

(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 10 月 13 日(13.10.2016)



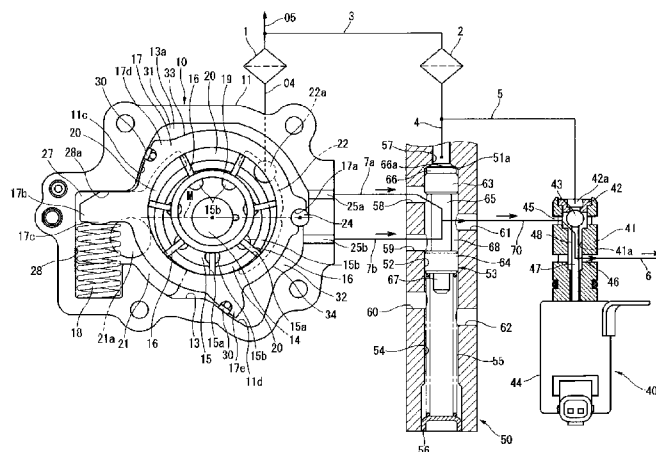
(10) 国際公開番号
WO 2016/163302 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 14/22 (2006.01) F04C 14/26 (2006.01)
F04C 2/344 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/060701
- (22) 国際出願日: 2016 年 3 月 31 日(31.03.2016)
- (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 2015-079654 2015 年 4 月 9 日(09.04.2015) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.)
[JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場 2 5
2 0 番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 永沼 敦 (NAGANUMA, Atsushi); 〒
2438510 神奈川県厚木市恩名四丁目 7 番 1 号
日立オートモティブシステムズ株式会社内
Kanagawa (JP). 渡辺 靖 (WATANABE, Yasushi); 〒
2438510 神奈川県厚木市恩名四丁目 7 番 1 号
日立オートモティブシステムズ株式会社内
Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 小林 博通, 外 (KOBAYASHI, Hiromichi
et al.); 〒1040044 東京都中央区明石町 1 番 2 9 号
桜井会ビル S H I G A 内外特許事務所内
Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,
BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN,
CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES,
FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN,
IR, IS, JP, 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,
MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー
ラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ユー
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),

[続葉有]

(54) Title: VARIABLE CAPACITY OIL PUMP

(54) 発明の名称: 可変容量形オイルポンプ



(57) Abstract: A variable capacity oil pump equipped with: a solenoid switch valve 40 formed so as to be capable of switching between a state wherein hydraulic oil is discharged from a second control oil chamber 32 and a state wherein hydraulic oil is introduced into the second control oil chamber 32; and a pilot valve 50 that is controlled by the discharge pressure of the hydraulic oil and the biasing force from a control spring 55, and that, in accordance with the discharge pressure, supplies oil pressure to or blocks oil pressure to a first control oil chamber 31, and supplies oil pressure to or discharges oil pressure in the second control oil chamber 32 via the solenoid switch valve 40, an intermediate passage 70, and the like. In this variable capacity oil pump, the pump discharge pressure is controlled so as to have a two-level characteristic. A control spring storage chamber 54, in which the control spring 55 of the pilot valve 50 is arranged, is configured such that the hydraulic oil discharged from the first and second control oil chambers 31 and 32 is not introduced into the control spring storage chamber. Thus, it is possible to improve the precision with which the pump discharge pressure is controlled with respect to a set oil pressure characteristic.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2016/163302 A1



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))

第 2 制御油室 3 2 から作動油を排出する状態と、第 2 制御油室に作動油を導入する状態とを切換可能に形成された電磁切換弁 4 0 と、作動油による吐出圧と制御ばね 5 5 による付勢力によって制御され、吐出圧に応じて第 1 制御油室 3 1 に油圧を供給あるいは供給を遮断すると共に、電磁切換弁 4 0 や中間通路 7 0 などを介して第 2 制御油室 3 2 に油圧を供給あるいは排出するパイロット弁 5 0 を備え、ポンプ吐出圧を 2 段階特性に制御する可変容量形オイルポンプにおいて、パイロット弁 5 0 の制御ばね 5 5 が配置される制御ばね収容室 5 4 を、内部に第 1、第 2 制御油室 3 1、3 2 から排出された作動油が導かれられない構成とした。これにより、設定された油圧特性に対するポンプ吐出圧の制御精度を向上させることができる。

明 細 書

発明の名称：可変容量形オイルポンプ

技術分野

[0001] 本発明は、例えば内燃機関の摺動部位の潤滑や、内燃機関の補機類の駆動源となるオイルを供給する可変容量形オイルポンプに関する。

背景技術

[0002] 従来の可変容量形オイルポンプとしては、以下の特許文献 1 に記載されたものが知られている。このオイルポンプは、吐出通路の下流側に形成されたメインオイルギャラリーから第 1、第 2 制御油室に対して油圧が供給され、あるいはドレン通路を介して排出されることにより、カムリングのロータに対する偏心量を変化させるようになっている。

[0003] すなわち、前記第 1 制御油室は、前記メインオイルギャラリーから分岐した第 1 分岐通路から供給された油圧を内部に導入することで、前記カムリングを前記偏心量が小さくなる方向へ移動させるようになっている。一方、前記第 2 制御油室は、メインオイルギャラリーから分岐した第 2 分岐通路から供給された油圧を内部に導入することで、前記カムリングを前記偏心量が大きくなる方向へ移動させるようになっている。

[0004] そして、前記第 2 制御油室への油圧の導入は、前記第 2 分岐通路に設けられた電磁切換弁の切り換え作動によりオン・オフ的に制御されており、これによって、ポンプ吐出圧が低圧及び高圧の 2 段階特性に制御されるようになっている。

[0005] また、前記各分岐通路には、前記各制御油室内に供給、あるいは排出される作動油の油量を調整して前記 2 段階特性の安定化を図るパイロット弁が配設されている。

[0006] このパイロット弁は、内部に摺動自在に收容されたスプール弁が、前記メインオイルギャラリーから供給された油圧と、同じく内部に設けられたバルブスプリングの付勢力との差圧に基づいて制御されており、その制御位置に

応じて前記各制御油室に油圧を適宜供給するか、あるいは排出させるようになっている。そして、前記各制御油室から油圧を排出させる際には、前記バルブスプリングを収容するスプリング収容室及び該スプリング収容室の周壁に貫通形成されたドレンポートを介して前記各制御油室とポンプ外部とを連通させるようになっている。

[0007] しかしながら、前記従来のオイルポンプは、前述したように、前記パイロット弁のスプリング収容室を介して前記各制御室内の作動油を排出するようになっていることから、排出量が多い場合等にあっては、前記スプリング収容室内の圧力が上昇し、これに伴い前記パイロット弁の内部差圧に変動が生じることで前記スプール弁の挙動が不安定となり、ポンプ吐出圧を予め設定された油圧特性に制御できなくなってしまうおそれがあった。

先行技術文献

特許文献

[0008] 特許文献1：特開2014-105623号公報

発明の概要

[0009] 本発明は、前記従来の技術的課題に鑑みて案出されたもので、設定された油圧特性に対するポンプ吐出圧の制御精度を向上させ得る可変容量形オイルポンプを提供することを目的としている。

[0010] 本発明は、内燃機関によって回転駆動されることにより複数のポンプ室の容積が変化して、吸入部から吸入した作動油を吐出部から吐出するポンプ構成体と、移動することによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を変更させる可動部材と、セット荷重が付与された状態で設けられ、前記複数のポンプ室の容積変化量が増大する方向へ前記可動部材を付勢する付勢機構と、作動油が供給されることによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を減少させる方向への力を前記可動部材に作用させる第1制御油室と、作動油が供給されることによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を増大させる方向への力を前記可動部材に作用させる第2制御油室と、前記第2制御油室から作動油を排出する状態と、前記第2制御油室に作動油を導入する状態と、を切

換可能に形成された切換機構と、該切換機構が前記第2制御油室から作動油を排出する状態にある場合に、前記第1制御油室内の作動油を排出する状態と、前記第1制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第1制御油室内に作動油を導入させて、該第1制御油室内を加圧調整し、かつ前記切換機構が前記第2制御油室に作動油を導入する状態にある場合に、前記第2制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態と、前記切換機構を介する前記第2制御油室への作動油の導入を遮断し、前記第2制御油室内の作動油を排出する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第2制御油室内の作動油を排出させて、該第2制御油室内を減圧調整する制御機構と、を備え、前記制御機構は、作動油による油圧と付勢部材による付勢力によって制御されると共に、該付勢部材が配置される部位には、作動油が導かれぬ構成としたことを特徴としている。

[0011] 本発明によれば、予め設定された油圧特性に対するポンプ吐出圧の制御精度を向上させることができる。

図面の簡単な説明

[0012] [図1]本発明の実施形態に係る可変容量形オイルポンプのオイルポンプと油圧回路を示す概略図である。

[図2]本実施形態に供されるオイルポンプのカバー部材を外した状態を示す正面図である。

[図3]本実施形態のオイルポンプの縦断面図である。

[図4]本実施形態に供されるオイルポンプのポンプボディを示す正面図である。

[図5]本実施形態に供される電磁切換弁の縦断面図である。

[図6]本実施形態に供されるパイロット弁の縦断面図である。

[図7]同可変容量形オイルポンプの作動説明図である。

[図8]同可変容量形オイルポンプの作動説明図である。

[図9]同可変容量形オイルポンプの作動説明図である。

[図10]同実施形態に係る可変容量形オイルポンプにおける機関回転数とポンプ吐出圧との関係を示すグラフである。

[図11]本発明の第2実施形態のパイロット弁を示す縦断面図である。

[図12]第2実施形態の変更例を示すパイロット弁の縦断面図である。

発明を実施するための形態

[0013] 以下、本発明に係る可変容量形オイルポンプの各実施形態を図面に基づいて詳述する。

〔第1実施形態〕

図1は本実施形態の可変容量形のオイルポンプと油圧回路を示し、可変容量形のオイルポンプ10は、内燃機関のクランクシャフトから伝達された回転駆動力によって回転して、オイルパン01に貯留された作動油であるオイルを、ストレーナ02を介して吸入通路03から吸入した後に、吐出通路04から機関内部に形成されたメインオイルギャラリー05に吐出するようになっている。

[0014] 前記吐出通路04から分岐したリリーフ通路06には、ポンプ吐出圧が過上昇した際に、オイルをオイルパン01内に戻すチェックボール型のリリーフ弁07が設けられている。

[0015] また、前記吐出通路04の前記リリーフ通路06よりも下流側には、内部を通流するオイルの冷却に供される図外のオイルクーラや、図外の金属製メッシュ部によりオイル内の異物を捕集する第1オイルフィルタ1が設けられている。

[0016] さらに、前記吐出通路04の前記第1オイルフィルタ1を挟んだ所定の部位には、該第1オイルフィルタ1の上流側と下流側とをバイパスするバイパス通路08が設けられている。このバイパス通路08には、前記第1オイルフィルタ1が例えば目詰まりを起こしてオイルの通流が困難になった際に、開弁して前記バイパス通路08の上流側と下流側とを連通させるチェックボール型のバイパス弁09が設けられている。

[0017] 前記メインオイルギャラリー０５は、前記機関の摺動部である例えばピストンに冷却オイルを噴射するオイルジェットや可変動弁装置（バルブタイミング制御装置）、クランクシャフトの軸受にオイルを供給するようになっている。すなわち、前記メインオイルギャラリー０５を通流するオイルは、前記機関の内部に有する構成部材を潤滑する潤滑油として用いられるのみならず、前記可変動弁装置の駆動源や前記オイルジェットが噴射する冷却用油としても用いられるようになっている。

[0018] また、前記メインオイルギャラリー０５の途中には、第１分岐通路３が分岐形成されている。この第１分岐通路３は、上流部に第２オイルフィルタ２が設けられていると共に、下流端部から第２、第３分岐通路４、５がさらに分岐形成されている。

[0019] 前記第２オイルフィルタ２は、図５に示すように、前記第１分岐通路３の内周面に圧入固定されたほぼ円筒状の本体２ａと、該本体２ａの一端部に結合された有底円筒状の金属製のメッシュ部２ｂと、から構成され、オイル内に混入したコンタミが特に後述する電磁切換弁４０へ流入するのを抑制するようになっている。

[0020] また、前記第１、第２オイルフィルタ１、２は、それぞれメッシュ部が着脱自在なカートリッジ式となっており、目詰まり等が発生した場合に交換できるようにになっている。なお、前記第１、第２オイルフィルタ１、２は、交換可能に取り付けられた濾紙によってオイルの濾過を行うものであってもよい。

[0021] 前記第２分岐通路４は、図２に示すように、制御機構であるパイロット弁５０及び第１給排通路７ａを介して前記オイルポンプ１０の後述する第１制御油室３１に連通可能となっている。一方、前記第３分岐通路５は、電氣的に切換制御される切換機構である電磁切換弁４０と、中間通路７０と、前記パイロット弁５０及び第２給排通路７ｂを介して前記オイルポンプ１０の後述する第２制御油室３２に連通可能となっている。

[0022] 前記オイルポンプ１０は、内燃機関のシリンダブロック３５の前端部等に

設けられ、図2～図4に示すように、一端側が開口するように形成されて内部にポンプ収容室13を有する断面コ字形状のポンプボディ11及び該ポンプボディ11の一端開口を閉塞するカバー部材12からなるハウジングと、該ハウジングに回転自在に支持され、前記ポンプ収容室13のほぼ中心部を貫通し、前記ポンプボディ11と前記カバー部材12に回転自在に支持されると共に、機関のクランクシャフトによって駆動される駆動軸14と、前記ポンプ収容室13内に回転自在に収容されて中心部が前記駆動軸14に結合されたロータ15と、該ロータ15の外周部に放射状に切欠形成された複数のスリット15a内にそれぞれ出没自在に収容された複数のベーン16と、該各ベーン16の外周側に前記ロータ15の回転中心に対して偏心揺動可能（偏心移動可能）に配置され、前記ロータ15及び隣接する前記ベーン16、16と共に複数のポンプ室20を隔成する可動部材であるカムリング17と、前記ポンプボディ11内に収容され、前記カムリング17を前記ロータ15に対する偏心量（以下、単に「偏心量」という）が増大する方向へ常時付勢する付勢機構であるカムスプリング18と、前記ロータ15の内周側の両端部に摺動自在に配置されると共に、該ロータ15よりも小径に形成された一对のリング部材19、19と、を備えている。なお、前記駆動軸14と前記ロータ15及び前記各ベーン16がポンプ構成体になっている。

[0023] 前記ポンプボディ11は、アルミ合金材によって一体に形成され、図3及び図4に示すように、ポンプ収容室13の底面13aのほぼ中央位置に、駆動軸14の一端部を回転自在に支持する軸受孔11aが貫通形成されている。また、ポンプボディ11の内側面となるポンプ収容室13の内周壁の所定位置には、図4に示すように、前記カムリング17を揺動自在に支持する揺動支点であるピボットピン24が挿入固定される支持孔11bが切欠形成されている。なお、前記軸受孔11aの内周面には、オイルを保持して前記駆動軸14の潤滑に供する保持溝11eが形成されている。

[0024] さらに、ポンプ収容室13の内周壁には、図2に示すように、前記軸受孔11aの中心と前記支持孔11bの中心とを結ぶ直線（以下、「カムリング

基準線」という。) Mを挟んで両側に、前記カムリング17の外周部に配設される後述の2つのシール部材30、30がそれぞれ摺接する第1、第2シール摺接面11c、11dが形成されている。これら各シール摺接面11c、11dは、図4に示すように、支持孔11bの中心からそれぞれ所定の半径R1、R2を隔てた円弧面状に形成されている。

[0025] また、前記ポンプ収容室13の底面13aには、図2及び図4に示すように、軸受孔11aの外周域に、前記ポンプ構成体のポンプ作用に伴って前記ポンプ室20の内部容積が増大する領域（吸入領域）に開口するほぼ円弧凹状の吸入部である吸入ポート21と、前記ポンプ構成体のポンプ作用に伴って前記ポンプ室20の内部容積が減少する領域（吐出領域）に開口するほぼ円弧凹状の吐出部である吐出ポート22が、それぞれ軸受孔11aを挟んでほぼ対向するように切欠形成されている。

[0026] 前記吸入ポート21のほぼ中央位置には、前記ポンプボディ11の底壁を貫通して外部へ開口する横断面ほぼ円形状の吸入孔21aが形成されている。これにより、機関のオイルパン01に貯留されたオイルが、前記吸入通路03と吸入孔21a及び吸入ポート21を介して前記吸入領域の各ポンプ室20に吸入されるようになっている。

[0027] なお、前記吸入孔21aは、前記カムリング17の後述するスプリング収容室28を含む吸入側外周域に臨むように配置形成されている。

[0028] 一方、前記吐出ポート22の図4中の上部位置には、前記ポンプボディ11の底壁を貫通して外部へ開口する横断面ほぼ円形状の吐出孔22aが形成されている。これにより、前記ポンプ構成体のポンプ作用によって加圧された前記吐出領域の各ポンプ室20内のオイルが、前記吐出ポート22と吐出孔22a及び吐出通路04を介して前記メインオイルギャラリー05に供給され、機関内の各摺動部や可変動弁装置等に供給されるようになっている。

[0029] 前記カバー部材12は、図3に示すように、ほぼ板状を呈し、外側部におけるポンプボディ11の軸受孔11aに対応する位置が円柱状に形成されると共に、この円柱状部位のほぼ軸心位置に、駆動軸14の他端側を回転自在

に支持する軸受孔 1 2 a が貫通形成されている。また、前記カバー部材 1 2 は、複数のボルト 2 6 によりポンプボディ 1 1 の開口端面に取り付けられている。

[0030] 前記駆動軸 1 4 は、図外のクランクシャフトからプーリ等を介して伝達された回転力によって前記ロータ 1 5 を図 2 中の時計方向へ回転するように構成されている。

[0031] 前記ロータ 1 5 は、図 2 に示すように、内部中心側から径方向外側へ放射状に複数の前記スリット 1 5 a が切欠形成されていると共に、該各スリット 1 5 a の内側基端部には、前記吐出ポート 2 2 に吐出されたオイルを導入する断面ほぼ円形状の背圧室 1 5 b がそれぞれ形成されている。

[0032] 前記各ベーン 1 6 は、前記ロータ 1 5 の回転に伴う遠心力と前記背圧室 1 5 b の背圧とによって外方へ押し出されるようになっている。そして、隣接するベーン 1 6、1 6 の対向する内側面と、前記ロータ 1 5 の外周面と、前記カムリング 1 7 の内周面と、前記ポンプボディ 1 1 のポンプ収容室 1 3 の底面 1 3 a 及びカバー部材 1 2 の内側面によって、前記ポンプ室 2 0 を液密的に画成するようになっている。

[0033] 前記各リング部材 1 9 は、図 2 及び図 3 に示すように、外周面が前記各ベーン 1 6 の基端部内端面と摺接していると共に、遠心力によって該各ベーン 1 6 を外方へ押圧するようになっている。これにより、機関回転数が低く、前記遠心力や前記背圧室 1 5 b 内の背圧が小さい場合であっても、前記各ベーン 1 6 の先端部外端面を前記カムリング 1 7 内周面に当接させ、前記ポンプ室 2 0 の液密性を確保できるようになっている。

[0034] 前記カムリング 1 7 は、焼結金属によって円環状に一体形成され、図 2 に示すように、外周部の所定位置に、前記ピボットピン 2 4 に嵌合して偏心揺動支点を構成するほぼ円弧凹状のピボット部 1 7 a が軸方向に沿って突設されていると共に、該ピボット部 1 7 a に対し前記カムリング 1 7 の中心を挟んで反対側の位置に、前記カムスプリング 1 8 と連係するアーム部 1 7 b が径方向に沿って突設されている。

- [0035] 前記ポンプボディ 11 の前記支持孔 11 b と反対側の位置には、連通部 27 を介してポンプ収容室 13 と連通するスプリング収容室 28 が設けられており、このスプリング収容室 28 内には、前記アーム部 17 b の先端部と前記カムスプリング 18 とが収容されている。
- [0036] 前記カムスプリング 18 は、その一端部が前記アーム部 17 b の先端部下面から突出したほぼ円弧状の支持突起 17 c と弾接する一方、その他端部が前記スプリング収容室 28 の底面と弾接しており、ばね力（付勢力）をもって前記カムリング 17 を前記偏心量が増大する方向（図 2 中の時計方向）へ前記アーム部 17 b を介して常時付勢するようになっている。これにより、前記カムリング 17 は、図 2 に示す作動状態において、前記カムスプリング 18 のばね力によって前記アーム部 17 b の上面が前記スプリング収容室 28 の上壁下面に形成されたストッパ面 28 a に押し付けられた状態となり、前記偏心量が最大となる位置に保持されるようになっている。
- [0037] また、前記カムリング 17 の外周部には、前記第 1、第 2 シール摺接面 11 c, 11 d と対向する第 1、第 2 シール面を有する横断面ほぼ三角形の一对の第 1、第 2 シール構成部 17 d, 17 e がそれぞれ突出形成されている。この各シール構成部 17 d, 17 e は、それぞれ前記各シール面に横断面ほぼ円弧凹状の第 1、第 2 シール保持溝が前記カムリング 17 の軸方向に沿って切欠形成されていると共に、該各シール保持溝の内部に、前記カムリング 17 の偏心揺動時に各シール摺接面 11 c, 11 d に摺接する一对のシール部材 30, 30 がそれぞれ収容保持されている。
- [0038] 前記第 1、第 2 シール面は、図 4 に示すように、それぞれ前記支持孔 11 b の中心から前記各シール摺接面 11 c, 11 d までの半径 R_1 , R_2 よりも僅かに小さい所定の半径を隔てた円弧面状に形成され、前記各シール摺接面 11 c, 11 d にそれぞれ微小なクリアランスをもって摺接するようになっている。
- [0039] 前記各シール部材 30, 30 は、図 2 に示すように、例えば低摩擦特性を有するフッ素系樹脂材により前記カムリング 17 の軸方向に沿って矩形平板

状に形成され、前記各シール保持溝の底部に配設されたゴム製の弾性部材の弾性力により前記各シール摺接面 11c, 11d に押し付けられるようになっている。これにより、後述する各制御油室 31, 32 の液密性が常時確保されるようになっている。

[0040] さらに、前記カムリング 17 のピボット部 17a 側、すなわちポンプ吐出側の外周域には、前記ピボット部 17a を挟むように第 1, 第 2 制御油室 31, 32 がそれぞれ配設されている。

[0041] これら各制御油室 31, 32 は、前記ポンプボディ 11 の内周面と、前記カムリング 17 の外周面及び前記各シール部材 30, 30 によって画成された断面ほぼ円弧状の内部空間を、前記ピボット部 17a によって図 2 中の上下方向にさらに二分割することでそれぞれ画成されている。

[0042] 前記各制御油室 31, 32 のうち、図 2 中の上側の前記第 1 制御油室 31 は、前記ポンプボディ 11 の側部に貫通形成された第 1 連通孔 25a を介して前記第 1 給排通路 7a に接続されており、前記メインオイルギャラリー 05 内を流通するポンプ吐出圧が、第 1, 第 2 分岐通路 3, 4 と、前記パイロット弁 50 及び前記第 1 連通孔 25a を介して適宜供給されるようになっている。

[0043] また、前記第 1 制御油室 31 に面する前記カムリング 17 の外周面には、前記第 1 制御油室 31 内に供給された油圧を受ける第 1 受圧面 33 が形成されている。これにより、前記第 1 制御油室 31 内に油圧が供給されると、前記カムリング 17 に対し、前記第 1 受圧面 33 を介して前記カムスプリング 18 の付勢力に抗する方向、すなわち、前記偏心量を減少させる方向への揺動力が付与されるようになっている。

[0044] 一方、前記第 2 制御油室 32 は、前記ポンプボディ 11 の側部に前記第 1 連通孔 25a と平行に貫通形成された第 2 連通孔 25b を介して前記第 2 給排通路 7b に接続されており、前記メインオイルギャラリー 05 内を流動するポンプ吐出圧が、第 1, 第 3 分岐通路 3, 5 と、前記電磁切換弁 40 と、前記中間通路 70 と、前記パイロット弁 50 及び前記第 1 連通孔 25a を介

して適宜供給されるようになっている。

[0045] また、この第2制御油室32に面するカムリング17の外周面には第2受圧面34が形成されている。これにより、前記第2制御油室32内に油圧が供給されると、前記第2受圧面34を介して前記カムスプリング18の付勢力をアシストする方向、すなわち、前記偏心量を増大させる方向への揺動力が付与されるようになっている。

[0046] ここで、図2に示すように、前記第1受圧面33の受圧面積は、前記第2受圧面34の受圧面積よりも大きく設定されており、前記第1制御油室31の内圧に基づく付勢力と、前記第2制御油室32の内圧及び前記カムスプリング18のばね力に基づく付勢力とが所定の力関係をもってバランスするようになっている。

[0047] また、前記第2制御油室32に油圧を供給する前記第3分岐通路5と中間通路70との間には、前述したように電磁切換弁40が介設されている。

[0048] 前記電磁切換弁40は、図1、図2及び図5に示すように、2ポート3位置弁であって、内燃機関を制御する図外のコントロールユニットから機関の運転状態に応じて発信されるオン、オフ信号に基づき、前記第3分岐通路5と中間通路70とを連通させるか、あるいは前記中間通路70とドレン通路6とを連通させるようになっている。

[0049] すなわち、この電磁切換弁40は、図5に示すように、前記シリンダブロック35の外部から前記第3分岐通路5と中間通路70との接続部位に亘って穿設されたバルブ収容孔35aに圧入固定され、内部軸方向に沿って作動孔41aが貫通形成されたバルブボディ41と、前記作動孔41aの前記バルブボディ41先端部（前記シリンダブロック35内部側の一端部）側に嵌合固定され、中央に前記第3分岐通路5の下流端と連通するソレノイド開口ポート42aが形成されたバルブシート42と、該バルブシート42の内側に離着座自在に設けられて、前記ソレノイド開口ポート42aを開閉する金属製のボール弁体43と、前記バルブボディ41の基端部（他端部）に結合されたソレノイドユニット44と、から主として構成されている。

- [0050] 前記バルブボディ 4 1 は、周壁の先端側となる前記ボール弁体 4 3 の側部位置に、前記中間通路 7 0 に連通される連通ポート 4 5 が径方向に貫通形成されている一方、周壁の基端部側に、前記ドレン通路 6 に連通されるドレンポート 4 6 が径方向に貫通形成されている。
- [0051] 前記ソレノイドユニット 4 4 は、内部に図外の電磁コイルや固定プランジャ及び可動プランジャ等が收容配置され、前記電磁コイルへ前記コントロールユニットから信号が発せられると、これに応じて前記可動プランジャを軸方向に進退動させるようになっている。
- [0052] また、前記ソレノイドユニット 4 4 の内部には、前記可動プランジャを常時後退方向へ付勢するための図外のリターンスプリングが設けられている。
- [0053] さらに、前記可動プランジャの先端部には、前記作動孔 4 1 a 内に收容された円柱棒状のプッシュロッド 4 7 の一端部が結合されており、このプッシュロッド 4 7 を介して前記ボール弁体 4 3 を前記バルブシート 4 2 方向へ押圧できるようになっている。
- [0054] また、前記プッシュロッド 4 7 の外周面と前記作動孔 4 1 a の中央部内周面との間には、前記連通ポート 4 5 と前記ドレンポート 4 6 とを適宜連通させる円筒状の通路 4 8 が形成されている。
- [0055] 前記コントロールユニットは、機関の油温や水温、機関回転数や負荷等から現在の機関運転状態を検出して、特に機関回転数が所定以下では前記ソレノイドユニット 4 4 の電磁コイルへオン信号（通電）を出力し、所定より高い場合はオフ信号（非通電）を出力するようになっている。ただし、機関回転数が所定以下でも、機関が高負荷域の場合等には、前記電磁コイルへオフ信号が出力されるようになっている。
- [0056] かかる構成から、例えば機関回転数が所定以下の場合には、前記ソレノイドユニット 4 4 の電磁コイルに対して機関のコントロールユニットからオン信号（通電）が出力されると、前記可動プランジャが前記リターンスプリングのばね力に抗して進出移動して、図 5 の実線で示すように、前記プッシュロッド 4 7 を介して前記ボール弁体 4 3 を前記バルブシート 4 2 方向へ押圧

する。そうすると、前記ボール弁体 4 3 が前記ソレノイド開口ポート 4 2 a を閉塞すると共に、前記連通ポート 4 5 と通路 4 8 及びドレンポート 4 6 を連通させることから、前記第 2 制御油室 3 2 内の油圧を、前記パイロット弁 5 0 と中間通路 7 0 から前記連通ポート 4 5、通路 4 8 及びドレンポート 4 6 を通ってオイルパン 0 1 へ排出可能な状態となる。

[0057] 一方、例えば機関回転数が所定より高い場合には、前記ソレノイドユニット 4 4 の電磁コイルに対して機関のコントロールユニットからオフ信号(非通電)が出力されると、前記可動プランジャが前記リタースプリングのばね力によって後退移動することで、前記プッシュロッド 4 7 による前記ボール弁体 4 3 の押圧が解除される。そうすると、前記第 3 分岐通路 5 からのポンプ吐出圧が前記ボール弁体 4 3 に作用して、図 5 の一点鎖線で示すように、該ボール弁体 4 3 を前記ソレノイドユニット 4 4 方向へ付勢するようになる。これにより、前記通路 4 8 の一端を閉塞して該通路 4 8 とドレンポート 4 6 との連通を遮断すると共に、前記ソレノイド開口ポート 4 2 a が開口され、前記第 3 分岐通路 5 と中間通路 7 0 とが連通されることから、前記メインオイルギャラリー 0 5 を流動するポンプ吐出圧を前記第 2 制御油室 3 2 に供給可能な状態となる。

[0058] したがって、前記オイルポンプ 1 0 は、機関の運転状態等に基づく前記電磁切換弁 4 0 の切換作動に伴い、前記第 2 制御油室 3 2 内の油圧の給排を選択するようになっている。そして、これに伴いポンプ吐出圧を、前記メインオイルギャラリー 0 5 から供給される前記第 1 制御油室 3 1 内の油圧と前記カムスプリング 1 8 の付勢力とに基づき、前記カムリング 1 7 の偏心量を制御することによって所定の低圧 P 1 に制御する状態と、これに前記第 2 制御油室 3 2 内の油圧を加えて前記カムリング 1 7 の偏心量を制御することによって所定の高圧 P 2 に制御する状態の 2 種類の吐出圧特性を得るようになっている。

[0059] 前記カムスプリング 1 8 のセット荷重は、この 2 種類の吐出圧特性に基づいて設定されるようになっている。

- [0060] すなわち、前記カムスプリング 18 は、前記第 1、第 2 制御油室 31、32 のうち第 1 制御油室 31 のみに油圧が供給されている場合に、その油圧が所定の低圧 P1 よりも低い作動開始圧 P1' 以上になると作動し始めるようにセット荷重が設定されている。
- [0061] また、前記第 1、第 2 制御油室 31、32 に同様の油圧が供給されている場合には、前記両受圧面 33、34 の面積差に伴う付勢力の差に基づき、前記カムスプリング 18 に抗する方向への力が生じることとなるが、この場合において、前記カムスプリング 18 は、前記両者 31、32 に供給される油圧が所定の高圧 P2 よりも高い作動開始圧 P2' 以上になると作動し始めるようにセット荷重が設定されている。
- [0062] なお、前記カムスプリング 18 が作動を始める際の油圧は、機関回転数の高い場合や作動油中に気泡が含まれている場合等において変動する可能性があるものの、前記作動開始圧 P2' は、機関の運転条件のいかなる場合においても前記所望の高圧 P2 以上となるように設定されている。
- [0063] そして、前記オイルポンプ 10 には、前記パイロット弁 50 が設けられている。
- [0064] 前記パイロット弁 50 は、図 2 及び図 6 に示すように、前記ポンプボディ 11 の外側壁に一体に設けられた円筒状のバルブボディ 51 と、該バルブボディ 51 の内部に形成された摺動用孔 52 内に摺動自在に收容されたスプール弁 53 と、前記バルブボディ 51 の軸方向他端側に形成された制御ばね收容室 54 内に收容配置され、前記スプール弁 53 を図中の上方向へ付勢する付勢部材である制御ばね 55 と、該制御ばね 55 のばね荷重が与えられた状態で前記バルブボディ 51 の他端部開口に圧入固定された腕状の圧入プラグ 56 と、を備えている。なお、前記摺動用孔 52 や前記スプール弁 53（後述する第 1、第 2 ランド部 63、64）は、前記制御ばね 55 の外径を基準として、該外径よりも僅かに大きくなるようにそれぞれ径が設定されている。
- [0065] 前記バルブボディ 51 は、前記摺動用孔 52 の図 6 中の上方に位置する上

端開口に、前記摺動用孔 5 2 より小径な導入ポート 5 7 が形成されている。

この導入ポート 5 7 は、前記第 1、第 2 分岐通路 3、4 及び第 2 オイルフィルタ 2 を介して前記メインオイルギャラリー 0 5 と連通している。

[0066] また、前記バルブボディ 5 1 の摺動用孔 5 2 の前記導入ポート 5 7 側の端縁には、前記スプール弁 5 3 が前記制御ばね 5 5 のばね力によって上方へ付勢されて着座する着座面として段差テーパ面 5 1 a が形成されている。

[0067] さらに、前記バルブボディ 5 1 の前記摺動用孔 5 2 が臨む周壁には、前記第 1 給排通路 7 a を介して第 1 制御油室 3 1 に連通する第 1 制御ポートである第 1 給排ポート 5 8 と、前記第 2 給排通路 7 b を介して第 2 制御油室 3 2 に連通する第 2 制御ポートである第 2 給排ポート 5 9 が径方向に沿って貫通形成されていると共に、該第 2 給排ポート 5 9 よりも下側の位置に、ポンプ外の大気圧に連通するドレンポート 6 0 が径方向に沿って貫通形成されている。

[0068] また、前記周壁の第 1 給排ポート 5 8 と第 2 給排ポート 5 9 との間でかつ、該両ポート 5 8、5 9 と反対側の位置には、前記中間通路 7 0 の一端に接続された接続ポート 6 1 が径方向に沿って貫通形成されていると共に、該接続ポート 6 1 とほぼ同じ円周方向位置でかつ、前記ドレンポート 6 0 よりも下側の位置には、大気圧に連通して前記スプール弁 5 3 の良好な摺動性を確保する背圧逃し用の背圧ポート 6 2 が径方向に沿って貫通形成されている。

[0069] なお、前記ドレンポート 6 0 及び背圧ポート 6 2 は、ポンプ外の大気圧ではなく前記吸入ポート 2 1 に連通させることも可能である。

[0070] 前記スプール弁 5 3 は、中実に一体形成されており、軸方向両端側にそれぞれ設けられた比較大径な円柱状の第 1、第 2 ランド部 6 3、6 4 と、該両ランド部 6 3、6 4 の間を接続する比較小径な円柱状の小径部 6 5 と、を備えている。

[0071] 前記第 1、第 2 ランド部 6 3、6 4 は、それぞれ同じ外径に形成されており、前記摺動用孔 5 2 の内周面に微小隙間を介して摺動するようになっている。

- [0072] また、前記第 1、第 2 ランド部 6 3、6 4 は、前記オイルポンプ 1 0 の後述する第 1 ～第 4 の作動状態において、前記各ポート 5 8 ～6 1 間の連通あるいは遮断の条件を満足するように、両者 6 3、6 4 間の距離が設定されている。
- [0073] すなわち、前記第 1 ランド部 6 3 と第 2 ランド部 6 4 の対向する側面 6 3 a、6 4 a 間の距離 L_1 は、図 6 に示すように、前記第 1 給排ポート 5 8 の図中の下端縁 5 8 a と第 2 給排ポート 5 9 の図中の上端縁 5 9 a との間の間隔 L_2 よりも大きくかつ、接続ポート 6 1 の図中の下端縁 6 1 a と前記ドレンポート 6 0 の図中の上端縁 6 0 a との間の間隔 L_3 とほぼ等しくなるように設定されている。
- [0074] 前記第 1 ランド部 6 3 は、その軸方向幅が前記第 1 給排ポート 5 8 の孔径とほぼ同じ長さとなるように設定されている。
- [0075] さらに、前記第 1 ランド部 6 3 の前記導入ポート 5 7 側の端面には、前記第 1 ランド部 6 3 よりも僅かに小径な円柱状の受圧部 6 6 が突出形成されている。この受圧部 6 6 の先端には、前記導入ポート 5 7 から摺動用孔 5 2 内に導入されたポンプ吐出圧を受ける平坦面状の受圧面 6 6 a が形成されている。
- [0076] また、前記第 2 ランド部 6 4 の前記圧入プラグ 5 6 側の端面には、前記第 2 ランド部 6 4 よりも小径な円柱状の凸部である保持突起部 6 7 が突設されている。
- [0077] 前記小径部 6 5 は、図 2 及び図 6 に示すように、前記摺動用孔 5 2 との間の外周に形成された円環状の環状溝 6 8 を介してオイルを通流させるようになっている。
- [0078] 前記制御ばね収容室 5 4 は、前記摺動用孔 5 2 の内周面と、前記スプール弁 5 3 の第 2 ランド部 6 4 の前記圧入プラグ 5 6 側の端面及び前記圧入プラグ 5 6 の内端面によって円筒状に画成されている。
- [0079] 前記制御ばね 5 5 は、そのばね力が前記カムスプリング 1 8 のばね力よりも小さくなるように設定されている。

[0080] また、前記制御ばね 55 は、一端部が前記第 2 ランド部 64 の前記圧入プラグ 56 側の端面に弾接する一方、他端部が前記圧入プラグ 56 の内端面に弾接しており、このばね力によって前記スプール弁 53 を前記導入ポート 57 側へ常時付勢するようになっている。

[0081] さらに、前記制御ばね 55 は、一端部が前記保持突起部 67 の外周面によって保持されていると共に、外周部のほぼ全体が前記制御ばね収容室 54 の内周面によって保持されている。

[0082] そして、前記スプール弁 53 は、前記受圧面 66 a に前記導入ポート 57 から受けるポンプ吐出圧と前記制御ばね 55 のばね力との相対圧によって下降移動または上昇移動して、前記各ポート 57 ～ 61 を適宜開閉（連通）するようになっている。この前記スプール弁 53 の作動による各ポート 57 ～ 61 の開閉作用は、以下の本実施形態の作用の項で具体的に説明する。

〔本実施形態の作用〕

以下、本実施形態に係る可変容量形オイルポンプの作動を、図 2，図 7 ～ 図 10 に基づいて説明する。

[0083] まず、機関が始動時から低回転の運転状態である場合には、前記オイルポンプ 10 は、図 2 に示す第 1 の作動状態となる。

[0084] この第 1 の作動状態において、前記電磁切換弁 40 は、内部の前記電磁コイルがコントロールユニットからのオン信号を受けて通電状態となり、前記可動プランジャとプッシュロッド 47 を介して前記ボール弁体 43 を前記バルブシート 42 方向へ押し上げることで、該バルブシート 42 のソレノイド開口ポート 42 a を閉止する一方、前記連通ポート 45 とドレンポート 46 を連通させる。

[0085] また、前記パイロット弁 50 は、機関の回転数及び油圧が低く、前記受圧面 66 a に作用するポンプ吐出圧（パイロット圧）も小さいことから、前記スプール弁 53 が前記圧入プラグ 56 方向へ移動することなく、前記受圧部 66 先端縁が前記段差テーパ面 51 a に着座した状態が維持される。

[0086] これにより、前記パイロット弁 50 は、前記小径部 65 外周の環状溝 68

を介して前記第 1, 第 2 給排ポート 5 8, 5 9 と前記接続ポート 6 1 とを連通させた状態となる。

[0087] したがって、前記第 1 の作動状態においては、前記第 1 制御油室 3 1 と第 2 制御油室 3 2 が共に前記ドレンポート 4 6 と連通することから、該両者 3 1, 3 2 に油圧が導入されることなく、前記カムリング 1 7 の偏心率制御が行われる。

[0088] すなわち、前記カムリング 1 7 が、前記第 1, 第 2 制御油室 3 1, 3 2 内の油圧に依らず、前記カムスプリング 1 8 のばね力のみによって図 2 中の時計方向、つまり前記アーム部 1 7 b が前記ストッパ面 2 8 a に当接した最大偏心率状態に維持されることとなる。

[0089] この結果、前記第 1 の作動状態において、前記オイルポンプ 1 0 のポンプ吐出圧は、図 1 0 の回転領域 a に示すように、機関回転数の上昇にほぼ比例して上昇することとなる。

[0090] その後、機関の回転数が前記回転領域 a を超え、これに伴い前記メインオイルギャラリー 0 5 内のポンプ吐出圧が図 1 0 に示す低圧 P 1 に達すると、前記オイルポンプ 1 0 は、図 7 に示す第 2 の作動状態に移行する。

[0091] この第 2 の作動状態においても、前記電磁切換弁 4 0 は前記第 1 の作動状態と同様に、通電状態が維持されている。

[0092] 前記パイロット弁 5 0 は、前記第 1 の作動状態と同様に、前記環状溝 6 8 を介して前記第 2 給排ポート 5 9 と接続ポート 6 1 とを連通させることで、前記第 2 制御油室 3 2 が前記ドレンポート 4 6 に連通した状態になる。

[0093] また、前記パイロット弁 5 0 は、前記スプール弁 5 3 の前記受圧面 6 6 a に前記低圧 P 1 よりも高いポンプ吐出圧を受けると、前記制御ばね 5 5 のばね力に抗しつつ後退移動することにより、前記第 1 ランド部 6 3 によって開口面積が絞られたオリフィス状態で、前記導入ポート 5 7 と第 1 給排ポート 5 8 とを連通させる。

[0094] このとき、前記第 1 制御油室 3 1 内に供給される油圧は、このオリフィス部を通過することでポンプ吐出圧よりも減圧された P 1' となるが、前記力

ムスプリング１８のセット荷重もまた、前記第１，第２制御油室３１，３２のうち第１制御油室のみに油圧が供給されている場合において作動開始圧Ｐ１’で作動するように設定されていることから、前記オリフィス部による減圧の影響を受けることなくポンプ吐出圧の制御を行うことができる。

[0095] これにより、前記第１制御油室３１は、ポンプ吐出圧の高さに応じて拡大する前記オリフィス部を介して内部に減圧された油圧が供給され、この油圧に基づいて前記カムリング１７を前記カムスプリング１８のばね力に抗しつつ、前記偏心率が小さくなる方向へ付勢することによってポンプ吐出量を減少させ、ポンプ吐出圧を低下させる。

[0096] 一方、前記パイロット弁５０は、前記受圧面６６ａが受けるポンプ吐出圧が前記低圧Ｐ１より低くなった場合には、前記スプール弁５３が前記制御ばね５５のばね力で前記導入ポート５７方向に移動して、前記第１の作動状態と同様に、前記第１ランド部６３により前記導入ポート５７と第１給排ポート５８を遮断すると共に、前記第１給排ポート５８と前記ドレンポート４６とを連通させる。

[0097] これにより、前記第１制御油室３１内の油圧が減圧され、これに伴い前記カムリング１７の前記偏心率が増大することから、ポンプ吐出量が増大すると共に、ポンプ吐出圧が上昇する。

[0098] したがって、前記第２の作動状態にあつては、前記パイロット弁５０が、前記オイルポンプ１０のポンプ吐出圧が大きくなるにしたがって前記第１制御油室３１にオイルを導入させて加圧調整することでポンプ吐出圧を低下させる一方、ポンプ吐出圧が低くなると前記第１制御油室３１からオイルを導出させて減圧調整することでポンプ吐出圧を向上させ、前記低圧Ｐ１に調圧するようになっている。

[0099] なお、本実施形態では、前記第１給排ポート５８の孔径と該第１給排ポート５８を閉塞する前記第１ランド部６３の軸方向巾をほぼ同じ長さとしたことから、前記第１制御油室３１に対するオイルの給排を、前記スプール弁５３の微小な移動のみで切換制御できる。このため、前記制御ばね５５のばね

定数の影響が吐出圧制御に及びにくいことから、ポンプ吐出圧を精度良く前記低圧P 1に制御することが可能となる。

[0100] この結果、前記第2の作動状態において、前記オイルポンプ10のポンプ吐出圧は、図10の回転領域bに示すように、機関回転数の上昇に関わることなくほぼ前記低圧P 1に維持されることとなる。

[0101] 次に、機関回転数がさらに上昇して負荷や油圧が高くなり、ピストンにオイルを噴射するオイルジェットの作動が必要な高負荷運転状態になると、前記オイルポンプ10は、図8に示す第3の作動状態となる。

[0102] この第3の作動状態において、前記電磁切換弁40は、内部の前記電磁コイルがコントロールユニットからのオフ信号を受けて非通電状態となり、これに伴い前記ボール弁体43の前記バルブシート42方向への付勢が解除されることから、前記ソレノイド開口ポート42aが開口する。そして、前記ソレノイド開口ポート42aが開口すると、該ソレノイド開口ポート42aを介して供給されたポンプ吐出圧によって前記ボール弁体43が前記ソレノイドユニット44方向へ付勢されることから、前記通路48の一端が閉塞されて前記連通ポート45とドレンポート46との連通が遮断される。

[0103] 前記パイロット弁50は、前記第2の作動状態と同様に、前記導入ポート57と第1給排ポート58とを連通させていると共に、前記第2給排ポート59と接続ポート61とを連通させている。また、前記第2ランド部64によって前記第2給排ポート59とドレンポート60とを遮断している。

[0104] したがって、前記第3の作動状態では、前記第1制御油室31と第2制御油室32の両方に油圧が導入されることから、前記カムリング17は、前記カムスプリング18のばね力と前記第2制御油室32の油圧によって図8中の時計方向へ再度移動して、再び最大偏心の状態に戻される。

[0105] この結果、前記第3の作動状態において、前記オイルポンプ10のポンプ吐出圧は、図10の回転領域cに示すように、再び機関回転数の上昇にほぼ比例して上昇することとなる。

[0106] その後、機関の回転数が前記回転領域cを超え、これに伴い前記メインオ

イルギャラリー 05 の吐出圧が図 10 に示す高圧 P 2 に達すると、前記オイルポンプ 10 は、図 9 に示す第 4 の作動状態に移行する。

[0107] この第 4 の作動状態においても、前記電磁切換弁 40 は前記第 3 の作動状態と同様に、非通電状態が維持されている。

[0108] 前記パイロット弁 50 は、前記第 3 の作動状態と同様に、前記導入ポート 57 と第 1 給排ポート 58 とを連通させている。

[0109] また、前記パイロット弁 50 は、前記受圧面 66 a に前記高圧 P 2 よりも高いポンプ吐出圧を受けると、前記制御ばね 55 のばね力に抗しつつ後退移動することにより、前記第 2 給排ポート 59 とドレンポート 60 とを連通させる。

[0110] このとき、前記第 1 制御油室 31 にはポンプ吐出圧と同等の油圧が供給されている一方、前記第 2 制御油室 32 からは前記第 3 の作動状態に導入された油圧が前記ドレンポート 60 を介して徐々に排出されている状態となる。

[0111] このため、前記カムスプリング 18 に抗する方向への力は、前記両受圧面 33, 34 の面積差に伴う付勢力の差のみならず、前記第 1, 第 2 制御油室 31, 32 内の油圧差の影響も受けることから、結果としてその両者 31, 32 にポンプ吐出圧よりも加圧された P 2' が供給されているのと同様の状態となる。

[0112] これに対して、前記カムスプリング 18 のセット荷重は、前記第 1, 第 2 制御油室 31, 32 の両方に油圧が供給されている場合において作動開始圧 P 2' で作動するように設定されていることから、前記第 2 制御油室 32 の排出による減圧の影響を受けることなくポンプ吐出圧の制御を行うことができる。

[0113] これにより、前記第 2 制御油室 32 は、ポンプ吐出圧の高さに応じて適宜減圧がなされ、これに基づき、前記カムリング 17 を前記偏心量の小さくなる方向へ移動させることでポンプ吐出量を減少させ、ポンプ吐出圧を低下させる。

[0114] 一方、前記パイロット弁 50 は、前記受圧面 66 a が受けるポンプ吐出圧

が前記高圧 P 2 よりも低くなった場合には、前記スプール弁 5 3 が前記制御ばね 5 5 のばね力で前記導入ポート 5 7 方向に移動して、前記第 3 の作動状態と同様に、前記第 2 ランド部 6 4 により前記第 2 給排ポート 5 9 とドレンポート 6 0 を遮断する。

[0115] これにより、前記第 2 制御油室 3 2 内の油圧が加圧され、これに伴い前記カムリング 1 7 の偏心量が増大することから、ポンプ吐出量が増大すると共に、ポンプ吐出圧の上昇が図られる。

[0116] したがって、前記第 4 の作動状態にあつては、前記パイロット弁 5 0 が、前記オイルポンプ 1 0 のポンプ吐出圧が大きくなるにしたがって前記第 2 制御油室 3 2 内のオイルを導出させて減圧調整することでポンプ吐出圧を低下させる一方、ポンプ吐出圧が低くなると前記第 2 制御油室 3 2 にオイルを導入させて加圧調整することでポンプ吐出圧を向上させ、前記高圧 P 2 に調圧するようになっている。

[0117] なお、本実施形態では、前記第 1, 第 2 ランド部 6 3, 6 4 の軸方向から対向する側面 6 3 a, 6 4 a 間の距離 L 1 を、前記ドレンポート 6 0 と接続ポート 6 1 の間隔 L 3 とほぼ等しくなるように設定したことから、前記第 2 制御油室 3 2 に対するオイルの給排を、前記スプール弁 5 3 の微小な移動のみで切換制御できる。このため、前記制御ばね 5 5 のばね定数の影響が吐出圧制御に及びにくいことから、ポンプ吐出圧を精度良く前記高圧 P 2 に制御することが可能となる。

[0118] この結果、前記第 4 の作動状態において、前記オイルポンプ 1 0 のポンプ吐出圧は、図 1 0 の回転領域 d に示すように、機関回転数の上昇に関わることなくほぼ前記高圧 P 2 に維持されることとなる。

[0119] このように、本実施形態では、前記電磁切換弁 4 0 を介して前記パイロット弁 5 0 の作動を制御することによって、ポンプ吐出圧を前記低圧 P 1 と高圧 P 2 の 2 段階特性に制御することができる。

[0120] そして、本実施形態では、前記パイロット弁 5 0 を、前述した第 1 ～第 4 の作動状態の全てにおいてオイルが前記制御ばね収容室 5 4 内を通流しない

ように構成した。

[0121] すなわち、前記カムリング 17 の偏心量制御に基づいて前記第 1, 第 2 制御油室 31, 32 からオイルが排出された場合、そのオイルを前記スプール弁 53 の中央位置に形成された前記環状溝 68 を介して前記オイルポンプ 10 の外部へ排出するようにした。

[0122] このため、従来技術のように、前記第 1, 第 2 制御油室 31, 32 から排出されたオイルの油圧が前記制御ばね収容室 54 に流入して、該制御ばね収容室 54 内に背圧が生じ、この背圧によって前記受圧面 66a にかかるポンプ吐出圧（パイロット圧）と前記制御ばね 55 のばね力とによる前記スプール弁 53 の位置制御が不安定となるといった問題を回避することができる。

[0123] したがって、本実施形態によれば、前記スプール弁 53 の位置制御の安定性を向上させることで、設定された油圧特性に対するポンプ吐出圧の制御精度を向上させることができる。なお、この効果は、第 2 制御油室 32 から比較的高圧なオイルが排出される前記第 4 の作動状態において特に有効となる。

[0124] ところで、前記パイロット弁 50 に適用されるスプール弁としては、前記従来の可変容量形オイルポンプのような一端部に受圧壁を有する有蓋円筒状のものが一般によく用いられる。

[0125] しかしながら、このような有蓋円筒状のスプール弁は、その周壁にオイルを通流させる通路を形成する必要があることから形状が複雑となる。

[0126] また、前記有蓋円筒状のスプール弁は、内部に前記制御ばね 55 の一端側を収容配置する関係上、該制御ばね 55 の外径よりも大きなバルブ径に形成しなければならず、これに伴い、前記摺動用孔 52 の孔径もこのバルブ径に合わせて大径化することから、前記パイロット弁 50 の大型化を招来してしまう。

[0127] さらに、前記摺動用孔 52 の孔径に対して前記制御ばね 55 の外径が必然的に小さくなることから、該制御ばね 55 の他端側が宙に浮いた不安定な状態となる。このため、前記摺動用孔 52 を封止するプラグとして、内部に前

記制御ばね 55 の他端部を保持する溝部を有するねじプラグ等を用いて前記制御ばね 55 の他端部を保持しなければならず、これによっても前記パイロット弁 50 の大型化を招来してしまうおそれがあった。

[0128] これに対して、本実施形態では前記スプール弁 53 を中実に形成し、前記小径部 65 外周の環状溝 68 を介してオイルの通流を行っていることから形状が比較的簡素なものとなる。

[0129] また、前記制御ばね 55 を、前記第 2 ランド部 64 の前記圧入プラグ 56 側の端面によって弾持するようにしたことから、前記スプール弁 53 のバルブ径（前記各ランド部 63, 64 の外径）を制御ばね 55 の外径とほぼ同径に設定することが可能となり、これに伴い、前記摺動用孔 52 の孔径も前記制御ばね 55 の外径とほぼ同径とすることができる。この結果、前記パイロット弁 50 の小型化を図ることができると共に、前記制御ばね 55 が前記摺動用孔 52 の内周面によってガイドされることから、前記受圧面 66a に作用するポンプ吐出圧（パイロット圧）に対して正確にばね力を発揮することができる。

[0130] さらに、前記制御ばね 55 は、前記制御ばね収容室 54 の内周面（前記バルブボディ 51 の内周壁）によって保持されていることから、前述したようなねじプラグ等を用いることなく、簡素な形状の前記圧入プラグ 56 を圧入することのみで、前記摺動用孔 52 の封止及び前記制御ばね 55 の他端部を支持することができる。

[0131] また、本実施形態では、前記第 2 ランド部 64 の前記圧入プラグ 56 側の端面に、前記保持突起部 67 を突出形成したことから、前記制御ばね 55 の一端部が、前記バルブボディ 51 の内周壁と前記保持突起部 67 の外周面との間に挟持されるため、前記制御ばね 55 の保持性がより向上される。

[0132] さらに、本実施形態では、前記電磁切換弁 40 を、前記第 2 制御油室 32 からオイルを排出可能な状態にあるとき、つまり前記第 1, 第 2 の作動状態の場合に通電状態となる一方、前記第 2 制御油室 32 にオイルを導入可能な状態にあるとき、つまり前記第 3, 第 4 の作動状態の場合に非通電状態とな

るように構成した。

[0133] これにより、例えば前記電磁切換弁40の電磁コイルや図外のハーネスが断線してしまった場合に、低圧特性を喪失しても高圧特性が残ることから、比較安全に運転を継続することができる。

〔第2実施形態〕

図11は本発明の第2実施形態を示し、基本構成は前記第1実施形態と同様であるが、前記パイロット弁50の制御ばね55の保持構造が変更されている。

[0134] この実施形態におけるスプール弁53の第2ランド部64は、その軸方向の巾長さが第1実施形態のものよりも長尺に形成されている。また、前記第2ランド部64は、前記制御ばね55側の端面から前記保持突起部67が廃止されている一方、該端面のほぼ中央位置に円柱状の凹部である保持溝部71が凹設されている。この保持溝部71は、前記第2ランド部64の外径よりも小径でかつ、前記制御ばね55の外径よりも僅かに大径に形成されており、溝底が前記制御ばね55の一端部と弾接していると共に、その周壁によって前記制御ばね55の一端部を保持するようになっている。

[0135] また、前記バルブボディ51の前記制御ばね55の他端部側には、前記圧入プラグ56が廃止されて、有蓋円筒状の筒状部材であるねじプラグ72が螺着固定されている。このねじプラグ72は、蓋部72aの内壁が前記制御ばね55の他端部と弾接していると共に、円筒部72bの内周壁によって前記制御ばね55の他端部を保持するようになっている。

[0136] したがって、この実施形態によっても、第1実施形態と同様に、前記第1、第2制御油室31、32から排出されたオイルが前記制御ばね収容室54内を通流しないことから、前記スプール弁53の位置制御の安定性を向上させ、設定された油圧特性に対するポンプ吐出圧の制御精度を向上させることが可能となる。

[0137] また、前記制御ばね55の軸方向両端部を、前記第2ランド部64の保持溝部71と前記ねじプラグ72の内壁とによって安定した状態に保持できる

ことから、前記受圧面 66a に作用するポンプ吐出圧（パイロット圧）に対して正確にばね力を発揮することができる。

[0138] なお、図 12 は、前記第 2 実施形態の変形例であって、前記スプール弁 53 の小径部 65 を第 2 実施形態と比べて大径となるように形成すると共に、前記保持溝部 71 を前記第 2 ランド部 64 の制御ばね 55 側の端面から前記小径部 65 の内部に亘って凹設したものである。したがって、この場合においても、第 2 実施形態と同様の作用効果を得ることが可能である。

[0139] 本発明は、前記各実施形態の構成に限定されるものではなく、発明の趣旨を逸脱しない範囲で構成を変更することも可能である。

[0140] 例えば、本実施形態では、前記スプール弁 53 の第 1 ランド部 63 と第 2 ランド部 64 による前記各ポートの切り換え時期を同時としているが、両方同時に連通したり、両方同時に遮断したりする状態があってもよい。

[0141] また、第 1、第 2 ランド部 63、64 の軸方向両端縁に面取りや R 形状を施すことで、開口面積の特性を変更してもよく、これらは搭載されるエンジンの特性に合わせて調整される。

[0142] また、本実施形態では、前記電磁切換弁 40 の故障時におけるフェイルセーフ性を考慮して、前記第 3、第 4 の作動状態（機関高回転時）の場合に非通電状態となるようにしたが、省電力化等を考慮して通電、非通電を逆に設定することも可能である。

[0143] さらに、前記電磁切換弁 40 の通電、非通電のタイミングは、種々の構成に応じて適宜変更することが可能であり、例えば非通電状態への切り換えを前記各実施形態よりもさらに機関高回転となった時点で行うことにより、前記オイルポンプ 10 を前記第 2 の作動状態から前記第 4 の作動状態へ直接切り換えることもできる。

[0144] 以上説明した実施形態に基づく可変容量形オイルポンプとしては、例えば、以下に述べる態様のものが考えられる。

[0145] 可変容量形オイルポンプは、その一つの態様において、内燃機関によって回転駆動されることにより複数のポンプ室の容積が変化して、吸入部から吸

入した作動油を吐出部から吐出するポンプ構成体と、移動することによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を変更させる可動部材と、セット荷重が付与された状態で設けられ、前記複数のポンプ室の容積変化量が増大する方向へ前記可動部材を付勢する付勢機構と、作動油が供給されることによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を減少させる方向への力を前記可動部材に作用させる第1制御油室と、作動油が供給されることによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を増大させる方向への力を前記可動部材に作用させる第2制御油室と、前記第2制御油室から作動油を排出する状態と、前記第2制御油室に作動油を導入する状態と、を切換可能に形成された切換機構と、該切換機構が前記第2制御油室から作動油を排出する状態にある場合に、前記第1制御油室内の作動油を排出する状態と、前記第1制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第1制御油室内に作動油を導入させて、該第1制御油室内を加圧調整し、かつ前記切換機構が前記第2制御油室に作動油を導入する状態にある場合に、前記第2制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態と、前記切換機構を介する前記第2制御油室への作動油の導入を遮断し、前記第2制御油室内の作動油を排出する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第2制御油室内の作動油を排出させて、該第2制御油室内を減圧調整する制御機構と、を備え、前記制御機構は、作動油による油圧と付勢部材による付勢力によって制御されると共に、該付勢部材が配置される部位には、作動油が導かれない構成となっている。

[0146] 前記可変容量形オイルポンプの好ましい態様において、前記制御機構は、前記吐出部から吐出された作動油の油圧を導入する導入ポートと、前記第1制御油室に連通する第1制御ポートと、前記第2制御油室と連通する第2制御ポートと、前記切換機構と接続される接続ポート及び低压部に連通するドレンポートと、を有するバルブボディと、該バルブボディの軸方向一端側に摺動自在に収容され、軸方向の摺動位置に応じて前記第1制御油室に対する

前記導入ポート及び接続ポートの連通状態と、前記第2制御油室に対する前記接続ポート及びドレンポートの連通状態を切り替えるスプール弁と、前記バルブボディの軸方向他端側に收容配置され、前記付勢機構より小さな付勢力によって前記スプール弁を軸方向一端側へ付勢する前記付勢部材である制御ばねと、を有する。

[0147] 別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記スプール弁は、軸方向両端部に前記バルブボディと摺動する大径なランド部をそれぞれ有すると共に、該各ランド部の間に小径部が形成され、該小径部の外周を介して、前記第1制御油室に対して前記接続ポートを適宜連通させると共に、前記第2制御油室に対して前記接続ポート及びドレンポートを適宜連通させるように形成されている。

[0148] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記導入ポートは、前記バルブボディの軸方向一端部に設けられ、前記スプール弁は、前記導入ポート側の軸方向端部に、作動油の油圧が作用する受圧面が形成されている。

[0149] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記第1、第2制御ポート及びドレンポートは、前記バルブボディの周壁にそれぞれ貫通形成されている。

[0150] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記スプール弁は中実に形成されている。

[0151] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記ランド部の前記制御ばね側の端面には、前記ランド部よりも小径な円柱状の凸部が突出形成され、該凸部によって前記制御ばねの一端側が保持されている。

[0152] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記制御ばねは、前記バルブボディの内周壁に支持されている。

[0153] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれ

れかにおいて、前記ランド部の前記制御ばね側の端面には、前記ランド部よりも小径な円柱状の凹部が前記導入ポート側へ向かって凹設され、該凹部によって前記制御ばねの一端側が保持されている。

[0154] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記バルブボディの前記制御ばね側端部には、有蓋円筒状の筒状部材が配置され、前記制御ばねの他端側は、前記筒状部材の内壁面に保持されている。

[0155] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記第1、第2制御油室から作動油が同時に排出される状態の場合、該作動油は、前記小径部の外周を介した後に、前記切換機構を經由して排出される。

[0156] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記切換機構は、電氣的に切り換え制御される電磁制御弁である。

[0157] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記電磁制御弁は、前記第2制御室に作動油を導いている時には非通電状態をとり、前記第2制御油室から作動油を排出している時には通電状態をとる。

[0158] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記電磁制御弁は、前記第2制御油室に対する作動油の給排の切り換えをボール弁によって行う。

[0159] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記吐出部から吐出された作動油は、前記内燃機関の内部に有する構成部材を潤滑する潤滑油として用いられる。

[0160] さらに別の好ましい態様では、前記可変容量形オイルポンプの態様のいずれかにおいて、前記吐出部から吐出された作動油は、可変動弁装置の駆動源及び前記内燃機関のピストンに作動油を供給するオイルジェットに用いられる。

[0161] また、可変容量形オイルポンプは、別の観点から、内燃機関によって回転駆動されるロータと、該ロータの外周に出没自在に設けられた複数のベーンと、内周側に前記ロータ及び前記ベーンを収容しつつ複数のポンプ室を隔成すると共に、移動することによって前記ロータの軸心に対する偏心量に変化して前記複数のポンプ室の容積変化量を変化させるカムリングと、前記複数のポンプ室のうち前記ロータの回転に伴い容積が増大する吸入領域に開口する吸入部と、前記複数のポンプ室のうち前記ロータの回転に伴い容積が減少する吐出領域に開口する吐出部と、セット荷重が付与された状態で設けられ、前記偏心量が大きくなる方向へ前記カムリングを付勢する付勢機構と、作動油が供給されることによって、前記偏心量が小さくなる方向の力を前記カムリングに作用させる第1制御油室と、作動油が供給されることによって、前記偏心量が大きくなる方向の力を前記カムリングに作用させる第2制御油室と、前記第2制御油室から作動油を排出する状態と、前記第2制御油室に作動油を導入する状態とを切換可能に形成された切換機構と、該切換機構が前記第2制御油室から作動油を排出する状態にある場合に、前記第1制御油室内の作動油を排出する状態と、前記第1制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第1制御油室内に作動油を導入させて、該第1制御油室内を加圧調整し、かつ前記切換機構が前記第2制御油室に作動油を導入する状態にある場合に、前記第2制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態と、前記切換機構を介する前記第2制御油室への作動油の導入を遮断し、前記第2制御油室内の作動油を排出する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第2制御油室内の作動油を排出させて、該第2制御油室内を減圧調整する制御機構と、を備え、前記制御機構は、作動油による油圧と付勢部材による付勢力によって制御されると共に、該付勢部材が配置される部位には、作動油が導かれない構成となっている。

[0162] 前記可変容量形オイルポンプの好ましい態様において、前記第1、第2制

御油室は、前記カムリングの外周側に設けられていると共に、該カムリングの外周側に設けられた揺動支点によって画成されている。

請求の範囲

[請求項1]

内燃機関によって回転駆動されることにより複数のポンプ室の容積が変化して、吸入部から吸入した作動油を吐出部から吐出するポンプ構成体と、

移動することによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を変更させる可動部材と、

セット荷重が付与された状態で設けられ、前記複数のポンプ室の容積変化量が増大する方向へ前記可動部材を付勢する付勢機構と、

作動油が供給されることによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を減少させる方向への力を前記可動部材に作用させる第1制御油室と、

作動油が供給されることによって、前記複数のポンプ室の容積変化量を増大させる方向への力を前記可動部材に作用させる第2制御油室と、

前記第2制御油室から作動油を排出する状態と、前記第2制御油室に作動油を導入する状態と、を切換可能に形成された切換機構と、

該切換機構が前記第2制御油室から作動油を排出する状態にある場合に、前記第1制御油室内の作動油を排出する状態と、前記第1制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第1制御油室内に作動油を導入させて、該第1制御油室内を加圧調整し、かつ

前記切換機構が前記第2制御油室に作動油を導入する状態にある場合に、前記第2制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態と、前記切換機構を介する前記第2制御油室への作動油の導入を遮断し、前記第2制御油室内の作動油を排出する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第2制御油室内の作動油を排出させて、該第2制御油室内を減圧調整する制御機構と、

を備え、

前記制御機構は、作動油による油圧と付勢部材による付勢力によって制御されると共に、該付勢部材が配置される部位には、作動油が導かれない構成としたことを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項2]

請求項1に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、

前記制御機構は、

前記吐出部から吐出された作動油の油圧を導入する導入ポートと、前記第1制御油室に連通する第1制御ポートと、前記第2制御油室と連通する第2制御ポートと、前記切換機構と接続される接続ポート及び低圧部に連通するドレンポートと、を有するバルブボディと、

該バルブボディの軸方向一端側に摺動自在に收容され、軸方向の摺動位置に応じて前記第1制御油室に対する前記導入ポート及び接続ポートの連通状態と、前記第2制御油室に対する前記接続ポート及びドレンポートの連通状態を切り替えるスプール弁と、

前記バルブボディの軸方向他端側に收容配置され、前記付勢機構より小さな付勢力によって前記スプール弁を軸方向一端側へ付勢する前記付勢部材である制御ばねと、

を有することを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項3]

請求項2に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、

前記スプール弁は、軸方向両端部に前記バルブボディと摺動する大径なランド部をそれぞれ有すると共に、該各ランド部の間に小径部が形成され、

該小径部の外周を介して、前記第1制御油室に対して前記接続ポートを適宜連通させると共に、前記第2制御油室に対して前記接続ポート及びドレンポートを適宜連通させることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項4]

請求項3に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、

前記導入ポートは、前記バルブボディの軸方向一端部に設けられ、

前記スプール弁は、前記導入ポート側の軸方向端部に、作動油の油圧が作用する受圧面が形成されていることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項5] 請求項4に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記第1、第2制御ポート及びドレンポートは、前記バルブボディの周壁にそれぞれ貫通形成されていることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項6] 請求項5に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記スプール弁は中実に形成されていることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項7] 請求項6に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記ランド部の前記制御ばね側の端面には、前記ランド部よりも小径な円柱状の凸部が突出形成され、
該凸部によって前記制御ばねの一端側が保持されていることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項8] 請求項7に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記制御ばねは、前記バルブボディの内周壁に支持されていることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項9] 請求項5に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記ランド部の前記制御ばね側の端面には、前記ランド部よりも小径な円柱状の凹部が前記導入ポート側へ向かって凹設され、
該凹部によって前記制御ばねの一端側が保持されていることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項10] 請求項9に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記バルブボディの前記制御ばね側端部には、有蓋円筒状の筒状部材が配置され、
前記制御ばねの他端側は、前記筒状部材の内壁面に保持されていることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

- [請求項11] 請求項3に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記第1、第2制御油室から作動油が同時に排出される状態の場合、
該作動油は、前記小径部の外周を介した後に、前記切換機構を経由して排出されることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。
- [請求項12] 請求項1に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記切換機構は、電氣的に切り換え制御される電磁制御弁であることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。
- [請求項13] 請求項12に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記電磁制御弁は、前記第2制御室に作動油を導いている時には非通電状態をとり、前記第2制御油室から作動油を排出している時には通電状態をとることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。
- [請求項14] 請求項13に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記電磁制御弁は、前記第2制御油室に対する作動油の給排の切り換えをボール弁によって行うことを特徴とする可変容量形オイルポンプ。
- [請求項15] 請求項1に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記吐出部から吐出された作動油は、前記内燃機関の内部に有する構成部材を潤滑する潤滑油として用いられることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。
- [請求項16] 請求項15に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、
前記吐出部から吐出された作動油は、可変動弁装置の駆動源及び前記内燃機関のピストンに作動油を供給するオイルジェットにも用いられることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。
- [請求項17] 内燃機関によって回転駆動されるロータと、
該ロータの外周に出没自在に設けられた複数のベーンと、
内周側に前記ロータ及び前記ベーンを収容しつつ複数のポンプ室を隔成すると共に、移動することによって前記ロータの軸心に対する偏心量に変化して前記複数のポンプ室の容積変化量を変化させるカムリ

ングと、

前記複数のポンプ室のうち前記ロータの回転に伴い容積が増大する吸入領域に開口する吸入部と、

前記複数のポンプ室のうち前記ロータの回転に伴い容積が減少する吐出領域に開口する吐出部と、

セット荷重が付与された状態で設けられ、前記偏心量が大きくなる方向へ前記カムリングを付勢する付勢機構と、

作動油が供給されることによって、前記偏心量が小さくなる方向の力を前記カムリングに作用させる第1制御油室と、

作動油が供給されることによって、前記偏心量が大きくなる方向の力を前記カムリングに作用させる第2制御油室と、

前記第2制御油室から作動油を排出する状態と、前記第2制御油室に作動油を導入する状態とを切換可能に形成された切換機構と、

該切換機構が前記第2制御油室から作動油を排出する状態にある場合に、前記第1制御油室内の作動油を排出する状態と、前記第1制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第1制御油室内に作動油を導入させて、該第1制御油室内を加圧調整し、かつ

前記切換機構が前記第2制御油室に作動油を導入する状態にある場合に、前記第2制御油室に前記吐出部からの吐出圧よりも減圧された作動油を導入する状態と、前記切換機構を介する前記第2制御油室への作動油の導入を遮断し、前記第2制御油室内の作動油を排出する状態をとると共に、前記吐出圧が大きくなるにしたがって前記第2制御油室内の作動油を排出させて、該第2制御油室内を減圧調整する制御機構と、

を備え、

前記制御機構は、作動油による油圧と付勢部材による付勢力によって制御されると共に、該付勢部材が配置される部位には、作動油が導

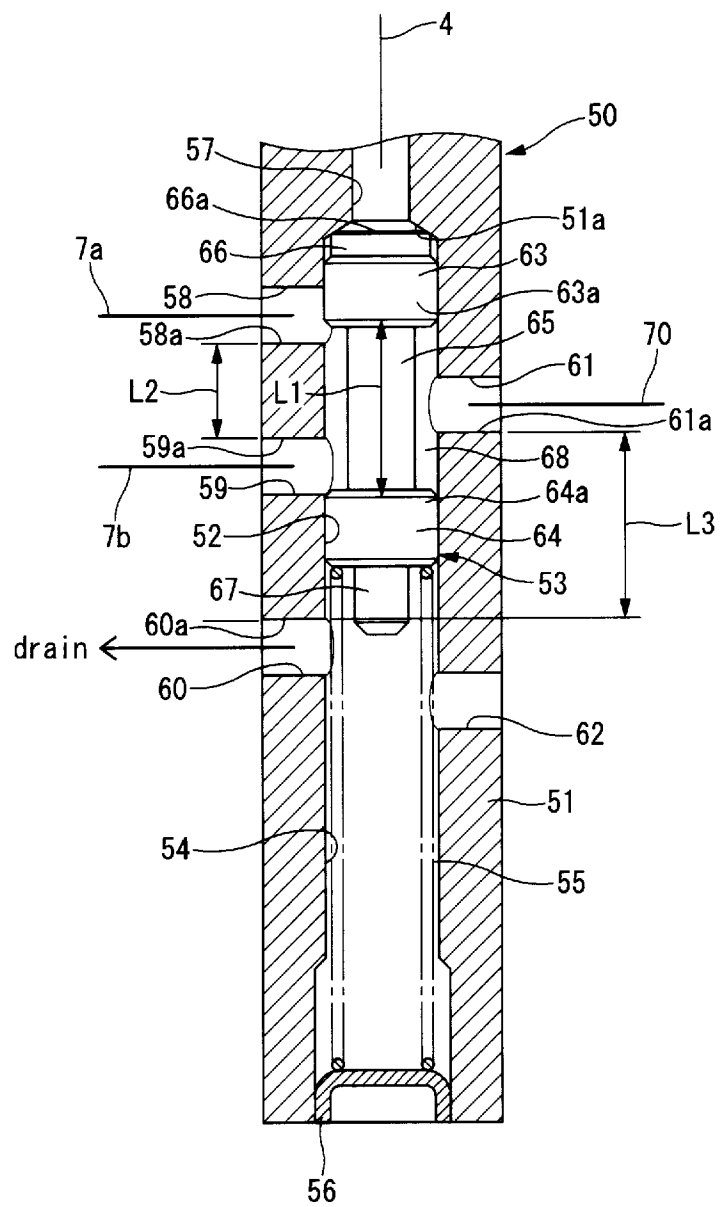
かれない構成としたことを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

[請求項18]

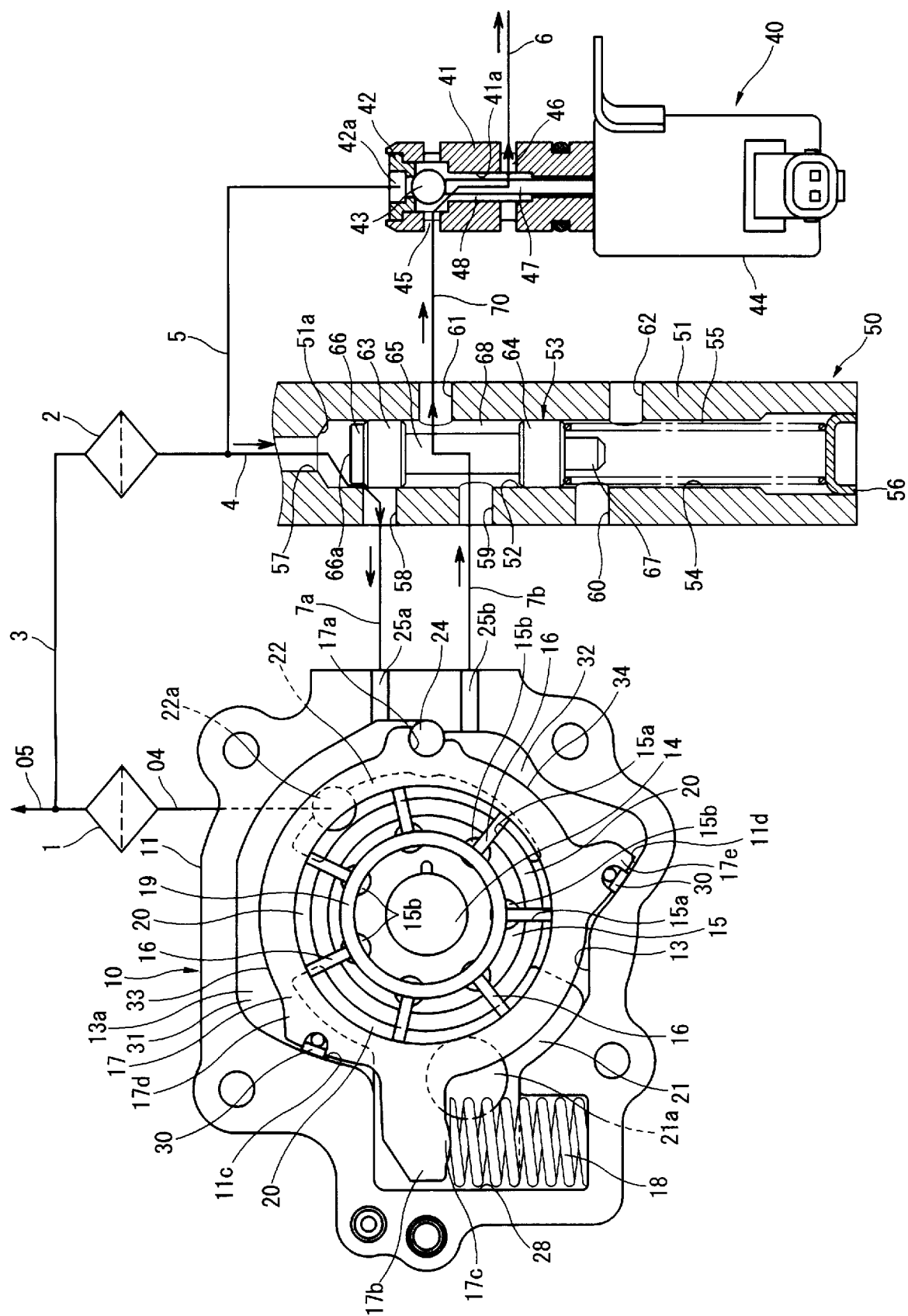
請求項17に記載の可変容量形オイルポンプにおいて、

前記第1、第2制御油室は、前記カムリングの外周側に設けられていると共に、該カムリングの外周側に設けられた揺動支点によって画成されていることを特徴とする可変容量形オイルポンプ。

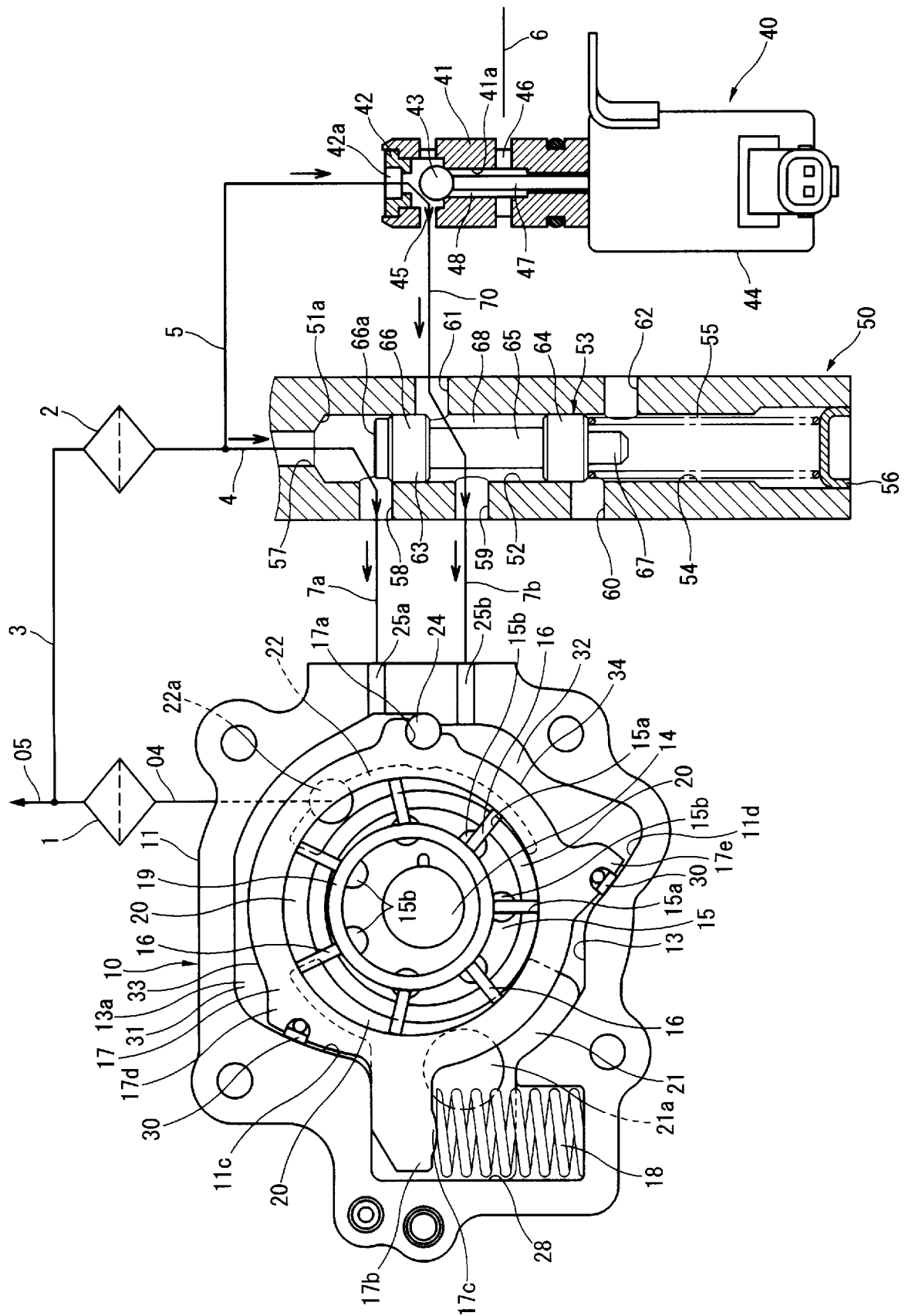
[図6]



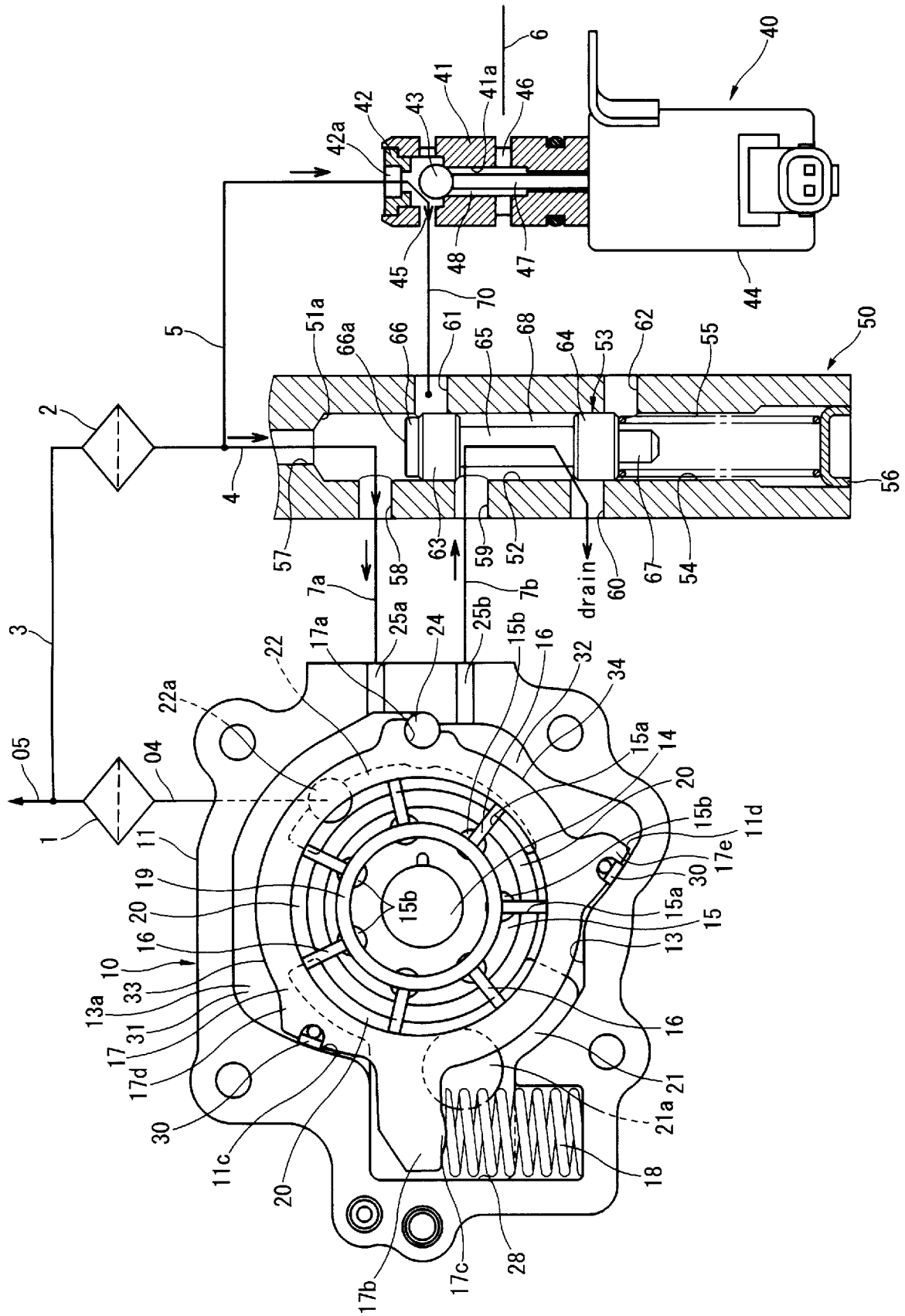
[圖7]



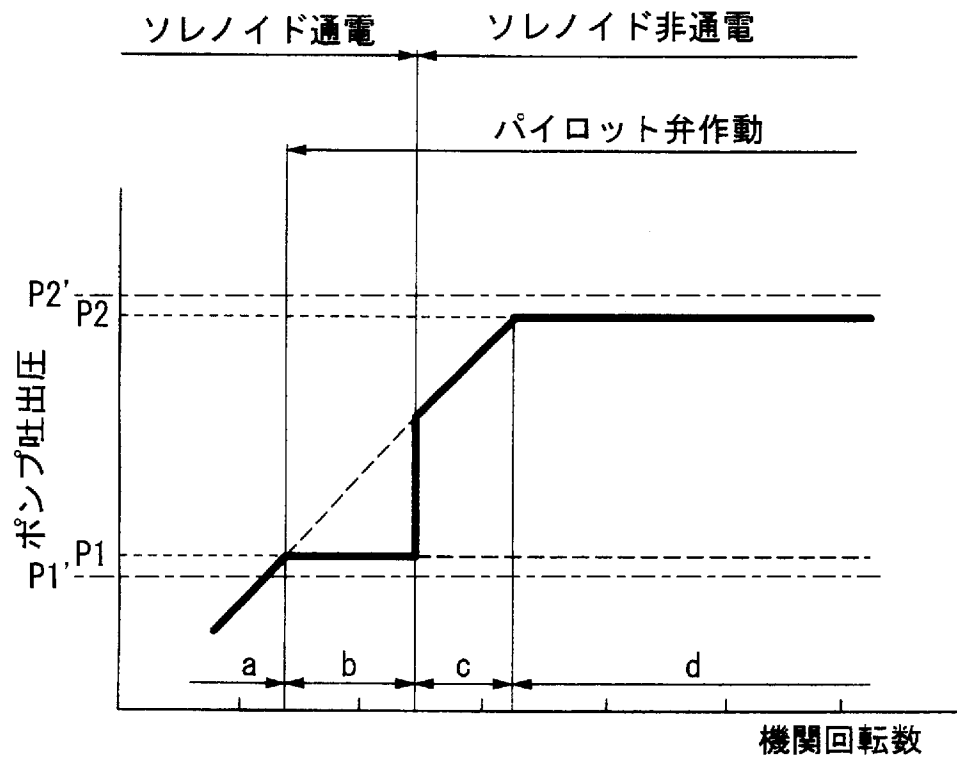
[図8]



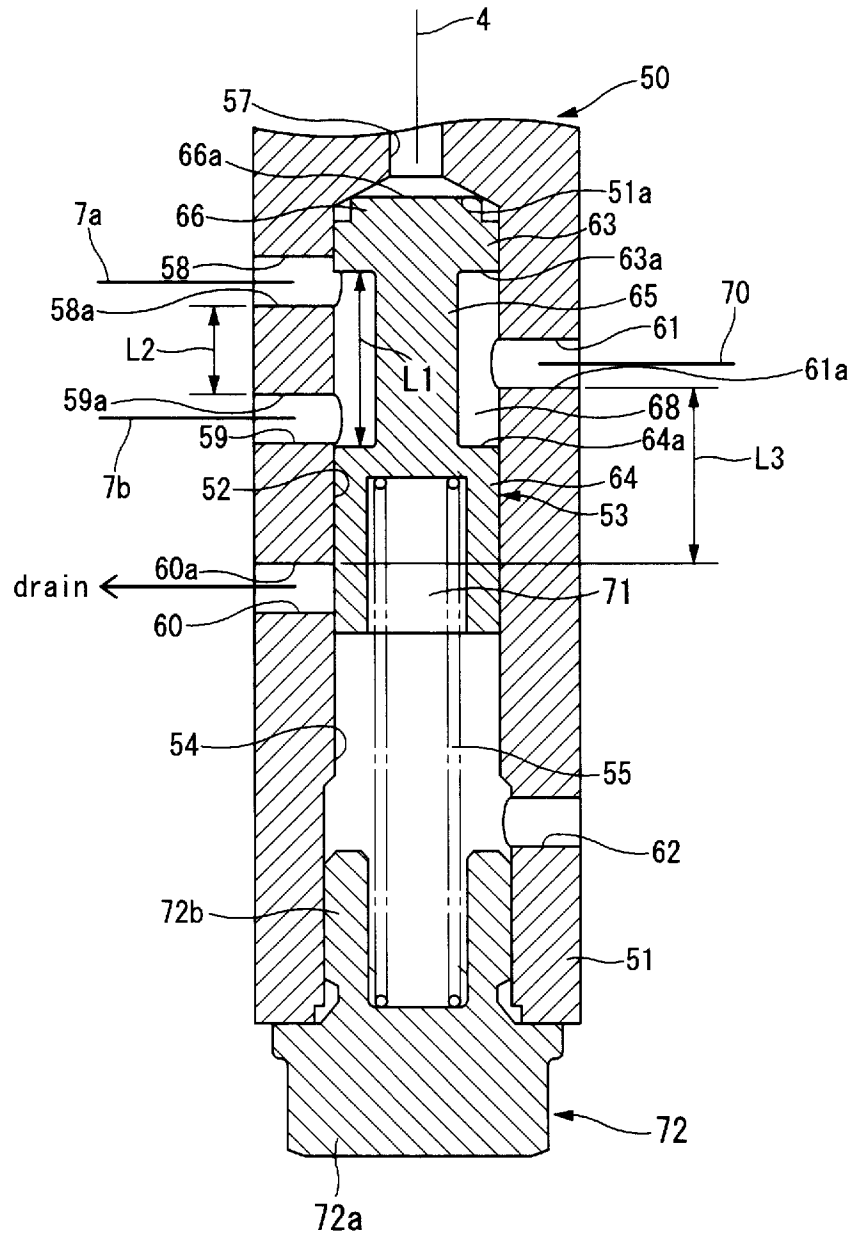
[図9]



[図10]



[図11]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/060701

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C14/22(2006.01)i, F04C2/344(2006.01)i, F04C14/26(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)

F04C2/30-2/352, 11/00-15/06, 18/30-18/352, 18/48-18/56

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.
X Y A	JP 2015-21400 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 02 February 2015 (02.02.2015), paragraphs [0011], [0086] to [0096], [0104] to [0116]; fig. 4, 10, 15 to 16 & US 2015/0020759 A1 paragraphs [0027], [0102] to [0113], [0124] to [0136]; fig. 4, 10, 15 to 16 & DE 102014210664 A1 & CN 104295490 A	1, 15-18 12-13 2-11, 14
Y A	JP 3-33420 A (Mazda Motor Corp.), 13 February 1991 (13.02.1991), page 4, lower right column, lines 9 to 11 (Family: none)	12-13 2-11, 14

☒ 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
23 June 2016 (23.06.16)

Date of mailing of the international search report
05 July 2016 (05.07.16)

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/JP2016/060701

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 54-42537 A (Toyota Motor Co., Ltd.), 04 April 1979 (04.04.1979), page 3, lower left column, lines 5 to 13 (Family: none)	12-13 2-11, 14
A	WO 2014/038302 A1 (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 13 March 2014 (13.03.2014), paragraphs [0094] to [0145]; fig. 11 to 20 & US 2015/0218983 A1 paragraphs [0115] to [0165]; fig. 11 to 20 & DE 112013004386 T5 & CN 104541059 A	1-18
A	JP 10-184958 A (Kubota Corp.), 14 July 1998 (14.07.1998), paragraph [0012]; fig. 6 (Family: none)	1-18

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F04C14/22(2006.01)i, F04C2/344(2006.01)i, F04C14/26(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. F04C 2/30-2/352, 11/00-15/06, 18/30-18/352, 18/48-18/56

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 6 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 6 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 6 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
X Y A	JP 2015-21400 A（日立オートモティブシステムズ株式会社） 2015.02.02, 段落[0011], [0086]-[0096], [0104]-[0116], 図 4, 10, 15-16 & US 2015/0020759 A1, 段落[0027], [0102]-[0113], [0124]-[0136], 図 4, 10, 15-16 & DE 102014210664 A1 & CN 104295490 A	1, 15-18 12-13 2-11, 14
Y A	JP 3-33420 A（マツダ株式会社） 1991.02.13, 第 4 頁右下欄第 9-11 行（ファミリーなし）	12-13 2-11, 14

☒ 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

2 3 . 0 6 . 2 0 1 6

国際調査報告の発送日

0 5 . 0 7 . 2 0 1 6

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）

後藤 泰輔

3 0

4 6 4 7

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 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
Y A	JP 54-42537 A (トヨタ自動車工業株式会社) 1979.04.04, 第3頁左下欄第5-13行 (ファミリーなし)	12-13 2-11, 14
A	WO 2014/038302 A1 (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2014.03.13, 段落[0094]-[0145], 図11-20 & US 2015/0218983 A1, 段落[0115]-[0165], 図11-20 & DE 112013004386 T5 & CN 104541059 A	1-18
A	JP 10-184958 A (株式会社クボタ) 1998.07.14, 段落[0012], 図6 (ファミリーなし)	1-18