連結された入力軸12'が図の左側から右側に向けて延びて第2サンギヤS2と第4キャリアC4とに連結されている。

【0081】

また、横置き式自動変速機10における出力ギヤ13の代わりに、反入力側に出力軸13'が入力軸12'と同一軸線上に配置されており、前記出力ギヤ13と同様、第1、第4リングギヤR1、R4に連結されている。さらに、変速機ケース11'の開口11a'及びエンドカバー11b'は出力側に配置され、変速機ケース11'の開口11a'側（反駆動源側）端部に、開口11a'側から第2ブレーキBR2、第1ブレーキBR1が配設されている。その他の構成は、横置き式自動変速機10と全く同じである。

【0082】

そして、図16に示す自動変速機10'においても、第1ブレーキBR1は、第2キャリアC2とエンドカバー11b'との間に設けられ、第2ブレーキBR2は、第1キャリアC1とエンドカバー11b'との間に設けられている。そのため、これらのブレーキBR1、BR2を構成する摩擦締結要素やピストンなどの所定の部品を、エンドカバー11b'にサブアセンブリした状態で、該エンドカバー11b'と共に簡単に変速機ケース11'の本体側に組み付けることができる。

【0083】

以上の点は、横置き式の第2実施形態に係る自動変速機20についても同様であり、この自動変速機20についても、同様にして、縦置き式の自動変速機に変換することができる。

【産業上の利用可能性】

【0084】

以上のように本発明によれば、直結段を6速に設定することができると共に、各変速段間のギヤステップを適切に設定することができる前進8段の自動変速機が実現され、車両用自動変速機ないし車両の製造技術分野において好適に利用される可能性がある。

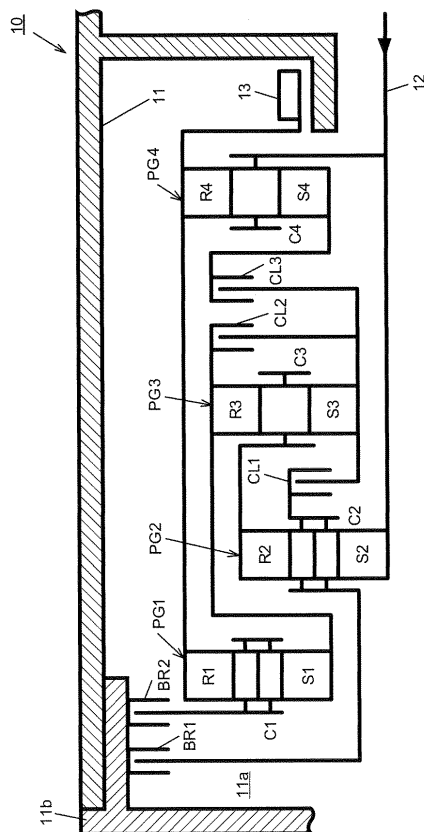
【符号の説明】

【0085】

10、20、10'	自動変速機
11、21、11'	変速機ケース
11a、21a、11a'	変速機ケースの開口
11b、21b、11b'	エンドカバー
12、22、12'	入力軸
13、23	出力ギヤ
13'	出力軸
PG1～PG4	第1～第4プラネタリギヤセット
S1～S4	サンギヤ
R1～R4	リングギヤ
C1～C4	キャリア
CL1～CL3	第1～第3クラッチ
BR1、BR2	第1、第2ブレーキ

10

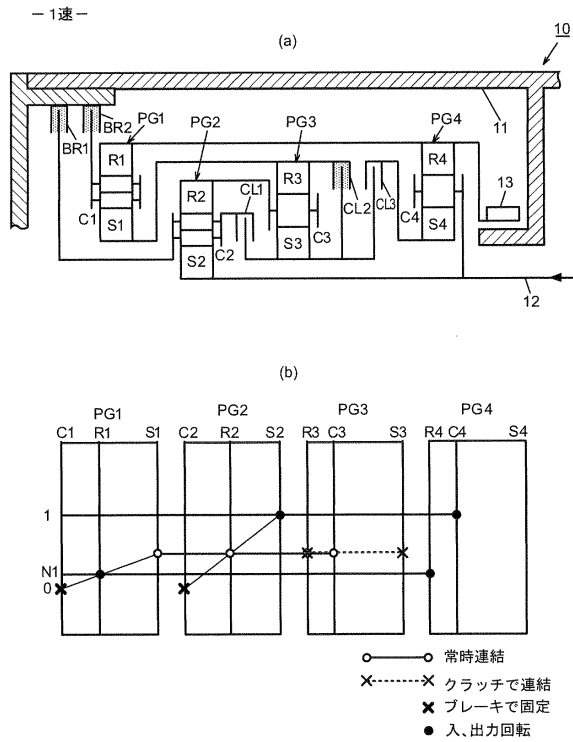
【図1】



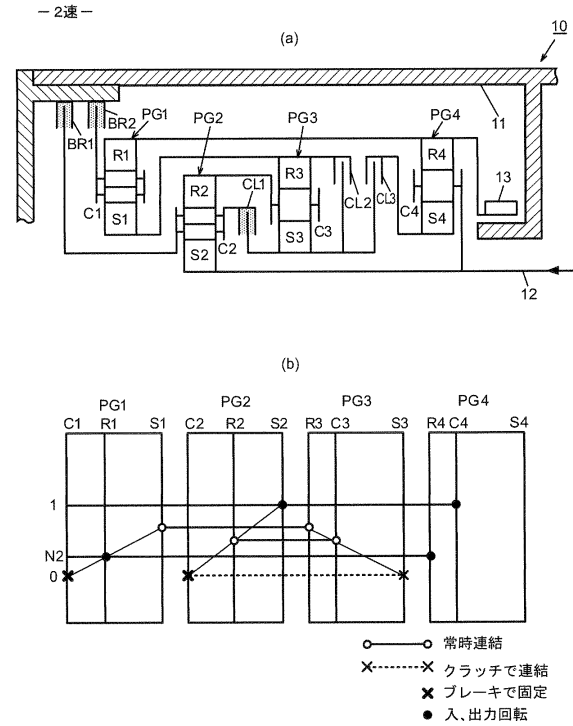
【図2】

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

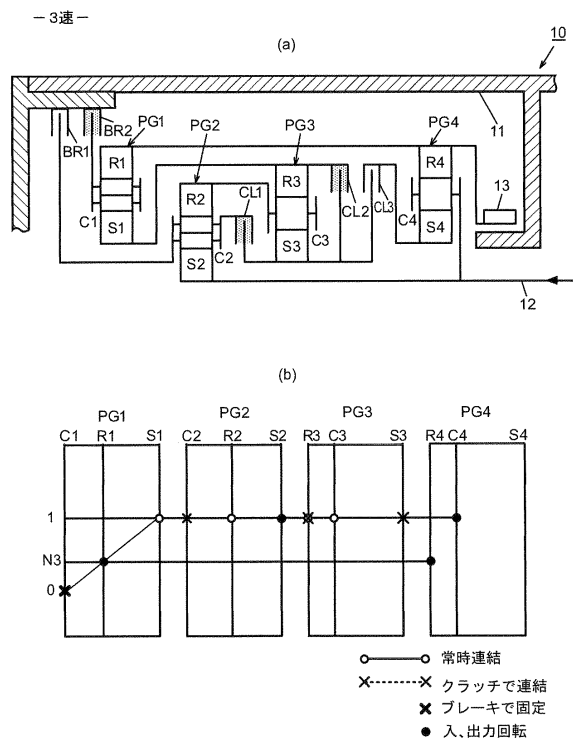
【図 3】



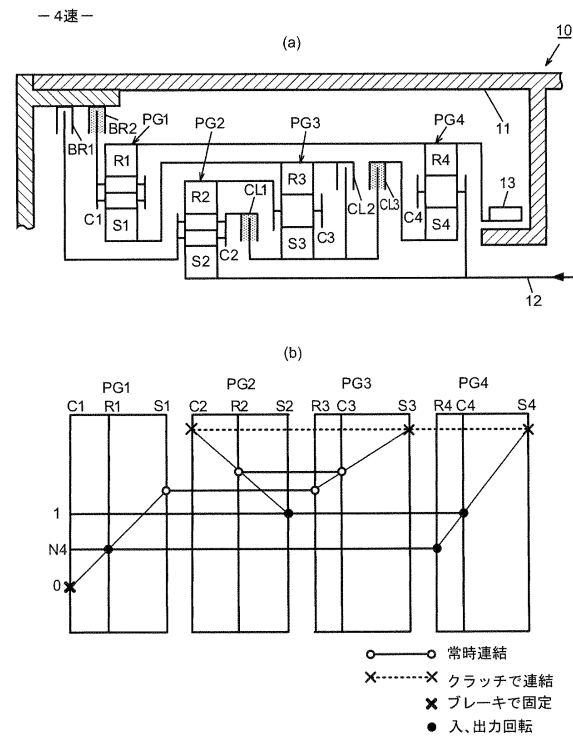
【図 4】



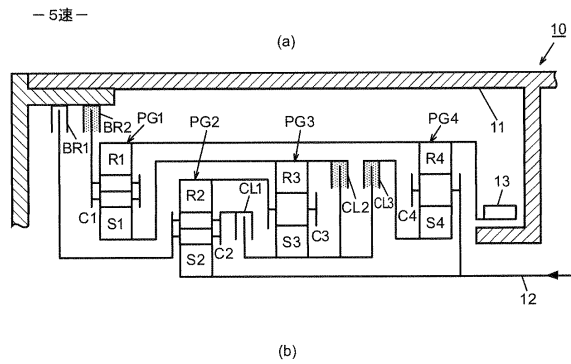
【図 5】



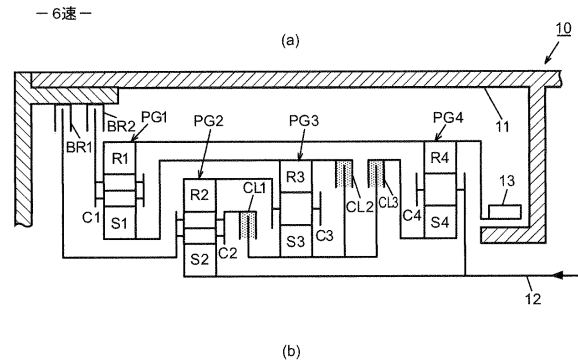
【図 6】



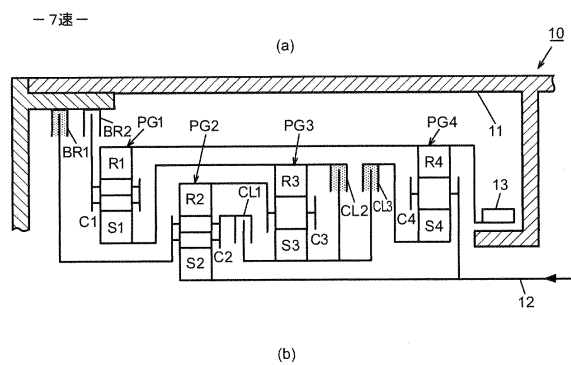
【図 7】



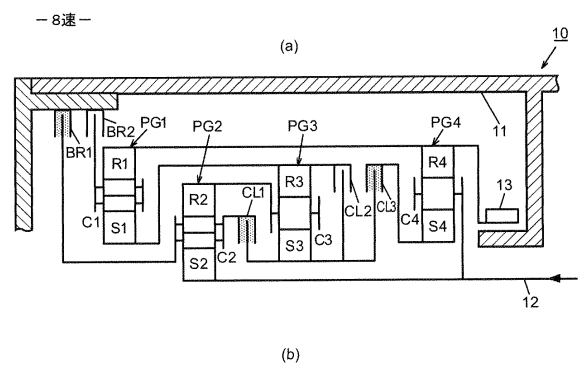
【図 8】



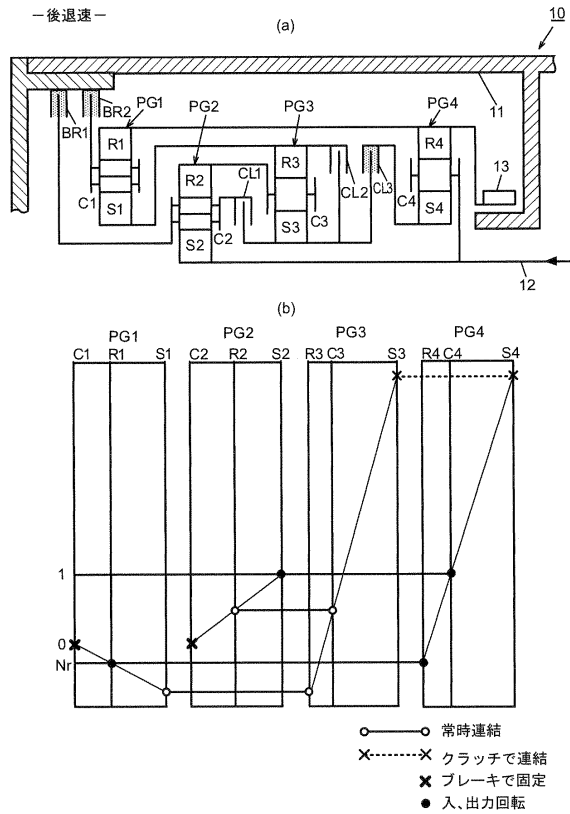
【図 9】



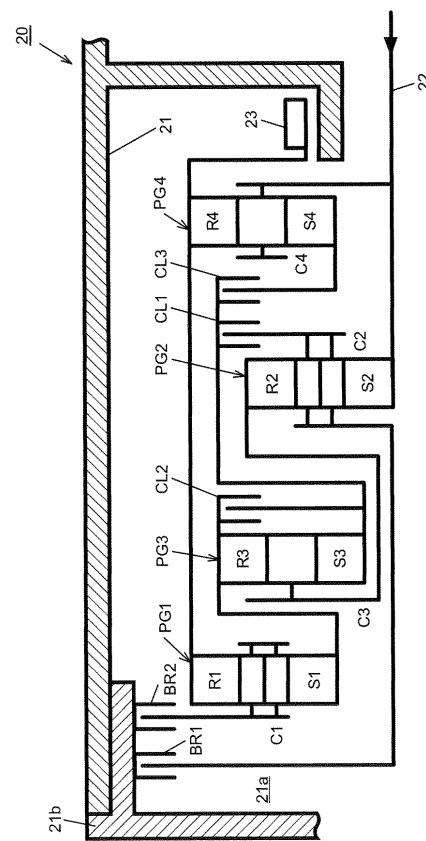
【図 10】



【図 1 1】



【図 1 2】



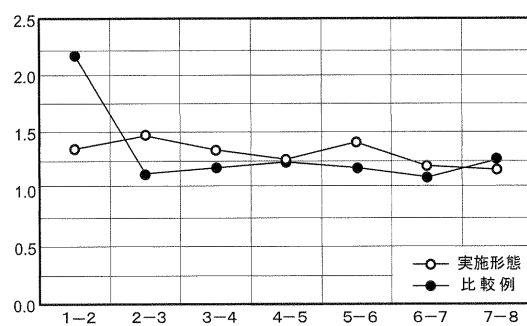
【図 1 3】

	サンギヤ	リングギヤ	第1ピニオン	第2ピニオン
PG1	45	108	32	32
PG2	54	108	27	27
PG3	39	108	35	
PG4	45	108	32	

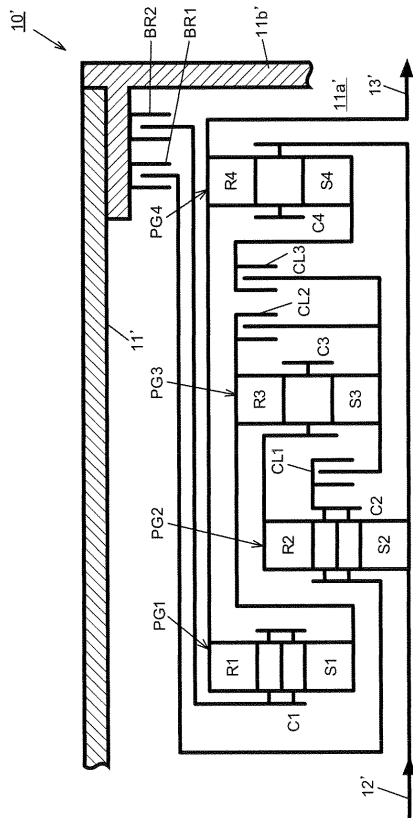
【図 1 4】

	減速比	ギヤステップ
1速	4.800	
2速	3.537	1.357
3速	2.400	1.474
4速	1.790	1.340
5速	1.412	1.286
6速	1.000	1.412
7速	0.828	1.208
8速	0.706	1.172
後退速	-2877	

【図 1 5】



【図 16】



フロントページの続き

- (72)発明者 鎌田 真也
広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内
- (72)発明者 岩▲崎▼ 龍彦
広島県安芸郡府中町新地 3 番 1 号 マツダ株式会社内

審査官 瀬川 裕

- (56)参考文献 米国特許出願公開第 2008/0269004 (US, A1)
米国特許出願公開第 2008/0242493 (US, A1)
米国特許出願公開第 2008/0015081 (US, A1)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 3/66