

(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
2016 年 12 月 29 日(29.12.2016)



(10) 国際公開番号

WO 2016/208105 A1

- (51) 国際特許分類:
F01L 1/352 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/002126
- (22) 国際出願日: 2016 年 4 月 21 日(21.04.2016)
- (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 2015-125902 2015 年 6 月 23 日(23.06.2015) JP
- (71) 出願人: 株式会社デンソー(DENSO CORPORATION) [JP/JP]; 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地 Aichi (JP). 株式会社日本自動車部品総合研究所(NIPPON SOKEN, INC.) [JP/JP]; 〒4450012 愛知県西尾市下羽角町岩谷 1 4 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 戸田 翔大(TODA, Syota); 〒4450012 愛知県西尾市下羽角町岩谷 1 4 番地株式会社日本自動車部品総合研究所内 Aichi (JP). 大坪 誠(OTSUBO, Makoto); 〒4450012 愛知県西尾市下羽角町

岩谷 1 4 番地株式会社日本自動車部品総合研究所内 Aichi (JP). ▲高▼橋 広樹(TAKAHASHI, Hiroki); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町 1 丁目 1 番地株式会社デンソー内 Aichi (JP).

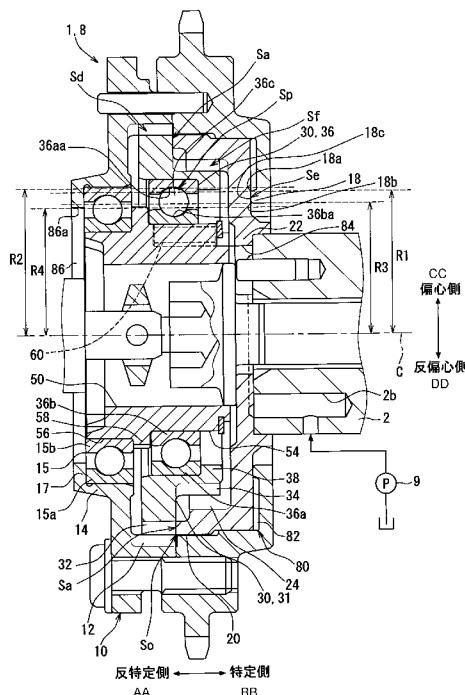
- (74) 代理人: 金 順姫(KIN, Junhi); 〒4600003 愛知県名古屋市中区錦 2 丁目 1 3 番 1 9 号 瀧定ビル 6 階 Aichi (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, 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,

[続葉有]

(54) Title: VALVE TIMING ADJUSTMENT DEVICE

(54) 発明の名称: バルブタイミング調整装置

[図4]



AA... OPPOSITE SPECIFIED SIDE
BB... SPECIFIED SIDE
CC... ECCENTRIC SIDE
DD... OPPOSITE ECCENTRIC SIDE

(57) Abstract: A valve timing adjustment device wherein a planetary rotating body (30) includes: a planetary gear (31) that forms an engagement on an eccentric side with respect to a driving rotating body (10) and a driven rotating body (20); and a single-row type planetary bearing (36) having an outer ring (36a) held by the planetary gear, an inner ring (36b) radially borne by a planetary carrier (50) and receiving restorative force from an elastic member (60), and multiple spherical rolling bodies (36c) interposed between the outer ring and the inner ring. The outer ring is arranged so as to be capable of forming, on the eccentric side, a rolling contact location (Sp) that is in rolling contact with the spherical rolling bodies and that forms a contact angle (θ) on a specified side in the axial direction. A thrust bearing location (Se), which is where the thrust of the driving rotating body is borne by the driven rotating body on the specified side and the eccentric side, is located closer to the rolling contact area, with respect to the rotation center line (C) of the driven rotating body.

(57) 要約: バルブタイミング調整装置において、遊星回転体 (30) は、駆動回転体 (10) 及び従動回転体 (20) に対して偏心側での噛合をなす遊星歯車 (31) と、遊星歯車により保持される外輪 (36a)、遊星キャリア (50) によりラジアル軸受されて弾性部材 (60) から復原力を受ける内輪 (36b)、並びに外輪及び内輪の間に介装される複数の球状回転体 (36c) を、有する単列式の遊星ベアリング (36) とを、含む。外輪は、軸方向の特定側へ接触角 (θ) をなして球状回転体に転がり接触する転がり接触箇所 (Sp) を、偏心側にて形成可能に配置される。駆動回転体特定側且つ偏心側にて従動回転体によりスラスト軸受されるスラスト軸受箇所 (Se) は、従動回転体の回転中心線 (C) に対して転がり接触箇所よりも近距離に位置する。

WO 2016/208105 A1



MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー
ラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨー
ロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE,
ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV,
MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK,

SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ,
GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： バルブタイミング調整装置

関連出願の相互参照

[0001] 本出願は、２０１５年６月２３日に出願された日本特許出願２０１５－１２５９０２号に基づくもので、ここにその記載内容を援用する。

技術分野

[0002] 本開示は、内燃機関に付設され、クランク軸からのトルク伝達によりカム軸が開閉する動弁のバルブタイミングを調整するバルブタイミング調整装置に、関する。

背景技術

[0003] クランク軸と連動して回転する駆動回転体及びカム軸と連動して回転する従動回転体を備え、駆動回転体及び従動回転体間の回転位相を遊星回転体の遊星運動により調整するバルブタイミング調整装置は、従来から知られている。

[0004] 特許文献１において、カム軸に同軸上に連結される従動回転体は、駆動回転体を軸方向両側にてスラスト軸受且つ径方向内側からラジアル軸受している。さらに、駆動回転体及び従動回転体とは偏心する遊星回転体は、径方向内側から当該偏心側にて啮合する歯車連繋状態となることで、遊星運動による回転位相の調整を可能にしている。ここで、駆動回転体を径方向内側からラジアル軸受する遊星キャリアは、遊星回転体も径方向内側からラジアル軸受することで、遊星回転体の円滑な遊星運動を可能にしている。これらの構成により、回転位相に応じたバルブタイミングの調整応答性が高められる。

[0005] また、特許文献１の遊星回転体は、遊星キャリアとの間に介装された弾性部材の発生する復原力により、駆動回転体及び従動回転体に対する偏心側へと付勢されている。これにより、駆動回転体及び従動回転体に対する遊星回転体の各啮合箇所では、歯打ちによる異音の発生が低減されることで、静粛性が高められる。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特許第4 3 6 0 4 2 6 号公報

発明の概要

[0007] 特許文献1では、駆動回転体及び従動回転体に対する遊星回転体の噛合箇所にて、バックラッシに起因する異音の発生低減が当該噛合箇所の位置設定により可能となっている。しかし、本発明者らが鋭意研究を行った結果、従動回転体による駆動回転体のスラスト軸受箇所に隙間が存在することで、駆動回転体が軸方向両側へと移動して従動回転体との衝突により発生させる異音に対しては、別の対策を必要とすることが判明した。

[0008] 本開示の目的は、異音の発生低減により静粛性を高めるバルブタイミング調整装置を、提供することにある。

[0009] 本開示の一態様において、内燃機関に付設され、クランク軸からのトルク伝達によりカム軸が開閉する動弁のバルブタイミングを調整するバルブタイミング調整装置は、

クランク軸と連動して回転する駆動回転体と、

駆動回転体を軸方向両側にてスラスト軸受し且つ駆動回転体を径方向内側からラジアル軸受した状態下、同軸上に連結されたカム軸と連動して回転する従動回転体と、

駆動回転体及び従動回転体とは偏心することにより、駆動回転体及び従動回転体に対して径方向内側から当該偏心側にて噛合する歯車連繋状態下、遊星運動することにより駆動回転体及び従動回転体の間の回転位相を調整する遊星回転体と、

駆動回転体を径方向内側からラジアル軸受し且つ遊星回転体を径方向内側からラジアル軸受した状態下、遊星回転体を遊星運動させる遊星キャリアと、

遊星回転体及び遊星キャリアの間に介装され、遊星回転体を偏心側へ付勢するように復原力を発生することにより、従動回転体に対して駆動回転体を

傾斜させる弾性部材とを、備える。

[0010] 遊星回転体は、駆動回転体及び従動回転体に対して偏心側での噛合をなす遊星歯車と、遊星歯車により保持される外輪、遊星キャリアによりラジアル軸受されて弾性部材から復原力を受ける内輪、並びに外輪及び内輪の間に介装される複数の球状転動体を、有する単列式の遊星ベアリングとを、含む。外輪は、軸方向の特定側へ接触角をなして球状転動体に転がり接触する転がり接触箇所を、偏心側にて形成可能に配置される。駆動回転体が特定側且つ偏心側にて従動回転体によりスラスト軸受されるスラスト軸受箇所は、従動回転体の回転中心線に対して転がり接触箇所よりも近距離に位置する。

[0011] これによると、遊星回転体において単列式遊星ベアリングの外輪は、駆動回転体及び従動回転体に対して偏心側での噛合をなす遊星歯車により、保持される。ここで、遊星ベアリングにおいて遊星キャリアによりラジアル軸受される内輪は、弾性部材からの復原力を偏心側へと受ける。さらに、遊星ベアリングにおいて内輪との間に複数の球状転動体が介装される外輪は、軸方向の特定側へと接触角をなして球状転動体に転がり接触する転がり接触箇所を、偏心側にて形成可能に配置される。

[0012] 球状転動体が接触角に応じた特定側へと外輪を押圧する復原力のスラスト分力は、外輪が特定側とは反対側である反特定側へと球状転動体を押圧するスラスト反力を、偏心側の転がり接触箇所に発生させる。この反特定側スラスト反力は、球状転動体から内輪及び遊星キャリアに順次伝達されることで、当該遊星キャリアのラジアル軸受する駆動回転体へと作用する。故に、駆動回転体が従動回転体によりスラスト軸受される特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所では、駆動回転体が従動回転体を反特定側へと押圧することで、従動回転体に駆動回転体を特定側へと押圧させるスラスト反力が発生する。

[0013] 以上により、従動回転体の回転中心線に対して、特定側スラスト反力の作用点となるスラスト軸受箇所は、反特定側スラスト反力の作用点となる転がり接触箇所よりも、近距離に位置する。その結果、特定側スラスト反力と反特定側スラスト反力とを受ける駆動回転体は、遊星ベアリングの内輪及び遊

星キャリアと一体的に、従動回転体に対して傾斜する。このとき駆動回転体は、特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所にて従動回転体への押圧を強めるように、傾斜する。これは、軸方向両側における従動回転体との当接を、駆動回転体が自身の傾斜により維持し得ることを意味する。故に、駆動回転体が軸方向両側へと移動して従動回転体に衝突する事態を、かかる傾斜形態での当接維持機能により規制して、当該衝突による異音の発生を低減することができる。したがって、静粛性を高めることが可能である。

[0014] また、スラスト軸受箇所は、駆動回転体及び従動回転体の一方において軸方向へ突出する突部を、駆動回転体及び従動回転体の他方と当接させることにより構築されてもよく、偏心側にて突部の最外周部は、従動回転体の回転中心線に対して転がり接触箇所よりも近距離に位置してもよい。

[0015] これによると、駆動回転体及び従動回転体の一方において軸方向へと突出する突部は、それら回転体の他方との当接により、スラスト軸受箇所を構築する。これにより特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所では、従動回転体の回転中心線に対して突部の最外周部が転がり接触箇所よりも近距離に位置することで、駆動回転体が当該最外周部を支点として確実に傾斜し得る。故に、軸方向両側にて駆動回転体を従動回転体に当接させるための傾斜を保証して、異音の発生を低減することができる。したがって、静粛性を高める効果の確実性につき、向上させることが可能となる。

図面の簡単な説明

[0016] [図1]一実施形態によるバルブタイミング調整装置を示す図であって、図2のI-I線断面図である。

[図2]図1のII-II線断面図である。

[図3]図1のIII-III線断面図である。

[図4]図2のIV-IV線拡大断面図である。

[図5]図4のさらなる拡大図に対応する模式図である。

[図6]図4に対応させてスラスト力の相関を示す模式図である。

[図7]図4の駆動回転体が傾斜する状態を誇張して示す模式図である。

[図8]図4の変形例を示す拡大断面図である。

[図9]図4の変形例を示す拡大断面図である。

発明を実施するための形態

[0017] 一実施形態を図面に基づいて説明する。

[0018] 図1に示すように、一実施形態によるバルブタイミング調整装置1は、車両の内燃機関においてクランク軸（図示しない）からカム軸2へクランクトルクを伝達する伝達系に、付設されている。ここでカム軸2は、内燃機関の「動弁」である吸気弁（図示しない）をクランクトルクの伝達により開閉する。そこで、装置1は、吸気弁のバルブタイミングを調整する。

[0019] 装置1の基本構成を説明する。図1～3に示すように装置1は、アクチュエータ4、通電制御回路部7及び位相調整ユニット8等から構成されている。

[0020] 図1に示すアクチュエータ4は、例えばブラシレスモータ等の電動モータであり、ハウジングボディ5及び制御軸6を有している。ハウジングボディ5は、内燃機関の固定節に固定され、制御軸6を回転自在に支持している。通電制御回路部7は、例えば駆動ドライバ及びその制御用マイクロコンピュータ等から構成され、ハウジングボディ5の外部及び／又は内部に配置されている。通電制御回路部7は、電氣的に接続されるアクチュエータ4への通電を制御することで、制御軸6を回転駆動する。

[0021] 図1～3に示すように位相調整ユニット8は、駆動回転体10、従動回転体20、遊星回転体30、遊星キャリア50及び弾性部材60を備えている。

[0022] 全体として中空状の金属製駆動回転体10は、位相調整ユニット8の他の構成要素20、30、50、60を内部に收容している。図1、2に示すように駆動回転体10は、太陽歯車11、スプロケット13及び太陽ベアリング15を組み合わせる。

[0023] 段付円筒状の太陽歯車11は、歯底円の径方向内側に歯先円を有した駆動側内歯車部12を、周壁部に形成している。図1に示すように太陽歯車11

は、軸方向に駆動側内歯車部 1 2 を挟んでカム軸 2 とは反対側にて、ジャーナル 1 4 を周壁部に形成している。

[0024] 有底円筒状のスプロケット 1 3 は、軸方向のうちカム軸 2 側としての特定側から、太陽歯車 1 1 に対して同軸上に螺子止めされている。スプロケット 1 3 は、円柱状の金属製カム軸 2 に対して、径方向外側に同軸上に配置されている。スプロケット 1 3 の底壁部において内周面 1 3 b は、カム軸 2 の外周面 2 a に摺動可能に嵌合することで、当該カム軸 2 により径方向内側からラジアル軸受されている。さらにスプロケット 1 3 は、軸方向のうちカム軸 2 とは反対側となる反特定側へと突出して周方向に連続する円環状の突部 1 8 を、底壁部に同軸上に形成している。突部 1 8 は、本実施形態では断面台形状に形成されることで、平面状の先端面 1 8 c を反特定側に形成している。

[0025] スプロケット 1 3 は、周方向に等間隔ずつあけた箇所から径方向外側へ突出する複数のスプロケット歯 1 9 を、周壁部の外周面に形成している。スプロケット 1 3 は、それらスプロケット歯 1 9 とクランク軸の複数のスプロケット歯との間にてタイミングチェーン（図示しない）が掛け渡されることで、クランク軸と連繋する。これによりスプロケット 1 3 には、クランク軸から出力されたクランクトルクがタイミングチェーンを通じて伝達される。その結果として駆動回転体 1 0 は、カム軸 2 によるラジアル軸受状態下、クランク軸と連動して一定方向（図 2 の反時計方向且つ図 3 の時計方向）に回転する。

[0026] 円環状の金属製太陽ベアリング 1 5 は、ジャーナル 1 4 の径方向内側に同軸上に配置されている。太陽ベアリング 1 5 は、外輪 1 5 a、内輪 1 5 b 及び球状転動体 1 5 c を有している。太陽ベアリング 1 5 は、外輪 1 5 a 及び内輪 1 5 b の間に複数の球状転動体 1 5 c を一列介装してなる、単列式のラジアル軸受である。太陽ベアリング 1 5 は、本実施形態では開放型深溝玉軸受である。外輪 1 5 a は、ジャーナル 1 4 の内周面 1 4 a に同軸上に圧入されることで、当該ジャーナル 1 4 により径方向外側から保持されている。

[0027] 図1, 3に示すように、有底円筒状の金属製従動回転体20は、スプロケット13の径方向内側に同軸上に配置されることで、駆動回転体10をラジアル軸受している。ここで本実施形態では、従動回転体20の周壁部において底壁部側外周面20aがスプロケット13の周壁部における底壁部側内周面13aに摺動可能に嵌合することで、駆動回転体10を径方向内側からラジアル軸受している。

[0028] 図1, 7に示すように従動回転体20は、軸方向において太陽歯車11及びスプロケット13の間に挟持されることで、駆動回転体10を軸方向両側にてスラスト軸受している。具体的に、従動回転体20の周壁部において開口端面20bは、太陽歯車11の周壁部における大径側端面11aに対して、軸方向に当接している。これにより従動回転体20は、軸方向のうち特定側から駆動回転体10をスラスト軸受している。一方、従動回転体20の底壁部において外端面20cは、スプロケット13の底壁部における突部18の先端面18cに対して、軸方向に当接している。これにより従動回転体20は、軸方向のうち反特定側から駆動回転体10をスラスト軸受している。

[0029] ここで本実施形態では、駆動回転体10において両端面11a, 18c間の軸方向距離は、それら両端面11a, 18c間での従動回転体20の軸方向厚さよりも、設定量だけ大きく設定されている。これにより駆動回転体10は、図7に示すように、従動回転体20に対して傾斜可能となっている。

[0030] 図1, 3に示すように従動回転体20は、カム軸2に同軸上に連結される連結部22を、底壁部に形成している。これにより従動回転体20は、駆動回転体10を軸方向両側にてスラスト軸受且つ径方向内側からラジアル軸受した状態下、当該駆動回転体10に対しては、同一方向（図3の時計方向）に回転しつつ相対回転可能となっている。

[0031] 従動回転体20は、歯底円の径方向内側に歯先円を有した従動側内歯車部24を、周壁部に形成している。従動側内歯車部24は、駆動側内歯車部12とは軸方向の特定側へとずれて径方向には重ならない箇所に、配置されている。従動側内歯車部24の内径は、駆動側内歯車部12の内径よりも小さ

く設定されている。従動側内歯車部 24 の歯数は、駆動側内歯車部 12 の歯数よりも少なく設定されている。

[0032] 図 1～3 に示すように、全体として円盤状の金属製遊星回転体 30 は、回転体 10, 20 とは偏心して配置されている。遊星回転体 30 は、遊星歯車 31 及び遊星ベアリング 36 を含んで構成されている。

[0033] 段付円環状の金属製遊星歯車 31 は、従動側内歯車部 24 の径方向内側から駆動側内歯車部 12 の径方向内側に跨って、配置されている。遊星歯車 31 は、従動回転体 20 の回転中心線 C に対して一径方向へとずれた姿勢に、偏心している。

[0034] 遊星歯車 31 は、歯底円の径方向外側に歯先円を有した外歯車部 32, 34 を、周壁部に形成している。駆動側外歯車部 32 は、回転体 10, 20 に対する偏心側（以下、単に「偏心側」という）にて、径方向内側から駆動側内歯車部 12 と噛合している。従動側外歯車部 34 は、駆動側外歯車部 32 とは軸方向の特定側へとずれて径方向には重ならない箇所に、形成されている。従動側外歯車部 34 の外径は、駆動側外歯車部 32 とは相異なる径として、駆動側外歯車部 32 の外径よりも小さく設定されている。従動側外歯車部 34 の歯数は、駆動側外歯車部 32 の歯数よりも少なく設定されている。従動側外歯車部 34 は、径方向内側から偏心側にて従動側内歯車部 24 と噛合している。

[0035] 図 1 に示すように遊星歯車 31 は、軸方向のうち特定側から、従動回転体 20 によりスラスト軸受されている。具体的に、遊星歯車 31 の駆動側外歯車部 32 において従動側外歯車部 34 と接続される接続端面 32a は、従動回転体 20 の開口端面 20b と軸方向に当接している。これにより従動回転体 20 は、遊星歯車 31 を特定側からスラスト軸受している。

[0036] 図 1～3 に示すように円環状の金属製遊星ベアリング 36 は、駆動側外歯車部 32 の径方向内側から従動側外歯車部 34 の径方向内側に跨って、配置されている。遊星ベアリング 36 は、従動回転体 20 の回転中心線 C に対して、遊星歯車 31 の場合と同じ径方向へとずれた姿勢に、偏心している。遊

星ベアリング３６は、外輪３６ａ、内輪３６ｂ及び球状転動体３６ｃを有している。遊星ベアリング３６は、外輪３６ａ及び内輪３６ｂの間に複数の球状転動体３６ｃを一系列装してなる、単列式のラジアル軸受である。遊星ベアリング３６は、本実施形態では開放型深溝玉軸受である。外輪３６ａは、遊星歯車３１の内周面３１ａに同軸上に圧入されることで、当該遊星歯車３１により径方向外側から保持されている。

[0037] 部分偏心円筒状の金属製遊星キャリア５０は、遊星回転体３０の径方向内側からジャーナル１４の径方向内側に跨って、配置されている。遊星キャリア５０は、回転体１０、２０及び制御軸６とは同軸上となる円筒面状の入力部５１を、周壁部のうち内周面に形成している。入力部５１には、継手５３と嵌合する連結溝５２が設けられ、当該継手５３を介して制御軸６が遊星キャリア５０と連結されている。これにより遊星キャリア５０は、制御軸６と一体回転可能となっている。

[0038] 図１に示すように遊星キャリア５０は、回転体１０、２０と同軸上となる円筒面状の同軸部５６を、周壁部のうち外周面に形成している。同軸部５６は、太陽ベアリング１５の内輪１５ｂに同軸上に嵌入されることで、駆動回転体１０を径方向内側からラジアル軸受している。こうした軸受状態下において遊星キャリア５０は、回転体１０、２０に対しては、同軸上に回転しつつ相対回転可能となっている。

[0039] 図１～３に示すように遊星キャリア５０は、回転体１０、２０とは偏心する円筒面状の偏心部５４を、周壁部のうち同軸部５６よりも特定側の外周面に形成している。この偏心部５４は、従動回転体２０の回転中心線Ｃに対して、遊星歯車３１及び遊星ベアリング３６の場合と同じ径方向へとずれた姿勢に、偏心している。偏心部５４は、遊星ベアリング３６の内輪３６ｂに同軸上に嵌入されることで、遊星回転体３０を径方向内側からラジアル軸受している。こうした軸受状態下において遊星キャリア５０は、駆動回転体１０に対して相対回転するのに応じて、遊星回転体３０のうち少なくとも遊星歯車３１を遊星運動させる。このときの遊星歯車３１は、回転体１０、２０と

偏心側にて噛合する歯車連繋状態下、自身の周方向へと自転しつつ、遊星キャリア 50 の回転方向へと公転する。

[0040] 金属製弾性部材 60 は、偏心部 54 の周方向二箇所それぞれ開口する収容凹部 55 に、それぞれ一つずつ収容されている。各弾性部材 60 は、概ね U 字状断面の板ばねである。各弾性部材 60 は、遊星回転体 30 をなす遊星ベアリング 36 の内輪 36b と、収容先の収容凹部 55 との間に介装されている。これにより各弾性部材 60 は、遊星回転体 30 の径方向に圧縮されて弾性変形することで、それぞれ復原力を発生する。

[0041] ここで図 2, 3 に示すように、遊星回転体 30 が偏心する径方向に沿ってストレートに延伸するように、基準線 B を想定する。かかる想定下、各弾性部材 60 は、軸方向長さの任意の範囲において、基準線 B に関する線対称位置に配置されている。その結果、各弾性部材 60 の復原力は、基準線 B に沿う合力として、図 6 の如く偏心側とは反対側（以下、「反偏心側」という）にて遊星キャリア 50 に作用するラジアル力 F_{ro} を、発生させる。それと共に各弾性部材 60 の復原力は、図 2, 3 の基準線 B に沿う合力として、図 6 の如く遊星回転体 30 の内輪 36b に偏心側にて作用するラジアル力 F_{re} を、発生させる。以上により、各弾性部材 60 が収容凹部 55 に保持された状態にて遊星回転体 30 は、内輪 36b にラジアル力 F_{re} を受けて付勢されることで、回転体 10, 20 との噛合状態を維持している。

[0042] 以上の構成を備えた位相調整ユニット 8 では、駆動回転体 10 及び従動回転体 20 の間の回転位相を、制御軸 6 の回転状態に応じて調整する。こうした回転位相の調整により、内燃機関の運転状況に適したバルブタイミング調整が実現される。

[0043] 具体的には、制御軸 6 が駆動回転体 10 と同速に回転することで、遊星キャリア 50 が当該駆動回転体 10 に対して相対回転しないときには、遊星回転体 30 が遊星運動せずに回転体 10, 20 と連れ回しする。その結果、回転位相が実質的に不変となって、バルブタイミングが保持調整される。一方、制御軸 6 が駆動回転体 10 に対して低速又は逆方向に回転することで、遊

星キャリア50が当該駆動回転体10に対する遅角方向へ相対回転すると、遊星回転体30のうち少なくとも遊星歯車31の遊星運動により従動回転体20が駆動回転体10に対する遅角方向へ相対回転する。その結果、回転位相が遅角変化して、バルブタイミングが遅角調整される。また一方、制御軸6が駆動回転体10よりも高速に回転することで、遊星キャリア50が当該駆動回転体10に対する進角方向へ相対回転すると、少なくとも遊星歯車31の遊星運動により従動回転体20が駆動回転体10に対する進角方向へ相対回転する。その結果、回転位相が進角変化して、バルブタイミングが進角調整される。

[0044] (位相調整ユニットの詳細構成)

図1, 4に示すように、位相調整ユニット8において遊星ベアリング36の外輪36aは、径方向外側へと凹んで周方向に連続する円環状溝により、軸方向では対称な断面円弧形の外輪軌道溝36aaを形成している。また、遊星ベアリング36の内輪36bは、径方向内側へと凹んで周方向に連続する円環状溝により、軸方向では対称な断面円弧形の内輪軌道溝36baを形成している。外輪軌道溝36aaと内輪軌道溝36baとは、それらの間に配置される各球状転動体36cの外周面に対して、それぞれ転がり接触する。

[0045] ここで図5に示すように、軸方向長さが実質同一の外輪36aと内輪36bとにおいて、それぞれ軸方向中心部に形成される外輪軌道溝36aaと内輪軌道溝36baとは、例えばフラッシュグラウンド加工により、軸方向に所定量 δt だけずらして配置されている。これにより外輪軌道溝36aaと内輪軌道溝36baとは、径方向では部分的に重なる範囲内にて、軸方向では所定量 δt だけ互いにずれている。ここで本実施形態では、内輪36bに対して外輪36aのずれが反特定側に設定されることで、内輪軌道溝36baに対する外輪軌道溝36aaのずれも反特定側に設定されている。

[0046] こうした構成下、外輪軌道溝36aaと各球状転動体36cとが転がり接触する転がり接触箇所Spは、それら各球状転動体36cの中心点Pを通る

ように想定される径方向線 L に対して、軸方向の特定側にて接触角 θ を挟んでいる。したがって、基準線 B （図2，3参照）上の縦断面図である図4に示すように、外輪36aは、特定側へと接触角 θ をなして球状転動体36cに転がり接触する転がり接触箇所 S_p を、偏心側にて形成可能となっている。

[0047] このような転がり接触箇所 S_p よりも特定側では、図4に示すように、遊星歯車31において従動側外歯車部34から径方向内側へと向かって突出する円環板状の内フランジ部38により、外輪36aが周方向の全域で当該特定側から係止されている。一方、転がり接触箇所 S_p よりも反特定側では、遊星キャリア50において同軸部56及び偏心部54の間から径方向外側へと向かって突出する円環板状の外フランジ部58により、内輪36bが周方向の全域で当該反特定側から係止されている。また反特定側では、太陽ベアリング15の内輪15bにより、外フランジ部58が周方向の全域で当該反特定側から係止されている。さらに反特定側では、駆動回転体10のジャーナル14において径方向内側へと向かって突出する円環板状の内フランジ部17により、太陽ベアリング15の外輪15aが周方向の全域で当該反特定側から係止されている。

[0048] さらに駆動回転体10において、従動回転体20によるスラスト軸受箇所 S_e を特定側にて構築する突部18のうち先端面18cの最外周部18aは、偏心側では従動回転体20の回転中心線 C に対して、転がり接触箇所 S_p よりも近距離に位置している。即ち、回転中心線 C から偏心側の最外周部18aまでの径方向距離 R_1 は、同線 C から偏心側の転がり接触箇所 S_p までの径方向距離 R_2 よりも、小さく設定されている。尚、外輪軌道溝36aaの最深部と球状転動体36cとの間のラジアル隙間を ΔR とし、回転中心線 C から当該最深部までの径方向距離を R_o とし、球状転動体36cの直径を R_b とすると、径方向距離 R_2 は下記式1により導出される。また、突部18の最外周部18aについて反偏心側では、回転中心線 C に対して、転がり接触箇所 S_p よりも遠距離に位置する。

$$R2 = R0 - \Delta R - Rb (1 - \cos \theta) \quad \dots (式1)$$

さて、図1, 4に示すように装置1は、「潤滑液」として内燃機関から導入される潤滑油により位相調整ユニット8を潤滑するために、潤滑構造80を備えている。潤滑構造80は、潤滑室82、導入口84及び排出口86を含んで構成されている。

[0049] 図4に示すように潤滑室82は、駆動回転体10の内部空間により、形成されている。潤滑室82には、摩擦の発生箇所として、内歯車部12, 24及び外歯車部32, 34の各噛合箇所S_d, S_f、従動回転体20による駆動回転体10及び遊星歯車31の各スラスト軸受箇所S_e, S_o, S_a、並びにベアリング36, 15の転がり接触箇所（箇所S_pを含む）等が配置されている。導入口84は、連結部22を貫通して潤滑室82と連通する貫通孔により、突部18よりも径方向内側に形成されている。導入口84は、内燃機関においてクランク軸のクランクトルクにより駆動されるメカポンプ9の吐出口に、カム軸2の導入通路2bを介して連通している。こうした構成により内燃機関の運転中は、メカポンプ9から導入通路2bに吐出された潤滑油が、導入口84を通じて潤滑室82へと導入される。その結果として潤滑室82では、摩擦の各発生箇所に潤滑油が順次供給される。

[0050] 排出口86は、ジャーナル14の内フランジ部17を同軸上に貫通して潤滑室82及び外部と連通する中心孔により、形成されている。排出口86は、潤滑室82にて摩擦の各発生箇所を潤滑して通過した潤滑油を、外部へ排出する。ここで、突部18のうち先端面18cの最内周部18bは、特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所S_eを含んだ周方向の全域にて、従動回転体20の回転中心線Cに対しては、排出口86の内周面86aよりも遠距離に位置している。即ち、回転中心線Cから最内周部18bまでの径方向距離R₃は、同線Cから内周面86aまでの径方向距離R₄よりも、偏心側を含んだ周方向の全域にて大きく設定されている。

[0051] （位相調整ユニットにおけるスラスト力の相関）

以下、位相調整ユニット8において発生するスラスト力の相関を、図6に

基づき説明する。

[0052] 遊星ベアリング 36 において、球状転動体 36 c が接触角 θ (図 5 参照) に応じた特定側へ外輪 36 a を押圧するスラスト分力 F_{t1} は、各弾性部材 60 からの復原力の合力であるラジアル力 F_{re} により、偏心側の転がり接触箇所 S_p に発生する。このスラスト分力 F_{t1} は、外輪 36 a を特定側から係止する遊星歯車 31 へ伝達される。その結果、径方向外側から外輪 36 a を保持する遊星歯車 31 では、従動回転体 20 の開口端面 20 b に対する当接箇所を、接続端面 32 a が周方向に連続して構築することになる。これにより従動回転体 20 は、偏心側及び反偏心側の両側を含んだ周方向の全域にて、遊星歯車 31 を特定側からスラスト軸受可能となっている。

[0053] 外輪 36 a が球状転動体 36 c を反特定側へ押圧するスラスト反力 F_{t2} は、スラスト分力 F_{t1} の反作用として、偏心側の転がり接触箇所 S_p に発生する。このスラスト反力 F_{t2} は、遊星ベアリング 36 において球状転動体 36 c から内輪 36 b へと伝達されることで、当該内輪 36 b を反特定側から係止する遊星キャリア 50 へも伝達される。さらに、太陽ベアリング 15 においてスラスト反力 F_{t2} は、遊星キャリア 50 を係止する内輪 15 b から、ジャーナル 14 の係止する外輪 15 a へ、球状転動体 15 c を介して伝達される。こうして駆動回転体 10 に作用するスラスト反力 F_{t2} は、駆動回転体 10 が従動回転体 20 を反特定側へと押圧するスラスト力 F_{t3} を、特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所 S_e に発生させる。さらに、従動回転体 20 が駆動回転体 10 を特定側へと押圧するスラスト反力 F_{t4} は、スラスト力 F_{t3} の反作用として、特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所 S_e に発生する。

[0054] 力 F_{t1} , F_{t2} , F_{t3} , F_{t4} のうち、遊星歯車 31 を介して間接的、又は直接的に従動回転体 20 へ作用する力 F_{t1} , F_{t3} は、当該従動回転体 20 に連結のカム軸 2 により、支えられる。一方、力 F_{t1} , F_{t2} , F_{t3} , F_{t4} のうち、遊星ベアリング 36 及び遊星キャリア 50 を介して間接的、又は直接的に駆動回転体 10 へ作用する力 F_{t4} , F_{t2} は、従動

回転体 20 に対して当該駆動回転体 10 を傾斜させる傾斜モーメント M_i を発生させる。これは、突部 18 のうち最外周部 18a の位置が上述の如く設定される偏心側では、従動回転体 20 の回転中心線 C に対して特定側のスラスト軸受箇所 S_e が、転がり接触箇所 S_p よりも近距離に位置することによる。即ち、力 F_{t4} の作用点であるスラスト軸受箇所 S_e は、力 F_{t2} の作用点である転がり接触箇所 S_p よりも、回転中心線 C に近いことで、それらの力 F_{t4} , F_{t2} を受ける駆動回転体 10 には、図 6 の反時計まわりに傾斜モーメント M_i が発生する。

[0055] 傾斜モーメント M_i の発生により駆動回転体 10 は、図 7 に模式的に示すように、従動回転体 20 に対して傾斜する。このとき駆動回転体 10 は、特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所 S_e と、反特定側且つ反偏心側のスラスト軸受箇所 S_o との各々にて、従動回転体 20 への押圧を強めるように傾斜する。また、図示は省略しているが、このとき駆動回転体 10 は、遊星ベアリング 36 の内輪 36b 及び遊星キャリア 50 と一体的に、傾斜することになる。

[0056] (作用効果)

装置 1 によると、遊星回転体 30 において単列式遊星ベアリング 36 の外輪 36a は、駆動回転体 10 及び従動回転体 20 に対して偏心側での噛合をなす遊星歯車 31 により、保持される。ここで、遊星ベアリング 36 において遊星キャリア 50 によりラジアル軸受される内輪 36b は、各弾性部材 60 からの復原力の合力を偏心側へと受ける。さらに、遊星ベアリング 36 において内輪 36b との間に複数の球状転動体 36c が介装される外輪 36a は、軸方向の特定側へと接触角 θ をなして球状転動体 36c に転がり接触する転がり接触箇所 S_p を、偏心側にて形成可能に配置される。

[0057] こうした装置 1 の構成下、球状転動体 36c が接触角 θ に応じた特定側へと外輪 36a を押圧する復原力合力のスラスト分力 F_{t1} は、外輪 36a が反特定側へと球状転動体 36c を押圧するスラスト反力 F_{t2} を、偏心側の転がり接触箇所 S_p に発生させる。この反特定側スラスト反力 F_{t2} は、球

状回転体 36c から内輪 36b 及び遊星キャリア 50 に順次伝達されることで、当該遊星キャリア 50 のラジアル軸受する駆動回転体 10 へと作用する。故に、駆動回転体 10 が従動回転体 20 にスラスト軸受される特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所 S_e では、駆動回転体 10 が従動回転体 20 を反特定側へ押圧することで、従動回転体 20 に駆動回転体 10 を特定側へと押圧させるスラスト反力 F_{t4} が発生する。

[0058] 以上により装置 1 では、従動回転体 20 の回転中心線 C に対して、特定側スラスト反力 F_{t4} の作用点となるスラスト軸受箇所 S_e は、反特定側スラスト反力 F_{t2} の作用点となる転がり接触箇所 S_p よりも、近距離に位置することとなる。その結果、特定側スラスト反力 F_{t4} と反特定側スラスト反力 F_{t2} とを受ける駆動回転体 10 は、遊星ベアリング 36 の内輪 36b 及び遊星キャリア 50 と一体的に、従動回転体 20 に対して傾斜する。このとき駆動回転体 10 は、特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所 S_e にて従動回転体 20 への押圧を強めるように、傾斜する。これは、軸方向両側における従動回転体 20 との当接を、駆動回転体 10 が自身の傾斜により維持し得ることを意味する。故に、駆動回転体 10 が軸方向両側へと移動して従動回転体 20 に衝突する事態を、かかる傾斜形態での当接維持機能により規制して、当該衝突による異音の発生を低減することができる。したがって、静粛性を高めることが可能である。

[0059] さらに装置 1 によると、傾斜可能な駆動回転体 10 において軸方向へと突出する突部 18 は、従動回転体 20 との当接により、スラスト軸受箇所 S_e を構築する。これにより特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所 S_e では、回転中心線 C に対して突部 18 の先端面 18c の最外周部 18a が転がり接触箇所 S_p よりも近距離に位置することで、駆動回転体 10 が当該最外周部 18a を支点として確実に傾斜し得る。故に、軸方向両側にて駆動回転体 10 を従動回転体 20 に当接させるための傾斜を保証して、異音の発生を低減することができる。したがって、静粛性を高める効果の確実性につき、向上させることが可能となる。

[0060] またさらに装置 1 によると、遊星ベアリング 36 の外輪 36 a を保持する遊星歯車 31 は、偏心側及び反偏心側の両側にて、従動回転体 20 により特定側からスラスト軸受される。こうした両側でのスラスト軸受により遊星歯車 31 は、外輪 36 a を通してスラスト分力 F_{t1} を特定側へと受ける状態にあっても、傾斜し難くなる。故に、特定側スラスト分力 F_{t1} に対する反作用として、外輪 36 a が球状転動体 36 c を押圧する反特定側スラスト反力 F_{t2} は、確実に発生し得る。これによれば、軸方向両側にて駆動回転体 10 を従動回転体 20 に当接させるための傾斜を保証して、異音の発生を低減することができる。したがって、静粛性を高める効果の確実性につき、向上させることが可能となる。

[0061] 加えて装置 1 によると、スラスト軸受箇所 S_e を潤滑する潤滑油は、駆動回転体 10 の内部へ導入されることで、回転遠心力を受ける。その結果として潤滑油は、駆動回転体 10 の内部のうち、従動回転体 20 の回転中心線 C に対して排出口 86 よりも遠距離となる箇所に、貯留される。故に、回転中心線 C に対して排出口 86 よりも遠距離に位置する特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所 S_e では、同箇所 S_e が配置される駆動回転体 10 の内部に貯留の潤滑油により、駆動回転体 10 と従動回転体 20 との摺動界面が潤滑される。これによれば、駆動回転体 10 及び従動回転体 20 の少なくとも一方がスラスト軸受箇所 S_e にて摺動摩耗するのに起因して、従動回転体 20 に対する駆動回転体 10 の傾斜角度が正規の角度よりも小さくなるのを、抑制することができる。その結果、軸方向両側にて駆動回転体 10 を従動回転体 20 に当接させるための傾斜が継続的に確保され得るので、異音の発生が低減され続けることになる。したがって、静粛性を高める効果の信頼性につき、向上させることが可能である。

[0062] また加えて装置 1 によると、潤滑油が内部へ導入される駆動回転体 10 において軸方向へと突出する突部 18 は、従動回転体 20 との当接により、スラスト軸受箇所 S_e を構築する。これにより特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所 S_e では、回転中心線 C に対して突部 18 の先端面 18 c の最内周部

18bが排出口86より遠距離に位置することで、当該遠距離にて貯留の潤滑油は、突部18と従動回転体20との摺動界面全体を潤滑対象とする。故に、スラスト軸受箇所Seでの摺動摩耗は、確実に抑制され得る。これによれば、軸方向両側にて駆動回転体10を従動回転体20に当接させるための傾斜を継続的に保証して、異音の発生を長きに亘って低減することができる。したがって、静粛性を高める効果の確実性且つ信頼性につき、向上させることが可能となる。

[0063] (他の実施形態)

一実施形態について説明したが、本開示は、当該実施形態に限定して解釈されるものではなく、要旨を逸脱しない範囲内において種々の実施形態に適用することができる。

[0064] 図8に示すように変形例1としては、断面三角形状に形成した突部18のうち先端面1018cの頂点1018dを、偏心側では従動回転体20の回転中心線Cに対して、転がり接触箇所Spよりも近距離に位置させてもよい。ここで、回転中心線Cから偏心側の頂点1018dまでの径方向距離R5は、同線Cから偏心側の転がり接触箇所Spまでの径方向距離R2よりも、小さく設定される。これにより、回転中心線Cに対して特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所Seを、転がり接触箇所Spよりも近距離に位置させてもよいのである。尚、図示はしないが、突部18を断面半円状に形成した場合も、同様となる。

[0065] 図8に示すように変形例2としては、断面三角形状に形成した突部18のうち先端面18cの頂点を、偏心側を含んだ周方向の全域では従動回転体20の回転中心線Cに対して、排出口86よりも遠距離に位置させてもよい。ここで、回転中心線Cから頂点1018dまでの径方向距離R5は、同線Cから排出口86の内周面86aまでの径方向距離R4よりも、偏心側を含んだ周方向の全域にて大きく設定される。これにより、回転中心線Cに対して特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所Seを、排出口86よりも遠距離に位置させてもよいのである。尚、図示はしないが、突部18を断面半円状に形

成した場合も、同様となる。

[0066] 変形例3としては、特定側且つ偏心側のスラスト軸受箇所S_eを回転中心線Cに対して、排出口86よりも近距離、又は排出口86と実質同距離に位置させてもよい。変形例4としては、偏心側及び反偏心側の少なくとも一方において、遊星歯車31の接続端面32aを従動回転体20によりスラスト軸受させなくてもよい。

[0067] 図9に示すように変形例5としては、従動回転体20の底壁部のうち外端面20cから特定側へ突出させた突部18の先端面18cを、スプロケット13の底壁部のうち内底面と当接させることで、スラスト軸受箇所S_eを構築してもよい。また、変形例6としては、遊星回転体30を偏心側へと付勢する復原力を発生可能な限りにおいて、遊星回転体30及び遊星キャリア50の間の適宜な箇所に、一つ又は三つ以上の弾性部材60を設けてもよい。

[0068] 変形例7としては、フランジ部38, 58, 17のうち少なくとも一つを、設けなくてもよい。また、変形例8としては、「動弁」として排気弁のバルブタイミングを調整する装置や、「動弁」として吸気弁及び排気弁の双方のバルブタイミングを調整する装置に、本開示を適用してもよい。

請求の範囲

[請求項1]

内燃機関に付設され、クランク軸からのトルク伝達によりカム軸（2）が開閉する動弁のバルブタイミングを調整するバルブタイミング調整装置（1）であって、

前記クランク軸と連動して回転する駆動回転体（10）と、

前記駆動回転体を軸方向両側にてスラスト軸受し且つ前記駆動回転体を径方向内側からラジアル軸受した状態下、同軸上に連結された前記カム軸と連動して回転する従動回転体（20）と、

前記駆動回転体及び前記従動回転体とは偏心することにより、前記駆動回転体及び前記従動回転体に対して径方向内側から当該偏心側にて噛合する歯車連繋状態下、遊星運動することにより前記駆動回転体及び前記従動回転体の間の回転位相を調整する遊星回転体（30）と、

前記駆動回転体を径方向内側からラジアル軸受し且つ前記遊星回転体を径方向内側からラジアル軸受した状態下、前記遊星回転体を遊星運動させる遊星キャリア（50）と、

前記遊星回転体及び前記遊星キャリアの間に介装され、前記遊星回転体を前記偏心側へ付勢するように復原力を発生することにより、前記従動回転体に対して前記駆動回転体を傾斜させる弾性部材（60）とを、備え、

前記遊星回転体は、

前記駆動回転体及び前記従動回転体に対して前記偏心側での噛合をなす遊星歯車（31）と、

前記遊星歯車により保持される外輪（36a）、前記遊星キャリアによりラジアル軸受されて前記弾性部材から前記復原力を受ける内輪（36b）、並びに前記外輪及び前記内輪の間に介装される複数の球状転動体（36c）を、有する単列式の遊星ベアリング（36）とを、含んで構成され、

前記外輪は、軸方向の特定側へ接触角（ θ ）をなして前記球状回転体に転がり接触する転がり接触箇所（ S_p ）を、前記偏心側にて形成可能に配置され、

前記駆動回転体が前記特定側且つ前記偏心側にて前記従動回転体によりスラスト軸受されるスラスト軸受箇所（ S_e ）は、前記従動回転体の回転中心線（ C ）に対して前記転がり接触箇所よりも近距離に位置するバルブタイミング調整装置。

[請求項2] 前記スラスト軸受箇所は、前記駆動回転体及び前記従動回転体の一方において軸方向へ突出する突部（18）を、前記駆動回転体及び前記従動回転体の他方と当接させることにより構築され、

前記偏心側にて前記突部の先端面（18c）の最外周部（18a）は、前記従動回転体の前記回転中心線に対して前記転がり接触箇所よりも近距離に位置する請求項1に記載のバルブタイミング調整装置。

[請求項3] 前記遊星歯車は、前記偏心側及び反偏心側の両側にて、前記従動回転体により前記特定側からスラスト軸受される請求項1又は2に記載のバルブタイミング調整装置。

[請求項4] 前記駆動回転体の内部には、前記スラスト軸受箇所が配置されると共に、前記スラスト軸受箇所を潤滑する潤滑液が導入され、

前記駆動回転体は、前記潤滑液を外部へ排出する排出口（86）を、有し、

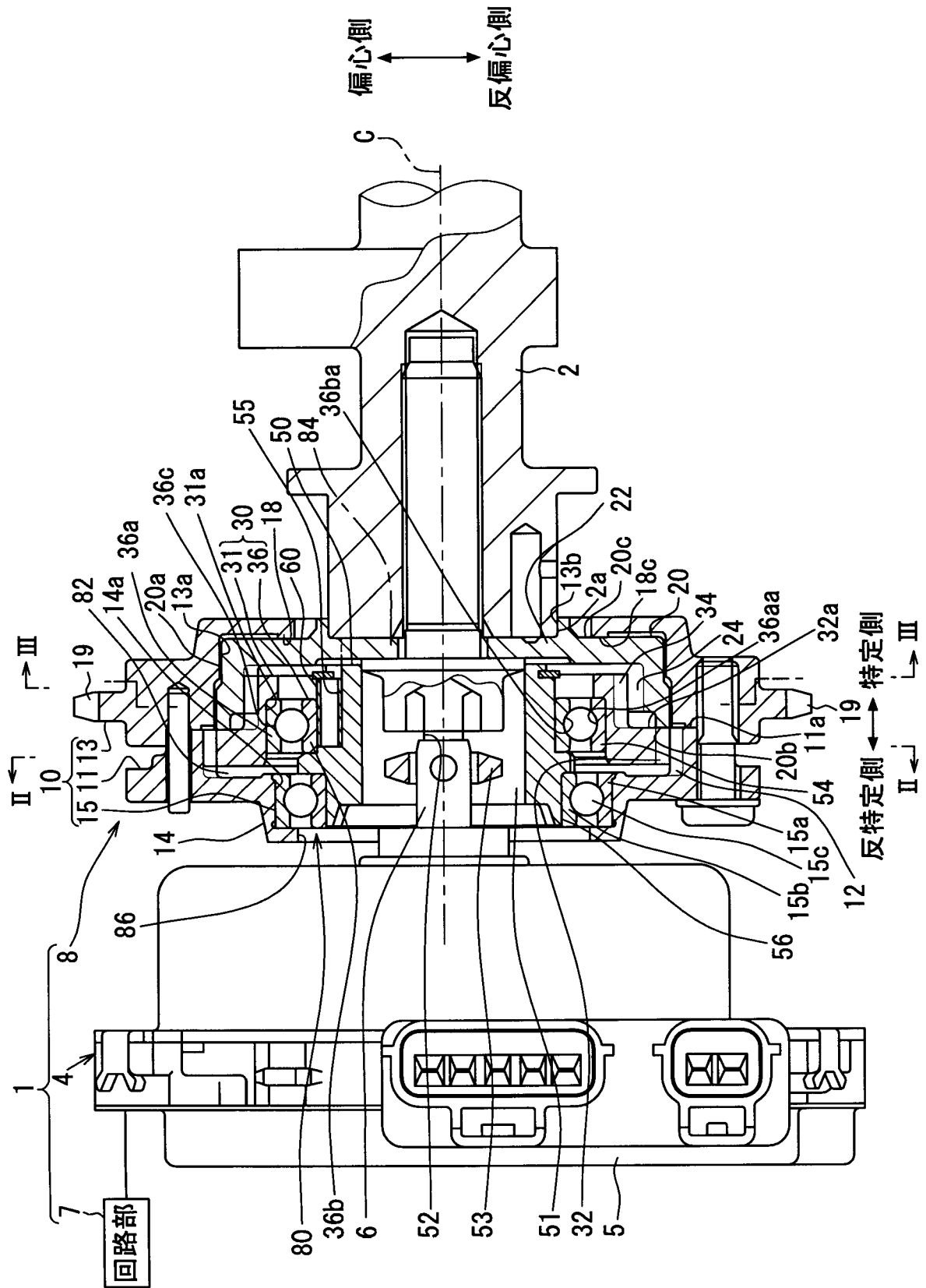
前記特定側且つ前記偏心側の前記スラスト軸受箇所は、前記従動回転体の前記回転中心線に対して前記排出口よりも遠距離に位置する請求項1～3のいずれか一項に記載のバルブタイミング調整装置。

[請求項5] 前記スラスト軸受箇所は、前記駆動回転体及び前記従動回転体の一方において軸方向へ突出する突部（18）を、前記駆動回転体及び前記従動回転体の他方と当接させることにより構築され、

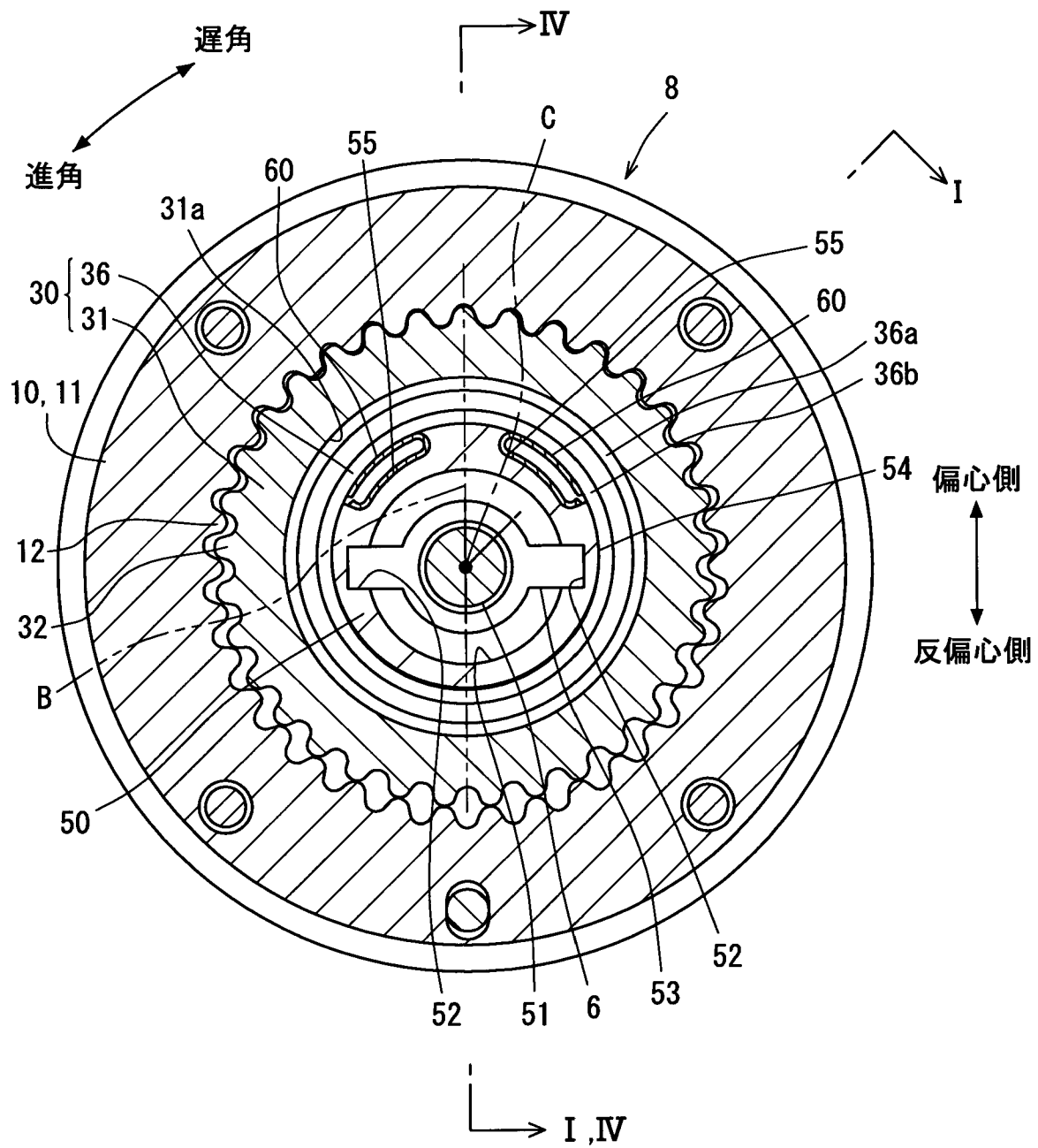
周方向の全域にて前記突部の先端面（18c）の最内周部（18b）は、前記従動回転体の前記回転中心線に対して前記排出口よりも遠

距離に位置する請求項 4 に記載のバルブタイミング調整装置。

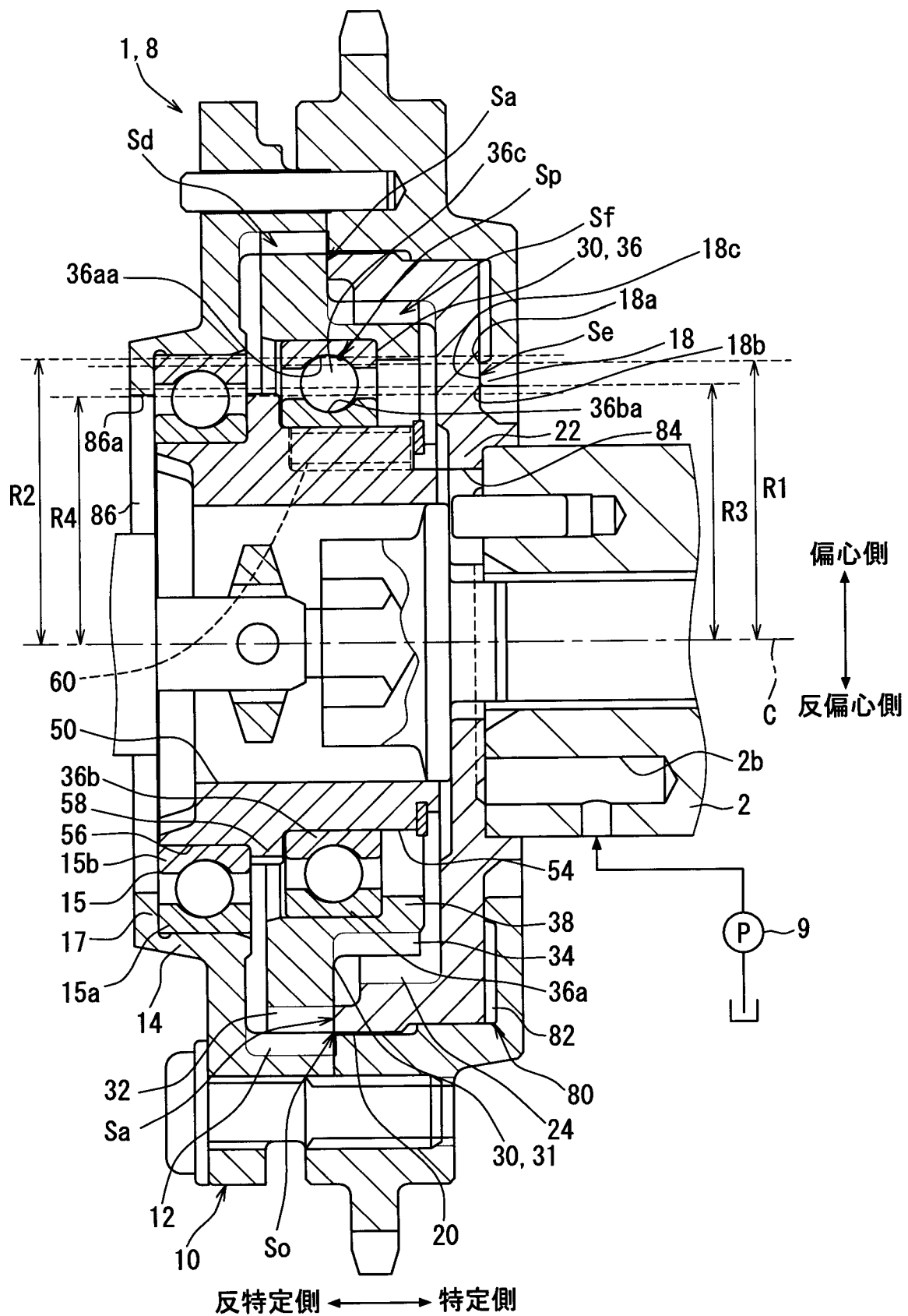
[図1]



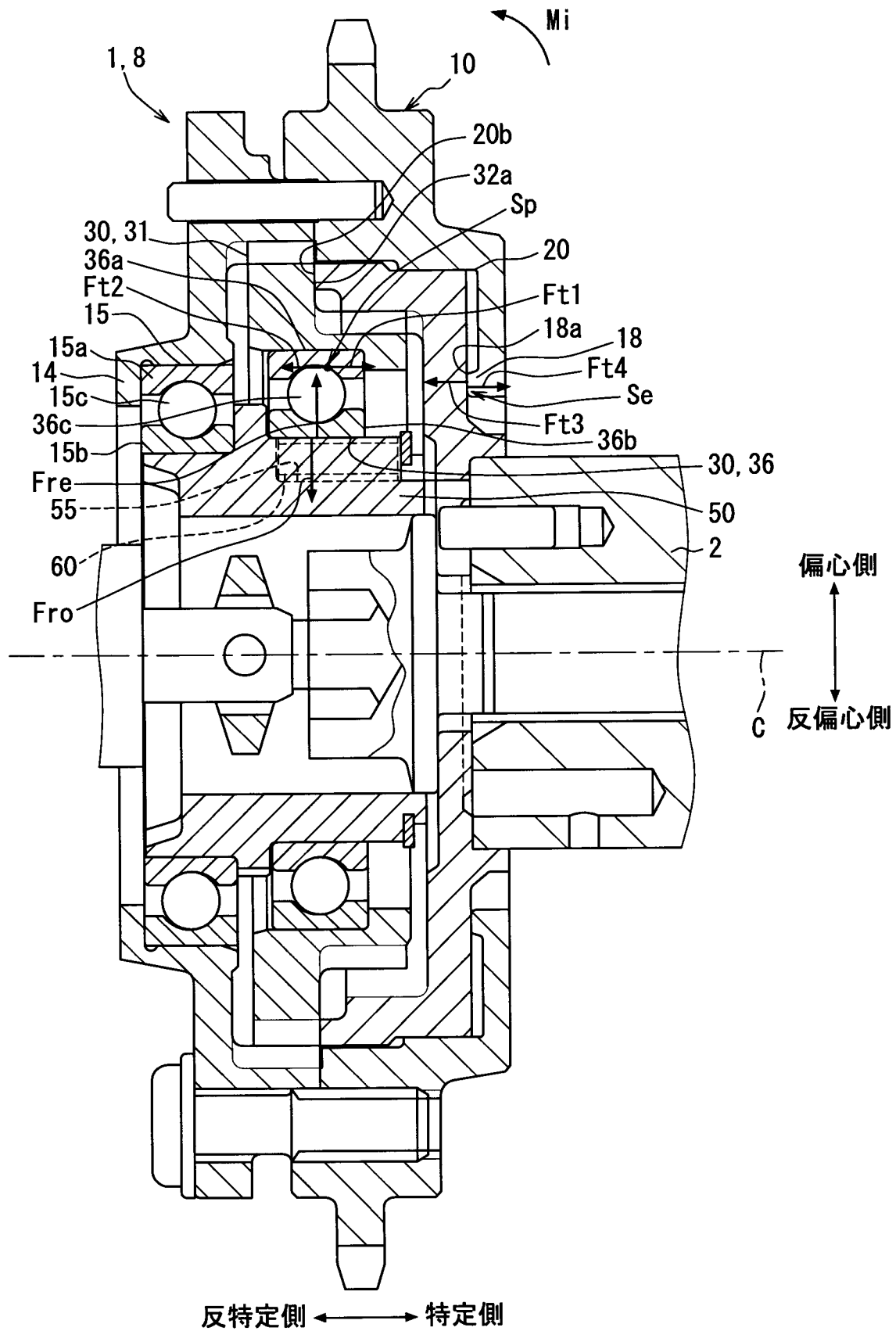
[図2]



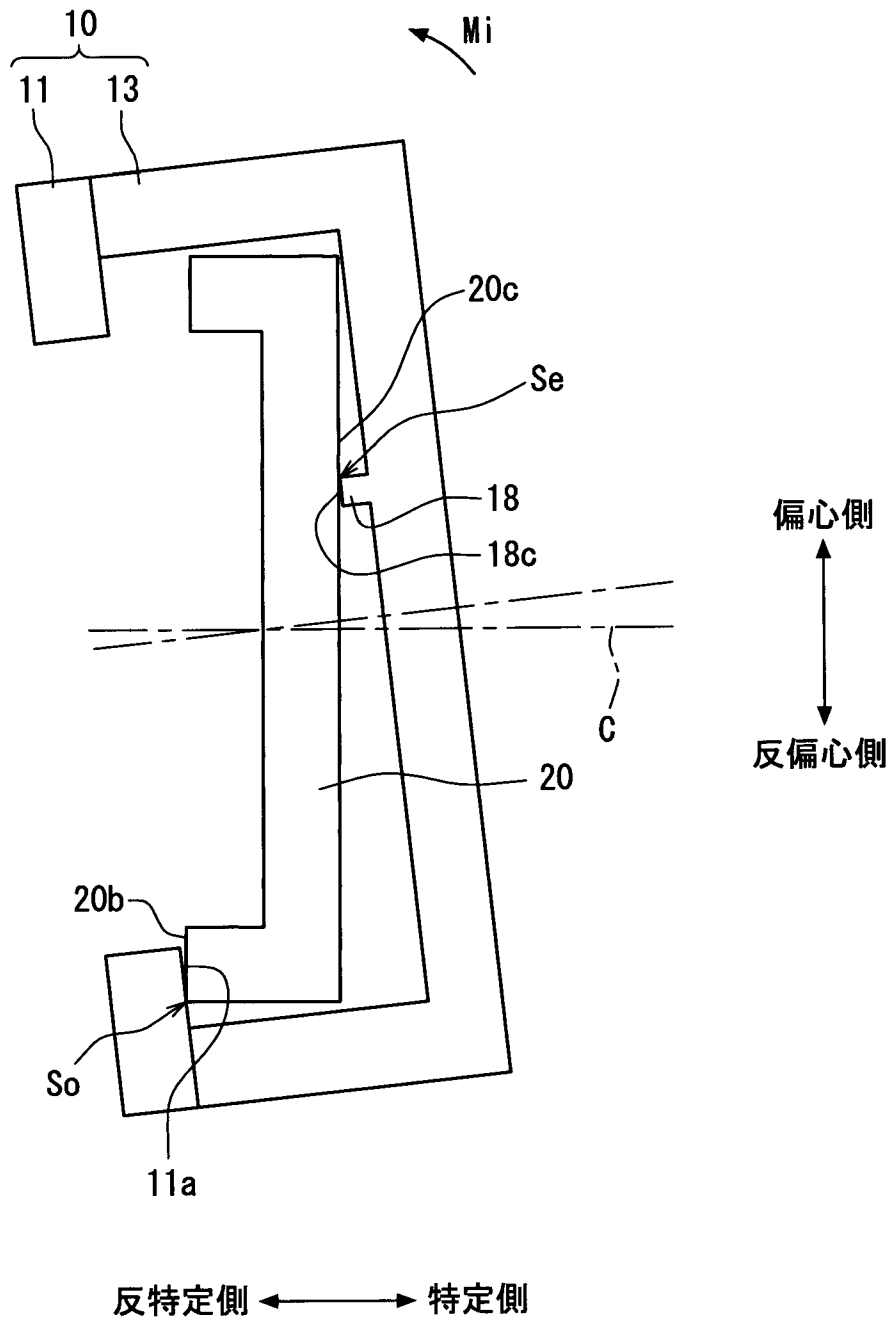
[図4]



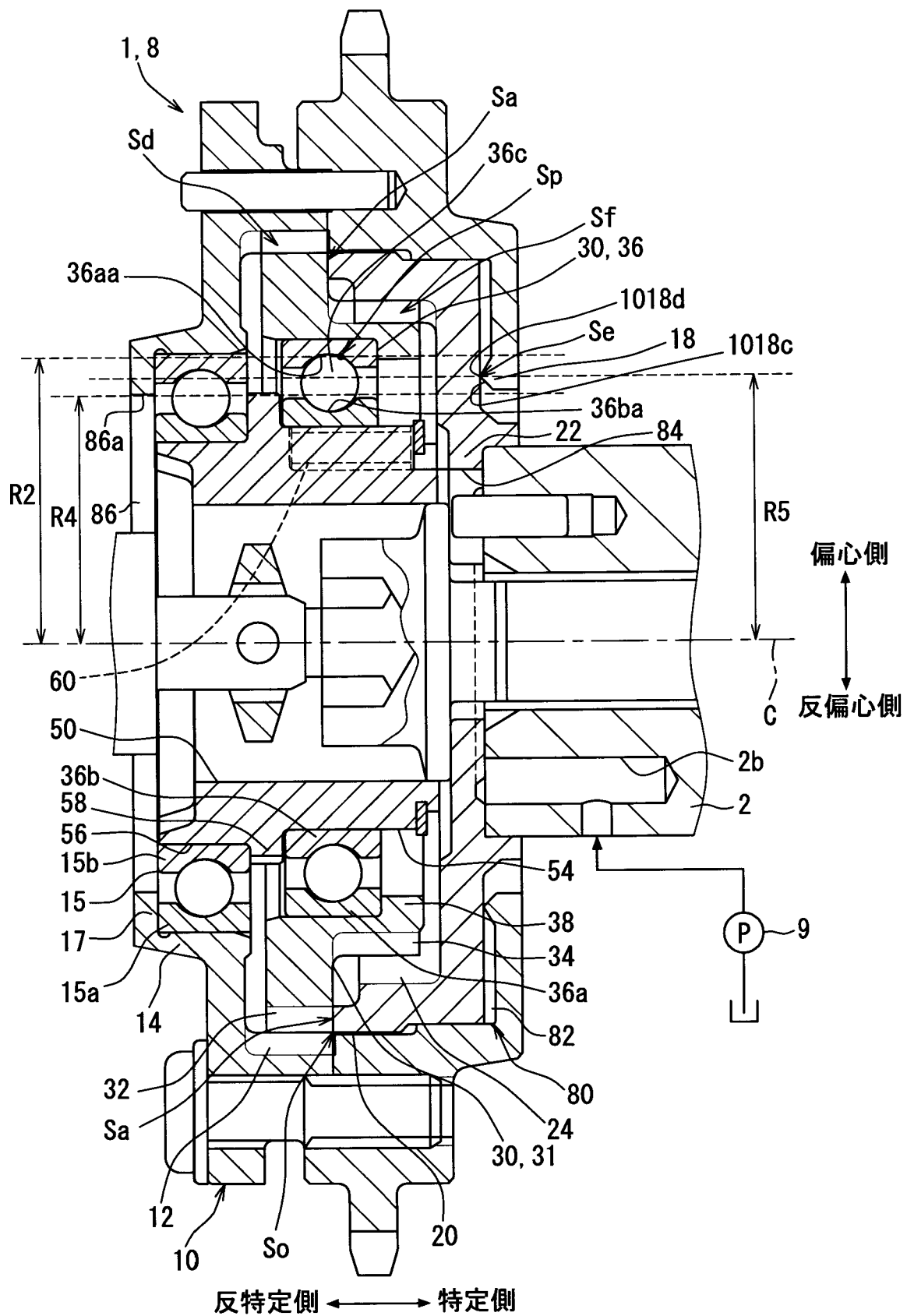
[図6]



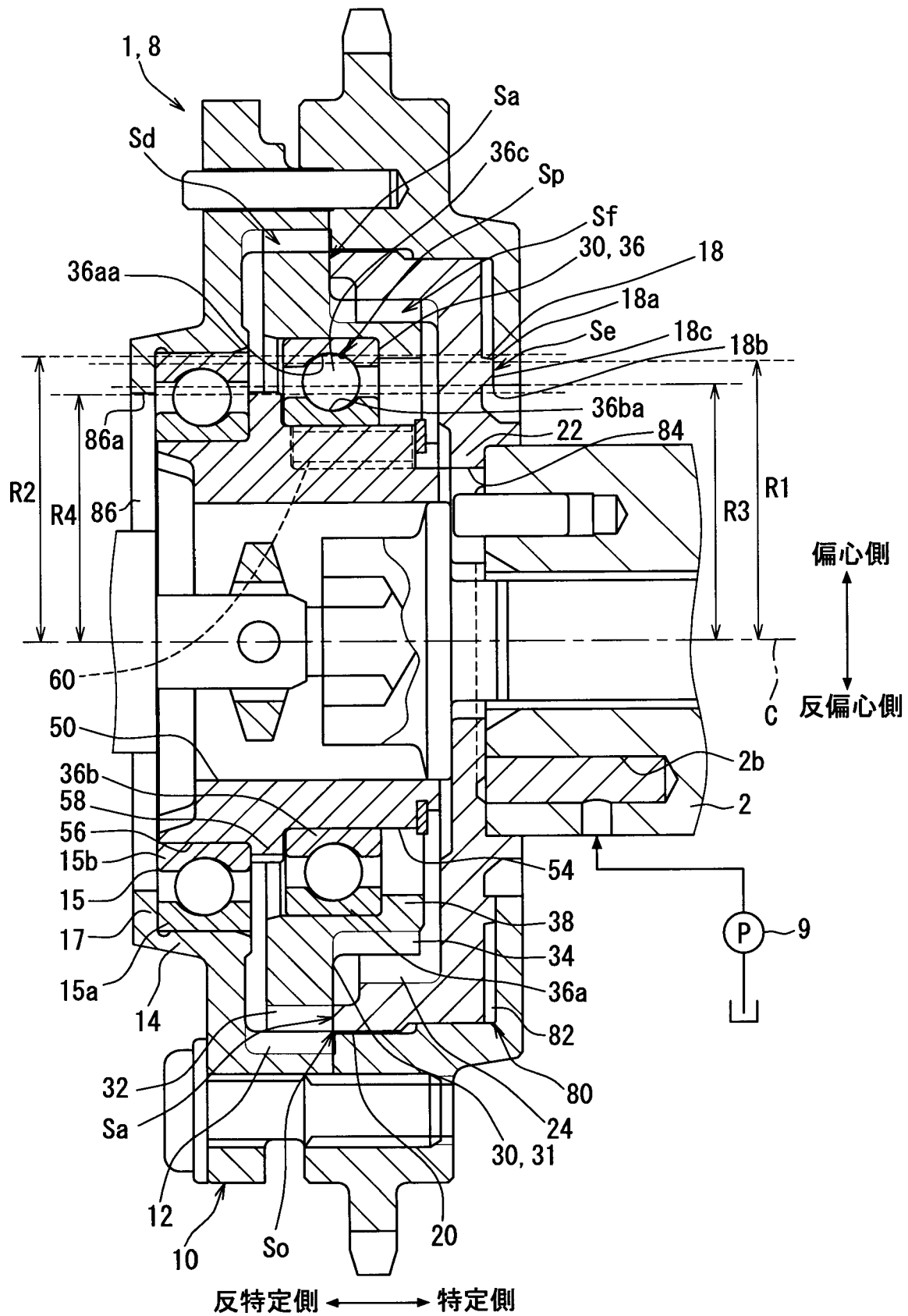
[図7]



[図8]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/002126

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F01L1/352(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)

F01L1/352

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	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

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 2015-1190 A (Denso Corp.), 05 January 2015 (05.01.2015), claim 1; paragraph [0039]; fig. 1, 4 to 7 & US 2014/0366824 A1 paragraph [0051]; fig. 1, 4 to 7 & DE 102014211225 A1	1-5
A	JP 2013-96230 A (Denso Corp.), 20 May 2013 (20.05.2013), claim 1; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-5

☒ 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
30 June 2016 (30.06.16)

Date of mailing of the international search report
19 July 2016 (19.07.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/002126

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P, X	JP 2015-140749 A (Nippon Soken, Inc.), 03 August 2015 (03.08.2015), claim 1; paragraphs [0045] to [0050]; fig. 1 to 4 & US 2015/0211392 A1 claim 1; paragraphs [0067] to [0077]; fig. 1 to 4 & DE 102015101222 A1 & CN 104806317 A	1, 3-4

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F01L1/352(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. F01L1/352

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	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016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 2015-1190 A (株式会社デンソー) 2015.01.05, 請求項 1, [0039], 図 1, 4-7 & US 2014/0366824 A1, [0051], Fig. 1, 4-7 & DE 102014211225 A1	1-5
A	JP 2013-96230 A (株式会社デンソー) 2013.05.20, 請求項 1, 図 1-5 (ファミリーなし)	1-5
P, X	JP 2015-140749 A (株式会社日本自動車部品総合研究所) 2015.08.03, 請求項 1, [0045]-[0050], 図 1-4 & US 2015/0211392 A1,	1, 3-4

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	の日の後に公表された文献
「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	「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
「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	「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
「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)	「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
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日

30.06.2016

国際調査報告の発送日

19.07.2016

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)

山本 健晴

3 G

3 4 3 1

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

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
	claim 1, [0067]-[0077], Fig.1-4 & DE 102015101222 A1 & CN 104806317 A	