

(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 2013/145169 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 15/14 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/058188
- (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).

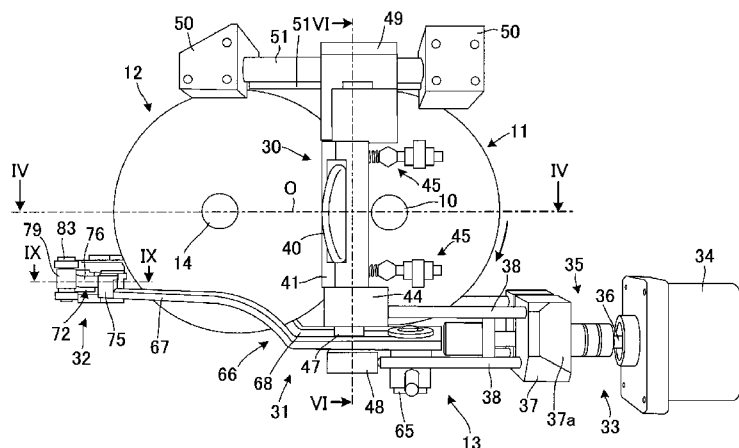
添付公開書類:

— 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2]



(57) Abstract: A continuously variable transmission comprises a pair of pressing means that form a torque transmission contact por-
tion in a disk overlapping area where an input disk and an output disk overlap each other. The present invention comprises a pair of
first supporting means moving along a shaft center connection line together with the pressing means while supporting the pressing
means with one end portion side serving as a fulcrum and generating a clamping-pressing force on both disks through the pressing
means by the clamping force added to the other end portion side, and a pair of second supporting means extending in a connection
line direction which is parallel to the shaft center connection line, insertion-supporting the other end portion side of the pair of first
supporting means in the direction of the connection line with a rotating shaft serving as a fulcrum, and generating the clamping
force.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2013/145169 A1



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、一方の端部側を支点として押圧手段を支持して押圧手段とともに軸心連結線に沿って移動し、もう一方の端部側に加わる挟持力によって押圧手段により両ディスクを挟持押圧する力を発生させる一対の第1支持手段と、軸心連結線と平行な連結線方向に延設され、回転シャフトを支点として、一対の第1支持手段のもう一方の端部側を連結線方向に沿って移動可能となるように挟んで支持し、挟持力を発生させる一対の第2支持手段とを備える。

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付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] しかし、上記の発明では、一对のローラをバネによる付勢力で直接挟持するので、入力ディスクの回転を出力ディスクに伝達するためにバネで発生させる付勢力が大きくなる、といった問題点がある。

[0004] 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、小さい力によって入力ディスクの回転を出力ディスクに伝達するために必要な挟持力を発生させることを目的とする。

[0005] 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、変速機ケース部材に支持される入力軸と、入力軸に平行配置され、変速機ケース部材に支持される出力軸と、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上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对の押圧手段とを備える無段変速機である。無段変速機は、軸心連結線に対して交差する方向に延び、一方の端部側を支点として押圧手段を支持して押圧手段とともに軸心連結線に沿って移動し、もう一方の端部側に加わる挟持力によ

って押圧手段により両ディスクを挟持押圧する力を発生させる一对の第1支持手段と、軸心連結線と平行な連結線方向に延設され、回動シャフトを支点として、一对の第1支持手段のもう一方の端部側を連結線方向に沿って移動可能となるように挟んで支持し、挟持力を発生させる一对の第2支持手段とを備える。

[0006] この態様によると、一方の端部側を支点として押圧手段で両ディスクを挟持押圧する第1支持手段と、回動シャフトを支点として第1支持手段を挟持する第2支持手段を備えることで、小さい力でトルク伝達接触部を形成し、入力ディスクから出力ディスクへ回転を伝達することができる。

図面の簡単な説明

[0007] [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 1 1 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 1 2 A は押付ローラの動きを説明するための図である。

[図12B]図 1 2 B は押付ローラの動きを説明するための図である。

[図13A]図 1 3 A は変速比を L o w 側から H i g h 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 1 3 B は変速比を L o w 側から H i g h 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 1 3 C は変速比を L o w 側から H i g h 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 1 4 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 1 5 は変速比制御を説明するフローチャートである。

[図16]図 1 6 は一対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 1 7 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 1 8 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 1 9 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 2 0 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

[0008] 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。

[0009] 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。

[0010] 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、A T C U） 8 とを備える。

- [0011] 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、デフアレシヤルギアユニット 21 とを備える。
- [0012] 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。
- [0013] 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。
- [0014] 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 4 A 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。
- [0015] プライマリディスク 11 は、2 枚の円形のディスク 11 a を図 5 A、図 5 B 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 4 A 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 11 a の間にはスペーサ 22 が設けられ、2 枚のディスク 11 a 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 11 a 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。
- [0016] セカンダリディスク 12 は、センターディスク 12 a と、センターディスク 12 a 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 12 b とを備える。セカンダリディスク 12 は、図 5 A、図 5 B に示すようにセンターディスク 12 a とサイドディスク 12 b 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 12 a とサイドディスク 12 b との間にはスペーサ 23 が設け

られ、センターディスク 12 a とサイドディスク 12 b 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 12 a の外周端、およびサイドディスク 12 b の外周端が入力軸 10 に近接するように配置される。

[0017] センターディスク 12 a は、円形のディスクであり、サイドディスク 12 b、およびプライマリディスク 11 のディスク 11 a 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 12 a には、径方向内側に凹部 12 c が形成され、凹部 12 c にスラストボールベアリング 24 が設けられる。

[0018] サイドディスク 12 b 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 12 a との距離が大きくなるように反っている。

[0019] プライマリディスク 11 のディスク 11 a は、セカンダリディスク 12 のセンターディスク 12 a とサイドディスク 12 b 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 12 a 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。

[0020] 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 11 a 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 11 a とセンターディスク 12 a 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。

[0021] 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。

[0022] 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。

[0023] 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。

[0024] 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。

[0025] 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。

[0026] 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。

[0027] 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。

[0028] 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。

[0029] 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。

[0030] 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 42 b を第 2 支持部 44 によって支持される。押付ローラシャフト 42 は、第 2 支持部 44 によって支持される端部 42 b が球形状となっている。押付ローラシャフト 42 には第 1 支持部 43 と第 2 支持部 44 との間に押付ローラ 40 を支持する保持部 41 が取り付けられる。

[0031] 第 1 支持部 43 は、押付ローラ 40 よりもプライマリディスク 11 の回転方向の下流側となる位置に設けられ、ガイドシャフト 51 と平行に設けた回転軸 52 を介してガイドブロック 49 に回動可能に支持されている。第 1 支

持部４３は、押付ローラシャフト４２の一方の端部４２ａをニードルベアリング５３を介して支持する。

[0032] 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となる位置に設けられ、押付ローラシャフト４２のもう一方の端部４２ｂをサポートブロック４６およびニードルベアリング５４を介して支持する。入力軸１０の軸方向における第２支持部４４とサポートブロック４６との間には、球形状の先端部５５ａを有するブッシュ５５が設けられ、第２支持部４４とサポートブロック４６との間に隙間が形成される。入力軸１０の軸方向において隙間はブッシュ５５よりもプライマリディスク１１側に位置し、ブッシュ５５の先端部５５ａがサポートブロック４６に当接する。第２支持部４４には軸心連結線Ｏ方向、および入力軸１０の軸方向に直交する方向に延び、第１ローラフォロア４７が取り付けられた第２シャフト５６の端部が連結する。第２支持部４４は第１ローラフォロア４７にかかる挟持力によって入力軸１０の軸方向に移動する。第２支持部４４の入力軸１０の軸方向への移動に応じて、第１支持部４３、押付ローラシャフト４２、および押付ローラ４０を支持する保持部４１は、回動軸５２の軸心を中心として回動する。

[0033] また、第１支持部４３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５３と押付ローラシャフト４２との間に隙間を形成するように設けられる。図７は図６ＡのVII-VII断面の概略図である。第２支持部４４に支持される押付ローラシャフト４２の端部４２ｂ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。

[0034] 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。

[0035] 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と一体となって回転、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。

[0036] 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。

[0037] 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。

[0038] 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。

[0039] 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。

[0040] 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。

[0041] 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。

[0042] 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。

[0043] 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。

[0044] 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。

[0045] 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。

[0046] 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に当接して回転する。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。

[0047] 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

0方向に移動する。

- [0048] 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。
- [0049] 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。
- [0050] 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。
- [0051] 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。
- [0052] 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。
- [0053] 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、一対の押付ローラ機構30を駆動してディスク11、12の挟持力を調整する。
- [0054] 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 7 2 と、回動部 7 3 と、圧縮バネ 7 4 と、第 2 アクチュエータ（図示せず）とを備える。

[0055] ケース 7 0 は、リアクランプアーム 6 8 の端部に連結する。ケース 7 0 は回動部 7 3 の一部を收容し、第 2 軸部 7 1 が取り付けられる。

[0056] 第 2 軸部 7 1 は、アームシャフト 6 5 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 7 1 は、ケース 7 0 に取り付けられ、回動部 7 3 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 7 1 とケース 7 0 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 6 6 によって一对の押付ローラ機構 3 0 をバランス良く挟持することができる。

[0057] 係合部 7 2 は、フロントクランプアーム 6 7 の端部に形成され、同端部からリアクランプアーム 6 8 側に延びる連結部 7 5 と、連結部 7 5 のリアクランプアーム 6 8 側の端部から第 2 軸部 7 1 を囲繞するように延びる曲面部 7 6 とを備える。曲面部 7 6 は、第 2 軸部 7 1 の軸心を中心とした円弧状の外周壁を有する。曲面部 7 6 の外周壁には、回動部 7 3 の第 2 ローラフォロア 7 9 が接触して転動する。

[0058] 回動部 7 3 は、図 9 A、図 9 B に示すように、回転ボディ 7 7 と、回転伝達ブロック 7 8 と、第 2 ローラフォロア 7 9 とを備える。回転ボディ 7 7 は、第 1 ボディ 8 0 と、第 2 ボディ 8 1 とを備える。図 9 A は、図 2 の IX-IX 断面図である。図 9 B は図 9 A の X-X 断面における概略図である。

[0059] 第 1 ボディ 8 0 は、第 2 軸部 7 1 を挟むように延びる 2 枚の第 1 板状部材 8 0 a の一方の端部同士を第 1 折曲部 8 0 b によって連結して構成され、第 2 軸部 7 1 を挟んだ略 U 字状となる。第 1 板状部材 8 0 a は、第 2 軸部 7 1 の外周壁に当接し、第 2 軸部 7 1 によって回動可能、且つ第 1 板状部材 8 0 a の延設方向に沿って摺動可能に支持される。第 1 ボディ 8 0 は、第 1 折曲部 8 0 b とは反対側の端部に圧縮バネ 7 4 の一方の端部を支持するストッパ 8 2 を備える。

[0060] 回転伝達ブロック 7 8 は、第 2 軸部 7 1 が貫通し、第 2 軸部 7 1 によって

回転可能に支持される。回転伝達ブロック 78 は、圧縮バネ 74 のストッパ ー 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。

[0061] 第 2 ボディ 81 は、図 9 B 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 81 a の一方の端部同士を第 2 折曲部 81 b によって連結して構成され、略 U 字状となる。第 2 折曲部 81 b は、第 1 ボディ 80 の第 1 折曲部 80 b に対して直交して接合している。第 2 折曲部 81 b 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ーとして機能する。第 2 板状部材 81 a には、回転部 73 を第 2 アクチュエータ（図示せず）によって回転させるための第 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 が回転すると第 2 ローラフォロア 79 と一体となって第 2 軸部 71 の軸心を中心に回転する。

[0062] [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 ー 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 に回転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 ー 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 81 b が回転伝達ブロック 78 に当接しているので、第 2 軸部 71 から圧縮バネ 74 方向への回転ボディ 77 の移動は規制される。

[0063] 第 2 ローラフォロア 79 は、内周孔 79 a に係合する第 3 シャフト 83 によって支持され、2 つの第 2 板状部材 81 a 間に設けられる。第 2 ローラフォロア 79 は曲面部 76 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 79 は第 3 シャフト 83 を介して第 2 のアクチュエータによって第 2 軸部 71 の軸心を回転ボディ 77 と一体となって回転し、圧縮バネ 74 によって常に第 2 軸部 71 に向けて付勢されている。

[0064] 以上のような構成を有する挟持力調整機構 32 は、第 2 ローラフォロア 79 を第 2 軸部 71 の軸心を中心に回転させることで、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方向を変更する。これにより、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、すなわち一对の押付ローラ機構 30 を挟持する挟持力を変更する。

[0065] ここで、第 2 ローラフォロア 79 の位置と、一对の押付ローラ機構 30 を挟持する挟持力との関係について図 10A、図 10B を用いて説明する。図 10A、図 10B は、第 2 ローラフォロア 79 の位置と、一对の押付ローラ機構 30 を挟持する挟持力との関係を示す図である。

[0066] 第 2 ローラフォロア 79 が連結部 75 から遠い箇所にあり、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、図 10A 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 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、すなわちクランプアーム 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 73 の基準位置とし、第 2 ローラフォロア 79 が基準位置から回転する角度を旋回角と言い、連結部 75 側へより回転することを第 2 ローラフォロア 79 の旋回角が大きいと言う。

[0067] 第 2 ローラフォロア 79 の旋回角が大きくなると、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。

[0068] 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。

[0069] 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する信号とが入力される。

[0070] 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。

[0071] [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。

[0072] [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。

[0073] 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。

[0074] 次に本実施形態の作用について説明する。

[0075] [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12A、図12Bを用いて説明する。

[0076] 第2支持部44側の押付ローラシャフト42の端部42bは球形状となっており、ニードルベアリング54、サポートブロック46を介して第2支持部44に支持されている。また、第1支持部43側の押付ローラシャフト42の端部42a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53を介して第1支持部43に支持されている。このように押付ローラシャフト42、および押付ローラ40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ている。

[0077] 通常、押付ローラ機構30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12Aに示すように押付ローラ40を回転可能に支持する第1軸部57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42は、第1支持部43および第2支持部44によって傾動可能に支持されているので、図12Bに示すように第1軸部57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30にかかる負荷が大きくなり、押付ローラ機構30が劣化するおそれがある。

[0078] 図12Bの状態になった場合には、押付ローラ40にはセカンダリディスク12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40は回転し、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は元の位置に戻ろうとする。このように押付ローラ40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40には元の位置に戻ろうとする力が発生し、押付ローラ40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42とともに移動し、押付ローラ40は軸心が軸心連結線Oに一致する図12Aの状態に自動的に戻る。

[0079] [変速を行う場合の押付ローラ40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。

[0080] 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。

[0081] 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。

[0082] 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。

[0083] 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。

[0084] 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。

[0085] 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。

[0086] 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。

[0087] 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。

[0088] [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。

[0089] 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。

[0090] 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。

[0091] 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。

[0092] [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。

[0093] 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。

[0094] 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。

[0095] 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。

[0096] 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。

[0097] 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。

[0098] [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。

[0099] 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 AB 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。

[0100] 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。

[0101] 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。

[0102] [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。

[0103] 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。

[0104] 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。

[0105] 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。

[0106] 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。

[0107] (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。

[0108] 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転するので、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。

[0109] 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は回転軸52の軸心を中心にディスク11、12側へ回転する。

[0110] 押付ローラ機構30は、回転軸52の軸心を中心にディスク11、12側へ回転すると、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 12 a 側へ弾性変形させてプライマリディスク 11 のディスク 11 a とセンターディスク 12 a 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。

[0111] 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 42 a 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 42 b 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。

[0112] 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。

[0113] 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。

[0114] 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。

[0115] 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。

[0116] 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。

[0117] (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。

[0118] 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。

[0119] 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。

[0120] 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。

[0121] 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。

[0122] 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。

[0123] 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。

[0124] 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。

[0125] 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。

[0126] (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。

[0127] 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。

[0128] 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。

[0129] 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。

[0130] 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S205へ進む。

[0131] ステップS204では、ATCU8は、安全率を1.0に設定する。

[0132] ステップS205では、ATCU8は、安全率を1.1に設定する。

[0133] ステップS206では、ATCU8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11とセカンダリディスク12との滑り量の割合である。図17を用いて目標スリップ率算出制御について説明する。

- [0134] ステップS300では、ATCU8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。
- [0135] ステップS301では、ATCU8は油温と目標変速比とに基づいて図18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Low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。
- [0136] 図19にスリップ率と、入力軸10から出力軸14へのトルク伝達率との関係を示す。図19に示すように多少のスリップがある場合に入力軸10から出力軸14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することで、入力軸10から出力軸14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11がセカンダリディスク12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11とセカンダリディスク12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Low側となる方がHigh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。
- [0137] 本実施形態では、目標スリップ率を図19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18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19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。
- [0138] 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。
- [0139] 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。
- [0140] 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。

[0141] ステップ S 402 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。

[0142] ステップ S 403 では、ATCU8 は、式 (1) に基づいて実スリップ率を算出する。

[0143] (数 1)

実スリップ率 = ((入力軸 10 の回転速度 × 実変速比) - 出力軸 14 の回転速度) / 入力軸 10 の回転速度 . . . (1)

[0144] このようにして実スリップ率が算出される。

[0145] 図 16 に戻り、ステップ S 208 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。

[0146] ステップ S 209 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 S 210 へ進み、スリップ偏差がゼロの場合にはステップ S 213 へ進む。

[0147] ステップ S 210 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 S 211 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 S 212 へ進む。

[0148] ステップ S 211 では、ATCU8 は、推力定数を「 $-K_p$ 」に設定する。 K_p は予め設定された値であり、正の値である。

[0149] ステップ S 212 では、ATCU8 は、推力定数を「 K_p 」に設定する。

[0150] ステップ S 213 では、ATCU8 は、推力定数を「0」に設定する。

[0151] ステップ S 214 では、ATCU8 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。

[0152] (数 2)

目標推力 = (実推力 + 推力定数) × 安全率 . . . (2)

[0153] ステップ S 214 では、ATCU8 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。

[0154] ステップ S 216 では、ATCU 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。

[0155] 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。

[0156] 本発明の実施形態の効果について説明する。

[0157] 押付ローラ 40 を取り付けし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、小さい挟持力を一對の押付ローラ機構 30 に与えることで一對の押付ローラ 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。

[0158] アームシャフト 65 の軸心を中心に回動し、一對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對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對の押付ローラ 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。

[0159] 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 によって一對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。

[0160] 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。

[0161] 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。

[0162] 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 を回転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 を回転させることができ、小さい力で第 2 ローラフォロア 79 を回転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 の回転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。

[0163] 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 6

6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。

[0164] 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。

[0165] 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。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。

[0166] 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 4 4 を第 1 アクチュエータ 3 3 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 4 2 および押付ローラ 4 0 が第 2 支持部 4 4 の移動に伴って傾斜した場合に、第 2 支持部 4 4 の移動に追従する力が押付ローラ 4 0 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 3 3 によって第 2 支持部 4 4 に与えることで、押付ローラ 4 0 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 4 0 自体に第 2 支持部 4 4 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。

[0167] 変速を行っていない場合に押付ローラシャフト 4 2 が傾動した場合でも、押付ローラ 4 0 に発生する力によって、押付ローラ 4 0 および押付ローラシャフト 4 2 を元の位置に戻すことができる。

[0168] 押付ローラ 4 0 を出力軸 1 4 側に傾斜させることで、押付ローラ 4 0 とセカンダリディスク 1 2 のサイドディスク 1 2 b 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 4 0 の軸心がサイドディスク 1 2 b の表面上の回転中心 P と交差する場合に、押付ローラ 4 0 とサイドディスク 1 2 b とのスピンロスを低減することができる。

[0169] 押付ローラ 4 0 の推力に応じて、押付ローラ 4 0 の傾斜角度を変更し、押付ローラ 4 0 の当接部 4 0 a がセカンダリディスク 1 2 のサイドディスク 1 2 b 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 4 0 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 1 2 b 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 1 1、セカンダリディスク 1 2、または押付ローラ機構 3 0 の劣化を抑制することができる。また、押付ローラ 4 0 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 1 2 b 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。

[0170] 押付ローラ 4 0 には付勢部 4 5 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。

[0171] 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。

[0172] 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。

[0173] 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。

[0174] 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12a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12b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12b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。

[0175] 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。

[0176] 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。

[0177] 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。

[0178] 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。

[0179] 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。

[0180] 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 67 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。

[0181] 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。

[0182] 本実施形態では、セカンダリディスク 12 にセンターディスク 12a を設

けているが、プライマリディスク 11 に設けてもよい。

[0183] プライマリディスク 11 の外周端側をセカンダリディスク 12 のセンターディスク 12 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 12 b とプライマリディスク 11 との間で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 との接触をさらに抑制することができる。

[0184] 本実施形態では押付ローラ 40 を出力軸 14 側に傾斜させているが、入力軸 10 側に傾斜させてもよい。

[0185] 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、変速機ケース部材に支持される入力軸と、
前記入力軸に平行配置され、変速機ケース部材に支持される出力軸と、

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上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对の押圧手段とを備える無段変速機であって、

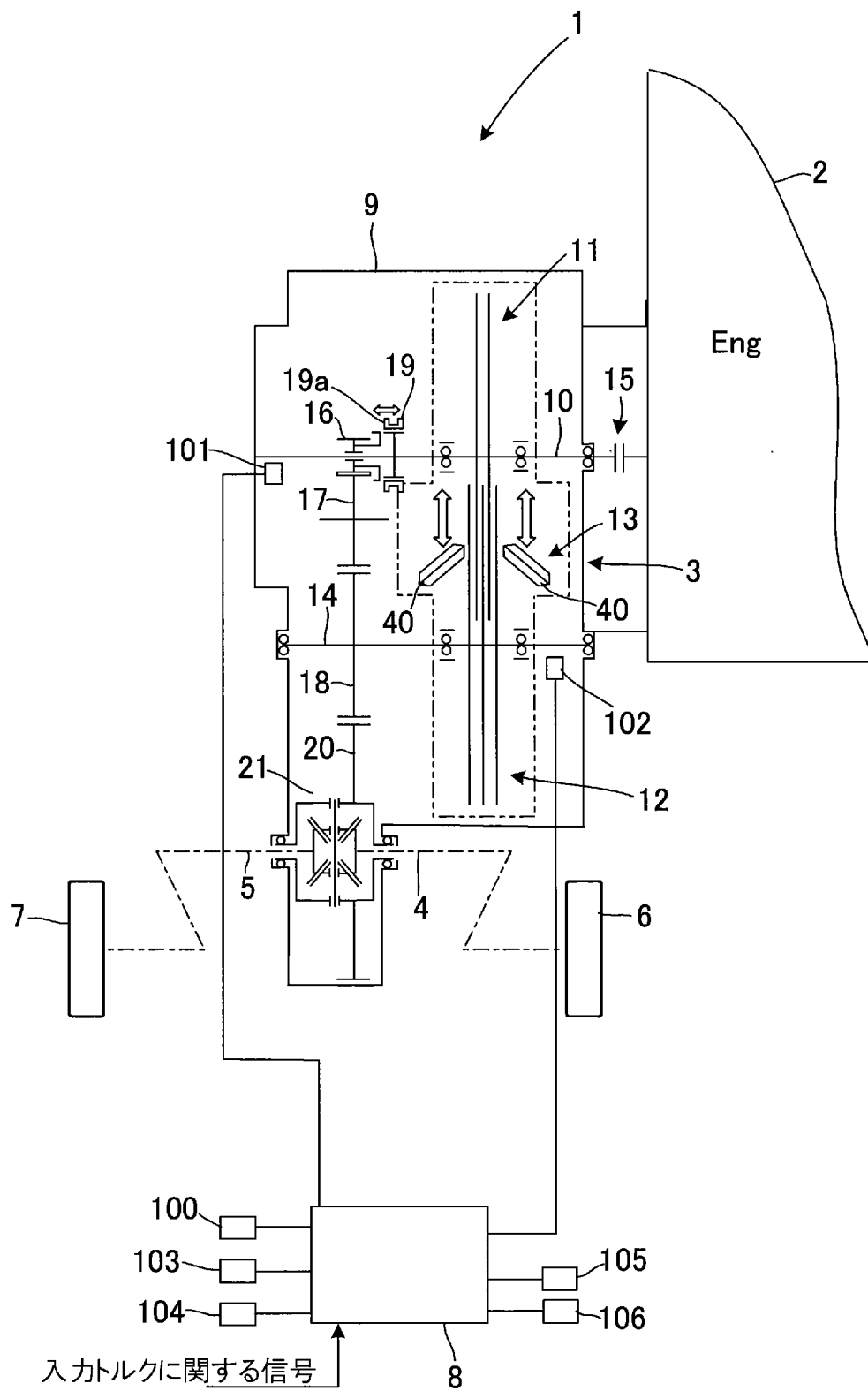
前記軸心連結線に対して交差する方向に延び、一方の端部側を支点として前記押圧手段を支持して前記押圧手段とともに前記軸心連結線に沿って移動し、もう一方の端部側に加わる挟持力によって前記押圧手段により前記両ディスクを挟持押圧する力を発生させる一对の第1支持手段と、

前記軸心連結線と平行な連結線方向に延設され、回動シャフトを支点として、一对の前記第1支持手段の前記もう一方の端部側を前記連結線方向に沿って移動可能となるように挟んで支持し、前記挟持力を発生させる一对の第2支持手段とを備える無段変速機。

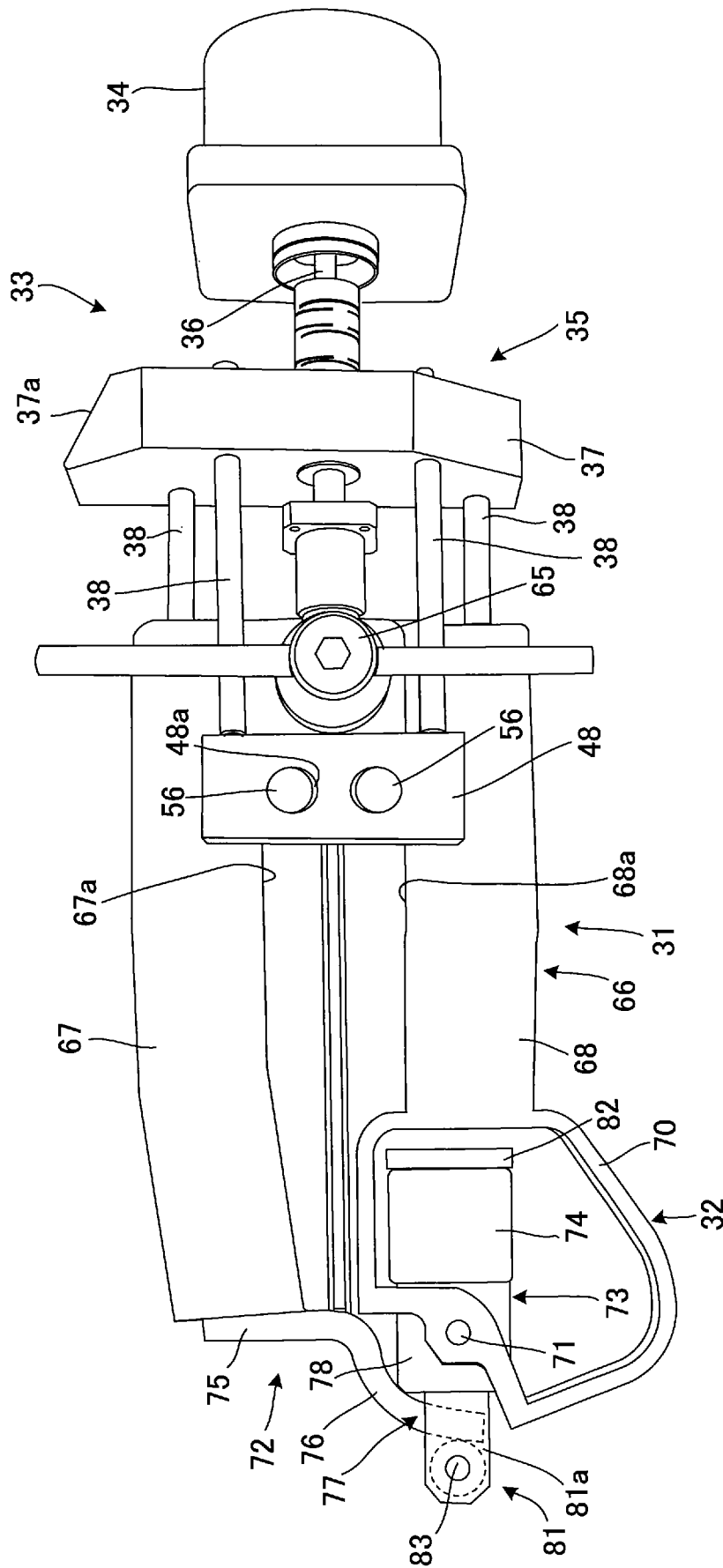
[請求項2]

前記入力軸側から見た場合に、前記入力軸から前記トルク伝達部までの距離と、前記回動シャフトの軸心から前記第2支持手段による前記第1支持手段の前記もう一方の端部側の挟持位置までの距離とが等しい請求項1に記載の無段変速機。

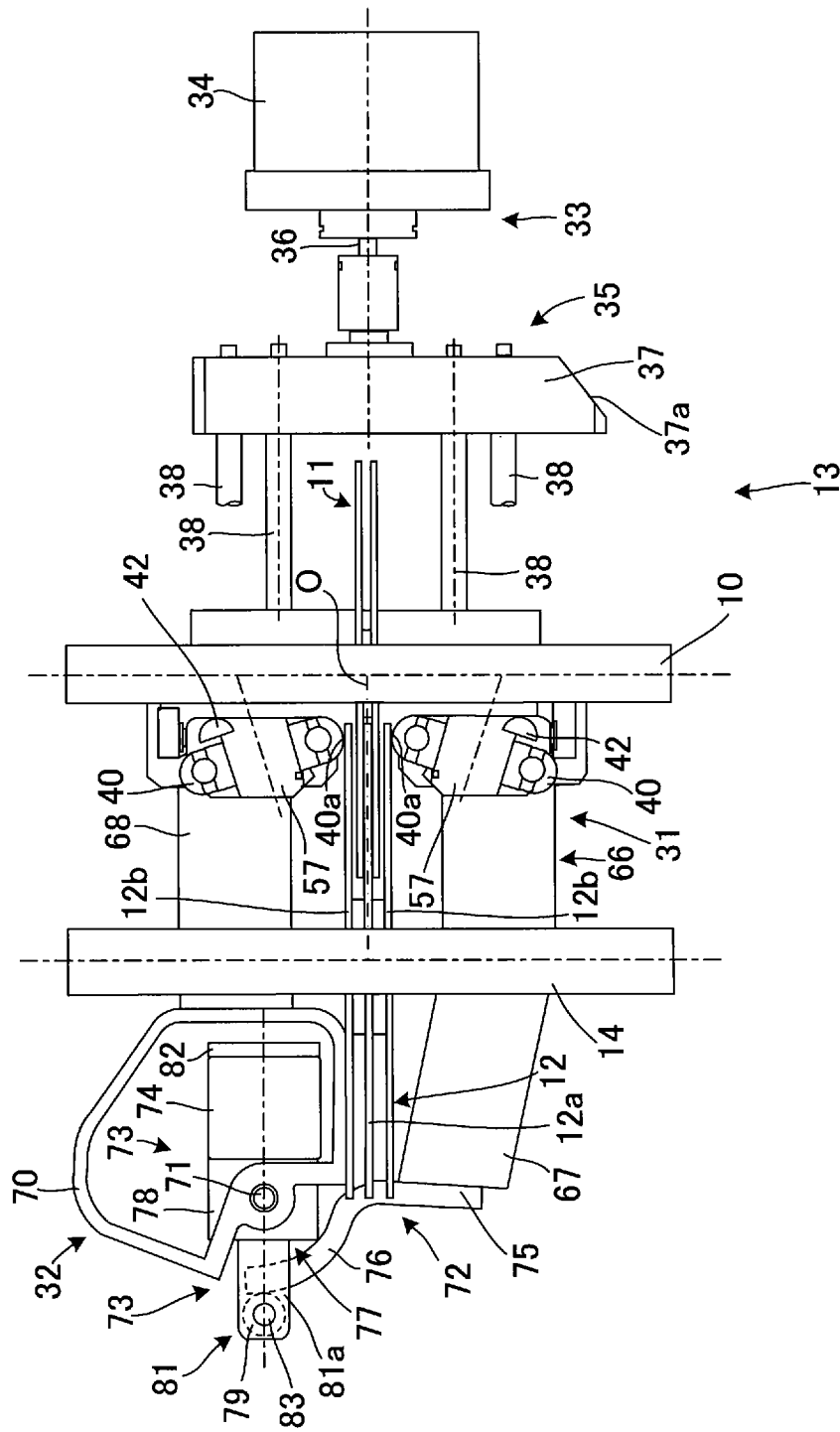
[図1]



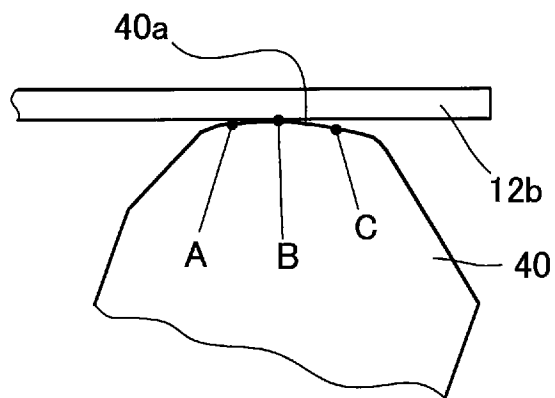
[図3]



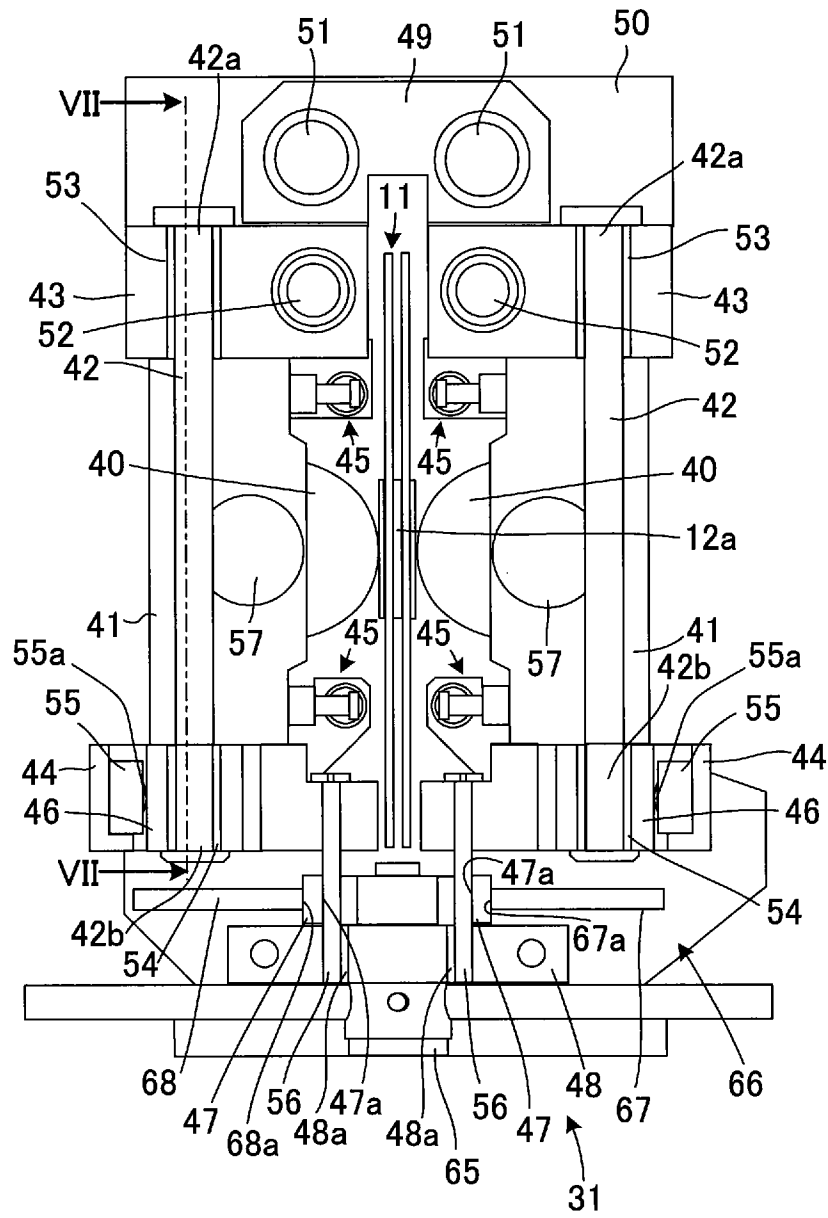
[図4A]



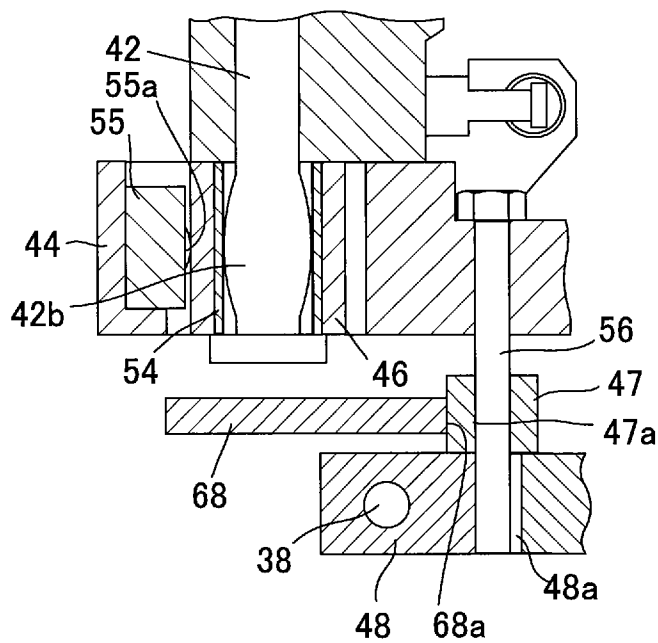
[図4B]



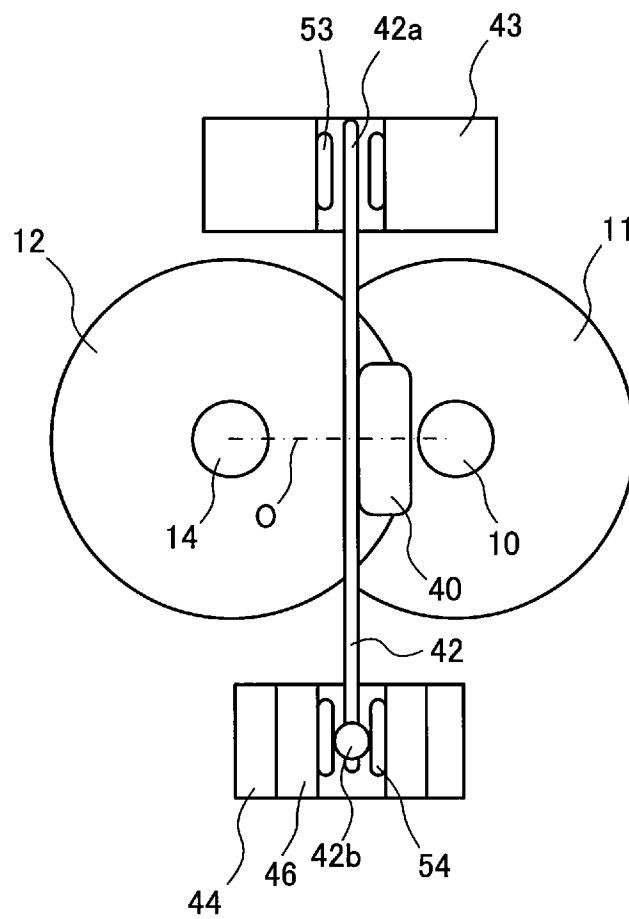
[図6A]



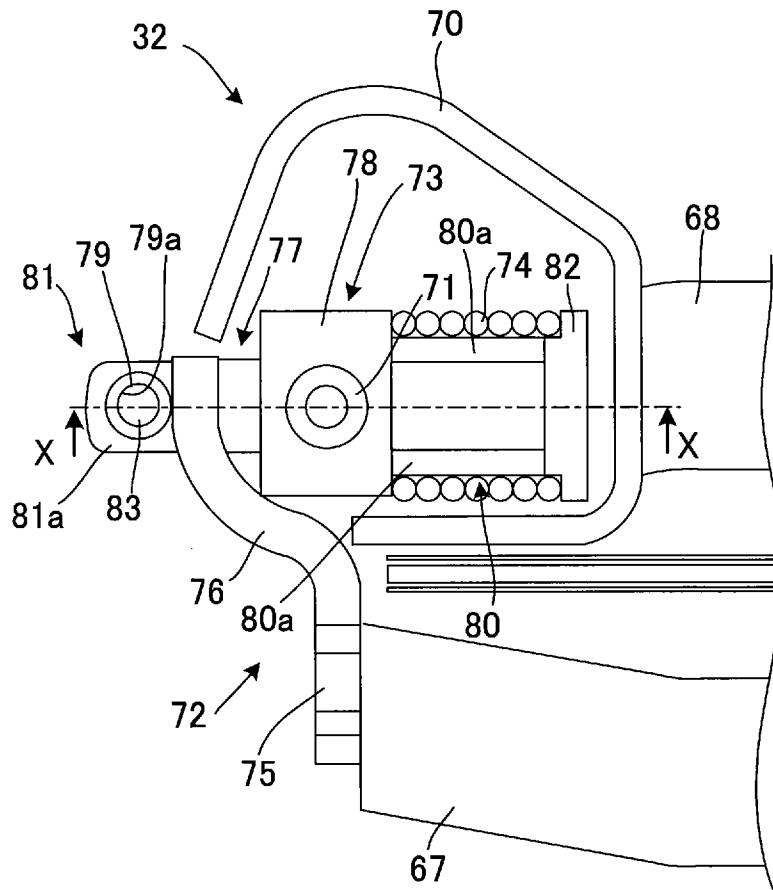
[図6B]



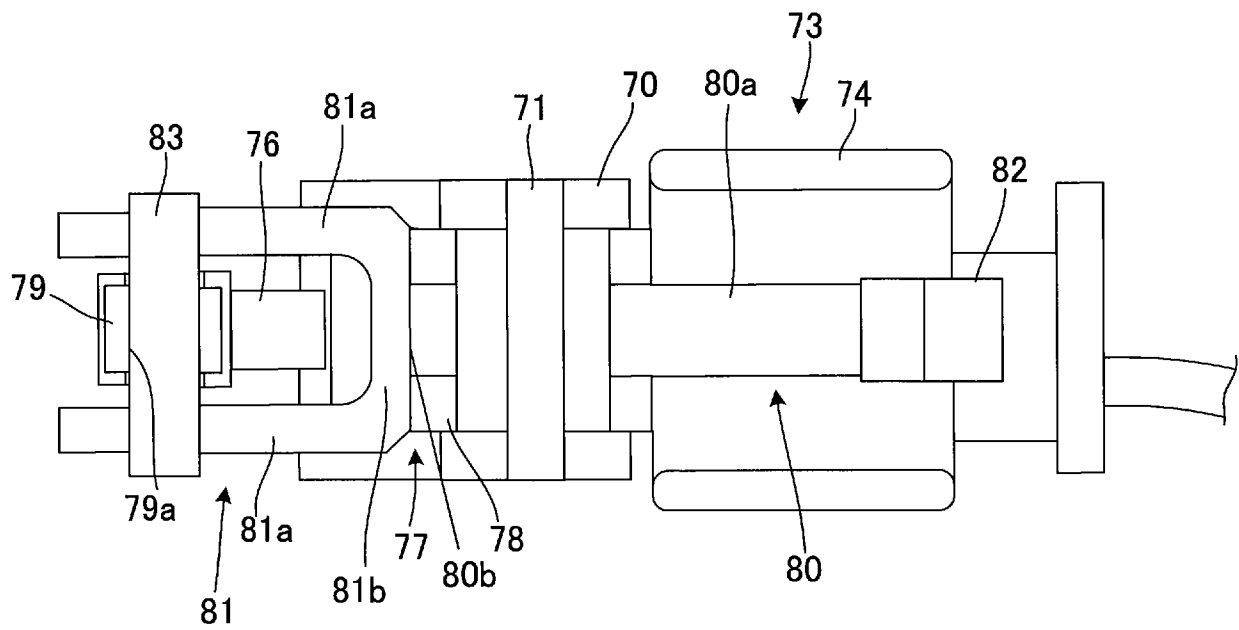
[図7]



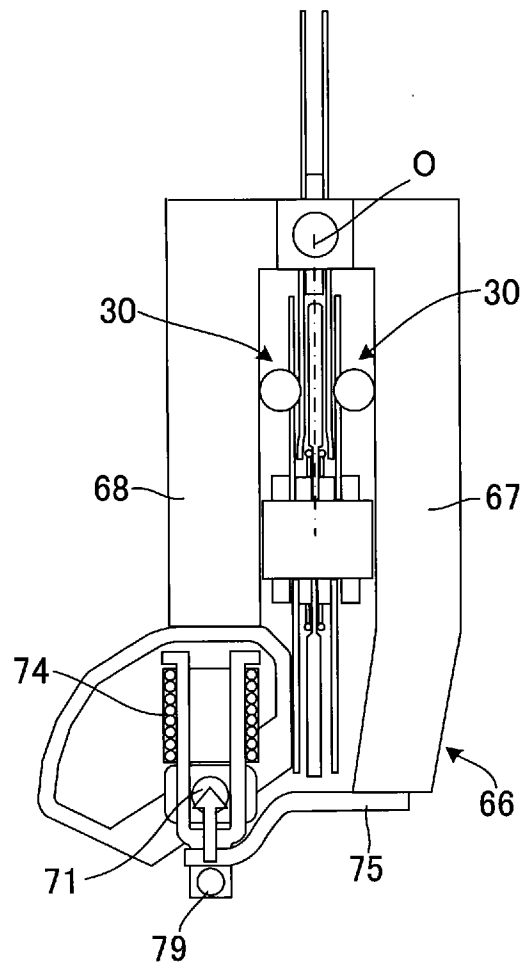
[図9A]



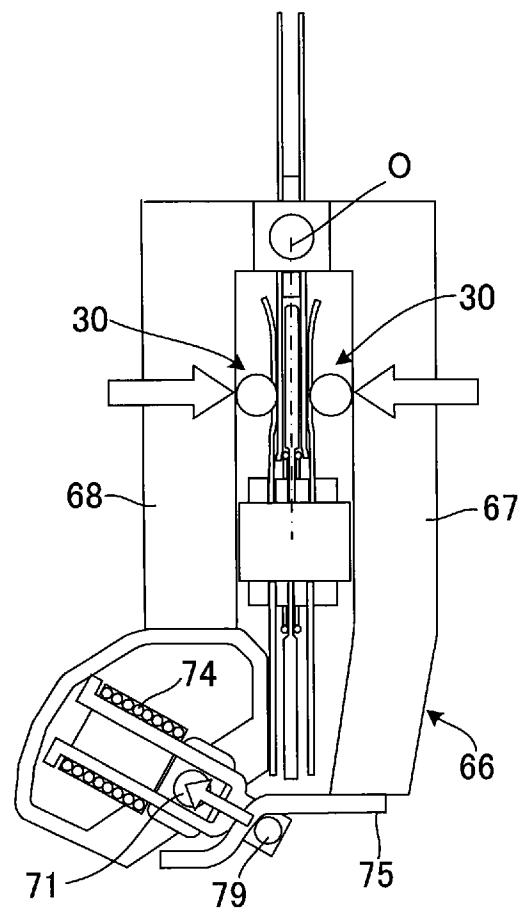
[図9B]



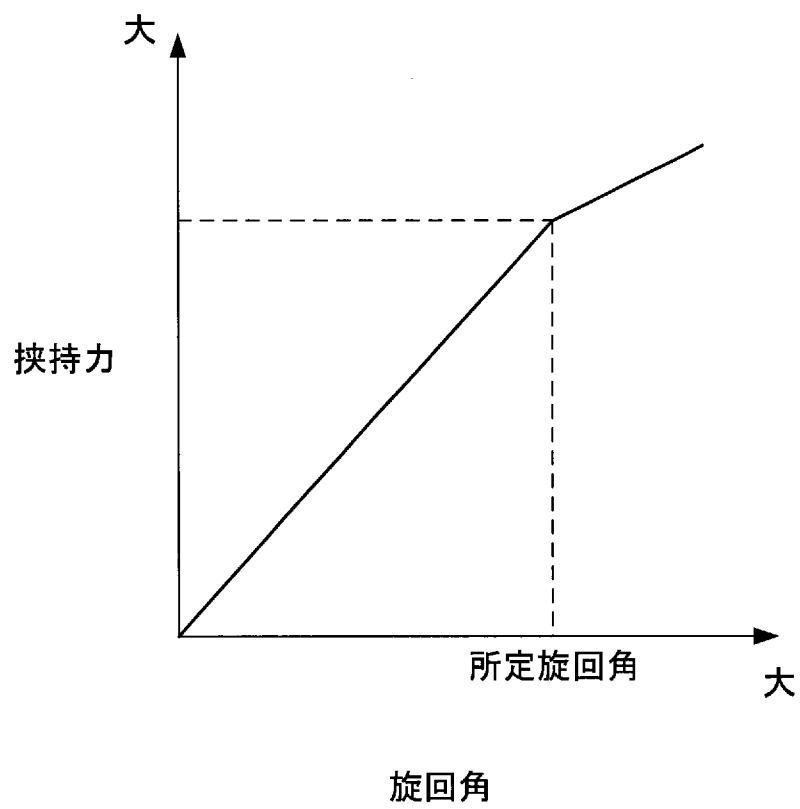
[図10A]



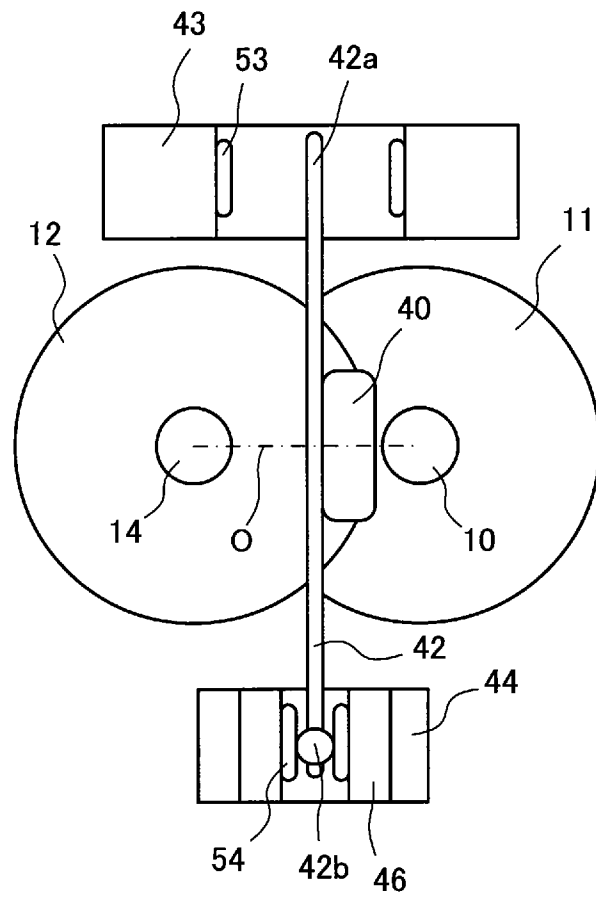
[図10B]



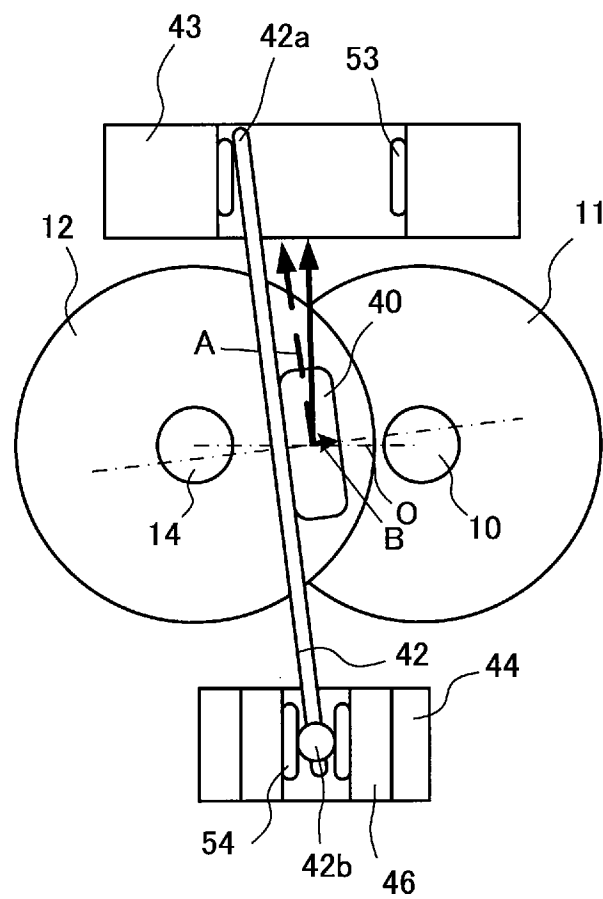
[図11]



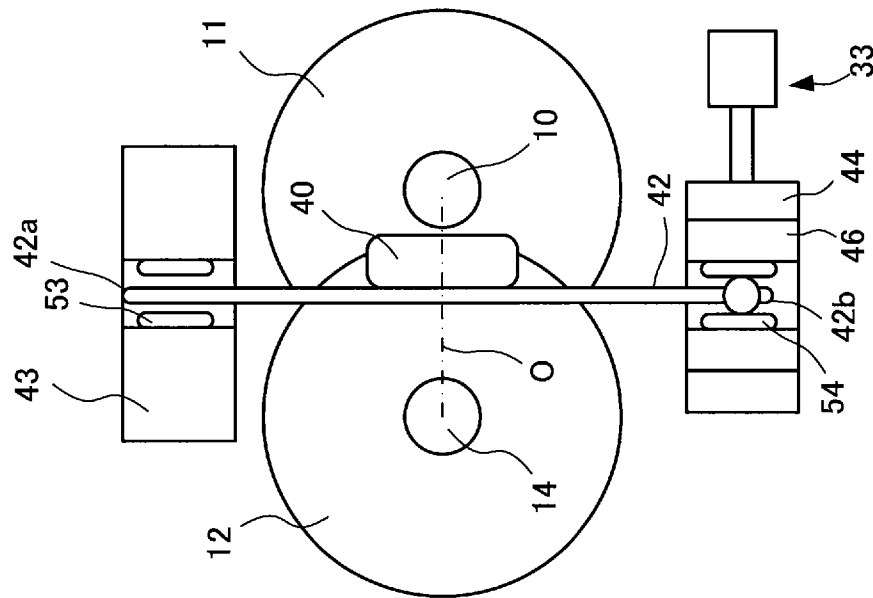
[図12A]



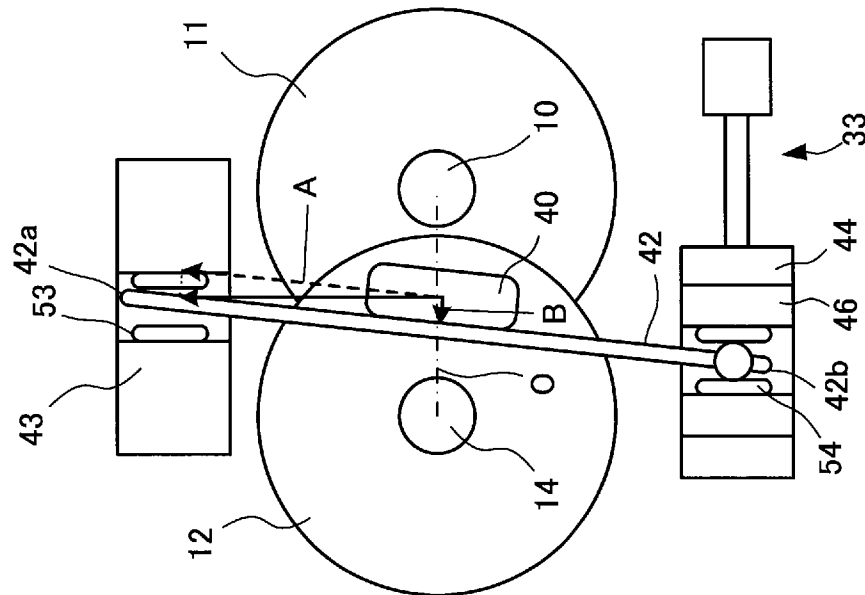
[図12B]



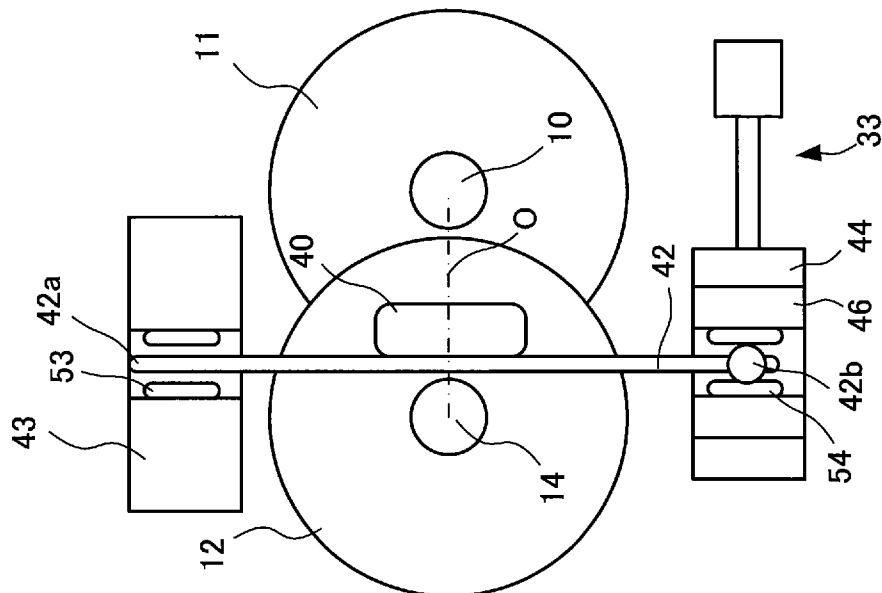
[図13A]



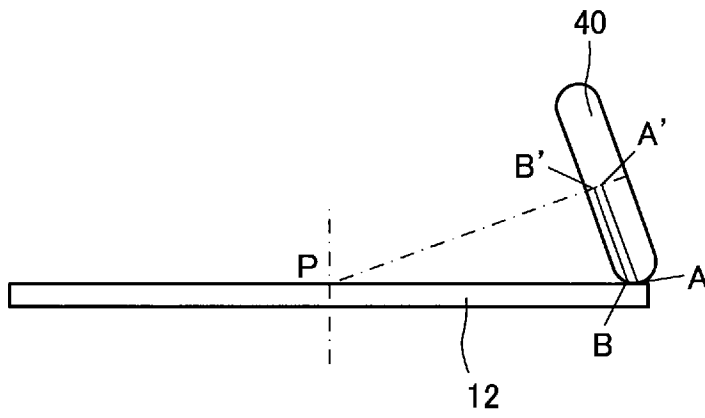
[図13B]



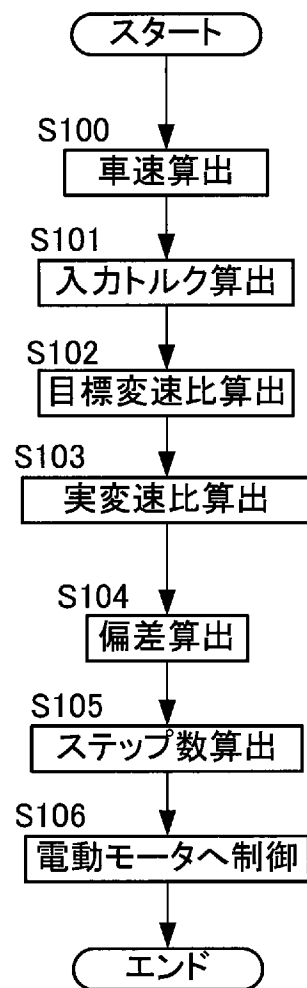
[図13C]



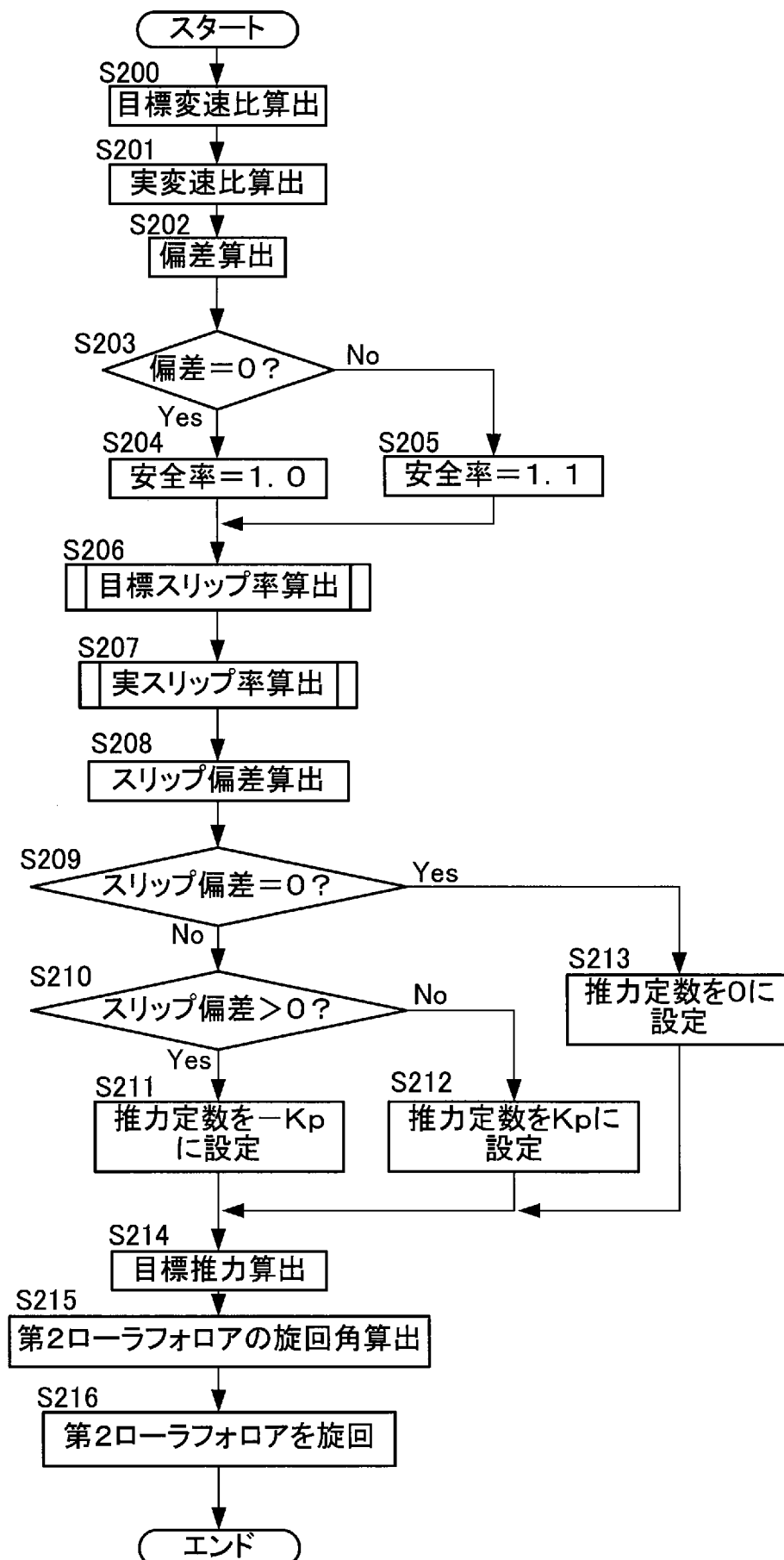
[図14]



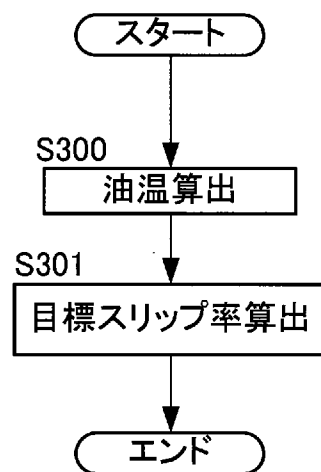
[図15]



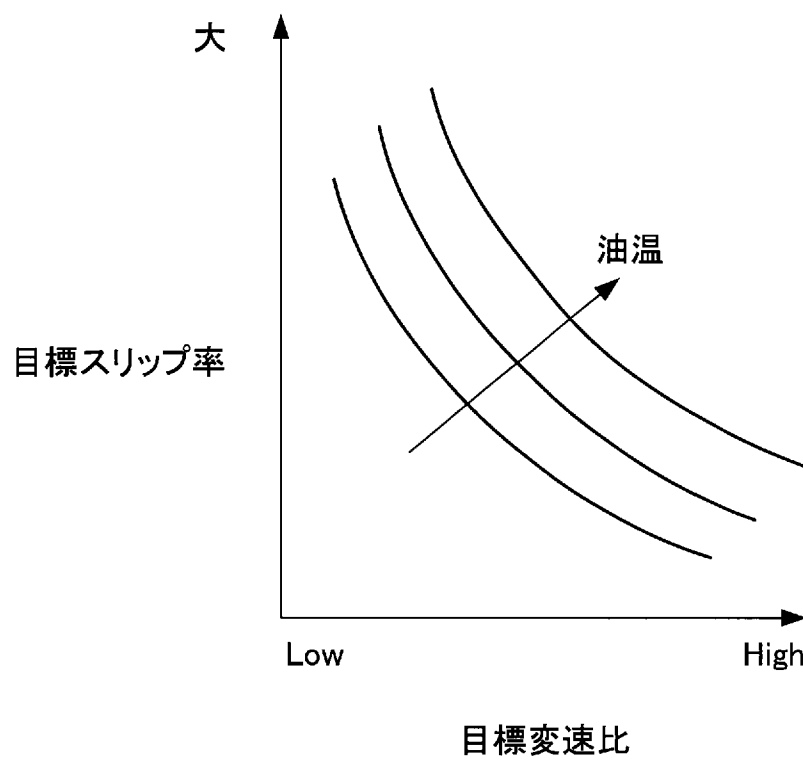
[図16]



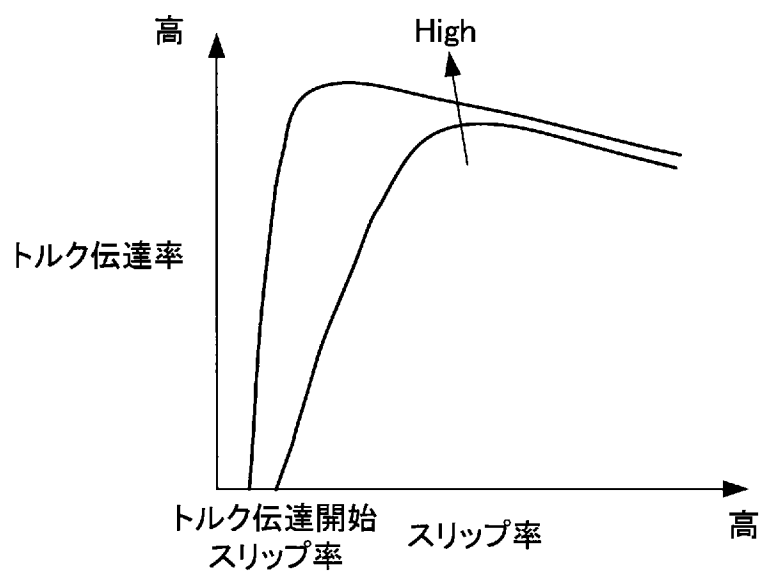
[図17]



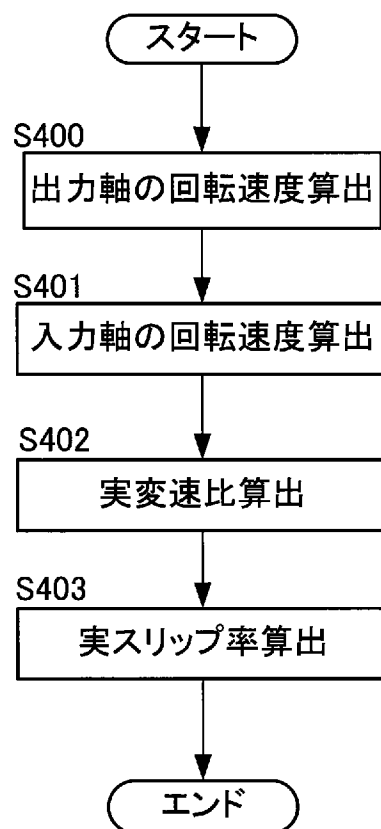
[図18]



[図19]



[図20]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/058188

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 2010-53995 A (JATCO Ltd.), 11 March 2010 (11.03.2010), fig. 1 to 3 & US 2010/0056323 A1 & EP 2159449 A1	1-2
A	JP 2010-60005 A (JATCO Ltd.), 18 March 2010 (18.03.2010), fig. 1 to 3 & US 2010/0184557 A1 & EP 2159450 A1	1-2
A	JP 2002-286109 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 03 October 2002 (03.10.2002), entire text & US 2002/0142882 A1 & EP 1245871 A2	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
12 June, 2012 (12.06.12)

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/JP2012/058188

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 1-93658 A (Fuji Heavy Industries Ltd.) , 12 April 1989 (12.04.1989) , entire text (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	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 2 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 2 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 2 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 2010-53995 A（ジャトコ株式会社）2010.03.11, 図 1-3 & US 2010/0056323 A1 & EP 2159449 A1	1 - 2
A	JP 2010-60005 A（ジャトコ株式会社）2010.03.18, 図 1-3 & US 2010/0184557 A1 & EP 2159450 A1	1 - 2
A	JP 2002-286109 A（日産自動車株式会社）2002.10.03, 全文 & US 2002/0142882 A1 & EP 1245871 A2	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

1 2 . 0 6 . 2 0 1 2

国際調査報告の発送日

1 9 . 0 6 . 2 0 1 2

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）

大内 俊彦

3 J

9 8 2 4

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8

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 1-93658 A (富士重工業株式会社) 1989.04.12, 全文 (ファミリーなし)	1 - 2