

(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
2013 年 10 月 3 日(03.10.2013)



(10) 国際公開番号

WO 2013/145177 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 15/14 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/058221
- (22) 国際出願日: 2012 年 3 月 28 日(28.03.2012)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ジャ
トコ株式会社(JATCO Ltd) [JP/JP]; 〒4178585 静岡
県富士市今泉 7 0 0 番地の 1 Shizuoka (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 丹下 宏司
(TANGE, Hiroshi) [JP/JP]; 〒4178585 静岡県富士市
今泉 7 0 0 番地の 1 ジャトコ株式会社内
Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 後藤 政喜(GOTO, Masaki); 〒1000013 東
京都千代田区霞が関三丁目 3 番 1 号尚友会館
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, 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, KM, 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, 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, MD, 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, ML,
MR, NE, SN, TD, TG).

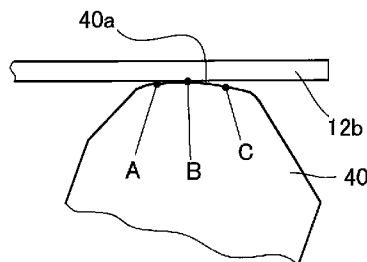
添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 無段変速機

[図4B]



(57) Abstract: A continuously variable transmission comprises a pair of pressing means that form a torque transmission contact portion in a disk overlapping area where an input disk and an output disk overlap each other. A tilting means is provided to tilt the pressing means toward an input shaft side or an output shaft side in response to a clamping force on both disks by the pressing means. Contact portions of the pressing means forming the torque transmission contact portion are formed by curved surfaces having different curvatures. The pressing means tilt so that the curvature of the contact portion decreases as the clamping force on both disks by the pressing means increases. The area of a torque transmission portion increases as the clamping force on both disks by the pressing means increases.

(57) 要約: 入力ディスクと出力ディスクが互いに重なり合うディスク重合領域でトルク伝達接触部を形成する一対の押圧手段とを備える無段変速機であって、押圧手段による両ディスクを挟持押圧する力に応じて、押圧手段を入力軸側、または出力軸側に傾斜させる傾斜手段を備え、トルク伝達当接部を形成する押圧手段の接触部は、曲率が異なる曲面によって形成され、押圧手段は、押圧手段による両ディスクを挟持押圧する力が大きくなると接触部の曲率が小さくなるように傾斜し、

トルク伝達部の面積は、押圧手段による両ディスクを挟持押圧する力が大きくなると大きくなる。

明 細 書

発明の名称：無段変速機

技術分野

[0001] 本発明は無段変速機に関するものである。

背景技術

[0002] 従来、入力ディスクの一部と出力ディスクの一部とが互いに重なり合うディスク重合領域を設け、ディスク重合領域で入力ディスクと出力ディスクとを一对の押圧ローラで挟んで接触させる変速機がJP2010-53995Aに開示されている。

発明の概要

[0003] 上記発明の変速機は、押圧ローラによってディスクを弾性変形させることで押圧ローラとディスクと間にトルク伝達接触部が形成される。

[0004] トルク伝達接触部の中心では入力ディスクの周速と出力ディスクとの周速は等しくなり、入力ディスクの位置ベクトルと出力ディスクの位置ベクトルとが一致している。しかし、トルク伝達接触部の中心から離れるほど入力ディスクの周速と出力ディスクとの周速との差が大きくなり、または入力ディスクの位置ベクトルと出力ディスクの位置ベクトルとが異なり、回転伝達のロスとなるスピンロスが発生する。

[0005] これに対して、ディスクと接触する押圧ローラの先端部の径を小さくし、トルク伝達接触部の面積を小さくすることでスピンロスを抑制することができる。

[0006] しかし、押圧ローラの先端部の径を小さくすると、ディスクの単位面積当たりの圧力が高くなるので、ディスクが劣化する、といった問題点がある。

[0007] 本発明はこのような問題点を解決するために発明されたもので、スピンロスを抑制しつつ、ディスクの劣化を抑制することを目的とする。

[0008] 本発明のある態様に係る無段変速機は原動機に接続される入力軸と、入力軸に平行配置される出力軸と、入力軸に設けられ、外周端を出力軸に近接配

置した円板状の入力ディスクと、出力軸に設けられ、外周端を入力軸に近接配置した円板状の出力ディスクと、入力ディスクと出力ディスクが互いに重なり合うディスク重合領域のうち、入力軸の軸心と出力軸の軸心を結ぶ軸心連結線に沿って移動可能に設けられ、目標変速比に応じた位置にて両ディスクを挟持押圧し、両ディスクの弾性変形によりトルク伝達接触部を形成する一対の押圧手段とを備える無段変速機であって、押圧手段による両ディスクを挟持押圧する力に応じて、押圧手段を入力軸側、または出力軸側に傾斜させる傾斜手段を備え、トルク伝達当接部を形成する押圧手段の接触部は、曲率が異なる曲面によって形成され、押圧手段は、押圧手段による両ディスクを挟持押圧する力が大きくなると接触部の記曲率が小さくなるように傾斜し、トルク伝達部の面積は、押圧手段による両ディスクを挟持押圧する力が大きくなると大きくなる。

[0009] この態様によると、押圧手段による両ディスクを挟持押圧する力に応じて押圧手段の傾きが変わり、トルク伝達当接部を形成する接触部の曲面の曲率を変え、トルク伝達当接部の面積を変えることができるので、スピンロスを抑制しつつ、ディスクの劣化を抑制することができる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]図1は車両用自動変速システムを示す全体概略図である。

[図2]図2は変速機をエンジン側から見た図である。

[図3]図3は図2における下面図である。

[図4A]図4Aは図2のIV－IV断面図である。

[図4B]図4Bは押付ローラとサイドディスクとの接触箇所付近の拡大図である。

[図5A]図5Aは図4Aの入力軸、および出力軸付近の概略図である。

[図5B]図5Bは図4Aの入力軸、および出力軸付近の概略図である。

[図6A]図6Aは図2のVI－VI断面図である。

[図6B]図6Bは押付ローラシャフトの端部付近の拡大図である。

[図7]図7は図6のVII－VII断面における概略図である。

[図8]図8は付勢部と保持部および押付ローラとの関係を示す概略図である。

[図9A]図9Aは図2のIX-IX断面図である。

[図9B]図9Bは図9AのX-X断面における概略図である。

[図10A]図10Aは第2ローラフォロアの位置と、一对の押付ローラ機構を挟持する挟持力との関係を示す図である。

[図10B]図10Bは第2ローラフォロアの位置と、一对の押付ローラ機構を挟持する挟持力との関係を示す図である。

[図11]図11は旋回角とクランプアームによる挟持力との関係を示すマップである。

[図12A]図12Aは押付ローラの動きを説明するための図である。

[図12B]図12Bは押付ローラの動きを説明するための図である。

[図13A]図13Aは変速比をLow側からHigh側へ変速させる場合の押付ローラの動きを説明する図である。

[図13B]図13Bは変速比をLow側からHigh側へ変速させる場合の押付ローラの動きを説明する図である。

[図13C]図13Cは変速比をLow側からHigh側へ変速させる場合の押付ローラの動きを説明する図である。

[図14]図14は押付ローラを出力軸側に傾斜させた状態を示す概略図である。

[図15]図15は変速比制御を説明するフローチャートである。

[図16]図16是一对の押付ローラによる推力制御を説明するフローチャートである。

[図17]図17は目標スリップ率算出制御を説明するフローチャートである。

[図18]図18は油温と、目標変速比と、目標スリップ率との関係を示すマップである。

[図19]図19はスリップ率と、入力軸から出力軸へのトルク伝達率との関係を示す

[図20]図20はスリップ率算出制御を説明するフローチャートである。

発明を実施するための形態

- [0011] 以下、本発明の実施形態について図面を参照しながら説明する。
- [0012] 図1は、本実施形態のマルチディスク無段変速ユニットが適用された車両用自動変速システムを示す全体概略図である。
- [0013] 車両用自動変速システム1は、エンジン2と、マルチディスク無段変速ユニット（以下変速機と言う。）3と、左右の駆動軸4、5と、左右の駆動輪6、7と、コントロールユニット（以下、ATCU）8とを備える。
- [0014] 変速機3は、変速機ケース9と、入力軸10と、プライマリディスク11と、セカンダリディスク12と、押圧機構13と、出力軸14と、従来周知の乾式発進クラッチ15と、リバースギア16と、リバースアイドルギア17と、出力ギア18と、シンクロ機構19と、ファイナルギア20と、デフレンシャルギアユニット21とを備える。
- [0015] 車両用自動変速システム1は、入力軸10と、出力軸14と、駆動軸4、5とによる三軸構成である。
- [0016] 入力軸10と出力軸14とは、入力軸10の軸心と、出力軸14の軸心とが平行となるように配置される。入力軸10および出力軸14は、変速機ケース9によって回転可能に支持される。
- [0017] 変速機3について図2、図3を用いて詳しく説明する。図2は変速機3をエンジン2側から見た図である。図3は図2の下面図である。図4Aは図2のIV-IV断面図である。なお、図2以降の図面については説明のため部材の一部を省略している。
- [0018] プライマリディスク11は、2枚の円形のディスク11aを図5A、図5Bに示すように入力軸10の軸方向に並べて入力軸10に取り付けて構成され、入力軸10と一体となって回転する。図5は図4Aの入力軸10、および出力軸14付近の概略図である。2枚のディスク11aの間にはスペーサ22が設けられ、2枚のディスク11aは、スペーサ22によって入力軸10の軸方向に所定の間隔を設けて配置される。プライマリディスク11は、ディスク11aの外周端が出力軸14に近接するように配置される。プライ

マリディスク 11 は入力軸 10 とともに図 2 の矢印方向に回転する。

[0019] セカンダリディスク 12 は、センターディスク 12a と、センターディスク 12a の両面側に向かい合わせて設けた 2 枚のサイドディスク 12b とを備える。セカンダリディスク 12 は、図 5A、図 5B に示すようにセンターディスク 12a とサイドディスク 12b とを出力軸 14 の軸方向に並べて出力軸 14 に取り付けて構成され、出力軸 14 と一体となって回転する。センターディスク 12a とサイドディスク 12b との間にはスペーサ 23 が設けられ、センターディスク 12a とサイドディスク 12b とは、スペーサ 23 によって出力軸 14 の軸方向に所定の間隔を設けて配置される。セカンダリディスク 12 は、センターディスク 12a の外周端、およびサイドディスク 12b の外周端が入力軸 10 に近接するように配置される。

[0020] センターディスク 12a は、円形のディスクであり、サイドディスク 12b、およびプライマリディスク 11 のディスク 11a よりも出力軸 14 の軸方向における厚さが厚い。センターディスク 12a には、径方向内側に凹部 12c が形成され、凹部 12c にスラストボールベアリング 24 が設けられる。

[0021] サイドディスク 12b は、円形のディスクであり、半径方向の外方になるに従ってセンターディスク 12a との距離が大きくなるように反っている。

[0022] プライマリディスク 11 のディスク 11a は、セカンダリディスク 12 のセンターディスク 12a とサイドディスク 12b との間に配置される。プライマリディスク 11 とセカンダリディスク 12 とは、入力軸 10 と出力軸 14 との間で、ディスクの一部が重なり合うディスク重合領域を形成する。センターディスク 12a は、入力軸 10 の軸方向におけるディスク重合領域の中心に位置する。

[0023] ディスク重合領域において、プライマリディスク 11 のディスク 11a の出力軸 14 側の外周端は、スラストボールベアリング 24 によって支持されており、プライマリディスク 11 のディスク 11a とセンターディスク 12a との間には、以下に詳述する押圧機構 13 による押圧力が作用しない状態

では、隙間が形成される。また、セカンダリディスク 12 のサイドディスク 12 b は、外周端側がセンターディスク 12 a との距離が大きくなるように反っているので、プライマリディスク 11 のディスク 11 a とセカンダリディスク 12 のサイドディスク 12 b との間には隙間が形成される。そのため、ディスク重合領域においては、プライマリディスク 11 およびセカンダリディスク 12 に押圧機構 13 によって挟持押圧する力（以下、この力を推力と言う。）がかかっていない場合、または推力が小さい場合には、図 5 A に示すようにプライマリディスク 11 とセカンダリディスク 12 とは接触しない。一方、押圧機構 13 による推力が大きくなると、図 5 B に示すようにプライマリディスク 11 とセカンダリディスク 12 とが弾性変形し、プライマリディスク 11 とセカンダリディスク 12 とが接触し、トルク伝達接触部が形成される。プライマリディスク 11 とセカンダリディスク 12 との間にトルク伝達接触部が形成されることで、入力軸 10 から出力軸 14 へ回転が伝達される。

[0024] 押圧機構 13 は、一对の押付ローラ機構 30 と、一对のディスククランプ機構 31 と、挟持力調整機構 32 と、第 1 アクチュエータ 33 とを備える。

[0025] 第 1 アクチュエータ 33 は、押付ローラ機構 30 を入力軸 10 の軸心と出力軸 14 の軸心とを結ぶ軸心連結線 O に沿って移動させる。軸心連結線 O は、入力軸 10 の軸心と出力軸 14 の軸心とに直交する。

[0026] 第 1 アクチュエータ 33 は、電動モータ 34 と、ボールスクリュウ機構 35 とを備える。ボールスクリュウ機構 35 は、ねじ軸 36 と、ブラケット 37 と、ボール（図示せず）とによって構成される。

[0027] ねじ軸 36 は、一方の端部が電動モータ 34 の回転軸に連結され、電動モータ 34 の回転軸の回転方向に応じて正方向または逆方向に回転する。ねじ軸 36 は軸心連結線 O 方向に延設される。ねじ軸 36 とブラケット 37 との間には複数のボール（図示せず）が転動自在に設けられる。

[0028] ブラケット 37 は、ねじ軸 36 が回転すると、ねじ軸 36 の回転に応じてねじ軸 36 の軸方向、つまり軸心連結線 O 方向に沿って移動する。ブラケッ

ト 37 には、電動モータ 34 側となるにつれてねじ軸 36 からの距離が短くなるテーパ面 37 a がエンジン 2 側の面に形成される。ブラケット 37 が電動モータ 34 によって往復動されると、テーパ面 37 a に所謂カムフォロワーのように追従するプッシュロッド（図示せず）が往復動され、プッシュロッドによって乾式発進クラッチ 15 のリリースレバーが駆動されてクラッチの断続操作がなされる。

[0029] ブラケット 37 は、軸心連結線 O 方向に延設される第 1 シャフト 38 を介して、詳しくは後述する押付ローラ機構 30 の第 2 支持部 44、ローラフォロアサポートブロック 48 に連結する。電動モータ 34 によってねじ軸 36 が回転されると、ブラケット 37 はねじ軸 36 の回転方向に応じて軸心連結線 O 方向に沿って前後進し、押付ローラ機構 30 がブラケット 37 および第 1 シャフト 38 と一体となって軸心連結線 O 方向に沿って前後進する。

[0030] 押付ローラ機構 30 について、図 6 A、図 6 B を用いて説明する。図 6 A は図 2 の VI-VI 断面図である。図 6 B は押付ローラシャフト 42 の端部 42 b 付近の拡大図である。

[0031] 押付ローラ機構 30 は、押付ローラ 40 と、保持部 41 と、押付ローラシャフト 42 と、第 1 支持部 43 と、第 2 支持部 44 と、付勢部 45 と、サポートブロック 46 と、第 1 ローラフォロア 47 とを備える。

[0032] 一对の押付ローラ機構 30 は、セカンダリディスク 12 のセンターディスク 12 a に対して線対称となるように配置され、上部でガイドブロック 49 に取り付けられている。ガイドブロック 49 は、変速機ケース 9 に取り付けられる 2 つのガイドシャフトブロック 50 の間に設けられて軸心連結線 O 方向に延設される 2 本のガイドシャフト 51 に摺動可能に支持される。つまり、一对の押付ローラ機構 30 は、ガイドブロック 49 を介してガイドシャフト 51 に摺動可能に支持され、第 1 アクチュエータ 33 により軸心連結線 O 方向に移動し、目標変速比に応じた位置にトルク伝達接触部を形成する。

[0033] 押付ローラシャフト 42 は、軸心連結線 O 方向に交差する方向に延設され、一方の端部 42 a を第 1 支持部 43 によって支持され、もう一方の端部 4

2 bを第2支持部4 4によって支持される。押付ローラシャフト4 2は、第2支持部4 4によって支持される端部4 2 bが球形状となっている。押付ローラシャフト4 2には第1支持部4 3と第2支持部4 4との間に押付ローラ4 0を支持する保持部4 1が取り付けられる。

[0034] 第1支持部4 3は、押付ローラ4 0よりもプライマリディスク1 1の回転方向の下流側となる位置に設けられ、ガイドシャフト5 1と平行に設けた回転軸5 2を介してガイドブロック4 9に回動可能に支持されている。第1支持部4 3は、押付ローラシャフト4 2の一方の端部4 2 aをニードルベアリング5 3を介して支持する。

[0035] 第2支持部4 4は、押付ローラ4 0よりもプライマリディスク1 1の回転方向の上流側となる位置に設けられ、押付ローラシャフト4 2のもう一方の端部4 2 bをサポートブロック4 6およびニードルベアリング5 4を介して支持する。入力軸1 0の軸方向における第2支持部4 4とサポートブロック4 6との間には、球形状の先端部5 5 aを有するブッシュ5 5が設けられ、第2支持部4 4とサポートブロック4 6との間に隙間が形成される。入力軸1 0の軸方向において隙間はブッシュ5 5よりもプライマリディスク1 1側に位置し、ブッシュ5 5の先端部5 5 aがサポートブロック4 6に当接する。第2支持部4 4には軸心連結線O方向、および入力軸1 0の軸方向に直交する方向に延び、第1ローラフォロア4 7が取り付けられた第2シャフト5 6の端部が連結する。第2支持部4 4は第1ローラフォロア4 7にかかる挟持力によって入力軸1 0の軸方向に移動する。第2支持部4 4の入力軸1 0の軸方向への移動に応じて、第1支持部4 3、押付ローラシャフト4 2、および押付ローラ4 0を支持する保持部4 1は、回転軸5 2の軸心を中心として回転する。

[0036] また、第1支持部4 3は、軸心連結線O方向において、図7に示すようにニードルベアリング5 3と押付ローラシャフト4 2との間に隙間を形成するように設けられる。図7は図6 AのVII-VII断面の概略図である。第2支持部4 4に支持される押付ローラシャフト4 2の端部4 2 bは球形状となって

おり、この端部42bがニードルベアリング54と当接している。押付ローラシャフト42は、第1支持部43および第2支持部44によって軸心連結線O方向に対して傾動可能に支持される。

[0037] さらに、押付ローラシャフト42は、ニードルベアリング53を介して第1支持部43、およびニードルベアリング54を介して第2支持部44によって回動可能に支持されている。

[0038] 保持部41は、第1支持部43と第2支持部44との間に設けられ、押付ローラシャフト42に取り付けられる。保持部41は、押付ローラシャフト42と一体となって回動、および傾動する。保持部41は、押付ローラ40を回転可能に支持する第1軸部57が固定される。入力軸10の軸方向から見た場合に、押付ローラシャフト42が軸心連結線Oに対して垂直な方向にある場合には、第1軸部57の軸心は軸心連結線Oと一致する。また、第1軸部57は、図4Aにおいて第1軸部57の軸心がディスク平面に対して傾斜するように設けられる。保持部41には、詳しくは後述する付勢部45のバネ60による引張応力が常にかかっている。

[0039] 押付ローラ40は、第1軸部57によって回転可能に支持され、保持部41を介して押付ローラシャフト42に取り付けられる。押付ローラ40は、ディスク重合領域において、セカンダリディスク12のサイドディスク12bと当接し、セカンダリディスク12のサイドディスク12bとの摩擦力により第1軸部57の軸心を中心に回転する。一对の押付ローラ40は、第1ローラフォロア47を介して伝達される挟持力が大きくなると、ディスク11、ディスク12を挟持押圧し、ディスク11、12を弾性変形させて、トルク伝達接触部を形成する。

[0040] 押付ローラ40は、保持部41によって支持され、保持部41と共に詳しくは後述する付勢部45のバネ60による引張応力が常にかかっている。そのため、押付ローラ40は、付勢部45のバネ60による引張応力とディスク11、12から受ける反力とに応じて出力軸14側への傾きが変更される。

- [0041] 図4Aにおいてセカンダリディスク12に当接する押付ローラ40の当接部40aは、曲率が異なる曲面によって形成されている。当接部40aは押付ローラ40の軸方向中央の先端側となるにつれて曲率が小さくなるように形成されており、押付ローラ40が出力軸14側へ倒れるにつれて曲率が大きい曲面がセカンダリディスク12に当接する。ここでは「押付ローラ40が出力軸14側へより倒れる」状態を「傾斜角度が大きい」と言う。
- [0042] 具体的には、当接部40aは、図4Bに示すように先端側となるにつれて曲面の曲率が $1/34$ 、 $1/55$ 、 $1/100$ となる。図4Bにおいては、曲率が $1/34$ の曲面に点Aを付し、曲率が $1/55$ の曲面に点Bを付し、曲率が $1/100$ の曲面に点Cを付している。そのため、傾斜角度が大きくなると、セカンダリディスク12と当接する当接部40aの曲率は $1/100$ 、 $1/55$ 、 $1/34$ の順に変更される。
- [0043] 傾斜角度が大きくなると、接触箇所の曲面の曲率が大きくなるので、接触箇所の面積は小さくなり、円形に近い形状となる。なお、トルク伝達接触部も同様に傾斜角度が大きくなると、トルク伝達接触部の面積は小さくなり、円形に近い形状となる。
- [0044] 付勢部45は、図8に示すようにバネ60と、固定部61とを備える。図8は付勢部45と保持部41および押付ローラ40との関係を示す概略図である。
- [0045] バネ60は、一方の端部がディスク11、12側の保持部41に連結し、もう一方の端部が固定部61に連結する。固定部61は第1支持部43、または第2支持部44に固定されており、押付ローラ40と共に軸心連結線O方向に移動する。
- [0046] 付勢部45は、保持部41および押付ローラ40を入力軸10側へ引っ張る張力を保持部41および押付ローラ40に常にかけている。これにより、保持部41および押付ローラ40には、押付ローラシャフト42の軸心を中心にした回転方向の力がかかり、保持部41および押付ローラ40は全体的に出力軸14側へ倒れる。

[0047] 押付ローラ40による推力が小さい場合には、付勢部45は押付ローラ40および保持部41の入力軸10側への回動を規制する引っ張り側ストッパー（図示せず）に当接している。この状態であっても、押付ローラ40の当接部40aとサイドディスク12bとの接触箇所が押付ローラシャフト42の軸心からサイドディスク12bへ降ろした垂線よりも、出力軸14側に位置するようにストッパーは設けられる。そのため、一对の押付ローラ40によってプライマリディスク11およびセカンダリディスク12を挟持押圧する場合に、押付ローラ40がプライマリディスク11およびセカンダリディスク12から受ける反力によって押付ローラ40および保持部41にはバネ60によって発生する第1のモーメントとは逆向きの第2のモーメントが発生する。

[0048] 押付ローラ40の推力が大きくなるにつれて第2のモーメントが大きくなり、押付ローラ40および保持部41は、押付ローラシャフト42の軸心を中心に回転し、傾斜角度が小さくなる。そして第1のモーメントと第2のモーメントとが釣り合う位置に押付ローラ40および保持部41は保持される。傾斜角度が小さくなると、サイドディスク12bに当接する押付ローラ40の当接部40aの曲率は小さくなり、押付ローラ40とサイドディスク12bとの接触面積は大きくなる。つまり、押付ローラ40による推力が大きくなると、押付ローラ40とサイドディスク12bとの接触面積、およびトルク伝達接触部の面積は大きくなる。これにより、押付ローラ40による推力が大きくなっても、接触箇所、およびトルク伝達接触部の単位面積あたりの圧力が高くなることを抑制することができる。

[0049] 第1ローラフォロア47は、図6Aに示すように第2支持部44と連結する第2シャフト56が内周孔47aに挿入され、後述するクランプアーム66のディスク11、12側の側面67a、68aに当接して転動する。エンジン2側から変速機3を見た場合に、第1ローラフォロア47の位置と、一对の押付ローラ40によって形成されるトルク伝達接触部の位置とは、押付ローラシャフト42の延設方向において略一致している。

- [0050] 第2支持部44に連結する端部とは反対側の第2シャフト56の端部は、ローラフォロアサポートブロック48に形成された孔48aに挿入される。孔48aは、入力軸10の軸線方向に沿って形成される小判形の孔である。ローラフォロアサポートブロック48は孔48aに沿って第2シャフト56を入力軸10の軸線方向に摺動可能に支持する。また、ローラフォロアサポートブロック48は、軸心連結線O方向に延びる第1シャフト38を介してブラケット37に連結しており、ブラケット37の移動に応じて軸心連結線O方向に移動する。
- [0051] ディスククランプ機構31は、アームシャフト65と、クランプアーム66とを備える。
- [0052] アームシャフト65は、軸心連結線O、および入力軸10に対して垂直な方向に延びる円柱状の部材である。アームシャフト65は、その軸心が、入力軸10の軸心と直交し、かつ図6Aに示すように入力軸10の軸方向におけるプライマリディスク11の中心と重なるように設けられる。
- [0053] クランプアーム66は、フロントクランプアーム67と、リアクランプアーム68とにより一対のアームとして構成される。
- [0054] フロントクランプアーム67は、図3に示すように略L字状となる板状部材である。フロントクランプアーム67は一方の端部側でアームシャフト65に回動可能に支持されている。フロントクランプアーム67のもう一方の端部は、後述する挟持力調整機構32の係合部72が形成されている。フロントクランプアーム67は、図6Aに示すようにディスク11、12側の側面67a（板状部材の厚みを形成する面）が第1ローラフォロア47に当接する。
- [0055] リアクランプアーム68は、図3に示すように略L字状となる板状部材である。リアクランプアーム68は一方の端部側でアームシャフト65に回動可能に支持されている。リアクランプアーム68のもう一方の端部は、後述する挟持力調整機構32のケース70に連結する。リアクランプアーム68は、図6Aに示すようにディスク11、12側の側面68a（板状部材の厚

みを形成する面)が第1ローラフォロア47に当接する。

- [0056] フロントクランプアーム67およびリアクランプアーム68は、アームシャフト65によってそれぞれ回動可能に支持されており、クランプアーム66は、挟持力調整機構32によって発生する挟持力によってアームシャフト65を支点として回動し、一对の押付ローラ機構30を駆動してディスク11、12の挟持力を調整する。
- [0057] 挟持力調整機構32は、図3に示すようにケース70と、第2軸部71と、係合部72と、回動部73と、圧縮バネ74と、第2アクチュエータ(図示せず)とを備える。
- [0058] ケース70は、リアクランプアーム68の端部に連結する。ケース70は回動部73の一部を收容し、第2軸部71が取り付けられる。
- [0059] 第2軸部71は、アームシャフト65の軸心と平行な軸心を有する円柱状の部材である。第2軸部71は、ケース70に取り付けられ、回動部73を軸心連結線O方向に対して回動可能に支持する。第2軸部71とケース70との間には隙間が設けられる。この隙間によって寸法公差、部品のバラツキなどの影響を吸収し、クランプアーム66によって一对の押付ローラ機構30をバランス良く挟持することができる。
- [0060] 係合部72は、フロントクランプアーム67の端部に形成され、同端部からリアクランプアーム68側に延びる連結部75と、連結部75のリアクランプアーム68側の端部から第2軸部71を囲繞するように延びる曲面部76とを備える。曲面部76は、第2軸部71の軸心を中心とした円弧状の外周壁を有する。曲面部76の外周壁には、回動部73の第2ローラフォロア79が接触して転動する。
- [0061] 回動部73は、図9A、図9Bに示すように、回転ボディ77と、回転伝達ブロック78と、第2ローラフォロア79とを備える。回転ボディ77は、第1ボディ80と、第2ボディ81とを備える。図9Aは、図2のIX-IX断面図である。図9Bは図9AのX-X断面における概略図である。
- [0062] 第1ボディ80は、第2軸部71を挟むように延びる2枚の第1板状部材

80aの一方の端部同士を第1折曲部80bによって連結して構成され、第2軸部71を挟んだ略U字状となる。第1板状部材80aは、第2軸部71の外周壁に当接し、第2軸部71によって回動可能、且つ第1板状部材80aの延設方向に沿って摺動可能に支持される。第1ボディ80は、第1折曲部80bとは反対側の端部に圧縮バネ74の一方の端部を支持するストッパ82を備える。

[0063] 回転伝達ブロック78は、第2軸部71が貫通し、第2軸部71によって回動可能に支持される。回転伝達ブロック78は、圧縮バネ74のストッパ82によって支持される端部とは反対側の端部を支持する。

[0064] 第2ボディ81は、図9Bに示すように、第2軸部71の軸方向で曲面部76を挟むように同軸方向と直交する方向に延びる2枚の第2板状部材81aの一方の端部同士を第2折曲部81bによって連結して構成され、略U字状となる。第2折曲部81bは、第1ボディ80の第1折曲部80bに対して直交して接合している。第2折曲部81bは、回転伝達ブロック78と当接しており、回転ボディ77が第2軸部71から圧縮バネ74方向へ移動することを防止するストッパとして機能する。第2板状部材81aには、回転部73を第2アクチュエータ（図示せず）によって回動させるための第3シャフト83が貫通しており、回転ボディ77は、第3シャフト83が回動すると第2ローラフォロア79と一体となって第2軸部71の軸心を中心に回動する。

[0065] [推力調整機構の作動説明]

圧縮バネ74は、一方の端部が回転伝達ブロック78に支持され、もう一方の端部が第1ボディ80のストッパ82に支持されている。回転伝達ブロック78はケース70に取り付けられた第2軸部71に回動可能に支持されている。そのため、回転ボディ77は、圧縮バネ74の復元力によって、常に第2軸部71からストッパ82に向かう向きに付勢されている。しかし、第2軸部71に対して圧縮バネ74とは反対側に位置する第2ボディ81の第2折曲部81bが回転伝達ブロック78に当接しているため、第2軸

部 7 1 から圧縮バネ 7 4 方向への回転ボディ 7 7 の移動は規制される。

[0066] 第 2 ローラフォロア 7 9 は、内周孔 7 9 a に係合する第 3 シャフト 8 3 によって支持され、2 つの第 2 板状部材 8 1 a 間に設けられる。第 2 ローラフォロア 7 9 は曲面部 7 6 の円弧状の外周壁に当接して転動する。第 2 ローラフォロア 7 9 は第 3 シャフト 8 3 を介して第 2 のアクチュエータによって第 2 軸部 7 1 の軸心を回転ボディ 7 7 と一体となって回転し、圧縮バネ 7 4 によって常に第 2 軸部 7 1 に向けて付勢されている。

[0067] 以上のような構成を有する挟持力調整機構 3 2 は、第 2 ローラフォロア 7 9 を第 2 軸部 7 1 の軸心を中心に回転させることで、圧縮バネ 7 4 によって第 2 ローラフォロア 7 9 を第 2 軸部 7 1 に向けて付勢する力の方向を変更する。これにより、フロントクランプアーム 6 7 をリアクランプアーム 6 8 側へ押す力、すなわち一对の押付ローラ機構 3 0 を挟持する挟持力を変更する。

[0068] ここで、第 2 ローラフォロア 7 9 の位置と、一对の押付ローラ機構 3 0 を挟持する挟持力との関係について図 1 0 A、図 1 0 B を用いて説明する。図 1 0 A、図 1 0 B は、第 2 ローラフォロア 7 9 の位置と、一对の押付ローラ機構 3 0 を挟持する挟持力との関係を示す図である。

[0069] 第 2 ローラフォロア 7 9 が連結部 7 5 から遠い箇所にあり、圧縮バネ 7 4 によって第 2 ローラフォロア 7 9 を第 2 軸部 7 1 に向けて付勢する力の向きが、図 1 0 A に示すように軸心連結線 O と平行となる場合には、第 2 ローラフォロア 7 9 によってフロントクランプアーム 6 7 をリアクランプアーム 6 8 側へ押す力、すなわちクランプアーム 6 6 によって一对の押付ローラ機構 3 0 を挟持する挟持力も微小、またはゼロとなる。以下において、この状態を回転部 7 3 の基準位置とし、第 2 ローラフォロア 7 9 が基準位置から回転する角度を旋回角と言い、連結部 7 5 側へより回転することを第 2 ローラフォロア 7 9 の旋回角が大きいと言う。

[0070] 第 2 ローラフォロア 7 9 の旋回角が大きくなると、圧縮バネ 7 4 によって第 2 ローラフォロア 7 9 を第 2 軸部 7 1 に向けて付勢する力の向きが変わり

、第2ローラフォロア79によってフロントクランプアーム67をリアクランプアーム68側へ押す力が大きくなり、クランプアーム66によって一对の押付ローラ機構30を挟持する挟持力が大きくなる。

[0071] そして、図10Bに示すように第2ローラフォロア79が連結部75に接触すると、クランプアーム66によって一对の押付ローラ機構30を挟持する挟持力が最大となる。ここで、旋回角とクランプアーム66による挟持力との関係を図11に示す。旋回角が大きくなると挟持力が大きくなるが、所定旋回角よりも大きくなると、旋回角の増加量に対する挟持力の増加量が小さくなることがわかった。そのため、本実施形態では、第2ローラフォロア79の最大旋回角を図11における所定旋回角とした。第2ローラフォロア79が連結部75と接触する旋回角が最大旋回角となり、連結部75は第2ローラフォロア79の回動を規制するストッパーとして機能する。

[0072] A T C U 8 には、図1に示すように第1アクチュエータ33によるねじ軸36の操作量を検出するモータ回転センサ100からの信号と、変速機3の入力軸10の回転速度を検出する第1回転速度センサ101からの信号と、変速機3の出力軸14の回転速度を検出する第2回転速度センサ102からの信号と、変速機3に供給される潤滑油の温度を検出する油温センサ103からの信号と、第2ローラフォロア79の旋回角を検出する角度センサ104からの信号と、アクセル開度を検出するアクセル開度センサ105からの信号と、シフトレバーの位置を検出するインヒビタスイッチ106からの信号と、エンジン2の制御を司るE C U（図示せず）からの入力トルクに関した信号とが入力される。

[0073] A T C U 8 は、入力される信号に基づいて電動モータ34、挟持力調整機構32の第2アクチュエータを制御する。A T C U 8 は、C P U、R O M、R A Mなどによって構成され、R O Mに格納されたプログラムをC P Uが読み込むことで、A T C U 8の機能が発揮される。

[0074] [リバース機構]

シフトレバーがRレンジに操作され、車両を後退させる場合には、まず挟

持力調整機構 32 による挟持力を小さくし、押付ローラ 40 による推力を小さくし、トルク伝達接触部が形成されないようにする。これによりプライマリディスク 11 からセカンダリディスク 12 へのトルク伝達が遮断される。そして、シンクロ機構 19 のカップリングスリーブ 19a を移動させてリバースギア 16 と入力軸 10 とを締結する。これにより、入力軸の回転をシンクロ機構 19、リバースギア 16、リバースアイドルギア 17、出力軸 14 の順に伝達し、車両を後退させる。

[0075] [パーキング機構]

シフトレバーが P レンジに操作され、車両を停車させる場合には、シンクロ機構 19 のカップリングスリーブ 19a を移動させてリバースギア 16 と入力軸 10 とを締結する。これにより、出力軸 14 の回転可能な方向は押付ローラ 40 によってトルク伝達接触部を形成した場合の回転方向とは逆方向となる。そして、一对の押付ローラ 40 によってプライマリディスク 11 およびセカンダリディスク 12 を挟持押圧してトルク伝達接触部を形成する。これにより、セカンダリディスク 12 の回転可能な方向は押付ローラ 40 によってトルク伝達接触部を形成した場合の回転方向となる。このようにシフトレバーが P レンジに操作された場合には、リバースギア 16 を締結し、かつ押付ローラ 40 でディスク 11、12 を挟持押圧してトルク伝達接触部を形成し、変速機 3 をインターロックする。このようにして車両の移動を防止することができる。

[0076] シフトレバーが P レンジに操作され、車両を停車させる場合には、押付ローラ機構 30 は、変速比が最 Low となる位置でプライマリディスク 11 およびセカンダリディスク 12 を挟持押圧し、挟持力調整機構 32 によって発生させる挟持力は最大とする。これにより、ブレーキ力を大きくすることができる。

[0077] 次に本実施形態の作用について説明する。

[0078] [変速を行っていない場合の押付ローラ 40 の動き]

変速機 3 で変速を行っていない場合の押付ローラ 40 の動きについて図 1

2 A、図 1 2 B を用いて説明する。

[0079] 第 2 支持部 4 4 側の押付ローラシャフト 4 2 の端部 4 2 b は球形状となっており、ニードルベアリング 5 4、サポートブロック 4 6 を介して第 2 支持部 4 4 に支持されている。また、第 1 支持部 4 3 側の押付ローラシャフト 4 2 の端部 4 2 a は軸心連結線 O 方向に所定の隙間を設けてニードルベアリング 5 3 を介して第 1 支持部 4 3 に支持されている。このように押付ローラシャフト 4 2、および押付ローラ 4 0 は、第 1 支持部 4 3 と第 2 支持部 4 4 とによって軸心連結線 O 方向に傾動可能に支持されている。

[0080] 通常、押付ローラ機構 3 0 がディスク重合領域の或る位置に留まっている場合、つまりは変速中ではない場合には、図 1 2 A に示すように押付ローラ 4 0 を回転可能に支持する第 1 軸部 5 7 の軸心は軸心連結線 O に一致している。しかし、押付ローラシャフト 4 2 は、第 1 支持部 4 3 および第 2 支持部 4 4 によって傾動可能に支持されているので、図 1 2 B に示すように第 1 軸部 5 7 の軸心が軸心連結線 O に対して傾斜することがある。この状態が維持されると、押付ローラ機構 3 0 にかかる負荷が大きくなり、押付ローラ機構 3 0 が劣化するおそれがある。

[0081] 図 1 2 B の状態になった場合には、押付ローラ 4 0 にはセカンダリディスク 1 2 の接線方向となる実線の矢印で示すようにセカンダリディスク 1 2 との摩擦力が発生する。実線の矢印で示す摩擦力は、押付ローラ 4 0 の軸線に直交する方向の破線の矢印で示す力に分解することができ、破線矢印 A の力により押付ローラ 4 0 は回転し、破線矢印 B の力により押付ローラ 4 0 にはモーメントが発生し、押付ローラ 4 0 は元の位置に戻ろうとする。このように押付ローラ 4 0 の回転中心となる軸心が軸心連結線 O に対して傾斜した場合には、押付ローラ 4 0 には元の位置に戻ろうとする力が発生し、押付ローラ 4 0 は軸心が軸心連結線 O に一致するように押付ローラシャフト 4 2 とともに移動し、押付ローラ 4 0 は軸心が軸心連結線 O に一致する図 1 2 A の状態に自動的に戻る。

[0082] [変速を行う場合の押付ローラ 4 0 の動き]

変速機 3 で変速を行う場合の押付ローラ 40 の動きについて説明する。

[0083] 変速機 3 は、一对の押付ローラ 40 を軸心連結線 O に沿って移動させ、ディスク重合領域におけるトルク伝達接触部の形成場所を変更することで、変速比を連続して変更する無段変速を実現する。

[0084] 押付ローラ 40 が入力軸 10 側にある場合には、入力軸 10 からトルク伝達接触部までの距離が短く、出力軸 14 からトルク伝達接触部までの距離が長い。そのため、プライマリディスク 11 の回転速度に対してセカンダリディスク 12 の回転速度が遅くなり、変速比は大きくなる。押付ローラ 40 が出力軸 14 側へ移動すると、入力軸 10 からトルク伝達接触部までの距離が長くなり、出力軸 14 からトルク伝達接触部までの距離が短くなる。そのため、プライマリディスク 11 の回転速度に対してセカンダリディスク 12 の回転速度が徐々に速くなり、変速比は小さくなる。このように一对の押付ローラ 40 が軸心連結線 O に沿って入力軸 10 側から出力軸 14 側へ移動すると、変速比が Low（変速比大）から High（変速比小）へ変更される。

[0085] 変速は、第 2 支持部 44 を第 1 アクチュエータ 33 によって軸心連結線 O 方向に移動させて実行される。押付ローラ 40 および第 1 支持部 43 は第 2 支持部 44 の移動が押付ローラシャフト 42 を介して伝達され、第 2 支持部 44 の移動に伴って第 2 支持部 44 に追従して軸心連結線 O 方向に移動する。第 2 支持部 44 はプライマリディスク 11 の回転方向において押付ローラ 40 よりも上流側に位置し、第 1 支持部 43 はプライマリディスク 11 の回転方向において押付ローラ 40 よりも下流側に位置している。

[0086] 変速比を High 側へ変速させる場合について図 13 A、図 13 B、図 13 C を用いて説明する。

[0087] 変速機 3 の変速比が或る値となっている状態（図 13 A）から第 1 アクチュエータ 33 によって図 13 B に示すように第 2 支持部 44 を出力軸 14 側へ移動させると、第 1 支持部 43 に設けた隙間の作用によって、まず押付ローラシャフト 42 が傾斜し、それによって押付ローラ 40 にモーメントが生じて、モーメントの作用によって押付ローラ 40 が移動を開始する。押付ロ

ーラ 40 には実線で示すようにセカンダリディスク 12 との摩擦力が発生する。実線の矢印で示す摩擦力は、押付ローラ 40 が傾斜すると破線の矢印で示す力に分解することができる。破線矢印 B の力により押付ローラ 40 にはモーメントが発生し、押付ローラ 40 は出力軸 14 側に向けて移動する。つまり、押付ローラ 40 は、変速時に傾斜すると、押付ローラ 40 自体に出力軸 14 側へ移動する力が発生し、押付ローラ 40 は第 2 支持部 44 の移動に追従して出力軸 14 側へ移動する。

[0088] 第 1 アクチュエータ 33 により目標変速比となる位置まで第 2 支持部 44 が移動すると第 2 支持部 44 は停止する。第 2 支持部 44 が停止すると、第 1 支持部 43 に設けた隙間の作用によって、まず押付ローラシャフト 42 が傾斜し図 12B に示すような状態となり、それによって押付ローラ 40 にモーメントが生じて、モーメントの作用によって押付ローラ 40 が移動を開始し、その後、押付ローラ 40 を回転可能に支持する第 1 軸部 57 の軸心と軸心連結線 O とが一致し、図 13C に示すように押付ローラ 40 は目標変速比を実現する位置に保持される。

[0089] 変速機 3 を Low 側へ変速させる場合についても、High 側へ変速させる場合と同様に、押付ローラ 40 は第 2 支持部 44 の移動に伴って第 2 支持部 44 の移動に追従する力が押付ローラ 40 で発生する。

[0090] このように、押付ローラ機構 30 を移動させて変速を行う場合には、第 2 支持部 44 を第 1 アクチュエータ 33 によって軸心連結線 O 方向に移動させて押付ローラ 40 を傾斜させると、第 2 支持部 44 の移動方向に押付ローラ 40 を移動させる力が押付ローラ 40 自体で発生する。そのため、小さい力を第 1 アクチュエータ 33 によって第 2 支持部 44 に与えることで、変速機 3 は変速する。

[0091] [同一入力トルク時の推力]

同一入力トルク時の推力について説明する。

[0092] 押圧機構 13 は、アームシャフト 65 の軸心が軸心連結線 O に対して垂直な方向に延び、入力軸 10 の軸心と直交し、且つ 2 枚のプライマリディスク

11の隙間の中央に位置するようにディスククランプ機構31を設けている。そのため、押付ローラシャフト42の軸心が軸心連結線Oに対して垂直になる場合には、入力軸10の軸心からトルク伝達接触部までの距離、具体的にはトルク伝達接触部の中心までの距離と、アームシャフト65の軸心からクランプアーム66による第1ローラフォロア47の挟持位置までの距離、具体的には2つの第1ローラフォロア47の軸心を結ぶ線までの距離とが等しくなる。

[0093] ディスククランプ機構31は、アームシャフト65を支点として押付ローラ機構30を挟持している。挟持力調整機構32によるクランプアーム66の挟持力が一定の場合には、例えばアームシャフト65の軸心から押付ローラ機構30の第1ローラフォロア47までの距離が2倍になると、一对の押付ローラ機構30を挟持する挟持力、すなわち押付ローラ40による推力は $1/2$ 倍となる。

[0094] そのため、例えば入力軸10からトルク伝達接触部の中心までの距離が2倍となるように変速比を変更する場合には、アームシャフト65の軸心から第1ローラフォロア47までの距離も2倍となり、押付ローラ40による推力は $1/2$ 倍となる。この場合、入力軸10の同一入力トルク時の推力は、変速比に応じたものとなる。

[0095] [押圧機構13による推力制御]

次に押圧機構13による推力制御について説明する。

[0096] 押圧機構13は、押付ローラ機構30の軸心連結線O方向における位置、および挟持力調整機構32の第2ローラフォロア79の旋回角を変更することで、一对の第1ローラフォロア47を挟持する挟持力を変更し、押付ローラ40による推力を変更する。

[0097] 一对の押付ローラ機構30によって形成されるトルク伝達接触部の中心ではプライマリディスク11の周速と、セカンダリディスク12の周速とが等しく、位置ベクトルの向きも等しい。しかし、トルク伝達接触部の中心からずれると、プライマリディスク11の周速と、セカンダリディスク12の周

速とが異なり、または位置ベクトルの向きが異なる。そのため、トルク伝達接触部ではこれらの要因によって、トルク伝達のロスとなるスピンロスが生じる。

[0098] また、トルク伝達のロスとなるスピンロスは、押付ローラ40とセカンダリディスク12のサイドディスク12bとの間でも生じている。

[0099] 本実施形態では、押付ローラ40とセカンダリディスク12のサイドディスク12bとの間のスピンロスを押付ローラ40を出力軸14側に傾斜させることで低減し、トルク伝達接触部におけるスピンロスを挟持力調整機構32によって推力を調整することで低減する。

[0100] ここではまず、押付ローラ40を傾斜させることによる作用について説明し、その後、挟持力調整機構32によって推力を調整することによる作用について説明する。

[0101] [押付ローラ40の傾斜について]

押付ローラ40とセカンダリディスク12のサイドディスク12bとの間のスピンロスを低減するために、押付ローラ40は押付ローラ40の回転中心となる保持部41の第1軸部57の軸心が軸心連結線Oに対して傾斜するように設けられている。

[0102] 図14に示すように第1軸部57の軸心を延長した線がセカンダリディスク12の表面上のサイドディスク12bの回転中心Pと交差する場合には、トルク伝達接触部の中心A、中心Aにおける押付ローラ40の回転半径AA'とし、中心Aよりも出力軸14側における当接箇所B、当接箇所Bにおける押付ローラ40の回転半径BB'とすると、 $\triangle PAA'$ と $\triangle PBB'$ とは相似形となる。これにより、PAとPBとの比率と、AA'とBB'との比率が等しくなり、トルク伝達接触部の中心Aにおけるセカンダリディスク12の周速と押付ローラ40の周速が等しくなり、当接箇所Bにおけるセカンダリディスク12の周速と押付ローラ40の周速とが等しくなる。このような場合にはセカンダリディスク12と押付ローラ40との間のスピンロスは発生しない。当接箇所AB間が直線であればスピンロスは発生しないが、当

接箇所 A B 間が曲率の変化する曲線形状の場合は、若干スピンロスは発生する。

[0103] 押付ローラ 40 を傾斜させた場合でも、第 1 軸部 57 の軸心を延長した線が点 P と交差しない場合には、セカンダリディスク 12 と押付ローラ 40 との間でスピンロスが発生するが、第 1 軸部 57 の軸心と軸心連結線 O とを平行にする場合と比較してスピンロスを低減することができる。

[0104] 押付ローラ 40 の傾斜角度は、望ましくは、第 1 軸部 57 の軸心を延長した線が点 P と交差するように設けるようにするのがよい。

[0105] [挟持力調整機構 32 による推力調整]

(第 2 ローラフォロア 79 が基準位置にある場合)

第 2 ローラフォロア 79 が基準位置にある場合には、圧縮バネ 74 によって第 2 ローラフォロア 79 を第 2 軸部 71 に向けて付勢する力の向きが、軸心連結線 O と平行となり、挟持力調整機構 32 によってフロントクランプアーム 67 をリアクランプアーム 68 側に押す力は微小、またはゼロとなる。クランプアーム 66 は、ディスク 11、12 側の側面 67a、68a によって押付ローラ機構 30 の第 1 ローラフォロア 47 と当接し、第 1 ローラフォロア 47 を挟持している。そのため、第 2 ローラフォロア 79 によってフロントクランプアーム 67 をリアクランプアーム 68 側に押す力が微小、またはゼロになると、第 1 ローラフォロア 47 を挟持する挟持力も小さくなる。

[0106] 押付ローラ機構 30 は、ガイドブロック 49 に回動軸 52 を介して回動可能に支持されており、回動軸 52 を支点として第 1 ローラフォロア 47 にかかる挟持力によって推力を発生させている。第 1 ローラフォロア 47 を挟持する挟持力が小さい場合には、押付ローラ機構 30 をディスク 11、12 側へ回動させる力が小さく、トルク伝達接触部は形成されず、入力軸 10 から出力軸 14 へ回転は伝達されない。

[0107] 第 2 ローラフォロア 79 が基準位置にある場合には、トルク伝達接触部が形成されていないので、押付ローラ機構 30 を軸線連結線に沿って容易に移動することができる。そのため、変速比が最 Low となる前に車両が停車し

た場合に、次回の発進に備えて変速比が最Lowとなる位置まで押付ローラ40を移動させるLow戻し制御を実行する場合でも容易に押付ローラ40を最Lowとなる位置まで戻すことができる。

[0108] なお、基準位置から連結部75側とは反対側、つまり旋回角が小さくなるように第2ローラフォロア79を回動させると、圧縮バネ74によって第2ローラフォロア79を第2軸部71に向けて付勢する力によってフロントクランプアーム67をリアクランプアーム68から離す方向に力がはたらく。確実にトルク伝達接触部が形成されないようにするために、第2ローラフォロア79を基準位置から連結部75側とは反対側に回転させてもよい。

[0109] なお、押付ローラ40は、付勢部45によって第1のモーメントが発生しており、押付ローラ40は出力軸14側に傾斜し、ストッパーによって傾斜角が維持されている。

[0110] (第2ローラフォロア79の旋回角が大きくなる場合)

第2ローラフォロア79の旋回角が大きくなると、フロントクランプアーム67をリアクランプアーム68側に押す力が大きくなる。そのため、クランプアーム66によって第1ローラフォロア47を挟持する挟持力が大きくなる。クランプアーム66は、アームシャフト65を支点とし、アームシャフト65とは反対側に位置する端部を力点として第1ローラフォロア47を挟持するので、小さい力で第1ローラフォロア47を挟持することができる。

[0111] 第2ローラフォロア79が転動する曲面部76の曲面は第2軸部71の軸心を中心とした円弧形状に形成されており、第2ローラフォロア79は第2軸部71の軸心を中心として回動するので、第2ローラフォロア79の位置によらず、圧縮バネ74の長さはほとんど変わらない。そのため、圧縮バネ74によって第2ローラフォロア79を第2軸部71に向けて付勢する力の大きさをさほど変えずに、力の向きを変更することで、一对の第1ローラフォロア47を挟持する挟持力を変更することができる。従って、第2ローラフォロア79を小さい力によって移動させることができる。

- [0112] 第1ローラフォロア47を挟持する挟持力が大きくなると、押付ローラ機構30は回動軸52の軸心を中心にディスク11、12側へ回動する。
- [0113] 押付ローラ機構30は、回動軸52の軸心を中心にディスク11、12側へ回動すると、押付ローラ40によってセカンダリディスク12のサイドディスク12bをセンターディスク12a側へ弾性変形させてサイドディスク12bとプライマリディスク11のディスク11aとを接触させる。さらに押付ローラ機構30は、プライマリディスク11のディスク11aをセンターディスク12a側へ弾性変形させてプライマリディスク11のディスク11aとセンターディスク12aとを接触させる。これにより、トルク伝達接触部が形成され、入力軸10から出力軸14へ回転が伝達される。
- [0114] 押付ローラ機構30は、押付ローラシャフト42の一方の端部42a側に設けた回動軸52を支点とし、押付ローラシャフト42のもう一方の端部42b側に設けられた第1ローラフォロア47を力点として推力を発生させる。そのため、小さい力で一对の押付ローラ40によってプライマリディスク11とセカンダリディスク12とを接触させてトルク伝達接触部を形成し、入力軸10から出力軸14へ回転を伝達することができる。
- [0115] 第2ローラフォロア79の旋回角が大きくなると、押付ローラ機構30は回動軸52の軸心を中心にディスク11、12側へより回動し、押付ローラ40による推力は大きくなる。
- [0116] トルク伝達接触部の面積を小さくし、トルク伝達接触部の形状を円形に近づけることでトルク伝達接触部におけるスピンロスを低減することができる。しかし、トルク伝達接触部の面積を小さくすると、押付ローラ40による推力が大きくなった場合に、接触箇所の単位面積あたりの圧力が高くなり、プライマリディスク11、セカンダリディスク12、または押圧機構13が劣化するおそれがある。そこで、押付ローラ40の傾斜角度を調整してスピンロスを低減しつつ、プライマリディスク11、セカンダリディスク12、または押圧機構13の劣化を抑制する。
- [0117] 押付ローラ40は、付勢部45によって第1のモーメントが発生している

。また、押付ローラ40はディスク11、12から反力を受け、ディスク11、12の反力によって第1のモーメントとは逆向きの第2のモーメントが発生している。押付ローラ40は、第1のモーメントと第2のモーメントとが釣り合う位置で保持される。第1のモーメントは付勢部45によって発生するので、バネ60の長さによって第1のモーメントの大きさは変化する。一方、第2のモーメントの大きさはディスク11、12から受ける反力、つまり推力によって変化する。

[0118] 推力が小さい場合には、第2のモーメントが小さいので、付勢部45によってディスク11、12側の押付ローラ40は入力軸10側に引っ張られ、押付ローラ40の傾斜角度は大きくなる。そのため、当接部40aとサイドディスク12bとの接触面積は小さく、円形に近い形状となる。また、トルク伝達接触部も面積は小さく、円形に近い形状となる。そのため、トルク伝達接触部におけるスピンロスは小さくなる。

[0119] 推力が大きくなると、第2のモーメントが大きくなり、押付ローラ40の傾斜角度は小さくなる。傾斜角度が小さくなるとセカンダリディスク12のサイドディスク12bに当接する当接部40aの曲率が小さくなり、押付ローラ40とサイドディスク12bとの接触面積は大きくなる。そのため、推力が大きくなっても、接触面積、およびトルク伝達接触部の単位面積あたりの圧力が高くなることを抑制することができ、押付ローラ40またはディスクの劣化を抑制することができる。

[0120] (変速比制御)

次に電動モータ34による変速比制御について図15のフローチャートを用いて説明する。

[0121] ステップS100では、ATCU8は、第2回転速度センサ102からの信号に基づいて車速を算出する。

[0122] ステップS101では、ATCU8は、ECUからの信号に基づいて変速機3への入力トルクを算出する。

[0123] ステップS102では、ATCU8は、車速、入力トルクに基づいて予め

設定したマップなどを用いて目標変速比を算出する。

[0124] ステップS103では、モータ回転センサ100からの信号に基づいて実変速比を算出する。

[0125] ステップS104では、ATCU8は、目標変速比と実変速比との偏差を算出する。

[0126] ステップS105では、ATCU8は、偏差に応じた押付ローラ機構30の移動量、つまり電動モータ34の操作量となるステップ数を算出する。

[0127] ステップS106では、ATCU8は、電動モータ34の回転軸の回転をステップ数に基づいて制御する。偏差が正の値である場合には、変速比をLow側へ変更するダウンシフトであるので電動モータ34は押付ローラ機構30を入力軸10側に移動させる。偏差が負の値である場合には、変速比をHigh側へ変更するアップシフトであるので電動モータ34は押付ローラ機構30を出力軸14側に移動させる。偏差がゼロである場合に、変速が行われないので、電動モータ34は押付ローラ機構30を現在の位置に保持する。なお、ステップ数に上限値を設けても良い。

[0128] 以上の制御により、押付ローラ機構30の軸心連結線O方向への移動が制御され、目標変速比に応じた変速が実行される。

[0129] (推力制御)

挟持力調整機構32の推力制御について図16のフローチャートを用いて説明する。

[0130] ステップS200では、ATCU8は、目標変速比を算出する。目標変速比の算出方法はステップS100からステップS102と同じ方法である。

[0131] ステップS201では、ATCU8は、モータ回転センサ100からの信号に基づいて実変速比を算出する。

[0132] ステップS202では、ATCU8は、目標変速比と実変速比との偏差を算出する。

[0133] ステップS203では、ATCU8は、偏差がゼロであるかどうか判定する。偏差がゼロの場合にはステップS204へ進み、偏差がゼロではない場

合にはステップS 2 0 5へ進む。

[0134] ステップS 2 0 4では、A T C U 8は、安全率を1. 0に設定する。

[0135] ステップS 2 0 5では、A T C U 8は、安全率を1. 1に設定する。

[0136] ステップS 2 0 6では、A T C U 8は、目標スリップ率を算出する。スリップ率は、入力回転速度に対するプライマリディスク1 1とセカンダリディスク1 2との滑り量の割合である。図1 7を用いて目標スリップ率算出制御について説明する。

[0137] ステップS 3 0 0では、A T C U 8は、油温センサからの信号に基づいて変速機3に供給される油の油温を算出する。

[0138] ステップS 3 0 1では、A T C U 8は油温と目標変速比とに基づいて図1 8に示すマップから目標スリップ率を算出する。目標スリップ率は、変速比がL o w側となるほど大きくなり、油温が高くなるほど大きくなる。

[0139] 図1 9にスリップ率と、入力軸1 0から出力軸1 4へのトルク伝達率との関係を示す。図1 9に示すように多少のスリップがある場合に入力軸1 0から出力軸1 4へのトルク伝達率が高いことがわかった。これは、変速機3は、プライマリディスク1 1とセカンダリディスク1 2とを接触させてトルク伝達接触部を形成することで、入力軸1 0から出力軸1 4へトルクを伝達するものであり、トルク伝達接触部においては、プライマリディスク1 1がセカンダリディスク1 2を引きずることでトルクが伝達されるからである。そのため、トルク伝達接触部ではプライマリディスク1 1とセカンダリディスク1 2との間で滑りを発生させてトルクを伝達することができる領域の割合を大きくすることが望ましい。また、スリップ率は変速比がL o w側となる方がH i g h側となる場合よりもスリップ率を高くした方がトルク伝達率が高いことがわかった。

[0140] 本実施形態では、目標スリップ率を図1 9に基づいてトルク伝達率が高くなる範囲で予め設定し、図1 8に基づくマップに基づいて算出する。このようにして目標スリップ率が算出される。目標スリップ率は、図1 9に示すトルク伝達開始スリップ率よりも高い値に設定される。トルク伝達開始スリッ

プ率は、変速比が最Lowの場合であってもトルク伝達可能なる値である。

[0141] 図16に戻り、ステップS207では、実スリップ率を算出する。ここで、実スリップ率を算出するスリップ率算出制御について図20に示すフローチャートを用いて説明する。

[0142] ステップS400では、ATCU8は、第2回転速度センサ102からの信号に基づいて出力軸14の回転速度を算出する。

[0143] ステップS401では、ATCU8は、第1回転速度センサ101からの信号に基づいて入力軸10の回転速度を算出する。

[0144] ステップS402では、ATCU8は、モータ回転センサ100からの信号に基づいて実変速比を算出する。

[0145] ステップS403では、ATCU8は、式(1)に基づいて実スリップ率を算出する。

[0146] (数1)

$$\text{実スリップ率} = ((\text{入力軸10の回転速度} \times \text{実変速比}) - \text{出力軸14の回転速度}) / \text{入力軸10の回転速度} \cdots (1)$$

[0147] このようにして実スリップ率が算出される。

[0148] 図16に戻り、ステップS208では、ATCU8は、目標スリップ率と実スリップ率との偏差をスリップ偏差として算出する。

[0149] ステップS209では、ATCU8は、スリップ偏差がゼロであるかどうか判定する。そして、スリップ偏差がゼロではない場合にはステップS210へ進み、スリップ偏差がゼロの場合にはステップS213へ進む。

[0150] ステップS210では、ATCU8は、スリップ偏差がゼロよりも大きいかどうか判定する。そして、スリップ偏差がゼロよりも大きい場合にはステップS211へ進み、スリップ偏差がゼロよりも小さい場合にはステップS212へ進む。

[0151] ステップS211では、ATCU8は、推力定数を「-Kp」に設定する。Kpは予め設定された値であり、正の値である。

[0152] ステップS212では、ATCU8は、推力定数を「Kp」に設定する。

- [0153] ステップS 2 1 3では、A T C U 8は、推力定数を「0」に設定する。
- [0154] ステップS 2 1 4では、A T C U 8は、目標推力を下記式（2）に基づいて算出する。なお、現在の第2ローラフォロア79の旋回角、実変速比に基づいて目標推力を算出してもよい。
- [0155] （数2）
- $$\text{目標推力} = (\text{実推力} + \text{推力定数}) \times \text{安全率} \cdots (2)$$
- [0156] ステップS 2 1 4では、A T C U 8は、目標推力、目標変速比に基づいて挟持力調整機構32による挟持力を算出し、算出した挟持力をクランプアーム66に与える第2ローラフォロア79の旋回角を算出する。
- [0157] ステップS 2 1 6では、A T C U 8は、算出した第2ローラフォロア79の旋回角を第2アクチュエータに出力し、第2ローラフォロア79を旋回させる。
- [0158] 以上の制御によってスリップ率を制御し、トルク伝達接触部におけるスピンロスを低減しトルク伝達率を高くすることができる。
- [0159] 本発明の実施形態の効果について説明する。
- [0160] 押付ローラ40を取り付けた押付ローラシャフト42を軸心連結線Oと交差する方向に延設し、押付ローラシャフト42の一方の端部側を回動可能に支持し、もう一方の端部側に挟持力を与えることで、押付ローラ40に推力を発生させる。押付ローラシャフト42は一方の端部42a側を支点に回動するので、小さい挟持力を一対の押付ローラ機構30に与えることで一対の押付ローラ40によってプライマリディスク11とセカンダリディスク12とを挟持し、トルク伝達接触部を形成し、入力軸10から出力軸14へ回転を伝達することができる。また、小さい挟持力によってトルク伝達接触部を形成し、入力軸10から出力軸14へ回転を伝達することができるので、変速機3を小型にすることができる。
- [0161] アームシャフト65の軸心を中心に回動し、一対の押付ローラシャフト42に挟持するクランプアーム66を備える。クランプアーム66はアームシャフト65を支点として回動するので、小さい挟持力によって一対の押付ロ

ーラシャフト42の端部42b側を挟持することができる。そのため、小さい挟持力を与えることで一对の押付ローラ40によってプライマリディスク11とセカンダリディスク12とを挟持し、トルク伝達接触部を形成し、入力軸10から出力軸14へ回転を伝達することができる。

[0162] 変速機3を入力軸10の軸方向から見た場合に、入力軸10からトルク伝達接触部の中心までの距離と、アームシャフト65の軸心からクランプアーム66によって一对の押付ローラシャフト42を挟持する位置までの距離とが等しい。これにより、入力軸10の同一入力トルク時の推力を変速比に応じた推力とすることができ、素早い変速を実現することができる。

[0163] アームシャフト65とは反対側のクランプアーム66の端部に挟持力調整機構32を設ける。小さな挟持力を挟持力調整機構32で発生させることでクランプアーム66を介して一对の押付ローラ40によってプライマリディスク11とセカンダリディスク12とを挟持し、トルク伝達接触部を形成し、入力軸10から出力軸14へ回転を伝達することができる。

[0164] 挟持力調整機構32は、リアクランプアーム68に連結する第2軸部71の軸心を中心に回転する回転部73と、フロントクランプアーム67の端部に連結し、第2軸部71の軸心と中心とした曲面を有する曲面部76とを備える。回転部73は、曲面部76の曲面に当接し、回転する第2ローラフォロア79を備え、第2ローラフォロア79は圧縮バネ74によって第2軸部71に向けて付勢される。挟持力調整機構32は、第2ローラフォロア79の位置を変えるだけで、リアクランプアーム68とフロントクランプアーム67によって押付ローラ機構30を挟持する挟持力を変更することができる。小さい力によって押付ローラ40の推力を変更することができ、第2ローラフォロア79を回転させる第2アクチュエータを小型にし、変速機3を小型化することができる。特に、曲面を円弧形状とすることで、小さい力によって第2ローラフォロア79を回転させることができる。

[0165] 圧縮バネ74を第2軸部71に対して第2ローラフォロア79とは反対側に設け、圧縮バネ74を圧縮した状態で保持することで、圧縮バネ74のバ

ネ圧縮量をほとんど変えずに第２ローラフォロア７９を旋回させることができる。つまり、圧縮バネ７４の弾性エネルギーをほとんど変えずに第２ローラフォロア７９を旋回させることができ、小さい力で第２ローラフォロア７９を旋回させることができる。そのため、小型の第２アクチュエータによって第２ローラフォロア７９の旋回を素早く行うことができ、第２アクチュエータを小型にし、変速機３を小型化することができる。

[0166] 第２ローラフォロア７９を基準位置付近にすることで、クランプアーム６６による挟持力を小さく、またはゼロにすることができ、トルク伝達接触部が形成されないようにすることができる。これにより、Low戻し制御を容易に行うことができる。

[0167] また、第２ローラフォロア７９を基準位置よりも旋回角が小さくなるように第２ローラフォロア７９を旋回させることで、クランプアーム６６間の距離を長くし、クランプアーム６６による挟持力をさらに小さくすることができる。これにより、プライマリディスク１１とセカンダリディスク１２とが確実に接触しないようにし、トルク伝達接触部が形成されないようにすることができる。

[0168] アームシャフト６５とクランプアーム６６との間、および第２軸部７１と回転部７３との間に隙間を設けない場合には、寸法公差、部品のバラツキなどにより、クランプアーム６６によって一对の押付ローラ機構３０をバランス良く挟持することができないおそれがある。そのため、例えば一方の押付ローラ４０による推力が他方の押付ローラ４０による推力よりも小さくなる。これにより、推力が小さい押付ローラ４０側ではプライマリディスク１１からセカンダリディスク１２へ回転を伝達することができないおそれがある。また、推力が大きい方の押付ローラ機構３０にかかる負荷が大きくなり、押付ローラ機構３０を劣化させるおそれがある。これを防ぐために強度を高くすることも考えられるがコストが高くなる。本実施形態では、寸法公差、部品のバラツキなどがある場合でも、第２軸部７１とケース７０との間に隙間を設けることで、これらの影響を隙間によって吸収し、クランプアーム６

6によって一对の押付ローラ機構30をバランス良く挟持することができる。そのため、押付ローラ40によって推力をバランス良くプライマリディスク11、およびセカンダリディスク12に伝達し、押付ローラ機構30の劣化を抑制し、コストを抑制することができる。

[0169] 押付ローラシャフト42は第1支持部43と第2支持部44とによって軸心連結線O方向に傾動可能に支持され、第2支持部44は押付ローラ40よりもプライマリディスク11の回転方向の上流側に位置する。そして、第2支持部44を第1アクチュエータ33によって軸心連結線O方向に沿って移動させて変速を行う。これにより、変速時に押付ローラシャフト42および押付ローラ40が第2支持部44の移動に伴って傾斜した場合に、第2支持部44の移動に追従する力が押付ローラ40自体で発生する。そのため、小さい力を第1アクチュエータ33によって第2支持部44に与えることで、押付ローラ40を軸心連結線Oに沿って移動させて変速することができる。また、押付ローラ40自体に第2支持部44の移動に追従する力が発生するので、素早く変速を行うことができる。

[0170] 変速を行っていない場合に押付ローラシャフト42が傾動した場合でも、押付ローラ40に発生する力によって、押付ローラ40および押付ローラシャフト42を元の位置に戻すことができる。

[0171] 押付ローラ40を出力軸14側に傾斜させることで、押付ローラ40とセカンダリディスク12のサイドディスク12bとの間のスピンロスを低減することができる。特に押付ローラ40の軸心がサイドディスク12bの表面上の回転中心Pと交差する場合に、押付ローラ40とサイドディスク12bとのスピンロスを低減することができる。

[0172] 押付ローラ40の推力に応じて、押付ローラ40の傾斜角度を変更し、押付ローラ40の当接部40aがセカンダリディスク12のサイドディスク12bに当接する曲面の曲率を変更し、トルク伝達接触部の形状、面積を変更することができる。押付ローラ40の推力が大きい場合には、曲率の小さい

曲面がサイドディスク 12b に当接し、トルク伝達接触部の面積を大きくし、プライマリディスク 11、セカンダリディスク 12、または押付ローラ機構 30 の劣化を抑制することができる。また、押付ローラ 40 の推力が小さい場合には、曲率の大きい曲面がサイドディスク 12b に当接し、トルク伝達接触部の形状を円形に近い形状とし、トルク伝達接触部の面積を小さくし、トルク伝達接触部におけるスピンロスを低減することができる。

[0173] 押付ローラ 40 には付勢部 45 によって第 1 のモーメントが発生し、押付ローラ 40 の推力に応じたディスク 11、12 からの反力によって第 1 のモーメントとは逆方向の第 2 のモーメントが発生する。2つのモーメントが釣り合うように押付ローラ 40 は傾斜し、その位置で保持される。つまり、トルク伝達接触部の形状、面積を押付ローラ 40 の推力に応じて自動的に変更することができる。新たなアクチュエータによって制御しなくてもトルク伝達接触部の形状、面積を適宜変更することができる。

[0174] プライマリディスク 11 からセカンダリディスク 12 へトルク伝達可能となるトルク伝達開始スリップ率よりも高い値の目標スリップ率を算出し、トルク伝達接触部におけるスリップ率が目標スリップ率となるように挟持力調整機構 32 によって押付ローラ 40 の推力を制御することで、トルク伝達率を高くすることができる。変速比が Low 側となるほど目標スリップ率を高くすることで、トルク伝達率を高くすることができる。

[0175] プライマリディスク、セカンダリディスクは厚さが薄い板状部材で構成され、部材のバラツキによっては押付ローラによって挟持押圧した場合に、セカンダリディスクとプライマリディスクとが接触しないおそれもある。

[0176] 本実施形態では、入力軸 10 の軸方向における中央に位置するセカンダリディスク 12 のセンターディスク 12a の厚さを他のディスクの厚さよりも厚くすることで、押付ローラ 40 によってトルク伝達接触部を形成する場合に、セカンダリディスク 12 とプライマリディスク 11 とを確実に接触させることができ、トルク伝達率を高くすることができる。

[0177] サイドディスク 12b を径方向の外方となるに従ってセンターディスク 1

2 aとは反対側に反ることで、スラストボールベアリングを設けずに、サイドディスク12 bとプライマリディスク11との間に隙間を形成し、トルク伝達接触部以外でのサイドディスク12 bとプライマリディスク11との接触を抑制することができる。

[0178] 乾式発進クラッチ15の断接状態を押付ローラ機構30を軸心連結線O方向に移動させる第1アクチュエータ33によって切り替えることで、1つのアクチュエータによって乾式発進クラッチ15の断接状態、および変速機3における変速を行うことができ、アクチュエータの数を少なくし、コストを削減し、車両用自動変速システム1を小型にすることができる。

[0179] 電動モータ34によって軸心連結線O方向に移動するブラケット37にテーパ面37aを設け、テーパ面37aに沿って入力軸10の軸方向にプッシュロッドを移動させて、乾式発進クラッチ15の断接状態を切り替える。このように簡易な構成によって乾式発進クラッチ15の断接状態を切り替えることができる。

[0180] シフトレバーがPレンジに操作されて車両を停車させる場合には、リバースギア16と入力軸10とを締結し、かつ押付ローラ40によってプライマリディスク11およびセカンダリディスク12を挟持押圧し、トルク伝達接触部を形成する。これにより、変速機3をインターロックし、車両の移動を防止することができる。

[0181] 本実施形態では、押付ローラシャフト42と第1支持部43との間に隙間を形成し、第2支持部44側で支持される押付ローラシャフト42の端部を球形状としたが、これに限られることはなく、押付ローラシャフト42および押付ローラ40が軸心連結線O方向に傾動可能となればよい。例えば押付ローラシャフト42と第2支持部44との間に隙間を形成してもよい。

[0182] 本実施形態では、第2軸部71とケース70との間に隙間を設けたが、アームシャフト65とクランプアーム66との間に隙間を設けてもよい。

[0183] 本実施形態では、基準位置でトルク伝達接触部が形成されないようにしているが、基準位置よりも第2ローラフォロア79がフロントクランプアーム

6 7 側に旋回した位置でトルク伝達接触部が形成されないようにしてもよい。

[0184] 車速が低い場合の目標スリップ率を車速が高い場合の目標スリップ率よりも高くしてもよい。また、アクセル開度が大きくなる、または単位時間当たりのアクセル踏み込み量が大きくなるほど、目標スリップ率を高くしてもよい。

[0185] 本実施形態では、セカンダリディスク 1 2 にセンターディスク 1 2 a を設けているが、プライマリディスク 1 1 に設けてもよい。

[0186] プライマリディスク 1 1 の外周端側をセカンダリディスク 1 2 のセンターディスク 1 2 a 側に反るように形成してもよい。これにより、サイドディスク 1 2 b とプライマリディスク 1 1 との間でトルク伝達接触部以外でのサイドディスク 1 2 b とプライマリディスク 1 1 との接触をさらに抑制することができる。

[0187] 本実施形態では押付ローラ 4 0 を出力軸 1 4 側に傾斜させているが、入力軸 1 0 側に傾斜させてもよい。

[0188] 以上、本発明の実施形態について説明したが、上記実施形態は本発明の適用例の一部を示したに過ぎず、本発明の技術的範囲を上記実施形態の具体的構成に限定する趣旨ではない。

請求の範囲

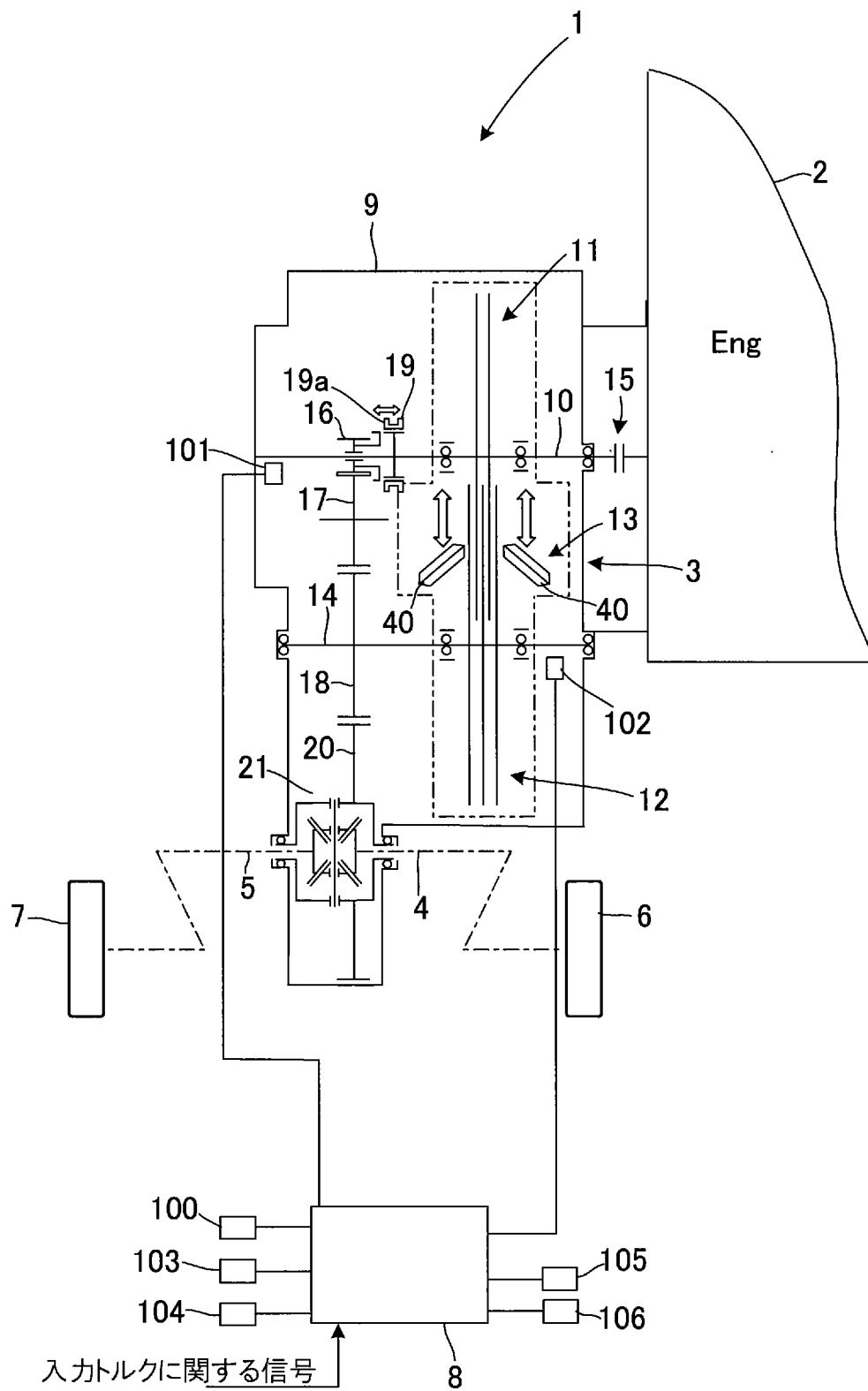
[請求項1]

原動機に接続される入力軸と、
前記入力軸に平行配置される出力軸と、
前記入力軸に設けられ、外周端を前記出力軸に近接配置した円板状の入力ディスクと、
前記出力軸に設けられ、外周端を前記入力軸に近接配置した円板状の出力ディスクと、
前記入力ディスクと前記出力ディスクが互いに重なり合うディスク重合領域のうち、前記入力軸の軸心と前記出力軸の軸心を結ぶ軸心連結線に沿って移動可能に設けられ、目標変速比に応じた位置にて両ディスクを挟持押圧し、両ディスクの弾性変形によりトルク伝達接触部を形成する一対の押圧手段とを備える無段変速機であって、
前記押圧手段による前記両ディスクを挟持押圧する力に応じて、前記押圧手段を前記入力軸側、または前記出力軸側に傾斜させる傾斜手段を備え、
前記トルク伝達当接部を形成する前記押圧手段の接触部は、曲率が異なる曲面によって形成され、
前記押圧手段は、前記押圧手段による前記両ディスクを挟持押圧する力が大きくなると前記接触部の前記曲率が小さくなるように傾斜し、
前記トルク伝達部の面積は、前記押圧手段による前記両ディスクを挟持押圧する力が大きくなると大きくなる無段変速機。

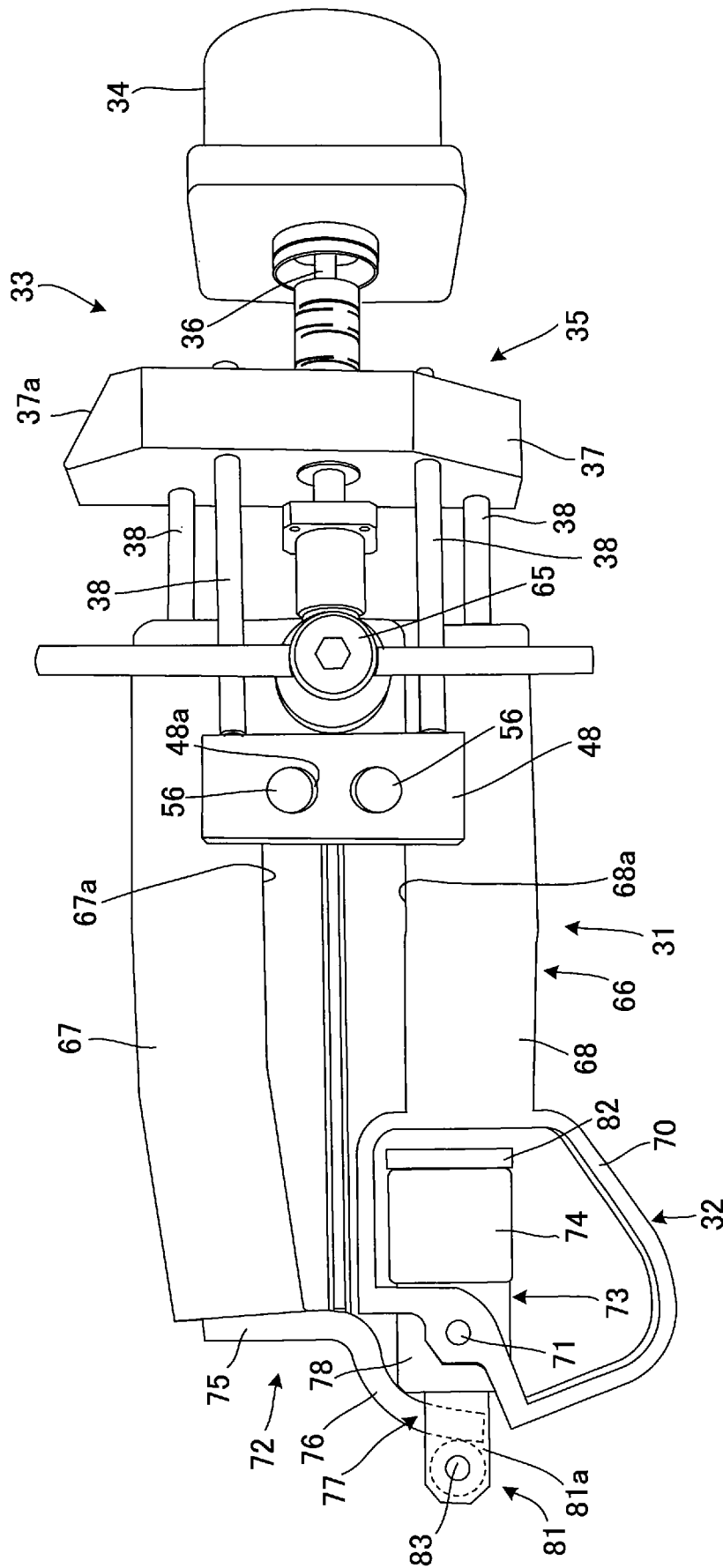
[請求項2]

前記傾斜手段は、前記押圧手段に第1のモーメントを発生させ、
前記押圧手段は、前記両ディスクによる反力によって前記第1のモーメントとは逆方向の第2のモーメントが発生する請求項1に記載の無段変速機。

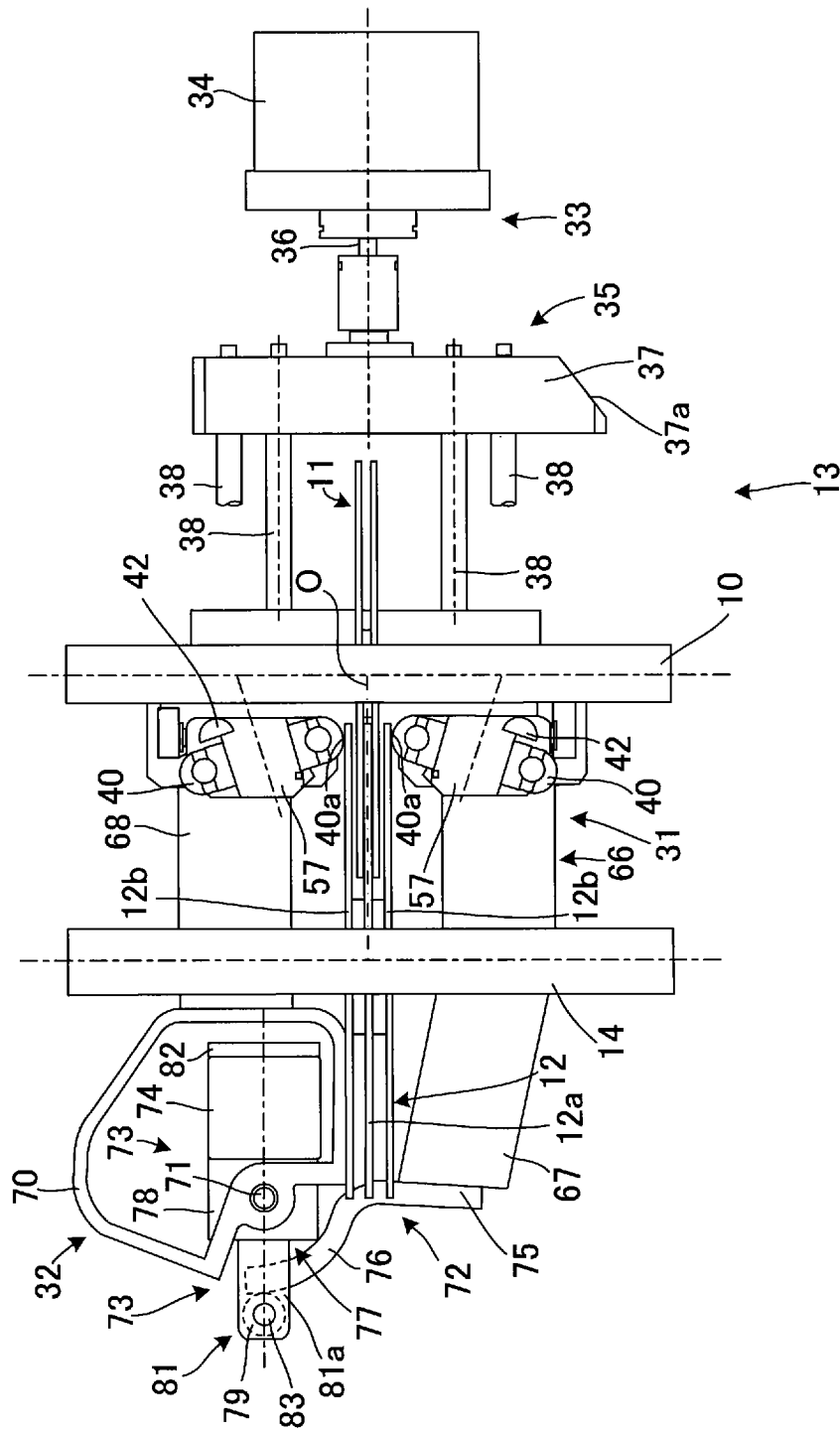
[図1]



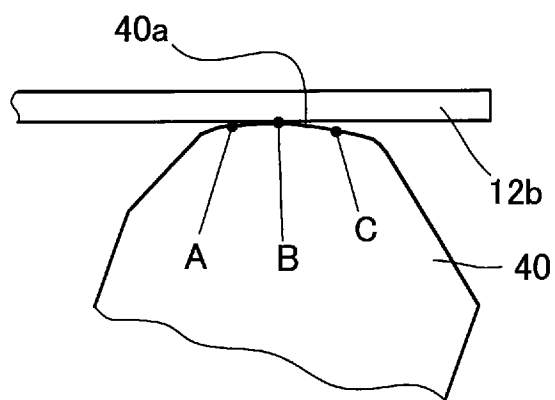
[図3]



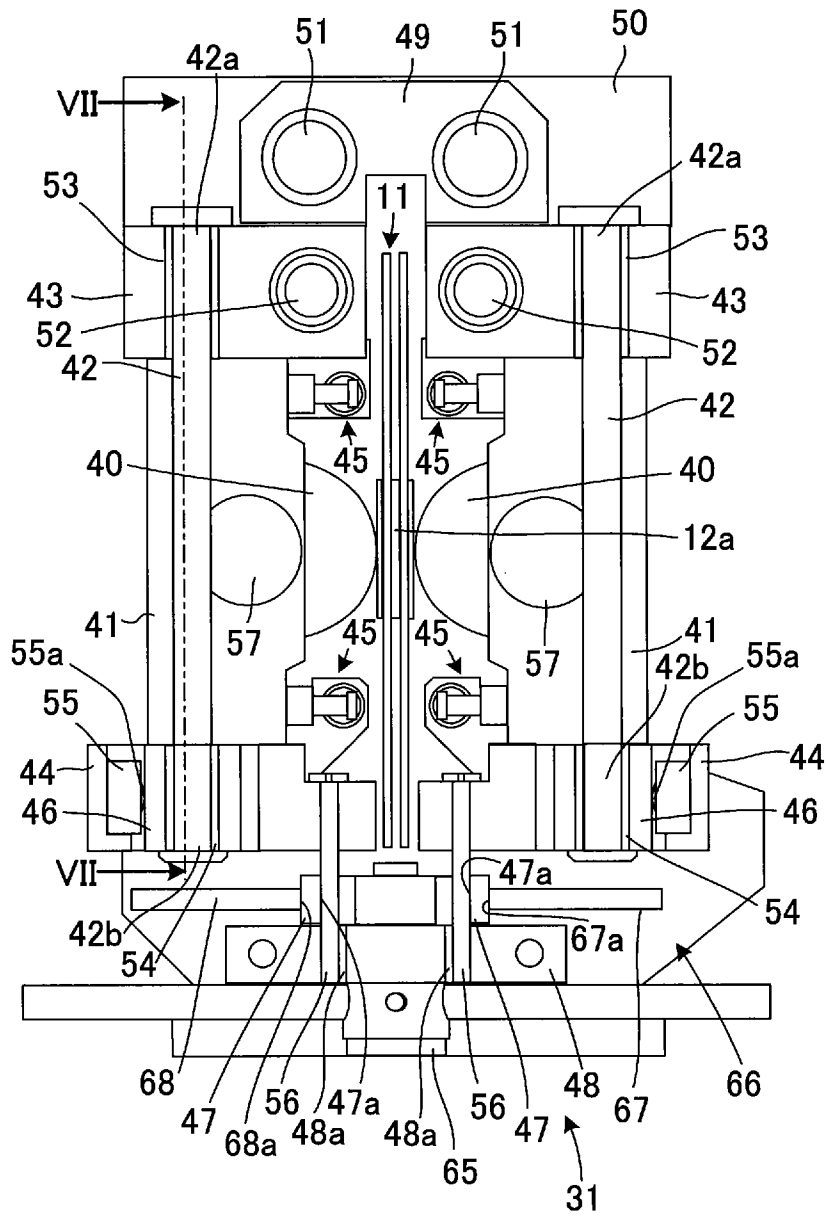
[図4A]



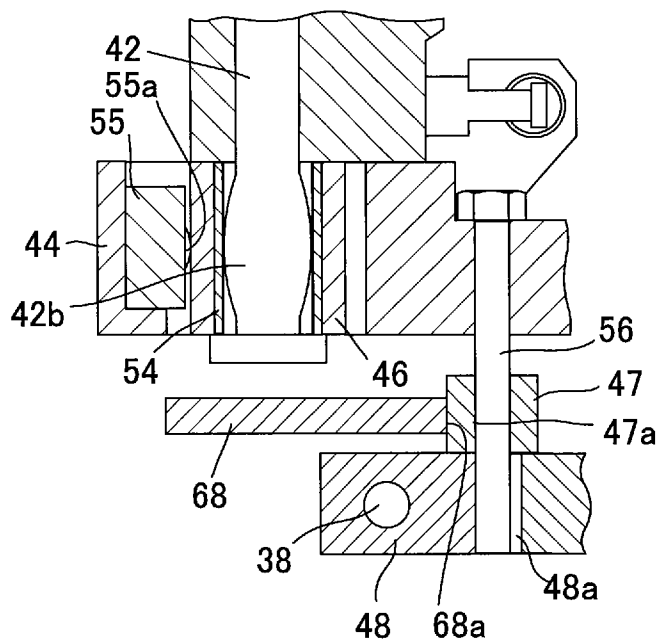
[図4B]



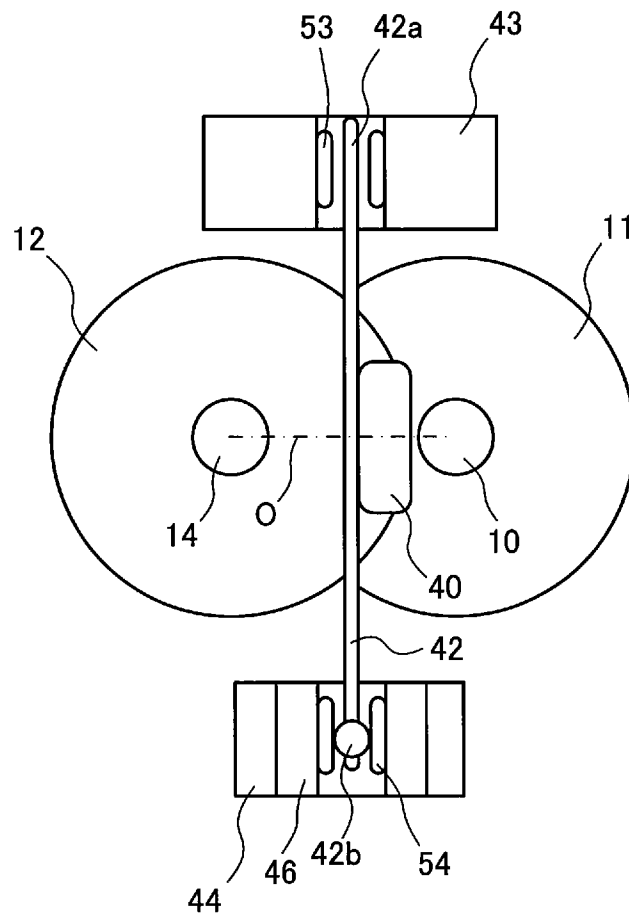
[図6A]



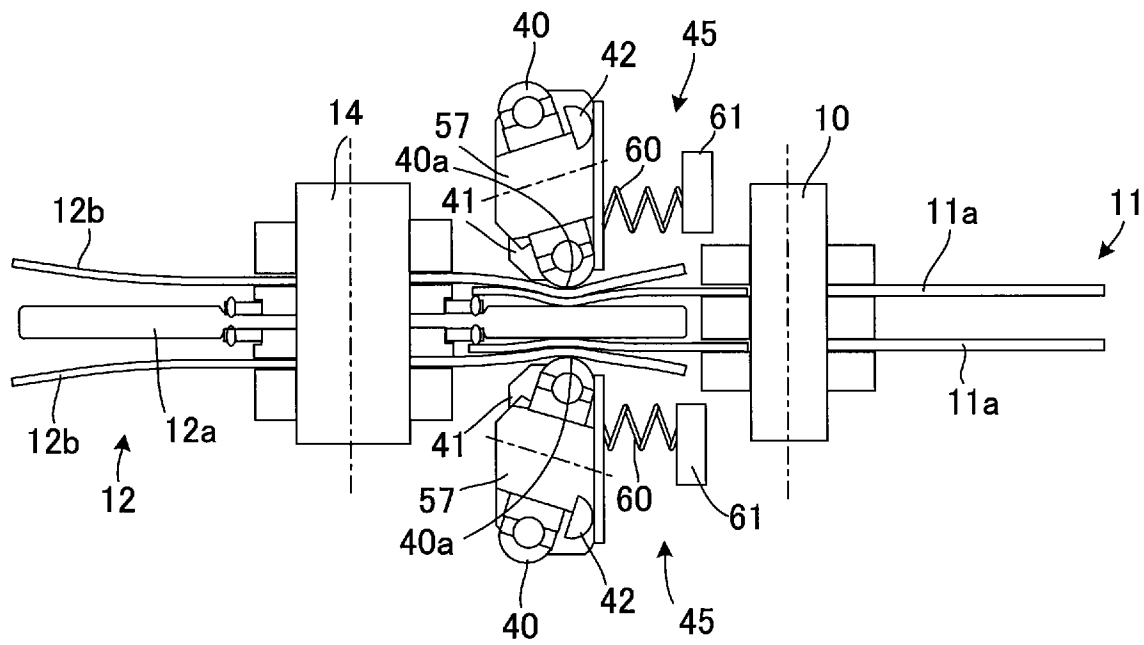
[図6B]



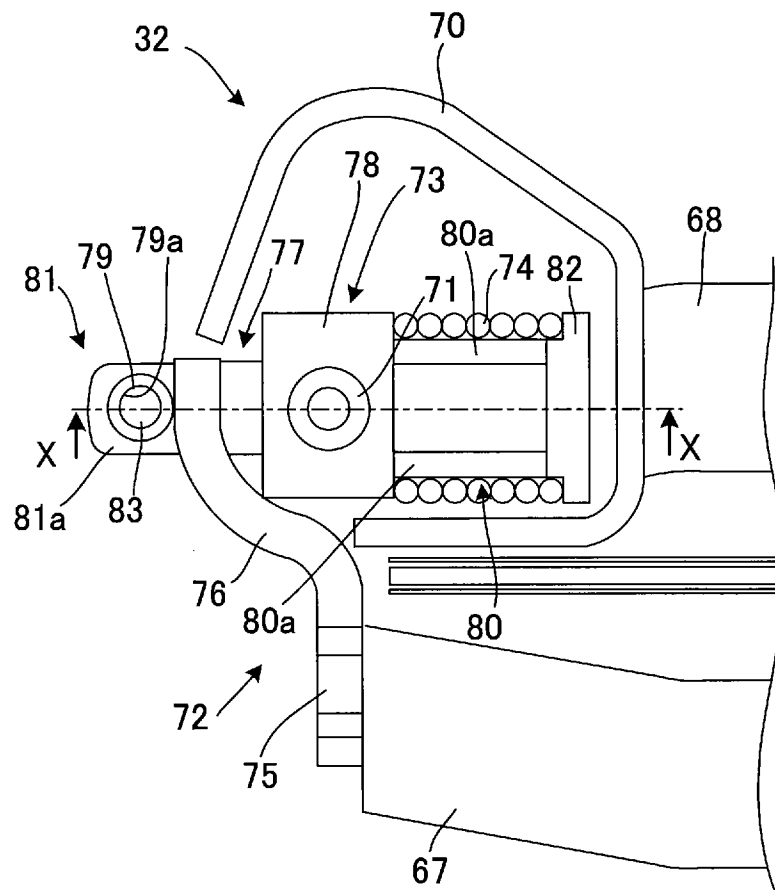
[図7]



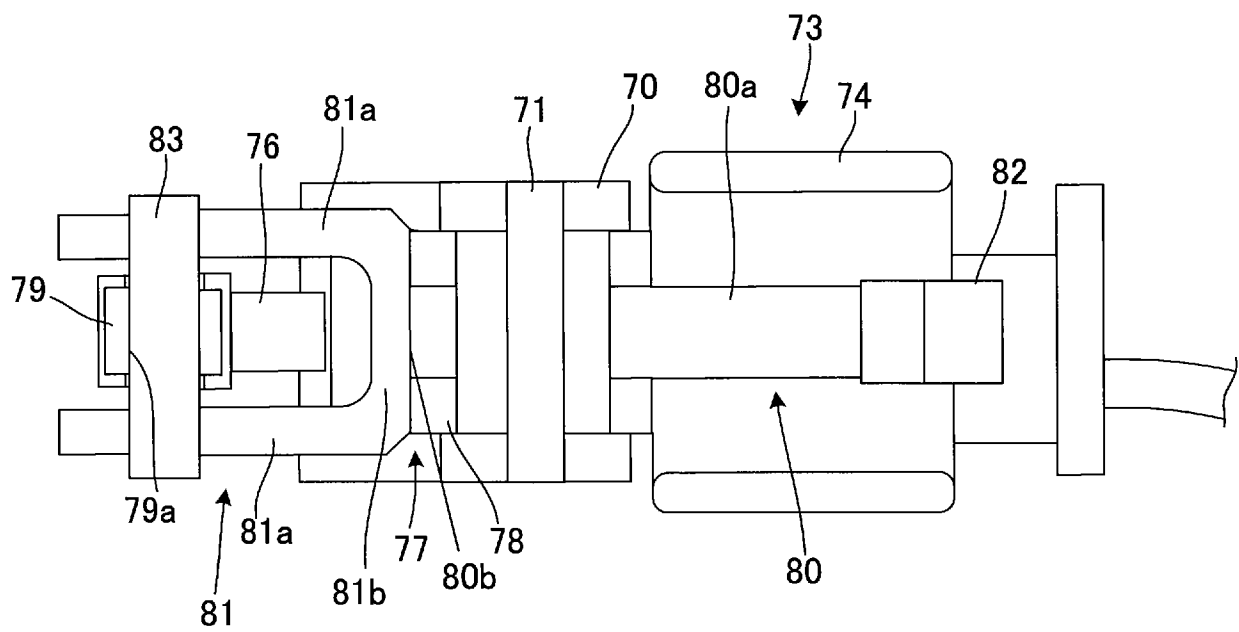
[図8]



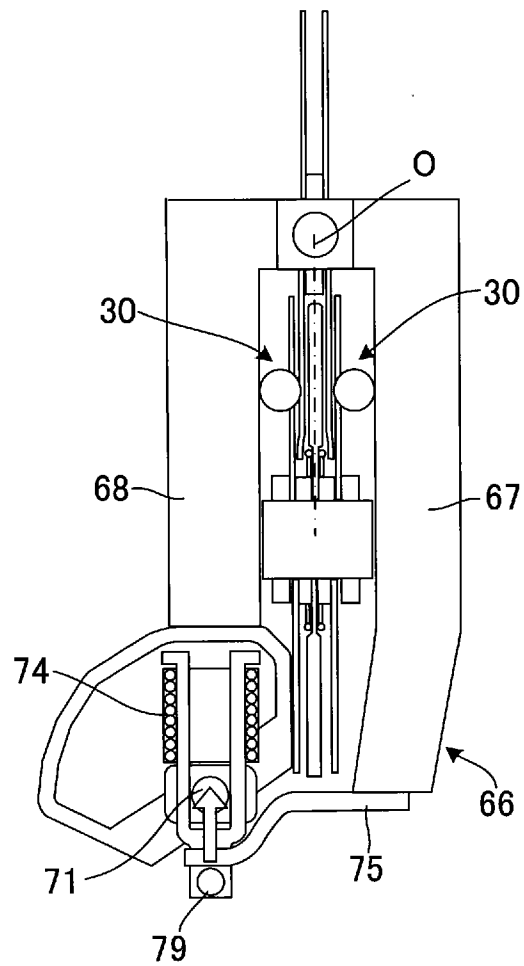
[図9A]



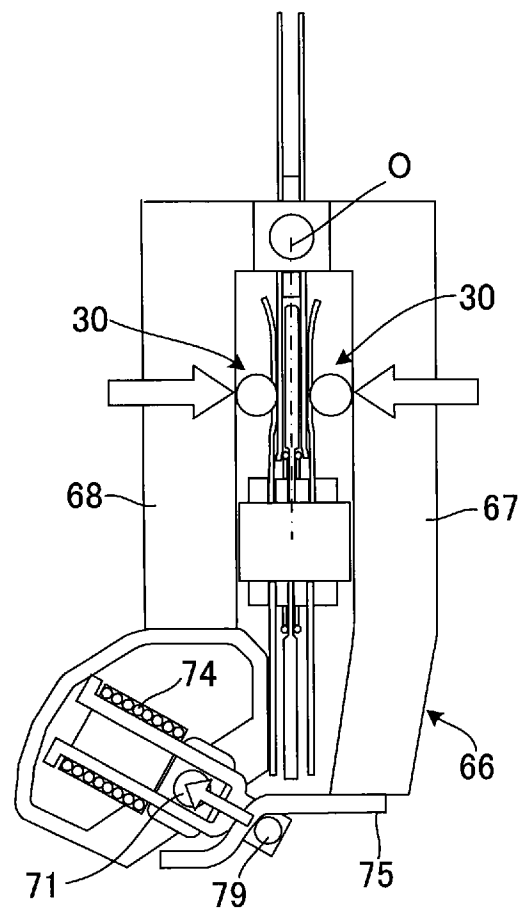
[図9B]



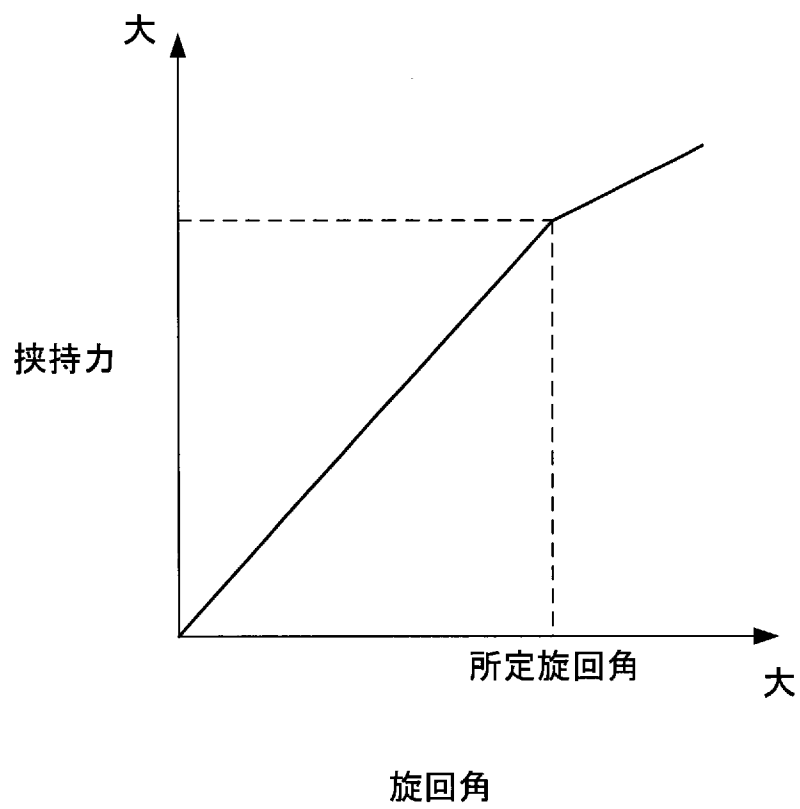
[図10A]



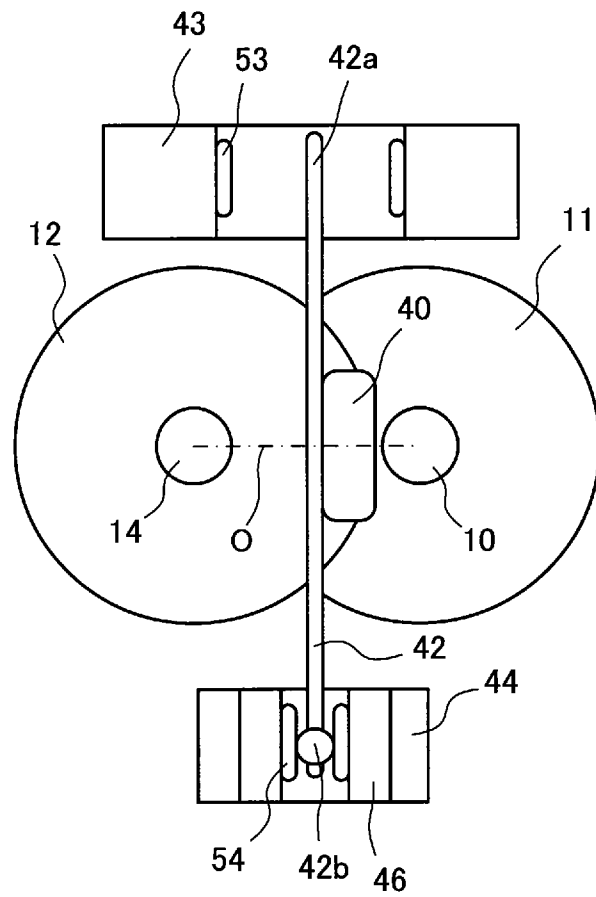
[図10B]



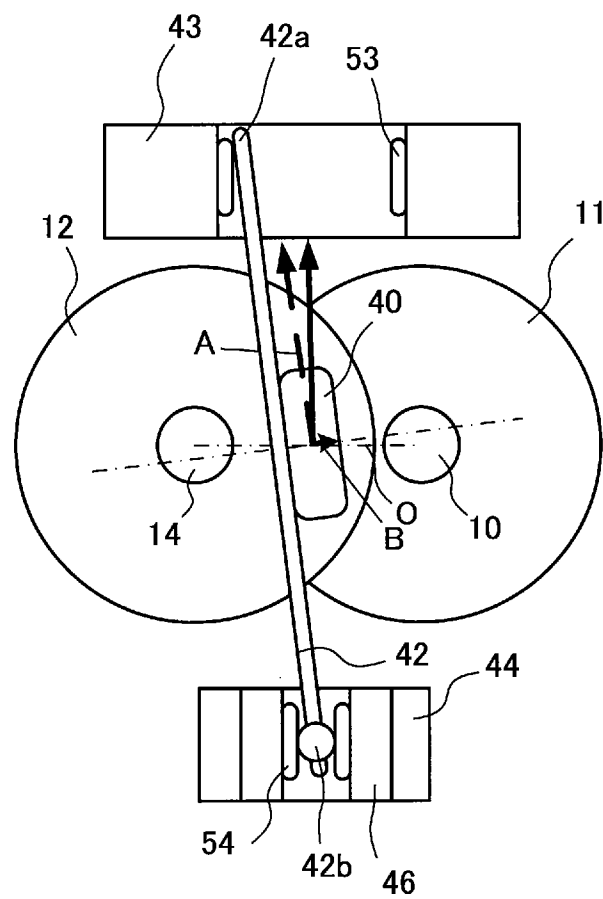
[図11]



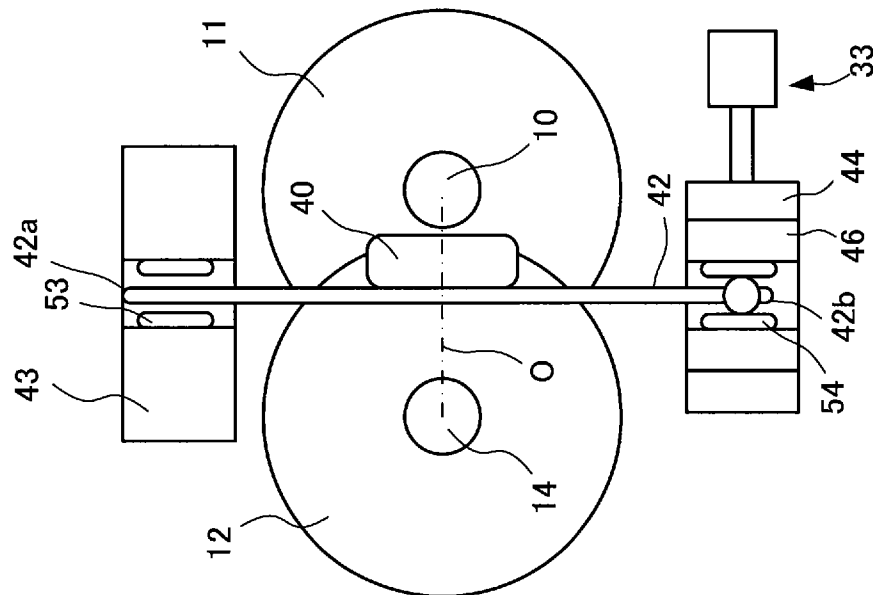
[図12A]



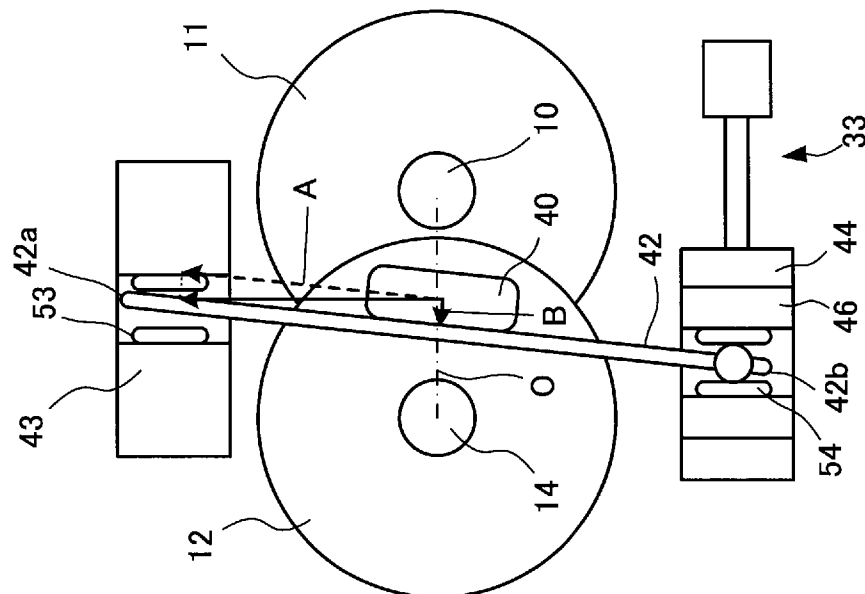
[図12B]



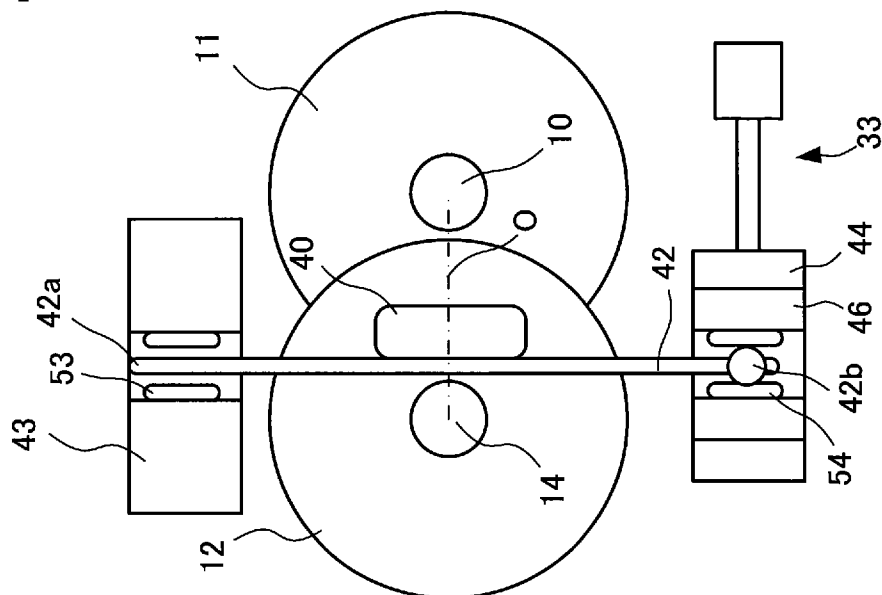
[図13A]



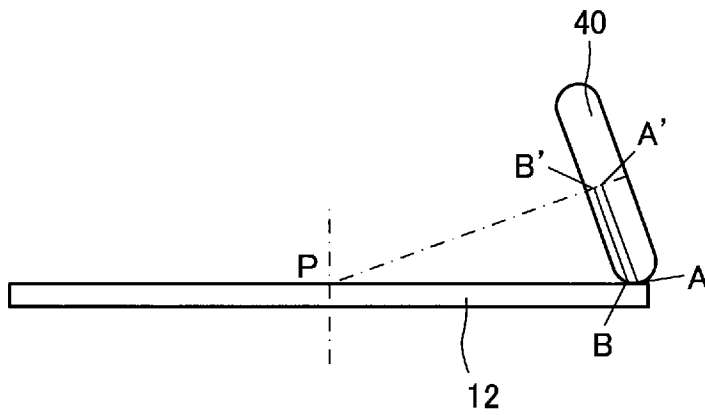
[図13B]



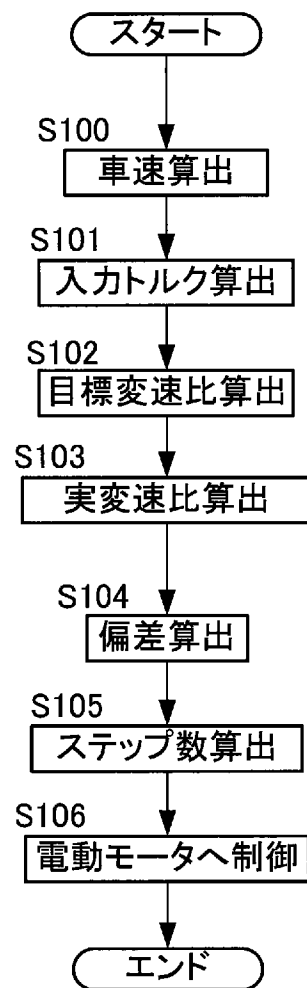
[図13C]



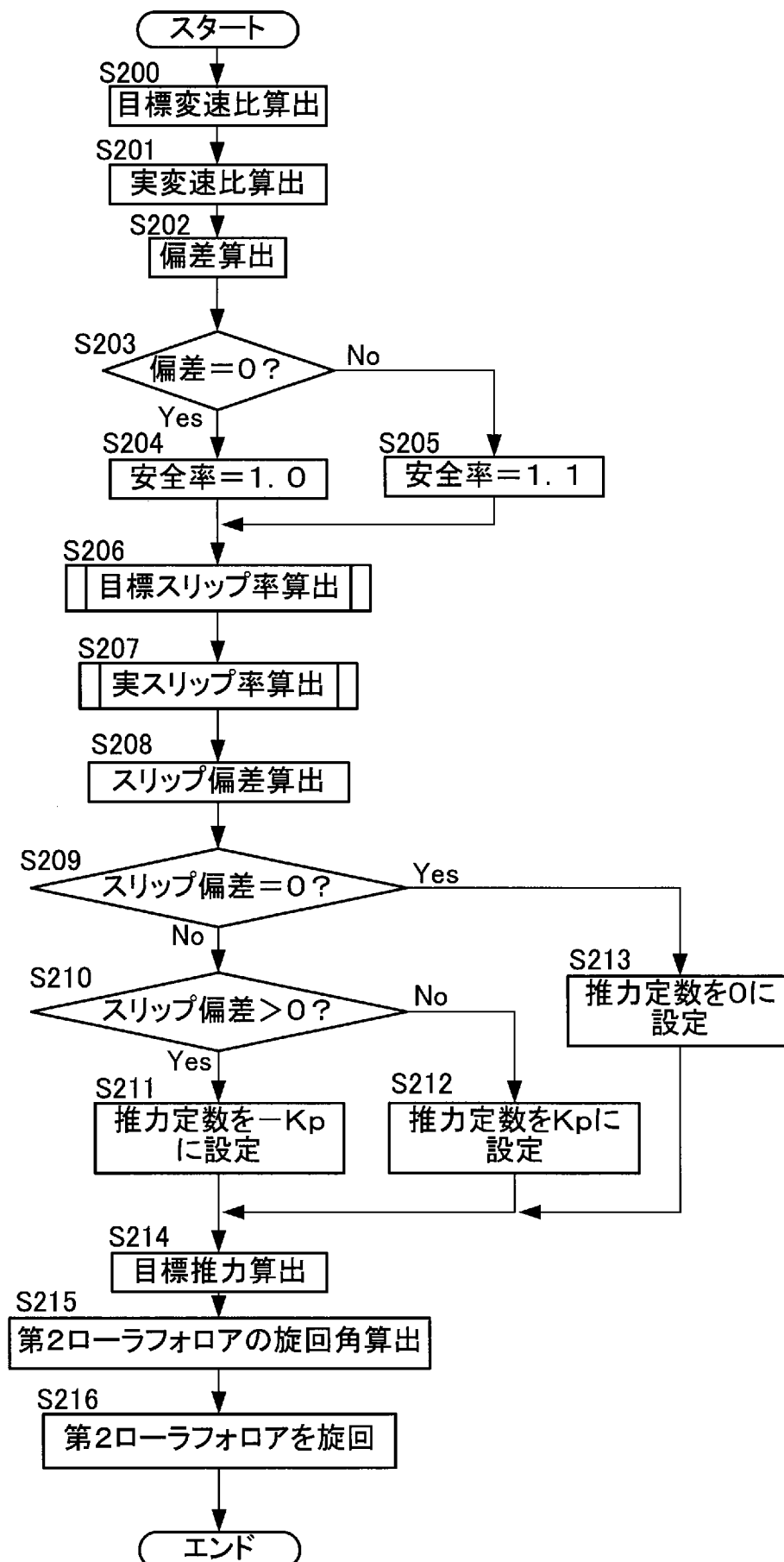
[図14]



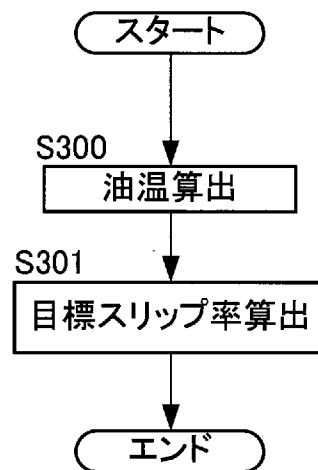
[図15]



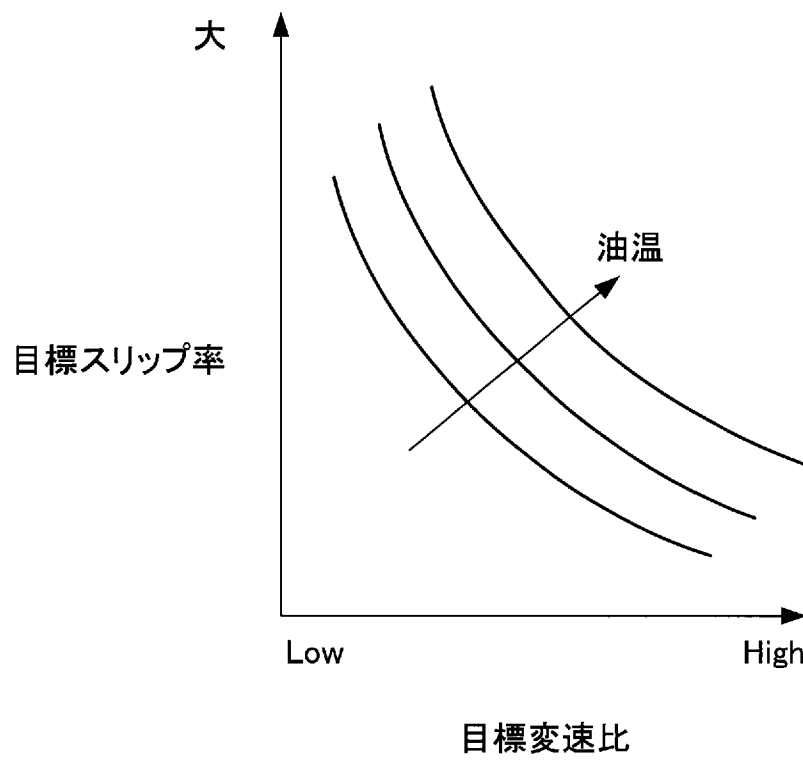
[図16]



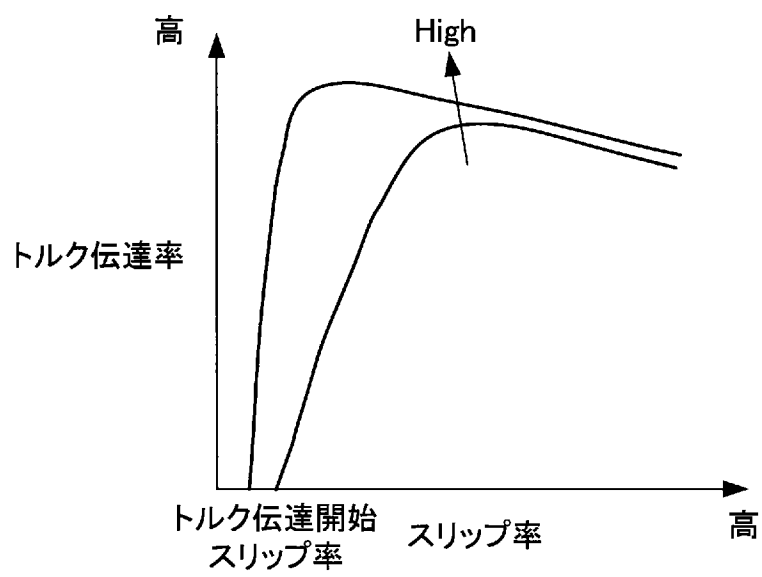
[図17]



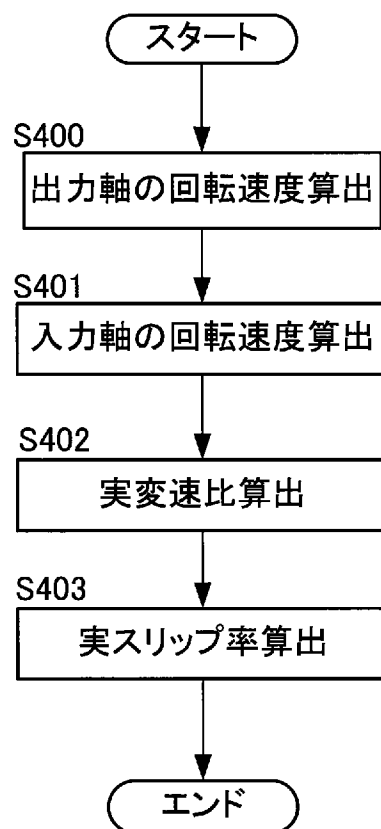
[図18]



[図19]



[図20]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/058221

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H15/14 (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)

F16H15/14

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 1996-2012

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2012 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2012

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 2010-60005 A (JATCO Ltd.), 18 March 2010 (18.03.2010), entire text; fig. 1 to 17 & US 2010/0184557 A1 & EP 2159450 A1 & CN 101666372 A	1-2
A	JP 1-93658 A (Fuji Heavy Industries Ltd.), 12 April 1989 (12.04.1989), entire text; fig. 1 to 7 (Family: none)	1-2
A	JP 46-29084 B1 (Shinpo Kogyo Kabushiki Kaisha), 24 August 1971 (24.08.1971), entire text; fig. 1 to 3 (Family: none)	1-2

☒ 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
06 June, 2012 (06.06.12)Date of mailing of the international search report
19 June, 2012 (19.06.12)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/058221

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 45-818 Y1 (Hitachi, Ltd.), 14 January 1970 (14.01.1970), entire text; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-2

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H15/14(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. F16H15/14

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	1971-2012年
日本国実用新案登録公報	1996-2012年
日本国登録実用新案公報	1994-2012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 2010-60005 A（ジヤトコ株式会社） 2010.03.18, 全文, 第1-17図 & US 2010/0184557 A1 & EP 2159450 A1 & CN 101666372 A	1-2
A	JP 1-93658 A（富士重工業株式会社） 1989.04.12, 全文, 第1-7図 (ファミリーなし)	1-2

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

06.06.2012

国際調査報告の発送日

19.06.2012

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100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

高吉 統久

3 J

3932

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 46-29084 B1 (シンポ工業株式会社) 1971.08.24, 全文, 第 1-3 図 (ファミリーなし)	1-2
A	JP 45-818 Y1 (株式会社日立製作所) 1970.01.14, 全文, 第 1-5 図 (ファミリーなし)	1-2