

基于部分排气六冲程单缸柴油机的节能分析与机械功能实现

陈昊^{1,2}, 刘亚坤¹, 斯涛¹, 赵旭毅¹, 徐孟龙¹

(1. 长安大学汽车学院, 陕西西安 710064;

2. 交通新能源开发、应用与汽车节能陕西省重点实验室, 陕西西安 710064)

摘要:废气能量回收利用是国内外内燃机行业的研究热点之一。为了达到缸内回收废气内能的目的,设计了六冲程发动机的工作原理;以ZH1105W型四冲程单缸柴油机为设计基础与参考,以实现曲轴与凸轮轴转速比3:1为目标,分别计算了进气凸轮的全包角、排气凸轮的全包角及排气凸轮两个凸起的相对相位角、同名凸轮相对相位角,凸轮轴正时齿轮的齿数、分度圆直径、齿顶高、齿根高、齿顶圆直径、齿根圆直径及基圆直径等参数;选择了正弦加速度曲线作为凸轮型线方程,选择6 mm与3 mm两种排气凸轮部分排气凸起最大升程以及ZH1105W型六冲程单缸柴油机进排气凸轮的设计图;绘制了凸轮轴的效果图。研究表明:凸轮轴机械设计可以实现六冲程发动机的工作原理。

关键词:六冲程;单缸柴油机;进气凸轮;排气凸轮;正时齿轮;凸轮轴

中图分类号:TK42 **文献标识码:**A **文章编号:**1671-5322(2016)01-0001-05

内燃机废气能量占燃料燃烧产生能量的三分之一,且温度较高,可利用率较大。由于发动机排气压力较低,温度较高,直接膨胀做功的能量利用效果较差。因此,利用热力循环来回收发动机废气能量是提高发动机热效率、实现汽车节能的一个有效途径。

朗肯循环是一种简单的蒸汽动力装置循环。以废气余热驱动朗肯循环,可以实现用低品位能(废热)提供高品位能源(电能或机械能)。美国能源部、美国热电集团和美国麦克卡车公司进行了利用朗肯循环回收发动机废气能量的研究^[1-5],主要目的是提高长途运输重型卡车的效率。他们使用一种有机工质通过涡轮回收废气能量,并且进行了1 000 h的实验室耐久试验和高速公路燃油经济性对比测试试验,总效率提高13%左右。法国能源研究中心CHAMMAS等^[6]提出利用朗肯循环回收发动机排气和冷却系统的废热推动涡轮机工作,并与发动机实现动力混合的设想,同时开展了大量的理论与试验研究工作,对多种工质的工作效率进行了分析和评价,获得了一

些具有理论参考价值的结论。

此外还有一种利用朗肯循环回收废气能量的方法是在发动机排气冲程向缸内喷水,实现了缸内朗肯循环,将普通四冲程内燃机的做工循环由进气、压缩、做功、排气4个冲程扩展为进气、压缩、做功、喷水压缩、做功、排气6个冲程,即所谓的六冲程发动机。相对于缸外朗肯循环回收废气能量,此种设计具有结构简单、体积小,有利于简化发动机冷却系统等优点。对于此类发动机,国外有诸多研究人员对其运行机理进行了研究。1917年 LIEDTKE^[7]首次提出截留发动机废气,随后向缸内喷水,将发动机冲程扩大为6/8个设想;并设计出此发动机草图。1920年 DYER^[8]设计出首个六冲程缸内直喷水内燃机。1976年 TIBBS^[9]对 LIEDTKE的六冲程发动机设计进行了改进,将缸内喷射的水收集、过滤后循环使用。1979年 KELLOGG-SMITH^[10]设计了一种带汽缸夹层的六冲程发动机,其在气缸外设计了一套独立夹层,可以回收蒸汽乏汽,并起到降低发动机噪声的作用。1984年 HALLSTROM等^[11]发明了一

种利用排气管路收集缸内水汽的六冲程发动机,它能在排气行程形成真空,从而进一步提高发动机的输出功率。SINGH^[12]于2003年发明了一种电控六冲程发动机,提出了该发动机的控制策略,即在发动机水套附近、气缸内部安置相应传感器,以控制发动机喷水量、温度等6冲程工作参数。ARAI等^[13]建立了一个六冲程柴油机的热力学模型,并通过分析计算,确认六冲程发动机第2次做功冲程有利于缸内碳烟的氧化,降低缸内温度,减少碳烟及NO_x的排放。六冲程柴油机的排气温度远低于四冲程柴油机,表明六冲程柴油机热效率更高。CONKLIN等^[14]设计了一个高效率的六冲程喷水汽油机,系统地研究了六冲程工作循环的热效率,在设定一系列喷水量的前提下计算了第5冲程结束(900°CA)时缸内的温度与压力。

柴油机行业的统计资料表明,我国单缸柴油机的产量占世界总产量的90%以上。如果将我国生产的单缸柴油机全部更新为六冲程喷水柴油机,将产生巨大的节能潜力。单缸六冲程柴油机机械功能的实现与设计较多缸机容易,本文首先设计了六冲程喷水柴油机的工作原理;然后以一款四冲程单缸柴油机为载体,按照六冲程工作原理设计新的单缸柴油机凸轮轴。

1 六冲程发动机工作原理设计

1.1 工作原理设计

第一,六行程发动机的前3个行程与四行程发动机完全一致,分别为进气、压缩与做功行程。进气提前角与迟闭角与四行程发动机保持一致。对应曲轴转角:0~540°CA。第二,部分排气及2次压缩行程,在四行程发动机排气行程的基础上进行了改进:1)部分排气提前角保持不变或者取消;2)排气门在540~720°CA之间的某一曲轴转角关闭;3)活塞继续上行,对剩余废气进行2次压缩,对应曲轴转角:540~720°CA。第三,从720°CA开始,将一定量的水(来自冷却系统)喷入气缸内,水蒸发汽化吸收废气的热量,将废气的内能转化为推动活塞的有用功。对应曲轴转角:720~900°CA。第四,排气行程将废气与水蒸汽排出气缸。排气提前角与迟闭角与四行程发动机保持一致,对应曲轴转角:900~1080°CA。

1.2 六冲程进排气凸轮及缸内工作过程

图1~图3分别为六冲程单缸柴油机进、排气凸轮升程及缸内工作压力的示意图。为了设计

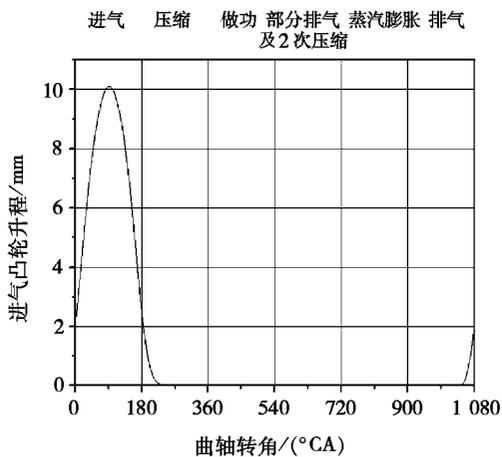


图1 进气凸轮升程
Fig.1 Inlet cam lift

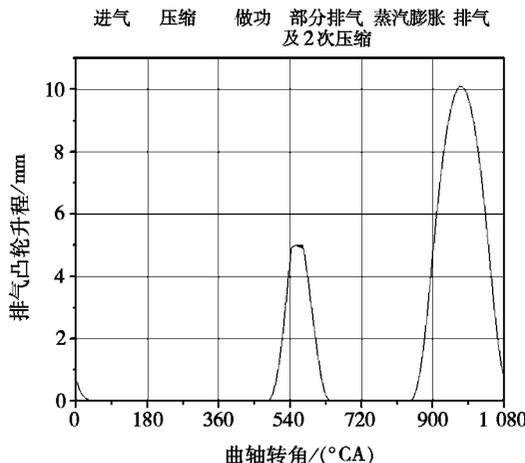


图2 排气凸轮升程
Fig.2 Exhaust cam lift

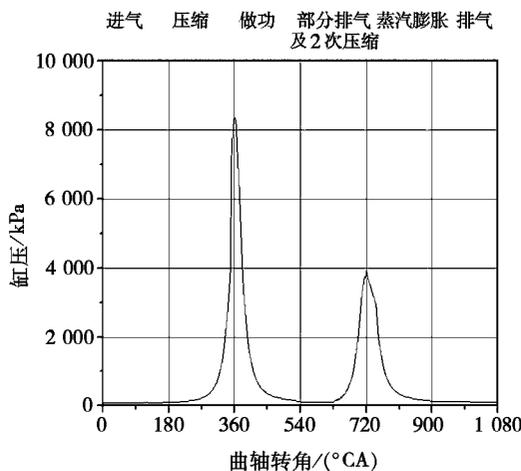


图3 缸内压力
Fig.3 In-cylinder pressure

的方便,进气和排气的提前角及迟闭角与选择的四冲程单缸柴油机保持一致;而部分排气可以不要排气提前角。

2 六冲程柴油机凸轮轴设计

以 ZH1105W 型单缸柴油机为基础,对其进行六冲程的改造设计。六冲程发动机一个工作循环包括:进气、压缩、做功、第1次排气、喷水、2次排气(剩余废气和水蒸气)6个过程。与传统的四冲程发动机相比,六冲程发动机的曲轴与凸轮轴的转速传动比就相应地变为3:1,因此发动机凸轮轴上的进、排气凸轮及正时齿轮的形状就相应地发生改变。

2.1 进排气凸轮设计

2.1.1 凸轮型线方程

从动件的运动规律取决于凸轮的轮廓曲线,因此在设计凸轮的轮廓曲线时,必须先确定从动件的运动规律。由于从动件正弦加速度运动规律的加速度曲线没有突变,在连续运动中不会产生冲击,可以应用于高速场合,因此选择正弦加速度运动规律作为凸轮型线方程,如式1与式2所示。

正弦加速度运动方程式:

$$s = \frac{h\varphi}{\Phi} - \frac{h}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi}{\Phi}\varphi\right) \quad (1)$$

$$\frac{ds}{d\varphi} = \frac{v}{\omega} = \frac{h}{\Phi} - \frac{h}{\Phi} \cos\left(\frac{2\pi}{\Phi}\varphi\right) \quad (2)$$

其中 $\varphi \in [0, \Phi]$, Φ 为凸轮推程运动角, h 为进、排气凸轮最大升程, $r_b = 20 \text{ mm}$ 为进、排气凸轮的基圆半径, s 为凸轮升程。

2.1.2 设计约束条件

表1 六冲程凸轮轴设计的约束条件
Table 1 Constraint conditions for cam shaft design of six stroke engine

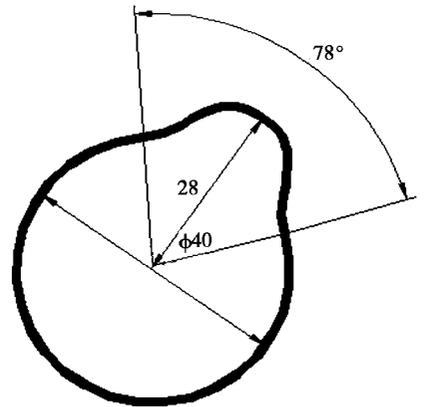
项目	六冲程设计约束条件
进气提前角/迟闭角/(°)	12/38
排气提前角/迟闭角/(°)	55/12
部分排气提前角/关闭角/(°CA)	0/630
进气凸轮最大升程/mm	8
排气凸轮部分排气凸起最大升程/mm	3/6
排气凸轮排气凸起最大升程/mm	6

2.1.3 设计方法与结果

ZH1105W 型单缸柴油机进气提前角为 12° , 迟闭角为 38° ; 排气提前角为 55° , 迟闭角为 12° ; 进气凸轮最大升程为 8 mm , 排气凸轮最大升程为

6 mm ; 进气持续角为 230°CA , 进气凸轮包角为 76.7° , 推程运动角为 38.4° 。进气和排气的提前角及迟闭角与选择的四冲程单缸柴油机保持一致, 现以部分排气及2次压缩冲程没有排气提前角且第1次排气门关闭角为 630°CA 为例说明凸轮设计方法及设计过程。

一个六冲程工作循环对应曲轴转角为 $0 \sim 1080^\circ \text{CA}$, 按照六冲程单缸柴油机工作原理可知, 部分排气曲轴转角区间为 $540 \sim 630^\circ \text{CA}$, 对应排气持续角为 90°CA ; 排气为 $845 \sim 1092^\circ \text{CA}$, 对应排气持续角为 247°CA 。因此, 1次排气凸轮与2次排气凸轮包角分别为 30° 与 82.3° , 推程运动角分别为 15° 与 41.2° ; 排气凸轮两个凸起中心线对应曲轴转角分别为 585°CA ($540 \sim 630^\circ \text{CA}$ 的中点) 与 968.5°CA ($845 \sim 1092^\circ \text{CA}$), 曲轴相位差为 383.5°CA , 曲轴与凸轮轴转速比为3:1, 则凸轮轴排气凸轮两个凸起中心线相位差为 127.8° (非同名凸轮)。排气凸轮最大升程为 6 mm , 排气凸轮部分排气凸起最大升程采用 6 mm 和 3 mm 两种方案。进气凸轮凸起中心线对应曲轴转角为 103°CA ($-12 \sim 218^\circ \text{CA}$ 的中点), 排气凸轮部分排气凸起中心线对应曲轴转角为 585°CA , 异名凸轮相对角位置为 160.7° (进气凸轮与排气凸轮部分排气凸起之间的夹角), 则进气凸轮与排气凸轮排气凸起之间的夹角为 288.5° 。进排气凸轮设计结果如图4~图6所示。



正视图

图4 进气凸轮设计图

Fig. 4 Design figure for inlet cam

2.2 凸轮轴正时齿轮设计方法与结果

六冲程发动机的曲轴与凸轮轴的转速传动比就相应地变为3:1, 因此发动机凸轮轴上正时齿

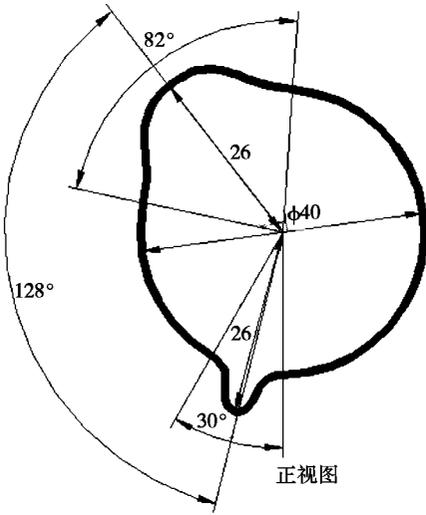


图 5 部分排气凸轮最大升程为 6 mm 的排气凸轮设计图

Fig.5 Design figure for exhaust cam with 6 mm partial exhaust cam lift

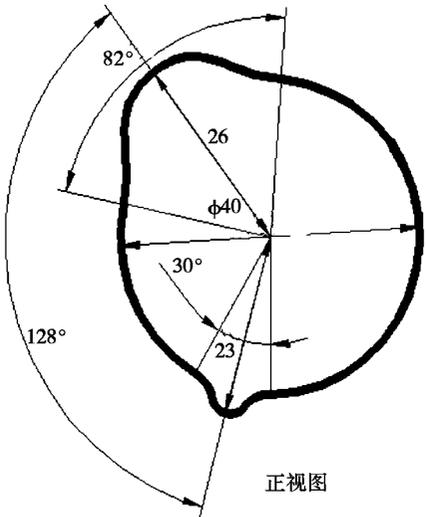


图 6 部分排气凸轮最大升程为 3 mm 的排气凸轮设计图

Fig.6 Design figure for exhaust cam with 3 mm partial exhaust cam lift

力角 $\alpha = 20^\circ$, 齿顶高系数 $h_a^* = 1$, 顶隙系数 $c^* = 0.25$, 计算出凸轮轴正时齿轮设计参数如下: 分度圆直径 $d = mz = 162 \text{ mm}$; 齿顶高 $h_a = h_a^* \cdot m = 3 \text{ mm}$; 齿根高 $h_f = (h_a^* + c^*)m = 3.75 \text{ mm}$; 齿顶圆直径 $d_a = (z_1 + 2h_a^*)m = 168 \text{ mm}$; 齿根圆直径 $d_f = (z_1 - 2h_a^* - 2c^*)m = 154.5 \text{ mm}$; 基圆直径 $d_b = d \cos \alpha = 152.23 \text{ mm}$ 。结合装配尺寸参数绘出凸轮轴正时齿轮效果图, 如图 7 所示。

2.3 凸轮轴主要设计参数

结合上文的设计方法及过程, 表 2 给出了凸轮轴进气凸轮、排气凸轮及正时齿轮的全部设计参数。结合凸轮轴进排气凸轮及正时齿轮的设计结果, 利用 CATIA 软件绘制六冲程单缸柴油机用凸轮轴示例效果图, 如图 7 与图 8 所示。凸轮轴由左往右分别是进气凸轮、排气凸轮、正时齿轮、柱塞泵凸轮与高压水泵凸轮。

表 2 六冲程凸轮轴主要参数设计值

Table 2 Main values for cam shaft of six stroke engine

凸轮轴 主要参数	ZH1105W 参数值	六冲程 参数值
进气凸轮基圆半径/mm	40	40
排气凸轮基圆半径/mm	40	40
进气提前角/迟闭角/(°)	12/ 38	12/ 38
排气提前角/迟闭角/(°)	55/12	55/12
进气凸轮最大升程/mm	8	8
排气凸轮最大升程/mm	6	6
进气凸轮全包角/(°)	115	76.7
排气凸轮全包角/(°)	123.5	82.3
部分排气凸起全包角/(°)	无	30
部分排气凸起最大升程/mm	无	6 与 3
排气凸轮两个凸起相对相位角/(°)	无	127.8
异名凸轮相对相位角/(°)	252.75	288.5
正时齿轮基圆直径/mm	101.48	152.23
正时齿轮齿数	36	54
正时齿轮模数	3	3
正时齿轮压力角/(°)	20	20
齿顶高系数	1	1
顶隙系数	0.25	0.25
正时齿轮分度圆直径/mm	108	162
正时齿轮齿顶高/mm	3	3
正时齿轮齿根高/mm	3.75	3.75
正时齿轮齿顶圆直径/mm	114	168
正时齿轮齿根圆直径/mm	100.5	154.5

轮的形状就相应地发生改变。ZH1105W 型曲轴正时齿轮齿数 $z_2 = 18$, 发动机曲轴与凸轮轴转速传动比 i 为 3:1, 则由公式 $i = \frac{z_1}{z_2}$ 得六冲程单缸柴油机凸轮轴正时齿轮齿数 $z_1 = 54$ 。由于凸轮轴正时齿轮齿数 $z_1 = 54$, 曲轴正时齿轮模数 $m = 3$, 压

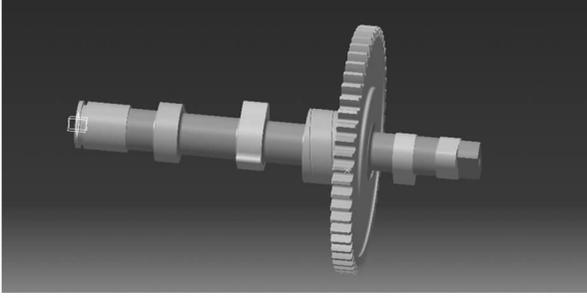


图 7 部分排气凸轮最大升程为 3 mm 的凸轮轴
Fig. 7 Cam shaft with 3 mm partial exhaust cam lift

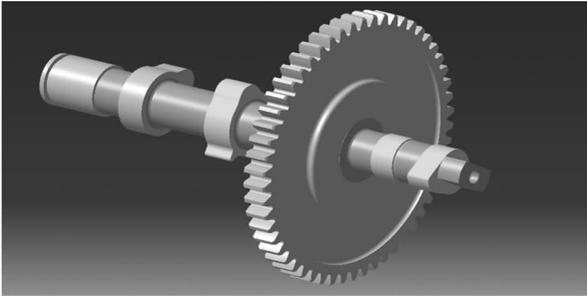


图 8 部分排气凸轮最大升程为 6 mm 的凸轮轴
Fig. 8 Cam shaft with 6 mm partial exhaust cam lift

参考文献:

- [1] PATEL P S, DOYLE E F. Compounding the truck diesel engine with an organic rankine cycle system[EB/OL]. (1976-02-01)[2015-11-15]. <http://papers.sae.org/760343>.
- [2] DOYLE E, DINANNO L, KRAMER S. Installation of a diesel organic rankine compound engine in a class-8 truck for a single vehicle test[EB/OL]. (1979-02-01)[2015-11-15]. <http://papers.sae.org/790646>.
- [3] BROOKS R D, ECKARD, S E, BARBER K F. Design of reciprocating single cylinder expanders for rankine cycle engines [R]. Cincinnati, Ohio; General Electric Co., 1972.
- [4] CARLQVIST S G, KAMO R. Combined Cycle Diesel - Stirling Heat Engine[EB/OL]. (1985-09-01)[2015-11-15]. <http://papers.sae.org/851521>.
- [5] CULLEN B, MCGOVERN J. Energy system feasibility study of an Otto cycle/Stirling cycle hybrid automotive engine[J]. Energy, 2010, 35(2): 1 017 - 1 023.
- [6] CHAMMAS R E, CLODIC D. Combined Cycle for Hybrid Vehicles[EB/OL]. (2005-04-11)[2015-11-15]. <http://papers.sae.org/2015-01-11>.
- [7] LIEDTKE H F. Internal combustion and steam engine; US1217788[P]. 1917-02-27.
- [8] DYER L H. Internal combustion engine; US5131915A[P]. 1920-05-04.
- [9] TIBBS R C. Six cycle combustion and fluid vaporization engine; US3964263[P]. 1976-06-22.
- [10] KELLOGG-SMITH O. Internal combustion and steam engine; US4143518[P]. 1979-03-13.
- [11] HALLSTROM O A. Combination internal combustion and steam engine; US4433548[P]. 1984-02-28.
- [12] SINGH S. Computer controlled six-stroke cycle internal combustion engine and its method of operation; US6571749[P]. 2003-06-03.
- [13] ARAI M, IDA Y, AMAGAI K. Thermodynamical analysis of a 6-stroke diesel engine[J]. Nihon Kikai Gakkai Ronbunshu B Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part B, 1993, 59(568): 4 052 - 4 058.
- [14] CONKLIN J C, SZYBIST J P. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery[J]. Energy, 2010, 35(14): 1 658 - 1 664.

3 结论

目前较成熟的利用废弃能量技术是废气涡轮增压,其利用废气动能来增加进气压力,而废气动能在废气能量中只占很小的一部分。只有回收利用废气的内能,才有可能大幅度利用废气能量,并提高循环指示热效率。六冲程是在缸内通过喷水汽化吸热完成废气内能的回收利用,并将其转化为有用功输出的一种新型内燃机工作模式,它包含了进气、压缩、做功、部分排气及二次压缩、喷水膨胀做功与排气 6 个工作过程。

实现六冲程工作原理的关键与核心技术在于通过凸轮轴的设计,满足发动机曲轴与凸轮轴转速比为 3:1 的要求。本文以 ZH1105W 型单缸柴油机为参照,设计了进排气凸轮及凸轮轴正时齿轮的全部设计参数。

未来将在两个方面进行深入研究:第一,凸轮轴正时齿轮尺寸变大,凸轮轴增加喷水凸轮,需要增加喷水系统,整个发动机空间布置需要调整;第二,喷水量需要通过试验来标定,从而最终完成整个六冲程喷水单缸柴油机的设计。