

稀燃和 EGR 对汽油发动机热效率影响的 试验研究

陈志方, 奚星, 吴小军, 徐春龙, 杨贵春, 李春晖, 顾娇娇

中国北方发动机研究所(天津), 天津 300400

摘要:在一台4缸2.0 L汽油发动机上试验研究过量空气系数、有效压缩比、废气再循环(exhaust gas recirculation, EGR)率对发动机油耗和热效率的影响。结果表明:采用稀燃可以提高发动机热效率,过量空气系数由1.0增大到1.6,发动机热效率提高约5.7%,但继续增大稀释程度将导致油耗增加、热效率降低;当有效压缩比为12.7时,发动机热效率最大,为44.1%,进一步增大压缩比产生爆震,需要推迟点火时刻,导致燃烧持续期增加、发动机热效率降低;EGR率为4.6%时,发动机热效率最大,为44.4%,EGR率较大导致燃烧不稳定,出现发动机失火等问题。

关键词:稀燃;EGR;进气相位;汽油机;热效率

中图分类号:TK411.2

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2023)04-0007-06

引用格式:陈志方,奚星,吴小军,等.稀燃和EGR对汽油发动机热效率影响的试验研究[J].内燃机与动力装置,2023,40(4):7-12.

CHEN Zhifang, XI Xing, WU Xiaojun, et al. Experimental study on the effect of lean burn and EGR on thermal efficiency of gasoline engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2023,40(4):7-12.

0 引言

随着国家标准对油耗的逐步加严以及中国2030年实现碳达峰目标的要求,提高发动机热效率、降低油耗成为当前汽车行业亟需解决的问题^[1-2]。随着汽车混动化趋势进一步发展,米勒循环、阿特金森循环、降摩擦、废气再循环(exhaust gas recirculation, EGR)、可变气门、高压压缩比等各种降低油耗技术逐步应用于混动专用发动机^[3-5]。

发动机理论热效率与压缩比和比热比正相关,稀燃或加入EGR可增大混合气的比热比。受三效催化转化器(three-way catalyst, TWC)后处理装置在当量比下能高效消除排放污染物的影响,当量比燃烧仍是当前汽油机的主要模式,但在当量比燃烧模式下,汽油机有效热效率达到43%左右后很难进一步提升。因此,有必要对提高压缩比和比热比后的发动机实际热效率的影响进行研究。

当前国内外高校和企业为提高热发动机效率方面开展了大量研究^[6]。本田、丰田发动机热效率已达45%^[7-8],马自达采用火花塞控制压燃(spark controlled compression ignition, SPCCI)技术的高热效率发动机已实现量产^[9],日产历经十多年的持续研发,也已实现可变压缩比技术的量产^[10]。分析其技术路线发现,稀燃、EGR和高压压缩比是进一步提高发动机热效率所采用的基本技术。欧美国家在稀燃和NO_x后处理技术发展方面也开展了大量研究^[11-14]。尽管国内也在可变压缩比、低压EGR、稀燃等方面进行了研究^[15-18],但仍存在试验不系统、不全面的问题。

本文中对一台活塞经过改制的2.0 L高压压缩比火花点火汽油机进行稀燃和EGR技术的研究,通过

收稿日期:2023-05-22

第一作者简介:陈志方(1987—),男,河南叶县人,工学博士,主要研究方向为发动机和喷油器性能开发,E-mail:chenzhifang@tju.edu.cn。

调节进气相位实现不同有效压缩比,研究高压压缩比、低压 EGR 和稀燃对降低发动机油耗及产生的不利影响,为开展高热效率发动机研究提供参考。

1 试验台架和仪器设备

试验用发动机为一台经过改制的直列 4 缸、直喷、水冷、火花点火发动机,重新设计活塞,发动机几何压缩比为 16,进气凸轮相位可调,实现发动机有效压缩比由 8.7 至 16.0 灵活变化,考虑稀混合气和加入 EGR 后的燃烧稳定性,采用点火能量为 100 mJ 的火花塞,发动机基本参数如表 1 所示。

表 1 发动机基本技术参数

缸径/mm	行程/mm	排量/L	喷油孔数	进气凸轮包角/(°)
77	100	2.0	6	245

由于试验需要采用稀燃和 EGR 技术,考虑到进气压力较大,为使进气量和 EGR 率满足要求,在进气和 EGR 系统增加 2 个独立的增压装置,为发动机提供足够的空气和废气,进气系统增压装置可以保证进气压力为 $-0.2\sim 0.5$ MPa,并可进行灵活调节;EGR 系统增压装置将 EGR 增压压力固定为 0.1 MPa。排气管路上连接 EGR 装置,废气经中冷器和 EGR 增压装置后通过 EGR 阀导入进气管路,发动机使用市售美孚 5W-30 机油和 95# 国六汽油。发动机试验台架结构简图如图 1 所示。试验所用设备型号及测量参数如表 2 所示。

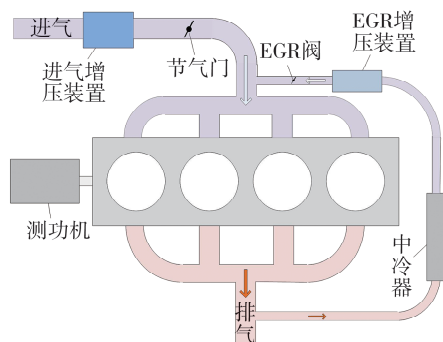


图 1 发动机试验台架简图

表 2 试验所用设备仪器型号及测量参数

设备名称	型号	测量参数
测功机	AVL570	转矩
缸压传感器	Kistler 6118CC	缸内压力
油耗仪	AVL 735S	油耗
燃烧分析仪	AVL Indicom621	缸压及燃烧计算
Lambda 分析仪	ETAS ES430	过量空气系数

2 试验方法

2.1 稀燃试验

稀燃试验中,由于增压装置为独立设备,试验中根据发动机负荷和混合气稀释需求,调节进气压力,满足所需进气量;在不同混合气稀释程度下,适时调节点火正时,保证发动机为最大制动转矩或控制在爆震边界。

通过调节发动机进气凸轮相位调整发动机有效压缩比,进、排气凸轮型线及相位如图 2 所示。进气凸轮相位可调范围为 85° 。进气相位对发动机热效率的影响试验中,初始状态发动机有效压缩比为 8.7,以 5° 为间隔调节进气凸轮相位,实现发动机有效压缩比变化。

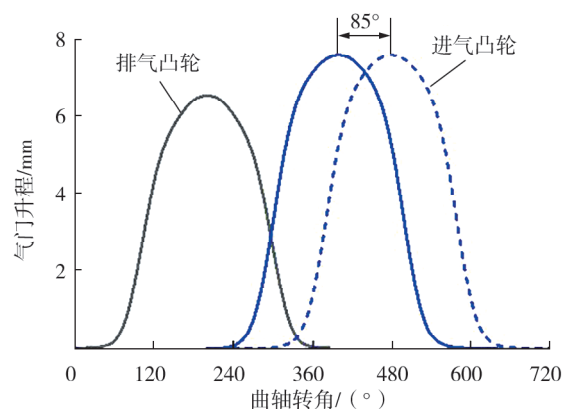


图 2 进、排气凸轮型线及相位

2.2 EGR 试验

EGR 试验时,适当调节节气门开度和进气压力,使过量空气系数保持恒定,考虑到进气压力较高,尾气由排气管路引入后,先经中冷器冷却,再经 EGR 增压装置增压进入气道,导入缸内参与燃烧。固定增压压力为 0.1 MPa,通过改变 EGR 阀开度调节 EGR 率。

EGR 率

$$R_{\text{EGR}} = (\varphi_{\text{in}} - \varphi_{\text{air}}) / (\varphi_{\text{ex}} - \varphi_{\text{air}}) \times 100\%, \quad (1)$$

式中: φ_{in} 为进气中 CO_2 的体积分数, φ_{ex} 为排气中 CO_2 的体积分数, φ_{air} 为环境中 CO_2 的体积分数。

燃烧分析仪中输出的燃烧持续期为 10% 累积放热量到 90% 累积放热量之间的曲轴转角, β_{A150} 为 50% 累积放热量对应的曲轴转角。

试验中,每个工况点采集 100 个循环的数据, a_{COV} 为 100 个循环的缸内平均指示压力的循环变动系数。

3 试验结果分析

3.1 稀燃影响

在当量比燃烧模式下,对试验发动机进行转速为 2 000 r/min 的负荷特性试验。保持进、排气凸轮相位为初始状态,此时发动机有效压缩比为 8.7。发动机燃油消耗率 B_{SFC} 和热效率 η_{BTE} 随制动平均有效压力 p_{BME} 的变化趋势如图 3 所示。由图 3 可知: p_{BME} 增大, B_{SFC} 先降低后增加, $p_{\text{BME}} = 0.8 \text{ MPa}$ 时 B_{SFC} 最小,此时 η_{BTE} 最大为 37.5%。一方面,随着 p_{BME} 增加,进气压力升高,泵气损失减小,同时缸内温度升高,混合气燃烧效率增大,传热损失降低,发动机热效率增加;另一方面,随着 p_{BME} 进一步增加,缸内温度升高,缸内出现爆震,为抑制爆震发生,需推迟点火时刻,导致燃烧重心后移,燃烧持续期增加,未燃损失增大,燃油消耗率增大,热效率下降。

为分析稀燃和 EGR 技术对发动机热效率的影响,后续试验在 $p_{\text{BME}} = 0.8 \text{ MPa}$ 基础上进行,发动机转速 $n = 2\ 000 \text{ r/min}$,增大进气压力,使发动机过量空气系数 λ 分别为 1.0、1.2、1.4、1.5、1.6、1.7 进行试验。发动机燃油消耗率和热效率随过量空气系数的变化如图 4 所示。由图 4 可知:随着进气量的增多,发动机油耗明显降低,在 $\lambda = 1.6$ 时油耗最小,此时热效率为 43.2%,比 $\lambda = 1.0$ 时热效率提升了 5.7 个百分点。一方面是由于进气压力升高,发动机泵气损失降低;另一方面是由于加入过量空气后,缸内混合气比热比增大,缸内温度降低,爆震趋势得到抑制,点火正时提前,燃烧重心靠近上止点。

继续增大进气量至 $\lambda = 1.7$,发动机油耗升高,这是因为此时缸内混合气过稀,火花塞点火后火核传热损失增大,火焰传播不稳定,燃烧难以稳定进行,导致发动机负荷不稳,油耗升高,热效率下降。

缸内燃烧持续期、 β_{A150} 和 a_{COV} 随 λ 的变化如图 5 所示。由图 5 可知:随着缸内混合气变稀,缸内燃烧持续期增长,为保证发动机负荷不变,点火时刻逐渐提前, β_{A150} 逐渐靠近上止点位置, $\lambda = 1.6$ 时最小,

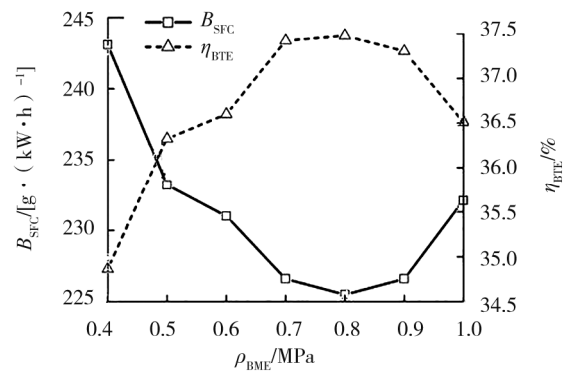


图3 发动机转速为 2 000 r/min 时负荷特性试验结果

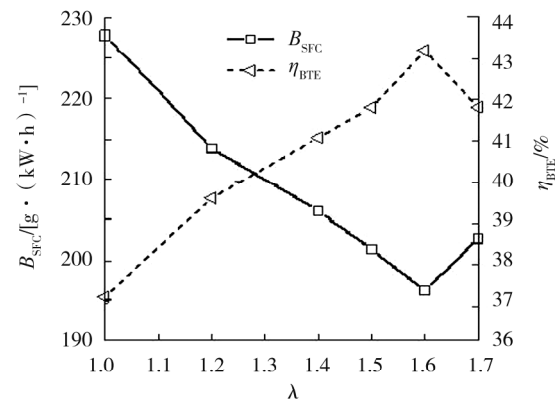


图4 发动机转速为 2 000 r/min 时稀燃特性试验结果

对应的上止点后曲轴转角为 9.3° ；随着混合气浓度进一步变稀，缸内温度降低，火核散热损失增大，火焰传播困难，燃烧稳定性变差， a_{COV} 由 $\lambda = 1.6$ 时的 2.8% 升高到 $\lambda = 1.7$ 时的 12.7%，发动机油耗增加，热效率降低。通常发动机的 a_{COV} 控制在 3% 以内，如需进一步提高混合气稀释程度，应着力开发提高燃烧稳定性技术，提高热效率。

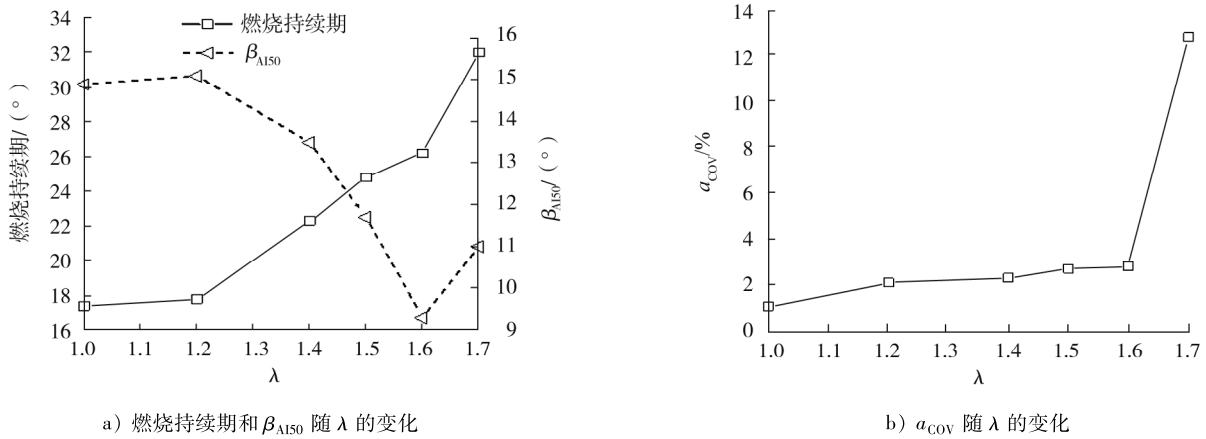


图5 燃烧持续期、 β_{A150} 和 a_{COV} 随 λ 的变化情况

3.2 进气相位影响

发动机的有效压缩比为进气门关闭时刻缸内容积与上止点时刻燃烧室容积的比值。试验中，通过调节进气凸轮相位，实现有效压缩比的调节。在负荷点 ($n = 2000 \text{ r/min}$, $p_{BME} = 0.8 \text{ MPa}$, $\lambda = 1.6$) 进行有效压缩比影响规律研究。通过改变进气凸轮相位，使发动机有效压缩比分别为 9.4、10.1、10.8、11.5、12.1、12.7、13.3、13.8、14.3、14.8、15.2 和 15.6。 B_{SFC} 和 η_{BTE} 随有效压缩比的变化曲线图 6 所示。由图 6 可知：随有效压缩比增大， B_{SFC} 呈先降低后增加的趋势，有效压缩比为 12.7 时，油耗最低，此时 $\eta_{BTE} = 44.1\%$ ，相比有效压缩比为 9.4 时提高了 0.3 百分点。通常随着压缩比增大，缸内温度升高，燃烧更加充分，发动机热效率提高；为抑制发生爆震，进一步增大压缩比时需要推迟点火时刻，因此造成燃烧重心后移，燃烧不完全，排气损失增大。

不同有效压缩比下，发动机对燃烧持续期和燃烧相位的变化趋势如图 7 所示。由图 7 可知：随着有效压缩比的增大， β_{A150} 逐渐远离上止点，这是由于缸内温度升高，为抑制爆震发生，点火时刻推迟，不利于油耗降低。随着缸内温度升高，可燃混合气反应活性增大，燃烧持续期缩短，但随着点火时刻的进一步推迟，燃烧重心过于靠后，燃烧持续期增加，导致油耗增加。

3.3 EGR 影响

在上述试验中，选取最佳油耗和热效率工况 ($n = 2000 \text{ r/min}$, $p_{BME} = 0.8 \text{ MPa}$, $\lambda = 1.6$ ，有效压缩比为

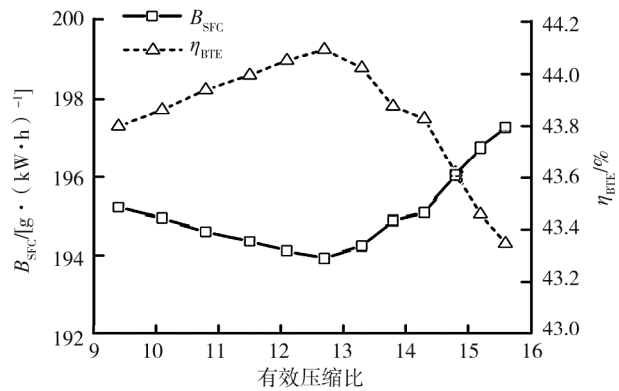


图6 有效压缩比对发动机油耗和热效率的影响

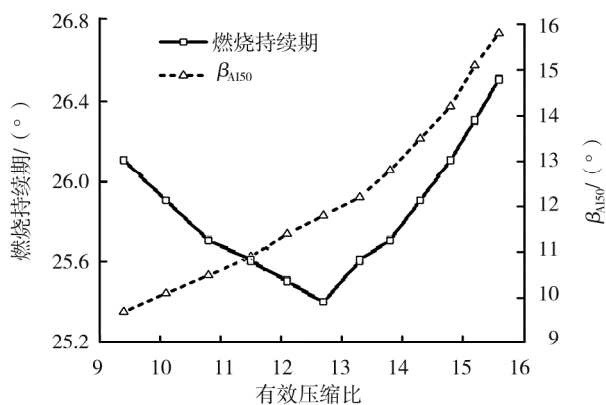


图7 有效压缩比对燃烧持续期和燃烧相位的影响

12.7),继续进行EGR特性试验,分析EGR率对发动机热效率的影响。

试验中,通过控制EGR阀开度分别为0%、5%、10%、15%、20%、25%,使EGR率分别为0%、1.46%、3.40%、4.60%、5.80%、7.50%,发动机油耗和热效率随EGR率的变化如图8所示。由图8可知:随着EGR率增加, B_{SFC} 呈先降低后增加的趋势,当EGR率为4.6%时, B_{SFC} 最小,此时 η_{BTE} 最大,为44.4%,相比EGR率为0时的44.1%, η_{BTE} 提高了0.3个百分点。

相同条件下,EGR率增加导致进气压力增大,因此通过适当增大节气门开度和进气压力,使 $\lambda=1.6$,因此泵气损失降低。EGR中含有大量水蒸气和 CO_2 等高比热比气体,加入后进一步稀释缸内混合气,使缸内温度降低,传热损失随之减小;同时爆震趋势减弱,点火角提前,燃烧相位控制在更加适宜范围。但是,过高的EGR率导致火花塞点火后,火核传热损失增加,难以形成有效点火,且火焰传播困难,燃烧稳定性变差,循环变动加剧。

燃烧持续期、 β_{A150} 和 a_{cov} 随EGR率的变化趋势如图9所示。

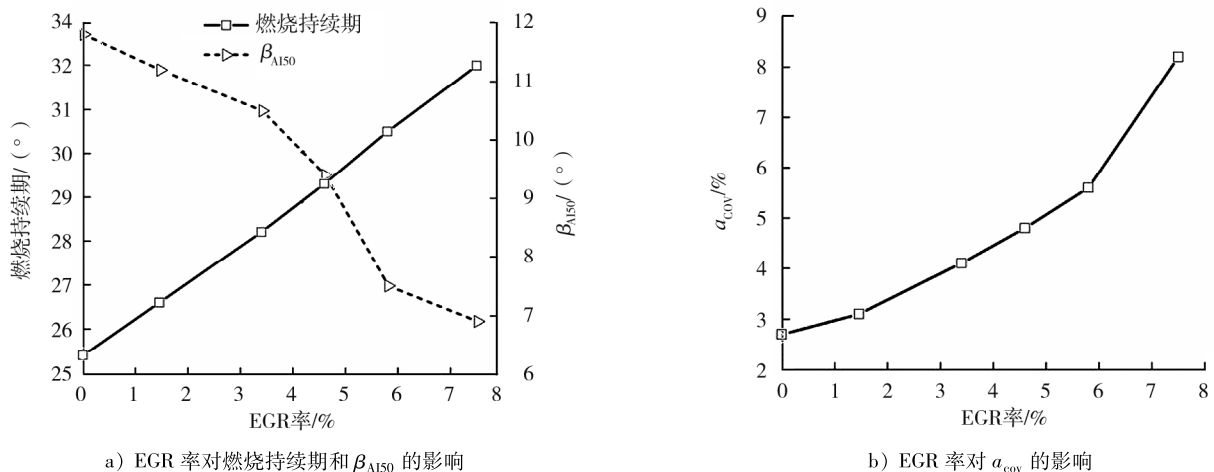


图9 EGR率对燃烧持续期、 β_{A150} 和 a_{cov} 的影响

由图9可知, β_{A150} 随EGR率的增大逐渐靠近上止点前曲轴转角约 8° 的最佳位置,这是由于缸内温度低、爆震趋势得到抑制、点火时刻提前造成的。但是继续增大EGR率后, a_{cov} 逐渐增大至8%以上,已超出常用控制范围3%,燃烧变得很不稳定,同时燃烧持续期达到曲轴转角 32° ,缸内极易发生燃烧失火,发动机负荷不稳定,很难达到要求的平均有效压力。

根据以上分析可知:适宜的稀燃、EGR率和高压压缩比能显著提高发动机热效率,但进一步增加稀释、EGR率和压缩比后,存在燃烧不稳定或爆震的问题。

4 结论

1) 稀燃试验结果表明: $n=2000\text{ r/min}$ 、 $p_{BME}=0.8\text{ MPa}$ 工况下, $\lambda=1.6$ 时发动机热效率最大,为43.2%,比 $\lambda=1.0$ 时热效率提高了5.7个百分点;但继续增大稀释程度导致燃烧不稳定,油耗增加,热效率降低。

2)有效压缩比为12.7时发动机油耗最低、热效率最大,相比压缩比9.4时发动机热效率提高了0.3个百分点,但有效压缩比继续增大的优势受限于爆震等不利因素的影响。

3)稀燃、EGR和高压压缩比可提升发动机热效率、降低油耗,但稀释度和EGR率过高导致点火困难、燃烧不稳定、燃烧持续期长等不利现象出现。

参考文献:

- [1] JOHNSON T, JOSHI A. Review of vehicle engine efficiency and emissions[J]. SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility, 2020, 2(5): 2479–2507.
- [2] CHEN K D, ZHAO F Q, LIU Z W, et al. Fuel economy regulations and technology roadmaps of China and the US: comparison and outlook[C]//Proceedings of 2018 SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting. Detroit, USA; SAE International: 1804–1816.
- [3] NETO D V, PINBO A R, ANGELIS D D. Hybrid and electric vehicles: 100 years evolution of propulsion system electrification technology: what the future holds[C]// Proceedings of 2018 SAE Brasil Congress & Exhibition. Detroit, USA: SAE International, 2018: 40.
- [4] MISHRA V, KODAKKADAN A R, KODURI R, et al. Wireless charging for EV/HEV with prescriptive analytics, machine learning, cybersecurity and blockchain technology: ongoing and future trends[C]//Proceedings of 2019 WCX SAE World Congress Experience. Detroit, USA; SAE International, 2019: 6155–6169.
- [5] JASWAL A K, MADHURAKAVI R, CHANDRASEKARAN P. Methodological approach for converting conventional powertrain platform into an electrified one[C]//Proceedings of 2017 International Conference on Advances in Design, Materials, Manufacturing and Surface Engineering for Mobility. Chennai, India: Mahindra & Mahindra Ltd, 2017: 133–139.
- [6] TSUBOI S, MIYOKAWA S, MATSUDA M, et al. Influence of spark discharge characteristics on ignition and combustion process and the lean operation limit in a spark ignition engine[J]. Applied Energy, 2019, 250(9): 617–632.
- [7] NAKATA K, NOGAWA S, TAKAHASHI D, et al. Engine technologies for achieving 45% thermal efficiency of SI engine[J]. SAE International Journal of Engines, 2015, 9(1): 1896.
- [8] AKIHISA D, DAISAKU S. Research on improving thermal efficiency through variable super-high expansion ratio cycle[C]//Proceedings of SAE 2010 World Congress. Detroit, USA; SAE International, 2010: 1681–1690.
- [9] 徐凯, 高惠东, 吕金贺, 等. 马自达“SKYACTIV-X”发动机的技术分析[J]. 汽车文摘, 2019(6): 37–41.
- [10] TOMITA M, AOYAMA S, USHIJIMA K, et al. Compact and long-stroke multiple-link VCR engine mechanism[C]// Proceedings of 2007 Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition. Detroit, USA; SAE International, 2007: 31363–31372.
- [11] MCMAHON K B, SELECMAN C, BOTZEM F. Lean GDI technology cost and adoption forecast: the impact of ultra-low sulfur gasoline standards[C]//Proceedings of SAE 2011 World Congress. Detroit, USA; SAE International, 2011: 1226.
- [12] DAEMME L C, PENTEADO R D A. An investigation on aldehyde and ammonia emissions from a 4-stroke gasoline-fueled motorcycle. ammonia emission reduction by using a SCR catalyst[C]// Proceedings of 22nd SAE Brasil International Congress and Display. Sao Paulo, Brazil: SAE International, 2013: 27637–27642.
- [13] PAULY T, FRANOSCHEK S, HOYER R, et al. Cost and fuel economy driven aftertreatment solutions-for lean GDI[C]// Proceedings of SAE 2010 World Congress. Detroit, USA; SAE International, 2010: 3420–3430.
- [14] LI W D, PERRY KL, NARAYANASWAMY K, et al. Passive ammonia SCR system for lean-burn SIDI engines[J]. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2010, 3(1): 99–106.
- [15] 林承伯. 可变压缩比技术对汽油机性能的影响[D]. 长沙: 湖南大学, 2014.
- [16] 杨松. 废气再循环对直喷汽油机燃烧和排放影响的实验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2014.
- [17] 宋涛. 稀燃燃烧改善直喷汽油机中小负荷燃油经济性的试验研究[D]. 北京: 清华大学, 2014.
- [18] 秦静, 李云龙, 张少哲, 等. 进气门晚关与高压压缩比技术在汽油机上的应用[J]. 天津大学学报(自然科学与工程技术版), 2014, 47(11): 1008–1016.

(下转第34页)