[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl[7]
F03C 1/06
F04B 1/32

[12]发明专利申请公开说明书

[21]申请号 99805494.1

[43]公开日 2001年6月6日

[11]公开号 CN 1298473A

[22]申请日 1999.4.27 [21]申请号 99805494.1
[30]优先权
[32]1998.4.27 [33]AT [31]A697/1998
[86]国际申请 PCT/AT99/00104 1999.4.27
[87]国际公布 WO99/56018 德 1999.11.4
[85]进入国家阶段日期 2000.10.26
[71]申请人 TCG 尤尼泰克股份公司
地址 奥地利基西多夫/可雷姆斯
[72]发明人 J·图尔恩纳

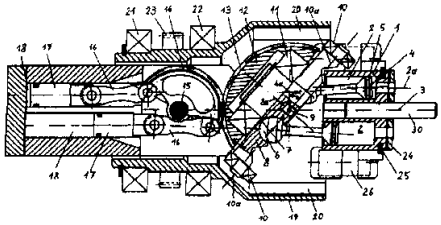
[74]专利代理机构 上海专利商标事务所
代理人 张民华

权利要求书2页 说明书5页 附图页数4页

[54]发明名称 轴向活塞调整机

[57]摘要

本发明涉及一种轴向活塞调整机，它用于将液压功转变为机械功或反过 来。该机包括：多个轴线(2a)基本平行的液压缸(2)，它们可转动地安装 在一 公共轴线的四周；诸可移动的活塞(4)，它们设在缸套(2)内并连接于一枢 转 的盘(8)；一调节装置，该装置能使所述盘(8)的枢转角可被调节；以及，一 套筒，它相对于诸缸套(2)不能旋转并设在盘(8)的外面，由此在该盘(8) 和套 筒(19)上设置啮合装置，以在盘(8)与套筒(19)之间传递扭矩。为了从套 筒(19) 获得扭矩或将扭矩输送给该套筒，通过在套筒(19)的外周面上配装一齿轮(2 3)实现较大的效率。



ISSN1008-4274

00.10.30

权　利　要　求　书

1. 轴向活塞调整机用于将静压功转换成机械功，或者反过来，它具有：多个液压缸套(2)；具有彼此基本平行的轴线(2a)的各缸套(2)绕共同轴线(3)转动；诸活塞(4)，每个该活塞可在相应的缸套(2)内运动并同摆动盘(8)相联接；一个调整装置，由其调节摆动盘(8)的摆动角；一个套筒(19)，它不能相对缸套(2)旋转，套筒装在盘(8)的外部；在盘(8)和套筒(19)上设计了啮合件(Eingriffsmittel)以传递在盘(8)和套筒(19)之间的转矩，

其特征在于：在套筒(19)的外周安装了一个齿轮(23)，以便将转矩从套筒(19)输出或者输入给套筒(19)。

2. 按照权利要求 1 的轴向活塞调整机，其特征在于：啮合件设计成滚轮(10)，它安装在盘(8)的外围并插入套筒(19)的相应槽 20 内。

3. 按照权利要求 2 的轴向活塞调整机，其特征在于：在盘(8)上以 90°间隔设置四只滚轮(10)。

4. 按照权利要求 1 至 3 的轴向活塞调整机，其特征在于：活塞(4)用球铰(6)铰接在盘(8)上，活塞(4)可相对缸套(2)作微小摆动。

5. 按照权利要求 1 至 4 中任一项的轴向活塞调整机，其特征在于：一个摆动体（12)经至少一个滚动轴承(11)固定在盘(8)上，该摆动体不能相对轴线(3)转动，调整装置(14,16,17,18)作用于该摆动体。

6. 按照权利要求 1 至 5 中任一项的轴向活塞调整机，其特征在于：在摆动件体(12)上安装一个扇齿轮(13)，扇齿轮(13)同另一个扇齿轮(14)相啮合，扇齿轮(14)由液压活塞 17 操作。

7. 按照权利要求 1 至 6 中任一项的轴向活塞调整机，其特征在于：盘(8)的最大摆角α确定在 35°至 42°之间，最好选用约 40°。

8. 按照权利要求 1 至 7 中任一项的轴向活塞调整机，其特征在于：盘(8)从零位可向二个方向摆动。

9. 按照权利要求 1 至 10 中任一项的轴向活塞调整机，其特征在于：所有缸套(2)安装在同一缸套筒体(1)内，缸套筒体(1)依靠在固定的控制盘(24)上，控制盘(24)控制向缸套(2)的供油和排油，最好用弹簧将缸套筒体(1)予压在控制盘(24)上。

10. 按照权利要求 9 的轴向活塞调整机，其特征在于：缸套筒体(1)固定

在套筒(19)上。

11. 按照权利要求 1 至 10 中任一项的轴向活塞调整机，其特征在于：盘(8)的中部设计成封闭的。

00.10.30

说　　明　　书

轴向活塞调整机

本发明涉及一种符合权利要求 1 前序部分的轴向活塞调整机。

上述型式的轴向活塞调整机适用于将液压（力）能转换成旋转运动形式的机械能。这种型式的电动机可用于各种工作机，如铲车、挖掘机。这种机器同样也可以反过来作为泵工作，此时机器的驱动使液体处于压力。

上述型式的机器在实际中被称为斜盘机。斜盘机主要特征是，活塞以输出转数绕共同的轴旋转，活塞支承在可摆动的斜盘上，因而实现套在活塞上缸体的往复运动。活塞的行程取决于盘的摆动角度。因此，这种机器的功率和转速易于调整。

由 WO86/00376 可了解按上述型式设计的可调轴向活塞电动机，在各个活塞的前部是铰接的滑动座，该滑动座静液压式支承在一个摆动而不转动的盘上。当处于工作行程时，每个活塞因盘的倾斜位置而受到一个横向力，该力对安装所有活塞的缸体产生一个旋转力矩，缸体因而转动，经过一根用键与缸体联接的轴输出相应转矩，该轴穿过斜盘。

大家所熟知的这种装置有一系列缺点。首先，因结构原因斜盘的摆动角的最大值被限定在约 18°。这一方面是由于要为输出的通轴留出空间；另一方面是由于在活塞工作行程的作用在活塞上的横向力产生倾复力矩，该力矩使活塞导向件承受高载荷。显然，这种倾复力矩随着斜盘倾角的加大而急剧增大，这就限制了倾斜角度。另外，这类工作机的效率与斜盘的倾角有很大的关系。在小角度时，效率急剧降低。在倾角 4°或更小时可能出现自锁，也就是说在电动机工作状态时效率为零。

由 US765434A 可了解到一种具有可旋转液缸体的轴向活塞调整机，其活塞与一个可摆动盘相联接，盘的摆动角由一个调整装置调节。转矩是通过活塞单元周围的啮合件由可摆动盘传到活塞单元上，该啮合件设计成沿轴向锥形突起的杆。缸体单元支承在一根轴上并与轴固定联接，这根轴穿过盘。在处于泵工作状态时，转矩将由这根轴输入。在处于电动机工作状态时，转矩将由这根轴输出。因此，盘的允许摆动角受到限制。此外，缸体单元的直径不能小于某一确定的最小值。

WO96/02735 揭示了一个相似方案。在该方案中驱动轴或输出轴穿过盘，由于位置原因盘的摆动角也受到限制。在 GB1106486A 中所介绍的方案中盘的摆动角按照运转条件是不可变的，仅有一个微小的调整可能性。在该方案中，中心轴也穿过盘。

上述介绍方案共同的是转矩经一根中心轴向外输出，该转矩在泵工作状态时输给盘，在电动机工作状态由盘输出。这根中心轴或经过某种万向节式悬挂装置同盘自行联接，或转矩经缸体单元传送，通过一个外部套筒或类似件使缸体单元同盘处于动力联接。两个方案中共同点是中心轴限制了盘的摆动角。

本发明的任务是对上述型式的轴向活塞调整机作进一步研讨，以避免上述的缺点，并在高效率的大调整范围是可能的。这应当在最可能紧凑尺寸和相应条件受较小载荷情况下实现。

为实现本发明这项任务，则在套筒的外周装一个齿轮，齿轮输出套筒的转矩或将转矩输给套筒。

该发明的关键是：转矩不再由缸套输出而是由斜盘自行输出。由于轴不需要穿过斜盘，因而可实现很大的摆动角。根据本发明，活塞一缸套付的负载主要沿轴向方向。因而加工的这些零件尺寸小，成本低和寿命长。本发明决定性的不是设计了以包容形式罩住斜盘的套筒，而是斜盘经过一个外部元件实现转矩的传输。通过一个外置齿轮实现输出转矩或输入转矩，该外置齿轮安装在最外层零件也就是套筒上。因此设计师有很大自由度来配置内部的元件，即缸套、斜盘和摆动装置。这点在电动机工作状态时尤为特殊，因为此时传动效率随摆动角增大而提高。考虑大摆动角主要是由于斜盘不再被传递转矩的轴穿过以及转矩不再由活塞而是经过一个设置在斜盘外围的零件传送。

本发明的特殊优点在于：安装有各个缸套的缸套筒体不需要同那些传送转矩的零件绝对刚性联接。按此方式可理想地形成缸套筒体静液压支承在一个密封面上，缸套筒体同一个控制盘靠此面相接。按此方式可将泄漏损失减少到最小。

最好是将啮合方式设计成滚轮。滚轮安装在斜盘四周并嵌接在套筒体的槽内。特别具优点的设计是在盘四周间隔 90°布置 4 个滚轮。在这样的结构实例中将保证每次至少有二只滚轮同相应的槽啮合。

活塞在缸套基本上只能沿轴向方向运动，在这样情况下必须在盘上安置滑座或其它措施。以允许活塞和盘之间沿盘径向相对运动。与此相反，特别可取的是活塞以球铰铰接在盘上并相对于缸套可作微小的摆动。在这种情况下活塞仅在轴向受到负荷。按此方式，从技术角度所要求的滑座的静液压支承可去消，因为用此方式可避免相应的油损失，明显地改善效率。

本发明的另一个特别可取的结构实例中，一个摆动体通过至少一个滚动轴承固定在盘上，摆动体相对于长轴线不能转动，调整装置同摆动体相接触。如果在摆动体上装一个扇形齿轮，该扇形齿轮同另一个由液压活塞操作的扇形齿轮相啮合，这就更有利。按此方式可以用较小的设计工作量实现一个快速和可靠的摆动角调整。

如果盘的最大摆动角在 35°和 42°之间，最好为约 40°，这是特别有利的。在大摆动角时会出现一定的设计困难。各种零件由于所要求的挖空和自由位置而被大大地消弱，这给装置的寿命和可承载性带来负面作用。

在一系列的应用场合，希望上述形式的机器既能用作电动机也能用作泵。为此目的在常用的机器上要完全转接供油控制装置，以实现工作状态的更换。当盘从零位可向二个方向摆动时，就可实现这种转换而不需要改变液压控制。

在本发明装置工作时，活塞在液压轴的工作压力下挤压在控制盘上。为了在回油区也能保证可靠地靠在控制盘上，最好是将这些缸套安装在共同的缸套筒体内，缸套筒体依靠在一个固定的控制盘上，控制盘控制缸套的进油和排油，并配有（受到偏爱的）弹簧，使得缸套体予压在控制盘上。

如果盘在中部区设计成封闭式，这是尤为有利的。这样可得到一个特别坚固的机械结构。

下面将借助图示的实施例进一步阐述本发明。图 1 和图 2 表示的是图 3 中沿“I－I”线或“II－II”线纵向剖切的一个按照本发明装置在完全摆动状态时的剖面图；图 3 是在拆去缸套筒体的图 1 和图 2 装置的视图；图 4 表示图 1 至图 3 的实施例处于零位时的情况。

在图 1 表示的是按照本发明的轴向活塞调整机的纵向剖面图。在缸套筒体 1 内安装多个缸套 2，缸套轴线 2a 互相平行并平行于共同的轴线 3。在每个缸套 2 内安装一个沿轴向可运动的活塞 4。此外，相应地将活塞 4 设计成具有一个很短的密封面积 5，以使活塞轴线 4a 允许相对于缸套轴线 2a 有微小的摆动。活塞 4 的相对于缸套 2 的另一端各有一个球铰 6，球铰支承在盘 8 上的

相应的凹槽 7 内。盘 8 可围绕轴线 3 旋转，也可以绕空间固定轴 9 摆动。轴 9 与轴线 3 正交。盘 8 在固定摆动角α情况下在固定空间座标系统内绕自己的轴线 8a 摆动。在盘 8 四周以 90°角距间隔安装了四只滚轮 10，它们的转动轴线 10a 在盘平面内并穿过轴线 3 和轴 9 的交点。摆动体 12 通过滚动轴承 11 安装在盘 8 上，摆动体 12 同盘 8 一起可绕轴 9 摆动，但不能绕轴线 3 转动。摆动体 12 的外周有一个扇齿轮 13，它与另一个扇齿轮 14 相啮合。扇齿轮 14 可摆动地安装在一个位置固定的轴 15 上，并经二个联接元件 16 同控制活塞 17 相连。活塞 17 装在相应的控制缸套 18 内，以操纵盘 8 的摆动。最后提到的所有零件基本上是固定位置，也就是说不能绕轴线 3 转动的。

在盘 8 外部的径向有一个套筒 19，其内圆周面上有四个凹槽 20，这些槽与轴线 3 平行。至少在一部分的盘 8 和套筒 19 的转动中，滚轮 10 同槽 20 是相嵌接的。在图 1 至图 3 表示的状态中，盘 8 已摆到最大位置，有二只滚轮 10 从槽 20 脱出，转矩则由盘 8 经另外二只滚轮 10 传到套筒 19 上。借助这种啮合套筒 19 一定以角速度绕轴线 3 旋转，该角速度相当于盘 8 沿轴线 3 方向的角速度分量。套筒 19 通过滚动轴承 21 和 22 支承在没有图示出的壳体内。在电动机工作状态时，在套筒 19 上产生的转矩经安装在套筒 19 外圆上的齿轮 23 输出。

图示结构实例的最大调节角α达 40°，因此可达到很大的调整范围和较好的效率。进一步改善效率可能这样实现，即，用滚动轴承 11 实现对盘 8 进一步的无损耗的调整。在按照本发明的机器上，仅更多的要求在控制盘 24 范围实现静压支承，控制盘 24 以熟悉的方式设计，以控制向各个缸套 2 供油或由这个缸套 2 排油。安置在套筒 19 上的压力元件 26 经一个环 25 支承在缸套筒体 1 上。如图 2 详细所示，压力元件 26 由一个圆套筒 27 和一个装在圆套筒 27 内的压力弹簧 28 组成，圆套筒 27 用于传送套筒 19 和缸套筒体 1 之间的转矩。碟 29 接受压力弹簧 28 的弹力并将其传给缸套筒体 1 上的环 25。按此方式就可在起步时也就是说缸套 2 内的油压尚未建立时可提供缸套筒体 1 和控制盘 24 之间所需的压力。轴 30 用于缸套筒体 1 和控制盘 24 的对中。

缸套筒体 1 的弹簧式悬挂的优点在于，可理想地形成缸套筒体 1 相对控制盘 24 的静压支承。显然，缸套筒体 1 在执行工作行程时缸套的那侧比另一侧更紧地挤压于控制盘 24。弹簧悬挂装置允许缸套筒体 1 有一个微小的倾斜位置，由此在密封面积 5 处形成的楔形油膜稳定缸套筒体 1 的支承，由此可

保证泄漏损失为最小。

在图 3 内可看到诸凹槽 31，诸套筒 27 伸入其内。

在图 4 内可看到图 1 至图 3 的一个结构实例用相应于图 1 的表示方式，只是盘 8 处于其零位。在该位置，缸套 2 内的油压不能在套筒 19 上产生转矩。如果盘 8 从图 4 位置摆出，达到图 1 的相反位置时，按照本发明的装置将由电动机工作状态转换成泵工作状态。因此，没有复杂的液压和机械转换，在车辆制动时，能量可重新获得。

借助于大摆动角，可以用本发明的装置达到很高的功率密度(Leistungsdichte)，这不仅指的是体积也就是说很紧凑的机器结构，也指有利的功率重量(Leistungsgewicht)。另外借助于大摆动角可获得良好的效率和细微的可调节性。本发明装置尤适用于车辆，在车辆上小结构尺寸和小重量很重要。

说　明　书　附　图

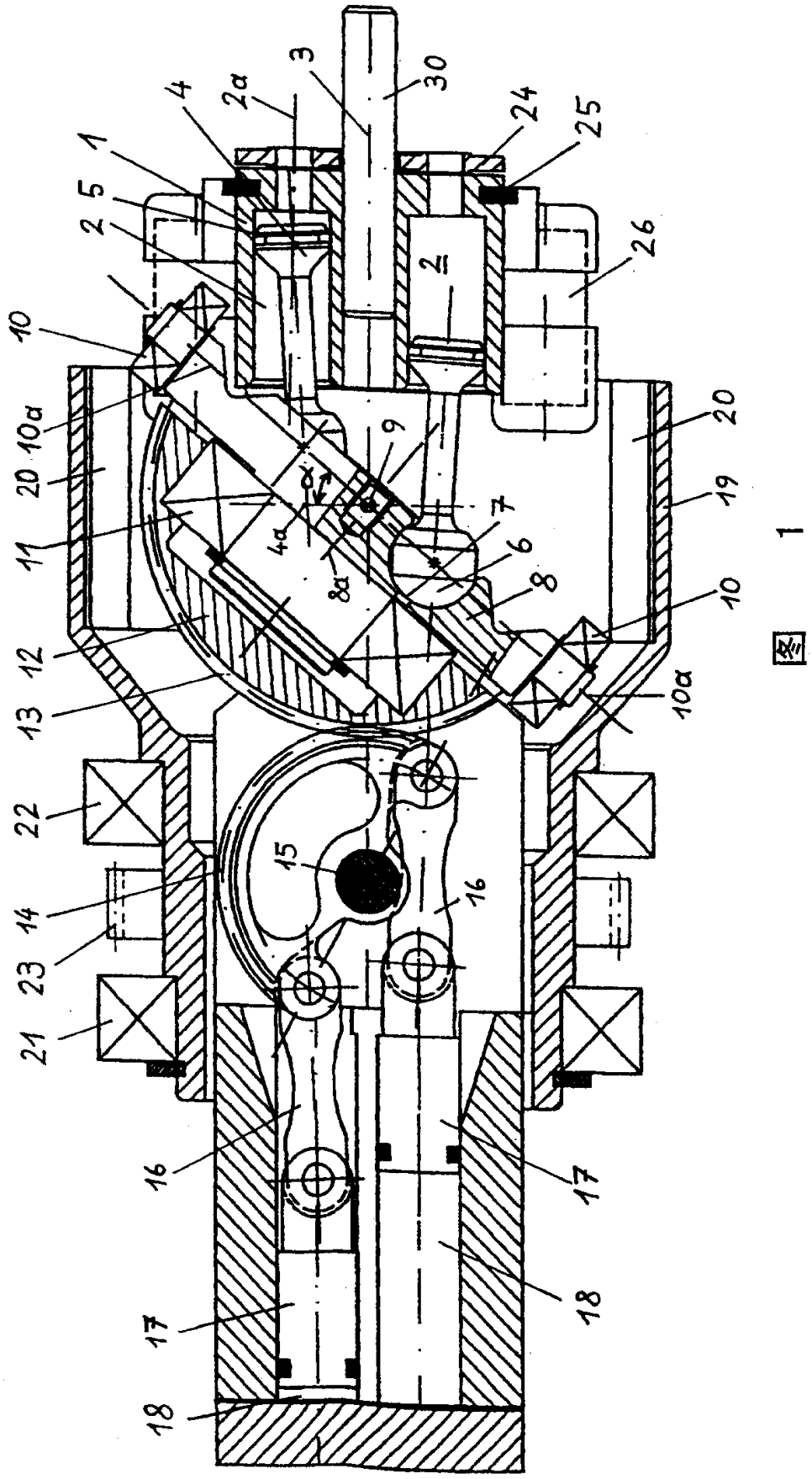
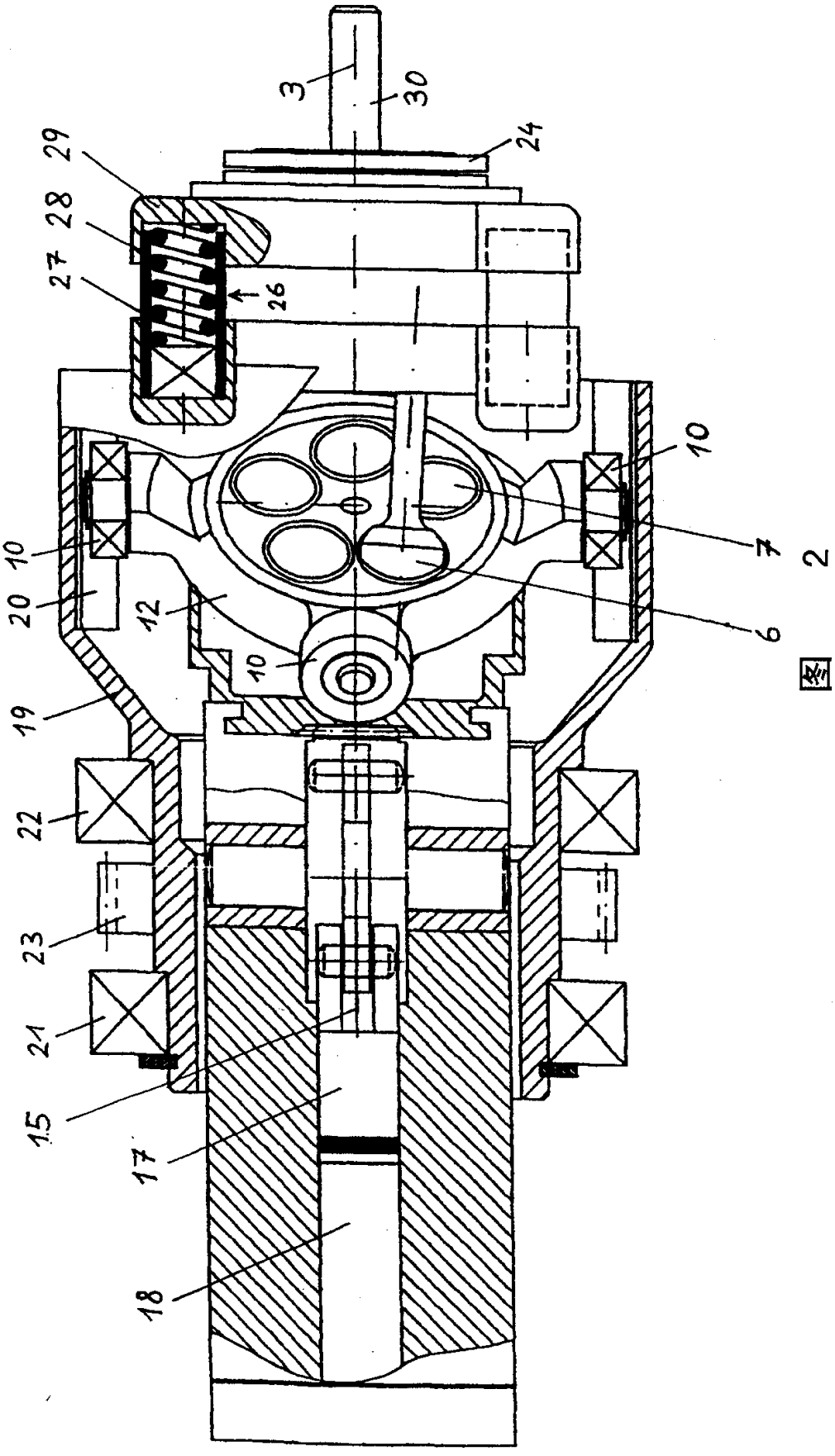
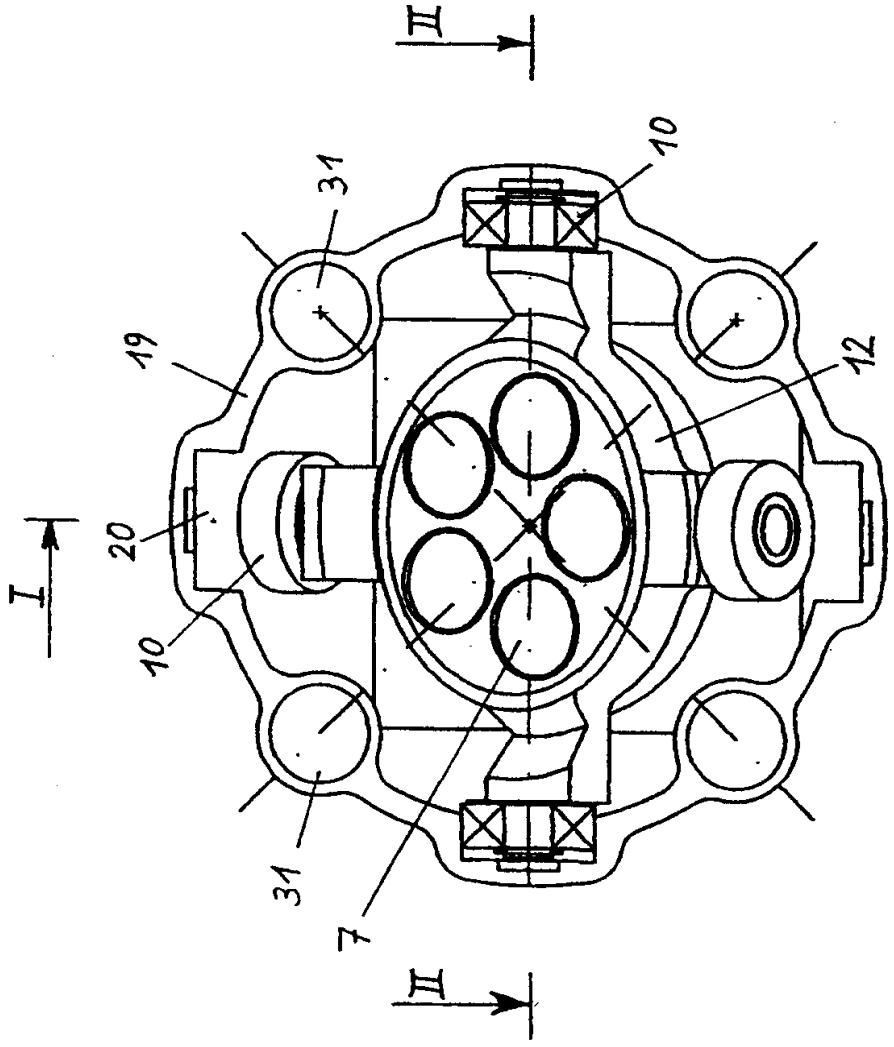

1
2
2a
3
4
5
6
7
8
8a
9
10
10a
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
30
4a

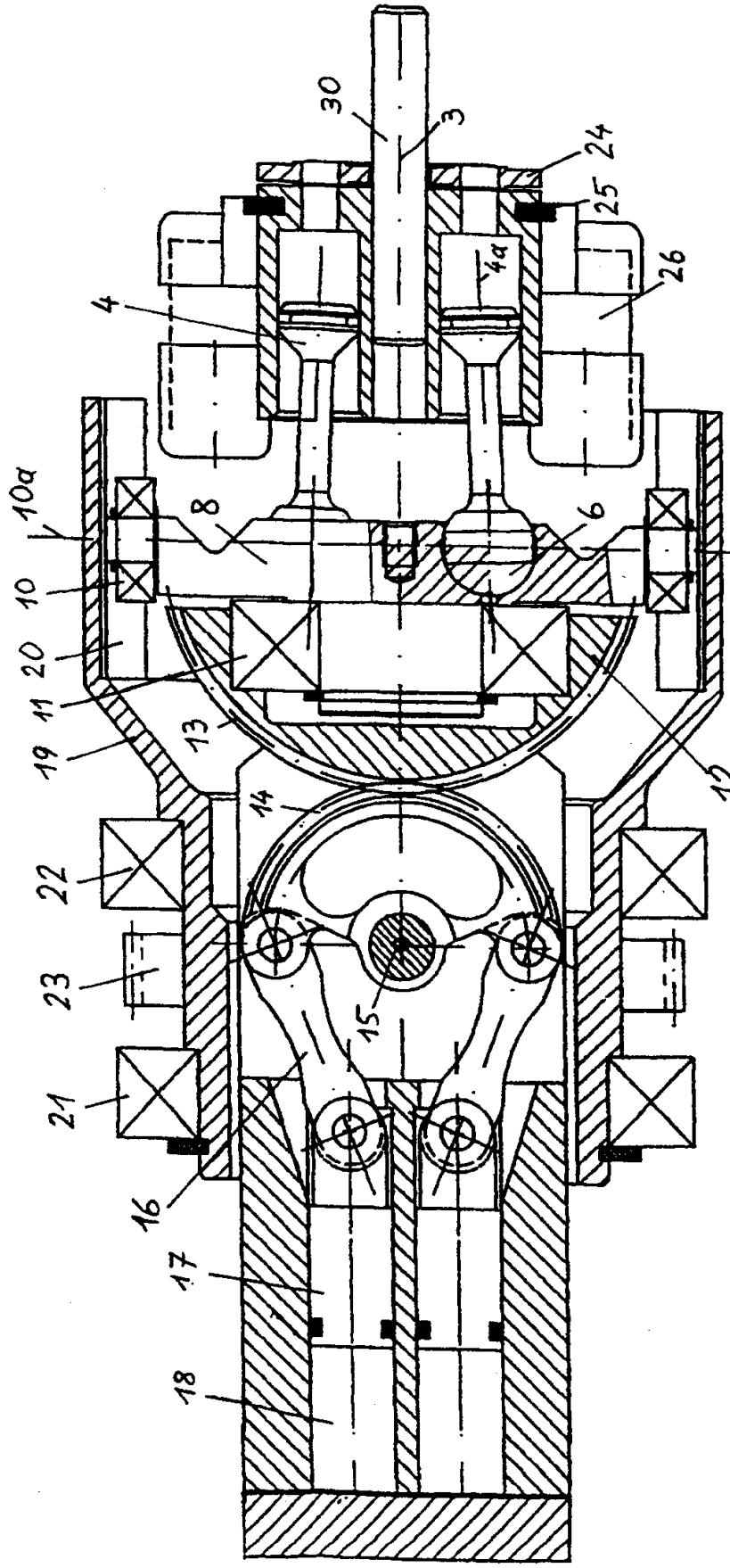
图 1

08-10-80





Фиг. 3



Фиг. 4