

DOI: 10.20035/j.issn.1671-2668.2024.04.002

引用格式:常雪嵩,张兴法,于鹏飞,等.GDI增压汽油发动机机油稀释问题分析及优化[J].公路与汽运,2024,40(4):6-10.

Citation:CHANG Xuesong,ZHANG Xingfa,YU Pengfei,et al.Analysis and optimization of the problem of engine oil dilution in supercharged gasoline engine based on GDI[J].Highways & Automotive Applications,2024,40(4):6-10.

GDI 增压汽油发动机机油稀释问题分析及优化

常雪嵩^{1,2}, 张兴法^{1,2}, 于鹏飞^{1,2}, 胡佳佳^{1,2}, 马京卫^{1,2}

(1.长城汽车股份有限公司,河北保定 071000;2.河北省车用发动机技术创新中心,河北保定 071000)

摘要: 目前增压发动机汽车日益增多,缸内直喷(GDI)技术在增强汽车动力性的同时,发动机机油稀释问题增多。文中针对某2.0T增压汽油发动机在试验过程中出现的机油稀释问题,分析机油稀释的形成机制和影响因素,从发动机水温、喷油策略、燃油导轨压力方面提出优化措施并进行验证。结果表明,发动机水温从88℃提高至98℃、喷油起始时刻(SOI)由95℃CA调整为40℃CA、燃油导轨压力由13MPa提高至15MPa,机油稀释问题得到明显改善。

关键词: 汽车;增压汽油发动机;机油稀释;缸内直喷(GDI)技术;喷油起始时刻(SOI)

中图分类号:U473.6

文献标志码:A

文章编号:1671-2668(2024)04-0006-05

缸内直喷(Gasoline Direct Injection,GDI)技术在改善油耗的同时能增强发动机的动力性^[1-5],具有良好的燃油经济性和瞬态响应特性^[6]。目前很多整车制造厂都在发动机上配备GDI技术,机油稀释问题增多。

机油稀释是发动机常见问题之一。发动机工作时,非机油物质(主要包括燃油、缸内不完全燃烧产物、防冻液、摩擦产生的不溶物等)进入机油,加速机油黏度下降,进而促使机油提前失效,这一现象即为机油稀释^[7-8]。判断机油稀释最直观的方法是看油底壳中机油是否增多,可通过机油标尺观察机油稀释情况。机油稀释问题可能批量出现,如2018年出现的本田CRV(City Recreation Vehicle,城市多功能休闲车)机油门事件,机油异常增多是主要问题表现,油底壳机油超过机油标尺上限刻度值,且机油中含有明显汽油成分^[9]。所以机油稀释是各大主机厂重点研究问题之一。

1 机油稀释形成机制

对于缸内直喷发动机,当气缸壁附着燃油时,燃油会通过活塞环上下运动泄漏到油底壳与机油混合。发动机稳态运行时,油底壳中机油含有汽油的量几乎不变,原因是燃油挥发量和燃油进入油底壳的量相互抵消。图1为机油稀释产生原理示意图。

发动机运转稳定时,机油中的燃油量一定,不随

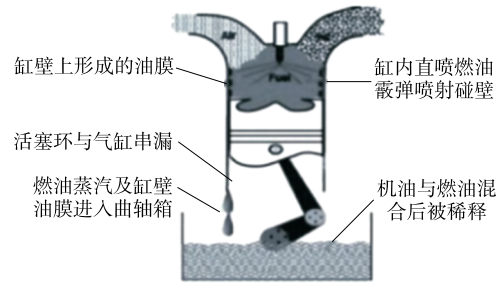


图1 机油稀释产生原理示意图

时间变化,即:

$$Fin(t) = A \quad (1)$$

式中: $Fin(t)$ 为 A 随时间 t 变化的函数; A 为掺入到机油中的燃油量。

发动机进气冲程结束时,机油中含有燃油的多少与燃油从机油中挥发量之间存在式(2)所示关系。

$$Fout(t) = B\omega(t) \quad (2)$$

式中: $Fout(t)$ 为机油中燃油挥发量; B 为常数; $\omega(t)$ 为机油稀释量。

机油稀释量与初始机油稀释量和加入发动机的机油量有关,即:

$$\omega(t) = \frac{\int Fin(t)dt \int Fout(t)dt}{V} + D \quad (3)$$

式中: V 为机油量; D 为初始机油稀释量。

对式(3)两边微分,得:

$$\omega'(t) = \frac{1}{V} [Fin(t) - Fout(t)] \quad (4)$$

$$\omega'(t) = \frac{1}{V} [A - B\omega(t)] \quad (5)$$

$$\omega'(t) = \frac{A}{B} + \left(D - \frac{A}{B}\right) e^{-B/Vt} \quad (6)$$

从式(6)来看,如果时间设定无限长,机油稀释量是一个常数,与加入发动机的机油量没有关系,即:

$$\omega'(\infty) = \frac{A}{B} \quad (7)$$

通过测量发动机机油中燃油稀释量,验证了以上推导的机油稀释量方程^[10]。

2 机油稀释产生的影响

2.1 燃油经济性降低

机油稀释会使机油黏度下降,导致润滑不足,从而使发动机中运动件产生磨损。摩擦增加,带走一部分有用功,发动机的机械效率下降。由于机油稀释的本质是燃油进入油底壳,这部分燃油没有参与燃烧做功,燃油消耗增加。

2.2 动力性不足

由于进入油底壳的燃油没有在缸内燃烧做功,缸内平均有效压力降低,最直观的表现就是发动机动力性不足。

2.3 排放特性恶化

燃油湿壁(未燃烧的燃油附着在缸壁上形成油膜)是导致机油稀释的原因之一。缸内火焰逐渐扩散,火焰传热减弱,导致湿壁的燃油无法完全燃烧,由于燃油中含有大量碳、氢,未完全燃烧的燃油产生 CO、NO_x 和颗粒物,排放中有害物质增加。

2.4 机油寿命降低

燃油等非机油物质与机油混合,造成机油黏度降低。而运动件之间靠油膜润滑以免产生磨损,机油黏度降低,摩擦副之间的油膜无法建立,运动件之间磨损加剧,同时机油失去润滑效果,即机油失效,机油寿命降低。

2.5 摩擦副润滑不足

机油稀释导致机油黏度下降,缸孔和活塞之间运动时产生的油膜变薄或附着性变差,造成活塞和缸孔润滑不良,严重时发生拉缸。对于曲轴和主轴瓦,如果润滑不良,严重时会发生高温抱轴事故。

2.6 VVT 响应延迟

当可变气门正时(Variable Valve Timing, VVT)机构采用液压油驱动时,机油通过一定黏度

建立油压,保证 VVT 机构正常工作。机油稀释导致机油黏度下降,机油通道里油压不能马上形成,导致 VVT 动作滞后,发动机正时系统工作异常,对发动机整体性能产生影响。

3 试验发动机问题描述

某 2.0T 增压汽油发动机在转速为 2 000 ~ 4 000 r/min 的大负荷工况下进行 VVT 扫点、扭矩标定、分次喷射扫点等试验中多次将发动机运转拉停,观察机油尺,发现油底壳中机油增多。将机油全部放出来并与加入的机油对比,放出来的机油多了约 500 mL,该发动机存在机油稀释问题。试验发动机的主要参数见表 1。

表 1 试验发动机的主要参数

项目	设计要求	项目	设计要求
气缸布置形式	直列四缸	行程/mm	92
发动机排量/L	1.967	每缸气门数/个	4
缸径/mm	82.5		

4 机油稀释原因分析

机油稀释并不是由单一因素导致的结果,通常是许多因素共同作用下的结果。燃油湿壁造成未完全燃烧的机油通过活塞运动泄漏到油底壳,导致机油中含有汽油成分,机油黏度下降。目前各大主机厂都在研发 GDI 增压发动机,相对于进气道燃油喷射(Port Fuel Injection, PFI)发动机, GDI 增压发动机更容易产生机油稀释,加上汽车企业设计的 GDI 发动机趋向于轻量化和小型化,机油稀释问题增多。下面主要从发动机水温、喷油策略、燃油导轨压力方面分析机油稀释原因。

4.1 发动机水温的影响

发动机水温较低不利于缸内油气混合,要使发动机顺利运转,必须增大喷油量使混合气达到一定浓度,从而改善缸内燃烧环境。当未燃烧完全的汽油从气缸侧壁通过活塞环进入油底壳机油中时,由于机油温度较低,机油中混入的燃油蒸发受到限制,机油稀释增大。发动机水温较高时,缸内油气混合温度较高,较高的温度可增强燃油的挥发性,降低燃油混入机油中的量,同时由于传热特性,油底壳机油温度升高,加上汽油汽化,汽油会从油底壳中蒸发出来,从而有效减少机油稀释。相关研究也表明发动

机水温对机油稀释有一定影响,发动机水温提高可有效减少机油稀释(见图 2)^[11]。

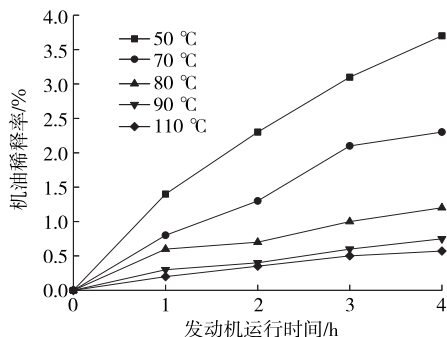
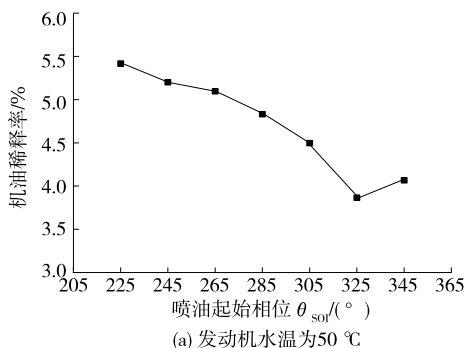


图 2 发动机水温对机油稀释的影响

试验发动机运行中,台架试验水温设置偏低,水温提高对减少机油稀释有利。节温器开启温度为 92℃,在 101℃时全开。按照 GB/T 18297—2001



《汽车发动机性能试验方法》,台架试验中控制水温在 88℃,低于车辆实际工作温度。

4.2 喷油起始时刻的影响

喷油角度可以改变油气混合的均匀性,最佳喷油角度能改善缸内燃烧,缸内燃烧的变化对未燃可燃混合气的生成起到降低作用。喷油起始时刻是喷油角度中关键参数之一,对机油稀释影响较大。

发动机在进气时开始喷油,将喷油起始时刻提前,活塞处于气缸偏上位置,缸壁吸附的燃油较少,有利于改善机油稀释现象。同时提前喷油可以增加燃油的雾化时长,湿壁的燃油有时间蒸发,有利于油气混合气形成,机油稀释现象得到改善。但喷油起始时刻过早会对发动机排放产生影响,增加排放量。文献[11-13]的研究也表明适当提前喷油起始时刻可减少机油稀释(见图 3~5)。

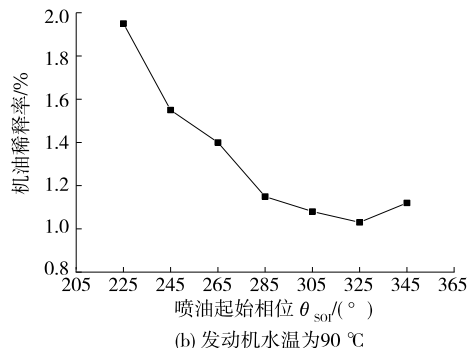


图 3 喷油起始相位对机油稀释的影响^[11]

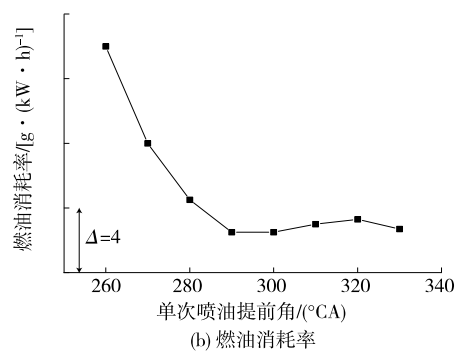
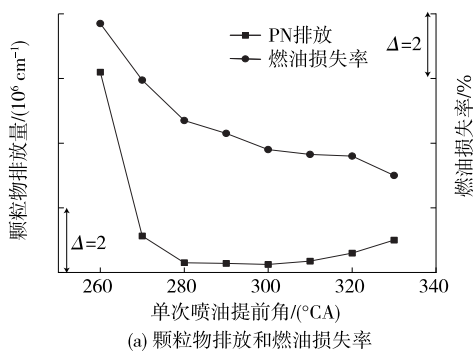
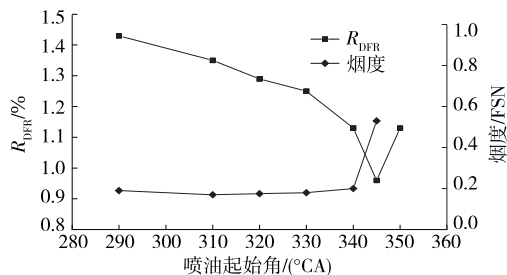


图 4 单次喷油提前角对燃油消耗率、颗粒物排放和燃油损失率的影响^[12]



R_{DFR} 为实测燃油消耗率与计算燃油消耗率的误差

图 5 喷油起始角对机油稀释及烟度的影响^[13]

推迟喷油起始时刻,活塞处于缸壁偏下位置,燃油容易喷到缸壁,造成缸壁燃油吸附量增大,随着活塞往复运动,燃油落入机油中,机油稀释增加。

4.3 燃油导轨压力的影响

燃油导轨压力可以改善汽油雾化效果,汽油雾化效果好,缸内油气混合更均匀。反之,油轨压力小,汽油雾化效果差,影响缸内油气混合均匀性,没有燃烧的汽油附着在缸壁上,随着活塞的往复运动

泄漏到油底壳与机油混合,机油稀释增加。文献[14-20]的研究也表明适当提高喷油压力,有利于减少机油稀释。

4.4 喷油器安装角度分析

试验发动机喷油器的布置方式为侧置,理论上可以通过改变喷油器侧方的安装角度来改变缸壁燃油附着效果,进而降低燃油湿壁现象,减少机油稀释。将喷油器安装角度调整为 22.5°~25.0°,评估缸内燃油喷射湿壁情况,结果显示调整喷油器安装角

度对机油稀释无改善。

4.5 标杆机对比分析

试验发动机活塞燃烧室参数、配缸间隙、燃烧室容积及活塞漏气量是参照标杆机进行设计的,标杆机为量产发动机,将试验发动机的上述参数与标杆机对应参数进行差异化对比,分析机油稀释的影响因素。对比结果显示该发动机的上述参数与标杆机基本一致(见表 2),可排除这些参数对机油稀释的影响。

表 2 试验发动机与标杆机的关键参数对比

发动机类型	活塞球面半径/mm	活塞燃烧室深度/mm	配缸间隙/mm	燃烧室容积/mL	活塞漏气量/(L·min ⁻¹)
2.0T 增压发动机	54.13	6.25	0.041~0.069	45.7,45.7,45.7,45.6	57
标杆机	54.00	6.20	0.041~0.069	45.8,46.0,45.8,45.8	55

5 优化措施与验证

5.1 发动机水温验证

采用单一变量控制法,将试验发动机的转速提高至 3 200 r/min,扭矩调整到 295 N·m,水温由 88 ℃调至 98 ℃,采用称重法对比优化前后油底壳中机油增加量。结果显示优化后油底壳中机油增加量由优化前的 523 g 减小至 308 g(见表 3),表明提高发动机水温能减少机油稀释。

表 3 发动机水温与机油稀释的关系

喷油起始时刻/(°CA)	二次喷射比例	导轨压力/MPa	出水温度/℃	运行时间/h	机油增加量/g
95	0.7	13	88	2	523
95	0.7	13	98	2	308

5.2 喷油起始时刻验证

采用单一变量控制法,将试验发动机的转速提高到 3 200 r/min,扭矩调整到 295 N·m,喷油起始时刻由 95°CA 调整为 40°CA,油底壳中机油增加量由优化前的 523 g 减小至 372 g(见表 4),表明将喷油起始时刻提前能改善机油稀释现象。

表 4 喷油起始时刻与机油稀释的关系

喷油起始时刻/(°CA)	二次喷射比例	导轨压力/MPa	出水温度/℃	运行时间/h	机油增加量/g
95	0.7	13	88	2	523
40	0.7	13	88	2	372

5.3 燃油导轨压力验证

采用单一变量控制法,将试验发动机的转速提高到 3 200 r/min,扭矩调整到 295 N·m,燃油导轨压力由 13 MPa 调整为 15 MPa,油底壳中机油增加量由优化前的 523 g 减小至 461 g(见表 5),表明提高燃油导轨压力能减少机油稀释。

表 5 燃油导轨压力与机油稀释的关系

喷油起始时刻/(°CA)	二次喷射比例	导轨压力/MPa	出水温度/℃	运行时间/h	机油增加量/g
95	0.7	13	88	2	523
95	0.7	15	88	2	461

6 结论

本文针对某 2.0T 增压汽油发动机存在的机油稀释问题,分析机油稀释原因,得出发动机水温、喷油起始时刻、燃油导轨压力是影响机油稀释的重要因素;将发动机水温从 88 ℃提高到 98 ℃、喷油起始时刻由 95°CA 提前至 40°CA、燃油导轨压力由 13 MPa 提高至 15 MPa,机油稀释问题得到明显改善。

参考文献:

[1] DAHNZ C,HAN K M,SPICHER U,et al.Investigations on pre-ignition in highly supercharged SI engines[J].SAE International Journal of Engines, 2010,3(1):214-224.

[2] KLEEBOERG H,TOMAZIC D,LANG O,et al.Future potential and development methods for high output

- turbocharged direct injected gasoline engines[C]//SAE Technical Paper Series, SAE 2006 World Congress & Exhibition, Detroit Michigan, United States, 2006-04-03 to 2006-04-06.
- [3] WILLAND J, DANIEL M, MONTEFRANCESCO E, et al. Limits on downsizing in spark ignition engines due to pre-ignition[J]. MTZ Worldwide, 2009, 70(5): 56-61.
- [4] 高舒芳.缸内直喷技术在中小型汽油机上的应用研究分析[J].内燃机与配件, 2022(4): 94-96.
- [5] 刘金翠.缸内直喷发动机机油增多的原因分析及解决措施[J].汽车实用技术, 2018(16): 238-239.
- [6] 蒋德明.内燃机燃烧与排放学[M].西安:西安交通大学出版社, 2001.
- [7] 孙海亮.基于不同燃油的 TGD I 发动机机油稀释的试验研究[D].天津:河北工业大学, 2018.
- [8] 吴清泉, 马岩, 刘军.内燃机车的机油稀释问题[J].内燃机车, 1999(2): 8-12.
- [9] 张元东, 刘胜利, 沈源, 等.发动机机油稀释原因分析及预防措施[J].内燃机, 2012(2): 57-60.
- [10] SAGAWA T, FUJIMOTO H, NAKAMURA K. Study of fuel dilution in direct-injection and multipoint injection gasoline engines[C]//SAE Technical Paper Series, Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exhibition, Reno Nevada, United States, 2002-05-06 to 2002-05-09.
- [11] 段伟, 牛贝妮, 孔峻青, 等.运行参数对燃油稀释机油影响的研究[J].内燃机工程, 2022, 43(2): 64-70.
- [12] 周舟, 程传辉, 徐政, 等.发动机燃油稀释机油的在线评估方法及应用[J].内燃机学报, 2021, 39(3): 273-278.
- [13] 王斌, 张建川, 马少康, 等.直喷汽油机机油稀释的优化研究[J].小型内燃机与车辆技术, 2015, 44(1): 17-20.
- [14] 周磊, 解茂昭, 贾明, 等.高压燃油喷雾雾化与蒸发过程的大涡模拟[J].内燃机学报, 2010, 28(3): 241-246.
- [15] 邵利民, 徐慧峰.共轨系统参数对柴油机雾化特性影响的研究[J].装备制造技术, 2019(7): 115-119.
- [16] 胡朝阳, 薛冬新, 宋希庚.电控共轨系统降低排放的试验研究[J].内燃机工程, 2009, 30(4): 34-37.
- [17] 侯玉晶.高压喷射对轻型柴油机喷雾、燃烧及排放的影响[D].长春:吉林大学, 2016.
- [18] 谭丕强, 陆家祥, 邓康耀, 等.喷油提前角对柴油机排放影响的研究[J].内燃机工程, 2004, 25(2): 9-11.
- [19] 高常明, 朱建荣, 陈静, 等.柴油机机油老化问题研究[J].内燃机与动力装置, 2019, 36(5): 10-14.
- [20] 孙振宇, 刘加超, 胡晓艳, 等.后喷对柴油机机油稀释的影响[J].内燃机与动力装置, 2022, 39(4): 19-23.

收稿日期: 2023-11-26

(上接第 5 页)

3 结论

(1) 护颈未增加假人头部加速度和颈部加速度峰值, 但与未安装护颈时相比, 假人与座椅头枕的接触时长缩短 8.3%。

(2) 护颈使假人颈部伤害指数 I_{NIC} 、上颈部扭矩 M_y^e 峰值分别降低 8.9%、26.1%, 上颈部剪切力 F_x +、拉伸力 F_z + 分别增加 715.7%、39.6%, 下颈部剪切力 F_x +、拉伸力 F_z +、扭矩 M_y 峰值分别增加 45.1%、53.3%、19.3%。

(3) 根据 C-NCAP 2021 鞭打试验评分准则, 装有护颈的座椅得分为 3.754 分, 未装护颈的座椅得分为 3.816 分。在追尾碰撞中, 护颈会增加对人体颈部的伤害。

参考文献:

- [1] 梁铭丰, 王凯, 刘东春, 等.全球主流鞭打性能测评方法

综述及对比研究[J].汽车文摘, 2022(10): 45-51.

- [2] 水野幸治.汽车碰撞安全[M].韩勇, 陈一唯, 译.北京:人民交通出版社股份有限公司, 2016.
- [3] 宁成业, 杨平, 胡祥玲, 等.基于 C-NCAP 的座椅鞭打性能研究及改进[J].中国汽车, 2019, 29(12): 28-32.
- [4] FERRARI R, LOUW D. Correlation between expectations of recovery and injury severity perception in whiplash-associated disorders[J]. Journal of Zhejiang University-Science B (Biomedicine & Biotechnology), 2011, 12(8): 683-686.
- [5] 刘敏慧, 王铮, 杨成国.某鞭打试验驾驶员伤害值优化研究[J].汽车实用技术, 2020(8): 156-159.
- [6] 郑祖丹, 吴斌, 于峰, 等.追尾碰撞颈部挥鞭伤害的试验研究[J].汽车技术, 2013(10): 47-50.
- [7] 郭庆祥, 谭雯霄, 郑艳婷, 等.用于车辆碰撞试验分析的头部行程计算方法研究[J].公路与汽运, 2021(3): 1-3+45.

收稿日期: 2023-11-30