

高低压废气再循环对直喷增压汽油机影响的实验研究

王莹杰, 张振东, 沈凯, 尹丛勃

(上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093)

摘要: 在某型直喷增压汽油机上分别进行高压废气循环和低压废气循环实验研究。在中低转速部分负荷下对比了发动机燃烧、油耗、排放的相应变化并分析原因。结果表明, 随着废气再循环率的上升, 在两种不同废气再循环布置方式下, 都出现了缸压峰值降低、相位滞后且爆燃裕度提高的情况。其中, 低压废气循环对缸压峰值影响效果更明显, 相较于高压废气循环进一步下降约20%。两种废气再循环布置方式对中低转速部分负荷下排放有改善, 且趋势基本相同。CO排放基本不变。碳氢化合物排放增加, 但随着转速的上升, 该增加趋势减缓。转速越低, NO_x排放降低越明显。

关键词: 直喷汽油机; 废气再循环系统; 高低压废气再循环; 燃烧; 排放

中图分类号: TK 464 **文献标志码:** A

Experimental Studies into the Effects of High and Low Pressure Exhaust Gas Recirculation on a Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine

WANG Yingjie, ZHANG Zhendong, SHEN Kai, YIN Congbo

(School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Experiments on high-pressure exhaust gas recirculation (EGR) and low-pressure exhaust gas recirculation were conducted on a gasoline direct injection (GDI) engine. The experiments compared the combustion characteristics, fuel consumption, and exhaust emissions at low-to-medium speed partial loads. The results indicate that with the increase of exhaust gas recirculation (EGR) rate, the peak cylinder pressure decreases, the phase lags, and the deflagration margin increases under two different EGR arrangements. Among them, the effect of low-pressure EGR on peak cylinder pressure is more obvious, which is about 20% lower than that of high-pressure EGR. Different EGR arrangements have improved the emission at low-to-medium speed, and the trend is basically the same. The emission of CO remains basically unchanged. The emission of total hydrocarbon increases, but the trend slows down at a

收稿日期: 2018-07-15

基金项目: 上海汽车工业发展基金资助项目 (1731)

第一作者: 王莹杰(1994-), 男, 硕士研究生. 研究方向: 发动机高效燃烧. E-mail: 18721816639@163.com

通信作者: 张振东(1968-), 男, 教授. 研究方向: 发动机燃烧及排放控制. E-mail: usstzdzd@126.com

higher speed. The lower the speed, the more obvious the reduction of NO_x emission.

Keywords: gasoline direct injection engine; exhaust gas recirculation system; high and low pressure exhaust gas recirculation; combustion; emission

2017 年中国汽车销量已经接近 3 000 万辆, 连续 9 年为世界汽车销量第一, 其中, 传统能源汽车仍占据 95% 以上。汽车在提高我国交通运输水平的同时, 也成为了我国能源消耗和环境污染的主要源头。近年来, 随着国家第六阶段机动车污染物排放标准的制定, 我国对汽车的油耗和排放要求日趋严格, 发动机小型化已经成为重要的技术选择。目前的研究表明, GDI(汽油机缸内直喷)增压汽油机是未来汽油机小型化发展的方向^[1]。由于增压技术和缸内直喷技术在明显提高燃油经济性的同时, 发动机燃烧爆震倾向也增大, 尾气排放指标恶化。研究发现, 将部分尾气与新鲜气体以一定的比例引入气缸内燃烧, 发动机尾气中的 CO₂, H₂O 等三原子分子比热容较高^[2], 可以有效降低燃烧温度, 提高有效效率, 改善发动机燃油经济性和排放性能。GDI 汽油机在部分工况下应用 EGR(废弃再循环)可以减小泵气损失, 提高燃油经济性, 减少 NO_x 排放^[2-6]。近年来, 国内外开展了汽油机应用 EGR 技术研究。国内天津大学、上海交通大学开展研究较早^[2-3]。但是, 在汽油机中低速部分负荷下, 研究不同废气再循环形式对汽油机影响的工作还较少。为了研究在相同工况下不同 EGR 布置形式对汽油机影响的差异, 本文在一台 1.5 L 的 GDI 增压汽油机的部分工况内进行实验, 对比研究高低压两种废气循环方式下, 通入的废气量对 GDI 增压汽油机在燃烧、油耗、排放等方面的影响趋势并分析原因。

1 实验装置及方案

1.1 实验设备

实验对象为某型 1.5 L, 4 缸水冷涡轮增压 GDI 汽油机, 压缩比为 10, 其主要结构参数如表 1 所示。发动机实验的主要测试设备如表 2 所示。

EGR 阀体的开闭由直流电机驱动, 废气再循环率的计算式为

$$R_{\text{EGR}} = \frac{R_{\text{CO}_2,\text{in}} - R_{\text{CO}_2,\text{air}}}{R_{\text{CO}_2,\text{exh}} - R_{\text{CO}_2,\text{air}}} \times 100\%$$

(1)

表 1 实验发动机主要参数

Tab.1 Main parameters of experimental engine

参数	参数值
燃油型号	97 号
喷油方式	缸内直喷
进气方式	涡轮增压
气缸布置	直列 4 缸
气门数	16
缸径/mm	75
行程/mm	74.6
压缩比	10
排量/L	1.5

表 2 实验主要设备

Tab.2 Main equipment of experiment

设备名称	型 号	生产厂家
测功机	AVL202/12 SX	AVL
燃烧分析仪	AVLIndiCom-596	AVL
缸压传感器	AVLGH15D	AVL
空燃比测量仪	ECM EGR5230	ECM
油耗仪	AVL735s	AVL
排气分析仪	MEXA 7100DEGR	HORIBA

式中: R_{EGR} 为废气再循环率; $R_{\text{CO}_2,\text{in}}$ 为中冷器后 CO₂ 的浓度; $R_{\text{CO}_2,\text{air}}$ 为空气中 CO₂ 的浓度; $R_{\text{CO}_2,\text{exh}}$ 为涡轮后废气中 CO₂ 的浓度。

为了实现废气再循环率的闭环控制, 实验中分别在中冷器后、涡轮后测量 CO₂ 的浓度。

1.2 实验方案

根据废气引出与引入位置的不同, 通常分为 3 种不同的 EGR 布置方案: 高压废气循环方式(简称高压 EGR)、低压废气循环方式(简称低压 EGR)、混合废气循环方式(简称混合 EGR), 如表 3 所示。

废气循环系统中废气的输送没有外置的动力源, 完全依靠排气压力和进气压力之间的压力差^[7]。高压和混合 ERG 布置方式中, 在低速高负荷下废气会由于负压差不能够注入气歧管内。低压 EGR 布置

表 3 EGR 布置方式
Tab.3 Arrangements of EGR

方案	引出位置	注入位置
高压	涡轮前	压气机后
低压	三元催化器后	压气机前
混合	涡轮前	压气机前

方式中,在高速高负荷下引入废气会造成燃烧恶化。汽油机在较多使用场景下运行于中低转速负荷下。按照表 3 的高、低压方案对原发动机进行 EGR 管路布置改造并进行实验。台架实验工况在两种布置方式下保持一致。2 000 r/min,平均有效压力为 0.5 MPa 作为低转速部分负荷进行实验研究;3 000 r/min,平均有效压力为 0.8 MPa 作为中转速部分负荷进行实验研究。

为了保证实验结果有效可信,在所有实验工况下只改变唯一自变量废气再循环率。保证过量空气系数为 1,控制进气歧管温度一致,冷却液温度控制在 $88\pm2\text{ }^{\circ}\text{C}$,机油温度控制在 $90\pm1\text{ }^{\circ}\text{C}$,保持原有负荷的喷油脉宽、进气 VVT(可变气门正时技术)角度。实验过程中保证 200 次循环的循环变动率 COV 在 5% 以内。

2 实验结果与讨论

2.1 不同废气再循环率对发动机燃烧的影响

在 2 000 r/min,平均有效压力为 0.5 MPa 和 3 000 r/min,平均有效压力为 0.8 MPa 条件下,缸压曲线如图 1 所示。在高压 EGR 和低压 EGR 下,随着废气再循环率的增加,两者的缸内压力出现

不同程度的下降,且缸压峰值降低,相位出现滞后。这是由于引入的废气的热容效应和稀释作用降低了燃烧温度,缸内升高的残余废气系数对 GDI 汽油机缸内燃烧产生抑制,燃烧放热减缓。EGR 率为 10% 时,低压 EGR 下 2 000 r/min,平均有效压力为 0.5 MPa 下出现最高 24.3% 的下降。但 EGR 率为 15% 时,低压 EGR 下 3 000 r/min,平均有效压力为 0.8 MPa 下出现最高 29.7% 的下降。在高压 EGR 中,缸压下降趋势远小于 5%。这是由两者不同的布置方式造成的。高压 EGR 直接从较高温度的涡轮前取气,且引气管路行程较短,不经过中冷器,与低压 EGR 相比较,只经过与低压 EGR 相同的 EGR 冷却器,最终引入的废气温度必定较高,这对降低燃烧温度、抑制燃烧的作用是消极的。在图 1(b)中,随着废气再循环率的增加,在高压废气再循环率小于 10% 之前,缸压曲线基本一致,缸内压力下降趋势与图 1(a)相比更加缓慢。这是由于在 3 000 r/min,平均有效压力为 0.8 MPa 下,废气的热容效应和抑制燃烧作用受限,爆燃裕度降低,为了保证 COV 在 5% 以内,点火角提前量减小。

燃烧持续期定义为燃料燃烧 10%~90% 对应的曲轴转角间隔期。AI50 定义为燃料燃烧 50% 对应的曲轴转角间隔期。如图 2 所示,在两种工况不同 EGR 布置方式下随着废气再循环率的增加,废气稀释作用对缸内燃烧作用起到了一定的抑制,且缸内工质的热容效应增强,燃烧持续期都延长。3 000 r/min,平均有效压力为 0.8 MPa 下,高低压 EGR 燃烧持续期增加趋势基本一致,随着废气再循环率上升至 17%,燃烧持续期最多增加 30%,

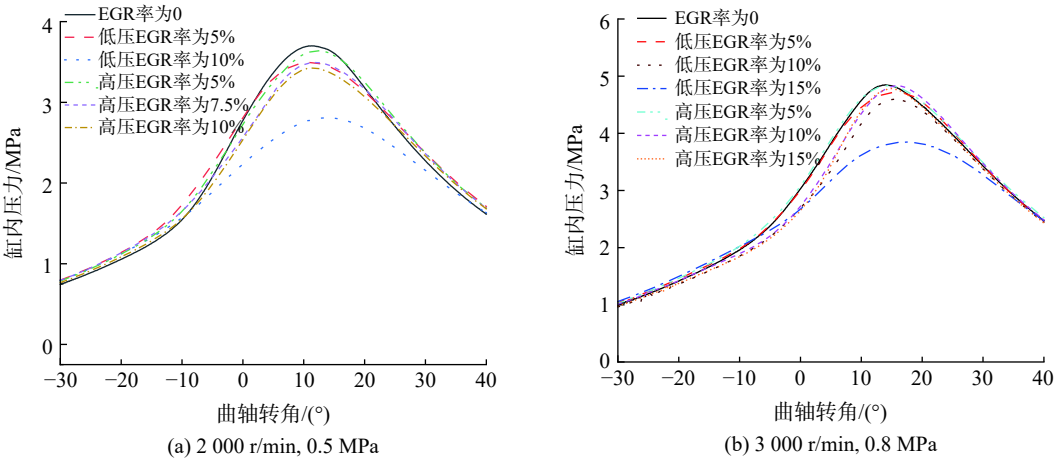


图 1 不同工况下高低压 EGR 率对缸压的影响

Fig.1 Effect of EGR ratio of high and low pressure on cylinder pressure under different conditions

但与低转速时相比, 增加趋势减缓。这是由于 3 000 r/min 通入的废气温度较高, 提高热容效应的优势在此时变小。2 000 r/min, 平均有效压力为 0.5 MPa 时, 高压 EGR 的燃烧持续期略低于同工况低压 EGR 的, 可见较低的尾气引入温度会延缓燃烧速度。两种工况下高低压 EGR 燃烧的 AI50

变化趋势基本一致, 随着 EGR 的增加, 低压 EGR 下 AI50 呈基本后移趋势, 但高压 EGR 在较高废气再循环率时才会发生后移。这是由于低压 EGR 通入的废气经过涡轮焓值降低, 又继而通过 EGR 冷却器和中冷器的降温, 因此, 通入气缸内即可延迟燃料燃烧速率。

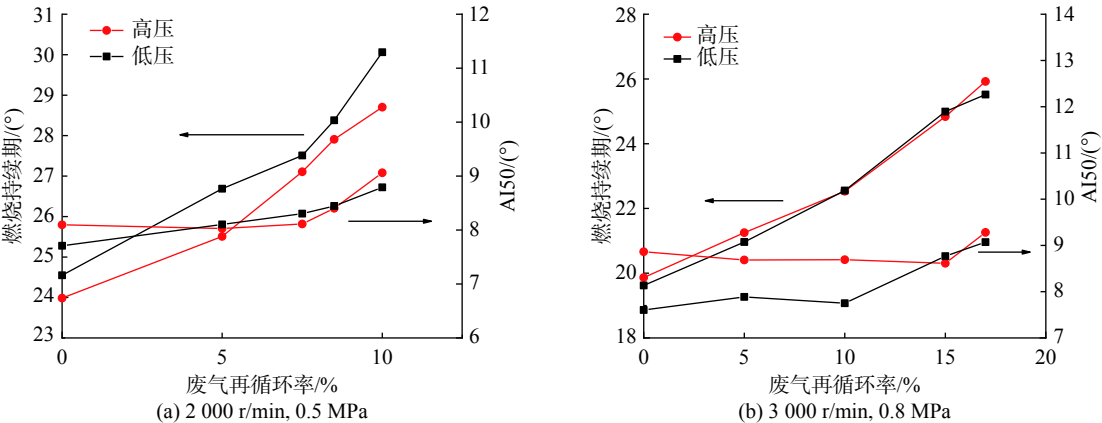


图2 不同工况下高低压废气再循环率对燃烧持续期和 AI50 的影响

Fig.2 Effects of high and low pressure EGR ratio on combustion duration and AI50 under different conditions

如图 3 所示, 在两种工况不同 EGR 布置方式下, 随着废气再循环率的增加, 点火提前角都提前, 且最高能提前至上止点前 40 °CA(曲轴转角)以上。这是由于废气的引入, 使缸内燃烧温度和最高压力爆发点都后移, 燃烧持续期得到延长, 爆燃裕度相应得到提高。但是, 低压 EGR 方式下比高压 EGR 方式下点火提前角能提前 5 °CA 左右, 且趋势上升更加明显。这是因为将涡轮前废

气引入燃烧, 更高的废气温度和更高的 NO_x 含量都会引起爆燃的发生, 文献[7]得出同样的结论。如图 3(a)所示, 随着废气再循环率的提高和点火提前角的不断提前, COV 在增加。但是, 在两种工况高压 EGR 方式下, 通入较高 EGR 率后, 循环变动率会发生突变。说明单一地提前点火提前角, 不利于燃烧的稳定性, 且高压 EGR 方式下燃烧更容易产生恶化, 这与文献[5]的结论相似。

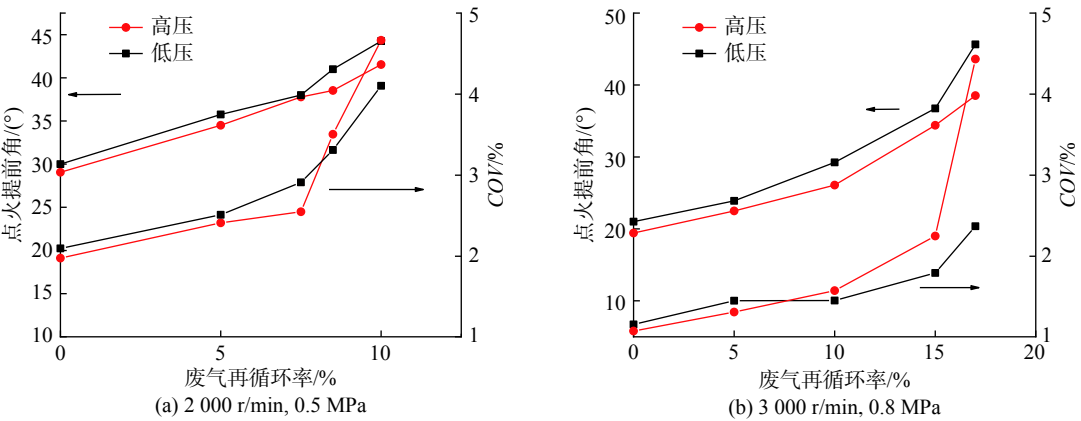


图3 不同工况下高低压废气再循环率对点火提前角和 COV 的影响

Fig.3 Effects of high and low pressure EGR ratio on ignition advance angle and COV ratio under different conditions

2.2 不同废气再循环率对发动机油耗的影响

如图 4 所示, 在两种工况不同 EGR 布置方式下, 燃油消耗率都是呈现先下降再上升的趋势, 最高

可提高 3% 的燃油经济性。在 2 000 r/min, 平均有效压力为 0.5 MPa 工况下, 通入废气再循环率为 7% 左右的废气时, 由于废气对缸内高温的抑制作

用开始降低, 燃烧温度上升, 燃油消耗率开始恶化。虽然在 3 000 r/min, 平均有效压力为 0.8 MPa 工况下, 通入废气再循环率为 15% 左右的废气时, 才会出现这种情况, 但引入更高浓度的废气, 从整体油耗变化趋势来看, 并没有对油耗的降低有更大程度的帮助。这是因为通入的废气量较多, 爆震裕度减小, 此时需要推迟点火以降低缸内温度。高压 EGR 的油耗高于低压 EGR 的也是相同的

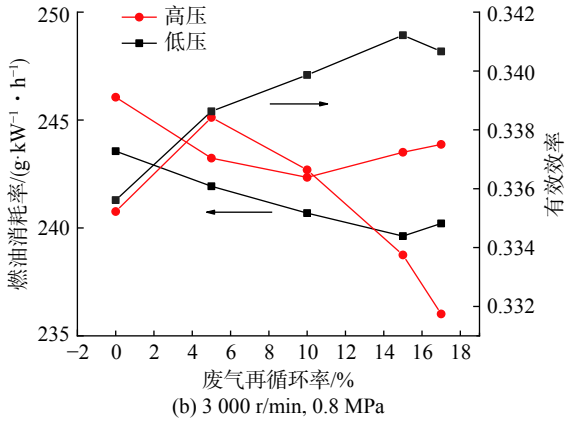
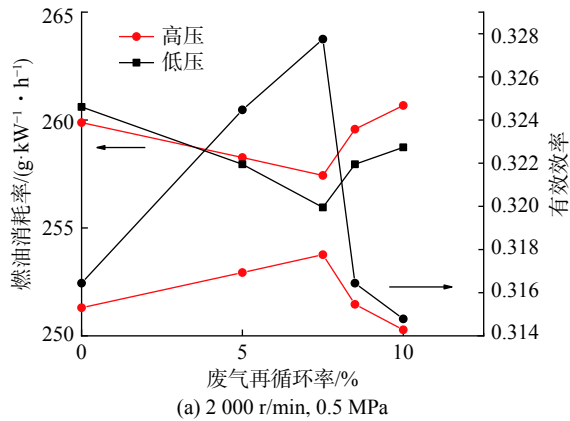


图 4 不同工况下高低压废气再循环率对燃油消耗率和有效效率的影响

Fig.4 Effects of high and low pressure EGR ratio on fuel consumption and efficiency under different conditions

2.3 不同废气再循环率对发动机排放的影响

CO 的排放结果如图 5 所示, 随着废气再循环率的增加, 排放量基本保持不变, 这是因为保持过量空气系数不变的情况下, 虽然随着废气再循环率的增加, 燃烧持续期延长为 CO 的生成争取了一定的时间, 但缸内燃烧温度的下降也抑制了

CO 的产生, 两者相互抵消。这与文献[5, 8]的结论不一致。这是由于缸内燃烧温度下降, 燃烧持续期延长能促进碳氢化合物生成^[9], 如图 5 所示, 碳氢化合物的生成随着 EGR 的增加大幅上升, 但随着转速的提高, 上升趋势减缓。

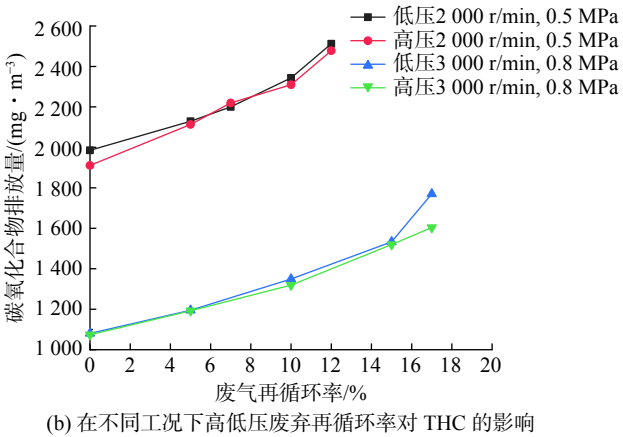
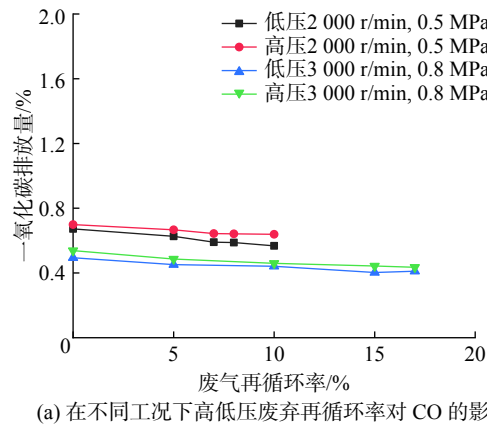


图 5 不同工况下高低压废气再循环率对 CO 和碳氢化合物的影响

Fig.5 Effects of high and low pressure EGR ratio on CO and THC under different conditions

NO_x 的生成是高温、富氧条件下的 N₂ 的氧化作用^[9]。汽油机的过量空气系数控制为 1, 所以, 富氧作用对本实验 NO_x 影响可忽略不计。在 EGR

系统实验中, 影响 NO_x 排放的效果最为明显, 如图 6 所示。因为, 通入废气中的气体分子比热容较大, 在相同的燃烧放热量下降低燃烧温度; 同

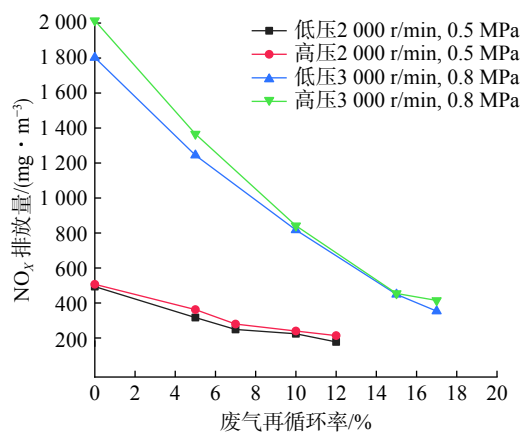


图 6 不同工况下高低压废气再循环率对 NO_x 生成的影响
Fig. 6 Effects of high and low pressure EGR ratio on NO_x formation under different conditions

时延长燃烧持续期，降低缸内温度上升速率。这些因素降低 NO_x 最高达到 70%。

3 结 论

通过在汽油机中低转速部分负荷下进行实验，对比研究高低压两种 EGR 布置方式对发动机燃烧、油耗和排放的影响，得到结论：

a. 不同 EGR 布置方式会造成引入的废气温度、成分有明显的差别。燃烧时引入废气后，缸压峰值会下降，缸压相位会滞后且爆燃裕度增加。低压 EGR 对汽油机的影响效果要优于高压 EGR，但要注意在低压 EGR 布置方式下，废气通过冷却器会产生冷凝水，冷凝水对 EGR 系统稳定性会产生较大的影响。

b. 在部分工况不同转速下，EGR 系统引入的废气具有较好的热容效应和减缓燃烧的作用，从而实现燃烧持续期延长、AI50 后移、点火角提前。但过高的废气再循环率引起高压 EGR 的 COV 急剧上升，燃烧恶化。

c. 随着废气再循环率的增加，燃油消耗率先下

降再上升。在 3 000 r/min，0.8 MPa 工况下，汽油机对废气再循环率的包容性更大，有利于废气的注入。有效效率随废气再循环率的变化也说明了这一规律。中低转速部分负荷下，低压 EGR 的燃油经济性明显好于高压 EGR 的。

d. 不同 EGR 布置方式对排放结果影响差别不大。注入废气时 NO_x 的排放量明显下降，在中等转速时最多可下降 70%。由于燃烧环境的变化，碳氢化合物的排放出现恶化，但 CO 生成量基本无明显变化。

参考文献：

[1] 代春雨, 洪伟, 黄恩利, 等. 增压直喷汽油机部分负荷燃烧及排放特性试验研究[J]. 汽车技术, 2016(8): 18–22, 26.

[2] 吴达, 许敏, 李铁. 废气再循环对增压直喷汽油机热效率的影响[J]. 车用发动机, 2013(3): 50–55.

[3] 潘锁柱, 宋崇林, 裴毅强, 等. EGR 对 GDI 汽油机燃烧和排放特性的影响[J]. 内燃机学报, 2012, 30(5): 409–414.

[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] 曾契, 沈凯, 刘新续, 等. 低压 EGR 对 GDI 增压汽油机外特性下性能和排放影响[J]. 内燃机工程, 2018, 39(2): 43–47.

[6] 秦博, 张宗澜, 林思聪. 低压冷 EGR 对小型汽油机的节油贡献[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2017, 46(4): 19–25.

[7] TAKAKI D, TSUCHIDA H, KOBARA T, et al. 缩缸强化涡轮增压汽油机废气再循环系统的研究[J]. 刘巽俊, 译. 国外内燃机, 2015, 47(3): 36–41.

[8] 贾宁, 高定伟, 郭向阳, 等. EGR 对增压进气道喷射汽油机的影响研究[J]. 内燃机工程, 2016, 37(2): 43–47, 53.

[9] 周龙保. 内燃机学[M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2011.

(编辑: 石 瑛)