

# [12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 97194531.4

[45]授权公告日 2002年8月21日

[11]授权公告号 CN 1089406C

[22]申请日 1997.5.7

[21]申请号 97194531.4

[30]优先权

[32]1996.5.10 [33]BR [31]9601663-9

[86]国际申请 PCT/BR97/00016 1997.5.7

[87]国际公布 WO97/43546 英 1997.11.20

[85]进入国家阶段日期 1998.11.10

[73]专利权人 巴西船用压缩机有限公司

地址 巴西若因维利

[72]发明人 迪特马·埃里希·伯恩哈德·莉列

马西奥·路易斯·托代斯卡特

法维安·法戈蒂

[56]参考文献

US4242056A

1980.12.30

审查员 左凤茹

[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

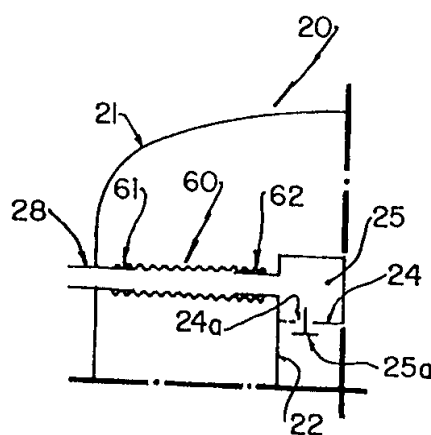
代理人 刘志平

权利要求书1页 说明书6页 附图页数3页

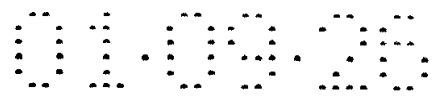
[54]发明名称 往复式密封压缩机的抽吸设备

[57]摘要

往复式密封压缩机的抽吸设备,此压缩机包括具有使气体进入机壳内的抽吸进口管(28)的密封式机壳(21)以及设在位于机壳(21)内的气缸(22)的盖部上并与抽吸进口管(28)形成流体通连的抽吸孔(24a),所述设备包括抽吸装置(60),后者具有与抽吸进口管(28)密封连接的第一端(61)和与抽吸孔(24a)密封连接的第二端(62),以使低压气体能从抽吸进口管(28)直接导入抽吸孔(24a),相对于机壳内侧密封,抽吸装置为此被抽出的气体提供隔热与隔声。



ISSN 1008-4274



## 权 利 要 求 书

---

1. 往复式密封压缩机的抽吸设备, 这种压缩机包括: 密封式机壳(21), 它具有使气体进入机壳内的抽吸进口管(28); 抽吸孔(24a), 它设在位于机壳(21)内的气缸(22)的盖部上并与此抽吸进口管(28)形成流体通连, 特征在于: 此设备包括有抽吸装置(60), 此装置具有与上述抽吸进口管(28)密封地连接的第一端(61)和与上述抽吸孔(24a)密封地连接的第二端(62), 以使低压气体能从此抽吸进口管(28)直接导入抽吸孔(24a), 与机壳(21)内侧形成密封, 所述抽吸装置(60)对抽吸出的气体形成隔热与隔声。

2. 权利要求1所述的抽吸设备, 特征在于: 所述抽吸装置(60)在其延伸部的至少一部分上设有对热传导具有高热阻的结构。

3. 权利要求2所述的抽吸设备, 特征在于: 所述抽吸装置(60)在其延伸部的至少一部分上设有柔性抽吸导管。

4. 权利要求3所述的抽吸设备, 特征在于: 所述柔性抽吸导管是由低热导率材料制成。

5. 权利要求4所述的抽吸设备, 特征在于: 所述抽吸导管的尺寸取定成能减少到达抽吸进口管(28)处气流的载荷损失。

6. 权利要求5所述的抽吸设备, 特征在于: 所述抽吸导管确定成可使被抽出的气流在抽吸进口管(28)与抽吸孔(24a)之间不中断。

7. 权利要求6所述的抽吸设备, 特征在于: 所述抽吸装置(60)的第二端(62)是密封地并直接地与抽吸室(25)相连。

8. 权利要求7所述的抽吸设备, 特征在于: 所述抽吸导管取“环”管形式, 弯成带圆形侧面的U字形, 内部设置有至少一个弹簧件(63), 使此弯管始终保持在结构稳定的状态下。

9. 权利要求1所述的抽吸设备, 特征在于: 此设备包括有安装在抽吸进口管(28)上游的抽吸式滤声器(50)。

往复式密封压缩机的抽吸设备

本发明涉及往复式密封压缩机的抽吸设备，这种类型的压缩机在抽吸进口管和机壳内的抽吸腔之间直接进行抽吸。

往复式密封压缩机一般设有抽吸的消声系统(滤声器)，这种系统设在机壳之内，用来在抽吸致冷流体时减弱所产生的噪声。但是这种系统或器件会因气体过热和流量限制致制冷本领降低和降低了压缩机的效率。由塑料来制造上述滤声器曾在使这种滤声器最优化方面意味着一种显著的进展，但是，由于这样的器件，仍然给压缩机带来了很大的损耗。

在往复式压缩机中，活塞的运动以及使用只在整个循环中不工作时才打开的抽吸阀与排放阀，会在抽吸管道和排放管道中产生脉冲式气流。这种气流是造成噪声的原因之一，可以用两种形式传送到周围环境中：由于激励了压缩机内腔的或是其机械系统中其它器件的谐振频率；或是激励了制冷系统即蒸发器、冷凝器的管道的以及此压缩机制冷系统的上述器件的连接管的谐振频率。在第一种情形，噪声传递给机壳，机壳再把它扩散到周围环境中。

为了减弱由上述脉冲气流产生的噪声，采用了消声系统(滤声器)。这类系统可以分为耗散系统与反应系统。耗散消声系统吸收声能，但却造成了不希望有的压力损失。另一方面，反应式消声器总是反射部分声能，因而能减少压力损失。耗散式消声器更多地用在脉动高的排放式系统中。反应式消声系统最好用于抽吸，因为这可以减少压力损失。滤声器中这样的压力损失主要是在更为敏感压力损失效应的抽吸情形，成为降低压缩机效率的原因之一。

在采用通常的消声器时造成压缩机效率降低的另一个原因是被抽吸的气体过热。在这种气体进入压缩机然后进到压缩缸的这段时间内，由于从存在于压缩机内的几个热源的热传导，气体的温度升高。温度的升高造成比容的加大，从而减小了致冷的质量流。由于压缩机的制冷本领正比于

此质量流，质量流的减少便会降低压缩机效率。

随着滤声器设计的进展已能减少上述的负效应。

在既有的结构中，来自抽吸管道并排入机壳内的气体，在到达滤声器和被抽引向压缩缸内（间接抽吸）之前，通过压缩机内的几个主要热源。气体的这种循环是会有助于马达的冷却的。由于这一原因还由于滤声器通常是金属的，压缩机的效率就会因气体过热而降低。

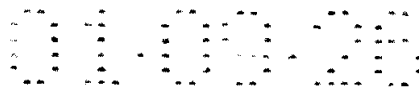
为了追求更有效的压缩机，人们根据更有效的原理开发了消声系统。不是使气体通过压缩机内各个已加热的部分，而是把它直接抽入抽吸滤声器内（美国专利 No.1591239 - 54242056）。另一种方法则是在压缩机的抽吸管道内应用喷嘴或喇叭口管（美国专利 4486153），这样可将上述气体流导入进口管与抽吸滤声器之间。此外，这种滤声器已开始用具有合适隔热性质的塑料制造。这种种改进显著地提高了制冷密封压缩机的效率。虽然如此，因采用抽吸式滤声器导致的过热与负载损耗仍然代表压缩机效率损失中的显著部分。

在当代技术中已知的往复式密封压缩机中，来自蒸发器的气体进入机壳然后通过抽吸式滤声器，由此抽入气缸体中限定的气缸之内，并在此压缩到足够打开排放阀的压力。所述气体在通过排放阀与排放滤声器排放出后，脱离压缩机内部，导向制冷系统的冷凝器。在这种压缩机中，排放式滤声器常为密封的，也即气体并未释放入机壳内，而抽吸式滤声器则是与所述机壳内成流体通连的。

压缩机在机壳内侧有一低压对其效率带来两个负面影响。在压缩循环大部分期间，在气缸内的气体比机壳内的气体处于一更高的压力下。这一压力差通过活塞和气缸之间的间隙在从气缸向机壳内产生一气体泄漏。然后，在发生在机壳内侧和气缸之间的压力平衡的作用下，气体通过抽吸过滤器再进入气缸。这一气体的温度高于返回到蒸发器气体的温度，这就使上述的泵出的质量流减少。

泵出质量流的减少引起制冷能力和效率的损失，和（由于通过活塞 - 气缸间隙的泄漏引起的损失）。

在气缸内和机壳内之间的压力差也在活塞顶部产生一个力，其通过连



杆传递到偏心轮和轴承上。力的强度决定了活塞和轴承的尺寸：所述力越大，所述部件的尺寸越大，所以，能量的消耗或轴承中的粘度能量损失越大。

本发明的目的是提供一种往复式密封压缩机的抽吸设备，这种压缩机包括：密封式机壳，它具有使气体进入机壳内的抽吸进口管；抽吸孔，它设在位于机壳内的气缸的盖部上并与此抽吸进口管形成流体通连，此设备包括有抽吸装置，此装置具有与上述抽吸进口管密封地连接的第一端和与上述抽吸孔密封地连接的第二端，以使低压气体能从此抽吸进口管直接导入抽吸孔，与机壳内侧形成密封，所述抽吸装置为抽吸出的气体提供隔热与隔声。

在这种方案中，来自制冷系统蒸发器的气体在气缸内被压缩和通过排出过滤器排入冷凝器之前不间断地直接进入气缸内，这能相对于机壳内侧总是形成密封。

下面参考附图描述本发明，附图中：

图 1 示意地以垂直纵剖图表明了制冷系统中所用的并按既有技术构造的往复式密封压缩机；

图 2 示意地表明了一种往复式密封压缩机以及相关联的依既有技术构制的制冷系统；

图 3 示意地并以部分视图表明了一种往复式密封压缩机以及相关联的依本发明的一种结构形式的制冷系统；

图 4 示意地并以部分视图表明了一种往复式密封压缩机，以及依本发明另一种结构形式的制冷系统。

图 5 示意地并以前视图表明了本发明的抽吸装置的结构形式。

下面说明实施本发明的最佳方式。

如附图所示，用于制冷设备的这种制冷系统通常包括由适当管道连接的冷凝器 10，后者接收这种往复式的密封压缩机 20 高压侧的高压气体并将高压气体输送给毛细管 30，在此，此致冷流体膨胀，与把低压气体输送到密封压缩机 20 的低压侧的蒸发器 40 通连。

如图 1 所示，此密封压缩机 20 包括一机壳 21，此机壳内通过弹簧悬

挂着包括气缸体的马达-压缩机单元，其中的气缸 22 有一在其内往复运动的活塞 23，此气缸体受马达驱动时，抽吸和压缩致冷气体。所述气缸 22 有一开口端为阀板 24 封闭，此阀板固定于前述气缸体上并设有抽吸孔与排放孔 24a，24b。气缸体还带有一个盖部，它安装在所述阀板 24 上，并与此阀板在内部限定出一抽吸室 25 与一排放室 26，它们通过各相应的抽吸孔 24a 和排放孔 24b，与气缸 22 保持有选择的流体通连。这种有选择的通连是由各抽吸阀 25a 与排放阀 26a 打开和关闭相应的抽吸孔与排放孔而确定的。

上面所谓的抽吸室只是指抽吸阀 25a 上游气缸盖的容积。

密封压缩机 20 的高压侧与冷凝器 10 之间的通连是通过一排放管 27 进行的，此排放管有一个通向设在机壳 21 表面上的孔的端部使前述排放室 26 与冷凝器 10 通连，还有一个通向排放室 26 的另一端部。

机壳 21 还带有一个抽吸进口管 28，它安装在设于机壳 21 的进口孔中并通于此机壳的内部，与位于机壳 21 外部的抽吸管道通连同时连接着蒸发器 40。在此结构中，来自机壳 21 的气体进入安装于抽吸室 25 前的抽吸式滤声器 50 内，用来在抽吸阀 25a 打开期间减弱抽引到气缸 22 内气体的噪声。这种结构具有前述的缺陷。

根据本发明，如图 3-5 所示，在蒸发器 40 与密封压缩机 20 的抽吸室 25 内部之间安装有与这些部分互连的抽吸装置 60，此抽吸装置设在机壳 21 内，并至少是在其长部的一部分上包括一例如由韧性材料制的抽吸导管，此抽吸导管的第一端 61 与抽吸进口管 28 连接，而其第二端 62 则与抽吸室 25 的气体入口部连接，抽吸导管密封地安装到抽吸进口管 28 与抽吸室 25 上，得以将低压气体从蒸发器 40 直接和密封地导引到抽吸室 25 内，对抽出的气体提供热能和声能的隔绝。在本发明的另一个结构方案中，上述抽吸导管的第二端 62 是与直接抽入到气缸 22 内的气体通连，例如使此第二端 62 密封式地直接与抽吸孔 24a 连接。

根据本发明，此密封压缩机 20 的机壳 21 内不再有抽吸式滤声器 50。在如图 4 所示的结构方案中，此抽吸式滤声器 50 安装在抽吸进口管 28 的上游。将这种滤声器安装到壳 21 的外部时允许采用更高容量的滤声器

和更大直径的管道，同时能以较低的压力损失来提供相同的消声效果。由于制冷能力正比于抽吸压力，压力损失越少，压缩机效率也越高。这种滤声器的布置方式在允许气体通其内时，防止了它像在既有技术结构中那样不合适地被加热，虽然如图3所示安装的组件产生的噪声水平与如先有技术那样安装的组件产生的噪声水平很相似。

根据本发明，上述抽吸导管经设计成按连续导管生产，为了避免干扰被抽吸的气流，构制这种导管的材料要能使传递给机壳21的噪声与振动最小，并能避免进入的气体过热。为了具备上述质量，使抽吸导管所具结构能对热传导有很高的热阻，例如使这种结构采用具有低热导率特性(不良的导热体)同时具有良好消声的材料。

因为被抽吸的气体与机壳内没有任何连接，所以，所述气体不可能激发腔内的共振。因为抽吸的脉动是低能量的，所以从外部管到压缩机没有大的激发。

虽然没有图示，也可以采用其他的抽吸管结构，例如，由在密封条件下相互连接的抽吸管部分形成的导管。在任何一种方案中，抽吸管道装置应定位，使以一连接机壳21与蒸发器40允许液体连通的抽吸管的延伸部操作，不使抽吸入口管28和压缩机气缸22之间中断。

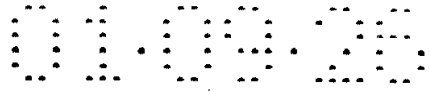
要求抽吸管道有韧性是由于在机械组件与机壳21之间存在相对运动，而这些部件的安装则是通过韧性弹簧。这种韧性会防止所述管道在压缩机的正常运转中或者在运输和搬运中发生破裂。

抽吸导管还将其尺寸选定成可使因抽吸管道和蒸发器的波动导致的脉动流所产生的噪声减至最小。

抽吸导管尺寸的另一特性是其相对于抽吸进口管28上游管的更大的直径。抽吸导管的直径确定为使气流负载损失减少，气流来自抽吸进口管28，然后导入抽吸腔25或也直接导入抽吸孔24a。

由于气流的特性、抽吸导管的较短长度和较大的直径，与既有技术中所用抽吸滤声器中存在的压力损失相比，如果采用该过滤器可以减少压力损失。

采用抽吸导管可以在气体进入气缸内之前减短其在机壳内的气体



路径。由于减短了这种路径，被抽吸的气体的过热效应就较小，这就提高了制冷能力与制冷效率。

在本发明的对于抽吸装置 60 的结构方案中，如图 5 所示，此抽吸装置取弯管形式，弯成带圆形侧面的 U 字形，内部设置有或包含有(例如通过物料注射)至少一个弹簧件 63，使此弯管始终保持在结构稳定的状态下，以防其在例如压缩作业期间由于压差的影响而塌缩。

由于抽吸密封，机壳 21 内侧压力高于抽吸压力，并引起气体通过活塞 23 和气缸 22 之间的间隙泄漏。这一泄漏使机壳 21 内侧的压力增加到一吸入和排出压力之间的一个中间压力值，通常接近压缩开始压力和压缩结束压力之间的一个中间压力值。

在机壳中的压力增加使压缩机开始每次新的操作是以一较小的负载工作，所以在工作时要求一个来自电机的低的转矩。在吸入和压缩开始时，机壳 21 内侧处于高于气缸 22 内侧的压力，这使气体泄漏进入后者。当气缸 22 中的压缩压力高于机壳 21 内侧压力时(这直到排出结束时才发生)，气体泄漏改变方向，从气缸 22 内侧向机壳 21 内侧进行。由于这种现象的特性，向机壳内侧的泄漏超过了其他方向的泄漏，直到在机壳 21 中达到一中间平衡压力。在这种情况下，如果及时统计，泄漏就不存在，这就减少了由于活塞 23 和气缸 22 之间的泄漏所引起的损失。

以本发明的方案，因为在机壳 21 内的压力是在压缩开始压力和压缩结束压力之间的中间值，所以，作用于活塞 23 头上的压力差低于先有技术压缩机中所观察到的：因为传递到轴承上的力小于先有技术压缩机结构中所观察到的，所以，对于轴承的操作有一较小的负载状态，这就增加了其可靠性。所传递的较小的力的另一优点是减少了由于轴承的粘性磨损引起的机械损失。由作用于活塞上的较小的压差所产生的另一重要的优点是在全部循环中的较小的机械变形。较小的变形使无用体积减少，并产生更高的制冷能力，这是由于机构部件的较小的磨损和成本减少，因为其刚性能减少到实际变形的同样水平，而能使用较便宜的材料。



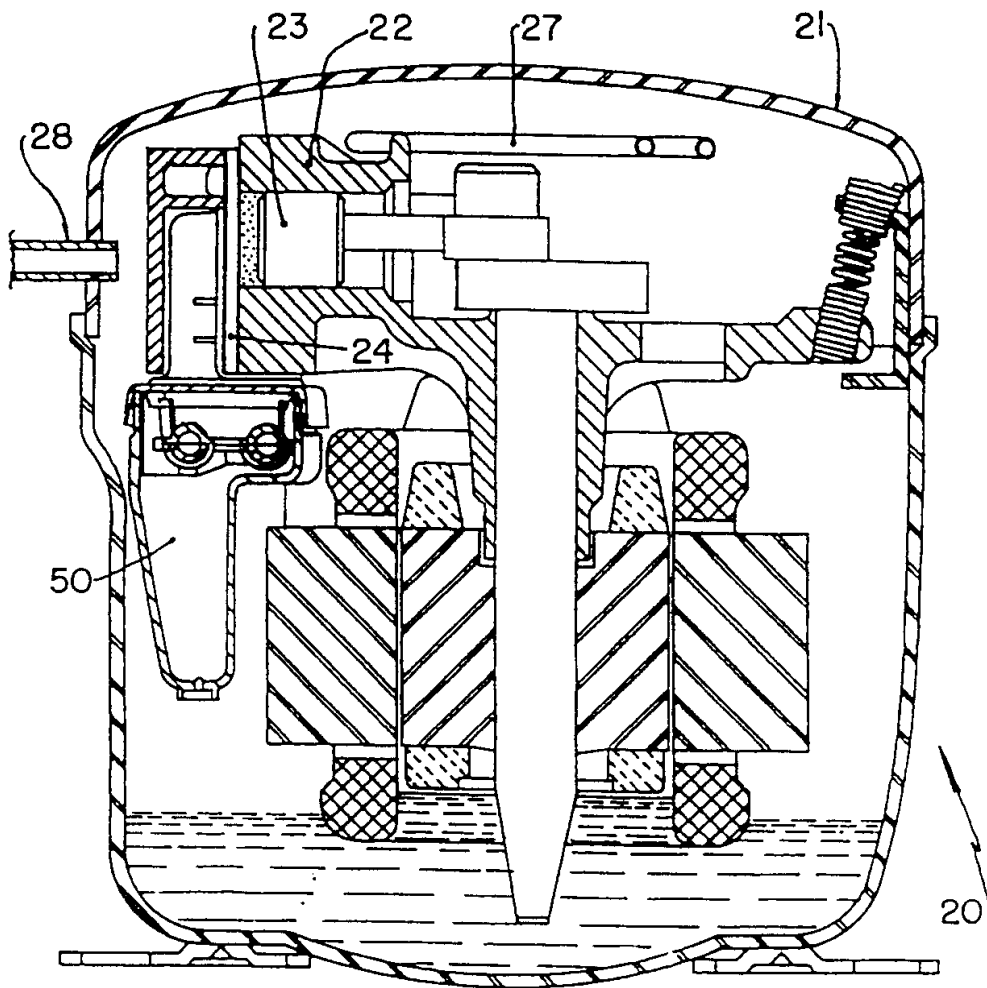


图 1

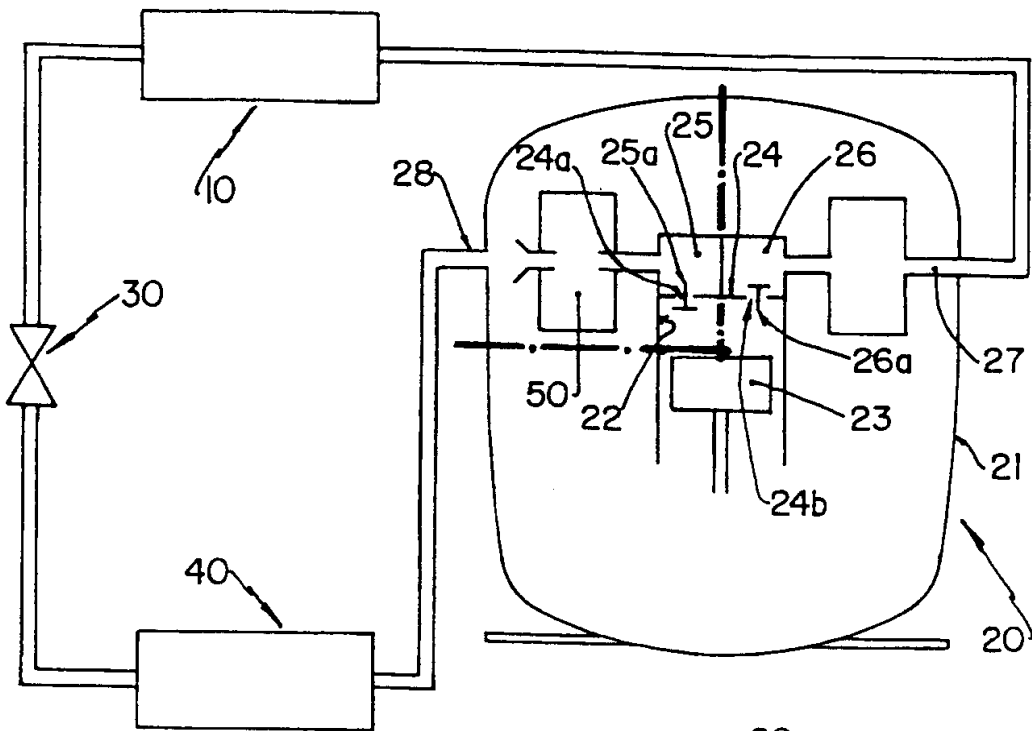


图 2

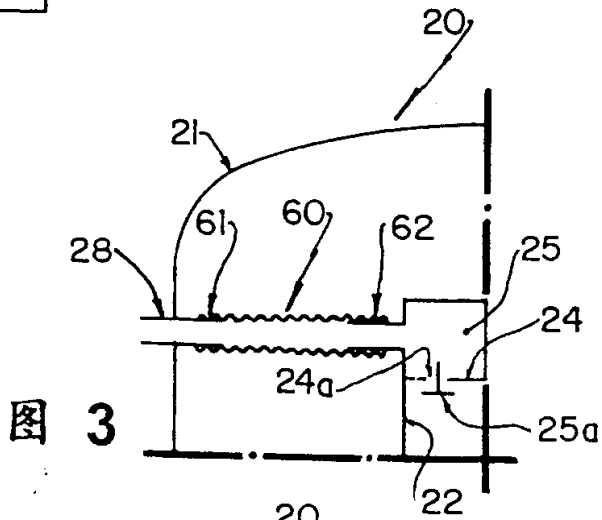


图 3

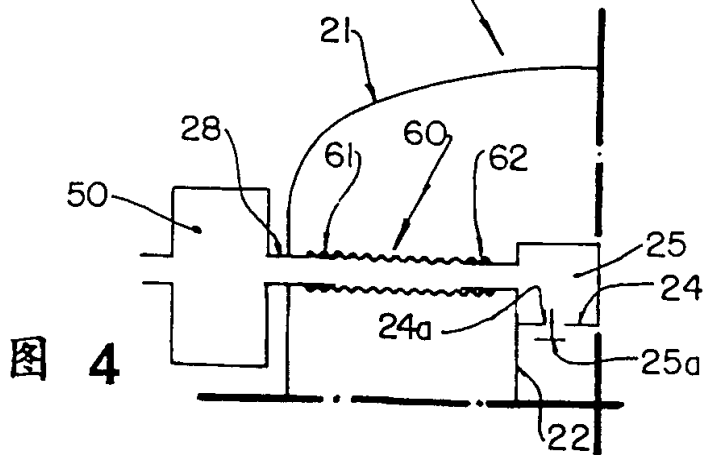


图 4

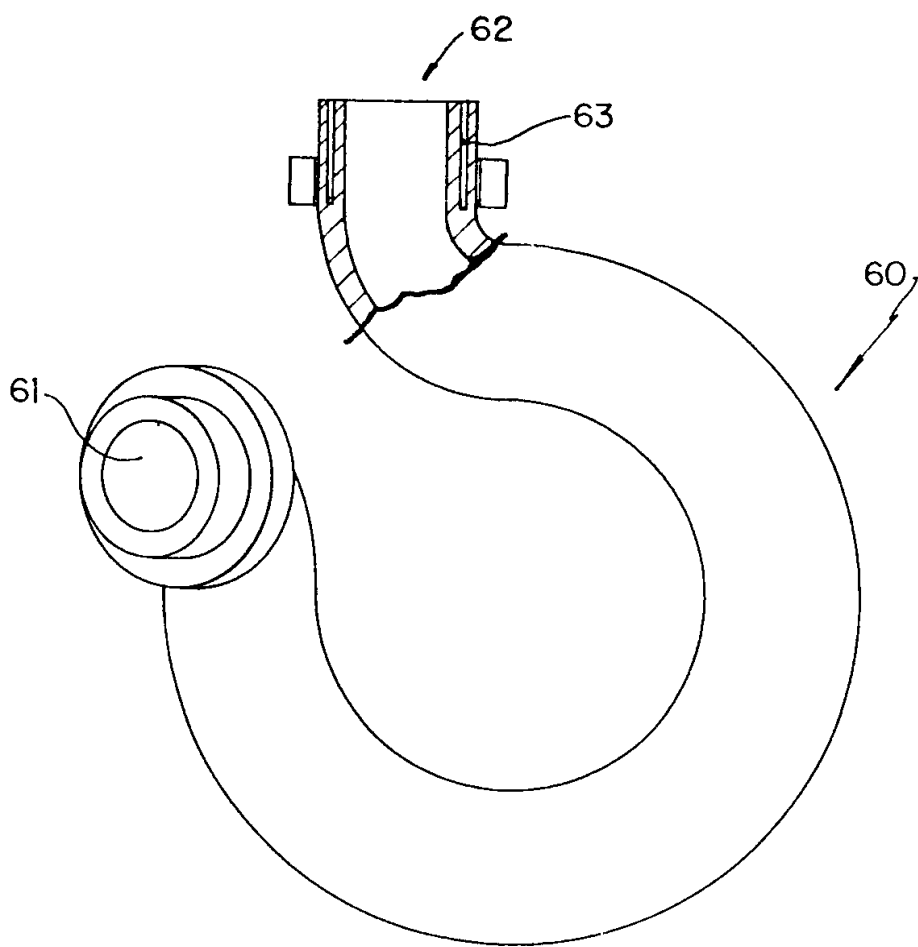
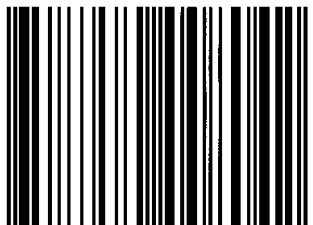


图 5

专利文献出版社出版  
ISBN 7-980008-04-9



9 787980 008042 >