



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 113339405 B

(45) 授权公告日 2023.03.14

(21) 申请号 202110579175.2

F16C 33/10 (2006.01)

(22) 申请日 2021.05.26

(56) 对比文件

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 113339405 A

JP 6832998 B1, 2021.02.24

CN 2517902 Y, 2002.10.23

CN 207945202 U, 2018.10.09

(43) 申请公布日 2021.09.03

JP 2015127570 A, 2015.07.09

JP 2001027226 A, 2001.01.30

(73) 专利权人 河南科技大学
地址 471000 河南省洛阳市涧西区西苑路
48号

JP 2004232826 A, 2004.08.19

JP H1151042 A, 1999.02.23

JP 2009287590 A, 2009.12.10

(72) 发明人 司东宏 薛玉君 王景华

CN 108468715 A, 2018.08.31

(74) 专利代理机构 洛阳公信知识产权事务所
(普通合伙) 41120

CN 101153631 A, 2008.04.02

CN 105626693 A, 2016.06.01

专利代理师 常晓虎

CN 2821260 Y, 2006.09.27

(51) Int. Cl.

CN 201507551 U, 2010.06.16

F16C 25/04 (2006.01)

JP 2003269455 A, 2003.09.25

F16C 17/10 (2006.01)

F16C 17/24 (2006.01)

F16C 33/04 (2006.01)

审查员 王琳芳

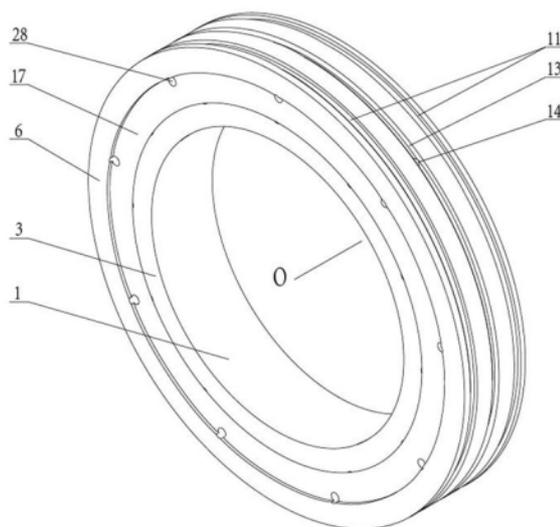
权利要求书2页 说明书9页 附图20页

(54) 发明名称

一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承

(57) 摘要

本发明涉及一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,包括配合套装的轴承外圈和轴承内圈,轴承外圈的外周面为轴承外壁,轴承内圈的内周面为轴承内壁,轴承外圈上与轴承内圈的配合面为外圈摩擦锥面,轴承内圈上与轴承外圈的配合面为内圈摩擦锥面;所述外圈摩擦锥面和所述内圈摩擦锥面上均设置有固体超润滑涂层,内圈摩擦锥面上开设有函数曲线油槽,所述轴承外壁或轴承内壁上开设沿圆周方向延伸的供油槽,轴承外圈或轴承内圈上沿圆周方向间隔设置若干个沿径向延伸的径向供油孔,径向供油孔一端与供油槽连通,另一端开口于外圈摩擦锥面或内圈摩擦锥面。本发明基于液体超滑技术和固体涂层超滑技术的配合实现超润滑,性能优良。



1. 一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,包括配合套装的轴承外圈(6)和轴承内圈(3),轴承外圈(6)的外周面为轴承外壁(15),轴承内圈的内周面为轴承内壁,轴承外圈(6)上与轴承内圈(3)的配合面为外圈摩擦锥面,轴承内圈(3)上与轴承外圈(6)的配合面为内圈摩擦锥面(29),其特征在于:

所述外圈摩擦锥面和所述内圈摩擦锥面(29)上均设置有固体超润滑涂层,内圈摩擦锥面(29)上开设有函数曲线油槽(26),所述轴承外壁或轴承内壁上开设沿圆周方向延伸的供油槽,轴承外圈或轴承内圈上沿圆周方向间隔设置若干个沿径向延伸的径向供油孔,径向供油孔一端与供油槽连通,另一端开口于外圈摩擦锥面或内圈摩擦锥面并与函数曲线油槽(26)连通;所述函数曲线油槽(26)的波峰处和波谷处分别贯通所述轴承内圈(3)的内圈大端面(4)和内圈小端面(21),进而分别形成内圈大端面泄油孔(27)和内圈小端面泄油孔(20)。

2. 如权利要求1所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述径向供油孔设置在轴承外圈上,所述供油槽为设置在轴承外壁(15)上的外圈中间供油槽(13),所述径向供油孔为设置在轴承外圈(6)的外圈径向供油孔(14)。

3. 如权利要求2所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述轴承外壁(15)上还开设有两个沿圆周方向延伸的密封圈凹槽(11),两个密封圈凹槽(11)分别位于所述外圈中间供油槽(13)的两侧。

4. 如权利要求2所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述轴承外圈(6)的两个端面中较小的一个为外圈小端面(7)、另外一个端面为外圈大端面(16),所述轴承内圈(3)的两个端面中较小的一个端面为内圈小端面(21)、另外一个端面为内圈大端面(4),在滑动轴承的轴向上,外圈小端面(7)和内圈大端面(4)之间以及外圈大端面(16)和内圈小端面(21)之间均留有端面间隙。

5. 如权利要求4所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述外圈大端面(16)上开设有一个外圈回油凹槽(17),外圈回油凹槽(17)为环形槽且与所述轴承外圈(6)同轴,外圈回油凹槽(17)的深度大于等于所述端面间隙的宽度。

6. 如权利要求2所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述外圈中间供油槽(13)的截面呈U形或者矩形。

7. 如权利要求1所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述径向供油孔设置在轴承内圈(3)上,所述供油槽为设置在轴承内壁上的环下供油槽,所述径向供油孔为设置在轴承内圈(3)的内圈径向供油孔(31)。

8. 如权利要求7所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述环下供油槽的截面呈U形或者矩形。

9. 如权利要求7所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述函数曲线油槽(26)上还开设有若干个进油孔(33),进油孔(33)的孔径大于函数曲线油槽(26)的宽度,进油孔(33)交替地与所述内圈径向供油孔(31)配合将所述环下供油槽(30)与函数曲线油槽(26)连通起来。

10. 如权利要求2或7所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述函数曲线油槽(26)设置为一条或多条,任一条函数曲线油槽(26)的中心线为封闭的正弦函数曲线,且正弦函数曲线的峰峰值大于或者等于所述内圈摩擦锥面(29)母线的长度。

11. 如权利要求10所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述轴承外圈(6)上还开设有若干个沿圆周方向均匀分布的外圈泄油孔(28),外圈泄油孔(28)的一端贯通外圈小端面(7),外圈泄油孔(28)的另外一端贯通外圈大端面的外圈回油凹槽(17)的底部。

12. 如权利要求10所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述函数曲线油槽(26)的波峰处和波谷处分别贯通所述轴承内圈(3)的内圈大端面(4)和内圈小端面(21),进而分别形成内圈大端面泄油孔(27)和内圈小端面泄油孔(20)。

13. 如权利要求1、2、7任一项所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述函数曲线油槽(26)的截面呈U型或者矩形。

14. 如权利要求1、2、7任一项所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述滑动轴承的工作转速越低,所述函数曲线油槽(26)的中心线的周期数越少。

15. 如权利要求1、2、7任一项所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述函数曲线油槽(26)的宽度和深度以及函数曲线油槽(26)数量与所述内圈摩擦锥面(29)的母线长度、滑动轴承的设计载荷、工作转速和润滑介质的粘度均正相关。

16. 如权利要求1、2、7任一项所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述内圈摩擦锥面(29)的母线倾角和所述外圈摩擦锥面的母线倾角相等并记为 α ,其满足条件为: $10^{\circ} \leq \alpha \leq 90^{\circ}$ 。

17. 如权利要求1所述的一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,其特征在于:所述径向供油孔的孔径与所述内圈摩擦锥面(29)的母线长度、滑动轴承的工作转速、滑动轴承的设计载荷和润滑介质的粘度均正相关。

一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承

技术领域

[0001] 本发明涉及一种滑动轴承,具体的说是一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承。

背景技术

[0002] 轴承是机械设备的重要基础零部件,凡是能动的机械设备都离不开轴承。它的基本功能是支撑机构回转,降低其运动中的摩擦系数,保证其回转精度。在人类的劳动生产活动中为了减少摩擦、提高效率,先后发明了滑动轴承和滚动轴承。人类最初是发明了滑动轴承,随着科技的进步,发现滚动轴承的摩擦系数远远低于滑动轴承,进而发明和使用各类滚动轴承至今。但是这两种轴承相比较,通常情况下除了滚动轴承比滑动轴承的摩擦系数低2~3个数量级所导致节能外,其它各方面均不如滑动轴承,尤其是在制造成本、使用寿命和承载能力等方面。随着现代科技的发展,特别是极低润滑和超润滑技术的工程化应用,使滑动轴承替代滚动轴承成为了可能。另一方面,由于作为滚动轴承主要零部件的滚动体及内外圈滚道自身结构特点,在使用中滚动体表面是点接触或线接触,受到振动、受力不均、划伤等因素的影响,容易造成接触表面的压痕、点蚀形成疲劳剥落等等损伤,造成回转精度降低,从而进一步造成润滑不良、摩擦和振动加剧,使滚动轴承进入恶性工作循环,使轴承的整体寿命缩短。

[0003] 随着现代科技的发展,机械装备中对轴承的要求也越来越高,同时现代技术也为设计制造能满足对超高速、大载荷、高回转精度以及适应温度范围大的要求的轴承成为可能。目前,已经发现具有超润滑特性的材料主要有两类,一类是沉积在材料表面的固体润滑涂层,另一类是在两个材料表面之间的液体润滑剂。

发明内容

[0004] 为了解决现有技术中的不足,本发明提供一种基于液体超滑技术和固体涂层超滑技术实现超润滑特性的稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承。

[0005] 为了实现上述目的,本发明采用的具体方案为:一种稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,包括配合套装的轴承外圈和轴承内圈,轴承外圈的外周面为轴承外壁,轴承内圈的内周面为轴承内壁,轴承外圈上与轴承内圈的配合面为外圈摩擦锥面,轴承内圈上与轴承外圈的配合面为内圈摩擦锥面;所述外圈摩擦锥面和所述内圈摩擦锥面上均设置有固体超润滑涂层,内圈摩擦锥面上开设有函数曲线油槽,所述轴承外壁或轴承内壁上开设沿圆周方向延伸的供油槽,轴承外圈或轴承内圈上沿圆周方向间隔设置若干个沿径向延伸的径向供油孔,径向供油孔一端与供油槽连通,另一端开口于外圈摩擦锥面或内圈摩擦锥面并与函数曲线油槽连通。

[0006] 作为上述技术方案的一种选择,所述径向供油孔设置在轴承外圈上,所述供油槽为设置在轴承外壁上的外圈中间供油槽,所述径向供油孔为设置在轴承外圈的外圈径向供油孔。

[0007] 进一步的,所述轴承外壁上还开设有两个沿圆周方向延伸的密封圈凹槽,两个密

封圈凹槽分别位于所述外圈中间供油槽的两侧。

[0008] 进一步的,所述轴承外圈的两个端面中较小的一个为外圈小端面、另外一个端面为外圈大端面,所述轴承内圈的两个端面中较小的一个端面为内圈小端面、另外一个端面为内圈大端面,在滑动轴承的轴向上,外圈小端面和内圈大端面之间以及外圈大端面和内圈小端面之间均留有端面间隙。

[0009] 再进一步的,所述外圈大端面上开设有一个外圈回油凹槽,外圈回油凹槽为环形槽且与所述轴承外圈同轴,外圈回油凹槽的深度大于等于所述端面间隙的宽度。

[0010] 所述外圈中间供油槽的截面呈U形或者矩形。

[0011] 作为上述技术方案的另一选择,所述径向供油孔设置在轴承内圈上,所述供油槽为设置在轴承内壁上的环下供油槽,所述径向供油孔为设置在轴承内圈的内圈径向供油孔。

[0012] 进一步的,所述环下供油槽的截面呈U形或者矩形。

[0013] 进一步的,所述函数曲线油槽上还开设有若干个进油孔,进油孔的孔径大于函数曲线油槽的宽度,进油孔交替地与所述内圈径向供油孔配合将所述环下供油槽与函数曲线油槽连通起来。

[0014] 在上述两个可选择的技术方案基础上,更进一步的,所述函数曲线油槽设置为一条或多条,任一条函数曲线油槽的中心线为封闭的正弦函数曲线,且正弦函数曲线的峰峰值大于或者等于所述内圈摩擦锥面母线的长度。

[0015] 所述轴承外圈上还开设有若干个沿圆周方向均匀分布的外圈泄油孔,外圈泄油孔的一端贯通外圈小端面,外圈泄油孔的另外一端贯通外圈大端面的外圈回油凹槽的底部。

[0016] 所述函数曲线油槽的波峰处和波谷处分别贯通所述轴承内圈的内圈大端面和内圈小端面,进而分别形成内圈大端面泄油孔和内圈小端面泄油孔。

[0017] 所述函数曲线油槽的截面呈U型或者矩形。

[0018] 所述滑动轴承的工作转速越低,所述函数曲线油槽的中心线的周期数越少。

[0019] 所述函数曲线油槽的宽度和深度以及函数曲线油槽数量与所述内圈摩擦锥面的母线长度、滑动轴承的设计载荷、工作转速和润滑介质的粘度均正相关。

[0020] 所述内圈摩擦锥面的母线倾角和所述外圈摩擦锥面的母线倾角相等并记为 α ,其满足条件为: $10^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ 。

[0021] 所述径向供油孔的孔径与所述内圈摩擦锥面的母线长度、滑动轴承的工作转速、滑动轴承的设计载荷和润滑介质的粘度均正相关。有益效果:

[0022] 1、本发明提供一种基于液体超滑技术和固体涂层超滑技术实现超润滑特性的外圈供油或环下供油的稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,大大提高了轴承的性能和寿命,使滑动轴承替代滚动轴承成为可能;

[0023] 2、本发明通过设置函数曲线油槽为滑动摩擦面提供润滑通道,加快润滑介质流动,降低润滑阻力、提高散热效率,同时作为收集和排出磨屑的通道,防止磨屑滞留摩擦表面;

[0024] 3、本发明的外圈供油方案中,还通过设置外圈回油凹槽和外圈泄油孔组成独立的回油通道,能够保证轴承在各种应用场合润滑介质能够正常排出,保证滑动摩擦面的润滑

效果;本发明的环下供油方案中,润滑油可以在离心力作用下经进油孔和径向供油孔导入摩擦锥面,起到润滑和冷却摩擦表面的同时将摩擦表面产生的磨屑冲刷掉,具有润滑油用量小、功率损失少、冲刷磨屑效果和冷却效果好等优点,有利滑动轴承在高转速下工作;

[0025] 4、本发明回转精度高,采用锥面接触加轴向预紧力结构,确保内、外圈锥面始终处于接触状态,当接触表面在正常范围内出现磨损时具有自动补偿功能,避免了轴承在安装和使用过程中因为游隙的变化造成回转精度的失效;从结构上保证了轴承在全寿命周期内回转精度的一致性;

[0026] 5、在结构上,本发明与滚动轴承相比,单套轴承的零件数量减少85%以上,有利于制造和使用成本的降低;同时由于主要零件仅为滑动轴承的内、外圈,有利于提高制造过程精度控制,提高互换性,降低轴承组配难度,大幅度简化轴承的类型和型号;有效地避免了滚子及滚道在制造和使用中出现缺陷或损伤等造成的回转振动;

[0027] 6、在载荷能力上,可以大幅提高轴承轴向和径向的承载能力以及轴承单元的结构刚度,有利于回转轴系临界转速的提高,同时抗冲击载荷能力较滚动轴承也有着显著提高,与滚动轴承比较,在同等载荷情况下,轴承的外形尺寸更小,有利于回转轴系及成套机械装备的设计布局;

[0028] 7、密封性能得到提高,滑动轴承为内、外圈面接触,不需要增加密封件就可以有效防止异物侵入摩擦表面,避免了因为外来异物的侵入影响轴承的寿命;

[0029] 8、轴承寿命显著增加,由于滑动轴承只有内、外圈,避免了因为滚动体、保持架、密封圈等失效或损坏对整个轴承寿命的影响,在滚动轴承使用过程中,因为滚动体、保持架和密封圈的损坏造成的轴承失效占轴承功能失效的80%以上;

[0030] 9、降低使用和维护成本,由于轴承整体寿命的增加,降低了使用和维护成本,提高了整机运行可靠性;特别是对于大型和高成本轴承的失效,仅需要修复配合表面即可恢复轴承的原始技术性能;对于超大型轴承有利于采取分段加工制造和使用现场组装,不但可以降低制造难度,也可以降低运输和使用现场安装难度。滚动轴承由于自身结构所限工作中不可避免地会产生噪音,滑动轴承在正常工作情况下不会产生噪音。

附图说明

[0031] 图1是本发明采用外圈供油方案的轴承的轴测图;

[0032] 图2是本发明采用外圈供油方案的轴承的正视图;

[0033] 图3是图2的A-A剖视图;

[0034] 图4是图3中K部分的局部放大图;

[0035] 图5是本发明采用外圈供油方案的轴承的侧视图;

[0036] 图6是图5中L部分的局部放大图;

[0037] 图7是图5的B-B剖视图;

[0038] 图8是图7中M部分的局部放大图;

[0039] 图9是本发明采用外圈供油方案的轴承内圈的轴测图;

[0040] 图10是本发明采用外圈供油方案的轴承内圈的正视图;

[0041] 图11是图10中N部分的局部放大图;

[0042] 图12是本发明具体实施方式中双油槽内圈的正视图;

- [0043] 图13是本发具体实施方式中双油槽内圈的轴测图；
- [0044] 图14是本发明采用外圈供油方案的轴承面对面组配方式的示意图；
- [0045] 图15是本发明采用外圈供油方案的轴承背靠背组配方式的示意图；
- [0046] 图16是本发明采用环下供油方案的轴承的轴测图；
- [0047] 图17是本发明采用环下供油方案的轴承的正视图；
- [0048] 图18是图17的C-C剖视图；
- [0049] 图19是图18的D-D剖视图；
- [0050] 图20是图18的P处局部放大视图；
- [0051] 图21是本发明采用环下供油方案的轴承内圈轴测图；
- [0052] 图22是本发明采用环下供油方案的轴承内圈正视图；
- [0053] 图23是图22中的Q处局部放大图；
- [0054] 图24是本发明采用环下供油方案的轴承面对面组配方式的示意图；
- [0055] 图25是本发明采用环下供油方案的轴承背靠背组配方式的示意图。
- [0056] 附图标记：1、轴承内孔，2、内圈内倒角，3、轴承内圈，4、内圈大端面，5、内圈外倒角，6、轴承外圈，7、外圈小端面，8、外圈外倒角，9、密封圈凹槽外倒角，10、密封圈凹槽底倒角，11、密封圈凹槽，12、外圈中间供油槽外倒角，13、外圈中间供油槽，14、外圈径向供油孔，15、轴承外壁，16、外圈大端面，17、外圈回油凹槽，18、外圈径向供油孔倒角，19、滑动摩擦面，20、内圈小端面油槽泄油孔，21、内圈小端面，22、轴承内壁，23、锥面母线夹角，24、外圈径向对称中心线，25、曲线油槽截面，26、函数曲线油槽，27、内圈大端面油槽泄油孔，28、外圈泄油孔，29、内圈摩擦锥面，30、环下供油槽，31、内圈径向供油孔，32、摩擦面倒角，33、进油孔，34、隔圈； α 、圆锥夹角，0、轴承回转中心线。

具体实施方式

[0057] 下面将结合本发明实施例中的附图，对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述，显然，所描述的实施例仅仅是本发明一部分实施例，而不是全部的实施例。基于本发明中的实施例，本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例，都属于本发明保护的范围。

[0058] 实施例1：本实施例采用外圈供油的方案，请参阅图1至15，一种外圈供油稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承，包括配合套装的轴承外圈6和轴承内圈3，轴承外圈6的外圆周面为轴承外壁15，轴承内圈3的内圆周面为轴承内壁22，轴承外圈6和轴承内圈3的材质均为轴承钢，轴承的几个关键参数中，轴承外径即为轴承外壁15的外径，轴承内径即为轴承内壁22的内径，轴承宽度即为轴承外壁15的长度。轴承外圈6与轴承内圈3之间的滑动摩擦面19呈圆锥形，滑动摩擦面19具体包括相互接触的外圈摩擦锥面和内圈摩擦锥面29，其中外圈摩擦锥面为轴承外圈6上与轴承内圈3的配合面，内圈摩擦锥面29为轴承内圈3上与轴承外圈6的配合面。轴承外圈6和轴承内圈3通过滑动摩擦面19实现直接接触，所以不需要增加密封件就可以有效防止异物侵入摩擦表面，避免了因为外来异物的侵入影响轴承的寿命。根据设计所需要承受的轴向力和径向力，内圈摩擦锥面29的母线的倾角 α 满足条件： $10^{\circ} \leq \alpha \leq 90^{\circ}$ ，相应的，外圈摩擦锥面的母线倾角和滑动摩擦面19的母线倾角均等于 α ， α 定义为本发

明滑动轴承的接触锥角。为了实现标准化, α 可按照现行的角接触轴承的相关标准进行选择, A标准接触角 30° 则 α 选择 30° , B标准接触角 40° 则 α 选择 40° , C标准接触角 15° 则 α 选择 15° , A5 (AC)标准接触角 25° 则 α 选择 25° , 当 α 为 90° 时为单向推力滑动轴承。

[0059] 在结构上, 本发明单套轴承的主要零件仅为轴承内圈3和轴承外圈6, 零件数量少, 有利于降低制造和使用成本, 同时有利于提高制造过程精度控制的准确性和零件的互换性, 降低轴承组配难度, 大幅度简化轴承的类型和型号, 并且滑动轴承因为没有滚动体, 所以能够有效地避免滚动体及滚道在制造和使用中出现缺陷或损伤等造成的回转振动。在载荷能力上, 本发明简单的结构在完全满足滚动轴承功能的前提下, 可以大幅提高轴承轴向和径向的承载能力以及轴承单元的结构刚度, 有利于回转轴系临界转速的提高, 同时抗冲击载荷能力较滚动轴承也有着显著提高。与滚动轴承比较, 在同等载荷情况下, 本发明的外形尺寸更小, 有利于回转轴系的整体设计布局; 因为轴承始终为锥面接触, 由轴承本身产生的振动和噪音可以减少到几乎为零, 所以工作中在各种载荷作用下由轴承振动造成疲劳可以忽略不计; 在预紧装置的作用下, 轴承本身具有摩擦锥面磨损自动补偿功能, 保证了轴承全寿命周期回转精度的一致性。

[0060] 外圈摩擦锥面和内圈摩擦锥面29上均设置有固体超润滑涂层, 固体超润滑涂层可以采用石墨烯涂层等。内圈摩擦锥面29上开设有函数曲线油槽26, 轴承外壁15上开设有沿圆周方向延伸的外圈中间供油槽13, 外圈中间供油槽13位于轴承外壁15的中部, 即外圈中间供油槽13在宽度方向上的对称中心线与轴承外壁15的对称中心线24共面, 外圈中间供油槽13的曲线油槽截面25呈U形、矩形或者半圆形, 外圈中间供油槽13用于向滑动轴承提供润滑介质, 在本发明中, 润滑介质选择为具有超润滑特性的润滑油。轴承外圈6上还开设有若干个沿径向延伸的外圈径向供油孔14, 具体地说外圈径向供油孔14开设在外圈中间供油槽13的底部, 外圈径向供油孔14与外圈中间供油槽13连通并且贯通外圈摩擦锥面, 一般情况下外圈径向供油孔14设置为奇数个, 外圈径向供油孔14的直径和数量与轴承的直径、轴承的宽度、润滑介质粘度和设计应用转速正相关。在实际应用时, 轴承外圈6安装在轴承座孔内, 并且轴承外圈中间供油槽13正对轴承座上用于提供润滑介质的油孔, 润滑介质从轴承座进入到外圈中间供油槽13内并且在其中流动, 之后沿着外圈径向供油孔14向滑动摩擦面19流动, 当外圈径向供油孔14的出油端转至与内圈摩擦锥面29上的函数曲线油槽26相连通时, 润滑介质进入函数曲线油槽26中, 随着轴承内圈3的转动润滑介质加速在函数曲线油槽26内流动, 并且分布在滑动摩擦面19上形成油膜, 对滑动摩擦面19进行润滑, 并将滑动摩擦面19上的热量和磨屑随润滑介质带走, 从而实现固体超润滑涂层加超润滑介质对滑动摩擦面19的双重超润滑。

[0061] 函数曲线油槽 26线型的选择以有利于润滑介质的流动和有利于润滑介质在滑动摩擦面19上形成油膜为准, 在本发明中, 函数曲线油槽26的中心线为封闭的正弦函数曲线, 因为正弦函数和余弦函数的线型是相同的, 所以函数曲线油槽26的中心线也可以设置为余弦函数曲线。函数曲线的峰峰值大于或者等于内圈摩擦锥面29母线的长度, 函数曲线油槽26的截面呈U型或者矩形, 函数曲线油槽26的宽度和深度与内圈摩擦锥面29的母线长度、滑动轴承的设计载荷、工作转速以及润滑介质的粘度均正相关。函数曲线的峰峰值大于或者等于内圈摩擦锥面29母线的长度能够使函数曲线油槽26的波峰处和波谷处能够贯通轴承

内圈3的端面大端面4和小端面21,分别形成内圈小端面油槽泄油孔20和内圈大端面油槽泄油孔27。函数曲线油槽26内的润滑介质可以从内圈小端面油槽泄油孔20和内圈大端面油槽泄油孔27流出,在保证润滑摩擦面19的同时将滑动摩擦面19上可能产生的磨屑带出,减少摩擦配合面的磨损,同时也起到冷却摩擦面的作用。

[0062] 润滑介质在函数曲线油槽26内的流动方向与轴承内圈3的转动方向相关,例如当轴承内圈3以图10中所示Z方向旋转时,润滑介质在函数曲线油槽26中的流动路线如图11中U、V、X、Y所示,图11中函数曲线油槽26上的W位置表示与外圈径向供油孔14对应连通的位置,在U箭头所示方向上函数曲线油槽26中流动的润滑介质和空气混合物从内圈大端面油槽泄油孔27排出,在V箭头所示方向上函数曲线油槽26从内圈大端面油槽泄油孔27处吸入空气,并且在W位置与从外圈径向供油槽14过来的润滑介质混合后,按照X箭头所示方向从内圈小端面油槽泄油孔20排出,在Y箭头所示的方向上函数曲线油槽26从内圈小端面油槽泄油孔20吸入空气,然后如U箭头方向的流动过程在函数曲线油槽26内流动,最终形成一个循环。由于外圈摩擦锥面和内圈摩擦锥面29是完全贴合的,润滑介质和空气混合物在流动过程中起到润滑摩擦锥面、冷却摩擦锥面、冲刷磨屑的作用。在本发明中,润滑介质采用具有超润滑特性的润滑油。本发明基于液体超滑技术和固体涂层超滑技术的结合实现滑动轴承的超滑,大大提高了滑动轴承的性能和寿命。

[0063] 函数曲线的周期数与滑动轴承的工作转速相关,滑动轴承的工作转速越低,函数曲线油槽26的中心线的周期数越少。函数曲线油槽26的中心线的周期数以能够保证润滑介质在函数曲线油槽26顺利流动和有效润滑滑动摩擦面19为前提;函数曲线油槽26的中心线的周期数减少有利于润滑介质的流动,但是不利于滑动摩擦面19上润滑油膜的保持,函数曲线油槽26的中心线的周期数增加有利于滑动摩擦面19润滑油膜的保持,但是不利于润滑介质的流动,在设计时要根据轴承直径、工作转速、接触锥角 α 、接触锥面长度和载荷等统筹兼顾。对于单个函数曲线油槽26不能满足润滑需要时,如低速大载荷轴承,为了保障润滑介质在曲线油槽内的加速流动,当曲线周期数太少不能满足摩擦表面正常所需的润滑要求时,可以采用加大函数曲线油槽26截面的方式或者采用两条相同的函数曲线油槽26的方式,这两条相同的函数曲线油槽相位上相差1/2个周期,即 180° ,在滑动轴承转动过程中两条曲线的接交汇点交替地与外圈径向供油孔14相连通。

[0064] 轴承外壁15上还开设有两个沿圆周方向延伸的密封圈凹槽11,两个密封圈凹槽11分别位于外圈中间供油槽13的两侧并且关于外圈中间供油槽13对称。在需要的时候可以在两个密封圈凹槽11内加装O型密封圈,从而防止润滑介质从外圈中间供油槽13内泄露。

[0065] 轴承外圈6的两个端面中较小的一个为外圈小端面7、另外一个端面为外圈大端面16,轴承内圈3的两个端面中较小的一个端面为内圈小端面21、另外一个端面为内圈大端面4,外圈小端面7和内圈大端面4之间以及外圈大端面16和内圈小端面21之间均留有端面间隙。端面间隙用做滑动摩擦面19的磨损自动补偿行程,端面间隙的宽度 L_1 小于等于内圈摩擦锥面29上固体超润滑涂层的厚度与外圈摩擦锥面上固体超润滑涂层厚度之和在滑动轴承轴向上的分量。当采用外圈大端面16定位时,内圈大端面4为预紧加载端面;当采用内圈大端面4定位时,外圈大端面16为预紧加载端面。由于本实例为外圈提供润滑介质,工作时轴承外圈6静止,轴承内圈3旋转,所以在应用时采用外圈大端面16作为预紧加载端面;预紧方式可以选用定压预紧或定位预紧,使内圈摩擦锥面29和外圈摩擦锥面始终处于完全吻合

状态。由于在超润滑状态下滑动摩擦面19的接触面积和正压力对摩擦系数的影响极小,所以为了确保滑动摩擦面19的完全吻合和摩擦锥面磨损后的自动补偿,需要适当增加轴向预紧力,如果固体超润滑涂层出现磨损,在轴向预紧力的作用下轴承内圈3和轴承外圈6相向运动,端面间隙的宽度 L_1 减小,内圈摩擦锥面29和外圈摩擦锥面继续保持完全贴合;采用锥面接触加轴向预紧力的设置,使接触表面在正常磨损范围内具有自动补偿功能,避免了轴承在安装和使用过程中因为游隙的变化造成回转精度的失效,从结构上保证了轴承在全寿命周期内回转精度的一致性。

[0066] 外圈大端面16上开设有一个外圈回油凹槽17,外圈回油凹槽17为环形槽且与外圈同轴,外圈回油凹槽17的深度大于等于端面间隙的宽度 L_1 。滑动轴承在安装后,内圈小端面21贴合在轴凸肩上,外圈大端面16与轴承座的定位凸肩或轴向预紧装置贴合,端面间隙既可以保证转动的内圈与静止不转的轴承座定位凸肩或轴向预紧装置之间留有间隙而不会产生相互接触,同时也确保了内圈小端面油槽泄油孔20不被遮挡,为润滑介质排出提供通道。因此在外圈大端面16上开设外圈回油凹槽17,使润滑介质能够先进入到外圈回油凹槽17中,然后顺利排出。具体的,内圈小端面21与外圈回油凹槽17的底部平齐或更低。此时,端面间隙的宽度 L_1 等于保障润滑介质顺利回油的最小回油通道间隙加最大摩擦锥面磨损自动补偿行程。

[0067] 轴承外圈6上均匀开设有若干个外圈泄油孔28,外圈泄油孔28的一端贯通外圈小端面7,外圈泄油孔28的另外一端贯通外圈回油凹槽17的底部,外圈回油凹槽17内的润滑介质可以沿外圈泄油孔28在外圈小端面7和外圈大端面16之间流动,这样可以保证轴承无论怎样安装和组配,都可以为润滑介质的排出和回流提供通道。

[0068] 外圈径向供油孔14贯通外圈摩擦锥面的一端处设置外圈径向供油孔倒角18,外圈径向供油孔倒角18的尺寸为 $0.5*0.5$ 毫米;在外圈大端面16和轴承外壁15的交界处以及外圈小端面7与轴承外壁15的交界处均设置外圈外倒角8,外圈外倒角8是半径 0.6 毫米的圆角;在内圈大端面4与轴承内壁22的交界处以及内圈小端面21与轴承内壁22的交界处均设置内圈内倒角2,内圈内倒角2是半径 0.6 毫米的圆角;在密封圈凹槽11的两个侧壁与轴承外壁15的两个交界处设置密封圈凹槽外倒角9,在密封圈凹槽11的两个侧壁与底部的两个交界处设置密封圈凹槽底倒角10;在外圈中间供油槽13的两个侧壁与轴承外壁15的两个交界处各设置有外圈中间供油槽外倒角12。这些倒角的设置,可以方便安装和防止划伤零件,而且倒角的尺寸能够满足大多数尺寸轴承的需要,如果是超大型轴承等特殊情况,倒角的尺寸可以根据实际需要进行调整。

[0069] 在实际安装时,本发明可以采用单个安装、两个滑动轴承背靠背安装或者两个滑动轴承面对面安装,也可以采用两个以上轴承的组配。轴承内孔1安装在回转轴径上。采用两个滑动轴承背靠背安装时,两个滑动轴承的内圈大端面4相互贴合,两个滑动轴承的外圈小端面7之间留有面对面组配间隙,其宽度为 L_2 ;采用两个滑动轴承面对面安装时,两个滑动轴承的外圈大端面16相互贴合,两个滑动轴承的内圈小端面21之间留有背对背组配间隙,其宽度为 L_3 ,并且有 $L_3=L_2=2\times L_1$ 。两个以上轴承组配安装时,要保证各外圈泄油孔28对正,以减小润滑介质流动阻力。

[0070] 实施例2:本实施例采用环下供油的方案,请参阅图16至25,该实施例提供一种环下供油稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,本实施例与实施例1的外圈供油相比,润滑油供油

位置不同,相应的带来结构的改变。

[0071] 一种环下供油稀油润滑单向推力圆锥滑动轴承,包括配合套装的轴承内圈3和轴承外圈6,轴承外圈6的外周面为轴承外壁15,轴承内圈3的中心处开设有轴承内孔,轴承内孔的内壁为轴承内壁22。轴承内圈3和轴承外圈6之间的滑动摩擦面19为圆锥面,具体的说滑动摩擦面19包括外圈摩擦锥面和内圈摩擦锥面,其中外圈摩擦锥面是轴承外圈6上与轴承内圈3相配合的面,内圈摩擦锥面是轴承内圈3上与轴承外圈6相配合的面。与滚动轴承相比,轴承外圈6和轴承内圈3直接接触,所以不需要增加密封件就可以有效防止异物侵入摩擦表面,避免了因为外来异物的侵入影响轴承的寿命。外圈摩擦锥面的母线倾角和内圈摩擦锥面的母线倾角相等并记为 α ,根据设计时所滑动轴承所需要承受的轴向力和径向力, α 满足条件 $10^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$ 。

[0072] 内圈摩擦锥面和外圈摩擦锥面上均设置有固体超润滑涂层。内圈摩擦锥面上还开设有函数曲线油槽26。轴承内孔的孔壁上开设有沿圆周方向延伸的环下供油槽30,环下供油槽30开设在轴承内壁22的中间位置。轴承内圈3上还开设有若干个径向延伸的内圈径向供油孔31,内圈径向供油孔31的一端与环下供油槽30连通,内圈径向供油孔31的另外一端贯通内圈摩擦锥面。环下供油槽30的截面呈U形或者矩形,也可以是其它的形状。内圈径向供油孔31的孔径与内圈摩擦锥面的母线长度、滑动轴承的工作转速、滑动轴承的设计载荷和润滑油的粘度均正相关。

[0073] 在使用时,在回转轴上固定套设一个过渡套,过渡套随回转轴同步转动,并且在过渡套上开设供油油路,然后将滑动轴承安装在过渡套上。轴承工作时,过渡套带动轴承内圈3转动,同时润滑油通过过渡套上的供油油路进入道环下供油槽30内,在离心作用下,润滑油在环下供油槽30内流动并且均布。之后润滑油通过内圈径向供油孔31向内圈摩擦锥面流动,当润滑油到达内圈摩擦锥面形成油膜,对滑动摩擦面19进行润滑。同时,随着轴承内圈3的继续转动,内圈径向供油孔31与函数曲线油槽26连通,润滑油可以进入到函数曲线油槽26内流动,使油膜更加均匀并且油量充沛,最终完成对滑动轴承的环下润滑。本发明通过固体超润滑涂层与环下润滑配合,实现轴承外圈6和轴承内圈3之间的超润滑,从而大幅提高滑动轴承的性能以及使用寿命。

[0074] 轴承内圈3的较小的一个端面为内圈小端面21,轴承内圈3的较大的一个端面为内圈大端面4,轴承外圈6的较小的一个端面为外圈小端面7,轴承外圈6的较大的一个端面为外圈大端面16,在滑动轴承的轴向上,内圈小端面21与外圈大端面16之间以及内圈大端面4与外圈小端面7之间均留有端面间隙。端面间隙的宽度为 L_1 ,端面间隙既可以保证转动的内圈与静止不转的轴承座定位凸肩或轴向预紧装置之间留有间隙而不会产生相互接触,同时也确保了内圈小端面油槽泄油孔20不被遮挡,为润滑油排出提供通道。

[0075] 本实施例中,所述函数曲线油槽26的形状与设置方式与实施例1相同,滑动轴承工作过程中,在滑动摩擦面19上产生的磨屑能够被函数曲线油槽26内的润滑油粘附走并随润滑油在函数曲线油槽26内流动,最终从内圈小端面油槽泄油孔20和内圈大端面油槽泄油孔27排出,避免磨屑在滑动摩擦面19上滞留造成固体超润滑涂层磨损和发热,润滑油在排出的时候还能够将轴承外圈6与轴承内圈3摩擦产生的热量带走,实现降温的目的,保证滑动轴承工作稳定。

[0076] 本实施例中,函数曲线油槽26上还开设有若干个进油孔33,进油孔33开设在函数曲线油槽26上从波谷到波峰部分的中点上,进油孔33为圆孔,是在函数曲线油槽26的两个侧壁上开设出两个圆弧形凹槽后形成的,因此进油孔33的孔径大于函数曲线油槽26的宽度。在轴承内圈3转动的过程中,进油孔33交替地与内圈径向供油孔31配合将环下供油槽30与函数曲线油槽26连通起来,从而使环下润滑槽30内的润滑油通过内圈径向供油孔31流入到函数曲线油槽26内。

[0077] 与实施例1相同,本实施例的轴承外圈6也采用同样的方式设置相同作用的外圈泄油孔28。

[0078] 本实施例的滑动轴承也可以组配成双列进行使用。具体的组配方式包括背对背组配和面对面组配。

[0079] 如图24所示,在面对面的组配方式中,两个滑动轴承的轴承外圈6之间因为端面间隙的存在,形成宽度为 L_2 的组配间隙, $L_2=2L_1$,而两个滑动轴承的轴承内圈3的内圈大端面4直接接触。

[0080] 如图25所示,在背对背的组配方式中,两个滑动轴承的轴承内圈3的内圈小端面21相对设置,并且额外增加宽度为 L_3 的组配间隙, $L_3=2L_1$,因为还存在两个端面间隙,因此两个内圈小端面21之间合计供油宽度为 $4L_1$ 的间隙,然后在两个轴承外圈1之间增加一个隔圈34,隔圈34的宽度为 $2L_1$,为润滑油排出通道。

[0081] 还需要说明的是,在本文中,诸如第一和第二等之类的关系术语仅仅用来将一个实体或者操作与另一个实体或操作区分开来,而不一定要求或者暗示这些实体或操作之间存在任何这种实际的关系或者顺序。而且,术语“包括”、“包含”或者其任何其他变体意在涵盖非排他性的包含,从而使得包括一系列要素的过程、方法、物品或者设备不仅包括那些要素,而且还包括没有明确列出的其他要素,或者是还包括为这种过程、方法、物品或者设备所固有的要素。在没有更多限制的情况下,由语句“包括一个……”限定的要素,并不排除在包括所述要素的过程、方法、物品或者设备中还存在另外的相同要素。

[0082] 上述实施例的公开,使本领域技术人员能够实现或使用本发明。对这些实施例的多种修改对本领域的专业技术人员来说将是显而易见的,本文中所定义的一般原理可以在不脱离本发明的精神或范围的情况下,在其它实施例中实现。因此,本发明将不会被限制于本文所示的这些实施例,而是要符合与本文所公开的原理和新颖特点相一致的最宽的范围。

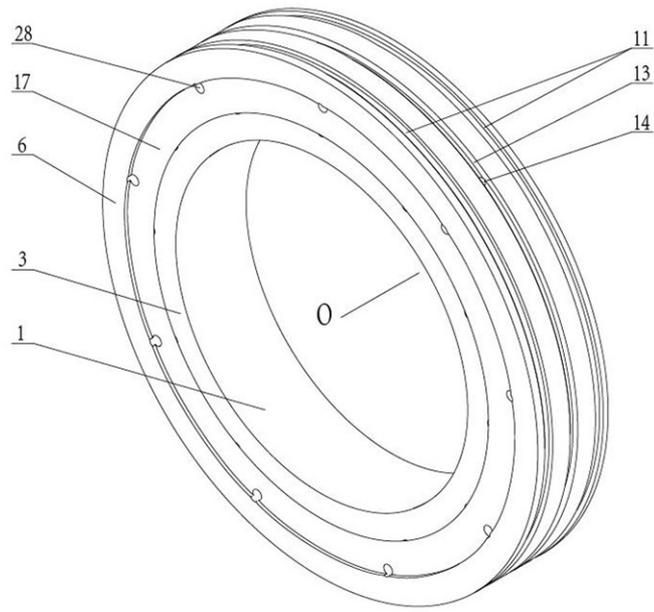


图1

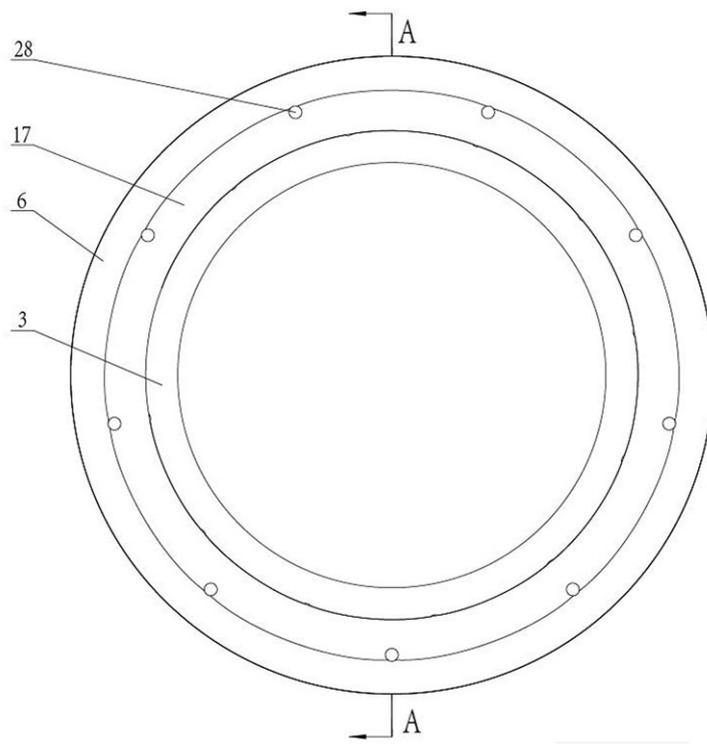


图2

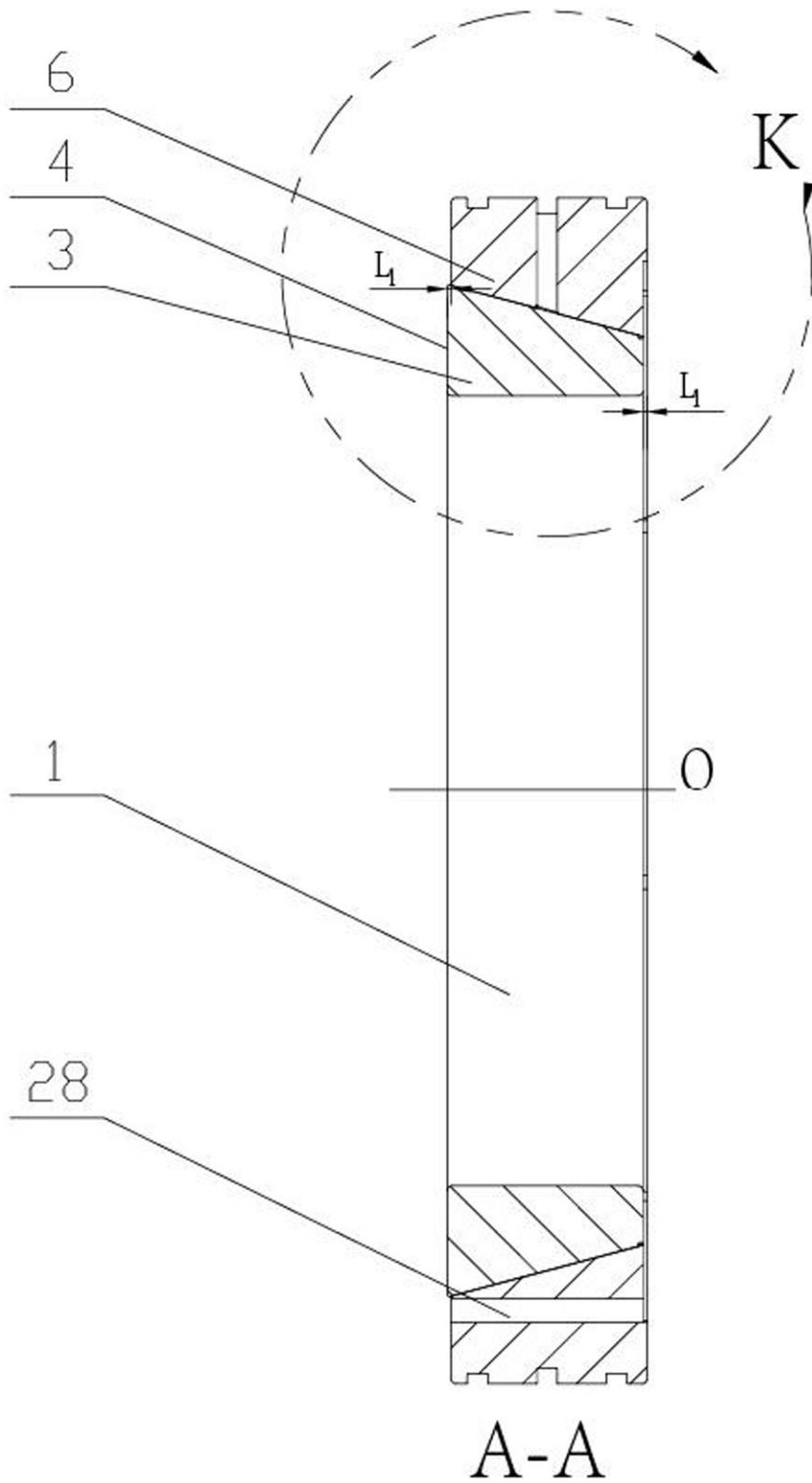


图3

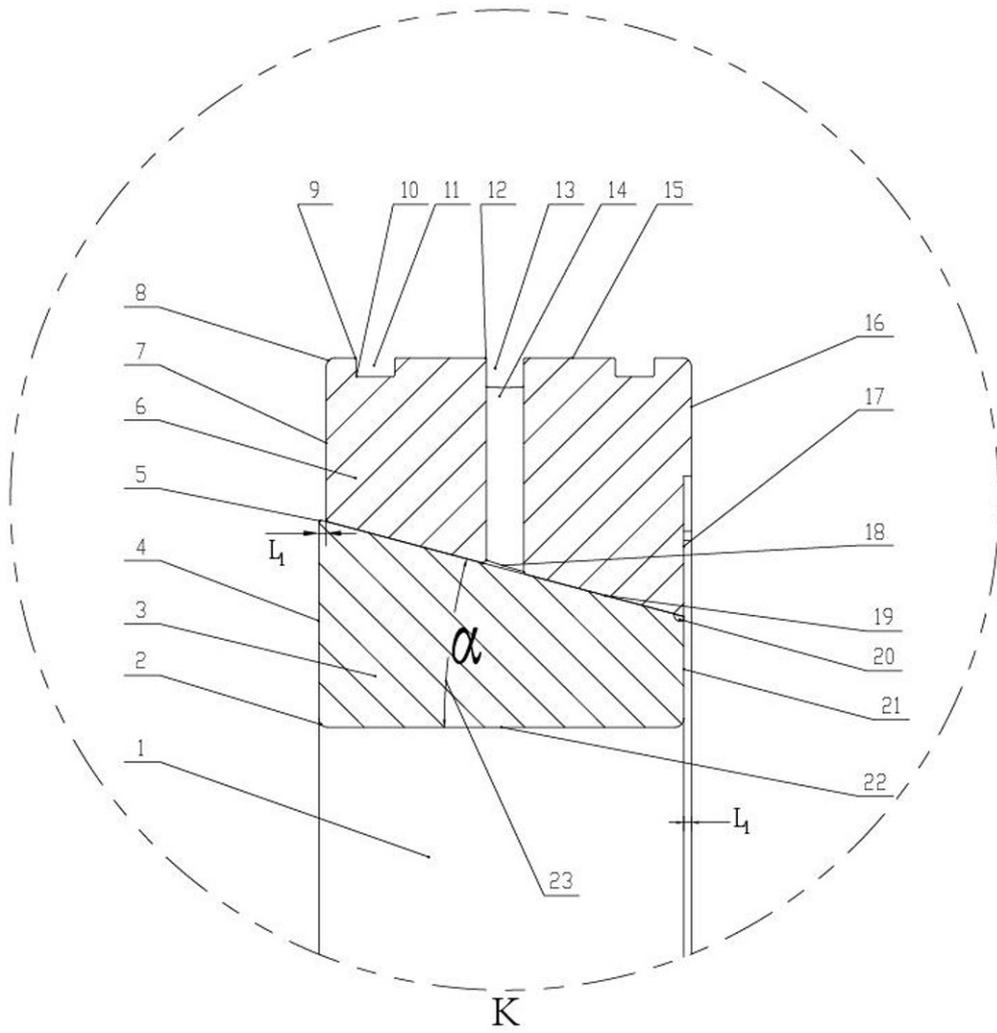


图4

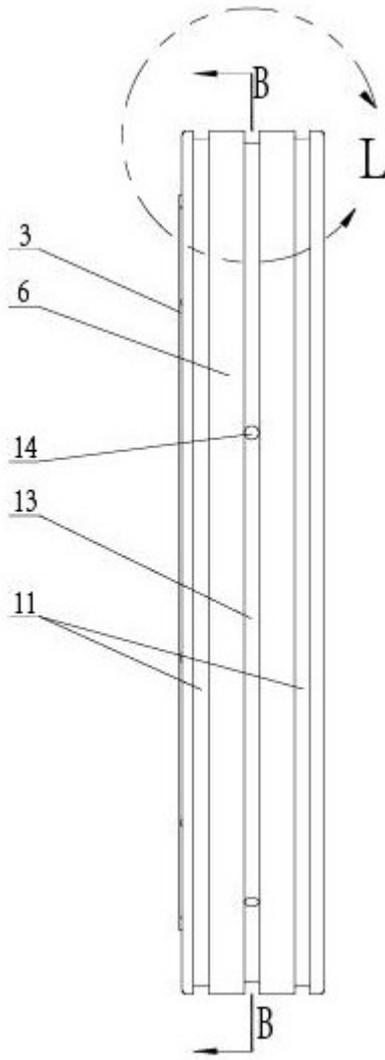


图5

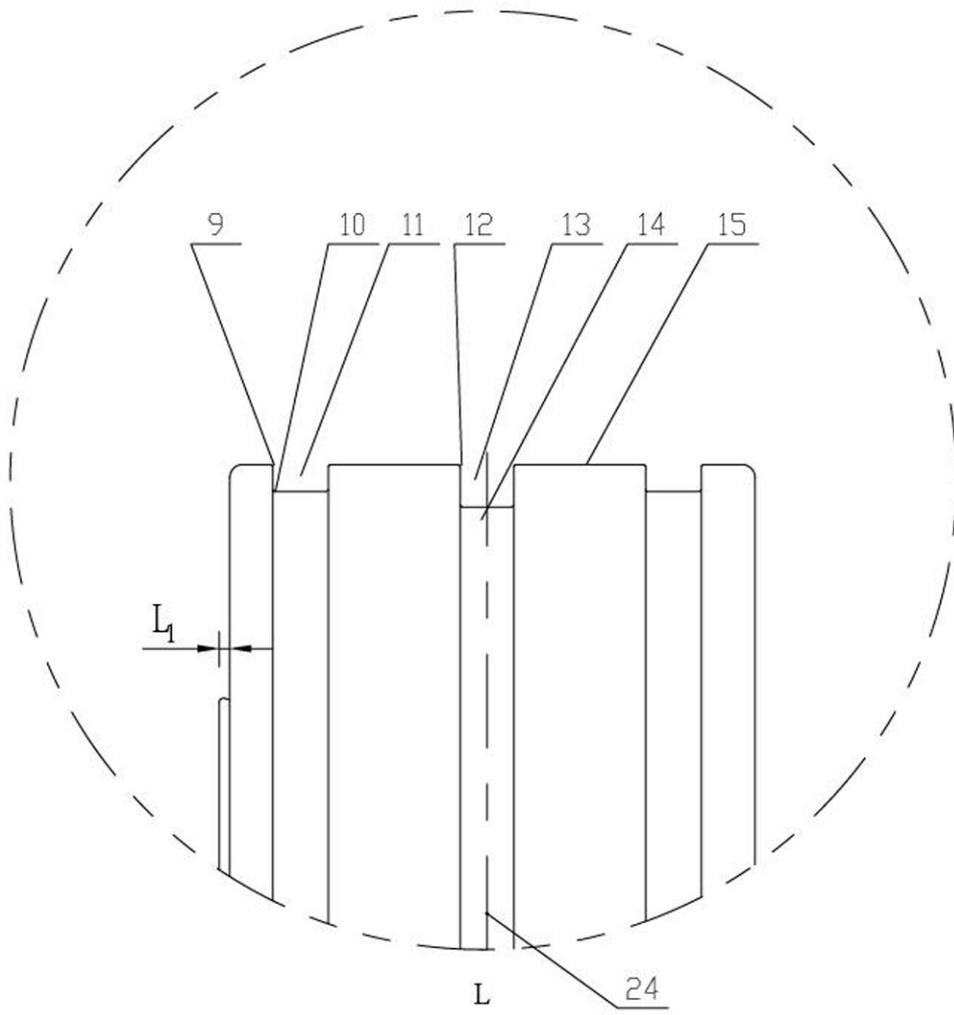


图6

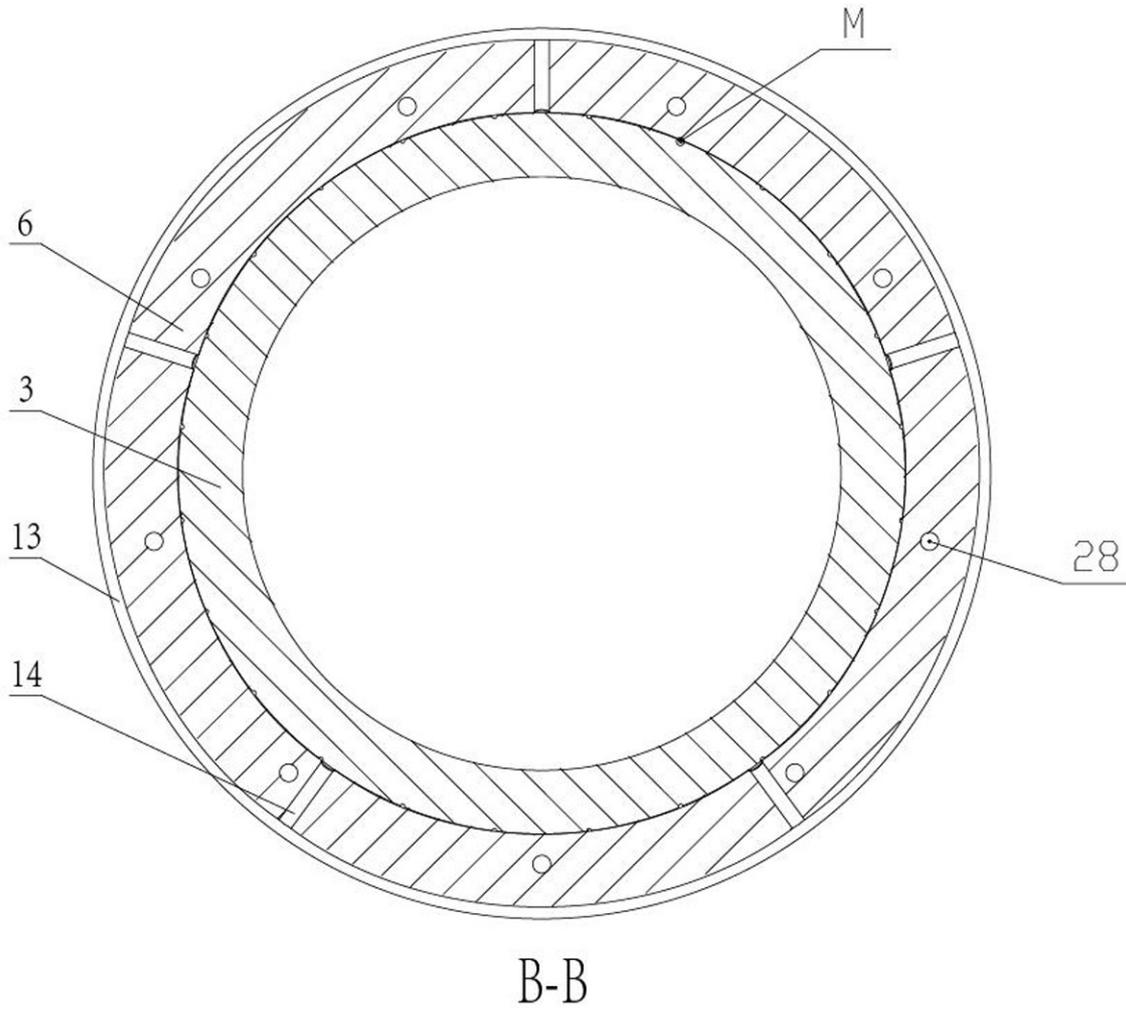


图7

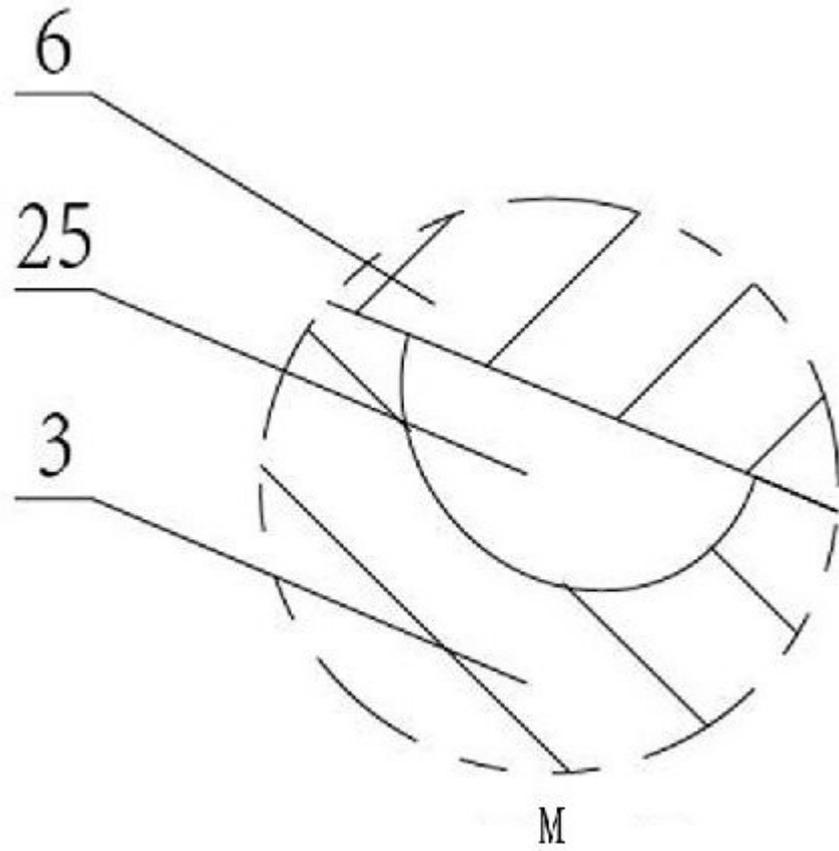


图8

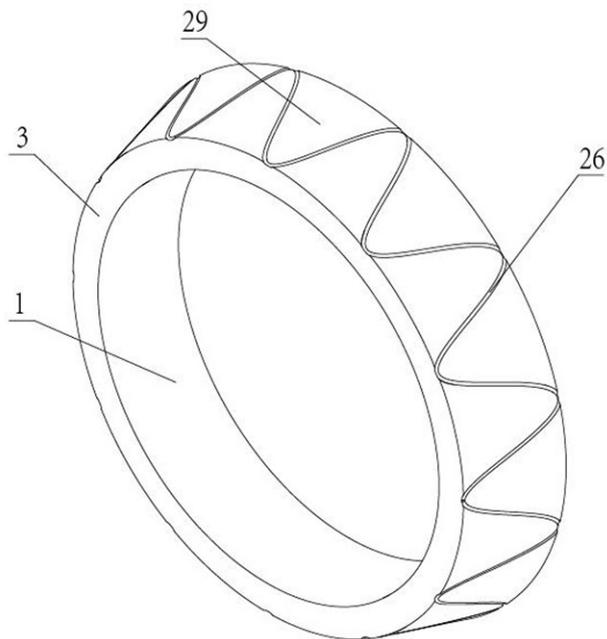


图9

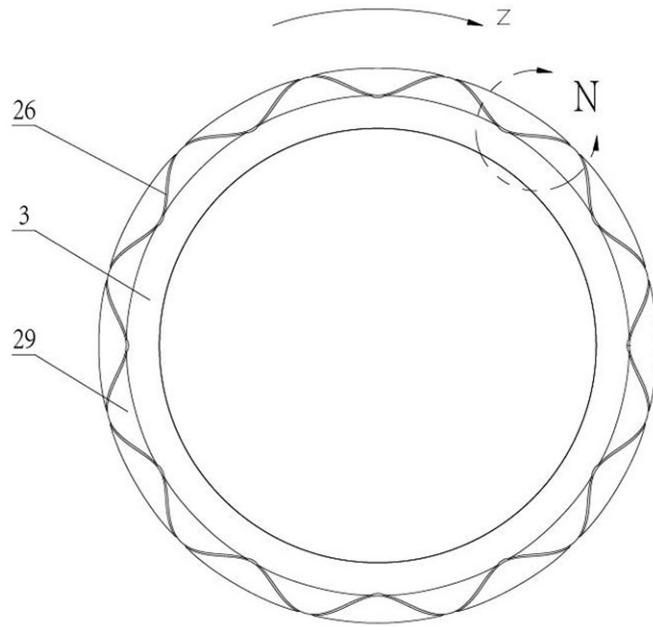


图10

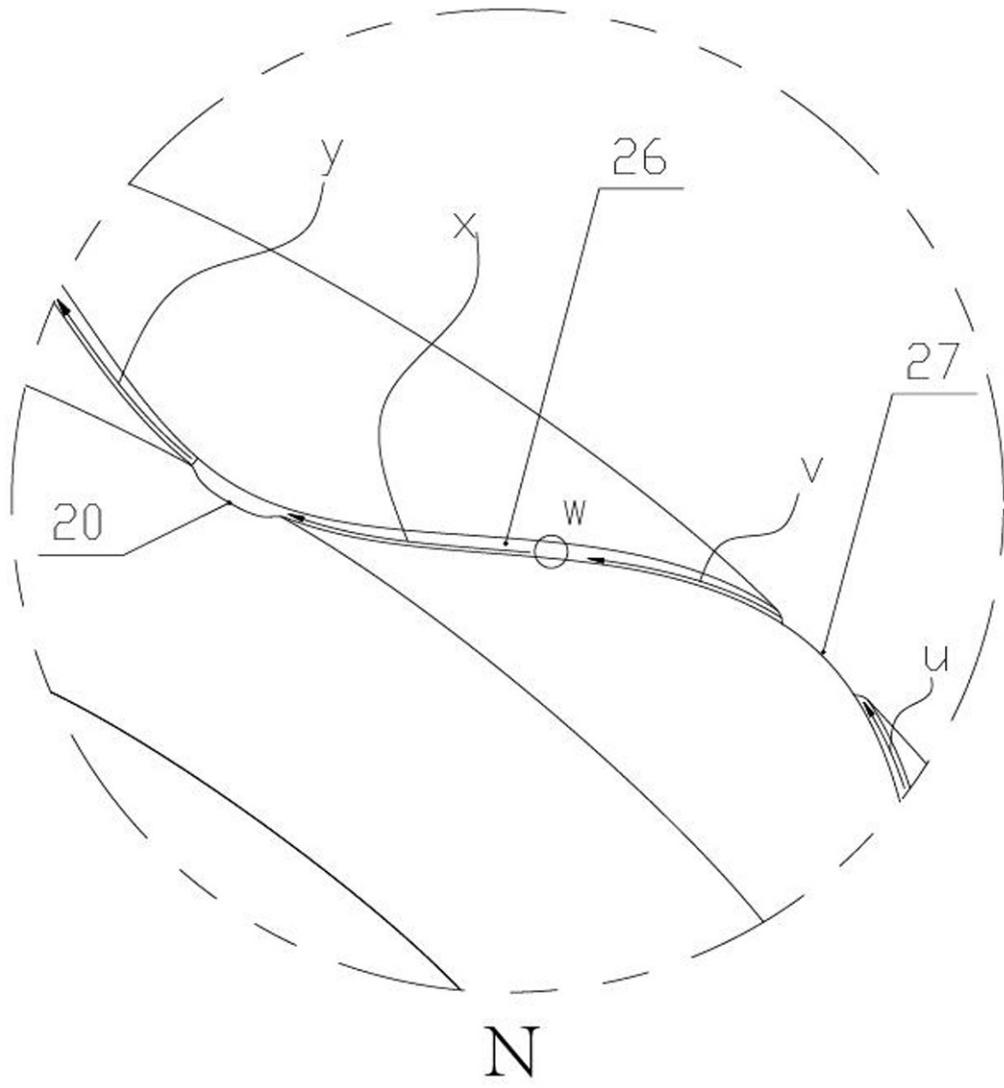


图11

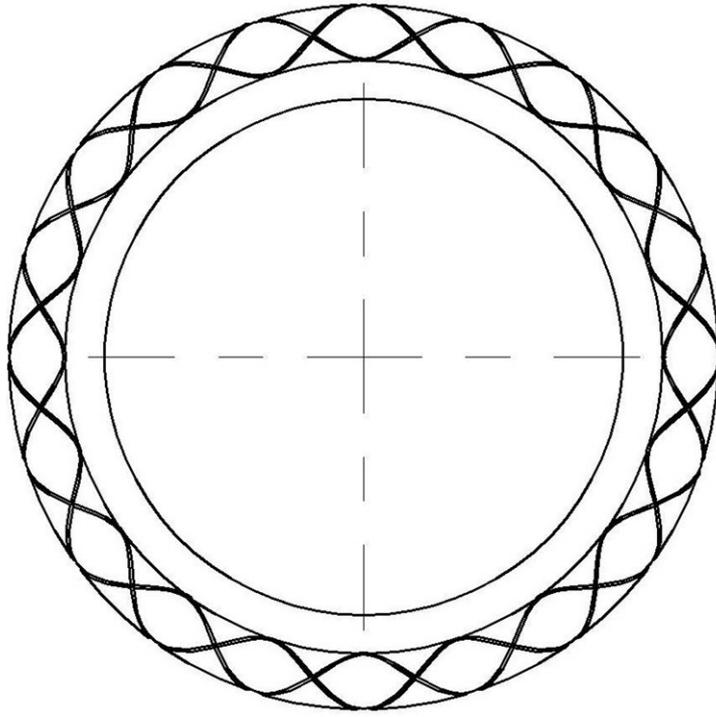


图12

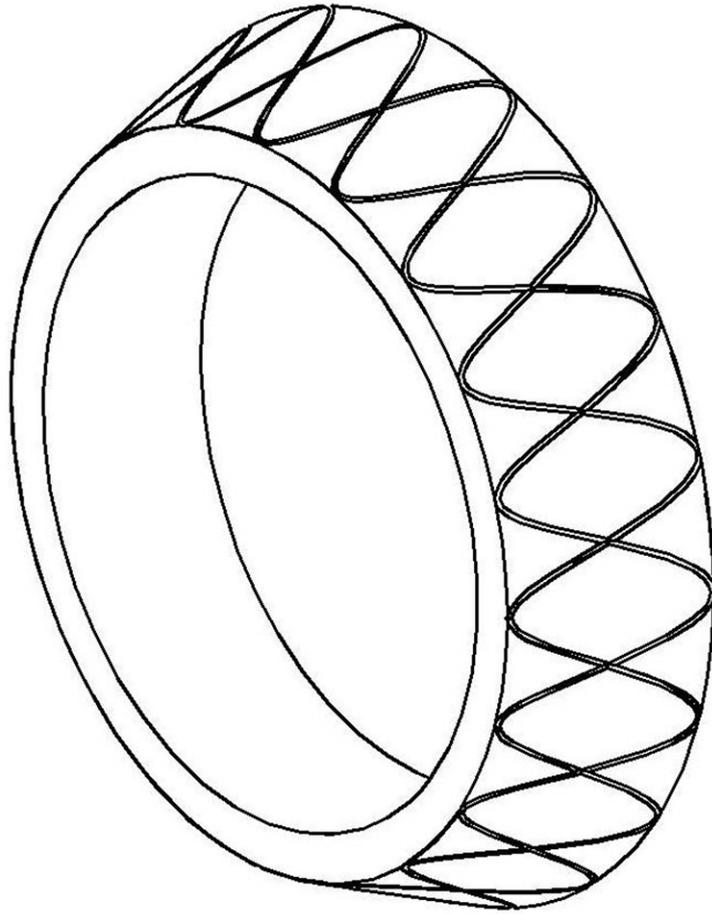


图13

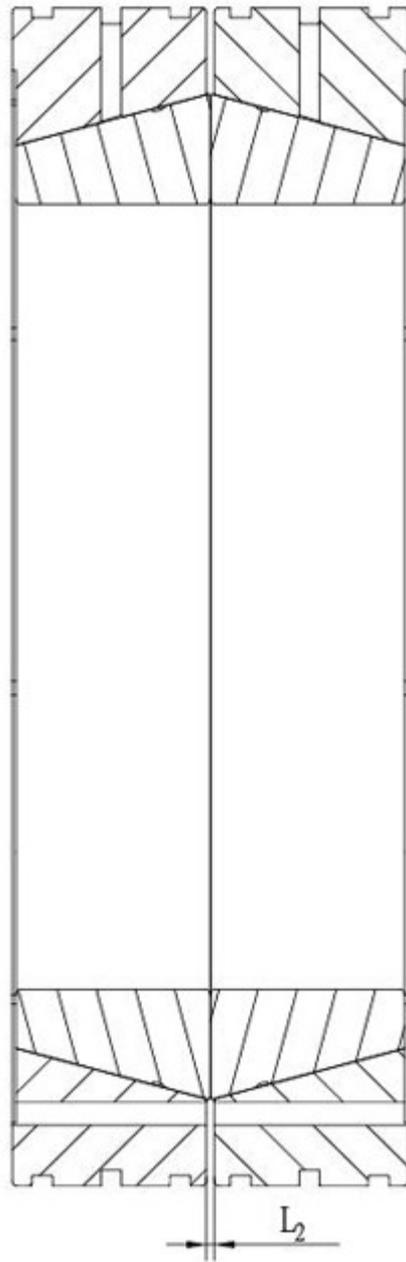


图14

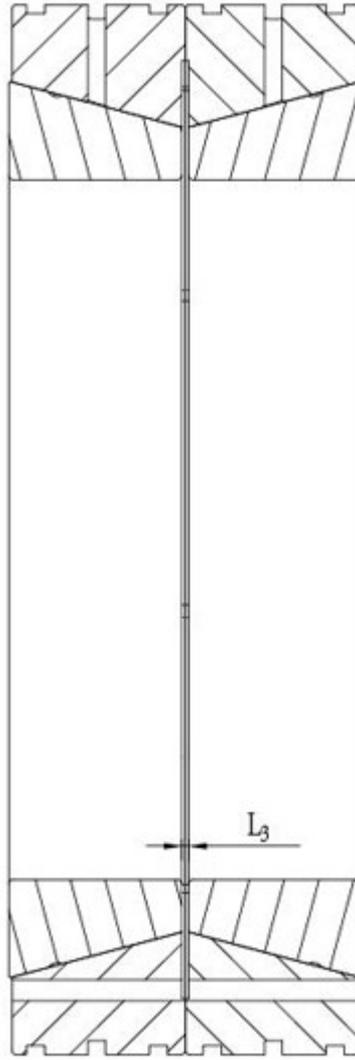


图15

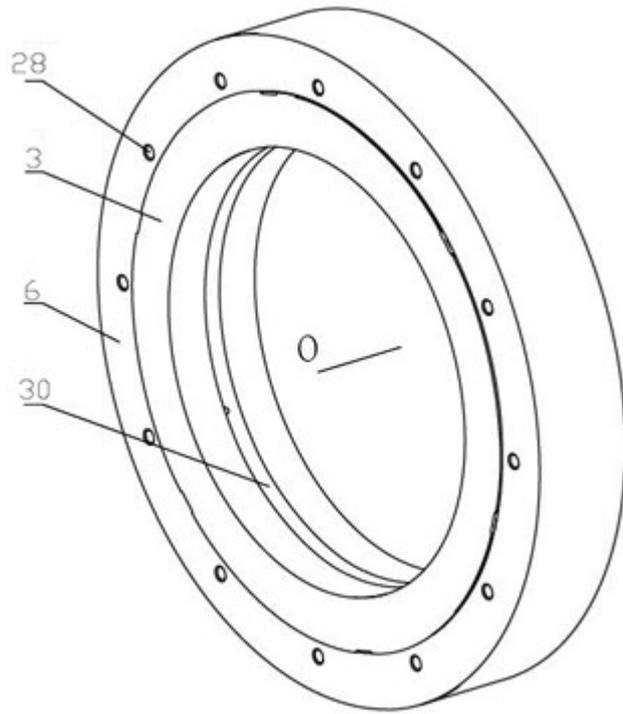


图16

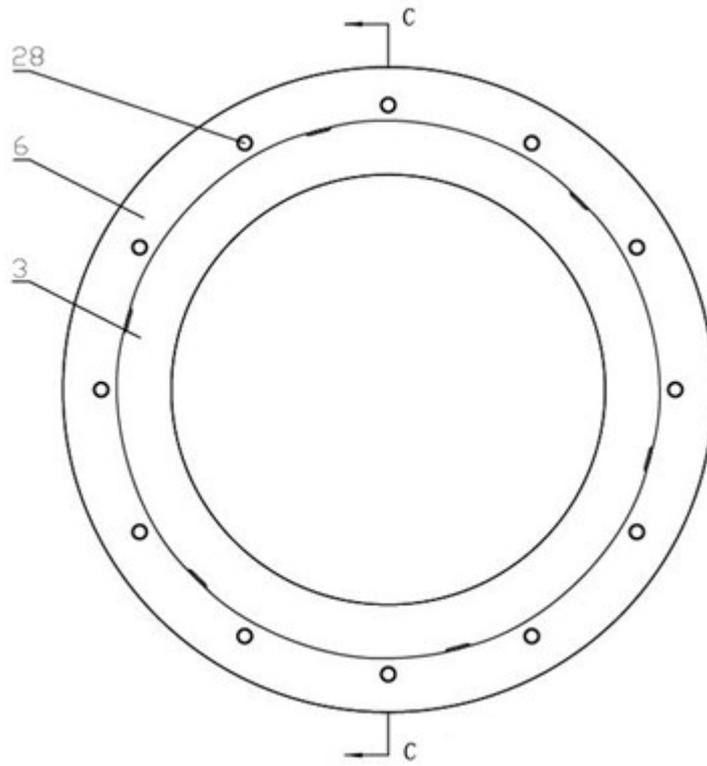


图17

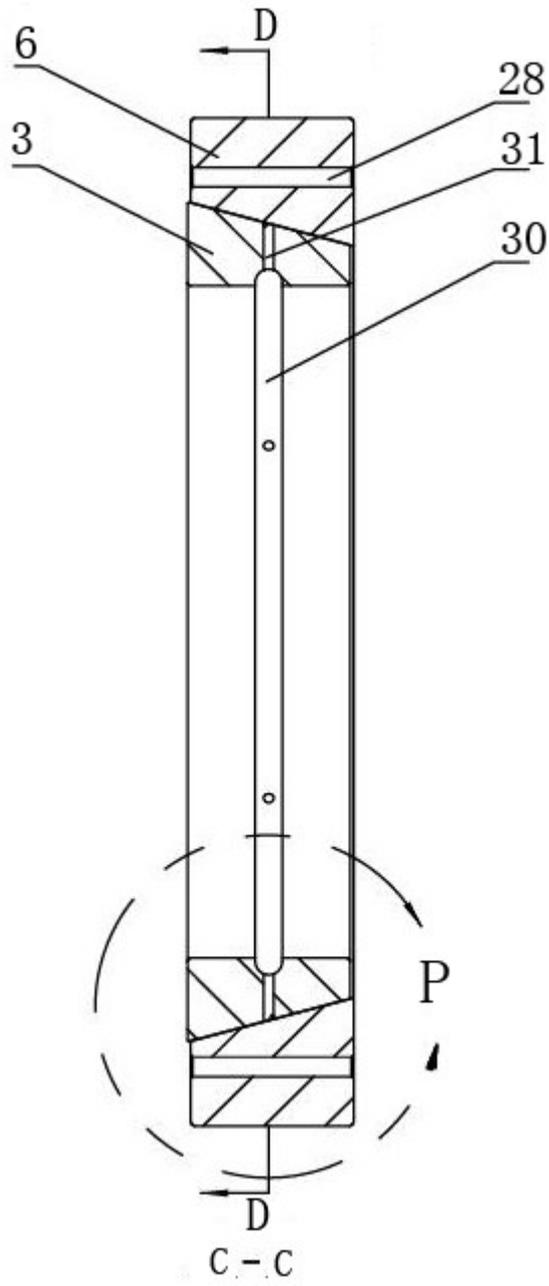


图18

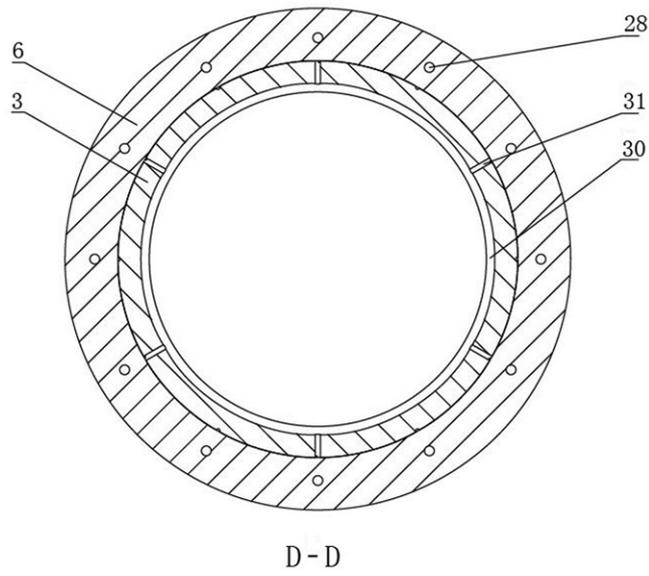


图19

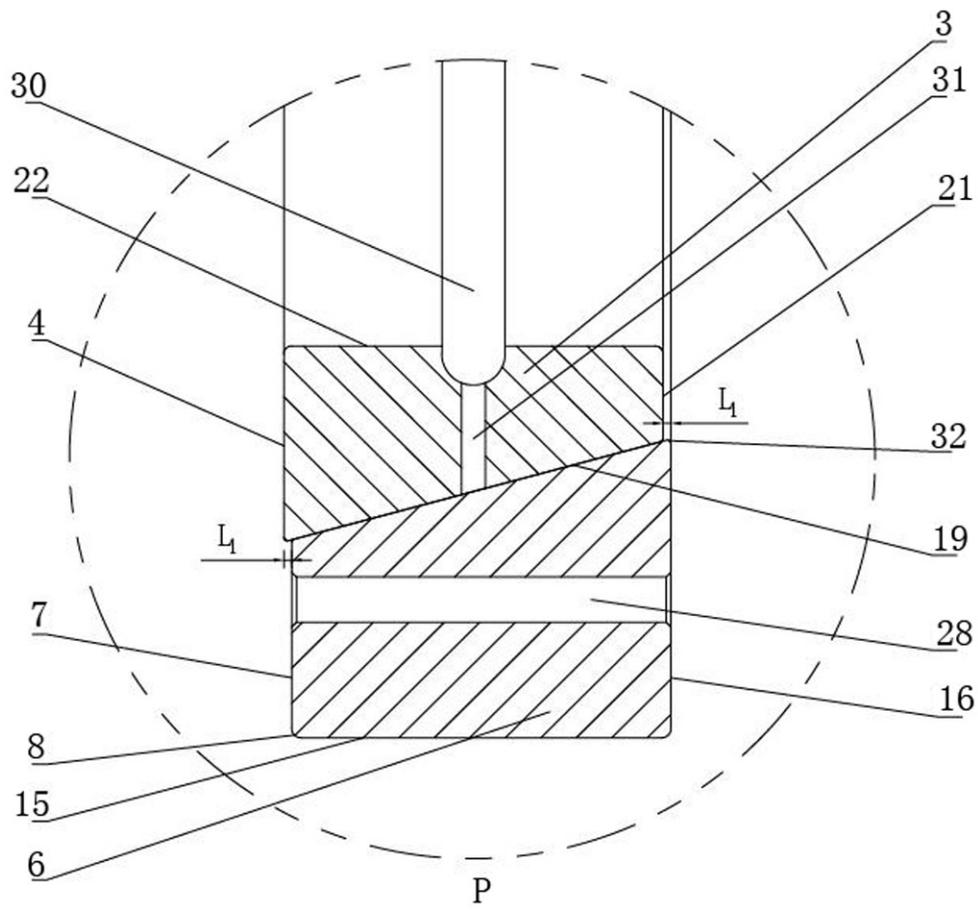


图20

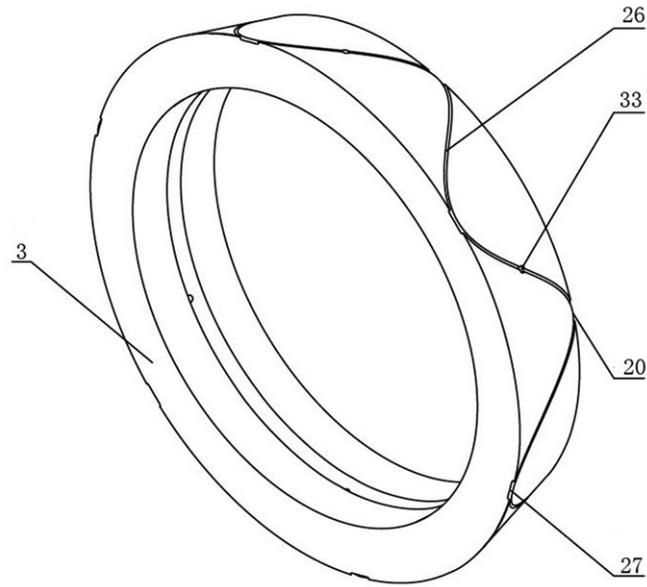


图21

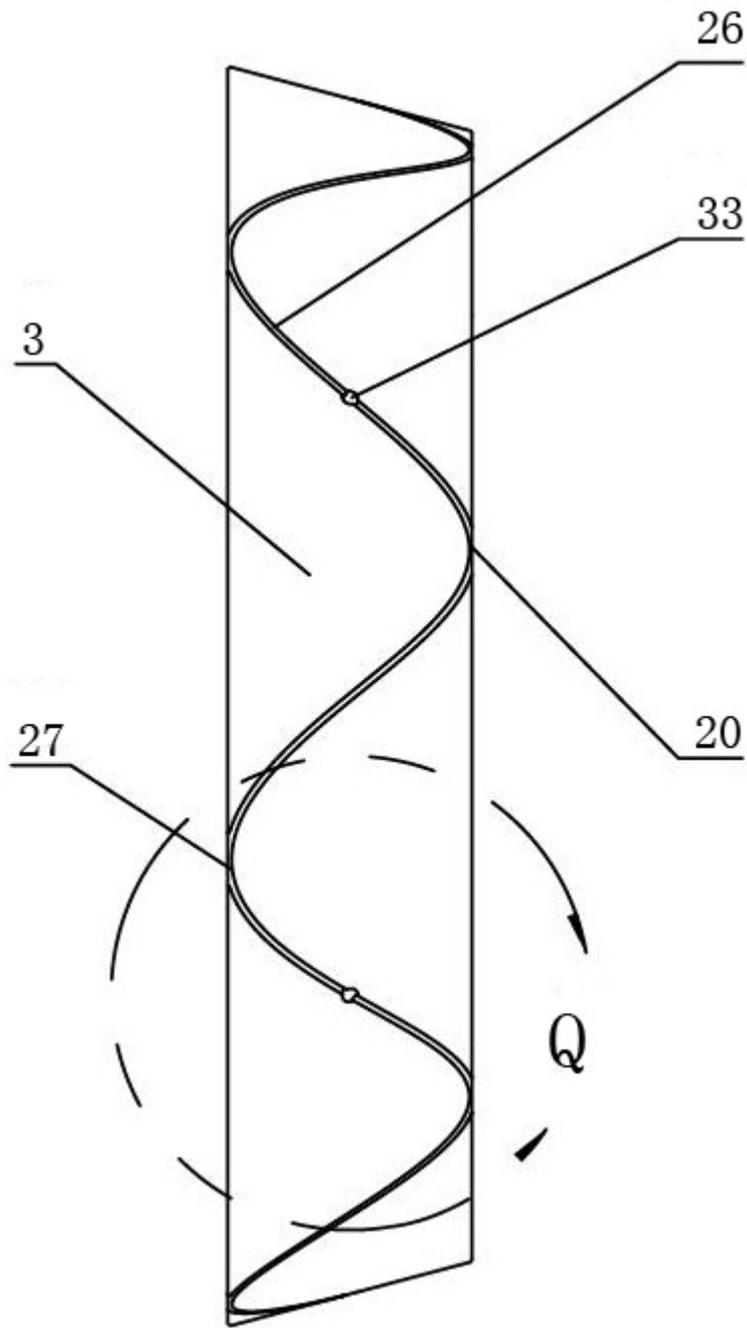


图22

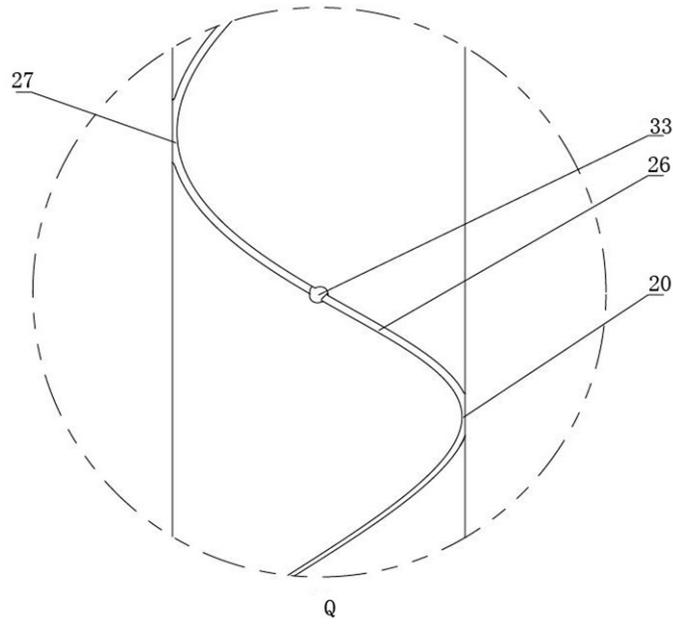


图23

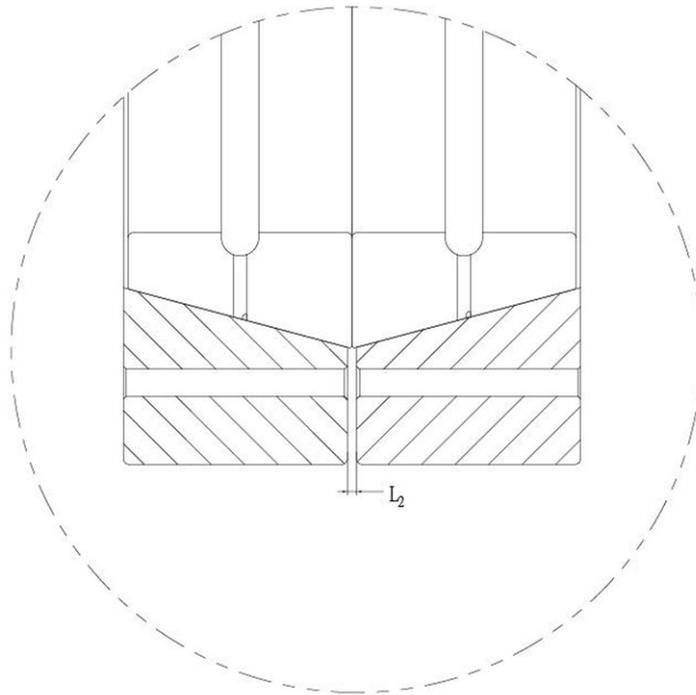


图24

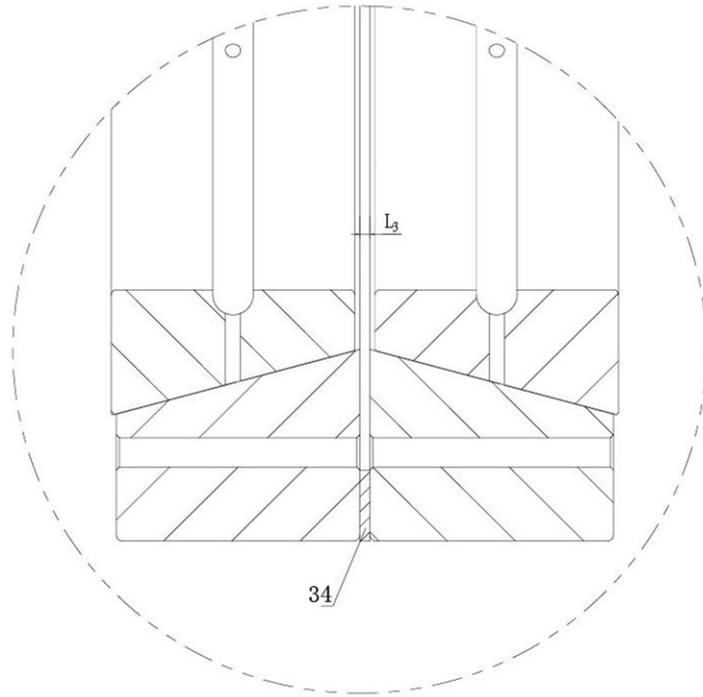


图25