

文章编号:1000-8055(2013)12-2737-09

基于 CFD 分析的二冲程发动机 直喷燃烧室方案设计

朱 成, 杨海青, 汪明生

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 采用三维实体建模软件 UG 对此二冲程发动机的燃烧室进行直喷化设计, 并利用三维 CFD 仿真软件 Fluent 对直喷燃烧室的缸内流场进行 CFD 仿真与分析. 分析结果显示: 当燃烧室高度从 32 mm 降为 24 mm, 以及活塞顶面与缸盖底面距离从 7 mm 降为 3 mm 时, 压缩过程中的反滚流结构消失, 扫气效率从 87% 升高到 91%. 模拟结果为进一步优化燃烧室结构提供了较好依据.

关 键 词: 二冲程发动机; 直喷; 扫气效率; 燃烧室; 布置

中图分类号: V234.1

文献标志码: A

Design of combustion chamber program of two-stroke direct injection spark ignition engine based on the CFD

ZHU Cheng, YANG Hai-qing, WANG Ming-sheng

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The combustion chamber of the two-stroke engine was modified to a direct-injection combustion chamber by using 3-D entity modeling software UG, then 3-D CFD software Fluent was used to simulate and analyze the in-cylinder fluid structure. The results show that, when the height of combustion chamber is reduced to 24 mm from 32 mm, and the distance from the top of piston to the bottom of cylinder head is reduced to 3 mm from 7 mm, the roll back flow structure in the process of compression disappears, and the scavenging efficiency increases from 87% to 91%. The simulation results provide a good basis for further structure optimization of combustion chamber.

Key words: two-stroke engine; direct injection spark ignition; scavenging efficiency; combustion chamber; layout

由于燃料的扫气损失和过后排气损失, 传统化油器式或进气管喷射式二冲程发动机的燃油经济性和碳氢化合物(hydrocarbon, HC)排放均比四冲程发动机恶化. 燃油缸内直喷技术可以从根本上杜绝或大幅度减少二冲程发动机燃料燃烧过后的排气损失, 因此是未来二冲程发动机的发展方向. 在对传统化油器式或进气管喷射式二冲程发动机进行直喷化改进设计时, 必须优化设计影

响缸内可燃混合气质量分数分布的直喷燃烧系统, 同时要保持原型机较佳的扫气过程和扫气效率. 燃烧室形状对缸内可燃混合气质量分数分布和缸内扫气过程的影响均较大, 因此研究二冲程发动机的燃烧室形状对于改善二冲程发动机的燃油经济性和 HC 排放具有重要的意义^[1].

CFD 技术近年来广泛应用在内燃机工作过程的三维模拟上, 它比一维模拟技术更接近内燃

收稿日期: 2012-11-09

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20131111.1602.015.html>

作者简介: 朱成(1987—), 男, 四川内江人, 硕士生, 主要从事内燃机燃烧系统 CFD 研究.

机工作过程的实际情况,能在时间和空间上对内燃机缸内气流运动、混合气形成过程以及燃烧过程进行数值模拟.与实验相结合,CFD 技术大幅度缩短了产品设计的周期^[2].

1 方案设计

本文针对某款进口 50 kW 进气管喷射式二冲程发动机进行直喷化改进设计.为减少原型机的结构改动,基本思路是只改动原型机的活塞和缸盖结构,气缸体结构不动,要求保持原型机较高的扫气效率,同时要符合直喷燃烧室系统的基本要求,即喷油嘴与火花塞安装位置、喷雾特性与燃烧室形状合理匹配,保证缸内混合气质量分数合理分布,火花塞周围维持较浓的混合气,避免活塞顶面燃油堆积.原型机基本参数如表 1.

表 1 原型机主要参数

Table 1 Main parameters of prototype machine

参数名称	参数值
气缸直径/mm	76
活塞冲程/mm	69
连杆长度/mm	122
名义压缩比	9.5
进气方式	簧片阀式
扫气口面积/mm ²	1013
排气口面积/mm ²	1438
扫气口开启时相位角/(°)	上止点后 118 ATDC (after top dead center)
扫气口关闭时相位角/(°)	242 ATDC
排气口开启时相位角/(°)	85 ATDC
排气口关闭时相位角/(°)	275 ATDC

原型机采用了双火花塞,火花塞的布置如图 1,图中两个火花塞在中间位置临近布置,扫气道、排气道及燃烧室结构如图 2.

为了减小油束碰壁,需要增加燃烧室的高度,但同时保持压缩比不变,因此需要对原型机的活塞和缸盖进行结构改进,本文扫气道和排气道结构和布置保持不变.改进后的燃烧室结构仅以扫气效率为标准来评价设计质量^[3-4],为以后进一步模拟混合气分布做准备.

燃烧室结构直接影响着缸内气流运动特征,特别是换气过程,换气道布置决定了进入缸内的气流方向和涡流的形成^[5],活塞顶和缸盖凹坑几何形状对缸内扫气流动有引导作用,这种引导作

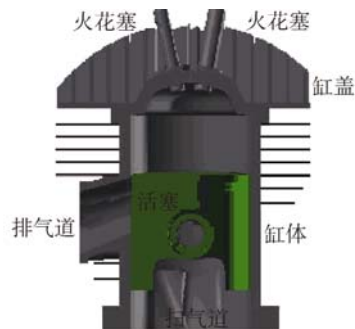


图 1 原型机活塞和缸盖结构

Fig. 1 Piston and cylinder structure of prototype machine

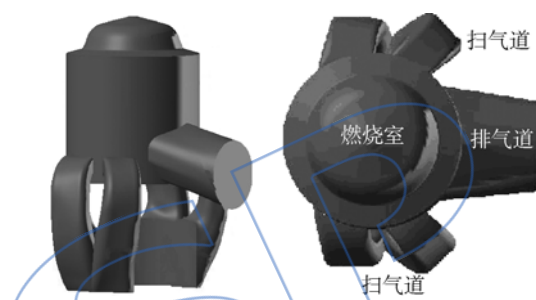


图 2 扫气道、排气道及燃烧室结构

Fig. 2 Scavenging, exhaust duct and combustion chamber structure

用会影响扫气效率和混合气的分布.

本文利用三维实体建模软件 UG 对原型机的燃烧室进行三维建模.本文采用自上向下的设计方法,即先对上止点时刻燃烧室进行模型改进,然后进行模拟计算,最后确定结构方案后再进行零部件的设计.原型机燃烧室结构为一回转体结构,如图 3,燃烧室高度为 21 mm.在改进燃烧室时,借鉴国外的设计方案^[6-7],主要考虑活塞凹坑的深度和偏置以及燃烧室的高度^[8],这些参数直接影响着扫气效率和混合气分布^[9].二冲程直喷发动机主要采用喷雾引导,活塞凹坑主要是收集油束,活塞凹坑和缸盖凹坑的偏置主要是为了使火花塞布置在气缸轴线上,使火花塞附近形成较浓的混合气.最后提出了两种直喷燃烧室方案,如图 4 和



图 3 原型机的燃烧室结构

Fig. 3 Combustion chamber structure of prototype machine

图 5, 方案 A 将燃烧室高度增加到 32 mm, 方案 B 燃烧室高度为 24 mm, 考虑到活塞凹坑底面距活塞销的距离(即活塞的厚度), 活塞凹坑不宜太低, 方案 A 活塞最高点距缸盖底面 7 mm, 方案 B 活塞最高点距缸盖底面 3 mm. 两种方案燃烧室的中心向排气道对侧偏移 8 mm.

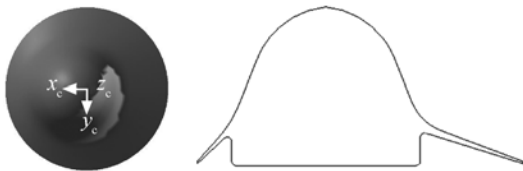


图 4 方案 A 的燃烧室结构

Fig. 4 Combustion chamber structure of A

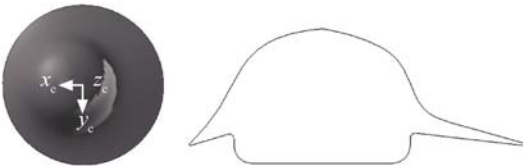


图 5 方案 B 的燃烧室结构

Fig. 5 Combustion chamber structure of B

以方案 B 为例, 活塞、缸盖、缸体以及喷油器火花塞布置如图 6.

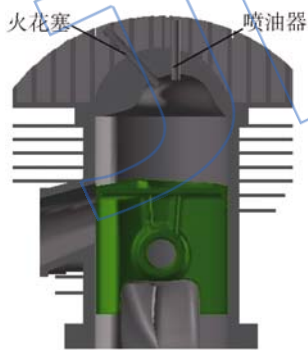


图 6 方案 B 的喷油器、火花塞的结构布置

Fig. 6 Structure and arrangement of injector, spark plug of B

2 计算方法及条件

本文对三维计算模型的离散过程是通过软件 ICEM 进行网格划分来实现. 在划分网格时, 除了考虑各个区域的网格质量, 还必须考虑实现活塞运动的方法^[10], 由于本文活塞结构较规则, 故采用了结构网格, 这有利于在活塞运动时、网格重生时对网格质量的保证. 由于扫气道和排气道和燃烧室部分较复杂, 为了使离散后的模型与原几何

模型相符合, 故采用四面体非结构网格, 网格大小保持在 1~2 mm 范围, 以原型机为例, 网格如图 7. A, C 区域为非结构四面体网格, B, D 区域采用结构网格, 其中 B 区域是以 A 区域底面(活塞顶面)面网格为基础随着活塞运动而生成的五面体网格, D 区域为六面体结构网格.

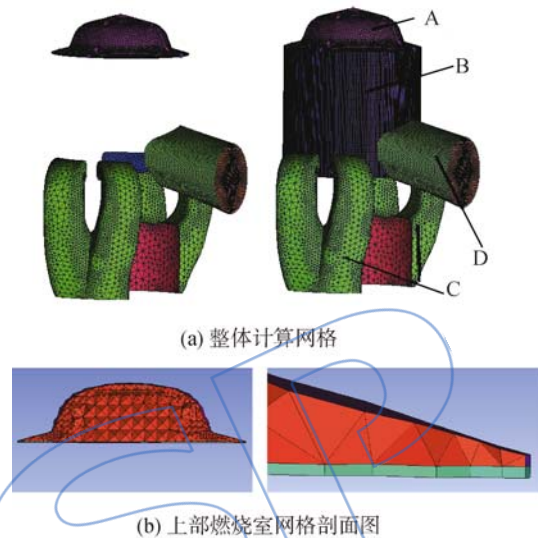


图 7 网格模型

Fig. 7 Mesh model

采用合理的边界条件是保证模拟可靠性的关键. 边界条件一般可以通过实验结果和第三方软件模拟得到, 前者更接近实际, 但难度较大, 周期较长; 后者可以通过完善计算模型来降低模拟带来的误差^[11]. 本文采用了压力进出口边界条件、标准 $k-\epsilon$ 湍流模型、组分运输模型以及 N-S 方程等进行计算, 其中 $k-\epsilon$ 方程和组分运输方程如式(1)、式(2)和式(3), 具体需要的边界条件主要有扫气道入口压力曲线、缸内气体成分、缸内初始压力、温度以及排气道出口处压力曲线. 本文边界条件通过采用软件 GTpower 一维仿真得到.

k 方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \mu_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon - Y_m \quad (1)$$

ϵ 方程

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon \mu_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_1 \frac{\epsilon}{k} G_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2)$$

式中 μ_t 是湍流黏度, G_k 为由于平均速度梯度而引起的湍动能产生项, Y_m 为可压缩湍流中脉动扩张的贡献, $\sigma_k, \sigma_\epsilon$ 分别为 k, ϵ 的湍流普朗特数, $C_1,$

C_2, C_μ 分别为经验常数。

组分运输方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w_i) + \nabla \cdot (\rho \bar{v} w_i) = -\nabla \cdot \bar{J}_i + R_i + S_i \quad (3)$$

式中 w_i 是各个组分的质量分数, S_i 是源项, J_i 是质量分数梯度所引起的扩散通量, R_i 是化学反应的净产生率。

这里需要说明的是,在 GTpower 里采用了完全扫气模型,扫气效率为 99%,故这将使三维模拟的扫气效率比实际值大,导致最后的扫气效率偏高,但本文采用与原型机的对比进行比较分析,因此不影响结构上对扫气效率的影响。仿真得到的缸内压力、扫气口进口和排气口出口压力波动如图 8,这些将作为三维仿真计算的边界条件。

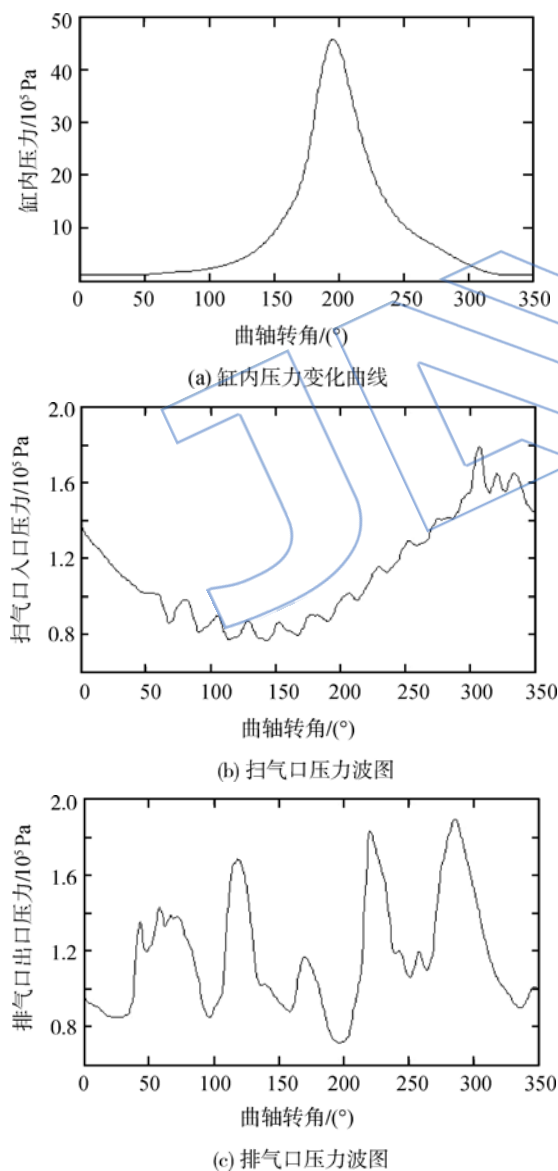


图 8 一维仿真模拟输出结果

Fig. 8 Output results of one-dimensional simulation

计算初始条件除了以上的边界外,缸内初始的废气成分必须作为 CFD 计算的条件,它是本文用于评价扫气效率的标准。计算中假定发动机处于冷态倒拖条件下,混合气由 N_2, CO_2 和 H_2O 三种气体组成^[12],将混合气的各组分看作是理想气体。根据工程热力学原理,对气体混合物的有关参数进行计算,得到缸内各组分的初始质量分数如表 2 所示。

表 2 缸内初始废气组成成分

Table 2 Initial gas components in cylinder

组分	摩尔分数 y_i	分子量 M_i	质量分数 w_i
CO_2	0.13588	44	0.2065
H_2O	0.12251	18	0.0762
N_2	0.74161	28	0.7173

模拟开始时,缸内充满了废气,因此需要对缸内气体成分进行处理,即初始化。由以上的计算知,计算初始时刻,假定缸内废气成分为 CO_2, H_2O 和 N_2 ,各种成分的质量分数分别 0.2065, 0.0762 和 0.7173。

3 不同方案缸内流场比较

在气道不变的情况下,燃烧室结构对缸内气流影响较大,主要体现在活塞对气缸壁上气道口的气流方向和上部燃烧室气流方向的影响。本文模拟时从进气上止点(0°)开始计算。原型机、方案 A、方案 B 在 180° 和 330° 时刻缸内气流矢量图如图 9(俯视图在排气口上方 2 mm)和图 10。由图 9 可知,原型机在排气口上方形成了较大的速度场,有利于废气的排除。方案 A 在排气口上方形成了反向的速度场,阻碍了换气^[13],并且在燃烧室内形成了向上的高速气流区域,在排气口对侧形成 z 方向的涡流,不利于废气向排气口一侧扩散。而方案 B 在 z 方向形成了很小的局部涡流,与原型机较相似。另外,在缸盖上部燃烧室部分,方案 A 中形成了明显的反向气流,导致缸内废气在此区域堆积,而方案 B 避免了这个问题,这在后面将进一步分析验证。因此,方案 B 与原型机气流比较接近,是比较合理的直喷燃烧室结构,后面将进一步评价。

如图 10 所示,原型机的燃烧室内没有形成明显的涡流,方案 A 由于较大的挤气面积,产生了周围指向燃烧室中央的速度场,而没有产生滚流。方案 B 在气缸中央形成了一个滚流,与原型机相

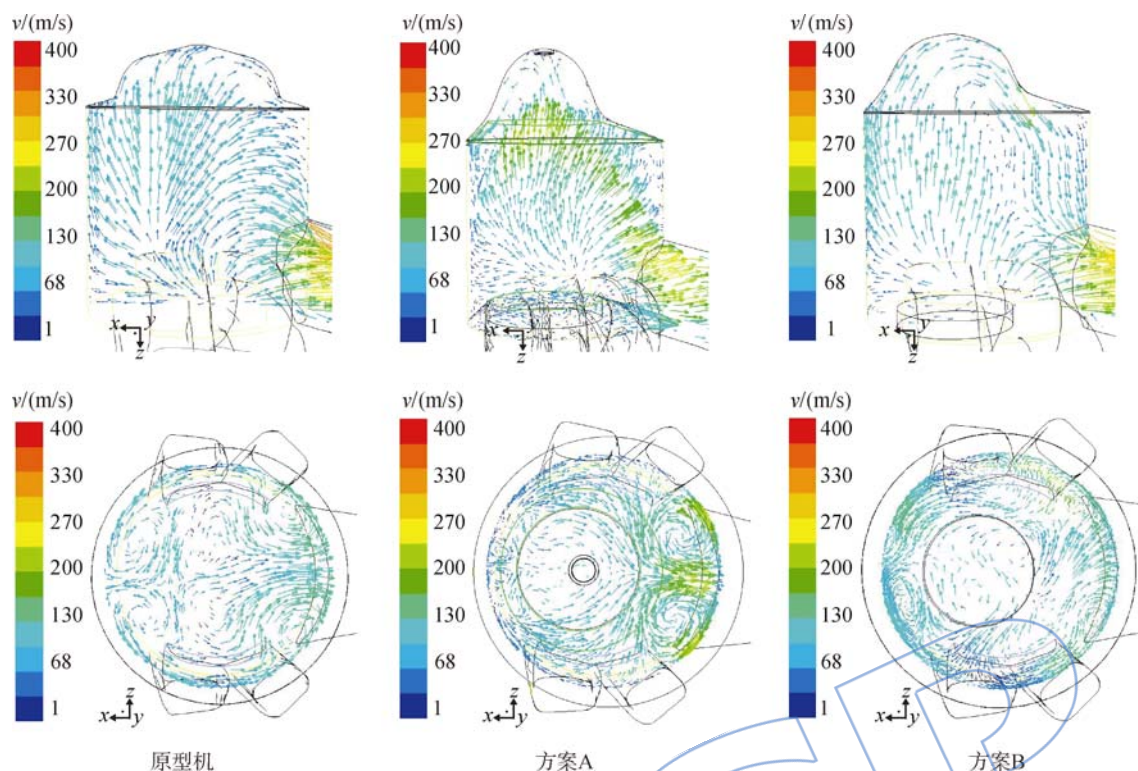


图 9 180°时刻缸内气流矢量图

Fig. 9 Vector diagram of air flow in cylinder at 180°

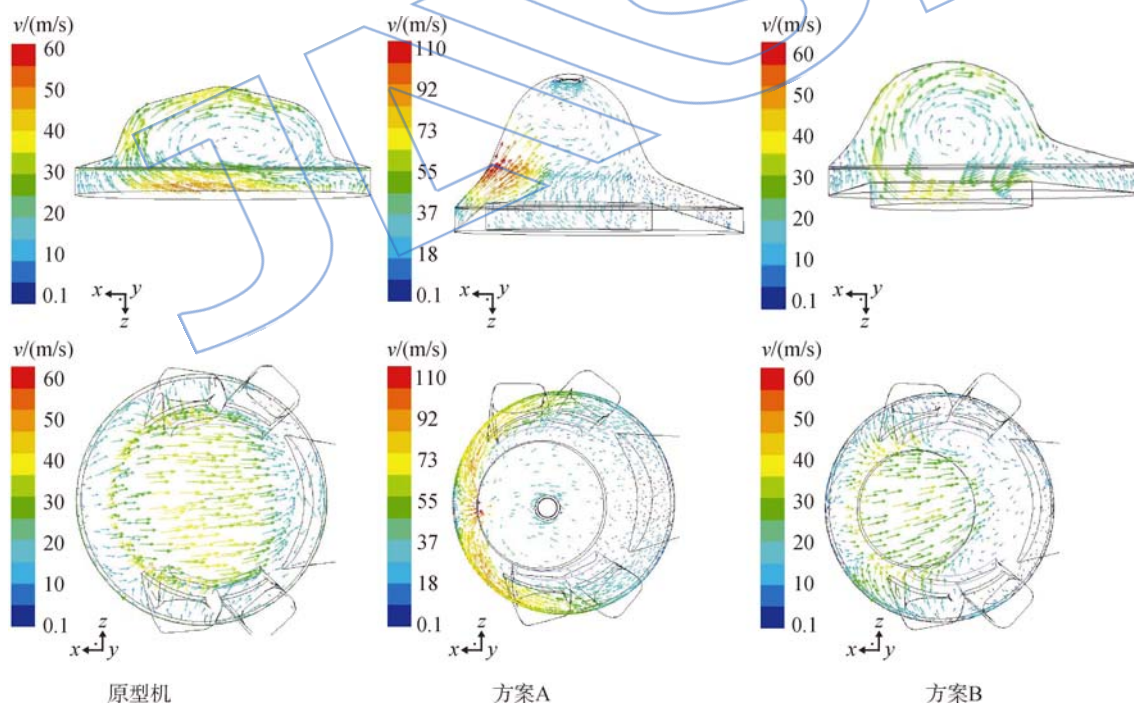


图 10 330°时刻缸内气流矢量图

Fig. 10 Vector diagram of air flow in cylinder at 330°

似,有利于混合气的分层分布.在上止点前 30°时,方案 A 缸盖部分的速度较低,不利于燃烧时火焰传播.因此,综合分析知方案 B 的燃烧室结构更适合实现直喷.

4 xOy 截面的压力分布比较

对于二冲程直喷发动机而言,在缸内组织分层的压力分布对扫气和混合气分布非常重要,三种燃烧室在下止点时刻的压力分布图如图 11.

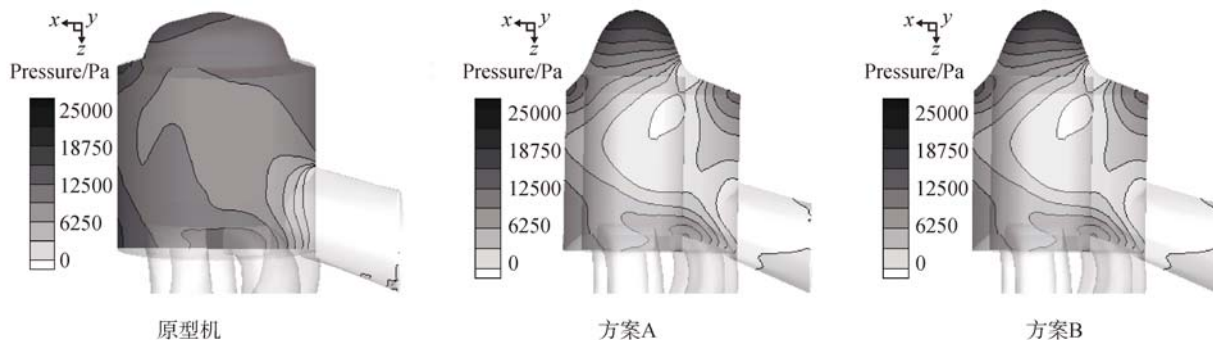


图 11 在下止点时各方案的压力分布比较

Fig. 11 Comparison of pressure at bottom dead center (BDC)

压力分布与缸内的气流矢量图很相符合,在涡流中间将形成低压区.方案 A 在缸内形成的压力分布高低变化不均匀,气缸中央存在低压区,将阻碍废气的排除.方案 B 的压力分布对整个缸内的流场的方向有利.方案 A 在燃烧室顶部产生了高压区域,使残余废气在高压区聚集.比较得知方案 B 与原型机的结果更符合.

5 不同方案扫气效率比较

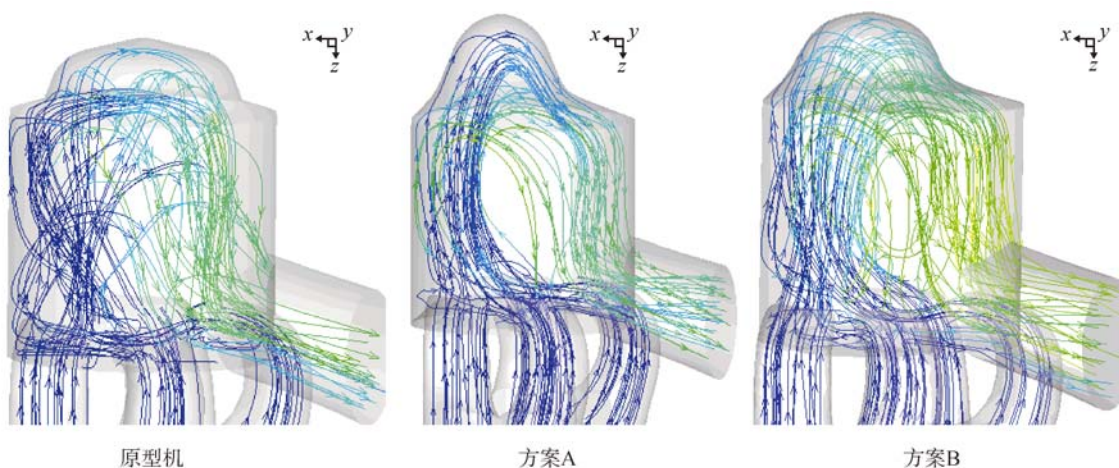
二冲直喷程发动机的换气过程主要分为三个阶段:自由排气、强制排气、过后排气.自由排气阶段主要依靠缸内与排气道出口的压力差来实现排气,此阶段的扫气效率主要取决于排气口的时面值,而排气口的时面值与其角面值成正比,本文排气口位置和排气道结构不变,因而排气口的角面值没有变化,对扫气效率没有影响,因此可以忽略自由排气过程扫气效率的变化.由于强制排气主要是新鲜空气将燃烧室内的废气排挤气缸,所以缸内气流的运动对这一阶段的扫气影响最大,因此本文主要分析强制排气过程燃烧室对扫气的

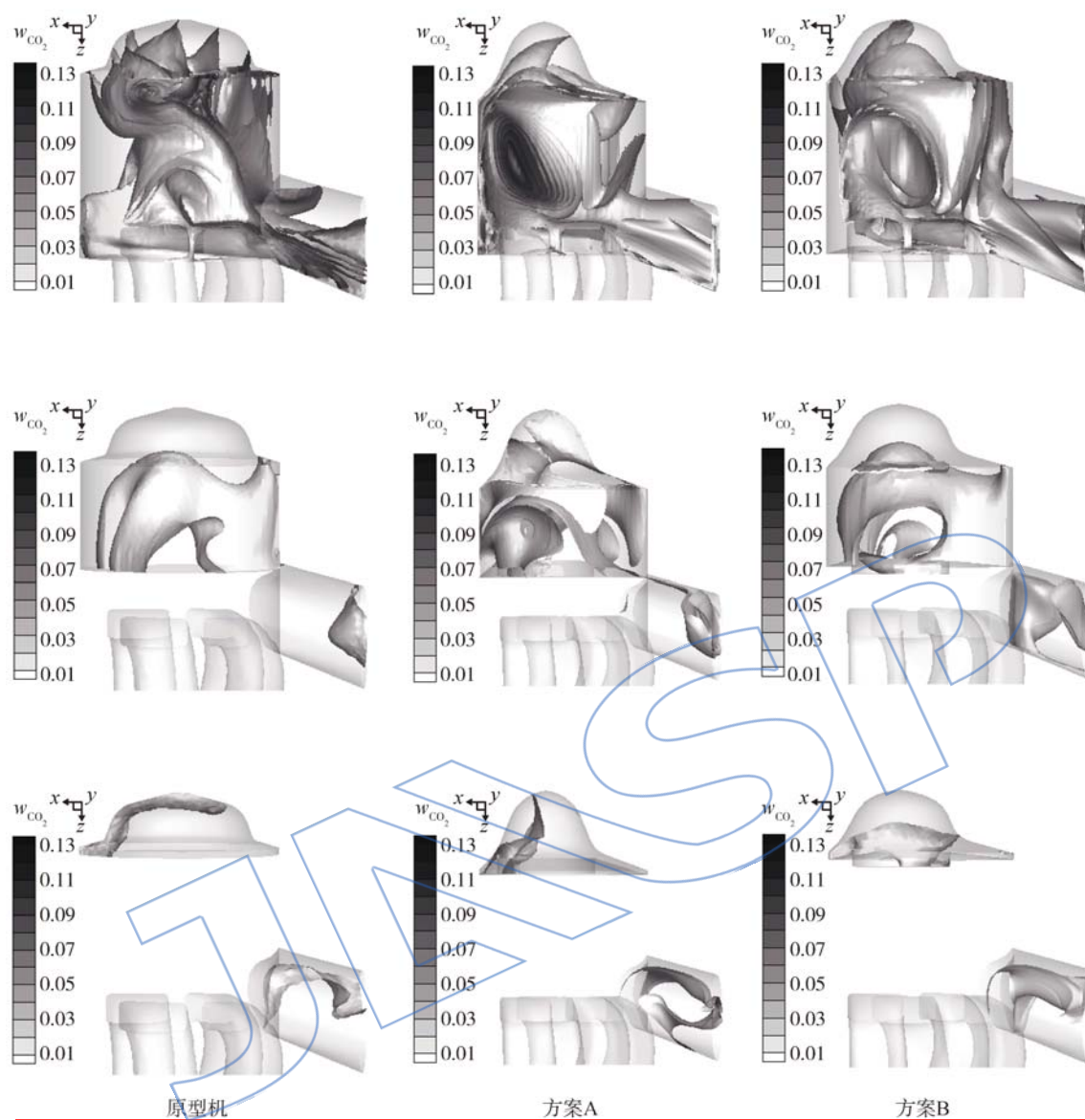
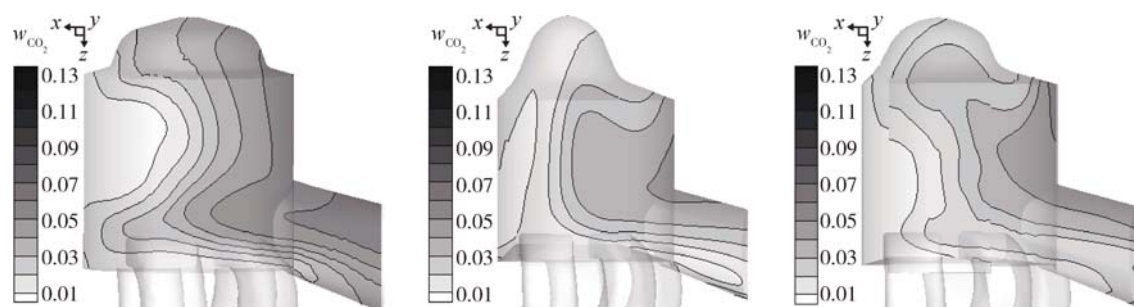
影响.

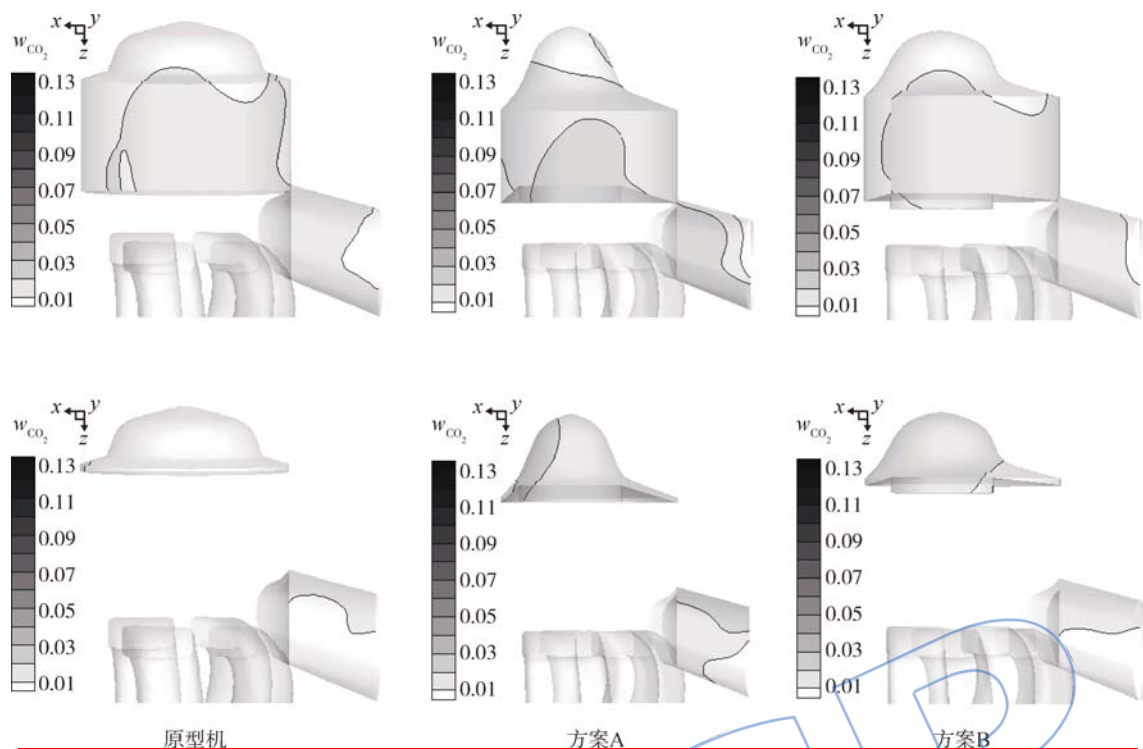
在扫气口打开后,新鲜空气对废气进行排挤,活塞顶面对新鲜空气进入气缸有引导作用,直接影响气流在缸内的运动轨迹,从而影响扫气效率.缸内废气的迹线图可以表示废气的分布^[14].CO₂在缸内的三维流线图如图 12.

由 CO₂ 流线图知,方案 A 由于活塞的引导作用使新鲜气流无法到达扫气道对侧区域,导致废气残留较多;方案 B 的新鲜气流能全部扫过气缸^[15],但时间上比原型机滞后,这也是由于活塞斜面在换气过程中起到了较大作用.缸内 CO₂ 三维等值面图如图 13,二维截面图如图 14,图中颜色的深浅代表 CO₂ 质量分数大小.

由 CO₂ 的等值面和切面图可以看出:方案 A 中残留的废气比方案 B 的多,部分废气无法到达排气口;而方案 B 与原型机相似,不会在缸内形成局部的废气聚集,所以扫气效率比方案 A 高.最后计算得到方案 A 的扫气效率为 87%,方案 B 的扫气效率为 91%,原型机为 92%,因此,方案 B 的结构较符合初步设计要求.

图 12 缸内 CO₂ 流线图Fig. 12 Flow diagram of CO₂ in cylinder

图 13 缸内 CO_2 质量分数等值面图Fig. 13 Contour surface of mass fraction of CO_2 in cylinder

图 14 缸内 CO_2 质量分数截面图Fig. 14 Sectional view of mass fraction of CO_2 in cylinder

6 结 论

综上所述,对于活塞顶面,凹坑的最高点不能太高,方案 A 达到 7 mm,压缩比不变时,挤气厚度降低,挤气面积增大,导致了在上止点时缸内气流加强,气流方向发生剧烈变化,这对燃烧稳定性不利。同时,在换气过程中缸头壁面对气流的引导作用使缸内形成了局部的反向流动,废气残余较多。方案 B 将凹坑最高点降低为 3 mm,扫气得到了改善。另外,缸盖凹坑不宜太高(整个燃烧室高度也不能太高),从方案 A 的 32 mm 变为方案 B 的 24 mm,这使燃烧室上部的速度在整个循环中均匀变化,避免了方案 A 的上部燃烧室废气聚集的现象,并且在压缩后期能形成滚流,有利于在火花塞附近形成较浓的混合气。

因此,二冲程发动机直喷燃烧室的设计时,扫气效率的保证是燃烧室结构设计的前提,评价扫气效率可以从缸内流场、废气流线图、等值面图等多方面进行分析。需要进一步分析的是喷油器、火花塞安装位置及缸内流场对混合气分布的影响。

参考文献:

- [1] Blair G P, Drouin F M M. Relationship between discharge coefficients and accuracy of engine simulation[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 962527, 1996.
- [2] Marek W, Mitianiec W. Reduction of exhaust gas emission in a two-stroke engine with pneumatic fuel injection[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 2168, 2002.
- [3] Drecq D, Benteyn P E. Engine scavenging optimization [R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 1843, 2002.
- [4] Merker G P, Gerstle M. Evaluation on two stroke engines scavenging models[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 970358, 1997.
- [5] Bergman M, Gustafsson R U K. Scavenging system lay-out of a 25cc two-stroke engine intended for stratified scavenging[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 1840, 2002.
- [6] Winkler F, Schmidt S, Schoegl O. Development of a combustion process for a high performance 2-stroke engine with high pressure direct injection[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 2942, 2004.
- [7] Pontoppidan R, Gaviani R. Optimization by CFD simulation of spray formation parameters to adapt direct injection high-pressure fuel injectors to high-speed SI-engines[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 0593, 2004.
- [8] Cathcar G, Dickson G. The application of air-assist direct injection for spark-ignited heavy fuel 2-stroke and 4-stroke engines[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 6580, 2005.
- [9] Mc Elligott S, Douglas R, Kee R J. Stratified scavenging applied to a small capacity two-stroke scooter for the reduction of fuel consumption and emissions[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 3271, 1999.
- [10] 陈登. 二冲程缸内直喷汽油机扫气和喷油过程的多维数值模拟[D]. 天津: 天津大学, 2005.

- CHEN Deng. Multi-dimensional numerical simulation of scavenging and injection process of 2-stroke direct injection engine[D]. Tianjin: Tianjin University, 2005. (in Chinese)
- [11] Cunningham G, Kee R J. CFD prediction of crankcase flow regimes in a crankcase scavenged 2-stroke engine[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 970361, 1997.
- [12] 蒋炎坤, 钟毅芳, 罗马吉. 二冲程发动机扫排气道-缸内系统三维瞬态数值模拟研究[J]. 内燃机学报, 2001, 19(2): 159-164.
- JIANG Yankun, ZHONG Yifang, LUO Maji. Research of three dimensional transient numerical simulation of scavenging-exhaust duct and cylinder system of two-stroke [J]. Transactions of Csice, 2001, 19(2): 159-164. (in Chinese)
- [13] 刘兵, 杨迪. 二冲程汽油机扫气过程多维数值模拟[J]. 西安交通大学学报, 1999, 33(1): 69-72.
- LIU Bing, YANG Di. Multi-dimensional numerical simulation of scavenging process of two stroke gasoline engine [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1999, 33(1): 69-72. (in Chinese)
- [14] Raghunathan B D, Kenny R G. CFD simulation and validation of the flow within a motored two-stroke engine[R]. Society of Automotive Engineers (SAE) 970359, 1997.
- [15] 由丽卿, 毛华永, 黄宜谅. 二冲程发动机扫气过程试验方法的研究[J]. 内燃机工程, 1996, 17(3): 58-65.
- YOU Liqing, MAO Huayong, HUANG Yiliang. Research of test method of scavenging process of two-stroke gasoline engine [J]. Internal Combustion Engine Engineering, 1996, 17(3): 58-65. (in Chinese)