



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 1699735 B

(45) 授权公告日 2011.02.02

(21) 申请号 200510071181.8

F04B 49/22 (2006.01)

(22) 申请日 2005.05.20

(56) 对比文件

(30) 优先权数据

CN 1403697 A, 2003.03.19, 全文.

B02004A000323 2004.05.20 IT

CN 2500828 Y, 2002.07.17, 全文.

(73) 专利权人 玛涅蒂玛瑞利动力系公开有限公司

审查员 林秀霞

地址 意大利博勒蒂

(72) 发明人 弗朗切斯科·奥谢洛
加布里埃莱·塞拉

(74) 专利代理机构 北京集佳知识产权代理有限公司 11227

代理人 朱登河 刘继富

(51) Int. Cl.

F02D 41/38 (2006.01)

F02M 59/08 (2006.01)

F02M 59/36 (2006.01)

F02M 63/02 (2006.01)

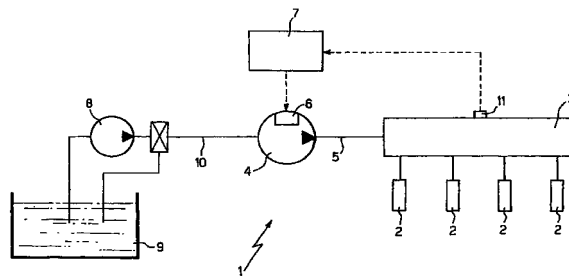
权利要求书 2 页 说明书 8 页 附图 5 页

(54) 发明名称

用于将燃料直接喷射入内燃机的方法

(57) 摘要

一种用于将燃料直接喷射入内燃机的方法, 其中, 一个可变流速的高压泵 (4) 向一个共轨 (3) 供应燃料, 而共轨 (3) 向一系列的喷射器 (2) 供应燃料; 通过改变高压泵 (4) 的吸入阀 (16) 的关闭时间而对每个泵送冲程进行扼流, 从而控制高压泵 (4) 的流速; 对高压泵 (4) 的机械致动进行定时使每个喷射间隔 (I) 位于一个相应扼流作用的开始处; 且每个泵送冲程被扼流至少这样一个角向间隔: 不管供应至共轨 (3) 的燃料量如何, 该角向间隔的持续时间不短于喷射间隔 (I), 从而使得在高压泵 (4) 不将燃料泵至共轨 (3) 的时候, 每个喷射器 (2) 的喷射阶段始终进行。



1. 一种将燃料直接喷射入内燃机的方法,其中,一个可变流速的高压泵(4)向一个共轨(3)供应燃料,而共轨(3)转而向一系列的喷射器(2)供应燃料,每个喷射器(2)在一个角向喷射间隔(I)内执行其喷射阶段;所述高压泵(4)包括多个缸(12),每个缸设有一个活塞(13)、一个吸入阀(16)和一个输送阀(17);所述方法使得:

在每个吸入阶段期间,向高压泵(4)的每个缸(12)供应基本恒定量的燃料,

通过对高压泵(4)的每个缸(12)的泵送冲程进行扼流来调节高压泵(4)的流速,以在输送阀(17)打开时将缸(12)中燃料的一可变部分供应至共轨(3),和

对一个喷射器(2)的每个喷射阶段执行泵送冲程的扼流作用;

所述方法的特征在于,对高压泵(4)的机械致动进行定时使每个角向喷射间隔(I)位于一个相应扼流作用的开始处,且每个泵送冲程被扼流至少这样一个角向间隔;不管供应至共轨(3)的燃料量如何,该角向间隔的持续时间不短于角向喷射间隔(I),从而使得在高压泵(4)不将燃料泵至共轨(3)的时候,每个喷射器(2)的喷射阶段始终进行。

2. 如权利要求1所述的方法,其中,所述高压泵(4)在驱动轴每转一周过程中执行多个泵送冲程,该泵送冲程的数量与在驱动轴转动一单周时执行喷射的喷射器(2)数量相等。

3. 如权利要求2所述的方法,其中,所述高压泵(4)包括与喷射器(2)的数量相等个数的缸(12)。

4. 如权利要求1所述的方法,其中,所述高压泵(4)在驱动轴每转一周过程中执行多个泵送冲程,该泵送冲程的数量为驱动轴转动一单周时执行喷射的喷射器(2)数量的约数;所述高压泵(4)的每个缸(12)的泵送冲程在其泵送冲程中产生至少一个中间间隙(H),在该中间间隙(H)中,泵送压力基本减小至零;且对每个高压泵(4)的缸(12)的一个单个泵送冲程的扼流对称地再分为至少一个与第一喷射器(2)的喷射阶段相关联的第一扼流作用和一个与第二喷射器(2)相关联的第二扼流作用。

5. 如权利要求4所述的方法,其中,所述高压泵(4)在驱动轴每转一周过程中所执行的泵送冲程的数量为驱动轴转动一单周时执行喷射的喷射器(2)数量的一半。

6. 如权利要求4所述的方法,其中,在所述高压泵(4)的每个缸(12)的任一泵送冲程过程中,所述第一扼流作用在所述泵送冲程的开始处执行,而所述的第二扼流作用紧接着所述中间间隙(H)之后执行;对高压泵(4)的机械致动进行定时使角向喷射间隔(I)设置在一个泵送冲程开始处或紧接在一个中间间隙(H)之后设置。

7. 如权利要求1所述的方法,其中,所述高压泵(4)的每个缸(12)的泵送冲程通过改变所述缸(12)的吸入阀(16)的关闭时间而进行扼流。

8. 如权利要求7所述的方法,其中,所述吸入阀(16)上耦接有一个调节装置(6),以在活塞(13)的压缩阶段保持吸入阀(16)打开从而使燃料可通过所述吸入阀(16)回流到所述缸(12);所述吸入阀(16)包括一个可移动的阀体(18)和一个阀座(19),该阀座(19)能够流体密封地作用于阀体(18);所述调节装置(6)包括一个致动构件(24),该致动构件(24)耦接于阀体(18)并可在一个被动位置和一个主动位置之间移动,在所述被动位置致动构件(24)允许阀体(18)流体密封地作用于阀座(19),而在所述主动位置致动构件(24)不允许阀体(18)流体密封地作用于阀座(19)。

9. 如权利要求8所述的方法,其中,所述调节装置(6)包括一个电磁致动器(25),该电磁致动器(25)耦接于致动构件(24)以在所述被动位置和所述主动位置之间移动所述致动

构件 (24) ;所述电磁致动器 (25) 包括一个可将所述致动构件 (24) 保持在所述主动位置的弹簧 (26) 和一个可将所述致动构件 (24) 移位到所述被动位置的电磁铁 (27)。

10. 如权利要求9所述的方法,其中,所述电磁致动器 (25) 通过一个具有较低电位及恒定宽度的电流脉冲来控制。

11. 一种将燃料直接喷射入内燃机的系统 (1) ;所述系统 (1) 包括一个可变流速的高压泵 (4) 和一个共轨 (3),所述共轨 (3) 由高压泵 (4) 供应且进而供应一系列的喷射器 (2),每个喷射器 (2) 在一个角向喷射间隔 (I) 内执行其喷射阶段 ;所述高压泵 (4) 包括多个缸 (12),每个缸设有一个活塞 (13)、一个吸入阀 (16) 和一个输送阀 (17) ;所述系统 (1) 使得 :

在每个吸入阶段期间,向高压泵 (4) 的每个缸 (12) 供应基本恒定量的燃料,

通过对高压泵 (4) 的每个缸 (12) 的泵送冲程进行扼流来调节高压泵 (4) 的流速,以在输送阀 (17) 打开时将缸 (12) 中燃料的一可变部分供应至共轨 (3),和

对一个喷射器 (2) 的每个喷射阶段执行泵送冲程的扼流作用,

所述系统的特征在于,对高压泵 (4) 的机械致动进行定时使每个角向喷射间隔 (I) 位于一个相应扼流作用的开始处,且每个泵送冲程被扼流至少这样一个角向间隔 ;不管供应至共轨 (3) 的燃料量如何,该角向间隔的持续时间不短于角向喷射间隔 (I),从而使在高压泵 (4) 不将燃料泵至共轨 (3) 的时候,每个喷射器 (2) 的喷射阶段始终进行。

用于将燃料直接喷射入内燃机的方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种用于将燃料直接喷射入内燃机的方法,尤指用于共轨式(common rail type)的燃料直接喷射的方法。

背景技术

[0002] 在目前的共轨式直接喷射系统中,低压泵将燃料从一个槽供应至高压泵,然后该高压泵再将所述燃料供应至一个共轨。该共轨上连接有一系列喷射器(内燃机的每个缸对应一个),循环驱动所述喷射器,以将所述共轨内的部分加压燃料喷入相应的缸。若要所述喷射系统正确工作,则使共轨内的燃料压力级别恒定维持在一个大体随时间变化的期望值是很重要的;为此,设计所述高压泵的尺寸,以在任何工作状态下都向共轨供应超出实际消耗的燃料量,并且共轨上耦接有一个压力调节器,该调节器通过将多余的燃料排放至一个将多余燃料从低压泵上游重新引入的再循环通道而将共轨内的燃料压力级别维持在一个期望值。

[0003] 上述类型的公知喷射系统具有多个缺点,这是因为高压泵的尺寸必须设计为能向共轨供应略超出最大可能消耗的燃料量;但是,该最大可能消耗状态较少出现,而在所有其他工作状态下,通过高压泵供应至共轨的燃料量要远远多于实际消耗的燃料量,因而有相当比例的燃料必须通过压力调节器排放到所述再循环通道。显然,在泵送后续通过压力调节器排出的燃料的过程中,由高压泵进行的工作是“没有意义”的工作,因而这种公知的喷射系统具有极低的能量效率。另外,这种公知的喷射系统易于使燃料过热,这是因为当多余的燃料通过压力调节器排放入再循环通道时,所述燃料从极高的压力(大于1000巴)通过而进入基本上为外界环境的压力中,这种压力下降容易增加燃料的温度。最后,上述的这种公知类型的喷射系统由于设置有压力调节器以及与该压力调节器相连的再循环通道而变得相当笨重。

[0004] 为克服上述问题,在专利申请 EP0481964A1 中提出一种方案,其中使用一个可变流速的高压泵,该高压泵可仅向共轨供应将共轨内的燃料压力维持在一个期望值所需的燃料量;具体地,该高压泵配备有一个电磁致动器,能通过改变该高压泵自身的一个吸入阀的关闭时间而即时地改变高压泵的流速。

[0005] 专利 US6116870A1 描述了具有可变流速的高压泵的另一个实施例。具体地,US6116870A1 描述的高压泵包括一个缸,该缸内设有一个在其内往复运动的活塞、一个吸入通道、一个与共轨耦接的输送通道、一个使燃料可流入缸的吸入阀、一个与输送通道耦接并且只允许燃料流出缸的止回输送阀、以及一个与所述吸入阀耦接的调节装置,该调节装置保持吸入阀在活塞的压缩阶段打开,从而允许燃料通过吸入通道流出缸。吸入阀包括一个可沿吸入通道移动的阀体以及一个阀座,阀座可以流体密封的方式与阀体作用,并且位于吸入通道上与缸连通的一端的相对端。所述调节装置包括一个致动体,其与所述阀体耦接并且可以在一个被动位置和一个主动位置之间移动,在被动位置时,其允许阀体流体密封地作用于阀座,在主动位置时,其使阀体未流体密封地作用于阀座,该致动体与一个电磁致

动器耦接,该电磁致动器可使致动体在所述被动位置和所述主动位置之间移动。

[0006] 如上所述,在上述的具有可变流速的高压泵中,高压泵的流速通过改变该高压泵吸入阀的关闭时间而进行改变;具体地,所述流速通过延迟吸入阀的关闭时间而减小,并且通过提前吸入阀的关闭时间而增加。

[0007] 通常,上述的具有可变流速的高压泵具有两个缸,沿每个缸都行进有一个活塞,驱动轴每转两周该活塞完成一个循环(即进行一个吸入冲程和一个泵送冲程);因此,驱动轴每完整转两周,高压泵进行两个泵送冲程(高压泵的每个缸一个)。在四缸四冲程内燃机中,驱动轴每完整转动一周,发生高压泵的一个泵送冲程以及两个喷射器的喷射阶段。当所需流速等于或接近所述泵的最大流速时,在驱动轴的任一周转动中,执行喷射阶段的两个喷射器都喷射燃料,同时高压泵的一个活塞将燃料泵入共轨;当所需流速小于所述高压泵的最大流速时,泵送冲程被扼流,并因而在驱动轴的任一周转动中喷射器中的第一喷射器执行喷射阶段喷射燃料,同时高压泵中没有活塞将燃料泵入共轨,而在驱动轴的任一周转动中,喷射器中的第二喷射器执行喷射阶段喷射燃料,同时高压泵的一个活塞将燃料泵入共轨。上述在驱动轴的同一周转动期间执行喷射阶段的两个喷射器上的不同导致了相同喷射时间内两个喷射器所喷射的燃料量不同,这显然不利于内燃机的正确工作;而且,这种差异并不总是为相同程度的,而是当所需的高压泵的流速低于一个特定阈值时存在显著差异,该特定阈值与这样的值相对应,即在该值的高压泵的扼流与第一喷射器喷射阶段的开始一致而进行喷射,而非同一驱动轴转动中的执行喷射阶段的两个喷射器。

[0008] 为克服上述缺点,至少部分地,已经提出使用可变流速并具有两个缸的高压泵,沿每个缸行进有一个活塞,驱动轴每转一周该活塞完成一个循环(即进行一个吸入冲程和一个泵送冲程)。因此,在四缸四冲程内燃机中,在驱动轴每完整转动一周的过程中,会发生高压泵的两个泵送冲程以及两个喷射器的喷射阶段;这样,在高压泵的每个泵送冲程中始终仅发生其中一个喷射器的喷射阶段。当所需流速等于或接近所述泵的最大流速时,所有喷射器喷射燃料,同时高压泵的一个活塞将燃料泵入共轨;当所需流速小于高压泵的最大流速时,泵送冲程被扼流,且所有喷射器喷射燃料,而高压泵中没有活塞将燃料泵入共轨。显然,喷射器的工作行为差别减小,因为,在任一控制间隔内,或者所有的喷射器进行喷射而高压泵的一个活塞将燃料泵入共轨,或者所有的喷射器进行喷射而高压泵活塞都不将燃料泵入共轨;不管怎样,工作行为仍存在细微差别:这是由于在某些控制间隔中,因为喷射器一面喷射,高压泵的一个活塞一面将燃料泵入共轨,所述喷射器具有特定的动力学特性,而在另外的控制间隔中,因为喷射器在喷射时高压泵的两个活塞都没有将燃料泵入共轨,从而所述喷射器具有不同的动力学特性。

[0009] 而且,驱动轴每转动一周使高压泵的活塞进行一个循环(即,吸入冲程和泵送冲程)而不是驱动轴每转动两周进行一个循环,而使所述活塞的平均速度翻倍,这显然存在随时间流逝而带来的机械强度和可靠性的问题。可选地,已经提出使用具有四个缸并因而具有四个活塞的高压泵,驱动轴每转动两周使每个活塞进行一个循环;但是,虽然该方案实施起来较为简单,其却会使高压泵成本较高且较为笨重。

[0010] EP1130250A1 公开一种泵,其具有一个带有工作腔的壳体、绕其纵轴线可转动地安装的可来回移动的活塞、以及至少一个进入开口;在活塞外壳中的开口与工作腔连接、与进入开口相互作用且设计为使流入工作腔的流体能够调节而转动活塞,该活塞具有径向深度

至少为活塞直径百分之一的径向槽。所述泵具有一个带有工作腔的泵壳体、一个绕其纵轴线可转动地安装的可来回移动的活塞、以及至少一个进入开口；一个在活塞外壳中的开口与工作腔连接、与进入开口相互作用且设计为使流入工作腔的流体能够调节而转动活塞。一个槽沿活塞的外周延伸，该槽具有径向深度至少为活塞直径百分之一的径向槽。

[0011] EP0501459A1 公开了一种用于内燃机的共轨燃料喷射系统，包括一个用于存储燃料的共轨；多个泵将燃料供给所述共轨。燃料由共轨将喷射进内燃机，且对共轨中的燃料压力施加反馈控制；一个设备用于检测是否至少其中一个泵有故障，且一个装置在检测设备检测到至少一个泵有故障时减小共轨中的燃料压力。

[0012] EP1241338A1 公开一种燃料供应系统，其降低了直接喷射发动机的燃料供应系统中的缸喷射速率的不均匀性，该直接喷射发动机使用可变位移的单个柱塞泵；缸喷射速率的不均匀性是通过以下方式降低的，即构建为使得驱动高压燃料泵的凸轮可以在发动机通过两个缸而引发时进行一个往复运动，且使控制器延长在高压燃料泵一次排放时进行喷射的两个喷射器的其中一个喷射器的喷射持续时间，并缩短另一个喷射器的喷射持续时间。

[0013] EP0962650A1 公开一种累积型燃料喷射装置，其具有多个与发动机的各个缸相对应的燃料喷射阀；该等燃料喷射阀与一个共用的压力累积器腔相连接，该压力累积器腔与燃料泵的喷射侧相连接。燃料由燃料泵泵入压力累积器腔，再通过相应的燃料喷射阀供入缸；燃料泵的燃料泵出时间相对燃料喷射时间进行设置，使得燃料压力累积器腔中的燃料压力变化在燃料喷射操作开始时刻比预定值小。

[0014] 发明内容

[0015] 本发明的目的在于提供一种用于将燃料直接喷射入内燃机的方法，该方法没有上述缺点且具体来说实施简单、经济。

[0016] 本发明提供一种将燃料直接喷射入内燃机的方法，其中，一个可变流速的高压泵向一个共轨供应燃料，而共轨转而向一系列的喷射器供应燃料，每个喷射器在一个角向喷射间隔内执行其喷射阶段；所述高压泵包括多个缸，每个缸设有一个活塞、一个吸入阀和一个输送阀；所述方法使得：

[0017] 在每个吸入阶段期间，向高压泵的每个缸供应基本恒定量的燃料，

[0018] 通过对高压泵的每个缸的泵送冲程进行扼流来调节高压泵的流速，以在输送阀打开时将缸中燃料的一可变部分供应至共轨，和

[0019] 对一个喷射器的每个喷射阶段执行泵送冲程的扼流作用；

[0020] 所述方法的特征在于，对高压泵的机械致动进行定时使每个角向喷射间隔位于一个相应扼流作用的开始处，且每个泵送冲程被扼流至少这样一个角向间隔；不管供应至共轨的燃料量如何，该角向间隔的持续时间不短于角向喷射间隔，从而使得在高压泵不将燃料泵至共轨的时候，每个喷射器的喷射阶段始终进行。

[0021] 附图说明

[0022] 下面参照附图说明本发明，附图中示出本发明的一些非限制性的示例，其中：

[0023] 图 1 是根据本发明制造的共轨式直接燃料喷射系统的示意图；

[0024] 图 2 是图 1 中的系统的高压泵的剖面示意图；

[0025] 图 3 示出在不同工作状态的图 2 中的高压泵的流速变化的图表；

[0026] 图 4 示出按照不同控制策略的实施例在不同工作状态的图 2 中的高压泵的流速变

化的图表 ;及

[0027] 图 5 示出根据另一实施例制造的高压泵的不同工作状态的流速变化的图表。

具体实施方式

[0028] 在图 1 中,1 表示一个用于将燃料直接喷射进内燃机的整个共轨式系统,该内燃机具有四个缸(图中未详细示出)。喷射系统 1 包括四个喷射器 2,每个喷射器 2 可直接将燃料喷射进内燃机相应缸的冠部(图中未详细示出)中并从一个共轨 3 接收加压燃料。高压泵 4 通过管 5 向共轨 3 供应燃料,且高压泵 4 配备有一个由控制单元 7 驱动的用于调节流速的装置 6,该装置 6 能够将共轨 3 内的燃料压力保持在一期望值,该流速作为内燃机的工作状态的函数大体随着时间而变化。一个具有基本恒定流速的低压泵 8 通过管 10 从槽 9 向高压泵 4 供应燃料。

[0029] 总的来说,控制单元 7 通过使用共轨 3 中的燃料压力级别作为反馈变量的反馈控制来调整高压泵 4 的流速,所述压力级别通过一个传感器 11 实时检测。

[0030] 如图 2 所示,高压泵 4 包括一对缸 12(图 2 中仅示出其中一个),每个缸带有一个活塞 13,活塞 13 通过机械传动(公知因而未图示)的推进在缸 12 内往复运动;具体来说,所述机械传动从内燃机的一驱动轴(未图示)获取其运动并且使每个活塞可在驱动轴每转动两周时工作一个循环(即,一个吸入冲程和一个泵送冲程)。因此,驱动轴每转动两周,高压泵 4 的每个缸 12 执行一个压缩阶段或泵送冲程,高压泵 4 执行两个泵送冲程;一个活塞 13 的致动相对另一个活塞 13 的致动异相 360 度,从而两个活塞 13 的泵送冲程不会彼此叠加,而是对称分布,以在驱动轴每转一周时高压泵产生一个压缩阶段或者泵送冲程。

[0031] 在每个缸 12 的冠部,有一个通过管 10 连接于低压泵 8 的吸入通道 14 和一个通过管 5 连接于共轨 3 的输送通道 15。吸入通道 14 由一个双向吸入阀 16(即一个可允许燃料进出缸 12 的阀)控制,而输送通道 15 通过一个止回输送阀 17 调整,该阀仅仅允许燃料由缸 12 流出。

[0032] 吸入阀 16 包括一个阀体 18 和一个阀座 19,阀体 18 沿吸入阀 14 是可动的,阀座 19 能以流体密封的方式与阀体 18 相互作用并且位于吸入通道 14 上与缸 12 连通的一端的相对端部处;弹簧 20 可将阀体 18 推向一个与阀座 19 流体密封接合的位置。吸入阀 16 通常是压力致动的,条件是吸入阀 16 两侧压差产生的力比弹簧 20 产生的力大;具体来说,在没有外部干扰的情况下,当缸 12 内的燃料压力大于管 10 内的燃料压力时,吸入阀 16 关闭;而当缸 12 内的燃料压力低于管 10 内的燃料压力时,吸入阀 16 打开。

[0033] 输送阀 17 包括一个阀体 21 和一个阀座 22,阀体 21 沿输送通道 15 是可动的,阀座 22 能以流体密封的方式与阀体 21 相互作用且位于输送通道 15 上与缸 12 连通一端的相对端部处;弹簧 23 可将阀体 21 推向一个与阀座 22 流体密封接合的位置。输送阀 17 是压力致动的,条件是输送阀 17 两侧压差产生的力比弹簧 23 产生的力大;具体来说,在没有外部干扰的情况下,当缸 12 内的燃料压力大于管 5 内(即共轨 3 内)的燃料压力时,输送阀 17 打开;而当缸 12 内的燃料压力低于管 5 内(即共轨 3 内)的燃料压力时,输送阀 17 关闭。

[0034] 调节装置 6 耦接于吸入阀 16,以允许控制单元 7 保持吸入阀 16 在活塞 13 的压缩阶段打开,从而允许燃料通过吸入通道 14 从缸流出。调节装置 6 包括一个致动杆 24,该致动杆 24 耦接于吸入阀 16 的阀体 18 并且可沿一个与通过吸入通道 14 的燃料流向相平行

的线性路径移动；具体来说，致动杆 24 可在一被动位置和一主动位置之间移动，在被动位置阀体 18 以流体密封的方式与相应的阀座 19 作用，在主动位置阀体 18 未以流体密封的方式与相应的阀座 19 作用。调节装置 6 还包括一个电磁致动器 25，该致动器 25 耦接于致动杆 24，以便在主动位置与被动位置之间移动所述致动杆 24。而电磁致动器 25 又包括一个能够将致动杆 24 保持在主动位置的弹簧 26 和一个电磁铁 27，该电磁铁 27 由控制单元 7 控制并且能够通过磁性吸引与致动杆 24 一体设置的铁磁性衔铁而将致动杆 24 移动到被动位置；具体来说，当电磁铁 27 被激励时，致动杆 24 被牵引进所述被动位置并且吸入通道 14 由吸入阀 16 关闭。

[0035] 电磁致动器 25 的弹簧 26 施加的力比吸入阀 16 的弹簧 20 施加的力大，因此在不工作的状况下（即没有显著的液压力并且电磁铁 27 没有被激励），杆 24 放置在主动位置并且吸入阀 16 是打开的（即其是一个常开阀）。相反，在不工作状态下（即没有显著液压力），输送阀 17 是关闭的（即其是一个常闭阀）。

[0036] 根据图 2 所示实施例，杆 24 靠置在吸入阀 16 的阀体 18 上，阀体 18 通过弹簧 20 的作用被推向杆 24。根据另一实施例（未图示），杆 24 与阀体 18 是一体的，并且可省去弹簧 20。

[0037] 调节装置 6 可由控制单元 7 驱动，以使只有在缸 12 中的燃料压力处于相对较低级别（基本约为低压泵 8 所提供压力的大小量级）时使致动杆 24 进入主动位置，因为电磁致动器 25 不能完全克服活塞 13 泵送阶段所产生的燃料压力。换句话说，仅在活塞 13 的泵送阶段开始时，调节装置 6 可将致动杆 24 保持在主动位置，即可保持吸入阀 16 打开；而在活塞 13 泵送阶段期间，调节装置 6 不能使致动杆 24 进入主动位置，即不能打开吸入阀 16。

[0038] 控制单元 7 可以宽度有限且恒定的电流脉冲（例如对于 3000 转每分的活塞致动小于 2 毫秒）致动电磁铁 27；事实上，一旦电磁铁 27 通过吸引衔铁 28 使致动杆 24 进入被动位置，则吸入阀 16 关闭且几乎同时在缸 12 内产生相当高的压力，所述压力在吸入阀 16 的阀体 18 上施加一个比致动器 25 的弹簧 26 所施加的力高得多的力。因此，即使电磁铁 27 停止作用，致动器 25 的弹簧 26 也不能重新打开吸入阀 16——直到活塞 13 的下一个吸入阶段开始。以宽度有限且恒定的电流脉冲致动电磁铁 27 是十分有利的，因为这可将电磁铁 27 的能耗限制到基本最小，从而可减少电路的相关成本，因为电路可设计为以很低的电能消耗水平工作，并且可简化电磁铁 27 的控制电路。

[0039] 根据一个优选实施例，从低压泵 8 沿管 10 的下游插设有一个过压阀 29，该过压阀 29 用于在管 10 中的压力由于缸 12 燃料的倒流而超过一个预设的阈值时将燃料从管 10 排放到槽 9。过压阀 29 用于防止管 10 中的压力达到较高值，其可能随时间流逝而引起低压泵 8 故障。

[0040] 每个活塞 13 的上表面 30 设置有一个通道 32 的入口 31，该通道 32 在活塞 13 内延伸并且终止于一个设于活塞 13 侧面 34 上的出口 33。缸 12 的侧面 35 设有一个排放口 36，该排放口 36 通过一个排放管道 37 与燃料槽 9 连接并定位成在活塞 13 上冲程和下冲程的过程中与通道 32 的出口 33 对正且相对设置。排放口 36 的位置选择为使其总是由活塞 13 的侧面遮盖，即使是在所述活塞 13 位于下死点时。通道 32 的出口 33 的位置选择为使出口 33 在活塞 13 位于上冲程中途（显然，以及下冲程中途）时与排放口 36 对正设置。根据另一实施例（未图示），与排放口 36 连通的排放管道 37 通过一个止回排放阀调节，该止回排

放阀只允许燃料从缸 12 流出并流向燃料槽 9。

[0041] 使用时,在缸 12 内每个活塞 13 的下冲程或者吸入冲程过程中,形成一真空且与缸 12 容积相同的恒定量的燃料通过吸入通道 14 被引入缸 12。在活塞 13 下冲程的中途,通道 32 的出口 33 与排放口 36 正对;但是,在这些情况下,没有明显的燃料通过排放口 36,因为缸 12 上部的燃料压力较低且与燃料槽 9 中的压力基本相似。

[0042] 一旦活塞 13 到达其下死点,缸 12 的上部充满燃料且活塞 13 改变其冲程方向,开始其上冲程或者压缩冲程。缸 12 上部的燃料量要多于在共轨 3 内获得所希望的压力值所需的量;因此,必须排放缸 12 上部的一定比例的燃料以只向共轨 3 供应在共轨 3 内获得所希望的压力值所需的燃料量。

[0043] 图 3 示出两种不同工作状态下高压泵 4 至共轨 3 的整个流速随内燃机角度变化(即随驱动轴的角位置变化)的图形。具体来说,图 3a 示出控制单元 7 未作用于吸入阀 16 的情况,因此,一旦活塞 13 将缸 12 中的燃料压缩到比管 10 中的压力级别大的压力级别,则吸入阀 16 立即关闭;接着,缸 12 中的压力进一步上升直到到达使输送阀 17 打开并使燃料在压力下从缸 12 供应至共轨 3 的级别。这种情况一直维持到活塞上冲程的中途当通道 32 的出口 33 与排放口 36 相对时;在这里,缸 12 上部一定比例的燃料流经排放管道 37,这是因为缸 12 上部的燃料压力比排放管道 37 中的燃料压力高。因此,缸 12 内的燃料压力迅速下降直到到达接近管 10 中的燃料压力的级别,并且输送阀 17 也相应关闭。上述情况在通道 32 的出口 33 与排放口 36 连通时持续;一旦活塞 13 的上冲程使得通道 32 的出口 33 与排放口 36 错开,则通过排放管道 37 的燃料流停止,而缸 12 内的燃料压力再次升高,直到输送阀 17 再次打开。当活塞 13 通过上死点并开始下冲程或者吸入冲程时,缸 12 中的燃料压力回落至使输送阀 17 关闭的较低级别。

[0044] 上述说明的情况在图 3a 中清晰可见,其中示出高压泵 4 至共轨 3 的流速随内燃机角度(即驱动轴角位置)变化的图形;具体来说,示出了在驱动轴的连续完整转动两周期间(即内燃机回转的整个 720 度过程上)高压泵 4 至共轨 3 的流速的图形。在图 3a 中,通道 32 的作用是清晰可见的,在高压泵 4 向共轨 3 的流速中产生一个间隙 H,该间隙 H 位于大约 180 度和 440 度位置处,即对应活塞 13 的上冲程的中途处。

[0045] 图 3a 示出高压泵 4 需要向共轨 3 供应最大可能量的燃料的情况,即控制单元 7 根本没有作用于吸入阀 16 的情况,一旦活塞 13 上冲程开始则吸入阀 16 就关闭。相反,图 3b 示出高压泵 4 需要向共轨 3 供应小于最大可能量的燃料量的情况,即控制单元 7 作用于吸入阀 16 的情况,因此,在每个活塞 13 的上冲程期间吸入阀 16 保持打开一特定角向扼流间隔 A(对应一个特定间隔),以使缸 12 内一定比例的燃料再引入管 10 中。角向扼流间隔 A 的持续时间取决于要供应至共轨 3 的燃料量,并可在最小为零(如图 3a 所示,对应高压泵 4 至共轨 3 的流速最大的情况)、最大为大约 180 度(对应吸入阀 16 始终打开且高压泵 4 至共轨 3 的流速为零的情况)之间变化。

[0046] 具体来说,在所述上冲程的起始阶段,控制单元 7 不允许吸入阀 16 关闭,其相应地保持打开一个角向扼流间隔 A;以此方式,缸 12 内的压力达不到允许输送阀 17 打开从而使一定比例的燃料从缸 12 流经吸入通道 14 流向管 10 的级别。一旦经过了角向扼流间隔 A,控制单元 7 驱动调节装置 6,使致动杆 24 进入被动位置,从而由于缸 12 内燃料压力的增加使吸入阀 16 关闭;在这一点上,由于活塞 13 进行上冲程,缸 12 内的压力增大,直至压力达

到能使输送阀 17 打开从而使燃料在压力下可从缸 12 供应至共轨 3 的级别。由于通道 32 的上述作用,在活塞 13 上冲程的中途,缸 12 内的燃料压力显著下降,使得输送阀 17 关闭;在缸 12 内的压力开始再次升高之前,控制单元 7 再次驱动调节装置 6,使致动杆 24 进入主动位置,从而吸入阀 16 打开所述的角向扼流间隔 A。这样,缸 12 内一定比例的燃料再次从所述缸 12 流经吸入通道 14 流向管 10。一旦经过了角向扼流间隔 A,控制单元 7 驱动调节装置 6,使致动杆 24 进入被动位置,从而由于缸 12 内燃料压力的增加使吸入阀 16 关闭;在这一点上,由于活塞 13 进行上冲程,缸 12 内的压力增大,直至压力达到能使输送阀 17 再次打开从而允许燃料在压力下从缸 12 供应至共轨 3 的水平。当活塞 13 经过上死点并开始下冲程或吸入冲程时,缸 12 内的燃料压力下降到使输送阀 17 关闭的较低水平。

[0047] 换句话说,在每个活塞 13 的任一泵送冲程中,即活塞 13 的任一上冲程或压缩冲程过程中,为了将燃料从缸 12 排放至管 10,吸入阀 16 延迟关闭的情形在角向扼流间隔 A 期间重复了两次:第一次发生在活塞 13 上冲程的开始处,第二次发生在活塞上冲程紧邻由通道 32 产生的间隙 H 之后的中途处。

[0048] 如上所述,只有当缸 12 内的燃料压力为低级别(大致为低压泵 8 所产生压力大小的量级)时,调节装置 6 可由控制单元 7 驱动以使致动杆 24 进入主动位置;只有通道 32 使缸 12 内燃料压力在活塞 13 上冲程中途处显著下降,才可使活塞 13 上冲程中途处的吸入阀 16 第二次打开。

[0049] 为改变由高压泵 4 供应至共轨 3 的燃料量,即为了改变高压泵 4 的平均流速,控制单元 7 改变通过吸入通道 14 所排放的燃料量,即控制单元 7 改变其驱动调节装置 6 使致动杆 24 从主动位置移至被动位置的时刻,从而改变角向扼流间隔 A 的持续时间;如上所述,通过将共轨 3 内的燃料压力级别作为反馈变量的反馈控制,控制单元 7 改变调节装置 6 的驱动的时刻,所述压力级别由传感器 11 实时检测。如上所述,角向扼流间隔 A 的持续时间取决于要供应至共轨 3 的燃料量,并且可以在最小值零(如图 3a 所示,其对应于高压泵 4 向共轨 3 的最大流速的情形)与大约 180 度的最大值(对应于吸入阀 16 始终打开而高压泵 4 向共轨 3 的流速为零的情形)之间变化。

[0050] 每个喷射器 2 在一个角向喷射间隔 I 内执行其喷射阶段,该角向喷射间隔 I 的大小通常不超过驱动轴回转的 40 度;换句话说,根据内燃机的状态,每个喷射器 2 的喷射阶段可以加长或缩短,并且可以提前或延迟,而无论怎样,喷射的开始和结束(或者多次喷射时的第一次喷射的开始以及最终喷射的结束)始终在一个大小不超过驱动轴回转 40 度的角向喷射间隔 I 内。

[0051] 如图 3 所示,对高压泵 4 的机械致动相对于驱动轴进行定时,使得在泵送阶段的开始处(即驱动轴回转的 0 度和 360 度处)开始两个喷射间隔 I,并且在泵送阶段紧邻间隙 H 后的中途处(即驱动轴回转大约 180 度和 440 度处)开始两个喷射间隔 I。这样,显然,当泵送冲程未被扼流时(图 3a),所有的四个喷射器 2 执行喷射而高压泵 4 的活塞 13 将燃料泵入共轨 3;另一方面,当泵送冲程被扼流时(图 3b),所有的四个喷射器 2 执行喷射而高压泵 4 的活塞 13 将不将燃料泵入共轨 3 取决于角向扼流间隔 A 的持续时间。在每种情况下,所有的四个喷射器 2 始终在相同的整体条件下喷射显然会带来使所述喷射器 2 的控制简化且有效的优点。

[0052] 一个可选实施例提供了高压泵 4 相对驱动轴的机械致动的定时,使得两个喷射间

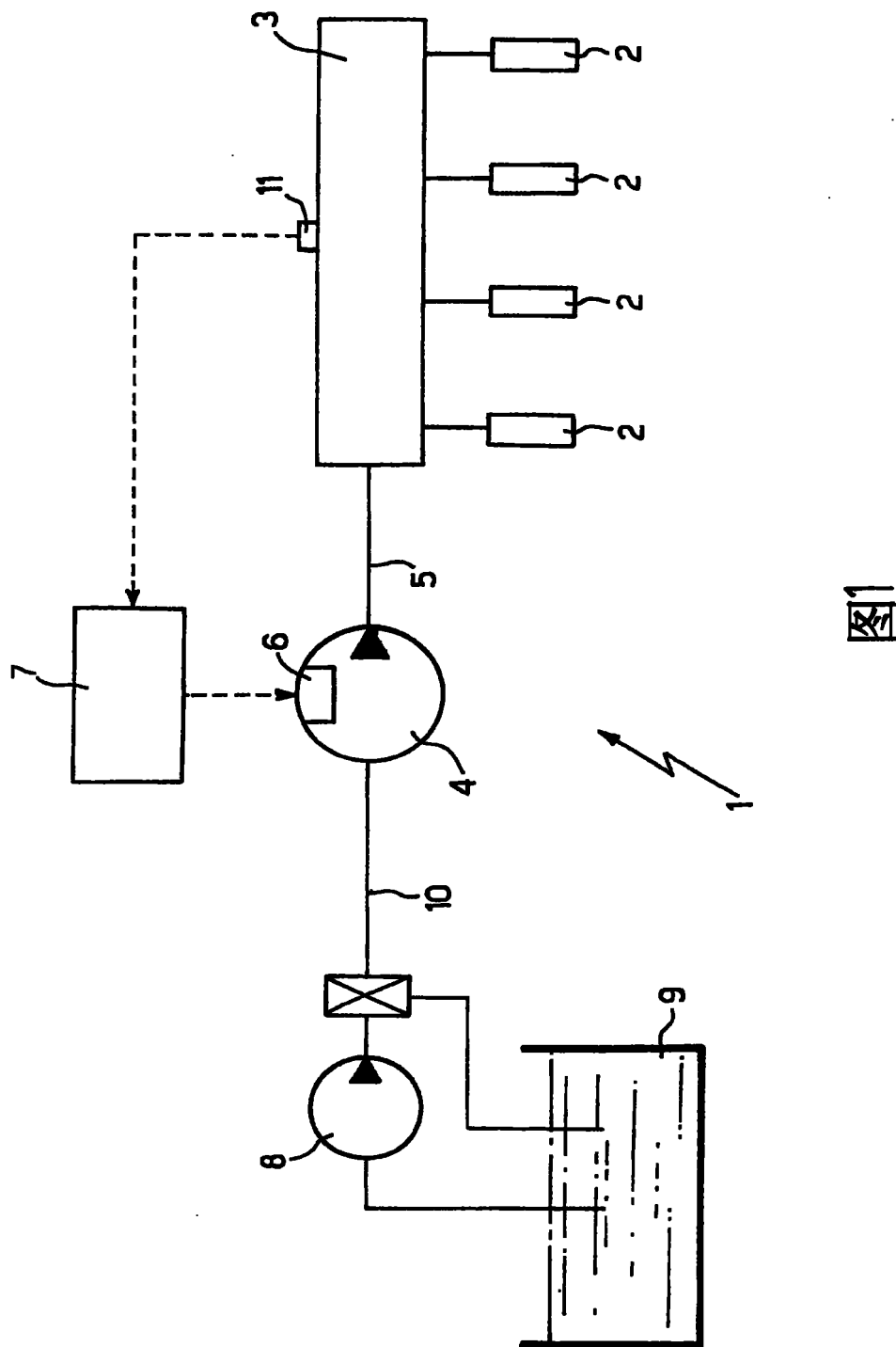
隔 I 在泵送阶段紧邻间隔 H 之前的中途处（即驱动轴回转大约 180 度和 440 度处）结束，并且使两个喷射间隔 I 在泵送阶段的结束处（即驱动轴回转大约 360 度和 720 度处）结束；该实施例将重点放在当高压泵 4 的活塞 13 将燃料泵入共轨 3 时喷射器 2 喷射。

[0053] 根据如图 4 所示的另一实施例，高压泵 4 的缸容量相对于上述实施例以及图 3 所示实施例更大，并且在每个工作状态下使吸入阀 16 的关闭始终延迟至少一个与角向喷射间隔 I 相等的角向间隔；换句话说，不管供应至共轨 3 的燃料量如何，吸入阀 16 的关闭时间始终被延迟至少一个与角向喷射间隔 I 相等的角向间隔。图 4a 示出了高压泵 4 对应于以最大可能燃料量供应共轨 3 的工作情况；此时，吸入阀 16 的关闭时间延迟一个等于所述角向喷射间隔 I 的角向间隔。图 4b 示出了高压泵 4 在对应于以小于最大可能燃料量的燃料量供应共轨 3 的工作情况；此时，吸入阀 16 的关闭时间延迟一个大于所述角向喷射间隔 I 的角向间隔，并且具体延迟一个与所述角向喷射间隔 I 和角向扼流间隔 A 之和相等的总体角向间隔。当如图 4 所示情况进行工作时，不管高压泵 4 的泵送冲程是否被扼流，所有的喷射器 2 始终进行喷射而高压泵 4 的活塞 13 不将燃料泵入共轨 3。该实施例的优点显而易见，由于高压泵 4 的活塞 13 不泵送燃料时喷射器 2 始终进行喷射，可以更简单且更有效地控制所述喷射器 2。

[0054] 图 1-4 所示的实施例涉及一种具有四个缸因而具有四个喷射器 2 的内燃机。对于具有更多缸例如 6 缸或 8 缸因而具有更多喷射器 2 的内燃机，可以具有两个或三个排放口 36，排放口 36 沿活塞 13 的侧表面 35 相互对称布置以在高压泵 4 的每个泵送冲程中产生两个或三个间隔 H；这样，可以将泵送冲程的扼流再对称地分为三个或四个阶段：第一个阶段位于泵送冲程的开始处，而其他的阶段位于每个间隔 H 之后。

[0055] 根据图 5 所示的另一个实施例，高压泵 4 包括四个缸 12，每个缸 12 都设置有一个活塞 13，该活塞 13 在机械传动（公知因而未图示）的推进下在缸 12 内往复运动；具体来说，所述的机械传动从内燃机的驱动轴（未图示）获取运动，并且驱动轴的每转两周可使每个活塞 13 进行一个循环（即一个吸入冲程和一个泵送冲程）。因此，驱动轴每转两周，每个缸 12 进行一个泵送冲程，而所述高压泵 4 进行四个泵送冲程；每个活塞 13 的致动相对于其他活塞 13 的致动移相 180 度的倍数，使得该四个泵送冲程彼此不会叠加，而是对称分布，从而驱动轴每转半周高压泵 4 获得一个泵送冲程。

[0056] 如图 5 所示，由于驱动轴每转两周使高压泵 4 产生四个泵送冲程，则不再需要通道 32，因为单个喷射器 2 的喷射与高压泵 4 的每个泵送冲程对应。与图 4 所示实施例类似，在各个工作状态下其使吸入阀 16 的关闭始终延迟至少一个与角向喷射间隔 I 相等的角向间隔；换句话说，不管供应至共轨 3 的燃料量如何，吸入阀 16 的关闭时间始终被延迟至少一个与角向喷射间隔 I 相等的角向间隔。图 5a 示出了高压泵 4 在对应于以最大可能燃料量供应共轨 3 的工作情况；此时，吸入阀 16 的关闭时间延迟一个等于所述角向喷射间隔 I 的角向间隔。图 5b 示出了高压泵 4 在对应于以小于最大可能燃料量的燃料量供应共轨 3 的工作情况；此时，吸入阀 16 的关闭时间延迟一个大于所述角向喷射间隔 I 的角向间隔，并且具体延迟一个与所述角向喷射间隔 I 和角向扼流间隔 A 之和相等的总体角向间隔。通过如图 5 所示情况进行工作，不管高压泵 4 的泵送冲程是否被扼流，所有的喷射器 2 始终进行喷射而高压泵 4 的活塞 13 不将燃料泵入共轨 3。该实施例的优点显而易见，由于高压泵 4 的活塞 13 不泵送燃料时喷射器 2 始终进行喷射，可以更简单且更有效地控制所述喷射器 2。



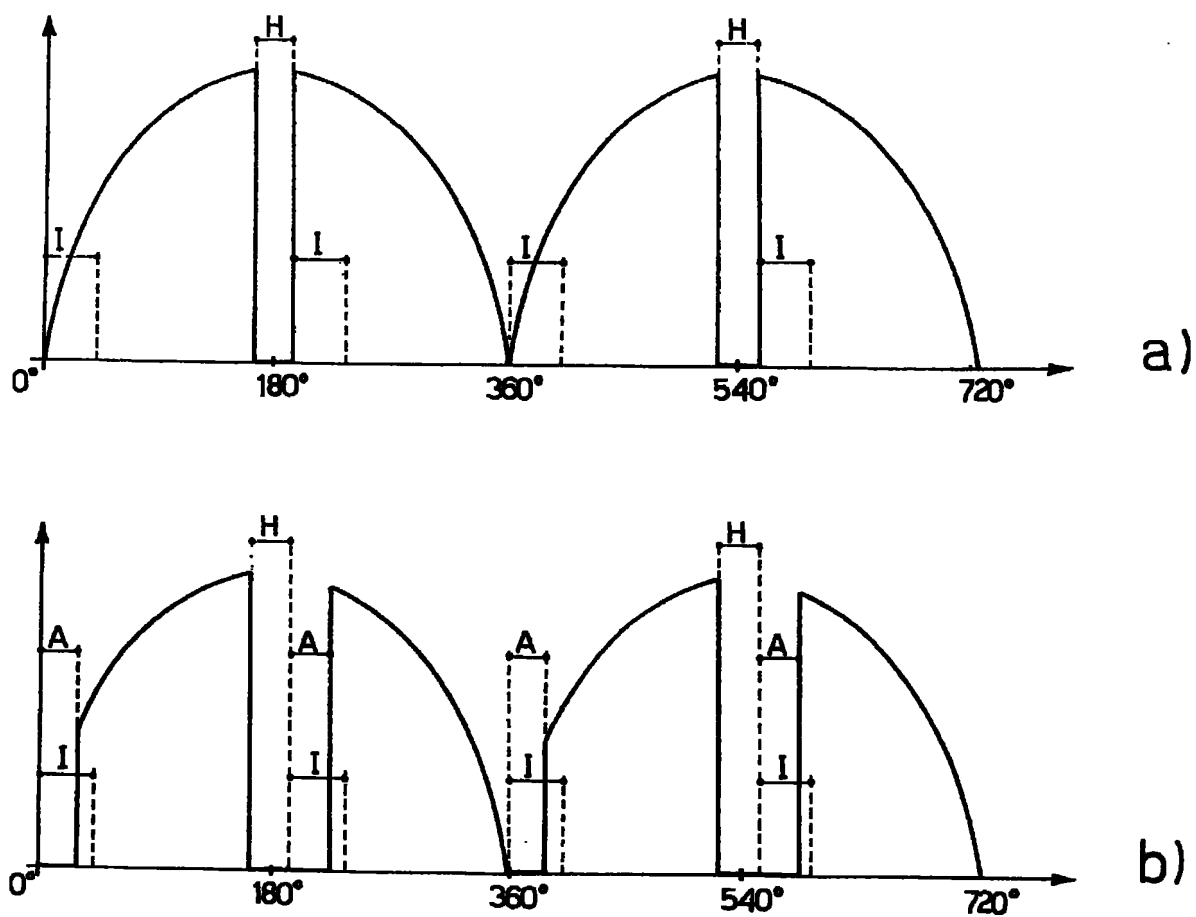


图3

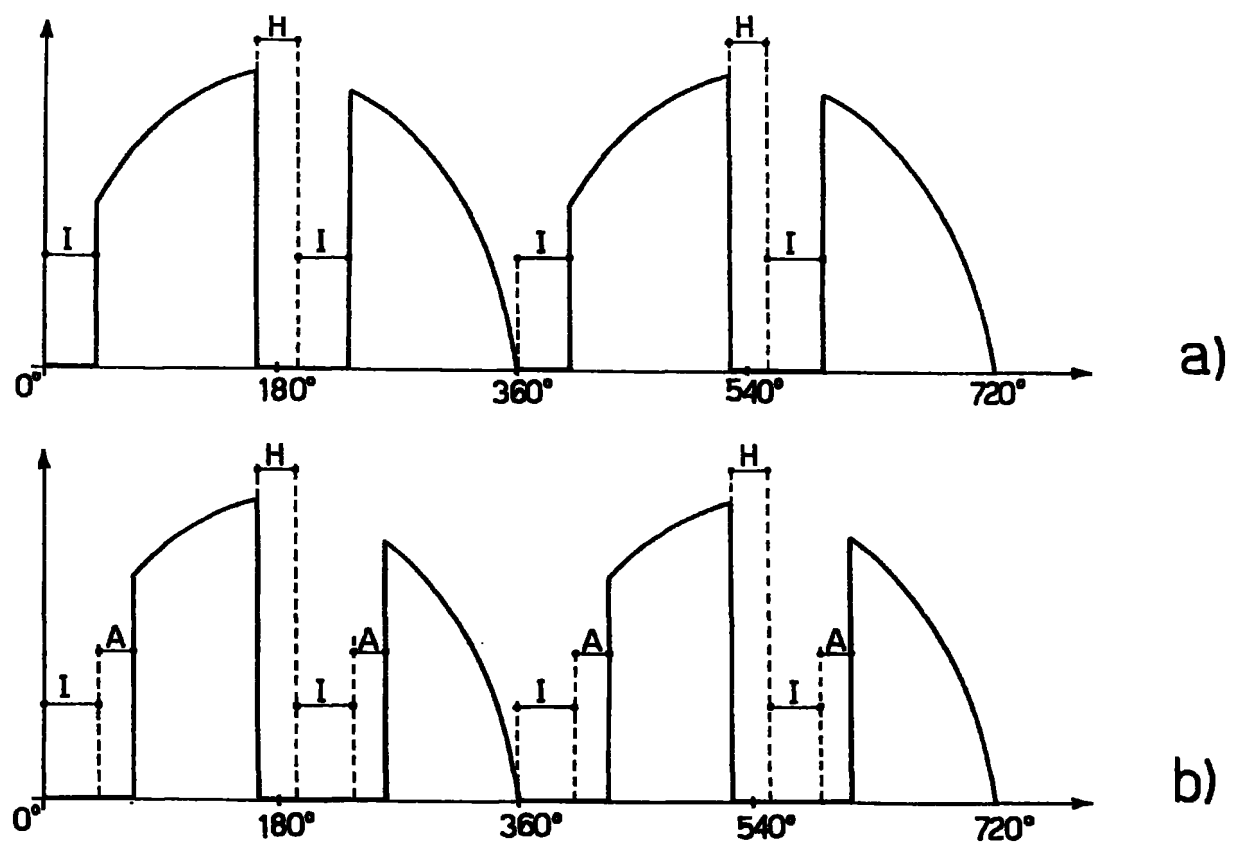


图4

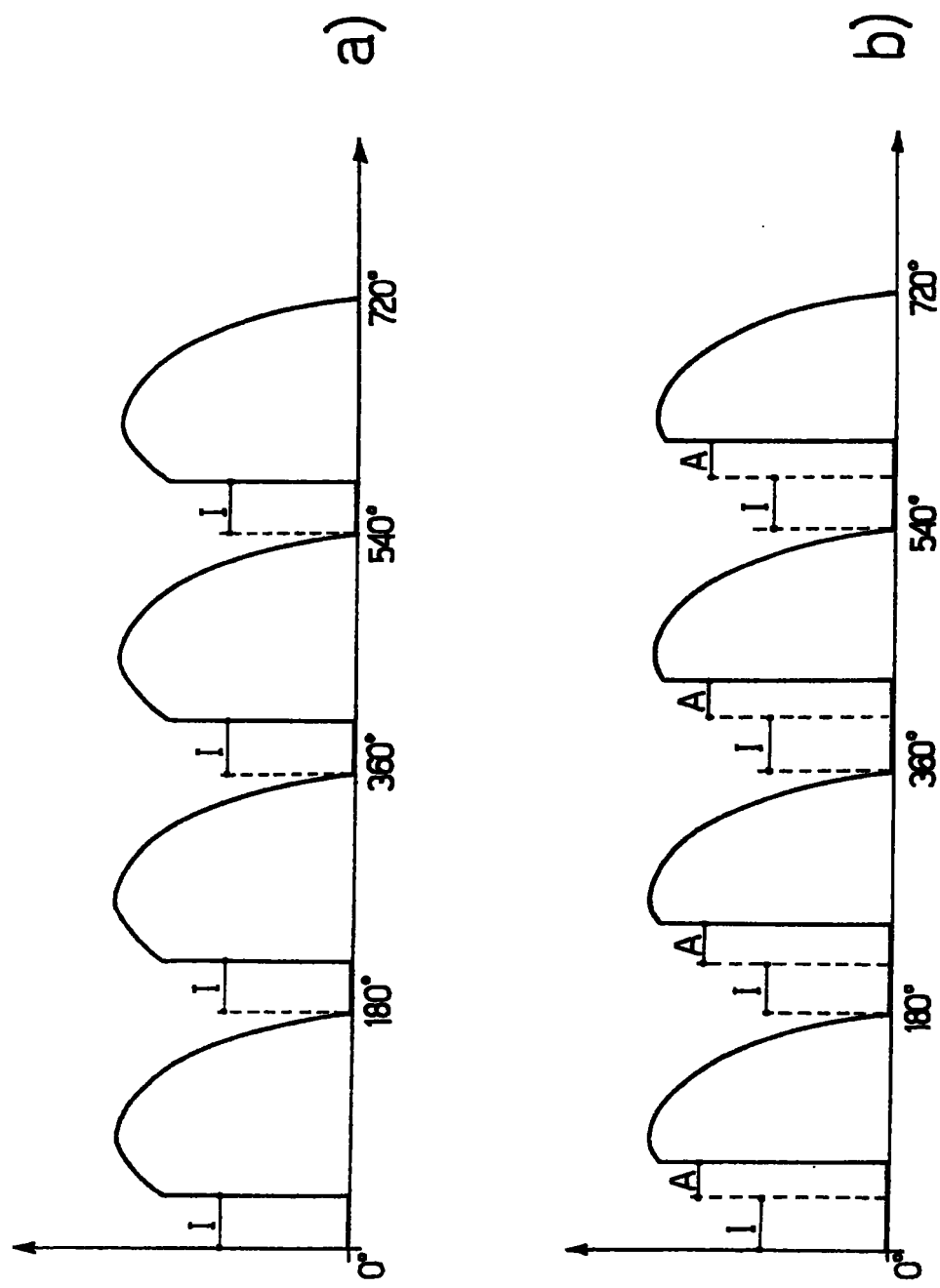


图5