[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl[7]
F04C 29/02
F04C 2/344 F04C 18/04

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 99108540.X

[45] 授权公告日 2003 年 11 月 5 日

[11] 授权公告号 CN 1126871C

[22] 申请日 1999.6.22 [21] 申请号 99108540.X

[30] 优先权

[32] 1998.6.22 [33] US [31] 60/090136

[71] 专利权人 特库姆塞制品公司

地址 美国密歇根州

[72] 发明人 E·A·库克赛 D·J·哈德斯
E·L·甘纳维

审查员 陈 勇

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

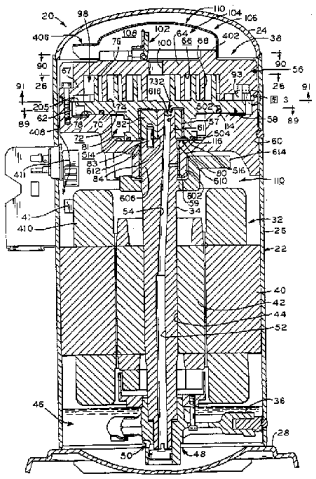
代理人 崔幼平 林长安

权利要求书 2 页 说明书 27 页 附图 31 页

[54] 发明名称 具有可在相反方向上转动的变容泵的压缩机组件

[57] 摘要

一种压缩机组件(20)，其包括压缩机构(38)和连接到压缩机构上的旋转曲轴(34)，该曲轴设有输油通路(52、54)，其与压缩机构的相对移动的接界的轴承表面(57，59)流体连通。一油泵组件(48)其包括一油泵体(704)，它有内表面(716)并可相对于曲柄转动；叶片(706)，其与曲轴一同转动，叶片的至少一端(744、746)与油泵体的内表面滑动接合；孔板(708)，其有可转动的相对的第一和第二位置，叶片与孔板的相邻表面滑动接合，孔板设有进口(718)和出口(720)。



ISSN1008-4274

知识产权出版社出版

1. 一种压缩机组件（20），其包括一个压缩机构（38），和一可运行地连接到所述压缩机构上的旋转曲轴（34），所述曲轴设有纵向延伸的输油通路（52、54），所述输油通路与所述压缩机构的相对移动的轴承（57，59）的交界面流体连通，其特征在于，一油泵组件（48），其包括：一油泵体（704），它有内表面（716），在所述曲轴与所述泵体内表面之间有相对转动；设置在所述油泵体内的叶片（706），所述叶片与所述曲轴一同转动，所述叶片的至少一端（744、746）与所述油泵体的所述内表面滑动接合；设置在所述泵体内的孔板（708），其有可转动的相对的第一和第二位置，所述叶片与所述孔板是相邻的，所述叶片与所述孔板的相邻表面滑动接合，所述孔板设有一进口（718）和一出口（720），所述泵体接受来自油源的油，接受在所述泵体中的油被所述叶片引向所述孔板进口，所述孔板出口与所述输油通路流体连通，引向所述孔板进口的油响应所述叶片和所述孔板之间的运动压向所述孔板出口，从而油自所述油源通过所述输油通路泵送。

2. 如权利要求 1 所述的压缩机组件，其特征在于，所述压缩机构包括一对涡旋件（56、58），它们有交错的渐开的涡卷件（68、76）。

3. 如权利要求 1 所述的压缩机组件，其特征在于，所述曲轴以至少一第一和第二相对方向旋转，所述叶片相应沿第一和第二相对方向转动，在所述第一和第二叶片方向上，油从所述孔板进口响应所述叶片和所述孔板之间的相对运动压向所述孔板出口。

4. 如权利要求 3 所述的压缩机组件，其特征在于，所述孔板通过沿其所述第一方向转动的所述叶片进入其所述第一位置，和通过沿其所述第二方向转动的所述叶片进入其所述第二位置。

5. 如权利要求 4 所述的压缩机组件，其特征在于，所述孔板设有周向槽（711），其有一第一端和第二端，以及相对所述泵体固定的保持销（710），所述保持销置于所述周向槽内，所述第一和第二槽端部在所述第一和第二孔板位置分别靠接所述保持销。

6. 如权利要求 4 所述的压缩机组件，其特征在于，所述孔板进口基本上为锚链形状，所述孔板进口有周向上延伸的进口槽，第一和第二端和径向延伸的槽与所述周向延伸的进口槽在所述第一和第二端之间连通，所述径向上延伸的槽与所述孔板出口连通。

7. 如权利要求 6 所述的压缩机组件，其特征在于，所述叶片沿其第一和第二方向之一旋转，接收在所述泵体内的油被所述叶片在所述第一和第二周向上延伸的进口槽端相应的一个处引入所述孔板进口。

8. 如权利要求 1 所述的压缩机组件，其特征在于，所述油源是含油的油槽（46），所述泵体至少部分的浸没在所述油槽的油中，所述泵体设有进口（50），来自油槽的油通过该进口进入所述泵体，所述油槽通过所述泵体进口与所述叶片和邻接所述叶片的所述孔板的所述表面流体连通。

9. 如权利要求 1 所述的压缩机组件，其特征在于，所述泵体包括外轴承（36），所述曲轴通过所述外轴承支承。

10. 如权利要求 1 所述的压缩机组件，其特征在于，所述曲轴有一下端（702），所述下端是设置在所述泵体内的下端，且其包括通向所述输油通路的进口（722），所述下端设有径向槽（714），而所述叶片滑动的设置在所述槽内。

11. 如权利要求 10 所述的压缩机组件，其特征在于，所述曲轴包括一轴延伸段（740），所述延伸段包括所述下端。

12. 如权利要求 1 所述的压缩机组件，其特征在于，所述叶片有第一和第二相对端（744、746），每个所述端与所述泵体的所述内表面滑动接合。

13. 如权利要求 12 所述的压缩机组件，其特征在于，所述叶片包括由所述第一和第二相对端（744、746）部分地限定的单个部分。

14. 如权利要求 12 所述的压缩机组件，其特征在于，所述叶片包括第一和第二部分，它们分别有所述第一和第二端（744、746），在所述第一和第二部分之间设置一弹簧，所述第一和第二部分通过所述弹簧与所述泵体的所述内表面接触。

15. 如权利要求 1 所述的压缩机组件，其特征在于，所述曲轴由至少一个形成在所述泵体中的轴承表面（717、726）支承，所述曲轴的一部分（702）和所述泵体的交界面（709）之间的间隙提供从所述叶片到所述支承表面的油泄漏，由此所述支承表面通过泵的泄漏润滑。

16. 如权利要求 15 所述的压缩机组件，其特征在于，所述轴承表面是一径向轴承表面（717），所述曲轴和所述支承面之一设有凹凸部（728），所述泄漏油沿该凹凸部向所述径向轴承表面和所述曲轴的界面分布。

具有可在相反方向上转动的变容泵的压缩机组件

本发明总体上涉及气密的压缩机，特别地涉及用于气密的压缩机的变容油泵。

各种类型的油泵通常应用于气密的压缩机中，以向压缩机中的众多的交界的轴承表面提供足够的润滑。这些泵的种类例如可以是叶片泵、离心泵或变容泵，本发明涉及的是最后一种类型。本领域内的许多人士认为变容泵是用于压缩机应用中的较佳类型的泵，部分原因是这类泵能产生比其它类型的泵更高的油压。

先前的变容泵包括有这样一些设计，使它们不能在压缩机应用之间进行有效的互换，这些压缩机中具有相反方向转动的曲轴或可逆向旋转的曲轴。这样一种泵的设计用在只有当压缩机曲轴沿单一给定方向旋转时才能为压缩机的各种交界的轴承表面泵送润滑。

由电动机驱动的大多数压缩机意在只沿一单一方向（以下称之为“单向转动”）旋转，但也可以是由于电动机在组装时的误绕线引起的逆向旋转。在这种情况下，某些先前的单向转动的变容泵就不能工作，以向交界的轴承表面提供润滑，在逆向旋转期间压缩机承受或经历极大的磨损。

进而，许多单向转动的压缩机一旦压缩机关机就支承不需要的逆向旋转，因为在压缩机中或结合有压缩机的制冷系统中的排放压力气体通过其压缩机构膨胀。这一现象是众所周知的，特别是在涡旋式压缩机中。由于压缩机关机时排放气体膨胀，这些气体回流进入交错的涡旋卷的排放口，轨道运动涡旋件沿与气体最初被压缩的方向相反的方向轨迹运动。当压缩机关机时，它像一膨胀马达作用，压缩气体使曲轴沿电动机驱动该轴的方向相反的方向转动。有害的噪音和振动伴随着轨道运动涡旋件的这种逆向旋转，而且这是众所周知的问题。为防止轨道运动涡旋件的逆向运动已作了许多种努力，这些努力例如包括在排出口设置单向阀，阻止排出气体逆流动再进入交错的涡旋卷之间的空间。实际上，下述涡旋式压缩机实施例包括这种单向阀。具有先前的单向操作的变容泵的压缩机的逆向旋转不能完全被防止。然而，在逆向旋转期间，向压缩机的交界的轴承表面也不能达到充分润

滑。在这一逆向旋转期间，甚至在压缩机关机时的短暂时间，保持彼此滑动接触的交界的轴承表面也不能提供足够的润滑，且要经受极大磨损和滞塞。

然而，在一些单向转动的压缩机中，在因膨胀排放气体使压缩机逆向旋转的动力短时中断期间，如果动力储存于马达之中而压缩机在膨胀的排放气体影响下仍然逆向旋转，则由马达驱动的压缩机继续逆向转动。

变容泵经常至少部分地浸没在油箱的油中，油箱设于压缩机壳体的下部，而泵由联结于电动机的转子的旋转曲轴驱动，轴的端部设于泵体上并可相对其转动。泵经通过曲轴设置的轴向通道泵送油，该通道与压缩机构中的各润滑点流体连通。在先前的泵中，径向延伸的通道与曲轴上的轴向通道连通，以润滑轴和泵体之间的界面。在某些压缩机中，泵体用作轴承，在径向上和/或轴向上相对压缩机壳体支承轴。在此，径向延伸的通道也与曲轴上的轴向油道连通，以对轴和泵体之间的界面润滑。曲轴的周缘表面和泵体之间公差应保持相当紧密的公差，而且径向延伸的通道的设置需要额外的加工和花费。

为沿两个方向转动的压缩机的交界的轴承表面提供润滑的变容泵是非常需要的，无论设计称之为“双向转动”还是单向转动的压缩机都会由于上述的排放气体的再膨胀、电机的误绕线或短暂的动力中断而逆向转动。

进而，适应压缩机的曲轴和泵体之间的公差的装置，并在曲轴和泵体和/或支承曲轴的轴承之间的润滑也是非常需要的，该轴承包括泵体，不需在轴上额外加工相关的径向延伸的油路。

尽管以下描述的是单向转动涡旋压缩机，应当理解，本发明的变容泵可应用于其他类型的压缩机或膨胀马达，如单向或双向转动的旋转往复活塞式压缩机或双向转动涡旋机。为便于更好理解下述压缩机实施例，授予本发明受让人的美国许可专利 5306126（Richardson）合并于此引作参考，并提供通常涡旋式压缩机的详细描述。

本发明正如与下述实施例有关，它提供一种变容式油泵，该泵设于曲轴的下端，且延伸入由压缩机壳体限定的油箱中。在下面的描述和附图中公开了二个本发明油泵的实施例。在第一实施例中，变容泵由外部轴轴承支承。在第二实施例中，泵由连接到压缩机壳体或某些

其它支承的防转动弹簧支承。该泵包括油泵本体、轴延伸段（第二实施例）、叶片，逆向孔板、保持销、波型垫片、保持板和卡簧。第一实施例的外轴承和第二实施例防转动弹簧分别用作油泵本体。在曲轴的下端形成一槽，以接纳转动叶片，该叶片是通过在压缩机工作期间曲轴的转动引起旋转的。

在压缩机工作期间，泵浸没在油箱内，曲轴在转动，泵通过至少一条通道收集油，转动叶片向刮片或转动活塞一样结合油泵本体和逆向孔板形成的封闭区域对收集的油作用，以将油压入并通过设于逆向板上的锚型油路，油向上流入曲轴和其延伸段上的内轴向孔。轴向油路延伸到曲轴的最上部，将润滑输送到其上。

压缩机机构的各部件，如涡旋压缩机相关的转动或止推轴承是通过设于和/或沿曲轴的侧向或径向延伸的开口和通道或槽润滑的。本发明的油泵可以有一定的泄漏，使油连通于下轴承表面，而不会降低泵的主油流或无需轴的下部上的径向延伸的通道。本发明的转动叶片可以是弹簧加载的转动叶片，以在叶片元件的端部和油泵本体的内表面之间提供更正确的接触，从而，降低泄漏，增加油泵的效率。

本发明提供一种压缩机组件，它包括一压缩机构，曲轴设有纵向延伸的输油通路，输油通道与压缩机构的相对移动的交界的轴承表面流体连通。和提供一种油泵组件，该油泵组件油泵本体，它有内表面和可相对曲轴转动，叶片设在泵本体内并与曲轴一同转动，叶片的至少一端与油泵本体的内表面滑动接合，孔板设在泵本体内并有转动的相对的第一和第二位置：叶片与孔板的相邻表面滑动接合；孔板设有进口和出口。泵本体从油源接受油，泵本体内接受的油被叶片直接送入孔板进口，孔板出口与输油通路流体连通，引入孔板进口的油响应叶片和孔板之间的相对运动迫压向孔板出口，由此，油从油源通过输油通路泵送。

本发明还提供一泵组件，它包括设有纵向延伸的通路的转动轴，相对一轴转动且有内表面的泵本体，在轴和泵本体之间存在着相对转动，设在泵本体内的叶片，叶片与轴一同转动，叶片的至少一端与泵本体的内表面滑动接合，和设在泵本体内的孔板。叶片与孔板的相邻表面滑动接合。孔板没有进口和出口，孔板进口接纳由叶片从液体源引入其内的液体，出口与轴通路流体连通。液体响应叶片和孔板之间

的相对运动从孔板进口迫压到孔板出口，从而，液体通过通路由液体源泵送，轴有一由泵本体的表面围绕的表面，提供轴表面和围绕的泵本体表面之间的界面。泵组件有用于沿轴的表面从泵组件向该界面提供泄漏液体的装置，从而，由泄漏的液体润滑界面。

本发明还提供一种压缩机组件，它包括压缩机构，操作也连接于压缩机构的转动曲轴，设有纵向延伸的输油通路的曲轴，该输油通路与压缩机构的相对移动的交界的轴承表面流体连通，和提供油泵组件，该油泵组件包括相对曲轴设置的并有内表面的泵本体，曲轴和泵本体之间存在相对运动，在泵本体内设有叶片，叶片与曲轴一同转动，叶片的至少一端与泵本体的内表面滑动接合，和设在泵本体内的孔板，叶片也孔板的相邻表面滑动接合。孔板设有进口和出口，孔板进口通过叶片从油源接纳引入其内的油，出口与曲轴输油通路流体连通。油响应叶片和孔板之间的相对运动从孔板进口迫压到孔板出口，从而，油通过输油通路从油源泵送。曲轴有一由泵本体的一表面围绕的表面，在曲轴表面和围绕的泵本体表面之间有界面。该泵组件有用于沿轴的表面从泵组件向该界面提供泄漏液体的装置，从而，泄漏的液体润滑界面。

下面结合附图对本发明的一实施例进行描述，从中可以更清楚地看出本发明的上述及其它特征和目的以及得到这些特征和目的的方式，本发明本身也会得到更好的理解，其中：

图 1 是本发明的涡旋式压缩机的一涡卷的剖面图；

图 2 是图 1 所示的涡旋式压缩机的壳体内的俯视图；

图 3 是图 1 所示的压缩机的固定涡旋件与框架件之间的一密封结构的一第一实施例的放大的剖面图；

图 4 是图 1 所示的涡旋式压缩机的固定涡旋件的仰视图；

图 5 是图 4 所示固定涡旋件的俯视图；

图 6 是一部分剖面图，示出图 4 所示的固定涡旋件的安装特征；

图 7 是图 4 所示固定涡旋件的一部分剖面图；

图 8 是沿图 5 中的 8-8 线截取的固定涡旋件的一剖面侧视图；

图 9 是图 4 所示固定涡旋件的渐开线涡卷的最内部位的一放大的局部仰视图；

图 10 是图 1 所示的涡旋式压缩机的轨道运动涡旋件的一仰视图；

图 11 是图 10 所示的轨道运动涡旋件的一俯视图;

图 12 是图 10 所示的轨道运动涡旋件的一局部剖面的侧视图，示出带有一轴向油路的内毂部分;

图 13 是图 10 所示的轨道运动涡旋件的涡卷的最内部位的一放大的局部俯视图;

图 14 是图 10 所示的轨道运动涡旋件沿图 11 中的 14-14 线截取的一剖面侧视图;

图 15 是图 10 所示的轨道运动涡旋件的一放大的局部剖面图，示出一轴向油路;

图 16 设置在图 1 所示的涡旋式压缩机的轨道运动涡旋件与主轴承或框架之间的一密封件的一第一实施例的一放大的局部剖面侧视图;

图 17 设置在图 1 所示的涡旋式压缩机的轨道运动涡旋件与主轴承或框架之间的一密封件的一第二实施例的一放大的局部剖面侧视图;

图 18 是位于一涡旋式压缩机的固定涡旋件的外周边与主轴承或框架之间的一单片密封件的一实施例的俯视图;

图 19 是一放大的局部剖面侧视图，示出图 3 所示的密封结构实施例的一种替换;

图 20 是图 1 所示的涡旋式压缩机的十字连轴节环的一第一实施例的一顶部透视图;

图 21 是图 20 所示的十字连轴节环的底部透视图;

图 22 是图 20 所示的十字连轴节环的俯视图;

图 23 是图 20 所示的十字连轴节环的一第一侧视图;

图 24 是图 20 所示的十字连轴节环的一第二侧视图;

图 25 是图 1 所示涡旋式压缩机的十字连轴节环的一第二实施例的俯视图;

图 26 图 1 所示的压缩机组件沿线 26-26 的剖面俯视图，其十字连轴节和固定涡旋件凹座以阴影示出;

图 27 是用于图 1 所示的涡旋式压缩机的排放单向阀组件的一排放阀件的一第一实施例的俯视图;

图 28 是图 27 所示的排放阀件的左视图;

图 29 是用于图 1 所示的压缩机的排放单向阀组件的一排放阀保持件的一第一实施例的前视图;

图 30 是图 29 所示的排放阀保持件的俯视图;

图 31 是图 29 所示的排放阀保持件的左视图;

图 32 是用于排放单向阀组件的一实施例的一滚柱弹簧销的端视图;

图 33 是图 32 所示的滚柱弹簧销的前视图;

图 34 是用于所述排放单向阀组件的一实施例的一衬套的侧视图;

图 35 是与排放单向阀组件连用的一排放阀件的一第二实施例的俯视图;

图 36 是图 35 所示的排放阀件的后视图;

图 37 是图 35 所示的排放阀件的右视图;

图 38 是用于排放单向阀组件的一排放阀件的一第三实施例的俯视图;

图 39 是图 38 所示的排放阀件的后视图;

图 40 是图 38 所示的排放阀件的右视图;

图 41 是图 1 所示的压缩机的固定涡旋件的剖面侧视图,其中包括一排放单向阀组件的实施例;

图 42 是图 1 所示的压缩机的固定涡旋件的剖面侧视图;其中包括排放单向阀组件的一种替换的实施例;

图 43 是用于图 1 所示压缩机的排放单向阀组件的一排放阀保持件的一第二实施例的前视图;

图 44 是图 43 所示的排放阀保持件的左视图;

图 45 是图 43 所示的排放阀保持件的俯视图;

图 46 是排放气流偏转机构的一第一实施例的侧视图;

图 47 是图 46 所示的排放气流偏转机构的俯视图;

图 48 是图 46 所示的排放气流偏转机构的前视图;

图 49 是排放气流偏转机构的一第二实施例的侧视图;

图 50 是图 49 所示的排放气流偏转机构的俯视图;

图 51 是图 49 所示的排放气流偏转机构的前视图;

图 52 是排放气流偏转机构的一第三实施例的侧视图;

图 53 是图 52 所示的排放气流偏转机构的俯视图;

图 54 是图 52 所示的排放气流偏转机构的前视图;

图 55 是图 1 所示的涡旋式压缩机的曲轴的侧视图;

图 56 是图 55 所示的曲轴沿线 56-56 的剖面侧视图;

图 57 是图 55 所示的曲轴的仰视图;

图 58 是图 55 所示的曲轴的俯视图;

图 59 是图 55 所示的曲轴的一放大的局部剖面侧视图，示出与图 1 所示的压缩机的轴承润滑系统相关的喇叭口形油道或集油槽;

图 60 是图 55 所示的曲轴的上部的一放大的局部剖面侧视图;

图 61A 是图 1 所示的涡旋式压缩机的偏心滚柱的仰视图;

图 61B 是图 61A 所示的偏心滚柱的侧视图;

图 61C 是图 61B 所示的偏心滚柱沿线 61C-61C 截取的侧视图;

图 62 是图 61A 所示的偏心滚柱沿线 62-62 截取的剖面侧视图;

图 63A 图 1 所示的压缩机组件一第一放大的剖面侧视图;

图 63B 是图 1 所示的压缩机的一第二放大的剖面侧视图;

图 64 是图 63A 所示的压缩机组件沿 64-64 线截取的一局部剖面端视图;

图 65 是图 1 所示的涡旋式压缩机的下部的一第一局部剖面侧视图，示出一变容式油泵的一第一实施例;

图 66 是图 65 所示的变容式油泵的一第二剖面侧视图;

图 67 是图 1 所示涡旋式压缩机的仰视图，图中未示出下轴承和油泵;

图 68 是图 65 所示的下轴承和变容式油泵组件的一分解的下部视图;

图 69 是图 65 所示的下轴承和变容式油泵组件的一剖面侧视图;

图 70 是图 69 所示的泵壳体的下部的一放大的局部剖面侧视图;

图 71 是图 69 所示的下轴承的上部的一放大的局部剖面侧视图;

图 72 是图 69 所示的油泵壳体的一放大的剖面侧视图，示出油泵进口;

图 73 是图 69 所示的下轴承和油泵的仰视图;

图 74 是图 68 所示的油泵的泵叶片或刮板的俯视图;

图 75 是图 74 所示的泵叶片的侧视图;

图 76 是图 68 所示的油泵的逆流孔板的俯视图;

图 77 是图 76 所示的逆流孔板的右视图;

图 78 是图 76 所示的逆流孔板的仰视图;

图 79 是图 76 所示的逆流孔板的顶部透视图;

图 80 是变容式油泵的一第二实施例的一分解侧视图;

图 81 是图 80 所示的组装好的油泵的一剖面侧视图;

图 82 是一摆杆径向顺应机构的一受力图;

图 83 是一图表，示出在从 100 至 1000 1bf 变化的切向气体力的情况下，由于固定涡旋件相对于曲轴中心的偏移所导致的侧翼接触力的值与轨道运动半径的变化的关系;

图 84 是一图表，示出在固定涡旋件相对于曲轴中心偏移 0.010 英寸的情况下，对于若干切向气体力的值，侧翼密封力的值与曲轴角的关系;

图 85 是一图表，示出对于一高负荷压缩机，切向气体力的变化值与曲轴角的关系;

图 86 是一图表，示出在固定涡旋件相对于曲轴中心偏移 0.020 英寸和图 85 所示的切向气体力变化的情况下，侧翼密封力的值与曲轴角的关系;

图 87 是一图表，示出在各种固定涡旋件相对于曲轴的偏移值的情况下，峰值至峰值转矩负荷变化的计算值与曲轴角的关系;

图 88 是一图表，示出在不同的固定涡旋件相对于曲轴中心的偏移值的情况下，峰值至峰值曲轴转矩变化的计算值与径向顺应角的关系;

图 89 是图 1 所示的压缩机沿线 89-89 截取的俯视图，示出曲轴中心线相对于固定涡旋件中心线的偏移;

图 90 是图 1 所示的压缩机沿线 90-90 截取的俯视图，示出固定涡旋件的轴向中心线;

图 91 是图 1 所示的压缩机沿线 91－91 截取的俯视图，示出固定涡旋件的轴向中心线; 和

图 92 是图 91 所示压缩机的一放大很多的局部剖面仰视图，示出曲轴中心线相对于固定涡旋件中心线的偏移.

在这些附图中，相应的标记表示相应的部件. 在此所给出的例子示出本发明的一优选实施例的一种形式，这些例子不是为了以任何方式限制本发明的范围.

在附图所示的本发明的一实施例中，所示出的涡旋式压缩机 20 是一种竖直轴的实施例. 该实施例只是一个例子，本发明并不限于此例。

现在参见图 1，图中示出的涡旋式压缩机 20 具有包括上部 24、中部 26 和下部 28 的壳体 22．在一种替换的形式中，中部 26 与下部 28 可以结合成一整体的下部壳体件。壳体部分 24、26、28 气密密封，并通过焊接或铜焊等工艺固定在一起．下壳体部分 28 还用作将压缩机 20 安装在一竖直位置的安装法兰．本发明同样适用于水平压缩机布置．在壳体 22 内有电机 32、曲轴 34 和涡卷机构 38，曲轴 34 由下轴承 36 支撑．电机 32 包括定子 40 和转子 42，转子 42 带有孔 44，曲轴 34 接收在该孔内．收集在储油槽或池 46 中的油提供了一油源，并在入口 50 被抽吸到变容式油泵 48 中，并从油泵 48 排入下油路 52。润滑油沿油路 52 和 54 运行，从而输送给轴承 57、59 并输送在后面将描述的互相啮合的涡卷之间。

涡旋式压缩机机构 38 一般包括一固定的涡旋件 56，轨道运动的涡旋件 58 和主轴承框架件 60．固定涡旋件 56 由多个安装螺栓或件 62 固定于主轴承架件 60．固定涡旋件 56 包括大致扁平的端板 64，其具有基本上为平面的表面 66、侧壁 67 和一渐开线状的固定涡卷件 68，涡卷件 68 在轴向上从表面 66 向下延伸。轨道运动的涡旋件 58 包括大致平的端板 70 和渐开线的轨道运动涡卷件 76，端板 70 具有基本上平的后表面 72 和基本上平的顶面 74，件 76 在轴向上从顶面 74 向上延伸。当压缩机 20 处于断电模式时，轨道运动的涡旋板 70 的背面 72 在止推轴承面 78 上与主轴承件 60 接合．

涡旋机构 38 组装成固定涡旋件 56 与轨道运动涡旋件 58 互相啮合，因此，固定涡卷 68 与轨道运动涡卷 76 在运行上彼此配合．为了确保压缩机正常运行，这样来制造表面 66 和 74 以及涡卷 68 和 76，使得当固定涡旋件 56 和轨道运动涡旋件 58 在轴向上互相压向对方时，涡卷 68 和 76 的尖端与相应的相对表面 74 和 66 密封接合．在压缩机运行时，轨道运动涡旋件 58 的背面 72 在轴向上与止推面 78 按照严格的机加工公差和轨道运动涡旋件 58 向固定涡旋件 56 的轴向运动的允许量隔开。围绕偏心的曲轴销 61 定位在曲轴 34 的顶部的是圆柱滚子 82，其包括摆杆机构 80．参见图 61A，滚柱 82 上设有接收曲轴销 61 的偏心轴向孔 84 和接收限位销 83 的偏心轴孔 618，限位销 83 压配合到孔 620 内，并从该孔 620 中伸出，孔 620 提供在曲轴轴颈部分 606（图 56）的上轴向表面上．滚柱 82 能够绕曲轴销 61 作微小的枢轴运动，其相对运动受到松散地装配在滚柱孔 618 内的限位销 83（图 61C）的限制。当电机 32 使曲轴 34

旋转时，滚柱 82 和十字连轴节环 93 使轨道运动涡旋件 58 相对于固定涡旋件 56 作轨道运动．通过这种方式，摆杆机构 80 起到径向顺应机构（compliance mechanism）的作用，促进固定涡卷 68 与轨道运动涡卷 76 的侧面之间的密封接合的作用．

当压缩机 20 运行时，制冷剂流体在抽吸压力下通过抽吸管 86（图 2）吸入，抽吸管 86 密封地接收到固定涡旋件 56 上的埋头孔 88（图 4、8）中．用 O 形密封圈 90 来增加吸管 86 与埋头孔 88 之间的密封（图 8）．固定涡旋件 56 上的吸孔 88 将吸管 86 与环状 O 形密封圈 90 接收在一槽内，以便使吸管 86 与固定涡旋件 56 正常密封．吸管 86 通过吸管适配器 92 固定于压缩机 20，吸管适配器 92 铜焊或钎焊于吸管 86 和壳体 22 上的孔 94（图 2）．吸管 86 包括抽吸压力制冷剂通路 96，制冷剂流体通过该通路从一制冷系统（未示出），或其它系统通向由固定涡旋件 56 和框架件 60 限定的抽吸压力腔室 98．

抽吸压力制冷剂沿抽吸通路 96 运行，并进入抽吸腔 98，以供涡旋机构 38 压缩．当轨道运动涡旋件 58 相对于固定涡旋件 56 作轨道运动时，其将抽吸腔室 98 内的制冷剂流体留住，并在由固定涡卷 68 和轨道运动涡卷 76 构成的封闭槽内压缩．随着轨道运动涡旋件 58 继续其轨道运动，制冷剂的槽向排放口 100 在径向上逐渐向内扩展．随着制冷剂槽沿涡卷 68 和 76 逐渐扩展通向其排放口 100，其体积逐渐减小，因此引起制冷剂压力的增加．涡旋组件内的这种压力增加导致一使涡旋件分开的向外作用的轴向力．如果这种轴向分离力过大，则可能引起涡卷的尖端在空间上离开相邻的涡旋板，导致压缩的制冷剂从槽中泄漏并使效率损失．至少一个轴向压力，后面将要对其讨论，施加到轨道运动涡旋件的背面，以克服涡旋组件内的轴向分离力，从而保持住压缩的槽．然而，如果该轴向压力过大，将会导致进一步的低效率．因此，在设计一台高效压缩机时必须考虑并计算作用在涡旋组件上的所有力，在其上作用一足够但不超过的轴向力．

涡旋组件内的压缩循环一完成，处于排放压力下的制冷剂流体就通过排放口 100 和排放单向阀组件 102 排出，排放口 100 穿过固定涡旋件 56 的面板 64．为了更容易从涡卷之间排出高压制冷剂，固定涡旋件 56 的表面 66 上可以设有小卵石状的凹槽 101，如图 9 所示，排放口 100 位于其内．为了同样的目的的一种替换形式是，可以在轨道运动涡旋件 58

的表面 74 上提供小卵石状的凹槽 101'，如图 11 所示。制冷剂经排放口 100 从涡卷之间排入排放增压室（discharge plenum chamber）104，该室由排放气流偏转机构 106 的内表面和固定涡旋件 56 的顶面 108 限定。压缩的制冷剂被引入壳体腔室 110，在那里通过排放管 112（图 2）使用压缩机 20 的制冷或空调系统。

为了说明在正常运行期间压缩机 20 内的不同的压力下的不同的流体之间的关系，我们来检验压缩机用于一典型的制冷系统的例子。当在常规的制冷循环期间制冷剂流过一通常的制冷系统时，在抽吸压力下吸入压缩机的流体随着与系统相关的负荷的变化而改变。当负荷增加时，进入流体的抽吸压力增加，而当负荷减小时，抽吸压力也下降。由于进入涡旋组件并最终进入在其内形成的压缩的槽的流体处于抽吸压力，所以随着抽吸压力的变化，压缩的槽内的流体压力也变化。因此，在压缩的槽内的制冷剂的中间压力相应地随着抽吸压力而增加和下降。抽吸压力的变化导致涡旋组件内的轴向分离力的相应的变化。当抽吸压力下降时，涡旋组件内的轴向分离力下降，并且用于保持涡旋组件的整体性的轴向压力的需求量下降。显然，这是压缩机的运行包迹线可以随着抽吸压力而变化的动态情形。因为轴向顺应力从压缩的槽中得到，因此其随着抽吸压力而波动，所以，保持了一种有效的压缩机 20 的运行包迹线。轴向顺应力的实际大小部分地取决于孔 85（图 12）的位置和腔室 81 的容积。

环形腔室 81 由轨道运动涡旋件 58 的背表面 72 和轴承 60 的上表面限定。环形腔室 81 形成一中压腔，其经孔 85 与容纳在于涡旋组件内形成的压缩的槽中的流体相连通。压缩的槽中的流体处于在排放压力与抽吸压力之间的压力。虽然油和接触面的自然密封性能可以提供足够的密封，但在图示实施例中，用连续的密封件 114 和 116 将中压腔 81 与径向上相邻的容腔隔开，各密封件可以如图所示为环形的，这两个容腔分别处于抽吸压力与排放压力。密封件 114 在周向上比密封件 116 长得多。

如图 12 所示，孔、通道或管 85 设置在轨道运动涡旋件 58 的板部分 70 上，并在压缩的槽与中压腔室 81 之间提供了流体连通。虽然在此描述了这种特殊的结构，但其仅仅用于举例，而不是限制。

在固定涡旋件 56 与将压缩机的排放侧与抽吸侧分开的框架 60 之间提供 O 形密封圈 118。参见图 3，图中示出固定涡旋件 56 和框架 60 上分

别具有靠在一起的轴向表面 120、122。固定涡旋件 56 与框架 60 的表面 120 与 122、径向表面 124 与 126 的相邻接合的外侧均为滑动接合。框架 60 设有一轴向环形表面 128，固定涡旋件 56 设有一朝向框架的表面 128 的阶梯状轴向面 130。框架 60 还设有一外环形凸缘 132，其从表面 128 向上延伸，但不延伸到挨着固定涡旋件的表面 130 的程度。表面 126、128、130 和凸缘 132 的内表面限定一四边的腔室，一通常的 O 形密封圈 118 设置在该腔室内。O 形密封圈 118 由通常的密封材料制成，例如 EPDM 橡胶等。表面 128 和 130 与 O 形密封圈 118 接触，并将其挤在其间，即，由上述固定涡旋件与框架表面和密封件 118 构成的密封结构为一种轴向密封。在将固定涡旋件 56 组装于框架上时，将 O 形密封圈 118 放置在框架的表面 128 上，由凸缘 132 将其定位，并将固定涡旋件装到其上。由于表面 120 与 122 靠接，密封件 118 在表面 128 与 130 之间被挤压成其密封形状，因此，压缩机的抽吸和排放部分被密封地隔开。

图 18 示出一种包括 O 形密封圈 118'的替换的密封结构，在其内径上带有多个孔眼 134，如图 19 所示，该密封结构将固定涡旋件 56'与框架 60 密封在一起。孔眼围绕着将固定涡旋件 56'固定于框架 60'的螺栓 62（图 1）。在这种替换的实施例中，固定涡旋件 56'设有与框架 60'的轴向面 122'靠接的轴向面 120'。框架 60'的径向面 124'滑动地与固定涡旋件 56'的径向面 126'接合。固定涡旋件 56'设有一环形阶梯，其限定轴向表面 130'，框架 60'设有一环形阶梯，其具有截头圆锥形表面 128'。当固定涡旋件 56'安装于框架 60'时，由于孔眼 134 大致围绕螺栓 62 伸入其内的螺栓孔布置，所以 O 形密封圈 118'与框架 56'的外径向面 136 和环形轴向表面 130'以及框架 60'的截头圆锥形表面 128'密封接触。因此，如图所示，在这种替换的密封结构中，O 形密封圈既在轴向又在径向与固定涡旋件和框架密封接合。

图 20 至 24 示出用于压缩机 20 的一十字连轴节的实施例。十字连轴节环 93 设置在固定涡旋件 56 与轨道运动涡旋件 58 之间，并包括两对多少细长的片件 204、206 和 208、210，它们分别从十字连轴节环的相对轴向侧 224 和 226 延伸出。各片件 204、206、208 和 210 具有一矩形横剖面，并且各对片件在一共同的方向上对正。在图 22 中可以看出，一对片件 204 和 206 对正的方向大致垂直于另一对片件 208 和 210 对正的方向。参见图 26，十字连轴节 93 设置在固定涡旋件 56 的凹入部分 202 内。

在图 26 中，凹入部分 202 和十字连轴节 93 都以阴影线示出，两部分的阴影线彼此垂直，凹槽部分 202 与十字连轴节 93 的重叠部分的阴影线也重叠，以便比较。图 41、42 和 91 也示出了固定涡旋件 56 的凹入部分 202. 在图 26 中还示出，固定涡旋件 56 的大致相对的径向侧上设有细长的凹入或狭槽 212 和 214，十字连轴节片件 204 和 206 可滑动地设置在其内. 如图 26 所示，细长的槽 212 和 214 在平行于平面 220 的方向延伸，吸管埋头孔 88 沿该平面定向. 平面 220 大致垂直于平面 222，平面 222 是固定涡旋件 58 偏转到其最大偏转时刻的平面. 从图 26 中可以看出，固定涡旋件 58 设有一对细长凹入或槽 216、218，片件 208 和 210 可滑动地接收在其内. 容易理解，十字连轴节 93 将固定涡旋件 58 键接于固定涡旋件 56，使其不能相对于固定涡旋件旋转. 但是，固定涡旋件 58 相对于固定涡旋件 56 作偏心的轨道运动，其轨道运动由在凹槽 212、214、216 和 218 中滑动的片件 204、206、208 和 210 的引导. 在图 26 中应该注意，当片件 204 和 206 分别处于其相应的槽 212 和 214 的一端的一位置（所示位置）时，在抽吸孔 88 所在的平面 222 的侧部上的十字连轴节 93 的外圆周面非常接近于凹槽 202 的相邻的径向内壁 203. 与此相似，当片件 204 和 206 分别处于其相应的狭槽 212 和 214 的相对端的一位置（未示出的位置）时，在平面 222 的相对于抽吸孔 88 所在的一侧（图 26 中的上左侧）上的连轴节 93 的外圆周面非常接近于凹槽 202 的相邻的径向内壁 203. 因此，熟悉本领域的人员应该理解，凹槽 202 的尺寸非常适合于十字连轴节 93 沿轴线 240 的往复运动，轴线 240 位于平面 220 内. 因此，容纳十字连轴节 93 所需的空间被减至最小.

再次参见图 20 至 24，可以看到，十字连轴节 93 的各相对的轴向侧 224 和 226 的每一个设有垫表面 228 至 236. 垫表面 228a、232a、234a 和 236a 位于侧面 224 上；在十字连轴节 93 的相对侧 226 上设有直接位于侧面 224 上的垫表面之下并与其形状相配的相应的表面 228b、230b、232b、234b 和 236b. 在图 20 至 25 的各图中，垫面以阴影线或横格示出，以便清楚地示出其总体形状和部分. 图 25 示出替换的十字连轴节 93'，其基本上与十字连轴节环 93 一样，只是它是以烧结的粉末冶金工艺制备，而不是通过金属机加工而成. 可以看出，十字连轴节环 93' 的主要区别在于围绕各片件的材料的面积略微扩大.

如图 1 所示，可以看出，十字连轴节环 93、93'设置在固定涡旋件涡旋件 58 之间．而且，轨道运动 56 与轨道运动涡旋件 58 的表面 74 具有一远离的周边表面部分 205，它位于其涡卷 76 的外侧，并朝向十字连轴节环 93、93'的下侧 226．与此相似，固定涡旋件 56 的凹入区域 202 具有朝向下方的表面 238（图 91），其面对十字连轴节环 93、93'的上侧 224．在十字连轴节环 93、93'的相对侧上的垫 228 至 236 滑动接触表面 205 和 238．参见图 22 和 25，垫面 228a 和 228b 具有位于平面 220 的相对侧上的部分．

图 22、24 和 25 示出从中心穿过十字连轴节 93、93'的厚度并位于平面 222 内的轴线 240．在压缩机运行期间，轨道运动涡旋件 58 倾向于绕平面 220 内的一平行于轴线 240 的轴线在平面 222 内翻转．当轨道运动涡旋件 58 在平面 222 内翻转时，表面 74 的远离部分 205 仅仅在平面 220 的相对侧上交替地与十字连轴节环 93、93'的侧面 226 上的垫面部分接触．参见图 1、22、24 和 25，当轨道运动涡旋件 58 如图 24 所示在平面 222 内以顺时针方向绕一大致平行于轴线 240 并且接近平面 220 的轴线旋转时，表面部分 205 的一部分向上旋转，并与十字连轴节环 93、93'接触，接触到垫 234b 和 236b 以及 228b 的一部分．这一动作迫使相对侧的垫面 234a 与 236a 和 228a 的一部分（都在图 22、25 中的平面 220 的左侧）与固定涡旋件凹入区域 202 中的相邻部分的轴向表面 238 接触．相反，当轨道运动涡旋件 58 如图 24 所示以逆时针方向绕一大致平行于轴线 240 并接近平面 220 的轴线在平面 222 内翻转时，表面部分 205 的径向相对的部分向上旋转，与十字连轴节接触，接触垫 230b、232b 和 228b 的一部分．这种动作迫使相对侧的垫面 230a 和 232a 和 228a 的一部分（都在图 22、25 中的平面 220 的右侧）与固定涡旋件凹槽 202 上的相邻部分的轴向表面 238 接触．在压缩机运行过程中，轨道运动涡旋件 58 在平面 222 内的翻转在上述顺时针与反时针运动之间摆动．因此可以看到，连轴节 93、93'的移动被对正，以支撑轨道运动涡旋件的表面 205，并防止其翻转．参照图 26 可以理解，十字连轴节在与轨道运动涡旋件上的摆动的翻转运动的最大值相对的位置上支撑轨道运动涡旋件的表面 205，因此防止了轨道运动涡旋件的颤动．

压缩机一关闭，电机 32 和曲轴 34 不再驱动轨道运动涡旋件 58 的轨道运动，因此，其根据作用在其上的气压自由运动，该气压包括排放口

100 和抽吸孔 188 之间的压差。而且，压缩机一关闭，在排放腔室内所含的流体与在涡旋组件内所含的流体之间存在着一压差，涡旋组件内的流体压力低于排放腔室内的流体压力。由于两容积寻求压力均衡，出现了制冷剂流体从排放腔室向涡旋组件的反向流动。但这并无妨碍，因为这一压差作用在轨道运动涡旋件 58 上，引起其相对于固定涡旋件 56 以相反的方式轨道运动。这种相反的轨道运动导致制冷剂以相反的方向流入排放孔 100，并经抽吸孔 88 排入制冷剂系统。这种在压缩机关闭时反向涡旋旋转的问题是涡旋式压缩机长期以来的问题。为了消除这一问题提供了阀组件 102，其利用从排放腔室流入涡旋组件的流体作用在排放单向阀上，以便迅速地将单向阀移动到一覆盖排放口的关闭位置。通过这种方式防止了反向轨道运动，并可逐渐获得更好的均衡。

图 1 和 27-45 示出可用于压缩机 20 的排放单向阀组件 012、102' 的各部件和实施例。这些实施例中的每一个都包括一轻的塑料或金属旋转阀，其与固定涡旋件 56 上的排放口 100 相邻或直接位于其上，并由一阀保持件 310 或 324 保持在位。在图 27、28; 35-37; 38-40 中分别示出了其它形式的的阀件 302、302'和 302''。这种阀件或者可以设有枢轴运动的凸耳 309，或者设有一孔 322，用于接收一滚柱弹簧销 320，其上带有衬套 318。凸耳 309 或衬套 318 接收在阀保持件上的衬套凹槽 318、318'中。

当压缩机运行时，处于抽吸压力的制冷剂流体通过吸管 86 引入，吸管 86 密封地接收到固定涡旋件 56 上的埋头孔 88 内，并通入由固定涡旋件 56 和框架件 60 限定的抽吸压力腔 98。涡旋机构 38 压缩抽吸压力制冷剂。当轨道运动涡旋件 58 相对于固定涡旋件 56 轨道运动时，抽吸腔室 98 内的制冷剂流体被压缩到固定涡卷 68 与轨道运动涡卷 76 之间，并径向向内朝向体积逐渐减小的槽内的排放口 100 输送，从而使制冷剂压力增加。

在排放压力下的制冷剂流体通过排放口 100 向上排放，并在阀件 302、302'、302''的背面 306 上作用一开启力，使其运动到或保持在一开启位置。制冷剂被排入由排放气流偏转机构 106 和固定涡旋件 56 的顶面 108 限定的排放增压室或腔室 104。压缩的制冷剂从排放气流偏转机构引入壳体腔室 110，在那里经排放管 112 进入利用压缩机 20 的一制冷系统。

排放单向阀 102、102'在压缩机停止时防止制冷剂的逆流，从而防止涡旋机构 38 的反向轨道运动．参见图 42-45，单向阀组件 102 包括矩形阀件 302，其具有前表面 304、后表面 306 和枢轴运动部分 308、阀件保持件 324、衬套 318 和弹簧销 320．后表面 306 朝向排放口 100，并优选比排放口 100 的面积大．销 320 穿过枢轴运动部分 308 上的孔 322，并与衬套 318 一起装在阀件 302 的相对侧，使衬套 318 的径向凸缘与阀件相邻。衬套 318 可旋转地设置在件 324 的两相对侧的衬套凹槽 316 内．在压缩机运行过程中，制冷剂作用在前和后表面 304 和 306 上，从而使阀件 302 相对于件 324 枢轴运动，件 324 相对于固定涡旋件 56 固定。阀保持件 324 安装在阀件上并围绕着该阀件，其包括两个安装延伸段 312，该两安装延伸段可以固定于固定涡旋件，例如利用螺栓．在组装时，弹簧销 320 接收在阀件 302 的孔 322 内，衬套 318 装在销的端部。阀保持件定位在阀件上方，两个衬套接收在两个凹槽内，两个安装延伸段定位在与固定涡旋件 56 的上表面上的安装孔相邻的地方。然后利用两个安装螺栓或类似件将阀组件固定于固定涡旋件。阀件 302'（图 35-37）和 302''（图 38-40）具有整体的衬套或凸耳 309，没有弹簧销；各阀件可以与上述保持件 310 或 324 连用。

作用在背面 306 上的排放制冷剂的力将阀 302 压到阀止挡件 314、314'上。值得注意的是，阀 302 不是双稳的，如果去掉了作用在背面 306 上的排放制冷剂上的力，则在重力的影响下倾向于返回其关闭位置。在压缩机关闭期间，压缩机的排放压力壳体腔室 110 内的制冷剂通过排放口 100 向抽吸压力腔室 98 移动．通过阀止挡件 314 上的释放孔 326，制冷剂穿过止挡件 314，作用在阀件 302 的前表面 304 的大表面面积上，使其迅速向排放口转动，并与固定涡旋件 56 的周边表面 108 接合，使得前表面 304 覆盖并基本上密封排放口 100 的孔．释放孔 326 还防止“静摩擦”，这种静摩擦容易引起阀件抱住止挡件，这种情况在压缩机运行时可能发生。通过这种方式，防止了制冷剂从排放压力壳体腔室 110 逆流到抽吸腔室 98，并穿过抽吸通道 96．一采用阀保持件 310 的排放单向阀以一种相似的方式作用，其止挡件 314'提供一大面积的阀前表面 304，在压缩机关闭时，该前表面暴露于逆流的排放气体。期望面 304 与止挡件 314 面对止挡件 314 的完全交界面，以提供较好的阀磨损。

由于壳体腔室 110 有效地与抽吸腔室 98 密封隔离，所以有效地消除了压差，从而防止轨道运动涡旋件 58 的反向轨道运动。在交错的涡卷之间的涡旋压缩腔室内的加压的制冷剂作用在涡旋机构 38 上，使轨道运动涡旋件 58 的涡卷与固定涡旋件 56 的涡卷径向分离。由于涡旋件 56 和 58 不再彼此密封，所以其内的制冷剂能够通过涡旋件的涡卷 68 和 76 泄漏，并使涡旋机构 38 内的压力达到平衡。

在涡旋式压缩机的正常运行期间，排放压力制冷剂通过排放孔排放，使排放单向阀移动到开启位置。可以提供一施加偏压力的弹簧（未示出）来防止由于在压缩机运行期间发生的压力脉动而引起单向阀的振动，并导致颤抖。

如图 1 所示，排放气流偏转机构 106 连接于固定涡旋件 56，并围绕着固定涡旋件的环形凸起 402。图 46、47 和 48 示出排放气流偏转机构的第一实施例。图 49、50 和 51 示出气流偏转机构的第二实施例。图 52、53 和 54 示出气流偏转机构的第三实施例。气流偏转机构可以连接于固定涡旋件，例如通过将整个或部分下周边 404 弯曲到环形凸起 402 上的一环形凹槽内。在替换形式中，在环形凸起上形成一系列切口，以便沿着气流偏转机构的下周边形成一系列卷曲。其它装置，例如压配合，锁定凸起等可以用来将气流偏转机构固定于固定涡旋件。还有，如第三实施例的气流偏转机构 106''（图 53）所示，气流偏转机构可以设有多个孔 414，它们在固定涡旋件表面 108（图 5）上的多个锥形孔 416 的上方对正，这种气流偏转机构通过螺纹连接件（未示出）连接于固定涡旋件。

在压缩机运行期间，压缩的制冷剂流体通过排放单向阀 102 从排放孔 100 中排出，进入由气流偏转机构的内表面和固定涡旋件的上表面 108 限定的排放腔室 104。气流偏转机构 106 可以这样定位，使得通过出口 406 流出腔室 104 的排放气体向下流过在壳体 22 之间形成的间隙 408（图 1、2）、固定涡旋件 56 和框架 60，并进一步沿通路 411 流入壳体腔室 110，以便最佳地环绕连接于定子绕组 410 的电机过负荷保护器 41 流过。因此，气体偏转机构提供一种电机保护的附加措施，确保热的排放气体直接流向过负荷保护器。

如图 49 至 51 的实施例所示，气流偏转机构出口 406' 可以设有一向下翻转的挡板 412，以便将向外流动的排放气体进一步向下引向间隙 408。

值得注意的是，排放单向阀组件 102 朝向气体偏转机构出口定向，因此，当阀开启时，前表面 304 暴露于当压缩机停止时从腔室 110 通过出口 406 反向侵入腔室 104 的的排放压力气体，因此使阀易于迅速关闭。

图 1 所示的涡旋式压缩机带有一中压腔 81，中压的制冷剂气体进入该腔室，该中压迫使轨道运动涡旋件 58 在轴向上与固定涡旋件 56 一致。中压腔室 81 由轨道运动涡旋件 58 与位于一对环形密封件 114、116 之间的主轴承或框架 60 的表面所限定，环形密封件 114 和 116 分别设置在轨道运动涡旋件 58 的朝下的轴向面 72 与 506 上的沟槽 502 和 504 内，它们与框架 60 的交界面滑动接触。参见图 1、10 和 14 可以看到，中压腔室 81 大致限定为框架 60 的台阶与轨道运动涡旋件 58 的向下悬垂的毂部分 516 之间的环形容腔。密封件 114 和 116 分别将中压与抽吸压力区域和排放压力区域密封。

参见图 12 可以看出，轨道运动涡旋件 58 的向下悬垂的毂部分 516 具有与平面 72 邻接的外径向面 508。面 508 从面 72 延伸到毂部分 516 的最底部的轴向面 506。径向面 508 设有宽的环形沟槽 510，其具有上环形表面 512。孔 85 从面 512 延伸到面 74，在面 74 上通向轨道运动涡旋件与固定涡旋件的涡卷之间的中压区域。从图 12 可以看到，孔 85 可以是一单独的直通道，其以一个角度从面 512 延伸到面 74。一种替换是，孔 85 可以包括一第一轴向孔（未示出）和一径向横孔（未示出），第一轴向孔从面 74 平行于面 508 延伸到毂 516 的一部分内，该部分在径向上位于沟槽 510 的内侧，径向横孔从第一孔延伸到沟槽 510 的径向表面。从制造上讲，优选提供一单独的成角度的孔，如图 12 所示。

参照图 17 可以看出，密封件 116 被提供在沟槽 504 内，且与框架 60 上的与毂部分 516 的面 506 交界的面 514 滑动接触。面 506 的在径向上位于沟槽 504 的内侧的部分，即，图 17 中的右侧处于排放压力，并且常充以油。如图 17 所示，密封件 116 大致为 C 形，其具有外部 518 和设置在外部 518 上的环形槽内内的内部 520，槽在径向上朝向内侧。外密封部分 518 可以是聚四氟乙烯（PTFE）材料或其它适用的低摩擦材料，其提供与面 514 的低摩擦滑动接触。内密封部分 520 的内部暴露于排放压力油，这使得密封件 116 在沟槽 504 中沿轴向和径向迅速膨胀，因此保证了密封件 116 的密封面与沟槽 504 的最上和最外表面以及框架的表面 514 之间的密封接触。

参照图 14 和 16 可以看出，轨道运动涡旋件 58 的平面 72 设有环形槽 502，其内设置了密封件 114。密封件 114 包括具有径向向内开放的 C 形槽的外部 522 和一设置在 C 形槽内的内部 524。部分 522 的 C 形槽在径向上向内开放，从而暴露于中压腔 81 中的中压流体，这促使密封件 114 在沟槽 502 内径向向外，并轴向向外地顶住沟槽 502 的相对的轴向面和框架 60 上的表面 78，密封件 114 滑动地接合在该表面上。外密封部分 522 可以由 PTEE 材料或者其它适合的低摩擦材料制成，因此，能够与面 78 低摩擦滑动接合。内密封部分 114 可以是 Parter Part No.FS16029，其具有一管形横剖面。沟槽 504 和 502 可以设有一种共用的横剖面设计的密封件 114 和 116，如图 16 或 17 所示。这就是说，密封件 114 的横截面设计可以适用于沟槽 504，反之，密封 116 的横截面设计可以适用于沟槽 502。中压腔室 81 内的压力可以借助于一种阀来调节，这种阀在 2000 年 7 月 11 日授权的美国专利文件 6086342（Utter）中作过描述。在此引为参考。

参见图 1，主轴承或框架 60 设有向下悬垂的主轴承部分 602，其具有轴承 59，曲轴 34 的轴颈 606 沿径向支撑在其内。曲轴轴颈部分 606 设有从曲轴轴颈部分 606 的外表面延伸到曲轴内的上油路 54 的径向横孔 608（图 55、56）。输油通路 54 的一部分穿过横孔 608 润滑轴承 59。从横孔 608 穿过轴承 59 流出的油可以沿着曲轴轴颈部分 606 的外侧向下流动，在曲轴轴颈部分 606 上，一旋转的平衡块 614 将其沿径向分配，此后，回到储油槽 46 中。油也可以沿着轴承 59 从横孔 608 向上流，并沿着轴颈部分 606 的外侧流入环形集油道 610，该集油道通过框架 60 中的通路 612 与壳体腔室 110 和储槽 46 连通。通路 612 在框架 60 内的定向使得旋转平衡块 614 拾取并抛出来自通路 612 的油，从而将油扩散到与排放管 112 的入口相对的压缩机的径向侧。油通路 54 的端部开孔 732 由塞子 616 密封，塞子与曲轴销 61 的端部表面平齐或多少低于该表面。

滚柱 82 中的径向油通路 622 与曲轴销 61 中的径向油通路 624 保持彼此连通（图 61C），虽然滚柱 82 可以绕曲轴销 61 少许旋转，但其旋转运动受到孔 618 的侧面接合限制销 83 的侧面的限制。经过油通路 54 进入曲轴并流过横孔 608 的剩余的油经连通的油通路 622 和 624 流过润滑轴承 57。由于油通路 54 相对于轴 34 的旋转轴线呈一角度取向，所以油通路 54 形成一种离心式油泵，它可以与设置在储油槽 46 中的泵组件

48 连用，这在后面还要描述。这样，达到径向油通路 608 和 624 的油的油压就大于储槽 46 中的油压，储槽 46 基本上处于排放压力。流过轴承 57 的油可以向上流入油接收空间或集油道 55（图 15、63B），该空间经油通路 626 与涡卷之间的中压区域流体连通。集油道 55 中的油处于排放压力，集油道 55 与涡卷间的中压区域之间的压差使其流过通路 626。经过通路 626 接收在涡卷之间的油用于冷却、密封和润滑涡卷。沿着轴承 57 流动的剩余的油向下流入环形集油道 632，该集油道与环形集油道 610 连通（图 1）。

在图 64 中最清楚地看出，滚柱 82 的轴向孔 84 并非很正的圆柱，沿其一径向侧在孔的该侧与曲轴销 61 的相邻的圆柱侧之间形成间隙 633，曲轴销从中穿过。间隙 633 提供了排泄通路的一部分，当涡卷间的中压大于排放压力时，可以防止通过滚柱轴承 57 的气体的回流。现在参见图 63A 中用箭头 635 表示的流动通路，如果中压大于排放压力，例如在压缩机启动运行期间，则制冷剂可以通过通路 626 排泄到集油道 55 内，并经孔 84 与曲轴销 61 的外表面之间的间隙 633 流入由绕孔 84 的滚柱 82 的下部轴向表面上的埋头孔 628 与曲轴销 61 所限定的一区域。该区域与滚柱 82 的下轴向表面上的一径向通槽 630 连通。所排泄的制冷剂可以流入环形集油道 632，并经框架 60 上的通路 612 流回压缩机的壳体腔室 110。通过这种方式，在启动运行期间的制冷剂排泄保证了集油道 55 不会压到限制油流向轴承 57 的点，或者如上所述，在压缩机启动期间排泄的制冷剂将油从轴承 57 中冲走。

在图 14、15 和 63 中看出，在毂部分 516 的中心腔室内的轨道运动涡旋件的朝下的面 636 上设有一短圆柱凸起或“钮”634，其从表面 636 向下延伸大约 2-3mm。在一实施例中，钮 634 的直径大约为 10-15mm，其轴向表面与曲轴销 61 和/或滚柱 82 的交界的最上轴向表面相接触，这些面大致彼此平齐。钮 634 提供了局部承载曲轴销 61 和/或滚柱 82 的作用，从而使整个上轴向滚柱与曲轴销面上的摩擦接触最小，因此，起到了一种止推轴承的作用。钮 634 与曲轴销 61 和或滚柱 82 的交界面接近毂部分 516 和滚柱 82 的中心线，在那里，钮与曲轴销和滚珠组件之间的相对速度最低，因此减轻了它们之间的磨损。

变容式油泵 48 位于曲轴 34 的下端，并伸入由压缩机壳体 22 限定的储油槽 46。在图 65 至 79 中公开了这种油泵的第一实施例，图 80 和 81

公开了第二实施例。在第一实施例中，如图 65 和 66 以局部剖面侧视图示出的，变容泵 48 设置在曲轴 34 的下端 702 附近，并由外侧轴承 36 支撑。

该泵包括油泵体 704，叶片或刮板 706、圆形逆流孔板或盘 708、固位销 710、波纹垫圈 713、圆形固位板 715 和快卡环 712，叶片可以由一种材料，例如 Nylatron™ GS，回流孔板的平面的上轴向表面与叶片 706 的下表面滑动接触。泵部件以图 68 所示的顺序设置在泵体 704 内，波纹垫圈 713 使泵部件彼此压接合。在泵体的下端提供一环形沟槽，以接收快卡环 712。如图 55-57 所示，狭槽 714 提供在轴 34 的下端 702，并接收旋转叶片 706，叶片比下轴端 702 的直径长，曲轴的旋转带动其旋转。叶片在狭槽内从一侧到另一侧滑动，接触泵体 704 内的泵缸 716 的表面。在图 65 和 73 中最清楚地看出，泵缸 716 的直径大于轴承 36 上的部分 709，并相对其偏心。而且，泵缸 716 的中心线相对于曲轴 34 的中心线和通路 52 的下轴线偏离。

轴承 36 的部分 709 的直径多少大于下轴端 702，因此，它们之间有小间隙，通过该间隙，油可以从泵 48 中泄漏（后面还要对此作进一步的描述），以润滑轴 34 的下轴颈部分 719，该部分在径向由轴承 36 的上轴颈部分 717 所支撑，在轴向上由轴承 36 的表面 726 所支撑。

当轴 34 旋转时叶片 706 在轴槽 714 内往复运动，其相对端 744、746（图 74、75）在泵缸 716 的缸壁上滑动。具有相对端 744、746 易于叶片 706 的多向运行。也可以使叶片在中部形成有一弹簧（未示出），或者可以为两件设计，具有两个由一单独的中间弹簧（未示出）连接的叶片端部。中间弹簧将叶片的两端向外压向泵体的内表面，以便将它们压得更紧，从而获得更高效的泵运转。这种替换的结构可以更好地将叶片端部 744、746 密封于泵缸 716 的圆筒壁，从而减少泵的泄漏。然而，泵需要一定量的泄漏来对下轴承 36 提供润滑。当叶片 706 在泵缸 716 内旋转时，泄漏的油在经过叶片 706，穿过下轴部分 702 与轴承 36 的部分 709 之间的小间隙向上流，对上面的轴颈和止推轴承提供一润滑剂源。因此，压缩机 20 的下轴承 36 由泵 48 中的泄漏油润滑，而不是被其通过下轴通路 52 所泵送的油润滑。

如图 66 所示，来自储油槽 46 的油经入口 50 进入泵，并受到旋转的叶片或刮板 706 的侧面的作用。叶片将油压入逆流孔板 708 的平的上轴

向平面上的一锚状入口 718，在那里，由于容积的下降，迫使油进入中心逆流孔出口 720，并向上进入轴向油路入口 722，穿过叶片 706 的侧面上的凹坑 750、752。逆流孔板的锚形状使泵能够高效运行，不管曲轴朝哪个方向旋转，从而允许油在或接近其两锚尖中的任一个处进入入口 718。因此，油提供给压缩机的润滑点，既使在关闭时压缩机逆转期间，如果这一情况会发生的话。在逆流孔板 708 的平面的下轴向平面上提供周边固位销槽 711，以便可滑动地接收固位销 710。销 710 相对于泵体固定，保持在泵入口 50 下面的泵缸 716（图 68、73）的缸壁内的凹口 754。这使得逆流孔板能够旋转重新定位，以适应多方向运行，当轴 34 改变旋转方向时，槽 711 的相对的端面与销 710 接触。这样，孔板 708 就有可旋转的相对的第一和第二位置。

下轴承止推垫圈 724 停止在下轴承止推面或肩 726 上，以为曲轴 34 提供一止推轴承面。从泵机构 48 中泄露的油向上流过下轴端 702 与下轴承部分 709 之间的交界面，如上所述，以便向曲轴止推面 726 与止推垫圈 724 之间以及曲轴轴颈 719 与轴承轴颈部分 717 之间的交界面提供润滑油。在止推垫圈 724 上形成有沟槽（未示出），以帮助将润滑油输送到止推面 726。此外，在泵体上可以设有狭槽（未示出），以便使油容易从泵机构泄漏到止推面。在曲轴轴颈部分 719 上还可以设有槽形、扁平的或其它释放件 728（图 55、56），以便向下轴颈轴承的交界面提供进一步的旋转润滑。通过这种方式，从泵中泄露出的油，而不是沿曲轴轴向油路流动的主泵流向下轴承面的既提供旋转的又提供止推的润滑。这样就集中了主泵油向曲轴更上面的目的地的发送。因此，泵提供了一种润滑压缩机的下轴承的装置，其允许泵体与轴的交界面的较松散的公差，并简化了曲轴的机加工。

如图 1 所示，来自泵 48 的油沿着下轴向油通路 52 和倾斜的上油通路 54 向上流。上油通路 54 的倾斜的结构在泵的主油流上提供了一种附加的离心泵送的作用。通路 54 的上开孔 732 上设有塞子 616。流过通路 54 的部分油通过轴颈部分 606（图 55、56）上的径向通路 608，输送到轴承 59。其余流过通路 54 的油通过曲轴销 61 中的与滚柱 82 中的径向通路 622 连通的径向通路 624 排出，并输送给轴承 57（图 63B）。油沿着轴承 57 向上流入集油道 55，集油道由曲轴销 61 和偏心滚柱 82 的上

表面以及轨道运动涡旋件 58 的表面 636 所限定。油通过轨道运动涡旋件上的轴向通路 626 输送给涡旋组件。

油泵 48'的第二实施例如分解图 80 和剖面图 81 所示，其作用基本上如上所述，但在结构上有所差别，因为它设计用于没有下轴承的压缩机。油泵 48'包括防旋转弹簧 738，其连接于压缩机壳体 22 或一些其它固定支撑件上。弹簧 738 在轴向上将油泵体 704'支撑在壳体 22 内，并且抵抗随轴延伸段 740 的旋转，轴延伸段 740 包括轴向内油通路 742，并连接于曲轴（未示出）的下端。狭槽 714'类似于轴 34 的狭槽 714，提供在轴延伸段 740 上；叶片 706'可滑动地设置在狭槽内，以便在其内往复运动，叶片由狭槽可旋转地驱动，如上所述。代替波纹垫圈 713、固位板 715 和快卡环 712 的是，泵组件 48'可以选择性地包括裂开的弹簧垫圈 712'来迫使泵部件互相压接合。泵组件 48 可以类似地改进。叶片 706'、逆流孔板 708'和固位销 710'基本上与第一实施例中的泵组件中其相应的部分一样，泵组件 48'的作用如上。

熟悉本领域的人员可以理解，泵组件 48、48'虽然如上所述适合于涡旋式压缩机，但也适合于其它类型的应用，例如旋转或往复活塞压缩机。

压缩机组件 20 的固定涡旋中心线 802 与曲轴中心线 S 之间可以有一偏移。这种偏移影响曲轴臂和径向顺应角，以便减弱曲轴转矩与涡卷间的侧翼密封力的周期性变化。压缩机或者可以结合一滑块径向顺应机构，或者如上述实施例中所示，接合一摆杆径向顺应机构。在下面的讨论中用到下列术语:

e 轨道运动半径（偏心率）；

b 从曲轴销 61 的中心线 P 至轨道运动涡旋件质心 O 的距离；

d 从曲轴销 61 的中心线 P 到偏心摆杆质心 R 的距离；

r 从曲轴销的中心线 P 至曲轴 34 的中心线 S 的距离；

D 从固定涡旋件中心线至曲轴中心的偏移距离；

F 力；

M 质量；

O 轨道运动涡旋件中心线和质心；

P 曲轴销 61 的中心线；

R 摆杆质心；

S 曲轴34的中心线和旋转轴线;

RPM 每分钟转数;

下标		希腊符号	
b	摆杆	θ	径向顺应（相）角
§	侧翼密封	α	摆杆质心角倾斜
ib	摆杆惯量	ξ	曲轴角
P	驱动销		
s	轨道运动涡旋件		
tg	切向气体		
rg	径向气体		
tp	切向偏心销		
rp	径向偏心销		

涡旋式压缩机有三个区别于其它气体压缩机的特征，它们分别是运行无噪声、能够泵送液体和高能量效率。涡旋式压缩机与往复式或旋转式压缩机相比有一个优点，这就是，吸入液体时不会出现机械损坏。这是因为涡旋件设有一径向顺应机构，它使涡旋件在压缩液体时能够分开。在这种情况下，压缩机仅仅转变成一个泵。典型的径向顺应机构还将驱动力分成一切向力和一径向分离，切向力意味着平衡摩擦和压缩力，径向分离保证涡卷之间的侧翼接触，从而在压缩槽之间进行密封。

另一个优点是当压缩气体仅通过各曲轴曲轴循环的两个开口分配到多个槽中时曲轴转矩的变化较平稳，。曲轴转矩与压缩力和转矩臂，在压缩力矢量与曲轴旋转轴线之间的距离成正比。一项进一步使曲轴转矩变化平稳的措施是提供到该矢量的变化的距离，使这一距离的最小值对应于最大的压缩力。然而，这可导致侧翼密封力的相应增加的变化。摆杆径向顺应机构也可削弱这种变化。

常用于涡旋式压缩机的一种径向顺应机构是一个滑块。下面的公式1表示出这种滑块形式减小涡旋式压缩机中的转矩变化的能力。在曲轴旋转过程中，滑块使轨道运动涡旋件能够移动质心。这种运动中心的一个副作用是离心力，从而径向侧翼密封力随着曲轴角而变化。

在此刻的研讨中所考虑的径向顺应机构是如上所述关于图示实施例的一摆杆。图82为这种摆杆的受力图。

公式 1-3 表示在 X 和 Y 方向上的力的平衡和绕轨道运动涡旋件的中心线 O 的力矩:

$$\sum F_x=0=F_{ig}-F_{fs}-F_{fg}-F_{rp}+F_{ib}*\mathrm{Cos}(\alpha) \quad (1)$$

$$\sum F_y=0=F_{tg}-F_{tp}-F_{tg}+F_{ib}*\mathrm{Sin}(\alpha) \quad (2)$$

式中:

$$Fis=M*(2*\pi*RPM/60)^{2*}e$$

$$F_{ib}=M_b*(2*\pi*RPM/60)^2*\sqrt{e^2+((d-b)*\mathrm{Cos}(\pi-\delta)^2}$$

$$\Sigma M_O=F_{rp}*b*\mathrm{Cos}(\theta)-F_{tp}-F_{rg}*b*\mathrm{Sin}(\theta)+F_{ib}*e*\mathrm{Sin}(\alpha) \quad (3)$$

固定涡旋件在物理上可以理解为一种限定如图 82 所示的轨迹的偏移。因此，轨道运动半径（偏心率）随着曲轴角而变化。

参见图 89、90，公式 1 证明，固定涡旋件中心线 802 相对于曲轴中心 S 的偏移 D 使侧翼接触力变化，这仅仅是由于离心力的变化。摆杆带来一种附加的作用。离心力的变化以同样的方式改变侧翼密封力，一个正偏移增加轨道运动涡旋件的质心 O 与曲轴旋转轴线 S 之间的距离，因此，侧翼接触力增加。然而，固定涡旋件相对于曲轴中心的正偏移 D 引起径向顺应角 θ 的增加。增加的径向顺应角由于驱动力的径向分离使侧翼接触力下降。因此，摆杆机构具有一固有的补偿作用。

固定涡旋件相对于曲轴中心的偏移（假定沿图 82 中的线 e）引起径向顺应角的变化。表 I 示出偏移值与径向顺应角的关系。

表 I

偏移,英寸	-0.10	-0.08	-0.06	-0.04	-0.02	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10
顺应角,度	-14.1	-10.2	-6.8	-3.8	-1.1	1.4	3.7	5.9	8.0	10.0	12.0

图 83 是一图表，示出在通过解公式 1-3 的系统得到的，在切向气体力的不同即时值的情况下绘出侧翼接触力值相对于偏移所引起的轨道运动的半径变化的曲线。

图 83 示出对于切向力从 100 到 1000 lbf 变化的侧翼接触力。气体径向力假设为气体切向力的值的 10%。在公式 1-3 中出现的其它数值是典型的四吨涡旋式压缩机的值。在 X 轴上的变量表示固定涡旋件的偏移。正的偏移值相当于轨道运动涡旋件中心线远离曲轴中心线的移动。等式 1-3 表明了下列变化具有相对的效果：（1）一般，气体切向力的增

加引起侧翼密封力的增加；（2）固定涡旋件和摆杆离心力的增加导致增加侧翼密封力。

图 83 中的曲线还表明，固定涡旋件相对于曲轴中心的偏移在侧翼密封力上的作用取决于切向气体力的大小．对于小于 400 lbf 的气体切向力，侧翼接触力随着轨道运动半径的增加而增加．对于气体切向力大于 400 lbf 的情况，侧翼接触力随着轨道运动的半径的增加而下降．对于 400 lbf 的气体切向力，侧翼密封力值的变化可以忽略．当固定涡旋件相对于曲轴中心偏移-0.075 英寸时，侧翼接触力是恒定的。

轨道运动半径值 e 随着曲轴角以正弦方式变化．侧翼密封力在图 83 中以曲线表示，而在图 84 中示出在固定涡旋件相对于曲轴中心的偏移 D 为 0.010 英寸的情况下的曲轴角 ξ．轨道运动涡旋件的偏心率是曲轴角的一个函数，其计算如下:

$$e(\xi) = D*\sin(\xi)$$

式中 ξ 为曲轴角。

图 84 示出在 0.010 英寸的径向顺应角度 θ 的情况下，对于切向气体力的若干值，侧翼密封力随着曲轴角的变化．侧翼密封力与切向气体力成反比．然而，当切向气体力增加时，这种偏移作用发生了质变．对于一种相位角的最佳选择，固定涡旋件相对于曲轴中心的偏移减小了最大的密封力，并增大了最小密封力．对于图 84 所示的在一个大约为 180 度的曲轴角下的相位角的情况，可以看出这种选择的效果。

例如，在图 85 中示出了在一涡旋式压缩机在高负荷条件下运行时所确定的切向气体力相对于曲轴角的变化．在这种情况下，径向气体力 F_{rg} 大约为平均切向气体力 F_{tg} 的 10%。

图 86 示出当固定涡旋件相对于曲轴中心偏移 D 为 0.020 英寸并且切向气体力如图 85 所示变化时相对于曲轴角的侧翼密封力．对于在倾斜与压力变化之间的相位考虑八个不同值．该图示出对于在图 85 中示出的切向气体力的变化在图 84 中强调了的偏移作用．侧翼密封力与气体切向力的变化成反比．对于一个大约为 90 度的相位角，侧翼密封力可以减小．图 87 示出计算出的转矩相对于曲轴角的值．

为了更好地理解固定涡旋件相对于曲轴中心的偏移对转矩变化的作用，在图 88 中示出对于若干相对于相位角的偏移值的峰-峰变化的曲线．在图 88 中，可以求出对于一给定的偏移的可以使曲轴转矩变化减弱

的相位角。然后可以从图 86 得出将侧翼密封力的变化减至最小的具体的相位角。

从上述讨论中可以得出结论，固定涡旋件相对于曲轴中心偏移的作用在摆杆的情况下比在滑块的情况下更复杂。前面已经示出，离心力与径向顺应角相比，对于侧翼密封力起到相反的作用。固定涡旋件的合适的选择将会减小转矩变化，同时减小侧翼密封力的变化。这意味着最大侧翼密封力的减小，同时侧翼接触力对于密封仍然是足够的。最大密封力的值较小意味着较小的摩擦负荷，这不仅对于一种更高效的压缩机，而且对于一种噪音更小的涡旋式压缩机是一个机遇。

虽然前面已经利用某些实施例对本发明做了描述，但本发明可以在本公开的精神和范围内进一步改进。因此，本申请意欲覆盖任何利用了本发明的一般原理的任何变异、应用或适应性变化。

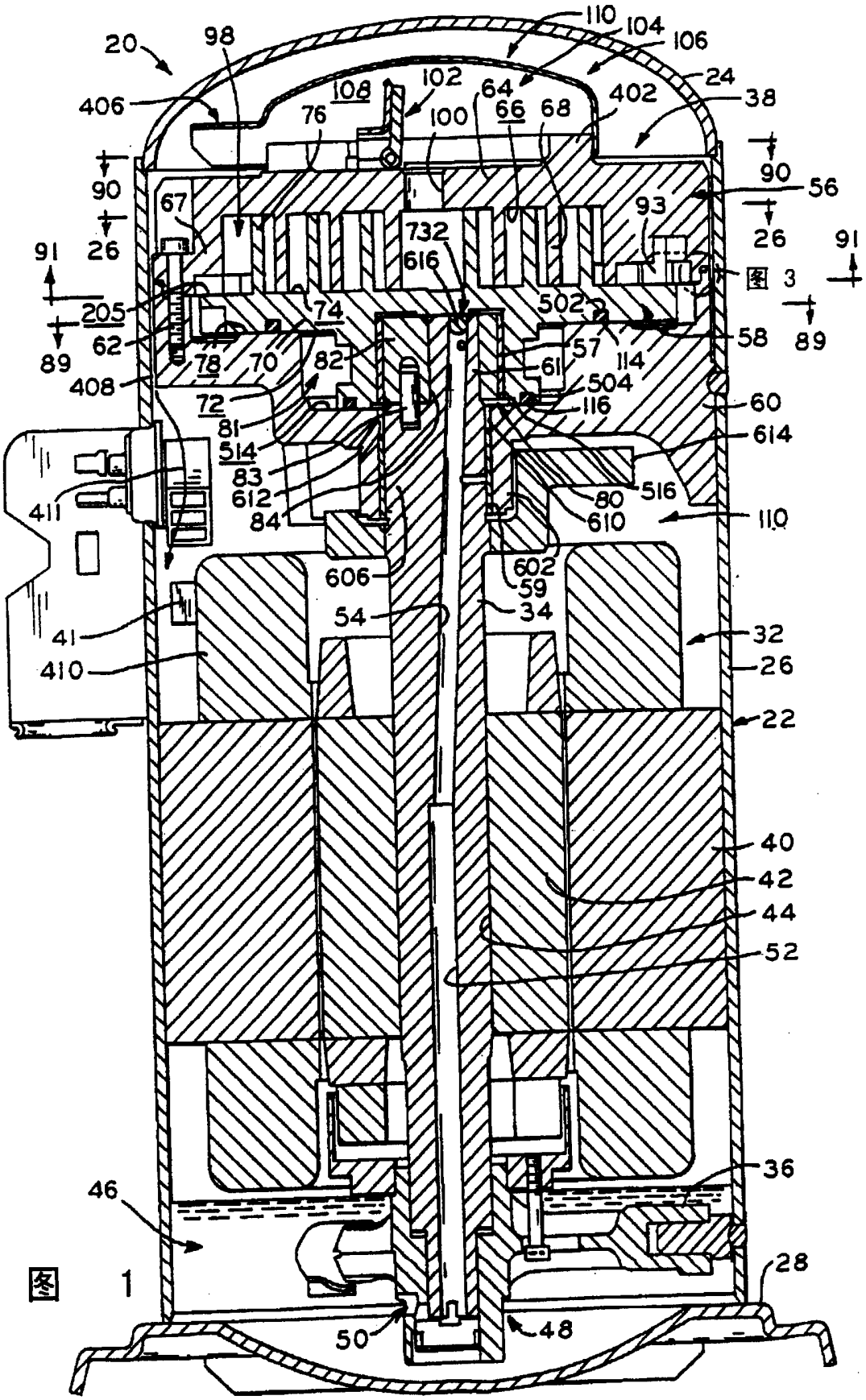

20
98
110
104
106
24
406
108
102
64
402
38
76
100
66
68
90
56
67
732
93
26
91
616
图 3
205
74
502
58
89
62
78
70
82
57
114
61
504
408
72
116
60
81
614
514
83
516
411
612
80
84
610
110
606
602
59
54
34
32
41
26
410
22
40
42
44
52
36
46
28
50
48

图 1

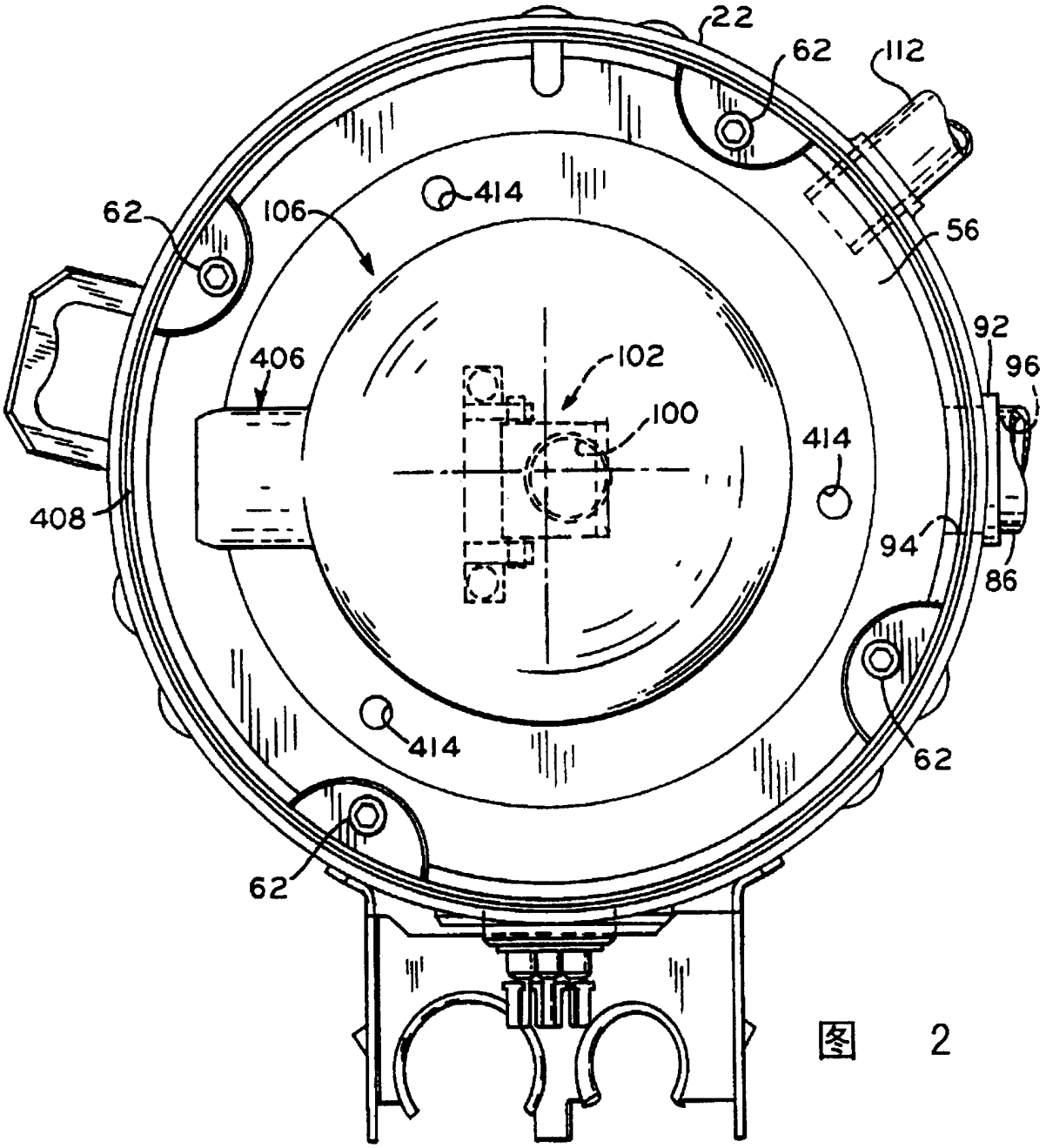

22
62
112
414
62
106
56
92
406
102
96
100
414
408
94
86
414
62
62

图 2

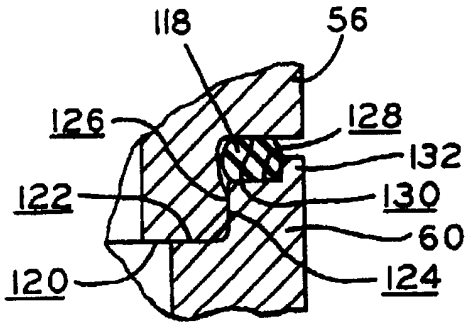

118
56
126
128
132
122
130
60
120
124

图 3

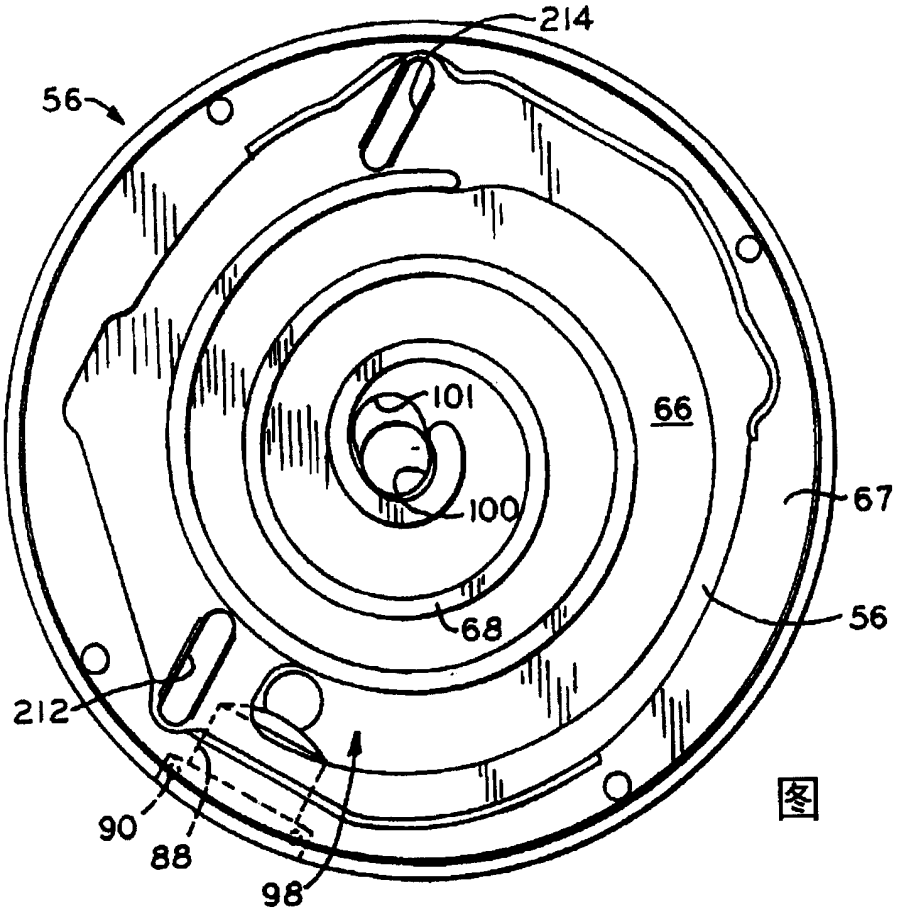

214
56
101
66
67
100
68
56
212
90
88
98

图 4

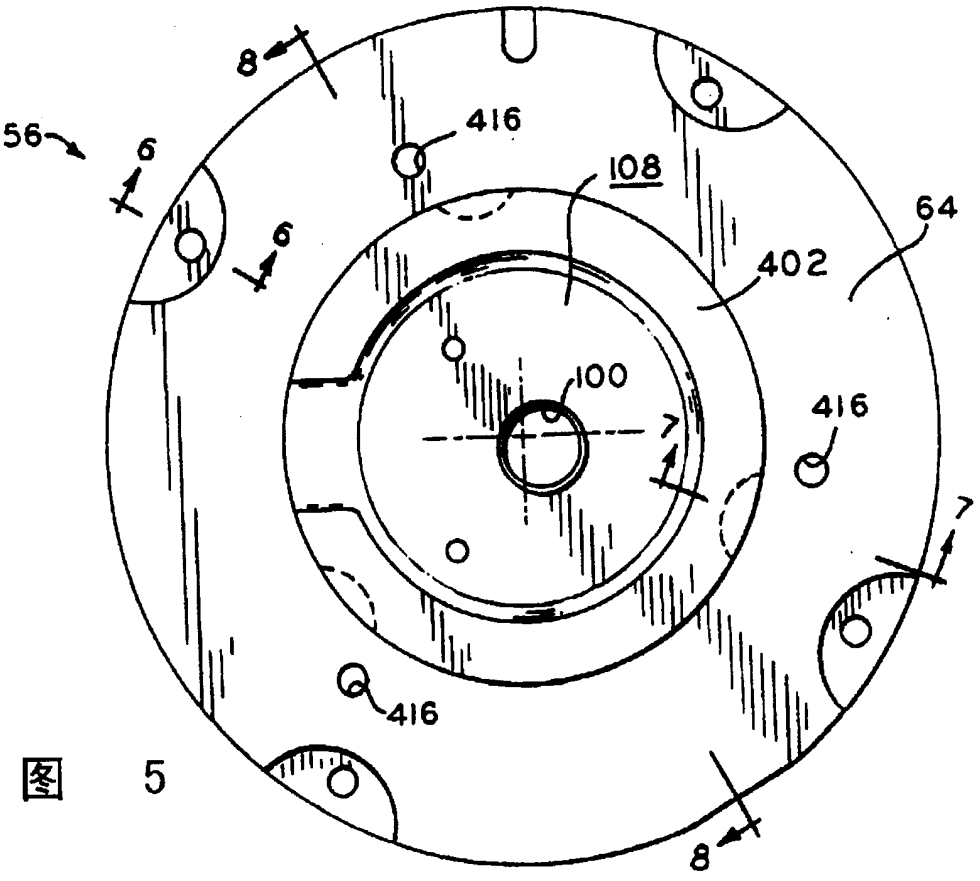

8
56
416
6
108
64
6
402
100
7
416
7
416
8

图 5

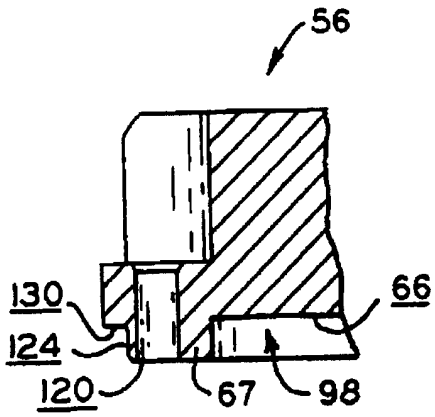

56
130
124
120
67
98
66

图 6

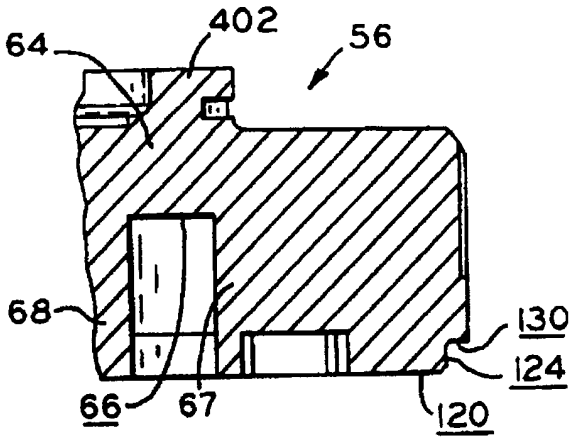

64
402
56
68
66
67
130
124
120

图 7

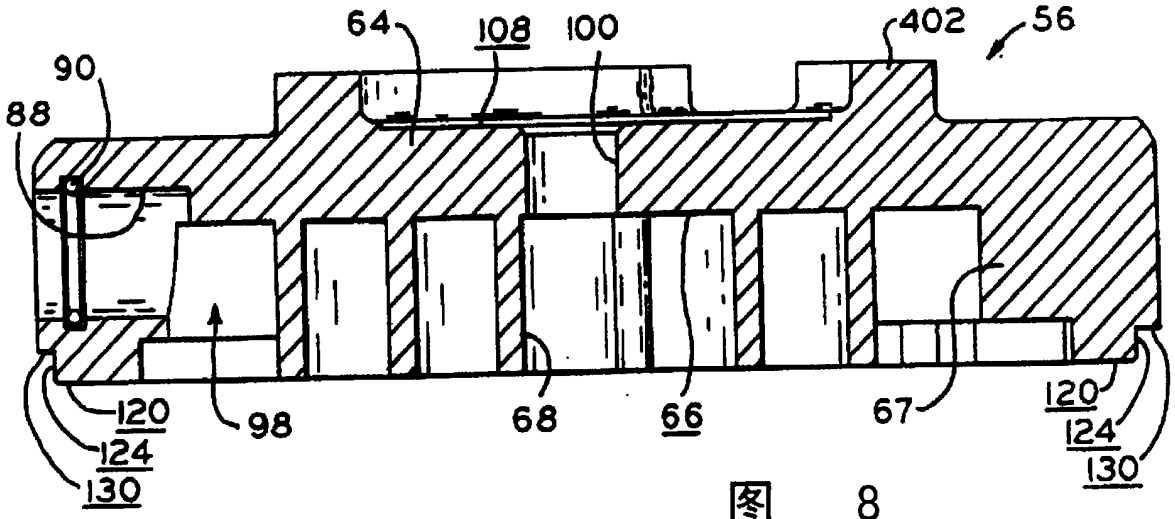

64
108
100
402
56
90
88
120
124
130
98
68
66
67
120
124
130

图 8

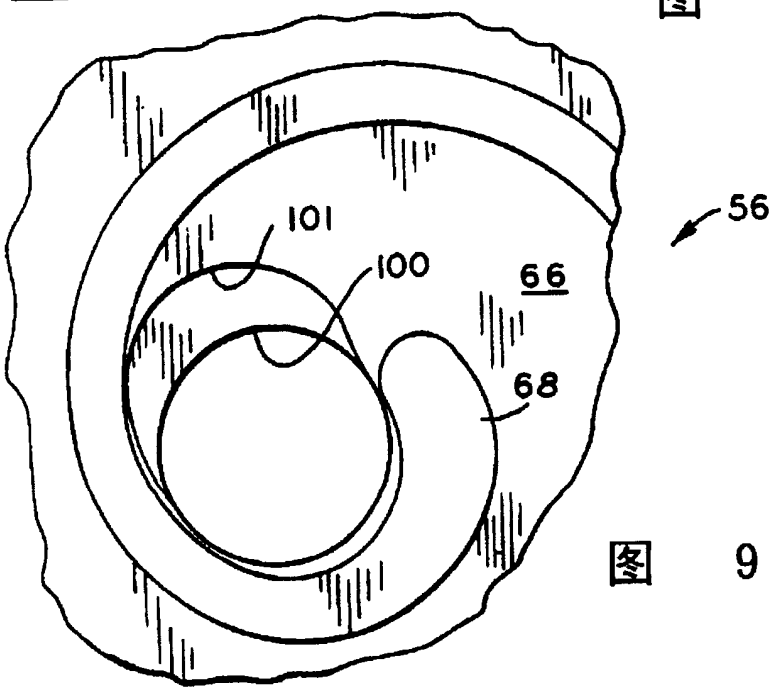

101
100
66
68
56

图 9

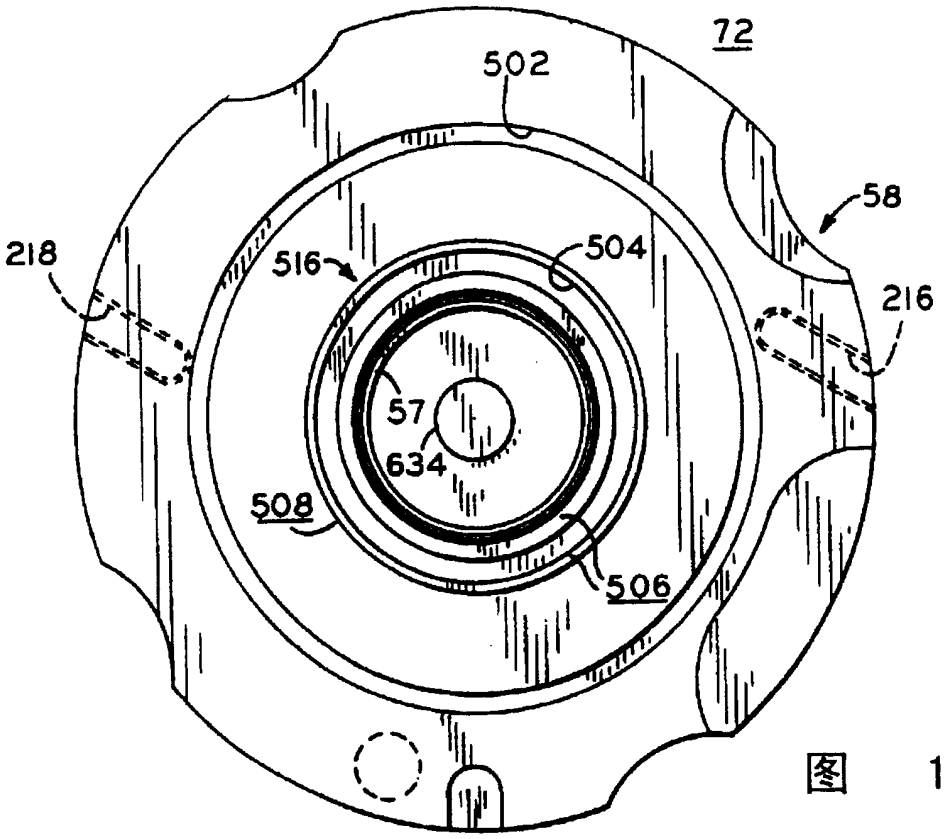

72
502
58
218
516
504
216
57
634
508
506

图 10

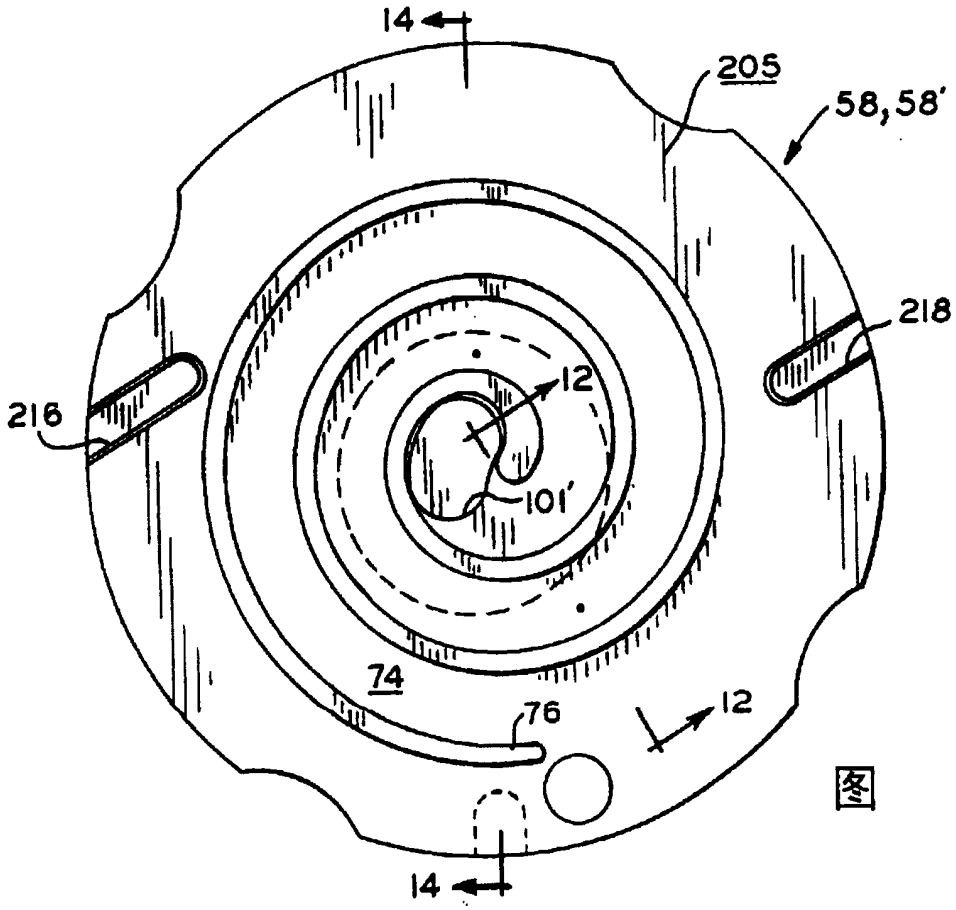

14
205
58,58'
218
216
12
101'
74
76
12
14

图 11

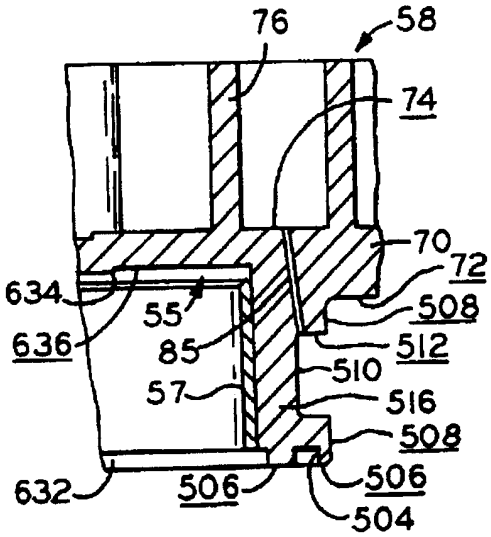


图 12

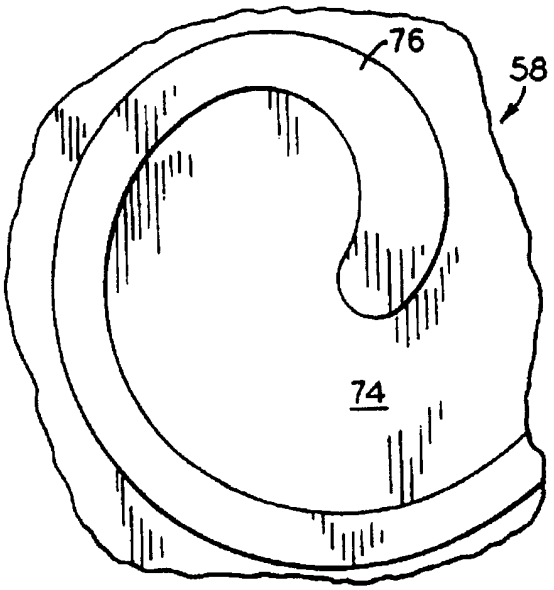


图 13

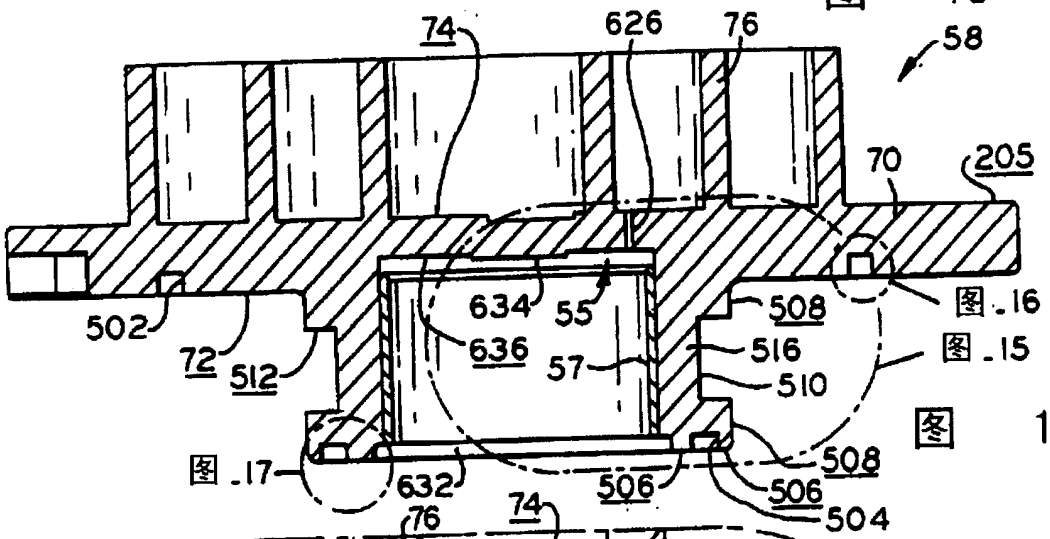


图 14

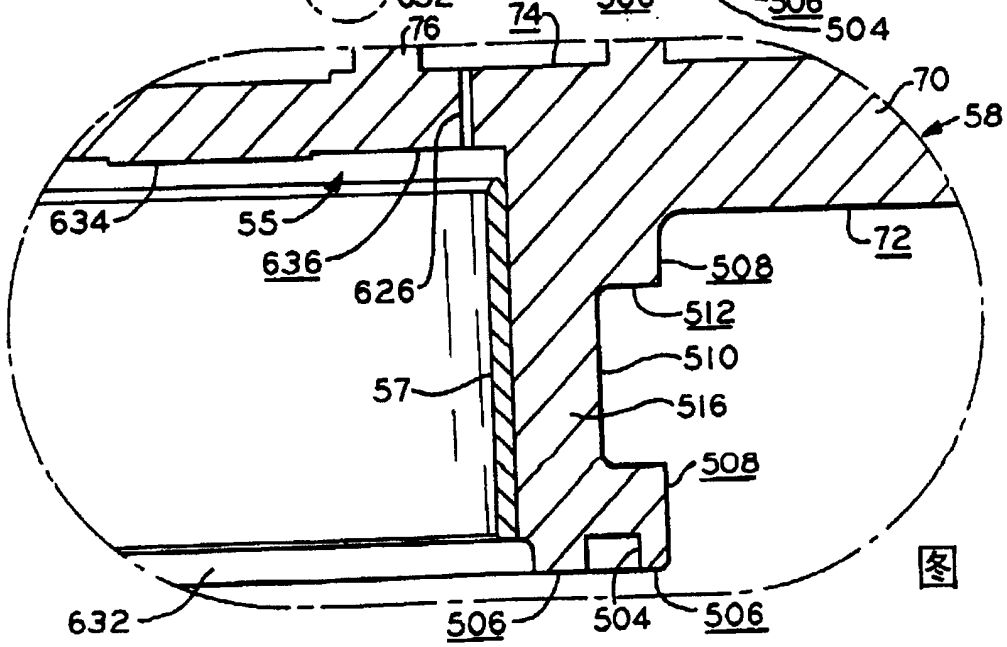


图 15

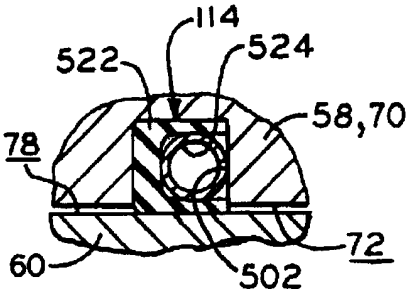


图 16

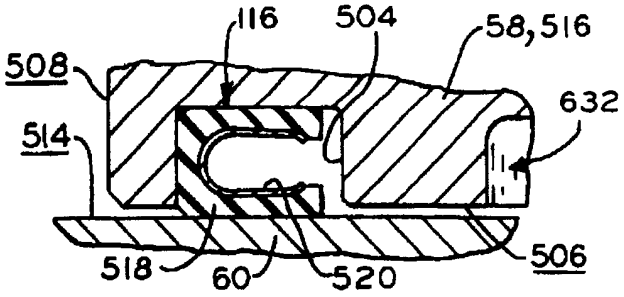


图 17

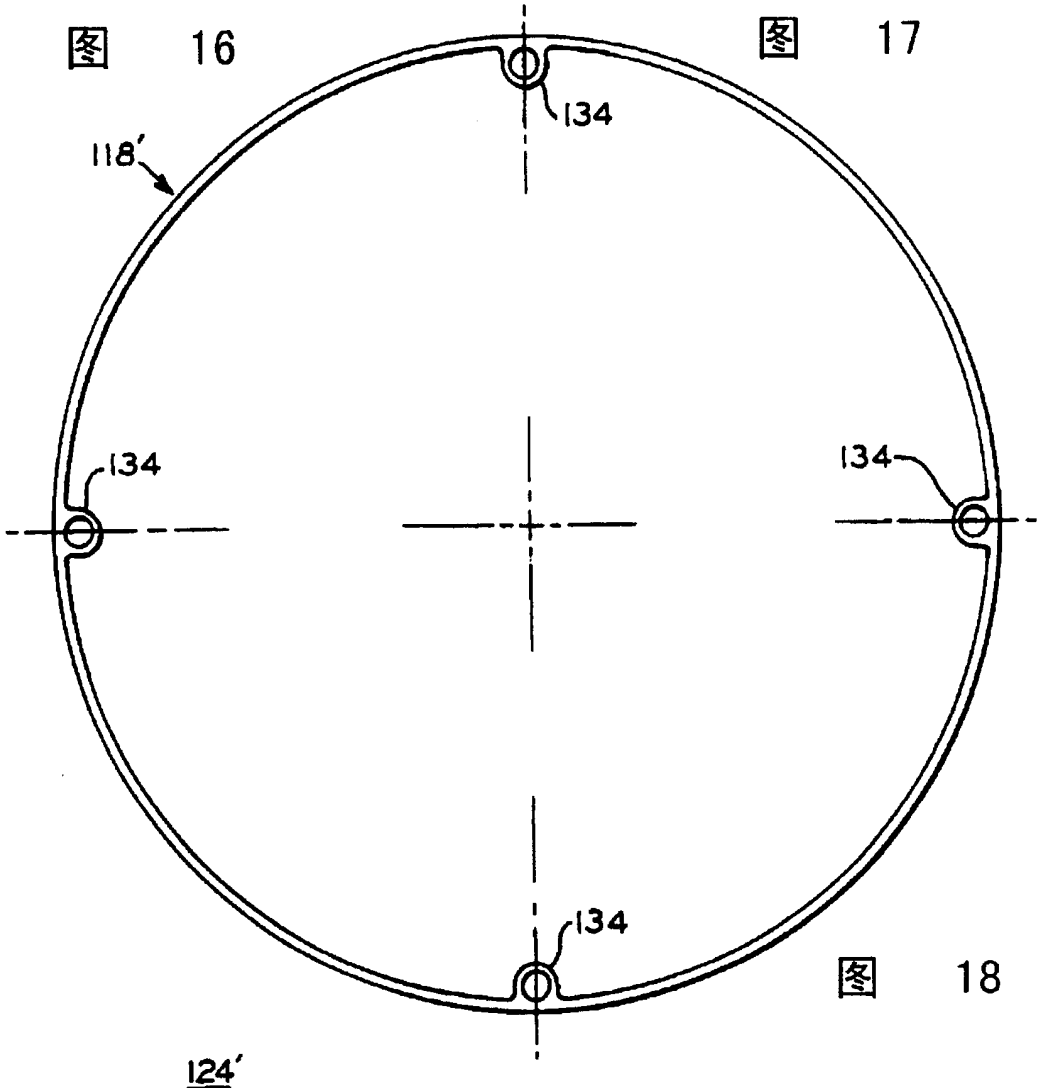


图 18

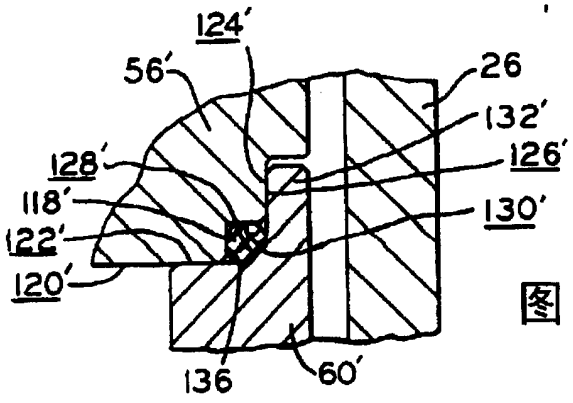


图 19

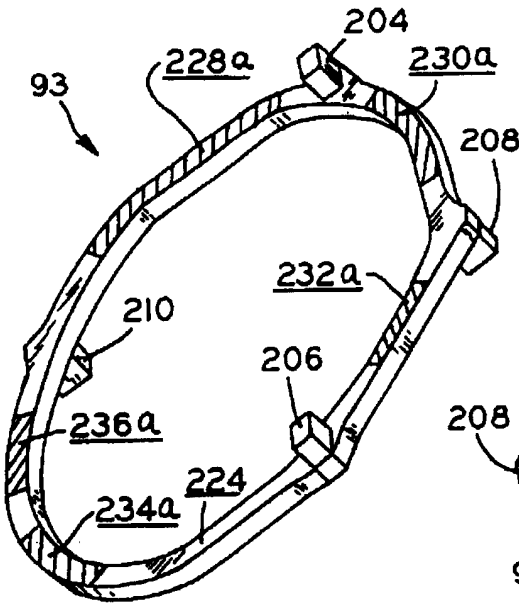

204
228a
230a
93
208
232a
210
206
236a
224
234a

图 20

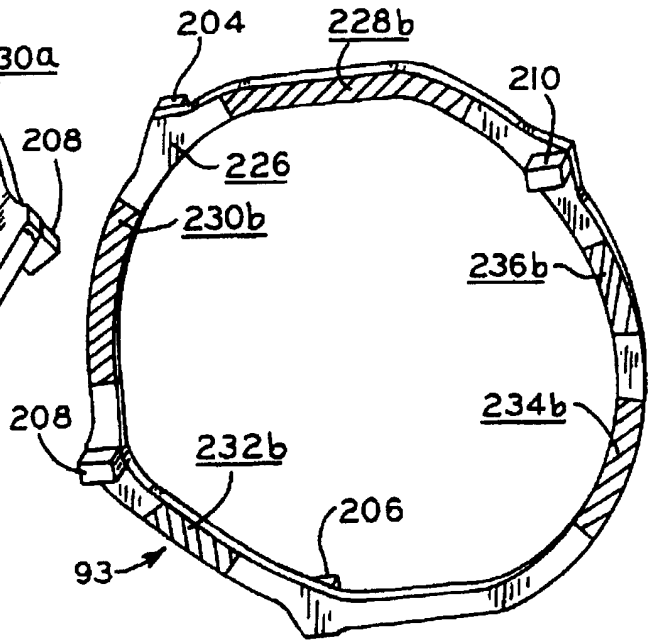

204
228b
210
226
230b
236b
208
234b
232b
206
93

图 21

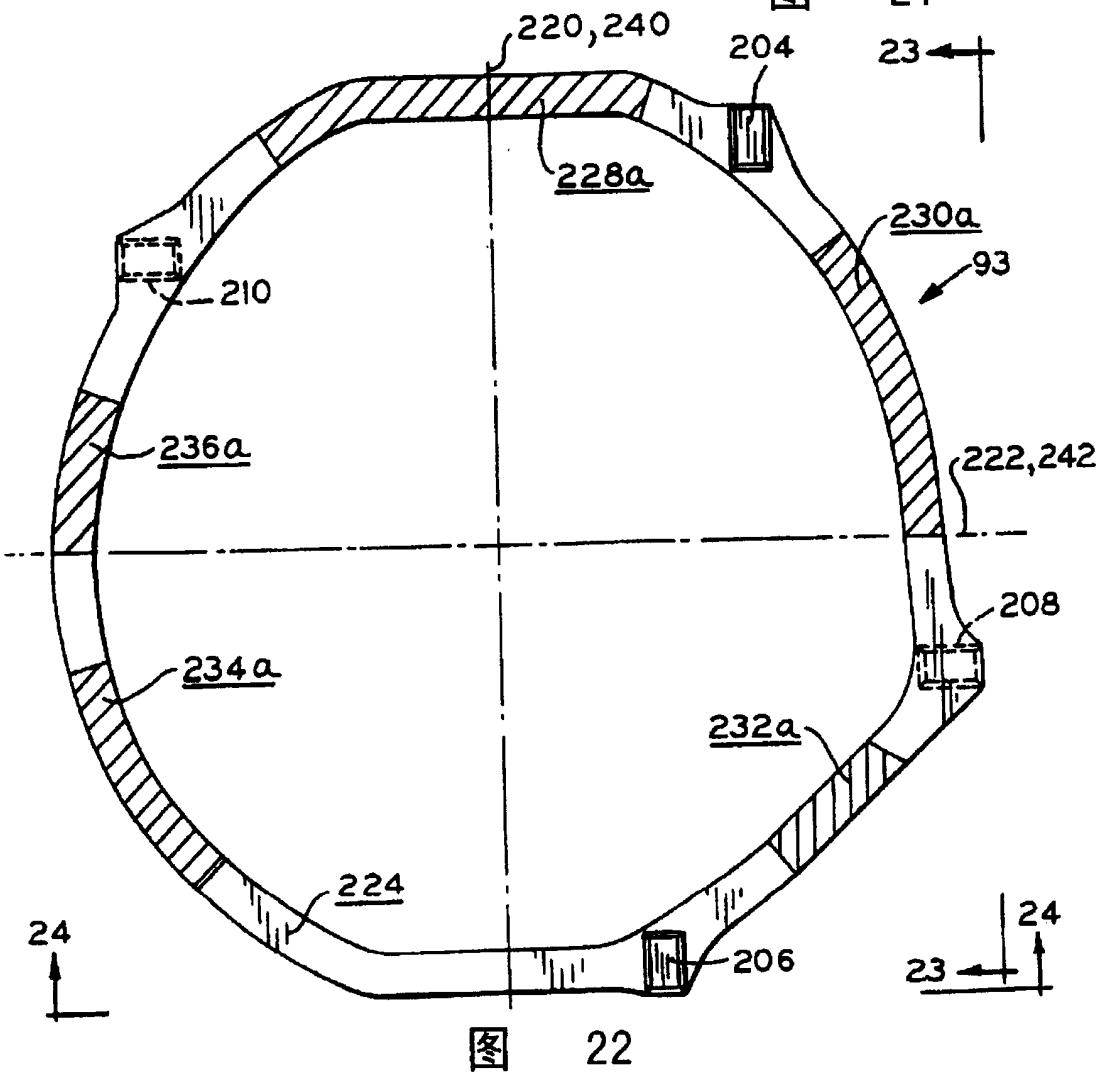

220,240
204
23
228a
230a
93
210
236a
222,242
208
234a
232a
224
24
206
24
23

图 22

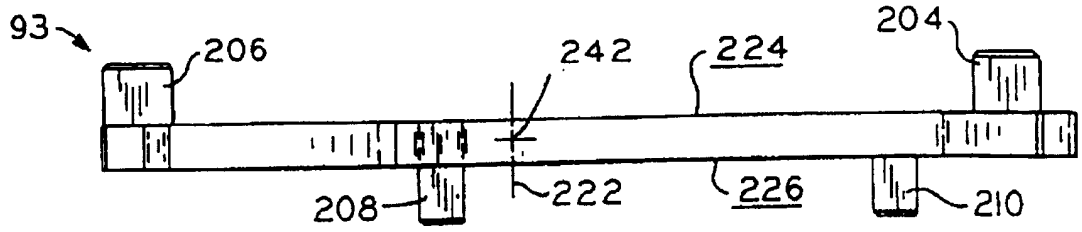

93
206
242
224
204
208
222
226
210

图 23

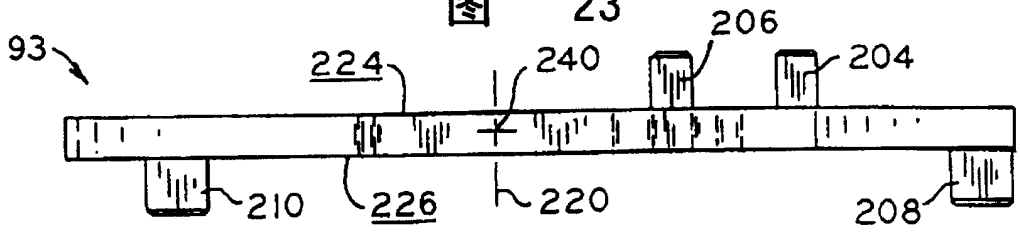

93
224
240
206
204
210
226
220
208

图 24

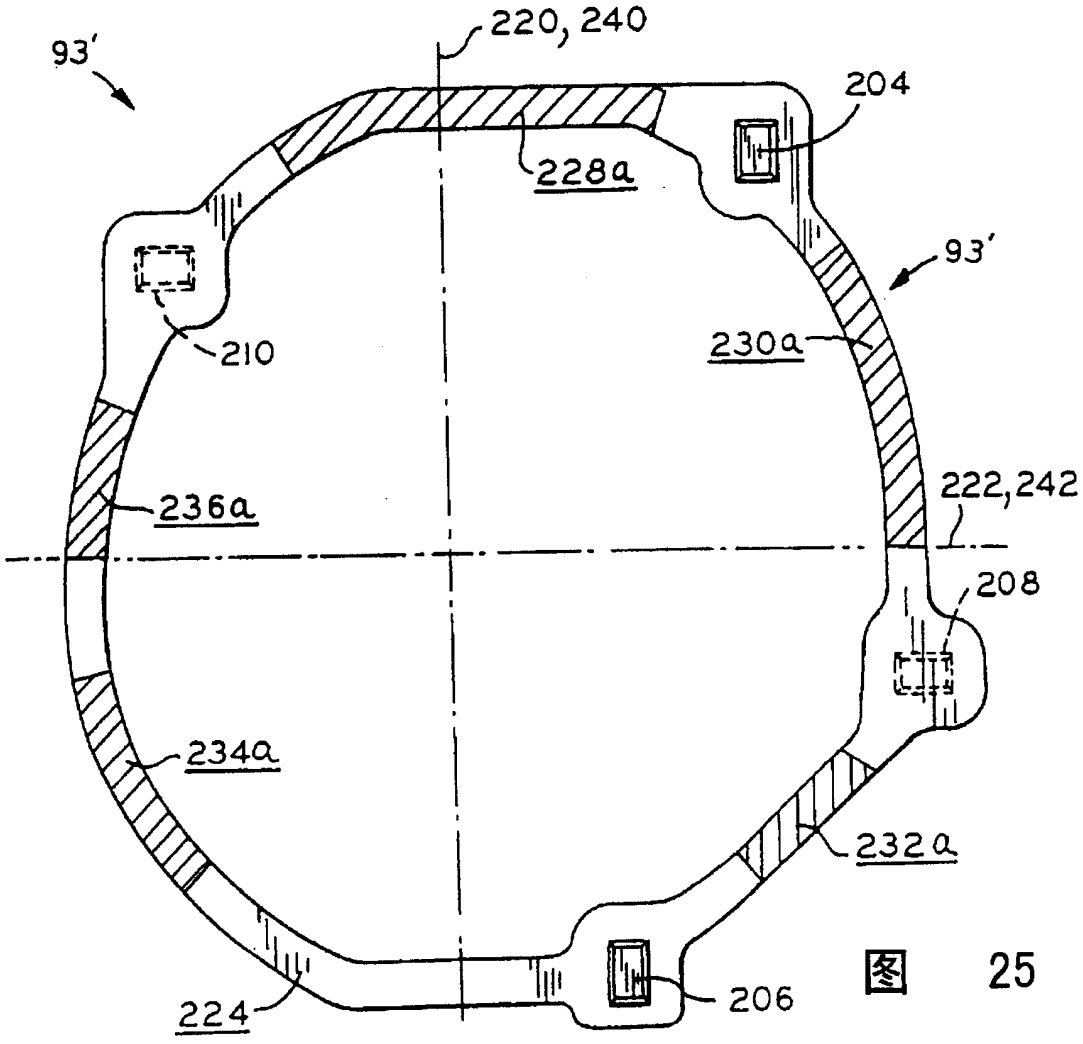

93'
220, 240
204
228a
93'
210
230a
222,242
236a
208
234a
232a
224
206

图 25

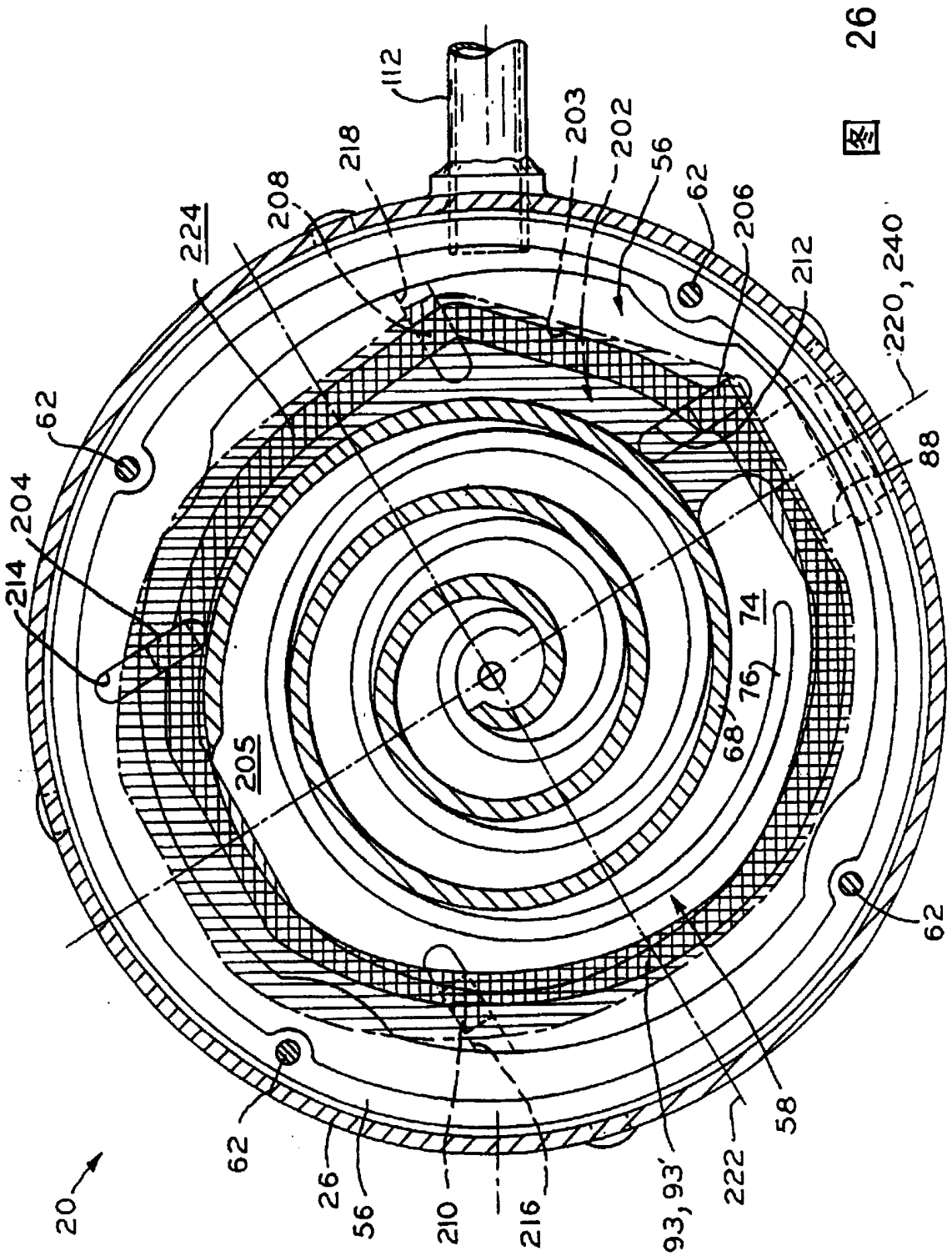

112
203
202
56
62
206
212
220, 240
88
218
208
224
62
204
214
205
74
76
68
62
58
222
93, 93'
216
210
56
26
62
20

图 26

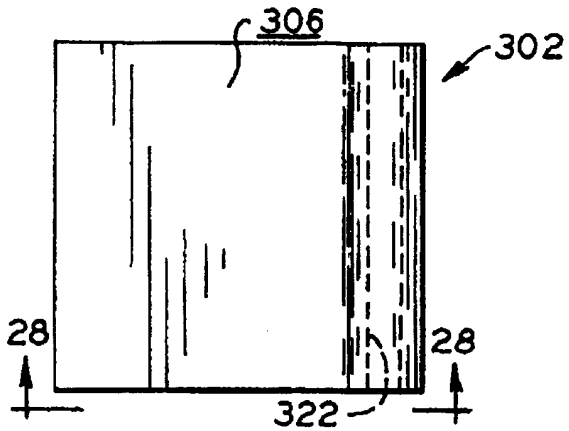


图 27

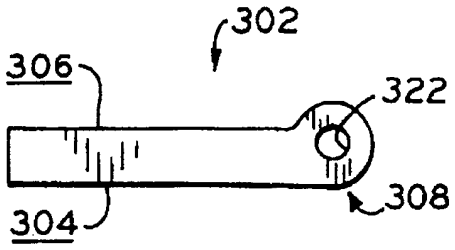


图 28

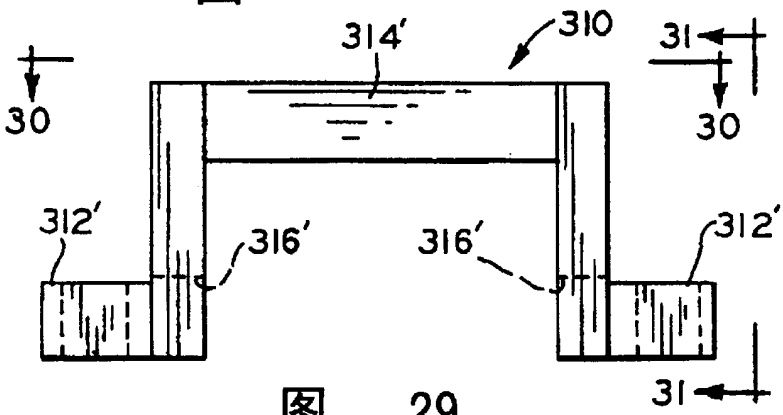


图 29

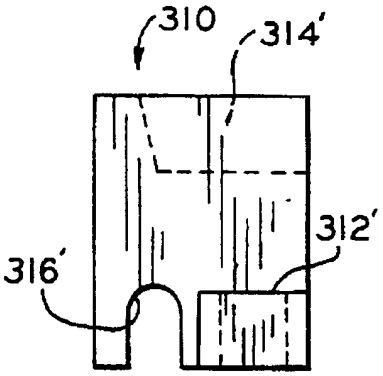


图 31

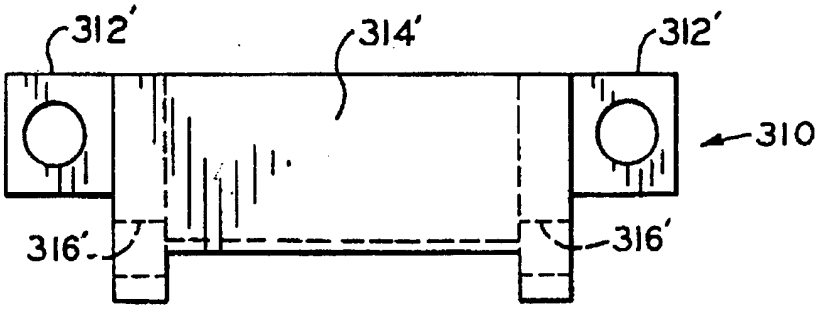


图 30

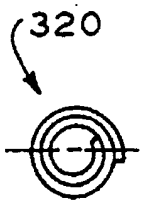


图 32

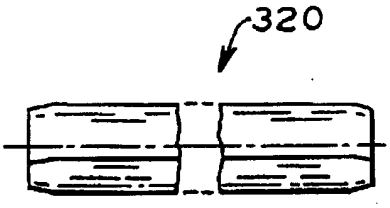


图 33

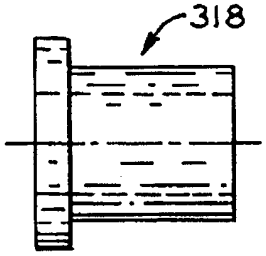


图 34

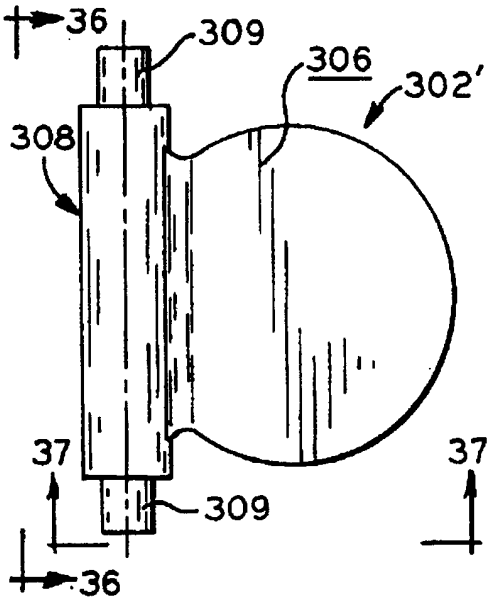


图 35

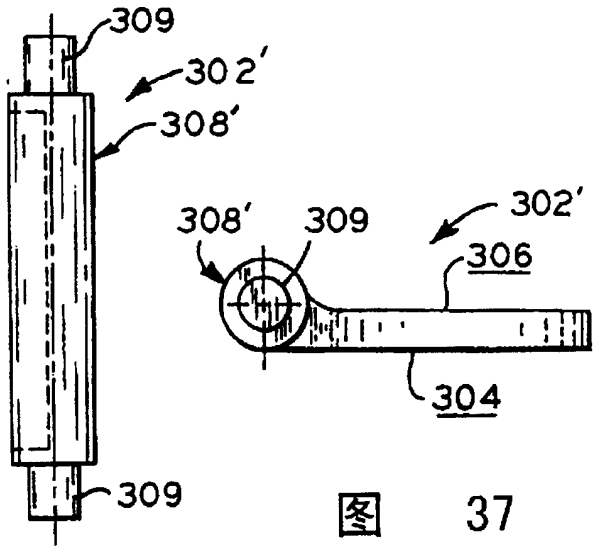


图 36

图 37

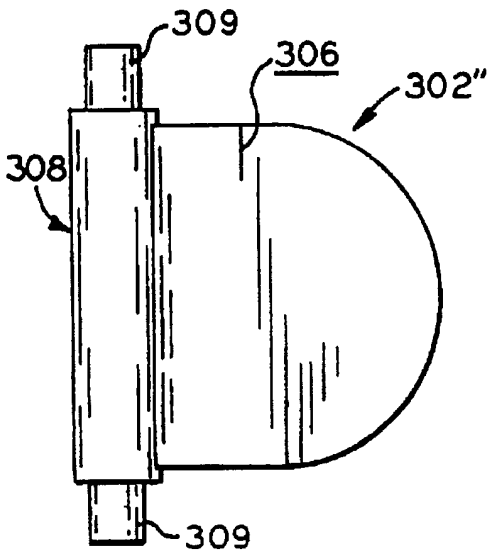


图 38

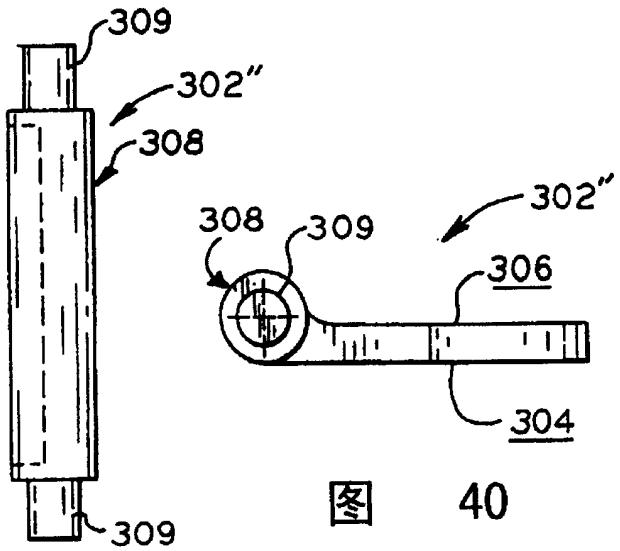


图 39

图 40

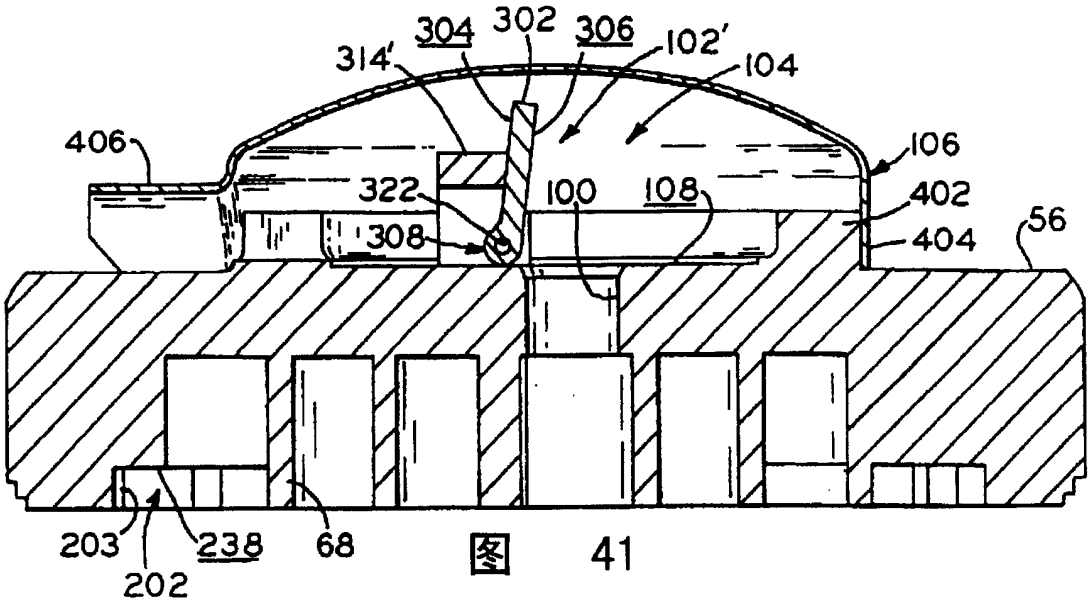


图 41

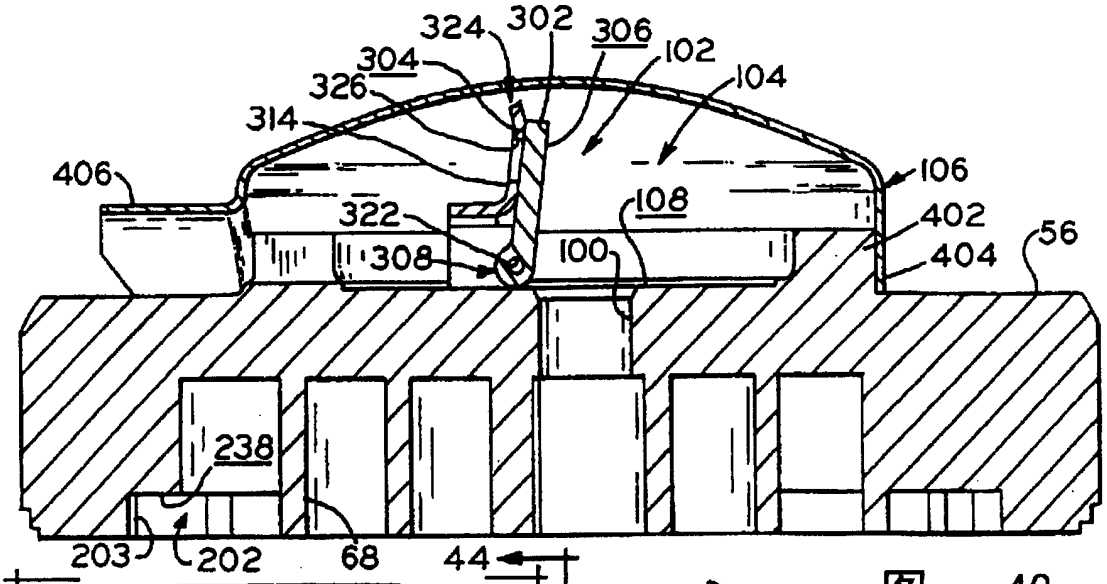


图 42

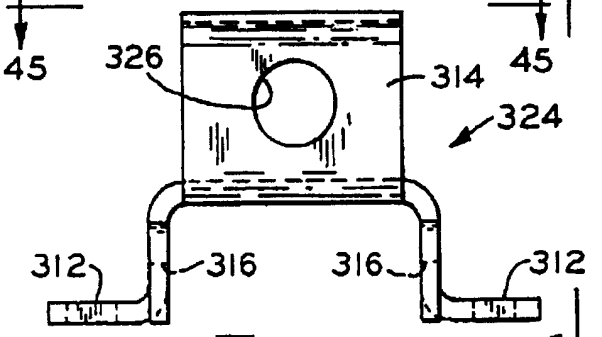


图 43

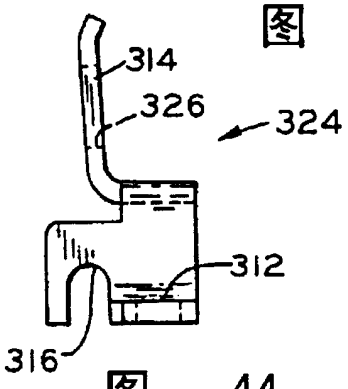


图 44

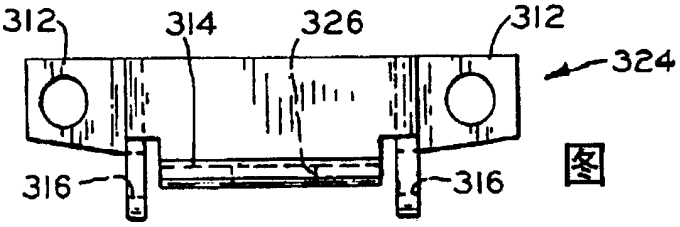


图 45

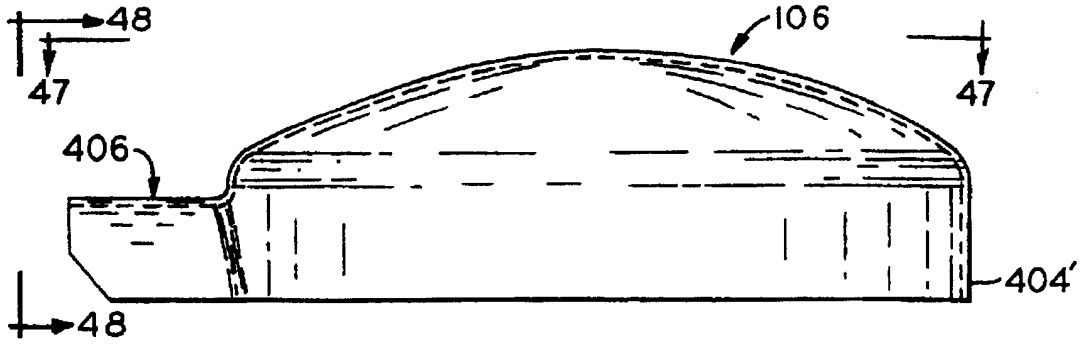


图 46

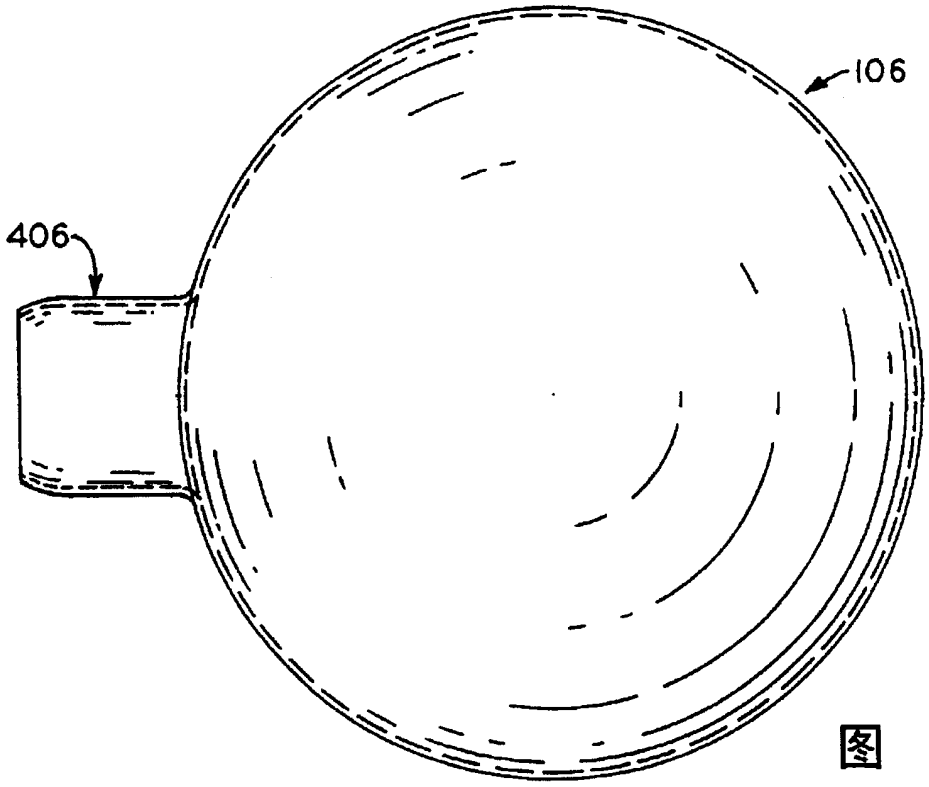


图 47

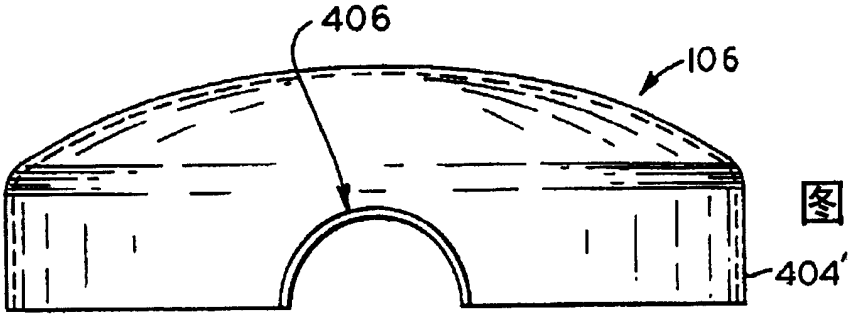


图 48

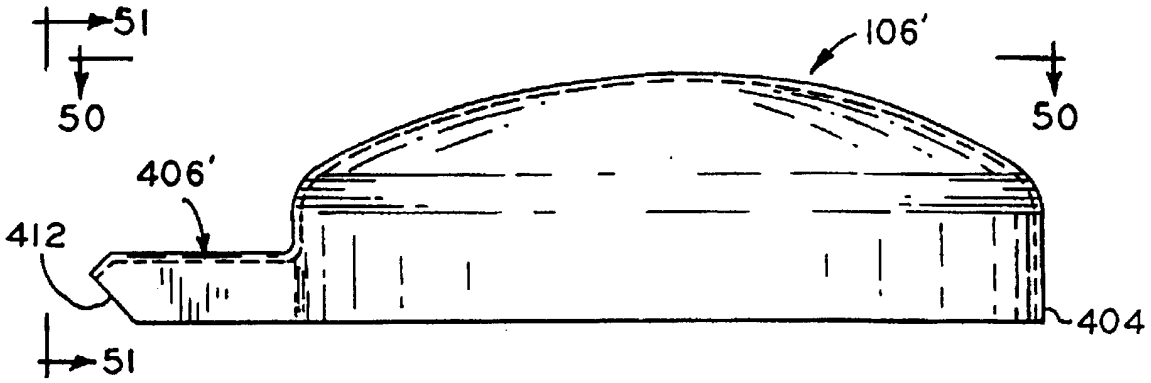


图 49

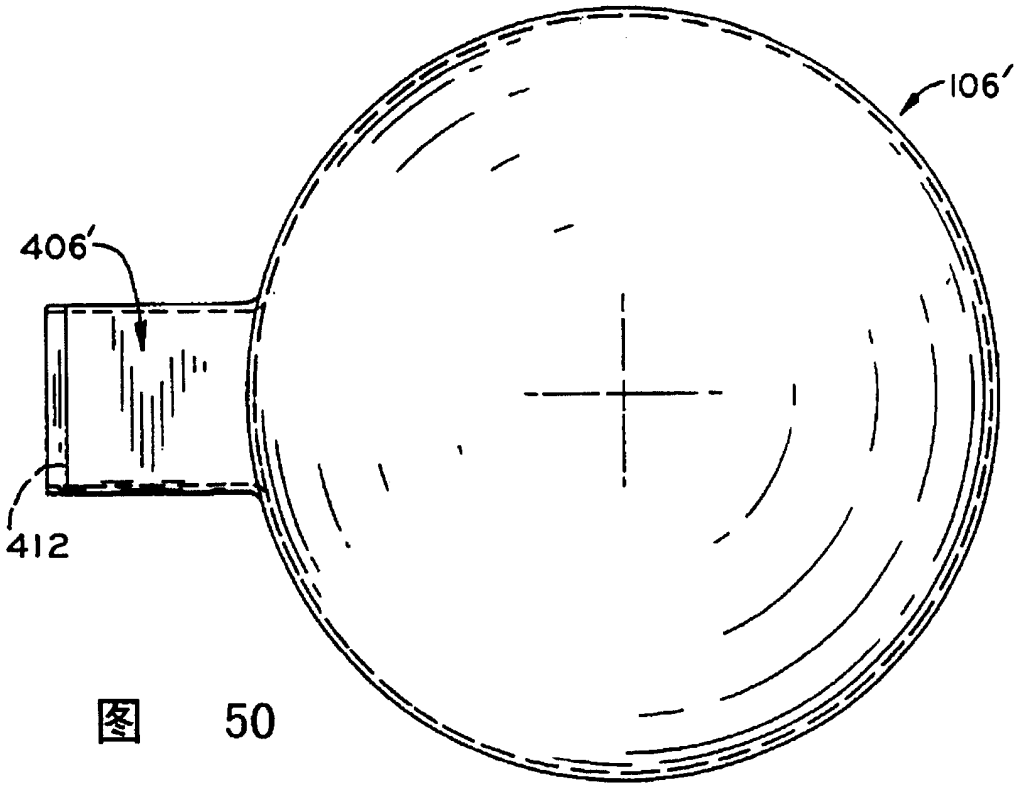


图 50

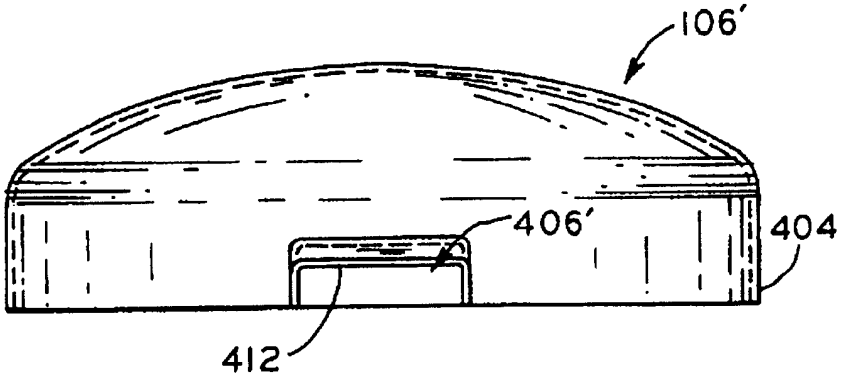


图 51

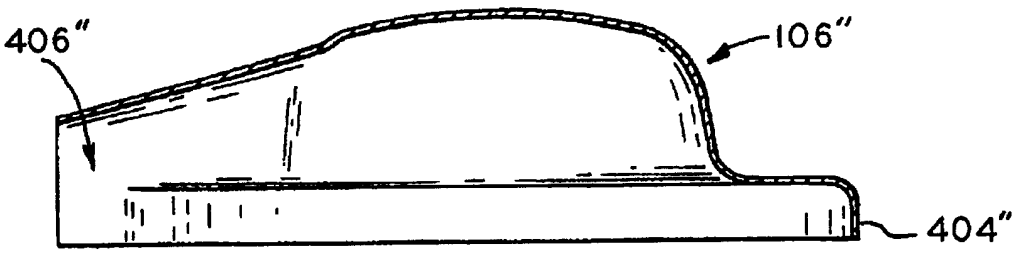


图 52

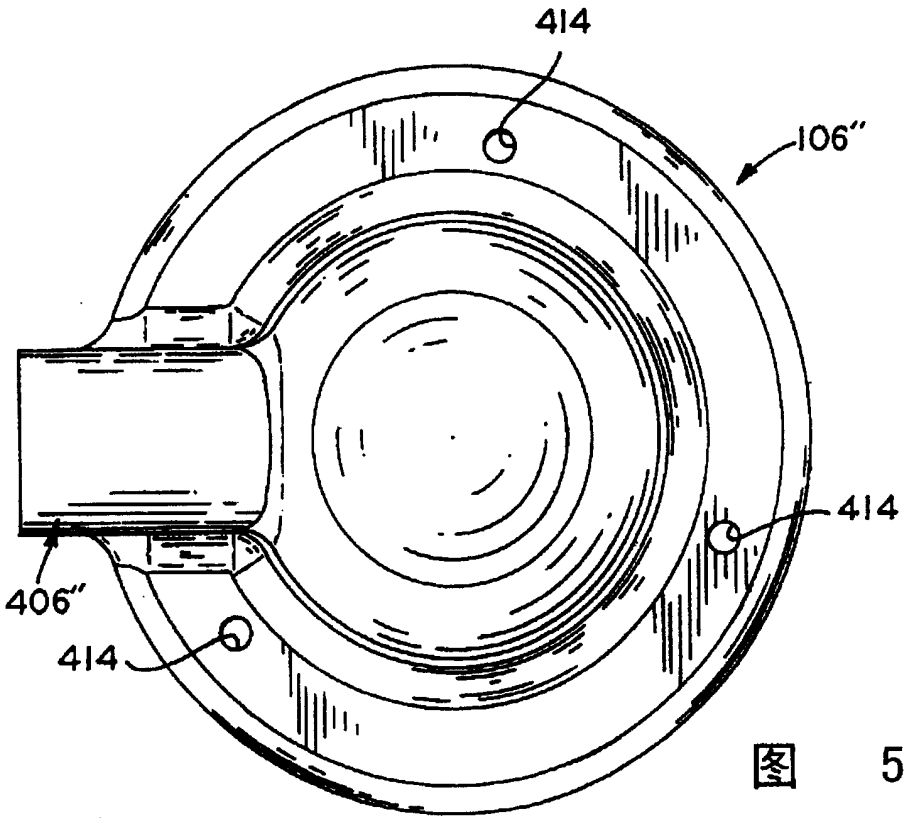


图 53

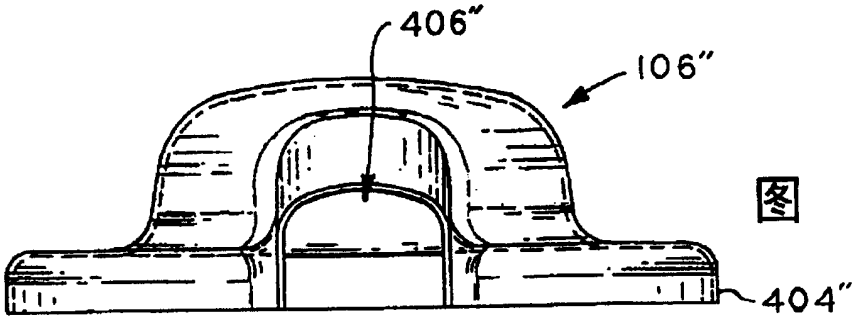


图 54

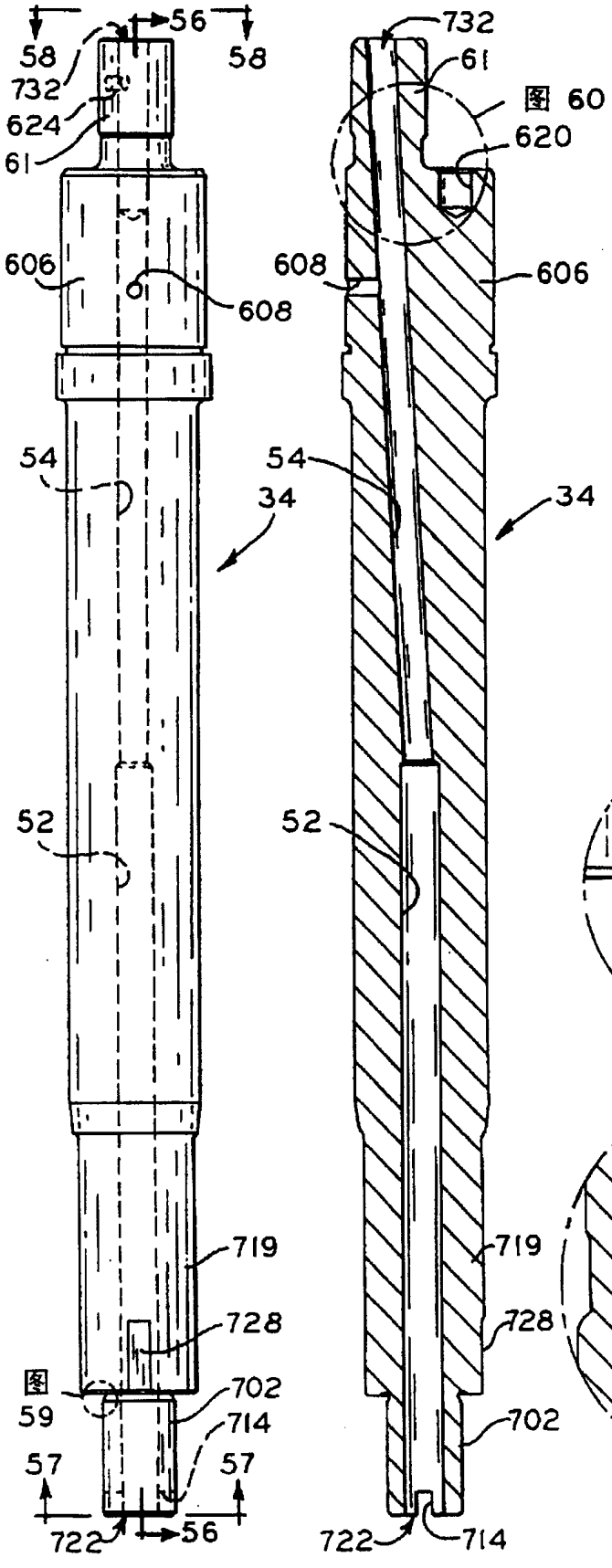


图 55

图 56

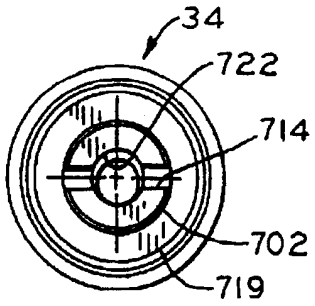


图 57

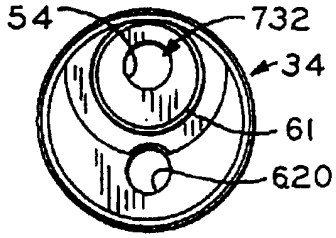


图 58

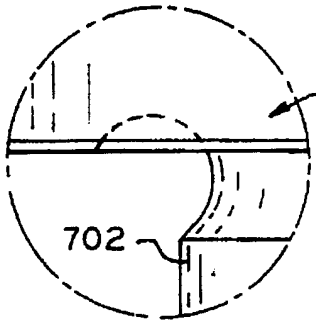


图 59

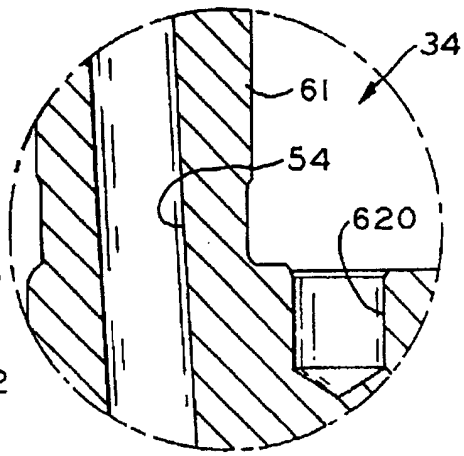


图 60

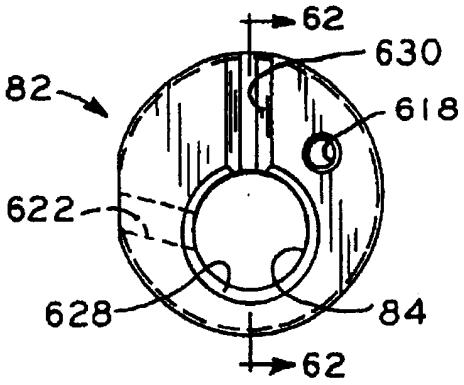


图 61A

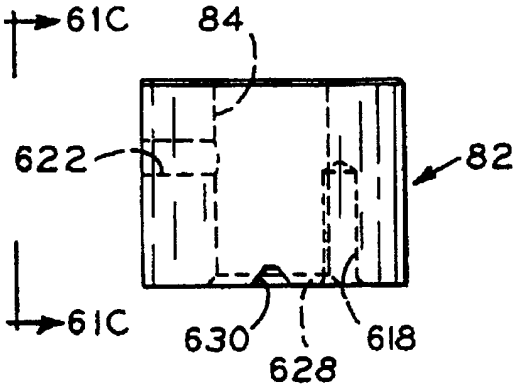


图 61B

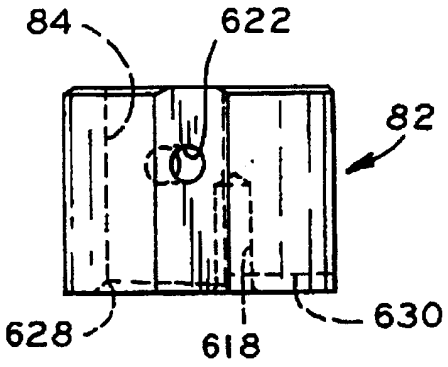


图 61C

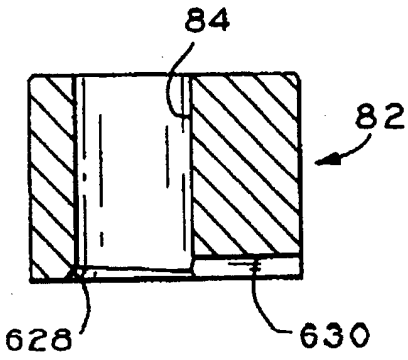


图 62

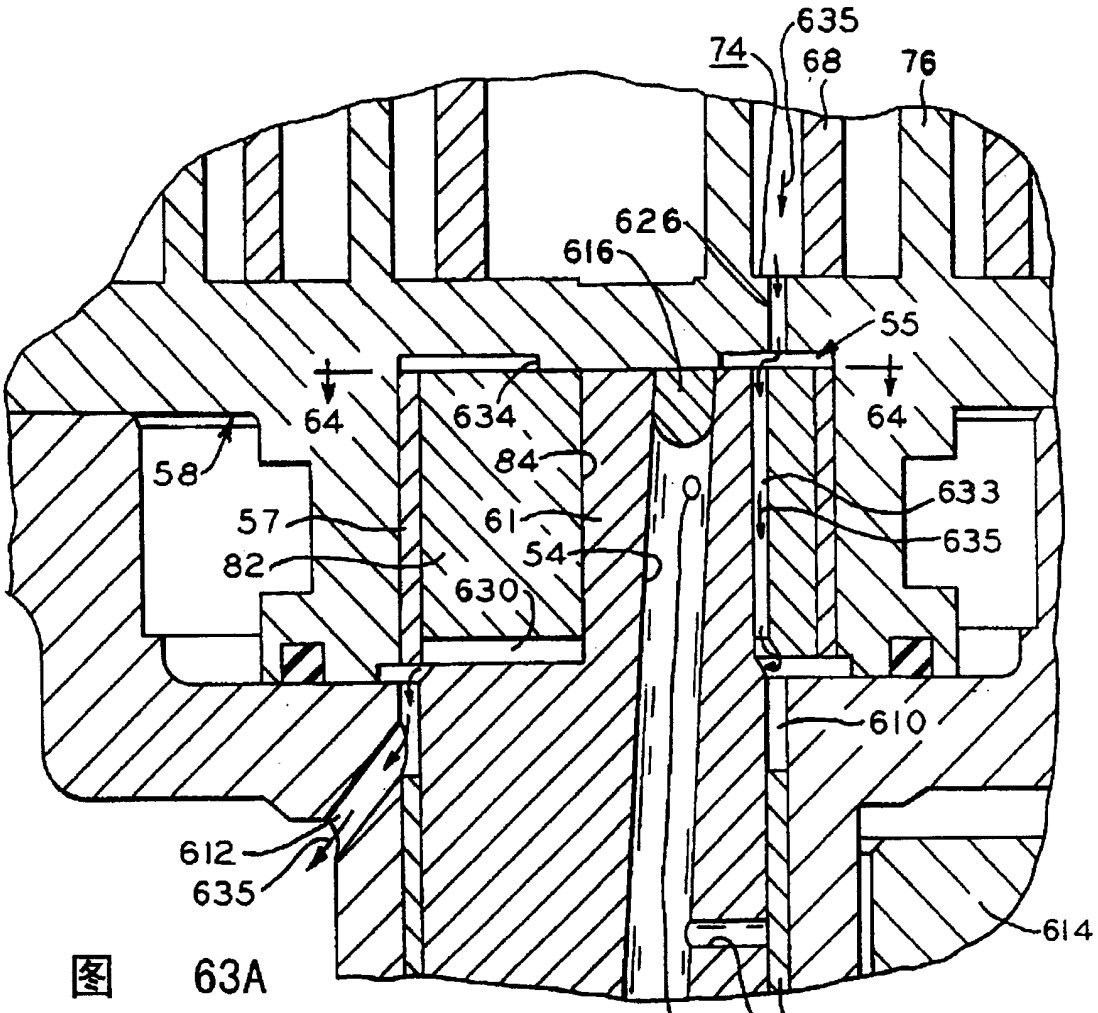

635
74
68
76
626
616
55
64
634
64
84
58
633
57
61
635
82
54
630
610
612
635
614
624
59
608

图 63A

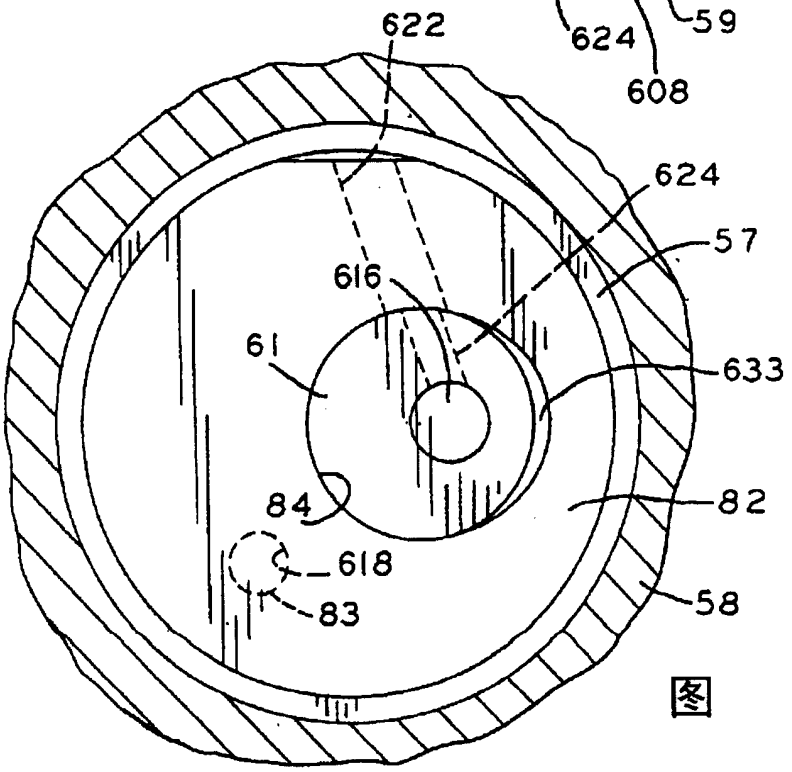

622
624
57
616
61
633
84
82
618
83
58

图 64

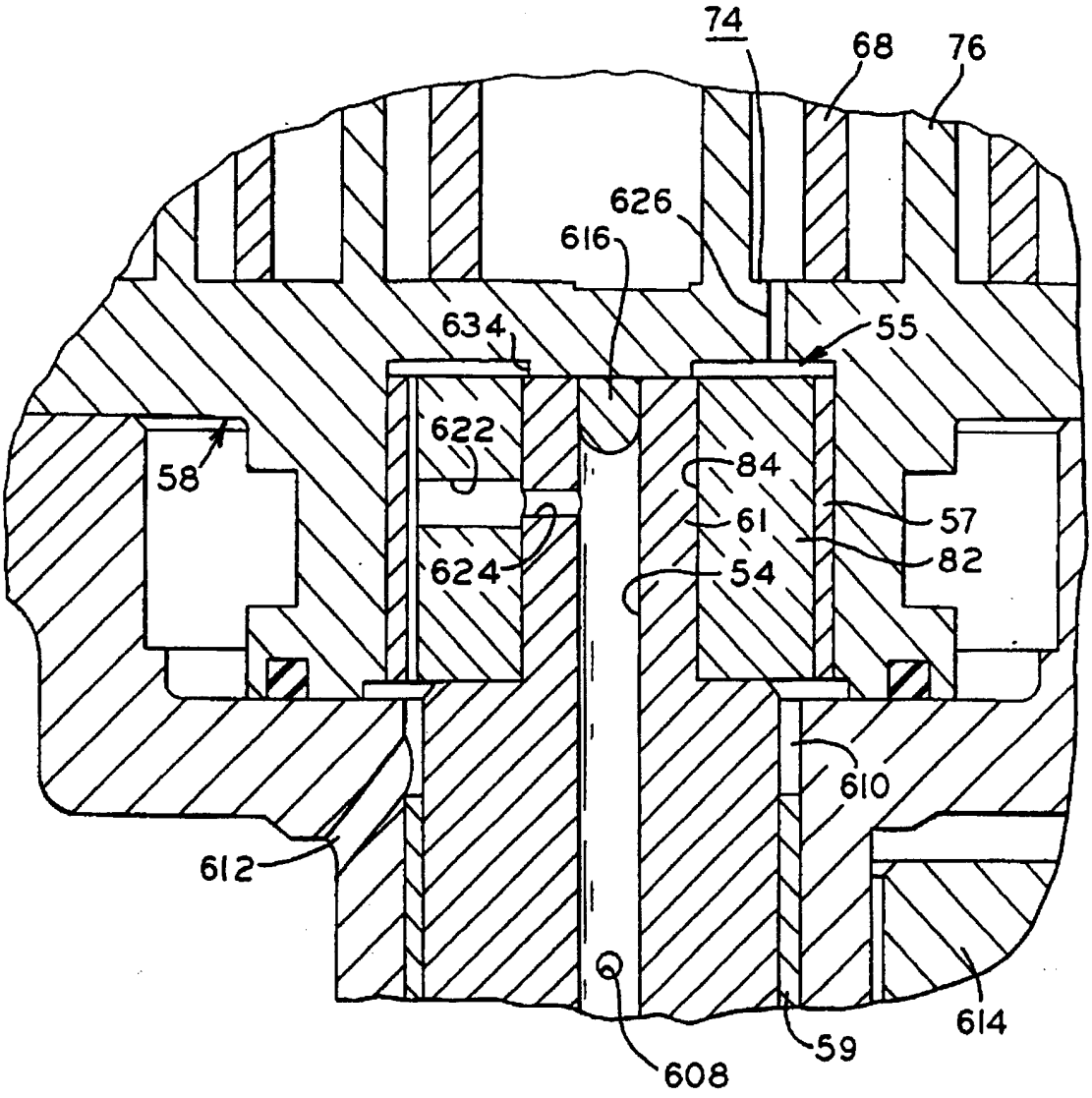


图 63B

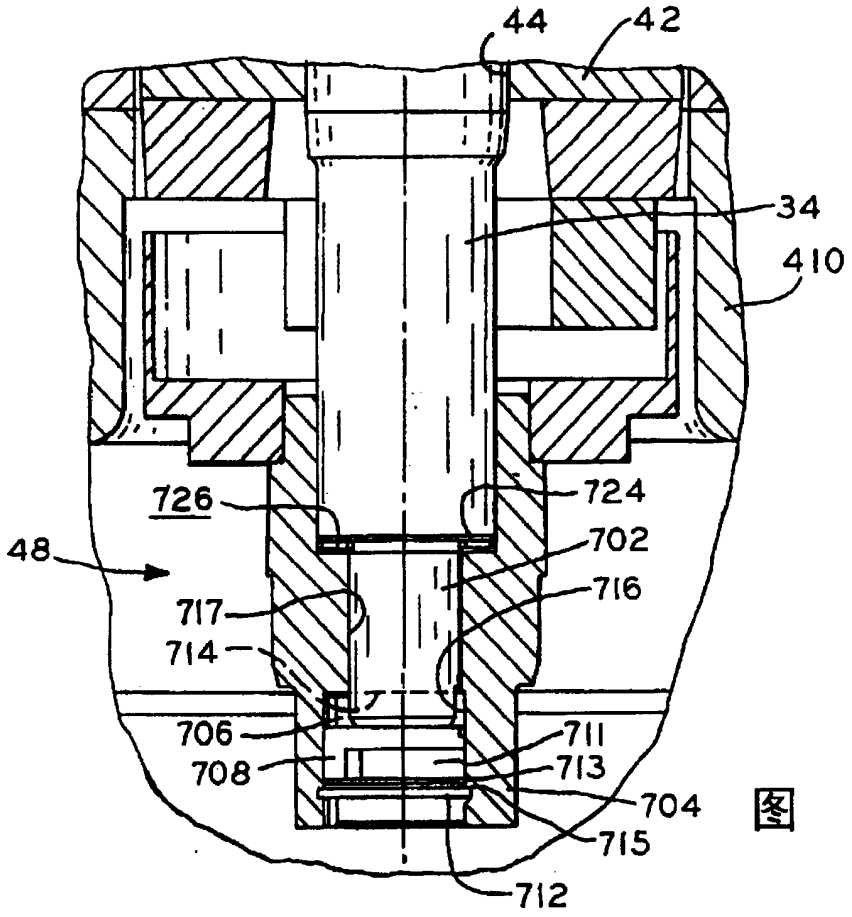

44
42
34
410
726
724
48
702
716
717
714
706
711
708
713
704
715
712

图 65

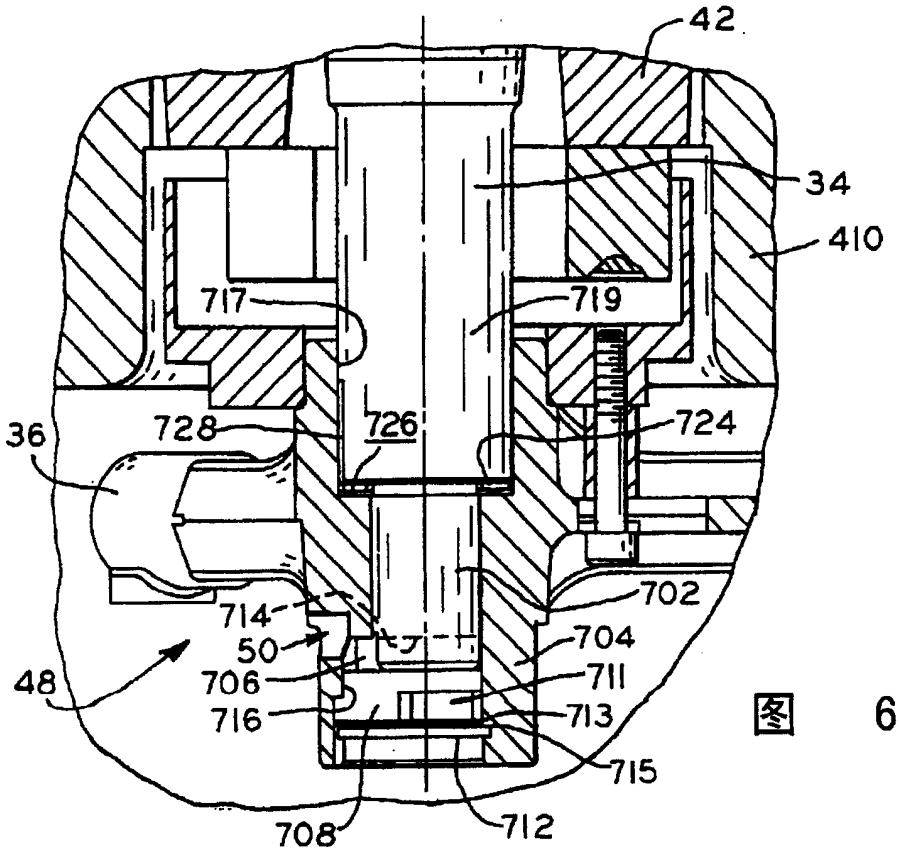

42
34
410
717
719
36
728
726
724
702
714
50
704
48
706
711
716
713
715
708
712

图 66

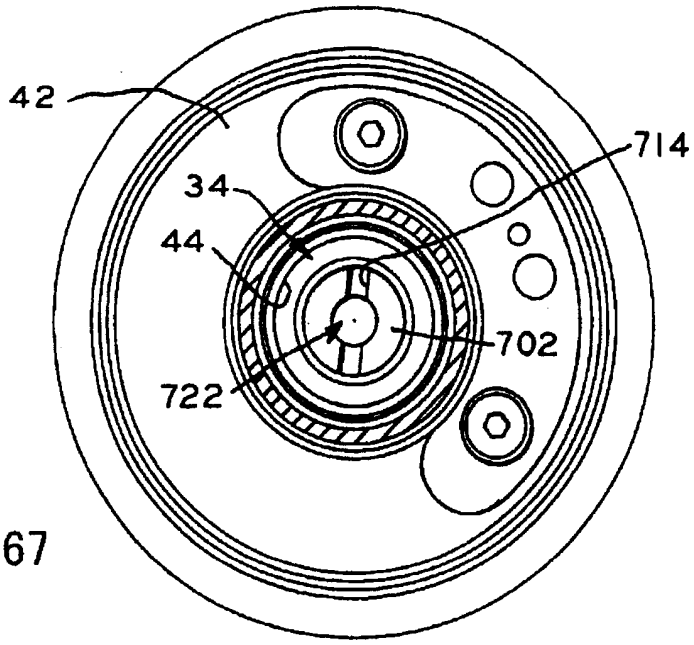


图 67

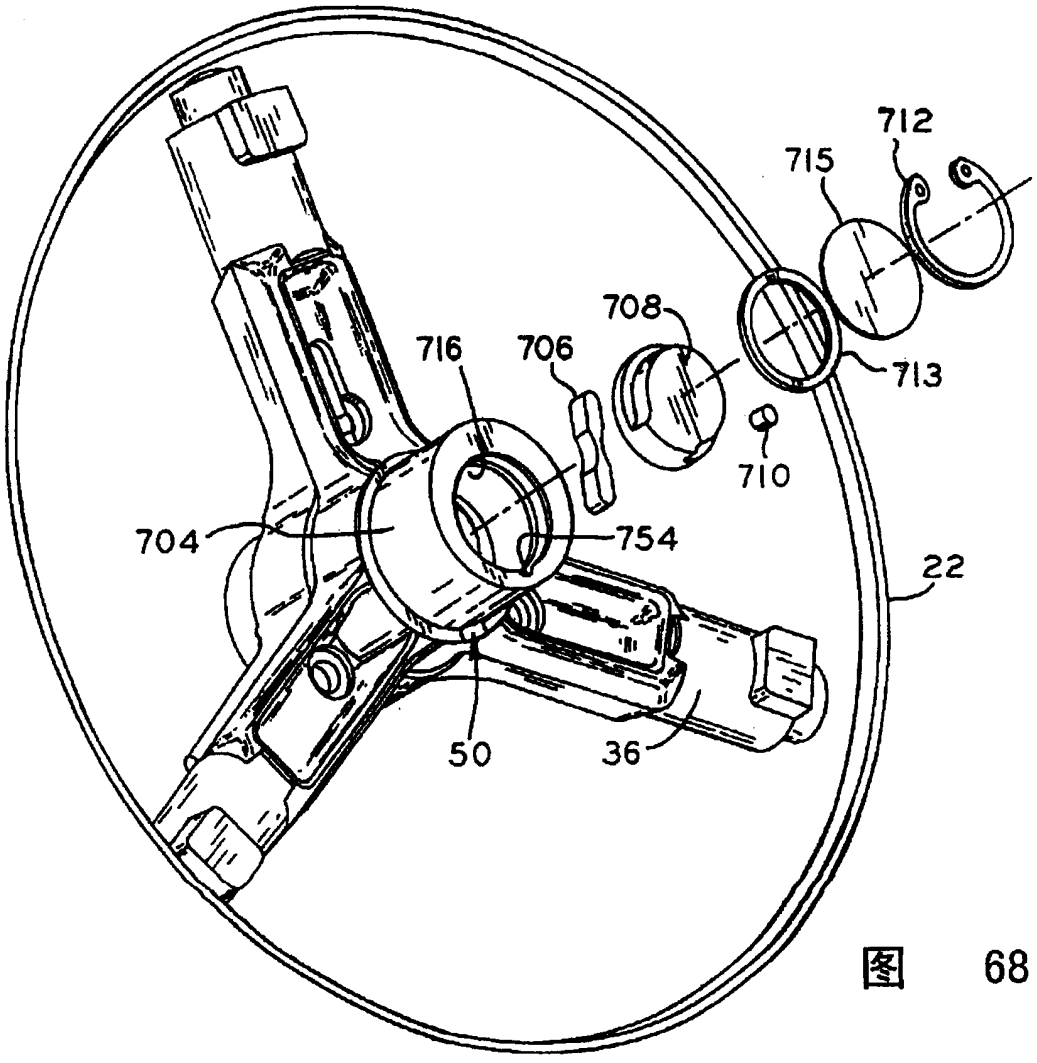


图 68

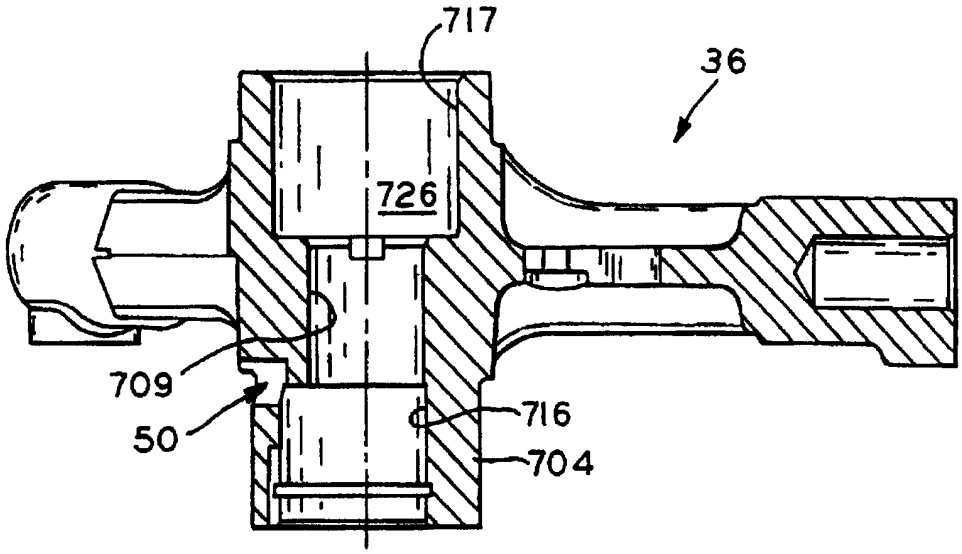


图 69

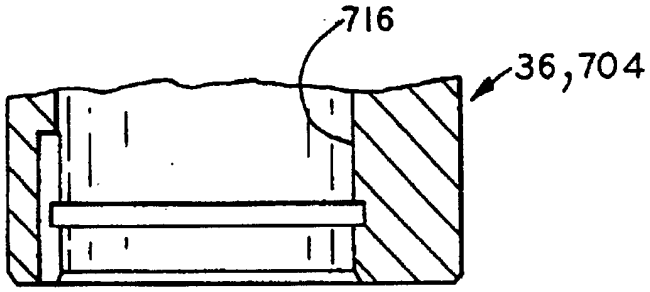


图 70

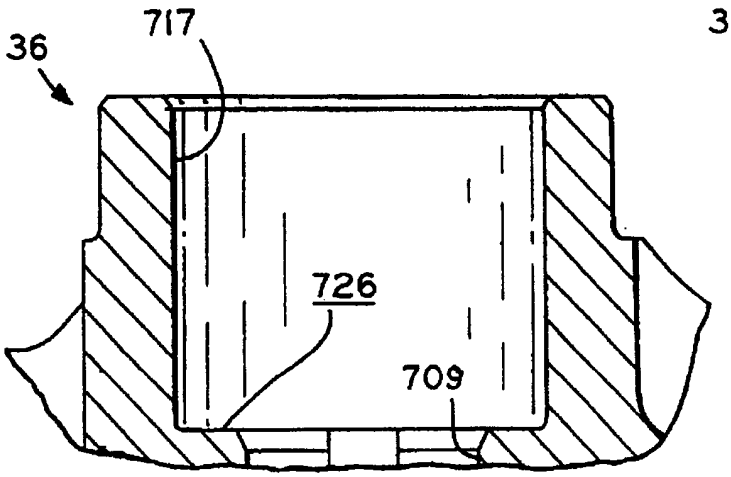


图 71

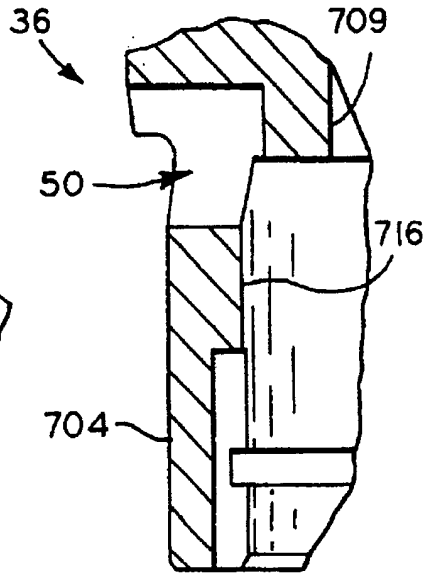


图 72

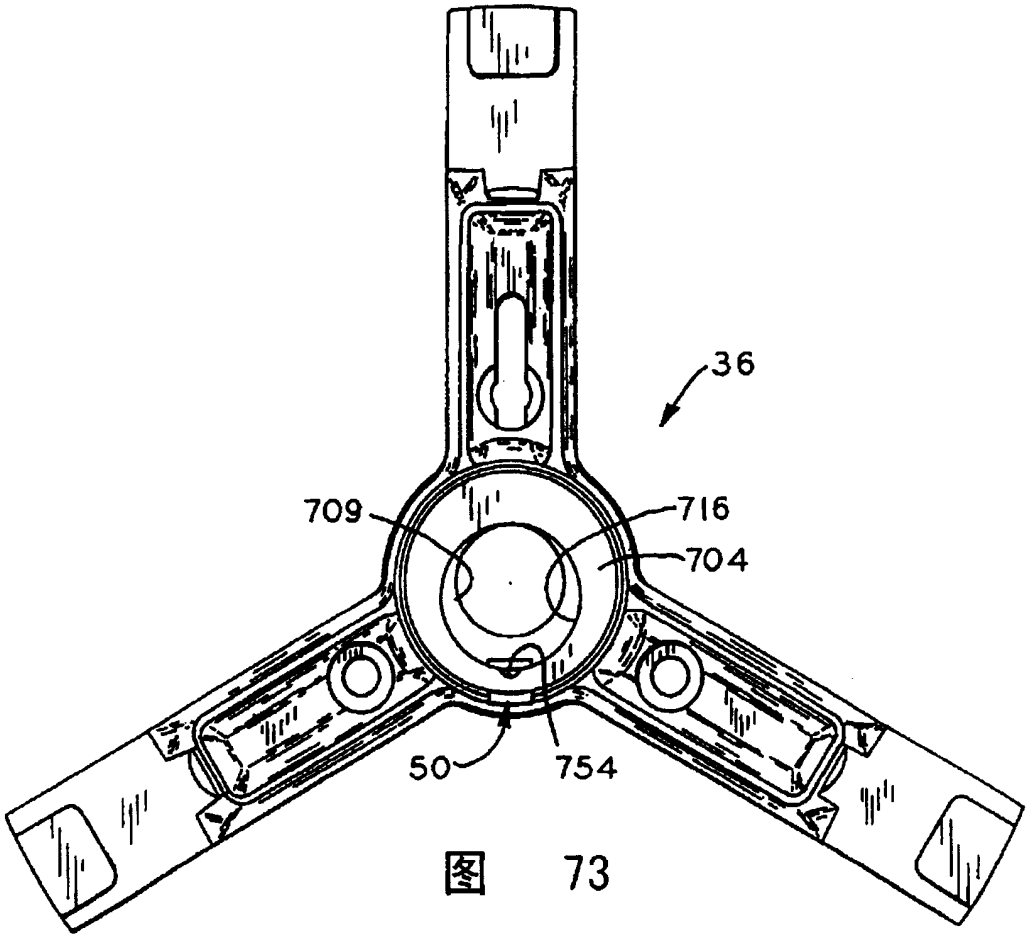


图 73

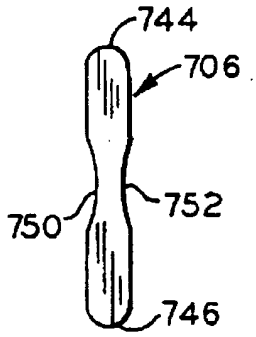


图 74

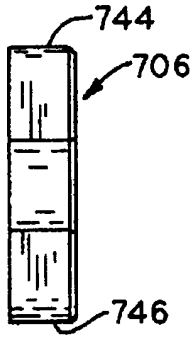


图 75

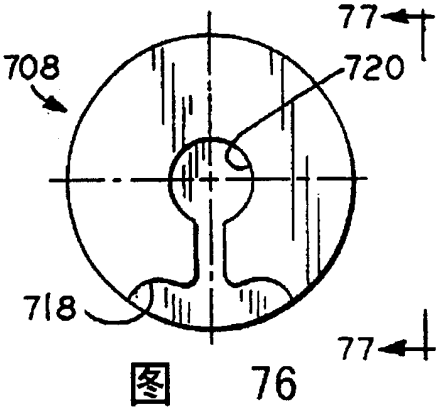


图 76

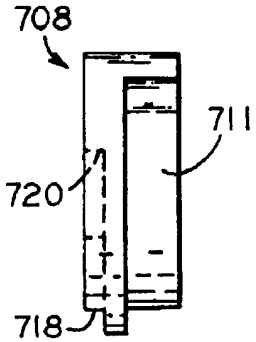


图 77

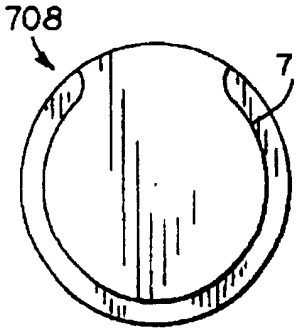


图 78

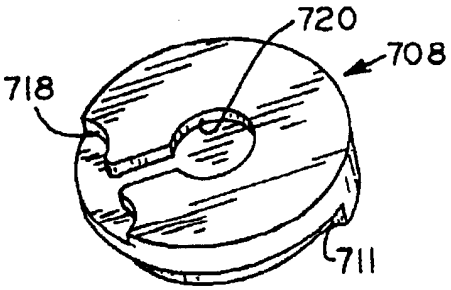


图 79

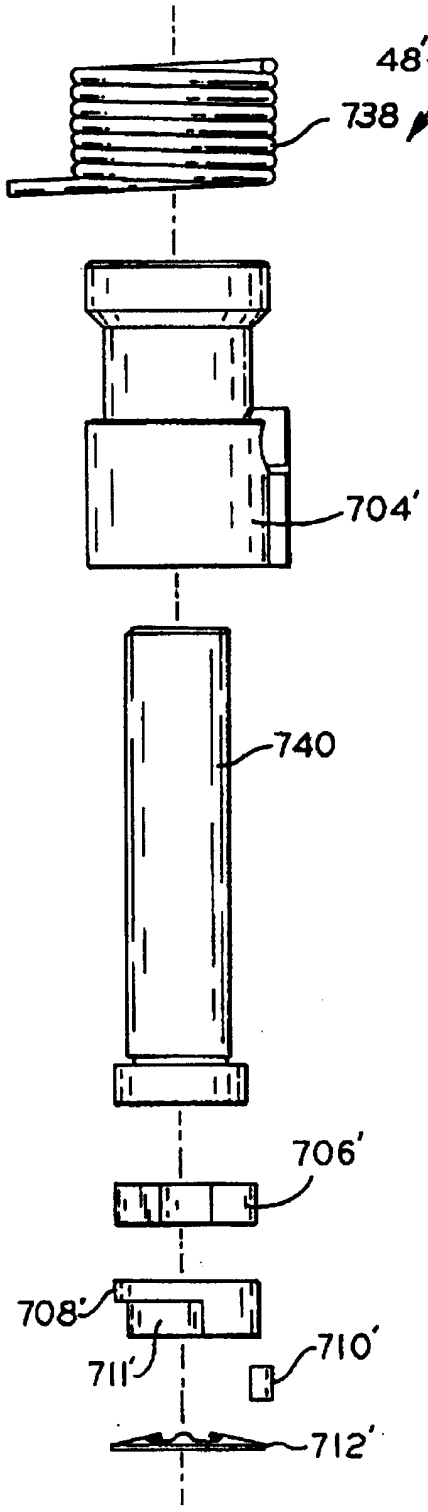

48'
738
704'
740
706'
708'
711'
710'
712'

图 80

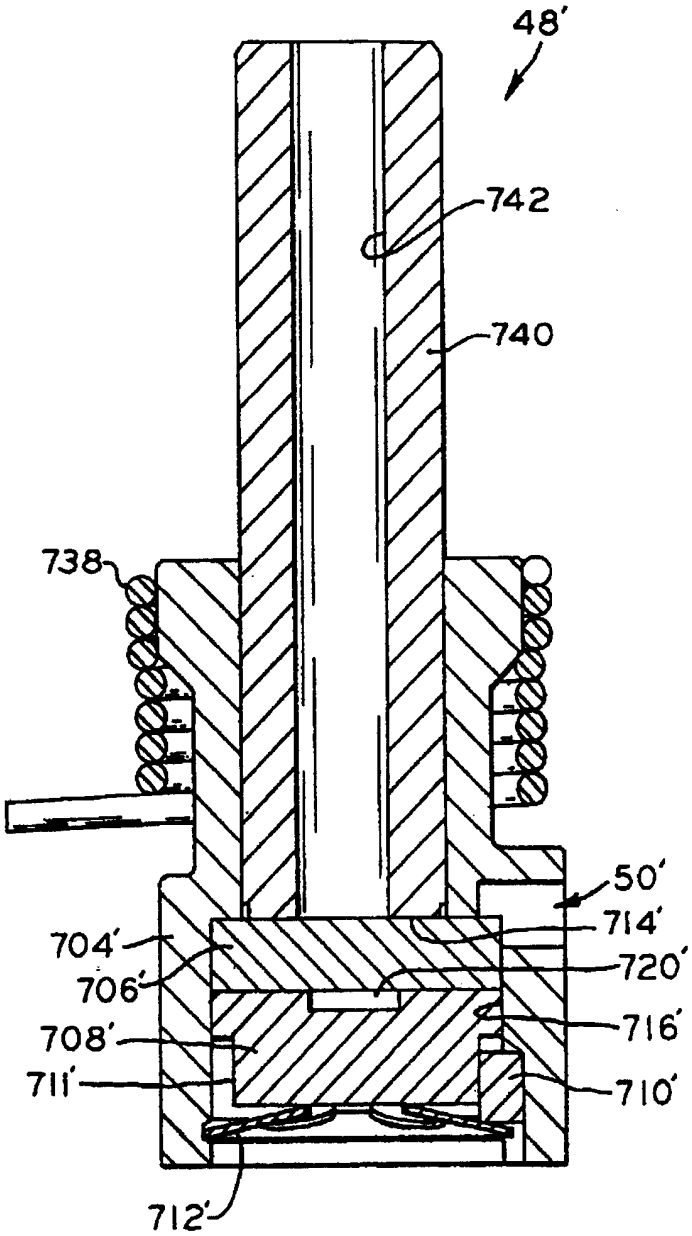

48'
742
740
738
50'
714'
704'
720'
706'
716'
708'
711'
710'
712'

图 81

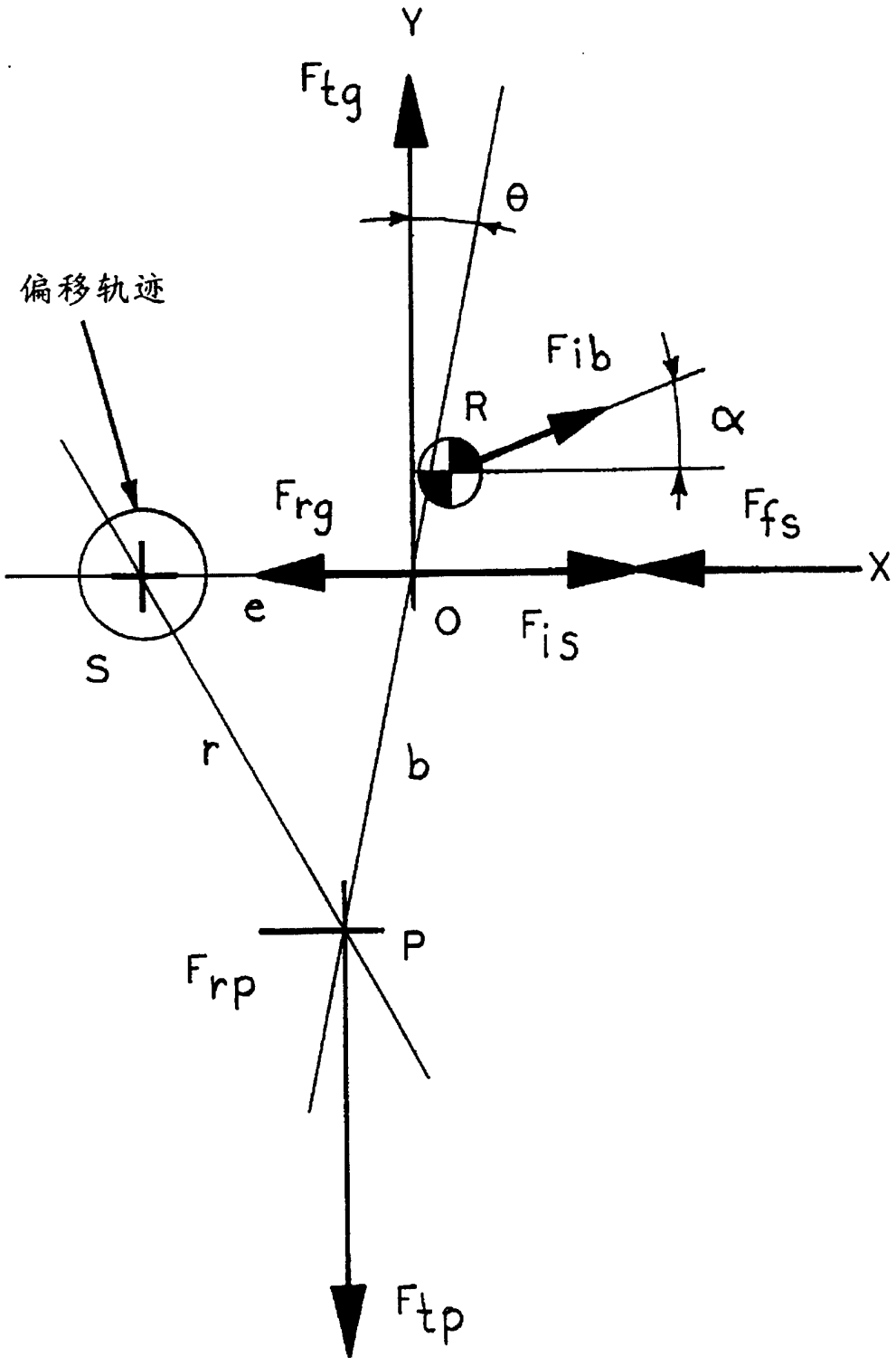


图 82

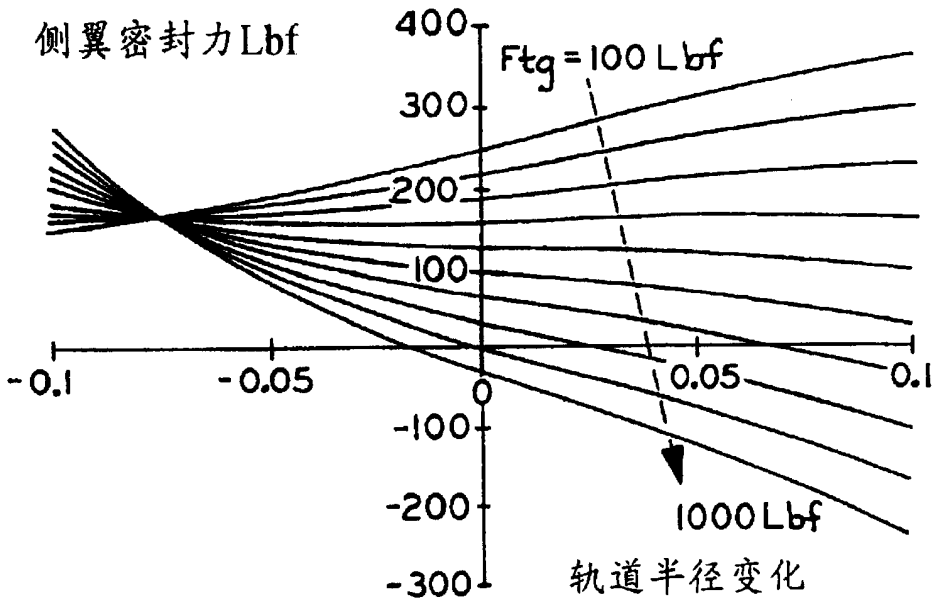

侧翼密封力Lbf
400
300
200
100
-0.1
-0.05
0
0.05
0.1
-100
-200
-300
Ftg=100 Lbf
1000Lbf
轨道半径变化

图 83

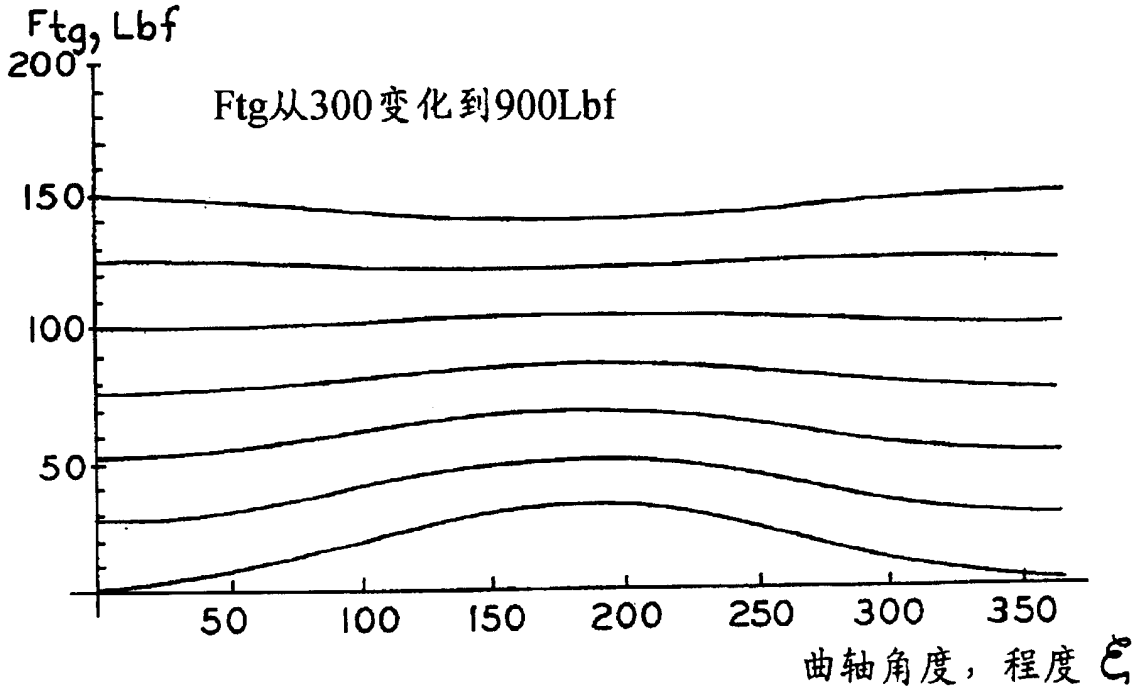

Ftg, Lbf
200
Ftg从300变化到900Lbf
150
100
50
50
100
150
200
250
300
350
曲轴角度，程度

图 84

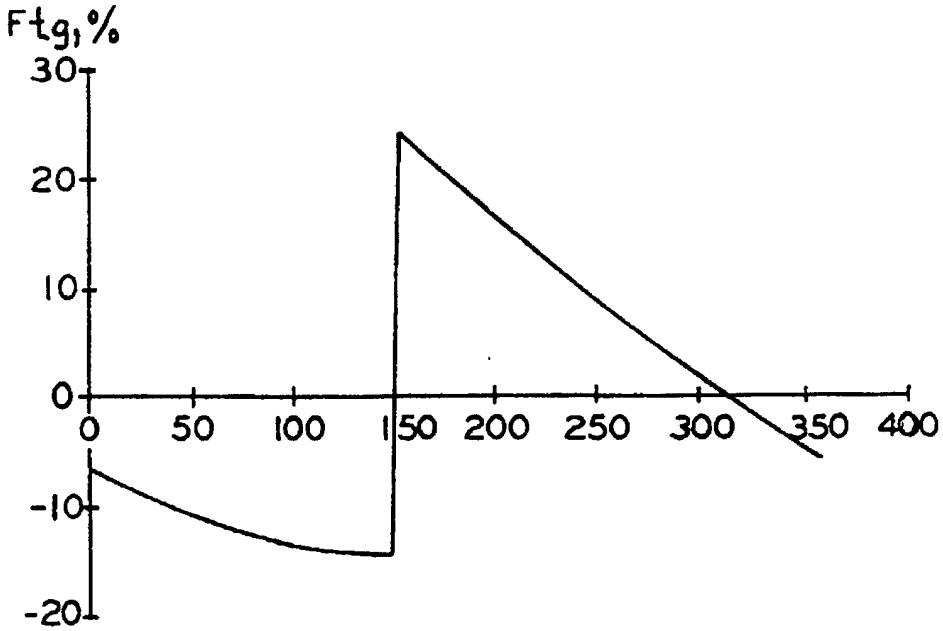

Ftg,%
30
20
10
0
-10
-20
0
50
100
150
200
250
300
350
400

图 85

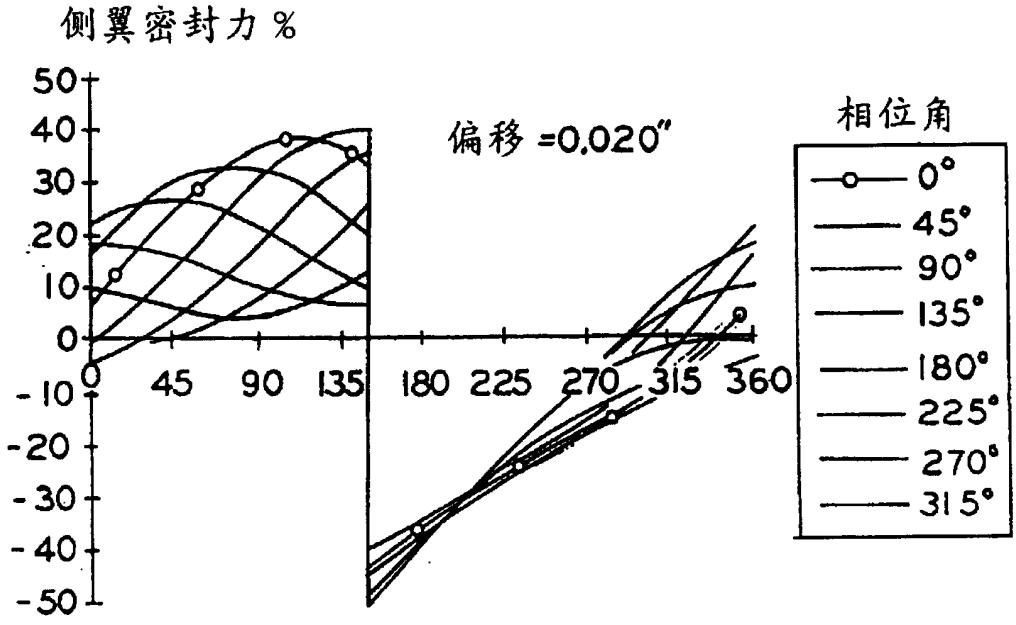

侧翼密封力%
偏移 =0.020"
相位角
0°
45°
90°
135°
180°
225°
270°
315°
50
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
-40
-50
0
45
90
135
180
225
270
315
360

图 86

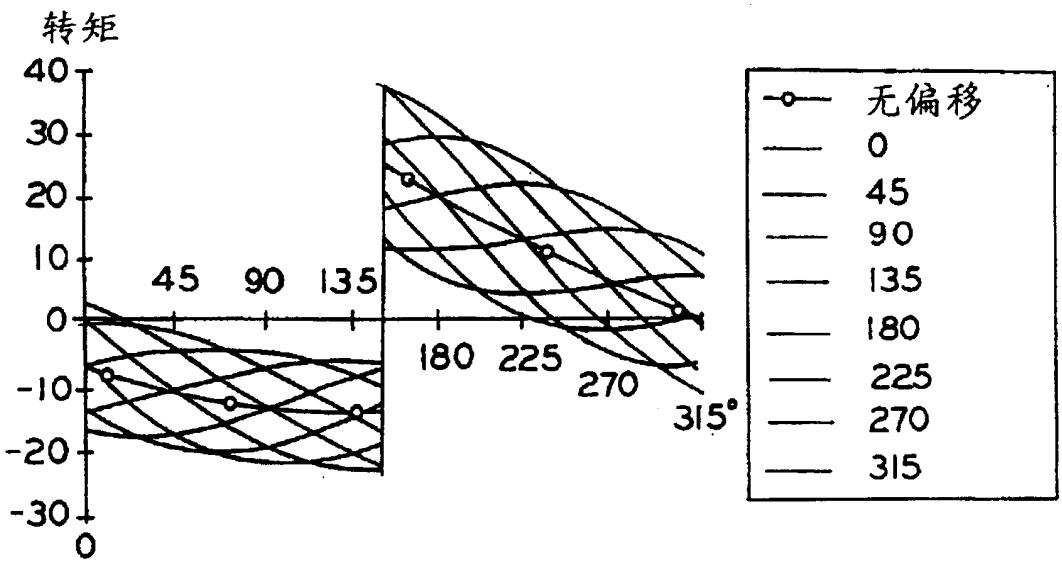

转矩
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
0
45
90
135
180
225
270
315°
无偏移
0
45
90
135
180
225
270
315

图 87

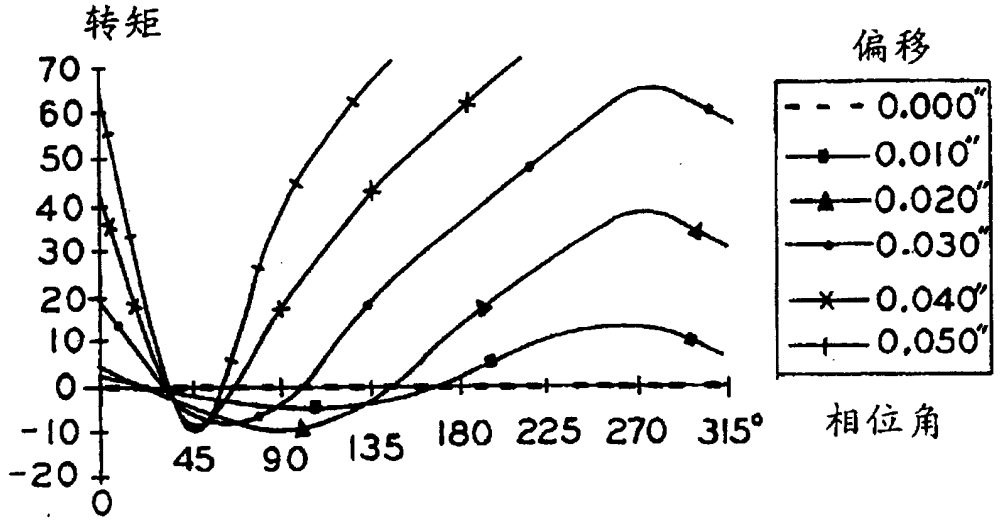

转矩
70
60
50
40
30
20
10
0
-10
-20
0
45
90
135
180
225
270
315°
相位角
偏移
0.000"
0.010"
0.020"
0.030"
0.040"
0.050"

图 88

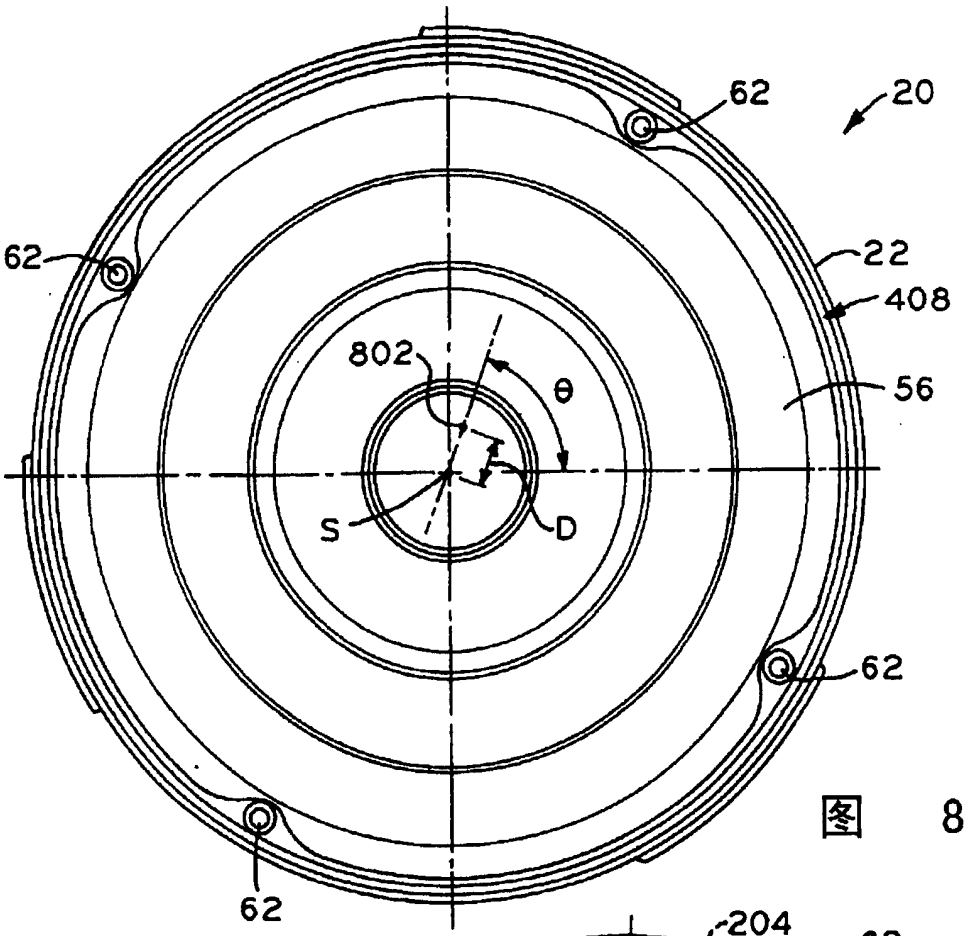

62
20
62
22
408
802
θ
56
S
D
62
62

图 89

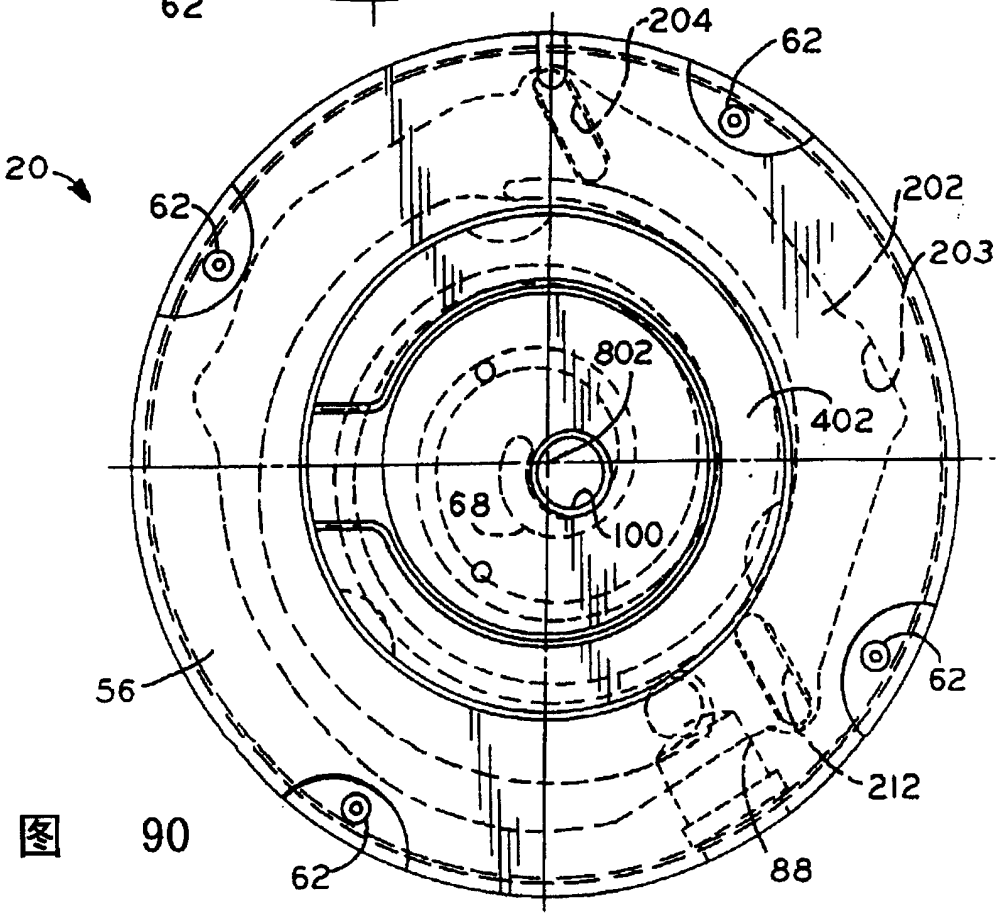

204
62
20
62
202
203
802
402
68
100
56
62
212
62
88

图 90

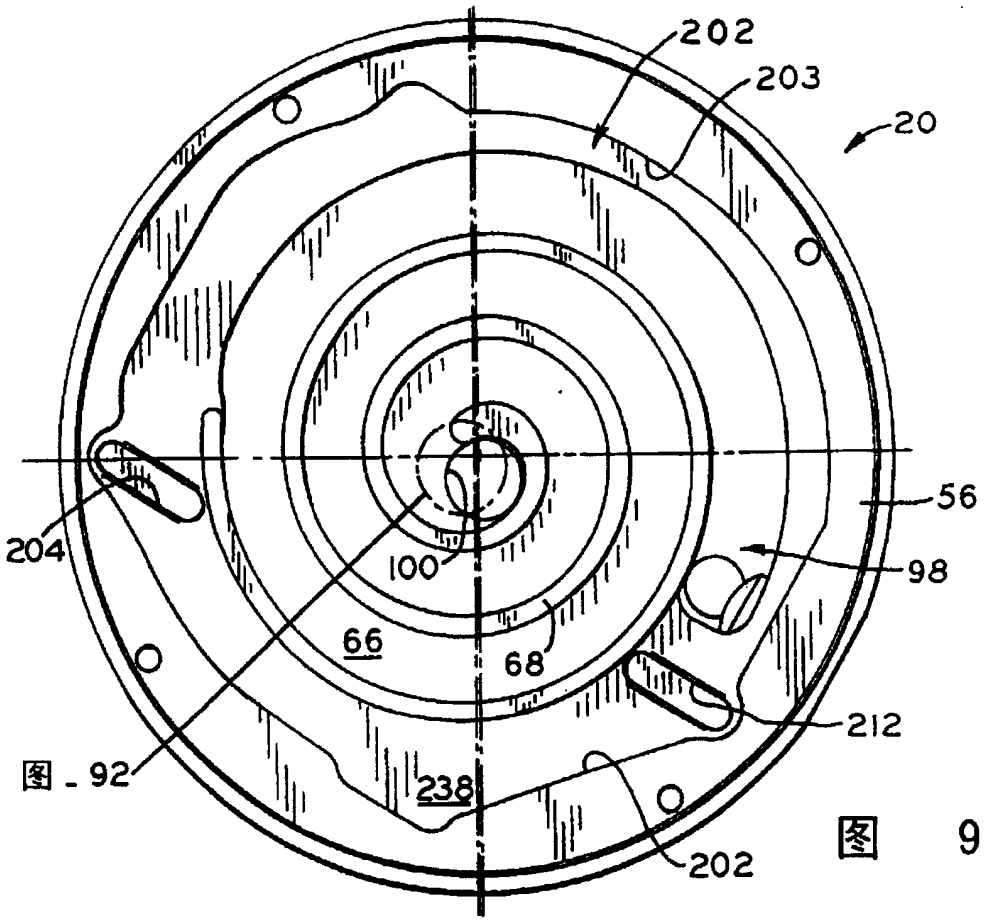


图 91

图 92

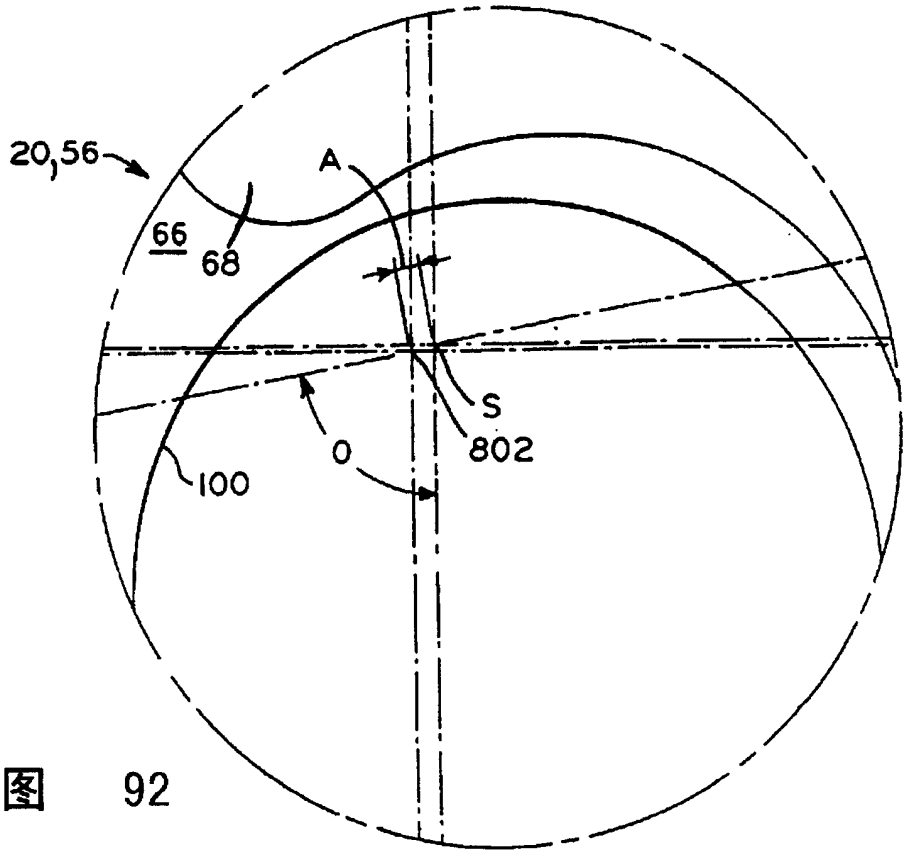


图 92