(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
2019年3月14日(14.03.2019)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2019/049660 A1

(51) 国際特許分類:
*F04C 2/344* (2006.01) *F04C 15/00* (2006.01)
*F04C 14/22* (2006.01)

(21) 国際出願番号： PCT/JP2018/030899

(22) 国際出願日： 2018年8月22日(22.08.2018)

(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 2017-171884 2017年9月7日(07.09.2017) 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２５２０番地 Ibaraki (JP).

(72) 発明者: 中園 智彦 (**NAKAZONO, Tomohiko**); 〒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). 内田 由紀雄(**UCHIDA, Yukio**); 〒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). 村松 聡(**MURAMATSU, Satoshi**); 〒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).

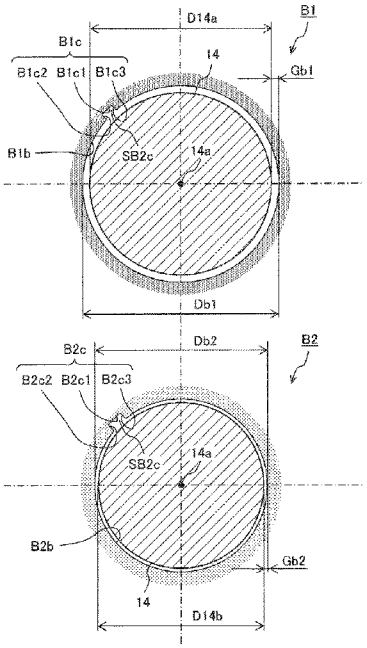
(74) 代理人: 小林 博通, 外(**KOBAYASHI, Hiromichi** et al.); 〒1040044 東京都中央区明石町１番２９号 掖済会ビル ＳＨＩＧＡ内外国特許事務所内 Tokyo (JP).

(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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, 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,

(54) **Title:** PUMP DEVICE

(54) 発明の名称： ポンプ装置

[図5]




(57) **Abstract:** This pump device is provided with a first bearing (B1) and a second bearing (B2) which rotatably support a drive shaft that rotationally drives a pump element. The first bearing (B1) has a first lubrication groove (B1c). The second bearing (B2) has a second lubrication groove (B2c). The cross-sectional area (SB2c) of a cross-sectional surface, perpendicular to the rotation axis line (14a), of the second lubrication groove (B2c) is formed larger than the cross-sectional area (SB1c) of a cross-sectional surface, perpendicular to the rotation axis line (14a), of the first lubrication groove (B1c).

(57) 要約：ポンプ装置は、ポンプ要素を回転駆動する駆動軸を回転可能に支持する第１軸受（Ｂ１）と第２軸受（Ｂ２）とを備える。第１軸受（Ｂ１）は第１潤滑溝（Ｂ１ｃ）を有する。第２軸受（Ｂ２）は第２潤滑溝（Ｂ２ｃ）を有する。第２潤滑溝（Ｂ２ｃ）の回転軸線（１４ａ）に対する直交断面の断面積（ＳＢ２ｃ）は第１潤滑溝（Ｂ１ｃ）の回転軸線（１４ａ）に対する直交断面の断面積（ＳＢ１ｃ）よりも大きく形成される。

WO 2019/049660 A1

［続葉有］

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), 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:

一 国際調査報告(条約第21条(3))

# 明　細　書

## 発明の名称 ： ポンプ装置

## 技術分野

[0001] 本発明は、駆動軸に回転駆動されるポンプ要素を有するポンプ装置に関する。

## 背景技術

[0002] 本技術分野の背景技術として、特開２０１１－１２７５３８号公報（特許文献１）に記載された可変容量形ベーンポンプが知られている。

[0003] 特許文献１の可変容量形ベーンポンプは、駆動軸の一端側が第１ハウジングに設けられた軸受保持部に収容された第１軸受によって回転可能に支持され、他端側が第２ハウジングに設けられた軸受凹部に収容された第２軸受によって回転可能に支持されている（段落００２０）。第１軸受と第２軸受とは、ロータの両端面部に形成される軸方向隙間を介してポンプ室から漏出した作動油によって潤滑される。第１軸受を収容する軸受保持部の端部には第１ハウジングの外側に向かって段差を有して拡径するシール保持溝が設けられ、シール保持溝に第１ハウジングの内周面と駆動軸の外周面との間を液密（液体を通さないようにすること）にシールするシール部材が配置されている（段落００２１）。

## 先行技術文献

## 特許文献

[0004] 特許文献1：特開２０１１－１２７５３８号公報

## 発明の概要

## 発明が解決しようとする課題

[0005] 特許文献１の可変容量形ベーンポンプは第１軸受に対して第１ハウジングの外側に向かう側にシール部材を配置し、第１軸受を潤滑する作動油が第１ハウジングの外部に漏れるのを防止している。作動油が高温且つ高圧力になると駆動軸とシール部材との接触部の微小な隙間を通って作動油が第１ハウ

ジングの外部に漏れ易くなる。これに対して、作動油の漏れを防ぐには、高性能或いは複雑な構造を有するシール部材を用いる必要がある。この場合、シール部材のコストが高くなったり、シール部材のサイズが大きくなったりする課題が発生する。或いは、作動油の漏れを防ぐためにシール部材と駆動軸との接触力を大きくすると、駆動軸が受ける摩擦抵抗力が大きくなり、ポンプ装置の効率が低下したり、摩擦による駆動軸の発熱により作動油の温度上昇を招いたりする可能性がある。

[0006] 本発明の目的は、簡単な構造で作動油の漏れを効果的に抑制できるポンプ装置を提供することにある。

## 課題を解決するための手段

[0007] 本発明によれば、その一つの態様において、ポンプ装置は以下の構成を備える。

[0008] ポンプ装置は、ポンプ要素を回転駆動する駆動軸を回転可能に支持する第１軸受と第２軸受とを備える。第１軸受は第１潤滑溝を有する。第２軸受は第２潤滑溝を有する。第２潤滑溝の回転軸線に対する直交断面の断面積は第１潤滑溝の回転軸線に対する直交断面の断面積よりも大きく形成される。

## 発明の効果

[0009] 本発明によれば、簡単な構造で作動油の漏れを効果的に抑制することができる。

## 図面の簡単な説明

[0010] [図1]本発明の一実施例に係る可変容量形ベーンポンプの全体について、駆動軸の回転軸線に平行で且つこの回転軸線を含む断面を示す断面図である。

[図2]図１のＩＩ－ＩＩ断面を示す断面図である。

[図3A]本発明の一実施例に係る第１軸受の外観を示す斜視図である。

[図3B]本発明の一実施例に係る第２軸受の外観を示す斜視図である。

[図4A]第１軸受又は第２軸受の内周面を平面状に展開した場合の内周面を示す展開図である。

[図4B]第２軸受の内周面を平面状に展開した場合の内周面を示す展開図であ

る。

[図5]第１軸受、第２軸受、及び駆動軸について、駆動軸の回転軸線に垂直な断面を示す概略図である。

[図6]図１の可変容量形ベーンポンプについて、一部の構成を変更した変更例を図１と同様な断面で示す断面図である。

[図7]第２軸受の溝断面積と第１軸受の溝断面積との比に対する衝撃値の変化を示す図である。

## 発明を実施するための形態

[0011] 以下、本発明にかかる動力伝達軸の支持装置の実施例を図面に基づいて詳述する。なお以下の説明では、ポンプ装置の一実施例として、可変容量形ベーンポンプについて説明する。ポンプ装置は、同様な軸受構造を有する他のポンプ装置であってもよい。また本実施例の可変容量型ベーンポンプは、車両のパワーステアリング装置の油圧源に適用することができる。

[0012] 図１は、本発明の一実施例に係る可変容量形ベーンポンプの全体について、駆動軸の回転軸線に平行で且つこの回転軸線を含む断面を示す断面図である。図２は、図１のＩＩ－ＩＩ断面を示す断面図である。

[0013] 本明細書では、駆動軸１４の回転軸線１４ａに沿う方向を回転軸線１４ａ方向と呼び、回転軸線１４ａ方向において図１の左側をフロント側、図１の右側をリア側と呼ぶ。なお、このフロント側及びリア側は、可変容量型ベーンポンプが車両に実装された状態における車両のフロント側及びリア側を意味するものではない。また、回転軸線１４ａを中心とする径方向（回転軸線１４ａに垂直な方向）を単に径方向と呼んで説明する。ある位置又は物を基準として、この径方向における外側を外周側、内側を内周側と呼んで説明する。

[0014] 可変容量型ベーンポンプは、図１及び図２に示すように、ハウジング本体１１と閉塞部材であるリアボディ１２とからなるポンプハウジングと、筒状部５内の収容空間（収容室）１０に嵌めて取り付けられたアダプタリング１５と、アダプタリング１５のほぼ楕円形の空間内に、図２の左右方向へ揺動

可能なカムリング１６と、カムリング１６の内周側に配置され、ポンプハウジング内に軸受Ｂ１，Ｂ２を介して回転自在に支持された駆動軸１４と、カムリング１６の内側に回転自在に配置されて、駆動軸１４に結合されたロータ２１と、を備えている。

[0015] 本実施例では、ポンプ要素は、アダプタリング１５と、カムリング１６と、ロータ２１と、ベーン２２と、から構成される。アダプタリング１５はカムリング１６に対して外周側に配置され、カムリング１６はアダプタリング１５に対して内周側に配置される。ロータ２１はほぼ円盤状の形状を成し、カムリング１６の内周側に回転自在に収容され、駆動軸１４により回転駆動される。ベーン２２は矩形板状の形状を成し、ロータ２１の外周部に径方向に沿って放射状に設けられる。収容空間１０はポンプ要素の収容空間（ポンプ要素収容空間）を構成する。

[0016] 上記ポンプハウジングは、有底状の筒状部５を有するフロント側のハウジング本体１１と、筒状部５の開口端を閉塞するリア側のリアボディ１２とを突き合わせた状態で構成されている。ハウジング本体１１及びリアボディ１２はアルミニウム合金によってそれぞれ形成されている。本実施例では、ハウジング本体１１はポンプハウジングの第１ハウジングを構成し、リアボディ１２はポンプハウジングの第２ハウジングを構成する。

[0017] 駆動軸１４は、回転軸線１４ａ方向の一端側がハウジング本体（第１ハウジング）１１に設けられた第１軸受収容空間（第１軸受保持孔）１１ｂに収容される第１軸受Ｂ１によって回転可能に支持されている。一方、駆動軸１４の他端側はリアボディ（第２ハウジング）１２の嵌合凸部の端面に形成された駆動軸収容穴（駆動軸収容孔）１２ｃに収容される第２軸受Ｂ２によって回転可能に支持されている。このように、駆動軸収容穴１２ｃは、第２軸受Ｂ２を収容する第２軸受収容空間（第２軸受収容孔）を構成する。

[0018] 第１軸受収容空間１１ｂは、駆動軸１４の回転軸線１４ａ方向において、収容空間１０の一方側に設けられている。一方、駆動軸収容穴１２ｃは、駆動軸１４の回転軸線１４ａの方向において、収容空間１０の他方側に設けら

れている。

[0019] 第１軸受Ｂ１及び第２軸受Ｂ２はいずれも筒状を成すブッシュにより構成される。第１軸受（ブッシュ）Ｂ１の外周面は第１軸受収容空間１１ｂの内周面に接触し、内周面は駆動軸１４の外周面に接触している。第２軸受（ブッシュ）Ｂ２の外周面は駆動軸収容穴１２ｃの内周面に接触し、内周面は駆動軸１４の外周面に接触している。なお、ブッシュは、FI：F16C33/04で説明されるブッシュである。

[0020] ハウジング本体１１は収容空間１０を構成し、リアボディ１２は収容空間１０を閉じる蓋部材を構成する。収容空間１０は、回転軸線１４ａに沿う周壁（内周面）１０ａと、回転軸線１４ａを中心とする径方向に沿う端面１０ｂと、を有する。周壁１０ａと端面１０ｂとは、ハウジング本体１１のリア側端面からフロント側に向かって凹状を成す凹部を形成する。

[0021] 収容空間１０を形成する凹部の開口の周囲には、リアボディ１２と結合させる複数本（本実施例では５本）のボルト４がねじ込んで取付けられるボルト雌ねじ穴１１ａが形成されている。また筒状部５は、リア側の開口端と反対側の底部１１ｅの端面（内底面）１０ｂ側にカムリング１６とロータ２１とをリアボディ１２と協働して挟み込んだ状態に保持するプレッシャプレート２３を収容している。プレッシャプレート２３は鉄系金属材からなるほぼ円盤状の部材であるが、アルミニウム合金材で成形することも可能である。

[0022] リアボディ１２は、ロータ２１側の端面に円盤状の突出部１２ａを一体に有し、突出部１２ａが筒状部５の収容空間１０の開口端内周面に嵌め合わされて、ハウジング本体１１に対する組み付け時にリアボディ１２の径方向の位置決めがなされている。また、突出部１２ａの先端面１２ｂ側に駆動軸１４の一端部１４ｂを回転自在に収容する駆動軸収容穴（駆動軸収容孔）１２ｃが形成されている。

[0023] 駆動軸収容穴（駆動軸収容孔）１２ｃは、先端面１２ｂからハウジング本体１１側とは反対側（リア側）に向かって、回転軸線１４ａに沿って形成されている。駆動軸収容穴（駆動軸収容孔）１２ｃのリア側の端部は閉塞され

ており、駆動軸収容穴（駆動軸収容孔）１２ｃは有底状の凹部として形成されている。先端面１２ｂの駆動軸収容穴１２ｃの外周側（回転軸線１４ａを中心とする径方向外側）に、後述する各背圧室と連通するほぼ円弧状のベーン背圧溝５４，５４が径方向の対称位置に形成されている。

[0024] 駆動軸収容穴１２ｃは、図１に示すように、底部側が連通孔２９を介して吸入孔２６に連通され、これによって駆動軸収容穴１２ｃの内周面と駆動軸１４の一端部１４ｂの外周面との間が作動流体（作動油）によって潤滑される。また駆動軸収容穴１２ｃには、ロータ２１のリアボディ１２側の端面２１ｄとリアボディ１２の先端面１２ｂとの間に形成される軸方向隙間Ｃ２を介してポンプ室２０から漏れ出した作動流体が流入する。すなわち駆動軸収容穴１２ｃには、連通孔２９及び軸方向隙間Ｃ２によって作動流体が供給され、駆動軸収容穴１２ｃに供給された作動流体は第２軸受（ブッシュ）Ｂ２の内周面と駆動軸１４の外周面との間を潤滑する。

[0025] 一方、第１軸受Ｂ１は、ロータ２１のフロント側の端面２１ｃとプレッシャプレート２３のリア側の端面２３ａとの間に形成される軸方向隙間Ｃ１を介してポンプ室２０から漏れ出した作動油により潤滑される。また、かかる構成に伴い、ハウジング本体１１の第１軸受収容空間１１ｂからフロント側へ向かって段差を有して拡径するシール収容空間（シール保持溝）１１ｃが設けられている。シール収容空間１１ｃの内部には、ハウジング本体１１のシール収容空間１１ｃの内周面と駆動軸１４の外周面との間を液密にシールするシール部材Ｓ１が配置されている。すなわちシール部材Ｓ１は、駆動軸１４とポンプハウジングとの間をシールする。これによって、第１軸受Ｂ１を潤滑する作動液の外部への漏出が抑制されている。

[0026] アダプタリング１５は、鉄系金属によって一体に形成され、図２に示すように、楕円形の内周面１５ａの下部に形成された円弧状の支持溝にカムリング１６の位置を保持する位置保持ピン１７が設けられている。また、内周面１５ａの位置保持ピン１７の図中左側近傍、つまり後述する第１流体圧室Ｐ１側に所定幅を有する板状部材１８が設けられており、板状部材１８はカム

リング１６の揺動支点を構成している。なお位置保持ピン１７は、カムリング１６の揺動支点ではなく、カムリング１６の位置を保持しつつアダプタリング１５に対するカムリング１６の回り止めとしての機能を有する。

[0027] カムリング１６は、鉄系金属によってほぼ円環状に形成され、ロータ２１に対して偏心した状態で収容空間１０内に配置されていると共に、位置保持ピン１７とこれとほぼ対向した位置にあるシール部材Ｓ２を介してアダプタリング１５との間に第１流体圧室Ｐ１と第２流体圧室Ｐ２を隔成している。またカムリング１６は、アダプタリング１５の支持面（板状部材）１８の所定位置を揺動中心として第１流体圧室Ｐ１側か、あるいは第２流体圧室Ｐ２側へ揺動自在になっている。

[0028] 第１流体圧室Ｐ１と第２流体圧室Ｐ２とは、ポンプハウジングの内部であって、回転軸線１４ａを中心とする径方向においてカムリング１６と収容空間１０との間に形成される一対の空間を成す。具体的には、第１流体圧室Ｐ１と第２流体圧室Ｐ２とは、カムリング１６の外周とアダプタリング１５の内周との間に形成される。

[0029] 第１流体圧室Ｐ１は、カムリング１６の内周縁の中心と回転軸線１４ａとの偏心量が大きくなる方向にカムリング１６が移動するとき内部容積が減少する側に設けられている。第２流体圧室Ｐ２は、カムリング１６の内周縁の中心と回転軸線１４ａとの偏心量が大きくなる方向にカムリング１６が移動するとき内部容積が増大する側に設けられている。なお、カムリング１６の内周縁の中心は、回転軸線１４ａに対する直交断面における、カムリング１６の内周縁の中心点を意味する。

[0030] ロータ２１は、駆動軸１４が図外の内燃機関のクランクシャフトによって回転駆動されると、図２の矢印方向（反時計方向）に回転するようになっている。すなわちロータ２１は、駆動軸１４により回転駆動される。またロータ２１の外周部には、円周方向の等間隔位置に放射方向に沿ったスリット（スロット）２１ａが複数形成されている。この各スリット２１ａ内には、ベーン２２がそれぞれカムリング１６の内周面１６ａ方向へ放射状に出没自在

に保持されている。すなわちベーン２２は、スリット２１ａの中で径方向に移動可能に設けられている。また、各スリット２１ａの内周側端部には、スリット２１ａと連通するように形成された背圧溝２１ｂが形成されている。これにより、スリット２１ａの内周側端部には、背圧溝２１ｂとベーン２２の基端部（内周側端部）とによって境界が定められる、ほぼ円形状の背圧室２４が構成される。

[0031] カムリング１６とロータ２１との間に形成される空間内には、隣接する二枚のベーン２２によって形成されるポンプ室２０が複数形成される。カムリング１６を、板状部材１８を揺動支点として揺動させることによって、各ポンプ室２０の容積を増減させることができる。

[0032] ハウジング本体１１の第２流体圧室Ｐ２側には、図２に示すように、ボルト状のスプリングリテーナ１３に一端が支持された付勢部材であるスプリング１９が配置されている。カムリング１６は、スプリング１９によって常時第１流体圧室Ｐ１側、つまり、ポンプ室２０の容積が最大になる方向に付勢されている。

[0033] リアボディ１２には、ロータ２１の回転に伴って各ポンプ室２０の容積が漸次拡大する吸入領域Ａ１に円弧状の第１ポート２５が形成されている。第１ポート２５はポンプ室２０に作動流体を吸入する吸入ポートを構成する。第１ポート２５は、リアボディ１２に一部が形成された吸入通路部２８及び吸入孔２６を介してリザーバタンクから吸い込んだ作動流体を各ポンプ室２０に供給するようになっている。このために第１ポート２５、吸入通路部２８及び吸入孔２６は、収容空間１０と繋がっており、駆動軸１４の回転に伴い作動液（作動流体）を収容空間１０に供給する吸入通路を構成する。

[0034] また、リアボディ１２の第１ポート２５と駆動軸収容穴１２ｃとを挟んだ反対側の位置には、ロータ２１の回転に伴って、各ポンプ室２０の容積が漸次縮小していく吐出領域Ａ２に円弧状の第２ポート３９が形成されている。第２ポート３９は、ポンプ室２０から作動流体を吐出する吐出ポートを構成する。このために第２ポート３９に接続される吐出通路は、収容空間１０と

繋がっており、駆動軸１４の回転に伴い作動液（作動流体）を収容空間１０から排出する通路を構成する。第２ポート３９も吐出通路の一部を構成する。

[0035] なお、上述した連通孔２９は、駆動軸収容穴（第２軸受収容空間）１２ｃと吸入通路（第１ポート２５、吸入孔２６、吸入通路部２８）とを連通させる戻し通路を構成する。

[0036] プレッシャプレート２３は、筒状部５の端面１０ｂに形成された低圧室３７と第１ポート２５とを、ポンプ室２０を介して連通させる吸入孔３６ａが形成されている。吸入孔３６ａと径方向反対側の位置には、筒状部５の端面１０ｂに形成された吐出口である高圧室３５と第２ポート３９とをポンプ室２０を介して連通させる吐出孔３１が形成されている。

[0037] したがって、第１ポート２５や低圧室３７からポンプ室２０に供給された作動流体は、ロータ２１の回転に伴って容積が減少したポンプ室２０から第２ポート３９に吐出されて吐出孔３１を介して高圧室３５に導入されるようになっている。この高圧室３５に導入された作動流体は、ポンプハウジングに形成された図外の吐出通路から配管を介してパワーステアリング装置の油圧パワーシリンダに送られるようになっている。

[0038] すなわち本実施例の可変容量形ベーンポンプでは、カムリング１６は、環状に形成されて、収容空間１０内において移動可能に設けられている。カムリング１６は、ロータ２１および複数のベーン２２と協働して、複数のポンプ室２０を形成する。複数のポンプ室２０のうち、駆動軸１４の回転に伴い容積が増大する領域である吸入領域Ａ１に位置するポンプ室２０が吸入通路（第１ポート２５、吸入孔２６、吸入通路部２８）から作動液を吸入し、駆動軸１４の回転に伴い容積が減少する領域である吐出領域Ａ２に位置するポンプ室２０が作動液を第２ポート３９に接続される吐出通路へ吐出する。

[0039] 吸入領域Ａ１は、回転軸線１４ａを中心とする周方向の所定領域において１か所設けられている。吐出領域Ａ２は、回転軸線１４ａを中心とする周方向の所定領域であって、回転軸線１４ａを介して吸入領域Ａ１の径方向の反

対側に１か所設けられている。

[0040] ハウジング本体１１の上部内には、回転軸線１４ａと直交する方向に向いた制御バルブ４０が設けられている。制御バルブ４０は、第１流体圧室Ｐ１の内部の圧力を制御することにより、カムリング１６を移動させ、ロータ２１が１回転する際に前述の吐出領域Ａ２から吐出される作動液の量を可変に制御する。

[0041] 制御バルブ４０は、図２に示すように、弁体４１と、バルブスプリング４３と、高圧室４４と、中圧室４５と、を備えている。弁体４１は、ハウジング本体１１内に形成されたバルブ孔１１ｄ内に摺動自在に収容されている。バルブスプリング４３は、弁体４１をバルブ孔１１ｄの開口側の一端部に取り付けられたプラグ４２と突き当てた状態で接するように図２の左方向に付勢する。高圧室４４は、プラグ４２と弁体４１の先端部との間に形成されて、図外のメータリングオリフィスの上流側の作動流体圧、つまり吐出通路３３を介して高圧室３５内の作動流体の一部が導入される。中圧室４５は、バルブスプリング４３を収容すると共にメータリングオリフィスの下流側の作動流体圧が導入される。

[0042] 制御バルブ４０は、高圧室４４と中圧室４５との圧力差が所定値以上に達すると、弁体４１がバルブスプリング４３の付勢力に抗して図２の右方向へと移動するように構成されている。

[0043] 弁体４１が図２の左側に位置するときは、第１流体圧室Ｐ１とバルブ孔１１ｄとを連通する接続通路４７を介して、第１流体圧室Ｐ１が弁体４１の中間部外周側に形成された低圧室４６に接続される。この低圧室４６は、図１に示すように、吸入孔２６から分岐形成された低圧通路４８に接続されていて、低圧通路４８を介して吸入孔２６内の低圧な作動流体（以下、「吸入圧」という）が導入されるようになっている。つまり、弁体４１が図２中の左側に位置するとき、第１流体圧室Ｐ１には低圧室４６から吸入圧が導入されるようになっている。

[0044] これに対して、高圧室４４と中圧室４５の差圧によって弁体４１が図２中

の右側へ移動した場合には、第１流体圧室Ｐ１は低圧室４６との連通が遮断されて高圧室４４と連通することになる。これにより、第１流体圧室Ｐ１には、吐出通路３３内の高圧な作動流体（以下、「吐出圧」という）が導入されることとなる。このように、第１流体圧室Ｐ１には、低圧室４６の吸入圧とメータリングオリフィスの上流側の吐出圧とが選択的に供給されるようになっている。

[0045] なお、制御バルブ４０には、弁体４１の内部にリリーフバルブ４９が構成されている。そして、中圧室４５の内圧が所定値以上に達したときに、つまり、外部の負荷側の圧力が所定以上に達したときにリリーフバルブ４９を開放して、作動流体の一部を、低圧通路４８を介して吸入孔２６へ還流するようになっている。つまりパワーステアリング装置の作動圧力が所定値以上に達したときに、リリーフバルブ４９は開放して作動流体を逃がすようになっている。

[0046] 一方、第２流体圧室Ｐ２は、プレッシャプレート２３に形成された導入孔（図示せず）を介して吸入孔２６に連通されて常時吸入側の圧力（低圧）が導入されている。

[0047] 図３Ａは、本発明の一実施例に係る第１軸受の外観を示す斜視図である。

[0048] 第１軸受Ｂ１は筒状を成すブッシュにより構成される。第１軸受（ブッシュ）Ｂ１は、径方向内側の面（内周面）Ｂ１ｂに第１潤滑溝Ｂ１ｃを備える。第１軸受Ｂ１の外周面Ｂ１ａは、第１軸受収容空間（第１軸受収容孔）１１ｂの内周面に接触するように、第１軸受収容空間１１ｂの内部に設けられている。すなわち、第１軸受Ｂ１は、回転軸線１４ａを中心とする径方向の外側の面である外周面Ｂ１ａが、回転軸線１４ａを中心とする周方向の全域において、第１軸受収容空間１１ｂの内周面に圧入されている。第１潤滑溝Ｂ１ｃは内周面Ｂ１ｂから径方向外側に向かって窪んだ凹形状を成し、底面Ｂ１ｃ１と側面Ｂ１ｃ２，Ｂ１ｃ３とにより構成される。

[0049] 図３Ｂは、本発明の一実施例に係る第２軸受の外観を示す斜視図である。

[0050] 第２軸受Ｂ２は筒状を成すブッシュにより構成される。第２軸受（ブッシ

ュ）Ｂ２は、径方向内側の面（内周面）Ｂ２ｂに第２潤滑溝Ｂ２ｃを備える。第２軸受Ｂ２の外周面Ｂ２ａは、第２軸受収容空間である駆動軸収容穴（第２軸受収容孔）１２ｃの内周面に接触するように、駆動軸収容穴１２ｃの内部に設けられている。第２軸受Ｂ２は、回転軸線１４ａを中心とする径方向の外側の面である外周面Ｂ２ａが、回転軸線１４ａを中心とする周方向の全域において、駆動軸収容穴１２ｃの内周面に圧入されている。第２潤滑溝Ｂ２ｃは内周面Ｂ２ｂから径方向外側に向かって窪んだ凹形状を成し、底面Ｂ２ｃ１と側面Ｂ２ｃ２，Ｂ２ｃ３とにより構成される。

[0051] 第２潤滑溝Ｂ２ｃは、回転軸線１４ａを中心とする径方向の内側である内周面Ｂ２ｂ側にのみ設けられている。これにより、第２軸受Ｂ２は、外周面Ｂ２ａの全周において駆動軸収容穴１２ｃに対し圧入されているため、圧入荷重を確保することができる。

[0052] 本実施例では、第２軸受Ｂ２は、円筒形状のブッシュにより構成している。第２軸受Ｂ２は、円筒形状である必要はなく、回転軸線１４ａを中心とする周方向において、１８０度よりも大きい範囲において、駆動軸１４を支持するものであればよい。この場合、第２軸受Ｂ２は、駆動軸１４の半周を超える範囲を包囲しているため、駆動軸１４を支持することができる。

[0053] 第１潤滑溝Ｂ１ｃと第２潤滑溝Ｂ２ｃとは、第２潤滑溝Ｂ２ｃにおける回転軸線１４ａに直交する断面の断面積が、第１潤滑溝Ｂ１ｃにおける回転軸線１４ａに直交する断面の断面積よりも大きく形成されている。

[0054] ポンプ要素から漏洩した作動液は、第１軸受Ｂ１の第１潤滑溝Ｂ１ｃを通り、シール部材Ｓ１へ到達する。この作動液の液量が多量である場合、シール部材Ｓ１のシール性能を超え、作動液がポンプハウジングの外部へ漏洩する虞がある。そこで、第１潤滑溝Ｂ１ｃの断面積よりも、第２潤滑溝Ｂ２ｃの断面積を大きくし、より多くの作動液が第２潤滑溝Ｂ２ｃ側へ流れる構造とする。これにより、第１潤滑溝Ｂ１ｃ側に流れる作動液の流量が抑制され、ポンプハウジングの外部への作動液の漏洩を抑制することができる。一方、第２潤滑溝Ｂ２ｃ側へ流れた作動液は、戻し通路である連通孔２９を介し

て再び吸入通路（第１ポート２５、吸入孔２６、吸入通路部２８）へ戻されることになる。この経路には、シール部材は存在しないため、第２潤滑溝Ｂ２ｃ側へ流れる作動液の流量が増加した場合であっても、ポンプハウジングの外部への作動液の漏洩の虞は小さい。

[0055] 第１軸受Ｂ１は、回転軸線１４ａ方向の長さＬＢ１を第２軸受Ｂ２の回転軸線１４ａ方向の長さＬＢ２よりも長くするとよい。第１軸受Ｂ１の回転軸線１４ａ方向の長さＬＢ１を長くすることで、第１潤滑溝Ｂ１ｃの流路長さが長くなり、流路抵抗が増大する。その結果、第１潤滑溝Ｂ１ｃ側の流量の低減を図ることができる。

[0056] そこで本実施例では、少なくとも第１潤滑溝Ｂ１ｃは回転軸線１４ａを中心とする螺旋形状に形成する。

[0057] 図４Ａは、第１軸受又は第２軸受の内周面を平面状に展開した場合の内周面を示す展開図である。

[0058] 本実施例では、第１潤滑溝Ｂ１ｃ及び第２潤滑溝Ｂ２ｃを、回転軸線１４ａを中心とする螺旋形状に形成している。この場合、第１潤滑溝Ｂ１ｃの流路抵抗を第２潤滑溝Ｂ２ｃの流路抵抗よりも大きくすることが好ましい。

[0059] 図４Ａでは、第１軸受Ｂ１の内周面Ｂ１ｂ及び第２軸受Ｂ２の内周面Ｂ２ｂを平面に展開しており、展開した平面に回転軸線１４ａを投影した状態を示している。このとき、回転軸線１４ａに対する第１潤滑溝Ｂ１ｃの中心線Ｂ１ＣＬの傾き角θが、第２潤滑溝Ｂ２ｃの中心線Ｂ２ＣＬの傾き角θよりも大きくなるようにするとよい。なお、中心線Ｂ１ＣＬ及び中心線Ｂ２ＣＬは第１潤滑溝Ｂ１ｃ及び第２潤滑溝Ｂ２ｃのそれぞれの溝中央（幅方向の中央）を通る線分である。もし第１潤滑溝Ｂ１ｃ及び第２潤滑溝Ｂ２ｃが曲線を描く場合は、第１潤滑溝Ｂ１ｃが描く曲線の接線Ｂ１ｃ２ＴＬ，Ｂ１ｃ３ＴＬの傾き角θが、第２潤滑溝Ｂ２ｃが描く曲線の接線Ｂ２ｃ２ＴＬ，Ｂ２ｃ３ＴＬの傾き角θよりも大きくなるようにするとよい。

[0060] なお図４Ａでは、展開図において、第１潤滑溝Ｂ１ｃ及び第２潤滑溝Ｂ２ｃは直線状に形成されているため、接線Ｂ１ｃ２ＴＬ，Ｂ１ｃ３ＴＬ及び接

線Ｂ２ｃ２ＴＬ，Ｂ２ｃ３ＴＬは第１潤滑溝Ｂ１ｃの側面Ｂ１ｃ２，Ｂ１ｃ３及び第２潤滑溝Ｂ２ｃの側面Ｂ２ｃ２，Ｂ２ｃ３に一致している。

[0061] 第１潤滑溝Ｂ１ｃの傾き角θが第２潤滑溝Ｂ２ｃの傾き角θに比べて大きいと、単位長さ当たりの螺旋溝の巻き数を多くすることができ、第１潤滑溝Ｂ１ｃの流路抵抗を更に大きくすることができる。

[0062] 図４Ｂは、第２軸受の内周面を平面状に展開した場合の内周面を示す展開図である。

[0063] 図４Ａでは、第１潤滑溝Ｂ１ｃを第１軸受Ｂ１の内周面Ｂ１ｂの全周に亘って設け、第２潤滑溝Ｂ２ｃを第２軸受Ｂ２の内周面Ｂ２ｂの全周に亘って設ける例を示している。図４Ａに対して図４Ｂでは、回転軸線１４ａを中心として吐出領域Ａ２に対応する範囲に第２潤滑溝Ｂ２ｃを設けている。なお本実施例では、中心角θｃ＝１２０°の範囲に第２潤滑溝Ｂ２ｃを設ける例を示している。この場合、第２潤滑溝Ｂ２ｃは、回転軸線１４ａを中心とする周方向において、吐出領域Ａ２と同じ側に設けられる。なお図４Ｂにおいて、吸入領域Ａ１に対応する範囲には、第２潤滑溝Ｂ２ｃは設けられていない。第２潤滑溝Ｂ２ｃを設ける中心角θｃは１２０°に限られる訳ではなく、吐出領域Ａ２の範囲内で任意に設定することができる。

[0064] 可変容量形ベーンポンプにおいて、吸入領域Ａ１と吐出領域Ａ２とが１つずつ設けられているため、駆動軸１４は吐出領域Ａ２側から吸入領域Ａ１側に向かって吐出圧を受ける。よって駆動軸１４は、第２軸受Ｂ２の内周面Ｂ２ｂのうち、吸入領域Ａ１側の部分に強く押し付けられる。そこで、駆動軸１４が強く押し付けられる吸入領域Ａ１側の面には第２潤滑溝Ｂ２ｃを設けず、受圧面の面積を大きくすることで、第２軸受Ｂ２は駆動軸１４からの面圧をしっかり受けとめることができる。一方、逆側の吐出領域Ａ２側においては、駆動軸１４からの押し付け力が小さいため、第２潤滑溝Ｂ２ｃを設けることで受圧面積が小さくなっても、その影響は小さい。また、第２潤滑溝Ｂ２ｃの断面積を大きくすることによって、第２潤滑溝Ｂ２ｃにおける流量を増大させることができる。

[0065] 図５は、第１軸受、第２軸受、及び駆動軸について、駆動軸の回転軸線に垂直な断面を示す概略図である。

[0066] 本実施例では、第１軸受Ｂ１は、回転軸線１４ａを中心とする径方向における内径Ｄｂ１が、第２軸受Ｂ２の内径Ｄｂ２よりも大きい。シール部材Ｓ１が設けられる第１軸受Ｂ１側において、駆動軸１４には駆動手段としてプーリ等が設けられ、駆動軸１４は径方向に引っ張られる。よって、駆動軸１４から第１軸受Ｂ１に対する付勢力が大きくなるが、第１軸受Ｂ１の内径Ｄｂ１が第２軸受Ｂ２の内径Ｄｂ２よりも大きいため、その分、受圧面積が大きくなり、単位面積当たりの面圧を抑制することができる。

[0067] なお、駆動軸１４の外径も、第１軸受Ｂ１で支持される部分の外径Ｄ１４ａの方が第２軸受Ｂ２で支持される部分の外径Ｄ１４ｂよりも大きい。

[0068] 第１軸受Ｂ１の内周面Ｂ１ｂと、回転軸線１４ａを中心とする径方向における駆動軸１４の外周面との間の隙間の寸法Ｇｂ１は、第２軸受Ｂ２の内周面Ｂ２ｂと駆動軸１４の外周面との間の隙間の寸法Ｇｂ２よりも大きい。第１軸受Ｂ１と駆動軸１４との間の径方向クリアランスが第２軸受Ｂ２と比べて相対的に大きい。このため、第１潤滑溝Ｂ１ｃに流れる作動液の流量が径方向クリアランス側にも分散し、第１潤滑溝Ｂ１ｃからシール部材Ｓ１へ流れる作動液の流速、換言すれば、作動液のエネルギを低減することができる。その結果、シール部材Ｓ１からの作動液の漏洩を抑制することができる。

[0069] 図６は、図１の可変容量形ベーンポンプについて、一部の構成を変更した変更例を図１と同様な断面で示す断面図である。

[0070] 本実施例では、ポンプハウジングのリアボディ１２にバイパス通路５０を備えている。バイパス通路５０は、収容空間１０と吸入通路（第１ポート２５、吸入孔２６、吸入通路部２８）とを繋いでいる。このため、第２軸受Ｂ２側の作動液を速やかに上記吸入通路に戻すことができる。このため、第１潤滑溝Ｂ１ｃ側への作動液の流量を更に低減することができる。

[0071] 図７は、第２軸受の溝断面積と第１軸受の溝断面積との比に対する衝撃値の変化を示す図である。

[0072] 図７に示すように、衝撃値は第２潤滑溝Ｂ２ｃの断面積ＳＢ２ｃと第１潤滑溝Ｂ１ｃの断面積ＳＢ１ｃとの比（ＳＢ２ｃ／ＳＢ１ｃ）に対して変化する。断面積ＳＢ２ｃと断面積ＳＢ１ｃとの比が大きくなるほど衝撃値は小さくなるものの、減少の割合も小さくなり、やがて飽和する。図７では、断面積ＳＢ２ｃと断面積ＳＢ１ｃとの比が２．６１に達すると、断面積ＳＢ２ｃと断面積ＳＢ１ｃとの比が更に増加しても衝撃値はほとんど変化しなくなる。

[0073] そのため、第１潤滑溝Ｂ１ｃと第２潤滑溝Ｂ２ｃとは、第１潤滑溝Ｂ１ｃと第２潤滑溝Ｂ２ｃの回転軸線１４ａの直交断面における断面積の比が、式１を満足するように構成されるものとする。

２．６１＜（第２潤滑溝Ｂ２ｃの断面積）／（第１潤滑溝Ｂ１ｃの断面積）（式１）

式１の関係を満たす範囲で、第１潤滑溝Ｂ１ｃと第２潤滑溝Ｂ２ｃとを設計することで、第１潤滑溝Ｂ１ｃへの作動液の流量低減効果を充分に得ることができ、ポンプハウジング外部への作動液の漏洩を抑制することができる。

[0074] なお、本発明は上記した実施例に限定されるものではなく、一部の構成の削除や、記載されていない他の構成の追加が可能である。また各実施例に記載された構成は、矛盾しない範囲において、他の実施例に組み合わせることができる。各実施例に記載された構成が他の実施例に組み合わされることにより、その構成が奏する効果は他の実施例においても実現される。

[0075] 以上説明した実施形態に基づくポンプ装置としては、例えば以下に述べる態様のものが考えられる。

[0076] ポンプ装置は、その一態様として、駆動軸と、前記駆動軸に回転駆動されるポンプ要素と、内部に前記ポンプ要素を収容するポンプ要素収容空間、前記駆動軸の回転軸線に沿う方向において前記ポンプ要素収容空間の一方側に設けられた第１軸受収容空間、前記回転軸線に沿う方向において前記ポンプ要素収容空間の他方側に設けられた第２軸受収容空間、前記ポンプ要素収容

空間と繋がっており前記駆動軸の回転に伴い作動液を前記ポンプ要素収容空間に供給する通路である吸入通路、前記ポンプ要素収容空間と繋がっており前記駆動軸の回転に伴い作動液を前記ポンプ要素収容空間から排出する通路である吐出通路、前記第２軸受収容空間と前記吸入通路とを連通させる通路である戻し通路、及び前記回転軸線を中心とする径方向において前記第１軸受収容空間の外側に設けられているシール収容空間、を備えたポンプハウジングと、第１潤滑溝を備え、前記第１軸受収容空間の内部に設けられ、前記駆動軸を支持する第１軸受と、前記回転軸線に対する直交断面の断面積が前記第１潤滑溝の前記回転軸線に対する直交断面の断面積よりも大きく形成されている第２潤滑溝を備え、前記第２軸受収容空間の内部に設けられ、前記駆動軸を支持する第２軸受と、前記シール収容空間の内部に設けられ、前記駆動軸と前記ポンプハウジングとの間をシールするシール部材と、を備える。

[0077] 前記ポンプ装置の好ましい態様において、前記第１軸受および前記第２軸受はブッシュであり、前記第２軸受は、前記回転軸線を中心とする周方向において、１８０度よりも大きい範囲において、前記駆動軸を支持する。

[0078] 別の好ましい態様では、前記ポンプ装置の態様のいずれかにおいて、制御バルブを有し、前記ポンプ要素は、ロータと、複数のベーンと、カムリングと、を有し、前記ロータは、前記回転軸線を中心とする周方向に複数のスリットを有し、前記駆動軸に回転駆動されるものであり、前記複数のベーンは、前記複数のスリットのそれぞれの中で移動可能に設けられており、前記カムリングは、環状に形成されて前記ポンプ要素収容空間内において移動可能に設けられており、前記カムリング、前記ロータおよび前記複数のベーンは、前記駆動軸の回転に伴い容積が変化する複数のポンプ室を形成し、前記複数のポンプ室は、前記駆動軸の回転に伴い容積が増大する領域である吸入領域において前記吸入通路から前記作動液を吸入し、前記駆動軸の回転に伴い容積が減少する領域である吐出領域において前記作動液を前記吐出通路へ吐出し、前記吸入領域は、前記回転軸線を中心とする周方向の所定領域におい

て１か所設けられており、前記吐出領域は、前記回転軸線を中心とする周方向の所定領域であって、前記回転軸線を中心とする径方向において前記回転軸線を介して吸入領域の反対側に１か所設けられており、前記ポンプハウジングは、前記径方向において前記カムリングと前記ポンプ要素収容空間の周壁との間に形成される一対の空間である第１流体圧室と第２流体圧室とを有し、前記第１流体圧室は、前記カムリングの内周縁の中心と前記回転軸線との偏心量が大きくなる方向に前記カムリングが移動するときに内部容積が減少する側に設けられており、前記第２流体圧室は、前記カムリングの内周縁の中心と前記回転軸線との偏心量が大きくなる方向に前記カムリングが移動するときに内部容積が増大する側に設けられており、前記制御バルブは、前記第１流体圧室の内部の圧力を制御することにより、前記カムリングを移動させ、前記ロータが１回転する際に前記吐出領域から吐出される前記作動液の量を可変に制御するものであって、前記第２軸受の前記第２潤滑溝は、前記回転軸線を中心とする周方向において、前記吐出領域と同じ側に設けられている。

[0079] 別の好ましい態様では、前記ポンプ装置の態様のいずれかにおいて、前記第２軸受は、前記回転軸線を中心とする径方向の外側の面である外周面が前記回転軸線を中心とする周方向の全域において前記第２軸受収容空間に対し圧入されており、前記第２潤滑溝は、前記回転軸線を中心とする径方向の内側である内周側にのみ設けられている。

[0080] 別の好ましい態様では、前記ポンプ装置の態様のいずれかにおいて、前記第１軸受は、前記回転軸線に沿う方向の長さが、前記第２軸受の前記回転軸線に沿う方向の長さよりも長い。

[0081] 別の好ましい態様では、前記ポンプ装置の態様のいずれかにおいて、前記第１潤滑溝は、螺旋形状を有する。

[0082] 別の好ましい態様では、前記ポンプ装置の態様のいずれかにおいて、前記第２潤滑溝は、螺旋形状を有し、前記回転軸線に対する前記第１潤滑溝の接線の傾き角は、前記第２潤滑溝の接線の傾き角よりも大きい。

[0083] 別の好ましい態様では、前記ポンプ装置の態様のいずれかにおいて、前記第１軸受は、前記回転軸線を中心とする径方向における内径が、前記第２軸受の前記回転軸線を中心とする径方向における内径よりも大きい。

[0084] 別の好ましい態様では、前記ポンプ装置の態様のいずれかにおいて、前記回転軸線を中心とする径方向における前記第１軸受と前記駆動軸の外周面との間の隙間の寸法が、前記径方向における前記第２軸受と前記駆動軸の外周面との間の隙間の寸法よりも大きい。

[0085] 別の好ましい態様では、前記ポンプ装置の態様のいずれかにおいて、前記ポンプハウジングは、バイパス通路を備え、前記バイパス通路は、前記ポンプ要素収容空間と前記吸入通路とを繋いでいる。

[0086] 別の好ましい態様では、前記ポンプ装置の態様のいずれかにおいて、前記第１潤滑溝と前記第２潤滑溝とは、前記第１潤滑溝の前記回転軸線に対する直交断面の断面積と前記第２潤滑溝の前記回転軸線に対する直交断面の断面積との比である（第２潤滑溝の断面積）／（第１潤滑溝の断面積）が２．６１よりも大きい。

# 請求の範囲

[請求項1] 駆動軸と、

前記駆動軸によって回転駆動されるポンプ要素と、

内部に前記ポンプ要素を収容するポンプ要素収容空間、前記駆動軸の回転軸線に沿う方向において前記ポンプ要素収容空間の一方側に設けられた第１軸受収容空間、前記回転軸線に沿う方向において前記ポンプ要素収容空間の他方側に設けられた第２軸受収容空間、前記ポンプ要素収容空間と繋がっており前記駆動軸の回転に伴い作動液を前記ポンプ要素収容空間に供給する通路である吸入通路、前記ポンプ要素収容空間と繋がっており前記駆動軸の回転に伴い作動液を前記ポンプ要素収容空間から排出する通路である吐出通路、前記第２軸受収容空間と前記吸入通路とを連通させる通路である戻し通路、及び前記回転軸線を中心とする径方向において前記第１軸受収容空間の外側に設けられているシール収容空間、を備えたポンプハウジングと、

第１潤滑溝を備え、前記第１軸受収容空間の内部に設けられ、前記駆動軸を支持する第１軸受と、

前記回転軸線に対する直交断面の断面積が前記第１潤滑溝の前記回転軸線に対する直交断面の断面積よりも大きく形成されている第２潤滑溝を備え、前記第２軸受収容空間の内部に設けられ、前記駆動軸を支持する第２軸受と、

前記シール収容空間の内部に設けられ、前記駆動軸と前記ポンプハウジングとの間をシールするシール部材と、を備えたポンプ装置。

[請求項2] 請求項１に記載のポンプ装置において、

前記第１軸受および前記第２軸受はブッシュであり、前記第２軸受は、前記回転軸線を中心とする周方向において、１８０度よりも大きい範囲において、前記駆動軸を支持するポンプ装置。

[請求項3] 請求項２に記載のポンプ装置において、

制御バルブを有し、

前記ポンプ要素は、ロータと、複数のベーンと、カムリングと、を有し、

前記ロータは、前記回転軸線を中心とする周方向に複数のスリットを有し、前記駆動軸によって回転駆動されるものであり、

前記複数のベーンは、前記複数のスリットのそれぞれの中で移動可能に設けられており、

前記カムリングは、環状に形成されて前記ポンプ要素収容空間内において移動可能に設けられており、

前記カムリング、前記ロータおよび前記複数のベーンは、前記駆動軸の回転に伴い容積が変化する複数のポンプ室を形成し、

前記複数のポンプ室は、前記駆動軸の回転に伴い容積が増大する領域である吸入領域において前記吸入通路から前記作動液を吸入し、前記駆動軸の回転に伴い容積が減少する領域である吐出領域において前記作動液を前記吐出通路へ吐出し、

前記吸入領域は、前記回転軸線を中心とする周方向の所定領域において１か所設けられており、

前記吐出領域は、前記回転軸線を中心とする周方向の所定領域であって、前記回転軸線を中心とする径方向において前記回転軸線を介して吸入領域の反対側に１か所設けられており、

前記ポンプハウジングは、前記径方向において前記カムリングと前記ポンプ要素収容空間の周壁との間に形成される一対の空間である第１流体圧室と第２流体圧室とを有し、

前記第１流体圧室は、前記カムリングの内周縁の中心と前記回転軸線との偏心量が大きくなる方向に前記カムリングが移動するときに内部容積が減少する側に設けられており、

前記第２流体圧室は、前記カムリングの内周縁の中心と前記回転軸線との偏心量が大きくなる方向に前記カムリングが移動するときに内部容積が増大する側に設けられており、

前記制御バルブは、前記第１流体圧室の内部の圧力を制御することにより、前記カムリングを移動させ、前記ロータが１回転する際に前記吐出領域から吐出される前記作動液の量を可変に制御するものであって、

前記第２軸受の前記第２潤滑溝は、前記回転軸線を中心とする周方向において、前記吐出領域と同じ側に設けられているポンプ装置。

[請求項4] 請求項１に記載のポンプ装置において、

前記第２軸受は、前記回転軸線を中心とする径方向の外側の面である外周面が前記回転軸線を中心とする周方向の全域において前記第２軸受収容空間に対し圧入されており、

前記第２潤滑溝は、前記回転軸線を中心とする径方向の内側である内周側にのみ設けられているポンプ装置。

[請求項5] 請求項１に記載のポンプ装置において、

前記第１軸受は、前記回転軸線に沿う方向の長さが、前記第２軸受の前記回転軸線に沿う方向の長さよりも長いポンプ装置。

[請求項6] 請求項５に記載のポンプ装置において、

前記第１潤滑溝は、螺旋形状を有するポンプ装置。

[請求項7] 請求項６に記載のポンプ装置において、

前記第２潤滑溝は、螺旋形状を有し、

前記回転軸線に対する前記第１潤滑溝の接線の傾き角は、前記第２潤滑溝の接線の傾き角よりも大きいポンプ装置。

[請求項8] 請求項１に記載のポンプ装置において、

前記第１軸受は、前記回転軸線を中心とする径方向における内径が、前記第２軸受の前記回転軸線を中心とする径方向における内径よりも大きいポンプ装置。

[請求項9] 請求項８に記載のポンプ装置において、

前記回転軸線を中心とする径方向における前記第１軸受と前記駆動軸の外周面との間の隙間の寸法が、前記径方向における前記第２軸受

と前記駆動軸の外周面との間の隙間の寸法よりも大きいポンプ装置。

[請求項10] 請求項１に記載のポンプ装置において、

前記ポンプハウジングは、バイパス通路を備え、

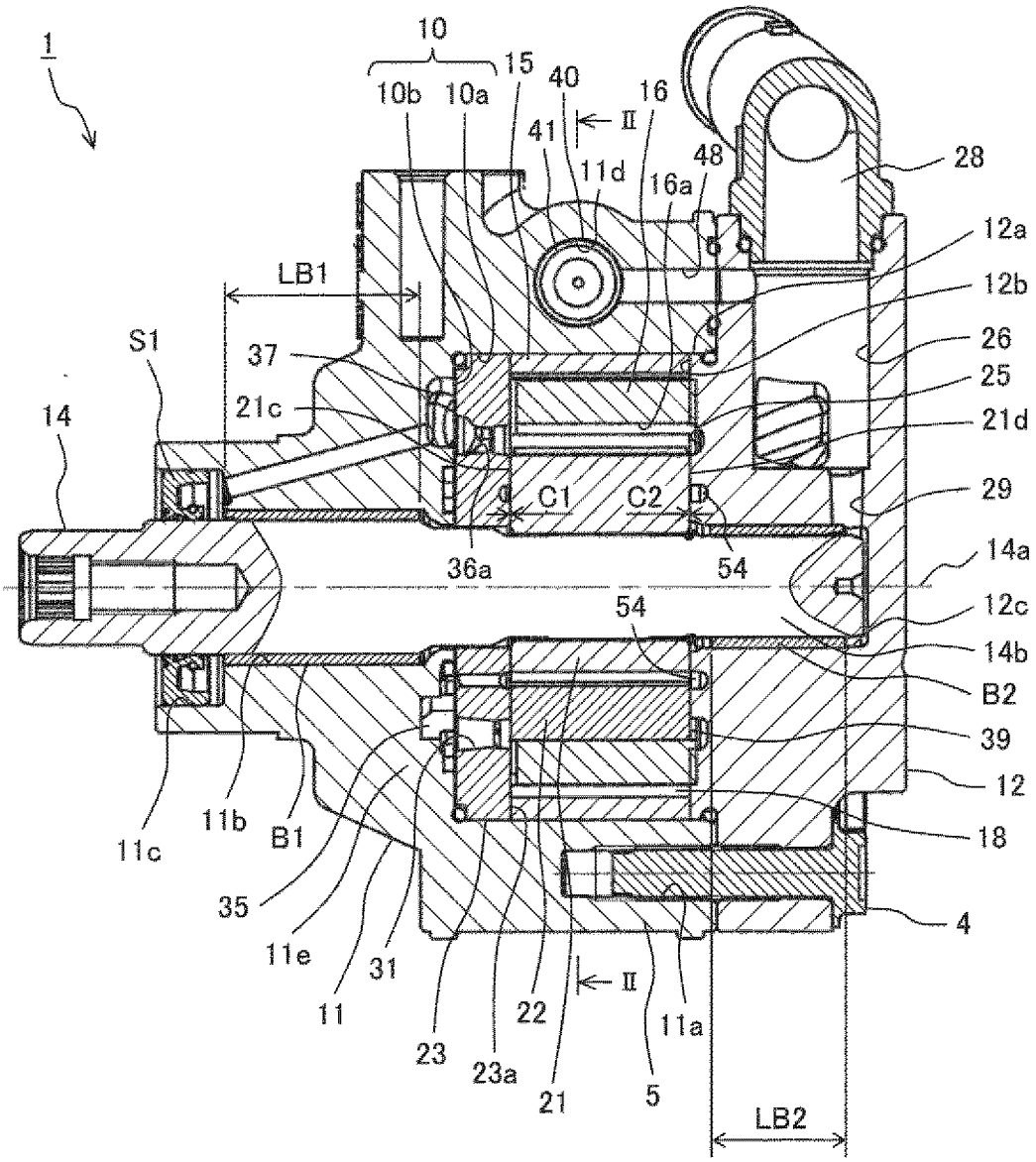
前記バイパス通路は、前記ポンプ要素収容空間と前記吸入通路とを繋いでいるポンプ装置。

[請求項11] 請求項１に記載のポンプ装置において、

前記第１潤滑溝と前記第２潤滑溝とは、前記第１潤滑溝の前記回転軸線に対する直交断面の断面積と前記第２潤滑溝の前記回転軸線に対する直交断面の断面積との比である（第２潤滑溝の断面積）／（第１潤滑溝の断面積）が２．６１よりも大きいポンプ装置。

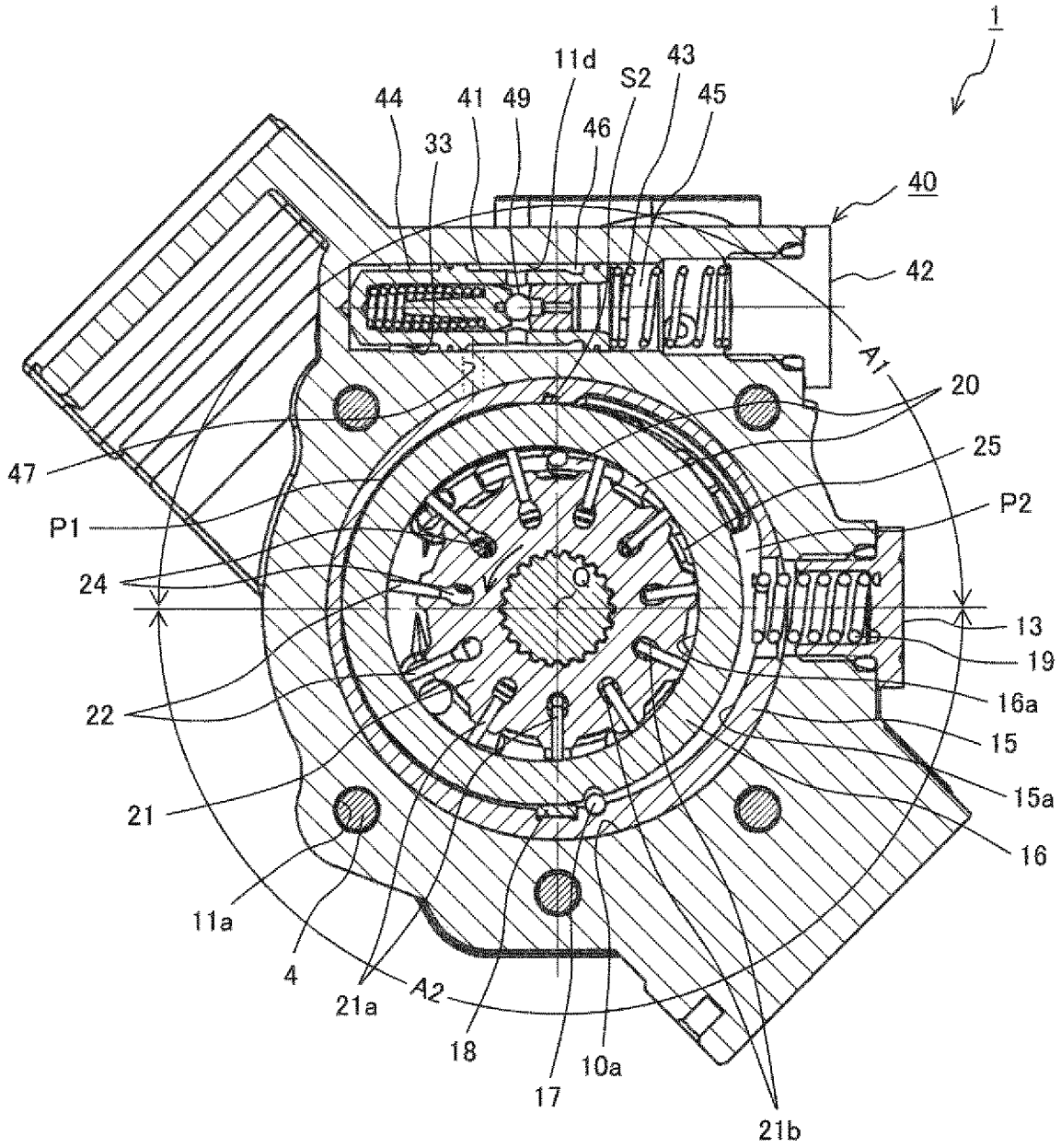
[図1]

図 1


1
10
10b
10a
15
40
41
Ⅱ
16
48
28
11d
16a
12a
12b
LB1
S1
37
26
25
21c
14
21d
C1
C2
29
36a
54
14a
54
12c
14b
B2
39
12
11c
11b
B1
18
35
4
11e
31
11
Ⅱ
22
11a
23
23a
21
5
LB2

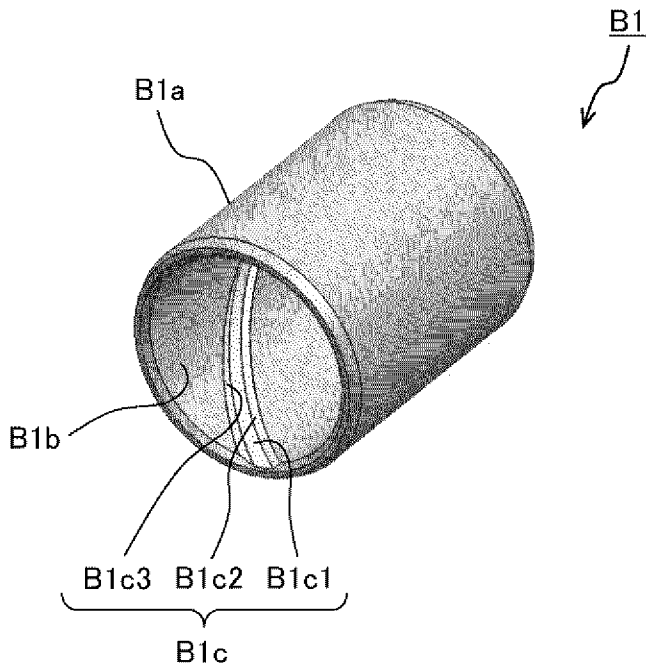
[図2]

図 2


1
11d
43
S2
44
41
49
45
46
33
40
42
A1
20
47
25
P1
P2
24
13
19
22
16a
15
15a
21
16
11a
4
21a
A2
18
10a
17
21b

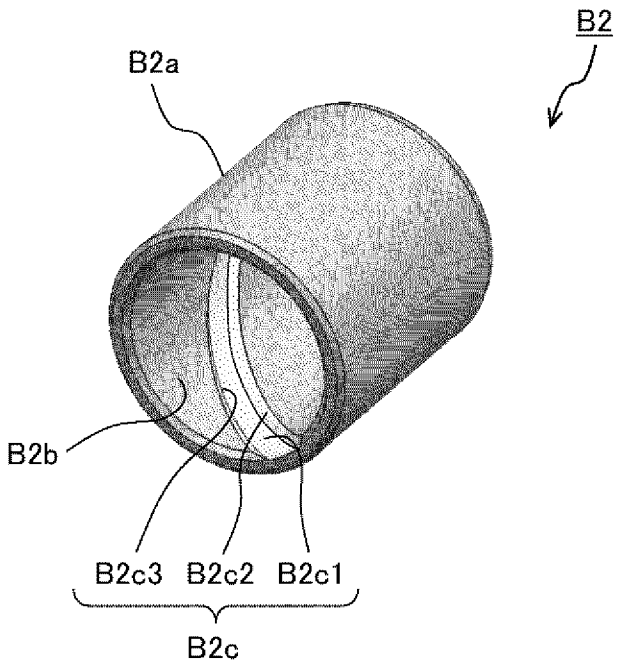
[図3A]

図 3A



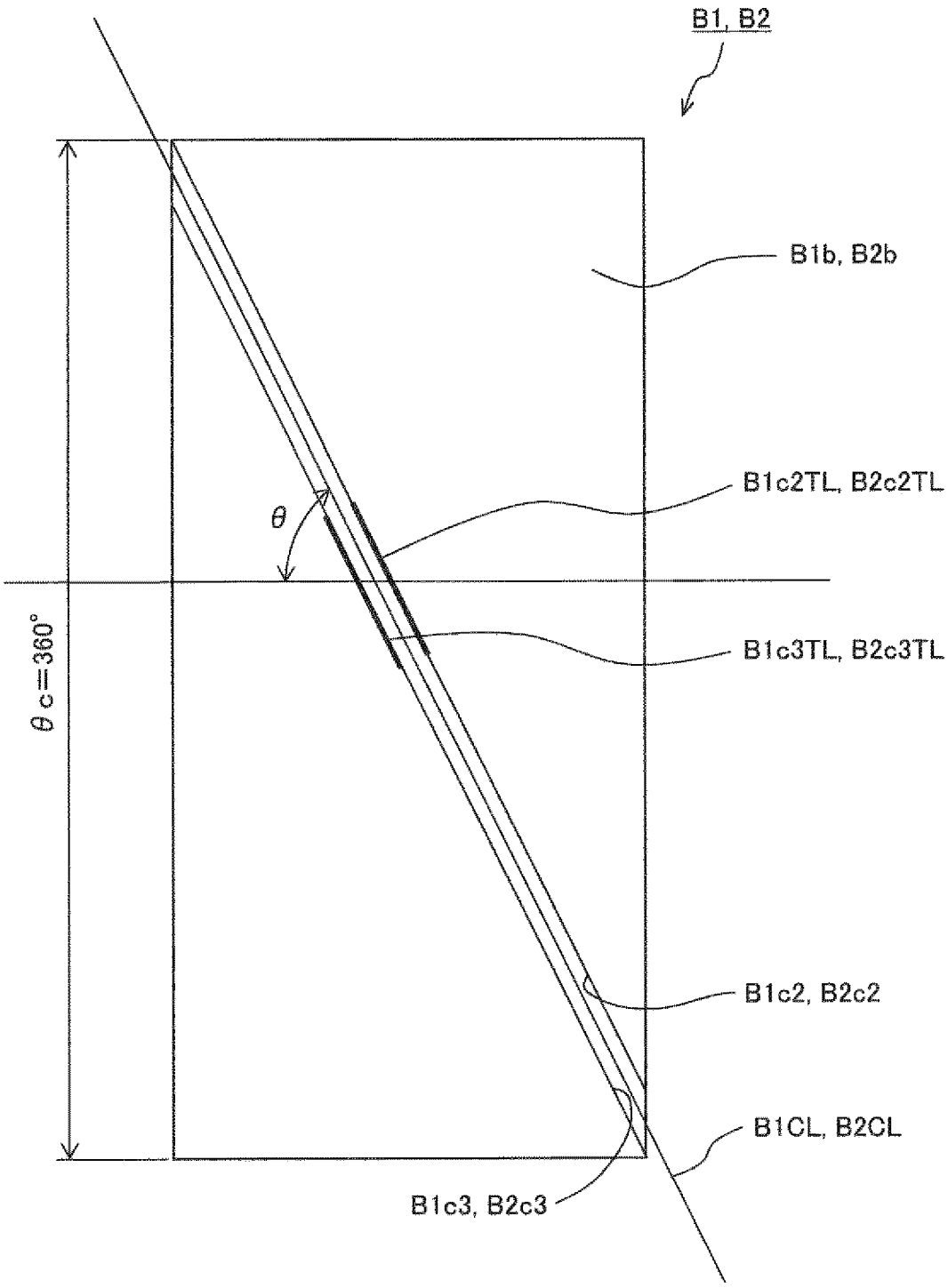

[図3B]

図 3B



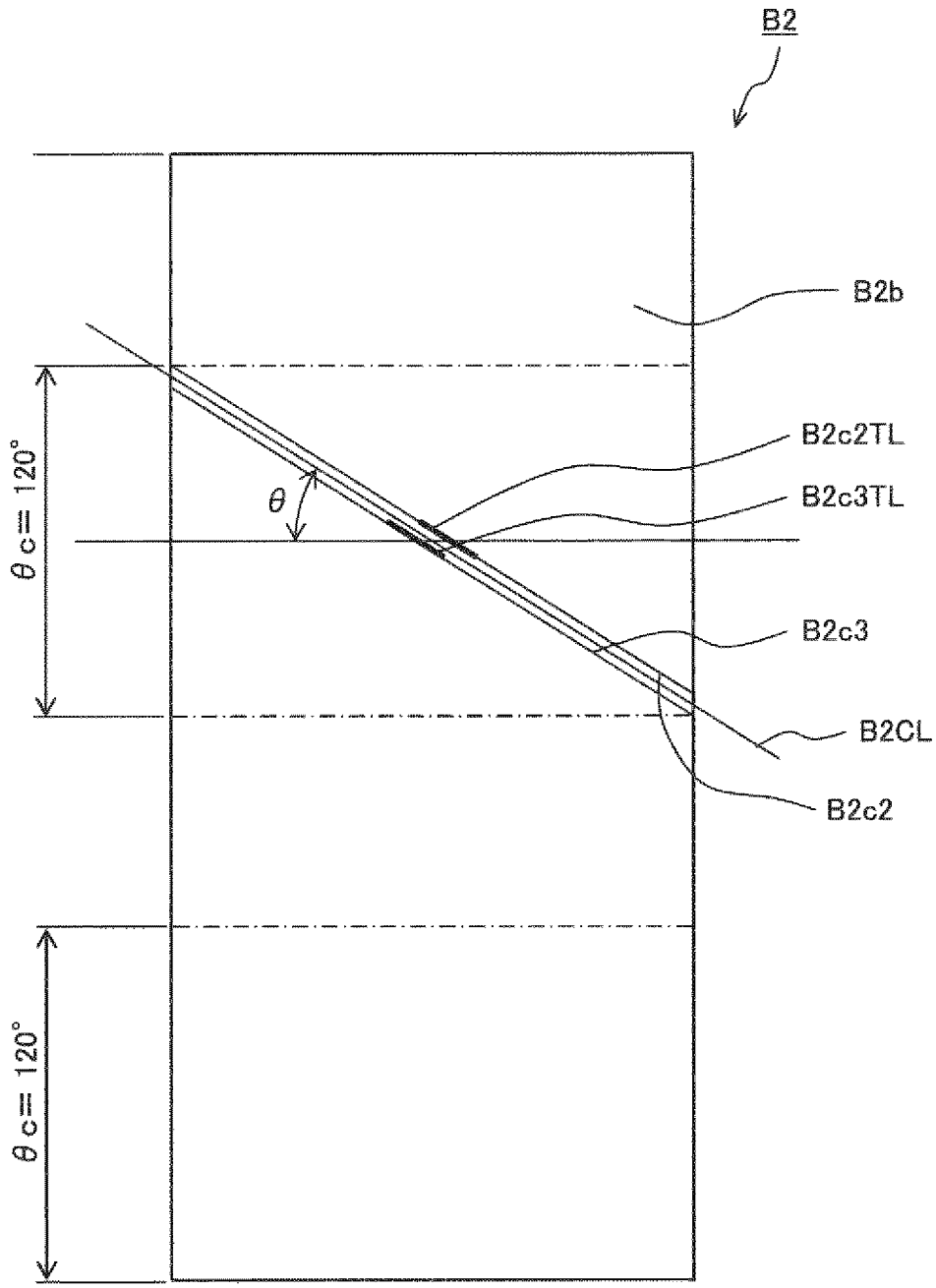
[図4A]

図 4A


B1, B2
B1b, B2b
B1c2TL, B2c2TL
θ
θc=360°
B1c3TL, B2c3TL
B1c2, B2c2
B1CL, B2CL
B1c3, B2c3

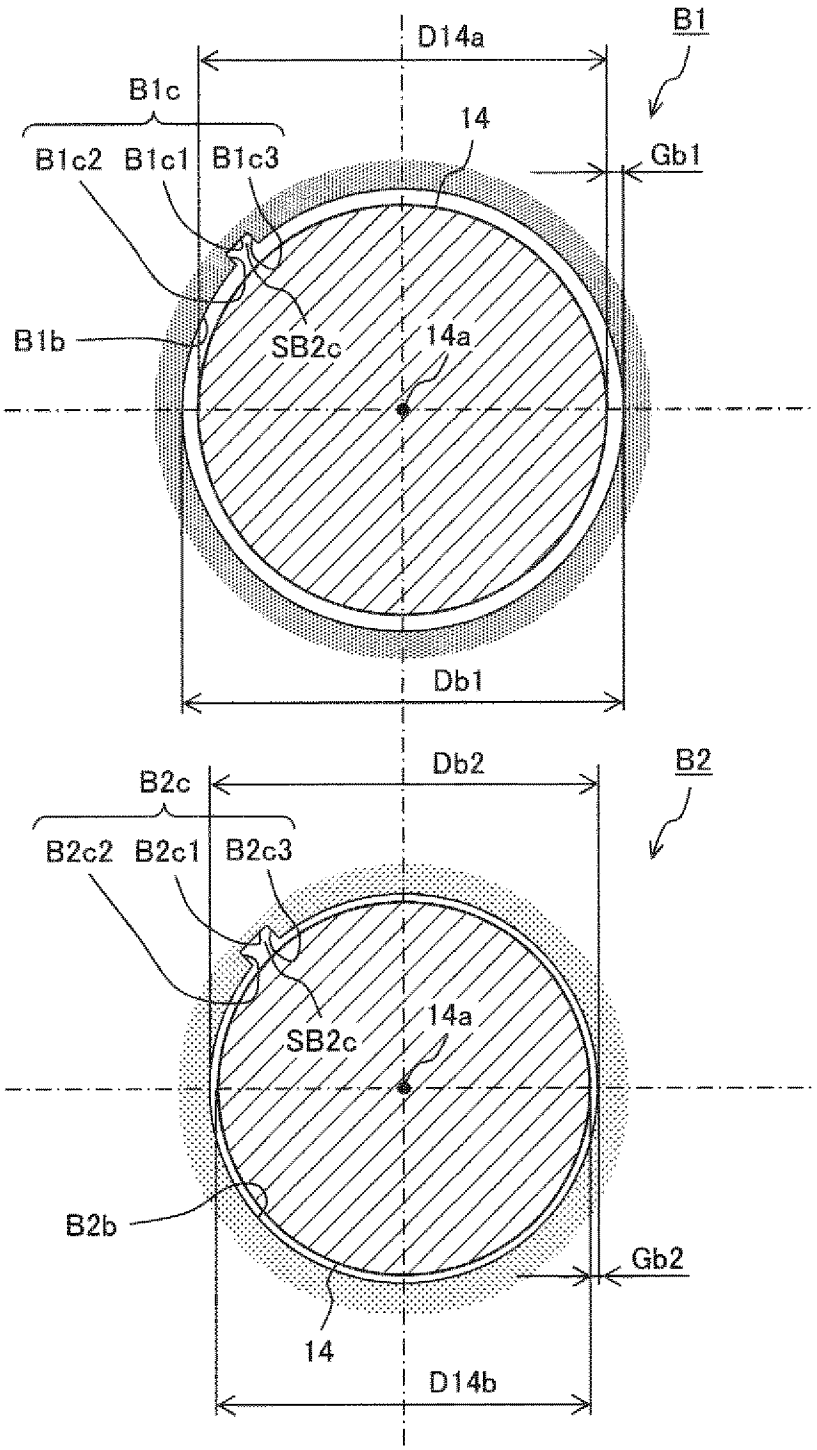
[図4B]

図 4B



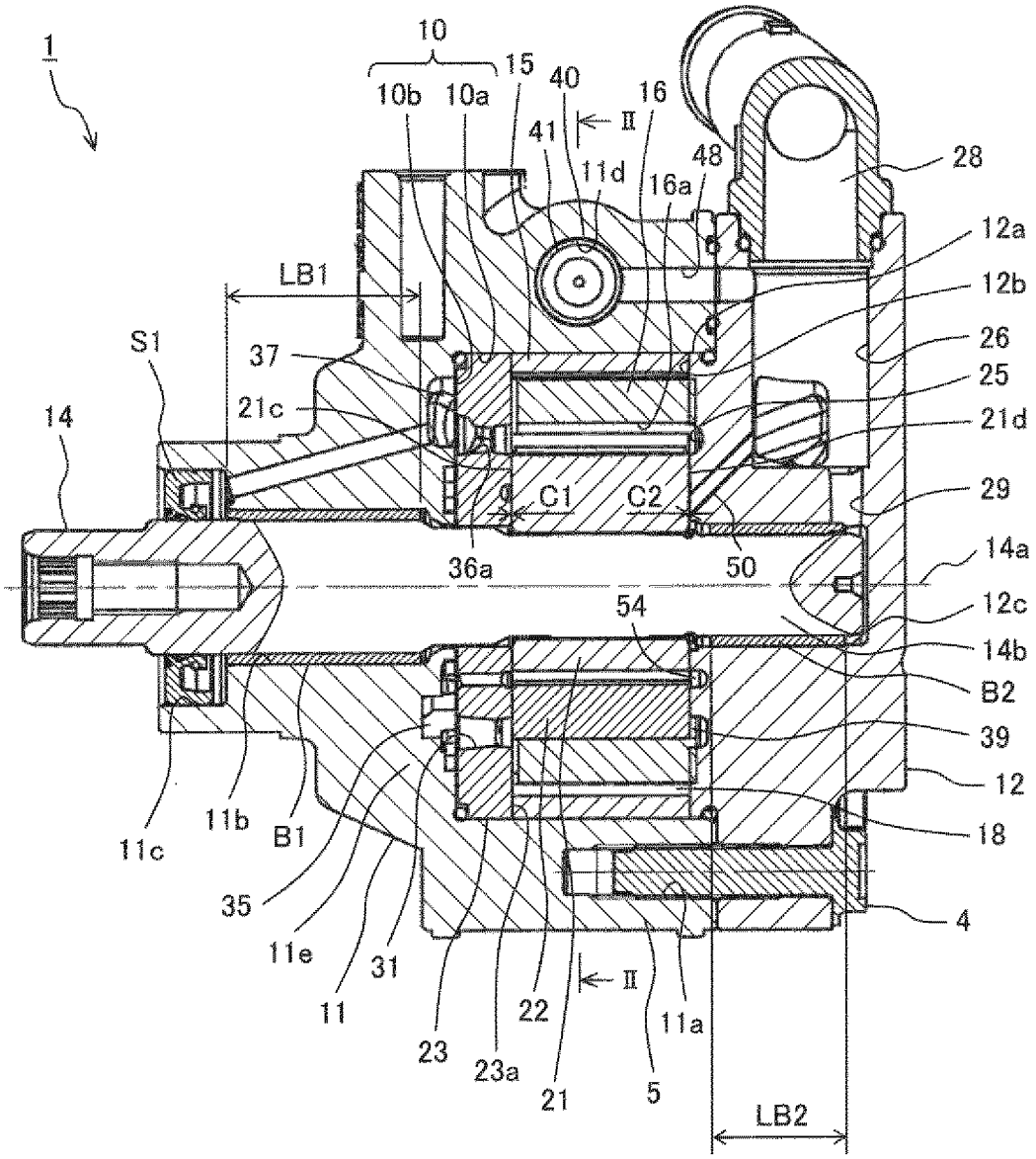
[図5]

図 5


D14a
B1
B1c
B1c2
B1c1
B1c3
14
Gb1
B1b
SB2c
14a
Db1
Db2
B2
B2c
B2c2
B2c1
B2c3
SB2c
14a
B2b
Gb2
14
D14b

[図6]

図 6


1
10
10b
10a
15
40
41
II
16
48
11d
16a
28
12a
12b
26
25
21d
29
14a
12c
14b
B2
39
12
18
4
LB1
S1
37
21c
14
C1
C2
36a
50
54
11c
11b
B1
35
11e
31
11
23
23a
22
21
5
11a
II
LB2

[図7]

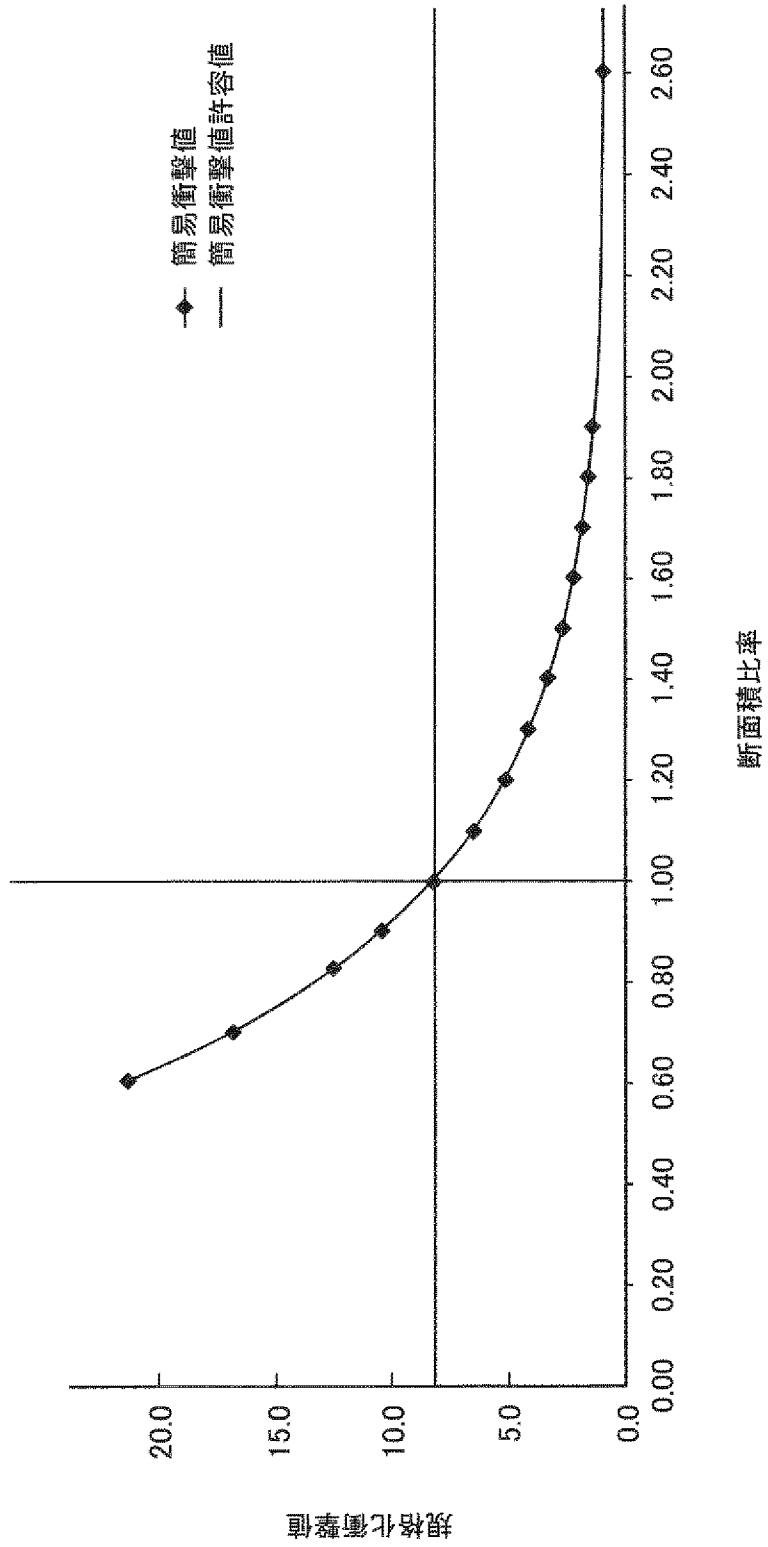

簡易衝撃値
簡易衝撃値許容値
規格化衝撃値
20.0
15.0
10.0
5.0
0.0
0.00
0.20
0.40
0.60
0.80
1.00
1.20
1.40
1.60
1.80
2.00
2.20
2.40
2.60
断面積比率

図 7

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2018/030899

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl. F04C2/344(2006.01)i, F04C14/22(2006.01)i, F04C15/00(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)
Int.Cl. F04C2/344, F04C14/22, F04C15/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

| | |
|---|---|
| Published examined utility model applications of Japan | 1922-1996 |
| Published unexamined utility model applications of Japan | 1971-2018 |
| Registered utility model specifications of Japan | 1996-2018 |
| Published registered utility model applications of Japan | 1994-2018 |

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 9-166094 A (JIDOSHA KIKI CO., LTD.) 24 June 1997, paragraphs [0017], [0027], [0032], all drawings (Family: none) | 1-11 |
| A | JP 7-279871 A (SHOWA CORPORATION) 27 October 1995, paragraph [0002], fig. 2, 9 (Family: none) | 1-11 |
| A | JP 2001-107879 A (TOKYO SEIKO CO., LTD.) 17 April 2001, paragraphs [0003], [0013], fig. 4-5 & JP 3109734 B1 | 1-11 |
| A | JP 48-25691 B1 (HYDROPERFECT INTERNATIONAL) 31 July 1973, fig. 2-3 & US 3622212 A, fig. 2-3 & GB 1295173 A & DE 2005740 A1 & FR 2033502 B1 | 1-11 |

☐ 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 | Date of mailing of the international search report |
|---|---|
| 13 November 2018 (13.11.2018) | 20 November 2018 (20.11.2018) |

| Name and mailing address of the ISA/ | Authorized officer |
|---|---|
| Japan Patent Office<br>3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,<br>Tokyo 100-8915, Japan | Telephone No. |

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１８／０３０８９９

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F04C2/344(2006.01)i, F04C14/22(2006.01)i, F04C15/00(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.　F04C2/344, F04C14/22, F04C15/00

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 | １９７１－２０１８年 |
| 日本国実用新案登録公報 | １９９６－２０１８年 |
| 日本国登録実用新案公報 | １９９４－２０１８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 9-166094 A（自動車機器株式会社）1997.06.24, 段落［0017］［0027］［0032］, 全図（ファミリーなし） | １－１１ |
| A | JP 7-279871 A（株式会社ショーワ）1995.10.27, 段落［0002］, 図2,9（ファミリーなし） | １－１１ |
| A | JP 2001-107879 A（東京精工株式会社）2001.04.17, 段落［0003］［0013］, 図4-5 & JP 3109734 B1 | １－１１ |
| A | JP 48-25691 B1（ヒドロパーフエクト・インターナショナル）1973.07.31, 図2-3 & US 3622212 A, 図2-3 & GB 1295173 A & DE 2005740 A1 & FR 2033502 B1 | １－１１ |

☐　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー

「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献

「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「＆」同一パテントファミリー文献

| 国際調査を完了した日 | 国際調査報告の発送日 |
|---|---|
| １３．１１．２０１８ | ２０．１１．２０１８ |


国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
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）　３Ｏ　３５１８
田谷　宗隆
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３５８