(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
2023年12月28日(28.12.2023)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2023/248571 A1

(51) 国際特許分類:
F16D 48/06 (2006.01) *F16D 23/12* (2006.01)

(21) 国際出願番号： PCT/JP2023/013464

(22) 国際出願日： 2023年3月31日(31.03.2023)

(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 2022-099905 2022年6月21日(21.06.2022) JP

(71) 出願人: 日本精工株式会社 (**NSK LTD.**) [JP/JP]; 〒1418560 東京都品川区大崎一丁目６番３号 Tokyo (JP).

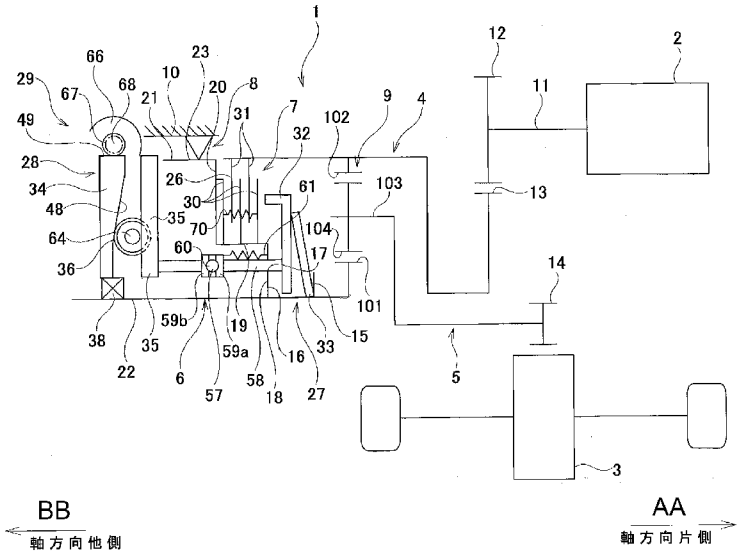
(72) 発明者: 山本 明弘 (**YAMAMOTO Akihiro**); 〒2518501 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 木村 槙吾 (**KIMURA Shingo**); 〒2518501 神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 弁理士法人貴和特許事務所 (**KIWA INTERNATIONAL**); 〒1050014 東京都港区芝２丁目５番１９号 ＩＴＯビル３階 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, CV, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR,

(54) **Title:** TWO-SPEED TRANSMISSION

(54) 発明の名称： ２段変速機



AA One side in axial direction
BB Other side in axial direction

(57) **Abstract:** [Problem] To prevent the occurrence of transmission shock in a two-speed transmission capable of switching the reduction ratio between two levels, which are high and low. [Solution] A two-speed transmission 1 comprises: a function for detecting a piston touch point θ_p, and/or a function for detecting a clutch touch point θ_f; and a function for, when switching between a high speed reduction ratio mode and a low speed reduction ratio mode, adjusting the rotation amount of a drive cam 34 rotationally driven by a shift motor 66 via a reduction

WO 2023/248571 A1

［続葉有］

HU, ID, IL, IN, IQ, IR, IS, IT, JM, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MU, 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, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, 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, CV, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SC, 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, ME, 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))

gear 67, on the basis of a piston touch point θ_p and/or a clutch touch point θ_f.

(57) 要約:【課題】減速比を高低の２段階に切り換えることができる２段変速機において、変速ショックの発生を防止する。【解決手段】２段変速機１は、ピストンタッチポイントθ_pを検出する機能、および／または、クラッチタッチポイントθ_fを検出する機能と、高減速比モードと低減速比モードとを切り換える際に、減速機６７を介してシフトモータ６６により回転駆動する駆動カム３４の回転量を、ピストンタッチポイントθ_pおよび／またはクラッチタッチポイントθ_fに基づいて調整する機能とを備える。

明　細　書

発明の名称 ： ２段変速機

技術分野

[0001] 本開示は、入力部材と出力部材との間の減速比を高低の２段階に切り換えるための２段変速機に関する。

背景技術

[0002] 近年における化石燃料の消費量低減化の流れを受けて、電気自動車やハイブリッド自動車の研究が進み、一部で実施されている。電気自動車やハイブリッド自動車の動力源である電動モータは、化石燃料を直接燃焼させることにより動く内燃機関（エンジン）とは異なり、出力軸のトルクおよび回転速度の特性が自動車用として好ましい、すなわち、一般的に起動時に最大トルクを発生するため、必ずしも内燃機関を駆動源とする一般的な自動車のような変速機を設ける必要はない。

[0003] ただし、電動モータを駆動源とする場合でも、変速機を設けることにより、加速性能および高速性能を改善することができる。具体的には、変速機を設けることで、車両の走行速度と加速度との関係を、ガソリンエンジンを搭載し、かつ、動力の伝達系統中に変速機を設けた自動車に近い、滑らかなものにすることができる。この点について、図３０を参照しつつ説明する。

[0004] たとえば、電動モータの出力軸と、駆動輪に繋がるデファレンシャルギヤの入力部との間に、減速比の大きな動力伝達装置を配置すると、電気自動車の加速度（Ｇ）と走行速度（ｋｍ／ｈ）との関係は、図３０の実線ａのようになる。すなわち、低速時の加速性能は優れているが、高速走行ができなくなる。これに対して、前記出力軸と前記入力部との間に減速比の小さな動力伝達装置を配置すると、この関係は、図３０の鎖線ｂのようになる。すなわち、高速走行は可能になるが、低速時の加速性能が損なわれる。

[0005] これに対して、前記出力軸と前記入力部との間に変速機を設け、車速に応じてこの変速機の減速比を変えれば、実線ａのうちで点Ｐよりも左側部分と

、鎖線ｂのうちで点Ｐよりも右側部分を連続させたような特性を得られる。この特性は、図３０に破線ｃで示した、同程度の出力を有するガソリンエンジン車とほぼ同等であり、加速性能および高速性能に関して、動力の伝達系統中に変速機を設けたガソリンエンジン車と同等の性能を得られることが分かる。

[0006] 特開平０５－１１６５４９号には、電動モータの出力軸のトルクを、１対の遊星歯車機構と１対のブレーキとを組み合わせてなる２段変速機により増大させてデファレンシャルギヤに伝達する、電気自動車用駆動装置の構造が開示されている。この電気自動車用駆動装置では、１対のブレーキの接続状態と切断状態とを切り換えることに基づいて、１対の遊星歯車機構の構成要素が回転可能な状態と回転不能な状態とを切り換えることで、電動モータの出力軸とデファレンシャルギヤとの間の減速比を、高低の２段階に切換可能としている。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開平０５－１１６５４９号

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] 電気自動車を含む自動車では、減速比を切り換える際のショック（変速ショック）の発生を防止することが、乗り心地性能などを確保する面から重要である。特開平０５－１１６５４９号に記載の電気自動車用駆動装置において、１対のブレーキの接続状態と切断状態とを切り換えるタイミングと、駆動源であるモータの出力トルクおよび回転数とを適切に制御すれば、出力軸の回転トルクを一定に維持したまま、減速比を切り換えることができ、変速ショックの発生を防止することができる。

[0009] ただし、特開平０５－１１６５４９号に記載の電気自動車用駆動装置では、長期間にわたる使用に伴い、１対のブレーキを構成する摩擦係合要素が摩

耗すると、それぞれのブレーキを接続するために必要な摩擦係合要素の押し付け量が変化し、初期値からずれてしまう可能性がある。この結果、減速比を切り換える際に、１対のブレーキの接続状態と切断状態とを切り換えるタイミングを精度よく制御することができず、変速ショックを生じる可能性がある。

[0010] 本開示は、上述のような事情に鑑みて、減速比を高低の２段階に切り換えることができる２段変速機において、変速ショックの発生を防止することができる構造を実現することを目的としている。

課題を解決するための手段

[0011] 本開示の一態様にかかる２段変速機は、入力部材と、出力部材と、電動摩擦係合装置とを備える。

[0012] 前記電動摩擦係合装置は、第１クラッチ部材と、第２クラッチ部材と、摩擦係合部と、弾性付勢部材と、カム装置と、電動アクチュエータとを備える。

[0013] 前記第２クラッチ部材は、前記第１クラッチ部材と同軸に、かつ、該第１クラッチ部材に対する相対回転を可能に支持されている。

[0014] 前記摩擦係合部は、軸方向の相対変位を可能に支持された、少なくとも１枚の第１摩擦板および少なくとも１枚の第２摩擦板を有し、前記第１クラッチ部材と前記第２クラッチ部材との間に備えられている。前記摩擦係合部は、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合わせることで、前記第１クラッチ部材と前記第２クラッチ部材との間でトルクを伝達する接続状態に切り換わり、かつ、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力を解放することで、前記第１クラッチ部材と前記第２クラッチ部材との間でトルクを伝達しない切断状態に切り換わる。

[0015] 前記弾性付勢部材は、前記第１クラッチ部材または前記第２クラッチ部材と前記摩擦係合部との間に備えられ、かつ、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う方向に弾性的に付勢する。

[0016] 前記カム装置は、駆動カムと、該駆動カムに対する相対回転および軸方向

の相対変位を可能に支持された被駆動カムとを有する。前記カム装置は、前記駆動カムの回転に伴い、該被駆動カムを該駆動カムとの軸方向間隔が拡がる方向に相対変位させることに基づいて、前記弾性付勢部材を、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力を解除する方向に押圧する。

[0017] 前記電動アクチュエータは、シフトモータおよび減速機を有し、該シフトモータにより、該減速機を介して前記駆動カムを回転駆動する。

[0018] 本開示の一態様にかかる２段変速機は、前記摩擦係合部の前記接続状態と前記切断状態とを切り換えることに基づいて、前記入力部材と前記出力部材との間の減速比が大きい高減速比モードと、前記入力部材と前記出力部材との間の減速比が小さい低減速比モードとを切り換えるように構成されている。

[0019] 本開示の一態様にかかる２段変速機は、前記摩擦係合部を前記接続状態から前記切断状態に切り換えるべく、前記シフトモータにより前記減速機を介して前記駆動カムを回転駆動する際に、前記シフトモータの出力トルクまたは電流値が第１閾値以上の増加率で増大し始めたときの、前記駆動カムの回転方向に関する位相を、前記弾性付勢部材が、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力を解除する方向に押圧され始めるピストンタッチポイントとして検出する機能を有する。

[0020] 追加的にあるいは代替的に、該２段変速機は、前記摩擦係合部を前記接続状態から前記切断状態に切り換えるべく、前記シフトモータにより前記減速機を介して前記駆動カムを回転駆動する際に、前記ピストンタッチポイントを超えた後、前記増加率が第２閾値以下となったときの、前記駆動カムの回転方向に関する位相を、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力が０になるクラッチタッチポイントとして検出する機能を有する。

[0021] さらに、該２段変速機は、前記高減速比モードと前記低減速比モードとを切り換える際に、前記減速機を介して前記シフトモータにより回転駆動する前記駆動カムの回転量を、前記第１の機能により検出した前記ピストンタッ

チポイントおよび／または前記第２の機能により検出した前記クラッチタッチポイントに基づいて調整する機能とを有する。

[0022] 本開示の一態様にかかる２段変速機では、前記電動摩擦係合装置は、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに離隔させる方向に弾性的に付勢するリターンスプリングを有することができる。

[0023] 本開示の一態様にかかる２段変速機は、前記入力部材を回転駆動する駆動源を備えることができ、かつ、前記駆動源の出力トルクおよび回転数と、前記シフトモータの回転数とを制御することにより、前記出力部材の回転トルクが不連続に変化することを防止しつつ、前記高減速比モードから前記低減速比モードに切り換える機能を備えることができる。

[0024] より具体的には、前記出力部材の回転トルクを所定の範囲内に維持しつつ、すなわち前記出力部材の回転トルクをほぼ一定に維持しつつ、前記高減速比モードから前記低減速比モードに切り換える機能を備えることができる。

[0025] 本開示の一態様にかかる２段変速機は、互いに同軸に配置された第１部材および第２部材と、前記駆動カムの回転に伴い、回転または軸方向に変位するモードセレクト部材とを有し、かつ、前記第１部材と前記第２部材との相対回転方向にかかわらず、前記第２部材に対する前記第１部材の回転が許容されるフリーモードと、前記第１部材と前記第２部材との相対回転方向にかかわらず、前記第２部材に対する前記第１部材の回転が阻止されるロックモードとを有する回転伝達状態切換装置を備えることができる。

[0026] 前記回転伝達状態切換装置は、前記モードセレクト部材の回転または軸方向変位に基づいて、前記フリーモードと前記ロックモードとを切り換える。

[0027] 本開示の一態様にかかる２段変速機では、前記回転伝達状態切換装置は、前記第２部材に対する前記第１部材の所定方向の回転のみが許容され、かつ、前記第２部材に対する前記第１部材の前記所定方向と反対方向の回転が阻止されるワンウェイクラッチモードを有することができる。

[0028] 本開示の一態様にかかる２段変速機は、前記摩擦係合部を前記切断状態から前記接続状態に切り換えている間中、および／または、前記摩擦係合部を

前記接続状態から前記切断状態に切り換えている間中、前記回転伝達状態切換装置を前記ワンウェイクラッチモードとする機能を有することができる。

[0029] 換言すれば、本開示の一態様にかかる２段変速機は、前記摩擦係合部を前記切断状態から前記接続状態に切り換える際に、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力を上昇させ始めるのと同時か、もしくは、該力を上昇させ始めるよりも前に、前記回転伝達状態切換装置を、前記フリーモードもしくは前記ロックモードから前記ワンウェイクラッチモードに切り換える機能を有する。

[0030] 追加的にあるいは代替的に、該２段変速機は、前記摩擦係合部を前記接続状態から前記切断状態に切り換える際に、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力を減少させ始めるのと同時か、もしくは、該力を減少させ始めるよりも前に、前記回転伝達状態切換装置を、前記フリーモードもしくは前記ロックモードから前記ワンウェイクラッチモードに切り換える機能を備えることができる。

[0031] 本開示の一態様にかかる２段変速機は、前記入力部材に対し該入力部材と一体的に回転するように接続されたサンギヤと、前記サンギヤの周囲に該サンギヤと同軸に配置されたリングギヤと、前記出力部材に対し該出力部材と一体的に回転するように接続されたキャリアと、前記サンギヤと前記リングギヤとに噛合し、かつ、前記キャリアに、自身の中心軸を中心とする回転を可能に支持された複数個のプラネタリギヤとを有する遊星歯車機構を備えることができる。

[0032] この場合、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とのうちの一方が、前記サンギヤまたは前記入力部材に対し軸方向の相対変位を可能に、かつ、相対回転を不能に支持され、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とのうちの他方が、前記キャリアまたは前記出力部材に対し軸方向の相対変位を可能に、かつ、相対回転を不能に支持される。

[0033] さらに、前記第１部材と前記第２部材とのうちの一方が、使用時にも回転しない部分に対して相対回転を不能に支持され、前記第１部材と前記第２部

材とのうちの他方が、前記リングギヤに対して相対回転を不能に支持される。

発明の効果

[0034] 本開示の一態様にかかる２段変速機によれば、変速ショックの発生を防止することができる。

図面の簡単な説明

[0035] [図1]図１は、本開示の実施の形態の１例の２段変速機を組み込んだ駆動系を模式的に示す断面図である。

[図2]図２（ａ）は、本例の２段変速機の低減速比モードにおけるトルクの伝達経路を示す図であり、図２（ｂ）は、本例の２段変速機の高減速比モードにおけるトルクの伝達経路を示す図である。

[図3]図３は、本例の２段変速機の斜視図である。

[図4]図４は、本例の２段変速機の断面図である。

[図5]図５は、本例の２段変速機から遊星歯車機構を取り外して示す斜視図である。

[図6]図６は、本例の２段変速機から遊星歯車機構を取り外して示す断面図である。

[図7]図７は、本例の２段変速機の分解斜視図である。

[図8]図８は、本例の２段変速機を構成する電動摩擦係合装置からウォームと２個の支持軸受とを取り出して示す分解斜視図である。

[図9]図９は、前記電動摩擦係合装置から第１摩擦板と第２摩擦板とを取り出して示す分解斜視図である。

[図10]図１０は、図４のＸ部拡大図である。

[図11]図１１は、前記電動摩擦係合装置から駆動カムを取り出して示す斜視図である。

[図12]図１２は、前記電動摩擦係合装置から被駆動カムと転動体とを取り出して示す分解斜視図である。

[図13]図１３（ａ）は、本例の２段変速機から回転部材のフランジ部と押圧

部材を取り出して示す斜視図であり、図１３（ｂ）は、前記回転部材のフランジ部と押圧部材を取り出して示す分解斜視図である。

[図14]図１４（Ａ）～図１４（Ｄ）は、前記電動摩擦係合装置のカム装置を径方向外側から見た模式図である。

[図15]図１５は、本例の２段変速機を構成する回転伝達状態切換装置を軸方向他側から見た斜視図である。

[図16]図１６は、前記回転伝達状態切換装置の分解斜視図である。

[図17]図１７は、前記回転伝達状態切換装置を、セレクトプレートを取り外して軸方向他側から見た端面図である。

[図18]図１８は、図１７のＹ部拡大図である。

[図19]図１９（Ａ）は、前記回転伝達状態切換装置についての、フリーモードにおける、第１係合爪および第２係合爪と、係合凹部と、突起部との係合関係を示す模式図であり、図１９（Ｂ）は、ロックモードにおける前記係合関係を示す模式図であり、図１９（Ｃ）は、ワンウェイクラッチモードにおける前記係合関係を示す模式図である。

[図20]図２０は、本例の２段変速機における、電動摩擦係合装置のモードと回転伝達状態切換装置のモードとを模式的に示す線図である。

[図21]図２１（ａ）および図２１（ｂ）は、前記電動摩擦係合装置を接続モードから切断モードに切り換える際の、駆動カムの回転角度とシフトモータの出力トルクおよび電流値との関係を示す線図であり、図２１（ａ）は、第１摩擦板および第２摩擦板が摩耗していない新品時の場合を示す図であり、図２１（ｂ）は、第１摩擦板および第２摩擦板の摩耗が大幅に進行した場合を示す図である。

[図22]図２２は、前記電動摩擦係合装置が接続モードに切り換えられた状態を示す断面図である。

[図23]図２３は、前記電動摩擦係合装置の接続モードから切断モードへの切り換え中、押圧部材とピストンとが接触した状態を示す断面図である。

[図24]図２４は、前記電動摩擦係合装置が切断モードに切り換えられた状態

を示す断面図である。

[図25]図２５は、本例の２段変速機を、高減速比モードから低減速比モードに切り換える際の動作を示すフローチャートである。

[図26]図２６は、本例の２段変速機を、高減速比モードから低減速比モードに切り換える際の、各パラメータの時間変化を表す線図である。

[図27]図２７は、比較例の２段変速機の一部を取り出して示す断面図である。

[図28]図２８は、比較例の２段変速機について、第１の摩擦係合装置と第２の摩擦係合装置との接続状態と切断状態とを模式的に示す線図である。

[図29]図２９は、本例の変形例の２段変速機についての図２０に相当する図である。

[図30]図３０は、電動モータを駆動源とする駆動装置に変速機を組み込むことによる効果を説明するための線図である。

発明を実施するための形態

[0036] 本開示の実施の形態の１例について、図１～図２６を用いて説明する。本例の２段変速機１は、電動モータにより構成される駆動源２と、差動装置３との間に配置されて、駆動源２の出力トルクを増大する、すなわち回転を減速するか、または、増大せずにそのまま差動装置３に伝達する。

[0037] 図１～図２（ｂ）では、本開示に対する理解を容易にするために、駆動源２、差動装置３、および２段変速機１を構成する各要素を、模式的に表している。

[0038] 本例の２段変速機１は、駆動源２により回転駆動可能である入力部材４と、差動装置３にトルクの伝達を可能に接続されている出力部材５と、電動摩擦係合装置７とを備える。

[0039] 電動摩擦係合装置７は、第１クラッチ部材と、入力部材４により構成される、あるいは、入力部材４からのトルクの伝達を可能に接続されている、第２クラッチ部材と、摩擦係合部２６と、弾性付勢部材２７と、カム装置２８と、電動アクチュエータ２９とを備える。本例では、第１クラッチ部材は、

回転部材６により構成される。また、第２クラッチ部材は、入力部材４により構成される。

[0040] 本例では、本開示の入力部材および第２クラッチ部材に相当する入力部材４は、２段変速機１を収容するハウジングなどにより構成され、かつ、使用時にも回転しない固定部分１０に対して回転自在に支持されている。入力部材４は、筒状（中空）に構成されている。また、入力部材４は、軸方向片側（図１の右側）の端部に、駆動源２の出力軸１１に備えられた駆動歯車１２と噛合する入力歯車１３を有する。

[0041] また、第２クラッチ部材に相当する入力部材４は、第１クラッチ部材である回転部材６と同軸に、かつ、第１クラッチ部材である回転部材６に対する相対回転が可能である。

[0042] 本例では、出力部材５は、入力部材４の径方向内側に入力部材４に対する相対回転を可能に支持されている。また、出力部材５は、軸方向片側の端部に出力歯車１４を有する。出力歯車１４は、差動装置３の入力部に備えられた歯車に噛合している。

[0043] 本例では、第１クラッチ部材に相当する回転部材６は、入力部材４および出力部材５と同軸に、かつ、入力部材４および出力部材５に対する相対回転を可能に、固定部分１０に支持されている。

[0044] 本例では、回転部材６は、軸方向中間部に、径方向外側に向けて突出した小径フランジ部１５を有し、かつ、小径フランジ部１５よりも軸方向他側（図１の左側）に位置する部分に、径方向外側に向けて突出したフランジ部１６を有する。

[0045] フランジ部１６は、中空円形板状の第１円輪部１８と、第１円輪部１８の径方向外側の端部から軸方向他側に向けて折れ曲がった第１円筒部１９と、第１円筒部１９の軸方向他側の端部から径方向外側に向けて折れ曲がった中空円形板状の第２円輪部２０と、第２円輪部２０の径方向外側の端部から軸方向他側に向けて折れ曲がった第２円筒部２１とを有する。第１円輪部１８は、径方向中間部複数箇所に、電動摩擦係合装置７を構成する押圧部材５８

の部分円筒部６３を挿通するための部分円弧形の通孔１７を有する。

[0046] 本例では、回転部材６は、小径フランジ部１５を有する軸部材２２に、段付円筒部材２３を外嵌固定することにより構成されている。図１３（ａ）および図１３（ｂ）に示すように、段付円筒部材２３は、フランジ部１６と、該フランジ部１６の第１円輪部１８の径方向内側の端部から軸方向他側に向けて折れ曲がった小径円筒部２４とを有する。小径円筒部２４の内周面に備えられた雌スプライン部２５は、軸部材２２の外周面に備えられた雄スプライン部にスプライン係合させることにより、支持固定されている。ただし、段付円筒部材と軸部材とを、圧入や溶接などにより結合固定することで、回転部材を構成することもできる。

[0047] 本例では、電動摩擦係合装置７は、入力部材４と回転部材６との間に備えられ、入力部材４と回転部材６との間でトルクを伝達する接続モードと、トルクを伝達しない切断モードとを切り換える。

[0048] 電動摩擦係合装置７を構成する摩擦係合部２６は、軸方向の相対変位を可能に支持された、少なくとも１枚の第１摩擦板３０および少なくとも１枚の第２摩擦板３１を有し、第１クラッチ部材（回転部材６）と第２クラッチ部材（入力部材４）との間に備えられている。

[0049] 摩擦係合部２６は、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合わせることで、第１クラッチ部材（回転部材６）と第２クラッチ部材（入力部材４）との間でトルクを伝達する接続状態、すなわち第１クラッチ部材（回転部材６）と第２クラッチ部材（入力部材４）とが一体となって回転する状態に切り換わる。これに対し、摩擦係合部２６は、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力を解放することで、第１クラッチ部材（回転部材６）と第２クラッチ部材（入力部材４）との間でトルクを伝達しない切断状態、すなわち第１クラッチ部材（回転部材６）と第２クラッチ部材（入力部材４）とが相対回転する状態に切り換わる。

[0050] 本例では、摩擦係合部２６は、回転部材６に支持された複数枚の第１摩擦板３０と、入力部材４に支持された複数枚の第２摩擦板３１とを、交互に重

ね合わせてなる多板クラッチにより構成されている。

[0051] 複数枚の第１摩擦板３０は、第１円筒部１９の外周面に、軸方向変位を可能に、かつ、第１円筒部１９に対する相対回転を不能に支持されている。

[0052] 複数枚の第２摩擦板３１は、入力部材４の軸方向他側の端部内周面に、軸方向変位を可能に、かつ、入力部材４に対する相対回転を不能に支持されている。

[0053] 弾性付勢部材２７は、第１クラッチ部材（回転部材６）または第２クラッチ部材（入力部材４）と摩擦係合部２６との間に備えられ、かつ、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う方向に弾性的に付勢する。本例では、弾性付勢部材２７は、回転部材６と摩擦係合部２６との間に備えられ、ピストン３２と、弾性部材３３とを有する。

[0054] ピストン３２は、回転部材６に対する軸方向変位を可能に支持されている。本例では、ピストン３２は、中空円形板状に構成され、かつ、回転部材６のうち、軸方向に関して小径フランジ部１５とフランジ部１６との間部分の周囲に、回転部材６に対する軸方向変位を可能に支持されている。ピストン３２は、径方向外側部分の軸方向他側の端面を、第１摩擦板３０および第２摩擦板３１のうちで最も軸方向片側に位置する第１摩擦板３０または第２摩擦板３１の軸方向片側面に対向させている。

[0055] 弾性部材３３は、回転部材６とピストン３２との間に備えられている。本例では、弾性部材３３は、回転部材６の小径フランジ部１５の軸方向他側面と、ピストン３２の軸方向片側面との間に、弾性的に圧縮された状態で挟持されている。すなわち、弾性付勢部材２７は、弾性部材３３が弾性的に復元しようとする力により、ピストン３２を介して、最も軸方向片側の第１摩擦板３０または第２摩擦板３１を軸方向他側に向けて押圧することで、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う方向に弾性的に付勢している。

[0056] 本例では、弾性部材３３は、少なくとも１枚（本例では２枚）の皿ばねにより構成されている。ただし、本開示を実施する場合、弾性部材の具体的な

構成は、特に限定されるものではない。たとえば、弾性部材を、少なくとも１個のコイルばねにより構成することもできる。

[0057] カム装置２８は、駆動カム３４と、該駆動カム３４に対する相対回転および軸方向の相対変位を可能に支持された被駆動カム３５とを有する。カム装置２８は、駆動カム３４の回転に伴い、被駆動カム３５を駆動カム３４との軸方向間隔が拡がる方向に相対変位させることに基づいて、弾性付勢部材２７を、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力を解除する方向に押圧する。

[0058] 本例では、駆動カム３４は、回転部材６に対し、該回転部材６および入力部材４に対する回転を可能に、かつ、回転部材６に対する軸方向変位を不能に支持されている。具体的には、駆動カム３４は、図４などに示すように、筒状部材３７とラジアル軸受３８とアンギュラ玉軸受３９とにより、回転部材６に対して該回転部材６に対する相対回転を可能に支持されている。

[0059] 筒状部材３７は、円筒部４０と、該円筒部４０の軸方向他側の端部から径方向外側に向けて折れ曲がった外向フランジ部４１とを有する。筒状部材３７は、外向フランジ部４１を固定部分１０に対して、ねじ止めなどにより支持固定される。

[0060] ラジアル軸受３８は、回転部材６の軸方向他側の端部に外嵌固定された内輪４２と、筒状部材３７の円筒部４０に内嵌固定された外輪４３と、内輪４２と外輪４３との間に転動自在に配置された複数個の転動体４４とを有する。図示の例では、ラジアル軸受３８は、転動体４４として玉を使用した複列深溝玉軸受により構成されている。ただし、ラジアル軸受は、第１部材とカム装置との相対回転を可能とし、かつ、弾性付勢部材による軸方向の付勢力を支承できる限り、特に限定されず、たとえば、深溝玉軸受、ラジアルアンギュラ玉軸受、もしくはラジアル円すいころ軸受などにより構成することもできる。

[0061] アンギュラ玉軸受３９は、筒状部材３７の円筒部４０に外嵌固定された内輪４５と、駆動カム３４に内嵌固定された外輪４６と、内輪４５と外輪４６

との間に転動自在に配置された複数個の玉４７とを有する。

[0062] 被駆動カム３５は、回転部材６の周囲に、軸方向変位のみ可能に配置されている。本例では、被駆動カム３５は、中空円形板形状を有し、固定部分１０に対して軸方向変位を可能に支持されている。本例では、被駆動カム３５の内周面に備えられた雌スプライン部５１を、筒状部材３７の円筒部４０の軸方向片側部分の外周面に備えられた雄スプライン部５２にスプライン係合させることで、被駆動カム３５を固定部分１０に対して軸方向変位を可能に支持している。

[0063] ただし、固定部分に対する被駆動カムの支持方法は、被駆動カムを固定部分に対し、軸方向変位のみ可能に支持することができれば、特に限定されない。たとえば、被駆動カムと固定部分とのうちの一方に備えられた凸部と、他方に備えられた凹溝とをキー係合させるなどにより、被駆動カムを固定部分に対して軸方向変位可能に支持することもできる。

[0064] 被駆動カム３５は、図１２に示すように、径方向中間部の円周方向複数箇所（図示の例では３箇所）に、軸方向に貫通する矩形孔５３を有し、かつ、矩形孔５３のそれぞれの径方向両側部分から軸方向他側に向けて突出する略半円形板状の支持板部５４ａ、５４ｂを有する。支持板部５４ａ、５４ｂのうち、径方向外側の支持板部５４ａは、径方向に貫通する円孔である支持孔５５を備え、かつ、径方向内側の支持板部５４ｂは、径方向外側面に、円形の開口を有する支持凹部５６を備える。

[0065] 被駆動カム３５は、スラスト軸受５７と押圧部材５８とを介して、弾性付勢部材２７のピストン３２に対向している。

[0066] スラスト軸受５７は、押圧部材５８と被駆動カム３５との間に備えられている。スラスト軸受５７は、１対の軌道輪５９ａ、５９ｂと、該１対の軌道輪５９ａ、５９ｂ同士の間に転動自在に配置された複数個の転動体６０とを有する。１対の軌道輪５９ａ、５９ｂのうち、軸方向他側の軌道輪５９ｂは、被駆動カム３５に対し支持固定されている。

[0067] 押圧部材５８は、円筒状の基部６２と、基部６２の軸方向片側の端部の円

周方向複数箇所（図示の例では３箇所）から、軸方向片側に向けて突出した部分円筒部６３とを有する。基部６２の軸方向他側の端部には、スラスト軸受５７の１対の軌道輪５９ａ、５９ｂのうちの軸方向片側の軌道輪５９ａが支持固定されている。部分円筒部６３は、回転部材６の通孔１７に挿通されており、該部分円筒部６３の先端部（軸方向片側の端部）は、ピストン３２の軸方向他側面の径方向中間部に対向している。

[0068] 本例では、押圧部材５８と回転部材６との間に、スラスト軸受５７に予圧を付与するための予圧付与手段６１が備えられている。予圧付与手段６１は、押圧部材５８と、回転部材６を構成するフランジ部１６の第１円輪部１８の軸方向他側面との間に弾性的に圧縮した状態で挟持されている。これにより、図２（ｂ）に示すように、ピストン３２を、弾性部材３３の弾性復元力に抗して、軸方向片側に向けて押圧した状態においても、スラスト軸受５７に予圧を付与するとともに、スラスト軸受５７が弾性付勢部材２７とカム装置２８との間から脱落することを防止している。

[0069] なお、予圧付与手段６１の弾力は、弾性部材３３の弾性復元力よりも小さくなっている。予圧付与手段６１は、たとえば、少なくとも１枚の皿ばねや、少なくとも１個のコイルばねにより構成することができる。本例では、予圧付与手段６１は、１個のコイルばねにより構成されている。

[0070] 本例では、カム装置２８は、駆動カム３４と被駆動カム３５とを相対変位させるための手段として、複数個（本例では３個）の転動体３６と、駆動カム３４に備えられた駆動カム面４８とを備えている。

[0071] 図１１に示すように、駆動カム面４８は、駆動カム３４の軸方向片側面の径方向内側部分に、凹部と凸部とを同数ずつ、円周方向に交互に配置することにより構成される。駆動カム面４８は、図１４（Ａ）～図１４（Ｄ）に示すように、第１底部４８ａ、第１傾斜面部４８ｂ、第１平坦面部４８ｃ、第２傾斜面部４８ｄ、第２底部４８ｅ、第３傾斜面部４８ｆ、第２平坦面部４８ｇ、および第４中傾斜面部４８ｈの順に、転動体３６の個数回（本例では３回）だけ繰り返し配置して構成される。

[0072] 駆動カム面４８のうち、第１平坦面部４８ｃおよび第２平坦面部４８ｇが、軸方向に関して最も片側に位置し、すなわち凸部の先端部に位置し、かつ、第１底部４８ａおよび第２底部４８ｅが、軸方向に関して最も他側に位置する。駆動カム３４の中心軸に直交する仮想平面Ｐに対する第３傾斜面部４８ｆおよび第４傾斜面部４８ｈの傾斜角度は、仮想平面Ｐに対する第１傾斜面部４８ｂよりも大きい。

[0073] 第１傾斜面部４８ｂの傾斜角度と、第３傾斜面部４８ｆおよび第４傾斜面部４８ｈの傾斜角度とはいずれも、転動体３６が転がり落ちるように移動することも乗り上げるように移動することもできる大きさに設定されている。第３傾斜面部４８ｆと第４傾斜面部４８ｈとは傾斜方向を反対とし、傾斜角度を互いに同じとしている。

[0074] ただし、第３傾斜面部４８ｆと第４傾斜面部４８ｈの傾斜角度を互いに異ならせることもできる。また、第１傾斜面部４８ｂの傾斜角度と、第３傾斜面部４８ｆおよび第４傾斜面部４８ｈの傾斜角度とを互いに同じとすることもできる。

[0075] 仮想平面Ｐに対する第２傾斜面部４８ｄの傾斜角度は、転動体３６が乗り上げることができる限り、任意の大きさに設定することができる。

[0076] 転動体３６のそれぞれは、円筒形状を有し、円柱状の支持軸６４と複数個のころ６５とを介して、支持板部５４ａ、５４ｂに対し自転を自在に支持されている。すなわち、支持軸６４のうち、被駆動カム３５の中心軸を中心とする径方向に関する外側の端部を、径方向外側の支持板部５４ａの支持孔５５に内嵌固定し、かつ、支持軸６４のうち、被駆動カム３５の中心軸を中心とする径方向に関する内側の端部を、径方向内側の支持板部５４ｂの支持凹部５６に内嵌固定している。

[0077] 複数個のころ６５は、転動体３６の内周面と支持軸６４の軸方向中間部外周面との間に転動自在に挟持されている。これにより、転動体３６は、被駆動カム３５の中心軸を中心とする放射方向を向いた自転軸Ｃを中心とする回転（自転）を自在に、被駆動カム３５に支持されている。

[0078] 転動体３６を被駆動カム３５に支持した状態で、転動体３６の軸方向片側部分は、矩形孔５３の内側に配置される。転動体３６のそれぞれは、外周面を、駆動カム３４の軸方向他側面に備えられた駆動カム面４８に転がり接触させている。

[0079] 本例の２段変速機１では、駆動カム３４を回転駆動し、駆動カム面４８のうちの第１底部４８ａまたは第２底部４８ｅからの転動体３６の乗り上げ量を増減させることで、被駆動カム３５を軸方向に移動させ、摩擦係合部２６の接続状態と切断状態とを切り換える。

[0080] 摩擦係合部２６を切断状態とする場合、図１４（Ｂ）および図１４（Ｄ）に示すように、転動体３６を、駆動カム面４８の第１平坦面部４８ｃもしくは第２平坦面部４８ｇに位置させるか、または、第１傾斜面部４８ｂ、第２傾斜面部４８ｄ、第３傾斜面部４８ｆ、もしくは第４傾斜面部４８ｈへの乗り上げ量を増大させる。

[0081] 被駆動カム３５を駆動カム３４との軸方向間隔が拡がる方向である軸方向片側に移動させることで、スラスト軸受５７と押圧部材５８とを介して、弾性付勢部材２７のピストン３２を軸方向片側に向けて押圧し、弾性部材３３を弾性的に圧縮する。これにより、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力を減少させ、最終的には喪失させる。このようにして、摩擦係合部２６が切断されることで、電動摩擦係合装置７が切断モードに切り換わる。

[0082] これに対して、摩擦係合部２６を接続状態とする場合、図１４（Ａ）および図１４（Ｃ）に示すように、転動体３６を、駆動カム面４８の第１底部４８ａまたは第２底部４８ｅに位置させるか、または、第１傾斜面部４８ｂ、第２傾斜面部４８ｄ、第３傾斜面部４８ｆ、もしくは第４傾斜面部４８ｈへの乗り上げ量を減少させる。

[0083] これにより、被駆動カム３５を駆動カム３４との軸方向間隔が縮まる方向である軸方向他側に移動させることで、弾性付勢部材２７のピストン３２を軸方向片側に向けて押圧する力を減少させる。ピストン３２を軸方向片側に

向けて押圧する力が減少すると、主に第１摩擦板３０および弾性部材３３の弾性復元力により、ピストン３２とスラスト軸受５７と押圧部材５８とが、軸方向他側に向けて押圧され、かつ、ピストン３２により、最も軸方向片側の第１摩擦板３０または第２摩擦板３１が軸方向他側に向けて押圧される。したがって、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とが互いに押し付け合って、摩擦係合部２６が接続されることで、電動摩擦係合装置７が接続モードに切り換わる。

[0084] 本例の２段変速機１では、駆動カム３４を回転させることに基づいて、被駆動カム３５を確実に軸方向に変位させることができ、２段変速機１のモード切り換えを、精度よく行うことができる。

[0085] 転動体として玉を使用した場合、駆動カムを回転させた場合に、転動体の表面と、駆動カム面との転がり接触部に滑りが生じる可能性がある。転動体の表面と、駆動カム面との転がり接触部に滑りが生じた場合、被駆動カムが軸方向に変位できなくなったり、駆動カムの回転量に対する被駆動カムの軸方向変位量を十分に確保できなくなったりする可能性がある。

[0086] 本例の２段変速機１では、転動体３６として、ローラを使用し、かつ、転動体３６を被駆動カム３５に対し、該被駆動カム３５の中心軸を中心とする放射方向を向いた自転軸Ｃを中心とする回転（自転）を自在に支持している。このため、転動体３６の外周面と、駆動カム面４８との転がり接触部に滑りが生じることを防止でき、駆動カム３４の回転に基づいて、被駆動カム３５を確実に軸方向に変位させることができる。この結果、２段変速機１のモード切換を精度よく行うことができる。ただし、前述したように、カム装置を構成する転動体として、玉を使用することもできる。

[0087] 本例では、カム装置２８は、駆動カム３４と被駆動カム３５との間に転動体３６を挟持することにより構成されているが、本開示を実施する場合、カム装置は、弾性付勢部材を、第１摩擦板と第２摩擦板とを互いに押し付け合う力を解除する方向に押圧することができる限り、特に限定されず、その他の公知の任意の手段を適用することも可能である。

[0088] たとえば、カム装置として、駆動カムの駆動カム面と被駆動カムの被駆動カム面との間に転動体を配置した構造、駆動カムの駆動カム面と被駆動カムの被駆動カム面とを直接係合（摺動）させた構造、または、外周面に円周方向に伸長し、かつ、軸方向に変化するガイド溝を有する被駆動カムと、前記ガイド溝に沿った変位を可能に係合する係合凸部を有する駆動カムとを有する構造などを採用することができる。

[0089] 電動アクチュエータ２９は、シフトモータ６６および減速機６７を有し、シフトモータ６６により、減速機６７を介して駆動カム３４を回転駆動する。

[0090] 本例では、減速機６７は、ウォーム減速機により構成されている。すなわち、減速機６７は、シフトモータ６６の出力軸に接続されたウォーム６８の外周面に備えられたウォーム歯を、駆動カム３４の外周面に備えられたホイール歯４９に噛合させることにより構成される。ウォーム６８は、１対の支持軸受６９ａ、６９ｂにより、固定部分１０に対して回転可能に支持されている。

[0091] ただし、減速機６７は、電動モータの出力軸に備えられた平歯車または傘歯車と、駆動カムに備えられた平歯車または傘歯車とを噛合させることにより構成したり、電動モータの出力軸と駆動カムとの間にベルトまたはチェーンをかけ渡すことで構成したりすることもできる。

[0092] 本例では、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１との間に、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１との間隔を拡げる方向に弾性的に付勢するリターンスプリング７０がさらに備えられている。リターンスプリング７０の弾力は、弾性付勢部材２７の弾性部材３３の弾性復元力よりも小さくなっている。摩擦係合部２６を切断状態とする場合に、リターンスプリング７０の作用により、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１との間隔が広がり、摩擦係合部２６を確実に切断させることが可能となっている。

[0093] 本例の２段変速機１は、摩擦係合部２６の接続状態と切断状態とを切り換えることに基づいて、入力部材４と出力部材５との間の減速比が大きい高減

速比モードと、入力部材４と出力部材５との間の減速比が小さい低減速比モードとを切り換えるように構成されている。

[0094] 高減速比モードでは、第１クラッチ部材（回転部材６）の回転が阻止され、第１クラッチ部材（回転部材６）と第２クラッチ部材（入力部材４）とが相対回転可能となる。低減速比モードでは、第１クラッチ部材（回転部材６）と第２クラッチ部材（入力部材４）とが一体となって回転する。

[0095] 本例の２段変速機１では、電動アクチュエータ２９により、１個の駆動カム３４を回転駆動することに基づいて、電動摩擦係合装置７のモードを切り換えることができる。すなわち、本例の２段変速機１では、クラッチやブレーキなどの摩擦係合装置を制御するための油圧システムが必要ない。このため、電気自動車やハイブリッド自動車において、システムを簡略化してコストを低減でき、かつ、電費性能を向上することができる。

[0096] 本例の２段変速機１は、摩擦係合部２６を接続状態から前記切断状態に切り換えるべく、シフトモータ６６により、減速機６７を介して駆動カム３４を回転駆動する際に、シフトモータ６６の出力トルクまたは電流値が第１閾値以上の増加率で増大し始めたときの、駆動カム３４の回転方向に関する位相を、弾性付勢部材２７が、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力を解除する方向に押圧され始める（摩擦係合部２６の締結力Ｆが低下し始める）ピストンタッチポイントθ_pとして検出する第１の機能を有する。

[0097] 追加的にあるいは代替的に、本例の２段変速機１は、摩擦係合部２６を、接続状態から切断状態に切り換えるべく、シフトモータ６６により、減速機６７を介して駆動カム３４を回転駆動する際に、ピストンタッチポイントθ_pを超えた後、前記増加率が第２閾値以下となったときの、駆動カム３４の回転方向に関する位相を、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力（摩擦係合部２６の締結力Ｆ）が０になるクラッチタッチポイントθ_fとして検出する第２の機能を有する。

[0098] さらに、本例の２段変速機１は、高減速比モードと低減速比モードとを切

り換える際に、減速機６７を介してシフトモータ６６により回転駆動する駆動カム３４の回転量を、第１の機能により検出した前記ピストンタッチポイントθ_pおよび／または第２の機能により検出したクラッチタッチポイントθ_fに基づいて調整する第３の機能とを有する。

[0099] 本例の２段変速機１は、高減速比モードから低減速比モードへの切り換えに伴う変速ショックの発生を防止するべく、駆動源２の出力トルクおよび回転数Ｒｓと、シフトモータ６６の回転数（回転量）とを制御するとともに、２段変速機１を減速比切換モードに切り換える機能を有する。これにより、出力部材５の回転トルクが不連続に変化することを防止しつつ、高減速比モードから低減速比モードに切り換えることが可能となる。

[0100] 本例の２段変速機１について、追加的な構成要素について説明した上で、前記各機能についてさらに説明する。

[0101] 本例の２段変速機１は、回転伝達状態切換装置８と、遊星減速機構９とをさらに備える。

[0102] より具体的には、本例の２段変速機１は、電動摩擦係合装置７のモードと、回転伝達状態切換装置８のモードとを切り換えることで、遊星減速機構９中を伝達するトルクの伝達経路を切り換える。

[0103] なお、第１クラッチ部材に相当する回転部材６は、回転伝達状態切換装置８と、カム装置２８と、駆動カム３４を回転部材６に対し回転可能に支持するためのラジアル軸受３８とを介して、固定部分１０に対し回転可能に支持されている。

[0104] 回転伝達状態切換装置８は、図１５～図１８に示すように、互いに同軸に配置された第１部材７１および第２部材７２と、駆動カム３４の回転に伴い回転するモードセレクト部材７３とを備える。

[0105] 本例の回転伝達状態切換装置８は、第１部材７１と第２部材７２との相対回転方向にかかわらず、第２部材７２に対する第１部材７１の回転が許容されるフリーモードと、第１部材７１と第２部材７２との相対回転方向にかかわらず、第２部材７２に対する第１部材７１の回転が阻止されるロックモー

ドとに加え、第２部材７２に対する第１部材７１の所定方向の回転のみが許容されるワンウェイクラッチモードを有する。具体的には、本例の回転伝達状態切換装置８は、モードセレクト部材７３の回転に基づいて、フリーモードとロックモードとワンウェイクラッチモードとが切り換わる。

[0106] 第１部材７１は、外周面に、円周方向に関して係合凹部７４と凸部７５とを交互に配置してなる、歯車状の凹凸部７６を有する。第１部材７１は、内周面に、円周方向に凹部と凸部とを交互に配置してなる外径側凹凸係合部７７を有する。第１部材７１は、外径側凹凸係合部７７を、回転部材６の第２円筒部２１の外周面に備えられた内径側凹凸係合部７８に係合することにより、回転部材６に対して相対回転を不能に支持されており、回転部材６と一体的に回転する。

[0107] 第２部材７２は、第１部材７１の周囲に第１部材７１と同軸に、かつ、第１部材７１に対する相対回転を可能に支持されている。第２部材７２の内周面は、第１部材７１の凸部７５の先端面に隙間を介して対向している。第２部材７２は、外周面に、円周方向に凹部と凸部とを交互に配置してなる内径側凹凸係合部７９を有する。第２部材７２は、内径側凹凸係合部７９を、固定部分１０の内周面に備えらえた外径側凹凸係合部に係合することにより、固定部分１０に対して相対回転を不能に支持されている。

[0108] 第２部材７２は、矩形の断面形状を有する基部８０と、基部８０の軸方向片側面の径方向外側の端部から軸方向片側に向けて全周にわたり突出した円筒部８１とを備える。

[0109] 基部８０は、円周方向に関して交互に配置された、複数個ずつ（図示の例では６個ずつ）の第１保持凹部８２および第２保持凹部８３を有する。

[0110] それぞれの第１保持凹部８２は、基部８０の内周面と軸方向他側面とに開口する。第１保持凹部８２は、ばね保持部８４ａと、台座部８５ａとを備える。ばね保持部８４ａは、軸方向他側から見て、円周方向片側（図１７～図１９の時計方向前側）に向かうほど径方向外側に向かう方向に伸長する方向に長軸が配置された、略矩形の開口形状を有する。台座部８５ａは、軸方向

他側から見て略円形の開口形状を有し、ばね保持部８４ａの円周方向他側（図１７～図１９の時計方向後側）に隣接して配置されている。

[0111] それぞれの第２保持凹部８３は、基部８０の内周面と軸方向他側面とに開口し、ばね保持部８４ｂと、台座部８５ｂとを備える。第２保持凹部８３は、軸方向他側から見た場合に、第２部材７２の中心軸を含む仮想平面に関して、第１保持凹部８２と対称な形状を有する。

[0112] 回転伝達状態切換装置８は、フリーモードとロックモードとワンウェイクラッチモードとを実現するために、第１部材７１と第２部材７２との間に、第１爪部材８６および第２爪部材８７と、第１爪付勢部材８８および第２爪付勢部材８９とを有する。本例では、第１爪部材８６、第２爪部材８７、第１爪付勢部材８８、および第２爪付勢部材８９の個数は複数かつ同数である。

[0113] それぞれの第１爪部材８６は、第１基部９０と、第１係合爪９１とを備える。

[0114] 第１基部９０は、略円柱状に構成され、第１保持凹部８２の台座部８５ａに、第２部材７２の中心軸と平行な枢軸を中心とする揺動を可能に支持（枢支）されている。

[0115] 第１係合爪９１は、略平板状に構成され、第１基部９０から円周方向片側に向けて延出している。第１係合爪９１は、軸方向他側部分を、モードセレクト部材７３の環状凸部９２の外周面に対向（係合）させ、かつ、軸方向片側部分を、第１部材７１の凹凸部７６に対向（係合凹部７４に対する係脱を可能に係合）させている。

[0116] それぞれの第２爪部材８７は、第２保持凹部８３の台座部８５ｂに揺動可能に支持された第２基部９３と、第２基部９３から円周方向他側に向けて延出する第２係合爪９４とを備える。第２爪部材８７は、軸方向他側から見た場合に、第２部材７２の中心軸を含む仮想平面に関して、第１係合爪９１と対称な形状を有し、かつ、第１係合爪９１と対称に配置される。

[0117] 第１爪付勢部材８８は、第１爪部材８６の第１係合爪９１を、第１部材７

１の係合凹部７４に係合させる方向に弾性的に付勢する。すなわち、第１爪付勢部材８８は、第１爪部材８６に対し、第１爪部材８６が第１基部９０の中心軸（枢軸）を中心として、図１８の時計方向に揺動する方向の付勢力を付与する。具体的には、第１爪付勢部材８８は、コイルばねなどの弾性部材により構成され、第１保持凹部８２のばね保持部８４ａの底面（径方向内側を向いた面）と、第１係合爪９１の径方向外側面との間に、弾性的に圧縮された状態で保持されている。

[0118] 第２爪付勢部材８９は、第１爪付勢部材８８と同様の弾性部材により構成され、軸方向他側から見た場合に、第２部材７２の中心軸を含む仮想平面に関して、第１爪付勢部材８８と対称に配置される。すなわち、第２爪付勢部材８９は、第２保持凹部８３のばね保持部８４ｂの底面と、第２係合爪９４の径方向外側面との間に、弾性的に圧縮された状態で保持され、第２爪部材８７の第２係合爪９４を、第１部材７１の係合凹部７４に係合させる方向に弾性的に付勢する。

[0119] モードセレクト部材７３は、図１６に示すように、略円輪板状の基部９５と、基部９５の軸方向他側面の径方向中間部から軸方向他側に向けて全周にわたり突出した環状凸部９２とを備える。

[0120] 基部９５は、軸方向他側面のうち、径方向中間部の円周方向等間隔複数箇所（図示の例では３箇所）に、プレート側係合孔９６を有する。それぞれのプレート側係合孔９６には、ピン部５０の軸方向片側の端部ががたつきなく内嵌（係合）される。すなわち、モードセレクト部材７３は、駆動カム３４と一体的に（同じ方向に同じ速度で）回転する。

[0121] 環状凸部９２は、外周面の円周方向複数箇所に、径方向外側に向けて突出した突出部９７を有する。すなわち、環状凸部９２は、外周面に、円周方向に関して突出部９７と凹部とを交互に配置してなる、歯車状の凹凸部９８を有する。

[0122] 第１部材７１および第２部材７２と、モードセレクト部材７３とは、蓋体９９および止め輪１００により、相対回転可能に、かつ、軸方向の相対変位

を不能に（軸方向に不用意に分離しないように）組み合わされて、回転伝達状態切換装置８を構成する。

[0123] 第１部材７１を、第２部材７２の基部８０の軸方向片側部分の径方向内側に配置した状態で、第２部材７２の軸方向片側面に、円輪状の蓋体９９をねじ止めにより支持固定し、蓋体９９の径方向内側部分の軸方向他側面を、第１部材７１の軸方向片側面に対向させている。これにより、第２部材７２に対する第１部材７１の軸方向片側への変位が阻止される。

[0124] モードセレクト部材７３の環状凸部９２を、第２部材７２の基部８０の軸方向他側部分の径方向内側に配置し、環状凸部９２の先端面（軸方向片側面）を第１部材７１の軸方向他側面に摺接または近接対向させ、かつ、基部９５の径方向外側部分の軸方向片側面を、第２部材７２の基部８０の軸方向他側面に摺接または近接対向させた状態で、第２部材７２の円筒部８１の内周面の軸方向他側の端部に止め輪１００を係止している。これにより、第２部材７２に対する第１部材７１およびモードセレクト部材７３の軸方向他側への変位が阻止される。

[0125] 回転伝達状態切換装置８は、モードセレクト部材７３の回転に基づいて、第１爪部材８６の第１係合爪９１と第１部材７１の係合凹部７４との係合状態、および、第２爪部材８７の第２係合爪９４と係合凹部７４との係合状態を切り換えることで、フリーモードとロックモードとワンウェイクラッチモードとを切り換え可能に構成されている。

[0126] ＜フリーモード＞

フリーモードでは、第２部材７２に対するモードセレクト部材７３の円周方向の位相を調整し、図１９（Ａ）に示すように、突出部９７により、第１係合爪９１を第１爪付勢部材８８の弾力に抗して径方向外側に向けて押し上げ、かつ、第２係合爪９４を第２爪付勢部材８９の弾力に抗して径方向外側に向けて押し上げる。

[0127] これにより、第１部材７１の係合凹部７４と、第１係合爪９１および第２係合爪９４との係合が外れる。この状態では、第１部材７１と第２部材７２

との相対回転方向にかかわらず、第２部材７２に対する第１部材７１の回転が許容される。すなわち、第１部材７１の回転方向にかかわらず、固定部分１０に対する第１部材７１の回転が許容される。

[0128] ＜ロックモード＞

ロックモードでは、第２部材７２に対するモードセレクト部材７３の円周方向の位相を調整し、図１９（Ｂ）に示すように、突出部９７を、第１爪部材８６の第１係合爪９１および第２爪部材８７の第２係合爪９４から円周方向に外れた部分に位置させる。すなわち、円周方向に関して、凹凸部９８のうちの凹部と、第１係合爪９１および第２係合爪９４との位相を一致させる。

[0129] これにより、第１部材７１の係合凹部７４と、第１係合爪９１および第２係合爪９４とが係合する。この状態では、第１部材７１と第２部材７２との相対回転方向にかかわらず、第２部材７２に対する第１部材７１の回転が阻止される。すなわち、第１部材７１の回転方向にかかわらず、固定部分１０に対する第１部材７１の回転が阻止される。

[0130] ＜ワンウェイクラッチモード＞

ワンウェイクラッチモードでは、第２部材７２に対するモードセレクト部材７３の円周方向の位相を調整し、図１９（Ｃ）に示すように、突出部９７により、第２係合爪９４のみを第２爪付勢部材８９の弾力に抗して径方向外側に向けて押し上げる。

[0131] これにより、第１部材７１の係合凹部７４と、第１係合爪９１とが係合し、かつ、係合凹部７４と第２係合爪９４との係合が外れる。この状態では、第２部材７２に対する第１部材７１の前記所定方向（図１９（Ｃ）の時計方向）の回転のみが許容され、かつ、前記所定方向と反対方向（図１９（Ｃ）の反時計方向）の回転が阻止される。

[0132] すなわち、第１部材７１が、第２部材７２に対し前記所定方向に回転しようとすると、凹凸部７６の凸部７５により、第１係合爪９１が第１爪付勢部材８８の弾力に抗して径方向外側に押し上げられる。この結果、第１部材７

１の前記所定方向への回転が許容される。これに対し、第１部材７１が、第２部材７２に対し前記所定方向と反対方向に回転しようとした場合には、係合凹部７４と第１係合爪９１との係合により、第１部材７１の前記所定方向と反対方向への回転が阻止される。要するに、回転伝達状態切換装置８は、ラチェット式のワンウェイクラッチとして動作する。

[0133] なお、前記所定方向は、入力部材４の正転方向と一致する。入力部材４の正転方向とは、自動車を前進させる際の入力部材４の回転方向をいう。

[0134] 遊星減速機構９は、サンギヤ１０１と、リングギヤ１０２と、キャリア１０３と、複数個のプラネタリギヤ１０４とを有する。すなわち、本例では、遊星減速機構９は、シングルピニオン式の遊星歯車機構により構成されている。

[0135] サンギヤ１０１は、回転部材６にトルク伝達を可能に接続されている。本例では、サンギヤ１０１は、回転部材６の軸方向片側の端部に備えられている。

[0136] リングギヤ１０２は、サンギヤ１０１の周囲に、該サンギヤ１０１と同軸に配置され、かつ、入力部材４にトルク伝達を可能に接続されている。本例では、リングギヤ１０２は、入力部材４の軸方向中間部に備えられている。

[0137] キャリア１０３は、径方向に関してサンギヤ１０１とリングギヤ１０２との間に、該サンギヤ１０１および該リングギヤ１０２と同軸に配置され、かつ、出力部材５にトルク伝達を可能に接続されている。

[0138] 複数個のプラネタリギヤ１０４のそれぞれは、サンギヤ１０１とリングギヤ１０２とに噛合し、かつ、キャリア１０３に、自身の中心軸を中心とする回転（自転）を可能に支持されている。

[0139] 本開示を実施する場合、遊星減速機構として、ダブルピニオン式の遊星歯車機構を採用することもできる。あるいは、遊星減速機構を、サンローラと、前記サンローラの周囲に配置されたリングローラと、径方向に関して前記サンローラと前記リングローラとの間に配置され、かつ、外周面である転動面を、前記サンローラの外周面と前記リングローラの内周面とに摩擦係合さ

せたプラネタリローラとを有する摩擦ローラ機構により構成することもできる。

[0140] 本例の２段変速機１では、電動摩擦係合装置７のモードおよび回転伝達状態切換装置８のモードを切り換えることにより、入力部材４と出力部材５との間の減速比が小さい低減速比モードと、低減速比モードに比べて減速比が大きい高減速比モードとを切り換えることが可能となっている。

[0141] また、本例の２段変速機１は、高減速比モードから低減速比モードへの切換途中において、減速比切換モードを経由する。さらに、本例の２段変速機１は、入力部材４と出力部材５との間でトルクを伝達しないニュートラルモード、および、出力部材５の回転をロックするパーキングモードにも切り換えることができる。

[0142] ＜低減速比モード＞

２段変速機１を低減速比モードに切り換えるには、電動摩擦係合装置７を接続モードに切り換え、かつ、回転伝達状態切換装置８をフリーモードに切り換える。

[0143] 本例では、電動アクチュエータ２９により駆動カム３４を回転させることに基づいて、転動体３６を、駆動カム面４８の第１底部４８ａに位置させ、被駆動カム３５を、駆動カム３４との軸方向間隔が縮まる方向（軸方向他側）に向けて変位させる。これにより、弾性付勢部材２７のピストン３２を軸方向片側に向けて押圧する力を喪失させる。

[0144] 主に第１摩擦板３０および弾性部材３３の弾性復元力により、ピストン３２とスラスト軸受５７と押圧部材５８とが、軸方向他側に向けて押圧され、かつ、ピストン３２により、最も軸方向片側の第１摩擦板３０または第２摩擦板３１が軸方向他側に向けて押圧される。

[0145] これにより、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とが互いに押し付け合って、摩擦係合部２６が接続されることで、電動摩擦係合装置７が接続モードに切り換わる。この結果、入力部材４と回転部材６とが一体的に回転するようになり、サンギヤ１０１とリングギヤ１０２とが一体的に回転するようにな

る。

[0146] 電動摩擦係合装置７を接続モードに切り換えると同時に、第２部材７２に対するモードセレクト部材７３の円周方向に関する位相を調整することに基づいて、図１９（Ａ）に示すように、突出部９７により、第１係合爪９１を径方向外側に向けて押し上げ、かつ、第２係合爪９４を径方向外側に向けて押し上げる。

[0147] これにより、第１部材７１の係合凹部７４と、第１係合爪９１および第２係合爪９４との係合が外れて、回転伝達状態切換装置８は、第１部材７１と第２部材７２との相対回転方向にかかわらず、第２部材７２に対する第１部材７１の回転が許容されるフリーモードに切り換わる。この結果、固定部分１０に対する回転部材６の回転が許容され、サンギヤ１０１の回転が許容される。

[0148] 低減速比モードでは、サンギヤ１０１とリングギヤ１０２とキャリア１０３との回転方向および回転速度が同じとなり、遊星減速機構９全体が一体となって回転する、所謂のり付け状態となる。したがって、入力部材４の回転トルクは、図２（ａ）に太線で示すように、入力部材４、キャリア１０３、および出力部材５の順に伝達されて、出力部材５から取り出される。

[0149] ＜高減速比モード＞

２段変速機１を高減速比モードに切り換えるには、電動摩擦係合装置７を切断モードに切り換え、かつ、回転伝達状態切換装置８をロックモードに切り換える。

[0150] 本例では、電動アクチュエータ２９により駆動カム３４を回転させることに基づいて、転動体３６を、駆動カム面４８の第１平坦面部４８ｃに位置させ、被駆動カム３５を、駆動カム３４との軸方向間隔が拡がる方向（軸方向片側）に向けて変位させる。これにより、スラスト軸受５７と押圧部材５８とを介して、弾性付勢部材２７のピストン３２を軸方向片側に向けて押圧することで、弾性部材３３を弾性的に圧縮し、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力を喪失させる。

[0151] リターンスプリング７０の作用により、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１との間隔が広がり、摩擦係合部２６が切断されることで、電動摩擦係合装置７が切断モードに切り換わる。この結果、入力部材４と回転部材６とが相対回転するようになり、サンギヤ１０１とリングギヤ１０２とが相対回転可能になる。

[0152] 電動摩擦係合装置７を切断モードに切り換えると同時に、第２部材７２に対するモードセレクト部材７３の円周方向に関する位相を調整することに基づいて、図１９（Ｂ）に示すように、突出部９７を、第１係合爪９１および第２係合爪９４から円周方向に外れた部分に位置させる。

[0153] これにより、第１部材７１の係合凹部７４と、第１係合爪９１および第２係合爪９４とが係合し、回転伝達状態切換装置８は、第１部材７１と第２部材７２との相対回転方向にかかわらず、第２部材７２に対する第１部材７１の回転が阻止されるロックモードに切り換わる。この結果、固定部分１０に対する回転部材６の回転が阻止され、サンギヤ１０１の回転が阻止される。

[0154] 高減速比モードでは、入力部材４の回転トルクは、図２（ｂ）に太線で示すように、入力部材４、リングギヤ１０２、プラネタリギヤ１０４の自転運動、サンギヤ１０１との噛合に基づくプラネタリギヤ１０４の公転運動、キャリア１０３、および出力部材５の順に伝達されて、出力部材５から取り出される。高減速比モードにおける、入力部材４と出力部材５との間の減速比は、リングギヤ１０２とサンギヤ１０１との歯車比（リングギヤ１０２の歯数／サンギヤ１０１の歯数）により決定される。

[0155] 本例の２段変速機１では、電動アクチュエータ２９により、１個の駆動カム３４を回転駆動することに基づいて、電動摩擦係合装置７のモードのみならず、回転伝達状態切換装置８のモードを切り換えることができる。

[0156] なお、本開示の２段変速機を実施する場合、電動摩擦係合装置のモード切り換えと、回転伝達状態切換装置のモード切り換えとを、別々のアクチュエータにより行うこともできる。

[0157] 本例の２段変速機１は、出力部材５の回転トルクが不連続に変化すること

を防止しつつ、高減速比モードから低減速比モードに切り換えられるようにするために、減速比切換モードをさらに備える。

[0158] ＜減速比切換モード＞

２段変速機１の高減速比モードから低減速比モードへの切り換えが開始されると、まず、第２部材７２に対するモードセレクト部材７３の円周方向に関する位相を調整することに基づいて、回転伝達状態切換装置８は、第２部材７２に対する第１部材７１の前記所定方向（図１９（Ｃ）の所定方向）の回転のみを許容し、かつ、前記所定方向と反対方向の回転を阻止するワンウェイクラッチモードに切り換わる。

[0159] 回転伝達状態切換装置８がワンウェイクラッチモードに切り換わると同時に、あるいは、ワンウェイクラッチモードに切り換わった後、電動摩擦係合装置７を切断モードから接続モードへの切り換えを開始する。電動摩擦係合装置７の切断モードから接続モードへの切換中においては、駆動カム３４の回転に基づき、図１４（Ｂ）に示す状態から図１４（Ａ）に示す状態へと、転動体３６は、駆動カム面４８の第１傾斜面部４８ｂを下っていく。

[0160] 転動体３６の、駆動カム面４８の第１底部４８ａから乗り上げ量が徐々に減少することに伴い、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とが互いに押し付け合う力が徐々に大きくなる（摩擦係合部２６の締結力Ｆが徐々に大きくなる）。このとき、入力部材４は、第２摩擦板３１の軸方向両側面を、第１摩擦板３０の軸方向両側面に滑らせながら（摺接させながら）回転する。

[0161] 入力部材４の正転方向への回転中に、摩擦係合部２６の締結力Ｆが徐々に増大していくと、回転伝達状態切換装置８の第２部材７２に前記所定方向と反対方向に加わるトルクが徐々に減少していく。このとき、回転伝達状態切換装置８は、ワンウェイクラッチモードに切り換えられているため、第２部材７２に前記所定方向と反対方向にトルクが加わっても、第２部材７２は回転しない。第２部材７２に前記所定方向と反対方向に加わるトルクが徐々に減少して０となった後、第２部材７２に加わるトルクの方向が逆転する（第２部材７２に前記所定方向のトルクが加わる）と、その瞬間に、第２部材７

２の前記所定方向への回転が許容される。

[0162] ＜ニュートラルモード＞

２段変速機１をニュートラルモードに切り換えるには、電動摩擦係合装置７を切断モードに切り換え、かつ、回転伝達状態切換装置８をフリーモードに切り換える。

[0163] 電動アクチュエータ２９により駆動カム３４を回転させることに基づいて、転動体３６を、駆動カム面４８の第２平坦面部４８ｇに位置させ、被駆動カム３５を、駆動カム３４との軸方向間隔が拡がる方向（軸方向片側）に向けて変位させる。これにより、スラスト軸受５７と押圧部材５８とを介して、弾性付勢部材２７のピストン３２を軸方向片側に向けて押圧することで、弾性部材３３を弾性的に圧縮し、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力を喪失させる。

[0164] リターンスプリング７０の作用により、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１との間隔が広がり、摩擦係合部２６が切断されることで、電動摩擦係合装置７が切断モードに切り換わる。この結果、入力部材４と回転部材６とが相対回転するようになり、サンギヤ１０１とリングギヤ１０２とが相対回転可能になる。

[0165] 電動摩擦係合装置７を接続モードに切り換えると同時に、第２部材７２に対するモードセレクト部材７３の円周方向に関する位相を調整することに基づいて、回転伝達状態切換装置８は、第１部材７１と第２部材７２との相対回転方向にかかわらず、第２部材７２に対する第１部材７１の回転が許容されるフリーモードに切り換わる。この結果、固定部分１０に対する回転部材６の回転が許容され、サンギヤ１０１の回転が許容される。

[0166] ニュートラルモードでは、入力部材４と出力部材５とが互いに空転し、入力部材４と出力部材５との間でトルクが伝達されなくなる。

[0167] ＜パーキングロックモード＞

２段変速機１をパーキングロックモードに切り換えるには、電動摩擦係合装置７を接続モードに切り換え、かつ、回転伝達状態切換装置８をロックモ

ードに切り換える。

[0168] 電動摩擦係合装置７が接続モードに切り換わることにより、回転部材６に対する入力部材４の回転が阻止され、サンギヤ１０１に対するリングギヤ１０２の回転が阻止される。

[0169] 電動摩擦係合装置７を接続モードに切り換えると同時に、回転伝達状態切換装置８は、第１部材７１と第２部材７２との相対回転方向にかかわらず、第２部材７２に対する第１部材７１の回転が阻止されるロックモードに切り換わる。この結果、固定部分１０に対する回転部材６の回転が阻止され、サンギヤ１０１の回転が阻止される。

[0170] パーキングロックモードでは、入力部材４と出力部材５との回転がロックされる。

[0171] 高減速比モードから低減速比モードへの切換時に、出力部材５の回転トルクが不連続（急激）に変化することを防止して変速ショックの発生を防止するための、駆動源２およびシフトモータ６６の制御について、図２５および図２６を用いて説明する。以下では、高減速比モードから低減速比モードへの切換前後で、出力部材５の回転トルクをほぼ一定に維持する場合の例について説明する。

[0172] 車両の走行速度やアクセル開度などの条件に基づいて、高減速比モードから低減速比モードへの切り換えが開始されると、まず、電動アクチュエータ２９により駆動カム３４を回転駆動することで、回転伝達状態切換装置８をワンウェイクラッチモードに切り換え、かつ、駆動カム３４の回転方向に関する位相を、クラッチタッチポイントθ_fまで移動させる（Ｓ１）。

[0173] クラッチタッチポイントθ_fは、弾性付勢部材２７が、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力が発生し始める点である。換言すれば、クラッチタッチポイントθ_fは、ピストン３２の軸方向他側の端部と、最も軸方向片側に位置する第１摩擦板３０または第２摩擦板３１とが接触し始める点、すなわちクラッチクリアランスC_f（図２４参照）が０となる点である。本例では、クラッチタッチポイントθ_fは、後述する機能により、予め求

めておく。

[0174] 駆動カム３４の回転方向に関する位相を、クラッチタッチポイントθ_fまで移動させると、トルクフェーズ（Ｓ２）に移行する。トルクフェーズでは、電動アクチュエータ２９により、駆動カム３４を所定の回転数（回転速度）で回転駆動し、転動体３６の、第１底部４８ａからの乗り上げ量を減少させることで、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１との押し付け力、すなわち摩擦係合部２６の締結力Ｆを徐々に増大させていく。これと同時に、駆動源２の出力トルクを徐々に増大させていく。

[0175] すなわち、仮に駆動源２の出力トルクを一定に維持した場合、トルクフェーズにおいては、摩擦係合部２６の締結力Ｆの増大に伴い、該摩擦係合部２６に伝達されるトルクが増大していくため、出力部材５の回転トルクが減少していってしまう。本例の２段変速機１では、摩擦係合部２６の締結力Ｆの増大にかかわらず、出力部材５の回転トルクをほぼ一定に維持できるように、摩擦係合部２６の締結力Ｆの増大、すなわち駆動カム３４の回転量に応じて、駆動源２の出力トルクを徐々に増大させる。

[0176] 駆動カム３４の回転量と、駆動源２の出力トルクの増大量との関係は、予め実験や計算により求めておく。本例では、Ｓ２における駆動カム３４の回転数を、Ｓ１における駆動カム３４の回転数よりも小さくしている。ただし、Ｓ２における駆動カム３４の回転数を、Ｓ１における駆動カム３４の回転数と同じとすることもできるし、Ｓ１における駆動カム３４の回転数よりも大きくすることもできる。

[0177] Ｓ２では、より具体的には、駆動カム３４を所定角度だけ回転させると同時に、駆動源２の出力トルクを、駆動カム３４の回転量に応じた分だけ増大させる。次のＳ３で、トルクフェーズが終了しているか否かを判定する。

[0178] トルクフェーズでは、摩擦係合部２６の締結力Ｆの増大に伴い、摩擦係合部２６に伝達されるクラッチトルクが増大し、回転伝達状態切換装置８の第２部材７２に前記所定方向と反対方向に加わるトルクが徐々に減少していく。第２部材７２に前記所定方向と反対方向に加わるトルクが徐々に減少して

０となった後、第２部材７２に加わるトルクの方向が逆転する（第２部材７２に前記所定方向のトルクが加わる）と、その瞬間に、第２部材７２の前記所定方向への回転が許容され、サンギヤ１０１の回転が許容される。サンギヤ１０１が回転すると、駆動源２の出力軸１１の回転数Ｒｓが減少し始める。

[0179] 本例の２段変速機１では、駆動源２の出力軸１１に取り付けられた回転センサの出力信号に基づいて、該出力軸１１の回転数Ｒｓが所定値以上減少したと判断される場合に、トルクフェーズが終了したと判定する。この判定は、駆動源２の出力軸１１に取り付けられた回転センサに基づいて行う。

[0180] 出力軸１１の回転数Ｒｓがほぼ一定である、すなわち出力軸１１の回転数Ｒｓの減少量が所定値よりも小さく、トルクフェーズが終了していないと判断された場合、Ｓ２に戻る。

[0181] Ｓ３において、出力軸１１の回転数Ｒｓの減少量が所定値以上であり、トルクフェーズが終了していると判定された場合には、イナーシャフェーズ（Ｓ４－１～Ｓ４－３）に移行する。

[0182] イナーシャフェーズでは、まず、駆動源２の出力トルクを速やかに減少させ、出力軸１１の回転数Ｒｓのさらなる減少を促す（Ｓ４－１）。駆動源２の出力トルクの減少量は、出力軸１１の回転数Ｒｓのさらなる減少を促進できる限り、特に限定されるものではない。具体的には、たとえば、駆動源２の出力トルクを、０、あるいは、負の値まで減少させることができる。

[0183] 出力軸１１の回転数Ｒｓが減少し始めたら、入力部材４の回転トルクが、２段変速機１の低減速比モードへの切換完了状態において出力部材５が出力すべき回転トルクである目標トルクとなるよう、駆動源２の出力トルクを増大させる（Ｓ４－２）。本例では、高減速比モードから低減速比モードへの切換前後で、出力部材５の回転トルクをほぼ一定としているため、入力部材４の回転トルクが、高減速比モードから低減速比モードへの切換開始時の出力部材５の回転トルクに等しくなるまで、駆動源２の出力トルクを増大させる。

[0184] 駆動源２の出力トルクを増大させる速さは、イナーシャフェーズ完了までに、入力部材４の回転トルクを目標トルクまで増大させられる限り、特に限定されない。たとえば、入力部材４の回転数Ｒｉｎと出力部材５の回転数Ｒｏｕｔとの差分（差回転）ΔＲに応じて、駆動源２の出力トルクを制御することができる。より具体的には、出力軸１１の回転数Ｒｓの減少に伴い、入力部材４の回転数Ｒｉｎが減少し、差回転ΔＲが小さくなるにしたがって、駆動源２の出力トルクを増大させ、差回転ΔＲが０になった時点で、入力部材４の回転トルクが目標トルクになるように制御することができる。

[0185] 次に、Ｓ４－３では、入力部材４の回転数Ｒｉｎと、出力部材５の回転数Ｒｏｕｔとが等しいか否かを判定する。具体的には、入力部材４の回転数Ｒｉｎと、出力部材５の回転数Ｒｏｕｔとの差分（差回転）ΔＲが、所定の範囲内に収まっているか否かを判定する。この判定は、出力軸１１または入力部材４と出力部材５とにそれぞれ取り付けられた回転センサの出力信号に基づいて行われる。

[0186] 差回転ΔＲが、所定の範囲内に収まっていない、すなわち入力部材４の回転数Ｒｉｎと、出力部材５の回転数Ｒｏｕｔとが等しくないと判定された場合、所定時間経過後、再びＳ４－３を実行する。

[0187] 差回転ΔＲが、所定の範囲内に収まっている、すなわち入力部材４の回転数Ｒｉｎと、出力部材５の回転数Ｒｏｕｔとが等しいと判定された場合、イナーシャフェーズが終了したものと判断し、次のＳ５に移行する。

[0188] Ｓ５では、電動アクチュエータ２９により駆動カム３４を、所定の円周方向に関する位相まで回転させ、転動体３６を、駆動カム面４８の第１底部４８ａに位置させ、被駆動カム３５を、駆動カム３４との軸方向間隔が縮まる方向である軸方向他側に向けて変位させる。これにより、押圧部材５８の軸方向片側の端部と、ピストン３２の軸方向他側面との間のピストンクリアランスC_pを確保する。換言すれば、ピストンクリアランスC_pを０以上、好ましくは０よりも大きくする。

[0189] 転動体３６を第１底部４８ａに移動させた後は、終了に進む。以上により

、２段変速機１を、高減速比モードから低減速比モードに切り換える。その後は、駆動カム３４の円周方向に関する位相を維持することで、２段変速機１を低減速比モードに維持する。

[0190] 本例の２段変速機１では、駆動源２およびシフトモータ６６を制御することにより、高減速比モードと低減速比モードとを切り換える際にも、出力部材５の回転トルクが（急激）に変化することを防止して変速ショックの発生を防止することができる。ただし、変速ショックの発生を防止するためには、駆動源２の出力トルクおよび回転数Ｒｓ、並びに、シフトモータ６６の回転数（回転量）を制御するタイミングが重要になる。

[0191] たとえば、駆動カム３４の回転方向に関する位相がクラッチタッチポイントθ_fまで達していないにもかかわらず、Ｓ２に移行し、駆動源２の出力トルクを増大させてしまうと、図２６（Ｆ）に破線で示すように、出力部材５の回転トルクが不用意に増大してしまう可能性がある。

[0192] ここで、２段変速機１の使用に伴い、第１摩擦板３０および第２摩擦板３１の摩耗量が増大していくと、電動摩擦係合装置７を接続モードに切り換えるための、弾性付勢部材２７による、最も軸方向片側の第１摩擦板３０または第２摩擦板３１の軸方向他側への必要押圧量が増大する。

[0193] 換言すれば、電動摩擦係合装置７を切断モードに切り換える際の、カム装置２８による、ピストン３２の軸方向片側への必要押圧量が減少する。この結果、駆動カム３４の回転角度θとシフトモータ６６の電流値Ａとの関係は、図２１（ａ）に示す状態から図２１（ｂ）に示す状態へと変化する。すなわち、第１摩擦板３０および第２摩擦板３１の摩耗量が増大すると、クラッチタッチポイントθ_fが小さくなる。

[0194] 図２１（ａ）および図２１（ｂ）は、電動摩擦係合装置７を接続モードから切断モードに切り換える際の、駆動カム３４の回転角度θとシフトモータ６６の出力トルクＴおよび電流値Ａとの関係を示す線図である。図２１（ａ）は、第１摩擦板３０および第２摩擦板３１が摩耗していない新品時の場合を示し、図２１（ｂ）は、第１摩擦板３０および第２摩擦板３１の摩耗が大

幅に進行した場合を示している。

[0195] 第１摩擦板３０および第２摩擦板３１の摩耗量が増大すると、ピストンタッチポイントθ_pも小さくなる。ピストンタッチポイントθ_pは、摩擦係合部２６を接続状態から切断状態に切り換える方向に駆動カム３４を回転させる場合に、弾性付勢部材２７が、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力を解除する方向に押圧され始める点である。換言すれば、ピストンタッチポイントθ_pは、摩擦係合部２６を切断状態から接続状態に切り換える方向に駆動カム３４を回転させる場合に、押圧部材５８の軸方向片側の端部と、ピストン３２の軸方向他側面との間のピストンクリアランスC_p（図２２参照）が生じ始める点である。

[0196] 本例の２段変速機１は、第１摩擦板３０および第２摩擦板３１の摩耗にかかわらず、変速ショックを防止するための機能を備える。具体的には、本例の２段変速機１は、ピストンタッチポイントθ_pを検出する第１の機能と、クラッチタッチポイントθ_fを検出する第２の機能と、高減速比モードと低減速比モードとを切り換える際に、駆動カム３４の回転量を、ピストンタッチポイントθ_pおよび／またはクラッチタッチポイントθ_fに基づいて調整する第３の機能とを備える。

[0197] 図２１（ａ）および図２１（ｂ）からも明らかなとおり、電動摩擦係合装置７のモード切換時、シフトモータ６６の出力トルクＴと、シフトモータ６６の電流値Ａとは、同じ傾向で変化する。本例の２段変速機１は、ピストンタッチポイントθ_pおよびクラッチタッチポイントθ_fを、電動摩擦係合装置７を接続モードから切断モードに切り換える際のシフトモータ６６の電流値Ａに基づいて検出する。

[0198] 電動摩擦係合装置７が接続モードに切り換えられた状態では、カム装置２８の転動体３６は、駆動カム面４８の第１底部４８ａに位置する。この状態では、図２２に示すように、押圧部材５８の軸方向片側の端部と、ピストン３２の軸方向他側面との間にピストンクリアランスC_pが存在している。このピストンクリアランスC_pの存在に基づいて、ピストン３２の軸方向他側への

変位が許容されている。したがって、弾性部材３３が弾性的に復元しようとする力により、ピストン３２が軸方向他側に弾性的に押圧され、該ピストン３２により、最も軸方向片側の第１摩擦板３０または第２摩擦板３１を軸方向他側に向けて押圧されることで、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とが互いに押し付け合う。

[0199] 電動摩擦係合装置７を接続モードから切断モードに切り換えるには、シフトモータ６６への通電に基づき、駆動カム３４を前記所定方向に回転させ、第１底部４８ａからの転動体３６の乗り上げ量を増大させていく。このとき、シフトモータ６６の電流値Ａは、一時的に流れる起動電流を除き、ほぼ一定となる（図２１（ａ）および図２１（ｂ）中の範囲α）。

[0200] 第１底部４８ａからの転動体３６の乗り上げ量を増大させることで、押圧部材５８を軸方向片側に向けて移動させていくと、図２３に示すように、押圧部材５８の軸方向片側の端部が、ピストン３２の軸方向他側面に接触する。換言すれば、ピストンクリアランスC_pが０になる。

[0201] 図２３に示す状態から、さらにシフトモータ６６により、駆動カム３４を前記所定方向に回転駆動すると、被駆動カム３５により、押圧部材５８を介して、ピストン３２が、弾性部材３３の弾性復元力に抗して、軸方向片側に向けて押圧される。この状態では、弾性部材３３の弾性復元力の一部が、押圧部材５８およびスラスト軸受５７を介して、カム装置２８により支承され、かつ、残りが、摩擦係合部２６と回転伝達状態切換装置８とを介して固定部分１０により支承される。

[0202] ピストン３２が軸方向片側に向けて押圧されていくと、主に第２摩擦板３１および弾性部材３３の弾性復元力に基づいて、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを互いに押し付け合う力が徐々に低下していく。すなわち、摩擦係合部２６の締結力Ｆが徐々に低下していく。

[0203] 摩擦係合部２６の締結力Ｆを徐々に低下させていく間、シフトモータ６６の電流値Ａは、ほぼ一定の増加率（傾き）で増加していく（図２１（ａ）および図２１（ｂ）中の範囲β）。すなわち、範囲βにおける電流値Ａの増加

率は、範囲αにおける電流値Ａの増加率よりも大きくなっている。

[0204] 本例の２段変速機１では、第１の機能により、該電動摩擦係合装置７を接続モードから切断モードに切り換えるべく、シフトモータ６６に通電を開始した後、シフトモータ６６の電流値Ａが、所定の第１閾値以上の増加率で増大し始めるときの駆動カム３４の回転方向に関する位相（基準位置（たとえば、転動体３６が凹部の底部に位置する初期位置）からの回転角度）θを、ピストンクリアランスC_pが０になるピストンタッチポイントθ_pとして検出する。第１閾値は、予め実験やシミュレーションなどによって求めることができる。

[0205] 電流値Ａの増加率は、駆動カム３４の単位回転角度Δθ当たりの電流値Ａの増加量ΔＡである。駆動カム３４を一定の回転速度で前記所定方向に回転させる場合、単位時間当たりの電流値Ａの増加量ΔＡを判定に使用することもできる。

[0206] 摩擦係合部２６の締結力Ｆが徐々に低下していき、該締結力Ｆが０になると、その瞬間から、図２４に示すように、ピストン３２の軸方向他側の端部と、最も軸方向片側に位置する第１摩擦板３０または第２摩擦板３１との間にクラッチクリアランスC_fが生じ始める。クラッチクリアランスC_fが生じ始めると、弾性部材３３の弾性復元力のほぼすべてを、押圧部材５８およびスラスト軸受５７を介して、カム装置２８により支承することになる。

[0207] クラッチクリアランスC_fが生じ始めた後は、シフトモータ６６の電流値Ａは、緩やかに、かつ、対数的に増加する（図２１（ａ）および図２１（ｂ）中の範囲γ）。すなわち、範囲γにおける電流値Ａの増加率は、範囲βにおける電流値Ａの増加率よりも小さくなっている。

[0208] 本例の２段変速機１では、第２の機能により、電動摩擦係合装置７を接続モードから切断モードに切り換え際、駆動カム３４の回転方向に関する位相がピストンタッチポイントθ_pを超えた後、シフトモータ６６の電流値Ａの増加率が、所定の第２閾値以下となったときの駆動カム３４の回転方向に関する位相θを、クラッチクリアランスC_fが０になるクラッチタッチポイントθ

$_f$として検出する。なお、第２閾値は、第１閾値よりも小さい。第２閾値は、予め実験やシミュレーションなどによって求めることができる。

[0209] ピストンタッチポイントθ_pおよびクラッチタッチポイントθ_fの検出は、２段変速機１を搭載した自動車の走行に支障がない限り、任意のタイミングで実施することができる。具体的には、たとえば、イグニッションキーをＯＮした直後や、キックダウン加速中やエンジンブレーキ作動時のように、２段変速機を低減速比モードから高減速比モードに切り換えるときなどのタイミングで実施することができる。

[0210] ただし、上記操作を車両の走行中に実施しようとした場合、駆動カム３４を任意の回転速度で駆動することができないなどの問題がある。このため、ピストンタッチポイントθ_pおよびクラッチタッチポイントθ_fの検出は、イグニッションキーをＯＮした直後などの車両停止中に実施することが好ましい。

[0211] 本例の２段変速機１は、高減速比モードと低減速比モードとを切り換える際に、減速機６７を介してシフトモータ６６により回転駆動する駆動カム３４の回転量を、第１の機能により検出したピストンタッチポイントθ_pおよび／または第２の機能により検出したクラッチタッチポイントθ_fに基づいて調整する。具体的には、たとえば、高減速比モードから低減速比モードへの切換前後で、出力部材５の回転トルクをほぼ一定に維持する場合、Ｓ１において、駆動カム３４の回転方向に関する位相の目標値として、第２の機能により検出したクラッチタッチポイントθ_fを使用する。

[0212] 本例の２段変速機１では、第１摩擦板３０および第２摩擦板３１の摩耗に伴って、ピストンタッチポイントθ_pおよびクラッチタッチポイントθ_fが初期位置から変化した場合でも、修正後のピストンタッチポイントθ_pおよびクラッチタッチポイントθ_fに基づいて、変速制御を実施することができる。このため、本例の２段変速機１によれば、第１摩擦板３０および第２摩擦板３１の摩耗にかかわらず、変速ショックの発生を防止することができる。

[0213] 本例の２段変速機１では、高減速比モードから低減速比モードへの切り換

え途中に、減速比切換モードを経由しているため、モード切り換えに伴う変速ショックを抑えつつ、トルク損失を抑えることができる。この理由について、図２７および図２８を参照しつつ説明する。

[0214] 図２７は、比較例の２段変速機の一部を示している。比較例の２段変速機は、入力部材４と回転部材６との相対回転の可否、換言すればリングギヤ１０２とサンギヤ１０１との相対回転の可否を切り換える第１の摩擦係合装置１０５と、固定部分１０に対する回転部材６の回転の可否、換言すればサンギヤ１０１の回転の可否を切り換える第２の摩擦係合装置１０６とを備える。すなわち、比較例の２段変速機は、本例の２段変速機の回転伝達状態切換装置８に代えて、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とを押し付けたり離隔させたりすることでモードを切り換える、第２の摩擦係合装置１０６を採用している。

[0215] 比較例では、電動アクチュエータによりカム装置２８ｚの駆動カム３４ｚを回転駆動し、第１の被駆動カム１０７と第２の被駆動カム１０８とを軸方向に変位させることに基づいて、第１の摩擦係合装置１０５のモードと第２の摩擦係合装置１０６のモードとを切り換える。第１の被駆動カム１０７と第２の被駆動カム１０８とは、駆動カム３４ｚの回転に伴って互いに異なる位相で変位する（軸方向に関して互いに反対方向に変位（進退）する）。

[0216] 比較例の２段変速機において、減速比が大きい高減速比モードから減速比が小さい低減速比モードへの切換中は、図２８に示すように、第１の摩擦係合装置１０５の締結力が徐々に大きくなり、かつ、第２の摩擦係合装置１０６の締結力が徐々に小さくなる。このため、高減速比モードから低減速比モードへの切換中に、第２の摩擦係合装置１０６の締結力が徐々に小さくなって十分ではなくなると、サンギヤ１０１がプラネタリギヤ１０４の公転に引き摺られ、回転部材６と固定部分１０との間でトルクの損失が発生する。

[0217] 比較例の２段変速機においても、第１の摩擦係合装置１０５の締結力が徐々に大きくなることに伴い、サンギヤ１０１に前記所定方向と反対方向に加わるトルクが徐々に減少して０となった後、サンギヤ１０１に加わるトルク

の向きが逆転する。しかしながら、比較例の２段変速機では、サンギヤ１０１に加わるトルクの向きが逆転し、プラネタリギヤ１０４の公転方向とサンギヤ１０１の回転方向とが一致した瞬間には、第２の摩擦係合装置１０６の締結力は十分に大きくすることができない。このため、サンギヤ１０１は、固定部分１０に対して引き摺られ、サンギヤ１０１と固定部分１０との間でトルクの損失が発生する。

[0218] これに対して、本例の２段変速機１では、駆動カム３４の回転に基づいて、高減速比モードから低減速比モードに切り換えるべく、電動摩擦係合装置７を切断モードから接続モードへと切り換え始めるよりも前に、回転伝達状態切換装置８をワンウェイクラッチモードとしている。このため、電動摩擦係合装置７を切断モードから接続モードへ切り換えるべく、摩擦係合部２６の締結力Ｆを徐々に大きくし、サンギヤ１０１に加わるトルクの方向が逆転した瞬間に、サンギヤ１０１の前記所定方向への回転を許容できるようにしている。このため、モード切り換えに伴う変速ショックを抑えつつ、２段変速機１におけるトルク損失を抑えることができる。

[0219] 減速比切換モードにおける、入力部材４と出力部材５との間の減速比は、摩擦係合部２６の締結力Ｆが、第１摩擦板３０の軸方向両側面と第２摩擦板３１の軸方向両側面との当接部においてトルクの損失が生じない程度に小さい状態では、高減速比モードにおける減速比と同じである。一方、摩擦係合部２６の締結力Ｆが、第１摩擦板３０の軸方向両側面と第２摩擦板３１の軸方向両側面との当接部で滑りを生じることなくトルクを伝達できる程度の大きさまで増大した状態では、低減速比モードにおける減速比と同じ、すなわち１である。

[0220] 摩擦係合部２６の締結力Ｆが、第１摩擦板３０の軸方向両側面と第２摩擦板３１の軸方向両側面との当接部において滑りを生じる程度の状態では、入力部材４と出力部材５との間の減速比は、入力トルクの大きさや回転速度などに応じた値となる。

[0221] 入力部材４が正転方向に回転している状態であって、高減速比モードから

減速比切換モードへの切換中においては、回転伝達状態切換装置８の第２部材７２には、前記所定方向と反対方向にトルクが加わる。ここで、回転伝達状態切換装置８においては、第２部材７２の前記所定方向と反対方向への回転は、ロックモードからワンウェイクラッチモードへの切り換え途中においても阻止される。すなわち、高減速比モードから減速比切換モードへの切換中における、入力部材４と出力部材５との間の減速比は、高減速比モードにおける減速比と同じである。

[0222] 入力部材４が正転方向に回転している場合であって、減速比切換モードから低減速比モードへの切換中においては、回転伝達状態切換装置８の第２部材７２には、前記所定方向にトルクが加わる。ここで、回転伝達状態切換装置８においては、第２部材７２の前記所定方向への回転は、ワンウェイクラッチモードからフリーモードへの切り換え途中においても許容される。

[0223] 入力部材４が逆転方向に回転する場合、すなわち本例の２段変速機１を搭載した自動車の後退時に、車両が高速で走行することはほとんどない。このため、入力部材４が逆転方向に回転している場合に、高減速比モードから低減速比モードへの切換時に、正転方向への回転時のように、電動摩擦係合装置７をワンウェイクラッチモードにすることで、サンギヤ１０１に加わるトルクの方向が逆転した瞬間に、該サンギヤ１０１の回転を許容する減速比切換モードに切り換える必要性は乏しい。

[0224] 入力部材４が正転方向に回転する場合であっても、低減速比モードから高減速比モードへの切換時は、主に車両は減速状態にある。この場合、入力部材４から出力部材５への動力の伝達は行われないため、２段変速機１を減速比切換モードに切り換える必要性は乏しい。

[0225] さらに、本例の２段変速機１によれば、トルクの伝達効率を良好に確保することができる。この理由について、次に説明する。

[0226] カム装置２８が押圧力を発生した状態、すなわち被駆動カム３５により、スラスト軸受５７と押圧部材５８とを介して、ピストン３２を軸方向片側に向けて押圧した状態（図２（ｂ）に示す状態）では、スラスト軸受５７に軸

方向片側を向いた力が加わる。また、被駆動カム３５によりピストン３２を軸方向片側に向けて押圧することに伴う反力が、転動体３６と駆動カム３４とを介して、ラジアル軸受３８に軸方向他側に向けて加わる。

[0227] スラスト軸受５７を構成する軸方向片側の軌道輪５９ａは、押圧部材５８とピストン３２とを介して回転部材６に支持され、かつ、軸方向他側の軌道輪５９ｂは、カム装置２８とアンギュラ玉軸受３９と筒状部材３７とを介して固定部分１０に支持されている。また、ラジアル軸受３８を構成する内輪４２は、回転部材６に外嵌固定され、かつ、外輪４３は、筒状部材３７とアンギュラ玉軸受３９とを介して、カム装置２８の駆動カム３４に支持されている。

[0228] 本例の２段変速機１では、カム装置２８が押圧力を発生した状態、すなわちピストン３２が軸方向片側に向けて押圧され、弾性部材３３の軸方向寸法が弾性的に縮まり、第１摩擦板３０と第２摩擦板３１とが互いに押し付け合う力を解除されて電動摩擦係合装置７が切断された状態においては、回転伝達状態切換装置８がロックモードになる。電動摩擦係合装置７が切断され、かつ、回転伝達状態切換装置８がロックモードに切り換わった高減速比モードでは、固定部分１０に対する回転部材６の相対回転が阻止される。

[0229] この状態では、スラスト軸受５７を構成する軸方向片側の軌道輪５９ａと軸方向他側の軌道輪５９ｂとは相対回転せず、かつ、ラジアル軸受３８を構成する内輪４２と外輪４３とは相対回転しない。要するに、スラスト軸受５７およびラジアル軸受３８に軸方向（図２（ｂ）の左右方向）の力が加わり、転がり抵抗が大きくなった状態では、スラスト軸受５７を構成する軸方向片側の軌道輪５９ａと軸方向他側の軌道輪５９ｂとは相対回転せず、かつ、ラジアル軸受３８を構成する内輪４２と外輪４３とは相対回転しない。このため、スラスト軸受５７およびラジアル軸受３８でのトルク損失の発生を防止することができる。

[0230] なお、カム装置２８が発生した押圧力は、被駆動カム３５から、押圧部材５８およびスラスト軸受５７とピストン３２と弾性部材３３とを介して、回

転部材６に軸方向片側向きに加わる。これに対し、カム装置２８が押圧力を発生することに伴う反力は、駆動カム３４から、ラジアル軸受３８を介して、回転部材６に軸方向他側向きに加わる。このように、カム装置２８が押圧力を発生することに伴う軸方向の力は、回転部材６内で打ち消し合う（相殺される）。

[0231] 一方、回転伝達状態切換装置８がフリーモードに切り換わり、固定部分１０に対する回転部材６の相対回転が許容された状態（図２（ａ）に示す状態）においては、電動摩擦係合装置７は接続されており、カム装置２８は押圧力を発生していない。この状態では、スラスト軸受５７およびラジアル軸受３８に、カム装置２８が押圧力を発生することに伴う軸方向（図２（ａ）の左右方向）の力が加わっていないため、スラスト軸受５７およびラジアル軸受３８の転がり抵抗が徒に大きくなることはなく、トルク損失が過度に大きくなることもない。

[0232] 本例の２段変速機１では、モード切換中の短い時間を除き、カム装置２８が押圧力を発生することに伴う軸方向の力が加わり、転がり抵抗が大きくなった状態で、スラスト軸受５７およびラジアル軸受３８が回転することはない。したがって、スラスト軸受５７およびラジアル軸受３８での過大なトルク損失の発生を防止することができて、２段変速機１のトルクの伝達効率を良好に確保することができる。

[0233] ただし、本開示の２段変速機は、ワンウェイクラッチモードを有しない、すなわちフリーモードおよびロックモードのみを有する回転伝達状態切換装置を備える構造に適用することもできる。このような変形例では、高減速比モードから低減速比モードに切り換える際、図２９に示すように、回転伝達状態切換装置をロックモードからフリーモードに切り換えた後で、電動摩擦係合装置を切断モードから接続モードに切り換える。

符号の説明

[0234] １　２段変速機

２　駆動源

３　差動装置
４　入力部材
５　出力部材
６　回転部材
７　電動摩擦係合装置
８　回転伝達状態切換装置
９　遊星減速機構
１０　固定部分
１１　出力軸
１２　駆動歯車
１３　入力歯車
１４　出力歯車
１５　小径フランジ部
１６　フランジ部
１７　通孔
１８　第１円輪部
１９　第１円筒部
２０　第２円輪部
２１　第２円筒部
２２　軸部材
２３　段付円筒部材
２４　小径円筒部
２５　雌スプライン部
２６　摩擦係合部
２７　弾性付勢部材
２８、２８ｚ　カム装置
２９　電動アクチュエータ
３０　第１摩擦板

３１　第２摩擦板

３２　ピストン

３３　弾性部材

３４、３４ｚ　駆動カム

３５　被駆動カム

３６　転動体

３７　筒状部材

３８　ラジアル軸受

３９　アンギュラ玉軸受

４０　円筒部

４１　外向フランジ部

４２　内輪

４３　外輪

４４　転動体

４５　内輪

４６　外輪

４７　玉

４８　駆動カム面

４８ａ　第１底部

４８ｂ　第１傾斜面部

４８ｃ　第１平坦面部

４８ｄ　第２傾斜面部

４８ｅ　第２底部

４８ｆ　第３傾斜面部

４８ｇ　第２平坦面部

４８ｈ　第４傾斜面部

４９　ホイール歯

５０　ピン部

５１　雌スプライン部

５２　雄スプライン部

５３　矩形孔

５４ａ、５４ｂ　支持板部

５５　支持孔

５６　支持凹部

５７　スラスト軸受

５８　押圧部材

５９ａ、５９ｂ　軌道輪

６０　転動体

６１　予圧付与手段

６２　基部

６３　部分円筒部

６４　支持軸

６５　ころ

６６　シフトモータ

６７　減速機

６８　ウォーム

６９ａ、６９ｂ　支持軸受

７０　リターンスプリング

７１　第１部材

７２　第２部材

７３　モードセレクト部材

７４　係合凹部

７５　凸部

７６　凹凸部

７７　外径側凹凸係合部

７８　内径側凹凸係合部

７９　内径側凹凸係合部

８０　基部

８１　円筒部

８２　第１保持凹部

８３　第２保持凹部

８４ａ、８４ｂ　ばね保持部

８５ａ、８５ｂ　台座部

８６　第１爪部材

８７　第２爪部材

８８　第１爪付勢部材

８９　第２爪付勢部材

９０　第１基部

９１　第１係合爪

９２　環状凸部

９３　第２基部

９４　第２係合爪

９５　基部

９６　プレート側係合孔

９７　突出部

９８　凹凸部

９９　蓋体

１００　止め輪

１０１　サンギヤ

１０２　リングギヤ

１０３　キャリア

１０４　プラネタリギヤ

１０５　第１の摩擦係合装置

１０６　第２の摩擦係合装置

１０７　第１の被駆動カム

１０８　第２の被駆動カム

請求の範囲

[請求項1] 入力部材と、

出力部材と、

電動摩擦係合装置と、

を備え、

前記電動摩擦係合装置は、

第１クラッチ部材と、

前記第１クラッチ部材と同軸に、かつ、該第１クラッチ部材に対する相対回転を可能に支持された第２クラッチ部材と、

軸方向の相対変位を可能に支持された、少なくとも１枚の第１摩擦板および少なくとも１枚の第２摩擦板を有し、前記第１クラッチ部材と前記第２クラッチ部材との間に備えられ、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合わせることで、前記第１クラッチ部材と前記第２クラッチ部材との間でトルクを伝達する接続状態に切り換わり、かつ、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力を解放することで、前記第１クラッチ部材と前記第２クラッチ部材との間でトルクを伝達しない切断状態に切り換わる摩擦係合部と、

前記第１クラッチ部材または前記第２クラッチ部材と前記摩擦係合部との間に備えられ、かつ、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う方向に弾性的に付勢する弾性付勢部材と、

駆動カムと、該駆動カムに対する相対回転および軸方向の相対変位を可能に支持された被駆動カムとを有し、該駆動カムの回転に伴い、該被駆動カムを該駆動カムとの軸方向間隔が拡がる方向に相対変位させることに基づいて、前記弾性付勢部材を、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力を解除する方向に押圧するカム装置と、

シフトモータおよび減速機を有し、該シフトモータにより、該減

速機を介して前記駆動カムを回転駆動する電動アクチュエータと、
を備え、

前記摩擦係合部の接続状態と切断状態とを切り換えることに基づいて、前記入力部材と前記出力部材との間の減速比が大きい高減速比モードと、前記入力部材と前記出力部材との間の減速比が小さい低減速比モードとを切り換えるように構成され、

前記摩擦係合部を前記接続状態から前記切断状態に切り換えるべく、前記シフトモータにより、前記減速機を介して前記駆動カムを回転駆動する際に、前記シフトモータの出力トルクまたは電流値が第１閾値以上の増加率で増大し始めたときの、前記駆動カムの回転方向に関する位相を、前記弾性付勢部材が、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力を解除する方向に押圧され始めるピストンタッチポイントとして検出する機能、および／または、前記摩擦係合部を前記接続状態から前記切断状態に切り換えるべく、前記シフトモータにより前記減速機を介して前記駆動カムを回転駆動する際に、前記ピストンタッチポイントを超えた後、前記増加率が第２閾値以下となったときの、前記駆動カムの回転方向に関する位相を、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに押し付け合う力が０になるクラッチタッチポイントとして検出する機能と、

前記高減速比モードと前記低減速比モードとを切り換える際に、前記減速機を介して前記シフトモータにより回転駆動する前記駆動カムの回転量を、前記ピストンタッチポイントおよび／または前記クラッチタッチポイントに基づいて調整する機能と、
を備える、
２段変速機。

[請求項2] 前記電動摩擦係合装置は、前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とを互いに離隔させる方向に弾性的に付勢するリターンスプリングを有する、請求項１に記載の２段変速機。

[請求項3] 前記入力部材を回転駆動する駆動源を備え、

前記駆動源の出力トルクおよび回転数と、前記シフトモータの回転数とを制御することにより、前記出力部材の回転トルクが不連続に変化することを防止しつつ、前記高減速比モードから前記低減速比モードに切り換える機能を備える、

請求項１または２に記載の２段変速機。

[請求項4] 互いに同軸に配置された第１部材および第２部材と、前記駆動カムの回転に伴い、回転または軸方向に変位するモードセレクト部材とを有し、かつ、前記第１部材と前記第２部材との相対回転方向にかかわらず、前記第２部材に対する前記第１部材の回転が許容されるフリーモードと、前記第１部材と前記第２部材との相対回転方向にかかわらず、前記第２部材に対する前記第１部材の回転が阻止されるロックモードとを有する回転伝達状態切換装置を備え、

前記回転伝達状態切換装置は、前記モードセレクト部材の回転または軸方向変位に基づいて、前記フリーモードと前記ロックモードとを切り換える、

請求項１～３のいずれかに記載の２段変速機。

[請求項5] 前記回転伝達状態切換装置が、前記第２部材に対する前記第１部材の所定方向の回転のみが許容され、かつ、前記第２部材に対する前記第１部材の前記所定方向と反対方向の回転が阻止されるワンウェイクラッチモードを有する、請求項４に記載の２段変速機。

[請求項6] 前記摩擦係合部を前記切断状態から前記接続状態に切り換えている間中、および／または、前記摩擦係合部を前記接続状態から前記切断状態に切り換えている間中、前記回転伝達状態切換装置を前記ワンウェイクラッチモードとする機能を備える、請求項５に記載の２段変速機。

[請求項7] 前記入力部材に対し該入力部材と一体的に回転するように接続されたサンギヤと、前記サンギヤの周囲に該サンギヤと同軸に配置された

リングギヤと、前記出力部材に対し該出力部材と一体的に回転するように接続されたキャリアと、前記サンギヤと前記リングギヤとに噛合し、かつ、前記キャリアに、自身の中心軸を中心とする回転を可能に支持された複数個のプラネタリギヤとを有する遊星歯車機構を備え、

前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とのうちの一方が、前記サンギヤまたは前記入力部材に対し軸方向の相対変位を可能に、かつ、相対回転を不能に支持されており、

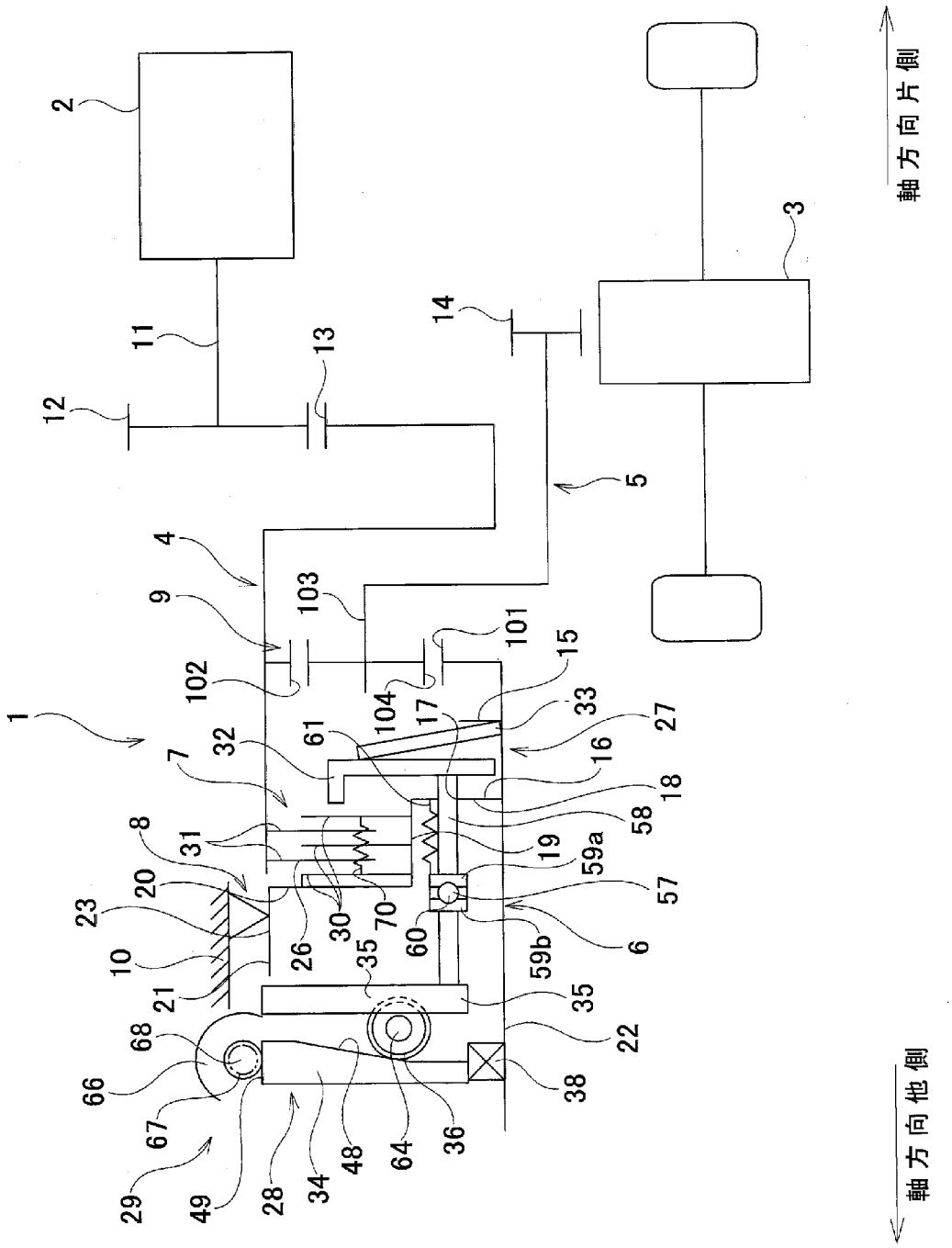
前記第１摩擦板と前記第２摩擦板とのうちの他方が、前記キャリアまたは前記出力部材に対し軸方向の相対変位を可能に、かつ、相対回転を不能に支持されており、

前記第１部材と前記第２部材とのうちの一方が、使用時にも回転しない部分に対して相対回転を不能に支持されており、および、

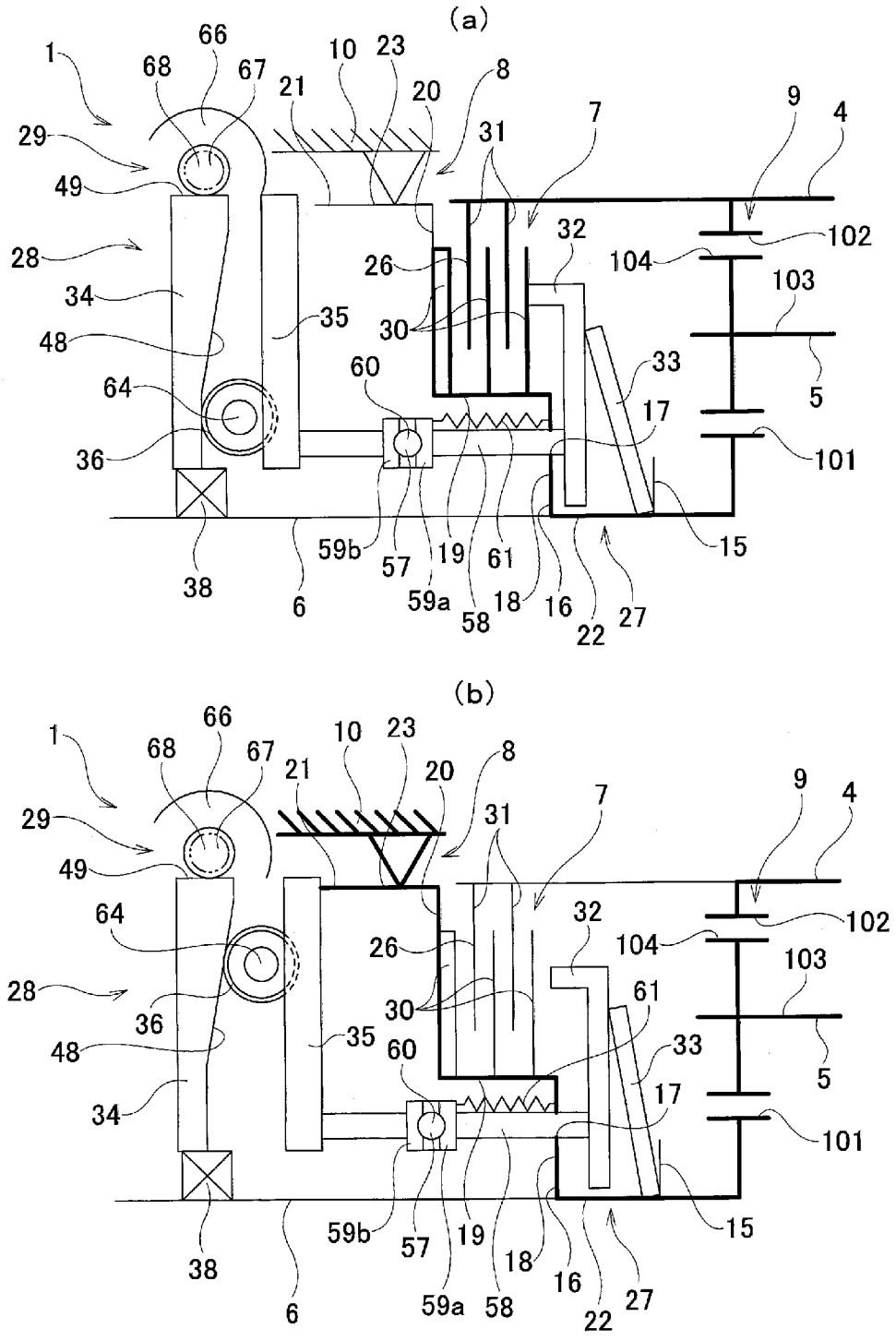
前記第１部材と前記第２部材とのうちの他方が、前記リングギヤに対して相対回転を不能に支持されている、

請求項４～６のいずれかに記載の２段変速機。

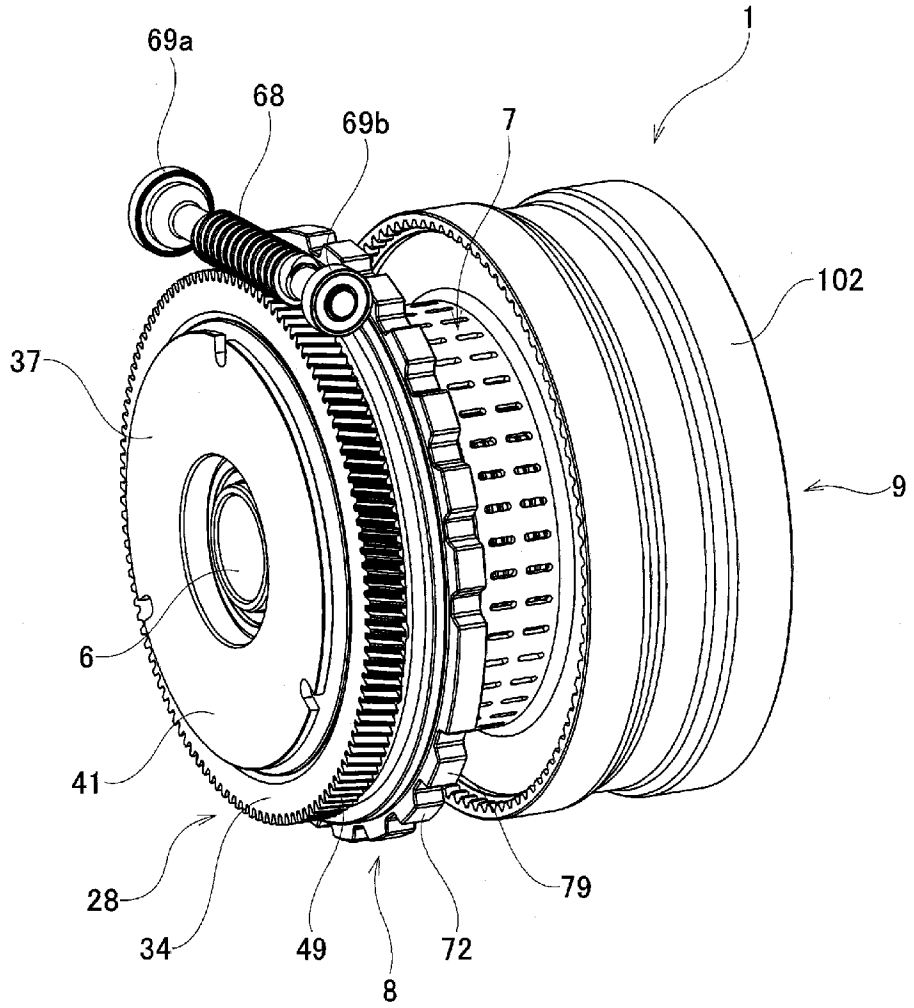
[図1]


軸方向片側
軸方向他側
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
38
48
49
57
58
59a
59b
60
61
64
66
67
68
70
101
102
103
104

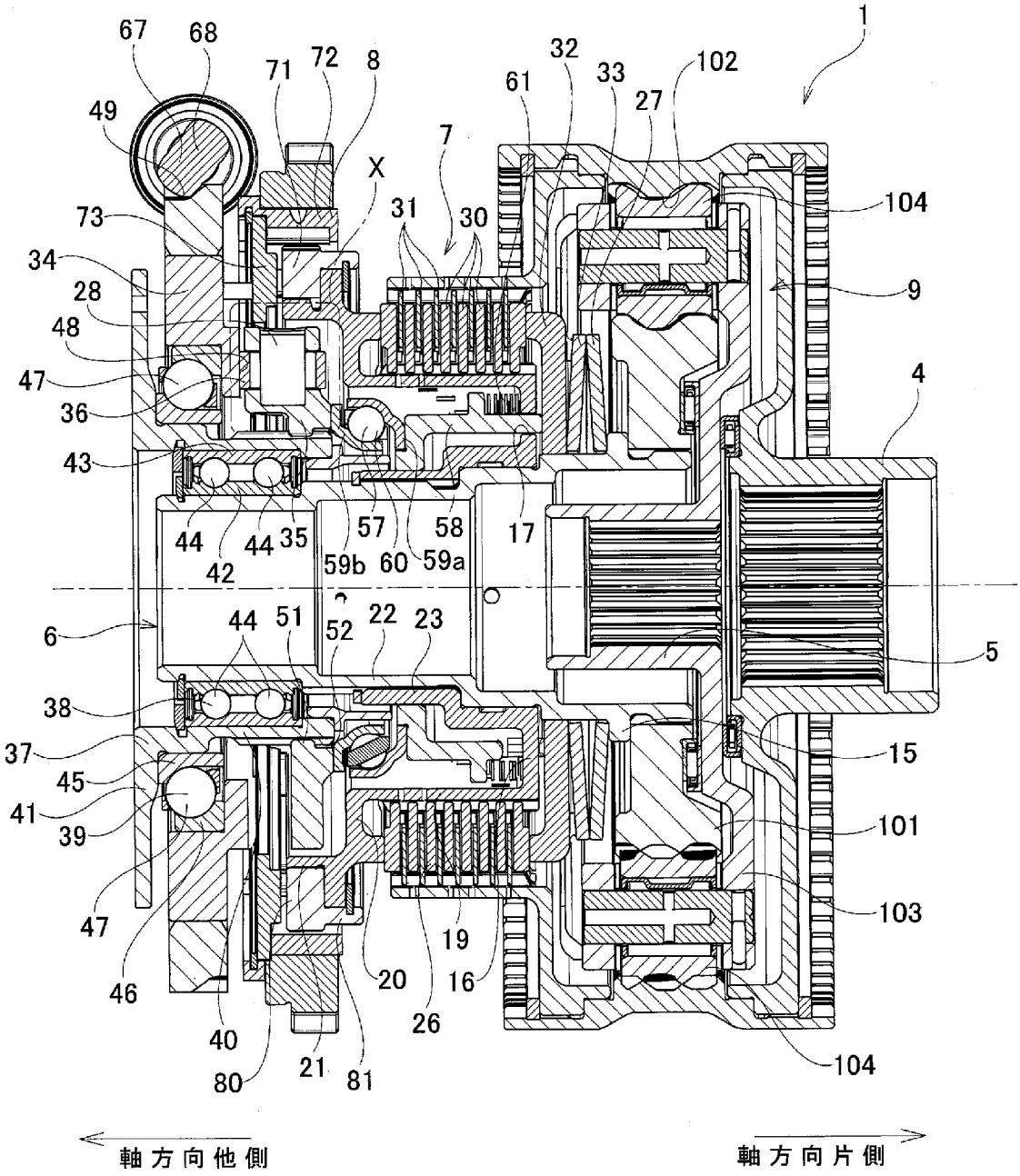
[図2]


(a)
1
66
68
67
10
23
21
20
8
7
9
4
29
31
49
102
32
104
28
26
103
34
35
30
48
33
60
64
5
17
36
101
15
59b
57
19
61
38
6
59a
58
18
16
22
27
(b)
1
66
68
67
10
23
21
20
8
7
9
4
29
31
49
102
64
32
104
26
103
28
30
61
36
35
33
48
60
5
17
34
101
15
59b
57
19
18
38
16
27
6
59a
58
22

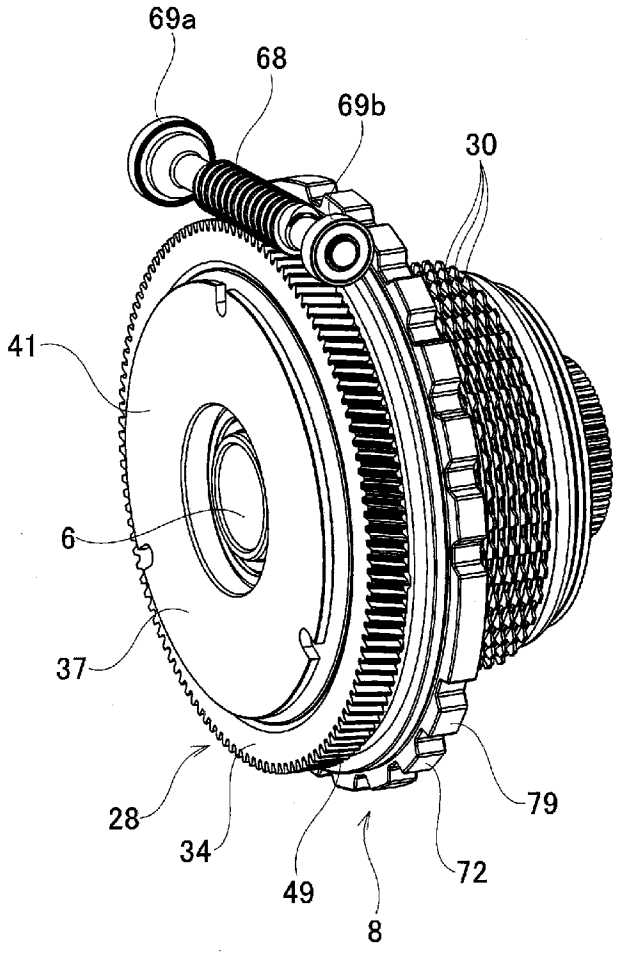
[図3]



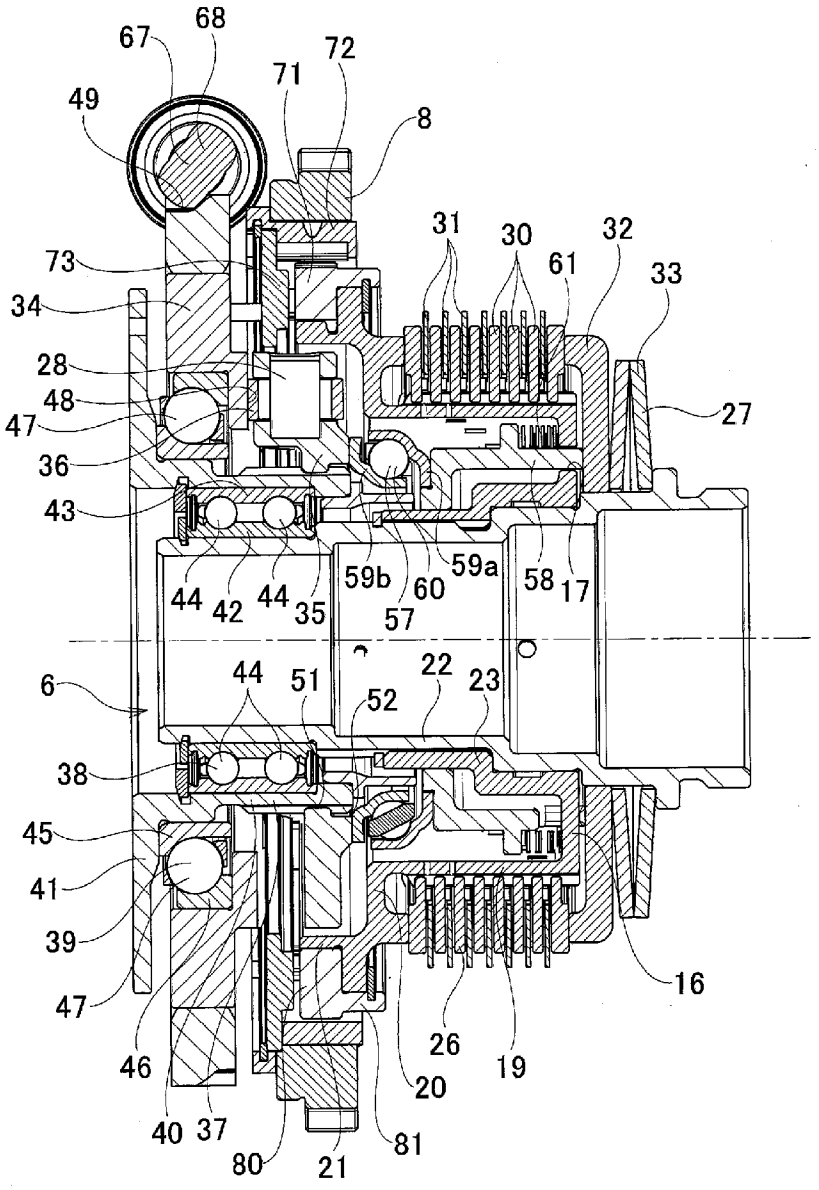
[図4]


1
67
68
71
72
8
49
X
7
61
32
33
27
102
104
73
31
30
9
34
28
48
47
36
4
43
44
44
35
57
58
17
42
59b
60
59a
6
44
51
52
22
23
5
38
37
15
45
41
39
101
103
47
19
46
20
16
26
40
80
21
81
104
軸方向他側
軸方向片側

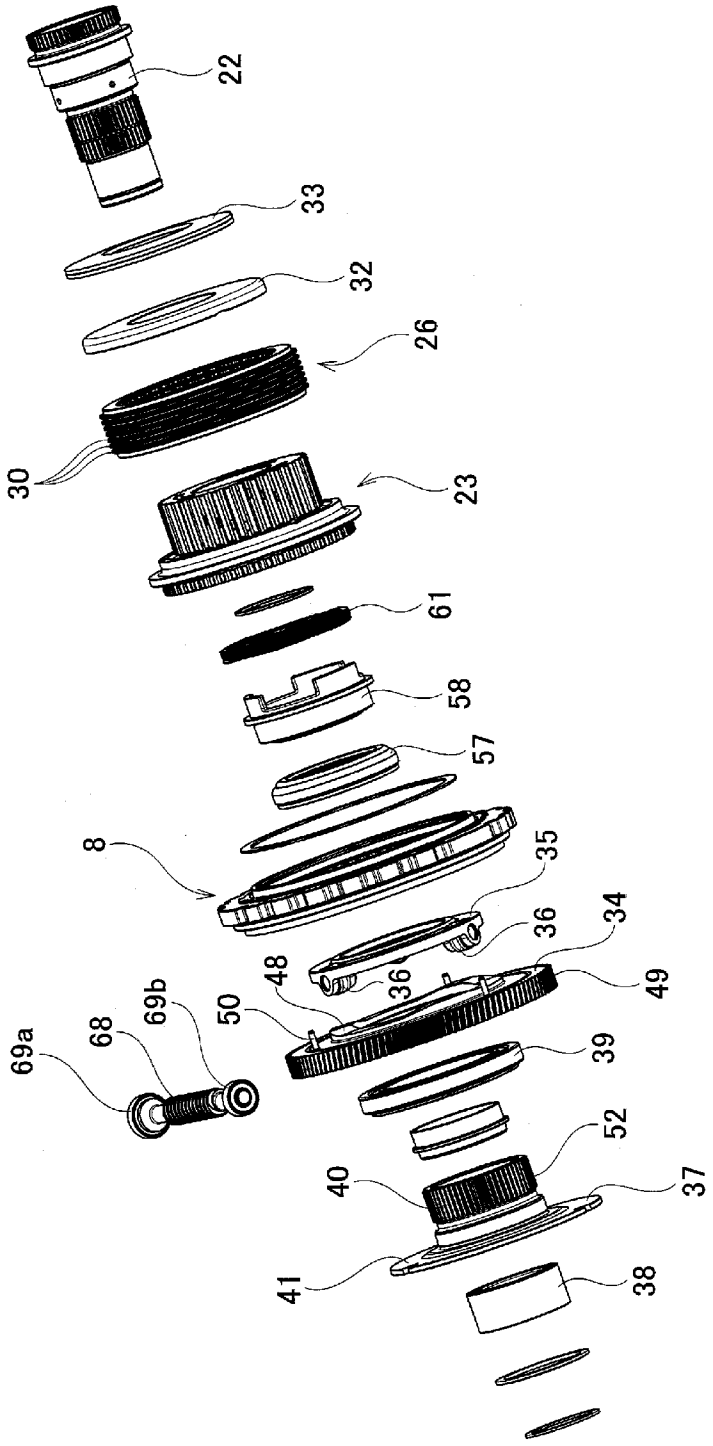
[図5]



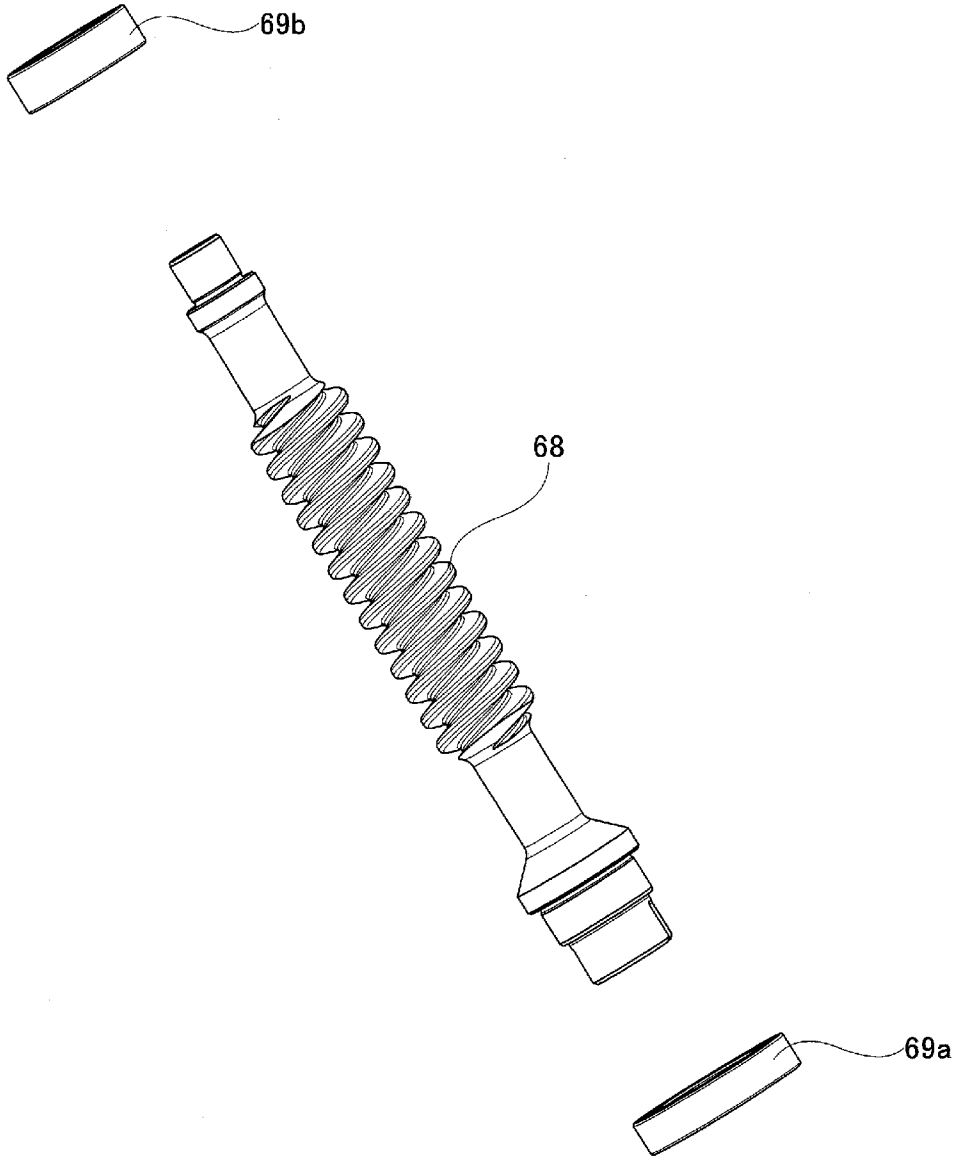
[図6]


67
68
72
71
49
8
31
30
32
61
33
73
34
28
48
47
36
43
27
59b
59a
58
17
60
44
42
44
35
57
6
44
51
22
23
52
38
45
41
39
47
16
26
19
46
20
40
37
80
21
81

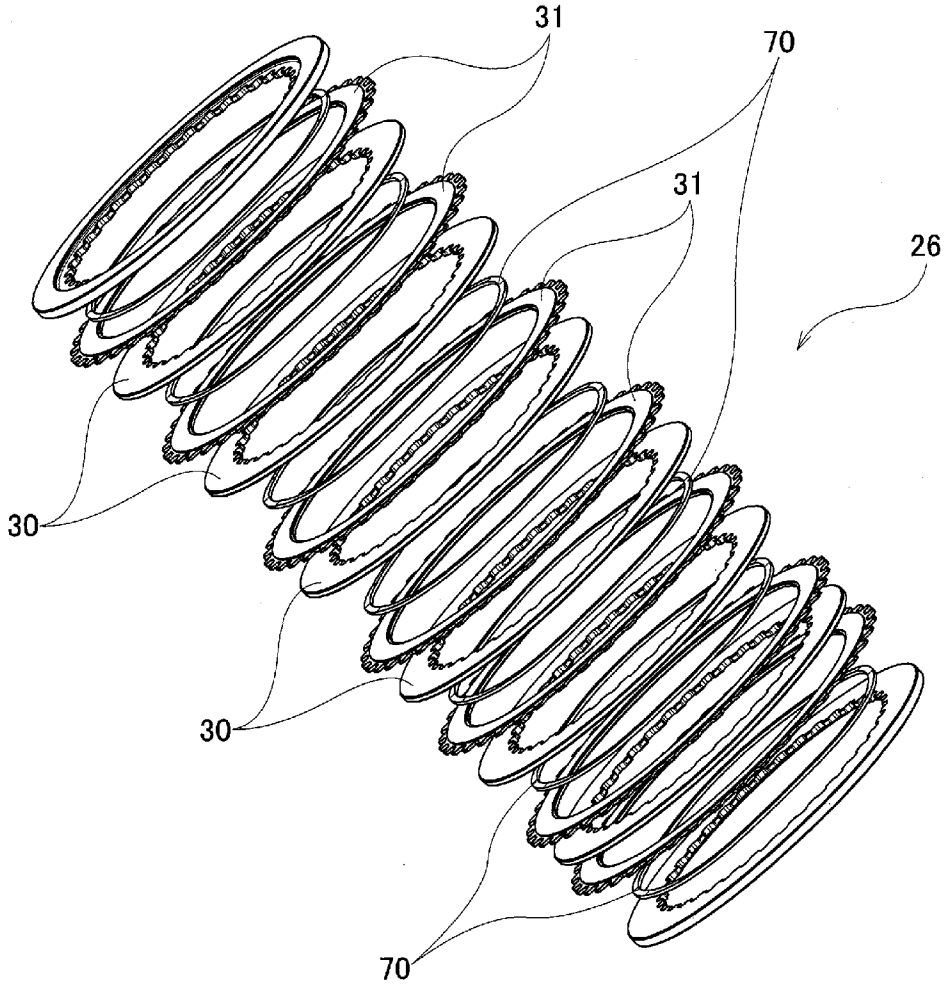
[図7]


22
33
32
26
30
23
61
58
57
8
35
34
36
48
36
49
69b
50
69a
68
39
52
40
37
41
38

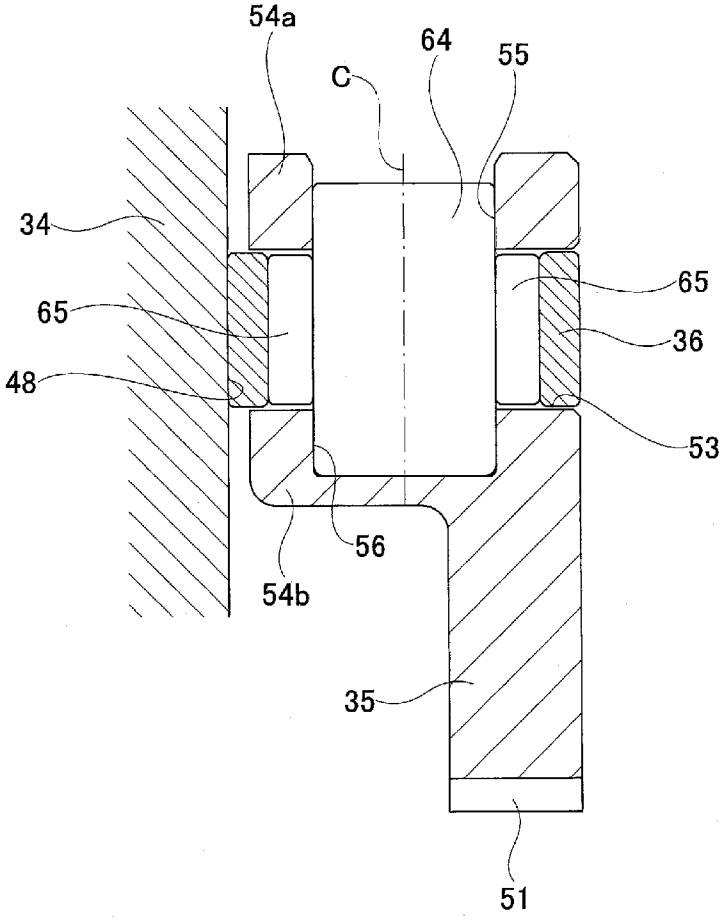
[図8]



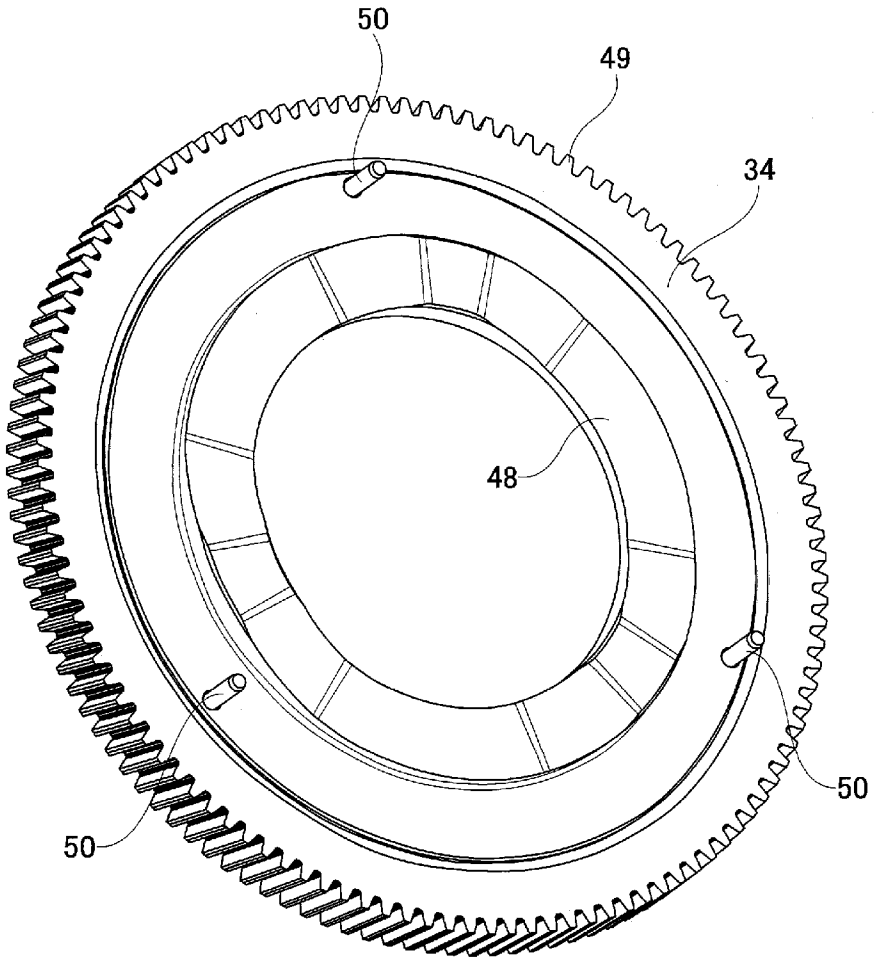
[図9]



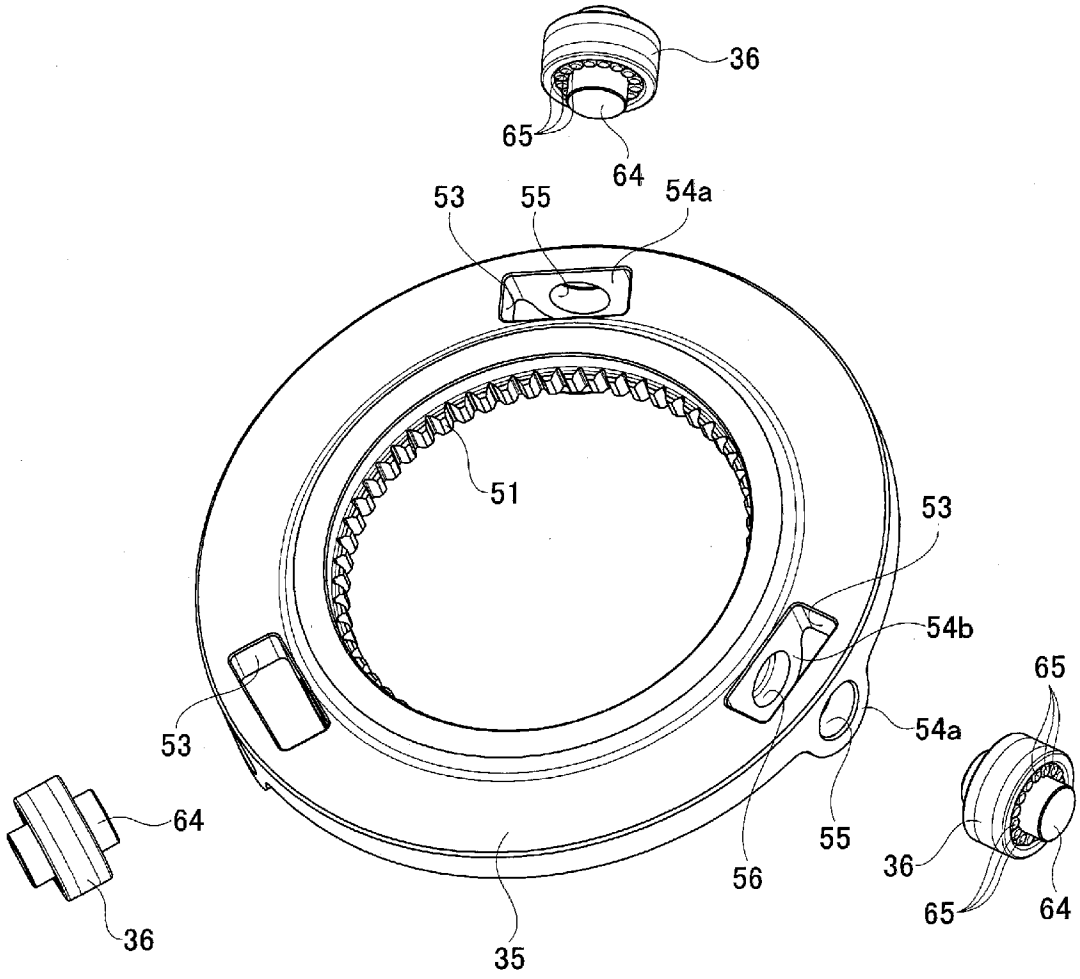
[図10]



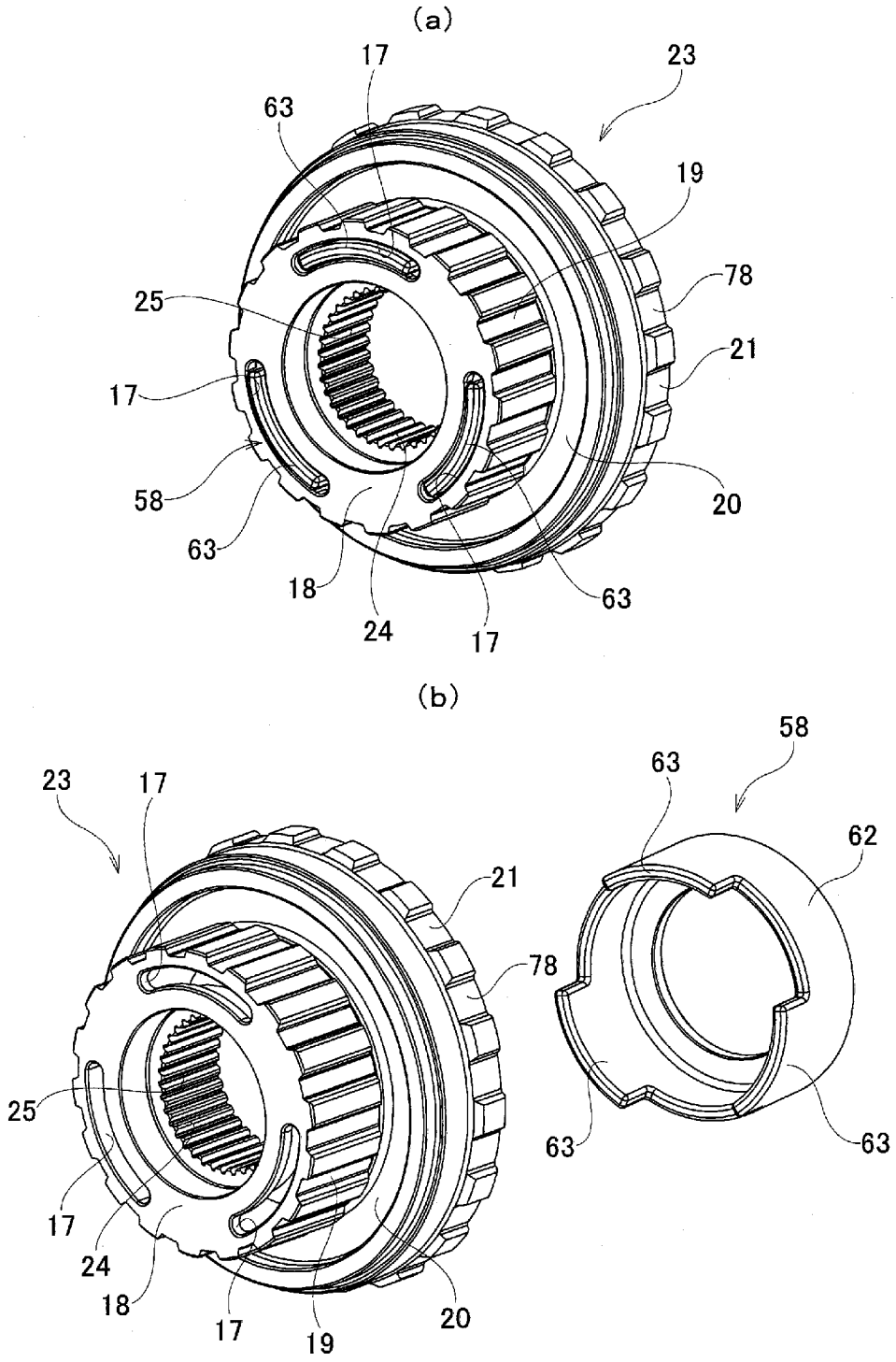
[図11]



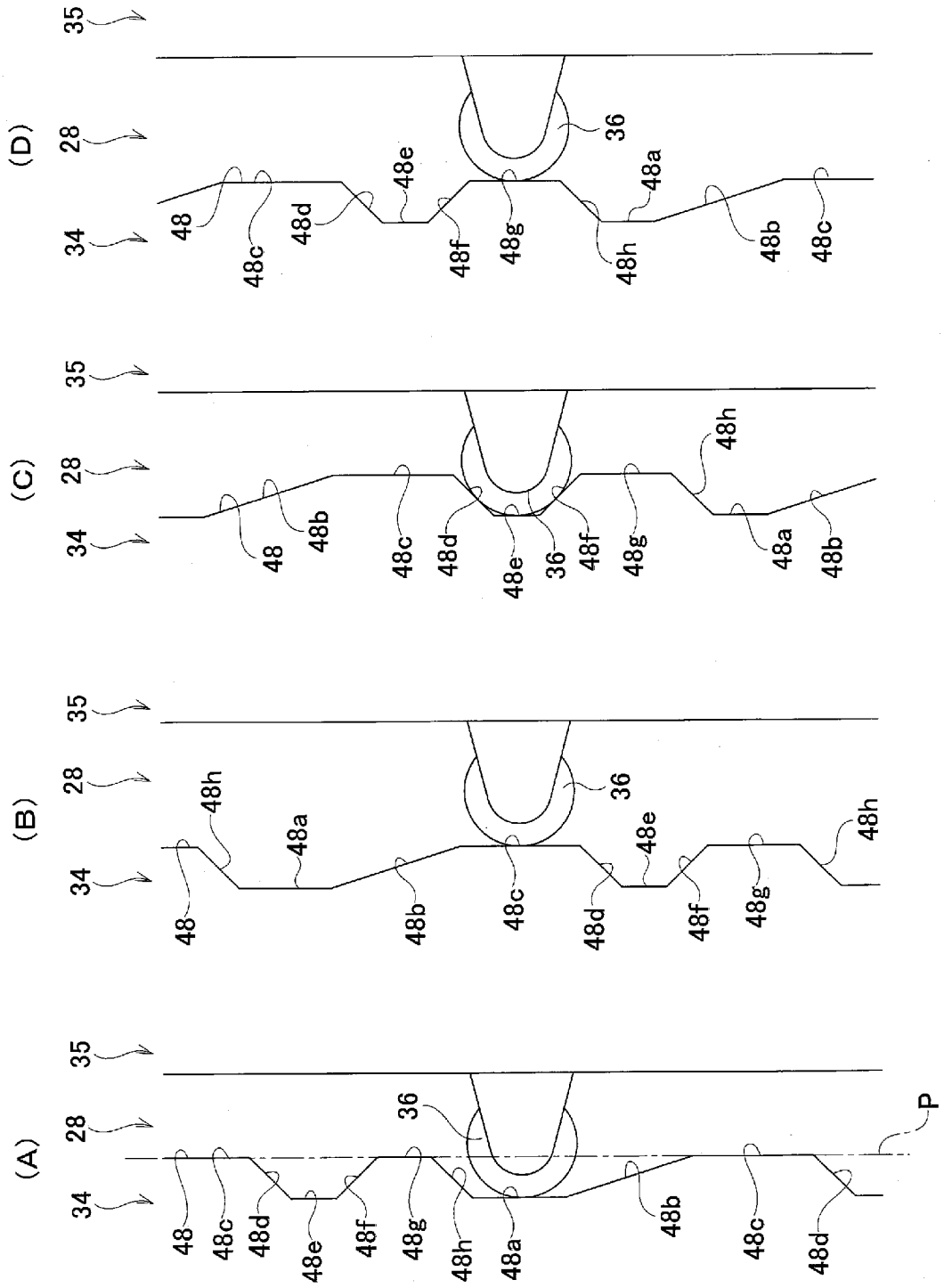
[図12]



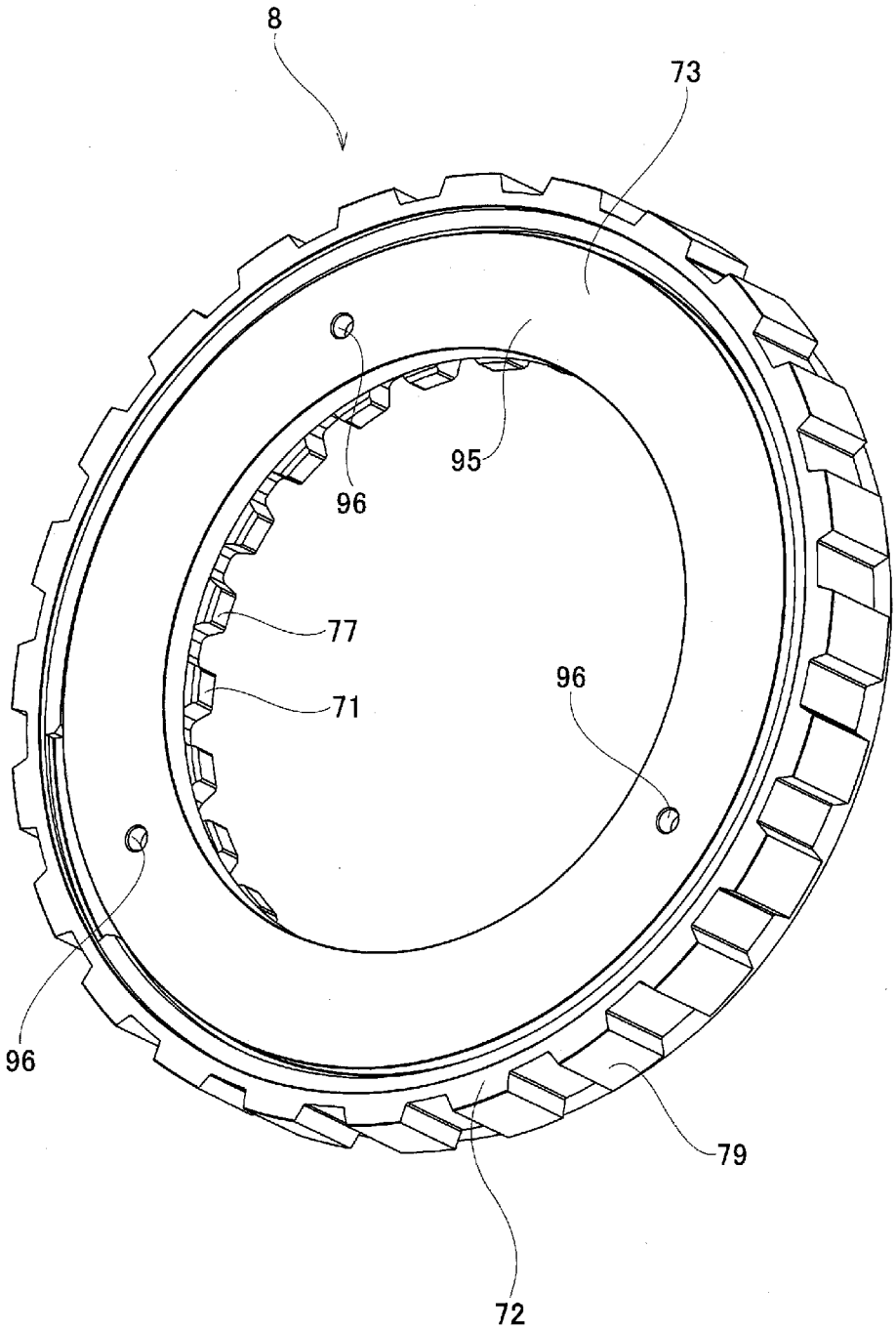
[図13]


(a)
17
23
63
19
78
25
21
17
58
20
63
18
24
17
63
(b)
58
63
62
23
17
21
78
25
63
63
17
24
18
17
19
20

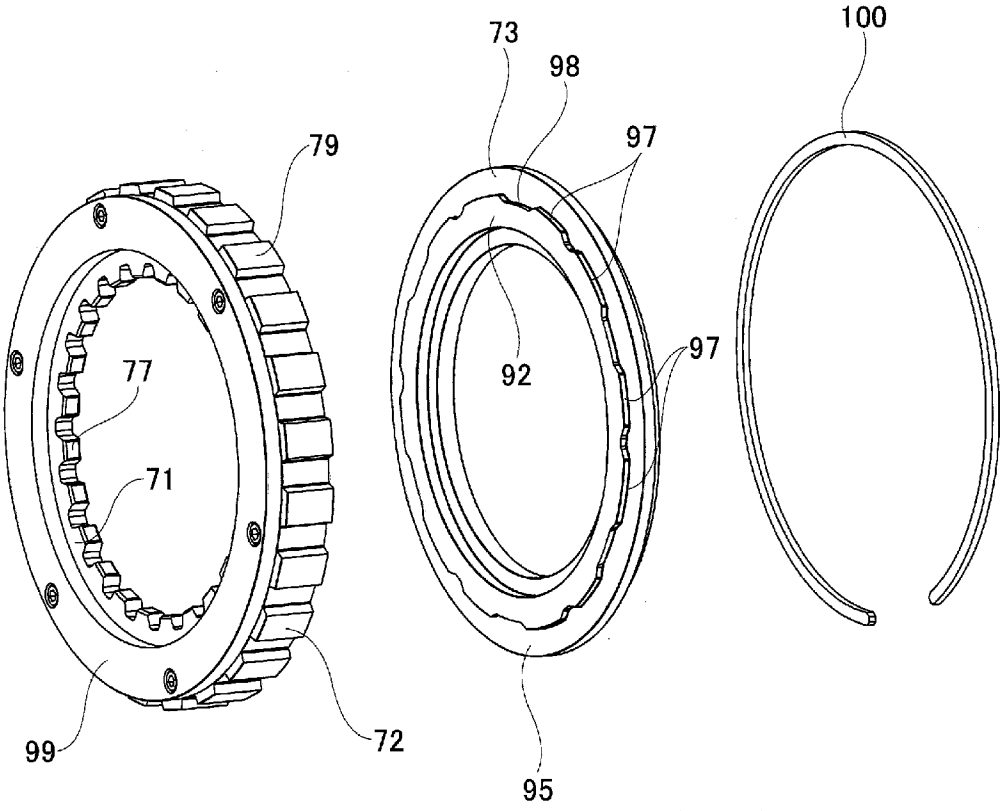
[図14]


(D)
35
28
34
48
48c
48d
48e
48f
48g
48h
48a
48b
48c
36
(C)
35
28
34
48
48b
48c
48d
48e
36
48f
48g
48h
48a
48b
(B)
35
28
34
48
48h
48a
48b
48c
48d
48e
48f
48g
48h
36
(A)
35
28
34
48
48c
48d
48e
48f
48g
48h
48a
48b
48c
48d
36
P

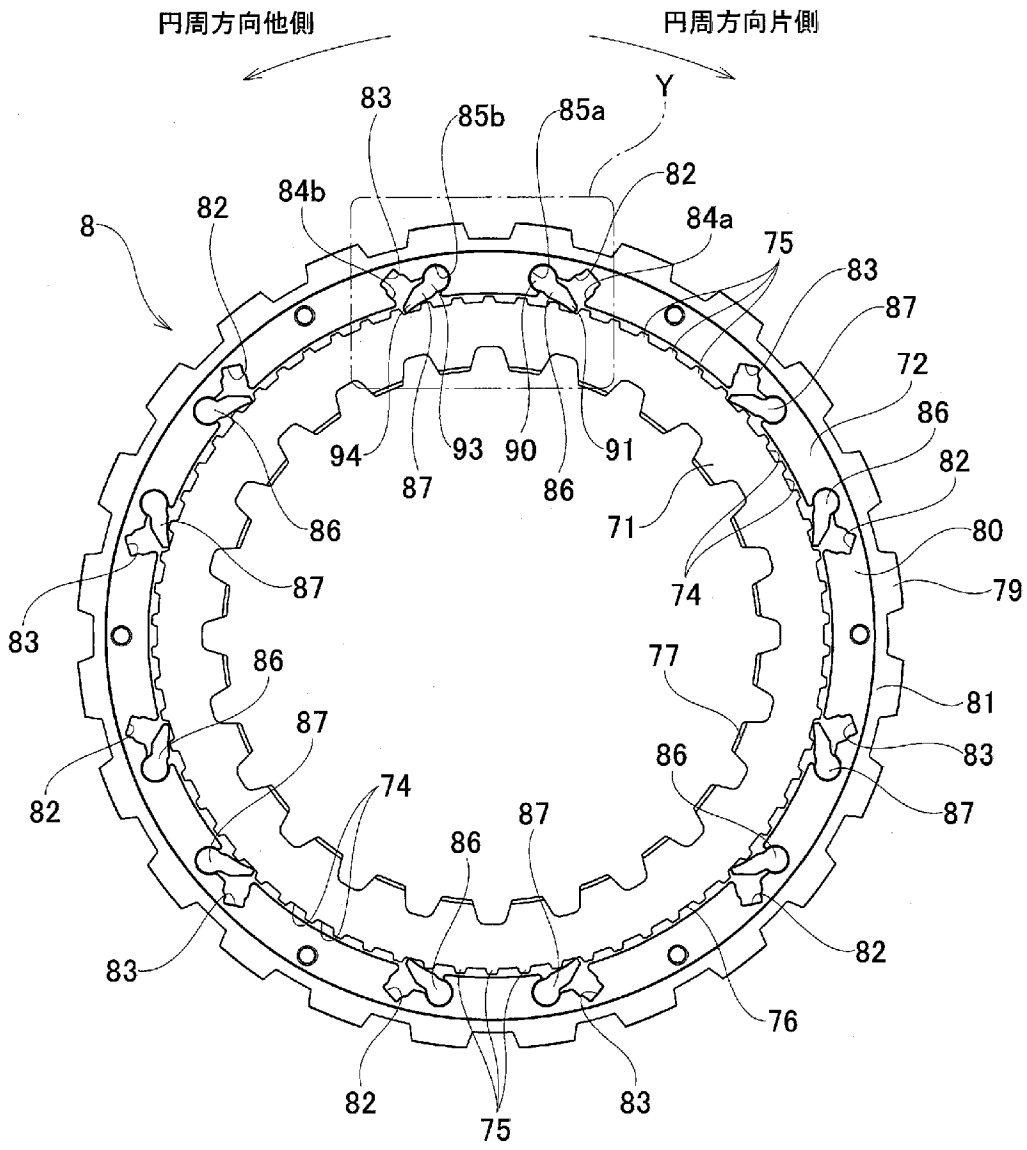
[図15]



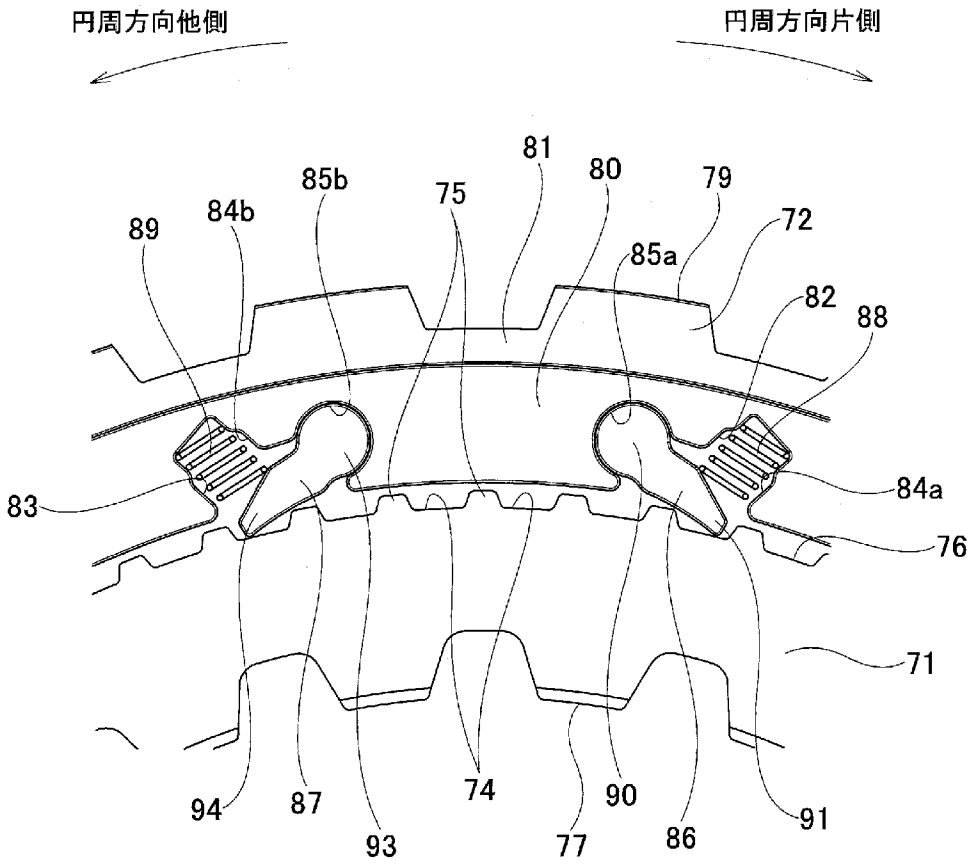
[図16]



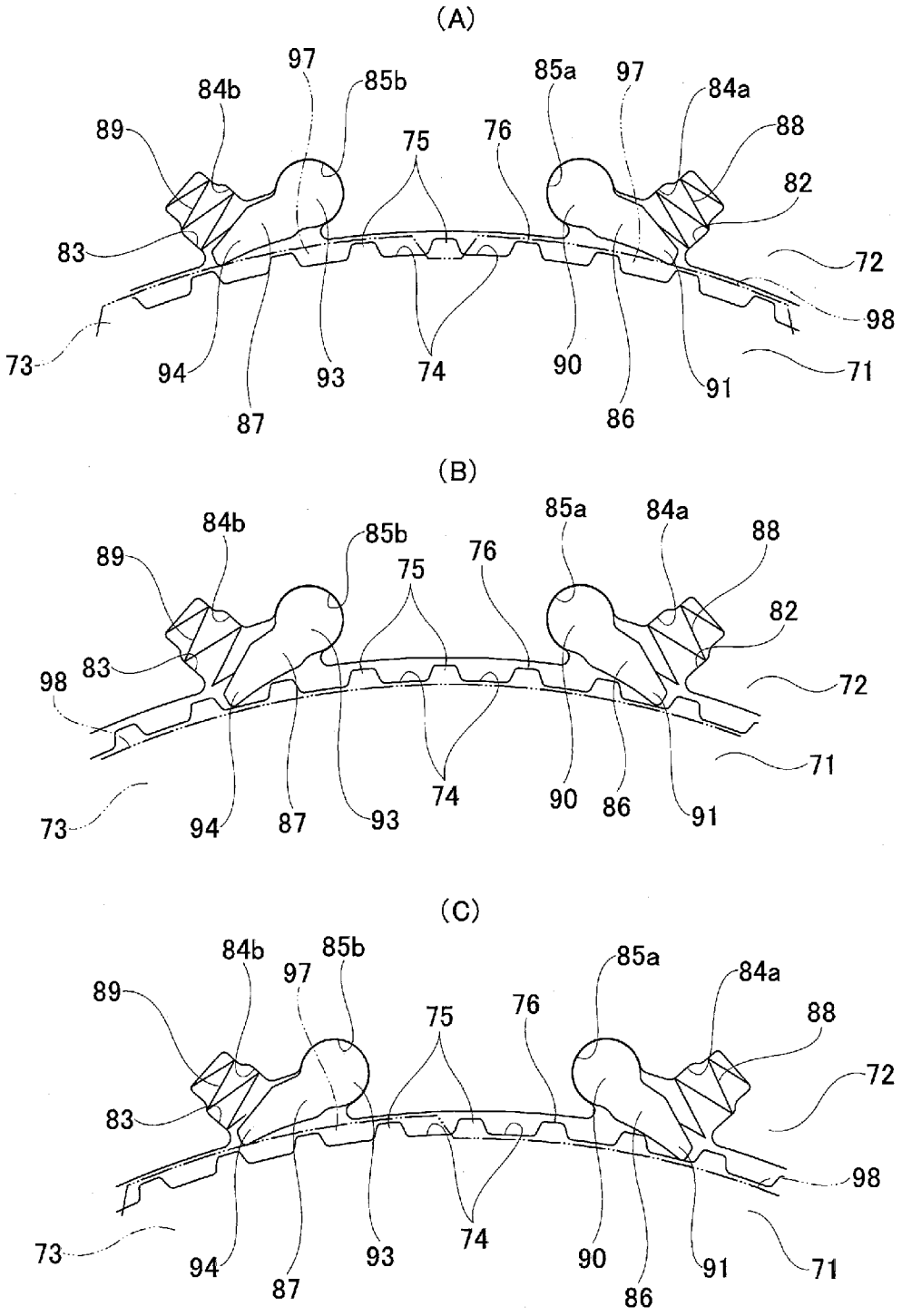
[図17]


円周方向他側
円周方向片側
Y
83
85b
85a
82
84b
82
84a
75
8
83
87
72
86
82
80
79
81
83
87
94
93
90
91
87
86
71
74
86
87
83
86
77
87
86
82
74
87
86
87
83
82
76
82
75
83

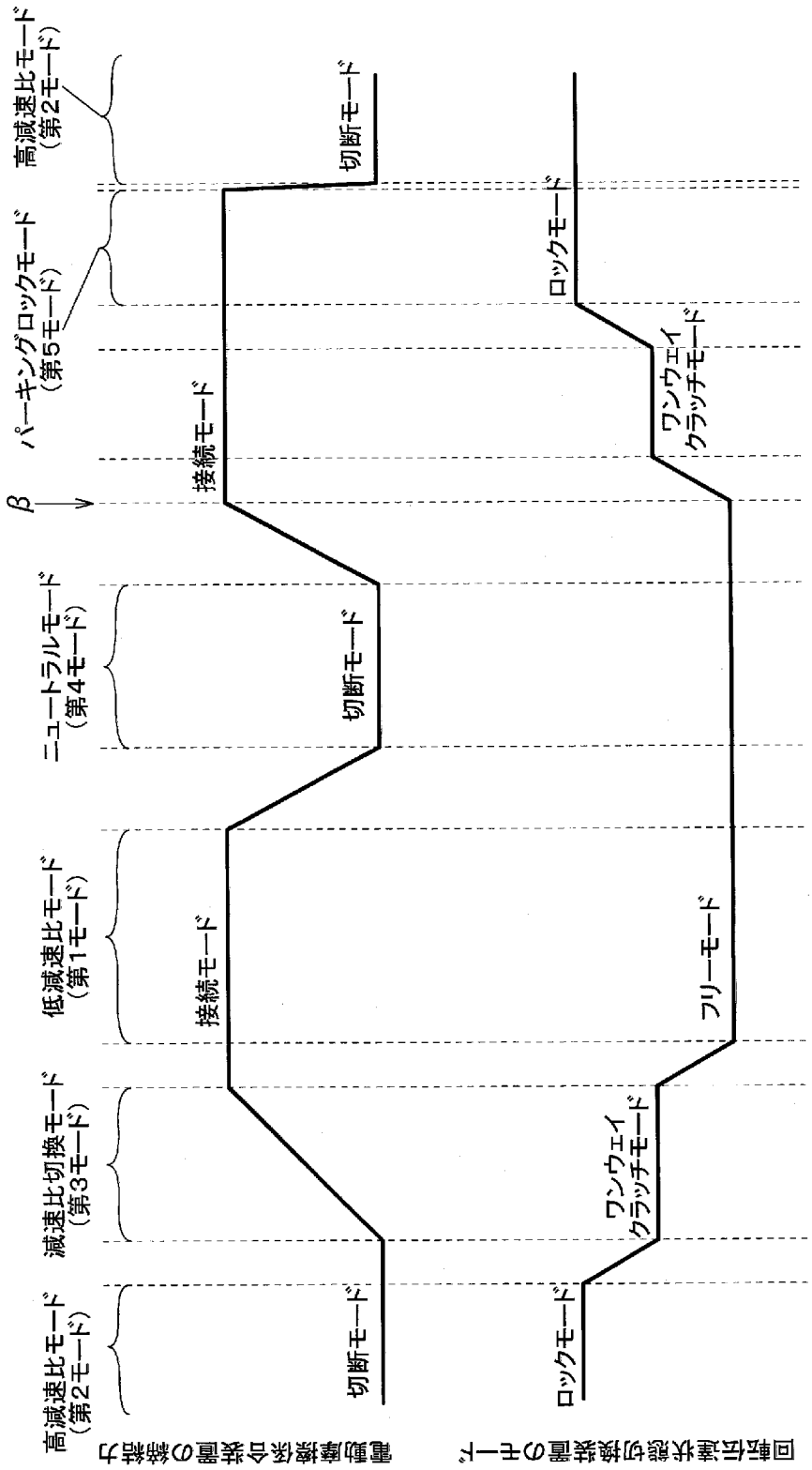
[図18]


円周方向他側
円周方向片側
81
80
79
85b
75
84b
89
72
85a
82
88
83
84a
76
71
94
87
74
90
91
93
77
86

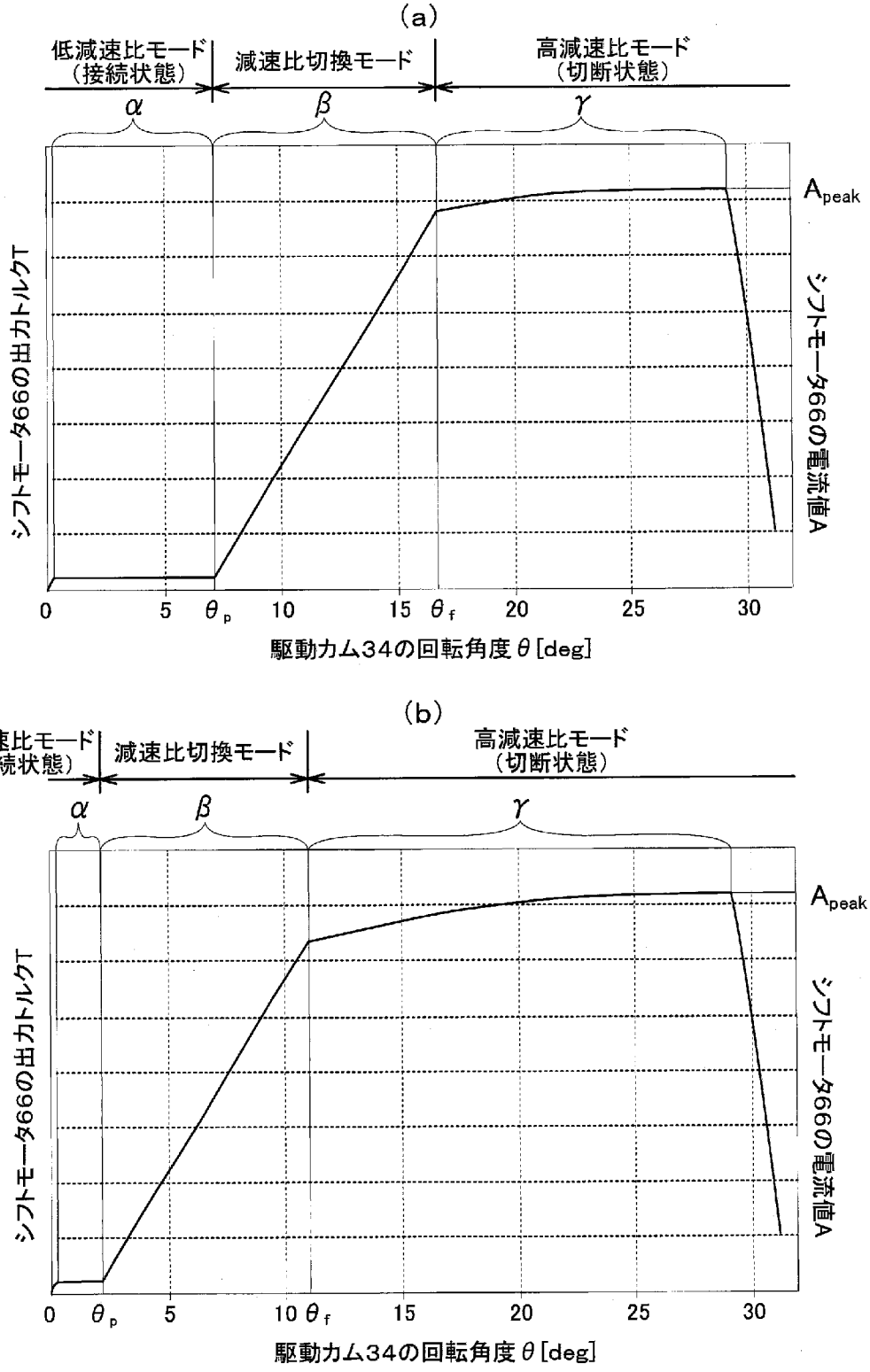
[図19]


(A)
97
84b
85b
85a
97
84a
89
75
76
88
82
83
72
98
73
94
93
74
90
91
71
87
86
(B)
84b
85b
85a
84a
88
89
75
76
82
98
83
72
71
73
74
90
86
94
87
93
91
(C)
84b
85b
97
85a
84a
89
75
76
88
72
83
98
73
74
94
93
90
91
71
87
86

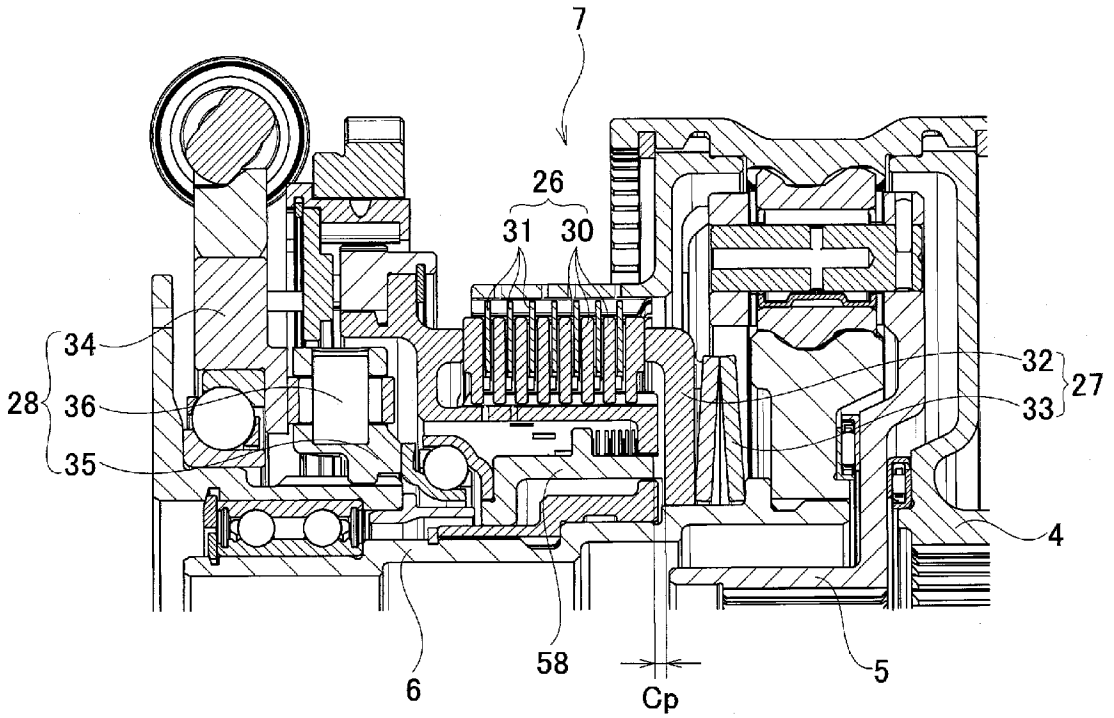
[図20]


高減速比モード
（第2モード）
パーキングロックモード
（第5モード）
高減速比モード
（第2モード）
ニュートラルモード
（第4モード）
低減速比モード
（第1モード）
減速比切換モード
（第3モード）
高減速比モード
（第2モード）
β
切断モード
接続モード
切断モード
接続モード
切断モード
ロックモード
ワンウェイ
クラッチモード
フリーモード
ワンウェイ
クラッチモード
ロックモード
電動摩擦係合装置の締結力
回転伝達状態切換装置のモード

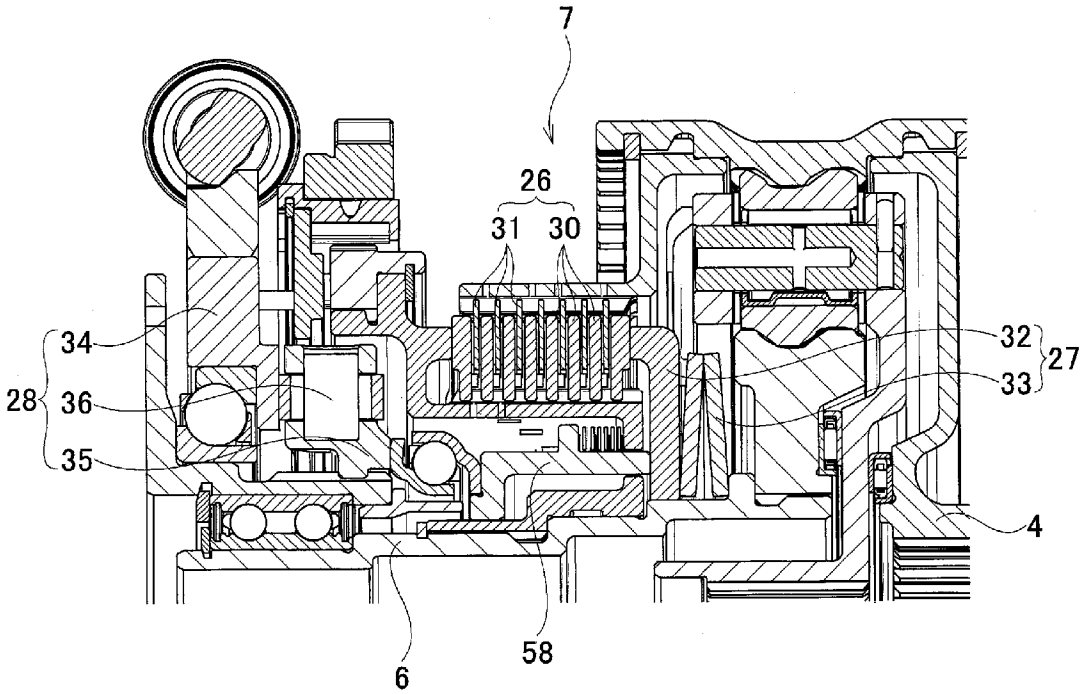
[図21]


(a)
低減速比モード
（接続状態）
減速比切換モード
高減速比モード
（切断状態）
α
β
γ
Apeak
シフトモータ66の出力トルクT
シフトモータ66の電流値A
0
5
θp
10
15
θf
20
25
30
駆動カム34の回転角度θ[deg]
(b)
低減速比モード
（接続状態）
減速比切換モード
高減速比モード
（切断状態）
α
β
γ
Apeak
シフトモータ66の出力トルクT
シフトモータ66の電流値A
0
θp
5
10
θf
15
20
25
30
駆動カム34の回転角度θ[deg]

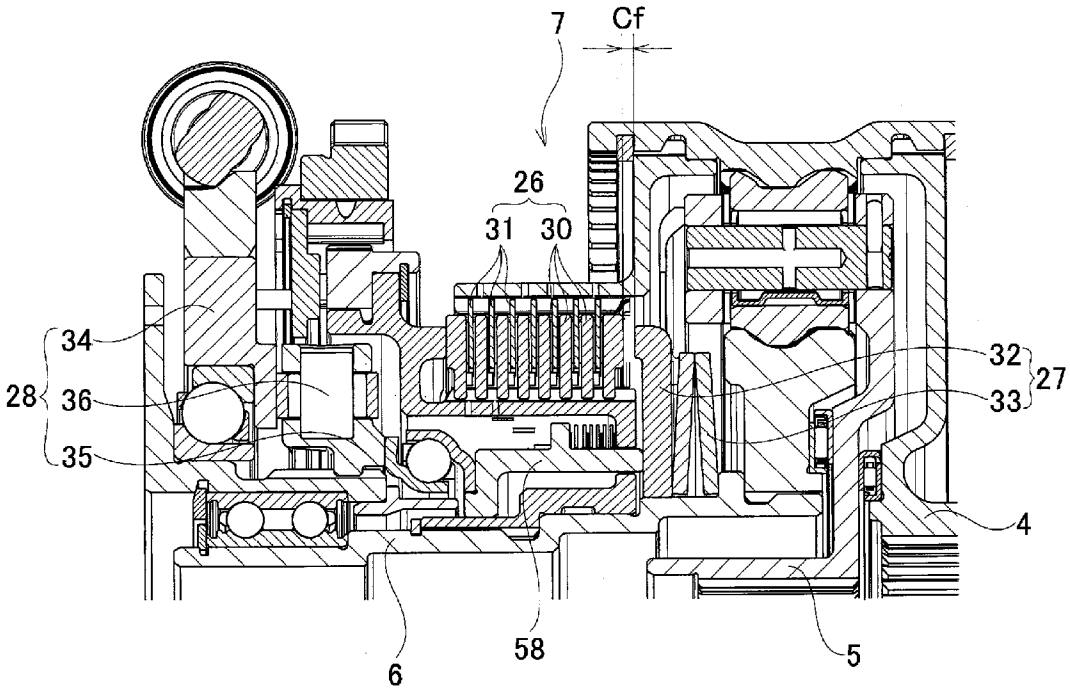
[図22]


7
26
31
30
34
28
36
35
32
33
27
4
6
58
Cp
5

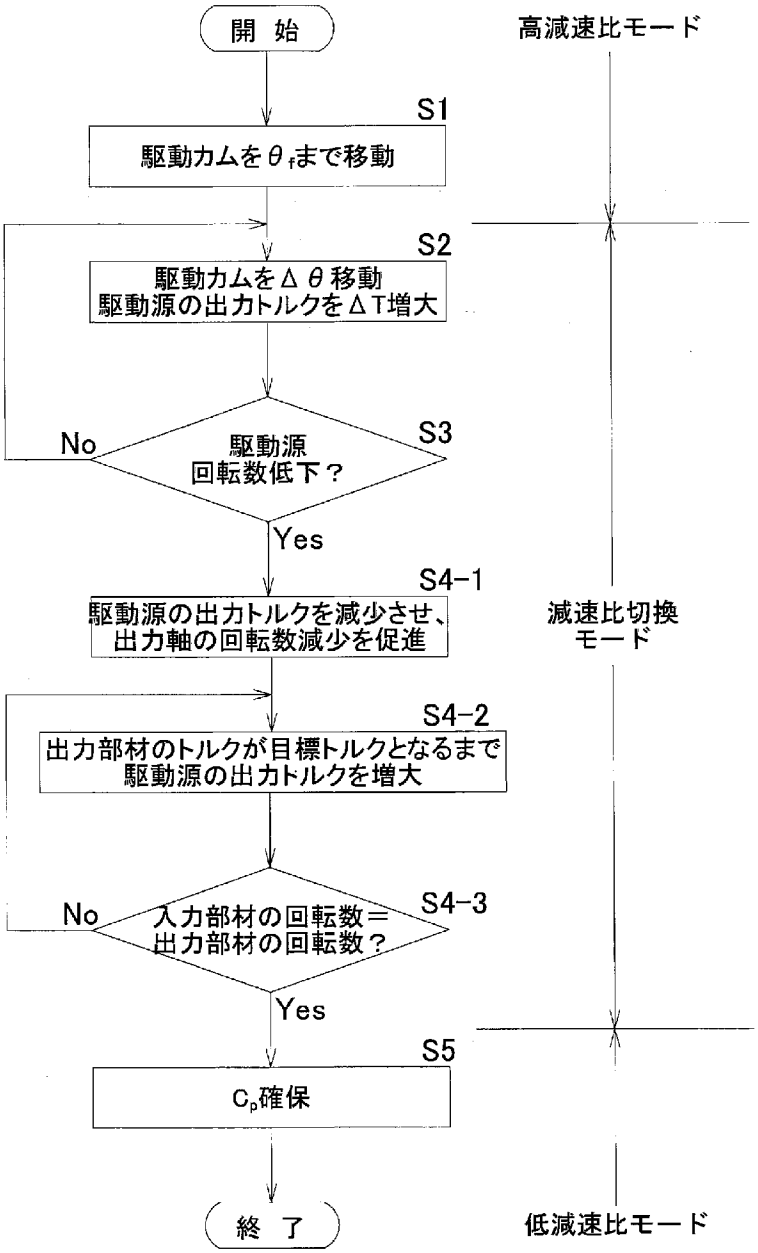
[図23]


7
26
31
30
34
28
36
35
32
33
27
4
6
58

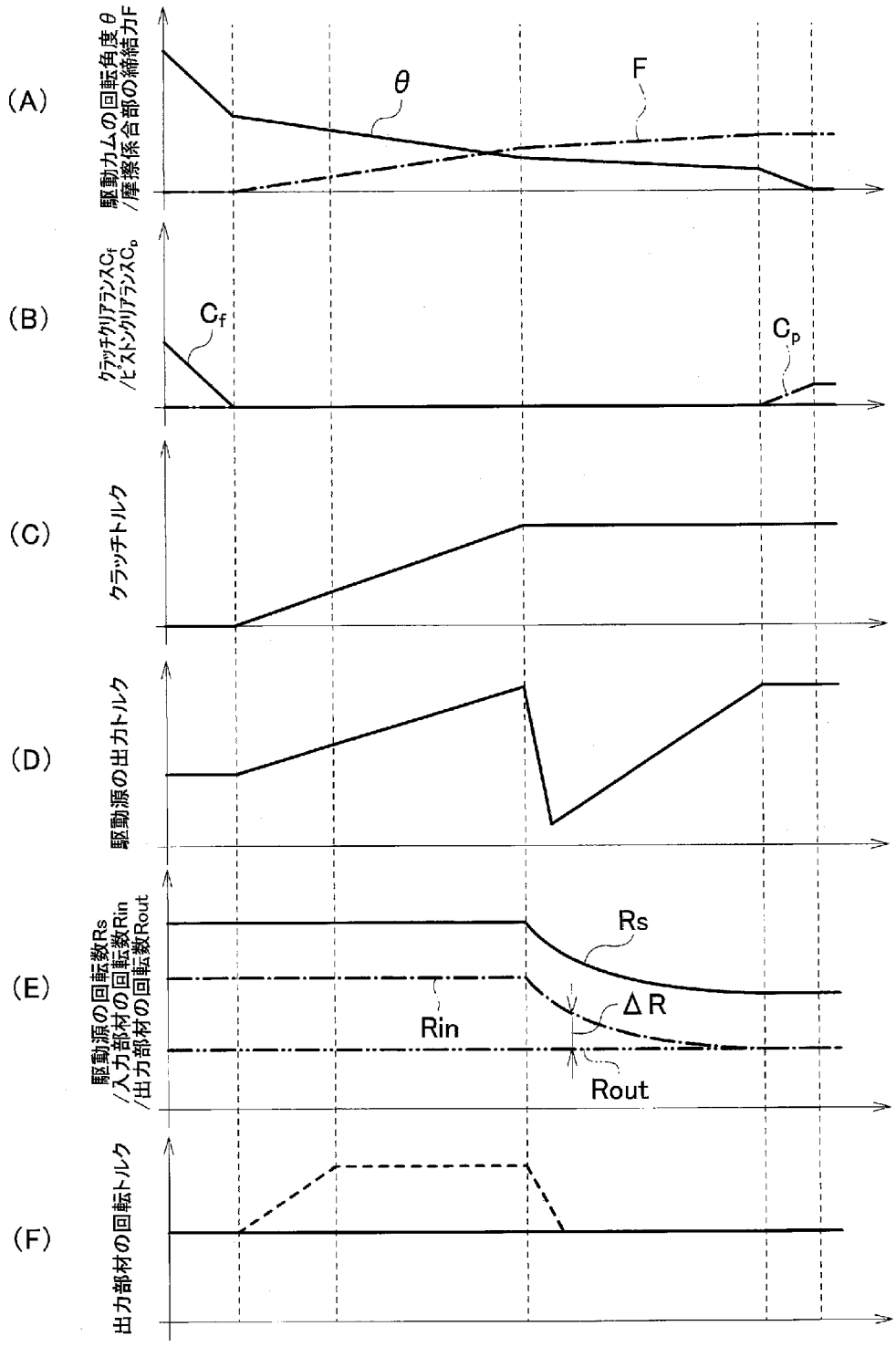
[図24]



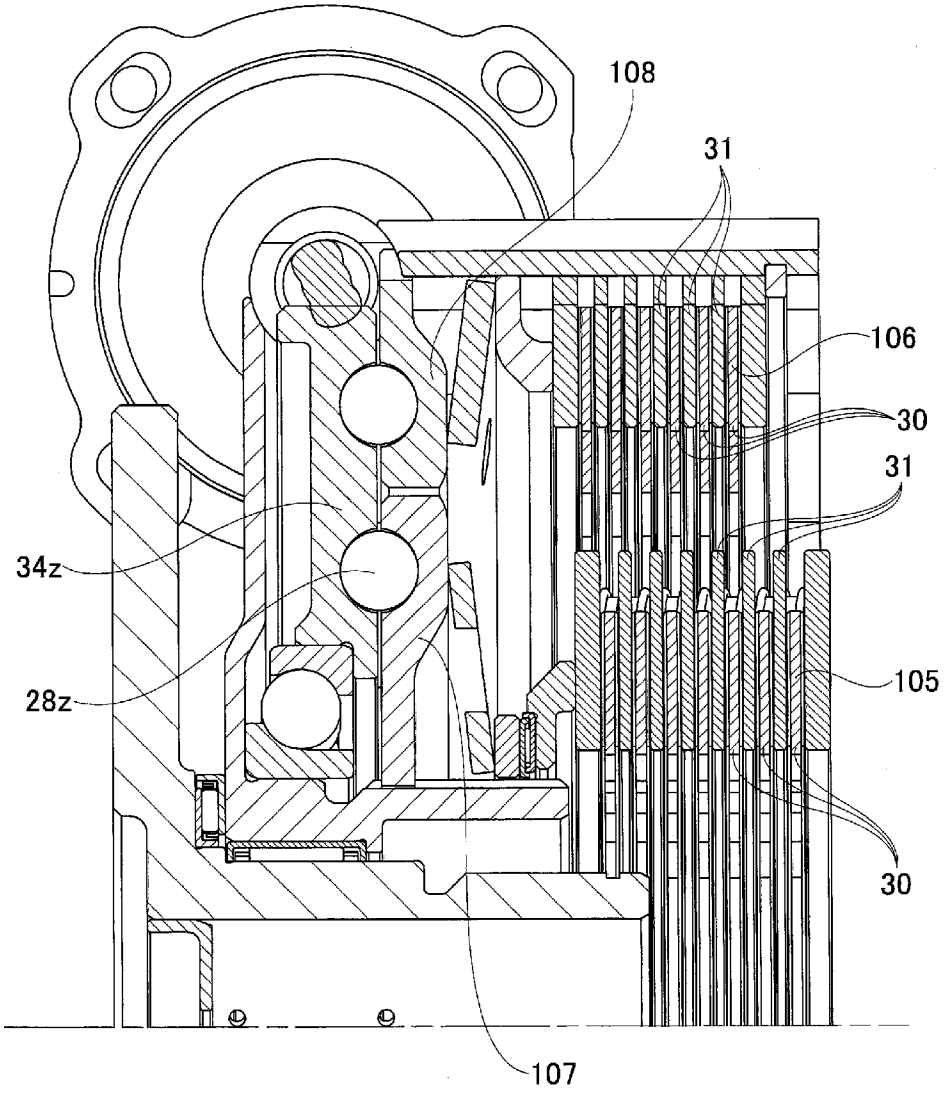
[図25]


開 始
高減速比モード
S1
駆動カムをθfまで移動
S2
駆動カムをΔθ移動
駆動源の出力トルクをΔT増大
No
駆動源
回転数低下？
S3
Yes
S4-1
駆動源の出力トルクを減少させ、
出力軸の回転数減少を促進
減速比切換
モード
S4-2
出力部材のトルクが目標トルクとなるまで
駆動源の出力トルクを増大
No
入力部材の回転数＝
出力部材の回転数？
S4-3
Yes
S5
Cp確保
終 了
低減速比モード

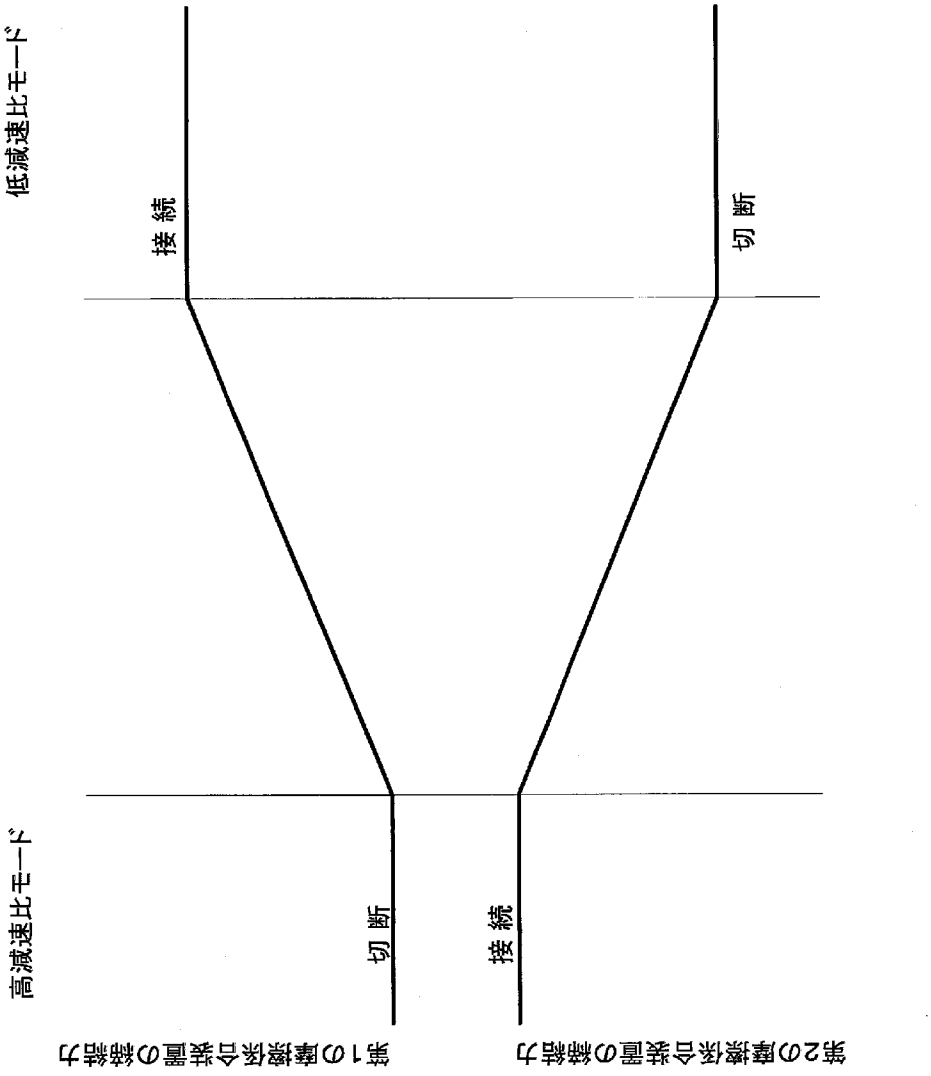
[図26]


(A)
駆動カムの回転角度θ
/摩擦係合部の締結力F
θ
F
(B)
クラッチクリアランスCf
/ピストンクリアランスCp
Cf
Cp
(C)
クラッチトルク
(D)
駆動源の出力トルク
(E)
駆動源の回転数Rs
/入力部材の回転数Rin
/出力部材の回転数Rout
Rs
Rin
ΔR
Rout
(F)
出力部材の回転トルク

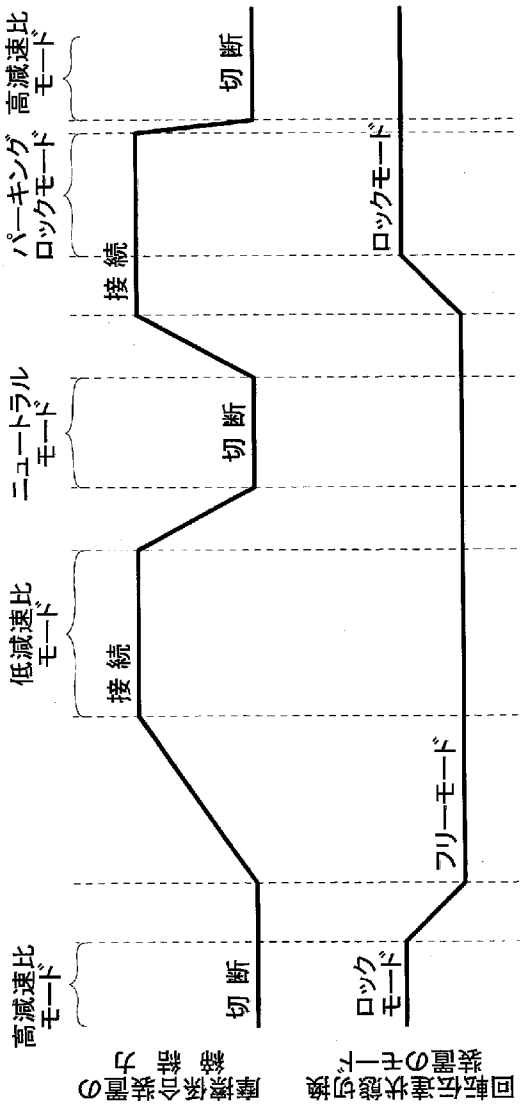
[図27]



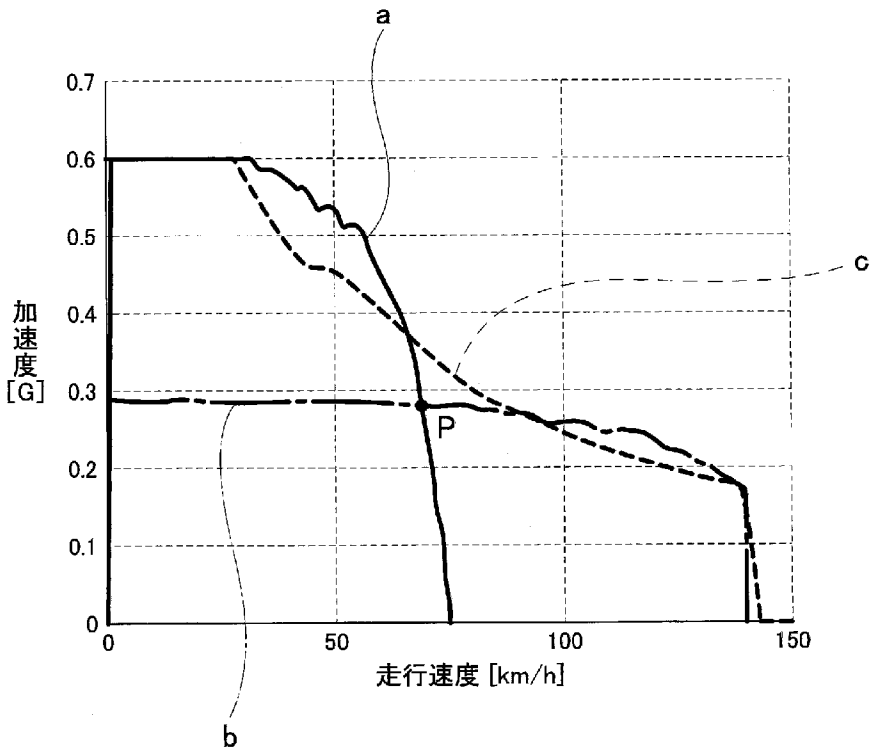
[図28]



[図29]


回転伝達状態切換装置のモード
摩擦係合装置の油圧力
ロックモード
フリーモード
ロックモード
切断
接続
切断
接続
切断
高減速比モード
低減速比モード
ニュートラルモード
パーキングロックモード
高減速比モード

[図30]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2023/013464

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D 48/06(2006.01)i; ***F16D 23/12***(2006.01)i
FI: F16D28/00 A; F16D23/12 N

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)

F16D48/06; F16D23/12

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2023
Registered utility model specifications of Japan 1996-2023
Published registered utility model applications of Japan 1994-2023

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.
A	JP 2020-190280 A (NSK LTD) 26 November 2020 (2020-11-26) paragraphs [0022]-[0140], fig. 1-14	1-7
A	WO 2021/117867 A1 (NSK LTD) 17 June 2021 (2021-06-17) entire text, all drawings	1-7

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☑ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
05 June 2023	**13 June 2023**
Name and mailing address of the ISA/JP **Japan Patent Office (ISA/JP)** **3-4-3 Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915** **Japan**	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/JP2023/013464

Patent document cited in search report	Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
JP 2020-190280 A	26 November 2020	(Family: none)	
WO 2021/117867 A1	17 June 2021	US 2022/0268358 A1 entire text, all drawings EP 4075005 A1 KR 10-2022-0093238 A CN 114846255 A	

国際調査報告

国際出願番号
PCT/JP2023/013464

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

F16D 48/06(2006.01)i; F16D 23/12(2006.01)i
FI: F16D28/00 A; F16D23/12 N

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））

F16D48/06; F16D23/12

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	１９７１－２０２３年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０２３年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０２３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
A	JP 2020-190280 A (日本精工株式会社) 26.11.2020 (2020-11-26) 段落0022-0140, 図1-14	1-7
A	WO 2021/117867 A1 (日本精工株式会社) 17.06.2021 (2021-06-17) 全文, 全図	1-7

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☑ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー
“A” 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
“E” 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
“L” 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
“O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
“P” 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
“T” 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵触するものではなく、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
05.06.2023	13.06.2023

名称及びあて先
日本国特許庁(ISA/JP)
〒100-8915
日本国
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

権限のある職員（特許庁審査官）
前田　浩 3J 2943
電話番号 03-3581-1101 内線 3328

国際調査報告
パテントファミリーに関する情報

国際出願番号
PCT/JP2023/013464

引用文献	公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP 2020-190280 A	26.11.2020	（ファミリーなし）	
WO 2021/117867 A1	17.06.2021	US 2022/0268358 A1 全文，全図 EP 4075005 A1 KR 10-2022-0093238 A CN 114846255 A	