

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F16H 45/00 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200410031413.2

[45] 授权公告日 2008年6月11日

[11] 授权公告号 CN 100394074C

[22] 申请日 2004.3.29

[21] 申请号 200410031413.2

[30] 优先权

[32] 2003.3.28 [33] DE [31] 10314331.9

[73] 专利权人 ZF 腓特烈港股份公司

地址 联邦德国腓特烈港

[72] 发明人 J·赫尔伯特 S·赫尔伯特

L·弗里茨

[56] 参考文献

US3384209 A 1968.5.21

US3537262 A 1970.11.3

DE10064682 C1 2002.6.13

审查员 张青

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司
代理人 苏娟 赵辛

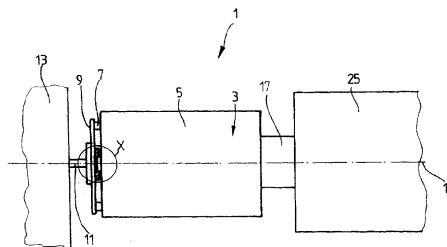
权利要求书3页 说明书9页 附图6页

[54] 发明名称

液力耦合器系统

[57] 摘要

一种液力耦合器系统具有至少一个泵轮和一个涡轮用于在耦合器外壳里面形成一个液力回路，该外壳通过其面对驱动装置、例如内燃机的主动端外壳壁与驱动装置连接，并且通过离合器可以与泵轮置于功能连接或者可以断开泵轮的这个功能连接。所述离合器设置在耦合器外壳内部。



1. 一种液力耦合器系统，具有至少一个泵轮和一个涡轮用于在耦合器外壳中形成一个液力回路，该耦合器外壳通过其面对驱动装置的主动端外壳壁与驱动装置连接，并通过一个离合器而与泵轮形成功能连接或断开与泵轮的该功能连接，其中所述离合器(43)设置在耦合器外壳(5)内部，

其特征在于，所述离合器(43)具有一个分隔板(46)，所述分隔板(46)一方面限制了液力回路(104)，而另一方面在离合器与面对传动装置(25)的从动端外壳壁(35)之间围成了离合器(43)的一个控制室(77)，其中所述控制室(77)通过一个第一控制管道(81)与一个供压设备(83)连接。

2. 如权利要求 1 所述的液力耦合器系统，其特征在于，所述系统具有一个在圆周方向上抗扭转的离合活塞，并且所述离合器(43)的分隔板(46)由离合活塞(45)或其相关部分构成。

3. 如权利要求 1 所述的液力耦合器系统，其特征在于，所述离合器(43)的控制室(77)通过供压设备(83)最大可施加这样一个控制压力，该压力基本相当于在液力回路(104)中的压力。

4. 如权利要求 3 所述的液力耦合器系统，其特征在于，用于离合器(43)的控制室(77)通过供压设备(83)可以在控制压力与相对较低的残余压力之间转换。

5. 如权利要求 4 所述的液力耦合器系统，其特征在于，所述控制室(77)中的残余压力基本相当于大气压力。

6. 如权利要求 2 所述的液力耦合器系统，其特征在于，对所述离合活塞(45)配置至少一个密封件(73)，用于压力密封地使控制室(77)与液力回路(104)隔离。

7. 如权利要求 6 所述的液力耦合器系统，其特征在于，相应于离合活塞(45)的密封件(73)允许在液力回路(104)与控制室(77)之间存在至少一个精确给定的残余泄漏。

8. 如权利要求 2 所述的液力耦合器系统，其特征在于，对于离合活塞(45)配置至少一个摩擦面(69)，所述摩擦面(69)在离合活塞(45)向着从动端外壳壁(35)方向加载时作为液力回路(104)与控制室(77)之间的密封件(73)起作用。

9. 如权利要求 8 所述的液力耦合器系统，其特征在于，所述摩擦面(69)是摩擦涂层(67)。

10. 如权利要求 9 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 所述摩擦涂层(67)在一个径向侧面上配有用于通流冷却介质的确定的空隙(183), 并在另一径向侧面上配有在圆周方向上基本不中断的涂层部分(184)。

11. 如权利要求 9 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 所述摩擦涂层(67)在径向上连续地配有用于通流冷却介质的确定的空隙(183)。

12. 如权利要求 11 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 基本在径向上的摩擦涂层(67)的内部对所述摩擦涂层(67)配置一个在离合活塞(45)与从动端外壳壁(35)之间起作用的第二密封件(186)。

13. 如权利要求 12 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 所述第二密封件(186)与基本在径向上位于摩擦涂层(67)内部的离合活塞(45)里面的流体通道(188)共同起作用。

14. 如权利要求 12 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 所述第二密封件(186)位于面对控制室(77)的离合活塞(45)一侧与内摩擦片(65)的内摩擦片支架(75)之间。

15. 如权利要求 14 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 所述第二密封件(186)具有一个固定在离合活塞(45)上的密封支架(192), 一个密封机构(196)固定在密封支架上, 最好是在一个空隙(194)里面。

16. 如权利要求 9 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 在摩擦片离合器(66)的至少一个摩擦片(65)上的摩擦面(69)和/或在摩擦涂层(67)里具有其它的流体通道(188)。

17. 如权利要求 2 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 所述离合活塞(45)在径向上的内部范围里具有一个离合活塞根部(44), 所述离合活塞根部(44)通过一个轴向齿耦合(47)与防止离合活塞(45)旋转的结构部件(23,49)处于功能连接。

18. 如权利要求 17 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 对所述离合活塞根部(44)配置一个固定在从动端外壳轮毂(23)上的轴向止挡(58), 用于离合活塞(45)在泵轮(51)方向上的轴向行程限制。

19. 如权利要求 18 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 所述离合活塞(45)通过一个轴向弹簧(72)在从动端外壳壁(35)的方向上以一个预应力加载, 其中该轴向弹簧(72)支承在轴向止挡(58)上。

20. 如权利要求 17 所述的液力耦合器系统, 其特征在于, 所述离合活塞(45)相对于防止其旋转的结构部件(23,49)固定在一个径向上内部的密

封件(55)上。

21. 如权利要求 1 所述的液力耦合器系统，其特征在于，从动端的外壳轮毂(23)具有接头(79)，用于使控制室(77)与供压设备(83)连接。

22. 如权利要求 1 所述的液力耦合器系统，其特征在于，所述离合器(43)通过耦合器外壳(5)内部的液压压力封闭。

23. 如权利要求 1 所述的液力耦合器系统，其特征在于，用于耦合器系统(43)的控制室(77)通过供压设备(83)可以在存在于液力回路(104)里的压力与相对较低的残余压力之间进行调节。

液力耦合器系统

技术领域

本发明涉及一种液力耦合器系统。

背景技术

由 US 6 019 202 A 已知这样一种液力耦合器系统并且在那里由液力变矩器构成，它具有一个泵轮和一个涡轮并具有一个用于在耦合器外壳内部形成液力回路的导轮。这个耦合器外壳通过其面对驱动装置、例如内燃机的主动端外壳壁与驱动装置连接，并且在主动端、即在面对传动装置一侧固定离合器，通过该离合器可以在耦合器外壳与泵轮之间建立功能连接但是也可以断开这个功能连接。

通过这种离合器，所述液力耦合器系统优先用于工作机，例如单斗式挖掘机，因为对于这种工作机需要一个组合的行驶和上升运动，其中上升运动涉及挖斗。因此通过至少局部切断离合器将减少由驱动装置导入传递到泵轮的转矩并由此减少传递到液力回路的转矩，所以液力耦合器系统只在从动端输出残余转矩并导入后接的传动装置。由此产生的结果是只能对于工作机的行驶运动提供最小的转矩，而由驱动装置提供的转矩的主要部分可以提供给可任选的用于挖斗上升运动的分支位置。当然对于这种运行状态按照美国专利内容的规定断开耦合器外壳与涡轮机叶轮之间的有效分接离合器，以防止由驱动装置提供的转矩传递到传动装置。

如果相反，不需要挖斗运动，而是优选工作机的行驶运动，则接通离合器，使得导入到耦合器外壳的转矩，如同对于液力变矩器常见的那样，或者通过液力回路或者通过分接离合器传递到传动装置。

在美国专利中没有给出关于耦合器系统设计的启示，但是从图示说明得到结论，该离合器尽管在耦合器外壳与泵轮之间有效，但是与分接离合器相反不组合进耦合器外壳。如同由美国专利附图 1 可以看到的那样，结果是，必需强制性地配有接通或断开离合器的自身液压压力回路。由此使液力耦合器系统在结构上是费事的并在能源利用上是不利的。此外从增加结构空间需求来看，这对于工作机来说在原理上是要避免的。

发明内容

本发明的目的是，这样构成在耦合器外壳与泵轮之间具有一个离合器的液力耦合器系统，使得在以最少结构费用和最小结构空间要求的同时在保证高的能源效率情况下实现所期望的功能。

按照本发明，这个目的通过下述液力耦合器系统得以实现。根据本发明提供了一种液力耦合器系统，其具有至少一个泵轮和一个涡轮用于在耦合器外壳中形成一个液力回路，该耦合器外壳通过其面对驱动装置的主动端外壳壁与驱动装置连接，并通过一个离合器而与泵轮形成功能连接或断开与泵轮的该功能连接，该离合器设置在耦合器外壳的内部。其中，离合器具有一个分隔板，该分隔板一方面限制了液力回路，而另一方面在离合器与面对传动装置的从动端外壳壁之间围成了离合器的一个控制室，其中所述控制室通过第一控制管道与供压设备连接。

通过离合器在耦合器外壳内部的集成可以完全放弃用于离合器的独立外壳，这一点尤其显示出优点，因为用于离合器的外壳由于可能在这个外壳内部产生的过压一方面必需以足够的外壳强度构成，另一方面必需具有广泛的密封措施，以便能够持久地防止建立起必需压力的液压输送介质流出。因为液力耦合器系统例如液力变矩器或液压离合器的耦合器外壳，本来就为过压而设计并且还配有必需的密封措施，因此对于离合器不会产生增加费用的措施。此外对于离合器的特殊优点是，这个离合器也可以连接到相同的供压设备上，例如也可以是液力回路上或可能存在的分接离合器上，因此与没有这种离合器的液力耦合器系统相比几乎不产生更多费用。

特别有利的是，将离合器集成到耦合器外壳里面，如果一个轴向位于离合器的离合活塞与耦合器外壳的从动端外壳壁之间的控制室这样连接到供压设备上，使所述控制室或者通过液力回路的过压加载到离合活塞的相应一侧，或者基本上无压力。只要在控制室中有与液力回路中基本相同的压力，离合活塞就已经在两面上承受相同的压力并因此实际上断开，因为活塞在这种运行状态不能将顶压力施加到离合器的传递范围，该离合器例如以摩擦片离合器的形式实现。对于这种运行方式在液力回路与控制室之间也无需密封措施，因为在压力平衡时在液力回路与控制室之间不期待输送介质的明显移动。

如果相反，控制室由于供压设备的换向基本上无压力，则施加在液力

回路一侧的过压使活塞在已经提到的摩擦片离合器方向上加载，因此由于分别在摩擦片摩擦范围产生的高面积压力使摩擦面承担足够的密封功能，尤其是当至少一个相互以面压力顶靠的摩擦面配有摩擦涂层的时候。但是对于这种情况，或者摩擦面和/或对应摩擦面要配有空隙、例如槽用于通流有利于摩擦面冷却功能的输送介质，则对于以这种方式挤进摩擦片离合器的体积流仅涉及到一个残余泄漏，它一方面可以较少改变液力回路与控制室之间的压力特性，另一方面可以很容易地在对液力回路供油时再通过新鲜输送介质充满。

所以对于前面所述的离合器的实施例一个供压设备就足够了，该供压设备最多需以压力对控制室加载，该压力不超过液力回路中的压力。由此不仅使泵的费用而且使必需的密封措施保持在供压设备对液力回路本来就必需实现的那个限度上。

如果上面所提到的残余泄漏要通过摩擦片离合器实现，尤其是在沿着摩擦面整个径向延伸方向宽度构成具有空隙的摩擦面时，则按照本发明建议密封措施。例如存在这种可能性，一方面在控制室上通过密封在离合活塞的内部径向范围里以及在其径向靠中间或径向靠外的径向范围里获得一个比液力回路耐压的隔离，而另一方面在位于密封外部的具有通流通道的径向范围里构成离合活塞，通流通道与摩擦面里面的空隙建立流体连接。通过这种方法可以构成一个在空间上受限的体积流，它负责穿过摩擦面空隙的粘滞输送介质的有限通流。

可以设想不同的离合器设计方案。一方面离合活塞可以与泵轮毂抗扭转但轴向可移动并具有一个连接体，它用来作为摩擦片离合器的摩擦片支架。同样可以设想，起到摩擦片支架作用的连接体固定在泵轮外壳上并使活塞可以抗扭转但轴向可移动地设置在耦合器外壳的从动端外壳轮毂上。对于这两种方案分别抗扭转但是可轴向移动的活塞与支承活塞的结构部件的连接最好通过一个轴向齿耦合实现，该轴向齿耦合分别对应于一个用于与液力回路和控制室压力密封分隔的密封件以及一个用于限制活塞轴向移动性的轴向止挡。不仅密封件而且轴向止挡都最好分别设置在离合活塞根部。这个装置还可以有一个轴向弹簧，该弹簧一端支承在轴向止挡上而另一端支承在离合活塞上，并由此使活塞在摩擦片离合器方向上始终保持轻微预紧。因此轴向弹簧负责使活塞不间断地顶靠在摩擦片离合器上，这不仅只负责各摩擦片相互间的持续功能作用，而且也负责从动端最

后摩擦片与相邻的从动端离合器壁的持续功能连接。通过这种设计结构强制性地保证，离合活塞在那个运行状态自动地从属于一个明确定义的位置，在该运行状态所述控制室以与液力回路相同的压力加载。

在另一实施例中离合器的优点专用于驱动设备的冷启动。因为该离合器通过变矩器内压封闭，所以离合器在无压力状态、因此在驱动设备静止状态时断开。所述驱动设备可以无液力变矩器阻力地启动，因为泵轮在断开离合器时处于静止。当驱动设备达到足够的转速时，变矩器充油，由此建立起内压，它自动地接通离合器并由此驱动泵轮。所述离合器传递这样长时间的转矩，一直到反作用压力在活塞另一侧上达到变矩器内压并使驱动设备与泵轮的连接断开。

附图说明

下面借助于附图所示的优选实施例详细描述本发明。

附图中：

图 1 为一个具有驱动装置、离合器和传动装置的传动线路的原理连接图；

图 2 为图 1 中 X 细节的放大图；

图 3 为耦合器系统的纵向截面图，它具有一个具有离合活塞的离合器，其中活塞固定一个作为摩擦片支架的连接体，该摩擦片支架用于摩擦片离合器的摩擦片；

图 4 为与图 3 相同，但是具有一个固定在耦合器系统泵轮上的连接体作为摩擦片支架；

图 5 为沿着图 3 中 III-III 截切线的离合器摩擦面的视图；

图 6 与图 4 一样，但是在离合活塞径向靠中间和径向内部具有密封措施；

图 7 为沿着图 6 中 VI-VI 截切线的离合器摩擦面的视图；

图 8 与图 6 一样，但是在离合活塞上具有轴向弹簧和

图 9 为在图 6 中所示的细节 Y 的放大图。

具体实施方式

在图 1 中简示出一个具有按照本发明耦合器系统 3 的传动线路 1。该耦合器系统 3 包括一个耦合器外壳 5，它可以通过多个固定部件 7 和一个

离合部件 9、例如一个柔性板与一个驱动装置 11、例如一个内燃机 13 的曲轴为了共同旋转而耦联，如同在图 2 中所示的那样，在旋转轴线 15 处具有一个支承轴颈 17，它成形在驱动端的外壳轮毂 19（见图 3）上并固定在成形在驱动装置 11 上的定心导向体 21 里面。按照图 3 耦合器外壳 5 在位于远离驱动装置 11 的轴向端部上具有一个从动端的外壳轮毂 23，它通过齿轮 27 旋转地驱动一个未示出的液体输送泵。与从动端外壳轮毂 23 同心地设置一个从动机构 29，它通过其自由端突进耦合器外壳 5。这个从动机构 29 例如可以是传动装置 25（见图 1）的传动输入轴 31。

这个耦合器外壳 5 具有一个从主动端外壳轮毂 19 开始基本上径向向外延伸的主动端外壳壁 33 和一个从从动端外壳轮毂 23 开始基本上径向向外延伸的从动端外壳壁 35。在从动端的外壳壁 35 上在径向上靠外处形成一个使两个外壳壁 33, 35 轴向相互连接的外壳外层 37，它通过一个用于还要描述的分接离合器 41 的支座 39 固定在主动端的外壳壁 33 上。

如同由图 3 可以看到的那样，所述耦合器系统 3 在耦合器外壳 5 内部具有一个离合器 43，它配有一个离合活塞 45。这个离合活塞通过其离合活塞根部 44 通过在离合活塞根部 44 与泵轮 51 的泵轮毂 49 之间形成的齿耦合 47 与泵轮毂 49 并由此也与泵轮 51 建立抗扭转的、但可轴向位移的连接。在轴向相邻于齿耦合 47 的离合活塞根部 44 长度段上具有一个用于离合活塞 45 在泵轮毂 49 上的轴向止挡 58，以便限制上面所提到的离合活塞 45 的轴向移动性。此外，径向上在离合活塞根部 44 与泵轮毂 49 之间在泵轮毂 49 里面放入一个密封件 55 是有效的，其中通过这个密封件 55 负责在离合活塞 45 两侧的空间建立所需的密封性，其中面对泵轮 51 的空间是液力回路 104 的一部分，而下面将在离合活塞 45 的背面与相邻的从动端外壳壁 35 之间的部分称为控制室 77。

所述离合活塞 45 在径向靠外处具有多个孔 61，它们分别用于容纳轴颈形连接体 190。这个连接体承担起用于外摩擦片 63 的外摩擦片支架 62 的功能，所述外摩擦片与内摩擦片可以建立功能连接并与它们共同构成摩擦片离合器 66。对于这个实施例至少内摩擦片 65 在两侧配有摩擦涂层 67，它们因此构成摩擦面 69 并与对应摩擦面 71 共同作用在外摩擦片 63 以及从动端的外壳壁 35 上。从动端的最后摩擦面 69 至少在接通离合器 43 时、即尽可能远离靠近从动端外壳壁 35 的离合活塞 45 时与从动端外壳壁 35 的对应摩擦面处于齿耦合。通过这种方法使摩擦片离合器 66 的摩擦面

69 与对应摩擦面 71 相结合承担起控制室 77 的径向外部密封件 73 的功能, 尤其是当按照图 5 所述摩擦面 67 仅仅在一个径向侧面配有槽形空隙 183 用于通流冷却的粘滞输送介质的时候, 而在另一径向侧面、在所示实施例中在径向外侧具有一个在圆周方向不中断的涂层部分 184。

再说摩擦片离合器 66, 内摩擦片 65 通过一个齿耦合 76 与一个作为内摩擦片支架 75 的固定体处于抗扭转的连接, 该固定体固定在从动端的外壳壁 35 上。

因为所述控制室 77 在驱动端受到起到分隔板 46 作用的离合活塞 45、径向向外受到摩擦片离合器 66 且在传动装置方向上受到从动端外壳壁 35 的基本上压力密封的限制, 使得控制室 77 仅仅径向内部范围保留用于与一个仅简示的供压设备 83 连接。为此在从动端外壳轮毂 23 里包含孔形接头 79, 它们通向第一控制管道 81, 该管道连接到供压设备 83 上。

下面描述所述离合器 43 的工作原理:

一个由驱动装置 11 导入到耦合器外壳 5 上的转矩要通过离合器 43 的接通传递到泵轮 51 上。为此供压设备 83 通过第一控制管道 81 和接头 79 提供控制室 77 中的压力能级, 该压力能级位于液力回路 104 中的压力能级以下。在此可以优选控制室 77 无压力, 即, 基本上仅以大气压加载。离合活塞 46 在液力回路 104 中的负压作用下向着从动端的外壳壁 35 顶压并由此对位于离合活塞与这个外壳壁 35 之间的摩擦片离合器 66 的摩擦片 63, 65 以足够高的面压力加载, 这个面压力是传递转矩所必需的。位于耦合器外壳 35 并由此位于内摩擦片支架 75 上的转矩传递到内摩擦片 65 并从这里通过外摩擦片 63 和外摩擦片支架 62 传递到离合活塞 45, 离合活塞将转矩从其本身通过离合活塞根部 44 上的齿耦合 47 传递到泵轮毂 49。

为了断开离合器 43 通过供压设备 83 对第一控制管道 81 以压力加载, 该压力基本上对应于液力回路 104 的那个压力, 因此通过接头 79 使控制室 77 也相应地压力加载。因此在离合活塞 45 上不再作用压力差, 由此在摩擦片离合器 66 的摩擦片 63, 65 之间正好只有这样微小的面压力有效, 使得只还有微小的牵引转矩以所述方式通过摩擦片离合器 66 传递到离合活塞 45 并从离合活塞传递到泵轮毂 49。

当然, 所述供压设备 83 可以通过第一控制管道 81 和接头 79 也以压力加载控制室 77, 该压力在数值上位于上述两个极限值之间。

如果对于摩擦片离合器 66 范围中的严重滑差要产生摩擦面 69 与第一

摩擦面 71 的严重加热,也可以设想摩擦涂层 67 的结构按照图 7 所示具有空隙 183,它们位于摩擦涂层 67 并由此在摩擦范围 69 的整个径向延伸范围里。尽管对于这种摩擦涂层 67 结构考虑到从液力回路 104 到控制室 77 的有限体积流,只要其压力能级位于那个液力回路 104 以下,但是这个与液力回路 104 的体积流相比仅形成“残余泄漏”的体积流可以毫无问题地在供给液力回路 104 时通过新鲜粘滞输送介质补偿。相对于离合器 43 本身对于这种结构方案不产生缺陷,因为在接通离合器 43 时这个顶进控制室 77 的残余泄漏可以毫无问题地通过接头 79 排到供压设备 83,使得在离合活塞 45 两侧保持必需的压力差,而在断开离合器 43 时由于离合活塞 45 两侧的相同压力状态本来就不存在密封需求。

在下面要描述按照本发明的液动离合结构 3 其它部分之前,还要简短地描述一下按照本发明的离合器 43 的其它实施例。图 4 示出一个实施例,其中离合活塞 45 设置在从动端的外壳轮毂 23 上,尽管通过齿耦合 47,它在离合活塞的根部上构成一个抗扭转地、但是轴向可位移的离合活塞 45 的固定。对于这个实施例轴向止挡 58 也用于限制离合活塞 45 的轴向行程以及在液力回路 104 与控制室 77 之间存在一个密封 55。

径向上向外在泵轮 51 上且尤其是在其泵轮外壳 92 上具有一个作为摩擦片支架 62 的连接体 190。但是与图 3 所示实施例不同,在这里连接体 190 是多件式的,而且具有一个固定在泵轮外壳 92 上的连接体 193 和一个容纳在该连接体上的销轴 191。摩擦片离合器 66 的外摩擦片 63 作用于销轴上,因此对于这个实施例连接体 190 起到外摩擦片支架 62 的作用。内摩擦片 65 以已知的方法抗扭转地与固定在从动端外壳壁 35 上的内摩擦片支架 75 连接。

对于这个实施例加到耦合器外壳 5 的转矩通过内摩擦片支架 75 和摩擦片 65, 63 以及外摩擦片支架 62 传递到泵轮 51 上。以与图 3 所示实施例相同的方法控制室 77 中的压力可以在液力回路 104 的压力能级与无压力状态之间变化。

在图 6 中再一次构成在图 4 中所示的离合器 43 的实施例,如同在图 9 中的放大图所示的那样,在离合活塞 45 上在中间的径向部位具有一个径向外密封 186,通过它使控制室 77 相对于液力回路 104 密封。这个密封 186 也允许一个运行方式,其中在控制室 77 中为了断开离合器 43 加上一个比液力回路 104 中更高的压力。为了接通离合器 43 可以在液力回路 104

和在控制室 77 中存在压力平衡，或者在控制室 77 中存在一个比液力回路更低的压力。在密封 186 以外的径向上在离合活塞 45 里包含流体通道 188，它们在径向连续的空隙 183 里面实现一个紧凑的通流回路循环，如同例如在图 7 中所示的那样，在此不产生进入控制室 77 的残余泄漏。

如图 9 所示，密封 186 具有一个固定在离合活塞 45 上的密封支架 192，它在一个空隙 194 中容纳一个密封措施 196，该密封与内摩擦片支架 75 处于接触并由此施加密封作用。如同在图 9 中所标箭头所表示的那样，空隙 183 可以同时通流摩擦涂层 67。

在图 8 中也示出这种结构，但是组合一个轴向弹簧 72，它将离合活塞 45 未考虑在液力回路 104 与控制室 77 之间的那个压力差地总是稍微预紧地保持在一个轴向位置，在该位置离合活塞 45 通过摩擦片离合器 66 与摩擦面 71 的接触建立在从动端的外壳壁 35 上。

下面再针对图 3 还要详细描述液力回路 104 以及分接离合器 41 的结构和功能原理。

开始供压时将一个通向轴向孔 86 的第二控制管道 85 也连接在配有第一控制管道 81 的同一结构部件上，即在一个支承轴 116 里。所述轴向孔在圆周方向上看去与位于截切面的第一控制管道 81 错开并且因为位于截切面外部而用虚线表示。由空心轴构成的支承轴 116 其本身包围传动装置输入轴 31，输入轴通过齿耦合 124 使涡轮毂 122 抗扭转但可轴向位移地固定，此外通过齿耦合 120 抗扭转地作用于导向轮 102 的空程 110 上。径向上在支承轴 116 内部相对于传动装置输入轴 31 保留一个环通道 88，其中在环通道 88 中通入第三控制管道 87。而一个第四控制管道 89 通到一个位于传动装置输入轴 31 里的中心孔 90。控制管道 85，87，89 也与控制管道 81 一样分别连接到供压设备 83，因此通过这个供压设备在控制管道 85，87，89 上以压力对耦合器系统 3 的其余部件加载以及提供新鲜的粘滞输送介质。

其泵轮外壳 92 配有泵轮叶片 94 的泵轮 51 与具有涡轮外壳 98 以及涡轮叶片 100 的涡轮 96 共同作用并与导轮 102 共同作用。泵轮 51、涡轮 96 和导轮 102 以已知的方法构成液力回路 104 和封闭的内环面 106。

导向轮 102 的导轮叶片 112 位于导向轮毂 108 上，导向轮毂设置在已经提到过的空程 110 上。空程一端通过一个由数字上未示出的流体通道构成的轴向轴承 114 支承在泵轮毂 49 上而另一端通过一个同样的轴向轴承

132 轴向支承在涡轮毂 122 上, 该涡轮毂在径向靠外处用于通过铆接 130 固定涡轮根部 118 以及两个盖板 126。所述涡轮毂 122 的一端通过轴向轴承 134 支承在主动端外壳壁 33 的主动端外壳壁轮毂 144 上。涡轮毂 122 径向向内通过密封件 136 相对于传动装置输入轴 31 密封, 而径向向外通过密封件 138 相对于主动端外壳壁轮毂 144 密封。

通过传动装置输入轴 31 的中心孔 90 流入的输送介质进入位于主动端外壳轮毂 19 与主动端外壳壁轮毂 144 之间的过渡室 140 并从那里通过外壳壁轮毂 144 里的通道 146 径向向外进入一个腔室 155, 该腔室轴向设置在主动端外壳壁 33 与已经提到过的分接离合器 41 的活塞 154 之间。这个与主动端外壳壁 33 同心设置的活塞 154 通过其背离腔室 155 的一侧面对液力回路 104 并根据液力回路 104 以及腔室 155 中的压力特性为了接通或断开分接离合器 41 可以在两个不同的轴向极限位置之间移动。所述活塞 154 通过一个支承在外壳壁轮毂 144 上的活塞根部 152 可以轴向移动, 其中一个放入活塞根部 152 的活塞密封件 150 相对于外壳壁轮毂 144 承担活塞密封的密封功能。在活塞 154 径向靠外处这个活塞同样密封地导引并通过一个蝶簧 158 轴向弹性地顶靠在一个压板 147 上。

该压板 147 与中间摩擦片 160 一样同样抗扭转地固定在一个固定在主动端外壳壁 33 以及支座 39 上的销轴 162 上并起到摩擦片离合器 148 的外摩擦片 164 的作用, 此外摩擦片离合器具有内摩擦片 165, 它们分别通过齿耦合 166 与扭转振动阻尼器 156 的轮毂垫圈 168 连接。这个起到扭转振动阻尼器 156 的输入阻尼部件 169 作用的轮毂垫圈 168 通过一个圆周弹簧座 170 与已经提到过的盖板 126 处于功能连接, 其中盖板作为扭转振动阻尼器 156 的输出阻尼部件 172。止挡 174 限制输入阻尼部件 169 与输出阻尼部件 172 相互间的旋转角的相对偏转性。此外存在一个具有摩擦部件 178 的摩擦装置 176, 它与输入阻尼部件 169 的主动端盖板 126 处于同步旋转连接, 并且在输出阻尼部件 172 的轮毂垫圈 168 上通过轴向弹簧 180 保持顶靠, 其中这个轴向弹簧 180 在顶靠处设置在主动端盖板 126 与摩擦部件 178 之间。所述摩擦部件 178 在一个摩擦面 181 上可以支承在轮毂垫圈 168 上, 它在轴向弹簧 180 的作用下又通过另一摩擦面 182 顶靠在从动端的盖板 126 上。

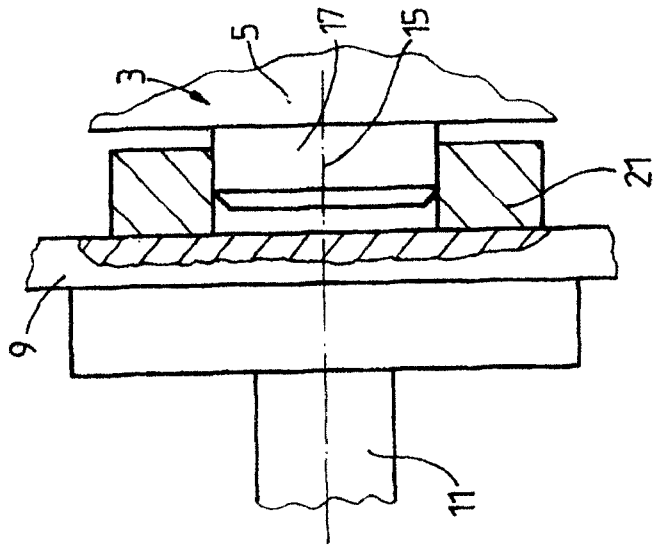


图 2

X

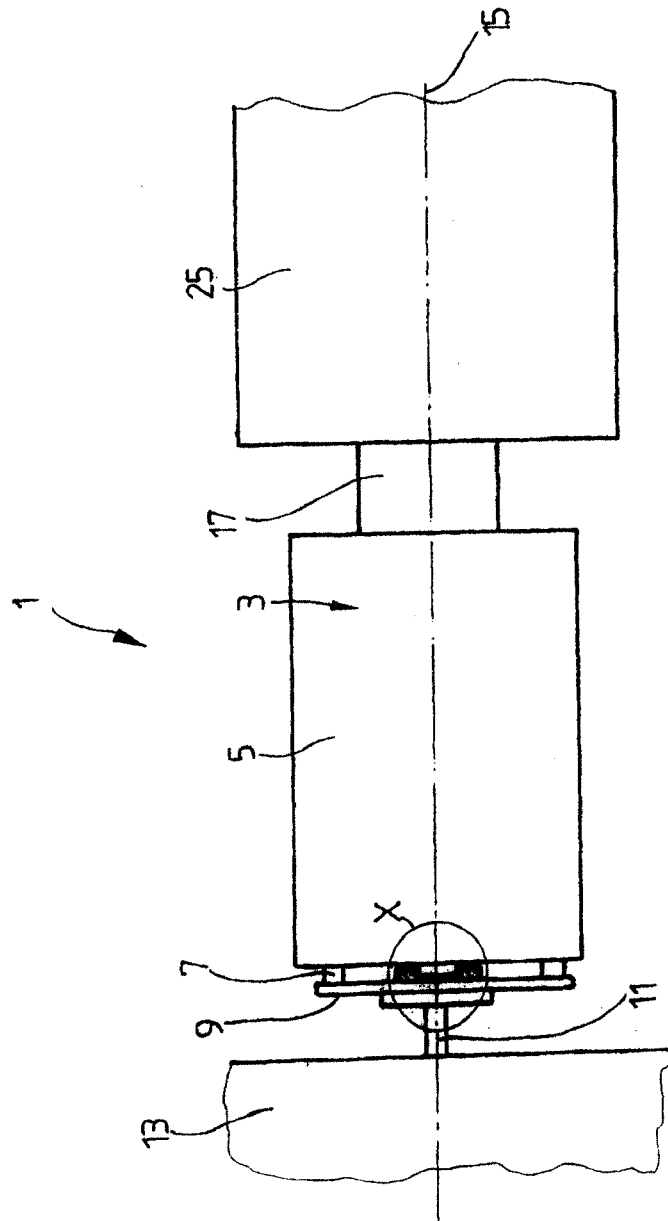


图 1

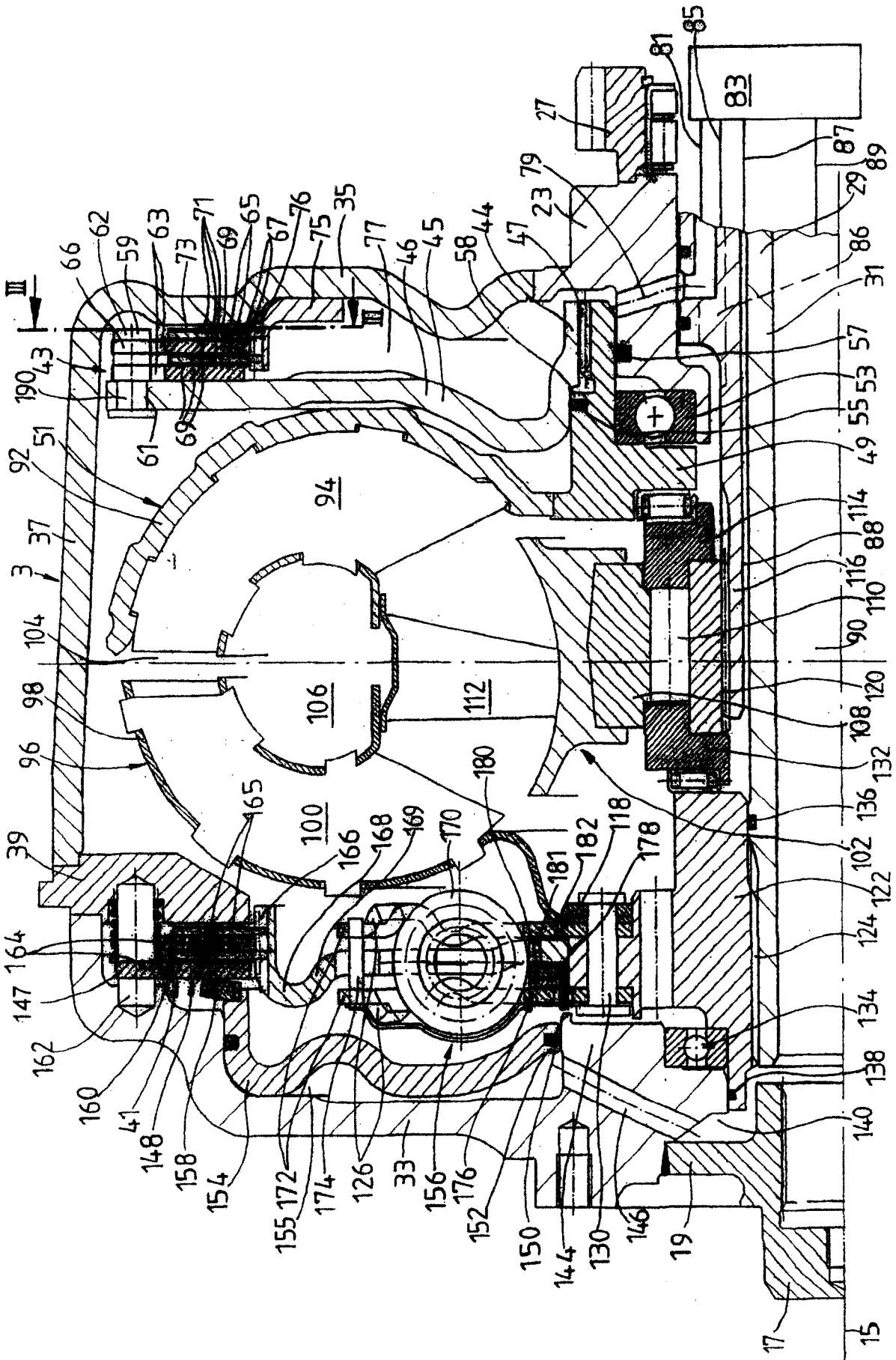


图 3

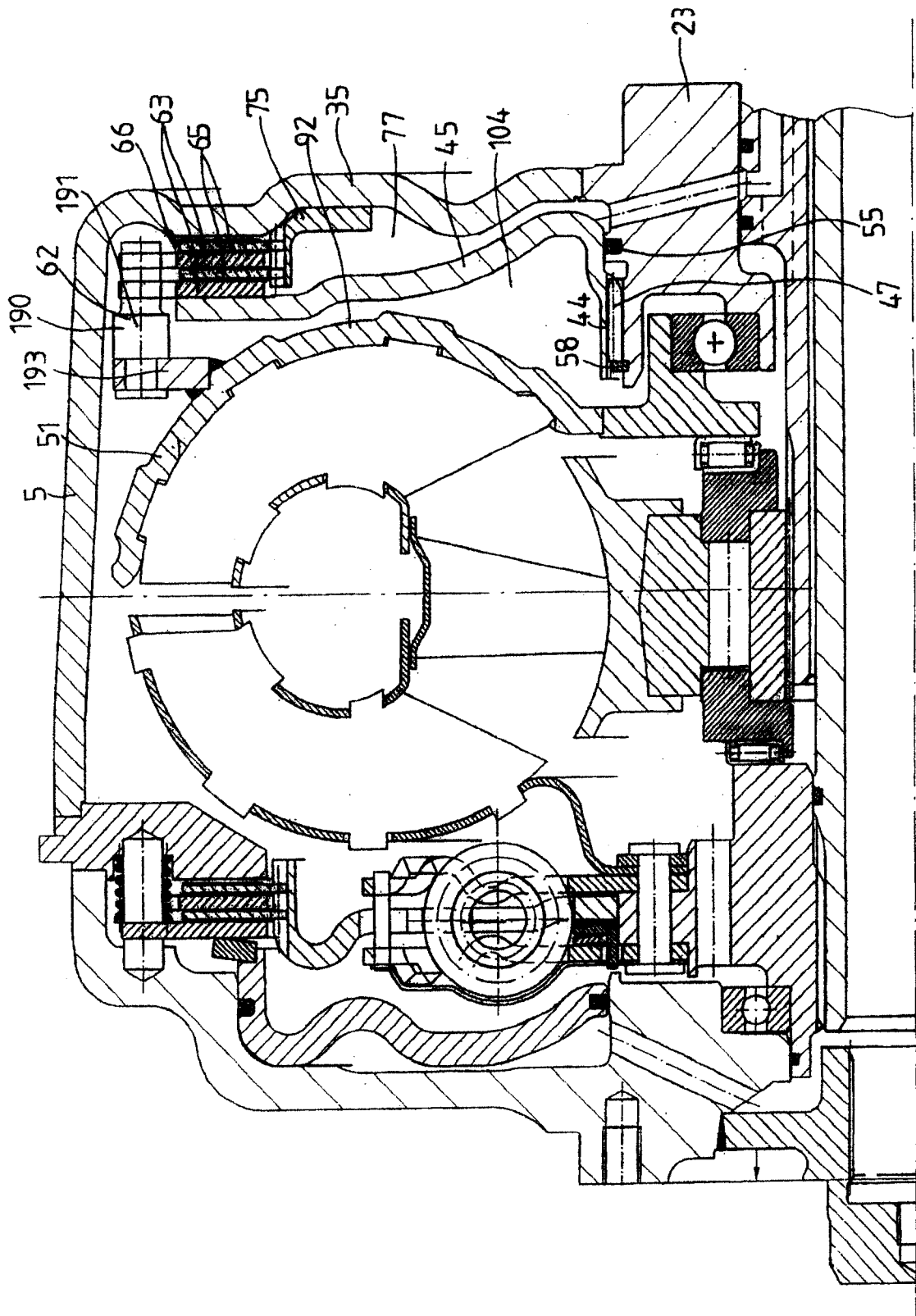


图 4

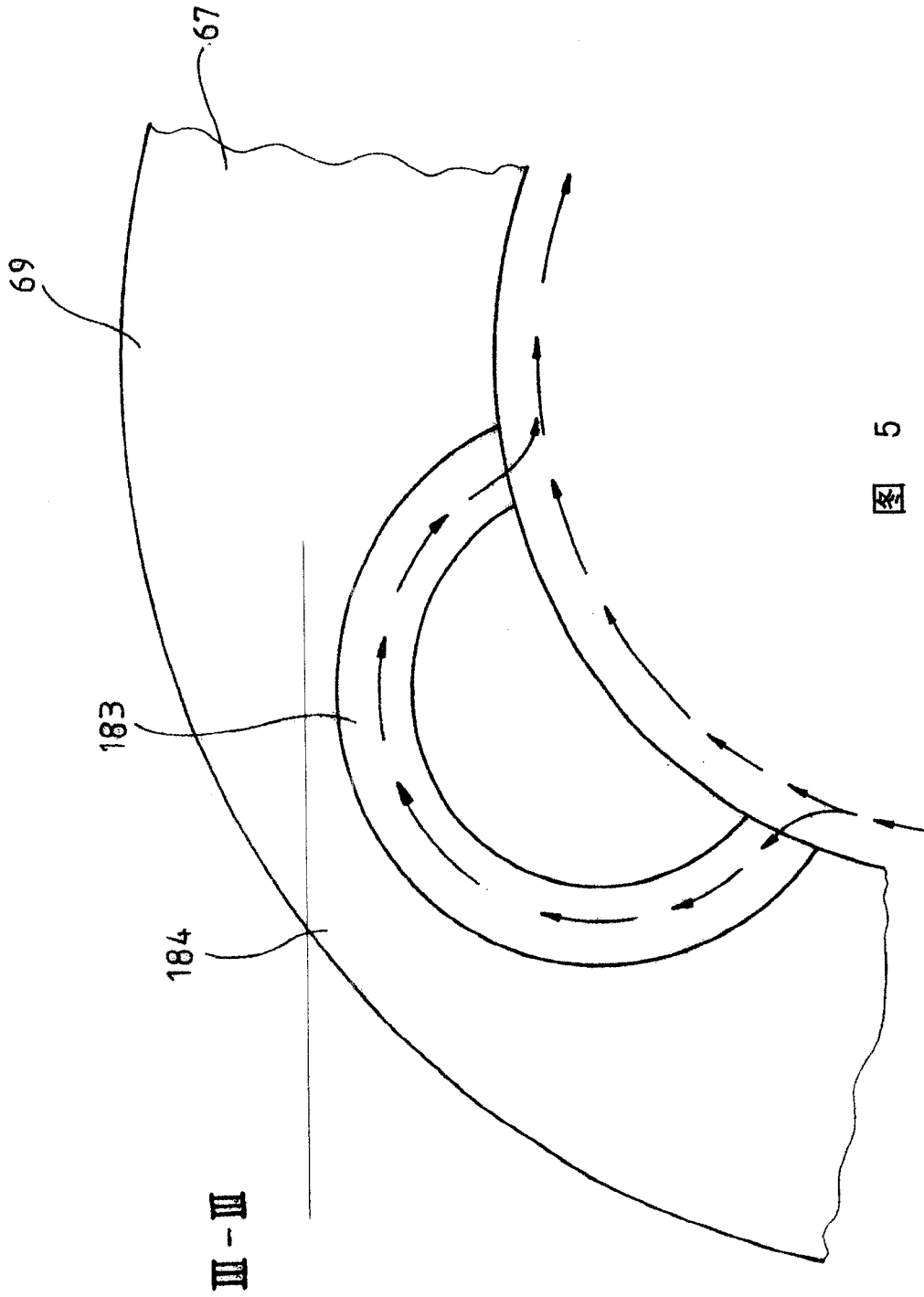


图 5

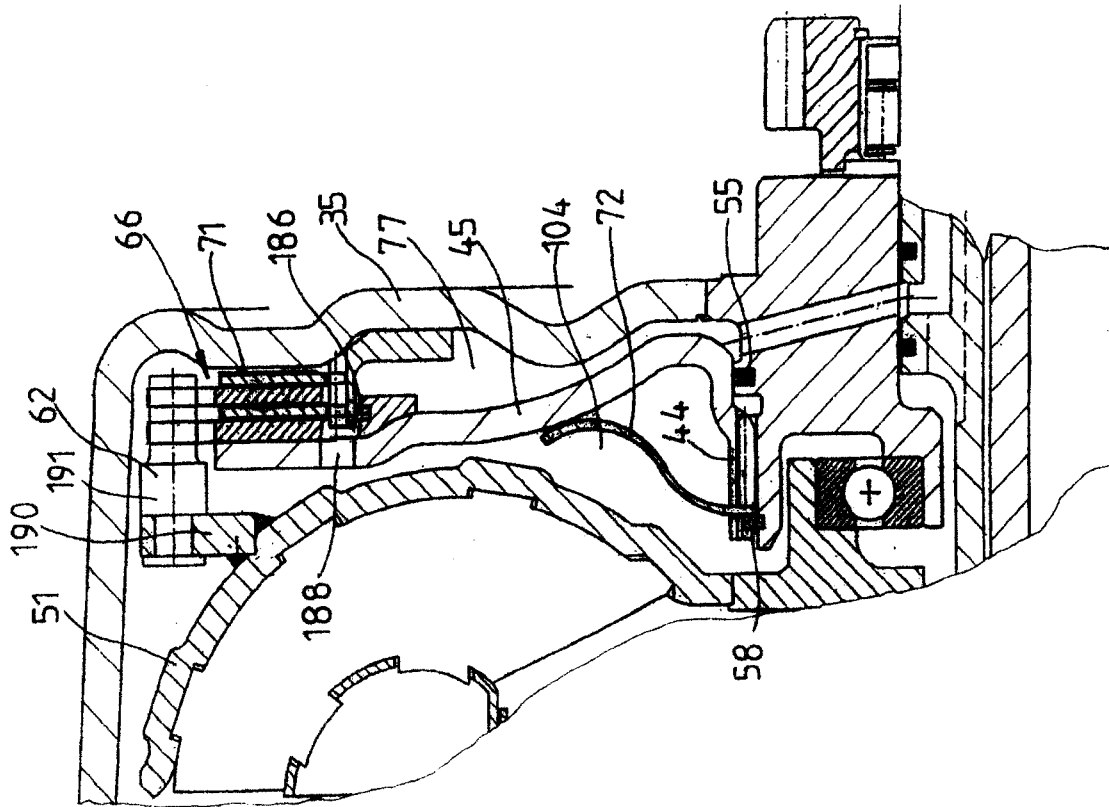


图 8

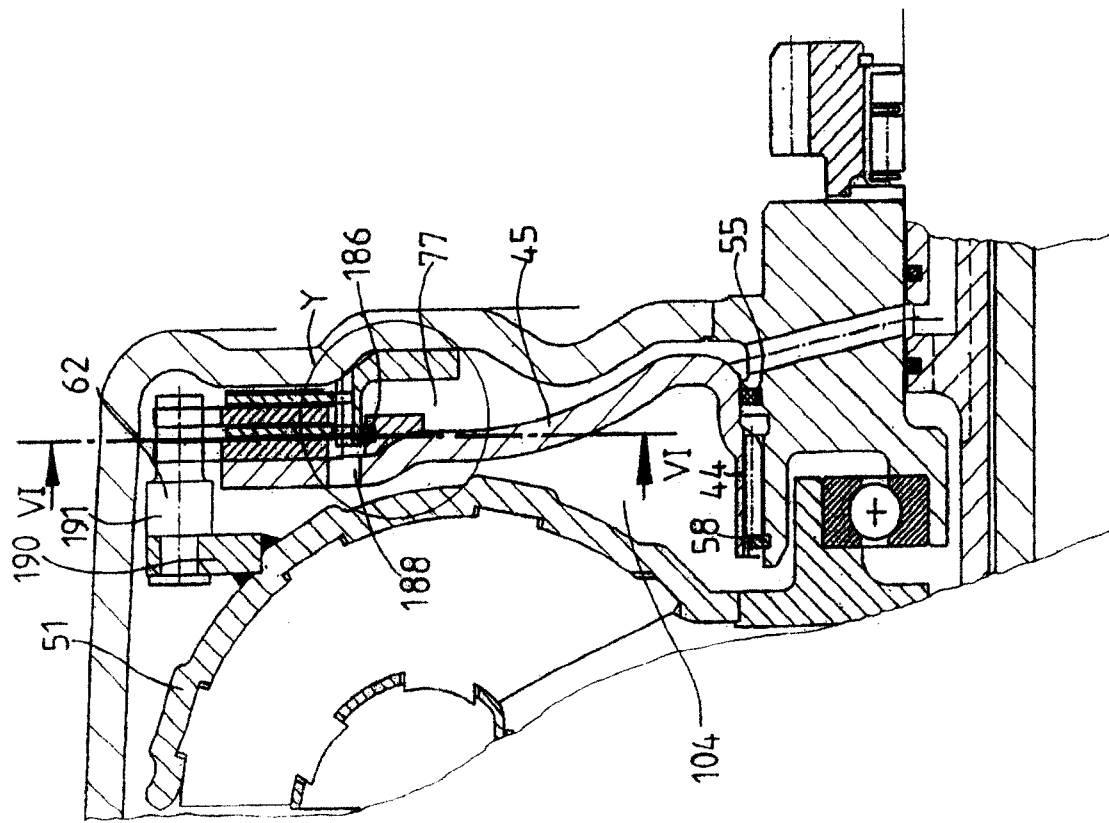


图 6

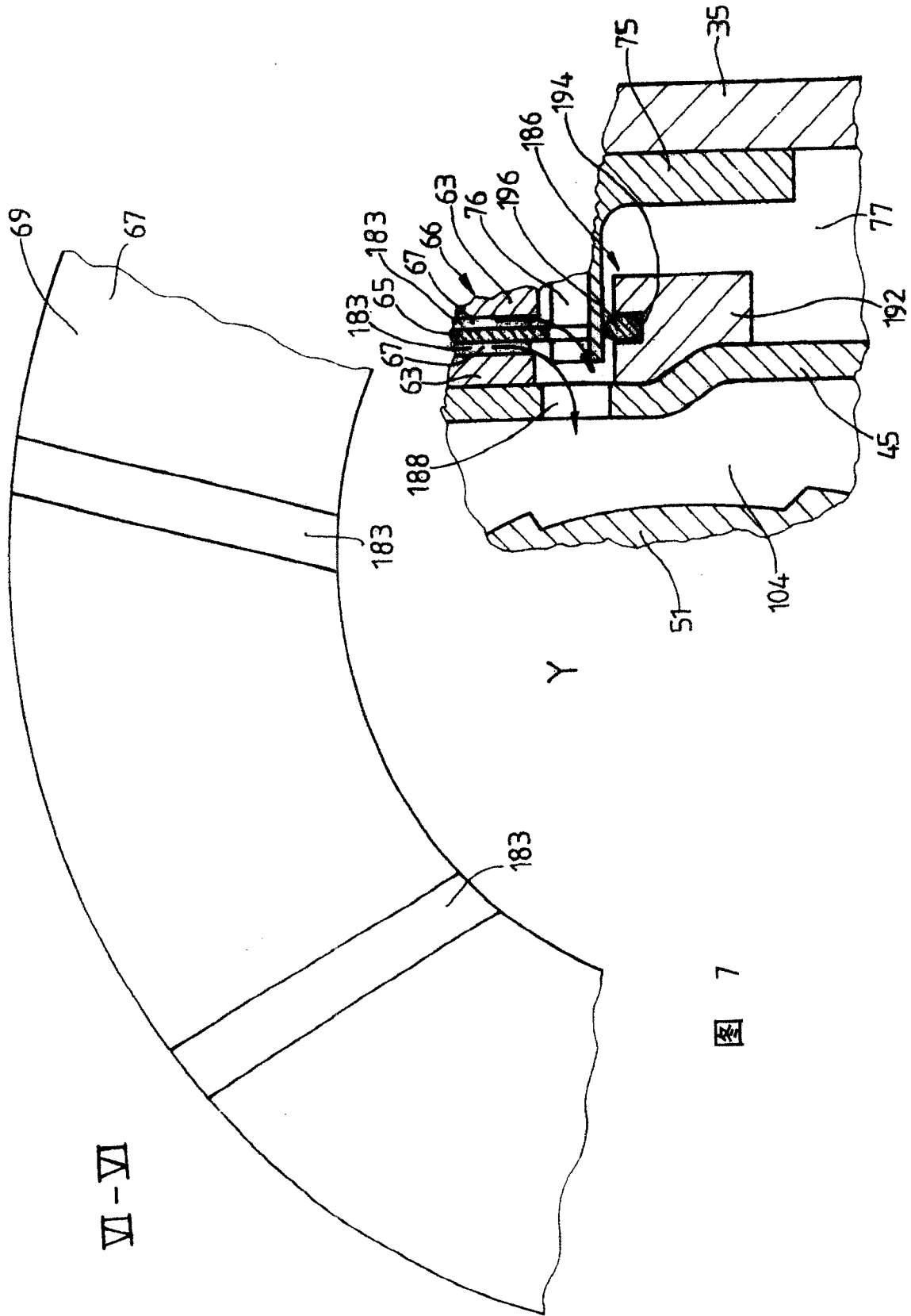


图 7

图 9