



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102365462 B

(45) 授权公告日 2014. 10. 15

(21) 申请号 201080015094. X

(22) 申请日 2010. 11. 17

(30) 优先权数据

2010-102249 2010. 04. 27 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2011. 09. 27

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2010/070444 2010. 11. 17

(87) PCT国际申请的公布数据

W02011/135747 JA 2011. 11. 03

(73) 专利权人 大丰工业株式会社

地址 日本爱知县

(72) 发明人 榑原隆一 林田喜久治

太田原清隆 久野祥正

(74) 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专

利商标事务所 11038

代理人 吕林红

(51) Int. Cl.

F04C 18/344 (2006. 01)

F04C 25/02 (2006. 01)

F04C 29/02 (2006. 01)

(56) 对比文件

JP 2006226164 A, 2006. 08. 31,

CN 1930396 A, 2007. 03. 14,

CN 101120175 A, 2008. 02. 06,

审查员 陈正军

权利要求书1页 说明书7页 附图3页

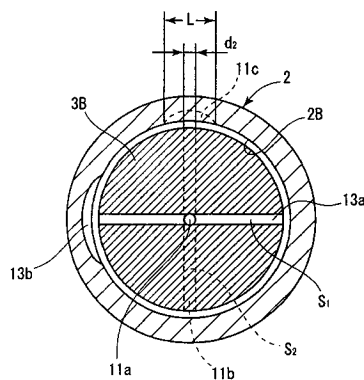
(54) 发明名称

叶片泵

(57) 摘要

本发明的叶片泵,能够尽可能地防止空气从气体通路(13)被吸入泵腔内而增大发动机的驱动扭矩。来自供油管(12)的润滑油通过供油通路(11)的轴向供油孔(11a)、直径方向供油孔(11b)、轴向供油槽(11c)被供给到泵腔(2A)。气体通路(13)设有直径方向气体孔(13a)和轴向气体槽(13b),当直径方向供油孔(11b)与轴向供油槽(11c)连通时,直径方向气体孔(13a)与轴向气体槽(13b)连通。当设所述气体通路的流路面积为 $S_1$ 、供油通路的流路面积为 $S_2$ 、供油管的流路面积为 $S_3$ 、直径方向供油孔的直径为 $d_2$ 、转子的旋转方向上的轴向供油槽的宽度为 $L$ 时,供油通路的流路面积 $S_2$ 被设定在 $S_1 < S_2 \leq 3 \times S_1$ 的范围,供油管的流路面积 $S_3$ 被设定在 $S_2 < S_3 \leq 3 \times S_2$ 的范围,进而,轴向供油槽宽度 $L$ 被设定在 $d_2 < L < 4 \times d_2$ 的范围。

CN 102365462 B



1. 一种叶片泵,所述叶片泵设有具有大致圆形的泵腔的壳体、在相对于泵腔的中心偏心的位置进行旋转的转子、通过转子进行旋转而把泵腔一直划分为多个空间的叶片、通过所述转子的旋转而间歇地与泵腔连通的供油通路、与该供油通路连接而把来自液压泵的润滑油供给到供油通路的供油管、和当通过所述转子的旋转使所述供油通路与泵腔连通时将泵腔与外部空间连通的气体通路,

所述供油通路设有直径方向供油孔和轴向供油槽,该直径方向供油孔在所述转子的轴部沿其直径方向设置,该轴向供油槽设置在所述壳体上且与泵腔连通,而且,通过转子的旋转与所述直径方向供油孔的开口间歇地重叠连通;而且,所述气体通路设有直径方向气体孔和轴向气体槽,该直径方向气体孔在所述转子的轴部沿其直径方向设置并与所述供油通路连通,所述轴向气体槽设置在所述壳体上并与外部空间连通,而且,通过转子的旋转与所述直径方向气体孔的开口间歇地重叠连通;所述直径方向气体孔,当直径方向供油孔与轴向供油槽连通时,与轴向气体槽连通,其特征在于:

设所述气体通路的流路面积为  $S_1$ 、供油通路的流路面积为  $S_2$ 、供油管的流路面积为  $S_3$ 、直径方向供油孔的直径为  $d_2$ 、转子的旋转方向上的轴向供油槽的宽度为  $L$ ,

则所述供油通路的流路面积  $S_2$  被设定为比所述气体通路的流路面积  $S_1$  大且在所述气体通路的流路面积  $S_1$  的 3 倍以内,使所需要的润滑油能够通过所述供油通路确实地被供给到所述泵腔,

而且,所述供油管的流路面积  $S_3$  被设定为比所述供油通路的流路面积  $S_2$  大且为所述供油通路的流路面积  $S_2$  的 2 倍~3 倍,从而即使润滑油量少也能通过节流效果把所述供油通路的液压保持得高,

进而,所述轴向供油槽宽度  $L$  被设定为比所述直径方向供油孔的直径  $d_2$  大且不足所述直径方向供油孔的直径  $d_2$  的 4 倍,从而即使所述供油通路的液压低时也能对空气被吸入所述泵腔的情形加以抑制。

2. 如权利要求 1 所述的叶片泵,其特征在于:所述供油通路设有在所述转子内部沿其轴向设置并与所述供油管连通的轴向供油孔,所述直径方向供油孔与所述轴向供油孔连通。

3. 如权利要求 2 所述的叶片泵,其特征在于:所述直径方向气体孔与所述轴向供油孔连通。

4. 如权利要求 1 所述的叶片泵,其特征在于:所述气体通路的流路面积  $S_1$  为  $1.77\text{mm}^2$ ,所述供油通路的流路面积  $S_2$  为  $3.14 \sim 4.91\text{mm}^2$ ,所述供油管的流路面积  $S_3$  为  $9.62\text{mm}^2$ ,所述直径方向供油孔的直径  $d_2$  为  $2\text{mm} \sim 2.5\text{mm}$ ,所述转子的旋转方向上的轴向供油槽的宽度  $L$  为  $2\text{mm} \sim 10\text{mm}$ 。

## 叶片泵

### 技术领域

[0001] 本发明涉及叶片泵,更详细来说,涉及这样的叶片泵,其在转子内部形成流通润滑油的供油通路,通过转子的旋转把润滑油间歇地供给到泵腔内。

### 背景技术

[0002] 以往,已知这样的叶片泵(专利文献1),该叶片泵设有具有大致圆形的泵腔的壳体、在相对于泵腔的中心偏心的位置旋转的转子、通过转子进行旋转而把泵腔一直划分为多个空间的叶片、通过上述转子的旋转而间歇地与泵腔连通的供油通路、与该供油通路连接而把来自液压泵的润滑油供给到供油通路的供油管、和当通过上述转子的旋转使上述供油通路与泵腔连通时将该泵腔与外部空间连通的气体通路,

[0003] 上述供油通路设有直径方向供油孔和轴向供油槽,该直径方向供油孔在上述转子的轴部沿其直径方向设置,该轴向供油槽设置在上述壳体上且与泵腔连通,而且,通过转子的旋转与上述直径方向供油孔的开口间歇地重叠连通。而且,上述气体通路设有直径方向气体孔和轴向气体槽,该直径方向气体孔在上述转子的轴部沿其直径方向设置,与上述供油通路连通,上述轴向气体槽设置在上述壳体上并与外部空间连通,而且,通过转子的旋转与上述直径方向气体孔的开口间歇地重叠连通。上述直径方向气体孔,当直径方向供油孔与轴向供油槽连通时,与轴向气体槽连通。

[0004] 在上述叶片泵中,当在供油通路的直径方向供油孔与轴向供油槽连通的状态下转子停止时,泵腔内部的负压会造成供油通路内的润滑油被吸入泵腔内。而且,如果大量的润滑油被吸入泵腔内的话,当下一次叶片泵起动时,为了将该润滑油排出要对叶片施加过大的载荷,叶片有可能会破损。

[0005] 然而,在具有上述构成的叶片泵中,当在供油通路的直径方向供油孔与轴向供油槽连通的状态下转子停止时,与此同时,气体通路的直径方向气体孔与轴向气体槽连通,因而,可以使外部空间的空气从气体通路流入泵腔内。因此,可以由此消除泵腔内的负压,所以可以防止大量的润滑油进入泵腔内。

[0006] 现有技术文献

[0007] 专利文献

[0008] 专利文献1:日本特开2006-226164号公报

### 发明内容

[0009] 发明要解决的问题

[0010] 但是,在上述叶片泵中,已经判明,当如发动机怠速时那样从液压泵被供给到供油通路的润滑油的液压低时,外部空间的空气会从气体通路被吸入泵腔内,而使发动机的驱动扭矩增大。

[0011] 本发明是鉴于这样的情形提出的,提供一种叶片泵,该叶片泵即便从液压泵被供给到供油通路的润滑油的液压低,也能够尽可能地防止空气从气体通路被吸入泵腔内,从

而能够防止发动机驱动扭矩增大。

[0012] 用于解决课题的手段

[0013] 即,本发明为一种叶片泵,所述叶片泵设有具有大致圆形的泵腔的壳体、在相对于泵腔的中心偏心的位置进行旋转的转子、通过转子进行旋转而把泵腔一直划分为多个空间的叶片、通过所述转子的旋转而间歇地与泵腔连通的供油通路、与该供油通路连接而把来自液压泵的润滑油供给到供油通路的供油管、和当通过所述转子的旋转使所述供油通路与泵腔连通时将该泵腔与外部空间连通的气体通路,

[0014] 所述供油通路设有直径方向供油孔和轴向供油槽,该直径方向供油孔在所述转子的轴部沿其直径方向设置,该轴向供油槽设置在所述壳体上且与泵腔连通,而且,通过转子的旋转与所述直径方向供油孔的开口间歇地重叠连通;而且,所述气体通路设有直径方向气体孔和轴向气体槽,该直径方向气体孔在所述转子的轴部沿其直径方向设置并与所述供油通路连通,所述轴向气体槽设置在所述壳体上并与外部空间连通,而且,通过转子的旋转与所述直径方向气体孔的开口间歇地重叠连通;所述直径方向气体孔,当直径方向供油孔与轴向供油槽连通时,与轴向气体槽连通,其特征在于:

[0015] 设所述气体通路的流路面积为  $S_1$ 、供油通路的流路面积为  $S_2$ 、供油管的流路面积为  $S_3$ 、直径方向供油孔的直径为  $d_2$ 、转子的旋转方向上的轴向供油槽的宽度为  $L$ ,

[0016] 则供油通路的流路面积  $S_2$  被设定在  $S_1 < S_2 \leq 3 \times S_1$  的范围,而且,

[0017] 供油管的流路面积  $S_3$  被设定在  $S_2 < S_3 \leq 3 \times S_2$  的范围,进而,

[0018] 轴向供油槽宽度  $L$  被设定在  $d_2 < L < 4 \times d_2$  的范围。

[0019] 一般情况下,当从液压泵被供给到供油通路的润滑油的液压高时,为了降低其润滑油通过气体通路朝外部空间,即发动机的内部空间的泄漏,而把上述气体通路的流路面积  $S_1$  设定为尽可能小的流路面积  $S_1$ 。

[0020] 另一方面,以往,对于上述供油通路的流路面积  $S_2$ 、供油管的流路面积  $S_3$ 、直径方向供油孔的直径为  $d_2$ 、转子的旋转方向上的供油槽的宽度  $L$ ,从只要所需要的润滑油被供给到泵腔即可这样的观点出发,对这些大小关系并没有格外注意。

[0021] 然而,本发明中,当从液压泵被供给到供油通路的润滑油的液压低时,为了尽可能防止外部空间的空气从气体通路被吸入泵腔内,把供油通路的流路面积  $S_2$  设定在  $S_1 < S_2 \leq 3 \times S_1$  的范围。即,通过把供油通路的流路面积  $S_2$  相对于气体通路的尽可能小的流路面积  $S_1$  设定为的三倍以内的小的流路面积,使空气难以被吸入。上述专利文献 1 的图 3 公开的供油通路的流路面积  $S_2$ ,从图面上的比较来看,约被设定为气体通路的流路面积  $S_1$  的 16 倍大。

[0022] 另一方面,上述供油通路的流路面积  $S_2$  相对于气体通路的流路面积  $S_1$  设定为比气体通路的流路面积  $S_1$  大,从而在叶片泵的越过怠速后的运行中把所需要的润滑油确实地供给到泵腔。

[0023] 接着,本发明中,把供油管的流路面积  $S_3$ ,相对于被设定得相对小的供油通路的流路面积  $S_2$  设定在  $S_2 < S_3 \leq 3 \times S_2$  的范围。这是为了通过把供油管的流路面积  $S_3$  设定得比供油通路的流路面积  $S_2$  大而获得节流效果,由此,即使怠速时的少的润滑油量也能够尽可能高地保持供油通路中的液压。

[0024] 进而在本发明中,把轴向供油槽宽度  $L$  设定在  $d_2 < L < 4 \times d_2$  的范围。上述直径

方向供油孔的开口,通过转子的旋转而间歇地横切轴向供油槽,当其横切时被重叠连通。然而,当轴向供油槽的宽度 L 太大时,被连通的时间即叠置(オーバーラップ)时间变长,尤其当怠速时的供油通路的液压低时,空气容易被泵腔的真空吸入。

[0025] 从这样的观点出发,把轴向供油槽的宽度 L 设定在上述范围,对空气被吸入的情况加以抑制。

#### 附图说明

[0026] 图 1 是表示本发明的实施例的叶片泵的正面图。

[0027] 图 2 是图 1 中的 II-II 线截面图。

[0028] 图 3 是图 2 中的 III-III 线截面图。

[0029] 图 4 是对转速和驱动扭矩的关系进行实验后的实验结果图。

[0030] 图 5 是对朝泵腔 2A 的供油量与驱动扭矩的关系进行实验后的实验结果图。

#### 具体实施方式

[0031] 以下对于图示实施例说明本发明,图 1、图 2 表示本发明涉及的叶片泵 1,该叶片泵 1 固定在未图示的机动车的发动机的侧面,从而对未图示的制动器装置的倍力装置产生负压。

[0032] 该叶片泵 1 设有:形成有大致圆形的泵腔 2A 的壳体 2、在相对于泵腔 2A 的中心偏心的位置通过发动机的驱动力进行旋转的转子 3、通过上述转子 3 进行旋转并把泵腔 2A 一直划分为多个空间的叶片 4、和将上述泵腔 2A 关闭的盖 5。

[0033] 在上述壳体 2 上,分别在泵腔 2A 的上方设有与上述制动器的倍力装置连通用来吸引来自倍力装置的气体的进气通路 6、在泵腔 2A 的下方设有用来把从倍力装置吸引的气体排出的排出通路 7。而且,在上述进气通路 6 上设有特别当发动机停止时用来保持倍力装置的负压的止回阀 8。

[0034] 上述转子 3 设有在泵腔 2A 内进行旋转的圆筒状的转子部 3A,被设置成使该转子部 3A 的外周与泵腔 2A 的内周面相切,上述进气通路 6 相对于该转子部 3A 的旋转位于上游侧,在转子部 3A 的下游侧形成有排出通路 7。

[0035] 另外,在转子部 3A 上沿直径方向形成有槽 9,使上述叶片 4 沿着该槽 9 内在与转子 3 的轴向正交的方向上滑动自如地移动。而且,在形成在转子部 3A 的中央的空心部 3a 与叶片 4 之间,流入来自后述的供油通路的润滑油。

[0036] 进而,在上述叶片 4 的两端设有帽 4a,使该帽 4a 一直与泵腔 2A 的内周面滑动接触并进行旋转,由此,一直把泵腔 2A 划分为 2 或 3 个空间。

[0037] 具体来说,在图 1 的状态下,泵腔 2A 被叶片 4 在图示左右方向划分,进而,图示右方侧的空间,泵腔被转子部 3A 沿上下方向划分,合计被划分成 3 个空间。

[0038] 当从图 1 的状态开始通过转子 3 的旋转使叶片 4 旋转到将泵腔 2A 的中心与转子 3 的旋转中心连结的位置附近时,泵腔 2A 被划分为上述进气通路 6 侧的空间、和排出通路 7 侧的空间这两个空间。

[0039] 图 2 表示上述图 1 中的 II-II 部分的截面图,在该图中,在壳体 2 中的泵腔 2A 的图示右方侧,形成有用来对构成上述转子 3 的轴部 3B 进行枢轴支撑的的轴承部 2B,上述轴

部 3B 与上述转子部 3A 一体地旋转。

[0040] 而且在上述泵腔 2A 的左端设有上述盖 5, 上述转子部 3A 以及叶片 4 的图示左方侧的端面一边与所述盖 5 滑动接触一边进行旋转, 而且上述叶片 4 的右方侧的端面一边与泵腔 2A 的轴承部 2B 侧的内表面滑动接触一边进行旋转。

[0041] 而且, 形成在上述转子 3 上的槽 9 的底面 9a, 被形成在比泵腔 2A 和叶片 4 的滑动接触面更靠轴部 3B 侧一些, 在叶片 4 与该底面 9a 之间形成有间隙。

[0042] 进而, 上述轴部 3B 比壳体 2 的轴承部 2B 朝图示右方侧突出, 在所述突出的位置连接着通过发动机的凸轮轴进行旋转的连接器 10, 上述转子 3 通过上述凸轮轴的旋转进行旋转。

[0043] 而且, 在轴部 3B 形成有使润滑油在内部流通的供油通路 11, 该供油通路 11 通过供油管 12 与未图示的通过发动机驱动的液压泵连接。

[0044] 上述供油通路 11 设有形成在轴部 3B 的周向的轴向供油孔 11a, 和与该轴向供油孔 11a 连通并在轴部 3B 的直径方向穿设的直径方向供油孔 11b。

[0045] 而且, 在上述壳体 2 的轴承部 2B 上, 在与上述轴部 3B 的滑动部形成有构成供油通路 11 的轴向供油槽 11c, 该轴向供油槽 11c 以把上述泵腔 2A 和上述直径方向供油孔 11b 连通的方式形成, 在本实施例中, 该轴向供油槽 11c 被形成在上述轴承部 2B 的图 2 所示的上方。

[0046] 基于该构成, 如图 2 所示, 当直径方向供油孔 11b 的开口部与轴向供油槽 11c 重叠连通时, 润滑油从轴向供油孔 11a 通过直径方向供油孔 11b 以及轴向供油槽 11c 朝泵腔 2A 内流入, 从上述叶片 4 与槽 9 的底面的间隙流入转子 3 的空心部 3a 内。

[0047] 而且, 本实施例的叶片泵 1 设有气体通路 13, 当通过转子 3 的旋转使上述供油通路 11 与泵腔 2A 连通时, 更具体来说, 当直径方向供油孔 11b 的开口部与轴向供油槽 11c 重叠时, 上述气体通路 13 把上述泵腔 2A 与外部空间连通。

[0048] 上述气体通路 13 设有将构成上述供油通路 11 的轴向供油孔 11a 贯通并穿设在轴部 3B 的直径方向气体孔 13a, 该直径方向气体孔 13a 形成在与上述供油通路 11 的直径方向供油孔 11b 错开 90 度的位置。

[0049] 进而, 当在图 3 中表示图 2 的 III-III 部分的截面图时, 在上述壳体 2 的轴承部 2B 上, 在与轴部 3B 的滑动部形成有把直径方向气体孔 13a 与外部空间连通的轴向气体槽 13b。

[0050] 该轴向气体槽 13b 的位置被形成在相对于上述轴向供油槽 11c 沿轴承部 2B 旋转 90° 的位置, 因此, 在上述供油通路 11 的直径方向供油孔 11b 与轴向供油槽 11c 连通的同时, 直径方向气体孔 13a 与轴向气体槽 13b 连通。

[0051] 以下对具有以上构成的叶片泵 1 说明其动作。当与现有的叶片泵 1 同样地通过发动机的动作使转子 3 旋转时, 叶片 4 一边随之在转子 3 的槽 9 内往复运动一边也进行旋转, 被该叶片 4 划分的泵腔 2A 的空间对应于转子 3 的旋转改变其容积。

[0052] 结果, 在由上述进气通路 6 侧的叶片 4 划分的空间, 容积增大而在泵腔 2A 内产生负压, 通过进气通路 6 从倍力装置吸引气体而使倍力装置中产生负压。而且被吸引的气体其后因排出通路 7 侧的空间的容积减小而被压缩, 从排出通路 7 被排出。

[0053] 另一方面, 润滑油与叶片泵 1 的起动一起从被发动机驱动的液压泵通过供油管 12 被供给到供油通路 11, 当通过转子 3 的旋转使直径方向供油孔 11b 与壳体 2 的轴向供油槽

11c 连通时,该润滑油流入泵腔 2A 内。

[0054] 流入泵腔 2A 内的润滑油从形成在上述转子部 3A 的槽 9 部的底面 9a 和叶片 4 的间隙流入转子部 3A 的空心部 3a,该润滑油从叶片 4 与槽 9 的间隙、叶片 4 与盖 5 的间隙朝泵腔 2A 内喷出,对它们进行润滑并对泵腔 2A 进行密封,该润滑油与上述气体一起从排出通路 7 被排出。

[0055] 当从上述运行状态将发动机停止时,转子 3 与其相应地停止,从倍力装置的进气终止。

[0056] 在此,由于转子 3 的停止而使被叶片 4 划分的上述进气通路 6 侧的空间停止在负压状态,但是,只要此时上述直径方向供油孔 11b 的开口部与轴向供油槽 11c 不一致,轴向供油孔 11a 内的润滑油就不会流入泵腔 2A 内。

[0057] 对此,当在直径方向供油孔 11b 的开口部与轴向供油槽 11c 一致的状态下转子 3 停止时,由于泵腔 2A 变为负压,所以供油通路 11 内的润滑油大量流入泵腔 2A 内。

[0058] 因此,当上述直径方向供油孔 11b 的开口部与轴向供油槽 11c 一致时,与此同时,上述直径方向气体孔 13a 与轴向气体槽 13b 变为一致,因而,大气从该直径方向气体孔 13a 流入而将泵腔 2A 内的负压消除,由此,可以防止大量润滑油流入泵腔 2A 内。

[0059] 于是,在具有上述构成的叶片泵 1 中,当设上述气体通路 13 的流路面积为  $S_1$ 、供油通路 11 的流路面积为  $S_2$ 、供油管 12 的流路面积为  $S_3$ 、直径方向供油孔 11b 的直径为  $d_2$ 、转子 3 的旋转方向上的轴向供油槽的宽度为  $L$  时,把供油通路的流路面积  $S_2$  设定在  $S_1 < S_2 \leq 3 \times S_1$  的范围,而且,把供油管的流路面积  $S_3$  设定在  $S_2 < S_3 \leq 3 \times S_2$  的范围,进而,把轴向供油槽宽度  $L$  设定在  $d_2 < L < 4 \times d_2$  的范围,当从液压泵被供给到供油通路 11 的润滑油的液压低时,能够尽可能防止外部空间的空气从气体通路 13 被吸入泵腔 2A 内。

[0060] 为了在从液压泵被供给到供油通路 11 的润滑油的液压高时,降低该润滑油通过气体通路 13 向外部空间的泄漏,而把上述气体通路 13 的流路面积  $S_1$  设定为尽可能小的流路面积  $S_1$ 。

[0061] 本实施例的场合,把构成气体通路 13 的直径方向气体孔 13a 的流路面积作为上述流路面积  $S_1$  进行设定,构成气体通路 13 的另一方的轴向气体槽 13b 的流路面积设定为比直径方向气体孔 13a 的流路面积  $S_1$  大。

[0062] 作为该直径方向气体孔 13a 最好为尽可能小的孔,但是为了兼顾加工技术、成本,例如优选为采用直径为 1.5mm 的孔,在该场合下,直径方向气体孔 13a 的流路面积  $S_1$  为  $1.77\text{mm}^2$ 。

[0063] 接着,在本实施例中,把构成供油通路 11 的直径方向供油孔 11b 的流路面积作为上述流路面积  $S_2$  进行设定,构成供油通路 11 的其它轴向供油孔 11a 以及轴向供油槽 11c 的流路面积,都被设定为比直径方向供油孔 11b 的流路面积  $S_2$  大。

[0064] 作为上述直径方向供油孔 11b,例如最好采用直径为  $d_2 = 2\text{mm} \sim 2.5\text{mm}$  的孔,在该场合,直径方向供油孔 11b 的流路面积  $S_2$  为  $3.14 \sim 4.91\text{mm}^2$ 。即,在该场合,直径方向供油孔 11b 与直径方向气体孔 13a 的流路面积比为,  $S_2 = 1.8 \times S_1 \sim 2.8 \times S_1$ 。

[0065] 这样,通过把供油通路 11 的流路面积  $S_2$  设定为气体通路 13 的小的流路面积  $S_1$  的 3 倍以内的小的流路面积,可以使空气难以被吸入。另一方面,通过把供油通路 11 的流路面积  $S_2$  设定为比气体通路 13 的流路面积  $S_1$  大,使所需要的润滑油能确实地被供给到泵腔

2A。

[0066] 接着,在本实施例中,把供油管 12 的流路面积  $S_3$  设定为比上述供油通路 11 的流路面积为  $S_2$  大。

[0067] 作为上述供油管 12 的孔的直径,例如最好采用 3.5mm 的孔,在该场合,供油管 12 的流路面积  $S_3$  为  $9.62\text{mm}^2$ 。即,在本实施例中,供油管 12 与供油通路 11 的流路面积比为,  $S_3 = 2.0 \times S_2 \sim 3 \times S_2$  的范围。

[0068] 这样,只要使供油管 12 的流路面积  $S_3$  大于供油通路 11 的流路面积为  $S_2$ ,就可以期待供油通路 11 产生节流效果,由此,即使在怠速时润滑油量少也可以尽可能高地保持供油通路 11 中的液压。

[0069] 进而,在本实施例中,上述供油通路 11 中的轴向供油槽 11c 的宽度  $L$  被设定在  $d_2 < L < 4 \times d_2$  的范围。本实施例的场合,由于把上述直径方向供油孔 11b 的直径设定为  $d_2 = 2\text{mm} \sim 2.5\text{mm}$  的范围,因而轴向供油槽 11c 的宽度  $L$  在大于 2mm、不足 10mm 的范围。

[0070] 如果上述轴向供油槽宽度  $L$  太大的话,直径方向供油孔 11b 与轴向供油槽 11c 的叠置时间变长,尤其当怠速时的供油通路的液压低的时候,空气容易被泵腔的真空吸入,因而,把轴向供油槽宽度  $L$  设定为上述范围,抑制了空气被吸入的情况。

[0071] 图 4、图 5 是分别表示实验结果的图。图 4 是对转速和驱动扭矩的关系进行实验后的实验结果图,把现有例的驱动扭矩的大小作为基准,用扭矩降低率(%)来表示本发明例的驱动扭矩的增减程度。

[0072] 图 5 是对朝泵腔 2A 的供油量与驱动扭矩的关系进行实验后的实验结果图,与图 4 的场合同样,以现有例的实验结果作为基准,用扭矩降低率(%)来表示本发明的驱动扭矩增减的程度。

[0073] 在上述图 4 的实验中,以使各转速时的供油量为 0.3 ~ 0.4L/分的方式调整润滑油的供给压力,而且,在图 5 的实验中,一边把泵的转速保持大致固定(约为 300rpm),一边以能获得图 5 所示供给量的方式调整润滑油的供给压力。

[0074] 在图 4、图 5 中的◇符号和□符号表示本发明例,◇符号的是使直径方向供油孔 11b 的直径  $d_2$  为 2mm(流路面积  $S_2 = 3.14\text{mm}^2$ ),□符号的是使直径方向供油孔 11b 的直径  $d_2$  为 2.5mm(流路面积  $S_2 = 4.91\text{mm}^2$ )。而且,现有例的直径方向供油孔的直径为 3mm(流路面积  $S_2 = 7.07\text{mm}^2$ )。

[0075] 进而,在各图中(包含现有例),使上述直径方向气体孔 13a 的直径为 1.5mm,因此,气体通路 13 的流路面积  $S_1$  被设定为  $1.77\text{mm}^2$ 。另外供油管 12 的流路面积  $S_3$  采用 3.5mm 的孔,因此供油管 12 的流路面积  $S_3$  为  $9.62\text{mm}^2$ ,进而上述供油通路 11 中的轴向供油槽 11c 的宽度  $L$  为 7.5mm。

[0076] 从图 4 的实验结果可以理解,当如本发明例(◇、□)那样减小直径方向气体孔 13a 的直径减小供油通路 11 的流路面积为  $S_2$  时,与供油通路 11 的流路面积为  $S_2$  大的现有例相比较,尤其在 500rpm 左右的低转速区域中,能够期待大的扭矩降低率。

[0077] 这表明,在供油通路 11 的流路面积为  $S_2$  大的现有例中,随着泵的转速变为 500 转以下,被吸入泵腔 2A 的空气量增大,为了把随着叶片 4 被吸入的空气再次被排出到泵腔 2A 外部,驱动扭矩伴随被吸入泵腔 2A 的空气量的增大而变大,对此,根据本发明例,能够把被吸入泵腔 2A 的空气量降低。

[0078] 另外,从图 5 的实验结果可以理解,根据本发明例(◇、□),尤其在供油量小的 0.2 ~ 0.4L/分的区域中,能够期待比现有例大的扭矩降低率。

[0079] 在上述各实施例中,使用设有一张叶片 4 的叶片泵 1 进行了说明,但是,也能够适用于以往已知的设有多张叶片 4 的叶片泵 1,而且不用说其用途也不限于用来对倍力装置产生负压。

[0080] 附图标记说明

[0081]	1 叶片泵	2 壳体
[0082]	2A 泵腔	2B 轴承部
[0083]	3 转子	3A 转子部
[0084]	3B 轴部	4 叶片
[0085]	11 供油通路	11a 轴向供油孔
[0086]	11b 直径方向供油孔	11c 轴向供油槽
[0087]	12 供油管	13 气体通路
[0088]	13a 直径方向气体孔	13b 轴向气体槽

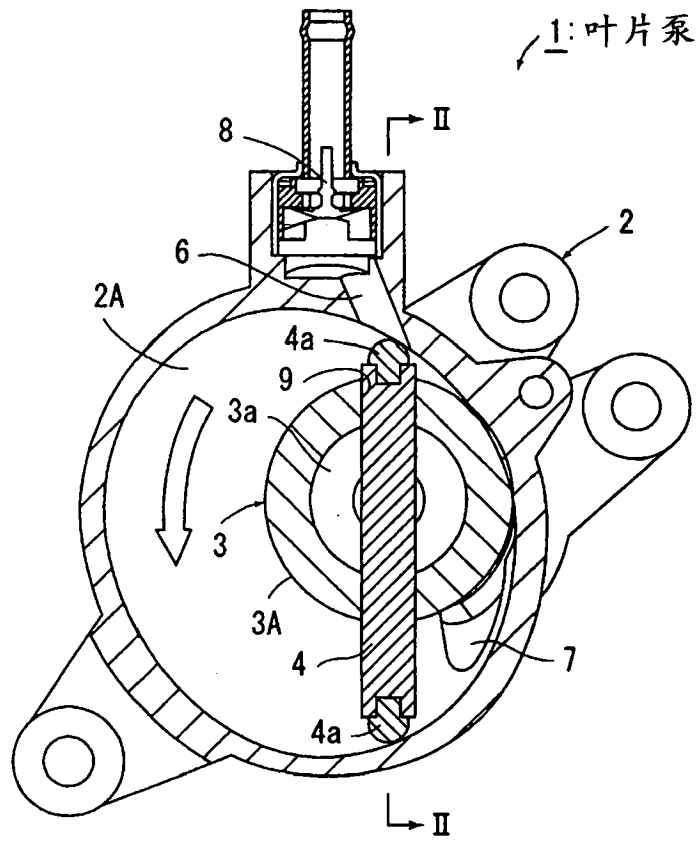


图 1



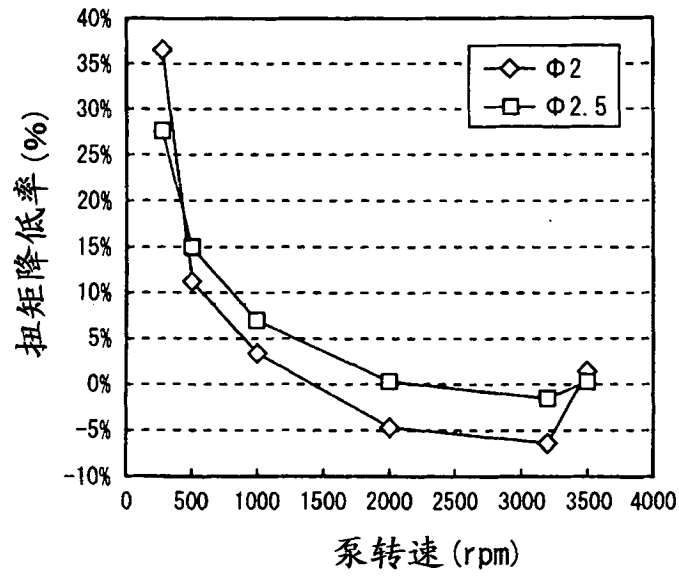


图 4

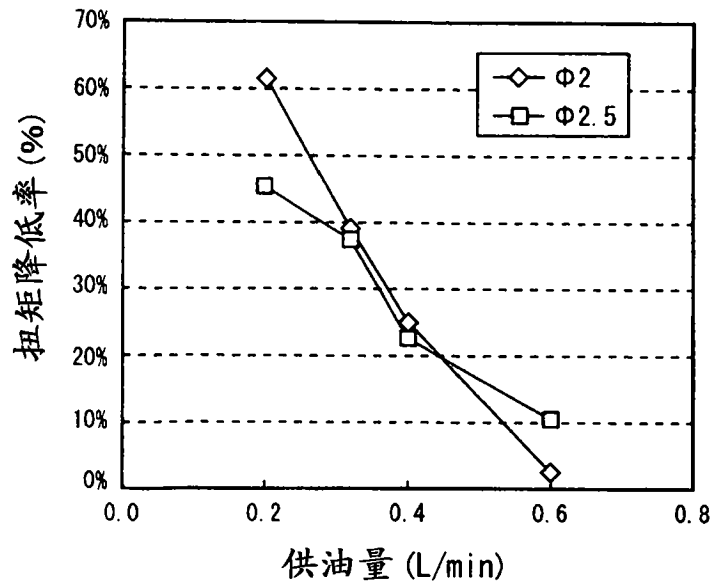


图 5