[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F04B 53/10 (2006.01)

[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200410001535.7

[45] 授权公告日 2007 年 12 月 5 日

[11] 授权公告号 CN 100353064C

[22] 申请日 2004.1.13
[21] 申请号 200410001535.7
[30] 优先权
[32] 2003.2.25 [33] US [31] 10/374,388
[73] 专利权人 科普兰公司
地址 美国俄亥俄州
[72] 发明人 斯科特·D·舒尔策
布拉德·A·舒尔策
唐纳德·C·德雷珀
凯文·J·格雷特
[56] 参考文献
DE1600739B1 1970.7.9
GB1119710A 1968.7.10
US6044862A 2000.4.4
US4955797A 1990.9.11
US6164334A 2000.12.26
US4642037A 1987.2.10
EP0887551A2 1998.12.30
审查员 王庆华
[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
代理人 王宪模

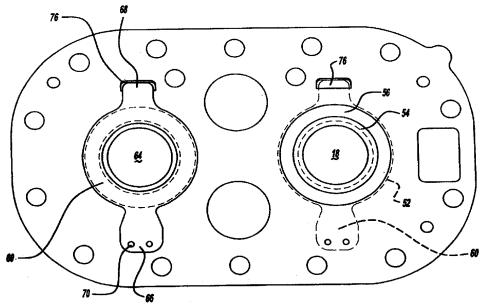
权利要求书 2 页 说明书 6 页 附图 3 页

[54] 发明名称

压缩机吸入簧片阀

[57] 摘要

吸入簧片阀包括一个中间环形本体，中间环形本体具有一对沿径向向外延伸的凸片。这对凸片中的一个固定在阀板上，另一个凸片可自由运动。颈缩区域位于固定凸片和中间环形本体之间，以便于吸入簧片阀进行弯曲/偏转。



1、一种用于由缸壳所限定的压缩腔（62）的压力感应阀组件（10），所述阀组件（10）包括：

一个形成排泄腔（18）和吸入腔（14）的阀板（12）；

一个在使用中设置在所述排泄腔（18）和所述压缩腔（62）之间的压力感应排泄阀元件（26）；

一个在使用中设置在所述吸入腔（14）和所述压缩腔（62）之间的压力感应吸入阀元件（60）；

所述压力感应吸入阀元件（60）包括：

一个中间环形本体（82）；

一个从所述中间环形本体（82）向外延伸的固定凸片（66），所述固定凸片（66）固定在所述阀板（12）上；

其特征在于，

一个位于所述固定凸片（66）和所述中间环形本体（82）之间的颈缩区域（94），所述颈缩区域（94）的宽度小于所述固定凸片（66）的相应宽度；

所述中间环形本体（82）具有一内直径和一外直径，所述外直径与内直径的比为1.5。

2、根据权利要求1所述的压力感应阀组件，其还包括一个从所述中间环形本体（82）沿径向向外延伸的活动凸片（68）。

3、根据权利要求2所述的压力感应阀组件，其中，所述活动凸片（68）大致为矩形。

4、根据权利要求2或3所述的压力感应阀组件，其中，所述活动凸片（68）基本上与所述固定凸片（66）相对布置。

5、根据权利要求1所述的压力感应阀组件，其中，所述颈缩区域（94）靠近所述中间环形本体（82）。

6、根据权利要求 1 所述的压力感应阀组件，其中，所述固定凸片（66）形成一朝向所述颈缩区域（94）设置的压紧线（96）。

压缩机吸入簧片阀

〔技术领域〕

本发明涉及一种压力感应阀组件。更具体地说，本发明涉及一种包括吸入簧片阀的压力感应阀组件。该阀组件适合用于往复活塞式压缩机例如制冷压缩机中。

〔背景技术〕

往复活塞式压缩机通常使用固定在缸壳端部的吸入和排泄压力驱动阀。在设计这些阀组件时，对于整个系统的工作来说，至关重要的是提供足够大的孔口面积，以便于在给定的时间内以可接受的较小压力降流过最大流量的气体。这对于用于空调系统的制冷压缩机尤为如此，因为在这样的系统中通常需要较大的质量流量。

与给定缸尺寸的孔口面积最大化这样的客观需求相关联和抵触的是需要减小活动阀元件的重量。减小活动阀元件的重量将导致阀的惯性效应减小且开启和关闭阀所产生的噪声减小。

另一个重要的目的是使缸的再膨胀或间隙容积最小。阀系统和缸的顶端壁应当具有与活塞形状互补的形状，从而在不对气流进行限制的情况下，当活塞处于其行程顶部死点时将压缩腔的容积减到最小。虽然通过设计一个复杂的活塞头形状就可达到这一目的，但是，制造这种复杂形状的活塞成本较高，装配困难，且在活塞接近顶部死点时，通常会发生节流损失。这就使阀系统的设计变成为要设计一个使再膨胀容积最小的高流量阀系统这样一种唯一的方式。

典型的吸入簧片包括一个用于覆盖阀板的圆形吸入口的圆形本体。一对凸片从圆形部分沿径向向外延伸而形成用于将吸入簧片固定到阀板上的装置。当活塞在缸孔中下降时，缸的容积增大，从而在孔中形成真空。这种真空向下拉吸入簧片使吸入簧片弯曲或偏转，从而使吸入口开启。当吸入簧片处于该弯曲或偏转位置时，气体流入到缸中。通常，其中一个凸

片铆接或固定在阀板上，从而形成一个固定侧，而另一个凸片在压缩机工作时可自由运动，从而形成一个自由端侧。

簧片的形状或结构会影响簧片的偏转量。可将簧片设计成使其具有最大的柔性，由于它可开启得更大，从而允许最大的气流通过，因此就可获得最佳的性能。这种最大柔性结构所带来的问题是会产生最恶劣的应力状态，因为通常簧片运动得越大，簧片所承受的应力就越大。相反，可将簧片设计成具有最佳的抗应力性，但这将会使压缩机的性能降低。

[发明内容]

本发明提供一种簧片结构，使簧片结构得到了优化而具有最佳的流动特性，且同时仍具有良好的抗弯曲和冲击应力性能。对簧片的外径（OD）、内径（ID）、厚度、颈缩形状、颈缩半径和压紧线位置尺寸进行了设计而形成一个独特的簧片，该簧片具有较低的应力，且同时具有足够的柔性，从而使压缩机具有良好的性能。

本发明除了考虑了簧片的柔性和弯曲应力以外，还考虑了冲击应力对本发明独特的簧片结构进行了设计。如果簧片的 OD/ID 比太大（也就是，簧片的环形部分太宽），簧片就太硬，且不会形成足够的弯曲来提供足够的气流。如果簧片的 OD/ID 比太小（也就是，簧片的环形部分太窄），簧片上的冲击应力就太大，且簧片会发生折断。本发明的独特簧片设计成具有最佳的 OD/ID 比，从而使簧片具有卓越的性能。

本发明提供了一种用于由缸壳所限定的压缩腔的压力感应阀组件，所述阀组件包括：一个形成排泄腔和吸入腔的阀板；一个在使用中设置在所述排泄腔和所述压缩腔之间的压力感应排泄阀元件；一个在使用中设置在所述吸入腔和所述压缩腔之间的压力感应吸入阀元件；所述压力感应吸入阀元件包括：一个中间环形本体；一个从所述中间环形本体向外延伸的固定凸片，所述固定凸片固定在所述阀板上；其特征在于，一个位于所述固定凸片和所述中间环形本体之间的颈缩区域，所述颈缩区域的宽度小于所述固定凸片的相应宽度。

本发明的其它应用可从下面的详细描述中清楚地得出。应当理解，下面的详细描述以及特定的实施例虽然说明了本发明的优选实施方式，但也应当认为仅仅是示例性的，而不是为了限定本发明的范围。

[附图说明]

从下面的详细描述和附图中可更全面地理解本发明，其中：

图 1 是装有本发明独特形状的簧片的阀组件的局部截面图，其中，图示的每个缸绕中心线旋转了 90°；

图 2 是图 1 所示阀组件的阀板和簧片的底部平面图（缸腔内部），其中一个缸的吸入簧片由虚线表示；

图 3 是图 1 和 2 所示簧片的平面图。

〔具体实施方式〕

下面对本发明优选实施例所进行的描述本质上仅仅是示范性的，而不是为了限定本发明及其应用或用途。

如图所示，其中，在这几幅图中，相同的标号表示相同或相应的部件，图1和2示出了本发明的阀组件10。阀组件10包括阀板组件12，阀板组件12具有较大的呈不规则形状的大致环形的凹形部分或吸入腔14，其延伸到其下表面16。还设有截锥形的排泄腔18，其由沿径向向内倾斜或斜切并在阀板组件12的上表面22和下表面16之间延伸的侧壁20进行限定。侧壁20的表面24形成用于排泄阀元件26的阀座，气压和盘弹簧28可促使阀元件26与阀座密封接触，盘弹簧28在阀元件26和桥形止挡件30之间延伸。

如图所示，排泄阀元件26相对于排泄腔18所具有的尺寸和形状可使其下表面32基本上与阀板组件12的下表面16位于同一平面内。弹簧28设置在形成于止挡件30内的凹部36中。排泄阀的排泄元件26基本上是一个压力致动的阀元件，弹簧28主要是用于提供稳定性，并且还提供用于形成初始密封的初始闭合偏压力或预负荷。当然，除了盘弹簧以外，还可使用其它类型的弹簧。止挡件30用作止动元件来限制阀元件26的开启，其通过一对适当的紧固件38固定到阀板组件12上。

阀板组件12通过多个螺栓44固定到压缩机本体42上，螺栓44穿过压缩机罩46、阀板组件12并通过螺纹拧入到压缩机本体42内。阀板密封垫48设置在阀板组件12和压缩机本体42之间，罩密封垫设置在阀板组件12和压缩机罩46之间。

阀板组件12具有环形阀座52，侧壁20在其端部形成一个环形阀座54。吸入通道56设置在阀座52和阀座54之间。

侧壁20的阀座54与阀板组件12的阀座52处于同一平面内。呈环形的吸入簧片阀元件60在其闭合位置处与侧壁20的阀座54和阀板组件12的阀座52密封接触，以避免气体从压缩腔62经吸入通道56进入吸入腔14。吸入簧片阀元件60上设有中心孔64，其与排泄腔18同心，以便于引导气体在压缩腔62和排泄阀元件26的下表面32之间流通。吸入簧片阀元件60还包括一对在直径方向相对并沿径向向外延伸的凸片66和68。凸片66通过一对后面将

详细进行描述的驱动销钉、螺栓或铆钉70将簧片阀元件60固定到阀板组件12上。

当设置在压缩腔62内的往复活塞72在吸入行程中离开阀组件10运动时，压缩腔62和吸入腔14之间的压力差将使吸入簧片阀元件60相对于压缩腔62向内挠曲到其图1中虚线所示的开启位置，从而使气体从吸入腔14经位于阀座52和54之间的吸入通道56流入到压缩腔62中。由于吸入簧片阀元件60只有凸片66和68向外延伸到压缩腔62的侧壁以外，因此，吸入的气流将方便地从吸入簧片阀元件60的大致整个内和外周边周围流入到压缩腔62中。当活塞72的压缩行程开始时，吸入簧片阀元件60将被迫与阀座54和阀座52密封接触。由于压缩腔62中的压力超过排泄腔18中的压力和弹簧28所作用的力，因此，排泄阀元件26将开始进行开启。压缩气体经过中心孔64，掠过排泄阀元件26并进入排泄腔18。阀板组件12和簧片阀元件60同心布置使得位于压缩腔62上的大致整个的有效表面区域都用于吸入和排泄，从而使进入和流出压缩腔62的气流最大。

活塞72在压缩腔62中连续运动将连续地使吸入簧片阀元件60在其开启和闭合位置之间运动。因此，凸片66和68经常地弯曲或挠曲。压缩机本体42在压缩腔62的外边缘处包括倾斜或弯曲的部分74，以便于形成吸入簧片阀元件60的凸片68进行弯曲贴靠用的友好表面，从而大大地降低产生于凸片内的弯曲应力。阀板组件12还包括一个成型凹部76，以便于在簧片阀元件60的挠曲过程中允许凸片68向上运动。

本发明涉及一种具有独特形状的簧片阀元件60，其使簧片阀元件60的性能和寿命都得到优化。

簧片阀元件60包括中间环形本体82，本体82确定了一个簧片内径64和一个簧片外径86。中间环形本体82的中点构成簧片阀元件60的中点60A。固定凸片66从环形本体82沿径向向外延伸，固定凸片66具有一对孔90，用于通过一对驱动销钉、螺栓或铆钉70或公知的其它紧固件将簧片阀元件60固定到阀板组件12上。固定凸片66和环形本体82之间的区域形成一个颈缩区域94，其尺寸是最优化的，以便在压缩机工作过程中，在不损害簧片阀元件60的位移的情况下使簧片阀元件60的应力得到平衡。如图3所示，相

对于簧片阀元件60的中心特别地设置有压紧线96。压紧线是一条贴靠在阀板密封垫48的边缘的直线，并因此而形成压缩机工作过程中当簧片阀元件弯曲时簧片阀元件进行弯曲所压靠的边缘。

活动凸片68与固定凸片66相对布置。活动凸片68大致呈矩形，从环形本体82沿径向向外延伸。当吸入簧片阀元件60在开启和闭合位置之间运动时，活动凸片68在压缩腔62的外边缘处沿弯曲部分74滑动并进行挠曲，从而开启簧片阀元件60。由于固定凸片66通过驱动销钉、螺栓或铆钉70固定到阀板组件12上，因此，固定凸片66不会沿压缩腔62的边缘滑动或弯曲，但它可绕密封垫压紧线96进行弯曲。因此，在压缩机工作过程中，固定凸片66沿密封垫压紧线96弯曲或偏转，颈缩区域94的尺寸设定成在不损害簧片阀元件60的位移的情况下使簧片阀元件60的应力得到平衡。

在优选实施例中，簧片阀元件60具有如下的尺寸：

簧片阀元件60的中心到压紧线96的距离＝1.771英寸

颈缩区域94的宽度＝0.610英寸

颈缩区域94到簧片阀元件60的中心60A的距离＝1.279英寸

簧片的外径＝2.449英寸

簧片的内径＝1.628英寸

簧片材料的厚度＝0.022英寸

边缘半径＝0.0075英寸

颈缩半径＝0.125英寸

压紧线到颈缩半径的距离＝0.084

簧片阀元件60的上述优选实施例是为具有外径为2.342英寸且内径为1.746英寸的吸入通道56的阀板而设计的。这使得外径重叠0.0535英寸且内径重叠0.059英寸。

阀板组件12的上述簧片阀元件60至少具有4个优点。其一，在压紧线96、颈缩区域94和中间位置处具有较低的弯曲应力。其二，具有较低的冲击应力。其三，具有足够的柔性使气体流动良好，从而改善了性能。最后，簧片阀元件60的结构得到优化使其具有所有这些优良特性，其具有良好的柔性，同时还具有良好的抗应力性。

上面对本发明所进行的描述本质上仅仅是示范性的，未脱离本发明宗旨的各种变型方式也应当认为是位于本发明的范围之内。这种变型方式不应当被认为脱离了本发明的宗旨和范围。

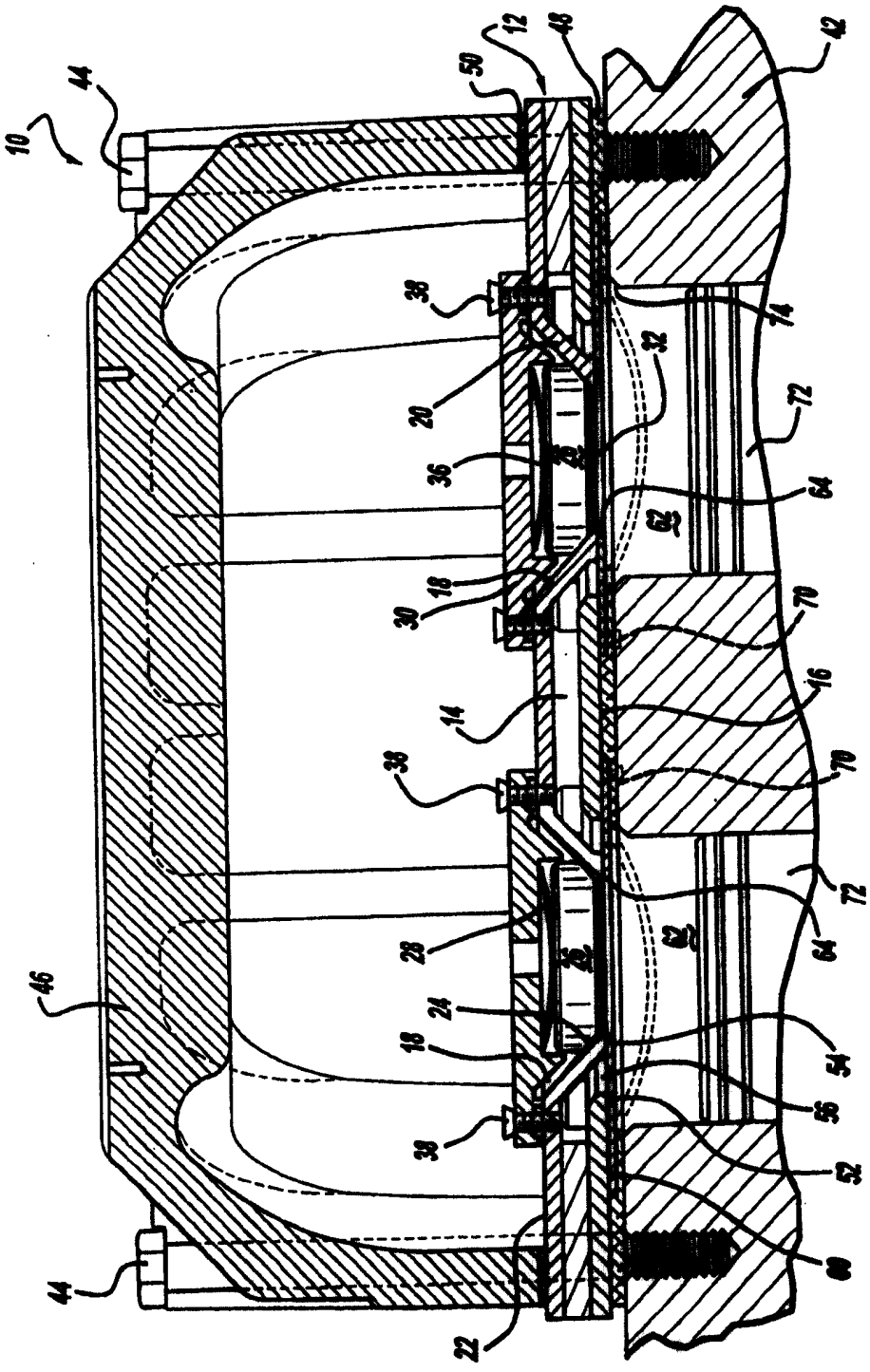

10
44
50
12
48
42
38
14
32
20
72
36
64
62
18
30
70
16
14
38
70
72
64
62
28
26
46
24
18
54
56
38
52
60
44
22

图 1

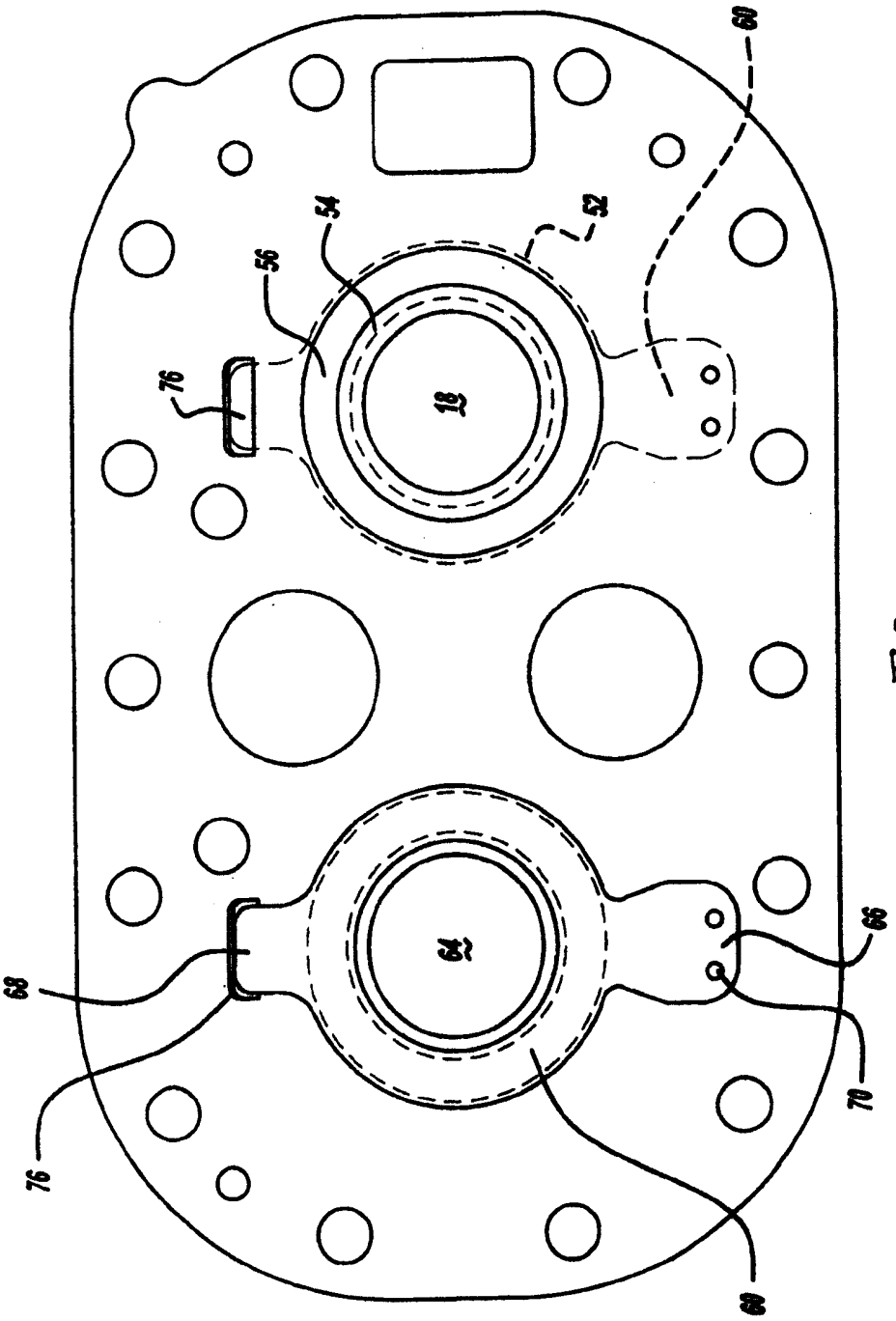


图 2

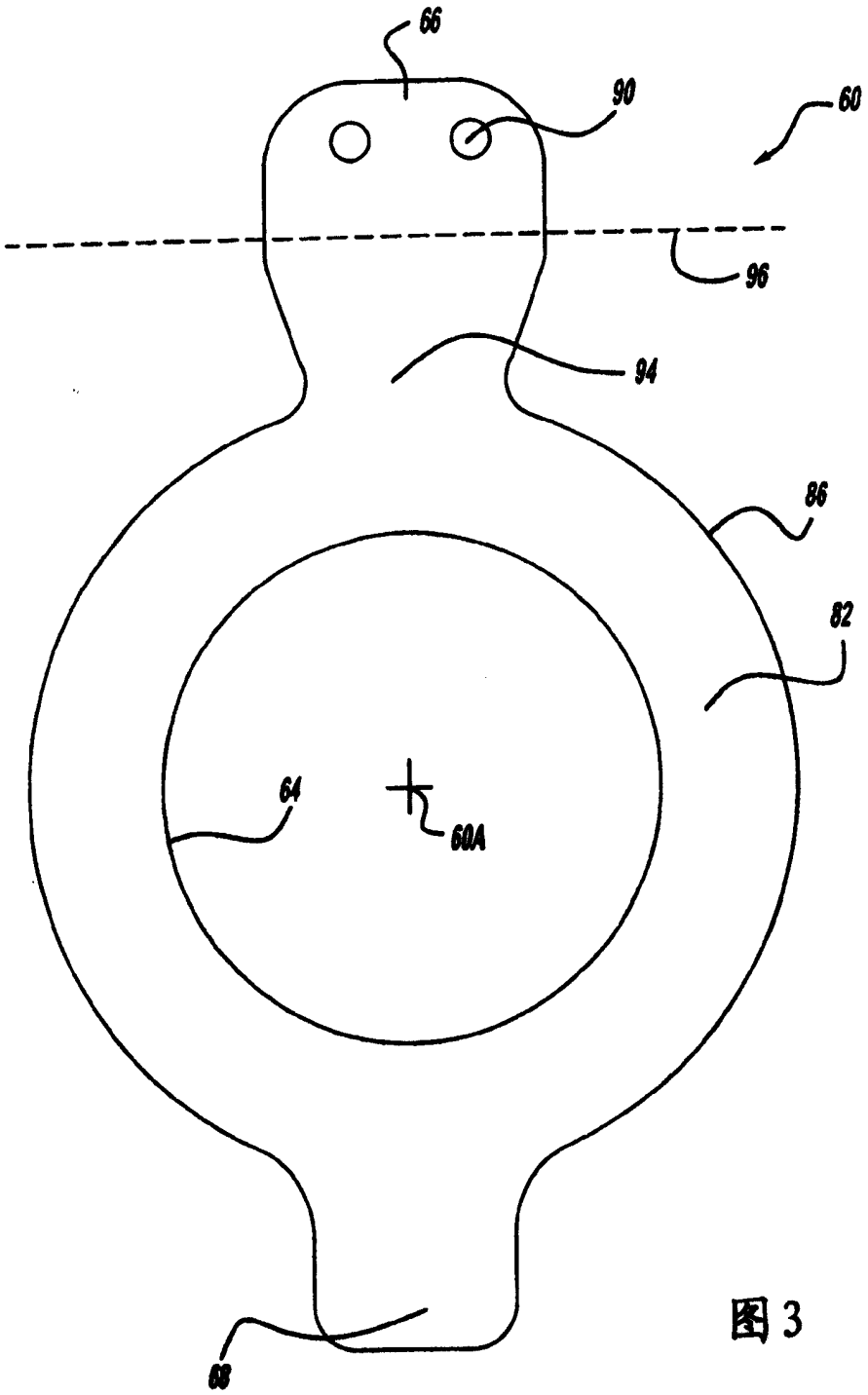


图 3