



# [12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 98801464.5

[43] 授权公告日 2003 年 3 月 12 日

[11] 授权公告号 CN 1102996C

[22] 申请日 1998.6.27 [21] 申请号 98801464.5

[30] 优先权

[32] 1997.10.2 [33] DE [31] 19743668.4

[86] 国际申请 PCT/DE98/01763 1998.6.27

[87] 国际公布 WO99/18347 德 1999.4.15

[85] 进入国家阶段日期 1999.6.2

[71] 专利权人 罗伯特·博施有限公司

地址 联邦德国斯图加特

[72] 发明人 鲁道夫·海因茨 迪特尔·青茨勒

罗格·波奇 克劳斯-彼得·施莫尔

弗里德里希·伯金

[56] 参考文献

EP477400 1992.04.01

审查员 严 律

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

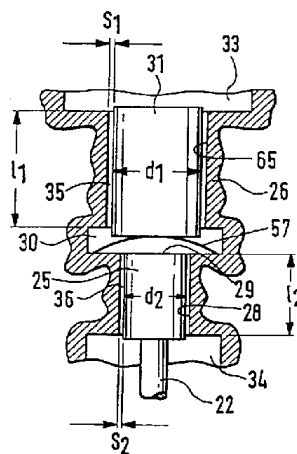
代理人 刘兴鹏

权利要求书 3 页 说明书 10 页 附图 4 页

[54] 发明名称 液体控制阀

[57] 摘要

一种液体控制阀，设有一个用来操纵该阀的充满液体的耦合室(30)，该耦合室设置在一个压电执行元件(32)的执行活塞(31)与一个操纵一阀元件的活塞(25)之间。为了补偿耦合室(30)在每个工作循环中由于短时间处在高压下而出现的液体损耗，在执行活塞(31)的返回行程中利用了耦合室(30)与执行活塞(31)及操纵阀元件(22)的活塞(25)的两个背向耦合室(30)的两端面侧的低压室之间所形成的压差，以便无阀地沿间隙(35, 36)实现重新填充。此阀用在机动车内燃机的喷油装置中。



1、一种液体控制阀，具有一个阀元件（22），该阀元件可由一个活塞（25）克服弹簧（24）的力操作，该活塞（25）的端面作为可移动的壁封闭了一个液压耦合室（30），该耦合室另一侧以一个具有比活塞（25）更大直径的执行活塞（31）的端面为边界，该执行活塞是压电执行元件（32）的一部分，通过其工作行程，耦合室（30）内压力增大，由此，活塞（25）可克服压力弹簧（24）的力被移动，其特征是，在执行活塞（31）及操纵阀元件（22）的活塞（25）的两个背向耦合室（30）的侧面各设有一个低压室（18 及 33），在该低压室内形成漏油压力，并且，在活塞（25）及执行活塞（31）的外圆周分别与导向这两个活塞的孔（28，65）之间的间隙（35，36）大小被如此确定，即耦合室（30）当在其内没有压力增大时则由低压室通过这些缝隙被重新灌满，以补偿压力增大期间通过这些缝隙进入低压室的汇漏损失，其中，压力增大出现之间的时间小于压力增大出现的时间。

2、按照权利要求 1 所述的阀，其特征是，耦合室（30）内的泄漏损耗可通过由于执行活塞（31）的一个返回行程而使耦合室体积变大所形成的在耦合室（30）与低压室（18，33）之间的压力差得以补偿。

3、按照权利要求 2 所述的阀，其特征是，执行活塞（31）借助一个回位弹簧（66）与压电执行元件（32）在其返回行程中耦联。

4、按照权利要求 2 或 3 所述的阀，其特征是，耦合室（30）的再填充通过间隙（35，36）沿活塞（25，31）的密封间隙的定义的长度  $l_1$  和  $l_2$  无阀地进行，其中，该间隙大小这样来确定，即耦合室的再填充始终能在压电执行元件（32）的各单个工作行程之间的时间内完成。

5、按照权利要求 4 所述的阀，其特征是，对于再填充而言，间隙长度和宽度相对于耦合室在无压力升高时间内所要求的最大的体积满足下面的几何关系：

$$\frac{n \cdot d \cdot S^3}{V_0 \cdot l} \geq 4 ,$$

其中， $V_0$ —以立方毫米（ $\text{mm}^3$ ）为单位的耦合室（30）的体积，

$n$ —由耦合室（30）通出的间隙数量，

$S$ —以微米（ $\mu\text{m}$ ）为单位的间隙宽度，

$l$ —以毫米（ $\text{mm}$ ）为单位的间隙长度，

$d$ —以毫米（ $\text{mm}$ ）为单位的活塞平均直径。

6、按照权利要求 5 所述的阀，其特征是，用于操纵阀元件（22）的活塞（25）或执行活塞（31）在孔（28）或孔（65）内的其导向长度上具有至少一个环形槽（38，39，41，43）。

7、按照权利要求 6 所述的阀，其特征是，在耦合室（30）与至少一个环形槽（41，43）之间确定了一个短的间隙长度  $l_w$ ，它满足上述的几何关系，活塞具有位于至少一个环形槽（41，43）另一侧的部分，该部分被构造成起导向作用的部分（40，42）。

8、按照权利要求 7 所述的阀，其特征是，在至少一个环形槽（43）与活塞（42）的朝向低压室（18，34）的端面之间设有一个压力介质通道（44），压力液体通过该通道无节流地供给该环形槽。

9、按照权利要求 1 至 3 之一所述的阀，其特征是，耦合室（30）的边界由执行活塞（31）以及由多于一个的其它活塞（49，50）构成。

10、按照权利要求 9 所述的阀，其特征是，所述其它活塞（49、50）构成一个阶梯活塞（48）。

11、按照上述权利要求 1 至 3 之一所述的阀，其特征是，低压室内的压力被保持在一确定的、比周围压力高的水平。

12、按照权利要求 11 所述的阀，其特征是，低压室（18，33）内的有效压力被调节到 10 至 20 巴（bar）

13、按照权利要求 5 所述的阀，其特征是，

$$\frac{n \cdot d \cdot S^3}{V_0 \cdot l} \geq 8 .$$

14、一种喷射系统，其中使用了按照权利要求 1 至 3 之一所述的阀，该喷射系统具有高压泵（57），高压储存器（52）及低压容器（55），其特征是，在与阀的低压室（18，33）相联的、且与低压容器（55）相连的低压侧，一个恒压调节阀（63）安装在回油管（54）上，该阀被调节到大于 1 巴（bar）的压力。

## 液体控制阀

### 技术领域

本发明涉及一种液体控制阀以及使用该阀的喷射系统。

### 背景技术

一种类似的阀已由 EP0477400 公开。其中，阀元件的驱动活塞密封、可移动地设置在一个阶梯孔的直径较小部分内，而一个由压电执行元件推动的直径更大的活塞则设置在该阶梯孔的直径较大部分内。一个液体室这样被夹在这两个活塞之间，即当直径较大的活塞通过执行元件被推动一定的距离时，阀元件的驱动活塞按照阶梯孔横截面的转换比例被推动更大的距离。阀元件、驱动活塞、直径较大的活塞及压电执行元件依次地处在同一轴线上。

上述阀存在这样的问题，如压电执行元件、阀元件、被封闭的压力室液体或阀壳体的长度变化要由液体耦合室补偿。由于用来打开阀的压电执行元件在压力室内产生压力，该压力也导致压力室液体的损耗。为了避免耦合室泵空，需要再填充。一种完成再填充的装置在开头所述的已有技术中已经公开，不过该装置具有以下缺点，即在耦合室与一个封闭的、具有一恒定体积的储油箱之间形成一种始终在两个可能的流动方向敞开的联通，这导致大大地影响了压电执行元件的工作性能。尤其是，由此增大的体积导致了一种会降低由耦合室形成的液柱的传输刚性的可压缩性。已公开的装置主要还存在为补偿工作行程中的容差而出现的耦合室泄漏。为了克服由此引起的可压缩性变大，要在耦合室内的液体中加入具有降低其可压缩性作用的稳定物质。为此还需要采用橡胶部件或金属部件，它们被加入液体中。

## 发明内容

本发明的目的是，提供一种液体控制阀，使得耦合室始终保持被足够充满，整个装置可能出现的长度改变被不断修正。另外，本发明的另一目的是，提供一种喷射系统，它工作可靠、结构简单、以及确保了安全及可靠的密封。

按照本发明，提出了一种液体控制阀，具有一个阀元件，该阀元件可由一个活塞克服弹簧的力操作，该活塞的端面作为可移动的壁封闭了一个液压耦合室，该耦合室另一侧以一个具有比活塞更大直径的执行活塞的端面为边界，该执行活塞是压电执行元件的一部分，通过其工作行程，耦合室内压力增大，由此，活塞可克服压力弹簧的力被移动，其中，在执行活塞及操纵阀元件的活塞的两个背向耦合室的侧面各设有一个低压室，在该低压室内形成漏油压力，并且，在活塞及执行活塞的外圆周分别与导向这两个活塞的孔之间的间隙大小被如此确定，即耦合室当在其内没有压力增大时则由低压室通过这些缝隙被重新灌满，以补偿压力增大期间通过这些缝隙进入低压室的汇漏损失，其中，压力增大出现之间的时间小于压力增大出现的时间。

按照本发明，还提出了一种喷射系统，其中使用了本发明的阀，该喷射系统具有高压泵，高压储存器及低压容器，其中，在与阀的低压室相联的、且与低压容器相连的低压侧，一个恒压调节阀安装在回油管上，该阀被调节到大于1巴（bar）的压力。

本发明的阀具有以下优点，即在压电执行元件的工作行程期间耦合液体可由相邻的低压室向耦合室方向再流动，使耦合室始终保持被足够充满。整个装置可能出现的长度改变被不断修正。耦合室的再填充或后填充借助活塞导向装置无问题地进行。当压电执行元件、阀、被封闭的压力室液体或壳体例如受热而改变其长度时，这一点也适用于，因为耦合室内的这种长度改变通过泄漏被补偿。其

它的优点还有：该装置工作可靠、结构简单、以及确保了安全及可靠的密封。

在一种具有优点的改进形式中，耦合室内的泄漏损耗可通过由于执行活塞的一个返回行程而使耦合室体积变大所形成的在耦合室与低压室之间的压力差得以补偿。执行活塞与压电执行元件一起在返回行程中引起的体积变大及由此形成的压差促进了填充。

具有优点的是，执行活塞借助一个回位弹簧与压电执行元件在其返回行程中耦联，其中所述的压差受到一个使执行活塞向压电执行元件施加力的弹簧的支持。尤其是，耦合室的再填充通过间隙沿活塞的密封间隙的定义的长度  $l_1$  和  $l_2$  无阀地进行，其中，该间隙大小这样来确定，即耦合室的再填充始终能在压电执行元件的各单个工作行程之间的时间内完成，这样确定尺寸的间隙，它们是为了耦合室的再充满而设计的，这使得本发明更具有优点。其中，尺寸确定的基本要求是，应符合这样的关系式，

$$\frac{n \cdot d \cdot S^3}{V_0 \cdot l} \geq 4, \quad \text{最好是} \geq 8.$$

$$V_0 \cdot l$$

基于这一点，操纵阀的活塞及执行活塞的结构设置可这样进行，用于操纵阀元件的活塞或执行活塞在孔或孔内的其导向长度上具有至少一个环形槽。据此，活塞长度的仅仅一部分按照为再充满而使低压室与耦合室之间连通的标准来确定，而活塞的其余部分则应具备确保活塞精确导向所需的长度。本发明还具有另一改进，即活塞仅仅还配有一个短的、接近耦合室的间隙长度  $l_w$ 。按照另一种优选方案，液体从低压室可无节流地通过压力介质通道完全接近到间隙  $l_w$ 。

本发明的再充满方面的一个重要改进是，即在低压室内调节出比周围环境更高的压力。这导致向耦合室的一个有助于耦合室再充满的压差的升高。

### 附图说明

本发明的多个实施例在附图中示出并在下面的描述中被进一步说明。其中，

图 1 为一喷油阀的截面图，

图 2 为在一带有液体补充供给的耦合室上活塞配置的一个第一实施例，

图 3 为活塞的另一结构形式，

图 4 为图 3 所示活塞结构的一种变化形式，

图 5 为图 3 所示活塞结构的另一种变化形式，

图 6 为再充满随时间变化的曲线图，

图 7 为具有三个活塞的结构形式，

图 8 为带有本发明喷油阀的喷油装置。

### 具体实施方式

本发明的阀用在一种喷油阀中，该喷油阀的重要部分在图 1 的截面图中给出。该喷油阀具有一个阀壳体 1，一阀针 3 在该阀壳体内在一个纵向孔 2 中被导向，该阀针能以在此未进一步示出的、已公知的方式由一个关闭弹簧向关闭方向被预加载荷。阀针在其一端设有一个锥形密封面 4，该密封面在阀壳体的伸入燃烧室内的顶尖部 5 处与一个阀座 6 配合作用，喷油孔由此伸出，这些喷油孔在喷油阀内使得环绕阀针 3 的由处在喷射压力下的燃料所充满的环形腔 7 与燃烧室联通，从而当阀针从阀座升起时进行喷油。该环形腔与另外一个压力室 8 联通，该压力室始终与一个压力管道 10 联通，燃料在喷射压力下由一个高压储油器 9 通过该管道被输送给喷油阀。这种高的燃料压力也作用在压力室 8 内，并在此作用于一个压力凸肩 11 上，通过该凸肩能以公知的方式使喷嘴阀针在适当条件下从阀座升起。

阀针的另一端在一个圆柱孔 12 内被导向，并在该处用其端面 14

封闭了一个控制压力室 15，该控制压力室借助一节流连接而始终与一个环形腔 17 联通，该环形腔与压力室 8 一样始终与燃料高压存储器联通。从控制压力室 15 轴向通出一个具有一节流阀 19 的孔并通到控制阀 21 的一个阀座 20。控制阀的一个阀元件 22 与该阀座配合作用，该阀元件在抬离状态下形成控制压力室 15 与一个低压室 18 之间的联通，而该低压室始终与一个卸荷室联通。在低压室 18 内设有一个对阀元件 22 沿关闭方向加载的压力弹簧 24，它将阀元件 22 加载到阀座 20 上，因此，在控制阀的正常位置，控制压力室 15 的这种联通被关闭。由于阀针 13 在控制压力室 18 区域的端侧面积大于压力凸肩 11 的面积，因而控制压力室内的燃料压力得以保持，它在压力室 8 内也占优势并使阀针 3 处在关闭位置。然而，当阀元件 22 被抬离时，通过节流连接 16 而被闭锁的控制压力室 15 内的压力则卸载。当关闭力不存在或减小时，阀针 3 快速打开、或许要克服封闭弹簧的力而快速打开，并能在阀元件 22 重新进入关闭位置时，立即置于关闭位置。因为从此刻起，控制压力室 15 内的原始高的燃料压力通过节流连接 16 被快速地重新建立。

本发明的控制阀具有一个被确定用于其操纵的活塞 25，该活塞 25 作用在阀元件 22 上并可由一个未进一步示出的压电执行元件 32 操纵。该活塞 25 在一个设在喷油阀的壳体部分 26 内的导向孔 28 中被密封地导向并如从图 2 所看到的那样，利用其端面 29 限制一个耦合室，该耦合室的相对的壁由一个在孔 65 内的更大直径的执行活塞 31 封闭。该活塞是压电执行元件 32 的一部分，并且它此外还可通过一个设在耦合室 30 内的盘簧 66 与压电执行元件 32 传递力地联接。执行活塞与压电执行元件 32 的反馈也可以其它适合的方式进行。两个活塞 25 和 31 在它们的孔中被密封地导向。耦合室由于两活塞 25 和 31 不同的活塞面积而用作变换室，其中，它根据设计将压电执行元件活塞 31 的小行程转变成操纵控制阀 21 的活塞 25 的较

大行程。当压电执行元件 32 激励时，使活塞 25 被如此调节，即阀元件 22 从其阀座 20 上抬离。这导致控制压力室 15 卸载，从而阀针 3 被重新打开。

在图 2 中，与阀壳 1 分开地示出了耦合室 30 和两个活塞 25 及 31。其中在壳体部分 26 内，低压室 18 设在活塞 25 的那一侧，而低压室 33 设在活塞 31 的背向耦合室 30 的那一侧。容纳活塞 25 和 31 的圆柱孔具有宽度为  $S_1$  和  $S_2$  的间隙 35 及 36，通过它们，低压室 33 和 18 与耦合室 30 联通。间隙 35 的长度用  $l_1$ ，而间隙 36 的长度用  $l_2$  表示；活塞 31 的直径为  $d_1$ ，而活塞 25 的直径为  $d_2$ 。

为了操纵阀元件 22，压电执行元件 32 被激励，而随后执行活塞 31 被移动，这导致耦合室 30 内的压力上升，这又使活塞 25 连同阀元件 22 一起被移动。由于活塞的直径不同，因此活塞 25 比执行活塞 31 移动的更远。耦合室内的压力增大导致耦合室液体通过活塞 25 和 31 与它们的导向孔之间的泄漏间隙而泄漏损失。不过为操纵阀元件而在耦合室内存在高压的时间比这之间加载间歇的时间短。

因此，耦合室 30 在阀工作时而在耦合室内形成的高压下不会随着时间的推移而通过间隙 35 和 36 被抽空，通过本发明可实现，在加载间歇时并在低压室 18 和 33 内相对低的压力下达到耦合室 30 的快速再充满，补偿所产生的液体损耗。执行活塞同压电执行元件一起在不激励时回移有助于达到上述目的。最好是由一个回位力对执行活塞施载到压电执行元件上，该力尤其是通过支承在耦合室内的弹簧 57 来产生。

为了再充满，两个活塞 25 和 31 及它们的导向孔必须以特殊方式进行几何设计，以获得该配置的最佳工作能力，以及达到耦合室 30 的充填体积的不断形成。作为泄漏程度参数应力争达到符合下式的几何关系：

$$\frac{n \cdot d \cdot S^3}{V_{0.1}} \geq 4$$

其中,  $d$ —平均活塞直径 (mm)

$S$ —间隙大小 ( $\mu\text{m}$ )

$L$ —密封间隙长度 (mm)

$n$ —密封间隙或活塞的数量

$V_0$ —耦合室的初始体积 ( $\text{mm}^3$ )

最好应符合如下关系式:

$$\frac{n \cdot d \cdot S^3}{V_{0.1}} \geq 8$$

根据上述关系, 达到一种尽可能快的再充满, 而无容差、尤其是在间隙 35 和 36 之间的容差对再填满延续时间产生大的影响。从上式可以得出, 间隙和活塞直径倾向于大, 而初始体积和密封间隙长度应选择小。大于等于 8 的泄漏程度参数不应选择太大, 否则, 泄漏速率太大, 而耦合功能、即耦合室充填体积的液压刚性会下降并因此会降低行程。为了开关阀所需的耦合室 30 的刚性尽可能保持大, 耦合室的初始体积  $V_0$  则必须尽可能小。

对于活塞 25 和 31 而言, 由于导向精度和由此间隙尺寸需保持恒定的原因, 间隙 35 和 36 不能选择过大, 而活塞长度  $l_1$  和  $l_2$  不能选择过小, 尽管特征参数  $\frac{n \cdot d \cdot s^3}{V_{0.1}} \geq 4$ , 活塞 25 和 31 可采用图 3、4 及 5 所示的结构形式, 在这些形式中, 液压作用的密封间隙长度被减小, 即限制在确定上述特征参数的一个短的长度上。

图 3 示出了活塞 37, 它的长度尺寸两次被环形槽 38 和 39 中断, 以便在短的密封间隙长度情况下使导向部分彼此隔开并由此来提高导向精度, 位于环形槽 39 和 38、低压室 18 或 34 和耦合室 30 之间的间隙长度比活塞的原始总长度短。这就在很好的导向精度的情况

下形成一种利于充满的符合上述泄漏程度参数关系式的几何关系。

在图 4 所示的结构形式中，活塞 40 具有一个环形槽 41，它靠近耦合室 30 设置并由此在此处确定了一个短的起作用的间隙长度  $l_w$ 。这个短的间隙长度仅仅是符合上述关系式的一个结果值。该间隙长度接下来的活塞部分用作所需的导向部件，不过它不影响由上述关系式所得到的数值。通过这种方式可获得在加载间歇期间以简单可靠方法再充满的合理数值。

图 5 示出了活塞 42，它具有按照活塞 40 的短的密封间隙长度在图 4 所示实施形式的基础上被这样变型，即从与图 4 中的环形槽 41 相当的环形槽 43 向活塞端部通出一个或多个侧面的削平部分 44。在这种结构形式中，间隙长度  $l_w$  很短，它满足上述关系式，尽管如此，活塞 42 的导向段相对较长并因此精确。由环形槽 43 和侧面的削平部分 44 形成的间隙宽度如此大，以致不起密封作用，而由其长度确定的活塞部分仅仅起活塞导向段的作用，而不是作为泄漏程度参数的结果。削平部分 44 成为压力介质通道，借此，从相邻的低压室供给压力介质到环形槽 43。不过该削平部分也可变成其它形式，如设置成环形槽 43 与低压室之间的孔或其它通道形式。

图 6 示出了一曲线图，由三条曲线 45、46、47 可以看出：再充满的不同持续时间与耦合室内及在不同环境压力中工作压力上升的持续时间的关系。纵坐标上描绘了一种由使耦合室充满到某一确定压力，如周围环境压力的 90%所需的时间确定的时间比，而横坐标给出了由上关系式得出的对于不同参数和两个间隙，即两个活塞、活塞 25 和 31 的泄漏程度参数。可以看出，对于大的间隙而言，随着由上述关系式得出的值变大，其再充满更快和更有利。相反，对于泄漏程度参数  $<4$  的情况而言，时间直至无穷。在此，低压室内的压力也有关，随着该压力的增大，再充满更快。

图 7 示出了具有三个活塞的结构形式，其中具有已经描述过的

执行活塞 31 和耦合室 30。在此，一个操作控制阀 21 的活塞构造成阶梯活塞，它具有两个活塞 49 和 50。因此这里总共具有三个间隙，液体通过它们可从耦合室流出，耦合室 30 又必须通过它们重新充满。对于这种结构形式也可采用本发明的再充满。这也适合于带有三个以上的活塞的装置。

在如图 8 所简单示出喷油装置中，每个发动机汽缸采用了一个如图 1 所涉及的喷油阀 51。该喷油阀 50 一侧通过一管道 52 与一高压储存器 53 相连，而另一侧则通过一回油管 54 与一低压容器（油箱）55 相连。此外该喷油装置还包括一个燃料泵 56、一个高压泵 57、一个溢流阀 58、一个压力控制阀 59，一个压力安全装置 60、一个流量限制器 61 和一个电控装置 62。

按照本发明，在从喷油阀 51 通到容器 55 的回油管 54 中装有一个恒压调节阀 63，它可被调节到 10—20 巴（bar）的压力。回油管 54 则必须相应地设置得稳固。在喷油阀 51 中，正如已经描述的，两个低压室 18 和 34 接通低压力，这两个低压室位于执行活塞 31 和操纵阀元件 22 的活塞 25 的背向耦合室 30 的两个端面侧上，该低压力借助恒压调节阀被保持在一个较高的水平、例如 10 至 20 巴（bar）。

这一措施促成耦合室 30 通过间隙 35 和 36（见图 2）按下式快速再充满：

$$Q = \frac{\pi \cdot d \cdot s^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot (P_0 - P_{\text{耦合}})$$

其中，Q—流量

d—活塞直径

S—间隙尺寸

$\eta$ —动力学粘度

l—泄漏间隙长度

当耦合室 30 内在作用行程后降低到大约零巴（bar）压力，而

---

周围压力直到内燃机的下一个喷油过程（在每分钟 4800 转的发动机转速下 25 毫秒（ms）前为 1bar、二者压差无法使耦合室达到再充满的情况下，采用截止阀 63 是尤其值得推荐的。当压差上升到 10 至 20 巴（bar）时，耦合室 30 在所提供的短的时间间隔内被可靠地再充满。具有优点的是，每个发动机只需一个恒压调节阀 63。

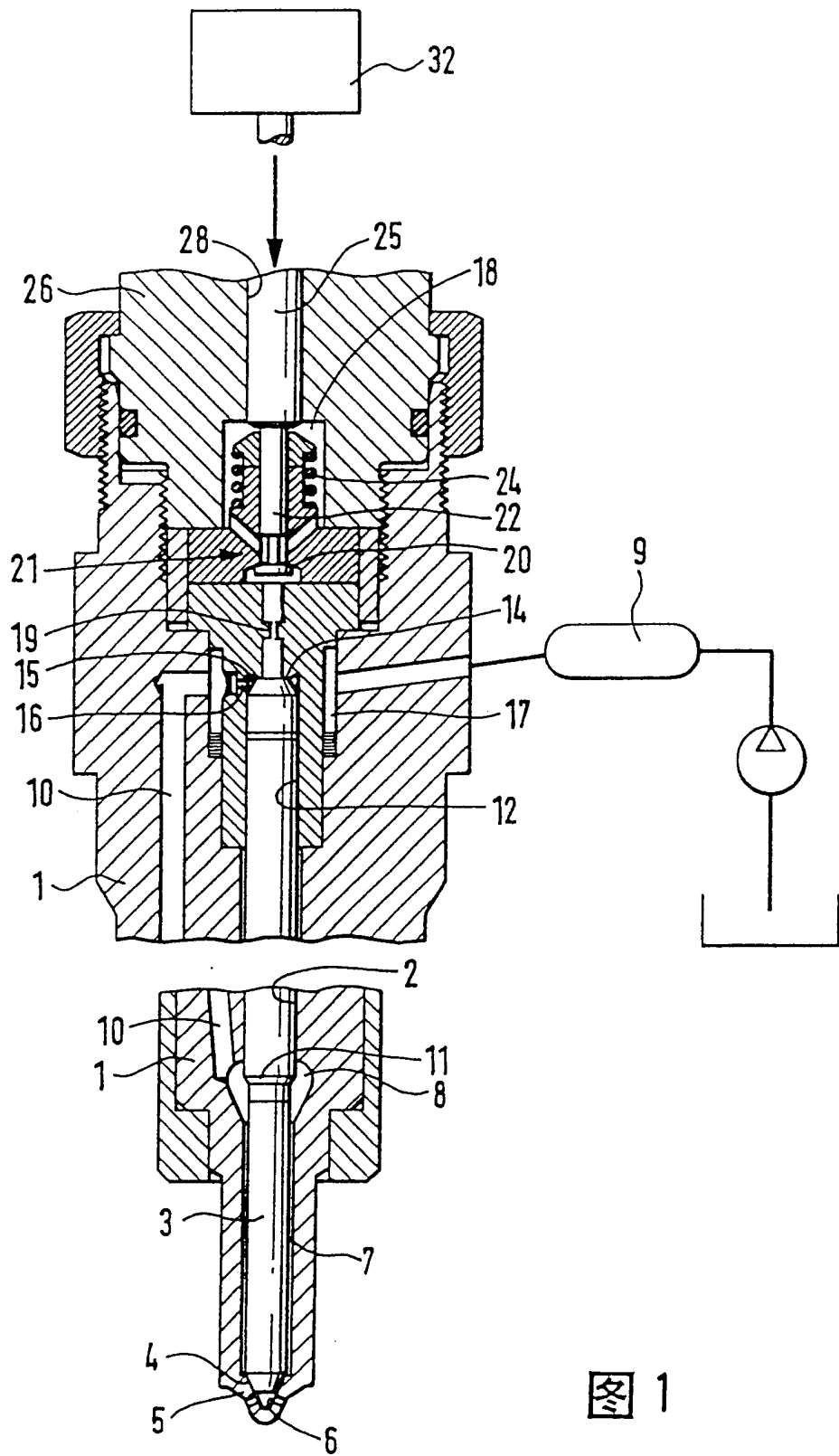


图 1

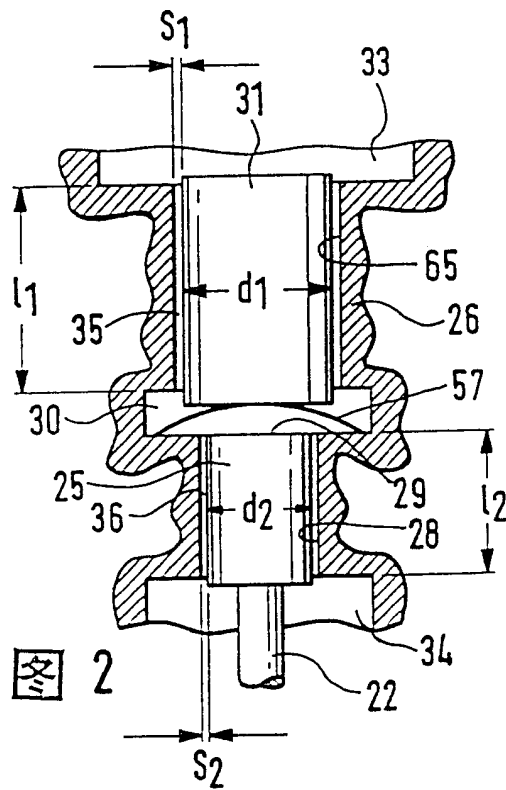


图 2

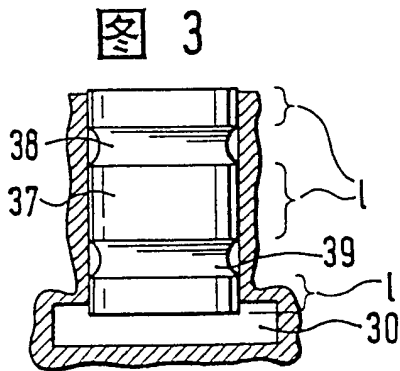


图 3

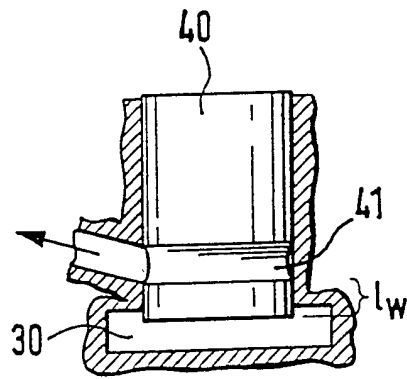


图 4

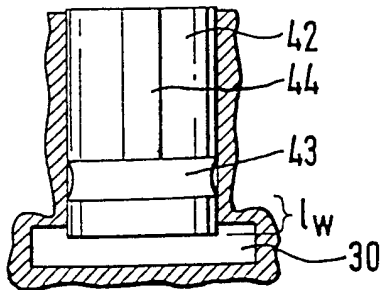


图 5

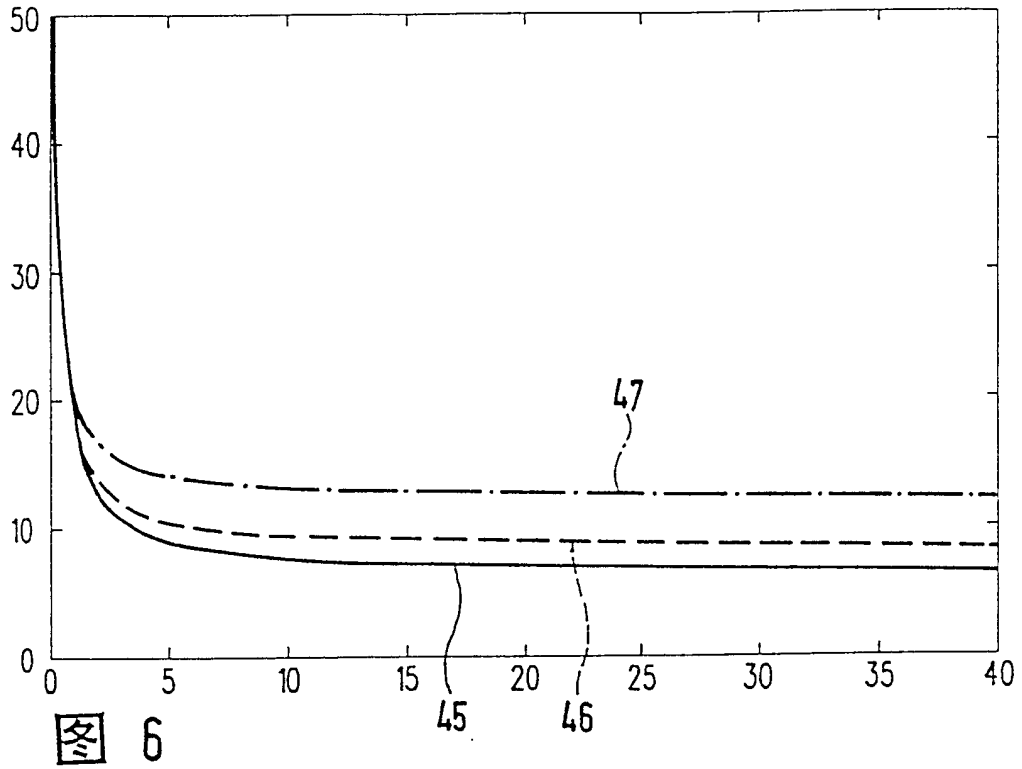


图 6

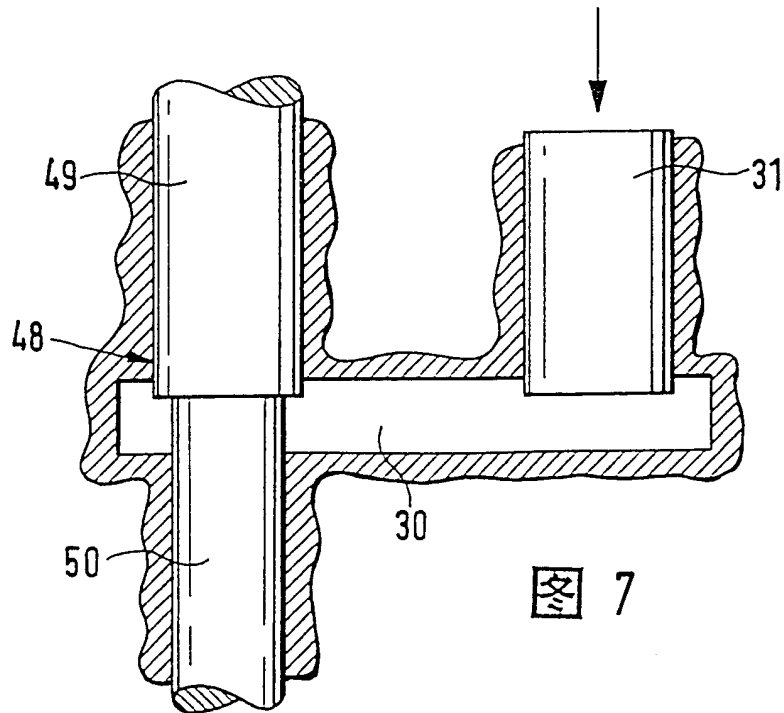


图 7

