



发明专利申请审定说明书

③ CN 85 1 00321 B

④ 审定公告日 1985年9月10日

⑤ 申请号 85 1 00321

⑥ 申请日 85.4.1

⑦ 申请人 大连海运学院

地址 辽宁省大连市凌水桥

⑧ 发明人 钱宇清

⑨ 专利代理机构 大连市专利服务中心

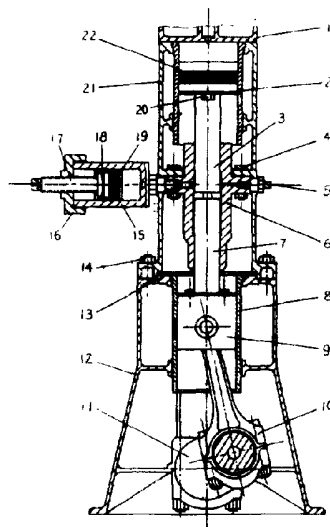
代理人 焦宪长

CN 85 1 00321 B

⑩ 发明名称 油垫活塞柴油机

⑪ 摘要

一种在活塞与连杆小端之间装有油压弹性环节的柴油机。此油压弹性环节利用油液的可压缩性工作，在它的作用下柴油机的气缸容积能随气缸压力的变化自动地得到调节。这一特点使柴油机能在气缸最大压力不超过规定限值的条件下采取较高压缩比，并能在负荷降低时自动提高压缩比，从而达到提高柴油机热效率和改善柴油机低负荷性能的目的。上述油压弹性环节的刚度还能方便地在柴油机运行中加以调节，以进一步改善柴油机在不同负荷下的性能。



权 利 要 求 书

1. 一种在上死点处活塞和气缸盖之间的距离可变的柴油机, 其主要组成部分有: 机体〔12〕, 由气缸体〔21〕、气缸套〔2〕和气缸盖〔1〕构成的工作气缸以及在其中作往复运动的活塞〔22〕, 传递活塞运动和输出气缸功率的连杆〔10〕和曲轴〔11〕, 在所述活塞和连杆小端之间装有弹性环节。本发明的特征是: 所述柴油机在活塞和连杆小端之间装有一个能随气缸压力变化自动调节活塞位置和气缸容积从而能自动调节压缩比和燃烧过程压力升高比的油压弹性环节——一种利用油液的可压缩性工作并且能在工作中调节刚度的液体弹簧, 所述油压弹性环节具有一个用改变其中工作油液容积的方法来调节其刚度的装置, 所述油压弹性环节还具有一个能及时向油压弹性环节中补充具有一定压力的油液以补偿其中油液泄漏的系统。

2. 按权利要求1所述的柴油机, 其特征是: 其中所述的油压弹性环节具有一个固定在气缸体〔21〕中的油压缸套〔6〕、一个与活塞〔22〕相连而直径较活塞小的主动柱塞〔3〕, 一个通过导筒〔9〕与连杆〔10〕的小端相连而直径与主动柱塞相同的从动柱塞〔7〕以及一个装在这两个柱塞之间的限位螺钉〔33〕, 由上述两个相对地布置在油压缸套中的柱塞的端面平面和油压缸套内圆面所围成的密封空间中充满工作油液。

3. 按权利要求2所述的柴油机, 其特征是: 其中所述的主动柱塞〔3〕与活塞〔22〕之间装有一组允许柱塞自由地调整其轴线与油压缸套轴线之间相对位置的连结件, 包括一个具有球面顶板的柱塞端盖〔34〕、一个球面垫块〔35〕、一个座盘〔23〕、一个压盖〔24〕和两个(或更多个)螺钉〔20〕, 端盖〔34〕的顶板和垫块〔35〕在由座盘〔23〕和压盖〔24〕扣合成的它们的安装腔中具有适当的径向间隙和轴向间隙, 所述的从动柱塞〔7〕与导筒〔9〕之间也装有一组类似的连结件, 包括一个柱塞端盖〔28〕、一个垫块〔29〕、一个座盘〔30〕、一个压盖〔31〕和四个(或

更多个)螺钉〔32〕。

4. 按权利要求1或2所述的柴油机, 其特征是: 活塞在上死点处与气缸盖之间的最小距离可用所述油压弹性环节中的限位螺钉〔33〕来限制和调节, 所述限位螺钉的头部开有一条旋转螺钉用的槽, 其杆部延伸出一个安装锁紧装置并为此而在顶端开有三条交叉槽的短柱, 所述限位螺钉的头部装在主动柱塞〔3〕的内腔, 其杆部用螺纹连接在从动柱塞〔7〕的端板上, 所述的限位螺钉〔33〕具有一个由锁紧杆〔26〕、横锁〔25〕、紧定螺钉〔27〕组成的锁紧装置, 所述锁紧装置在上部利用横锁〔25〕以及限位螺钉〔33〕杆部顶端的槽与限位螺钉连结, 在下部利用从动柱塞〔7〕上的紧定螺钉〔27〕以及锁紧杆上的紧定孔与从动柱塞连结, 从而使限位螺钉与从动柱塞之间不能产生相对的转动。

5. 按权利要求1所述的柴油机, 其特征是: 其中所述的油压弹性环节的刚度调节装置是一个容积可变的附加油压容器, 其中包括一个有通道与油压弹性环节本身的油腔相连通的油缸〔15〕、一个油缸盖〔16〕、一个可以通过调节螺杆〔17〕使之移动的调节活塞〔19〕, 所述调节螺杆具有一个带球面顶的头部和一个带螺纹的杆部, 它用螺帽〔18〕与调节活塞相连接, 所述调节螺杆的头部在由上述螺帽和调节活塞扣合成的它的安装腔中具有适当的径向间隙和轴向间隙。

6. 按权利要求1所述的柴油机, 其特征是: 其中所述的油压弹性环节的补油系统具有一个油泵〔40〕、一个溢流阀〔43〕、一个蓄能器〔38〕和装在每个油压弹性环节上的单向阀〔36〕, 所述补油系统的补油压力可根据需要由所述溢流阀来调节确定。

本发明属于在活塞与连杆小端之间装有弹性环节从而使上死点处活塞与气缸盖之间的距离可以变化的活塞式内燃机, 其中的弹性环节是一种利用油液的可压缩性工作的液体弹簧。

曾经出现过各种型式的在活塞与输出轴之间采取液压传动的内燃机。例如, 美国专利US 4,319,546所提出的“液压内燃机”就是在主动

活塞（即位于燃烧室一侧的第一个活塞）与从动活塞（即位于曲轴—连杆机构一侧的第二个活塞）之间采取液压传动的。这些内燃机中所采用的液压传动装置与本发明中所采用的油压弹性环节虽有某些相近之处，然而它们都没有利用其中油液的可压缩性来使其产生弹簧的作用。此外，这些内燃机都是力求使其活塞的上死点位置保持不变，因而也就使其上死点处活塞与气缸盖之间的距离保持不变的。在这些内燃机中所采取的活塞与输出轴之间的液压传动对气缸内的热力过程都不会产生实质影响，因此不能被用来改善内燃机的热力过程，并以此来达到提高内燃机性能的目的。

与本发明更为接近的现有技术是日本中村（Nakamura）等人的发明专利，其专利文件号为US3,964,452。这项专利所提出的“使用稀混合气的高压缩内燃机”是一种火花点火的汽油机，其活塞与连杆小端之间装有一个金属螺旋弹簧。当气缸内的气体压力在燃烧过程中升高到某一预定的数值时此弹簧开始被压缩，使活塞随之移动。这就会引起气缸容积的增大和气缸内气体压力的降低。这种弹簧装置的作用是限制气缸内的最大压力，使内燃机在气缸内最大压力不超过规定限值的条件下能够采取较高压缩比。根据上述专利文件的说明，这种内燃机在高压比下使用稀混合气可以减少排气中的有害成分而不会因此降低内燃机的热效率。然而，这种内燃机提高压缩比的目的只是为了弥补因气缸最大压力被限制在较低数值而引起的热效率下降。而且，装在活塞和连杆之间的弹簧在压缩过程中和在低负荷下都不发生作用；因此，具有这种弹簧装置的内燃机，其压缩比在任何时候都是不变的，其燃烧过程压力升高比在低负荷下也是不变的，它没有借助于这些参数的调节来提高热效率和其它性能的可能性。此外，金属弹簧所能承受的负荷严格地受本身尺寸的限制，它长时期在高频率的变负荷下工作还可能发生疲劳破坏。从此项专利的说明书所提供的内燃机实测示功图中看出，这种内燃机在中等以上负荷下的气缸最大压力为25 kg/cm²左右。在这样的条件下，弹簧所受的负荷较小，其尺寸可能不需要太大。然而，

一般柴油机的气缸最大压力为60~140 kg/cm²，如果要把金属弹簧用于这样的条件，势必大大增加其尺寸。这就使它不适用于在柴油机中使用。

本发明的主要目的是要创造一种能在全负荷下采用较高压缩比并且能在低负荷下进一步提高压缩比（指废气涡轮增压柴油机而言）和燃烧过程压力升高比从而使热效率得到显著提高的柴油机。

本发明的目的之二是要创造一种在采取废气涡轮增压而且增压程度较高的情况下具有良好的低负荷工作稳定性和启动性能的柴油机。

本发明的目的之三是要创造一种不需另外增添任何辅助设备和采取任何特殊措施而能燃用发火性能较差的燃料并能燃用多种燃料的柴油机。

本发明的目的之四是要创造一种适合于装在柴油机活塞和连杆小端之间使用而且能在柴油机负荷和气缸压力的宽广变化范围内发生作用的弹性环节。

根据以上目的，本发明提出一种在活塞与连杆小端之间装有油压弹性环节（液体弹簧）的柴油机，即油垫活塞柴油机。它可以是四冲程式的也可以是二冲程式的，可以专门设计也可以由现有柴油机改造。这种油垫活塞柴油机的气缸盖、气缸、连杆、曲轴、机座、燃油喷射系统、进排气系统及其它辅助系统都和普通柴油机的相同。在活塞与连杆小端之间装有弹性环节的情况下，活塞不一定要有导向部分（即活塞裙），而在连杆小端处则需要设导向装置（筒式或十字头式）。为了便于弹性环节的安装，气缸体与曲轴箱分开制造，气缸体的长度和结构也要适合弹性环节安装的需要。此外，这种油垫活塞柴油机还具有一个能在柴油机运行中调节油压弹性环节刚度的装置和一个能在柴油机运行中向油压弹性环节中补充具有一定压力的油液以补偿其中油液泄漏的系统。

油压弹性环节由一个固定在气缸体中的油压缸套以及从缸套两端相对地装入其中的两个柱塞组成，其中一个柱塞（主动柱塞）与活塞相连，另一个柱塞（从动柱塞）与连杆小端相连。两柱塞在油压缸套中滑动并保持密封，由两柱塞和油压缸套形成的密封空间中充满油液。

在柴油机工作时,两柱塞之间通过油液转动,而油液则因受力而被压缩,产生弹性变形(体积变化),从而使两柱塞之间的距离发生变化。这个距离的变化引起活塞顶面与气缸盖底面之间距离的变化,并由此而引起气缸容积的变化。当气缸内气体压力升高时,通过活塞和主动柱塞作用于油液的压力增大,使两柱塞之间的距离因油液被压缩而减小,从而使气缸容积增大。反之,当气缸内气体压力降低时,气缸容积将减小。由此可见,上述油压弹性环节能在气缸内气体压力发生变化时自动地调节气缸容积。现代柴油机,随着增压程度的不断提高,其气缸最大压力日益增大。为了把气缸最大压力限制在允许的限度内,不得不降低压缩比。然而,这将引起柴油机热效率的降低。在具有上述油压弹性环节的情况下,当气缸内压力升高时气缸容积将自动地增大,而气缸容积的增大则反过来可使气缸压力降低。利用弹性环节的这种作用,油垫活塞柴油机在提高增压程度时有可能不需降低压缩比而使气缸最大压力不超过规定的限值。或者,在增压程度相同时油垫活塞柴油机可在气缸最大压力不超过规定限值的条件下采取较高的压缩比。这就使油垫活塞柴油机具有比同类型普通柴油机高的热效率。增压程度愈高,油垫活塞柴油机对普通柴油机的这种优越性愈明显。

当柴油机在低负荷下工作时,由于进气压力降低(指废气涡轮增压柴油机而言),在压缩过程中气缸内的气体压力降低。若是油垫活塞柴油机,这时油压弹性环节所受的作用力以及它在此作用力下所产生的压缩量将相应地减小。于是,油压弹性环节将根据气缸内压力的降低程度自动地使活塞位置相对地上移,使气缸容积相对地减小。这就可使压缩比得到提高。因此,在低负荷下工作时油垫活塞柴油机具有比同类型普通柴油机高的热效率。

一般柴油机在采取废气涡轮增压和较低压缩比的情况下可能由于低负荷下和启动时进气压力比全负荷时低得多而引起低负荷下工作不稳定和启动困难的问题。油垫活塞柴油机由于能在气缸压力降低时自动提高压缩比,使气缸内压缩终点的压力和温度在进气压力降低的情况下仍能达到足以保证喷入气缸的燃料可靠发

火和正常燃烧的较高数值,因此使柴油机能在低负荷下稳定工作,也使柴油机能较容易地被启动。

般柴油机为了能燃用发火性能较差的燃料,需要另外增添一些辅助设备,如向气缸内喷射引火燃料的设备、电火花点火装置等,或者需要采取某些特殊措施,如在燃料中加入十六烷值增进剂、提高进气温度等。油垫活塞柴油机由于能在全负荷下采取较高压缩比并能在低负荷下进一步提高压缩比,因此它有可能燃用发火性能较差的燃料而不需要另外增添任何辅助设备或采取任何特殊措施。

般柴油机,特别是增压程度较高的废气涡轮增压柴油机,在全负荷下工作时为了限制气缸最大压力而需要减小压缩比和燃烧过程压力升高比,在低负荷下工作时则为了提高热效率和工作稳定性而需要提高压缩比和燃烧过程压力升高比。这些互相矛盾的要求在一般柴油机中是无法得到兼顾的。然而,在油垫活塞柴油机中却能象以上所述的那样利用油压弹性环节对气缸容积的自动调节作用使这些矛盾得到一定程度的解决。在油压弹性环节上再增加一个刚度调节装置,则将进一步使这些矛盾得到更有效的解决。当柴油机在全负荷下工作时,可利用此调节装置减小油压弹性环节的刚度,也就是说使它在作用力增大时产生更大程度的压缩。这就使气缸容积在气缸压力升高时也将发生更大程度的变化(增大),从而使压缩比和燃烧过程压力升高比减小,达到降低气缸最大压力的目的。相反地,当柴油机在低负荷下工作时,则可利用此调节装置增大油压弹性环节的刚度。这就能根据同样的原理使压缩比和燃烧过程压力升高比增大,达到提高热效率和工作稳定性的目的。在柴油机启动时,利用此调节装置增大油压弹性环节的刚度,也能由于压缩比的增大而使柴油机的启动性能得到提高。此外,利用此调节装置改变油压弹性环节的刚度,还能由于压缩比得到改变而有利于柴油机燃用发火性能不同的多种燃料。由此可见,如装这种刚度调节装置后,油垫活塞柴油机的热效率和上述其它性能都将达到更高的水平。

与中村等人的发明专利中所述的装在活塞与连杆小端之间的金属弹簧相比,本发明中所

用的上述油压弹性环节不仅作用范围广、调节功能多,而且承载能力大、工作可靠性高(由于其中所用的弹性物质是油液,不存在金属材料固有的疲劳破坏问题)。因此,这种弹性环节适合于在柴油机中使用。

本发明的详细内容将结合附图用以下的实施例来进一步说明。

图1是油垫活塞柴油机的横剖面图;

图2是油压弹性环节的结构图;

图3是附属于油压弹性环节的液压系统图;

图4是油垫活塞柴油机的理想循环(理论热力过程)。

如图1所示,这种油垫活塞柴油机的主要组成部分包括:机体[12],由气缸体[21],气缸套[2],气缸盖[1]组成的工作气缸以及在其中作往复运动的活塞[22],传递活塞运动和输出气缸功率的导筒(或导板)[9],连杆[10],曲轴[11],由油压缸套[6],主动柱塞[3],从动柱塞[7]组成的油压弹性环节。上述气缸体[21]用四个螺栓[14]与机体[12]连结。机体[12]中装有导套[8],它用压板[13]来防止轴向松动。这种柴油机还具有以下各种辅助系统:燃油喷射系统、进排气系统、润滑系统、冷却系统。对于二冲程柴油机,其进排气系统中包括扫气泵,对于增压式柴油机,其进排气系统中包括增压器。

油压弹性环节中的主动柱塞[3]与活塞[22]相连,从动柱塞[7]通过导筒[9]与连杆[10]相连,它们相对地装在油压缸套[6]中。此油压缸套用四个螺栓[4]固定在气缸体[21]上,并与气缸套[2]保持同轴。由油压缸套的内圆面和两个柱塞的端平面所围成的密封内腔中充满工作油液。油压弹性环节中两柱塞的直径小于气缸中活塞的直径,因此油压弹性环节中油液的压强大于气缸内气体的压强。柱塞直径与活塞直径的比值根据气缸和活塞的结构、柱塞的强度以及要求油液达到的压强等因素来决定。在可能的情况下,选择较小的柱塞直径来提高油液的压强,可使油压弹性环节能在工作油液容积较小的情况下产生足够大的弹性变形(两柱塞之间距离的变化)。

油压弹性环节的详细结构如图2所示。装

在油压缸套[6]中的主动柱塞[3]和从动柱塞[7]都是空心的,其内腔分别用端盖[34]和[28]封闭。柱塞和油压缸套之间采取间隙密封,在保证柱塞能在缸套中自由滑动的条件下它们之间的间隙应选择较小数值,以求获得良好的密封(柱塞直径较大时也可采取活塞环密封)。

主动柱塞[3]利用其具有球面顶板的盖端[34]、球面垫块[35]、座盘[23]、压盖[24]和两个(或更多个)螺钉[20]来与活塞[22]相连结。端盖[34]的顶板和垫块[35]在由座盘[23]和压盖[24]所扣合成的它们的安装腔中具有适当的径向间隙和轴向间隙。主动柱塞与活塞之间的这种连结方法使柱塞能够自动调整其轴线与油压缸套轴线之间的相对位置,以减少这对偶件的轴线之间实际上可能存在的偏差。从动柱塞[7]和导筒[9]之间采取类似的方法利用端盖[28]、垫块[29]、座盘[30]、压盖[31]和四个(或更多个)螺钉[32]互相连结。端盖[28]的顶板和垫块[29]在它们的安装腔中也具有适当的径向间隙和轴向间隙。

两柱塞之间的限位螺钉[33]具有一个圆柱形的头部和一个带螺纹的杆部;其头部开有一个转动螺钉用的槽,其杆部延伸出一个安装锁紧装置用的短柱;此短柱的顶端开有三条互相交叉的槽。限位螺钉[33]的头部装在主动柱塞[3]的内腔,其杆部穿过此柱塞端板上的通孔,然后用螺纹连接在从动柱塞[7]的端板上。它能限定两柱塞之间的最大距离,从而能限定活塞在上死点处可能达到的最高位置,这样也就能限定活塞在上死点处与气缸盖之间的最小距离。利用此螺钉还可以调节活塞在上死点处与气缸盖之间的最小距离。

上述限位螺钉具有一个由锁紧杆[26]、横销[25]和紧定螺钉[27]组成的锁紧装置。锁紧杆的上部加厚壁上沿直径钻有两个孔,横销通过这两个孔铆接在锁紧杆上。锁紧杆的下部加厚壁上钻有八个在其圆周上均匀分布的紧定孔。上述锁紧装置在上部利用锁紧杆上的横销[25]以及限位螺钉杆部顶端的槽与限位螺钉[27]以及紧定螺钉[27]上的紧定孔与从动柱塞

连结,从而使限位螺钉与从动柱塞之间不能产生相对的转动。上述限位螺钉杆部顶端的三条交叉槽彼此间隔 60° ,上述锁紧杆下部加厚壁上的八个紧定孔彼此间隔 45° 。这些槽和孔所采取的上述布置法允许限位螺钉在调节活塞在上死点处与气缸盖之间的最小距离时每次可转动 15° 或其倍数,由此而使上述距离的调节量相当于限位螺钉螺距的 $\frac{1}{24}$ 或其倍数。

在油压缸套〔6〕的凸缘的侧面上装有一个补油接头〔5〕(见图1)。由补油系统供给的具有一定压力的油液通过它以及油压缸套〔6〕中的孔道进入油压弹性环节的内腔,以补偿其中油液的泄漏。

附属于弹性环节的油压系统如图3所示,其中包括油压弹性环节的补油系统和刚度调节装置两部分。图中〔6〕、〔3〕和〔7〕分别为弹性环节的油压缸套、主动柱塞和从动柱塞。

油压弹性环节的补油系统由油泵〔40〕、溢流阀〔43〕、蓄能器〔38〕、单向阀〔36〕等主要元件以及油箱〔42〕、粗滤器〔41〕、精滤器〔39〕、压力表〔37〕等辅助元件组成。当油压弹性环节内腔的工作油液在每个工作循环中发生微量外泄时,此补油系统能在下一工作循环开始之前及时地把相同数量的油液通过装在每个弹性环节上的单向阀〔36〕补入弹性环节内腔,使其充满具有一定压力的工作油液。补油系统的补油压力必须高于弹性环节内腔的油液在每个工作循环中的最低压力,并可根据需要由溢流阀〔43〕来调节确定。此补油系统除上述补油作用外还能保证油压弹性环节内腔在每一工作循环中的最低油压不小于某一规定的限值。

油压弹性环节的刚度调节装置是一个容积可变的附加油压容器(见图1),由油缸〔15〕、油缸盖〔16〕、调节活塞〔19〕以及与此活塞相连的调节螺杆〔17〕组成。油缸〔15〕有通道与油压弹性环节本身的充油密封内腔相连通。调节活塞是由两个具有不同直径的圆柱部分构成的实心整体,直径较大的部分上具有密封环槽,直径较小的部分上具有螺纹。调节活塞〔19〕的三道环槽中装有两道金属密封环和一道橡胶密封环,后者装在离压力油腔最远的那道环槽

中。调节螺杆〔17〕具有一个带球面顶的头部和一个带螺纹的杆部,它用螺帽〔18〕与调节活塞〔19〕的螺纹部分相连结。此调节螺杆的头部在由上述螺帽和调节活塞扣合成的它的安装腔中具有适当的径向间隙和轴向间隙,以使调节活塞能够自由地在油缸中保持正确的配合间隙并减少调节螺杆转动时所受的阻力。

上述调节活塞在油缸内的位置可通过调节螺杆用某种自动的或手动的调节机构来改变。调节活塞位置的改变不仅能使油缸〔15〕中的这部分附加油液容积得到调节,而且也将使油压弹性环节中工作油液的总容积得到调节。与此相配合,补油系统在上述调节活塞改变其位置的过程中增加或减少补油量,以此来改变充满油压弹性环节内腔的油量。在油液的体积弹性模数(即油液的压强变化量与单位体积油液的体积变化量之比)一定时,工作油液的容积越大,在同样压强下它的体积压缩量越大,反之则越小。对于具有上述结构的油压弹性环节来说,工作油液的容积越大,在主动柱塞对油液施加同样压力时油液的体积压缩量越大,因而弹性环节的长度变化量(即主动柱塞与从动柱塞之间距离的变化量)也越大,反之则越小。与普通弹簧一样,油压弹性环节所受的作用力与它单位长度内发生的长度变化量之比就是它的刚度。在自由长度已定的情况下,它在相同作用力下发生的长度变化量大,则它的刚度小,反之则大。由此可见,增加油压弹性环节中工作油液的容积可减小它的刚度,反之则可增大它的刚度。利用上述装置可以方便地在柴油机运行中调节油压弹性环节的刚度。

油垫活塞柴油机气缸内的理论热力过程可用它的理想循环来表示。图4就是这种柴油机的理想循环。和一般柴油机的混合加热循环一样,假定在每一循环加入的热量中一部分是在压缩终点瞬时加入的,另一部分是在膨胀初期等压加入的。图中a—c为绝热压缩过程,c—y为瞬时加热过程,y—z为等压加热过程,z—b为绝热膨胀过程,b—a为等容放热过程。在c—y过程中,由于瞬时加热而使工质压力迅速升高,在此同时活塞的位置因弹性环节被压缩而下移,使气缸容积增大;因此,工质压力的升高是在容积增大的情况下进行的。由于油液的体积弹

性模数在一定的压力范围内变化很小,实际上可以假定它是不变的,因此在工作油液的容积一定时弹性环节的刚度也可以假定是不变的

在此情况下,图中 $c-y$ 线是具有一定斜率的直线。此直线斜率的大小决定于弹性环节刚度大小。如减小弹性环节的刚度,此直线的斜率将减小,如图中虚线 $c'-y$ 所示。当弹性环节的刚度继续减小到某一数值时,此直线的斜率将趋近于零,使这部分加热过程趋近于等压过程,如图中水平虚线所示。如增大弹性环节的刚度,此直线的斜率将增大,直至趋近于 ∞ ,使这部分加热过程趋近于等容过程,如图中垂直虚线所示。图4中用实线和虚线表示的几种循环的共同条件是:总加热量相等,瞬时和等容两部分加热量的分配比相等、最大压力相等。在此条件下,各循环的压缩终点 c 的位置明显不同;各循环的瞬时加热终点 y 、等压加热终点 z 、膨胀终点 b 的位置虽略有不同,但非常接近(由计算结果表明),在作图时难以把它们清楚地分开。

从图4看出,油垫活塞柴油机的理想循环是介于混合加热循环(具有等容加热过程)和等压加热循环之间的一种特殊循环。在上述条件下,这种循环允许采用的压缩比在数量上也介于这两种循环之间。弹性环节的刚度越小,这种循环越趋近于等压循环,允许采用的压缩比越大。从热力学中关于内燃机循环的理论可知,在加热量和最大压力相同的条件下等压加热循环与混合加热循环相比较,前者允许采用较高的压缩比,能得到较高的热效率。在同样的条件下,介于混合加热循环和等压加热循环之间的这种特殊循环,其热效率也必然介于这两种循环之间。弹性环节的刚度减小时,这种循环向等压循环趋近,其热效率提高。

在总加热量、瞬时和等压两部分加热量的分配比及压缩比相同的条件下,这种特殊循环与普通混合循环相比,其瞬时加热过程 $c-y$ 中的压力升高比因气缸容积的增大而变得较小,循环的最大压力因而较低。弹性环节的刚度越小,循环的最大压力越低。然而,上述压力升高比的减小将导致热效率的降低。如果不是以降低循环的最大压力为主要目的,在此情况下可适当提高压缩比来提高热效率。

审定号 85 1 00321

Int. Cl⁴ F 02 B 75/04

审定公告日 1985年9月10日

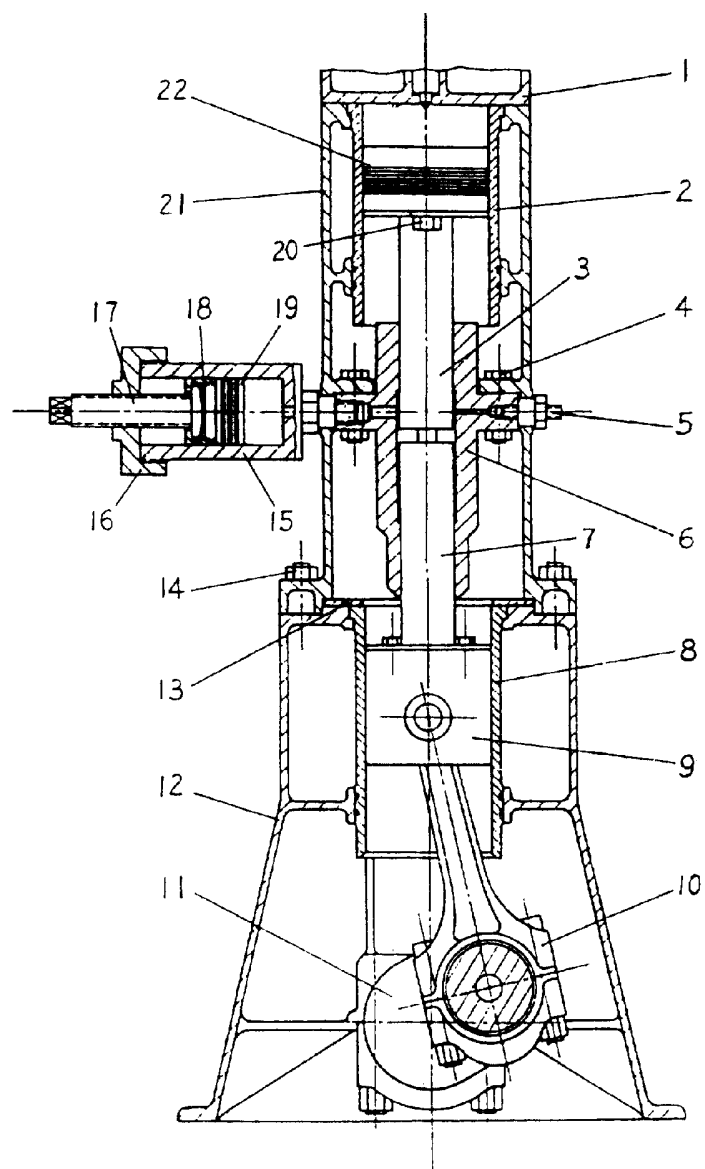


图 1