[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F16H 41/26 (2006.01)

[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200780013255.X

[43] 公开日 2009 年 4 月 29 日

[11] 公开号 CN 101421543A

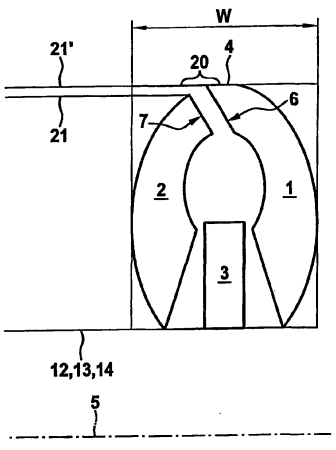
[22] 申请日 2007.3.26
[21] 申请号 200780013255.X
[30] 优先权
[32] 2006.4.13 [33] US [31] 60/791,702
[86] 国际申请 PCT/DE2007/000547 2007.3.26
[87] 国际公布 WO2007/118445 德 2007.10.25
[85] 进入国家阶段日期 2008.10.13
[71] 申请人 卢克摩擦片和离合器两合公司
地址 德国布尔
[72] 发明人 M·麦格拉斯 B·马拉泰
[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司
代理人 侯鸣慧
权利要求书 2 页 说明书 7 页 附图 5 页

[54] 发明名称

用于变矩器的循环圆形状

[57] 摘要

根据本发明提出了一种变矩器，在该变矩器中，泵(1)的全部排出开口(6)总体形成锥状构型并且涡轮(2)的全部进入开口(7)基本上平行于这些排出开口(6)。



1.变矩器，用于机动车，该变矩器具有一个壳体（4）和一个设置在该壳体中的泵（1）、一个涡轮（2）、一个导轮（3）、一个跨接偶合器以及必要时至少一个扭转振动减振器，其中，泵（1）、涡轮（2）和导轮（3）共同形成一个循环圆，其特征在于：泵（1）的全部排出开口（6）总体形成锥状构型，其中，该锥这样构造，使得泵（1）的外部边缘比内部直径朝涡轮（2）延伸得更远，涡轮（2）的进入开口（7）基本上平行于泵（1）的排出开口（6），其中，在从泵（1）到涡轮（2）的过渡区域（20）中，壳体（4）不具有直径跃变。

2.根据权利要求1的变矩器，其特征在于：内部的涡轮排出直径（12）或内部的泵进入直径（13）小于内部的导轮通过直径（14）。

3.根据权利要求2的变矩器，其特征在于：内部的涡轮排出直径（12）和内部的泵进入直径（13）小于内部的导轮通过直径（14）。

4.根据权利要求1至3中至少一项的变矩器，其特征在于：循环圆形状被剪切，这就是说，循环圆形状的假想轴向截面从内部的导轮通过直径（14）起随着有效半径（15）的增大而逐渐地在轴向上在一个方向上偏移。

5.根据权利要求4的变矩器，其特征在于：剪切是线性的，这就是说，在动态变量有效半径（15）上，轴向移动量与有效半径差的商恒定。

6.根据权利要求4或5中至少一项的变矩器，其特征在于：循环圆形状朝涡轮（2）的方向被剪切。

7.根据权利要求4或5中至少一项的变矩器，其特征在于：循环圆形状朝泵（1）的方向被剪切。

8.根据权利要求1至7中至少一项的变矩器，其特征在于：导轮（3）的排出开口（10）上的排出高度（16）大于进入开口（9）上的进入高度（17）。

9.根据权利要求8的变矩器，其特征在于：导轮（3）的排出开口（10）上的内部环状分界面（18）的直径小于导轮（3）的进入开口（9）上的内部环状分界面（18）的直径。

10.根据权利要求8的变矩器，其特征在于：导轮（3）的排出开口（10）上的外部环状分界面（19）的直径大于导轮（3）的进入开口（9）上的外

部环状分界面（19）的直径。

11.根据权利要求 8 至 10 中至少一项的变矩器，其特征在于：外部环状分界面（19）构造成单独的环，该单独的环可移动到导轮叶片的外部直径上。

12.根据权利要求 11 的变矩器，其特征在于：该单独的环借助于突缘、沟槽或敛缝来固定在导轮叶片上。

13.根据权利要求 1 至 12 中至少一项的变矩器，其特征在于：内部的导轮通过直径（14）取值为泵外部直径（21）的 0.5 倍至 0.7 倍。

用于变矩器的循环圆形状

本发明涉及根据权利要求 1 的前序部分的用于机动车的变矩器，其中，要进一步改善循环圆形状。

变矩器自从 1905 年就已经公知（DE 22 14 22 和 DE 23 88 04）。发明人 Föttinger 在此在两个叶片半部之间安置了一个泵和一个涡轮，这些叶片半部在装配之后对液体密封地彼此连接。在该发明的进一步构型中还设置一个导轮。在泵、涡轮中以及在导轮中设置有叶片，这些叶片基本上径向延伸。通过用液体、优选油填注壳体来进行从泵到涡轮的力/力矩传递。在机动车中将力引入到变矩器中通过变矩器的壳体无相对转动地与内燃发动机的曲轴相连接来进行。输出通过涡轮来进行，其方式是后面的变速器的变速器输入轴直接或间接地无相对转动地与涡轮的轮毂相连接。

通过壳体的、由此泵的旋转，油通过离心力效应向外甩出。泵内部的油流动在此弧形地进行。在泵的径向外部区域中，油流在轴向方向上偏转，然后流入到涡轮中。由于油必须实现的功率，油流变慢，由此，涡轮中的流动横截面必须在流动方向上逐渐地扩宽。因为油又必须转向泵的流入区域，所以涡轮外壁朝泵的流入区域弯折。在来自涡轮的油流又可到达泵的流入开口中之前，油还流过导轮。在导轮中，油流还经历方向变化，以便使泵叶片的迎流尽可能最优。油循环于是可重新开始。在保持循环期间以及在涡轮以比泵小的转速旋转期间，力矩可被传递。但涡轮转速越接近泵转速，效率则变得越差。

泵、涡轮和导轮的所述形状共同形成变矩器的循环圆。相应的流动则是循环圆流动。该概念从数学中导出，因为旋转的油环轴线错位地同时绕变矩器的转动轴线旋转。

自从发明了变矩器以来，还发明了用于变矩器的其它重要部件。因此，例如跨接偶合器是一种重要改善，因为跨接偶合器可在效率差的情况下转换。由此则进行从旋转的壳体直接或间接到变速器输入轴中的力流。另一种公知的改善提出，为了使曲轴的转动不均匀性不到达变速器输入轴中，

在力流中安装一个简称为减振器的扭转振动减振器。

在近一百年中也已经发明了循环圆的多种造型，以便改善变矩器的效率。但在最近一些年中，对于机动车领域形成了一个标准形状，该标准形状基本上只是适配于功率要求和在变速器中的安装可能性。

因此，本发明的任务在于，探索一些可能性，通过这些可能性使循环圆在其效率方面进一步得到改善。

根据现有技术，在循环圆的径向外部区域中油从泵流出，该流出基本上与变矩器的转动轴线平行。这是重要的，因为又可进行涡轮的轴向迎流。因为其中设置有涡轮叶片的壳必须与变矩器的壳体间隔开，以便与壳体不发生接触，并且因为泵中的外部流动面却由壳体本身构成，所以在从泵到涡轮的过渡部上在壳体中冲制一个环状的阶梯，以便使泵的外部直径处于涡轮的外部直径的高度上。但泵外部直径由此始终比相邻的变矩器直径稍小。但因为泵的直径以五次幂加入到用于变矩器的效率和功率的公式中，所以值得期望的是，泵直径不“损失”。即在此根据本发明的构型提出了壳体的、由此循环圆的形状，该形状在没有阶梯的情况下也行。壳体的形状在后面联系附图说明来进一步描述。

在本发明的另一个构型中令业界吃惊地证实，在保持导轮的通流开口的尺寸的情况下，涡轮的排出开口朝变矩器的转动轴线的方向加长使得效率得到改善。并且当泵的流入开口朝变矩器的转动轴线的方向加长时，也产生这种改善。这两个措施也可组合。借助于专用程序（CFD＝计算流体动力学）进行的仿真对于这两个措施一起求得效率改善百分之 2 至 3。

在本发明的另一个构型中，循环圆形状以这样的方式不同于现有技术：其经历剪切。该剪切应以如在材料力学中描述剪切的方式来理解，只是在循环圆的造型中有意义的不是某些剪切应力，而是仅仅变形本身。为了进一步解释，在此也参考后面的附图说明。

在本发明的另一个构型中，导轮构造成扩压器。这意味着，导轮的叶片之间的横截面从流入开口朝流出开口的方向扩宽。由此，油在导轮中减速。因为扩宽不可在周向上发生——因为否则相邻的中间空间（这些相邻的中间空间由相邻叶片形成）必然较小，所以扩宽在径向方向上进行。CFD 仿真已经证实，泵中的静态压力的降低使得变矩器的功率更大。为了实现

泵中的静态压力降低，泵中的油流动必须从输入开口到输出开口加速。由此，泵的进入开口大于泵的排出开口。在现有技术中，这两个开口相同。为了使油流在进入到泵中之前就已经对其流动横截面做好了准备，导轮构造成扩压器。

在本发明的最后一个构型中，循环圆以这样的方式来构造，使得循环圆流动几乎为圆形。这通过内部的导轮直径、即导轮轮毂直径取值为泵外部直径的 0.5 倍至 0.7 倍来实现。

现在要借助于附图详细描述本发明。附图表示：

图 1 一个循环圆的现有技术；

图 2 与图 1 相比较涡轮或泵的流出和流入开口朝转动轴线加长的循环圆；

图 3 一个循环圆的现有技术；

图 4 与图 3 相比较泵直径增大的循环圆；

图 5 一个循环圆的现有技术；

图 6 与图 5 相比较在涡轮侧“被剪切的”循环圆；

图 7 与图 5 相比较在泵侧“被剪切的”循环圆；

图 8 一个循环圆的现有技术；

图 9 与图 8 相比较具有扩压导轮的循环圆；

图 10 一个循环圆的现有技术；

图 11 具有几乎圆形的横截面的循环圆。

首先应该声明，未在说明书部分中提及的参考标号可从参考标号清单中获知。相同的参考标号表示相同的元件。

图 1 和图 2 必须结合着来对待，因为仅通过图 1（＝现有技术）与本发明构型的直接比较可对区别进行解释。循环圆的在这些图中所示的横截面基本上由泵 1、涡轮 2 和导轮 3 构成。泵 1 的外部轮廓通过壳体 4 构成。循环圆绕转动轴线 5 旋转，该转动轴线与内燃机的曲轴的转动轴线相同。通过剖面视图同时也看到设置在泵 1、涡轮 2 和导轮 3 中的叶片的外形。叶片在空间中弯曲，但这在此由于两维视图而不可看到。

涡轮 2 的叶片设置在涡轮的壳中，该壳同时表示涡轮叶片的外部轮廓。泵 1 和涡轮 2 的弧线形内部轮廓根据现有技术也用一个壳、即所谓的内环

遮盖。由此，循环圆油流在外部壳、内部壳与叶片之间被引导。涡轮 2、导轮 3 和泵 1 的内部直径 12、13、14 全部处于相同的高度上。

在图 2 中，即在一个根据本发明的构型中，涡轮排出开口 8 和泵流入开口 11 的径向内部端部被布置得从直径 12 向内偏移。但导轮 3 在其进入和排出开口 9、10 的尺寸方面保持不变。尽管现在涡轮 2 和泵 1 的内部直径 12′、13′小于导轮 3 的内部直径，但根据 CFD 仿真却使得效率得到改善。

在根据图 3 和图 4 的循环圆的另一个构型中，泵 1 的外部直径 21 增大到更大的直径 21′。图 3 为了比较而示出了现有技术。在那里，在过渡区域 20 中在变矩器的壳体 4 中存在一个阶梯并且涡轮 2 的外部直径相应于泵 1 的外部直径。增大的泵外部直径 21′是可能的，因为油从泵 1 流出到涡轮 2 中从 12 点位置迁移到了大致 11 点位置。因为泵直径以五次幂以正号加入到用于效率和功率的公式中，所以更大的泵直径 21′代表显著的功率和效率改善。在文献 DE 22 14 22 的图 6 中或者在文献 US 1199360 的图 8 中以及在 1994 年 Autoren Lechner 和 Naunheimer 的专业书籍“车辆变速器”的第 265 页中虽然也已经描述了一些循环圆，这些循环圆的位于泵排出开口 6 与涡轮进入开口 7 之间的分隔线处于 11 点位置上，但在那里总地来讲简述了一种椭圆形的壳体，由此，从泵 1 排出的油必须强制地流入到涡轮中。在现有技术中也部分地公开了如何构造壳体。但无论如何也未公开，在那里使用增大的泵外部直径 21′。

通过图 5 至图 7 示出了本发明的另一个构型，其中，图 5 示出了现有技术。在此虽然比在迄今的图中更真实地示出壳体，但径向外部区域中的所示轴向连接技术对于系列产品不是典型的。所示连接技术在试验范围内使用，以便可较快速地且较容易地更换变矩器的内装件。在系列产品中，左侧的壳体壳和右侧的壳体壳在圆周上彼此焊接。在这些图中也不存在结构元件变矩器跨接偶合器和扭转振动减振器。

根据本发明，在图 6 和图 7 中循环圆分别被剪切。在图 6 中朝涡轮 2 的方向被剪切。在图 7 中，循环圆朝泵的方向被剪切。为了不产生错误理解，应该强调的是，图 6 和图 7 的例子不表示翻转的循环圆。如果循环圆分别翻转而不是被剪切，则例如处于涡轮排出开口 8 与导轮进入开口 9 之间的、图 5（现有技术）的最深点在图 6 中会比垂直的点划线与中心线 C

的交点更深。在图 7 中，垂直线设置在内部的导轮排出直径 12 的中间。这通过距离 a、b 来解释，这两个距离大小相等。如果现在假设无限多个通过循环圆的假想轴向截面并且这些假想轴向截面随着有效半径15的增大而逐渐地在轴向上朝泵的方向移动，则得到被剪切的循环圆。在泵外部直径 21 的高度上，数值 S 表示剪切的总数值。

剪切具有优点：在图 6 中对于内装件、例如对于扭转振动减振器在径向内部区域中位置更多并且同时变矩器的总长度相对于现有技术变短。可供使用的最大轴向结构空间对于设计者来说逐渐地成为问题。在根据图 7 的剪切中，在径向外部区域中提供了位置。该结构空间专门对于减振器来说是必需的，这种减振器必须在尽可能大的有效直径上实现大的弹簧行程。

由现有技术（DE 10081340 T1 的图 14 和 US 4,129,000 的图 1）公知了一些循环圆形状，这些循环圆形状看起来与本发明类似，但在那里或者没有公开泵排出开口 6 相对于涡轮进入开口 7 的平行性，或者虽然给出了平行性，但这种过渡部位在径向上形成，但为此没有被剪切。

如果泵排出开口 6 和涡轮进入开口 7 不平行，则效率损失。但所述本发明构型的决定性优点在于，通过轴向成形过程可制造循环圆形状。这在导轮 3 中是特别有利的，该导轮根据现有技术通过铝压注来制造，因为通过在那里使用的轴向脱模而省下了费事的滑块模具。

通过图 8 和图 9 示出了另一个发明，其中，图 8 表示现有技术。在本发明的该构型中，导轮 3 设置有扩压效应，这就是说，当油流过时油变慢。这通过将导轮排出开口 10 构造得比导轮进入开口 9 大来实现。因为叶片之间的横截面的扩宽不允许在圆周方向上进行——因为于是相邻的叶片之间的横截面减小，所以横截面扩宽在径向方向上进行。因此，进入高度 17 小于排出高度 16。该构型具有优点，在借助于压注来制造导轮 3 时导轮可在轴向上脱模。扩宽或者可用这样的方式进行：仅外部环状分界面 19 向径向外部敞开，或者仅内部环状分界面 18 向径向内部敞开，或者两个环状的面朝泵扩宽。如前面已经描述的那样，导轮 3 作为扩压器的构型也具有流体动力学的优点。在扩压器的另一个构型中，外部的环在内部设置有外部环状分界面 19，该外部的环构造成单独的环。该环于是可借助于压制来压到导轮叶片的外部直径上。在其它构型中，该环也可借助于突缘、沟槽或借

助于敛缝来固定在导轮叶片上。

由现有技术例如在文献 US 2,737,827 中公知了一种变矩器，该变矩器也具有扩压导轮。但在那里描述的变矩器是一个具有多于三个循环圆区段的变矩器。而在要求保护的本发明中，最多仅存在三个循环圆区段，即泵、涡轮和导轮。此外，在现有技术中，导轮不可借助于轴向脱模来制作，因为由于流入端部的径向外部区域中的弯曲而产生侧凹。芯于是不可向右拉出来。

通过图 10 和图 11 示出了本发明的最后一个构型，其中，图 10 为了直接比较而描述了现有技术。在泵 1、涡轮 2 和导轮 3 中得到画阴影线的窄的面，因为在此叶片被一起绘入并且这些叶片也被剖切平面部分地剖切。水平线用于更好地比较结构大小。引人注目的是，导轮 3 在图 11 中在一定程度上移动到了循环圆中。图 10 的以前为椭圆形的循环圆在图 11 中几乎是一个圆形的循环圆。内部的导轮直径 14 在径向上移动到导轮直径 14′。以相同的方式，外部的导轮直径 22 径向向外移动到外部的导轮直径 22′。内部的导轮通过直径 14 优选取值为泵外部直径 21 的 0.5 倍至 0.7 倍。

变矩器功率数据典型地在“MP 2000(Nm)”关于“速度比”的曲线图中表示。在此，“MP 2000”是在每分钟 2000 转的情况下泵的以牛顿米为单位的接收力矩。“速度比”（＝转速比例）是涡轮转速与泵转速的比例。因为涡轮转速在无变矩器跨接偶合器的情况下始终比泵转速小，所以该值在变矩器跨接偶合器打开的情况下也始终小于 1。在所述的曲线图中，在图 10 和图 11 的本发明中对于小的转速比例（<0.5）泵力矩低于现有技术的值。这尤其是当内燃发动机应在其低的转速范围内首先第一次卸载时、即还不应在驱动功率的整个范围内卸载时是有利的。这尤其是对于柴油机有意义。

但在高的转速比例（>0.5）时，本发明情况不同。在此，泵力矩高于现有技术的泵力矩。这也是有利的，因为在转速比例接近于 1（或 0.8，可能的接合点）时效率变得越来越差，但通过本发明仍可在该转速范围内提高涡轮功率。涡轮功率最后是被进一步引导到变速器的功率。

参考标号清单

1 泵

2 涡轮

3 导轮
4 壳体
5 转动轴线
6 泵排出开口
7 涡轮进入开口
8 涡轮排出开口
9 导轮进入开口
10 导轮排出开口
11 泵进入开口
12 内部的涡轮排出直径
12′ 减小的内部的涡轮排出直径
13 内部的泵进入直径
13′ 减小的内部的泵进入直径
14 内部的导轮通过直径
15 有效半径
16 在导轮的排出侧上的排出高度
17 在导轮的进入侧上的进入高度
18 内部环状分界面
19 外部环状分界面
20 过渡区域
21 泵外部直径
21′ 增大的泵外部直径
22 外部的导轮通过直径
22′ 外部的导轮通过直径
W 循环圆的轴向宽度
S 剪切量
C 中心线/中线
a 距离
b 距离

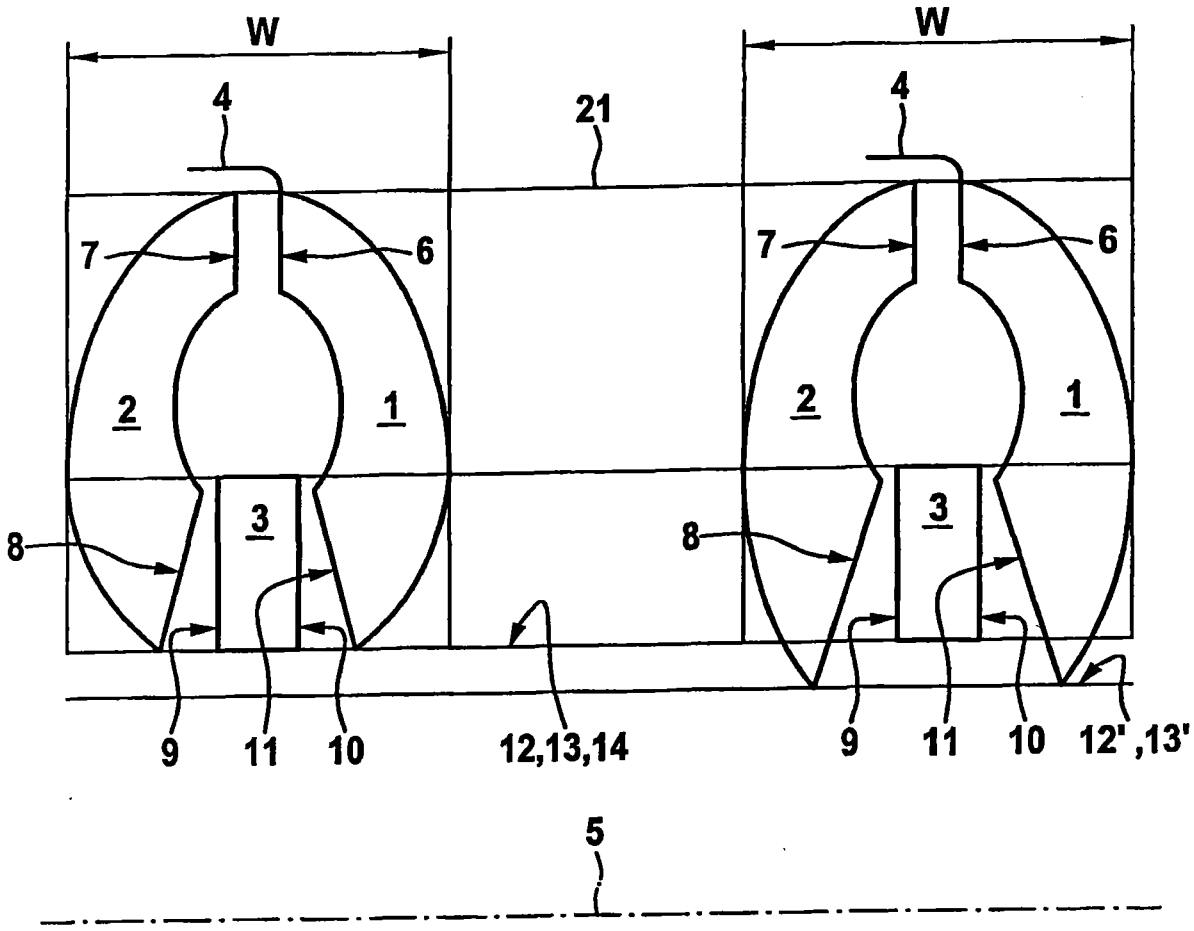


图1

图2

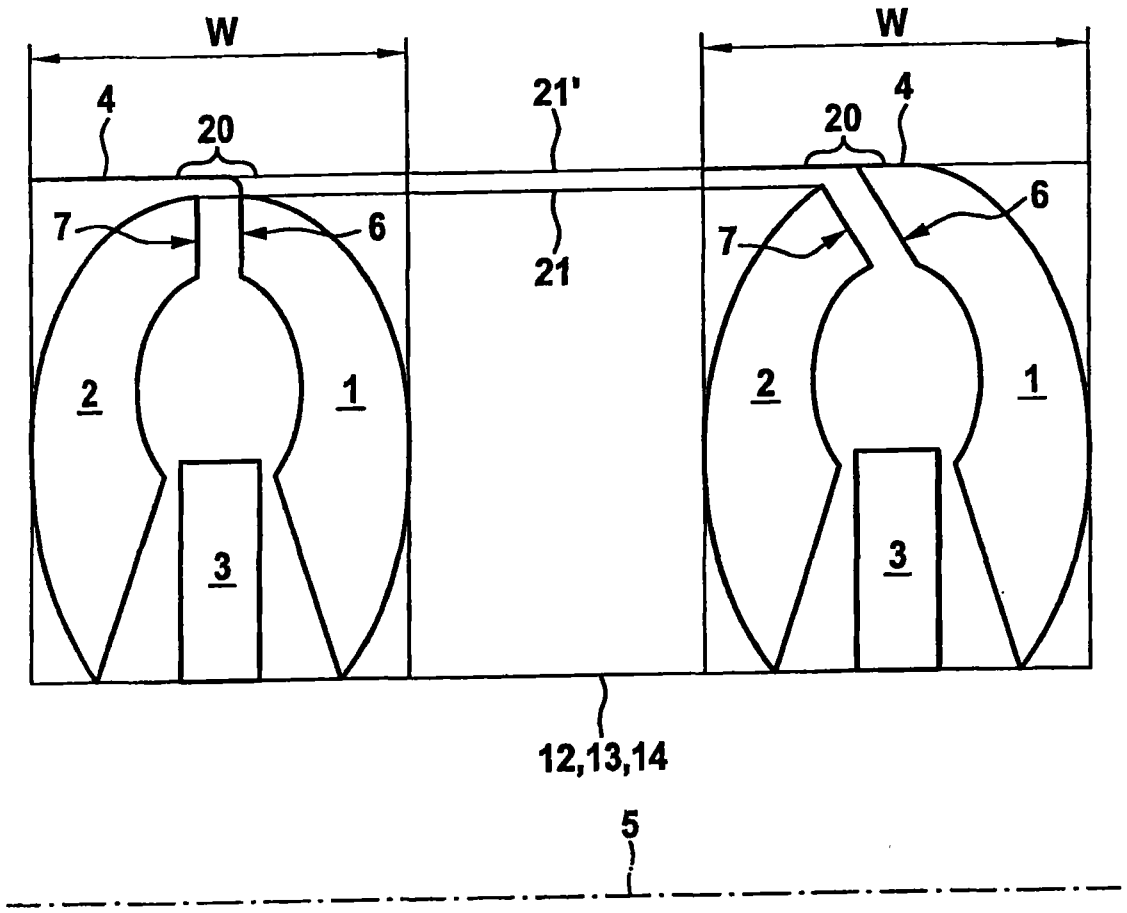


图3 图4

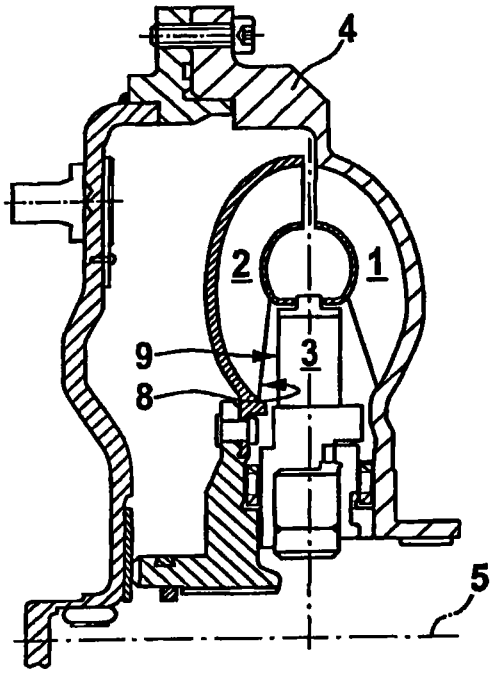


图5

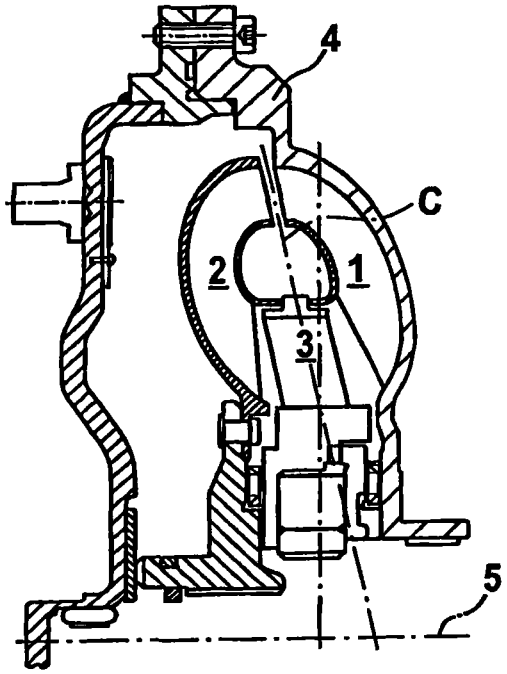


图6

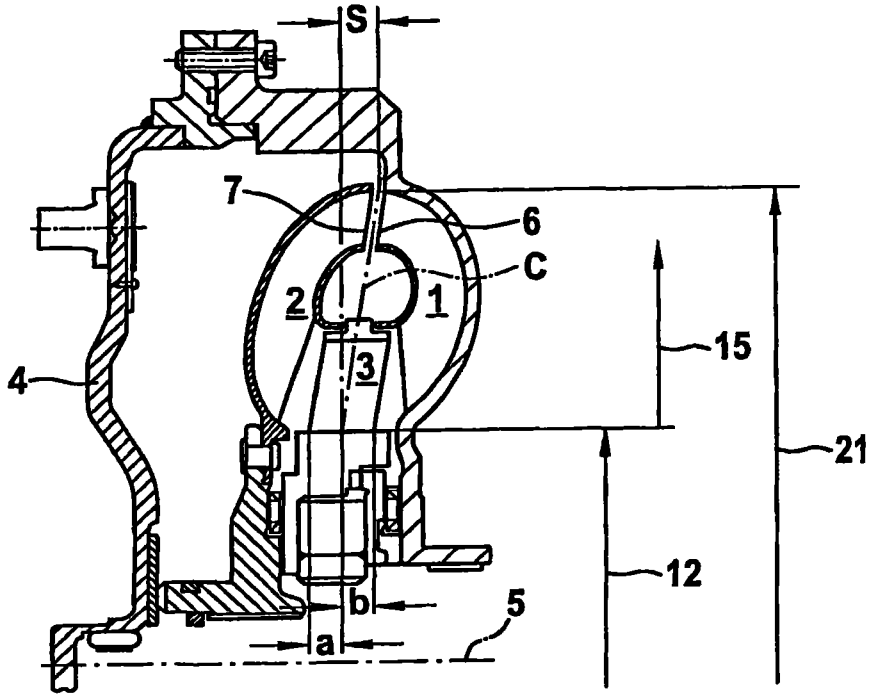


图7

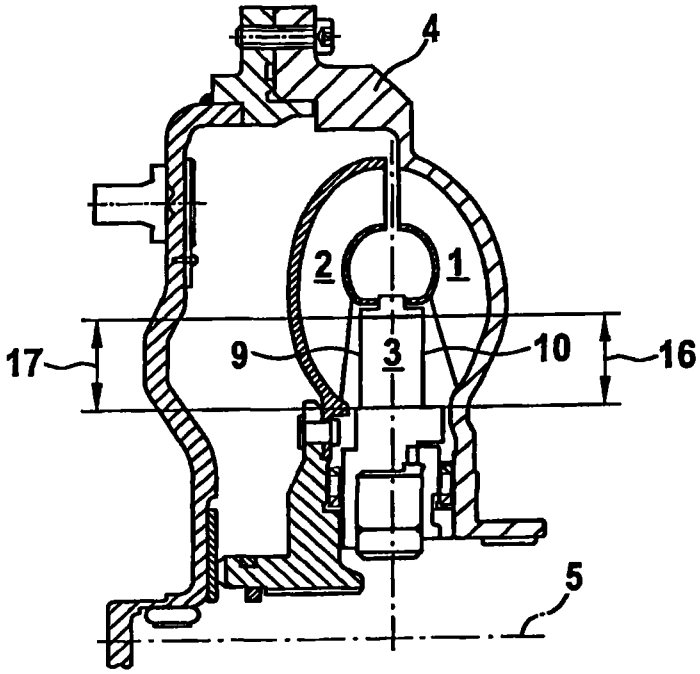


图8

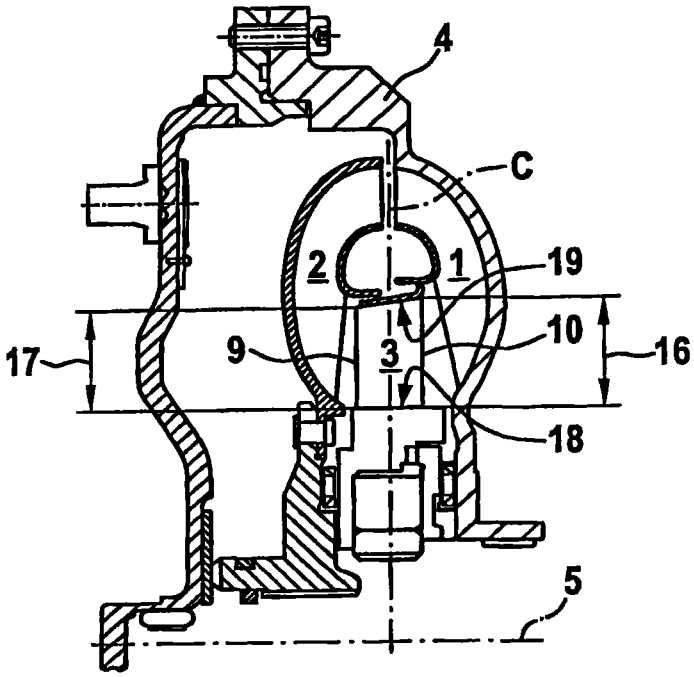


图9

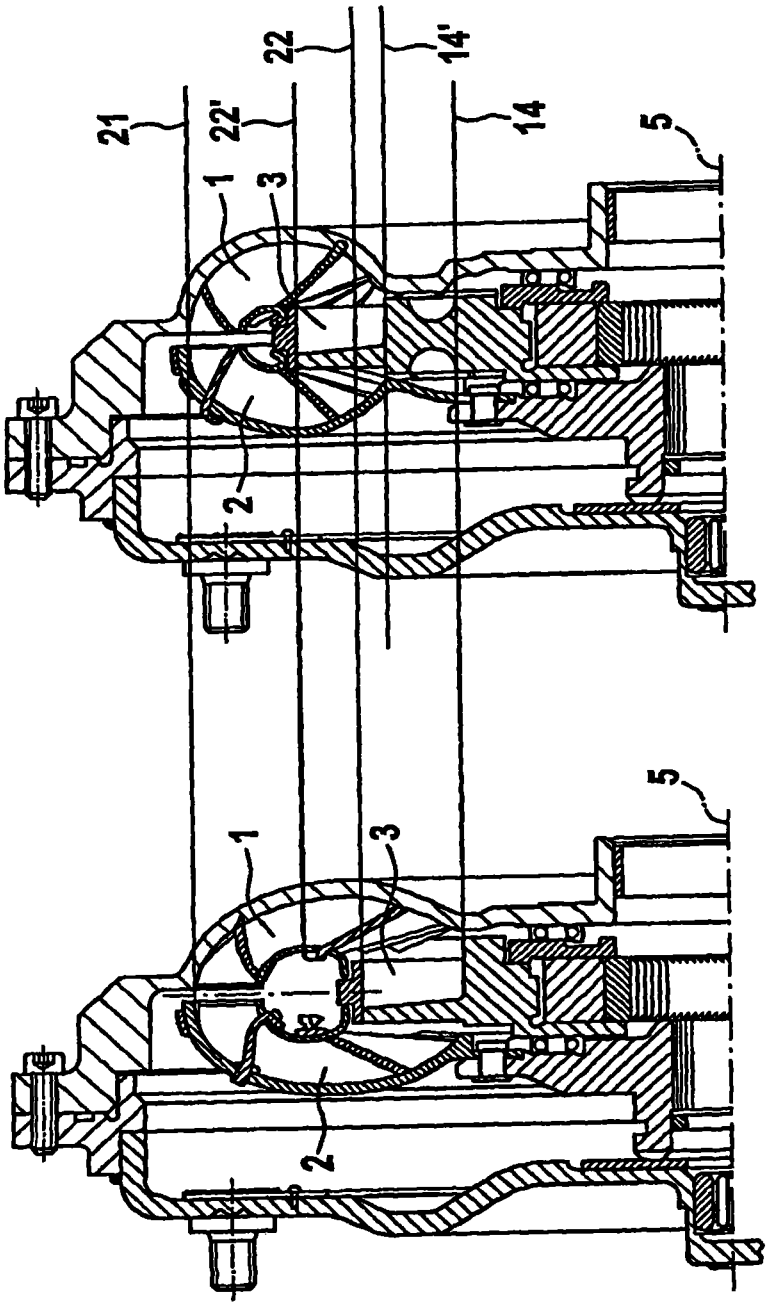


图11

图10