

某四缸机高低压 EGR 分配规律研究

Research on the distribution rule of high and low pressure EGR

for a four cylinder engine

裴玉姣 刘鑫 郎晓姣 庞斌 李卫

潍柴动力股份有限公司

摘要: 采用 GT-Power 软件, 对某四缸机建立高低压 EGR 系统仿真模型。本文主要研究不同工况点, 不同高低压 EGR 分配比例及不同低压冷后温度条件下, 对发动机稳态性能及瞬态性能的影响。结果表明, 满负荷尽量使用低压 EGR, 中等负荷存在最优配比关系, 低负荷尽量使用高压 EGR; 随低压 EGR 占比增加, 发动机扭矩响应时间逐渐增加。

关键词: GT-Power 柴油机 高压 EGR 低压 EGR

Abstract: Using GT-Power, a high and low pressure EGR system simulation model for a four cylinder engine is established. In this paper, the influence of different operating point, different distribution ratios and different low pressure post-cooling temperatures on the steady-state performance and transient performance of the engine are studied. The results show, low pressure EGR is used as far as possible at full load, there is an optimal distribution relationship for medium load, the high pressure EGR is used as far as possible at low load. With the increase of low pressure EGR ratio, the torque response time of engine increases gradually.

Key words: GT-Power diesel engine High pressure EGR Low pressure EGR

1. 前言

随着人类对环境质量的要求越来越高, 人类对发动机排放物的要求也越来越严格, 而柴油机作为发动机中的重要一类也备受关注。柴油机主要排放物是 NO_x 及 PM, 解决这两类排放物的措施除了后处理 (SCR 及 DPF) 外, 柴油机本体的废气再循环也是重要措施之一。为满足更低排放物需求, 提出了高低压 EGR 循环, 通过合理的配比, 可以在满足动力性条件下, 达到更低的排放水平。

本文采用仿真手段对某四缸机进行高低压 EGR 系统的稳态及瞬态特性进行研究, 研究结果对试验有一定的指导意义。

2. 仿真模型

热力学模型如图 1 所示, 模型分为四部分, 高压 EGR 管路、低压 EGR 管路、气缸、控制单元。为防止废气中的碳颗粒对增压器造成损坏, 低压 EGR 从 DPF 后引出, 并且为了保证有足够的 EGR 率, 增加排气节流阀; 为了保证有较好的经济性, 高低压系统均有冷却器, 而且为了有较好的热管理效果, 建议高压增加旁通。

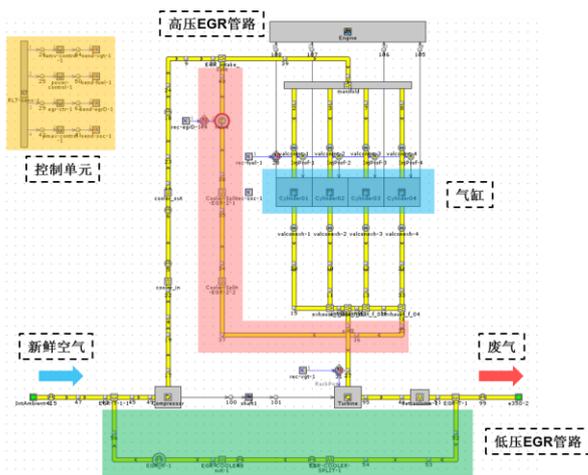


图 1 热力学模型

3. 仿真结果

3.1 边界条件

目标机型动力性及排放循环点如图 2 所示，在瞬态排放循环点中选取特征点进行仿真。

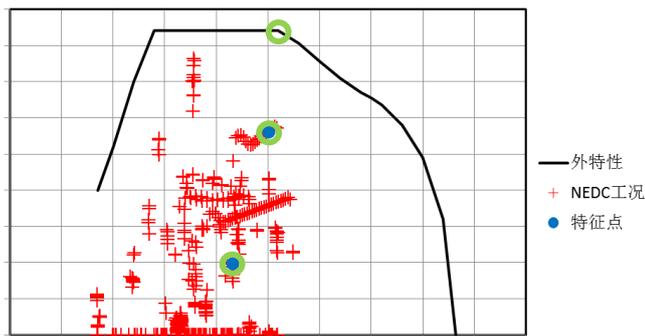


图 2 外特性、NEDC、特征点（转速-扭矩）

边界条件控制如表 1 所示，借鉴竞品 EGR 率如图 3 所示。

表 1 边界条件

参数	单位	数值
环境压力	KPa	101
环境温度	°C	25
背压	KPa	35
标定爆压	MPa	18
压气机端许用温度	°C	220
涡轮端许用温度	°C	760
进气中冷器压损	KPa	3
高压 EGR 冷后温度	°C	140~150

表 1 (续)

参数	单位	数值
高压 EGR 冷却器压损	KPa	3
低压 EGR 冷后温度	℃	90~120
低压 EGR 冷却器压损	KPa	3
过量空气系数	-	1.3~1.5
EGR 率	%	25~30

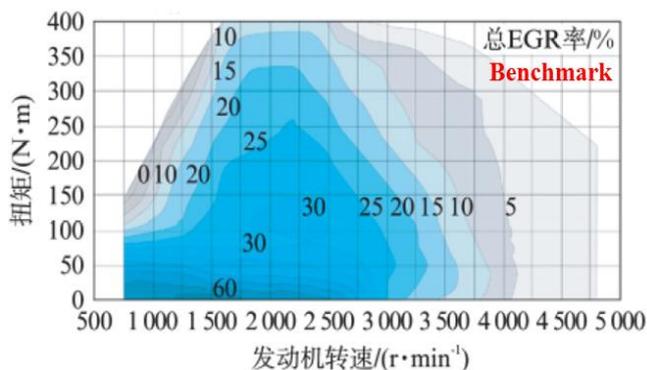


图 3 相似机型总 EGR 率

3.2 稳态工况结果分析

1) BMEP20.8bar-2600r/min 工况点分析

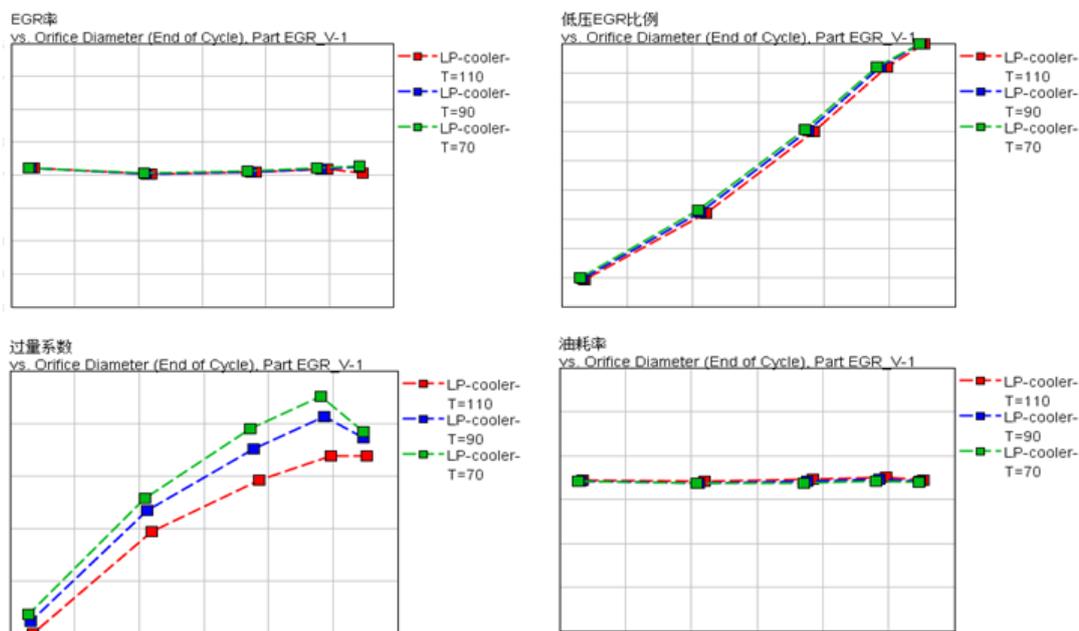


图 4 稳态性能参数

保持 EGR 率不变, 增加低压 EGR 的比例, 油耗率没有显著变化, 如图 4 所示。

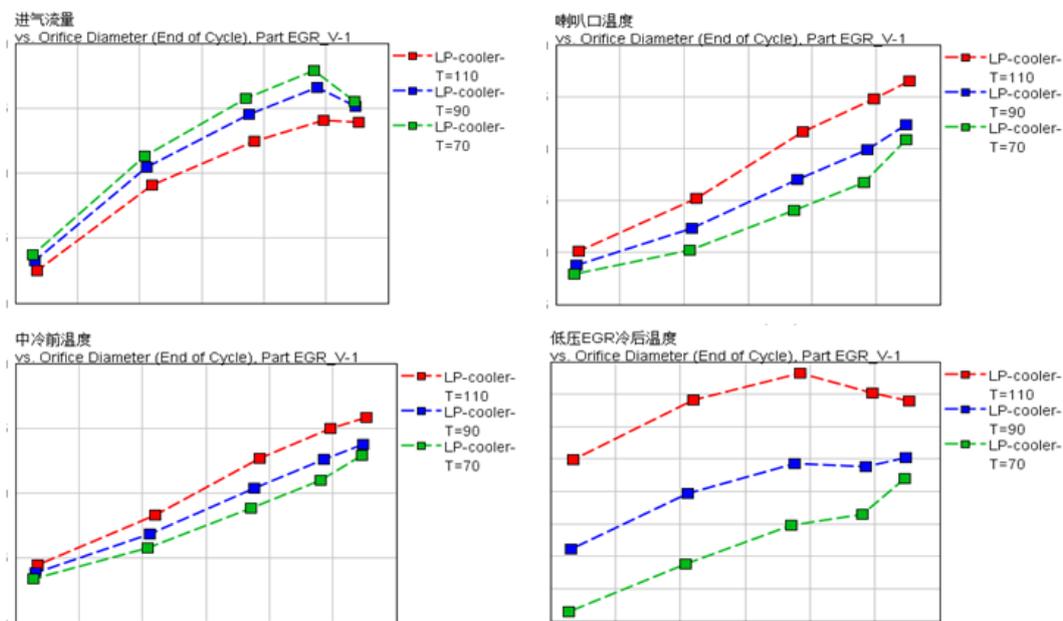
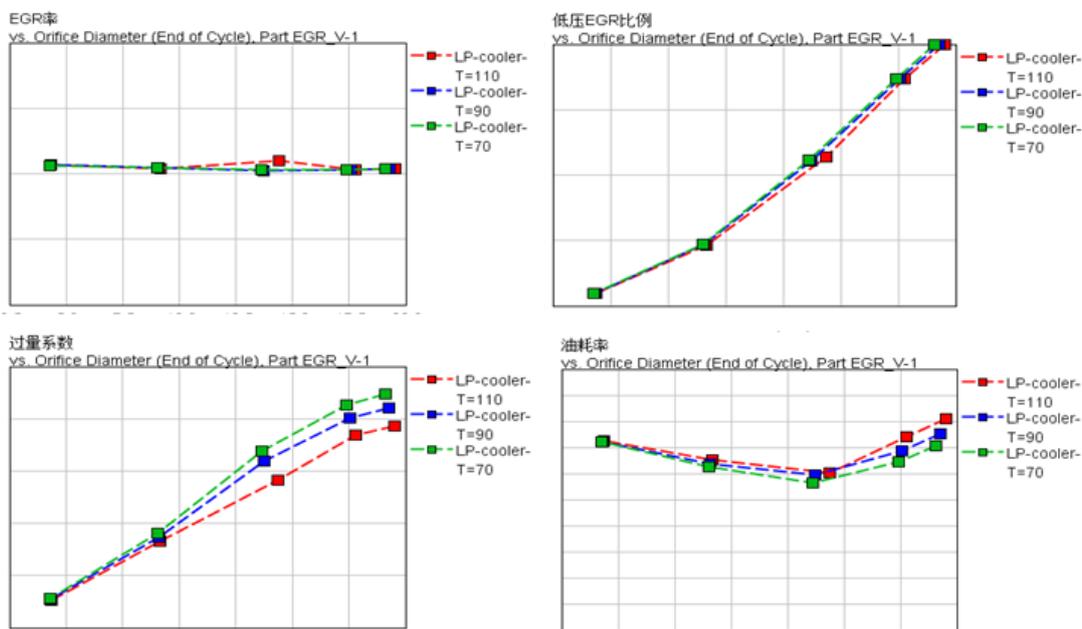


图 5 稳态性能参数

低压 EGR 冷却器不同的冷却能力，影响进入压气机的气体温度，进而影响进气量。低压 EGR 流量过小，会存在 EGR 冷却后的温度过低而导致的冷凝风险，冷却能力较高时更加显著，如图 5 所示。

2) BMEP13.3bar-2505r/min 工况点分析



图

6 稳态性能参数

保持 EGR 率不变，增加低压 EGR 的比例，过量空气系数增大，油耗率先下降后升高，下降幅度约为 1%，且随冷却后温度水平降低，趋势更加明显，如图 6 所示。

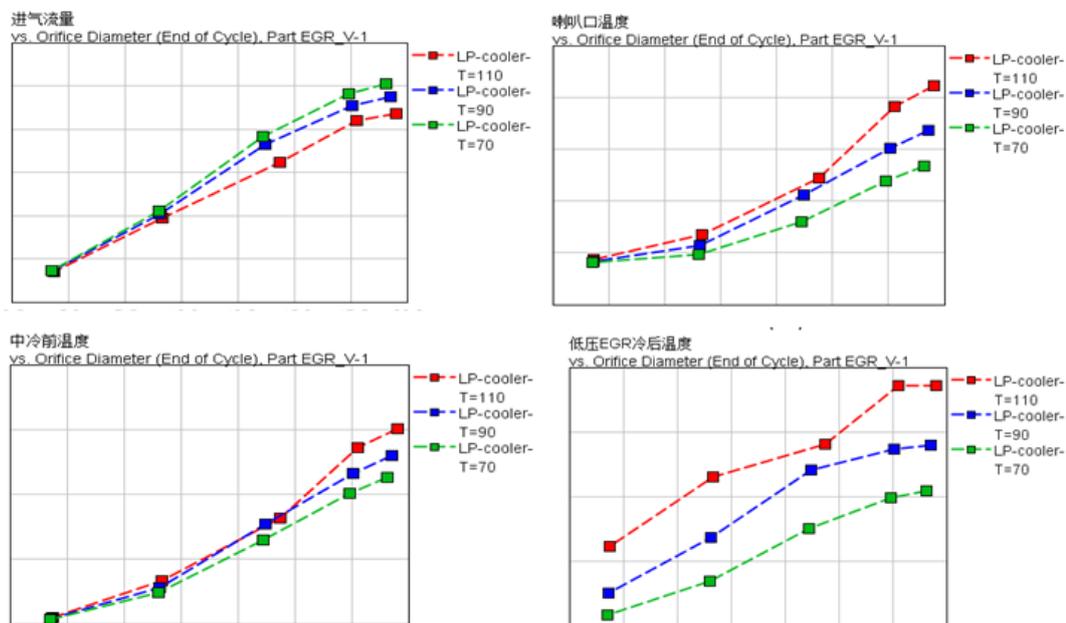


图 7 稳态性能参数

该工况点趋势和外特性点趋势相同，如图 7 所示。

3) BMEP4.1bar-2156r/min 工况点分析

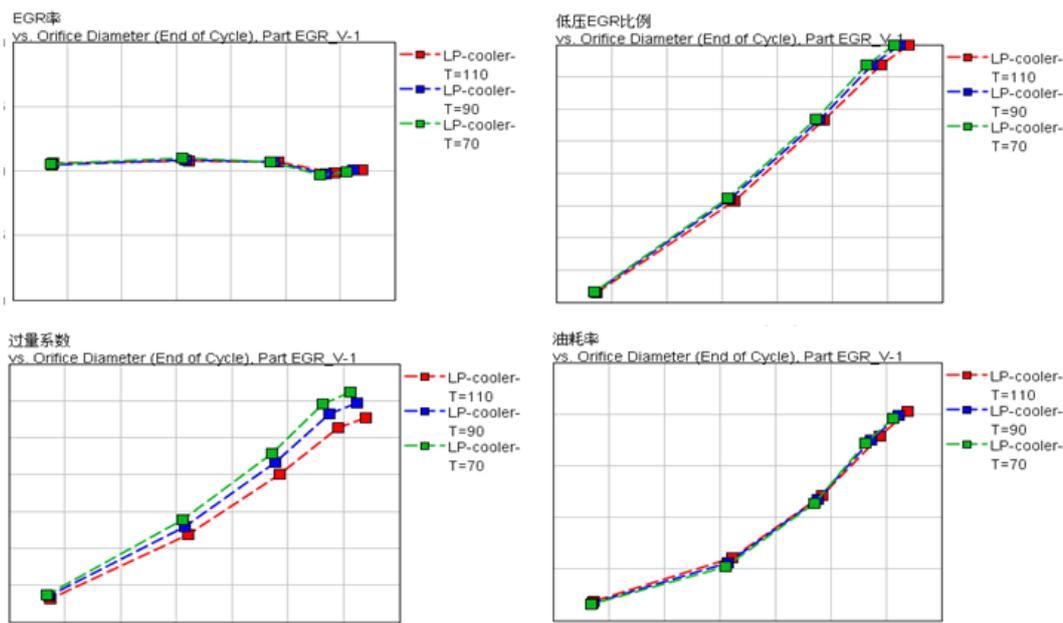


图 8 稳态性能参数

保持 EGR 率不变，增加低压 EGR 的比例，过量空气系数增大，油耗率升高，且随低压 EGR 比例增加，趋势更加明显，如图 8 所示。

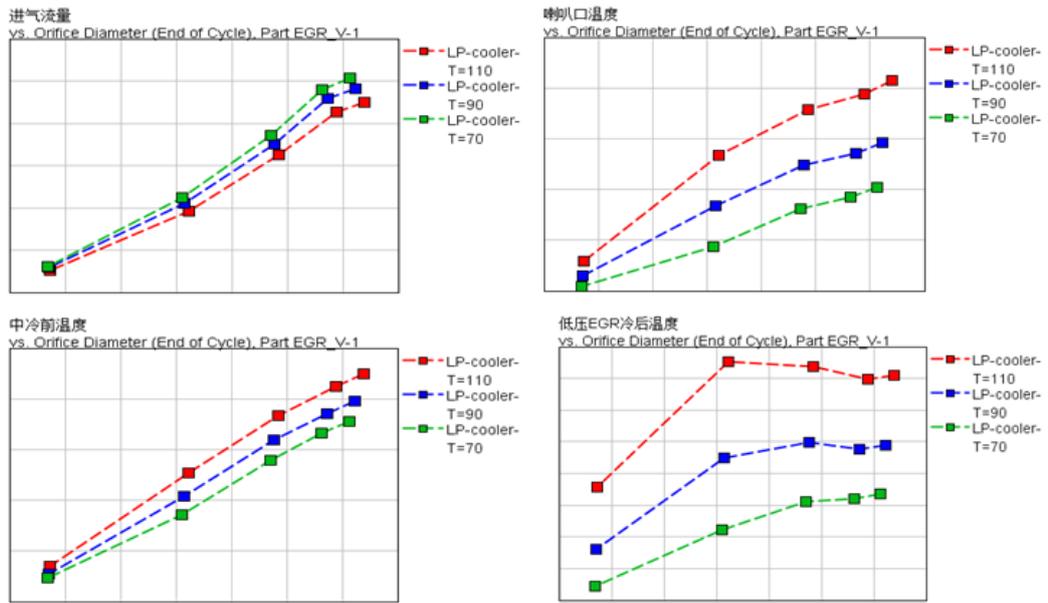


图 9 稳态性能参数

该工况点趋势和其他两个工况点趋势相同，如图 9 所示。

三个特征点在压气机 MAP 上的联合运行线如图 10 所示，随着低压 EGR 占比增大，工况点朝压端 MAP 右上方移动。

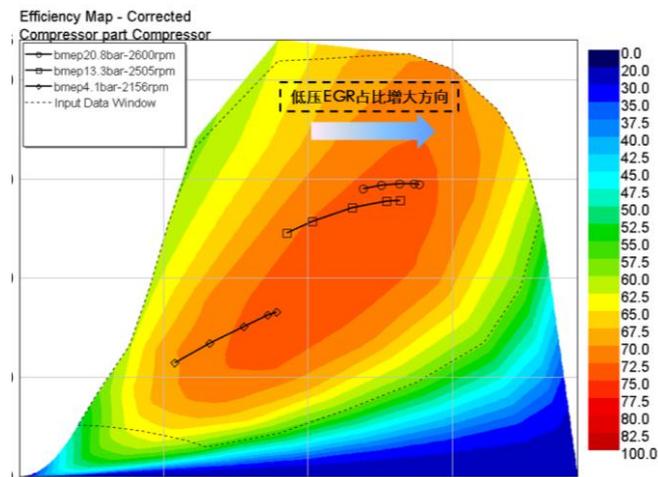


图 10 稳态联合运行线

3.3 瞬态工况点分析

固定转速 (2600r/min) 下的负荷阶跃，油门从零突加到 100%，仿真结果见图 11 所示。随着低压 EGR 的加入，发动机扭矩响应时间逐渐增加。发动机总 EGR 率在低压 EGR 占比约 100% 时，响应时间显著增加，不利于瞬态排放控制。高压 EGR 比例过高，会引起总 EGR 率在前期增加过快，影响发动机新鲜充量的进入，同样不利于燃烧，因此应该对该部分的 EGR 阀响应进行详细的标定。发动机瞬态联合运行线如图 12 所示。

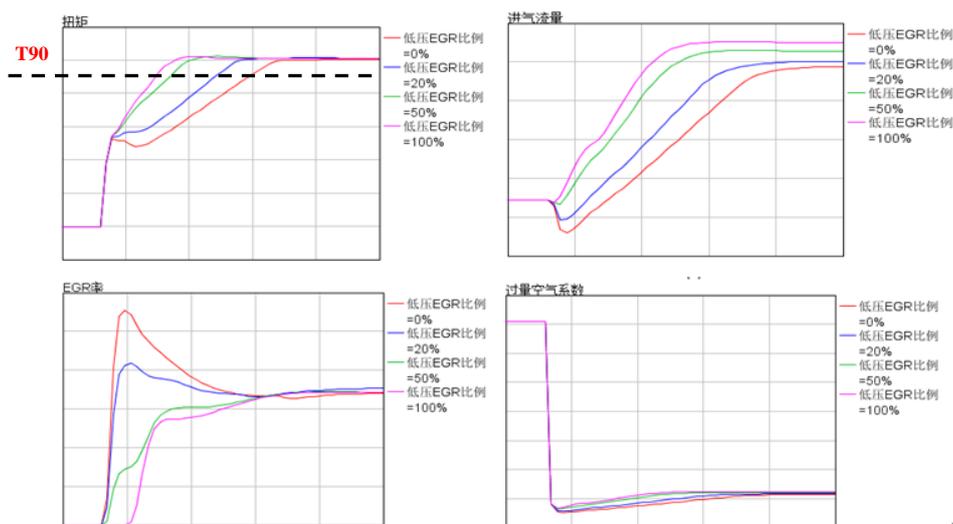


图 11 瞬态性能参数

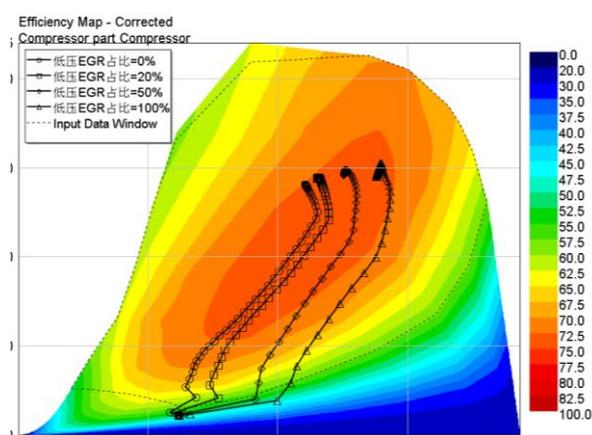


图 12 瞬态联合运行线

4. 结论

1) 中高转速, 满负荷工况, 低压 EGR 占比变化, 对发动机油耗影响幅度较小。因此, 在压气机出口温度允许的情况下, 可以尽量大比例的使用低压 EGR;

2) 中等负荷, 随低压 EGR 占比增加, 油耗率先降低后升高, 降低幅度在 1% 左右, 在该种工况, 可以寻找最优配比;

3) 低负荷工况, 随低压 EGR 占比增加, 油耗率升高, 因此应尽量使用高压 EGR;

4) 随低压 EGR 占比增加, 发动机扭矩响应时间逐渐增加;

5) 发动机总 EGR 率在低压 EGR 占比~100%时, 响应时间显著增加, 不利于瞬态排放控制;

6) 高压 EGR 占比过高, 会引起总 EGR 率在前期增加过快, 影响发动机新鲜充量的进入, 同样不利于燃烧, 因此应该对该部分的 EGR 阀响应进行详细的标定。

5 参考文献

- [1] 刘明嘉 许汉君等, 某双回路 EGR 柴油机瞬态特性计算研究, 2017 年 idaj 中国区用户年会, 2017
- [2] T. Eder M. Kemmer P. Luckert H. Sass Mercedes-Benz 新型 OM654 发动机系列, 国外内燃机, 2016 (4) :16-21
- [3] 郑尊清, 张文强等, 高/低压 EGR 对两级增压柴油机性能和排放影响的试验研究, 内燃机工程, 2014 (1): 1-7