

Your True Partner for CAE&CFD

您身边的CAE&CFD专家

IDAJ CAE
Solution
Conference

年会论文集

With kind permission of:
Koenigsegg Automotive AB
www.koenigsegg.com



ICSC 2015
Your True Partner For CAE & CFD

艾迪捷信息科技（上海）有限公司

一种压缩释放式发动机制动系统的数值仿真

Numerical simulation of the compression release engine brake system

罗国良 成效先 郑孟昆 孙宇 孟丽

(潍柴动力股份有限公司)

摘 要:本文采用 GT-SUITE 软件对一种压缩释放式发动机制动系统的热力学状态、润滑油路、配气机构动力学进行联合数值仿真,通过仿真结果与实机测试结果对比的方式,说明了 GT suite 软件可以较为准确地预测发动机制动系统的性能和动力学,并与其他工具一起预测系统部件的耐久性,是发动机制动系统开发的有效工具。

关键词:发动机制动、数值仿真、热力学、配气机构、耐久性

Abstract: This paper introduces the process of co-simulation of thermodynamics, lubrication, structure dynamics of compression release engine system. By comparing the results of simulation and measurements, The GT suite is proved to be a good tool in engine brake system development, it shows the capability to predict the performance and dynamics of engine brake system rather precisely, the component durability can also be simulated together with other FEA tools.

Key words: Engine brake, numerical simulation, thermodynamics, valve train, durability

1 压缩释放式制动系统介绍

随着国内经济的发展以及对汽车经济性、动力性、排放性要求的提高,汽车安全已越来越受到人们的重视。传统的汽车刹车装置在使用过程中,其性能会随受热而衰退,影响行车安全,发动机制动作为整车制动系统的一个补充,有效地减少了底盘主制动系统部件的磨损,提高了使用寿命,增强了整车制动性能。特别是在刹车频繁的山道下坡路段,使用发动机制动能明显降低主制动系统的制动频次及所承受的负荷,有效避免因频繁和超负荷使用刹车导致主制动系统摩擦副过热而失效,保证了整车安全^[1]。

压缩释放式制动系统是一种效率较高的发动机制动形式,具有较低的设计成本和较高的制动功率。较常见的一种压缩释放式制动系统是在传统柴油机的基础上增加电磁阀控制液压油路驱动机械机构来实现配气机构在燃烧模式和制动模式的切换,同时通过制动凸轮来控制制动气门的升程,包括气、油和机械三个系统以及相互之间的耦合。

图 1 为某款发动机的压缩释放式制动系统的结构图,此款制动装置集成于摇臂中,排气摇臂由摇臂、滑动球销、偏压弹簧、紧固螺钉、制动活塞、调整螺钉、象足等组成^[1]。

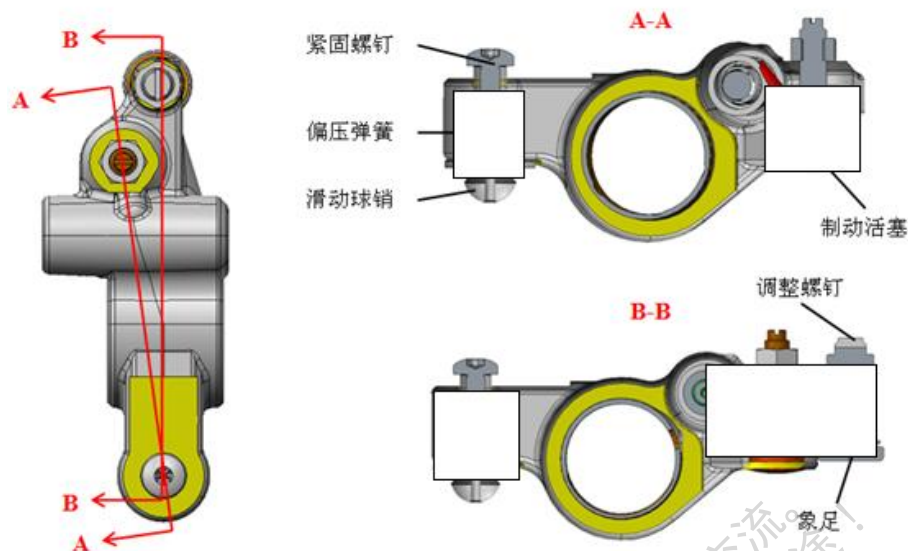


图 1 排气制动系统结构图

凸轮轴的排气凸轮除主凸轮外还有制动小凸轮和增加充量凸轮，在不需发动机制动时，摇臂轴座上的电磁阀不通电，制动油道不通油，相应的排气摇臂的制动活塞不充油，制动活塞与排气门处于脱离状态，此时摇臂与滑动球销处的间隙一直存在，排气小凸轮的升程会被间隙补偿掉，不反映在排气门上，主凸轮控制排气门正常开启。

在需要发动机制动时，驾驶员扳下制动开关，柴油机停止向缸内喷油，同时电磁阀通电，针阀开启，摇臂轴制动油道充油，最终进入排气摇臂制动活塞处，制动活塞在油压作用下伸出，通过排气门桥执行销与排气门接触，但摇臂的推杆侧偏压弹簧力小于气门弹簧力，因此制动活塞伸出后不会顶开排气门，而是抵消摇臂与滑动球销处的间隙，此时小凸轮的升程就完全反映了排气门的运动上，实现了排气门在进气冲程中打开增加进气充量，在压缩上止点附近打开进行发动机制动的功能。

2 发动机制动系统数值仿真

2.1 简介

数值仿真工作主要针对制动系统的功能需求和载荷需求来进行，主要应用于产品开发的前期设计阶段，其主要目的是优化设计，降低开发成本和风险，尽早提高产品成熟度。根据实际项目的需要，可能需要进行多个学科的全部或部分的耦合计算，如气体动力学、润滑等^[2]。

2.2 气体动力学

气体动力学模型用来预测发动机在制动工况下的气体流动状态和机械能转化为热能的过程。模型主要包括进排气系统、气缸和整机配置。为了满足目标精度要求，完整的计算过程包括模型建立、模型的标定和模型的预测。图 2 示意性地表示了模拟制动性能的气体动力学模型的构成。

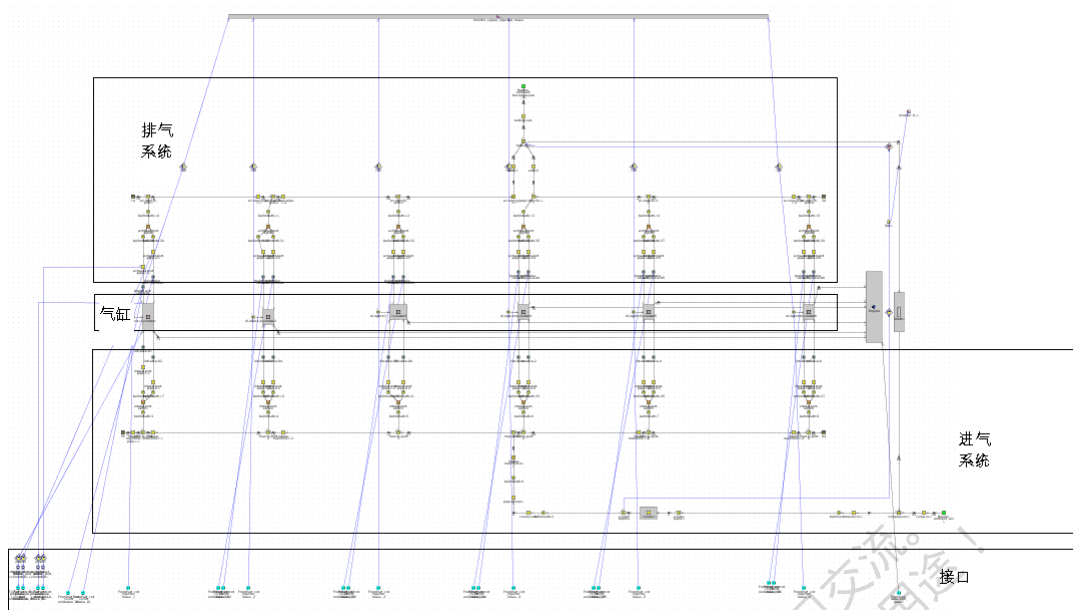


图2 制动性能仿真模型 (GT power)

2.3 润滑系统仿真

制动部件的运动主要靠润滑油来驱动，设计合理的制动油路非常关键，功能性和响应性是润滑油路设计关注的重点。制动油路主要分几部分：润滑油如何进入制动部件（含润滑油控制）；制动部件的运动，保证气门的运动准确，同时也保证制动过程中润滑油不能倒流；润滑油泄漏。

润滑模型搭建思路：因计算目的是完成柴油机制动过程的仿真，可只建立制动部分的油路，也可根据需要建立整个润滑系统的模型，软件 GT-SUITE 完全支持润滑系统的建模。选择一个入口，根据实际结构选择相应部件搭建模型，力的传递作为部件间运动的桥梁，位移作为各部件的边界条件，以及电磁阀的控制^[3]。

2.4 其他

结构动力学模型可预测发动机制动工况下配气系统的动力学特性，包含凸轮与挺柱间的接触应力、推杆载荷、气门升程、气门速度、气门加速度等。模型主要包括凸轮轴、挺柱、推杆、摇臂、气门桥、气门、气门弹簧等，图3表示了结构动力学的推杆载荷和气门升程的计算结果。

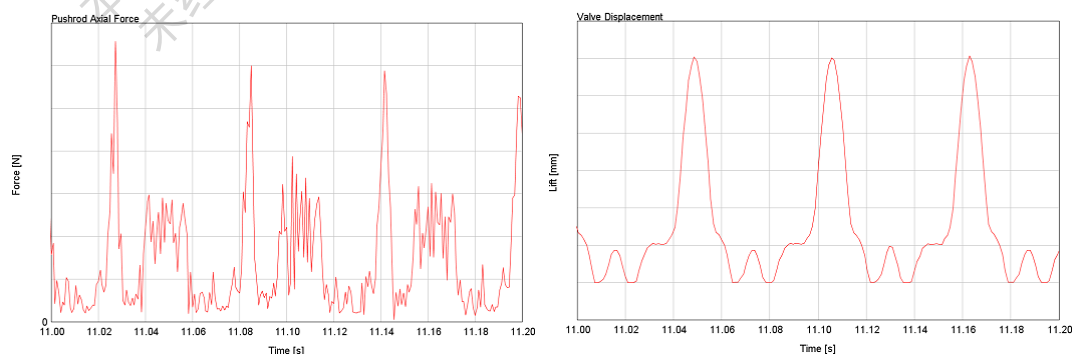


图3 结构动力学结果

计算得到结构载荷可以与其他有限元软件一起进行耐久性计算，摇臂强度计算结果如图9所示^[4]。摇臂疲劳计算结果如图10所示。

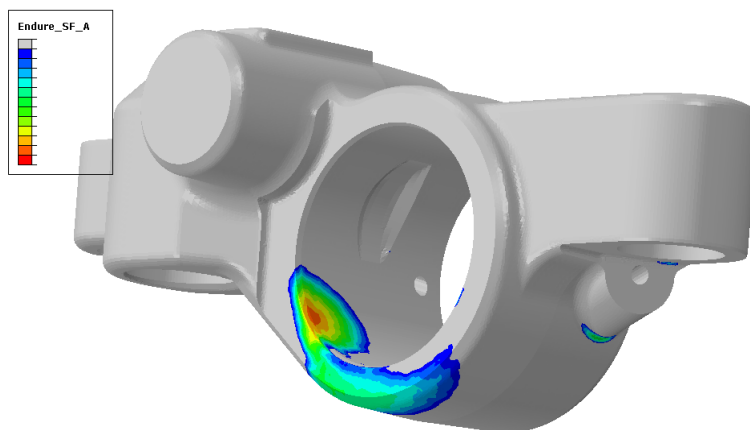


图4 摇臂疲劳计算结果

3 数值仿真与试验测试关联

仿真计算必须与试验建立紧密的联系,两者相互印证,共同提高产品的可靠性。模型的精度取决于建模的复杂度、标定层次和专业经验。直接采用理论气门升程模拟的制动功率和进气流量可达到90%,采用多学科耦合模型模拟的制动功率和进气流量精度可达到95%,更高精度的模拟是可能的,但显然将需要更多的资源配置。

制动活塞的响应时间是4个工作循环,试验测量是5个工作循环,仿真与试验结果吻合度很高,气门升程曲线也与设计值吻合。结构动力学计算可输出多项动力学计算结果,仿真计算得到的最大推杆载荷6690N(2100r/min),与试验测得的最大推杆载荷6000N~7000N基本相当,由此可以推断配气系统结构动力学模型与实际情况吻合,可以准确预测机构零部件的运动和载荷。

4 结论

综上所述,可以得到以下结论:

- 1) GT suite 是一个非常优秀的多学科联合仿真工具,可以应用于压缩释放式制动系统的数值仿真;
- 2) 制动系统数值模型的预测精度取决于建模层次、模型标定和使用者经验,综合而言,性能指标的精度可以控制在95%以上,结构动力学载荷可以控制在90%以上,润滑系统的响应性与试验结果相差也非常小;
- 3) 在产品开发中推广使用数值仿真工具,将可尽早提高产品成熟度并降低产品开发的风险和成本。

5 参考文献

- [1] Jacobs vehicle systems. values of jacobs engine brake. 2011.12.
- [2] IDAJ-China. GT-Power V7.3 培训教程. 2015.
- [3] GTI Inc. GT suite help documents. 2015.
- [4] DS. Inc. ABAQUS Analysis User's Manual, Volume 2: Analysis. 2007.

某增压中冷柴油机的增压器匹配及高原性能预测计算

刘俊龙 尹晓军

(潍柴动力股份有限公司)

摘要: 本文基于 GT-POWER 建立某柴油机的热力学模型, 基于热力学模型通过增压器的匹配计算提高该机型的经济性, 并达到降低排温的目的, 对满足要求的增压器进行高原性能预测。

关键字: 增压器, 匹配, 高原能力

Abstract: The paper is mainly concentrate on the thermodynamics model of the diesel using the 1 dimensional calculation software of GT-POWER, the matching of the turbo-charging is calculated to improve the economy of the diesel and to achieve the decreasing of the temperature of the exhaust gas. Relying on the calculating model of the diesel, the performance of the highland is calculated.

Keyword: Turbocharger, Matching, Altitude capability

0.前言

随着国民经济高速发展, 对于柴油机的功率要求也越来越高。对于大功率柴油机, 其增压系统的选择是其核心任务之一。增压系统是柴油机的主要生命源之一, 其性能优劣对柴油机技术指标高低起决定性的影响。废气涡轮增压技术已经成为了柴油机节能减排的关键技术。内燃机涡轮增压是利用发动机排出的废气的能量驱动涡轮, 再由涡轮带动离心式压气机对空气或者混合气体进行增压, 一方面回收了发动机一部分废气能量, 有利于发动机经济性能得到提高; 另一方面增加了进气密度, 使充满气缸的空气或者混合气体的气量得到了提高, 有利于发动机功率的提升。因此对发动机增压器的适当匹配可以使发动机的功率、经济型等各项性能指标得到明显的提高。

1.模型的建立与标定

根据发动机的实体结构建立发动机的 GT-POWER 模型, 其中进排气管路采用 GEM3D 离散, 导入进排气管道的流量系数及涡流比, 并将气门升程曲线导入模型,

处理增压器的 MAP 数据，建立好的热力学模型的模型如图 1 所示。

根据台架试验数据标定模型，热力学模型采用将实测的放热率导入，增压器采用全模型，模型标定保证发动机的主要参数的相对误差都小于 5%，并保证计算缸压数据与试验数据能够吻合。

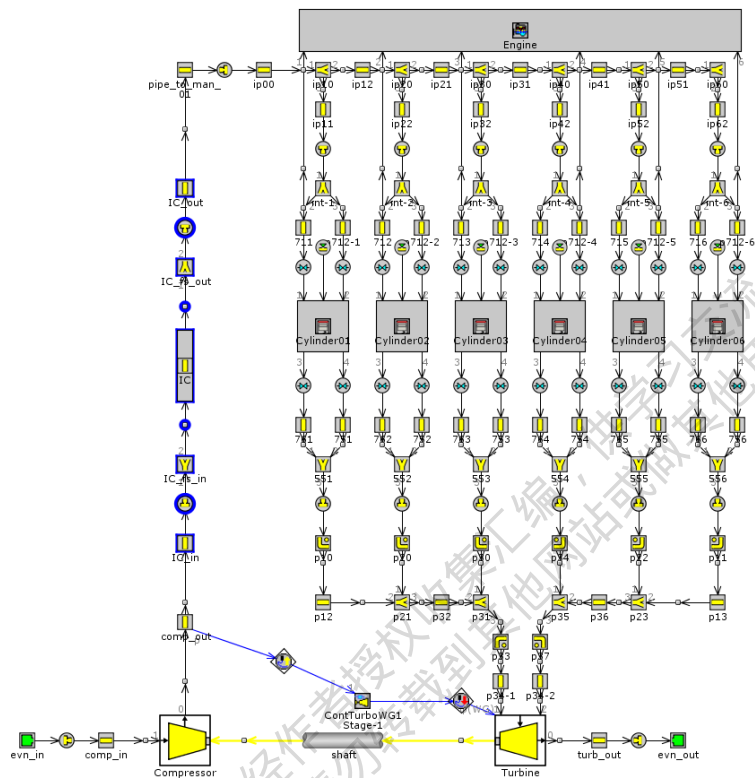


图 1 某增压中冷柴油机的热力学模型

2. 增压器的匹配计算

原机增压器存在由于排温高而导致低速扭矩无法达到目标值,并且油耗率偏高,根据增压器匹配经验若更换小蜗壳涡轮,则高转速工况油耗将增加,因此考虑采用带放气阀的增压器方案,本文将通过借助热力学软件进行带放气阀增压器的匹配计算分析。

计算中保证发动机输出相同的功率,然后计算分析两款增压器对应的发动机性能参数,两款增压器对应的发动机的主要性能参数如图 2 至图 7 所示。从图中可以看出,带放气阀增压器的新方案在 1500r/min 以下工况的进气压力明显增加,导致爆发压力增大,油耗率降低,排温也随之降低,达到降低低转速排温以及油耗率的目的;在 1500r/min 以上的工况增压器开始放气,进气压力与原机相比减小,从而发动机的爆压减小,排温升高,但由于泵气损失减小,所以油耗率也随

之减小，从而达到了降低高转速油耗率的目的。两款增压器的联合运行线如图 8 和图 9 所示，从图中可以看出，新增压器方案的大部分工况点穿过高效区，但在低转速喘振余量较小，因此，对其进行高原性能预测计算，考察其高原能力。

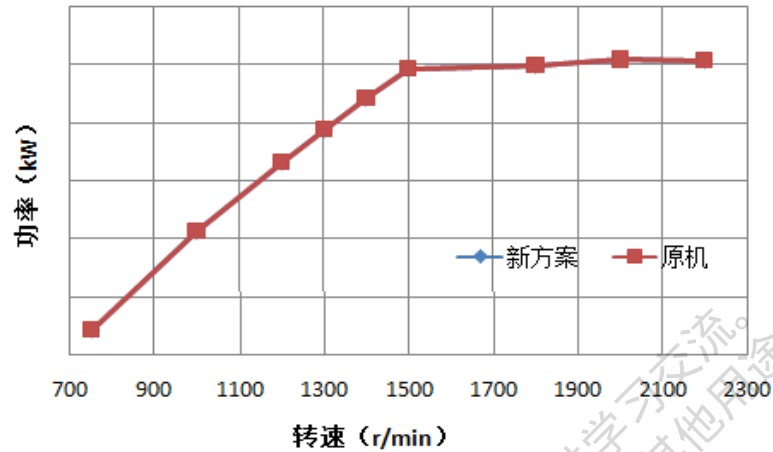


图 2 两款增压器对应的输出功率

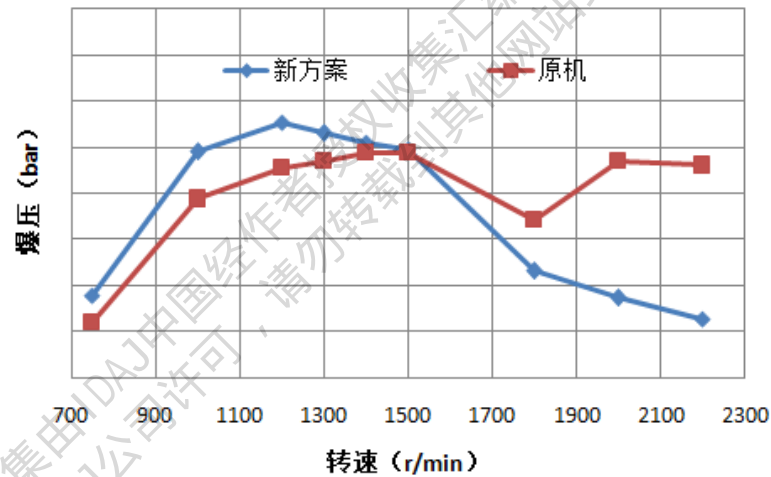


图 3 两款增压器对应的爆压值

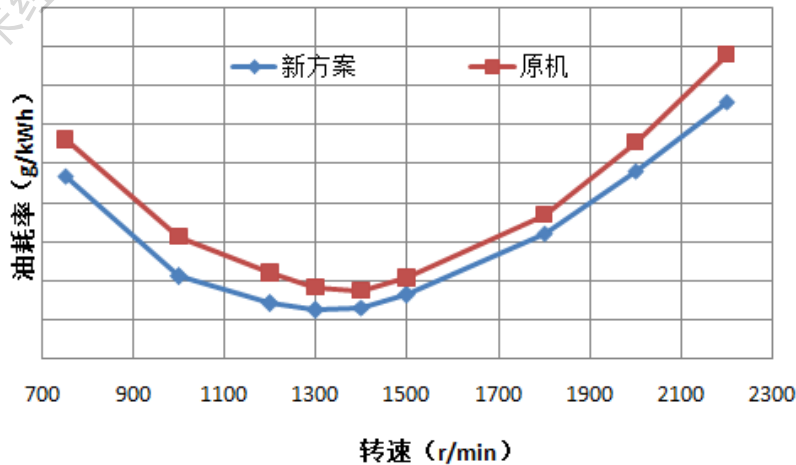


图 4 两款增压器对应的油耗率

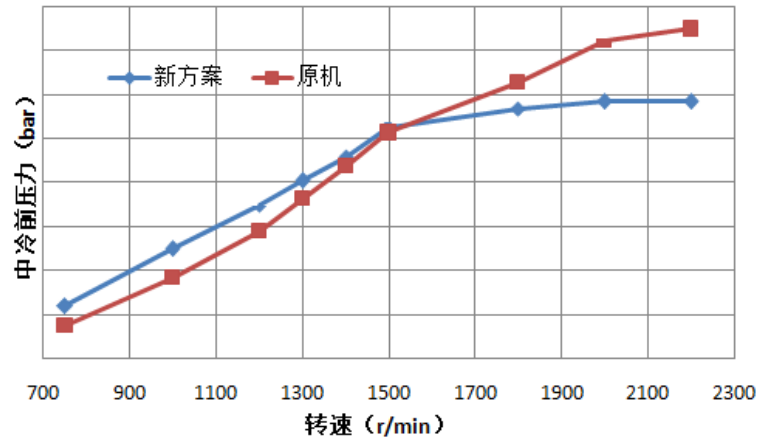


图5 两款增压器对应的进气压力

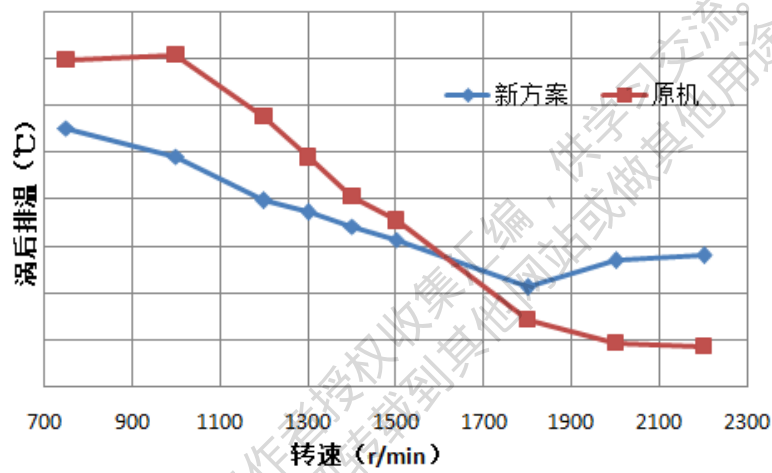


图6 两款增压器对应的排气温度

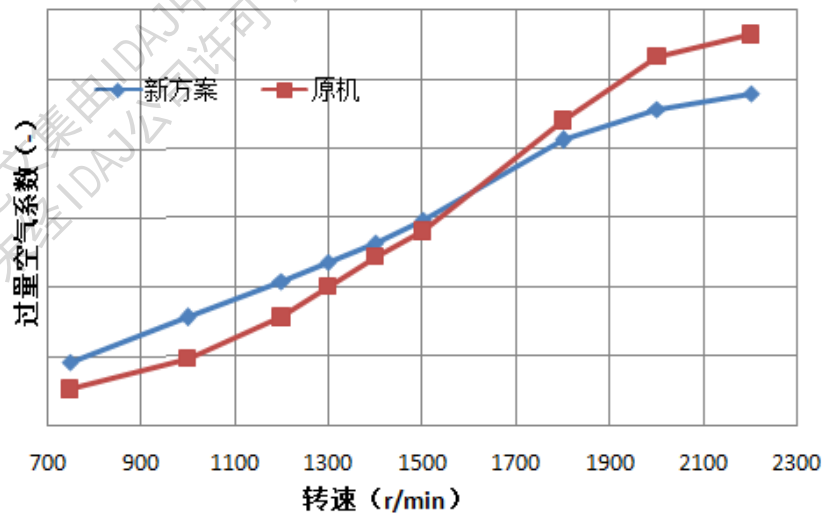


图7 两款发动机对应的过量空气系数

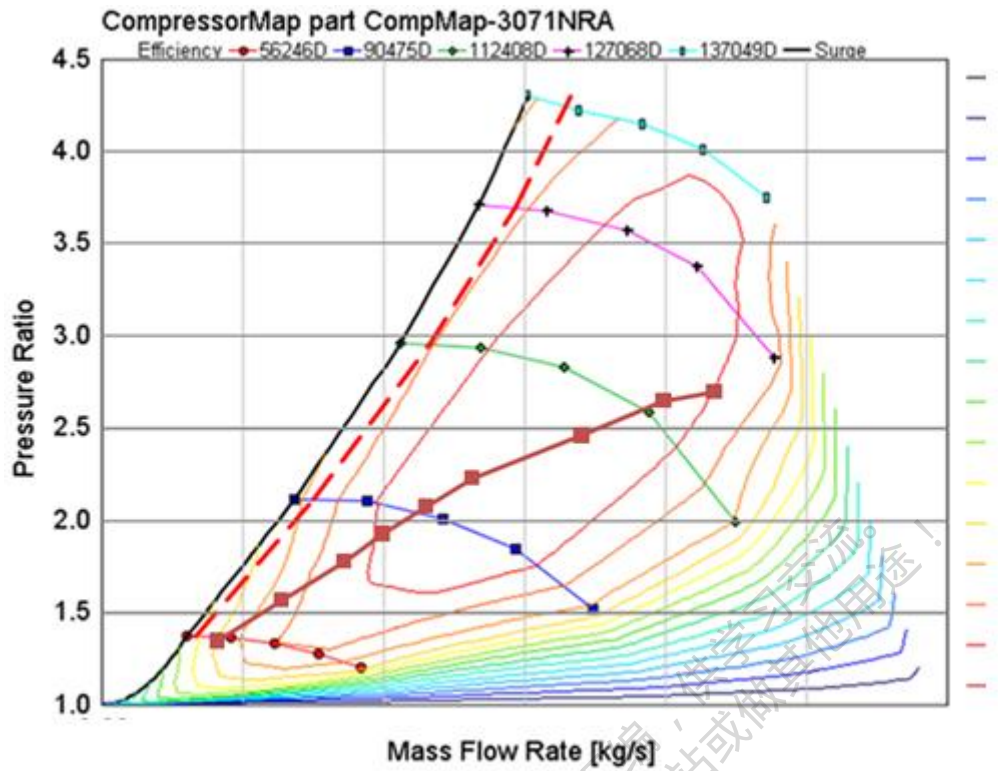


图8 原机增压器联合运行线

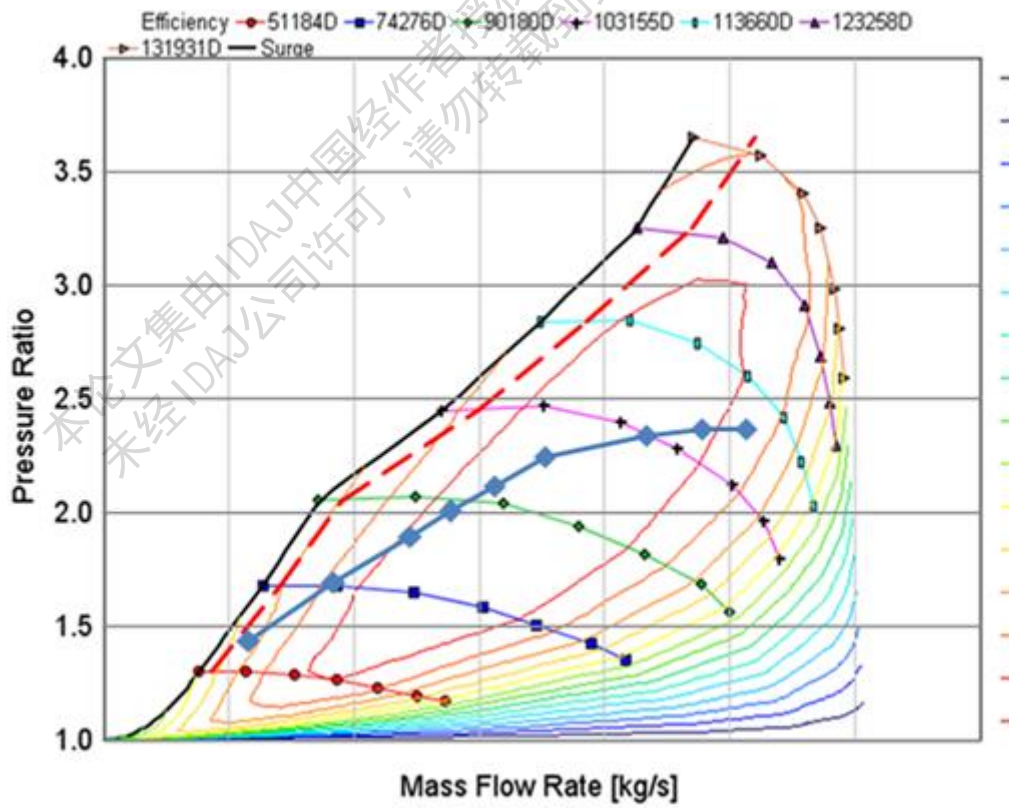


图9 新增压器方案联合运行线

3.新增压器方案的高原性能预测计算

发动机的高原性能主要受增压器的能力影响,一般发动机上高原后会由于环境压力和空气密度的降低,出现增压器超转速,排气温度超限值,中冷前温度超限值,中低转速喘振以及进气量减小导致的冒黑烟等。

该机型在 4000 米海拔高度时要求标定点功率降为 15%, 因此对该增压器进行 4000 米海拔高度下的性能预测计算, 计算发现, 增压器在 2000r/min 以上时出现超转速的现象, 因此在该工况进行限油计算, 限油后标定的功率降为 14.2%, 满足要求; 在 750r/min 时由于增压器喘振而限油, 功率降为 22%, 由于该工况点不常用, 并且无扭矩要求, 所以综合比较, 新增压器方案满足发动机的平原及高原要求, 图 10 为 4000 米海拔高度下的增压器联合运行线。

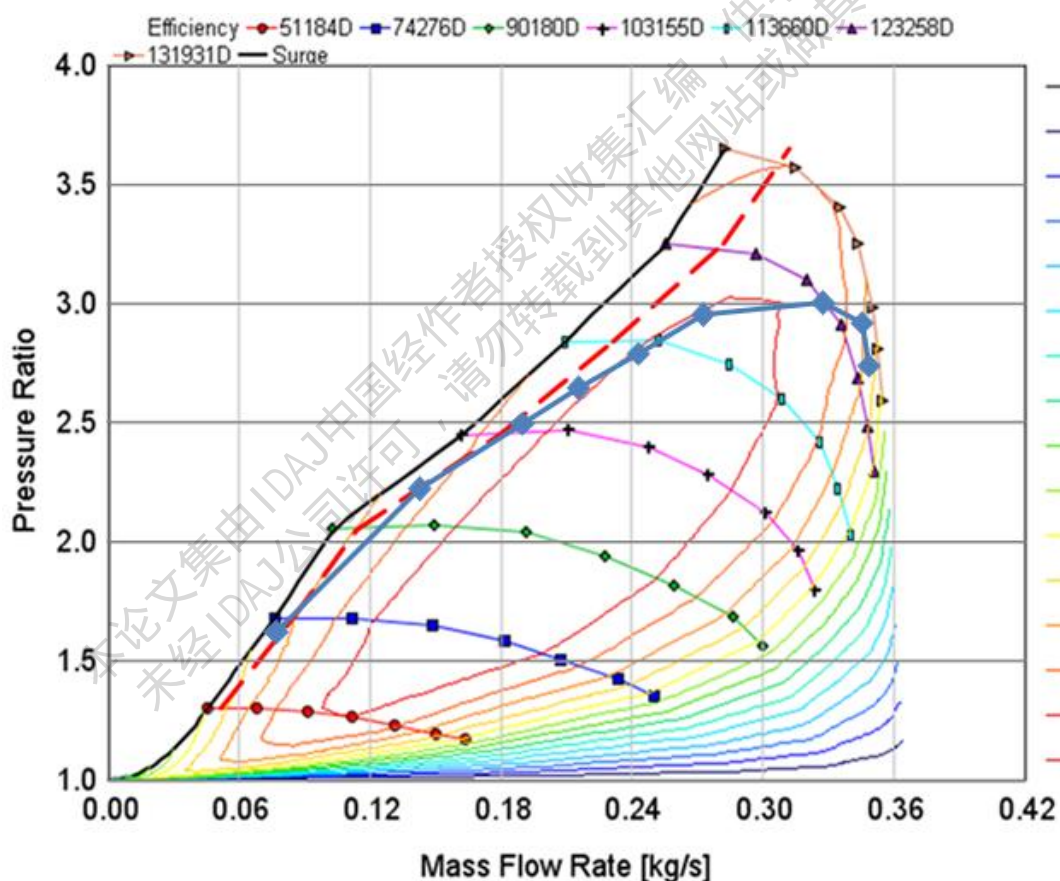


图 10 4000 米海拔新增压器方案联合运行线

4.总结

通过基于 GT-POWER 热力学软件对发动机进行增压器匹配计算和高原性能

预测，不仅在一定程度上缩短了发动机的开发周期，还大幅降低了增压器匹配以及高原试验的成本，因此热力学计算在发动机的开发过程中不仅起到省时、省力的作用，还可以为发动机的开发指定方向。

参考文献

[1] 周龙保《内燃机学》机械工程出版社 2006

[2] GT-SUITE 帮助文档

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

基于 GT-POWER 的排气系统声学性能分析

The acoustic performance of intake and exhaust system based on GT-POWER

刘小平 魏丕勇 韩有旭

(北汽福田汽车股份有限公司, 北京, 102206)

摘 要: 本文应用GT-POWER软件在某型废气涡轮增压四缸汽油机分析模型的基础上, 对排系统进行了精确建模, 完成排气系统声学性能仿真分析, 并计算了外特性各工况点下整机性能损失, 为后续发动机排气系统开发提供重要的理论依据, 从而大大减少试验开发的工作量和费用, 加快开发进度。

关键词: 汽油机 增压器 GT-POWER 声学

Abstract: Based on a four cylinder gasoline turbocharger engine model, the detail model of exhaust system is set up. the acoustic performance are analyzed. The performance lose was calculated at full load. The research can provide the references of the exhaust system development and reduce time and cost of test bench.

Key words: gasoline; turbocharger; GT-POWER; acoustic

1 前言

根据公司项目开发的要求, 要求对拟开发搭载 2.0T 增压中冷汽油机进行整车排气系统声学性能仿真分析, 模拟计算外特性各工况点下的声学性能指标和整机性能损失, 计算各工况点下的排气口噪声级及噪声频谱; 同时对主、副消声器的传递损失分析和插入损失进行分析。

分析目的是为设计部门提供发动机进、排气系统开发提供设计参考。主要结构参数如表 1 所示:

表 1 汽油机特征参数

序号	名称	参数
1	排量	1.998L
2	特征	直列四缸、增压中冷
3	燃油型号	RON93
4	压缩比	8.5
5	缸径	86mm
6	行程	86mm
8	连杆长度	135mm
12	额定功率	130kW/5500rpm
13	最大扭矩	245-255Nm/1750-4000rpm

本分析任务是开发项目初期，在一维热力学性能模型及分析完成以后，通过建立排气系统的详细的热力学和声学模型，完成排气系统的声学评估。

2 建模与数据输入

2.1 计算分析模型

插入损失计算分析模型如图 1 所示，包括了进气系统、发动机本体和排气系统和大气边界。排气系统由主催化器、副催化器、副消声器、主消声器和各部件的主要管路组成。

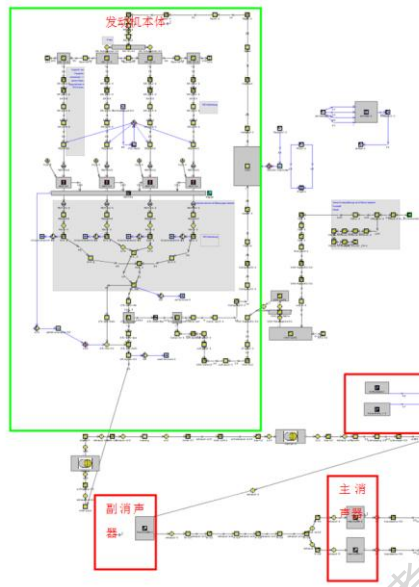


图 1 分析模型

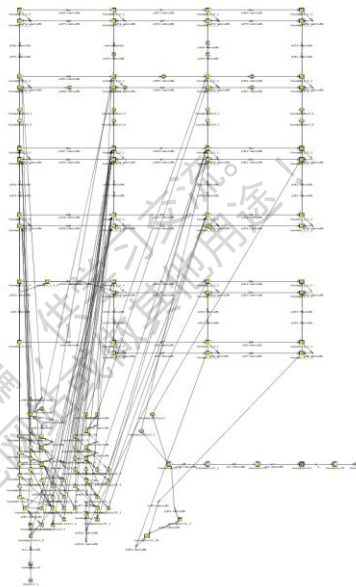


图 2 主消声器子模型

图 2、图 3 为主、副消声器子模型，模型包括了管路，腔体，隔板，多孔口。

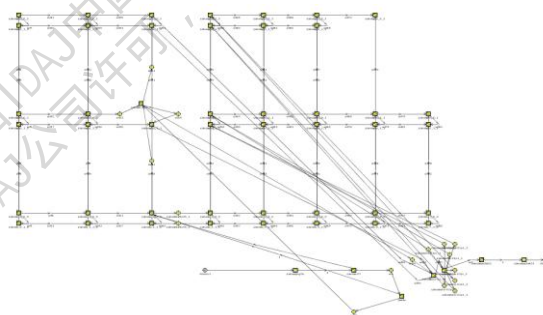


图 3 副消声器子模型

2.2 主要输入参数

进、排气系统结构采用整车 3D 数模数据，主要结构尺寸见下图。副消声器进口管内径 $\Phi 57.6$ ，出口管内径 $\Phi 57.6$ ；主消声器进口管内径 $\Phi 57.6$ ，中间管内径 $\Phi 52.6$ ，出口管内径 $\Phi 52.6$ 。

前催规格：105.7*76,400/4,当入口温度 875℃时，压力损失为 16.4kPa；后催规格：118.4*114.3,400/4，入口温度 830℃时,压力损失为 19.94kPa。

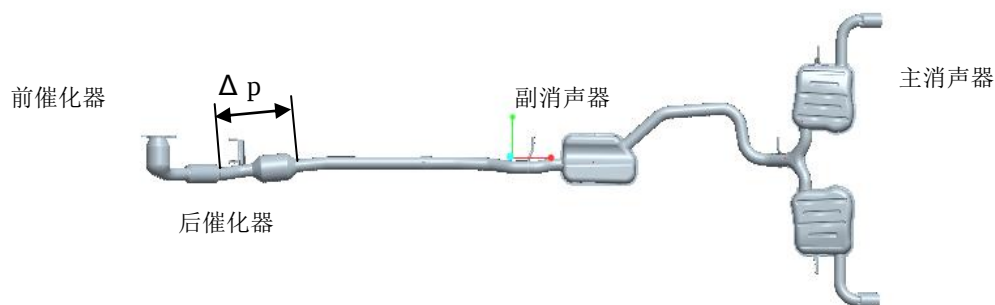


图4 排气系统结构

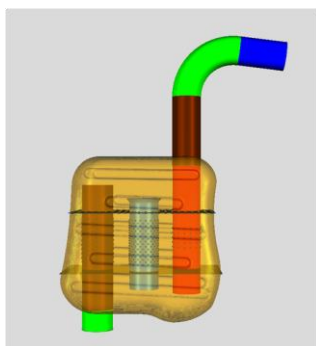


图5 主消声器结构图

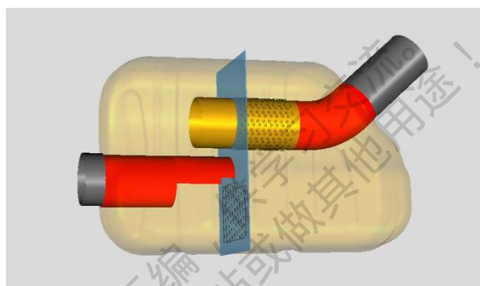


图6 副消声器结构图

3 计算方法

此计算过程是在全负荷 1000rpm、1500rpm、1700rpm、2000rpm、2500rpm、3000rpm、3500rpm、4000rpm、4500rpm、5000rpm 和 5500rpm 下进行。计算方如下：

(1) 插入损失计算

依据企标规定，本计算测点布置如下图：

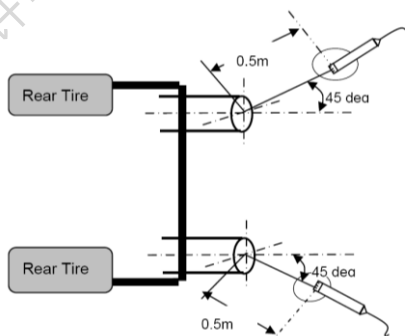


图7 麦克风布置位置

(2) 传递损失计算

取计算温度为 25℃，采用四麦克风传递损失测量方法。

4 计算结果

4.1 消声器传递损失

消声器传递损失见下图 8-9。主消声器由于采用复合式结构，传递损失频段较宽，在 100hz-600hz

范围内都有较好的作用,传递损失在大部分在 18db-25db,消音效果较好,如果考虑主消安装位置排温较高,实际使用中效果会有变化。副消在低频范围内传递损失较小。

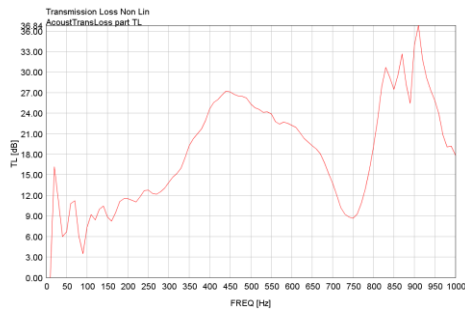


图 8 副消传递损失

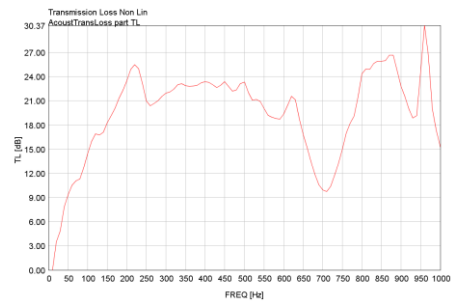


图 9 主消传递损失

4.2 插入损失

图 10 为插入损失计算结果。可见,2 阶和 4 阶插入损失为 10-35db(A)之间,随发动机转速升高,插入损失越明显;6 阶消音效果最好,说明消声器对中、高频率作用明显。

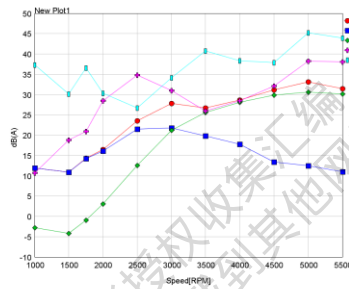


表 10 插入损失

4.3 排气管出口噪声

图 11-12 为排气噪声。从图中可以看出,排气噪声低速时主要为 2、4、6 阶为主,2 阶最在,达到 81db(A);高速时为 2、4 阶为主,同时,高速时流动噪声(flow noise)占噪声比例较大。图 13 为排气口无消声器的噪声,可看出在无消声器时,气流摩擦噪声很小。

需要说明的是,GT-POWER 排气噪声计算中,只考虑排气口气流波动引起的噪声,未能考虑排气管的辐射噪声和整车其它部件的噪声;计算的流动噪声没有分解到阶次里,这样计算结果一般来说要比试验结果略低。

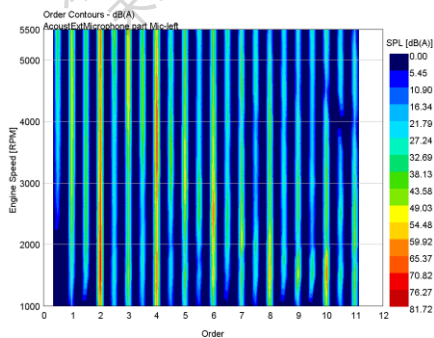


图 11 排气口阶次云图

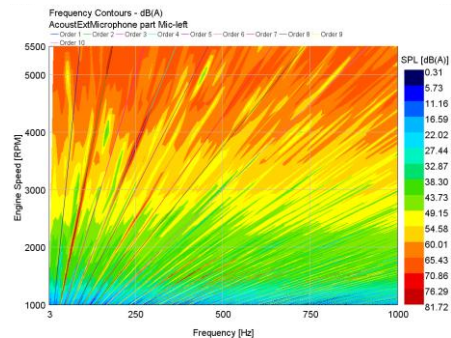


图 12 排气口频率云图

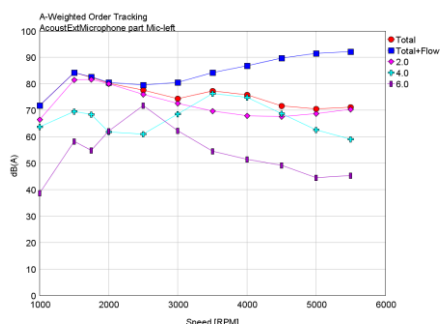


图 13 排气口带消声器噪声

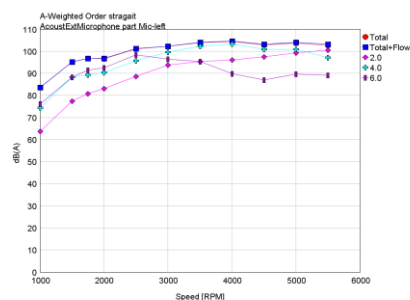


图 14 排气口空管噪声

4.4 外特性指标

(1) 排气背压

在额定功率点排气背压达到 0.594bar，小于开发目标；副消前背压为 0.19bar。分析发现相对标杆机排气系统，前后催化器阻力较大，额定相应的主、副消压降为 3.6kPa 和 10.1kPa。

(2) 性能损失

计算的额定功率点油耗增加 0.67%；由于该发动机为增压发动机，整机外特性功率和扭矩没有降低。涡轮机入口温度全部在 950℃ 以下，满足发动排气系统要求。另外，增压器转速有 0.6% 的升高，对整机高原性能有一定影响。

5 结论

(1) GT-POWER 能对排气系统本身声学性能分析进行很好的预测，同时能够从系统的角度考虑其对发动机性能的影响。

(2) GT-POWER 排气噪声计算中，只考虑排气口气流波动引起的噪声，未能考虑排气管的辐射噪声和整车其它部件的噪声；计算的流动噪声没有分解到阶次里，这样计算结果一般来说要比试验结果略低。

6 参考文献

- [1] 庞剑, 湛刚, 何华等. 汽车噪声与振动[M]. 北京理工大学出版社, 2003
- [2] 岳贵平. 发动机进排气系统噪声模拟技术研究[D]. 吉林大学, 2007
- [3] 梁东明. 发动机进排气系统仿真分析及对整车噪声的影响[D]. 吉林大学 2011

节能赛车燃油发动机仿真优化研究

Modeling and Optimization analysis of the Engine of Economy Power Racing Car

彭佳伟 马其华 张东剑

(上海工程技术大学汽车工程学院, 上海 201620)

摘要: 为了提高 125ml 自然进气式单缸发动机的最大功率和燃油经济性, 本次研究在仿真分析的基础上, 研究不同进排气系统结构参数和压缩比对发动机性能的影响, 并对其进行优化。首先利用 GT-power 建立一维物理模型, 然后把模拟的结果与原始实验数据进行对比, 校准其精确度, 最后以燃油经济性为目的对各个参数进行优化。在对进排气系统结构参数和压缩比进行优化之后, 得到发动机的性能图。实验结果表明, GT-power 模型有足够的预测精度, 最大误差为 5.8%。通过 GT-power 的优化后, 发动机最大功率提高了 30%, 燃油消耗降低了 17%。

关键词: 单缸发动机; 燃油经济性; 计算机仿真; GT-power

ABSTRACT: In order to improve the maximum power and reduce the fuel consumption of a naturally aspirated 125ml single cylinder engine at the same time, the effect of different intake(exhaust) structure parameters and compression ratio are investigated in details based on simulative analysis and an optimization is carried out. First a physical engine model based simulation scheme by using 1-D GT Power is set up. Then the results of simulation are calibrated by comparing the original experimental data. Last the fuel economy is optimized based on the calibrated GT-Power models. After compression ratio (CR) and intake(exhaust) structure parameters valves are optimized, the performance maps of engine are obtained. The experimental results shows that the GT-Power model has sufficient prediction accuracy, with maximal error of 5.8%. After optimized by GT-Power, an increase of the maximum power up to 30% is indicated and fuel consumption is reduced by 17% at the same time.

Key words: single cylinder engine; fuel economy; computer simulation; GT-power

1 引言

在过去的十年里, 石油危机已经达到了一个临界水平。因此, 世界各地越来越关注汽车的燃油消耗 [1-3]。据国际能源机构(IEA)预测, 世界石油日消耗量将从 2011 年的 87400000 桶增至 2035 年的 99700000 桶 [4]。因此, 在不影响发动机性能的情况下改善燃油经济性, 已成为许多发动机研究所和汽车制造商所面临的最大挑战。到目前为止, 存在一些技术可以解决这些问题, 比如二次喷射、可变气门、可变进气管、人工智能控制、新型燃烧方式、发动机轻量化等, 但这无疑也增加了开发成本和开发周期。

一般来说,研发人员可以通过提高发动机的压缩比和比热容来降低燃油消耗,但这也带来了一些问题,爆震的趋势、排气温度、泵气损失和通过气缸壁的热损失都有很大的增强。而由 Vitek[5]、Wei[6]等人研究的冷却废气再循环技术却可以解决这些问题。另外对进排气系统进行良好的设计和优化可以提高发动机的容积效率,从而在一定的转速范围内提高发动机功率,增加扭矩,减少有害气体排放和降低燃油消耗率 [7]。目前行业内比较成熟的技术有:可变进气门正时,可变进气歧管,涡轮增压等。传统的发动机优化通常采用反复实验测试的方法,而这种方法很难通过复杂的数据来分析得到合理的压缩比和进排气系统结构参数。因此本文利用 GT-Power 软件[8]建立发动机一维仿真模型,并对进排气系统和气缸结构参数进行优化,以此来提高发动机的燃油经济性。

本文在 Honda 中国节能竞技大赛的 125mL 发动机模型的基础上,对比研究不同的压缩比和进排气系统参数对发动机燃油经济性和功率以及扭矩的影响,揭示其对发动机性能的影响机理,结合计算结果选取最优组合方案,从而达到提高燃油经济性的目的。图 1 显示了发动机的优化流程图。



图 1 发动机优化流程图

2 发动机建模

2.1 燃烧模型

四冲程发动机的工作循环由四个活塞冲程组成,分别为进气冲程、压缩冲程、膨胀冲程和排气冲程。下图 2 所示的是进气冲程。发动机的燃烧过程可由 Blizzard 和 Keck [9]所研究的湍流燃烧模型来预测,其数学表达式为(1) - (6)。

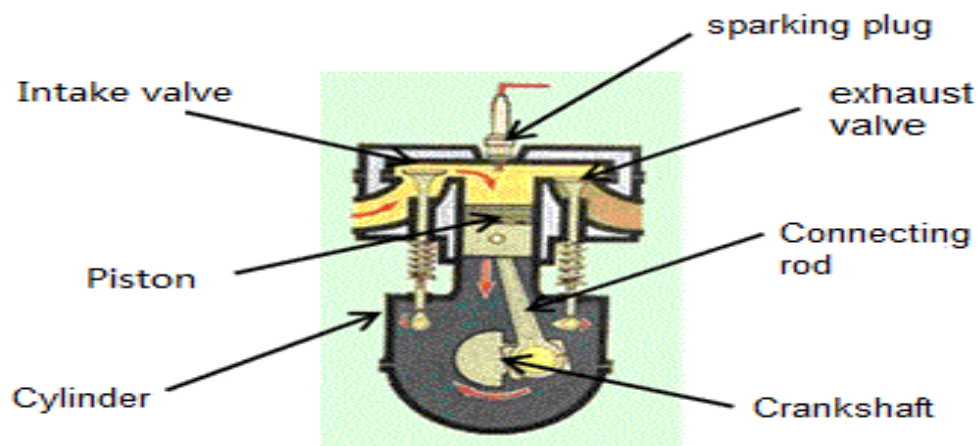


图 2 发动机的进气冲程

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_f S_L^* + \frac{m_e - m_b}{\tau_b^*} \quad (1)$$

$$\frac{d(m_e - m_b)}{dt} = \rho_u A_f u_T^* \left(1 - e^{-t/\tau_b^*}\right) - \frac{m_e - m_b}{\tau_b^*} \quad (2)$$

$$S_L^* = m_1 S_L \quad (3)$$

$$u_T^* = m_2 0.08 u_i \left(\frac{\rho_u}{\rho_i}\right)^{0.5} \quad (4)$$

$$l_M^* = m_3 0.8 L_{iv} \left(\frac{\rho_i}{\rho_u}\right)^{0.75} \quad (5)$$

$$\tau_b^* = \frac{l_M^*}{S_L^*} \quad (6)$$

式中, m_b , m_e 分别为燃烧质量和气缸内气体质量, A_f 为火焰的表面积, ρ_i , ρ_u 未燃烧气体密度和点火时刻的气体密度, L_{iv} 为进气门升程, u_i 是进气充量的平均流速, S_L^* , u_T^* , l_M^* , τ_b^* 分别为可调层流火焰速度, 湍流火焰速度, 泰勒尺度长度和特征时间。在各种工作条件下对参数进行检测, 火焰核心区域的温度增高系数 m_1 的范围为 0.5-1.5, 湍流火焰传播速度系数范围为 0.6-1.26, 泰勒尺度系数的范围为 0.65-1.64。

2.2 爆震模型

原始发动机通常用实验对其爆震进行检测, 其原理是通过带通滤波的缸内压力信号来反馈最大振幅的压力振荡, 然后对发动机爆震进行预测。本文使用 Livengood - Wu[10] 积分预测仿真实验中发生爆震的趋势, 并在已知排出气体的压力 P 和温度 T 的情况下预测自动点火延迟角 τ 。其数学积分表达式为(7)和(8)。

$$Y_{Knock} = \int_{t_{IVC}}^{t_{Knock}} \frac{dt}{\tau} \quad (7)$$

$$\tau = 5.3502 \times 10^{-5} \left(\frac{P}{T}\right)^{-2.3737} \times (1 - \chi_{EGR})^{-3.0129} \times \lambda^{-1.9269} \times e^{\frac{316725}{T}} \quad (8)$$

t_{IVC} 和 t_{Knock} 分别表示进气门关闭时刻 (IVC) 和爆震开始时刻; χ_{EGR} 是废气再循环率, 其范围为 0-0.3; λ 是过量空气系数, 其范围是 0.75-1.15。应该指出的是, 由于燃料的

性能参数不包括在公式(8)中,所以本文的爆震模型的预测只适用于97号汽油,若使用不同的燃料,常量应重新校准。又由于一维仿真模型无法计算尾气燃烧所引起的压力,所以我们将爆震指数(KI)与质量分数(MBF)视为仿真模拟的爆震指示器。在仿真过程中,当 Y_{Knock} 的积分等于1并且爆震指数(KI)满足在特定的操作条件下的参考水平,即可判断在该区域会发生爆震。

2.3 模型参数

本文使用GT-power建立Honda单缸发动机的物理模型,如下图3所示。表1为发动机的基本参数。

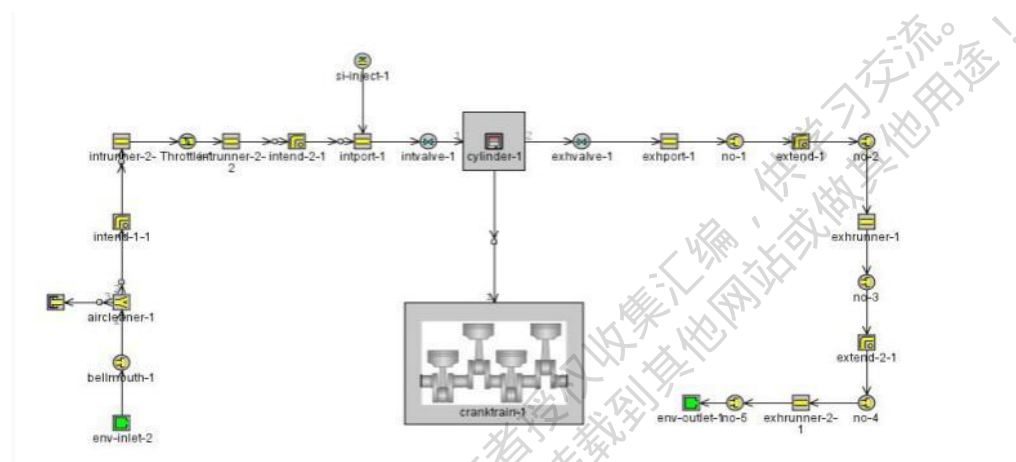


图3 GT-power 发动机整机模型

表1 Honda 发动机基本参数

基本参数	数据
缸数	1
排量	125mL
压缩比	9:1
吸气方式	自然吸气
进气门直径	18mm
气门结构	2 气门, SOHC 单链条驱动
发动机均重	24.0kg
进气温度	298k
最大功率	6.6kw (7500r/min)
最大扭矩	9.68N.m(4000r/min)
最低燃油消耗	367g/(kw.h)

2.4 发动机模型校核

在实际工程中,模型的建立都是依赖于实验原机的。计算机仿真能为发动机设计优化节

省很多成本和开发时间,但在做仿真优化之前必须对已建立的发动机模型进行验证校核,将误差控制在允许的范围内。因此该模型对发动机外特性进行校核,外特性曲线由台架实验测得。如下图 4 模拟值与实验值外特性的校验。

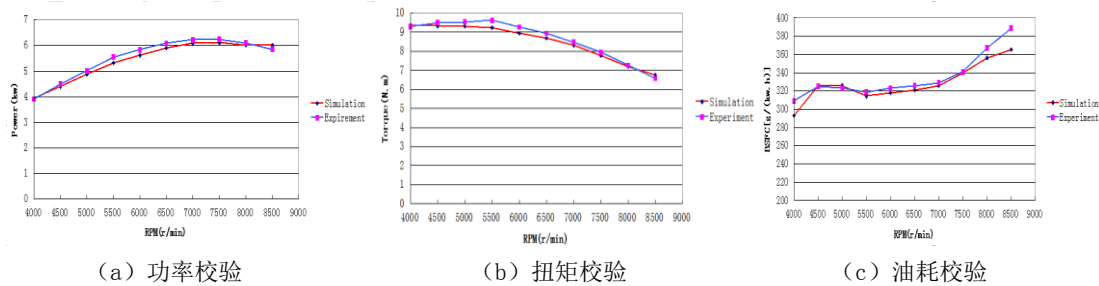


图 4 模拟值与实验值外特性校验

3 仿真结果分析

3.1 压缩比优化

压缩比是直接影响发动机性能的一个重要参数。无论是在定容加热循环、定压加热循环还是混合加热循环,随着压缩比增大热效率和平均指示压力也增大,即增大压缩比是提高热效率一个有效的措施。如公式 9 所示。

热效率:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \eta_{gl} \eta_{comb} (1 - \eta_{cool}) \eta_m (1 - \eta_{PL}) \quad (9)$$

式中: ε 为发动机压缩比; η_{gl} 为燃烧定容度; η_{comb} 为燃烧效率; η_{cool} 为散热率; η_m 为机械损失; η_{PL} 为泵气损失。本文通过原机压缩比为 9.0 的基础上以分别取了 9.75、10.25、10.75、11.25、11.75、12.25 的压缩比进行优化实验。经过 GT-power 的计算后,可以说明压缩比越大发动机的动力越大,油耗越低。若一味的提高发动机压缩比来提高发动机功率、降低油耗,则会带来发动机工作粗暴,给连杆机构形成带来压力。通过爆震模型可知,我们可以通过爆震指数来预测爆震,同时爆震指数又和压力升高率息息相关,所以我们可以用压力升高率来简单评判爆震。根据相关资料表明,发动机的适宜工作范围为最大压力升高率为 $0.175 \sim 0.25 \text{ MPa}/^\circ \text{CA}$ 。若压力升高率超出 $0.25 \text{ MPa}/^\circ \text{CA}$ 时,爆震概率就会增大。

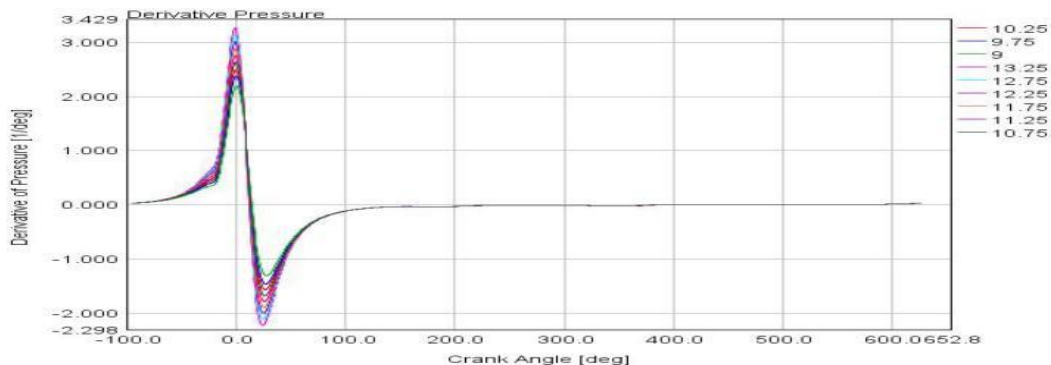


图 5 压缩比对缸内压力升高率的影响

从图 5 中可以看出, 压缩比在 10.75 及以上时压力升高率都大于 0.25MPa , 即爆震的概率增大。只有压缩比为 9、9.75、10.25 时的压力升高率在任何转速下都满足 $0.175 \sim 0.25\text{MPa}/^\circ\text{CA}$ 的范围。因此, 综合压力升高率和燃油经济性, 压缩比取 10.25。

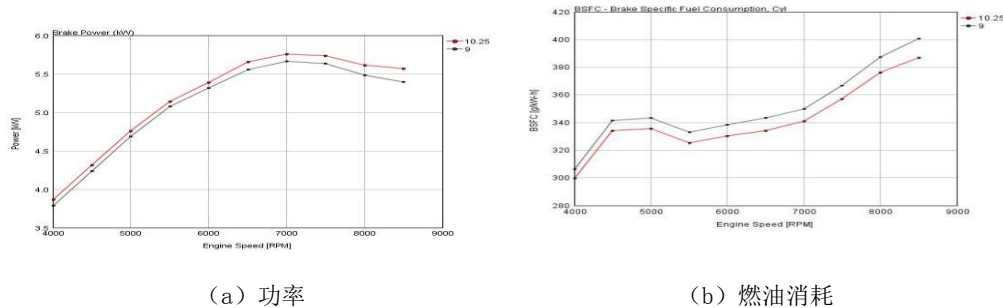


图 6 压缩比优化前后的对比

图 6 为不同转速下, 压缩比优化前和优化后功率与燃油消耗的对比。从中可以明显的观察到, 优化后的 10.25 压缩比在所有转速下无论是功率还是燃油消耗都比原机的更好, 同时爆震又处于可控范围内。

3.2 进气管优化

利用进气管结构来提高发动机的充气效率是一个有效的方法。气体分子在进气管中流动是不规律的, 当气体高速流动时, 气体的性质是随时间和空间变化的, 因此要研究空气动力响应是非常复杂的。本文对进气系统的仿真优化主要有两个方面。第一, 在原机 20mm 进气管长度的基础上以 20mm 为一个步长取得进气管长度为 10、40、60、80、100、120、140 进行计算, 由于原机的进气管仅 20mm, 因此取了进气管 10mm 为最低下限。第二, 将原机模型 0.2L 的 intend-1-1 替换成稳压腔, 以 0.1L 为一个步长取得稳压腔体积大小为 0.3L、0.4L、0.5L、0.6L、0.7L、0.8L 进行计算。以发动机的功率和油耗作为优化目标, 并且考虑充气效率, 分析进气管长度和不同体积的稳压腔对发动机油耗和动力的影响。通过 GT-power 对进气管长度和稳压腔体积进行的计算, 得出最佳充气效率和燃油经济性的进气管长度为 40mm, 稳压腔体积为 0.6L。

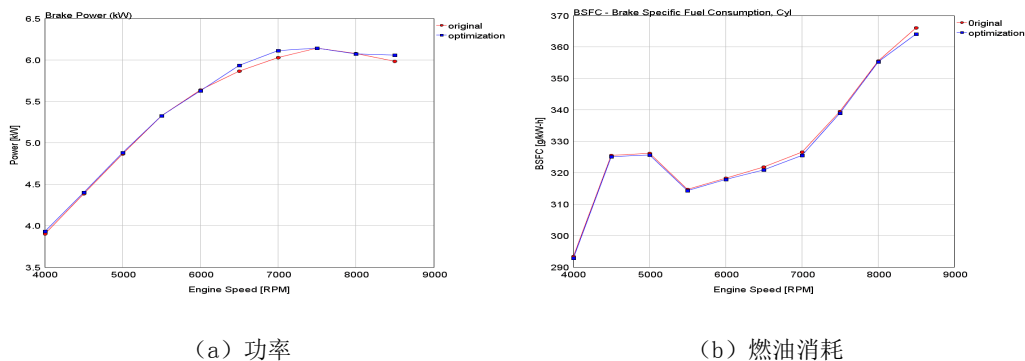


图 7 进气系统优化前后对比

通过图 7 可以看到进气系统优化前后的对比, 发动机转速在 6000rpm~7000rpm 时功率提

升较大。转速在 4000rpm~6000rpm 的发动机功率相比原机提升不大。从油耗表现来看，油耗和功率的变化率极为类似，变化都不是很明显。总体来看，优化发动机的进气管长度和稳压腔对功率和油耗改善极为有限。

3.3 排气管优化

如同进气管那样，排气管长度和排管直径也会影响排气管内压力波动，从而影响发动机功率、扭矩、油耗。本台发动机的排气管没有三元催化器和消声器，且直径相同。为了方便优化，将它分成了 4 段，其长度和半径都不同，如图 8 排气管实物图。本文对排气管直径，排气管 2 和 4 的长度做仿真优化。

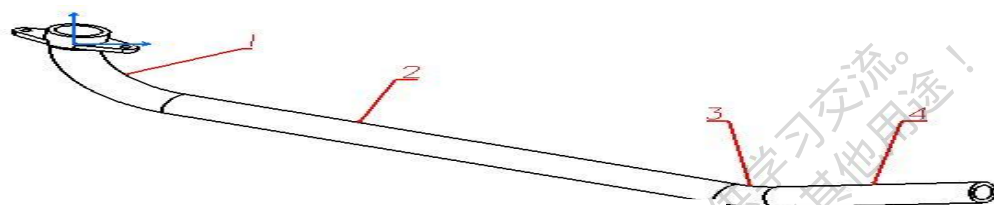


图 8 排气管实物图

原机排气管 2 的长度为 254mm，排气管 4 的长度为 98。此次优化分别将两段排气管长度设定为 150、200、300、350 和 40、150、200、250，都以 50mm 为一个步长进行优化计算。而排气管直径优化分别设定了 16、18、20、22、24、26、28、30 进行优化计算。由于排气管需要优化直径、排气管 2 和 4 的长度，所以为了排除其他优化项目的相互干扰先分别对直径、排气管 2 和 4 的长度单独做优化计算。通过 GT-power 的计算发现，随着排气管直径的增大，发动机的功率提高、燃油消耗也降低了。但是当排气管的直径超过 28mm 时，功率和燃油经济性反而下降。而排气管 2 和 4 的也和排气直径一样，随着长度的变化对发动机的功率和油耗都有影响。

由于排气管的结构复杂，无论是排气管 2、4 的长度还是排气管直径，选取的数值都较多，因此排气管采用交叉数值分析的方法，为排气管 2、4 分别制定 6 个方案，如下表 2、3。综合排气管 2 和 4 单独分析的结果，排气管 2 取了两段油耗较低的长度分别为 150mm 和 200mm 进行交叉分析。而排气管 4 同样取了两段油耗较低的长度分别为原机的 98mm 和 40mm。

表 2 排气管 2 优化方案

方案	直径 (mm)	长度 (mm)
1	16	150
2	18	150
3	20	150
4	22	200

5	24	200
6	26	200

表 3 排气管 4 优化方案

方案	直径 (mm)	长度 (mm)
1	16	40
2	18	40
3	20	40
4	22	98
5	24	98
6	26	98

通过 GT-power 的仿真计算后得出, 排气管 2 的方案 5 油耗最低, 而排气管 4 的方案 6 油耗最低。最终对排气管的优化方案为直径 26mm, 排气管 2 的长度和直径分别为 24mm 和 200mm, 排气管 4 的长度和直径分别为 26mm 和 98mm。

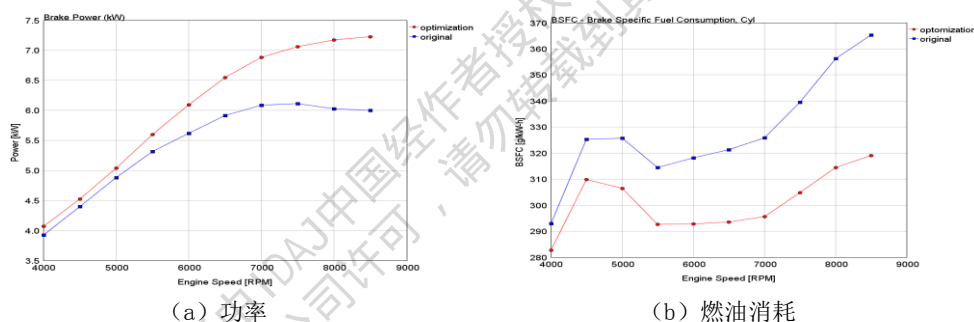


图 9 排气管优化前后对比

图 9 是排气管优化后和原机的动力性能和油耗的对比。当发动机处于高速时, 性能提升明显, 最大功率提升了 20%, 油耗降低了 12%。

3.4 配气相位优化

配气相位同样会直接影响发动机的充气效率、泵气功、功率以及扫气系数等, 即配气相位会直接影响发动机的进排气性能。本此仿真实验是保证凸轮型线不变的条件下, 以发动机燃油经济性为目标, 优化进排气门配气正时。动机运行转速为 4000rpm~8500rpm, 进排气门配气相位的调整范围为原机的“ $\pm 20^\circ$ CA”, 步长为“ 4° CA”。原机的进气门配气相位为 484° CA, 而排气门为 252° CA。

通过 GT-power 的计算分析发现, 发动机转速不同时最佳的配气相位角也是不同的, 而采用固定的配气相位角在不同的转速区间内无法让发动机发达到理想工作状态。如果采用可变气门正时就能使发动机在任何转速下达到最大功率且油耗最低, 因此本次进排气门正时优

化采用可变正时方案，方案如下表 4。

表 4 进排气门优化方案

项目	发动机转速	° CA
进气门正时	4000rpm-5500rpm	464
	6000rpm-7000rpm	472
	7500rpm-8500rpm	472
排气门正时	4000rpm-5500rpm	240
	6000rpm-7000rpm	244
	7500rpm-8500rpm	248

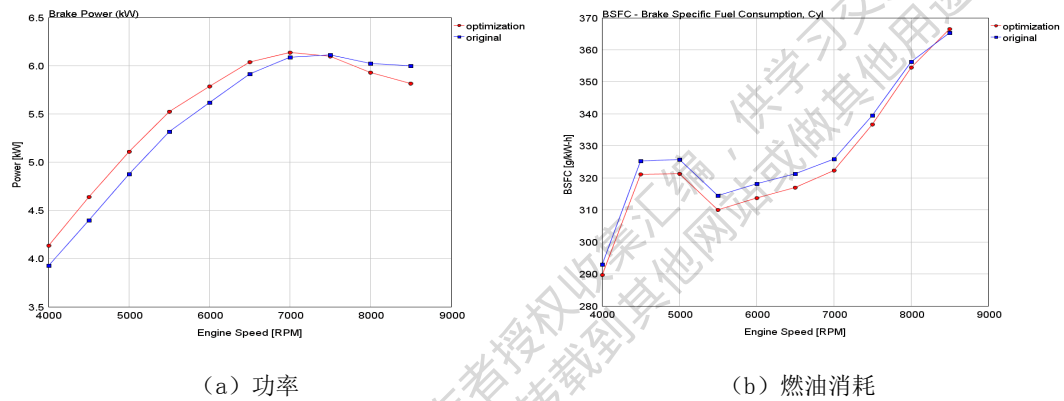


图 10 配气相位优化前后对比

图 10 是采用可变气门正时的发动机功率和油耗与原机对比。从图也能说明可变气门正式可以提高不同工况下的动力和燃油经济性，虽然功率在 7000rpm-8500rpm 有所减小，但油耗在所有转速点都降低了。

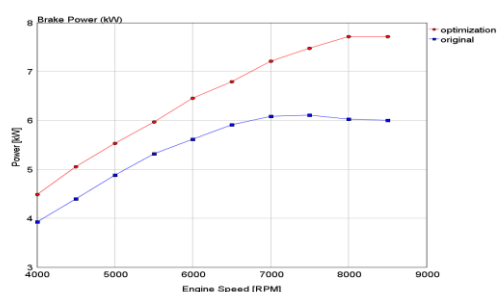
3.5 发动机优化结果

通过本次基于 GT-power 对发动机的压缩比、进排气管、配气相位的优化最终得出优化结果如下表 5。

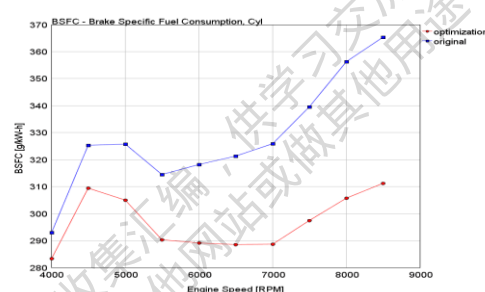
表 5 Honda 单缸发动机最终优化参数

发动机最终优化项目	参数
压缩比	10.25: 1
进气管长度	40mm
进气稳压腔 (L)	0.6L
排气管直径	26mm

排气管 2（长度-直径）		24mm-200mm
排气管 4（长度-直径）		98mm-26mm
进气门配气相位	4000rpm-5500rpm	464° CA
	6000rpm-7000rpm	472° CA
	7500rpm-8500rpm	472° CA
排气门配气相位	4000rpm-5500rpm	240° CA
	6000rpm-7000rpm	244° CA
	7500rpm-8500rpm	248° CA



(a) 功率



(b) 燃油消耗

图 11 发动机优化前后对比

经过本次优化分析，发动机的动力性、燃油经济性与原机相比有了大幅度的提高。如图 10 所示，发动机在高转速下功率提升的明显，最大功率提升达 30%，为 7.71KW。而燃油经济性也有明显的改善，在低转速下燃油消耗减少了 6%，在高转速下燃油消耗有明显的降低，燃油消耗降低达 17%。

4 结论

本文使用 GT-power 对 125ml 自然进气式发动机的进排气系统和压缩比进行研究，其目的主要是在不改变发动机整体运行系统的情况下提高发动机的燃油经济性。根据本次研究，初步得出以下结论：

(1) 压缩比对于燃油经济性的影响非常大，虽然增加压缩比可以提高发动机的燃油经济性，但这也同时带来了爆震的风险。因此，考虑爆震的危害和燃油经济性双重因素，压缩比最终选 10.25。

(2) 通过改变进气管长度来提高燃油经济性，只会对发动机的转速在 6500rpm - 7500rpm 时有影响，并且影响很小，它不能提高整个转速范围内的性能。然而研究发现，通过对排气管长度的优化，可以有效地提高发动机的动力性和燃油经济性。特别是发动机处在高速状态

时, 其性能有明显的改善, 最大功率增加了 20%, 燃油消耗降低了 12%。此外, 优化配气相位也可以提高发动机的功率和燃油经济性。

(3)通过模拟数值的方法制定了最终优化方案, 使发动机与原机相比最大功率提高了 30%, 燃油消耗降低了 17%。

参考文献

- [1] Akorede MF, Hizam H, Pouresmaeil E. Distributed energy resources and benefits to the environment. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14(2):724–734.
- [2] Omer AM. Energy, environment and sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2008;12(9):265–300.
- [3] Uddin SN, Taplin R, Yu X. Energy, environment and development in Bhutan. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2007;11(9): 83–103.
- [4] IEA, World Energy Outlook 2012, International Energy Agency, Paris, 2012.
- [5] O.V fek, J.Macek, M. Polasek, S. Schmerbeck, T. Kammerdiener, Comparison of Different EGR Solutions, SAE Technical Paper, 2008.
- [6] H. Wei, T. Zhu, G. Shu, L. Tan, Y. Wang, Gasoline engine exhaust gas recirculation e a review, *Appl. Energy* 99 (2012) 534-544.
- [7] 周龙保, 内燃机学[M]. 北京: 机械工业出版社,2006.
- [8] Sasa Trajkovic, Per Tunestal, Bengt Johansson et al. Simulation of a Pneumatic Hybrid Powertrain with VVT in GT-Power and Comparison with Experimental Data[C].//SAE 2009 World Congress.2009:11630-11643.
- [9] Blizard NC, Keck JC. Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines. SAE paper 74011; 1974.
- [10] Livengood JC, Wu PC. Correlation of auto ignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines. 5th Intl Symp Combust 1955:347–356.

基于 GT-POWER 进行双增压技术的仿真研究 Supercharger And Turbocharger Technology Simulation Study Based On GT-POWER

袁少伟 蒲运平 曾寒 杨正军 王显刚

(长安汽车动力研究院 重庆 401120)

摘要：应用 GT-POWER 软件进行某一款发动机升级双增压 (SC+TC) 技术方案仿真分析, 研究在 1.0L 涡轮增压直喷发动机基础上增加机械增压技术方案, 动力性达到 2.0L 自然吸气发动机水平的可行性。分析结果表明: 采用双增压技术, 该发动机除 1000rpm 转速外其它转速外特性都能达到某 2.0L 发动机动力性水平。

关键字：GT-POWER、机械增压、涡轮增压、动力性

Abstract： GT-POWER is used to simulate a upgrade twin supercharged engine (SC + TC), the aim is investigate the feasibility to achieve the power performance comparable to a 2.0L normally aspirated engine when addition of mechanical supercharger technology based on a 1.0L turbocharged direct injection engine. The simulation result indicates that the twin supercharged engine power can reach the power performance comparable to a 2.0 L normally aspirated engine except for 1000 rpm torque.

Key words： GT-POWER , Supercharger , Turbocharger , Power

1 前言

随着环境的恶化, 国家油耗法规正逐渐加严, 所有整车企业都面临巨大的降油耗压力。高增压及小型化作为一种有效降低二氧化碳的技术措施, 正广泛引起各主机厂关注并研究。双增压技术可减小发动机体积同时提升发动机性能, 通过降低发动机泵气损失、摩擦损失及传热损失达到降低油耗的效果。

在项目开发初期, 通过杂合机性能验证或对标机性能摸底, 可预测开发机型性能情况, 但试验周期长, 费用高。而 GT-POWER 作为一款有效的性能分析一维仿真软件, 具有计算时间短、成本低, 精度高等优点, 在发动机开发初期性能论证中发挥重要作用。

本文主要介绍通过 GT-POWER 计算分析 1.0L 双增压 (SC+TC) 发动机动力性达到 2.0L 自然吸气发动机水平的可行性。

2 性能目标确定

项目团队通过对标世界一流汽车企业发动机高增压技术发展趋势, 确定 1.0TGDI 双增压发动机动力性目标为达到某一款 2.0L 自然吸气发动机动力性水平, 该发动机动力性目标如下, 如图 1 所示。

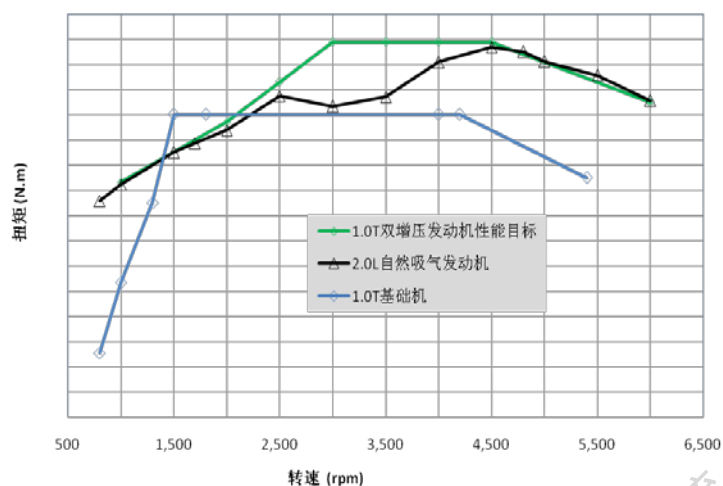


图1 动力性能目标

3 增压器系统的选择

相比涡轮增压器，机械增压器具有好的瞬态响应性，低的泵气损失，低的缸内残余废弃系数及催化剂起燃快等优点，但无法实现高原性能补偿，同时由于增压器要消耗发动机一部分轴功，油耗水平略差。采用机械增压加涡轮增压的双增压技术路线，即可满足发动机低速扭矩及高速功率目标，同时发动机瞬态响应性较好。虽然使用机械增压会对发动机低速高负荷油耗有一定影响，但由于整车 NEDC 循环中该工况较少，对油耗影响较小。通过综合评估，确定 1.0L 双增压发动机增压系统方案，如图 2 所示。

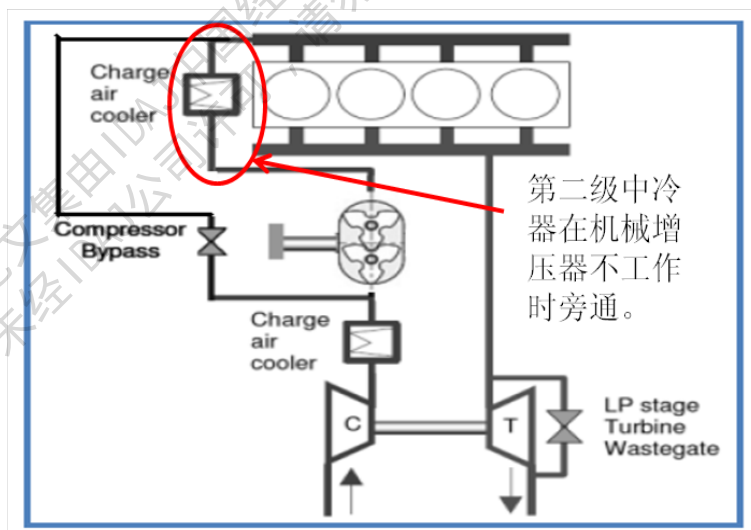


图2 增压系统布置方案

4 GT-POWER 模型搭建与标定

在 1.0L 涡轮增压发动机（基础机）GT-POWER 模型搭建 1.0L 双增压发动机 GT-POWER 模型，如图 3 所示，性能边界条件控制如下：

- 1) 进气温度 25℃, 进气压力 1bar;
- 2) 最大排气背压 52kpa; 涡轮机前最大压力 3.5bar;
- 3) 压气机前最大压降 8kpa; 中冷器最大压降 8kpa;
- 4) 涡轮机入口温度不超过 930℃; 压气机出口温度不超过 160℃;
- 5) 最大缸压不超过 90bar;
- 6) 喘振余量不低于 10%。
- 7) 外特性燃烧稳定性边界按经验数据设置, 如图 4 所示。

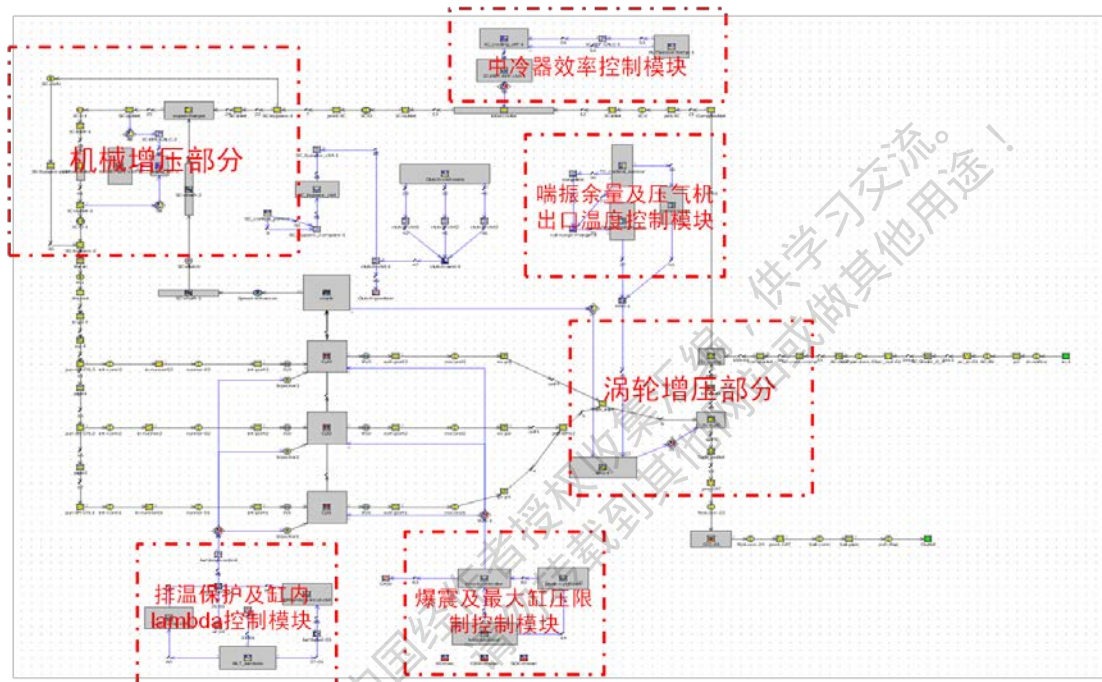


图 3 GT-POWER 模型示意图

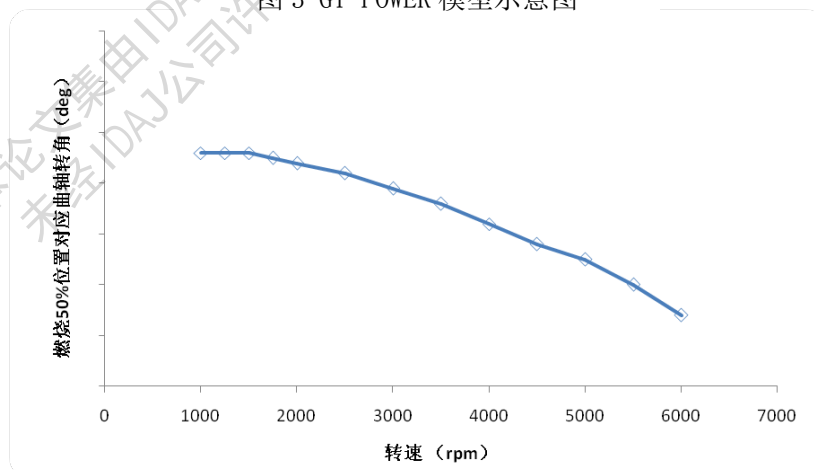


图 4 燃烧 50%最滞后位置对应曲轴转角

5 动力性计算结果

5.1 高转速动力性计算结果

为保证部分负荷及外特性最低油耗尽量低, 高转速部分只有涡轮增压系统工作, 机械增压系统旁通, 因此要求涡轮系统压气机的 map 尽量宽, 同时控制增压压力尽量靠近喘振线来贡献最大的低速扭矩。通过增压器厂家提供的效率曲线, 完成增压器匹配选型, 结果如图 5 所示:

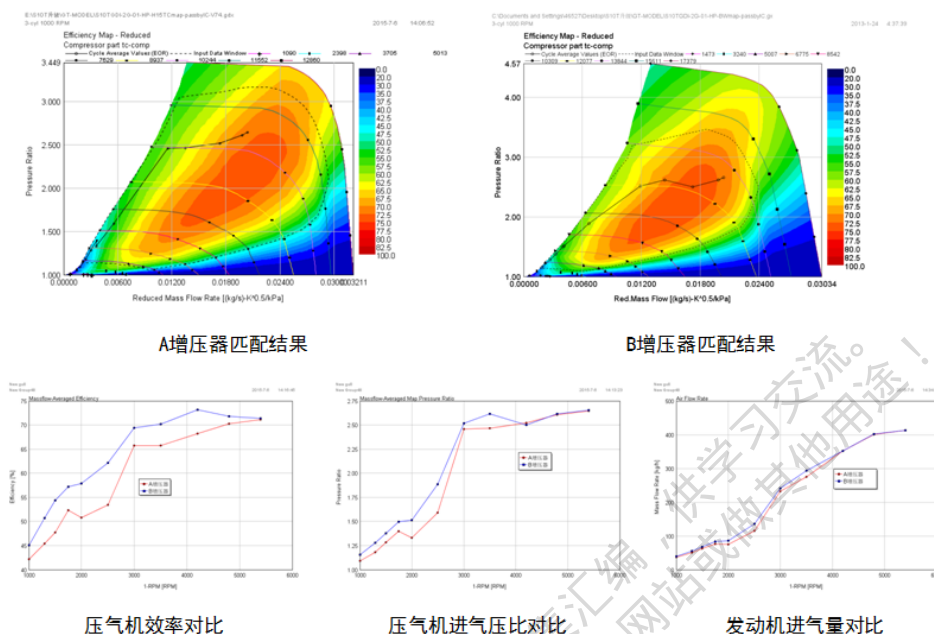


图 5 增压器选型结果

增压器选型工作选取了较多增压器进行匹配, 本文仅列举 A/B 两种方案, 两方案采用同一款涡轮机, 区别在于采用不同的压气机。从图 5 可以看出, A 方案压气机效率要低于 B 方案, 导致 A 方案压气机压比低于 B 方案, 发动机进气量较低, 因此, A 方案低速外特性扭矩低于 B 方案, 如图 6 所示。由于 A 方案压气机效率偏低, 导致压气机出口温度偏高, 限制了 3000rpm~3500rpm 转速发动机扭矩输出, 导致扭矩目标未达成, 如图 6 所示。通过综合分析, 确认增压器选型为 B 增压器。

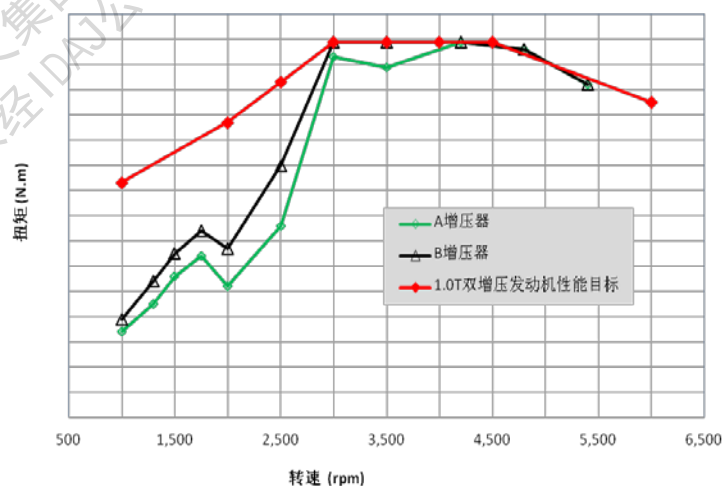


图 6 不同增压器发动机性能比较

通过简单的爆震 PID 控制模块发现, 采用 9.5 压缩比, 发动机在高速爆震 KI 指数超过基础机水

平,如图7所示,通过调整压缩比到9,爆震 KI 指数正常。且对标发现,采用相同技术路线、增压度水平相当的某 2.0L 发动机压缩比也为 9。因此,确定该 1.0L 双增压发动机压缩比为 9 进行性能计算,3000RPM 及以上转速动力性满足目标要求,如图 8 所示

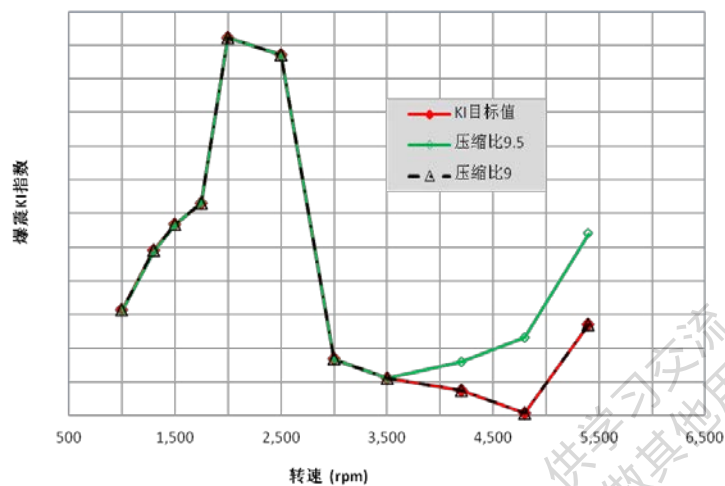


图 7 不同压缩比爆震 KI 指数对比

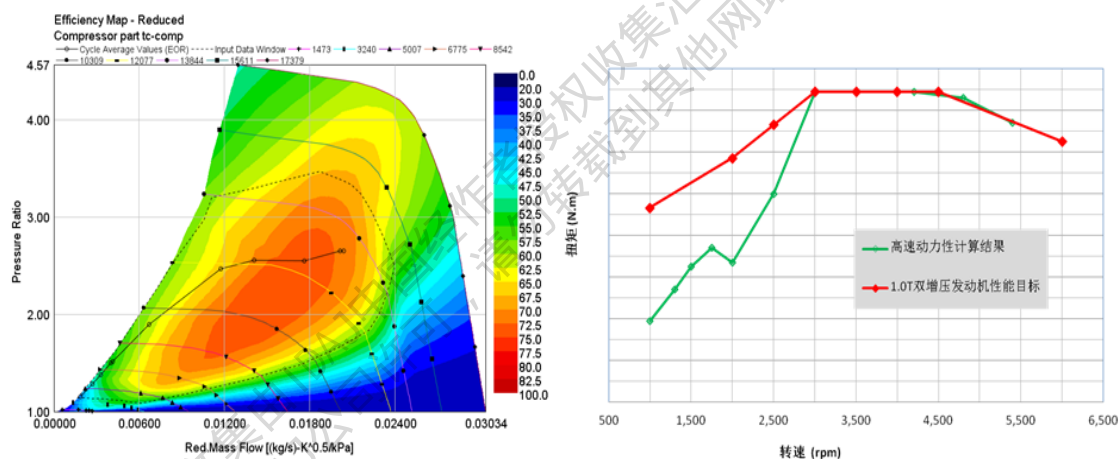


图 8 压缩比为 9 发动机性能计算结果

5.2 低转速动力性计算结果

在低转速进入涡轮的排气流量较小,仅通过涡轮增压无法达成动力性目标值,而机械增压加涡轮增压的复合增压方式即可提供好的低速扭矩值,同时又有好的瞬态响应性表现,因此,在低转速采用机械增压加涡轮增压的复合增压方式。

为保证油耗尽量低,涡轮增压系统发出最大扭矩,通过 PID 控制压气机的喘振余量为 10%。由于发动机布置限制,机械增压器速比最大为 4,通过伊顿增压器供应商获取二款现有机械增压器进行匹配。从图 9 中可以看出,V400 机械增压器相比 R340 机械增压器压气机效率更高,能实现更高的压比,发动机在 1000rpm~1500rpm 外特性进气量更多,因此相对应转速的输出扭矩越大。在相同输出扭矩下,由于 V400 机械增压器消耗功大于 R340 机械增压器,因此,在 2000rpm~2500rpm 转速范围内 V400

机械增压器对应发动机进气量略大。计算结果表明,采用 V400 机械增压组合涡轮增压方式,在低转速且除 1000 转速外,其余低转速动力性都满足目标值要求,如图 10 所示。

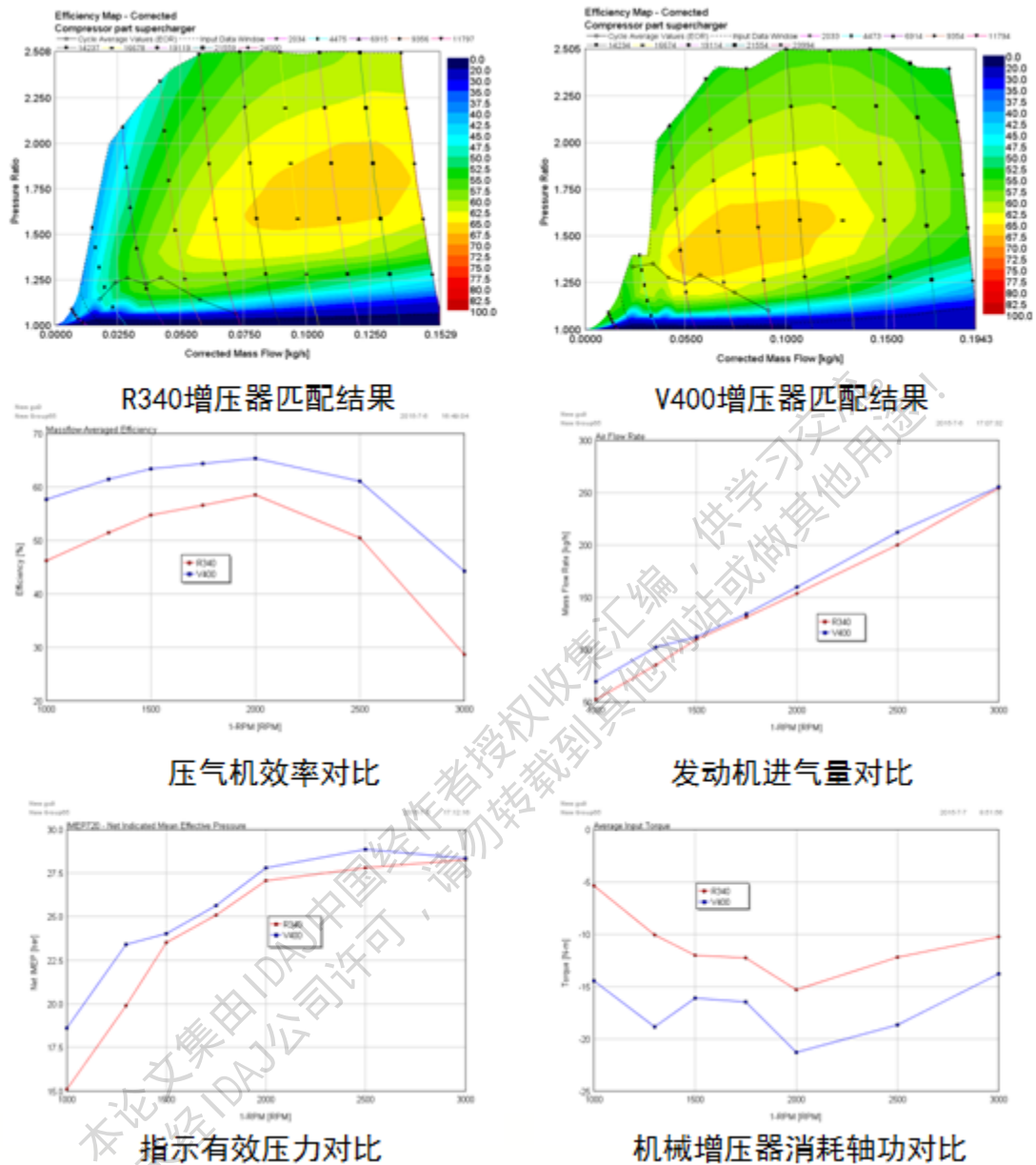


图 9 两款机械增压器结合涡轮增压匹配结果

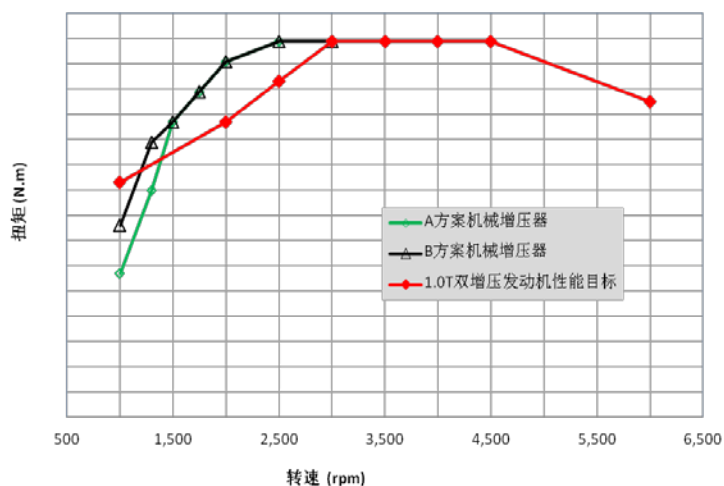


图 10 两款机械增压器结合涡轮增压性能计算

6 总结

- 1、 GT-POWER 为发动机概念设计阶段性能预测提供一种有效的手段,可明显缩短项目开发周期,在发动机性能论证中发挥重要作用。
- 2、 在某 1.0L 发动机上采用机械增压加涡轮增压的复合增压方式,除 1000 转速外,其余转速点外特性都能达到某 2.0L 发动机动力性水平。

7 参考文献

- [1] GT-POWER reference manual version 7.3
- [2] 周龙保, 内燃机学, 机械工业出版社, 北京, 2005 年
- [3] Colin Copeland, Ricardo Martínez-Botas, James Turner, Richard Pearson, Nick Luard, Chris Carey, Steve Richardson, Paolo Di Martino, Petr Chobola Boost System Selection for a Heavily Downsized Spark Ignition Prototype

可变截面涡轮增压柴油机的排温管理

The Exhaust Gas Temperature Management of Diesel Engine with Variable Geometry Turbocharger

宋涛 李科 皮文列

中国第一汽车股份有限公司技术中心, 长春 130011

摘要:利用 GT-SUITE 一维模拟软件对发动机在 WHTC 循环下的排温进行预测, 通过优化 VGT 开度, 降低发动机中低负荷空燃比, 提高发动机 WHTC 循环平均排温, 从而提高 SCR 后处理对 NO_x 的转化效率。研究表明, VGT 增压器能够有效地提高 WHTC 循环排温, 对发动机排温管理有一定的指导意义。

关键词:轻型柴油机, VGT, WHTC, 排温管理

Abstract: Forecast the engine exhaust temperature in the WHTC cycle by GT-SUITE software. By optimizing the VGT opening valve, the engine air-fuel ratio will be reduced at low load and then engine exhaust average temperature in WHTC cycle will be improved to raise the SCR conversion efficiency. The results show that it can be effectively improved exhaust temperature by optimizing the VGT opening valve. It is significant for the engine exhaust gas temperature management.

Key words: Light diesel engine, VGT, WHTC, Exhaust gas temperature management

1 前言

随着汽车保有量的日益增加以及人们对环境保护意识的增强, 汽车排放法规进一步严格。我国北京地区排放法规领先于国家标准, 在 2013 年 2 月北京市环保局颁布的第五阶段柴油机排放法规《车用压燃式、气体燃料点燃式发动机与汽车排气污染物限值及测量方法(台架工况法)》中, 已明确规定北京地区车用柴油机在欧洲测试循环外, 加入 WHTC 测试循环。与国 V 的 ETC (European Transient Cycle) 测试循环相比, 该循环对应的发动机平均转速及负荷都相对较低, 后处理温度较低, 导致后处理的转化效率下降, 这对发动机的排放达标提出挑战。

本文正是针对某款轻型柴油机开发过程中遇到的 WHTC 循环排温低, 导致 SCR 后处理对 NO_x 转化效率下降的问题, 利用 GT-SUITE 一维计算软件重新匹配 VGT 增压器, 达到提高发动机低负荷排温的目的, 并对 WHTC 循环进行排温预测, 指导 WHTC 循环标定策略。

2 计算模型

2.1 模型建立背景

表 1 为某款轻型柴油发动机基本参数, 该发动机需要达到京 V 排放标准, 在进行 WHTC 循环测试时,

废气平均排温只有 203.9℃，SCR 后处理的对 NO_x 的转化效率只能到达 30%，NO_x 排放无法满足法规要求。通过机内优化无法解决 NO_x 排放过高的问题，经技术调研，决定匹配 VGT 增压器，通过优化 VGT 增压器开度，减小部分负荷空燃比，从而提升排气温度，增加 SCR 转化效率，达到排放目标。

由于 VGT 增压器的控制问题，发动机台架暂时无法运行瞬态工况，只能依靠一维模拟来预测 WHTC 循环的概况，表 2 所示为发动机在固定截面增压器 WHTC 循环的工况参数，按照法规要求，如果保持机内 NO_x 排放不变，后处理后的 NO_x 排放需要达到 2.52 g/kWh，即 SCR 后处理效率达到 53%以上，根据 SCR 效率与催化剂温度的关系，图 1 所示，需将催化温度需提高 35 度，设定采用 VGT 增压器之后平均排温达到 239℃。

表 1 发动机主要参数及其排放限值

发动机参数及循环排放限值			
排量 (L)	2.999	排放等级	京 V
增压器型式	WGT/VGT 增压器	WHTC 循环 NO _x 排放限值	2.8 (g/kWh)
额定转速 (r/min)	3200	WHTC 循环 PM 排放限值	0.03 (g/kWh)
额定功率 (kW)	110	后处理型式	SCR

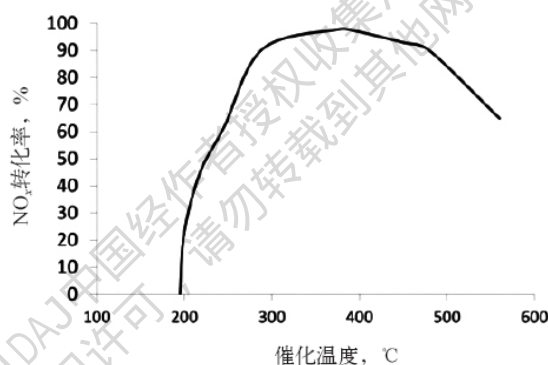
图 1 SCR 后处理对 NO_x 的转化效率与排气温度之间的关系

表 2 WHTC 循环工况参数

发动机 WHTC 循环工况参数			
		WGT	VGT 增压器优化目标
NO _x 机内排放	(g/kWh)	5.33	5.33
SCR 后处理后 NO _x	(g/kWh)	3.73	2.52
SCR 处理效率	(%)	30	53
平均排温	(°C)	203.9	239

2.2 模型建立

图 2 为 GT-SUITE 软件建立的发动机的一维热力学计算模型，发动机的管路尺寸及压降、配气相位及型线、气门直径及气道流量系数、发动机结构参数和摩擦功都按照发动机实际参数输入。缸内燃烧模型为

韦伯模型，缸内壁面温度模型为基于详细结构参数和壁面平均换热系数的壁温求解模型。匹配的 VGT 增压器的发动机外特性运行曲线如图 3 所示。

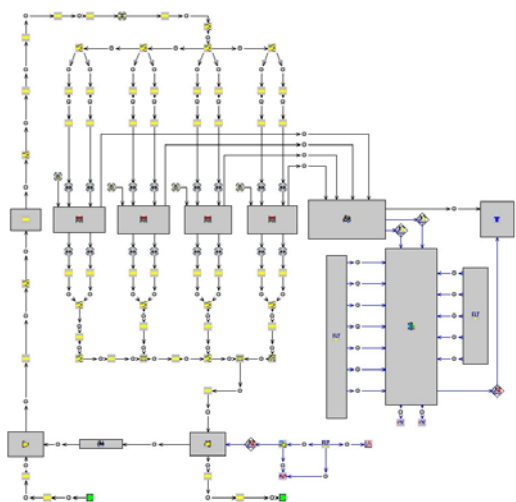


图 2 GT-SUITE 预测模型

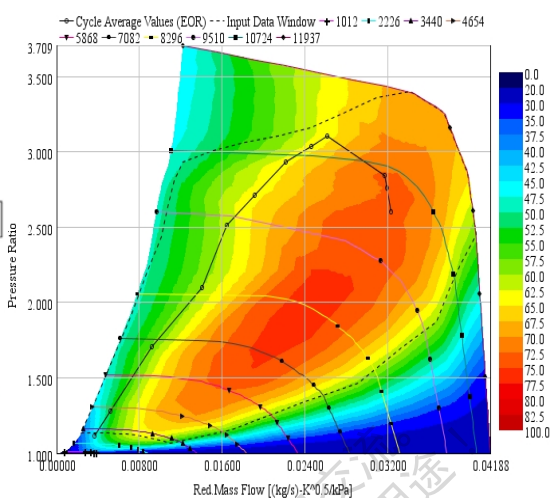


图 3 发动机匹配 VGT 增压器运行曲线

2.3 模型校正

按 GT 推荐的 VGT 增压器，进行发动机台架，并从中挑选 11 个转速，每个转速选取 8 个负荷工况点进行模型校正工作。这些工况点基本覆盖了发动机大部分工作区域，使得模型能充分的反映发动机的稳态运行工况特性。图 4 为稳态工况点分布及计算扭矩与试验结果对比图，图 5、图 6 分别为增压压力和发动机排气温度计算结果与试验结果的对比图，发动机扭矩、增压压力和排气温度大多数工况点误差都控制在 5% 以内。

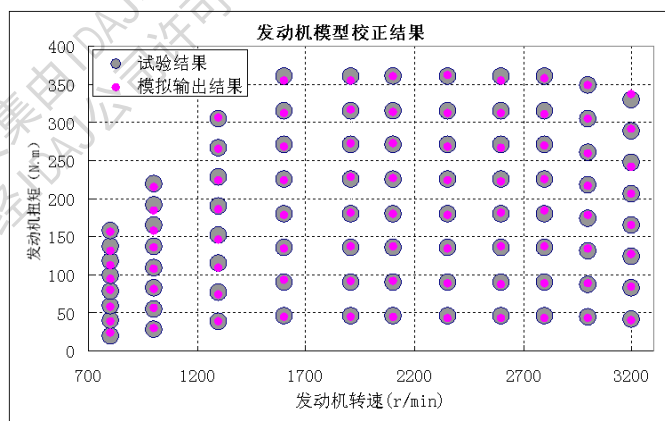


图 4 稳态工况点分布及计算扭矩与试验结果对比图

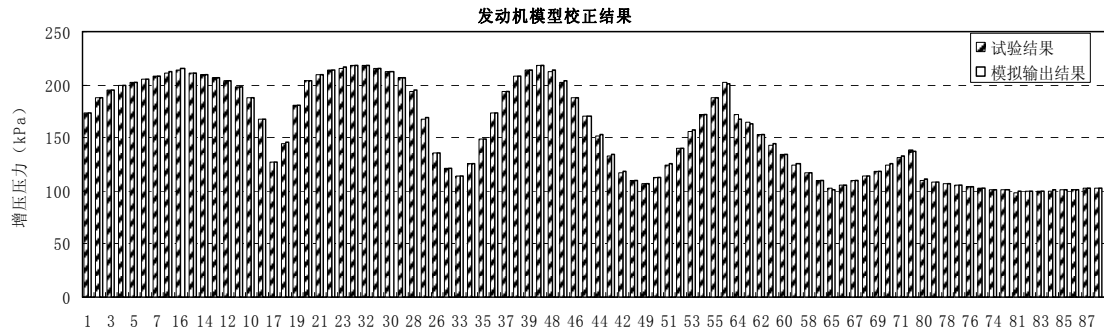


图5 发动机增压压力校正

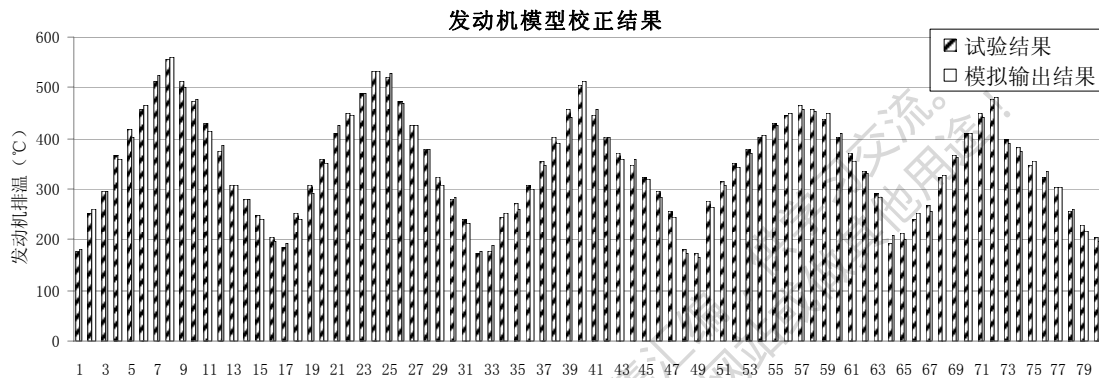


图6 发动机排温校正

本文最终的目的是在 WHTC 循环下，通过优化 VGT 开度，减小部分负荷空燃比，达到较高的排气温度。改变空燃比，在 GT 燃烧参数不变的条件下，对比发动机排温的模拟计算结果与发动机试验台架数据，如图 7 所示。在 B 转速的 50% 负荷点，空燃比从 41 减小到 30，计算所得排气温度与实际发动机台架数据相差 15℃，能够满足本次计算的精度需求。图 8 所示为同一转速不同负荷下空燃比对机内 NO_x 排放的影响，可见空燃比降低，NO_x 比排放在中高负荷降低，在小负荷变化不大，由此可预测整个 WHTC 循环下减小部分负荷空燃比，SCR 后处理前循环 NO_x 排放不会升高，后处理后的 NO_x 会随着平均排温的上升减少。

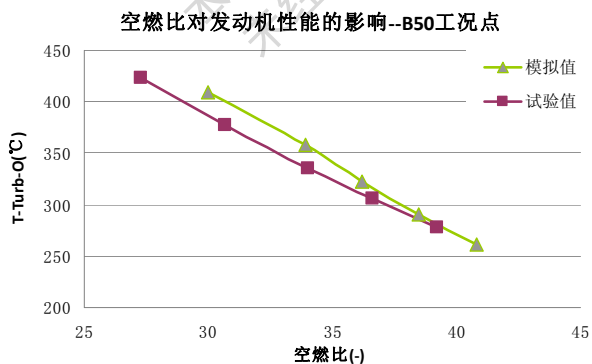
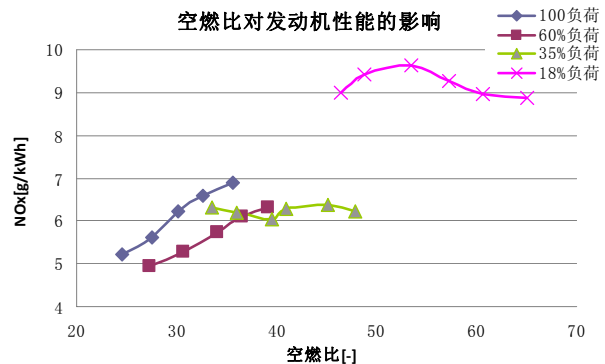


图7 计算排温与发动机台架排温对比

图8 不同负荷下空燃比对比 NO_x 排放的影响

3 计算结果

在模拟过程中,将固定截面空燃比作为基准,在所有转速的70%以下负荷点,空燃比分别减小10%、15%、20%、25%,计算四种边界条件下 WHTC 循环的平均排温。当空燃比降为为原来的80%左右时,WHTC 的平均排温由203.9℃提高至238.6℃,剔除怠速工况点,WHTC 平均排温由219℃提高至259.3℃,达到了之前设定的排温目标,排温曲线如图9所示。

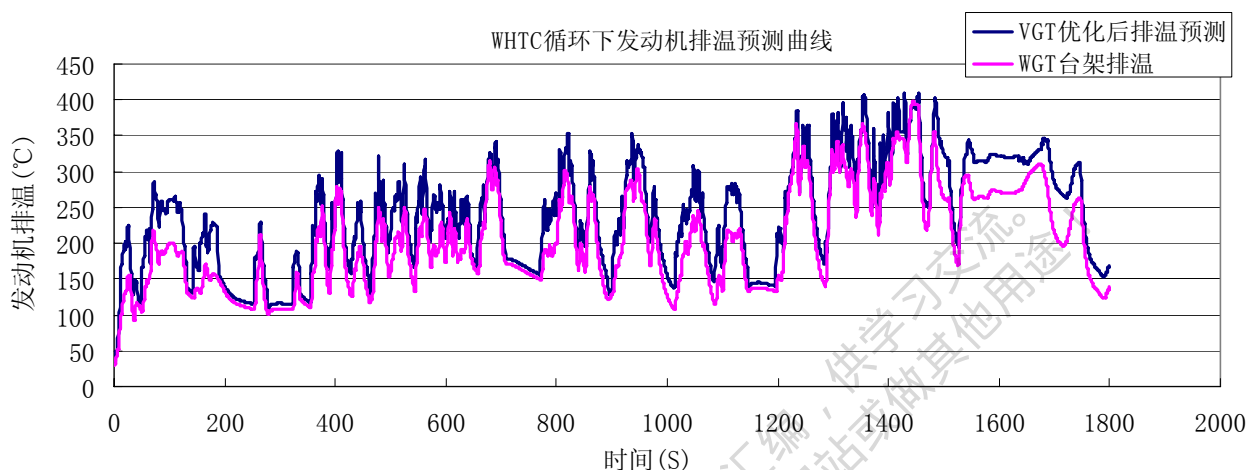


图9 发动机 WHTC 循环下发动机排温预测曲线

4 结论

本文利用 GT-SUITE 一维模拟软件对发动机在 WHTC 循环下的排温进行预测,通过调整 VGT 开度,优化发动机空燃比,使发动机 WHTC 循环平均排温由203.9℃提高至238.6℃,预计 SCR 后处理效率将由30%提升至53%以上,预测该款发动机能够达到京V法规要求。

参考文献

- [1] GB17691-2005 车用压燃式、气体燃料点燃式发动机与汽车排气污染物排放限值及测量方法(中国III, IV, V阶段). 中国环境科学出版社, 2005
- [2] 王长园, 李腾腾, 高俊华. 排气隔热方法降低城市客车 NO_x 排放的试验研究. 中汽中心第十九届学术交流会优秀论文集
- [3] 田茂军, 黄德军, 谷雨. 重型车用发动机 WHTC 与 ETC 瞬态测试循环试验对比研究
- [4] 赵国斌, 盖永田, 耿帅等. WHSC/WHTC 与 ESC/ETC 测试循环的试验比较与研究. 汽车工程学报: 2015 年 1 月, 第 5 卷第 1 期.

余热利用系统对主机性能影响研究

The Investigation of WHR on the Large 2-Stroke Diesel Engine Performance

朱骏 乔英志 钱跃华

中船动力研究院有限公司

摘 要: 本文研究了余热利用系统对主机性能的影响。本研究先建立了原机的 GT-POWER 仿真模型, 并根据试验数据验证了仿真模型, 在此模型的基础上分别建立了有动力涡轮和没有动力涡轮的 WHR 主机, 并计算了不同排气旁通率下主机的性能。

关键词: 余热利用系统、船用、柴油机、GT-POWER

Abstract : This study investigate the influence of WHR on the large 2-stroke diesel engine performance. First, an original engine model which is validated with test data is built by GT-POWER, then based on this model, the WHR engine models with and without power turbine are built separately. At last, the engine performance under different exhaust bypass are calculated.

Key words: WHR , marine , diesel engine , GT-POWER

1 前言

目前被广泛应用的船用大型低速二冲程柴油机的排气温度在经过涡轮增压器做功后, 其温度一般都在 215~260 ℃ 范围内。因为温度较低, 给排气的余热利用带来了困难。余热利用主机调制的核心思想是通过较小的过量空气系数, 在主机油耗略有增加的情况下, 将主机排气温度提高, 满足余热锅炉酸露点温度参数限制的要求, 同时尽可能提高余热利用系统和整个动力系统的能量利用效率。

在船舶余热利用系统中, 对主柴油机排气能量的利用是十分重要的一个环节。对于柴油机排气能量的利用主要有两种基本的方式, 一种是利用排气直接驱动动力涡轮做功, 另一种是通过余热锅炉回收排气中的热能, 用以产生蒸汽来发电或者直接提供船舶中其他设备使用。到目前为止, 所有有关于船舶动力系统排气余热利用的方案都是对这两种基本方式的组合与改进。本文在标准主机模型的基础上调制建立了 WHR 主机, 并研究了旁通率的变化对主机性能的影响。

2 柴油机原机模型建立及验证

2.1 模型建立

本文的研究对象为一台在商船上得到了广泛的应用大型低速二冲程船用柴油机，基本技术参数如表 1 所示。

表 1 柴油机的基本技术参数

参数名称	参数描述
额定功率	9960kW
额定转速	127r/min
缸径	500mm
冲程	2000mm
冲程数	2

利用 GT-Power 软件建立了柴油机仿真模型。

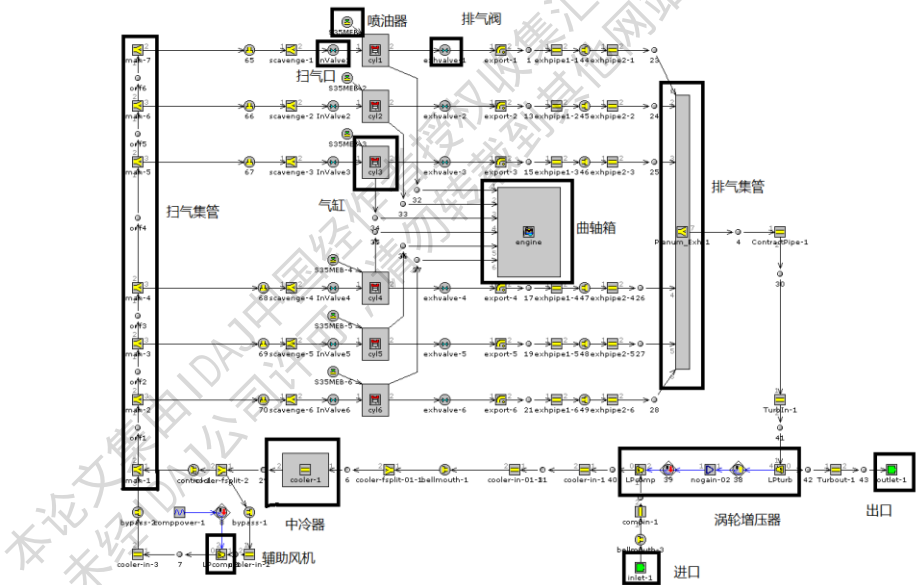


图 1 柴油机模型

2.2 模型验证

为了保证计算的准确度,首先对模型进行验证,图 2 为柴油机 100%工况缸压曲线试验值和仿真值的对比。

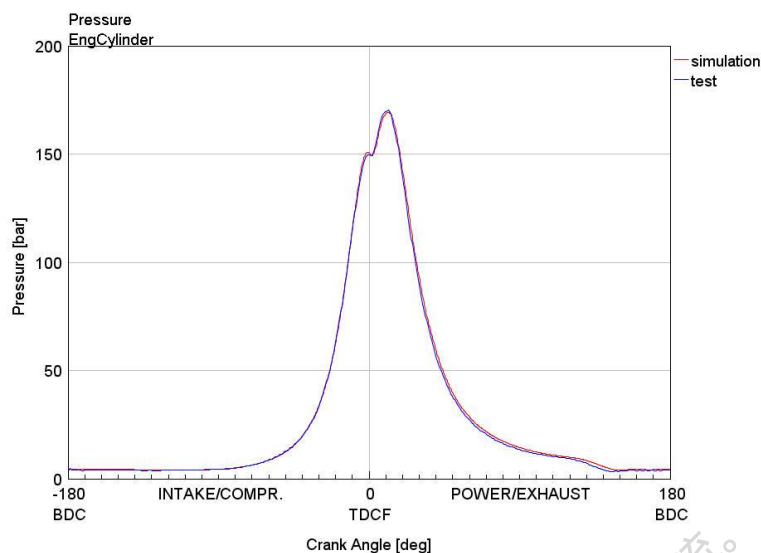


图 2 柴油机 100%工况缸压曲线

从上图可以看出，100%工况时仿真缸压曲线与试验得到的缸压曲线几乎重合，仿真曲线能很好的反应缸内压力变化的真实情况，这说明缸内过程计算的精度可以满足实际应用。

表 2 为柴油机在不同工况下运行的试验数据与计算值对比。表中的数据包括了功率、油耗率、扫气压力、涡轮后排气温度等主要参数在不同工况下的仿真模型的试验和计算值的数据。

表 2 柴油机仿真数据与试验数据对比

负荷		100%	85%	75%	50%
功率(kW)	试验	9960	8466	7470	4980
	计算	9938	8454	7459	4973
油耗率(g/kW.h)	试验	179.8	175.3	176.1	178.4
	计算	181.2	176.9	174.9	178.2
扫气压力(bar)	试验	4.36	3.76	3.40	2.38
	计算	4.23	3.71	3.36	2.47
涡轮后排气温度(°C)	试验	232	218	211	230
	计算	239	220	209	217

从表 2 中可以看出，在各负荷工况点下，模型仿真的其他性能数据与试验数据偏差在 5%之内。此外，仿真计算得到的涡轮后排气温度与试验数据之间的偏差也在 $\pm 15^{\circ}\text{C}$ 之内。因此可以认为该柴油机模型通过仿真计算所得出的排气温度与试验数据之间是吻合的。柴油机模型能够良好的反映真实发动机的稳态特性，故该模型是可用的。

3 WHR 对主机性能影响

3.1 建立 WHR 主机

WHR 主机通过旁通一部分进入涡轮增压器的废气使得总空气流量和排气流量减少,这增加了涡轮增压器后的排气温度,于是增加了余热锅炉的最大蒸汽产出功率。

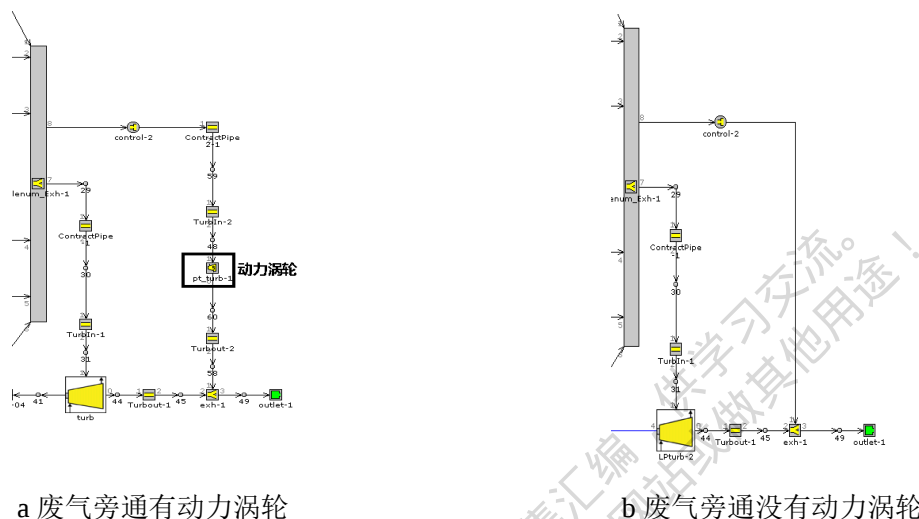


图3 柴油机旁通一部分废气成为 WHR 主机

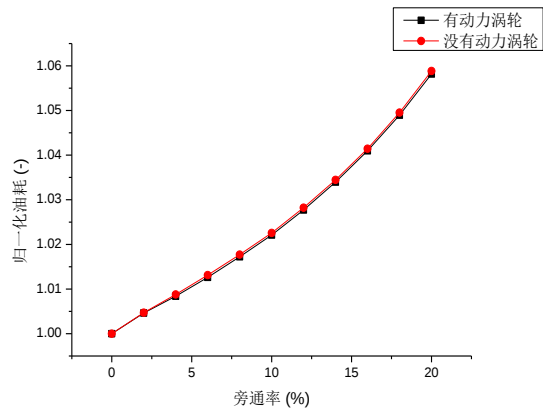
如图3所示在标准主机模型的基础上,旁通一部分废气成为 WHR 主机,有两种方案:a 为有动力涡轮,可利用排气旁通的压降来发电;b 为没有动力涡轮。涡轮后的排气和旁通的排气汇合后进入余热锅炉用以产生蒸汽,蒸汽用来发电或者直接提供船舶中其他设备使用。本文计算了动力涡轮和汽轮机的功率。

3.2 排气旁通率对主机性能影响

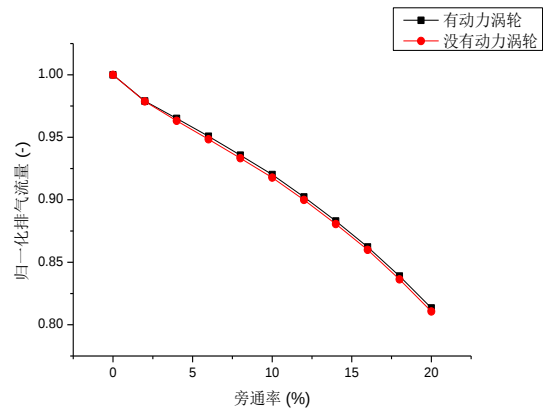
3.2.1 涡轮增压器不变

因为原机通过旁通一部分排气来提高排气温度从而成为 WHR 主机,所以研究余热利用系统对主机性能的影响其实就是研究旁通率对主机性能的影响。

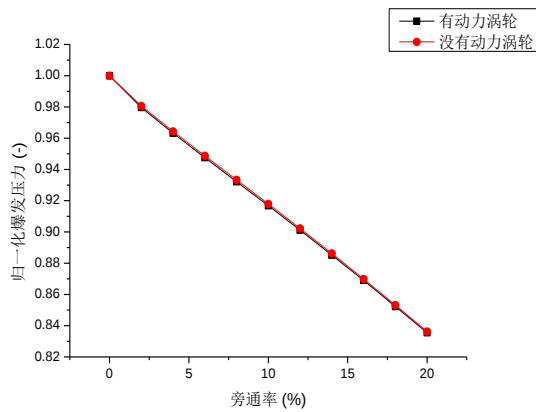
在保证 WHR 主机其他各参数不变的情况下,通过调整 a 方案中动力涡轮模块的喷嘴环直径和 b 方案中孔板直径使得旁通率分别为 0、2%、4%、6%、8%、10%、12%、14%、16%、18%、20%时对柴油机模型进行仿真计算。动力涡轮效率设为 75%,锅炉排气温度设为 160℃,汽轮机热效率设为 20%。各主要参数的变化趋势如图4所示。等效总油耗为单位有效主机功率、动力涡轮功率和汽轮机功率之和的耗油量。其中对油耗、排气流量、爆发压力、空燃比、等效总油耗以旁通率为 0 时,即原机的性能参数进行了归一化处理。



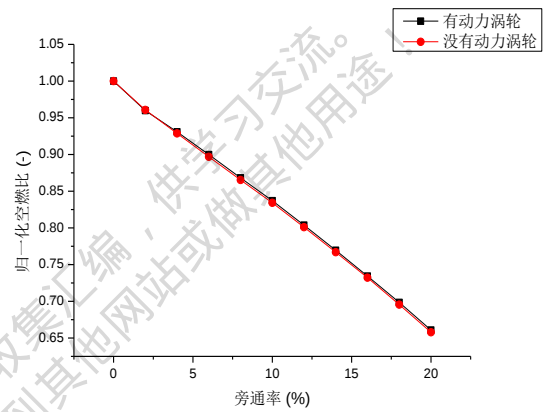
归一化油耗



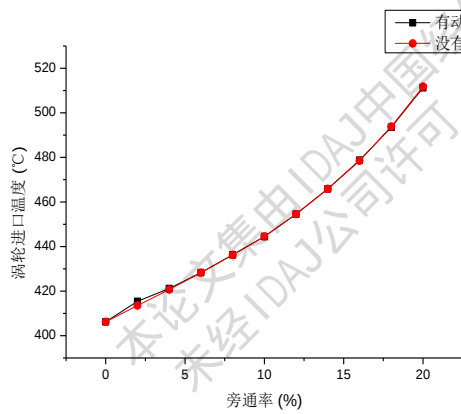
归一化排气流量



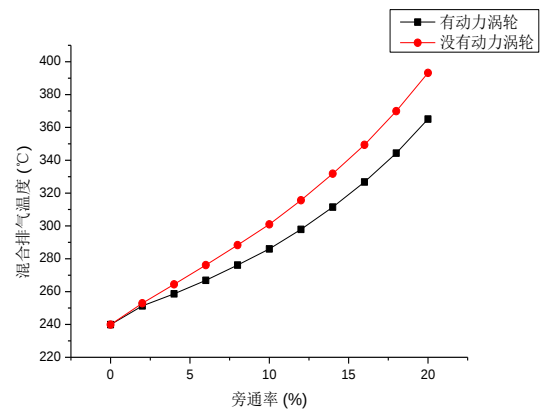
归一化爆发压力



归一化空燃比



涡轮进口温度



混合排气温度

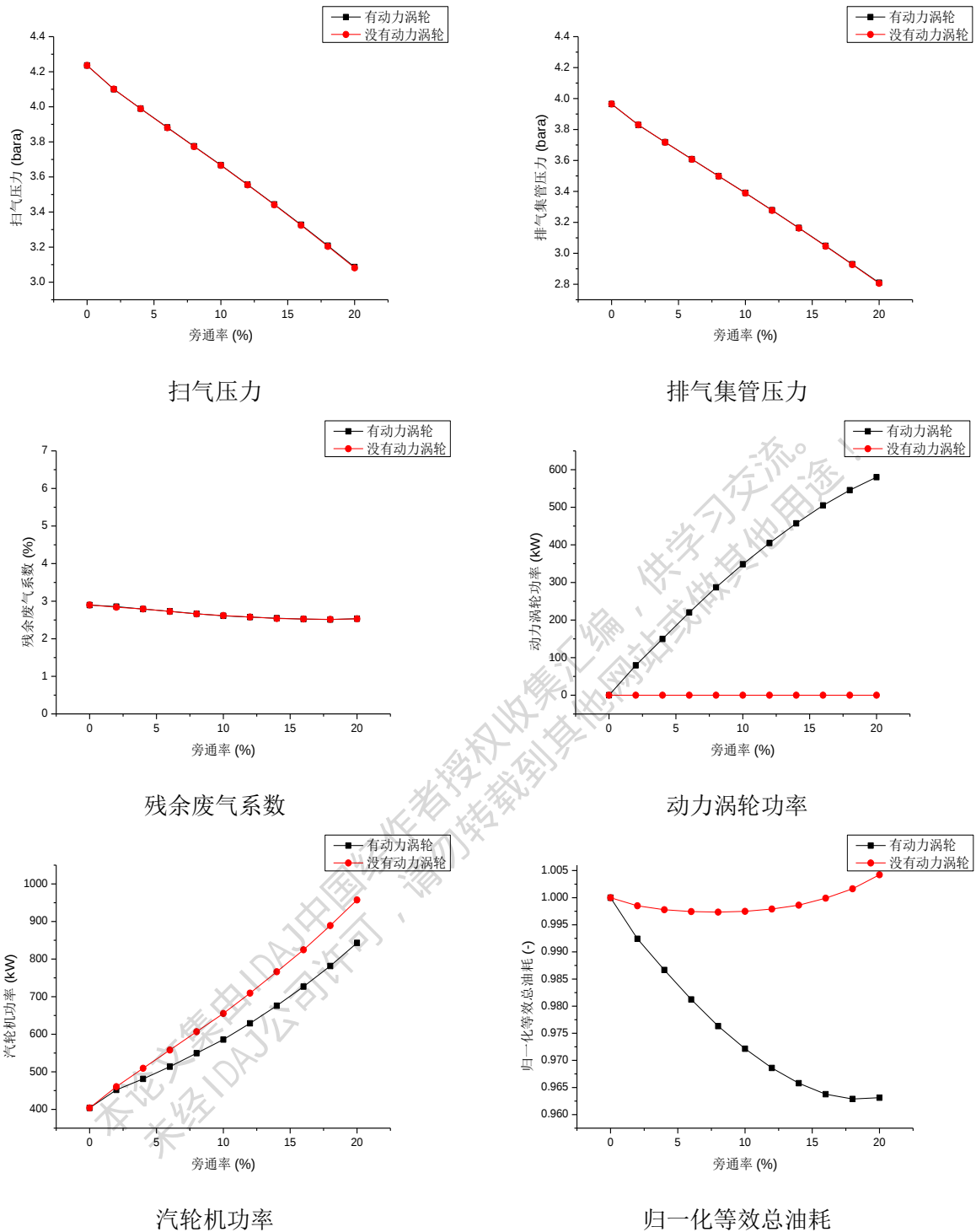


图 4 涡轮增压器不变时旁通率对主机性能的影响

由图 4 可知，随着旁通率的增加，方案 a 和方案 b 的油耗、排气流量、爆发压力、空燃比、涡轮进口温度、扫气压力、排气压力等性能参数几乎一致；混合排气温度、汽轮机功率和动力涡轮功率是不一样的。

主机油耗随着旁通率的增加而增加，旁通率 20% 时，油耗比原机增加接近 6%。

排气流量随着旁通率的增加而减小，旁通率 20% 时，排气流量比原机减小接近 19%。

爆发压力随着旁通率的增加而减小,旁通率 20%时,爆发压力比原机减小接近 17%。

空燃比随着旁通率的增加而减小,旁通率 20%时,空燃比比原机减小接近 44%。

涡轮进口温度随着旁通率的增加而增加,旁通率 20%时,涡轮进口温度比原机增加接近 105℃。

混合排气温度即涡轮后排气和旁通的排气混合后温度随着旁通率的增加而增加,旁通率 20%时,有动力涡轮的混合排气温度比原机增加接近 125℃,没有动力涡轮的混合排气温度比原机增加接近 155℃,此状态下,没有动力涡轮的混合排气温度比有动力涡轮的混合排气温度高约 30℃。

扫气压力随着旁通率的增加而减小,旁通率 20%时,扫气压力比原机减小接近 1.15bar。

排气集管压力随着旁通率的增加而减小,旁通率 20%时,排气集管压力比原机减小接近 1.15bar。

残余废气系数随着旁通率的增加基本保持不变。

a 方案动力涡轮功率随着旁通率的增加而增加,旁通率 20%时,动力涡轮功率可达 580kW,b 方案没有动力涡轮,动力涡轮功率为 0。

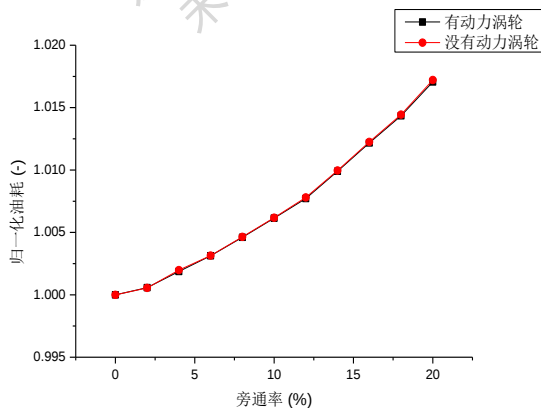
汽轮机功率随着旁通率的增加而增加,旁通率 20%时,有动力涡轮的汽轮机功率比原机增加接近 440kW,没有动力涡轮的汽轮机功率比原机增加接近 550kW,此状态下,没有动力涡轮的汽轮机功率比有动力涡轮的汽轮机功率高约 110kW。

没有动力涡轮的等效总油耗随着旁通率的增加而先减小后增加;有动力涡轮的等效总油耗随着旁通率的增加而减小,在旁通率为 18%和 20%时,等效总油耗基本相等为 0.963。

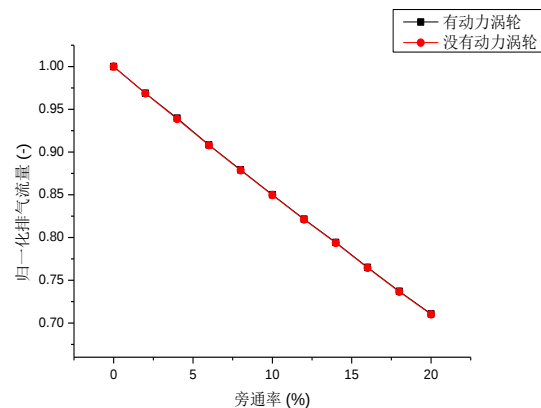
涡轮增压器不变,随着旁通率的增加,通过涡轮增压器的流量减小,扫气压力减小,空燃比迅速减小,爆发压力迅速减小,油耗迅速增大,因此应该根据所要求的旁通率匹配涡轮增压器,使得扫气压力不变。

3.2.2 扫气压力不变

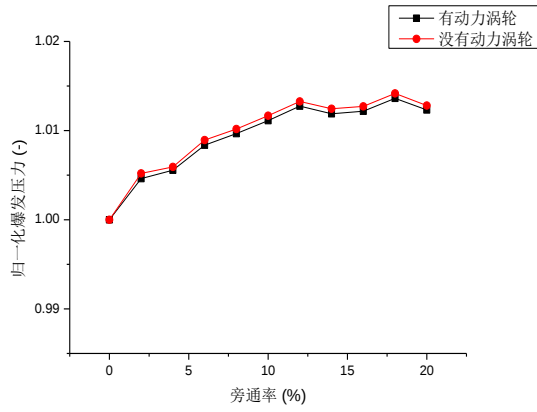
在保证 WHR 主机其他各参数不变的情况下,通过缩放涡轮增压器及调整 a 方案中动力涡轮模块的喷嘴环直径和 b 方案中孔板直径使得旁通率分别为 0、2%、4%、6%、8%、10%、12%、14%、16%、18%、20%及各旁通率下扫气压力保持不变时对柴油机模型进行仿真计算,动力涡轮效率设为 75%,锅炉排气温度设为 160℃,汽轮机热效率设为 20%。各主要参数的变化趋势如图 5 所示。



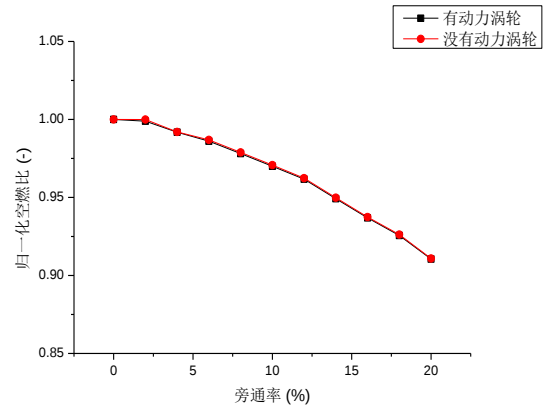
归一化油耗



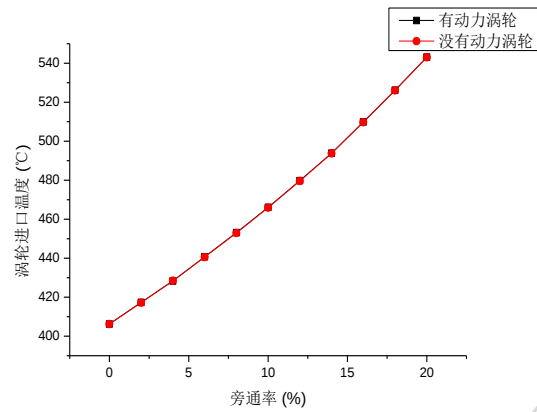
归一化排气流量



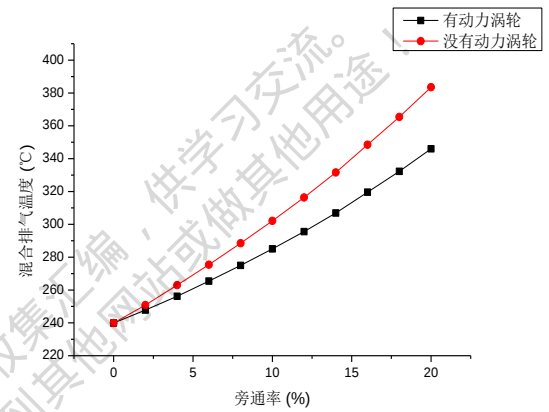
归一化爆发压力



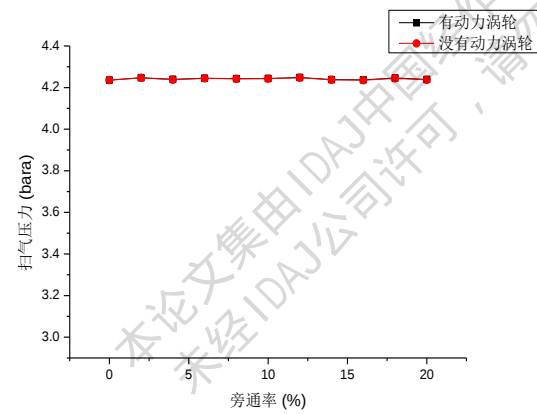
归一化空燃比



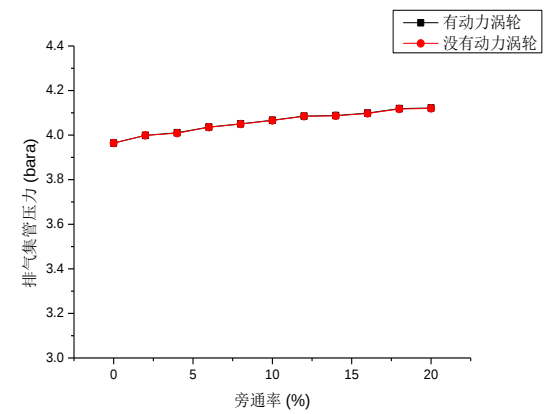
涡轮进口温度



混合排气温度



扫气压力



排气集管压力

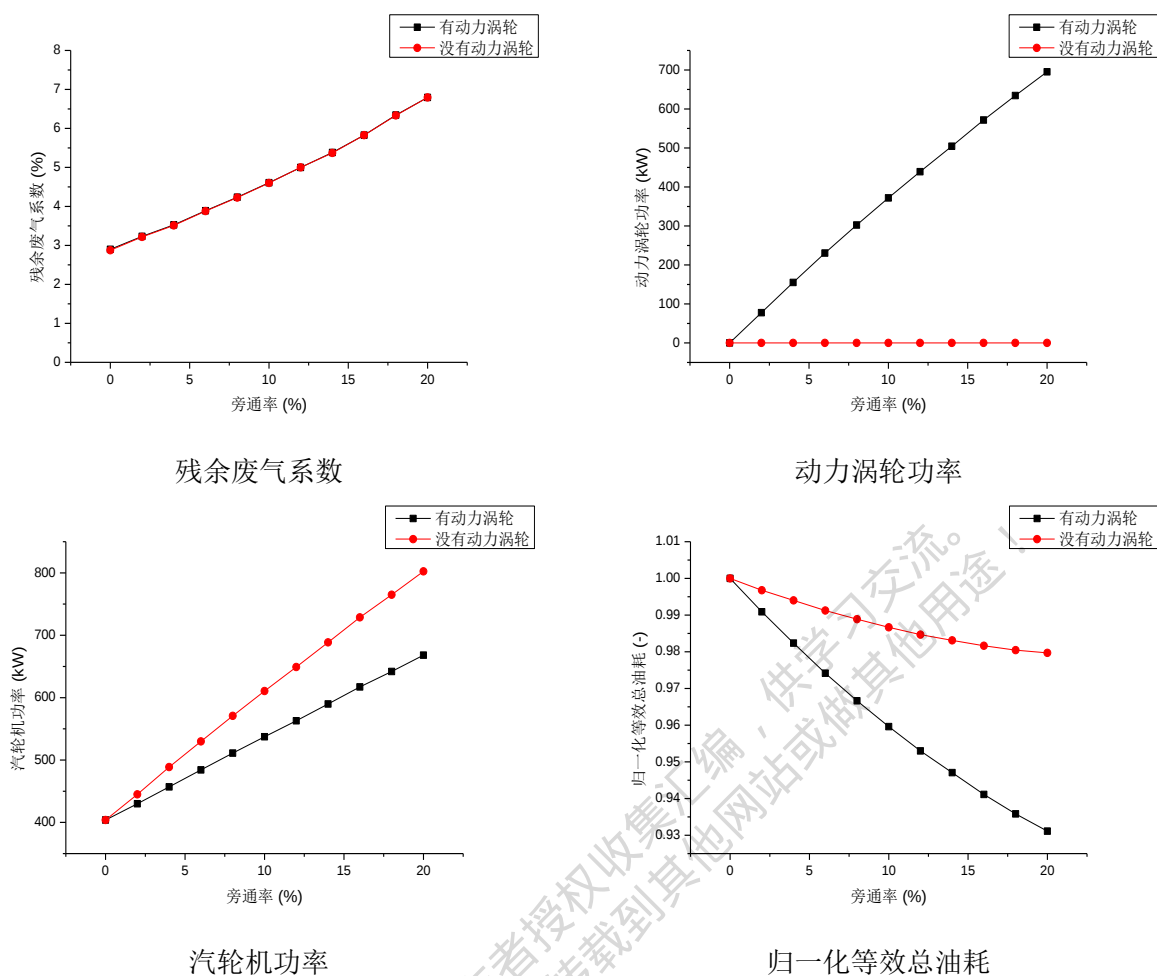


图 5 改变涡轮增压器保持扫气压力不变时旁通率对主机性能的影响

由图 5 可知，有无动力涡轮基本只影响混合排气温度、汽轮机功率和动力涡轮功率这些性能参数。

主机油耗随着旁通率的增加而增加，旁通率 20% 时，油耗比原机增加接近 1.7%。

排气流量随着旁通率的增加而减小，旁通率 20% 时，排气流量比原机减小接近 29%。

爆发压力随着旁通率的增加而增加，旁通率 20% 时，爆发压力比原机增加约 1%。

空燃比随着旁通率的增加而减小，旁通率 20% 时，空燃比比原机减小接近 9%。

涡轮进口温度随着旁通率的增加而增加，旁通率 20% 时，涡轮进口温度比原机增加接近 140℃，高达 543℃。

混合排气温度即涡轮后排气和旁通的排气混合后温度随着旁通率的增加而增加，旁通率 20% 时，有动力涡轮的混合排气温度比原机增加接近 105℃，没有动力涡轮的混合排气温度比原机增加接近 145℃，此状态下，没有动力涡轮的混合排气温度比有动力涡轮的混合排气温度高约 40℃。

扫气压力随着旁通率的增加而保持不变。

排气集管压力随着旁通率的增加而增加，旁通率 20% 时，排气集管压力比原机增加接近 0.16bar。

残余废气系数随着旁通率的增加而增加，旁通率 20% 时，残余废气系数为 6.8%。

a 方案动力涡轮功率随着旁通率的增加而增加,旁通率 20%时,动力涡轮功率可达 695kW,b 方案没有动力涡轮,动力涡轮功率为 0。

汽轮机功率随着旁通率的增加而增加,旁通率 20%时,有动力涡轮的汽轮机功率比原机增加接近 265kW,没有动力涡轮的汽轮机功率比原机增加接近 400kW,此状态下,没有动力涡轮的汽轮机功率比有动力涡轮的汽轮机功率高约 135kW。

等效总油耗随着旁通率的增加而减小。旁通率为 20%时,有动力涡轮的等效总油耗为 0.93,没有动力涡轮的等效总油耗为 0.98。

改变涡轮增压器保持扫气压力不变,随着旁通率的增加,通过涡轮增压器的流量减小,排气集管压力增加,扫气压差减小使得扫气稍有不畅,空燃比稍有减小,爆发压力增大少许,油耗稍有增加,而等效总油耗下降。而在旁通率为 20%时,涡轮进口温度为 543℃,高于一般的涡轮进口温度限制值 530℃。为得到旁通率的限制值,对 WHR 主机在热带环境条件下进行了计算。

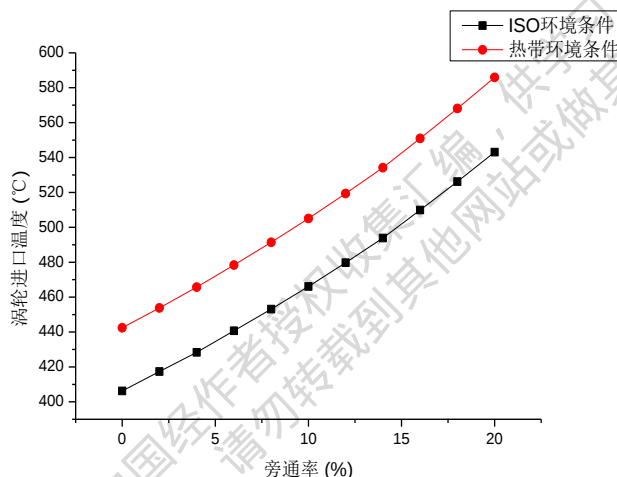


图 6 两种环境条件下旁通率对涡轮进口温度的影响

图 6 为分别在 ISO 环境条件下和热带环境条件下旁通率对涡轮进口温度的影响,可知,在相同的旁通率下,热带环境条件下涡轮进口温度比 ISO 环境条件下涡轮进口温度高。以涡轮进口温度 530℃ 为限制值,旁通率应小于 13%。

4 结论

- 1) 利用 GT-POWER 建立了原机的仿真模型,模型能够良好的反映真实发动机的稳态特性。
- 2) 在原机仿真计算模型的基础上,旁通一部分废气成为 WHR 主机。
- 3) 不同的旁通率下用同一个涡轮增压器对主机性能有很不利的影响,应该根据所选用的旁通率匹配不同的涡轮增压器。
- 4) 根据涡轮进口温度限制值得到旁通率应小于 13%。

5 参考文献

[1] GT-POWER 帮助文档

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

某 V6 强化柴油机平衡及振动特性分析

Analysis on the balance and vibration characteristics of an intensified V6 diesel engine

杨贵春 张强 冯垣洁 刘艳利 高云峰

(中国北方发动机研究所)

摘 要: 本文针对 90° V6 柴油机, 利用 GT-crank 仿真软件建立了整机振动仿真模型, 结合前期获得的整机振动台架试验数据对模型进行了校准, 在保证模型准确、可行的基础上, 通过多方案比较分析, 找出了不平衡力矩以及倾覆力矩对整机振动特性的影响, 并结合工程设计提出了平衡方案。

关键词: 柴油机 平衡 振动 强化

Abstract: In this paper, aiming at 90° V6 diesel engine, the vibration simulation model of the whole machine was built by using the GT-crank simulation software. And the model was calibrated by the acquired vibration bench test data of the whole engine. On the basis of ensuring the accuracy and feasibility of the model, through the comparison and analysis of several schemes, the influence of unbalanced moment and overturning moment on the vibration characteristics of the whole engine was found. On the basis of these studies, the balance scheme of 90° V6 diesel engine was put forward in combination with engineering design.

Key words: diesel engine balance vibration intensify

1 概述

高功率密度、良好的振动噪声性能是现代柴油机技术发展的方向, V 型多缸机结构紧凑, 具有高结构刚度, 但是由于缸数、缸排夹角等条件的限制, 除 V12 缸、90° V8 机型外, 一般机型均很难实现均匀发火以及完全平衡, 导致激励载荷特性恶化, 振动噪声性能不良, 特别是针对 90° V6 机型, 既有发火不均匀又有不平衡力矩的存在, 振动比较剧烈, 因此有必要对其进行分析, 从源头上降低振动水平。

2 整机平衡特性分析

V 型柴油机惯性力系的平衡程度取决于曲轴的曲柄排列方案、曲柄连杆机构和机体 V 形夹角。对于三曲拐 120° 并列连杆结构的 V 型 6 缸柴油机旋转惯性力 ($\sum P_c$)、一次往复惯性力 ($\sum P_{j1}$)、二次往复惯性力 ($\sum P_{j2}$) 始终自相平衡, 而力矩存在不平衡, 需要对其进行详细的分析, 找出对整机振动影响较大的力矩, 为平衡方案的设计提供依据。

研究用某型 6 缸 90° 夹角柴油机, 三个曲柄呈 120° 均布, 采用并列连杆结构, 其发火顺序为: 左 1-右 1-左 2-右 2-左 3-右 3, 左右列之间发火间隔角为 90°、150° 相间发火, 标定转速为 2500r/min。

在建立曲轴系多体系统模型前, 首先要设定所研究曲轴系的主要结构参数, 其中包括: 冲程数, 气缸数, 气缸排列形式, 点火顺序, 活塞行程, 气缸直径, 气缸中心距, 连杆长度, 气缸夹角等等。本文应用 GT-crank 软件建立了柴油机动力学模型, 如图 1 所示, 在此基础上充分利用前期获得的台架试验数据对模型进行校验, 以保证后续计算的准确性。通过仿真分析得到一次往复惯性力矩、二次往复惯性力矩、离心惯性矩以及倾覆力矩, 见图 2 所示。

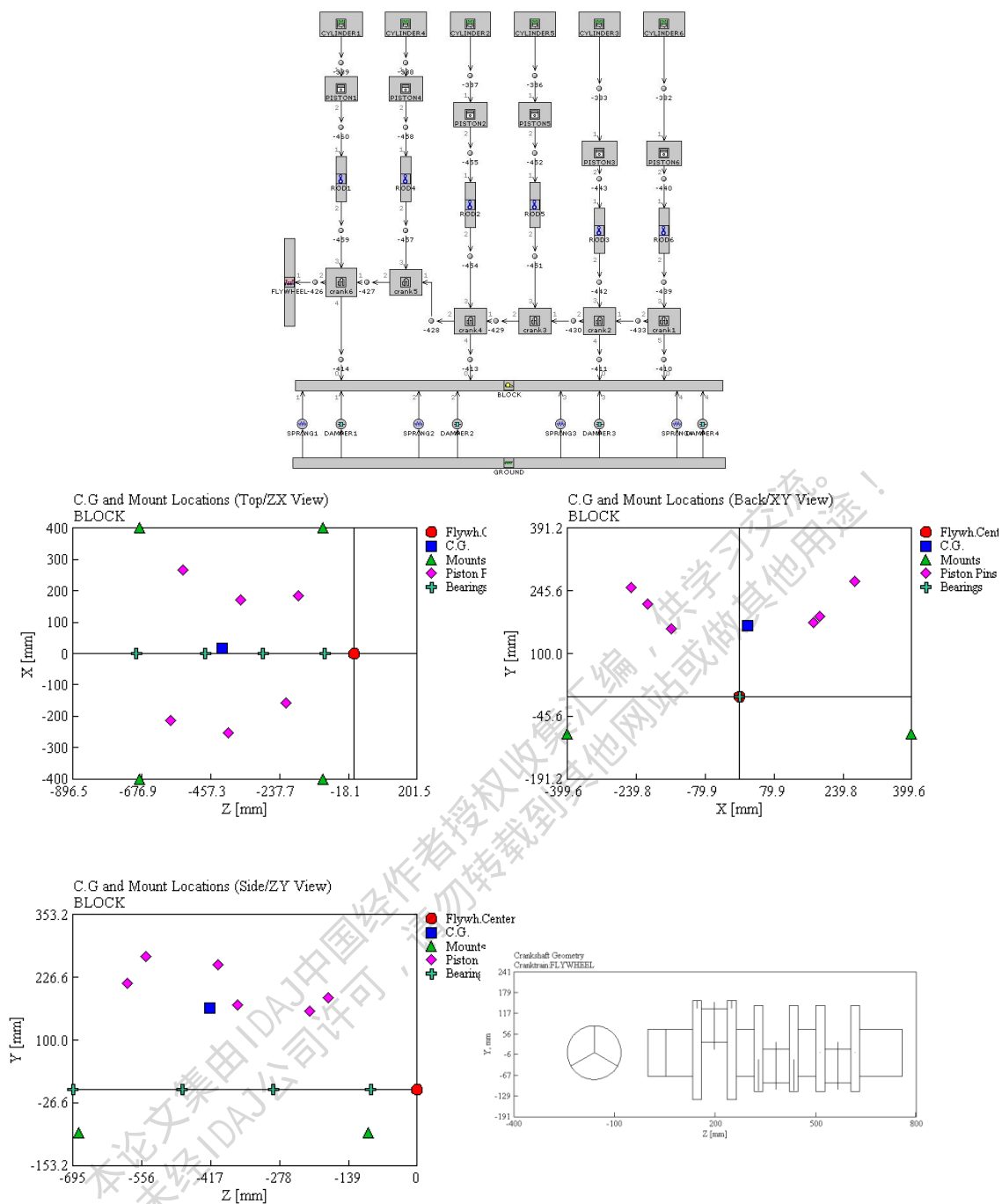


图 1 整机平衡分析及整机振动计算模型

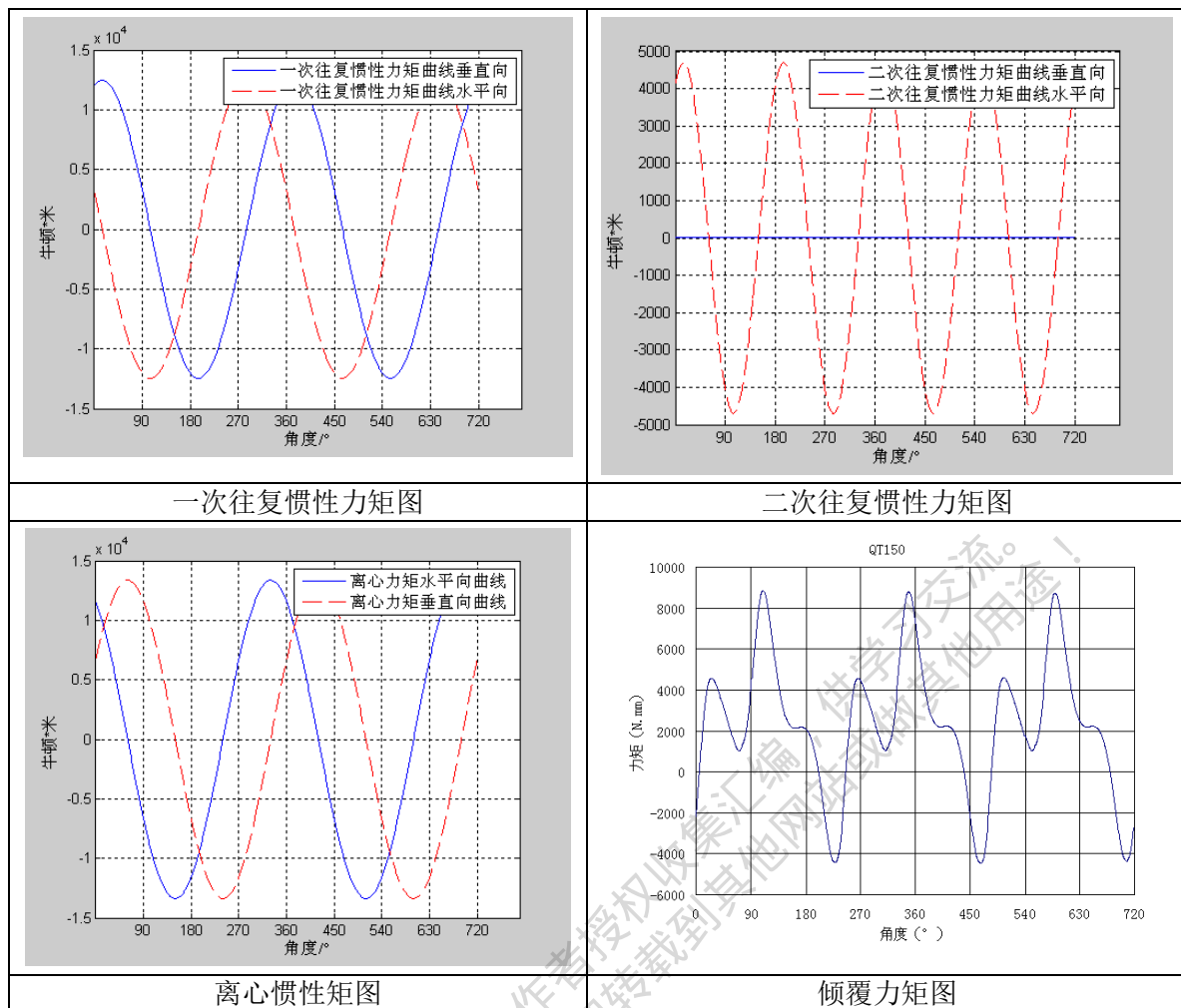


图2 整机激励力分析结果

3 不平衡力矩对整机振动的影响

通过对整机不平衡力的比较以及以往经验可知,对整机振动影响最大的一次往复惯性力矩,而二次往复惯性力矩、倾覆力矩对整机振动的影响需通过仿真分析确定,利用建立的仿真模型,通过对表1中四种平衡方案的仿真计算分析,得到柴油机质心速度与加速度、外表面关键点处的振动速度、以及整机振动烈度结果,见表2所示。

表1 计算方案

方案	计算工况	平衡措施
1	2500r/min、最高燃烧压力为 16.5MPa	无
2	2500r/min、最高燃烧压力为 16.5MPa	完全平衡一次往复惯性力矩与离心力矩
3	2500r/min、最高燃烧压力为 16.5MPa	完全平衡一次往复惯性力矩与离心力矩以及二次往复惯性力矩
4	2500r/min、最高燃烧压力为 16.5MPa	完全平衡一次往复惯性力矩与离心力矩以及倾覆力矩

表2 各方案振动烈度计算表

方案	曲轴箱 (mm/s)	左前支撑 (mm/s)	左后支撑 (mm/s)	右前支撑 (mm/s)	右后支撑 (mm/s)	振动烈度 (mm/s)
方案1	5	37.1	37.1	31.6	31.6	72.65
	2.9	65	65	56.1	54.2	
	23.2	42.5	60.5	42.5	60.5	
方案2	5	28.6	28.6	25.8	25.8	45.07
	1.3	36.6	36.6	34.9	32	
	9	20.7	41.6	20.7	41.6	
方案3	5.1	22.5	19.4	23.4	23.4	37.43
	1.3	33.2	32.7	31.8	29.5	
	8.4	18.6	22	16.6	33	
方案4	4.212	19.773	19.773	17.55	17.55	35.7
	1.287	29.133	33.111	31.122	29.484	
	9.945	19.422	23.4	17.082	31.473	

通过对比上表方案1与方案2可以看出,整机振动烈度从72.65mm/s降低到45.07mm/s,降低了37.8%,说明一次往复惯性力矩以及离心力矩对整机振动贡献了37.8%。

通过对比上表方案2与方案3可以看出,整机振动烈度从45.07mm/s降低到37.43mm/s,降低了16.95%,说明二次往复惯性力矩对整机振动贡献了16.95%。

通过对比上表方案2与方案4可以看出,整机振动烈度从45.07mm/s降低到35.7mm/s,降低了20.8%,说明倾覆力矩不均匀性对整机振动贡献了20.8%。

通过以上分析可以看出对整机振动影响较大的分别为离心力矩以及一次往复惯性力矩、倾覆力矩、二次往复惯性力矩;离心力矩与一次往复惯性力矩可通过曲轴上加平衡块的方式实现。

4 倾覆力矩平衡方案设计

4.1 错拐平衡倾覆力矩方案

针对图1所见模型对曲轴进行30°错拐修改,进行整机动力学分析得到一次往复惯性力矩、二次往复惯性力矩、离心惯性矩以及倾覆力矩,见图3所示

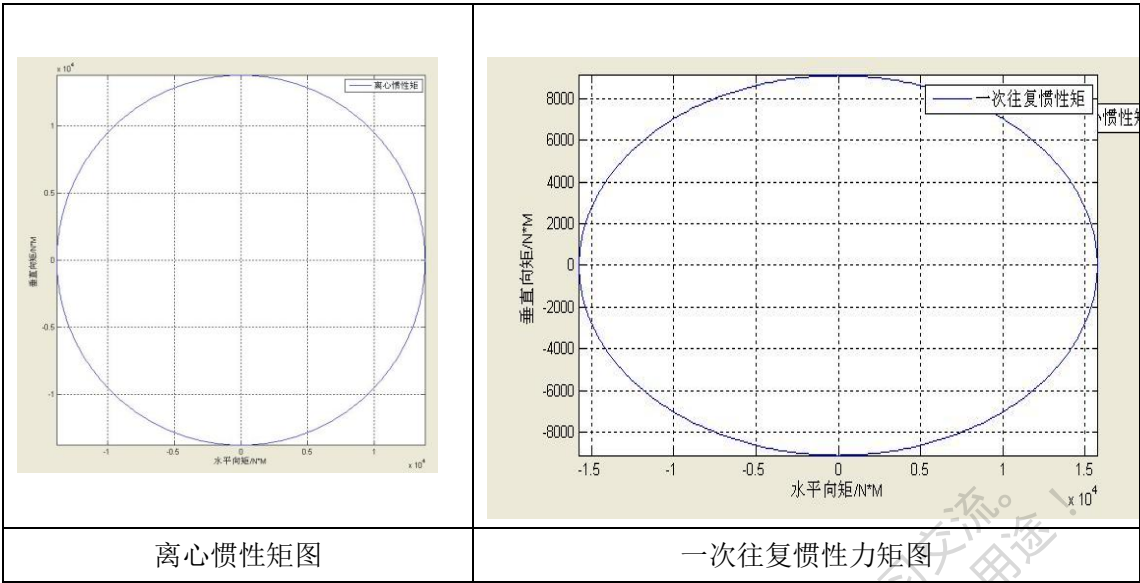


图3 整机一次激励力分析结果

通过图3可以看出，一次往复惯性力矩平面内运行轨迹为椭圆，不能通过曲轴上增加平衡重的方式实现完全平衡，错拐曲轴虽然可以降低倾覆力矩对整机振动的影响，与此同时增加了一次力矩的平衡难度。

4.2 双轴平衡倾覆力矩方案

针对离心力矩、一次往复惯性力矩，由于方向和大小始终不变，为一阶次，可以通过在曲轴上加平衡重的方式实现；倾覆力矩可通过增加1.5倍曲轴转速的双轴进行平衡，双轴平衡倾覆力矩示意图如下所示。

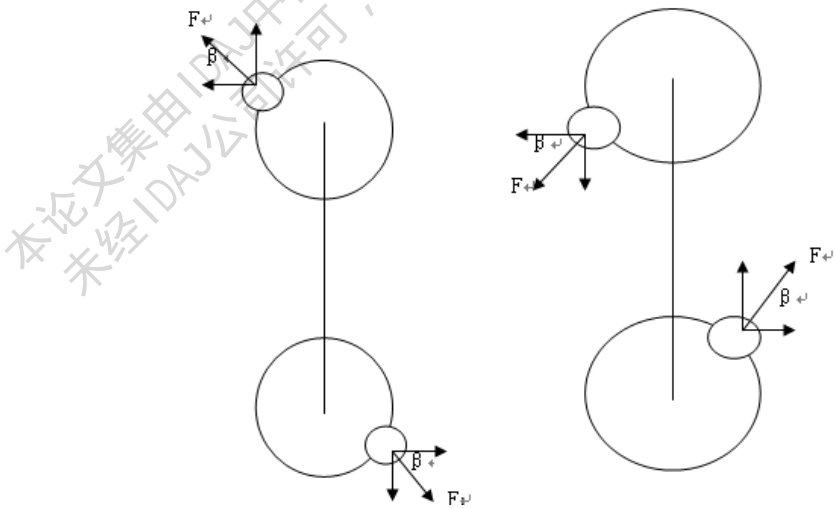


图4 双轴平衡倾覆力矩示意图

5 结论

通过对不同方案的对比分析可以看出，对整机振动影响较大的分别为离心力矩以及一次往复惯性力矩、倾覆力矩、二次往复惯性力矩，对离心力矩以及一次往复惯性力矩可通过曲轴上增加平衡重实现。对倾覆力矩本文提出了两种平衡方案：错拐曲轴与双轴平衡方案，采用错拐方案虽可以降低倾覆力矩的

波动性，但增加了一次往复惯性力矩平衡的难度；1.5 倍双轴平衡措施在降低倾覆力矩的波动性方面虽比不上错拐方案，但工程上也较容易实现。

6 参考文献

- [1] 谭达明. 内燃机振动控制[M]. 2 版. 成都: 西南交通大学出版社, 1993.
- [2] 舒歌群, 高文志等. 动力机械振动与噪声[M]. 天津: 天津大学出版社, 2008.
- [3] 汪长民, 杨继贤等. 车辆发动机动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1981.
- [4] 何渝生, 魏克严, 洪宗林. 汽车振动学[M]. 北京: 人民交通出版社, 1990.
- [5] 张保成. 发动机减振技术研究[D]. 太原: 华北工学院, 1998.

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

可调转速复合增压系统的高原调节规律研究

Regulating rule for Speed-Adjustable Compound Supercharging System at Plateau Environment

韩恺 邹时雨 朱振夏 张付军 王敏轩

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘 要: 以 DEUTZ 公司的 BF6M1015 柴油机为研究对象, 利用 GT-SUITE 软件平台建立了能够预测高原环境变化的发动机模型, 并进行了试验校核。在此基础上, 建立了可调转速复合增压柴油机模型, 开展了可调压气机转速的影响规律研究。最后, 以动力性最佳为目标, 以涡轮入口温度和最高燃烧压力为约束, 对高原 4500m 下的可调转速复合增压系统中可调压气机的转速进行了优化, 获得了发动机面工况下的可调压气机最佳转速的 MAP。

关键词: 柴油机、可调复合增压、高原环境、GT-SUITE

Abstract: Taking DEUTZ BF6M1015 charged diesel engine as research archetype, a model which is able to predict the engine performance at plateau environment was established based on GT-SUITE software. On the basis of validation the model, a speed adjustable compound supercharged diesel engine model was established. Meanwhile the influence rule of the supercharger speed on engine performance was illuminated. Finally, the optimization of supercharger speed at the altitude of 4,500m was performed based on the maximum of dynamic within the limitation of the exhaust inlet temperature and the maximum combustion pressure, and regulating MAP of the supercharger speed was proposed.

Key words: diesel engine; speed adjustable compound supercharging system; plateau environment; GT-SUITE

引言

我国的地域辽阔, 山地和高原地形分布广阔, 海拔高度 1000m 以上的土地约占国土面积的 37%。高原的气候条件与平原差别很大, 具有大气压力低、空气密度小, 气温低、昼夜温差大, 日辐射强、蒸发量大, 干燥、风沙大、水的沸点低等典型特点^{[1][2]}。平原能正常使用的柴油机在高原地区常出现油耗和排温升高、功率下降、热负荷过高等“水土不服”的问题。

针对柴油机在高原环境下使用所遇到的各种问题, 科研人员提出了多方面的改进, 目前国内外的研究人员, 大多以进气系统的改进作为柴油机高原功率恢复的主要措施, 将调节供油系统作为辅助手段。与自然吸气的柴油机相比, 增压中冷柴油机具有显著的高原功率补偿能力, 而且对增压系统进一步的改进能够使发动机获得强的高原适应能力^[3]。

由于往复活塞式发动机的耗气特性与旋转叶轮式增压器的流量特性之间存在天然的矛盾,很难保证在全工况范围内增压器与柴油机始终保持良好的匹配,可调增压技术的发展在一定程度上缓解了这种矛盾。比较典型的有:可变截面增压器、可调二级增压、电辅助增压、机械-涡轮增压等^[4-7]。参考了上述增压方案的特点及在高原功率恢复方面的潜力,我们提出了一种可调转速的复合增压方案(SAC, Speed Adjustable Composite Supercharging System)^[8]。

如图1所示,可调转速的复合增压系统由两级压气机和一级涡轮组成。第一级压气机为可调压气机,其转速可通过电控系统调节;第二级为涡轮增压系统。在柴油机低速工况时,旁通阀关闭,进入复合增压模式,两级压气机串联工作;通过调节可调压气机转速,实现压比的合理分配,改善低速扭矩特性。发动机中高速工况时,旁通阀打开,控制可调压气机停止运转,进入涡轮增压模式,减少增压系统的耗功。并且可调压气机转速能够较容易地随海拔变化做出相应的调整,增强进气系统的环境适应能力。因此,发挥SAC增压系统优势的关键在于可调压气机的调节能力。本文利用GT-SUITE软件平台建立能够预测高原环境变化的发动机模型,开展可调压气机转速的影响规律研究,获得SAC增压系统中可调压气机转速的高原调节规律。

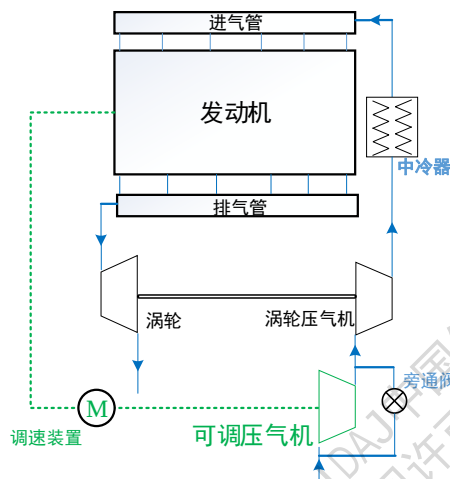


图1 可调转速复合增压系统原理图

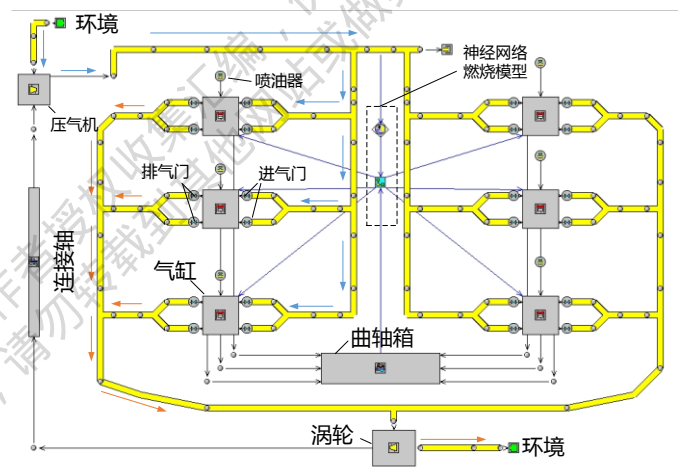


图2 增压柴油机高性能预测模型

1 增压柴油机高原性能预测模型

随着海拔升高,一方面柴油机缸内进气终了压力降低,导致压缩终了压力下降,预混合气体的物理化学反应速率降低,滞燃期增大;另一方面柴油机进气密度降低,气缸内氧含量减少,燃烧不充分,整个燃烧过程减缓,排气温度升高。因此,在建立增压柴油机模型时要考虑海拔变化对缸内燃烧产生的影响,这就要求燃烧模型能够体现环境和运行参数对燃烧过程的影响。同时,为了提高可调压气机转速标定的效率,要求增压柴油机模型必须具有一定的运算速度。为此,我们提出了神经网络驱动的多参数零维预测型燃烧模型^[9]。并以预测型燃烧模型为核心,基于GT-SUITE软件平台依次建立气缸模型、曲轴箱模型、进排气管路模型和增压器模型等子模型,最后形成能够预测柴油

机高原性能的仿真模型^[10]。内燃机工作过程仿真模型都是基于热力学第一定律、气体状态方程、一维流动方程、传热学等基础理论^[11]，在此不再赘述。

如图 2 所示，以 DEUTZ 公司的 BF6M1015 增压柴油机为研究对象，利用 GT-SUITE 软件平台建立的增压柴油机高原性能预测模型。表 1 为该柴油机主要参数。

表 1 BF6M1015 增压柴油机的主要参数。

参数	数值	参数	数值
缸径/mm	132	行程/mm	145
排量/L	11.9	压缩比	17
标定功率/kW	330@2100 r/min	最大扭矩/Nm	1980@1300 r/min

图 3 为平原环境和高原 4500m 环境外特性空气流量对比，图 4 为平原环境和高原环境外特性的发动机扭矩的对比，从图中可以看出仿真结果与试验数据的吻合度较高。图 3~图 4 的对比结果证明了，仿真模型的计算误差 $<5\%$ ，所建立的增压柴油机仿真模型能够真实的反映发动机在平原和高原环境下的性能。

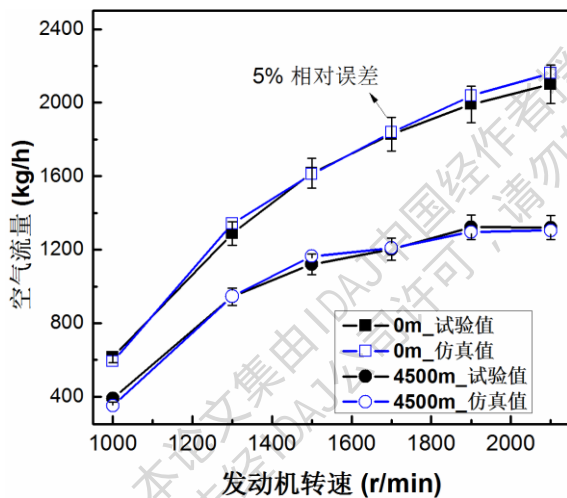


图 3 不同环境下空气流量验证

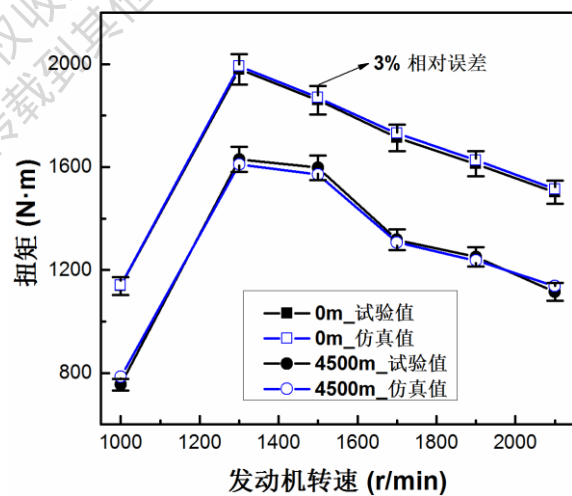


图 4 不同环境下发动机扭矩验证

在对原机模型校核的基础上，选择合适的增压器数据，根据图 1 所示的原理利用 GT-SUITE 软件平台建立可调转速复合增压柴油机仿真模型。

2 可调压气机转速的影响规律分析

为了对 SAC 方案可调压气机转速进行高原虚拟标定，有必要研究 SAC 方案可调压气机转速的影响规律。图 7 和图 8 为 4500m 海拔、发动机转速 1500r/min、循环供油量 167mg 工况下，可调压气机转速从 44,200 r/min 变化到 94,600r/min 的仿真结果。

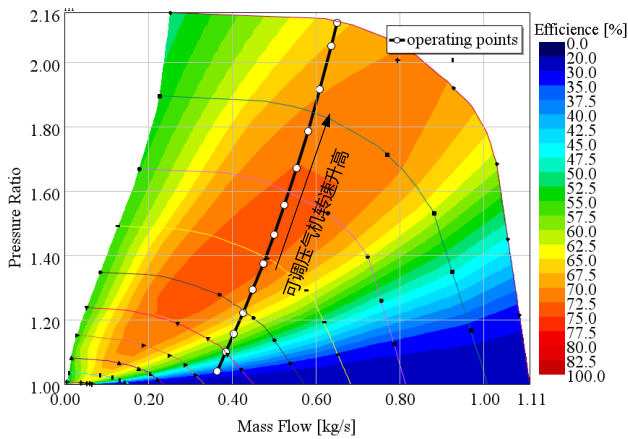


图5 不同压气机转速下的可调压气机运行点

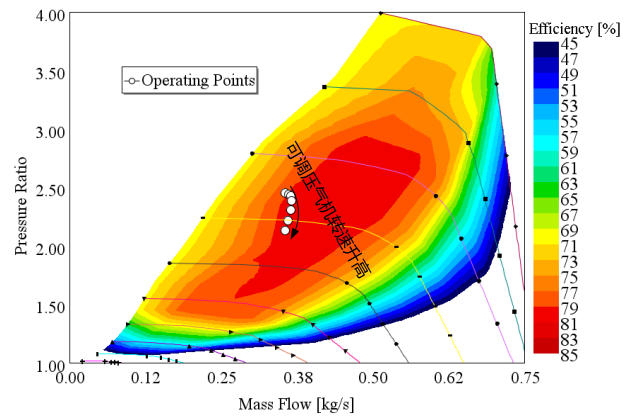


图6 不同可调压气机转速下涡轮压气机运行点

图5为可调压气机运行点的变化,随着可调压气机转速的升高,压比提高、折合流量增大,运行点移动的轨迹基本上与喘振边界平行。图6为涡轮压气机运行点的变化,可调压气机转速在65,000r/min以内增加时,涡轮压气机压比降低、折合流量略微增加;可调压气机转速高于65,000r/min后,压比降低,折合流量有小幅度的减小。

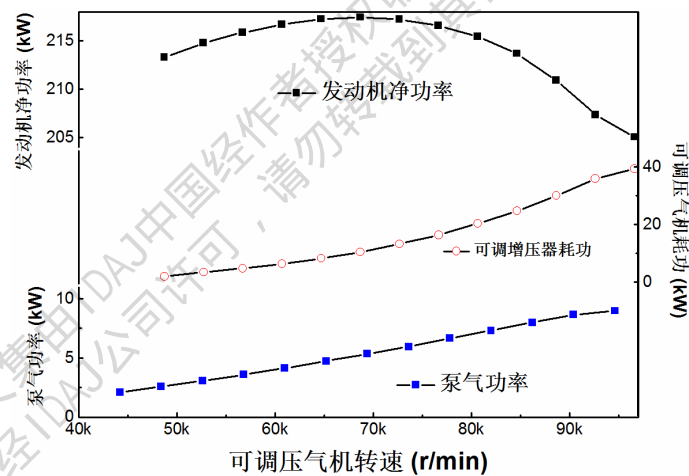


图7 可调压气机转速对发动机净功率的影响

图7为可调压气机转速对发动机净功率、可调压气机耗功和泵气功率的影响规律,随着增压器转速升高,可调压气机耗功和泵气功率一直升高,净功率先升高后降低,转速67,000r/min的净功率最高。在可调压气机转速低于67,000r/min时,发动机进气不足(空燃比17左右),随着增压器转速的上升,空燃比提高,燃烧改善,发动机净功率增大;可调压气机转速达到67,000r/min以后,空燃比超过22,增大进气量对燃烧的改善不明显,反而由于可调压气机耗功的增多,导致发动机净功率的下降。在复合增压模式下,得益于可调压气机的工作,使得气缸的进气压力高于排气压力,泵气功率始终是正值,占发动机净功率的1%~4%。

3 高原下可调压气机转速的调节规律

根据可调压气机转速的影响规律,提出以动力性最佳为目标,保证涡轮入口温度和最高燃烧压力不超过原机限值,对不同海拔外特性工况的可调压气机转速进行优化。优化函数和边界条件如式(3-1)所示:

$$\max \quad P(n_A) = P_E(n_A) - P_S(n_A) \quad (3-1)$$

$$\text{s.t.} \quad p_{\max}(n_A) \leq 160 \text{ bar}$$

$$T_T(n_A) \leq 750^\circ\text{C}$$

式中, P —发动机净功率; P_E —发动机输出功率; P_S —可调压气机耗功; n_A —可调压气机转速。

利用 GT-SUITE 软件平台自带的 Optimizer(Direct)功能模块(如图 8 所示),按照式(3-1)的优化目标函数和边界条件,开展 4500m 海拔下面工况的可调压气机转速虚拟标定,得到了 4500m 海拔下面工况的压气机转速调节 MAP,如图 9 所示。1200~1360r/min、100%负荷工况的可调压气机转速最高;越靠近切换边界,可调压气机转速越低。随着发动机转速的升高,切换边界的供油量增大,涡轮增压模式覆盖更多的负荷范围;而复合增压模式主要应用在低速大负荷工况范围。

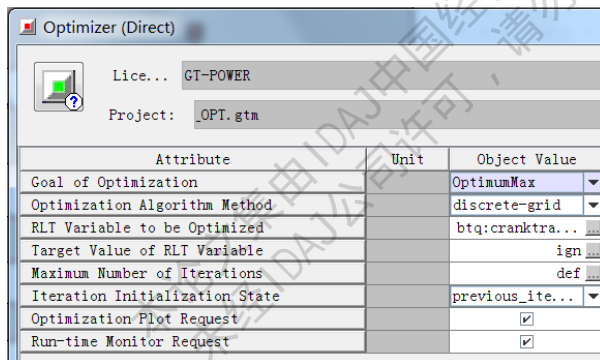


图 8 利用 Optimizer(Direct)功能进行虚拟标定

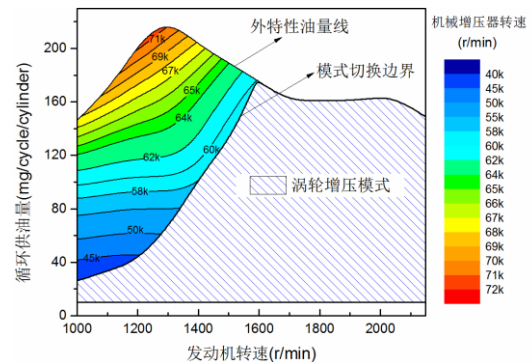


图 9 4500m 下可调压气机转速调节 MAP

在发动机小负荷时,空燃比较高,采用涡轮增压模式能节省可调压气机的耗功;随着负荷率上升,空燃比下降,需要可调压气机提供更多的进气量,进入复合增压模式。在发动机低速时,涡轮增压器转速、压比、效率都很低,进气量不足,需工作在复合增压模式;随着发动机转速的提高,涡轮增压器的压比上升,进气量充足,此时可调压气机耗功增大,需切换至涡轮增压模式。

表 2 为标定后的 SAC 增压柴油机和原机外特性扭矩的对比。与原机相比, SAC 增压柴油机的平原最大扭矩值下降了 5.6%,平原标定点提高了 6.5%, 4500m 海拔 1000r/min、1300r/min 和 2100r/min

扭矩分别提高了 32.2%，12%和 10%。SAC 增压系统对高海拔、发动机低转速工况动力性能的提升效果更加明显。由于原机涡轮增压器在平原最大扭矩点处的压比、效率较高，此时的最高燃烧压力已经达到了上限；SAC 增压系统为达到相同的增压压力需要消耗一部分有效功，造成了 SAC 增压柴油机平原最大扭矩值比原机略有下降。

表 2 SAC 增压柴油机和原机外特性扭矩的对比

发动机转速 (r/min)	海拔 0m 外特性		海拔 4500m 外特性	
	原机扭矩(N m)	SAC 扭矩(N m)	原机扭矩(N m)	SAC 扭矩(N m)
1000	1088	1066	755	998
1300	1980	1869	1630	1825
2100	1503	1602	1115	1227

4 结论

本文利用 GT-SUITE 软件平台建立了能够预测高原环境变化的发动机模型，开展了可调压气机转速的影响规律研究，获得了 SAC 增压系统中可调压气机转速的调节规律。具体结论如下：

(1) 随着可调压气机转速的升高，可调压气机的压比提高、折合流量增大，运行点移动的轨迹基本上与喘振边界平行。

(2) 可调压气机低于 65,000r/min 时，随着转速的增加，涡轮压气机压比降低、折合流量略微增加；可调压气机高于 65,000r/min 时，随着转速的增加，压比降低，折合流量有小幅度的减小。

(3) 在 4500m 海拔下，SAC 增压柴油机 1000r/min、1300r/min 和 2100r/min 扭矩分别提高了 32.2%、12%和 10%。说明 SAC 增压系统对高海拔、发动机低转速工况动力性能的提升效果更加明显。

5 参考文献

- [1] 刘瑞林. 柴油机高原环境适应性研究[M]. 北京：北京理工大学出版社，2013.
- [2] 董素荣，许翔，周广猛，等. 车用柴油机高原性能提升技术研究现状与发展[J]. 装备环境工程. 2013(2)：67-70.
- [3] 徐华平，石岩峰，张旭，等. 某高原增压柴油机喷油提前角优化及性能研究[J]. 内燃机工程. 2014：1.
- [4] Biaggini Giovanni, Knecht Walter. The Advanced Iveco Cursor 10 Heavy Duty Truck Diesel Engine[C]. 2000.
- [5] 刘系嵩，魏名山，马朝臣，等. 不同海拔下单级和二级增压柴油机的仿真[J]. 内燃机学报. 2010(5)：447-452.

- [6] 赵永生, 张虹, 王绍卿. 车用电辅助涡轮增压技术发展[J]. 车辆与动力技术. 2010(2): 54-57.
- [7] R. Krebs, R. Szengel, H. Middendorf, H. Sperling, W. Siebert, J. Theobald, and K. Michels. "The New Dual-Charged FSI Petrol Engine by Volkswagen- Part 2: Thermodynamics". MTZ Worldwide Edition, Vol. 66, pp. 979-986.
- [8] 韩恺, 朱振夏, 张付军等. 可调复合增压柴油机高原功率恢复方案研究[J]. 兵工学报. 2013(2): 129-136.
- [9] 朱振夏, 张付军, 吴滔滔, 韩恺等, 基于神经网络的零维预测燃烧模型及建模方法. 内燃机学报, 2015(02): 第 163-170 页.
- [10] GT-Power tutorials, Gamma Technologies, 2012.
- [11] 朱访君, 吴坚. 内燃机工作过程及优化[M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编, 供学习交流。
未经IDAJ公司许可, 请勿转载到其他网站或做其他用途!

某款发动机与整车匹配的动力性经济性分析

拓海东 骆富贵 贺翀 康艳伟

海马轿车有限公司 发动机开发部

摘要：动力性和燃油经济性是车辆性能的重要评价指标。本文利用 GT-SUITEmp 建立了整车仿真模型，进行动力性、经济性计算。基于此模型，本文在原有主减速比的基础上改变了主减速比，仿真结果显示，优化后的主减速比，在 NEDC 循环工况下油耗有所降低。

关键词：动力性 经济性 GT-SUITEmp 主减速比优化

ABSTRACT: Dynamics and fuel economy are two important evaluation indexes of the vehicle performance. The vehicle model was established by GT-SUITEmp in this paper, which was calculated the vehicle performance and fuel consumption. Based on this model, We improved the fuel economy through optimizing the final ratio. The simulation results showed that the NEDC fuel consumption reduced owing to the optimization of the final ratio.

Key words: Performance Fuel Economy GT-SUITEmp Final Ratio Optimization

1 概述

动力性和燃油经济性是车辆性能的重要评价指标。汽车的整车性能不仅仅取决于其装载的发动机性能，一台发动机既是具有良好的性能，如果没有一个与之合理匹配的传动系，也不能充分发挥其性能。寻找动力性和燃油经济性之间的平衡，是各个厂家关注的问题。传统的动力总成匹配一般采用试验的方法，符合标准的试验结果是真实有效的，但其缺点是周期长、花费高。仿真的优势在于计算周期短、可重复性高，利用仿真模拟计算对样车进行改造和优化不仅可以缩短开发周期，还可以节约开发经费。

本文是以某款发动机与某款车型为研究对象，提出一种基于实际的驾驶循环的以经济性为目标的动力传动系参数优化方法。利用 GT-SUITE 软件建立整车静态和动态仿真模型，同时利用软件自带的 DOE 功能对动力传动系参数进行优化，力求在保证整车动力性能的前提下降低整车油耗。

2 基本理论

2.1 经济性评价指标

燃油经济性通常用等速燃油经济性表示，即等速行驶 100km 所消耗的燃油量，单位为 L/100km。车辆等速燃油消耗量计算方法：

$$Q_s = \frac{Pb}{1.02u_a \rho g} \quad (1)$$

式中， Q_s —等速燃油消耗量，L/100km； P —阻力功率，kW； u_a —车速，km/h；

b-燃油消耗率, g/kWh; ρ -燃油密度, kg/L。

循环工况的百公里燃油消耗量表示为:

$$Q_s = \frac{\sum Q}{s} \times 100 \quad (2)$$

式中, Q_s -百公里燃油消耗量, L/100km; $\sum Q$ -所有过程的油耗量之和, L;
s-整个循环的行驶距离, km。

2.2 动力性评价指标

2.2.1 功率平衡

汽车行驶时, 驱动力和行驶阻力互相平衡, 同时发动机功率与汽车行驶的阻力功率也总是平衡的。也就是说, 在汽车行驶的每一瞬间, 发动机发出的功率始终等于机械传动损失功率与全部运动阻力所消耗的功率。

$$F_t = F_f + F_w + F_i + F_j \quad (3)$$

即

$$\frac{T_{tq} i_g i_o \eta_t}{r} = Gf \cos \alpha + \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 + G \sin \alpha + \delta m \frac{du}{dt} \quad (4)$$

功率平衡方程式:

$$P_e = \frac{1}{\eta_t} \left(Gf \cos \alpha + \frac{C_D A}{21.15} u_a^2 + G \sin \alpha + \delta m \frac{du}{dt} \right) \frac{u_a}{3600} \quad (5)$$

而发动机转速与车速的关系为:

$$u_a = 0.377 \frac{rn}{i_g i_o} \quad (6)$$

式中, F_t -驱动力, N; F_f -滚动阻力, N; F_w -空气阻力, N;
 F_i -坡度阻力, N; F_j -加速阻力, N; T_{tq} -发动机扭矩, Nm;
 i_g -变速器传动比; i_o -主减速比; η_t -传动系效率
r-车轮滚动半径, m; f-滚动阻力系数; α -道路坡度角;
 C_D -空气阻力系数; A-迎风面积, m²; u_a -车速, km/h;
 δ -旋转质量换算系数; $\frac{du}{dt}$ -加速度, m/s²; P_e -发动和记功率, kW。

2.2.2 加速时间计算

初速度加速到末速度, 其中各工况参数可由下列公式求得:

$$n_{ei} = \frac{u_i i_o i_k(k)}{0.377 R_k} \quad (7)$$

$$F_w = \frac{C_D A u_a^2}{21.15} \quad (8)$$

$$F_t = \frac{T_{ei} i_o i_k(k) \eta_t}{R_k} \quad (9)$$

$$a_t = 9.81 \frac{F_t - F_w - f G_a}{\delta G_a} \quad (10)$$

$$T_{ei} = T_{e\max} \frac{T_{e\max} - T_p}{(n_p - n_M)^2} (n_M - n_{ei})^2 \quad (11)$$

$$u_{i+1} = u_i + 3.6a_i \Delta t \quad (12) \quad s_{i+1} = s_i + \frac{u_i \Delta t}{3.6} + 0.5a_i \Delta t^2 \quad (13)$$

式中, T_e - 发动机扭矩, Nm; $T_{e\max}$ - 发动机最大扭矩, Nm;
 T_p - 发动机额定功率对应扭矩, Nm; n_M - 发动机最大扭矩对应转速, rpm;
 n_p - 发动机额定功率对应转速, rpm; a_i - 加速度, m/s²;
 n_{ei} - 各档发动机转速, rpm; u_i - 各档车速, km/h;
 F_t - 车辆驱动力, N; F_w - 空气阻力, N Δt - 计算所取时间间隔, s;
 u_i , u_{i+1} - 第 i 个时间间隔前后车速, km/h;
 s_i , s_{i+1} - 第 i 个时间间隔前后行驶距离, km;
 A - 迎风面积, m²; C_D - 空气阻力系数。

2.2.3 最大爬坡度

最大爬坡度应满足:

$$T_{e\max} \geq \frac{G_a r (f \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max})}{i_o i_{k1} \eta_t} \quad (14)$$

式中, G_a - 车重, N; r - 轮胎滚动半径, m; f - 轮胎滚动阻力系数;
 $\alpha_{\max}$ - 最大爬坡角; η_t - 传动系效率; i_{k1} - 车辆一档速比;
 i_o - 主减速比; $T_{e\max}$ - 车辆最大牵引扭矩, Nm。

3 模型建立

3.1 边界条件

整车基本参数以及发动机 MAP 图按实际提供参数输入, 风阻和滚阻系数按照整车提供滑行曲线输入。

3.2 模型建立

3.2.1 整车模型的建立;

根据提供的主要参数, 建立动力性模型如下图 1 所示。

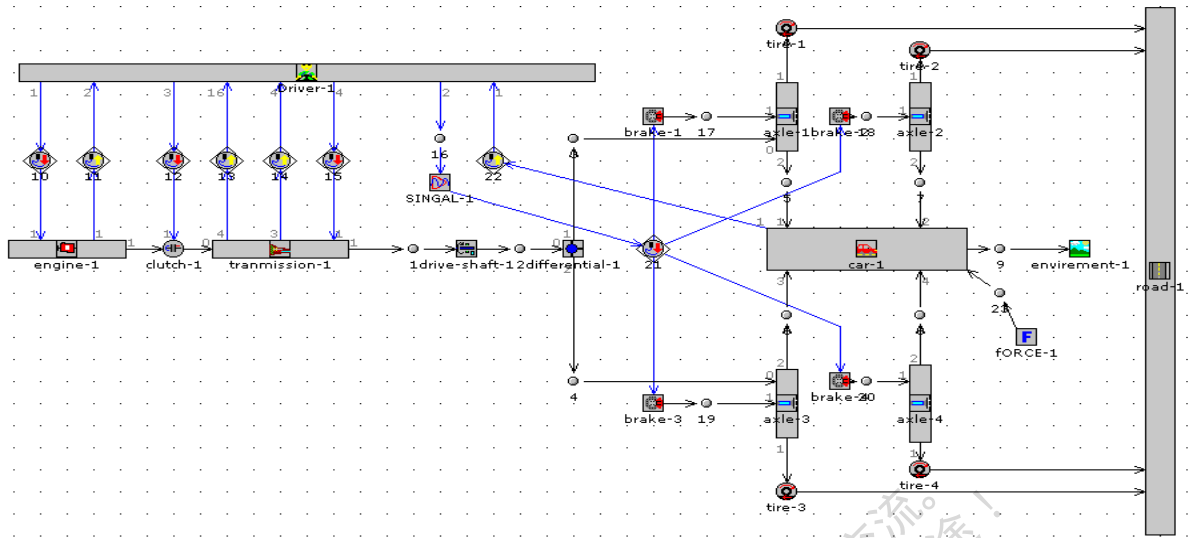


图 1 动力性模型

经济性模型如下图 2 所示。

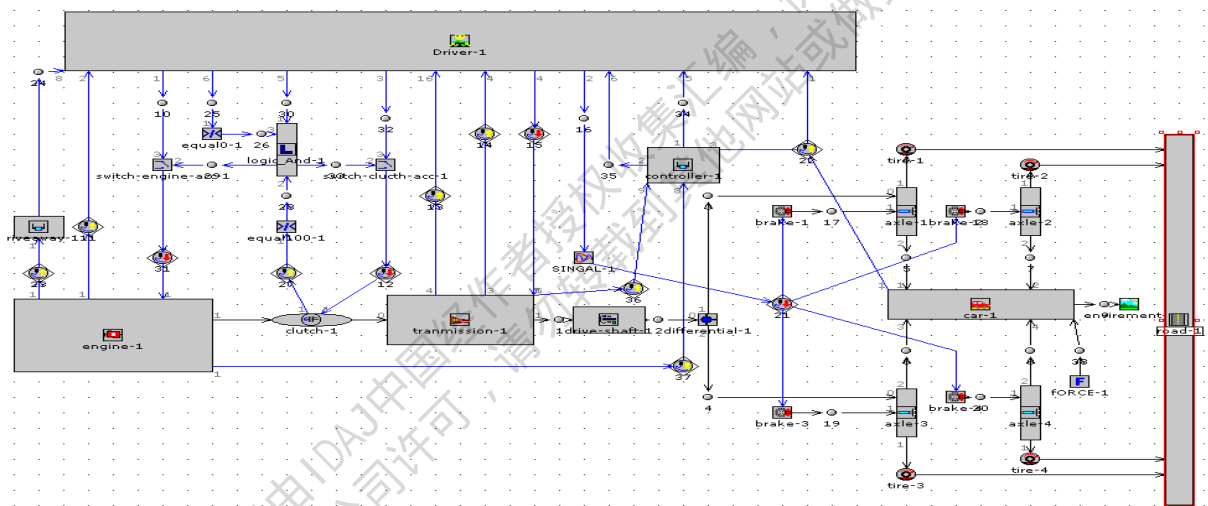


图 2 经济性模型

3.2.2 计算模型的建立

动力性仿真采用的是动力学计算模式，即正向计算模式，在该模式下，用户输入的是发动机油门位置、离合器位置、制动器位置和换挡规律等，求出车辆的动态反应。实际上就是由加速的动作控制车辆的运动。

油耗计算也采用动力学计算模式，该模式下，是通过驾驶员的输入动作，控制发动机油门位置、离合器位置、制动器位置和换挡规律，使其相互配合得出我们想要的车辆动态响应，从而计算百公里油耗。

4 主要计算结果

4.1 动力性分析

(1) 整车功率平衡如下图 3 所示。



图 3 功率平衡图

(2) 最大爬坡度计算结果如下图 4 所示。

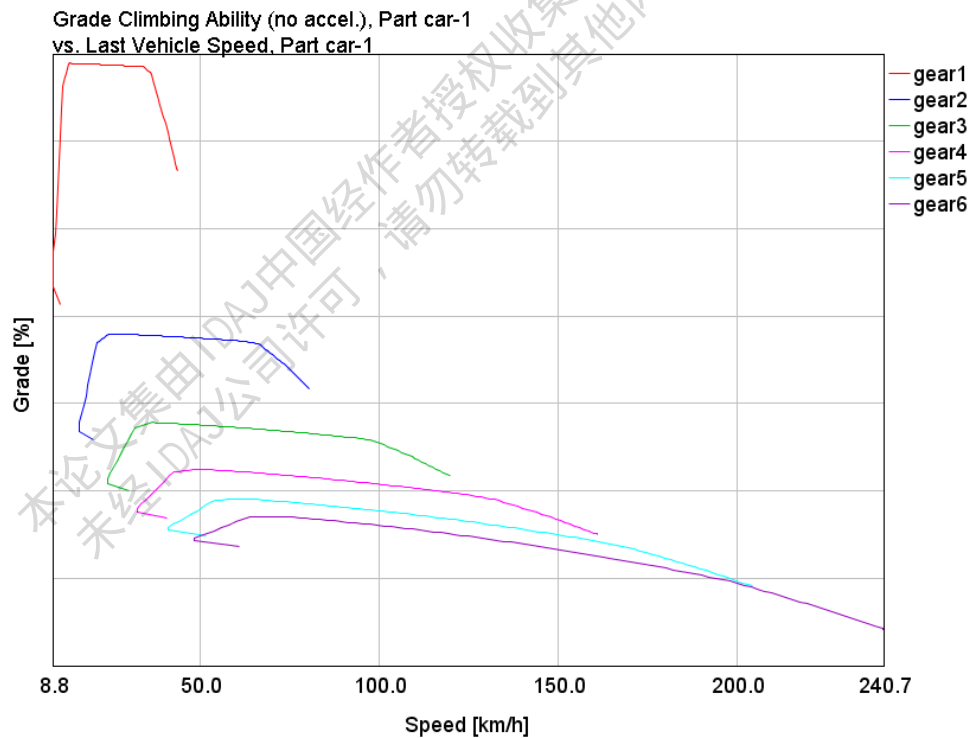


图 4 最大爬坡度图

(3) 0 到 100km/h 加速时间结果如下图 5 所示。

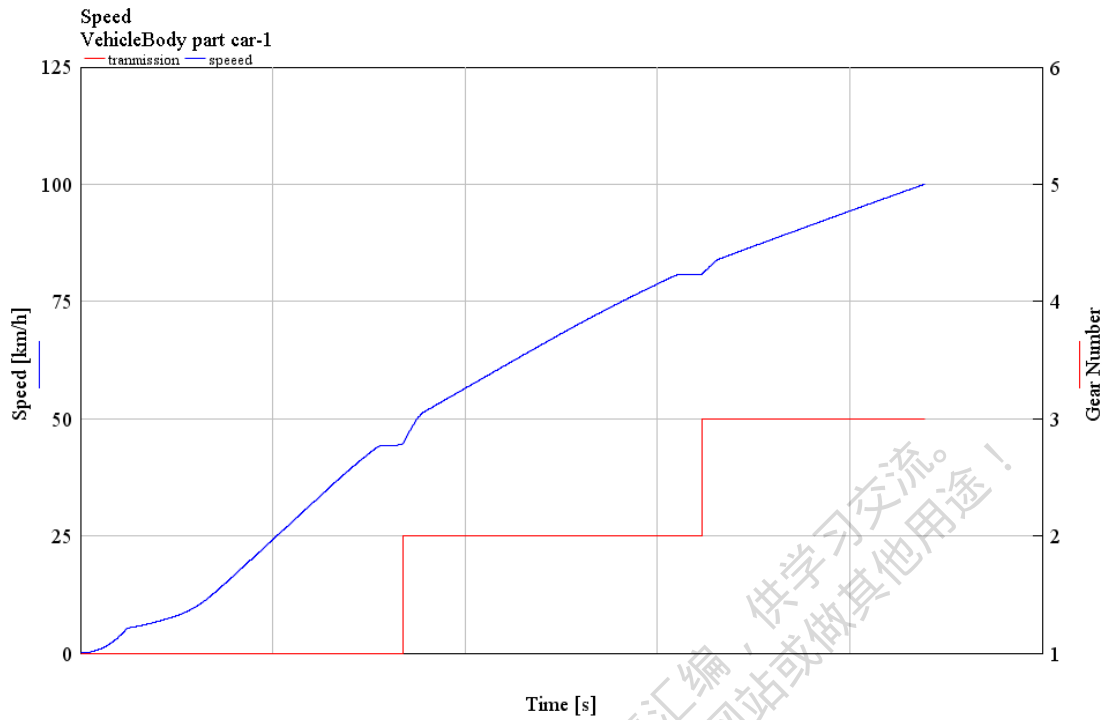


图 5 百公里加速图

(4) 超越加速时间如下图 6 所示。

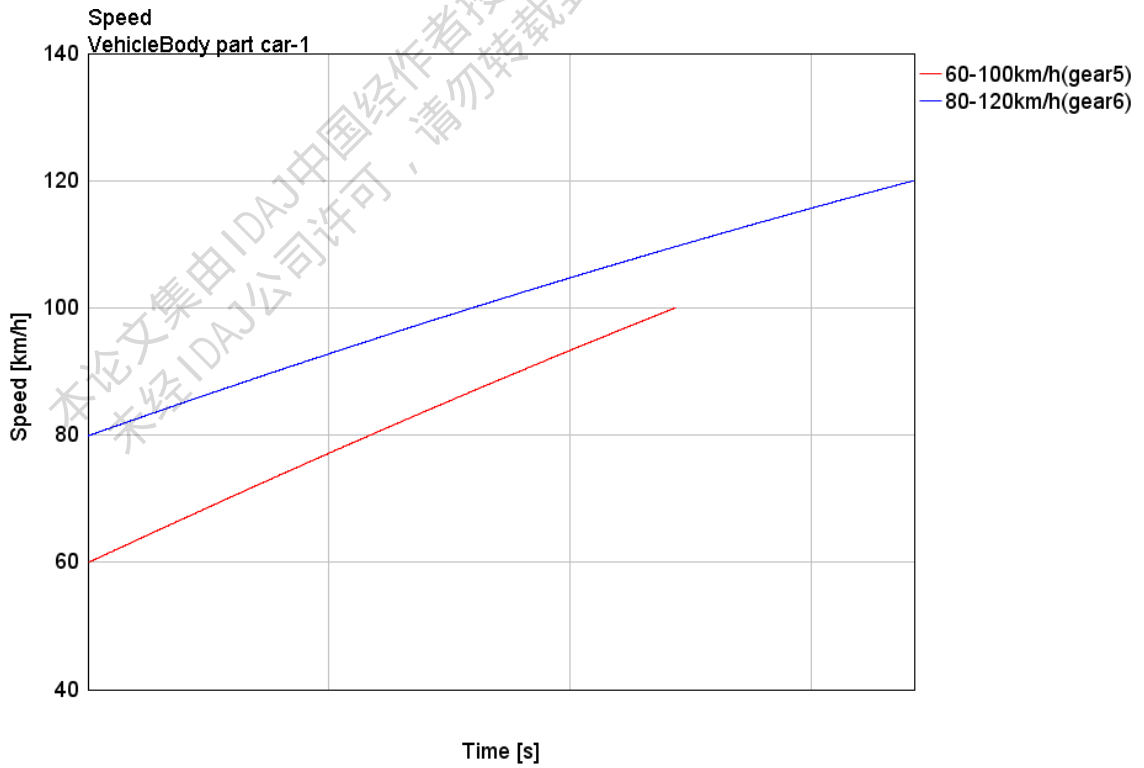


图 6 超越加速时间图

4.2 经济性分析

整车经济性分析主要计算了整车 NEDC 工况下的综合油耗,其中 NEDC 工况整车运行速度如下图 7 所示。

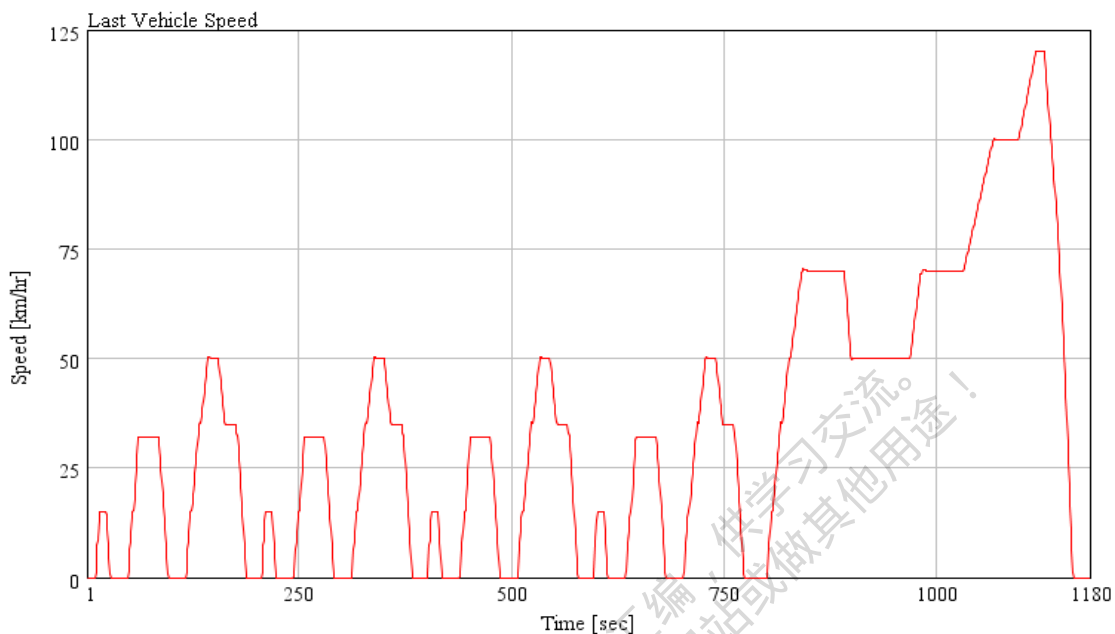


图 7 NEDC 车速图

通过以上计算结果发现整车的动力性满足设计要求且有富余,而 NEDC 油耗不满足设计要求,故下一步对整车的主减速比进行优化,适当的减小主减速比,来提升整车的油耗,当然减小主减速比后,整车的动力性也会相应的变差。

5 主减速比优化

主减速比对整车动力性和经济性影响都很大,小的主减速比可以得到更好的油耗但动力性会变差,而大的主减速比整车动力性会变好但油耗会增大。而本次计算发现整车的油耗不满足设计目标,而动力性还有富余,故对主减速比适当的降低,本次计算采用在原有主减速比的基础上降低 5%,主减速比方案如下表 1 所示

表 1 主减速比方案

方案	主减速比
原方案	—
新方案	减小 5%

根据上述方案的主减速比,进行了动力性经济性计算,计算结果如下表 2 所示。

表 2 计算结果

序号	指标	设计目标	新方案比原方案提升百分比
1	0-100km/加速 (s)	—	-1.5%
2	最高车速 (km/h)	—	0%

3	五档加速 60-100km/h (s)	-	-7%
4	六档加速 80-120km/h (s)	-	-9%
5	NEDC 工况油耗 (L/100km)	-	-1.5%

由以上计算结果看出采用新的主减速比后，整车综合油耗会提升 1.5%，满足设计目标，而同时由于新的主减速比减小了 5%，整车的动力性也会相应的变差，但都还满足设计目标。后续还需要对整车进行实试验证。

6 结论

- 1 运用 GT-SUITEmp 建立模型，可以对发动机、变速器与整车的匹配进行动力性和经济性分析，同时也可以对速比进行进一步的优化；
- 2 随着主减速比的增加，整车的超越加速时间会明显提升，但综合油耗也会变差；
- 3 主减速比对整车的超越加速时间和综合油耗影响较大，应该根据整车对动力性和经济性的需求，来选择合适的主减速比。

7 参考文献

- [1] 周龙宝，高宗英. 内燃机学. 北京：机械工业出版社，2005.
- [2] 陈家瑞. 汽车构造. 北京：机械工业出版社，2005.
- [3] Gamma Technologies. GT-SUITE. Control tutorials, 2009.
- [4] Gamma Technologies. GT-SUITE. Vehicle Driveline and HEV Tutorials, 2009.
- [5] 余志生. 汽车理论. 北京：机械工业出版社，2010.

某款增压发动机的性能分析

拓海东 骆富贵 贺翀 周华

海马轿车有限公司 发动机开发部

摘要：利用 GT-POWER 软件对某款增压汽油发动机进行热力学性能仿真。主要进行了增压器的选取、中冷模型的建立和发动机性能的优化。并通过后期试验验证，确认计算结果是合理可信的。

关键词：汽油机 GT-POWER 优化设计 试验验证

ABSTRACT : A turbocharger engine thermodynamic performance model was established by using GT-POWER software. The main tasks were the selection of the turbocharger, establishing the intercooler model and performance improvement. Finally we tested the engine on the bench, and make sure the gas exchange simulation results were reasonable and credible.

Key words : Turbocharger Engine GT-POWER Optimization Design Experiment Verification

1 概述

废气涡轮增压技术是提高发动机动力性、经济性的一种有效方法。要实现这一目标，必须使发动机与涡轮增压器实现良好的匹配。传统的试验方法周期长且成本高，采用先进的模拟仿真技术可以大大减小试验次数，缩短开发周期、降低成本。

本次仿真主要是对公司自主开发的某款涡轮增压发动机进行热力学性能计算及增压器选型匹配，通过计算后，选取合适的增压器，而后进行发动机性能开发，并对仿真计算与试验测试进行对比分析。

2 模型建立

2.1 基本参数

发动机基本参数如下表 1。

表 1 发动机基本参数

参数	数值	单位
缸数	4	—
排列方式	In Line	—
进气方式	增压中冷	—
点火顺序	1-3-4-2	—
排量	—	mL

额定功率	—	kW/rpm
最大扭矩	—	Nm/rpm
燃料类型	93#汽油	—

2.2 边界条件的确立

环境边界条件和空燃比按经验数据输入。

涡轮增压器是供应商提供的，经过前期初步分析，涡轮增压器选择压气机型号：C3，涡轮机型号：T2。

节气门流量系数只进行全负荷计算，按照经验数值输入。

进排气道的流量系数采用 CFD 分析后得到的流量系数直接输入。

发动机的摩擦损失，按照经验数据输入。

中冷的温降和压降参考经验数据选取，在模型中采用一个 PID 控制器控制中冷前后的压降。

GT-power 软件关于管路内流动及传热的计算原理：采用有限容积法进行一维 N-S 方程的求解。求解关于 X 与时间 T 上的结果，并能自动根据流体流动的状态进行时间步长的调整。发动机机体的管路传热采用了第一类边界条件，也就是在不同工况、不同位置下输入不同的管路壁面温度。

依据相关图纸及试验数据建立及标定仿真模型。仿真模型主要由进气系统、气缸、曲轴箱和排气系统组成。

由于进排气歧管的形状比较复杂，首先使用三维造型软件建立管内腔的模型，然后将生成的 stl 文件导入 GT-power 附带的离散化工具 GEM3D 进行离散化，最后将生成的 dat 文件导入模型中，其余形状相对简单的部分则通过参考相关图纸并利用软件提供的模板直接构建。

建立气缸内的燃烧及热力学模型时，有如下几个假设：

- (1) 气缸中的工质是均匀的，它是由纯粹的空气和燃烧废气组成，用过量空气系数表示这种关系；
- (2) 整个系统内，工质的状态不受空间的影响，仅随时间的变化，也就是符合定常、准稳态过程；
- (3) 不考虑气体在高温时的离散作用。

由于我们有试验测到的增压发动机缸压曲线，我们运用燃烧模型把缸压曲线转换成放热率曲线；而此模型缸内的燃烧模型也采用放热率曲线模型，此放热率曲线是在现有增压发动机放热率曲线的基础上进行修正的，以达到准确的计算结果。

缸内气体与缸壁的传热模型参考现有增压发动机模型，采用半经验半理论的 Woshni 模型。

2.3 发动机模型的建立

根据以上主要参数和边界，建立模型如图 1 所示。

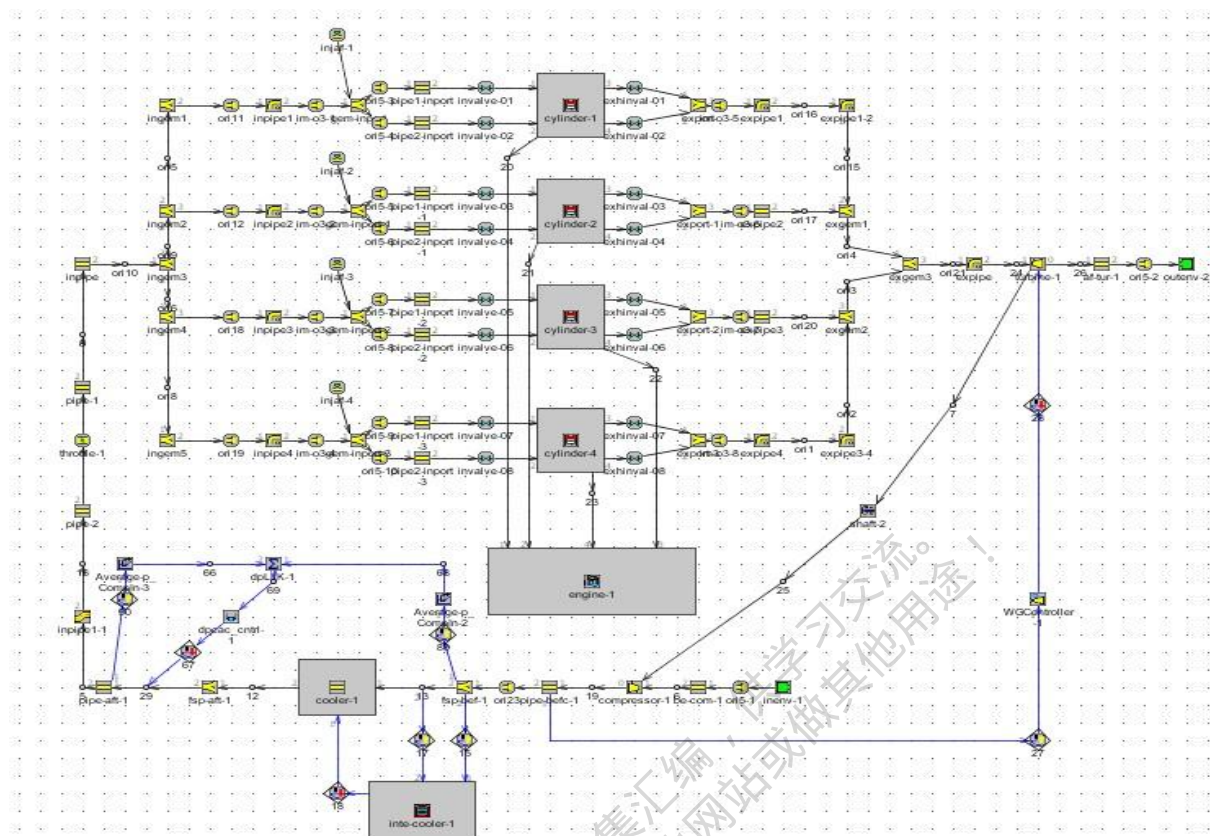


图 1 发动机模型

3 计算结果

(1) 发动机的扭矩如下图 2 所示。



图 2 扭矩图

(2) 发动机的功率如下图 3 所示。

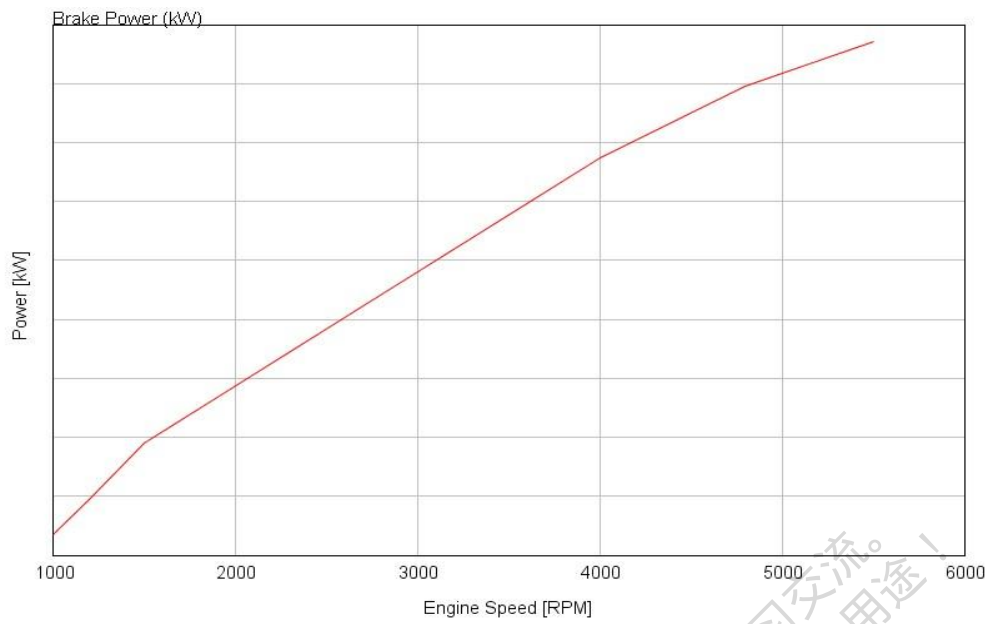


图 3 功率图

(3) 发动机油耗结果如下图 4 所示。



图 4 油耗图

(4) 发动机与增压器匹配结果如下图 5 所示。

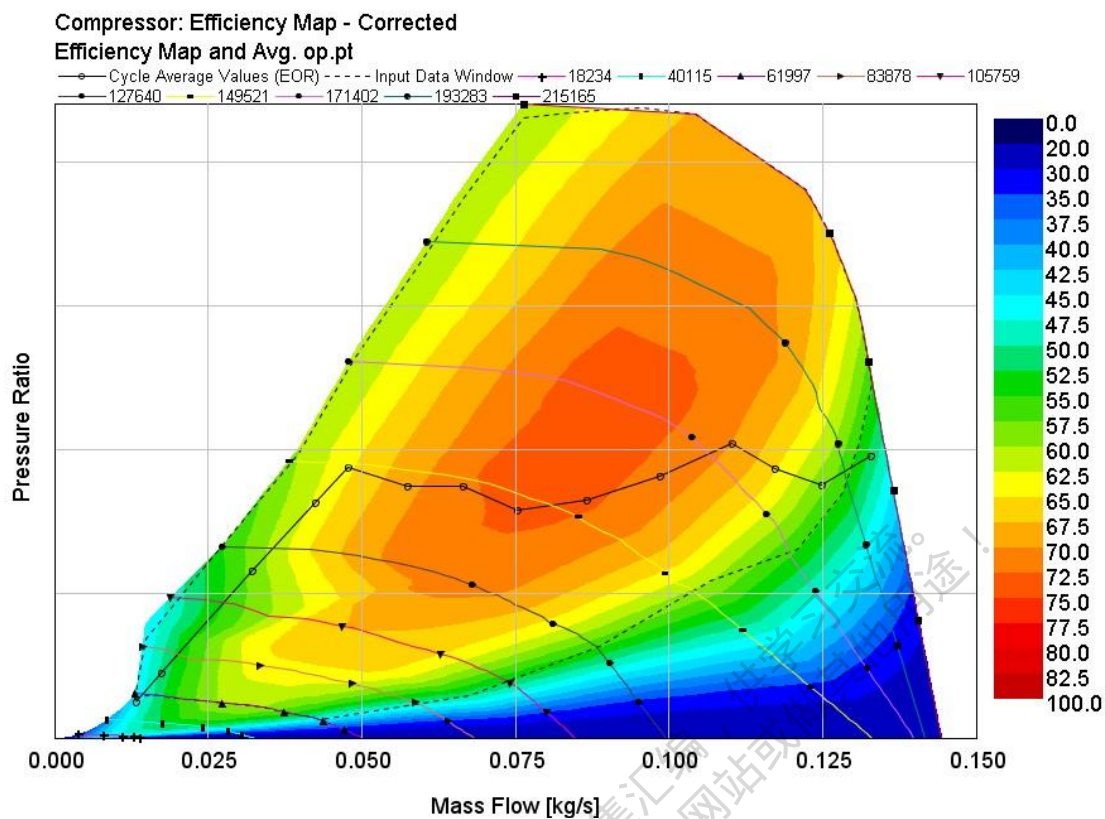


图5 联合运行图

由上图看出发动机与增压器联合运行线是比较合理的，既没有喘振也没有阻塞，并且裕量也比较多，还有联合运行线也穿过了压气机的高效率区。

(5) 增压器转速如下图6所示。

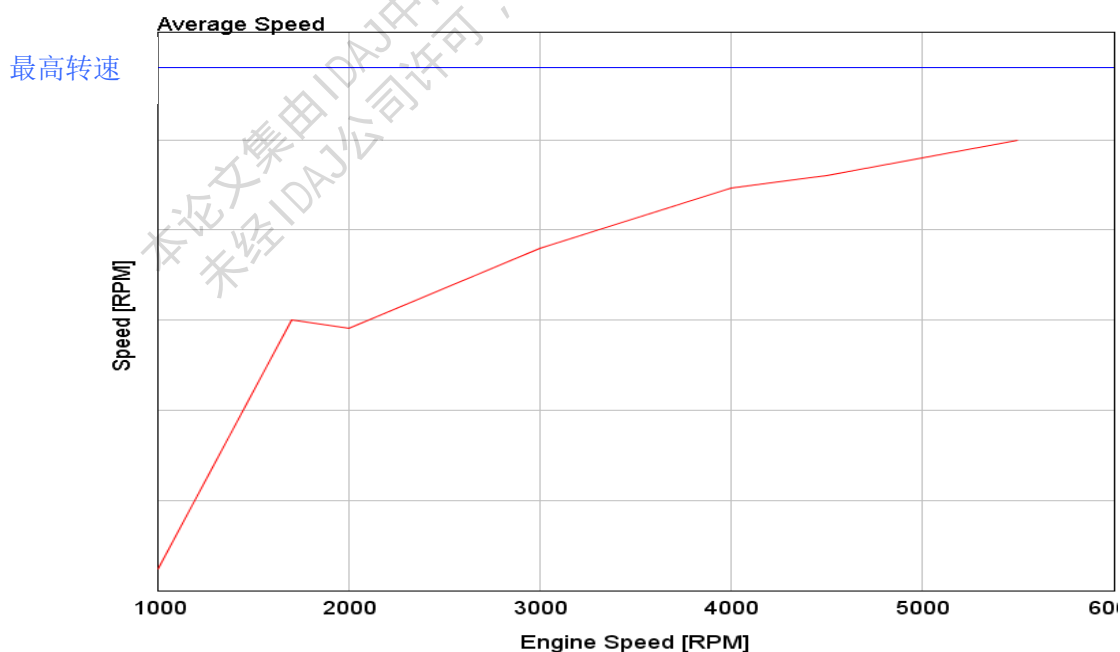


图6 增压器转速

由上图可以看出增压器转速在合理的范围内，没有超出增压器设计转速范围。

(6) 涡轮进口温度如下图 7 所示。

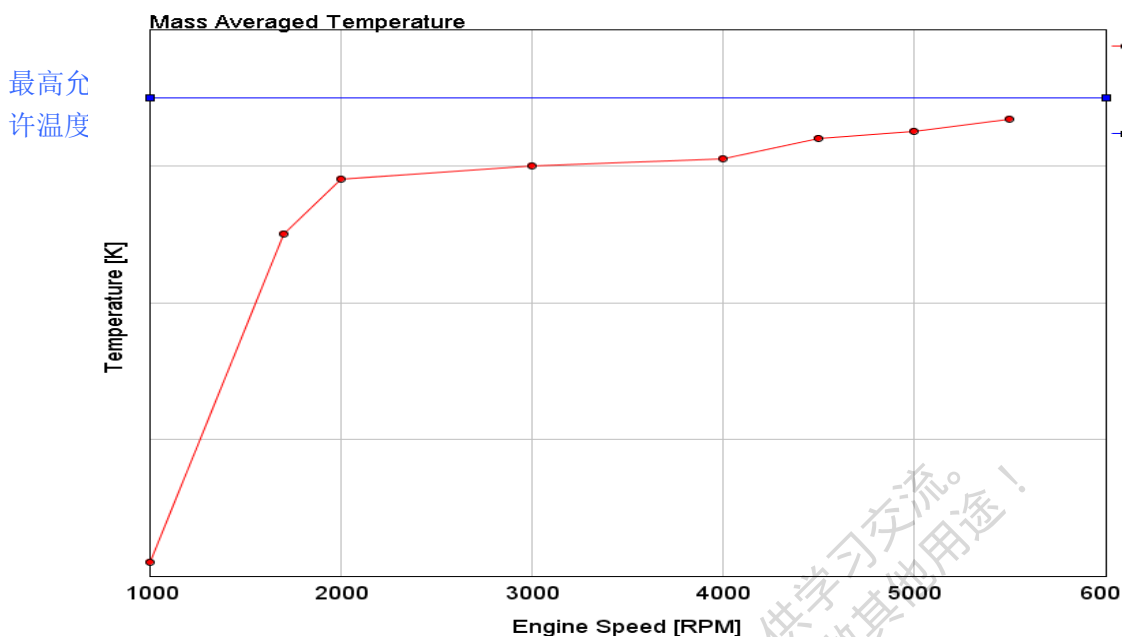


图 7 涡轮机进口温度

由上图可以看涡轮进口温度都低于 950℃，在合理的范围内。

4 试验对比

根据以上计算结果选取的增压器方案进行装机试验，试验设备采用的是进口 AVL 测功机，在发动机进排气系统上布置有很多个温度压力传感器，用来保证试验边界条件和计算时是一致的。主要测定发动机功率、扭矩、油耗、进排气管路上的温度和压力等参数。并且主要测量了 1000rpm、1700rpm、4500rpm、和 5500rpm 这些关键点。主要的测量结果如下图 8 到 12 所示。

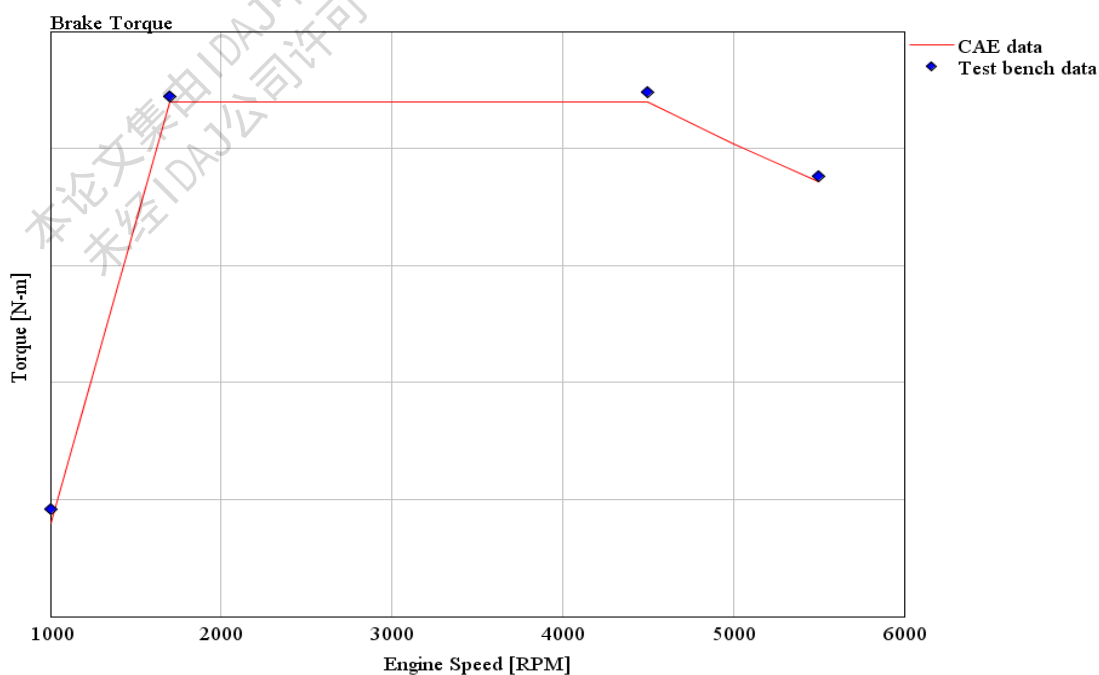


图 8 扭矩对比

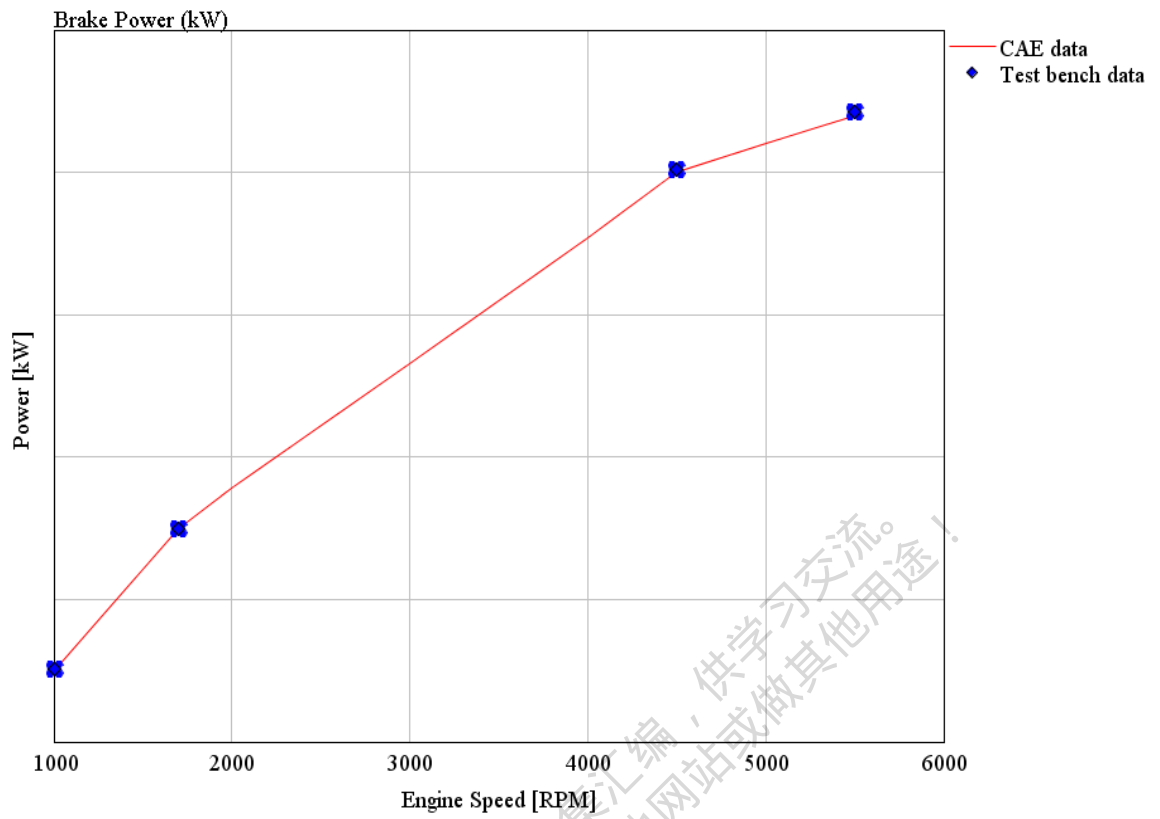


图9 功率对比

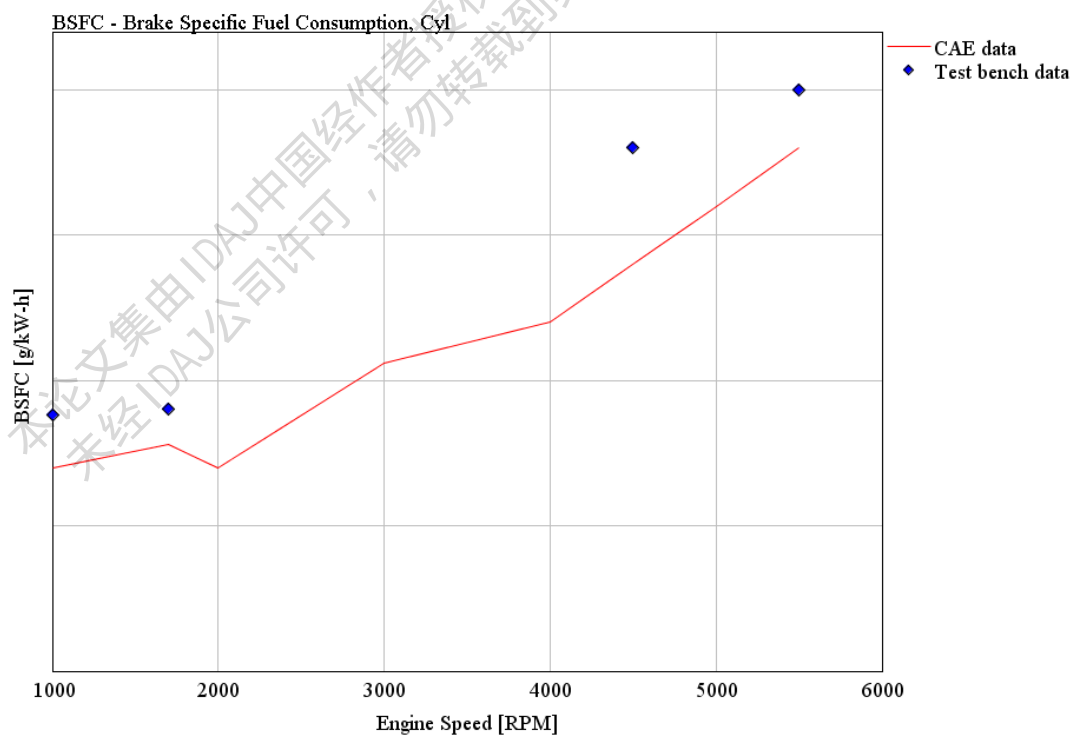


图10 油耗对比

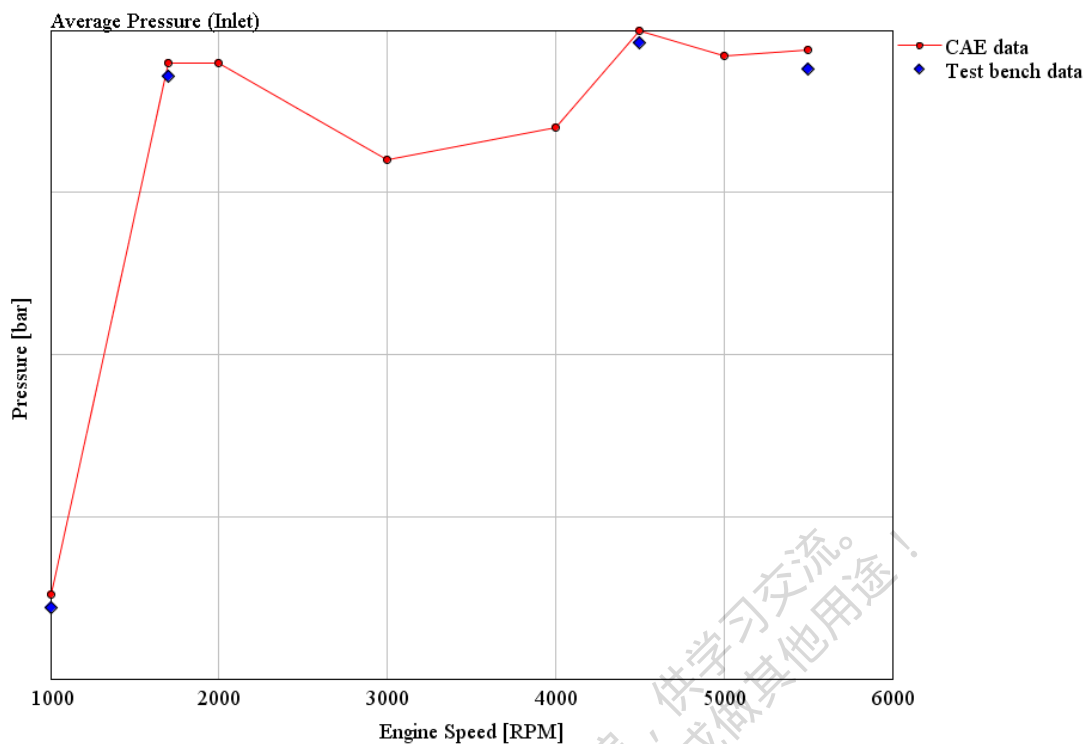


图 11 增压压力对比

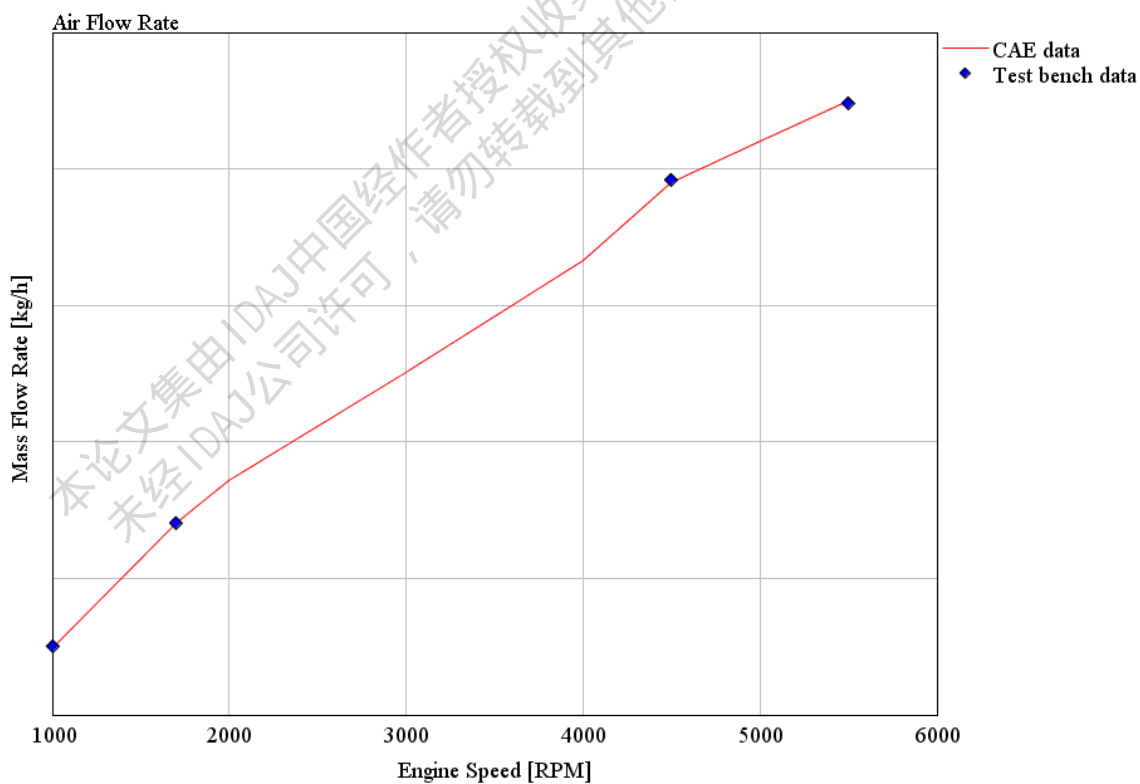


图 12 进气量对比

由以上对比结果看出，发动机功率、扭矩和进气量仿真值和试验值差别很小，而对于油耗和增压压力，仿真计算结果与试验值有一定的差别，但是差别不大，都在合理的范围内。

5 结论

- 1 利用 GT-power 建立发动机模型，进行相应的仿真计算，为后续发动机的开发提供参考；
- 2 利用 GT-power 进行增压器选型分析计算，选择合适的增压器；
- 3 仿真计算结果与试验测试结果很接近，仿真误差很小，GT-power 软件能很好的支持发动机热力学性能的开发。

6 参考文献

- [1] 周龙宝,《内燃机学》,机械工业出版社,1999年6月
- [2] 陈家瑞,《汽车构造》,机械工业出版社,2009年1月
- [3] GT-SUITE 帮助文档

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编,供学习交流。
未经IDAJ公司许可,请勿转载到其他网站或做其他用途!

基于 GT-POWER 对某发动机怠速负压偏低分析

廖勇 张斌 刘小强

(隆鑫通用动力股份有限公司)

摘要：小型发动机怠速工况波动大，提升怠速负压能给进气以及供油创造更有利的条件。本文利用 GT-POWER 研究配气相位对怠速负压的影响，并对各相位校对负压的敏感度进行了分析。依托分析结果，最终进行相位方案的调整，解决了怠速负压不足的问题，有效解决了怠速稳定性差的问题。

关键词：怠速稳定性 怠速负压 相位 GT-POWER

1 前言

怠速工况是发动机使用中一个重要的特征工况，尤其摩托车用户对怠速稳定性非常敏感。市场方案某发动机怠速负压不足，稳定性差。但怠速工况由于进气量小，缸内残余废气大，燃烧条件恶劣，尤其对于小排量单缸发动机，其扭矩储备有限，因此怠速稳定性控制存在很大困难。本文希望通过对气门相位进行分析及方案调整，提升怠速工况负压值，给进气以及供油创造更有利的条件，从而提升怠速稳定性。

2 GT-POWER 模型建立与标定

采用理论计算气门升程建立 GT 模型

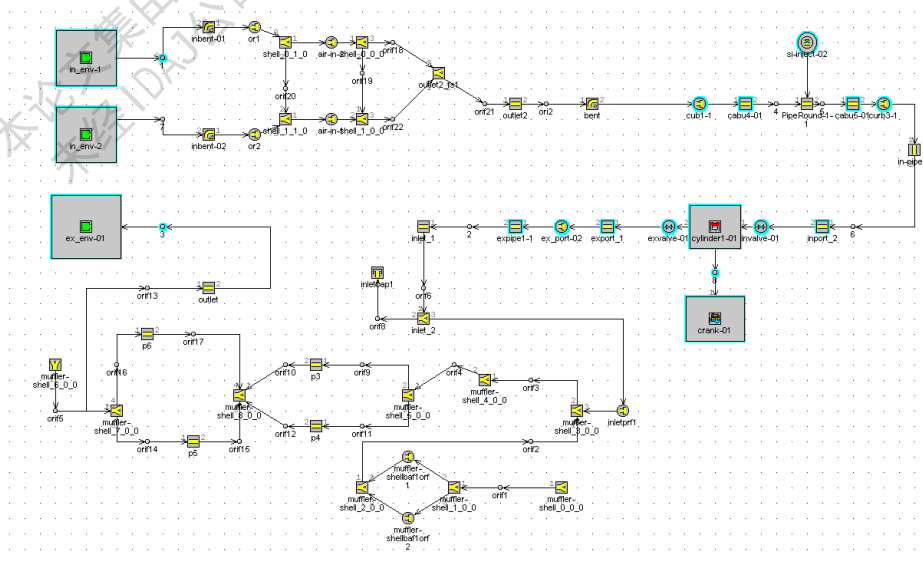


图 1

由于怠速工况进气通道截面不易获取，因此通过调节节气门喉口大小标定进气管处静压值，最终标定怠速工况进气管静压 80.1kpa。

3 不同相位进气负压分析

2.1 理论解析

从发动机进排气理论上讲，不同的转速对进排气相位角有不同的要求。而且随着转速的降低，这四个角度的最佳值也应该降低，对于怠速工况，气流速度很小，这四个角度也应该做得更小才有利于进气的组织与利用。

A. 单独调节上述四个角度，分析静压的变化，得到如下结果（图 2~图 5，黑线为原始状态）；

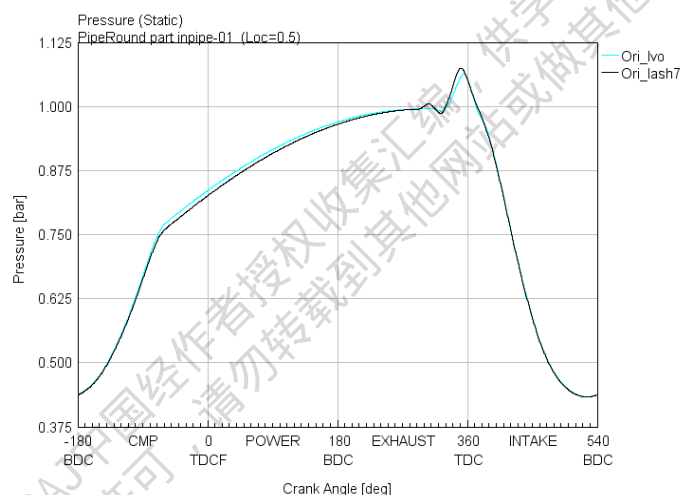


图 2 减小进气早开角

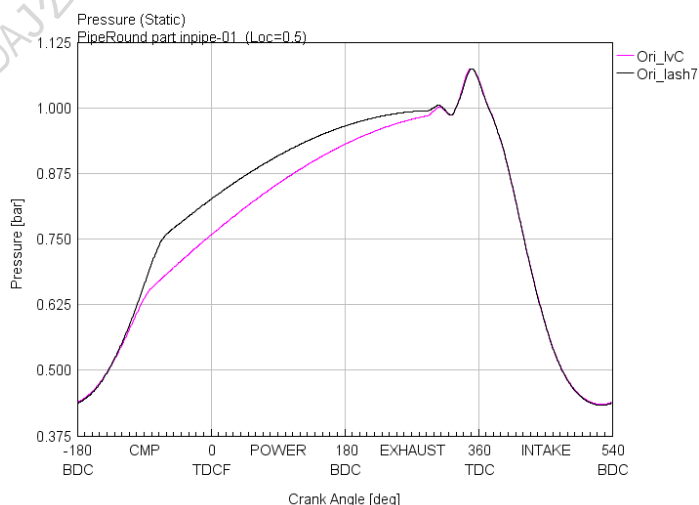


图 3 减小进气晚关角

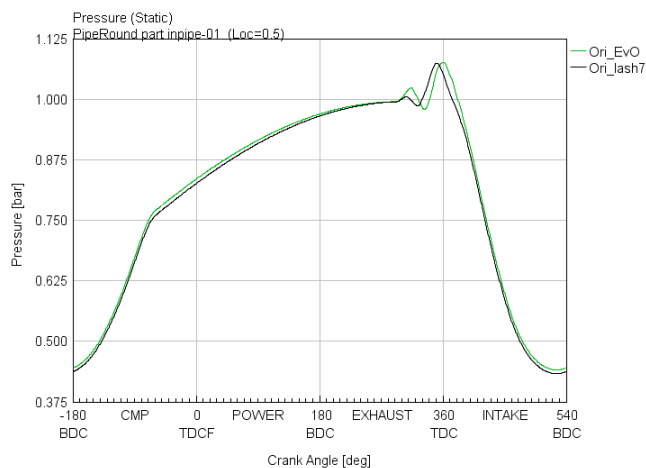


图4 减小排气早开角

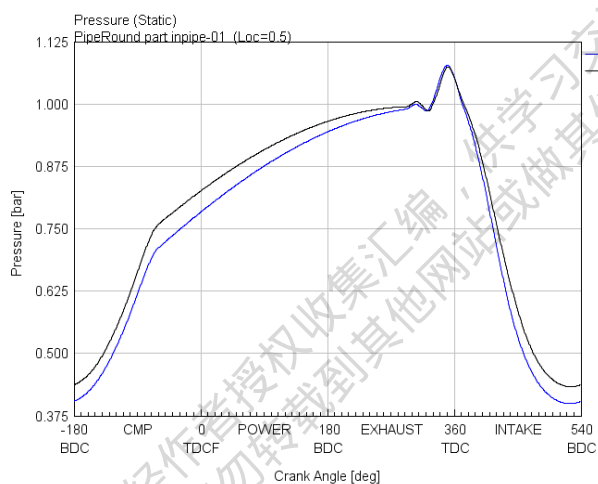


图5 减小排气晚关角

从上面四个图看出，进气晚关角和排气晚关角对于静压的影响是很大的，而且减小后，静压是下降的，意味着负压增大，而另外2个角度则影响很小。

2.2 相位初步调整

对四个角度做优化计算，寻求最优值和做敏感性分析，得到如下结果（图6~图7）。

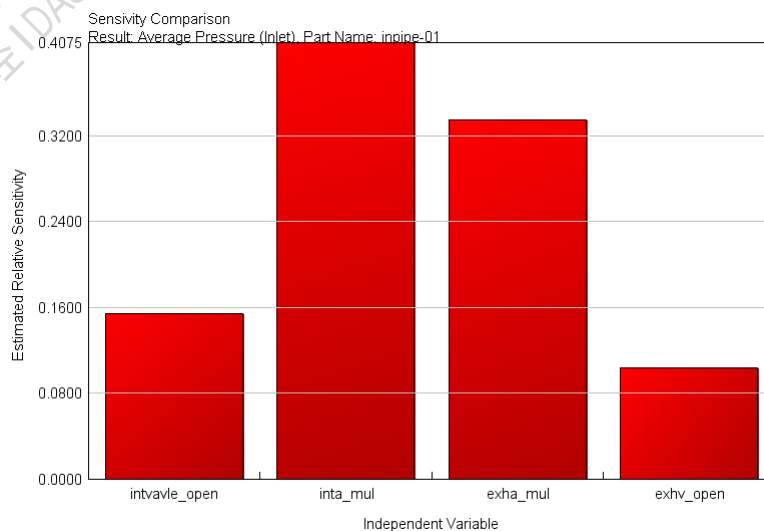


图6 影响因素分析

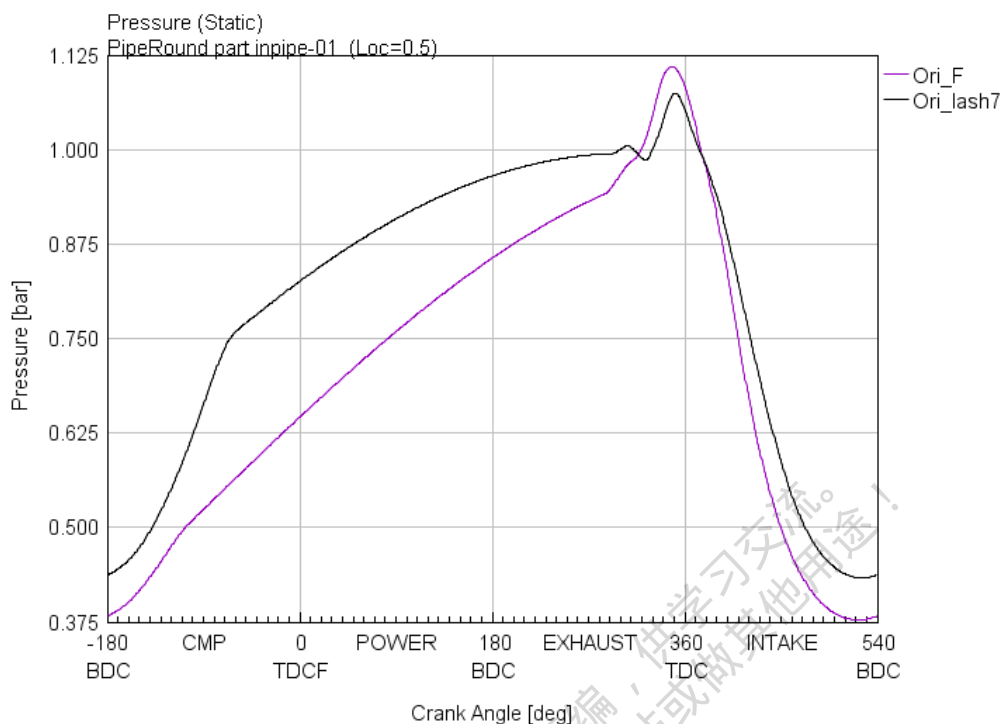


图7 最优的静压曲线（黑线原机）

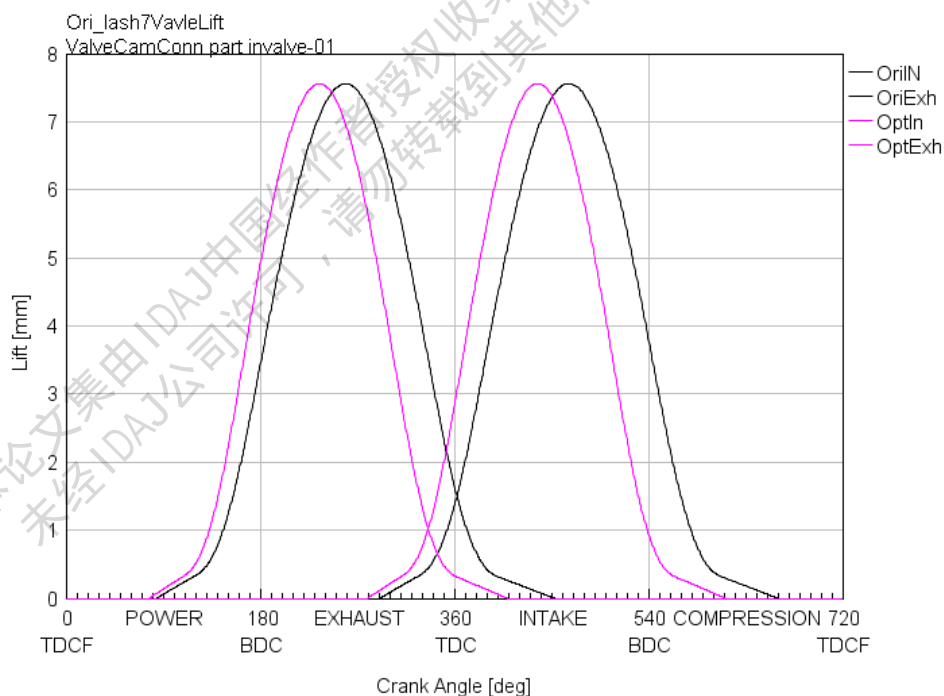


图8 最优的相位（黑线原机）

从上三图可以得到：

- (1)、 敏感性的分析得到的结论是，进气晚关角占 **40%**，排气晚关角占 **32%**，进气早开角占 **16%**，排气早开角占 **12%**，这个与上述的单独改变某个角度得到的结论是一致的。
- (2)、 改变四个角度可以降低静压值，最优的静压曲线循环均值相比与原机低

10kPa，意味着负压能增加 **10kPa**；

- (3)、合理的改变的方式是，整体向左移动相位，适当增加了进、排气早开角，这个和理论分析有所出入，说明最初的相位不合理，另外大幅度减小了进、排气晚关角；

2.3 方案确定与凸轮设计

由于本发动机相位是单凸轮控制，相位重新设计是必须考虑对其他转速工况的影响，经过权衡，最终明确思路如下

- A. 不重新设计凸轮，仅仅是相位左偏，可以达到减小进、排气晚关角的作用，但是也会过度的增加了进、排气早开角，而且型线的丰满度并未有所改变，所以不采用；
- B. 降缓冲段，作用类似与增加气门间隙，同时减小了四个角，但是降低缓冲段会带来声音不好的结果，这个方案可以尝试；
- C. 缩包角加适当左移，缓冲段不会降低，合理设计可以避免声音不好，但是加速段的减小会带来跃度的增加，考虑原机跃度很低，此方案可以尝试。

经项目组综合考虑，最终制定方案如下

- A. 采用方案 B（Cam1），降缓冲段到 **0.3mm** 得到以下气门升程（图 9）：

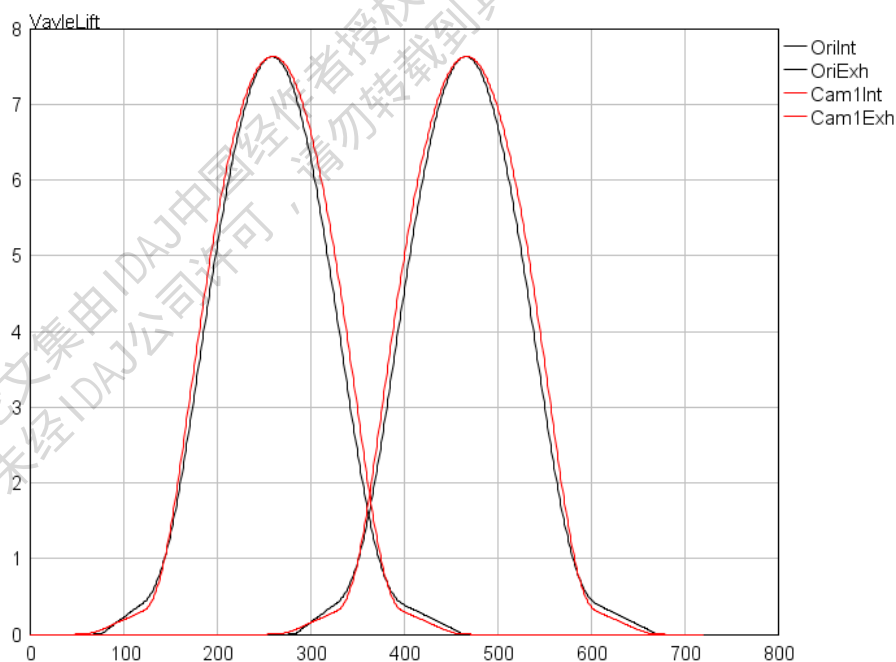


图 9 降缓冲段（Cam1）对应的气门升程（黑线原机）

- B. 采用方案 C（Cam2），并考虑到配气机构稳定性问题，把半包角由 **72°** 缩小到 **66°**，得到以下气门升程（图 10）：

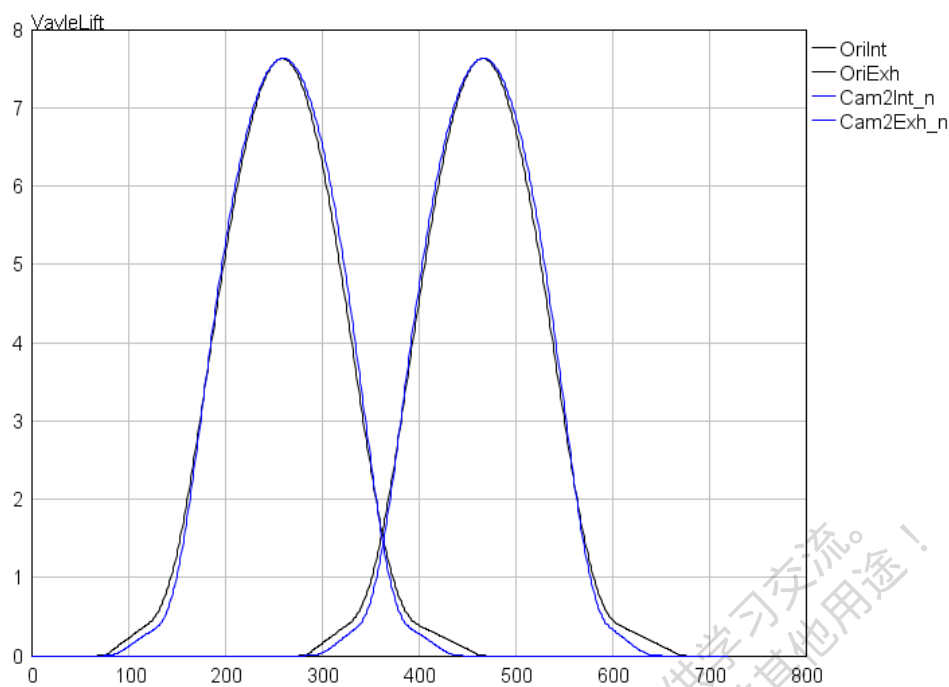


图 10 Cam2 的气门升程（黑线原机）

C、基于 Cam2 的到的气门升程左偏 10° ，对应凸轮左偏（ 5° ），适当增大了进、排气早开角。

2.4 计算效果

将所得的气门升程发动机流动模型验证负压值，最终得到以下结果：

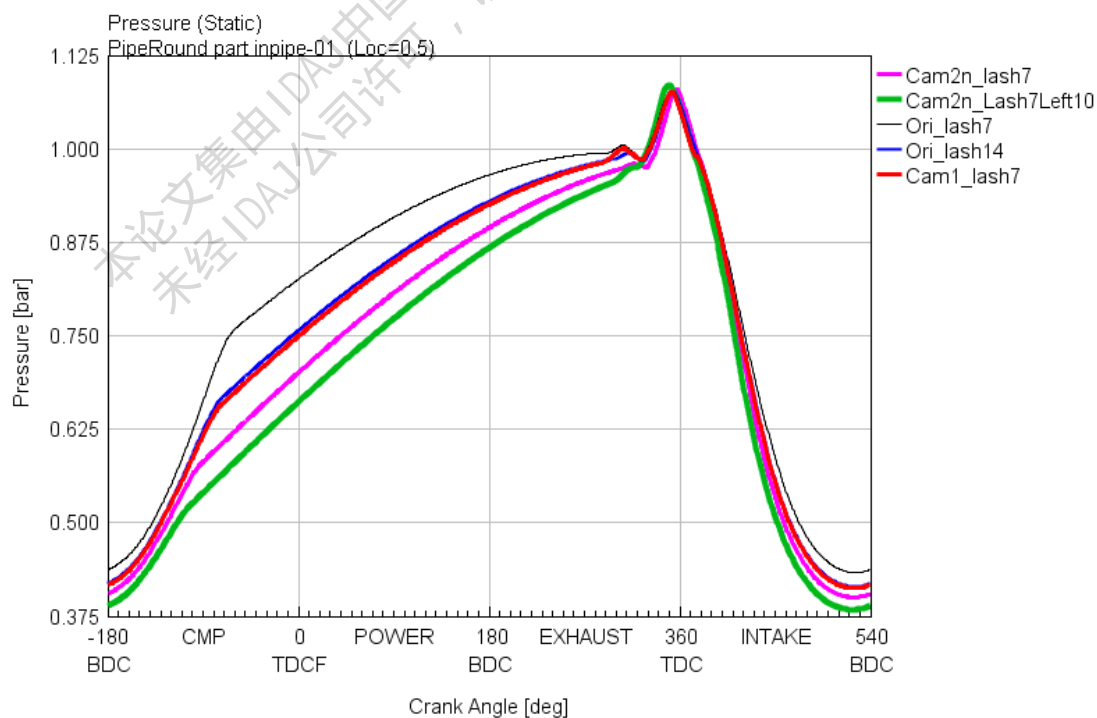


图 11 进气管处静压值

其中，黑线原气门升程（**0.07mm** 气门间隙）、蓝线原气门升程（**0.14mm** 气门间隙）、红线 Cam1 气门升程（**0.07mm** 气门间隙）、粉红线 Cam2 气门升程（**0.07mm** 气门间隙）、绿线 Cam2 左偏 5° 凸轮转角得到的气门升程（**0.07mm** 气门间隙）下的进气管中的负压值，可以得到的 11：

- (1)、 增加气门间隙能够降低静压，增加负压；
- (2)、 Cam1 能够实线原机在 **0.14mm** 气门间隙值下的负压效果；
- (3)、 Cam2 效果好于 Cam1，循环均值低 **7kPa**；
- (4)、 Cam2 左偏静压是最低的，循环均值低 **9kPa**，负压最高；

同时，对各方案性能进行对比计算，结果如下

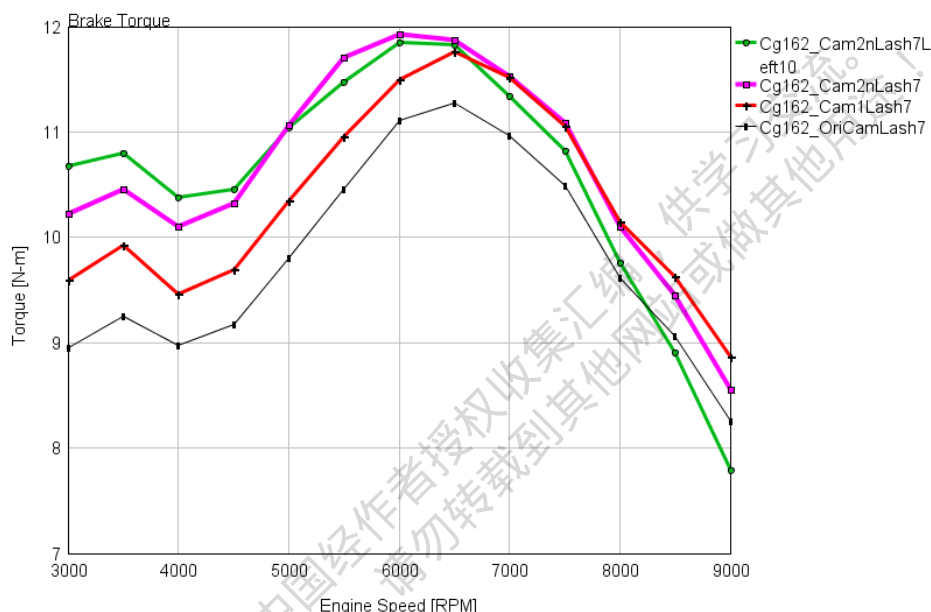


图 12 扭矩对比结果

如图 12 所示，黑线原机，红线 Cam1，粉红线 Cam2，绿线 Cam2 左偏，可以看出 3 种方案对性能的影响都是低速会明显提升，Cam2 左偏会使 **8500rpm** 低于原机，但是那是在不常用转速段，可以接受，因此 3 种方案都是可以接受的。

4 结论

通过不同相位方案的调整，结论如下

- 1、进排气相位角对发动机怠速负压影响很大，其敏感度关系为进气晚关角占>排气晚关角>进气早开角占>排气早开角占
- 2、通过相位调整能有效解决怠速负压不足的问题，同时也是改善怠速稳定性的有效措施

5 参考文献

- [1] 王建昕 帅石金 《汽车发动机原理》清华大学出版社 2011
- [2] 张彤, 朱磊 汽油机怠速工况理论及实验研究 小型内燃机与摩托车 2008

基于神经网络的零维预测燃烧模型及建模方法

朱振夏¹, 张付军¹, 吴滔滔¹, 韩恺¹, 刘杨杨¹, 彭倩¹, 商海坤², 董长龙²

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

(2. 河北省华北柴油机有限责任公司, 石家庄 050081)

摘要: 提出了基于神经网络的零维预测燃烧模型, 适用于发动机稳态和动态过程的燃烧计算。以建立高原增压柴油机燃烧模型为例, 介绍了基于神经网络的零维预测燃烧模型的建模步骤, 主要包括放热率计算、放热率参数化、构建和训练神经网络。介绍了缸压处理和放热率计算方法; 以三韦伯函数形式拟合放热率曲线, 增加一系列约束解决拟合参数的多解问题; 构建并训练了神经网络, 完成建模。通过训练误差分析、预测结果与试验数据的对比, 对模型的预测精度进行了验证。

关键词: 神经网络; 零维燃烧模型; 放热率; 韦伯模型; 参数拟合

中图分类号: TK421.2

文献标志码: A

The 0-D Predictable Combustion Model Based on Neural Network and the Modeling Method

ZHU Zhen-xia¹, ZHANG Fu-jun¹, WU Taotao¹, HAN Kai¹, LIU Yang-yang¹, PENG Qian¹
SHANG Hai-kun², DONG Chang-long²

(1. School of Mechanical, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

(2. Hebei Huabei Diesel Engine co., LTD, Shijiazhuang 050081, China)

Abstract : The 0-D predictable combustion model based on neural network was put forward, which is appropriate for combustion prediction at both steady and dynamic engine simulation. The major procedures of building a predictable model were introduced by an example, including calculation for Rate of Heat Release (RoHR), parameterization for RoHR, establishing and training the neural network. Firstly, the in-cylinder pressure curve was smoothed by moving average method and the RoHR was obtained by thermodynamics. After that, mathematical algorithms were adopted to fit the RoHR in Tri-Wiebe function form. In order to solve the multiple solutions during fitting, some constraints were put forward by analysis of parameters meanings. Lastly the radial basis function (RBF) neural network was established and trained to complete the 0-D predictable combustion model. At the end of this paper, the accuracy of the model was validated by the training error analysis and comparison between predicted results and experimental data.

Keywords : neural network; 0-D combustion model; rate of heat release; parameter fitting

引言

随着计算机技术和数值计算方法的进步, 性能仿真在发动机设计与优化中得到了越来越广泛的应用。由于燃烧过程决定了发动机的动力、效率、排放、噪音等性能, 因此在性能仿真中, 对燃烧过程的模拟尤为重要^[1]。但是, 发动机的燃烧是复杂的物理、化学过程, 目前对燃烧机理的认识不够透

彻, 在数值计算中仍然采用各种燃烧模型进行计算, 按照空间维度将燃烧模型分为三类: 零维、准维和多维^[2]。

零维模型以热力学为理论基础, 将燃烧过程假设为动态的均匀过程, 缸内的组分和状态参数仅与时间有关, 与空间位置无关。多维燃烧模型, 考虑缸内状态参数、工质成分和流体速度的三维分布, 耦合了多维多组分气体的流动, 油束的形成与发

收稿日期: 2014-06-20; 修回日期: 201*-**-**.

基金项目: 省部级项目 (D2220112901)。

作者简介: 朱振夏, 博士研究生, E-mail: zhuzhenxia@163.com.

通信作者: 韩恺, 副教授, 博士, E-mail: autosim@bit.edu.cn.

展, 燃油的蒸发与混合, 支配燃烧的物理、化学过程等子过程。准维模型的详细程度介于零维和多维之间, 考虑了影响燃烧的主要因素, 如喷雾、火焰传播等^[3], 可计算出缸内不同区域的参数随时间变化^[4]。在揭示燃烧本质方面, 零维模型比不上多维模型, 但是零维模型具有计算速度快、能够更好地同一维仿真计算结合的优点, 在发动机系统的设计、匹配、实时计算、参数标定等方面具有明显的优势^[5]。

零维模型参数的取值一般通过有限工况试验数据进行标定, 其他工况往往根据各种经验公式确定。一方面这种参数取值的方法对实验数据的依赖度高, 预测能力差; 另一方面, 工况参数与燃烧模型参数之间属于多参数对多参数的影响关系, 很难通过数学公式表达, 以上原因造成了零维燃烧模型的应用受限。

而神经网络技术具有很强的参数关系辨识能力, 适合找出参数之间的非线性关系。本文将神经网络技术与零维燃烧模型结合, 提出基于神经网络的零维预测燃烧模型, 通过试验数据训练神经网络训练, 形成零维预测燃烧模型, 适用于不同稳态工况下的燃烧预测和动态仿真中的燃烧过程计算^[6]。

1. 零维预测燃烧模型的建模方法

基于神经网络的零维预测燃烧模型的建模方法如图 1 所示, 主要步骤包括放热率计算、放热率参数化、建立和训练神经网络三个主要步骤。

第一步, 根据试验数据 (主要是缸压) 获得对应工况的放热率。

第二步, 放热率参数化。放热率的参数化是指根据已经获取到的放热率, 按照数学公式的形式, 确定公式中参数的取值。

第三步, 建立和训练神经网络, 用于获得工况参数与放热率参数的对应关系

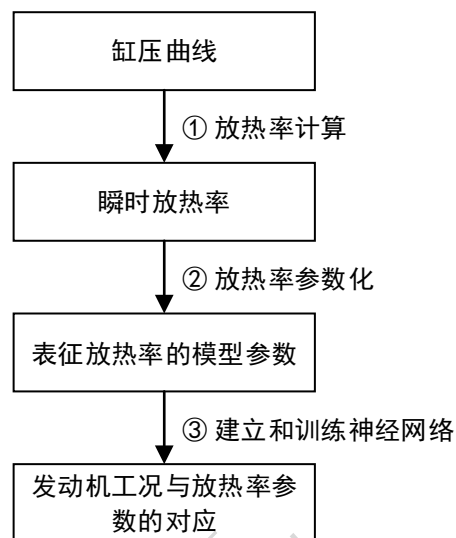


图 1 零维预测燃烧模型的建模流程

Fig.1 Procedures to build a 0-D predictable model

以道依茨 BM6F1015 发动机的高原性能仿真建模过程为例, 介绍“基于神经网络的零维预测燃烧模型”的建模方法。

1.1 放热率的获取

1.1.1 试验条件

BM6F1015 发动机为 6 缸 V 型增压中冷柴油机, 采用机械泵供油系统, 发动机的主要参数如表 1 所示。

表 1 BF6M1015 发动机主要参数
Table1 Specifications of BM6F1015

参数	数值
排量	11.9 L
缸径	132 mm
冲程	145 mm
压缩比	17:1
标定功率	330 kW @2100 r/min
标定点循环供油量	201.9mg/cyl/clc
最大扭矩	1980@1300r/min
最大扭矩点循环供油量	223.5mg/cyl/clc

试验过程中采集了发动机的油耗、空气流量、扭矩、进排气状态以及缸内的工作情况。其中, 空气流量的测量选用了热式气体质量流量计; 在高压管路上安装了 KISTLER 油压传感器 (量程 2000bar, 精度为 ± 4 bar, 采集间隔为 0.1 °CA), 测

量供油压力曲线；缸压曲线的测试设备为 KISTLER 压力传感器和 DEWETRON 燃烧分析仪，灵敏度为-12pC/bar，采集间隔为 0.1℃A，一个工作循环内采集 7200 个数据点。采用“断缸法”确定气缸上止点角度：在发动机运行过程中，将测试缸的高压供油管拧开，并保持 50 个工作循环以上，测得缸内最高压力对应的曲轴角度，然后进行热力学修正。

1.1.2 试验方案

为了研究不同环境条件和运行工况下的燃烧过程，分别在海拔 0m~4500m 环境下开展了外特性、负荷特性、试验中冷后温度影响等试验项目。

按照 BM6F1015 柴油机的使用说明，在海拔 2000m 以上需要切换至“高原供油策略”，如图 2 上半部分所示。从图中可以看出，“高原供油策略”在 1300r/min-2100r/min 外特性工况下进行了不同程度的减油。图 2 下半部分为试验中海拔 0m 和 4500m 空气流量的对比，由于高原空气密度下降和供油量减少的因素，海拔 4500m 的空气流量比平原有所减少，高速段的减少幅度更大。

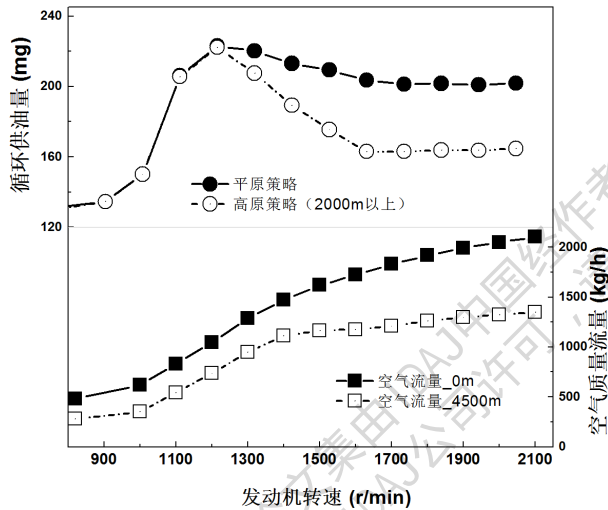


图 2 不同海拔下供油策略和空气流量的对比

Fig. 2 Comparison of Supplied Fuel Mass and Mass Air flow between plateau and plain

1.1.3 缸压曲线的平滑处理

受到电磁干扰、系统振动等影响，采集的缸压曲线存在“毛刺”^[7]，需要对缸压曲线进行平滑处理。本文采用了中心加权滑动平均的方法：

$$y'_k = \sum_{i=0}^{2a} \omega_i y_{k-a+i} \quad (a, k \in \mathbb{Z}; a < k < 7200 - a) \quad (1)$$

y_k 为 k 点的缸压测试值，取整数； y'_k 为 k 点处理后的缸压值。以 k 为中心，向前 a 个数据和向后 a 个数据形成了宽度为 $2a+1$ 的滑动窗口，对 $2a+1$ 个 y 值进行加权平均，得到 y'_k 。 ω_i 为各数据点的权值，权的分布一般按照从中心往两端依次递

减的原则，且 $\sum_{i=0}^{2a} \omega_i = 1$ 。在 $k < a$ 和 $7200 - a \leq k \leq 7200$ 的区间内可分别采用前向和后向滑动平均方法^[8]。取 $a=10$ ，处理前后的缸压曲线如图 3 所示，选取工况为平原标定点（2100r/min，201.9mg）滑动平均后的曲线滤掉了试验数据的波动，同时保持了缸压的特征。

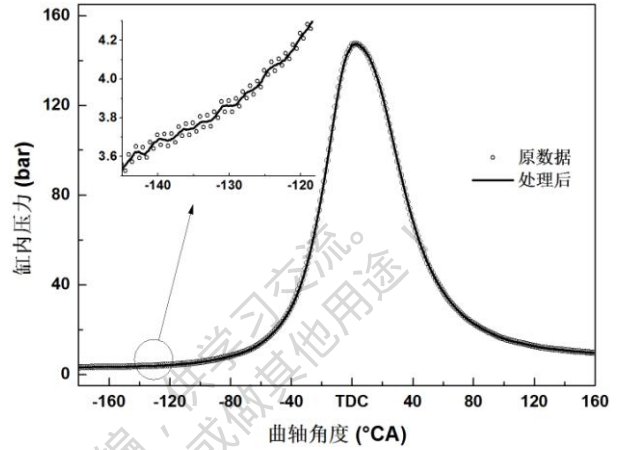


图 3 缸压数据处理前后的对比

Fig. 3 Comparison of pressure curves before-and-after moving average

1.1.4 放热率的计算

根据热力学第一定律，燃油释放出的热量 $\frac{dQ_B}{d\phi}$

由系统内能变化 $\frac{dU}{d\phi}$ 、对外做功 $p \frac{dV}{d\phi}$ 和对外散热

$\frac{dQ_w}{d\phi}$ 三部分组成^[9]。

$$\frac{dQ_B}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} + p \frac{dV}{d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} \quad (2)$$

瞬时放热率为燃料燃烧的比例即 RoHF 或 $dx/d\phi$ ：

$$\text{RoHF} = \frac{dx}{d\phi} = \frac{dQ_B}{m_0 H_L d\phi} = \frac{1}{m_0 H_L} \left(\frac{dU}{d\phi} + p \frac{dV}{d\phi} + \frac{dQ_w}{d\phi} \right) \quad (3)$$

x —已释放的热量比例； m_0 —循环供油量； H_L —燃料低热值。其中，容积的变化规律 $dV/d\phi$ 由曲柄连杆机构的运动规律确定。缸内工质内能的变化为：

$$\frac{dU}{d\phi} = u \frac{dm}{d\phi} + m \left(\frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\phi} + \frac{\partial u}{\partial c_v} \frac{dc_v}{d\phi} \right) \quad (4)$$

工质与壁面之间的热交换量为

$$\frac{dQ_w}{d\phi} = \sum_{i=1}^3 \frac{dQ_{wi}}{d\phi} = \frac{1}{6n} \sum_{i=1}^3 A_i a_g (T - T_{wi}) \quad (5)$$

传热面积 A_i 和壁面温度 T_{wi} 由几何参数和经验公

式计算, 传热系数 a_g 按照 Woschini 公式取值, 不再赘述^{[10] [11]}。

1.2 放热率参数化

放热率的参数化是指依靠数据拟合的手段, 按照目标函数形式, 求出未知参数的取值。将得到的放热规律变成数学参数, 才能找出工况参数与燃烧过程的量化关系。

1.2.1 零维燃烧模型的数学形式

零维燃烧模型最常用的有 Wiebe 和 Waston 两种函数形式^{[5] [12]}。本文采用了相同起始点的三韦伯函数形式:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 \frac{dx_i}{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 6.908\beta_i \frac{m_i+1}{\Delta\varphi_i} \left(\frac{\varphi-\varphi_0}{\Delta\varphi_i} \right)^{m_i} \exp \left[-6.908 \left(\frac{\varphi-\varphi_0}{\Delta\varphi_i} \right)^{m_i+1} \right] \quad (6)$$

$i=1$, 表示速燃阶段; $i=2$ 表示主燃阶段; $i=3$ 表示后燃阶段; β_i —各阶段所释放热量占总热量的比例, $\beta_1+\beta_2+\beta_3=1$, φ_0 —燃烧起燃点, $\Delta\varphi_i$ —各阶段燃烧持续期, m_i —各阶段的燃烧品质系数。

1.2.2 韦伯参数的拟合

按照三韦伯函数的形式, 求出 φ_0 、三个持续期 $\Delta\varphi_i$ 、三个燃烧品质 m_i 和两个 β_i 共 9 个参数的取值。以放热率拟合曲线与试验曲线的误差平方和来度量拟合的逼近程度, 建立的如下规划模型^[13]:

$$\min F(\varphi_0, \Delta\varphi_i, m_i, \beta_i) = \sum_{i=1}^n \left[(\text{RoHR}_F)_i - (\text{RoHR}_E)_i \right]^2 \quad (7)$$

RoHR_F —拟合出的放热率; RoHR_E —试验得到的放热率。

选用列文伯格-马夸尔特法 (Levenberg-Marquardt) 进行计算, 该算法既有高斯-牛顿法的局部收敛性, 又具有梯度下降法的全局性^{[14] [15]}。

由于待拟合参数的数量较多, 容易产生多解现象。表 2 为对同一工况 (海拔 2000m、发动机转速 2100r/min、循环供油量 110mg) 放热率拟合所得到的两组参数取值 M 和 N, 图 4 中表示的是 M、N 拟合结果与试验结果的对比。从图 4 可以看出, M、N 所拟合出曲线与目标曲线吻合度都比较好, 而且相关系数平方 R^2 达到了 0.995 以上, 但是由图 4 知 M、N 中几个参数的拟合结果相差较大。

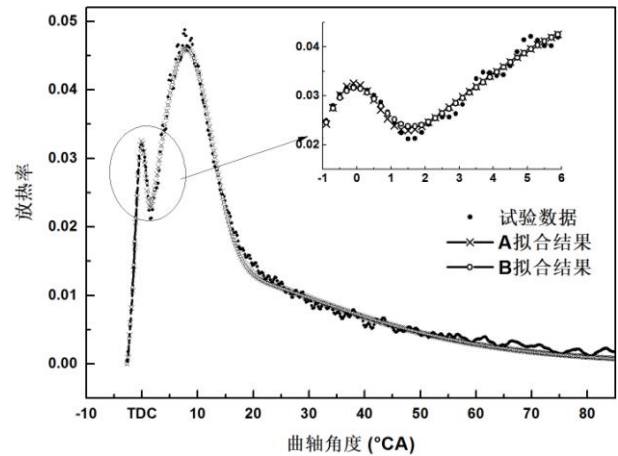


图 4 M、B 两种拟合方案的结果对比

Fig. 4 Results of M and N

Table 2 Parameters values of M and N

表 2 M、N 拟合方案的参数取值

拟合参数	拟合结果 M	拟合结果 N
φ_0	-2.5	-2.51
β_1	0.038	0.043
β_3	0.34	0.6
$\Delta\varphi_1$	4.57	5
$\Delta\varphi_2$	133.1	23.9
$\Delta\varphi_3$	23.7	130.3
m_1	2.28	1.93
m_2	0.37	1.84
m_3	1.87	0.41

多解现象会引起参数对应关系的不确定性, 降低神经网络的预测稳定性和精度。因此, 为了保证拟合结果合理性增加了 4 个取值约束。

1- φ_0 燃烧起始点。

根据缸压曲线和压升率判断燃烧起始点, 可以减少一个待拟合参数 φ_0 。燃烧开始的标志是压力急剧升高、实测缸压曲线脱离纯压缩线^[16], 通过编程比较实测工况与纯压缩工况的缸压曲线和压升率曲线, 判断出燃烧始点 φ_0 。

2- β_1 速燃比例

β_1 代表速燃期释放的热量占总热量的比例, 可近似地用滞燃期内喷入燃油量与循环喷油量之比来代替。利用采集的喷油压力曲线, 计算出供油规律, 则 β_1 的估算值 β'_1 与供油规律的关系为:

$$\beta'_1 = \frac{\sum_{\varphi_1=\varphi_{\text{soi}}}^{\varphi_0} \dot{m}_{\varphi_1}}{m_0} \quad (8)$$

φ_{soi} —喷油起始角度； $\dot{m}_{\varphi_1}$ —每曲轴角度喷入缸内的燃油质量。

3- $\Delta\varphi_1$ 预混持续期。

经对单韦伯函数求导分析，发现燃烧始点 φ_0 到放热率峰值 $\varphi_{\text{RoHR(max)}}$ 之间的角度与总燃烧持续期 $\Delta\varphi$ 的比值和燃烧品质 m 之间存在着数学联系，引入韦伯函数的不对称系数 $K^{[17]}$ 。

$$K = \frac{\varphi_{\text{RoHR(max)}} - \varphi_0}{\Delta\varphi} = \left[\frac{m}{6.908(m+1)} \right]^{m+1} \quad (9)$$

放热率曲线上第一个尖峰主要由预混燃烧决定，可以借助公式的和曲线上第一个峰值出现的角度，对 $\Delta\varphi_1$ 的取值范围进行约束。

4- $\Delta\varphi_3$ 尾燃持续期。

在以相同始点多韦伯函数构造的零维燃烧模型中，三个燃烧阶段在数学表达上并无区别，容易造成对燃烧阶段的误判。Table2 Parameters values of M and N

表 2 中 M、N 的差别主要是由缓燃和尾燃阶段划分的不同造成的。根据文献^[18]的分析结果，确定尾燃持续期 $\Delta\varphi_3$ 的取值为 130 °CA，可以确保燃烧阶段的唯一性。

1.3 神经网络的建立与训练

零维燃烧模型中的参数来源于数学函数，难以直接建立起燃烧参数与发动机工作参数的关系，导致依据试验数据建立的经验公式难以推广^{[19] [20]}。而神经网络技术在这种复杂参数关系方面具有较强辨识能力，已柴油机燃烧预测方面已取得了一些应用^{[21] [22]}。

1.3.1 影响放热率参数的因素

在进行神经网络训练之前，应该确定哪些参数具有工况代表性而且对燃烧过程有明显影响。在以往的研究中，常把发动机转速、负荷率、空燃比等参数作为影响因素^[23]。由于本文需要考虑不同海拔环境的燃烧情况，所以增加了对进气压力和进气温度影响的研究^[24]。

图 5 为发动机转速 2100r/min、循环供油量 165mg、中冷后温度 75 °C 条件下，中冷后压力分别 245kPa（2000m 海拔）和 202kPa（4500m 海拔）时滤波后的试验放热率曲线对比，空燃比为 29.5 和 24.5，扭矩分别为 1253 Nm 和 1187Nm。从图 5 可以看出，245kPa 工况燃烧开始得更早，滞燃期较短，速燃期的放热率峰值低于 202kPa 工况。从累积放热率上可知，245kPa 工况的燃烧提前于 202kPa 工况。

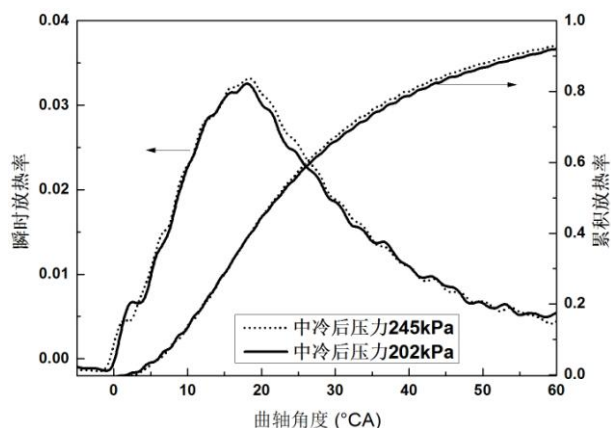


图 5 中冷后压力对放热率的影响

Fig.5 Impact of inlet pressure on RoHR

图 5 结果证明了燃烧与中冷后压力有关，推测其原因是中冷后压力对压缩终了缸内工质状态以及空燃比有影响。同样地，研究过程中也证实了中冷后温度对燃烧过程有所影响，本文从略。

供油持续期和喷油提前角作为典型的供油参数，对燃烧过程有着重要影响。然而本文研究的柴油机采用机械泵供油系统，喷油提前角由发动机转速确定，而且供油持续期的信息也完全包含在了发动机转速和循环供油量参数中，所以没有把喷油提前角和持续期作为影响因素进行研究。

在试验中空气流量和进气状态是独立测量的，由于多增加一个变量有利于修正试验误差、强化参数之间的相互关系，最终选定发动机转速、循环供油量、中冷后温度、中冷后压力、空气流量作为神经网络的输入参数。

1.3.2 神经网络结构

径向基函数神经网络（radial basis function, RBF）^[26]在局部逼近、计算稳定性和学习速度方面具有优势，适用于本次研究^[25]。RBF 由三层神经元组成，即输入层、隐含层（单层）和输出层，结构如图 6 所示。输出与输入之间存在通过隐含层的映射关系 $f(x): \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$ 。

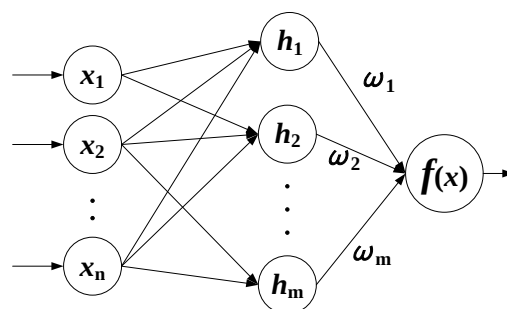


图 6 RBF 神经网络结构示意图

Fig.6 Schematic of a RBF neural network

径向基函数是指某种沿着径向对称的标量函数,通常为任意一点 x 到中心 x_c 欧氏范数的函数,计为 $k(\|x-x_c\|)$, 具有局部逼近的特征,即当 x 远离 x_c 时基函数取值较小,最常见的为高斯核函数:

$$k(\|x-x_c\|) = \exp\left(-\frac{\|x-x_c\|^2}{2\sigma^2}\right) \quad (10)$$

σ —为基函数宽度。隐含层到输出层的对应关系为:

$$y = f(x) = \sum_{i=1}^m \omega_i \exp\left(-\frac{\|x-x_c\|^2}{2\sigma^2}\right) \quad (11)$$

ω_i —隐含层到输出层的权值。

训练 RBF 神经网络,是指神经网络通过学习已有的数据,确定每个神经元基函数的中心 x_c 、宽度 σ 以及隐含层到输出层权值 ω 的过程,从而完成输入到输出的完整映射。

获取的有效试验工况点有 394 个,涵盖了 0m~4500m 海拔环境, 820r/min~2100r/min 转速, 负荷率 10%~100%, 中冷后温度 40℃~90℃ 的范围。按照正交实验法抽出 39 个作为检测样本,用于检验神经网络的预测效果;将其余的 355 个试验点作为神经网络的训练样本。选取神经网络的神经元个数为 30,迭代次数为 50。对于某个输出参数而言,每个工况的 5 个输入参数和 1 个输出参数可进行 1 次映射训练,355 个工况共需进行 355 次训练,拟合出最佳的 x_c 、 σ 、 ω 取值,使训练误差值最小。共有 8 个输出韦伯参数,因此总训练次数为 2840 次。

2. 计算结果与验证

2.1 神经网络训练误差

表 3 为 8 个输出参数的神经网络训练误差,训练 RMSE(Root Mean Square Error)是指训练样本(355 个)的均方根误差,检测 RMSE 是指检测样本(39 个)试验数据与预测结果的均方根误差。由表 3 可知,8 个参数的训练和检测 RMSE 都小于 10%,训练 RMSE 小于检测 RMSE,误差最大的为 m_1 速燃品质的检测 RMSE。

Table.3 Training error of neural network

表 3 神经网络训练误差

输出参数	训练 RMSE/%	检测 RMSE/%
φ_0	1.89	3.38
β_1	7.24	8

β_3	1.77	7.1
$\Delta\varphi_1$	3.23	4.61
$\Delta\varphi_2$	2.62	3.62
m_1	7.85	9.67
m_2	1.79	7.31
m_3	2.12	5.66

经过分析放热率计算中的误差传递可知,从韦伯参数至放热率的过程中,无明显的误差放大环节,能够保证放热率计算结果的准确性。

图 7 为 m_1 训练 RMSE 和检测 RMSE 在循环供油量上的分布,可以看出 m_1 的误差范围与循环供油量有一定的关联。随着循环供油量增加, m_1 误差范围逐渐增大。当循环供油量小于 100mg 时, m_1 的误差在 ± 0.2 范围内;循环供油量 160mg 时, m_1 误差范围扩大为 $-0.5 \sim 0.8$ 。速燃品质 m_1 训练误差较大的现象可以结合图 7 和图 8 循环供油量与 m_1 误差、速燃比例 β_1 的关系进行解释。

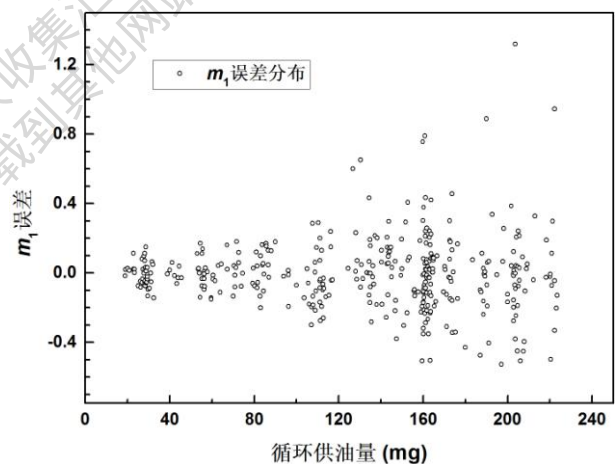
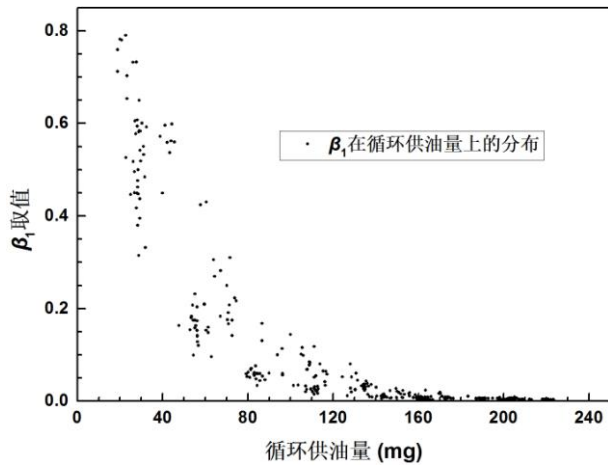
图 7 m_1 训练误差在循环供油量上的分布Fig.7 m_1 training error vs injected fuel mass

图 8 表示不同工况下速燃比例 β_1 在循环供油量上的分布,从图中可以看出随着循环供油量的增加, β_1 出现了明显的下降趋势。在循环供油量 80mg 时,大部分 β_1 取值小于 0.1,最大的 β_1 也没有超过 0.2;循环供油量 160mg 时, β_1 取值小于 0.05。

图 8 β_1 在循环供油量上的分布Fig.8 β_1 values vs injected fuel mass

在供油量较低时（发动机小负荷），速燃比例 β_1 较高，速燃过程对放热率曲线的影响较大，此时拟合出来的速燃参数精度较高。随着循环油量增大，速燃比例下降，速燃对整个放热率的影响比重下降，造成速燃参数的拟合精度降低， m_1 误差加大。由于同样的原因，即使在循环供油量较大时（发动机大负荷工况） m_1 误差范围接近 10%，此时速燃对整个放热率的影响很小，其预测结果仍在可接受范围内。

2.2 预测放热率与测试放热率

然后，将神经网络预测结果和试验采集的放热率进行对比。选取不同海拔下的典型工况以及未参与神经网络训练的检测工况对训练结果进行验证。部分验证工况如表 4 所示，对比结果如图 9~图 14 所示。

Table4 Part of the verified operating points

表 4 部分验证工况

工况	工况类型	海拔 m	发动机转速 r/min	循环供油量 mg/clc/cyl
A	训练	0	1300	223.5（外特性）
B	检测	2000	2100	84.4
C	检测	3000	1500	130.4
D	训练	3500	1700	142.5
E	检测	4000	1900	162.7（外特性）
F	训练	4500	2100	163.8（外特性）

图 9、图 12、图 14 中的 A、D、F 的工况作为训练样本，参与了神经网络的训练；图 10、图 11、图 13 中的 B、C、E 的作为检测样本，未参与训练神经网络。

网络。

这六张对比图中瞬时放热率的预测曲线与试验曲线的趋势吻合，预测曲线比试验曲线更加平滑，基本能够体现出试验放热率的特征。整体而言，图 9、图 12、图 14 的吻合度更高，是由于 A、D、F 参与神经网络训练。图 10、图 11、图 13 体现了神经网络的预测能力，累积放热率曲线的预测结果和试验值略有偏差，但误差未超过 10%。

除如图 9~图 14 中展示的结果外，在其他工况的验证中得到了相同的结论：对于无论是否参与过神经网络训练的工况，预测型燃烧模型都有足够的精度。

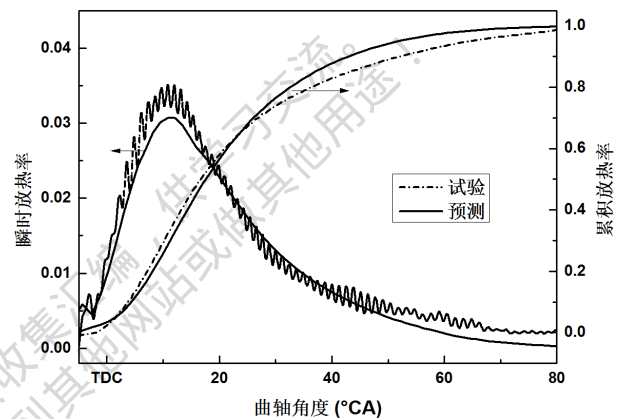


图 9 工况点 A 预测放热率与试验结果的对比

Fig.9 Comparison of RoHR between prediction and experiment at A

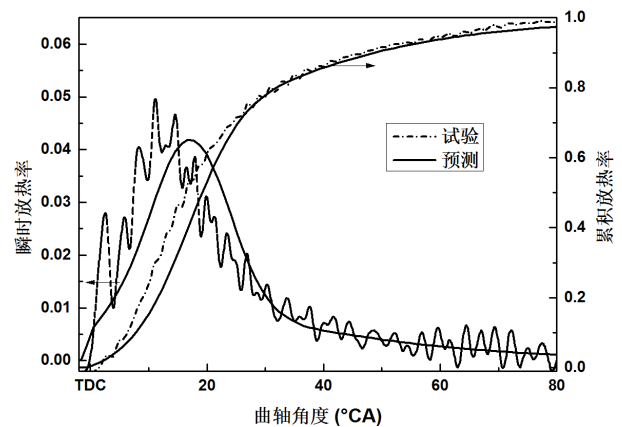


图 10 工况点 B 预测放热率与试验结果的对比

Fig.10 Comparison of RoHR between prediction and experiment at B

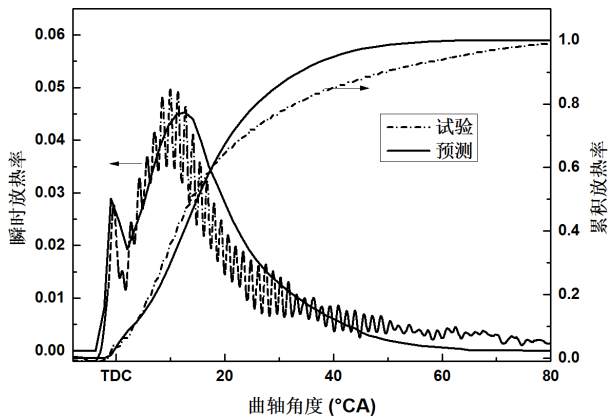


图 11 工况点 C 预测放热率与试验结果的对比

Fig.11 Comparison of RoHR between prediction and experiment at C

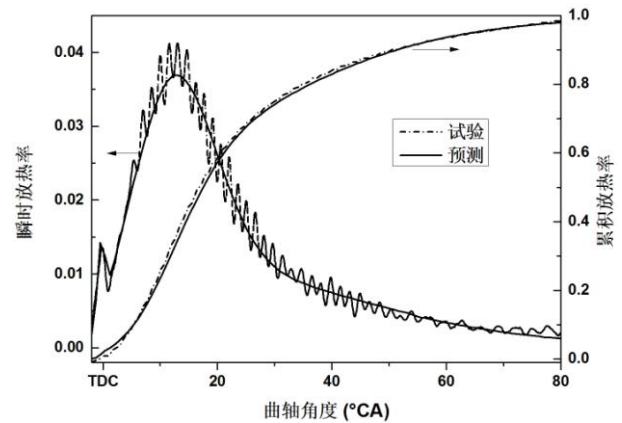


图 14 工况点 F 预测放热率与试验结果的对比

Fig.14 Comparison of RoHR between prediction and experiment at F

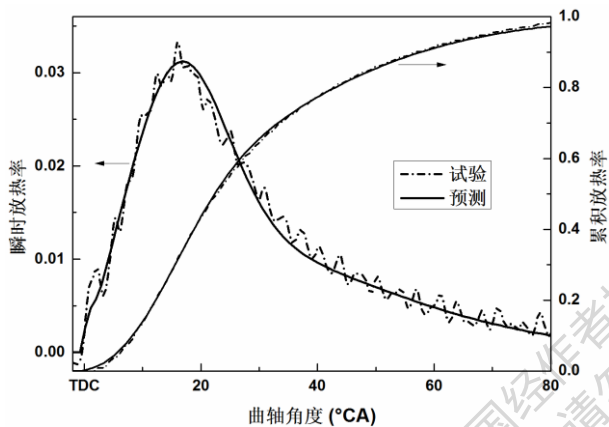


图 12 工况点 D 预测放热率与试验结果的对比

Fig.12 Comparison of RoHR between prediction and experiment at D

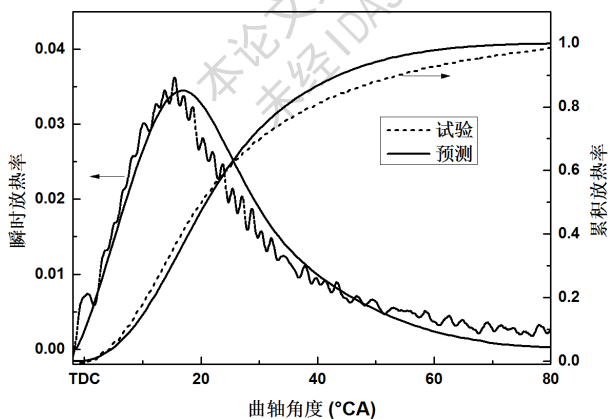


图 13 工况点 E 预测放热率与试验结果的对比

Fig.13 Comparison of RoHR between prediction and experiment at E

2.3 预测燃烧模型的应用效果

在 GT-POWER 软件平台下, 依照热力学理论和实际参数建立了其他子系统的模型, 如增压器、曲轴箱、进排气系统等, 并进行了相应的校核与验证。最后, 完成了以基于神经网络的零维预测燃烧模型为核心的发动机性能仿真模型。

以试验中采集的供油速率和环境条件作为输入参数, 仿真得到了不同海拔下的发动机特性。图 15 验证了模型在平原和 4500m 海拔条件下的仿真精度。从图中可以看出, 无论是在平原还是高原环境, 仿真结果与试验值误差小于 3%, 证明了预测型燃烧模型能够满足不同海拔条件下的精度要求。

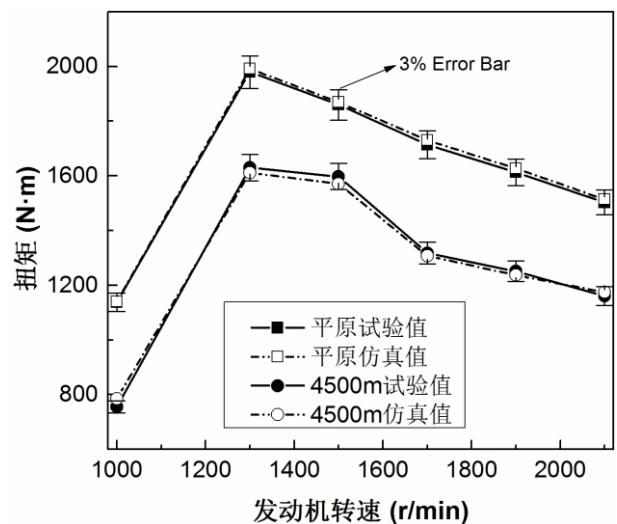


图 15 不同海拔条件下仿真与试验扭矩的对比

Fig.15 Comparison of Torque between simulation and experiment

图 16 为平原环境标定转速 (2100r/min) 预测出的循环供油量与放热规律的关系。从图中可以看

出,随着循环供油量的增加,燃烧始点提前,速燃峰值下降,整个燃烧持续期增长,此结论符合试验结果和已有经验^[27]。

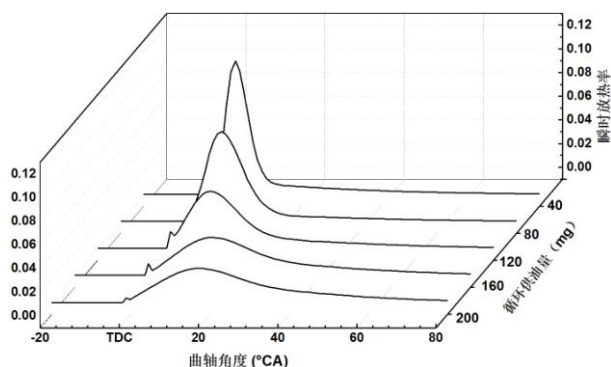


图 16 预测放热率随循环供油量的变化规律
Fig.16 Predicted RoHR vs injected mass

3. 结论

1. 提出了基于神经网络的预测燃烧模型及建模方法,依此种方法建立的模型适用于稳态工况的燃烧过程计算,具有动态过程仿真计算的潜力。

2. 以建立高原增压柴油机燃烧模型为例,介绍了基于神经网络的预测燃烧模型的建模方法和主要步骤。

3. 为了解决放热拟合参数多解问题,通过分析参数的物理意义和参数之间的相互关系,增加了一系列约束条件,使拟合结果更加合理。

4. 通过神经网络训练误差分析、预测效果与试验结果的对比,验证了模型的预测精度和建模方法可行性。

参考文献

- [1] 冯骅,蒋德明.直接喷射式柴油机燃烧放热率及燃烧放热效率的研究[J].西安交通大学学报.1981(06):13-24.
- [2] 李绍安,苏万华.内燃机燃烧模型的研究现状与展望[J].车用发动机.1998(02):1-7.
- [3] 王完成,郭猛超,胡俊彪,等.高原环境柴油机准维燃烧模型参数优化研究[J].汽车工程.2013(02):111-115.
- [4] 钟春敏.内燃机燃烧过程数学模拟的研究现状及其发展[J].交通科技与经济.2004(6):36-38.
- [5] 李彬轩,徐航,何文华.柴油机实时仿真中燃烧模型的建立[J].内燃机学报.2001,19(2):148-152.
- [6] Serrano J R, Arnau F J, Dolz V, et al. Methodology for characterization and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 1: Data acquisition and post-processing[J]. Applied Thermal Engineering. 2009, 29(1): 142-149.

- [7] 李志杰,刘福水,暴秀超.柴油机放热率的修正计算方法[J].内燃机工程.2011(05):31-36.
- [8] 史文海,李正农,吴建佳.近地面强风不同间隔滑动平均统计特性的对比分析[J].空气动力学学报.2013(05):611-615.
- [9] 于恩程,王银燕,赵东辉,等.柴油机放热规律在数值计算中的应用[J].内燃机.2012(01):10-13.
- [10] 齐鲲鹏.柴油机准维模型建模及共轨喷油系统硬件在环仿真研究[D].大连理工大学,2010.
- [11] 朱访君,吴坚.内燃机工作过程数值计算及优化[M].北京:国防出版社,1997.
- [12] 李照东,王陈生.高速直喷式柴油机高原工况模拟放热规律的研究[J].内燃机工程.1989,10(1):76-82.
- [13] 熊锐,李德桃,朱亚娜,等.运用韦柏函数分析发动机燃烧过程时若干问题的探讨[J].兵工学报(坦克装甲车与发动机分册).1994(02):1-7.
- [14] 张鸿燕,耿征. Levenberg-Marquardt 算法的一种新解释[J].计算机工程与应用.2009(19):5-8.
- [15] 赵弘,周瑞祥,林廷圻.基于 Levenberg-Marquardt 算法的神经网络监督控制[J].西安交通大学学报.2002(05):523-527.
- [16] 周龙宝,刘翼俊,高宗英.内燃机学[Z].2005.
- [17] 纪丽伟,王士钊,孙桂苓.单峰放热率曲线的双韦伯函数拟合探讨[J].内燃机工程.1993(01):8-16.
- [18] Serrano J R, Climent H, Guardiola C, et al. Methodology for characterisation and simulation of turbocharged diesel engines combustion during transient operation. Part 2: Phenomenological combustion simulation[J]. Applied Thermal Engineering. 2009, 29(1): 150-158.
- [19] 徐秀兰,阎伟.小型高速直喷柴油机放热规律计算方法的探讨[J].山东内燃机.1995(01):9-15.
- [20] 秦建文,常汉宝,苏冠敏,等.瞬态工况下柴油机燃烧模型参数变化研究[J].柴油机.2009(04):19-22.
- [21] 韩恺,吴滔滔,赵长禄,等.基于 DOE 和神经网络的增压柴油机实时模型建模方法研究[J].内燃机工程.2014(01):57-62.
- [22] Galindo J, Luján J M, Serrano J R, et al. Combustion simulation of turbocharger HSDI Diesel engines during transient operation using neural networks[J]. Applied Thermal Engineering. 2005, 25(5-6): 877-898.
- [23] 黄宜谅,王志明.预测直喷式柴油机燃烧率经验公式的研究[J].内燃机学报.1997,15(2):131-137.
- [24] 肖干,张煜盛,郎静,等.进气温度对汽油直喷压燃发动机燃烧及排放性能影响的试验[J].内燃机学报.2014(02):125-130.
- [25] 张红涛,张凌云,李晓丹,等.基于径向基神经网络的风电场无功补偿优化算法[J].科技导报.2014(11):49-54.
- [26] 马骏,尉广军.一种改进的 RBF 神经网络学习算法[J].计算机系统应用.2013(2):84-87.
- [27] 周广猛,刘瑞林,刘伍权,等.高压共轨柴油机高海拔部分负荷燃烧特性[J].燃烧科学与技术.2014(02):147-151.

进气门晚关米勒循环对柴油机缸内工作过程影响的研究

Influence of miller cycle on the combustion temperature and pressure for diesel engine

(郭超 白洪林 李海鹰 李玉峰 李耀宗)

(中国北方发动机研究所, 天津市 300400)

摘要: 本文针对某单缸柴油机, 采用 GT-POWER 软件对进气门晚关米勒循环对缸内工作过程的影响进行了仿真研究。首先建立了单缸机热力学模型, 阐述了模型的标定过程, 并通过与试验数据对比, 验证了所建模型的准确性; 然后对进气门晚关的米勒循环对缸内工作过程的影响进行了仿真计算, 计算结果表明: 随着进气门关闭角的推迟, 在保持单缸机功率不变的情况下, 所需进气压力将逐渐增加, 压缩段 SOI(喷射始点)时刻缸内的温度和压力逐渐降低; 受此影响缸内最高燃烧压力和燃烧温度均逐渐降低, 并且在进气门关闭角推迟至 130° CAABDC 时缸内最高燃烧温度下降最多, 同原机相比降低了 24 度; 在 140° CAABDC 时最大燃烧压力下降最多, 比原机下降 0.92MPa。

关键词: 米勒循环, 进气门晚关, GT-SUITE, 柴油机

Abstract: A single cylinder diesel engine model established on the 1Dsoftware GT-SUITE was demarcated correct by experiment datas. Then simulation was taken on the influence of miller cycle on the combustion temperature and pressure for diesel engine. Calculation results show that as the intake vavles closed-time delay,to keep the power ,the engine intake pressure need to be increased and the temperature and pressure on SOI(start of injection) reduce gradually; So the highest combustion temperature and pressure reduce gradually, the combustion temperature in the case that intake vavles closed-time delay to 130° CAABDC is 24K lower; the combustion pressure in the case that intake vavles closed-time delay to 140° CAABDC is 0.92MPa lower.

Key words: miller cycle; intake vavles closed-time delay; GT-SUITE; diesel engine

1 前言

随着内燃机节能减排技术的发展, 内燃机的升功率越来越高, 目前柴油机的升功率已达 $80\sim 105\text{kW/L}^{[1]}$ 。然而, 升功率的提升受到机械负荷和热负荷的制约, 采用先进燃烧技术降低机械负荷和热负荷是柴油发动机发展的迫切需求, 米勒循环是其最为简单有效的技术措施之一。

近年来, 米勒 (Miller) 循环进气相位已经在火花点火式发动机 (如车用汽油机和发电用燃气发动机) 上得到许多研究和应用, 通过进气门早关或晚关, 降低有效压缩比和压缩终了温度和压力, 进而控制缸内燃烧温度和压力, 达到抑制爆震燃烧、降低缸内机械负荷和热负荷的目的^[2-5]。

米勒循环降低了发动机的实际压缩比, 达到一种低压缩比高膨胀比的燃烧模式, 可以更多地利用燃料燃烧后的气体压力来膨胀做功, 更短的压缩冲程减少了发动机的压缩功损失。涡轮增压器压比的提高, 弥补进气量的损失, 也就是说, 原本由活塞完成的一部分压缩功改为通过涡轮增压器来实现, 在一定程度上改善了对废气能量的利用效率, 提高了发动机的热效率^[6-8]。

进气门晚关米勒循环是在压缩过程中期推迟关闭进气门, 缸内的部分新鲜空气会被压缩回进气管

中,造成压缩终了的温度和压力下降,从而抑制最高燃烧温度和压力,达到降低发动机机械负荷和热负荷的目的,同时由于在换气过程中泵气功损失减小,有利于提高发动机工作循环功率和效率^[9,10]。

本文针对某单缸柴油机,采用 GT-POWER 软件建立了热力学模型,并用实测的气缸压力进行了模型标定;运用该模型对不同进气门关闭时刻的米勒循环对缸内工作过程的影响进行了模拟计算,在提高进气压力保证循环功不变的情况下,研究进气门关闭角度对于柴油机缸内燃烧温度和压力的影响规律。

2 模型建立与标定

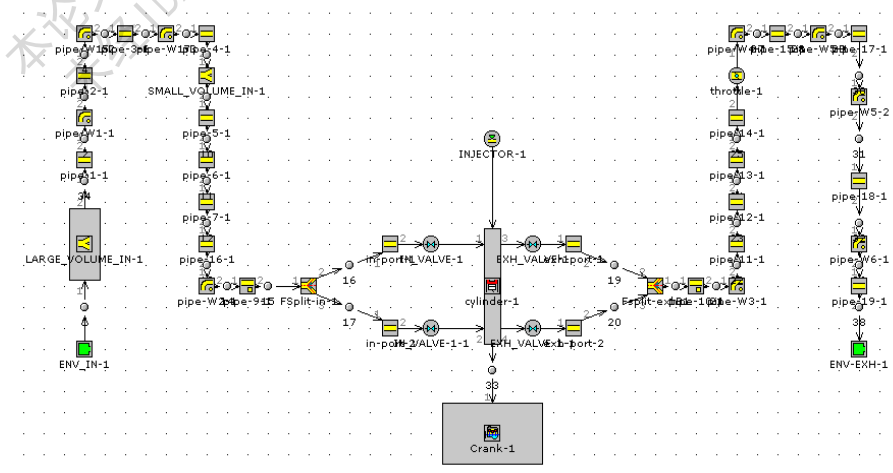
2.1 研究对象与计算模型

本文以某单缸柴油机为研究对象,该单缸机主要技术参数如表 1 所示。

表 1 单缸机的技术参数

参数名称	参数描述
缸径 (mm)	110
冲程 (mm)	110
压缩比	14.3
标定转速 (r/min)	3600
功率 (kW)	54.2
进气压力 (kPa)	290
排气压力 (kPa)	136.3
进气温度 (°C)	51.2
排气温度 (°C)	660
进气流量 (kg/h)	350
过量空气系数	1.63

本文利用发动机一维软件 GT-POWER 建立了单缸机热力学仿真模型。模型的建立满足以下条件:工质为理想气体,缸内工质混合均匀,且完全燃烧;气体流入和流出气缸的流动过程为准稳态流动过程;进排气管进行一维简化,满足质量守恒、能量守恒、动量守恒和气体状态方程。



基金项目: 柴油机高增压技术国防科技重点实验室基金资助项目 (9140C330409140C33151)。

作者简介: 郭超, 硕士研究生; 研究方向为柴油机喷雾与燃烧的仿真计算。E-mail: guochao217@126.com.

图 1 110 单缸机的计算模型

将单缸机简化成由进气系统、排气系统、燃烧系统、喷油系统以及环境边界和相应连接管路等组成的计算模型,如图 1,左侧为进气侧,空气从环境边界以一定的压力和温度进入一级稳压箱,经过进气管道后进入二级稳压箱,再通过管道进入进气歧管、进气道,柴油由喷油器喷射进入气缸,与空气混合燃烧后推动活塞做功,燃烧产生的废气经过排气道、排气歧管,通过排气管道,最后经环境边界排出。

进排气系统完全按照该单缸机实验布置与实际尺寸建立;喷油系统为高压共轨燃油系统,喷射压力为 140MPa,循环喷油量为 138.7mg/cycle;原机的进气门开启角与关闭角分别是 41°CABTDC 和 60°CAABDC ,排气门开启角与关闭角分别是 76°CABBDC 和 38°CAATDC 。

2.2 计算模型的标定

2.2.1 燃烧模型的标定

燃烧模型采用软件自带的 DI-Wiebe 模型,调整参数的设置,使燃烧模型预测的放热率曲线与实测放热规律曲线基本吻合,如图 2 所示,预测曲线基本位于实测值振荡的中心,表明模型满足要求。

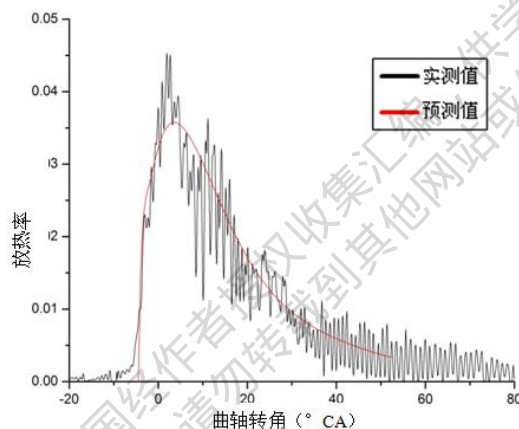


图 2 试验与模型的放热率曲线对比

2.2.2 示功图的标定

为了验证计算模型的准确性,将仿真计算出的标定点示功图与试验数据进行对比,其吻合程度大致可以说明仿真计算的准确性。图 3 所示为平均缸内压力曲线仿真模型与试验结果的对比。由图示可见,在压缩段的拟合性较好,最高压力差别较小,整体而言,仿真模型与试验结果吻合程度较好,符合模型预测精度要求。

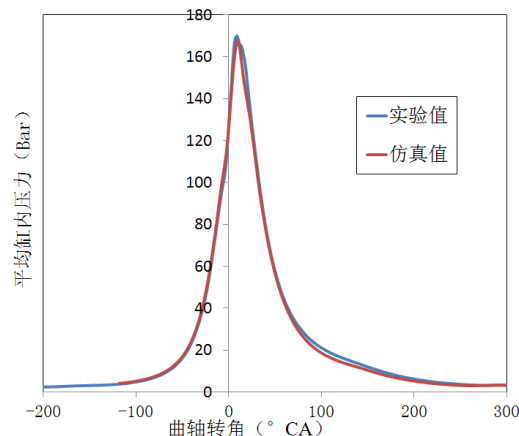


图3 平均缸内压力曲线计算值与试验值的对比

经过标定, 模型参数与试验参数对比如表2所示, 各项参数与原机相比, 误差在5%之内, 符合模型预测精度要求。

表2 单缸机的试验值与计算值对比

参数名称	试验值	计算值
功率(kW)	54.2	54.9
油耗(g/kW·h)	276.4	272.8
压缩比	14.3	13.7
进气压力(kPa)	290	278
进气流量(kg/h)	350	345
过量空气系数	1.63	1.61

2.3 米勒循环进气门晚关角度选择

进气门晚关米勒循环不改变进气相位的最大升程, 而是将进气门关闭相位向后推迟, 原机的进气门关闭时刻为下止点后 60° CA, 本文在原机的基础上按照 10° CA步长推迟进气门关闭时刻至 140° CA, 共计获得8个计算点, 如图4所示, 得到了不同米勒循环的进气相位曲线簇。

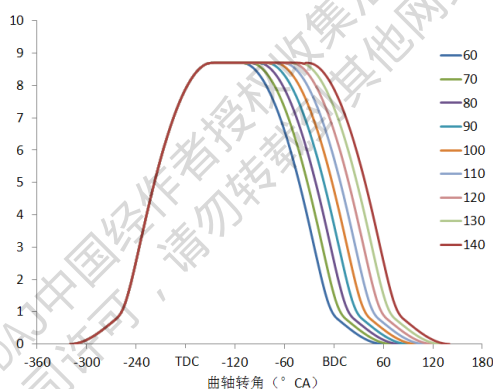


图4 米勒循环进气门晚关角度

3 计算结果与分析

3.1 不同米勒循环的增压需求

进气门晚关米勒循环推迟了进气门关闭时刻, 为了保证缸内进气量不变, 进而保证循环功不变, 必须相应地提高进气压力。

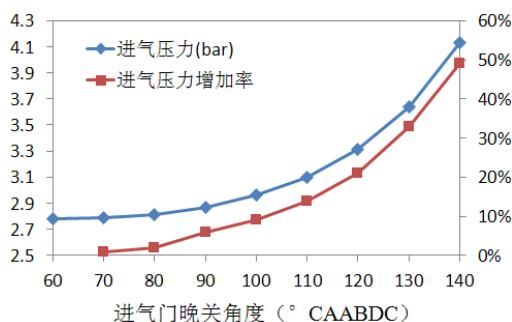


图5 不同进气晚关米勒相位对进气压力的影响

为保证循环功不变,米勒循环需提高进气压力以保证足够的进气量。如图5所示,随着进气门关闭角推迟,米勒循环对于进气压力的需求不断提高,并且进气门关闭角越靠后,进气压力增加率越来越高。

3.2 不同米勒循环压缩段的缸内状态

图6和图7分别表示进气门晚关米勒相位对压缩过程SOI时刻温度和压力的影响。本文选取SOI(喷射始点)时刻研究米勒循环对压缩段缸内温度和压力的影响。

由图6可见,随着进气门关闭角向后推迟,缸内SOI时刻温度不断下降。这是由于在进气门晚关米勒循环压缩过程中,进气门推迟关闭,使得缸内的部分空气被压缩回进气管中,造成缸内空气质量的下降,因而造成了SOC时刻缸内温度的下降。SOI时刻缸内温度的下降在60–80°CA并不明显,从80°CA开始至140°CA比较明显,且温度下降幅度越来越大,这是由于在米勒循环压缩过程中,进气门关闭晚,缸内的新鲜空气被压缩回进气管的部分越多,使得SOI时刻缸内温度的越低。

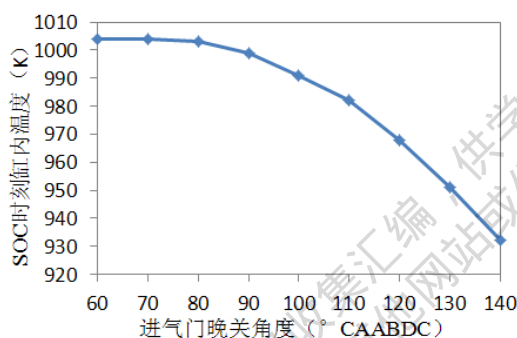


图6 不同进气门晚关米勒相位对SOI时刻温度的影响

由图7看到,在60–80°CA缸压下降并不明显,从80°CA开始至140°CA较为明显,这是由于SOI时刻缸内温度的降低,使得缸内压力也相应下降。

同原机相比,米勒循环压缩段缸内温度和压力均有显著降低。

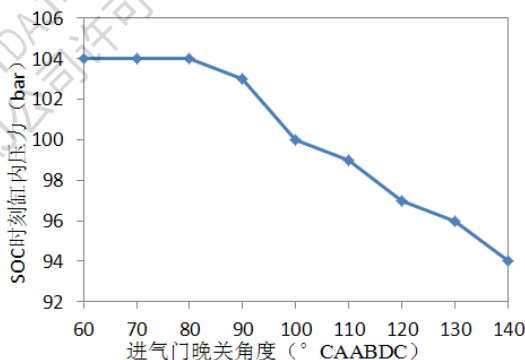


图7 不同进气门晚关米勒相位对SOI时刻压力的影响

3.3 不同米勒循环对最高燃烧温度的影响

图8和图9分别表示进气门晚关米勒相位对最高燃烧温度和压力的影响。由图8可见,随着进气门关闭角向后推迟,最高燃烧温度逐渐降低,其中在进气门关闭角在下止点后60–90°CA之间,最高燃烧温度降幅很小,在90–130°CA之间,降幅较大,并几乎成线性。当进气门关闭角为140°CA时,最高燃烧温度开始升高。

根据计算结果,进气门关闭角为下止点后130°CA时,最高燃烧温度达到最低,为1947K,相比原

机的 1970K，下降了 23K。表明，进气门晚关米勒循环确实可以降低缸内最高燃烧温度，有助于降低缸内热负荷。

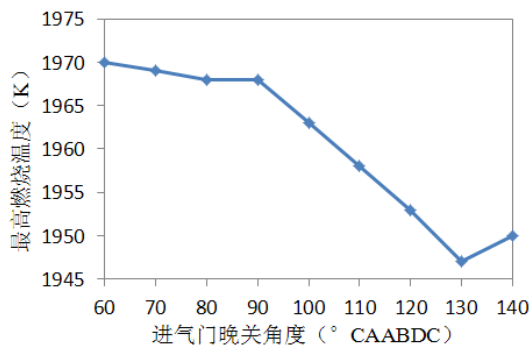


图 8 不同进气门晚关米勒相位对最高燃烧温度的影响

由图 9 可见，随着进气门关闭角向后推迟，最高燃烧压力逐渐降低，其中在进气门关闭角在下止点后 60~80° CA 之间，最高燃烧压力几乎没有变化，在 80~130° CA 之间，降幅较大。

根据计算结果，进气门关闭角为下止点后 140° CA 时，最高燃烧压力达到最低，为 152bar，相比原机的 161.2bar，下降了 9.2bar。表明，进气门晚关米勒循环确实可以降低缸内最高燃烧压力，有助于降低缸内机械负荷。

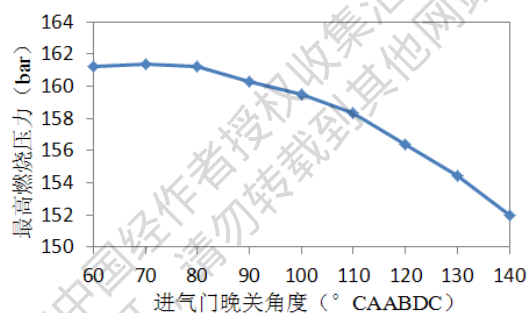


图 9 不同进气门晚关米勒相位对最高燃烧压力的影响

3.4 不同米勒循环对燃油消耗率的影响

图 10 对比了进气门晚关角度为下止点后 130° CA 的米勒循环和原机在示功图的低压端，由图中可见，由于进气压力的提高，米勒循环在低压段得泵气损失比原机显著降低，使得发动机效率有所提升。

图 11 表示不同进气门晚关米勒相位对发动机燃油消耗的影响。由图可见，进气门晚关米勒循环对于燃油消耗率同样有改善作用，进气门关闭角为下止点后 130° CA 时，燃油消耗率下降了 1.1%。

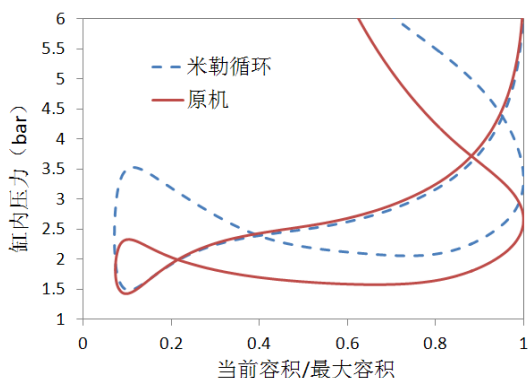


图 10 晚关角 130° CA 的米勒循环与原机示功图对比

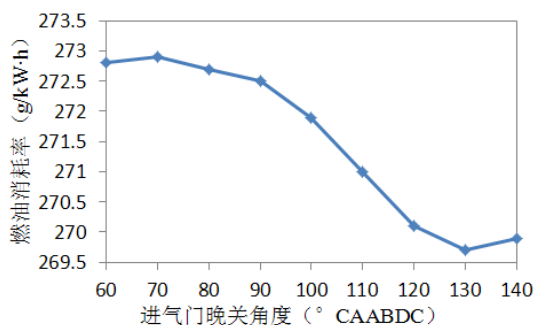


图 11 不同进气门晚关米勒相位对燃油消耗率的影响

4 结论

本文通过研究不同角度的进气门晚关米勒循环对于缸内机械负荷和热负荷的影响，得出以下结论：

1. 在保持功率输出不变的条件下，米勒循环可以降低压缩段 SOI（喷射始点）时刻缸内的压力和温度，并且随着米勒循环进气门晚关程度的加大，压缩段缸内的压力和温度降低程度越大。
2. 在保持功率输出不变的条件下，随着进气门关闭角向后推迟，最高燃烧温度和压力逐渐降低，其中最高燃烧温度降幅达到 24K，最大燃烧压力的降幅为 0.92MPa，有效降低了缸内机械负荷和热负荷。
3. 进气门晚关米勒循环降低了泵气损失，对于燃油消耗率有一定的改善。

5 参考文献

- [1] 李玉峰. 高功率密度柴油机燃烧技术发展. 见：《内燃机科技（企业篇）——中国内燃机学会 2012 年学术年会论文集》. 长春，2012. 长春：科学普及出版社，2012. 339-346
- [2] 李全武. H12V190ZLT 型高增压稀燃天然气发动机的设计开发. 济南：山东大学，2008.
- [3] 郭子锐. 天然气发动机的仿真优化与性能提高研究. 上海：上海交通大学，2012.
- [4] 韩志强, 战强, 吴松林, 等. 进气门晚关机构与增压系统在中等负荷的优化匹配. 农业机械学报, 2013, 44 (3): 17-23.
- [5] 李翔, 任自中, 王新权. 中速大功率柴油机应用米勒循环的仿真与试验研究. 柴油机, 2010, 32 (2): 21-24.
- [6] Joel Hiltner, Scott Fiveland. Development Considerations for Lean Burn Natural Gas Engines Employing the Miller Cycle[C]. CIMAC Paper no.2, 2004.
- [7] Isakson, S. The Miller Cycle and its Application on a Medium Speed Diesel Engine[D]. Helsinki University of Technology, 2000
- [8] Hamarashid L. GT-Power Modeling of a 6-Cylinder Natural Gas Engine and Investigation of the Possible Performance Improvements by Studying the Miller Cycle. Sweden: Lund University, 2008
- [9] F. Millo, F. Mallamo, G. Ganiomago. The Potential of Dual-Stage Turbocharging and Miller Cycle for HD Diesel Engines. SAE Paper. 2005-01-0221, 2005.
- [10] 福泽顺博, 下田裕己, 等. 高效率米勒循环燃气发动机的开发. 国外内燃机, 2003, (1): 24-27.

基于 GT-SUITE 的发动机热管理稳态分析

欧阳梅 余远菊 杨昆 朱肃敬 杨勇 曾庆强 卿辉斌

(重庆长安汽车股份有限公司, 重庆 401120)

摘要: 针对发动机开发过程中经常出现发动机水温、油温过高或过低的现象, 应用GT-SUITE软件整合与发动机热管理相关的子系统, 对长安某两款功率相当的发动机(自然吸气机型和增压机型), 但油温水平不同, 建立热管理稳态模型, 通过计算获得发动机的能量分布及热流状态。通过对比分析发现: 自然吸气机型的缸内热损失在数值和比例上都较高, 并且缸内热量通过活塞换热传给润滑油也较多, 活塞吸热又是润滑油的主要热源, 因此自然吸气机型油温较高。

关键词: 热管理 GT-SUITE 冷却系统

1、引言

近年来, 随着燃油消耗和排放法规的日趋严格, 热管理系统的匹配优化越来越受到重视。另外, 发动机开发过程中, 常出现油温过低或过高, 这是多系统相互影响的传热问题。目前的大部分CAE各系统单独模拟, 如发动机性能、冷却系统、润滑系统等, 不能体现出系统间的热传递。通常做法是通过多次尝试进行解决, 这种方法不仅效率低, 而且找不到主因。因此, 需要建立一个多系统耦合的平台能考虑各子系统相互影响、相互作用^{[1][2][3]}。将发动机的水温、油温、气温控制在最佳温度, 以提高发动机可靠性, 降低散热耗能、实现节油。

本文采用GT-SUITE软件针对两款功率相当的发动机(自然吸气机型, 以下称机型A, 增压机型, 以下称机型B)在热害试验工况不同油温的表现, 建立发动机热管理稳态模型, 对比发动机的能量分布及热流状态, 找出油温不同的原因, 以指导发动机的优化设计。

2、热管理仿真模型

2.1 模型的描述

发动机热管理系统模型的建立旨在整合与发动机热管理相关的子系统, 建立他们之间的联系, 研究他们的相互关系, 使系统零部件与发动机达到最佳的优化匹配。该模型涉及系统较多包括发动机性能、冷却系统、润滑系统、机体、机舱、摩擦子系统, 如果系统之间全部相互耦合, 势必造成模型复杂程度高, 运行慢, 计算成本高。

由于是稳态问题, 为减少计算成本, 又能较准确分析问题, 发动机性能模块、发动机舱模块及摩擦模块作为模型的热边界输入, 只建立冷却系统、润滑系统及机体的相互耦合模型。

2.2 模型的建立

采用GT-SUITE建立的发动机热管理模型框架如下图1所示。采用该模型对热害工况下的温度、压力、流量分布进行计算。

其中冷却系统部分除了水套需单独离散外, 与其他常规的冷却系统仿真分析并无差别, 如下图2所示, 包含水泵、散热器、暖通、节温器等部件。

由于润滑子模型的作用是为了分析油的换热, 所以不关注油压影响细节, 轴承部分及细小支路采用流阻元件简化而不需建立轴承详细结构, 只需保证影响换热的油道换热面积、体积及主要支路流量的准确度即可。具体子模型如图3所示。

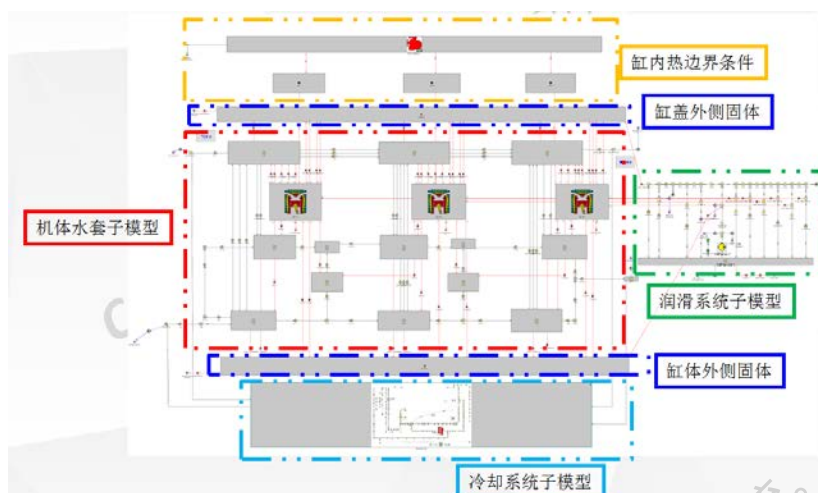


图1 发动机热管理模型框架图

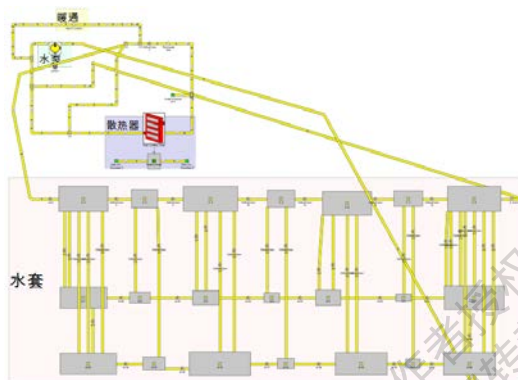


图2 冷却系统子模型



图3 润滑系统子模型

该模型的关键在于机体的离散及各系统的热耦合。

发动机机体部分根据温度差异和传热方式进行离散，机体子模型见图 4。以水套为分界面将缸体缸盖大致划分为水套内固体和水套外固体区域。水套外的固体采用集总参数法建模。水套内固体采用 GT 内置的有限元气缸元件进行参数化建模，预测热流量通过燃烧室和气道结构的热传递过程。并且有限元气缸被发动机和冷却系统、润滑系统共用，易于实现气道与冷却液、润滑油等之间的热传递。

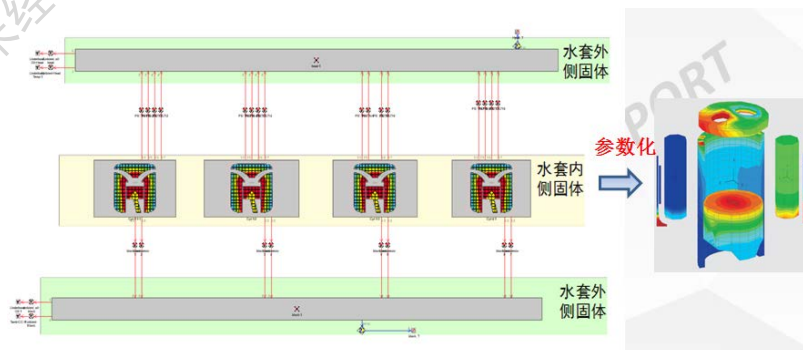


图4 机体的离散建模

2.2 模型的边界

发动机的热边界来源于发动机性能模型，以MAP差值的方式读入燃气温度及换热系数，并与有限元气缸壁面进行换热。提取测试的部分摩擦功作为摩擦热源分别加载于润滑油及机体，具体的摩擦数值来源于摩擦分解

测试试验。将发动机舱CFD分析的发动机机体表面的换热系数及温度输入热管理模型的对应部件中。

2.3 模拟结果的准确度验证

通过调整模型的水套换热系数及活塞的换热系数，使发动机的水温和油温与试验值较吻合。

由图5流量对比图，散热器流量、暖通流量及油泵流量与试验测试相差在5%以内。

由图6温度分布对比，散热器的进出口温度及油温仿真与试验测试相差在1℃以内，其中机型A的油底壳温度为149.8℃，机型B的油底壳温度为138.6℃。

由图7和图8活塞温度对比，活塞的温度分布比较接近试验测试值，最高温度差在10℃以内。

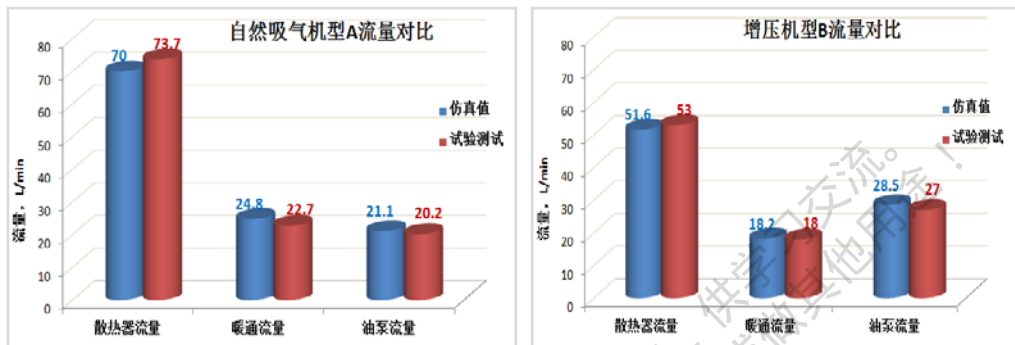


图5 系统流量对比



图6 温度分布对比



图7 自然吸气机型A活塞温度对比

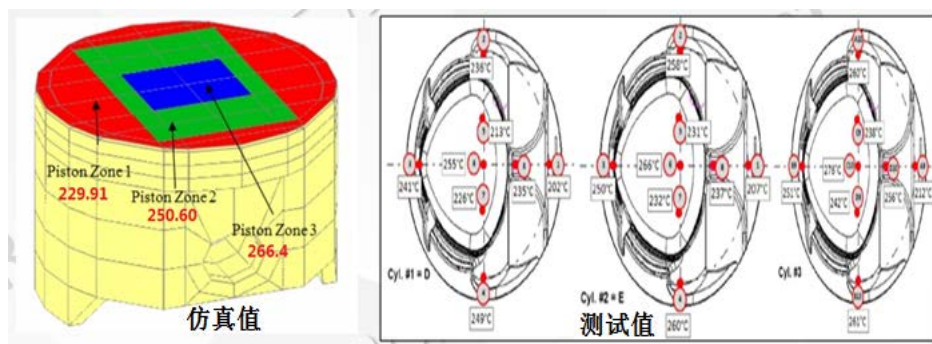


图8 增压机型B活塞温度对比

3、计算结果分析

3.1 能量分布对比

仿真计算都是基于同样的热环境下，并都是热害工况对比2个机型的能量分配及热流量状态。通过能量分布对比见图9，热害工况下，机型A和B有用功的量和占比相当。但是，机型A的缸内热损失在数值和比例上较机型B大，主要是因为机型A为自然吸气机型，排温较低，排气带走的热量较少。

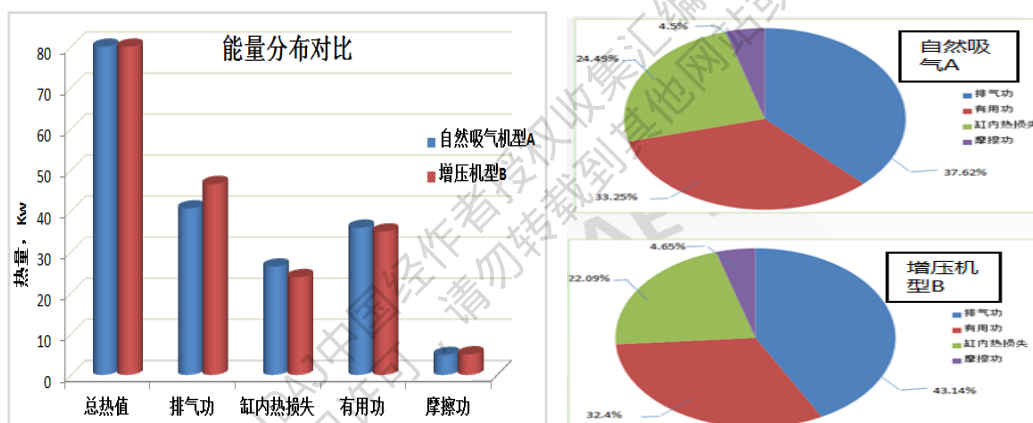
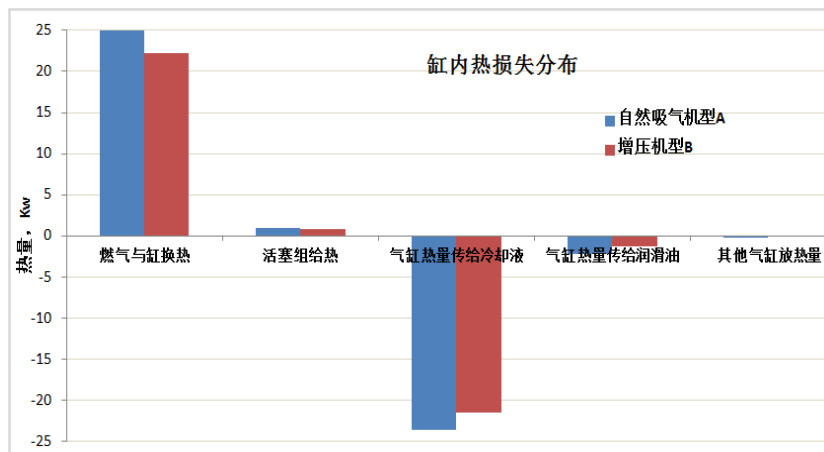


图9 能量分布对比

3.2 缸内热损失分布对比

由下图10缸内换热情况对比，机型A的润滑油吸热占比较大，冷却液吸热占比较小。通过对比结构，发现机型B的缸体水套较长，冷却液带走的热量比较多，所以润滑油吸热偏少些。机型B的水套长度为78cm，而机型A的缸体水套长度只有57.5cm。



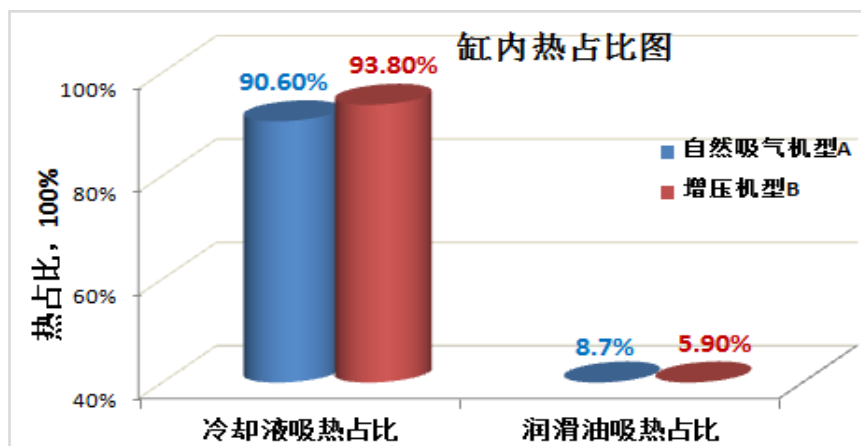


图10 缸内热损失分布对比

3.3 润滑油的换热情况对比

由下图11的润滑油的吸放热对比, 润滑油主要从活塞吸热, 吸收的热量主要是通过油底壳散热带走。机型A较机型B活塞吸热量多, 因此机型A油温也较高。

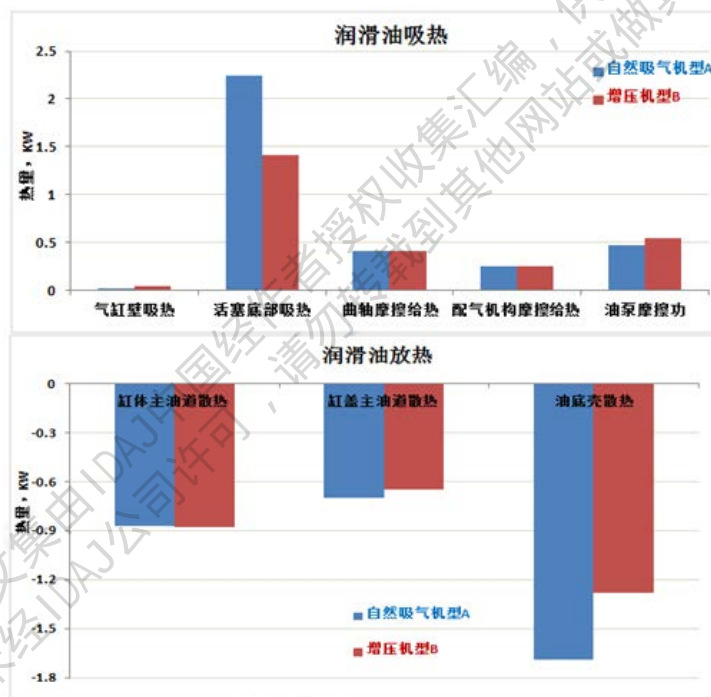


图11 润滑油的换热量分布

4、结论

为了查找2种机型有用功率相当但油温水平不同的原因, 本文利用一维仿真软件GT-SUITE建立了热管理稳态仿真模型, 并采用试验数据对流量、温度进行标定, 获得发动机的热流量分布, 结果表明:

(1)、由发动机能量对比发现, 虽然2个机型有用功的量和占比相当, 但机型A的缸内热损失在数值和比例上都较小, 主要是因为机型A排温低, 排气带走热量少。

(2)、由缸内换热情况对比发现, 机型A传给活塞的热占比和数值都较小, 因为机型A缸体水套较短, 并且水套整体流动较弱, 水套换热较少。因此, 较多热量通过活塞传给润滑油。

(3)、活塞吸热又是润滑油主要热源, 因此机型A的油温较高。后期可做CFD方面的PCJ喷油分析, 以验证活塞的换热情况。

参考文献

- [1] 齐斌等. 发动机热管理系统试验和仿真研究. 2008
- [2] 顾宁等. 基于 KULI 的发动机热管理瞬态模型的参数设置与仿真. 2009.
- [3] 康娜等. 道路工况下柴油机智能热管理系统改进能量利用率的研究. 2011

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

基于 GT-POWER 的船用柴油机进气加湿技术方案研究

The Simulation Research on Marine Diesel Engine Charge Air Humidification Method

刘瑞 李先南 张东明

(中国船舶重工集团公司第七一一研究所, 上海 201108)

摘要: 针对某型满足 TierII 排放法规的船用中速柴油机, 采用试验设计分析了进气含湿量、喷油正时、米勒强度对柴油机 NO_x 排放量、燃油消耗率等参数的影响权重及各因素间交互效应的大小, 并对 75% 负荷工况下, 进气加湿和米勒循环的组合方式进行了优化。研究结果表明: 进气加湿是一种 NO_x 减排潜力大, 对 Soot 排放量和燃油消耗率影响小的减排技术; 进气加湿与米勒循环的交互效应较小; 75% 负荷工况下, 要使 NO_x 降低 75%, 48.92g/kg 的进气含湿量、下止点前 38°CA 的米勒强度为其最佳组合方式。

关键词: 船用柴油机; 进气加湿; 米勒循环; NO_x

Abstract: Aim at a medium speed marine diesel engine which meets IMO Tier II, the effect weight of charge air humidity, start of injection, miller timing on NO_x emission, brake specific fuel consumption, etc was investigated via design of experiment as well as the interaction between experiment factors, and the combination strategy of charge air humidification and miller cycle was optimized on 75% load. The research results show that charge air humidification can reduce NO_x emission effectively, whereas has a little effect on Soot emission and brake specific fuel consumption; The NO_x reduced by charge air humidification and miller cycle can plus linearly when they are used in combine; To reduce 75% NO_x emission, charge air humidity with the 48.92g/kg and miller cycle with IVC 38°CA b.BDC is the best combination strategy on 75% load.

Keywords: marine diesel engine; charge air humidification; miller cycle; NO_x

0 引言

面对日益严格的船用柴油机排放法规, 采用单一的机内 NO_x 减排技术达标法规要求已越来越困难, 而不同减排技术的组合应用或将成为未来满足 IMO TierIII 及更为严苛排放法规的重要技术手段。进气加湿、米勒循环均可有效降低柴油机的 NO_x 排放。本文着重研究这两种技术的组合应用对船用中速柴油机各性能及排放参数的影响, 并对其组合应用方案进行优化。

1 计算模型的建立

本文对某船用中速柴油机进行研究, 该机型满足当前 IMO TierII 排放法规的要求。为达标 TierIII 法规, 其 NO_x 排放量需降低至当前排放量的 25%。通过 GT-POWER 建立目标柴

油机的单缸机仿真模型,如图1所示。利用试验数据对模型进行标定。标定后的模型在各工况下的功率、燃油消耗率、最高爆发压力、排气温度、NO_x 排放量的计算值与试验值误差均在2%内^[1],标定后的模型可用于开展后续的研究工作。

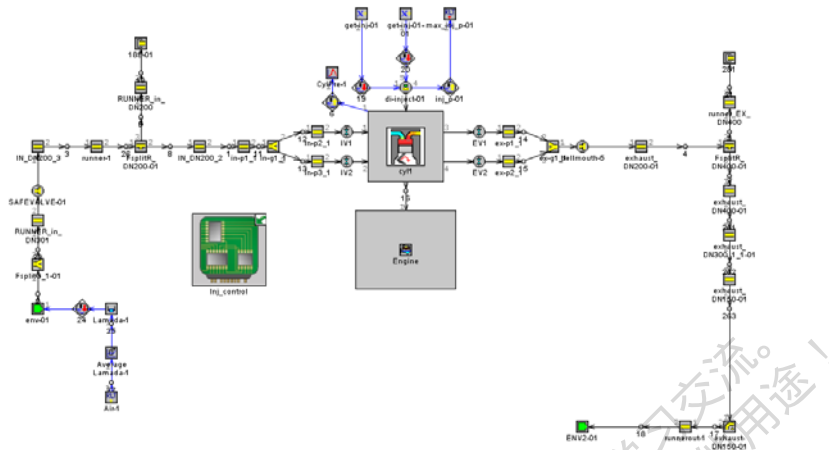


图1 目标柴油机的单缸机仿真模型

2 试验设计

2.1 试验设计工况及方法的确定

目标机型主要用于船舶发电,根据GB/T 8190.4“不同用途发动机稳态试验循环”^[2]的具体要求,目标机型的试验运行工况为D2测试循环。在D2测试循环下,75%负荷的影响程度最大,因此,本文主要对75%负荷进行试验设计分析。

拉丁超立方设计具有较好的空间填充能力,拟合非线性的效果较好,可有效减少试验次数,适合于对响应曲面形状不甚了解的情况,本文选择拉丁超立方设计作为试验设计的方法。

2.2 试验因素的确定

进气加湿对原发动机燃油消耗率、Soot排放的恶化程度较小^[3],因此,不对原机的燃油喷射压力进行调整。为方便对比不同NO_x降排技术的降排效果,所有试验点的设计均通过对进气压力的调整保持其过量空气系数与原机相同。本次试验设计过程中主要以进气含湿量、米勒强度、喷油正时为考察因素。

1) 进气含湿量

进气加湿的NO_x降排效果关键取决于进气含湿量的大小,而进气含湿量与进气温度、进气压力、进气相对湿度息息相关。由于试验设计过程中对过量空气系数的限制,进气压力视为不可控因素。为有效减少试验因素的个数,整个试验设计过程中保持进气相对湿度为定值,通过单一变量进气温度的变化来改变进气含湿量,进气相对湿度与进气加湿系统的加湿效率有关,本文中拟定进气相对湿度为90%^[4]。

2) 米勒强度

目标机型已使用一定强度的米勒循环,为避免活塞与气阀的运动干涉,不改变原机的进气凸轮型线,通过整体前推进气凸轮型线来改变米勒强度,其可调余量较小,且对扫气系数的改变较大。而保持进气阀开启角不变,调整进气凸轮型线来改变米勒强度可有效克服上述缺点,因此,本次试验设计过程主要通过对进气凸轮型线的调整来控制米勒强度的大小。

进气凸轮型线的调整可通过变化原机进气凸轮的转角放大系数、升程放大系数来实现。单独变化转角放大系数会导致凸轮的加速度发生变化,为减小性能设计与结构设计的偏差,应在变化转角放大系数的同时调整升程放大系数,从而使凸轮的最大加速度保持不变。针对目标机型,其进气凸轮转角放大系数与升程放大系数的对应关系如式 1。

$$\begin{aligned} InValveLiftMul = \\ 0.9632 * InValveAngleMul * InValveAngleMul + 0.0686 * InValveAngleMul - 0.0306 \end{aligned} \quad (1)$$

InValveLiftMul ——进气凸轮升程放大系数;

InValveAngleMul ——进气凸轮转角放大系数。

这样,试验设计过程中米勒强度的可控参数只有进气转角放大系数。

本次拉丁超立方设计的因素及其取值范围如表 1 所示,试验点为 180。

表 1 75%负荷下各因素及取值范围的确定

因素	取值范围
进气温度 (°C)	50 — 75
喷油定时 (° CA)	-9.5 — -3.5
进气凸轮转角放大系数	0.85 — 1

3 试验设计结果及分析

3.1 主效应分析

主效应分析主要反应各因素对响应量的影响权重,在本次试验设计过程中,进气温度的变化代表进气含湿量的变化,进气凸轮转角放大系数的变化代表米勒强度的变化。各参数对响应量的影响程度可从图 2-图 7 得出,图中数值的绝对值是在保持其他因素为其平均值时,该因素在其取值范围内,响应量的最大值与最小值之差,绝对值越大表明该因素对响应量的影响程度越大,而数值的符号则反应了该因素对响应量的影响趋势。

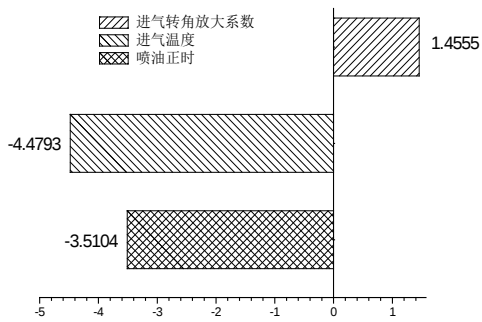


图2 各因素对NOx排放的影响

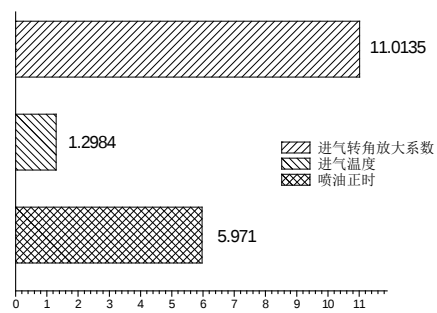


图3 各因素对油耗的影响

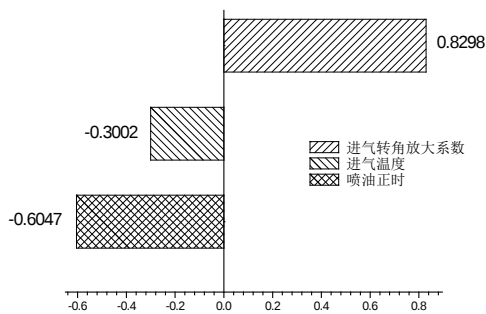


图4 各因素对Soot排放的影响

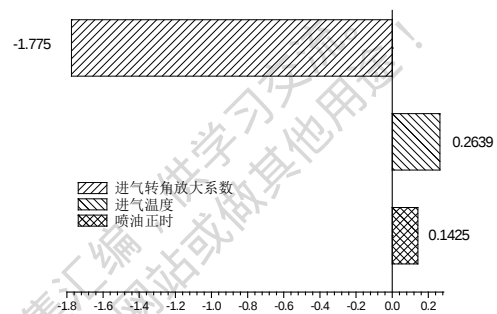


图5 各因素对进气压力的要求

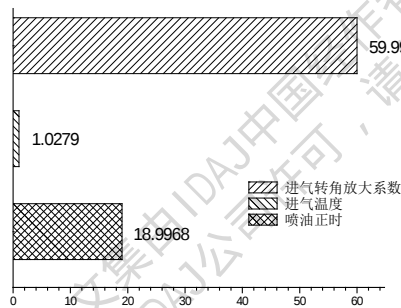


图6 各因素对排气温度的影响

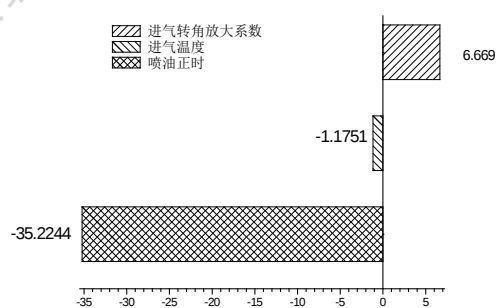


图7 各因素对最高爆发压力的影响

从图2到图7可以看出，各因素在其设定范围内，对NOx影响权重由大到小依次为进气含湿量>喷油正时>米勒强度，其中进气含湿量、喷油正时与NOx排放量负相关而进气转角放大系数与NOx排放量正相关。各因素对燃油消耗率的影响权重由大到小依次为米勒强度>喷油正时>进气含湿量。

结合各因素对NOx排放量、油耗、Soot、进气压力的影响程度可以发现，通过调整喷油正时，可以有效降低NOx排放，但其对燃油消耗率、Soot排放的恶化较为严重，而进气加湿可在有效降低NOx排放同时对燃油消耗率、Soot排放量的影响都比较小，缓和了NOx排放与Soot排放间的矛盾关系。

进气含湿量的变化对排气温度、最高爆发压力的影响均比较小，最高爆发压力主要由喷

油正时决定, 100%工况下机械负荷的限制可通过喷油正时的调整来避免。因此, 在发动机排放优化的过程中, 可选择对排放比重较大的 75%工况进行优化。

3.2 交互效应分析

交互效应主要分析两因素的交互作用对响应量的影响, 图 8-图 10 分别绘制了进气含湿量与米勒循环、进气含湿量与喷油正时、米勒循环与喷油正时的交互性作用对目标机型 NO_x 排放和燃油消耗率的影响规律, 其绘制方法如下: 在探索 B、C 因素对响应量的交互性影响时, 保持 A 因素为其平均值, 绘制 C 因素分别取最大值和最小值时, B 因素在其取值范围内与响应的对应关系, 图中两曲线的平行程度反映了因素间交互效应的大小。

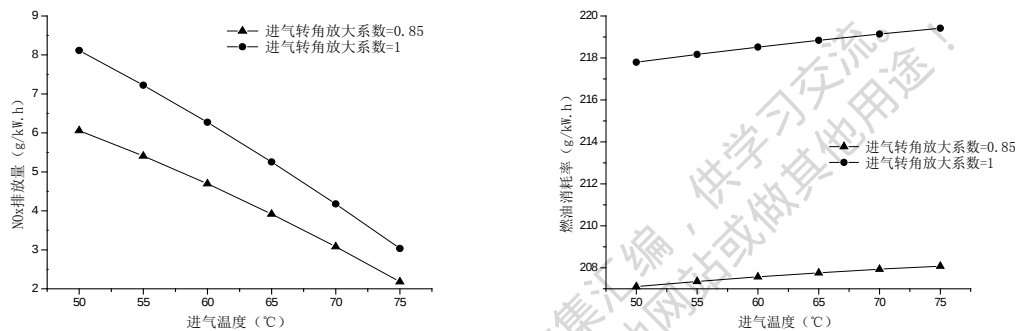


图 8 进气含湿量与米勒循环对 NO_x、燃油消耗率的交互性影响

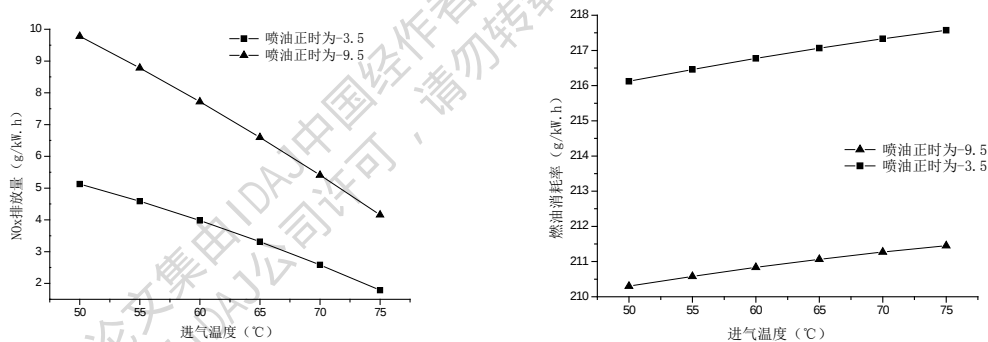


图 9 进气含湿量与喷油正时对 NO_x、燃油消耗率的交互性影响

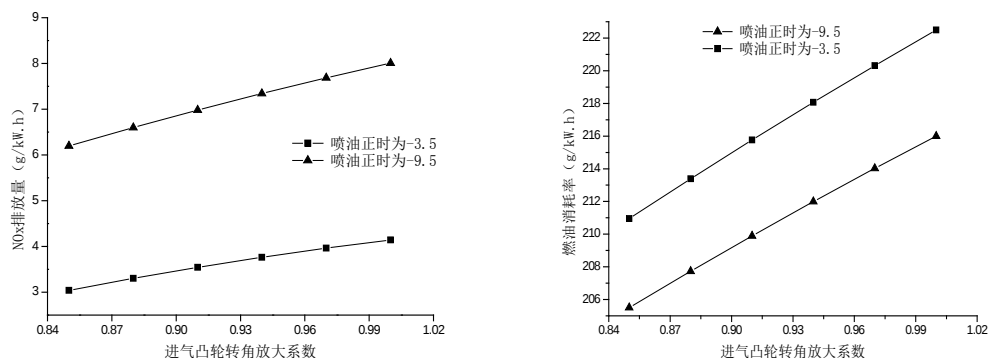


图 10 米勒循环与喷油正时对 NO_x、燃油消耗率的交互性影响

从图 8-图 10 可以看出, 进气含湿量、米勒循环、喷油正时对燃油消耗率的交互性影响图中两曲线的平行度较好, 可认为当燃油消耗率为响应量时, 三因素间无交互性作用。而各因素间交互性作用对 NO_x 排放量的影响图中, 特别是进气含湿量与米勒循环、进气含湿量与喷油正时的交互性影响图中, 两曲线的平行度稍差, 分析认为这是由进气压力的变化造成相同进气温度下进气含湿量有所偏差而造成的。因为从主效应分析可以获知, 进气含湿量对 NO_x 的影响较大而对燃油消耗率的影响较小, 所以有关燃油消耗率的影响图中两曲线的平行程度要更好一些。

4 组合方案的优化

针对 75%负荷工况开展组合方案优化, 以各因素为自变量对目标机型的主要参数进行二次多项式拟合, 建立优化模型。优化过程中以保持原机燃油消耗率不变、 NO_x 降低 75% 为限制条件, 进气压力最低为优化目标进行优化, 结果得出当进气温度为 74°C 、进气相对湿度为 90%、进气转角放大系数为 0.95、进气凸轮升程放大系数为 0.91、喷油正时为 -5.34°CA 时, 可满足各约束条件, 而进气压力需由原机的 3.9bar 提升至 4.65bar。

将优化结果带入计算模型对优化模型的准确性进行验证, 其输出结果与优化模型的输出结果如表 2, 可以看出该优化模型较为准确。

表 2 优化模型的输出结果与模拟计算结果对比

	进气压力 (bar)	最高爆发压力 (bar)	NO_x 排放量 (g/kW.h)	油耗(g/kW.h)
优化结果	4.65	155.50	2.56	217.36
模拟计算结果	4.63	154.81	2.40	217.63

针对目标机型的 75%负荷工况点, 在不改变原机油耗的情况下, 要使 NO_x 排放量降低 75%, 采用 48.92g/kg 的进气含湿量结合下止点前 38°CA 的米勒强度为其最佳组合方案。

5 结论

(1) 进气加湿是一种 NO_x 减排潜力大, 对燃油消耗率、Soot 排放量影响小的减排技术; 过量空气系数一定时, 进气加湿、米勒循环、喷油正时的交互效应较小, 各自参数的确定不受对方的限制, 它们对 NO_x 排放量的影响量可在其组合应用时进行线性叠加。

(2) 针对本文的目标机型, 在 75%负荷工况下, 要在保持原机燃油消耗率的基础上, NO_x 降低 75%, 48.92g/kg 的进气含湿量、下止点前 38°CA 的米勒强度为其最佳组合方式。

(3) 进气加湿与米勒循环结合, 具有降低 NO_x 排放至 IMO TierIII 法规要求的潜力, 但其实际应用的可行性、对发动机可靠性、滑油消耗量的影响仍需通过试验做进一步验证。

参考文献

[1] 胡必柱. 废气再循环对船用中速柴油机性能及排放的影响研究[D]. 硕士学位论文. 中国舰

船研究院.2013.

[2] GB/T 8190.4-2010. 不同用途发动机稳态试验循环[S].

[3] Hyoung-Keun P , Sang-Hak G , et al. A Study on NO_x Reduction of Marine 4-Stroke Diesel Engine Using Charge Air Humidification[C]. SAE Paper 2011-24-0172. 2008.

[4] Emmanuel R ,Lars-Ola O ,et al. NO_x EMISSION REDUCTION WITH THE HUMID AIR MOTOR CONCEPT[C].CIMAC Paper 7a-03.2001.

[5] 李云雁，胡传荣. 试验设计与数据处理[M]. 北京：化学工业出版社.2012。

[6] Gamma Technologies. GT-POWER V7.0.0-DOE-POST Reference Manual[R],2009.

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集汇编，供学习交流使用！
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做其他用途！

基于 GT-POWER 的两级增压柴油机性能仿真研究

Simulation Study of a Diesel Engine's Performance which Used Two Stage Turbocharging System Based on GT-POWER Software

李先南 朱清 王新权

中国船舶重工集团公司第七一一研究所

摘 要: 在一台船用柴油机上进行了两级增压性能仿真研究,以原机单级增压柴油机计算数据为对比基准,计算并对比分析了不同工况下两级增压柴油机的性能和排放特性,研究结果表明:与原机相比,两级增压柴油机燃油消耗率比原机平均降低了 $10.25\text{g/kW}\cdot\text{h}$, 涡轮前温平均降低 69.31°C , NO_x 加权排放降低了 $0.73\text{g/kW}\cdot\text{h}$, 柴油机经济性、热负荷以及 NO_x 排放特性得到显著改善。

关键词: 柴油机, 两级增压, 性能, 仿真研究

Abstract This paper discusses the performance simulation investigation of two stage turbocharging based on a marine diesel engine and analyses the the influence on the performance of two stage turbocharging marine diesel engine. With the original single stage turbocharge diesel engine machine date as comparison benchmark ,both the performance and emission characteristic of two stage turbocharging marine diesel engine under different operating conditions is calculated . The results shows that compared with the original machine, the fuel consumption rate of two stage turbocharging diesel engine reduces $10.25\text{g/kW}\cdot\text{h}$, the average temperature before turbine reduces 69.31°C , the NO_x emission weighted reduces $0.73\text{g/kW}\cdot\text{h}$. All the diesel economy, heat load and NO_x emission characteristic is significantly improved.

Key words: diesel engine Two Stage Turbocharging Performance Simulation Study

0 引言

随着柴油机功率密度的不断提高、排放法规的日益严格以及燃料价格的企高不下,单级增压已经不能满足高 P_e 柴油机对增压压力的需求,需要采用两级增压技术提高进气压力、改善柴油机性能。许多降低柴油机排放的技术都会在不同程度上带来柴油机经济性、瞬态特性的恶化等诸多问题。

两级增压技术可以通过提高增压压力获得更高的平均有效压力、降低柴油机燃油消耗率以及提高柴油机瞬态响应特性等。因而,两级增压技术受到了越来越广泛的研究和应用。本文针对某型高 P_e 船用柴油机,采用仿真计算的手段研究了采用两级增压对该型柴油机性能的影响,特别是对两级增压柴油机经济性、 NO_x 排放特性、热负荷等进行了详细研究,研究结果表明,两级增压可以显著改善柴油机性能。

1 研究对象

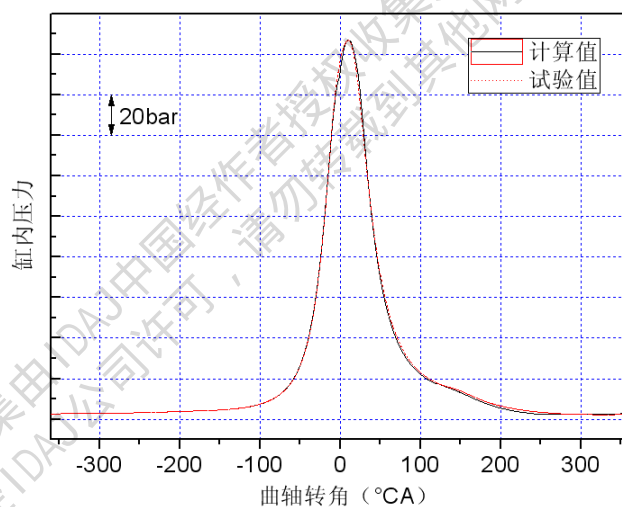
本文的研究对象是某型船用两级增压柴油机，表 1 是其主要技术参数。柴油机采用 MPC 模件式脉冲转换系统，两级增压系统装备 4 台涡轮增压器，A、B 两列分别有一台低压级增压器和一台高压级增压器串联布置，在低压级压气机和高压级压气机之间设置有中间冷却器。

表 1 某型船用柴油机主要技术参数

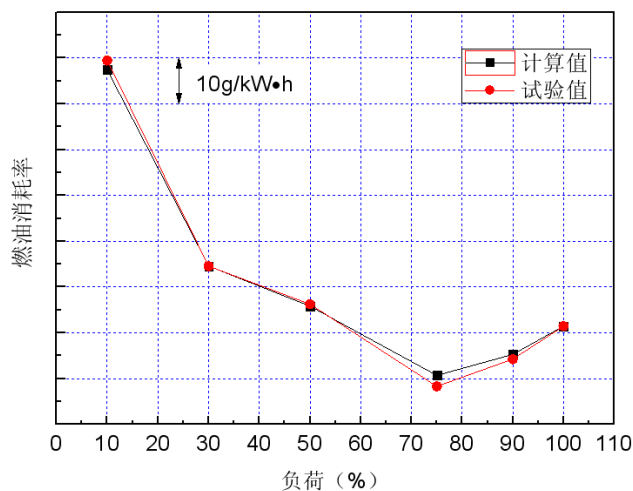
参数名称	参数值
额定功率	2400kW
额定转速	1500r/min
缸径	190mm
冲程	230mm
气缸排列方式	V 型 12 缸

2 仿真模型的建立与验证

仿真计算模型使用柴油机仿真软件以模块化建模的方法建立，燃烧模型采用可预测的 DI-Jet 模型，本文使用原机试验数据对模型进行了标定，标定后的计算和试验结果对比图如图 1 所示。



(a) 额定工况缸内压力曲线



(b) 燃油消耗率

图 1 模型计算和试验结果对比图

从图 1 中可以看出，额定工况缸压曲线的计算和试验结果基本吻合，燃油消耗率计算误差在 3% 以内，说明计算模型的精度较高，可以进行两级增压柴油机的性能仿真研究。本文建立的两级增压的计算模型如图 2 所示。

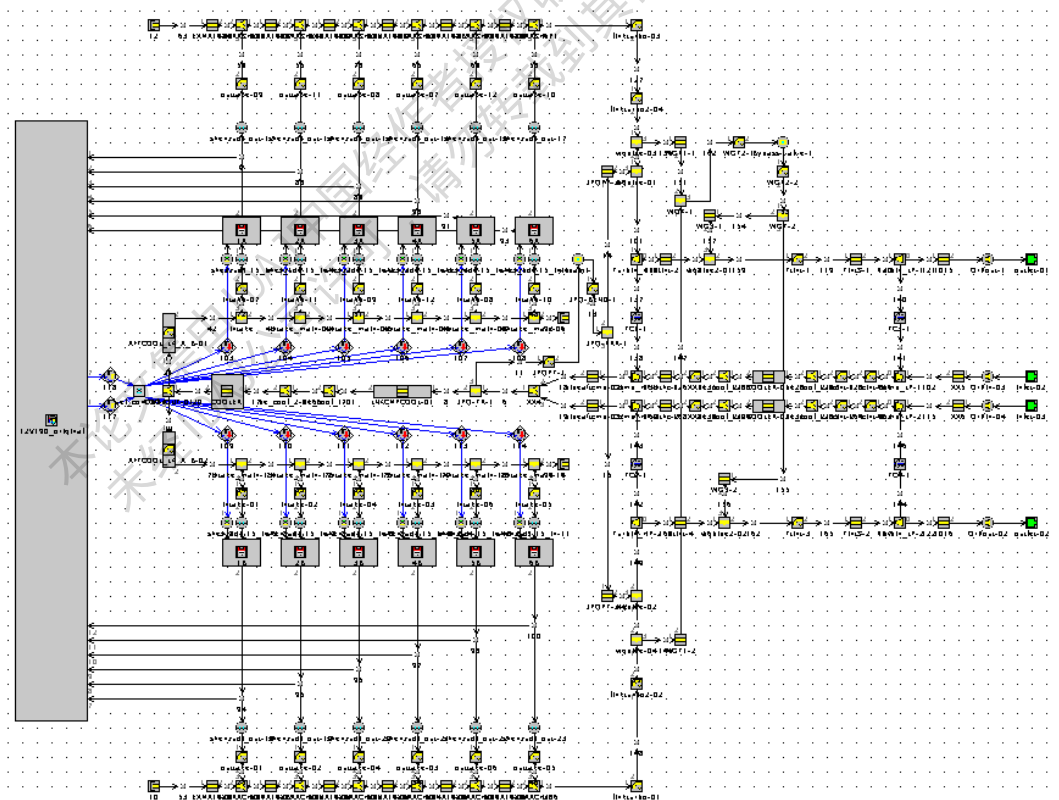


图 2 某型船用两级增压柴油机 GT-POWER 计算模型

3 仿真工况点

根据 IMO 排放法规规定，确定柴油机的 NO_x 是否满足排放限制时，不同的使用用途对应不同的发动机的排放测试循环和加权因数，各排放测试循环及加权因数如表 2 所示。

表 2 IMO 法规中 NO_x 排放测试循环

E2	转速	100%	100%		100%		100%		
	功率	100%	75%		50%		25%		
	加权因数	0.2	0.5		0.15		0.15		
E3	转速	100%	91%		80%		63%		
	功率	100%	75%		50%		25%		
	加权因数	0.2	0.5		0.15		0.15		
D2	转速	100%	100%		100%		100%		
	功率	100%	75%		50%		25%		
	加权因数	0.05	0.25		0.3		0.3		
C1	转速	额定				过渡			怠速
	扭矩	100%	75%	50%	10%	100%	75%	50%	0%
	加权因数	0.15	0.15	0.15	0.1	0.1	0.1	0.1	0.15

对用于船舶主推进包括柴油电力驱动的等速柴油机。以及可调螺距螺旋桨装置，应采用 E2 排放测试循环；对于按推进器原理运行的主、辅机，应采用 E3 排放测试循环；对于等速辅助柴油机，应采用 D2 排放测试循环；对于除上述柴油机以外的变速、变载荷辅助柴油机，应采用 C1 测试循环。根据该型船用柴油机的使用用途来看，主要用作推进主机，依据 IMO 规定的 NO_x 排放测试循环，应该按 E3 循环计算 NO_x 排放，除此之外，为全面考核柴油机性能，本文适当增加其他计算负荷点。根据以上原则，确定了 NO_x 排放计算工况为为推进特性 10%、25%、50%、75%、90%、100%工况。

4 计算结果及分析

两级增压柴油机标准推进特性不同负荷下的仿真计算结果如图 3-图 8 所示。

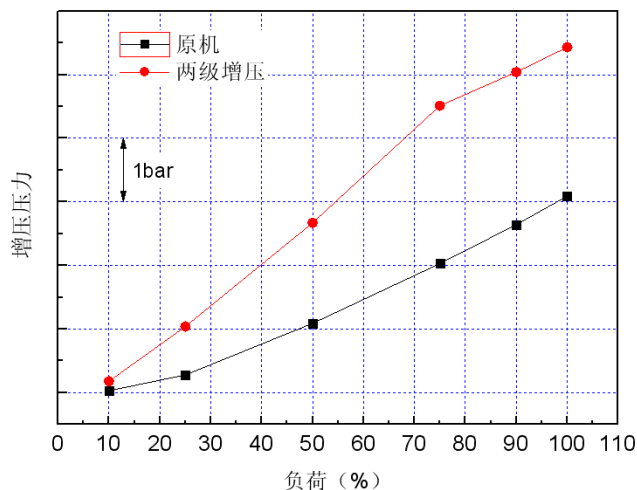


图3 两级增压和原机增压压力计算结果

从图3中可以看出,采用两级增压以后,增压压力在所有计算工况中都得到大幅度提高,这是因为进气空气在低压级压气机和高压级压气机中进行了两级压缩所致,100%负荷增压压力比原机提高了2.34bar,同时也可看出,在75%负荷以后采取了高压级涡轮旁通措施,两级增压增压压力曲线斜率较低负荷变小。

结合图4分析,图4是两级增压和原机缸内爆压的计算结果,从图中可以看出,两级增压柴油机的爆压在大多数工况高于原机,这是因为两级增压柴油机的进气压力高,压缩始点压力高,进而导致爆发压力较高,由于在75%负荷以上采取了高压级涡轮旁通措施,因而不致使缸内爆压过高,100%负荷时,两级增压和原机爆压相当。

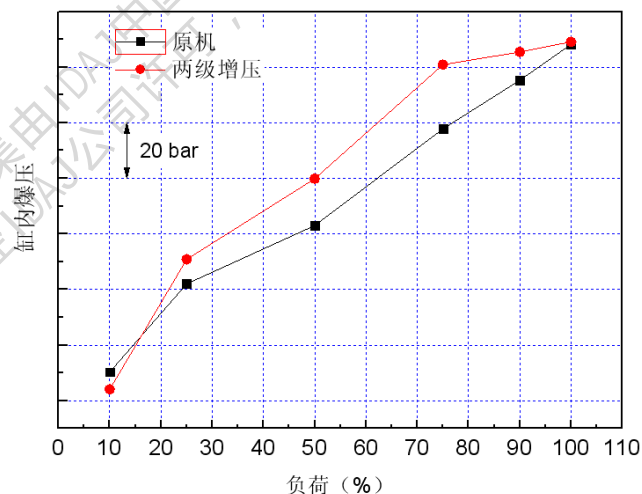


图4 两级增压和原机缸内爆压计算结果

图5是两级增压和原机过量空气系数计算结果,从图中可以看出,两级增压柴油机过量空气系数除100%工况外都比原机有较大提高,这是因为采用两级增压后,增压压力大幅度提高,进气密度

提高, 进气量增大, 高工况由于高压级涡轮旁通导致过量空气系数降低。

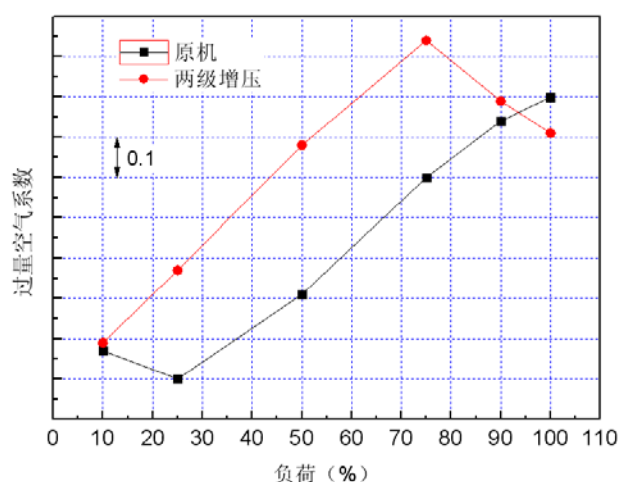


图 5 两级增压和原机过量空气系数计算结果

采用两级增压以后, 由于进气密度和过量空气系数的提高, 缸内燃烧会更加完全, 柴油机经济性会得到提高。

图 6 是两级增压和原机燃油消耗率计算结果, 从图中可以看出, 燃油消耗率在全负荷内都得到明显改善, 燃油消耗率平均降低了 $10.25 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$, 其中 50% 负荷降低最多, 降低了 $16.03 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$, 额定负荷时, 两级增压柴油机的燃油消耗率比原机也有所降低, 降低了 $5.53 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$, 柴油机经济性得到大幅度提高。

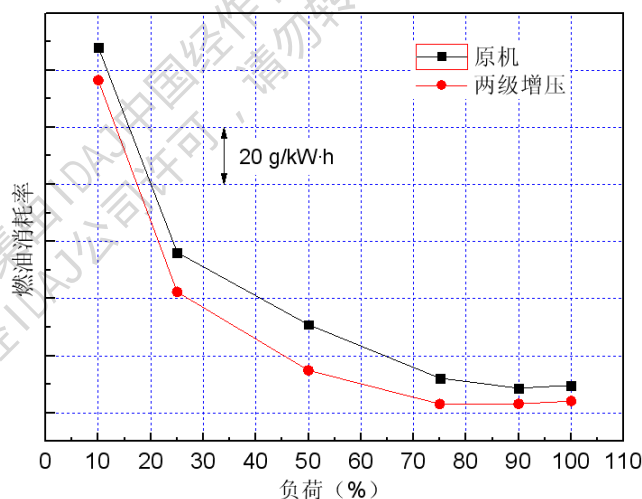


图 6 两级增压和原机燃油消耗率计算结果

图 7 是两级增压柴油机和原机涡轮前排气温度的计算结果, 两级增压高压级涡轮前温度平均降低了 69.3°C , 由于低工况时两级增压过量空气系数高于原机, 两级增压柴油机低工况高压级涡轮前排气温度较原机降低显著, 而由于两级增压高工况高压级涡轮旁通导致增压压力和过量空气系数降低, 高压级涡轮前排气温度降低较少, 甚至在 90% 和 100% 工况时高于原机。

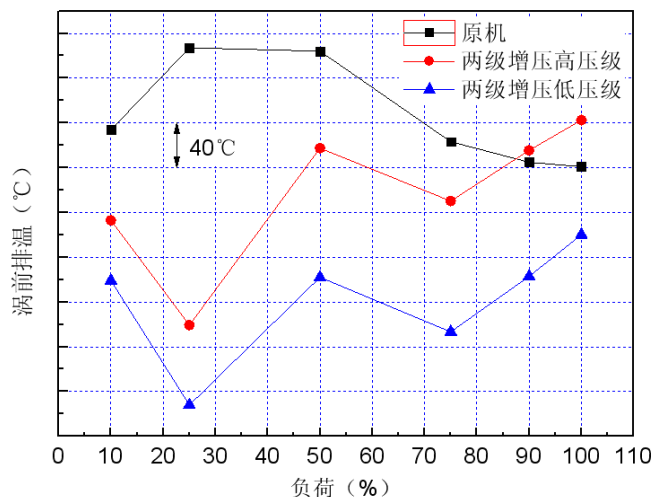
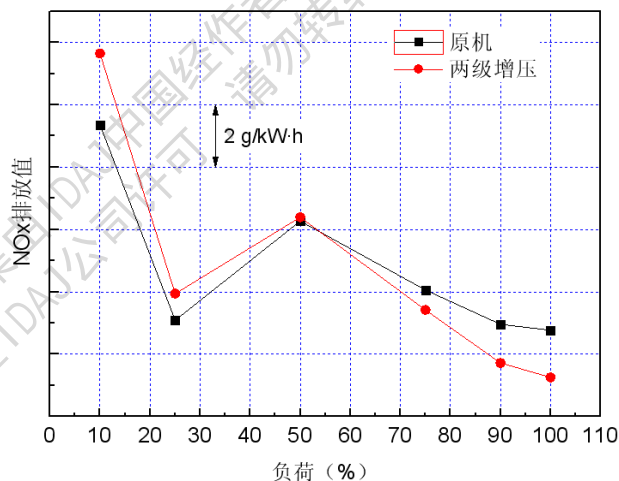


图7 两级增压和原机涡前排温计算结果

图8为两级增压和原机 NO_x 排放计算结果,从图中可以看出,在高负荷时,采用两级增压后的 NO_x 排放值小于原机,100%降幅最大,降低了 $1.51 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$,在中低负荷,采用两级增压时 NO_x 排放高于原机,这是因为在低负荷时,采用两级增压提高了增压压力,缸内过量空气系数大,缸内燃烧更为完善, NO_x 的生成条件即高温富氧决定了此时的 NO_x 排放较多,但是,根据加权 NO_x 计算方法,低负荷所占比重小,采用两级增压后, NO_x 加权排放比原机降低了 $0.73 \text{ g/kW} \cdot \text{h}$,而作为推进主机,柴油机在实际运行时也多运行在中高负荷,因此可以说,采用两级增压技术可以降低 NO_x 排放。

图8 两级增压和原机 NO_x 排放计算结果

5 结论

(1) 仿真计算结果表明,由于进气空气在低压级压气机和高压级压气机中进行了两级压缩所致,两级增压增压压力较原机得到大幅度提升,两级增压在全工况范围内都会对柴油机性能产生影响。

(2) 计算分析表明,采用两级增压以后,某型船用柴油机燃油消耗率比原机平均降低了

10. 25g/kW·h, 涡前排温平均降低 69.31℃, NO_x 加权排放降低了 0.73 g/kW·h, 柴油机经济性、热负荷以及 NO_x 排放特性得到较大程度改善, 两级增压柴油机综合性能优于原机。

6 参考文献

- [1] Jakob Bucher . Comparison of several methods of improving the part-load performance of a medium-speed engine with a two-stage turbocharging system[C].CIMAC2010,Paper NO.99.
- [2] 孙万臣, 王晓丹等.二级增压对重型高压共轨柴油机燃烧及微粒排放特性的影响[J].内燃机工程.2014.3.
- [3] Marcello Canova, Fabio Chiara,et al. Design and Validation of a Control-Oriented Model of a Diesel Engine with Two-Stage Turbocharger[J].SAE Paper 2009-24-0122.
- [4] Ugur Kesgin ,Efficiency improvement and NO_x emission reduction potentials of two-stage turbocharged Miller cycle for stationary natural gas engines[J]. International Journal of Engergy Research.2005.29
- [5] 袁锋, 郑尊清等.二级增压重型柴油机排放和燃烧特性试验研究[J].内燃机工程.2012.4.



艾迪捷信息科技（上海）有限公司

IDAJ-China Co., Ltd.(Shanghai Office)

ADD: 上海市浦东新区张杨路620号中融恒瑞国际大厦东楼2001室 200122

TEL: +86-21-5058-8290 5058-8291 5830-5080

FAX: +86-21-5058-8292

IDAJ-China Co., Ltd.(BeiJing Office)

ADD: 北京市朝阳区光华路甲14号诺安基金大厦1601室(16楼) 100020

TEL: +86-10-6588-1497 6588-1498

FAX: +86-10-6588-1499

技术支持: support@idaj.cn 公司网址: <http://www.idaj.cn> E-mail: info@idaj.cn



IDAJ-China



IDAJ艾迪捷