

(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
2018年3月8日(08.03.2018)



(10) 国際公開番号

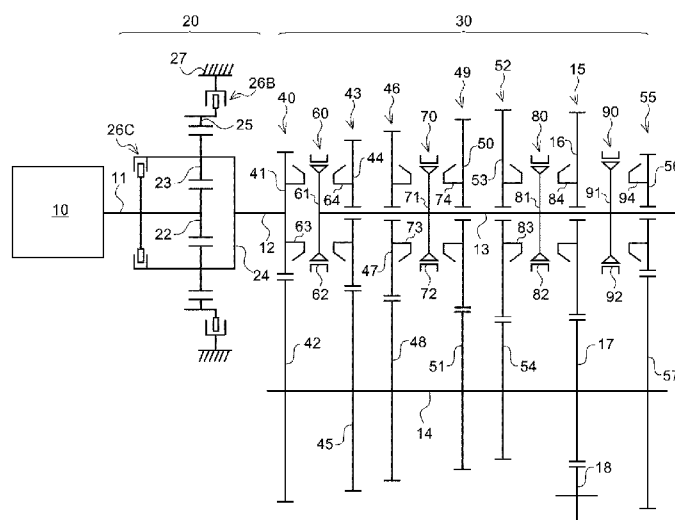
WO 2018/043609 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 3/54 (2006.01) *F16H 3/091* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/031270
- (22) 国際出願日: 2017年8月30日(30.08.2017)
- (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 2016-169408 2016年8月31日(31.08.2016) JP
- (71) 出願人: いすゞ自動車株式会社 (ISUZU MOTORS LIMITED) [JP/JP]; 〒1408722 東京都品川区南大井6丁目2番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 古賀 英隆(KOGA Hidetaka); 〒2520881 神奈川県藤沢市土棚8番地 いすゞ自動車株式会社 藤沢工場内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 日比谷 征彦, 外 (HIBIYA Yukihiro et al.); 〒1230843 東京都足立区西新井柴町一丁目19番31号 ザステージオ・イースト717 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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,

(54) Title: TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 変速機

1



(57) Abstract: The present invention comprises: a planetary gear mechanism including an input shaft, a gear group, a carrier, and an input/output shaft having dynamic force transmitted thereto from the gear group; a brake switchable between an engaged state that stops gear rotation and a released state in which gear rotation is permitted; a clutch switchable between an engaged state in which the carrier engages and rotates integrally with the input shaft and a released state in which the engagement between the carrier and the input shaft is released; and a main transmission including an output

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), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

一 国際調査報告（条約第21条(3)）

shaft, a counter shaft, an input gear train, and a plurality of output gear trains.

(57) 要約：入力軸、ギヤ群、キャリア及び、ギヤ群から動力が伝達される入出力軸を含む遊星歯車機構と、ギヤの回転を停止させる係合状態と、ギヤの回転を許容する解除状態とに切り替え可能なブレーキと、キャリアを入力軸と係合させて一体回転させる係合状態と、キャリアと入力軸との係合を解除する解除状態とに切り替え可能なクラッチと、出力軸、カウンタ軸、入力ギヤ列及び、複数の出力ギヤ列を含む主変速機とを備えた。

明 細 書

発明の名称 : 変速機

技術分野

[0001] 本開示は、変速機に関し、特に、遊星歯車機構を備えた多段変速機に関する。

背景技術

[0002] 一般的に、変速機が多段化を変速ギヤ列の追加によって行くと、装置全体の重量増加や全長増加等を招くことになる。このような変速ギヤ列の追加を行うことなく多段化を図る構造として、主変速機の出力側に副変速機としての遊星歯車機構を配置し、遊星歯車機構を高速又は低速に切り替えるようにした多段変速機が広く実用化されている（例えば、特許文献1，2参照）。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：日本国特開2011-144853号公報

特許文献2：日本国特開2007-270946号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] ところで、上記従来構造では、駆動源からの動力は主変速機の入力軸に設けられたプライマリギヤ列を経由して、出力側の各変速ギヤ列や遊星歯車機構に伝達される。このようなギヤ配列構造において、発進変速比を大きく確保するには、入力側のプライマリギヤの歯数を少なく設定して、プライマリギヤ列の減速比を大きくする必要がある。しかしながら、プライマリギヤの歯数を極端に少なくすると、入力軸の軸径が短くなり、入力軸の強度不足を招く。

[0005] また、上記従来構造において、1速から2速にシフトアップする際は、クラッチ装置を切断して変速ギヤ列のギヤ結合を1速から2速に切り替えた後にクラッチ装置を接続する必要がある。このため、クラッチ装置が切断され

る間は所謂トルク抜け状態となり、加速性を悪化させる。

[0006] 本開示は、発進変速比を大きく確保することが可能な変速機を提供する。

課題を解決するための手段

[0007] 本開示の技術は、駆動源から動力が伝達される入力軸、該入力軸から動力が伝達されるギヤ群、該ギヤ群のうち一部のギヤ群を回転可能に支持するキャリア及び、前記ギヤ群から動力が伝達される入出力軸を含む遊星歯車機構と、前記ギヤ群のうち一のギヤと係合して当該一のギヤの回転を停止させる係合状態と、前記一のギヤの回転を許容する解除状態とに切り替え可能な第1係合機構と、前記キャリアを前記入力軸又は前記入出力軸と係合させて一体回転させる係合状態と、前記キャリアと前記入力軸又は前記入出力軸との係合を解除する解除状態とに切り替え可能な第2係合機構と、前記入出力軸と同軸上に配置された出力軸、該出力軸と平行に配置されたカウンタ軸、前記入出力軸及び前記カウンタ軸に設けられた入力ギヤ列及び、前記出力軸又は前記カウンタ軸に選択的に結合可能な複数の出力ギヤ列を含む主変速機と、を備え、前記複数の出力ギヤ列のうち、発進段用の出力ギヤ列が前記出力軸又は前記カウンタ軸に結合された状態で、前記第1係合機構が係合状態、前記第2係合機構が解除状態に選択されると、前記入力軸に伝達される動力が前記ギヤ群を介して前記入出力軸に減速されて伝達される発進段低速が確立され、前記第1係合機構が解除状態、前記第2係合機構が係合状態に選択されると、前記入力軸と前記入出力軸とが直結される発進段高速が確立される。

[0008] また、前記発進段低速から前記発進段高速にシフトアップする際は、前記発進段用の出力ギヤ列の結合を保持した状態で、前記第1係合機構を係合状態から解除状態に切り替えると共に、前記第2係合機構を解除状態から係合状態に切り替えてもよい。

[0009] また、前記第1係合機構は湿式多板クラッチであり、前記発進段低速で発進する際は前記第1係合機構が半クラッチ状態を経由して完接されてもよい。

[0010] また、前記第 2 係合機構は湿式多板クラッチであり、前記発進段高速で発進する際は前記第 2 係合機構が半クラッチ状態を経由して完接されてもよい。

[0011] また、前記遊星歯車機構は、前記入力軸に固定されたサンギヤと、該サンギヤと同心に配置されたリングギヤと、前記サンギヤ及び前記リングギヤと噛合する複数のピニオンギヤと、前記入出力軸に固定されると共に、前記ピニオンギヤを回転可能に支持するキャリアとを含み、前記第 1 係合機構は、係合状態で前記リングギヤの回転を停止させ、前記第 2 係合機構は、係合状態で前記キャリアと前記入力軸とを一体回転させてもよい。

発明の効果

[0012] 本開示の技術によれば、発進変速比を大きく確保することができる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]図1は、本実施形態に係る変速機を示すスケルトン図である。

[図2]図2は、本実施形態に係る変速機の 1 速低速の動力伝達経路を説明する図である。

[図3]図3は、本実施形態に係る変速機の 1 速高速の動力伝達経路を説明する図である。

[図4]図4は、本実施形態に係る変速機の 2 速の動力伝達経路を説明する図である。

[図5]図5は、本実施形態に係る変速機の 3 速の動力伝達経路を説明する図である。

[図6]図6は、本実施形態に係る変速機の 4 速の動力伝達経路を説明する図である。

[図7]図7は、本実施形態に係る変速機の 5 速の動力伝達経路を説明する図である。

[図8]図8は、本実施形態に係る変速機の 6 速の動力伝達経路を説明する図である。

[図9]図9は、他の実施形態に係る変速機を示すスケルトン図である。

[図10]図 10 は、本実施形態に係る変速機の各ギヤ比及び最終変速比の詳細設定について説明する表である。

発明を実施するための形態

[0014] 以下、添付図面に基づいて、本開示の一実施形態に係る変速機を説明する。

[0015] 図 1 に示すように、本実施形態の変速機 1 は、入力側から順に副変速機としての遊星歯車機構 20 と、主変速機 30 とを備えている。なお、図中において、符号 10 は駆動源としてのエンジン、符号 11 はエンジン 10 のクランク軸（以下、入力軸という）をそれぞれ示している。

[0016] 遊星歯車機構 20 は、減速用遊星歯車であって、入力軸 11 と同軸上に配置された入出力軸 12 と、入力軸 11 に固定されたサンギヤ 22 と、サンギヤ 22 と同心に配置されたリングギヤ 25 と、サンギヤ 22 及びリングギヤ 25 と噛合する複数のピニオンギヤ 23 と、入出力軸 12 に固定されると共に、各ピニオンギヤ 23 を自転及び公転自在に支持するキャリア 24 と、ブレーキ 26 B と、クラッチ 26 C とを備えている。サンギヤ 22、リングギヤ 25 及び、ピニオンギヤ 23 は、本開示のギヤ群、ブレーキ 26 B は本開示の第 1 係合機構、クラッチ 26 C は本開示の第 2 係合機構に相当する。

[0017] ブレーキ 26 B は、好ましくは、湿式多板クラッチであって、リングギヤ 25 と変速機ケース等の固定部 27 との間に設けられている。ブレーキ 26 B は、図示を省略する油圧制御回路から作動油が供給されて各クラッチプレートが圧接されると、リングギヤ 25 を固定部 27 に係合させて回転を停止させる「係合状態」になる。一方、ブレーキ 26 B は、作動油の供給が停止されて各クラッチプレートが図示しないリターンスプリングの付勢力によって離反されると、リングギヤ 25 の回転を許容する「解除状態」に切り替えられるようになっている。

[0018] クラッチ 26 C は、好ましくは、湿式多板クラッチであって、入力軸 11 とキャリア 24 との間に設けられている。クラッチ 26 C は、図示を省略する油圧制御回路から作動油が供給されて各クラッチプレートが圧接されると

、キャリア 24 を入力軸 11 に係合させて、入力軸 11 と入出力軸 12 とを直結させる「係合状態」になる。一方、クラッチ 26C は、作動油の供給が停止されて各クラッチプレートが図示しないリターンスプリングの付勢力によって離反されると、入力軸 11 と入出力軸 12 との直結を解除する「解除状態」に切り替えられるようになっている。

[0019] 主変速機 30 は、入出力軸 12 と同軸上に配置された出力軸 13 と、入出力軸 12 及び出力軸 13 と平行に配置されたカウンタ軸 14 と、プライマリギヤ列 40 と、4 速用ギヤ列 43 と、3 速用ギヤ列 46 と、2 速用ギヤ列 49 と、1 速用ギヤ列 52 と、リバース用ギヤ列 15 と、6 速用ギヤ列 55 と、第 1 シンクロ機構 60 と、第 2 シンクロ機構 70 と、第 3 シンクロ機構 80 と、第 4 シンクロ機構 90 とを備えている。

[0020] プライマリギヤ列 40 は、入出力軸 12 に一体回転可能に設けられたプライマリ主ギヤ 41 と、カウンタ軸 14 に一体回転可能に設けられて、プライマリ主ギヤ 41 と常時噛合するプライマリカウンタギヤ 42 とを有する。

[0021] 4 速用ギヤ列 43 は、出力軸 13 に相対回転可能に設けられた 4 速用主ギヤ 44 と、カウンタ軸 14 に一体回転可能に設けられて、4 速用主ギヤ 44 と常時噛合する 4 速用カウンタギヤ 45 とを有する。

[0022] 3 速用ギヤ列 46 は、出力軸 13 に相対回転可能に設けられた 3 速用主ギヤ 47 と、カウンタ軸 14 に一体回転可能に設けられて、3 速用主ギヤ 47 と常時噛合する 3 速用カウンタギヤ 48 とを有する。

[0023] 2 速用ギヤ列 49 は、出力軸 13 に相対回転可能に設けられた 2 速用主ギヤ 50 と、カウンタ軸 14 に一体回転可能に設けられて、2 速用主ギヤ 50 と常時噛合する 2 速用カウンタギヤ 51 とを有する。

[0024] 1 速用ギヤ列 52 は、出力軸 13 に相対回転可能に設けられた 1 速用主ギヤ 53 と、カウンタ軸 14 に一体回転可能に設けられて、1 速用主ギヤ 53 と常時噛合する 1 速用カウンタギヤ 54 とを有する。

[0025] リバース用ギヤ列 15 は、出力軸 13 に相対回転可能に設けられたリバース用主ギヤ 16 と、カウンタ軸 14 に一体回転可能に設けられて、リバース

用主ギヤ 16 と常時噛合するリバーズ用カウンタギヤ 17 と、リバーズ用カウンタギヤ 17 と常時噛合するアイドルギヤ 18 とを有する。

[0026] 6 速用ギヤ列 55 は、出力軸 13 に相對回転可能に設けられた 6 速用主ギヤ 56 と、カウンタ軸 14 に一體回転可能に設けられて、6 速用主ギヤ 56 と常時噛合する 6 速用カウンタギヤ 57 とを有する。

[0027] 第 1 シンクロ機構 60 は、プライマリ主ギヤ 41 と 4 速用主ギヤ 44 との間の出力軸 13 に一體回転可能に設けられた第 1 シンクロハブ 61 と、第 1 シンクロハブ 61 の外周歯と噛合する内周歯を有する第 1 シンクロスリーブ 62 と、プライマリ主ギヤ 41 に一體回転可能に設けられた 5 速用ドグギヤ 63 と、4 速用主ギヤ 44 に一體回転可能に設けられた 4 速用ドグギヤ 64 と、第 1 シンクロハブ 61 と各ドグギヤ 63, 64 との間にそれぞれ設けられた図示しないシンクロナイザリングとを備えている。

[0028] 第 1 シンクロ機構 60 は、図示しないシフトフォークによって第 1 シンクロスリーブ 61 がシフト移動されて各ドグギヤ 63, 64 と噛合することで、プライマリ主ギヤ 41 又は 4 速用主ギヤ 44 を出力軸 13 に選択的に同期結合（ギヤイン）させるようになっている。

[0029] 第 2 シンクロ機構 70 は、3 速用主ギヤ 47 と 2 速用主ギヤ 50 との間の出力軸 13 に一體回転可能に設けられた第 2 シンクロハブ 71 と、第 2 シンクロハブ 71 の外周歯と噛合する内周歯を有する第 2 シンクロスリーブ 72 と、3 速用主ギヤ 47 に一體回転可能に設けられた 3 速用ドグギヤ 73 と、2 速用主ギヤ 50 に一體回転可能に設けられた 2 速用ドグギヤ 74 と、第 2 シンクロハブ 71 と各ドグギヤ 73, 74 との間にそれぞれ設けられた図示しないシンクロナイザリングとを備えている。

[0030] 第 2 シンクロ機構 70 は、図示しないシフトフォークによって第 2 シンクロスリーブ 71 がシフト移動されて各ドグギヤ 73, 74 と噛合することで、3 速用主ギヤ 47 又は 2 速用主ギヤ 50 を出力軸 13 に選択的に同期結合（ギヤイン）させるようになっている。なお、第 2 シンクロ機構 70 は、3 速用主ギヤ 47 及び 2 速用主ギヤ 50 を固定ギヤ、3 速用カウンタギヤ 48

及び2速用カウンタギヤ51を遊転ギヤとすれば、カウンタ軸14側に設けられてもよい。

[0031] 第3シンクロ機構80は、1速用主ギヤ53とリバース用主ギヤ16との間の出力軸13に一体回転可能に設けられた第3シンクロハブ81と、第3シンクロハブ81の外周歯と噛合する内周歯を有する第3シンクロスリーブ82と、1速用主ギヤ53に一体回転可能に設けられた1速用ドグギヤ83と、リバース用主ギヤ16に一体回転可能に設けられたリバース用ドグギヤ84と、第3シンクロハブ81と各ドグギヤ83、84との間にそれぞれ設けられた図示しないシンクロナイザリングとを備えている。

[0032] 第3シンクロ機構80は、図示しないシフトフォークによって第3シンクロスリーブ81がシフト移動されて各ドグギヤ83、84と噛合することで、1速用主ギヤ53又はリバース用主ギヤ16を出力軸13に選択的に同期結合（ギヤイン）させるようになっている。なお、第3シンクロ機構80は、1速用主ギヤ53及びリバース用主ギヤ16を固定ギヤ、1速用カウンタギヤ54及びリバース用カウンタギヤ17を遊転ギヤとすれば、カウンタ軸14側に設けられてもよい。

[0033] 第4シンクロ機構90は、リバース用主ギヤ16と6速用主ギヤ56との間の出力軸13に一体回転可能に設けられた第4シンクロハブ91と、第4シンクロハブ91の外周歯と噛合する内周歯を有する第4シンクロスリーブ92と、6速用主ギヤ56に一体回転可能に設けられた6速用ドグギヤ94と、第4シンクロハブ91と6速用ドグギヤ94との間に設けられた図示しないシンクロナイザリングとを備えている。

[0034] 第4シンクロ機構90は、図示しないシフトフォークによって第4シンクロスリーブ91がシフト移動されて6速用ドグギヤ94と噛合することで、6速用主ギヤ56を出力軸13に選択的に同期結合（ギヤイン）させるようになっている。なお、第4シンクロ機構90は、6速用主ギヤ56を固定ギヤ、6速用カウンタギヤ57を遊転ギヤとすれば、カウンタ軸14側に設けられてもよい。

[0035] 次に、本実施形態の変速機 1 による各前進段の動力伝達経路を図 2～8 に基づいて説明する。

[0036] 図 2 は、1 速低速（発進段低速）の動力伝達経路を示している。1 速低速の場合は、ブレーキ 26 B が「係合状態」、クラッチ 26 C が「解除状態」に選択されると共に、第 3 シンクロ機構 80 によって 1 速用主ギヤ 53 と出力軸 13 とが結合される。すなわち、エンジン 10 の動力が入力軸 11 → サングヤ 22 → ピニオンギヤ 23 → キャリア 24 を経由して減速された後、入出力軸 12 → プライマリギヤ列 40 → カウンタ軸 14 → 1 速用ギヤ列 52 → 第 3 シンクロ機構 80 → 出力軸 13 に伝達されることで、1 速低速の動力伝達経路が確立されるようになっている。1 速低速で発進する際には、第 3 シンクロ機構 80 によって 1 速用主ギヤ 53 と出力軸 13 とを結合した状態で、ブレーキ 26 B を徐々に接続すると共に半クラッチ状態を経由して完接させれば、ブレーキ 26 B を発進用のクラッチとして兼用することができる。

[0037] 図 3 は、1 速高速（発進段高速）の動力伝達経路を示している。1 速高速の場合は、図 2 に示す 1 速低速の状態から、ブレーキ 26 B が「解除状態」、クラッチ 26 C が「係合状態」に選択される。すなわち、エンジン 10 の動力が入力軸 11 → クラッチ 26 C → キャリア 24 → 入出力軸 12 に直結状態で伝達された後、プライマリギヤ列 40 → カウンタ軸 14 → 1 速用ギヤ列 52 → 第 3 シンクロ機構 80 → 出力軸 13 に伝達されることで、1 速高速の動力伝達経路が確立されるようになっている。このように、1 速低速から 1 速高速へのシフトアップ時は、1 速の動力伝達経路を確立した状態で、ブレーキ 26 B 及びクラッチ 26 C の切り替えのみを行うことで、トルク抜けを防止することができる。また、1 速高速で発進する際には、第 3 シンクロ機構 80 によって 1 速用主ギヤ 53 と出力軸 13 とを結合した状態で、クラッチ 26 C を徐々に接続すると共に半クラッチ状態を経由して完接させれば、クラッチ 26 C を発進用のクラッチとして兼用することができる。

[0038] 図 4 は、2 速の動力伝達経路を示している。2 速の場合は、ブレーキ 26 B が「解除状態」、クラッチ 26 C が「係合状態」に選択されると共に、第

2シンクロ機構70によって2速用主ギヤ50と出力軸13とが結合される。すなわち、エンジン10の動力が入力軸11→クラッチ26C→キャリア24→入出力軸12→プライマリギヤ列40→カウンタ軸14→2速用ギヤ列49→第2シンクロ機構70→出力軸13に伝達されることで、2速の動力伝達経路が確立されるようになっている。

[0039] 図5は、3速の動力伝達経路を示している。3速の場合は、ブレーキ26Bが「解除状態」、クラッチ26Cが「係合状態」に選択されると共に、第2シンクロ機構70によって3速用主ギヤ47と出力軸13とが結合される。すなわち、エンジン10の動力が入力軸11→クラッチ26C→キャリア24→入出力軸12→プライマリギヤ列40→カウンタ軸14→3速用ギヤ列46→第2シンクロ機構70→出力軸13に伝達されることで、3速の動力伝達経路が確立されるようになっている。

[0040] 図6は、4速の動力伝達経路を示している。4速の場合は、ブレーキ26Bが「解除状態」、クラッチ26Cが「係合状態」に選択されると共に、第1シンクロ機構60によって4速用主ギヤ44と出力軸13とが結合される。すなわち、エンジン10の動力が入力軸11→クラッチ26C→キャリア24→入出力軸12→プライマリギヤ列40→カウンタ軸14→4速用ギヤ列43→第1シンクロ機構60→出力軸13に伝達されることで、4速の動力伝達経路が確立されるようになっている。

[0041] 図7は、5速の動力伝達経路を示している。5速の場合は、ブレーキ26Bが「解除状態」、クラッチ26Cが「係合状態」に選択されると共に、第1シンクロ機構60によってプライマリ主ギヤ41と出力軸13とが結合されて、入力軸11、入出力軸12及び、出力軸13が直結状態にされる。すなわち、エンジン10の動力が入力軸11→クラッチ26C→キャリア24→入出力軸12→プライマリ主ギヤ41→第1シンクロ機構60→出力軸13に伝達されることで、5速の動力伝達経路が確立されるようになっている。

[0042] 図8は、6速の動力伝達経路を示している。6速の場合は、ブレーキ26

Bが「解除状態」、クラッチ26Cが「係合状態」に選択されると共に、第4シンクロ機構90によって6速用主ギヤ56と出力軸13とが結合される。すなわち、エンジン10の動力が入力軸11→クラッチ26C→キャリア24→入出力軸12→プライマリギヤ列40→カウンタ軸14→6速用ギヤ列55→第4シンクロ機構90→出力軸13に伝達されることで、6速の動力伝達経路が確立されるようになっている。

[0043] 次に、図10に基づいて、本実施形態に係る変速機1の各ギヤ比及び最終変速比の詳細設定について説明する。なお、以下の説明に用いる各数値は、本実施形態の好適な一例であって、本開示の趣旨を一脱しない範囲で他の値に設定することが可能である。

[0044] 図10に示すように、主変速機30の各変速用ギヤ列のギヤ比は、プライマリギヤ列40のギヤ比を1.0とした場合に、1速用ギヤ列52が5.979、2速用ギヤ列49が3.434、3速用ギヤ列46が2.040、4速用ギヤ列43が1.379、6速用ギヤ列55が0.759で設定されている。1速高速～6速までの各変速段では、ブレーキ26Bを「解除状態」、クラッチ26Cを「係合状態」とし、入力軸11と入出力軸12とを直結状態（5速は出力軸13も直結）にすることで、各変速段の最終変速比は各変速用ギヤ列のギヤ比と同値になる。一方、1速低速では、ブレーキ26Bを「係合状態」、クラッチ26Cを「解除状態」にして、入力軸11から入出力軸12に伝達される動力を遊星歯車機構20によって減速させることで、最終変速比は1速高速よりも大きい変速比（ >5.979 ）で設定される。すなわち、遊星歯車機構20の変速比を適宜最適な値に設定することで、1速低速（発進段）にて大きな減速比が得られるように構成されている。

[0045] 以上詳述したように、本実施形態の変速機1によれば、主変速機30の入力側に減速用の遊星歯車機構20を設けたことで、主変速機30に変速用ギヤ列を追加することなく変速機1の多段化を図ることができる。また、遊星歯車機構20の変速比を適宜最適な値に設定すれば、プライマリ主ギヤ41の歯数を減少させることなく、1速低速（発進段）にて大きな減速比を得る

ことが可能になる。これにより、プライマリ主ギヤ 4 1 の歯数減少に伴い入出力軸 1 2 の軸径が短くなることで引き起こされる強度不足を効果的に防止することができる。

[0046] また、1 速低速から 1 速高速にシフトアップする際は、主変速機 3 0 にて 1 速の動力伝達経路を確立した状態で、ブレーキ 2 6 B を「係合状態」から「解除状態」に切り替えると共に、クラッチ 2 6 C を「解除状態」から「係合状態」に切り替えるのみでよい。そのため、シフトアップ時のトルク抜けを防止することが可能となり、加速性も効果的に向上することができる。

[0047] また、1 速低速で発進する際はブレーキ 2 6 B を徐々に接続して半クラッチ状態から完接させ、1 速高速で発進する際はクラッチ 2 6 C を徐々に接続して半クラッチ状態から完接させることで、これらブレーキ 2 6 B 及びクラッチ 2 6 C を発進用のクラッチとして兼用することができる。これにより、従来構造のクラッチ装置やトルクコンバータ等を省略することが可能となり、従来構造よりも装置全体の重量や全長を効果的に減少させることができる。

[0048] また、遊星歯車機構を主変速機の出力側に配置した従来構造では、低速段時に主変速機によって増大されたトルクが遊星歯車機構に伝達されるため、ブレーキ容量を大きく確保する必要がある。これに対し、本実施形態では、遊星歯車機構 2 0 を主変速機 3 0 の入力側に配置したことで、従来構造のような増大されたトルクの伝達が生じないため、ブレーキ 2 6 B やクラッチ 2 6 C の容量を小さく抑えることが可能となり、遊星歯車機構 2 0 の小型化を図ることができる。

[0049] なお、本開示は、上述の実施形態に限定されるものではなく、本開示の趣旨を逸脱しない範囲で、適宜変形して実施することが可能である。

[0050] 例えば、遊星歯車機構 2 0 は、減速用であれば、図 9 に示すように、サンギヤ 2 2 が入力軸 1 1 に接続され、リングギヤ 2 5 が入出力軸 1 2 に接続されたダブルピニオン型の遊星歯車機構であってもよい。この場合も上記実施形態と同様の作用効果を奏することができる。

[0051] また、上記実施形態では、変速段数は１速低速～６速の計７段として説明したが、遊星歯車機構２０やプライマリギヤ列４０、各変速用ギヤ列４３，４６，４９，５２，５５の各ギヤ比を適宜調整することで、計８～１２段の変速段を設定してもよい。

[0052] また、ブレーキ２６Ｂやクラッチ２６Ｃは、湿式多板クラッチに限定されず、湿式単板クラッチ等を適用することもできる。

[0053] 本出願は、２０１６年８月３１日付で出願された日本国特許出願（特願２０１６－１６９４０８）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

産業上の利用可能性

[0054] 本開示の技術によれば、発進変速比を大きく確保することができる。

符号の説明

- [0055]
- １ 変速機
 - １０ エンジン
 - １１ 入力軸
 - １２ 入出力軸
 - １３ 出力軸
 - １４ カウンタ軸
 - ２０ 遊星歯車機構
 - ２２ サンギヤ
 - ２３ ピニオンギヤ
 - ２４ キャリア
 - ２５ リングギヤ
 - ２６Ｂ ブレーキ
 - ２６Ｃ クラッチ
 - ３０ 主変速機
 - ４０ プライマリギヤ列
 - ４３ ４速用ギヤ列
 - ４６ ３速用ギヤ列

- 4 9 2 速用ギヤ列
- 5 2 1 速用ギヤ列
- 5 5 6 速用ギヤ列
- 6 0 第 1 シンクロ機構
- 7 0 第 2 シンクロ機構
- 8 0 第 3 シンクロ機構
- 9 0 第 4 シンクロ機構

請求の範囲

[請求項1]

駆動源から動力が伝達される入力軸、該入力軸から動力が伝達されるギヤ群、該ギヤ群のうち一部のギヤ群を回転可能に支持するキャリア及び、前記ギヤ群から動力が伝達される入出力軸を含む遊星歯車機構と、

前記ギヤ群のうちのギヤと係合して当該一のギヤの回転を停止させる係合状態と、前記一のギヤの回転を許容する解除状態とに切り替え可能な第1係合機構と、

前記キャリアを前記入力軸又は前記入出力軸と係合させて一体回転させる係合状態と、前記キャリアと前記入力軸又は前記入出力軸との係合を解除する解除状態とに切り替え可能な第2係合機構と、

前記入出力軸と同軸上に配置された出力軸、該出力軸と平行に配置されたカウンタ軸、前記入出力軸及び前記カウンタ軸に設けられた入力ギヤ列及び、前記出力軸又は前記カウンタ軸に選択的に結合可能な複数の出力ギヤ列を含む主変速機と、を備え、

前記複数の出力ギヤ列のうち、発進段用の出力ギヤ列が前記出力軸又は前記カウンタ軸に結合された状態で、前記第1係合機構が係合状態、前記第2係合機構が解除状態に選択されると、前記入力軸に伝達される動力が前記ギヤ群を介して前記入出力軸に減速されて伝達される発進段低速が確立され、前記第1係合機構が解除状態、前記第2係合機構が係合状態に選択されると、前記入力軸と前記入出力軸とが直結される発進段高速が確立される

変速機。

[請求項2]

前記発進段低速から前記発進段高速にシフトアップする際は、前記発進段用の出力ギヤ列の結合を保持した状態で、前記第1係合機構を係合状態から解除状態に切り替えると共に、前記第2係合機構を解除状態から係合状態に切り替える

請求項1に記載の変速機。

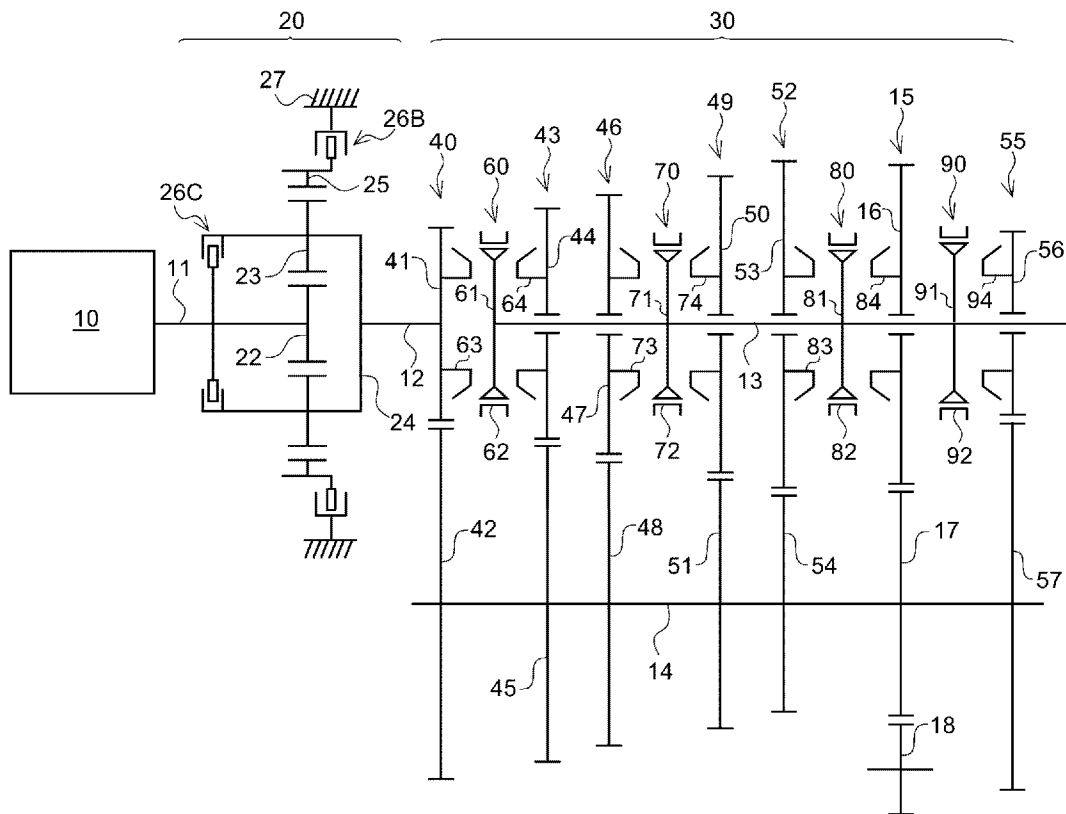
[請求項3] 前記第1係合機構は湿式多板クラッチであり、前記発進段低速で発進する際は前記第1係合機構が半クラッチ状態を経由して完接される請求項1又は2に記載の変速機。

[請求項4] 前記第2係合機構は湿式多板クラッチであり、前記発進段高速で発進する際は前記第2係合機構が半クラッチ状態を経由して完接される請求項1から3の何れか一項に記載の変速機。

[請求項5] 前記遊星歯車機構は、前記入力軸に固定されたサンギヤと、該サンギヤと同心に配置されたリングギヤと、前記サンギヤ及び前記リングギヤと噛合する複数のピニオンギヤと、前記入出力軸に固定されると共に、前記ピニオンギヤを回転可能に支持するキャリアとを含み、前記第1係合機構は、係合状態で前記リングギヤの回転を停止させ、前記第2係合機構は、係合状態で前記キャリアと前記入力軸とを一体回転させる

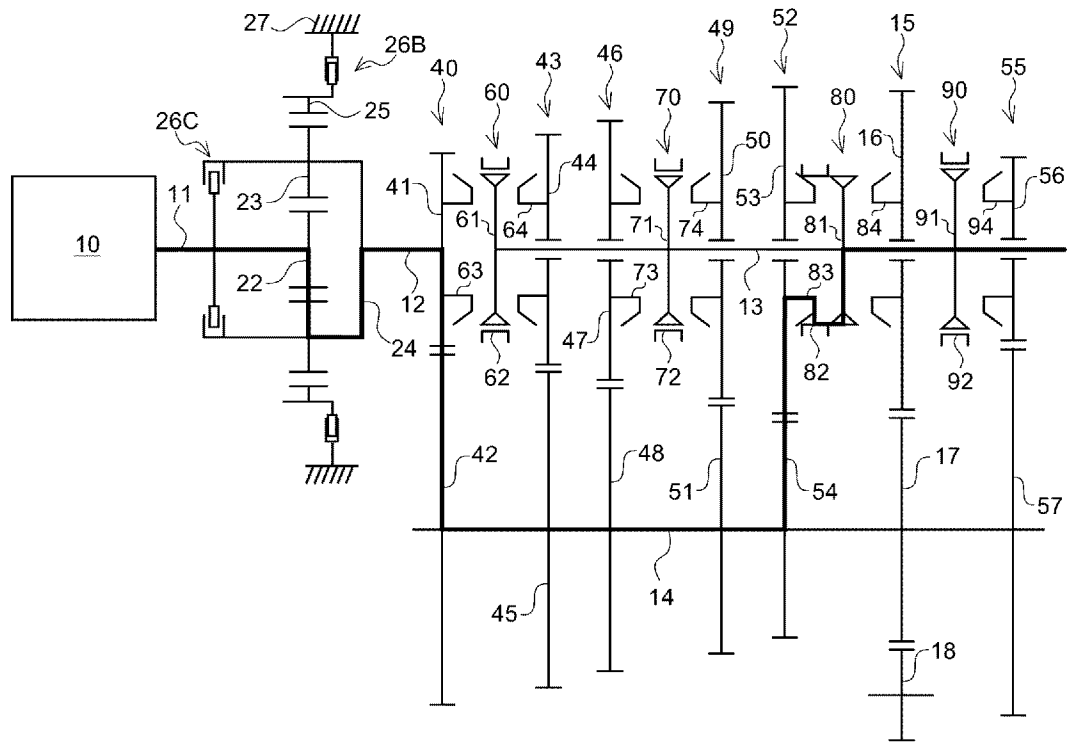
請求項1から4の何れか一項に記載の変速機。

[図1]



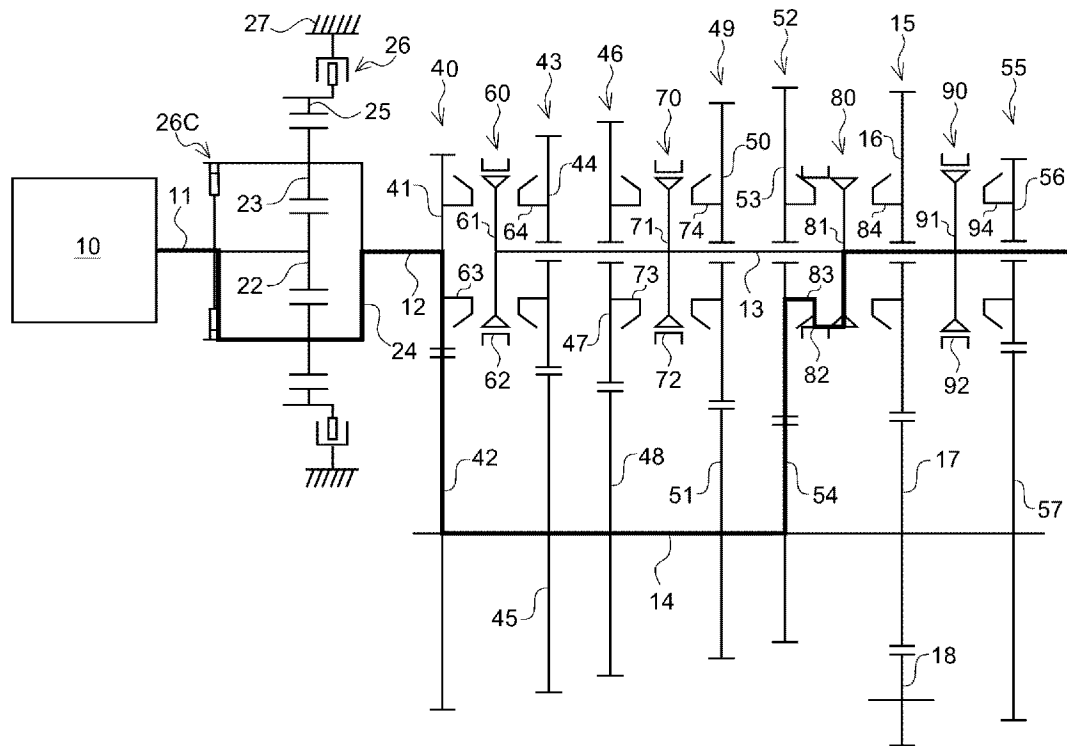
[図2]

1



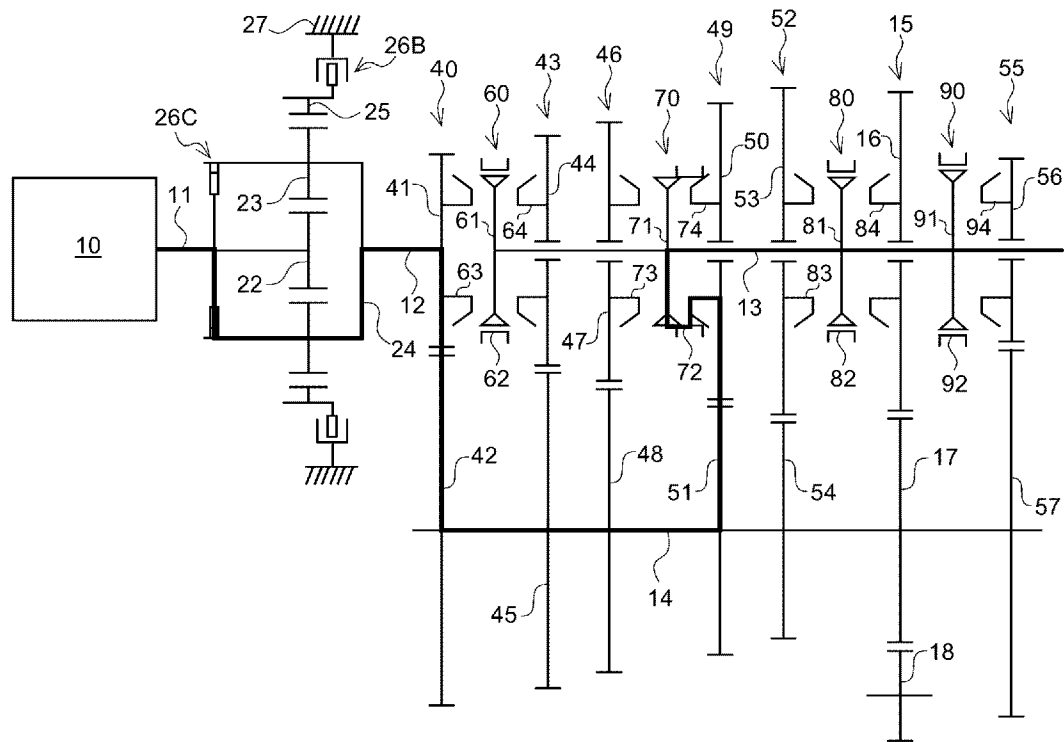
[図3]

1



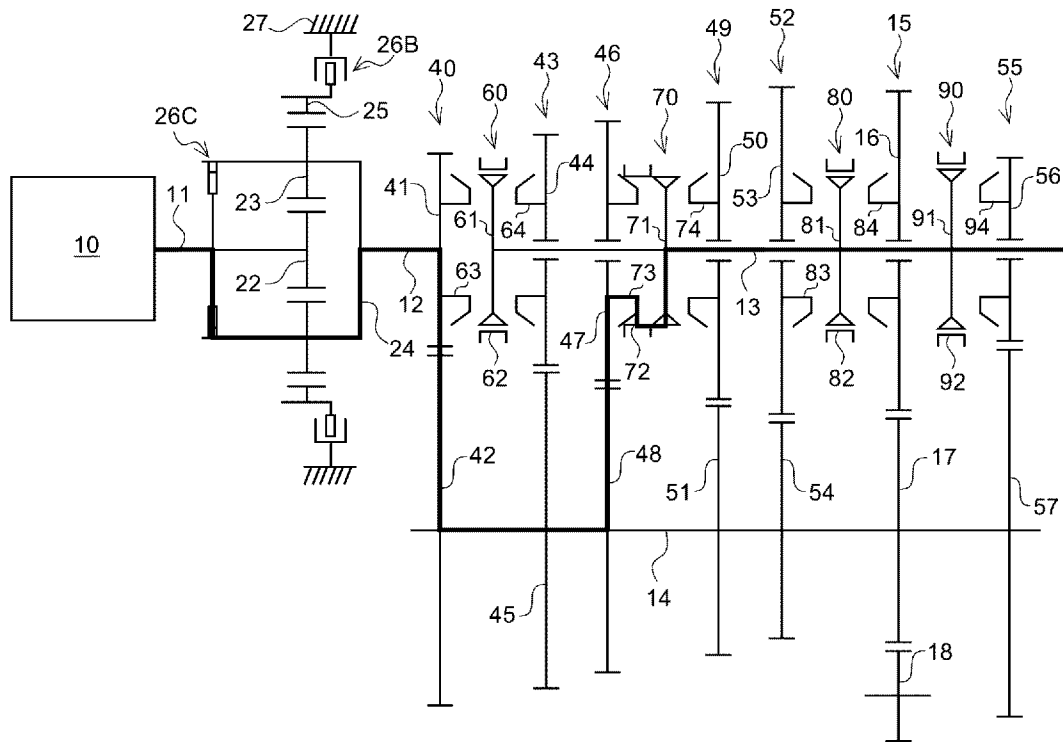
[図4]

1



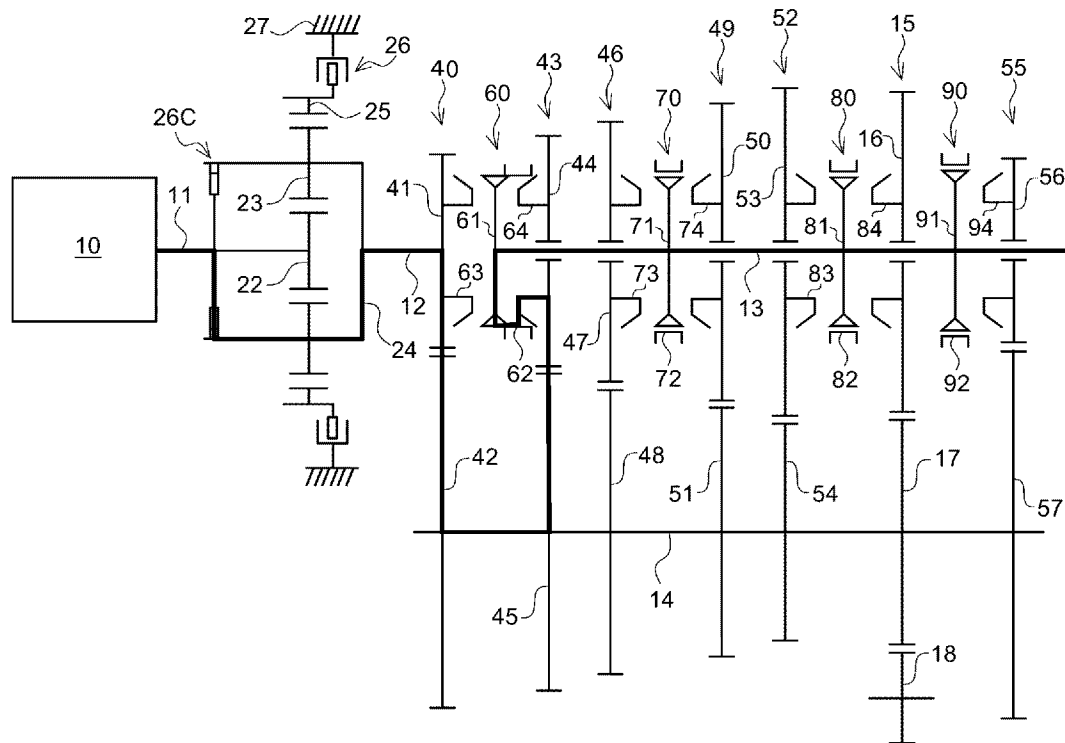
[図5]

1



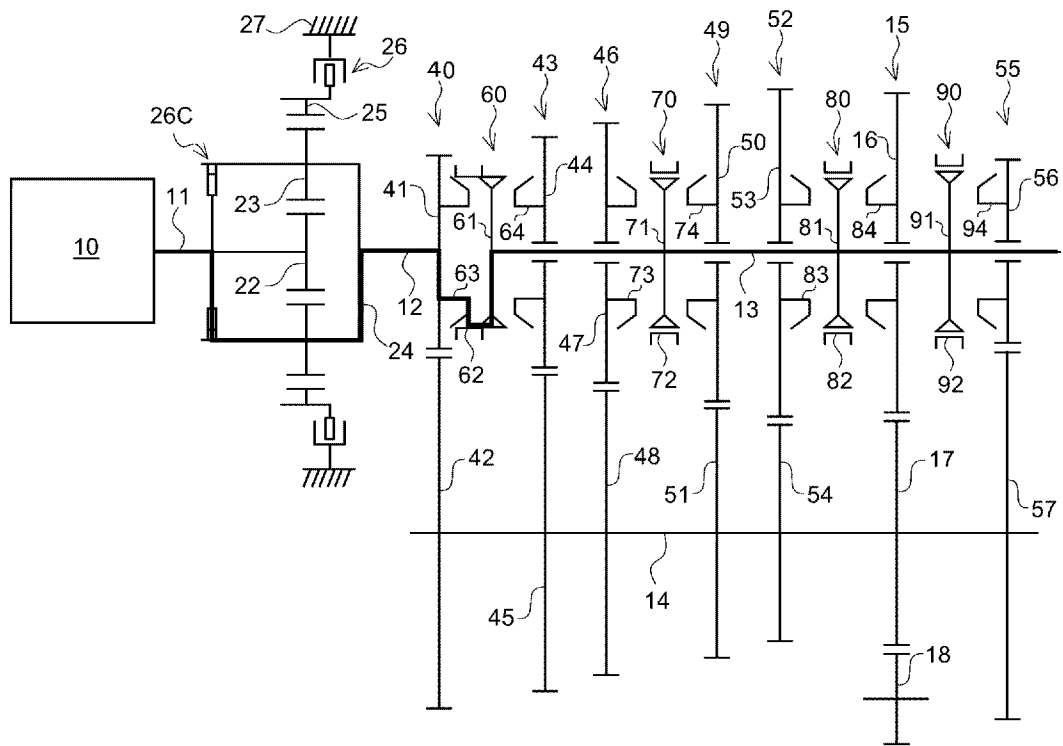
[図6]

1



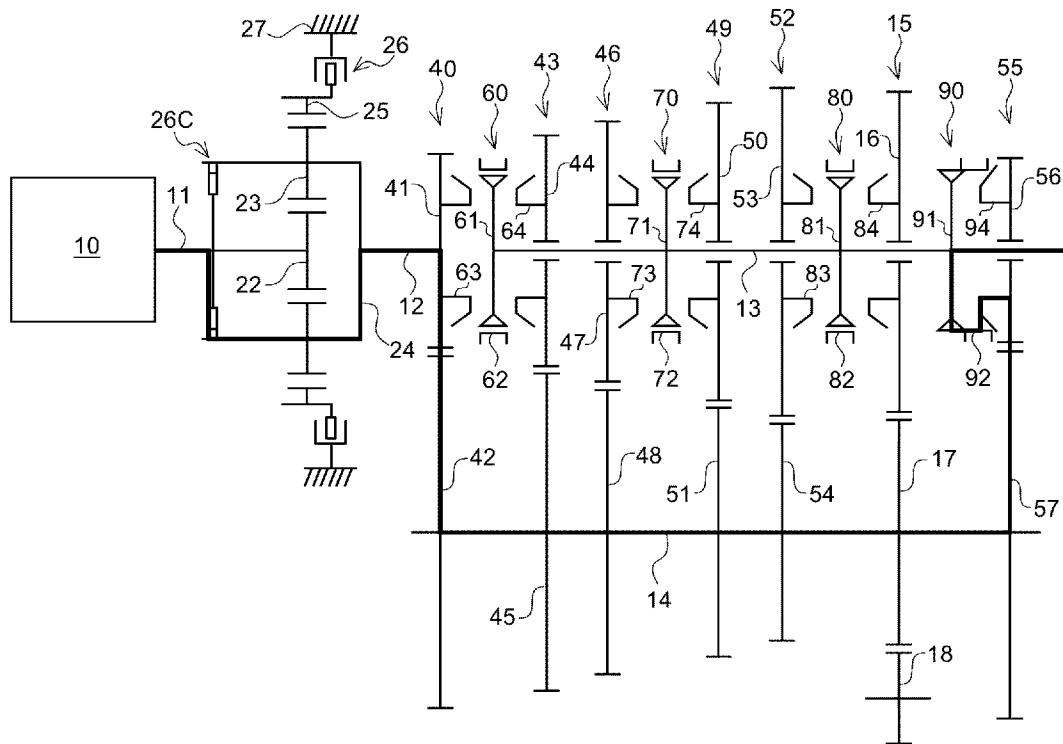
[図7]

1



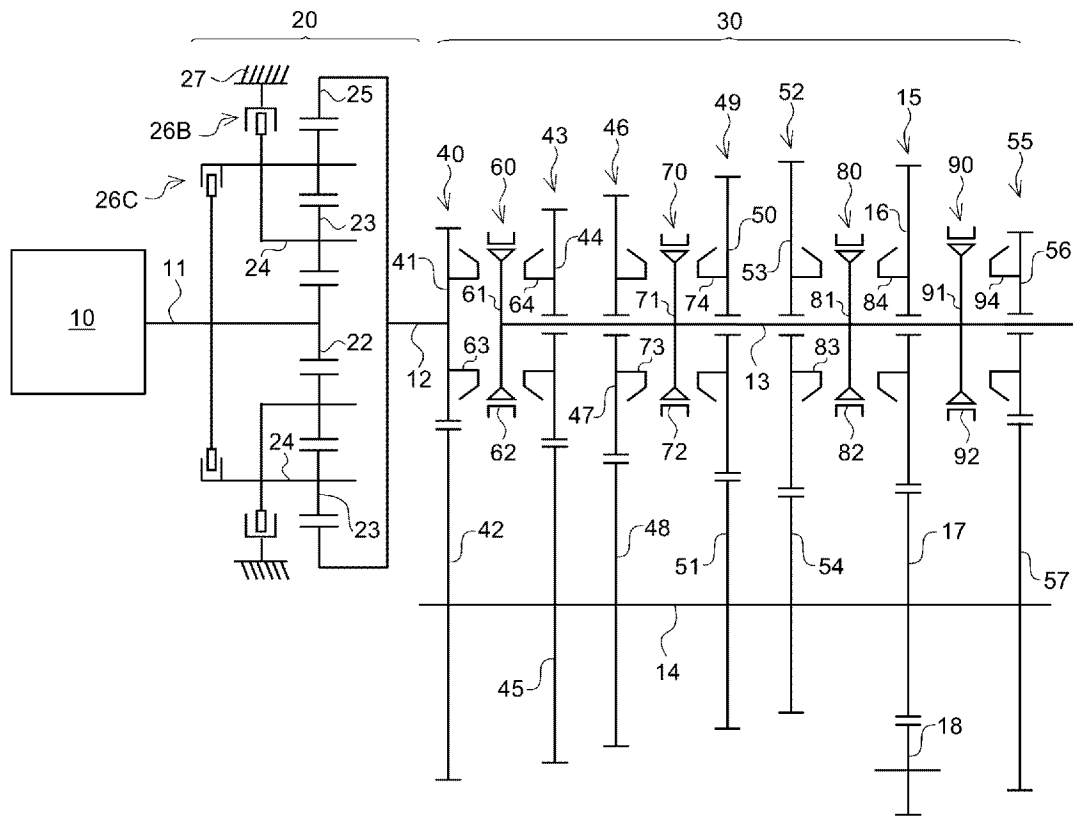
[図8]

1



[図9]

1



[図10]

変速段	変速要素								最終 変速比
	遊星歯車機構		1速用ギヤ列 ギヤ比:5.979	2速用ギヤ列 ギヤ比:3.434	3速用ギヤ列 ギヤ比:2.040	4速用ギヤ列 ギヤ比:1.379	プライマリギヤ列 ギヤ比:1.0	6速用ギヤ列 ギヤ比:0.759	
	ブレーキ	クラッチ							
1L	○		○						X>5.979
1H		○	○						5.979
2		○		○					3.434
3		○			○				2.040
4		○				○			1.379
5		○					○		1.0
6		○						○	0.758

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/031270

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H3/54(2006.01)i, F16H3/091(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)

F16H3/54, F16H3/091

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	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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 Y	JP 2012-96653 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 24 May 2012 (24.05.2012), paragraphs [0023] to [0061]; fig. 1 to 9 & EP 2447571 A1 paragraphs [0045] to [0083]; fig. 1 to 9 & CN 102454753 A	1-2 3-5
Y	JP 2002-48213 A (Toyota Motor Corp.), 15 February 2002 (15.02.2002), paragraph [0024]; fig. 1 (Family: none)	3-5

☐ 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
03 October 2017 (03.10.17)

Date of mailing of the international search report
17 October 2017 (17.10.17)

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

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F16H3/54(2006.01)i, F16H3/091(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（IPC））

Int.Cl. F16H3/54, F16H3/091

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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 Y	JP 2012-96653 A（アイシン精機株式会社）2012.05.24, 段落 [0023] - [0061], [図1] - [図9] & EP 2447571 A1 段落 [0045] - [0083], [図1] - [図9] & CN 102454753 A	1 - 2 3 - 5
Y	JP 2002-48213 A（トヨタ自動車株式会社）2002.02.15, 段落 [0024], [図1]（ファミリーなし）	3 - 5

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

03.10.2017

国際調査報告の発送日

17.10.2017

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/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）

岩本 薫

3 J

5567

電話番号 03-3581-1101 内線 3328