

文章编号:1000-8055(2013)08-1711-08

气口布置对进气涡流及扫气品质的影响

曹娇坤, 丁水汀, 杜发荣, 王振宇

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 采用数值方法研究了气口布置对进气涡流及换气品质的影响, 建立了缸内过程的三维瞬态数值模型, 通过改变气口平射角引入进气涡流, 根据归一化缸内二氧化碳质量分数评价扫气品质, 对比了不同气口布置角度下的涡流比及扫气品质。结果表明: ①改变气口平射角能够产生包括涡流在内的旋转流动, 涡流持续到上止点附近, 并近似为刚体涡; ②进气涡流造成扫气过程中期短路损失, 并使 CO_2 聚集于旋转区域中心; ③扫气口仰角变大或排气口沿旋转流动方向远离扫气口, 能够抑制短路; 扫气口平射角减小时, 上止点附近的涡流比降低, 短路损失增大。

关 键 词: 气口布置; 二冲程重油航空活塞发动机; 进气涡流; 扫气品质; 数值方法

中图分类号: V234.1

文献标志码: A

Effects of porting arrangements on intake swirl and scavenging performance

CAO Jiao-kun, DING Shui-ting, DU Fa-rong, WANG Zhen-yu

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Effects of porting arrangements on intake swirl and scavenging performance were investigated numerically. A three-dimensional transient numerical model was established for the in-cylinder processes. Intake swirl was introduced by changing port tangential inclinations and scavenging performance was evaluated by normalized carbon dioxide mass fraction. The intake swirl intensity and scavenging performance with different porting arrangements were compared. The results show: (1) Rotation flow including swirl can be generated by port tangential inclination arrangements, and the swirl approximates to solid-body swirl approaching the top dead center. (2) Intake swirl results in short-circuiting during the scavenge processes and a concentrated carbon dioxide central core. (3) The short-circuiting can be reduced by increasing the axial inclination of inlet ports or extending the distance between inlet and exhaust ports in the flow direction. Swirl intensity can be decreased by reducing scavenge port tangential inclinations, leading to increase of short-circuiting.

Key words: porting arrangements; two-stroke diesel aero-engine;
intake swirl; scavenging performance; numerical simulation

收稿日期: 2012-07-20

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130802.1224.201308.1711_005.html

作者简介: 曹娇坤(1986—), 男, 河北唐山人, 博士生, 主要从事发动机气动热力学研究。

在轻型通用飞机及中小型无人机的动力装置中,航空活塞发动机占据着统治地位^[1].为适应新型燃料政策^[2],新型二冲程重油航空活塞发动机成为各国研究开发的热点^[3-4].扫气方式是二冲程发动机设计关键点之一,直接影响到二冲程重油航空活塞发动机的燃油经济性^[5].

对于一般扫气方式,已经有很多实验及数值研究^[6-8].Sweeney等^[9]采用软件Phoenixs计算了回流扫气稳态扫气的流场.Ahmadi-Befrui等^[10]研究了在扫气过程中形成的回流和旋涡对扫气效率的影响.Creaven等^[11-12]研究了曲轴箱扫气发动机倒拖工况下扫气道内的气流流动及扫气过程的缸内气体流动.Heywood和Sher^[8]对二冲程发动机一般扫气方式的实验设计、测试方法和数值模型进行了详细的介绍.并且,计算流体力学(CFD)已经成为新型发动机换气过程的有效设计手段.Goldsborough等^[13]采用CFD计算研究了自由活塞均质压燃发动机的扫气过程.Mao等^[14]对自由活塞直线电动机的二冲程扫气过程进行了CFD计算.上述研究大部分针对横流扫气、回流扫气或者直流扫气,一般横流扫气和回流扫气气口布置简单,不组织进气涡流,扫气效率较低;直流扫气的扫气效率较高,组织进气涡流,但需采用更加复杂的结构形式.二冲程重油航空活塞发动机应采用横流扫气和回流扫气的简单气口布置,而且为改善二冲程重油航空活塞发动机燃油与新鲜充量的混合,合理的进气涡流是有效手段之一^[6].然而对采用横流扫气或回流扫气气口布置并组织进气涡流的扫气方式研究较少.Shimada^[15]提出非对称回流扫气形式能够提高扫气效率并提高部分负荷的汽油发动机工作性能,但并未对其机理进行研究.

本文针对二冲程重油航空活塞发动机的需求,基于横流扫气、回流扫气的气口布置,采用数值方法研究了气口布置对进气涡流及换气品质的影响机理,得到了引入进气涡流后,缸内气体组织和换气过程的基本特点,并重点分析了不同气口布置角度对进气涡流及扫气品质的影响.

1 模型描述

本文研究的发动机为二冲程重油航空活塞发动机,燃料采用缸内直喷,燃烧室为浅坑型.发动机几何及运行参数如表1所示.本文在表示相位时,曲轴角度参考上止点(TDC)或下止点(BDC),

包括上止点后(aTDC)、上止点前(bTDC)、下止点后(aBDC)和下止点前(bBDC).气口布置如图1所示.换气品质通过换气终了状态下的扫气评价参数^[8]来评定,包括充气效率 η_c 、扫气效率 η_s 和给气比 λ ,定义分别为

$$\eta_c = \frac{m_a}{m_0} \quad (1)$$

$$\eta_s = \frac{m_a}{m_a + m_b} \quad (2)$$

$$\lambda = \frac{m_i}{m_0} \quad (3)$$

其中 m_a 为扫气结束后保留在气缸内的新鲜充量质量; m_0 为进气状态下充满有效工作容积的充量质量; m_b 为扫气结束后保留在气缸内的 CO_2 质量; m_i 为扫气结束后流过扫气口新鲜充量的总质量.涡流强度用涡流比 R 来衡量

$$R = \frac{\omega}{N} \quad (4)$$

其中 ω 为刚体涡角速度; N 为曲轴角速度.对于单一气口,其仰角及平射角如图2所示.对于多气口布置,每一个气口采用与单气口布置相似的几何参数,进排气口沿周向的布置如图3所示.

表1 发动机参数
Table 1 Parameters of engine

参数	数值
缸径/mm	85
行程/mm	80
扫气口面积/ mm^2	320
排气口面积/ mm^2	600
扫气口开启角度(aTDC)/ $^\circ$	137
排气口开启角度(aTDC)/ $^\circ$	112
有效压缩比	16
转速/(r/min)	2400

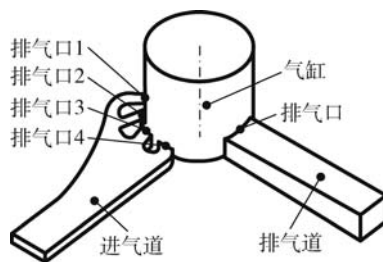


图1 气口布置示意图

Fig. 1 Schematic arrangements of ports

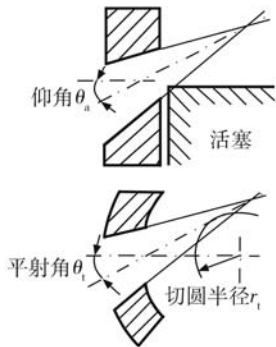
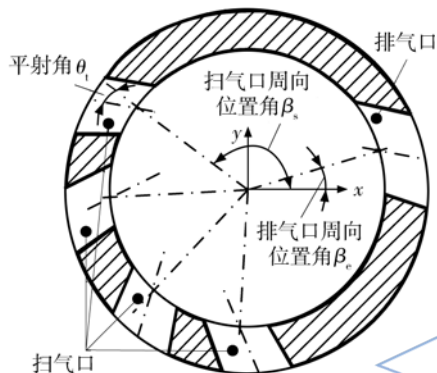
图 2 气口仰角及平射角^[8]Fig. 2 Axial inclination and tangential inclination of port^[8]

图 3 进排气口周向布置

Fig. 3 Position of ports in circumferential direction

2 计算方法

采用三维瞬态计算方式,计算域包括进气道、气缸容积、燃烧室、排气管的流体部分.湍流模型采用 renormalization group(RNG) $k-\epsilon$ 模型及标准壁面函数^[16].压力-速度耦合采用 semi-implicit method for pressure linked equation (SIMPLE) 算法^[17].动量方程、能量方程和湍流方程采用 1 阶迎风格式,时间离散采用 1 阶隐式格式^[7].采用离散相液滴模型对燃油液滴进行模拟, Wave Breakup 模型模拟燃油液滴破碎,考虑液滴碰撞及壁面附着、蒸发.燃烧模型采用概率密度函数(PDF),采用快速反应假设,不计中间产物^[18].对于活塞环位置的漏气采用一维模型处理.设每一循环在排气口打开之前缸内 CO_2 气体质量分数为 w^* ,在换气过程中 CO_2 气体质量分数为 $w(t)$,利用 CO_2 归一化质量分数 $w(t)/w^*$ 及质量分数分布进行换气品质的评价.

采用变时间步长方法,根据循环的不同阶段采用不同步长.在进排气口开闭过程中,局部气流速度及其变化较大,为防止发散,采用较小步长^[19].

在上止点附近的放热过程中亦采用较小步长.而在其他阶段,采用较大步长以节省计算时间.最大时间步长 0.5° 曲轴转角,最小步长 0.05° 曲轴转角.由于在二冲程发动机中,上一循环流动对本次循环的影响较大,故采用多次循环的计算方法,当循环差异缩小到一定值时,认为循环达到稳定.判断变量包括进排气质量流量和换气结束后的缸内气体质量^[13],并以最后一循环数据作为计算结果.

进排气口采用压力边界条件,并保持压力恒定不变.进排气管为绝热边界条件,考虑缸内气体与缸盖、缸壁、活塞顶部的对流换热,分别设定壁面温度^[7].计算网格采用六面体网格.

3 网格无关解及验证

采用 4 种不同的网格数目进行网格无关解测试,网格数目如表 2 所示.经计算发现,第 3 种网格(Case 3)与第 4 种网格(Case 4)所计算的 CO_2 质量分数相差在 1% 以内,符合作为网格无关解的条件,选取第 3 种网格(Case 3)作为计算网格.为进一步验证本文计算方法及模型参数的合理性,将采用本文计算方法得到的结果与文献[20]的实验结果及计算模型结果进行了对比,如图 4 所示.可以看出,本文三维 CFD 计算结果与实验结果符合较好,较文献[20]中的一维模型有较大改进.本文以下部分的模型参数及边界条件如表 3 所示.

表 2 网格无关解分析采用的网格数目

Table 2 Cells number for grid independence study

	TDC 单元数目	BDC 单元数目
Case 1	391 888	81 328
Case 2	989 860	156 025
Case 3	1 482 962	390 482
Case 4	2 258 887	617 598

表 3 模型参数及边界条件

Table 3 Model parameters and boundary conditions

计算参数或边界条件	取值或说明
气体成分	空气(N_2, O_2), 理想气体
入口总压/ 10^5 Pa	1.8
出口静压/ 10^5 Pa	0.8
入口气体温度/K	330
缸盖温度/K	600
缸壁温度/K	450
活塞顶部温度/K	600

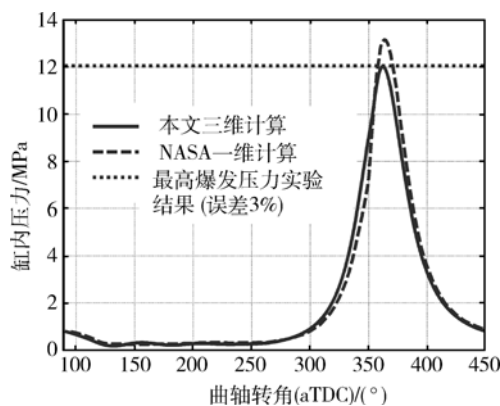


图 4 缸内压力随曲轴转角变化计算结果
与实验结果^[20]的对比

Fig. 4 Comparison of simulation and experimental
results^[20] for in-cylinder pressure
varying with crank angle

4 结果及讨论

4.1 缸内气流组织方式

图 5 为下止点附近缸内流线,图 6 为换气结束时缸内不同横截面归一化的 CO_2 质量分数分布,图中 A, B, C 距缸盖底面距离分别为 10, 30, 50 mm. 在扫气口开启之后,扫气气流经气口进入气缸,由于速度相对气缸轴线存在切向分量,导致缸内气体产生绕气缸轴线的旋转运动,即旋流. 气流进入气缸后,速度发生衰减. 当气流到达缸盖时,受结构影响,部分气流会向下折返,产生绕垂直气缸轴线方向旋转的滚流. 这两种运动的合成使得缸内气流的旋转方向偏离气缸轴线方向.



图 5 下止点附近缸内流线
(曲轴转角为 176.5° , aTDC)

Fig. 5 In-cylinder stream line near BDC
(crank angle of 176.5° , aTDC)

这种运动形式在排气口关闭直至上止点前仍然存在. 图 7 为上止点前曲轴转角为 5° 时燃烧室内不同半径处速度分布 (采用燃烧室开口半径归

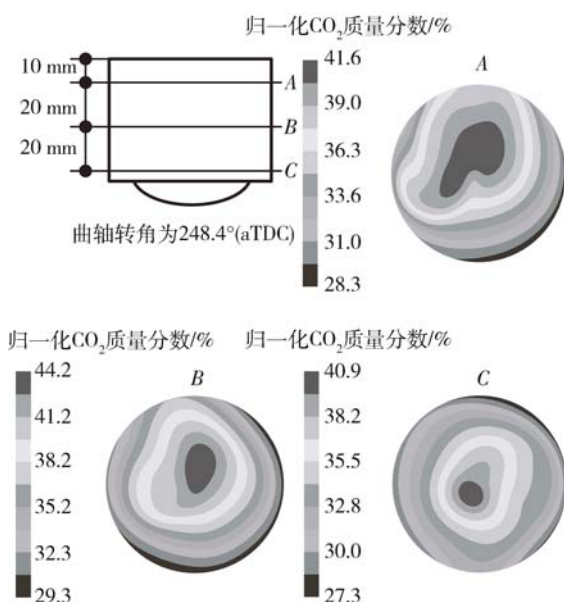


图 6 换气结束时缸内不同横截面归一化的 CO_2
质量分数分布

Fig. 6 Normalized CO_2 mass fraction distribution at
different cross sections at end of
gas exchange processes

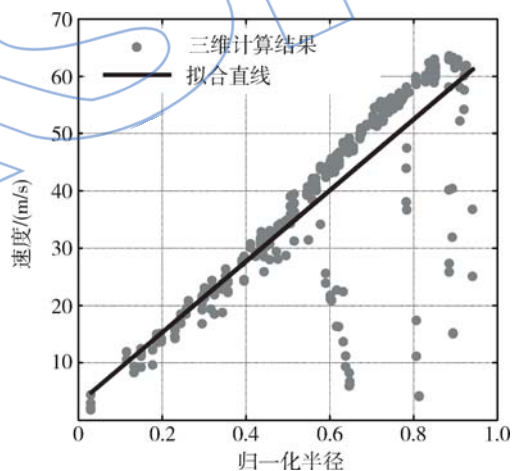


图 7 上止点前曲轴转角为 5° 时燃烧室内不同半径处
速度分布

Fig. 7 Velocity magnitude as a function of normalized
radius across the combustion chamber
at crank angle of 5°
(bTDC)

一化). 可以看出,在远离壁面的空间内,某点处的速度大小与该点所处的半径位置成正比. 图 8 为上止点前曲轴转角为 5° 时燃烧室内旋度大小以及旋度分量沿半径分布 (其中 y 方向为气缸轴线方向,采用燃烧室开口半径归一化),可以看出,在远离壁面的空间内,某点处的旋度大小与该点所处的半径位置无关,而其轴向分量大小远大于其

他两个方向的分量. 从速度与旋度的分布情况可以判断,由扫气产生的旋转运动一直持续到上止点附近,在上止点附近,主体运动方式以涡流为主,并近似为刚体涡. 这一点与四冲程发动机的结论是一致的^[7].

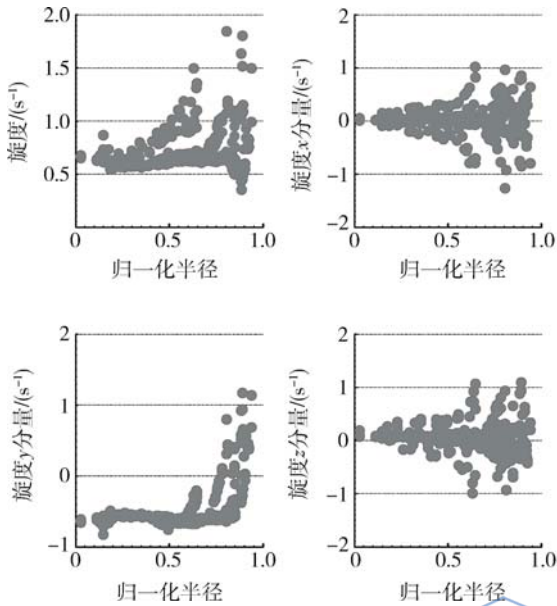


图 8 上止点前曲轴转角为 5°时燃烧室内旋度大小以及旋度分量沿半径分布

Fig. 8 Vorticity magnitude and components as a function of normalized radius across combustion chamber at crank angle of 5° (bTDC)

图 9 为换气过程中归一化缸内 CO_2 质量分数与排气 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化. 在扫气气流进入气缸的初始阶段,由排气口排出的气体全部为 CO_2 ,扫气过程类似于全层流扫气过程. 随着新鲜充量与 CO_2 掺混程度不断增加,由排气口排出的 CO_2 质量分数逐渐降低,接近于全混流扫气过程. 然而,在排气中期的一段时间内,排气中的 CO_2 质量分数远低于缸内平均 CO_2 质量分数,与短路类似. 这是由扫气气流组织决定的:扫气气流沿缸壁运动到排气口附近时,直接从排气口排出. 随着扫气气流与缸内 CO_2 掺混程度的不断加强,排气中的 CO_2 质量分数恢复到缸内水平. 当扫气口关闭后,气流仍保持旋转运动. 在气流旋转过程中,高质量分数 CO_2 区域温度较高,密度较低,集中在旋转中心,而 CO_2 质量分数较低区域温度较高,密度较低,分布在外围,部分经排气口排走,又一次短时期接近于短路. 这种密度分布及流动形式造成高质量分数 CO_2 区域在排

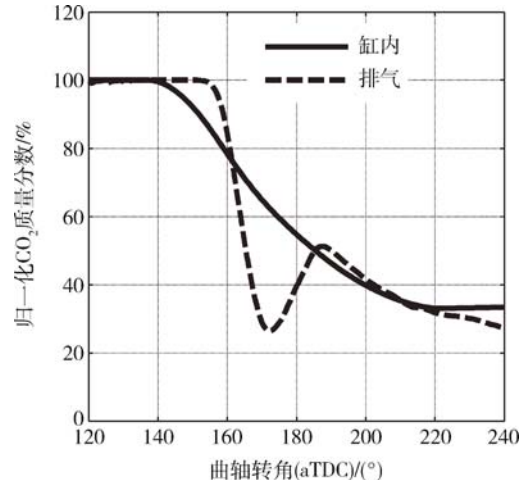


图 9 换气过程中归一化缸内 CO_2 质量分数与排气 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化

Fig. 9 Normalized in-cylinder CO_2 mass fraction and exhaust CO_2 mass fraction varying with crank angle during gas exchange processes

气后期的“锁定”. 这一点与直流扫气方式类似^[5].

从上面分析可以看出,旋流式扫气过程的主体流动是旋转流动,且包含涡流和滚流两种分量. 这种流动形式影响了上止点附近燃烧室内的涡流比,也决定了换气品质. 要从气流组织的角度提高换气品质,一方面要减少扫气过程中期及后期的短路损失,另一方面要减弱旋转运动对高质量分数 CO_2 区域的“锁定”作用.

4.2 扫气口仰角对换气品质的影响

表 4 是不同扫气口仰角的气口计算参数,计算结果如图 10 和表 5 所示. 其中图 10 为不同扫气口仰角时,缸内平均 CO_2 质量分数及排气 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化,表 5 为不同扫气口仰角时的换气品质. 可以看出,当扫气口仰角变大(扫气口上仰)时,扫气中期的短路发生时刻向后延迟,短路幅度得到抑制,但最终的残余 CO_2 系数却偏大. 这主要是由于扫气口仰角变大导致有

表 4 不同扫气口仰角的气口计算参数 (单位: (°))

Table 4 Simulation parameters of different scavenge port axial inclinations (unit: (°))

	Case 1	Case 2
扫气口 1 仰角 θ_a	6.50	31.50
扫气口 2 仰角 θ_a	6.50	31.50
扫气口 3 仰角 θ_a	6.50	31.50
扫气口 4 仰角 θ_a	6.50	31.50

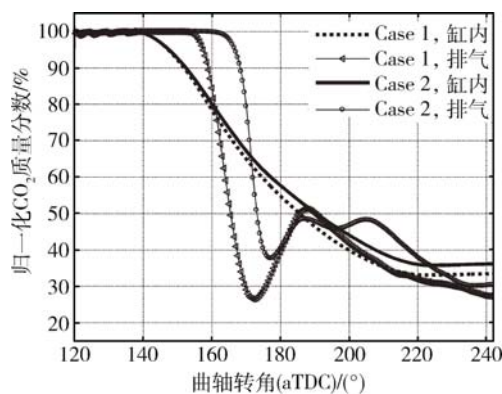


图 10 不同扫气口仰角时,缸内平均 CO_2 质量分数及排气 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化

Fig. 10 Normalized in-cylinder CO_2 mass fraction and exhaust CO_2 mass fraction varying with crank angle during gas exchange processes for different scavenge port axial inclinations

表 5 不同扫气口仰角时的换气品质

Table 5 Scavenging performance for different scavenge port axial inclinations

	Case 1	Case 2
充气效率 η_c	0.671	0.627
扫气效率 η_s	0.665	0.638
给气比 λ	1.065	0.988

效流通面积减小造成的(保持实际气口面积不变). 进气质量流量减小,造成给气比降低.

4.3 排气口周向角的影响

保持扫气口周向角不变,改变排气口的周向位置,具体参数如表 6 所示,当排气口周向角变小时,排气口沿旋转流动方向“远离”扫气口. 不同情况下缸内平均 CO_2 质量分数及排气 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化如图 11 所示. Case 2 中排气口的周向角的绝对值大于 Case 1,也就是 Case 2

表 6 不同排气口周向位置的气口计算参数 (单位:°)

Table 6 Simulation parameters of different exhaust port circumferential positions (unit:°)

	Case 1	Case 2
扫气口 1 周向角 β_1	142.20	142.20
扫气口 2 周向角 β_2	172.20	172.20
扫气口 3 周向角 β_3	202.20	202.20
扫气口 4 周向角 β_4	232.20	232.20
排气口周向角 β_e	-5.00	-37.74

中排气口的周向位置更加“远离”扫气口,从缸内平均 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化情况可以看出,当排气口“远离”扫气口时,扫气结束后的缸内平均 CO_2 质量分数较低. 从排气 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化情况可以看出,当排气口“远离”扫气口时,扫气中期的发生短路时刻向后延迟,短路程度也有所减轻,进而减少了新鲜充量的流失.

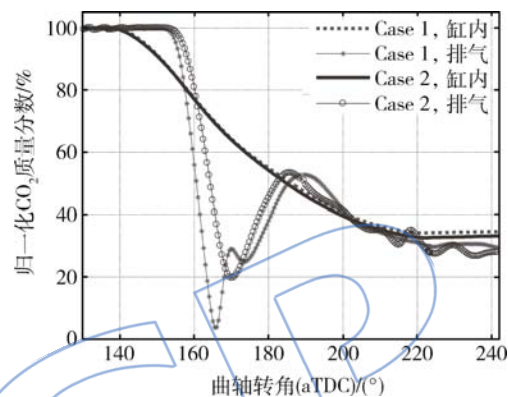


图 11 不同排气口周向位置时,缸内平均 CO_2 质量分数及排气 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化

Fig. 11 Normalized in-cylinder CO_2 mass fraction and exhaust CO_2 mass fraction varying with crank angle during gas exchange processes for different exhaust port circumferential positions

4.4 扫气口平射角的影响

保持排气口位置不变并保持扫气口的周向位置角不变,改变扫气口的平射角,具体参数如表 7 所示. 当扫气口的平射角减小时,扫气口进气方向逐渐指向气缸轴线方向,当平射角变为负值时,扫气口进气方向向反方向远离气缸轴线方向. 图 12 为扫气口平射角改变时,缸内平均 CO_2 质量分数

表 7 不同扫气口平射角的气口计算参数 (单位:°)

Table 7 Simulation parameters of different scavenge port tangential inclinations (unit:°)

	Case 1	Case 2
扫气口 1 平射角 θ_1	43.00	43.00
扫气口 2 平射角 θ_2	28.00	28.00
扫气口 3 平射角 θ_3	28.00	28.00
扫气口 4 平射角 θ_4	28.00	-13.71
排气口平射角 θ_e	0	0

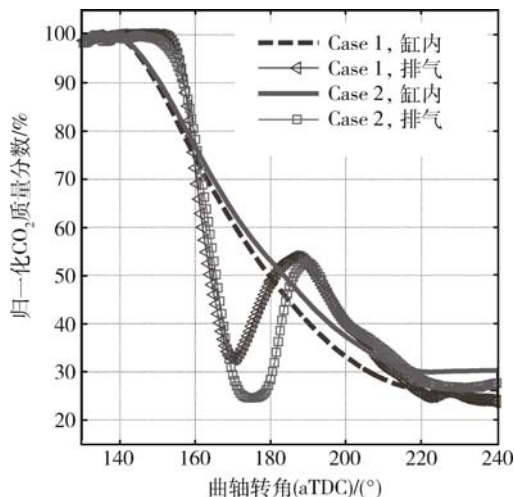


图12 不同扫气口平射角时,缸内平均 CO_2 质量分数及排气 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化

Fig. 12 Normalized in-cylinder CO_2 mass fraction and exhaust CO_2 mass fraction varying with crank angle during gas exchange processes for different scavenge port tangential inclinations

及排气 CO_2 质量分数随曲轴转角的变化。可以看出,当平射角变为负值时,扫气过程中期的短路损失增大,主要原因是扫气口进气方向靠近排气口,导致新鲜充量流失。

不同情况下上止点前燃烧室内平均涡流比如表8所示。可以看出,当扫气口的平射角减小直至负值时,涡流强度将明显降低。

表8 不同扫气口平射角时,上止点前曲轴转角为 5° 时燃烧室内平均涡流比

Table 8 Average swirl ratio in combustion chamber at crank angle of 5° (bTDC) for different scavenge port tangential inclinations

	平均涡流比
Case 1	12.353
Case 2	6.864

5 结 论

1) 通过气口布置能够产生并影响进气涡流,扫气过程中期及后期会出现短路损失,旋转运动对高质量分数 CO_2 区域有“锁定”作用。

2) 当扫气口仰角变大(扫气口上仰)时,扫气中期的短路发生时刻向后延迟,短路幅度得到抑制,但有效流通面积减小,进气质量流量减小,造

成给气比降低。

3) 当扫气口平射角减小时,上止点附近的涡流比降低;扫气过程中期的短路损失增大。

4) 当排气口周向角变小,扫气中期的发生短路的时刻向后延迟,短路损失减小。

参考文献:

- [1] Burkardt L A. General aviation light aircraft propulsion: from the 1940's to the next century[R]. AIAA-1998-3116,1998.
- [2] Korres D M, Karonis D, Lois E, et al. Aviation fuel JP-5 and biodiesel on a diesel engine[J]. Fuel, 2008, 87(1): 70-78.
- [3] Cambone S A, Krieg K J, Pace P, et al. Unmanned aircraft systems (UAS) roadmap 2005-2030[R]. Washington, US: Secretary of Defense, 2005.
- [4] Rozenkranc M, Ernst J. Tactical UAV engines integration in IAI[R]. AIAA 2003-6534, 2003.
- [5] Eran S. Scavenging the two-stroke engine[J]. Progress in Energy and Combustion Science, 1990, 16(2): 95-124.
- [6] Heywood J B. Internal combustion engine fundamentals [M]. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [7] Payri F, Benajes J, Margot X, et al. CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines[J]. Computers & Fluids, 2004, 33(8): 995-1021.
- [8] Heywood J B, Sher E. The two-stroke cycle engine, its development, operation, and design [M]. Philadelphia, US: Taylor & Francis, 1999.
- [9] Sweeney M, Swann G, Kenny R, et al. Computational fluid dynamics applied to two-stroke engine scavenging [R]. SAE Technical Paper 851519, 1985.
- [10] Ahmadi-Befrui B, Brandstatter W, Kratochwill H. Multidimensional calculation of the flow processes in a loop-scavenged two-stroke cycle engine[R]. SAE Technical Paper 890841, 1989.
- [11] Creaven J P, Kenny R G, Fleck R, et al. A computational and experimental study of the scavenging flow in the transfer duct of a motored two-stroke cycle engine [J]. Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(9): 1017-1031.
- [12] Creaven J P, Fleck R, Kenny R G, et al. Laser Doppler velocimetry measurements of flow within the cylinder of a motored two-stroke cycle engine-comparison with some computational fluid dynamics predictions [J]. International Journal of Engine Research, 2003, 4(2): 103-128.
- [13] Goldsborough S, Van Blarigan P. Optimizing the scavenging system for a two-stroke cycle, free piston engine for high efficiency and low emissions: a computational approach[R]. SAE Technical Paper 2003-01-0001, 2003.
- [14] Mao J, Zuo Z, Li W, et al. Multi-dimensional scavenging analysis of a free-piston linear alternator based on numerical simulation [J]. Applied Energy, 2011, 88(4): 1140-

- 1152.
- [15] Shimada M. A study of stratified scavenging type in two cycle gasoline engine[J]. JSAE Review, 1998, 19(3): 277-279.
- [16] Payri F, Galindo J, Climent H, et al. Optimisation of the scavenging and injection processes of an air-assisted direct fuel injection 50cc 2-stroke S. I. engine by means of modeling[R]. SAE Technical Paper 2001-01-1814, 2001.
- [17] Rakopoulos C D, Kosmadakis G M, Dimaratos A M, et al. Investigating the effect of crevice flow on internal combustion engines using a new simple crevice model implemented in a CFD code[J]. Applied Energy, 2011, 88(1): 111-126.
- [18] Mohamed Ismail H, Ng H K, Gan S. Evaluation of non-premixed combustion and fuel spray models for in-cylinder Diesel engine simulation[J]. Applied Energy, 2012, 90(1): 271-279.
- [19] Versteeg H K, Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics; the finite volume method[M]. New York: Pearson Education Ltd. , 2007.
- [20] Freen P D, Berenyi S G, Brouwers A P, et al. Lightweight two-stroke cycle aircraft Diesel engine technology enablement program[R]. NASA-CR-174923-VOL-3, 1985.

JASR