(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
2017 年 2 月 16 日(16.02.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/026536 A1

(51) 国際特許分類:
F16H 63/30 (2006.01) *F16H 63/18* (2006.01)
F16D 11/10 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2016/073681

(22) 国際出願日: 2016 年 8 月 10 日(10.08.2016)

(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 2015-158324 2015 年 8 月 10 日(10.08.2015) JP
特願 2015-158325 2015 年 8 月 10 日(10.08.2015) JP
特願 2015-158326 2015 年 8 月 10 日(10.08.2015) JP
特願 2015-158327 2015 年 8 月 10 日(10.08.2015) JP

(71) 出願人: ヤマハ発動機株式会社(YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4388501 静岡県磐田市新貝２５００番地 Shizuoka (JP).

(72) 発明者: 竹内 善彦(TAKEUCHI, Yoshihiko); 〒4388501 静岡県磐田市新貝２５００番地 ヤマハ発動機株式会社内 Shizuoka (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人ブライタス(BRIGHTAS IP ATTORNEYS); 〒5300057 大阪府大阪市北区曽根崎２丁目５番１０号 Osaka (JP).

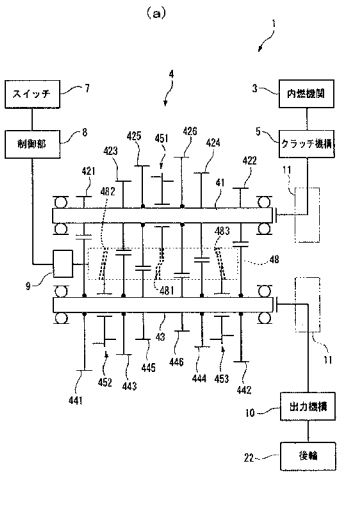
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG,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

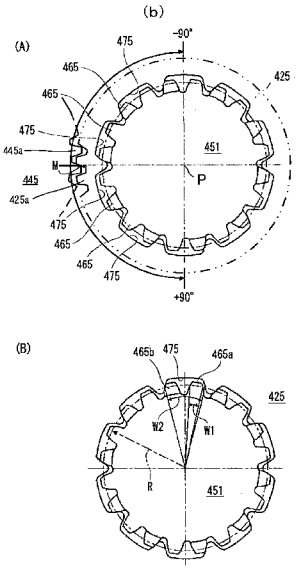
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

(54) **Title**: TRANSMISSION AND VEHICLE

(54) 発明の名称 : 変速装置および車両





3 Internal combustion engine
5 Clutch mechanism
7 Switch
8 Control unit
10 Output mechanism
22 Rear wheel

(57) **Abstract**: In the present invention, a first slider 451 and a fifth-gear driving gear 425 are positioned in line in the axial direction on the drive shaft 41. A plurality of fifth-gear dog teeth 465 are provided to the first slider 451. One end of a shift fork is positioned in the guide groove 481 of a shift drum 48, and the other end of the shift fork is connected to a first slider 451. A plurality of fifth-gear dog recesses 475 are provided to the fifth-gear driving gear 425. When shifting to fifth gear, the first slider 451 moves in the axial direction on the drive shaft, and the plurality of fifth-gear dog teeth 465 and the plurality of fifth-gear dog recesses 475 engage with one another. With a line linking the meshing point M of the fifth-gear driving gear 425 and the fifth-gear driven gear 445 with the shaft center P of the driving shaft, as a reference, at least four of the plurality of fifth-gear dog teeth 465 and the plurality of fifth-gear dog recesses 475 mesh within a range of 90° in one direction and 90° in the other direction in the circumferential direction of the fifth-gear driving gear 425.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2017/026536 A1

第一スライダ４５１および五速駆動歯車４２５が、駆動軸４１上に軸方向に並んで配置されている。複数の五速ドグ凸部４６５が、第一スライダ４５１に設けられている。シフトドラム４８のガイド溝４８１に一方の端部が位置付けられたシフトフォークの他方の端部が、第一スライダ４５１に接続されている。複数の五速ドグ凹部４７５が、五速駆動歯車４２５に設けられている。五速への変速時において、第一スライダ４５１が駆動軸上を軸方向に移動し、複数の五速ドグ凸部４６５と複数の五速ドグ凹部４７５とが噛み合う。五速駆動歯車４２５と五速被駆動歯車４４５との噛み合い点Ｍと駆動軸の軸中心Ｐとを結んだ線を基準として、五速駆動歯車４２５の周方向の一方に９０度および他方に９０度の範囲内で、複数の五速ドグ凸部４６５および複数の五速ドグ凹部４７５のうち少なくとも四つが噛み合っている。

明　細　書

発明の名称 ： 変速装置および車両

技術分野

[0001] 本発明は、車両に搭載される変速装置、および該変速装置を備えた車両に関する。

[0002] 車両に搭載される変速装置は、軸方向に延びるとともにクラッチ機構を介して動力源（エンジンやモータなど）に接続された駆動軸と、前記軸方向に延びる被駆動軸とを備えている。前記駆動軸及び前記被駆動軸には、それぞれ、変速段の数に対応する数の歯車が設けられている。このような構成を有する変速装置では、変速段ごとに、前記駆動軸に設けられた駆動歯車と前記被駆動軸に設けられた被駆動歯車とが噛み合うことにより、歯車対を構成している。各歯車対の変速比は相違している。前記変速装置は、選択された変速段に応じて、当該変速段に対応する歯車対のみが動力を伝達する。

[0003] 例えば、特許文献１に開示されている変速装置は、シフトドラム及びシフトフォークを備えている。前記シフトドラムは、シフトロッドの往復移動によって回転する。前記シフトドラムの外周面には、複数のカム溝が形成されている。前記シフトフォークは、前記シフトドラムの前記カム溝内に一端が位置付けられている。前記シフトフォークは、他端が、例えば、前記メイン軸上に配置された所定の変速ギアに接続されている。

[0004] 前記所定の変速ギアは、前記メイン軸に、該メイン軸に対して軸方向に移動可能に設けられている。前記シフトドラムは、選択された変速段に応じて、回転角度が変化する。前記カム溝は、前記回転角度に応じて前記メイン軸の軸方向における位置が変化するように、前記シフトドラムの外周面に形成されている。これにより、選択された変速段に応じて、前記カム溝内に一端が位置付けられている前記シフトフォークが前記メイン軸の軸方向に移動する。よって、前記シフトフォークの他端と接続されている前記所定の変速ギアが、前記メイン軸の軸方向に移動する。

[0005] 前記所定の変速ギアは、前記メイン軸に相対回転不能に設けられている。

前記所定の変速ギアと噛み合う所定の被駆動ギアは、ドライブ軸に、該ドライブ軸に対して相対回転可能に設けられている。前記所定の変速ギアに対して前記メイン軸の軸方向に並ぶ駆動ギアは、前記メイン軸に相対回転可能に設けられている。前記駆動ギアと噛み合う被駆動ギアは、前記ドライブ軸に相対回転不能に設けられている。

[0006] 前記所定の変速ギアは、ドグ凸部を有する。前記ドグ凸部は、前記駆動ギアに向かって延びている。前記駆動ギアには、ドグ凹部が設けられている。前記シフトドラムの回転によって、前記シフトフォークが前記メイン軸の軸方向に移動した場合、前記所定の変速ギアが前記駆動ギアに向かって前記軸方向に移動する。これにより、前記所定の変速ギアのドグ凸部と前記駆動ギアのドグ凹部とが係合する。よって、前記所定の変速ギアと同期して前記駆動ギアが回転する。したがって、該駆動ギア及び前記被駆動ギアの歯車対を介して、前記メイン軸から前記ドライブ軸に動力が伝達される。すなわち、前記所定の変速ギアが前記メイン軸の軸方向に移動することによって、変速装置の変速動作が行われる。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開２０１４－０３５０６３号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] 上述のような構成を有する変速装置では、変速動作の際に、いわゆる「ドグ当たり音」と称される音の発生が避けられない。駆動軸（メイン軸）が回転している状態では、ドグ凸部が設けられているとともに前記駆動軸と一体で回転する一方の駆動歯車（所定の変速ギア）と、ドグ凹部が設けられているとともに前記駆動軸と相対回転する他方の駆動歯車（駆動ギア）とは、相対回転している。ドグ当たり音は、前記一方の駆動歯車の回転と前記他方の駆動歯車の回転とが同期する際に生ずる音である。

[0009] 具体的には、前記一方の駆動歯車が前記他方の駆動歯車に接近する際において、前記ドグ凸部の先端が前記他方の駆動歯車の側面（前記ドグ凹部が設けられていない部分）に衝突した場合（歯車の軸方向に係る衝突）に、ドグ当たり音が発生する。また、上述のような衝突の有無によらず、ドグ凸部の側面とドグ凹部の側面とが衝突する場合（歯車の周方向の位置での衝突）にも、ドグ当たり音が発生する。

[0010] 加えて、前記変速装置では、同じ変速動作であっても、ドグ当たり音は常に一定ではない。そのため、運転者の違和感を増長させる。これは、シフトフォークの一端とシフトドラムのガイド溝（カム溝）の側面との間、およびシフトフォークの他端と該他端が接続される前記駆動歯車の部分との間に、クリアランスが存在していることに起因する。このようなクリアランスの存在によって、シフトフォークは傾きやすく、駆動歯車の軸方向の変位が一定になりにくいからである。

[0011] すなわち、上述のようにシフトフォークが傾くことにより、該シフトフォークによって前記軸方向に移動する前記一方の駆動歯車が、前記他方の駆動歯車に対して傾く。よって、前記一方の駆動歯車に設けられたドグ凸部も、前記他方の駆動歯車に設けられたドグ凹部に対して傾く。このような前記一方の駆動歯車に設けられたドグ凸部の傾きにより、該ドグ凸部と、前記他方の駆動歯車に設けられたドグ凹部との接触の状態が変わる。そのため、ドグ当たり音が一定になりにくい。

[0012] 以上より、本発明では、変速装置において、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因する運転者の違和感も低減可能な構成を得る。

課題を解決するための手段

[0013] 本発明者は、鋭意検討の結果、衝突に関与する部材の慣性モーメントを低減することにより、ドグ当たり音を抑制できると考えた。衝突に関与する部材の慣性モーメントが小さければ、ドグ当たり音に直接関与する衝突エネルギーを低減できるからである。

[0014] そこで、本発明者は、まず、上述した一方の駆動歯車からドグ凸部を分離

することを考えた。すなわち、本発明者は、一対の駆動歯車の間に、駆動軸の軸方向に移動可能なスライダを配置するとともに、該スライダがドグ凸部を備える変速装置の構成を考えた。シフトフォークは、他端を前記スライダに接続する。これにより、前記一方の駆動歯車を前記駆動軸の軸方向に移動させる場合と比べて、ドグ凸部が設けられた部材（スライダ）の質量及び半径を小さくすることができる。その結果、前記部材の慣性モーメントを低減できる。したがって、ドグ当たり音を抑制できる。

[0015] 上述のように前記スライダの半径を比較的小さくすることにより、前記スライダを移動させる力を、シフトフォークによって、駆動軸により近い位置で前記スライダに与えることができる。これにより、前記スライダが移動する際に、該スライダの姿勢を安定させることができる。よって、前記スライダのドグ凸部が、他方の駆動歯車に設けられたドグ凹部と接触する際のドグ当たり音のばらつきを抑制できる。

[0016] したがって、上述のように前記一方の駆動歯車とドグ凸部とを分離することにより、ドグ当たり音を抑制できるだけでなく、ドグ当たり音のばらつきに起因した運転者の違和感を低減できる。

[0017] 本発明者は、さらなる検討を重ねた結果、ドグ凸部及びドグ凹部の数を増やすことにより、各ドグ凸部と各ドグ凹部とが噛み合う際に生じる応力が分散され、その結果、ドグ当たり音をより抑制できることを見出した。

[0018] スライダのドグ凸部が接触する他方の駆動歯車（遊転歯車）は、該他方の歯車が設けられた駆動軸と相対回転可能であるため、該駆動軸に対して傾く場合がある。本発明者は、特に、前記他方の駆動歯車が、被駆動軸と相対回転不能な被駆動歯車（固定歯車）と噛み合ってる場合には、その噛み合い点で前記他方の駆動歯車の傾きが大きくなることに気づいた。このように前記他方の駆動歯車が傾いている場合でも、上述のようにドグ凸部及びドグ凹部の数を増やすことにより、各ドグ凸部と各ドグ凹部とが噛み合う際に生じる応力を分散させることができる。よって、ドグ当たり音をより抑制することができる。

[0019] 本発明者は、詳細な検討の結果、被駆動歯車（固定歯車）と他方の駆動歯車（遊転歯車）との噛み合い点と駆動軸の軸中心とを結ぶ線を基準として、該駆動軸の周方向の一方及び他方にそれぞれ９０度の範囲内で少なくとも四つのドグ凸部とドグ凹部とが噛み合っている場合に、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感も低減できることを見出した。

[0020] なお、以上の説明では、駆動軸に軸方向に並んで設けられた一対の駆動歯車の間にスライダが配置されているとともに、当該スライダにドグ凸部が設けられた構成を一例として挙げた。しかしながら、被駆動軸に軸方向に並んで設けられた一対の被駆動歯車の間にスライダが配置されてもよい。この場合には、遊転歯車である被駆動歯車に対して、スライダは被駆動軸の軸方向に移動する。また、駆動歯車または被駆動歯車にドグ凸部が設けられ、スライダにドグ凹部が設けられてもよい。

[0021] また、一対の駆動歯車の間または一対の被駆動歯車の間に、スライダを配置する構成に限らず、遊転歯車である、一つの駆動歯車または被駆動歯車に対して、スライダが移動可能に配置された構成であってもよい。

[0022] 本発明の一実施形態に係る変速装置は、車両に搭載される変速装置である。この変速装置は、軸方向に延びるとともにクラッチ機構を介して動力源に接続された駆動軸と、前記軸方向に延びる被駆動軸と、前記駆動軸及び前記被駆動軸のうち一方の軸に、前記軸方向に固定され且つ一体で回転可能に設けられた固定歯車と、前記駆動軸及び前記被駆動軸のうち他方の軸に、前記軸方向に固定され且つ相対回転可能に設けられ、前記固定歯車と噛み合う遊転歯車と、前記他方の軸に、前記軸方向に移動可能に且つ一体で回転可能に設けられ、前記一方の軸に設けられた歯車に対して直接、動力伝達を行わないスライダと、前記軸方向に延びる円筒状または円柱状に形成されているとともに外周面に周方向に延びるガイド溝を有し、且つ、前記軸方向に延びるドラム軸を中心として回転可能に構成されたシフトドラムと、前記シフトドラムから前記スライダに向かって延びるとともに、前記シフトドラムのガイ

ド溝内に一方の端部が位置付けられ、前記スライダに他方の端部が接続されたシフトフォークとを備える。

[0023] 前記スライダ及び前記遊転歯車の一方には、複数のドグ凸部が設けられている。前記スライダ及び前記遊転歯車の他方には、前記複数のドグ凸部の少なくとも一部と噛み合う複数のドグ凹部が設けられている。

[0024] 前記スライダは、前記シフトドラムの回転に応じて前記シフトフォークが前記ガイド溝内を移動することによって、前記複数のドグ凸部の少なくとも一つと前記複数のドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合う位置まで前記軸方向に移動可能に構成されている。

[0025] 前記遊転歯車は、前記スライダの前記軸方向への移動によって前記複数のドグ凸部の少なくとも一つと前記複数のドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合った状態で、前記スライダ及び前記他方の軸と一体で回転する。

[0026] 前記複数のドグ凸部及び前記複数のドグ凹部は、前記シフトドラムの回転に応じて前記シフトフォークが前記ガイド溝内を移動することによって、前記スライダが、前記他方の軸に前記軸方向に固定された前記遊転歯車に向かって移動することにより、前記複数のドグ凸部の少なくとも一つと前記複数のドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合った状態において、前記軸方向から見て、前記固定歯車と前記遊転歯車とが噛み合う噛み合い点と前記他方の軸における軸中心とを結ぶ線を基準として、前記他方の軸における周方向の一方及び他方にそれぞれ９０度の範囲内で、少なくとも四つが噛み合う。

発明の効果

[0027] 本発明の一実施形態に係る変速装置によれば、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因する運転者の違和感も低減することができる。

図面の簡単な説明

[0028] [図1]実施形態に係る変速装置を備えた車両の外観を示す右側面図である。

[図2]（ａ）変速装置の構成を模式的に示す図、（ｂ）変速装置のスライダおよび駆動歯車の構成を模式的に示す図である。

[図3]変速装置の構成を模式的に示す図である。

[図4]変速装置の一部の具体的な構成の一例を示す断面図である。

[図5]変速装置において、（Ａ）スライダの概略構成を示す斜視図、（Ｂ）駆動歯車の概略構成を示す斜視図である。

[図6]変速装置のスライダ及び駆動歯車の配置の一例を示す図である。

[図7]変速装置のシフトドラムの構成を模式的に示す図である。

[図8]変速装置において、（Ａ）駆動歯車のドグ凹部にスライダのドグ凸部が噛み合った状態を模式的に示す図、（Ｂ）スライダの周方向におけるドグ凸部の幅の関係を示す図である。

[図9]（Ａ）他の実施形態に係る変速装置の図８（Ａ）相当図、（Ｂ）ドグ凸部の断面形状の一例を示す図である。

発明を実施するための形態

[0029] 図１から図８を参照しつつ、一実施形態に係る車両１（車両の一例）について説明する。以下の説明に用いる各図面では、各部材を認識可能な大きさとするために縮尺を適宜変更している。以下の説明における「左」と「右」は、それぞれ、車両１に乗車した運転者から見た「左」と「右」を表している。

[0030] 図１は、車両１を右方から見た場合における車両１の外観を示している。矢印Ｆは、車両１の前方向を示している。矢印Ｂは、車両１の後方向を示している。矢印Ｕは、車両１の上方向を示している。矢印Ｄは、車両１の下方向を示している。

[0031] 本実施形態において、車両１は、前輪２１と後輪２２とを備えている自動二輪車である。車両１は、内燃機関３（動力源の一例）と変速装置４とを備えている。換言すると、変速装置４は、車両１に搭載されている。

[0032] 図２は、本実施形態に係る変速装置４の構成を示している。具体的には、図２（ａ）は、変速装置４の構成を模式的に示している。図２（ｂ）は、変速装置４の後述する第一スライダ４５１および五速駆動歯車４２５の構成を模式的に示している。

[0033] 図３は、図２（ａ）を拡大して示す図である。変速装置４は、駆動軸４１

を備えている。車両１は、クラッチ機構５を備えている。駆動軸４１は、クラッチ機構５を介して内燃機関３に接続されている。以下の説明において、駆動軸４１の延びている方向を「軸方向」と定義する。

[0034] クラッチ機構５は、内燃機関３におけるクランクシャフトの回転が駆動軸４１に伝達される接続状態と、前記クランクシャフトの回転が駆動軸４１に伝達されない切断状態とに切り替え可能に構成されている。

[0035] 変速装置４は、一速駆動歯車４２１、二速駆動歯車４２２、三速駆動歯車４２３、四速駆動歯車４２４、五速駆動歯車４２５、および六速駆動歯車４２６を備えている。一速駆動歯車４２１、二速駆動歯車４２２、三速駆動歯車４２３、四速駆動歯車４２４、五速駆動歯車４２５、および六速駆動歯車４２６は、駆動軸４１上に軸方向に並んで配置されている。

[0036] 変速装置４は、被駆動軸４３を備えている。被駆動軸４３は、軸方向に延びている。すなわち、被駆動軸４３は、駆動軸４１と平行に延びている。被駆動軸４３は、駆動軸４１の軸方向に延びている。なお、駆動軸４１または被駆動軸４３が軸方向に延びているとは、駆動軸４１または被駆動軸４３が軸方向に長い形状であることを意味する。

[0037] 変速装置４は、一速被駆動歯車４４１、二速被駆動歯車４４２、三速被駆動歯車４４３、四速被駆動歯車４４４、五速被駆動歯車４４５、および六速被駆動歯車４４６を備えている。一速被駆動歯車４４１、二速被駆動歯車４４２、三速被駆動歯車４４３、四速被駆動歯車４４４、五速被駆動歯車４４５、および六速被駆動歯車４４６は、被駆動軸４３上に軸方向に並んで配置されている。

[0038] 一速被駆動歯車４４１は、一速駆動歯車４２１と常時噛み合っている。二速被駆動歯車４４２は、二速駆動歯車４２２と常時噛み合っている。三速被駆動歯車４４３は、三速駆動歯車４２３と常時噛み合っている。四速被駆動歯車４４４は、四速駆動歯車４２４と常時噛み合っている。五速被駆動歯車４４５は、五速駆動歯車４２５と常時噛み合っている。六速被駆動歯車４４６は、六速駆動歯車４２６と常時噛み合っている。

[0039] 一速駆動歯車４２１は、駆動軸４１に対して回転不能である。すなわち、一速駆動歯車４２１は、駆動軸４１と一体で回転可能である。一速被駆動歯車４４１は、被駆動軸４３と相対回転可能である。

[0040] 二速駆動歯車４２２は、駆動軸４１に対して回転不能である。すなわち、二速駆動歯車４２２は、駆動軸４１と一体で回転可能である。二速被駆動歯車４４２は、被駆動軸４３と相対回転可能である。

[0041] 三速駆動歯車４２３は、駆動軸４１に対して回転不能である。すなわち、三速駆動歯車４２３は、駆動軸４１と一体で回転可能である。三速被駆動歯車４４３は、被駆動軸４３と相対回転可能である。

[0042] 四速駆動歯車４２４は、駆動軸４１に対して回転不能である。すなわち、四速駆動歯車４２４は、駆動軸４１と一体で回転可能である。四速被駆動歯車４４４は、被駆動軸４３と相対回転可能である。

[0043] 五速駆動歯車４２５は、駆動軸４１と相対回転可能である。五速被駆動歯車４４５は、被駆動軸４３に対して回転不能である。すなわち、五速被駆動歯車４４５は、被駆動軸４３と一体で回転可能である。

[0044] 六速駆動歯車４２６は、駆動軸４１と相対回転可能である。六速被駆動歯車４４６は、被駆動軸４３に対して回転不能である。すなわち、六速被駆動歯車４４６は、被駆動軸４３と一体で回転可能である。

[0045] 一速駆動歯車４２１、二速駆動歯車４２２、および五速被駆動歯車４４５は、固定歯車の一例である。三速駆動歯車４２３、四速駆動歯車４２４、および六速被駆動歯車４４６は、第二固定歯車の一例である。

[0046] 一速被駆動歯車４４１、二速被駆動歯車４４２、および五速駆動歯車４２５は、前記固定歯車と噛み合う遊転歯車の一例である。三速被駆動歯車４４３、四速被駆動歯車４４４、および六速駆動歯車４２６は、前記第二固定歯車と噛み合う第二遊転歯車の一例である。

[0047] 変速装置４は、第一スライダ４５１を備えている。第一スライダ４５１は、駆動軸４１上において、五速駆動歯車４２５（第一駆動歯車の一例）と六速駆動歯車４２６（第二駆動歯車の一例）との間に配置されている。第一ス

ライダ４５１は、駆動軸４１上を軸方向に移動可能である。第一スライダ４５１は、駆動軸４１に対して回転不能である。すなわち、第一スライダ４５１は、駆動軸４１と一体で回転可能である。

[0048] 変速装置４は、第二スライダ４５２を備えている。第二スライダ４５２は、被駆動軸４３上において、一速被駆動歯車４４１（第一被駆動歯車の一例）と三速被駆動歯車４４３（第二被駆動歯車の一例）との間に配置されている。第二スライダ４５２は、被駆動軸４３上を軸方向に移動可能である。第二スライダ４５２は、被駆動軸４３に対して回転不能である。すなわち、第二スライダ４５２は、被駆動軸４３と一体で回転可能である。

[0049] 変速装置４は、第三スライダ４５３を備えている。第三スライダ４５３は、被駆動軸４３上において、二速被駆動歯車４４２（第一被駆動歯車の一例）と四速被駆動歯車４４４（第二被駆動歯車の一例）との間に配置されている。第三スライダ４５３は、被駆動軸４３上を軸方向に移動可能である。第三スライダ４５３は、被駆動軸４３に対して回転不能である。すなわち、第三スライダ４５３は、被駆動軸４３と一体で回転可能である。

[0050] 第一スライダ４５１、第二スライダ４５２、および第三スライダ４５３は、スライダの一例である。

[0051] 図４は、変速装置４のより詳細な構成を示す図である。この図４は、変速装置４を、駆動軸４１及び被駆動軸４３の軸方向に延びる軸線を含む断面で示す図である。

[0052] 変速装置４は、五速ドグ凸部４６５と、五速ドグ凹部４７５とを備えている。五速ドグ凸部４６５（ドグ凸部の一例）は、第一スライダ４５１に設けられている。五速ドグ凹部４７５（ドグ凹部の一例）は、五速駆動歯車４２５に設けられている。

[0053] 変速装置４は、六速ドグ凸部４６６と六速ドグ凹部４７６とを備えている。六速ドグ凸部４６６（第二ドグ凸部の一例）は、第一スライダ４５１に設けられている。六速ドグ凹部４７６（第二ドグ凹部の一例）は、六速駆動歯車４２６に設けられている。

[0054] 図５（Ａ）は、第一スライダ４５１の外観を示す斜視図である。第一スライダ４５１は、環状である。図５（Ｂ）は、五速駆動歯車４２５の外観を示す斜視図である。図６は、駆動軸４１上に配置された五速駆動歯車４２５、六速駆動歯車４２６、および第一スライダ４５１を、被駆動軸４３上に配置された五速被駆動歯車４４５および六速被駆動歯車４４６とともに示す図である。

[0055] 図５（Ａ）に示されるように、第一スライダ４５１には、複数の五速ドグ凸部４６５が、周方向に並んで設けられている。図６からも明らかなように、複数の五速ドグ凸部４６５は、前記軸方向に沿う長さが異なる二種類の五速ドグ凸部４６５ａ、４６５ｂを含んでいる。前記軸方向において、五速ドグ凸部４６５ａの長さは、五速ドグ凸部４６５ｂの長さよりも長い。五速ドグ凸部４６５ａと五速ドグ凸部４６５ｂとは、第一スライダ４５１に、前記周方向に交互に並ぶように設けられている。

[0056] 第一スライダ４５１には、複数の六速ドグ凸部４６６が、駆動軸４１を中心として周方向に並んで設けられている。図６に示されるように、複数の六速ドグ凸部４６６は、前記軸方向に沿う長さが異なる二種類の六速ドグ凸部４６６ａ、４６６ｂを含んでいる。前記軸方向において、六速ドグ凸部４６６ａの長さは、六速ドグ凸部４６６ｂの長さよりも長い。六速ドグ凸部４６６ａと六速ドグ凸部４６６ｂとは、第一スライダ４５１に、前記周方向に交互に並ぶように設けられている。

[0057] 図５（Ｂ）に示されるように、五速駆動歯車４２５には、複数の五速ドグ凹部４７５が、五速駆動歯車４２５の周方向に並んで設けられている。複数の五速ドグ凹部４７５の数は、複数の五速ドグ凸部４６５の数の半分である。すなわち、各五速ドグ凹部４７５は、二個の五速ドグ凸部４６５を収容可能に構成されている。

[0058] 五速駆動歯車４２５と同様の構成であるため図示を省略するが、六速駆動歯車４２６には、複数の六速ドグ凹部４７６が、六速駆動歯車４２６の周方向に並んで設けられている。複数の六速ドグ凹部４７６の数は、複数の六速

ドグ凸部４６６の数の半分である。すなわち、各六速ドグ凹部４７６は、二個の六速ドグ凸部４６６を収容可能に構成されている。

[0059] 図４に示されるように、変速装置４は、一速ドグ凸部４６１と、一速ドグ凹部４７１とを備えている。一速ドグ凸部４６１（ドグ凸部の一例）は、第二スライダ４５２に設けられている。一速ドグ凹部４７１（ドグ凹部の一例）は、一速被駆動歯車４４１に設けられている。

[0060] 図４に示されるように、変速装置４は、三速ドグ凸部４６３と、三速ドグ凹部４７３とを備えている。三速ドグ凸部４６３（第二ドグ凸部の一例）は、第二スライダ４５２に設けられている。三速ドグ凹部４７３（第二ドグ凹部の一例）は、三速被駆動歯車４４３に設けられている。

[0061] 第一スライダ４５１と同様の構成であるため図示を省略するが、第二スライダ４５２は、環状である。第二スライダ４５２には、複数の一速ドグ凸部４６１が、周方向に並んで設けられている。複数の一速ドグ凸部４６１は、駆動軸４１の軸方向に沿う長さが異なる二種類の一速ドグ凸部を含んでいる。相対的に長い一速ドグ凸部と相対的に短い一速ドグ凸部とは、第二スライダ４５２に、前記周方向に交互に並ぶように設けられている。

[0062] 第二スライダ４５２には、複数の三速ドグ凸部４６３が、周方向に並んで設けられている。複数の三速ドグ凸部４６３は、前記軸方向に沿う長さが異なる二種類の三速ドグ凸部を含んでいる。相対的に長い三速ドグ凸部と相対的に短い三速ドグ凸部とは、第二スライダ４５２に、前記周方向に交互に並ぶように設けられている。

[0063] 五速駆動歯車４２５と同様の構成であるため図示を省略するが、一速被駆動歯車４４１には、複数の一速ドグ凹部４７１が、一速被駆動歯車４４１の周方向に並んで設けられている。複数の一速ドグ凹部４７１の数は、複数の一速ドグ凸部４６１の数の半分である。すなわち、各一速ドグ凹部４７１は、二個の一速ドグ凸部４６１を収容可能に構成されている。

[0064] 三速被駆動歯車４４３には、複数の三速ドグ凹部４７３が、三速被駆動歯車４４３の周方向に並んで設けられている。複数の三速ドグ凹部４７３の数

は、複数の三速ドグ凸部４６３の数の半分である。すなわち、各三速ドグ凹部４７３は、二個の三速ドグ凸部４６３を収容可能に構成されている。

[0065] 図４に示されるように、変速装置４は、二速ドグ凸部４６２と、二速ドグ凹部４７２とを備えている。二速ドグ凸部４６２（ドグ凸部の一例）は、第三スライダ４５３に設けられている。二速ドグ凹部４７２（ドグ凹部の一例）は、二速被駆動歯車４４２に設けられている。

[0066] 図４に示されるように、変速装置４は、四速ドグ凸部４６４と、四速ドグ凹部４７４とを備えている。四速ドグ凸部４６４（第二ドグ凸部の一例）は、第三スライダ４５３に設けられている。四速ドグ凹部４７４（第二ドグ凹部の一例）は、四速被駆動歯車４４４に設けられている。

[0067] 第一スライダ４５１と同様の構成であるため図示を省略するが、第三スライダ４５３は、環状である。第三スライダ４５３には、複数の二速ドグ凸部４６２が、周方向に並んで設けられている。複数の二速ドグ凸部４６２は、被駆動軸４３の軸方向に沿う長さが異なる二種類の二速ドグ凸部を含んでいる。相対的に長い二速ドグ凸部と相対的に短い二速ドグ凸部とは、第三スライダ４５３に、前記周方向に交互に並ぶように設けられている。

[0068] 第三スライダ４５３には、複数の四速ドグ凸部４６４が、周方向に並んで設けられている。複数の四速ドグ凸部４６４は、前記軸方向に沿う長さが異なる二種類の四速ドグ凸部を含んでいる。相対的に長い四速ドグ凸部と相対的に短い四速ドグ凸部とは、第三スライダ４５３に、前記周方向に交互に並ぶように設けられている。

[0069] 五速駆動歯車４２５と同様の構成であるため図示を省略するが、二速被駆動歯車４４２には、複数の二速ドグ凹部４７２が、二速被駆動歯車４４２の周方向に並んで設けられている。複数の二速ドグ凹部４７２の数は、複数の二速ドグ凸部４６２の数の半分である。すなわち、各二速ドグ凹部４７２は、二個の二速ドグ凸部４６２を収容可能に構成されている。

[0070] 四速被駆動歯車４４４には、複数の四速ドグ凹部４７４が、四速被駆動歯車４４４の周方向に並んで設けられている。複数の四速ドグ凹部４７４の数

は、複数の四速ドグ凸部４６４の数の半分である。すなわち、各四速ドグ凹部４７４は、二個の四速ドグ凸部４６４を収容可能に構成されている。

[0071] 図３に示されるように、変速装置４は、シフトドラム４８を備えている。図７は、シフトドラム４８の具体的な構成を示している。シフトドラム４８は、円柱状である。シフトドラム４８は、軸方向に延びるドラム軸４８ａを有している。シフトドラム４８は、ドラム軸４８ａを中心として回転可能である。

[0072] シフトドラム４８の外周面には、第一ガイド溝４８１、第二ガイド溝４８２、および第三ガイド溝４８３が形成されている。第一ガイド溝４８１、第二ガイド溝４８２、および第三ガイド溝４８３は、シフトドラム４８のドラム軸４８ａを中心とする回転角度に応じて、ドラム軸４８ａに沿う方向（すなわち軸方向）の位置が変化するように、ドラムシフト４８の外周面に設けられている。シフトドラム４８の外周面は、円柱状のシフトドラム４８において、ドラム軸４８ａを囲む側面である。

[0073] 変速装置４は、第一シフトフォーク４９１、第二シフトフォーク４９２、および第三シフトフォーク４９３を備えている。第一シフトフォーク４９１は、シフトドラム４８から、第一スライダ４５１に向かって延びている。第二シフトフォーク４９２は、シフトドラム４８から第二スライダ４５２に向かって延びている。第三シフトフォーク４９３は、シフトドラム４８から、第三スライダ４５３に向かって延びている。なお、シフトドラムからスライダに向かって延びているとは、シフトフォークにおける長手方向の一方の端部がシフトドラムに接続されているとともに、シフトフォークにおける長手方向の他方の端部がスライダに接続されている状態を意味する。

[0074] 第一シフトフォーク４９１における長手方向の一方の端部は、シフトドラム４８の第一ガイド溝４８１内に位置付けられている。第二シフトフォーク４９２における長手方向の一方の端部は、シフトドラム４８の第二ガイド溝４８２内に位置付けられている。第三シフトフォーク４９３における長手方向の一方の端部は、シフトドラム４８の第三ガイド溝４８３内に位置付けら

れている。

[0075] 図４に示されるように、第一スライダ４５１には、第一フォーク受け溝４５１ａが形成されている。第二スライダ４５２には、第二フォーク受け溝４５２ａが形成されている。第三スライダ４５３には、第三フォーク受け溝４５３ａが形成されている。

[0076] 図４に二点鎖線で示されるように、第一シフトフォーク４９１における長手方向の他方の端部は、第一スライダ４５１の第一フォーク受け溝４５１ａと接続されている。第二シフトフォーク４９２における長手方向の他方の端部は、第二スライダ４５２の第二フォーク受け溝４５２ａと接続されている。第三シフトフォーク４９３における長手方向の他方の端部は、第三スライダ４５３の第三フォーク受け溝４５３ａと接続されている。

[0077] すなわち、第一シフトフォーク４９１は、シフトドラム４８と第一スライダ４５１とを連結している。第二シフトフォーク４９２は、シフトドラム４８と第二スライダ４５２とを連結している。第三シフトフォーク４９３は、シフトドラム４８と第三スライダ４５３とを連結している。

[0078] 本実施形態における車両１の変速装置４は、六段変速が可能な構成である。すなわち、一速駆動歯車４２１および一速被駆動歯車４４１の変速比、二速駆動歯車４２２および二速被駆動歯車４４２の変速比、三速駆動歯車４２３および三速被駆動歯車４４３の変速比、四速駆動歯車４２４および四速被駆動歯車４４４の変速比、五速駆動歯車４２５および五速被駆動歯車４４５の変速比、六速駆動歯車４２６および六速被駆動歯車４４６の変速比は、相違している。

[0079] 図１に示されるように、車両１は、ハンドル６を備えている。ハンドル６は、運転者の操作に応じて前輪２１の向きを変えるように構成されている。前輪２１の向きが変わることにより、車両１の進行方向が変化する。

[0080] 図１および図３に示されるように、車両１は、スイッチ７、制御部８、および電動アクチュエータ９を備えている。

[0081] スイッチ７は、ハンドル６に設けられている。スイッチ７は、運転者によ

って操作されることにより、変速装置４に変速動作を行なわせる信号を出力するように構成されている。

[0082] 制御部８は、スイッチ７から入力される信号に応じて、電動アクチュエータ９の動作を制御する信号を出力するように構成されている。

[0083] 図７に示されるように、電動アクチュエータ９は、ロッド９ａを介してシフトドラム４８と連結されている。電動アクチュエータ９は、ロッド９ａを介し、制御部８より入力される信号に応じて、ドラム軸４８ａを中心としてシフトドラム４８を回転させるように構成されている。すなわち、電動アクチュエータ９は、スイッチ７の動作に応じてシフトドラム４８を回転させるように構成されている。シフトドラム４８の回転角度は、選択される変速段に応じて定められる。

[0084] これにより、ドラム軸４８ａを回転中心とするシフトドラム４８の回転角度に応じて、ドラム軸４８ａに沿う方向（すなわち軸方向）において、第一シフトフォーク４９１、第二シフトフォーク４９２、および第三シフトフォーク４９３の位置が変化する。したがって、ドラム軸４８ａを中心とするシフトドラム４８の回転角度に応じて、第一スライダ４５１が駆動軸４１上を移動し、第二スライダ４５２および第三スライダ４５３が被駆動軸４３上を移動する。

[0085] 運転者がスイッチ７によって第一速を選択すると、第二シフトフォーク４９２が第二スライダ４５２を被駆動軸４３に沿って移動させる。これにより、第二スライダ４５２に設けられた一速ドグ凸部４６１が、一速被駆動歯車４４１に設けられた一速ドグ凹部４７１と噛み合う。三速ドグ凸部４６３と三速被駆動歯車４４３に設けられた三速ドグ凹部４７３とは噛み合わない。したがって、三速被駆動歯車４４３は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0086] このとき、第一シフトフォーク４９１は、第一スライダ４５１を中立位置に位置付ける。第一スライダ４５１が中立位置に位置している場合、五速ドグ凸部４６５と五速ドグ凹部４７５とは噛み合わず、六速ドグ凸部４６６と六速ドグ凹部４７６も噛み合わない。したがって、五速駆動歯車４２５およ

び六速駆動歯車４２６は、駆動軸４１に対して空転する。

[0087] また、第三シフトフォーク４９３は、第三スライダ４５３を中立位置に位置付ける。第三スライダ４５３が中立位置に位置している場合、二速ドグ凸部４６２と二速ドグ凹部４７２とは噛み合わず、四速ドグ凸部４６４と四速ドグ凹部４７４も噛み合わない。したがって、二速被駆動歯車４４２および四速被駆動歯車４４４は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0088] これにより、クラッチ機構５を介して内燃機関３から駆動軸４１へ伝達された動力は、一速駆動歯車４２１および一速被駆動歯車４４１を介して被駆動軸４３へ伝達される。

[0089] ここで、ドグ凸部とドグ凹部とが噛み合うとは、ドグ凸部とドグ凹部とが、少なくとも一部で接触して、動力を伝達する状態を意味する。

[0090] 図３に示されるように、車両１は、出力機構１０を備えている。出力機構１０は、後輪２２に接続されている。図４に示されるように、出力機構１０は、出力歯車１０ａを備えている。出力歯車１０ａは、被駆動軸４３に設けられている。出力歯車１０ａは、被駆動軸４３に対して回転不能である。

[0091] したがって、一速駆動歯車４２１および一速被駆動歯車４４１を介して被駆動軸４３へ伝達された動力は、出力歯車１０ａを含む出力機構１０を介して後輪２２へ伝達される。

[0092] 運転者がスイッチ７によって第二速を選択すると、第三シフトフォーク４９３が第三スライダ４５３を被駆動軸４３に沿って移動させる。これにより、第三スライダ４５３に設けられた二速ドグ凸部４６２が、二速被駆動歯車４４２に設けられた二速ドグ凹部４７２と噛み合う。四速ドグ凸部４６４と四速被駆動歯車４４４に設けられた四速ドグ凹部４７４とは噛み合わない。したがって、四速被駆動歯車４４４は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0093] このとき、第一シフトフォーク４９１は、第一スライダ４５１を中立位置に位置付ける。第一スライダ４５１が中立位置に位置している場合、五速ドグ凸部４６５と五速ドグ凹部４７５とは噛み合わず、六速ドグ凸部４６６と六速ドグ凹部４７６も噛み合わない。したがって、五速駆動歯車４２５およ

び六速駆動歯車４２６は、駆動軸４１に対して空転する。

[0094] また、第二シフトフォーク４９２は、第二スライダ４５２を中立位置に位置付ける。第二スライダ４５２が中立位置に位置している場合、一速ドグ凸部４６１と一速ドグ凹部４７１とは噛み合わず、三速ドグ凸部４６３と三速ドグ凹部４７３も噛み合わない。したがって、一速被駆動歯車４４１および三速被駆動歯車４４３は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0095] これにより、クラッチ機構５を介して内燃機関３から駆動軸４１へ伝達された動力は、二速駆動歯車４２２および二速被駆動歯車４４２を介して被駆動軸４３へ伝達される。

[0096] したがって、二速駆動歯車４２２および二速被駆動歯車４４２を介して被駆動軸４３へ伝達された動力は、出力歯車１０ａを含む出力機構１０を介して後輪２２へ伝達される。

[0097] 運転者がスイッチ７によって第三速を選択すると、第二シフトフォーク４９２が第二スライダ４５２を被駆動軸４３に沿って移動させる。これにより、第二スライダ４５２に設けられた三速ドグ凸部４６３が、三速被駆動歯車４４３に設けられた三速ドグ凹部４７３と噛み合う。一速ドグ凸部４６１と一速被駆動歯車４４１に設けられた一速ドグ凹部４７１とは噛み合わない。したがって、一速被駆動歯車４４１は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0098] このとき、第一シフトフォーク４９１は、第一スライダ４５１を中立位置に位置付ける。第一スライダ４５１が中立位置に位置している場合、五速ドグ凸部４６５と五速ドグ凹部４７５とは噛み合わず、六速ドグ凸部４６６と六速ドグ凹部４７６も噛み合わない。したがって、五速駆動歯車４２５および六速駆動歯車４２６は、駆動軸４１に対して空転する。

[0099] また、第三シフトフォーク４９３は、第三スライダ４５３を中立位置に位置付ける。第三スライダ４５３が中立位置に位置している場合、二速ドグ凸部４６２と二速ドグ凹部４７２とは噛み合わず、四速ドグ凸部４６４と四速ドグ凹部４７４も噛み合わない。したがって、二速被駆動歯車４４２および四速被駆動歯車４４４は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0100] これにより、クラッチ機構５を介して内燃機関３から駆動軸４１へ伝達された動力は、三速駆動歯車４２３および三速被駆動歯車４４３を介して被駆動軸４３へ伝達される。

[0101] したがって、三速駆動歯車４２３および三速被駆動歯車４４３を介して被駆動軸４３へ伝達された動力は、出力歯車１０ａを含む出力機構１０を介して後輪２２へ伝達される。

[0102] 運転者がスイッチ７によって第四速を選択すると、第三シフトフォーク４９３が第三スライダ４５３を被駆動軸４３に沿って移動させる。これにより、第三スライダ４５３に設けられた四速ドグ凸部４６４が、四速被駆動歯車４４４に設けられた四速ドグ凹部４７４と噛み合う。二速ドグ凸部４６２と二速被駆動歯車４４２に設けられた二速ドグ凹部４７２とは噛み合わない。したがって、二速被駆動歯車４４２は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0103] このとき、第一シフトフォーク４９１は、第一スライダ４５１を中立位置に位置付ける。第一スライダ４５１が中立位置に位置している場合、五速ドグ凸部４６５と五速ドグ凹部４７５とは噛み合わず、六速ドグ凸部４６６と六速ドグ凹部４７６も噛み合わない。したがって、五速駆動歯車４２５および六速駆動歯車４２６は、駆動軸４１に対して空転する。

[0104] また、第二シフトフォーク４９２は、第二スライダ４５２を中立位置に位置付ける。第二スライダ４５２が中立位置に位置している場合、一速ドグ凸部４６１と一速ドグ凹部４７１とは噛み合わず、三速ドグ凸部４６３と三速ドグ凹部４７３も噛み合わない。したがって、一速被駆動歯車４４１および三速被駆動歯車４４３は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0105] これにより、クラッチ機構５を介して内燃機関３から駆動軸４１へ伝達された動力は、四速駆動歯車４２４および四速被駆動歯車４４４を介して被駆動軸４３へ伝達される。

[0106] したがって、四速駆動歯車４２４および四速被駆動歯車４４４を介して被駆動軸４３へ伝達された動力は、出力歯車１０ａを含む出力機構１０を介して後輪２２へ伝達される。

[0107] 運転者がスイッチ７によって第五速を選択すると、第一シフトフォーク４９１が第一スライダ４５１を駆動軸４１に沿って移動させる。これにより、第一スライダ４５１に設けられた五速ドグ凸部４６５が、五速駆動歯車４２５に設けられた五速ドグ凹部４７５と噛み合う。六速ドグ凸部４６６と六速駆動歯車４２６に設けられた六速ドグ凹部４７６とは噛み合わない。したがって、六速駆動歯車４２６は、駆動軸４１に対して空転する。

[0108] このとき、第二シフトフォーク４９２は、第二スライダ４５２を中立位置へ移動させる。第二スライダ４５２が中立位置に位置している場合、一速ドグ凸部４６１と一速ドグ凹部４７１とは噛み合わず、三速ドグ凸部４６３と三速ドグ凹部４７３も噛み合わない。また、第三シフトフォーク４９３は、第三スライダ４５３を中立位置へ移動させる。第三スライダ４５３が中立位置に位置している場合、二速ドグ凸部４６２と二速ドグ凹部４７２とは噛み合わず、四速ドグ凸部４６４と四速ドグ凹部４７４も噛み合わない。したがって、一速被駆動歯車４４１、二速被駆動歯車４４２、三速被駆動歯車４４３、および四速被駆動歯車４４４は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0109] これにより、クラッチ機構５を介して内燃機関３から駆動軸４１へ伝達された動力は、五速駆動歯車４２５および五速被駆動歯車４４５を介して被駆動軸４３へ伝達される。

[0110] したがって、五速駆動歯車４２５および五速被駆動歯車４４５を介して被駆動軸４３へ伝達された動力は、出力歯車１０ａを含む出力機構１０を介して後輪２２へ伝達される。

[0111] 運転者がスイッチ７によって第六速を選択すると、第一シフトフォーク４９１が第一スライダ４５１を駆動軸４１に沿って移動させる。これにより、第一スライダ４５１に設けられた六速ドグ凸部４６６が、六速駆動歯車４２６に設けられた六速ドグ凹部４７６と噛み合う。五速ドグ凸部４６５と五速駆動歯車４２５に設けられた五速ドグ凹部４７５とは噛み合わない。したがって、五速駆動歯車４２５は、駆動軸４１に対して空転する。

[0112] このとき、第二シフトフォーク４９２は、第二スライダ４５２を中立位置

に位置付ける。第二スライダ４５２が中立位置に位置している場合、一速ドグ凸部４６１と一速ドグ凹部４７１とは噛み合わず、三速ドグ凸部４６３と三速ドグ凹部４７３も噛み合わない。また、第三シフトフォーク４９３は、第三スライダ４５３を中立位置に位置付ける。第三スライダ４５３が中立位置に位置している場合、二速ドグ凸部４６２と二速ドグ凹部４７２とは噛み合わず、四速ドグ凸部４６４と四速ドグ凹部４７４も噛み合わない。したがって、一速被駆動歯車４４１、二速被駆動歯車４４２、三速被駆動歯車４４３、および四速被駆動歯車４４４は、被駆動軸４３に対して空転する。

[0113] これにより、クラッチ機構５を介して内燃機関３から駆動軸４１へ伝達された動力は、六速駆動歯車４２６および六速被駆動歯車４４６を介して被駆動軸４３へ伝達される。

[0114] したがって、六速駆動歯車４２６および六速被駆動歯車４４６を介して被駆動軸４３へ伝達された動力は、出力歯車１０ａを含む出力機構１０を介して後輪２２へ伝達される。

[0115] ドグ凸部とドグ凹部との噛み合いにより動力の伝達経路を形成する変速装置において、変速時にドグ当たり音の発生は避けられない。すなわち、前記変速装置の変速時には、ドグ凸部が、ドグ凹部が設けられた部材に接触するため、ドグ当たり音が発生する。本発明者は、衝突に関与する部材の慣性モーメントを低減することにより、ドグ当たり音を抑制できると考えた。衝突に関与する部材の慣性モーメントが小さければ、ドグ当たり音に直接関与する衝突エネルギーを低減できるからである。そこで、本発明者は、まず動力伝達に関与する歯車からドグ凸部を分離することを考えた。

[0116] 本実施形態に係る変速装置４においては、隣り合う五速駆動歯車４２５と六速駆動歯車４２６との間に第一スライダ４５１が配置されている。第一スライダ４５１は、駆動軸４１に沿って変位可能である。第一スライダ４５１は、五速ドグ凸部４６５と、六速ドグ凸部４６６とを備えている。第一シフトフォーク４９１は、第一スライダ４５１と接続されている。

[0117] 第一スライダ４５１には、被駆動軸４３上の歯車（動力伝達部材）と噛み

合う歯車が形成されていない。すなわち、第一スライダ４５１は、被駆動軸４３上の歯車との間で、直接、動力伝達を行わない。さらに換言すれば、第一スライダ４５１は、五速ドグ凸部４６５および六速ドグ凸部４６６以外に、他の部材との間で動力を伝達する構成を有しない。つまり、第一スライダ４５１は、被駆動軸４３に対し、五速駆動歯車４２５および五速被駆動歯車４４５、および、六速駆動歯車４２６および六速被駆動歯車４４６のうち、一方のみによって、動力伝達を行う。

[0118] これにより、ドグ凸部が設けられた駆動歯車そのものを駆動軸に沿って変位させる場合と比較して、衝突に関与するドグ凸部が設けられた部材（第一スライダ４５１）の質量および半径を小さくすることができる。よって、前記部材の慣性モーメントを低減できる。したがって、ドグ当たり音を抑制できる。

[0119] 上述のように第一スライダ４５１の半径を比較的小さくすることにより、第一シフトフォーク４９１が第一スライダ４５１を変位させる力を、第一スライダ４５１に対して駆動軸４１に近い位置で与えることができる。これにより、第一スライダ４５１の変位時における第一スライダ４５１の姿勢を安定させやすい。したがって、ドグ当たり音を抑制できるだけでなく、ドグ当たり音のばらつきに起因した運転者の違和感を抑制できる。

[0120] また、上述のように第一スライダ４５１の半径を小さくすることにより、駆動軸４１とともに回転する第一スライダ４５１において第一フォーク受け溝４５１ａが設けられている部分の周速を小さくできる。これにより、第一シフトフォーク４９１が第一フォーク受け溝４５１ａの内面と接触する部分に作用する力が小さくなる。よって、第一シフトフォーク４９１の摩耗も抑制できる。

[0121] 本実施形態に係る変速装置４では、隣り合う一速被駆動歯車４４１と三速被駆動歯車４４３との間に、第二スライダ４５２が配置されている。第二スライダ４５２は、被駆動軸４３に沿って変位可能である。第二スライダ４５２は、一速ドグ凸部４６１と、三速ドグ凸部４６３とを備えている。第二シ

フトフォーク４９２は、第二スライダ４５２と接続されている。

[0122] また、隣り合う二速被駆動歯車４４２と四速被駆動歯車４４４との間に、第三スライダ４５３が配置されている。第三スライダ４５３は、被駆動軸４３に沿って変位可能である。第三スライダ４５３は、二速ドグ凸部４６２と、四速ドグ凸部４６４とを備えている。第三シフトフォーク４９３は、第三スライダ４５３と接続されている。

[0123] 第二スライダ４５２には、駆動軸４１上の歯車（動力伝達部材）と噛み合う歯車が形成されていない。すなわち、第二スライダ４５２は、駆動軸４１上の歯車との間で、直接、動力伝達を行わない。さらに換言すれば、第二スライダ４５２は、一速ドグ凸部４６１および三速ドグ凸部４６３以外に、他の部材との間で動力を伝達する構成を有しない。つまり、第二スライダ４５２は、駆動軸４１に対し、一速駆動歯車４２１および一速被駆動歯車４４１、および、三速駆動歯車４２３および三速被駆動歯車４４３のうち、一方のみによって、動力伝達を行う。

[0124] 第三スライダ４５３には、駆動軸４１上の歯車（動力伝達部材）と噛み合う歯車が形成されていない。すなわち、第三スライダ４５３は、駆動軸４１上の歯車との間で、直接、動力伝達を行わない。さらに換言すれば、第三スライダ４５３は、二速ドグ凸部４６２および四速ドグ凸部４６４以外に、他の部材との間で動力を伝達する構成を有しない。つまり、第三スライダ４５３は、駆動軸４１に対し、二速駆動歯車４２２および二速被駆動歯車４４２、および、四速駆動歯車４２４および四速被駆動歯車４４４のうち、一方のみによって、動力伝達を行う。

[0125] これにより、ドグ凸部が設けられた被駆動歯車そのものを被駆動軸に沿って変位させる場合と比較して、衝突に関与するドグ凸部が設けられた部材（第二スライダ４５２、第三スライダ４５３）の質量および半径を小さくすることができる。よって、前記部材の慣性モーメントを低減できる。したがって、ドグ当たり音を抑制できる。

[0126] 第二スライダ４５２の半径を比較的小さくすることにより、第二シフトフ

ォーク４９２が第二スライダ４５２を変位させる力を、第二スライダ４５２に対して被駆動軸４３に近い位置で与えることができる。これにより、第二スライダ４５２の変位時における第二スライダ４５２の姿勢を安定させやすい。したがって、ドグ当たり音を抑制できるだけでなく、ドグ当たり音のばらつきに起因した運転者の違和感を抑制できる。

[0127] また、上述のように第二スライダ４５２の半径を小さくすることにより、被駆動軸４３とともに回転する第二スライダ４５２の第二フォーク受け溝４５２ａにおける周速を小さくできる。これにより、第二シフトフォーク４９２が第二フォーク受け溝４５２ａの内面と接触する部分に作用する力が小さくなる。よって、第二シフトフォーク４９２の摩耗も抑制できる。

[0128] 第三スライダ４５３の半径を比較的小さくすることにより、第三シフトフォーク４９３が第三スライダ４５３を変位させる力を、第三スライダ４５３に対して被駆動軸４３に近い位置で与えることができる。これにより、第三スライダ４５３の変位時における第三スライダ４５３の姿勢を安定させやすい。したがって、ドグ当たり音を抑制できるだけでなく、ドグ当たり音のばらつきに起因した運転者の違和感を抑制できる。

[0129] また、上述のように第三スライダ４５３の半径を小さくすることにより、被駆動軸４３とともに回転する第三スライダ４５３の第三フォーク受け溝４５３ａにおける周速を小さくできる。これにより、第三シフトフォーク４９３が第三フォーク受け溝４５３ａの内面とそれぞれ接触する部分に作用する力が小さくなる。よって、第三シフトフォーク４９３の摩耗も抑制できる。

[0130] 本発明者は、さらなる検討を重ねた結果、第一スライダ４５１の五速ドグ凸部４６５および五速駆動歯車４２５の五速ドグ凹部４７５の数をある程度増やすことにより、各五速ドグ凸部４６５と各五速ドグ凹部４７５との噛み合いの際に生じる応力が分散されることを見出した。そして、本発明者は、このように、各五速ドグ凸部４６５と各五速ドグ凹部４７５との噛み合いの際に生じる応力を分散させることにより、ドグ当たり音をより抑制できることを見出した。

[0131] 第一スライダ４５１の五速ドグ凸部４６５が接触する五速駆動歯車４２５は、駆動軸４１と相対回転可能であるため、駆動軸４１に対して傾く場合がある。本発明者は、特に、五速駆動歯車４２５が、被駆動軸４３と相対回転不能な五速被駆動歯車４４５と噛み合ってるため、その噛み合い点で五速駆動歯車４２５の傾きが大きくなることに気づいた。そして、本発明者は、このように五速駆動歯車４２５が傾いている場合でも、上述のように五速ドグ凸部４６５及び五速ドグ凹部４７５の数をある程度増やすことにより、各五速ドグ凸部４６５と各五速ドグ凹部４７５とが噛み合う際に生じる応力を分散できることを見出した。

[0132] また、本発明者は、五速ドグ凸部４６５および五速ドグ凹部４７５の数をある程度増やすことにより、五速駆動歯車４２５の姿勢が安定するため、ドグ当たり音のばらつきも抑制できることを見出した。

[0133] 図８（Ａ）は、図２（ｂ）を拡大して示す図である。すなわち、図８（Ａ）は、五速駆動歯車４２５の一部と第一スライダ４５１とが噛み合っている状態を模式的に示した図である。なお、図８（Ａ）において、符号４２５ａは、五速駆動歯車４２５の歯部であり、符号４４５ａは、五速被駆動歯車４４５の歯部である。図８（Ａ）では、五速駆動歯車４２５及び五速被駆動歯車４４５における歯部の一部のみが図示されているとともに、それ以外の部分では、歯車の最外周が二点鎖線の円として図示されている。

[0134] 図８（Ａ）に示されるように、五速駆動歯車４２５および五速被駆動歯車４４５の噛み合い点Ｍと駆動軸４１の軸中心Ｐとを結ぶ線を基準として、五速駆動歯車４２５の周方向に＋９０度（周方向の一方に９０度）および－９０度（周方向の他方に９０度）の範囲内で、それぞれ、複数個（図の例では四つ）の五速ドグ凸部４６５および複数個（図の例では四つ）の五速ドグ凹部４７５が噛み合う。これにより、上述の効果が得られる。

[0135] 特に、前記範囲内で五速ドグ凸部４６５と五速ドグ凹部４７５とが噛み合う数を４つ以上にすることで、前記噛み合う際に生じる応力を効率よく分散できる。また、五速ドグ凸部４６５と五速ドグ凹部４７５とが噛み合う数を

４つ以上にすることにより、五速駆動歯車４２５の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0136] なお、前記周方向の一方および他方のいずれかは、五速駆動歯車４２５の回転方向と一致する。

[0137] 第一スライダ４５１の六速ドグ凸部４６６および六速駆動歯車４２６の六速ドグ凹部４７６の数をある程度増やすことにより、各六速ドグ凸部４６６と各六速ドグ凹部４７６とが噛み合う際に生じる応力が分散される。よって、ドグ当たり音をより抑制できる。また、六速ドグ凸部４６６および六速ドグ凹部４７６の数をある程度増やすことにより、六速駆動歯車４２６の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0138] 図８（Ａ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、六速駆動歯車４２６および六速被駆動歯車４４６の噛み合い点と駆動軸４１の軸中心とを結ぶ線を基準として、六速駆動歯車４２６の周方向に＋９０度（周方向の一方に９０度）および－９０度（周方向の他方に９０度）の範囲内で、それぞれ、複数個（図の例では四つ）の六速ドグ凸部４６６および複数個（図の例では四つ）の六速ドグ凹部４７６が噛み合う。これにより、上述の効果が得られる。

[0139] 特に、前記範囲内で六速ドグ凸部４６６と六速ドグ凹部４７６とが噛み合う数を４つ以上にすることで、前記噛み合う際に生じる応力を効率よく分散できる。また、六速ドグ凸部４６６と六速ドグ凹部４７６とが噛み合う数を４つ以上にすることにより、六速駆動歯車４２６の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0140] なお、前記周方向の一方および他方のいずれかは、六速駆動歯車４２６の回転方向と一致する。

[0141] 第二スライダ４５２の一速ドグ凸部４６１および一速被駆動歯車４４１の一速ドグ凹部４７１の数をある程度増やすことにより、各一速ドグ凸部４６１と各一速ドグ凹部４７１との噛み合いに伴う応力が分散される。よって、ドグ当たり音をより抑制できる。また、一速ドグ凸部４６１および一速ドグ

凹部４７１の数をある程度増やすことにより、一速被駆動歯車４４１の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0142] 図８（Ａ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、一速駆動歯車４２１および一速被駆動歯車４４１の噛み合い点と被駆動軸４３の軸中心とを結ぶ線を基準として、一速被駆動歯車４４１の周方向に＋９０度（周方向の一方に９０度）および－９０度（周方向の他方に９０度）の範囲内で複数個（図の例では四つ）の一速ドグ凸部４６１および複数個（図の例では四つ）の一速ドグ凹部４７１が噛み合う。これにより、上述の効果が得られる。

[0143] 特に、前記範囲内で一速ドグ凸部４６１と一速ドグ凹部４７１とが噛み合う数を４つ以上にすることで、前記噛み合う際に生じる応力を効率よく分散できる。また、一速ドグ凸部４６１と一速ドグ凹部４７１とが噛み合う数を４つ以上にすることにより、一速被駆動歯車４４１の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0144] なお、前記周方向の一方および他方のいずれかは、一速被駆動歯車４４１の回転方向と一致する。

[0145] 第二スライダ４５２の三速ドグ凸部４６３および三速被駆動歯車４４３の三速ドグ凹部４７３の数をある程度増やすことにより、各三速ドグ凸部４６３と各三速ドグ凹部４７３とが噛み合う際に生じる応力が分散される。よって、ドグ当たり音をより抑制できる。また、三速ドグ凸部４６３および三速ドグ凹部４７３の数をある程度増やすことにより、三速被駆動歯車４４３の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0146] 図８（Ａ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、三速駆動歯車４２３および三速被駆動歯車４４３の噛み合い点と被駆動軸４３の軸中心とを結ぶ線を基準として、三速被駆動歯車４４３の周方向に＋９０度（周方向の一方に９０度）および－９０度（周方向の他方に９０度）の範囲内で複数個（図の例では四つ）の三速ドグ凸部４６３および複数個（図の例では四つ）の三速ドグ凹部４７３が噛み合う。これにより、上述の効果が得られ

る。

[0147] 特に、前記範囲内で三速ドグ凸部４６３と三速ドグ凹部４７３とが噛み合う数を４つ以上にすることで、前記噛み合う際に生じる応力を効率よく分散できる。また、三速ドグ凸部４６３と三速ドグ凹部４７３とが噛み合う数を４つ以上にすることにより、三速被駆動歯車４４３の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0148] なお、前記周方向の一方および他方のいずれかは、三速被駆動歯車４４３の回転方向と一致する。

[0149] 第三スライダ４５３の二速ドグ凸部４６２および二速被駆動歯車４４２の二速ドグ凹部４７２の数をある程度増やすことにより、各二速ドグ凸部４６２と各二速ドグ凹部４７２とが噛み合う際に生じる応力が分散される。よって、ドグ当たり音をより抑制できる。また、二速ドグ凸部４６２および二速ドグ凹部４７２の数をある程度増やすことにより、二速被駆動歯車４４２の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0150] 図８（Ａ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、二速駆動歯車４２２および二速被駆動歯車４４２の噛み合い点と被駆動軸４３の軸中心とを結ぶ線を基準として、二速被駆動歯車４４２の周方向に＋９０度（周方向の一方に９０度）および－９０度（周方向の他方に９０度）の範囲内で複数個（図の例では四つ）の二速ドグ凸部４６２および複数個（図の例では四つ）の二速ドグ凹部４７２が噛み合う。これにより、上述の効果が得られる。

[0151] 特に、前記範囲内で二速ドグ凸部４６２と二速ドグ凹部４７２とが噛み合う数を４つ以上にすることで、前記噛み合う際に生じる応力を効率よく分散できる。また、二速ドグ凸部４６２と二速ドグ凹部４７２とが噛み合う数を４つ以上にすることにより、二速被駆動歯車４４２の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0152] なお、前記周方向の一方および他方のいずれかは、二速被駆動歯車４４２の回転方向と一致する。

[0153] 第三スライダ４５３の四速ドグ凸部４６４および四速被駆動歯車４４４の四速ドグ凹部４７４の数をある程度増やすことにより、各四速ドグ凸部４６４と各四速ドグ凹部４７４とが噛み合う際に生じる応力が分散される。よって、ドグ当たり音をより抑制できる。また、四速ドグ凸部４６４および四速ドグ凹部４７４の数をある程度増やすことにより、四速被駆動歯車４４４の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0154] 図８（Ａ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、四速駆動歯車４２４および四速被駆動歯車４４４の噛み合い点と被駆動軸４３の軸中心とを結ぶ線を基準として、四速被駆動歯車４４４の周方向に＋９０度（周方向の一方に９０度）および－９０度（周方向の他方に９０度）の範囲内で複数個（図の例では四つ）の四速ドグ凸部４６４および複数個（図の例では四つ）の四速ドグ凹部４７４が噛み合う。これにより、上述の効果が得られる。

[0155] 特に、前記範囲内で四速ドグ凸部４６４と四速ドグ凹部４７４とが噛み合う数を４つ以上にすることで、前記噛み合う際に生じる応力を効率よく分散できる。また、四速ドグ凸部４６４と四速ドグ凹部４７４とが噛み合う数を４つ以上にすることにより、四速被駆動歯車４４４の姿勢が安定する。よって、ドグ当たり音のばらつきも抑制できる。

[0156] なお、前記周方向の一方および他方のいずれかは、四速被駆動歯車４４４の回転方向と一致する。

[0157] したがって、本実施形態の構成によれば、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感も抑制できる。

[0158] 図６を参照して説明したように、複数の五速ドグ凸部４６５は、五速ドグ凸部４６５ａ（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）と、五速ドグ凸部４６５ｂ（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）とを含む。駆動軸４１の軸方向に沿う五速ドグ凸部４６５ａの長さは、前記軸方向に沿う五速ドグ凸部４６５ｂの長さよりも長い。したがって、複数の五速ドグ凸部４６５が複数の五速ドグ凹部４７５と噛み合う際には、まず、五速ドグ凸部４６５ａ

（先行進入部の一例）が複数の五速ドグ凹部４７５の一つに進入する。

[0159] 図８（Ｂ）に示されるように、五速駆動歯車４２５の周方向における各五速ドグ凸部４６５ａの幅Ｗ１は、五速駆動歯車４２５の周方向における各五速ドグ凹部４７５の幅Ｗ２の半分以下である。

[0160] 本明細書では、五速駆動歯車４２５の周方向における各五速ドグ凸部４６５ａの幅Ｗ１および前記周方向における各五速ドグ凹部４７５の幅Ｗ２は、それぞれ、複数の五速ドグ凸部４６５および複数の五速ドグ凹部４７５が噛み合う噛み合い位置において、前記周方向に沿う寸法を意味する。なお、前記噛み合い位置は、駆動軸４１の中心から半径Ｒの位置であり、図８（Ｂ）において一点鎖線の円周で示される位置である。

[0161] このような構成により、駆動軸４１の軸方向における五速ドグ凸部４６５の先端が、五速ドグ凸部４６５と軸方向に対向する五速駆動歯車４２５の側面に衝突することなく五速ドグ凹部４７５内に進入する確率が上がる。これにより、ドグ当たり音の発生を抑制できる。したがって、ドグ当たり音をより抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感も抑制できる。

[0162] 複数の六速ドグ凸部４６６は、六速ドグ凸部４６６ａと、六速ドグ凸部４６６ｂとを含む。駆動軸４１の軸方向に沿う六速ドグ凸部４６６ａの長さは、前記軸方向に沿う六速ドグ凸部４６６ｂの長さよりも長い。したがって、複数の六速ドグ凸部４６６が複数の六速ドグ凹部４７６と噛み合う際には、まず、六速ドグ凸部４６６ａ（先行進入部の一例）が複数の六速ドグ凹部４７６の一つに進入する。

[0163] 図８（Ｂ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、六速駆動歯車４２６の周方向における各六速ドグ凸部４６６ａの幅は、六速駆動歯車４２６の周方向における各六速ドグ凹部４７６の幅の半分以下である。

[0164] 本明細書では、六速駆動歯車４２６の周方向における各六速ドグ凸部４６６ａの幅および前記周方向における各六速ドグ凹部４７６の幅は、それぞれ、複数の六速ドグ凸部４６６および複数の六速ドグ凹部４７６が噛み合う噛み合い位置（図８（Ｂ）において一点鎖線の円周で示される位置に対応）に

おいて、前記周方向に沿う寸法を意味する。

[0165] このような構成により、駆動軸４１の軸方向における六速ドグ凸部４６６の先端が、六速ドグ凸部４６６と前記軸方向に対向する六速駆動歯車４２６の側面に衝突することなく六速ドグ凹部４７６内に進入する確率が上がる。これにより、ドグ当たり音の発生を抑制できる。したがって、ドグ当たり音をより抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感も抑制できる。

[0166] 第一スライダ４５１と同様に、第二スライダ４５２に設けられた複数の一速ドグ凸部４６１は、被駆動軸４３の軸方向に沿う長さが相対的に長い一速ドグ凸部４６１と、相対的に短い一速ドグ凸部４６１とを含む。したがって、複数の一速ドグ凸部４６１が複数の一速ドグ凹部４７１と噛みあう際に、まず、相対的に長い一速ドグ凸部４６１（先行進入部の一例）が複数の一速ドグ凹部４７１の一つに進入する。

[0167] 図８（Ｂ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、相対的に長い各一速ドグ凸部４６１の一速被駆動歯車４４１の周方向における幅は、各一速ドグ凹部４７１の一速被駆動歯車４４１の周方向における幅の半分以下である。

[0168] 本明細書では、相対的に長い各一速ドグ凸部４６１の一速被駆動歯車４４１の周方向における幅および各一速ドグ凹部４７１の前記周方向における幅は、複数の一速ドグ凸部４６１と複数の一速ドグ凹部４７１とが噛み合う噛み合い位置（図８（Ｂ）において一点鎖線の円周で示される位置に対応）において、前記周方向に沿う寸法を意味する。

[0169] このような構成により、被駆動軸４３の軸方向における一速ドグ凸部４６１の先端が、一速ドグ凸部４６１と前記軸方向に対向する一速被駆動歯車４４１の側面に衝突することなく一速ドグ凹部４７１内に進入する確率が上がる。これにより、ドグ当たり音の発生を抑制できる。したがって、ドグ当たり音をより抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感も抑制できる。

[0170] 第二スライダ４５２に設けられた複数の三速ドグ凸部４６３は、被駆動軸

４３の軸方向に沿う長さが相対的に長い三速ドグ凸部４６３と、相対的に短い三速ドグ凸部４６３とを含む。したがって、複数の三速ドグ凸部４６３が複数の三速ドグ凹部４７３と噛み合う際に、まず、相対的に長い三速ドグ凸部４６３（第二先行進入部の一例）が複数の三速ドグ凹部４７３の一つに進入する。

[0171] 図８（Ｂ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、相対的に長い各三速ドグ凸部４６３の三速被駆動歯車４４３の周方向における幅は、各三速ドグ凹部４７３の三速被駆動歯車４４３の周方向における幅の半分以下である。

[0172] 本明細書では、相対的に長い各三速ドグ凸部４６３の三速被駆動歯車４４３の周方向における幅および各三速ドグ凹部４７３の前記周方向における幅は、複数の三速ドグ凸部４６３と複数の三速ドグ凹部４７３とが噛み合う噛み合い位置（図８（Ｂ）において一点鎖線の円周で示される位置に対応）において、前記周方向に沿う寸法を意味する。

[0173] このような構成により、被駆動軸４３の軸方向における三速ドグ凸部４６３の先端が、三速ドグ凸部４６３と前記軸方向に対向する三速被駆動歯車４４３の側面に衝突することなく三速ドグ凹部４７３内に進入する確率が上がる。これにより、ドグ当たり音の発生を抑制できる。したがって、ドグ当たり音をより抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感も抑制できる。

[0174] 第三スライダ４５３に設けられた複数の二速ドグ凸部４６２は、被駆動軸４３の軸方向に沿う長さが相対的に長い二速ドグ凸部４６２と、相対的に短い二速ドグ凸部４６２とを含む。したがって、複数の二速ドグ凸部４６２が複数の二速ドグ凹部４７２と噛み合う際に、まず、相対的に長い二速ドグ凸部４６２（先行進入部の一例）が複数の二速ドグ凹部４７２の一つに進入する。

[0175] 図８（Ｂ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、相対的に長い各二速ドグ凸部４６２の二速被駆動歯車４４２の周方向における幅は、

各二速ドグ凹部４７２の二速被駆動歯車４４２の周方向における幅の半分以下である。

[0176] 本明細書では、相対的に長い各二速ドグ凸部４６２の二速被駆動歯車４４２の周方向における幅および各二速ドグ凹部４７２の前記周方向における幅は、複数の二速ドグ凸部４６２と複数の二速ドグ凹部４７２とが噛み合う噛み合い位置（図８（Ｂ）において一点鎖線の円周で示される位置に対応）において、前記周方向に沿う寸法を意味する。

[0177] このような構成により、被駆動軸４３の軸方向における二速ドグ凸部４６２の先端が、二速ドグ凸部４６２と前記軸方向に対向する二速被駆動歯車４４２の側面に衝突することなく二速ドグ凹部４７２内に進入する確率が上がる。これにより、ドグ当たり音の発生を抑制できる。したがって、ドグ当たり音をより抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感も抑制できる。

[0178] 第三スライダ４５３に設けられた複数の四速ドグ凸部４６４は、被駆動軸４３の軸方向に沿う長さが相対的に長い四速ドグ凸部４６４と、相対的に短い四速ドグ凸部４６４とを含む。したがって、複数の四速ドグ凸部４６４が複数の四速ドグ凹部４７４と噛み合う際に、まず、相対的に長い四速ドグ凸部４６４（第二先行進入部の一例）が複数の四速ドグ凹部４７４の一つに進入する。

[0179] 図８（Ｂ）に示される構成と同様であるため図示を省略するが、相対的に長い各四速ドグ凸部４６４の四速被駆動歯車４４４の周方向における幅は、各四速ドグ凹部４７４の四速被駆動歯車４４４の周方向における幅の半分以下である。

[0180] 本明細書では、相対的に長い各四速ドグ凸部４６４の四速被駆動歯車４４４の周方向における幅および各四速ドグ凹部４７４の前記周方向における幅は、複数の四速ドグ凸部４６４と複数の四速ドグ凹部４７４とが噛み合う噛み合い位置（図８（Ｂ）において一点鎖線の円周で示される位置に対応）において、前記周方向に沿う寸法を意味する。

[0181] このような構成により、被駆動軸４３の軸方向における四速ドグ凸部４６４の先端が、四速ドグ凸部４６４と前記軸方向に対向する四速被駆動歯車４４４の側面に衝突することなく四速ドグ凹部４７４内に進入する確率が上がる。これにより、ドグ当たり音の発生を抑制できる。したがって、ドグ当たり音をより抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感も抑制できる。

[0182] 本実施形態に係る変速装置４では、図６に示されるように、五速駆動歯車４２５および五速被駆動歯車４４５の対、および、六速駆動歯車４２６および六速被駆動歯車４４６の対は、ヘリカルギアの対である。

[0183] ヘリカルギアは、平歯車等に比べて歯厚（前記軸方向に沿う歯車の幅）を小さくすることができる。よって、第一スライダ４５１にそれぞれ噛み合う、五速駆動歯車４２５および五速被駆動歯車４４５の対、および、六速駆動歯車４２６および六速被駆動歯車４４６の対を薄くすることができる。したがって、五速および六速の歯車群の慣性モーメントをさらに小さくできる。これにより、ドグ当たり音をより抑制できる。

[0184] 五速駆動歯車４２５および五速被駆動歯車４４５の対と同様の構成であるため図示を省略するが、一速駆動歯車４２１および一速被駆動歯車４４１の対、および、三速駆動歯車４２３および三速被駆動歯車４４３の対は、ヘリカルギアの対である。

[0185] この場合、第二スライダ４５２にそれぞれ噛み合う、一速駆動歯車４２１および一速被駆動歯車４４１の対、および、三速駆動歯車４２３および三速被駆動歯車４４３の対を薄くすることができる。したがって、一速および三速の歯車群の慣性モーメントをさらに小さくできる。これにより、ドグ当たり音をより抑制できる。

[0186] 二速駆動歯車４２２および二速被駆動歯車４４２の対、および、四速駆動歯車４２４および四速被駆動歯車４４４の対は、ヘリカルギアの対である。

[0187] この場合、第三スライダ４５３にそれぞれ噛み合う、二速駆動歯車４２２および二速被駆動歯車４４２の対、および、四速駆動歯車４２４および四速

被駆動歯車４４４の対を薄くすることができる。したがって、二速の歯車群および四速の歯車群の慣性モーメントをさらに小さくできる。これにより、ドグ当たり音をより抑制できる。

[0188] 本実施形態においては、図５（Ａ）および図６から明らかなように、五速ドグ凸部４６５および六速ドグ凸部４６６が第一スライダ４５１に設けられている。

[0189] このような構成により、前記軸方向と直交する方向（五速駆動歯車４２５と六速駆動歯車４２６の径方向）において、五速ドグ凹部４７５および六速ドグ凹部４７６が第一スライダ４５１に設けられる構成と比べて、第一スライダ４５１の寸法を小さくすることができる。これにより、第一スライダ４５１の質量および半径がより低減される。よって、第一スライダ４５１の慣性モーメントを低減することができる。したがって、ドグ当たり音をより抑制できる。

[0190] 第一スライダ４５１と同様の構成であるため、図示を省略するが、第二スライダ４５２には、一速ドグ凸部４６１および三速ドグ凸部４６３が設けられている。

[0191] このような構成により、一速ドグ凹部４７１および三速ドグ凹部４７３が第二スライダ４５２に設けられる構成に比べて、前記軸方向と直交する方向（一速被駆動歯車４４１および三速被駆動歯車４４３の径方向）における第二スライダ４５２の寸法を小さくすることができる。これにより、第二スライダ４５２の質量および半径がより低減される。よって、第二スライダ４５２の慣性モーメントを低減することができる。したがって、ドグ当たり音をより抑制できる。

[0192] 第三スライダ４５３には、二速ドグ凸部４６２および四速ドグ凸部４６４が設けられている。

[0193] このような構成により、二速ドグ凹部４７２および四速ドグ凹部４７４が第三スライダ４５３に設けられる構成に比べて、前記軸方向と直交する方向（二速被駆動歯車４４２および四速被駆動歯車４４４の径方向）に沿う第三

スライダ４５３の寸法を小さくすることができる。これにより、第三スライダ４５３の質量および半径がより低減される。よって、第三スライダ４５３の慣性モーメントを低減することができる。したがって、ドグ当たり音をより抑制できる。

[0194] 前述のように、本実施形態に係る車両１は、スイッチ７と、電動アクチュエータ９とを備えている。スイッチ７は、運転者によって操作される。電動アクチュエータ９は、運転者によるスイッチ７の操作に応じて、変速装置４０のシフトドラム４８を回転させる。

[0195] このような構成によれば、電動アクチュエータ９によって、シフトドラム４８の回転角度および回転タイミングを、正確に制御することができる。例えば第一スライダ４５１の場合、五速ドグ凸部４６５と五速ドグ凹部４７５との噛み合い時には、両者の回転位相を容易に同期させることができ、六速ドグ凸部４６６と六速ドグ凹部４７６との噛み合い時には、両者の回転位相を容易に同期させることができる。よって、ドグ当たり音の発生をより抑制できる。また、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感をより抑制できる。

[0196] 上記の実施形態は、本発明の理解を容易にするための例示にすぎない。上記の実施形態に係る構成は、本発明の趣旨を逸脱しなければ、適宜に変更、改良されうる。また、等価物が本発明の技術的範囲に含まれることは明らかである。

[0197] 上記の実施形態においては、駆動軸４１の軸方向に沿う長さが相対的に長い複数の五速ドグ凸部４６５ａ（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）の数と、同方向に沿う長さが相対的に短い複数の五速ドグ凸部４６５ｂ（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）の数とが、等しい。換言すると、複数の五速ドグ凸部４６５ａの数と、複数の五速ドグ凸部４６５ｂの数と、複数の五速ドグ凹部４７５の数とが、等しい。しかしながら、複数の五速ドグ凸部４６５ｂの数は、複数の五速ドグ凹部４７５の数のＮ倍（Ｎは１以上の整数）であってもよい。

[0198] 図８に示された例においては、各五速ドグ凹部４７５に対し、一つの五速

ドグ凸部４６５ａおよび一つの五速ドグ凸部４６５ｂが噛み合っている。複数の五速ドグ凸部４６５ｂの数が複数の五速ドグ凹部４７５の数の二倍（Ｎ＝２）である場合、各五速ドグ凹部４７５に対して一つの五速ドグ凸部４６５ａと二つの五速ドグ凸部４６５ｂが進入する。本例においては、一つの五速ドグ凸部４６５ａ（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）と二つの五速ドグ凸部４６５ｂ（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）とが、五速駆動歯車４２５の周方向に交互に並ぶように設けられている。本例においても、複数の五速ドグ凸部４６５が複数の五速ドグ凹部４７５と噛み合うとき、まず、五速ドグ凸部４６５ａが複数の五速ドグ凹部４７５の一つに進入する。

[0199] このような構成において、五速ドグ凸部４６５ａが五速ドグ凹部４７５に進入する。その後、五速駆動歯車４２５に対する第一スライダ４５１の回転方向に応じて、五速駆動歯車４２５の周方向において五速ドグ凸部４６５ａと隣り合う２つの五速ドグ凸部４６５ｂのうち一方が五速ドグ凹部４７５内に進入する。これにより、五速ドグ凸部４６５と五速ドグ凹部４７５とが噛み合う。上述のような構成により、複数の五速ドグ凸部４６５と複数の五速ドグ凹部４７５との噛み合い動作が、五速駆動歯車４２５に対する第一スライダ４５１の回転方向に応じてばらつくことを抑制できる。したがって、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感もより抑制できる。

[0200] ここで、噛み合い動作のばらつきとは、ドグ凸部とドグ凹部とが噛み合うタイミングや、噛み合う位置等がばらつくことを意味する。

[0201] 上記の実施形態においては、駆動軸４１の軸方向に沿う長さが相対的に長い複数の六速ドグ凸部４６６ａ（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）の数と、前記軸方向に沿う長さが相対的に短い複数の六速ドグ凸部４６６ｂ（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）の数とは、等しい。換言すると、複数の六速ドグ凸部４６６ａの数と、複数の六速ドグ凸部４６６ｂの数と、複数の六速ドグ凹部４７６の数とが、等しい。しかしながら、複数の六速

ドグ凸部４６６ｂの数は、複数の六速ドグ凹部４７６の数のＮ倍（Ｎは１以上の整数）であってもよい。

[0202] 上記の実施形態においては、図８に示された例と同様に、各六速ドグ凹部４７６に対して一つの六速ドグ凸部４６６ａおよび一つの六速ドグ凸部４６６ｂが噛み合う。複数の六速ドグ凸部４６６ｂの数が複数の六速ドグ凹部４７６の数の二倍（Ｎ＝２）である場合、各六速ドグ凹部４７６内に一つの六速ドグ凸部４６６ａおよび二つの六速ドグ凸部４６６ｂが進入する。本例においては、一つの六速ドグ凸部４６６ａ（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）と二つの六速ドグ凸部４６６ｂ（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）とが、六速駆動歯車４２６の周方向に交互に並ぶように設けられている。本例においても、複数の六速ドグ凸部４６６が複数の六速ドグ凹部４７６と噛み合うとき、まず、六速ドグ凸部４６６ａが複数の六速ドグ凹部４７６の一つに進入する。

[0203] このような構成において、六速ドグ凸部４６６ａが六速ドグ凹部４７６内に進入する。その後、六速駆動歯車４２６に対する第一スライダ４５１の回転方向に応じて、六速駆動歯車４２６の周方向において六速ドグ凸部４６６ａと隣り合う２つの六速ドグ凸部４６６ｂのうち一方が六速ドグ凹部４７６内に進入する。これにより、六速ドグ凸部４６６と六速ドグ凹部４７６とが噛み合う。上述のような構成により、複数の六速ドグ凸部４６６と複数の六速ドグ凹部４７６との噛み合い動作が、六速駆動歯車４２６に対する第一スライダ４５１の回転方向に応じてばらつくことを抑制できる。したがって、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感もより抑制できる。

[0204] 上記の実施形態においては、被駆動軸４３の軸方向に沿う長さが相対的に長い複数の一速ドグ凸部４６１（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）の数と、同方向に沿う長さが相対的に短い複数の一速ドグ凸部４６１（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）の数とが、等しい。換言すると、相対的に長い複数の一速ドグ凸部４６１の数と、相対的に短い複数の一速ドグ凸

部４６１の数と、複数の一速ドグ凹部４７１の数とが、等しい。しかしながら、相対的に短い複数の一速ドグ凸部４６１の数は、複数の一速ドグ凹部４７１の数のＮ倍（Ｎは１以上の整数）であってもよい。

[0205] 上記の実施形態においては、図８に示された例と同様に、各一速ドグ凹部４７１に対し、一つの相対的に長い一速ドグ凸部４６１および一つの相対的に短い一速ドグ凸部４６１が噛み合っている。複数の相対的に短い一速ドグ凸部４６１の数が複数の一速ドグ凹部４７１の数の二倍（Ｎ＝２）である場合、各一速ドグ凹部４７１内に、一つの相対的に長い一速ドグ凸部４６１および二つの相対的に短い一速ドグ凹部４７１が進入する。本例においては、一つの相対的に長い一速ドグ凸部４６１（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）と二つの相対的に短い一速ドグ凹部４７１（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）とが、一速被駆動歯車４４１の周方向に交互に並んで設けられている。本例においても、複数の一速ドグ凸部４６１が複数の一速ドグ凹部４７１と噛み合うとき、まず、相対的に長い一速ドグ凸部４６１が複数の一速ドグ凹部４７１の一つに進入する。

[0206] このような構成において、相対的に長い一速ドグ凸部４６１が一速ドグ凹部４７１内に進入する。その後、一速被駆動歯車４４１に対する第二スライダ４５２の回転方向に応じて、一速被駆動歯車４４１の周方向において相対的に長い一速ドグ凸部４６１と隣り合う２つの相対的に短い一速ドグ凸部４６１のうち一方が一速ドグ凹部４７１内に進入する。これにより、一速ドグ凸部４６１と一速ドグ凹部４７１とが噛み合う。上述のような構成により、複数の一速ドグ凸部４６１と複数の一速ドグ凹部４７１との噛み合い動作が、一速被駆動歯車４４１に対する第二スライダ４５２の回転方向に応じてばらつくことを抑制できる。したがって、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感もより抑制できる。

[0207] 上記の実施形態においては、被駆動軸４３の軸方向に沿う長さが相対的に長い複数の三速ドグ凸部４６３（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）の数と、前記軸方向に沿う長さが相対的に短い複数の三速ドグ凸部４６３（

第二グループに含まれるドグ凸部の一例）の数とが、等しい。換言すると、相対的に長い複数の三速ドグ凸部４６３の数と、相対的に短い複数の三速ドグ凸部４６３の数と、複数の三速ドグ凹部４７３の数とが、等しい。しかしながら、相対的に短い複数の三速ドグ凸部４６３の数は、複数の三速ドグ凹部４７３の数のＮ倍（Ｎは１以上の整数）であってもよい。

[0208] 上記の実施形態においては、図８に示された例と同様に、各三速ドグ凹部４７３に対し、一つの相対的に長い三速ドグ凸部４６３と一つの相対的に短い三速ドグ凸部４６３とが噛み合っている。複数の相対的に短い三速ドグ凸部４６３の数が複数の三速ドグ凹部４７３の数の二倍（Ｎ＝２）である場合、各三速ドグ凹部４７３内に、一つの相対的に長い三速ドグ凸部４６３および二つの相対的に短い三速ドグ凹部４７３が進入する。本例においては、一つの相対的に長い三速ドグ凸部４６３（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）と二つの相対的に短い三速ドグ凹部４７３（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）とが、三速被駆動歯車４４３の周方向に交互に並ぶように設けられている。本例においても、複数の三速ドグ凸部４６３が複数の三速ドグ凹部４７３と噛み合うとき、まず、相対的に長い三速ドグ凸部４６３が複数の三速ドグ凹部４７３の一つに進入する。

[0209] このような構成によれば、相対的に長い三速ドグ凸部４６３が三速ドグ凹部４７３内に進入する。その後、三速被駆動歯車４４３に対する第二スライダ４５２の回転方向に応じて、三速被駆動歯車４４３の周方向において相対的に長い三速ドグ凸部４６３と隣り合う２つの相対的に短い三速ドグ凸部４６３のうち一方が三速ドグ凹部４７３内に進入する。これにより、三速ドグ凸部４６３と三速ドグ凹部４７３とが噛み合う。上述の構成により、複数の三速ドグ凸部４６３と複数の三速ドグ凹部４７３との噛み合い動作が三速被駆動

歯車４４３に対する第二スライダ４５２の回転方向に応じてばらつくことを抑制できる。したがって、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感もより抑制できる。

[0210] 上記の実施形態においては、被駆動軸４３の軸方向に沿う長さが相対的に長い複数の二速ドグ凸部４６２（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）の数と、同方向に沿う長さが相対的に短い複数の二速ドグ凸部４６２（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）の数とが、等しい。換言すると、相対的に長い複数の二速ドグ凸部４６２の数と、相対的に短い複数の二速ドグ凸部４６２の数と、複数の二速ドグ凹部４７２の数とが、等しい。しかしながら、相対的に短い複数の二速ドグ凸部４６２の数は、複数の二速ドグ凹部４７２の数のＮ倍（Ｎは１以上の整数）であってもよい。

[0211] 上記の実施形態においては、図８に示された例と同様に、各二速ドグ凹部４７２に対し、一つの相対的に長い二速ドグ凸部４６２および一つの相対的に短い二速ドグ凸部４６２が噛み合っている。複数の相対的に短い二速ドグ凸部４６２の数が複数の二速ドグ凹部４７２の数の二倍（Ｎ＝２）である場合、各二速ドグ凹部４７２内に、一つの相対的に長い二速ドグ凸部４６２および二つの相対的に短い二速ドグ凹部４７２が進入する。本例においては、一つの相対的に長い二速ドグ凸部４６２（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）と二つの相対的に短い二速ドグ凹部４７２（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）とが、二速被駆動歯車４４２の周方向に交互に並んで設けられている。本例においても、複数の二速ドグ凸部４６２が複数の二速ドグ凹部４７２と噛み合うとき、まず、相対的に長い二速ドグ凸部４６２が複数の二速ドグ凹部４７２の一つに進入する。

[0212] このような構成において、相対的に長い二速ドグ凸部４６２が二速ドグ凹部４７２に進入する。その後、二速被駆動歯車４４２に対する第三スライダ４５３の回転方向に応じて、二速被駆動歯車４４２の周方向において相対的に長い二速ドグ凸部４６２と隣り合う２つの相対的に短い二速ドグ凸部４６２のうち一方が二速ドグ凹部４７２内に進入する。これにより、二速ドグ凸部４６２と二速ドグ凹部４７２とが噛み合う。上述の構成により、複数の二速ドグ凸部４６２と複数の二速ドグ凹部４７２との噛み合い動作が二速被駆動歯車４４２に対する第三スライダ４５３の回転方向に応じてばらつくこと

を抑制できる。したがって、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因した運転者の違和感もより抑制できる。

[0213] 上記の実施形態においては、被駆動軸４３の軸方向に沿う長さが相対的に長い複数の四速ドグ凸部４６４（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）の数と、同方向に沿う長さが相対的に短い複数の四速ドグ凸部４６４（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）の数とが、等しい。換言すると、相対的に長い複数の四速ドグ凸部４６４の数と、相対的に短い複数の四速ドグ凸部４６４の数と、複数の四速ドグ凹部４７４の数とが、等しい。しかしながら、相対的に短い複数の四速ドグ凸部４６４の数は、複数の四速ドグ凹部４７４の数のＮ倍（Ｎは１以上の整数）であってもよい。

[0214] 上記の実施形態においては、図８に示された例と同様に、各四速ドグ凹部４７４に対し、一つの相対的に長い四速ドグ凸部４６４および一つの相対的に短い四速ドグ凸部４６４が噛み合っている。複数の相対的に短い四速ドグ凸部４６４の数が複数の四速ドグ凹部４７４の数の二倍（Ｎ＝２）である場合、各四速ドグ凹部４７４内に一つの相対的に長い四速ドグ凸部４６４および二つの相対的に短い四速ドグ凹部４７４が進入する。本例においては、一つの相対的に長い四速ドグ凸部４６４（第一グループに含まれるドグ凸部の一例）と二つの相対的に短い四速ドグ凹部４７４（第二グループに含まれるドグ凸部の一例）とが、四速被駆動歯車４４４の周方向に交互に並んで設けられている。本例においても、複数の四速ドグ凸部４６４が複数の四速ドグ凹部４７４と噛み合うとき、まず、相対的に長い四速ドグ凸部４６４が複数の四速ドグ凹部４７４の一つに進入する。

[0215] このような構成において、相対的に長い四速ドグ凸部４６４が四速ドグ凹部４７４に進入する。その後、四速被駆動歯車４４４に対する第三スライダ４５３の回転方向に応じて、四速被駆動歯車４４４の周方向において相対的に長い四速ドグ凸部４６４と隣り合う２つの相対的に短い四速ドグ凸部４６４のうち一方が速ドグ凹部４７４内に進入する。これにより、四速ドグ凸部４６４と四速ドグ凹部４７４とが噛み合う。上述の構成により、複数の四速

ドグ凸部４６４と複数の四速ドグ凹部４７４との噛み合い動作が四速被駆動歯車４４４に対する第二スライダ４５２の回転方向に応じてばらつくことを抑制できる。したがって、ドグ当たり音を抑制しつつ、ドグ当たり音に起因して運転者が感じる違和感もより抑制できる。

[0216] 図３に二点鎖線で示されるように、車両１は、副変速機構１１をさらに備えていてもよい。この場合、副変速機構１１は、内燃機関３により生成された動力の伝達方向に関し、駆動軸４１よりも上流および被駆動軸４３よりも下流のいずれか一方に設けられる。副変速機構１１は、例えば、変速比が異なる駆動歯車および被駆動歯車の対を二つ有する。副変速機構１１は、変速装置４の変速段の段数に対して、車両１において変速可能な段数を実質的に倍増させる機構である。

[0217] 上述のように変速段数が増えると、変速動作の頻度、すなわちドグ当たり音が発生する頻度が高くなる。しかしながら、前述のように、上記の実施形態の構成により、ドグ当たり音そのものだけでなくドグ当たり音のばらつきを抑制できる。よって、変速段数を増やしても運転者の違和感を抑制できる。

[0218] 上記の実施形態では、シフトドラム４８を回転させる電動アクチュエータ９の動作は、ハンドル６に設けられたスイッチ７により制御される。スイッチ７は、ハンドル６に配置されていなくてもよい。スイッチ７は、運転者の手によって操作されなくてもよい。例えば、スイッチ７は、車両１のフットペダル付近に配置されていてもよい。スイッチ７は、運転者の足によって操作されてもよい。

[0219] シフトドラム４８を回転させる電動アクチュエータ９の動作は、運転者によるスイッチ７の操作によって制御されなくてもよい。図示しない車載センサによって検出される車両１の走行状態に応じて、制御部８が電動アクチュエータ９の動作を自動制御してもよい。

[0220] このような構成によれば、運転者の操作がなくても変速装置４の変速動作を自動的に実行できる。しかしながら、自動変速動作は、運転者の意図と異

なるタイミングで行なわれることが多い。そのため、ドグ当たり音が運転者により意識される傾向にある。しかしながら、前述の通り、ドグ当たり音そのものだけでなくドグ当たり音のばらつきを抑制できる。これにより、自動変速が行なわれる構成においても、運転者の違和感を抑制できる。

[0221] 上記の実施形態に係る変速装置４は、六段変速が可能な構成を有する。しかしながら、変速可能な段数は、車両１の仕様に応じて適宜に定められうる。変速装置４が備える駆動歯車および被駆動歯車の対の数は、車両１に上述した副変速機構１１を採用するか否かと併せて、必要な段数に応じて適宜に定められうる。

[0222] このとき、各駆動歯車が駆動軸４１に対して回転可能であるかは、上記の実施形態として示した例に限られず、変速装置４の仕様に応じて適宜に定められうる。ある駆動歯車が駆動軸４１に対して回転可能である場合、当該駆動歯車と噛み合う被駆動歯車は、被駆動軸４３に対して回転不能とされる。ある駆動歯車が駆動軸４１に対して回転不能である場合、当該駆動歯車と噛み合う被駆動歯車は、被駆動軸４３に対して回転可能とされる。

[0223] なお、スライダは、駆動軸４１または被駆動軸４３に配置された歯車のうち、駆動軸４１または被駆動軸４３と相対回転可能な歯車に対して軸方向に並んで配置される。

[0224] 変速装置４が備えるスライダの数は、駆動歯車および被駆動歯車の対の数に応じて適宜に定められうる。このとき、スライダが、隣り合う駆動歯車の対および被駆動歯車の対のうち、いずれの歯車の対の間に配置されるかは、変速装置４の仕様に応じて適宜に定められうる。図８を参照して説明したドグ凸部の数とドグ凹部の数との関係は、変速装置４の少なくとも一つのスライダにおけるドグ凸部及びドグ凹部で成立していればよい。

[0225] 変速装置４が備える複数の駆動歯車および被駆動歯車の対のうち、少なくとも一つの対は、平歯ギアの対であってもよい。

[0226] 上記の実施形態では、五速ドグ凸部４６５および六速ドグ凸部４６６の双方が、第一スライダ４５１に設けられている。しかしながら、五速ドグ凹部

および六速ドグ凹部の少なくとも一方が第一スライダ４５１に設けられる構成であってもよい。五速ドグ凹部が第一スライダ４５１に設けられる場合、五速ドグ凸部は、五速駆動歯車４２５に設けられる。六速ドグ凹部が第一スライダ４５１に設けられる場合、六速ドグ凸部は、六速駆動歯車４２６に設けられる。

[0227] 上記の実施形態では、一速ドグ凸部４６１および三速ドグ凸部４６３の双方が、第二スライダ４５２に設けられている。しかしながら、一速ドグ凹部および三速ドグ凹部の少なくとも一方が第二スライダ４５２に設けられる構成であってもよい。一速ドグ凹部が第二スライダ４５２に設けられる場合、一速ドグ凸部は、一速被駆動歯車４４１に設けられる。三速ドグ凹部が第二スライダ４５２に設けられる場合、三速ドグ凸部は、三速被駆動歯車４４３に設けられる。

[0228] 上記の実施形態では、二速ドグ凸部４６２および四速ドグ凸部４６４の双方が、第三スライダ４５３に設けられている。しかしながら、二速ドグ凹部および四速ドグ凹部の少なくとも一方が第三スライダ４５３に設けられる構成であってもよい。二速ドグ凹部が第三スライダ４５３に設けられる場合、二速ドグ凸部は、二速被駆動歯車４４２に設けられる。四速ドグ凹部が第三スライダ４５３に設けられる場合、四速ドグ凸部は、四速被駆動歯車４４４に設けられる。

[0229] 上記の実施形態では、一速ドグ凸部４６１、二速ドグ凸部４６２、三速ドグ凸部４６３、四速ドグ凸部４６４、五速ドグ凸部４６５、および六速ドグ凸部４６６の全てが、駆動軸４１の軸方向から見て歯車の歯形状を有している。しかしながら、一速ドグ凸部４６１、二速ドグ凸部４６２、三速ドグ凸部４６３、四速ドグ凸部４６４、五速ドグ凸部４６５、および六速ドグ凸部４６６の少なくとも一つは、駆動軸４１または被駆動軸４３を中心として駆動歯車および被駆動歯車の回転方向に配置されていてもよい。一速ドグ凸部４６１、二速ドグ凸部４６２、三速ドグ凸部４６３、四速ドグ凸部４６４、五速ドグ凸部４６５、および六速ドグ凸部４６６の少なくとも一種のドグ凸

部は、該ドグ凸部と噛み合う駆動歯車または被駆動歯車に向かって延びる突起であってもよい。この場合、一速ドグ凹部４７１、二速ドグ凹部４７２、三速ドグ凹部４７３、四速ドグ凹部４７４、五速ドグ凹部４７５、および六速ドグ凹部４７６の少なくとも一種の数および形状は、前記突起と噛み合い可能なように適宜、決められる。

[0230] 図９（Ａ）は、一例として、上記のように構成された変形例に係る第一スライダ４５１Ａと変形例に係る五速駆動歯車４２５Ａとが噛み合っている状態を模式的に示す図である。図９（Ａ）も、図８（Ａ）と同様、五速駆動歯車４２５Ａ及び五速被駆動歯車４４５の一部の歯部のみが図示されている。

[0231] 本例においても、五速駆動歯車４２５Ａと五速被駆動歯車４４５との噛み合い点Ｍと駆動軸４１の軸中心Ｐとを結ぶ線を基準として、五速駆動歯車４２５Ａの周方向に＋９０度（周方向の一方に９０度）および－９０度（非噛み合い方向に９０度）の範囲内で、四つの五速ドグ凸部４６５Ａと四つの五速ドグ凹部４７５Ａとが噛み合っている。

[0232] 上記の実施形態では、図６に示されるように、駆動軸４１の軸方向に沿う向きの長さが相対的に長い五速ドグ凸部４６５ａの先端部と当該長さが相対的に短い五速ドグ凸部４６５ｂの先端部とは、第一スライダ４５１の周方向に分離している。しかしながら、五速ドグ凸部４６５Ａの形状は、上述の図６と同様の構成に限定されない。

[0233] 図９（Ｂ）は、図９（Ａ）に示した複数の五速ドグ凸部４６５Ａのうち一つの五速ドグ凸部４６５Ａにおいて、第一スライダ４５１Ａの周方向に沿う断面形状を模式的に示す図である。図９（Ｂ）に示すように、相対的に短い五速ドグ凸部４６５Ａｂと、相対的に長い五速ドグ凸部４６５Ａａとが繋がっている構成であってもよい。このような構成は、一速ドグ凸部４６１、二速ドグ凸部４６２、三速ドグ凸部４６３、四速ドグ凸部４６４、および六速ドグ凸部４６６に対しても同様に適用可能である。

[0234] 上記の実施形態において、ドグ凸部とドグ凹部との噛み合いは、複数のドグ凸部と複数のドグ凹部とが全て噛み合う場合だけでなく、複数のドグ凸部

の少なくとも一つと複数のドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合う場合も含む。

[0235] 上記の実施形態に係る車両１は、動力源として内燃機関３を備えている。しかしながら、シフトドラム４８を使用して変速を行なう変速装置４を備えていれば、車両１の動力源としてモータを使用してもよい。

[0236] 上記の実施形態に係る車両１は、自動二輪車である。しかしながら、シフトドラム４８を使用して変速を行なう変速装置４を備えていれば、車両１が備えている前輪２１および後輪２２の数は、適宜に定められうる。

請求の範囲

[請求項1] 車両に搭載される変速装置であって、

軸方向に延びるとともにクラッチ機構を介して動力源に接続された駆動軸と、

前記軸方向に延びる被駆動軸と、

前記駆動軸及び前記被駆動軸のうち一方の軸に、前記軸方向に固定され且つ一体で回転可能に設けられた固定歯車と、

前記駆動軸及び前記被駆動軸のうち他方の軸に、前記軸方向に固定され且つ相対回転可能に設けられ、前記固定歯車と噛み合う遊転歯車と、

前記他方の軸に、前記軸方向に移動可能に且つ一体で回転可能に設けられ、前記一方の軸に設けられた歯車に対して直接、動力伝達を行わないスライダと、

前記軸方向に延びる円筒状または円柱状に形成されているとともに外周面に周方向に延びるガイド溝を有し、且つ、前記軸方向に延びるドラム軸を中心として回転可能に構成されたシフトドラムと、

前記シフトドラムから前記スライダに向かって延びるとともに、前記シフトドラムのガイド溝内に一方の端部が位置付けられ、前記スライダに他方の端部が接続されたシフトフォークとを備え、

前記スライダ及び前記遊転歯車の一方には、複数のドグ凸部が設けられていて、

前記スライダ及び前記遊転歯車の他方には、前記複数のドグ凸部の少なくとも一部と噛み合う複数のドグ凹部が設けられていて、

前記スライダは、前記シフトドラムの回転に応じて前記シフトフォークが前記ガイド溝内を移動することによって、前記複数のドグ凸部の少なくとも一つと前記複数のドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合う位置まで前記軸方向に移動可能に構成されていて、

前記遊転歯車は、前記スライダの前記軸方向への移動によって前記

複数のドグ凸部の少なくとも一つと前記複数のドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合った状態で、前記スライダ及び前記他方の軸と一体で回転し、

前記複数のドグ凸部及び前記複数のドグ凹部は、前記シフトドラムの回転に応じて前記シフトフォークが前記ガイド溝内を移動することによって、前記スライダが、前記他方の軸に前記軸方向に固定された前記遊転歯車に向かって移動することにより、前記複数のドグ凸部の少なくとも一つと前記複数のドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合った状態において、前記軸方向から見て、前記固定歯車と前記遊転歯車とが噛み合う噛み合い点と前記他方の軸における軸中心とを結ぶ線を基準として、前記他方の軸における周方向の一方及び他方にそれぞれ９０度の範囲内で、少なくとも四つが噛み合う、変速装置。

[請求項2] 前記複数のドグ凸部は、前記周方向の寸法が、前記ドグ凹部における前記周方向の寸法の半分以下で、且つ、前記複数のドグ凸部の少なくとも一つが前記複数のドグ凹部の少なくとも一つに噛み合う際に、他のドグ凸部よりも先に前記複数のドグ凹部の少なくとも一つに進入する先行進入部を有する、請求項１に記載の変速装置。

[請求項3] 前記複数のドグ凸部は、前記複数のドグ凹部の数と同じ数の第一グループのドグ凸部と、前記軸方向において、前記第一グループのドグ凸部の長さよりも短く、且つ、前記複数のドグ凹部の数に対して整数倍の数の第二グループのドグ凸部とを有し、

前記第二グループのドグ凸部は、前記周方向において、前記第一グループのドグ凸部同士の間に少なくとも一つが位置するように設けられていて、

前記第一グループのドグ凸部は、前記複数のドグ凸部の少なくとも一つが前記複数のドグ凹部の少なくとも一つに噛み合う際に、前記第二グループのドグ凸部よりも先に前記複数のドグ凹部の少なくとも一つに進入する、請求項１に記載の変速装置。

[請求項4] 前記複数のドグ凸部は、歯車の歯形状である、請求項２または３に記載の変速装置。

[請求項5] 前記固定歯車及び前記遊転歯車は、ヘリカルギアである、請求項１から４のいずれか一つに記載の変速装置。

[請求項6] 前記複数のドグ凸部は、前記スライダに設けられている、請求項１から５のいずれか一つに記載の変速装置。

[請求項7] 前記一方の軸上に前記固定歯車と前記軸方向に並んで設けられ、前記一方の軸に前記軸方向に固定され且つ一体で回転可能に設けられた第二固定歯車と、

前記他方の軸上に前記遊転歯車と前記軸方向に並んで設けられるとともに、前記他方の軸に前記軸方向に固定され且つ相対回転可能に設けられ、前記第二固定歯車と噛み合う第二遊転歯車とをさらに備え、

前記スライダ及び前記第二遊転歯車の一方には、複数の第二ドグ凸部が設けられていて、

前記スライダ及び前記第二遊転歯車の他方には、複数の第二ドグ凹部が設けられていて、

前記スライダは、前記シフトドラムの回転に応じて前記シフトフォークが前記ガイド溝内を移動することによって、前記複数のドグ凸部の少なくとも一つと前記複数のドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合う位置と、前記複数の第二ドグ凸部の少なくとも一つと前記複数の第二ドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合う位置との間を、前記軸方向に移動可能に構成されていて、

前記遊転歯車は、前記スライダの前記軸方向への移動によって前記複数のドグ凸部の少なくとも一つと前記ドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合った状態で、前記スライダ及び前記他方の軸と一体で回転し、

前記第二遊転歯車は、前記スライダの前記軸方向への移動によって前記複数の第二ドグ凸部の少なくとも一つと前記複数の第二ドグ凹部

の少なくとも一つとが噛み合った状態で、前記スライダ及び前記他方の軸と一体で回転し、

前記複数のドグ凸部及び前記複数のドグ凹部は、前記シフトドラムの回転に応じて前記シフトフォークが前記ガイド溝内を移動することによって、前記スライダが、前記他方の軸に前記軸方向に固定された前記遊転歯車に向かって移動することにより、前記複数のドグ凸部の少なくとも一つと前記複数のドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合った状態において、前記軸方向から見て、前記固定歯車と前記遊転歯車とが噛み合う点と前記他方の軸における軸中心とを結ぶ線を基準として、前記他方の軸における周方向の一方及び他方にそれぞれ９０度の範囲内で、少なくとも四つが噛み合い、

前記複数の第二ドグ凸部及び前記複数の第二ドグ凹部は、前記シフトドラムの回転に応じて前記シフトフォークが前記ガイド溝内を移動することによって、前記スライダが、前記他方の軸に前記軸方向に固定された前記第二遊転歯車に向かって移動することにより、前記複数の第二ドグ凸部の少なくとも一つと前記複数の第二ドグ凹部の少なくとも一つとが噛み合った状態において、前記軸方向から見て、前記第二固定歯車と前記第二遊転歯車とが噛み合う点と前記他方の軸における軸中心とを結ぶ線を基準として、前記他方の軸における周方向の一方及び他方にそれぞれ９０度の範囲内で、少なくとも四つが噛み合う、請求項１から６のいずれか一つに記載の変速装置。

[請求項8] 前記動力源から出力された動力の伝達方向において、前記駆動軸よりも上流及び前記被駆動軸よりも下流のいずれか一方に設けられた副変速機構を備える、請求項１から７のいずれか一項に記載の変速装置。

[請求項9] 請求項１から８のいずれか一項に記載の変速装置と、

運転者によって操作されるスイッチと、

前記運転者によるスイッチの操作に応じて、前記シフトドラムを回

転させる電動アクチュエータと、

を備える、車両。

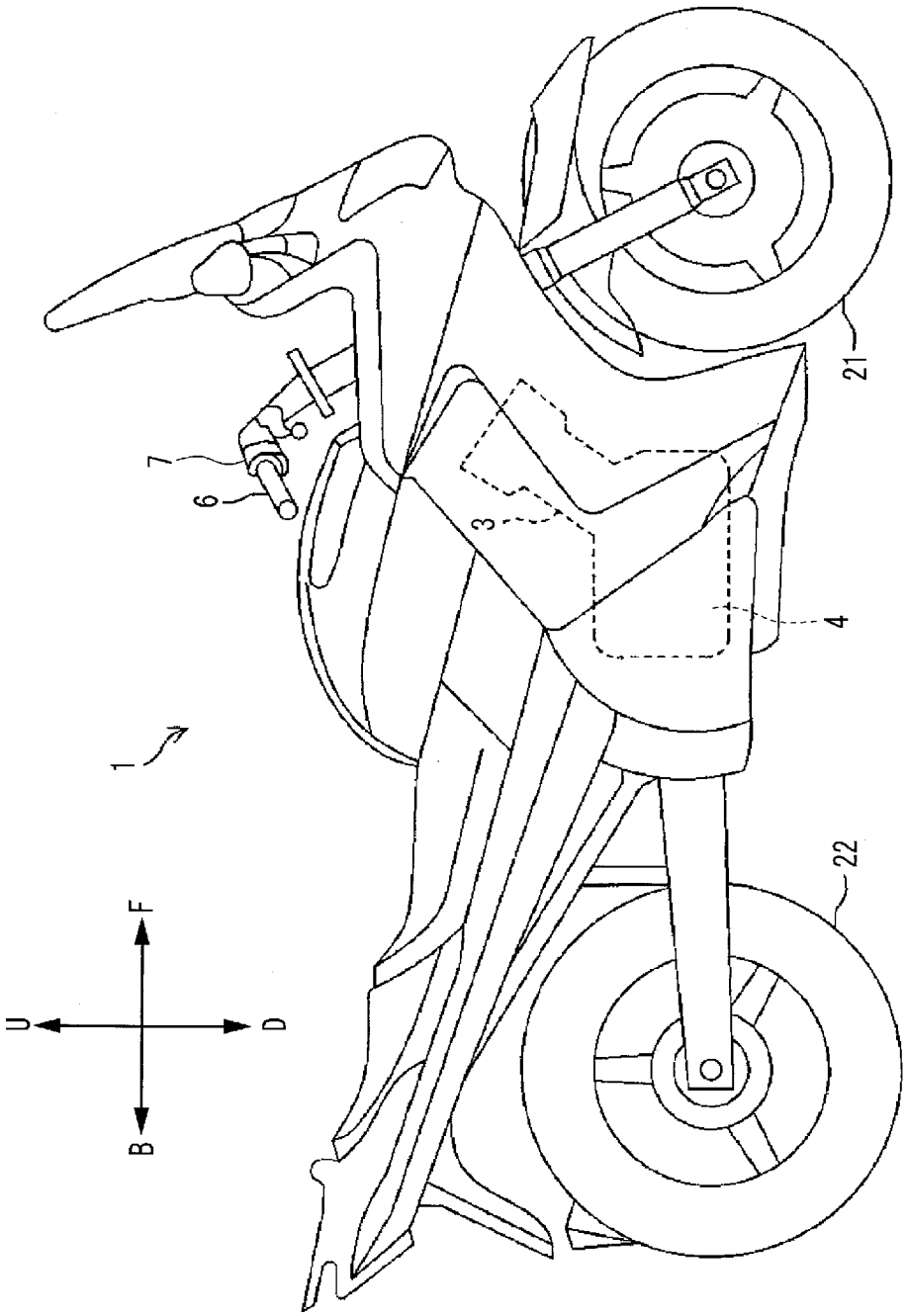
[請求項10] 請求項１から８のいずれか一項に記載の変速装置と、

前記シフトドラムを回転させる電動アクチュエータと、

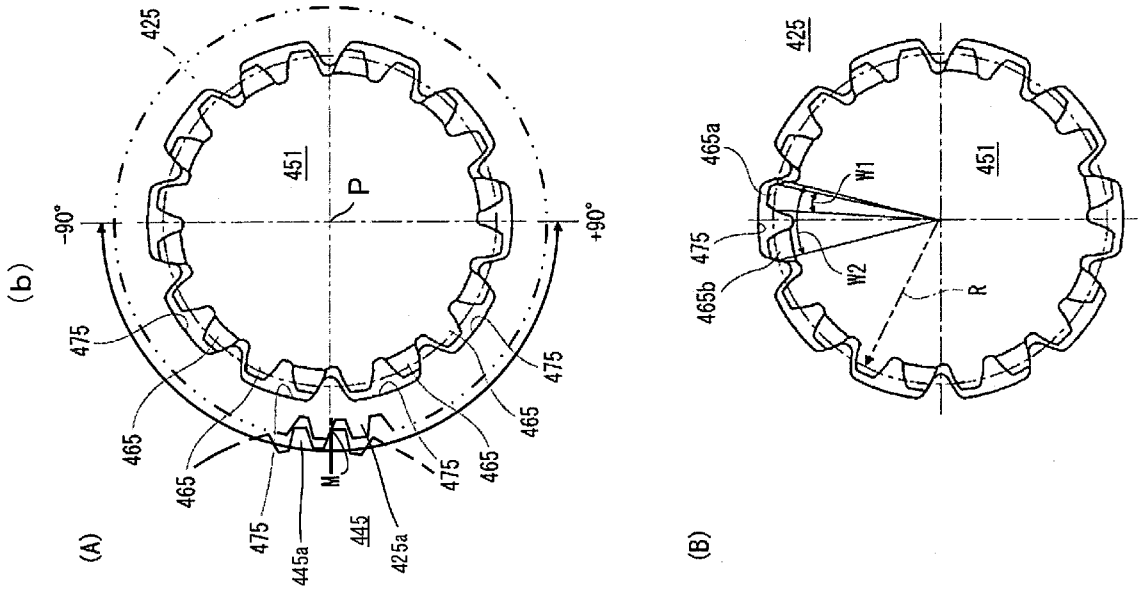
前記車両の走行状態に応じて前記電動アクチュエータの動作を制御する制御部と、

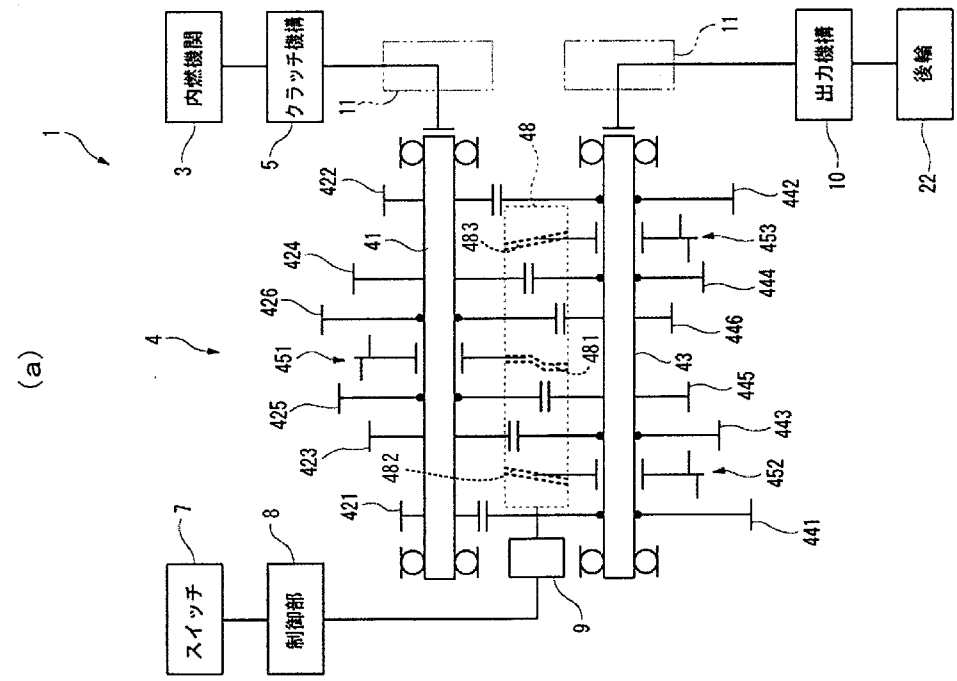
を備える、車両。

[図1]

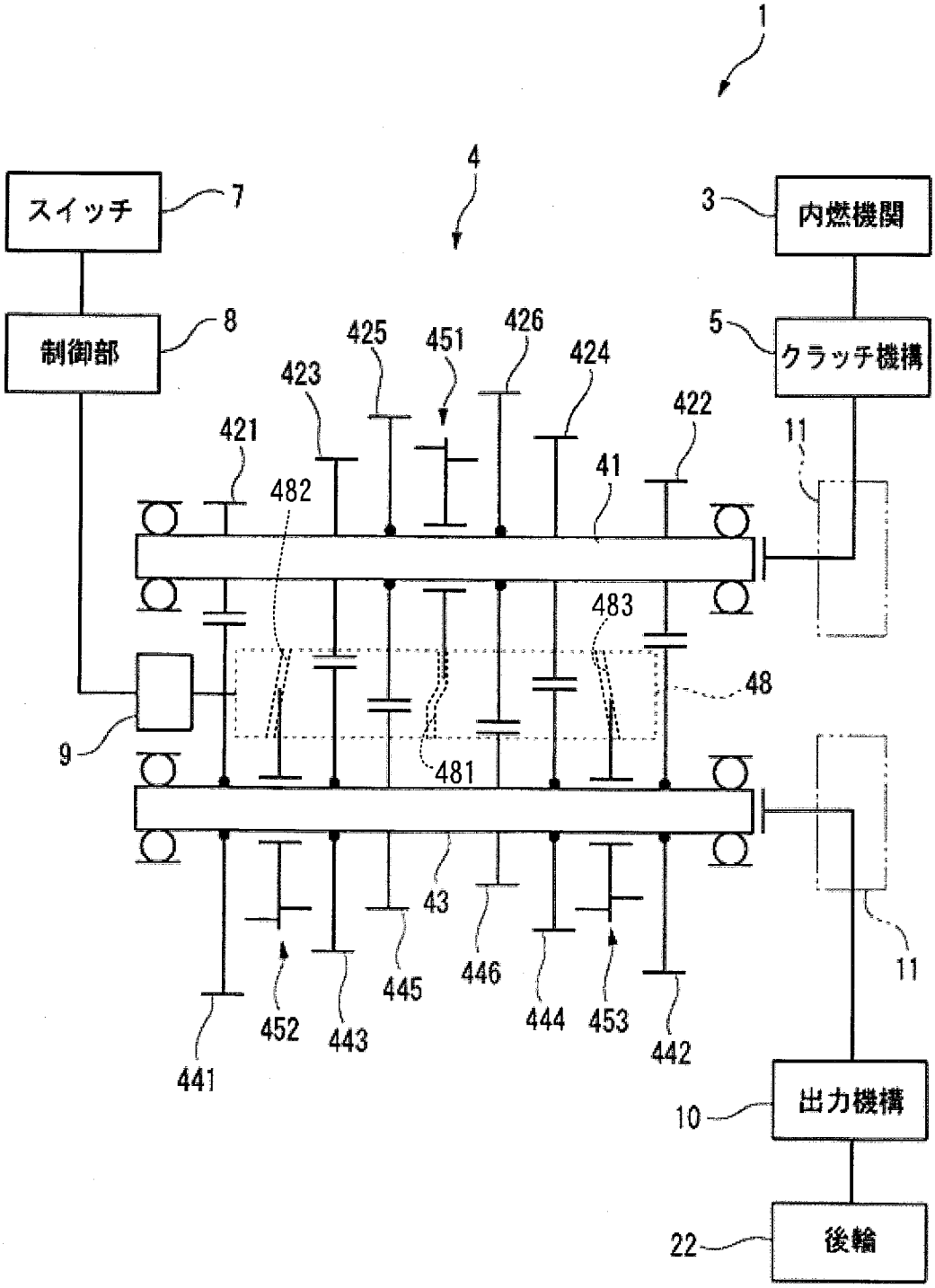


[図2]

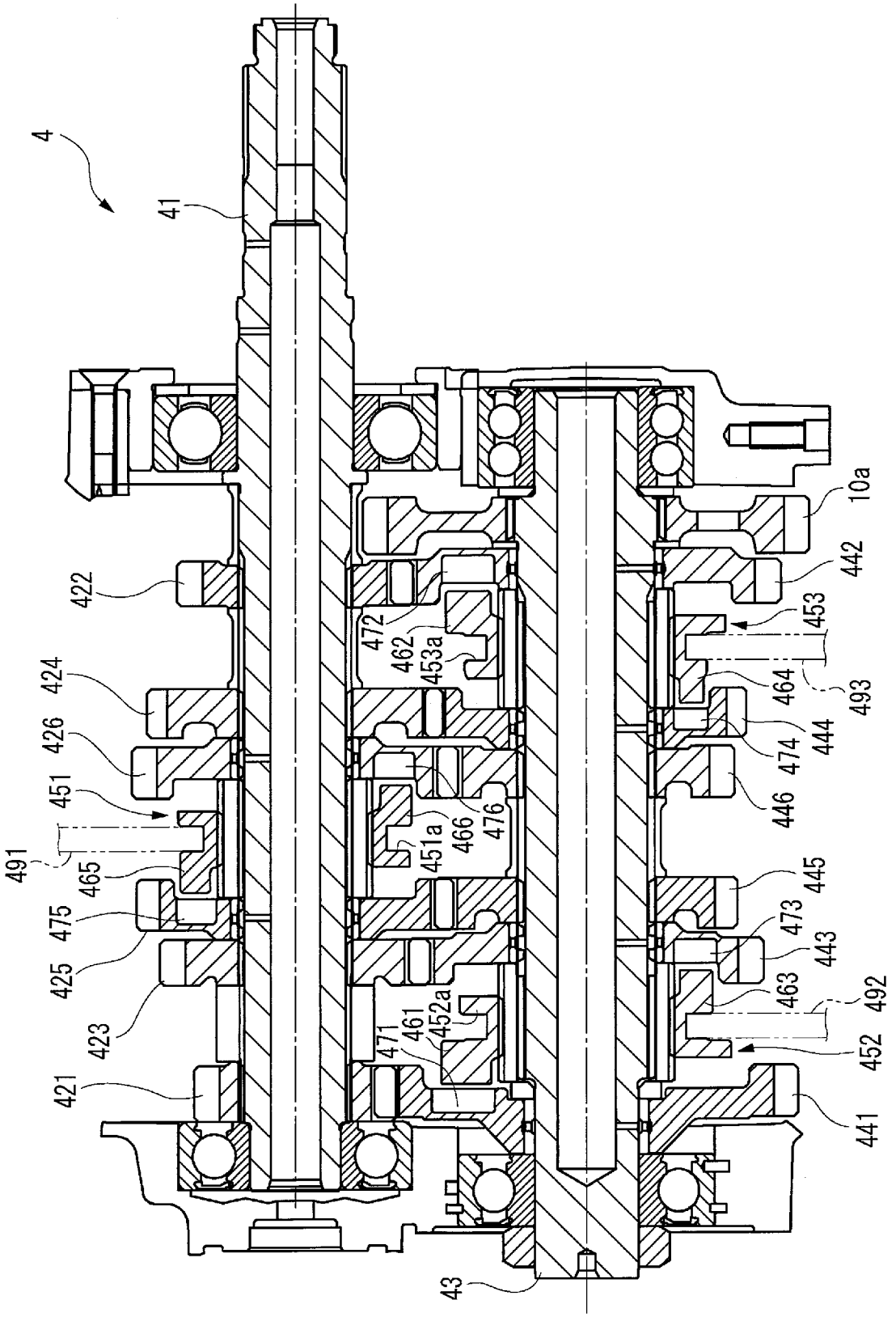

(b)
(A)
(B)
425
451
P
-90°
+90°
475
465
445
445a
425a
M
465a
465b
W1
W2
R


(a)
1
内燃機関
3
クラッチ機構
5
出力機構
10
後輪
22
スイッチ
7
制御部
8
4
9
11
41
421
422
423
424
425
426
43
441
442
443
444
445
446
451
452
453
481
482
483
48

[図3]

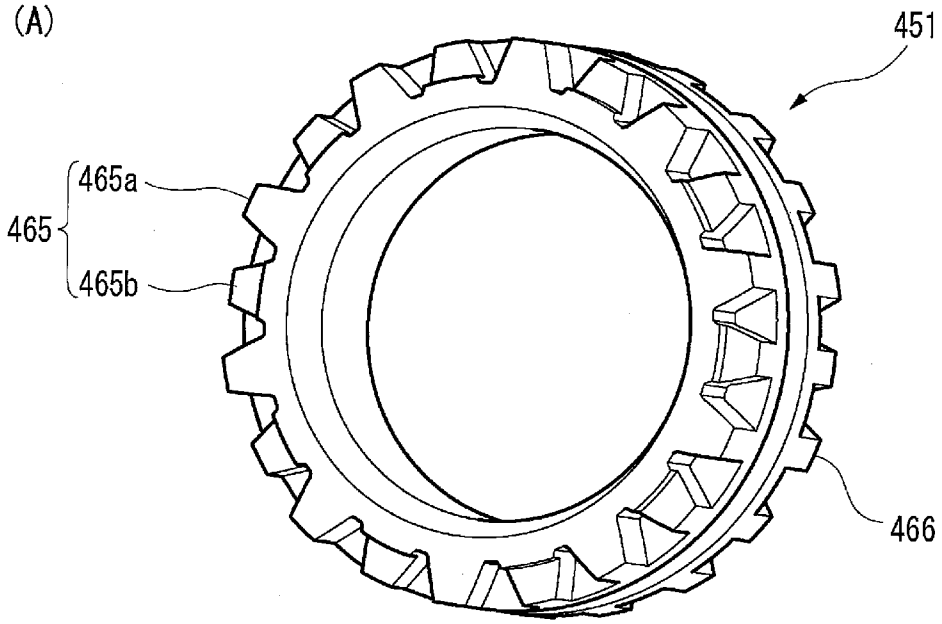

1
4
スイッチ
7
3
内燃機関
制御部
8
5
クラッチ機構
425
451
426
423
424
422
421
11
41
482
483
48
9
481
43
445
446
452
443
444
453
442
441
11
出力機構
10
後輪
22

[図4]

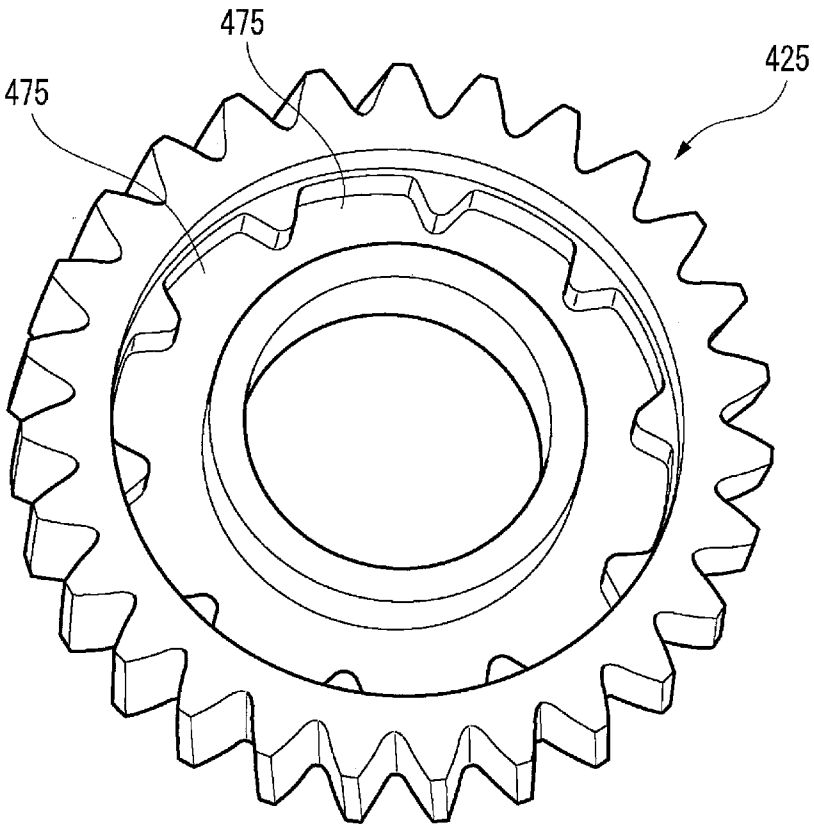

4
41
422
424
426
451
491
465
475
425
423
421
43
472
462
453a
451a
466
476
471
461
452a
10a
442
453
464
493
444
474
446
445
473
443
463
492
452
441

[図5]

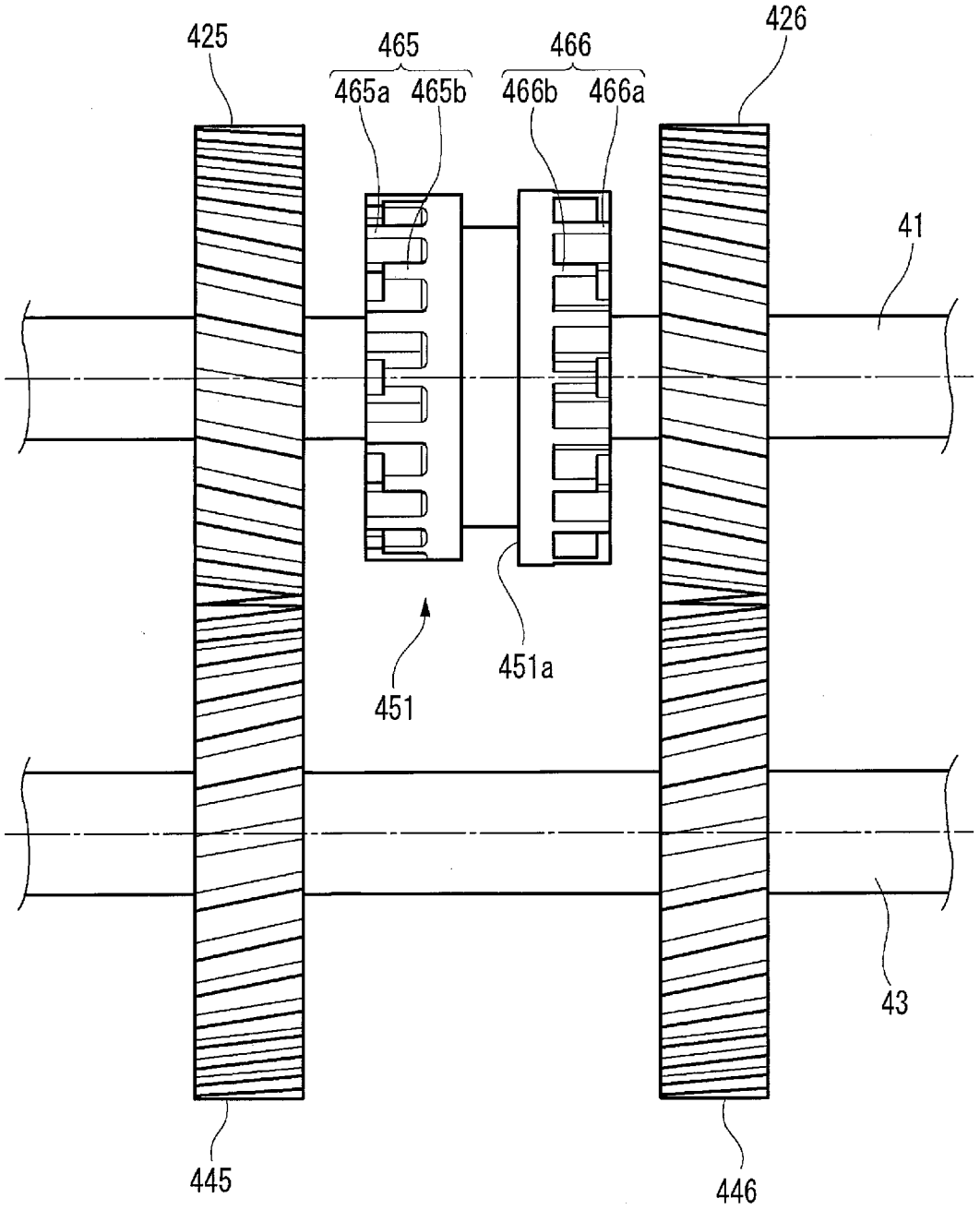
(A)



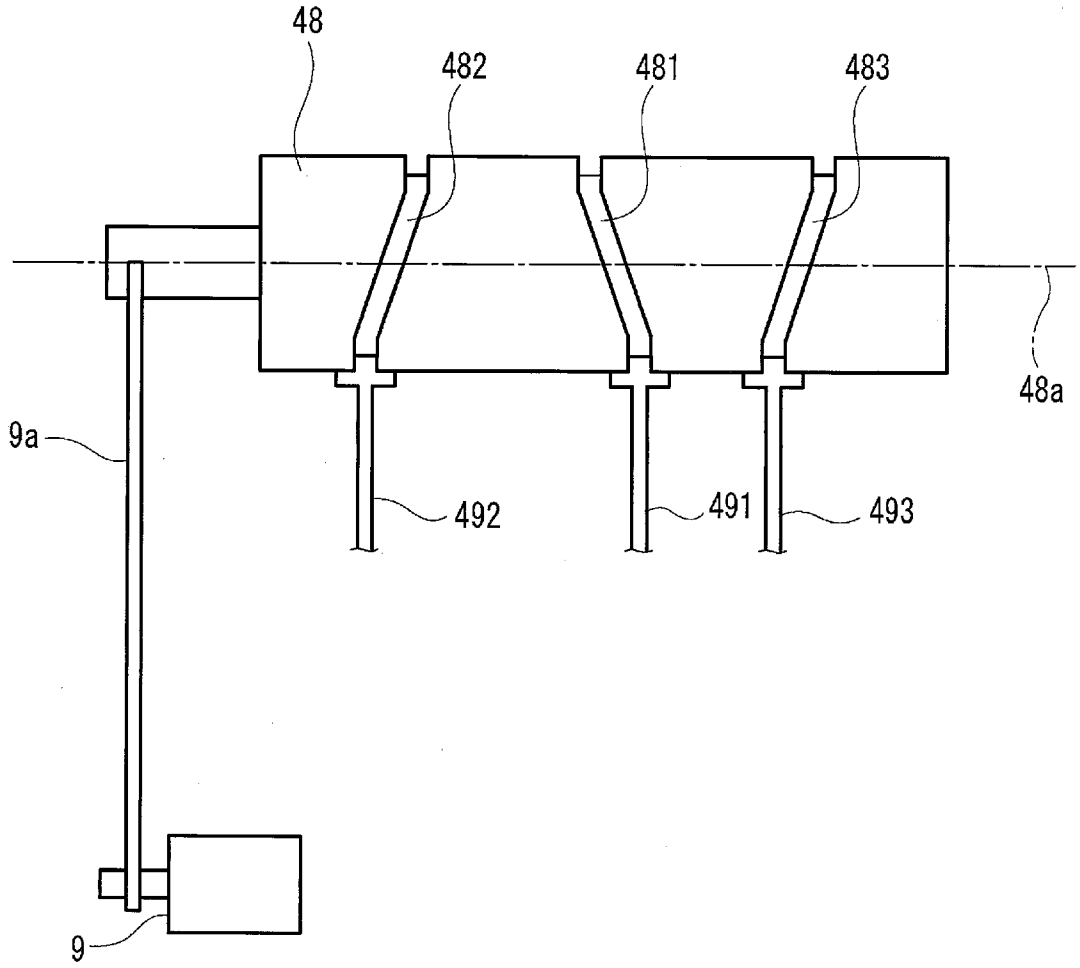
(B)



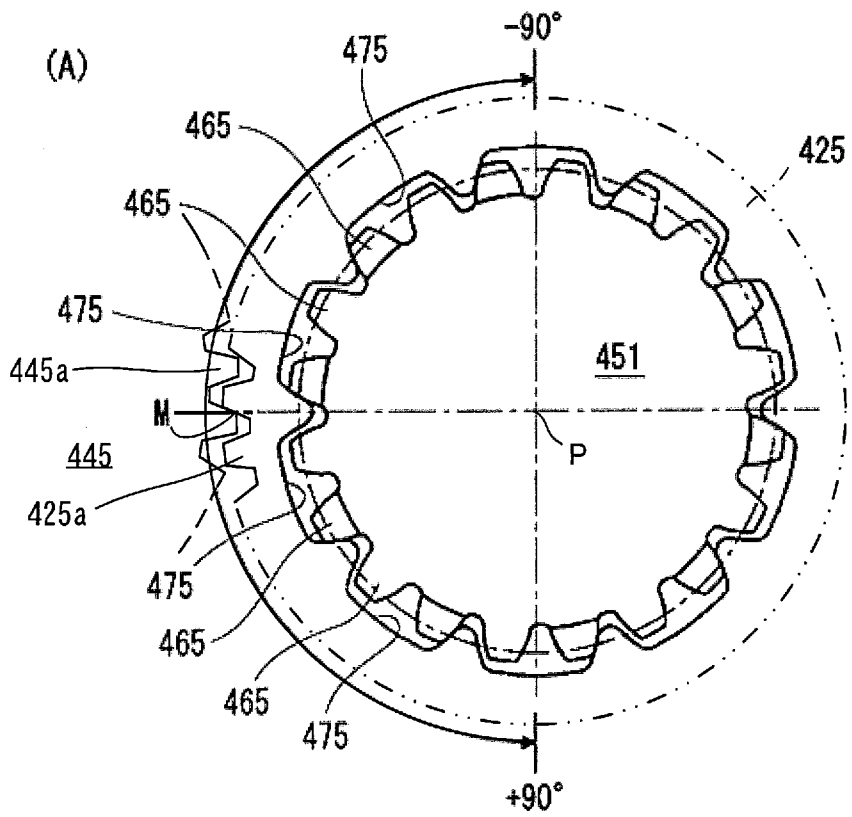
[図6]

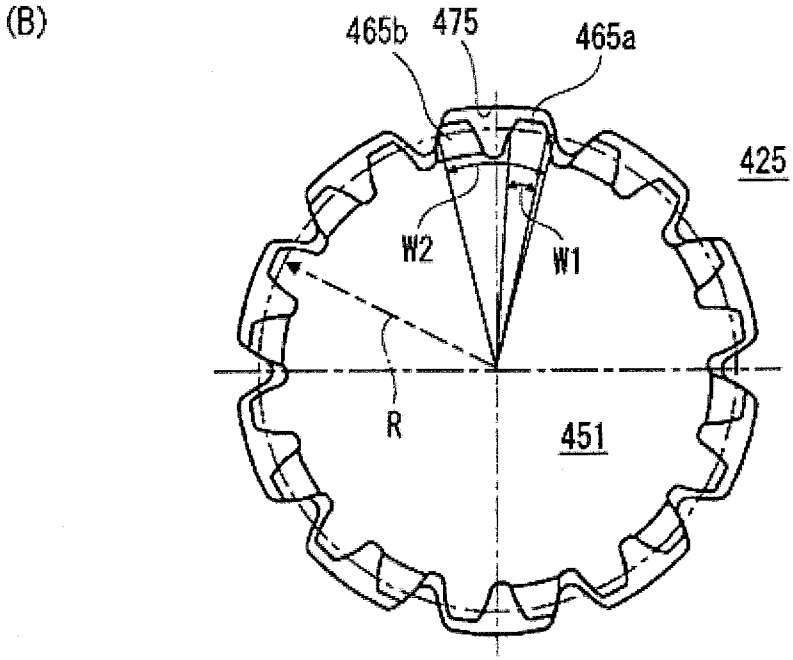


[図7]



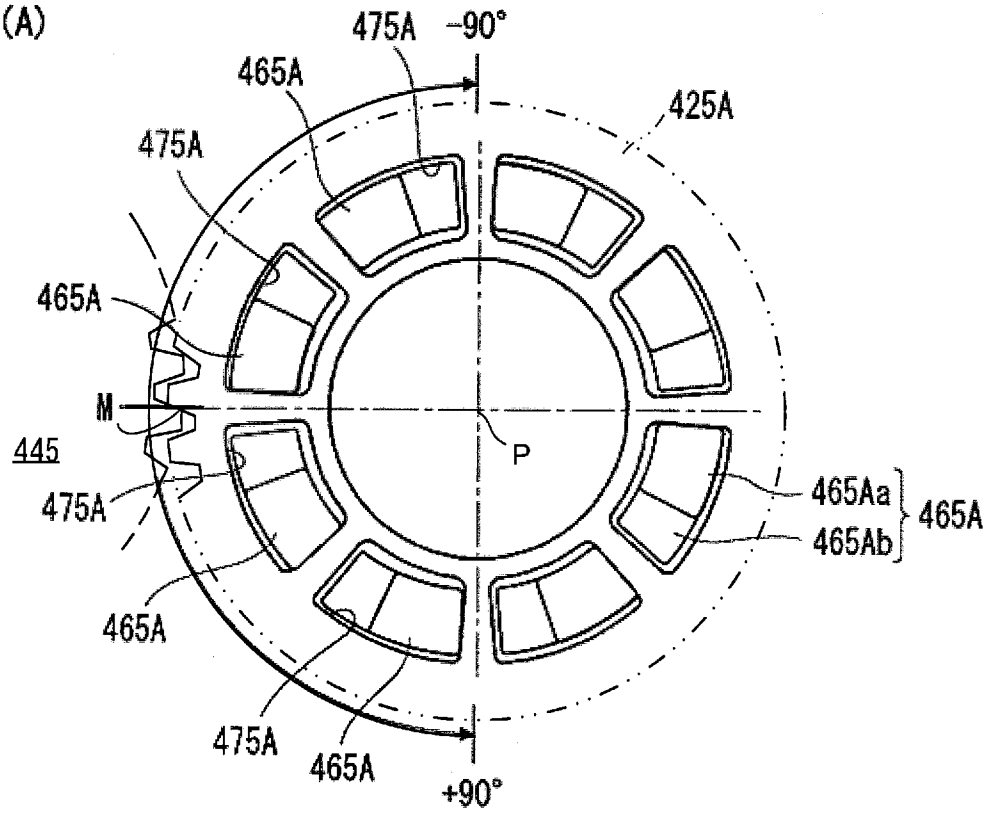
[図8]


(A)
-90°
475
465
425
465
475
445a
M
445
425a
475
465
465
475
+90°
451
P

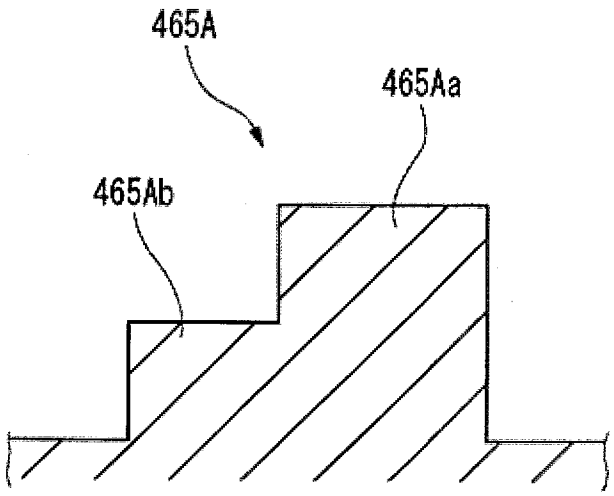

(B)
465b
475
465a
425
W2
W1
R
451

[図9]

(A)


475A
-90°
465A
425A
475A
465A
M
445
P
475A
465Aa
465Ab
465A
465A
475A
465A
+90°

(B)


465A
465Aa
465Ab

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/073681

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16H63/30(2006.01)i, *F16D11/10*(2006.01)i, *F16H63/18*(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)
F16H63/30, F16D11/10, F16H63/18

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	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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.
Y	JP 7-54995 A (Eaton Corp.), 28 February 1995 (28.02.1995), paragraphs [0019] to [0023]; fig. 1 to 7 & US 5368145 A column 6, line 9 to column 7, line 56; fig. 1 to 4 & EP 611897 A1	1-10
Y	JP 2011-196520 A (Honda Motor Co., Ltd.), 06 October 2011 (06.10.2011), paragraph [0042] & US 2011/0232400 A1 paragraph [0052] & EP 2372181 A1	1-10

☒ 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	Date of mailing of the international search report
18 October 2016 (18.10.16)	01 November 2016 (01.11.16)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/073681

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 3-148391 A (Honda Motor Co., Ltd.), 25 June 1991 (25.06.1991), fig. 3 to 5 (Family: none)	2-10
Y	FR 2887604 A1 (RENAULT SAS SOCIETE PAR ACTIONS), 29 December 2006 (29.12.2006), fig. 1 to 3 (Family: none)	2-10
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 112590/1971(Laid-open No. 65961/1973) (Daihatsu Motor Co., Ltd.), 21 August 1973 (21.08.1973), fig. 1 to 5 (Family: none)	1-10

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１６／０７３６８１

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16H63/30(2006.01)i, F16D11/10(2006.01)i, F16H63/18(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.　F16H63/30, F16D11/10, F16H63/18

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	１９７１－２０１６年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１６年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１６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
Y	JP 7-54995 A（イートン　コーポレーション）1995.02.28, 段落［００１９］－［００２３］、図１－図７ & US 5368145 A　第６欄第９行目－第７欄第５６行目、Fig１－４ & EP 611897 A1	１－１０
Y	JP 2011-196520 A（本田技研工業株式会社）2011.10.06, 段落［００４２］ &US 2011/0232400 A1 段落［００５２］　& EP 2372181 A1	１－１０

☑　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	国際調査報告の発送日
１８．１０．２０１６	０１．１１．２０１６

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
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）　３Ｊ　３３３１
塚本　英隆
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３２８

Ｃ（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	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
Y	JP 3-148391 A（本田技研工業株式会社）1991.06.25，第３－５図（ファミリー無し）	２－１０
Y	FR 2887604 A1 (RENAULT SAS SOCIETE PAR ACTIONS) 2006.12.29, Figure 1-3（ファミリーなし）	２－１０
A	日本国実用新案登録出願46-112590号(日本国実用新案登録出願公開48-65961号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム（ダイハツ工業株式会社）1973.08.21，第１－５図（ファミリーなし）	１－１０