



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101922425 B

(45) 授权公告日 2012. 10. 17

(21) 申请号 200910052712. 7

审查员 何卿

(22) 申请日 2009. 06. 09

(73) 专利权人 李基深

地址 200065 上海市普陀区志丹路 170 弄
(天成小区)25 号 2107 室

(72) 发明人 李基深

(51) Int. Cl.

F04B 1/16(2006. 01)

(56) 对比文件

- DE 102006037593 A1, 2008. 02. 14,
- CN 2799306 Y, 2006. 07. 26,
- CN 1233720 A, 1999. 11. 03,
- CN 2247728 Y, 1997. 02. 19,
- KR 10-0792788 B1, 2008. 01. 10,

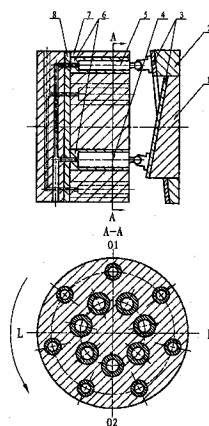
权利要求书 1 页 说明书 4 页 附图 6 页

(54) 发明名称

一种增大流量和密封压力的轴向柱塞泵

(57) 摘要

一种增大流量和密封压力的轴向柱塞泵属于通用机械领域液压行业,此泵把现有泵一套升压系统增加为两套,其中,两个斜盘(图中件 1 和件 2)的最高点相差 180°,使两套柱塞(图中件 4 和件 5)配对的升压构成配流盘(图中件 8)所受的力矩平衡,使配流盘前后的密封压力均匀,能封住更高的压力,并在柱塞与缸体(图中件 7)的配合间隙中增加了用 Si3N4 制成的筒套(图中件 6),改善了间隙密封和缸体强度,以上措施,把国内此类泵的最大流量和压力大大提高。高压和大流量泵用于大型油压或液压机械,使其主机体积大大缩小,从而降低了制造难度,并使其配套轴向柱塞泵的体积缩小、数量减少,使大型油压机的制造成为可能,并大大节省了工程成本和基建成本。



1. 一种增加流量和密封压力的轴向柱塞泵,其特征是:设计了两套升压系统,其中,一套升压系统含有内斜盘,另一套升压系统含有外斜盘,外斜盘在内斜盘的外圈,这内斜盘的端平面和外斜盘的端平面同在同方向的一个平面上,且内斜盘和外斜盘的另一同方向的端平面都是斜面,两个斜面各有自己的最高点,也是两个斜盘各自的最高点,两个最高点的位置互为相对,相差 180° 角,在柱塞与缸体之间设计了密封筒套,在两个斜盘的斜面上,分别设计了耐磨垫圈。

2. 根据权利要求 1 所述的一种增加流量和密封压力的轴向柱塞泵,其特征是:两个斜盘斜面的斜度分别为 $13^\circ \sim 15^\circ$ 、 $10^\circ \sim 13^\circ$,两个斜盘斜面的最高点不在同侧,而是相互错开 180° 角。

3. 根据权利要求 1 所述的一种增加流量和密封压力的轴向柱塞泵,其特征是:设计了数量相同的内圈柱塞和在内圈柱塞外围的外圈柱塞,在缸体上有一圈内圈孔腔和在其外围有一圈与其数量相同的外圈孔腔,配流盘有两套配流通道槽。

4. 根据权利要求 1 所述的一种增加流量和密封压力的轴向柱塞泵,其特征是:筒套所用的材料为 Si_3N_4 或 ZrO_2 ,它与缸体采用紧配合结构。

5. 根据权利要求 3 所述的一种增加流量和密封压力的轴向柱塞泵,其特征是:通过在泵壳内侧或内斜盘外侧安装滚动轴承挡住压盘的方法,解决外圈柱塞的回程动力问题。

一种增大流量和密封压力的轴向柱塞泵

技术领域

[0001] 本发明属于通用机械领域中流体机械里的泵类行业。泵常被称为机器的心脏。它输送液压使机器运转起来。轴向柱塞泵是泵类中压力较高的一种。它被广泛地用于油压机、通用机械、机器的操作系统、自动控制系统以及冶金、石化等领域中。

背景技术

[0002] 世界技术进步,某些领域从大型方向发展,炮、飞机、轮船、高楼等等。要制造航空母舰,离不开特大型的万吨油压机。特大型的万吨油压机,需要高压大流量的泵配套。目前世界上仅有少数几个国家能生产像航空母舰这样特大型的装备。他们有其自己的高压大流量泵的技术。我国急需赶超。目前我国轴向柱塞泵单机的压力常用仅达到 32Mpa,流量不超过 500 升 /Min,与先进国家高压 60Mpa 有较大的差距。远远不能满足特大型装备急需发展的要求,只能靠进口。本发明既提供了目前我国特大型机械发展的配套需要,填补了国家空白,也为发展我国先进制造业添砖加瓦。

发明内容

[0003] 现有的轴向柱塞泵仅有一套升压系统,其关键结构由四部分组成,如说明书附图中的图 1 所示:一个带 $15^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 倾角的斜盘 1。斜盘上有 7 根均布于一个圆(称为分布圆)上的柱塞 2。一个有 7 个孔腔(与柱塞的分布圆相对应并供 7 根柱塞往返滑动)的缸体 3。一个有一圈配流通路槽的配流盘 4。没有特种材料和特殊结构。

[0004] 若要提高泵的工作压力,此类结构有致命缺点,泵的进出油(广义地称介质)通道都穿过配流盘与缸体、配流盘与泵体的交界面,并且配流盘与泵体的交界面间有供进油和出油的两个半圆型配流槽,这一系列的密封都采用简单的两平面相压紧的平面密封结构,而各平面间的压力全靠分布圆上半圈柱塞(3~4 根)前进时的升压来产生。而与此同时,分布圆上还有另外半圈柱塞(4~3 根)正在后退抽真空,进行吸油(见图 1 剖面图)。因此,配流盘密封面上的受力状况始终是一半压紧一半扳开,如图 2 剖面图所示。受扳开作用力的干扰,压紧部分的密封力就很不均匀。这就存在着高压配流槽的液体流向常压配流槽的趋势,从而限制了此类泵工作压力的提高。

[0005] 本增大流量和密封压力的轴向柱塞泵的发明主要有三大方面。

[0006] 首先,在一台泵中,增加一套升压系统,成为一台泵两套升压系统(图 3):1. 两个斜盘,其中一个在另一个的外圈,分别称为内斜盘(图 3 中件 1)和外斜盘(图 3 中件 2)。两个斜盘斜面的斜度分别为 $13^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 、 $10^{\circ} \sim 13^{\circ}$,两个斜盘斜面的最高点(在斜面边界椭圆的长轴上)不在同侧,而是相互错开(简称相角) 180° 角。2. 在两个斜盘上各配置一组柱塞(例如每组 7 根,共 14 根-图 3 中件 4 和件 5),它们分别均布于各自的分布圆上。3. 在一个缸体(图 3 中件 7)中设计两圈与柱塞相匹配的孔腔(图 3 中 A-A 剖面图)。4. 设计一个有内外两圈配流通路槽的配流盘(图 4 中主视图)。以上发明的效果,首先是两套升压系统使泵流量大大增大;其次,从动作原理看,泵一运转,当内圈任一根柱塞前进

升压时,在外圈与此柱塞的位置相隔 180° 角处必有一根柱塞同时前进升压,使配流盘始终受一个中心对称的两个相等力矩的作用(图 4 中剖面图),同理,当内圈整个半圈柱塞一起处于前进升压时,对面外圈相角 180° 处必有相同数量的柱塞也在前进升压,并与内圈柱塞压力产生相同的力矩,其结果是配流盘前后(图中画为上下)两个密封面的左(L)右(S)(图 4 剖面图)密封压力始终处处均衡相等,这种密封结构就能封住更高的压力,解决了泵压力提高后配流槽及其通道的密封问题。

[0007] 其次,在缸体供所有柱塞往返滑动的每个孔中,各装一个与孔过盈配合的筒套(图 3 中件 6),筒套材料为 Si_3N_4 或 ZrO_2 。这一创新解决了三大问题:1. 因为缸体预应力结构可以降低它的应力水平,提高承受压力的能力,这就解决了工作压力提高后缸体的强度问题;2. 柱塞在筒套中来回快速运动,柱塞与筒套之间的间隙是介质泄漏必经之处(称为间隙密封)。间隙,小了会因柱塞快速运动摩擦发热膨胀而咬死,大了会因介质从间隙中过多流失而丧失正常流量甚至形成不了所需的压力。流体力学证明,流体通过环形间隙的流量与压力、间隙的四次方成正比,与流体的粘度、间隙的长度成反比。特别是,原设计的初始间隙随着压力的提高而增大,更使泄漏的流量急速加大,导致间隙密封失效,这也是现有泵难以解决的问题。本预应力结构筒套材料可以减缓间隙随压力的提高而增大的效应,也就阻止了泄漏的流量的急速加大,解决了泵压力提高后此处的密封问题。3. 间隙中高压高速流体对缸壁的冲刷磨损非常厉害,本发明选用的筒套材料属于高耐磨型,解决了泵压力提高后,此处的密封寿命问题。

[0008] 第三,在两个斜盘的斜面上,分别装有耐磨垫圈(图 3 中件 3)。泵压力提高后,斜盘斜面上所受的比压随之增大,与比压成正比的摩擦力也增大,加上斜面上升角运转的冲力的作用,斜盘斜面的工况比较恶劣,如果冷却和减摩不当,就会发生烧蚀,在此斜面上加装了耐磨垫圈,解决了泵在较高压力下运转时此处的烧蚀问题。

附图说明

[0009] 图 1 表明现有轴向柱塞泵仅有一套升压系统的关键结构,主视图右边是斜盘 1,它的左侧面为斜面,上部为最低点,下部为最高点,图上表明,当缸体 3 旋转,它将带着柱塞 2 一起旋转,假设旋转的方向是沿着 A-A 剖面图左边的箭头方向,则位于左边 L 的柱塞沿着斜盘斜面从低位往高位前进升压,在其孔中介质压力的反作用力和中心弹簧力(图中省略)的作用下,所有柱塞的右端始终紧挨着(隔着滑靴)斜盘斜面不离开,这就表明,当左边 L 的柱塞在升压时,右边 R 的柱塞沿着斜盘斜面从高位往低位后退,起着抽真空吸油的作用。柱塞前端孔腔引起缸体两个半面极不均匀的压力传递到配流盘 4 的左右面,提供界面的密封压力进行密封。位于配流盘左面是泵体 5,它起着进出油通道的作用。

[0010] 图 2 是泵运转时配流盘 4 的密封面的受力情况:按图一所示的旋转方向,主视图左半面的半月牙槽是接送升压柱塞送来高压油的高压槽,右半面的半月牙槽是贯通回程柱塞吸油的低压槽。下面剖面图上下平面(约定)分别代表配流盘与缸体、配流盘与泵体的交界平面。平面上的箭头方向表示配流盘受力方向,长的大的箭头指向密封面表示左半面作用着大的密封压力,短的小的箭头指向背离密封面表示右半面有较小的抵消密封压力的作用力。泵在运行时,缸体旋转、柱塞既旋转又前后运动、斜盘和配流盘固定不动,说明配流盘界面的密封压力大小不均始终存在的。

[0011] 图 3 表明本发明泵的主要结构：内斜盘 1、外斜盘 2 在其外面、其斜面上分别装有耐磨垫圈 3、内斜盘和外斜盘上分别对应应有内圈 7 根柱塞 4 和外圈 7 根柱塞 5、它们分别装在相应数量的筒套 6 中、筒套 6 分别与缸体 7 紧配合并使柱塞与缸体分隔开、它们一起在配流盘 8 的右面旋转、配流盘 8 的左面是仅供介质进出通道的泵体。内斜盘与外斜盘安装成其斜面的最高点相差 180° ，当缸体带着两圈柱塞一起旋转时，若旋转方向如图中 A-A 剖面图左边的箭头所示，则内圈左半面的柱塞和外圈右半面的柱塞都从各自斜盘斜面的最低点滑向最高点，同时前进升压。同样，内圈右半面的柱塞和外圈左半面的柱塞都从各自斜盘斜面的最高点退向最低点，同时降压。由于内外圈柱塞是关于泵有关零件的中心轴成对存在，不管内圈升压过程的柱塞是三根、四根或者三根多，总有外圈同样数量的柱塞一起升压。所产生的压力一起传递到配流盘上。

[0012] 图 4 表明泵在运转中配流盘 8 的密封面的受力情况：按图 3 所示的旋转方向，主视图左半面内圈的半月牙槽和右半面外圈的半月牙槽都是接送内圈和外圈升压柱塞送来高压介质的通道高压槽，两个高压槽与配流盘中心的距离分别为 R_1 和 R_2 ，这也是内外圈柱塞各自所在分布圆的半径。右半面内圈的半月牙槽和左半面外圈的半月牙槽都是回程柱塞吸油（介质）的低压槽。剖面图的上下平面（约定）分别代表配流盘与缸体、配流盘与泵体的交界平面。如图 3 的说明所述，内圈左半面的柱塞和外圈右半面的柱塞前进升压，压力传到这些交界平面上，图中表示为 F_1 和 F_2 。 F_1 和 F_2 分别产生两个力矩 M_1 和 M_2 ：

$$[0013] \quad M_1 = R_1 \times F_1,$$

$$[0014] \quad M_2 = R_2 \times F_2$$

[0015] 图 5 表明等效力的情况，配流盘的一面有力 F_1 和 F_2 的作用，让它们分别产生的力矩相等：

$$[0016] \quad M_1 = M_2$$

$$[0017] \quad \text{则 } R_1 \times F_1 = R_2 \times F_2, \text{----- (1)}$$

[0018] 力 F_1 和 F_2 对配流盘作用的结果可用图 5a 或图 5b 所示的平衡力系来等效。则配流盘的另一面可用一个方向相反、大小等于 F_1 和 F_2 的和，作用点在配流盘中心的合成总力 F_0 来平衡：

$$[0019] \quad F_0 = F_1 + F_2 \text{----- (2)}$$

[0020] 图 6：合成总力 F_0 对配流盘作用的结果也可用图 6 所示的平衡力系来等效。则配流盘的一面其中心作用着总力 F_0 ，另一面可用两圈方向相反、作用点在离中心 R_1 和 R_2 的密封压力 g_1 和 g_2 来平衡。通过设计，可使密封压力（压强） g_1 和 g_2 的大小趋于均等，达到此处密封不漏的目的。

具体实施方式

[0021] 首先，在具体实施一台泵两套升压系统的制造中，要解决三个问题：

[0022] 1. 为了实现内斜盘和外斜盘最高点（在斜面边界椭圆的长轴上）相互错开 180° ，必须对工件预先划线，作为斜面最高点和最低点的参照线，此参照线通过工件两端面的中心并与工件柱面母线相接，在工件柱面划出这联接斜面最高点和最低点的母线，在座标机床上加工并始终保留此母线参照线，装配时，将内斜盘和外斜盘母线参照线对准，就能确保内斜盘和外斜盘最高点相互错开 180° 。

[0023] 2. 为了解决外圈柱塞的回程动力问题,可采用在外圈柱塞的前面安装压缩弹簧、也可以采用在泵壳内侧或内斜盘外侧安装滚动轴承挡住压盘的方法解决。

[0024] 3. 在具体确定两个分布圆的半径 $R1$ 和 $R2$ 时,要与内外圈柱塞直径 $d1$ 和 $d2$ 的大小一起考虑。使它们满足力矩平衡公式 (1)

$$[0025] \quad R1 \times F1 = R2 \times F2 \text{-----} (1)$$

$$[0026] \quad \text{由于: } F1 = 0.25 \pi d1^2, F2 = 0.25 \pi d2^2, \text{-----} (3)$$

[0027] (3) 代入 (1)

[0028] 可得

$$[0029] \quad R1 \times d1^2 = R2 \times d2^2$$

[0030] 或

$$[0031] \quad R2 = R1 \times d1^2 / d2^2 \text{-----} (4)$$

[0032] 设计时,,由公式 (4) 确定外分布圆的半径 $R2$ 。

[0033] 其次,要实施筒套与缸体的过盈配合,有两个措施:1. 通过混合型强度理论的力学计算,选取过盈量的大小,调整缸体和筒套的内应力,使筒套和缸体都具有足够的安全系数,在高压下不致于损坏;2. 对于筒套的外直径大于相对应的缸体各孔直径,可用热套的方法,则把缸体加热使其各孔膨胀,待缸体的各孔膨胀至大于筒套的外直径时进行热套装配。

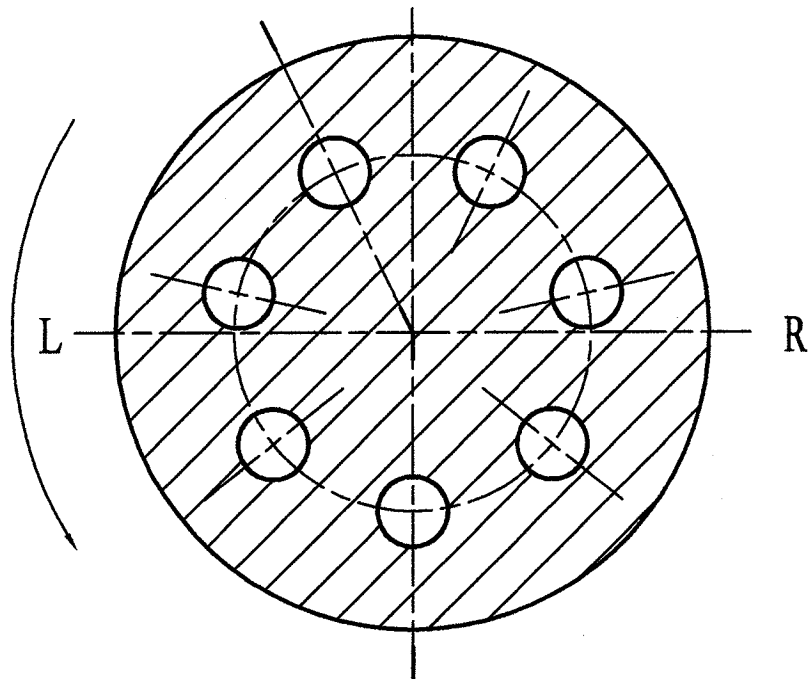
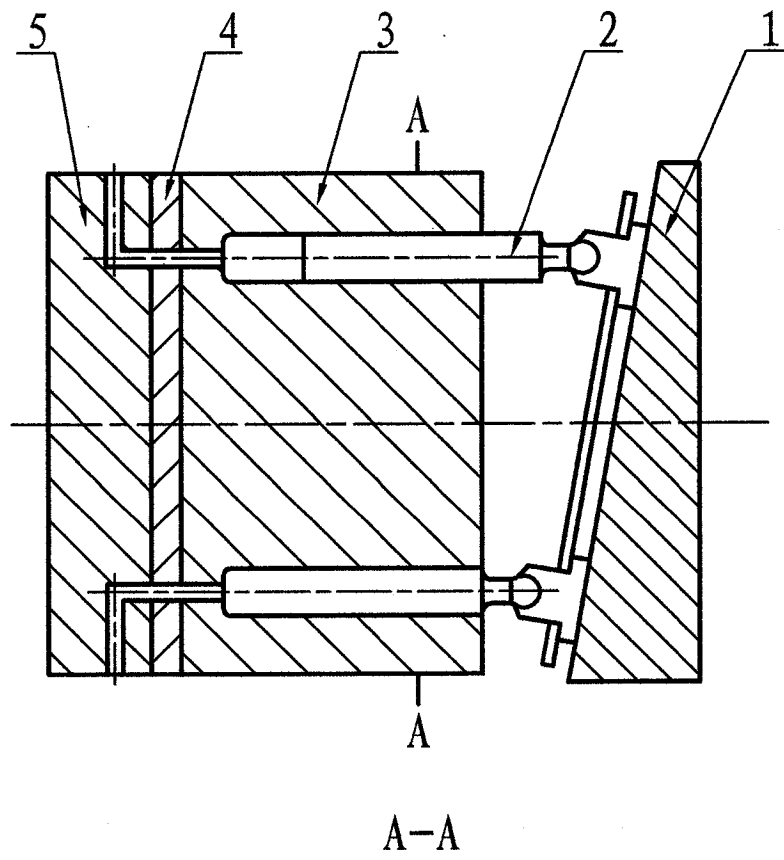


图 1

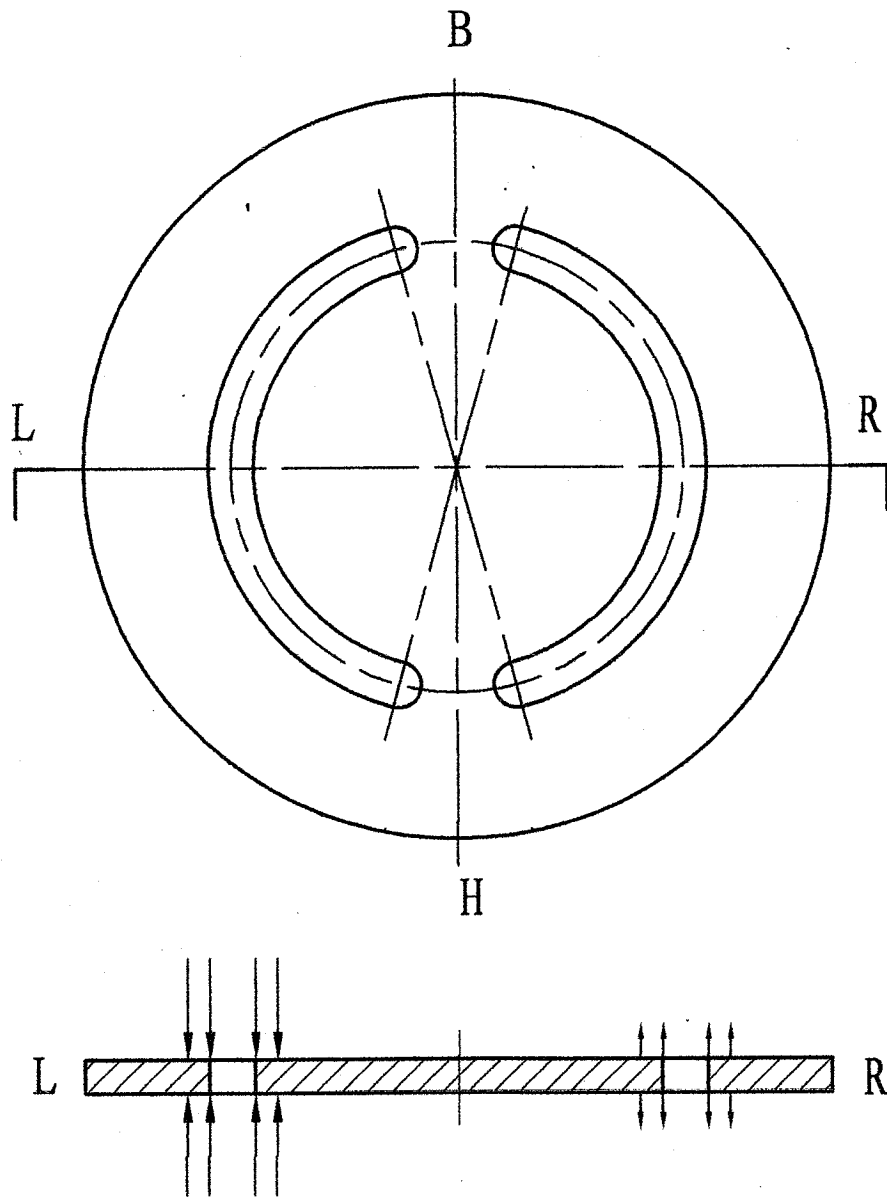


图 2

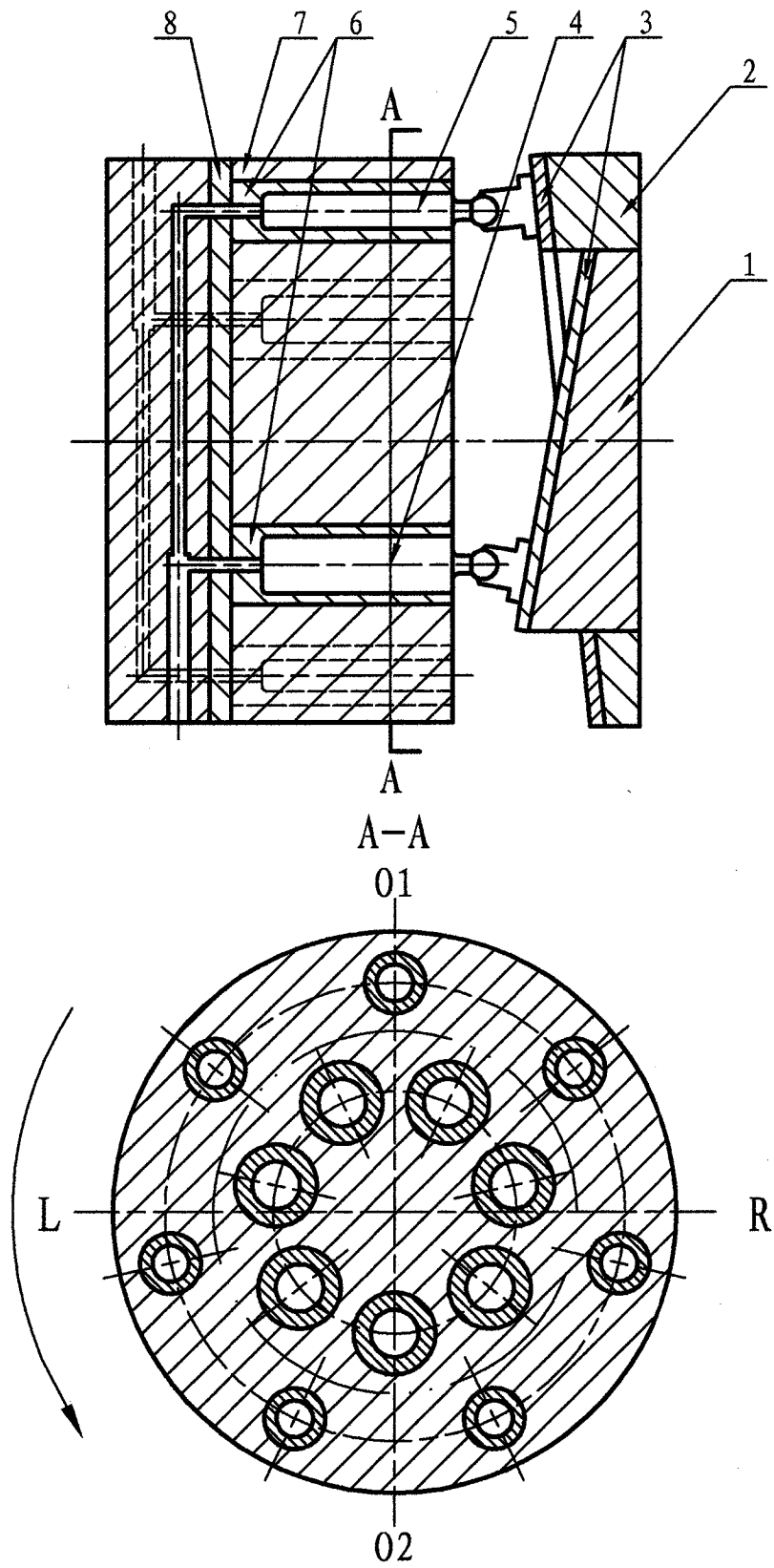


图 3

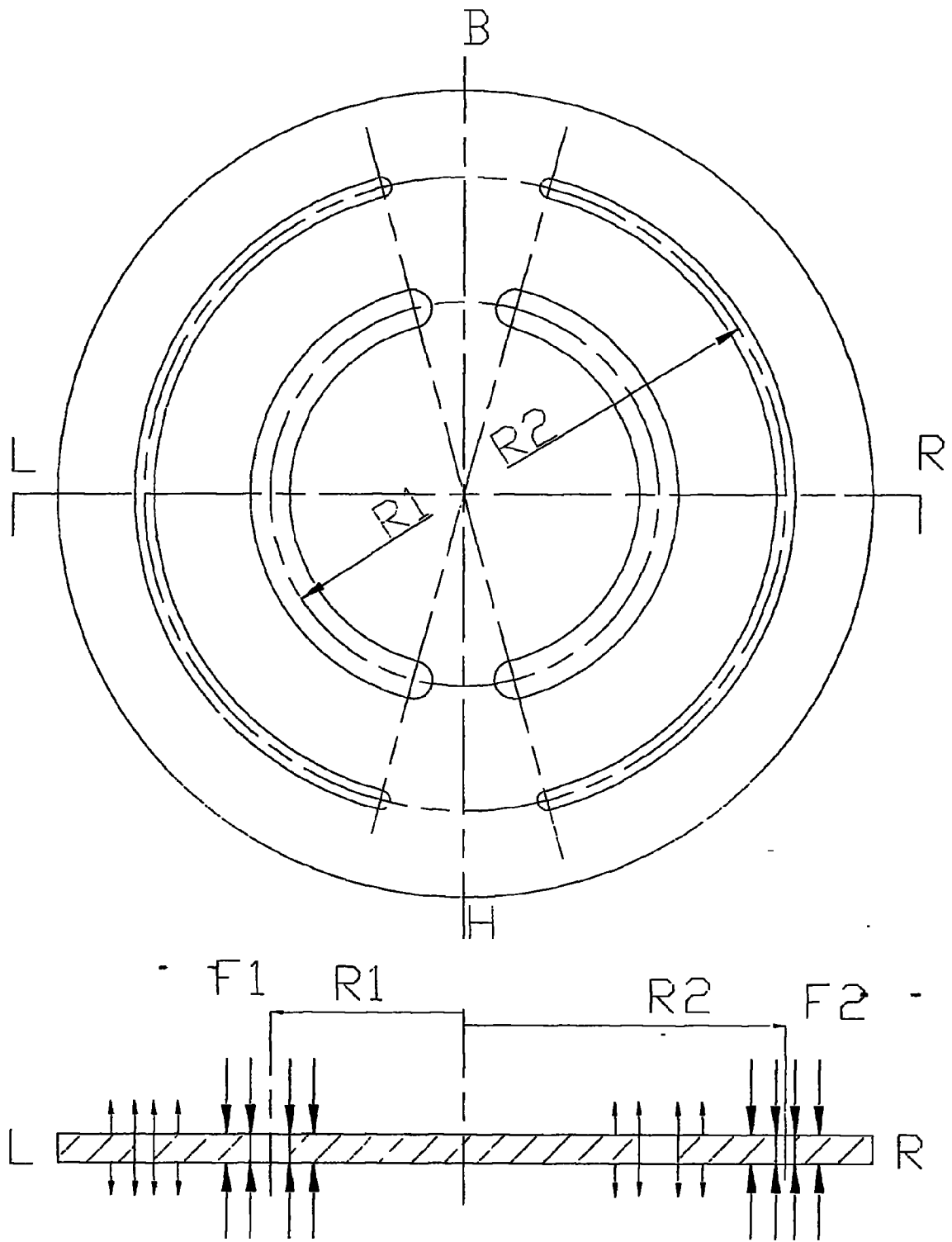


图 4

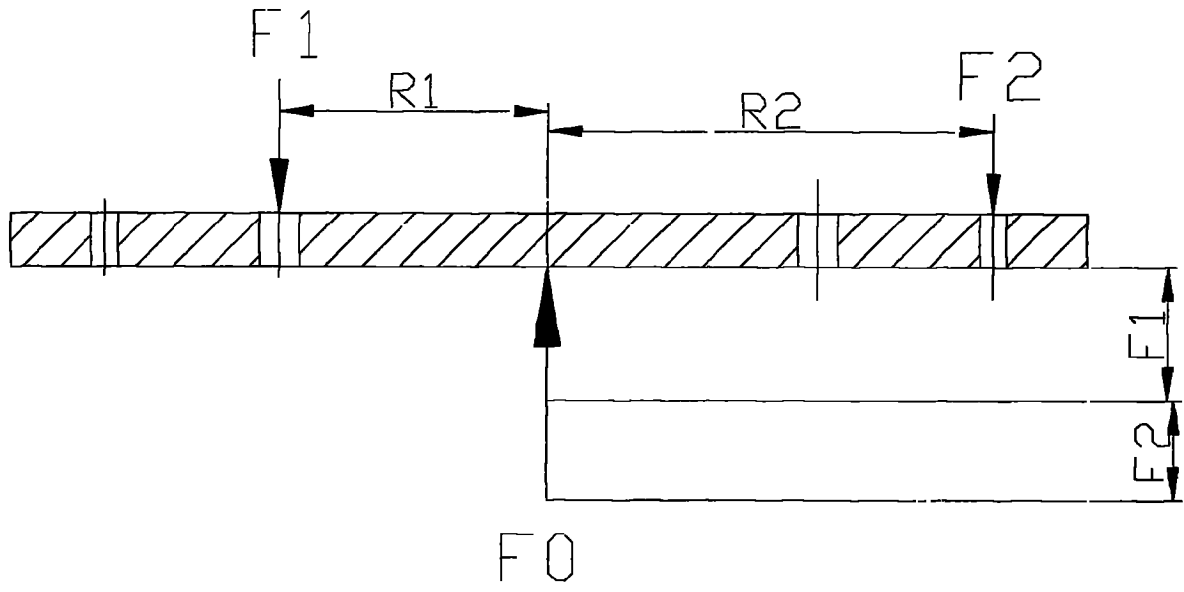


图 5a

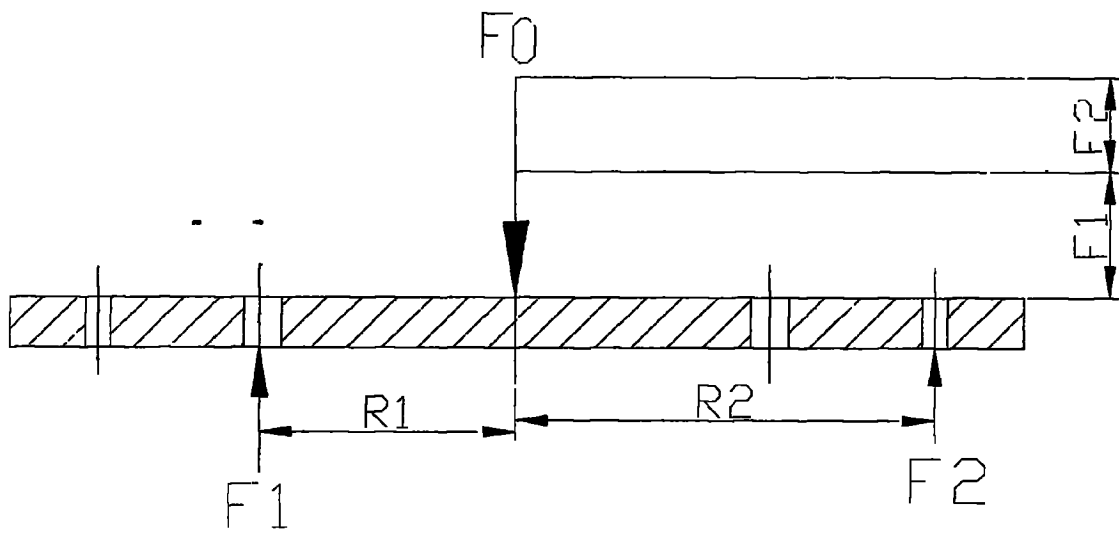


图 5b

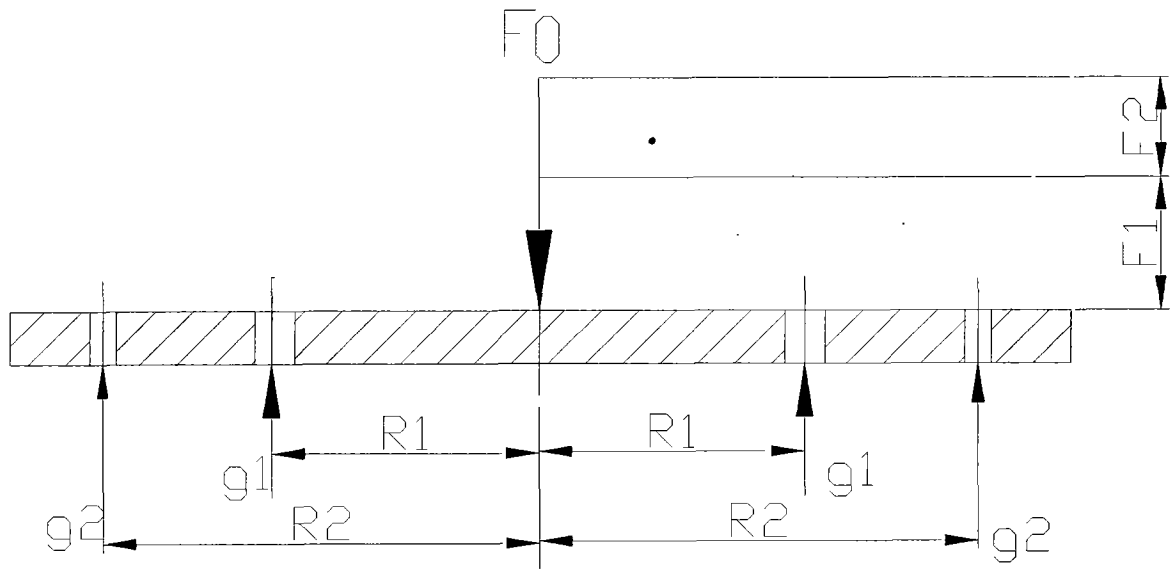


图 6