

高升功率汽油机工作一致性分析

赵慧超, 李 华, 韩令海, 黄平慧, 姜恩伟, 陈 明, 孙泽天, 宫艳峰

(中国第一汽车股份有限公司 新能源开发院, 长春 130013)

摘要: 针对高升功率 V 型 8 缸发动机各缸工作一致性偏差问题进行了仿真分析和试验研究。通过仿真分析, 明确了导致各缸工作差异的原因, 优化了凸轮型线, 并分析了型线优化方案对 V8 发动机工作一致性、动力性以及经济性的影响, 基于仿真结果进行了样件试制和试验。试验结果表明: 进气凸轮型线改进方案可以显著改善高转速大负荷工况下不同气缸之间的负荷偏差现象, 各缸负荷一致性最大改善幅度 3.1%, 同时发动机的动力性、经济性和排放与基础型线方案相同。在部分负荷工况下的发动机动力性、经济性和排放与基础型线方案相当, 证实了型线改进的效果。

关键词: 汽油机; 高升功率; 一致性; 点火顺序; 压力波动; 型线改进

中图分类号: TK411 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2024)11-3095-08

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb.20230319

High specific power gasoline engine cylindrical working load consistency analysis

ZHAO Hui-chao, LI Hua, HAN Ling-hai, HUANG Ping-hui, JIANG En-wei,
CHEN Ming, SUN Ze-tian, GONG Yan-feng

(New Energy Development Institute, China FAW Co., Ltd., Changchun 130013, China)

Abstract: Simulation analysis and experimental research were conducted to investigate the problem of operating consistency deviation of each cylinder in a high specific power V8 engine. Through the simulation analysis, the causes of the differences in the operation of each cylinder were clarified, the cam profile was optimized, and the effects of the profile optimization proposal for engine test on the operation consistency, power and economy performance of the V8 engine were analyzed. The test results show that the optimized intake cam profile can significantly improve the load deviation among cylinders under high speed and high load conditions, with a maximum improvement of 3.1% in the load consistency of each cylinder, while the engine full load, economy and emissions performance are the same as the base profile. The engine performance under partial load conditions are comparable to the basic profile, which confirms the effect of profile optimization.

Key words: gasoline engine; high specific power; consistency; firing order; pressure fluctuation; cam profile optimization

收稿日期: 2023-04-06.

作者简介: 赵慧超(1975-), 男, 正高级工程师, 硕士. 研究方向: 新能源动力系统及总成、电动化底盘.

E-mail: zhaohuichao@faw.com.cn

通信作者: 李华(1982-), 男, 高级工程师, 博士. 研究方向: 新能动力性能设计开发. E-mail: lihual@faw.com.cn

0 引言

为了应对不断加严的乘用车油耗和排放法规,增压直喷发动机得到了广泛应用。V型8缸增压直喷发动机是匹配高端豪华车型的经典机型,对动力性要求高,发动机的升功率大幅增加,增压压力高达0.3 MPa,部分机型平均有效压力已经达到3 MPa^[1]。由于汽油机的循环变动大,且V8发动机特殊的点火间隔问题,在极高的升功率下,V8发动机会出现各缸工作负荷不一致的现象,影响NVH性能,甚至会导致可靠性问题^[2]。

由于V8发动机的特殊匹配应用场景,NVH性能改善极其重要。目前,针对发动机NVH改善已有大量文献研究^[3-7],FEV公司的Schneider使用CAE方法研究了如何消除动力总成的噪声和震动,指出燃烧激励是造成发动机NVH性能变差的重要原因^[8]。韦恩州立大学的Taraza建立统计学模型研究曲轴扭振和各缸扭矩之间的关系,确定了各缸负荷差异对曲轴扭振有显著影响^[9]。

为了改善V8发动机各缸工作的一致性,本文从优化换气过程入手,采用试验和仿真分析相结合的方法,重点研究了型线改进方案对高升功率发动机各缸工作一致性和其他各项性能指标的影响规律。目前,在高升功率发动机上采用型线改进方案进行工作一致性优化,还没有相关研究。本论文涉及的理论和研究方法具有普适性,不局

限于V型机,可以在不改变发动机本体结构的前提下,显著改善各缸工作一致性。

1 研究平台建立

本文采用了试验和仿真分析相结合的方式进行研究,仿真分析平台进行换气过程原理分析和型线方案改进效果分析,台架试验验证优化方案的性能改善效果。

1.1 试验平台

图1为发动机试验系统总布置示意图。图2为试验发动机实物图。该发动机是一款V型8缸汽油机,采用了大流量换气系统和两个双流道涡轮增压器,支撑发动机高动力性指标达成,主要结构参数见表1。

试验过程:缸压信号采集使用奇石乐水冷式缸压传感器,避免信号漂移,保证缸压采集精度。采用AVL PUMA测试系统和Indicom燃烧分析仪,同步采集缸压和进排气高频低压压力波,进气压力波用于缸压修正,测试中的热力损失角均进行了修正。尾气分析设备采用Horiba排放分析仪。发动机空燃比采用Bosch的宽带氧传感器进行采样并进行闭环控制。

1.2 仿真平台

本文采用一维热力学仿真分析软件GT-power搭建了V8发动机详细仿真模型,如图3所示。该模型基于一汽产品开发数据库进行了详细模型校准,采用了SI_{turb}燃烧模型、Douaud&Ey-

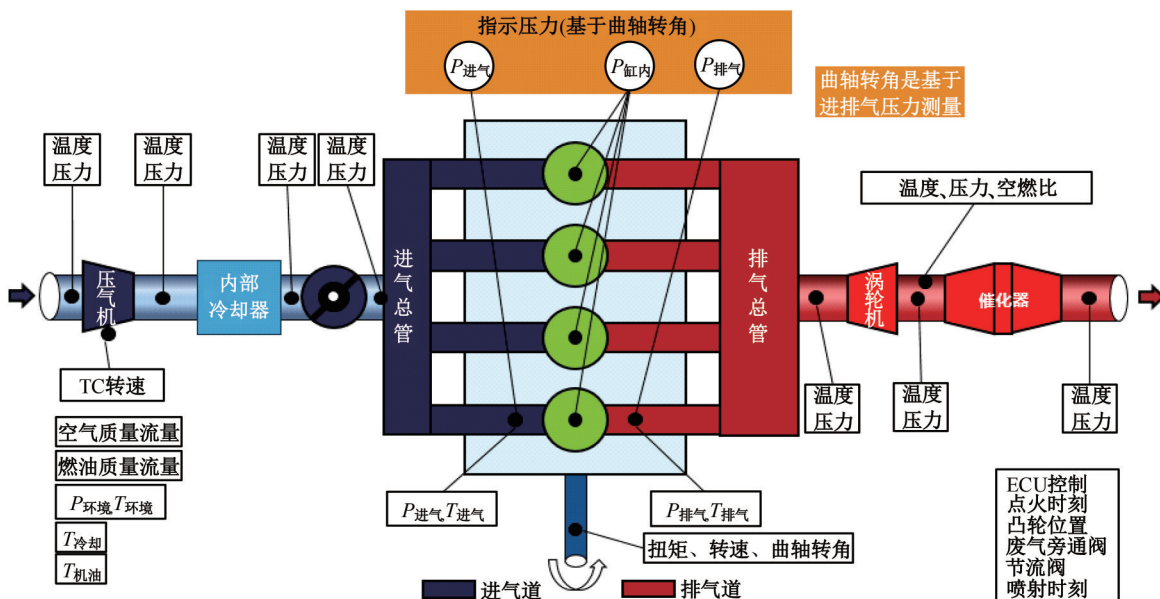


图1 试验系统布置示意图

Fig. 1 Test bench sensor layout

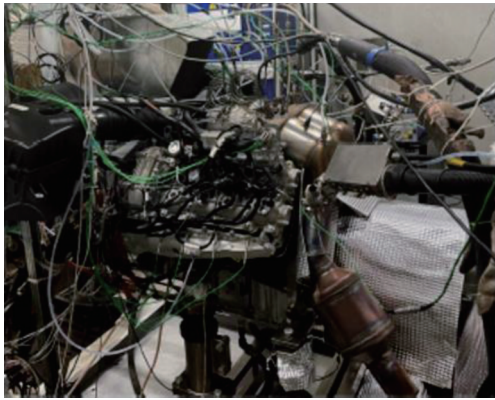


图 2 试验台架

Fig. 2 V8 engine testbed

表 1 试验发动机参数

Table 1 Engine Specification

项目	单位	指标
发动机形式	—	V 型 90°夹角
发动机冷却方式	—	液冷
缸数	—	8
每缸气门数	—	4
气门驱动形式	—	DOHC
排量	L	3.998
缸盖燃烧室形状	—	篷顶
供油方式	—	缸内直喷
供油压力	MPa	35
进气形式	—	双涡轮增压
润滑油	SAE	5W40
燃油标号	RON	98#

zat 爆震模型、WoschniGT 传热模型以及 Eng-CylTWallSoln 壁温求解模型、优化的双流道增压器模型等。校准后的模型仿真与试验缸压对比图见图 4,从中可以看出模型的仿真精度高。

2 仿真结果及分析

2.1 原机进气和 IMEP 变动特性分析

面向高端豪华乘用车进行开发的 V8 发动机曲轴设计通常采用十字曲轴方案,如图 5 所示。十字曲轴的平顺性更好,在曲柄臂上增加平衡重可以很好地解决发动机一阶和二阶震动问题。

采用十字曲轴后也引入了新的问题,那就是各个气缸之间点火间隔不均匀。图 6 列出了 V8 发动机的实际点火顺序 1-5-4-8-6-3-7-2,从图中可以看出,同一个气缸列有 3 种点火间隔,分别是 90°CA、180°CA 和 270°CA。而且,由于点火间隔小,1 缸和 2 缸存在进气门同时开启的“抢气”现象,6 缸和 8 缸也存在同样现象。

由于点火间隔不均匀,导致进气歧管内的压力波动大,波形不规则,仿真结果如图 7 所示。图中说明了点火顺序为 1-5-4-8-6-3-7-2 时,额定转速工况和低端扭矩工况下的进气歧管压力波,从中可以看出两个工况下 3 个压力波波峰的幅值均不一致,额定功率工况下波峰和波谷最大差值约为 0.05 MPa。

为了进行对比分析,图 8 列出了点火顺序 1-

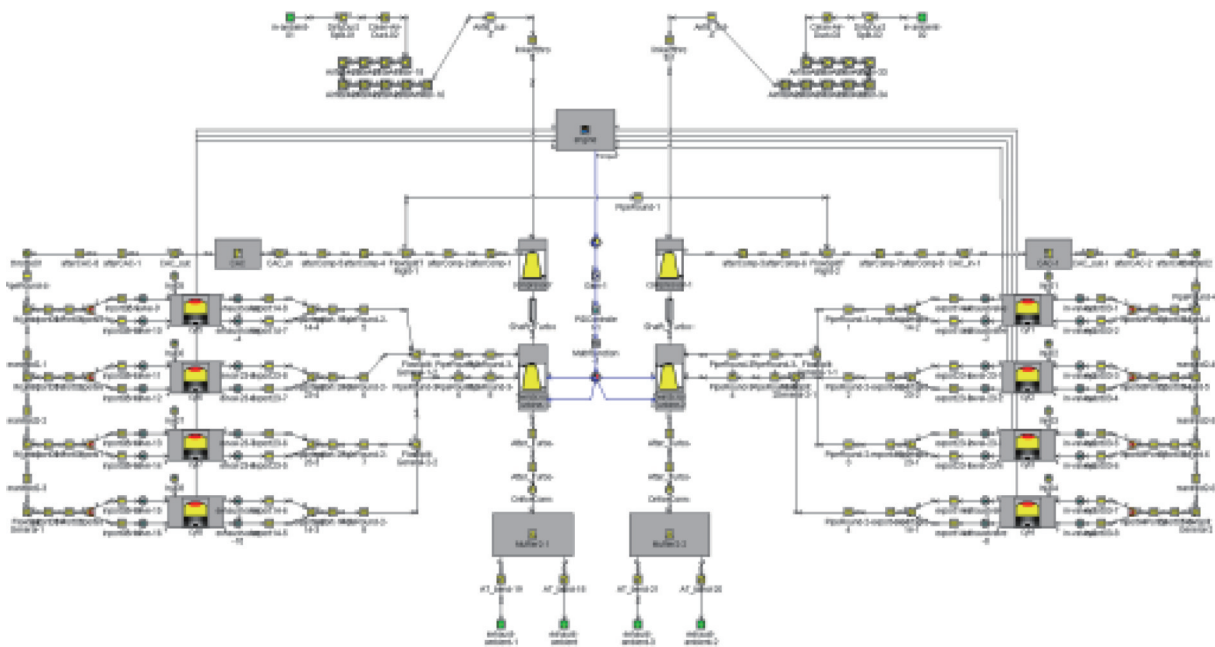


图 3 GT-Power 模型

Fig. 3 GT-Power model of V8 engine

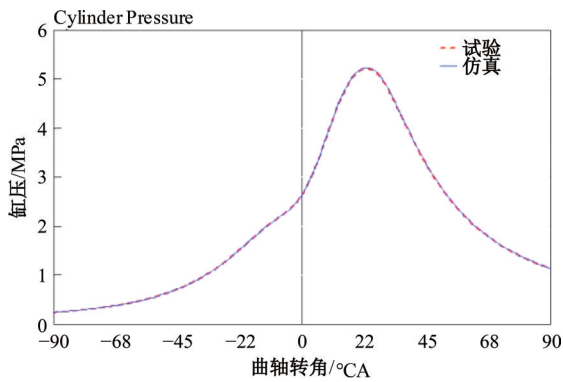


图4 试验与仿真缸压对比

Fig. 4 Simulated and experimental cylinder pressure comparison



图5 V8发动机十字曲轴

Fig. 5 V8 engine cross-plane crankshaft

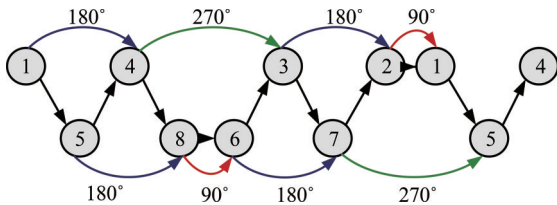


图6 V8发动机点火顺序

Fig. 6 Firing order of V8 engine

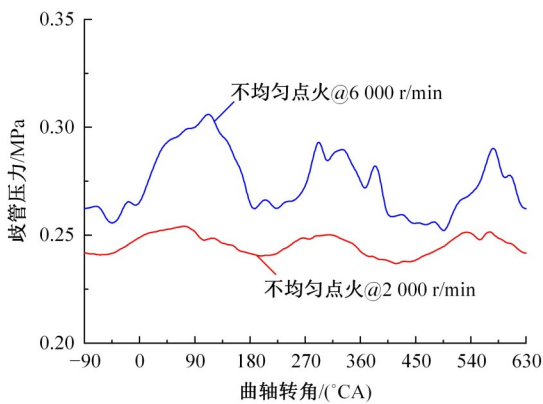


图7 非均匀点火进气歧管压力波

Fig. 7 Intake manifold pressure fluctuation with uneven firing intervals

5-4-8-3-7-2-6, 点火间隔均匀时, 相同工况下的进气歧管压力变化仿真分析结果。从中可以看出, 歧管压力波动呈现出很强的规律性, 对应每个气缸列的4次换气过程, 出现了4个压力波波峰和波谷, 并且波动幅度明显降低, 最大波动幅值降低至0.03 MPa。6 000 r/min 和 2 000 r/min 外特性

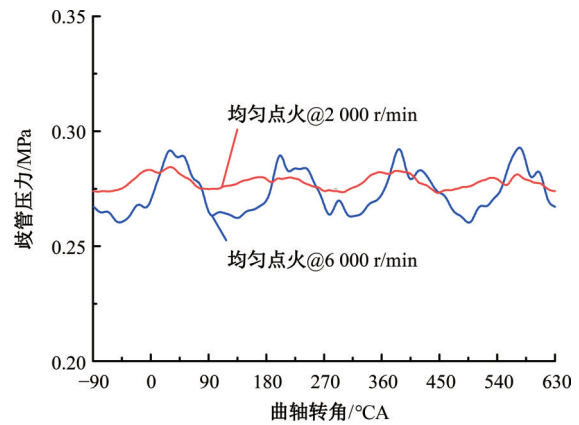


图8 均匀点火进气歧管压力波

Fig. 8 Intake manifold pressure fluctuation with even firing intervals

均呈现出相同的规律。由此可见, 点火间隔不均匀是影响歧管压力波动的主要原因。

本文进一步分析了歧管压力波动对缸内工质质量的影响规律。图9列出了不均匀点火的情形下, V8发动机一个气缸列的进气歧管压力、1~4号气缸的缸内压力曲线以及进气门关闭时刻的对应关系图。另一个气缸列5~8号气缸的工作情形与之相同。可以看出, 不同气缸的进气门关闭时刻, 对应的进气歧管内的压力值差异较大。

进气歧管压力波动在较大程度上影响了各个气缸的换气效率。本文引入式(1)用于计算进气门关闭时刻缸内新鲜工质的质量。

$$p_{IVC} \cdot V = m_{IVC} \cdot R \cdot T \quad (1)$$

式中: p_{IVC} 和 m_{IVC} 分别为进气门关闭时刻的缸内压力和缸内新鲜工质质量。

从式(1)中可以看出, 其他参数相同的前提下, p_{IVC} 和 m_{IVC} 线性相关, 进气关闭时刻歧管压力越高, 对应的气缸内新鲜空气质量也越大, 该气缸

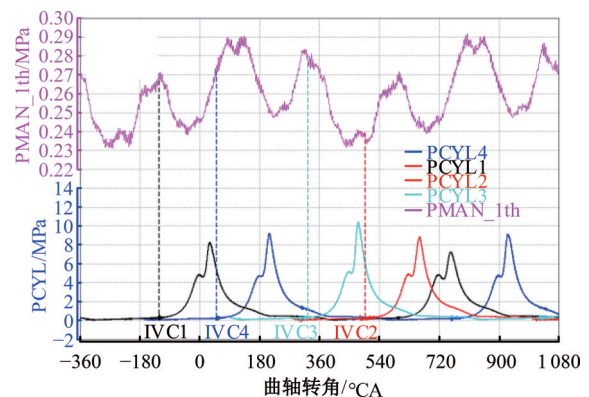


图9 V8发动机全负荷工况压力曲线

Fig. 9 Pressure traces of V8 engine at full load condition

做功能力就越强,体现在缸压曲线上其峰值也越高,由此导致了各缸工作一致性差异。

图 10 列举了 5 000 r/min 和 6 000 r/min 全负荷工况下的各缸平均指示压力平均值的变化情况。图 11 说明了 6 000 r/min 全负荷工况下 200 个循环的各缸平均指示压力变化情况。可以看出,3 号和 5 号气缸的 IMEP 比其他各缸 IMEP 大,缸间负荷差异较大。在 5 000 r/min 时 IMEP 相对偏差 9.3%,而在 6 000 r/min 时,IMEP 的相对偏差也达到了 8.3%,相对偏差计算公式见式(2)。

$$IMEP_{Dev} = (IMEP_{max} - IMEP_{min}) / IMEP_{max} \quad (2)$$

如文献[9]所述,各缸 IMEP 的显著差异会导致曲轴扭振,影响发动机工作平顺性,降低工作品质。尤其是在高转速大负荷工况下,IMEP 差异

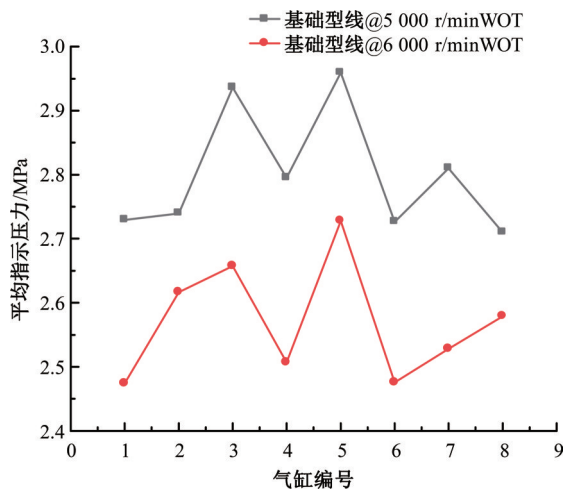


图 10 全负荷各缸平均指示压力

Fig. 10 Indicated mean effective pressure of different cylinders at full load

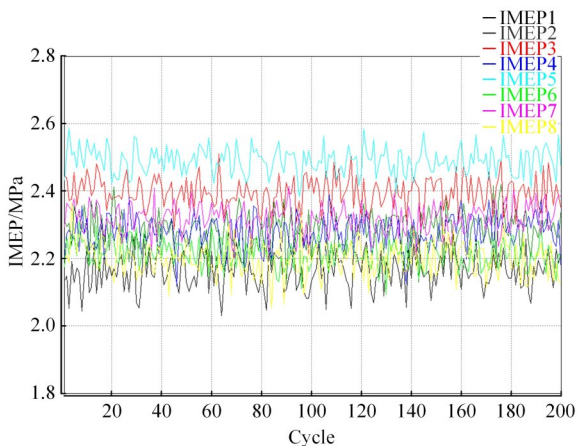


图 11 6 000 r/min 全负荷平均指示压力

Fig. 11 IMEP of different cylinders at 6 000 r/min full load

更加明显,需要在现有的点火间隔和结构条件下,改善各缸进气量差异。

2.2 气门型线对换气过程的影响

在点火间隔不均匀的前提下,为改善 V8 发动机各缸工作一致性,本文对换气过程进行了深入研究分析。

首先对 6 000 r/min 全负荷工况进行研究。图 12 为该工况下 3 号气缸的换气过程压力曲线。如图中红色虚线框所示,在进气过程末期进气门关闭之前,存在进气压力波高于缸内压力的现象,导致了 3 号气缸内新鲜空气质量进一步增加。而图中黑色虚线框内,在排气门和进气门重叠期内,缸内压力受到排气压力波干扰,出现缸内压力高于进气歧管压力的现象,使缸内的新鲜工质产生倒流,会导致缸内工质质量减小。

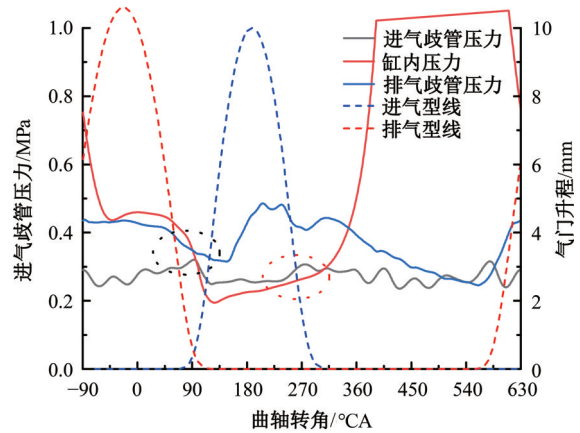


图 12 6 000 r/min 全负荷工况下 3 号气缸的换气过程压力波

Fig. 12 Cylinder No. 3 pressure traces analysis at 6 000 r/min full load

根据仿真分析结果,本文提出了两种型线优化方案:第一种是通过缩短进气持续期降低 3 号、5 号气缸的充气效率;第二种是通过将排气门关闭时刻提前,提高排气脉冲,增加缸内压力,增加缸内工质反流,以降低 3 号、5 号气缸的充气效率的方法,使 8 个气缸的新鲜工质质量趋于平均,从而改善各缸工作负荷和平顺性。图 13 列出了具体的型线优化方案,需要强调的是,两种型线优化方案只针对 3 号和 5 号气缸,其他各缸的型线与基础型线仍然保持一致。

2.3 气门型线仿真分析结果

图 14 和图 15 分别列出了两种方案和基础方案在高转速外特性时的各缸负荷一致性仿真分析结果。可以看出,在不同工况下方案一和方案二

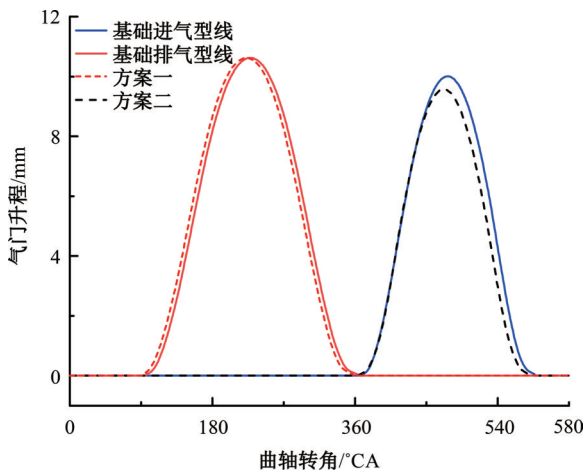


图 13 型线方案

Fig. 13 Optimized cam profiles

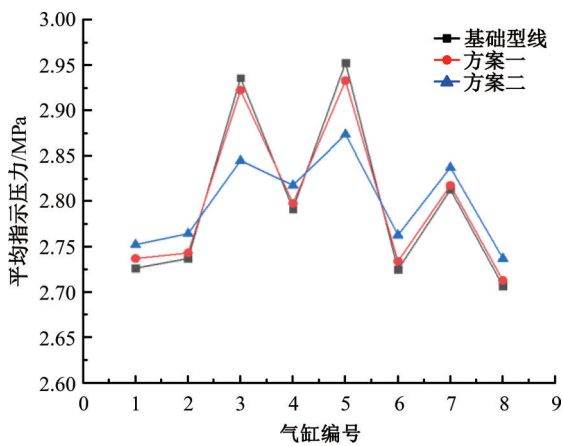


图 14 5 000 r/min 外特性 IMEP 变化

Fig. 14 IMEP variation at 5 000 r/min full load

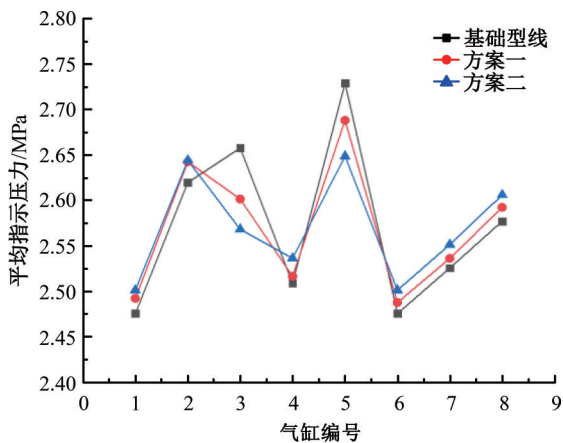


图 15 6 000 r/min 外特性 IMEP 变化

Fig. 15 IMEP variation at 6 000 r/min full load

对各缸偏差的影响差异较大,方案二对于改善发动机各缸一致性效果更明显。

图 16 中进一步给出了其他典型工况下的各缸一致性分析结果。可以看出,方案二在大负荷工况下改善各缸一致性具有非常显著的效果。

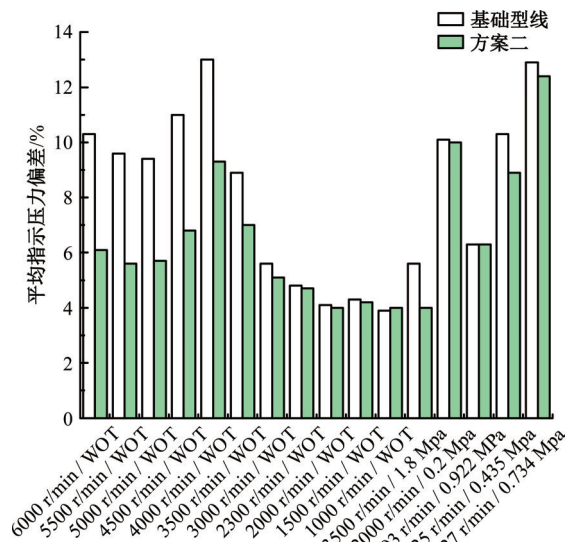


图 16 不同工况下的偏差改善对比

Fig. 16 Performance comparison at different operating points

IMEP 偏差改善度为 3%~5%,而且在小负荷工况下,方案二的综合性能与基础型线方案性能相当。

基于上述仿真分析结果,确认采用进气包角变小的方案二进行方案试制,并进行试验验证。方案二中 3 号和 5 号气缸进气包角为 170°CA,其他各缸的型线与基础型线保持一致,基础型线进气包角为 180°CA。

3 试验结果及分析

通过试验方法对基础型线和型线方案二进行了对比研究。

图 17 对比了两种型线方案下的外特性性能。从图中可以看出,方案二与基础型线相比,发动机的最大扭矩、比油耗、泵气损失、燃烧参数和排放参数等并无明显差异,方案二未导致发动机动力性、经济性和排放性能变差。但在大负荷工况下,各缸工作一致性显著改善,4 000 r/min 各缸负荷偏差改善 3.1%,6 000 r/min 各缸负荷偏差改善 2.6%,达到了工作一致性改善的预期效果。

图 18 比较了两种型线方案在典型部分负荷工况下的燃烧稳定性,以 IMEP 的循环变动表示。可以看出,方案二和基础型线的燃烧稳定性基本一致,未对部分负荷的燃烧稳定性产生负面影响。虽然在某些工况下方案二的燃烧稳定性略差,比如在 1 875 r/min、0.328 MPa 工况下,但仍然满足 ≤3% 的工程要求。

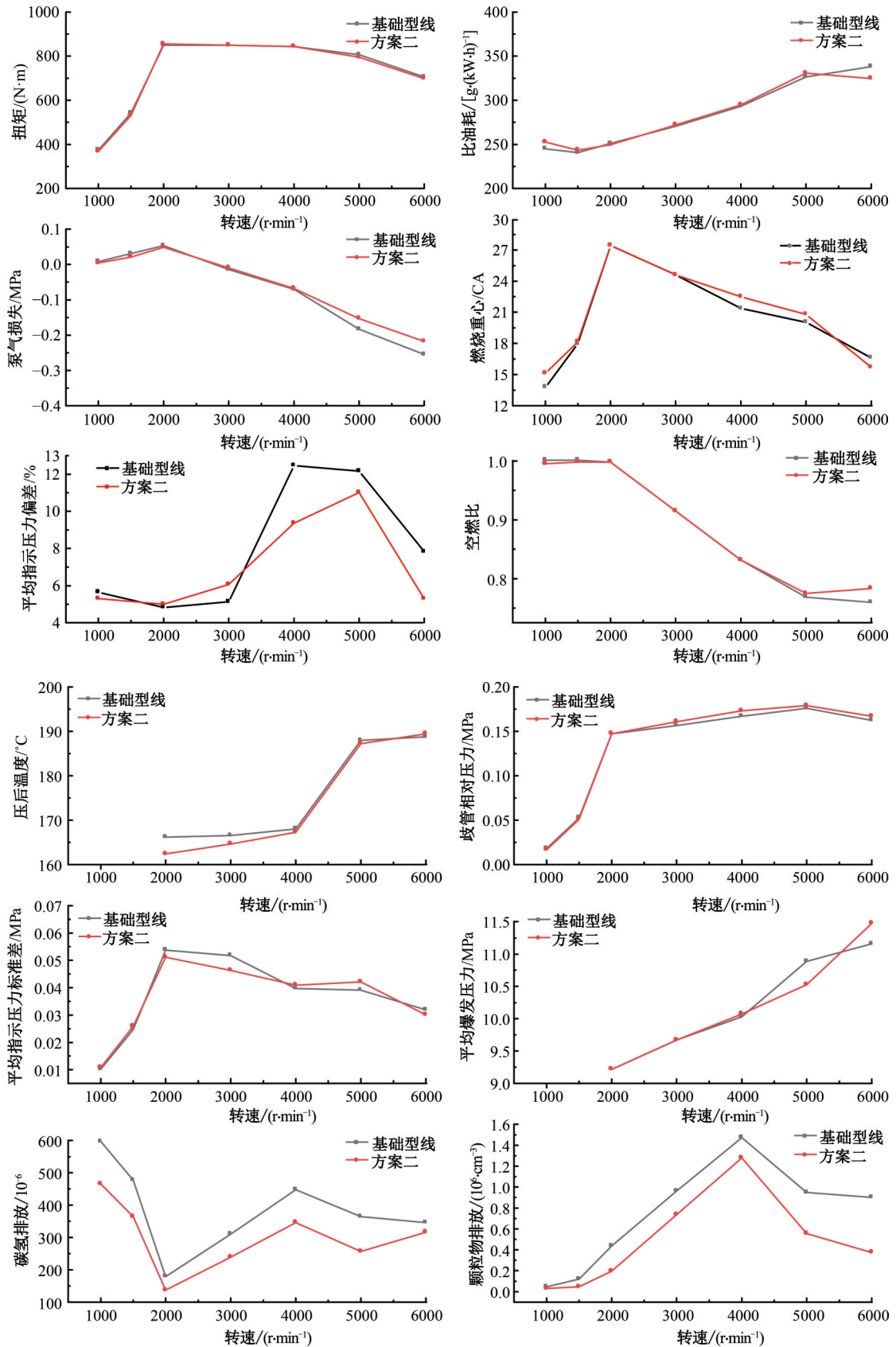


图 17 外特性试验结果

Fig. 17 Test results at full load

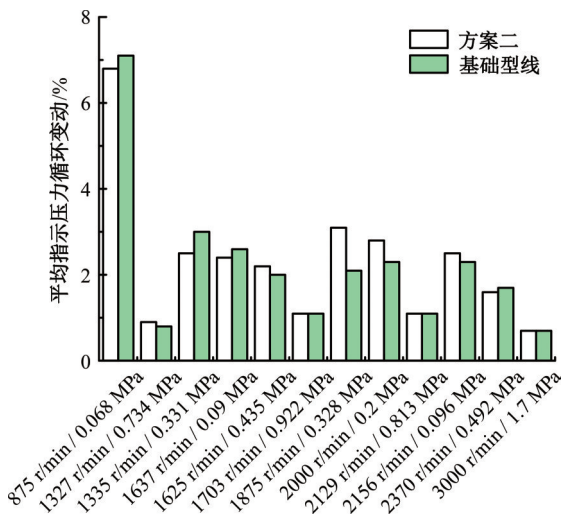


图 18 部负荷工况 IMEP 循环变动

Fig. 18 Coefficient of IMEP variation at part load

图 19 列出了典型部分负荷工况下的 IMEP 各缸偏差情况。可以看出,两种方案的循环变动基本相当,差异不明显,方案未对部分负荷的燃烧稳定性产生负面影响。

综上所述,方案二和基础型线在全负荷和部分负荷典型工况下,动力性、排放、燃烧稳定性等方面的性能基本相当,无显著差异。但方案二在高转速大负荷工况下,对于改善各缸均匀性、减小各缸负荷偏差具有显著的效果,达到了工作一致性改善的目标,证实了仿真分析结果的合理性以及发动机工作一致性改善方法的有效性。

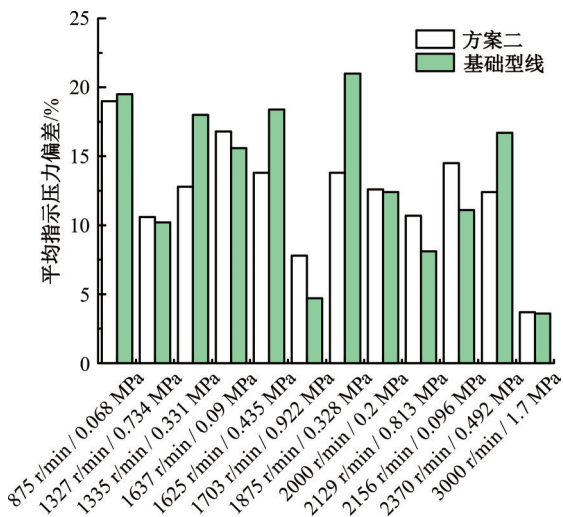


图 19 部分负荷工况 IMEP 各缸偏差

Fig. 19 IMEP deviation at part load

4 结 论

(1) 针对 V8 发动机的换气过程进行了仿真分析,明确了进气压力、缸内压力以及排气压力之间的影响关系。在换气冲程内,进气压力高于缸

内压力会导致缸内工质质量增加,排气压力高于缸内压力会导致缸内工质质量减少。

(2) 从平衡各缸进气量的方向提出了排气相位前移和进气包角变小两种型线方案。仿真结果证实 3 号和 5 号气缸的进气包角变小 10 °CA 这一方案对改善发动机各缸一致性效果更明显。各缸 IMEP 偏差改善度达到 3%~5%。

(3) 对进气包角变小的气门型线方案二进行了试验对比。结果表明:方案二在高转速大负荷工况能显著改善 IMEP 各缸一致性,最大改善率达到 3.1%,对发动机外特性和部分负荷工况下的其他各项性能影响较小,是改善高升功率发动机工作一致性的有效手段。

(4) 本文提出的改善发动机各缸工作一致性的分析方法不拘泥于 V8 发动机以及点火顺序不均匀的情况,在任何可能产生较大进气偏差的场景下,该分析方法都是行之有效的,比如点火间隔均匀的高功率的直列 4 缸发动机。

参考文献:

- [1] 刘圣华,周龙保,韩永强,等. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社,2017.
- [2] Qatu M S, Abdelhamid M K, Pang J, et al. Overview of automotive noise and vibration[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibrations, 2009, 5(1): 1-35.
- [3] Bharadwaj S, Gupta A, Narayan S. A review of various NVH sources of combustion engines[J]. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2016, 3(6): 249-261.
- [4] Merker T, Girres G, Thriemer O. Active body control (ABC) the daimlerchrysler active suspension and damping system[J]. SAE Technical Paper, 2002, 21: No. 2002210054.
- [5] Beidl C, Rust A, Rasser M. Key steps and methods in the development of low noise engines[J]. Sound and Vibration, 2001, 35(4): 48-54.
- [6] Wang X. Rationale and history of vehicle noise and vibration refinement[J]. Vehicle Noise and Vibration Refinement, 2010(2010): 3-17.
- [7] Menday M. An introduction to noise and vibration issues in the automotive drivetrain and the role of tribology[J]. Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain, 2010, 2010: 663-679.
- [8] Schneider M, Lahey H P, Steffens C, et al. CAE process to eliminate powertrain noise and vibration [C]// SAE Technical Paper, No. 2002010459.
- [9] Taraza D. Quantifying relationships between the crankshaft's speed variation and the gas pressure torque[C]// SAE Technical Paper, No. 2001011007.