

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5337724号
(P5337724)

(45) 発行日 平成25年11月6日 (2013. 11. 6)

(24) 登録日 平成25年8月9日 (2013. 8. 9)

(51) Int. Cl.

F 1 6 H 3/66 (2006.01)

F 1

F 1 6 H 3/66

Z

請求項の数 4 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2010-12531 (P2010-12531)	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成22年1月22日 (2010. 1. 22)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開2011-149520 (P2011-149520A)		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成23年8月4日 (2011. 8. 4)	(74) 代理人	110000800
審査請求日	平成24年11月28日 (2012. 11. 28)		特許業務法人創成国際特許事務所
		(72) 発明者	杉野 聡一
			埼玉県和光市中央1-4-1 株式会社本
			田技術研究所内
		(72) 発明者	斉藤 憲明
			埼玉県和光市中央1-4-1 株式会社本
			田技術研究所内
		(72) 発明者	飯塚 晃平
			埼玉県和光市中央1-4-1 株式会社本
			田技術研究所内

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】

変速機ケース内に回転自在に軸支されると共に駆動源からの動力により回転される入力軸の回転を、複数段に変速して出力部材から出力する自動変速機であって、

サンギヤ、キャリア及びリングギヤからなる3つの要素を夫々備える第1から第4の4つのプラネタリギヤ機構が設けられ、

該第1プラネタリギヤ機構の3つの要素を、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に夫々第1要素、第2要素及び第3要素とし、

前記第2プラネタリギヤ機構の3つの要素を、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に夫々第4要素、第5要素及び第6要素とし、

前記第3プラネタリギヤ機構の3つの要素を、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に夫々第7要素、第8要素及び第9要素とし、

前記第4プラネタリギヤ機構の3つの要素を、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に夫々第10要素、第11要素及び第12要素として、

前記第1要素と前記第6要素とを連結して第1連結体が構成され、前記第2要素と前記第9要素と前記第11要素とを連結して第2連結体が構成され、前記第4要素と前記第7要素とを連結して第3連結体が構成され、前記第5要素と前記第10要素とを連結して第4連結体が構成され、

前記第1連結体が前記入力軸に連結され、前記第12要素が前記出力部材に連結され、前記第1連結体と前記第3要素とを連結する連結状態と、この連結を断つ開放状態とに

10

20

切換自在な第1クラッチと、

前記第4プラネタリギヤ機構の第10～第12要素のうちの何れか2つを互いに連結する連結状態と、この連結を断つ開放状態とに切換自在な第2クラッチと、

前記第3要素を前記変速機ケースに固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在な第1ブレーキと、

前記第8要素を前記変速機ケースに固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在な第2ブレーキと、

前記第3連結体を前記変速機ケースに固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在な第3ブレーキとを備え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、

前記第3要素が逆転する場合のみ、前記第3要素と一体的に回転する1ウェイクラッチが設けられ、

該1ウェイクラッチを前記変速機ケースに固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在な第4ブレーキが設けら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、

前記第1ブレーキは、ドグクラッチ、又は、前記第3要素の正転を許容し逆転を阻止する逆転阻止状態と、前記第3要素の正転を阻止し逆転を許容する正転阻止状態とに切換自在な2ウェイクラッチで構成されることを特徴とする自動変速機。

【請求項4】

請求項1から請求項3の何れか1項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機構は、サンギヤと、リングギヤと、該サンギヤ及び該リングギヤに噛合するピニオンを自転及び公転自在に軸支するキャリアとからなるシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成されることを特徴とする自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、入力軸の回転を変速機ケース内に配置した複数のプラネタリギヤ機構を介して複数段に変速して出力部材から出力する自動変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、入力用の第1プラネタリギヤと変速用の2つのプラネタリギヤと6つの係合機構とを用いて、前進8段の変速を行うことができるようにした自動変速機が知られている（例えば、特許文献1参照）。

【0003】

特許文献1のものでは、入力用の第1プラネタリギヤを、第1サンギヤと、第1リングギヤと、互いに噛合すると共に一方が第1サンギヤに噛合し他方が第1リングギヤに噛合する一対の第1ピニオンを自転及び公転自在に軸支する第1キャリアとからなるダブルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成している。

【0004】

第1プラネタリギヤは、第1サンギヤが変速機ケースに固定される固定要素、第1キャリアが入力軸に連結される入力要素、第1リングギヤが入力要素たる第1キャリアの回転速度を減速して出力する出力要素とされている。

【0005】

又、変速用の2つのプラネタリギヤ機構は、第2サンギヤと、第3サンギヤと、第3リングギヤと一体化された第2リングギヤと、互いに噛合すると共に一方が第2サンギヤ及び第2リングギヤに噛合し他方が第3サンギヤに噛合する一対の第2ピニオンを自転及び公転自在に軸支する第2キャリアとからなるラビニヨ型のプラネタリギヤ機構で構成されている。

【0006】

このラビニヨ型のプラネタリギヤ機構は、速度線図（各回転要素の相対速度の比を直線で表すことができる図）においてギヤ比に対応する間隔を存して順に、第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素及び第4回転要素とすると、第1回転要素は第2サンギヤ、第2回転要素は第3キャリアと一体化された第2キャリア、第3回転要素は第3リングギヤと一体化された第2リングギヤ、第4回転要素は第3サンギヤとなる。

【0007】

又、係合機構として、第1プラネタリギヤの出力要素たる第1リングギヤと第3サンギヤから成る第4回転要素とを解除自在に連結する第1湿式多板クラッチと、入力軸と第2キャリアから成る第2回転要素とを解除自在に連結する第2湿式多板クラッチと、出力要素たる第1リングギヤと第2サンギヤから成る第1回転要素とを解除自在に連結する第3湿式多板クラッチと、入力要素たる第1キャリアと第2サンギヤから成る第1回転要素とを解除自在に連結する第4湿式多板クラッチと、第2サンギヤから成る第1回転要素を变速機ケースに解除自在に固定する第1ブレーキと、第2キャリアから成る第2回転要素を变速機ケースに解除自在に固定する第2ブレーキとを備える。

10

【0008】

以上の構成によれば、第1湿式多板クラッチと第2ブレーキとを係合することで1速段が確立され、第1湿式多板クラッチと第1ブレーキとを係合することで2速段が確立され、第1湿式多板クラッチと第3湿式多板クラッチとを係合することで3速段が確立され、第1湿式多板クラッチと第4湿式多板クラッチとを係合することで4速段が確立される。

20

【0009】

又、第1湿式多板クラッチと第2湿式多板クラッチとを係合することで5速段が確立され、第2湿式多板クラッチと第4湿式多板クラッチとを係合することで6速段が確立され、第2湿式多板クラッチと第3湿式多板クラッチとを係合することで7速段が確立され、第2湿式多板クラッチと第1ブレーキとを係合することで8速段が確立される。

【0010】

尚、特許文献1の第3湿式多板クラッチでは、ピストンを作動させるための作動油圧室は入力軸の軸線上に配置されているが、ピストンで押圧される複数のクラッチプレートは入力用の第1プラネタリギヤ機構の径方向外方に配置されている。

【先行技術文献】

30

【特許文献】

【0011】

【特許文献1】特開2005-273768号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0012】

上記従来例のものでは、各变速段において係合する係合機構の数が2つになる。そのため、開放している残りの4つの係合機構の引き摺りによるフリクションロスが大きくなり、自動变速機の効率が悪化する不具合がある。

【0013】

40

又、クラッチは、变速機ケースに設けられるブレーキと異なり、入力軸上や入力軸を軸支するメインシャフト上などに設けられるものであり、プラネタリギヤの径方向外方に配置することができない。

【0014】

従って、従来例のものでは、3つのプラネタリギヤ機構と4つのクラッチの合計7つの部材が入力軸上又は入力軸を回転自在に軸支するメインシャフト上に配置されることとなり、自動变速機の軸長が長くなって車両（特にFF式の車両）への搭載性が低いという不都合がある。

【0015】

本発明は、以上の点に鑑み、フリクションロスを低減できると共に車両への搭載性を向

50

上させることができる自動変速機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0016】

[1] 上記目的を達成するため、本発明は、変速機ケース内に回転自在に軸支されると共に駆動源からの動力により回転される入力軸の回転を、複数段に変速して出力部材から出力する自動変速機であって、サンギヤ、キャリア及びリングギヤからなる3つの要素を夫々備える第1から第4の4つのプラネタリギヤ機構が設けられ、該第1プラネタリギヤ機構の3つの要素を、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に夫々第1要素、第2要素及び第3要素とし、前記第2プラネタリギヤ機構の3つの要素を、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に夫々第4要素、第5要素及び第6要素とし、前記第3プラネタリギヤ機構の3つの要素を、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に夫々第7要素、第8要素及び第9要素とし、前記第4プラネタリギヤ機構の3つの要素を、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に夫々第10要素、第11要素及び第12要素として、前記第1要素と前記第6要素とを連結して第1連結体が構成され、前記第2要素と前記第9要素と前記第11要素とを連結して第2連結体が構成され、前記第4要素と前記第7要素とを連結して第3連結体が構成され、前記第5要素と前記第10要素とを連結して第4連結体が構成され、前記第1連結体が前記入力軸に連結され、前記第12要素が前記出力部材に連結され、前記第1連結体と前記第3要素とを連結する連結状態と、この連結を断つ開放状態とに切換自在な第1クラッチと、前記第4プラネタリギヤ機構の第10～第12要素のうちの何れか2つを互いに連結する連結状態と、この連結を断つ開放状態とに切換自在な第2クラッチと、前記第3要素を前記変速機ケースに固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在な第1ブレーキと、前記第8要素を前記変速機ケースに固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在な第2ブレーキと、前記第3連結体を前記変速機ケースに固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在な第3ブレーキとを備えることを特徴とする。

【0017】

本発明によれば、後述する実施形態の説明から明らかなように、前進8段の変速を行うことができると共に、2つのクラッチと3つのブレーキの合計5つの係合機構のうち各変速段において2つの係合機構が係合することになる。そのため、各変速段で開放している係合機構の数は3つになり、従来のように4つの係合機構が開放されるものに比し、開放している係合機構によるフリクションロスを低減でき、自動変速機の伝達効率が向上する。

【0018】

又、入力軸の軸線上には、4つプラネタリギヤ機構と2つのクラッチが配置され、合計6つの部材が配置される。このため、従来品のように、3つのプラネタリギヤ機構と4つのクラッチの合計7つの部材が入力軸の軸線上に配置されるものに比し、自動変速機の軸長を短縮させることができ、車両（特にFF式の車両）への搭載性を向上させることができる。

【0019】

[2] 本発明においては、第3要素が逆転する場合のみ第3要素と一体的に回転する1ウェイクラッチを設け、1ウェイクラッチを変速機ケースに固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切り換え自在な第4ブレーキを設けることが好ましい。

【0020】

これによれば、後述する実施形態の説明から明らかなように、第1ブレーキを比較的容量の小さい湿式多板ブレーキで構成することができ、フリクションロスをより低減させることができる。又、変速段間の変速の制御性を向上させることができる。又、第4ブレーキを開放状態とすることにより、1ウェイクラッチの働きを無効とすることができる。これにより、後進段を確立させることができる。

【0021】

[3] 本発明においては、第1ブレーキを、ドグクラッチ、又は、第3要素の正転を許

容し逆転を阻止する逆転阻止状態と、第3要素の正転を阻止し逆転を許容する正転阻止状態とに切換自在な2ウェイクラッチで構成することもできる。

【0022】

これによれば、後述する実施形態の説明から明らかなように、変速の制御性が向上される。又、第3要素が第1ブレーキたるドグクラッチ又は2ウェイクラッチにより変速機ケースに固定されていない開放状態となる変速段においては、第1ブレーキたるドグクラッチ又は2ウェイクラッチでフリクションロスが発生しない。このため、自動変速機全体として、フリクションロスをより低減させることができる。

【0023】

[4] 本発明においては、4つのプラネタリギヤ機構を、サンギヤと、リングギヤと、サンギヤ及びリングギヤに噛合するピニオンを自転及び公転自在に軸支するキャリアとからなるシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構で夫々構成することが好ましい。

10

【0024】

これによれば、プラネタリギヤ機構を、サンギヤと、リングギヤと、互いに噛合すると共に一方がサンギヤに噛合し他方がリングギヤに噛合する一対のピニオンを自転及び公転自在に軸支するキャリアとからなるダブルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成した場合に比し、入力軸から出力部材までの動力伝達経路におけるギヤの噛合回数を減少させることができ、伝達効率を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0025】

20

【図1】 本発明の実施形態の自動変速機の上半分を示すスケルトン図。

【図2】 実施形態の自動変速機の第1～第4プラネタリギヤ機構の各要素の相対速度の比を示す速度線図。

【図3】 実施形態の自動変速機の変速段毎における各係合機構の連結・固定状態を示す説明図。

【発明を実施するための形態】

【0026】

図1は、本発明の自動変速機の実施形態の上半分を示している。この実施形態の自動変速機は、変速機ケース1内に回転自在に軸支した、図外のエンジン等の動力源に連結される入力軸2と、入力軸2と同心に配置された出力ギヤからなる出力部材3とを備えている。出力部材3の回転は、図外のデファレンシャルギヤを介して車両の左右の駆動輪に伝達される。

30

【0027】

又、変速機ケース1内には、第1プラネタリギヤ機構4と第2プラネタリギヤ機構5と第3プラネタリギヤ機構6と第4プラネタリギヤ機構7とが入力軸2と同心に配置されている。第1プラネタリギヤ機構4は、サンギヤ S_a と、リングギヤ R_a と、サンギヤ S_a とリングギヤ R_a とに噛合するピニオン P_a を自転及び公転自在に軸支するキャリア C_a とから成るシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成されている。

【0028】

図2の最上段に示す第1プラネタリギヤ機構4の速度線図（サンギヤ、キャリア、リングギヤの3つの要素の相対回転速度の比を直線で表すことができる図）を参照して、第1プラネタリギヤ機構4の3つの要素 S_a 、 C_a 、 R_a を、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に左側から夫々第1要素、第2要素及び第3要素とすると、第1要素はサンギヤ S_a 、第2要素はキャリア C_a 、第3要素はリングギヤ R_a になる。

40

【0029】

ここで、サンギヤ S_a とキャリア C_a 間の間隔とキャリア C_a とリングギヤ R_a 間の間隔との比は、第1プラネタリギヤ機構4のギヤ比（リングギヤの歯数／サンギヤの歯数）を h として、 $h:1$ に設定される。尚、速度線図において、下の横線と上の横線は夫々回転速度が「0」と「1」（入力軸2と同じ回転速度）であることを示している。

【0030】

50

第2プラネタリギヤ機構5は、第1プラネタリギヤ機構4と同様に、サンギヤS bと、リングギヤR bと、サンギヤS bとリングギヤR bとに噛合するピニオンP bを自転及び公転自在に軸支するキャリアC bとから成るシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成されている。

【0031】

図2の上から2段目に示す第2プラネタリギヤ機構5の速度線図を参照して、第2プラネタリギヤ機構5の3つの要素S b, C b, R bを、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に左側から夫々第4要素、第5要素及び第6要素とすると、第4要素はサンギヤS b、第5要素はキャリアC b、第6要素はリングギヤR bになる。サンギヤS bとキャリアC b間の間隔とキャリアC bとリングギヤR b間の間隔との比は、第2プラネタリギヤ機構5のギヤ比をiとして、i : 1に設定される。

10

【0032】

第3プラネタリギヤ機構6は、第1及び第2プラネタリギヤ機構4, 5と同様に、サンギヤS cと、リングギヤR cと、サンギヤS c及びリングギヤR cに噛合するピニオンP cを自転及び公転自在に軸支するキャリアC cとから成るシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成される。

【0033】

図2の上から4段目(最下段)に示す第3プラネタリギヤ機構6の速度線図を参照して、第3プラネタリギヤ機構6の3つの要素S c, C c, R cを、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に左側から夫々第7要素、第8要素及び第9要素とすると、第7要素はサンギヤS c、第8要素はキャリアC c、第9要素はリングギヤR cになる。サンギヤS cとキャリアC c間の間隔とキャリアC cとリングギヤR c間の間隔との比は、第3プラネタリギヤ機構6のギヤ比をjとして、j : 1に設定される。

20

【0034】

第4プラネタリギヤ機構7は、第1～第3プラネタリギヤ機構4～6と同様に、サンギヤS dと、リングギヤR dと、サンギヤS d及びリングギヤR dに噛合するピニオンP dを自転及び公転自在に軸支するキャリアC dとから成るシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成される。

【0035】

図2の上から3段目に示す第4プラネタリギヤ機構7の速度線図を参照して、第4プラネタリギヤ機構7の3つの要素S d, C d, R dを、速度線図におけるギヤ比に対応する間隔での並び順に左側から夫々第10要素、第11要素及び第12要素とすると、第10要素はサンギヤS d、第11要素はキャリアC d、第12要素はリングギヤR dになる。サンギヤS dとキャリアC d間の間隔とキャリアC dとリングギヤR d間の間隔との比は、第4プラネタリギヤ機構7のギヤ比をkとして、k : 1に設定される。

30

【0036】

第1プラネタリギヤ機構4のサンギヤS a(第1要素)と第2プラネタリギヤ機構5のリングギヤR b(第6要素)とが連結されて、第1連結体S a-R bが構成されている。又、第1プラネタリギヤ機構4のキャリアC a(第2要素)と、第3プラネタリギヤ機構6のリングギヤR c(第9要素)と、第4プラネタリギヤ機構7のキャリアC d(第11要素)とが連結されて、第2連結体C a-R c-C dが構成されている。

40

【0037】

又、第2プラネタリギヤ機構5のサンギヤS b(第4要素)と第3プラネタリギヤ機構6のサンギヤS c(第7要素)とが連結されて、第3連結体S b-S cが構成されている。又、第2プラネタリギヤ機構5のキャリアC b(第5要素)と第4プラネタリギヤ機構7のサンギヤS d(第10要素)とが連結されて、第4連結体C b-S dが構成されている。

【0038】

第1連結体S a-R bは入力軸2に連結されている。第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤR d(第12要素)は出力部材3に連結されている。尚、図1では、リングギヤR

50

d (第12要素)の外周面に出力ギヤたる出力部材3が配置されたものを示しているが、ギヤ比の設定等に応じて、出力部材3の位置をリングギヤRd (第12要素)に対して入力軸2の軸方向にずらしてもよい。

【0039】

実施形態の自動変速機では、4つのプラネタリギヤ機構4〜7により、第1連結体Sa-Rb、第2連結体Ca-Rc-Cd、第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa (第3要素)、第3連結体Sb-Sc、第4連結体Cb-Sd、第3プラネタリギヤ機構6のキャリアCc (第8要素)、第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤRd (第12要素)の合計7つの回転体が構成されている。

【0040】

又、実施形態の自動変速機は、係合機構として、第1と第2の2つの湿式多板クラッチC1、C2と、第1〜第4の4つの湿式多板ブレーキB1〜B4と、1ウェイクラッチF1とを備える。第1湿式多板クラッチC1は、第1連結体Sa-Rbと第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa (第3要素)とを連結する連結状態と、この連結を断つ開放状態とに切換自在に構成されている。

【0041】

第2湿式多板クラッチC2は、第2連結体Ca-Rc-Cdと第4連結体Cb-Sdとを連結する連結状態と、この連結を断つ開放状態とに切換自在に構成されている。換言すれば、第2湿式多板クラッチC2は、第4プラネタリギヤ機構7のサンギヤSd (第10要素)とキャリアCd (第11要素)とを連結する連結状態と、この連結を断つ開放状態とに切換自在に構成されている。

【0042】

第1湿式多板ブレーキB1は、第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa (第3要素)を変速機ケース1に固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在に構成されている。第2湿式多板ブレーキB2は、第3プラネタリギヤ機構6のキャリアCc (第8要素)を変速機ケース1に固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在に構成されている。

【0043】

第3湿式多板ブレーキB3は、第3連結体Sb-Scを変速機ケース1に固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在に構成されている。第4湿式多板ブレーキB4は、1ウェイクラッチF1を変速機ケース1に固定する固定状態と、この固定を解除する開放状態とに切換自在に構成されている。

【0044】

1ウェイクラッチF1は、第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa (第3要素)が逆転 (車両が後進する方向への回転) する場合に、リングギヤRa (第3要素)と一体的に回転し、リングギヤRa (第3要素)が正転 (車両が前進する方向への回転) する場合に、リングギヤRa (第3要素)と一体的に回転することなく相対回転自在となるように構成されている。

【0045】

実施形態の自動変速機において、1速段が確立される場合には、第3湿式多板ブレーキB3及び第4湿式多板ブレーキB4が固定状態とされる。これにより、第3連結体Sb-Scの回転速度が「0」となり、第4連結体Cb-Sdの回転速度が $i / (i + 1)$ となる。

【0046】

又、1ウェイクラッチF1が変速機ケース1に固定されると共に、この1ウェイクラッチF1の働きで第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa (第3要素)の逆転が阻止され、リングギヤRa (第3要素)の回転速度が「0」になる。そして、第2連結体Ca-Rc-Cdの回転速度が $1 / (h + 1)$ となって、出力部材3に連結された第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤRd (第12要素)の回転速度が図2に示す「1st」になり、1速段が確立される。

【0047】

尚、1速段において、第1湿式多板ブレーキB1は開放状態となるが、第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa（第3要素）の回転速度が1ウェイクラッチF1の働きで「0」となるため、第1湿式多板ブレーキB1でフリクションロスが発生しない。又、1速段において、第1湿式多板ブレーキB1を固定状態とすれば、エンジンプレーキを効かせることができる。

【0048】

2速段が確立される場合には、第2湿式多板ブレーキB2及び第4湿式多板ブレーキB4が固定状態とされる。これにより、第3プラネタリギヤ機構6のキャリアCc（第8要素）の回転速度が「0」となる。又、変速機ケース1に固定される1ウェイクラッチF1の働きで第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa（第3要素）の回転速度が「0」になって、第2連結体Ca-Rc-Cdの回転速度が $1/(h+1)$ となる。そして、出力部材3に連結された第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤRd（第12要素）の回転速度が図2に示す「2nd」になって、2速段が確立される。

【0049】

尚、2速段においても、1速段の場合と同様に、開放状態となる第1湿式多板ブレーキB1でフリクションロスが発生しない。又、2速段においても、第1湿式多板ブレーキB1を固定状態とすれば、エンジンプレーキを効かせることができる。

【0050】

3速段が確立される場合には、第2湿式多板クラッチC2が連結状態とされると共に、第4湿式多板ブレーキB4が固定状態とされる。これにより、変速機ケース1に固定される1ウェイクラッチF1の働きで第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa（第3要素）の回転速度が「0」になって、第2連結体Ca-Rc-Cdの回転速度が $1/(h+1)$ となる。

【0051】

又、第2連結体Ca-Rc-Cdと第4連結体Cb-Sdとが同一速度で回転するため、第4プラネタリギヤ機構7の第10～第12の3つの要素Sd、Cd、Rdが相対回転不能なロック状態となり、第10～第12要素Sd、Cd、Rdが $1/(h+1)$ で回転する。従って、出力部材3に連結された第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤRd（第12要素）の回転速度が $1/(h+1)$ である「3rd」になって、3速段が確立される。

【0052】

尚、3速段においても、1速段及び2速段の場合と同様に、開放状態となる第1湿式多板ブレーキB1でフリクションロスが発生しない。又、3速段においても、第1湿式多板ブレーキB1を固定状態とすれば、エンジンプレーキを効かせることができる。

【0053】

4速段が確立される場合には、第2湿式多板クラッチC2が連結状態とされると共に、第2湿式多板ブレーキB2及び第4湿式多板ブレーキB4が固定状態とされる。これにより、第2連結体Ca-Rc-Cdと第4連結体Cb-Sdとが同一速度で回転するため、第4プラネタリギヤ機構7の第10～第12の3つの要素Sd、Cd、Rdが相対回転不能なロック状態となる。

【0054】

又、第3プラネタリギヤ機構6のキャリアCc（第8要素）の回転速度が「0」となる。そして、出力部材3に連結された第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤRd（第12要素）の回転速度が図2に示す「4th」（ $i/(i+j+1)$ ）になって、4速段が確立される。

【0055】

5速段が確立される場合には、第2湿式多板クラッチC2が連結状態とされると共に、第3湿式多板ブレーキB3及び第4湿式多板ブレーキB4が固定状態とされる。これにより、第2連結体Ca-Rc-Cdと第4連結体Cb-Sdとが同一速度で回転するため、

第4プラネタリギヤ機構7の第10～第12の3つの要素S_d、C_d、R_dが相対回転不能なロック状態となる。

【0056】

又、第3連結体S_b－S_cの回転速度が「0」となり、第4連結体C_b－S_dの回転速度が $i / (i + 1)$ となる。そして、出力部材3に連結された第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤR_d（第12要素）の回転速度が図2に示す「5 t h」（ $i / (i + 1)$ ）になって、5速段が確立される。

【0057】

6速段が確立される場合には、第1湿式多板クラッチC₁及び第2湿式多板クラッチC₂が連結状態とされると共に、第4湿式多板ブレーキB₄が固定状態とされる。これにより、第1連結体S_a－R_bと第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤR_a（第3要素）とが同一速度で回転し、第1プラネタリギヤ機構4の第1～第3の3つの要素S_a、C_a、R_aが相対回転不能なロック状態となり、第1～第3要素S_a、C_a、R_aが「1」で回転する。

【0058】

又、第2連結体C_a－R_c－C_dと第4連結体C_b－S_dとが同一速度で回転するため、第4プラネタリギヤ機構7の第10～第12の3つの要素S_d、C_d、R_dも相対回転不能なロック状態となる。従って、出力部材3に連結された第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤR_d（第12要素）の回転速度が「1」である「6 t h」になって、6速段が確立される。

【0059】

7速段が確立される場合には、第1湿式多板クラッチC₁が連結状態とされると共に、第3湿式多板ブレーキB₃及び第4湿式多板ブレーキB₄が固定状態とされる。これにより、第1連結体S_a－R_bと第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤR_a（第3要素）とが同一速度で回転し、第1プラネタリギヤ機構4の第1～第3の3つの要素S_a、C_a、R_aが相対回転不能なロック状態となり、第1～第3要素S_a、C_a、R_aが「1」で回転する。従って、第2連結体C_a－R_c－C_dの回転速度も「1」となる。

【0060】

又、第3連結体S_b－S_cの回転速度が「0」となり、第4連結体C_b－S_dの回転速度が $i / (i + 1)$ となる。そして、出力部材3に連結された第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤR_d（第12要素）の回転速度が図2に示す「7 t h」になって、7速段が確立される。

【0061】

8速段が確立される場合には、第1湿式多板クラッチC₁が連結状態とされると共に、第2湿式多板ブレーキB₂及び第4湿式多板ブレーキB₄が固定状態とされる。これにより、第1連結体S_a－R_bと第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤR_a（第3要素）とが同一速度で回転し、第1プラネタリギヤ機構4の第1～第3の3つの要素S_a、C_a、R_aが相対回転不能なロック状態となり、第1～第3要素S_a、C_a、R_aが「1」で回転する。従って、第2連結体C_a－C_d－R_cの回転速度も「1」となる。

【0062】

又、第3プラネタリギヤ機構6のキャリアC_c（第8要素）の回転速度が「0」となる。そして、出力部材3に連結された第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤR_d（第12要素）の回転速度が図2に示す「8 t h」になって、8速段が確立される。

【0063】

後進段が確立される場合には、第2湿式多板ブレーキB₂及び第3湿式多板ブレーキB₃が固定状態とされる。第4湿式多板ブレーキB₄が開放状態とされているため、1ウェイクラッチF₁の働きが無効となり、第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤR_a（第3要素）は逆転が許容される状態となる。

【0064】

又、第3連結体S_b－S_c及び第3プラネタリギヤ機構6のキャリアC_c（第8要素）

10

20

30

40

50

の回転速度が「0」となるため、第3プラネタリギヤ機構6の第7～第9の3つの要素Sc, Cc, Rcが相対回転不能なロック状態となり、第2連結体Ca-Rc-Cdの回転速度が「0」となる。

【0065】

又、第3連結体Sd-Scの回転速度が「0」であるため、第4連結体Cb-Sdの回転速度は $i / (i + 1)$ となる。そして、出力部材3に連結された第4プラネタリギヤ機構7のリングギヤRd（第12要素）の回転速度が図2に示す逆転の「Rvs」になって、後進段が確立される。

【0066】

尚、図2中の点線で示す速度線は、4つのプラネタリギヤ機構4～7のうち動力伝達するプラネタリギヤ機構に追従して他のプラネタリギヤ機構の各要素が回転することを表している。

【0067】

図3(a)は、上述した各変速段と各係合機構たるクラッチC1, C2、ブレーキB1～B4、1ウェイクラッチF1の状態との関係を纏めて表示した図であり、クラッチC1, C2及びブレーキB1～B4の欄の「○」は連結状態又は固定状態であることを表している。又、1ウェイクラッチF1の欄の「○」は1ウェイクラッチF1の働きで第2連結体Ra-Cbの回転速度が「0」となっている状態であることを表している。又、第1湿式多板ブレーキB1の欄の「(○)」はエンジンブレーキを効かせる場合には固定状態とすることを表している。

【0068】

又、図3(b)に示すように、第1プラネタリギヤ機構4のギヤ比hを1.666、第2プラネタリギヤ機構5のギヤ比iを3.000、第3プラネタリギヤ機構6のギヤ比jを1.666、第4プラネタリギヤ機構7のギヤ比kを2.050とした場合における各変速段のギヤレシオ（入力軸2の回転速度／出力部材3の回転速度）も図3(a)に示している。これによれば、公比（各変速段間のギヤレシオの比）が適切になると共に、図3(b)に示すレシオレンジ（1速レシオ／8速レシオ）も適切になる。

【0069】

実施形態の自動変速機によれば、前進8段の変速を行うことができる。又、前進4速段から前進8速段においては、2つの湿式多板クラッチC1, C2と4つの湿式多板ブレーキB1～B4の合計6つの係合機構のうち3つの係合機構が係合することになる。又、前進1速段から前進3速段においては、第1湿式多板ブレーキB1が開放状態であっても、1ウェイクラッチF1の働きで第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa（第3要素）の回転速度が「0」となるため、第1湿式多板ブレーキB1でフリクションロスが発生しない。

【0070】

そのため、後進段を除く各変速段でフリクションロスが発生する係合機構の数は3つになり、従来のように各変速段で4つの係合機構がフリクションロスが発生させるものに比し、開放している係合機構によるフリクションロスを低減でき、自動変速機の伝達効率が向上する。

【0071】

又、入力軸2（又は入力軸2を回転自在に軸支するメインシャフト（図示省略））の軸線上には、4つプラネタリギヤ機構4～7と2つの湿式多板クラッチC1, C2の合計6つの部材が配置される。このため、従来品のように、3つのプラネタリギヤ機構と4つの湿式多板クラッチの合計7つの部材が入力軸2の軸線上に配置されるものに比し、自動変速機の軸長を短縮させることができ、車両（特にFF式の車両）への搭載性を向上させることができる。

【0072】

又、第1～第4の4つのプラネタリギヤ機構4～7の全てがシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成されているため、各プラネタリギヤ機構4～7を、サンギヤと、リ

10

20

30

40

50

ングギヤと、互いに噛合すると共に一方がサンギヤに噛合し他方がリングギヤに噛合する一対のピニオンを自転及び公転自在に軸支するキャリアとからなるダブルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成した場合に比し、入力軸 2 から出力部材 3 までの動力伝達経路におけるギヤの噛合回数を減少させることができ、伝達効率を向上させることができる。

【0073】

又、実施形態の自動変速機では、第 4 湿式多板ブレーキ B 4 と 1 ウェイクラッチ F 1 とを省略しても、上述した実施形態の効果を得ることができる。この場合、前進 1 速段から前進 3 速段において第 1 湿式多板ブレーキ B 1 を固定状態とすればよい。

【0074】

ここで、上述した如く第 4 湿式多板ブレーキ B 4 と 1 ウェイクラッチ F 1 とを省略した場合には、3 速段から 4 速段へアップシフトする際には、第 1 湿式多板ブレーキ B 1 を開放状態に切り換えると共に、第 2 湿式多板ブレーキ B 2 を固定状態に切り換える必要がある。又、4 速段から 3 速段へダウンシフトする際には、第 1 湿式多板ブレーキ B 1 を固定状態に切り換えると共に、第 2 湿式多板ブレーキ B 2 を開放状態に切り換える必要がある。

10

【0075】

実施形態の自動変速機では、3 速段から 4 速段へアップシフトする際には、第 2 湿式多板ブレーキ B 2 を固定状態に切り換えるだけでよく、又、4 速段から 3 速段へダウンシフトする際には、第 2 湿式多板ブレーキ B 2 を開放状態に切り換えるだけでよい。

【0076】

従って、実施形態の自動変速機によれば、第 4 湿式多板ブレーキ B 4 と 1 ウェイクラッチ F 1 とを省略して 3 速段と 4 速段との間の変速の際に第 1 と第 2 の 2 つの湿式多板ブレーキ B 1、B 2 の状態を切り換える必要があるものに比べ、3 速段と 4 速段の間の変速の制御性を向上させることができる。

20

【0077】

又、実施形態の第 1 湿式多板ブレーキ B 1 は、1 ～ 3 速段でエンジンブレーキを効かせる場合のみ、固定状態に切り換えられるものであるため、比較的容量の小さい湿式多板ブレーキで構成することができる。

【0078】

ここで、湿式多板ブレーキは容量の増加に比例してフリクションロスが増加するものである。このため、実施形態の自動変速機によれば、比較的容量の大きい湿式多板ブレーキを用いる必要があるものに比し、第 1 プラネタリギヤ機構 4 のリングギヤ R a が正転する 4 速段から 8 速段において、第 1 湿式多板ブレーキ B 1 で発生するフリクションロスを減少させることができ、更なる伝達効率の向上を図ることができる。

30

【0079】

尚、実施形態の自動変速機においては、第 2 湿式多板クラッチ C 2 として、第 2 連結体 C a - R c - C d と第 4 連結体 C b - S d とを連結する連結状態と、この連結を断つ開放状態とに切換自在に構成されているものを説明した。しかしながら、本発明の第 2 湿式多板クラッチ C 2 は、これに限られるものではなく、連結状態とすることにより、第 4 プラネタリギヤ機構 7 の第 10 ～ 第 12 の 3 つの要素を相対回転不能なロック状態にすることができるものであればよい。

40

【0080】

例えば、第 2 湿式多板クラッチ C 2 を、第 2 連結体 C a - R c - C d と第 4 プラネタリギヤ機構 7 のリングギヤ R d (第 12 要素) とを連結する連結状態と、この連結を断つ開放状態とに切換自在に構成しても本発明の効果を得ることができる。

【0081】

又、実施形態では、本発明の第 1 ブレーキとして第 1 湿式多板ブレーキ B 1 を用いたが、これに限らず、本発明の第 1 ブレーキとして、例えば、ドグクラッチやシンクロメッシュ機構等の歯の噛み合いによって解除自在に固定状態となる噛合機構や 2 ウェイクラッチを用いてもよい。このように構成すれば、第 1 ブレーキが開放状態となる前進 4 速段～ 8

50

速段において、第1ブレーキでのフリクションロスをより抑制させることができ、自動変速機の伝達効率をより向上させることができる。

【0082】

第1ブレーキとして2ウェイクラッチを用いる場合には、前進段においては、正転（車両が前進する方向への回転）を許容し逆転（車両が後進する方向への回転）を阻止する逆転阻止状態に切り換え、後進段においては、正転を阻止し逆転を許容する正転阻止状態に切り換えればよい。この場合、1ウェイクラッチF1及び第4湿式多板ブレーキB4は省略することができる。

【0083】

これによれば、実施形態の自動変速機の1ウェイクラッチF1を用いた場合と同様の理由により、3速段と4速段の間の変速の制御性を向上させることができる。又、2ウェイクラッチは、第1プラネタリギヤ機構4のリングギヤRa（第3要素）の変速機ケース1への固定を断つ開放状態である場合（実施形態では4速段から8速段）でもフリクションロスが発生しない。このため、自動変速機全体として、フリクションロスをより抑制することができる。又、前進1～3速段において、車両が減速状態にあるときに2ウェイクラッチを正転阻止状態に切り換えれば、エンジンブレーキを効かせることもできる。

【0084】

又、実施形態においては、第1～第4のプラネタリギヤ機構4～7をシングルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成したが、第1～第4のプラネタリギヤ機構4～7をダブルピニオン型のプラネタリギヤ機構で構成してもよい。

【符号の説明】

【0085】

1…変速機ケース、2…入力軸、3…出力部材、4…第1プラネタリギヤ機構、Sa…サンギヤ（第1要素）、Ra…リングギヤ（第3要素）、Pa…ピニオン、Ca…キャリア（第2要素）、5…第2プラネタリギヤ機構、Sb…サンギヤ（第4要素）、Rb…リングギヤ（第6要素）、Pb…ピニオン、Cb…キャリア（第5要素）、6…第3プラネタリギヤ機構、Sc…サンギヤ（第7要素）、Rc…リングギヤ（第9要素）、Pc…ピニオン、Cc…キャリア（第8要素）、7…第4プラネタリギヤ機構、Sd…サンギヤ（第10要素）、Rd…リングギヤ（第12要素）、Pd…ピニオン、Cd…キャリア（第11要素）、C1…第1湿式多板クラッチ（第1クラッチ）、C2…第2湿式多板クラッチ（第2クラッチ）、B1…第1湿式多板ブレーキ（第1ブレーキ）、B2…第2湿式多板ブレーキ（第2ブレーキ）、B3…第3湿式多板ブレーキ（第3ブレーキ）、B4…第4湿式多板ブレーキ（第4ブレーキ）、F1…1ウェイクラッチ。

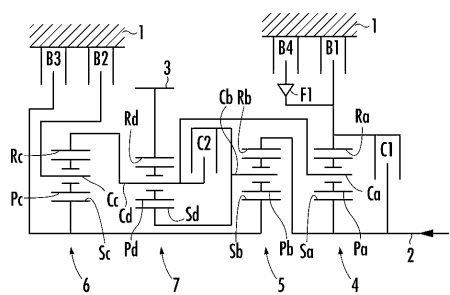
10

20

30

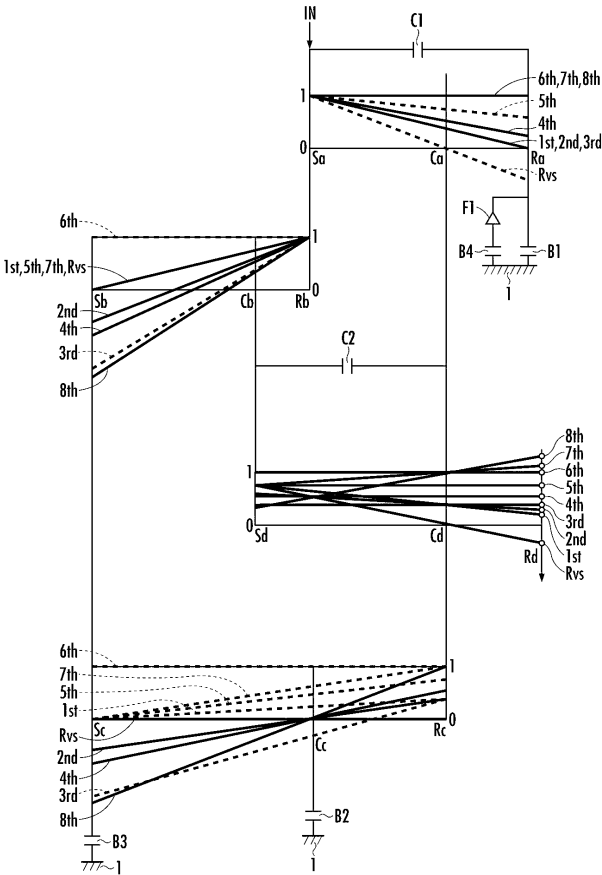
【図 1】

FIG.1



【図 2】

FIG.2



【図 3】

FIG.3 (a)

	C1	C2	F1	B1	B2	B3	B4	ギヤレシオ	公比
1st			○ (○)		○	○		5.203	1.396
2nd			○ (○)	○		○		3.725	1.397
3rd		○	○ (○)			○		2.666	1.412
4th		○			○	○		1.889	1.417
5th		○				○		1.333	1.333
6th	○	○					○	1.000	1.122
7th	○					○	○	0.891	1.181
8th	○				○		○	0.755	
Rvs					○	○		2.733	

FIG.3 (b)

ギヤ比h	1.666
ギヤ比i	3.000
ギヤ比j	1.666
ギヤ比k	2.050
レシオレンジ	6.894

フロントページの続き

(72)発明者 ジョエルグ・ミューラー

ドイツ連邦共和国 09113 ケムニッツ ミュラーストラーセ 1

(72)発明者 リコ・レッシュ

ドイツ連邦共和国 01723 ヴィルスドルッフ ノッセナーストラーセ 1

(72)発明者 ミルコ・リーシュ

ドイツ連邦共和国 09419 トゥーム ブラウハウストラーセ 16

審査官 小林 忠志

(56)参考文献 特開昭52-077971 (JP, A)

特開昭57-134048 (JP, A)

特開2007-024303 (JP, A)

特開2005-069380 (JP, A)

特開2006-266481 (JP, A)

特開平09-032919 (JP, A)

特開2005-030430 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 3/00- 3/78