

[12]发明专利说明书

[21] ZL 专利号 98804487.0

[45]授权公告日 2002年8月28日

[11]授权公告号 CN 1089849C

[22]申请日 1998.4.22

[21]申请号 98804487.0

[30]优先权

[32]1997.4.25 [33]NO [31]971907

[86]国际申请 PCT/NO98/00125 1998.4.22

[87]国际公布 WO98/49437 英 1998.11.5

[85]进入国家阶段日期 1999.10.25

[73]专利权人 希诺斯控股公司

地址 挪威布雷德维克

[72]发明人 里弗·达格·亨利克森

[56]参考文献

US4432310 1984.2.21 F02B75/26

US5031581 1991.7.16 F02B75/26

审查员 裴志红

[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所

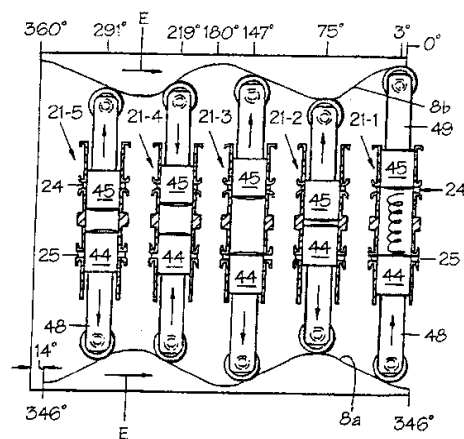
代理人 刘志平

权利要求书2页 说明书34页 附图页数20页

[54]发明名称 具有内燃的两冲程内燃机布置

[57]摘要

本发明公开了一燃烧发动机(10),其具有多个发动机汽缸(21; 21-1~21-5),这些汽缸绕一公共中间驱动轴(11)布置成一环形系列并且其汽缸轴线平行于驱动轴。每一汽缸包括可彼此相向和相离地移动的一对活塞(44,45),它们在一公共的中间工作腔(K)内工作。每一活塞(44,45)经带有相应支承滚筒(53)的一活塞杆(48,49)构成一支承件,和经一凸轮导向装置内的“正弦”状平面(“正弦”状曲线(8a,8b))进行控制。每一汽缸(21; 21-1~21-5)内的两个活塞(44,45)具有相互不同的活塞阶段,这些活塞阶段由相同不同的凸轮导向装置控制。凸轮导向装置被设计有对等的相互不同的“正弦”状平面(“正弦”状曲线(8a,8b))。



ISSN 1008-4274



权利要求书

1. 一种两冲程内燃机(10, 100)的布置, 包括多个发动机汽缸(21; 21-1~21-5), 这些汽缸绕一公共中间驱动轴(11)布置成一环形系列, 并且其汽缸轴线平行于驱动轴, 每一汽缸包括可彼此相向和相离地移动的一对活塞(44, 45), 用于每一对活塞的一公共中间工作腔(K), 同时每一活塞(44, 45)设有轴向可移动的活塞杆(48, 49), 活塞杆的自由外端经一支撑滚筒(53, 55)构成一支撑件, 以支承一曲线形的、或者说“正弦”状曲线形的凸轮导向装置(12a, 12b), 所述凸轮导向装置布置在汽缸(21; 21-1~21-5)的各相对端, 并且控制活塞相对于相应汽缸的运动, 其特征在于:

在每一汽缸(21; 21-1~21-5)内的两个活塞(44, 45)具有相互不同的活塞阶段, 这些活塞阶段由相互不同的凸轮导向装置(12a, 12b)控制,

凸轮导向装置(12a, 12b)被设计有对等的相互不同的“正弦”状平面(8a, 8b),

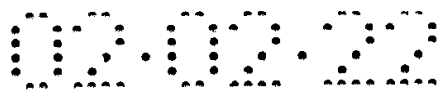
两个活塞(44, 45)的相应的凸轮导向装置(12a, 12b)在“正弦”状平面(8a, 8b)的某些部分(1a~3a, 5a~7a; 1b~3b, 5b~7b)彼此相对有相位移, 而“正弦”状平面的余留部分(4a, 4b)处于共同相位(mutual phase)。

2. 如权利要求1所述的布置, 其特征是:

在压缩冲程和膨胀冲程之间的死点处、在工作腔(K)的一部分(K1)内, 通过由相应的“正弦”状平面的对等的笔直的部分(4a, 4b)来控制, 使汽缸的至少一个活塞(44)、并且最好是汽缸的两个活塞(44, 45)分别保持轴向静止。

3. 如权利要求2所述的布置, 其特征是:

在工作腔(K)的一部分(K1)内, 此时活塞(44, 45)是静止的, 就在接下来的膨胀阶段之前一燃烧腔(K1)用来燃烧至少部分燃料, 并且燃烧大部分燃料。

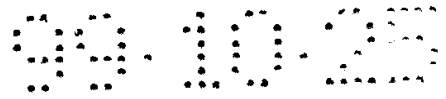


4. 如权利要求3所述的布置, 其特征是:

燃烧腔(K1)布置在“正弦”状平面(8a, 8b)的纵向尺寸和驱动轴(11)的转动圆弧的一相对大的弧长($5^{\circ} \sim 10^{\circ}$)上。

5. 如权利要求1所述的布置, 其特征是:

控制排气功能的活塞(44)的一第一凸轮导向装置(12b)内的“正弦”状曲线(8a)的底部在控制换气功能的活塞(45)的一第二凸轮导向装置(12a)内的“正弦”状曲线(8b)的底部之前具有相位移。



说明书

具有内燃的两冲程内燃机布置

本发明涉及一两冲程内燃机内的一布置 (arrangement)，该内燃机包括多个发动机汽缸，这些汽缸绕一公共中央驱动轴布置成一环形系列并且其汽缸轴线平行于驱动轴，每一汽缸包括可彼此相向和相离地移动的一对活塞，每一对活塞具有一公共中间工作腔，同时每一活塞装备有轴向可移动的活塞杆，活塞杆的自由外端经一支撑滚筒构成一支撑件，以支撑一曲线形的、或者说“正弦”曲线形的凸轮导向装置，所述凸轮导向装置布置在汽缸的各相对端并且对活塞相对于相应汽缸的运动进行导向。

前述发动机系统的几何学 (geometric) 考虑

当发动机的驱动轴在一圆形路径内运动时，可图形上观察到前述发动机系统的发动机活塞的往复 (oscillation) 运动相对于时间为基于下列公式的一正弦曲线：

$$\text{公式1: } Y = \text{sine } X.$$

由DE 4335515可在先知道先前所述类型的两冲程发动机，其具有带两个对置的活塞的一单个汽缸和传统的曲轴及传统的曲柄臂。

公式1也涉及这种发动机的每一曲轴。为了优化在这种发动机内的燃烧，建议给汽缸的两个对置的活塞提供相互位移的 (mutually displaced) 活塞运动阶段。

通过采用一正弦曲线形的凸轮导向装置和相应地采用传统的曲轴，事实上可以控制汽缸内各个活塞向后和向前的运动 (前后运动)，从而活塞的往复运动可以与驱动轴的旋转运动同步地一致。在驱动轴的一完整的转动过程中，活塞以一强制地控制的方式在一个或多个工作冲程内前后运动，该前后运动与驱动轴的旋转运动精确地同步。换言之，凸轮导向装置和驱动轴的旋转运动将会直接地关联到活塞的往复运动，反之亦然。

活塞的前后运动将相应地构成驱动轴的多次转动，其中每次驱动轴转动 360° 。换言之每一活塞将在相应的汽缸内前后运动一总的次数，即从1次到例如4次，其中每一次驱动轴作 360° 的转动。

由于控制活塞在相应的汽缸内的往复运动的凸轮导向装置与发动机的驱动轴同步地转动，因此可通过给凸轮导向装置设计一正弦形的曲线轮廓而控制活塞的往复运动，从而使活塞的往复运动符合驱动轴的旋转运动。

“正弦”状概念

当此处采用“正弦”状的术语来表达时（例如“正弦”状概念、“正弦”状曲线、“正弦”状平面等），其表达的是不构成根据上述公式1的一数学正弦轮廓的一曲线轮廓，而表达的是一变化的曲线轮廓，其仅大体上类似于一数学正弦轮廓的轨迹。术语“正弦”状轮廓在此处将大体上是指类似于但又不同于一正弦轮廓的轮廓。

根据本发明，在关于结构方面其目的是给凸轮导向装置设计一特别的曲线轮廓，其以不同的方式偏离于一数学正弦轮廓。

根据本发明，通常地这还意味着给凸轮导向装置设计一种特殊形式的“正弦”状轮廓，其偏离于一传统已知的正弦轮廓，活塞运动可以用一相应方式适应于相对于驱动轴旋转运动和相对于前面建议的方案的附加的发动机功能。

根据本发明，其基本目的是设计凸轮导向装置，使得可以基于一简单和可靠的操作次序（sequence）而可给发动机的活塞获得最佳的操作条件。

当在此处说到“正弦”状平面时，其是指凸轮导向装置的具有“正弦”状曲线轮廓的局部部分。实际上各个凸轮导向装置具有一 360° 的弧形轮廓，其对应于多个所述的“正弦”状平面。

活塞的轴向运动由一凸轮导向装置经相应的“正弦”状平面分别地控制的燃烧发动机通常根据所谓的“正弦”状概念工作，这已知晓多年。

最初“正弦”状平面具有在很大程度上类似于数学正弦轮廓的一轮廓，即具有相互对称和均匀弯曲的曲线部分。

根据专利文献，曲线轮廓已逐渐以偏离于数学正弦轮廓的不同方式而提出。根据本发明的凸轮导向装置的曲线轮廓也是这种情况。

根据“正弦”状概念，机械能从单个活塞传递给发动机汽缸的共用驱动轴，即经一相应活塞杆的支承滚筒传递给凸轮导向装置的“正弦”状平面。分别地控制活塞的往复运动的这些“正弦”状平面在活塞的往复运动过程中：

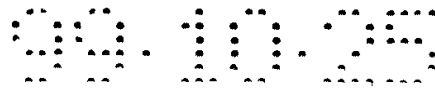
- 从活塞的膨胀冲程经“正弦”状平面将动能部分地传递给驱动轴，从而使得驱动轴以相应的扭矩进行转动，和
- 从驱动轴经“正弦”状平面将扭转力矩部分地传递给活塞，从而使得活塞在压缩冲程中承受必要的动能。

在所介绍类型的燃烧发动机中，活塞在相应的汽缸内前后轴向运动，沿着驱动轴几乎完全笔直地轴向运动，同时活塞杆和相应的支承滚筒以对应的直线运动方式运动，并且因而将驱动力从支承滚筒沿驱动轴的一轴向传递给相应的“正弦”状平面。

驱动力 (motive force) 从活塞经支承滚筒到“正弦”状平面的传递，这被设计在有关驱动轴的驱动中，以及沿相反的方向从驱动轴经“正弦”状平面到活塞传递的返回力 (return force) 的传递，出现在驱动轴的旋转平面的倾斜地延伸的曲线部分上。换言之，驱动力是在支承滚筒与“正弦”状平面之间、在支承滚筒沿驱动轴的轴向位移过程中传递。但是在前后运动的活塞冲程之间的死点处不会出现驱动力的传递，尽管在一个死点处、即在压缩冲程结束和喷射的燃料被点火后，可以在彼此相向和相离地运动的活塞之间出现很大的驱动力。

本发明的特别的目的是利用与凸轮导向装置的特殊设计有关的上述最后的条件，从而在所述死点处可以获得一迄今尚未考虑的可能性，以至于用一特别有利的方式控制发动机的燃烧过程。

四冲程和两冲程发动机的比较



在一四冲程燃烧发动机中，活塞杆经“正弦”状平面在相应的4个冲程内传递驱动力，即

- 在吸气冲程中传递最小的力，
- 在压缩冲程中传递较大的力，
- 在膨胀冲程中传递最大的力和
- 在排气冲程中传递最小的力。

在一两冲程燃烧发动机中，活塞杆经“正弦”状平面在相应的2个冲程内传递驱动力，即

- 在一组合的进气与压缩冲程中传递相对较小的力，和
- 在一组合的膨胀与压缩冲程中传递显著较大的力。

但通常也允许在组合的膨胀与排气冲程结束和在组合的进气与压缩冲程开始时，或多或少地并行出现吸气/进气和排气。

迄今为止，四冲程发动机相对于两冲程发动机在许多不同的应用领域（例如用于私人轿车的汽油机）基本上具有占主导地位的市场使用。作为四冲程发动机的操作冲程分布在四个活塞冲程上的结果，具有比一两冲程发动机更好的以一较简单的方式适应单个冲程的各功能的前景，其中两冲程发动机中当前的功能必须适应两个冲程。

两冲程发动机比四冲程发动机的功能必须更紧凑、因而也就更复杂。四冲程发动机迄今比两冲程发动机也更简单来适用“正弦”状概念。另一方面两冲程发动机具有相对于四冲程发动机的各种其它优点，确切地说是由于较少数量的操作冲程的结果。

本发明的目的是尤其要解决两冲程发动机在应用“正弦”状概念方面迄今所具有的问题。根据本发明，其目的是以一特别的方式设计凸轮导向装置，从而可以在两冲程发动机内，在相应有利的或比四冲程发动机甚至更好的操作条件下采用“正弦”状概念。

“正弦”状概念的发展历史

可以从例如US 1352985（1918年）得知一四冲程燃烧发动机，其具有一单个凸轮导向装置。该凸轮导向装置是基于唯一的公共凸轮控制，用于控制在相应的各个发动机汽缸内的一唯一环形系列的活

塞。每一汽缸和所有汽缸都相应地绕发动机的驱动轴布置成一唯一的环形系列。活塞杆经其相应的支承滚筒而被分别支承在公共凸轮导向装置内。

由US 1802902 (1929年) 可以知道例如一四冲程燃烧发动机, 其具有一相应的单个凸轮导向装置。在该情况中, 代替仅一个系列的活塞, 其采用轴向隔开、但相互联接在一起的两个系列的活塞。活塞前后串列地布置在其相应的轴向相对地面向的汽缸内, 即汽缸和活塞成对对齐地、彼此轴向相对地设置。活塞还通过一共用活塞杆刚性地相互连接, 并且相应的各活塞头在发动机轴向相对的端部彼此离开, 分别朝向其相应汽缸内的相应的工作腔。每对活塞的共用活塞杆在活塞的裙部之间的一中间区域设有一共用支承滚筒, 该支承滚筒被支承和控制所有活塞的一共用的唯一的凸轮导向装置内。更具体地说, 采用一中央设置的凸轮导向装置, 该导向装置带有呈系列的双侧设置的彼此相对的“正弦”状平面, 这些平面与一单个支承滚筒系列相配。

前述在两个彼此相对的活塞系列之间居中地设置凸轮导向装置和支承滚筒, 其中在一共用的双侧凸轮导向装置内采用了一单个支承滚筒系列, 其在两个相配的相互面对的“正弦”状平面系列内几乎不产生轮廓偏离, 因为在活塞对的相应的两个相互面对的活塞的相对的工作阶段后, “正弦”状平面的轮廓被必要地调整了。

由US 5031581 (1989年) 可以知道例如一四冲程燃烧发动机, 其具有两个单独的凸轮导向装置。与其相应的一组活塞及其相应的那组支承滚筒相配的每一凸轮导向装置分别地对应于根据US 1352985的结构进行设计。

根据US 5031581, 汽缸被布置成一单个组汽缸, 即汽缸绕驱动轴布置成一单个的环形系列。成对地容纳在相应的一个汽缸内的活塞由两个独立的凸轮导向装置来操作 (serve), 即每一对活塞中的一个活塞由一第一凸轮导向装置控制, 而余下的活塞则由一第二凸轮导向装置来控制。因此每一汽缸装备有可成对地彼此相向和相离地移动的分开的活塞, 它们带有独立的活塞杆, 该活塞杆分别地经一相应的支承

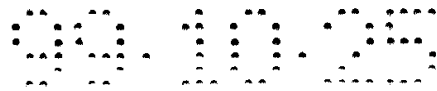
滚筒而与带有相应的“正弦”状平面的两个相对的凸轮导向装置中的相应的一个相配。两个轴向不同组的活塞的凸轮导向装置轴向地末端朝上地 (endwise) 布置在发动机的相应端的外侧。所述活塞对的活塞头彼此相互面向相应的汽缸内的一共用工作腔，即面向设置在所述活塞对之间的中间位置的一公共工作腔。

在GB 2019487中，示出了一4缸两冲程发动机，其带有一对在所述四个汽缸内彼此相向和相离地移动的活塞。采用了这样的一种布置，其中在四个汽缸内的两个中同时地进行点火，即在一对交替的汽缸中同时点火。在该专利说明书中指出凸轮的轮廓可以这样设计，以至于活塞可以以一最有利的在燃烧产物的膨胀过程中运动。采用了一希望程度的或稳定的轮廓，以在向汽缸内引入新的燃料前排空或扫出废气。在图中示出了在两个相对的凸轮槽中的每一个内的一或多或少笔直的局部凸轮轮廓，该局部凸轮轮廓在彼此直接地相对地设置的相互转接点 (turning point) 处形成“正弦”状曲线部分。更具体地说，笔直的凸轮轮廓仅示出在形成“正弦”状曲线的“正弦”状曲线部分的两个接续的转接点之一处，即在相应的活塞相继地占据其最远的外端位置处，此时排气口和换气口打开到最大程度。

本发明

涉及两冲程循环发动机的本发明，以在一四冲程循环发动机内带有根据前述US 5031581的活塞和汽缸布置的布置作为其出发点。特别是本发明的目的是能在一两冲程发动机内适用“正弦”状概念，从而可以获得比在根据US 5031581的四冲程发动机内所取得的至少是同等地有利的和最好是甚至更有利的操作条件。

在一四冲程发动机内，相继地采用4个分别的冲程 (进气冲程、压缩冲程、膨胀冲程和排气冲程)，从而在每一冲程中可适应不同的发动机功能，而在一两冲程发动机中，排气和进气是发生在膨胀冲程与压缩冲程之间的过渡区，即发生在与每一工作次序内余下的发动机功能直接相连的位置。因此对于一两冲程循环发动机，两个相对地进行的冲程的不同的功能必须组合。



根据本发明，其目的也是在一两冲程循环发动机内以一特别有利的方式、以对活塞的“正弦”状平面的例如在下面将更详细地描述的特别的设计来组合各种发动机功能。

尤其是本发明的目的是，相应地如根据GB 2019487的一两冲程循环发动机内所示的，在形成“正弦”状曲线部分的转接点处采用一或多或少笔直的轮廓，在该处活塞处于其最远的外端位置，使得排气口和换气口打开到最大的程度。

根据本发明，采用下列组合：

- “正弦”状平面不需具有一曲线轮廓，其（只需）尽可能地或者最可能地接近于、但相反可以在很大程度上偏离于一“正弦”状轮廓和前述所知的那些“正弦”状轮廓，和

- 凸轮导向装置可以被设计有“正弦”状平面，其可以在很大程度上相互变化，而仍可完全地获得一特别有利的发动机方案。

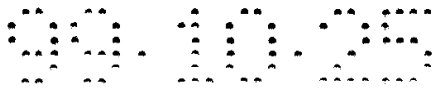
根据本发明的布置的特征在于每一汽缸内的两个活塞具有相互不同的活塞阶段（相态，phase），这些活塞阶段由相互不同的凸轮导向装置控制，这些凸轮导向装置被设计有对等的相互不同的“正弦”状平面，两个活塞的相应的凸轮导向装置在“正弦”状平面的某些部分彼此相对地具有相位移，而在“正弦”状平面的余下部分则有共同相位。

根据本发明可以获得一特别有利的控制，和从而可特别有利地适应在一两冲程循环发动机内不同的工作功能。

特别是，可以以相互不同的方式适应在“正弦”曲线的顶部和/或底部的工作功能，而可以一公共的或或多或少公共的方式布置相应的中间“正弦”状曲线部分。

因此根据本发明可以确保活塞对中的诸活塞以一相互不同的方式运动，但仍可在活塞对的活塞头之间的一公共工作腔内获得有利的集中工作条件。

凸轮导向装置的相位移（phase displacement）



根据本发明获得一实际的特别有利的方案，其中两个活塞的各凸轮导向装置在“正弦”状平面的某些部分彼此相对地具有相位移（即相态变化）。

这意味着，首先，根据本发明的一第一方面，具有可相对于接下来的压缩阶段、分别相对于在前的膨胀阶段延伸其燃烧阶段的可能性，其方式是通过“正弦”状曲线的顶部进行相位移。

根据本发明的一第二方面，经一活塞的凸轮导向装置可获得对换气口的一有利的独立的控制，经另一活塞的凸轮导向装置可以获得对排气口的一相应有利的独立的控制。因此，例如通过这样的相位移，可以获得对换气口与排气口在各个时间点（points in time）的打开与关闭，并且可以通过对等地设计各凸轮导向装置来确定这些时间点。

在另一方式中，两个活塞可独立地打开和关闭相应的口（排气口/换气口），而相应的活塞则占据相应汽缸内的一对应的轴向位置，但通过活塞运动之间的相互相位移，可以对应于相位移来打开和关闭各种口。

“正弦”状平面的特殊设计

通过在与发动机的驱动轴成直角的一平面处笔直地或很大程度上笔直地设计所述的“正弦”状平面部分，获得了在燃料的燃烧阶段中特别有利的工作条件的一迄今未考虑到的可能性。根据本发明，通过对“正弦”状平面的一特别的设计，实际上可以在工作腔内限定对应于所述工作腔部分的一特别的燃烧腔。因此该燃烧腔在“正弦”状平面的纵向尺寸的一相对大的弧形长度上和驱动轴的转动圆弧上可具有一恒定的或几乎恒定的容积，从而可以在所述燃烧腔内进行大部分的、例如整个的或很大程度上整个的燃烧过程。

当在此处是指燃烧腔可具有一恒定的或很大程度上恒定的容积时，则这与在压缩冲程和膨胀冲程之间在死点处的“正弦”状平面的详细设计有关。

换言之，对于在“正弦”状平面内的一弧形笔直部分，可以获得相应恒定的容积，而对于一或多或少笔直的部分，则可获得对等的很大程度上恒定的容积。这包括可以根据在不同情况的应用中的实际条件来调整“正弦”状平面的轮廓。

实际上可以采用部分笔直的“正弦”状平面部分和部分在前和接续的很大程度上笔直的“正弦”状平面部分。

通过前述方案，该方案基于在从压缩冲程到膨胀冲程的过渡位置的一死点部位带有一恒定或很大程度上恒定容积的一燃烧腔，首先就可以选择利用在燃烧过程中所产生的集中能量，并且甚至在膨胀阶段的开始就可具有全部动力。因此在相应的活塞已经移动通过其死点或死点部分后，所述的能量即可迅即地得以完全利用。因此可以在所述弯曲的过渡部分已有的满强度来利用能量的该释放，其中在所述弯曲的过渡部分，活塞从静止加速到最佳的活塞运动并且此后在接下来的膨胀阶段继续以很大的强度进行运动。

其次，采用具有恒定容积的这样一燃烧腔，可以获得对燃料的一更有利的燃烧，即对燃料的大部分燃烧，即使是在膨胀阶段开始前。这可通过在所述死点部分的燃烧腔内燃烧燃料的相当大的部分来保证。

另外，通过在结束膨胀冲程而从工作腔排出废气前，在工作腔内确保消耗（燃烧）较大百分比部分的燃料而可获得对燃料能量的一更好的利用。

换言之，根据本发明可以在很大程度上增大发动机相对于已知方案的输出（功率）。

因此根据本发明获得了一大体上更大的发动机输出。另外减少了CO（一氧化碳）气体、NOX（氧化氮）气体和类似物的排放，并由此也获得了一更好的有益于环境的燃烧。

还必须注意到燃料的后期燃烧，其出现在膨胀冲程本身中，并且在很大程度上可补偿在工作腔发生活塞往复运动的那部分的容积的扩大，根据本发明这种后期燃烧可以用一控制的方式在排气口打开前的

恰当的时刻进行，即随着膨胀冲程本身在工作腔内的进行而逐渐地进行。

换言之，可以用一有利的方式从膨胀冲程的开始来分配驱动力，并且在排气口打开前进一步经过膨胀冲程的相当大的部分、甚至以在膨胀冲程前已有的一最佳燃料来进行分配。

因此通过可以从静止状态释放活塞运动而释放的能量可以从具有一恒定容积的一燃烧腔以满强度相对迅即地被释放。该释放本身可以经一弯曲的“正弦”状平面部分以一加速的方式出现，其中该弯曲的“正弦”状平面部分构成在所述笔直的死点部分与一接续的笔直膨胀部分之间的过渡部分。在接下来的笔直的膨胀部分，线性地进行膨胀，即在具有大体上说一线性地增大容积的一工作腔内线性地进行膨胀。

附图的描述

通过结合附图由下列描述将可显见本发明的进一步的特征，这些附图表示了某些实际的实施例，其中：

图1表示根据本发明的一发动机的一垂直剖面。

图1a和1b表示图1的发动机的重要部件的一相应部分，并且图1a表示处于具有最大相互间隔位置的发动机活塞，图1b表示处于具有最小相互间隔位置的发动机活塞。

图2示意性地表示在发动机汽缸一端的一第一剖面，其中示出了一换气 (scavenging air) 入口。

图3示意性地表示在发动机汽缸另一端的一第二剖面，其中示出了一排气出口。

图4a示意性地表示在发动机汽缸中间部位的一第三剖面，其中在此处供给燃料和对燃料进行点火，其表示一第一实施例的情况。

图4b表示根据一第二实施例的汽缸的中间部位的对应于图4a的一剖面。

图5a表示根据图1b的发动机部分的一纵向剖面。

图5b表示带有相应驱动轴的一凸轮导向装置，其表示在根据图1b的发动机部分的纵向剖面中。

图5c表示一十字头的侧视图。

图5d和5e表示分别从上和下观看时根据图5c的十字头。

图5f表示活塞杆的侧视图。

图g表示从上观看时根据图5f的活塞杆。

图5h表示根据本发明的一活塞的一垂直剖面。

图6~8示意性地表示与一3缸发动机的每一汽缸相关的两个活塞中的第一个活塞的描绘和展开在图纸平面内的总体运动图，并且表示在相对于驱动轴转动的不同角度位置。

图6a示意性地表示在活塞杆滚筒和一“正弦”状平面的一相应倾斜延伸部分之间传递动力的原理。

图9示意性地表示一5缸发动机的每一汽缸的两个活塞的描绘和展开在图纸平面内的一更详细的运动图，并且表示在相对于驱动轴转动的不同角度位置。

图10表示相应于图9的图，其中在相对于相应汽缸各位置的活塞处于一接续工作位置。

图11示意性地表示用于每一汽缸的两个相应活塞的一“正弦”状平面的一中央部分的一片段。

图12表示用于每一汽缸内的一第一活塞的一“正弦”状平面的详细的曲线轮廓。

图13表示用于每一汽缸内的一第二活塞的一“正弦”状平面的相应的详细曲线轮廓。

图14表示根据图12和13的曲线轮廓的对比情况。

图15表示在一活塞杆的外端带有相应压力滚筒的一凸轮导向装置的一变型结构的纵向剖面。

图16表示与图15所示的相同变型方案，其表示从凸轮导向装置径向向外方向的一剖面。

图17和18分别表示对活塞杆的头部沿一对相互平行延伸的控制杆进行导向的垂直剖面和水平剖面。

参照图1，描述了一2冲程循环内燃机10。尤其将描述适于一所谓的“正弦”状概念的这样的一发动机10。在图1中，专门示出了根据本发明的一燃烧发动机10，该发动机表示于剖面并且是以示意性的方式。

根据本发明，按照本发明一第一方面的目的是在一专门限定的燃烧腔K1（参见图1b）内进行燃烧，下面将更详细地描述。

此外根据本发明的一第二方面，其目的是有利地控制排气口25和换气口24的打开与关闭，下面将进一步描述。

在图1所示的实施例中，示出了管柱形的一驱动轴11，其轴向和居中地穿过发动机10。

驱动轴11在其所示出的一端设有一径向向外凸出的第一头部12a，该第一头部构成一第一凸轮导向装置；在驱动轴11的示出的另一端设有一对等的（equivalent）径向向外凸出的第二头部12b，该第二头部构成一第二凸轮导向装置。

所示实施例中的头部/凸轮导向装置12a、12b分别地示出并且分别通过其固定装置分别连接到驱动轴11上。

凸轮导向装置12a环绕驱动轴11的一端11a并且经一固定凸缘12a'构成用于驱动轴11的端部表面11b的一端部支承件，而且经固定螺钉12a''固定到驱动轴上。

凸轮导向装置12b在驱动轴11的相对端部11d处环绕驱动轴11的一加厚的部分11c。该凸轮导向装置12b不象凸轮导向装置12a那样直接地固定到驱动轴11上，而是在沿驱动轴11的一轴向有限范围内可轴向移动地布置，特别是可以调节发动机10的汽缸21内的压缩比（图1中仅示出了多个汽缸中的一个）。

驱动轴11的端部11d（参见图1和5a）构成一径向偏移的套筒部分，其上具有固定的杯形装载件13。该装载件13设有一固定凸缘13'，其通过固定螺钉13''固定到驱动轴11的端部11d上。在装载件13的上端表面13a与驱动轴11的一相对的轴肩表面11e之间限定有一压力油腔13b。在该压力油腔13b内可滑动地容纳一压缩仿真器12b'，该仿真器为一活

塞形成的导向凸缘形式，其从凸轮导向装置的内侧径向地向压力油腔13b内凸出，以滑动地抵靠端部11d的外表面。

为了防止在凸轮导向装置12b与装载件13以及驱动轴11之间的相互转动，由一系列的导向销12'穿过导向凸缘12'，其中这些导向销12'被紧固在装载件13的端部表面13a和驱动轴11的轴肩表面11e的各个孔内。

压力油腔13b经贯通驱动轴11的端部11d的横向管道11f供给压力油和排出压力油。

轴向地向内置入驱动轴11的端部11d和装载件13的固定凸缘13'的相互对齐的轴向孔内的导油装置14经该导油装置14内的导油管道14a、14b和相邻的环槽14a'、14b'从管道11f和11g提供压力油和返回压力油。

由未进一步示出的一远程设置的商业上常用的控制装置、以未进一步示出的一方式来控制向凸轮导向装置12b的相对侧的压力油腔13b供给压力油和从压力油腔13b返回压力油。

如图1所示，驱动轴11在相对端被连接到对等的驱动轴套筒15a和15b上。套筒15a由固定螺钉15a'固定到凸轮导向装置12a上，而套筒15b则由固定螺钉15b'固定到装载件13上。套筒15a和15b可转动地安装在两个相对的主支承轴承16a和16b的相应的一个内，其中轴承16a、16b固定在发动机10的相对端的一相应端盖17a和17b内。

如图1所示，端盖17a和17b通过固定螺钉17'相应地固定到一中间发动机汽缸体17上。

在发动机10内部，在端盖17a与发动机汽缸体17之间限定一第一润滑油腔17c，并且在端盖17b与发动机汽缸体17之间限定一第二润滑油腔17d。示出了被连结到端盖17b上的一附加的油杯17e和位于润滑油腔17c与油杯17e之间的一外部油管17f。此外还示出了被连接到一润滑油管17h上的一吸入过滤器17g，其中该润滑油管17h构成润滑油腔17d与一外部润滑油装置（未进一步示出）之间的一连通管路。

导油装置14设有形成一盖的头部14c, 该头部14c通过固定螺钉14c'被固定到发动机10的端盖17b上。形成盖的头部14c构成相对于润滑油腔17c的末端朝上(endwise)的位于支承轴承16b外侧的一密封装置。相应地在端盖17a上固定有末端朝上的位于支承轴承16a外侧的一密封盖14d, 该密封盖14d带有相应的密封圈14e。

因此发动机10大体上由一从动元件、即一可转动元件和一驱动元件、即一非转动元件构成。从动元件包括发动机的驱动轴11和驱动轴的装载件13以及驱动轴套筒15a、15b加上凸轮导向装置12a和12b, 其中驱动轴套筒15a和15b被连接到驱动轴11上。驱动的非转动元件包括发动机的带有相应活塞44、45的汽缸21。

根据本发明, 可通过内部作用一调节、即通过在从动元件的部件之间相互地作用一调节来确保对发动机压缩比的调节。更具体地说是一个凸轮导向装置12b相对于驱动轴11轴向地向后和向前移位, 即在所述压力油腔13a的限定的运动空间内移位, 其中所限定的空间是由导向凸缘12b'和在该导向凸缘12b'相对侧的油腔13a的一部分来确定的。

实践中的一问题是对于较小的发动机调节长度为几毫米, 而对于较大的发动机则调节长度为几厘米。但相应工作腔的各容量差在不同的发动机内具有等同的压缩效果。

例如可以根据需要考虑对压缩比的有级或无级调节, 以适应例如将凸轮导向装置12b分级地控制到相对于驱动轴11的各位置。该控制例如可以通过本身已知的电子设备、根据不同的温度检测装置等自动地进行。或者该控制可以通过未进一步示出的适当的调节装置手动的进行。

通过对与发动机的从动元件相连的凸轮导向装置进行调节, 就可以避免对相应活塞44、活塞杆48、主支承轮53和副支承轮55的布置的总体控制的影响, 即避免对驱动元件与从动元件之间机械连接的影响。

另一方面, 对凸轮导向装置进行此种调节, 就可在驱动元件内部获得一轴向调节, 其调节的方式是活塞44、活塞杆48、主支承轮53和

副支承轮55的布置可以经凸轮导向装置12b相对于相应的汽缸21集体地移动，而与实际的压缩调节无关。

在图1和1b中由虚线表示了当凸轮导向装置12b占据图1所示的位置时在正常压缩比下活塞44、45的活塞头之间的一中央间隔44'。由实线表示了当凸轮导向装置12b的导向凸缘12b'被推向最上端而抵靠于活塞杆11的轴肩表面11e时在活塞44、45的活塞头之间的一中央间隔44''。

所示的发动机10被分割成三个固定的主元件，即构成发动机汽缸体17的一中间元件和布置在发动机10的端部的相应一端的两个形成盖的壳体元件17a、17b。因此壳体元件17b、17c适于覆盖其相应的凸轮导向装置12a、12b、支承轮53和55以及在发动机汽缸体17相应端部的各活塞杆48、49内的相应轴承。因此发动机的所有的驱动和从动元件被有效地封闭在发动机10内并且容纳在相应润滑油腔17c和17d的油池内。

在所示实施例的发动机汽缸体17内，在一3缸发动机中相应地设置有3个周向隔开的发动机汽缸21。在图1、1a和1b中仅示出了3个汽缸21中的一个。

绕驱动轴11以相互隔开120°角度设置的3个汽缸21根据所示实施例被设计成分离的形成汽缸的插入件，这些插入件被推入发动机汽缸体17的一相应缸孔内。

在每一汽缸/汽缸件21内插入一套筒形的汽缸轴套23。如图1a和1b进一步示出（还参见图2和3），在轴套23内，在该轴套23的一端设有一系列环形换气口24，而在轴套23的另一端设有一系列环形排气口25。

在汽缸21的壁21a内对等地设有换气口26，它们与轴套23的换气口24径向对齐，如图2所示，同时在汽缸壁21a内对等地设有与轴套23的排气口25径向对齐的排气口27，如图3所示。

在图1中，示出了用于换气的一环形进气管28，该进气管环绕换气口26，并且一换气入口29径向位于外侧。



如图2所示，换气管口28以相对于贯穿汽缸轴线的一径向平面A一较大的倾斜角度 u 延伸，特别适于在汽缸21内沿一旋转路径38进行换气，如图2中的一箭头B所示。

在图1中还示出了一环形排气出口30，其环绕排气口27，加上径向向外空置的一排气出口31。

在图3中示出了一对等地倾斜延伸的排气口27，该倾斜角相对于贯穿汽缸轴线的径向平面A的角度为 v ，其特别适于从汽缸内旋转的路径38从汽缸21内沿一对等的路径向外引出废气，如一箭头C所示。排气口27被表示成径向向外打开，以便于废气从汽缸21向外流向排气出口30。

在传统已知的方式中，扫气用的空气被用来由汽缸内的一在先燃烧阶段排出废气，此外由汽缸内的一接续燃烧过程补充新鲜空气。在此根据本发明、以本身已知的方式在压缩冲程汽缸21的工作腔K内采用如箭头38（参见图1a和4a）所示的一旋转空气质量。

在图1a、1b和4a中，示出了容纳在汽缸壁21a的一洞穴33内的一燃料喷射器或喷嘴32。该喷射器/喷嘴32具有经汽缸壁21a内的一孔34凸出的一指定端部32'（参见图4a）。该孔34以图4a中未进一步标出的一倾斜角度穿过汽缸壁21a，但该角度对应于角度 u ，如图2所示。指定端部32'经轴套23内的一孔35进一步凸出，其中轴套内的孔35与孔34对齐。喷嘴/喷射器32的口36（参见图4a）如此布置，以至于燃料的一喷射流37刚好在一火花塞39（可以是点火插头）前可以被倾斜地导引到如汽缸21内的箭头38所示的一旋转空气内，如图4a所示，其中该火花塞39布置在构成燃烧腔K1一部分的一腔的区域（参见图1b）。

在图4b中示出了如图4a所示方案的一变型结构，其中除了一第一燃料喷嘴32和一第一点火装置39外，在同一盘形燃烧腔K1内还采用了一第二燃料喷嘴32a和一第二点火装置39a。两个喷嘴32和32a都如图4a所述那样相应地设计，并且两个点火装置39和39a也对应于图4a所述的。在喷嘴32a内相应的元件附加以参考标记“a”来表示。



在图4b所述实施例中，喷嘴32、32a被表示成相互设置在 180° 的一圆弧上。在实践中相对间隔可以根据需要进行调整，即可以采用不同的相互间隔，例如取决于相互点火的时间点等。

在图1中还示出了大体上用于冷却汽缸21的一冷却水系统。该冷却水系统包括未进一步示出的一冷却水入口，其具有一第一环形冷却水管41和一第二环形冷却水管42。管道41、42经一系列环形轴向延伸的连接管43（参见图3）相互连接。轴向延伸的管道43穿过在排气口27之间的每一中间区域27a内的汽缸壁21a，从而通过局部受到冷却介质的流动而尤其能防止这些区域27a过热。图1中未进一步示出的冷却水排出口以未进一步示出的一方式被连接到远离冷却水入口的冷却水管道42上。

在轴套23内具有两个可轴向运动的活塞44、45，它们可以彼此相向和相离的运动。就在活塞的各个顶部44a、44b附近和活塞的裙边缘44b、45b附近以本身已知的方式设置有一组第四活塞（piston fourths）46。活塞44、45在一2冲程发动机系统内可以彼此相向和相离地同步运动。

活塞进一步的细节示出在图5h中。活塞44被表示成一相对薄壁杯的形式，具有顶部44a和裙部44b。在活塞的空心空间内部的最里处设有一支承盘44c，其后紧跟用于一相应活塞杆48的一头形元件48c、一支承环44d和一夹持环44e。

头形元件48c设有一凸出的圆顶表面48c'和凹入的圆底表面48c''，而支承盘44c则设有一对等的凹入圆形上支承表面44c'，并且支承环44d设有一凸出的圆形下支承表面44d'。因此头形元件48c适于绕相对于由支承表面44c'和44d'控制的活塞的一理论轴线倾斜。由于环44e抵靠在活塞内部的一轴肩部分44f上，因此在操作过程中该环44e给头形元件48c、进而给活塞杆48提供有一定的安装自由度，并因而使活塞44具有绕所述理论轴线转动的一定的可能性。



头形元件48c设有一中间轴套形装载部分48g，该装载部分具有向外横向地凸出的凸肋部分48g'，该凸肋部分构成与相应活塞杆48（参见图1a和1）内部的对等凹槽（未进一步示出）的一锁止啮合。

在图1a中活塞44、45被示出在其对等的一较外的位置。该较外的位置在这里对于活塞44大体上是指一死点0a，而对于活塞45则大体上是指一死点0b，其中在该位置处在活塞44与45之间具有一最大间隔。

在所述死点位置0a和0b处，活塞44露出换气口25，而活塞45则露出排气口25，换气口24的打开与关闭是由活塞45在相应汽缸21的位置控制，而排气口25的打开与关闭是由活塞44在相应汽缸21内的位置控制。下文中将结合附图12~14更详细地描述该控制。

考虑到沿驱动轴11对凸轮导向装置12b的前述调节，对该控制还将描述附加的效果。

当活塞44、45占据其相对的较外位置时，此时它们之间具有一最小的间隔，如图1b所示，这些位置通常是指死点位置。但是，根据本发明，活塞44、45是固定的，即在这些死点位置没有或广义地说没有彼此相对的轴向运动。因为活塞不仅在死点位置、而且在各“正弦”状平面的邻近部位都被保持固定，因此正如下面将进一步描述的，在一定的精确长度上可以确保一容积上或多或少是恒定的工作腔（燃烧腔），即在比已知的“正弦”状平面长得多的部位可以确保该工作腔。

因此活塞44、45处于静止或广义地说在“正弦”状平面的部位处于静止，此处是指活塞44的“死点部位”4a和活塞45的“死点部位”4b。这种死点部位4a和4b将在图12和13中进一步描述。

在所述的死点部位，在工作腔K内限定了一所谓的“死点空间”，其在此处被称为燃烧腔K1（下面将明白其原因）。根据本发明燃烧腔K1主要限定在2冲程发动机的压缩阶段与膨胀阶段之间的一过渡部位，下面将更详细地描述。

在膨胀阶段，即从图1b所示的活塞位置到图1a所示的活塞位置，工作腔K从由燃烧腔K1所示的一最小容积逐渐地膨胀到由图1a所示的



一最大容积，并且在图9和10的所述死点位置0a和0b处，燃烧腔K1逐渐地膨胀另一腔K2，其中进行活塞44、45的膨胀与压缩冲程。

根据本发明，燃烧腔K1在所述死点部位/死点空间内被设计到一较大的程度。然而在实际上就在该死点空间外侧也可继续进行少量燃烧，下面将更详细地叙述。

与工作腔内压缩比的变化相关的一问题是，在图10所示的位置燃烧腔K1内的有关不同的容积都会根据调节而在发动机使用过程中受到影响。由上面的描述可看出，在该情况中还有一个问题是燃烧腔内有关不同的容积处于图1a所示的相对位置。

但是，必须清醒各个活塞44、45的活塞冲程在所有的操作条件下都具有精确地相同的长度，而不管所必须采用的压缩比。

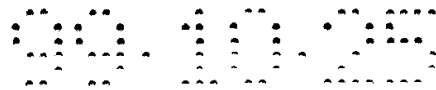
每一活塞44、45被刚性地连接到其相应的管形活塞杆48和49上，其中活塞杆经一所谓的十字头控制件50而被引导作笔直的直线运动。该十字头控制件50部分设置在发动机汽缸体17内、部分设置在位于各活塞杆48、49的对等自由外端的各盖元件17a和17b内。如图5a所详细地示出，十字头控制件50构成就在发动机汽缸体17内侧和外侧的活塞杆48和49的轴向导引装置。

参照图5a，具有被固定在管形活塞杆48一端的一转销51，并且该转销成十字状地穿过活塞杆48，即穿过活塞杆的管形空心空间52。在转销51的中间部分51a，即在所示空心空间52内部，具有一可转动地安装的主脚轮(castor)53，而在转销51的向外面向活塞杆48的侧面48a的一端51b处可转动地安装一辅助脚轮55。

主脚轮53包括具有一滚动轴承53b的一内毂部分53a和一外缘部分53c。轮缘部分53c设有一双曲形的、即球扇形的滚子表面53c'。

辅助脚轮55具有对应于主脚轮53的结构并且包括一内毂部分55a、一中间滚动轴承55b和带有球扇形滚子表面的一外缘部分55c。

主脚轮53适于沿一横截面凹入弯曲的一滚子表面54滚动，该表面54构成如图6~8所示的一所谓的“正弦”状曲面(曲线)54'的一部分。通过采用一球扇形滚子表面53c'，其沿凸轮导向装置12a和12b的一对



等弯曲的导向表面54滚动，可以在变化的工作条件下、在脚轮53和导向表面54之间确保一有效的支承抵靠，并且可以有稍微倾斜地设置的一脚轮和/或倾斜地设置的活塞杆48(49)，例如这可以允许在活塞44内可转动地安装活塞杆48，如图5h所示。

“正弦”状曲面54'被设计在驱动轴的凸轮导向装置12a和12b内从中间汽缸21对等地轴向向外面向的一侧。辅助脚轮55适于沿一对等的横截面凹入地弯曲的另一“正弦”状曲面(未进一步示出)滚动，该凹入弯曲的曲面沿着一滚子路径内的一滚子表面56a，并且被设计在径向就在滚子表面54内的凸轮导向装置12a(和12b)内。

在图5a所示的实施例中，“正弦”状曲面54a'径向最外地设置，而“正弦”状曲面56a'则设置在凸轮导向装置12a内径向位于“正弦”状曲面54a'内一定的距离处。或者反过来“正弦”状曲面54a'也可以径向地设置在“正弦”状曲面56a'内(以是未进一步示出的方式)。

在每一凸轮导向装置12a和12b内以未进一步示出的方式设计有相应的一对“正弦”状曲面54a'、56a'，并且每一“正弦”状曲面可以根据需要设有一个或多个“正弦”状平面。

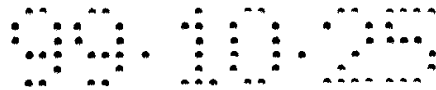
在图1中可以示意性地参看凸轮导向装置12a和12b，但相应“正弦”状曲面和“正弦”状平面的细节则进一步表示在图9~14中。

“正弦”状概念

通常“正弦”状概念可应用于一奇数个(1、3、5等)汽缸，而采用一偶数个(2、4、6等)“正弦”状平面，或者反之。

在每一凸轮导向装置12a和12b内采用一单个“正弦”状平面(具有一“正弦”状顶和一“正弦”状底)的情况下，即当“正弦”状平面覆盖360°的一圆弧时，则采用奇数个还是偶数个汽缸并不重要。相应地对于两个(或多个)“正弦”状平面，则可以根据需要例如采用较多或较少数目的汽缸。

带有一单个“正弦”状平面的所述情况对于用于在2000rpm(转/分钟)速度以上驱动的快速运转的发动机是特别有利的。



根据该“正弦”状概念，各发动机可以“内部地”匹配速度，这全都基于在驱动轴每一 360° 的回转中所采用的“正弦”状顶和“正弦”状底的数量。换言之，根据该“正弦”状概念，两种发动机都可以在有关各应用的每分钟的转速区域精确地建立起来。

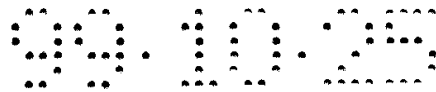
通常地所示实施例的发动机的该系列地布置的汽缸，其带有相应的活塞，是绕驱动轴的轴线布置在一定的角度位置，例如沿该系列的“正弦”状平面（“正弦”状曲面）采用彼此相等的中间间隔。

例如对于具有3个汽缸的一2冲程或4冲程发动机（参见图6），可以给每一 360° 回转采用2个“正弦”状顶和2个“正弦”状底以及位于其间的4个倾斜表面，即交替在每一凸轮导向装置12a、12b内设置2个“正弦”状平面。因此在一4冲程发动机中，驱动轴/凸轮导向装置的每一次回转可以给3个汽缸的每两个活塞获得4个冲程，和给一2冲程发动机内的3个汽缸的每两个活塞获得4个冲程。

相应地对于具有5个汽缸的一2冲程发动机，如图9和10所示，对于每一次 360° 的回转可以采用带有2个“正弦”状顶和2个“正弦”状底以及位于其间的4个倾斜表面的一“正弦”状曲面，即交替在每一凸轮导向装置12a、12b内设置2个“正弦”状平面，从而在一2冲程发动机中，对于每一次回转给5个汽缸的每2个活塞获得4个冲程。

活塞的支承滚筒以相等的角度中间间隔设置在所示实施例中，即以沿“正弦”状曲面对等的转动角度位置设置，从而在沿着相应的“正弦”状平面的对等位置处，这些滚筒交替地承受对等的活塞运动。

因此发动机的动力从不同的活塞44、45经轴向的支承滚筒53交替地传递给驱动轴11，其中这种传递经分别带有其“正弦”状平面的各“正弦”状曲面，并且驱动轴11因此而受到绕其轴线的一强制转动。这是由平行于驱动轴的纵向轴线运动的发动机活塞杆而产生的，并且活塞杆的支承滚筒被沿着“正弦”状平面强制地滚动。因此发动机动力从活塞杆的支承滚筒沿轴向传递给“正弦”状平面，其中这些“正弦”状平面被强制地随驱动轴11一起绕其轴线转动。换言之，是获得



从一往复活塞运动到驱动轴的旋转运动的驱动力的传输，该驱动力从活塞杆的各支承滚筒被直接地传递给驱动轴的“正弦”状平面。

在图6a中示意性地表示了在一“正弦”状曲面8a的一倾斜延伸部分上的一支承滚筒53。轴向驱动力被表示成从具有活塞杆48的相应活塞44引出的一箭头Fa的形式，并且对等地在一径向平面内具有由箭头Fr表示的传递给“正弦”状平面8a的分解的旋转力。

旋转力可以由公式2导出：

$$Fr = Fa \cdot \tan f.$$

根据本发明，通过具体地设计基于本发明的“正弦”状平面，尤其可获得使活塞44、45的膨胀冲程大于活塞44、45的压缩冲程，其中冲程是以相对于驱动轴的转动弧度的角度来计算的。尽管活塞在相对的运动方向具有不同的运动速度，但由此可确保相对更均匀地将驱动力传递给驱动轴11，即发动机可以更无振动地运转。

在图6~8中示意性地表示了一3缸发动机10的操作模式pf，其中仅示出了两个相配活塞44、45中的一个活塞44，并且表示在沿一相应“正弦”状曲面54'成平面地展开的状态，该“正弦”状曲面54'由2个相互接续的“正弦”状平面组成，外加示出了相应的一活塞杆48的相应的主脚轮53。在每一图6~8中，示意性地表示了发动机的每3个汽缸21内的一相应的活塞44，而给在汽缸相对端的活塞45采用了一对等的布置。为清楚起见，图6~8中已省略了汽缸21和相对的活塞45，而仅示出了活塞44、其活塞杆48和其主脚轮53。活塞44的轴向运动由表示活塞44的压缩冲程的一箭头57和表示活塞44的膨胀冲程的一箭头58来表示。

“正弦”状曲面54'被示出有一下滚动路径54，其具有一双“正弦”状平面形轮廓并且大体上沿一轴向导引主脚轮53的运动，因为其在膨胀冲程中从活塞44经主脚轮53向滚动路径54或多或少恒定地作用一向下指向的力，和在压缩冲程中从滚动路径54经主脚轮53向活塞44作用一向上指向的力。辅助脚轮55（在图6~8中未进一步示出）以相对于一上滚动路径54b确凿的配合关系容纳，如图5a所示。为描述方便，所



述的滚动路径56b在图6~8中被垂直地表示在主脚轮53之上,从而表示出主脚轮53在轴向相对于滚动路径54的最大运动。在实际上将是辅助脚轮55来控制主脚轮53轴向相对于其滚动路径54运动的可能性,如图5a所示。

辅助脚轮55通常不起作用,但会控制活塞44在一轴向的运动,在该情况中主脚轮53具有从凸轮形的滚动路径54抬升其自己的趋势。因此在操作过程中,可以避免主脚轮53以非意愿的方式相对于滚动路径54的抬升。用于辅助脚轮53的滚动路径,如图5所示,通常设置在离主扇形53的滚动路径的固定的装配间隔内。

在图6~8中,正弦曲面54'被表示有一第一相对陡峭和相对笔直地延伸的曲面部分60和一接续的或多或少是弧形的形成顶部的过渡部分/死点部分61和一第二相对更平缓地伸展的、相对笔直地延伸的曲面部分62和一接续的成弧形的过渡部分/死点部分63。但是这些曲面轮廓并不是详细地代表根据本发明所采用的曲面轮廓,正确的曲面轮廓的例子更详细地表示在图12和13中。

“正弦”状曲面54'和“正弦”状平面54在图6~8中被示出有2个顶部61和2个底部63以及2对曲面部分60、62。在图6~8中表示了3个活塞44和它们相应的主脚轮53,这些主脚轮53被表示在沿一“正弦”状曲面彼此不同的、接续的对等位置。由图可清楚地看出相对短的第一曲面部分60在所有的时间要求在一个短的曲面部分仅能看到一个主脚轮53,而在两个较长的曲面部分能看到两个和大致两个主脚轮53。换言之,带有所示的曲面轮廓,给压缩冲程可以采用相对于给膨胀冲程的不同形式的曲面部分。因此尤其可以确保两个主脚轮53在所有时间重叠膨胀冲程,而第三主脚轮53构成压缩冲程的一部分。在实际上活塞44的运动是以在压缩冲程中比在膨胀冲程中相对更大的轴向运动速度而获得。其中这些不同的运动速度对于驱动轴11的旋转运动没有负作用。相反,采用曲面部分60、62的这样的一种彼此非对称的设计,意味着可以观察到在发动机内可获得更均匀的和更少诱导振动的运动。



此外获得了膨胀冲程中配置的时间相对于压缩冲程中储备的时间的增大。

在根据图6~8的一实际结构中,在一 180° 的工作序列中给膨胀冲程选择了大约 105° 的一弧长和给压缩冲程选择了大约 75° 的一对等的弧长。但对于膨胀冲程实际弧长可以例如在 $110^\circ\sim 95^\circ$ 的范围内,而对于压缩冲程实际弧长可以对等地在 $70^\circ\sim 85^\circ$ 的范围内。

如上所述,在使用例如带有三对活塞44、45的一组3个汽缸21时,给驱动轴11的每一 360° 的回转采用2个顶部61和2个底部63,即每一活塞对44、45的每一次回转具有2个膨胀冲程。

在使用例如4对活塞时,可相应地采用3个顶部和3个底部,即每一活塞对每次回转具有3个膨胀冲程。

在根据图9~10的实施例,论述了带有5对活塞的一5缸发动机,其具有2个顶部和2个底部,即每一活塞对每次回转具有2个膨胀冲程。
本发明的典型的凸轮导向装置

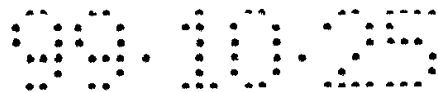
下面将结合附图9和10更详细地描述根据本发明的“正弦”状概念的一优选实施例,其中所述实施例是有关一5缸2冲程的发动机的,其具有如图9、10和图12和13所示的相互不同的凸轮导向曲面8a和8b。

在图14中示意性地示出了一正中的理论上的凸轮导向曲面8c,其表示工作腔K从死点区域4a和4b的所示一最小燃烧腔K1到死点区域0a和0b所示的最大工作腔K的容积变化(参见图9~10和12~14)。

根据本发明,如图12~14所示,曲面8b被表示在位于曲面8a的死点0a之前 14° 的一转动角度的死点0b阶段。

曲面8a和8b的转动方向、即驱动轴11的转动方向由箭头E表示。

在图9和10中示意性地表示了5个汽缸21-1、21-2、21-3、21-4和21-5以及所属的2个相应曲面8a和8b,它们以一示意性表示的方式展开表示在同一平面上。这5个汽缸21-1、21-2、21-3、21-4和21-5以相互 72° 的角度间隔表示在各个角度位置,即表示在绕转动轴11的轴线均匀地分布的位置。



在图12中示出了一第一曲线(曲面)8a, 其覆盖从 $0^\circ/360^\circ$ 的一位置到 180° 的一位置的 180° 的一弧长。一相应的曲线8a(参见图9)经过从 180° 的位置到 360° 的位置的 180° 的一相应弧长。换言之, 驱动轴每一 360° 的回转具有2个接续的曲线8a。

曲线8a表示在一第一死点 $0a$ 的 $0^\circ/360^\circ$ 的位置。从 0° 位置到 38.4° 的一位置示出了一第一过渡部分1a, 其对应于一压缩冲程的一第一部分; 从 38.4° 的位置到 59.2° 的位置倾斜地(向上)延伸的一笔直部分2a, 其对应于压缩冲程的一主要部分; 从 59.2° 的位置到 75° 的一位置为一第二过渡部分3a, 其对应于压缩冲程的一结束部分。

此后从 75° 的位置到 85° 的一位置示出了与一第二死点相关的一笔直的死点部分4a, 其被表示成越过 10° 的一弧长。

从 85° 的位置到 95.8° 的一位置示出了一过渡部分5a, 从 95.8° 的位置到 160° 的一位置为一倾斜的向下延伸的笔直部分6a和从 160° 的位置到 180° 的一位置为一过渡部分7a。3个部分5a、6a和7a共同构成一膨胀部分。

在 180° 的位置重新示出了死点 $0a$, 然后凸轮导向曲线继续经一第二相应曲线8a从 180° 的位置到达 360° 的位置, 即具有2个曲线8a, 它们共同延伸经过 360° 的一弧长。

在图13中示出了余留曲线8b的一对等的(镜像)曲线轮廓, 其表示有一死点 $0b$ 和接续的曲线部分1b~7b。

死点 $0b$ 表示在 346° 的一位置,

曲线部分1b表示在 346° 的位置与 3° 的位置之间,

曲线部分2b表示在 3° 的位置与 60° 的位置之间,

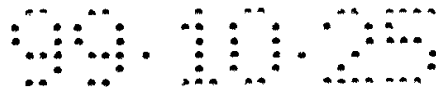
曲线部分3b表示在 60° 的位置与 75° 的位置之间,

曲线部分4b表示在 75° 的位置与 80° 的位置之间,

曲线部分5b表示在 80° 的位置与 101.5° 的位置之间,

曲线部分6b表示在 101.5° 的位置与 146° 的位置之间,

曲线部分7b表示在 146° 的位置与 166° 的位置之间, 即在 166° 的位置重新表示死点 $0b$ 。



凸轮导向以在 166° 位置与 346° 位置之间的一相应曲线8b (参见图10) 继续进行。

第一曲线8a (图12) 控制排气口25的打开 ($160^\circ/340^\circ$ 位置) 和关闭 ($205^\circ/25^\circ$ 位置)。

第二曲线8b (图13) 控制换气口24的打开 ($146^\circ/326^\circ$ 位置) 和关闭 ($185^\circ/5^\circ$ 位置)。

在图14中示出了在死点 $0a$ 与 $0b$ 之间的 14° 的一相位移 (phase displace), 该相位移表示在曲线8a和8b的示意性对比当中。如图14中的虚线所示, 曲线8b为便于比较的原因而以相对于曲线8a的镜像方式表示, 其中曲线8a是以图14中的实线表示的。由链线 (点划线) 表示了正中的理论曲线8c, 其表示基本上类似于或非常类似于一数学“正弦曲线”轮廓的一曲线轮廓。

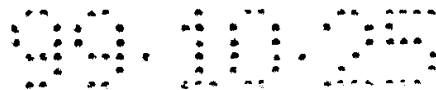
在图9和10中表示了在“正弦”状平面8a之前的一 14° 位置的“正弦”状平面8b。5个所述的汽缸21-1、21-2、21-3、21-4和21-5被表示在相对于相应的“正弦”状平面的接续的位置, 并且分布在接续的工作位置, 正如下面的图表1和2所示。

有关图9和图12~13的图表1

汽缸号	角度位置	工作位置	排气口	换气口	曲线区域
					8a/8b
21-1	$3^\circ/183^\circ$	压缩	关闭	打开*	1a/1b
21-2	$75^\circ/255^\circ$	压缩	关闭	关闭	4a/4b
21-3	$47^\circ/327^\circ$	膨胀	关闭	关闭	6a/7b
21-4	$219^\circ/39^\circ$	压缩	关闭	关闭	2a/2b
21-5	$291^\circ/101^\circ$	膨胀	关闭	关闭	5b/6a

*换气口24在 $160^\circ/340^\circ$ 位置打开和在 $25^\circ/205^\circ$ 位置关闭, 即换气口在 45° 的一弧长上保持打开。

另一方面排气口25在 39° 的一弧长上保持打开, 即在相对于换气口打开的弧长的相位移 14° 的一弧长上保持打开 (参见图14)。



因此换气口24可以在排气口25关闭后的20°的一弧长上打开（参见图12中的曲线部分1a~3a和图14中的单阴影线部段A'）。这意味着压缩腔在最后提及的20°的弧长上可尤其被供给额外的扫气空气，即被超额供给压缩空气。

有关图10和图12~13的图表2

汽缸号	角度位置	工作位置	排气口	换气口	曲线区域
					8a/8b
21-1	21°/201°	压缩	关闭	关闭	1a/2b
21-2	93°/273°	膨胀	关闭	关闭	5a/5b
21-3	165°/345°	膨胀	打开**	打开*	7a/7b
21-4	237°/57°	压缩	关闭	关闭	2a/2b
21-5	309°/129°	膨胀	关闭	关闭	6a/6b

**排气口在146°/326°位置打开和在185°/5°位置关闭，即排气口在36°的一弧长上保持打开。

由图14的标记部分可清楚地看出，排气口25能保持打开的单个阴影线部段B'在换气口24之前的14°的一弧长上打开。

所述的部段A'和B'表示排气口25和换气口24在工作腔K的一相应外部的轴向尺寸。因此口24和25可以在工作腔K的每一端被设计成相等的高度。所述的高度在图12~14被表示为 λ_2 。

在“正弦”状平面8b的5°的一角度区域（从75°的位置到80°的位置，尤其参见图13）和在曲线8a的10°的一角度区域（从75°的位置到85°的位置，尤其参见图12），各相应活塞44和45由在活塞头44a与工作腔的中线之间的例如15mm的一最小间隔 λ 而被保持推压到最大。

参照图12，将进一步观察到在从59.2°位置到95.8°位置的36.6°的一弧长上，活塞头之间的间隔变化得相对较小。从活塞头44a到中线44'的间隔从 $\lambda = 15\text{mm}$ 的一最小值（在75°~80°的死点部分）变化到一20mm的间隔 λ^* （图11内的93°位置）。

相应地，从活塞头到中线44'的间隔从75°~80°的死点部分的 $\lambda = 15\text{mm}$ 的一最小值变化到在图11的57°位置的一25mm的间隔 λ^{**} 。



在所述的 36.6° 的弧长上，燃烧腔K1内的容积在活塞44、45之间被保持大致恒定。

2个相位移的“正弦”状平面的组合效果

由图14可以清楚地看出相应的2个曲线8a、8b的轮廓，它们以彼此成镜像的方式示意性地表示出来。曲线8a由一实线表示，而曲线8b则由一虚线表示成绕活塞44、45之间的一中轴线的镜像。曲线8c表示曲线8a和8b之间的一理论的正中曲线。显而易见正中曲线8c具有比各个曲线8a、8b的轮廓更接近于一正弦曲线轮廓的轮廓。因此，即使分别获得一相对不太对称的曲线8a、8b轮廓，也可获得一相对对称的正中曲线8c的轮廓。

燃料喷射

在曲线区域3a和3b的压缩阶段结束处，以一喷射流将燃料喷射到旋转的换气气流中，并且在旋转的换气气流中有效地混合/雾化。

点火启动器

紧跟燃料喷射之后，即在压缩阶段结束处在曲线区域3a和3b内迅即启动电子控制的点火。在点火装置之后设置措施来将换气（扫气）空气与燃料的气体混合物有效地旋转成一雾化燃料。根据本发明，采用相对于传统的点火角度 $7\sim 10\%$ 的一点火延迟，可以获得优点。

燃烧阶段

在所示的实施例中，在点火后立即开始燃烧并且主要是在一有限的区域内进行燃烧，其中在该区域活塞基本上占据一最大的推压位置，即位于曲线区域3a、3b的附近，也就是说在活塞经受最小轴向移动的区域。燃烧主要是在或者在很大程度上是在活塞44、45保持静止于内死点部分4a和4b的位置处进行，即分别在 10° 和 5° 的一弧长上。但根据需要，可以在接下来的过渡部分5a、5b以及在主膨胀部分6a、6b使燃烧继续到一较大的或较小的程度，这取决于旋转轴的转速。作为在死点部分4a、4b在燃烧腔K1内的旋转的雾化燃料的结果，并且由于可以在盘形燃烧腔K1内保持火焰前锋（flame front）较短，因此在所有的情况中可以确保对燃烧腔K1内的大量的雾化燃料进行点火，即

对所述死点部分4a、4b内的燃料进行点火。在实际上可允许燃烧腔膨胀到就在死点部分4a、4b外侧的部分5a、5b，这在一限定容积的工作腔K内可带来极大的相应优点。

燃烧速度

燃烧速度正如已知的达到幅度为每秒20~25米的程度。通过采用两组燃料喷嘴和分布在工作腔四周的每一1/4处的一相应的两组点火装置（参见图4b），燃烧区域可以有效地覆盖整个盘形燃烧腔K1。在实际上可因而获得带有相对短的火筒长度的特别有利的燃烧。

最佳燃烧温度

作为限定在就在燃烧腔K1前的腔K内的集中点火/燃烧区域3a、3b和紧跟燃烧腔K1后的区域5a、5b的结果，即在连贯（coherent）的区域3a~5a和3b~5b，此处活塞44、45是静止的或者在很大程度上是静止的，可以将燃烧温度从通常的大约1800℃增大到3000℃。因此即使在活塞44、45已经完全开始膨胀冲程前，即在曲线部分5a、5b的端部，也可以获得对雾化燃料的一最佳（几乎100%）的燃烧。

陶瓷环

给陶瓷环设置一些措施，即在工作腔K的对应于一燃烧区域（3a~5a、3b、5b）的一环形区域进行陶瓷涂层，从而可以尤其在燃烧腔K1内采用高温，但也可在燃烧区域的接下来的部分5a、5b采用高温。在图12~14中被示出带有由一虚线70所表示的一尺寸的陶瓷环包括整个燃烧腔K1并且另外还进一步向外延伸到燃烧腔外一距离13。

开始的膨胀冲程

在燃料在前述燃烧区域（3a~5a、3b、5b）内被消耗至少相当大的部分后并且刚刚开始膨胀冲程时，通常具有最优的驱动力。更具体地说这意味着，通过沿曲线8a和8b进行凸轮导向，可以获得一最优的驱动力矩，然后迅即在过渡区域5a、5b开始膨胀冲程并且增大到过渡区域5a、5b内的一最大值。作为燃料在该区域的可能的后期燃烧的结果，不管当膨胀冲程向前经过该区域时在腔K内逐渐出现的容积膨胀，

在膨胀冲程的连续过程中（在区域6a、6b内）和至少在该区域的开始，驱动力矩被大体上保持恒定。

膨胀阶段

根据所示的实施例，压缩冲程发生在相对于曲线8a、8b在该两曲线的大约25°和36°之间的倾斜角度下，即具有大约30°的一平均角度（参见图14）。如果需要，则倾斜角度（和平均角度）可以例如增大到大约45°或根据需要而更大。相应地在所示实施例中在两个曲线8a和8b的大约22°和27°之间发生膨胀阶段，即在大约24°的一平均角度下（参见图14）。

作为在压缩阶段的相对陡峭（平均）的30°的曲线轮廓和在膨胀阶段的相对平缓的24°的轮廓的结果，获得了膨胀冲程持续时间相对于压缩冲程持续时间的一特别有利的增大。

根据本发明，通过在压缩冲程中的运动速度与在膨胀冲程中的运动速度之间的所述非对称关系，可以将压缩阶段中燃烧过程的起点移动到靠近于内死点的位置，并且因而可以在时间上将一较大部分的燃烧过程移动到膨胀阶段的开始处，而对燃烧没有负作用。因此，可以在燃烧阶段获得对燃料燃烧的比以往更好的一控制和对驱动力的一比以往更有效的利用。尤其是从压缩阶段越过死点后到膨胀阶段可以转移一另外可能出现的、未控制的燃烧，并且因而将这种包括在压缩阶段中的未控制的燃烧的“压力点”转换为在膨胀阶段中有用的功。

通过牺牲压缩阶段而延长膨胀阶段，在压缩阶段中可以获得比在膨胀阶段中一相对更高的活塞运动。这对于在每一单个工作循环中燃烧发动机的每一组活塞具有影响。

工作腔内的旋转作用（effect）

通过经倾斜地设置的排气口25（参见图2）排出废气和紧跟着经倾斜地设置的换气口24（参见图3）注入扫气空气而在工作腔内建立气体的旋转。由此建立一旋转的、即一螺旋状的气流路径（参见图9中汽缸21-1内的箭头38），其被保持在整个工作循环中。在工作循环的过程中，即在喷射、点火和燃烧阶段重新激活了旋转作用。

因此在工作循环中经喷嘴36进行燃料喷射和接下来经点火装置39进行燃料点火的过渡过程，向气流38供给一新的旋转作用，伴随的燃烧产生一方向固定的火焰前锋，其相应的压力波前锋（波前）与已经建立的气流38基本上一致。因此在整个压缩冲程中保持旋转作用并且在经如图4a所示的一倾斜设置的喷嘴喷射流37和经一相应倾斜地设置的喷嘴36的燃料喷射的过渡过程中重新激活该旋转作用。在燃烧阶段获得附加的旋转作用。

根据图4b所示的结构，通过应用一相对于第一燃料喷嘴37呈角度隔开地设置的额外（第二）喷嘴37a和应用一相对于第一点火装置39呈角度隔开地设置的一额外点火装置39a，可获得另一附加的旋转作用的增大。当排气口25又打开时，在工作循环的结尾，废气在经所述倾斜地设置的排气口而排出废气的过程中以一高的运动速度、即以一高的旋转速度被排出。此外用于废气的旋转作用在倾斜地设置的换气口24打开后迅即地被保持，从而残余的废气在膨胀阶段的结束处和在压缩阶段的开始被一旋转作用从工作腔K向外扫出。此后保持旋转作用，在关闭排气口后，在一很大的弧长上接着将换气口保持打开。

操作过程中发动机压缩比的调节

根据本发明，通过调节活塞44、45之间的相互间隔可以调节汽缸21的活塞44、45之间的容积。因此可以根据需要直接地调节汽缸21内的压缩比，例如在通过一适于“正弦”状概念的简单的调节技术来操作发动机的过程中。

根据本发明尤其有意义的是改变与发动机起动有关的压缩比，即在冷起动时改变其相对于在正常的操作过程中可能最有利的压缩比。但在操作的过程中因各种其它原因而改变压缩比也可能是有意义的。

用于根据本发明的这样一调节的一结构方案是基于压力油控制的调节技术。或者也可以采用例如此处未进一步示出的电子控制的调节技术来调节压缩比。

或者还可以给活塞45采用一相应的调节能力，其方式是通过将凸轮导向装置12a更换成给凸轮导向装置12b所相应地示出的一凸轮导向装置。

显然根据本发明可以调节在相应的汽缸内两个活塞44、45的位置，其方式是以一彼此独立的方法经带有其各自独立的调节能力的各凸轮导向装置来进行。

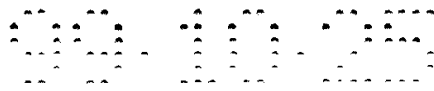
同样显然活塞在汽缸内位置的调节可以根据需要给两个活塞44、45同步地作用或者单独地作用。

在图15和16中示意性地示出了一凸轮导向装置的某种详尽的变型方案，在此其用参考标记112a表示，其相应的一活塞杆由参考标记148表示，而一对压力滚筒则由参考标记153和155表示。

凸轮导向装置112a:

在根据图1的结构中，凸轮导向装置12a被示出具有相对地要求空间的设计结构，其带有布置在凸轮导向装置12a径向的每一侧的相应的脚轮53和55，即一个脚轮53设置在辅助脚轮55的径向外侧，和带有相应的“正弦”状槽54、55c，它们相应地径向隔开地示出在其径向突起上。

在根据图15和16的变型结构中，凸轮导向装置112a被示出带有连续设置在凸轮导向装置112a轴向的压力球153、155，即其中一个球在一单独的公共突起的每一相应侧上，所述的公共突起被表示为一中间环形凸缘112的形式。环形凸缘112被示出具有形成“正弦”状曲线的一上“正弦”状槽154，用于导向一上压力球153，该上压力球构成活塞杆148的主支承球；和形成“正弦”状曲线的一下“正弦”状槽155a，用于导向一下压力球155，该下压力球构成活塞杆148的辅助支承球。槽154和155a具有如图15所示的一横向凹入的圆形形式，其对应于球153、155的球形轮廓。环形凸缘112被示出具有相对小的厚度，但该小的厚度可以被补强，从而该环形凸缘112在圆周方向具有一自我加强的“正弦”状曲线轮廓，例如由图16中环形凸缘的倾斜地延伸的部段所示出的。在图15中环形凸缘112被片段地表示，而在图16中则示出



了环形凸缘112的一圆周局部定义部段的一横截面，其中示出的是从环形凸缘112内侧观看的情况。

在两个凸轮导向装置中可以采用前述细节的一非常类同的设计，即在对应于根据图1的下凸轮导向装置的未进一步示出的凸轮导向装置中，同样如此。

活塞杆148:

根据图1示出了一管形的容积相对大的活塞杆48，而在根据图15和16的变型的实施例中示出了一细长的紧凑的杆形活塞杆148，其具有一C形头部148a，该头部带有用于相应的压力球153、155的2个相对的球夹持器148b、148c。

活塞杆148可以用未进一步示出的方式设置与头部内的内部螺纹相配的外部螺纹从而活塞杆和因而相应的球夹持器148b可以被调节到相对于头部148a的所需要的轴向位置。这尤其可以便于相对于环形凸缘112安装球夹持器148b和其相对的球153。

在图16中环形凸缘112被示出在环形凸缘的倾斜延伸部分具有一最小的厚度，而环形凸缘112可以用未进一步示出的方式具有在“正弦”状曲线的波峰和波谷处的一更大的厚度，从而在球153、155之间沿着环形凸缘的整个周边可以确保一更均匀或非常均匀的距离。

这里的参考标记100是指一润滑油入口，其在C形头部148a内分支进入连向在上球夹持器148b内的一润滑油出口102的一第一管道101、和进入连向在下球夹持器148c内的一润滑油出口104的一第二管道103。

压力球153, 155:

代替根据图1所示的安装在滚珠轴承内的脚轮53、55，根据图15和16示出了压力球153、155。压力球153、155主要适于相对笔直地沿相应的“正弦”状槽154、155a滚动，但此外可允许在相应的槽内根据需要而一定程度地侧向滚动。球153和155被相同地设计，从而球夹持器148a、148b以及它们相应的球座（sphere bed）也可彼此相同地设计，并且从而“正弦”状曲线154、155a也可彼此相同地设计。



压力球153、155被表示成空心的和带有一相对小壁厚的壳形形状。因此可获得重量轻和容积小的压力球，并且此外获得球的一定的弹性，以局部地缓减球本身内出现的极大的压力。

在图17和18中示出了一对导向杆105、106，它们沿活塞杆148的头部148a的相对侧穿过内部导向槽107、108。

说明书附图

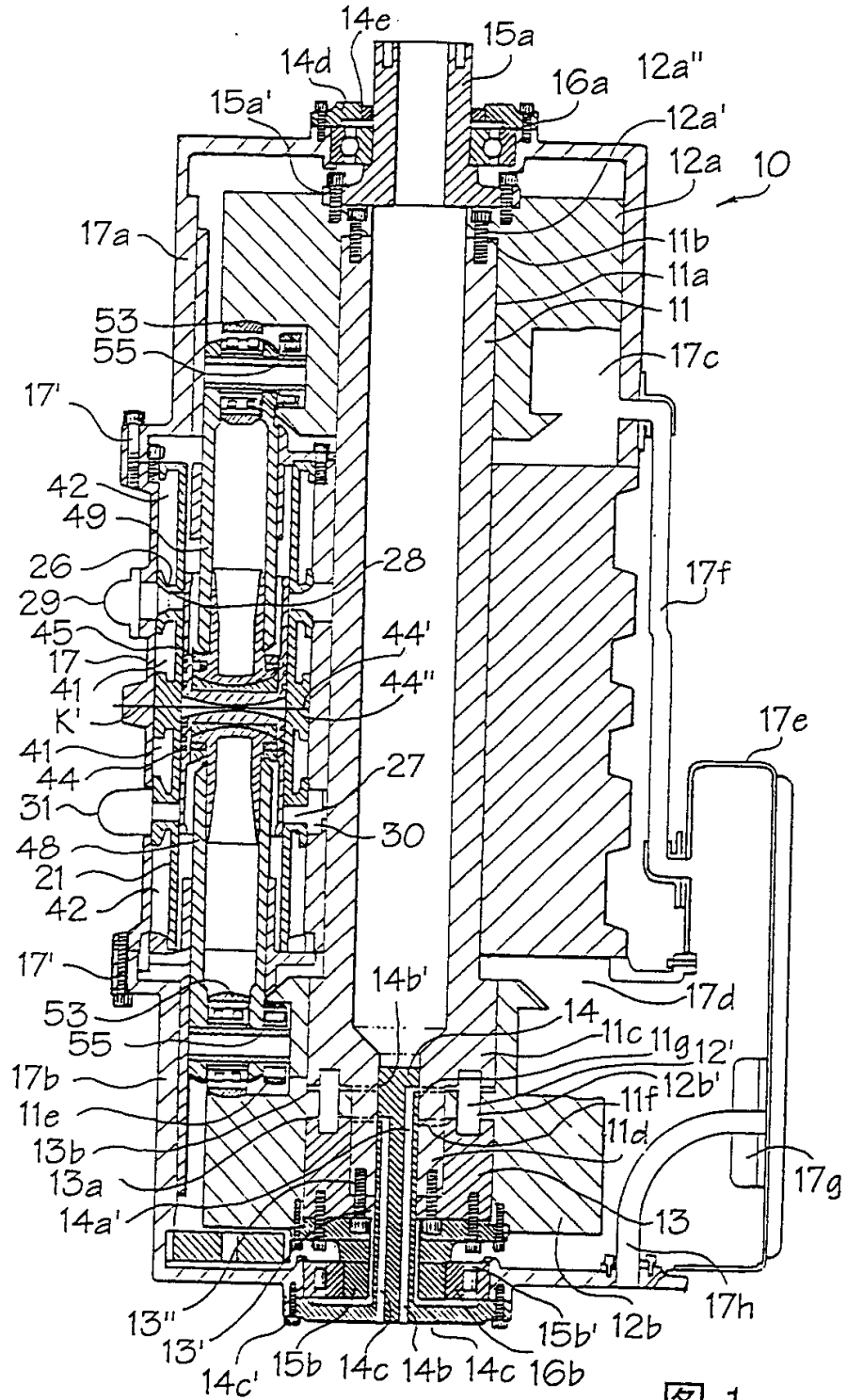


图 1

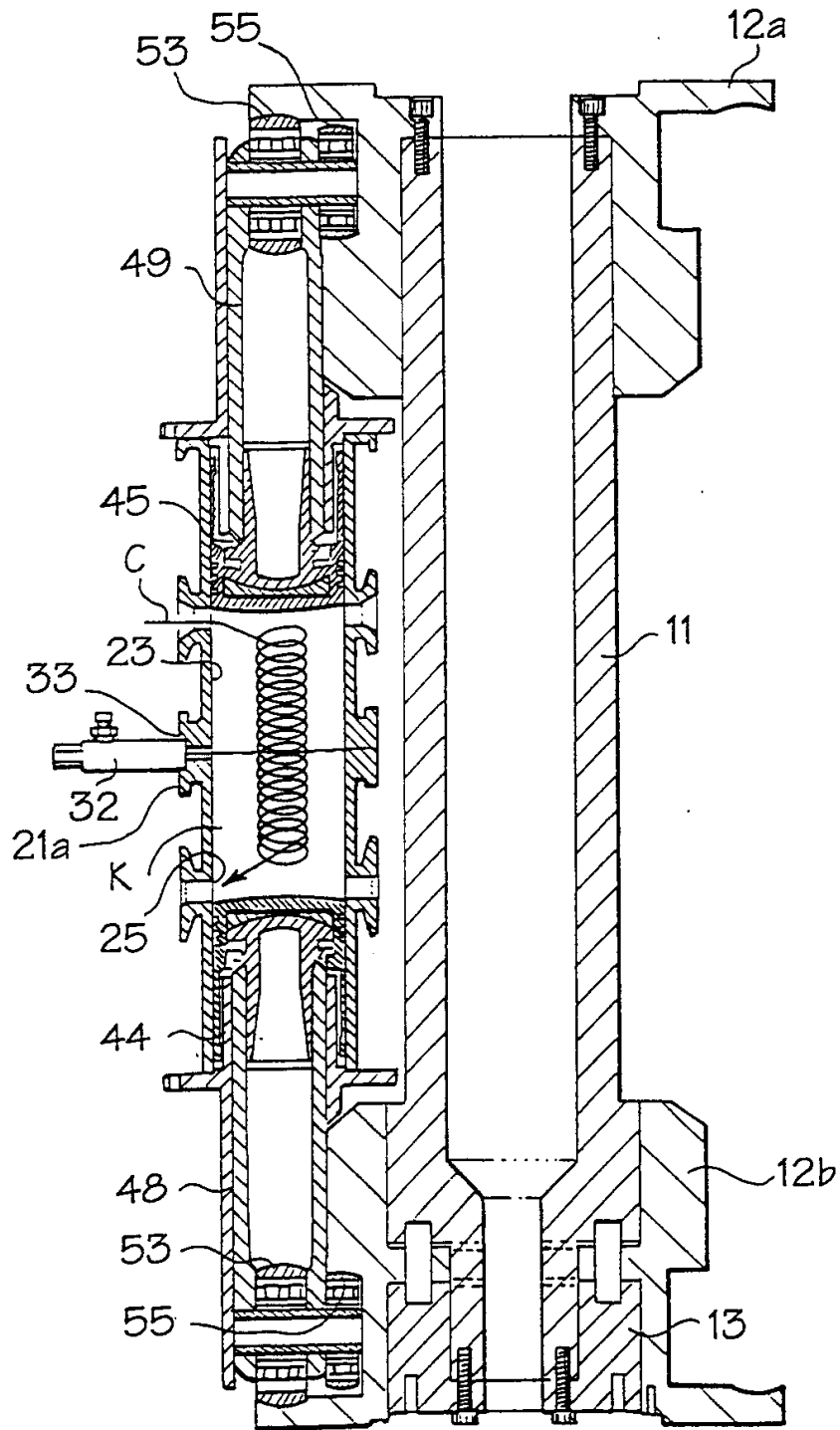


图 1a

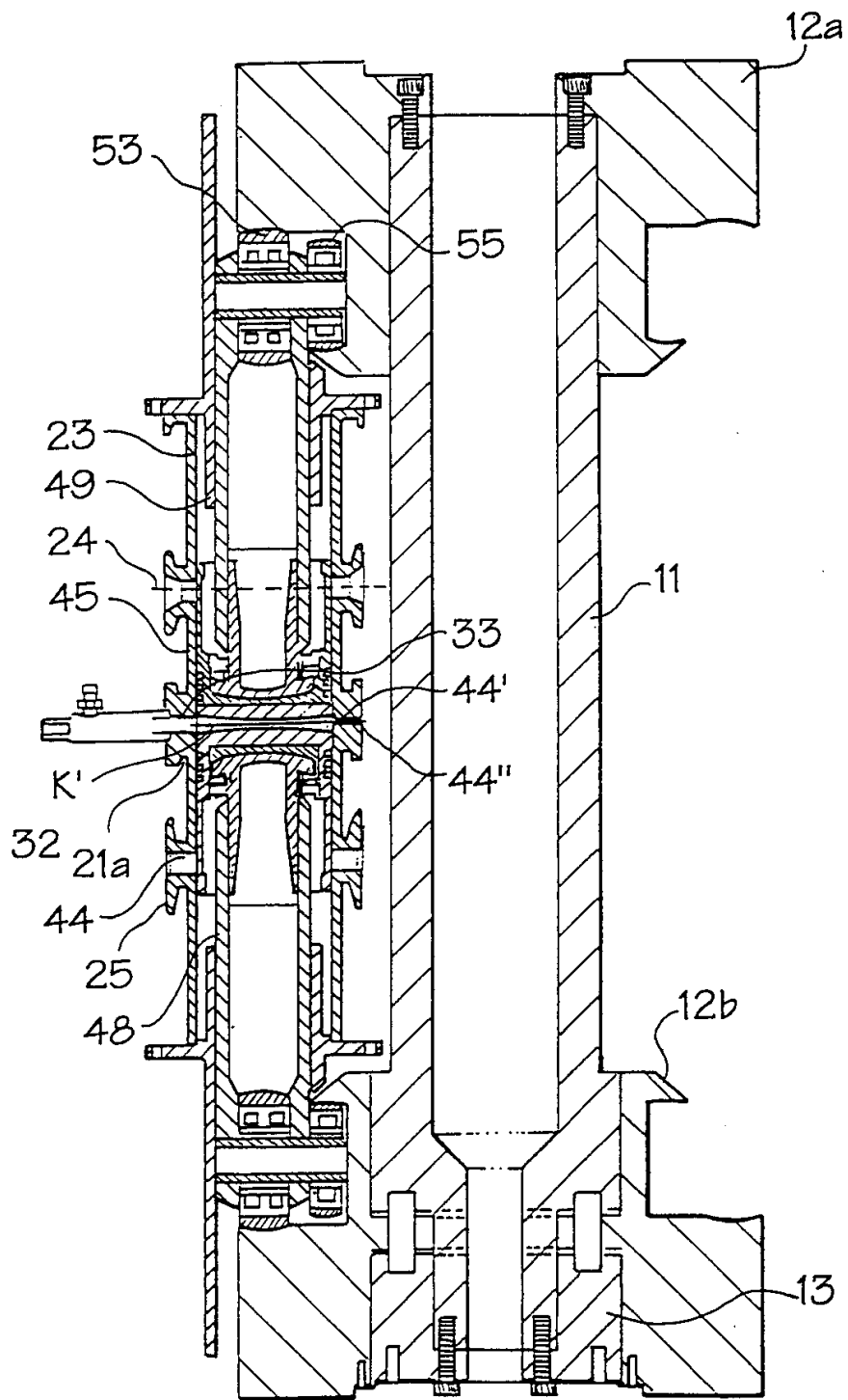


图 1b

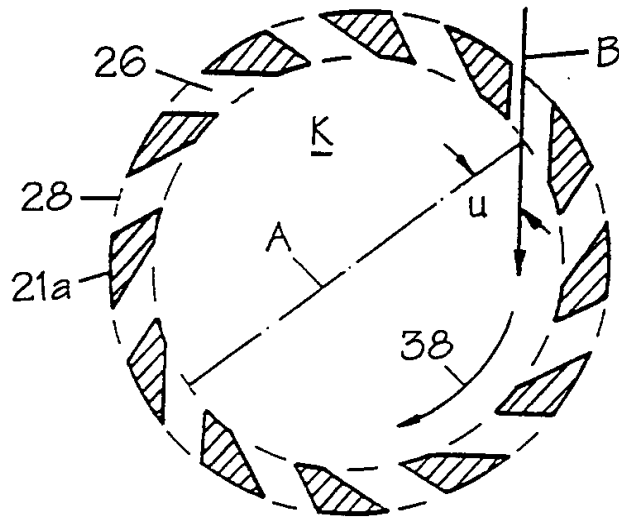


图 2

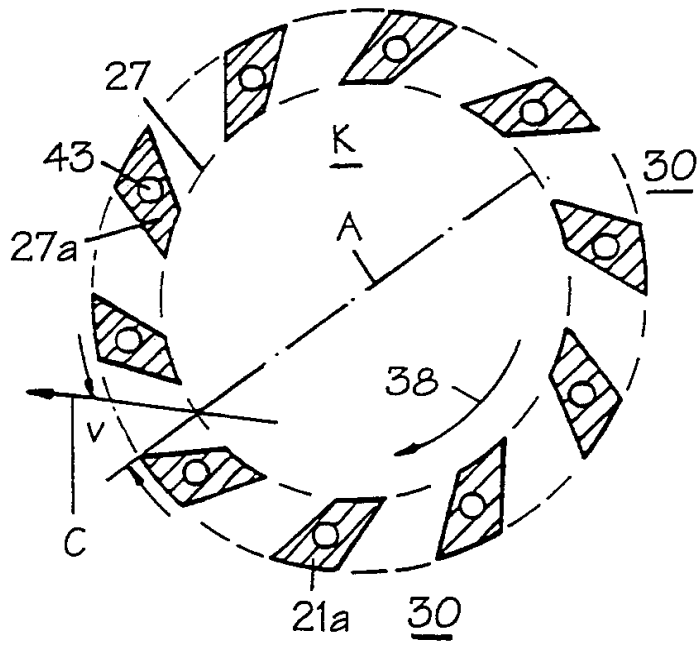


图 3

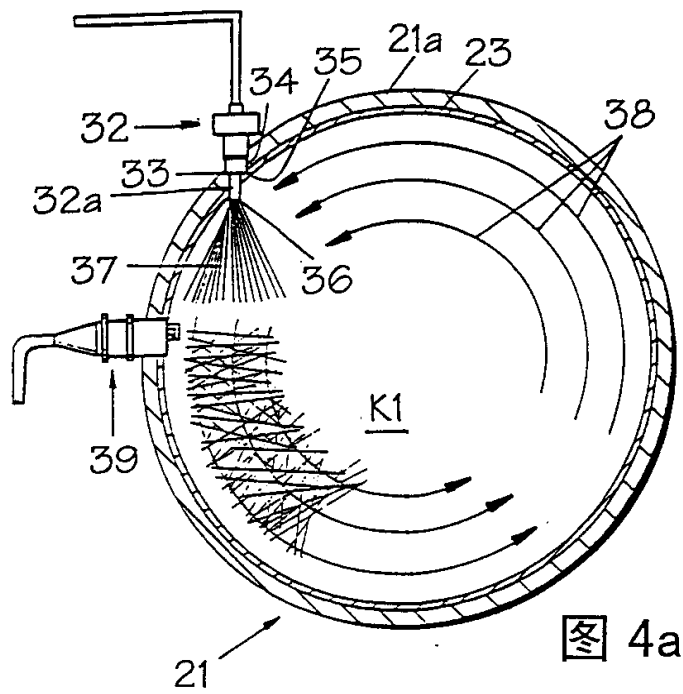


图 4a

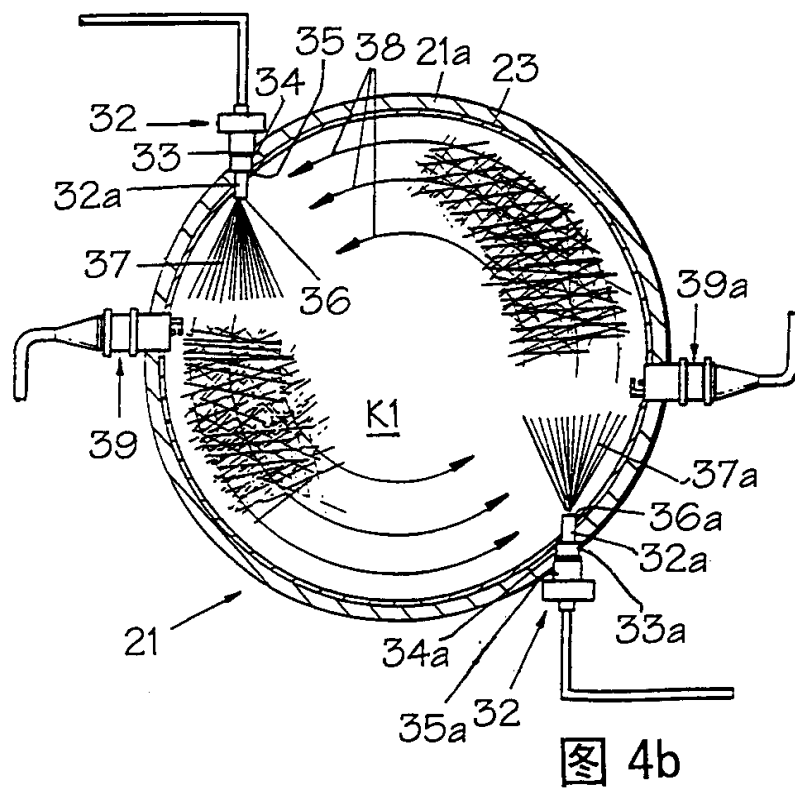


图 4b

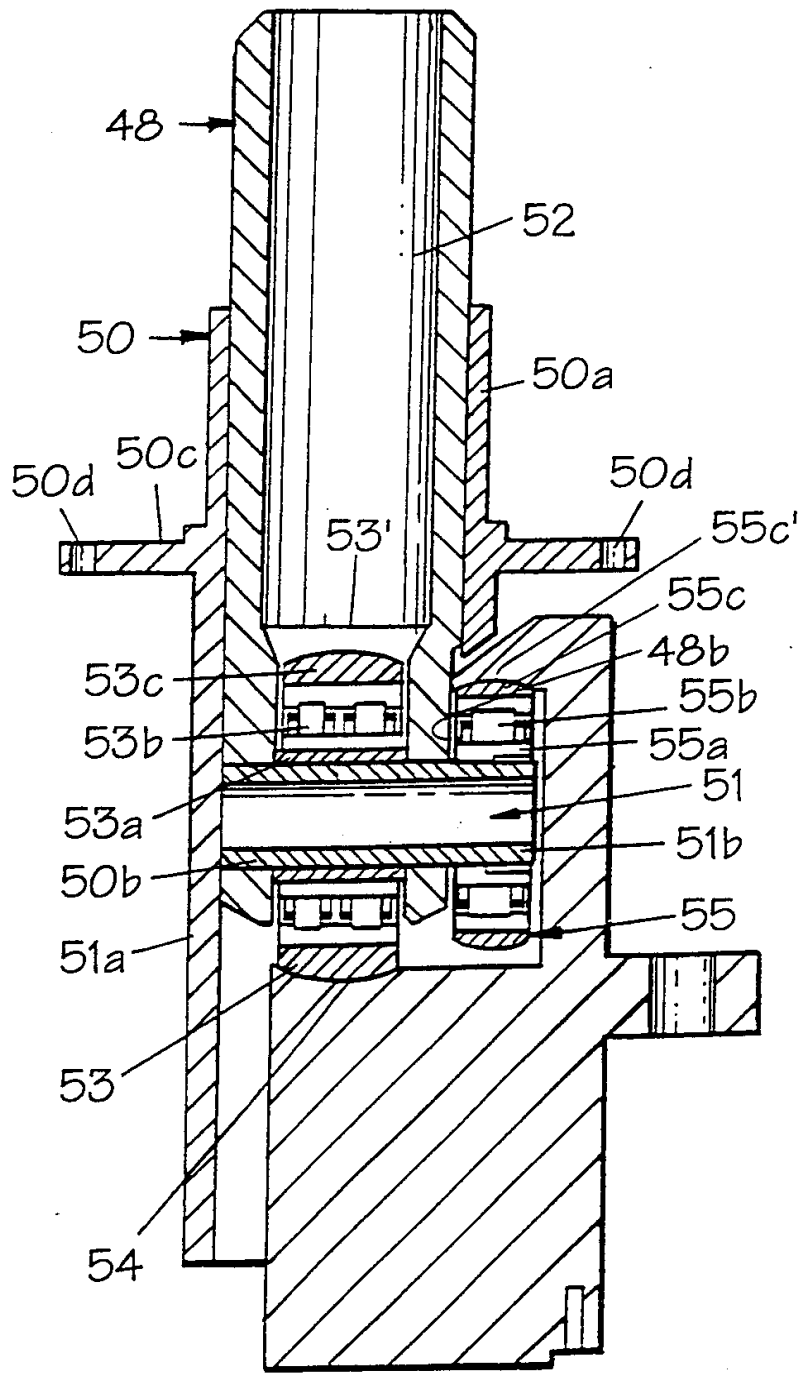


图 5a

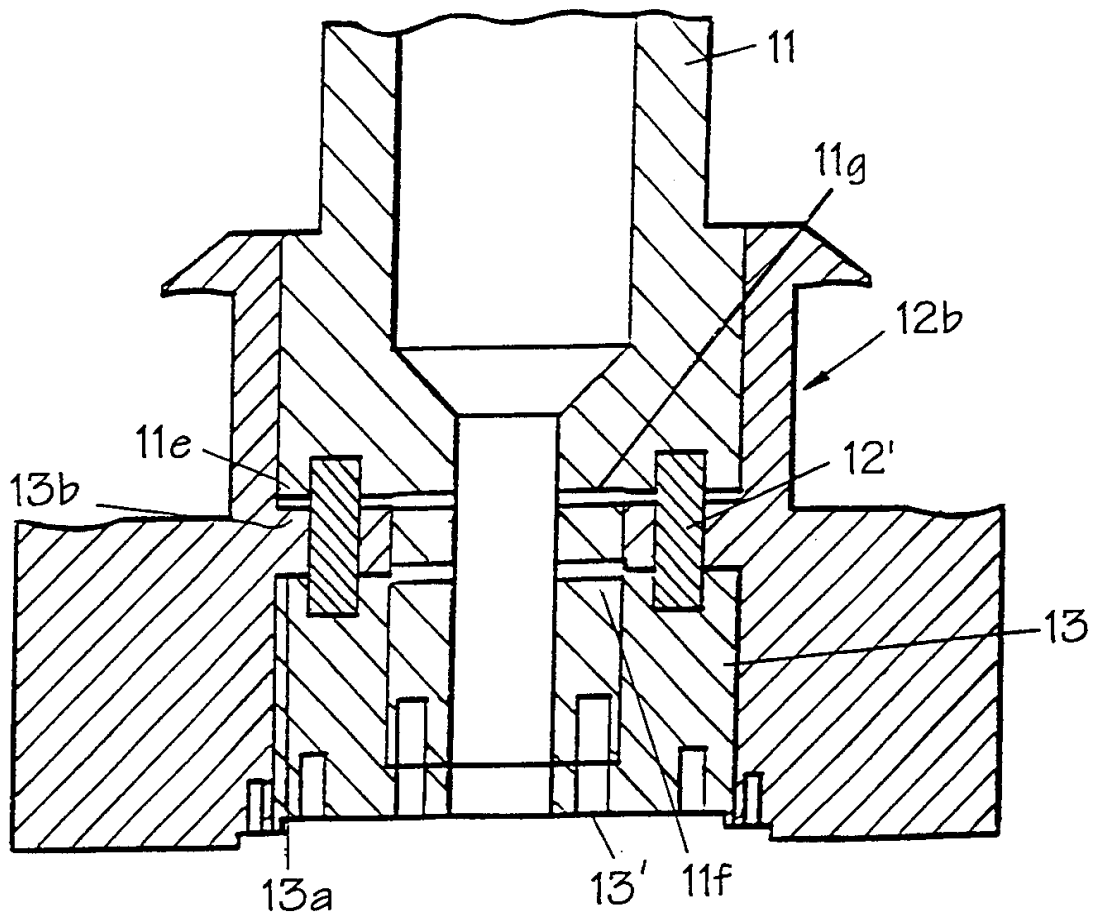


图 5b

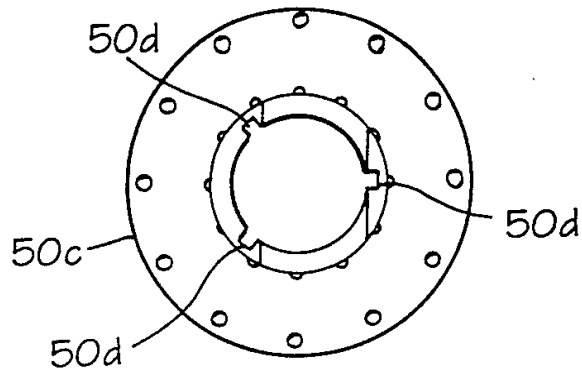


图 5d

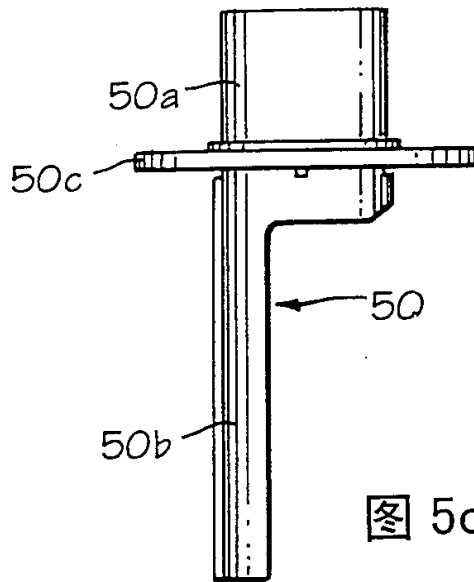


图 5c

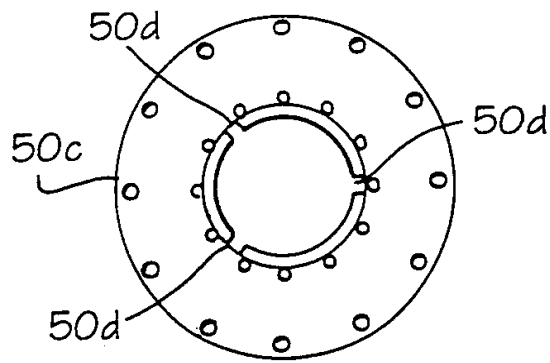


图 5e

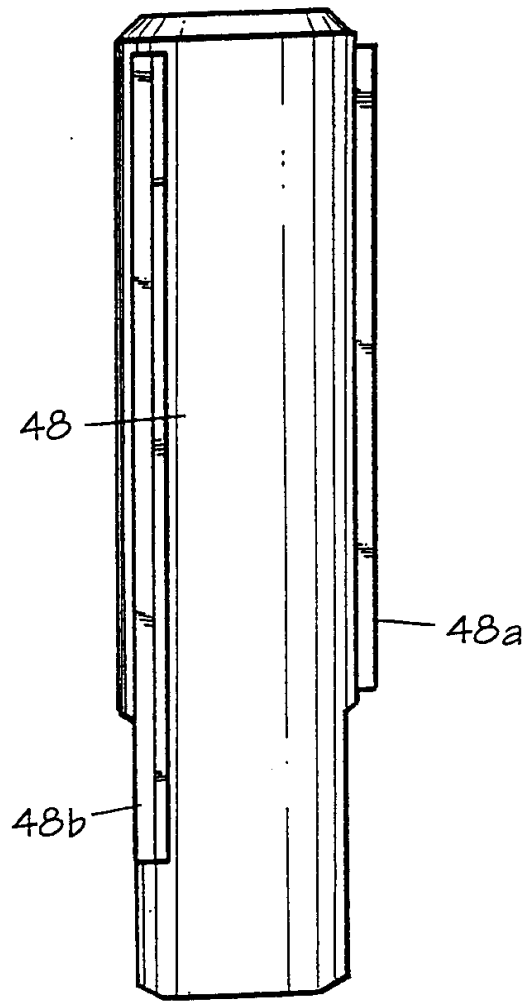


图 5f

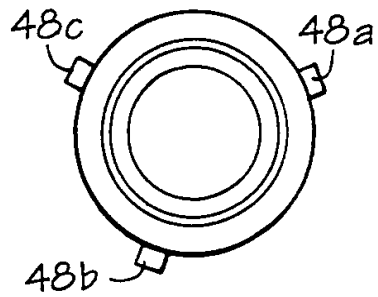


图 5g

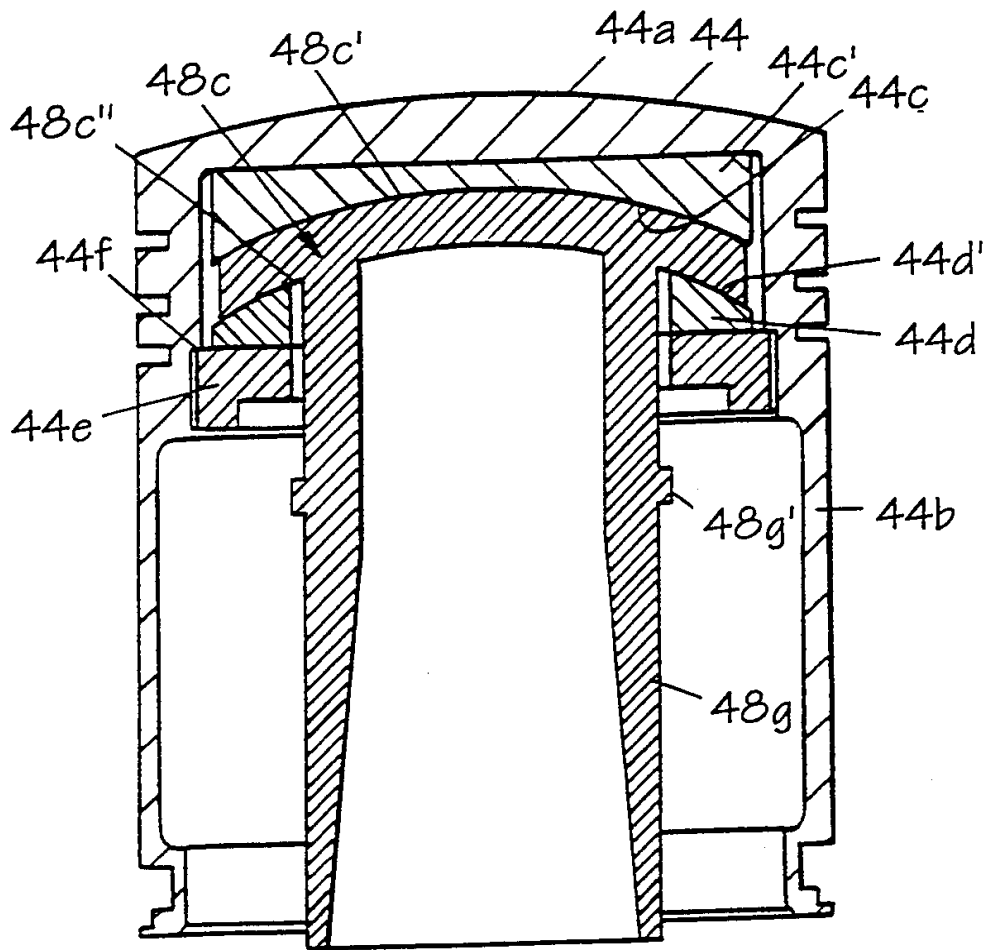


图 5h

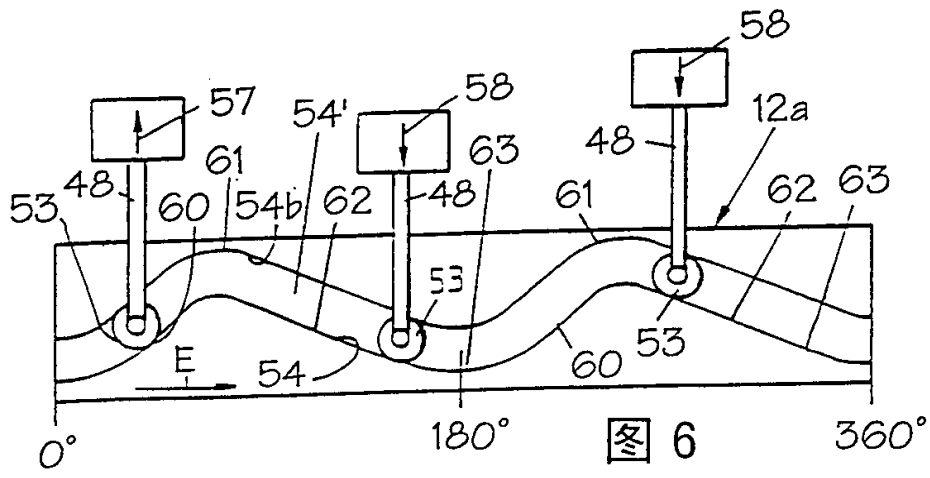


图 6

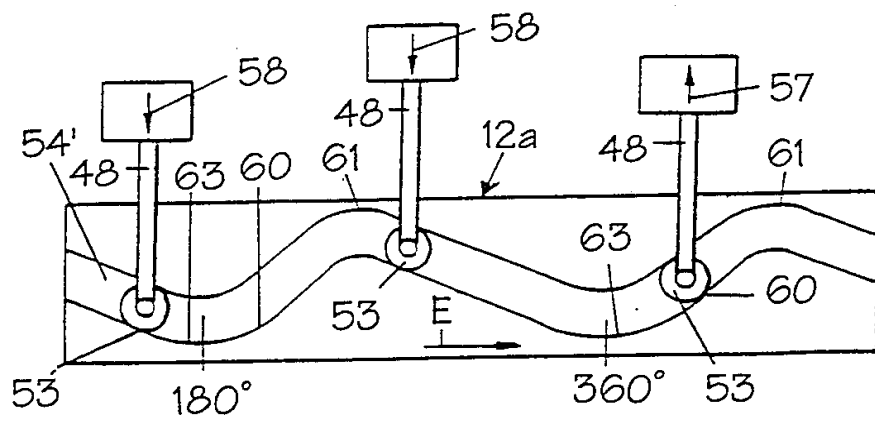


图 7

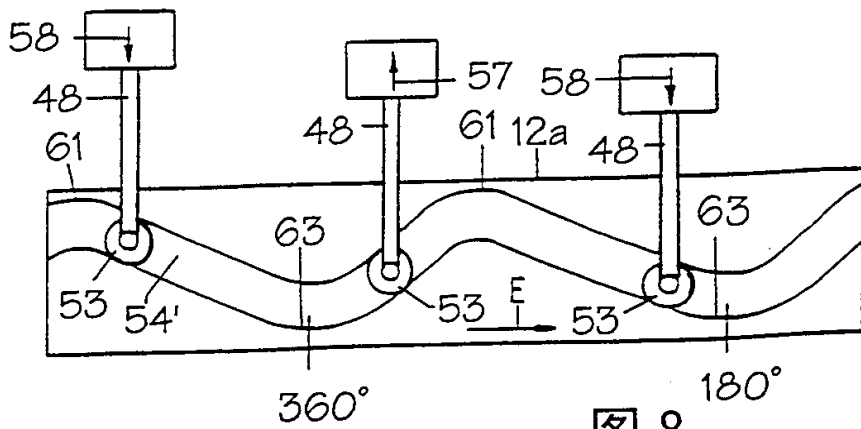
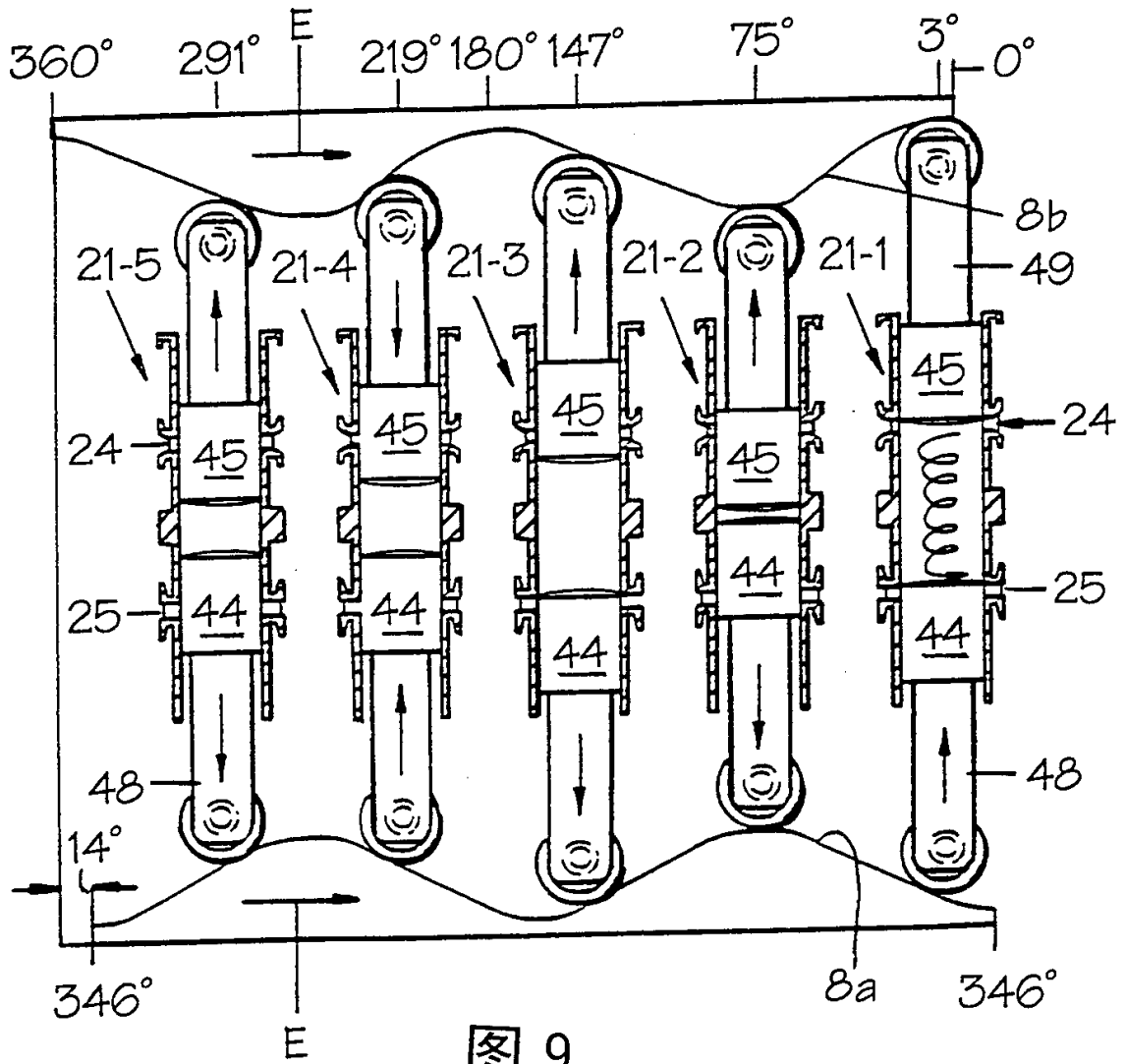


图 8



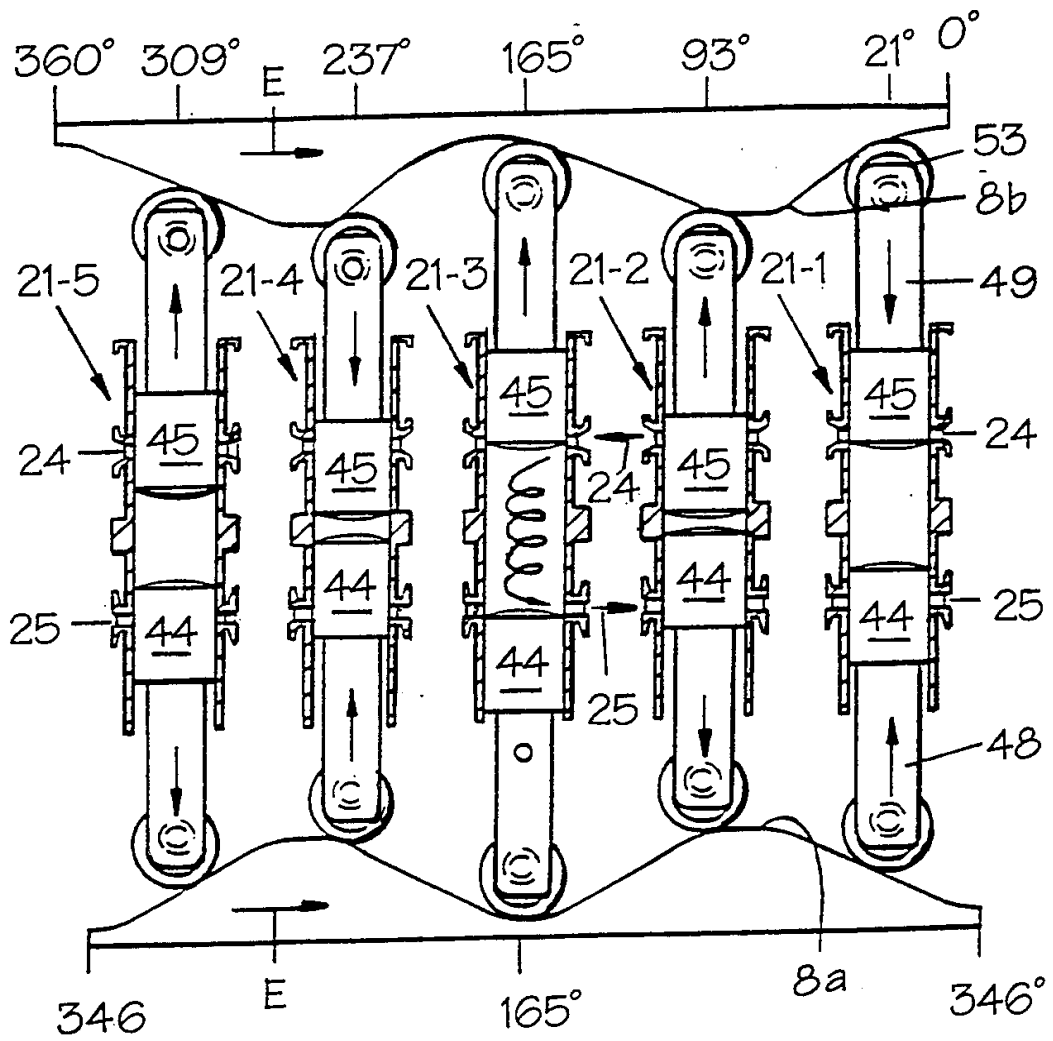


图 10

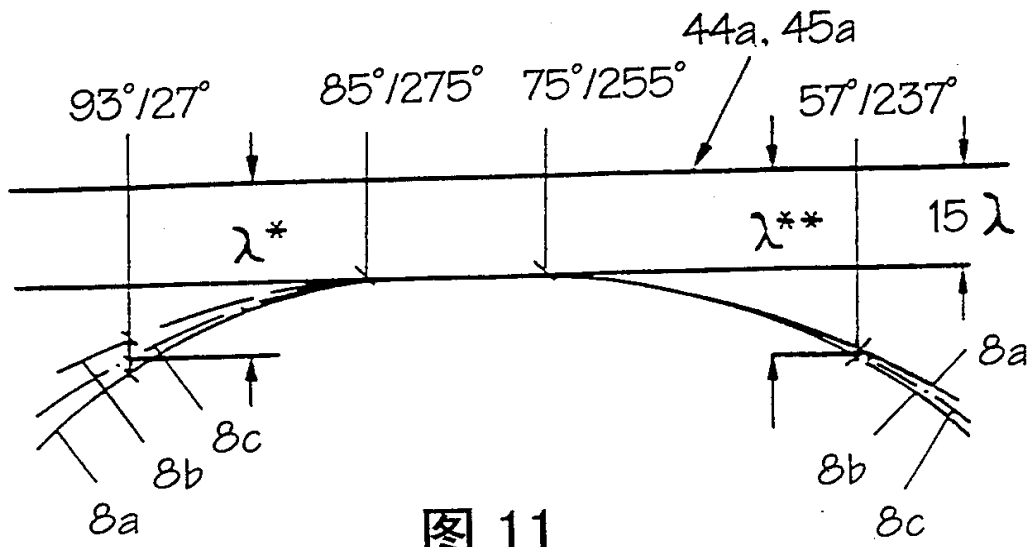


图 11

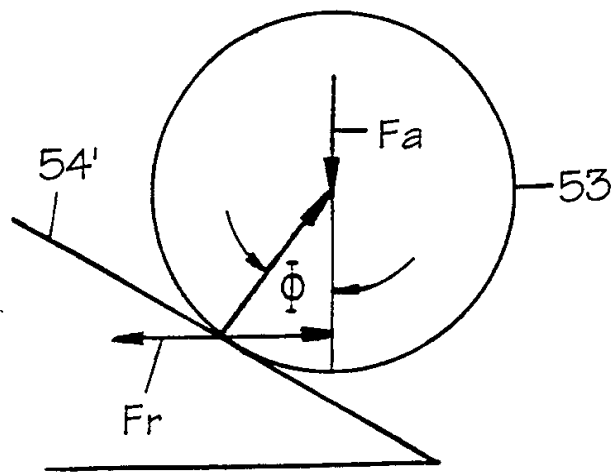


图 6a

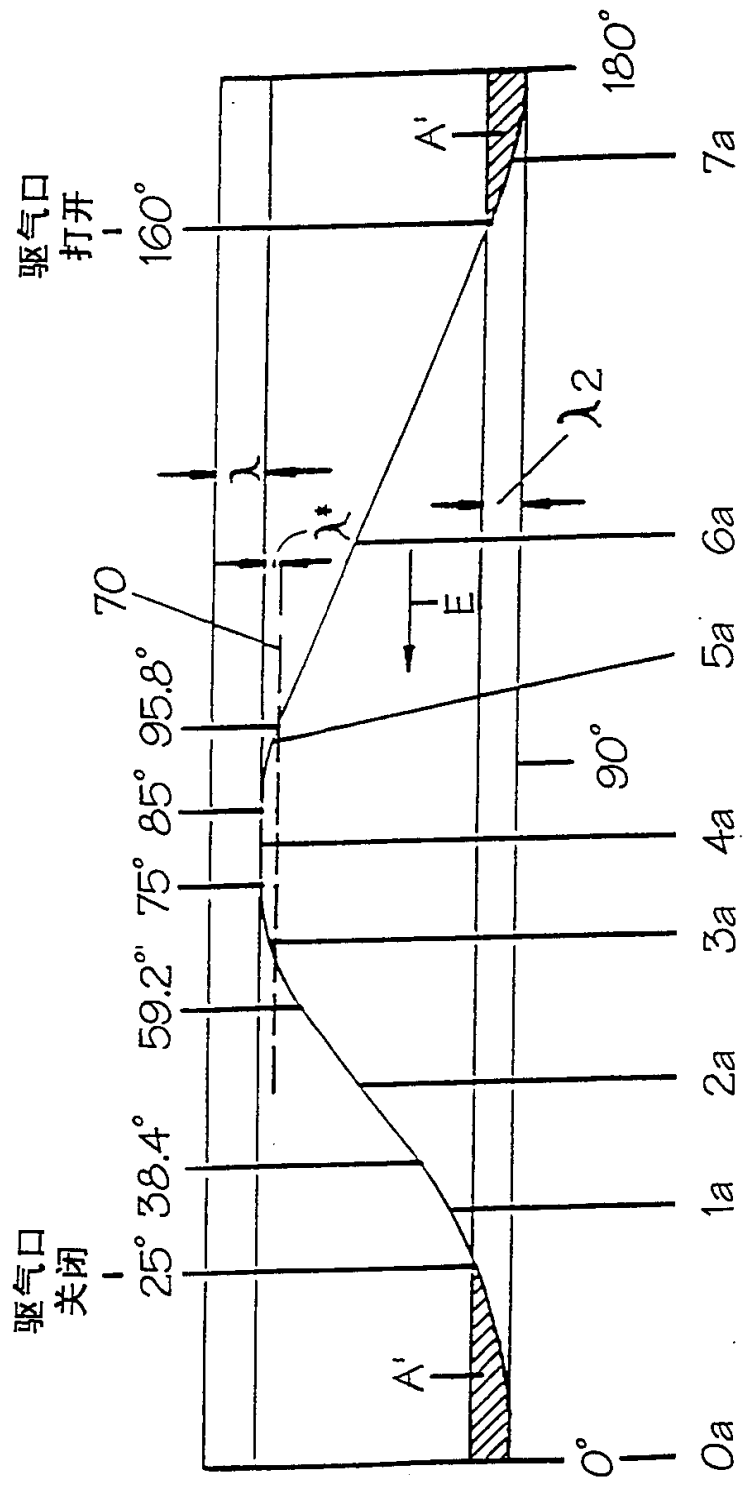


图 12

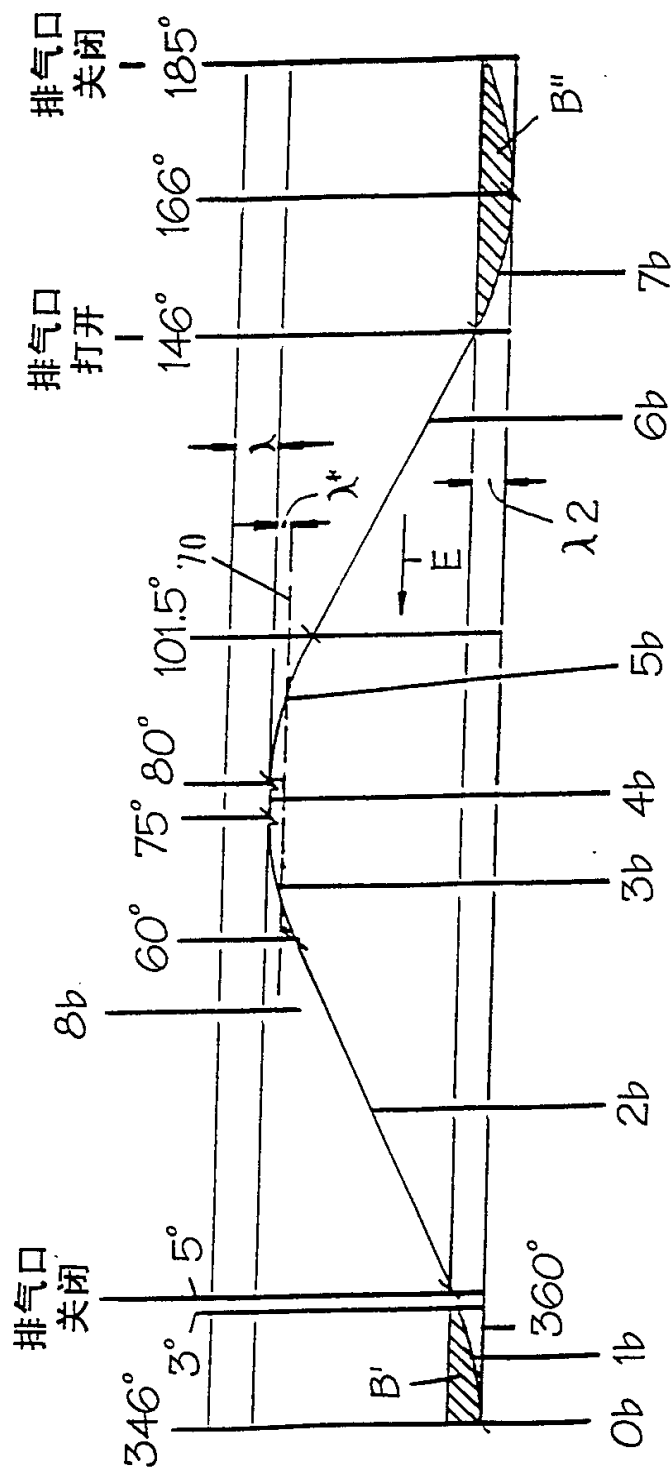


图 13

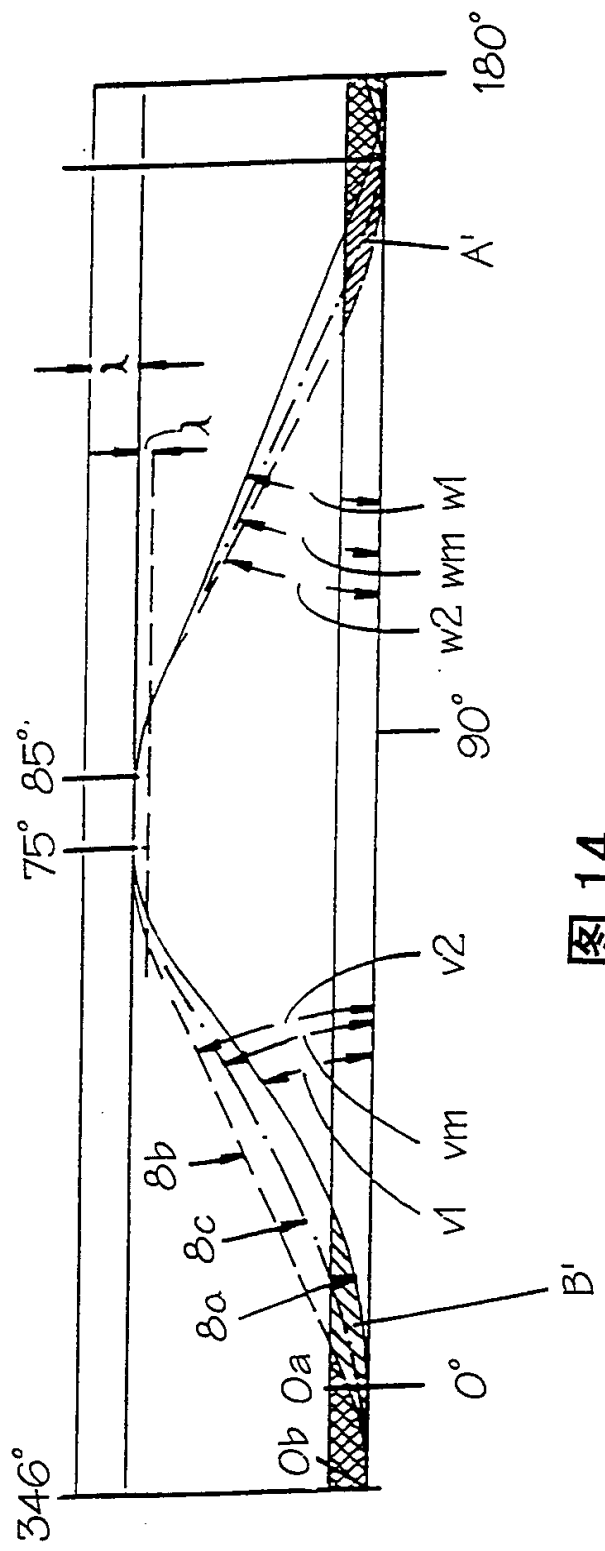


图 14

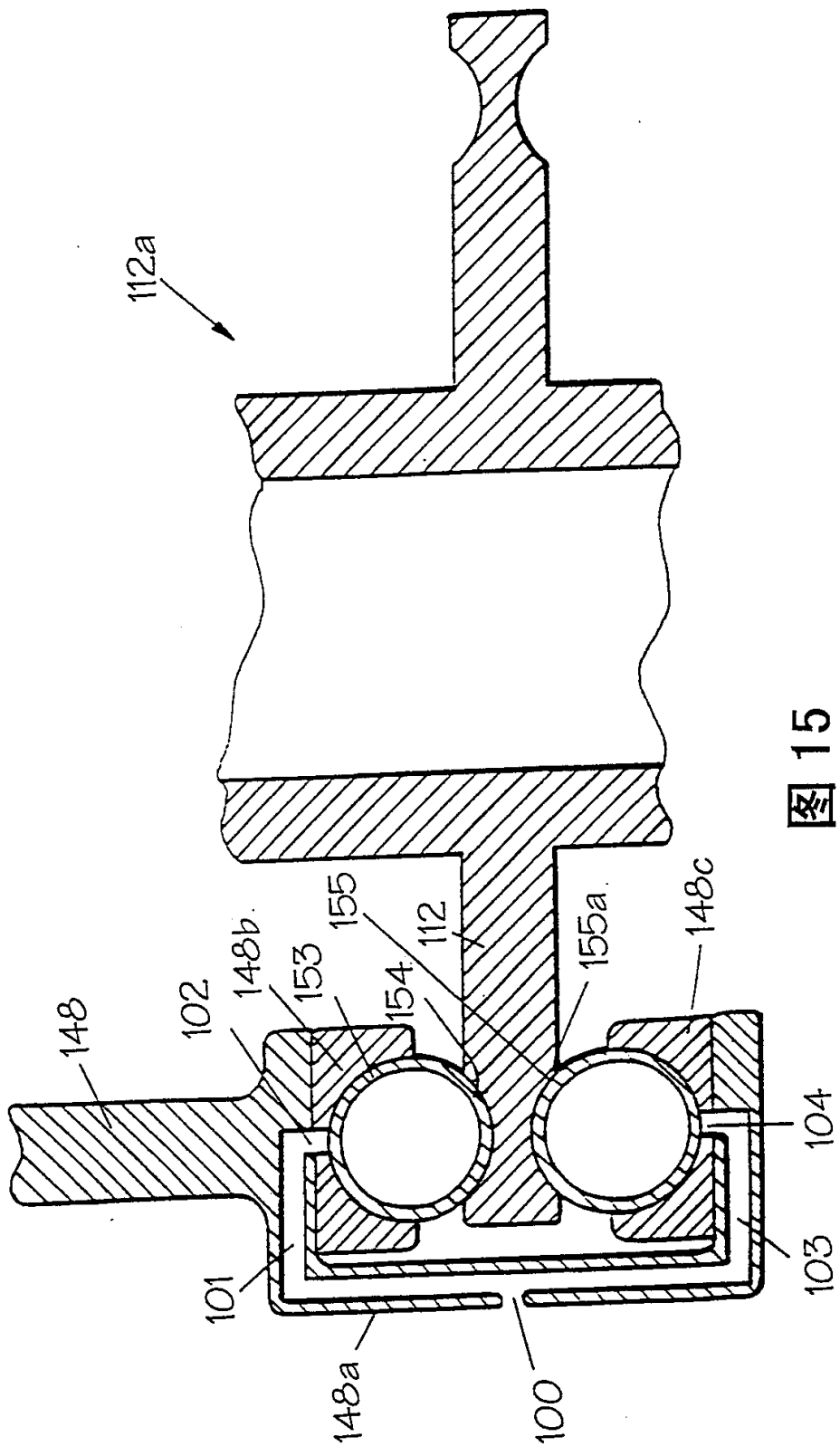


图 15

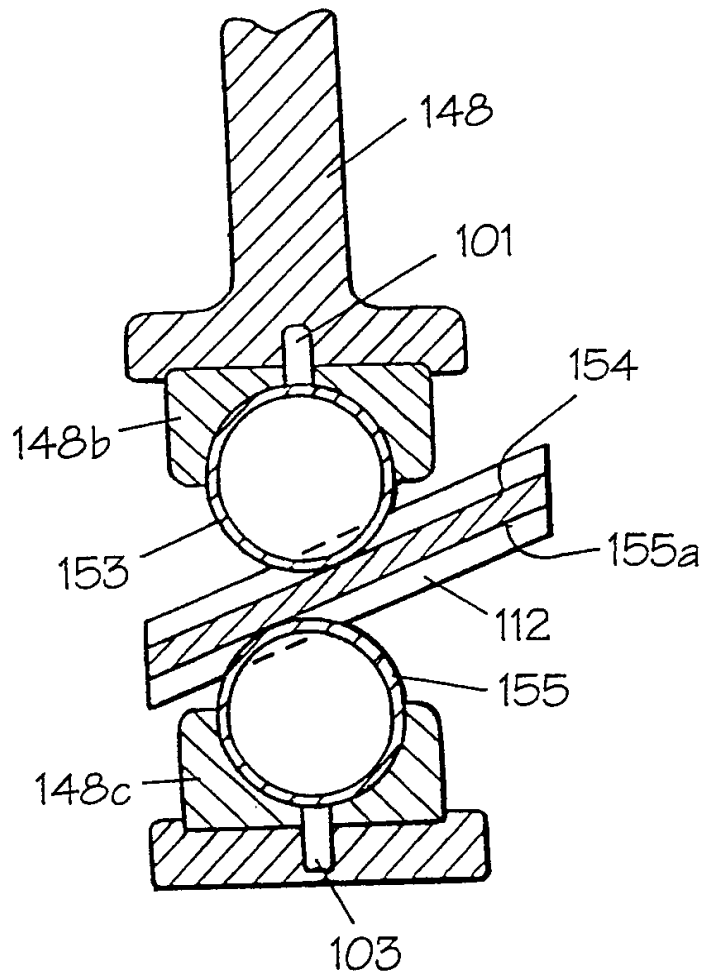


图 16

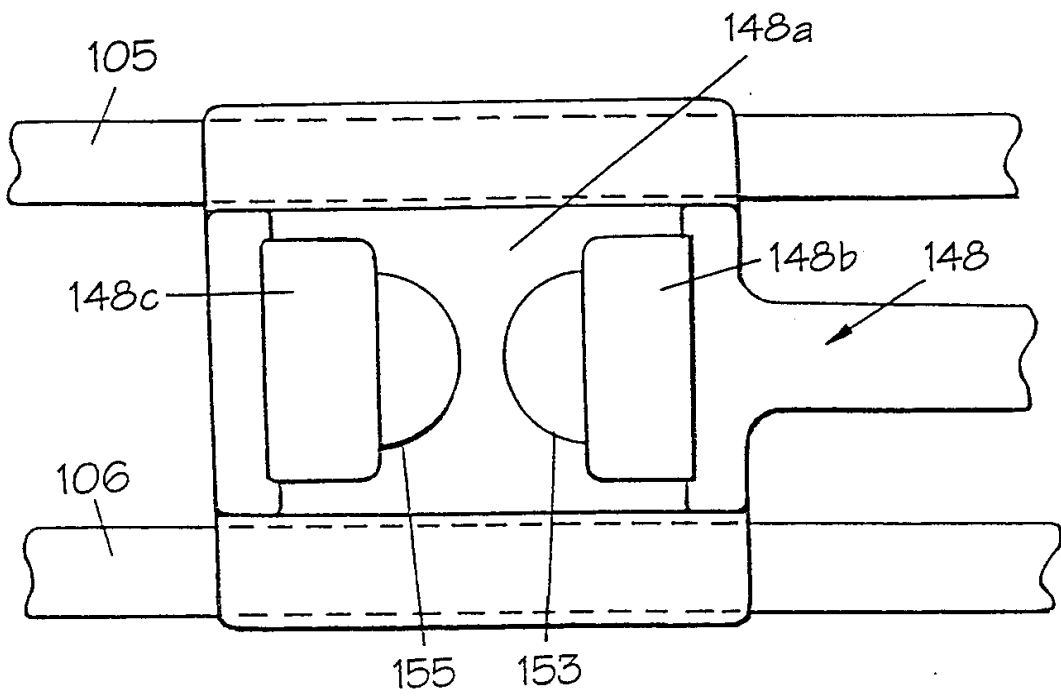


图 17

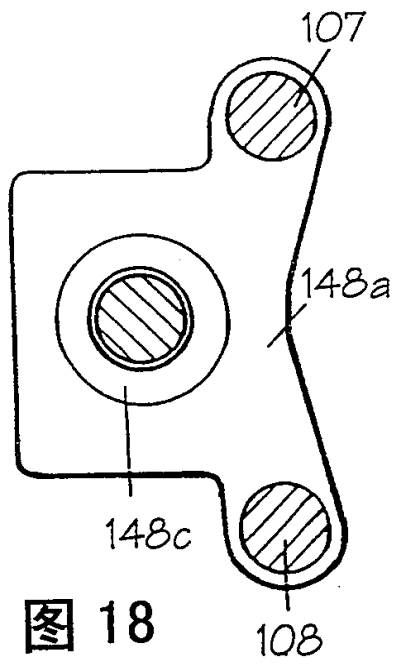


图 18