

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2022.008

废气入射管道参数对缸内 EGR 分层的影响

杨川¹, 廖勇¹, 杜永波¹, 李元栋², 张力¹

(1. 重庆大学机械与运载工程学院, 重庆 400044; 2. 重庆招商局检测车辆技术研究院有限公司, 重庆 401122)

摘要:为了在某款摩托车汽油机缸内实现废气再循环 (exhaust gas recirculation, EGR) 分层以减少泵气损失, 降低 NO_x 排放, 将原有的进气旁通系统改造为 EGR 系统, 使用 GT-POWER 模型求解出 3 000 r/min、60 mg 进气量工况下废气入射管道以及进排气道的边界条件和初始条件, 并将这些条件导入发动机的 CONVERGE 模型中进行计算, 通过对比不同废气入射管径、不同安装角度、不同安装距离条件下的缸内流动特性、缸内速度场以及缸内废气质量分数分布, 确定了最佳废气入射管道参数。结果表明: 在 3 000 r/min、60 mg 进气量工况下, 当废气入射管径为 5 mm, 入射角度为 17.5°, 安装距离为 22 mm 时, 气缸内能实现 EGR 分层。

关键词: EGR 分层; 汽油机; CONVERGE 仿真

中图分类号: TK413.4

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2024)01-021-10

Effect of exhaust gas incident pipe parameters on EGR stratification in cylinder

YANG Chuan¹, LIAO Yong¹, DU Yongbo¹, LI Yuandong², ZHANG Li¹

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China;

2. China Merchants Testing Certification Vehicle Technology Research Institute Co., Ltd.,

Chongqing 401122, P. R. China)

Abstract: To realize exhaust gas recirculation (EGR) stratification in the cylinder of a motorcycle gasoline engine, so as to reduce pump air loss and NO_x emission, the intake bypass system in the original engine was transformed into an EGR system. The boundary conditions and initial conditions of the exhaust incident pipe, inlet and exhaust ducts under 3 000 r/min and 60 mg intake air were solved by using the GT-POWER model. These conditions were imported into the CONVERGE model of the engine for calculation, and the exhaust gas incident pipe parameters were determined by comparing the flow characteristics, velocity field and exhaust gas mass fraction in the cylinder under different exhaust gas incident pipe diameters, installation angles and installation distances. The results show that under the condition of 3 000 r/min and 60 mg intake air, EGR stratification can be realized in the cylinder when the exhaust gas incident pipe diameter is 5 mm, the incident pipe inclination angle is 17.5° and the

收稿日期: 2022-03-07 网络出版日期: 2022-04-15

基金项目: 重庆市研究生科研创新项目 (CYS20017); 重庆市技术创新与应用发展专项面上项目 (cstc2019jcsx-msxmX0016)。

Supported by the Graduate Scientific Research and Innovation Foundation of Chongqing (CYS20017), and the Chongqing Technology Innovation and Application Development Special Support Project (cstc2019jcsx-msxmX0016).

作者简介: 杨川 (1996—), 男, 硕士研究生, 主要从事发动机节能减排研究, (E-mail) 1070537232@qq.com。

installation distance is 22 mm.

Keywords: EGR (exhaust gas recirculation) stratification; gasoline engine; CONVERGE simulation

废气再循环(exhaust gas recirculation, EGR)技术逐渐被应用于汽油机上,以应对日趋严格的油耗和排放法规^[1]。EGR技术能降低发动机的泵气功和传热损失,增加进气充量的比热比^[2],抑制发动机的爆震^[3],提高发动机的效率^[4-5]。太高的EGR率会阻碍火焰传播,影响燃烧速度,甚至在小负荷高EGR率的工况下发生失火;但小负荷下更需要提高EGR率来降低泵气功,而EGR分层能解决这个问题。通过采用特殊的EGR结构以及合适的参数来实现缸内EGR分层,可以减少废气对火焰传播的干扰,提高发动机对EGR的容忍度。

国外对分层EGR的研究开始得较早。Ricardo公司在1992年提出CCVS系统,通过2个独立的进气道在缸内实现EGR分层,试验表明在部分负荷条件下可以使发动机经济性提高8%^[6]。Ditiu^[7]通过设计预燃室的结构实现了废气、燃油与空气分层分布的3分层系统,试验结果表明该内燃机可以在较高的EGR率下持续稳定工作,且大幅降低排放物。大宇公司提出利用滚流来实现径向分层,使废气保持在两侧缸壁附近、新鲜气流保持在气缸中心;但是在压缩行程后期滚流比急剧下降,分层效果受到影响^[8]。

刘增勇^[9]、姚春德等^[10]通过一种出口方向可控并插入到气道中的EGR导管,实现了缸内EGR分层,实验结果表明,该发动机可以在20%的EGR率下稳定工作,同时大幅降低NO_x的排放。部分研究者提出了一种基于排气回流的EGR分层方式^[11-13],在EGR率为20%时,改善了燃烧效果。裴普成等^[14]在一台五气门汽油机上开发了一套EGR分层系统,结果表明该发动机可以在32%的EGR率下稳定工作。

笔者基于某款带有进气旁通的双缸摩托车汽油机,将原机的进气旁通改造为EGR系统,以实现缸内EGR分层为目标对废气入射管道参数进行研究。首先使用GT-POWER模型求解出3 000 r/min、60 mg进气量下废气入口、进排气道的边界条件和初始条件,再使用CONVERGE模型求解出不同方案下的仿真结果,通过对比发动机缸内流动特性、速度场以及废气质量分数分布来确定实现EGR分层的最佳废气入射管道参数。

1 数值模型

1.1 GT-POWER模型

研究对象是一台摩托车用四气门四冲程自然吸气汽油机,燃油采用进气道喷射,燃烧室形状为半球形。发动机的主要参数如表1所示。

表1 发动机主要参数

Table 1 The main parameters of the engine

气缸排列方式和数量	气缸直径/mm	行程/mm	连杆长度/mm	压缩比	曲轴偏置/mm	曲轴转角/(°)			
						IVC(ABDC)	IVO(BTDC)	EVC(ATDC)	EVO(BBDC)
直列2缸	67.0	66.8	113.5	10.7	0.7	80	23	50	80

注:ABDC表示下止点后;BBDC表示下止点前;ATDC表示上止点后;BTDC表示上止点前;IVC为进气门关闭时刻;IVO为进气门开启时刻;EVC为排气门关闭时刻;EVO为排气门开启时刻。

根据发动机的主要结构参数及气门升程、气道流量系数、节气门体流量系数建立GT-POWER模型(图1)。模型主要由曲柄连杆机构、气缸、空滤器、消声器、喷油器、三相催化剂、进排气管路和控制件构成。其中进排气管路根据原始发动机的进排气系统几何建立,绿色线路为进气管路,红色线路为排气管路,蓝色线路为信号采集线路,紫色线路为废气循环管路。在不同实验方案中,废气循环管道直径为3、4、5 mm。控制件主要由进排气门和节气门组成,其中节气门开度被设置为变量。GT-POWER自带的优化器会实时调节节气门开度来控制进气质量。发动机的转速设定为3 000 r/min,进气质量设定为60 mg,在EGR进气相位为300°~650°下求解出进排气道和废气入口的边界条件及相关部件初始条件。边界条件主要指进排气道入口、废气入口的温度和压力,初始条件主要指进气门开启时刻气缸、进气道、排气道、废气入射管道的初始温度和初始压力^[15]。

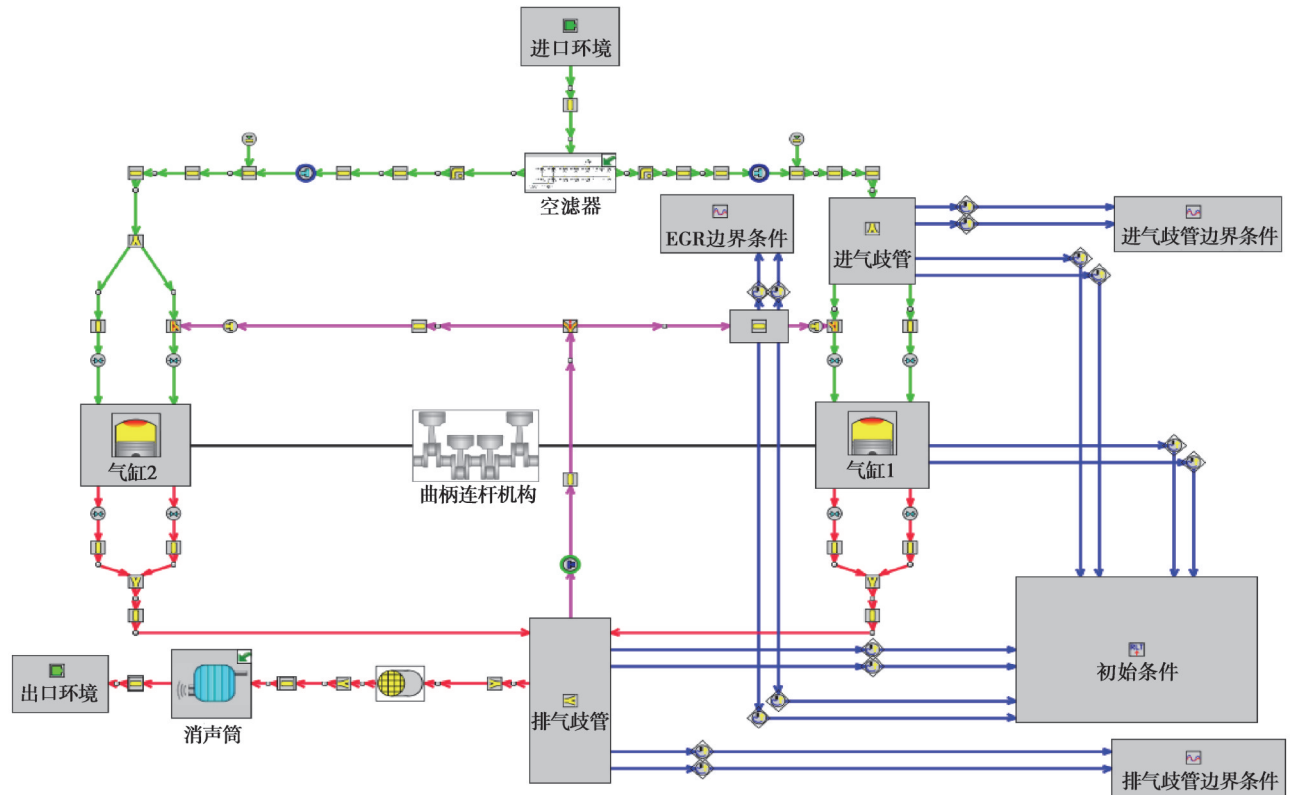


图 1 带有 EGR 的双缸发动机 GT-Power 模型

Fig. 1 The GT-Power model of twin cylinder engines with EGR

1.2 CONVERGE 模型

为方便定位,以燃烧室底部端面圆心为空间直角坐标系原点,Z轴与气缸中心线重合,正向与活塞上行方向相同,X轴与进气流动方向在同一平面,坐标轴如图 2 所示。

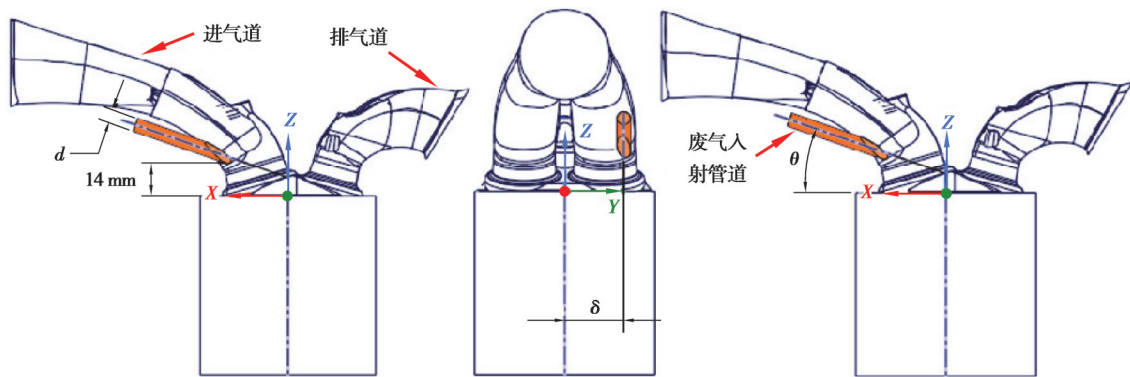


图 2 废气入射管道参数及空间直角坐标系

Fig. 2 Exhaust gas incident pipe parameters and space rectangular coordinate system

废气入射管道参数包括入射管道直径 $d(\text{mm})$ 、废气入射管道中心线与气缸中心线之间的距离 $\delta(\text{mm})$ (以下简称安装距离)以及废气入射管道中心线和 XOY 平面之间的角度 $\theta(^{\circ})$ (以下简称入射角度),废气入射管道与进气道相交的最低点到 XOY 平面的距离为 14 mm,上述废气入射管道参数如图 2 所示。模型网格的尺寸控制在 0.125~4.000 mm,网格总数达 1 600 000 个。缸内气体控制方程由气体状态方程、质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程和湍流模型方程组成。文中选择带压缩修正的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型来模拟缸内湍流,模型的壁面函数采用标准壁面函数。

文中给出了8个实验方案,各个方案的设计参数值如表2所示。在GT-POWER模型中,直接优化器通过调节节气门开度,将发动机进气门关闭时刻的进气量控制为60 mg,求解得到不同设计方案下进排气道、废气入口的边界条件以及相关部件的初始条件。其中方案1的部分初始条件如表3所示,进排气道和废气入口的边界条件如图3所示。

表2 废气入射管道设计方案

Table 2 Design schemes of exhaust gas incident pipe

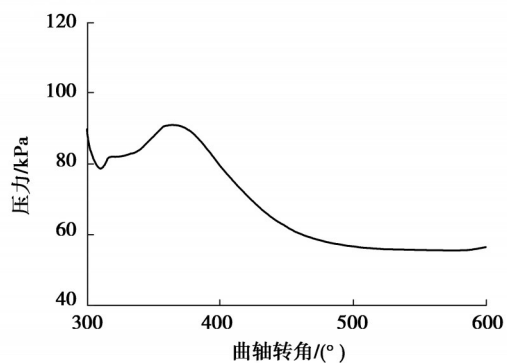
方案编号	入射管道直径 d/mm	入射角度 $\theta/(\text{°})$	安装距离 δ/mm
1	3	17.5	22.0
2	4	17.5	22.0
3	5	11.0	7.0
4	5	11.0	-7.0
5	5	11.0	22.0
6	5	15.0	22.0
7	5	17.5	22.0
8	5	19.0	22.0

表3 方案1部分初始条件

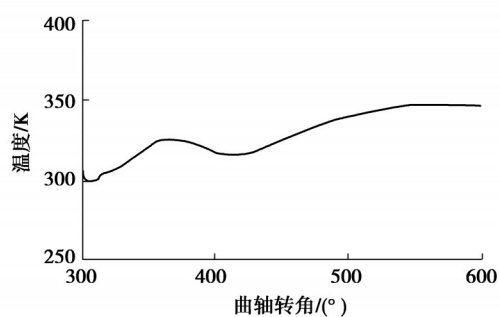
Table 3 Part of initial conditions of scheme 1

缸内温度/K	缸内压力/Pa	进气道温度/K	进气道压力/Pa	排气道温度/K	排气道压力/Pa	废气道温度/K	废气道压力/Pa
1 065	96 760	353	85 461	777	99 610	309	97 395

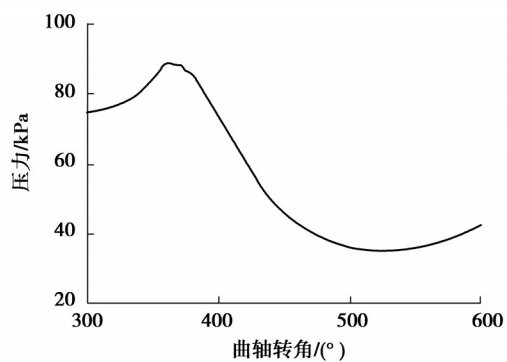
注:初始条件指进气门开启时刻的条件。



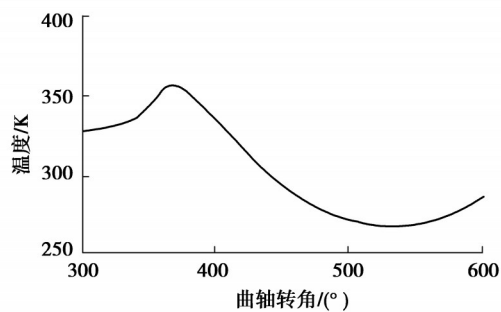
(a) 废气入射口压力



(b) 废气入射口温度



(c) 进气道入口压力



(d) 进气道入口温度

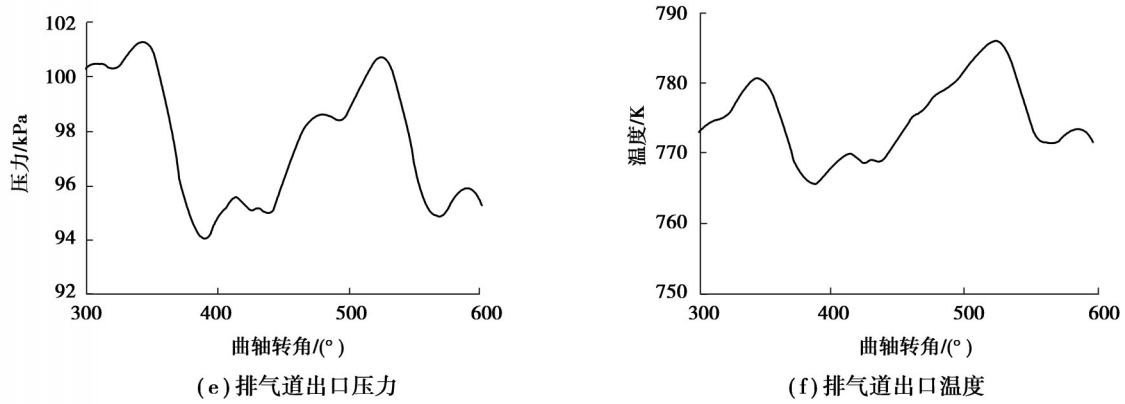


图 3 方案 1 部分边界条件

Fig. 3 Part of boundary conditions of scheme 1

1.3 发动机缸内流动评价

发动机缸内流动特性由涡流比、滚流比和湍动能来衡量。

绕气缸中心轴线旋转的气流被称为涡流,进气涡流旋转周向速度与活塞平均速度之比称为涡流比,用以衡量涡流强度。垂直于气缸中心轴线旋转的气流被称为滚流,进气滚流旋转周向速度与发动机转速之比称为滚流比,用以衡量滚流强度。湍动能即湍流动能。涡流比 S_z 计算公式如式(1)所示,绕 X 、 Y 轴滚流比 T_x 、 T_y 计算公式如式(2)和(3)所示,湍动能 k 计算公式如式(4)所示:

$$S_z = \frac{M_z}{I_z} = \frac{\sum \rho_i V_i (x_i v_i - y_i u_i)}{2\pi \frac{N}{60} \sum \rho_i V_i (x_i^2 + y_i^2)}, \quad (1)$$

$$T_x = \frac{M_x}{I_x} = \frac{\sum \rho_i V_i (y_i w_i - z_i v_i)}{2\pi \frac{N}{60} \sum \rho_i V_i (z_i^2 + y_i^2)}, \quad (2)$$

$$T_y = \frac{M_y}{I_y} = \frac{\sum \rho_i V_i (z_i u_i - x_i w_i)}{2\pi \frac{N}{60} \sum \rho_i V_i (x_i^2 + z_i^2)}, \quad (3)$$

$$k = \frac{\sum \rho_i V_i (u_i^2 + v_i^2 + w_i^2)}{2 \sum \rho_i V_i}. \quad (4)$$

式中: N 表示发动机的转速, r/min ; u_i 、 v_i 、 w_i 分别表示各计算网格单元在 X 轴、 Y 轴、 Z 轴的速度分量, m/s ; x_i 、 y_i 、 z_i 分别表示各计算网格单元在 X 轴、 Y 轴、 Z 轴的坐标分量, m ; ρ_i 表示各计算网格单元的密度, kg/m^3 ; V_i 表示各计算网格单元的体积, m^3 ; M_x 、 M_y 、 M_z 分别表示绕 X 、 Y 、 Z 轴旋转空气的动量矩, $kg \cdot m^2/s$; I_x 、 I_y 、 I_z 分别表示绕 X 、 Y 、 Z 轴旋转空气的转动惯量分别与发动机曲轴角速度的乘积, $kg \cdot m^2 \cdot rad/s$ 。

2 仿真结果

2.1 不同设计参数下的缸内流动特性

通过对比不同废气入射管道设计参数下的滚流比、涡流比和湍动能,分析不同设计参数对缸内流动的影响,为发动机的后续开发和设计提供指导。

图 4 为不同废气入射角度 θ 下缸内流动特征参数对比。 $d=5 \text{ mm}$ 保持不变, $\delta=22 \text{ mm}$ 保持不变。在有 EGR 参与的情况下, T_y 在进气冲程期间逐渐增加,在曲轴转角 450° 附近时达到最大值;在 $450^\circ \sim 650^\circ$ 保持稳定;超过 650° 后急剧减小;在点火时刻仅维持在 0.2 到 0.4 左右,倾角越小,该值越大。不同 θ 下, T_x 曲线呈现 W 形状,在曲轴转角为 450° 、 600° 、 675° 时均有极值出现,最大值出现在曲轴转角 600° 附近,为 0.8 左右, θ 对 T_x 影响不明显。不同 θ 下,在曲轴转角小于 500° 时, S_z 随着进气过程逐渐增大,在 575° 附近达到最大值,最大值

随 θ 增加而增大;在 500° 之后, θ 越大, S_z 越大,同时涡流的衰减速度减慢;当 θ 超过 17.5° 后, S_z 基本不再变化。 k 在不同 θ 下具有相同的初始变化趋势,即从进气开始时刻持续上升至最大气门升程处,随后下降。 $\theta=11^\circ$ 方案的 k 明显小于其他 θ 值方案; θ 越大, k 在进气后期衰减得越慢;当 θ 超过 17.5° 后, k 基本保持不变。在曲轴转角 690° 附近, θ 为 17.5° 时的方案, k 仍有 $27.4\text{ m}^2/\text{s}^2$ 。总的来说, θ 对缸内滚流比的影响不大;当 $\theta\leq 17.5^\circ$ 时,缸内涡流随 θ 增加而增强, k 随 θ 增加而增加。

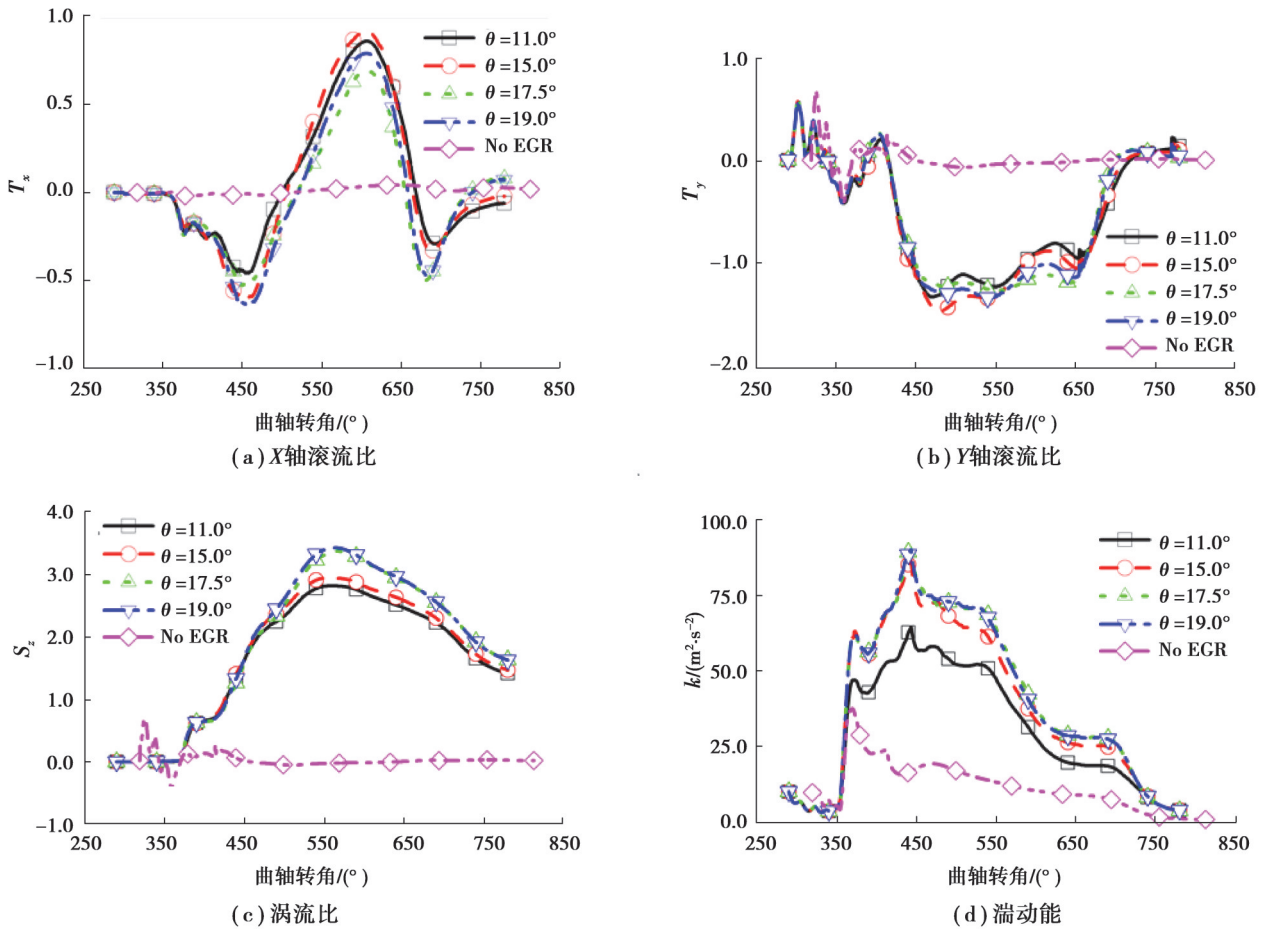


图4 不同废气入射角度下的缸内流动特性

Fig. 4 Flow characteristics in cylinder with different incident angles of exhaust gas

图5显示了不同安装距离下缸内流动特征参数对比。保持 $d=5\text{ mm}$, $\theta=11^\circ$,随着安装距离 δ 增加, T_x 的最大值相应增大,出现时刻提前,滚流的衰减速度也加快,在点火时刻附近(690°),不同 δ 下的 T_x 趋于一致。 T_y 的最大值随 δ 增加而减小,与 T_x 一样,在点火时刻附近,不同 δ 下该值趋于一致。 S_z 随 δ 增加而增大,废气入射管道越靠近气缸中心线,涡流的衰减越明显。这是因为当废气入射管道远离气缸中心线时,高速射流对附近低速气体的剪切作用加强,使绕缸壁运动气流的速度增加,从而提高涡流比。 k 随着 δ 增大而逐渐减小,在点火时刻附近(690°), δ 越小 k 越大。总的来说, δ 对 T_x 、 S_z 有较大影响, δ 越大, T_x 、 S_z 呈现增大的趋势; δ 对 T_y 、 k 的影响不大。

图6为不同管道直径 d 下缸内流动特征参数对比。安装距离 $\delta=22\text{ mm}$ 保持不变,入射角度 $\theta=17.5^\circ$ 保持不变。 T_x 随 d 增大而增大,最大值出现在曲轴转角 600° 处,这是因为随着 d 增大,废气的流速也在增加。 T_y 在曲轴转角位于 $450^\circ\sim 650^\circ$ 维持最大值, d 越大最大值越大。 S_z 随 d 增大而显著增大,最大值出现在 550° 附近,到达最大值之后, d 越小,涡流的衰减速度越慢。 k 的变化以曲轴转角 450° 为分界点,前后呈现相反的变化趋

势,在曲轴转角位于 350°~450°时, d 越小 k 越大;450°到点火时刻附近, d 越大 k 越小。从整体上看, d 对缸内的滚流和涡流影响更大, d 越大 k 在压缩后期衰减得更慢。

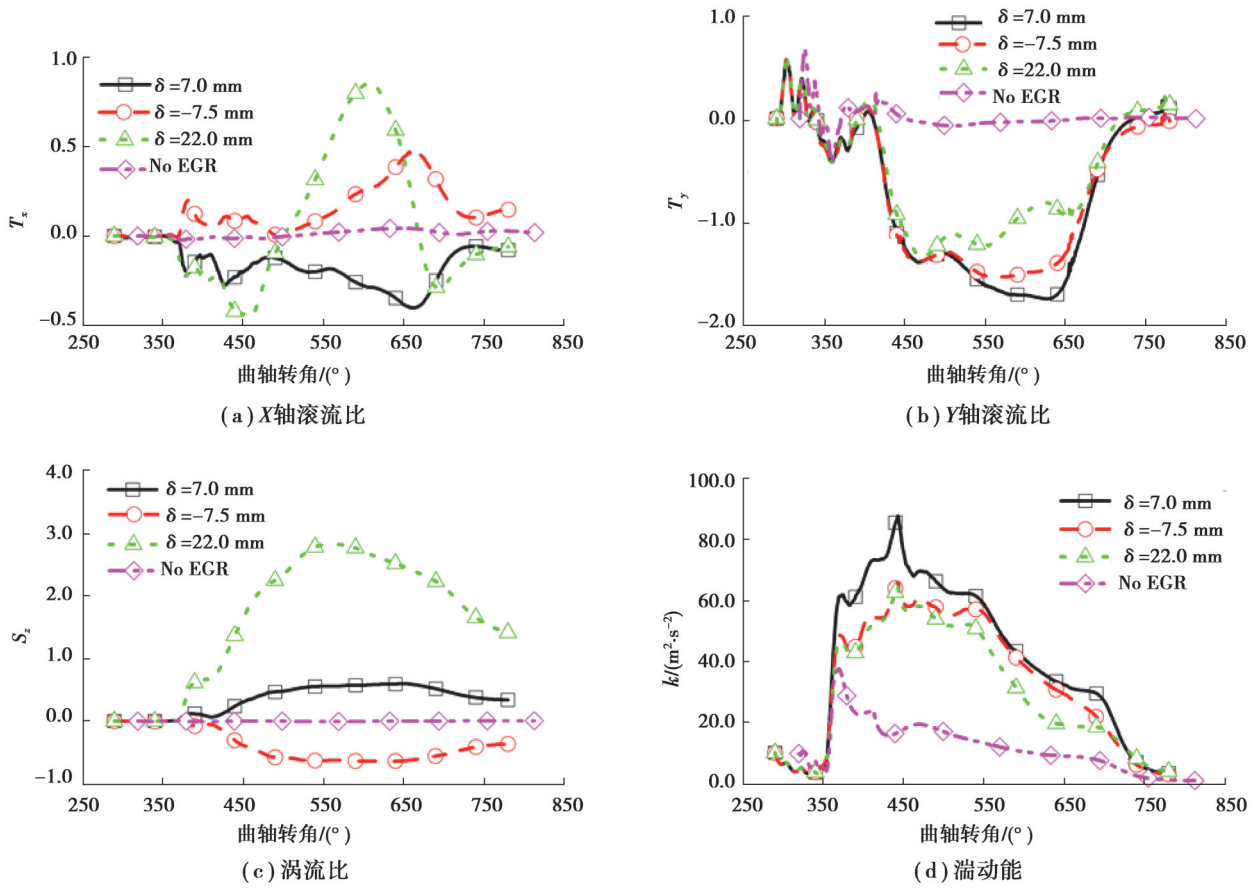
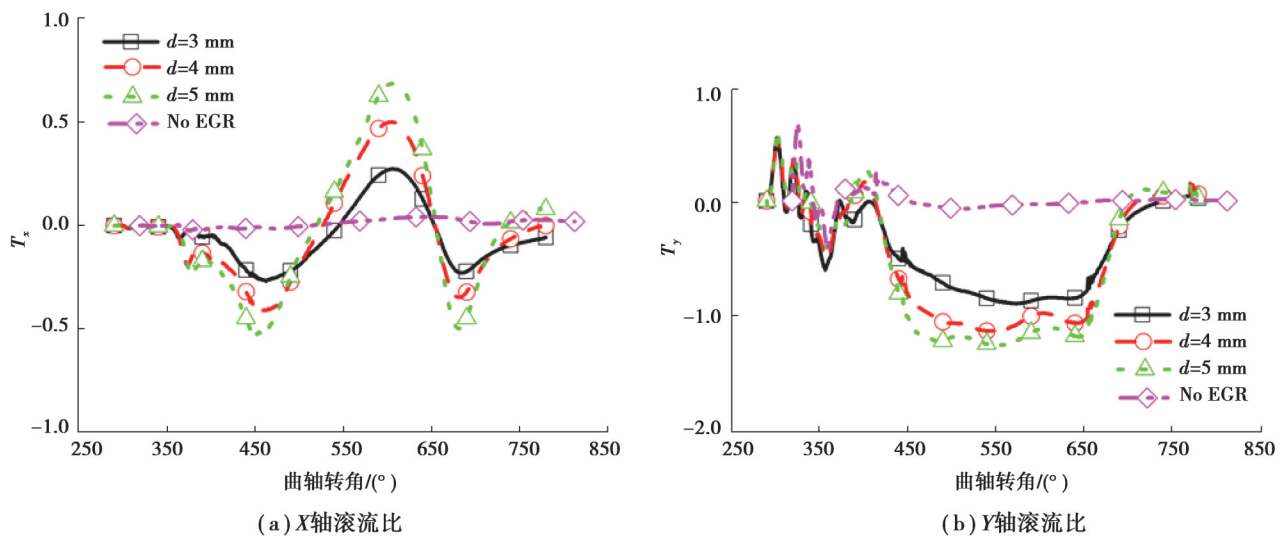


图 5 不同安装距离下的缸内流动特性

Fig. 5 Flow characteristics in cylinder under different mounting distances



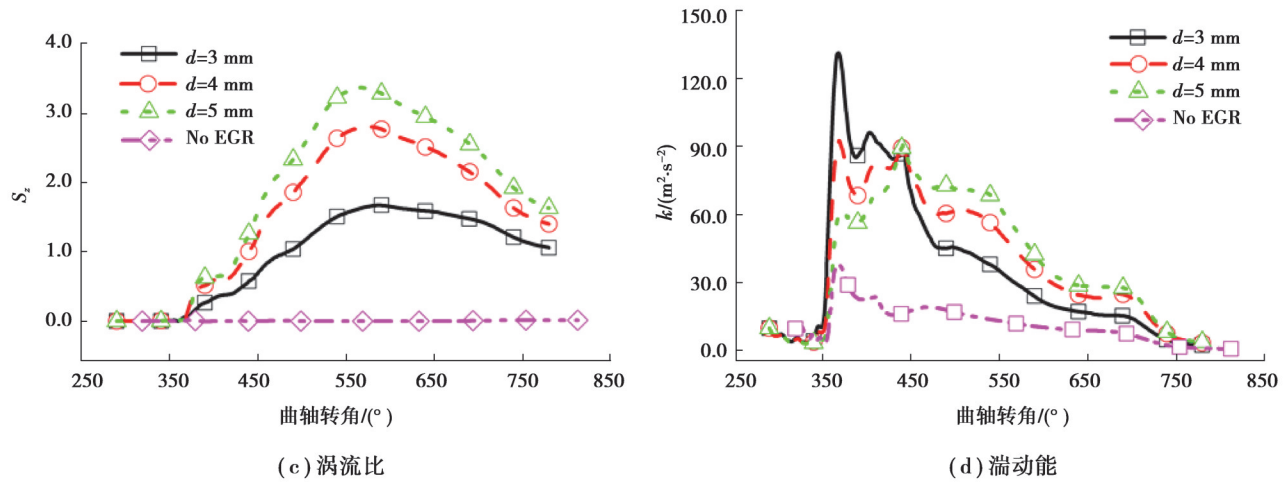


图6 不同管道直径下的缸内流动特性

Fig. 6 Flow characteristics in cylinder under different pipe diameters

2.2 不同方案缸内速度场和废气质量分数分布对比

图7为不同方案缸内速度场云图对比。在缸内流动特性中,涡流是影响缸内EGR分层的主要因素,其在缸内速度场的直观表现即是在缸壁附近形成高速环流区域。从图中可以看到,方案1、3和4中,缸内速度场中均未出现黄色高速环流区域,方案2、5、6、7和8中,均有黄色高速环流区域出现。对比方案1、2、7可知,废气入射管道直径越大,高速环流区域速度越大、范围越广。对比方案3、4及5可知,废气入射管道安装距离越大,高速环流区域速度越大、范围越广。对比方案5、6、7和8可知,废气入射角度越大,高速环流区域速度越大、范围越广。其中,方案7和8的高速绕流区域速度最高、范围最大。

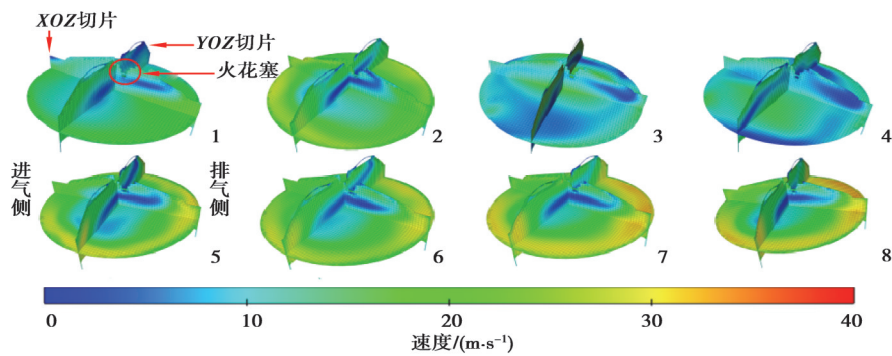


图7 点火时刻各方案缸内速度场对比

Fig. 7 Comparison of velocity fields in cylinders of each scheme at ignition time

图8为不同方案缸内废气质量分数分布对比。从图中可以看出,方案1和2的缸内EGR率较低,黄色区域的EGR率为15%,绿色区域的EGR率为10%,两者相差5%。方案3和4的缸内整体EGR率较低,缸内EGR率沿 YOZ 切片呈现分层,由于两者入射管道安装位置关于 XOZ 平面对称,因此EGR率的变化沿 YOZ 切片是相反的,火花塞附近EGR率约为10%,与黄色区域EGR率的差值约为5%。方案5、6、7和8中,缸内红色区域显著增多,红色区域EGR率约为20%,整体EGR率大于前4种方案。方案5的缸内EGR分层不明显。方案6的缸内红色区域约占圆形切片一半面积,绿色区域EGR率约为10%,火花塞附近属绿色区域。方案7和8的缸内EGR分层情况相似,蓝色低EGR率区域分布于燃烧室顶部,绿色区域沿缸壁和燃烧室中部分布,红色区域主要集中于气缸中心。火花塞附近区域EGR率约为10%,与红色区域浓度差约为10%。方案7和8的EGR分层效果较好。

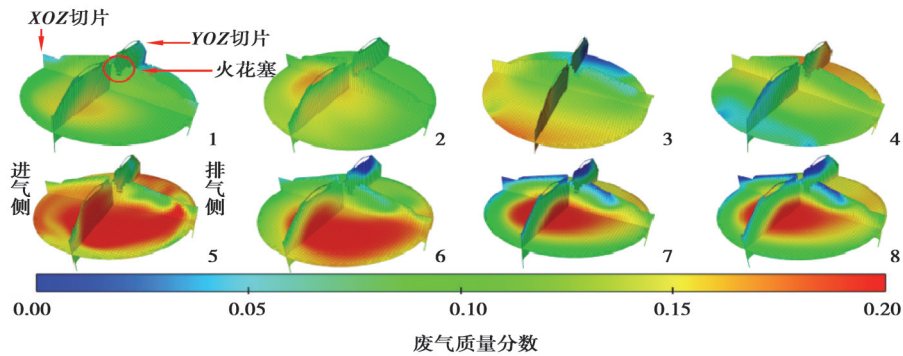


图 8 点火时刻各方案缸内废气质量分数对比

Fig. 8 Comparison of exhaust gas mass fraction in cylinder of each scheme at ignition time

3 结 论

1) 相比原机, EGR 的介入可以大幅提高缸内的滚流比、涡流比和湍动能。

2) 对比方案 5、6、7 和 8 可知, 入射角度对滚流比影响不大, 入射角度小于 17.5° 时, 涡流比和湍动能随入射角度增大而增大, 缸内速度场无明显变化, EGR 分层效果增强。

3) 对比方案 3、4 和 5 可知, 随安装距离增加, 缸内绕 X 轴滚流比峰值增大且出现时刻提前, 绕 Y 轴的滚流比减小, 涡流比增大, 湍动能减小, 缸壁出现高速环流, EGR 率上升但分层效果均较差。

4) 对比方案 1、2 和 7 可知, 随入射管径增大, 滚流比、涡流比、湍动能均增大, 缸壁高速环流速度增大、范围变广, 缸内整体 EGR 率增加, 分层效果增强。

5) 方案 7 和 8 在提高缸内滚流比、涡流比和湍动能的同时, 在点火时刻均拥有较好的 EGR 分层效果。考虑到进气管道结构带来的加工问题, 方案 7 入射角更小, 更便于加工。因此方案 7 是最合适的设计方案。

参考文献

- [1] Jung D, Lee S J. An investigation on the potential of dedicated exhaust gas recirculation for improving thermal efficiency of stoichiometric and lean spark ignition engine operation[J]. Applied Energy, 2018, 228: 1754-1766.
- [2] Koegl M, Hofbeck B, Will S, et al. Influence of EGR and ethanol blending on soot formation in a DISI engine[J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2019, 37(4): 4965-4972.
- [3] Wang H Y, Gan H B, Theotokatos G. Parametric investigation of pre-injection on the combustion, knocking and emissions behaviour of a large marine four-stroke dual-fuel engine[J]. Fuel, 2020, 281: 118744.
- [4] Su J Y, Xu M, Li T, et al. Combined effects of cooled EGR and a higher geometric compression ratio on thermal efficiency improvement of a downsized boosted spark-ignition direct-injection engine[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 78: 65-73.
- [5] Gong C M, Si X K, Liu F H. Combined effects of excess air ratio and EGR rate on combustion and emissions behaviors of a GDI engine with CO_2 as simulated EGR (CO_2) at low load[J]. Fuel, 2021, 293: 120442.
- [6] Jackson N S, Stokes J, Lake T H, et al. Understanding the CCVS stratified EGR combustion system[J]. Journal of Engines, 1996, 105: 1206-1221.
- [7] Ditiu M. Triple stratification in a spark ignition engine: the effect on the emission at unthrottled light load[J]. Journal of Engines, 1999, 108: 948-954.
- [8] Han S, Cheng W K. Design and demonstration of a spark ignition engine operating in a stratified-EGR mode[J/OL]. SAE Technical Papers, 1998 [2022-02-25]. <https://doi.org/10.4271/980122>.
- [9] 刘增勇. 降低汽油机有害排放物 NO_x 的分层废气再循环的研究[D]. 天津: 天津大学, 2003.
Liu Z Y. Study on reducing NO_x emissions of SI engine with stratified-EGR [D]. Tianjin: Tianjin University, 2003. (in Chinese)

- [10] 姚春德, 刘增勇, 卢艳彬, 等. 四气门汽油机分层 EGR 的试验研究[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(6): 1053-1056.
Yao C D, Liu Z Y, Lu Y B, et al. Study on stratified EGR for SI engine with 4-valve[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(6): 1053-1056.(in Chinese)
- [11] 韩林沛, 洪伟, 苏岩, 等. 直喷汽油机排气门二次开启对回流废气分层和燃烧特性的影响[J]. 吉林大学学报(工学版), 2017, 47(1): 113-121.
Han L P, Hong W, Su Y, et al. Effect of GDI engine exhaust valve secondary open on reflux EGR stratification and combustion characteristics[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2017, 47(1): 113-121. (in Chinese)
- [12] 韩林沛. 均质 EGR 及基于排气回流的分层 EGR 在 GDI 发动机部分负荷的应用研究[D]. 长春: 吉林大学, 2016.
Han L P. Applied research on homogenous EGR and stratified EGR induced by exhaust gas backflow at partial load of GDI engine [D]. Changchun: Jilin University, 2016. (in Chinese)
- [13] 韩林沛, 洪伟, 苏岩, 等. 基于 PLIF 光学测量的排气回流 EGR 分层效果[J]. 内燃机学报, 2016, 34(3): 253-259.
Han L P, Hong W, Su Y, et al. EGR stratification induced by exhaust gas backflow based on PLIF[J]. Transactions of CSICE, 2016, 34(3): 253-259.(in Chinese)
- [14] 裴普成, 刘书亮, 任立红, 等. 汽油机分层废气再循环与稀薄混合气燃烧[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2002, 42(4): 520-522.
Pei P C, Liu S L, Ren L H, et al. Lean combustion and EGR spark with charge stratification in an ignition engine[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2002, 42(4): 520-522.(in Chinese)
- [15] 彭涛. 缸内喷水对直喷汽油机爆震、燃烧和排放影响规律研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2019.
Peng T. Effects of water direct injection on knock, combustion and emission of GDI engines[D]. Chongqing: Chongqing University, 2019. (in Chinese)

(编辑 吕建斌)