

(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
2014 年 1 月 30 日(30.01.2014)

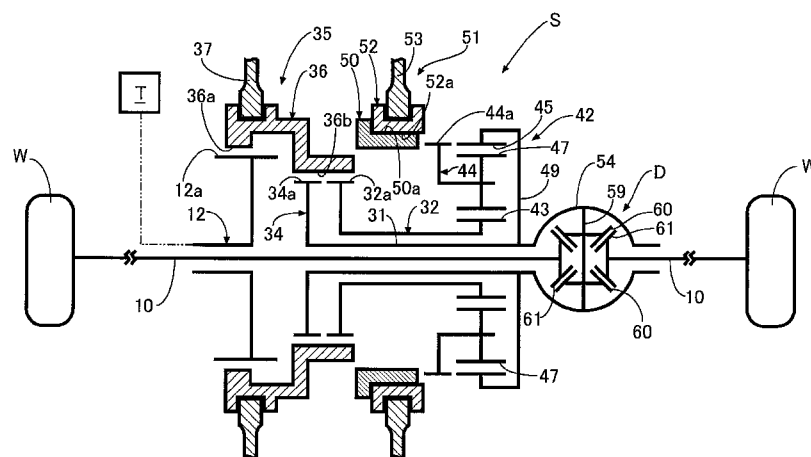


(10) 国際公開番号
WO 2014/017438 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 3/52 (2006.01) *F16H 31/00* (2006.01)
F16H 21/42 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/069800
- (22) 国際出願日: 2013 年 7 月 22 日(22.07.2013)
- (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 2012-162360 2012 年 7 月 23 日(23.07.2012) JP
- (71) 出願人: 本田技研工業株式会社(HONDA MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1078556 東京都港区南青山二丁目 1 番 1 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 市川 和樹 (ICHIKAWA Kazuki); 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP). 杉野 聡一 (SUGINO Soichi); 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP). 下平 伸一 (SHIMODAIRA Shinichi); 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP).
- (74) 代理人: 落合 健 外(OCHIAI Takeshi et al.); 〒1100016 東京都台東区台東 2 丁目 6 番 3 号 T O ビル 落合特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, 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, 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, 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: VEHICULAR POWER TRANSMISSION DEVICE

(54) 発明の名称: 車両用動力伝達装置



(57) Abstract: In the present invention, a selector device (S) disposed between a transmission (T) and a differential gear (D) is provided with: a first output shaft (12) connected to the transmission (T); a second output shaft (31) connected to the differential gear (D); a third output shaft (32) that fits the outer periphery of the second output shaft (31) in a manner so as to be relatively rotatable; a planetary gear mechanism (42) such that a sun gear (43) is connected to the third output shaft (32) and a ring gear (45) is connected to the differential gear (D); a first intermeshing switching mechanism (35) that can switch between a state linking the first and third output shafts (12, 32) and separating the second output shaft (31) and a state linking the first through third output shafts (12, 31, 32); and a second intermeshing switching mechanism (51) that can link the carrier (44) of the planetary gear mechanism (42) to a casing (50).

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2014/017438 A1



変速機（Ｔ）とディファレンシャルギヤ（Ｄ）との間に配置されるセレクト装置（Ｓ）は、変速機（Ｔ）に接続された第１出力軸（１２）と、ディファレンシャルギヤ（Ｄ）に接続された第２出力軸（３１）と、第２出力軸（３１）の外周に相対回転自在に嵌合する第３出力軸（３２）と、サンギヤ（４３）が第３出力軸（３２）に接続されてリングギヤ（４５）がディファレンシャルギヤ（Ｄ）に接続された遊星歯車機構（４２）と、第１、第３出力軸（１２，３２）を結合して第２出力軸（３１）を切り離す状態と第１～第３出力軸（１２，３１，３２）を結合する状態とを切り換え可能な第１噛合切換機構（３５）と、遊星歯車機構（４２）のキャリア（４４）をケーシング（５０）に結合可能な第２噛合切換機構（５１）とを備える。

明 細 書

発明の名称： 車両用動力伝達装置

技術分野

[0001] 本発明は、変速機とディファレンシャルギヤとの間にセレクト装置を配置した車両用動力伝達装置に関する。

背景技術

[0002] エンジンに接続された入力軸の回転を複数のコネクティングロッドの相互に位相が異なる往復運動に変換し、前記複数のコネクティングロッドの往復運動を複数のワンウェイクラッチによって出力軸の回転運動に変換する無段変速機が、下記特許文献 1 により公知である。

[0003] また第 1 入力軸、第 2 入力軸および出力軸を備える平行 3 軸式自動変速機において、第 1 入力軸に設けた後進駆動ギヤと、出力軸に設けた後進従動ギヤとにアイドルギヤを噛合させ、後進駆動ギヤをクラッチで第 1 入力軸に結合するとともに、後進従動ギヤをセレクトで出力軸に結合することで後進変速段を確立するものが、下記特許文献 2 により公知である。

[0004] またメインシャフトに設けたドライブプーリとカウンタシャフトに設けたドリブンプーリとに無端ベルトを巻き掛けたベルト式無段変速機において、メインシャフトとドライブプーリとの間に遊星歯車式の前後進切換機構を配置することで、メインシャフトに対してドライブプーリを逆回転させてリバースレンジを確立するものが、下記特許文献 3 により公知である。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献 1：日本特表 2005-502543 号公報

特許文献 2：日本特許第 4336448 号公報

特許文献 3：日本特許第 4035423 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] ところで、上記特許文献 1 に記載された無段変速機は、コネクティングロッドの往復運動をワンウェイクラッチを介して出力軸に伝達する構造であるため、出力軸は一方向（前進走行方向）にしか回転できず、車両を後進走行させるには足軸に電動モータを接続してハイブリッド化する必要があった。

[0007] そこで、電動モータを使用せずに車両を後進走行させるために、一方向にしか回転しない出力軸とディファレンシャルギヤとの間に油圧クラッチで作動する前後進切換機構を配置し、出力軸の回転を逆回転にしてディファレンシャルギヤに伝達することが考えられる。しかしながら、無段変速機で増幅された大トルクが伝達される出力軸の下流側に前後進切換機構を配置すると、その大トルクに耐えるために前後進切換機構の油圧クラッチが大容量化することが避けられず、動力伝達装置全体の大型化を招く可能性がある。特に、前後進切換機構にパーキングレンジやニュートラルレンジを確立可能なセレクト装置の機能を持たせようとする、その寸法が更に大型化することが懸念される。

[0008] 本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、無段変速機とディファレンシャルギヤとの間に配置したセレクト装置の構造を簡素化して小型軽量化を図ることを目的とする。

課題を解決するための手段

[0009] 上記目的を達成するために、本発明によれば、変速機とディファレンシャルギヤとの間にセレクト装置を配置した車両用動力伝達装置であって、前記セレクト装置は、前記変速機に接続された第 1 出力軸と、前記ディファレンシャルギヤに接続された第 2 出力軸と、前記第 2 出力軸の外周に相對回転自在に嵌合する第 3 出力軸と、第 1 要素が前記第 3 出力軸に接続されて第 2 要素が前記ディファレンシャルギヤに接続された遊星歯車機構と、前記第 1、第 3 出力軸を結合して前記第 2 出力軸を切り離す状態と前記第 1～第 3 出力軸を結合する状態とを切り換え可能な第 1 啮合切換機構と、前記遊星歯車機構の第 3 要素をケーシングに結合可能な第 2 啮合切換機構とを備えることを第 1 の特徴とする車両用動力伝達装置が提案される。

- [0010] また本発明によれば、前記第 1 の特徴に加えて、前記遊星歯車機構は前記第 3 出力軸から前記ディファレンシャルギヤへの減速比が 1 よりも大きく設定されることを第 2 の特徴とする車両用動力伝達装置が提案される。
- [0011] また本発明によれば、前記第 1 または第 2 の特徴に加えて、第 1 噛合切換機構は、前記第 1 出力軸に設けた第 1 外周スプラインに噛合する第 1 内周スプラインと、前記第 2 出力軸に設けた第 2 外周スプラインおよび前記第 3 出力軸に設けた第 3 外周スプラインに噛合する第 2 内周スプラインとを備え、前記第 1 内周スプラインの径は前記第 2 内周スプラインの径よりも大きく、前記第 2 内周スプラインの前記第 1 内周スプライン側の端部にはチャンファが形成されることを第 3 の特徴とする車両用動力伝達装置が提案される。
- [0012] また本発明によれば、前記第 1 ～第 3 の何れか 1 つの特徴に加えて、前記変速機は、駆動源に接続された入力軸の軸線からの偏心量が可変であって該入力軸と共に回転する入力側支点と、前記第 1 出力軸に接続されたワンウェイクラッチと、前記ワンウェイクラッチの入力部材に設けられた出力側支点と、前記入力側支点および前記出力側支点に両端を接続されて往復運動するコネクティングロッドと、前記入力側支点の偏心量を変更する変速アクチュエータと備えることを第 4 の特徴とする車両用動力伝達装置が提案される。
- [0013] また本発明によれば、前記第 4 の特徴に加えて、前記第 1 噛合切換機構により前記第 1、第 3 出力軸を結合して前記第 2 出力軸を切り離し、前記第 2 噛合切換機構により前記第 3 要素を前記ケーシングから切り離し、かつ前記第 2 出力軸が回転状態にあるとき、前記第 2 出力軸の回転方向が第 1 の方向である場合には、前記第 1 出力軸の回転数が前記第 2 出力軸の回転数以下となるように前記偏心量を制御するとともに、前記第 2 出力軸の回転方向が第 2 の方向である場合には、前記第 3 要素の回転数の絶対値が所定回転数以下となるように前記偏心量を制御することを第 5 の特徴とする車両用動力伝達装置が提案される。
- [0014] 尚、実施の形態の偏心ディスク 18 は本発明の入力側支点に対応し、実施の形態のピン 19 c は本発明の出力側支点に対応し、実施の形態のアウト

部材 2 2 は本発明のワンウェイクラッチの入力部材に対応し、実施の形態のサンギヤ 4 3 は本発明の第 1 要素に対応し、実施の形態のキャリア 4 4 は本発明の第 3 要素に対応し、実施の形態のリングギヤ 4 5 は本発明の第 2 要素に対応し、実施の形態のエンジン E は本発明の駆動源に対応し、実施の形態の無段変速機 T は本発明の変速機に対応する。

発明の効果

[0015] 本発明の第 1 の特徴によれば、第 1 啮合切換機構で第 1 ～第 3 出力軸を一体に結合し、第 2 啮合切換機構で遊星歯車機構の第 3 要素をケーシングに結合すると、ロックした遊星歯車機構にディファレンシャルギヤが結合されてパーキングレンジが確立する。第 1 啮合切換機構で第 1、第 3 出力軸を結合して第 2 啮合切換機構を結合解除し、第 2 啮合切換機構で遊星歯車機構の第 3 要素をケーシングに結合すると、第 1 出力軸の駆動力が遊星歯車機構で逆回転になってディファレンシャルギヤに伝達されてリバースレンジが確立する。第 1 啮合切換機構で第 1、第 3 出力軸を結合して第 2 啮合切換機構を結合解除し、第 2 啮合切換機構で遊星歯車機構の第 3 要素を解放すると、ディファレンシャルギヤが遊星歯車機構と共に空転してニュートラルレンジが確立する。第 1 啮合切換機構で第 1 ～第 3 出力軸を一体に結合し、第 2 啮合切換機構で遊星歯車機構の第 3 要素を解放すると、第 1 出力軸の駆動力が第 2 出力軸を介して、あるいは第 3 出力軸および一体回転する遊星歯車機構を介してディファレンシャルギヤに伝達されてドライブレンジが確立する。

[0016] 駆動源に接続された入力軸の回転が変速機で減速されるため、変速機の下流側の第 1 ～第 3 出力軸の伝達トルクは大きなものとなるが、変速機にトルクコンバータや発進クラッチを設けて出力軸へのトルク伝達を遮断することなく、また大容量の油圧クラッチや電磁クラッチを必要とせずに、セレクト装置の第 1、第 2 啮合切換機構で四つのレンジを切り換えることが可能になって動力伝達装置の小型軽量化が達成される。

[0017] また本発明の第 2 の特徴によれば、遊星歯車機構は第 3 出力軸からディファレンシャルギヤへの減速比が 1 よりも大きく設定されるので、遊星歯車機

構でリバース変速段の変速比を稼ぐことができる。リバース変速段では変速比が大きくなるために伝達トルクも大きくなるが、第1啮合切換機構を遊星歯車機構の上流側に設けたことで、第1啮合切換機構には遊星歯車機構で増加する前の比較的小さい伝達トルクしか作用しなくなり、その切り換えを小さい推力でスムーズに行うことができる。

[0018] また本発明の第3の特徴によれば、第1啮合切換機構は、第1出力軸に設けた第1外周スプラインに啮合する第1内周スプラインと、第2出力軸に設けた第2外周スプラインおよび第3出力軸に設けた第3外周スプラインに啮合する第2内周スプラインとを備える。第2内周スプラインの第1内周スプライン側の端部にはチャンファが形成されるので、チャンファの楔作用で第2内周スプラインを第2外周スプラインに容易に係合させることができるだけでなく、第1内周スプラインの径は第2内周スプラインの径よりも大きいので、第2内周スプラインのチャンファを第1内周スプラインに邪魔されずに鋳造や鍛造で製造することが可能となり、それを切削で製造する場合に比べてコストダウンが可能になる。

[0019] また本発明の第4の特徴によれば、駆動源に接続された入力軸が回転すると変速ユニットの偏心ディスクが偏心回転し、偏心ディスクに一端を接続されたコネクティングロッドが往復運動すると、コネクティングロッドの他端が接続されたワンウェイクラッチを介して出力軸が回転する。変速アクチュエータで入力軸に対する偏心ディスクの偏心量を変化させると、コネクティングロッドの往復ストロークが変化することで、出力軸の回転角が変化して変速比が変更される。かかる変速機は第1出力軸を逆回転させることが不能であるため、前後進を切り換えるセレクト装置を入力軸よりも駆動源側に設けて第1出力軸を逆回転させることができないが、セレクト装置を第1出力軸よりも下流側に配置したことで前後進を支障なく切り換えることができる。

[0020] また本発明の第5の特徴によれば、第1啮合切換機構により第1、第3出力軸を結合して第2出力軸を切り離し、第2啮合切換機構により第3要素を

ケーシングから切り離し、かつ第2出力軸が回転状態にあり、車両がニュートラルレンジにおいて惰性で走行している状態で、第2出力軸の回転方向が第1の方向である場合には、第1出力軸の回転数が第2出力軸の回転数以下となるように偏心量を制御するので、第1啮合切換機構により第1、第2、第3出力軸を結合してドライブレンジを確立するときに、駆動源側からディファレンシャルギヤ側に唐突に駆動力が伝達されてトルクショックが発生するのを防止できるだけでなく、第1啮合切換機構のスプラインの損傷を防止することができる。また第2出力軸の回転方向が第2の方向である場合には、第3要素の回転数の絶対値が所定回転数以下となるように偏心量を制御するので、第2啮合切換機構により第3要素をケーシングに結合してリバースレンジを確立するときに、ケーシングおよび第3要素間の差回転を小さくしてトルクショックが発生するのを防止できるだけでなく、第2啮合切換機構のスプラインの損傷を防止することができる。

図面の簡単な説明

[0021] [図1]図1は車両用の走行用動力装置のスケルトン図である。（第1の実施の形態）

[図2]図2は図1の2部詳細図である。（第1の実施の形態）

[図3]図3は図2の3-3線断面図（TOP状態）である。（第1の実施の形態）

[図4]図4は図2の3-3線断面図（LOW状態）である。（第1の実施の形態）

[図5]図5はTOP状態での作用説明図である。（第1の実施の形態）

[図6]図6はLOW状態での作用説明図である。（第1の実施の形態）

[図7]図7はセレクト装置およびディファレンシャルギヤのスケルトン図である。（第1の実施の形態）

[図8]図8はセレクト装置の縦断面図である。（第1の実施の形態）

[図9]図9は第1啮合切換機構のスリーブの内周面の斜視図である。（第1の実施の形態）

[図10]図 1 0 は第 1、第 2 噛合切換機構の係合表である。（第 1 の実施の形態）

[図11]図 1 1 はパーキングレンジにおけるトルクフロー図である。（第 1 の実施の形態）

[図12]図 1 2 はリバースレンジにおけるトルクフロー図である。（第 1 の実施の形態）

[図13]図 1 3 はニュートラルレンジにおけるトルクフロー図である。（第 1 の実施の形態）

[図14]図 1 4 はドライブレンジにおけるトルクフロー図である。（第 1 の実施の形態）

[図15]図 1 5 は遊星歯車機構の速度線図である。（第 1 の実施の形態）

[図16]図 1 6 はトルクショック低減ルーチンのフローチャートである。（第 1 の実施の形態）

符号の説明

[0022]	1 1	入力軸
	1 2	第 1 出力軸
	1 2 a	第 1 外周スプライン
	1 4	変速アクチュエータ
	1 8	偏心ディスク（入力側支点）
	1 9	コネクティングロッド
	1 9 c	ピン（出力側支点）
	2 1	ワンウェイクラッチ
	2 2	アウター部材（入力部材）
	3 1	第 2 出力軸
	3 2	第 3 出力軸
	3 2 a	第 3 外周スプライン
	3 4 a	第 2 外周スプライン
	3 5	第 1 噛合切換機構

3 6 a	第 1 内周スプライン
3 6 b	第 2 内周スプライン
3 6 c	チャンファ
4 2	遊星歯車機構
4 3	サンギヤ (第 1 要素)
4 4	キャリア (第 3 要素)
4 5	リングギヤ (第 2 要素)
5 0	ケーシング
5 1	第 2 噛合切換機構
D	ディファレンシャルギヤ
E	エンジン (駆動源)
S	セレクト装置
T	無段変速機 (変速機)
ε	偏心量

発明を実施するための形態

[0023] 以下、図 1 ～図 1 6 に基づいて本発明の実施の形態を説明する。

第 1 の実施の形態

[0024] 図 1 に示すように、エンジン E の駆動力を左右の車軸 1 0、1 0 を介して駆動輪 W、W に伝達する車両用動力伝達装置は、無段変速機 T と、セレクト装置 S と、ディファレンシャルギヤ D とを備える。セレクト装置 S は、パーキングレンジ、リバースレンジ、ニュートラルレンジおよびドライブレンジを切り換え可能である。

[0025] 次に、図 2 ～図 6 に基づいて無段変速機 T の構造を説明する。

[0026] 図 2 および図 3 に示すように、本実施の形態の無段変速機 T は同一構造を有する複数個 (実施の形態では 4 個) の変速ユニット U…を軸方向に重ね合わせたもので、それらの変速ユニット U…は平行に配置された共通の入力軸 1 1 および共通の第 1 出力軸 1 2 を備えており、入力軸 1 1 の回転が減速または増速されて第 1 出力軸 1 2 に伝達される。

[0027] 以下、代表として一つの変速ユニットUの構造を説明する。エンジンEに接続されて回転する入力軸11は、電動モータのような変速アクチュエータ14の中空の回転軸14aの内部を相対回転自在に貫通する。変速アクチュエータ14のロータ14bは回転軸14aに固定されており、ステータ14cはケーシングに固定される。変速アクチュエータ14の回転軸14aは、入力軸11と同速度で回転可能であり、かつ入力軸11に対して異なる速度で相対回転可能である。

[0028] 変速アクチュエータ14の回転軸14aを貫通した入力軸11には第1ピニオン15が固定されており、この第1ピニオン15を跨ぐように変速アクチュエータ14の回転軸14aにクランク状のキャリア16が接続される。第1ピニオン15と同径の2個の第2ピニオン17、17が、第1ピニオン15と協働して正三角形を構成する位置にそれぞれピニオンピン16a、16aを介して支持されており、これら第1ピニオン15および第2ピニオン17、17に、円板形の偏心ディスク18の内部に偏心して形成されたリングギヤ18aが噛合する。偏心ディスク18の外周面に、コネクティングロッド19のロッド部19aの一端に設けたリング部19bがボールベアリング20を介して相対回転自在に嵌合する。

[0029] 第1出力軸12の外周に設けられたワンウェイクラッチ21は、コネクティングロッド19のロッド部19aにピン19cを介して枢支されたリング状の OUTER 部材22と、 OUTER 部材22の内部に配置されて第1出力軸12に固定された INNER 部材23と、 OUTER 部材22の内周の円弧面と INNER 部材23の外周の平面との間に形成された楔状の空間に配置されてスプリング24…で付勢されたローラ25…とを備える。

[0030] 図2から明らかなように、4個の変速ユニットU…はクランク状のキャリア16を共有しているが、キャリア16に第2ピニオン17、17を介して支持される偏心ディスク18の位相は各々の変速ユニットUで90°ずつ異なっている。例えば、図2において、左端の変速ユニットUの偏心ディスク18は入力軸11に対して図中上方に変位し、左から3番目の変速ユニット

Uの偏心ディスク18は入力軸11に対して図中下方に変位し、左から2番目および4番目の変速ユニットU、Uの偏心ディスク18、18は上下方向中間に位置している。

[0031] 次に、図7および図8に基づいて、セレクト装置SおよびディファレンシャルギヤDの構造を説明する。

[0032] セレクト装置Sは、車軸10の外周に相対回転自在に嵌合する筒状の第1出力軸12に加えて、車軸10の外周に相対回転自在に嵌合する筒状の第2出力軸31と、この第2出力軸31に外周に相対回転自在に嵌合する筒状の第3出力軸32とを備える。第1出力軸12の右端に第1外周スプライン12aが形成される。第2出力軸31の左端に第1接続部材34がスプライン結合33されており、第1接続部材34が軸方向左側かつ径方向外側に延びた先端に第2外周スプライン34aが形成される。第3出力軸32の軸方向左端から径方向外側に延びた位置に第3外周スプライン32aが形成される。尚、第2出力軸31および第1接続部材34を別部材に分割したのは組立性のためであり、第2出力軸31および第1接続部材34を一部材で構成して第2出力軸31に直接第2外周スプライン34aを形成しても良い。

[0033] ドグクラッチよりなる第1啮合切換機構35を構成する第1外周スプライン12a、第2外周スプライン34aおよび第3外周スプライン32aは軸方向に整列しており、第2外周スプライン34aおよび第3外周スプライン32aの外径は相互に等しく、かつ第1外周スプライン12aの外径よりも小さくなっている。また第1啮合切換機構35のスリーブ36は、外径が大きい第1内周スプライン36aと、外径が小さい第2内周スプライン36bとを備えており、第1内周スプライン36aは第1外周スプライン12aに常時啮合し、第2内周スプライン36bは第3外周スプライン32aに常時啮合し、第2内周スプライン36bは図8に示す左動時にのみ第2外周スプライン34aに啮合する。つまり、スリーブ36がフォーク37で図8に示す左動状態から右動すると第2内周スプライン36bと第2外周スプライン34aとの啮合が解除される。

- [0034] 尚、ケーシング38と第1出力軸12との間にはボールベアリング39が配置され、ケーシング38と第1接続部材34のフランジ部34bとの間にはニードルベアリング40が配置され、第1接続部材34と第3出力軸32との間にニードルベアリング41が配置される。
- [0035] 遊星歯車機構42は、第1要素としてのサンギヤ43と、第3要素としてのキャリア44と、第2要素としてのリングギヤ45と、キャリア44にニードルベアリング46を介して相対回転自在に支持された複数のピニオン47…とを備えており、ピニオン47…はサンギヤ43およびリングギヤ45に噛合する。サンギヤ43の左端は第3出力軸32の右端にスプライン結合48され、リングギヤ45は第2出力軸31の右端から径方向外側に延びる第2接続部材49の外周部に接続される。
- [0036] キャリア44の外周部に形成した外周スプライン44aとケーシング50に形成した外周スプライン50aとに、ドグクラッチよりなる第2噛合切換機構51のスリーブ52に形成した内周スプライン52aが噛合する。従って、スリーブ52がフォーク53で図8に示す位置に左動すると、キャリア44がケーシング50から切り離され、スリーブ52がフォーク53で図8に示す位置から右動すると、キャリア44がケーシング50に結合される。
- [0037] ディファレンシャルギヤDの外郭を構成するディファレンシャルケース54は、ミッションケース50にボルト55およびベアリングホルダ56により固定したボールベアリング57により回転自在に支持される。ディファレンシャルケース54の左端は第2出力軸31の右端にスプライン結合58される。ディファレンシャルギヤDは、ディファレンシャルケース54に固定したピニオンシャフト59に回転自在に支持した一对のピニオン60、60と、車軸10、10の端部に固設されてピニオン60、60に噛合するサイドギヤ61、61とを備える。
- [0038] 次に、上記構成を備えた本発明の実施の形態の作用を説明する。
- [0039] 先ず、無段変速機Tの一つの変速ユニットUの作用を説明する。変速アクチュエータ14の回転軸14aを入力軸11に対して相対回転させると、入

力軸 1 1 の軸線 L 1 まわりにキャリア 1 6 が回転する。このとき、キャリア 1 6 の中心 O、つまり第 1 ピニオン 1 5 および 2 個の第 2 ピニオン 1 7, 1 7 が成す正三角形の中心は入力軸 1 1 の軸線 L 1 まわりに回転する。

[0040] 図 3 および図 5 は、キャリア 1 6 の中心 O が第 1 ピニオン 1 5 (つまり入力軸 1 1) に対して第 1 出力軸 1 2 と反対側にある状態を示しており、このとき入力軸 1 1 に対する偏心ディスク 1 8 の偏心量が最大になって無段変速機 T のレシオは T O P 状態になる。図 4 および図 6 は、キャリア 1 6 の中心 O が第 1 ピニオン 1 5 (つまり入力軸 1 1) に対して第 1 出力軸 1 2 と同じ側にある状態を示しており、このとき入力軸 1 1 に対する偏心ディスク 1 8 の偏心量が最小になって無段変速機 T のレシオは L O W 状態になる。

[0041] 図 5 に示す T O P 状態で、エンジン E で入力軸 1 1 を回転させるとともに、入力軸 1 1 と同速度で変速アクチュエータ 1 4 の回転軸 1 4 a を回転させると、入力軸 1 1、回転軸 1 4 a、キャリア 1 6、第 1 ピニオン 1 5、2 個の第 2 ピニオン 1 7, 1 7 および偏心ディスク 1 8 が一体になった状態で、入力軸 1 1 を中心に反時計方向 (矢印 A 参照) に偏心回転する。図 5 (A) から図 5 (B) を経て図 5 (C) の状態へと回転する間に、偏心ディスク 1 8 の外周にリング部 1 9 b をボールベアリング 2 0 を介して相対回転自在に支持されたコネクティングロッド 1 9 は、そのロッド部 1 9 a の先端にピン 1 9 c で枢支されたアウター部材 2 2 を反時計方向 (矢印 B 参照) に回転させる。図 5 (A) および図 5 (C) は、アウター部材 2 2 の前記矢印 B 方向の回転の両端を示している。

[0042] このようにしてアウター部材 2 2 が矢印 B 方向に回転すると、ワンウェイクラッチ 2 1 のアウター部材 2 2 およびインナー部材 2 3 間の楔状の空間にローラ 2 5 …が噛み込み、アウター部材 2 2 の回転がインナー部材 2 3 を介して第 1 出力軸 1 2 に伝達されるため、第 1 出力軸 1 2 は反時計方向 (矢印 C 参照) に回転する。

[0043] 入力軸 1 1 および第 1 ピニオン 1 5 が更に回転すると、第 1 ピニオン 1 5 および第 2 ピニオン 1 7, 1 7 にリングギヤ 1 8 a を噛合させた偏心ディス

ク 1 8 が反時計方向（矢印 A 参照）に偏心回転する。図 5（C）から図 5（D）を経て図 5（A）の状態へと回転する間に、偏心ディスク 1 8 の外周にリング部 1 9 b をボールベアリング 2 0 を介して相対回転自在に支持されたコネクティングロッド 1 9 は、そのロッド部 1 9 a の先端にピン 1 9 c で枢支されたアウター部材 2 2 を時計方向（矢印 B' 参照）に回転させる。図 5（C）および図 5（A）は、アウター部材 2 2 の前記矢印 B' 方向の回転の両端を示している。

[0044] このようにしてアウター部材 2 2 が矢印 B' 方向に回転すると、アウター部材 2 2 とインナー部材 2 3 との間の楔状の空間からローラ 2 5 …がスプリング 2 4 …を圧縮しながら押し出されることで、アウター部材 2 2 がインナー部材 2 3 に対してスリップして第 1 出力軸 1 2 は回転しない。

[0045] 以上のように、アウター部材 2 2 が往復回転したとき、アウター部材 2 2 の回転方向が反時計方向（矢印 B 参照）のときだけ第 1 出力軸 1 2 が反時計方向（矢印 C 参照）に回転するため、第 1 出力軸 1 2 は間欠回転することになる。

[0046] 図 6 は、LOW 状態で無段変速機 T を運転するときの作用を示すものである。このとき、入力軸 1 1 の位置は偏心ディスク 1 8 の中心に一致しているので、入力軸 1 1 に対する偏心ディスク 1 8 の偏心量はゼロになる。この状態でエンジン E で入力軸 1 1 を回転させるとともに、入力軸 1 1 と同速度で変速アクチュエータ 1 4 の回転軸 1 4 a を回転させると、入力軸 1 1、回転軸 1 4 a、キャリア 1 6、第 1 ピニオン 1 5、2 個の第 2 ピニオン 1 7、1 7 および偏心ディスク 1 8 が一体になった状態で、入力軸 1 1 を中心に反時計方向（矢印 A 参照）に偏心回転する。しかしながら、偏心ディスク 1 8 の偏心量がゼロであるため、コネクティングロッド 1 9 の往復運動のストロークもゼロになり、第 1 出力軸 1 2 は回転しない。

[0047] 従って、変速アクチュエータ 1 4 を駆動してキャリア 1 6 の位置を図 3 の TOP 状態と図 4 の LOW 状態との間に設定すれば、ゼロレシオおよび所定レシオ間の任意のレシオでの運転が可能になる。

- [0048] 無段変速機Tは、並置された4個の変速ユニットU…の偏心ディスク18…の位相が相互に90°ずつつずれているため、4個の変速ユニットU…が交互に駆動力を伝達することで、つまり4個のワンウェイクラッチ21…の何れかが必ず係合状態にあることで、第1出力軸12を連続回転させることができる。
- [0049] 次に、パーキングレンジ、リバースレンジ、ニュートラルレンジおよびドライブレンジを切り換えるセレクト装置Sの作用を説明する。
- [0050] 図10および図11に示すように、第1啮合切換機構35のスリーブ36を左動し、第1出力軸12、第2出力軸31および第3出力軸32を一体に結合するとともに、第2啮合切換機構51のスリーブ52を右動して遊星歯車機構42のキャリア44をケーシング50に結合すると、パーキングレンジが確立する。
- [0051] パーキングレンジでは、ディファレンシャルケース54と一体の第2出力軸31が第2接続部材49を介して遊星歯車機構42のリングギヤ45に結合されるとともに、前記第2出力軸31が第1接続部材34、第1啮合切換機構35および第3出力軸32を介して遊星歯車機構42のサンギヤ43に接続され、更に遊星歯車機構42のキャリア44が第2啮合切換機構51を介してケーシング50に結合される。その結果、遊星歯車機構42はロック状態になり、それにディファレンシャルギヤDを介して接続された駆動輪W，Wが回転不能に拘束される。
- [0052] 図10および図12に示すように、第1啮合切換機構35のスリーブ36を右動し、第1出力軸12および第3出力軸32を結合して第2出力軸31を切り離すとともに、第2啮合切換機構51のスリーブ52を右動して遊星歯車機構42のキャリア44をケーシング50に結合すると、リバースレンジが確立する。
- [0053] リバースレンジでは、無段変速機Tから第1出力軸12に出力された駆動力が第1啮合切換機構35→第3出力軸32→サンギヤ43→キャリア44→リングギヤ45→第2接続部材49の経路でディファレンシャルケース5

4に伝達され、同時に遊星歯車機構42において減速されて逆回転となることで、車両を後進走行させることができる。

[0054] 図10および図13に示すように、第1啮合切換機構35のスリーブ36を右動し、第1出力軸12および第3出力軸32を結合して第2出力軸31を切り離すとともに、第2啮合切換機構51のスリーブ52を左動して遊星歯車機構42のキャリア44をケーシング50から切り離すと、ニュートラルレンジが確立する。

[0055] ニュートラルレンジでは、遊星歯車機構42のキャリア44がケーシング50から切り離されるため、リングギヤ45および第2接続部材49が自由に回転可能になり、かつ第1接続部材34が第1啮合切換機構35から切り離されるため、第2出力軸31が自由に回転可能になり、第2接続部材49および第2出力軸31に接続されたディファレンシャルケース54が自由に回転可能になって駆動輪W、Wが拘束されない状態となる。この状態でエンジンEの駆動力は、無段変速機Tから第1出力軸12→第1啮合切換機構35→第3出力軸32の経路でサンギヤ43に伝達されるが、キャリア44が拘束されていないために遊星歯車機構42が空転し、駆動力がディファレンシャルギヤDに伝達されることはない。

[0056] 図10および図14に示すように、第1啮合切換機構35のスリーブ36を左動し、第1出力軸12、第2出力軸31および第3出力軸32を一体に結合するとともに、第2啮合切換機構51のスリーブ52を左動して遊星歯車機構42のキャリア44をケーシング50から切り離すと、ドライブレンジが確立する。

[0057] ドライブレンジでは、遊星歯車機構42のリングギヤ45に第2接続部材49および第2出力軸31を介して接続された第1接続部材34と、遊星歯車機構42のサンギヤ43に接続された第3出力軸32とが第1啮合切換機構35で結合されるため、遊星歯車機構42は一体に回転可能な状態になる。その結果、無段変速機Tから第1出力軸12に出力された駆動力が第1啮合切換機構35→第1接続部材34→第2出力軸31の経路で、あるいは第

1 噛合切換機構 3 5 → 第 3 出力軸 3 2 → サンギヤ 4 3 → キャリヤ 4 4 → リングギヤ 4 5 → 第 2 接続部材 4 9 の経路でディファレンシャルケース 5 4 に伝達され、車両を前進走行させることができる。

[0058] 以上のように、本実施の形態の変速機 T の第 1 出力軸 1 2 は、ワンウェイクラッチ 2 1 … を介して駆動力が伝達されるために前進走行方向にしか回転することができないが、前後進切換機能を有するセレクト装置 S を第 1 出力軸 1 2 の下流側に配置したことで、後進走行用の電動モータを設けてハイブリッド化することなく、車両を後進走行させることができる。

[0059] またセレクト装置 S を第 1 出力軸 1 2 の下流側に配置すると、セレクト装置 S に変速機 T で増幅された大トルクが入力されるため、油圧クラッチや電磁クラッチを用いてレンジの切換えを行おうとすると、大容量の油圧クラッチや電磁クラッチが必要になってセレクト装置 S が大型化する問題がある。しかしながら、本実施の形態によれば、油圧クラッチや電磁クラッチを必要とせずに、第 1、第 2 噛合切換機構 3 5、5 1 によってレンジの切換えを行うため、セレクト装置 S を小型軽量化することができる。

[0060] また遊星歯車機構 4 2 は第 3 出力軸 3 2 からディファレンシャルギヤ D への減速比が 1 よりも大きく設定されるので、遊星歯車機構 4 2 でリバース変速段の変速比を稼ぐことができる。この場合、リバース変速段では変速比が大きくなるために伝達トルクも大きくなるが、第 1 噛合切換機構 3 5 を遊星歯車機構 4 2 の上流側に設けたことで、第 1 噛合切換機構 3 5 には遊星歯車機構 4 2 で増加する前の比較的小さい伝達トルクしか作用しなくなり、その切り換えを小さい推力でスムーズに行うことができる。

[0061] しかもセレクト装置 S はドライブレンジおよびリバースレンジ以外にパーキングレンジおよびニュートラルレンジを確立可能であるため、動力伝達装置自体を更に小型軽量化することができる。

[0062] また図 9 に示すように、第 1 噛合切換機構 3 5 のスリーブ 3 6 は、第 1 出力軸 1 2 に設けた第 1 外周スプライン 1 2 a に噛合する第 1 内周スプライン 3 6 a と、第 2 出力軸 3 1 と一体の第 1 接続部材 3 4 に設けた第 2 外周スプ

ライン 3 4 a および第 3 出力軸 3 2 に設けた第 3 外周スプライン 3 2 a に噛合する第 2 内周スプライン 3 6 b とを備えるが、第 2 内周スプライン 3 6 b の第 1 内周スプライン 3 6 a 側の端部にはチャンファ 3 6 c が形成されるので、チャンファ 3 6 c の楔作用で第 2 内周スプライン 3 6 b を第 2 外周スプライン 3 4 a に容易に係合させることができる。

[0063] しかも第 1 内周スプライン 3 6 a の径は第 2 内周スプライン 3 6 b の径よりも大きいので、第 2 内周スプライン 3 6 b のチャンファ 3 6 c を加工する際に、第 1 内周スプライン 3 6 a と干渉することなく、チャンファ 3 6 c を第 1 内周スプライン 3 6 a 側から鋳造や鍛造で加工することができる。仮に、第 1 内周スプライン 3 6 a および第 2 内周スプライン 3 6 b が同径であると、チャンファ 3 6 c を切削加工することが必要になるため、大幅なコストアップが避けられない。

[0064] ところで、車両の前進走行中に図 1 4 に示すドライブレンジから第 1 噛合切換機構 3 5 のスリーブ 3 6 を右動して図 1 3 に示すニュートラルレンジに切り換え、車両がしばらく惰性で走行した後に、ニュートラルレンジから第 1 噛合切換機構 3 5 のスリーブ 3 6 を左動して再びドライブレンジに切り換える場合を考える。車両が惰性で走行する間に車速が低下して駆動輪 W, W に接続された第 2 外周スプライン 3 4 a の回転数が低下し、スリーブ 3 6 の第 2 内周スプライン 3 6 b との間に差回転が発生するが、この状態でドライブレンジに切り換えるべくスリーブ 3 6 を左動して第 2 内周スプライン 3 6 b で第 1 外周スプライン 1 2 a および第 2 内周スプライン 3 6 b を結合すると、エンジン E の駆動力が唐突に駆動輪 W, W に伝達されてトルクショックが発生する問題がある（図 1 5 参照）。

[0065] また車両の後進走行中に、図 1 2 に示すリバースレンジから第 2 噛合切換機構 5 1 のスリーブ 5 2 を左動して図 1 4 に示すニュートラルレンジに切り換え、車両が完全に停止する前に、ニュートラルレンジから第 2 噛合切換機構 5 1 のスリーブ 5 2 を右動して再びリバースレンジに切り換える場合を考える。車両がまだ後進走行していて駆動輪 W, W に接続された外周スプライン

ン44aの回転している状態で、リバースレンジに切り換えるべくスリーブ52を左動して内周スプライン52aで外周スプライン44aを結合すると、エンジンEの駆動力が唐突に駆動輪W、Wに伝達されてトルクショックが発生する問題がある（図15参照）。

[0066] また上記何れの場合においても、差回転が存在する状態で第1啮合切換機構35あるいは第2啮合切換機構51が駆動されるため、内周スプラインや外周スプラインが啮合時に損傷する虞もある。

[0067] 本実施の形態は、ドライブレンジからニュートラルレンジに切り換えた後に再びドライブレンジに切り換えるときに、第1啮合切換機構35の差回転を消滅あるいは減少させてトルクショックの発生を防止するとともに、リバースレンジからニュートラルレンジに切り換えた後に再びリバースレンジに切り換えるときに、第2啮合切換機構51の差回転を消滅あるいは減少させてトルクショックの発生を防止するものである。

[0068] 以下、その作用を図16のフローチャートに基づいて説明する。

[0069] 先ずステップS1でニュートラルレンジであるとき、ステップS2で足軸が回転しているか、即ち駆動輪W、Wに接続されたディファレンシャルギヤD、第2出力軸31、遊星歯車機構42のリングギヤ45等が回転しているか否かを判断する。前記ステップS2で足軸の回転がなく、車両が停止状態にあるとき、ステップS3でエンジンEが回転していれば、ステップS4でエンジンEの回転が第1出力軸12に伝達されないように、無段変速機Tの偏心量 ε をゼロに設定する。

[0070] 前記ステップS2で足軸が回転していれば、ステップS5で足軸の回転数および回転方向を適宜のセンサにより取得するとともに、ステップS6で第1出力軸12の回転数を適宜のセンサにより取得する。そしてステップS7で足軸の回転方向が正転であって車両が惰性で前進走行していれば、ステップS8で足軸の回転数が第1出力軸12の回転数以上になるように、変速アクチュエータ14で偏心ディスク18の偏心量 ε を制御する。

[0071] このとき、足軸の回転数と第1出力軸12の回転数とが完全に一致するこ

とが望ましく、その場合には第1啮合切換機構35の第2内周スプライン36bおよび第2外周スプライン34aの差回転がなくなるため、スリーブ36を左動してニュートラルレンジからドライブレンジに切り換えたときにトルクショックが発生することが防止される。また足軸の回転数が第1出力軸12の回転数以上であれば、駆動輪W、W側からエンジンE側に駆動力が逆伝達されるが、エンジンEの駆動力が駆動輪W、Wに伝達される場合に比べて、トルクショックを低減することができる。但し、前記差回転がなるべく小さくなるように偏心量 ε を制御することが望ましい。

[0072] また前記ステップS7で足軸の回転方向が逆転であって車両が惰性で後進走行していれば、ステップS9で第2啮合切換機構51のキャリア44に形成した外周スプライン44aの回転数（正転方向の回転数および逆転方向の回転数を含む）が所定回転数以下になるように、変速アクチュエータ14で偏心ディスク18の偏心量 ε を制御する。遊星歯車機構42のリングギヤ45の回転数は足軸の回転数であり、遊星歯車機構42のサンギヤ43の回転数は第1出力軸12の回転数であるため、偏心量 ε を制御して第1出力軸12の回転数を変化させることで、リングギヤ45およびサンギヤ43にピニオン47…を啮合させたキャリア44の外周スプライン44aの回転数を制御することができる。

[0073] このとき、外周スプライン44aの回転数がゼロであることが望ましく、その場合には第2啮合切換機構51のスリーブ52の内周スプライン52aおよびキャリア44の外周スプライン44aの差回転がなくなるため、スリーブ52を右動してニュートラルレンジからリバースレンジに切り換えたときにトルクショックが発生することが防止される。外周スプライン44aの回転数が完全にゼロでなくても、所定回転数以下であればトルクショックを低減することができるが、キャリア44の外周スプライン44aの回転数がなるべく小さくなるように偏心量 ε を制御することが望ましい。

[0074] そしてステップS10でニュートラルレンジでなくなり、ドライブレンジあるいはリバースレンジへのシフトチェンジが完了すれば、本ルーチンを終

了する。

[0075] 以上のように、本実施の形態によれば、車両がニュートラルレンジにおいて惰性で走行している間に、第1啮合切換機構35あるいは第2啮合切換機構51を操作してドライブレンジあるいはリバースレンジにシフトチェンジしたときに、トルクショックの発生を最小限に抑えることができるだけでなく、第1啮合切換機構35あるいは第2啮合切換機構51のスプラインが大きな差回転を持つ状態で啮合して損傷するのを防止することができる。

[0076] 以上、本発明の実施の形態を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

[0077] 例えば、本発明の変速機は実施の形態の往復動式の無段変速機Tに限定されず、ベルト式無段変速機のような他種の無段変速機であっても良い。

[0078] また遊星歯車機構42のサンギヤ43、キャリア44およびリングギヤ45の何れを第1～第3要素とするかは、適宜変更可能である。

請求の範囲

- [請求項1] 変速機（T）とディファレンシャルギヤ（D）との間にセレクト装置（S）を配置した車両用動力伝達装置であって、
- 前記セレクト装置（S）は、
- 前記変速機（T）に接続された第1出力軸（12）と、
- 前記ディファレンシャルギヤ（D）に接続された第2出力軸（31）と、
- 前記第2出力軸（31）の外周に相对回転自在に嵌合する第3出力軸（32）と、
- 第1要素（43）が前記第3出力軸（32）に接続されて第2要素（45）が前記ディファレンシャルギヤ（D）に接続された遊星歯車機構（42）と、
- 前記第1、第3出力軸（12、32）を結合して前記第2出力軸（31）を切り離す状態と前記第1～第3出力軸（12、31、32）を結合する状態とを切り換え可能な第1噛合切換機構（35）と、
- 前記遊星歯車機構（42）の第3要素（44）をケーシング（50）に結合可能な第2噛合切換機構（51）とを備えることを特徴とする車両用動力伝達装置。
- [請求項2] 前記遊星歯車機構（42）は前記第3出力軸（32）から前記ディファレンシャルギヤ（D）への減速比が1よりも大きく設定されることを特徴とする、請求項1に記載の車両用動力伝達装置。
- [請求項3] 第1噛合切換機構（35）は、前記第1出力軸（12）に設けた第1外周スプライン（12a）に噛合する第1内周スプライン（36a）と、前記第2出力軸（31）に設けた第2外周スプライン（34a）および前記第3出力軸（32）に設けた第3外周スプライン（32a）に噛合する第2内周スプライン（36b）とを備え、
- 前記第1内周スプライン（36a）の径は前記第2内周スプライン（36b）の径よりも大きく、前記第2内周スプライン（36b）の

前記第1内周スプライン(36a)側の端部にはチャンファ(36c)が形成されることを特徴とする、請求項1または請求項2に記載の車両用動力伝達装置。

[請求項4]

前記変速機(T)は、

駆動源(E)に接続された入力軸(11)の軸線からの偏心量(ε)が可変であって該入力軸(11)と共に回転する入力側支点(18)と、

前記第1出力軸(12)に接続されたワンウェイクラッチ(21)と、

前記ワンウェイクラッチ(21)の入力部材(22)に設けられた出力側支点(19c)と、

前記入力側支点(18)および前記出力側支点(19c)に両端を接続されて往復運動するコネクティングロッド(19)と、

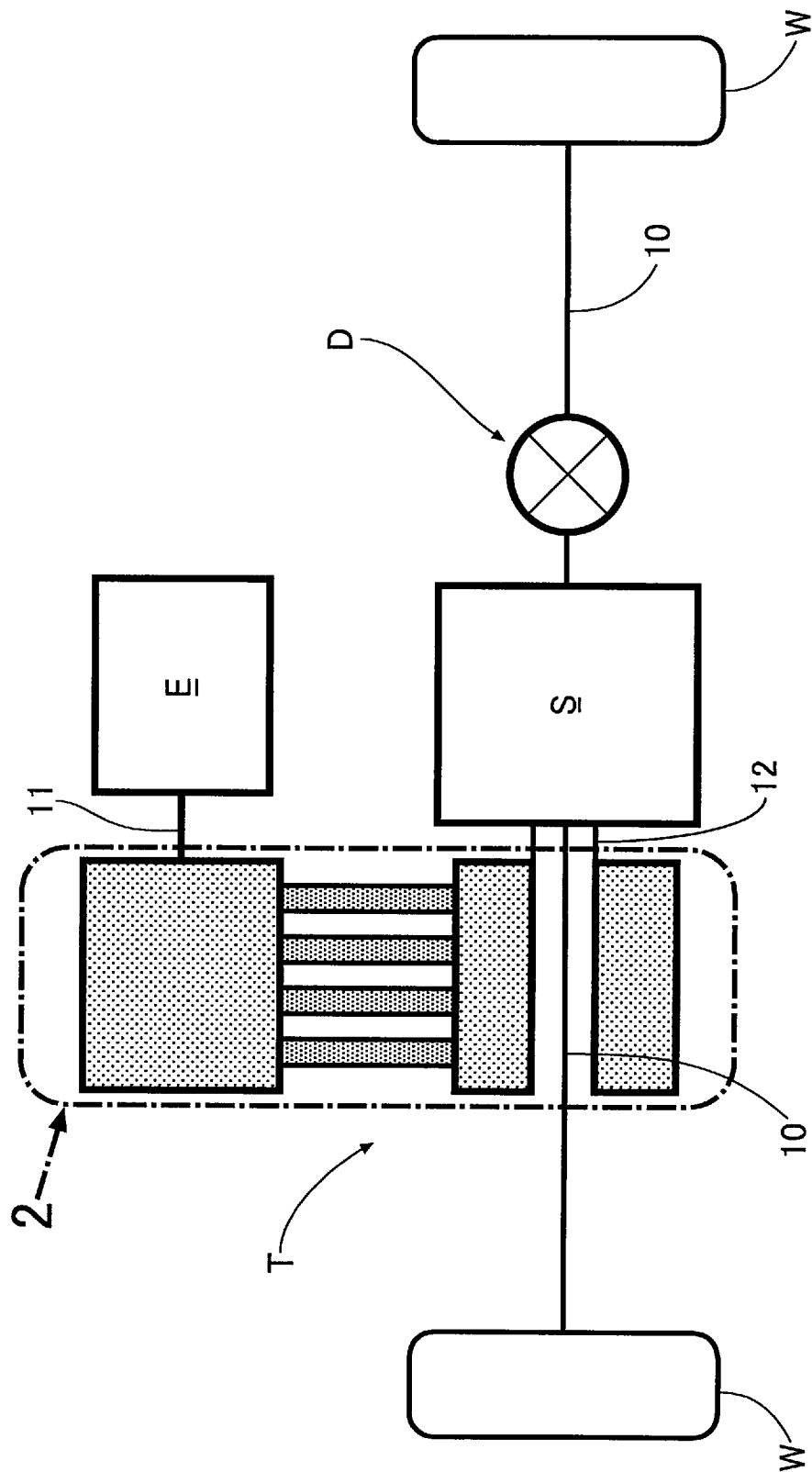
前記入力側支点(18)の偏心量を変更する変速アクチュエータ(14)と備えることを特徴とする、請求項1～請求項3の何れか1項に記載の車両用動力伝達装置。

[請求項5]

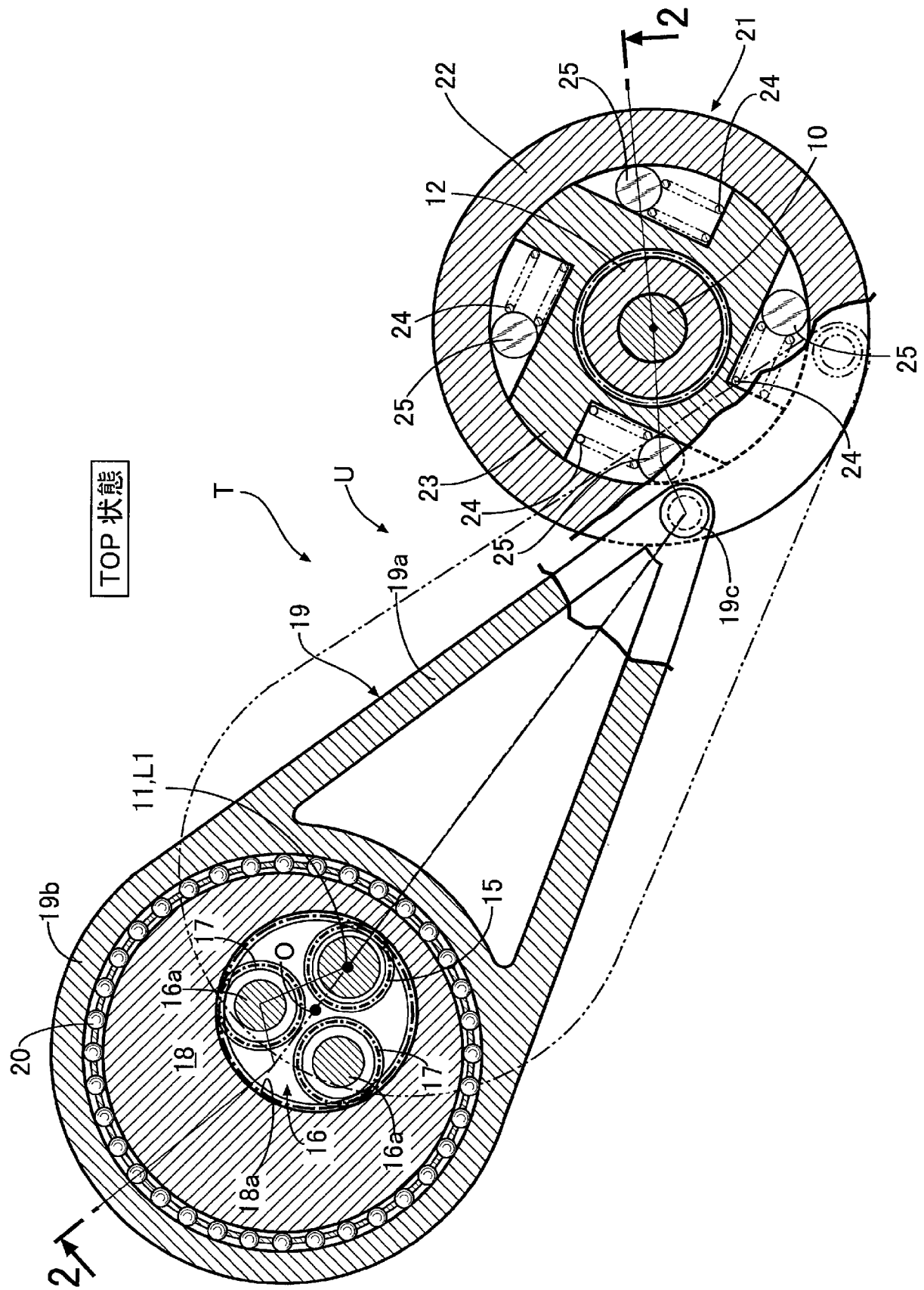
前記第1噛合切換機構(35)により前記第1、第3出力軸(12, 32)を結合して前記第2出力軸(31)を切り離し、前記第2噛合切換機構(51)により前記第3要素(44)を前記ケーシング(50)から切り離し、かつ前記第2出力軸(31)が回転状態にあるとき、

前記第2出力軸(31)の回転方向が第1の方向である場合には、前記第1出力軸(12)の回転数が前記第2出力軸(31)の回転数以下となるように前記偏心量(ε)を制御するとともに、前記第2出力軸(31)の回転方向が第2の方向である場合には、前記第3要素(44)の回転数の絶対値が所定回転数以下となるように前記偏心量(ε)を制御することを特徴とする、請求項4に記載の車両用動力伝達装置。

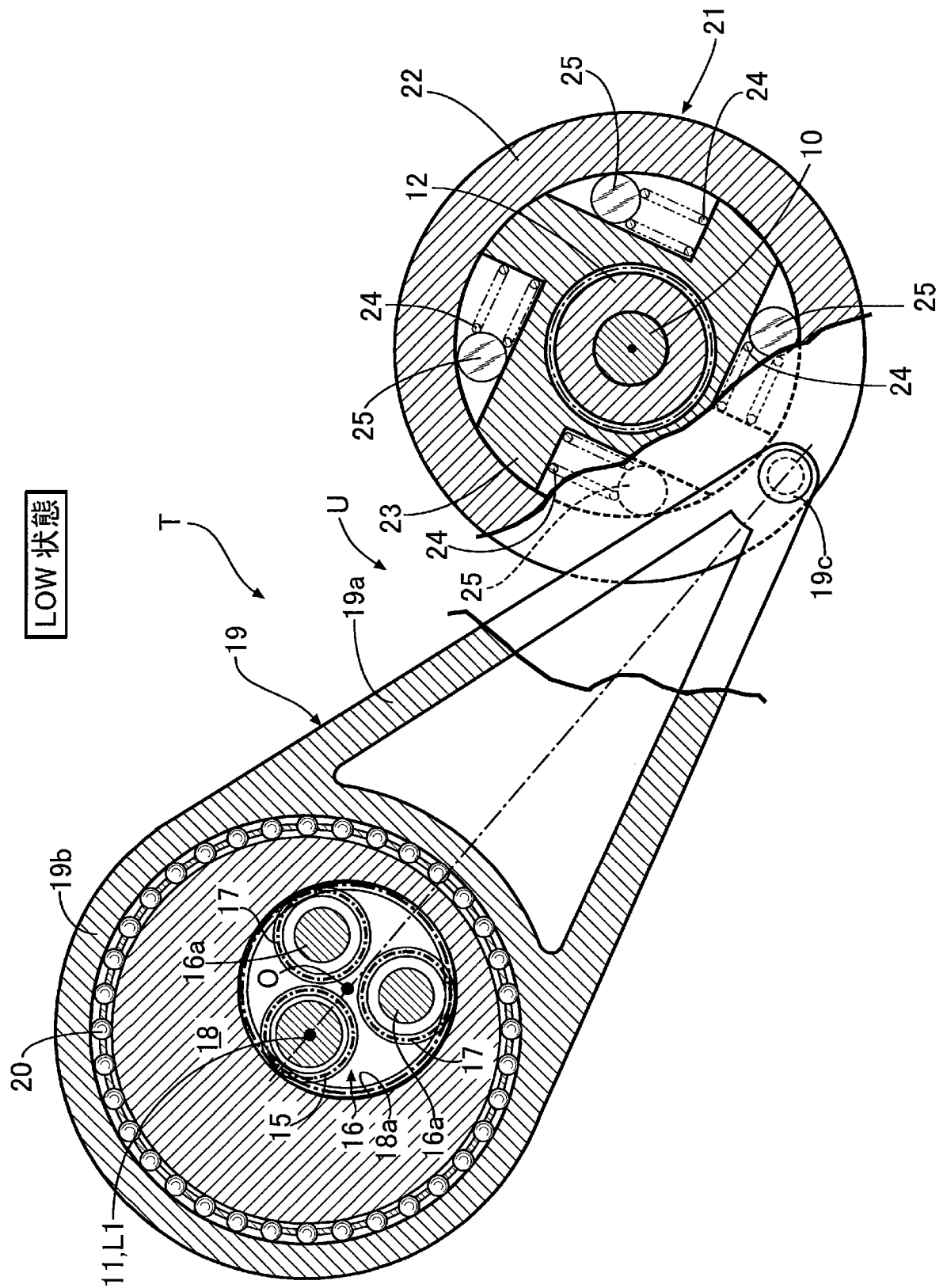
[図1]



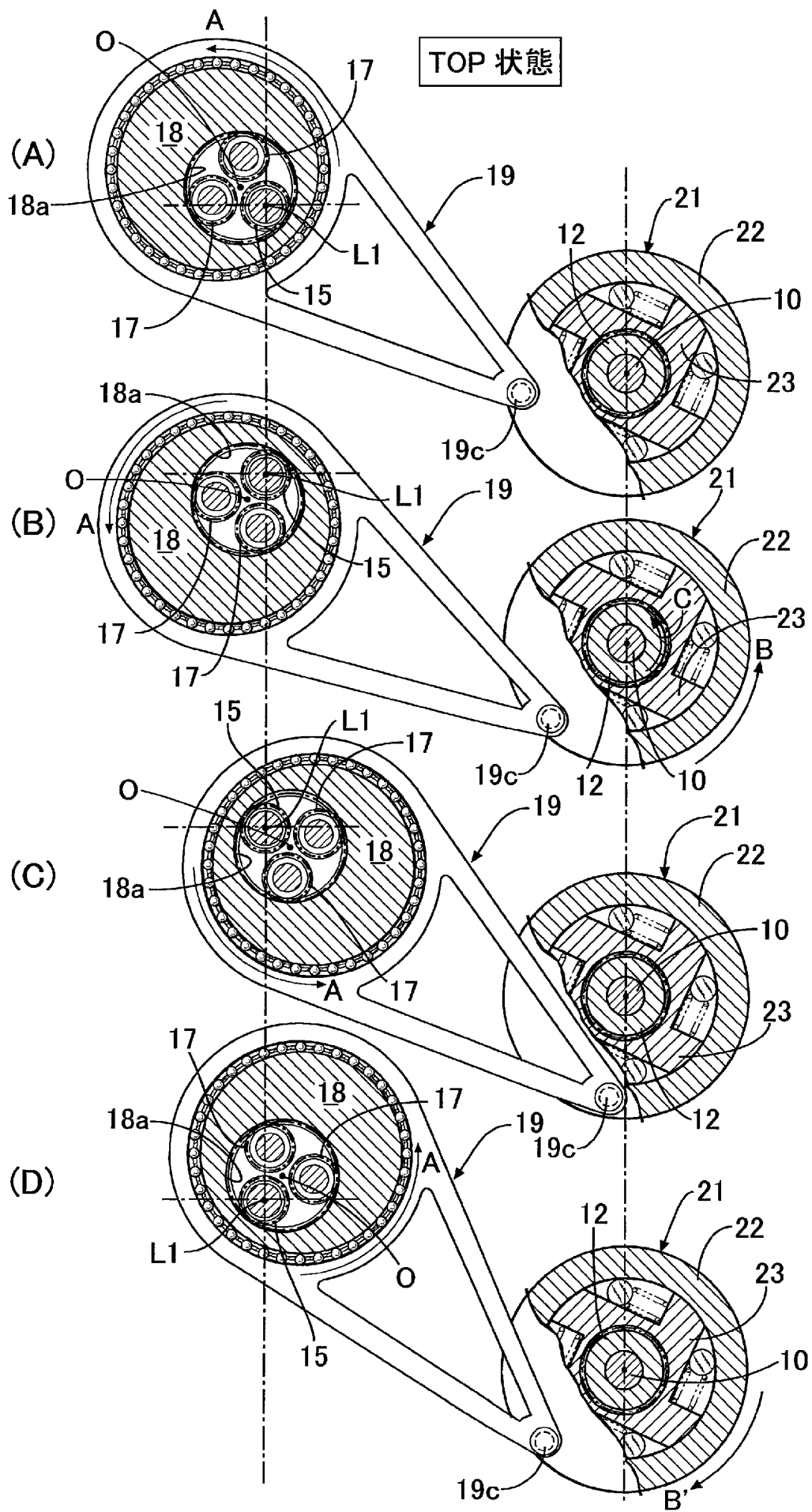
[図3]



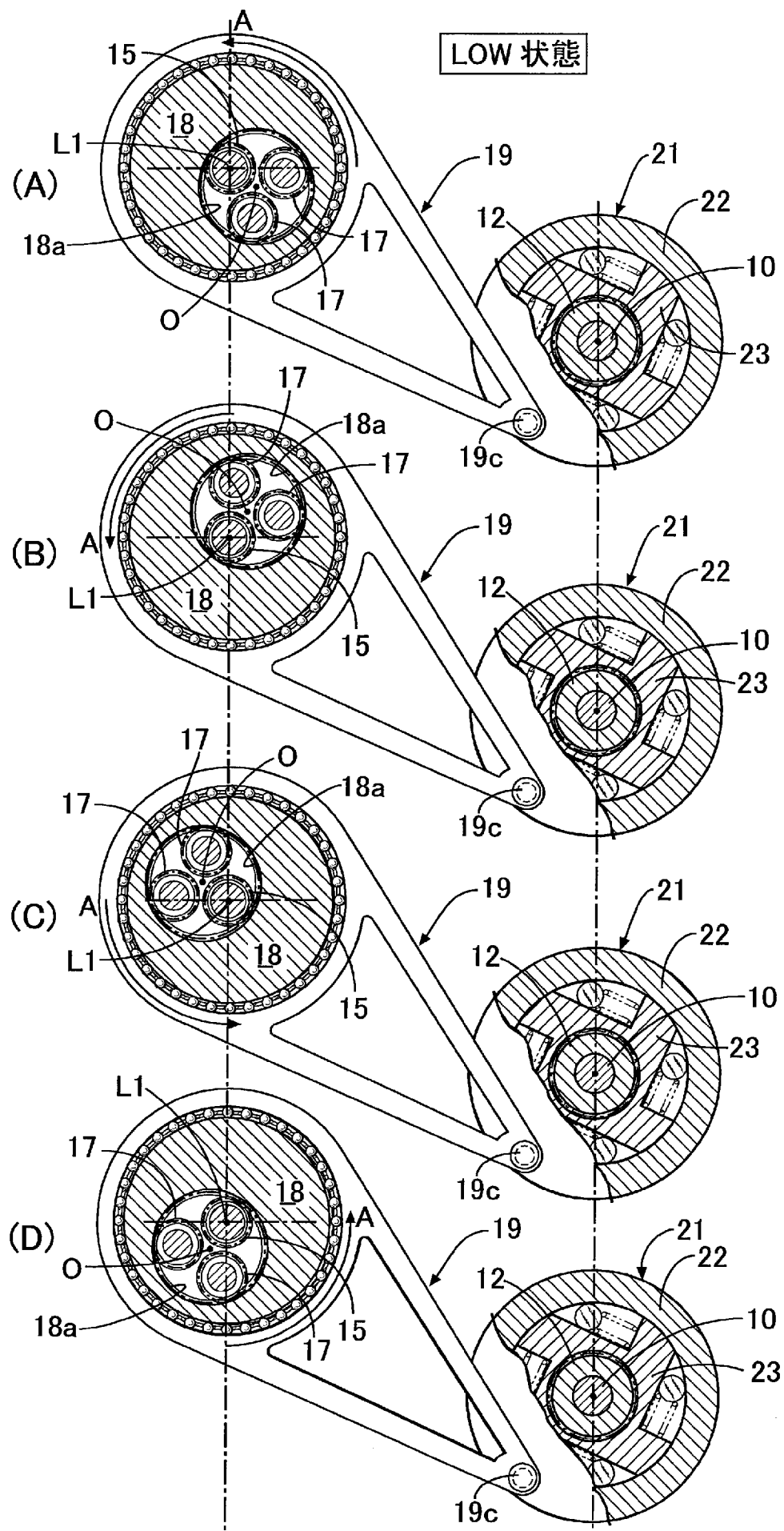
[図4]



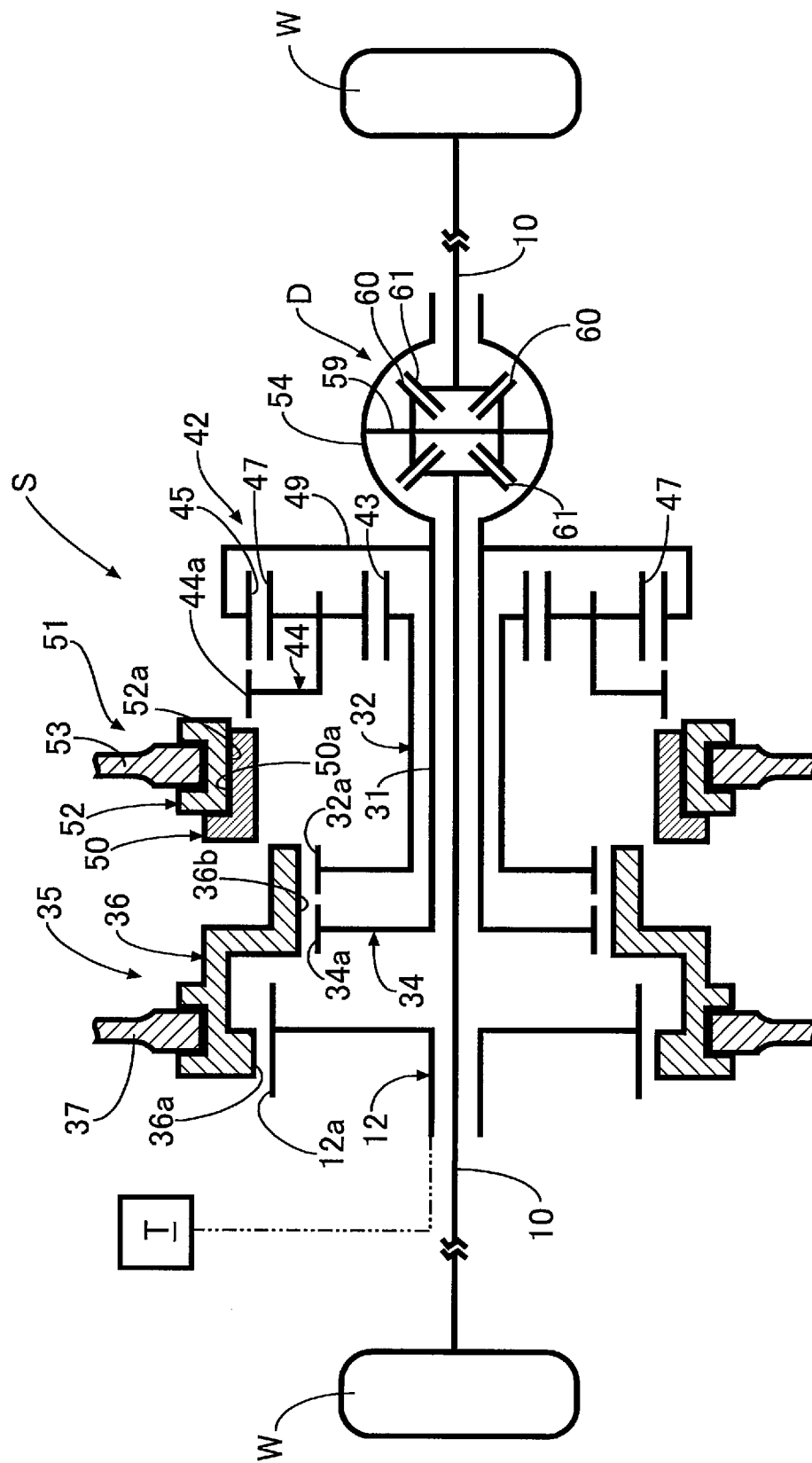
[図5]



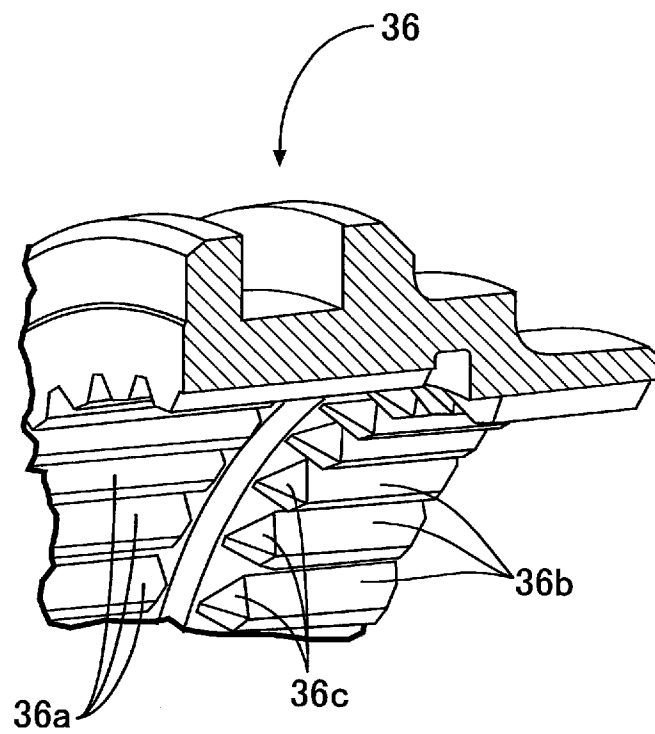
[図6]



[図7]



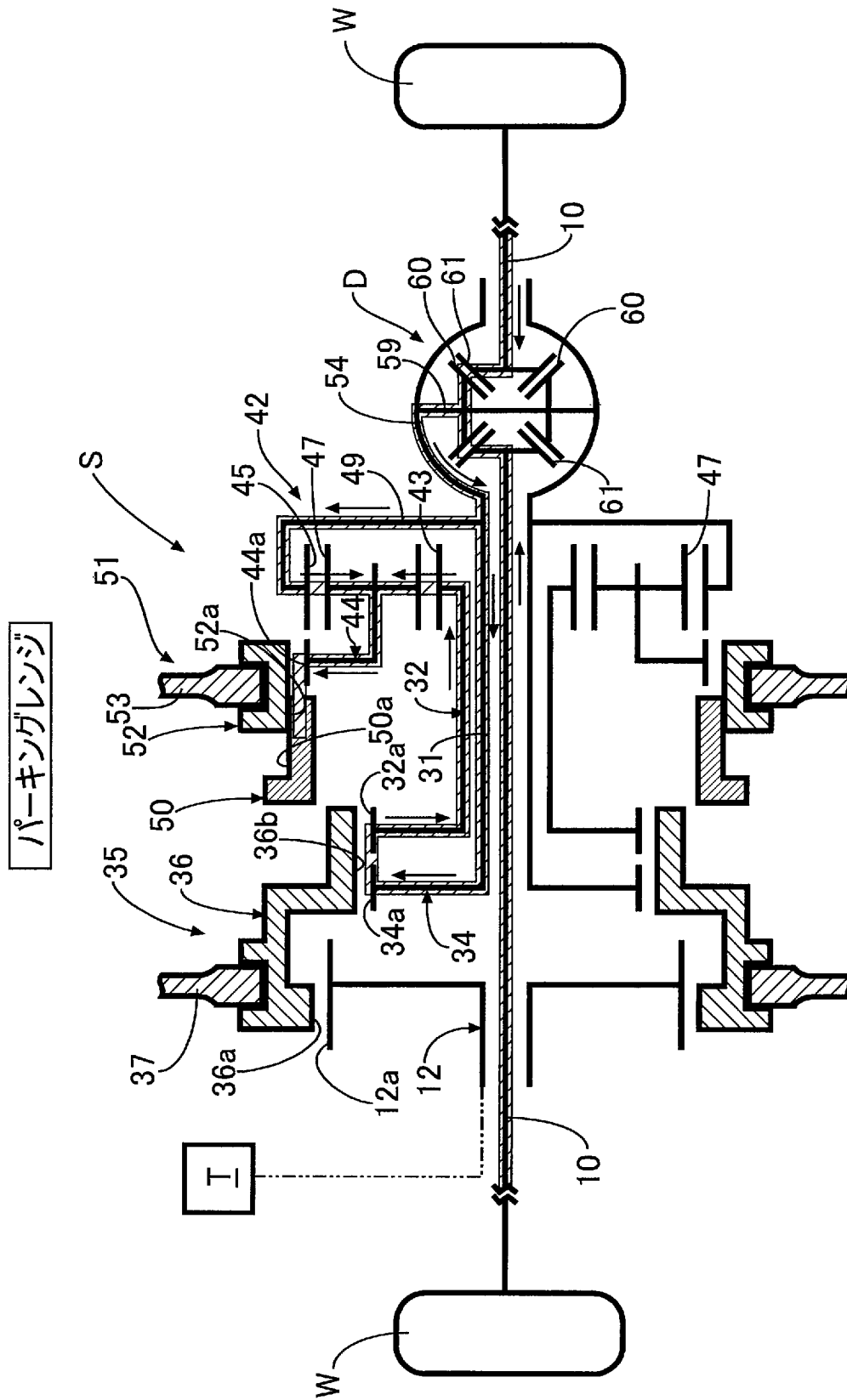
[図9]



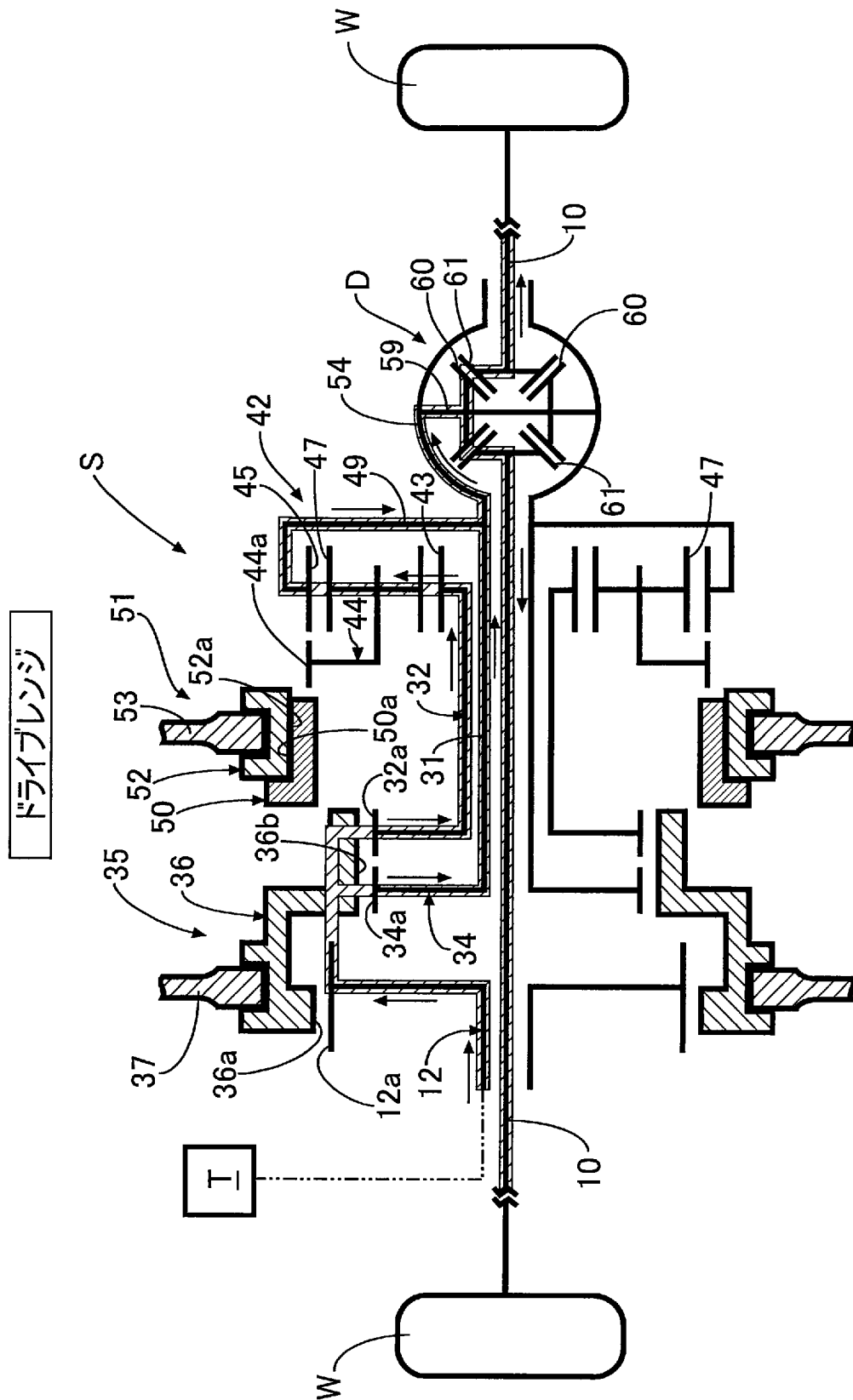
[図10]

	第1啮合切換機構	第2啮合切換機構
パーキングレンジ	L	R
リバースレンジ	R	R
ニュートラルレンジ	R	L
ドライブレンジ	L	L

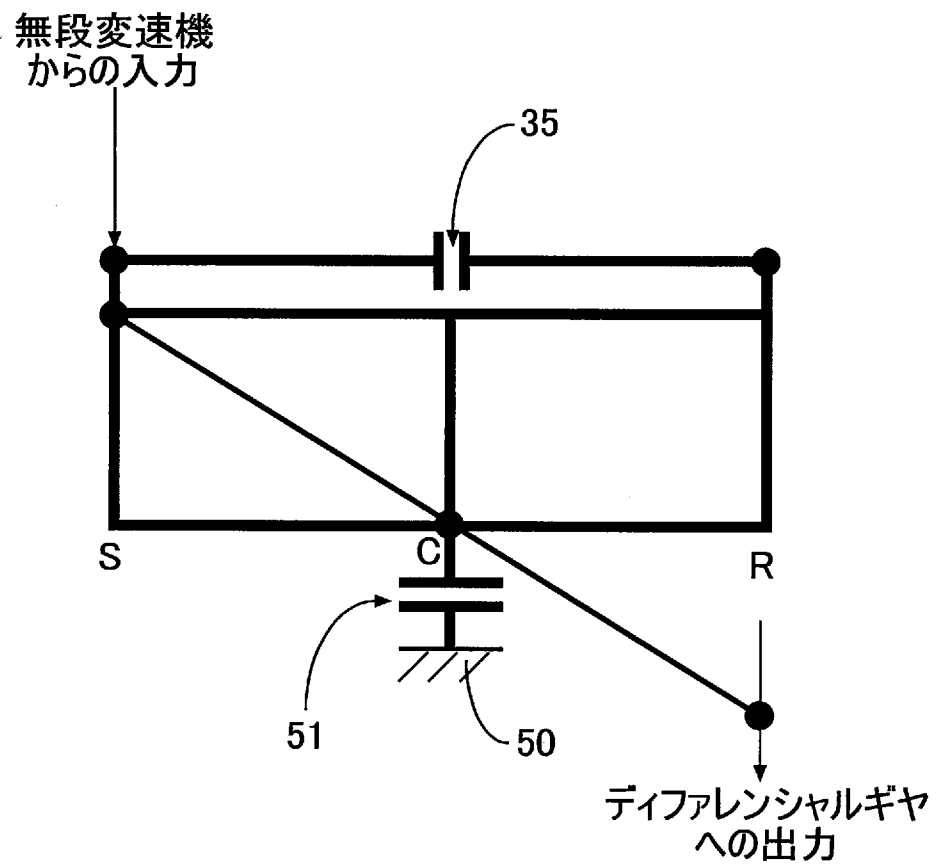
[図11]



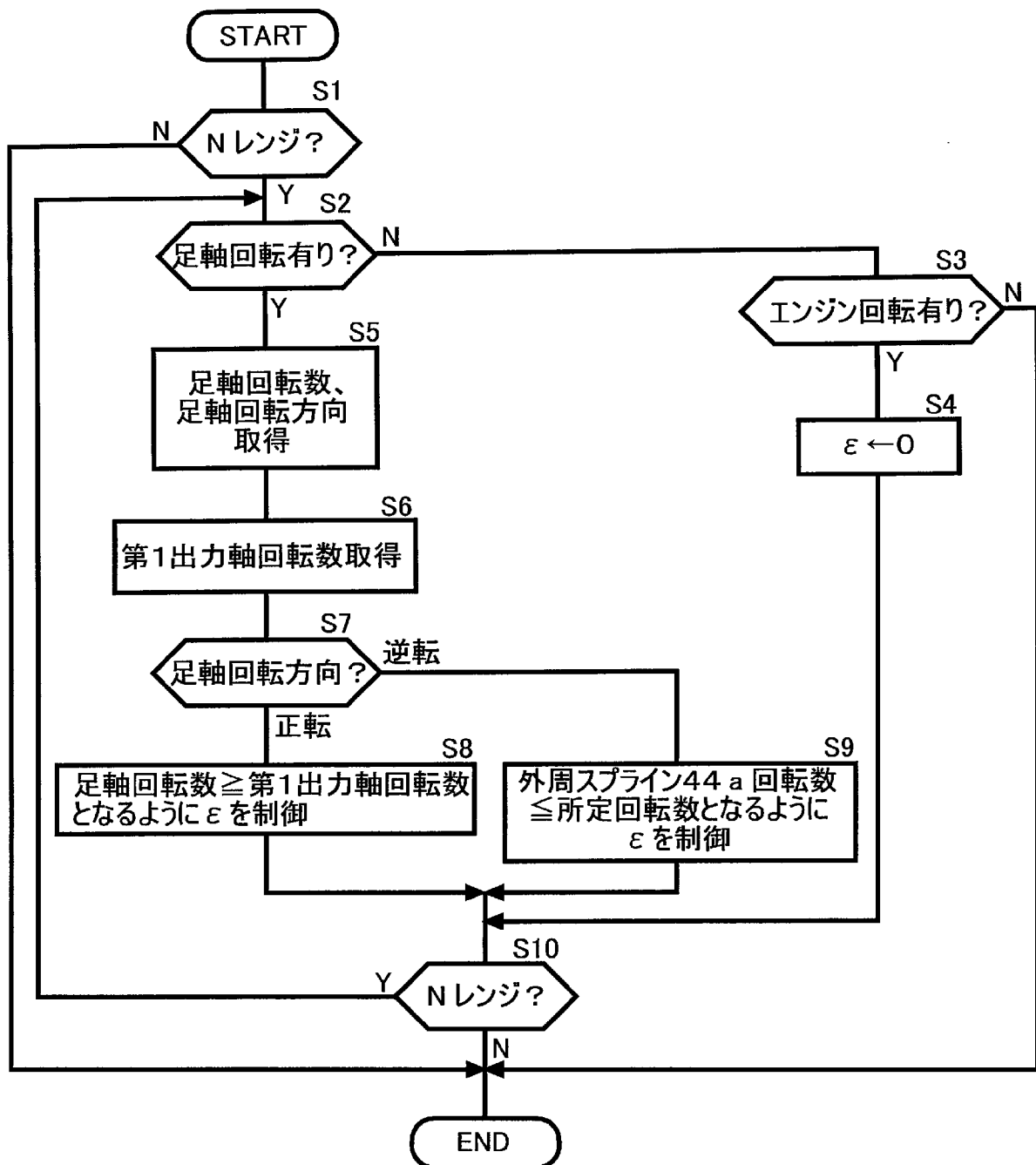
[図14]



[図15]



[図16]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/069800

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H3/52(2006.01)i, F16H21/42(2006.01)i, F16H31/00(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H3/52, F16H21/42, F16H31/00

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 1996-2013

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2013 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2013

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 A	JP 2004-100921 A (Toyota Motor Corp.), 02 April 2004 (02.04.2004), paragraphs [0016] to [0029]; fig. 6 to 7 (Family: none)	1-2, 4 3, 5
Y	JP 2001-227615 A (Toyota Motor Corp.), 24 August 2001 (24.08.2001), paragraphs [0013] to [0019]; fig. 1 to 2 (Family: none)	1-2, 4



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
11 September, 2013 (11.09.13)Date of mailing of the international search report
24 September, 2013 (24.09.13)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/069800

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 2005-502543 A (Luk Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG.), 27 January 2005 (27.01.2005), paragraphs [0036] to [0151]; fig. 1 to 9 & US 2005/0039572 A1 & WO 2003/026911 A1 & WO 2003/027538 A1 & DE 10243533 A1 & DE 10243535 A1 & FR 2830065 A1 & FR 2830066 A1	4
A	JP 2006-046468 A (Aisin AW Co., Ltd.), 16 February 2006 (16.02.2006), entire text; fig. 1 to 8 & US 2006/0030447 A1 & DE 2005036248 A1	1-5

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F16H3/52(2006.01)i, F16H21/42(2006.01)i, F16H31/00(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（I P C）） Int.Cl. F16H3/52, F16H21/42, F16H31/00		
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 1 9 2 2 - 1 9 9 6 年 日本国公開実用新案公報 1 9 7 1 - 2 0 1 3 年 日本国実用新案登録公報 1 9 9 6 - 2 0 1 3 年 日本国登録実用新案公報 1 9 9 4 - 2 0 1 3 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 A	JP 2004-100921 A（トヨタ自動車株式会社） 2004.04.02, 段落【0016】－【0029】，第6-7図 （ファミリーなし）	1-2, 4 3, 5
Y	JP 2001-227615 A（トヨタ自動車株式会社） 2001.08.24, 段落【0013】－【0019】，第1-2図 （ファミリーなし）	1-2, 4
☒ 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 1 1 . 0 9 . 2 0 1 3	国際調査報告の発送日 2 4 . 0 9 . 2 0 1 3	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（I S A / J P） 郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5 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） 高吉 続久 電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8	3 J 3 9 3 2

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 2005-502543 A (ルーク ラメレン ウント クツプルングスバ ウ ベタイリグングス コマンディートゲゼルシャフト) 2005.01.27, 段落【0036】－【0151】, 第1-9 図 & US 2005/0039572 A1 & WO 2003/026911 A1 & WO 2003/027538 A1 & DE 10243533 A1 & DE 10243535 A1 & FR 2830065 A1 & FR 2830066 A1	4
A	JP 2006-046468 A (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2006.02.16, 全文, 第1-8 図 & US 2006/0030447 A1 & DE 2005036248 A1	1-5