

低压 EGR 对增压直喷汽油机燃烧和油耗的影响

楼狄明, 王 博

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 基于一台增压直喷米勒循环发动机, 加装低压废气再循环系统(LP-EGR), 通过改变 EGR 率, 研究 LP-EGR 对汽油机燃烧和油耗的影响。研究表明: 在中小负荷工况下, EGR 通过降低泵气损失来减小发动机油耗, 油耗最高能减小 8.41%; 在大负荷工况下, EGR 通过抑制爆震, 修正点火时刻来降低油耗, 油耗最高能减小 5.67%; 在近全负荷工况下, EGR 通过降低排气温度, 减少“过喷油”来降低油耗, 油耗可减小 20.4%。在燃烧方面, EGR 会导致燃烧放缓, 燃烧循环变动增大。随着 EGR 率的增大, 着火时刻推迟, 燃烧持续期增大, 最大放热率降低, 缸内最高温度降低; 由于优化了点火提前角, 缸内最高压力增大。

关键词: 低压废气再循环; 油耗; 燃烧; 增压直喷

中图分类号: TK417

文献标志码: A

Influence of Low Pressure Exhaust Gas Recirculation on Combustion and Fuel Consumption of Turbocharged Direct Injection Gasoline Engine

LOU Diming, WANG Bo

(School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A turbocharged direct injection miller cycle engine was selected and a low pressure exhaust gas recirculation (LP-EGR) was installed. By changing the EGR rate, the influence of LP-EGR on the combustion and fuel consumption of gasoline engine was studied. The results show that: under medium and small load conditions, fuel consumption reduces with the decreasing of pumping loss by changing the EGR rate, and the fuel consumption can be reduced by up to 8.41%. Under heavy load conditions, fuel consumption reduces with the EGR by inhibiting knock and modifying ignition time, and the fuel consumption can be reduced by up to 5.67%. Under near full load conditions, fuel consumption reduces by

lowering exhaust temperature and “over injection”, and fuel consumption can be reduced by 20.4%. With the EGR, combustion will slow down and coefficient of variation will increase. With the increasing of EGR rate, the ignition time delays and the combustion duration increases, but the maximum heat release rate and the maximum temperature in the cylinder decrease. Because of optimized ignition advance angle, the maximum pressure in cylinder increases.

Key words: low pressure exhaust gas recirculation (LP-EGR); fuel consumption; combustion; turbocharged direct injection

为应对日趋严格的油耗和排放标准, 众多国内外汽车厂家将优化发动机热效率作为研究重点。现已有众多技术被应用于汽油机上, 如增压技术、缸内直喷技术、可变气门正时技术、米勒循环等。但由于上述技术所带来的节油效果有限, 为了进一步降低汽油机油耗, 必须在上述技术的基础上引入新技术来进一步提高汽油机热效率。

废气再循环技术(exhaust gas recirculation, EGR)作为一种能改善发动机排放和性能的技术手段, 已经广泛应用于柴油机上, 其主要作用是通过降低柴油机缸内温度来减少 NO_x 的生成。对于 EGR 在汽油机上的应用, 国内外学者也进行了大量研究。

Takaki 等^[1]分析了现有的三种 EGR 系统, 分别是低压废气再循环系统、高压废气再循环系统、混合废气再循环系统, 比较了这三种 EGR 系统在小型增压发动机上的应用。结果发现比起另外两种系统, LP-EGR 系统的优势更大, 主要是因为 LP-EGR 系统的工作范围更广并且可以更好的抑制缸内爆震, 那么就可以进一步优化点火时刻, 从而降低发动机的油耗和排气温度。Chao 等^[2]在一台 1.3L 的进气

收稿日期: 2019-07-10

基金项目: 国家重点研发计划(2018YFB0105802)

第一作者: 楼狄明(1963—)男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为发动机替代燃料与排放控制技术, 柴油混合动力技术等。E-mail: loudiming@tongji.edu.cn



论文
拓展
介绍

歧管喷射增压发动机上比较了HP-EGR和LP-EGR对发动机燃烧和燃油消耗性的影响,研究发现LP-EGR对发动机燃烧的影响比HP-EGR更大,在中低负荷工况下,由于压差的影响,HP-EGR能引入的废气量有限,这限制了其在此工况下的节油效果。Bourhis等^[3]在一台直喷发动机上比较了LP-EGR和IGR(Internal Gas Residual)对发动机性能的影响,结果发现在中等负荷下,LP-EGR能更有效的抑制爆震,对油耗的优化效果更好。通过以上研究可以看出,比起其他结构的EGR系统,LP-EGR对汽油机的优化效果最好。

为了提高发动机性能,往往会在EGR系统内部加入中冷器,虽能降低引入缸内的废气温度,但会形成腐蚀性冷凝液,这些冷凝液会腐蚀压气机叶片,损害发动机零部件^[4-8],为了解决此问题,Fischer等^[9]在一台增压直喷汽油机上引入了一种清洁EGR系统,研究发现,在最大负荷附近,发动机的油耗降低了12%,PN更是降低了超过70%;由于清洁EGR系统减少了腐蚀冷凝液的形成,可以将EGR冷却温度降低至40℃,进一步提升了发动机的经济性。

潘锁柱等^[10]在一台缸内直喷汽油机上研究了EGR对排放的影响。结果表明EGR可以降低NO_x排放,最大可降低80%以上;将导致THC和CO排放升高;排气颗粒物呈核态和积聚态的双峰分布。贾宁、高尚志等^[11-18]研究了EGR对汽油机燃烧和油耗的影响,结果发现EGR会降低汽油机的泵气损失并抑制爆震,从而达到节油的目的。然而,国内外学者对于在增压直喷米勒循环发动机上增加LP-EGR系统的研究较少。因此,本文在一台增压直喷米勒循环发动机上加装LP-EGR系统,研究了LP-EGR系统对增压直喷发动机油耗和燃烧的影响。

1 试验设备及方案

1.1 试验发动机

试验发动机为一台采用米勒循环的1.5L四缸增压直喷发动机,压缩比为11.5,额定功率及最大扭矩分别为124kW和250N·m。试验所用燃料为市售95号汽油。

1.2 试验设备

测试台架布置如图1所示,测试设备包括AVL系列排放测试系统、OBS-2200、燃烧分析仪等,具体如表1所示。

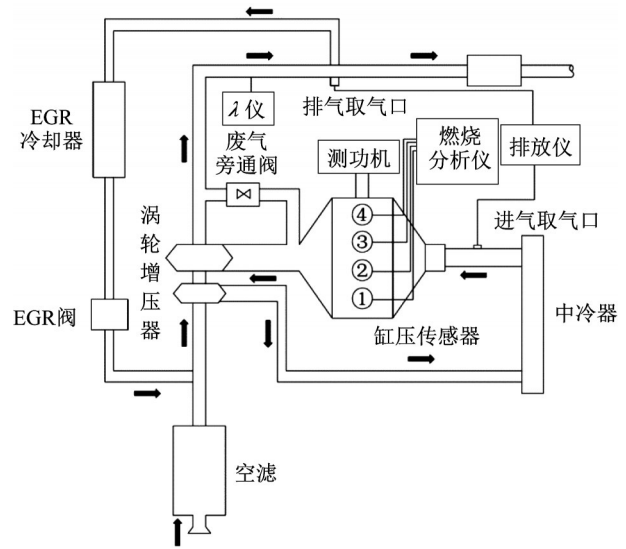


图1 台架布置

Fig.1 Bench arrangement

表1 测试设备

Tab.1 Test equipment

试验设备	测试参数/单位
PUMA控制台	—
AVL电力测功机	功率/kW 转矩/N·m 转速/ $r \cdot \min^{-1}$
735油耗仪	比油耗/ $g \cdot (kW \cdot h)^{-1}$
流量传感器	进气流量/ $kg \cdot h^{-1}$ 进气压力/kPa 排气压力/kPa 后处理后压力/kPa
压力传感器	进气温度/K 排气温度/K
温度传感器	缸内压力/MPa
缸压传感器	进气压力波/kPa
压力波传感器	角标仪 0.5°~0.75°
角标仪	燃烧参数
燃烧分析仪	排放分析仪 CO ₂ 体积分数/%
排放分析仪	

1.3 试验方案

根据EGR系统对发动机不同工况下的影响特点,研究选取了发动机三个常用转速,即2000 $r \cdot \min^{-1}$ 、3000 $r \cdot \min^{-1}$ 、4000 $r \cdot \min^{-1}$ 下的低、中、高负荷点以及4000 $r \cdot \min^{-1}$ 额定扭矩点。其中低、中、高负荷及4000 $r \cdot \min^{-1}$ 额定扭矩点所对应的BMEP分别为0.5MPa、1MPa、1.5MPa和2.09MPa。具体工况数据如图2所示。本次试验中EGR的冷却方式采用水冷,冷却液取自发动机小循环冷却液。

对于给定工况,在原机标定的基础上,保证IVO、EVC不变,通过调整点火提前角来保证发动机处于最佳油耗状态,控制过量空气系数 λ 为1,即理论空燃比燃烧。调节EGR阀门大小,并且调整点火角度,同时监测燃烧数据。特别的,在爆震倾向较大

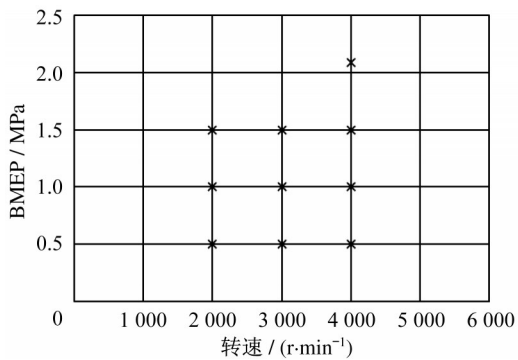


图2 试验工况点

Fig.2 Test operating points

的工况点,尽可能将发动机调至爆震极限状态。本文中的爆震极限状态指的是发动机的爆震传感器刚好监测到爆震信号,并自动推迟点火时刻时的发动机状态。通过调节EGR阀门开度和排放分析仪读数来控制EGR率的大小,EGR率扫点值为5%、10%、15%和20%。在通入EGR后,发动机扭矩会有所下降,这时需要通过调节节气门或废气旁通阀开度来维持给定工况点的扭矩输出。监测燃烧数据时,应使发动机既不出现失火也不出现爆震。在满足燃烧稳定性的前提下,即燃烧循环变动(coefficient of variation, COV)小于3%,以油耗最优为目标,找出该工况点下的最佳EGR率,EGR阀门开度、点火提前角组合。其中,在4000 r·min⁻¹额定扭矩点,可适当增大λ来减少“过喷油”现象,但需保证排气温度始终小于950℃。

试验中对于稳态工况点EGR率的测量是通过测量进气歧管、排气管路以及大气环境中的CO₂体积分数,从而计算得到工况点的EGR率,即:

$$X_{\text{EGR}} = \frac{[\text{CO}_2]_{\text{intake}} - [\text{CO}_2]_{\text{ambient}}}{[\text{CO}_2]_{\text{exhaust}} - [\text{CO}_2]_{\text{ambient}}} \quad (1)$$

式中: X_{EGR} 表示EGR率; $[\text{CO}_2]_{\text{intake}}$ 表示进气歧管中CO₂的体积分数; $[\text{CO}_2]_{\text{exhaust}}$ 表示排气管中CO₂的体积分数; $[\text{CO}_2]_{\text{ambient}}$ 表示大气中CO₂的体积分数。

2 试验结果及分析

2.1 LP-EGR在小负荷下对发动机的影响

2.1.1 小负荷下对发动机燃烧的影响

把着火时刻定义为累计放热率5%时所对应的曲轴转角,把CA50定义为累计放热率为50%所对应的曲轴转角,而燃烧持续期则被定义成累积放热率从10%到90%的曲轴转角间隔期。在小负荷工

况下,由于原机的爆震倾向小,发动机标定时可将CA50调到接近等容燃烧的范围。在标定发动机的点火时刻时,工程上常将7°~9°作为CA50的最佳标定区间^[18]。认为CA50在此范围内时,发动机的热效率最高,即在发动机的一个工作循环内,燃料热化学能可更高效的转化为活塞运动机械能。

如图3所示,引入EGR后,可以相应增大发动机的点火提前角。这是因为虽然在小负荷工况下,发动机不会发生爆震,但是加入EGR后,通入缸内的废气稀释了燃油混合气体,导致氧气分子和燃油分子的碰撞几率降低^[11],缸内混合气的比热容增大,这会降低缸内温度,导致着火时刻推迟;另一方面,着火延迟和火焰传播速率降低会导致CA50推迟,以致不能使CA50再维持在7°~9°这个最有利于油耗的区间之内,故这时可以通过增大点火提前角来修正CA50偏移的角度,使其保持在最佳油耗区域。对于燃烧持续期来说,随着EGR率增大,燃烧持续期延长。EGR率增大,即加入缸内的废气量会增多,这会进一步降低火焰传播速率,使得燃油混合气的燃烧速度放缓,即燃烧持续期会延长。

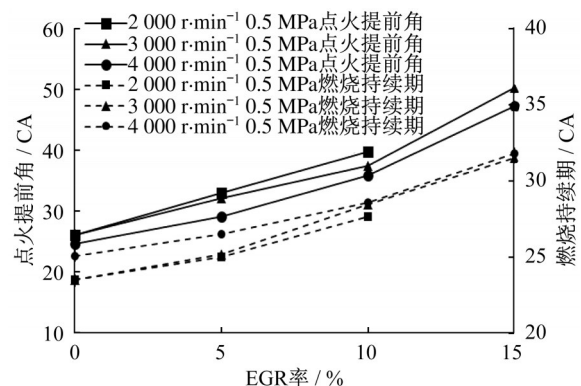


图3 小负荷下EGR对燃烧的影响

Fig.3 Effect of EGR on combustion under low load

如图4所示,小负荷时,在低转速工况下,COV整体较大,即燃烧稳定性较差。加入EGR后,随着EGR率的增大,燃烧稳定性逐渐变差。但由于同时修正了点火提前角,COV整体都维持在3%以下,表明燃烧处于较稳定的状态。

2.1.2 小负荷下对发动机油耗的影响

如图5所示,随EGR率的增加,BSFC呈逐渐降低的趋势。2000 r·min⁻¹,3000 r·min⁻¹和4000 r·min⁻¹小负荷下,比起原机,通入EGR后,发动机的油耗分别下降了1.79%,2.21%和5.65%。在2000 r·min⁻¹,0.5MPa工况下,由于催化包后与压气机前压差较小,导致可通入的废气量有限,因此此工况下

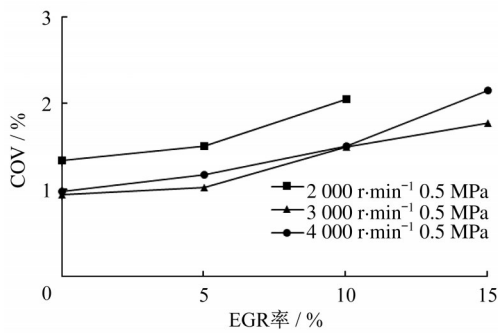


图4 小负荷下EGR对燃烧稳定性的影响

Fig.4 Effect of EGR on combustion stability under low load

最高EGR率仅为10%，这也使得EGR在此工况下对发动机油耗的影响最小。

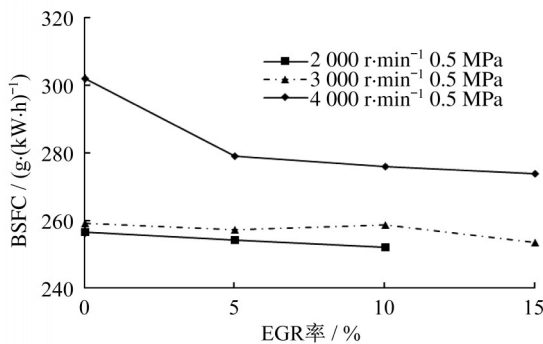


图5 小负荷下EGR对BSFC的影响

Fig.5 Effect of EGR on BSFC under low load

小负荷工况下,EGR之所以能够降低发动机的燃油消耗率,是因为加入EGR降低了发动机的泵气损失^[16]。如图6所示,随着EGR率的增大,节气门开度逐渐增大,泵气损失逐渐降低。造成这种现象的原因是:加入EGR系统后,将有一部分废气在节气门之前与新鲜充量混合,会占用部分新鲜充量体积。比起原机,在相同节气门开度下,进入气缸内的新鲜充量将减少,这会影发动机的输出功率。为了维持给定的输出功率,就必须增大节气门开度,以便通入更多的新鲜充量。在给定工况下,随着节气门开度变大,由节气门所造成的节流损失将减小,因此,泵气损失也会随之降低。

2.2 LP-EGR在中负荷下对发动机的影响

2.2.1 中负荷下对发动机燃烧的影响

如图7所示,在3000r·min⁻¹,4000r·min⁻¹工况下,通入EGR前后,CA50基本都可以保持在7°~9°之间。这是由于在中高速中负荷工况下,发动机的爆震倾向较低,标定时可以尽可能大的通过增大点火提前角来保证油耗;而在2000r·min⁻¹工况下,CA50则不能一直

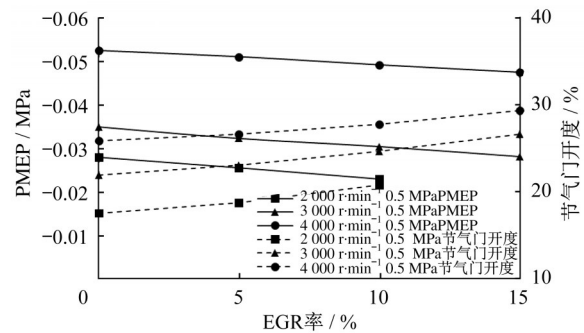


图6 小负荷下EGR对PMEP的影响

Fig.6 Effect of EGR on PMEP under low load

保持在7°~9°的区间内,而是随着EGR率的增大逐渐降低,直到EGR率达到15%时,CA50才降低到8.58°。这是由于在低速中负荷时,发动机爆震倾向大,原机必须通过推迟点火来抑制爆震。在通入EGR后,由于废气具有较大的比热容,可以吸收一部分放热量,且可以稀释缸内的混合气,从而降低缸内的温度和压力,因此会起到抑制爆震的作用^[13]。所以,在原机基础上加入EGR后,可以适当的增大点火提前角以补偿爆震对点火时刻的影响。然而,在EGR率较低时,由于加入缸内的废气量有限,其对于爆震的抑制效果也有限,所以当EGR率小于15%时,尽管可以通过修正点火时刻来降低CA50,但是在CA50降低到7°~9°之前,发动机就已经达到了爆震极限,故不能将CA50降低到最佳油耗区间内。特别的,在4000r·min⁻¹1MPa工况下,当EGR率达到19%时,由于COV大于5,此时的燃烧循环变动大,燃烧不稳定,导致CA50出现了较大的偏差。

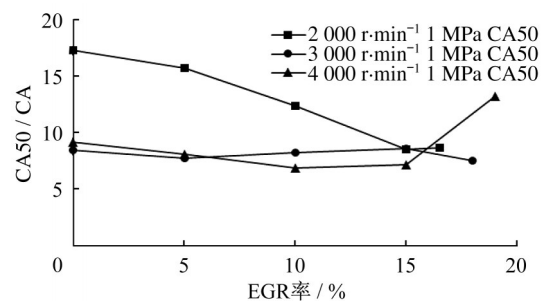


图7 中负荷下EGR对CA50的影响

Fig.7 Effect of EGR on CA50 under middle load

如图8所示,EGR率越大,点火时刻可提前的幅度越大,燃烧持续期也越大。造成这种现象的原因是加入EGR会导致着火时刻推迟,在低速时还会起到抑制爆燃的作用,所以可以适当对点火提前角进行修正,起到降低发动机油耗的作用;由于EGR的稀释作用和较大的比热容,会降低火焰传播速率,因此燃烧持续期也会延长。

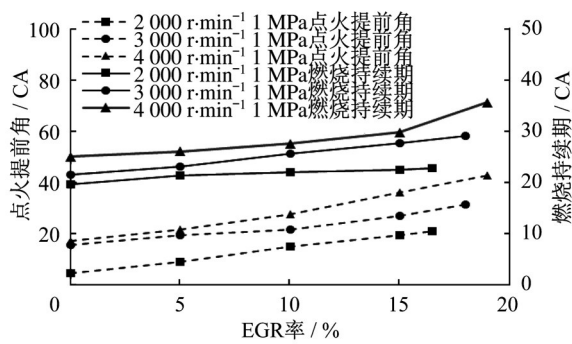


图8 中负荷下EGR对燃烧的影响

Fig.8 Effect of EGR on combustion under middle load

如图9所示,随着EGR率的增大,转速的升高,缸内最高温度与最大放热率均下降。这是由于EGR的稀释作用降低了缸内混合气体的氧浓度,惰性气体会阻碍火焰的传播从而影响火焰传播速率,导致燃烧放缓,最大放热率降低,且热容效应会降低缸内的燃烧温度,从而降低缸内最高温度与压力^[10]。

如图10所示,AP_{max}表示达到最大压力所对应的曲轴转角。缸内最大压力会随着EGR率的增大而

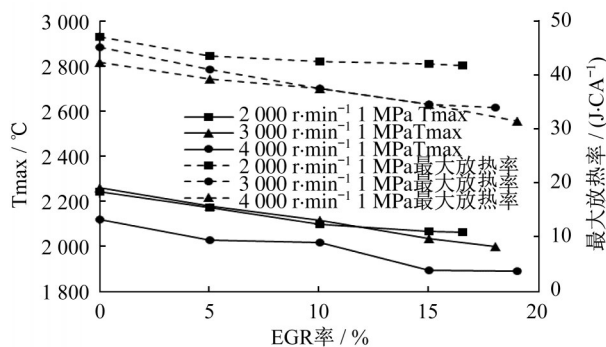
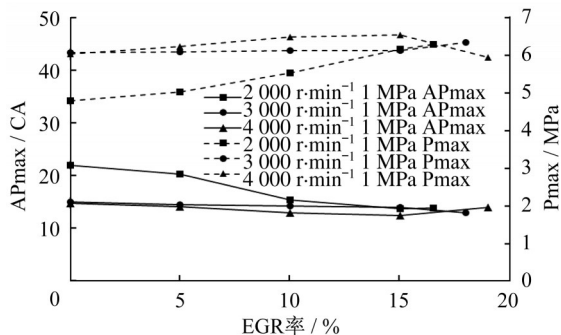
图9 中负荷下EGR对缸内最高温度和最大放热率的影响
Fig.9 Effect of EGR on maximum temperature and maximum heat release rate in cylinder under middle load

图10 中负荷下EGR对缸内最大压力的影响

Fig.10 Effect of EGR on maximum pressure in cylinder under middle load

增大,且达到峰值压力的时刻会有所提前。原本由于EGR的稀释效应和热容效应,会导致缸压峰值下降,燃烧放缓,AP_{max}推迟。但本文中,在通入EGR的同时适当的增大了点火提前角,将每个工况点都调整至爆震极限的位置。因此,缸内最大压力反而升高。

2.2.2 中负荷下对发动机油耗的影响

如图11所示,随着EGR率的增加,BSFC是呈逐渐降低的趋势。特别的,在4000 r·min⁻¹ 1MPa工况下,当EGR率达到19%时,油耗反而升高。2000 r·min⁻¹,3000 r·min⁻¹和4000 r·min⁻¹中负荷下,比起原机,通入EGR后,发动机的油耗分别下降了8.41%,2.54%和1.42%。EGR对油耗的影响在2000 r·min⁻¹时最大,而在4000 r·min⁻¹时最小。

究其原因,在2000 r·min⁻¹,3000 r·min⁻¹中负荷时,EGR都能通过减小泵气损失来降低油耗。除此之外,在2000 r·min⁻¹中负荷下,由于爆震倾向大,原机只能通过推迟点火来降低其爆震倾向。推迟点火虽然能够抑制爆震,但是会导致CA50不能保持在最佳位置,如图6所示,2000 r·min⁻¹ 1MPa下原机所对应的CA50为17.2°,而在3000 r·min⁻¹ 1MPa下原机所对应的CA50为8.4°,低速时CA50不在7°~9°之间,因而造成油耗较高。加入EGR后,由于其可以抑制爆震,在低速时,便可以更大程度的修正点火提前角,从而大幅减小发动机的燃油消耗。

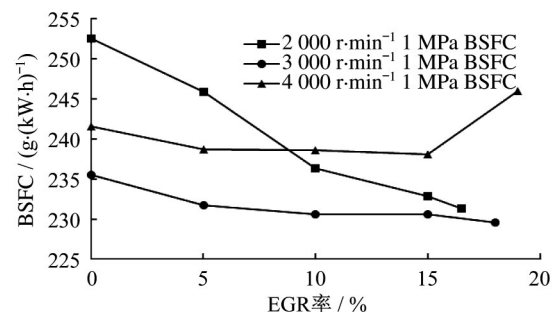


图11 中负荷下EGR对BSFC的影响

Fig.11 Effect of EGR on BSFC under middle load

而在4000 r·min⁻¹ 1MPa下,一方面,EGR率最大时,由于COV大于5,发动机失火严重,此时燃烧不稳定,油耗测量波动较大;另一方面,如图12所示,此工况下的泵气损失会随着EGR率的增大而逐渐增大。究其原因,其余中小负荷工况主要依靠节气门来调节发动机负荷,不同的是,此工况则主要依靠废气旁通阀来控制发动机的负荷变化,而非节气门。当EGR率增大时,进入缸内的空气量将减少,为了不影响发动机的功率输出,发动机需减小废气

旁通阀开度来提高增压压力。废气旁通阀开度减小导致排气背压上升,且排气背压变化幅度较进气压力明显,从而导致PMEP增大。当泵气损失对油耗的恶化效果大于修正点火时刻带来的收益时,油耗反而会有所升高。因此,在 $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 1MPa下,EGR率过大时反而会使发动机油耗升高,所以在此工况下其最佳EGR率为15%,均小于其余两个工况。综上, $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 1MPa下,由于EGR在抑制爆震的同时会增大泵气损失,所以,此工况下油耗的减小幅度最低。

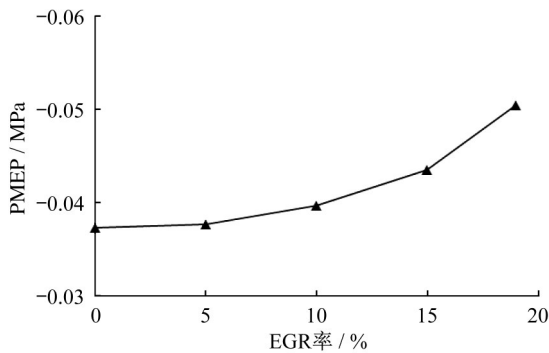


图12 $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 1MPa下EGR对PMEP的影响

Fig.12 Effect of EGR on PMEP under $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 1MPa

2.3 LP-EGR在大负荷下对发动机的影响

2.3.1 大负荷下对发动机燃烧的影响

如图13所示,在低、中、高速大负荷工况下,发动机的爆震倾向都很大,原机只能通过推迟点火来降低其爆震倾向。 $2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 大负荷下原机的CA50分别为 22.9° 、 17.8° 、 12.7° ,由此可以看出在低速大负荷时,原机的爆震倾向最大,其推迟点火的程度最大,导致此工况下油耗最高。通入EGR后,可以一定程度上抑制爆震的发生。在低速时,由于爆震倾向最大,当EGR率达到此工况下的最大值18.5%时,CA50也只能降低至 15° ;而在中速下,当EGR率达到19%时,CA50可降至 8.8° ,处于最佳油耗区间内;相应的,在高速下,当EGR率达到15%时,CA50就降低至 8.7° 。这说明在中高速时,EGR可以较彻底的解决由于爆震所引起的点火推迟问题,在引入大EGR率后,可以使CA50处于 $7^\circ\sim 9^\circ$ 之间,即更接近于等容燃烧;而在低速时,由于爆震趋势过大,EGR对于爆震的改善效果则有限。

2.3.2 大负荷下对发动机油耗的影响

如图14所示,与 $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 1MPa时类似,大

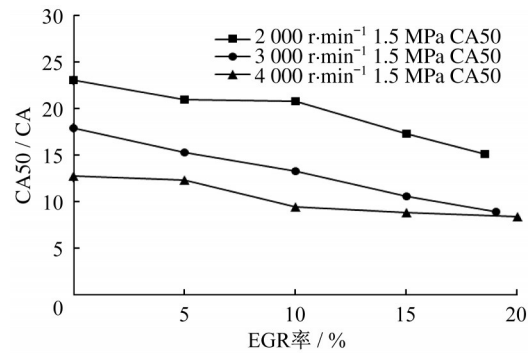


图13 大负荷下EGR对CA50的影响

Fig.13 Effect of EGR on CA50 under high load

负荷下,泵气损失会随EGR率的增大而增大。这主要是因为在大负荷下,节气门已接近全开,此时调节节气门开度对负荷的影响甚微。为了保证扭矩输出,发动机必须减小废气旁通阀开度。因此,EGR率增大,排气背压也会上升,最终导致PMEP增大。

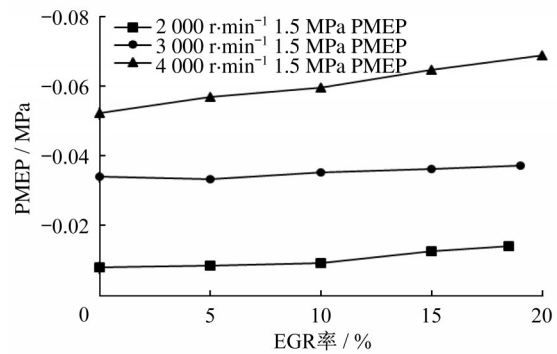


图14 大负荷下EGR对PMEP的影响

Fig.14 Effect of EGR on PMEP under high load

如图15所示,大负荷下,随着EGR率的增加,BSFC逐渐降低。究其原因,虽然EGR率增大会导致泵气损失有所升高,但通过抑制爆震,优化点火带来的油耗收益仍大于由于泵气损失增大带来的燃油损失。因此,总的来说,EGR在大负荷下仍能作为减小发动机油耗的技术手段。然而,在 $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 1MPa下,EGR率达到20%时,PMEP将增大至 -0.069 MPa 。与此同时,增大点火提前角已无法再大幅降低发动机油耗,从而导致燃油收益小于消耗。因此,此测点下的BSFC较EGR率为15%时反而有所升高。

$2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 大负荷下,比起原机,通入EGR后,发动机的油耗分别降低了5.67%,4.20%和1.07%。EGR在 $2\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时对油耗的影响最大, $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时最小。造成这种现象的原因是:一方面,低速时,原机的爆震倾向过大,通过推迟点火而牺牲的燃油消耗也较中高速

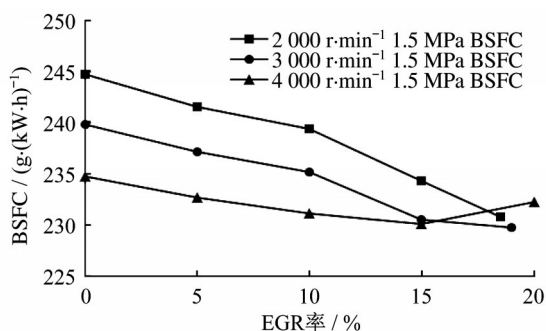


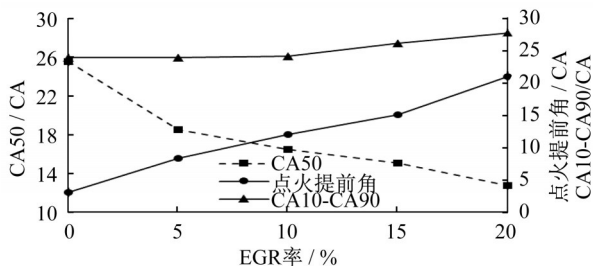
图15大负荷下EGR对BSFC的影响

Fig.15 Effect of EGR on BSFC under high load

多,所以在低速时,通过引入EGR并合理修正点火时刻对油耗的影响最大;另一方面,从图14中可以看出,转速越高,泵气损失越大,且EGR率对泵气损失的影响在高速时也更为显著。因此,低速时,EGR率增大带来的收益最大,损耗最小,高速时则相反。

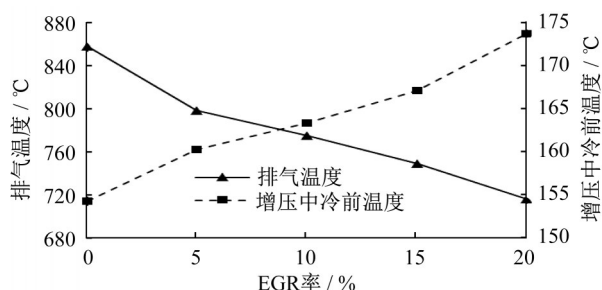
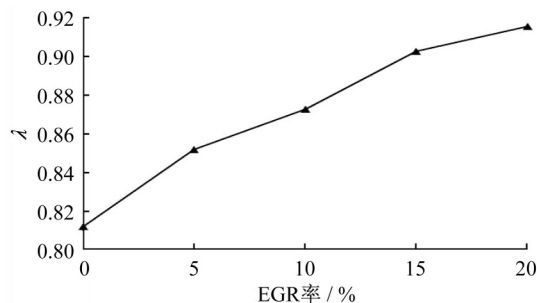
2.3.3 4 000 r·min⁻¹额定扭矩下对发动机的影响

如图16所示,原机对应的点火提前角为3°,CA50为25.6°;EGR率为20%时,对应的点火提前角为21°,CA50为12.7°。类似于大负荷工况,同样的,在此工况下,通入EGR后可以有效抑制发动机的爆震倾向,通过增大点火提前角可以相应的降低CA50,让缸内燃烧更接近于等容燃烧,从而提高发动机的热效率。

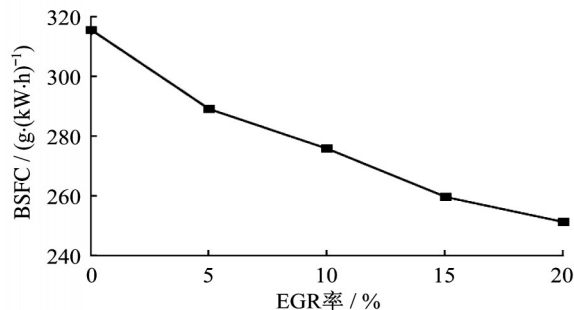
图16 4 000 r·min⁻¹额定扭矩下EGR对燃烧的影响Fig.16 Effect of EGR on combustion under 4 000 r·min⁻¹ rated torque

有别于其他工况点,在高速近全负荷工况点下,由于此时汽油机的排气温度过高,往往会超过950°C,过高的温度会损害排气系统以及后处理装置。为了保护排气系统,防止排气温度过高,往往会在这些工况点进行“过喷油”。虽然“过喷油”可以有效的保护三元催化器和涡轮增压器,但是会导致燃油消耗大大增加。通过引入EGR系统,可以有效改善这一现象。如图17、18所示,原机为了将排气温度降低至858°C,只能将λ降低至0.81。引入EGR系统后,排气温度随着EGR率的增大逐渐降低,在

EGR率达到20%时,排气温度降低至716°C。由于通过应用EGR有效降低了排气温度,可以相应的提高λ来减少喷油量。当EGR率达到20%时,λ则提高至0.92。

图17 4 000 r·min⁻¹额定扭矩下EGR对温度的影响Fig.17 Effect of EGR on temperature under 4000 r·min⁻¹ rated torque图18 4 000 r·min⁻¹额定扭矩下EGR对λ的影响Fig.18 Effect of EGR on λ under 4 000 r·min⁻¹ rated torque

如图19所示,在4 000 r·min⁻¹额定扭矩工况,BSFC和EGR率仍是呈负相关的关系,原机的BSFC为315.66g·(kW·h)⁻¹,当EGR率为20%时,发动机的BSFC为251.28g·(kW·h)⁻¹,此工况下,发动机的油耗降低了20.4%。相较于其他工况,油耗降低幅度大幅提高。究其原因,在高速近全负荷下,EGR不仅可以抑制爆震,更为关键的是,它还能通

图19 4 000 r·min⁻¹额定扭矩下EGR对BSFC的影响Fig.19 Effect of EGR on combustion under 4 000 r·min⁻¹ rated torque

过降低排气温度来消除“过喷油”现象带来的燃油损耗,可进一步提高发动机的热效率。

3 结论

(1) 加入EGR会推迟发动机的着火时刻,延长燃烧持续期,并降低缸内最高温度、最高压力和最大放热率。在引入EGR的同时增大点火提前角,使发动机临近爆震,缸内最高压力反而增大。

(2) 在中小负荷工况下,引入EGR可以降低发动机的泵气损失。而在大负荷和 $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 中负荷工况下,随着EGR率的增大,泵气损失反而会逐渐增大。

(3) 在中小负荷下,EGR主要通过减小泵气损失来提高发动机的燃油经济性;在大负荷下,由于EGR对爆震的抑制作用,可通过优化点火时刻来降低发动机油耗。

(4) $4\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 额定扭矩点,EGR可使发动机油耗较原机减小20.4%。此工况下,EGR不仅可以抑制爆震,更为关键的是,它还能通过降低排气温度来消除“过喷油”现象带来的燃油损耗。

参考文献:

- [1] TAKAKI D, TSUCHIDA H, KOBARA T, *et al.* Study of an EGR system for downsizing turbocharged gasoline engine to improve fuel economy[R]. Detroit: SAE, 2014.
- [2] CHAO Y, LU H, HU Z, *et al.* Comparison of fuel economy improvement by high and low pressure EGR system on a downsized boosted gasoline engine[R]. Detroit: SAE, 2017.
- [3] BOURHIS G, CHAUVIN J, GAUTROT X, *et al.* LP EGR and IGR compromise on a GDI engine at middle load[J]. SAE International Journal of Engines, 2013,6(1):67.
- [4] WAREY A, BIKA A, VASSALLO A, *et al.* Combination of Pre-EGR cooler oxidation catalyst and water vapor condensation to mitigate fouling[J]. SAE International Journal of Engines, 2014, 7(1):21.
- [5] WAREY A, LONG D, BALESTRINO S, *et al.* Visualization and analysis of condensation in exhaust gas recirculation coolers[R]. Detroit: SAE, 2013.
- [6] ROTH D, GONZALEZ T, SOTELO A. Condensing LPL EGR mixer with mid-pressure loop [J]. SAE International Journal of Engines, 2015, 8(4):1544.
- [7] SERRANO J, PIQUERAS P, ANGIOLINI E, *et al.* On cooler and mixing condensation phenomena in the long-route exhaust gas recirculation line[R]. Detroit: SAE, 2015.
- [8] BRAVO Y, ARNAL C, LARROSA C, *et al.* Impact on fouling of different exhaust gas conditions with low coolant temperature for a range of EGR cooler technologies [R]. Detroit: SAE, 2018.
- [9] FISCHER M, KREUTZIGER P, SUN Y, *et al.* Clean EGR for gasoline engines—innovative approach to efficiency improvement and emissions reduction simultaneously [R]. Detroit: SAE, 2017.
- [10] 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):749.
PAN Suozhu, SONG Chonglin, PEI Yiqiang, *et al.* Influence of EGR on combustion and emissions of a gasoline direct-injection Engine[J]. Transactions of CSICE, 2012,30(5):749.
- [11] 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.
JIA Ning, GAO Dingwei, GUO Xiangyang, *et al.* Experimental study into the effect of EGR on a turbocharged port fuel injection gasoline engine [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2016,37(2):43.
- [12] 高尚志, 潘建考, 杨陈, 等. 低压EGR对GDI发动机燃烧和燃油经济性的影响[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2018,47(6):7.
GAO Shangzhi, PAN Jiankao, YANG Chen, *et al.* Effect of low pressure EGR on combustion and fuel economy of GDI engine [J]. Small Internal Combustion Engine and Vehicle Technique, 2018,47(6):7.
- [13] LU H, DENG J, HU Z, *et al.* Study on fuel economy improvement by low pressure water-cooled EGR system on a downsized boosted gasoline engine[R]. Detroit: SAE, 2016.
- [14] LIU T, ZHANG F, CHAO Y, *et al.* Effect of EGR temperature on PFI gasoline engine combustion and emissions [R]. Detroit: SAE, 2017.
- [15] 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.
QIN Bo, ZHANG Zonglan, LIN Sicong. Low pressure cooled EGR for a downsized gasoline engine to improve fuel economy [J]. Small Internal Combustion Engine and Vehicle Technique, 2017,46(4):19.
- [16] 高莹, 徐英健, 门欣, 等. 配气相位和废气再循环对Atkinson循环发动机泵气损失影响及优化[J]. 西安交通大学学报, 2018,52(3):47.
GAO Ying, XU Yingjian, MEN Xin, *et al.* Optimization and pumping loss analysis on Atkinson cycle engine considering valve timing and EGR [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018,52(3):47.
- [17] 钱德猛, 王军. 汽油机外部EGR节油技术的应用[J]. 内燃机, 2015,30(5):8.
QIAN Demeng, WANG Jun. The application of gasoline external EGR for fuel economy [J]. Internal Combustion Engines, 2015,30(5):8.
- [18] 付航. 汽油发动机低压废气再循环技术仿真及试验研究[D]. 重庆:重庆大学, 2017.
FU Hang. Research on low pressure exhaust gas recirculation of gasoline engine in simulation and experiment [D]. Chongqing: Chongqing University, 2017.