

(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5月26日(26.05.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/080113 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 14/22 (2006.01) *F04C 2/344* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/079106
- (22) 国際出願日: 2015年10月15日(15.10.2015)
- (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 2014-236059 2014年11月21日(21.11.2014) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズステアリング株式会社 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS STEERING, LTD.) [JP/JP]; 〒3550812 埼玉県比企郡滑川町都25-10 Saitama (JP).
- (72) 発明者: 今永 広喜 (IMANAGA, Hiroki); 〒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ステアリング株式会社内 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29号 掖済会ビル SHIGA 内外国特許事務所内 Tokyo (JP).

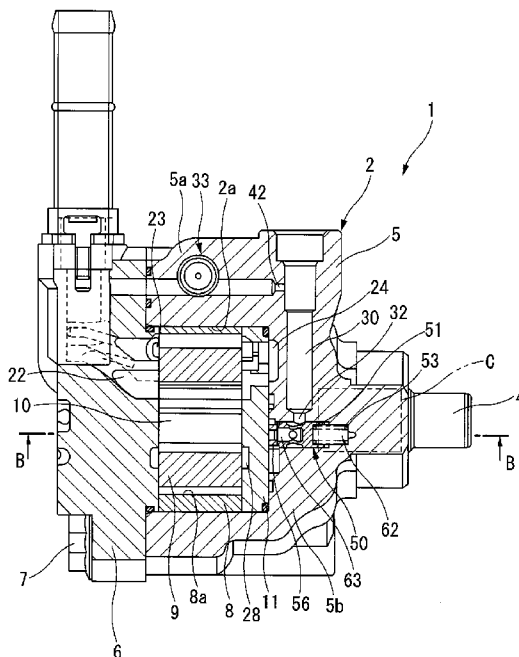
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG,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

(54) Title: VARIABLE CAPACITY VANE PUMP

(54) 発明の名称: 可変容量形ベーンポンプ



(57) Abstract: A variable capacity vane pump 1 that supplies operating oil to a power steering device and is equipped with: a pump housing 2, comprising a bottomed cylindrical front housing 5 and a rear housing 6 that closes off the front housing; a pumping element 3 that is housed within the pump housing, and communicates with a suction passage 23 and a discharge passage 30 to draw in and to discharge the operating oil; and a flow volume control valve 33 that controls the amount of operating oil discharged by the pumping element. A pressure-sensitive valve 50, which changes the flow path cross-sectional area of the discharge passage so as to increase the discharge amount of the pumping element in conjunction with an increase in the load pressure of the power steering device, is provided midway along the discharge passage, on the bottom wall portion 5b of the front housing. Thus, when applied to a power steering device, an increase in the size of the device can be avoided while reducing energy loss.

(57) 要約: 有底円筒状のフロントハウジング5及びフロントハウジングを閉塞するリアハウジング6からなるポンプハウジング2と、ポンプハウジング内に收容され、吸入通路23及び吐出通路30に連通して作動油を吸入及び吐出するポンプ要素3と、ポンプ要素による作動油の吐出量を制御する流量制御弁33と、を備え、パワーステアリング装置に作動油を供給する可変容量形ベーンポンプ1において、パワーステアリング装置の負荷

圧の増大に伴い、ポンプ要素の吐出量が増大するように吐出通路の流路断面積を変化させる圧力感応弁50を、吐出通路の途中でかつフロントハウジングの底壁部5bに配設した。これによって、パワーステアリング装置に適用した際のエネルギーロスを低減しつつ、装置の大型化を抑制することができる。

WO 2016/080113 A1

明 細 書

発明の名称：可変容量形ベーンポンプ

技術分野

[0001] 本発明は、例えば自動車の油圧パワーステアリング装置に適用される可変容量形ベーンポンプに関する。

背景技術

[0002] 一般に、可変容量形ベーンポンプは、内部にポンプ要素収容部を有するポンプハウジングと、エンジンによって回転駆動され、作動液を吸入及び吐出するポンプ要素と、該ポンプ要素が吐出した作動液を供給先へと導く吐出通路と、該吐出通路の途中に設けられたオリフィスと、該オリフィス前後の差圧に基づいてポンプ要素による作動液の吐出量を制御する流量制御弁と、を備えている。

[0003] 前記オリフィス前後の差圧は、前記ポンプ要素の吐出量に応じて変化するものであり、この吐出量は前記エンジンの回転数に基づいて定められる。すなわち、前記可変容量形ベーンポンプは、前記エンジンの回転数に基づいて作動液の流量制御を行うようになっている。

[0004] しかしながら、このような可変容量形ベーンポンプを車両のパワーステアリング装置に適用する場合、油圧による操舵アシスト力をほとんど必要としない車両の直進走行時にあっても、前記パワーステアリング装置へ作動液を吐出してしまうことから、エネルギーロスをもたらすおそれがあった。

[0005] そこで、前記パワーステアリング装置に取り付けた際のエネルギーロスを低減し得る可変容量形ベーンポンプとして、以下の特許文献1に記載されたものが知られている。

[0006] 概略を説明すると、前記公報記載の可変容量形ベーンポンプは、上述のポンプ構成に加え、前記オリフィスの上流側と下流側とを接続するバイパス通路と、該バイパス通路に設けられ、前記パワーステアリング装置の負荷圧に基づいて前記バイパス通路を開閉する圧力感応弁と、を備えている。

[0007] 前記圧力感応弁は、前記パワーステアリング装置の負荷圧が上昇する操舵時には前記バイパス通路を連通させる一方、負荷圧の低い直進時には前記バイパス通路を遮断するようになっている。これにより、エンジン回転数に関わることなく直進時のポンプ吐出量を低減できることから、前記パワーステアリング装置のエネルギーロスを低減することができる。

先行技術文献

特許文献

[0008] 特許文献1：特開2003-176791号公報

発明の概要

[0009] しかしながら、前記可変容量形ベーンポンプにあっては、前記バイパス経路を設けたことから流路が複雑となり、これに伴って装置の大型化を余儀なくされるおそれがあった。

[0010] 本発明は、かかる技術的課題に鑑みて案出されたもので、パワーステアリング装置に適用した際のエネルギーロスを低減しつつ、装置の大型化を抑制し得る可変容量形ベーンポンプを提供するものである。

[0011] 本発明は、車両のパワーステアリング装置に作動液を供給する可変容量形ベーンポンプであって、筒状部と、該筒状部の一端開口を閉塞するように設けられた底壁部と、を有する第1ハウジングと、前記筒状部の他端開口を閉塞するように設けられた第2ハウジングと、から構成され、該両者間の内部にポンプ要素収容部を有するポンプハウジングと、該ポンプハウジング内に挿通されて、回転自在に軸支される駆動軸と、前記ポンプ要素収容部内に収容され、円周方向に複数のスリットが形成されていると共に、前記駆動軸に回転駆動されるロータと、前記スリットに出没自在に設けられたベーンと、前記ポンプ要素収容部内に移動可能に設けられ、前記ロータ及び前記ベーンと共に複数のポンプ室を形成する環状のカムリングと、前記ポンプハウジングに設けられ、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徐々に増大する吸入領域に開口する吸入口と、前記ポンプハウジングに設けられ、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徐々に減少す

る吐出領域に開口する吐出口と、前記ポンプハウジングに設けられ、リザーバタンクに貯留された作動液を前記吸入口に供給する吸入通路と、前記ポンプハウジングに設けられ、前記吐出口から吐出された作動液を前記ポンプハウジングの外部に供給する吐出通路と、前記カムリングの外周側にそれぞれ設けられ、該カムリングが前記ロータに対する偏心量の増大する方向へ移動する場合において、容積が減少する側に形成された第1流体圧室と、容積が増大する側に形成された第2流体圧室と、前記第1ハウジングの前記底壁部でかつ、前記吐出通路の途中に設けられた第1バルブ収容穴と、前記第1バルブ収容穴内に移動可能に設けられ、一端側に作用する吸入圧と、前記吐出通路から導入されて他端側に作用する吐出圧との差圧に基づき移動制御されると共に、移動に伴い前記吐出通路の流路断面積を変化させる第1弁体と、前記ポンプハウジングに設けられた第2バルブ収容穴と、前記第2バルブ収容穴の一端側に設けられ、前記吐出口と連通するように形成された高圧室と、他端側に設けられ、前記吐出通路の前記第1バルブ収容穴より下流側と連通するように形成された制御圧室と、前記第2バルブ収容穴内に移動可能に設けられ、前記高圧室の圧力と前記制御圧室の圧力との差圧に基づき、前記第1流体圧室の圧力を制御する第2弁体と、

を備えたことを特徴としている。

[0012] 本発明によれば、パワーステアリング装置に適用した際のエネルギーロスを低減しつつ、装置の大型化を抑制することができる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]本発明の実施形態に係る可変容量形ベーンポンプを示す斜視図である。

[図2]同可変容量形ベーンポンプを示す縦断面図である。

[図3]図2のA-A線断面図である。

[図4]同可変容量形ベーンポンプの要部を示す縦断面図である。

[図5] (A) は第1弁体に作用する吐出圧と吸入圧との差圧が小さい場合を示す図4の要部拡大図、(B) は差圧が大きい場合を示す図4の要部拡大図である。

[図6]本実施形態に係る第1弁体がフロントハウジングに挿入された状態を示す斜視図である。

[図7]本実施形態における第1弁体を示し、(A)は第1弁体の斜視図、(B)は第1弁体の側面図である。

[図8]図4のB-B線断面図である。

[図9]同可変容量形ベーンポンプにおけるポンプ回転数と吐出流量との関係を示すグラフである。

[図10]第1弁体の移動に伴う吐出通路の流路断面積の変化率を示す模式図である。

[図11]本発明の第2実施形態に係るコイルスプリングとして適用可能な不等ピッチばねのばね荷重と変位の関係を示すグラフである。

[図12]同実施形態に係るコイルスプリングとして適用可能なテーパばねのばね荷重と変位の関係を示すグラフである。

[図13]同実施形態に係る第1弁体に圧力流体を作用させたときの、該流体圧の圧力とオリフィス開口面積との関係を示すグラフである。

[図14]本発明の第3実施形態に係る可変容量形ベーンポンプの要部を示す縦断面図である。

発明を実施するための形態

[0014] 以下、本発明に係る可変容量形ベーンポンプの各実施形態を図面に基いて詳述する。なお、以下に示す各実施形態では、この可変容量形ベーンポンプを自動車のパワーステアリング装置に取り付けたものを示している。

[0015] 前記可変容量形ベーンポンプ1は、図1～図3に示すように、内部に円柱状のポンプ要素収容部であるポンプ要素収容室2aを有するポンプハウジング2と、前記ポンプ要素収容室2a内に収容されたポンプ要素3と、を備え、前記ポンプ要素収容室2aを挿通する駆動軸4によって前記ポンプ要素3を回転駆動することでポンプ作動を行うようになっている。

[0016] 前記ポンプハウジング2は、図1及び図2に示すように、有底円筒状に形成された第1ハウジングであるフロントハウジング5と、該フロントハウジ

ング５の開口部を閉塞する第２ハウジングであるリアハウジング６と、を有し、この両者５，６が複数のボルト７によって供締め固定されている。

[0017] 前記ポンプ要素３は、図２及び図３に示すように、前記フロントハウジング５の筒状部５ａ内周面に嵌着固定されたほぼ円環状のアダプタリング８と、該アダプタリング８のほぼ楕円形状に形成された内部空間内を移動可能に設けられたほぼ円環状のカムリング９と、該カムリング９の内周側に前記駆動軸４と一体回転可能に設けられたロータ１０と、前記フロントハウジング５の底壁部５ｂに配置され、前記リアハウジング６と共に前記カムリング９やロータ１０を挟持するほぼ円盤状のプレッシャプレート１１と、を備えている。

[0018] 前記アダプタリング８は、図３に示すように、内周面８ａの下部に板状シール部材１２を有している。この板状シール部材１２は、前記アダプタリング８とカムリング９との間をシールする機能を有していると共に、前記カムリング９が前記アダプタリング８の内部空間内を移動する際の転動面としての機能を有している。

[0019] また、前記アダプタリング８の内周面８ａのうち、前記板状シール部材１２と径方向で対向する位置には、該板状シール部材１２と同様に、前記アダプタリング８とカムリング９との間をシールするシール部材１３が設けられている。

[0020] 前記カムリング９は、前記両シール部材１２，１３を介して前記アダプタリング８との間に第１流体圧室１４及び第２流体圧室１５を隔成しており、これら各流体圧室１４，１５間の圧力差に基づき図３中左右方向へ移動することで、前記ロータ１０に対する偏心量を増減させるようになっている。

[0021] また、前記カムリング９は、その外周に弾接するリターンスプリング１６によって前記ロータ１０に対する偏心量が最大となる方向へ常時付勢されるようになっている。

[0022] さらに、前記アダプタリング８とカムリング９との間でかつ、前記板状シール部材１２の図３中反時計回り方向側、すなわち前記第２流体圧室１５側

の位置には、前記カムリング 9 の位置を保持する位置保持ピン 17 が設けられている。この位置保持ピン 17 は、前記カムリング 9 の位置を保持する機能の他に、前記アダプタリング 8 に対する前記カムリング 9 の過度な回動を規制するための回り止め機能を有している。

[0023] 前記ロータ 10 は、図外のエンジンによって前記駆動軸 4 が回転駆動されると、これに伴い図 3 中の半時計方向（矢印方向）へ回転するようになっている。また、前記ロータ 10 の外周部には、放射方向に延びる複数のスリット 18 が円周方向のほぼ等間隔位置に切欠形成されていると共に、該各スリット 18 を介してほぼ平板状のベーン 19 が前記ロータ 10 の径方向に出没自在にそれぞれ收容されている。

[0024] 前記各ベーン 19 は、前記各スリット 18 のロータ 10 内周側に形成された背圧室 20 に導入される作動液である作動油の圧力によって、前記カムリング 9 の内周面方向へ常時付勢されるようになっている。

[0025] また、前記各ベーン 19 は、隣接する二枚のベーン 19、19 によって前記カムリング 9 とロータ 10 との間の環状空間を仕切ることで、複数のポンプ室 21 を形成するようになっている。

[0026] また、前記リアハウジング 6 のポンプ要素收容室 2a に臨む内端面 6a のうち、前記ロータ 10 の回転に伴い前記各ポンプ室 21 の容積が漸次拡大する吸入領域に相当する部位には、図 2 及び図 3 に示すように、円弧状の第 1 吸入口 22 が形成されている。この第 1 吸入口 22 は、前記リアハウジング 6 に穿設された吸入通路 23 を介して作動油を貯留するリザーバタンク T と連通している。これにより、該リザーバタンク T に貯留された作動油は、前記吸入通路 23 内を流動して前記第 1 吸入口 22 へ導かれた後に、前記吸入領域に生じるポンプ吸入作用によって前記各ポンプ室 21 へ吸入されるようになっている。

[0027] さらに、前記フロントハウジング 5 の底面とプレッシャプレート 11 の一端面 11a との間には、図 2 に示すように、該第 1 吸入口 22 とほぼ同形状の第 2 吸入口 24 が切欠形成されている。この第 2 吸入口 24 は、前記フロ

ントハウジング５に形成された低圧連通路である環流通路２５を介してシール部材収容部であるシールリング溝２６と連通している。

[0028] 前記シールリング溝２６は、前記駆動軸４の外周側に環状に形成されていると共に、内部に前記フロントハウジング５と駆動軸４との間をシールするシール部材であるシールリング２７を収容している。これにより、前記ポンプ要素収容室２ａから前記駆動軸４を伝って来た作動油が前記ポンプハウジング２の外部へ漏出するのを規制すると共に、この余剰な作動油を、前記環流通路２５を介して前記第２吸入口２４へ環流するようになっている。

[0029] また、前記プレッシャプレート１１の一端面１１ａのうち、前記ロータ１０の回転に伴い前記各ポンプ室２１の容積が漸次縮小する吐出領域に相当する部位には、図２及び図３に示すように、円弧状の吐出口２８が形成されている。この吐出口２８は、前記フロントハウジング５の底壁部５ｂに凹設された圧力室２９と連通している。この圧力室２９は、内部の圧力によって前記プレッシャプレート１１を前記ロータ１０側へ付勢する役割を有している。

[0030] また、前記吐出口２８は、図２及び図３に示すように、前記フロントハウジング５の底壁部５ｂに形成された吐出通路３０を介して、作動油を図外のパワーステアリング装置のロータリーバルブへ供給するようになっている。

[0031] 前記吐出通路３０は、その途中に横断面ほぼ円形状のメータリングオリフィス３２を有し、該メータリングオリフィス３２によって作動油に差圧を生じさせるようになっている。

[0032] また、前記フロントハウジング５の上端部には、図２及び図３に示すように、流量制御弁３３が配設されている。この流量制御弁３３は、前記フロントハウジング５に前記駆動軸４と直交するように設けられた第２バルブ収容穴である制御弁収容穴３４と、該制御弁収容穴３４の内部に摺動自在に収容された第２弁体である制御弁体３５と、前記制御弁収容穴３４の軸方向一端側の開口部を閉止するプラグ３６と、該プラグ３６側に向けて前記制御弁体３５を付勢するバルブスプリング３７と、を備えている。

- [0033] 前記制御弁収容穴 34 の内部には、図 3 に示すように、前記プラグ 36 と制御弁体 35 との間に設けられ、前記メータリングオリフィス 32 上流側の圧力（吐出圧）が導入される高圧室 38 と、軸方向他端側に設けられ、前記バルブスプリング 37 を収容すると共に、前記メータリングオリフィス 32 下流側の圧力（制御圧）が導入される制御圧室 39 と、前記制御弁体 35 の外周側に形成され、低圧通路 40 を介して前記吸入通路 23 からポンプ吸入圧が導入される低圧室 41 と、が設けられている。これら各圧力室 38, 39 及び 41 は、前記制御弁体 35 の第 1, 第 2 ランド部 35a, 35b によってそれぞれ隔成されている。
- [0034] なお、前記吐出通路 30 と前記制御圧室 39 との間には、該制御圧室 39 に導入される作動油の流体圧を降下させて、脈動の影響を低減するためのダンパオリフィス 42 が設けられている。
- [0035] そして、前記制御弁体 35 は、前記高圧室 38 の圧力と制御圧室 39 の圧力との差圧に基づいて、軸方向に移動するようになっている。
- [0036] 具体的に説明すると、前記高圧室 38 と制御圧室 39 との圧力差が比較的小さく、前記バルブスプリング 37 のばね力によって、前記制御弁体 35 が前記プラグ 36 側に位置する場合には、前記第 1 流体圧室 14 と制御弁収容穴 34 とを連通する連通路 43 が前記低圧室 41 に開口する。これにより、前記第 1 流体圧室 14 には、前記低圧室 41 から吸入圧が導入されるようになっている。
- [0037] 一方、前記高圧室 38 と制御圧室 39 との圧力差が比較的大きく、前記制御弁体 35 が前記制御圧室 39 の圧力及び前記バルブスプリング 37 の付勢力に抗して図 3 中右側へ移動した場合には、前記低圧室 41 と第 1 流体圧室 15 との連通が漸次遮断され、前記高圧室 38 が連通路 43 を介して前記第 1 流体圧室 14 と連通するようになる。これにより、前記第 1 流体圧室 14 には、前記高圧室 38 から高圧が導入されるようになっている。
- [0038] すなわち、前記第 1 流体圧室 14 には、前記低圧室 41 または高圧室 38 の油圧が選択的に導入されるようになっている。

- [0039] そして、前記第2流体圧室15には、ポンプ吸入圧が常時導入されるようになっており、前記第1流体圧室14に前記低圧室41からの吸入圧が導入されているときには、前記リターンスプリング16の付勢力に基づき、前記カムリング9が前記ロータ10に対する偏心量の最大となる位置へ配置され、ポンプ吐出量が最大となる。
- [0040] 一方、前記第1流体圧室14に前記高圧室38の高圧が導入されるときには、該高圧に基づき、前記カムリング9が前記リターンスプリング16の付勢力に抗して偏心量が減少する方向、すなわち前記第2流体圧室15側へ転動することで、ポンプ吐出量が減少することとなる。
- [0041] なお、前記制御弁体35の内部には、リリーフバルブ44が形成されている。このリリーフバルブ44は、前記制御圧室39の圧力が所定以上になったとき、つまり、パワーステアリング装置側の負荷圧が所定以上となったときに開弁し、圧力の高まった作動油を、前記低圧室41及び低圧通路40を介して前記吸入通路23へ環流するようになっている。
- [0042] そして、前記吐出通路30のメータリングオリフィス32の直上流位置には、図4に示すように、前記パワーステアリング装置側の負荷圧に感応して前記メータリングオリフィス32の下流側に至る流路断面積を変化させる圧力感応弁50が設けられている。
- [0043] この圧力感応弁50は、特に図5に示すように、前記フロントハウジング5の底壁部5bに切欠形成された第1バルブ収容穴である有底円柱状の感圧バルブ収容穴51と、該感圧バルブ収容穴51の内部に摺動自在に収容された第1弁体である円筒状の感圧弁体52（スプールバルブ）と、該感圧弁体52を前記プレッシャプレート11側へ付勢するばね部材であるコイルスプリング53と、を備えている。
- [0044] 前記感圧バルブ収容穴51は、図4、図5及び図8に示すように、前記駆動軸4と平行でかつ、段差径状に形成されており、軸方向の一端開口部側に形成されて前記感圧弁体52を収容する大径穴部51aと、軸方向の他端底部側に形成されて前記コイルスプリング53を収容する小径穴部51bと、

を備えている。

[0045] また、前記大径穴部 5 1 a と小径穴部 5 1 b との結合個所には、軸方向に対して直交する円環状の段差面 5 1 c が形成されている。この段差面 5 1 c は、前記感圧弁体 5 2 の前記小径穴部 5 1 b 側への移動量が所定値以上となった場合に、該小径穴部 5 1 b 側への移動を規制する前記感圧バルブ收容穴 5 1 側のストッパとしての機能を有している。

[0046] さらに、前記感圧バルブ收容穴 5 1 は、前記駆動軸 4 と平行となるように配置されていることから、前記感圧弁体 5 2 及びコイルスプリング 5 3 は、前記駆動軸 4 の軸方向に沿ってそれぞれ移動するようになっている。

[0047] また、前記感圧バルブ收容穴 5 1 は、前記大径穴部 5 1 a の軸方向のほぼ中央位置において前記メータリングオリフィス 3 2 と連通している。

[0048] さらに、前記感圧バルブ收容穴 5 1 は、開口部が図 6 の一点鎖線で示す前記吐出領域と連通してかつ、該吐出領域に対して駆動軸 4 の円周方向においてオーバーラップするように形成されている。

[0049] 前記感圧弁体 5 2 は、図 7 (A) , (B) に示すように、円筒状に形成されたいわゆるスプールバルブであり、軸方向一端部に設けられ、前記大径穴部 5 1 a の内周面と摺動自在に形成されたランド部 5 4 と、軸方向他端側に設けられ、前記ランド部 5 4 と同様に前記大径穴部 5 1 a の内周面と摺動自在に形成されたガイド部 5 5 と、該ガイド部 5 5 の軸方向外端部に一体に設けられ、後述する受圧室 6 3 へ作動油を導入するための流路を構成する通路構成部 5 6 と、を備えている。

[0050] 前記コイルスプリング 5 3 は、ばね定数がほぼ線形の特性を有するように形成されている。

[0051] 前記ランド部 5 4 は、一端面 5 4 a がストッパである円環状の平坦面に形成されており、前記感圧バルブ收容穴 5 1 側のストッパである段差面 5 1 c と当接することで、それ以上の前記感圧弁体 5 2 の一端側への移動を規制するようになっている。

[0052] 前記ガイド部 5 5 は、前記ランド部 5 4 と共に前記感圧バルブ收容穴 5 1

の内周面と摺動することで前記感圧弁体 5 2 の移動をガイドして、該感圧弁体 5 2 のがたつきを抑制するようになっている。

[0053] 前記通路構成部 5 6 は、前記ガイド部 5 5 よりも僅かに小径な円筒状に形成されていると共に、円周方向ほぼ 90° 間隔位置に、溝部である 4 つの通路溝 5 7 を備えている。この各通路溝 5 7 は、断面形状が比較的大きな矩形形状となるように前記感圧弁体 5 2 の径方向へ向かって切欠形成されている。すなわち、前記感圧弁体 5 2 の一端部は、横断面ほぼ三角形の 4 つの突出部 5 8 を残し、円周方向の大部分が切り欠かれるようになっている。

[0054] また、前記感圧弁体 5 2 の前記ランド部 5 4 とガイド部 5 5 との間の小径部位 5 9 の外周面には、円周方向に沿って切欠された環状溝 6 0 が形成されている。この環状溝 6 0 は、円周方向ほぼ 90° 間隔位置に、前記感圧弁体 5 2 の内外を連通する 4 つの連通孔 5 9 a を有しており、該各連通孔 5 9 a を介して前記感圧弁体 5 2 の内部と連通している。

[0055] また、前記感圧弁体 5 2 内部の前記各連通孔 5 9 a よりも一端側の部位には、円盤状の隔壁 6 1 が一体に形成されている。この隔壁 6 1 は、図 4、図 5 及び図 8 に示すように、前記感圧バルブ収容穴 5 1 の内部空間を、前記吐出通路 3 0 と遮断された一端側の吸入圧室 6 2 と、前記各通路溝 5 7 を介して吐出通路 3 0 と連通し、内部に吐出圧が導入される他端側の受圧室 6 3 とに隔成するようになっている。

[0056] 前記吸入圧室 6 2 は、図 5 及び図 8 に示すように、前記感圧バルブ収容穴 5 1 の底面に形成された低圧導入路 6 4 を介して前記シールリング溝 2 6 と連通しており、ここから低圧（吸入圧）を導入するようになっている。

[0057] また、前記吸入圧室 6 2 を構成する感圧弁体 5 2 の一端部には、図 4、図 5 及び図 8 に示すように、円柱状のスプリング保持部であるスプリング保持溝 6 5 が形成されている。このスプリング保持溝 6 5 は、前記隔壁 6 1 の一端面 6 1 a と、前記ランド部 5 4 の内周面とから構成され、その内周側に前記コイルスプリング 5 3 の一部を収容保持すると共に、溝底である前記隔壁 6 1 の一端面 6 1 a が前記コイルスプリング 5 3 の一端部と弾接するようになっている。

なっている。一方、前記コイルスプリング53は、他端部が前記感圧バルブ収容穴51（小径穴部51b）の底面に弾接されている。これにより、前記コイルスプリング53は、前述したように、前記感圧弁体52を前記プレッシャプレート11側へ付勢するようになっている。

[0058] 前記受圧室63は、前記感圧弁体52の内周側でかつ、前記隔壁61よりも他端部側の部位に形成され、図5の矢印で示すように、前記通路構成部56から導入した圧力流体を、前記隔壁61の他端面61bに圧力を作用させた後に、前記各連通孔59a及び環状溝60を介して前記メータリングオリフィス32下流へと導出するようになっている。

[0059] そして、前記感圧弁体52は、前記受圧室63の圧力と吸入圧室62の圧力との差圧に基づき軸方向に移動し、これに伴い前記ランド部54の外周面によって前記メータリングオリフィス32の一部を閉塞することで、流路断面積を変化させるようになっている。

[0060] 具体的に説明すると、前記受圧室63と吸入圧室62との圧力差が比較的小さい場合には、前記コイルスプリング53の付勢力によって前記感圧弁体52は図5（A）に示すように、前記各突出部58とプレッシャプレート11とが当接する図中左側の位置に配置される。この場合、前記ランド部54が前記メータリングオリフィス32のほぼ半分を閉塞することから、該メータリングオリフィス32の流路断面積がほぼ半減するようになっている。

[0061] 一方、図5（B）に示すように、前記受圧室63と吸入圧室62との圧力差が増大し、前記感圧弁体52がコイルスプリング53の付勢力に打ち勝って図中右側へ移動すると、前記メータリングオリフィス32とランド部54とのオーバーラップ量が漸次減少し、これに伴い、流路断面積が漸次大きくなる。そして、前記ランド部54の一端面54aと感圧バルブ収容穴51の段差面51cとが当接した場合において、オーバーラップ量が0となり、流路断面積が最大となるように構成されている。

[0062] なお、前記感圧弁体52は、前記可変容量形ペーンポンプ1の組立時において、前記コイルスプリング53を組み込んだ状態の前記感圧バルブ収容穴

５１に対して、該感圧バルブ収容穴５１の開口部側（前記大径穴部５１ａ側）から底部側へ向かって挿入した後に、前記プレッシャプレート１１で閉塞されることで組み付けられるようになっている。

〔本実施形態の作用効果〕

したがって、この可変容量形ベーンポンプ１によれば、例えば、操舵アシスト力を必要としない直進走行時にあっては、前記図外のロータリーバルブに供給された作動油は、その殆どが操舵アシストに供されることなく前記リザーバタンクＴへ環流されることから、パワーステアリング装置側の負荷圧は低い状態となる。そして、これに伴いパワーステアリング装置と連通している吐出通路３０内の作動油の流体圧も低い状態が維持されることから、前記感圧弁体５２（ランド部５４）によるメータリングオリフィス３２の閉塞量が大きく、流路断面積が小さなものとなる。すなわち、可変オリフィスでいうところの絞り量が多くなった場合と同様の状態になる。

[0063] このため、メータリングオリフィス３２上流側の流体圧と下流側の流体圧との差圧が大きくなることから、これを感知して前記流量制御弁３３がカムリング９をロータ１０に対する偏心量が小さくなる方向へ転動させることにより、図９の破線で示すように、ポンプ吐出量が減少することとなる。

[0064] 一方、操舵アシスト力が必要となる操舵時においては、前記図外のロータリーバルブに供給された作動油が、前記リザーバタンクＴへ環流されず、閉空間であるパワーシリンダ内部へ供給されることから、パワーステアリング装置側の負荷圧が上昇する。

[0065] すると、これに伴い吐出通路３０内の作動油の流体圧も上昇することから、前記感圧弁体５２（ランド部５４）が、軸方向一端側へ移動するため（図５（Ｂ）参照）、メータリングオリフィス３２の閉塞量が小さく、流路断面積が大きなものとなる。すなわち、可変オリフィスでいうところの絞りを緩めた状態となる。

[0066] このため、メータリングオリフィス３２上流側の流体圧と下流側の流体圧との差圧が小さくなることから、これを感知して前記流量制御弁３３がカム

リング 9 をロータ 10 に対する偏心量が大きくなる方向へ転動させることにより、図 9 の実線で示すように、ポンプ吐出量が増大することとなる。

[0067] したがって、前記パワーステアリング装置に供給される作動油の吐出量は、操舵時において、図 9 の実線で示すように、比較多量な状態が維持される。

[0068] ところで、本実施形態のような可変容量形ベーンポンプ 1 の内部には、前記ポンプ要素 3 や吸入通路 23 及び吐出通路 30 といった様々な構成が内装されており、新たな構成を設けることが困難となっている。

[0069] ここで、構成が内装されていない部位として、図 4 の二点鎖線で示すような領域 C が挙げられるが、該領域 C には駆動軸 4 が挿通していることから、該駆動軸 4 との干渉を避ける必要がある。このため、複雑な動作を伴う機構等に対して実質的なデッドスペースとなっており、新たな構成を設けるのにあたっては、機構の外付けやポンプハウジング 2 の大型化等に伴う装置全体の大型化が余儀なくされていた。

[0070] そこで、本実施形態では、直線的に動作する圧力感応弁 50 を利用することで、デッドスペースとなっていた個所への取り付けを可能としつつ、パワーステアリング装置に適した吐出量を得られるようにした。

[0071] 特に、本実施形態では、前記圧力感応弁 50 を、前記駆動軸 4 の軸方向に沿って移動するように設けたことから、該駆動軸 4 との干渉を回避することができる。

[0072] さらに、前記感圧バルブ収容穴 51 を、前記駆動軸 4 の円周方向において前記吐出領域とオーバーラップするように配置した。これにより、前記感圧バルブ収容穴 51 へ吐出圧を導くための流路を短縮できるため、更なる省スペース化を図ることができる。

[0073] また、前記感圧弁体 52 をスプールバルブとし、前記ランド部 54 とメータリングオリフィス 32 とのオーバーラップ量を変化させるのみで流路断面積の制御を行えるようにしたことから、機構の複雑化や、これに伴う装置の大型化等を抑制することができる。

- [0074] したがって、本実施形態の可変容量形ベーンポンプ１によれば、パワーステアリング装置に適用した際のエネルギーロスを低減しつつ、装置の大型化を抑制することができる。
- [0075] また、前記感圧バルブ収容穴５１の他端側を、各通路溝５７を介して前記吐出領域と連通するように設けたことから、吐出圧の導入を容易に行うことができる。
- [0076] さらに、本実施形態では、前記吐出通路３０を流れる作動油の流体圧が低い場合において、前記ランド部５４がメータリングオリフィス３２のほぼ半分を閉塞すると共に、ここから流体圧の上昇に伴ってランド部５４によるメータリングオリフィス３２の閉塞領域が漸次減少するようにした。
- [0077] すなわち、前記感圧弁体５２の移動に伴う流路断面積の変化をみると、図１０に示すように、ほぼ直径線Ｘを基点としてＹ方向（開弁方向）へ動き始めた場合に最も変化が大きく、ここから矢印Ｙの先端部に向かうにつれて漸次小さくなっている。換言すれば、流路断面積の変化率は、メータリングオリフィス３２の断面円形状に起因して、吐出通路３０を流動する作動油の圧力上昇に伴い漸次減少するようになっている。
- [0078] これにより、直進時から操舵を行った直後においては流路断面積の変化率が大きく、これに伴って流量が急激に増大することから、操舵応答性を向上させることが可能となる。また、転舵時から直進走行に戻した直後においては流路断面積の変化率が小さく、緩やかに流量が減少していくことから、操舵違和感の抑制を図ることができる。
- [0079] また、前記感圧弁体５２を、前記感圧バルブ収容穴５１の開口部側（前記大径穴部５１ａ側）から挿入し、前記プレッシャプレート１１で閉塞することで組み付けを行っていることから、封止栓（プラグ）等の封止部材が不要となるため、コストの削減を図ることができる。
- [0080] さらに、前記感圧バルブ収容穴５１を、前記駆動軸４に近接して設けたことから、前記吸入領域と連通するシールリング溝２６との接続を容易に行うことができる。この結果、前記吸入領域とは離間した個所に配置された吸入

圧室 6 2 においても吸入圧の導入を行うことができる。

[0081] また、前記感圧弁体 5 2 の通路構成部 5 6 に、径方向へ向かって切欠された各通路溝 5 7 を設けたことから、前記通路構成部 5 6 が前記プレッシャプレート 1 1 と当接している場合にあって、各通路溝 5 7 から受圧室 6 3 に作動油を導入することができる。特に、各通路溝 5 7 を、作動油を導入する際の取り口面積が大きくなるように形成したことから、より効率的に作動油を取り込むことが可能となる。

[0082] また、本実施形態では、前述したように、前記ランド部 5 4 の一端面 5 4 a を平坦面に形成し、これを前記感圧バルブ収容穴 5 1 の段差面 5 1 c と当接させて、前記感圧弁体 5 2 の一端側への所定以上の移動を規制するようにした。これにより、前記コイルスプリング 5 3 が過剰に圧縮され、線形特性が変化してしまうといった問題を回避することができる。また、ランド部 5 4 の一端面 5 4 a と感圧バルブ収容穴 5 1 の段差面 5 1 c との間が封止されることから、高压側の作動油が低压側へ環流することが抑制されるため、ポンプ効率の向上を図ることができる。

[0083] さらに、本実施形態では、前記感圧弁体 5 2 の一端部に形成された前記スプリング保持溝 6 5 によって、前記コイルスプリング 5 3 の倒れを抑制することができる。また、前記スプリング保持溝 6 5 の深さ分だけ前記コイルスプリング 5 3 のコイル長を長くできるため、該コイルスプリング 5 3 の圧縮に伴うばね特性（線形特性）の変化をより一層抑制することができる。

[0084] また、前記感圧弁体 5 2 に印加される最大荷重を考えた場合、前記メータリングオリフィス 3 2 の面積を拡大する方向（図 5 右方向）と縮小する方向（図 5 左方向）を比較すると、前記吐出通路 3 0 の吐出圧は最大でリリース圧まで上昇することから、メータリングオリフィス面積を拡大する方向の荷重の方が大きい。即ち、異物等により、前記感圧弁体 5 2 の摺動性が悪化し固着する場合、前記感圧弁体 5 2 を、前記ランド部 5 4 の一端面 5 4 a と感圧バルブ収容穴 5 1 の段差面 5 1 c が当接した状態で固着する可能性が高い。当状態で流路断面積が最大となるように形成したことから、両者 5 4 a,

５１ｃ間に固着が生じた場合等であっても、省エネルギー効果が得られなくなるのみで、操舵アシスト機能は維持されることとなる。この結果、安全な操作の継続性が確保されることとなる。

[0085] さらに、本実施形態では、前記吐出通路３０を流動する圧力流体を、前記感圧弁体５２に圧力を作用させつつ、直接的にメータリングオリフィス３２の下流側へ導出するようにしたことから、別異の流路を介して圧力流体を前記感圧弁体５２に作用させて該感圧弁体５２の位置制御を行う構成等に比べて、前記ポンプハウジング２内に形成する流路を簡素化できる。この結果、装置の簡略化を図ることができる。

〔第２実施形態〕

図１１～図１３は本発明の第２実施形態を示し、基本構成は第１実施形態と同様であるが、コイルスプリング５３として非線形のばね定数を有するばね（非線形ばね）を適用したものである。

[0086] すなわち、本実施形態に係るコイルスプリング５３は、コイル径やピッチ及び線径等の設計パラメータのうち、少なくとも一つ以上のパラメータが該コイルスプリング５３の軸方向に沿って変化するように形成されており、これによって、ばね荷重 F と自然長からの変位 x （以下、単に「変位 x 」と呼ぶ）との関係が非線形となっている。

[0087] なお、図１１及び図１２は、本実施形態に供されるコイルスプリング５３の一例におけるばね荷重 F と変位 x との関係を示すものであって、図１１は一端側と他端側のピッチが異なるいわゆる２段ピッチばねを、図１２はコイル径が一端側から他端側に向かってテーパ状に拡径するいわゆるテーパばねをそれぞれ表している。

〔第２実施形態の作用効果〕

前記第１実施形態では、前記コイルスプリング５３が線形特性を有していることから、前記感圧弁体５２に作用する圧力流体の圧力 P と、該感圧弁体５２の小径穴部５１ｂ側への移動量がほぼ比例する。このため、前記圧力 P の上昇に伴うメータリングオリフィス３２の開口面積 S （以下、単に「オリ

フィス開口面積 S 」と呼ぶ)の変化特性は、前記メータリングオリフィス32の断面形状(円形状)の影響を大きく受けることとなって、オリフィス開口面積 S が最小値 $S_{\min}$ から最大値 $S_{\max}$ に変化するにあたり、前記感圧弁体52の動き始めに最も大きく変化する一方、前記圧力 P が大きくなるにつれて漸次減少するように一意的に定められる(図13の一点鎖線参照)。

[0088] これに対して、本実施形態では、前記コイルスプリング53が非線形特性を有していることから、前記圧力 P と前記感圧弁体52の小径穴部51b側への移動量が比例の関係とならず、特定の圧力域において前記感圧弁体52が大きく移動したり、逆に移動量が微々たるものとなったりする。

[0089] そうすると、前記圧力 P の上昇に伴うオリフィス開口面積 S の変化特性が、前記メータリングオリフィス32の断面形状(円形状)の影響のみならず、前記コイルスプリング53のばね特性の影響をも大きく受けて変化することとなる。これにより、前記圧力 P の上昇に伴うオリフィス開口面積 S の変化特性を、図13の実線で示すような変則的な特性とすることが可能になる。

[0090] そして、この変化特性は、前記コイルスプリング53を異なる非線形特性を有するものに変更することで、ある程度自由に調節することが可能となる。

[0091] したがって、本実施形態によれば、基本構成が同様であることから、前記第1実施形態と同様の作用効果が得られるのは勿論のこと、非線形特性のコイルスプリング53によって前記圧力 P の上昇に伴うオリフィス開口面積 S の変化特性を所望の値に容易に調整できることから、チューニングの自由度を向上させることができる。

[第3実施形態]

図14は本発明の第3実施形態を示し、基本構成は第1実施形態と同様であるが、ポンプハウジング2の構成を変更したものである。なお、以下の説明においては、第1実施形態と共通の構成箇所には同一の符号を付して具体的な説明を省略する。

- [0092] すなわち、本実施形態のポンプハウジング2は、図14に示すように、平板状に形成された第1ハウジングであるフロントハウジング5と、有底円筒状に形成された第2ハウジングであるリアハウジング6と、から構成されている。そして、前記リアハウジング6の開口部を前記フロントハウジング5のリアハウジング6側の内端面で閉塞することにより、内部にポンプ要素収容室2aを形成するようになっている。
- [0093] また、前記ポンプハウジング2の構成変更に伴い、前記ポンプ要素3を構成するアダプタリング8は、前記リアハウジング6の筒状部6b内周面に嵌着固定されるようになっていると共に、前記プレッシャプレート11は、前記フロントハウジング5と共に前記カムリング9やロータ10を挟持するように、前記リアハウジング6の底壁部6cに配置されるようになっている。
- [0094] さらに、前記ポンプハウジング2に軸支される駆動軸4は、そのフロントハウジング5側の一端部4aが前記ポンプハウジング2の外部に突出していると共に、この突出部に駆動軸伝達部であるプーリ66が設けられている。前記プーリ66は、図外のベルト等を介して伝達されたエンジンの動力を前記駆動軸4に伝達することにより、該駆動軸4を回転駆動するようになっている。
- [0095] また、本実施形態に係る流量制御弁33は、前記ポンプハウジング2の構成変更に伴い、その配設箇所が前記リアハウジング6の筒状部6bの上端部に変更されている。
- [0096] さらに、本実施形態に係る圧力感応弁50も、前記ポンプハウジング2の構成変更に伴い、その配設箇所が変更されている。すなわち、本実施形態に係る圧力感応弁50は、その感圧バルブ収容穴51が、前記吐出通路30の途中でかつ、前記フロントハウジング5の前記駆動軸4の軸方向における前記ロータ10よりも前記プーリ66側となる位置に配設されるようになっている。
- [0097] なお、前記流量制御弁33や圧力感応弁50の他の構成や接続関係については、第1実施形態と同様のものであるから具体的な説明を省略する。

〔第3実施形態の作用効果〕

したがって、この実施形態においても、基本構成が第1実施形態と同様であることから、前記圧力感応弁50によって大きな操舵アシスト力が必要となる操舵時においてポンプ吐出量を増大させたり、操舵アシスト力を必要としない直進走行時においてポンプ吐出量を減少させたりすることが可能となる。これにより、ポンプ吐出量が運転状態に応じて適正化されることから、ポンプ作動に係るエネルギーロスを低減することができる。

[0098] また、本実施形態においても、前記フロントハウジング5の駆動軸4近傍の領域C（図14中の二点鎖線参照）が、前記駆動軸4や該駆動軸4を軸支する図外のベアリング等との干渉を避けるといった観点から、複雑な動作を伴う機構等に対する実質的なデッドスペースとなっているところ、前記圧力感応弁50を直線的に動作する単純な構成とし、これを前記領域Cに配設したことから、前記圧力感応弁50を設けることによる装置の大型化を抑制することができる。

[0099] 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。

[0100] 例えば、前記各実施形態では、前記メータリングオリフィス32の断面形状を円形状として説明したが、前記吐出通路30を流動する作動油の圧力上昇による感圧弁体52の移動に伴い、流路断面積の変化率が漸次減少する形状であればよく、断面ひし形状等に形成されていてもよい。

[0101] また、前記圧力感応弁50は、前記吐出通路30上に形成されたメータリングオリフィス32の流路断面積を変化させるものとして説明したが、該メータリングオリフィス32を廃止して、吐出通路30の流路断面積を直接的に変化させるように構成してもよい。

[0102] さらに、前記各実施形態では、前記吐出通路30を流動する圧力流体を、前記感圧弁体52に圧力を作用させつつ、直接的にメータリングオリフィス32の下流側へ導出するものとして説明したが、前記圧力感応弁50をパイロット弁とし、吐出通路30から分岐したパイロット流路をさらに設け、該

パイロット流路に流れ込んだ圧力流体のパイロット圧によって感圧弁体 5 2 を移動させることにより、吐出通路 3 0 を流動する圧力流体を間接的にメータリングオリフィス 3 2 の下流側へ導出してもよい。

[0103] また、前記各実施形態では、前記感圧弁体 5 2 の一端側への移動を規制するストッパを、前記感圧弁体 5 2 側（一端面 5 4 a）と感圧バルブ収容穴 5 1 側（段差面 5 1 c）とにそれぞれ設けたが、ストッパは、前記感圧弁体 5 2 及び感圧バルブ収容穴 5 1 の少なくともいずれか一方に設けられていればよい。

[0104] さらに、前記カムリング 9 を、前記板状シール部材 1 2 の上端面を転動することにより、前記ロータ 1 0 に対する偏心量を増減させるものとして説明したが、前記ポンプ要素収容室 2 a 内に移動可能に設けられていれば方法はこれに限られず、例えば、前記位置保持ピン 1 7 を揺動支点とし、揺動によって偏心量を変化させるものであってもよい。

請求の範囲

[請求項1] 車両のパワーステアリング装置に作動液を供給する可変容量形ベーンポンプであって、

筒状部と、該筒状部の一端開口を閉塞するように設けられた底壁部と、を有する第1ハウジングと、前記筒状部の他端開口を閉塞するように設けられた第2ハウジングと、から構成され、該両者間の内部にポンプ要素収容部を有するポンプハウジングと、

該ポンプハウジング内に挿通されて、回転自在に軸支される駆動軸と、

前記ポンプ要素収容部内に収容され、円周方向に複数のスリットが形成されていると共に、前記駆動軸に回転駆動されるロータと、

前記スリットに出没自在に設けられたベーンと、

前記ポンプ要素収容部内に移動可能に設けられ、前記ロータ及び前記ベーンと共に複数のポンプ室を形成する環状のカムリングと、

前記ポンプハウジングに設けられ、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徐々に増大する吸入領域に開口する吸入口と、

前記ポンプハウジングに設けられ、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徐々に減少する吐出領域に開口する吐出口と、

前記ポンプハウジングに設けられ、リザーバタンクに貯留された作動液を前記吸入口に供給する吸入通路と、

前記ポンプハウジングに設けられ、前記吐出口から吐出された作動液を前記ポンプハウジングの外部に供給する吐出通路と、

前記カムリングの外周側にそれぞれ設けられ、該カムリングが前記ロータに対する偏心量の増大する方向へ移動する場合において、容積が減少する側に形成された第1流体圧室と、容積が増大する側に形成された第2流体圧室と、

前記第 1 ハウジングの前記底壁部でかつ、前記吐出通路の途中に設けられた第 1 バルブ収容穴と、

前記第 1 バルブ収容穴内に移動可能に設けられ、一端側に作用する吸入圧と、前記吐出通路から導入されて他端側に作用する吐出圧との差圧に基づき移動制御されると共に、移動に伴い前記吐出通路の流路断面積を変化させる第 1 弁体と、

前記ポンプハウジングに設けられた第 2 バルブ収容穴と、

前記第 2 バルブ収容穴の一端側に設けられ、前記吐出口と連通するように形成された高圧室と、他端側に設けられ、前記吐出通路の前記第 1 バルブ収容穴より下流側と連通するように形成された制御圧室と、

前記第 2 バルブ収容穴内に移動可能に設けられ、前記高圧室の圧力と前記制御圧室の圧力との差圧に基づき、前記第 1 流体圧室の圧力を制御する第 2 弁体と、

を備えたことを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

[請求項2] 請求項 1 に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、

前記第 1 弁体は、前記駆動軸の軸方向に沿って移動するように設けられることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

[請求項3] 請求項 1 に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、

前記第 1 バルブ収容穴は、開口部側が前記吐出領域と連通するように設けられることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

[請求項4] 請求項 3 に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、

前記第 1 バルブ収容穴は、前記駆動軸の円周方向において、前記吐出領域とオーバーラップするように設けられることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

[請求項5] 請求項 4 に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、

前記第 1 弁体は、前記第 1 バルブ収容穴の開口部側から挿入されることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

- [請求項6] 請求項4に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記ポンプハウジングは、
前記駆動軸の外周側に環状に形成され、前記ポンプハウジングと前記駆動軸との間をシールするシール部材を収容するシール部材収容部と、
前記シール部材収容部と前記吸入領域とを連通する低圧連通路と、
前記第1バルブ収容穴の一端側と前記シール部材収容部とを連通する低圧導入路と、
を有することを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。
- [請求項7] 請求項1に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記第1弁体は、ランドを有し、該ランドと前記吐出通路とのオーバーラップ量を変化させることにより、前記吐出通路の流路断面積を変化させるスプールバルブであることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。
- [請求項8] 請求項7に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記第1弁体の他端側には、径方向に向かって切欠形成された溝部が形成されていることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。
- [請求項9] 請求項7に記載の可変容量形ベーンポンプは、
前記第1弁体を他端側に付勢するばね部材を有し、
前記第1弁体は、一端部に一端側方向への移動を規制するストッパを有することを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。
- [請求項10] 請求項9に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記ばね部材はコイルスプリングであって、
前記第1弁体は、一端側に前記ばね部材の一部を収容保持するスプリング保持部を有することを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。
- [請求項11] 請求項9に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記第1弁体は、前記ストッパにより移動が規制された際に、前記流路断面積が最大となるように形成されることを特徴とする可変容量

形ベーンポンプ。

- [請求項12] 請求項7に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記吐出通路は、前記第1弁体の他端側に作用する吐出圧の圧力上昇に伴って、前記流路断面積の変化率が漸次減少するように形成されることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。
- [請求項13] 請求項1に記載の可変容量形ベーンポンプは、
前記第1バルブ収容穴内に設けられ、前記第1弁体を付勢するばね部材を備え、
前記ばね部材は、非線形のばね定数を有することを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。
- [請求項14] 請求項1に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記第1弁体は、他端側に作用させた作動液を直接的に下流側へ導出することを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。
- [請求項15] 請求項1に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記第1バルブ収容穴は、その底部側が前記吸入通路と連通するように設けられることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。
- [請求項16] 車両のパワーステアリング装置に作動液を供給する可変容量形ベーンポンプであって、
平板状に形成された第1ハウジングと、筒状部と該筒状部の一端開口を閉塞するように設けられた底壁部とを有し、前記第1ハウジングによって前記筒状部の他端開口が閉塞される第2ハウジングと、から構成され、該両者間の内部にポンプ要素収容部を有するポンプハウジングと、
該ポンプハウジング内に挿通されて、回転自在に軸支される駆動軸と、
前記駆動軸のうち前記ポンプハウジングの外部に突出した部分に設けられ、外部の動力を前記駆動軸に伝達する駆動軸伝達部と、
前記ポンプ要素収容部内に収容され、円周方向に複数のスリットが

形成されていると共に、前記駆動軸に回転駆動されるロータと、

前記スリットに出没自在に設けられたベーンと、

前記ポンプ要素収容部内に移動可能に設けられ、前記ロータ及び前記ベーンと共に複数のポンプ室を形成する環状のカムリングと、

前記ポンプハウジングに設けられ、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徐々に増大する吸入領域に開口する吸入口と、

前記ポンプハウジングに設けられ、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徐々に減少する吐出領域に開口する吐出口と、

前記ポンプハウジングに設けられ、リザーバタンクに貯留された作動液を前記吸入口に供給する吸入通路と、

前記ポンプハウジングに設けられ、前記吐出口から吐出された作動液を前記ポンプハウジングの外部に供給する吐出通路と、

前記カムリングの外周側にそれぞれ設けられ、該カムリングが前記ロータに対する偏心量の増大する方向へ移動する場合において、容積が減少する側に形成された第1流体圧室と、容積が増大する側に形成された第2流体圧室と、

前記第1ハウジングのうち、前記駆動軸の軸方向の前記ロータよりも前記駆動軸伝達部側の位置でかつ、前記吐出通路の途中に設けられた第1バルブ収容穴と、

前記第1バルブ収容穴内に移動可能に設けられ、一端側に作用する吸入圧と、前記吐出通路から導入されて他端側に作用する吐出圧との差圧に基づき移動制御されると共に、移動に伴い前記吐出通路の流路断面積を変化させる第1弁体と、

前記ポンプハウジングに設けられた第2バルブ収容穴と、

前記第2バルブ収容穴の一端側に設けられ、前記吐出口と連通するように形成された高圧室と、他端側に設けられ、前記吐出通路の前記

第1バルブ収容穴より下流側と連通するように形成された制御圧室と、

前記第2バルブ収容穴内に移動可能に設けられ、前記高压室の圧力と前記制御圧室の圧力との差圧に基づき、前記第1流体圧室の圧力を制御する第2弁体と、

を備えたことを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

[請求項17] 請求項16に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記第1弁体は、前記駆動軸の軸方向に沿って移動するように設けられることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

[請求項18] 請求項16に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記第1バルブ収容穴は、開口部側が前記吐出領域と連通するように設けられることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

[請求項19] 請求項18に記載の可変容量形ベーンポンプにおいて、
前記第1バルブ収容穴は、前記駆動軸の円周方向において、前記吐出領域とオーバーラップするように設けられることを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

[請求項20] 車両のパワーステアリング装置に作動液を供給する可変容量形ベーンポンプであって、

筒状部と、該筒状部の一端開口を閉塞するように設けられた底壁部と、を有する第1ハウジングと、前記筒状部の他端開口を閉塞するように設けられた第2ハウジングと、から構成され、該両者間の内部にポンプ要素収容部を有するポンプハウジングと、

該ポンプハウジング内に挿通されて、回転自在に軸支される駆動軸と、

前記ポンプ要素収容部内に収容され、円周方向に複数のスリットが形成されていると共に、前記駆動軸に回転駆動されるロータと、

前記スリットに出没自在に設けられたベーンと、

前記ポンプ要素収容部内に移動可能に設けられ、前記ロータ及び前

記ベーンと共に複数のポンプ室を形成する環状のカムリングと、

前記ポンプハウジングに設けられ、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徐々に増大する吸入領域に開口する吸入口と、

前記ポンプハウジングに設けられ、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徐々に減少する吐出領域に開口する吐出口と、

前記ポンプハウジングに設けられ、リザーバタンクに貯留された作動液を前記吸入口に供給する吸入通路と、

前記ポンプハウジングに設けられ、前記吐出口から吐出された作動液を前記ポンプハウジングの外部に供給する吐出通路と、

前記カムリングの外周側にそれぞれ設けられ、該カムリングが前記ロータに対する偏心量の増大する方向へ移動する場合において、容積が減少する側に形成された第1流体圧室と、容積が増大する側に形成された第2流体圧室と、

前記第1ハウジングの前記底壁部でかつ、前記吐出通路の途中に設けられた第1バルブ収容穴と、

前記第1バルブ収容穴内に移動可能に設けられ、一端側に作用する吸入圧と、前記吐出通路から導入されて他端側に作用する吐出圧との差圧に基づき移動制御されると共に、移動に伴い前記吐出通路の流路断面積を変化させつつ、他端側に作用した作動液を導出する第1弁体と、

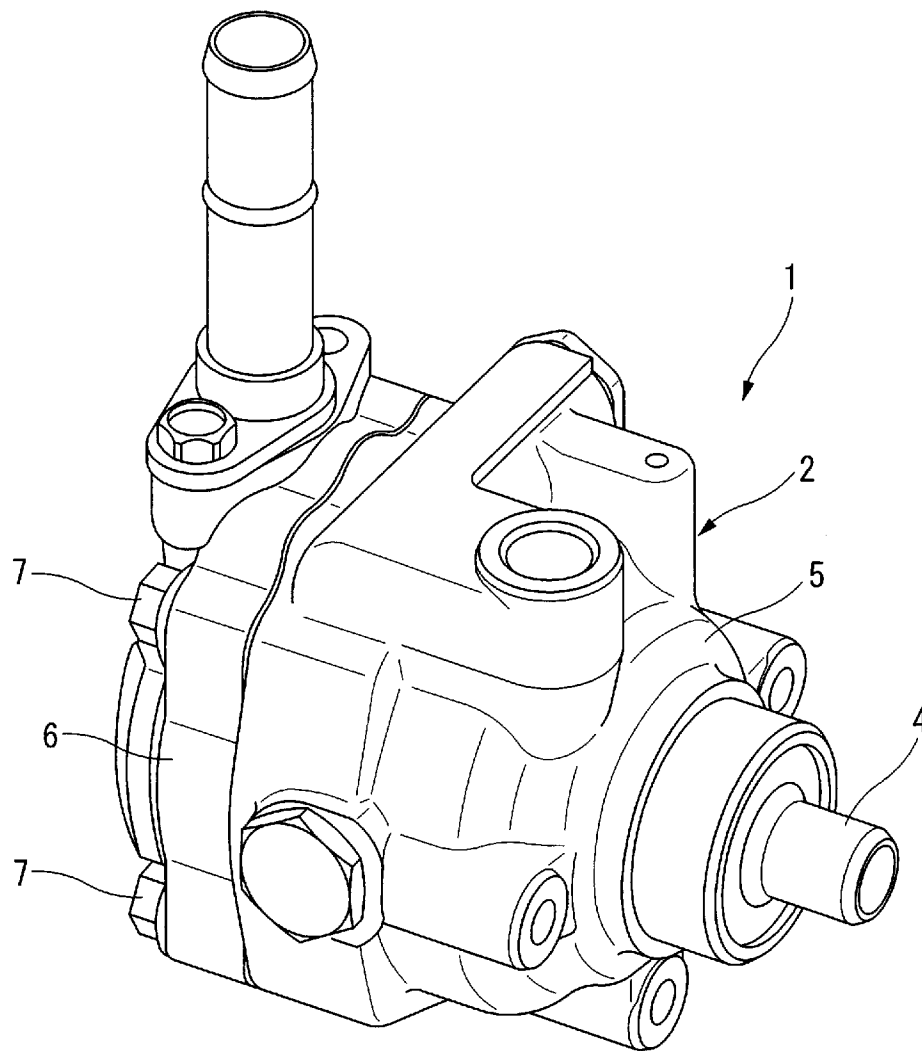
前記ポンプハウジングに設けられた第2バルブ収容穴と、

前記第2バルブ収容穴の一端側に設けられ、前記吐出口と連通するように形成された高圧室と、他端側に設けられ、前記吐出通路の前記第1バルブ収容穴より下流側と連通するように形成された制御圧室と、

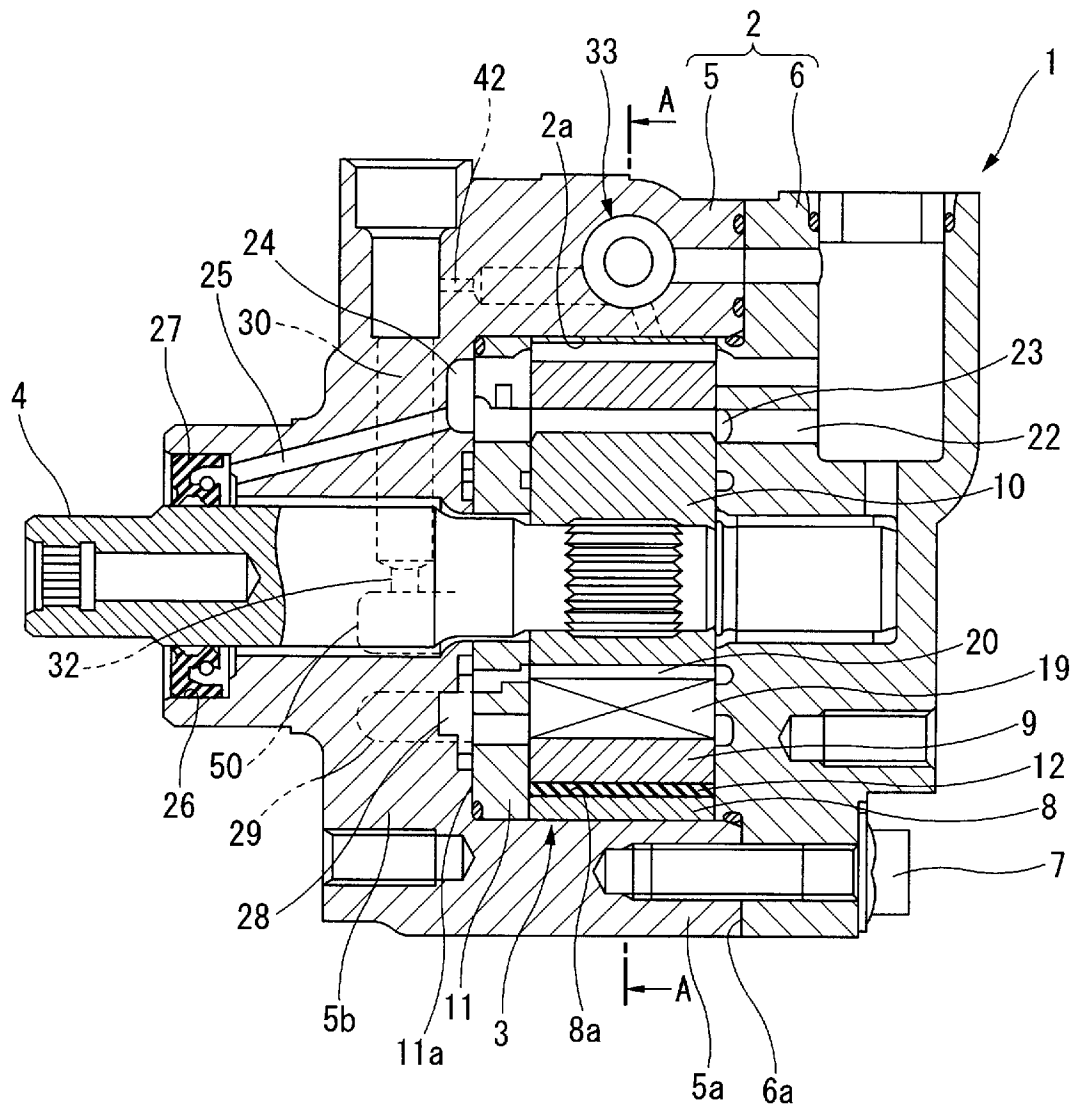
前記第2バルブ収容穴内に移動可能に設けられ、前記高圧室の圧力

と前記制御圧室の圧力との差圧に基づき、前記第 1 流体圧室の圧力を制御する第 2 弁体と、
を備えたことを特徴とする可変容量形ベーンポンプ。

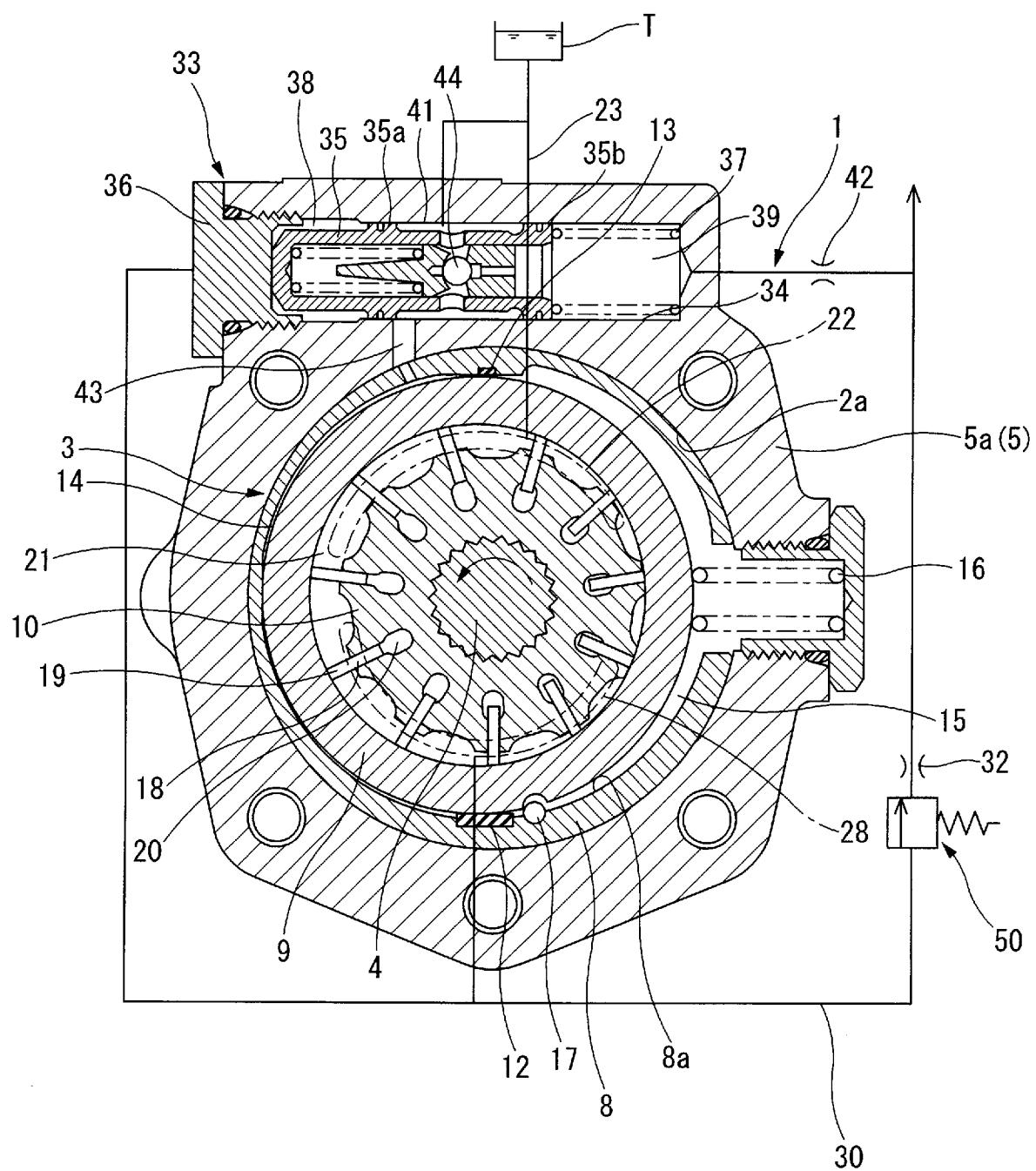
[図1]



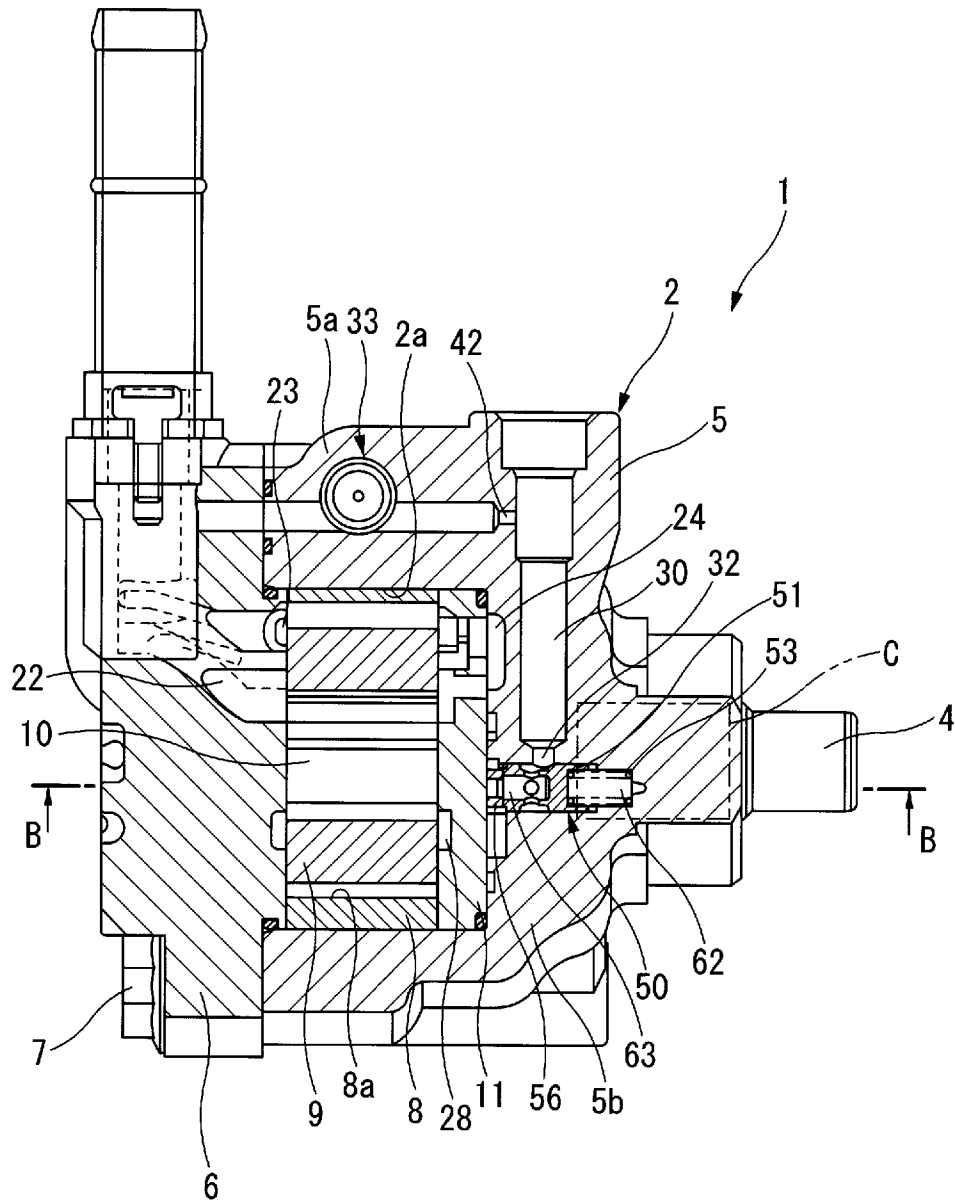
[図2]

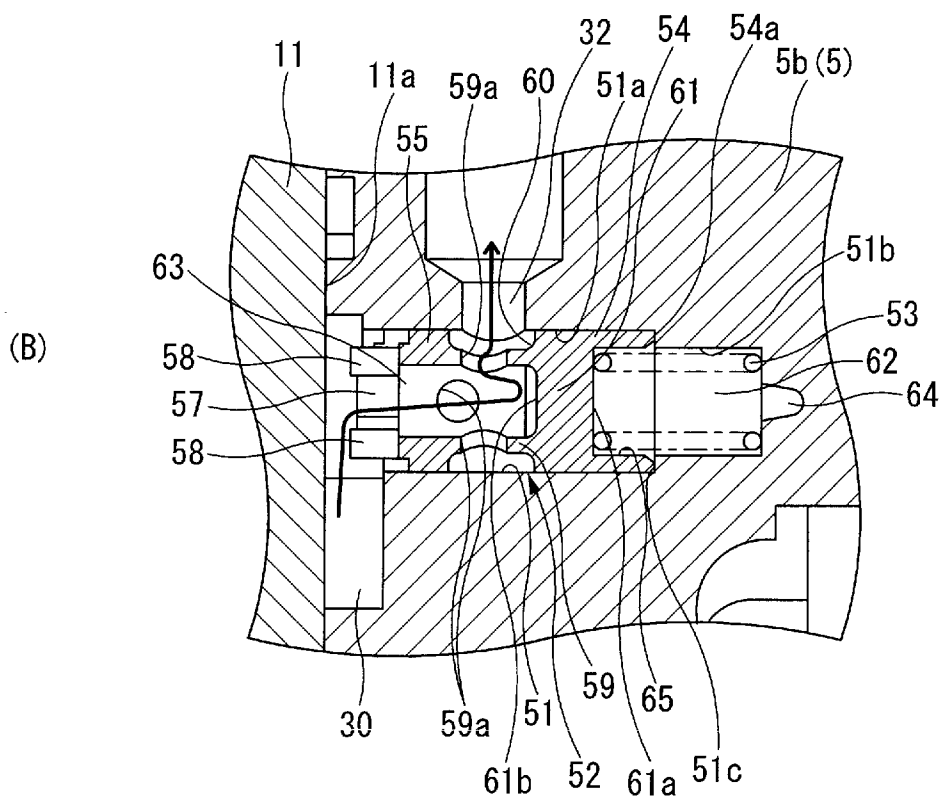


[図3]

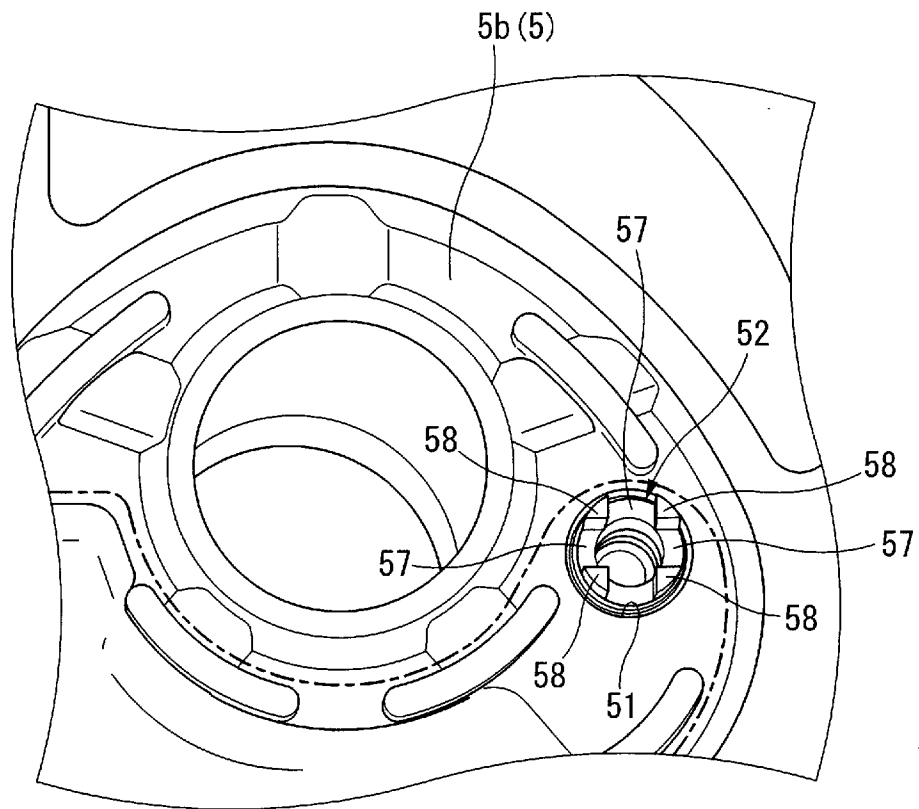


[図4]

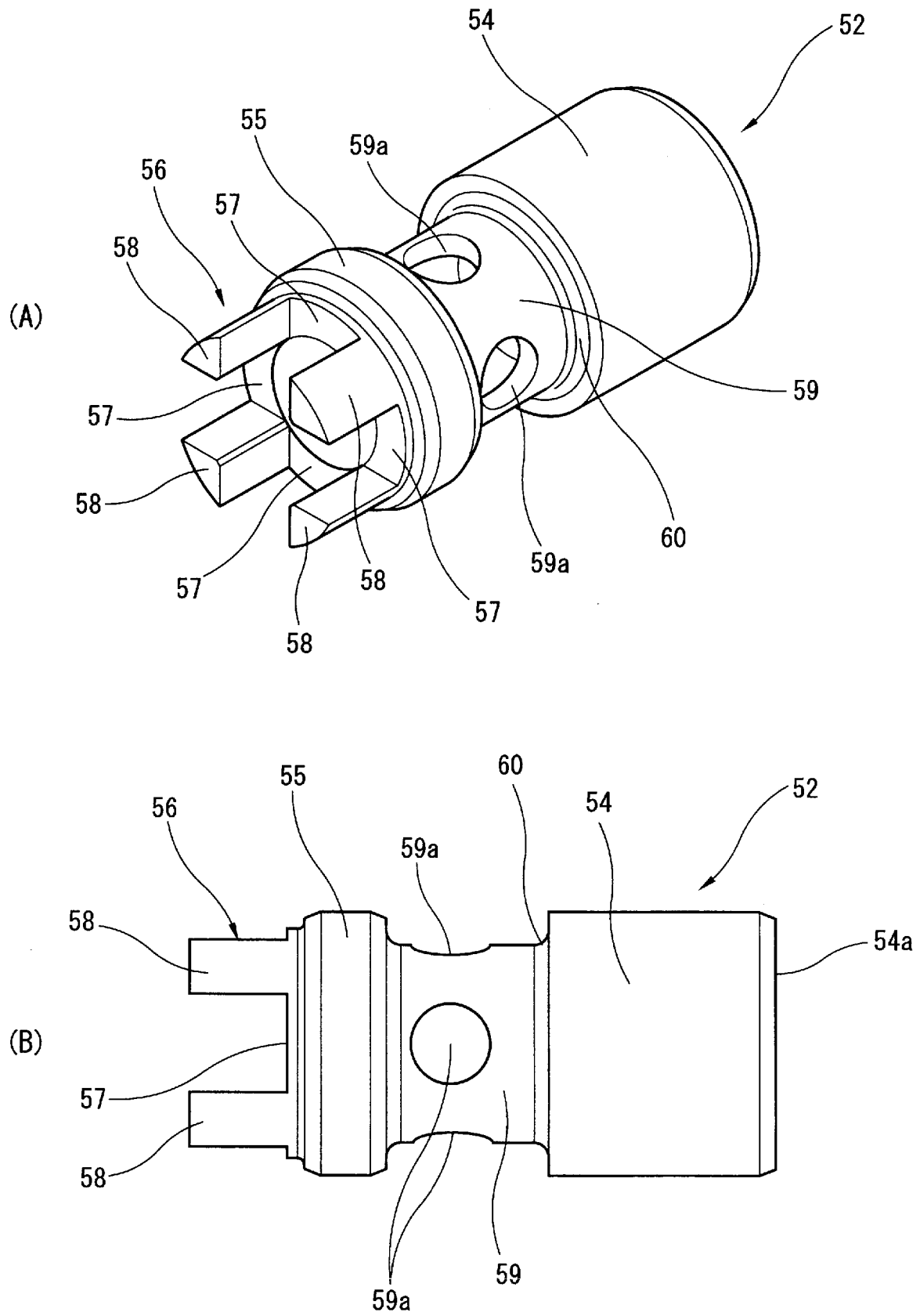




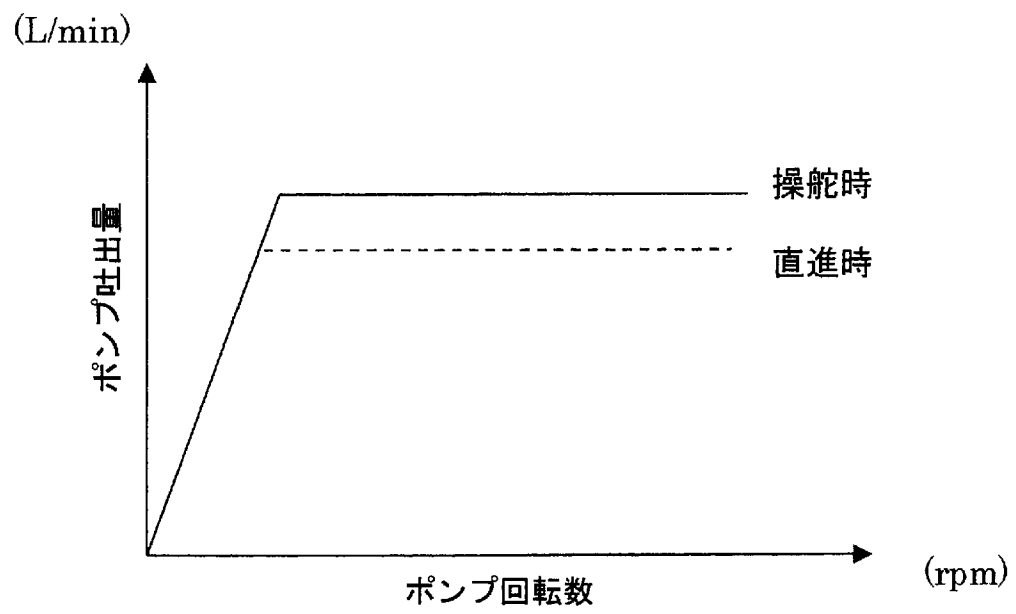
[図6]



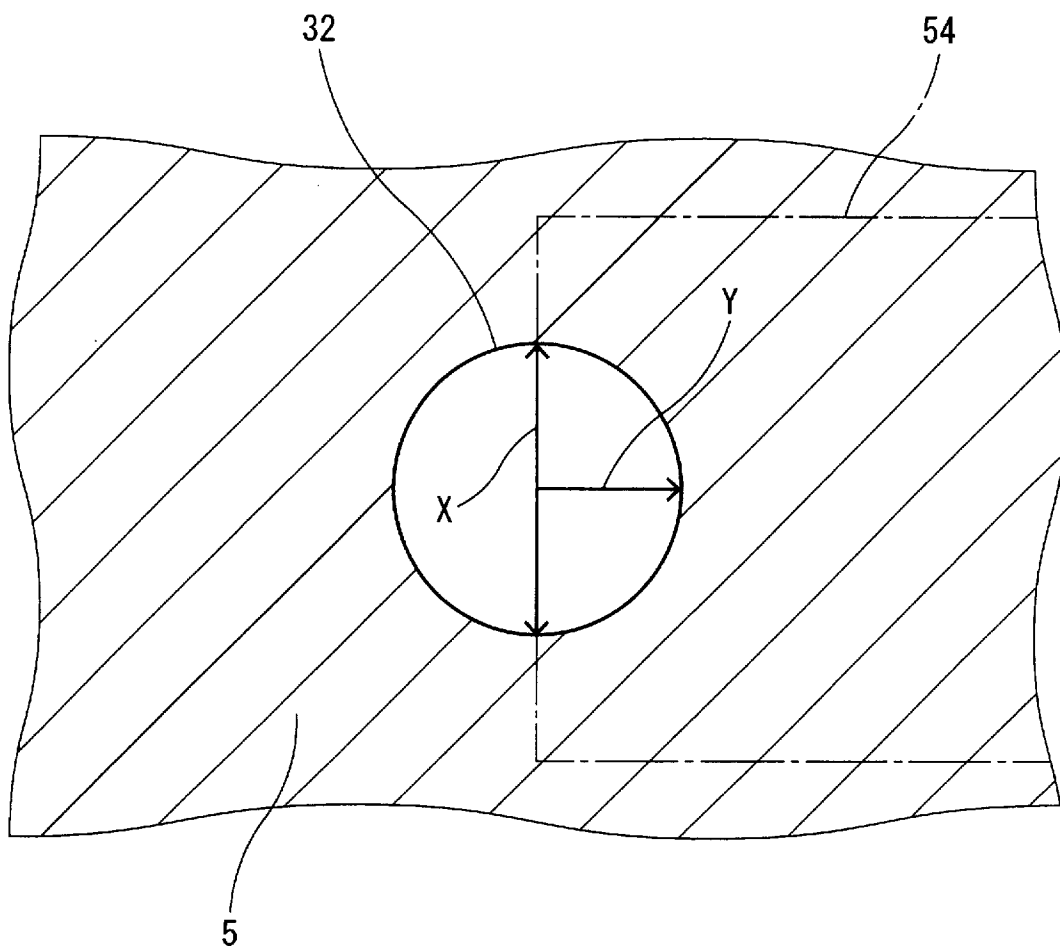
[図7]



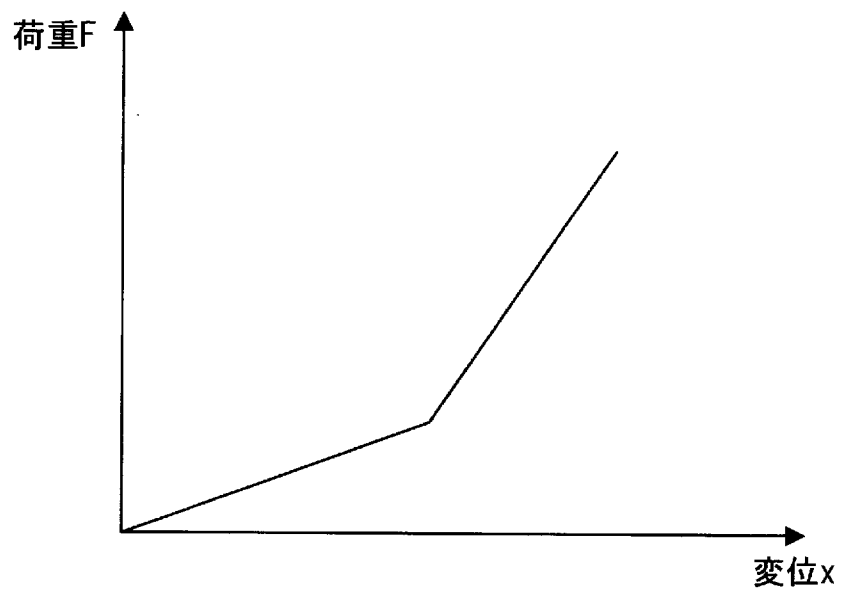
[図9]



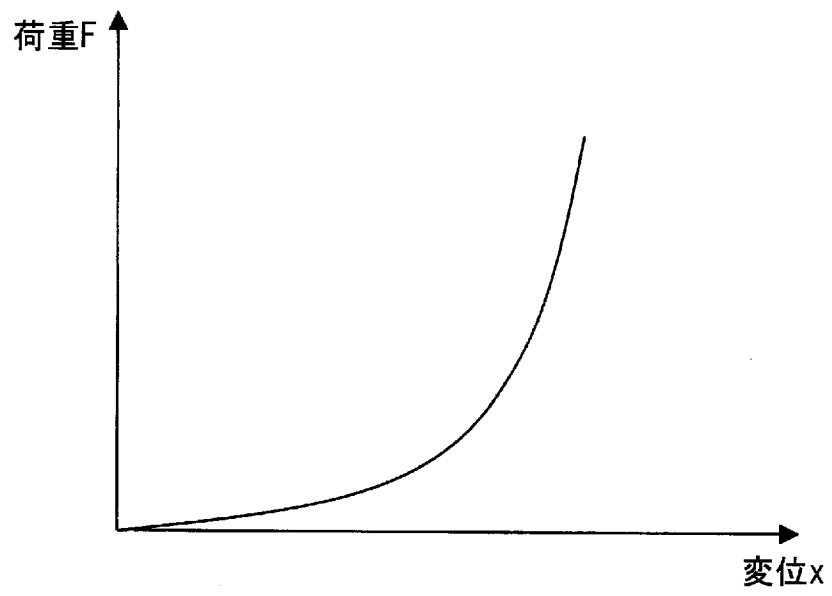
[図10]



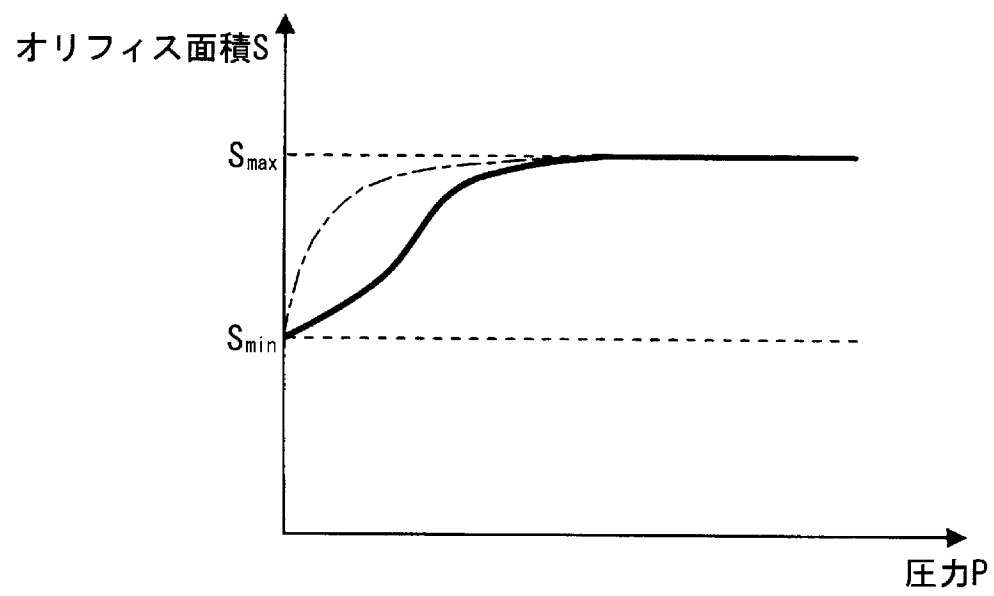
[図11]



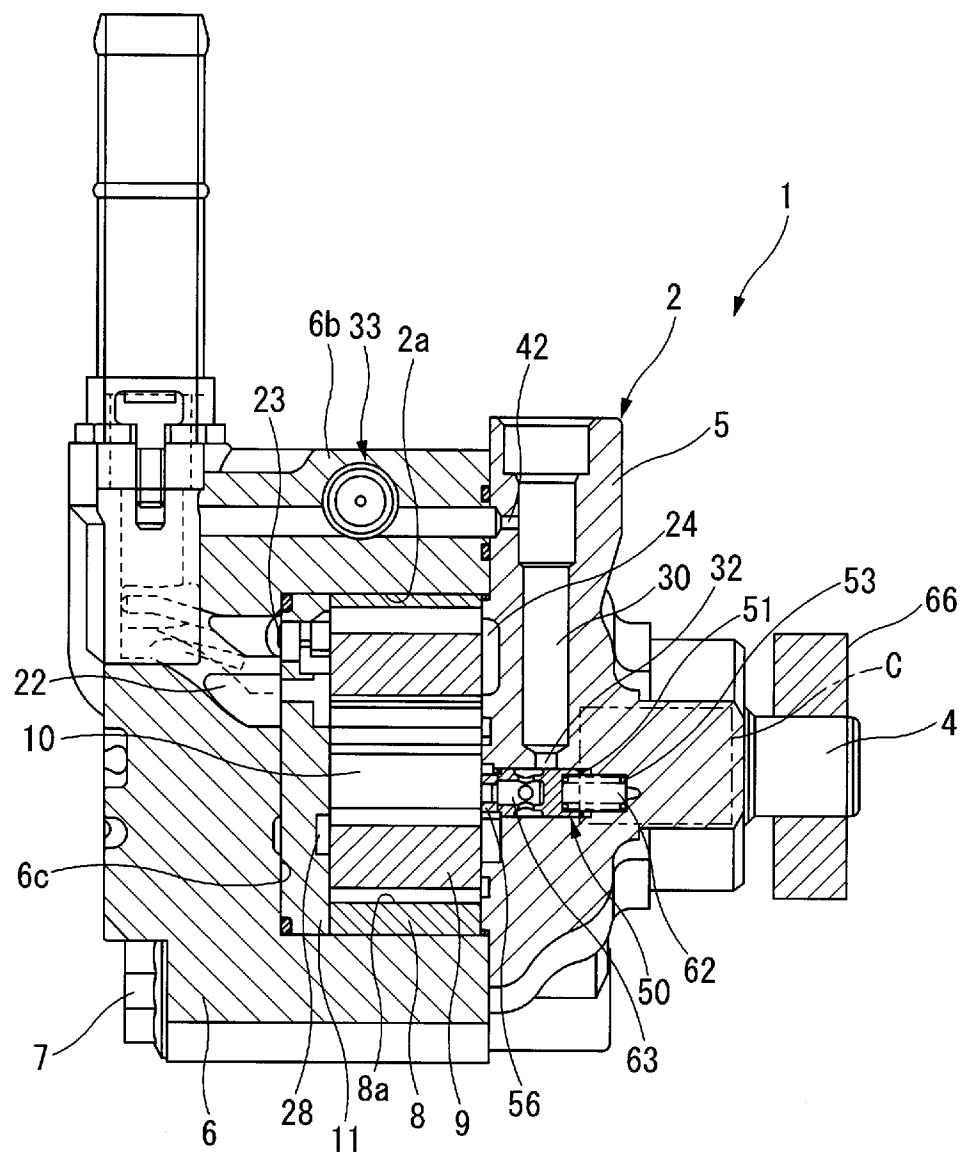
[図12]



[図13]



[図14]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/079106

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

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

F04C14/22, F04C2/344

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 2010-190071 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 02 September 2010 (02.09.2010), paragraphs [0015] to [0023] & US 2010/0205952 A1 paragraph [0097]	1-20
A	JP 2012-145095 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 02 August 2012 (02.08.2012), paragraphs [0081] to [0082] & US 2013/0209302 A1 paragraphs [0105] to [0107]	1-20
A	JP 2004-293414 A (Kayaba Industry Co., Ltd.), 21 October 2004 (21.10.2004), paragraphs [0034] to [0038] (Family: none)	1-20

☐ 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

08 January 2016 (08.01.16)

Date of mailing of the international search report

19 January 2016 (19.01.16)

Name and mailing address of the ISA/

Japan Patent Office

3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,

Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

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

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. F04C14/22, F04C2/344

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

国際調査で利用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2010-190071 A（日立オートモティブシステムズ株式会社） 2010.09.02, 段落【0015】－【0023】 & US 2010/0205952 A1, 段落【0097】	1-20
A	JP 2012-145095 A（アイシン精機株式会社）2012.08.02, 段落【0081】－【0082】 & US 2013/0209302 A1, 段落【0105】 －【0107】	1-20

☒ 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

08.01.2016

国際調査報告の発送日

19.01.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

所村 陽一

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

30

9718

C（続き）． 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	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 2004-293414 A（カヤバ工業株式会社）2004.10.21，段落【0034】－【0038】（ファミリーなし）	1-20