

(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
2012 年 12 月 20 日(20.12.2012)



(10) 国際公開番号

WO 2012/172836 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 61/00 (2006.01) *F16H 9/12* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/055130
- (22) 国際出願日: 2012 年 2 月 29 日(29.02.2012)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2011-133554 2011 年 6 月 15 日(15.06.2011) JP
特願 2011-139948 2011 年 6 月 23 日(23.06.2011) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ヤンマー株式会社 (YANMAR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒5308311 大阪府大阪市北区鶴野町 1 番 9 号 Osaka (JP).
- (72) 発明者: および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 大内田 剛史 (OUCHIDA Takeshi) [JP/JP]; 〒5308311 大阪府大阪市北区鶴野町 1 番 9 号 ヤンマー株式会社内 Osaka (JP). 石野 文俊 (ISHINO Fumitoshi) [JP/JP]; 〒5308311 大阪府大阪市北区鶴野町 1 番 9 号 ヤンマー株式会社内 Osaka (JP).
- (74) 代理人: 矢野 寿一郎 (YANO Juichiro); 〒5406134 大阪府大阪府中央区城見二丁目 1 番 6 1 号 ツ

イン 2 1 M I D タワー 3 4 階 矢野内外国特許事務所 Osaka (JP).

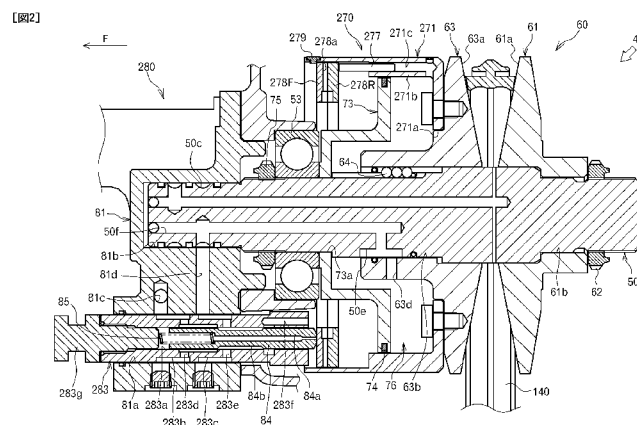
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, 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: BELT-TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: ベルト式無段変速機



(57) Abstract: Provided is a belt-type continuously variable transmission which may prevent a servo spool from sliding even when a movable sieve slides due to reduced pressure in a hydraulic cylinder. A hydraulic servo mechanism (280) comprises a servo spool (283) and a feedback spool (84), and contiguous members (278F, 278R) coming into contact with the feedback spool (84) between a hydraulic cylinder (270) and the feedback spool (84). The present invention also comprises a spool position maintaining unit that makes it possible for the contiguous members (278F, 278R) to slide in relation to a movable side cylinder case (271) when pressure in the hydraulic cylinder (270) is lower than a predetermined value.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2012/172836 A1



油圧シリンダ内の圧力が低下して可動シーブが摺動した場合であっても、サーボスプールが摺動するのを防止することができるベルト式無断変速機を提供すべく、油圧サーボ機構 280 は、サーボスプール 283 と、フィードバックスプール 84 と、を具備し、油圧シリンダ 270 とフィードバックスプール 84 との間には、フィードバックスプール 84 と当接する当接部材 278 F・278 R を含み、当該油圧シリンダ 270 内の圧力が所定値未満である場合に、当該当接部材 278 F・278 R が可動側シリンダケース 271 に対して摺動自在となるようにするスプール位置保持機構を設ける。

明 細 書

発明の名称： ベルト式無段変速機

技術分野

[0001] 本発明はベルト式無段変速機の技術に関し、より詳細には、可動シーブに油圧シリンダを形成し、前記油圧シリンダへの作動油の送油を油圧サーボ機構により制御するベルト式無断変速機の技術に関する。

背景技術

[0002] 従来、溝幅を可変とする一対のプーリ間にベルトを巻回して動力を伝達するベルト式無段変速機の技術として、特許文献 1 に記載の技術が知られている。

[0003] 特許文献 1 に記載のベルト式無段変速機は、プーリの可動シーブに油圧シリンダが形成され、当該プーリの溝幅（可動シーブの位置）を変更するための油圧シリンダの動作を、車速センサやアクセルペダルポジションセンサ等の種々のセンサからの信号に基づいて電子制御し、当該ベルト式無段変速機における変速比を任意に変更するものである。

[0004] ここで、特許文献 1 に記載のベルト式無段変速機においては、油圧シリンダを電子制御するために複雑な構成を要する点で不利である。そこで、サーボスプールやフィードバックスプール等を備える機械的な油圧サーボ機構を用いて、可動シーブの摺動位置を検出（フィードバック）しながら油圧シリンダの動作を制御する技術が存在する。

[0005] しかし、このような技術においては、エンジン等の駆動源が停止する等して油圧シリンダ内の圧力が低下した場合、ベルトの張力によって可動シーブが摺動し、当該可動シーブの摺動に伴ってサーボスプールが摺動してしまう場合があった。すなわち、駆動源を停止させると、作業者の意に反してサーボスプールが摺動し、作業者に違和感を与えてしまうという点で不利であった。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開2010-96338号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 本発明は、以上の如き状況を鑑みてなされたものであり、その解決しようとする課題は、油圧シリンダ内の圧力が低下して可動シーブが摺動した場合であっても、サーボスプールが摺動するのを防止することができるベルト式無断変速機を提供するものである。

課題を解決するための手段

[0008] 本発明の解決しようとする課題は以上の如くであり、次にこの課題を解決するための手段を説明する。

[0009] 即ち、請求項1においては、可動シーブに油圧シリンダを形成し、前記油圧シリンダへの作動油の送油を油圧サーボ機構により制御するベルト式無断変速機であって、前記油圧サーボ機構は、中立位置に復帰するように付勢されるとともに、変速操作具に連結されて当該変速操作具の操作に応じて前記油圧シリンダへの油路を切り換えるサーボスプールと、前記サーボスプールに摺動可能に収納されるとともに、前記油圧シリンダを構成する可動側シリンダケースに追従して摺動するように配置され、前記可動シーブの摺動位置を前記サーボスプールの摺動位置に応じた位置に保持するように前記油路を切り換えるフィードバックスプールと、を具備し、前記油圧シリンダと前記フィードバックスプールとの間には、前記フィードバックスプールと当接する当接部材を含み、当該油圧シリンダ内の圧力が所定値未満である場合に、当該当接部材が前記可動側シリンダケースに対して摺動自在となるようにするスプール位置保持機構を設けるものである。

[0010] 請求項2においては、前記スプール位置保持機構は、長手方向を前記可動側シリンダケースの摺動方向とする部分を含み、前記油圧シリンダの内部と外部とを連通するように当該可動側シリンダケースに形成される連通孔と、

前記連通孔に摺動自在となるように挿入されるとともに、前記油圧シリンダの外部に突出している端部が、前記当接部材のうち前記フィードバックスプールと当接する面と反対側の面に当接するように配置される摺動部材と、前記当接部材の前記フィードバックスプール側への摺動移動を所定位置で規制する規制部材と、を具備するものである。

[0011] 請求項3においては、前記フィードバックスプールの前記一方の可動シーブに当接する方向への摺動を所定の位置で規制する連動部材をさらに具備するものである。

[0012] 請求項4においては、前記連動部材には、前記油圧シリンダへの油路を構成する油溝が形成されるものである。

発明の効果

[0013] 本発明は以下の効果を奏する。すなわち、駆動源が停止する等して油圧シリンダ内の圧力が低下した場合、ベルトの張力によって可動シーブが摺動する場合があるが、当該可動シーブの摺動に伴ってサーボスプールが摺動するのを防止することができる。これによって、当該サーボスプールと連結される変速操作具が動くのを防止することができる。

また、サーボスプールは常時中立位置に付勢されているため、上述の如く油圧シリンダ内の圧力が低下した場合においても当該サーボスプールを中立位置に保持することができ、ひいては変速操作具も中立位置に保持することができる。

図面の簡単な説明

[0014] [図1]本発明の一実施形態に係るベルト式無段変速機を具備するトランスミッションの全体構成を示す側面断面図。

[図2]ベルト式無段変速機の入力プーリ、油圧シリンダ及び油圧サーボ機構等を示す側面断面図。

[図3]可動側シリンダケースを示す斜視図。

[図4]当接部材を示す斜視図。

[図5]サーボスプール及びフィードバックスプールを示す側面断面拡大図。

[図6]サーボスプールに連結されるリンク機構を示す斜視図。

[図7]サーボスプールが後方に摺動した場合を示す側面断面図。

[図8]入力側可動シーブが後方に摺動した場合を示す側面断面図。

[図9]作動油が漏れ出して油圧室内の圧力が低下した場合を示す側面断面図。

[図10]作動油が再び油圧室へと供給される様子を示す側面断面図。

[図11]サーボスプールが前方に摺動した場合を示す側面断面図。

[図12]ベルト式無段変速機の入力プーリ、カム機構、および付勢部材等を示す側面断面図。

[図13]油圧室内の圧力が低下して入力側可動シーブが前方に摺動した場合を示す側面断面図。

[図14]同じく、当接部材が入力側可動シーブに対して摺動した場合を示す側面断面図。

[図15]同じく、入力側可動シーブが最も前方まで摺動した場合を示す側面断面図。

[図16] (a) 他の実施形態に係る当接部材を示す斜視図。(b) 同じく、A-A断面図。(c) 同じく、正面図。

[図17]第二実施形態に係るベルト式無段変速機の入力プーリ、油圧シリンダ及び油圧サーボ機構等を示す側面断面図。

[図18]サーボスプール及びフィードバックスプールを示す側面断面拡大図。

[図19] (a) サーボスプール、フィードバックスプール及び連動部材を示す斜視図。(b) 同じく、側面断面図。

[図20]サーボスプールが前方に摺動した場合を示す側面断面図。

[図21]サーボスプールが前方に摺動した際に、連動部材がない場合の作動油の流通の様子を示す側面断面図。(b) 同じく、連動部材が有る場合の作動油の流通の様子を示す側面断面図。

発明を実施するための形態

[0015] 以下では、図1を用いて、作業車両の変速装置であるミッション7について説明する。なお、本実施形態に係るミッション7は、農

業車両であるトラクタに具備されるものとして説明するが、本発明はこれに限るものではなく、その他の農業車両や建設車両、産業車両等、広く車両全般に適用することが可能である。また、以下では図中の矢印Fの方向を前方向と定義して説明する。

[0016] トランスミッション7は、駆動源となるエンジン（不図示）からの動力を変速した後に出力するものである。トランスミッション7は、ミッション入力軸20、クラッチ機構200、ベルト式無段変速機40、出力軸170、前輪駆動伝達軸180、PTOブレーキ210、PTO入力軸220、リヤPTO軸230、及びミッドPTO軸240等を具備する。

[0017] 前記エンジンからの動力はミッション入力軸20に伝達された後、クラッチ機構200を介してベルト式無段変速機40及びPTO入力軸220に伝達される。

 ベルト式無段変速機40に伝達された動力は、当該ベルト式無段変速機40において無段階に変速された後、出力軸170および前輪駆動伝達軸180に伝達される。

 出力軸170に伝達された動力は、最終減速機構（不図示）等を介して前記トラクタの後輪（不図示）へと伝達される。

 前輪駆動伝達軸180に伝達された動力は、前車軸（不図示）等を介して前記トラクタの前輪（不図示）へと伝達される。

 また、PTO入力軸220に伝達された動力は、ギヤ等を介してリヤPTO軸230及びミッドPTO軸240へと伝達される。

[0018] このように構成されたトランスミッション7において、ベルト式無段変速機40における変速比を変更することにより、前記トラクタの車速を任意に調節することができる。

 また、リヤPTO軸230及びミッドPTO軸240へと伝達された動力により、リヤPTO軸230に連結された作業機（例えば、ロータリ耕耘装置等）、及びミッドPTO軸240に連結された作業機（例えば、ミッドモア等）を駆動させることができる。

さらに、クラッチ機構 200 により前記エンジンから PTO 入力軸 220 への動力の伝達が遮断された場合、PTO ブレーキ 210 によって PTO 入力軸 220 の回動が制動される。

[0019] なお、ベルト式無段変速機 40 は本実施形態に係るミッション 7 以外のミッションにも適用することが可能であり、駆動源からの動力を変速した後に出力するミッションに広く適用することが可能である。

[0020] 以下では、図 1 から図 15 までを用いて、ベルト式無段変速機 40 の各部について詳細に説明する。ベルト式無段変速機 40 は、変速入力軸 50、入力プーリ 60、油圧シリンダ 270、油圧サーボ機構 280、伝達軸 90、出力プーリ 100、出力部材 110、カム機構 120、付勢部材 130、ベルト 140、及び遊星歯車機構 150 等を具備する。

[0021] 図 1 及び図 2 に示す変速入力軸 50 は、ミッション入力軸 20 に連結され、当該ミッション入力軸 20 からの動力を伝達するものである。変速入力軸 50 は、略円柱状の部材であり、軸線方向を前後方向として配置される。

変速入力軸 50 の後端部近傍には、スプライン嵌合によって変速入力ギヤ 51 が当該変速入力軸 50 と相対回転不能に連結される。変速入力ギヤ 51 は、クラッチ機構 200 のギヤに歯合され（図 1 参照）、当該クラッチ機構 200 を介してミッション入力軸 20 の動力が伝達可能とされる。なお、変速入力ギヤ 51 の変速入力軸 50 への連結方法は上記スプライン嵌合に限定するものではなく、変速入力ギヤ 51 を変速入力軸 50 と一体的に形成すること等が可能である。

変速入力ギヤ 51 のすぐ後ろでは、軸受 52 が変速入力軸 50 に嵌合される。また、変速入力軸 50 の前端部近傍では、軸受 53 が変速入力軸 50 に嵌合される。軸受 52 及び軸受 53 がミッション 7 を収容するミッションケース 8 に支持されることによって、変速入力軸 50 がミッションケース 8 に回動可能に支持される。

[0022] 図 2 に示す入力プーリ 60 は、変速入力軸 50 上に配置され、一對のシー

ブを具備する滑車である。入力プーリ 60 は、入力側固定シープ 61、及び入力側可動シープ 63 等を具備する。

[0023] 入力側固定シープ 61 は、略円筒形状の軸筒部、及び当該軸筒部の前端に一体的に形成される環状かつ側面断面視で略円錐台形状のシープ部を有する部材である。入力側固定シープ 61 は、シープ部を軸筒部よりも前方に配置して、変速入力軸 50 に外嵌される。入力側固定シープ 61 のシープ部の前面 61 a は、前方から後方にかけて直径が大きくなるような傾斜面として形成される。

入力側固定シープ 61 の軸線上には、当該入力側固定シープ 61 を前後方向に貫通する貫通孔 61 b が形成される。入力側固定シープ 61 の貫通孔 61 b には、前方から変速入力軸 50 が挿通される。当該貫通孔 61 b と変速入力軸 50 とが圧入により嵌め合わされることによって、入力側固定シープ 61 が変速入力軸 50 に対して相対回転不能かつ摺動不能に固定される。

[0024] なお、本実施形態においては変速入力軸 50 と入力側固定シープ 61 とを圧入により嵌め合わせる（嵌合させる）ものとしたが、「焼きばめ」や「冷やしばめ」等、変速入力軸 50 の径が入力側固定シープ 61 の貫通孔 61 b の径よりも大きいことを利用して嵌め合わせる方法であればよい。

[0025] 入力側固定シープ 61 のすぐ後ろでは、ロックナット 62 が変速入力軸 50 に締結される。これによって、入力側固定シープ 61 が変速入力軸 50 上を後方へと摺動することを防止でき、入力側固定シープ 61 を変速入力軸 50 に確実に固定することができる。

[0026] 入力側可動シープ 63 は、略円筒形状の軸筒部、及び当該軸筒部の後端に一体的に形成される環状かつ側面断面視で略円錐台形状のシープ部を有する部材である。入力側可動シープ 63 は、シープ部を軸筒部よりも後方に配置して、入力側固定シープ 61 の前方において変速入力軸 50 に外嵌される。入力側可動シープ 63 のシープ部の後面 63 a は、後方から前方にかけて直径が大きくなるような傾斜面として形成される。

入力側可動シープ 63 の軸線上には、当該入力側可動シープ 63 を前後方

向に貫通する貫通孔 6 3 b が形成される。入力側可動シープ 6 3 の貫通孔 6 3 b には、後方から変速入力軸 5 0 が挿通される。

入力側固定シープ 6 1 の前面 6 1 a と入力側可動シープ 6 3 の後面 6 3 a とが変速入力軸 5 0 上で対向するように配置されることで、当該前面 6 1 a および後面 6 3 a により入力プーリ 6 0 の溝が形成される。

貫通孔 6 3 b の内周面及び変速入力軸 5 0 の外周面には、変速入力軸 5 0 の軸線方向に沿ってそれぞれ溝が形成される。当該溝は、貫通孔 6 3 b の内周面及び変速入力軸 5 0 の外周面の円周方向に等間隔に 3 箇所形成され、互いに向かい合わせに位置する一対の溝に鋼球 6 4 ・ 6 4 ・ ・ ・ が配置される。これによって、入力側可動シープ 6 3 が変速入力軸 5 0 に対して軸線方向に摺動可能かつ相対回転不能に支持される。

入力側可動シープ 6 3 には、軸筒部の外周面と貫通孔 6 3 b の内周面とを連通する貫通孔 6 3 d が形成される。

[0027] 油圧シリンダ 2 7 0 は、入力側可動シープ 6 3 に形成され、当該入力側可動シープ 6 3 を変速入力軸 5 0 上でその軸線方向に摺動させるためのものである。油圧シリンダ 2 7 0 は、可動側シリンダケース 2 7 1、及び固定側シリンダケース 7 3 等を具備する。

[0028] 図 2 及び図 3 に示す可動側シリンダケース 2 7 1 は、底面（後面）を有するとともに、前部が開放された円筒状の部材である。可動側シリンダケース 2 7 1 の後面の中心には貫通孔 2 7 1 a が軸線方向に形成され、当該貫通孔 2 7 1 a には入力側可動シープ 6 3 の軸筒部が挿通される。

[0029] 可動側シリンダケース 2 7 1 の円筒部分の前後略中央から後端部にかけては、その他の部分（前端部側）よりも外周面の厚さが厚くなるように肉厚部 2 7 1 b が形成される。可動側シリンダケース 2 7 1 の円筒部分の外周面は均一であり、肉厚部 2 7 1 b の内周面はその他の部分の内周面よりも当該可動側シリンダケース 2 7 1 の内側に向かって迫り出した形状となる。

[0030] 可動側シリンダケース 2 7 1 の肉厚部 2 7 1 b には、連通孔 2 7 1 c ・ 2 7 1 c ・ ・ ・ が形成される。連通孔 2 7 1 c は、肉厚部 2 7 1 b の前端面（

可動側シリンダケース 271 の内側に位置する部分) から可動側シリンダケース 271 の後面近傍まで前後方向に形成される円形断面を有する横穴と、当該横穴と可動側シリンダケース 271 の内側とを当該可動側シリンダケース 271 の後面近傍において連通する縦孔と、により構成される。連通孔 271 c は、肉厚部 271 b の円周方向に等間隔に 3 箇所形成される。

なお、連通孔 271 c の間隔は等間隔に限るものではなく、また、連通孔 271 c の個数は上記個数に限るものではない。

[0031] 連通孔 271 c の横穴には、摺動部材 277 が摺動可能に挿入される。摺動部材 277 は、略円柱状の部材である。摺動部材 277 の外径は、連通孔 271 c の内径と略同一となるように（詳細には、摺動可能となるように連通孔 271 c の内径よりも若干小さく）形成される。摺動部材 277 の長手方向（前後方向）長さは、連通孔 271 c の横穴の長手方向長さと略同一となるように形成される。

[0032] 可動側シリンダケース 271 の円筒部分の前端部近傍には、貫通孔 271 d・271 d・・・が形成される。貫通孔 271 d は、可動側シリンダケース 271 の円筒部分の外周面と内周面とを貫通するように形成される。貫通孔 271 d は、可動側シリンダケース 271 の円周方向に等間隔に 3 箇所形成される。

なお、貫通孔 271 d の間隔は等間隔に限るものではなく、また、貫通孔 271 d の個数は上記個数に限るものではない。

[0033] 図 2 に示すように、ボルト等の締結具により、入力側可動シリーブ 63 のシリーブ部の前面と可動側シリンダケース 271 の後面とを当接させた状態で、当該可動側シリンダケース 271 は入力側可動シリーブ 63 に固設される。

なお、可動側シリンダケース 271 と入力側可動シリーブ 63 を鍛造等により一体的に形成することも可能である。

[0034] 固定側シリンダケース 73 は、その後部が開放された箱状部、及び当該箱状部の後端に一体的に形成される環状の鰐部を有する部材である。固定側シリンダケース 73 の前面の中心には貫通孔 73 a が形成され、当該貫通孔 7

3 aには変速入力軸50が挿通される。固定側シリンダケース73の後部（鏝部）は、可動側シリンダケース271の開放側（前方）から当該可動側シリンダケース271に挿通される。より詳細には、固定側シリンダケース73の後部（鏝部）は、可動側シリンダケース271の肉厚部271 bに挿通される。固定側シリンダケース73と可動側シリンダケース271の肉厚部271 bとの間には、シール部材74が配置される。

[0035] 固定側シリンダケース73が可動側シリンダケース271に挿通された後、当該可動側シリンダケース271の開放側（前方）端部近傍の内側には、当接部材278 F及び当接部材278 Rが挿通される。図2及び図4に示す当接部材278 F及び当接部材278 Rは、円形板状の部材の中心に孔を設けた形状（円環状）となるように形成される。当接部材278 F及び当接部材278 Rの外径は、可動側シリンダケース271の円筒部分（詳細には、当該円筒部分の前側（肉厚部271 bでない部分））の内径と略同一となるように（詳細には、摺動可能となるように可動側シリンダケース271の円筒部分の内径よりも若干小さく）形成される。当接部材278 Fの後面には、当該当接部材278 Fの内周面と外周面とを連通するように油溝278 aが形成される。同様に、当接部材278 Rの前面には、当該当接部材278 Rの内周面と外周面とを連通するように油溝278 bが形成される。当接部材278 F及び当接部材278 Rは、当該当接部材278 Fの後面と当接部材278 Rの前面とを当接させた状態で、可動側シリンダケース271に挿通される。

[0036] 図2に示すように、当接部材278 F及び当接部材278 Rが可動側シリンダケース271に挿通された後、当該可動側シリンダケース271の貫通孔271 d・271 d・・・（図3参照）には規制部材279・279・・・が嵌装される。規制部材279は、可動側シリンダケース271の外側から貫通孔271 dに嵌装され、当該規制部材279の内側端部は、可動側シリンダケース271の内周面から内側へと突出する。このように構成することによって、当接部材278 F及び当接部材278 Rが前方へと摺動すると

、所定位置で規制部材 279 に当接するため、当該当接部材 278F 及び当接部材 278R の摺動移動を規制することができる。

[0037] 固定側シリンダケース 73 のすぐ前では、変速入力軸 50 が前述の軸受 53 に挿通され、当該軸受 53 を介してミッションケース 8 に対して回動可能に支持される。

軸受 53 のすぐ前では、ロックナット 75 が変速入力軸 50 に締結される。これによって、軸受 53 が前方へと摺動することを防止するとともに、当該軸受 53 を介して固定側シリンダケース 73 が前方へと摺動することを防止できる。また、ロックナット 62 及びロックナット 75 により軸受 53、固定側シリンダケース 73、可動側シリンダケース 271、入力側可動シープ 63、ベルト 140、及び入力側固定シープ 61 を挟み込むことで、各部材に加わるトルクを当該ロックナット 62 及びロックナット 75 の間に閉じ込めることができる。

[0038] 上述のようにして、入力プーリ 60 の入力側可動シープ 63 に油圧シリンダ 270 が設けられる。また、このように構成された油圧シリンダ 270 において、入力側可動シープ 63、可動側シリンダケース 271、固定側シリンダケース 73、及び変速入力軸 50 により閉塞された空間に油圧室 76 が形成される。また、上述の摺動部材 277・277・・・、当接部材 278F、当接部材 278R、規制部材 279・279・・・及び可動側シリンダケース 271 の連通孔 271c・271c・・・によって、本発明に係るスプール位置保持機構が構成される。

[0039] 図 2 及び図 5 に示す油圧サーボ機構 280 は、油圧シリンダ 270 への作動油の送油を制御し、ひいては当該油圧シリンダ 270 を介して入力側可動シープ 63 の動作を制御するためのものである。油圧サーボ機構 280 は、フロントケース 81、サーボスプール 283、フィードバックスプール 84、及びスプールのスプリング 85 等を具備する。

[0040] フロントケース 81 は、作動油を案内するための油路が形成される部材である。フロントケース 81 には、弁室 81a、軸受穴 81b、作動油ポート

８１ｃ及び連通油路８１ｄ等が形成される。

[0041] 弁室８１ａは、フロントケース８１の前面と後面とを連通するように形成される、円形断面を有する貫通孔である。弁室８１ａは、軸線方向を前後方向として形成される。また、弁室８１ａは、正面視において入力プーリ６０の入力側可動シープ６３と重複するように、すなわち、入力側可動シープ６３と対向する位置に形成される。

[0042] 軸受穴８１ｂは、フロントケース８１の後面から前端部近傍まで形成される、円形断面を有する穴である。軸受穴８１ｂは、軸線方向を前後方向として形成される。軸受穴８１ｂには、後方から変速入力軸５０の前端部が挿通される。

[0043] 作動油ポート８１ｃは、フロントケース８１の本体部の側面と弁室８１ａとを連通するように形成される貫通孔である。より詳細には、作動油ポート８１ｃは、フロントケース８１の本体部の側面と、弁室８１ａの軸線方向略中央よりもやや前方に位置する部分とを連通する。また、作動油ポート８１ｃは、配管等によって図示しない作動油ポンプに接続される。

なお、作動油ポート８１ｃは、フロントケース８１の外部と弁室８１ａとを連通するものであればよく、その孔の形状及び大きさを限定するものではない。

[0044] 連通油路８１ｄは、弁室８１ａと軸受穴８１ｂとを連通するように形成される油路である。より詳細には、連通油路８１ｄは、弁室８１ａの軸線方向略中央よりもやや後方に位置する部分と、軸受穴８１ｂの軸線方向略中央部分とを連通する。

[0045] サーボスプール２８３は、油圧サーボ機構２８０における油路を切り換えるためのものである。サーボスプール２８３は、略円柱状の部材であり、後端部には他の部分よりも径の大きい拡径部が形成される。サーボスプール２８３は、軸線方向を前後方向として配置される。サーボスプール２８３には、摺動孔２８３ａ、第一溝２８３ｂ、第二溝２８３ｃ、第一貫通孔２８３ｄ、第二貫通孔２８３ｅ及び排出油路２８３ｆ等が形成される。

[0046] 摺動孔 283 a は、サーボスプール 283 の軸線上において、当該サーボスプール 283 の後端から前端までを貫通するように形成される、円形断面を有する貫通孔である。当該摺動孔 283 a の前端は、蓋部材 283 g によって閉塞される。

第一溝 283 b は、サーボスプール 283 の軸線方向略中央よりもやや前方において、当該サーボスプール 283 の外周に沿って形成される。また、後述するように、サーボスプール 283 がフロントケース 81 の弁室 81 a に対して軸線方向に摺動する場合であっても、当該サーボスプール 283 の摺動位置にかかわらず常時第一溝 283 b が作動油ポート 81 c と対向するように、当該第一溝 283 b はサーボスプール 283 の軸線方向に長く形成される。

第二溝 283 c は、サーボスプール 283 の第一溝 283 b より後方において、当該サーボスプール 283 の外周に沿って形成される。また、後述するように、サーボスプール 283 がフロントケース 81 の弁室 81 a に対して軸線方向に摺動する場合であっても、当該サーボスプール 283 の摺動位置にかかわらず常時第二溝 283 c が連通油路 81 d と対向するように、当該第二溝 283 c はサーボスプール 283 の軸線方向に長く形成される。

第一貫通孔 283 d は、軸線方向をサーボスプール 283 の軸線と直交する方向として、第一溝 283 b と摺動孔 283 a とを連通するように形成される。

第二貫通孔 283 e は、軸線方向をサーボスプール 283 の軸線と直交する方向として、第二溝 283 c と摺動孔 283 a とを連通するように形成される。

排出油路 283 f は、サーボスプール 283 の後端と摺動孔 283 a とを連通するように形成される油路である。より詳細には、排出油路 283 f は、サーボスプール 283 の後端と、摺動孔 283 a の第二溝 283 c と対向する部分より後方の部分とを連通する。

[0047] サーボスプール 283 の外径は、フロントケース 81 の弁室 81 a の内径

と略同一となるように形成される。サーボスプール283は、フロントケース81の弁室81aに後方から摺動可能に挿通される。サーボスプール283の拡径部の径はフロントケース81の弁室81aの径よりも大きく形成され、当該拡径部がフロントケース81に当接することでサーボスプール283の前方への摺動が所定位置で規制される。また、図6に示すように、サーボスプール283の前端部（蓋部材283g）はフロントケース81の前面から前方へと突設される。サーボスプール283の前端部（蓋部材283g）は、リンク機構8aを介して変速レバーや変速ペダル等の図示せぬ変速操作具に連結され、当該変速操作具を操作することにより、サーボスプール283を前後方向に摺動させることが可能である。また、リンク機構8aには復帰バネ8bが設けられる。復帰バネ8bによって、リンク機構8aが常時中立位置に復帰するように付勢され、ひいてはサーボスプール283が常時中立位置に復帰するように付勢される。

なお、サーボスプール283の「中立位置」とは、前記エンジンからの動力がベルト式無段変速機40において変速された結果、出力軸170に動力が伝達されなくなる（出力軸170の回転数が0になる）際のサーボスプール283の摺動位置をいうものとする。なお、ベルト式無段変速機40における動力伝達、及び変速の概要については後述する。

[0048] 図2及び図5に示すフィードバックスプール84は、油圧サーボ機構280における油路を切り換えるためのものである。フィードバックスプール84は、略円柱状の部材である。フィードバックスプール84は、軸線方向を前後方向として配置される。フィードバックスプール84には、排出油路84a及び連通溝84b等が形成される。

[0049] 排出油路84aは、フィードバックスプール84の軸線上において、当該フィードバックスプール84の前端と後端とを連通するように形成される油路である。

連通溝84bは、フィードバックスプール84の軸線方向略中央部において、当該フィードバックスプール84の外周に沿って形成される。

[0050] フィードバックスプール 8 4 の外径は、サーボスプール 2 8 3 の摺動孔 2 8 3 a の内径と略同一となるように形成される。フィードバックスプール 8 4 は、サーボスプール 2 8 3 の摺動孔 2 8 3 a に摺動可能に挿通される。これによって、フィードバックスプール 8 4 は、サーボスプール 2 8 3 に対して前後方向に摺動可能とされる。

[0051] スプールのスプリング 8 5 は、フィードバックスプール 8 4 を後方へと付勢するものである。スプールのスプリング 8 5 は圧縮コイルばねで構成される。スプールのスプリング 8 5 は、サーボスプール 2 8 3 の摺動孔 2 8 3 a に配置され、フィードバックスプール 8 4 を後方（すなわち、入力側可動シリーブ 6 3 側）へと常時付勢する。

[0052] なお、フィードバックスプール 8 4 を後方へと付勢することができる構成であれば、当該付勢するための部材は圧縮コイルばね（スプールのスプリング 8 5）に限るものではない。

[0053] フィードバックスプール 8 4 がスプールのスプリング 8 5 によって後方へと常時付勢されることによって、当該フィードバックスプール 8 4 の後端は、可動側シリンダケース 2 7 1 に挿通された当接部材 2 7 8 F の前面に常時当接される。

[0054] また、図 2 に示す変速入力軸 5 0 には、第一溝 5 0 c、作動溝 5 0 e 及び作動油路 5 0 f が形成される。

[0055] 第一溝 5 0 c は、変速入力軸 5 0 の軸線方向前端部近傍において、当該変速入力軸 5 0 の外周に沿って形成される。より詳細には、第一溝 5 0 c は、フロントケース 8 1 の軸受穴 8 1 b に変速入力軸 5 0 が挿通された際に、当該フロントケース 8 1 に形成された連通油路 8 1 d と対向する軸線方向位置に形成される。

作動溝 5 0 e は、変速入力軸 5 0 の軸線方向中途部において、当該変速入力軸 5 0 の外周面の一部に形成される。より詳細には、作動溝 5 0 e は、変速入力軸 5 0 に入力側可動シリーブ 6 3 が支持された際に、当該入力側可動シリーブ 6 3 に形成された貫通孔 6 3 d と対向する位置に形成される。また、入

力側可動シープ 63 が変速入力軸 50 に対して軸線方向に摺動する場合であっても、当該可動シープの摺動位置にかかわらず常時作動溝 50 e が貫通孔 63 d と対向するように、当該作動溝 50 e は変速入力軸 50 の軸線方向に長く形成される。

作動油路 50 f は、変速入力軸 50 の前端から軸線方向において作動溝 50 e と略同一位置まで形成される穴である。作動油路 50 f の前端部は、プラグによって閉塞される。作動油路 50 f は、前端部近傍において第一溝 50 c と、後端部近傍において作動溝 50 e と、それぞれ連通される。

[0056] 以下では、上述の如く構成された油圧サーボ機構 280 を用いて油圧シリンダ 270 の動作を制御し、入力側可動シープ 63 を摺動させる様子について説明する。

[0057] まず、サーボスプール 283 が図 2 に示す位置（中立位置）にある場合について説明する。

[0058] この場合、油圧サーボ機構 280 の油路（作動油ポート 81 c、連通油路 81 d 等）、変速入力軸 50 の油路（作動油路 50 f、作動溝 50 e 等）、入力側可動シープ 63 の油路（貫通孔 63 d）及び油圧室 76 には、前記作動油ポンプから圧送される作動油によって一定の圧力が付与されている。当該作動油の圧力は、可動側シリンダケース 271 に形成された連通孔 271 c を介して摺動部材 277 の後端に付与される。当該圧力によって、摺動部材 277 は前方に摺動する。当該摺動部材 277 の前端は当接部材 278 R の後面に当接し、当該摺動部材 277 が当接部材 278 R 及び当接部材 278 F を前方に向かって押すため、当該当接部材 278 R 及び当接部材 278 F も前方に摺動する。当該当接部材 278 R 及び当接部材 278 F は、規制部材 279 と当接する位置まで前方に摺動し、その位置で保持される。

[0059] 当接部材 278 F に前方から当接するフィードバックスプール 84 は、スプールのスプリング 85 の付勢力に抗してサーボスプール 283 の摺動孔 283 a に対して所定位置まで押し込まれた状態で保持されている。

[0060] ここで、フィードバックスプール 84 の「所定位置」とは、サーボスプー

ル 2 8 3 に対する相対的な位置であり、より詳細には、フィードバックスプール 8 4 の外周面（詳細には連通溝 8 4 b より前方の外周面）によってサーボスプール 2 8 3 の第一貫通孔 2 8 3 d を閉塞し、かつ、フィードバックスプール 8 4 の外周面（詳細には連通溝 8 4 b より後方の外周面）によってサーボスプール 2 8 3 の排出油路 2 8 3 f を閉塞する位置である。

[0061] 前記作動油ポンプから圧送された作動油はフロントケース 8 1 の作動油ポート 8 1 c を介してサーボスプール 2 8 3 の第一溝 2 8 3 b に供給される。しかし、第一溝 2 8 3 b と摺動孔 2 8 3 a とを連通する第一貫通孔 2 8 3 d はフィードバックスプール 8 4 の外周面によって閉塞されている。このため、前記作動油ポンプから供給される作動油は、フィードバックスプール 8 4 によってせき止められ、油圧シリンダ 2 7 0 の油圧室 7 6 に供給されることはない。

[0062] また、入力側可動シープ 6 3 は、入力プーリ 6 0 に巻回された後述するベルト 1 4 0 の張力により前方に付勢されているため、当該入力側可動シープ 6 3 及び可動側シリンダケース 2 7 1 は前方に摺動した状態で保持される。

[0063] 次に、図 7 に示すように、前記変速操作具を操作することによって、サーボスプール 2 8 3 が後方に向かって摺動された場合について説明する。

[0064] この場合、サーボスプール 2 8 3 が後方に向かって摺動するのに対し、フィードバックスプール 8 4 は当接部材 2 7 8 F に当接しているため後方に摺動することができない。したがって、フィードバックスプール 8 4 は、サーボスプール 2 8 3 に対して相対的に前方に摺動することになる。これによって、フィードバックスプール 8 4 の連通溝 8 4 b がサーボスプール 2 8 3 の第一貫通孔 2 8 3 d 及び第二貫通孔 2 8 3 e と対向し、前記作動油ポンプから作動油ポート 8 1 c へと供給された作動油が、第一溝 2 8 3 b、第一貫通孔 2 8 3 d、連通溝 8 4 b、第二溝 2 8 3 c 及び第二貫通孔 2 8 3 e を介して連通油路 8 1 d へと供給される。

[0065] 連通油路 8 1 d へと供給された作動油は、さらに変速入力軸 5 0 の第一溝 5 0 c、作動油路 5 0 f、作動溝 5 0 e 及び入力側可動シープ 6 3 の貫通孔

63dを介して油圧室76へと供給される。油圧室76へと作動油が供給されると、油圧室76内の圧力が上昇し、当該圧力により入力側可動シープ63及び可動側シリンダケース271が後方に向かって付勢される。このように作動油の圧力によって後方に向かって付勢された入力側可動シープ63及び可動側シリンダケース271は、ベルト140の張力による前方への付勢力に抗して、後方に摺動する（図8参照）。

[0066] 次に、図8に示すように、入力側可動シープ63及び可動側シリンダケース271が後方に摺動した場合について説明する。

[0067] 入力側可動シープ63及び可動側シリンダケース271が後方に摺動すると、当該可動側シリンダケース271とともに当接部材278F及び当接部材278Rも後方へと移動する。当接部材278Fが後方へと移動すると、当該当接部材278Fに前方から付勢された状態で当接しているフィードバックスプール84も後方に摺動する。すなわち、フィードバックスプール84は、サーボスプール283に対して相対的に後方に摺動することになる。

[0068] フィードバックスプール84が所定位置まで摺動し、当該フィードバックスプール84の外周面によってサーボスプール283の第一貫通孔283dが再び閉塞されると、油圧シリンダ270の油圧室76への作動油の供給が終了する。したがって、入力側可動シープ63及び可動側シリンダケース271は、油圧室76への作動油の供給が終了した時点の位置に保持されることになる。

[0069] 次に、図9に示すように、油圧シリンダ270の油圧室76内の作動油が漏れ出して、当該油圧室76内の圧力が低下した場合について説明する。

[0070] 入力側可動シープ63及び可動側シリンダケース271が後方に摺動した状態で油圧室76への作動油の供給が終了した場合、当該入力側可動シープ63及び可動側シリンダケース271は、油圧室76への作動油の供給が終了した時点の位置に保持される。しかし、可動側シリンダケース271と固定側シリンダケース73との隙間や入力側可動シープ63と変速入力軸50との隙間等から油圧室76内の作動油が少しずつ漏れ出した場合、当該油圧

室 7 6 内の圧力が低下し、ベルト 1 4 0 の張力により入力側可動シープ 6 3 及び可動側シリンダケース 2 7 1 は少しずつ前方に摺動する。

[0071] 入力側可動シープ 6 3 及び可動側シリンダケース 2 7 1 が前方に摺動すると、当接部材 2 7 8 F に当接しているフィードバックスプール 8 4 も前方に摺動する。すなわち、フィードバックスプール 8 4 は、サーボスプール 2 8 3 に対して相対的に前方に摺動することになる。

[0072] フィードバックスプール 8 4 が前方に摺動し、フィードバックスプール 8 4 の連通溝 8 4 b が再びサーボスプール 2 8 3 の第一貫通孔 2 8 3 d 及び第二貫通孔 2 8 3 e と対向すると、図 1 0 に示すように、作動油が再び油圧シリンダ 2 7 0 の油圧室 7 6 へと供給される。これによって、入力側可動シープ 6 3 及び可動側シリンダケース 2 7 1 は後方に摺動する（図 8 参照）。

[0073] 入力側可動シープ 6 3 及び可動側シリンダケース 2 7 1 とともにフィードバックスプール 8 4 が所定位置まで摺動し、当該フィードバックスプール 8 4 の外周面によってサーボスプール 2 8 3 の第一貫通孔 2 8 3 d が再び閉塞されると、油圧シリンダ 2 7 0 の油圧室 7 6 への作動油の供給が終了する。

このように、フィードバックスプール 8 4 が入力側可動シープ 6 3 および可動側シリンダケース 2 7 1 に追従して摺動し、油圧室 7 6 に連通する油路を切り換えることで、当該入力側可動シープ 6 3 及び可動側シリンダケース 2 7 1 をサーボスプール 2 8 3 の摺動位置に応じた位置に保持することができる。

[0074] 次に、図 1 1 に示すように、前記変速操作具を操作することによって、サーボスプール 2 8 3 が前方に向かって摺動された場合について説明する。

[0075] この場合、サーボスプール 2 8 3 が前方に向かって摺動するのに対し、フィードバックスプール 8 4 はスプールのスプリング 8 5 によって当接部材 2 7 8 F に向かって付勢されているため、当該フィードバックスプール 8 4 は当接部材 2 7 8 F に当接した状態に保持される。したがって、フィードバックスプール 8 4 は、サーボスプール 2 8 3 に対して相対的に後方に摺動することになる。これによって、フィードバックスプール 8 4 の連通溝 8 4 b がサ

ーボスプール 283 の第二貫通孔 283 e 及び排出油路 283 f と対向し、作動油が第二溝 283 c 及び第二貫通孔 283 e を介して排出油路 283 f へと流通可能となる。

[0076] 入力側可動シープ 63 及び可動側シリンダケース 271 は、ベルト 140 の張力により前方に付勢されている。このため、油圧シリンダ 270 の油圧室 76 内の作動油は入力側可動シープ 63 及び可動側シリンダケース 271 によって押し出され、入力側可動シープ 63 の貫通孔 63 d、変速入力軸 50 の作動溝 50 e、作動油路 50 f、第一溝 50 c、連通油路 81 d、サーボスプール 283 の第二溝 283 c、第二貫通孔 283 e、フィードバックスプール 84 の連通溝 84 b 及びサーボスプール 283 の排出油路 283 f を介して当該サーボスプール 283 の後端から後方へと排出される。サーボスプール 283 の後端から排出された作動油によって、当接部材 278 F の潤滑を行うことが可能である。また、油圧室 76 内の作動油が排出されることにより、入力側可動シープ 63 及び可動側シリンダケース 271 はベルト 140 からの付勢力に従って前方に摺動する（図 2 参照）。

[0077] なお、この場合、サーボスプール 283 の第一貫通孔 283 d は、フィードバックスプール 84 の外周面によって閉塞されたままであり、前記作動油ポンプからの作動油が油圧シリンダ 270 の油圧室 76 に供給されることはない。

[0078] 次に、図 2 に示すように、入力側可動シープ 63 及び可動側シリンダケース 271 が前方に摺動した場合について説明する。

[0079] 入力側可動シープ 63 及び可動側シリンダケース 271 が前方に摺動すると、当接部材 278 F に当接しているフィードバックスプール 84 も前方に摺動する。すなわち、フィードバックスプール 84 は、サーボスプール 283 に対して相対的に前方に摺動することになる。

[0080] フィードバックスプール 84 が所定位置まで摺動し、当該フィードバックスプール 84 の外周面によってサーボスプール 283 の排出油路 283 f が閉塞されると、油圧シリンダ 270 の油圧室 76 からの作動油の排出が終了

する。したがって、入力側可動シーブ 63 及び可動側シリンダケース 271 は、油圧室 76 からの作動油の排出が終了した時点の位置に保持されることになる。

[0081] 以上の如く、サーボスプール 283 を任意の位置に摺動させることにより、入力側可動シーブ 63 を所望の位置に摺動させることができる。また、入力側可動シーブ 63 に追従して摺動するフィードバックスプール 84 によって、当該入力側可動シーブ 63 を所望の摺動位置に保持することができる。

[0082] なお、本実施形態においては、油圧サーボ機構 280 を用いて入力側可動シーブ 63 を摺動させる構成としたが、本発明はこれに限るものではなく、油圧サーボ機構 280 を用いて後述する出力プーリ 100 の出力側可動シーブ 103 を摺動させる構成とすることも可能である。

[0083] 図 1 及び図 12 に示す伝達軸 90 は、変速入力軸 50 からの動力を伝達するものである。伝達軸 90 は、略円柱状の部材であり、軸線方向を前後方向として配置される。

伝達軸 90 の前端部近傍には軸受 91 が嵌合される。軸受 91 がミッションケース 8 に支持されることによって、伝達軸 90 がミッションケース 8 に回動可能に支持される。

[0084] 図 12 に示す出力プーリ 100 は、伝達軸 90 上に配置され、一對のシーブを具備する滑車である。出力プーリ 100 は、出力側固定シーブ 101 及び出力側可動シーブ 103 等を具備する。

[0085] 出力側固定シーブ 101 は、入力側固定シーブ 61 と同一の材質で、同一の形状に形成される部材である。すなわち、出力側固定シーブ 101 は、略円筒形状の軸筒部、及び当該軸筒部の後端に一体的に形成される環状かつ側面断面視で略円錐台形状のシーブ部を有する部材である。出力側固定シーブ 101 は、シーブ部を軸筒部よりも後方に配置して、伝達軸 90 に外嵌される。出力側固定シーブ 101 のシーブ部の後面 101a は、後方から前方にかけて直径が大きくなるような傾斜面として形成される。

出力側固定シーブ 101 の軸線上には、当該出力側固定シーブ 101 を前

後方向に貫通する貫通孔１０１ｂが形成される。出力側固定シープ１０１の貫通孔１０１ｂには、後方から伝達軸９０が挿通される。当該貫通孔１０１ｂと伝達軸９０とが圧入により嵌め合わされることによって、出力側固定シープ１０１が伝達軸９０に対して相対回転不能かつ摺動不能に固定される。

[0086] なお、本実施形態においては伝達軸９０と出力側固定シープ１０１とを圧入により嵌め合わせる（嵌合させる）ものとしたが、「焼きばめ」や「冷やしばめ」等、伝達軸９０の径が出力側固定シープ１０１の貫通孔１０１ｂの径よりも大きいことを利用して嵌め合わせる方法であればよい。

[0087] 出力側固定シープ１０１のすぐ前では、伝達軸９０が前述の軸受９１に挿通され、当該軸受９１を介してミッションケース８に対して回動可能に支持される。

軸受９１のすぐ前では、ロックナット１０２が伝達軸９０に締結される。これによって、軸受９１が前方へと摺動することを防止するとともに、当該軸受９１を介して出力側固定シープ１０１が前方へと摺動することを防止でき、出力側固定シープ１０１を伝達軸９０に確実に固定することができる。

[0088] 出力側可動シープ１０３は、入力側可動シープ６３と同一の材質で、同一の形状に形成される部材である。すなわち、出力側可動シープ１０３は、略円筒形状の軸筒部、及び当該軸筒部の後端に一体的に形成される環状かつ側面断面視で略円錐台形状のシープ部を有する部材である。出力側可動シープ１０３は、シープ部を軸筒部よりも前方に配置して、出力側固定シープ１０１の後方において伝達軸９０に外嵌される。出力側可動シープ１０３のシープ部の前面１０３ａは、前方から後方にかけて直径が大きくなるような傾斜面として形成される。

出力側可動シープ１０３の軸線上には、当該出力側可動シープ１０３を前後方向に貫通する貫通孔１０３ｂが形成される。出力側可動シープ１０３の貫通孔１０３ｂには、前方から伝達軸９０が挿通される。

出力側固定シープ１０１の後面１０１ａと出力側可動シープ１０３の前面１０３ａとが伝達軸９０上で対向するように配置されることで、当該後面１

０１ａ及び前面１０３ａにより出力プーリ１００の溝が形成される。

貫通孔１０３ｂの内周面および伝達軸９０の外周面には、伝達軸９０の軸線方向に沿ってそれぞれ溝が形成される。当該溝は、貫通孔１０３ｂの内周面及び伝達軸９０の外周面の円周方向に等間隔に３箇所形成され、互いに向かい合わせに位置する一对の溝に鋼球１０４・１０４・・・が配置される。これによって、出力側可動シープ１０３が伝達軸９０に対して軸線方向に摺動可能かつ相対回転不能に支持される。

[0089] 上記の如く、入力プーリ６０の入力側固定シープ６１及び入力側可動シープ６３と、出力プーリ１００の出力側固定シープ１０１及び出力側可動シープ１０３と、をそれぞれ同一の部品で共用することで、部品の種類を削減することができ、ひいては部品コストの低減を図ることができる。

[0090] 出力部材１１０は、カム機構１２０からの動力を遊星歯車機構１５０へと伝達するためのものである。出力部材１１０は、底面（後面）を有する略円筒形状の軸筒部、及び当該軸筒部の前端に一体的に形成される環状のフランジ部を有する部材である。出力部材１１０は、出力プーリ１００の後方において、当該出力部材１１０の前記貫通孔に伝達軸９０が挿通された状態で配置される。

[0091] カム機構１２０は、出力プーリ１００及び出力部材１１０間のトルクの伝達を可能とするものである。カム機構１２０は、第一カム１２１及び第二カム１２２等を具備する。

[0092] 第一カム１２１は、略円筒形状の部材である。第一カム１２１は、軸線方向を前後方向に向けて、かつ軸線が伝達軸９０の軸線と一致するように配置される。この第一カム１２１の軸線上には、所定の内径を有する貫通孔が形成される。第一カム１２１の前面には、軸線方向と直交する平面が形成され、第一カム１２１の後面には、軸線方向と直交する面に対して所定の角度だけ傾斜した複数の面等が形成される。

第一カム１２１の貫通孔には、前方から出力側可動シープ１０３の軸筒部が挿通される。ボルト等の締結具や溶接等により、出力側可動シープ１０３

のシーブ部の後面と第一カム 1 2 1 の前面とを当接させた状態で、当該第一カム 1 2 1 は出力側可動シーブ 1 0 3 に固設される。

なお、第一カム 1 2 1 と出力側可動シーブ 1 0 3 を鍛造等により一体的に形成することも可能である。

[0093] 第二カム 1 2 2 は、第一カム 1 2 1 と同一の材質で、同一の形状に形成される部材である。すなわち、第二カム 1 2 2 は、軸線方向を前後方向に向けて、かつ軸線が伝達軸 9 0 の軸線と一致するように配置される。この第二カム 1 2 2 の軸線上には、所定の内径を有する貫通孔が形成される。第二カム 1 2 2 の後面には、軸線方向と直交する平面が形成され、第二カム 1 2 2 の前面には、軸線方向と直交する面に対して所定の角度だけ傾斜した複数の面等が形成される。

第二カム 1 2 2 の貫通孔には、前方から伝達軸 9 0 が挿通される。ボルト等の締結具や溶接等により、出力部材 1 1 0 の前面と第二カム 1 2 2 の後面とを当接させた状態で、当該第二カム 1 2 2 は出力部材 1 1 0 に固設される。その結果、第一カム 1 2 1 の後面と第二カム 1 2 2 の前面とが対向するように配置される。

なお、第二カム 1 2 2 と出力部材 1 1 0 を鍛造等により一体的に形成することも可能である。

[0094] 付勢部材 1 3 0 は、出力側可動シーブ 1 0 3 を前方へと付勢するものである。付勢部材 1 3 0 は、出力部材 1 1 0 内に配置され、軸線方向に並べられた複数の皿ばね 1 3 1 ・ 1 3 1 ・ ・ ・ によって構成される。付勢部材 1 3 0 の後端（最も後に配置された皿ばね 1 3 1 ）は出力部材 1 1 0 と当接され、付勢部材 1 3 0 の前端（最も前に配置された皿ばね 1 3 1 ）は内側ガイド部材 1 3 2 を介して出力側可動シーブ 1 0 3 の後端と当接される。

[0095] 図 2 及び図 1 2 に示すベルト 1 4 0 は、入力プーリ 6 0 の溝及び出力プーリ 1 0 0 の溝に巻回され、入力プーリ 6 0 の動力を出力プーリ 1 0 0 へと伝達するものである。ベルト 1 4 0 は、金属製の薄板が重ねられたバンドと、金属製のエレメントからなる金属ベルトである。なお、本発明はこれに限る

ものではなく、ベルト１４０としてゴム製、チェーン製、または樹脂製のベルトを用いてもよい。

[0096] 入力プーリ６０の溝に巻回されたベルト１４０は、油圧シリンダ２７０により所定の力で入力側可動シーブ６３が入力側固定シーブ６１側へと押されることで、入力プーリ６０に挟持される。出力プーリ１００の溝に巻回されたベルト１４０は、付勢部材１３０の付勢力等により所定の力で出力側可動シーブ１０３が出力側固定シーブ１０１側へと押されることで、出力プーリ１００に挟持される。

[0097] 遊星歯車機構１５０は、２つの動力を合成して出力するためのものである。遊星歯車機構は、サンギヤ１５１、リングギヤ１５２、キャリアギヤ１５３、プラネタリ軸１５５・１５５・・・、連結軸１５６・１５６・・・、プラネタリギヤ１５７・１５７・・・、支持部材１５９及び遊星出力部材１６３等を具備する。

[0098] サンギヤ１５１は、出力部材１１０のすぐ後方において伝達軸９０に相対回転可能に支持される。サンギヤ１５１の前端部及び後端部にはそれぞれ歯が形成され、サンギヤ１５１の前端部は出力部材１１０とスプライン嵌合される。

[0099] リングギヤ１５２は、環状部材の内周面に歯が形成されたギヤである。リングギヤ１５２は、サンギヤ１５１の後端部の外側に配置される。

[0100] キャリヤギヤ１５３は、略円形板状の部材の外周面に歯を形成されたギヤである。キャリアギヤ１５３は、サンギヤ１５１の前後中途部に相対回転可能に支持される。

キャリアギヤ１５３の歯は、ミッション入力軸２０上に設けられたクラッチ機構２００のギヤと歯合され、当該クラッチ機構２００を介してミッション入力軸２０の動力が伝達可能とされる。

[0101] プラネタリ軸１５５・１５５・・・は、略円柱形状の部材である。プラネタリ軸１５５・１５５・・・の一端（前端）は、キャリアギヤ１５３に形成された貫通孔にそれぞれ嵌合されることにより、当該プラネタリ軸１５５・

- 155・・・はキャリアギヤ153に固定される。プラネタリ軸155・155・・・の他端（後端）は後方に向けて延設される。プラネタリ軸155・155・・・は、伝達軸90を中心とする同一円周上に3つ配列される。
- [0102] 連結軸156・156・・・は、略円柱形状の部材である。連結軸156・156・・・の一端（前端）は、キャリアギヤ153に形成された貫通孔にそれぞれ嵌合されることにより、当該連結軸156・156・・・はキャリアギヤ153に固定される。連結軸156・156の他端（後端）は後方に向けて延設される。連結軸156・156・・・は、伝達軸90を中心とする同一円周上に、プラネタリ軸155・155・・・と互い違いに3つ配列される。
- [0103] プラネタリギヤ157・157・・・は、サンギヤ151の歯、及びリングギヤ152の歯とそれぞれ歯合する3つのギヤである。プラネタリギヤ157・157・・・にはプラネタリ軸155・155・・・がそれぞれ挿通され、当該プラネタリギヤ157・157・・・はプラネタリ軸155・155・・・に相对回動可能に支持される。
- [0104] 支持部材159は、略円筒形状の軸筒部、及び当該軸筒部の前端に一体的に形成される環状の鏝部を有する部材である。支持部材159は、サンギヤ151のすぐ後方において、軸受を介して伝達軸90に相对回転可能に支持される。支持部材159の鏝部に形成された貫通孔には、プラネタリ軸155・155・・・の他端及び連結軸156・156・・・の他端がそれぞれ嵌合される。
- [0105] 遊星出力部材163は、その前部が開放された箱状の部材である。遊星出力部材163の後面の中心には貫通孔が形成される。遊星出力部材163は、伝達軸90の後方から当該伝達軸90の後端部及び支持部材159を覆うように配置される。遊星出力部材163の前後中央部近傍は軸受を介して伝達軸90に相对回動可能に支持される。遊星出力部材163の前端は、ボルトによりリングギヤ152に締結され、当該リングギヤ152と一体的に回動可能となるように連結される。

なお、遊星出力部材 1 6 3 とリングギヤ 1 5 2 を鍛造等により一体的に形成することも可能である。

[0106] 遊星出力部材 1 6 3 の後端には出力軸 1 7 0 がスプライン嵌合される。遊星出力部材 1 6 3 からの動力は、当該出力軸 1 7 0 を介して前記トラクタの後輪（不図示）や前輪駆動伝達軸 1 8 0 へと伝達可能とされる。

[0107] 以下では、上述の如く構成されたベルト式無段変速機 4 0 における動力伝達、及び変速の概要について説明する。

[0108] 前記エンジンからの動力がミッション入力軸 2 0 及びクラッチ機構 2 0 0 を介して変速入力軸 5 0 に伝達されると、当該変速入力軸 5 0 とともに入力プーリ 6 0 も回動される。入力プーリ 6 0 が回動されると、ベルト 1 4 0 を介して出力プーリ 1 0 0 が回動される。出力プーリ 1 0 0 が回動されると、当該出力プーリ 1 0 0 に固設された第一カム 1 2 1 が回動される。第一カム 1 2 1 が回動すると、第一カム 1 2 1 の後面（傾斜面）と第二カム 1 2 2 の前面（傾斜面）とが当接し、第一カム 1 2 1 の回動に伴って第二カム 1 2 2 が回動される。第二カム 1 2 2 が回動されると、出力部材 1 1 0 を介して遊星歯車機構 1 5 0 のサンギヤ 1 5 1 が回動される。サンギヤ 1 5 1 が回動されると、当該サンギヤ 1 5 1 と歯合しているプラネタリギヤ 1 5 7 ・ 1 5 7 ・ ・ ・ がプラネタリ軸 1 5 5 ・ 1 5 5 ・ ・ ・ の周りを回動（自転）する。

[0109] 一方、前記エンジンからの動力がミッション入力軸 2 0 及びクラッチ機構 2 0 0 を介して（すなわち、入力プーリ 6 0 、出力プーリ 1 0 0 、及びベルト 1 4 0 によって変速されることなく）遊星歯車機構 1 5 0 のキャリアギヤ 1 5 3 に伝達されると、キャリアギヤ 1 5 3 とともに、当該キャリアギヤ 1 5 3 に支持されたプラネタリギヤ 1 5 7 ・ 1 5 7 ・ ・ ・ が伝達軸 9 0 の周りを回動（公転）する。

[0110] このように、ミッション入力軸 2 0 からベルト 1 4 0 を介して遊星歯車機構 1 5 0 に伝達される動力、及びミッション入力軸 2 0 からベルト 1 4 0 を介さずに直接遊星歯車機構 1 5 0 に伝達される動力が、当該遊星歯車機構 1 5 0 のプラネタリギヤ 1 5 7 ・ 1 5 7 ・ ・ ・ によって合成される。当該合成

された動力は、プラネタリギヤ１５７・１５７・・・と歯合しているリングギヤ１５２、及び遊星出力部材１６３を介して出力軸１７０へと伝達される。

[0111] また、カム機構１２０は、第一カム１２１から第二カム１２２へと伝達するトルクに応じて、出力側可動シープ１０３に前方への付勢力を付与することができる。詳細には、カム機構１２０が伝達するトルクに応じて、第一カム１２１と第二カム１２２との間に振れが生じる。この場合、第一カム１２１の後面（傾斜面）と第二カム１２２の前面（傾斜面）とが当接しているため、当該当接した面に従って第一カム１２１と第二カム１２２とが離間する方向に力が発生する。当該力により第一カム１２１が第二カム１２２から離間する方向に移動することで、出力側可動シープ１０３が出力側固定シープ１０１へと付勢される。当該付勢力と、付勢部材１３０による付勢力によって、出力プーリ１００においてベルト１４０を適切な力で挟持することができる。

[0112] また、油圧シリンダ２７０の動作を制御し、入力側可動シープ６３を後方に向かって摺動させると、入力側可動シープ６３の後面６３aと入力側固定シープ６１の前面６１aとの間隔（入力プーリ６０の溝幅）が狭くなる。入力プーリ６０の溝幅が狭くなると、入力プーリ６０に巻回されるベルト１４０の径が大きくなる。ベルト１４０の全長は一定であるため、入力プーリ６０に巻回されるベルト１４０の径が大きくなると、出力プーリ１００の出力側可動シープ１０３が付勢部材１３０の付勢力に抗して後方へと摺動して、出力プーリ１００の溝幅が広くなり、出力プーリ１００に巻回されるベルト１４０の径は小さくなる。このように入力プーリ６０に巻回されるベルト１４０の径を大きくし、出力プーリ１００に巻回されるベルト１４０の径を小さくすることで、ベルト１４０を介して遊星歯車機構１５０に伝達される動力を増速側に変速することができる。

[0113] 油圧シリンダ２７０の動作を制御し、油圧室７６内の作動油を排出可能な状態にすると、入力プーリ６０に巻回されているベルト１４０の張力の前方

への分力により、入力側可動シーブ 63 が前方に向かって摺動するため、入力プーリ 60 の溝幅が広がる。入力プーリ 60 の溝幅が広がると、入力プーリ 60 に巻回されるベルト 140 の径が小さくなる。ベルト 140 の全長は一定であるため、入力プーリ 60 に巻回されるベルト 140 の径が小さくなると、出力プーリ 100 の出力側可動シーブ 103 が付勢部材 130 の付勢力により前方へと摺動して、出力プーリ 100 の溝幅が狭くなり、出力プーリ 100 に巻回されるベルト 140 の径は大きくなる。このように入力プーリ 60 に巻回されるベルト 140 の径を小さくし、出力プーリ 100 に巻回されるベルト 140 の径を大きくすることで、ベルト 140 を介して遊星歯車機構 150 に伝達される動力を減速側に変速することができる。

[0114] このように、ミッション入力軸 20 からベルト 140 を介して遊星歯車機構 150 に伝達される動力を変速することで、遊星歯車機構 150 を介して出力軸 170 へと伝達される動力を正転から逆転まで（すなわち、前進から後進まで）変速することができる。

[0115] 以下では、サーボスプール 283 が中立位置にある状態で、前記エンジンが停止された場合におけるスプール位置保持機構の動作について説明する。

[0116] サーボスプール 283 が中立位置にある状態（図 2 参照）で、前記エンジンが停止されると、油圧室 76 へと作動油を圧送する前記作動油ポンプの駆動も停止される。これによって、油圧室 76 内の圧力が低下する。

[0117] 油圧室 76 内の圧力が所定値未満まで低下すると、付勢部材 130（図 12 参照）等によって付与されるベルト 140 の張力によって、入力側可動シーブ 63 が前方へと摺動する（図 13 参照）。入力側可動シーブ 63 が前方へと摺動すると、当該入力側可動シーブ 63 とともに可動側シリンダケース 271、摺動部材 277、当接部材 278R 及び当接部材 278F も一体的に前方へと摺動する。当接部材 278F が前方へと摺動すると、当該当接部材 278F に前方から当接しているフィードバックスプール 84 も、スプールのスプリング 85 の付勢力に抗して、サーボスプール 283 に対して相対的に前方へと摺動する。この際、サーボスプール 283 は、復帰バネ 8b（図

6 参照) の付勢力によって、摺動することなく中立位置のまま保持される。したがって、フィードバックスプール 8 4 は、その後端がサーボスプール 2 8 3 の後端と一致するまで (当接部材 2 7 8 F がサーボスプール 2 8 3 の後端と当接するまで) 前方へと摺動する。

[0118] 図 1 4 に示すように、ベルト 1 4 0 の張力によって、さらに入力側可動シープ 6 3 が前方へと摺動すると、当該入力側可動シープ 6 3 とともに可動側シリンダケース 2 7 1 も前方へと摺動する。しかし、当接部材 2 7 8 F は、復帰バネ 8 b によって中立位置に保持されているサーボスプール 2 8 3 と当接しているため、前方へと摺動することができない。したがって、可動側シリンダケース 2 7 1 が前方へと摺動するのに対し、当接部材 2 7 8 F 及び当接部材 2 7 8 R はそのままの位置に保持される。すなわち、当接部材 2 7 8 F 及び当接部材 2 7 8 R は可動側シリンダケース 2 7 1 に対して相対的に後方へと摺動する。この際、油圧室 7 6 内の圧力は所定値未満まで低下しているため、摺動部材 2 7 7 は当接部材 2 7 8 R によって後方に押し込まれる。

すなわち、この場合における油圧室 7 6 内の圧力の「所定値」とは、摺動部材 2 7 7 が復帰バネ 8 b の付勢力に抗することができず、後方へと押し込まれてしまう程度に低い値を言う。

[0119] 図 1 5 に示すように、ベルト 1 4 0 の張力によって、さらに入力側可動シープ 6 3 が前方へと摺動すると、当該入力側可動シープ 6 3 の前端が固定側シリンダケース 7 3 と当接する。これによって、当該入力側可動シープ 6 3 の前方への摺動が規制され、当該入力側可動シープ 6 3 はこの位置に保持される。この場合においても、当接部材 2 7 8 F、当接部材 2 7 8 R 及び摺動部材 2 7 7 は、可動側シリンダケース 2 7 1 に対して相対的に後方へと摺動しているため、サーボスプール 2 8 3 は中立位置で保持されたままとなる。

[0120] このように、前記エンジンが停止されると、油圧室 7 6 内の圧力が低下するため、ベルト 1 4 0 の張力によって入力側可動シープ 6 3 及び可動側シリンダケース 2 7 1 が前方へと摺動してしまう。しかし、油圧室 7 6 内の圧力が低下した状態においては、当接部材 2 7 8 F 及び当接部材 2 7 8 R が当該

可動側シリンダケース 271 に対して相対的に後方へと摺動可能となるため、サーボスプール 283 を前方に押し出すことがなく、当該サーボスプール 283 を中立位置に保持することができる。これによって、当該サーボスプール 283 に連結された図示せぬ変速操作具も中立位置に保持されたままとなるため、当該変速操作具が中立位置以外の位置に勝手に（作業者の意に反して）移動して作業者に違和感を与えてしまうことがない。

[0121] 一方、再び前記エンジンが始動されると、上記とは逆に（図 15、図 14、図 13 及び図 2 の順に）、入力側可動シープ 63 が後方へと摺動する。

[0122] すなわち、再び前記エンジンが始動されると、前記作動油ポンプにより作動油が油圧室 76 へと圧送され、当該油圧室 76 内の圧力が上昇する。当該圧力によって摺動部材 277 が前方へと摺動するため、当該摺動部材 277 とともに当接部材 278 R 及び当接部材 278 F も可動側シリンダケース 271 に対して相対的に前方へと摺動する（図 15 の状態から図 14 の状態へと変化する）。この際、サーボスプール 283 は復帰バネ 8 b の付勢力によって中立位置に保持されているため、実際には可動側シリンダケース 271 が当接部材 278 F に対して相対的に後方へと摺動することになる。したがって、当該可動側シリンダケース 271 とともに入力側可動シープ 63 も後方へと摺動する。

[0123] さらに可動側シリンダケース 271 が当接部材 278 F に対して相対的に後方へと摺動し、当該当接部材 278 F が規制部材 279 と当接すると、当該可動側シリンダケース 271 と当接部材 278 F とは相対的に摺動不能となる。したがって、この状態（図 13 に示す状態）からは、当接部材 278 F、当接部材 278 R、可動側シリンダケース 271 及び入力側可動プーリ 63 が一体的に後方へと摺動し、図 2 に示す中立位置まで移動する。この状態で油圧室 76 への作動油の供給が終了するため、入力側可動プーリ 63 は当該位置に保持される。

[0124] 以上の如く、本実施形態に係るベルト式無段変速機 40 は、
入力側可動シープ 63（可動シープ）に油圧シリンダ 270 を形成し、油

圧シリンダ２７０への作動油の送油を油圧サーボ機構２８０により制御するベルト式無断変速機４０であって、

油圧サーボ機構２８０は、

中立位置に復帰するように付勢されるとともに、変速操作具に連結されて当該変速操作具の操作に応じて油圧シリンダ２７０への油路を切り換えるサーボスプール２８３と、

サーボスプール２８３に摺動可能に収納されるとともに、油圧シリンダ２７０を構成する可動側シリンダケース２７１に追従して摺動するように配置され、入力側可動シーブ６３の摺動位置をサーボスプール２８３の摺動位置に応じた位置に保持するように前記油路を切り換えるフィードバックスプール８４と、

を具備し、

油圧シリンダ２７０とフィードバックスプール８４との間には、

フィードバックスプール８４と当接する当接部材２７８Ｆ及び当接部材２７８Ｒを含み、当該油圧シリンダ２７０内の圧力が所定値未満である場合に、当該当接部材２７８Ｆ及び当接部材２７８Ｒが可動側シリンダケース２７１に対して摺動自在となるようにするスプール位置保持機構を設けるものである。

このように構成することにより、駆動源（エンジン）が停止する等して油圧シリンダ２７０内の圧力が低下した場合、ベルト１４０の張力によって入力側可動シーブ６３が摺動する場合があるが、当該入力側可動シーブ６３の摺動に伴ってサーボスプール２８３が摺動するのを防止することができる。これによって、当該サーボスプール２８３と連結される変速操作具が動くのを防止することができる。

また、サーボスプール２８３は常時中立位置に付勢されているため、上述の如く油圧シリンダ２７０内の圧力が低下した場合においても当該サーボスプール２８３を中立位置に保持することができ、ひいては変速操作具も中立位置に保持することができる。

[0125] また、前記スプール位置保持機構は、

長手方向を可動側シリンダケース 271 の摺動方向とする部分（横穴）を含み、油圧シリンダ 270 の内部と外部とを連通するように当該可動側シリンダケース 271 に形成される連通孔 271c・271c・・・と、

連通孔 271c・271c・・・に摺動自在となるように挿入されるとともに、油圧シリンダ 270 の外部に突出している端部が、当接部材 278F 及び当接部材 278R のうち前記フィードバックスプール 84 と当接する面と反対側の面に当接するように配置される摺動部材 277・277・・・と、

当接部材 278F 及び当接部材 278R のフィードバックスプール 84 側への摺動移動を所定位置で規制する規制部材 279・279・・・と、
を具備するものである。

[0126] また、本実施形態においては、本発明に係る当接部材として当接部材 278F 及び当接部材 278R を用い、当該当接部材 278F の後面及び当接部材 278R の前面にそれぞれ油溝 278a 及び油溝 278b を形成するものとした。このように構成することによって、当接部材 278F 及び当接部材 278R の摺動面を潤滑するための油路（油溝 278a 及び油溝 278b）を容易に形成することができる。

[0127] なお、本実施形態においては、本発明に係る当接部材として 2 つの部材（当接部材 278F 及び当接部材 278R）を組み合わせて用いるものとしたが、本発明はこれに限るものではなく、当接部材として 1 つの部材又は 3 つ以上の部材を組み合わせて用いることも可能である。

また、摺動部材 277 は、略円柱状の部材としたが、本発明はこれに限るものではなく、可動側シリンダケース 271 の連通孔 271c を閉塞しつつ、当該連通孔 271c 内を前後に摺動することができる形状であれば良い。

また、規制部材 279 は、可動側シリンダケース 271 の貫通孔 271d に外側から嵌装されるものとしたが、本発明はこれに限るものではなく、当接部材 278F 及び当接部材 278R の摺動を規制することができるもの（

例えば、可動側シリンダケース 271 の内周面に固定される止め輪等）であれば良い。

[0128] また、本発明に係る当接部材としては、前述の当接部材 278F 及び当接部材 278R に代えて、図 16 に示す当接部材 378 を用いることも可能である。

[0129] 図 16 に示す当接部材 378 は、円形板状の部材の中心に孔を設けた形状（円環状）となるように形成される。当接部材 378 の外径は、可動側シリンダケース 271（図 2 等参照）の円筒部分の内径と略同一となるように（詳細には、摺動可能となるように可動側シリンダケース 271 の円筒部分の内径よりも若干小さく）形成される。当接部材 378 には、当該当接部材 378 の内周面と外周面とを連通するように 3 つの油孔 378a・378a・・・・が形成される。当該油孔 378a・378a・・・・は、互いに等間隔だけ離れて配置される。当該油孔 378a の外側端部には半球状の凹部が形成され、当該凹部に鋼球 378b が配置される。鋼球 378b・378b・・・・の外側端部は、当接部材 378 の外周面から外側に向かって突出する。

[0130] このような当接部材 378 を用いる場合、可動側シリンダケース 271 の円筒部の内周面には、当該当接部材 378 の鋼球 378b・378b・・・・と対応する位置に当該可動側シリンダケース 271 の軸線方向に延びる溝が形成される。当該溝に当接部材 378 の鋼球 378b・378b・・・・を嵌め込むことにより、当該当接部材 378 が可動側シリンダケース 271 に対して摺動する際に、当該当接部材 378 が当該可動側シリンダケース 271 に対して傾倒するのを防止することができる。これによって、当接部材 378 と可動側シリンダケース 271 がこじれて各部材が損傷するのを防止することができる。

[0131] 以下では、第二実施形態に係るベルト式無段変速機 40 について説明する。

[0132] 従来のベルト式無段変速機においては、変速操作具の操作等により、フィードバックスプールがサーボスプールに対して過度に摺動した場合、作業者

の意に反して油圧シリンダへの油路が閉塞されてしまう場合がある。このため、油圧シリンダが作業者の意に反して動作する場合があります、操作性や操作フィーリングが悪化する場合がある点で不利であった。

[0133] そこで本発明は、フィードバックスプールがサーボスプールに対して過度に摺動し、油圧シリンダへの油路を閉塞してしまうのを防止することができるベルト式無断変速機を提供するものである。

[0134] なお、第二実施形態に係るベルト式無段変速機４０が、第一実施形態に係るベルト式無段変速機４０と主に異なる点は、油圧サーボ機構２８０が連動部材２８６を備える点である。よって以下では、第一実施形態に係るベルト式無段変速機４０と異なる構成についてのみ説明し、同様の構成については説明を省略する。

[0135] 図１７及び図１８に示す油圧サーボ機構２８０は、油圧シリンダ２７０への作動油の送油を制御し、ひいては当該油圧シリンダ２７０を介して入力側可動シブ６３の動作を制御するためのものである。油圧サーボ機構２８０は、フロントケース８１、サーボスプール２８３、フィードバックスプール８４、スプールのプリング８５及び連動部材２８６等を具備する。

[0136] 図１７、図１８及び図１９に示すサーボスプール２８３は、油圧サーボ機構２８０における油路を切り換えるためのものである。サーボスプール２８３には、摺動孔２８３ａ、第一溝２８３ｂ、第二溝２８３ｃ、第一貫通孔２８３ｄ、第二貫通孔２８３ｅ及び排出油路２８３ｆ等が形成される。

[0137] 第二貫通孔２８３ｅは、軸線方向をサーボスプール２８３の軸線と直交する方向として、第二溝２８３ｃと摺動孔２８３ａとを連通するように形成される。第二貫通孔２８３ｅは、円形断面を有するように形成される。

[0138] 図１７、図１８及び図１９に示すフィードバックスプール８４は、油圧サーボ機構２８０における油路を切り換えるためのものである。フィードバックスプール８４には、排出油路８４ａ及び連通溝８４ｂ等が形成される。

[0139] 排出油路８４ａは、フィードバックスプール８４の軸線上において、当該フィードバックスプール８４の前端と後端とを連通するように形成される油

路である。

連通溝 8 4 b は、フィードバックスプール 8 4 の軸線方向略中央部において、当該フィードバックスプール 8 4 の外周に沿って形成される。より詳細には、連通溝 8 4 b が形成された部分は、その他の部分よりも外径が小さくなるように形成される。

[0140] フィードバックスプール 8 4 の外径（より詳細には、連通溝 8 4 b 以外の部分の外径）は、サーボスプール 2 8 3 の摺動孔 2 8 3 a の内径と略同一となるように形成される。フィードバックスプール 8 4 は、サーボスプール 2 8 3 の摺動孔 2 8 3 a に摺動可能に挿通される。これによって、フィードバックスプール 8 4 は、サーボスプール 2 8 3 に対して前後方向に摺動可能とされる。

[0141] フィードバックスプール 8 4 がスプールスプリング 8 5 によって後方へと常時付勢されることによって、当該フィードバックスプール 8 4 の後端は、可動側シリンダケース 2 7 1 に挿通された当接部材 2 7 8 F の前面に常時当接される。すなわち、フィードバックスプール 8 4 は、当接部材 2 7 8 F を介して間接的に可動側シリンダケース 2 7 1 と当接することとなる。

[0142] 連動部材 2 8 6 は、フィードバックスプール 8 4 のサーボスプール 2 8 3 に対する後方への摺動を所定の位置で規制するものである。連動部材 2 8 6 は略円柱状の部材であり、その外径はサーボスプール 2 8 3 の第二貫通孔 2 8 3 e の内径と略同一となるように形成される。連動部材 2 8 6 には、当該連動部材 2 8 6 の一端面と他端面とを連通するように油溝 2 8 6 a が形成される。

[0143] 連動部材 2 8 6 は、サーボスプール 2 8 3 の摺動孔 2 8 3 a にフィードバックスプール 8 4 が挿通された後で、当該サーボスプール 2 8 3 の第二貫通孔 2 8 3 e に挿通される。この際、連動部材 2 8 6 の一端（図 1 9 における上端）はサーボスプール 2 8 3 の摺動孔 2 8 3 a 内に突出するように配置され、当該連動部材 2 8 6 の一端はフィードバックスプール 8 4 の連通溝 8 4 b 内に位置することとなる。すなわち、連動部材 2 8 6 は、サーボスプール

２８３の第二貫通孔２８３ eからフィードバックスプール８４の連通溝８４ bにわたるように配置される。

[0144] 以下では、図２０に示す如く、前記変速操作具を操作することによって、サーボスプール２８３が前方に向かって摺動された場合の、当該サーボスプール２８３及びフィードバックスプール８４の様子について詳細に説明する。

[0145] まず、比較のために、図２１（a）に示すように、本実施形態とは異なり、サーボスプール２８３の第二貫通孔２８３ eに連動部材２８６が設けられていない場合を想定する。この場合において、サーボスプール２８３が前方に向かって摺動されると、フィードバックスプール８４がサーボスプール２８３に対して後方に過度に摺動し、第二貫通孔２８３ eが当該フィードバックスプール８４の外周面によって閉塞されることがある。ここで、フィードバックスプール８４がサーボスプール２８３に対して後方に過度に摺動する場合とは、例えばサーボスプール２８３を急操作する場合（すなわち、変速操作具を急操作する場合）等が想定される。

[0146] この場合、図２０に示すような油圧室７６内の作動油の排出を行うことができない。すなわち、油圧シリンダ２７０は、前記変速操作具を操作した作業者の思い通りに動作しないため、操作性及び操作フィーリングが悪化してしまう。

さらに、この際、サーボスプール２８３の第一貫通孔２８３ dが摺動孔２８３ a（より詳細には、摺動孔２８３ aのうちフィードバックスプール８４より前方の空間）と連通する。これによって、当該空間に前記作動油ポンプから作動油が圧送され、当該空間の圧力が上昇する。フィードバックスプール８４は、当該圧力を前方から受けることになるため、当該フィードバックスプール８４が前方に摺動し難くなり、さらに操作性及び操作フィーリングが悪化してしまう。

[0147] 一方、本実施形態（図２１（b）参照）の如く、サーボスプール２８３の第二貫通孔２８３ eに連動部材２８６を設けた場合について説明する。この

場合において、サーボスプール 283 が前方に向かって摺動されると、フィードバックスプール 84 がサーボスプール 283 に対して後方に一定距離だけ摺動した位置（所定の位置）で、連動部材 286 の一端（上端）がフィードバックスプール 84 の連通溝 84 b の前端部と係合する。したがって、フィードバックスプール 84 はサーボスプール 283 に対してそれ以上後方に摺動することがない。すなわち、この状態でサーボスプール 283 が前方に向かって摺動されると、当該サーボスプール 283 と一体的にフィードバックスプール 84 も前方に移動することになる。

[0148] この場合、フィードバックスプール 84 の連通溝 84 b がサーボスプール 283 の第二貫通孔 283 e 及び排出油路 283 f と対向しており、作動油が第二溝 283 c 及び第二貫通孔 283 e を介して排出油路 283 f へと流通可能となる。したがって、前記変速操作具を操作した作業者の思い通りに、図 35 に示すような油圧室 76 内の作動油の排出を行うことができる。

[0149] さらにこの場合、第二貫通孔 283 e を流通する作動油は、連動部材 286 に形成された油溝 286 a 内を流通することもできるため、当該作動油が排出油路 283 f へと流通するための油路面積を大きく確保することができる。

[0150] 以上の如く、本実施形態に係るベルト式無段変速機 40 は、

入力側可動シープ 63（可動シープ）に油圧シリンダ 270 を形成し、油圧シリンダ 270 への作動油の送油を油圧サーボ機構 280 により制御するベルト式無断変速機 40 であって、

油圧サーボ機構 280 は、

変速操作具に連結され、当該変速操作具の操作に応じて摺動することにより油圧シリンダ 270 への油路を切り換えるサーボスプール 283 と、

サーボスプール 283 に対して摺動可能に収納されるとともに、油圧シリンダ 270 を構成する可動側シリンダケース 271 に当接する方向（後方）に付勢され、入力側可動シープ 63 の摺動位置をサーボスプール 283 の摺動位置に応じた位置に保持するように前記油路を切り換えるフィードバック

スプール 84 と、

フィードバックスプール 84 の可動側シリンダケース 271 に当接する方向への摺動を所定の位置で規制する連動部材 286 と、

を具備するものである。

このように構成することにより、フィードバックスプール 84 がサーボスプール 283 に対して過度に摺動し、油圧シリンダ 270 への油路を閉塞してしまうのを防止することができる。これによって、操作性及び操作フィーリングの向上を図ることができる。

[0151] また、連動部材 286 には、油圧シリンダ 270 への油路を構成する油溝 286a が形成されるものである。

このように構成することにより、油圧シリンダ 270 への油路面積を大きく確保することができる。

[0152] また、本実施形態においては、連動部材 286 を第二貫通孔 283e に挿入するだけの簡易な構造で、上述のような操作性及び操作フィーリングの向上を図ることができる。

[0153] また、上述の第二貫通孔 283e が閉塞される（図 21（a）参照）のを防止する方法として、連通溝 84b の全長（前後方向長さ）を長くし、第二貫通孔 283e と連通溝 84b とが対向する部分を長く確保する方法もある。しかし、この場合、サーボスプール 283 及びフィードバックスプール 84 自体の全長も長くする必要があり、各部材が大型化してしまう点で不利である。これに比べて本実施形態に係る油圧サーボ機構 280 においては、サーボスプール 283 及びフィードバックスプール 84 の全長を長くする必要がないため、各部材が大型化してしまうこともない。

[0154] なお、本実施形態において連動部材 286 は略円柱状の部材としたが、本発明はこれに限るものではなく、フィードバックスプール 84 の後方への摺動を所定の位置で規制することができる形状（例えば、角柱状、板状等）であれば良い。

また、連動部材 286 に形成される油溝 286a の形状は本実施形態に限

るものではなく、作動油が連動部材 2 8 6 の一端面と他端面との間を流通することができるものであれば良い。

産業上の利用可能性

[0155] 本発明は、ベルト式無段変速機の技術に利用することが可能であり、より詳細には、ベルト式無段変速機における変速比を変更するための油圧サーボ機構の技術に利用することが可能である。

符号の説明

- [0156]
- | | |
|---------|-----------------|
| 4 0 | ベルト式無段変速機 |
| 6 3 | 入力側可動シーブ（可動シーブ） |
| 2 7 0 | 油圧シリンダ |
| 2 7 1 | 可動側シリンダケース |
| 2 7 1 c | 連通孔 |
| 2 7 7 | 摺動部材 |
| 2 7 8 F | 当接部材 |
| 2 7 8 R | 当接部材 |
| 2 7 9 | 規制部材 |
| 2 8 0 | 油圧サーボ機構 |
| 2 8 3 | サーボスプール |
| 2 8 6 | 連動部材 |
| 2 8 6 a | 油溝 |
| 8 4 | フィードバックスプール |

請求の範囲

- [請求項1] 可動シーブに油圧シリンダを形成し、前記油圧シリンダへの作動油の送油を油圧サーボ機構により制御するベルト式無断変速機であって、
前記油圧サーボ機構は、
中立位置に復帰するように付勢されるとともに、変速操作具に連結されて当該変速操作具の操作に応じて前記油圧シリンダへの油路を切り換えるサーボスプールと、
前記サーボスプールに摺動可能に収納されるとともに、前記油圧シリンダを構成する可動側シリンダケースに追従して摺動するように配置され、前記可動シーブの摺動位置を前記サーボスプールの摺動位置に応じた位置に保持するように前記油路を切り換えるフィードバックスプールと、
を具備し、
前記油圧シリンダと前記フィードバックスプールとの間には、
前記フィードバックスプールと当接する当接部材を含み、当該油圧シリンダ内の圧力が所定値未満である場合に、当該当接部材が前記可動側シリンダケースに対して摺動自在となるようにするスプール位置保持機構を設ける、
ベルト式無段変速機。
- [請求項2] 前記スプール位置保持機構は、
長手方向を前記可動側シリンダケースの摺動方向とする部分を含み、前記油圧シリンダの内部と外部とを連通するように当該可動側シリンダケースに形成さ

れる連通孔と、

前記連通孔に摺動自在となるように挿入されるとともに、前記油圧シリンダの外部に突

出している端部が、前記当接部材のうち前記フィードバックスプールと当接する面と反対

側の面に当接するように配置される摺動部材と、

前記当接部材の前記フィードバックスプール側への摺動移動を所定位置で規制する規制

部材と、

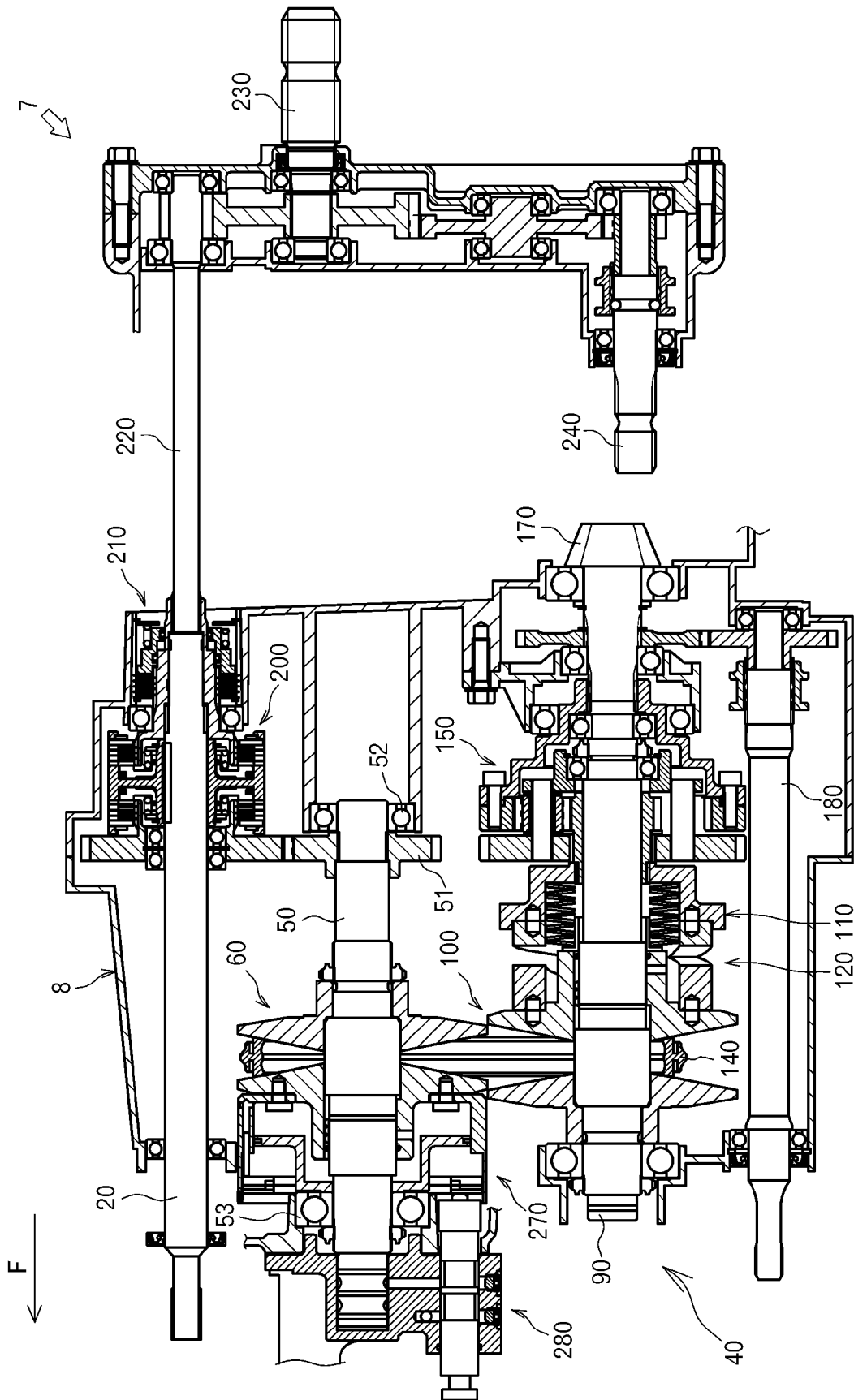
を具備する、

請求項 1 に記載のベルト式無段変速機。

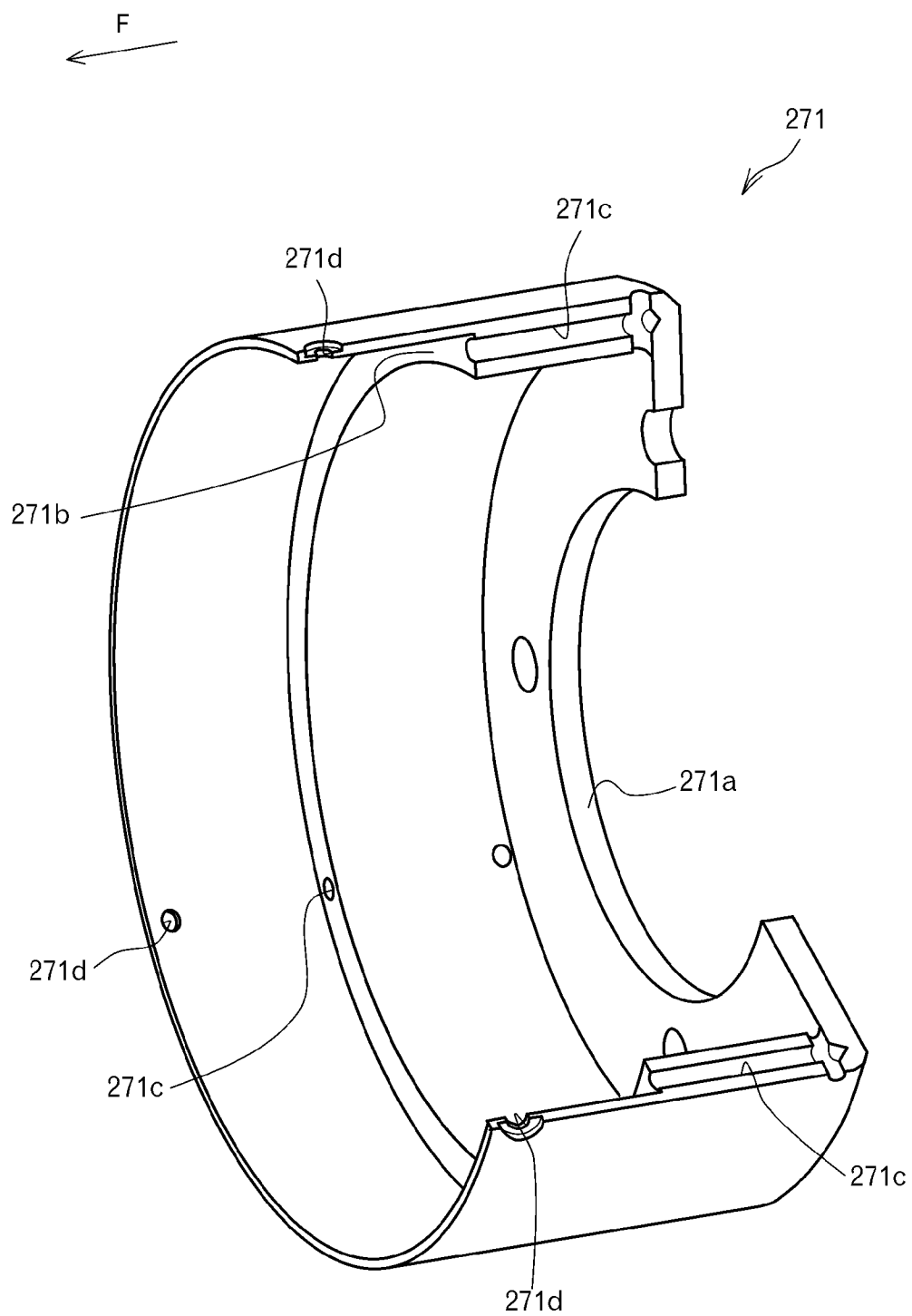
[請求項3] 前記フィードバックスプールの前記一方の可動シープに当接する方向への摺動を所定の位置で規制する連動部材をさらに具備する請求項 2 に記載のベルト式無段変速機。

[請求項4] 前記連動部材には、前記油圧シリンダへの油路を構成する油溝が形成される請求項 3 に記載のベルト式無段変速機。

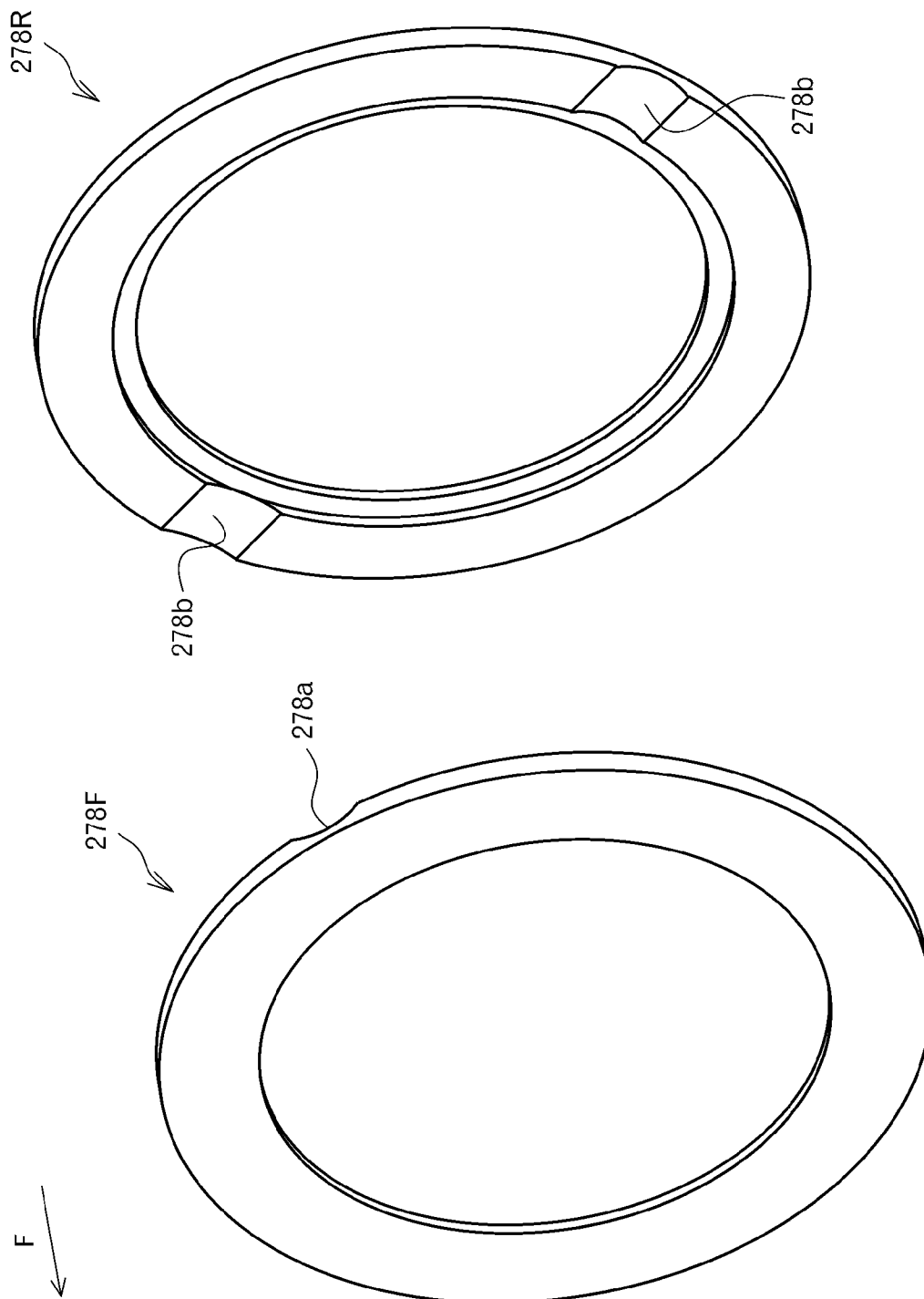
[図1]



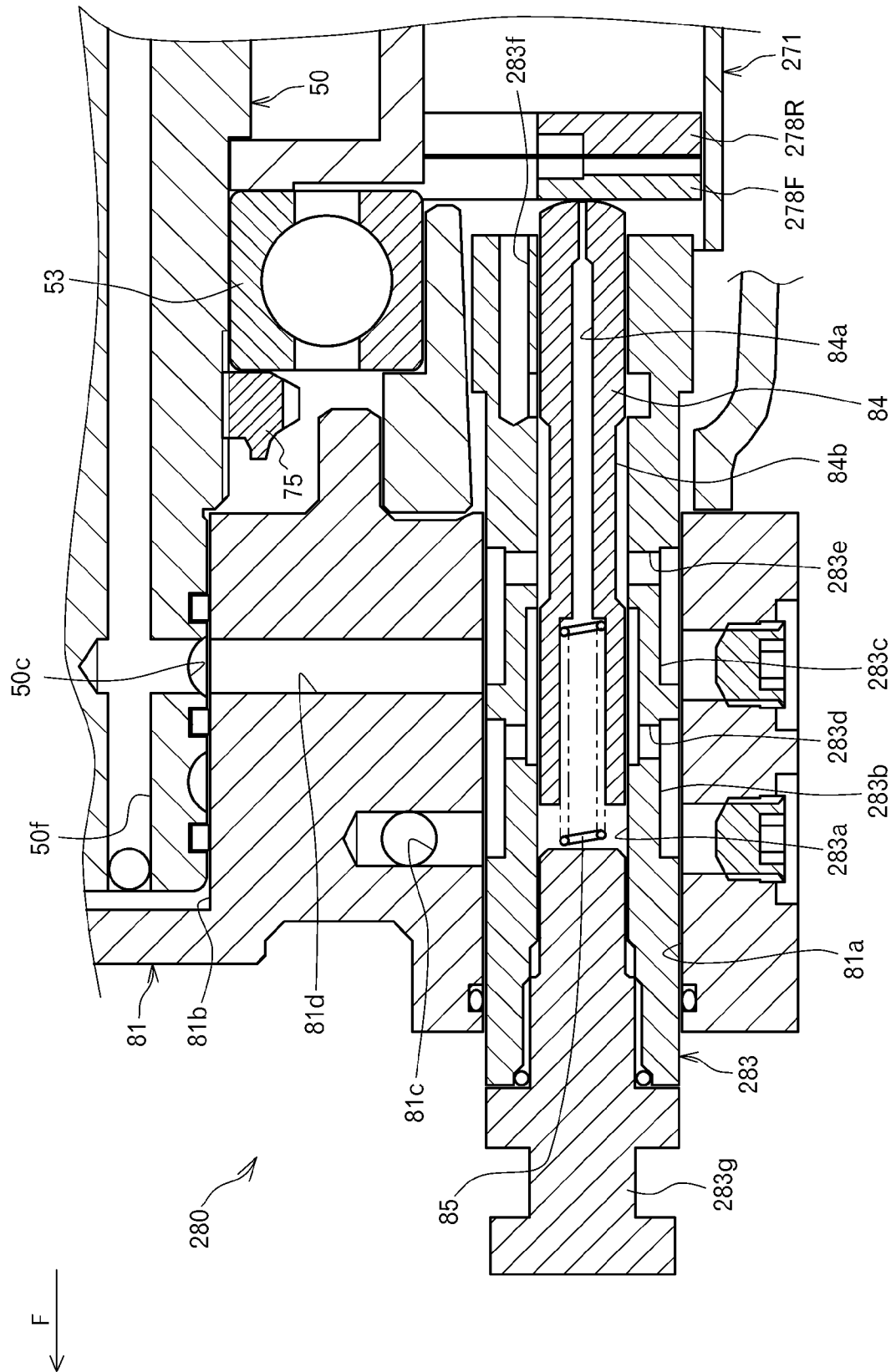
[図3]



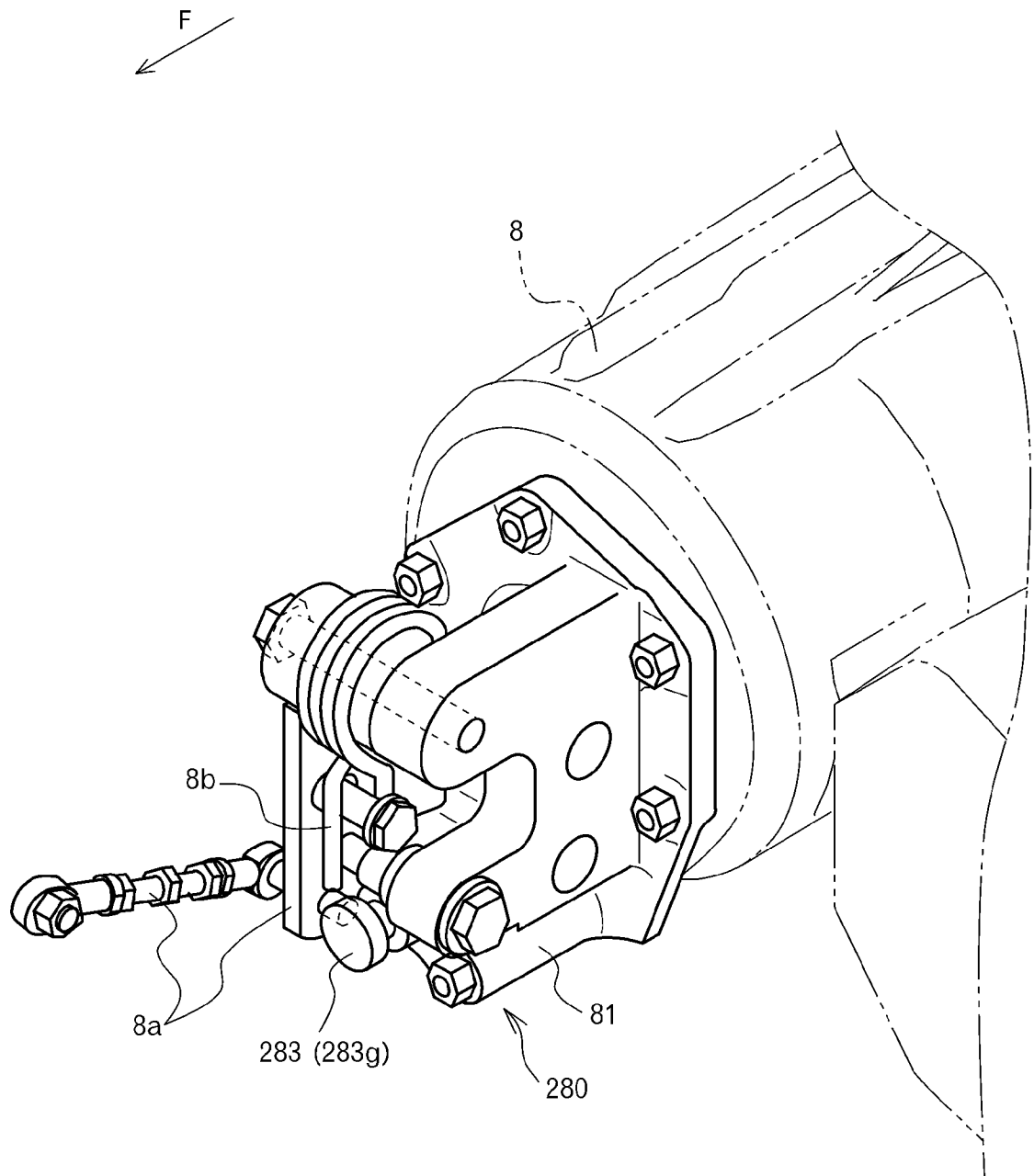
[図4]



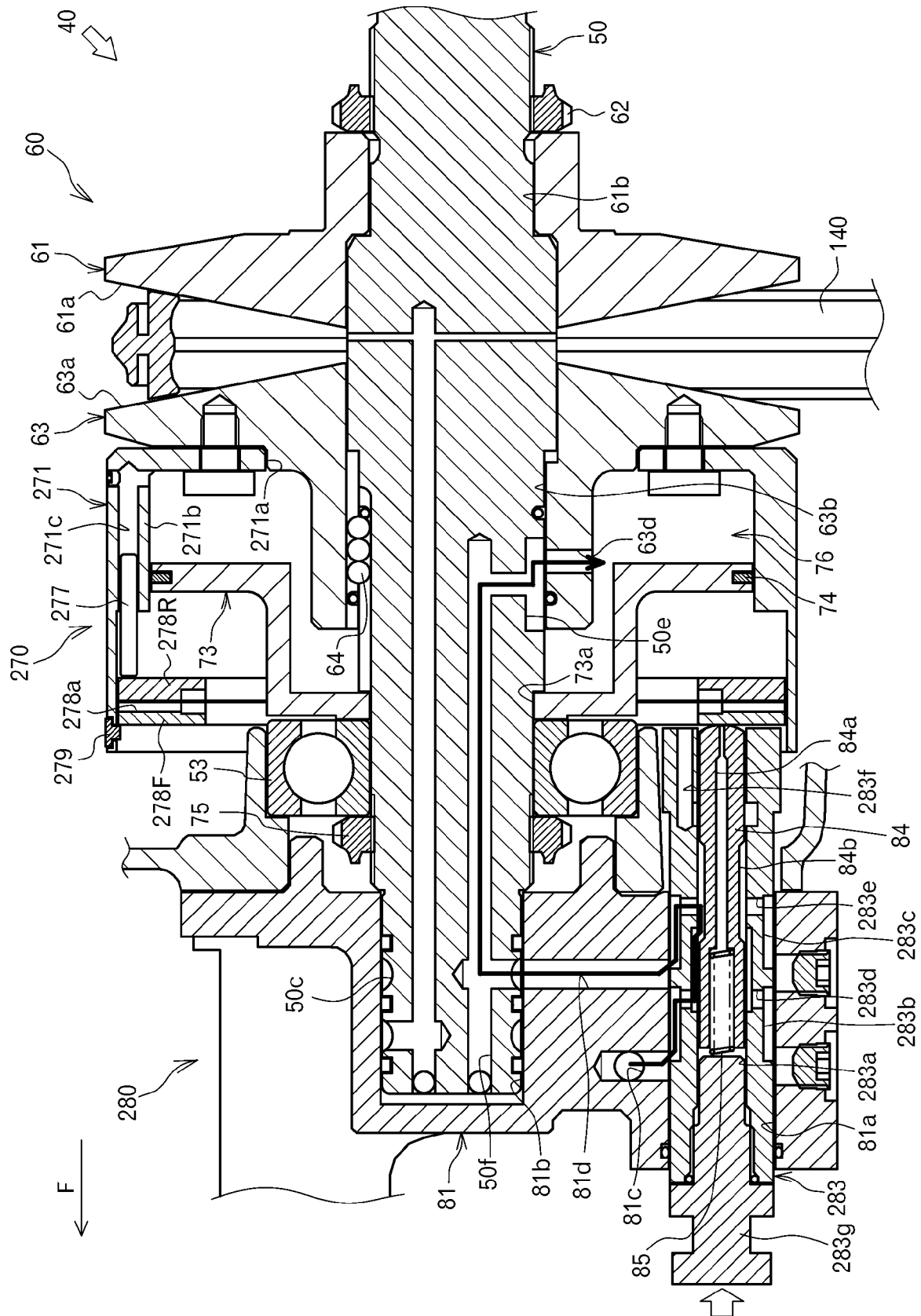
[図5]



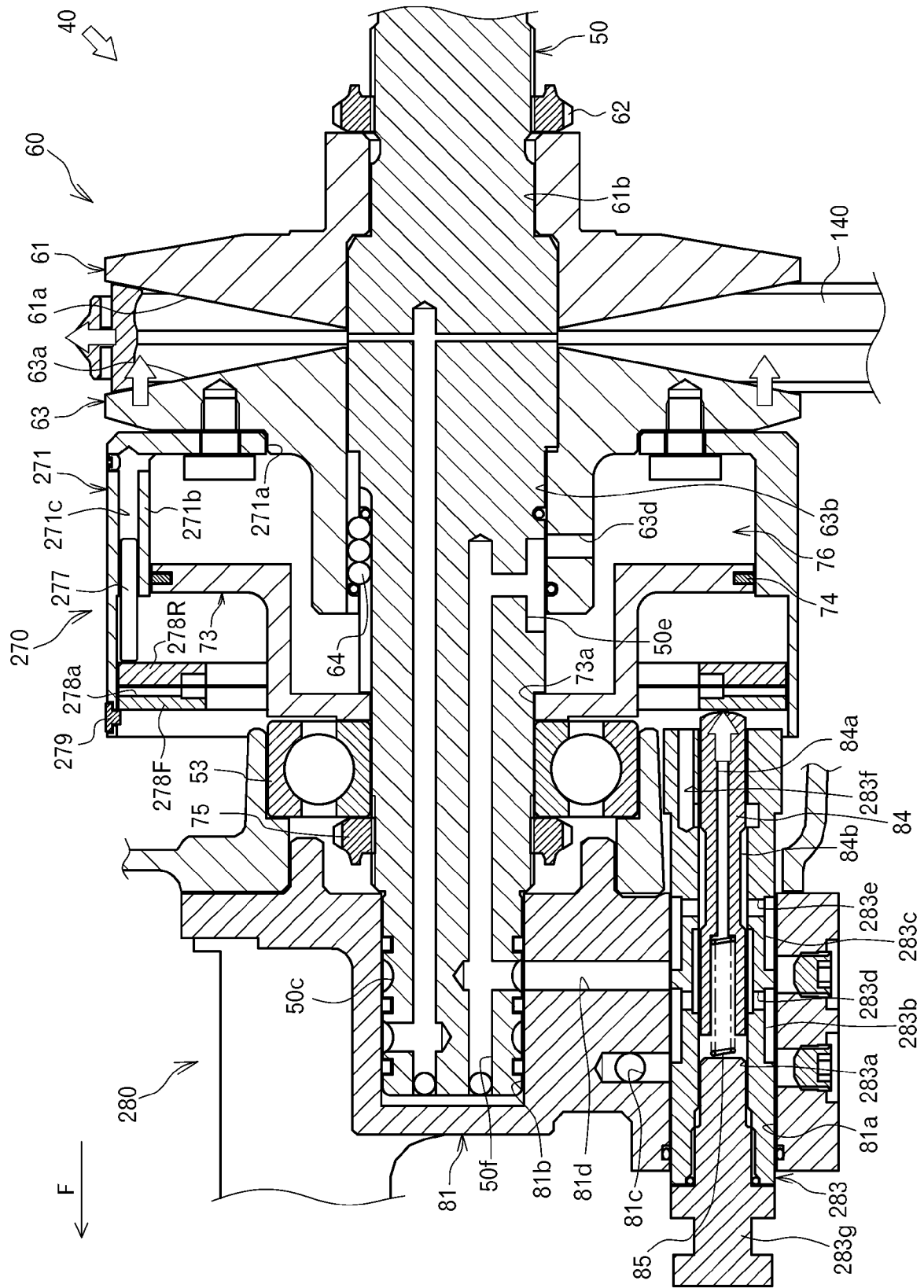
[図6]



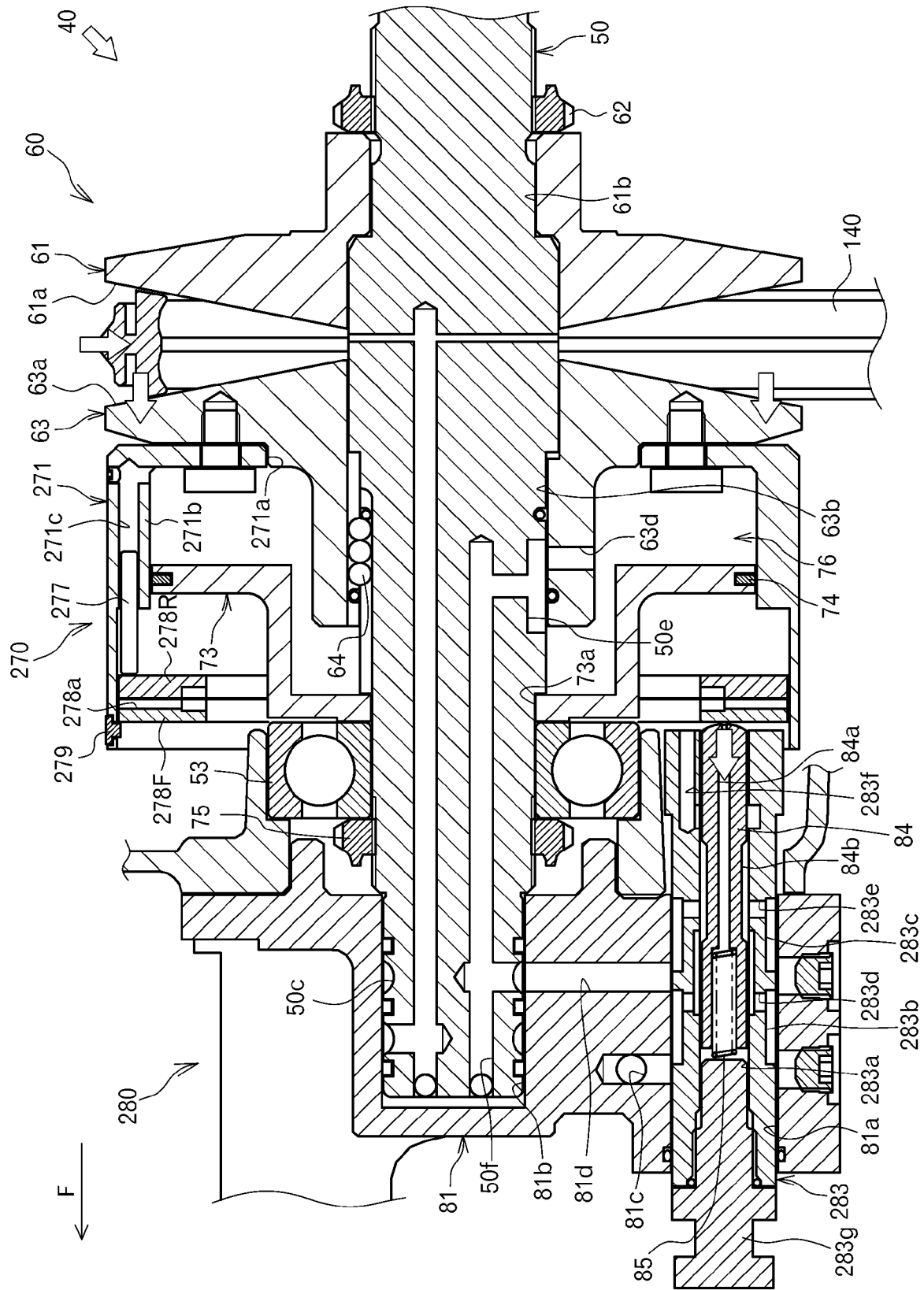
[図7]



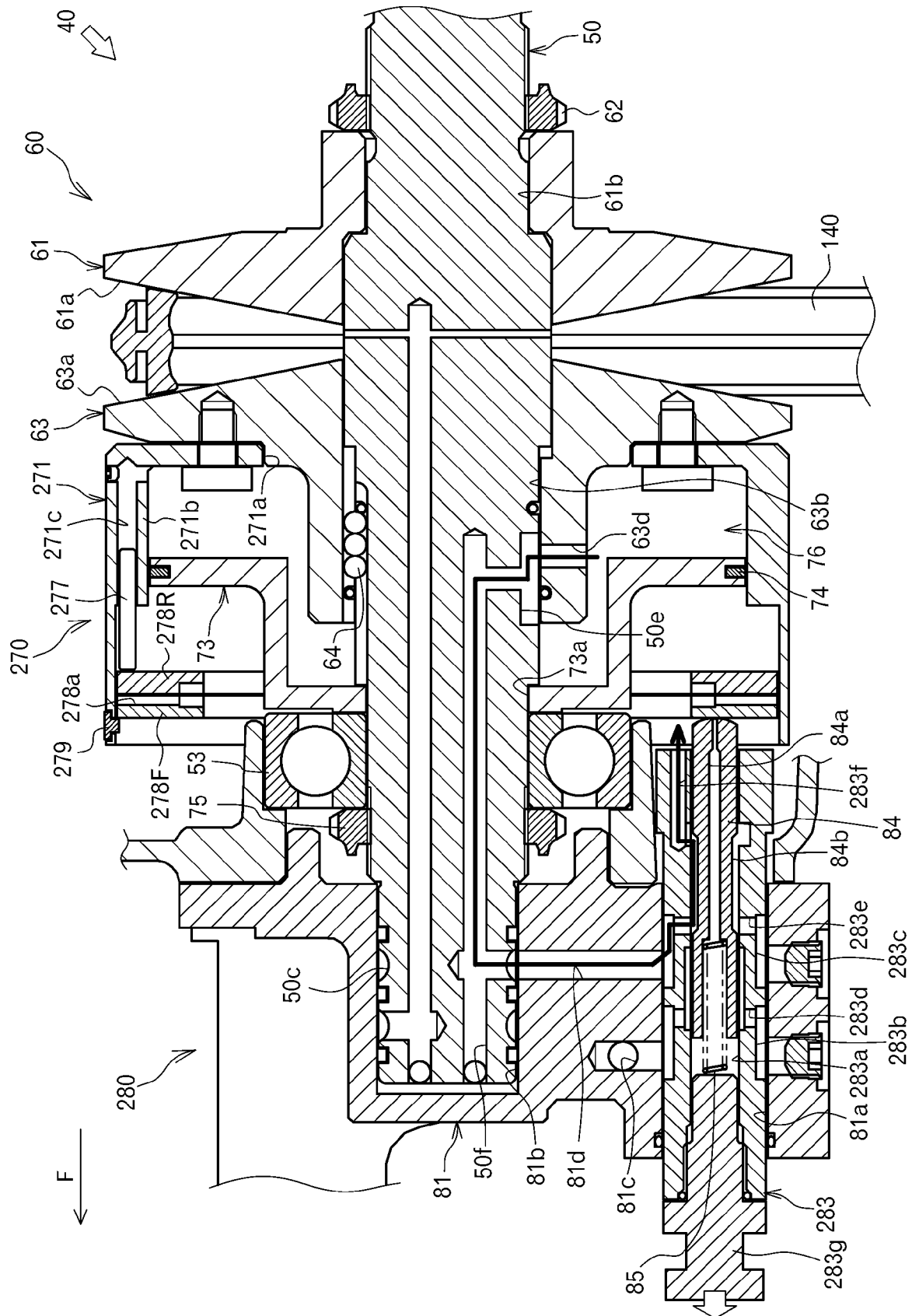
[図8]



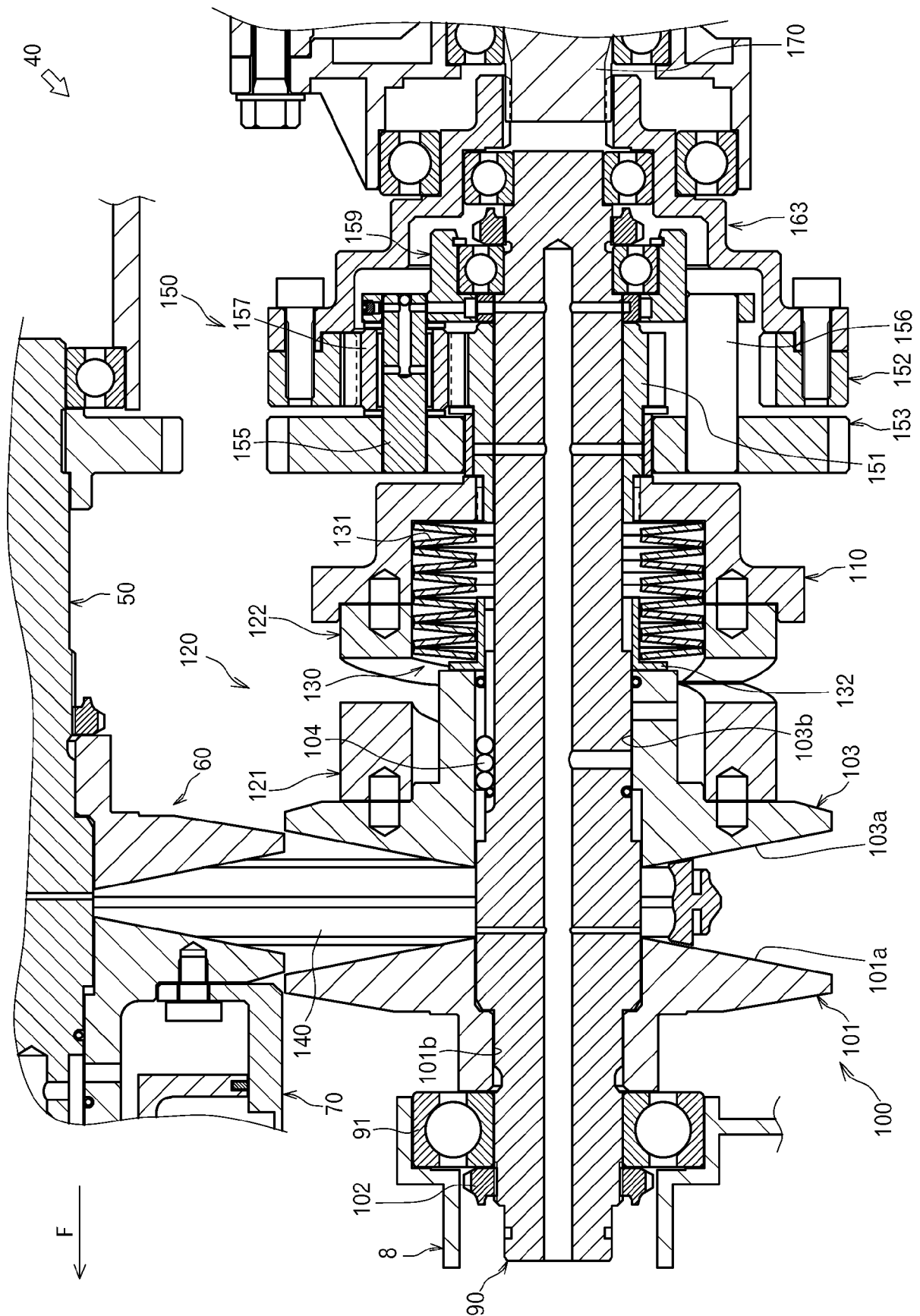
[図9]



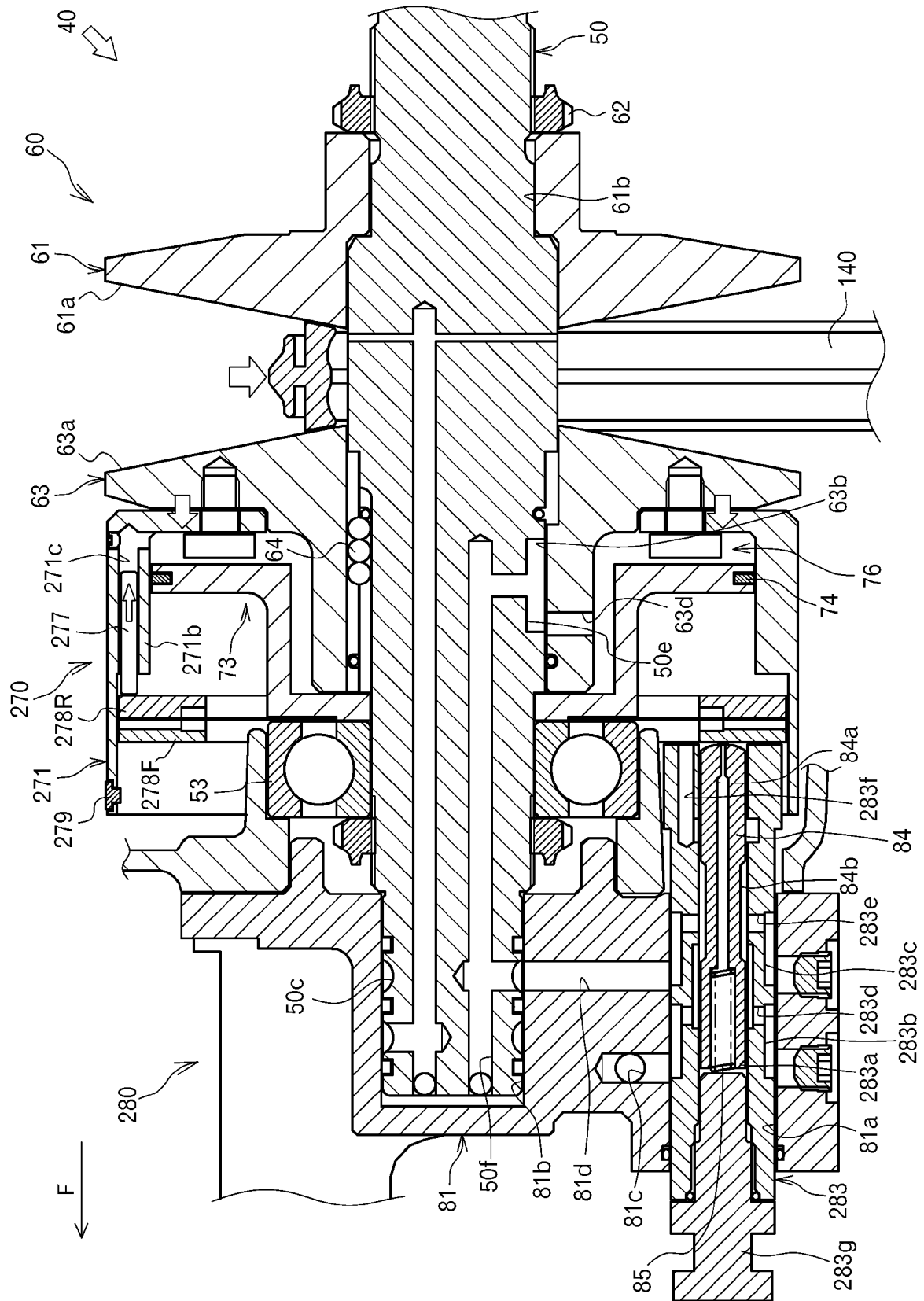
[図11]



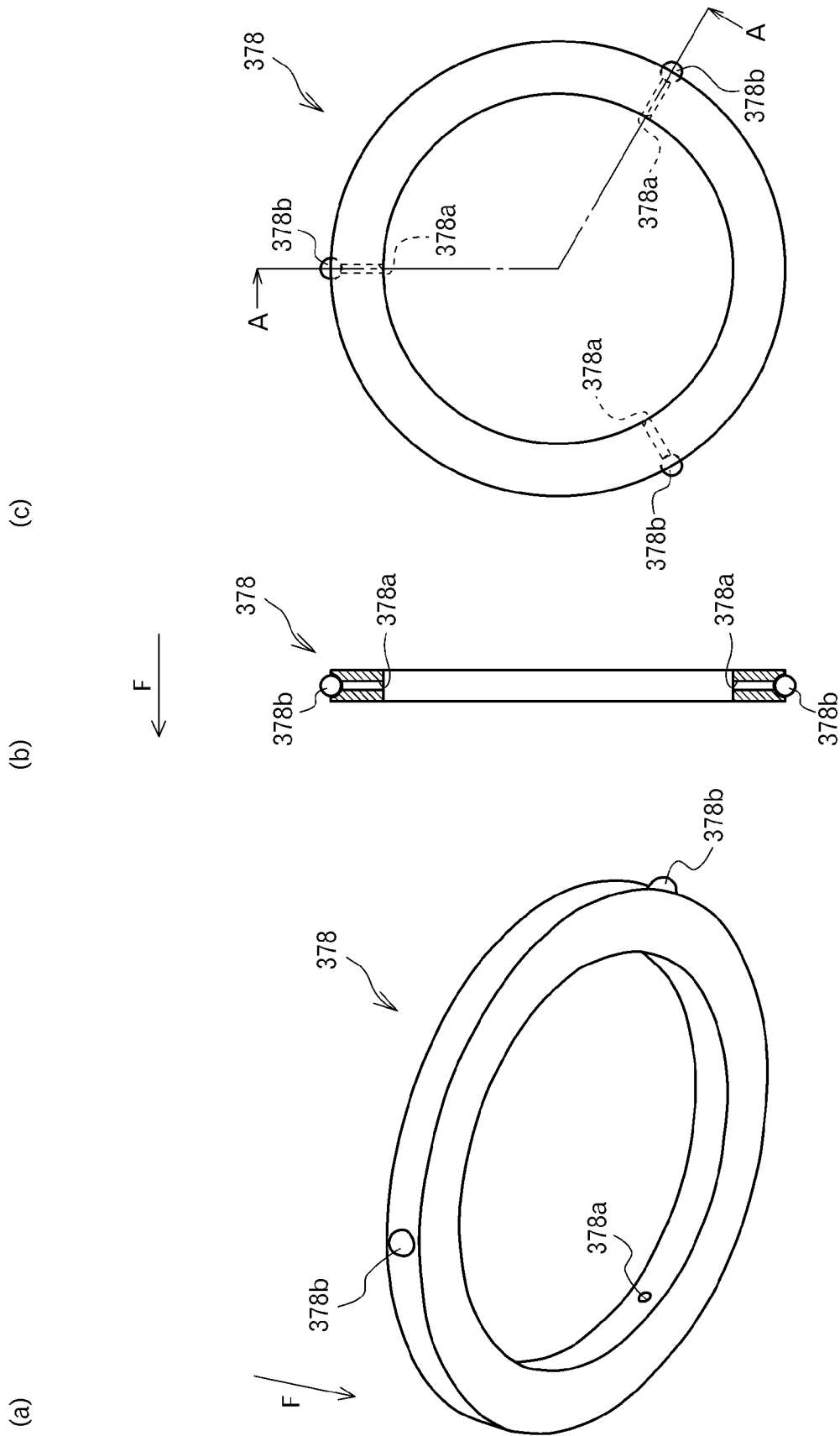
[図12]



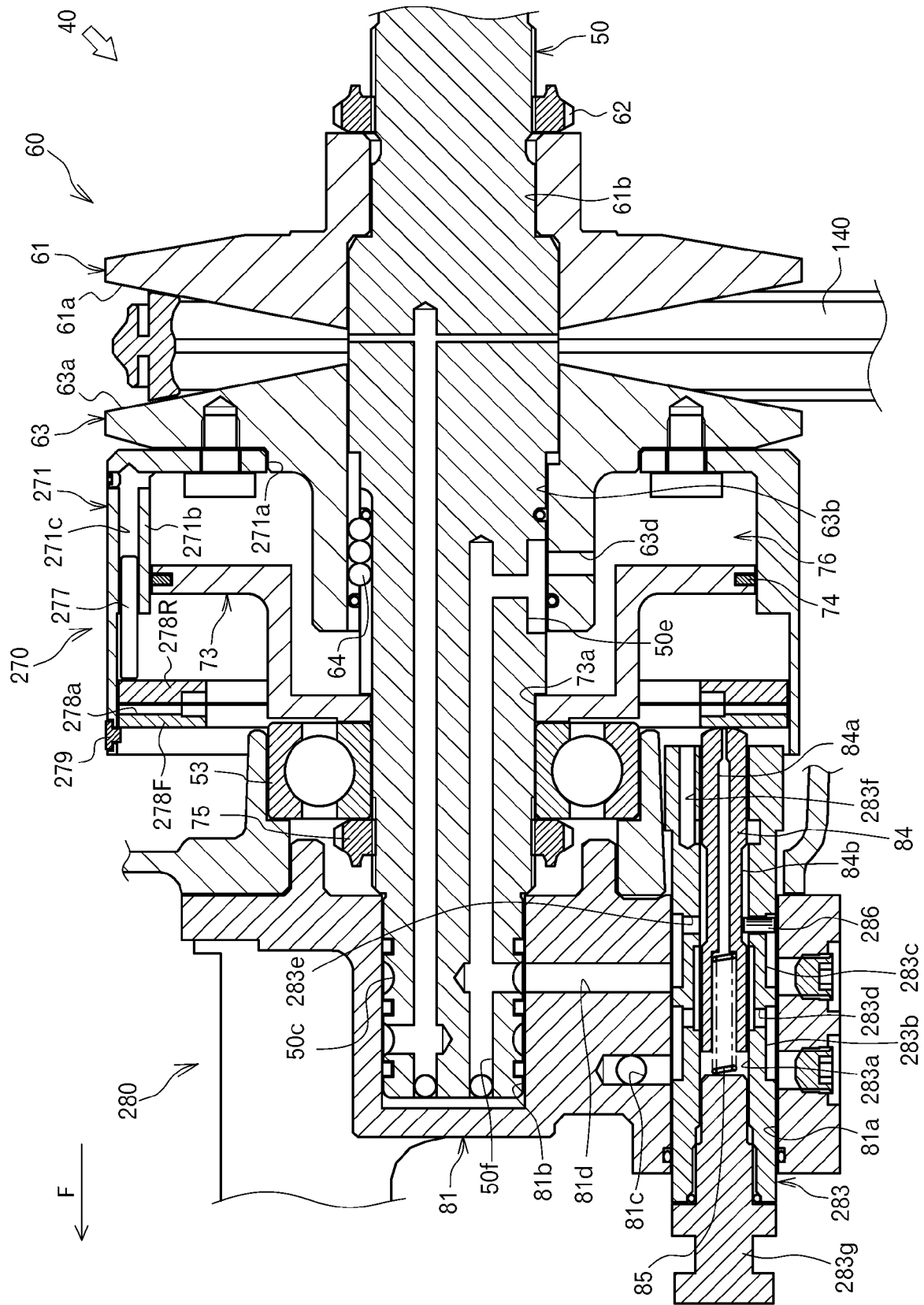
[図15]



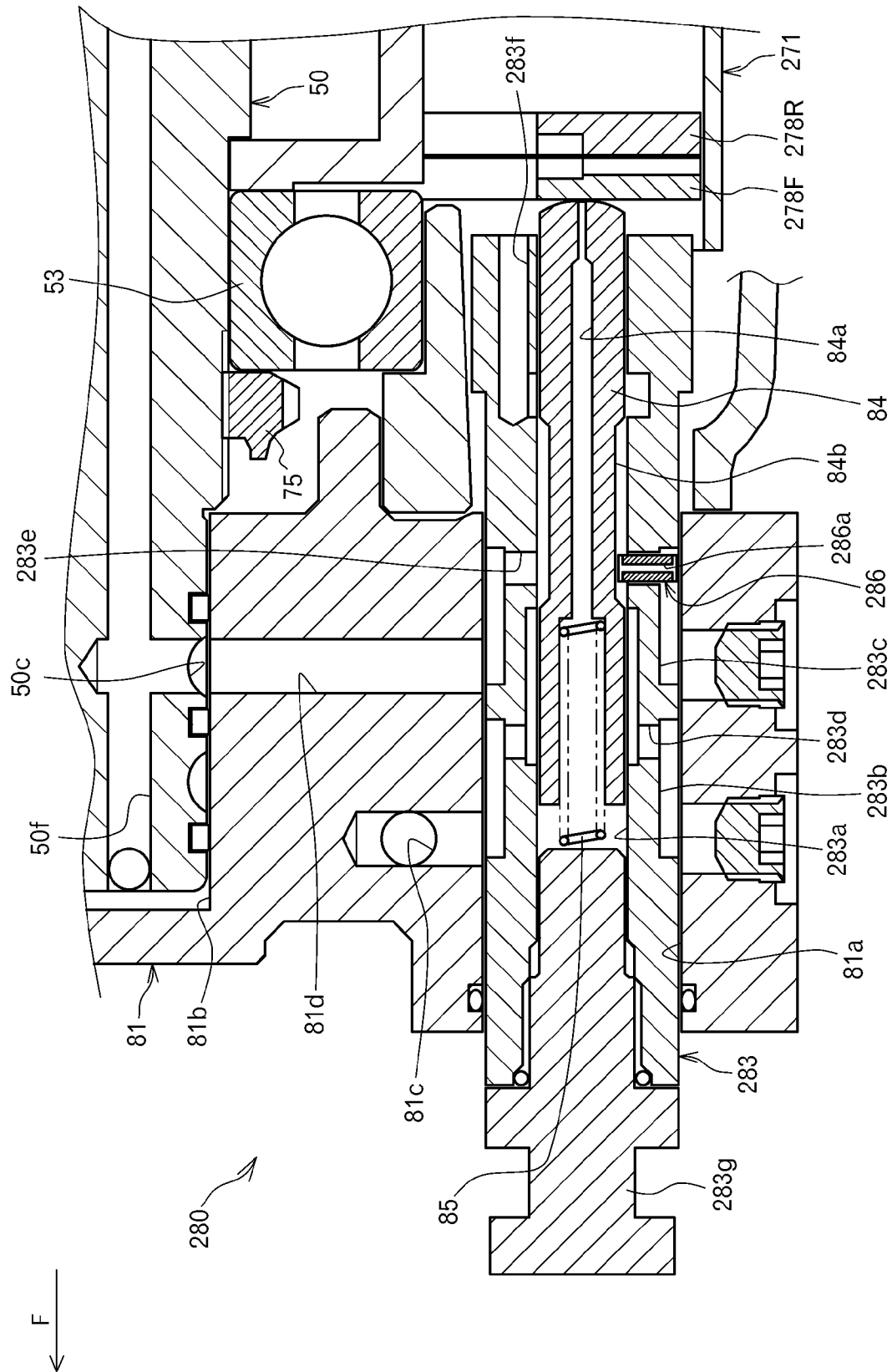
[図16]



[図17]

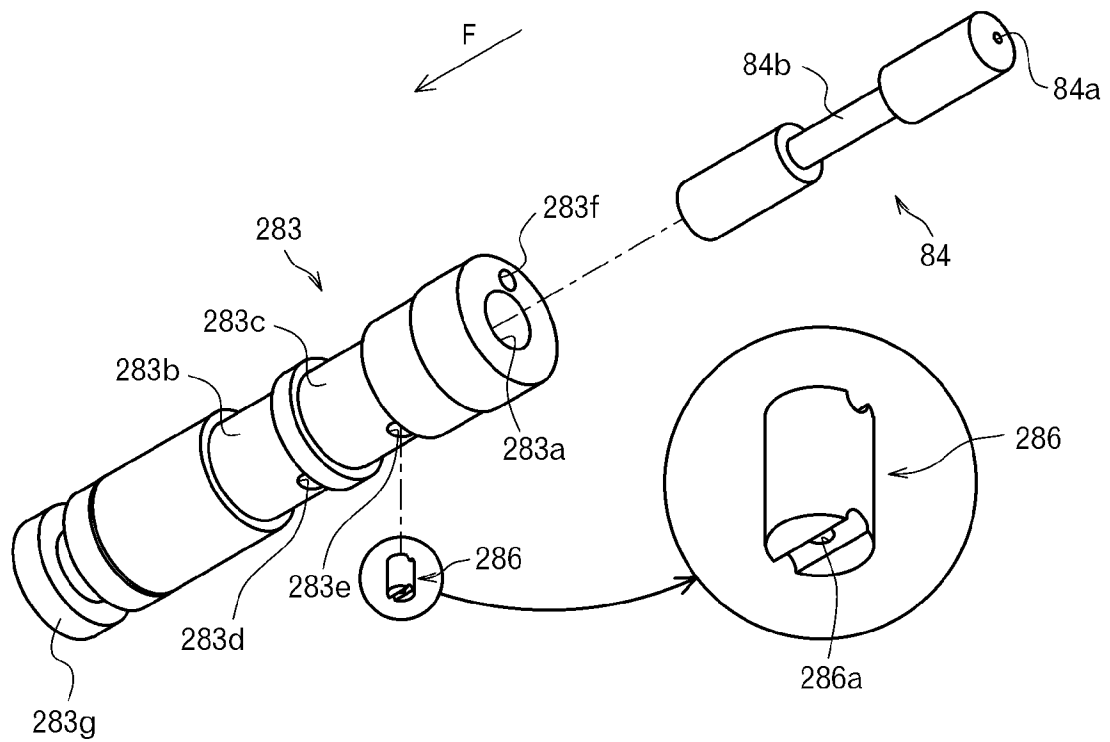


[図18]

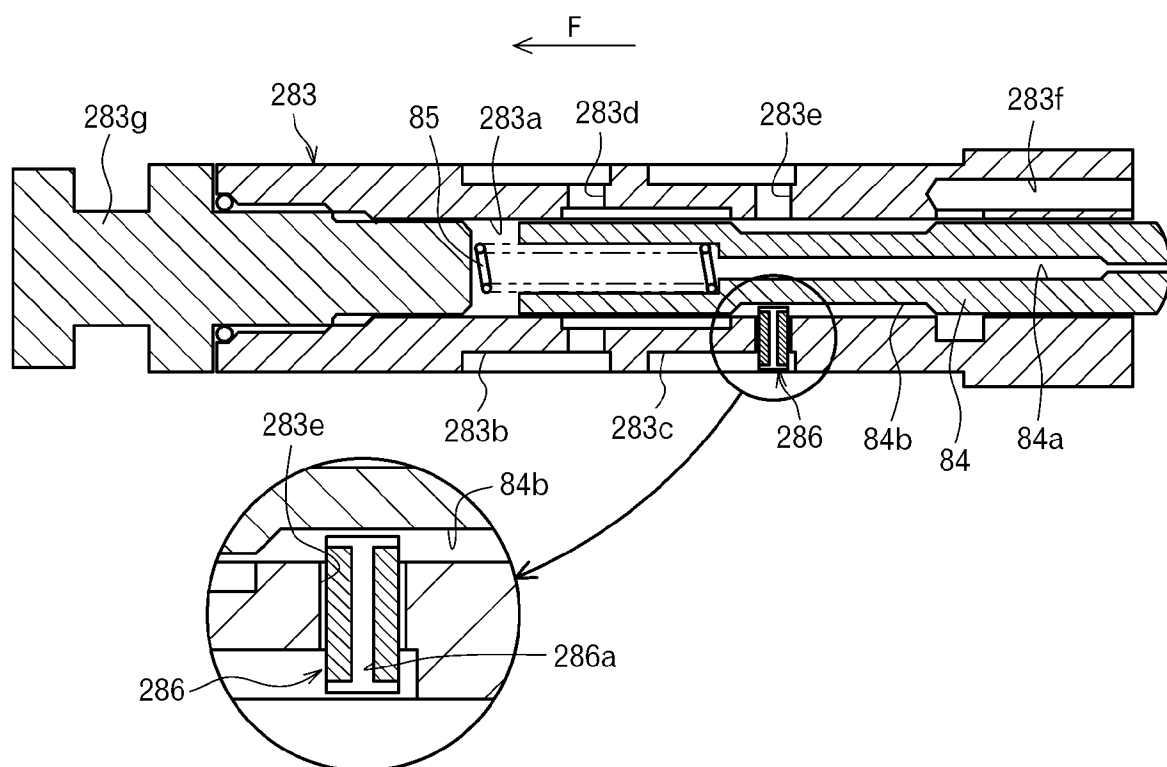


[図19]

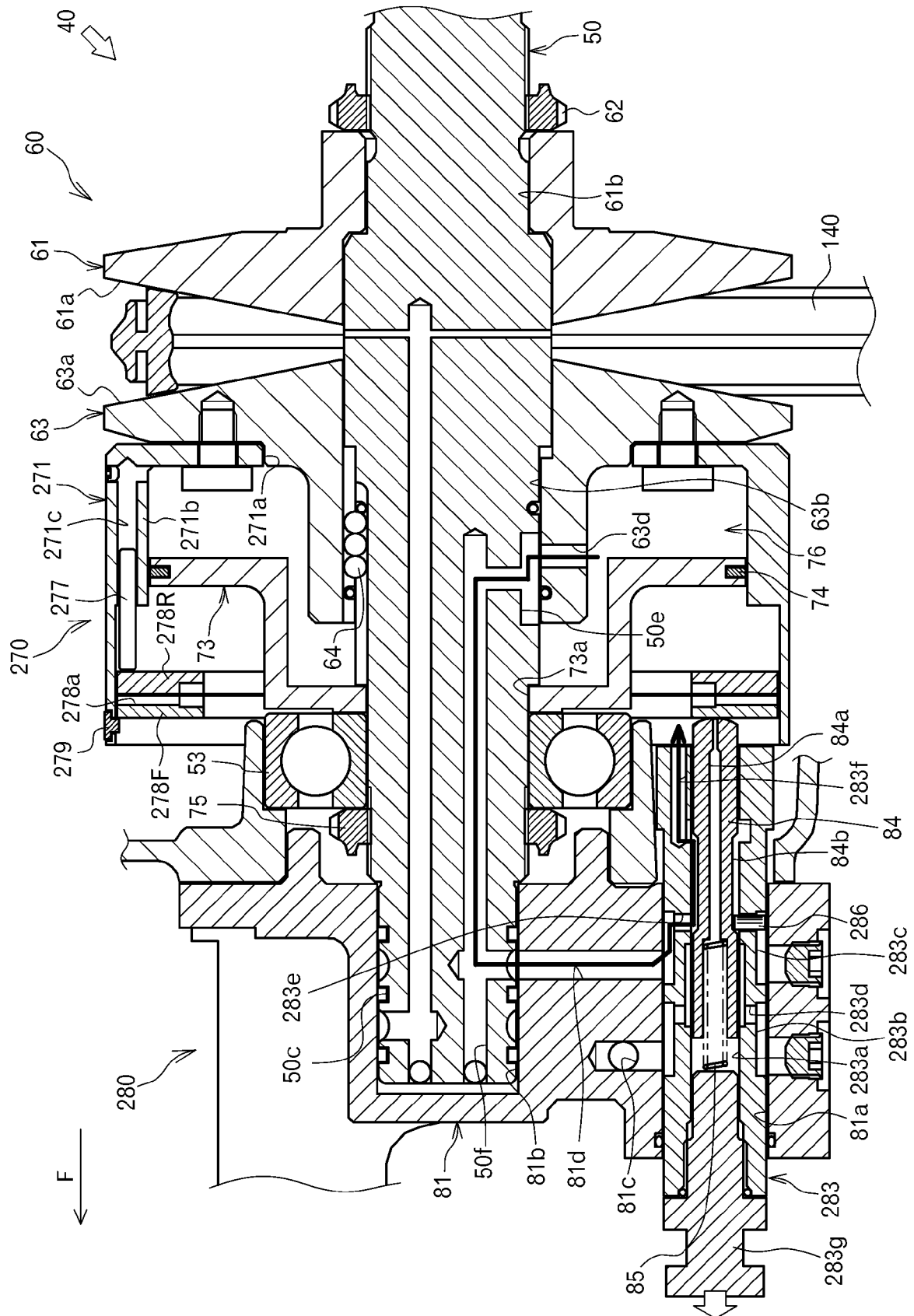
(a)



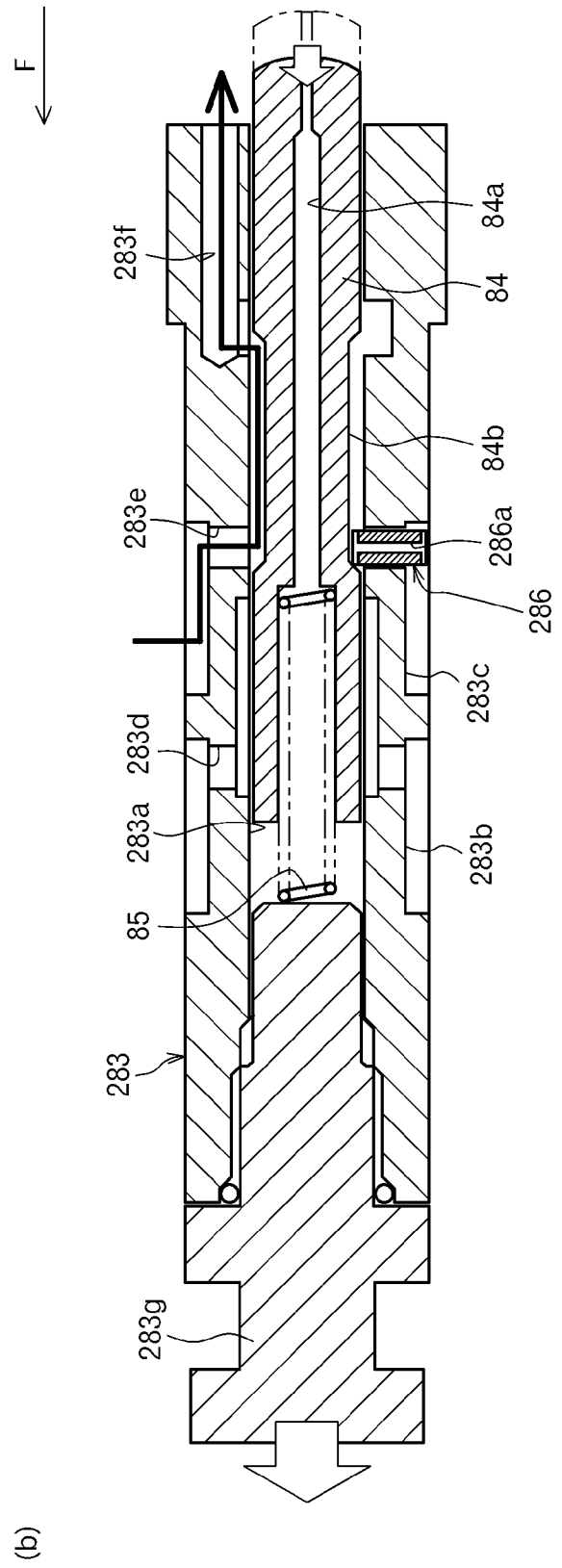
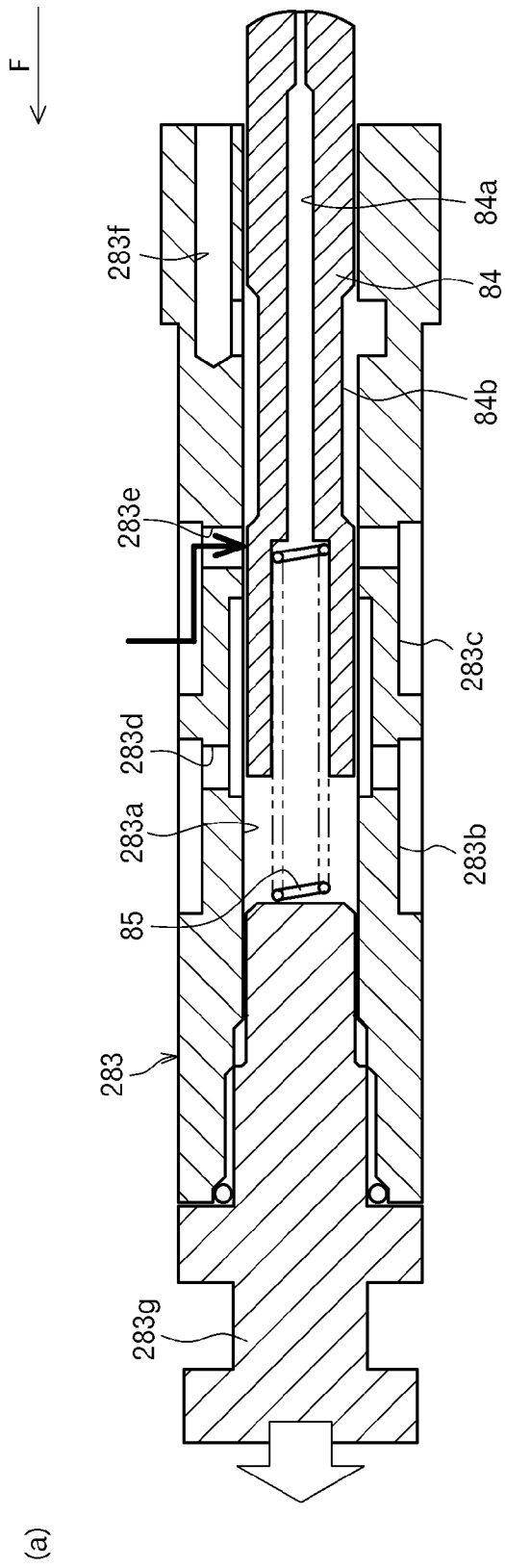
(b)



[図20]



[図21]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/055130

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H61/00 (2006.01) i, F16H9/12 (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)

F16H61/00, F16H9/12

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 2005-265007 A (JATCO Ltd.), 29 September 2005 (29.09.2005), entire text; all drawings (Family: none)	1-4
A	JP 05-280633 A (Fuji Heavy Industries Ltd.), 26 October 1993 (26.10.1993), entire text; all drawings (Family: none)	1-4
A	JP 58-180863 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 22 October 1983 (22.10.1983), entire text; all drawings & US 4597308 A & EP 0092228 A1	1-4

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
07 May, 2012 (07.05.12)

Date of mailing of the international search report
22 May, 2012 (22.05.12)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16H61/00(2006.01)i, F16H9/12(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16H61/00, F16H9/12

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2012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 2005-265007 A (ジヤトコ株式会社) 2005. 09. 29, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-4
A	JP 05-280633 A (富士重工業株式会社) 1993. 10. 26, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-4
A	JP 58-180863 A (日産自動車株式会社) 1983. 10. 22, 全文, 全図 & US 4597308 A & EP 0092228 A1	1-4

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

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

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

07.05.2012

国際調査報告の発送日

22.05.2012

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/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)

矢澤 周一郎

3 J

3623

電話番号 03-3581-1101 内線 3328