



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 1942681 B

(45) 授权公告日 2011.05.18

(21) 申请号 200480042883.7

(22) 申请日 2004.05.18

(85) PCT申请进入国家阶段日

2006.10.27

(86) PCT申请的申请数据

PCT/EP2004/005313 2004.05.18

(87) PCT申请的公布数据

W02005/111445 EN 2005.11.24

(73) 专利权人 曼柴油机和涡轮公司, 德国曼柴油机和涡轮欧洲股份公司的联营公司

地址 丹麦哥本哈根

(72) 发明人 延斯·拉特曼

尼尔斯·亨里克·内伊高

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 王艳江 段斌

(51) Int. Cl.

F16C 33/10(2006.01)

F16C 5/00(2006.01)

(56) 对比文件

CN 86101841 A, 1986.10.22, 全文.

DE 2409572 A, 1975.08.28, 说明书第5-9页和附图1、2.

DE 3224916 A, 全文.

GB 2020783 A, 1979.11.21, 全文.

DE 2819936 B, 1979.10.31, 全文.

GB 1524757 A, 1978.09.13, 全文.

审查员 陈海英

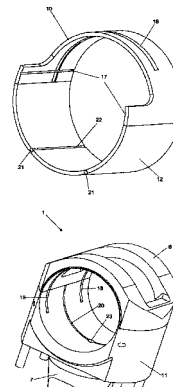
权利要求书 2 页 说明书 6 页 附图 14 页

(54) 发明名称

用于大型双冲程柴油发动机的十字头轴承

(57) 摘要

本发明公开了一种正尺寸的十字头轴承(1), 其具有带轴向孔(5)的十字头轴颈(4), 所述轴向孔通过柔性连接件容纳系统油。所述系统油分配到活塞、十字头和曲柄销轴承的轴承表面。至少两个轴向润滑槽(22)设置在下轴承表面内。所述两个轴向润滑槽(22)之间的轴承表面不中断也不扭曲。



1. 一种用于大型双冲程发动机的十字头轴承 (1), 所述轴承包括:
  - 与连接杆 (7) 一体的轴承座 (11);
  - 带有容纳在所述轴承座 (11) 内的单轴承表面的下轴承壳套 (12);
  - 设置在所述下轴承壳套 (12) 的轴承表面内的或设置在面对所述下轴承壳套 (12) 的十字头轴颈 (4) 的表面内的至少两个轴向润滑槽 (22) 或轴向成行的润滑开口;
  - 上轴承壳套 (10), 所述上轴承壳套 (10) 的轴承表面与下轴承壳套 (12) 上的轴承表面配合而形成容纳十字头轴颈 (4) 的轴承孔;
  - 固定至所述轴承座 (11) 的轴承盖 (6),所述轴承能够绕着十字头轴颈 (4) 旋转, 所述十字头轴颈形成有用于与加压润滑剂供应连通的第一轴向孔 (5), 并形成有至少一个径向孔 (15), 所述径向孔与所述第一轴向孔 (5) 会合并大致横向地延伸到与所述轴承盖 (6) 相关联的十字头轴颈的表面, 并且设置成在运转中在所述连接杆 (7) 的枢转运动的至少某些部分期间与延伸到所述下轴承壳套 (12) 内的轴向润滑槽 (22) 或轴向成行的润滑开口的至少一个流动路径 (16、18、19、20、20'、21) 连通,  
从而, 所述流动路径 (16、18、19、20、20'、21) 沿着其整个长度从所述第一轴向孔 (5) 的开口延伸到所述轴向润滑槽 (22) 或轴向成行的润滑开口并大致邻近所述轴承表面和 / 或大致邻近所述上或下轴承壳套的后侧。
2. 如权利要求 1 所述的十字头轴承, 其中所述流动路径 (16、18、19、20、20'、21) 包括从所述轴承盖 (6) 延伸到所述轴承座 (11) 内的至少一个第一周向槽 (18)。
3. 如权利要求 2 所述的十字头轴承, 其中所述径向孔 (15) 通入所述第一周向槽 (18)。
4. 如权利要求 2 所述的十字头轴承, 其中带有隔离的轴承表面的上轴承壳套 (10) 容纳在所述轴承盖 (6) 内, 从而所述径向孔 (15) 通向所述上轴承壳套 (10) 内的周向狭缝 (16), 并且所述周向狭缝至少部分地重叠所述第一周向槽 (18)。
5. 如权利要求 3 或 4 所述的十字头轴承, 其中所述轴承座 (11) 或所述下轴承壳套 (12) 的后侧设有两个对角地设置的槽 (20'), 所述对角地设置的槽将相应的第一周向槽 (18) 与大给油孔 (23) 连接起来, 并对所述轴向润滑槽 (22) 或轴向成行的润滑开口给油, 其中所述大给油孔与轴承座 (11) 中心的第二周向槽 (20) 相交。
6. 如权利要求 3 或 4 所述的十字头轴承, 其中所述轴承盖 (6) 或所述轴承座 (11) 设有至少一个第二轴向孔 (19), 所述第二轴向孔 (19) 与所述第一周向槽 (18) 和在所述轴承座 (11) 内延伸或在所述下轴承壳套 (12) 的后侧内延伸并最终进入所述轴承盖 (6) 的第二周向槽 (20) 两者相交, 所述第二周向槽 (20) 通向至少两个导向所述轴向润滑槽 (22) 或轴向成行的润滑开口的给油孔 (21), 并且与延伸穿过所述连接杆 (7) 用于为曲柄销轴承供应润滑油的大给油孔 (23) 相交。
7. 如权利要求 1 至 4 中任一项所述的十字头轴承, 其中所述轴承是正尺寸的。
8. 如权利要求 1 至 4 中任一项所述的十字头轴承, 其中所述轴承是负尺寸的。
9. 如权利要求 6 所述的十字头轴承, 其中第二轴向孔 (19) 以倾斜的角度从第一周向槽 (18) 延伸到第二周向槽 (20)。
10. 一种用于大型双冲程发动机的十字头轴承 (1), 所述轴承包括:
  - 与连接杆 (7) 一体的轴承座 (11);

带有容纳在所述轴承座 (11) 内的单轴承表面的下轴承壳套 (12) ;

固定至所述轴承座 (11) 的轴承盖 (6),

所述轴承能够绕着十字头轴颈 (4) 旋转,所述十字头轴颈形成有用于与加压润滑剂供应连通的第一轴向孔 (5),并形成有两个径向孔 (24),所述径向孔与所述第一轴向孔 (5) 会合并大致横向地延伸到与下轴承壳套 (12) 相关联的十字头轴颈的表面,并且设置成在运转中在连接杆 (7) 的枢转运动的至少某些部分期间与两排在下轴承壳套 (12) 内周向延伸的孔连通,或者与设置在下轴承壳套 (12) 内或十字头轴颈 (4) 内的两个周向狭缝 (25) 连通,所述周向狭缝 (25) 设置在所述轴承壳套的最低的部分的外侧并与设置在所述下轴承壳套 (12) 的轴承表面内或设置在面对所述下轴承壳套 (12) 的十字头轴颈 (4) 的轴承表面内的至少两个轴向润滑槽 (22) 相交,并且所述轴向润滑槽 (22) 切向上互相隔开并且所述轴承壳套的最下面部分设置在所述轴向润滑槽之间。

11. 如权利要求 10 所述的十字头轴承,其中在所述轴承座 (11) 内延伸的周向槽 (26) 设置在所述周向狭缝 (25) 的下方,所述周向槽 (26) 与纵向延伸通过所述连接杆 (7) 用于为曲柄销轴承供应润滑油的大给油孔 (23) 相交。

12. 如权利要求 10 或 11 所述的十字头轴承,其中所述轴承是正尺寸的。

13. 如权利要求 10 或 11 所述的十字头轴承,其中所述轴承是负尺寸的。

## 用于大型双冲程柴油发动机的十字头轴承

### 技术领域

[0001] 本发明涉及用于大型双冲程柴油发动机的十字头轴承,特别是涉及用于为十字头的轴承表面提供润滑油的结构。

### 背景技术

[0002] 十字头是重要的重载发动机构件,其在操作中必须非常可靠。因此,常规的十字头是相当重的运动机件,从而增加了对其它发动机部件的动态载荷。

[0003] EP 0199906 公开了一种用于大型双冲程柴油发动机的十字头轴承,其设计成通过连接至连接杆上部的润滑管路而由压力下供给的润滑油润滑。连接杆上部内的通道通向轴承壳套内的给油孔,给油孔通向在壳套的轴承表面内形成的润滑油包。润滑油包需要供应相当高压(即大约 12 巴)的润滑油。然而,大型双冲程柴油发动机的主要润滑油供应(系统油)以仅大约 3 巴的压力运行。因此,当使用润滑油包时,在通常的润滑油供应系统之外,需要专用的高压润滑油供应系统和泵。所述高压和低压系统从静态的发动机部分通过软管等连接至十字头,即需要带有两根管的柔性连接件。所述油包型轴承是负尺寸的(negatively dimensioned),即十字头销的半径小于轴承壳套的轴承表面的半径。这导致的游隙使得润滑油在燃烧循环的阶段中由 12 巴的供应压力从所述包压出,在所述的阶段中,轴承是低载荷或负载的。然而,负公差导致限制了有效轴承面积的最大可获得的径向延伸,因为十字头轴颈表面和轴承壳套表面分开并距有效轴承区给定的径向距离,这些表面之间的间隙太大而不允许形成轴承油膜。实践证明,有效轴承面积的径向延伸不能伸展超过 40°。使用润滑油包的另一缺点在于,由于低流动速度区域而导致的内在的聚集脏物的趋势。

[0004] 曼 B&W 柴油机 MC 系列船用柴油发动机使用十字头轴承,其设计成用通过连接至设置在十字头轴颈内的中心轴向孔的润滑管路供应润滑油。向上的径向孔导向活塞杆内的供应孔,所述供应孔为活塞供应润滑油以冷却所述活塞。向下指向的孔导向轴颈中的横向狭缝。所述横向狭缝通过下轴承壳套的轴承表面内的轴向润滑槽为下轴承表面供应润滑油。所述横向狭缝配合下轴承壳套内的大孔,所述大孔连接至纵向延伸用于为曲柄销轴承供应润滑油的给油孔。所述十字头轴颈内的中心轴向孔通过单软管被供应有来自润滑油系统的处于标准 3 巴压力的系统油,并且不需要专用的高压油供应。此种构造的十字头轴颈是正尺寸(positively dimensioned)的,即十字头轴颈的半径大于轴承壳套的轴承表面的半径。此种设计也称为嵌入式弧(embedded arc),因为其确保整个绕着十字头轴颈的圆周在壳套的轴承表面和轴颈表面之间有窄的间隙。从而,可以形成达到 120° 的有效轴承区域的径向延伸。

[0005] 轴承的最重载部分的中部内的大给油孔和横向狭缝的缺点在于中断了油膜,即轴向地分开所述油膜,这导致较高的峰值压力和较陡峭的压力梯度。

[0006] GB 1524757 和 GB 2020783 公开了带有两个分离的下轴承壳套并带有轴向润滑狭缝的十字头轴承,其中所述轴向润滑狭缝设置在轴承壳套的重载区域内。这些构造中的油

膜压力分布不是一个大弧,而是小弧的集合,因此当与带有单弧油膜压力分布的轴承相比时在相等载荷处的最大油压将高得多。

### 发明内容

[0007] 在此背景技术的基础上,本发明的目的在于提供一种在轴承的重载部分内具有大的有效轴承表面的十字头。

[0008] 该目的是根据本发明提供一种用于大型双冲程发动机的十字头轴承而实现的,所述轴承包括:与连接杆一体的轴承座、带有容纳在轴承座内的单轴承表面的下轴承壳套、设置在下轴承壳套的轴承表面内的或设置在朝着下轴承壳套的轴颈的表面内的至少两个轴向润滑槽或轴向成行的润滑开口、上轴承壳套,所述上轴承壳套的轴承表面与下轴承壳套上的轴承表面配合而形成容纳十字头轴颈的轴承孔、固定至轴承座的轴承盖,所述轴承可以绕着十字头轴颈旋转,所述轴颈形成有用于与压力润滑油供应连通的轴向孔,并形成有至少一个径向孔,所述径向孔与所述轴向孔会合并大致横向地延伸到与轴承盖配合的轴颈的表面,并且设置成在运转中在连接杆的枢转运动的至少某些部分期间与延伸到下轴承壳套内的轴向润滑槽或轴向成行的润滑开口的至少一个流动路径连通,从而,所述流动路径从所述轴向孔延伸到所述轴向润滑槽或成行的润滑开口并且大致邻近轴承表面和/或大致邻近上或下轴承壳套的后侧。

[0009] 所述流动路径包括至少一个从轴承盖延伸到座内的周向槽。

[0010] 所述轴承的重载部分内的轴承表面在大的角度上没有中断。轴承表面内的润滑槽的使用允许嵌入式弧设计。这两个特征的组合导致在轴承的重载部分内在大的区域内带有轴承油膜。轴承油膜内的低最大压力使得轴承的尺寸和重量可以减小,进而导致其它发动机部件上的较低的动态负载,例如小的端部对曲柄轴的平均主轴承压力具有正面影响。

[0011] 所述径向孔优选地通向轴承盖内或上轴承壳套内的周向狭缝,并且此狭缝至少部分地重叠所述周向槽。于是,润滑油能够从径向孔流入周向槽中。

[0012] 所述座能够设有与所述周向槽和在所述座内延伸的另一个周向槽两者均相交的轴向孔,所述座内周向槽通向至少两个给油孔,所述给油孔通向所述轴向润滑槽并与延伸通过连接杆用于为曲柄销轴承供应润滑油的给油孔相交。

[0013] 上述目的还根据本发明提供另一种用于大型双冲程发动机的十字头轴承而实现,所述轴承包括:与连接杆一体的轴承座、带有容纳在轴承座内的单轴承表面的下轴承壳套、固定至轴承座的轴承盖,所述轴承能够绕着十字头轴颈旋转,并形成有用于与压力润滑油供应连通的轴向孔,并形成有两个径向孔,所述径向孔与所述轴向孔会合并大致横向地延伸到与下轴承壳套相关联的轴颈的表面,并且设置成在运转中在连接杆的枢转运动的至少某些部分期间与两排在下轴承壳套内周向延伸的孔连通,或者与位于下轴承壳套内或轴颈内的两个周向狭缝连通,所述周向狭缝设置在所述轴承壳套的最低的部分的外侧并与设置在下轴承壳套的轴承表面内或面对下轴承壳套的轴颈的轴承表面内的至少两个轴向润滑槽相交,并且所述轴向润滑槽切向上互相隔开并且所述轴承壳套的最下面部分设置在所述轴向润滑槽之间。

[0014] 效果与第一种十字头轴承的描述相同。所述轴承的最重载部分内的轴承表面在大的角度上没有中断。轴承表面内的润滑槽的使用允许嵌入式弧设计。这两个特征的组合导

致在轴承的最重载部分内在大的区域内带有轴承油膜。轴承油膜内的低最大压力使得轴承的尺寸和重量可以减小,进而导致其它发动机部件上的较低的动态负载。

[0015] 优选地,在座内延伸的周向槽设置在周向狭缝之下,所述周向槽与纵向延伸通过连接杆的给油孔相交,用于对曲柄销轴承供应润滑油。

[0016] 根据本发明的十字头的进一步目的、特征、优点和特性通过下面的详细描述将变得清楚。

### 附图说明

[0017] 在本说明书下面的详细部分中,将参考附图所示的示例性实施方式对本发明进行更详细的说明,在所述附图中:

[0018] 图 1 是根据本发明的十字头的第一实施方式的立体横截面视图;

[0019] 图 2 是图 1 中十字头轴颈的详细透视图和剖视图;

[0020] 图 3 示出以立体剖视图详细示出上和下轴承壳套;

[0021] 图 4 是轴承盖和座的详细剖视图;

[0022] 图 5 是十字头的立体图,其中十字头轴颈和轴承壳套被去除以说明座中的槽和给油孔;

[0023] 图 6 示出根据第一实施方式的十字头轴承中油膜内的横向压力分布;

[0024] 图 7 示出根据第一实施方式的十字头轴承中油膜内的轴向压力分布;

[0025] 图 8 示出使用油包类型的现有技术十字头轴承中油膜内的横向压力分布;

[0026] 图 9 示出使用十字头轴颈中的油横向狭缝类型的现有技术十字头轴承中油膜内的横向压力分布;

[0027] 图 10 是根据本发明的十字头的第二实施方式的立体横截面图;

[0028] 图 11 是图 10 中十字头轴颈的详细剖视图;

[0029] 图 12 是上和下轴承壳套的详细立体图;

[0030] 图 13 是轴承盖和座的详细剖视图;

[0031] 图 14 是十字头的立体图,其中十字头轴颈和轴承壳套已经去除以示出座中的槽和给油孔;以及

[0032] 图 15 和 16 示出本发明的第三实施方式。

### 具体实施方式

[0033] 在图 1 中示出了根据第一实施方式的用于大型双冲程柴油发动机的十字头轴承 1。用液压紧固螺栓将活塞杆 2 连接至十字头轴颈 4,所述十字头轴颈 4 设有在其轴向末端封闭的轴向孔 5。带有用于活塞杆 2 的角形切口的整体 (one piece) 十字头轴承盖 6 通过由液压千斤顶紧固的螺栓 8 和螺母 9 固定至连接杆 7。轴承盖 6 设有与带有白合金的内轴承表面毗连的薄壁上钢制套壳 10。连接杆 7 设有整体式的保持薄壁下钢制壳套 12 的座 11,钢制壳套 12 与例如带白合金的内轴承表面毗连。在座 11 内的下壳套 12 有效地起到整体式的构件的作用,但是也可以由两个或多个紧密层叠在一起而形成连续的轴承表面的部分形成,即形成壳套的部分之间的过渡是紧密而齐平的。座 11 和轴承盖 6 一起形成十字头轴承壳。下壳套 12 上的轴承表面与上壳套 10 的轴承表面相配合而形成容纳十字头轴颈 4 的

轴承孔。轴承为正尺寸的,即十字头轴颈 4 的半径大于轴承壳套的半径,使得轴颈的表面和壳套的轴承表面可以彼此足够近,用于绕轴承的整个圆周上形成轴承油膜。该设计也称为嵌入式弧。

[0034] 十字头是锻钢式的,并设置有铸钢导块(未示出),所述铸钢导块沿着它们的跑合表面上的白合金排列。伸缩管(未示出)从位于汽缸架顶部处的系统油管线(未示出)向下朝着十字头延伸,并从伸缩管向下朝着用于油入口的托架(未示出)延伸,并安装在所述导块之一上。

[0035] 轴颈 4 内的轴向孔 5,如图 2 中所示,通过径向孔 28 和十字头内的未示出的槽和孔连接至伸缩管,并因而连接至以相对低的大约 3 巴的压力所供应的来自发动机润滑系统(系统油)的润滑油。然而,润滑系统和轴向孔 5 之间的连接不需要使用伸缩管,例如可以使用铰接管和/或现有技术中公知的软管。附加的径向孔 29 为导块提供润滑油。

[0036] 润滑油从轴向孔 5 通过向上指向中空活塞杆 2 的径向孔 13 流到活塞(未示出)用于冷却活塞。通过活塞杆 2 从活塞返回的油被容纳在两个向上的通向贮油槽的孔 14 内。

[0037] 四个径向孔 15(在向上指向的孔 14 的每侧有两个)将轴向孔 5 延伸至与轴承盖相关联的轴颈 4 的表面。

[0038] 如图 3 中所示,位于上壳套 10 的轴承表面内的两个轴向间隔开的周向槽 16 相对于径向孔 15 的开口设置,并容纳从后者流出的润滑油。在向上指向的径向孔 13 的每一侧上的上壳套 10 中设置一个周向槽 16。周向槽 16 延伸过上壳套 10 的整个跨度。周向槽 16 的中心部分深到足以在轴承壳套内形成通透狭缝,而周向槽 16 的末端是浅的并导向在下轴承壳套 12 的轴承表面内形成的轴向润滑槽 17。设置在周向槽 16 之后的两个轴向间隔开的周向槽 18,形成于轴承盖 6 和座 11 内(图 4 和 5)。润滑油通过周向槽 16 的中心部分流入相应的周向槽 18。

[0039] 也可以省略上轴承壳套。上轴承盖的表面在此情况下用作上轴承表面,并且润滑油直接从径向孔 15 流入周向槽 18 内。

[0040] 周向槽 18 跨过整个轴承盖 6 且周向槽 18 的末端伸入座 11 内。在座 11 内的周向槽 18 的末端与嵌入在座 11 内的轴向孔 19 相交。

[0041] 轴向孔 19 将两个轴向间隔开的周向槽 18 的末端连接至跨过整个座 11 的轴向中心周向槽 20。也可以将轴向孔 19 设置在轴承盖 6 内。于是,轴向间隔开的槽 18 将不需要延伸至座 11 内。代替地,轴向中心周向槽 20 将延伸至轴承盖 6 内以与轴向孔 19 相连接。可选地,孔 19 可以在轴向间隔开的槽 18 和中心周向槽 20 之间以倾斜的角度延伸从而桥接一定的周向距离,并且因而减少这些槽(未示出)中任一个的长度。

[0042] 周向槽 20 通向下轴承壳套 12 内的给油孔 21(图 3),给油孔 21 通向设置在下壳套 12 的轴承表面内的轴向润滑槽 22。优选地,如图所示,有两个轴向润滑槽,但是,取决于具体情况,可以有更多个,例如具有四个润滑槽。从轴向孔 19 流入周向槽 20 内的润滑油的小部分通过给油孔 21 进入轴向润滑槽 22。润滑槽 22 内的大部分油被从其末端压出并被容纳在贮油槽(未示出)内。流经轴向润滑槽 22 的润滑油的一部分被横向压出并帮助形成油膜,所述油膜承载轴颈 4 且实质上防止轴颈表面和下壳套 12 的轴承表面之间的任何直接接触,并提供润滑。

[0043] 从轴向孔 19 流入周向槽 20 内的润滑油的大部分不会进入给油孔 21,而是进一步

流至大给油孔 23, 大给油孔 23 与座 11 中心内周向槽 20 相交, 并纵向延伸经过连接杆 7 用于对曲柄销轴承 (未示出) 供应润滑油。

[0044] 轴向润滑槽 22 在所有描述的实施方式中能够由轴承表面内的一排开口 (未示出) 代替, 在开口下带有在轴承壳套 12 后侧内或在座 11 内的轴向给油通道。

[0045] 因此, 从轴向孔 5 的开口至轴向润滑槽 22 或轴向成行的润滑开口的流动路径大致是邻近轴承表面或沿着任一轴承壳套的后侧延伸的所有路线。尽管轴向孔 19 形成在所述座内, 但是流动路径的该部分还是被看作大致上邻近轴承壳套的后侧。

[0046] 图 6 示出根据第一实施方式的十字头轴承内的轴承油膜的径向压力分布, 所述压力分布具有宽的基部以及单峰, 带有相对低的最大幅值; 而图 8 示出带有润滑油包的现有技术构造的对应径向压力分布, 所述压力分布具有窄的基部和明显较高的最大幅值。

[0047] 图 7 示出轴承油膜的轴向压力分布, 其具有宽的基部以及单峰, 带有相对低的最大幅值; 而图 9 示出在十字头轴颈内带有横向狭缝的现有技术构造的对应径向压力分布, 所述压力分布具有两个分离的峰, 所述峰具有明显较高的最大幅值。

[0048] 如图 1 和 3 所示, 轴向润滑槽 22 设置在重载轴承部分的边界区域。润滑槽 22 的角距离能够达到  $120^\circ$ 。这导致十字头轴承在轴承的重载部分带有的有效轴承区域明显大于具有润滑油包的十字头轴承所可能带有的有效轴承区域, 这是由于此类型轴承的负尺寸 (negative dimensioning)。所述负尺寸将轴承重载部分内的轴承油膜的最大径向延伸限制在大约  $40^\circ$ 。

[0049] 图 10 示出十字头轴承 1 的第二实施方式。活塞杆 2 通过液压紧固螺栓 (未示出) 连接至设有轴向孔 5 的十字头轴颈 4。带有用于活塞杆 2 的角形切口的整体式十字头轴承盖 6 通过由液压千斤顶紧固的螺栓和螺母 9 固定至连接杆 7。轴承盖 6 设有薄壁上钢制套壳 10, 所述钢制套壳 10 与带白合金的内轴承表面毗邻。连接杆 7 设有支承薄壁下钢制壳套 12 整体式的座 11, 钢制壳套 12 与带白合金的内轴承表面毗邻。下壳套 12 在座 11 内有效地用作整体式的构件, 但是也可以由两个或多个紧密层叠在一起而形成连续的轴承表面的部分形成, 即形成壳套的部分之间的过渡是紧密而齐平的。座 11 和轴承盖 6 一起形成十字头轴承壳。下壳套 12 上的轴承表面与上壳套 10 的轴承表面相配合而形成容置轴颈 4 的轴承孔。轴承为正尺寸的, 即十字头轴颈 4 的半径大于轴承壳套的半径, 使得轴颈的表面和壳套的轴承表面可以彼此足够近, 用于绕轴承的整个圆周形成轴承油膜。该设计也称为嵌入式弧。

[0050] 十字头是锻钢式的, 并设有铸钢导块 (未示出), 铸钢导块沿着其跑合表面上的白合金排列。伸缩管 (未示出) 从位于汽缸架顶部处的系统油管 (未示出) 向下朝着十字头延伸, 并从伸缩管向下朝着用于油入口的托架 (未示出) 延伸, 并安装在所述导块之一上。

[0051] 轴颈 4 内的轴向孔 5, 如图 11 中所示, 通过径向孔 28 和十字头内的未示出槽和孔连接至伸缩管, 并因而连接至以相对低的大约 3 巴的压力所供应的来自发动机润滑系统 (系统油) 的润滑油。然而, 润滑系统和轴向孔 5 之间的连接不需要通过伸缩管形成, 例如可以使用铰接管和 / 或现有技术中公知的软管。附加的径向孔 29 为导块提供润滑油。

[0052] 润滑油从轴向孔 5 通过向上指向中空活塞杆 2 的径向孔 13 流到活塞 (未示出) 用于冷却活塞。通过活塞杆 2 从活塞返回的油被容纳在两个向上的孔 14 内。从孔 14 将油引导到贮油槽 (未示出)。

[0053] 两个对角向下的孔 24 从轴向孔 5 延伸到与下轴承壳套 12 相关联的轴颈 4 的表面。

[0054] 如图 12 中所示,两个轴向中心周向狭缝 25 设置在下壳套 12 的轴承表面内,每个轴向中心周向狭缝 25 与每个径向孔 24 的开口相对,并且容纳流出径向孔 24 开口的润滑油。周向狭缝 25 从下轴承壳套 12 的上边缘向下朝着两个轴向润滑槽 22 中相应的一个延伸。一部分润滑油通过周向狭缝 25 流入轴向润滑槽 22 内。可选地,周向狭缝 25 可以位于仅在下轴承壳套的下方的座 11 内,而下轴承壳套设有将座 11 内的狭缝 25 连接至对角向下的孔 24 的孔隙(未示出)。

[0055] 从径向孔 24 流入径向狭缝 25 内的润滑油的小部分进入轴向润滑槽 22。润滑槽 22 内的大部分油从其末端压出并被容纳在贮油槽(未示出)内。流经轴向润滑槽 22 的润滑油的一部分被横向压出并帮助形成油膜,所述油膜承载轴颈 4 且实质上防止轴颈表面和下壳套 12 的轴承表面之间的直接接触,并提供润滑。优选地,如图所示,有两个轴向润滑槽 22,但是,取决于具体情况可以有更多个润滑槽,例如具有四个润滑槽,两个轴向润滑槽与每个周向狭缝 25 相交。

[0056] 如图 13 和 14 中所示,座 11 设有跨过整个座 11 的轴向中心周向槽 26。周向槽 26 具有变化的宽度并设置在周向狭缝 25 之下。通向周向狭缝 25 的那部分周向槽 26 比径向中心部分宽。从径向孔 24 流入周向狭缝 25 内的润滑油的大部分不会进入润滑槽 22,而是经过周向槽 26 流入大给油孔 23,大给油孔 23 与周向槽 26 的中心部分相交并纵向地延伸经过连接杆 7,用于为曲柄销轴承(未示出)供应润滑油。

[0057] 根据第二实施方式的轴承油膜的压力分布大致上与由图 6 和图 8 示出的分布相同。在第二实施方式中可获得的轴承油膜径向延伸也达到  $120^\circ$ 。

[0058] 图 15 和 16 示出本发明的第三实施方式。第三实施方式与第一实施方式类似,在十字头轴颈中设有向上的通道 15,所述通道 15 通过狭缝 16 将润滑油引导到轴承盖 6 内的轴向间隔开的槽 18。轴向间隔开的槽 18 如图所示在座内或在轴承盖内与两个对角地设置在座 11 内的两个槽 20' 相交。槽 20' 与座中心内的大给油孔 23 相交。对角线槽 20' 通向在各轴向润滑槽 22 内的两个轴向间隔开的给油孔 21,以对下轴承表面供应润滑油。

[0059] 根据另一实施方式(未示出),轴向润滑槽 22 能够设置在轴颈 4 内。轴颈内的轴向润滑槽 22 可以通过从径向孔 24 的开口沿着轴承表面朝着轴颈 4 内的轴向润滑槽 22 延伸的周向槽而被给油。所述周向槽可以容纳在轴颈表面内或者在下轴承壳套的表面内。

[0060] 对于所有描述的实施方式,轴向润滑槽 22 能够由下轴承壳套 12 内的一排间隔开的润滑开口(未示出)代替。轴承壳套的后表面内的轴向槽(未示出)可以用于对所述的一排开口供应润滑油。

[0061] 尽管本发明显示在正尺寸轴承中是最有利的,但是其也可以用于负尺寸轴承。

[0062] 尽管为了示例的目的详细描述了本发明,可以理解这些细节仅仅是为了示例的目的,本领域的普通技术人员能够在不脱离本发明的范围的基础上作出各种变例。

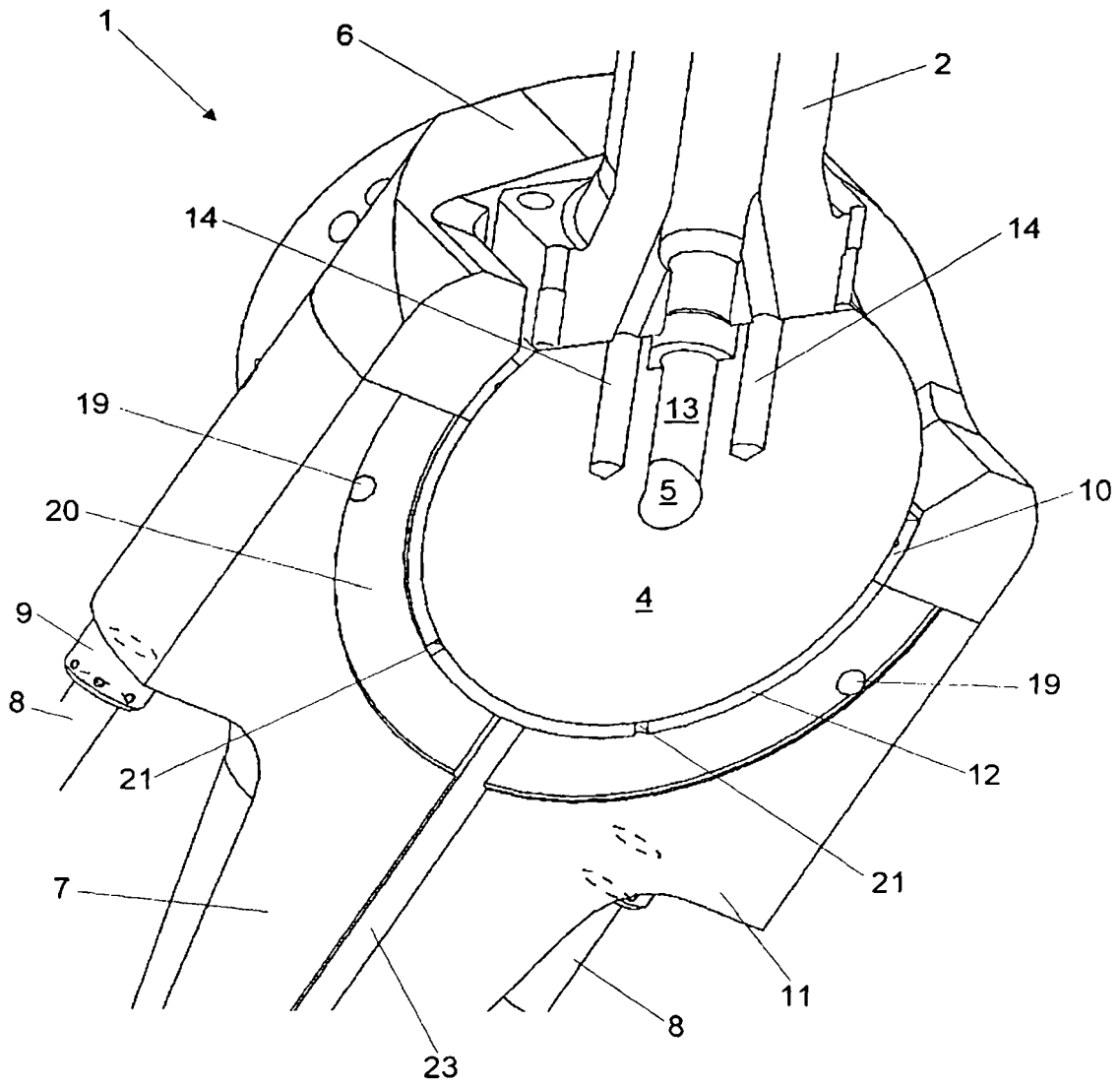


图 1

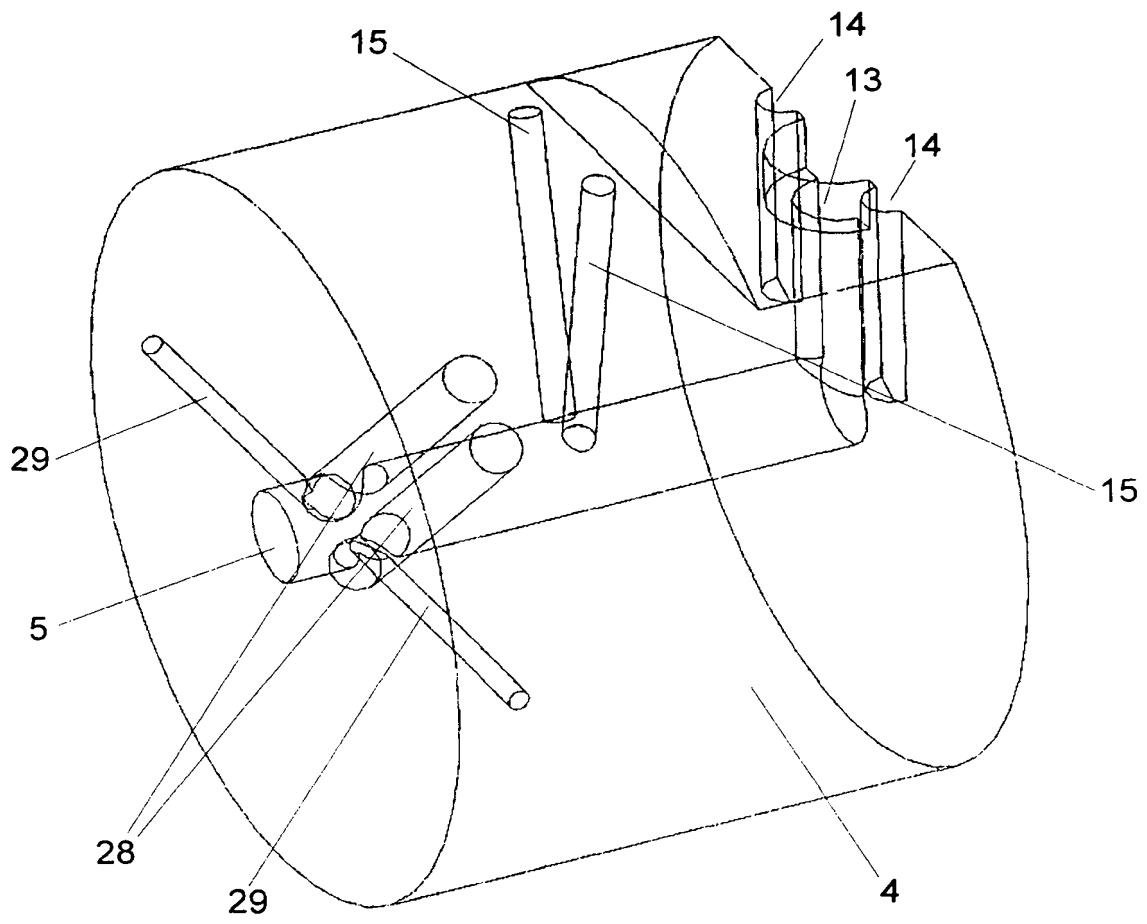


图 2

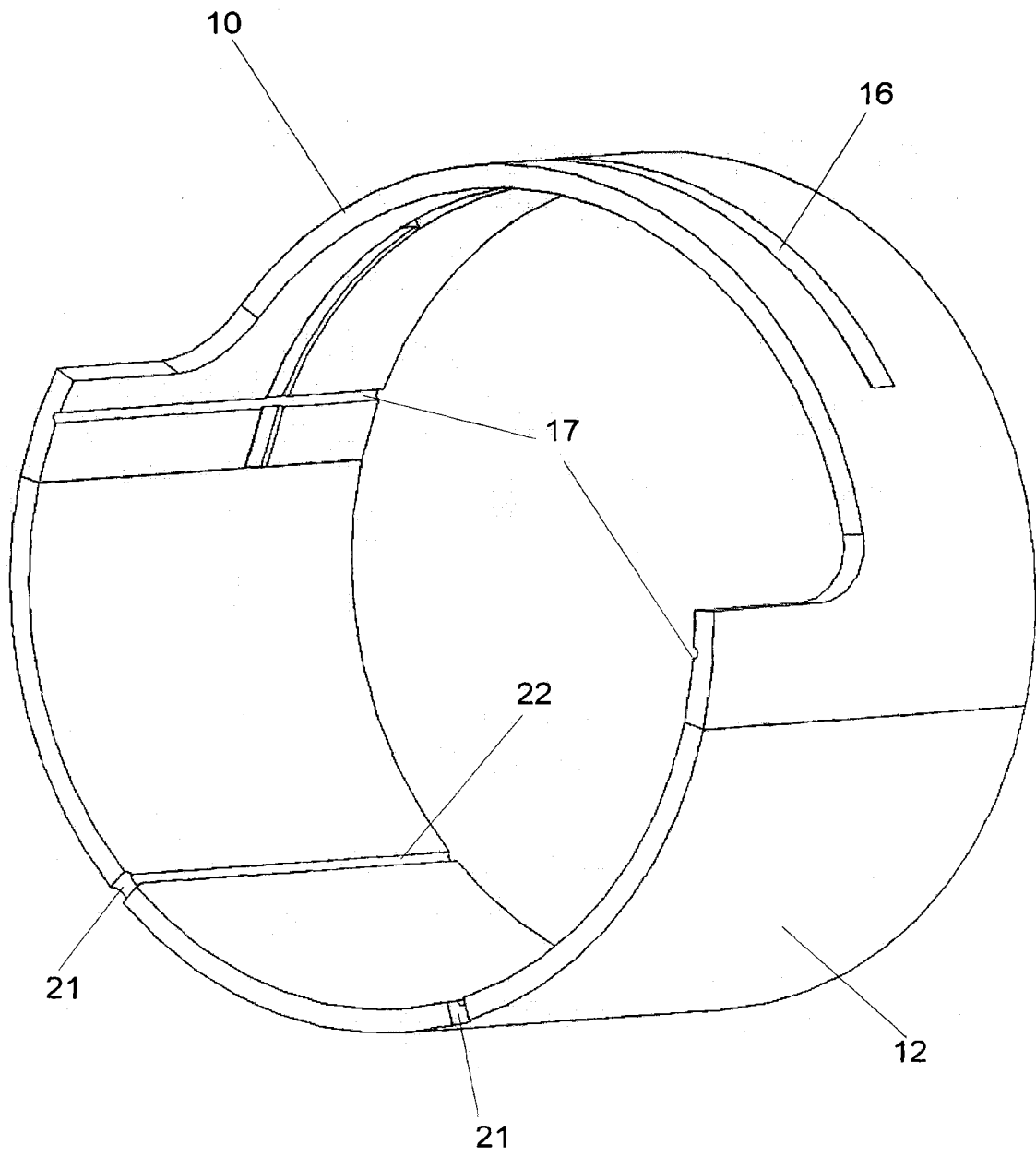


图 3

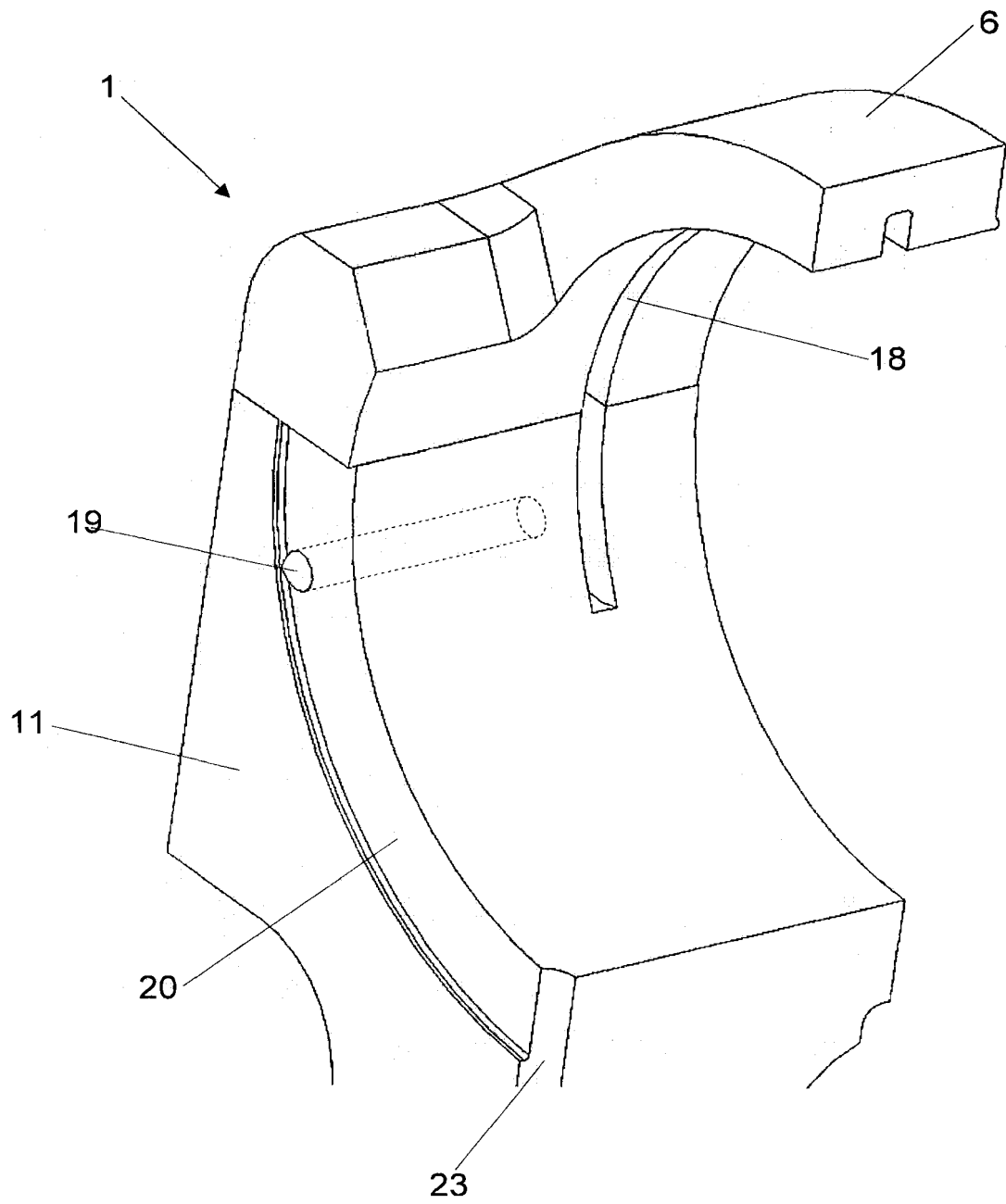


图 4

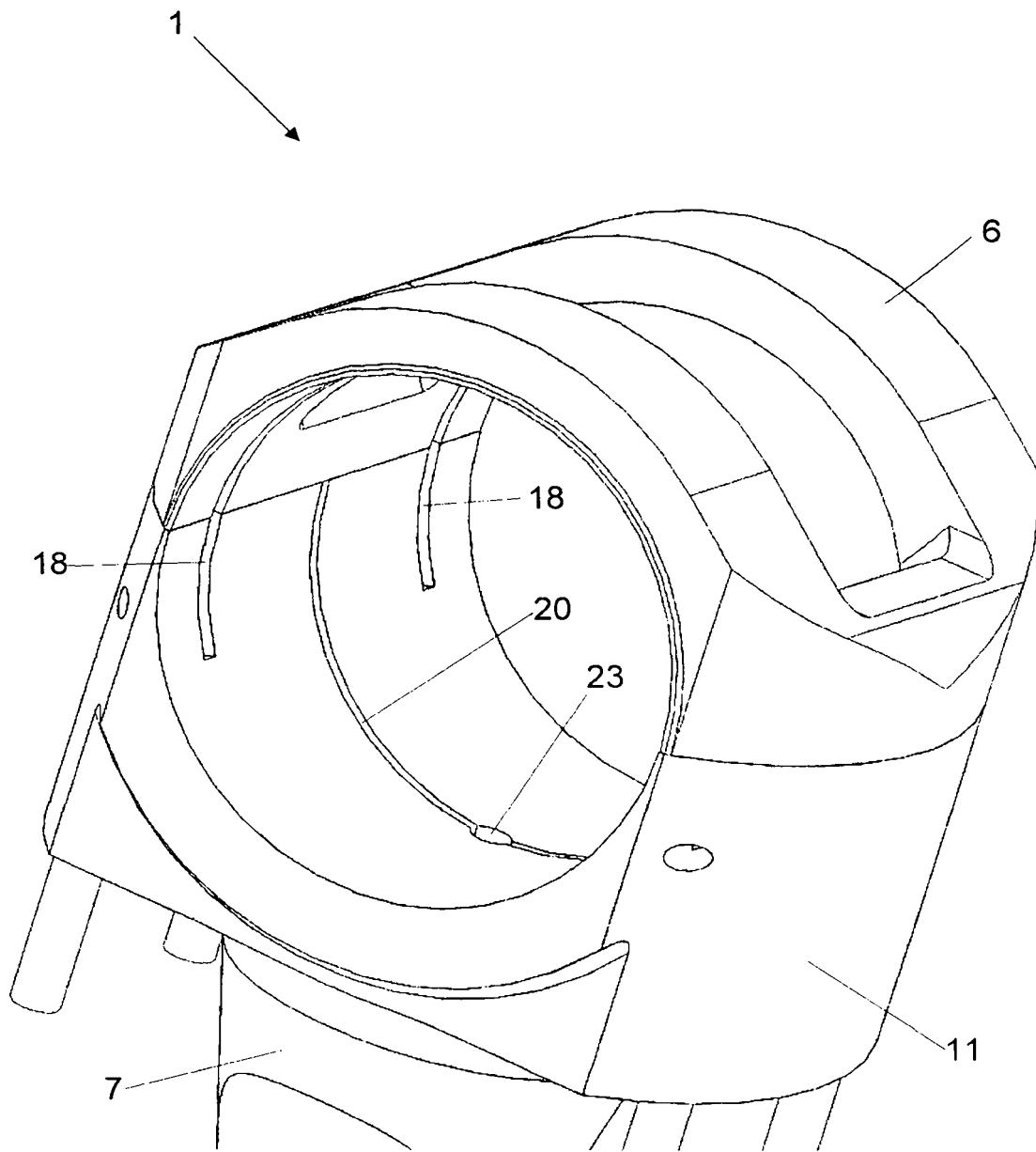


图 5

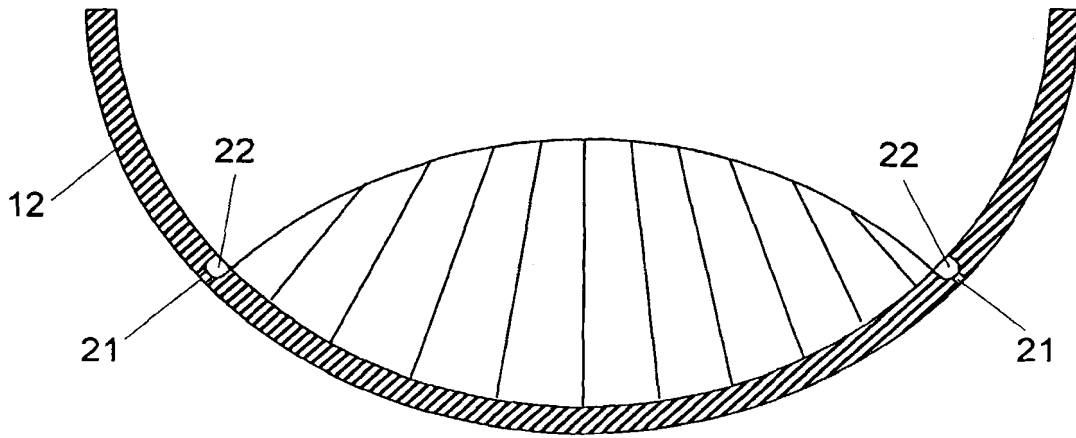


图 6

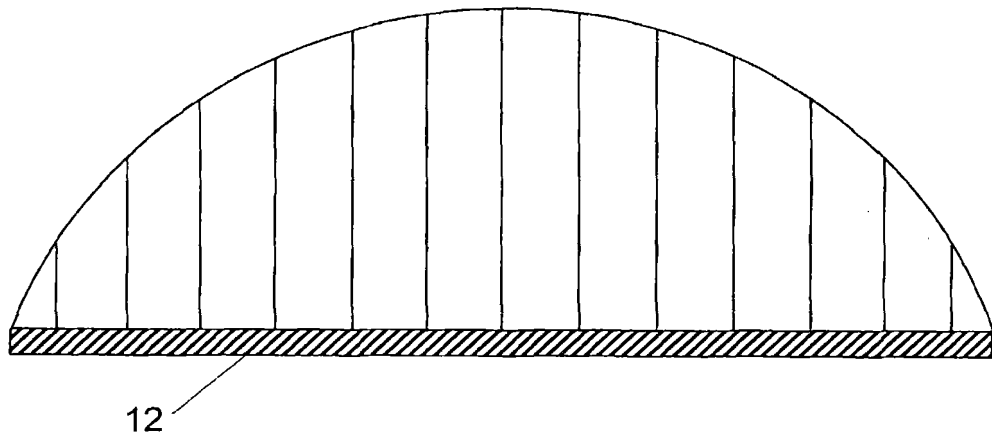


图 7

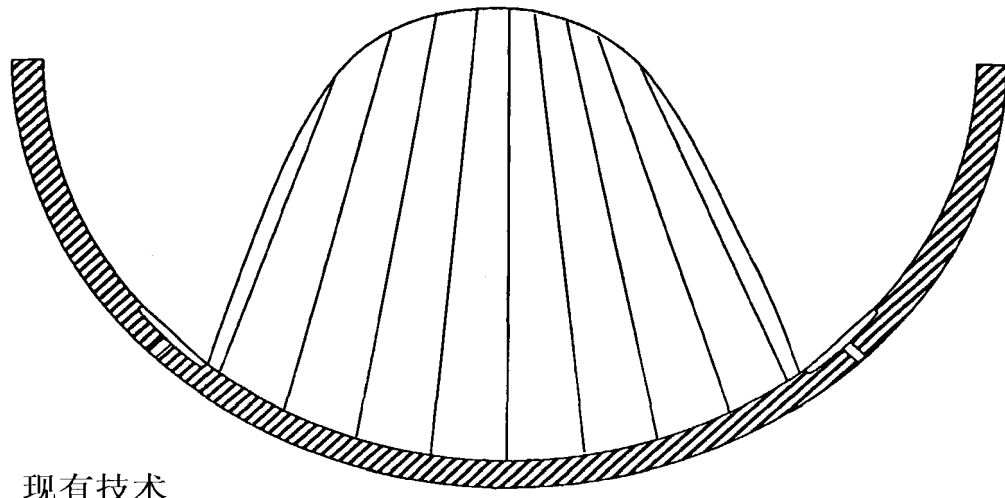


图 8

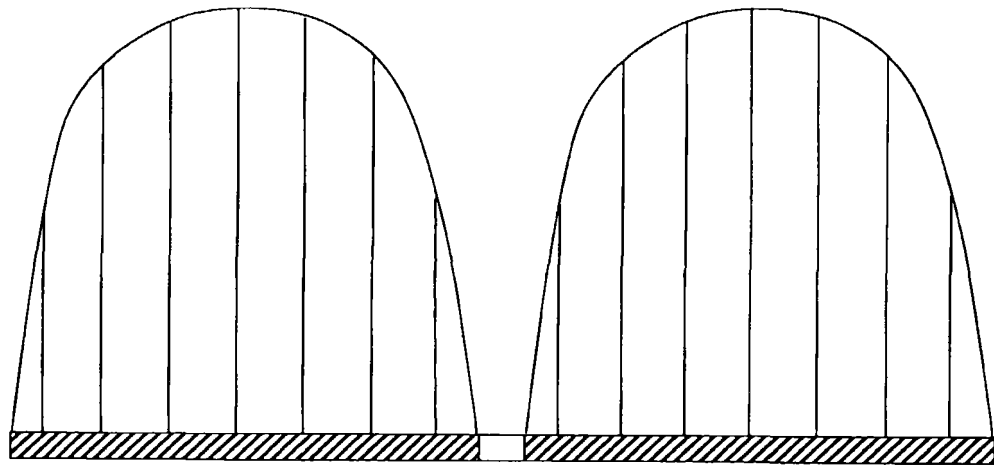


图 9

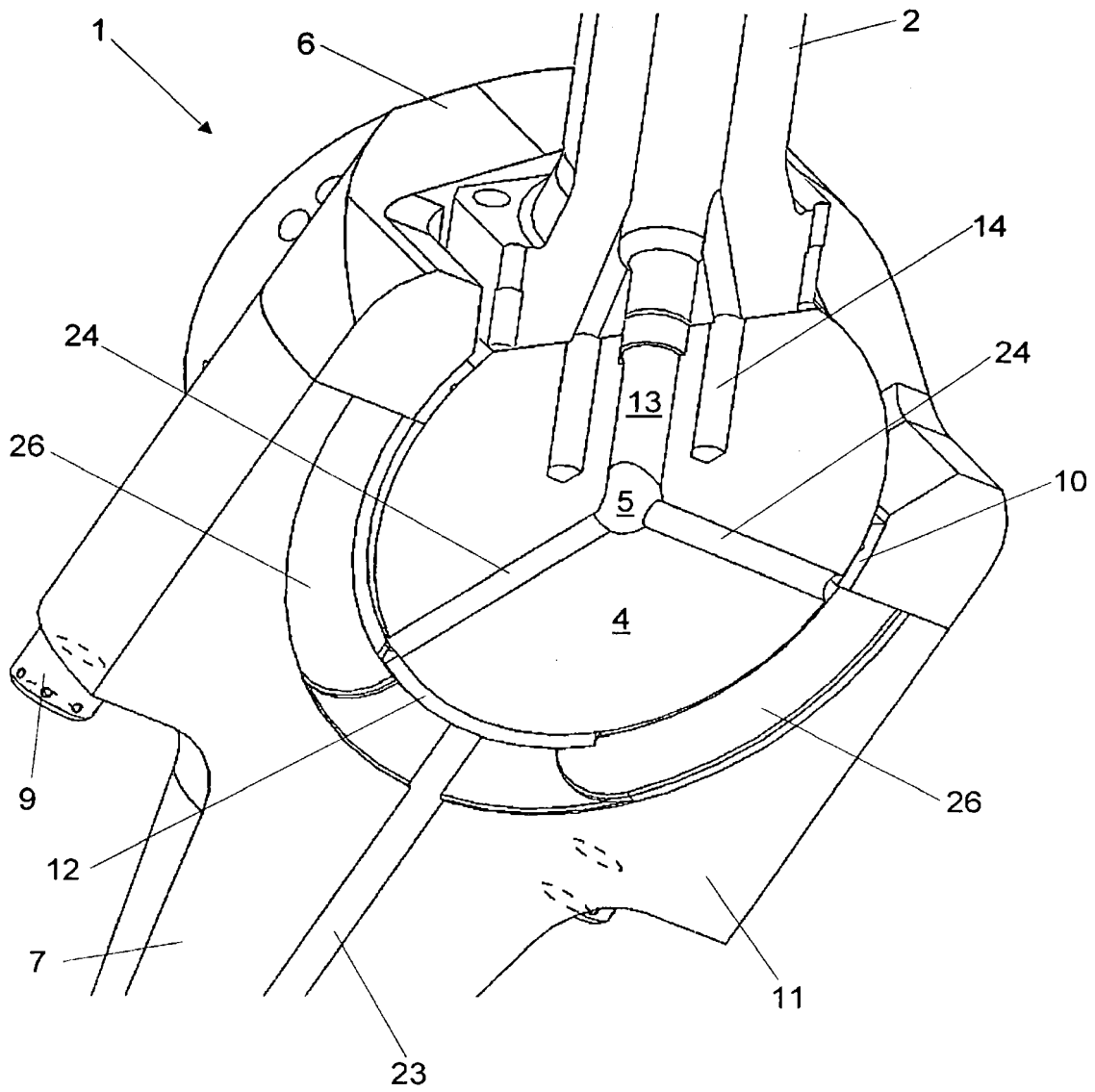


图 10

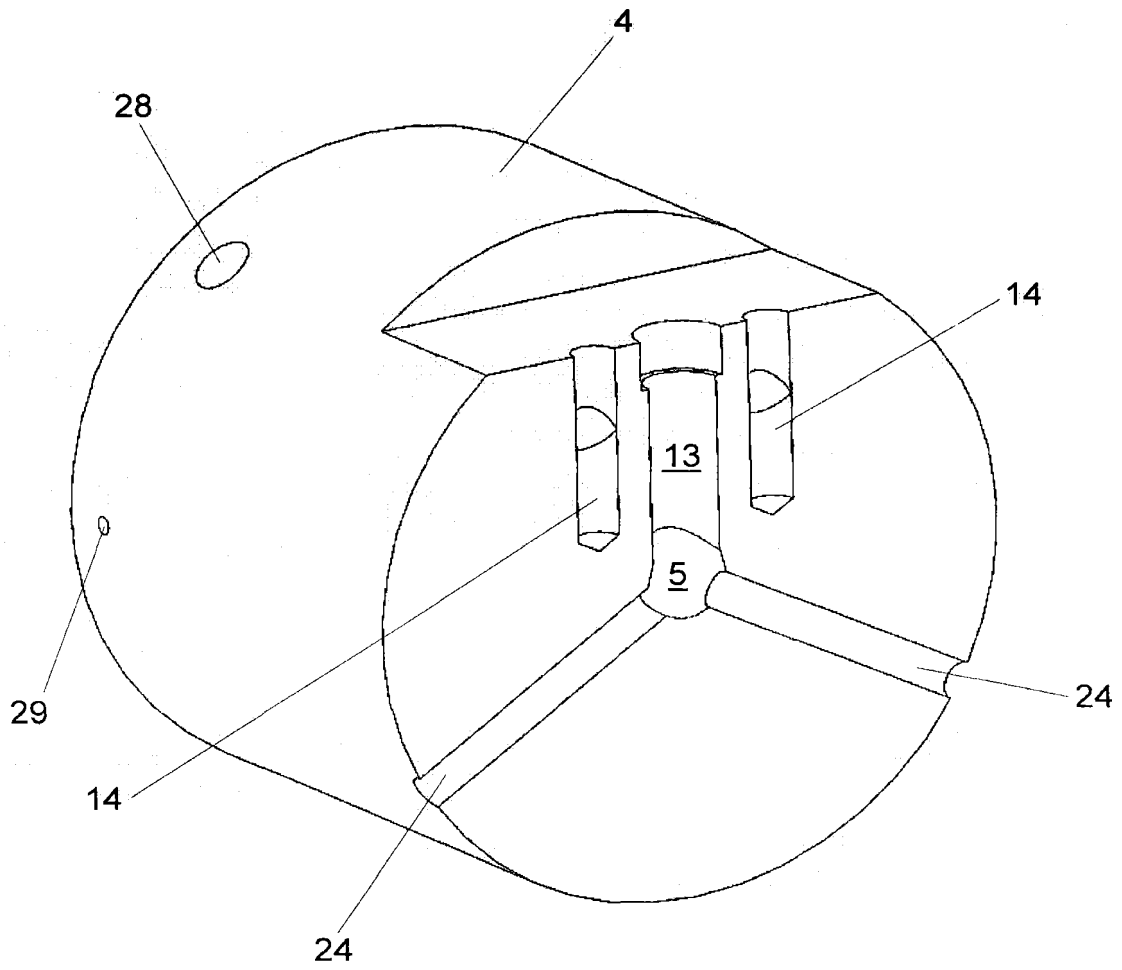


图 11

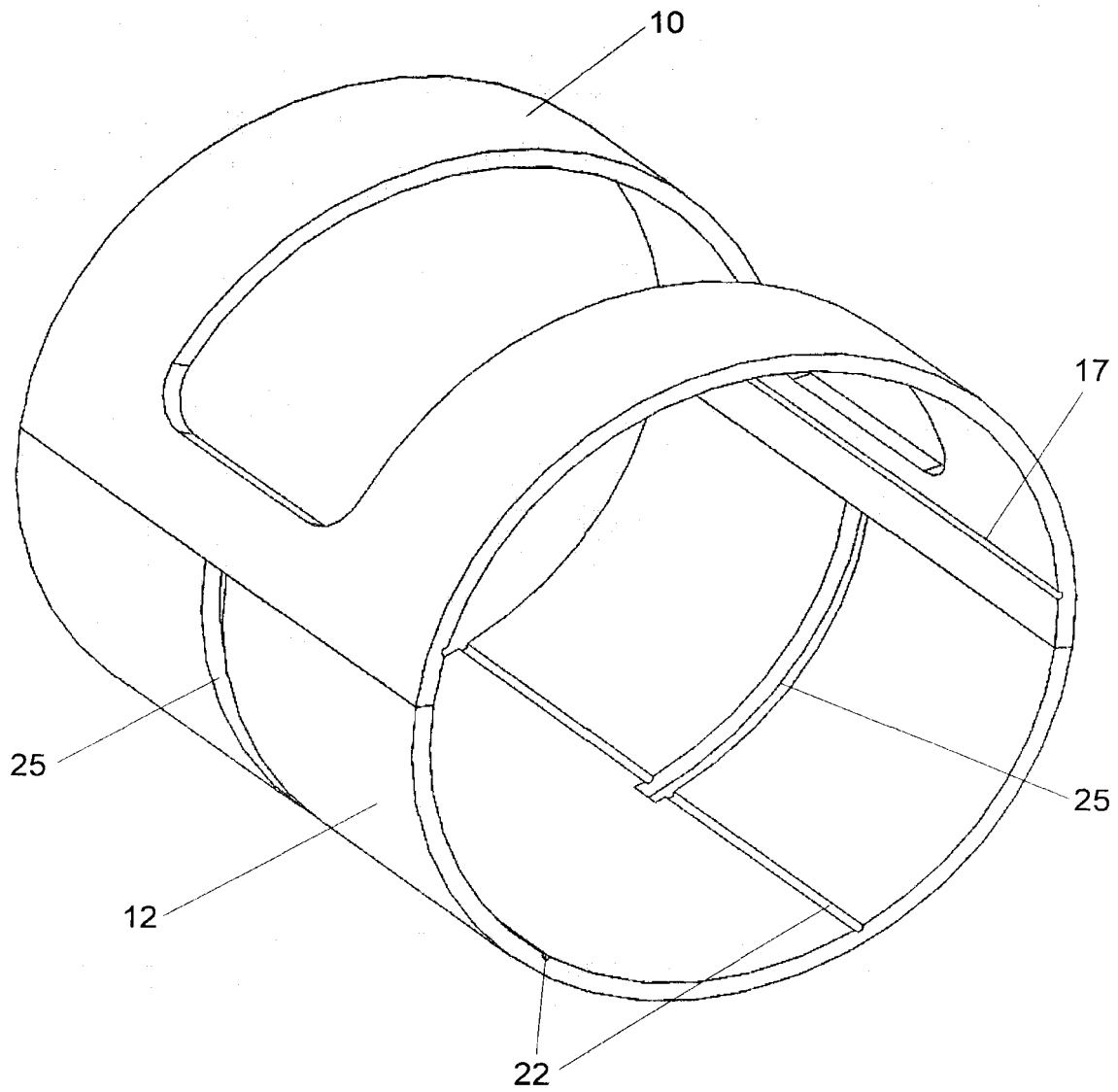


图 12

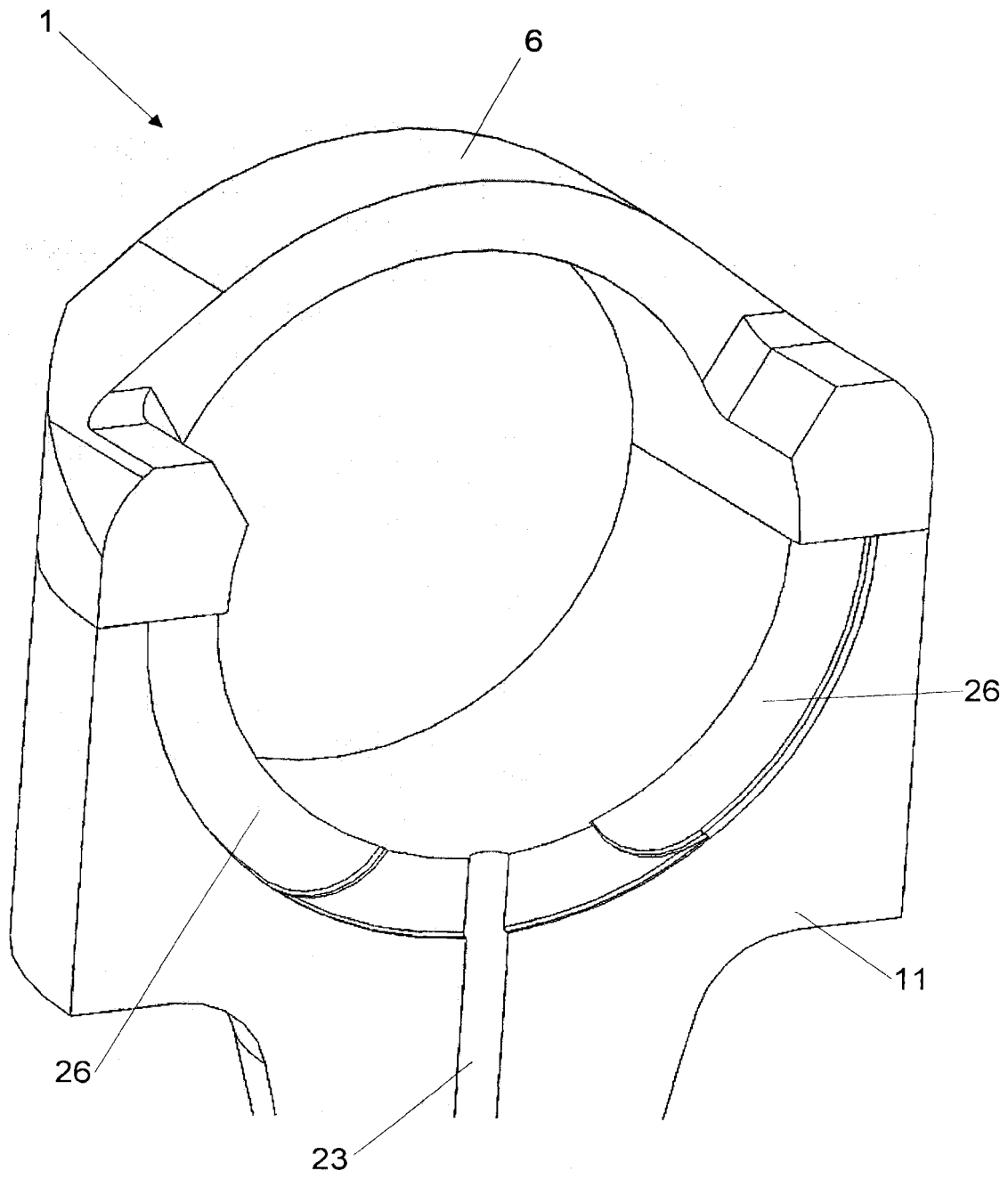


图 13

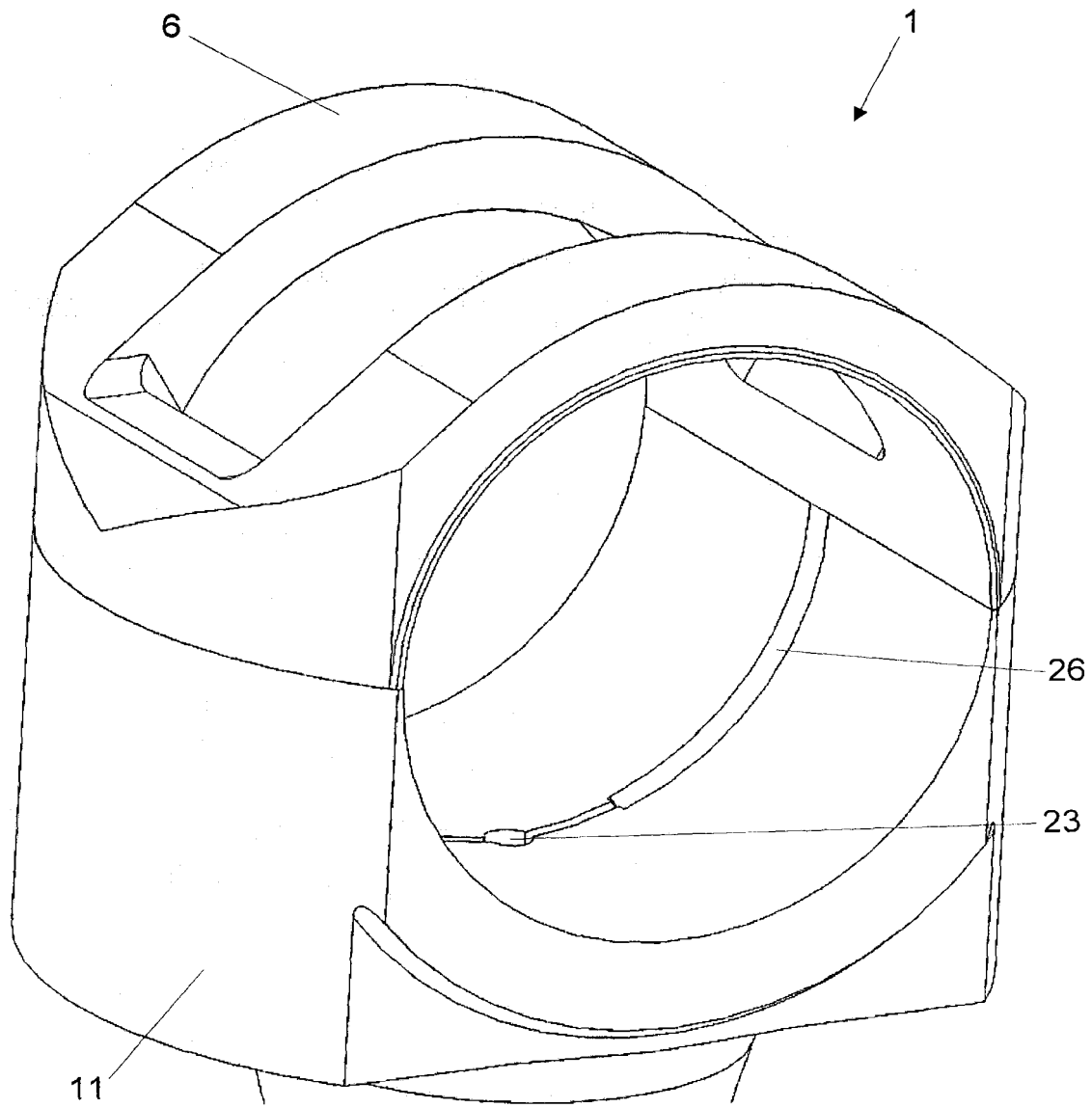


图 14

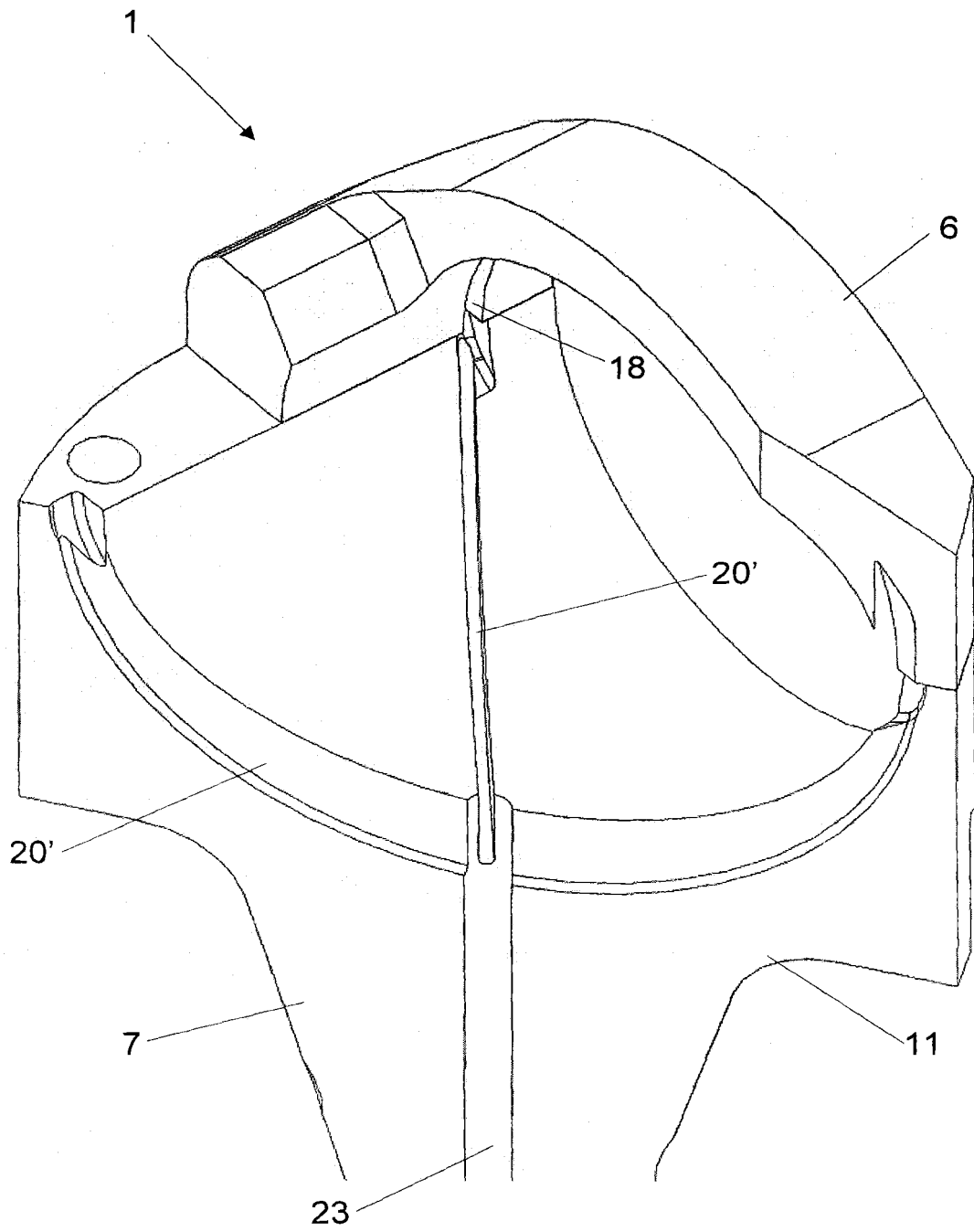


图 15

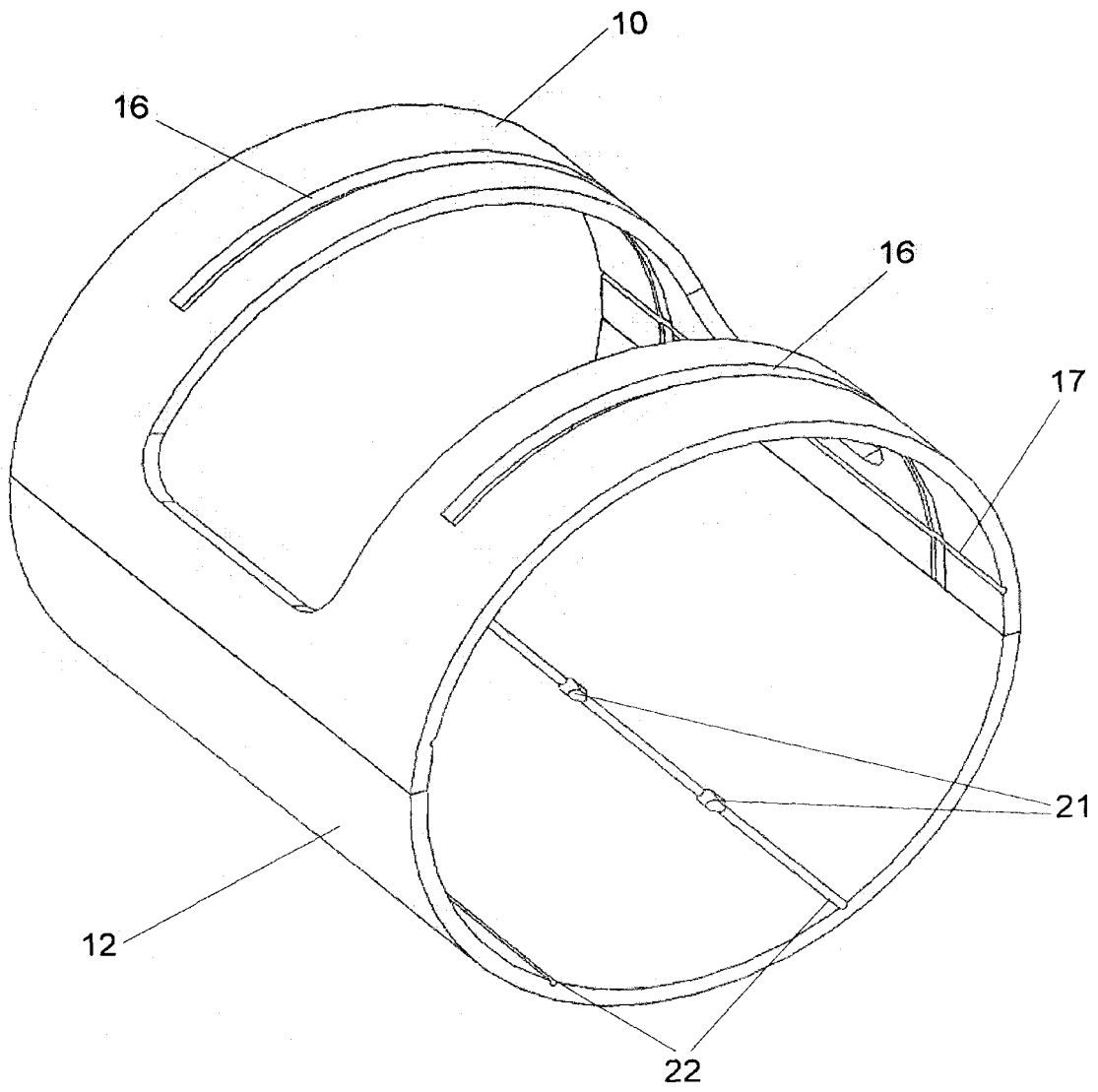


图 16