



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 97120306.7

[45] 授权公告日 2003 年 7 月 9 日

[11] 授权公告号 CN 1114041C

[22] 申请日 1997.12.3 [21] 申请号 97120306.7

[30] 优先权

[32] 1996.12.4 [33] DE [31] 29621073.0

[32] 1997.2.25 [33] DE [31] 29703369.7

[32] 1997.7.23 [33] EP [31] 97112646.1

[71] 专利权人 西格弗里德·A·艾泽曼

地址 联邦德国奥伦多夫

[72] 发明人 西格弗里德·A·艾泽曼

[56] 参考文献

DE-4231690A1 1994.03.24 F04C2/10

EP-0258797A2 1988.03.09 F04C15/04

US-4097204A 1978.06.27 F04C15/04

US-4493622A 1985.01.15 F03C2/00

审查员 宋鸣镛

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

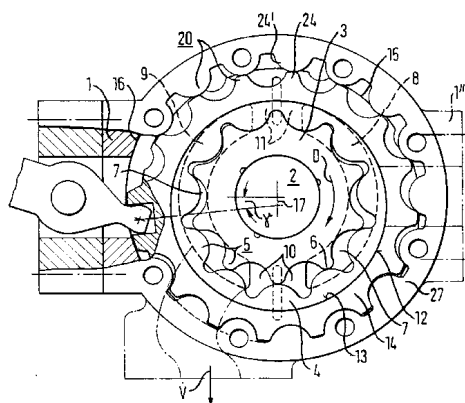
代理人 刘兴鹏

权利要求书 6 页 说明书 24 页 附图 14 页

[54] 发明名称 可无限变化的环形齿轮泵

[57] 摘要

一种可无限变化的环形齿轮泵，包括内和外转子的环形齿轮旋转组件的齿数差等于整数，所具的齿形使其中每个排量单元能由于齿顶接触而密封隔离，低压和高压口设置在壳体中，环形齿轮旋转组件的偏心轴线的角向位置可相对壳体进行变化。外转子的支承形成于组件的外直径上，且位于一个宽度最好与之相同的调节环之内，它通过其外周边圆或节圆以零滑移在一个内周边或节圆上滚动。其直径差等于环形齿轮旋转组件的偏心度的两倍。



1、一种可无限变化的环形齿轮泵，它包括：

一个固定的壳体；

一个内转子（3），该内转子（3）可旋转地支承于壳体中，并由轴（2）加以驱动，和

一个外转子（4），它同样地被可旋转地加以支承，并与所述内转子（3）啮合，

齿轮旋转组件，它由所述内转子的外侧装齿和所述外转子的内侧装齿所构成，环形齿轮旋转组件（5）的齿数差等于整数，并且所具有的齿形使其中若干扩张和收缩排量单元（7）中的每一单元能由于齿顶接触而实现与其它单元的密封隔离，和

调节齿轮装置（20；21），其由调节环（14）上的外侧装齿（24；22；52；100）与所述壳体的内侧装齿（24'；23；53；103）所形成，所述外侧装齿（24；22；52；100）与所述内侧装齿（24'；23；53；103）相啮合，以及

肾状的低压和高压口（8，9），其侧向固定地布置在所述排量单元（7）的区域中，并设置在壳体中，所述口由壁板（10，11）加以相互隔开，和

所述环形齿轮旋转组件（5）的偏心轴线（偏心度17）的角向位置可相对壳体进行变化，

所述环形齿轮旋转组件（5）的所述外转子（4）的支承（12）存在于所述组件（5）的外直径（13）上，

所述调节齿轮装置（20；21）成形为一个完整的或部分的内齿轮装置（24，24'；22，23；52，53；100，103），并具有与所述环形齿轮旋转组件（5）相同的偏心度（17），藉此

所述调节环（14）可通过其外周边或节圆（15）以零滑移在所

述壳体的一个内周边圆或节圆（16）上滚动，

所述两个周边圆或节圆（15，16）的直径差等于所述环形齿轮旋转组件（5）的偏心度（17）的两倍。

2、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中所述内侧装齿的特点是与外侧装齿进行侧面啮合，且比所述外侧装齿至少要多一个齿，在仅仅部分装齿的情况，该差与想象为完全周边的装齿相关。

3、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中影响零滑移滚动动作的、构成调节齿轮装置（20；21）的外侧装齿的齿（24；22；52；100）仅侧面地布置在所述调节环（14）上，所述调节环（14）的其余宽度用作滚动圆柱形表面区域（26；29）。

4、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中为构成零冲程泵，构成所述内周边圆（16）的所述壳体壁与构成所述外周边圆（15）的所述调节环（14）壁之间的空间（28）在压力侧进行充压，而所述调节环（14）则用作调节活塞（31），反作用于调速弹簧（32）以驱动所述调节环（14）的调速滚动运动。

5、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中为构成双向泵，设置了机构（40，41，42，43，44），它们允许在从所述环形齿轮泵的空载装置（零位置）进至输出位置的两个方向上对所述调节环（14）的所述调速滚动运动进行机械驱动。

6、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中在所述调节环（14）和所述壳体之间至少布置一个与所述高压连接的密封径向作用压力场（86），从径向观看时，该压力场密封地推动相对侧的所述调节环

(14)，由其齿顶(87)或类似齿顶部件(88)压在所述壳体的齿顶或类似齿顶部件(89)上。

7、如权利要求1所述的环形齿轮泵，其中在所述壳体上至少设置一个密封构件(89)，所述密封构件在其尾部(85)至少包括一个处于所述壳体和所述密封构件之间的密封压力场，该密封压力场通过暴露于高压中而密封地推动所述至少一个密封构件(89)压向所述调节环(14)的所述齿顶或类似齿顶部件(88)。

8、如权利要求1所述的环形齿轮泵，其中为构成零冲程泵，压力建立工作空间(35)起所述调节环(14)外转子(4)之上的调节汽缸的作用，而设置的调速弹簧(36)加有偏压以便向最大排量方向移动所述调节环(14)。

9、如权利要求1所述的环形齿轮泵，其中对高工作压力情况，其中构成所述排量单元的所述环形齿轮旋转组件(5)的所述齿在所述两个转子(51, 54)之一上形成滚辊(50)，所述滚辊可转动地安装在所述相应转子(51, 54)上。

10、如权利要求1所述的环形齿轮泵，其中所述调节齿轮装置(20; 21)的装齿(24, 24'; 22, 23; 52, 53; 100, 103)在所述环形齿轮旋转组件(5)的整个宽度上延伸。

11、如权利要求1所述的环形齿轮泵，其中所述调节齿轮装置的装齿构成压力密封腔(56', 56'')，它们在壳体部件(57)中通过通道(58)分别与所述泵的压力和吸入空间相连接。

12、如权利要求 11 所述的环形齿轮泵，其中所述压力密封腔（56'，56''）通过旋转控制阀（59）在数目和在位置上都能通过通道（58，60，61，62，63）各个相对地暴露于高压和低压中。

13、如权利要求 11 所述的环形齿轮泵，其中在所述调节环（14）和所述壳体之间的所述压力腔（56'，56''）中暴露于高压中的表面面积之和的力的作用要比在所述泵的装齿的工作腔（35）中暴露于压力中的表面面积之和的力的作用小。

14、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中为构成零冲程泵，弹簧力图在最大输出方向转动所述调节环（14）；所述弹簧力借助压力构件（93）传向所述调节环（14）的所述外侧装齿（24；100）的齿侧面（94）。

15、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中位于构成所述调节齿轮装置的所述壳体部件（55）的所述内侧装齿与所述调节环（14）的所述外侧装齿之间压力侧的若干齿腔（91'）通过通路（92'）与高压相连，而相应地位于相对侧的齿腔（91''）则通过通路（92''）与低压相连。

16、如权利要求 14 所述的环形齿轮泵，其中所述通路（92'）布置成，当由于所述调节环（14）的旋转运动引起排量减少时，它们依次与高压切断和/或相连。

17、如权利要求 14 所述的环形齿轮泵，其中压力构件（93）布置在所述壳体的两侧（94，95），所述压力构件（93）可由调节汽缸加以驱动以构成双向泵。

18、如权利要求 14 所述的环形齿轮泵，其中位于所述调节环(14)和所述壳体(1; 55)之间的所述调节齿轮装置(20, 21)区域中的凹槽(96)是沿着周向、加工于侧向设置的壳体部件(1')中的，所述凹槽以适当的长度将在高压侧或在低压侧，或在双侧的所述装齿(24, 24')的齿腔(91', 91'')相互连接，以协调这些区域中的液压力。

19、如权利要求 14 所述的环形齿轮泵，其中用于产生弹簧力的调速弹簧系统(117)至少包括两个弹簧，在第一调节范围，通过调速器路径设置具有力量增加小的软弹簧特性，而在其后的第二调节范围，设置具有力量增加较大的另一特性。

20、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中所述调节环(14)至少在一个轴向侧包括一个周边凹槽(45)，它至少通过另两个布置在盖状壳体部件(111)的轴向凹槽(46, 47)形成一个连接位于所述吸入部分(114)和所述压力部分(115)之间壁板区域的截留空间(112)与空蚀空间(113)的通道。

21、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中所述调节环(14)在其外直径上包括圆形外侧装齿(100)以构成所述调节齿轮装置，而所述壳体(102)通过所述调节环(14)的滚动作用而形成内侧装齿(103)，调节环所具有的所述偏心度(17)与所述环形齿轮旋转组件(5)的偏心度相同。

22、如权利要求 21 所述的环形齿轮泵，其中所述壳体(102)由压铸方法制成，而所述内侧装齿(103)的所述齿形借助铣削刀具形成。

23、如权利要求 1 所述的环形齿轮泵，其中所述泵用于供应液
压驱动调节装置以便设定和改变阀门控制内燃机的阀门定时控制。

可无限变化的环形齿轮泵

技术领域

本发明涉及一种可无限变化的环形齿轮泵，尤其是，本发明提出的可变化的环形齿轮泵的比输出（排量 / 速度）是能变化的。

背景技术

已知的齿轮泵的特别是由于所涉系统，其比输出是不变的，这是因为排量“单元”的几何形状不能变动。由于齿是刚性的，且不可变化，因而在齿轮组件旋转时，扩张和收缩排量单元从最小振动至最大，然后又返回至最少。这种比输出的定常性造成，只要排量单元100%的充满，泵的输出就正比于其旋转速度。

但是在很多应用中，这种比例性是一件麻烦事，并不希望的。虽然在一个压机中，例如，为了快速前进必然需要高的液压流输出，但是在工作冲程的最后阶段，只有高压仍然就输出，对液压流体输出的要求下降至零。一般讲，这种泵的驱动速度是不变的，从而造成高压下的过剩输出，它回至流体贮槽，形成能量损失。

对于摩托车上的发动机润滑泵和自动传送上的供油泵，这样的过剩输出特别的麻烦。虽然它们在发动机低速下，也即较低的泵速下，要求有空转所需的最低输出，和在高速下的最小油压，但是，在高速下所需的油流量大大低于比例线，它大多数低于最大速度下比例流量

的三分之一。

在解决此问题时，除了通过真空节流进行大量工作外，还提出了包括变叶片型泵在内的解决方案。还知道的解决方案是包括两个调节器的泵以至少获得两种输出阶段，或者包括两个旋转组件，它们相互相对可变地进行运转。

解决此问题的一个好的途径是环形齿轮泵，作为内齿轮泵它不要新月形（crescent），由于齿轮形状选择成，通过齿顶接触每一齿腔可以可靠地与相邻的齿腔加以密封隔绝，因而获得很好的容积效率。在这种环形齿轮泵中有可能改变内转子与外转子间的轴向间隔，或改变偏心轴线相对壳体，从而相对壳体中供应和排放口的角向位置。

一种设计方案是将外转子支承或承载在凸轮环中，它被可旋转地安装在壳体中进行变化。对实际应用需要的，如在冷起动时特别希望的近似为零的输出调节，要求有凸轮或偏心轴的 90° 角向调节。这意味调节旋转组件偏心轴线用的凸轮环需要转过 90° ，从而要转过一个很大的周边，这转而又要求调速弹簧有一个很大的行程，但这会造成尺寸上的问题，由于必须有软弹簧特性，因而难于解决。特别在摩托车发动机和自动传送上，速度变化频繁、快速发生，凸轮环需要经受高的旋转加速和延时，这些形成高的调节力、对此的高阻力高磨损。而且，大调速间隙污染的风险也高。

发明内容

本发明的目的在于解决可变化环形齿轮泵调速中的小调速行程和

快速反应问题。

为实现该目的，本发明提供了一种可无限变化的环形齿轮泵，它包括：一个固定的壳体；一个内转子，该内转子可旋转地支承于壳体中，并由轴加以驱动；一个外转子，它同样地被可旋转地加以支承，并与所述内转子啮合；齿轮旋转组件，它由所述内转子的外侧装齿和所述外转子的内侧装齿所构成，环形齿轮旋转组件的齿数差等于整数，并且所具有的齿形使其中若干扩张和收缩排量单元中的每一单元能由于齿顶接触而实现与其它单元的密封隔离；调节齿轮装置，其由调节环上的外侧装齿与所述壳体的内侧装齿所形成，所述外侧装齿与所述内侧装齿相啮合；以及肾状的低压和高压口，其侧向固定地布置在所述排量单元的区域中，并设置在壳体中，所述口由壁板加以相互隔开。所述环形齿轮旋转组件的偏心轴线（偏心度）的角向位置可相对壳体进行变化，所述环形齿轮旋转组件的所述外转子的支承存在于所述组件的外直径上，所述调节齿轮装置成形为一个完整的或部分的内齿轮装置，并具有与所述环形齿轮旋转组件相同的偏心度，藉此所述调节环可通过其外周边或节圆以零滑移在所述壳体的一个内周边圆或节圆上滚动，所述两个周边圆或节圆的直径差等于所述环形齿轮旋转组件的偏心度的两倍。

根据内齿轮装置的法则，偏心轴线或行星齿轮架旋转角度与小齿轮或行星齿轮旋转角度的负比例，当内齿轮和小齿轮的齿数差为一时，等于小齿轮的齿数。由于根据本发明，在调节环外侧装齿上的周边或节圆相对地大，如齿数为 16，因而偏心轴线的负角度调节是调节环

绕其自身轴线旋转角度的16倍。由于调节环在壳体中只完成小的滑动运动，因此，调节环完成小的角度旋转，从而完成小的调节行程。

在该装置中，仅需满足在内侧互相滚动的圆的直径差等于齿轮旋转组件偏心度的两倍，这样，在整个调整动作期间，齿轮的轴间间隙保持精确不变。此外，圆以零滑移而相互滚动。

为确保滚动是零滑移的，本发明的一个方面提出，其中的调节环和壳体的周边或节圆由调节齿轮装置的节圆形成，该调节齿轮装置设计成一个完整的或部分的内齿轮装置，并具有与环形齿轮旋转组件相同的偏心度。

由于调节环的调节运动很小，因而还有可能在合理的结构费用内获得一个双向泵，其中设置了允许在从环形齿轮泵的空载装置（零位置）进至输出位置的两个方向上对调节环的调速滚动运动进行机械驱动的机构，而这正是液压静力驱动器和控制器结构的先决要求，因为它们也总是要求在旋转方向进行反向。

设计成内齿轮装置的调节齿轮装置的装齿最好为调节环和壳体之间的余摆线或圆滚线内侧装齿。

在泵的吸入大大减少的凸轮角度范围，也即在泵的环形齿轮旋转组件的齿通过构成低压和高压口的壳体肾状口之间的壁板范围时，在吸入侧存在空蚀风险，而在压力侧存在截留风险。为缓和所含的不良伴随效应，从轴向观看，调节环在肾状低压和高压口的相对侧包括一个由壳壁加以密闭的周边连接凹槽，它与加工在壳体壁中连接凹槽一起在壁板区域将扩张和收缩的排量单元加以相互连接。建议在这些工

作腔之间有一个通道连接，它允许对油流量进行补偿，这样，在截留位置的过高的压力峰值和在空蚀位置的特低的负压就可避免。

所有工作、调速和压力平衡空间的良好密封都是必须的，在要求泵去输送低粘性流体，例如热的发动机油时，尤为如此。假如，壳体内部周边和调节环外周边之间的空间用作调速活塞，那么最好设置预防措施，其中在调节环和壳体之间至少布置一个与高压连接的密封径向作用压力场，从径向观看时，该压力场密封地推动在相对侧的调节环，由其齿顶或类似齿顶部件压在壳体的齿顶或类似齿顶部件上，和 / 或，其中在壳体上至少设置一个密封构件，此密封构件在其壳体和密封构件之间的后部至少包括一个密封压力场，它最好通过将其暴露于高压中，密封地将此至少一个密封构件推动在调节环的齿顶（一些齿顶）或类似齿顶的部件上。

在一种零冲程泵的结构中，其中压力建立工作空间起调节环外转子之上调节汽缸的作用，而设置的调速弹簧加有偏压以便在最大排量方向移动调节环，这种结构通过仅由环形齿轮泵的压缩空间来处理其自身的高压而降低了结构费用。但是，由于在调节输出时，瞬间中心，即调节环在每一旋转位置围绕其旋转的点，是这样地改变，以致在调节环的空载位置，被密封的工作空间的液压静力分量不再对调节环作用力矩，当使用弹簧时，泵不能完全地调节至零。在这一情况，也暴露于高压中的工作空间的特点是轴向的最大横截面表面面积，它在某些情况下会造成壳体，特别是盖的过高的轴向偏转。这就是上述最好设置密封装置的理由。本发明提出的环形齿轮泵的这些特点证实在某

些情况下使用已知方法更为有利，它通常能降低发动机制造成本，如大多数壳体结构采用压铸铝，旋转组件和调节环采用烧结金属，而盖则常采用片金属。此外，壳体加工的费用可通过将其最大多数地限于使用数控车床驱动的刀具进行车削、钻削和铣削而降至最低。

调节齿轮装置的外侧装齿最好与调节环，特别通过烧结与调节环一体地制成。原则上外侧装齿也可由调节环上金属片冲压环构成。内侧装齿可借助金属片冲压环加速形成。在另一实施例中，调节齿轮装置的内侧装齿是设计成与壳体成一体的，然后它最好与内侧装齿一起进行烧结。泵的内转子可冷缩安装在轴上，轴向连接通道最好设置在轴的冷缩位置和内转子之间。在一个替代实施例中，内转子是和轴一体地制作的。

假如本发明提出的环形齿轮泵要用作高压泵，从而结构需要满足高要求，这时将环形齿轮旋转组件的两个转子中一个转子的齿设计成滚辊以避免高磨损就特别有利，这在慢旋转、高压、旋转活塞机中有过成功的记录。

因此，该机的直径是不过分大的，滚辊最好布置在内转子上。

在该设备中，当内转子设计成与轴成一体，作为滚辊的支承时，获得特别稳定的状态和小而紧凑的尺寸。

由于暴露于高压作用中的表面面积很大，在这种环形齿轮泵运行时，产生相当大的变形力，特别在调节环上更是如此。由于这些表面面积需同时成为高负载外转子的滑移支承，从内向外作用的液压静力多少要由外向内加以抵销。这可通过将调节环，也就是调节齿轮装置

的装齿在泵旋转组件的整个宽度之上延伸，以及将调节齿轮装置的装齿构成的压力密封腔暴露于工作压力或部分暴露于高压中而达到，结果，调节环上的力径向地被抵销，从而变形至少能大部分减少。

当调节齿轮装置的装齿中的腔的数目及它们通过通道，最好通过旋转控制阀在可选极限内的旋转位置都能改变时，此径向抵销力然后也可用于加速改变环形齿轮泵的输出，这也可用于前述慢旋转、高压、双向泵中。旋转控制阀的角度可通过改变腔暴露于高压和低压的位置的方法来改变。改变调节环位置所需的力矩由暴露于压力中，最好暴露于高压中的调节齿轮装置的装齿腔中的部分压力场的合力向量得以实现，它通过作为支点的瞬间中心M而指向，因此，由于压力场的旋转，就同时实现了一个杠杆臂。然后调节环将在调节齿轮装置的装齿中转动，直至调节力矩和由工作压力场相对反向转动方向的新瞬间中心M作用的力矩之间出现平衡为止。

特别在环形齿轮泵用于闭路循环时，最好在驱动轴端相对侧的泵轴端部设置一台回油和调速泵，它以已知的方法和手段通过压力大为下降的低压区域中的止回阀替换外侧的泄放流体。

最好在通向旋转控制阀的通道中设置限制器，旋转控制阀包括将泄放空间中的腔与贮槽相连接的溢流口。

本发明提出的环形齿轮泵这类压力补偿和输出变化要求调节齿轮装置的装齿加工必须精确，这样从补偿和调速区域进入吸入区域或进入泄放空间的泄漏损失，即所谓的环形齿轮泵的泄漏损失才会保持在合理的极限内。这对输出可变化的泵尤为重要，因为只要泵处于均

匀压力下空载情况（调节至或几乎调节至零输出），有效输出中包含的泄漏百分比增加，从而容积效率急剧下降。

在另一方面，当调节环输出的改变不是如前所述的由液压直接进行，而是机械地进行，则调节齿轮装置暴露于高压下的齿间单元仅用于抵销力，从而抵销调节环中的应力以使其变形达最小。这时，暴露于高压下的单元数可选择成，使调节环由于内侧工作压力场总是将调节齿轮装置的装齿密封地保持于接触之中。这时，这两个部件，即具有其外侧装齿的调节环和具有其内侧装齿的壳体环均可通过烧结以足够的精度加以生产。也即可设置足够的反应间隙以消除生产容差。

在高压泵情况，极其紧凑的结构是必不可少的要求。暴露于压力中的空间不能包含承受高压的任何大的有效表面面积。这就是为何在零冲程泵中最好，弹簧力争取的最大输出方向转动调节环；弹簧力最好通过压力构件传向调节环的外侧装齿侧面。这里还存在的问题是，仅将内环形齿轮泵的压力空间用作在零冲程方向的调节力，输出不可能完全空载至零，因为在此位置没有其它相对调节环瞬间极点的调节力矩可加以利用。补救这一情况的可用措施是，调节环随着旋转的增加，具有若干合适的通道，或至少具有一条这样的通道，它们（它）引导调节环和壳体部件之间辅助装齿中这样一些单元的高压，以促进调节环在零冲程方向的转动。

当调节环和壳体部件之间的装齿是由烧结制成时，如已提到的那样，要求通过装齿中的齿顶接触产生最佳密封。这不仅受到欠抵销时工作压力场的影响，也受到在瞬间中心M处的齿力的径向分量的影响。

这就是为何调节齿轮装置的装齿齿形要最好选成在完全啮合点具有大啮合角特点的理由。此要求可通过具有在内齿轮中圆形或内摆线齿的余摆线装齿而达到。

壳体中调节环的轴向偏转最好设置成远小于环形齿轮旋转组件的轴向偏转。

附图说明

以下将结合附图对本发明的较优选实施例进行说明，其中：

图 1 a 是处于最大输出的第一终端位置的双向泵的第一实施例；

图 1 b 表示图 1 a 所示双向泵处于其零位置上；

图 1 c 表示图 1 a 和 1 b 所示双向泵处于最大输出的第二终端位置上；

图 2 是图 1 a — 1 c 所示泵的纵向剖面图；

图 3 a 是处于其最大输出的第一终端位置的零冲程泵的第一实施例；

图 3 b 表示图 3 a 所示零冲程泵处于其零位置上；

图 4 a 是处于其最大输出的终端位置的零冲程泵的第二实施例；

图 4 b 表示图 4 a 所示零冲程泵处于其零位置上；

图 5 是图 4 a 所示泵的纵向剖面图；

图 6 a 是调速泵的又一实施例，该泵特别适于高压应用；

图 6 b 是图 6 a 所示泵的纵向剖面图；

图 7 a 是图 6 a 和 6 b 所示泵的横截面图；

图 7 b 是图 6 a 至 7 a 所示泵的局部剖面图；

图 8 a 表示图 6 a 所示调速泵处于最大输出的第一终端位置上，
且具有正向输出；

图 8 b 表示图 8 a 所示的泵处于其零位置上；

图 8 c 表示图 8 a 和 8 b 所示的泵处于其最大输出的第二终端位
置上，且具有反向输出；

图 9 a 表示零冲程泵的又一实施例；

图 9 b 表示图 9 a 所示的泵处于其零位置上；和

图 9 c 是图 9 a 和 9 b 所示泵的纵向剖面图；

图 1 0 是图 9 a 所示实施例的修正方案；

图 1 1 是图 1 0 所示图的 A—A 剖面图；

图 1 2 是图 1 0 所示图的 B—B 剖面；

图 1 3 是图 1 1 所示的 X 向视图。

具体实施方式

示于图 1 a 至 2 中的环形齿轮泵包括内转子 3 和外转子 4，它们通过它们的外侧和内侧装齿构成环形齿轮旋转组件 5。内转子的外侧装齿的齿数比外转子 4 的内侧装齿的要少一个。

内转子 3 是冷缩安装在从动旋转轴 2 上的。在轴冷缩安装机构和内转子 3 之间设置有轴向连接通道 4 8。

轴 2，从而内转子 3 以及外转子 4 都是可转动地支承在泵壳内，其部件由 1，1' 和 1'' 加以表示。外转子 4 的旋转轴线与内转子 3

的旋转轴线平行地相间隔，也即与其成偏心的放置，这两个旋转轴线之间的偏心度或间隔用 $1\ 7$ 加以表示。

内转子 3 和外转子 4 在其间构成流体输出间隙。该流体输出间隙分割成每个都相互封闭隔离的排量单元 7。每个单元的排量单元 7 通过内转子每两个依次排列的齿与相对的外转子 4 的内侧装齿的两个依次排列齿的齿顶和齿侧面的接触 6，而形成于内转子 3 的依次排列的两个齿和外转子 4 的内侧装齿之间。

在排量单元 7 的侧面，在壳体中加工了紧接的肾形凹槽 8 和 9，它们各自构成流体向排量单元 7 的供应口和流体从排量单元 7 排出的排出口。在图 1 a 中所示的外转子 4 的位置。凹槽 8 构成供应流体的低压口，而凹槽 9 构成流体排放的高压口。凹槽 8 从位于近似为平圆形壳体所属的壁板 1 1 区域的完全啮合位置附近一直延伸至开口啮合位置的附近，该位置由与壁板 1 1 径向相对的壳体所属的另一壁板 1 0 所覆盖。如图 1 a 所示，高压侧的凹槽 9 在壳体内从两个壁板 1 0 和 1 1，相对相对侧的凹槽 8 镜像对称地延伸。排量单元 7 的形状从位于壁板 1 1 的完全啮合位置沿旋转方向 D 向位于壁板 1 0 的开口啮合位置逐渐增加，随后由开口啮合位置向完全啮合位置逐渐减小。当内转子 3 旋转驱动时，流体被位于低压口 8 区域的扩大的排量单元 7 吸入，经由开口啮合位置被输运，然后通过高压口 9 在高压下重新排出。在图 1 a 所示的位置时，外转子 4 的旋转轴线位于从完全啮合位置通过内转子 3 的旋转轴线延伸至开口啮合位置，也即相对内转子 3 旋转轴线而偏移的开口啮合位置的直线上。在此偏心度 $1\ 7$ 位置和旋

转方向 D 上，得到从低压侧 8 至高压侧 9 的最大流量或最大排量。

为改变流率“V”，外转子 4 安放在环 1 4 中，它转而又能相对壳体而变动。外转子 4 通过其周边 1 3 藉助滑移旋转轴承 1 2 可自由旋转地支承在该调节环 1 4 中。调节环 1 4 包括外侧装齿 2 4，它与内侧装齿 2 4' 相啮合。内侧装齿 2 4' 与壳体不可旋转地相连接。其中心点与内转子 3 的旋转轴线重合。在此实施例中，内侧装齿 2 4' 成形于金属模压环 2 7 之上，它则刚性地固定至壳另件 1'' 或壳体另件 1 (图 2) 上。但是，内侧装齿 2 4' 也可直接与壳一体地形成。

壳体连同内侧装齿 2 4' 和带有外侧装齿 2 4 的调节环 1 4 一起构成一个调节齿轮装置 2 0，用于改变外转子 4 相对内转子 3 的角向位置。为此目的，内侧装齿 2 4' 包括的齿数至少要比调节环 1 4 的外侧装齿 2 4 的齿数多一个。在此实施例中，齿数差正好为一。另外，内侧装齿 2 4' 的齿根圆直径与外侧装齿 2 4 的齿根圆直径之差为偏心度 1 7 的两倍。

现在，当调节环 1 4 沿内转子 3 的旋转方向 D，围绕相对小的角度 γ 在调节齿轮装置 2 0 的两个装齿 2 4 和 2 4' 的连续相互啮合下旋转时，从而调节环 1 4 的齿顶圆 1 5 和内侧装齿 2 4' 的齿根圆 1 6 相互以零滑移在其上滚动，外转子 4 的旋转轴线从图 1 a 所示的位置与内转子 3 的旋转方向相反，围绕内转子 3 的旋转轴线偏移 90° ，首先进入图 1 b 所示的位置。图 1 b 所示的位置是泵的零位置，理想情况时，在此位置没有流体输出。在零位置时，凹槽 8 和 9 的在完全啮合和开口啮合位置的两侧对称地延伸。

在图 1 c 中，示于图 1 a 和 1 b 的泵位于其第二终端位置在该位置，流体从现在起低压口作用的凹槽 8 和输入至起高压口作用的凹槽口 9。为此目的，调节环 1 4 顺时针再转过一个角 γ 。

图 1 a 至 2 中所示实施例的泵藉助机构驱动装置加以变化。为此目的，双臂摇臂杆 4 1、4 3 围绕与内转子 3 的旋转轴线平行间距的轴线 4 2 在两个终端位置，也即在图 1 a 和 1 c 所示的那两个位置之间旋转。摇臂杆 4 1、4 3 的旋转运动是由马达装置（未表示）加以驱动。摇臂杆 4 1、4 3 安装在壳体另件 1 中，而壳体另件 1 则夹紧在两个侧向壳体另件 1' 和 1'' 之间。从图 1 b 中所示的零位置察看，摇臂杆 4 1、4 3 的旋转轴线 4 2 位于与外转子 4 的旋转轴线和内转子的旋转轴线所在的同一平面中。由摇臂杆旋转轴线 4 2 指出前述两根旋转轴线的前摇臂杆 4 1 在其前端与调节环 1 4 联结，使围绕轴线 4 4 的旋转得以进行，该轴线 4 4 与摇臂杆旋转轴线 4 2 平行，在图 1 b 所示的零位置时，该轴线 4 4 也位于前述的平面中。摇臂杆的前臂 4 1 可由此零位置向两侧旋转。

前述角度 γ 是调节环 1 4 依靠摇臂杆臂 4 1 的驱动围绕其自身轴线运动的角度。

在图 2 中示出了泵在图 1 b 中的 A—A 剖面图。旋转驱动轴 2 可旋转地滑动安装在两个壳体另件 1' 和 1'' 之间，从轴 2 的纵向看，这两件壳体另件并置排列的，在这两个壳体另件之间还有环形齿轮泵的旋转部件，它们由密封件与外界隔绝。流体供应和排放设置在壳体另件 1'' 中；而两个凹槽口 8 和 9 则设置在两件壳体另件 1' 和 1''

中。调节环 1 4 只在一个轴向端部设置有外侧装齿 2 4。金属片环 2 7 转而又与圆柱 1 接触，该圆柱围绕调节环 1 4，并在两个半壳体 1' 和 1'' 之间形成一个中间壳体。中间壳体 1 的内周边表面面积和调节环 1 4 的外周边表面积在它们的无齿部分形成滚动的圆柱形表面面积 2 6 和 2 9，调节环 1 4 在其上以零滑移相对圆柱形中间壳体 1 进行由于调节齿轮装置 2 0 引起的滚动。调节齿轮装置的节圆 1 5、1 6 位于滚动圆柱形表面面积 2 6 和 2 9 上。

当从轴向察看时，在肾状低压和高压口 8、9 的相对侧，调节环 1 4 包括一个圆形或半圆形的，由壳体壁 1' 加以密封的连接凹槽 4 5，它与加工在壳体壁中的连接凹槽 4 6 和 4 7（图 5）一起在壁板 1 0、1 1 区域将扩张和收缩的排量单元 7 相互连接。

图 3 a 和 3 b 展示了一台零冲程泵，它可在空载位置，即零位置和最大流率的唯一端部位置之间变动。此外，还设置了限制流率 V 随着内转子 3 的速度增加而增加的装置。为此目的，调节环 1 4 和外转子 4 构成的组合件可克服形状为压缩弹簧的调速弹簧 3 6 的作用力而加以调节。也即采用泵的高压工作空间 3 5 作为汽缸空间，通过外转子 4 作为调速活塞。

调速弹簧 3 6 在位于调节环 1 4 最外周边的第一不可旋转的铰链架和结构为在壳体上可旋转的第二铰链架之间由压力加以预载，因而调速弹簧总是加有偏压以推动调节环 1 4 进入其最大输出的终端位置。为使外转子 4 或调节环 1 4 能用作调速活塞，泵的高压工作空间同时用作汽缸，工作空间 3 5 必须位于外转子 4 的内周边表面面积之

上，这样，调节环 1 4 顶着调节齿轮装置 2 0 中的调速弹簧 3 6 的力而转动，其结果是泵随着速度增加自动调节至零位置，从而增加在压力侧的压力。

使用泵的工作空间 3 5 作为汽缸空间以改变调节齿轮装置 2 0 的运动，使泵的结构更为简单。

高压工作空间 3 5 还至少与调节环 1 4 和中间壳体 1 的内壁之间的一个空间 8 6 相连接，在其上也形成有调节齿轮装置 2 0 的内侧装齿。这样，在高压工作空间 3 5 之上形成的压力场 8 6 迫使调节环 1 4 压到调节齿轮装置 2 0 的内侧装齿 2 4' 的齿 8 7 上，这些齿位于压力场 8 6 和工作空间 3 5 的径向相对处。如图 3 b 所示，压力空间的分布使得在如图 3 b 所示的位置时，产生一个相对调节齿轮装置 2 0 的瞬间中心 M 的力矩，它基本作用于弹簧 3 6 上。

在图 4 a、4 b 和 5 中展示了随速度增加对环形齿轮泵进行调节的另一种可能性。在此实施例中，调节齿轮装置用 2 1 表示，并且设计成一个部分内齿轮装置，由一个仅部分设置外齿的调节环 1 4 外侧装齿用 2 2 表示，和一个仅部分相应设置内齿的金属片环 2 7 构成。部分外侧装齿用 2 2 表示，而部分内侧装齿用 2 3 表示。这两个部分装齿 2 2 和 2 3 用于在调速范围内，调节环 1 4 和壳体的滚动圆形表面面积 2 6 和 2 9 进行零滑移滚动。

设置在壳体上的是一个延伸于调节环 1 4 的整个宽度之上的密封体 8 9。该密封体 8 9 具有柱形剖面，在此实施例中，它是圆柱形的。密封体 8 9 密封地压靠在成形于相对侧的调节环 1 4 上的，作为锁紧

密封部分的突面或齿尖型部位 8 8 上。密封体 8 9 和突面 8 8 大致设置在部分装齿 2 2 和 2 3 的径向相对侧，这样，在由此形成的密封部位 8 8、8 9 和部分装齿 2 2、2 3 之间，可在空间 2 8 范围内调节环 1 4 的外周边表面面积上建立起一个压力，此压力作用于调节环 1 4 的外周边上，从而使调节环起到调节活塞的作用，克服与前一实例中调速弹簧 3 6 相当的调速弹簧 3 2 的力。从调速弹簧 3 2 的方向看，密封体 8 9 安装在突面 8 8 的后侧，突面成形波纹形状，用于将调速弹簧 3 2 定位在调节环上以便将该突面 8 8 压靠在壳体上。作用在密封体 8 9 尾部 8 5 的是建立在密封体 8 9 尾部 8 5 和壳体之间的流体压力场，它坚固并密封地推动密封体 8 9 压向调速弹簧 3 2，即使当前者在调节环 1 4 被改变的运动进程中由于密封体 8 9 而运动时，也是如此。

用作调节汽缸的压力空间 2 8 暴露于布满调节环 1 4 的外周边上的泵送高压中，该空间 2 8 近似位于高压凹槽口 9 以上的调节环 1 4 的外周边上，并通过加工在壳体中的径向通道 9 a 与凹槽 9 连接。

由图 5 的纵向剖面可最清楚地看到，密封体 8 9 由一个密封套筒构成，它安装成能围绕一条与内转子 3 的旋转轴线平行的轴线旋转。图 5 中还清楚地显示了，如同已结合图 1 中实施例进行描述的一样，泵的扩张和收缩排量单元通过周边连接凹槽 4 5 和两个径向连接凹槽 4 6 和 4 7 连接。

在随后的图 6 a 至 9 c 中展出了输出可变化的泵，它们特别适于用作高压泵。内转子 5 1 的齿由滚辊 5 0 构成，在此实施例中，它们

是圆柱形滚辊，安装成可围绕与内转子 5 1 的旋转轴线相平行的轴线旋转。由图 6 b 特别清楚地看到，内转子 5 1 是与其驱动轴一体制造而成的。

为进一步减少使调节环 1 4 变形的力，调节齿轮装置 2 0 的装齿 5 2、5 3 在调节环 1 4 的整个宽度之上延伸，其结果是环形壳体部件 5 5 同时与内装齿 5 3 一起构成两个壳体部件 1' 和 1'' 之间的中间壳体。

为进一步减少负载，特别是在调节环 1 4 上的负载，调节环 1 4 暴露于高压侧从径向看时延伸于泵高压侧之上的在其外周边表面面积区域的压力中。延伸于泵的低压侧之上的调节环 1 4 的外周边表面面积暴露于低压中。为此目的，调节齿轮装置 2 0 借助其装齿 5 2、5 3 在高压侧构成压力密封腔 5 6'，在低压侧构成压力密封腔 5 6''。

压力密封腔 5 6' 和 5 6'' 是通过形成在同一壳体部件 5 7（图 6 b）中的通道 5 8 与压力和吸入空间相连接的，也即与泵的高压和低压侧相连接的。通道 5 8 进入中间壳体 5 5 中内侧装齿 5 3 的齿根部分。在壳体部件 5 7 中，至少设置有一条通向凹槽口 9 的连接通道 6 0 和另一位于径向相对侧、进入另一凹槽口 9 的连接通道 6 1。

连接通道 6 0 和 6 1 是借助旋转控制阀 5 9 与通道 5 8 相连接的。如图 6 b、7 a 和 7 b 所示，旋转控制阀 5 9 包括一个圆柱形旋转部件，它旋转地安装在壳体部件 5 7 中，与轴 2 同心，并能倾斜地安装在该设备中。通过连接通道 6 0 和 5 8，或 6 1 和 5 8，两个凹槽口 8 和 9 中的每一个都相应地与它们由调节齿轮装置的装齿 5 2、

5 3 所构成的后压力腔 5 6' 和 5 6'' 相连接。这样，腔 5 6' 和 5 6'' 就暴露于指定于此处的凹槽口的压力中。通道 6 0 和 5 8 或 6 1 和 5 8 之间的连接是通过通道 6 0 和 6 1 中的限制器 7 4 和 7 5，以及通道端部段 6 2 和 6 3 产生的，在此实施例中，这些通道端部段 6 2 和 6 3 是简单的钻孔通道，它们通过旋转控制阀 5 9 的旋转部件中的连接通道与内侧装齿 5 3 的齿根附近开口的通道 5 8 相连接。

通过旋转控制阀 5 9 的旋转，暴露于高压和低压中的腔 5 6' 和 5 6'' 的位置改变，即腔 5 6' 和 5 6'' 是对应旋转控制阀的角向位置有选择地充压的。在此实施例中，由图 7 a 清楚地表明，在通道 6 0 和 6 1 的附近相应地设置了另一条通道 7 7 和 7 9。由于旋转控制阀 5 9 或其旋转部件以及设置于其中的连接凹槽，通道 6 0 和 6 1 可有选择地与分配于此的通道 5 8 相连接，或借助在旋转部件中的溢流口 7 6、7 8，第二对通道 7 7 和 7 9 与通向容槽 8 1 的泄放空间 8 0 相连接，其结果是压力腔 5 6'、5 6'' 可选择地充压或与泄放空间相连接。由于在调节齿轮装置的齿 5 2、5 3 中的压力场是可变化的，且由于合力向量能借助旋转控制阀 5 9 在控制之下能同样变化，至少其方向能同样变化，从而力向量指向代表调节环 1 4 支点的瞬间中心 M 的一侧，腔 5 6' 和 5 6'' 的部分压力场的力向量通过由此形成的杠杆臂如可变化的力矩那样地作用于调节环 1 4 上。调节环 1 4 由于该力矩的作用，在变化力矩自外作用的其平衡位置上转动，内转子和外转子 5 1、5 4 之间工作压力场的力矩相对于各自的瞬间中心 M 处于平衡，从而使获得的流率适应需要。

如图 6 b 所示, 在驱动轴端的相对侧布置有一台回油和变排量泵 7 2, 该泵在封闭循环时, 通过压力大为下降的低压区域中的止回阀替换外侧的泄放流体。此外, 如图 7 a 所示, 旋转控制阀和壳体部件 5 7 包括溢流口 7 6、7 7 以及 7 8、7 9, 它们将腔 5 6' 和 5 6'' 与通向流体贮槽的泄放空间 8 0 相连接。

该控制设备是作为沿轨道旋转的活塞发动机中的换向而为人们知晓的。例如, 当设置 1 6 个腔 5 6' 时, 则在调节环 5 9 上设置 3 0 个换向器口, 它们交替地与吸入和压力凹槽口相连接。由于这样的控制设备都是大家清楚的, 因此对其不必再作进一步解释。

由图 7 a 和 7 b 可清楚地看到, 对旋转控制泵 5 9 的倾斜的控制是借助调节机构进行的, 其中摇臂杆 6 4 以相似于在图 1 a 至 2 所示的实施例中用于改变调节环 1 4 的运动的摇臂杆 4 1、4 3 的方式进行动作。摇臂杆 6 4 安装在壳体中, 以便围绕与内转子旋转轴线平行指向的轴线进行有限的摇摆。摇臂杆借助一个自由端通过一个球与旋转控制阀门 5 9 的旋转部件连结。该简单的直线形摇臂杆 6 4 由其端部进行相对两侧的枢轴转动, 该端部突出于其旋转轴线之外, 由两个线性可变排量装置 6 5 将摇臂杆 6 4 围绕其旋转轴线进行来回摇摆, 其结果是旋转控制阀 5 9 的旋转部件的位置在有限的角度范围内进行改变。

在图 8 a 至 8 c 中解释了图 6 a 至 7 b 中的环形齿轮泵的终端位置和零位置。图 8 a 至 8 c 中所展示的泵是设计成高压双向泵。

图 9 a 至 9 c 中说明的是一台具有自动调节的高压泵。在图 9 a

至 9 c 中仅仅明确地展示了一台零冲程泵，在壳体的一侧 9 4 具有弹簧加载构件 9 3。在与构件 9 3 相对的壳体侧 9 5 上仅建议设置第二台镜像反向的第二弹簧加载构件 9 3' 的设备。由于有可能设置第二弹簧加载构件 9 3'，如图 9 a 至 9 c 所示，此泵进而设计成可双向旋转的零冲程泵。调节环 1 4 通过构件 9 3 受到偏压，在其上作用有调速弹簧 1 1 7，从而在一个方向的最大输出位置压靠在调节环 1 4 的外侧装齿 2 4 的侧面上。调速弹簧 1 1 7 以已说明过的调速弹簧 3 2 或 3 6 的相同方式起作用。第二构件 9 3'，它能同样地与其调速弹簧一起从另一侧推动压靠在外侧装齿的齿侧面上，迫使调节环 1 4 处于相对方向的最大输出方向。在该设备中，根据旋转方向，或者一个构件 9 3，或另一构件 9 3' 与外侧装齿 2 4 进行侧面啮合。由于构件 9 3 和 9 3' 能适应受推动而压靠在外侧装齿的它们相应的齿侧面上，从而一台具有自动调节的，与图 3 a 至 4 a 所示的实施例一致的零冲程得以实现。此零冲程泵可由生产厂商进行制造，根据制造成可双向旋转的壳体的最终位置，此泵可制造成逆时针或顺时针旋转的泵，并简单地包括按要求旋转方向所需的构件及弹簧。该泵甚至还可通过调节机构设计成一台双向泵，例如通过一个作用在调速弹簧 1 1 7 上从而控制调速弹簧 1 1 7 位置变化的定位汽缸。

如已相对图 6 a 至 8 c 描述过的，调节环 1 4 在其外周边表面面积由腔 9 1' 和 9 1'' 对其进行充压，腔 9 1' 和 9 1'' 与调节齿轮装置的装齿 2 4、2 4' 形成的高压侧和低压侧相连接。为此目的，高压侧和低压侧进入外侧装齿 2 4 的齿根而开口，通过腔 9 2' 和 9

2”而连接至相应的腔9 1’和9 1”。通过在壳体中在高压侧至少设置一个凹槽9 6—在双向泵时，则在双侧一，并将若干腔9 1’或9 1”相互连接，可获得特别良好和平稳的调节环1 4的外充压。

存在于泵工作空间9 0’和9 0”中的压力作用于调节环1 4上的力小于外压力空间9 1’和9 1”中压力作用于调节环1 4的力，这对藉助这样的压力场具有自动调节的其它泵都是同样的适用。这是由于工作空间9 1’和9 1”中的径向充压有效表面面积小于压力空间9 1’和9 1”中的径向有效表面面积所致。这样，调节环1 4的位置受工作空间9 0’和9 0”以及压力空间9 1’和9 1”中压力的合力向量的支配。

图1 0中展示了图9 a—9 c中所示具有自动调节的零冲程或双向泵的一种替代方案，此处内转子的齿又是设计成与内转子一体的。为加速调节环1 4和壳体部件1 0 2之间装齿的生产，外侧装齿1 0 0在调节环1 4的横剖面的形状是圆的或部分圆的，这特别能促进壳体1 0 2上配对装齿1 0 3的生产。配对装齿1 0 3藉助高速空心铣刀加以成形，其半径等于外侧装齿1 0 0的半径1 0 4。空心铣刀的旋转轴线，也即其纵向中心线在一条内摆线上引导，该内摆线的偏心度1 7与调节环的偏心度相同。这样，壳体部件1 0 2一开始就可生产成一体压铸件而无需中间壳体，然后装齿1 0 3由已说明的铣削过程进行加工。采用这一方法，包括调节齿轮装置的内侧装齿的壳体部件1 0 2可以特别低廉的成本加以生产。

在图1 0至1 3所示的实施例中，壳体是两部分的，也即壳体部

件 1 0 2 包括内侧装齿和盖部件 1 1 1。如已说明过的实施例那样，基本也可能生产具有两个部件，也即是有与上述壳体部件 5 5 相当的中间壳体部件的壳体部件 1 0 2。

在图 1 0 至 1 3 所示的实施例中，调节环 1 4 又至少在其一个轴向侧包括一个周边凹槽 4 5，它通过另两个轴向凹槽 4 6 和 4 7 产生截留空间 1 1 2 和空蚀空间 1 1 3 之间的通道连接，这两个轴向凹槽 4 6 和 4 7 转而又最好设计在盖状壳体部 1 1 1 中，位于吸入部分 1 1 4 和压力部分 1 1 5 之间的壁板区域。此泵本身是借助调速弹簧 1 1 7 加以自动调节的。如图 9 a—9 c 中实施例已说明的那样，调速弹簧 1 1 7 通过构件 9 3 作用在调节环 1 4 的外侧装齿 1 0 0 上。这里，在设计具有自动调节的双向泵时，也可设置第二调速弹簧 1 1 7。

调速弹簧 1 1 7 最好能进而设计成一个调速弹簧系统，它至少包括两个串联的弹簧。这样，本发明提出的泵具有下述输出特性，其中此泵的特点是

—在第一泵速度范围内的快速增加的流率，该流率在初步近似下是与泵的速度成正比，

—在第二更高的速度范围内，向着零位置，直至达到预置泵速度的快速调节，和

—随着泵速度在第三速度范围高于第二速度范围的更快速的增加，及依此类推。

此类输出特性对摩托车应用特别有利，其中本发明提出的泵由摩托车发动机加以驱动，从而压力侧与发动机速度具有固定的关系。摩

托车要求在低发动机速度区域，即如起动区域，直接有大量的油。在达到预定的发动机速度，从而达到泵的速度后，通过预定发动机速度之后的速度区时，所要求的输出不需要或不进一步需要泵流率有明显增加。假如流率随泵速度增加无止境的进一步增加，输出将超过实际要求，相应地造成不必要的泵要求的高动力。在通过中速区域之后，一般讲这是发动机的主要运行区域，由于较高的发动机速度涉及需润滑位置处的较高的离心力，例如在曲轴处，因而在较高的发动机速度时，要求较多的油流率。为克服明显获得的这些离心力，要求更高的油压。一般载人摩托车区分三个速度区域，它们是由0至约1500转/分的低发动机速度区域，其后的由约1500转/分至约4000转/分的主要运行区域和约4000转/分的第三较高发动机速度区域。

为获得要求的输出特性，即在低速度区域流率的陡然增加，其后在中速区域的相对缓慢增加，或甚至为零增加，以及最后在上速区域重又较陡的增加，将一个软的第一调速弹簧与硬于前者的第二调速弹簧进行串联连接，这两个弹簧构成调速弹簧系统117。图9a-9c或图10所示的调速弹簧系统117，基本上还有如图3a至4b所示的调速弹簧36在使用中都是通过两个述及的调速弹簧以获得这一输出特性。调速弹簧系统117是经预加载而安装的，因此在低速区域，几乎没有任何柔性。一旦从低速区域过渡至中速区域，预加载力被超过，第一软性区间就开始其弹簧作用，直到在中速区域的上端它压在较硬的第二调速弹簧上停止为止。随着速度的进一步增加，于是输出特性就受较硬的

第二调速弹簧的支配。

当本发明提出的泵用作内燃机的油泵，特别是用作摩托车的油泵时，它不仅能用作润滑油泵，还能用于促进油的泵送以便对阀隙进行液压补偿，和/或用作改变阀门定时的泵。在这些应用中，可单独应用，也可综合应用。但是，本发明提出的泵在所述的所有方案中都适合这些目的，由于它是可无限变化的，因而能以高度精确性来适应任何需要的输出特性。

图 1a

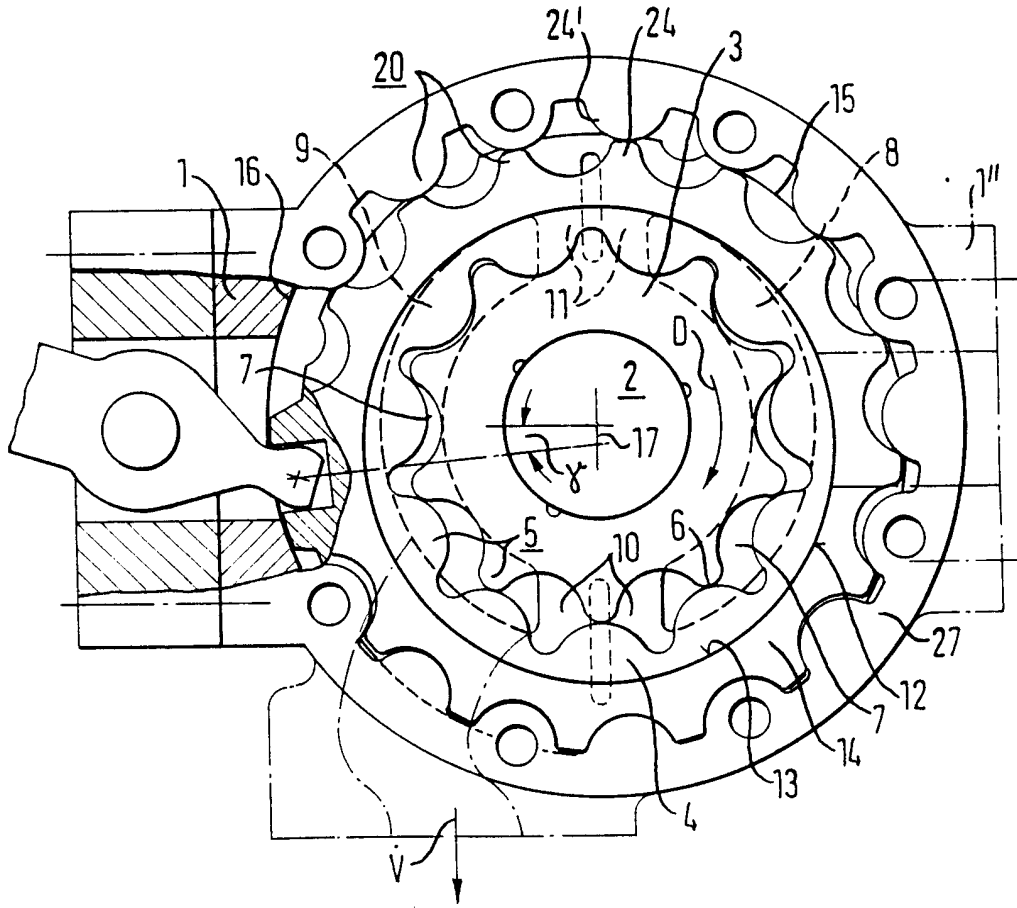


图 1b

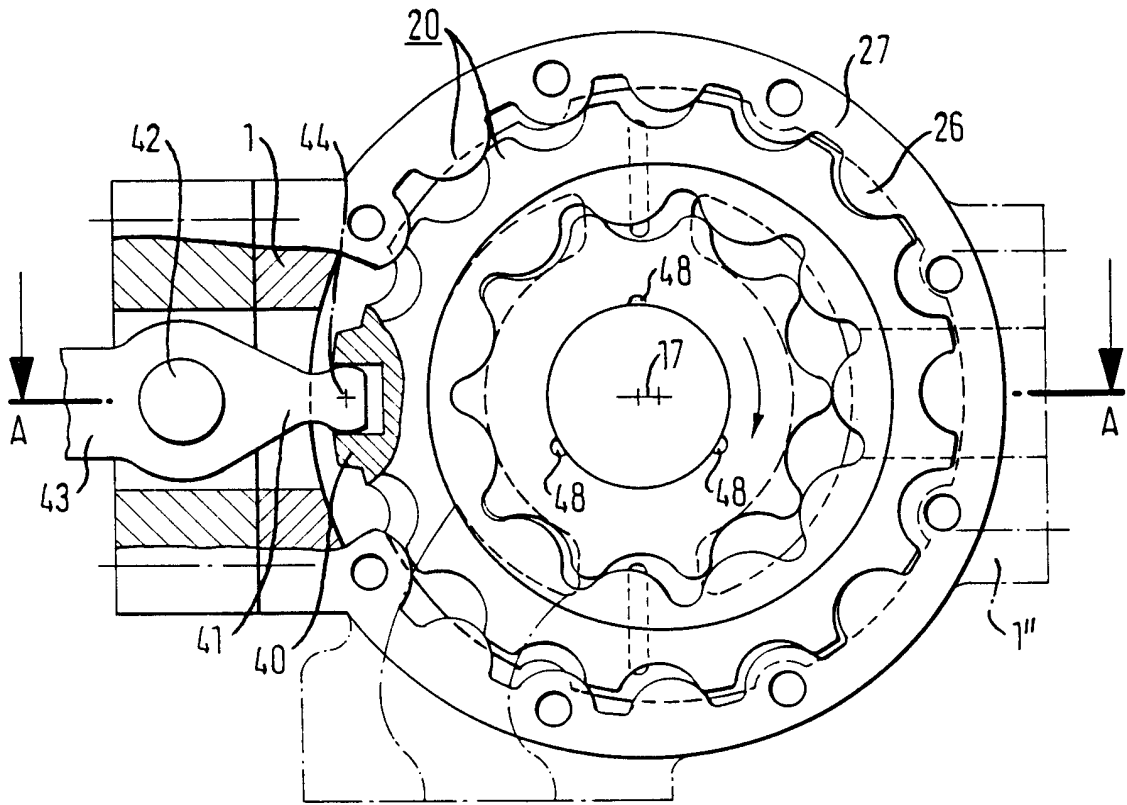


图 1c

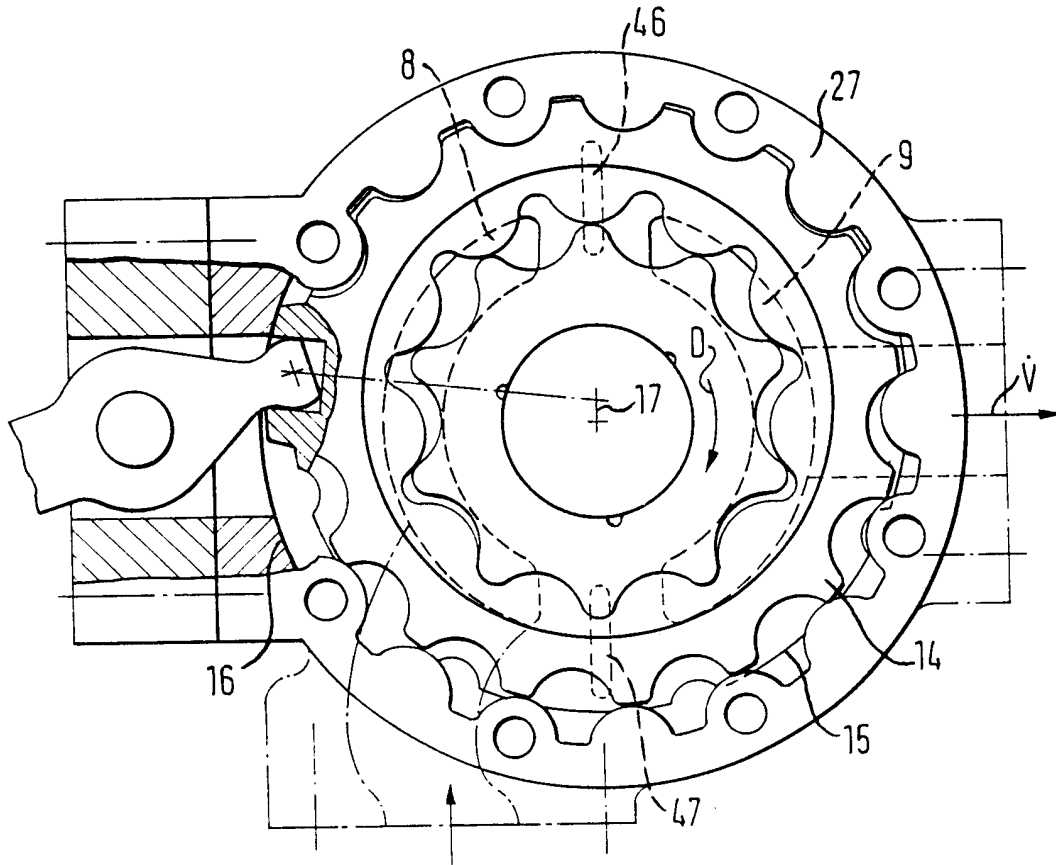


图 2

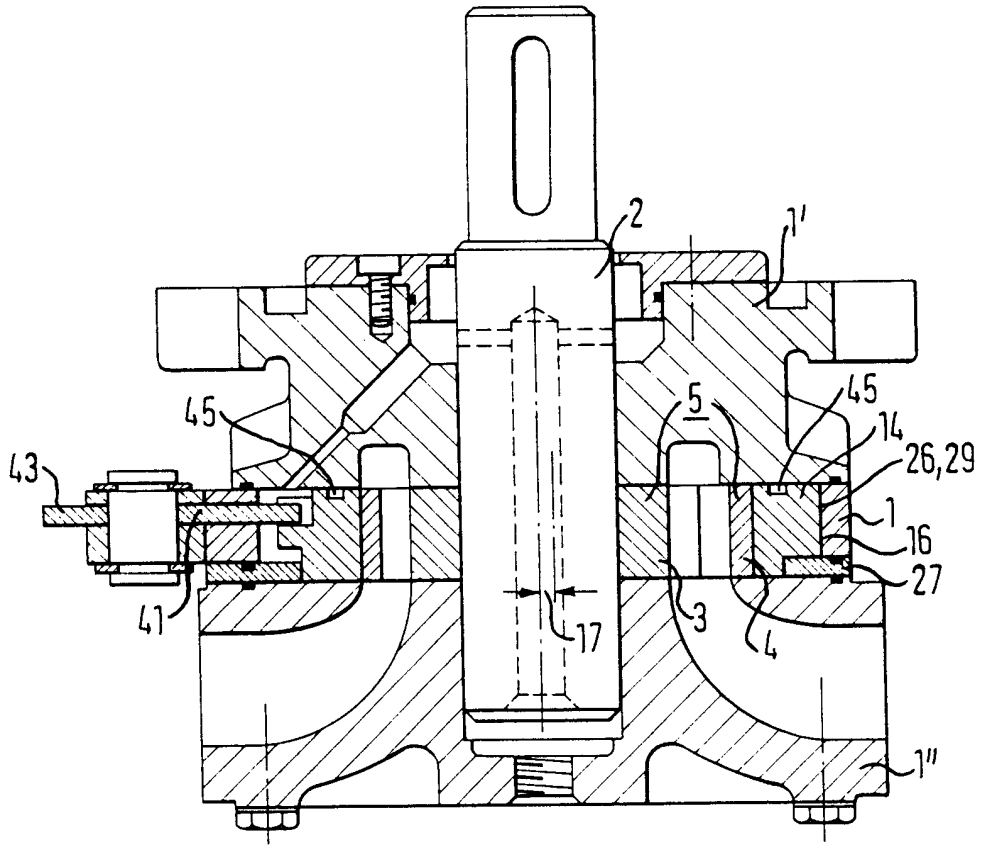


图 3a

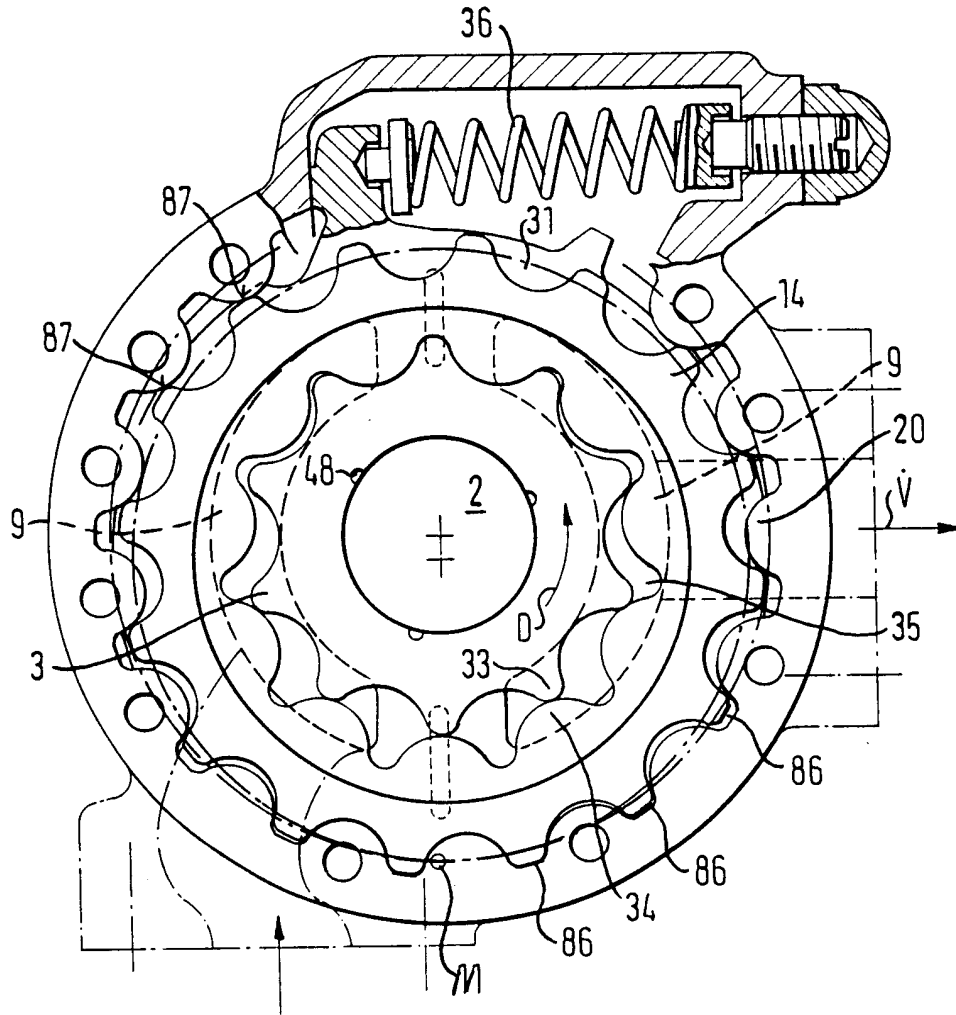


图 3b

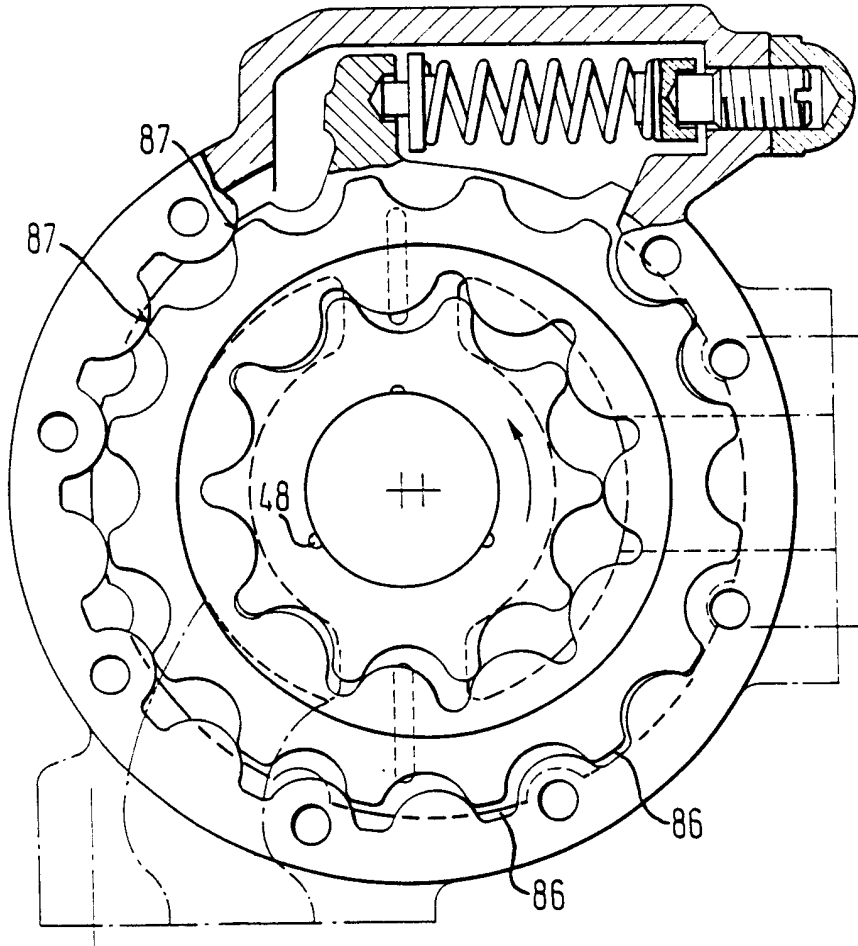


图 4a

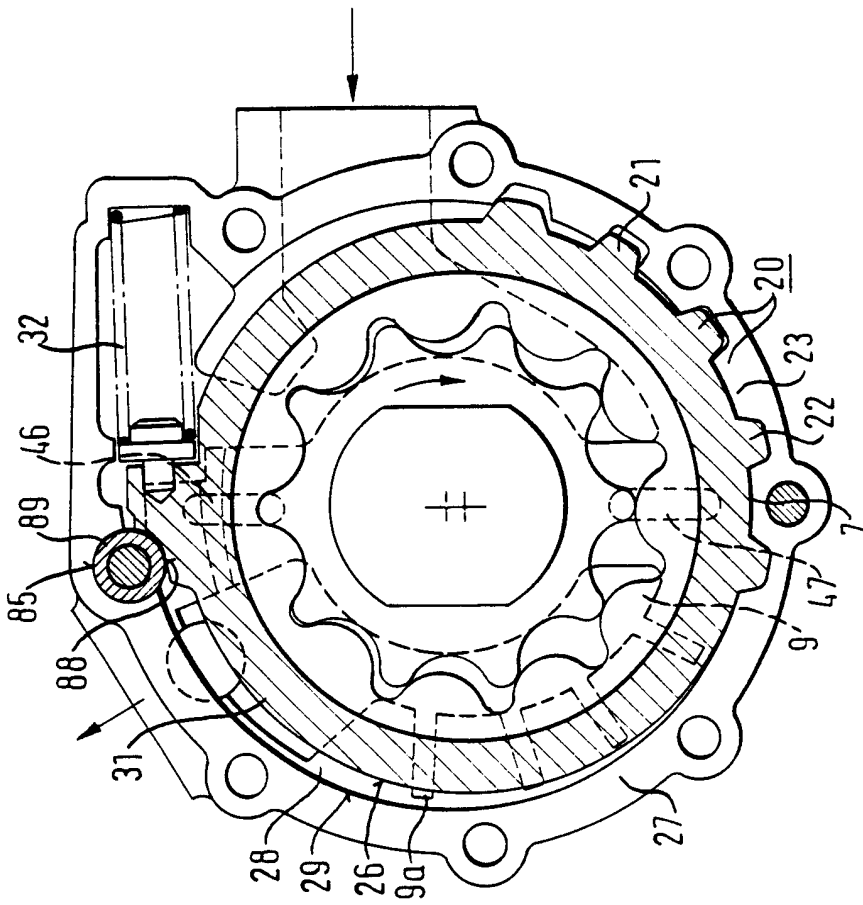


图 5

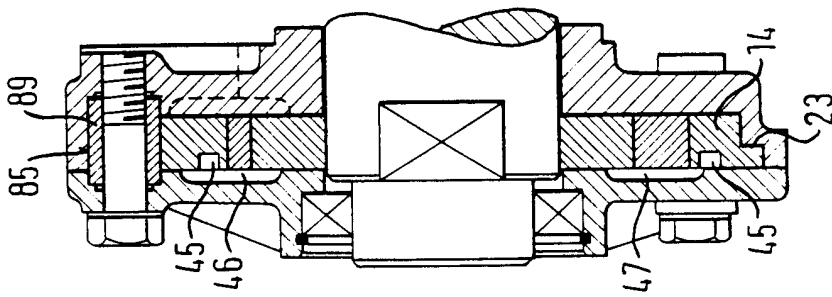


图 4b

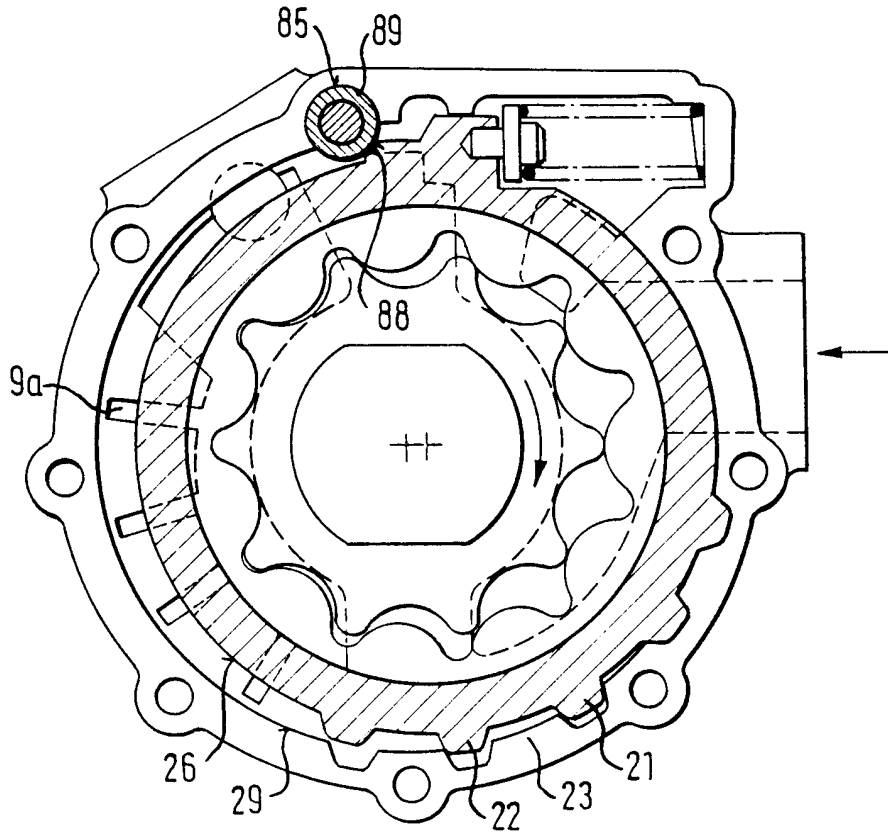


图 6a

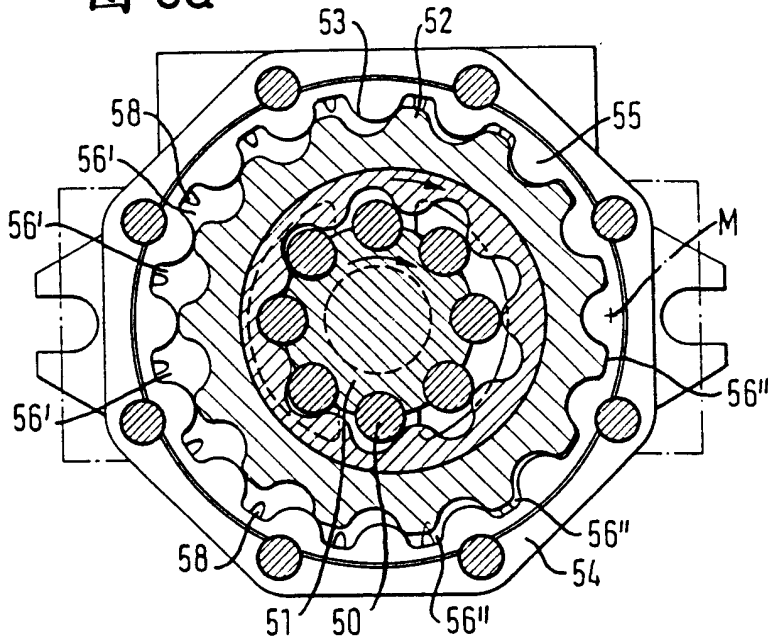
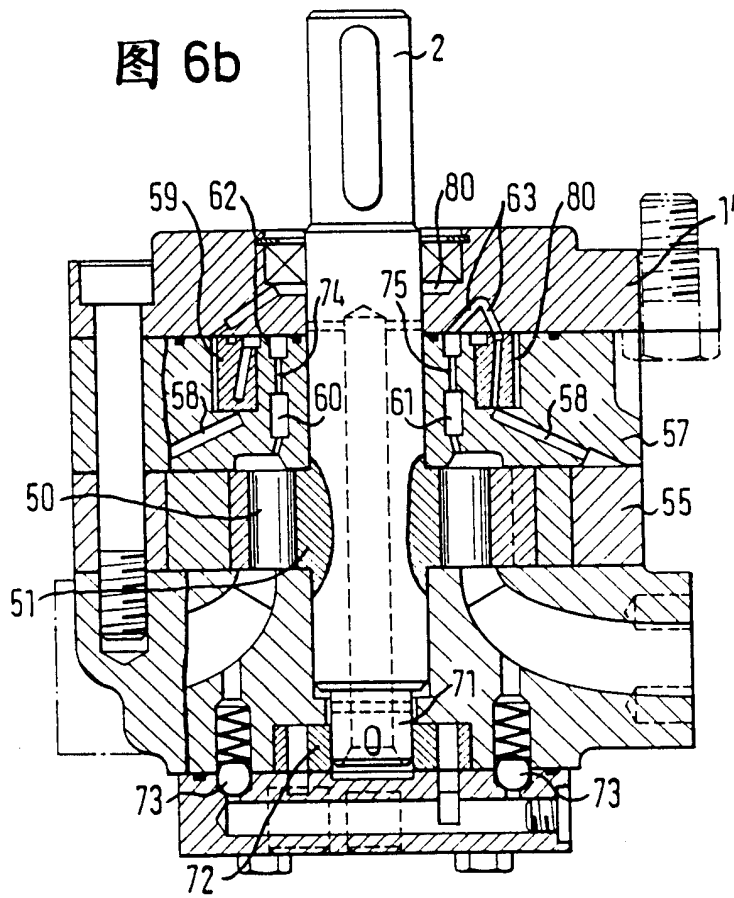


图 6b



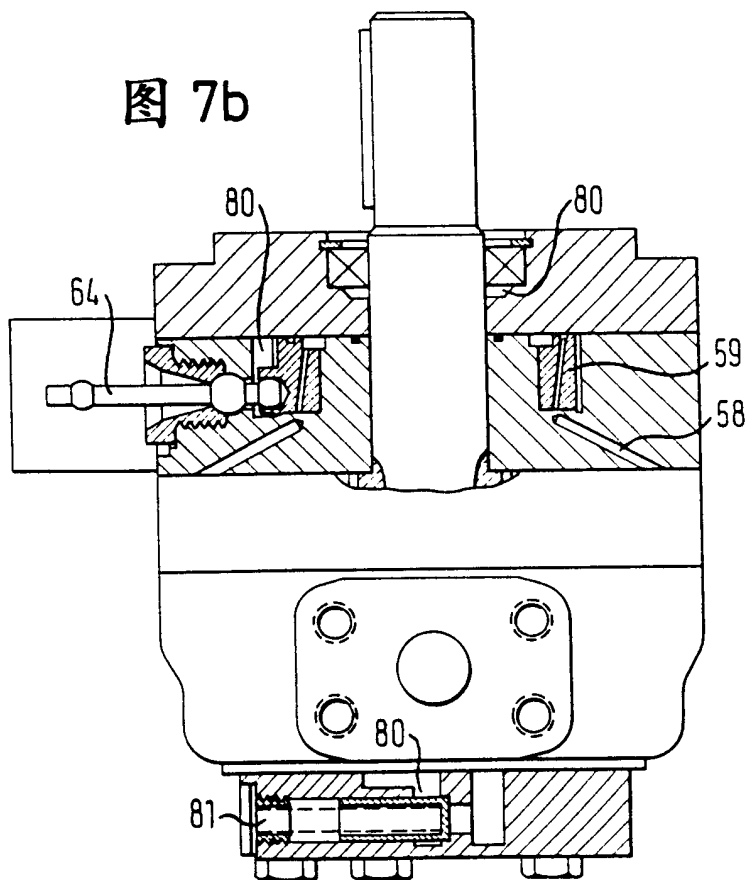
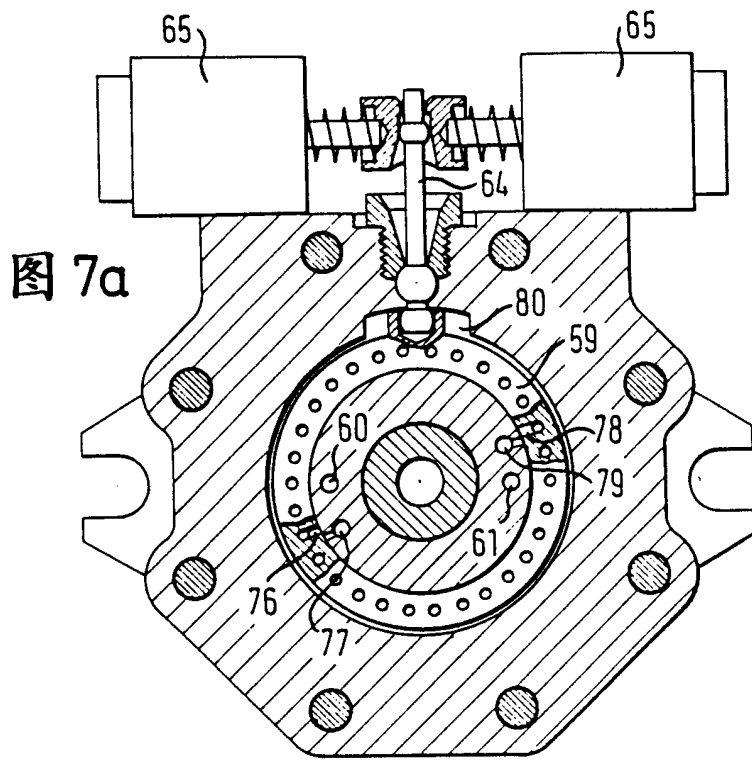


图 8a

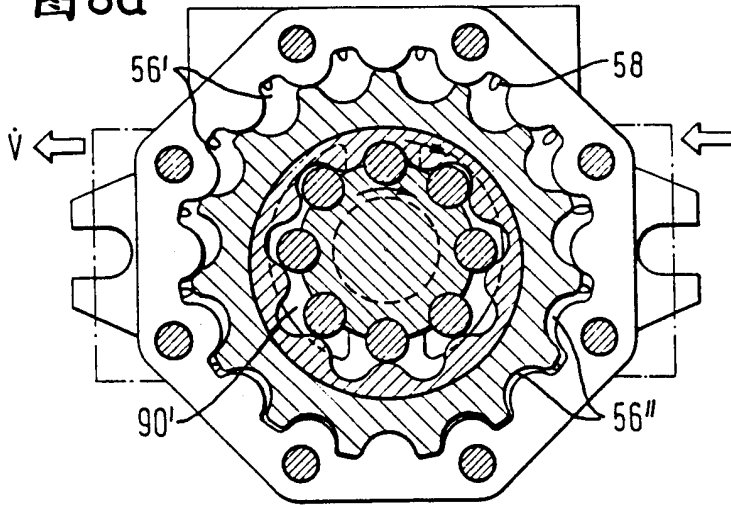


图 8b

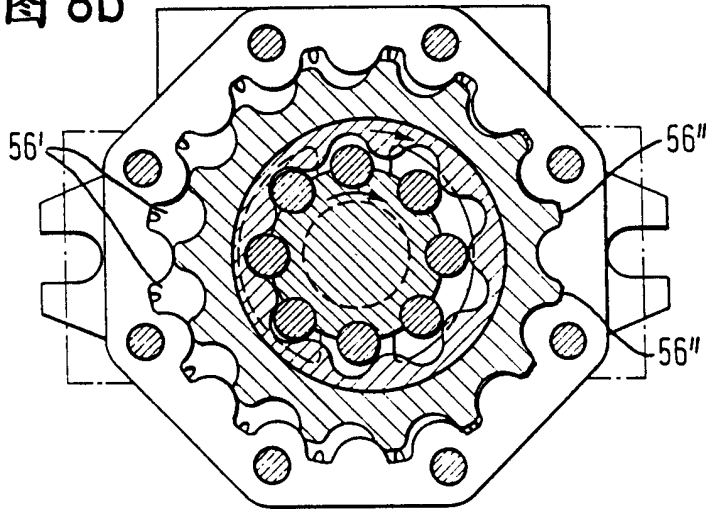
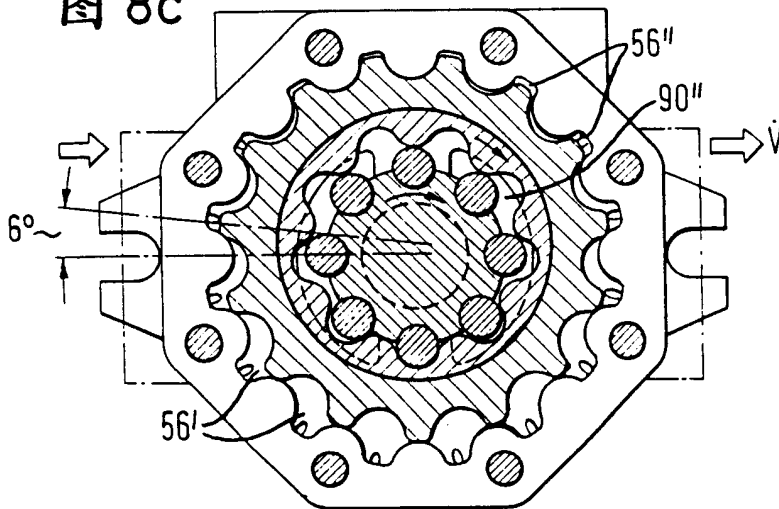


图 8c



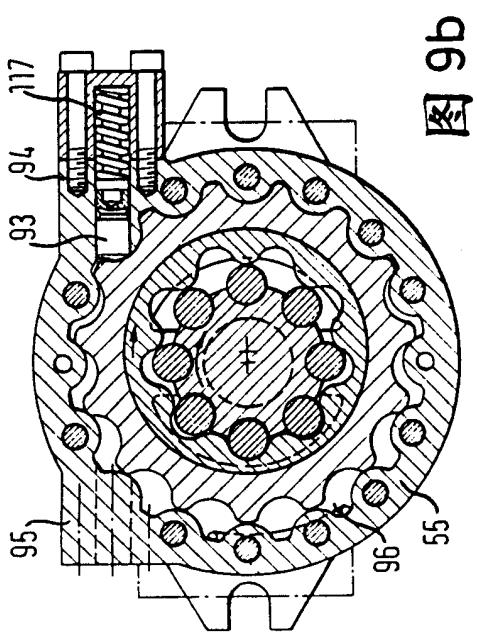


图 9b

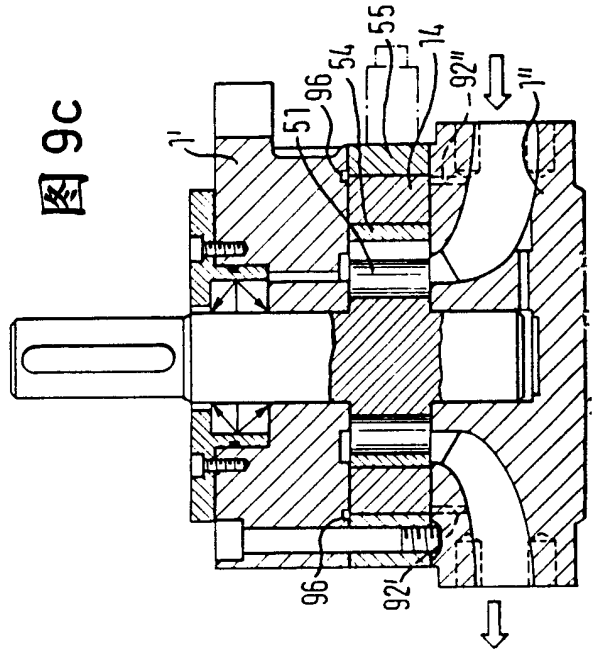


图 9c

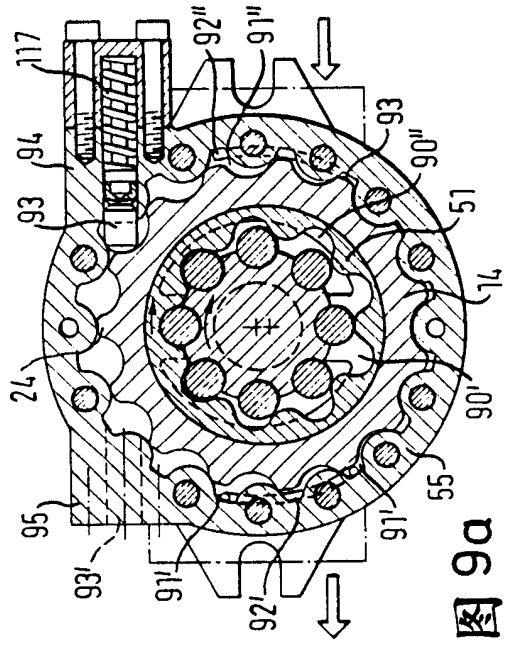


图 9a

图 11

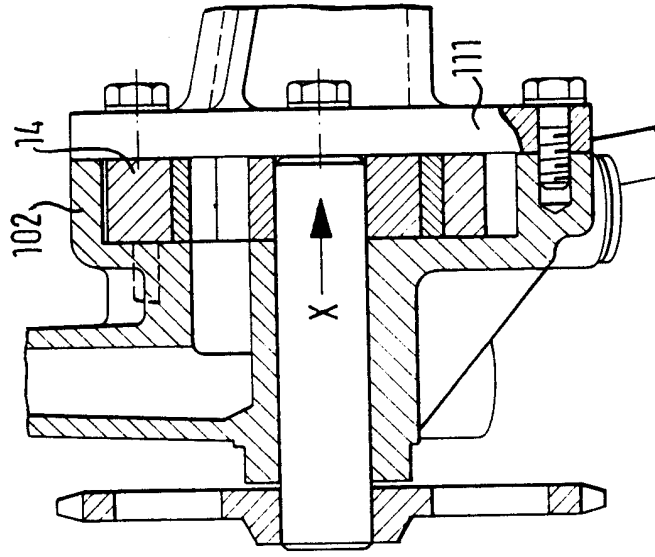


图 10

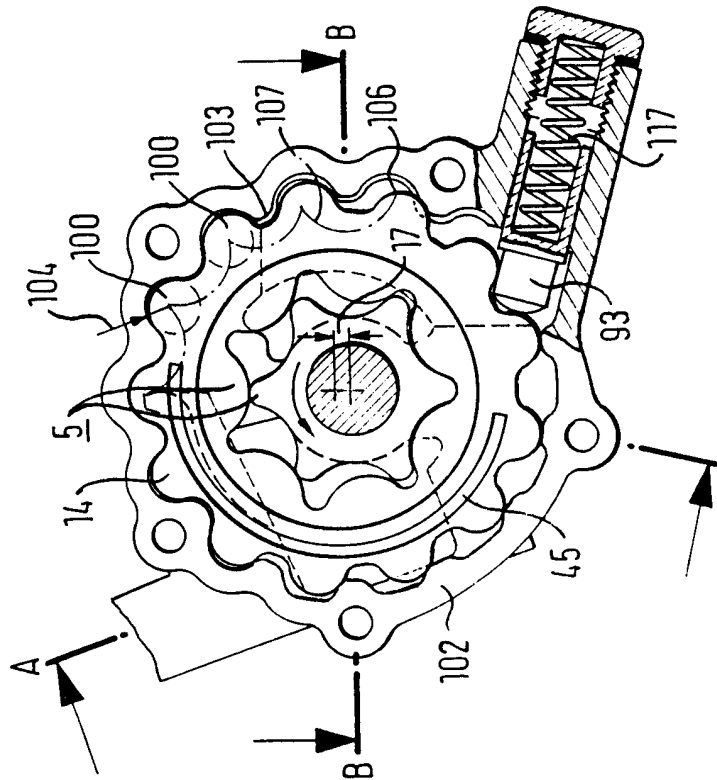


图 13

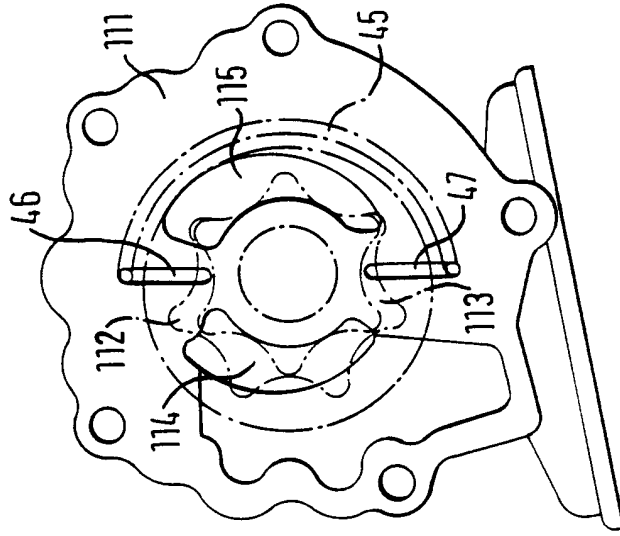


图 12

