



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102678550 B

(45) 授权公告日 2015. 08. 05

(21) 申请号 201210065816. 3

(22) 申请日 2012. 03. 09

(30) 优先权数据

10-2011-0021108 2011. 03. 09 KR

10-2011-0046492 2011. 05. 17 KR

(73) 专利权人 LG 电子株式会社

地址 韩国首尔市

(72) 发明人 成相勋 金哲欢 李丙哲 河三喆

(74) 专利代理机构 隆天知识产权代理有限公司

72003

代理人 冯志云 郑小军

(51) Int. Cl.

F04C 18/02(2006. 01)

(56) 对比文件

CN 1157883 A, 1997. 08. 27,

EP 0049480 A1, 1982. 04. 14,

EP 0682181 A2, 1995. 11. 15,

US 2006/0210415 A1, 2006. 09. 21,

US 6030192 A, 2000. 02. 29,

JP 62-126201 A, 1987. 06. 08,

JP 8-261172 A, 1996. 10. 08,

JP 2010-180704 A, 2010. 08. 19,

审查员 杨小乐

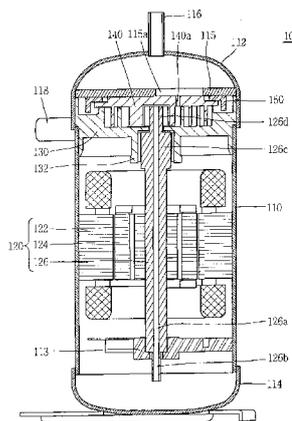
权利要求书3页 说明书9页 附图11页

(54) 发明名称

涡旋式压缩机

(57) 摘要

一种涡旋式压缩机,包括:固定涡盘,其具有固定涡卷;以及绕动涡盘,其具有绕动涡卷,该绕动涡卷与该固定涡卷接合,以在该固定涡卷的内表面与该绕动涡卷的外表面之间限定第一压缩室,并在该绕动涡卷的内表面与该固定涡卷的外表面之间限定第二压缩室。设置一端具有偏心部的转轴,以驱动绕动涡盘。突出部从固定涡卷的内端向内凸出地设置,并接触绕动涡卷。在第一压缩室的端部处突出部和绕动涡卷之间的接触点处的切线与偏心部的中心之间的距离小于该偏心部的半径。根据本发明的方案,能够使第一压缩室的压缩比增大。另外,由于固定涡卷的内端部的厚度的变化,能够增大涡卷的刚度,并能提高防漏能力。



1. 涡旋式压缩机,包括:  
固定涡盘,其具有固定涡卷;  
绕动涡盘,其具有绕动涡卷,该绕动涡卷与该固定涡卷接合以在外侧表面与内侧表面中限定第一压缩室和第二压缩室,该绕动涡盘相对于该固定涡盘执行绕动运动;  
转轴,其一端具有偏心部,该偏心部联接于该绕动涡卷以使两者在侧向上相互重叠;以及  
驱动单元,其构造为用以驱动该转轴;  
其中,该第一压缩室被限定在由该固定涡卷的内侧表面与该绕动涡卷的外侧表面之间的接触产生的两个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  之间,  
其中,若由将该偏心部的中心  $O$  分别连接到所述两个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  的两条直线限定的角度中的较大的角度为  $\alpha$ ,则至少在排放操作开始之前  $\alpha < 360^\circ$ 。
2. 如权利要求 1 所述的压缩机,其中,如果所述两个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  处的法线之间的距离为  $l$ ,则  $l > 0$ 。
3. 如权利要求 2 所述的压缩机,其中,所述两个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  处的法线彼此不同。
4. 如权利要求 2 所述的压缩机,其中,在该绕动涡盘的中心部形成转轴联接部,该转轴联接部的外周面限定该绕动涡卷的一部分,并且该偏心部联接在该转轴联接部内,其中,如果该第一压缩室位于该转轴联接部的外周面,则  $\alpha < 360^\circ$  且  $l > 0$ 。
5. 如权利要求 2 所述的压缩机,其中, $270^\circ < \alpha < 345^\circ$  且  $l > 0$ 。
6. 如权利要求 4 所述的压缩机,其中该转轴包括:  
轴部,其连接到该驱动单元;  
销部,其在该轴部的一端形成为与该轴部同心;以及  
偏心轴承,其偏心地插入该销部,  
其中,该偏心轴承可旋转地联接于该转轴联接部。
7. 如权利要求 6 所述的压缩机,其中该销部形成为不对称的。
8. 一种涡旋式压缩机,包括:  
固定涡盘,其具有固定涡卷;  
绕动涡盘,其具有绕动涡卷,该绕动涡卷与该固定涡卷接合以在外侧表面和内侧表面中限定第一压缩室及第二压缩室,该绕动涡盘相对于该固定涡盘执行绕动运动;  
转轴,其一端具有偏心部,该偏心部联接于该绕动涡卷以使两者在侧向上相互重叠;以及  
驱动单元,其构造为用以驱动该转轴,  
其中,该第一压缩室被限定在由该固定涡卷的内侧表面与该绕动涡卷的外侧表面之间的接触产生的两个接触点之间,  
其中,如果在开始排放操作时该第一压缩室的内接触点是  $P_3$ ,而在开始该排放操作之前的  $150^\circ$  该第一压缩室的内接触点是  $P_4$ ,则随着从  $P_3$  移动到  $P_4$ ,该固定涡卷的厚度减小并随后增大。
9. 如权利要求 8 所述的压缩机,其中该固定涡卷在  $P_3$  处最厚。
10. 一种涡旋式压缩机,包括:  
固定涡盘,其具有固定涡卷;

绕动涡盘,其具有绕动涡卷,该绕动涡卷与该固定涡卷接合以在外侧表面和内侧表面中限定第一压缩室及第二压缩室,该绕动涡盘相对于该固定涡盘执行绕动运动;

转轴,其一端具有偏心部,该偏心部联接于该绕动涡卷以使两者在侧向上相互重叠;以及

驱动单元,其构造为用以驱动该转轴,

其中,该第一压缩室被限定在由该固定涡卷的内侧表面与该绕动涡卷的外侧表面之间的接触产生的两个接触点之间,

其中,如果该偏心部的中心与该绕动涡卷的外周面之间的距离为 $D_0$ ,在开始排放操作时该第一压缩室的内接触点为 $P_3$ ,而在开始该排放操作之前的 $150^\circ$ 该第一压缩室的内接触点为 $P_4$ ,则随着从 $P_3$ 移动到 $P_4$ , $D_0$ 增大并随后减小。

11. 一种涡旋式压缩机,包括:

固定涡盘,其具有固定涡卷;

绕动涡盘,其具有绕动涡卷,该绕动涡卷与该固定涡卷接合以在外侧表面和内侧表面中限定第一压缩室和第二压缩室,该绕动涡盘相对于该固定涡盘执行绕动运动;

转轴,其一端具有偏心部,该偏心部联接于该绕动涡卷以使两者在侧向上相互重叠;以及

驱动单元,其构造为用以驱动该转轴,

其中,在该绕动涡盘的中心部形成转轴联接部,该偏心部联接于该转轴联接部,

其中,从该固定涡卷的内端的内周面凸出地设置一突出部,在该转轴联接部的外周面凹入地设置一凹入部,该凹入部接触该突出部以限定一压缩室,

其中,该凹入部包括:

第一增大部分,其限定该凹入部的一个侧壁;以及

第二增大部分,其从该第一增大部分延伸,

其中,该第一增大部分处的厚度增大率比该第二增大部分处的厚度增大率高。

12. 如权利要求 11 所述的压缩机,其中,该转轴联接部的厚度在该第二增大部分之后减小。

13. 如权利要求 11 所述的压缩机,其中该凹入部的另一侧壁呈拱形。

14. 如权利要求 11 所述的涡旋式压缩机,其中该突出部包括:

第一部分,其限定该突出部的一个侧壁;以及

第二部分,其从该第一部分延伸,

其中,该第一部分处的厚度减小率比该第二部分处的厚度减小率高。

15. 一种涡旋式压缩机,包括:

固定涡盘,其具有固定涡卷;

绕动涡盘,其具有绕动涡卷,该绕动涡卷构造为与该固定涡卷一起在外侧表面和内侧表面中限定第一压缩室及第二压缩室,该绕动涡盘相对于该固定涡盘执行绕动运动;

转轴,其一端具有偏心部,该偏心部联接于该绕动涡卷以使两者在侧向上相互重叠;以及

驱动单元,其构造为用以驱动该转轴,

其中,在该绕动涡盘的中心部形成转轴联接部,该转轴联接部的外周面构成该绕动涡

卷的一部分,并且该偏心部联接于该转轴联接部中,

其中,该第一压缩室被限定在由该固定涡卷的内侧表面与该绕动涡卷的外侧表面之间的接触产生的两个接触点之间,

其中,如果在排放开始时该第一压缩室的内接触点为  $P_3$ ,在排放开始的  $90^\circ$  之前该第一压缩室的内接触点为  $P_5$ ,则由以下等式定义的  $R_m$  小于该转轴联接部在  $P_3$ 、 $P_5$  之间的间隔处的内径  $R_H$ ,

$$R_m = \frac{1}{90} \int_0^{90} R_\theta d\theta$$

其中,  $R_\theta$  是当该转轴的旋转角为  $\theta$  时,该绕动涡卷在该第一压缩室的内接触点处的曲率半径。

16. 如权利要求 15 所述的压缩机,其中该  $R_m$  小于该  $R_H/1.4$ 。

17. 如权利要求 16 所述的压缩机,其中该  $R_m$  小于 10.5mm。

18. 一种涡旋式压缩机,包括:

固定涡盘,其具有固定涡卷;

绕动涡盘,其具有绕动涡卷,该绕动涡卷构造为与该固定涡卷一起在外侧表面和内侧表面中限定第一压缩室及第二压缩室,而该绕动涡盘构造为相对于该固定涡盘执行绕动运动,

转轴,其一端具有偏心部,该偏心部联接于该绕动涡卷以使两者在侧向上相互重叠;以及

驱动单元,其构造为用以驱动该转轴,

其中,该第一压缩室被限定在由该固定涡卷的内侧表面与该绕动涡卷的外侧表面之间的接触产生的两个接触点之间,

其中,该偏心部的中心  $O$  与  $P_3$  处的切线之间的最短距离小于该偏心部的半径,其中  $P_3$  为限定该第一压缩室的该绕动涡卷与该固定涡卷之间的内接触点。

## 涡旋式压缩机

### 技术领域

[0001] 本发明涉及一种涡旋式压缩机,尤其是涉及该涡旋式压缩机的固定涡盘与绕动涡盘的构造,该构造能够获得充分的压缩比。

### 背景技术

[0002] 涡旋式压缩机是包括具有固定涡卷的固定涡盘和具有与该固定涡卷接合的绕动涡卷的绕动涡盘的压缩机。在这种涡旋式压缩机的构造中,随着绕动涡盘在固定涡盘上执行绕动运动,形成在固定涡卷与绕动涡卷之间的压缩室的容积连续地变化,由此吸入并压缩制冷剂。

[0003] 涡旋式压缩机能够连续地执行吸入、压缩和排放,因此与其它类型的压缩机相比,其在操作期间产生的振动和噪声的方面非常受欢迎。

[0004] 涡旋式压缩机的性能可取决于固定涡卷与绕动涡卷的形状。固定涡卷和绕动涡卷可具有任意的形状,但是通常它们具有容易制造的渐开线形状。渐开线指的是这样一种曲线:当展开绕具有预定直径的基圆缠绕的螺旋线(thread)时,对应于由螺旋线形的端部绘出的轨迹。当使用这种渐开线时,卷具有一致的厚度,并将压缩室响应于绕动涡盘的旋转角度的容积变化率维持为恒定。因此,卷的圈数应增大,以获得充分的压缩比,然而,这样可造成压缩机的尺寸相应于卷的圈数的增加而增大。

[0005] 绕动涡盘通常包括盘部,绕动涡卷位于该盘部的一侧。在盘部的与形成绕动涡卷的一侧相反的后表面上形成凸台(boss)。该凸台连接到转轴,如此允许绕动涡盘执行绕动运动。这种绕动涡卷在盘部的一侧而凸台在盘部的另一侧的设置允许绕动涡卷形成在盘部的几乎整个表面上,由此减小盘部的直径以便获得特定的压缩比。然而,与制冷剂在固定涡卷与绕动涡卷之间被压缩的力相反的驱动力作用在凸台处的作用点,与涡卷垂直地隔开。因为凸台与绕动涡卷不在相同平面的相同表面上,所以在操作期间绕动涡卷倾斜,由此产生更大的振动和噪声。

### 发明内容

[0006] 为了克服背景技术的缺陷,本发明提供一种能够在减小压缩机的整体尺寸的同时确保充分的压缩比的涡旋式压缩机。本发明的绕动涡盘构造为使得绕动涡卷和转轴的联接部位于相同平面上的相同表面。这种设置允许制冷剂的斥力以及反作用力作用在相同平面,以便解决背景技术的绕动涡盘的倾斜问题。

[0007] 因为转轴一直延伸到绕动涡卷,所以转轴的端部位于绕动涡卷的中心部,这在背景技术中被用作压缩室。因此,为获得充分的压缩比,使固定涡卷和绕动涡卷具有独特的构造。

[0008] 在一个示例性实施例中,涡旋式压缩机包括:固定涡盘,其具有固定涡卷;绕动涡盘,其具有绕动涡卷,该绕动涡卷构造为与该固定涡卷一同限定位于外侧表面和内侧表面中的第一压缩室和第二压缩室,该绕动涡盘相对于该固定涡盘执行绕动运动;转轴,其一端

具有偏心部,该偏心部联接于绕动涡以使两者在侧向上相互重叠;以及驱动单元,其构造为用以驱动该转轴。

[0009] 根据本发明的一个方案,第一压缩室限定在固定涡卷的内侧表面与绕动涡卷的外侧表面的接触而产生的两个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  之间,其中,若由将偏心部的中心  $O$  分别连接到两个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  的两条直线所限定的角度中的更大的角度为  $\alpha$ ,则至少在排放操作之前  $\alpha < 360^\circ$ 。

[0010] 另外,如果两个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  处的法线之间的距离为  $l$ ,则  $l > 0$ 。而且,在两个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  处绘出的法线可彼此不同。

[0011] 转轴联接部可穿过绕动涡卷的中心部而形成。该转轴联接部的外周面可限定绕动涡卷的一部分并与该转轴联接部内的偏心部联接。如果该第一压缩室位于转轴联接部的该外周面,则  $\alpha < 360^\circ$  且  $l > 0$ 。

[0012] 第二压缩室可接触该转轴联接部的外周面并沿绕动涡卷的内周面向内移动,随后与第一压缩室相通。

[0013] 转轴可包括:连接到驱动单元的轴部、在该轴部的一端与轴部同心地形成的销部、以及偏心地插入该销部的偏心轴承。该偏心轴承可旋转地联接于该转轴联接部。销部可以不对称方式形成。

[0014] 根据本发明的另一方案,如果在排放开始(操作)时第一压缩室的内接触点是  $P_3$ ,在开始排放操作之前的  $150^\circ$ ,该第一压缩室的内接触点是  $P_4$ ,则随着从  $P_3$  向  $P_4$  移动,则固定涡卷的厚度减小并随后增大。固定涡卷在  $P_3$  与该固定涡卷的内端部之间可具有最大厚度。

[0015] 根据本发明的另一方案,如果固定涡卷的内周面与转轴的轴心之间的距离为  $D_f$ ,在排放开始时第一压缩室的内接触点是  $P_3$ ,在开始排放操作之前的  $150^\circ$  该第一压缩室的内接触点是  $P_4$ ,则距离  $D_f$  增大并随后减小。

[0016] 根据本发明的另一方案,如果偏心部的中心与绕动涡卷的外周面之间的距离是  $D_0$ ,在排放开始时第一压缩室的内接触点是  $P_3$ ,在开始排放操作之前的  $150^\circ$ ,该第一压缩室的内接触点是  $P_4$ ,则随着从  $P_3$  移动到  $P_4$ ,距离  $D_0$  增大并随后减小。

[0017] 根据本发明的另一方案,在绕动涡卷的中心部形成转轴联接部,偏心部联接于该转轴联接部,其中,从固定涡卷的内端的内周面凸出地设置一突出部,在转轴联接部的外周面凹入地设置一凹入部,该凹入部接触该突出部的至少一部分。

[0018] 根据本发明的另一方案,在绕动涡卷的中心部形成转轴联接部,该转轴联接部的外周面构成为绕动涡卷的一部分,并且偏心部联接于该转轴联接部中,其中,如果在排放开始时第一压缩室的内接触点是  $P_3$ ,在排放开始的  $90^\circ$  之前该第一压缩室的内接触点是  $P_5$ ,则由以下等式定义的  $R_m$  小于该转轴联接部在  $P_3$ 、 $P_5$  之间的间隔处的内径  $R_H$ :

$$[0019] \quad R_m = \frac{1}{90} \int_0^{90} R_\theta d\theta$$

[0020] 其中  $R_\theta$  是当转轴的旋转角为  $\theta$  时,绕动涡卷在第一压缩室的内接触点处的曲率半径。这里, $R_m$  可小于  $R_H/1.4$ ,更详细地, $R_m$  可小于  $10.5\text{mm}$ 。

[0021] 根据本发明的另一方案,如果在排放开始时第一压缩室的内接触点是  $P_3$ ,则  $P_3$  处的切线与偏心部的中心  $O$  之间的距离小于偏心部的直径。

[0022] 与具有渐开线形状的固定涡卷和绕动涡卷的涡旋式压缩机相比,根据本发明的这

些方案能够使第一压缩室的压缩比增大。另外,由于固定涡卷的内端部的厚度的变化,能够增大涡卷的刚度,并能提高防漏能力。

[0023] 本发明的进一步的适用性范围将通过下文中给出的详细描述而变得显而易见。然而,应理解的是,虽然已描述了本发明的具体实施例,但因本领域技术人员借助于本发明的详细描述,将会清楚理解本发明的精神和范围内的各种变型和更改,因而这种详细描述和特定实施例仅作为说明的目的而给出。

## 附图说明

[0024] 本发明中包括附图用以提供对本发明的进一步理解,这些附图结合在本申请文件中而构成本申请文件的一部分,阐述了本发明的多个示例性实施例,并与说明书一起用来解释本发明的原理。

[0025] 图 1 是示意性地示出根据一个示例性实施例的涡旋式压缩机的内部结构的剖视图。

[0026] 图 2 是示出图 1 所示的示例性实施例的压缩单元的局部剖视图。

[0027] 图 3 是图 2 所示的压缩单元的立体分解图。

[0028] 图 4(a) 和图 4(b) 是示出在具有渐开线形状的绕动涡卷和固定涡卷的涡旋式压缩机中,在吸入之后以及刚好在排出之前的时刻第一压缩室和第二压缩室的示意图。

[0029] 图 5 是示出具有渐开线形状的绕动涡卷的示意性平面图。

[0030] 图 6(a) 至图 6(e) 是示出在一个示例性实施例的涡旋式压缩机中获得母曲线 (generating curve) 的过程的视图。

[0031] 图 7 是示出图 6(a) 至图 6(e) 所示的最终母曲线的平面图。

[0032] 图 8 是示出利用图 7 所示的母曲线形成的绕动涡卷和固定涡卷的平面图。

[0033] 图 9 是图 8 的中心部的放大的平面图。

[0034] 图 10 是示出角度  $\alpha$  与压缩比之间的关系图表。

[0035] 图 11 是示出绕动涡卷在点  $P_3$  与固定涡卷接触的状态的平面图。

[0036] 图 12 是示出绕动涡卷在点  $P_5$  与固定涡卷接触的状态的平面图。

[0037] 图 13(a) 和图 13(b) 是示出绕动涡卷的转轴联接部的实施例的示意性截面图。

[0038] 图 14 是示出响应于图 8 的示例性实施例中压缩比随曲率  $R_m$  的平均半径而变化的图表。

[0039] 图 15 是示出绕动涡卷在点  $P_4$  与固定涡卷接触的状态的平面图。

[0040] 图 16 是示出当图 8 的示例性实施例中的第二压缩室中的排放操作开始时的时间点的平面图。

## 具体实施方式

[0041] 在下文中,将参照附图详细描述根据本发明的涡旋式压缩机的示例性实施例。

[0042] 如图 1 所示,该示例性实施例可包括封闭式压缩机 100,该封闭式压缩机 100 具有圆柱形壳体 110 以及用于覆盖壳体 110 的上部的上壳 112 和覆盖下部的下壳 114。上壳 112 和下壳 114 可焊接到壳体 110 以便与壳体 110 一起限定一单独的密闭空间。封闭式压缩机 100 的下部空间可限定一吸入空间,而其上部空间可限定一排放空间。上空间和下空间可以

上框架 115(其将在稍后说明)为基础来划分。

[0043] 排放管 116 可连接到上壳 112 的上侧。排放管 116 可用作压缩的制冷剂排放到外部所经由的通道。用于分离与排放的制冷剂混合的油的油分离器(图未示)可连接到排放管 116。吸入管 118 可安装在壳体 110 的一侧表面。吸入管 118 可用作吸入待压缩的制冷剂所经由的通道。参照图 1,吸入管 118 位于壳体 110 与上壳 112 之间的交接处,但吸入管 118 的位置不限于本示例。另外,下壳 114 可用作储油的油室,该油被供给以确保压缩机顺利工作。

[0044] 作为驱动单元的电机 120 可安装在壳体 110 内的大体中央的部分。电机 120 可包括:固定到壳体 110 的内表面的定子 122,以及位于定子 122 内并可通过与定子 122 的相互作用而旋转的转子 124。在转子 124 的中央可设置转轴 126 以便可与转子 124 一起旋转。

[0045] 在转轴 126 的中央沿转轴 126 的纵向方向可形成油路 126a。用于泵吸储存在下壳 114 中的油的油泵 126b 可安装在转轴 126 的下端部。油泵 126b 可通过在油路 126a 中形成螺旋形凹槽或者在油路 126a 中单独地安装叶轮来实现,或者可以是单独焊接的泵。

[0046] 在转轴 126 的上端部可设置直径扩展部 126c,该直径扩展部 126c 插入固定涡盘上形成的凸台(其将在稍后说明)。直径扩展部 126c 的直径可大于其它部分。销部 126d 可形成在直径扩展部 126c 的端部。或者,可以不使用直径扩展部 126c,整个转轴 126 可具有特定直径。

[0047] 在销部 126d 上可插设偏心轴承 128,如图 2 所示。参照图 3,偏心轴承 128 可偏心地插设在销部 126d 上。销部 126d 与偏心轴承 128 之间的联接部可具有类似字母“D”的形状,以使偏心轴承 128 不能相对于销部 126d 旋转。

[0048] 固定涡盘 130 可安装在壳体 110 与上壳 112 之间的边界部。固定涡盘 130 可具有一外周面,该外周面过盈配合在壳体 110 与上壳 112 之间。或者,固定涡盘 130 可与壳体 110 和上壳 112 焊接在一起。

[0049] 其中插入有转轴 126 的凸台可形成在固定涡盘 130 的下表面。如图 1 所示,可穿过凸台 132 的上表面形成通孔,转轴 126 的销部 126d 穿插过该通孔。因此,销部 126d 能够经过通孔凸出于固定涡盘 130 的盘部 134 的上表面。

[0050] 在盘部 134 的上表面可形成固定涡卷 136,该固定涡卷 136 与绕动涡卷(其将在稍后说明)接合以限定多个压缩室。侧壁 138 可设于盘部 134 的外周部。侧壁 138 可限定容置绕动涡卷 140(其将在稍后说明)的空间,并与壳体 110 的内周面可接触。在侧壁 138 的上端部内侧可形成绕动涡卷支撑部 138a,该绕动涡卷支撑部 138a 接纳绕动涡盘 140 的外周部。绕动涡卷支撑部 138a 的高度可具有与固定涡卷 136 相同的高度,或稍微低于固定涡卷 136,使得绕动涡卷的端部能够接触固定涡盘 130 的盘部 134 的表面。

[0051] 绕动涡盘 140 可设置在固定涡盘 130 上。绕动涡盘 140 可包括具有近似圆形的盘部 142 和与固定涡卷 136 接合的绕动涡卷 144。近似圆形的转轴联接部 146 可形成到盘部 142 的中心部,使得偏心轴承 128 能够可旋转地插入其中。转轴联接部 146 的外周部可连接到绕动涡卷 144,以便在压缩期间与固定涡卷 136 一起限定多个压缩室,这将在稍后描述。

[0052] 偏心轴承 128 可插入转轴联接部 146 中,转轴 126 的端部可穿过固定涡盘 130 的盘部 134 插入,使得绕动涡卷 144、固定涡卷 136 和偏心轴承 128 可沿压缩机的侧向重叠。在压缩时,制冷剂的斥力可作用到固定涡卷 136 和绕动涡卷 144,而作为克服斥力的反作用

力的压缩力可作用在转轴联接部 146 与偏心轴承 128 之间。这样,当轴穿过盘部而部分插入并与涡卷重叠时,会使得制冷剂的斥力和压缩力作用于相对于盘部的相同侧表面,由此相互削弱。因此,绕动涡盘 140 能够避免由压缩力和斥力导致的倾斜。作为备选示例,可安装偏心衬套来替代偏心轴承。在此示例中,其中插入有该偏心衬套的转轴联接部 146 的内表面可被特别加工以用作轴承。而且,可构想到在偏心衬套与转轴联接部之间安装单独的轴承的另一示例。

[0053] 在盘部 142 上可形成排放孔 140a,使得被压缩的制冷剂能够排放到壳体中。排放孔 140a 的位置和形状可通过考虑需要的排放压力等因素来确定。除排放孔 140a 之外,盘部 142 可还包括旁通孔 (bypass hole)。当该旁通孔距离盘部 142 的中心比排放孔 140a 更远时,该旁通孔可具有比排放孔 140a 的有效直径的三分之一更大的直径。

[0054] 在绕动涡盘 140 上可安装有防止绕动涡盘 140 旋转的十字滑环 (欧丹环) 150。十字滑环 150 可包括:环部 152,其具有近似圆形,并插设在绕动涡盘 140 的盘部 142 的后表面上;以及一对第一键 154 和一对第二键 156,其凸出于环部 152 的一侧表面。第一键 154 可凸出得比绕动涡盘 140 的盘部 142 的外周部的厚度更长,由此被插入第一键槽 154a 中,该第一键槽 154a 凹设在固定涡盘 130 的侧壁 138 和绕动涡盘支撑部 138a 的上端的上面。另外,第二键 156 可插入第二键槽 156a,该第二键槽 156a 形成在绕动涡盘 140 的盘部 142 的外周部。

[0055] 每个第一键槽 154a 可具有向上延伸的垂直部和沿左右方向延伸的水平部。在绕动涡盘 140 的绕动运动期间,每个第一键 154 的下端部保持插入于对应的第一键槽 154a 的水平部中,同时第一键 154 的外端部沿径向与第一键槽 154a 的垂直部相分离。也就是说,第一键槽 154a 和固定涡盘 130 沿垂直方向相互联接,这样可允许固定涡盘 130 的直径减小。

[0056] 详细而言,在绕动涡盘 140 的盘部 142 与固定涡盘 130 的内壁之间应确保与绕动半径相同的宽度的间隙 (气隙)。如果十字滑环的键沿径向联接于固定涡盘,则在固定涡盘处形成的键槽应至少比绕动半径长,以便防止在绕动运动期间,十字滑环与键槽分离。然而,这种结构可导致固定涡盘的尺寸增大。

[0057] 另一方面,如本示例性实施例所示,如果第二键槽 156a 向下延伸到位于绕动涡盘 140 的盘部 142 与绕动涡卷 144 之间的空间的下侧,则能够在不增大固定涡盘 130 的尺寸的情况下确保键槽 156a 具有足够的长度。

[0058] 另外,在本示例性实施例中,在环部 152 的一侧表面形成十字滑环 150 的所有键。与键形成在两侧表面相比,这个结构能够由此降低压缩单元的垂直高度。

[0059] 同时,如图 1 所示,在壳体 110 的下侧可安装有下框架 113,该下框架 113 用于可旋转地支撑转轴 126 的下侧,在绕动涡盘 140 上可安装有上框架 115,该上框架 115 用于支撑绕动涡盘 140 和十字滑环 150。在上框架 115 中形成有孔 115a。孔 115a 可与绕动涡盘 140 的排放孔 140a 相通,以允许压缩的制冷剂经由这两个孔朝向上壳 112 排放。

[0060] 在下文中,在说明本发明的固定涡盘和绕动涡盘的形状之前,将给出对各自具有渐开线形状的绕动涡卷和固定涡卷的示例的描述来帮助理解本发明。

[0061] 图 4(a) 和图 4(b) 是示出在涡旋式压缩机中在吸入之后的压缩室以及刚好在排放之前的压缩室的平面图,该涡旋式压缩机具有形成为渐开线形状的绕动涡卷和固定涡卷、并且具有部分地穿插入盘部的轴的。图 4(a) 示出了限定在固定涡卷的内侧表面和绕动涡

卷的外侧表面之间的第一压缩室的变化,而图 4(b) 示出了限定在绕动涡卷的内侧表面与固定涡卷的外侧表面之间的第二压缩室的变化。

[0062] 在涡旋式压缩机的构造中,压缩室被限定在因固定涡卷与绕动涡卷间的接触而产生的两个接触点之间。对于具有渐开线形状 of 固定涡卷与绕动涡卷,如图 4(a) 和图 4(b) 所示,限定一个压缩室的两个接触点在一条直线上。换言之,压缩室相对于转轴的中心延伸  $360^\circ$ 。

[0063] 关于图 4(a) 所示的第一压缩室的容积变化,压缩室的容积响应于绕动涡盘的绕动运动,朝向中心部移动而逐渐减小。因此,当到达位于绕动涡盘的中心的转轴联接部的外周部时,第一压缩室具有最小容积值。对于具有渐开线形状 of 固定涡卷和绕动涡卷,容积减小率随绕动角(在下文中称作“曲柄转角”)增大而线性地减小。因此,为了获得高压缩比,压缩室应该尽可能近地朝向中心移动。然而,当转轴处于中心部时,压缩室可仅向内移动到转轴的外周部。因此,压缩比降低。图 4(a) 展示的压缩比约为 2.13 : 1。

[0064] 同时,图 4(b) 所示的第二压缩室的压缩比约为 1.46 : 1,远小于第一压缩室的压缩比。然而,关于第二压缩室,如果绕动涡盘的形状改变而使得转轴联接部 P 与绕动涡卷之间的连接部形成拱形形状,第二压缩室的压缩路径延伸直到排放操作之前为止,由此增大压缩比直到约 3.0。在此情况下,第二压缩室可刚好在排放操作之前延伸少于  $360^\circ$ 。然而,该方法可以不应用于第一压缩室。

[0065] 因此,当固定涡卷和绕动涡卷具有渐开线形状时,第二压缩室可具有高的压缩比,但是第一压缩室可能不是这样。而且,当两个压缩室的压缩比相差过大时,可能严重影响压缩机的工作,甚至可降低总的压缩比。

[0066] 为解决该问题,本示例性实施例示出具有不同于渐开线的曲线(形状)的固定涡卷和绕动涡卷。图 6(a) 至图 6(e) 示出确定根据本示例性实施例的固定涡卷和绕动涡卷的形状的过程。在图 6(a) 至图 6(e) 中,实线表示第一压缩室的母曲线,虚线表示第二压缩室的母曲线。

[0067] 这里,母曲线指的是在运动期间由特定形状绘出的轨迹。实线表示在吸入操作和排放操作期间由第一压缩室绘出的轨迹,虚线表示第二压缩室的轨迹。因此,只要绕动涡盘的绕动半径是基于该实线,如果母曲线与两侧平行地移动,则其显示固定涡卷的内侧表面和绕动涡卷的外侧表面的形状。如果母曲线基于虚线平行地移动,则其显示固定涡卷的外侧表面和绕动涡卷的内侧表面的形状。

[0068] 图 6(a) 示出对应于具有图 5 所示的涡卷形状的母曲线。这里,由粗线表示的一部分对应于处于排放操作之前的第一压缩室。如图所示,在一条直线上具有起点和终点。在此情况下,难以获得充分的压缩比。因此,如图 6(b) 所示,位于外侧的粗线的端部沿母曲线顺时针方向移动,位于内侧的端部移动到可与转轴联接部接触的点。也就是说,母曲线的邻近转轴联接部的一部分可被弯曲,以具有较小的曲率半径。

[0069] 如上文所述,在涡旋式压缩机的特性方面,压缩室是由绕动涡卷与固定涡卷互相接触的两个接触点所构成。图 6(a) 中的粗线的两端对应两个接触点。根据涡旋式压缩机的操作算法,各接触点的法向量彼此平行。而且,这些法向量平行于连接转轴的中心和偏心轴承的中心的直线。这里,对于具有渐开线形状 of 固定涡卷和绕动涡卷,两个法向量彼此平行,并位于如图 6(a) 所示的同一直线上。

[0070] 在图 6(a) 中,如果假设转轴联接部 146 的中心为  $O$ ,两个接触点为  $P_1$ 、 $P_2$ , $P_2$  位于连接  $O$  与  $P_1$  的直线上。如果假设由线  $OP_1$  和  $OP_2$  形成的角中的较大角度为  $\alpha$ ,则  $\alpha$  为  $360^\circ$ 。另外,如果假设在  $P_1$ 、 $P_2$  处的法向量之间的距离为  $l$ ,则  $l$  为  $0$ 。

[0071] 发明人通过研究发现,当  $P_1$ 、 $P_2$  沿母曲线被更为向内地移动时,能够提高第一压缩室的压缩比。为此,当  $P_1$  向转轴联接部 146 移动时,即第一压缩室的母曲线通过朝向转轴联接部 146 转动而移动时,具有与  $P_2$  处的法向量平行的法向量的  $P_1$  随之沿基于图 6(b) 的顺时针方向旋转(与图 6(a) 相比),由此位于被旋转的点处。如上文所述,通过沿母曲线更为向内地移动而使第一压缩室的容积减小。因此,与图 6(a) 相比,图 6(b) 所示的第一压缩室可更为向内地移动,并随着被移动而相应被进一步压缩,由此获得增大的压缩比。

[0072] 参照图 6(b),点  $P_1$  极为靠近转轴联接部 146,转轴联接部 146 的厚度因此变得更薄。由此,将点  $P_1$  回移,以便更改图 6(c) 的母曲线。这里,在图 6(c) 中,第一压缩室和第二压缩室的母曲线彼此极为靠近,这使得涡卷的厚度过薄或阻止卷的物理形成。因此,如图 6(d) 所示,可更改第二压缩室的母曲线,使得两条母曲线之间能够维持预定间隔。

[0073] 此外,如图 6(e) 所示,第二压缩室的母曲线被更改为使得位于第二压缩室的母曲线的端部的拱形部 A 可与第一压缩室的母曲线接触。这些母曲线可被更改为使得能够连续地维持这些母曲线之间的预定间隔。当增大第二压缩室的母曲线的拱形部的半径以确保固定涡卷的端部的涡卷刚度时,可获得具有图 7 所示形状的母曲线。

[0074] 图 8 是示出基于图 7 的母曲线获得的绕动涡卷和固定涡卷的平面图,图 9 是图 8 的中心部的放大平面图。为了参考起见,图 8 示出在第一压缩室的排放操作开始的时间点处绕动涡卷的位置。这里,图 8 中的点  $P_1$  表示在第一压缩室的排放开始的时刻,限定压缩室的两个接触点中位于内侧的点。线 S 是表示转轴的位置的虚线,而圆 C 是线 S 绘出的轨迹。在下文中,当线 S 处于图 8 所示的状态时,即在排放开始时,曲柄转角设定到  $0^\circ$ ,在逆时针旋转时,设定到负(-)值,而在顺时针旋转时,设定到正(+)值。

[0075] 参照图 8 和图 9,其中可见由将两个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  分别连接到转轴联接部的中心  $O$  的两条直线所限定的角  $\alpha$  小于  $360^\circ$ ,每个接触点  $P_1$ 、 $P_2$  的法向量之间的距离  $l$  大于  $0$ 。因此,刚好处于排放操作之前的第一压缩室能够具有比具有渐开线形状的固定涡卷和绕动涡卷限定的容积更小的容积,由此使得压缩比增大。另外,图 8 所示的绕动涡卷和固定涡卷的形状是由多个具有不同直径和原点的弧连接而成,并且最外部的曲线可具有包括长轴和短轴的近似椭圆形的形状。

[0076] 在本示例性实施例中,角  $\alpha$  可设定为介于  $270^\circ$  至  $345^\circ$  的范围内的值。图 10 是示出角  $\alpha$  和压缩比的关系的图表。从提高压缩比的观点看,将角  $\alpha$  设定为较低的值是有利的。然而,如果角  $\alpha$  小于  $270^\circ$ ,可能对机械加工造成限制,由此导致生产率低下并使压缩机的价格提高。如果角  $\alpha$  大于  $345^\circ$ ,压缩比可下降到 2.1 以下,从而无法提供充分的压缩比。

[0077] 另外,突出部 160 可从靠近固定涡卷的内端处朝向转轴联接部 146 凸出而成。接触部 162 可进一步通过从突出部 160 凸出而形成。也就是说,固定涡卷 136 的内端可比其它部分更厚。因此,能够提高应用最强压缩比的固定涡卷的内端的涡卷刚度,由此使耐久性得以提高。

[0078] 如图 9 所示,在开始排放操作时,固定涡卷的厚度从限定第一压缩室的两个接触

点中的内接触点  $P_1$  开始逐渐减小。更具体而言,第一部分 164 可邻近接触点  $P_1$  形成,第二部分 166 可从第一部分 164 延伸。第一部分 164 的厚度减小率可高于第二部分 166 的厚度减小率。在第二部分 166 之后,固定涡卷的厚度可在预定间隔内增大。

[0079] 如果假设固定涡卷的内侧表面与转轴的中心  $O'$  之间的距离为  $D_F$ , 距离  $D_F$  可随着沿逆时针方向(基于图 9)移离  $P_1$  而先增大然后减小,这种间隔在图 15 示出。图 15 是示出开始排放操作之前的  $150^\circ$  (即曲柄角  $210^\circ$  时)绕动涡卷的位置。如果转轴从图 15 的状态旋转  $150^\circ$  以上,则到达图 9 所示的状态。参照图 15,限定第一压缩室的两个接触点中的内接触点  $P_4$  位于转轴联接部 146 上方,而  $D_F$  在从图 9 的  $P_1$  到图 15 的  $P_4$  的间隔上先增大然后减小。

[0080] 转轴联接部 146 可设有与突出部 160 接合的凹入部 170。凹入部 170 的一个侧壁可接触突出部 160 的接触部 162,以限定第一压缩室的一个接触点。如果假设转轴联接部 146 的中心  $O$  与转轴联接部 146 的外周部之间的距离为  $D_0$ , 则距离  $D_0$  可沿着图 9 的  $P_1$  与图 15 的  $P_4$  之间的间隔先增大然后减小。类似地,转轴联接部 146 的厚度也可沿着图 9 的  $P_1$  与图 15 的  $P_4$  之间的间隔先增大然后减小。

[0081] 凹入部 170 的一个侧壁可包括:厚度相对大幅增加的第一增大部分 172,以及从第一增大部分 172 延伸并具有厚度以相对低的增大率增大的第二增大部分 174。这两个部分与固定涡卷 136 的第一部分 164 和第二部分 166 对应。第一增大部分 162、第一部分 164、第二增大部分 174 和第二部分 166 可通过在图 6(b) 的步骤处将母曲线朝向转轴联接部 146 转动而获得。因此,限定第一压缩室的内接触点  $P_1$  可位于第一增大部分 172 和第二增大部分 174,而刚好处于排放操作前的第一压缩室的长度也可缩短,以便增大压缩比。

[0082] 凹入部 170 的另一侧壁可具有拱形形状。弧的直径可基于固定涡卷 136 的端部的涡卷厚度和绕动涡卷 144 的绕动半径来确定。当固定涡卷的端部的厚度增大时,弧的直径增大。由此,靠近弧的绕动涡卷的厚度可增大,以确保耐久性,而压缩路径也可延伸以便增大第二压缩室的压缩比。

[0083] 凹入部 170 的中心部可形成第二压缩室的一部分。图 16 是示出当第二压缩室中开始排放操作时的绕动涡卷的位置的平面图。参照图 16,第二压缩室被限定在两个接触点  $P_6$ 、 $P_7$  之间,并接触凹入部 170 的拱形侧壁。当转轴进一步旋转时,第二压缩室的一端可经过凹入部 170 的中心。

[0084] 图 11 是示出了在图 9 中示出的状态的另一平面图。参照图 11,在点  $P_3$  (与图 9 的点  $P_1$  相同)处绘出的切线  $T$  经过转轴联接部的内侧。这是由在图 6(b) 的过程中母曲线向内弯曲的情形所导致。由此,切线  $T$  与转轴联接部的中心  $O$  之间的距离小于转轴联接部内的半径  $R_H$ ,使得  $P_3$  处的切线  $T$  与偏心轴承 128 的中心  $O$  之间的最短距离小于偏心轴承 128 的半径。

[0085] 参照图 13(a) 和图 13(b),当转轴联接部的内周面或偏心轴承的外周面被润滑而不使用单独的轴承时,内半径  $R_H$  可被定义为转轴联接部的内半径,如图 13(a) 所示,或者当在转轴联接部内另外使用单独的轴承时,该内半径  $R_H$  可被定义为轴承的外半径,如图 13(b) 所示。

[0086] 在图 11 和图 12 中,点  $P_5$  表示当曲柄转角为  $270^\circ$  时的内接触点,如图 12 所示。随着点  $P_3$  与  $P_5$  之间的每个位置的不同,转轴联接部的外圆周的曲率半径可具有各种值。这

里,由以下等式定义的  $R_m$  曲率半径可影响第一压缩室的压缩比:

$$[0087] \quad R_m = \frac{1}{90} \int_0^{90} R_\theta d\theta$$

[0088] 其中,  $R_\theta$  是当曲柄转角为  $\theta$  时,绕动涡卷在第一压缩室的内接触点处的曲率半径。

[0089] 图 14 是示出平均曲率半径与压缩室之间的关系的图表。一般而言,对于回转式压缩机,在同时用于制冷和加热时可具有大于 2.3 的压缩比,在用于制冷时其压缩比大于 2.1。参照图 14,当平均曲率半径小于 10.5 (mm) 时,压缩比可大于 2.1。因此,如果  $R_m$  设定为小于 10.5mm,则压缩比可大于 2.1。这里可将  $R_m$  选择性地设定为适合于涡旋式压缩机使用。在本示例性实施例中,  $R_m$  可具有约 15mm 的值。因此,  $R_m$  可被设定为小于  $R_H/1.4$ 。

[0090] 同时,点  $P_5$  可能并非总是被限于当曲柄转角为  $270^\circ$  的情况。从涡旋式压缩机的操作算法的角度来看,相对于高至  $270^\circ$  的曲率半径的设计变量均较低。因此,为了提高压缩比,在  $270^\circ$  与  $360^\circ$  之间改变形状是有利的,在该区间中设计变量相对高。

[0091] 前述实施例和优点仅仅是示意性的,其不应被解释为用以限制本发明。本发明的教导内容能够容易地适用于其它类型的装置。该说明书用于示例性的说明,而并非限制权利要求书的范围。对本领域技术人员而言,许多替代、更改和变型将是显而易见的。可将在此描述的示例性实施例的特征、结构、方法和其它特性按各种方式进行结合,以获得另外的及 / 或备选的示例性实施例。

[0092] 由于在不背离本发明的特性的情况下,本发明的特征可被以若干形式实施,因此应理解的是,若非另有说明,则上述实施例不受前文的描述的任何细节所限制,而是应在随附的权利要求书所限定的范围内被广义地解释,因此,随附的权利要求书旨在涵盖所有落入权利要求书的界限和范围之内或者这种界限和范围的等同物形式内的所有变型和更改。

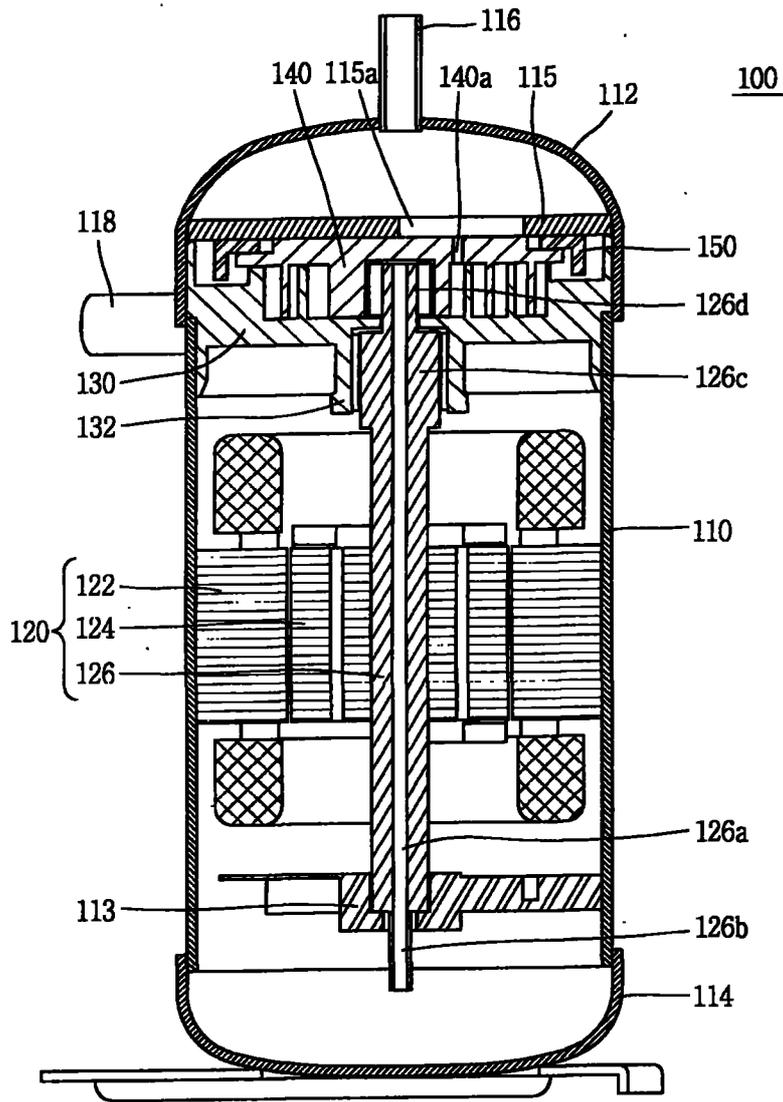


图 1

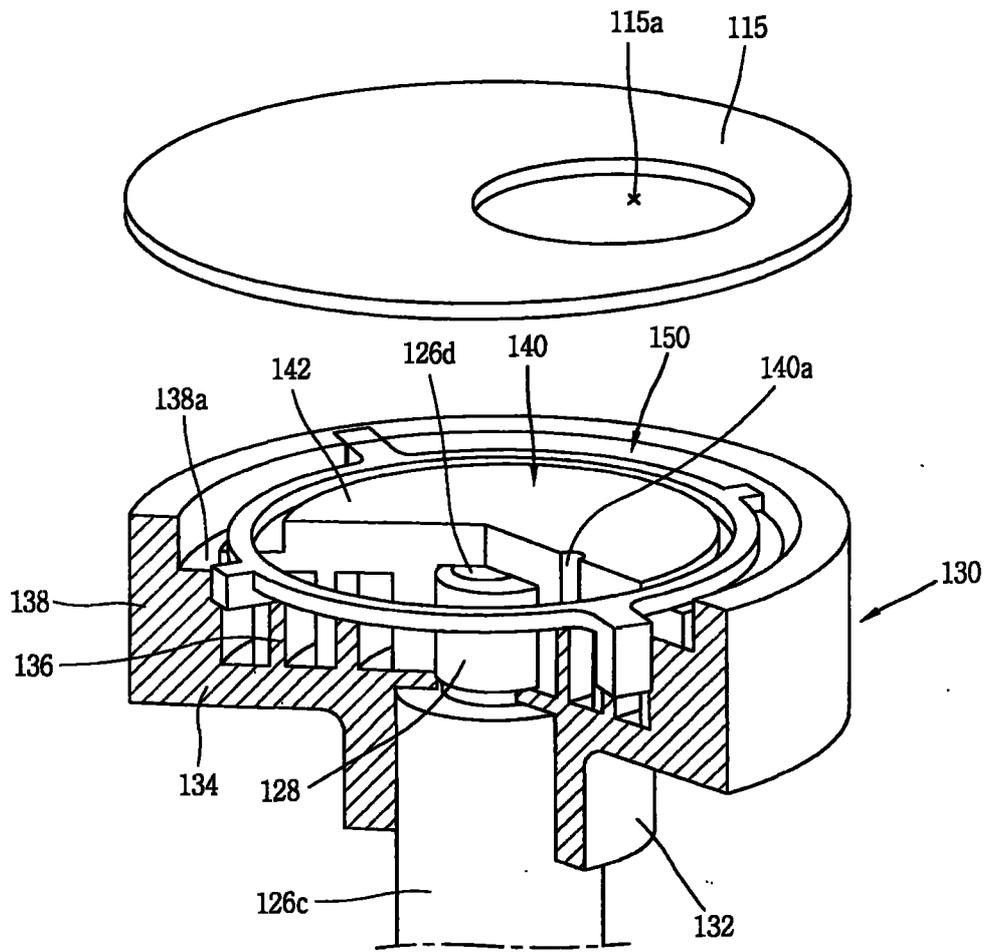


图 2

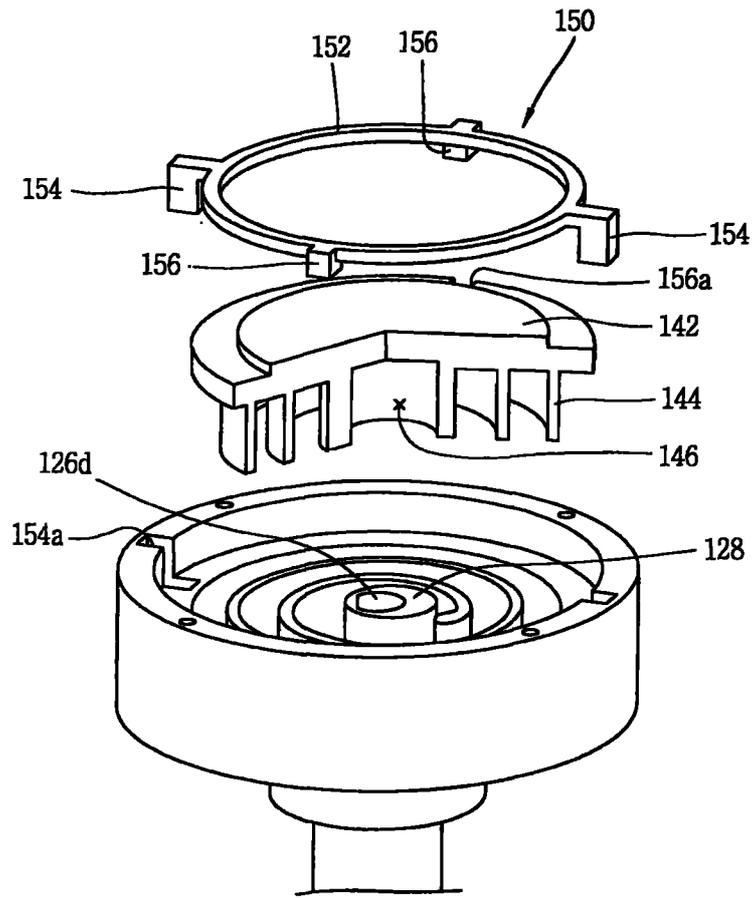


图 3

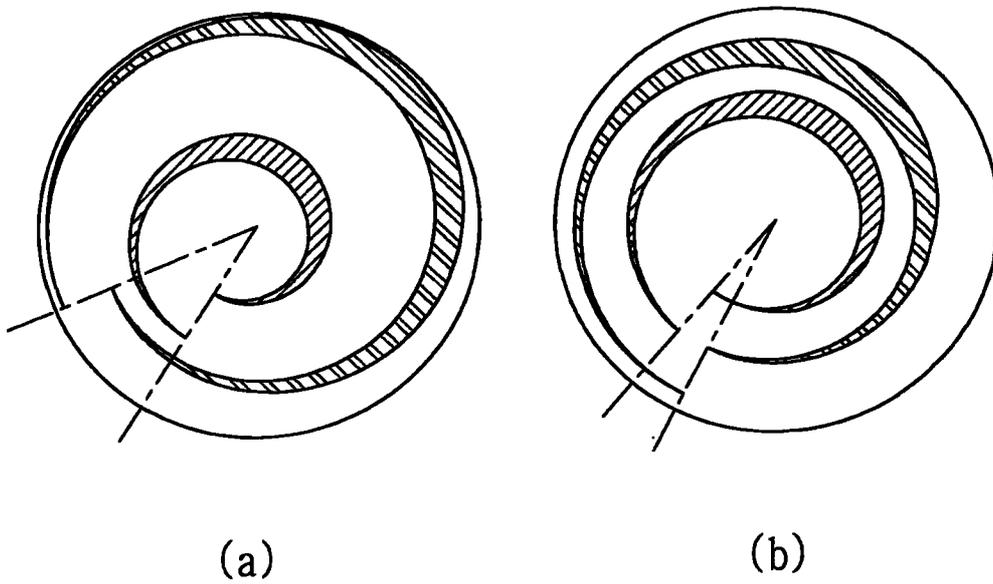


图 4

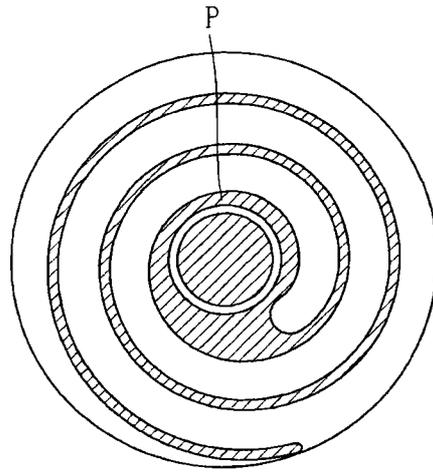


图 5

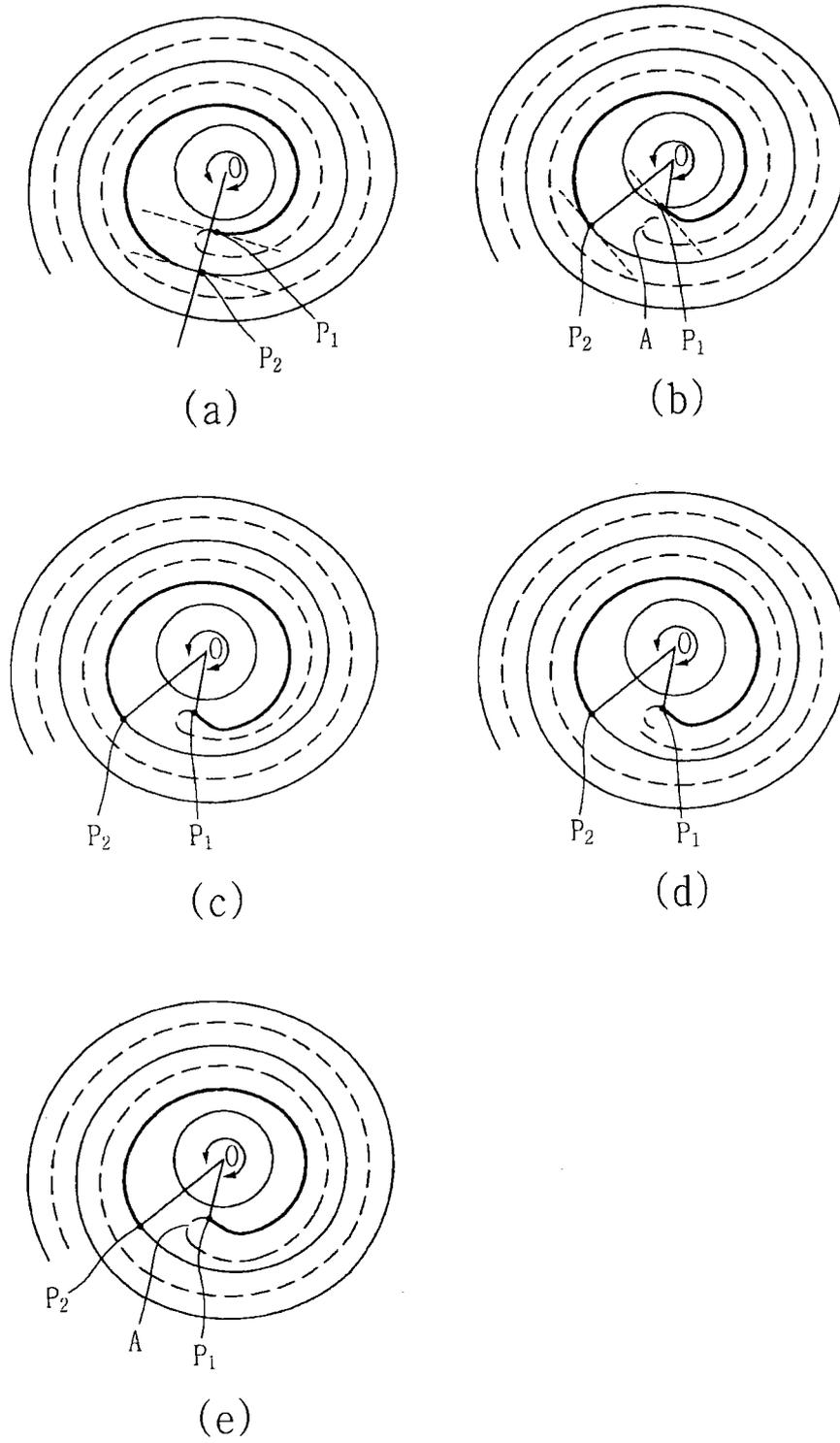


图 6

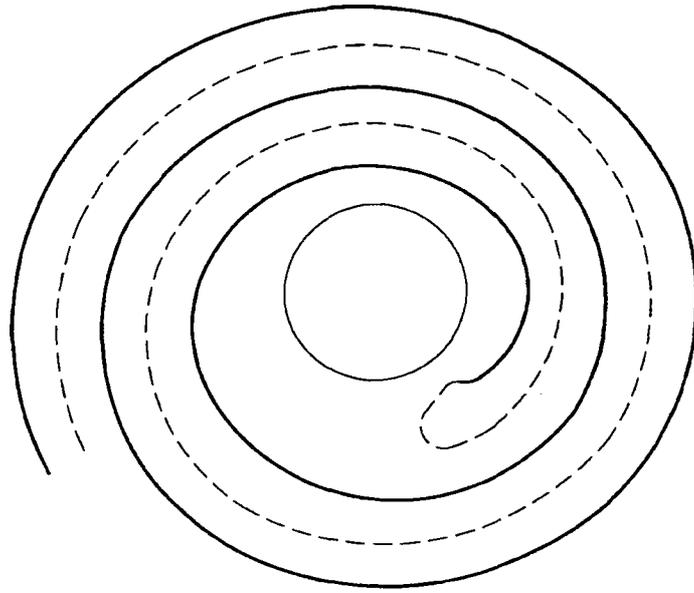


图 7

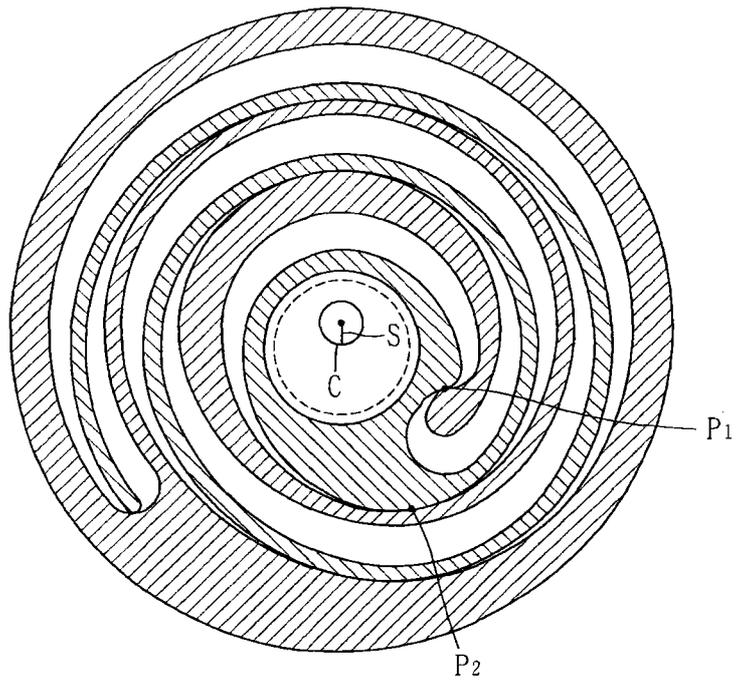


图 8

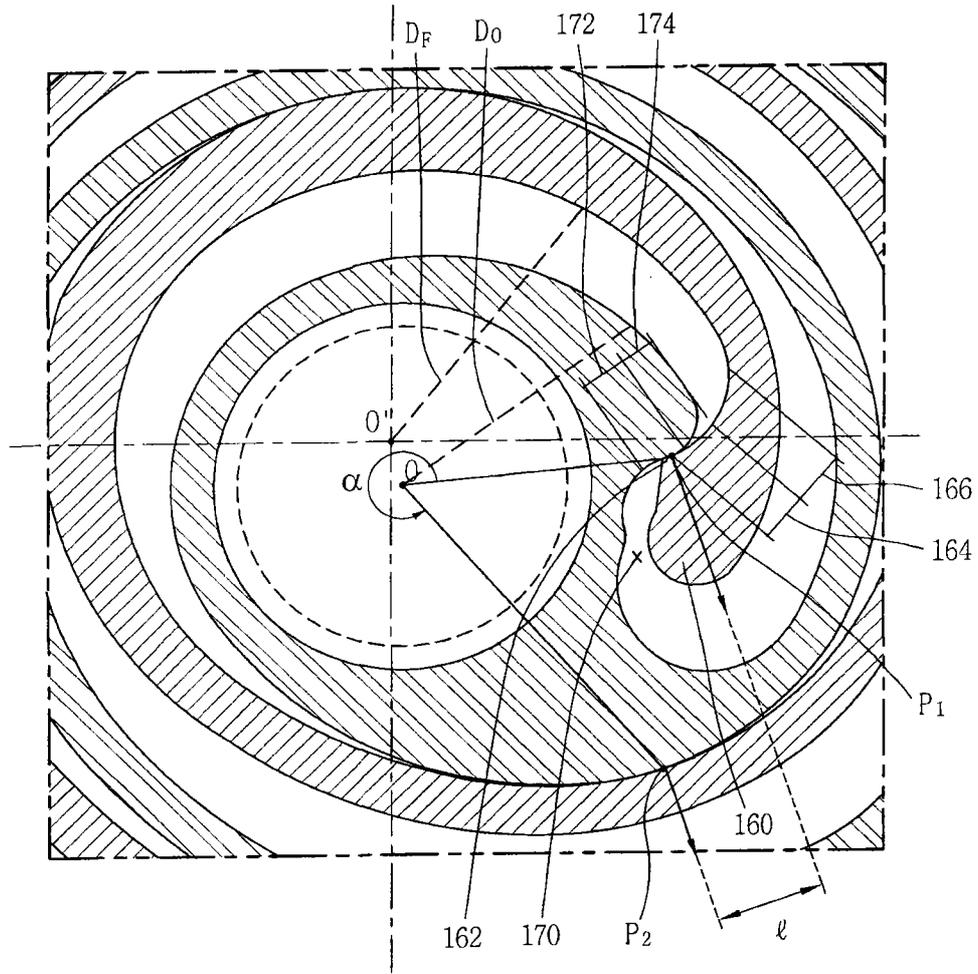


图 9

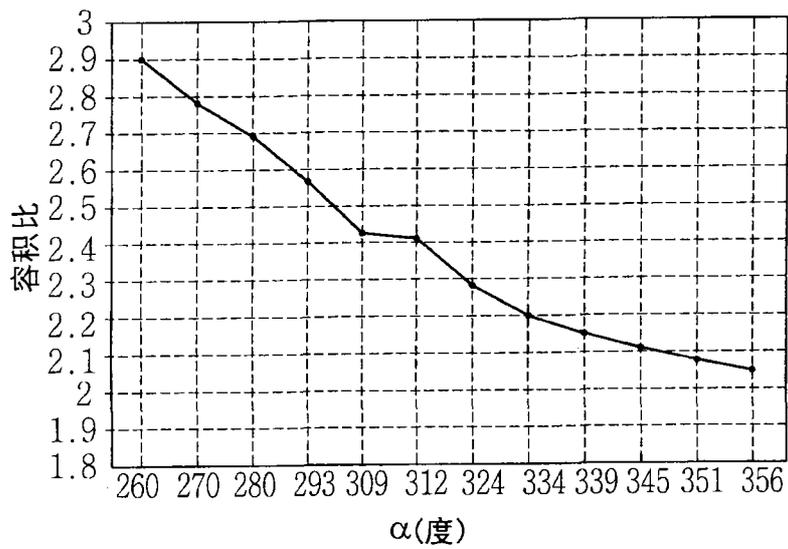


图 10

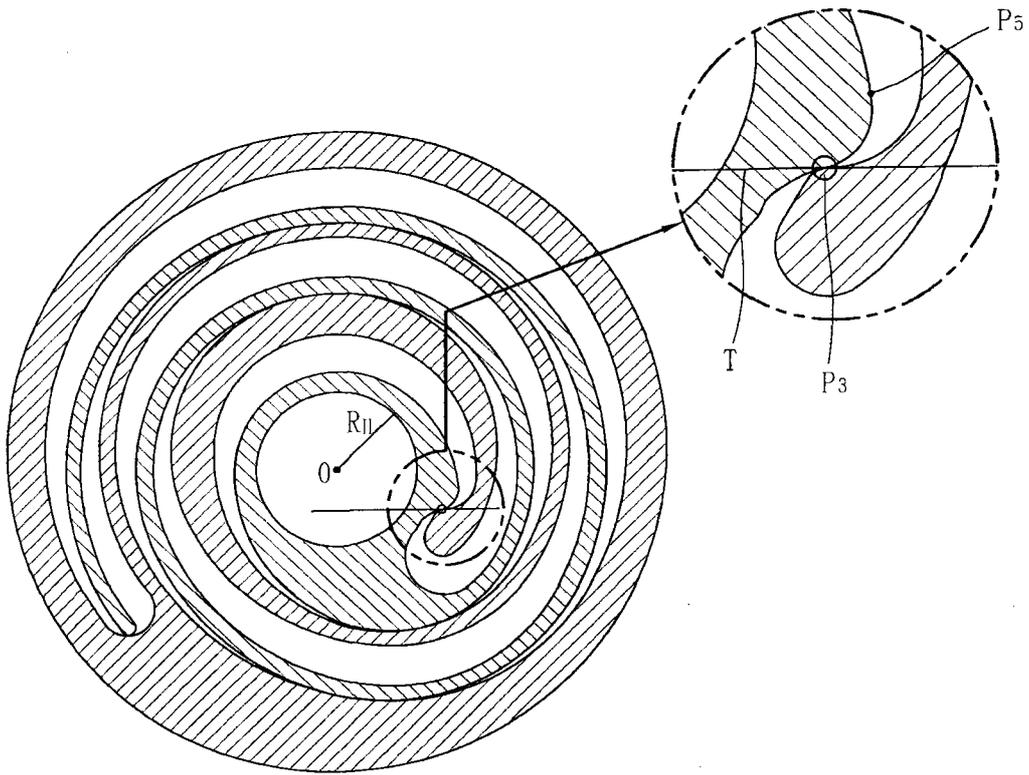


图 11

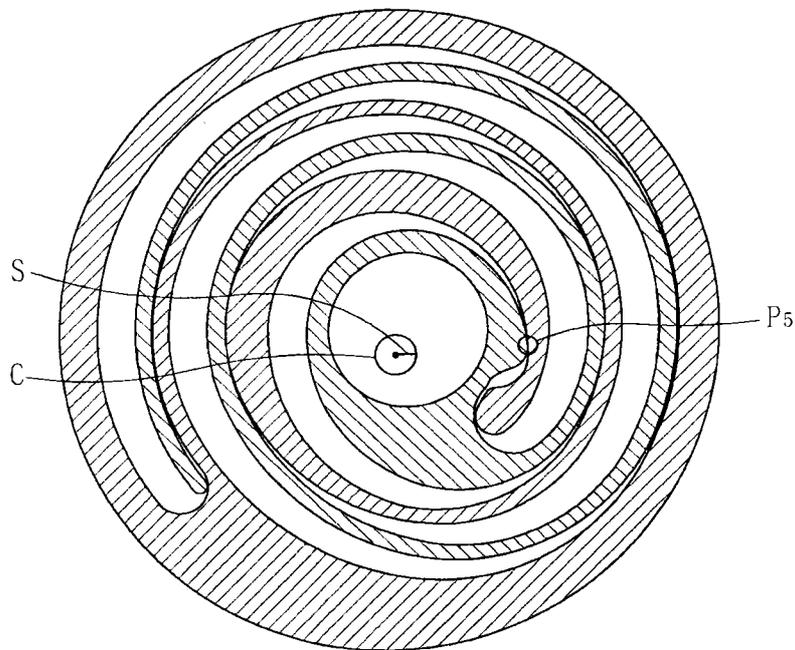


图 12

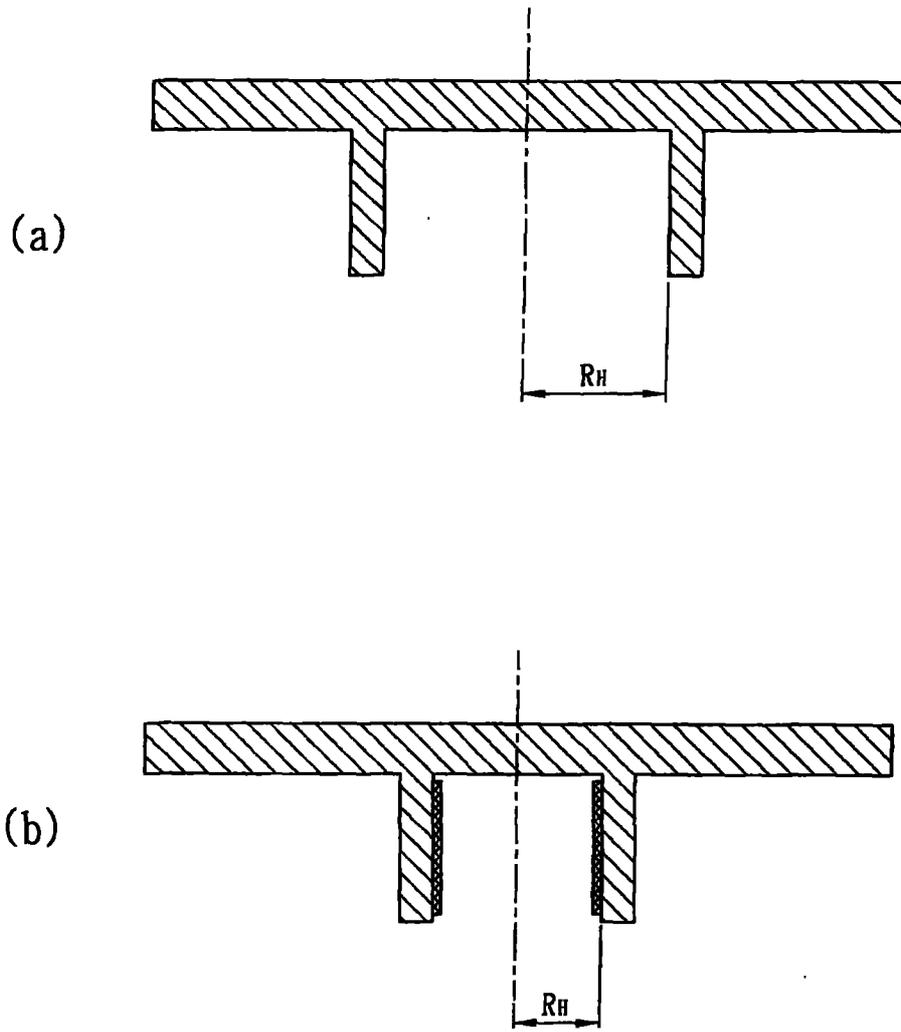


图 13

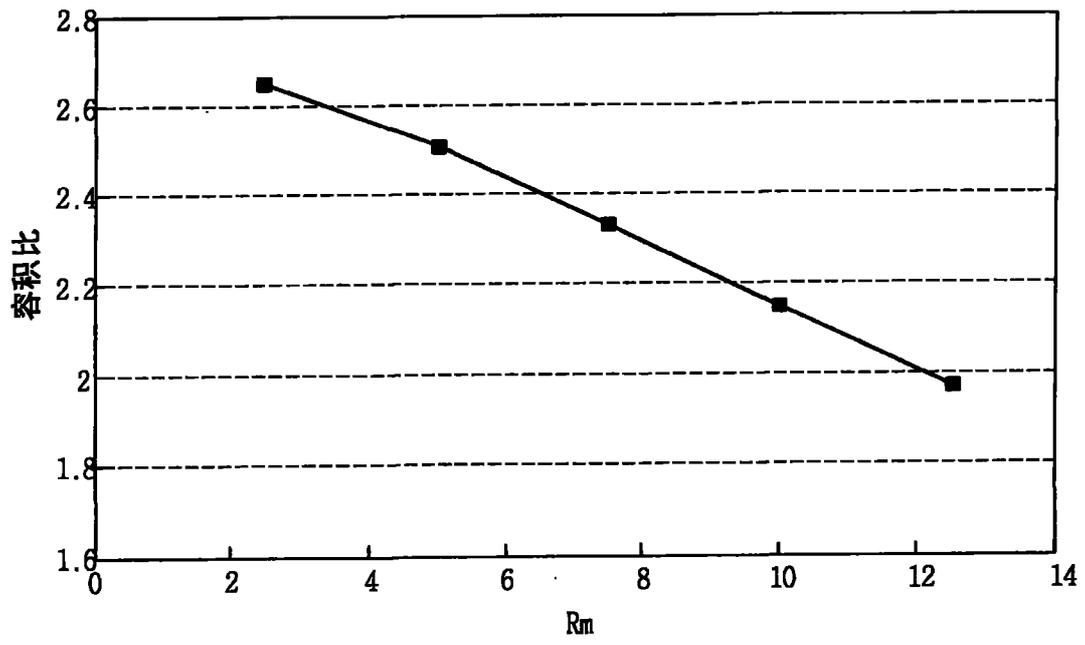


图 14

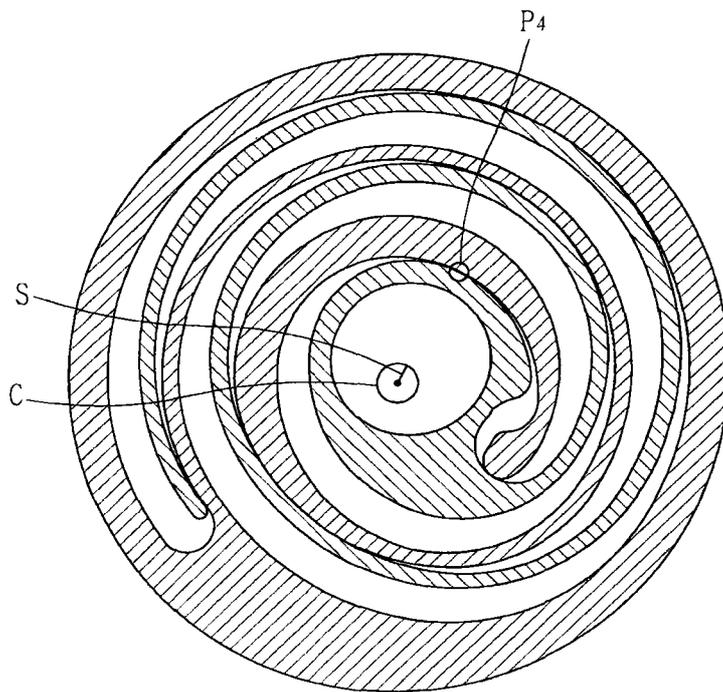


图 15

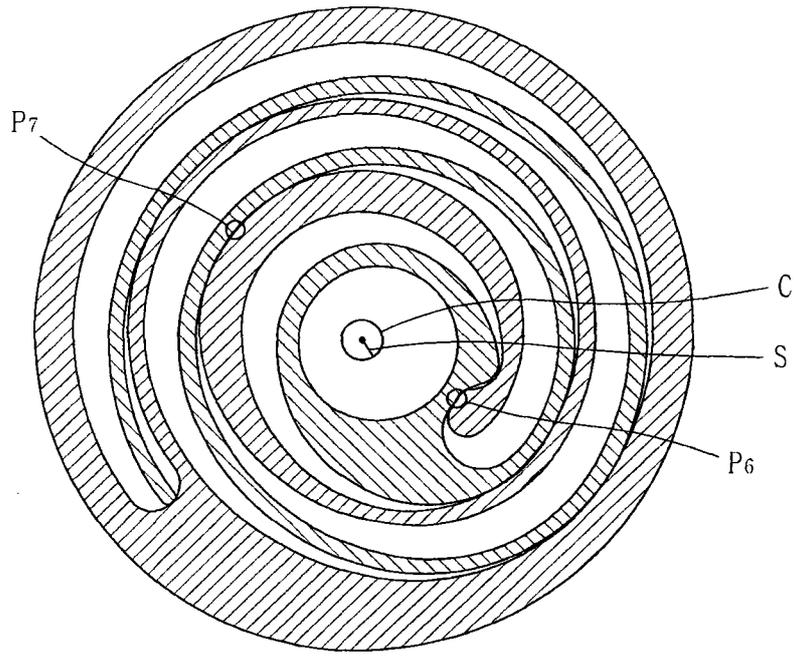


图 16