

Your True Partner for CAE&CFD

您身边的CAE&CFD专家

IDAJ CAE
Solution
Conference

年会论文集

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

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

论文目录（更新版）

GT-SUITE

01-可变截面增压技术提升电控柴油机性能研究·····	03
02-柴油机实时模型的应用研究·····	13
03-GT-SUITE预测燃烧模型在天然气发动机开发中的应用·····	22
04-双流道涡轮增压器对发动机性能的影响分析·····	28
05-基于物理模型的涡轮增压器放气阀工作特性研究·····	36
06-GT-SUITE在发动机润滑系统设计中的应用·····	42
07-Genetic Algorithm Optimization Applied to the Fuel Supply Parameters of Diesel Engines Working at Plateau·····	54
08-基于COOL3D的发动机热管理系统仿真分析·····	73
09-基于GT-SUITE的发动机冷却系统仿真与优化·····	80
10-低压EGR对增压汽油机性能影响的模拟研究·····	84
11-基于GT-SUITE的凸轮型线设计及配气机构运动学和动力学分析·····	93
12-一种压缩释放式发动机制动系统的数值仿真·····	101
13-某增压中冷柴油机的增压器匹配及高原性能预测计算·····	105
14-基于GT-POWER的排气系统声学性能分析·····	112
15-节能赛车燃油发动机仿真优化研究·····	117
16-基于GT-POWER进行双增压技术的仿真研究需填写·····	128
17-可变截面涡轮增压柴油机的排温管理·····	135
18-余热利用系统对主机性能影响研究·····	140
19-某V6强化柴油机平衡及振动特性分析·····	151
20-可调转速复合增压系统的高原调节规律研究·····	157
21-某款发动机与整车匹配的动力性经济性分析·····	164
22-某款增压发动机的性能分析·····	172
23-基于GT-power对某发动机怠速负压偏低分析·····	181
24-基于神经网络的零维预测燃烧模型及建模方法·····	188
25-进气门晚关米勒循环对柴油机缸内工作过程影响的研究·····	197
26-基于GT-SUITE的发动机热管理稳态分析·····	204
27-基于GT-POWER的船用柴油机进气加湿技术方案研究·····	210
28-基于GT-POWER的两级增压柴油机性能仿真研究·····	217

CONVERGE

- 29-基于自动网格生成和详细化学反应的燃气轮机燃烧模拟·····227
- 30-基于CONVERGE软件的缸盖缸体温度场分析·····234
- 31-CONVERGE在汽油机燃烧系统设计中的应用·····243
- 32-不同火花塞安装角度对增压直喷汽油机燃烧的影响研究·····252
- 33-发动机缸内涡量场的本征正交分解研究·····258
- 34-柴油微引燃天然气发动机燃烧室优化设计·····267
- 35-多环芳香烃PAHs作为前驱物的GDI汽油机碳烟模型数值模拟及实验研究·····278
- 36-基于CONVERGE的两用燃料发动机缸内燃烧温度分析·····292
- 37-坡形喷射对柴油机燃烧排放影响的模拟研究·····297
- 38-多点喷射天然气发动机燃烧控制参数影响特性研究·····306
- 39-喷雾破碎模型对柴油机燃烧过程的影响·····317
- 40-喷油时刻对增压小排量直喷汽油机碳烟生成的影响·····324
- 41-基于CONVERGE的船用气体机仿真计算·····333
- 42-基于CONVERGE的某高效SCR柴油机燃烧系统优化研究·····342
- 43-基于某直喷柴油机的缸内燃烧数值计算方法研究·····348
- 44-基于并行计算和简化机理的高压共轨柴油机燃烧系统CFD数值模拟·····355
- 45-基于CONVERGE和modeFRONTIER联合仿真的柴油机燃烧室结构优化·····372

modeFRONTIER

- 46-modeFRONTIER在一维仿真模型标定方面的应用·····383
- 47-某三缸发动机性能分析与优化·····387

JMAG

- 48-基于JMAG Designer的调速永磁同步电机的定子最优斜槽角度计算研究·····397
- 49-JMAG软件优化计算及其在比例电磁阀中的应用·····406

GT-SUITE 【增补】

- 50-基于GT-POWER的增压直喷汽油机EGR技术的研究·····411
- 51-基于GT-SUITE的某自然吸气汽油机排气歧管改进选型·····419
- 52-4-2-1 排气歧管对发动机性能影响的研究·····425
- 53-轿车外气动性能与热力学性能综合分析优化·····432

2015 IDAJ中国区CAE/CFD技术年会

第一章

GT-SUITE

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！

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！

可变截面增压技术提升电控柴油机性能研究

Research of Raising Engine Performance by VGT Technology

刘威 刘利 杨光 宋单平 杨磊 郑国世
(东风康明斯发动机有限公司, 襄阳 441004)

摘要: 本文介绍了 VGT (可变截面涡轮增压系统) 技术提升电控柴油机性能研究的过程和结果。研究表明: VGT 增压器匹配十升电控柴油机后, 通过 GT-POWER 软件模拟计算和分析, VGT 增压器比较废气旁通增压器的优势是: 提升发动机平原动力性, 整体提升约 14%, 中低速区的动力性提升更显著; 还提升高原动力性, 低速区的动力性提升超过 12%/3000m; 同时, 改善燃油经济性约 2%; 此外, 降低缸内热负荷, 使得与燃烧室相关的零部件温度有所降低, 有利于发动机的可靠性。

关键词: VGT 技术; 柴油机性能; 模拟计算研究; GT-POWER

Abstract: This paper described research process & conclusion of raising engine performance by VGT technology (Variable Geometry Turbocharger). The research results showed that VGT turbocharger improved 14% plain torque than waste-gate turbocharger by GT-POWER software simulation calculation & analysis when VGT matches 10 liters electronic control diesel engine, especially in the middle and low speed area it was improved better, and it also improved 12% torque in 3000m altitude. In the other hand, VGT turbocharger also improved average 2% fuel economy in all operating area and reduced combustion chamber thermal load by the same mechanical load to be good for engine reliability.

Key words: VGT technology; engine performance; simulation calculation research; GT-POWER

1 概述

随着国家四阶段排放法规的实施, 柴油机的排放性能面临越来越严峻的挑战, 特别是限制城市工况的 WHTC 排放法规循环要求, 对发动机的热管理、后处理的性能均提出更高的要求, 传统废气旁通增压器, 由于不具备柔性的热管理能力, 因此其在发动机排放性能上显得越来越力不从心; 同时国内卡车逐渐向轻量化发展, 因此高功率密度、低自重的发动机成为一种方向, 同样废气旁通涡轮增压器, 虽然较之早期非旁通涡轮增压器, 一定程度上兼顾了发动机高低转速区性能, 但其仍不够柔性, 无法完全按照各个工况点的最优进气量进行匹配^[1-2]。综合以上的问题, VGT (可变截面涡轮增压系统) 技术由于实现了进气、热管理柔性控制, 使得其成为解决问题的方向^[3-6]。

本文通过 GT-POWER 软件, 模拟计算研究了 VGT 增压器匹配十升电控高压共轨柴油机的性能, 包括动力性、经济性及缸内热负荷的变化情况。

2 基础机模型构建

2.1 发动机基本信息

本文的研究对象是某十升国四电控高压共轨柴油机，其基本参数如表 1 所示。

表 1 柴油机基本参数表

项目	参数
发动机型式	直列六缸四冲程
缸径/mm×行程/mm	116.52mm×148mm
压缩比	16.6:1
吸气方式	涡轮增压空空中冷
排放水平	国四
排放控制路线	选择催化还原 (SCR)
额定功率/转速	295kW/1900rpm
最大扭矩/转速	1710N.m/1300rpm

该发动机的基础机匹配废气旁通涡轮增压器，本文考虑基于该基础机，研究匹配 VGT 增压器后的性能表现。

2.2 建立计算模型

GT-POWER 模型按照该十升发动机实际硬件结构构建，包括中冷系统、进气系统、排气系统、可变截面增压器及其控制器、燃油系统、配气机构、燃烧室、曲轴箱及发动机电控系统等于模型，如图 1 所示。

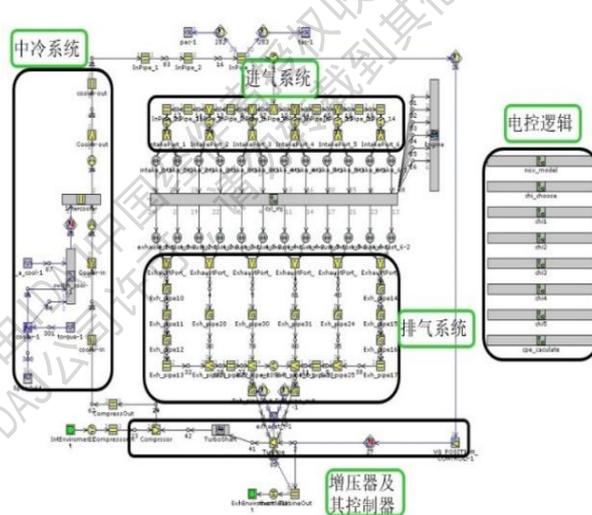


图 1 发动机 GT-POWER 模型示意图

计算模型采用智能仿真模型^[7]，即模型能够实现台架化的模拟。具体而言，该模型只存在转速、油量或者转速、油门两个输入变量，通过该两个变量计算出全部性能控制参数，如喷油提前角、喷射压力、循环喷油量，继而自动计算出对应的燃油喷射规律，并最终预测发动机性能。通过该模型能够快速、准确的模拟工况面上的发动机性能。

2.3 标定计算模型

对于构建完成的模型结构，首先需要对模型的准确性进行标定，使得模型计算与测试结果满足误差要求，并使得其具有预测性。本文针对该十升电控高压共轨柴油机，进行了全转速、全负荷范围内的标定，即考虑发动机全工况范围内工况点的模型精度，标定基于缸压曲线进行，具体到性能参数上主要考虑功率、扭矩、比油耗、空气消耗量、最高燃烧压力五个指标；同时将增压器转速、

各节点位置压力/温度等参数作为辅助指标。

模型在工况面上性能参数模拟计算误差结果如下：

发动机工况面上功率模拟计算误差，如图 2 所示（图中黑圈为负误差，深色为正误差，下同）。

发动机工况面上比油耗模拟误差，如图 3 所示。

发动机工况面上空气消耗量模拟计算误差，如图 4 所示。

发动机工况面上最高爆压模拟计算误差，如图 5 所示。

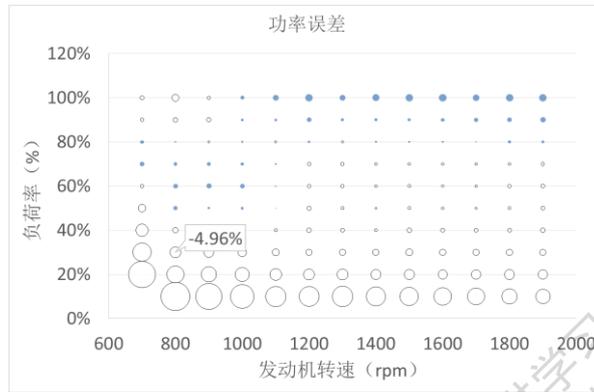


图 2 功率模拟误差图

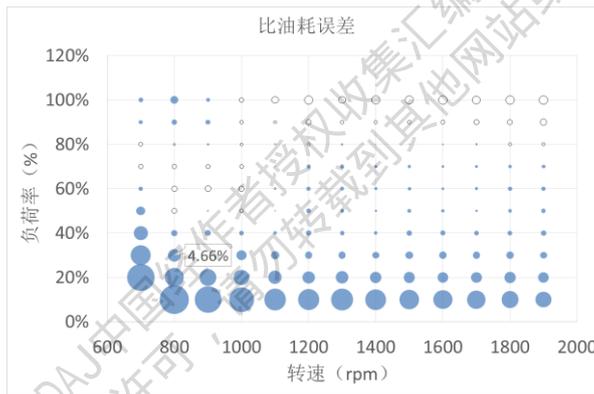


图 3 比油耗模拟误差图

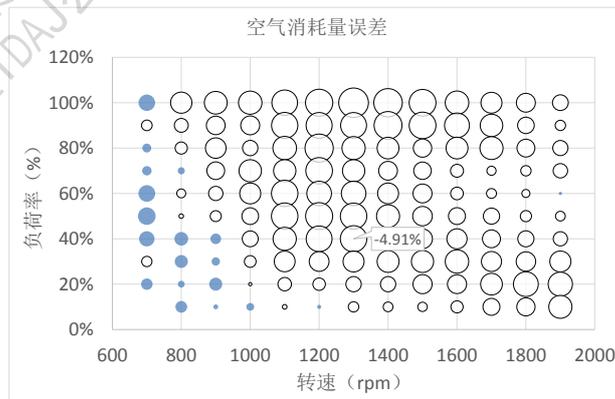


图 4 空气消耗量模拟误差图

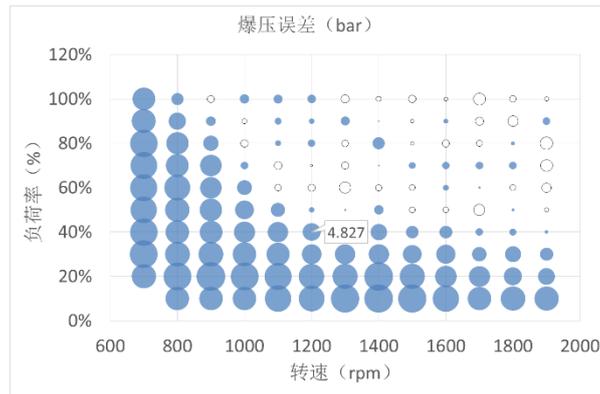


图5 最高爆压模拟误差图

图2至图5的结果显示,发动机1000rpm以上转速范围、30%负荷率以上的工况范围内,最大误差小于5%(((模拟值-实测值)/实测值)*100%)。该精度结果满足行业一般标准,能够支持后续的模拟计算预测工作。

3 发动机模拟分析

基于标定完成的模型(废气旁通增压方案),重新匹配VGT增压器,研究其对发动机动力性、经济性及缸内热负荷方面的影响,其中动力性包括平原和高原两个方面。同时,模拟计算研究考虑在相同的机械限值下进行,具体包括最高燃烧压力、涡轮机进口温度、压气机出口温度、增压器转速四个参数。

3.1 动力性分析

3.1.1 平原动力性分析

发动机平原动力性指发动机在零海拔附近条件下所能达到的最大外特性。本文针对VGT增压器的平原动力性能进行分析。具体而言,考虑以发动机目标空气消耗量(VGT增压器位置)、喷油提前角、喷射压力三个因素作为变量,以最大发动机外特性为目标进行寻优,并较之废气旁通涡轮增压的最大动力性进行比较。模拟计算结果如图6所示。

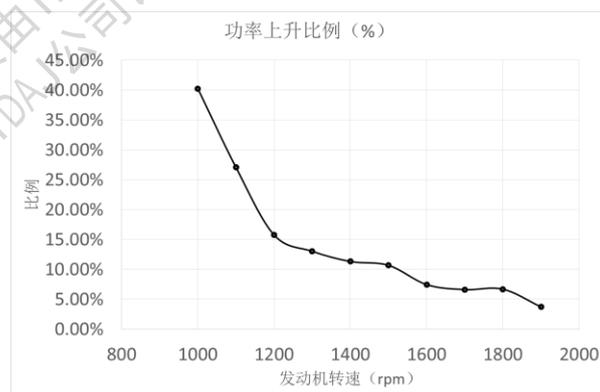


图6 外特性功率提升比例图

计算结果显示,发动机在高速区动力性提升幅度较小;在中速区动力性提升幅度相对高速区有所提高;而在低速区动力性提升明显;综合而言,最大外特性覆盖面积增加约14%。

分析原因,在高速区发动机由于高速区发动机废气能量绝对值较大,空气消耗量绝对值也相应较大,导致增压器转速、涡轮排气温度容易同时接近限值,最终在该区域难以通过改变增压器截面积来提升发动机的动力性;而在中、低速区,由于废气能量、空气消耗量绝对值相对较小,增压器

转速的限制较小，可以通过减小增压器涡轮截面积，提升发动机进气量，从而最终提升发动机的动力性，值得注意的是随着发动机转速的下降，空气消耗量绝对值下降，这表征增压器转速也逐渐下降，因此存在更大的余量用以减小增压器截面积，进而提高发动机进气量，最终导致随着转速下降，动力性提升幅度上升的结果。

3.1.2 高原动力性分析

我国幅员辽阔，发动机应用海拔存在很大差异。在高原环境下，发动机由于空气密度下降，导致进气不足，最终造成发动机动力下降。本文研究了发动机匹配 VGT 增压器的高原动力性。具体而言，研究考虑目标空气消耗量、喷油提前角、喷射压力三个变量因子，对高原最大动力性进行寻优。其中关注 2000 米、3000 米、4500 米三个海拔高度，该海拔高度范围基本上能够覆盖我国绝大多数的发动机运行环境。在工况点的选择方面，分别挑选高速(1900rpm)、中速(1400rpm)、低速(1000rpm、800rpm)四个外特性特征工况点。计算结果如图 7 所示。功率提升比例是基于废气旁通增压方案的外特性。

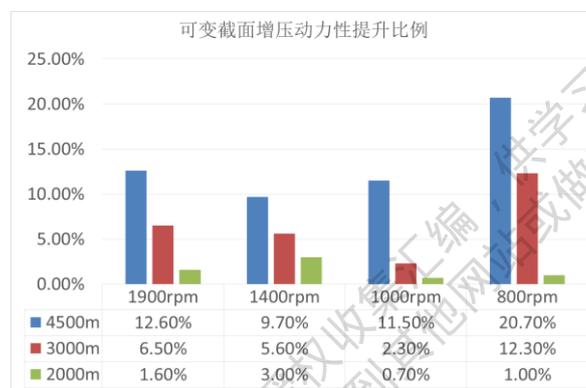


图 7 高原功率提升比例图

计算结果显示，在所有四个工况点，三个海拔高度下，扭矩降低比例均明显低于废气旁通增压方案。具体而言，在 1900rpm 主要受到增压器转速限制，1400rpm、1000rpm 主要受到涡前排气温度限制，800rpm 主要受到喘振限制。究其原因是 VGT 增压器在 1900rpm 能够采用较大的涡轮截面积，以降低增压器转速，而此工况点，发动机空燃比相对较高，大的增压器截面积造成的空气消耗量下降对动力性影响较小，而增压器转速下降使得其拥有较大的裕度用以提升动力性；在 1400rpm、1000rpm，由于进气量相对与 1900rpm 更低，同时增压器转速更低，能够采用较小的增压器截面积，以提高进气量，降低涡前排气温度，即为提升动力性创造条件；在 800rpm，由于可变截面增压喘振极限可变，能够采用更合适的截面积使得增压器拥有更好的喘振限制，最终使得其动力性优于废气旁通增压方案。

3.2 燃油经济性分析

本文考虑在工况面上研究可变截面增压器对发动机燃油经济性的影响，模拟计算 100 个工况点，即从 1000rpm 至 1900rpm，间隔 100rpm，40%至 100%负荷，间隔 10%负荷，如表 2 所示。

表 2 模拟计算的工况点信息

负荷率 %	1000 rpm	1100 rpm	~	1800 rpm	1900 rpm
100%	工况点	工况点	工况点	工况点	工况点
90%	工况点	工况点	工况点	工况点	工况点
~	工况点	工况点	工况点	工况点	工况点
50%	工况点	工况点	工况点	工况点	工况点

40%	工况点	工况点	工况点	工况点	工况点
-----	-----	-----	-----	-----	-----

研究同样基于目标空气消耗量、喷油提前角、喷射压力三个因素为变量，对工况面上最佳燃油经济性进行寻优，并较之废气旁通涡轮增压进行比较。得到模拟计算结果如图 8 所示。图中百分比代表比油耗优化百分比，平均约达到 2%。

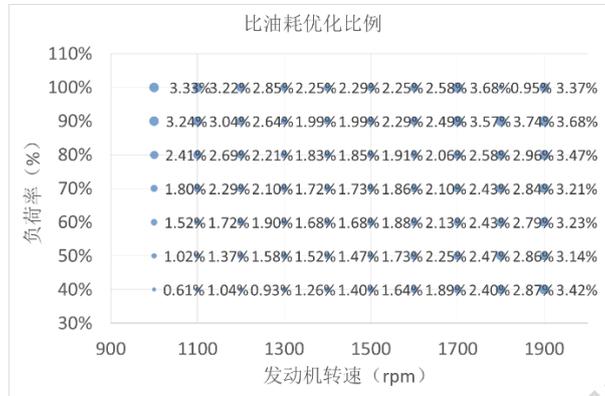


图 8 燃油经济性优化比例图

分析原因，对于四冲程柴油机而言，发动机燃油经济性主要取决于做功冲程的燃烧效率、泵气损失、传热效率三个方面。对于 VGT 增压器而言，理论上可以很好的平衡三者。具体而言，在发动机高转速区，由于空燃比较高、空气消耗量绝对值较大，导致进气量对燃烧效率的影响较小，而较大的进气量却带来了较大的泵气损失和换热损失，因此该区域降低空气消耗量绝对值有利于燃油经济性提升；而对于中、低速区，由于发动机动力性要求高，造成了更多的燃油参与燃烧，总体上空燃比相对较低，且空气消耗量绝对值较低，此时燃烧效率的影响占主导地位，VGT 增压器可以在此区域通过增加进气量，提高发动机整体燃油经济性。

进一步地，按照分析结果，得到 VGT 增压器开度百分比如图 9 所示。同时得到发动机泵气损失减少幅度如图 10 所示。

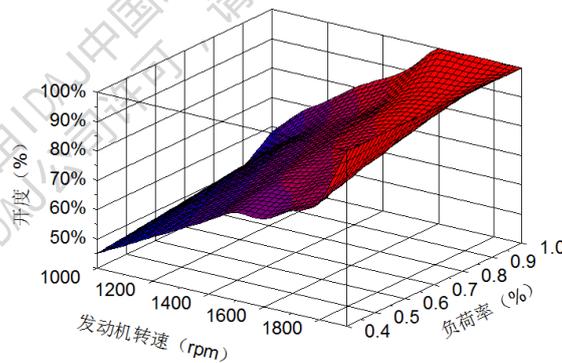


图 9 VGT 增压器开度百分比图

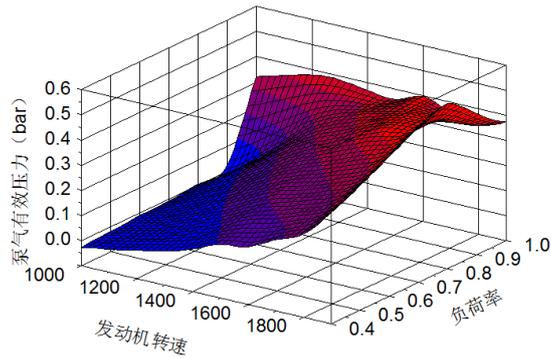


图 10 发动机泵气损失减少幅度图

计算结果显示，VGT 增压器截面积方面，表现出在高速区开度较大，并随着发动机的转速下降开度逐渐减小，最终得到燃油经济性优于废气旁通增压器的结果。

3.3 缸内热负荷分析

通过前文的研究，在提高发动机动力性和经济性的同时，需要考虑发动机的热负荷情况，本文采用描述详细结构的散热模型 EngCylWallSoln 以评估缸内热负荷变化。本文研究了维持机械负荷（最高燃烧压力维持相同水平，涡轮机进口温度、压气机出口温度、增压器转速满足限值）不变的情况下，燃烧室内热负荷的变化情况。具体而言，关注形成燃烧室的零部件表面，包括气缸盖下表面平均温度、气缸套上止点位置温度、活塞顶面平均温度、进气阀下表面温度、排气阀下表面温度、第一道活塞环表面温度变化的规律，并与废气旁通涡轮增压方案进行对比研究。从而得到模拟计算结果，如图 11 至图 16 所示。图中正值为 VGT 增压器带来的温度降低量。

气缸盖下表面平均温度变化详见图 11。平均温度降低 4.6K，在低速大负荷时效果明显。

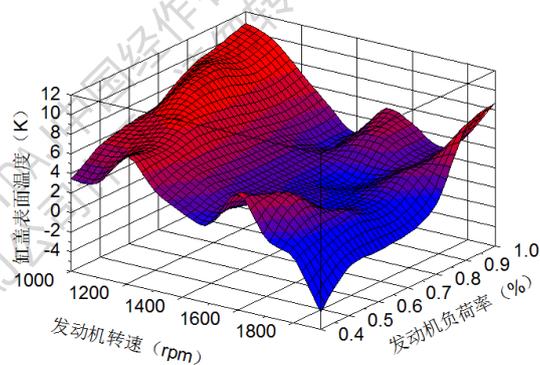


图 11 气缸盖下表面平均温度变化图

气缸套上止点位置温度变化详见图 12。平均温度降低 0.7K，在低速大负荷时效果较好。

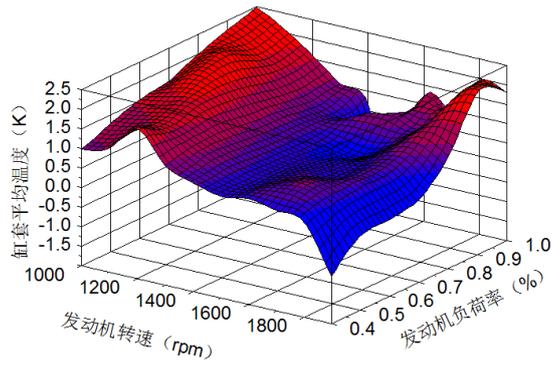


图 12 气缸套上止点位置温度变化图

活塞顶面温度变化详见图 13。平均温度降低 5.4K，在低速大负荷时效果明显。

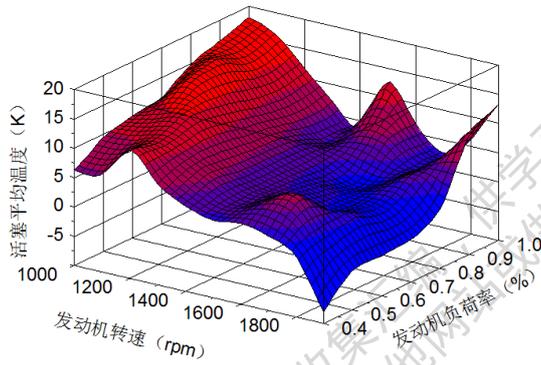


图 13 活塞顶面温度变化图

进气阀下表面温度变化详见图 14。平均温度降低 7.8K，在低速大负荷时效果明显。

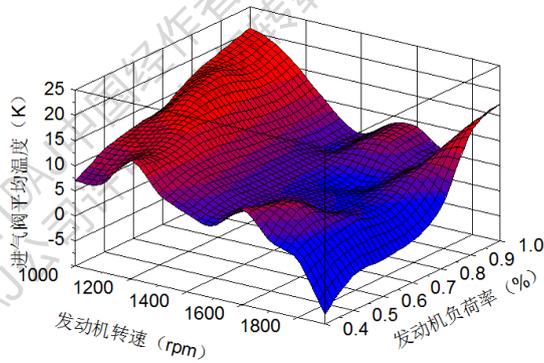


图 14 进气阀下表面温度变化图

排气阀下表面温度变化详见图 15。平均温度降低 8.5K，在低速大负荷时效果明显。

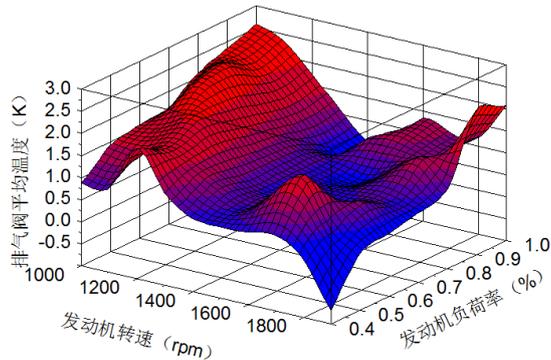


图 15 排气阀下表面温度变化图

第一道活塞环表面温度变化见图 16。平均温度降低 1.2K，在低速大负荷时效果可见。

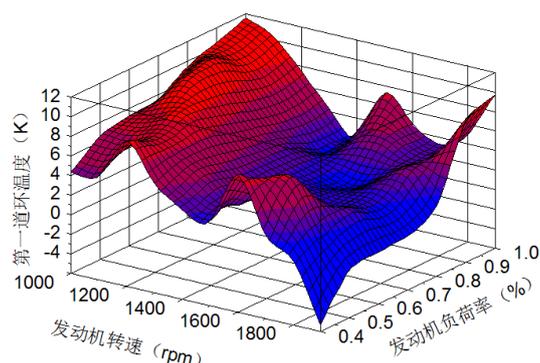


图 16 第一道活塞环表面温度变化图

计算结果显示，在维持发动机机械负荷不变的条件下，形成燃烧室的各零部件热负荷均有所下降。其中发动机低转速区降低幅度较大。

分析温度降低的原因，主要是发动机燃烧效率提升和空气消耗量提升两方面因素所致。具体而言，燃烧效率提升，导致更多的燃油化学能量用于做功，分配到热负荷的能量相对减少，最终导致热负荷降低；另一方面，空气消耗量增加，导致带走燃料化学热量的介质增加，即排气流量增加，更多的排气介质能够带走更多的燃烧能量，同时也由于排气介质增加，相同的排气能量能引起的排气温度升高幅度更小，即导致废气温度相对较低。

4 结论

综上所述，VGT 技术提升十升电控柴油机性能，在理论上达到如下目的：

- (1) 具有更好的平原动力性和高原动力性，其中平原动力性整体提升约 14%；高原动力性在低速区提升 12%/3000m。
- (2) 在全工况面均具有更好的燃油经济性，在工况面上约提升 2%。
- (3) 在相同的机械限值条件下，具有更低的燃烧室热负荷，使得与燃烧室相关的零部件温度有所降低。从而有利于发动机的可靠性。
- (4) 在硬件许可的条件下，需要通过发动机性能试验确认和验证。

5 参考文献

- [1] Rssell J. Wakeman and Danny O. Wright. Closed loop turbocharger control with transient wastegate functions, SAE 860487(SP-653).
- [2] 蒋德明. 内燃机的涡轮增压 [M]. 北京：机械工业出版社，1986.
Jiang Deming. ICE Turbocharger [M]. Beijing: Press of machinery industry, 1986.
- [3] 王恩华，周明. 可变涡轮增压器与发动机匹配分析 [J]. 车用发动机，2003 (4)：18-21.
Wang Enhua, Zhou Ming. Variable nozzle turbocharger match engine analysis [J]. Vehicle engine, 2003 (4)：18-21
- [4] Akiko Kawamoto, Yukio Takahashi, Takaaki Koike. Geometry System Turbocharger for Passenger Car Diesel Engine. SAE Paper:2001-01-0273.
- [5] 郭林福，马朝臣等. 可变几何涡轮增压器与发动机稳态匹配模型研究 [J]. 内燃机学报，2003(2):155-160. Guo Linfu, Ma Chaochen. The steady engine model with variable geometry

turbocharger[J]. Journal of internal combustion engine, 2003(2):155-160.

[6] 郭林福, 马朝臣等.VGT 对柴油机经济性和动力性影响的试验研究[J]. 内燃机学报, 2004(2):116-121. Guo Linfu, Ma Chaochen. Experimental study of VGT on fuel economy and power of diesel engine[J]. Journal of internal combustion engine, 2004(2):116-121.

[7] 刘威, 张波涛等. 电控高压共轨柴油机智能仿真模型应用研究[J]. 柴油机, 2014(4):19-22. Liu Wei, Zhang Botao. Intelligent Simulation Model Application Research for Electronic Control Common Rail Diesel Engine Development [J]. Diesel engine, 2014(4):19-22.

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!

柴油机实时模型的应用研究

刘印 李山岭 商鹏 夏兴兰

(一汽无锡油泵油嘴研究所)

关键词：发动机实时模型、硬件在环、瞬态工况

摘要：首先，利用GT-suite软件建立详细的发动机模型，并把油泵试验台架获得的喷油规律等参数输入到发动机模型中。并通过外特性试验数据来完成发动机稳态工况的标定，功率、扭矩的误差在3%以内。通过ETC循环来获得的增压压力来标定发动机瞬态工况下涡轮增压器的瞬态特性。然后通过一定的简化获得的实时计算模型的计算速度大大提高，而计算精度几乎没有降低。最后把发动机实时模型下载到HIL系统上进行测试，测试结果显示发动机模型能满足实时系统的需要。通过对其中一缸“断油”可知，发动机模型可以很好的反应缸喷油特性变化时对该缸性能的影响。

APPLICATION OF REAL-TIME DIESEL ENGINE MODEL

LiuYin ;Li Sanling ;ShangPeng ;Xia Xinglan

(FAW Co., Ltd R&D Center Wuxi Fuel Injection Equipment Research Institute, China)

ABSTRACT:

KEYWORDS: Real-Time Engine Model; Hardware-in-the-Loop; Transient Operation
Firstly, The detailed engine model was set up using commercial software GT-Suite[®], with the measured injection profiles and other operating parameters adopted in the model. The engine full load mode calibration result showed that the simulated power and torque match experiment data within 3%. Turbocharger transient performance was calibrated with the boosted pressure curve obtained from engine ETC Cycle. And secondly, the model computation speed was increased quite a lot by simplifying the model mentioned above, while the precision was nearly not affected. Finally, the model was download into HIL system, testing result showed the model could meet system real-time requirement. Judging from one cylinder fuel injection cut, the model could respond that cylinder transient performance change very well.

1 前言

基于模型的控制策略开发提高了产品的开发效率、减少了开发使用费用，硬件在环(HIL)作为其重要的一部分被广泛应用^[1]。在HIL系统中，一个高精度的发动机模型是开发复杂、高精度控制策略的必要工具，但现在大部分厂家在HIL系统上使用的模型为均值模型，这类模型的不足是需要大量的实验数据进行标定、模型不能反映一个工作循环内发动机性能的变化。尤其是后面一点严重制约着更高排放要求的共轨柴油机控制策略的开发，如发动机模型需要能反映喷油规律变化对其性能的影响、需要考虑多次喷射之间的相互影响等，这些要求都是均值模型无法满足的。故建立一个高频的实时发动机物理模型是开发更高级HIL平台的

需要。实时物理模型不但要保留物理模型的计算精度而且要有快速计算速度，对于这两个相互制约的要求，IDAJ公司的GT-power-RT软件给出了完整的解决方案。

首先，利用GT-power建立了一台6缸直列式涡轮增压柴油机的详细模型，并利用测量的功率、油耗等实验数据对模型进行对标。然后利用简化流程及优化的方法来简化发动机模型，最后把发动机实时模型下载到HIL系统上对发动机模型进行测试，并对发动机的其中一个汽缸进行“断油”来观察发动机性能的变化。图1共轨柴油机HIL系统示意图。

2 发动机实时模型的建立

GT-power 是一维发动机性能仿真软件包，它可以建立包括燃烧和放热、进排气系统、增压系统和摩擦损失等子系统。建模中考虑的因素越多，一般建立的模型也越复杂，模型的计算精度也越高，如考虑涡轮增压器的滞后特性，需建立处详细的放气阀模型等，但是复杂模型导致仿真运算速度降低，故建立可靠的发动机高频实时模型，首先要建立详细的物理模型，在物理模型的基础上逐渐简化模型，但是要保持模型的计算精度误差不能超过 5%。表 1 给出了发动机的结构参数。

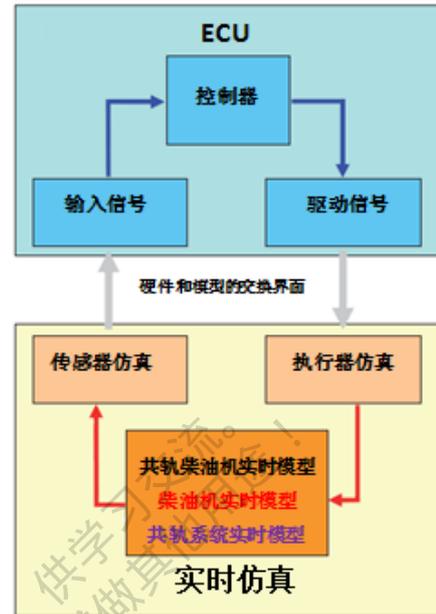


图 1HIL 系统模型运行框图

表 1 发动机主要参数

发动机类型	直列、6缸、水冷、四冲程、涡轮增压
缸径/行程	110*135mm
排量	7.7 L
压缩比	17.5
连杆长度	270 mm
TDC 活塞顶隙	0.8 mm
进/排气门数	2个/2个
发火次序	1-5-3-6-2-4

2.1 发动机详细模型的建立

2.1.1 发动机模型稳态工况的标定

图 2 给出了采用 GT 软件建立的发动机工作过程计算模型，其中包括涡轮增压器、中冷器、进排气道、进排气管、气缸等。在此燃烧模型是采用可预测的 DIPulse 燃烧模型，该模型是 Gamma 公司为了处理先进的多次喷射喷油而开发的一款现象级燃烧模型，该模型可以预测直喷式柴油机缸内燃烧，具有计算速度快、计算精度高的优势，与非预测的燃烧模型相比计算速度只慢 5%-10%，并且该燃烧模型的最新版本支持 RT 模型。图 3 为输入给燃烧模型的实验获得发动机喷油规律，模型中总共输入 290 条不同轨压、不同脉宽下的喷油规律，图 3 给出了 1200bar 时的喷油规律。

DIPulse 燃烧模型是基于缸内的初始条件来预测燃烧率。缸内初始状态包括缸内的压力、温度、混合物的组分（新鲜空气、燃油、参与废气）以及喷油提前角、喷油规律、喷油量等参数。DIPulse 燃烧模型需要对卷吸率（Entrainment Rate）、点火延迟（Ignition Delay）、预混

燃烧率(Premixed Combustion Rate)、扩散燃烧率(Diffusion Combustion Rate)这四个参数进行标定。由于放气阀模型没有详细的结构参数及弹簧性能参数未知,利用实验获得的增压压力,通过 PID 控制来调节放气阀的开度,使得计算的增压压力和实验获得的增压压力一致。图 4 是模型的计算和实验结果的对比,从结果可以看出功率、扭矩的误差都在 3%以内,比油耗的最大误差在约为 2%,中冷后的增压压力模型中是通过 PID 控制的,故实验结果和计算结果高度吻合。PID 调节出的不同增压压力下的放气阀的有效直径如图 5 所示。

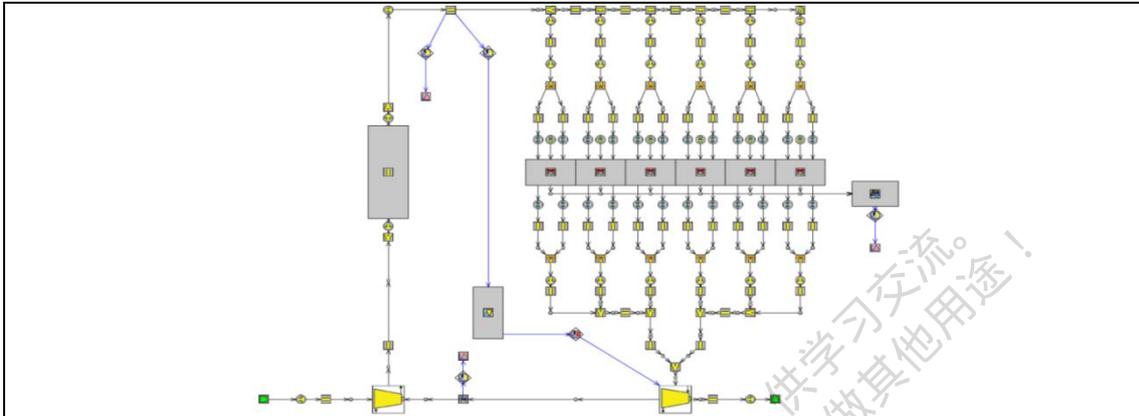


图 2 详细的发动机物理模型

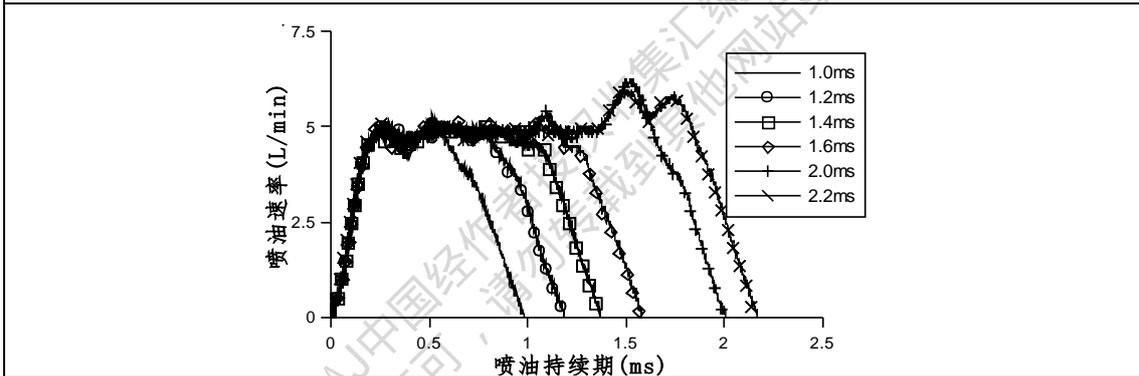
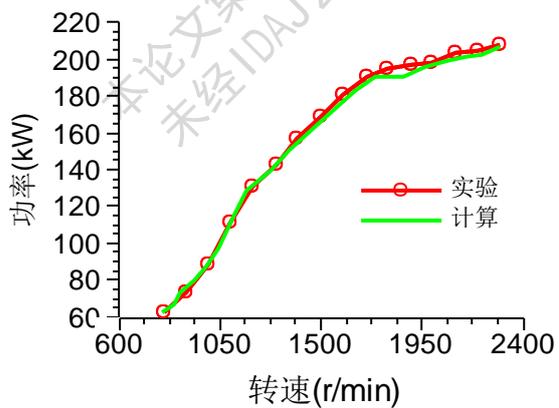
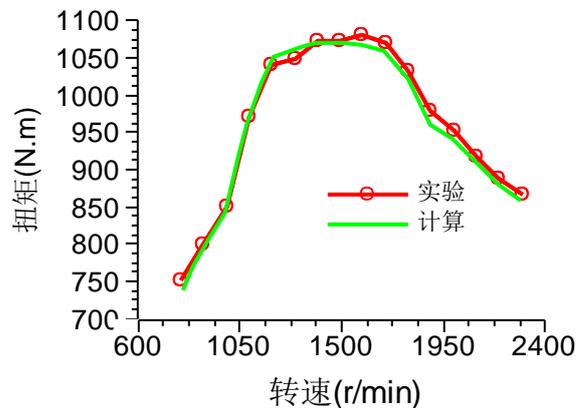


图 3 燃烧模型需要的喷油规律



功率



扭矩

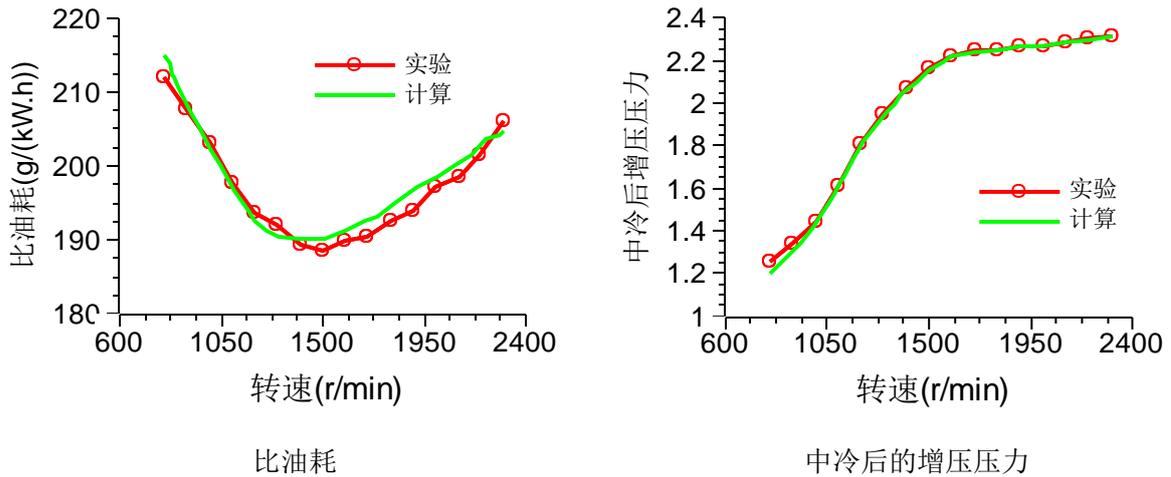


图 4 模型计算结果和实验结果的对比

2.1.2 发动机模型瞬态工况模型的标定

由于车用发动机绝大部分运行在瞬态工况点，故需要标定发动机模型的瞬态工况，瞬态工况下发动机的燃油系统的滞后现象很小，主要是换气系统会有滞后现象，标定发动机的瞬态特性，主要是标定发动机涡轮增压器的响应特性。涡轮增压器的响应特性主要由涡轮机和压缩机的惯性、放气阀的响应特性决定。如果建立详细的放气阀模型，发动机计算模型的计算速度很慢，故在此先不考虑放气阀的响应特性，只标定涡轮增压器的转动惯量^[2]。

图 6 给出了发动机 ETC 循环对应的轨压、发动机转速、主喷提前角、主喷油量、预喷提前角、预喷油量，其中当预喷油量为 0 时，预喷提前角为 78deg。把这些数据输入到发动机模型中，模型计算了不同转动惯量下进气压力的变化，部分计算结果如图 7 所示。可以看出随着转动惯量的增大，增压压力的跟随性逐渐降低，当转动惯量为 $1e-3kg.m^2$ 时，跟随性最差，增压压力和实验数据相比严重滞后。转动惯量为 $2.57e-5kg.m^2$ 时，计算的增压压力和实验值最接近。

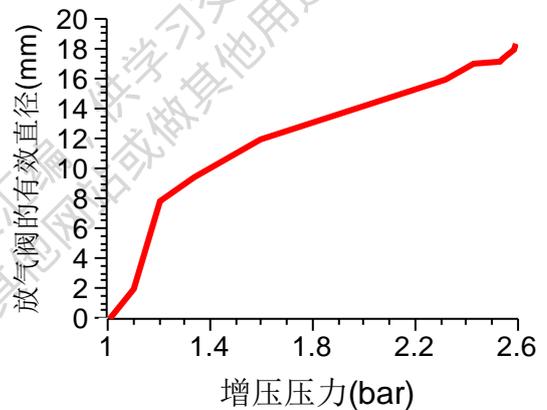
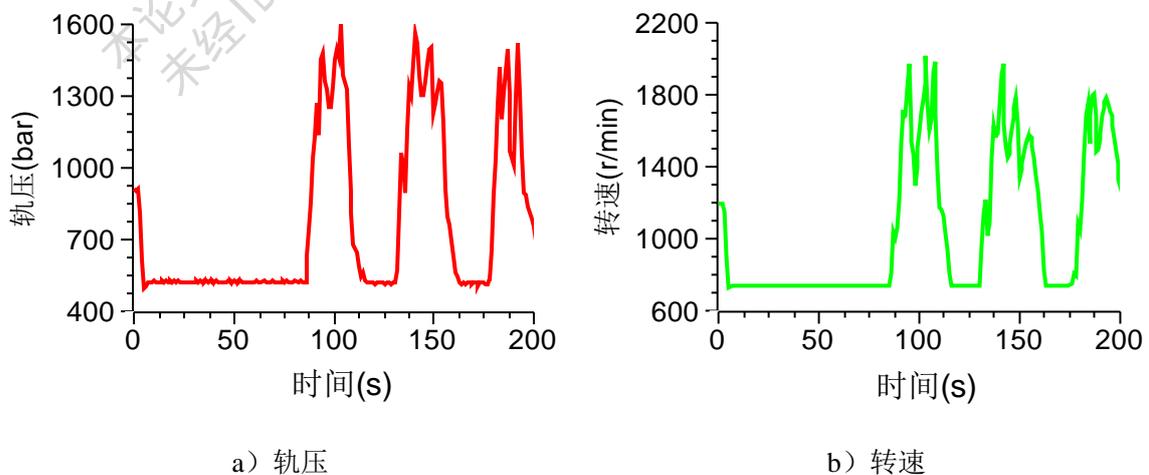


图 5 不同增压压力对应的放气阀直径



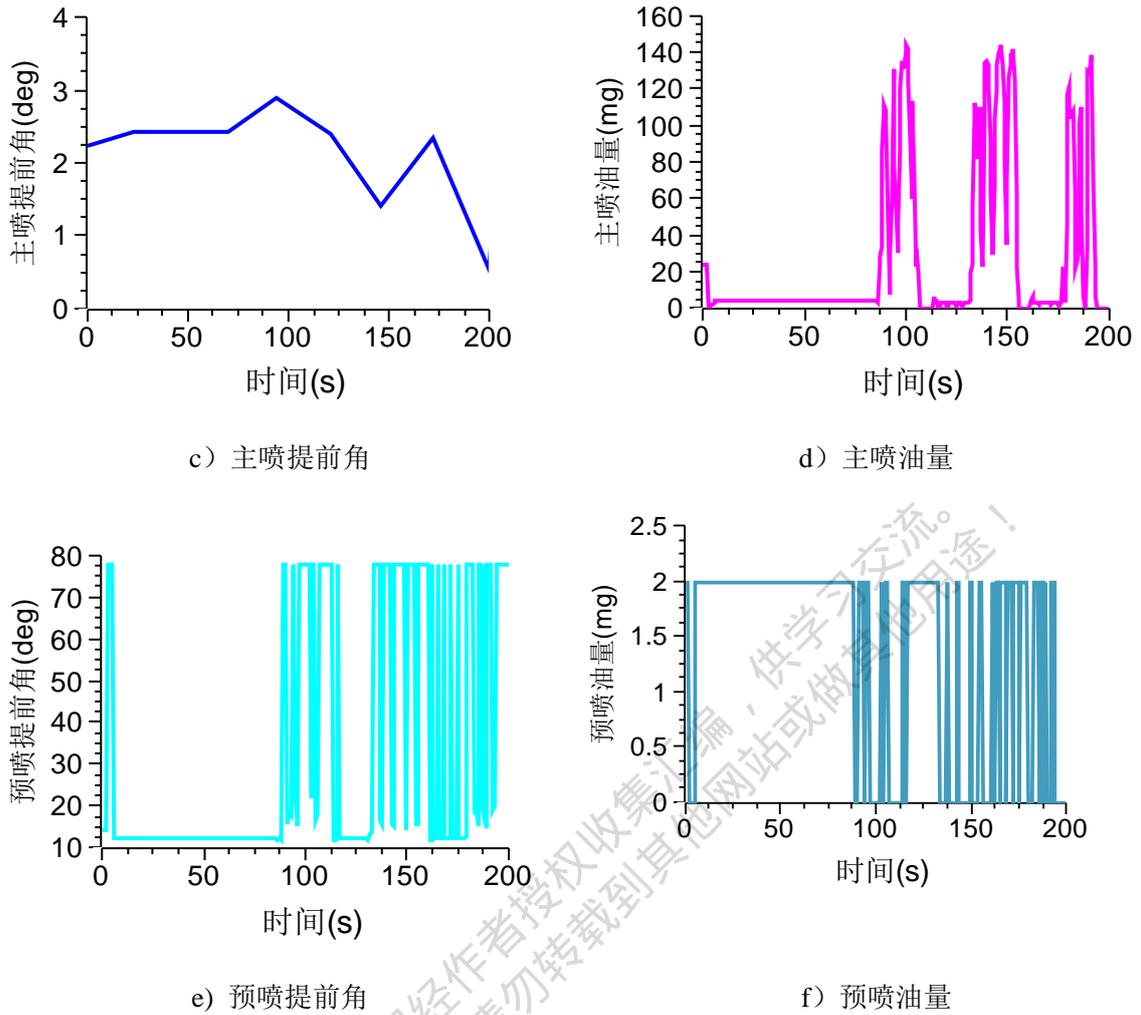


图 6 ETC 循环输入到发动机模型的部分实验数据

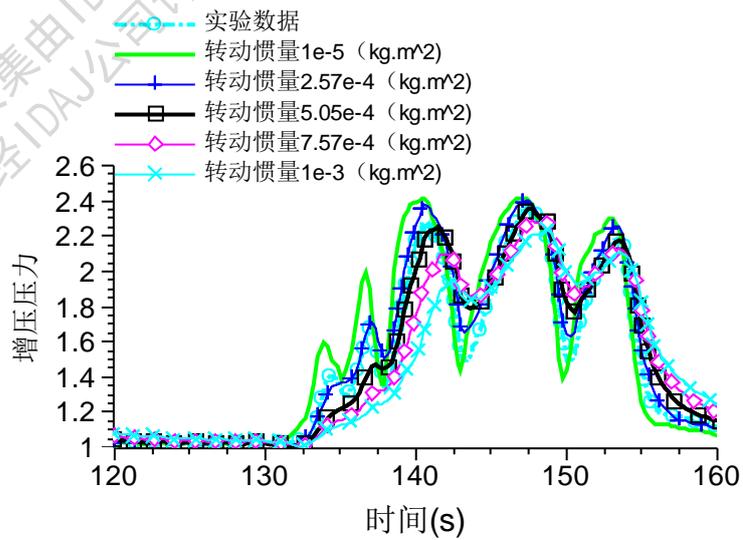


图 7 不同涡轮增压器转动惯量下发动机模型计算的增压压力

2.2 发动机模型的简化^[3]

GT-power 为简化模型提供了可行的方法及流程, 按着这些步骤我们一般会得到一个快速计算的实时模型, 主要步骤如下: 1) 关闭不必要的输出; 2) 合并排气道; 3) 合并涡轮前的管道; 4) 增大排气系统的离散长度; 5) 去除中冷器; 6) 调整进气系统的离散长度; 7) 增加最大计算步长。每简化一步后的发动机模型的计算结果如图 8 所示, 从图可以看出, 转速 800r/min 时第一步对应的每个循环的计算时间为 1.25min, 到第七步时每个循环的计算时间已经变为 0.25min, 几乎降低为第一步时的 20%; 1200r/min~2000r/min 的转速范围内, 第一步对应的每个循环的计算时间为 1min, 而第七步对应的每个循环的计算时间为 0.15min 左右, 为第一步时间的 15%。故可以认为经过模型简化, 模型的计算时间大幅缩短, 模型的计算步长变化很大, 但是模型的计算精度几乎不变。

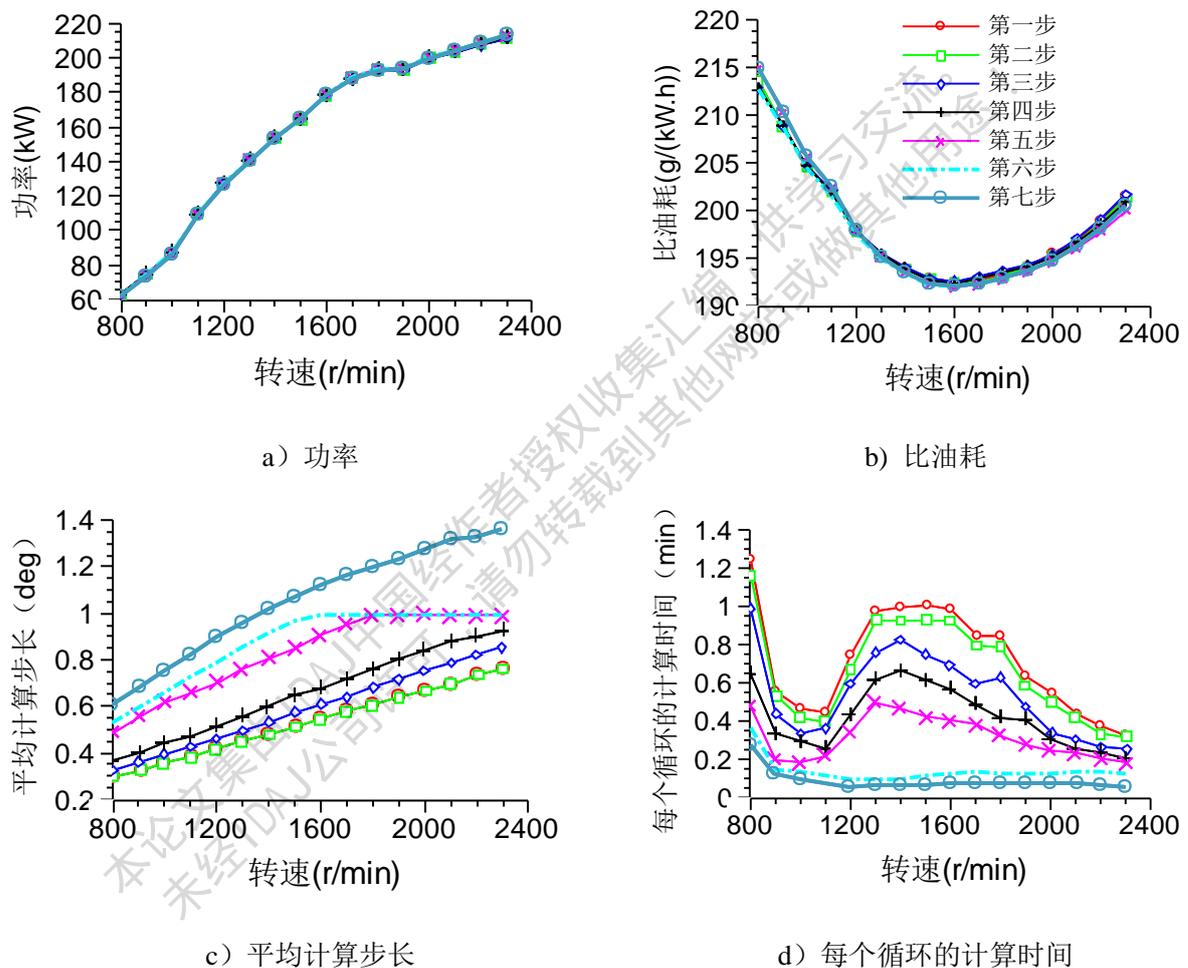


图 8 模型每次简化后的计算计算结果及模型计算速度

2.3 发动机模型的测试^[4]

为了把发动机实时模型生成下载到 HIL 系统上能接受的模型文件, 需要安装一些软件平台, 如 NI Veristand 2011、Visual Studio 2008 这两个软件。第一个是 HIL 系统的平台软件, 第二个软件是实时模型的编译软件。实时模型生成*.dat、*.dll、*.trb、*.cmp 四个文件, 把这四个文件下载到 HIL 系统上即可。图 9 是带有外部接口的具有多次喷射能力的发动机高频实时模型。输入给发动机的总共有 24 个接口。图 10 是发动机模型在 HIL 系统上运行时的界面。

合能在我们的 HI 系统台架上顺利运行。

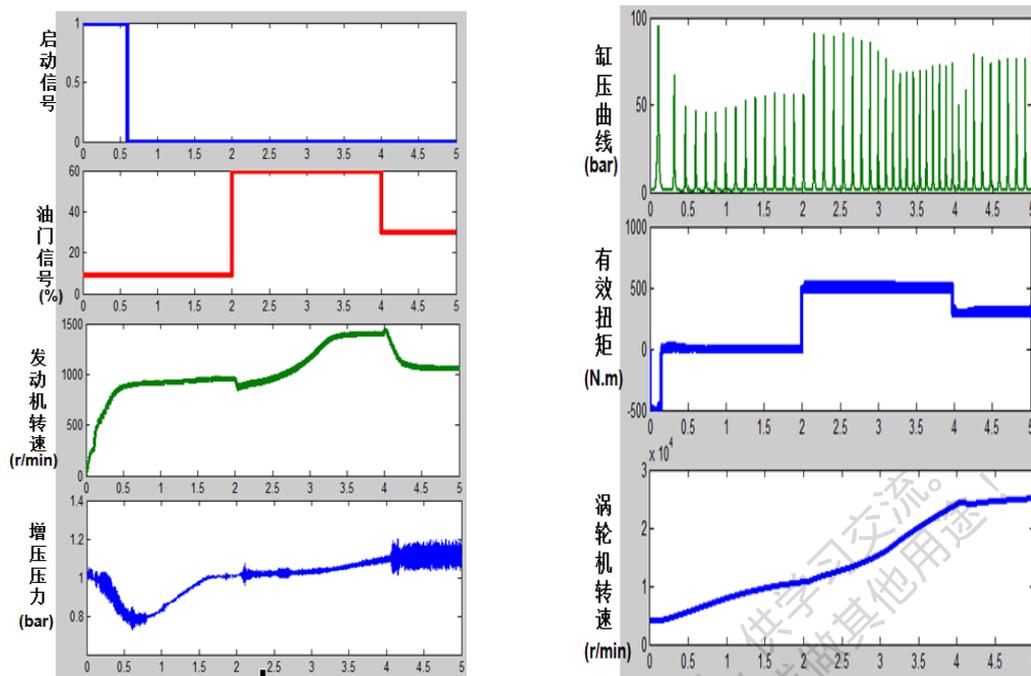


图 11 发动机模型启动及过渡工况的测试结果

2) 设置发动机的轨压为 700bar，在测功机的定转速模式下目标转速设置为 1000r/min，则发动机的转速变化如图 12 所示。忽然灭掉其中的一个汽缸，发动机的转速发生变化，变化后的转速如图 13 所示。从图中可以看出，灭缸前，各缸的转速变化很小，转速的最大值为 1010r/min，最小转速为 987 r/min，最大转速波动为 13 r/min；灭缸后发动机的最大转速变为 1015 r/min，而最小转速变为 980 r/min，转速波动为 25 r/min，转速波动比灭缸前增大一倍。该测试可以很好的反映本发动机模型在一个工作循环内（720 度曲轴转角）各缸喷油量的变化对发动机性能的影响。

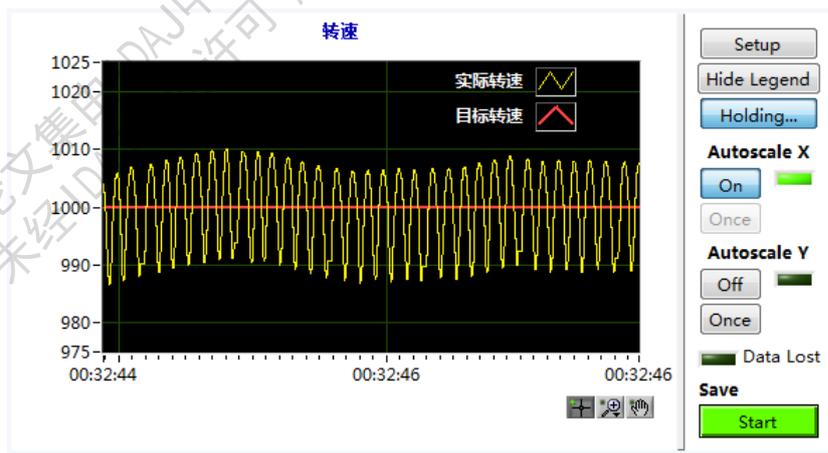


图 12 灭缸前发动机转速的变化

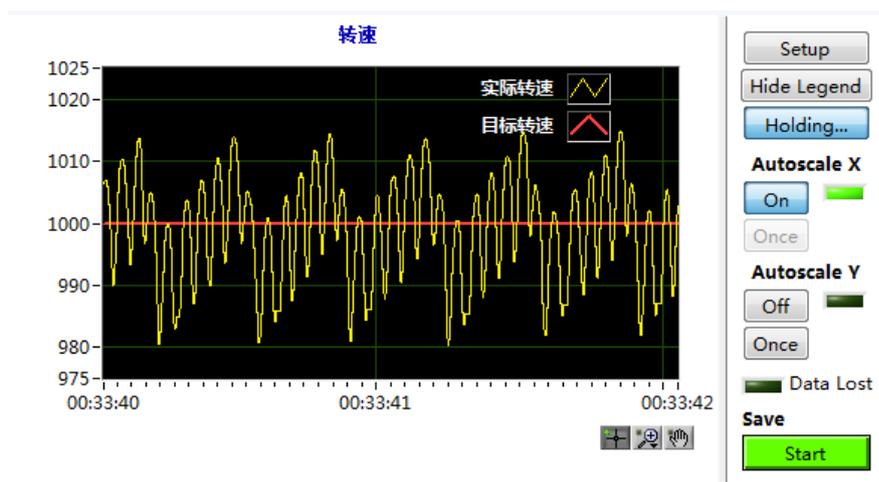


图 13 灭缸后发动机转速的变化

3 结论

为了进行高精度控制策略的开发，需要高精度发动机模型，GT-SUITE 软件提供了一个方便可行的建立实时高频模型的方法和流程。其主要体现在以下几个方面：

a) 通过 GT-power 软件可以建立详细的发动机模型，通过对发动机稳态工况的标定，外特性工况点的功率、扭矩的计算值和实验值吻合较好，计算误差在 3% 范围以内。

b) 通过 ETC 的实验结果来标定发动机的瞬态工况，主要是标定涡轮增压器的响应特性，涡轮增压器的转动惯量为 $2.57e-5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ 时，计算的增压压力和实验值最接近。

c) 通过一定的方法可以把详细的发动机模型简化为实时的高频模型，方法主要包括：1) 关闭不必要的输出；2) 合并排气道；3) 合并涡轮前的管道；4) 增大排气系统的离散长度；5) 去除中冷器；6) 调整进气系统的离散长度 7) 最大计算步长。通过以上步骤，模型的计算速度大大提高，而模型的精度基本没变。

d) 实时模型顺利下载到 HIL 系统上，进行了模型的实时性测试，测试结果显示模型能实时的运行在 HIL 系统上；测试了燃油系统变化对发动机性能的影响，测试结果能很好的反映某一缸的喷油特性变化时，该缸对应的发动机性能（转速）也发生变化，即反映本发动机模型在一个工作循环内（720 度曲轴转角）各缸喷油量的变化对发动机性能的影响。

参考文献

- [1] Agostino Gambarotta, Gabriele Lucchetti [University of Parma], Andrea Ruggiero, Michele Sciolla [Fiat]. HiL/SiL System for the Simulation of Turbocharged Diesel Engines [J]. MTZ 2012.2
- [2] Gambarotta, A.; Lucchetti, G.; Vaja, I.: "Realtime Modelling of Transient Operation of Turbocharged Diesel Engines". Proc. IMechE Vol. 225 Part D: J. Automobile Engineering, 2011
- [3] GT-SUITE Engine Performance Application Manual "Fast Running Models". VERSION 7.5
- [4] Wätermann, P.: "Hardware-in-the-Loop: The Technology for Testing Electronic Controls in Automotive Engineering". In: 6th Paderborn Workshop "Designing Mechatronic Systems", Paderborn, 2009

GT-SUITE 预测燃烧模型在天然气发动机开发中的应用

GT-SUITE Predictive Combustion Model in the Application of the Natural Gas Engine Development

马义 李红洲 王晓辉

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 软件建立具有快速运算功能的天然气发动机湍流火焰预测燃烧模型, 结合试验数据验证了模型的计算精度, 基于该模型对 ETC 循环排放预测、燃气系统响应分析、DOC 匹配以及 WHTC 冷循环标定策略优化进行了研究。研究表明, GT-SUITE 预测模型在天然气发动机瞬态排放的预测精度达 20%, 同时在发动机后处理匹配及标定策略优化方面具有很好的应用前景。

关键词:天然气发动机, 预测燃烧模型, 快速运算, WHTC

Abstract: The natural gas engine with fast operation functions turbulent flame predictive combustion model was established by GT-SUITE software, the calculation precision of model is verified by the test data. The ETC cycle emissions prediction, fuel gas system response analysis, DOC match and WHTC cold cycle calibration strategy optimization is also studied. The results show that the natural gas engine transient emissions prediction accuracy of GT-SUITE predictive model is within 20%, at the same time in engine after treatment matching and calibration strategy optimization has the very good application prospect.

Key words: Natural gas engine; Predictive combustion model; Fast running; WHTC

1 前言

随着能源的日益枯竭和排放法规的日趋严格, 天然气作为一种替代燃料成为近年来国内外发动机行业的研究热点^[1-3]。目前天然气发动机燃烧与排放预测主要依赖三维 CFD 软件, 三维 CFD 软件计算速度慢且只能预测稳态工况, 而发动机瞬态过程的复杂性决定了其与稳态工况存在较大的差异性^[4-6]。为了分析天然气发动机瞬态工况下工作特性, 本文采用 GT-SUITE 一维计算软件建立了天然气发动机预测燃烧模型, 从 ETC 循环排放预测、燃气系统响应分析、DOC 匹配以及 WHTC 冷循环标定策略优化这几个方面展开深入研究。

2 计算模型

2.1 理论基础

GT-SUITE 湍流火焰模型采用双区燃烧模型^[7-8], 充分考虑燃烧室形状、点火位置及点火时刻、缸内气流运动、燃料属性对燃烧过程的影响。可预测均质点燃式发动机燃烧放热过程, 火焰前锋的燃料卷吸率及燃烧放热率计算公式如下:

$$dM_e/dt = \rho_u \cdot A_c \cdot (S_T + S_L) \quad (1)$$

$$dM_b/dt = (M_e - M_b) / \tau \quad (2)$$

$$\tau = \lambda / S_L \quad (3)$$

式中 M_e 为未燃混合气质量; t 为时间; ρ_u 为未燃混合气密度; A_e 为火焰前锋边缘卷吸面积; S_T 为湍流火焰燃烧速度; S_L 为层流火焰燃烧速度; M_b 为已燃混合气质量; τ 为时间常数; λ 为泰勒微尺度长度。

DOC 化学反应模型为带有反应物化学当量浓度的全局反应, 化学反应速率遵循修正的 Arrhenius 定律, 反应速率计算公式为:

$$R = A * T^b * \exp(-E_a/T) * \{conc\} * f(G_i) \quad (4)$$

式中 R 为化学反应速率; A 为指前因子; T 为气体或壁面温度; b 为温度指数; E_a 为活化能; $\{conc\}$ 为反应物浓度; $f(G_i)$ 为抑制函数。

2.2 模型建立

表 1 为某款天然气发动机及 DOC 基本参数, 图 1 为 GT-SUITE 软件建立的天然气发动机的一维热力学详细计算模型, 模型包含了发动机主体模块、DOC 模块、增压器和节气门 PID 等控制模块。模型输入各种与发动机转速和负荷相关的参数 Map, 如 λ 、点火角、进气压力 (MAP)、增压压力、油门负荷特性等, 图 2 为 λ 和点火角 map。缸内燃烧模型为湍流火焰模型, 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。为了提高运算速度, 在保证压力损失、壁面换热和充气效率不变的条件下, 对模型中的进排气管路、气道、气门结构进行了简化, 中冷器模型替换为台架实测数据拟合形成的, 可计算中冷效率的半预测模型, 调整管路离散长度和模型计算步长, 最终模型计算所需 CPU 时间由原来详细模型的 30xRT(Real time)缩短至 6xRT。

表 1 发动机及 DOC 参数

发动机参数		DOC 参数	
排量 (L)	12.5	载体容积 (L)	9.9
供气方式	单点喷射	载体材料 (-)	堇青石
额定转速 (r/min)	1900	通道密度 (cpsi)	400
额定功率 (kW)	287	通道壁厚 (mm)	0.18

— 发动机模块 - - - DOC 模块 - - - 控制模块

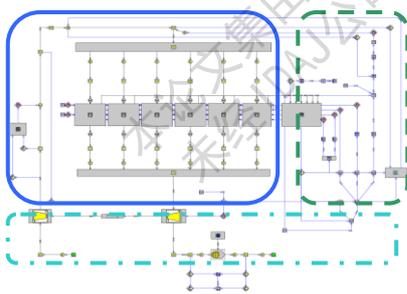
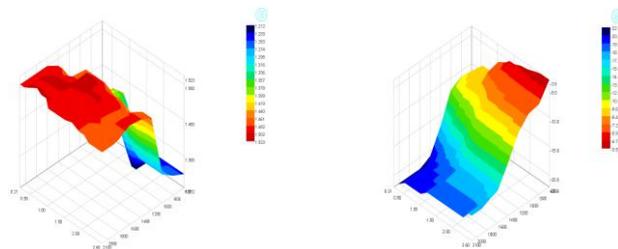


图 1 GT-SUITE 预测模型



(a) lambda map

(b) 点火角 map

图 2 发动机模型输入 map

2.3 模型校正

为了标定计算模型, 从稳态试验测量的数据中挑选 52 个工况点, 见图 3。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 为稳态工况计算与试验结果对比, 扭矩、爆发压力计算误差在 5% 以内; 燃烧重心 MFB50 和燃烧持续期 MFB10-90 计算误差分别在 2.5° CA 和 3° CA 以内; NO_x 排放计算误差在小于 200ppm, HC 计算误差小于 400ppm。图 5、图 6 分别为 1200r/min

和 1900r/min 的瞬态扭矩响应计算与试验结果对比, 校正扭矩响应过程可以修正增压器及节气门 PID 控制参数, 使发动机瞬态变工况下节气门开启延迟和增压器放气阀控制与实际一致, 即增压压力与 MAP 变化与实际一致, 由图可以看出瞬态过程扭矩、增压压力和 MAP 计算与试验结果基本一致。发动机稳态与瞬态工况计算与试验结果对比证明了该模型的具有较好的计算精度。

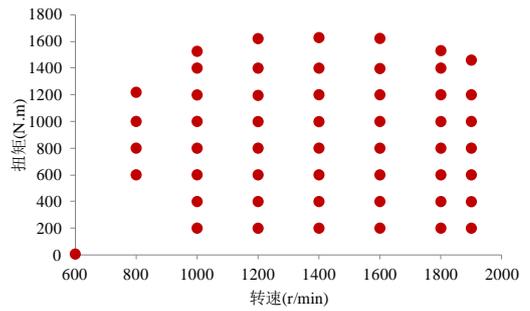


图3 发动机工况点

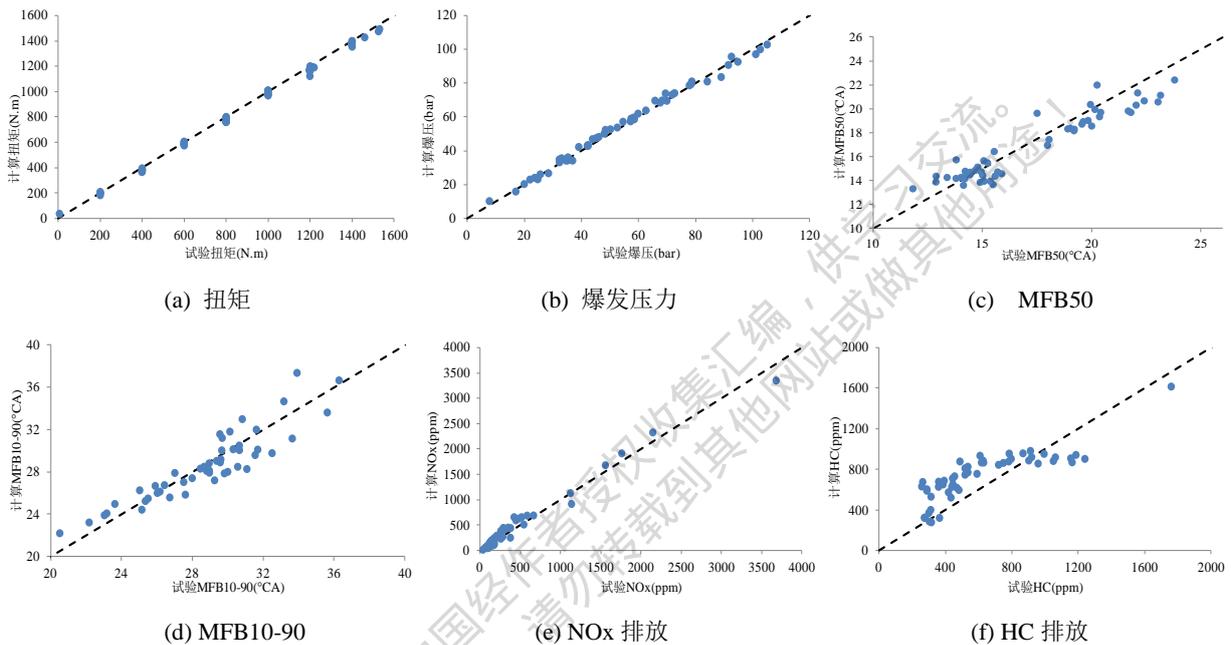


图4 发动机稳态工况校正

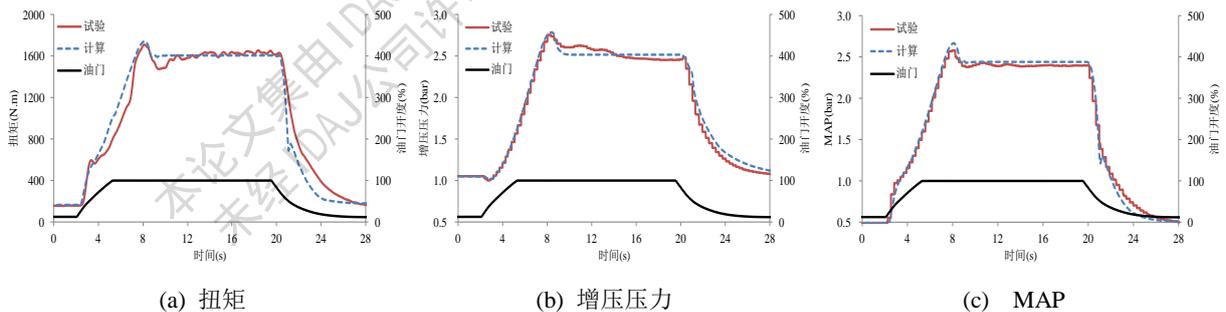


图5 1200r/min 瞬态扭矩响应校正

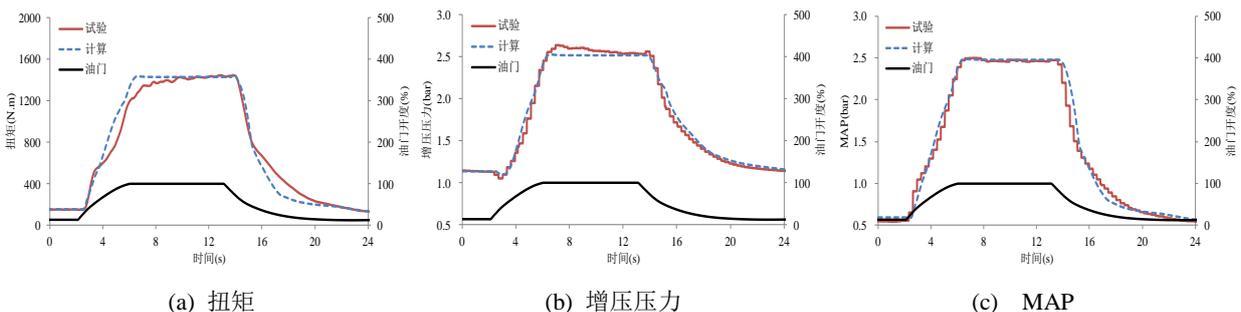


图 6 1900r/min 瞬态扭矩响应校正

3 计算结果

3.1 ETC 测试循环排放预测

图 7 为 ETC 扭矩和转速计算结果，由图可知除工况变化频繁时的扭矩计算误差偏大以外，其他工况瞬态转速与扭矩计算结果与试验吻合较好。表 2 为 ETC 排放计算结果，NO_x、HC 比排放计算误差分别为 18.4%、13.8%，BSFC 计算误差为 0.2%。排放计算误差来源有两个，一是稳态模型校正误差，二是瞬态过程尤其是工况变化频繁时 Lambda 和点火角修正误差。

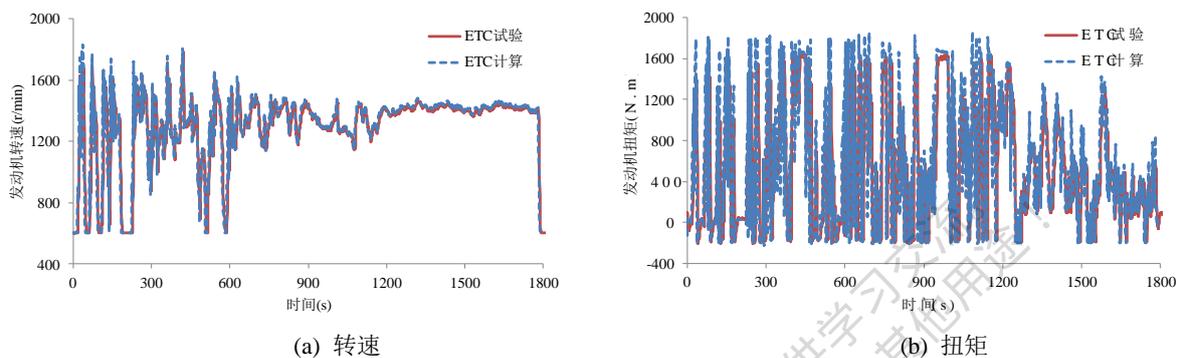


图 7 ETC 扭矩和转速

表 2 ETC 排放计算结果

类型	试验	计算	误差
NO _x (g/kW.h)	1.41	1.67	18.4%
HC (g/kW.h)	3.85	3.32	13.8%
BSFC (g/kW.h)	228.3	228.8	0.2%

3.2 燃气系统响应分析

天然气发动机燃气系统响应快慢直接决定了瞬态工况 Lambda 跟随性的好坏，燃气系统响应越快，缸内混合气出现过浓过稀的情况就越少，越有利于燃烧的组织。表 3 为 ETC 循环下，燃气系统响应时间对排放和油耗的影响，计算结果表明，响应时间减小 20ms，NO_x、HC 比排放分别降低 3.0%、3.0%，BSFC 降低 0.1%，而响应时间增加 20ms，NO_x、HC 比排放分别增加 5.4%、3.3%，BSFC 增加 0.1%，天然气发动机燃气系统响应时间对排放影响较大，对 BSFC 影响较小。

表 3 燃气系统响应计算结果

响应时间 (ms)	30	10	50
NO _x (%)	100.0	97.0	105.4
HC (%)	100.0	97.0	103.3
BSFC (%)	100.0	99.9	100.1

3.3 DOC 匹配

天然气发动机采用稀薄燃烧路线达到国 V 排放标准，通过调整发动机 Lambda 和点火角，使机内 NO_x 达到国 V 限值，HC (90%以上为 CH₄) 则通过 DOC 氧化去除。图 8 为根据后处理厂家提供的试验数据拟合成的三种 DOC 方案起燃温度特性曲线，它们的起燃温度分别为 DOC 1/DOC 2/DOC 3: 320° C /350° C /380° C (空速 Sv=500001/h)，图 9 为这三种 DOC 方案与发动机匹配计算结果，计算工况选择 ETC 测试循环。从图 9(a)可以看出，DOC 1 的转化效率最高，DOC 2 转化效率居中，DOC 3 的转化效率最低；图 9(b)中 DOC 出口归一化累计 HC 排放也同样证明了这点；图 9(c)表明 DOC 综合效率计算结果低于试验结果，

平均误差在 10% 左右。

由图 9 还可以发现, 三种 DOC 方案的 ETC 综合转化效率范围为 50%-90%, 而天然气发动机 ETC 工况 DOC 平均温度大于 400°C , 对应于图 8 中三种 DOC 方案的稳态转化效率均已超过 90%。说明在平均温度相同条件下, 受空速和排气组分的影响, DOC 在瞬态工况下转化效率要低于稳态工况。

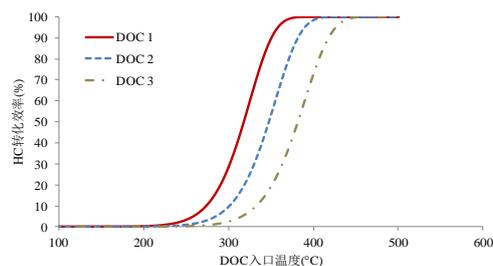


图 8 DOC 的 HC 起燃温度特性

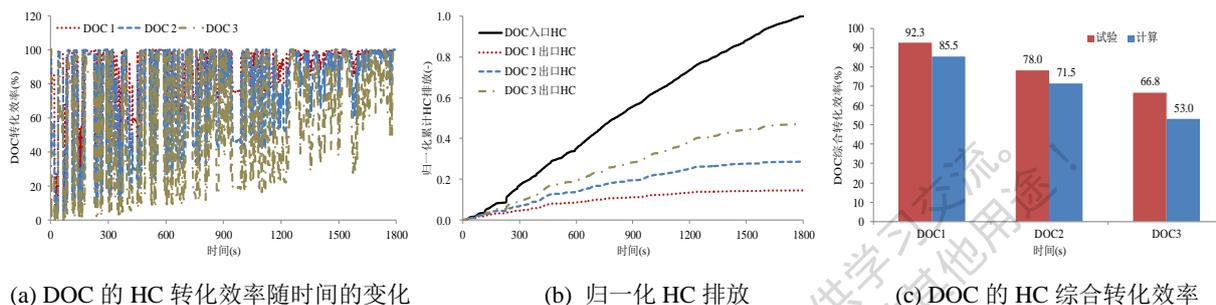


图 9 DOC 匹配计算结果

3.4 WHTC 冷循环策略优化

与 ETC 测试循环相比, WHTC 测试循环的城市工况比重增加, 平均转速和平均负荷要低于前者, WHTC 冷循环是在冷启动发动机后不经过预热直接进入运行测试循环, 因此 WHTC 冷循环尤其是冷启动过程中的排气温度要远低于 ETC 测试循环, 随之而来的问题是, DOC 入口温度偏低, 导致 DOC 转化效率下降, HC 排放增加。冷启动时, 通过加浓空燃比和推迟点火角可以提高排气温度, 缩短 DOC 起燃时间, 提升 HC 转化效率。模拟 WHTC 冷循环时, 将水温变化作为计算模型的输入, 设定水温达到 85°C 时间为 800s, 仅考虑水温对缸内壁面温度的影响, 不考虑水温对摩擦功的影响, DOC 选用方案 2, 标定优化策略为: 空燃比加浓 5% 和点火角推迟 4°CA , 持续时间 400s。基础标定数据和优化后标定数据排气温度对比如图 10 所示。

从图 10 可以看出, 优化后前 400s 的 DOC 入口温度有大幅提升, 表 4 详细对比结果表明, 优化后 DOC 入口温度达到 350°C 时间由原来的 370s 缩短至 250s, NO_x 比排放比基础值增加 0.7%, DOC 入口 HC 比排放增加 2.0%, DOC 出口 HC 比排放降低了 12.2%, DOC 综合转化效率提升了 5%, BSFC 仅恶化了 0.8%。

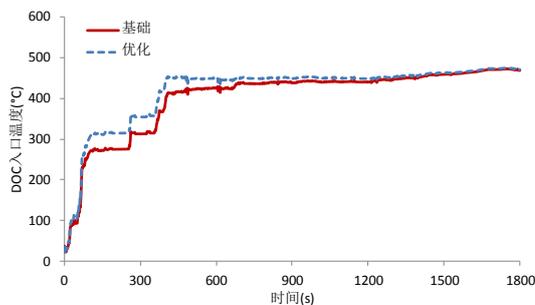


图 10 WHTC 冷循环计算结果

表 4 标定策略对比结果

类型	基础	优化
DOC 温度达到 350°C 时 (s)	370	250
NO_x	(%) 100.0	100.7
DOC 入口 HC	(%) 100.0	102.0
DOC 出口 HC	(%) 100.0	87.8
DOC 转化效率	(%) 63.2	68.2
BSFC	(%) 100.0	100.8

4 结论

- (a) GT-SUITE 预测燃烧模型能较好预测天然气发动机燃烧与排放, ETC 测试循环下 NO_x、HC 比排放计算误差分别为 18.4%、13.8%, BSFC 计算误差为 0.2%。
- (b) 燃气系统响应时间延长会恶化排放和 BSFC, 且对排放影响大于 BSFC。
- (c) ETC 测试循环下, DOC 综合转化效率计算结果与试验结果平均误差为 10%, 受空速和排气组分的影响, DOC 在瞬态工况下转化效率要低于稳态工况。
- (d) WHTC 冷循环采用标定优化策略后 DOC 入口温度达到 350° C 时间由缩短了 120s, NO_x 比排放比基础增加 0.7%, DOC 入口 HC 比排放增加 2.0%, DOC 出口 HC 比排放降低了 12.2%, DOC 综合转化效率提升了 5%, BSFC 仅恶化了 0.8%。

参考文献

- [1] 蒋德明, 黄佐华. 内燃机替代燃料燃烧学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2007.
- [2] George Karavalakis, Maryam Hajbabaei and Thomas Durbin. Influence of Different Natural Gas Blends on the Regulated Emissions, Particle Number and Size Distribution Emissions from a Refuse Hauler Truck[C]. SAE Paper 2012-01-1583, 2012.
- [3] Marco Chiodi, Alessandro Ferrari and Oliver Mack. Improvement of a High-Performance CNG-Engine based on an innovative Virtual Development Process[C]. SAE Paper 2011-24-0140, 2011.
- [4] A. Onorati °, G. Ferrari ° and G. Montenegro °. Prediction of S.I. Engine Emissions During an ECE Driving Cycle via Integrated Thermo-Fluid Dynamic Simulation[C]. SAE Paper 2004-01-1001, 2004.
- [5] Johann C. Wurzenberger , Peter Bartsch. AVL List GmbH .Crank-Angle Resolved Real-Time Capable Engine and Vehicle Simulation - Fuel Consumption and Driving Performance[C]. SAE Paper 2010-01-0784, 2010.
- [6] Federico Millo ,Giacomo Di Lorenzo. Analysis of the Performance of a Turbocharged S.I. Engine under Transient Operating Conditions by Means of Fast Running Models[C]. SAE Paper 2013-01-1115, 2013.
- [7] Hires, S.D., Tabaczynski, R.J., and Novak, J.M. The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine[C]. SAE Paper 780232.
- [8] Morel, T., Rackmil, C.I., Keribar, R., and Jennings, M.J. Model for Heat Transfer and Combustion in Spark-Ignited Engine and Its Comparison with Experiments[C]. SAE 880198, 1988.

双流道涡轮增压器对发动机性能的影响分析

INFLUENCE ANALYSIS OF ENGINE PERFORMANCE WITH TWIN SCROLL TURBOCHARGER

王占峰¹

1, 中国第一汽车股份有限公司技术中心、发动机部、吉林省长春市创业大街1063号、邮编: 130000

【摘要】

随着国家对油耗和排放的限制要求越来越严, 汽油发动机小型化发展的趋势越为明显, 发动机小型化后对低端性能和瞬态性能要求更为苛刻。双流道增压器相比单流道增压器, 可以明显的改善发动机低端性能同时改善发动机瞬态性能。本文运用一维热力学分析工具详细分析双流道增压器对发动机性能的影响。验证了发动机采用双流道增压器后对动力性能带来的改善。

ABSTRACT

Downsizing tendency of gasoline engine is more obviously with more strictter for fuel and emission limit. But low-end performance and transient performance is more difficulty to achieve target value. Twin scroll turbocharger can improve low-end performance and transient performance of engine compare to single scroll turbocharger. We influence of engine performance with twin scroll turbocharger using 1D thermodynamics software. And validate the performance improvement with twin scroll turbocharger.

【关键词】

双流道增压器、热力学、瞬态、性能

KEYWORDS

Twin-Scroll turbocharger、Thermodynamics、Transient、Performance

1. 概述

在中国, 随着乘用车油耗和排放限值的日益严格, 越来越多的整车企业投入更多的精力开发排量更小、强化程度更高的发动机以满足各种日益严格的法

规限值。同样的车辆匹配排量更小的发动机后，车辆的起步以及加速性能都会带来挑战。因此，如何改善发动机的低端性能和瞬态性能成为发动机开发的关键因素之一。双流道涡轮增压器相比传统的单流道涡轮增压器可以更好的利用发动机的排气能量，明显的提高发动机的低速性能和响应性能。

2. 双流道涡轮增压器的构造及工作原理

双流道涡轮增压器的结构如下图 1 所示。由一个隔板将涡轮的入口分成两个通道，以四缸发动机为例，气缸 1 和 4 汇入一个涡轮通道；气缸 2 和 3 汇入一个涡轮通道。

采用双流道涡轮增压器后，可以避免发动机各缸间的排气干扰，有效的降低各缸的残余废气量，进而改善发动机低端扭矩。当发动机加速时，双流道涡轮增压器相比单流道涡轮增压器可以更加充分的利用排气脉冲能量，提高发动机的瞬态性能。

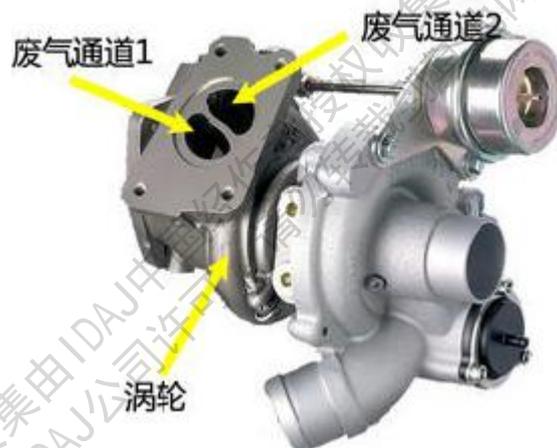


图 2.1 双流道涡轮增压器结构示意图

双流道增压器的涡轮相比单流道的涡轮的流动状态更加复杂，如下图 2.2 所示，双流道增压器的涡轮主要存在三种气流流动状态，A 图所示气流在两个流道同时正向流动，此时两个流道内的气流压力可能相等也可能不相等；B 图所示气流只在一个流道正向流动，另一个流道由于发生阻塞现象而没有气流运动；C 图所示气流在一个流道正向流动，在另一个流道内发生反向流动。

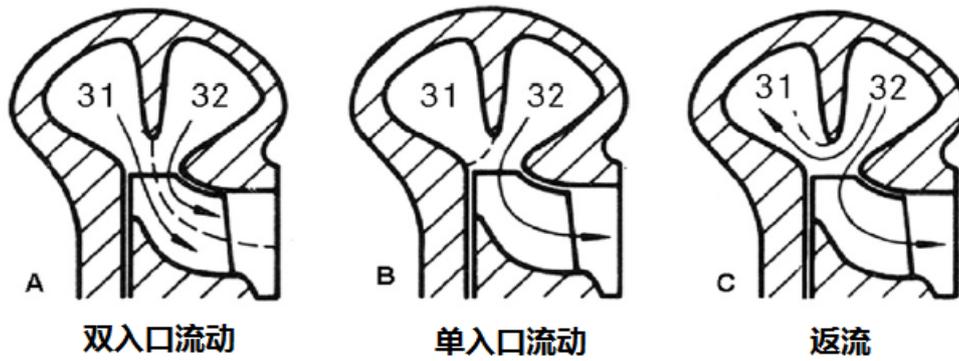


图 2.2 双流道涡轮气流流动状态示意图

鉴于双流道增压器气流流动的特点，为了使得双流道增压器的仿真结果更加准确，越来越多的增压器厂商采用测量 3 个 MAP 的方法获得涡轮的数据。如下图 2.3 所示，其中一个 MAP 为相等的压力测试，其他两个 MAP 是允许一个入口流入，另外一个入口不允许流入，可以看出，单入口的流量比双入口流量的 1/2 要多。

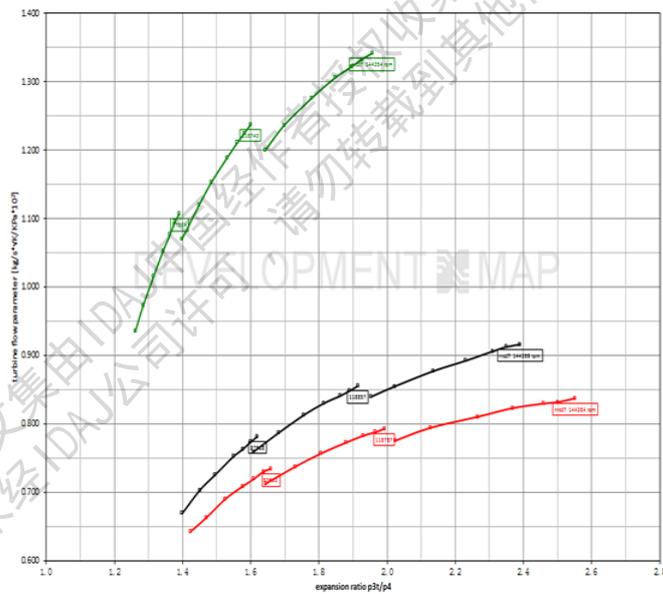


图 2.3 双流道涡轮 MAP 示意图

3. 用于计算的汽油机主要参数

用于本次计算的汽油机主要的参数如下表 3.1 所示：

表 3.1 发动机主要参数

发动机主参数	
缸径 (mm)	76.5

冲程 (mm)	86.9
排量 (L)	1.598
缸数	4
发火顺序	1-3-4-2
压缩比	10
燃油标号	RON 93
性能目标	
额定功率/转速 (kW/ r/min)	125/5500
最大扭矩/转速 (N m/ r/min)	270/1600~4350
升功率 (kW/L)	78
升扭矩 (N m /L)	168
排放水平	欧VI

4. 双流道增压器涡轮的建模仿真

为了使双流道增压器的对发动机动力性能带来的改善更为精准的通过仿真体现出来，相比于传统的单流道增压器的仿真放置了两个涡轮在模型中，将两个涡轮同时连接到一个轴上，并与一个压气机相连，如图 4.1 所示。

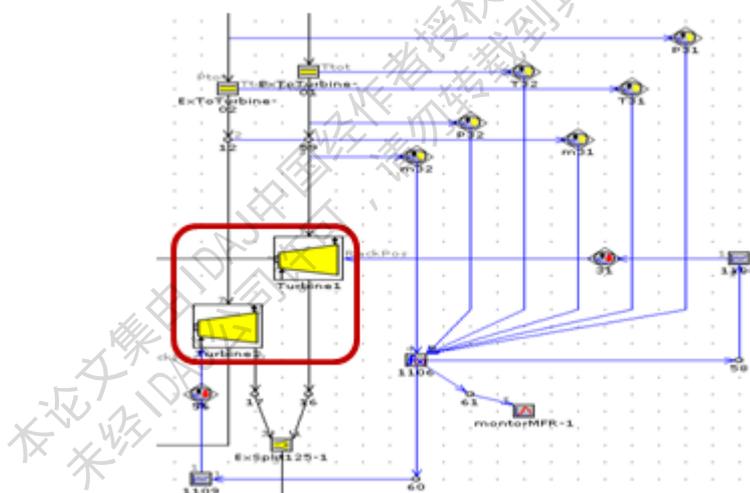


图 4.1 双流道涡轮仿真模型示意图

根据增压器厂商提供的测试数据，在每个涡轮部件中输入 3 张 MAP 数据，如图 4.2 所示。

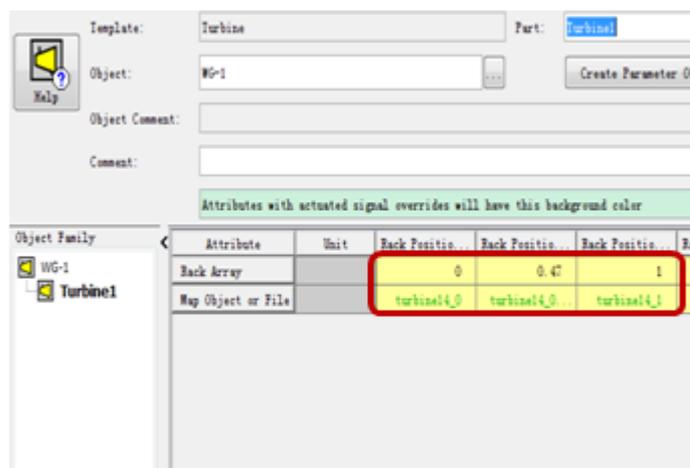


图 4.2 涡轮 MAP 输入格式示意图

每个涡轮入口的质量系数是两个涡轮入口压力的函数。即 MFR (Mass Flow Ratio) $= M_{red,1}/(M_{red,1}+M_{red,2})$, 如图 4.3 所示。当入口压比不是 1 时, 入口的有效面积会变大, 在循环波动中, 气缸产生的交变的压力脉动会导致入口压力的不平衡, 会导致更大的流量, 更高的流量实现通过改变质量流量系数来实现, 质量流量系数是入口压比的函数。

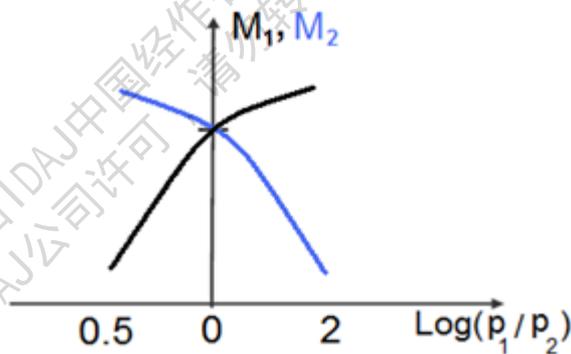


图 4.3 涡轮入口质量系数关系示意图

模型中的每一个涡轮都建立相应的控制系统检测涡轮的温度、压力状态, 并依据此数据计算出各种状态下的 MFR 数值, 相当于每一个涡轮的部件最终都形成可变截面增压器 (VGT) 的属性在不同的 MAP 数据中进行切换。图 4.4 为涡轮入口气流状态与 MFR 数值的关系图, 当 MFR 介于 0 和 1 之间时, 表示为双入口流动状态, 其中 $MFR=0.5$ 为两个涡轮入口压力相等, 其余数值代表两个

入口压力不等；当 $MFR=0$ 或者 1 时，表示为单入口流动状态；当 MFR 大于 1 或者小于 0 时，表示为有返流状态。

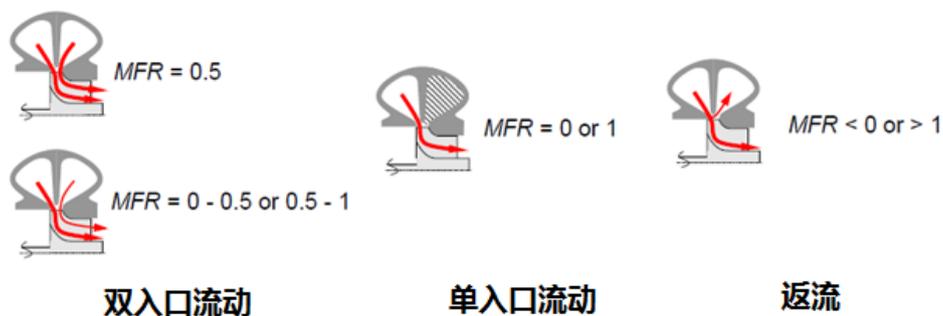


图 4.4 涡轮入口气流状态与 MFR 数值关系示意图

5. 仿真模拟结果

5.1 外特性稳态仿真结果

为了更合理的比较双流道涡轮增压器对发动机性能的改善，在压气机端我们采用的是同一型号。图 5.1 为采用单流道和双流道涡轮的外特性仿真结果对比，从图中可以看出，使用双通道涡轮增压器 GB16TD 发动机 1000 r/min 低端扭矩性能改善 13.3% ；最大扭矩的最低转速从 1500 r/min 降至 1300 r/min 。

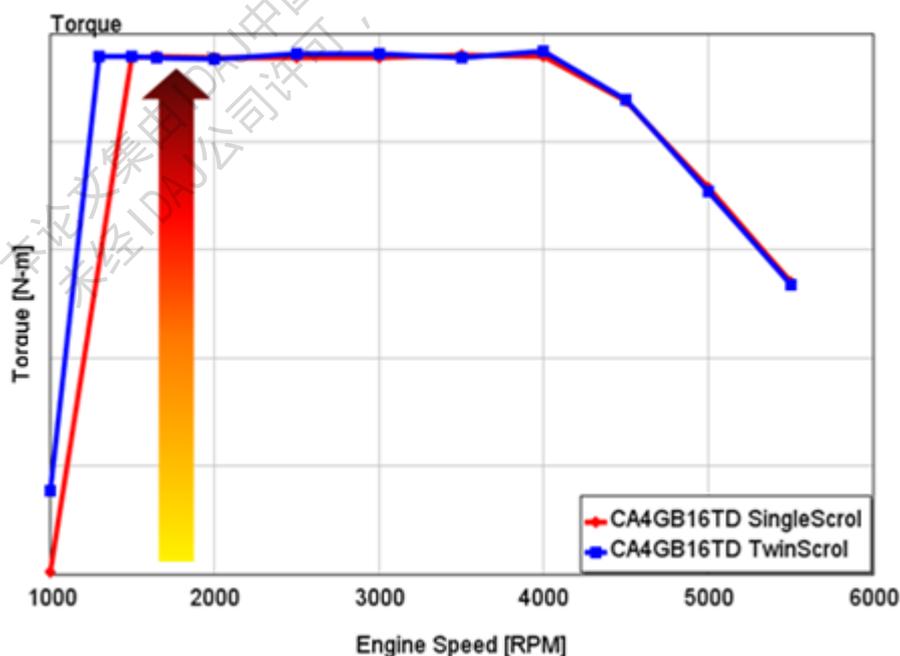


图 5.1 外特性稳态结果对比图

5.2 瞬态加速仿真结果

在增压器瞬态仿真中，为体现双流道涡轮对发动机瞬态加速能力改善的贡献，我们保持相同的单流道和双流道增压器的转动惯量。图 5.2 为 2000 r/min 工况下的瞬态加速结果对比，图 5.3 为 1500 r/min 工况下的瞬态加速结果对比。从图中可以看出，使用双流道涡轮增压器后，2000 r/min 工况下 50%~90%最大扭矩的加速时间为 1.38s，相比单流道增压器提高 8%；1500 r/min 工况下 50%~90%最大扭矩的加速时间为 2.08s，相比单流道增压器提高 18%。

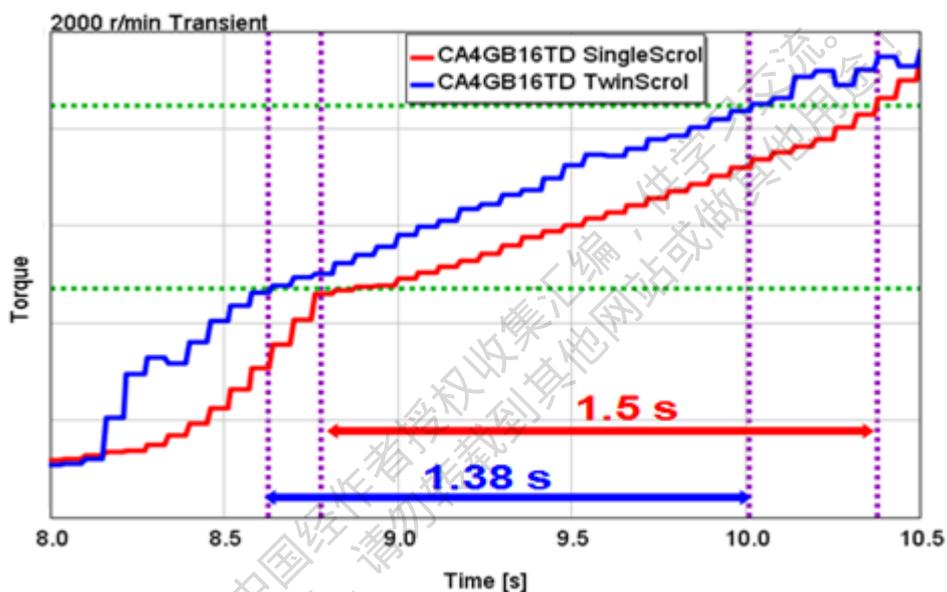


图 5.2 2000 r/min 工况下瞬态加速结果对比

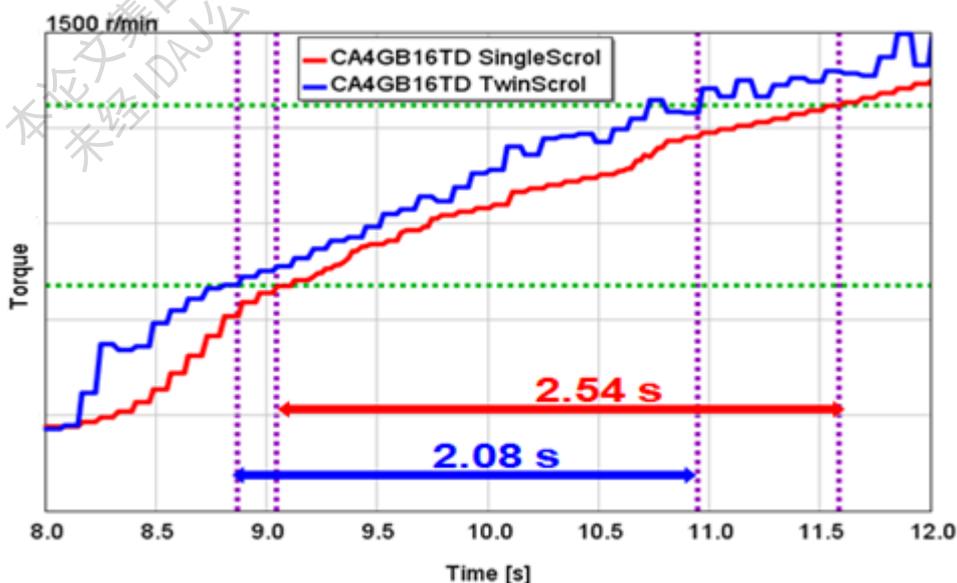


图 5.3 1500 r/min 工况下瞬态加速结果对比

6. 总结及不足

经过热力学仿真分析，发动机采用双流道涡轮增压器后，相比单流道涡轮增压器，可以提高发动机低速扭矩 13%，使得发动机的最大扭矩的最低转速范围进一步向低速方向扩展；使用双流道涡轮增压器后，可以明显的改善发动机瞬态响应性能，特别对比低转速下的瞬态加速响应有明显的改善。

目前，我们仅仅完成了双流道涡轮增压器的仿真模拟工作，具体的改善效果还需要进一步的试验进行验证。另外，双流道涡轮增压器对车辆的油耗改善应该也有一定贡献，特别在车辆变工况行驶中表现的更明显，下一步考虑建立整车模型进一步验证。

参考文献

- [1] Dr. Markus Muller etc.. The Msymmetric Twin Scroll Turbine For Exhaust Gas Turbochargers[J]. ASME Turbo Expo 2008 GT2008-50614, 2008.
- [2] 李骏.汽车发动机节能减排技术[M]. 北京:北京理工大学出版社, 2011.

基于物理模型的涡轮增压器放气阀工作特性研究

王磊¹ 史艳彬¹

1. 中国第一汽车股份有限公司技术中心, 发动机部, 长春, 130011

【摘要】通过分析放气阀式涡轮增压器的工作原理以及利用增压器厂商提供的参数, 本文建立了基于物理模型的放气阀式涡轮增压器模型。该模型根据调节器膜片所受的弹簧弹力、高压腔的推力以及推杆拉力确定阀片的开度。该模型能够捕捉循环内放气阀片开启角度的波动情况, 并且可准确预测发动机进气状态。

【关键词】物理模型, 放气阀式涡轮增压器, 阀片开启角度, 进气状态

Study of the Characteristics of Wastegate of Turbocharger Based on Physical Model

Lei Wang¹; YanBin Shi¹

1. China FAW Co.Ltd R&D Center, Engine Dept., ChangChun, 130011

ABSTRACT –A physical model of turbocharger with Wastegate was built using parameters from turbocharger manufacturers with analyzing operating principle of wastegate turbocharger. The degree of opening of wastegate was determined according to the thrust regulator diaphragm of wastegate suffered spring force, the high pressure chamber and the push rod tension. The model was able to capture fluctuation of the degree of opening of wastegate in engine cycle, and could accurately predict the state of the engine intake.

KEYWORDS –Physical Model, Turbocharger with Wastegate, Degree of opening of Wastegate, Intake State

1 简介

涡轮增压作为一种提高发动机动力性能和燃油经济性的技术, 已经被绝大多数的柴油机所采用。柴油机的增压方式主要是废气涡轮增压, 包括固定截面涡轮增压, 放气阀式涡轮增压以及可变涡轮增压。一汽现阶段生产的国III、国IV和国V柴油机绝大多数均是采用放气阀式涡轮增压。此种增压器结构简单、性能可靠, 而且能够满足现阶段排放法规以及油耗法规。

放气阀式涡轮增压发动机结构示意图如图1所示。对于放气阀式涡轮增压器的模拟, 传统方法采用PID控制。PID控制单元采集压气机出口压力, 控制参数则是涡轮端放气阀的开度。对于特定的发动机转速和负荷, 压气机出口压力需要设定一个压力目标值, 此目标值一般来源于试验数据。工作原理是PID比较采集到的压气机出口压力与目标压力值, 据此控制放气阀的开度。如果采集压力高于目标压力, 则放气阀开度增加, 否则减少。此模拟方法要求输入数据较少, 真

正有用的信息是增压器的 Map 数据。对放气阀的直径、流量系数以及弹簧刚度等等参数均可以不输入。理论上说,此方法只是将众多的误差归结到废气旁通量。

稳态工况下,每一个循环内发动机进排气压力均是处于波动中,尤其是增压器涡轮前的蜗前压力波动非常大。在波动的压力下,一个循环之内增压器放气阀开度并不是保持不变。当放气阀遇到压力波峰时,开度增加;而遇到压力波谷,开度则减少。传统模拟方法通过 PID 控制放气阀开度,采集的压气机出口压力是循环平均值,所以放气阀的开度也是固定值。

此外,传统模拟方法还有一个致命的缺陷就是压力目标值需要通过试验获取,导致模拟只能用于“再现”试验工况点,而不能预测试验工况。如果将增压器的放气阀开启物理过程考虑到模型当中,那么模型就可自动根据进气压力、排气压力以及弹簧刚度和预紧力等参数确定放气阀的开度,那么该模型就可以预测发动机各工况点的性能。

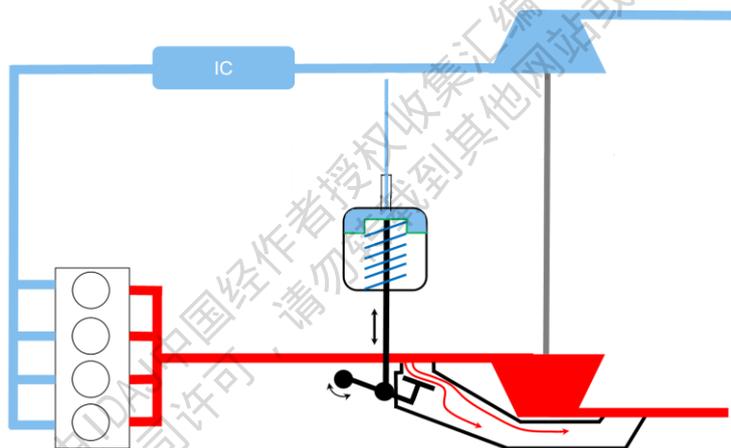


图 1 放气阀式涡轮增压发动机结构

2 计算模型建立

本文应用 GT-Suite 软件建立了带增压器的发动机模型,其中放气阀式涡轮增压器结构示意图如图 2 所示。在增压器压气机出口设有取气口,通过胶管与调节器的高压腔相连。高压腔内压力(压气机出口压力)作用在调节器膜片上形成推力,压迫弹簧,并通过调节器推杆使放气阀开启。排气压力(蜗前压力)作用在放气阀的阀片上迫使放气阀开启,同时由此产生的力通过推杆作用在调节器膜片上形成拉力,也是压迫弹簧。调节器膜片在弹簧弹力、高压腔的推力以及推杆的拉力作用相处于平衡状态,阀片保持一定的开度。

当发动机工作在大负荷(尤其是外特性)时,进气压力以及排气压力均比较大,高压腔的推力以及推杆的拉力之和克服弹簧弹力推动阀片打开,发动机部分

废气不经过涡轮直接流出。当发动机工作在低负荷或者低速时，高压腔的推力以及推杆的拉力之和不足以克服弹簧弹力推动阀片，放气阀保持关闭状态，发动机所有废气都经过涡轮进行做功。

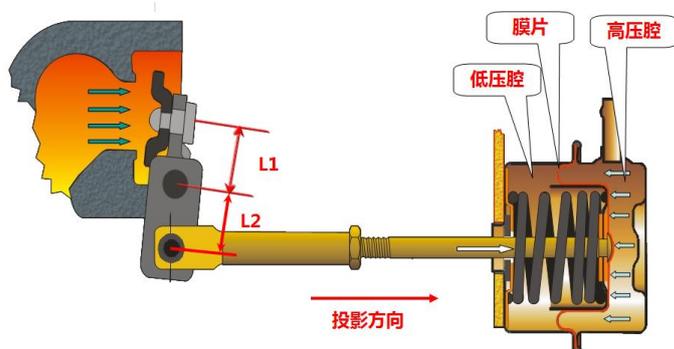


图2 放气阀式涡轮增压器结构

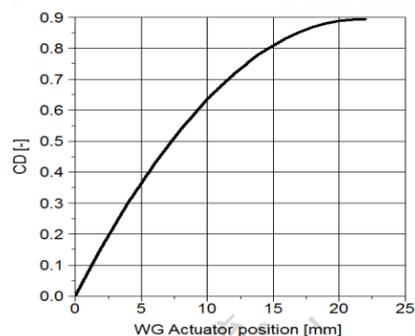


图3 增压器的放气阀流量系数

表1 放气阀式涡轮增压器参数

参数	单位	数值	备注
放气阀流量系数	-	-	参考相关文献
放气阀阀片面积	mm ²	572	厂商可以提供
低压腔侧膜片表面有效面积	mm ²	980	厂商可以提供
低压腔容积	mm ³	18333	厂商可以提供
高压腔侧膜片表面有效面积	mm ²	980	厂商可以提供
高压腔容积	mm ³	51029	厂商可以提供
膜片质量	g	5	厂商可以提供
膜片最大位移	mm	10	厂商可以提供
膜片与弹簧底座之间的阻尼系数	N-s/m	25	比较困难获得
弹簧刚度	N/mm	7	厂商可以提供
弹簧预紧力	N	220	厂商可以提供
转动惯量	kg-mm ²	50	比较困难获得
阀片最大转动角度	deg	38.6	厂商可以提供
杆长度 L1 (如图2)	mm	16	厂商可以提供
杆长度 L2 (如图2)	mm	16	厂商可以提供

综合以上放气阀式涡轮增压器的工作特点，建立基于物理模型增压器模型需要相关参数如下表1所示。表中大多数参数可以通过增压器厂商获得，其它参数则需要额外的手段获得，比如放气阀的流量系数。获得放气阀的流量系数比较可靠的方法是采用CFD计算获得，Jens.等人通过CFD计算获得了一款增压器的放气阀流量系数如图3所示^[1]。由于增压器放气阀结构相差不大，而且流量系数主要受结构形式，尺寸变化对其影响不大，所以本文直接采用此流量系数。

此外，表1中膜片与弹簧底座之间的阻尼系数和转动惯量也是比较难获得的参数，但是这两个参数对增压器性能以及进气压力影响并不明显，如图4所示。

图中膜片与弹簧底座之间的阻尼系数和转动惯量对进气压力的影响非常小,所以本文没有详细查究此参数的精确数值,而是采用等数量级大概数值。

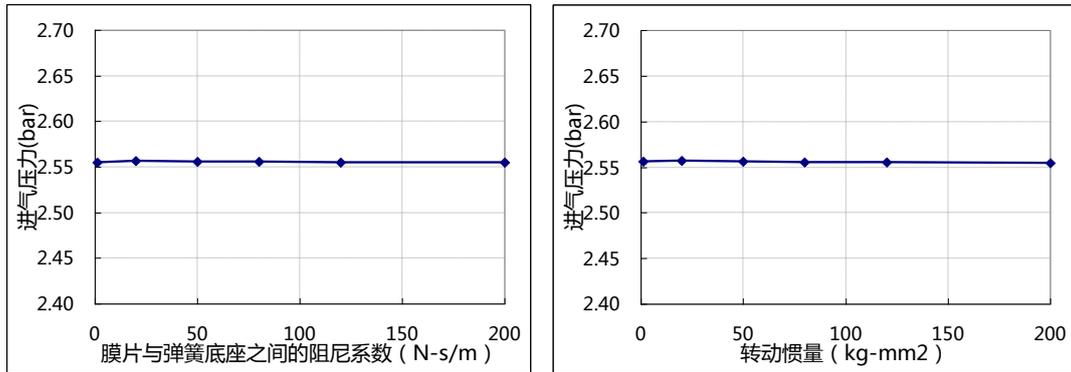


图4 增压器参数对进气压力的影响

3 基于物理模型的涡轮增压器放气阀工作特性

将基于物理模型的放气阀式涡轮增压器模型与发动机进行耦合,进行工作过程计算,且计算工况点为高速大负荷(外特性)工况。如前文所述,一个循环内发动机进排气压力均是处于波动中,所以一个循环之内增压器放气阀开度并不是保持不变。高速大负荷工况点发动机工作过程计算结果如图5所示,图5中左图为一个循环内增压器放气阀阀片的开启角度,右图为该工况下发动机缸内压力模拟值与实测值对比。从左图可以看出,一个循环内增压器放气阀片开启角度处于波动当中,说明基于物理模型的涡轮增压器模拟能够捕捉阀片实际的动作特性。从右图可以看出,计算工况下发动机缸内压力模拟结果与实测结果不仅在压缩行程而且做功膨胀行程均吻合得非常好,说明模拟计算的发动机进气量、进气压力等参数与实际发动机试验结果一致。可以得出的结论是在某些工况点基于物理模型的放气阀式涡轮增压器模型可以“复现”增压器的实际状态。

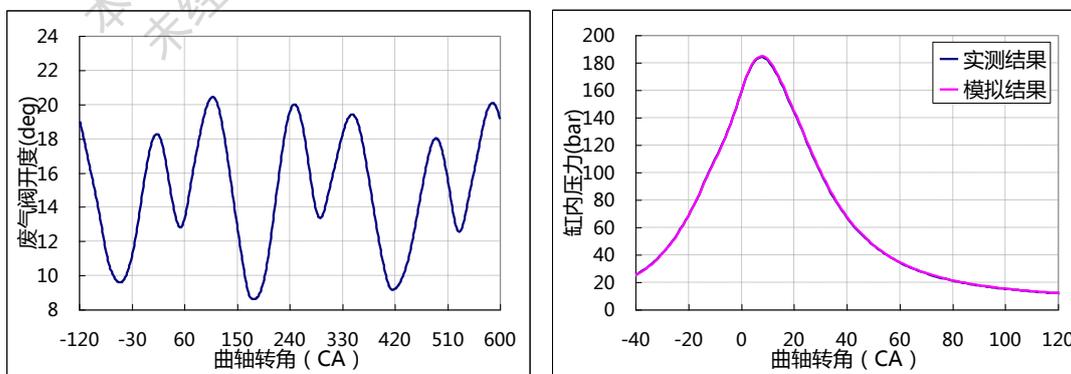


图5 增压器放气阀的工作状态及发动机缸内状态

经过前文高速高负荷工况点验证增压器的物理模型之后,进行全转速范围外

特性工况点模拟，模拟结果如图 6 和 7 所示。图 6 所示为外特性进排气压力对比结果，从中可以看出基于物理模型的放气阀式涡轮增压器能够非常准确地预测外特性各点进气压力以及涡前压力。图 7 所示为外特性各工况点一个循环内放气阀开度特性，从中可以看出随着发动机转速增加放气阀开度逐渐增加，而且放气阀开度的波动幅度也增加。发动机转速为 1100r/min 全负荷点时，放气阀受压力波动的影响时而开启时而关闭。转速低于 1100r/min 全负荷点放气阀一直处于关闭状态，转速高于 1100r/min 全负荷点放气阀处于开启状态。

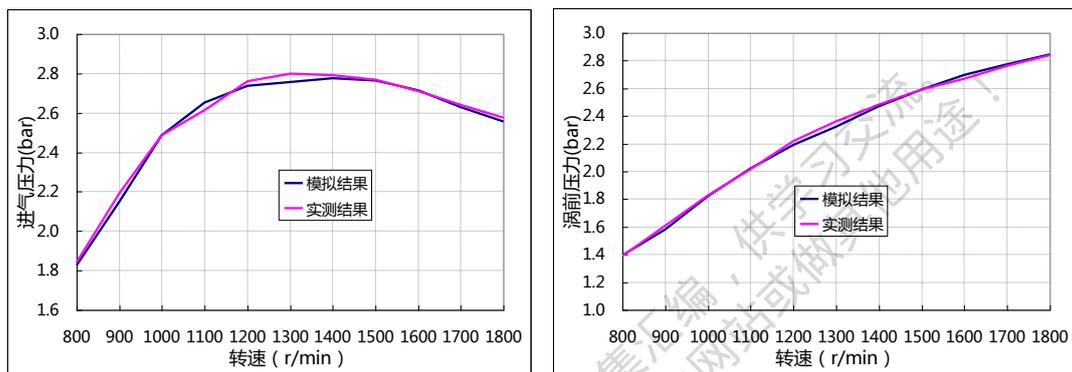


图 6 外特性进气压力和涡前压力对比

经过前文外特性工况验证增压器的物理模型之后，进行全转速范围部分负荷工况点模拟，模拟结果的进气压力与试验结果对比如图 8 所示。从图中可以看出，部分负荷下发动机进气压力与实测结果吻合非常好，说明此基于物理模型的放气阀式增压器模型能够用于预测所有工况点的进气状态。

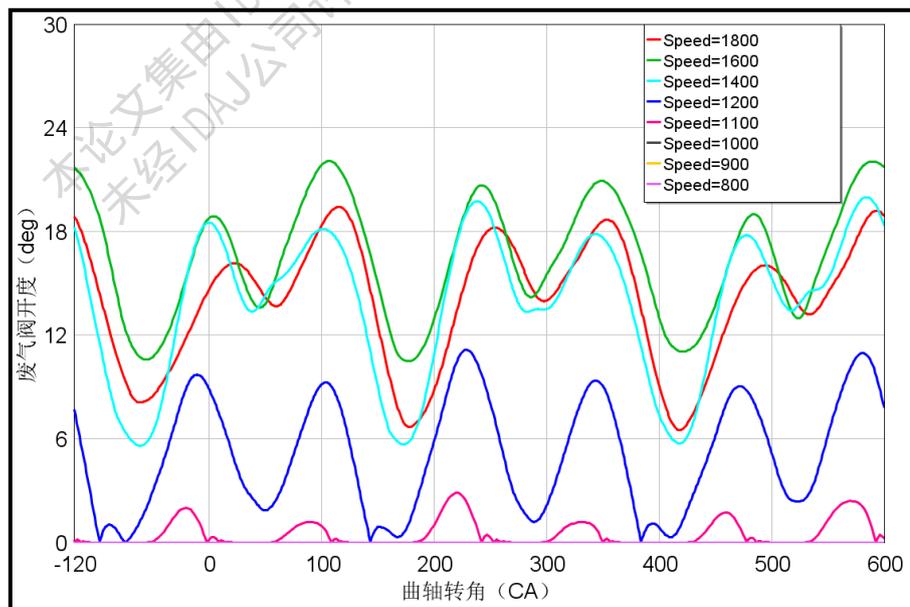


图 7 外特性下增压器放气阀的工作状态

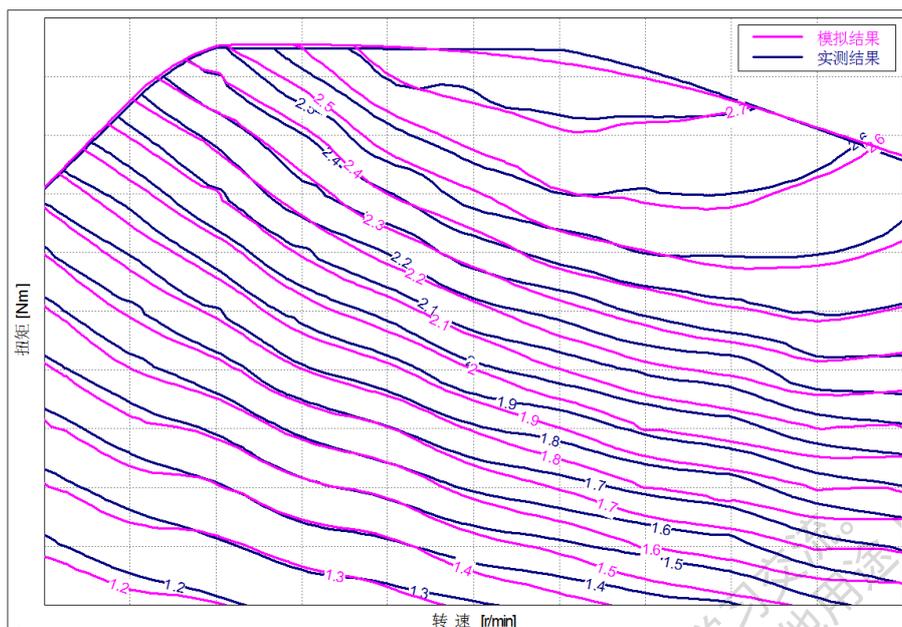


图 8 万有特性-进气压力

4 结论

1) 通过分析放气阀式涡轮增压器的工作原理以及利用增压器厂商提供的参数, 本文建立了基于物理模型的放气阀式涡轮增压器模型。该模型分析调节器膜片所受的弹簧弹力、高压腔的推力以及推杆拉力相互作用所处的平衡状态, 确定阀片的开度。

2) 基于物理模型的放气阀式涡轮增压器模型能够捕捉循环内放气阀片开启角度的波动情况。通过将进气压力、涡前压力的模拟结果与试验结果的对比, 发现该模型的模拟结果与实验结果吻合非常好, 因此该模型可准确预测发动机进气状态。

参考文献

[1] Jens Neumeister. Modeling of Wastegate actuator behaviour under steady state and transient conditions [C]. U.S. GT-Suite User Conference, 2012, Birmingham.

GT-SUITE 在发动机润滑系统设计中的应用

GT-SUITE Application in Lubrication system

刘系嵩

北京汽车动力总成有限公司

摘要: 本文使用 GT-SUITE, 针对某两型发动机的润滑系统油压低问题进行优化计算, 得到解决方案, 并对衍生机型的润滑系统进行计算, 为设计提供参考。

关键词: 润滑系统, 机油泵, 轴承间隙, 活塞冷却喷嘴, GT-SUITE

Abstract: Oil pressure on engine A and B were lower than target, in order to find the way of increasing oil pressure, lubrication system optimization was done by GT-SUITE. On derivative engine C, Use GT-SUITE did some calculation to define some lubrication system parameter or design.

Key words: Lubrication System, Oil Pump, Bearing Clearance, Piston Cooling Jet (PCJ), GT-SUITE

1 前言及背景

在现代增压汽油机中, 润滑系统角色至关重要, 除传统的关乎运行可靠性的润滑作用外, 还起到活塞冷却、VVT 相位器执行等作用, 因而需对润滑系统进行精细设计, GT-SUITE 便是一个很好的工具。

在 A 发动机及其衍生机型 B 发动机的开发过程中, 润滑系统暴露出了高油温下 (130℃) 油压偏低、管路沿程压损大等问题, 本文将利用 GT-SUITE 进行一系列仿真计算, 试图找到问题的原因, 在 A 和 B 发动机上进行改善, 避免在进一步衍生的 C 发动机上出现同样问题, 并进行优化。发动机基本参数如表 1 所示:

表 1 发动机基本信息

发动机	A-纵置	B-横置	C-纵置
气缸数		4	
进气形式		涡轮增压	
排量 (L)		2.289	
缸径 (mm)		90	
冲程 (mm)		90	
压缩比	9.3	10	10.5
扭矩	350Nm	350Nm	330Nm
	1900r/min-4500r/min	1900r/min-4500r/min	1900r/min-4500r/min

功率	184kW@5300r/min	184kW@5300r/min	176kW@5200r/min
外部 EGR	×	√	√
VVT	×	进/排	进/排
机油泵	定量	定量	定量
平衡轴	√	√	×

2 模型标定

A 和 B 两个发动机已做过润滑系统专项试验, 为保证计算和优化的可参考性, 首先进行模型标定, 计算模型如图 1 所示。

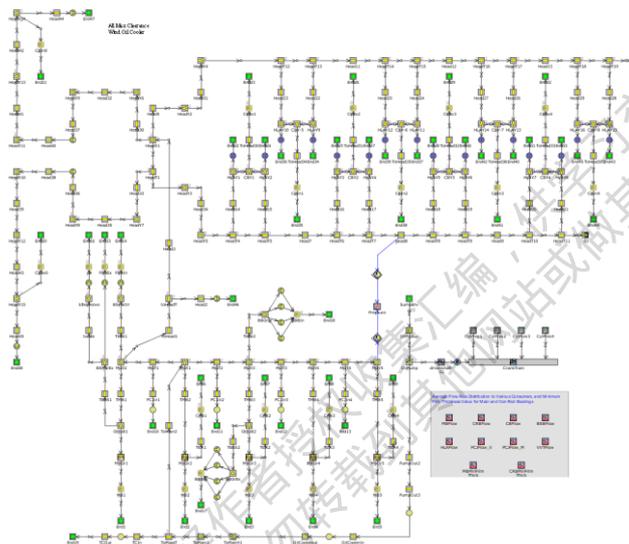
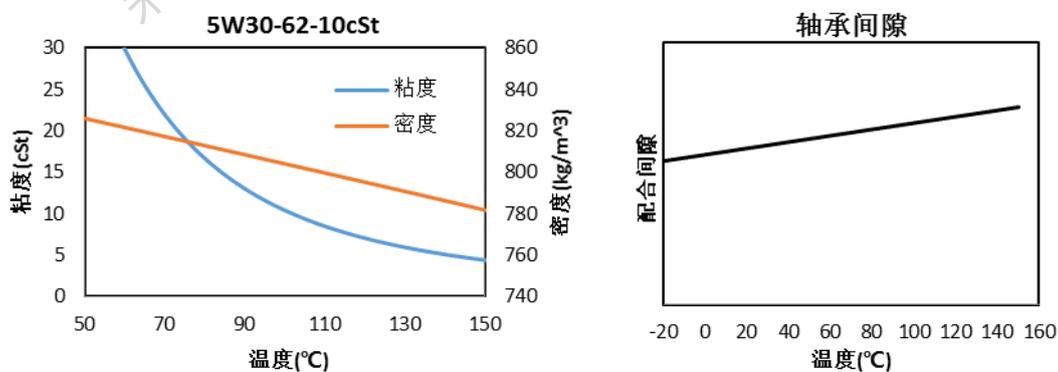


图1 计算模型

润滑油为 5W30, 使用 GT 软件中的参数; 机油泵 MAP 使用测试值, 其中 A 机型只有 120℃ 测试值, 会给其他温度计算带来一定误差, B 机型 MAP 有 90℃-130℃ 的 4 个 MAP; 机冷、机滤、增压器的阻力曲线由供应商提供, 有的仅为一个温度下的, 也会成为计算误差的来源; 轴承间隙随温度变化; 主轴承和连杆轴承载荷根据缸压曲线自行计算, 凸轮轴承和平衡轴承载荷由单独的模型计算后直接输入。



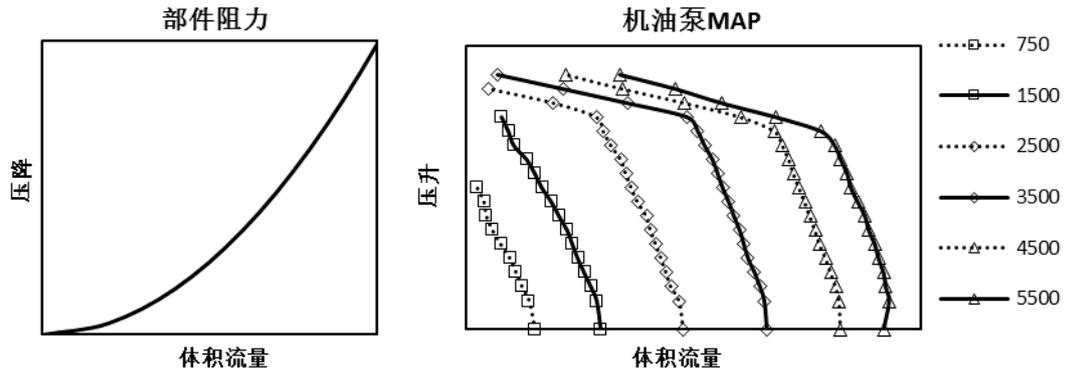
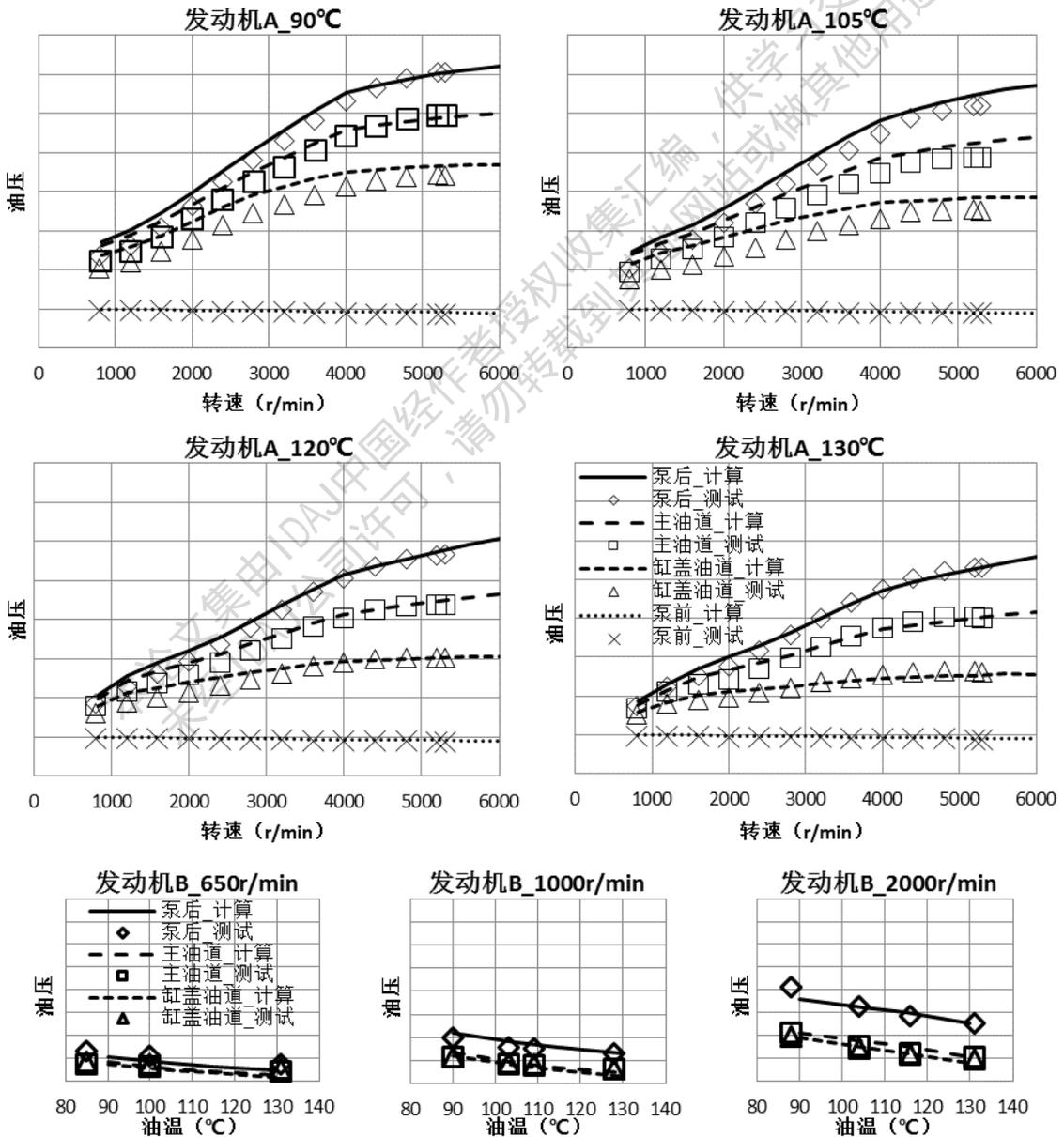


图2 计算输入

模型标定结果如图3所示，A发动机由于没有低油温的机油泵MAP，在90℃和105℃误差稍大，B发动机高转速误差稍大，其他工况计算和试验吻合较好，可以用于下一步的分析。



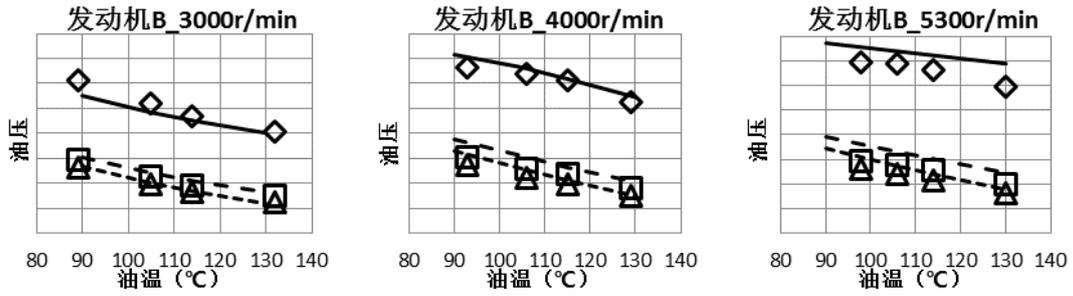


图3 模型标定结果

3 提高机油压力的措施

考虑从增大机油泵、减小轴承间隙、降低“泵后到主油道”沿程阻力、缸盖油路增加节流、下主轴瓦无槽等几个方面，分析对提升机油压力的效果。计算中使用 130℃油温。

3.1 增大机油泵

考虑增大机油泵排量，来提高机油压力，使用最大轴承间隙，计算结果如图 4 所示。对于发动机 A，泵排量增大 20%，油压才能勉强达到目标；对于发动机 B，泵排量增大 15%，仍不能达到油压目标。目前发动机 A 和 B “最大轴承间隙”偏大，相当于系统阻力较小，若仅靠增大机油泵来提升油压，则需要增大很大才能得到明显的油压提升效果，尤其是在低转速，这点在发动机 B 的计算中体现得更为明显。同时，增大机油泵还会带来一个很大的负面效果——油耗增加，如表 2 所示。因而，不能仅采用增大机油泵方式来提升机油压力。

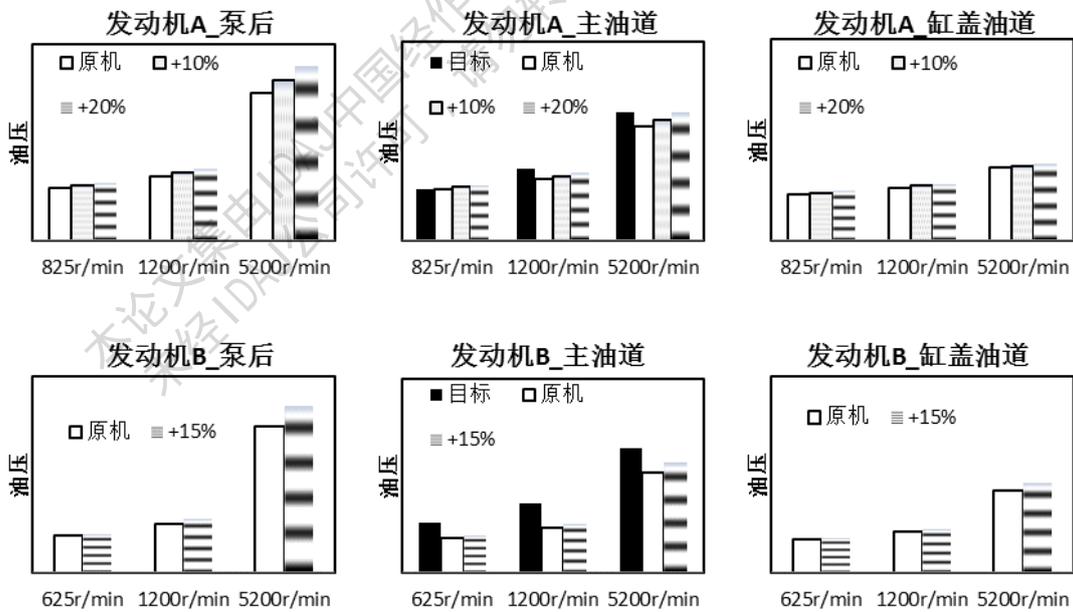


图4 增大机油泵对油压的影响

表2 增大机油泵对油耗的影响

	发动机 A	发动机 B
--	-------	-------

	油泵增大 10%	油泵增大 20%	油泵增大 15%
油泵功耗增加	20%	40%	30%

3.2 减小轴承间隙

经与其他机型对比后发现, 发动机 A 和 B 的几处轴承间隙都较大, 其他机型的最大轴承间隙与发动机 A 和 B 的平均间隙基本一致, 因而采用目前状态的平均轴承间隙进行计算, 计算结果如图 5 所示。减小主轴承间隙对油压提升的效果最为明显, 单独减小其他轴承间隙的效果并不明显, 同时减小所有轴承间隙可以进一步增大油压提升的效果。对于发动机 A, 仅减小主轴承间隙已经可以满足达到油压目标, 若减小所有轴承间隙, 则可考虑减小机油泵排量, 这样可以降低油耗; 对于发动机 B, 减小所有轴承间隙后, 低速油压仍不能满足要求, 需进一步采用其他措施。

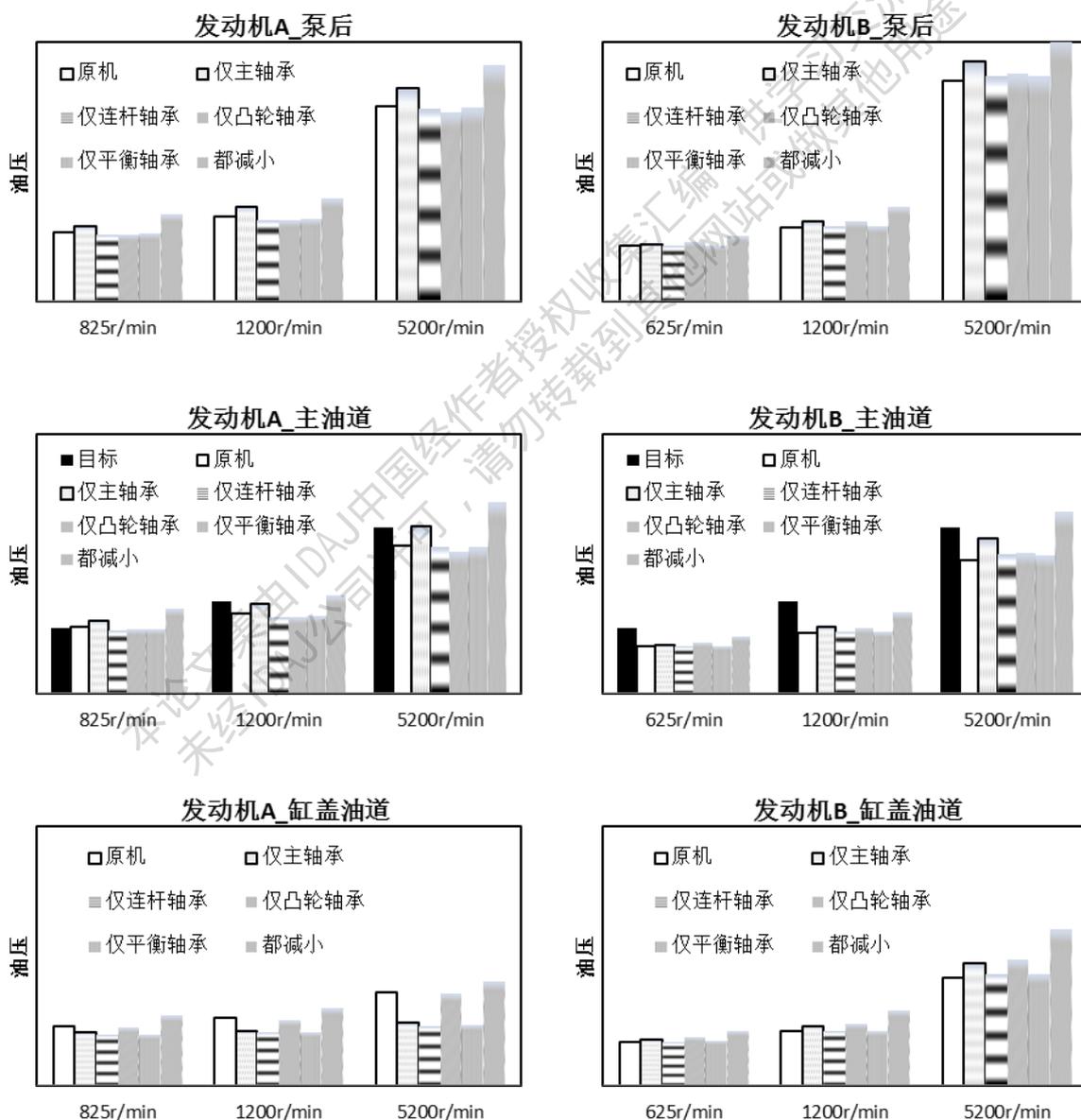


图 5 减小轴承间隙对油压的影响

另外，减小主轴承和连杆轴承间隙后，原来略低的最小油膜厚度有所提升，尤其是第三主轴承，如图 6 所示。发动机 B 效果类似，没有列出。

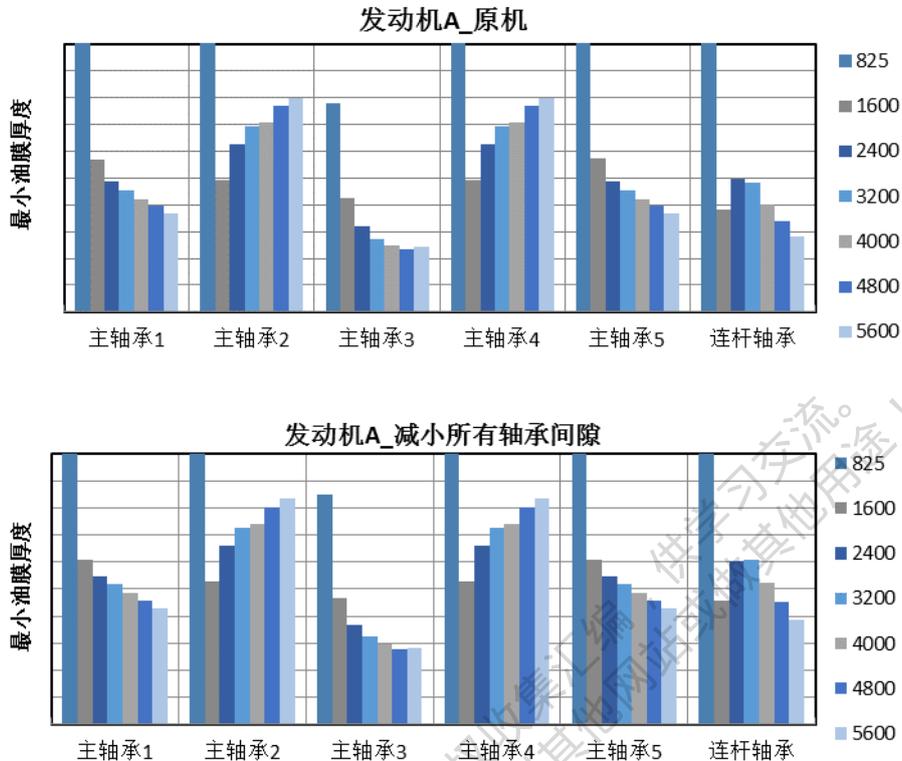
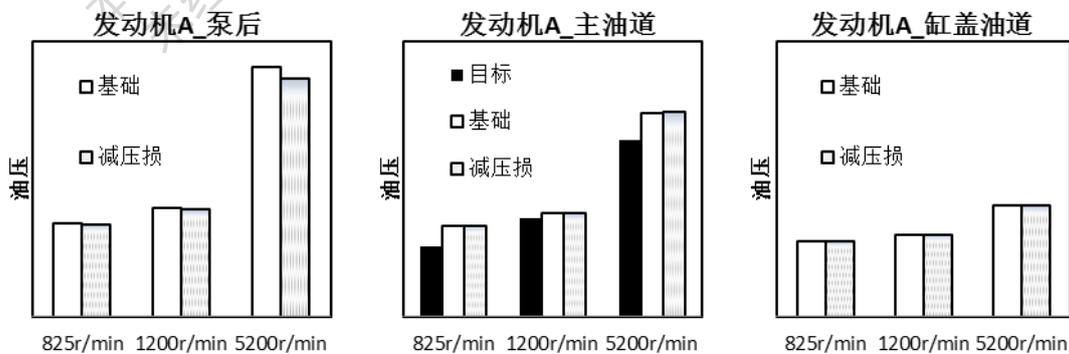


图 7 减小主轴承和连杆轴承间隙对最小油膜厚度的影响

3.3 减小“泵后到主油道”的沿程压力损失

在发动机 A 上，将泵后到主油道的压力损失减小一半，计算结果如 8 所示，计算中所有轴承均使用平均间隙。减小压力损失对主油道油压的提升贡献较小，更主要效果体现在了泵后油压降低。在发动机 B 上做了类似的试验，也体现出了相同的效果。虽然减小压力损失对主油道油压提升效果较小，但对降低油耗有益，因而，还是要尽量减小这部分的压力损失。



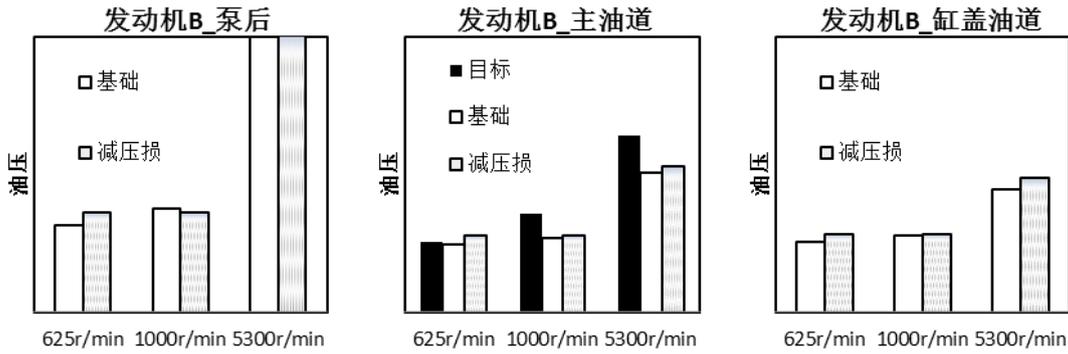


图 8 减小“泵后到主油道”沿程损失对油压的影响

3.4 缸盖油路增加节流

考虑在缸盖油路增加节流，如图 9 所示，减小缸盖的供油量，进而提高主油道机油压力，计算中所有轴承均使用平均间隙。

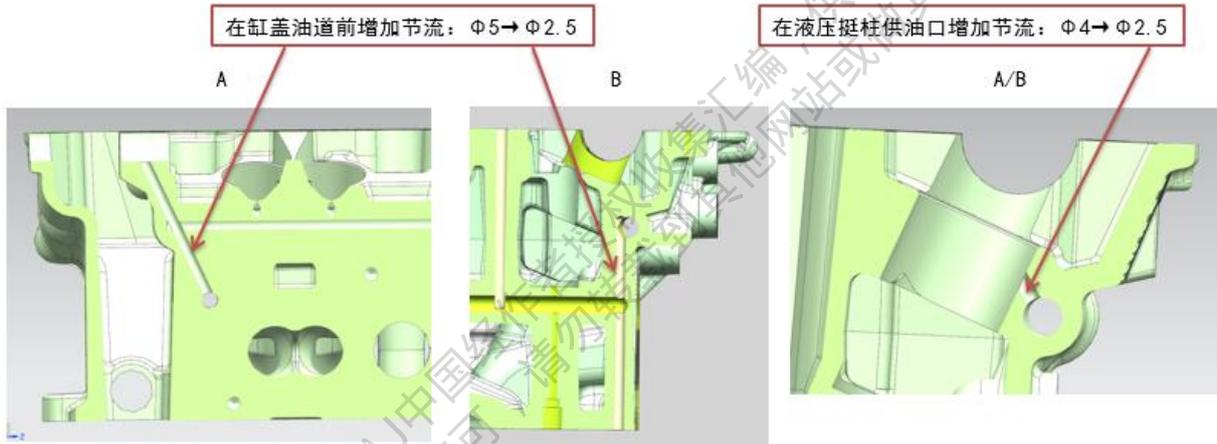
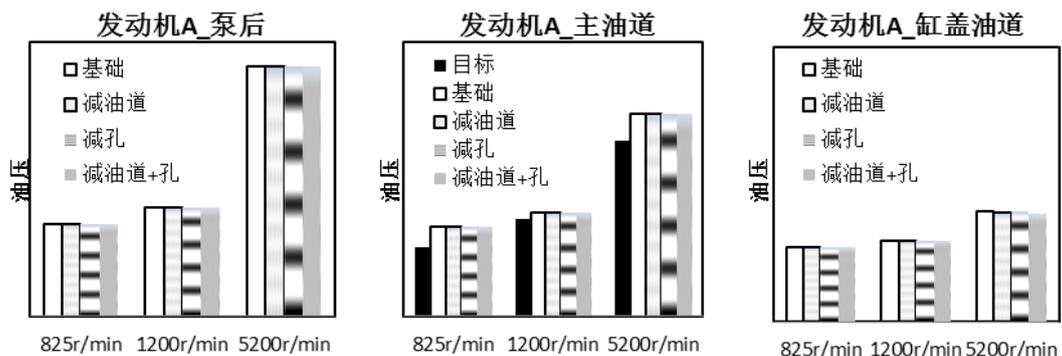


图 9 缸盖油路节流位置示意

计算结果如图 10 所示，对于发动机 A，缸盖油路增加节流，对润滑系统油压分布几乎没有影响，原因在于缸体到缸盖的垂直油道中已经有了较大的节流，如图 11 所示。对于发动机 B，缸盖油道前增加节流，缸体主油道和缸盖油道前端油压有所升高，有利于提高 VVT 响应性，缸盖油道油压降低，但仍满足要求；液压挺柱孔增加节流，对润滑系统油压分布几乎没有影响。因而，对于发动机 A，不需要对缸盖油路进行节流，对于发动机 B，可以在缸盖油道前增加节流。



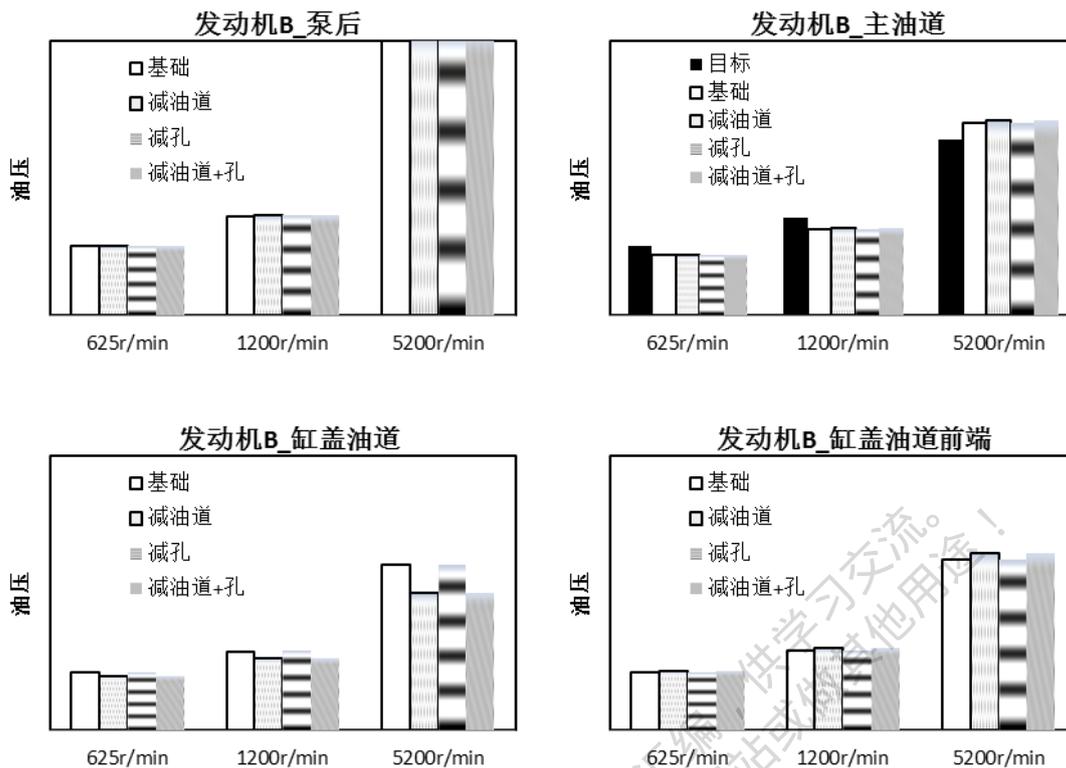


图 10 缸盖油路增加节流对油压的影响

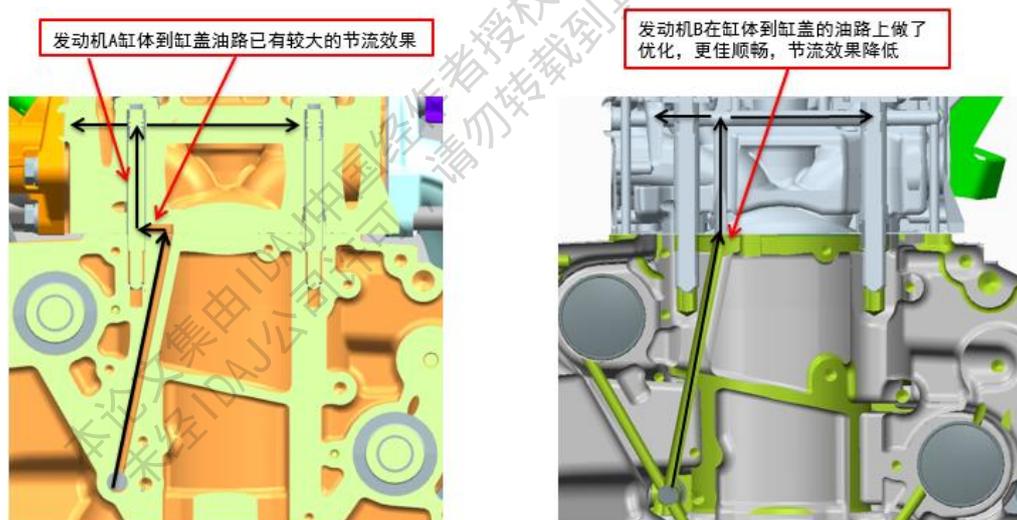


图 11 缸体到缸盖油路示意

3.5 下主轴瓦无槽

此项措施的主要目的是为了增加轴承承载能力，同时计算分析其对油压的改善效果，计算中使用平均轴承间隙，发动机 A 缸盖油路不增加节流，发动机 B 缸盖油道前增加节流，计算结果如图 12 所示。下主轴瓦无槽后，对油压的提升效果较为明显，对于发动机 A，甚至可以将机油温度提升到 140℃。对于发动机 B，受限于低速油压，不能升高油温。

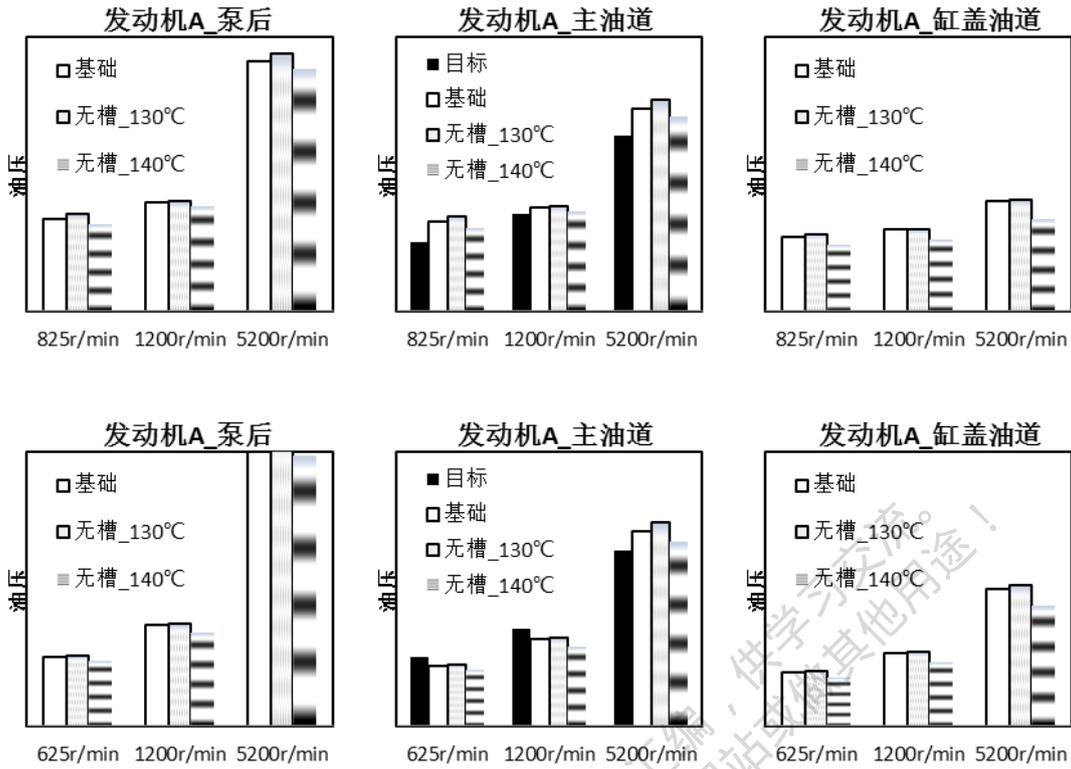


图 12 下主轴瓦无槽对油压的影响

下主轴瓦无槽后，轴承最小油膜厚度明显升高，140℃时，最低的第三轴承仍能满足要求；连杆轴承由于供油周期减小一半，最小油膜厚度有所降低，但仍满足要求，如图 12 所示。发动机 B 结果类似，不再列出。

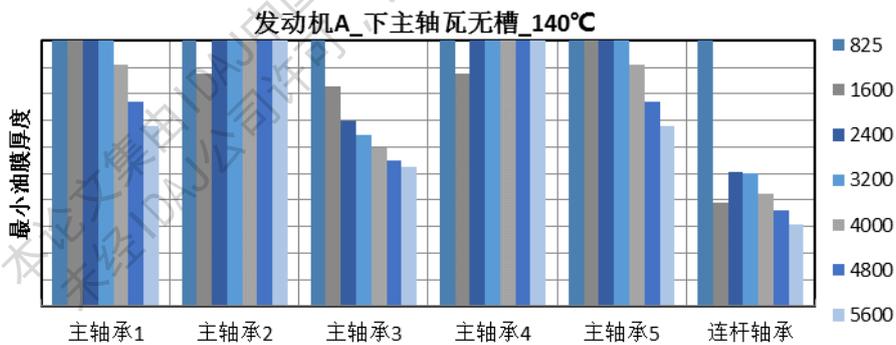


图 12 下主轴瓦无槽对最小油膜厚度的影响

另一方面，减小所有轴承间隙后，活塞冷却喷嘴流量已经可以满足要求，下主轴瓦无槽可以进一步提高流量，甚至可以在 140℃时满足流量需求，如图 13 所示。

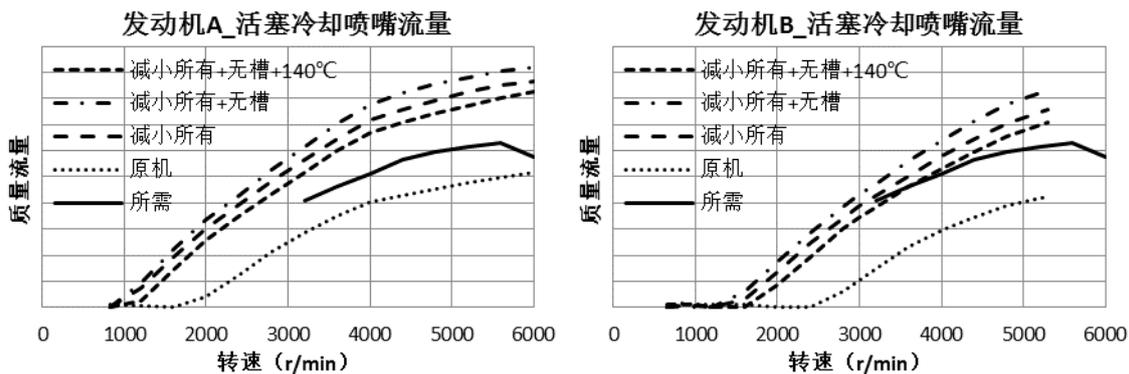


图 13 减小轴承间隙和下主轴瓦无槽对活塞冷却喷嘴流量的影响

3.6 小结

通过以上分析可以看出：

- 1) 轴承间隙过大是目前发动机 A 和 B 油压偏低的主要原因，应首先考虑减小；
- 2) “泵后到主油道”的沿程损失对主油道油压影响减小，但会造成机油泵功耗增加，应尽量优化；
- 3) 缸盖油路增加节流对主油道油压几乎没有影响，对于发动机 B 可以使得 VVT 油压升高，可以考虑采用；
- 4) 下主轴瓦无槽后，可以帮助进一步提高油压，甚至可以在更高油温下工作；
- 5) 若采用以上措施仍不能满足油压需求，则再考虑增大机油泵；
- 6) 采用以上措施后，会造成活塞冷却喷嘴的流量发生改变，可能需要重新匹配。

4 发动机 C 的润滑系统计算

发动机 C 为发动机 A 和 B 的共同衍生机型，目标定位在动力性不降低很多的前提下，油耗相比发动机 B 进一步降低 3-4%。润滑系统拟采取的主要措施是可变机油泵+电控活塞冷却喷嘴（PCJ），以及优化润滑油路，减小沿程压力损失。

4.1 选择机油泵大小

为避免油压低问题在发动机 C 上再次出现，若使用表 3 中的组合 1，则需要很大的机油泵才能满足油压需求，即使采用组合 2，将主轴承和连杆轴承分组（减小最大间隙），仍需要较大的机油泵，这会带来两方面的问题，一是机油泵相比原来增大过多，布置空间不足，或是会给其他系统零部件带来较大的变动，二是过大的机油泵，即使是可变机油泵，油耗不一定会降低，甚至可能上升。因而进行了一系列组合的计算，如表 3 所示。

表 3 组合方案

组合	1	2	3	4	5	6	7
主轴承连杆轴承	不变	分组	分组	分组	分组	分组	分组

平衡轴承	不变	不变	减小间隙	滚子	减小间隙	滚子	滚子
挺柱	HLA	HLA	HLA	HLA	机械	机械	机械
凸轮轴承	不变	不变	不变	不变	不变	不变	减小间隙

分析结果如图 14 所示，与 3.2 中的分析相似，减小轴承最大间隙后，机油泵与发动机 B 目前的大小相当即可满足油压目标。同时可以看出，液压挺柱（HLA）变为机械挺柱，对油压提升的帮助十分有限，考虑到采用机械挺柱后带来的生产成本升高和生产线变动，没有采用机械挺柱替代液压挺柱（HLA）。最终决定采用主轴承和连杆轴承分组（减小最大间隙）+滚子平衡轴承+减小凸轮轴承间隙的组合方案。

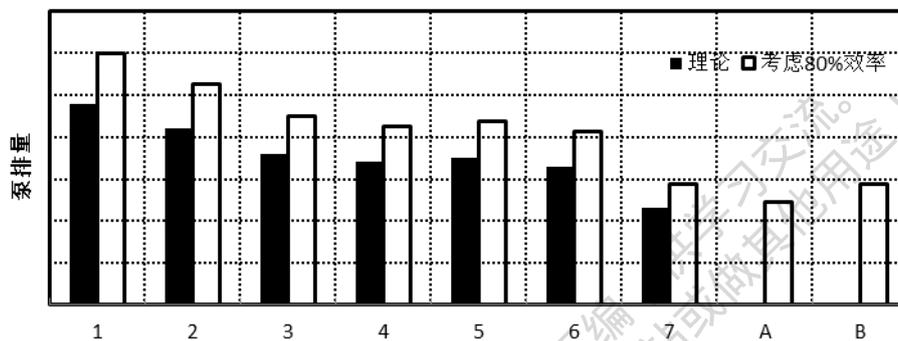


图 14 不同组合方案所需机油泵大小

4.2 定量泵还是变量泵

由于发动机 C 属于前代机型的衍生机型，即使采用了 4.1 中的措施，将机油泵体积减小，但同样不可避免的带来其他零部件变动过大，以及其他一系列问题，考虑到其他系统采用的一些节油措施，如平衡轴滑动轴承变为滚子轴承、液压挺柱增加 DLC 涂层、中空凸轮轴等，经评估，这些节油措施可以替代可变机油泵带来的节油效果，因而决定在发动机 C 上沿用发动机 B 的定量机油泵。

4.3 电控还是机械活塞冷却喷嘴（PCJ）

项目之初拟采用电控 PCJ，在中低转速不需要活塞冷却的工况，将 PCJ 切断，进而减小机油泵供油量，来节省机油泵功率，但这需要可变机油泵的配合，因为其可以将油压维持在一个相对稳定的范围内。但现在决定沿用定量机油泵，就会在 PCJ 切断时，造成系统泄漏面积减小，相当于系统阻力增加，使得机油压力升高，造成机油泵功耗反而会高于使用机械 PCJ 时，进而造成发动机油耗升高，如图 15 所示（使用 100℃ 油温和平均轴承间隙计算），原因是使用机械 PCJ 时，当油压高于 PCJ 开启压力后，PCJ 可以开启，起到泄压的作用，减小了系统阻力，降低了机油泵功耗。但同时需要注意，图 15 中的发动机油耗差，仅是通过机油泵功耗估算的，PCJ 开启后，在中低转速和中低负荷对活塞进行冷却，反而不利于活塞保温，有可能会造成发动机热效率降低，进而油耗升高，其具体升高数值暂无法估算，但估计不会超过机油泵功耗带来的发动机油耗差别。更理想的状态是，使用定量泵时，同时电控 PCJ 有旁通，这样在 PCJ 切断时，系统油压也不会升高，但此设想没有找到适合的解决方案，最终考虑各方面因素，决定沿用机械 PCJ。

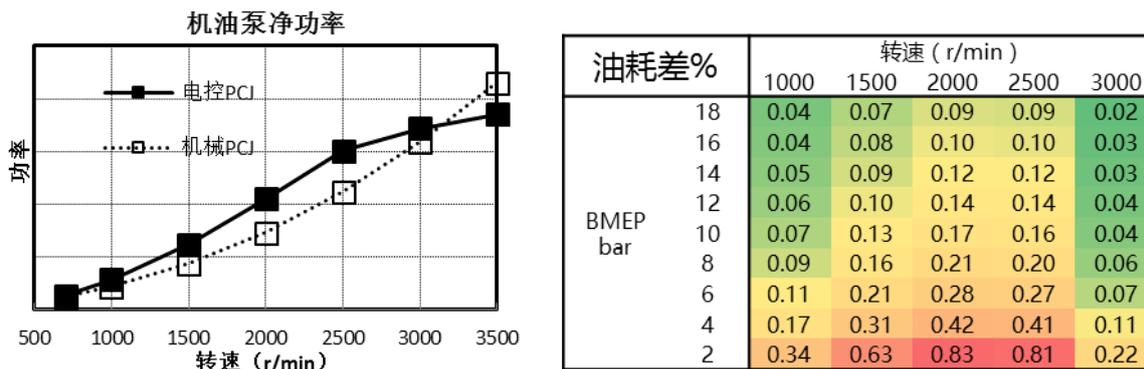


图 15 机械和电控 PCJ 对发动机油耗的影响

5 总结

1) 使用 GT-SUITE 可以对发动机进行较为详细的润滑系统计算。

2) 经过对发动机 A 和 B 进行一系列的润滑系统计算，找到了油压低问题的主要矛盾在轴承间隙过大，减小轴承间隙可以大幅提高系统油压；减小管路沿程损失、缸盖油路增加节流、下主轴瓦无槽等措施对油压提升效果较小，但仍建议尽量采用；增压油泵排量是最后的措施，因为这会增加油耗。

3) 在共同的衍生机型发动机 C 上，经计算分析，并综合考虑油耗、成本、周期、生产等多方面因素，最终决定沿用发动机 B 的定量泵+机械活塞冷却喷嘴，同时将原有的滑动平衡轴承替换为滚动轴承。

Genetic Algorithm Optimization Applied to the Fuel Supply Parameters of Diesel Engines Working at Plateau

Zhenxia Zhu¹, Fujun Zhang¹, Changjiang Li¹, Taotao Wu², Kai Han¹,
Jianguo Lv³, Yunlong Li³, Xuelian Xiao³

1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing, China
2. Mechanical and Aerospace Engineering Department, University of Virginia, Charlottesville, VA, US
3. China North Vehicle Research Institute, Beijing, China

Abstract: In order to enhance the power performance for the diesel engines working at plateau, the method to adjust fuel injecting parameters had been adopted. However, the diesel engine is considered as a complicated nonlinear multiple-inputs and multi-boundary system. Hence, it is difficult to find out the appropriate value for fuel injecting parameters for all conditions, this is the reason why we study the Genetic Algorithm method for optimization. Firstly, the numerical model of a turbocharged diesel engine with the predictable combustion model was established and then verified by experimental data. Base on the engine model, the relation between injecting parameters and performance was studied. Secondly, the optimization model is constructed, including the objective and the boundary conditions with a novel parameter introduced, measuring the surge margin of the operating points. Then, the Fitness function is proposed employing penalty functions to express constraints. Based on the impact of injecting parameters on constraint conditions, the method was put forward about how to choose the penalty parameter values, named "Fitness Equal to Zero at the Worst Point". In order to explain this method, 4500m rated operation point was illustrated and 4 schemes with different plenty values were compared. After the comparison of the population distributions and the optimizing processes, the Scheme II is proofed to be accurate and efficient, which adopted the plenty value chosen method (Fitness (w)=0). Finally, this GA model was used for the fuel supply parameters optimization of full-load operation at 4500m altitude. The result demonstrates that the rated engine power is enhanced by 22.7% and the fuel consumption reduces by 6.4%.

KEYWORDS: GA (genetic algorithm), penalty parameters, diesel engine, power recovery at plateau.

Nomenclature

0-D	zero dimensional
BTDC	before dead center
CA	crank angle
EUP	electric unit pump
GA	genetic algorithms
h	degree of violation against constraint

HRL	heat release law
K	penalty parameter
NN	neural network
n_T	speed of turbocharger
p_{\max}	peak in-cylinder pressure
RoHR	rate of heat release
T_T	turbine inlet temperature
T_s	trend of surge

1. Introduction

At the plateau environment, the diesel engine performances deteriorate in the aspects of power, economy and emission. What's worse, the trend of surge, over-speed and overheating will reduce the reliability of the turbocharger. Relevant research shows that it is effective to adjust the fuel supply parameters for the performance improvement at high altitude.

Reference [1] pointed out that appropriately earlier injection timing can improve the efficiency and to reduce the T_T (turbine inlet temperature), while adjusting the injected fuel amount could partly recovery the power. However, too early injection leads to a too high p_{\max} (peak pressure in-cylinder) and power loss at compression stroke, while the too much injected fuel would result in over-speed or overheat for turbines.

The experimental data from Reference [2] revealed the fact that the combustion duration of diesel engine will extend and the pressure in-cylinder will drops at high altitude. Liu et.al [3] had got the optimum fuel supply parameters of a common rail diesel engine by experimental calibration at different elevations. Through massive test data, they come to a conclusion: the best advance angle at most speed should be increased at higher altitudes, but the trend does not apply to low engine speed situation. Besides, Xu from Jiangsu University has studied the effect of advance angle at highland and their result proves it is potential to adjust fuel supply for power improvement [4].

As the engine model is considered to be complicated, nonlinear and discontinuous, the traditional methods are not capable for the optimization of fuel supply parameters [5]. As a common optimization method, GA (genetic algorithm) has a widely use in engineering. Based on the idea of natural selection, it features the "survival of fittest" strategy to search for the optimal solution [6]. At the aspects of ICEs (internal combustion engine), the GA method has been applied in modeling, structure design, and calibration for operation parameters.

At the aspects of GA applications for modeling, Alonso [7] has employed the GA and ANN (artificial neural networks) for prediction of engine emissions, while Togun [8] has established a GA model to predict the torque and BSFC for a gasoline engine based on experimental data. In Reference [9], a GA based method has been developed to estimate the instantaneous pressure in cylinders. Some parameters associated with a pressure curve are optimized from two validated sub-models which reproduce the engine behavior via GA.

At the aspects of GA applications for design, Donateo et.al [10] has studied the design method to take use of empirical based models and CFD (computational fluid dynamics) simulations together. The structure parameters of the chamber in database differ for shape of the bowl, compression ratio, the offset of the bowl and the size. It is impossible to simulation all the possible combinations of geometric and control parameters in a feasible computational time, so GA is chosen for its robustness and multi-

objective optimization capability. Fang ^[11] has investigated the design parameters and the performance variable interactions for a VGS (variable geometry spray) fuel injector by CFD software. Based on the results, multi-objective genetic algorithm was taken to find out the best combination of actuator stroke and spray angle.

At the aspects of GA applications for calibration, Dempsey et al. ^[12] studied the effects of swirl ratio, injection parameters and EGR rate on the combustion for a heavy-duty diesel engine. After that, with the help of GA, they found out the best parameters values for mid and high loads operation. Li ^[6] had taken the GA method to optimize the SOI (start of injection timing) and EGR (exhaust gas recirculation) rate of a RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine. Reference ^[13] had applied penalty functions to GA optimization for an Atkinson engine, which is considered as a practical method to express the constraints. In such a GA model, the optimization results greatly rely on the selection of penalty parameters values: Inappropriate penalty values will reduce the efficiency, or even worse, cause the failure of optimization.

In this paper, the simulation model for diesel engine had been established and validated, based on which the influence of fuel supply parameters was discussed. Then, the boundaries, the fitness and the penalty functions of the GA model were defined. In the GA model, S was proposed to measure the operation surge trend, and the principle to choose the values for penalty parameters was put forward. Finally, the GA model and the engine simulation model were combined for optimizing the fuel supply parameters at 4500m altitude environment.

2. Simulation Model and Parameters Study

2.1. Numerical Models Establishment

This study selected the turbocharged intercooled BF6M1015 diesel engine for investigation, which is manufactured by DEUTZ AG with 6 cylinders in V type and a mechanical diesel pump. Some specifications of the engine are shown in Table 1.

Table 1. Specifications of the V6 engine

Parameter	value
Number of cylinders	6
Displaced volume	11.9 L
Bore	132 mm
Stroke	145 mm
Compression ratio	17:1
Rating power at plain	330 kW @2100 r/min
Maximum torque	1980@1300r/min
Maximum allowable p_{\max}	160bar

Maximum allowable T_T

750 °C

As the combustion prediction is complicated and important in the engine simulation, the 0-D Predictive combustion model based on NN (neural network) was employed [14].

Step1, the RoHR (rate of heat release) was obtained via thermodynamic calculation from in-cylinder pressure. Step2, The Three-Wiebe function model [15] was adopted to describe the RoHR and the values of model parameters were obtained via Levenberg-Marquardt fitting. Step 3, NN is trained by experimental data to find out the relations between operating conditions and parameters of combustion model [16]. As this model was established for injecting parameters optimization, five factors had been chosen for NN training after the study of the influence of operation factors on the combustion process, which are the outlet air temperature of intercooler, the outlet air pressure of intercooler, the injection mass, the injection timing and engine speed.

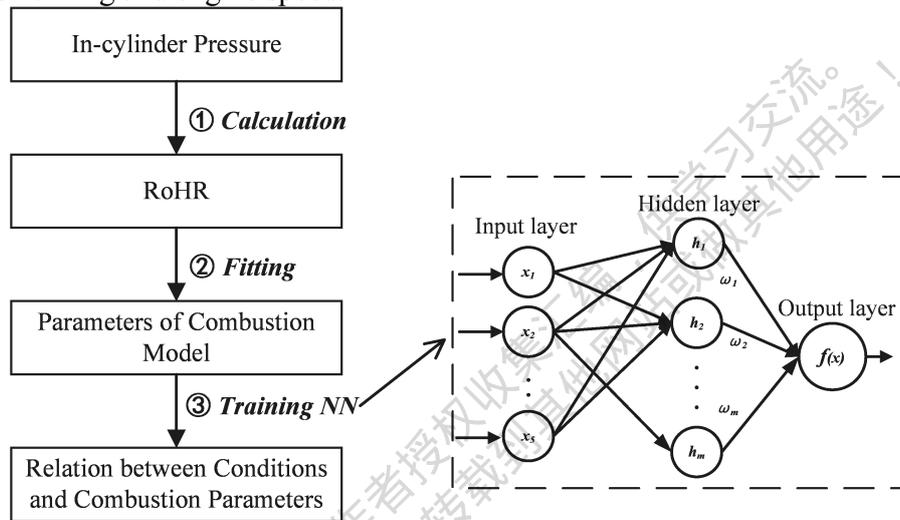


Figure 1. Procedures to establish the 0-D Predictable Combustion Model

Based on thermal theories and engine specifications, the left sub-models of the engine were established, such as the turbocharger, the crankcase, intake and exhaust pipes, and etc.

2.2. Verification of Model

The plateau performance tests of the V6 engine were conducted on environment-stimulating bench, thus plenty of experimental data were obtained to train NN and to validate the simulation models.

Figure 2 illustrates the RoHR and HRL obtained from predication and experiment of 1700r/min at 3500m altitude with 142.5mg/cycle/cylinder injected. From the comparison, it can be perceived that the prediction and experiment curves fit well respectively, which means the 0-D Predictive Model is capable for combustion simulation.

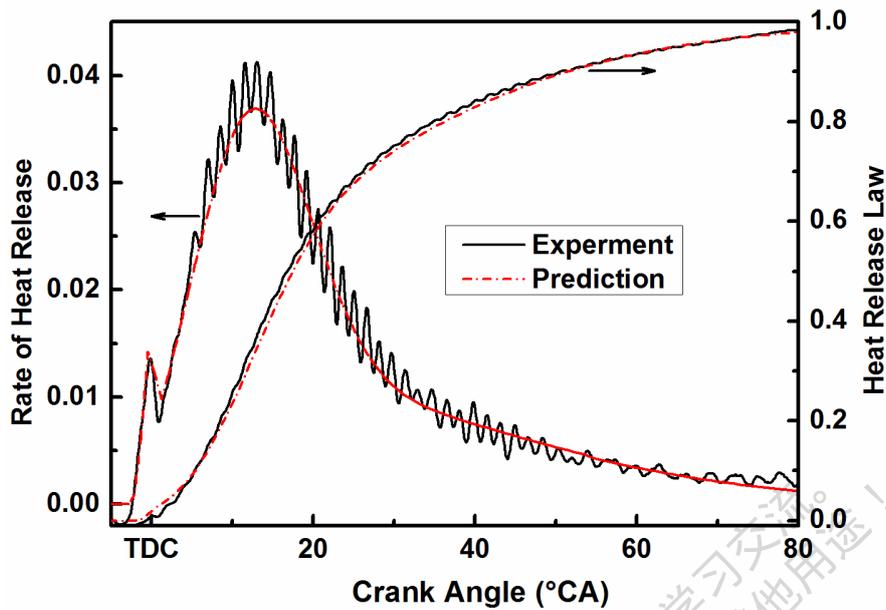


Figure 2. Comparison of RoHR and HRL between prediction and experiment

The Figure 3 displays the BSFC (Brake Specific Fuel Consumption) and torque comparison between experiment and simulation of full-load operations at 4500m altitude. The relative error of BSFC@1000r/min is 3.95%, taking the largest value of all. Because the injected fuel masses of simulation were the same as the experimental, the BSFC errors are caused by the torque inaccuracy. The difference of simulated and experimental torque @1000r/min are 29.7Nm, which is not a quite obvious value, however, the torque @1000/min is only 755N m, taking the least value of all speeds. The minimum absolute value magnified the relative error, that's why the BSFC@1000r/min seems so notable. After all, as the errors of these two groups are less than 5%, the engine simulation model is considered to be accurate enough.

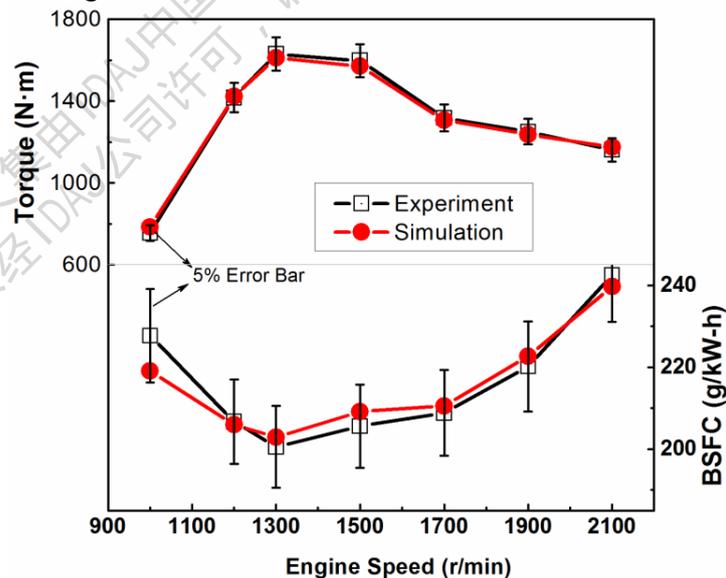


Figure 3 Comparison of Torque and BSFC between simulation and experiment

2.3. Influence of injecting parameters

It is obvious that more fuel injected means more energy added into the system, thus the power, n_T (speed of turbine), T_T and p_{max} will increase monotonically. While, the effect of increasing the advance angle is shown in Figure4, at the operating point of 2100r/min, 140mg/cycle/cylinder, 4500m altitude.

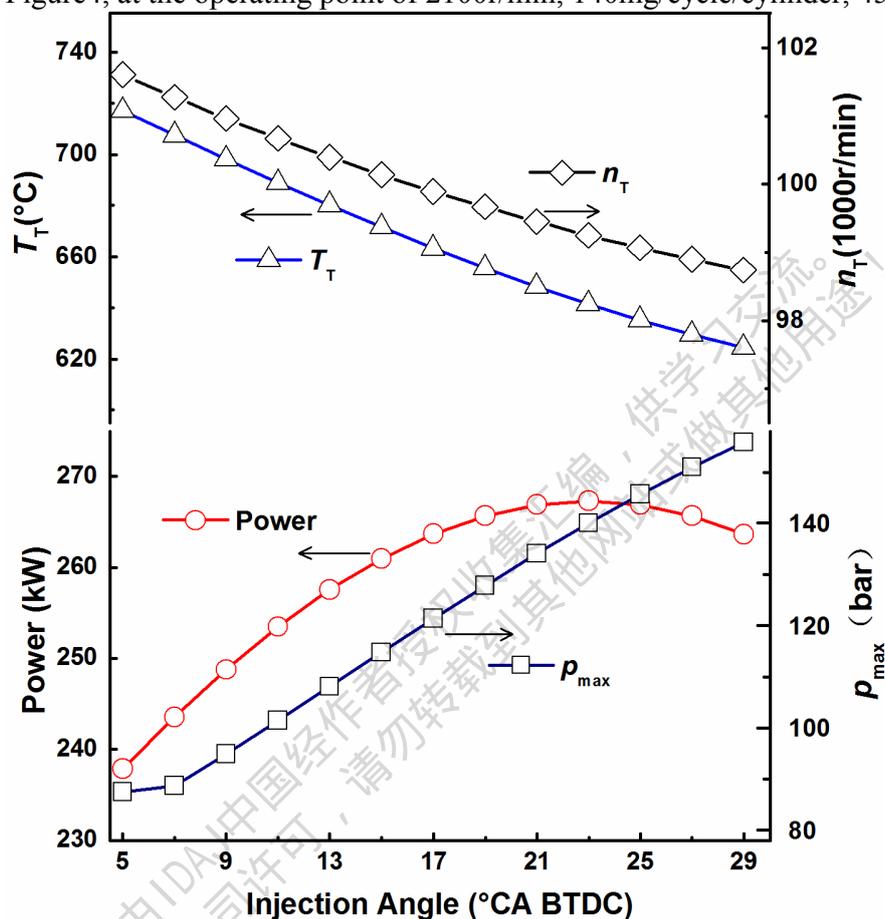


Figure 4. the influence of injection angle

With an earlier injection timing, p_{max} increases, T_T and n_T decrease at the rate of $4.2^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{CA}$ and $125\text{r}/\text{min}/^{\circ}\text{CA}$ respectively. In addition, the power rises during 5°CA BTDC to 23°CA BTDC and then declines at the 23°CA BTDC to 29°CA BTDC range.

As the injection advanced, the combustion process moved forward, which led to an energy reduction of exhaust gas, thus the T_T and n_T dropped. Because the timing of peak in-cylinder pressure got closer to TDC, the p_{max} rise at the rate of $2.3\text{bar}/^{\circ}\text{CA}$. Simultaneously, the thermal efficiency had been enhanced at the beginning; however, over advanced injection angle will lead to more power consumption at compression stroke, that's why the power decreased then.

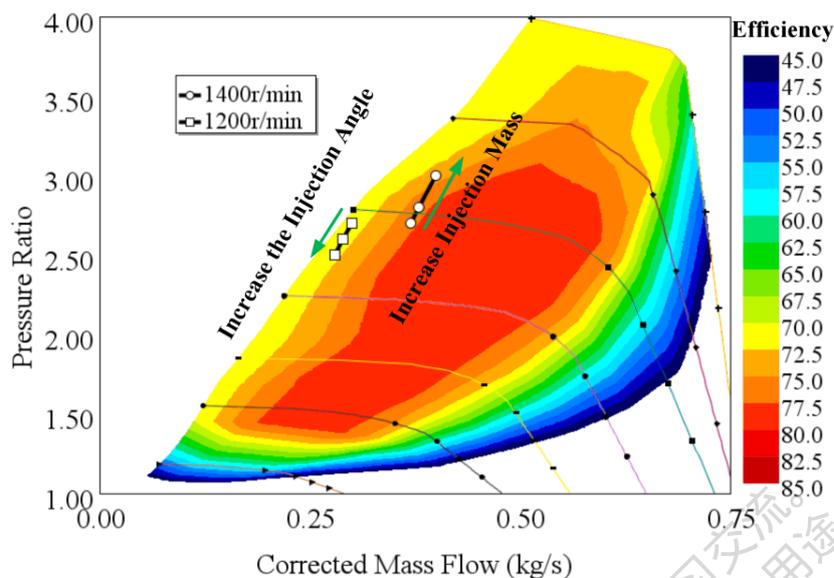


Figure 5. The influence of fuel supply parameters on the compressor Map

Based on the simulation model, the impacts of injection mass and the injection timing on point location at the compressor Map are investigated. Figure 5 illustrates the situation of 1200r/min and 1400r/min at 4500m altitude. Because of the plateau environment conditions, the Correct Mass Flow is taken as the X axis. With the increase of injected fuel, the pressure ratio and air mass rise, and the operating point moves closer to the surge line. On the other hand, with the increase of injection angle, the pressure ratio and air mass decrease, and the operating point moves away from the surge line. As discussed above, the additional fuel provides more energy to the exhaust gas, while the advanced injection timing would reduce it.

3. Genetic Algorithm Model

Based on the fuel impact laws and related references, it is penitential to adjust the fuel injection parameters for power improvement at plateaus. But the characteristic indexes are different at vary operation conditions, and the injection parameters has interact impacts over each other, which makes it difficult to find out the appropriate injection values. As the GA optimization is a powerful tools for this situation, that's why we adopt it.

Generally, the GA optimization process includes three main parts: selection, crossover and mutation. The selection process is regarded as the "natural selection law" in the genetic processes, expressing the optimization targets through the Fitness function. A Fitness function should be designed according to the feature of specific objects, so generally there is no such a Fitness function for common use. What's more, as the Reference [17] mentioned, an appropriate Fitness function is critical to ensure the GA running correctly and effectively, which should take the factors of optimization objectives, boundaries and the related penalty into account.

3.1. Boundaries

The solution space is divided into feasible region and unfeasible region according to whether the inside points can satisfy the constraints, as shown in Figure 6. The points B and D are located in the

unfeasible region, while A and C lie in the feasible region surrounded by boundaries, and A is the optimal solution.

Although B is an unfeasible solution, the distance of AB is shorter than the distance AC, which means that B contains more information about the optimal solution. In other words, B is more important in the genetic processes. Compared with D, B stands farther from the boundaries, but much closer to A, which indicates that to search the region nearby B is more likely to find A. Thus, B should survive over C and D. After all, which point can be retained to the next generations depends on the value its Fitness function value.

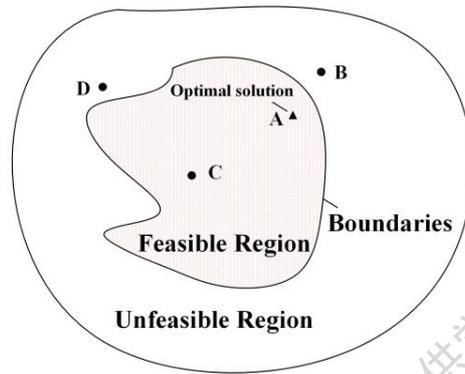


Figure 6. Schematic of solution space

Before the Fitness function is constructed, the boundaries should be defined in advance. As for this simulating optimization, the reliability boundaries are defined as: $T_T \leq 720^\circ\text{C}$, $n_T \leq 10,000\text{r/min}$, $p_{\max} \leq 145\text{bar}$, no surge.

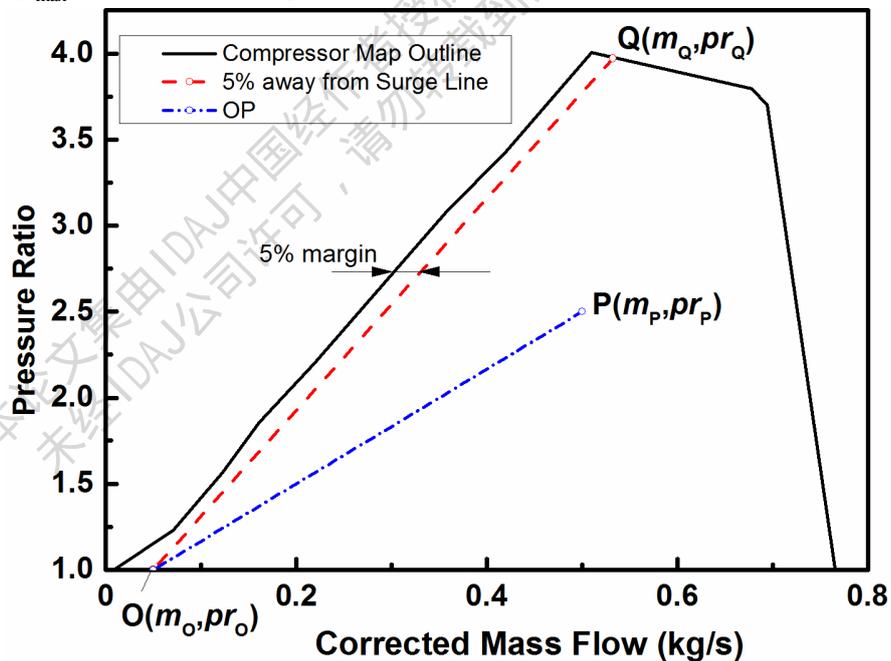


Figure 7. The interpretation for parameter T_s

The surge margin can be qualitatively described on the compressor Map, but it is difficult to express it in mathematics. Therefore, the parameter T_s (Trend of Surge) is proposed to measure the surge trend. As in Figure7, the line OQ is approximate 5% mass flow margin away from the surge line, and O is the intersection point of X axis and OQ. The parameter T_s of operating point P is defined as the slope of OP:

$$T_{s_p} = \frac{pr_p - pr_o}{m_p - m_o} \quad (1)$$

In this research, the coordinates of O is (0.05, 1), and the slope of OQ is 6.05, which is defined as the limited value. In other words, if the T_s value of operating point P exceeds 6.05, $T_{s_p} > 6.05$, the P is considered to surge. As the T_s decreases, the operating point moves away from the surge line.

3.2. Fitting Functions

In this research, the goal of optimization is to find out the optimal values of injection mass and injection angle for operating points, which can achieve the maximum engine power and meanwhile keep the T_T, n_T, p_{max} and T_s in their tolerated scope. To reflect the constraints, the static penalty functions were employed, and the magnitude of punishment depends on the violation degree against boundaries. The definition of violation degree h is as follow

$$h_p(\mathbf{x}) = p_{max}(\mathbf{x}) / 145 - 1 \quad (2)$$

$$h_T(\mathbf{x}) = T_T(\mathbf{x}) / 720 - 1 \quad (3)$$

$$h_n(\mathbf{x}) = n_T(\mathbf{x}) / 100,000 - 1 \quad (4)$$

$$h_{T_s}(\mathbf{x}) = T_s(\mathbf{x}) / 6.05 - 1 \quad (5)$$

Where, h is the assessment of the violation degree, and \mathbf{x} is a two-dimensional vector representing the optimized parameters, whose sub-vectors are \mathbf{x}_1 and \mathbf{x}_2 , corresponding to the fuel injection advance angle and injection mass respectively. In Eq. (2)~(5), the degree of the four violating behaviors could be uniformly expressed by h via normalizing. As in Eq. (6), the Fitness function indicates the probability of the individuals to survive.

$$\text{Fitness}(\mathbf{x}) = P(\mathbf{x}) - \sum K_i \times \max(h_i(\mathbf{x}), 0) \quad (6)$$

Where, $P(\mathbf{x})$ represents the engine power, and K is the penalty parameter. If an indicator exceeds its constraint, the corresponding $h_i(\mathbf{x})$ will rise over 0, resulting in $\text{Fitness}(\mathbf{x}) < P(\mathbf{x})$, it is the very mechanism how the penalty function works. The greater Fitness indicates the individual adapt the surviving rules better, and its genes are more probable to be retained to the next generation. As $\text{Fitness} < 0$ situation make no sense in this work, it's better to design a non-negative Fitness with continuous gradient.

According to the discussion at 2.3, the T_T, n_T and T_s are dependent on the energy of exhaust gas, hence, all the three parameters are categorized to EEPs(Exhaust Energy related Parameter). Obviously, any EEPs exceeding the boundary means the exhaust energy is too rich. For example, the over-speed and over-temperature of the turbines at the rated operation condition could be attributed to overmuch exhaust energy, and the problems could be solved by decreasing the injection mass. As EEPs have monotonic relations both with \mathbf{x}_1 and \mathbf{x}_2 , only the EEP with the most severe violation need to be punished. In this way, the behaviors of violating EEPs constraints suffers corresponding punishment and the Fitness function got less piecewise, which is good for the efficiency of optimization. Therefore, the h_E and the Fitness functions were varied to Eq.(7) and Eq.(8).

$$h_E = \max(h_T(\mathbf{x}), h_n(\mathbf{x}), h_{Ts}(\mathbf{x})) \quad (7)$$

$$\text{Fitness}(\mathbf{x}) = P(\mathbf{x}) - K_p \times \max(h_p(\mathbf{x}), 0) - K_E \times \max(h_E(\mathbf{x}), 0) \quad (8)$$

3.3. Plenty parameters

As can be seen from Eq. (7) and (8), the values of K_p and K_E are of great significance on the Fitness functions. On one hand, too small K results in a mild punishment, as a consequence, the unfeasible solutions would be dominant in the subsequent populations, causing the final solution converged into the unfeasible region. On the other hand, too large K will lead to the abandoning the useful information of the unfeasible solutions, which will reduce search efficiency. Therefore, it is necessary to study the principle of K value's selection.

The sensitivities of Power, p_{\max} , EEPs are different to injection mass and injection timing, and the value ranges of \mathbf{x} will affect the influence degree. In order to fairly restrict \mathbf{x}_1 and \mathbf{x}_1 and to reduce the impact of \mathbf{x} value ranges, a method how to determine the K value was put forward, which is called "Fitness Equal to Zero at the Worst Point"(Fitness(w)=0). Known from the impact law of \mathbf{x} on engine performance, the objective function(Power) is not monotonous to \mathbf{x} , however, the p_{\max} and EEPs are monotonous to \mathbf{x} , based on which we could find out the two points violating constraints most severely, where the most strictly plenty should be imposed, that is to make the Fitness equal to zero.

At a specific operating condition, the practicable value range of \mathbf{x} is expressed as $\mathbf{x}_1 \in [\mathbf{x}_{1,\min}, \mathbf{x}_{1,\max}]$, $\mathbf{x}_2 \in [\mathbf{x}_{2,\min}, \mathbf{x}_{2,\max}]$. According to the parameter relations, the highest value of p_{\max} appears at the point $M(\mathbf{x}_{1,\max}, \mathbf{x}_{2,\max})$ with the earliest injection timing and most injected fuel amount, and the maximum EEPs will be achieved at the point $N(\mathbf{x}_{1,\min}, \mathbf{x}_{2,\max})$ with the latest injection timing and most injected fuel amount. In order to make sure the most severe violation subject to the most serious punishment, the Fitness at M and N are imposed to zero as in the Eq.(9):

$$\begin{aligned} \text{Fitness}(M) &= 0 \\ \text{Fitness}(N) &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

Generally, the p_{\max} and EEPs could reach their boundary values inside the practicable \mathbf{x} value range, so Eq.(9) can be expressed as Eq.(10):

$$\begin{cases} P(M) - K_p h_p(M) - K_E \max(h_E(M), 0) = 0 \\ P(N) - K_p \max(h_p(N), 0) - K_E h_E(N) = 0 \end{cases} \quad (10)$$

Eq.(11) is the solution to Eq.(10):

$$\begin{aligned} K_p &= \frac{P(M)h_E(N) - P(N)\max(h_E(M), 0)}{h_p(M)h_E(N) - \max(h_E(M), 0)\max(h_p(N), 0)} \\ K_E &= \frac{P(N)h_p(M) - P(M)\max(h_p(N), 0)}{h_p(M)h_E(N) - \max(h_E(M), 0)\max(h_p(N), 0)} \end{aligned} \quad (11)$$

The purpose of the principle above is to punish the unfeasible solutions far away from the boundaries and simultaneously to keep the nearby unfeasible points. As thus, the Fitness function is of continuous gradient, and at the subsequent generations the balance will achieved between feasible and unfeasible solutions, which is beneficial for finding the optimal solution. This method would be illustrated by an example as follow:

At 4500m altitude and 2100r/min, the x range is chosen as: x_1 ~[5°CA BTDC, 25°CA BTDC], x_2 ~[145mg, 185mg], and the simulation results of M and N points are as in Table 2.

Table 2. The simulation results of ultimate conditions

	M	N
Injecting angle/ °CA BTDC	25	5
Injection mass	185	185
Power/ kW	328	290
p_{\max} / bar	158	94
T_T / °C	714	799
n_T /r min ⁻¹	102,444	106,053
T_S	3.97	4.03

To explain the influence of K on the individuals' distribution, four schemes were designed as in Table3. It is worth mentioning that the values of Scheme II, $K_p = 2721$ and $K_E = 3622$, are calculated from Eq.(11).

Table 3. Four schemes of different K

Scheme	K_p	K_E
I	2721	1000
II	2721	3622
III	2721	5000
IV	500	3622

Firstly, the critical fuel amount is obtained via the method: at the constant injection timing, increase the injection fuel mass gradually until any parameter encounters its constraint. Secondly, the boundary between feasible and unfeasible region is obtained by connecting critical fuel amounts at different injection angles together. As in Figure 8, in the 17 ° CA BTDC~23 ° CA BTDC range, the critical mass is mainly restricted by EEPs, so the boundary rises with the increase of advanced angle. Within 23°CA BTDC~25°CA BTDC range, the p_{\max} becomes the restriction for critical fuel amount, thus the boundary goes downward. By calculating plenty points at large scale of the x value region, the optimal solution is found at the S region near (22.5°CA BTDC, 162mg).

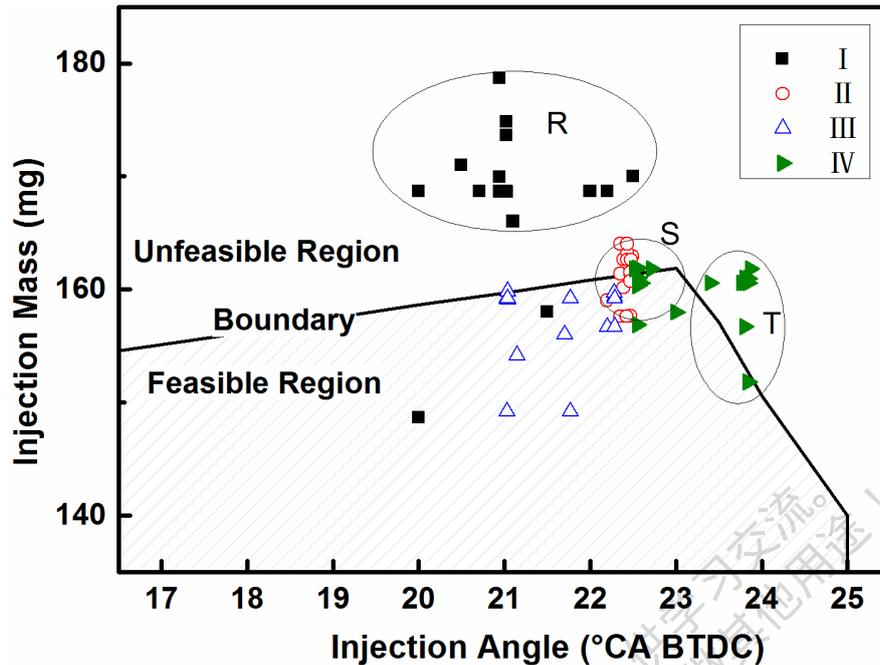


Figure 8. The individuals distribution of the four schemes at the 10th generation

Figure 8 illustrates the distribution of individuals at the 10th generation. In Scheme I, only two points lie in the feasible region, while others lie in R, and all points are out of S. In the Scheme II individuals are located within or near R, and the numbers of feasible and unfeasible are approximately equal. In the Scheme III, except one point standing at the border, most individuals are situated inside the feasible region. In the scheme IV, about 2/5 individuals were located in T of the unfeasible region, and most of the others lie near the optimal solution.

From Table 3, K_p of Scheme I, II, III are the same, but K_E are different. For the K_E of Scheme I is only 1000, the penalty to the overrun of EEPs is insufficient. As the result, most individuals distribute in the unfeasible region R, which is obviously adverse for optimization.

On the contrary, Scheme III imposes excessive punishment on the overrun of EEPs by adopting 5000 as the value of K_E . Consequently, the points all stand in the feasible region, but no one is in or near S, indicating that it is not advisable to discard all the unfeasible solution.

The K_E of Scheme II and IV are the same, but K_p are different. The K_p of Scheme IV is too small to give enough penalty against the p_{max} overrun. Therefore, part of the individuals are distributed in T, which will reduce the search frequency in S. Judged from the distributions on the x value region, the Scheme II is considered to be a decent scheme.

The calculated engine power during optimization process of the four schemes is illustrated in Figure 9. The power of Scheme I reached 281.2kW at the 14th generation, while Scheme III and Scheme IV achieved 283kW and 286.6kW at 9th and 13th generation respectively. Best of all, the Scheme II obtained the optimal power 288.7kW at 8th generation.

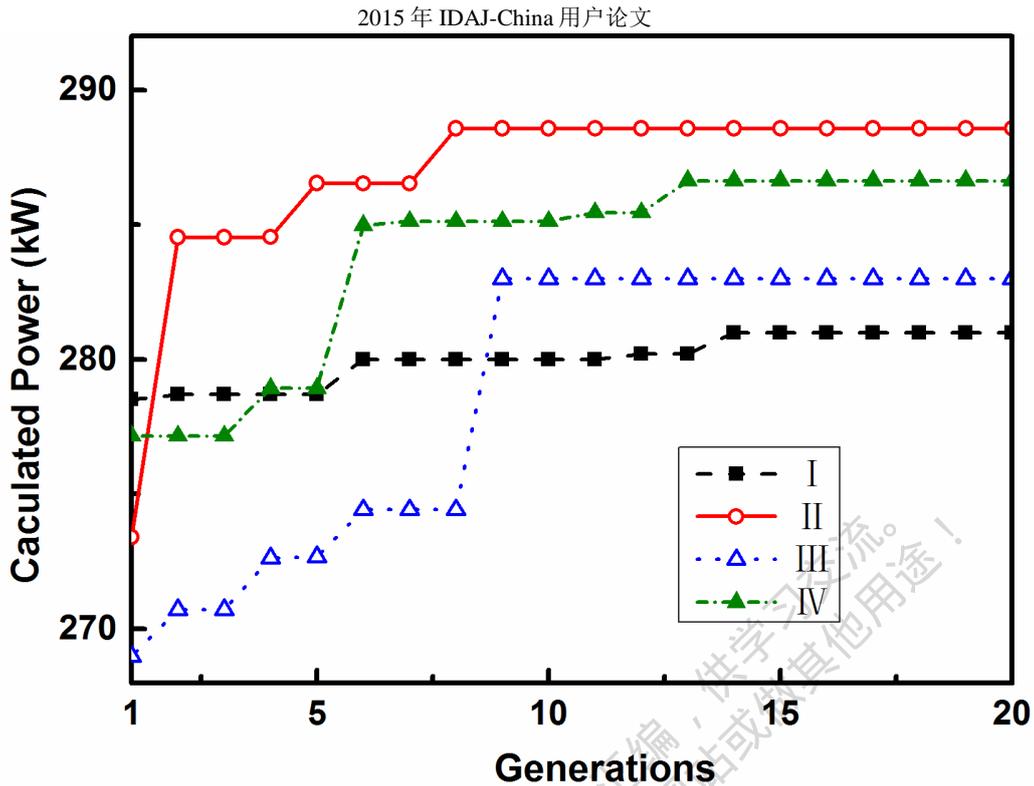


Figure 9. The calculation process of the four schemes

With a loose constraint, Scheme I had searched the whole x value region in a large scale; while III searched the feasible regions but far away from S because of an excessive penalty. Although Scheme IV can find out the relative satisfying solution finally, the efficiency is reduced by the search work at T . In all, not only can Scheme II find out the most optimal solution of the four, but also it shows the highest efficiency (8th generation). From the discussion, we can draw a conclusion that the scheme II's K values which are acquired via the selection principle proposed in the paper are appropriate.

3.4. Realization of the optimizing model

If the calculation results meet the conditions in Eq.(12) in 20 consecutive generations, this GA optimization are considered to be converged:

$$\begin{aligned}
 & \left| \frac{\text{Fitness}_j - \text{Fitness}_{j-1}}{\text{Fitness}_{j-1}} \right| < 0.5\% \\
 & \left| \frac{\mathbf{x}_{1,j} - \mathbf{x}_{1,j-1}}{\mathbf{x}_{1,j-1}} \right| < 0.5\% \\
 & \left| \frac{\mathbf{x}_{2,j} - \mathbf{x}_{2,j-1}}{\mathbf{x}_{2,j-1}} \right| < 0.5\%
 \end{aligned} \tag{12}$$

Where, the subscript j stands for the generation of GA.

Finally, the GA optimization is carried out on the GT-MATLAB software platform, and the data transfer relation is shown in Figure 10.

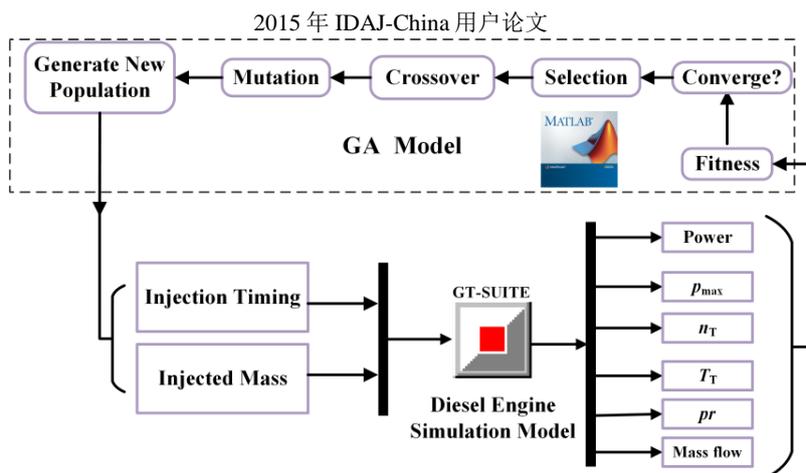


Figure 10. Running on the GT-MATLAB software platform

The program of GA model is realized in MATLAB with the population size of 20, the crossover proportion of 98%, mutation rate of 1%. And the produced individuals (injection mass and injection angle) are transmitted into GT-SUITE, where the engine numerical model is running and feed the simulation results of every individual back, such as the power, p_{\max} and EEPs.

Once the results arrived at MATLAB, the fitness should be calculated to judge whether the optimization is converged, if not, the genetic processes will continue in the GA model, including selection, crossover and mutation. Then, the population of the new generation is produced, which will be sent to the simulation model in GT-SUITE. All these process will go on until the convergence condition is met.

4. Discussion of the optimized results

Based on the GT-MATLAB platform, we performed the GA optimization of fuel supply parameters of the diesel engine at 4500m altitude, and the results of full-load operation are shown in Table 4. Known from Table 4, all the optimal solutions were found inside the x value region and EEPs or p_{\max} approached their limits, indicating the set of x region is reasonable.

At engine speed of 1000r/min, the T_s has reached its limits, while the EEPs still kept some distance from the borders. At the 1300 ~ 2100r/min range, the n_T and p_{\max} reached their limits at the same time, besides, the operating point at 1300r/min was close to the surge boundary.

Table 4. The optimization results at 4500m

Engine speed/ r min ⁻¹	1000	1300	1500	1700	1900	2100
Injecting angle/ °CA BTDC	15.7	15.2	17.2	18.9	19.7	22.6
Injection mass/ mg	129.1	209.1	202.2	189.4	170.0	161.5
Power/ kW	107.2	245.1	272.9	286.3	283.3	288.6
p_{\max} / bar	97	145	145	145	144	145

$T_T / ^\circ\text{C}$	65,715	97,759	99,611	100,002	99,821	99,994
$n_T / \text{r min}^{-1}$	639.5	682.5	682.9	674.9	655.3	662.2
T_S	6.05	6.02	5.31	4.72	4.27	3.92

illustrates the comparison of injected parameters before and after optimization. The optimized injection timing is substantially earlier than the original, especially 17°CA advanced @2100r/min. Generally, the engine power and economy performance will improve with a properly earlier injection, as in Figure4 discussed, but the constraint of p_{\max} restricts the advanced angle into a certain range. However, the low air pressure at plateau environment leads to the reduction of pressure in-cylinder, which offers the possibility to inject earlier.

At the bottom half of Figure11, the optimized injection mass is 10 ~20mg more than the originals at each speed, taking approximately 10 ~20%. Generally speaking, the inject mass should be reduced at high altitude to avoid EEPs overrun. However, the optimized fuel strategy with an earlier injection will decrease the exhaust energy, allowing more fuel supplied.

This V6 engine employed a mechanical diesel pump with a fixed supply angle, and the injecting delay get longer as the increase of engine speed. Therefore, the injection timing becomes later at higher speed, which can be found at the original advanced angle in Figure11. Whereas, with the increase of engine speed, the duration angle of combustion will extend. In order to improve the thermal efficiency, the expected injection angle should be advanced responsively, which is contrary to the original injection timing. Hence, the optimal injecting advance angle will rise as the increase of speed, except 1000r/min situation. Besides, the original injection mass per cycle decreases when the engine speed exceeds 1300r/min, which leads to p_{\max} reduction at higher speed and provides more space to adjust injection timing.

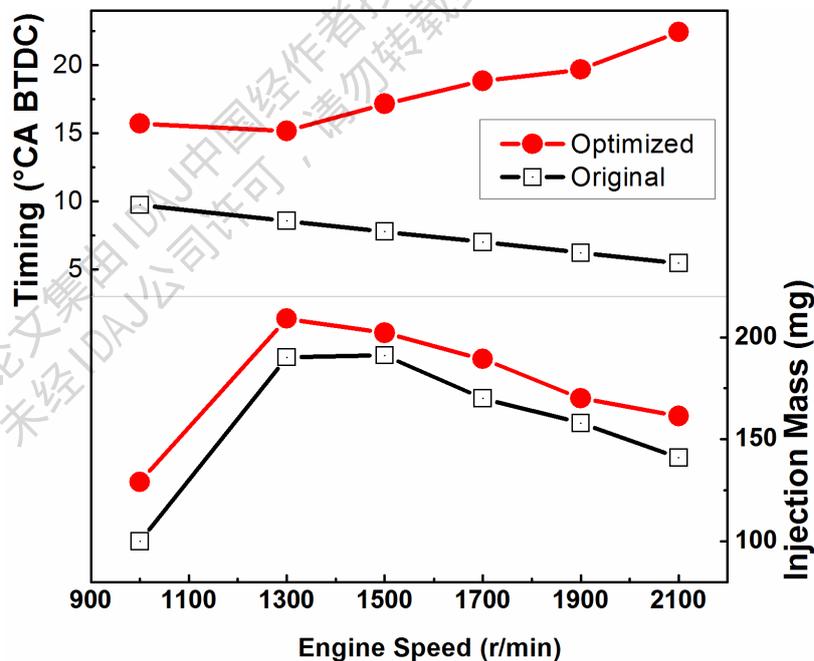


Figure 11. The comparison of fuel supply parameters between the optimized and the original

An interesting phenomenon in Figure 11 is that the optimized injection timing of 1000r/min is earlier than 1300r/min, and the result can be explained by Figure 12 and Figure 13.

Figure 12 and Figure 13 show the impact of injecting parameters on torque @1000r/min and @1300r/min respectively. Figure 12, as the injection mass increasing or the injected advance angle getting closer to 15 °CA BTDC, the torque increasing gradually. With the constraint of T_s (thin solid line at Figure 12), the final optimized result lie on (129.1mg, -15.7 °CA). While the situation is different at 1300r/min, more fuel and earlier injection in Figure 13 means more engine power. At Figure 13, the optimized result is shown as a black solid point, where more injection mass will lead to EEPs exceed and earlier injecting will bring p_{max} too high.

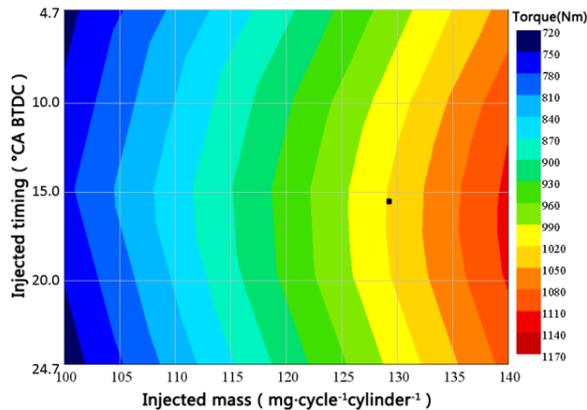


Figure 12. Impact of injection parameters on torque
@1000r/min

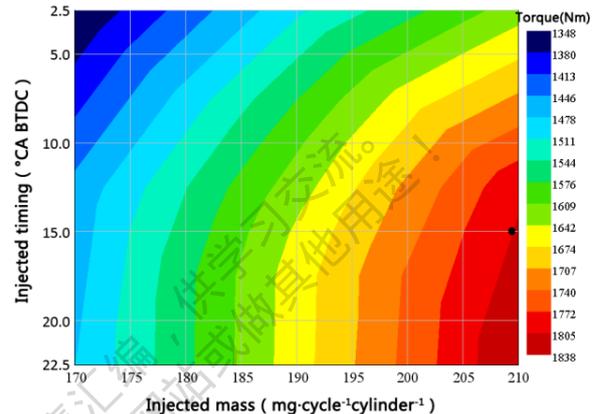


Figure 13. Impact of injection parameters on torque
@1300r/min

As the interpretation above, the desired injection advanced angle should increase with engine speed rise. The combustion duration is relatively plenty at lower speed, hence, the 15.7 °CA @1000r/min is already quite closer to the ideal value of advanced angle without constraints. As to situations of 1300r/min and higher speeds, the optimized values are located near p_{max} limited boundary, which are different from the desired value under no-limits condition. From the comparison between Figure 12 and Figure 13, it is clear that the optimized result @1000r/min are achieved under distinguishing conditions from other speeds, which causes the special injection timing for 1000r/min at Figure 11.

Figure 14 demonstrates the power and BSFC of optimized values vs. original values. The optimized power is 20 ~50kW higher than the originals, accounting for 10~30% of each speed, including 22.7% improvement @2100r/min. There are two main reasons why power is improved are: more energy joined working process because of more injected fuel and higher efficiency for the earlier injection.

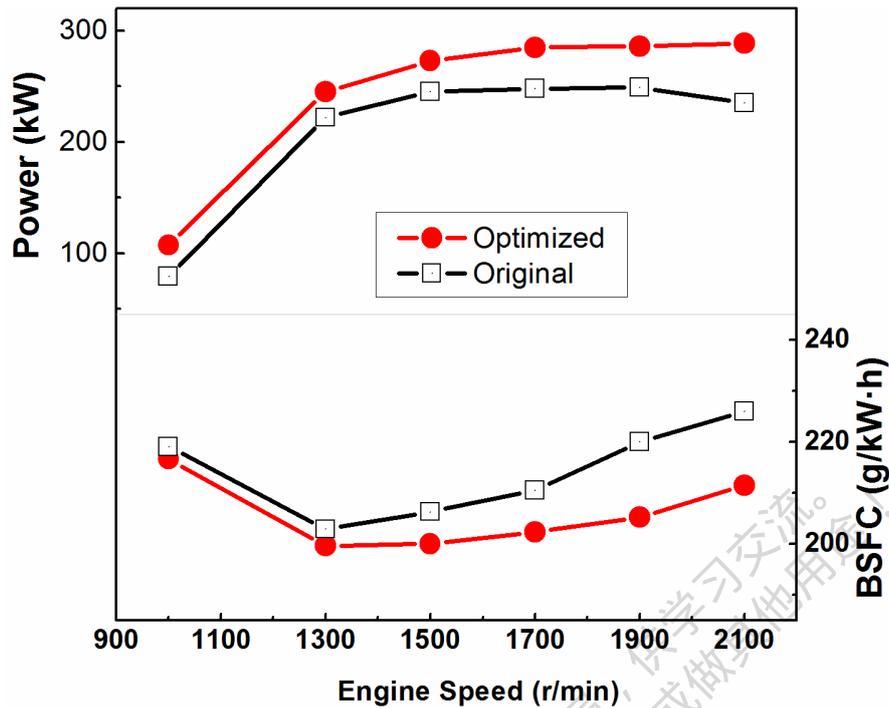


Figure 14. The comparison of brake power and BSFC between the optimized and the original

From the BSFC comparison at Figure 14 bottom part, the optimized BSFC is dramatically lower than the original at higher engine speed, especially 6.4% @2100r/min, while the reduction of BSFC is not remarkable at lower speed range (1000 ~1300r/min).

On one hand, the advanced injection timing lead to a higher efficiency, which is benefits for reduction of BSFC; on the other hand, more fuel injected into the cylinder means a lower A/F ratio, which is possible to rise up the BSFC.

At lower speed, the pressure ratio of compressor is relatively lower, which results in the shortage of intake fresh air. As a consequence, BSFC is supposedly more sensitive to the A/F ratio at lower engine speed. Besides, the injection mass of 1300r/min is highest, which intensifies the influence of A/F ratio. Eventually, under the opposite influence of injection timing and A/F ratio, the optimized BSFCs of 1000 ~1300r/min decrease slightly.

Nonetheless, this situation is different at higher speed. As the pressure ratio increase, the influence of A/F ratio becomes weaker than injection timing. After all, the BSFC is reduced by optimization as a whole.

5. Conclusion and Prospect

The Fitness function of GA optimization and the principle to choose penalty parameters had been researched. Eventually, the GA model had been applied to the fuel parameter optimization for diesel engine working at 4500m. The major conclusions are drawn as follows:

- T_s is proposed as the parameter to measure the surge trend of operation, and the investigation demonstrates that to reduce the fuel mass or to inject earlier is benefit for prevention compressor surging.

- Based on the parameter influence laws, the method how to choose the penalty parameters values of GA is put forward. What's more, this method is proved to be efficient and accurate through the schemes comparison.
- Once adapt the GA optimization at 4500m altitude environment, the power of the diesel engine is improved by 22.7%, and the BSFC reduced by 6.4%

For fear of obtaining an over optimistic result from the simulation, the constraint condition of GA is defined more strictly than reliability requests. It is worth mentioning that the application of the optimized fuel strategy relies on the EUP (electric unit pump) or common rail system. In order to validate the effect of GA optimization, we are committed to upgrade the fuel supply system now.

References

- [1]. Zhu Z, Zhang F, Han K, et al. Adaption of Fuel Injection Parameters for Turbocharged Diesel Engines Working at High Altitude[J]. ACTA ARMAMENTAR II. 2014(05): 583-589.
- [2]. Yu L, Ge Y, Tan J, et al. Experimental investigation of the impact of biodiesel on the combustion and emission characteristics of a heavy duty diesel engine at various altitudes[J]. Fuel. 2014, 115: 220-226.
- [3]. Liu Rui-Lin, Zhou Guang-Meng, Li Jun et al. Calibration of Common-Rail Diesel Engine at High Altitudes Under Full Load Operating Conditions[J]. Journal of Combustion Science and Technology. 2012, 18(3): 199-205.
- [4]. Xu H, Shi Y, Zhang X, et al. Optimization of Injection Advance Angle and Performance Research of Turbocharged Diesel Engine at High Altitude [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering. 2014: 1.
- [5]. Wong K I, Wong P K, Cheung C S, et al. Modeling and optimization of biodiesel engine performance using advanced machine learning methods[J]. Energy. 2013, 55: 519-528.
- [6]. Li Y, Jia M, Chang Y, et al. Parametric study and optimization of a RCCI (reactivity controlled compression ignition) engine fueled with methanol and diesel[J]. Energy. 2014, 65: 319-332.
- [7]. Alonso J M, Alvarruiz F, Desantes J M, et al. Combining Neural Networks and Genetic Algorithms to Predict and Reduce Diesel Engine Emissions[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation. 2007, 11(1): 46-55.
- [8]. Togun N, Sedat B. Genetic programming approach to predict torque and brake specific fuel consumption of a gasoline engine[J]. Applied Energy. 2010, 87(11): 3401-3408.
- [9]. Cruz-Peragón F, Jiménez-Espadafor F J. A Genetic Algorithm for Determining Cylinder Pressure in Internal Combustion Engines[J]. Energy & Fuels. 2007, 21(5): 2600-2607.
- [10]. Donateo T, Tornese F, Laforgia D. Computer-aided conversion of an engine from diesel to methane[J]. Applied Energy. 2013, 108: 8-23.

- [11]. Archer J R, Fang T, Ferguson S, et al. Multi-Objective Design Optimization of a Variable Geometry Spray Fuel Injector[J]. JOURNAL OF MECHANICAL DESIGN. 2014, 136(0445014).
- [12]. Dempsey A B, Reitz R D. Computational optimization of a heavy-duty compression ignition engine fueled with conventional gasoline[Z]. SAE Technical Paper, 2011.
- [13]. Zhao J, Xu M. Fuel economy optimization of an Atkinson cycle engine using genetic algorithm[J]. Applied Energy. 2013, 105: 335-348.
- [14]. Payri F, Olmeda P, Mart í n J, et al. A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines[J]. Applied Energy. 2011, 88(12): 4632-4641.
- [15]. Ghojel J I. Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research[J]. INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINE RESEARCH. 2010, 11(4): 297-312.
- [16]. 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.
- [17]. Kalogirou S A. Artificial intelligence for the modeling and control of combustion processes: a review[J]. Progress in Energy and Combustion Science. 2003, 29(6): 515-566.

本论文集由IDAJ中国经作者授权收集，仅供学术交流。
未经IDAJ公司许可，请勿转载到其他网站或做商业用途！

基于 COOL3D 的发动机热管理系统仿真分析

Simulation analysis on Engine Thermal Management System based on COOL3D

尹旭 陈群 戴鑫鑫 侯亚帮 刘宁 陈海娥
(中国第一汽车股份有限公司技术中心)

摘要: 传统热管理系统计算流程中,冷却系统匹配分析的空气侧边界条件来自三维机舱 CFD 分析,费时长,对数模完整性要求高,不利于快速进行发动机机舱前期概念设计。针对这一问题,本文探索一种新的分析方法,即基于 COOL3D 模块,建立某车型发动机机舱准三维模型,将离散后的模型嵌入 GT-COOL 搭建的一维热管理系统模型中,同时求解机舱流动和发动机冷却液温度,其仿真结果与三维 CFD 求解机舱,GT-COOL 求解一维冷却系统的计算结果接近。该方法避免了两种软件边界条件的传递,在保证一定精度的基础上大幅度减少计算成本,可以为机舱前期概念设计提供有效的支持。

关键词: 热管理; 机舱准三维模型; COOL3D; GT-COOL; 仿真分析

Abstract: During traditional simulation process of thermal management system, air boundary condition for cooling system simulation comes from 3D underhood analysis which is not suitable for early concept underhood design because of high cost of time and model data integrity. To solve this problem, a new analysis method was studied in this article. A quasi-3D underhood model was built based on COOL3D, this discrete model was embedded in GT-COOL 1D thermal management system model, the underhood flow and engine coolant outlet temperature were solved simultaneously which were closed to the simulation results from 3D CFD and GT-COOL 1D cooling system. This method avoids the transfer of boundary conditions between two softwares. This simulation method can greatly reduce time cost and provide effective support for underhood concept design.

Key words: Thermal Management; Quasi 3D-Model; COOL3D; GT-COOL; Simulation Analysis

1 引言

随着节能减排的不断深入,汽车燃油消耗及排放法规日益严格,整车热管理已经得到各大汽车厂商的广泛关注。目前整车热管理分析一般常采用以下流程^[1],即通过三维 CFD 方法建立发动机机舱模型模拟发动机舱内的空气流动传热,基于一维方法建立发动机冷却系统模型,并将三维 CFD 方法计算获得的散热器进风量和进气温度作为边界条件传递到一维模型中进行冷却系统分析和评价,优化机舱和冷却系统布置方案。以上流程虽然可以较好的解决工程问题,但是在新车研发概念设

计阶段，由于发动机机舱三维 CFD 分析过程的时间长，对数据的完善程度要求高，很难及时获得整车格栅和前端冷却模块变化对冷却系统能力影响，进而影响布置方案的确定。

针对这一问题，GT-SUITE 软件中的 COOL3D 模块为研发人员提供了新的解决方案^[2-5]，该模块可以快速建立包括格栅、换热器、风扇在内的机舱简化准三维模型，并将其离散为粗 3D 网格，离散后的准三维模型可以封装成子模型嵌入到 GT-COOL 作为一维热管理系统模型的一部分同时求解，该方法可以大幅度减少计算时间。本文以某型乘用车为例，建立了发动机机舱 COOL3D 准三维模型和一维发动机热管理系统模型，在 GT-COOL 软件中同时求解机舱流动和发动机冷却液温度，并将计算结果同三维 CFD 计算机舱获得边界条件、GT-COOL 求解一维模型的结果进行比较，评估 COOL3D 用于热管理系统仿真分析的有效性。

2 发动机热管理系统模型的建立

首先在 GT-COOL 环境下建立热管理系统的一维模型，主要包含发动机、水泵、节温器、油冷器和冷却管路等模块；然后在 COOL3D 中建立发动机机舱准三维模型，模型中包含格栅、冷凝器、中冷器、散热器、风扇等部件。在建模时，除输入模型的基本几何尺寸外，水套等还需输入流动阻力曲线，风扇、水泵需要输入工作流量-压差特性曲线，散热器需要输入换热特性 MAP。

图 1 为某型乘用车发动机机舱结构，对其进行适当简化建立图 2 所示的 COOL3D 机舱准三维模型，然后将该模型离散为 GT-COOL 可求解的格式，综合时间成本和计算精度，离散网格数为 33008 个，离散模型如图 3 所示，使用子模型模块调用离散后的机舱模型，嵌入到之前建立的一维模型中，将液侧管路和风扇按照数字编号进行主模型和子模型的连接，完成图 4 所示的完整热管理系统模型。

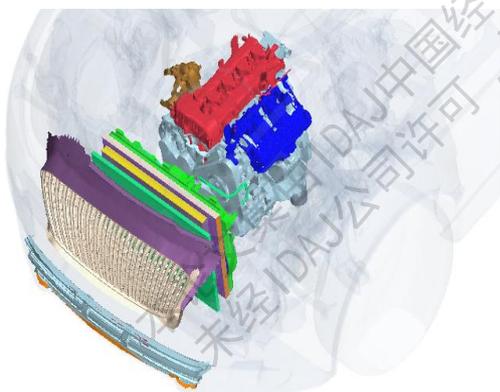


图 1 某型乘用车发动机机舱结构

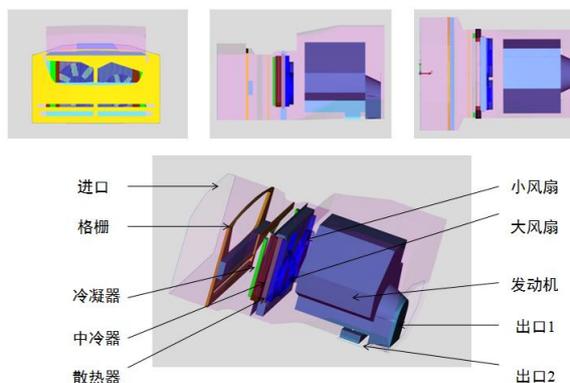


图 2 COOL3D 发动机机舱准三维模型

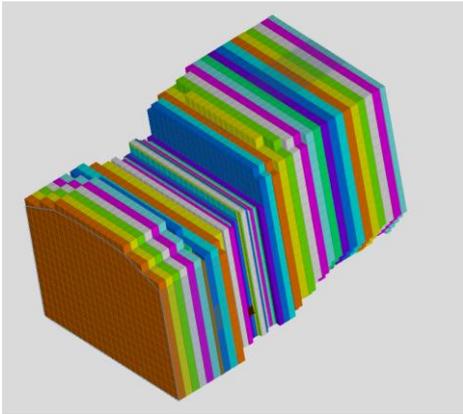


图3 COOL3D 发动机机舱离散模型

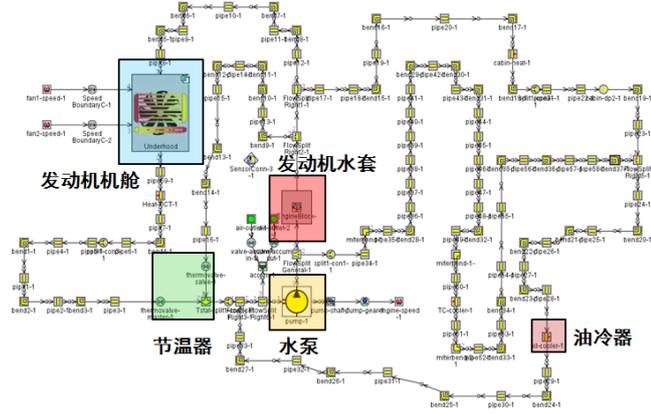


图4 发动机热管理系统模型

3 仿真分析结果

为了验证 COOL3D 准三维机舱模型用于热管理系统仿真分析的合理性，本文将该方法的计算结果同三维 CFD 模拟机舱流动传热的边界条件，GT-COOL 求解一维模型的计算结果进行比较。本研究计算工况选为汽车常用行驶状态下发动机散热最为恶劣的爬坡工况，需要注意的是，由于 GT-SUITE 采用瞬态求解器处理稳态问题，输入合理的初始条件可以加速计算进程，以四挡爬坡工况为例，在 GT-SUITE 软件中设置冷却液初始温度为 95℃，节温器初始位置为大循环关闭，时间步长为 0.2s，计算时间设置为 100s。

首先比较 COOL3D 准三维模型和三维 CFD 模型在两种爬坡工况下，冷凝器入口、中冷器入口和散热器入口的流速云图。

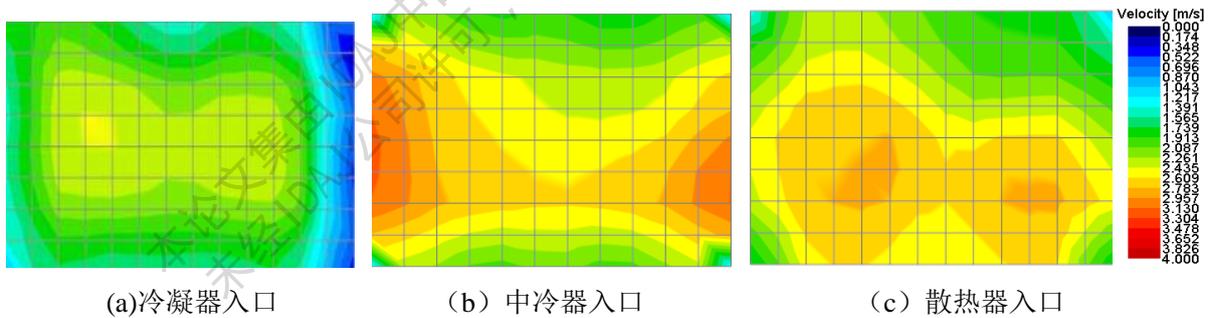


图5 二挡爬坡工况 COOL3D 准三维模型轴向流速云图

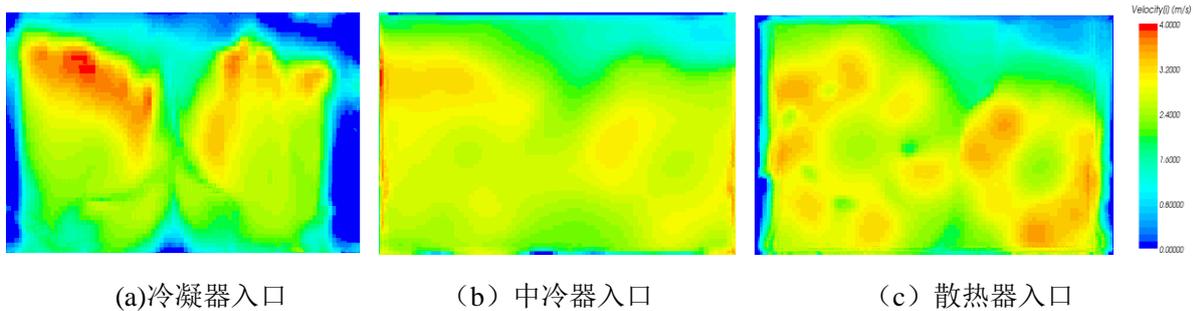


图6 二挡爬坡工况 CFD 机舱模型轴向流速云图

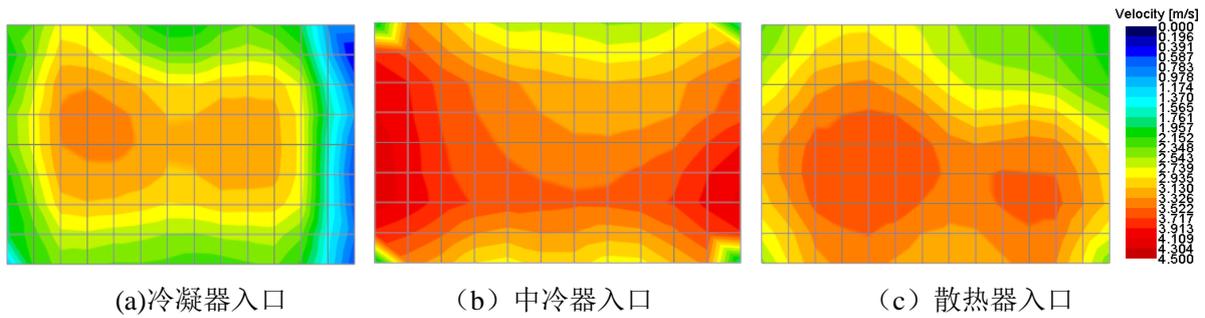


图7 四挡爬坡工况 COOL3D 准三维模型轴向流速云图

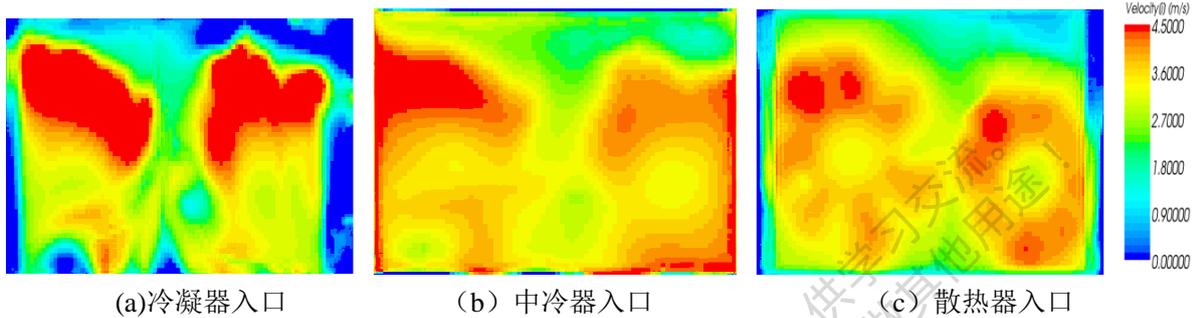


图8 四挡爬坡工况 CFD 机舱模型轴向流速云图

对比图5与图6，图7与图8的流速云图可以发现，COOL3D准三维机舱计算的流速分布与CFD计算结果总体趋势接近，不过在各换热器的四周边界处，如冷凝器入口的左侧低速区域，COOL3D模型结果同CFD结果存在差异，中冷器和散热器的边界处也出现类似的现象。这是因为COOL3D离散网格尺寸较大，相对CFD三维计算的小网格，COOL3D准三维模型无法精确的模拟换热器之间的缝隙，此外COOL3D对于风扇采用P-Q性能曲线处理，而CFD对于风扇采用MRF的方法，这也造成了两种方法流速计算结果的差异。

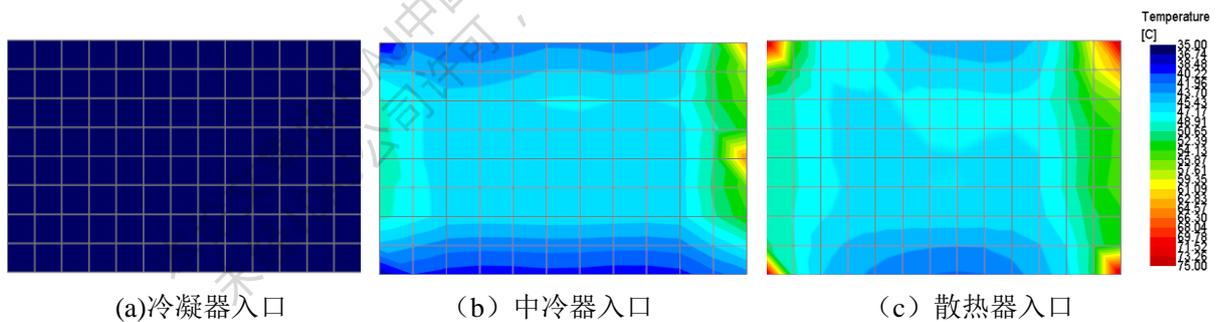


图9 二挡爬坡工况 COOL3D 准三维模型温度云图

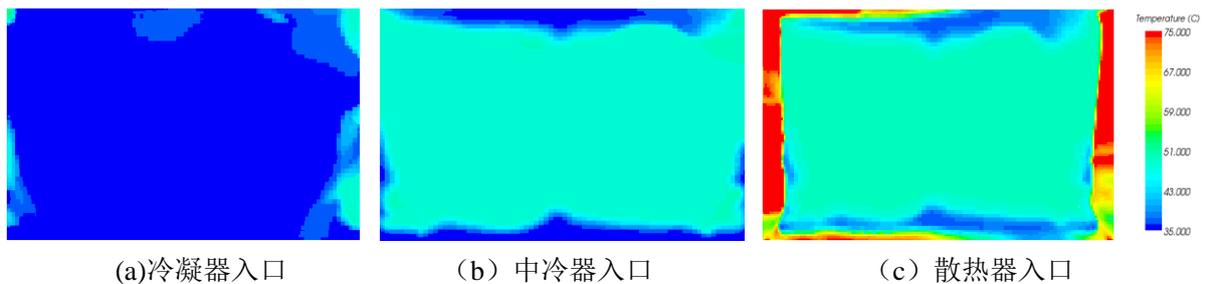


图10 二挡爬坡工况 CFD 机舱模型温度云图

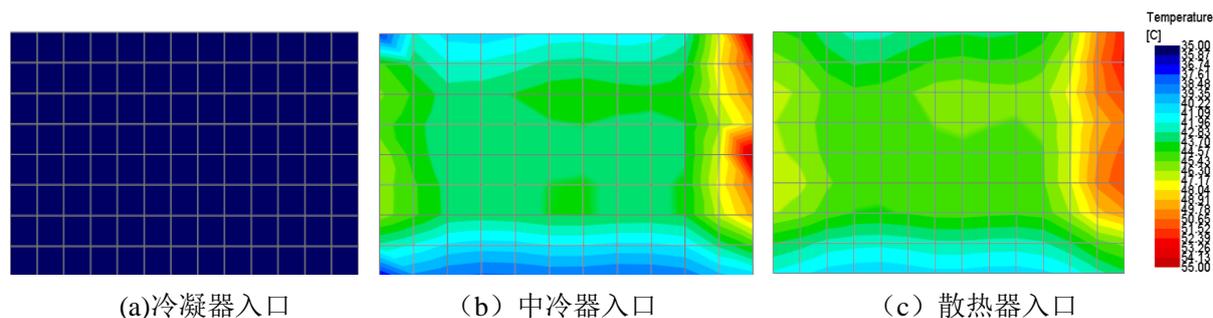


图 11 四挡爬坡工况 COOL3D 准三维模型温度云图

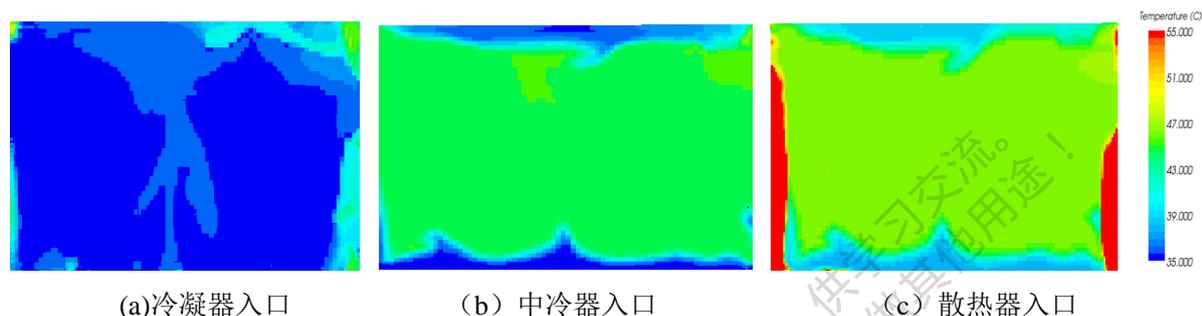


图 12 四挡爬坡工况 CFD 机舱模型温度云图

对比图 9 与图 10、图 11 与图 12 的温度云图，COOL3D 准三维机舱计算和 CFD 机舱计算得到的各换热器进口的温度云图分布趋势大体接近，但需注意的是，CFD 计算得到的图 10(a)，图 12(a)所示的冷凝器入口温度分布与 COOL3D 得到的图 9(a)、图 11(a)的差异，基于前面流场结果可知，COOL3D 无法精确模拟换热器四周存在的缝隙区域，从而无法像 CFD 机舱计算那样精确模拟回流，进而无法体现空气回流造成冷凝器入口空气温度上升的情形，因此 COOL3D 模型冷凝器入口平均温度基本为 35℃，而 CFD 得到的冷凝器入口平均温度接近 36℃，同理中冷器和散热器入口截面的温度分布同 CFD 计算结果存在同样的差异。

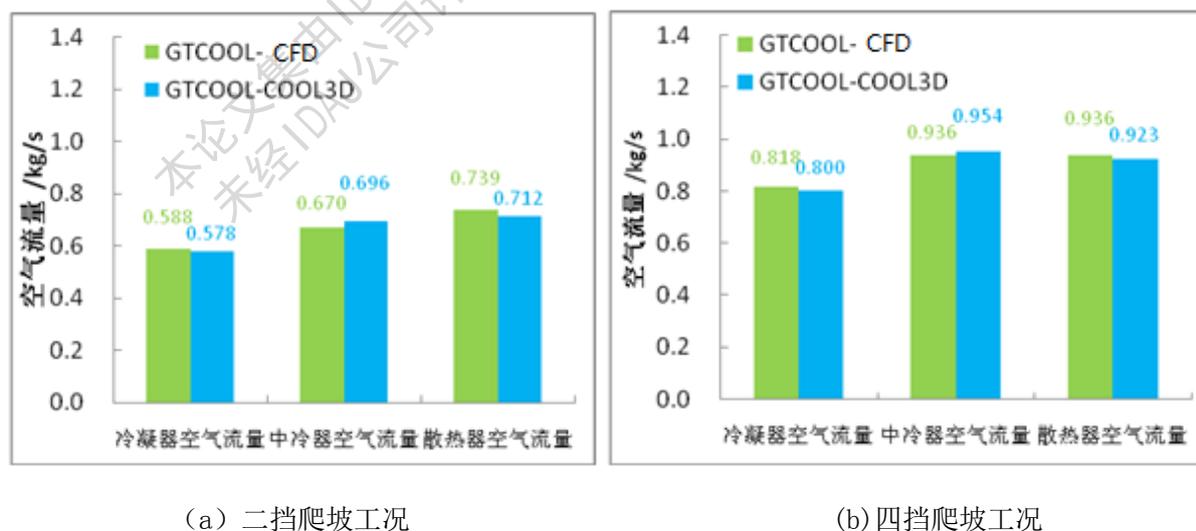


图 13 COOL3D 准三维模型与 CFD 机舱模型空气侧流量比较

图 13 为 COOL3D 与 CFD 各自计算得到的空气流量，如果将 CFD 机舱计算结果作为基准，则 COOL3D 准三维模型计算得到的冷凝器、散热器流量偏小，中冷器流量偏大，各换热器流量与 CFD 结果相比

差异小于 5%。流量差异主要是由于准三维模型对机舱结构的简化以及风扇性能处理方法不同所造成的。

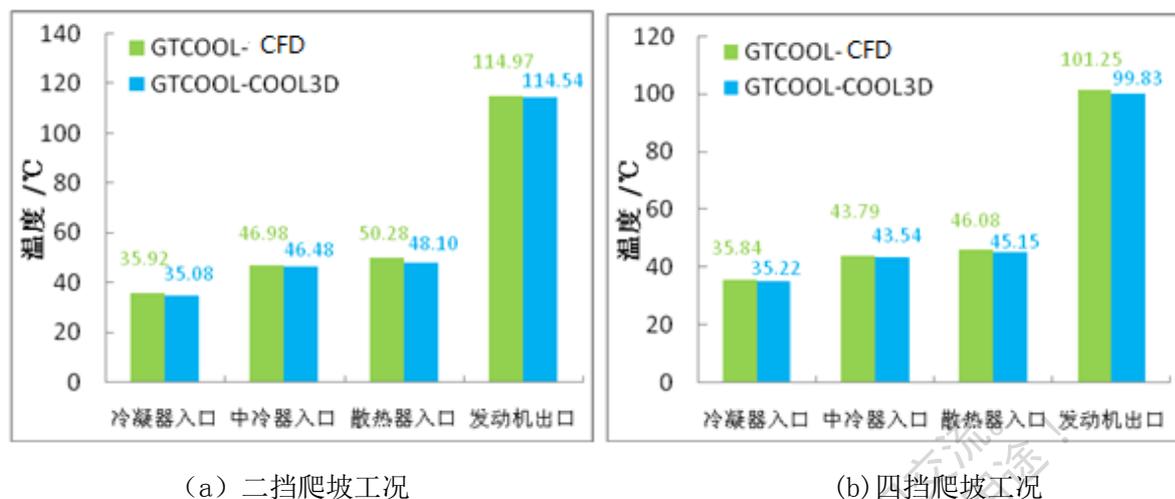


图 14 COOL3D 准三维模型与 CFD 机舱模型换热器入口空气及发动机冷却液出口温度比较

图 14 为两种发动机机舱计算方法得到的各换热器空气入口温度和发动机冷却液出口温度的比较, 结合前文可知, 因为 COOL3D 模型无法精确模拟回流, 所以冷凝器入口温度预测值低, 同时由于 COOL3D 模型中冷器预测流量较 CFD 偏高, 那么在相同冷凝器、中冷器散热量的条件下, 散热器入口温度则偏低, 进而在散热器进风量差异不大的情况下强化了散热器换热, 最终降低了发动机冷却液出口的预测温度, 若以 GT-COOL-CFD 计算结果作为基准, 则两种计算方法所得的发动机冷却液出口温度在二挡、四挡爬坡工况下的相对差异分别为-0.38%和 1.41%。

4 结论

基于 COOL3D 准三维模型模拟机舱并作为子模型嵌入到 GT-COOL 中耦合求解机舱流动和发动机冷却液温度方法, 同 CFD 计算机舱, 并将换热器气侧边界条件传递给 GT-COOL 计算冷却系统的传统方法相比, 二者计算结果接近, 而且 COOL3D 准三维模型缩减了模型规模, 并避免了两种软件边界条件的传递, 可以在保证一定精度的基础上大幅度减少计算成本, 为整车概念设计阶段提供有效的支持。

5 参考文献

- [1]戴鑫鑫, 李红洲, 陈海娥, 等. 整车热管理分析在产品开发中的应用[C]. 2010 中国汽车工程学会年会论文集, 长春, 2010.
- [2]Seider G. Design of Automotive Cooling Systems with GT-Cool and Cool3D[C]. 11th GT User Conference, 2007.
- [3]韩恺, 赵长禄, 张付军. 装甲车辆冷却风道的一维 CFD 仿真[J]. 车辆与动力技术, 2010, (1): 47-50.

[4]詹佳, 曾昌明, 朱贞英. 乘用车发动机室热管理一维仿真分析[C]. 2009 中国汽车工程学会年会论文集, 北京, 2009.

[5]窦昊, 梁长裘, 朱贞英, 等. 基于 GT-SUITE 的乘用车冷却系统匹配仿真分析与试验验证[C]. 2013 年 IDAJ-China 中国用户论文集, 上海, 2013.

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-SUITE 的发动机冷却系统仿真与优化

Simulation and Optimization of Engine Cooling System based on GT-SUITE

石 晋 杨文乐 张峰昌

海马轿车有限公司

摘 要：介绍了 GT-SUITE 仿真软件在某发动机冷却系统设计中的应用。首先通过估算系统散热量得到各部件的冷却液流量需求，应用 GT 软件搭建一维冷却系统分析模型，计算满足各部件流量需求时的水泵性能，并对冷却系统管路布置提出优化方案。最后将仿真分析结果与台架试验数据进行比较，验证仿真结果的准确性，为冷却系统改型及新型发动机冷却系统开发提供理论参考。

关键词：发动机；冷却系统；GT-SUITE；仿真与优化

Abstract : This paper introduces the application of the engine cooling system design by using GT-SUITE simulation software. Firstly, obtained the requirements of each parts' coolant flow by estimating system heating, then application GT software to build 1D cooling system model, and calculate the water pump performance to meet the needs of each parts, and propose solutions to optimize the cooling system piping arrangement. Finally, comparing the simulated analysis results and rack test data, and verifying the accuracy of the simulation results, to provide a theoretical reference for the cooling system retrofit and new engine cooling system development.

Key words: Engine ; Cooling system ; GT-SUITE ; Simulation and Optimization

1 引言

汽车发动机冷却系统是整车中非常重要的一个系统。据有关资料介绍，汽车故障的 50%左右来自发动机，而发动机故障的 50%左右是由冷却系统故障引起的，由此可见冷却系统在汽车可靠性中的重要作用[1]。为了使发动机工作在最合适的温度范围内，需要使冷却系统同发动机达到最佳的匹配状态，即不使发动机过热，也不至于过冷。

对冷却系统进行匹配最快捷、有效、科学的方法是先进行理论计算，再经发动机冷却系统试验验证，这样可以大大缩短匹配开发的周期。下面以某发动机为例，介绍冷却系统中关键部件的理论匹配设计，使用 GT-SUITE 分析软件建立一维冷却系统模型，对冷却系统进行仿真分析，并提出优化方案，最后与台架试验结果进行对比。

2 冷却系统仿真模型建立

2.1 冷却系统关键部件冷却液流量估算

冷却系统的散热量受许多复杂因素的影响，很难精确计算，理论上散热量应当在发动机热平衡试验中确定，在发动机设计阶段，可参考同类型发动机散热量，根据经验初步估算各部件的散热量[2]。一般发动机冷却系统的散热源主要有水套、油冷器、增压器、集成排气系统等，且所有的热量全部通过散热器散失掉，根据经验确定各部件进出水温差，由此可估算各部件所需冷却液流量，将该流量作为仿真分析的边界条件，可初步估算出水泵的性能，为选取水泵提供依据。

2.2 建立冷却系统一维仿真模型

GT-ISE 软件提供了发动机的各系统不同的功能的模板，如热交换器、散热器、发动机机体、风扇、水泵、各种阀类、管道等，在建立模型时只需将相应的模板拷贝到建模区域中形成对象，并给对象的属性赋值，就可完成相应模块的建立。

按照冷却系统各部件的特性，散热器、油冷器、暖风机、增压器等对冷却系统主要有流动阻力的作用，在一维分析模型中可用流阻模型代替。由于该发动机水套结构较为复杂，油冷器和增压器的进水口及水套出水口分别在水套的不同位置，使用简单的压损模型已无法真实反映出水套的压损特性，对于这种结构可单独建立水套的一维模型，通过改变模型中管件的管径，使其压损特性与 CFD 计算结果保持一致，这种方法得到的水套模型可基本真实反应出水套的压损特性。

冷却系统中的管路模型可以使用 GT 自带的 GEM3D 软件，将三维管道数模处理后直接离散为一维 GT 模型，然后在管路模型中添加各部件模型就可完成整个冷却系统的建模。下图 1 为建立完成的一维冷却系统模型。

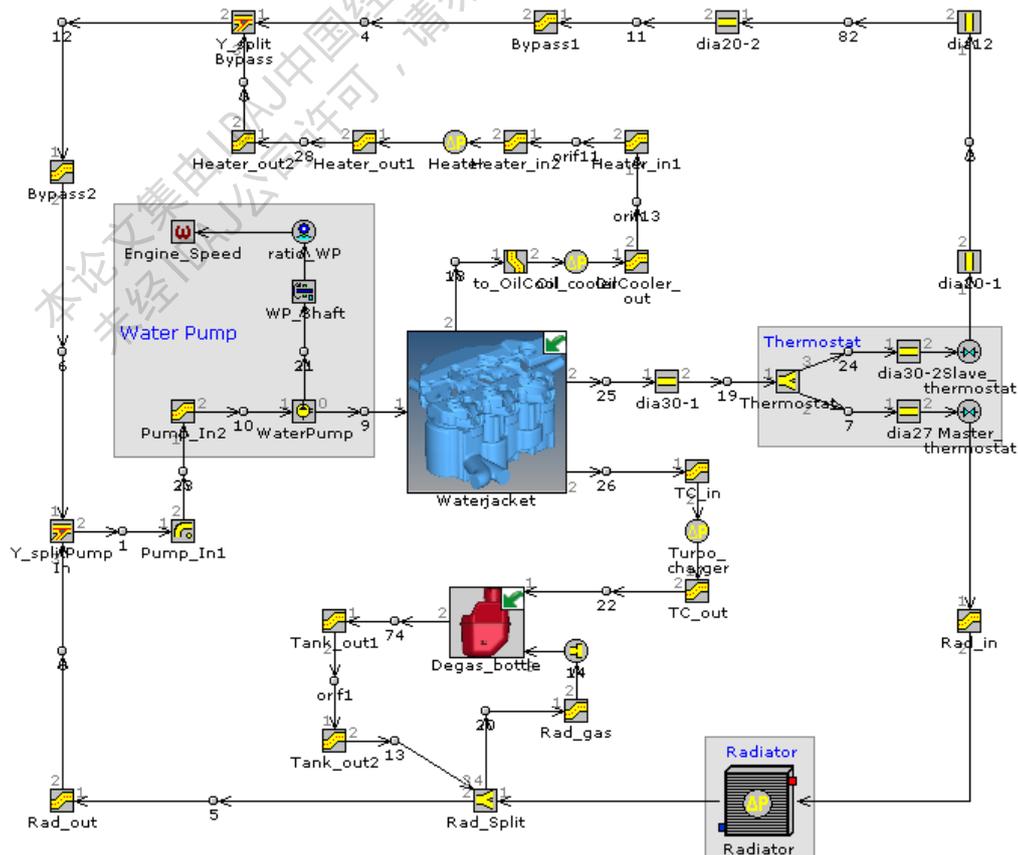


图 1 一维冷却系统模型

3 仿真结果分析及优化

根据水泵性能，选用合适的水泵速比，使得冷却系统各部件均达到理论估算的冷却液流量，额定转速时各部件流量与目标流量的偏差如下表 1 所示。

表 1 额定转速时各部件冷却液流量与目标流量的偏差

部件	水泵	油冷器	散热器	增压器	暖风机
偏差 (%)	8.6	0	10	20	0

从表中可以看出，油冷器冷却液流量达到目标流量时，散热器流量超出目标流量，可通过调整系统管路管径，使得各部件流量均满足要求的前提下，水泵消耗的功率达到最小。优化后，在满足各部件流量需求的前提下，水泵流量减少了 6.5%，水泵功率减小了 0.3kW。

4 仿真分析与试验结果对比

根据发动机冷却系统台架试验结果，额定转速时，各部件冷却液流量与仿真分析结果对比如图 2 所示。由于冷却液流量与仿真分析结果相差较大，对比各部件进出水压差，发现试验中水套和节温器（含节温器座）的压损比仿真分析所用的压损大，其压损对比如图 3 所示。分析其原因，一方面水套 CFD 计算本身会有误差，另外水套的铸造工艺对其压损的影响也比较大。

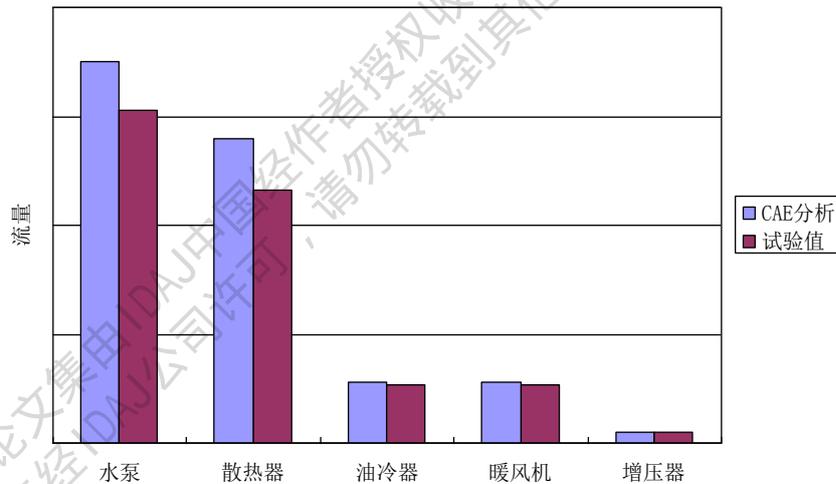


图 2 额定转速时各部件冷却液流量仿真分析值与试验值对比

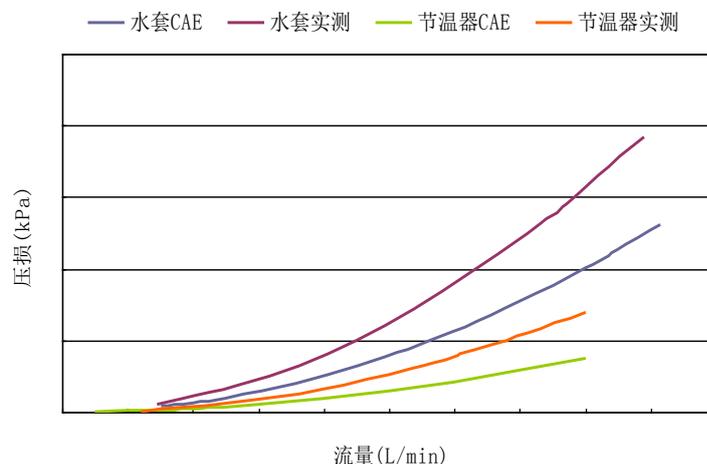


图 3 水套和节温器压损仿真分析值与试验值对比

将一维冷却模型中水套和节温器的压损替换为试验测量值，重新计算后各部件参数对比如表 2 所示，仿真分析结果与试验值基本吻合。

表 2 参数调整后额定转速时各部件冷却液流量分析值与试验值对比

部件名称	水泵流量	水泵扬程	散热器流量	油冷器流量	暖风机流量	增压器流量
误差	2%	4.40%	0.90%	3.80%	3.80%	5.10%

5 结论

本文介绍了 GT-SUITE 仿真软件在某发动机冷却系统设计中的应用，通过估算系统散热量得到各部件的冷却液流量需求，应用 GT 软件搭建一维冷却系统分析模型，计算满足各部件流量需求时的水泵性能，并对冷却系统管路布置提出优化方案。对比仿真分析结果与冷却系统台架试验数据，由于试验测得的水套和节温器压损比 CFD 计算的大，因此两者结果相差较大，将仿真模型中的水套和节温器压损参数更新试验测得的数据后，仿真分析结果与试验值基本吻合。仿真分析结果可以为冷却系统改型及新型发动机冷却系统开发提供理论参考，大大降低了发动机冷却系统开发费用和周期。

6 参考文献

- [1]李伟. 汽车发动机冷却系统的故障诊断与维修[J].商品储运与养护.2008(5):92-93
 [2]杨连生.内燃机设计[M].北京:中国农业出版社,1981

低压 EGR 对增压汽油机性能影响的模拟研究

Simulation research Effects of Low Pressure EGR on Performance of Turbocharged PFI Gasoline Engine

杨如枝 梁源飞 穆建华 周正群

(上汽通用五菱汽车股份有限公司, 广西 柳州 545007)

摘要: 本文应用 GT-Power 软件建立某款增压汽油机的模拟仿真模型, 在全负荷工况下, 研究了低压 EGR 率及其与压缩比的综合作用对增压汽油机性能的影响规律。结果表明: 随着低压 EGR 率的增大, 增压汽油机的扭矩和排气温度均呈下降趋势, 燃油消耗率增加, 对爆震的抑制作用增大; 随着压缩比的增大, 扭矩改善且燃油消耗率降低所对应的低压 EGR 率的范围变宽, 但相应的低压 EGR 率较小。

关键词: 低压 EGR 增压 汽油机 性能

Abstract: A turbocharged PFI gasoline engine simulated model was built using the GT-Power software to research effects of low pressure EGR on performance at full load operating condition. Results show that with the EGR increased, the torque and exhaust temperature decreased, the brake specific fuel consumption increased and obviously controlled the engine knocking. With the compression ratio increased the range of low pressure EGR for torque improvement and brake specific fuel consumption decrease became wider, and the corresponding low pressure EGR small.

Key Words: Low pressure EGR Turbocharged Gasoline Performance

1. 前言

随着汽车保有量的不断增加, 世界范围内能源危机日趋严重, 对汽车燃油利用率的提高也变得迫切。对作为汽车主要动力源的汽油机的动力性、经济性等性能的要求也越来越高。汽油机小型化是降低燃油消耗率较为有前景的技术之一, 而小型化节油的关键技术是通过减小排量, 采用增压提高功率密度, 保持原来的动力性, 平移工况点, 使发动机工作在中等负荷区域, 来提高整车燃油经济性^[1]。

然而, 高的爆燃倾向和热负荷问题限制了小排量增压汽油机的发展。相比自然进气汽油机, 涡轮增压发生爆震的倾向增强了, 要依靠降低压缩比和推迟点火提前角的方法来抑制爆震, 对油耗和性能都会带来负面的影响。此外, 汽油机在高转速高负荷工况下需要采用过喷油来降低排气温度, 而这部分过喷射的燃油就浪费了, 会造成油耗的增加。

引入一定比例的 EGR 率可以抑制爆震,降低排气温度,避免混合加浓。EGR 率在小负荷时能减少泵气损失,在大负荷时能明显抑制爆震,允许增大压缩比以提高热效率,降低发动机热负荷和缸内燃烧温度,减小传热损失。国内外对增压汽油机 EGR 率进行了较多的研究。方立辉等人^[2]研究了外部 EGR 对涡轮增压汽油机性能的影响,结果显示:随 EGR 率的升高,最佳点火提前角增大,加装外部 EGR 改善了燃烧效率;刘明^[3]试验研究了 EGR 对增压汽油机性能及排放的影响,结果显示,加装 EGR 率后,经济性和动力性有一定提升,NO_x 排放大幅降低;Grandin 等人^[4]在一台增压汽油机上研究了不同 EGR 率、EGR 温度和点火角度对发动机性能影响的试验研究,得出了 EGR 率抑制爆震倾向和降低排气温度的结论;Alger 等人^[5]认为,相对于 EGR 在小负荷工况的稀释作用,大负荷 EGR 抑制爆震提高压缩比对油耗的降低效果更明显。

增压汽油机 EGR 率分为高压 EGR 率和低压 EGR 率,相比高压 EGR 率而言,低压 EGR 率以其更好的混合气冷却效果,更好的缸-缸 EGR 分配和更快的增压器响应速率的优势,更适用于汽油机。考虑到仿真模拟方法的低成本和灵活性等优势,本文基于某款增压汽油机,应用 GT-Power 软件建立模拟仿真计算模型,在全负荷工况下,研究了低压 EGR 对增压汽油机性能的影响规律,再通过提高压缩比,研究保证发动机动力性的同时,燃油消耗率降低的低压 EGR 率的范围,为增压汽油机 EGR 改造提供理论依据。

2. 仿真模型的建立

本文基于某款增压汽油机,其基本参数如表 1 所示,应用发动机性能分析软件 GT-Power 建立的基本仿真模型,再加入 EGR 阀的控制模块,得到完整的数值模型,其模型如图 1 所示。

表 1 发动机基本参数

项目/单位	数值
缸径/mm	73.5
行程/mm	78.4
排量/L	1.0
压缩比	9.5
每缸气门数/个	4
最大功率/kW	70
最大扭矩/N.m	150

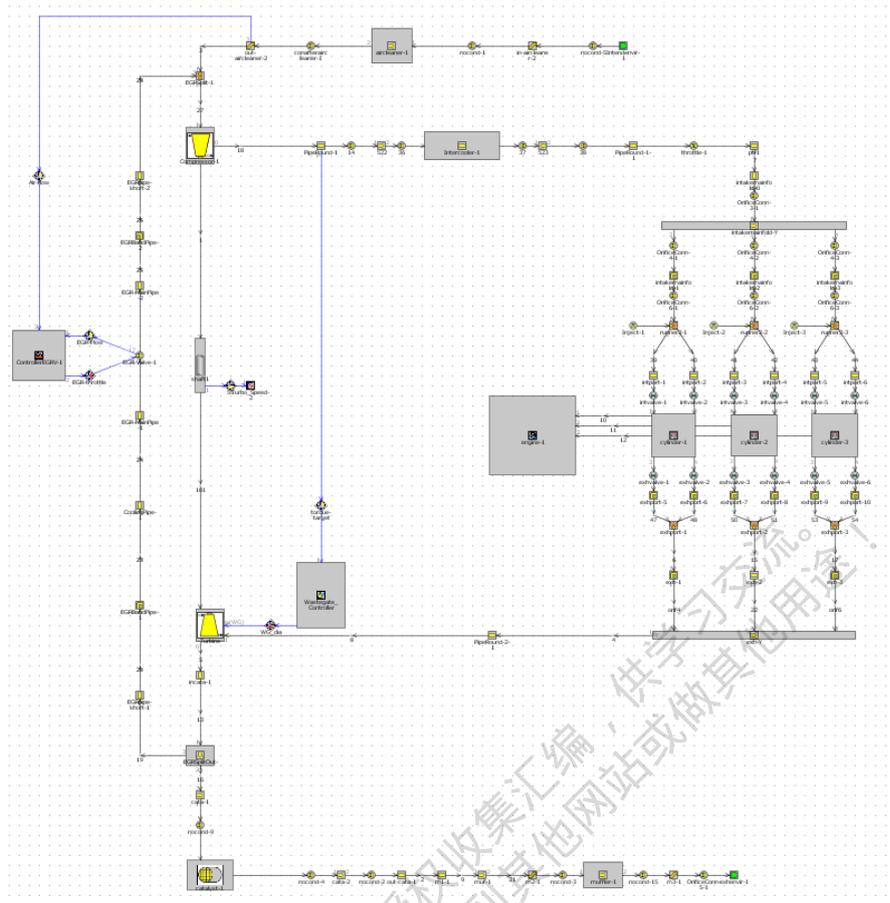


图 1 增压汽油机 GT-Power 仿真模型

3. 仿真模型标定

如图 2、图 3 和图 4 所示，在 EGR 率为 0 时，通过分别将该发动机全负荷工况下的扭矩、功率和有效燃油消耗率试验数据与所建立的 GT-Power 数值模型的模拟计算数据的对比发现，模拟数据与试验数据吻合得较好，其最大误差不超过 5%，因此，该模型可用来进行进一步的模拟仿真研究。

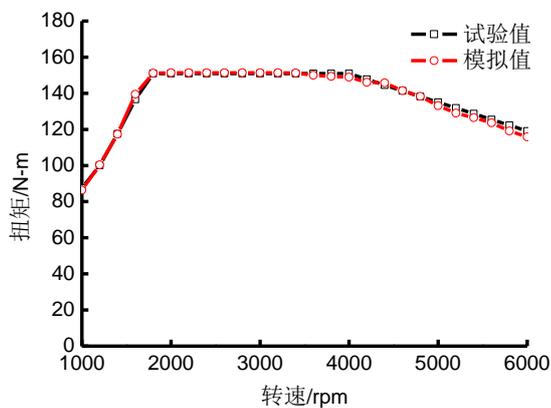


图 2 扭矩试验值与模拟计算值对比曲线

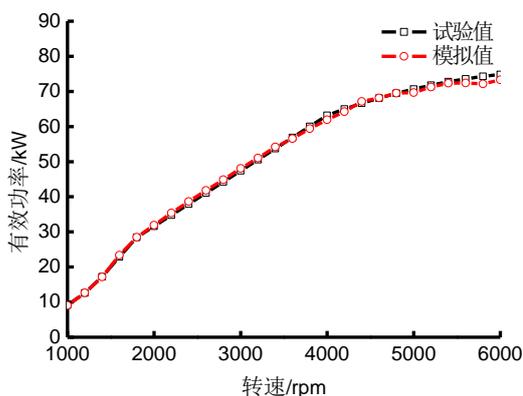


图 3 有效功率试验值与模拟计算值对比曲线

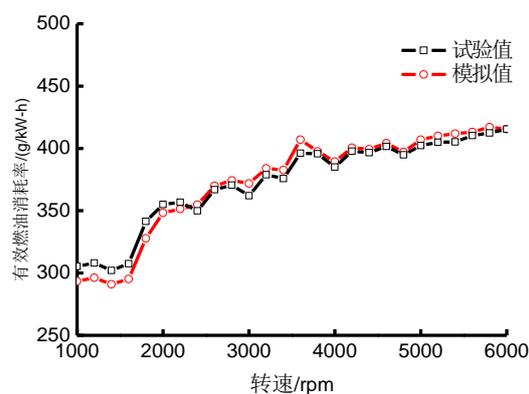


图 4 有效燃油消耗率试验值与模拟计算值对比曲线

4. 模拟计算分析

4.1 低压 EGR 率对增压汽油性能的影响

增压汽油机 EGR 分为高压 EGR 和低压 EGR，如图 5 所示。高压 EGR 可分为两类：(1) 废气从涡轮机前引出，从中冷器后引入。但 EGR 排气与中冷后进气混合后，很难保证进气歧管中气体温度一致性，影响发动机性能。(2) 废气从涡轮机前引出，从中冷器前引入。常用于柴油机上，应用在汽油机时，在发动机低速大负荷工况，会出现进气压力高于排气压力的情况，即使利用节气门能够引入 EGR 排气，但是会导致新鲜进气量严重不足，限制 EGR 率的提高。低压 EGR 相对更适用于汽油机。利用 EGR 阀，使管路两端有足够的压差，可以实现高比例的 EGR 率；排气温度低，对 EGR 冷却器的冷却能力要求较低；废气与新鲜空气混合时间长，混合更均匀；响应速率快，减少涡轮迟滞现象。

本节研究工况如表 2 所示，其发动机转速有低速 1000r/min，最大扭矩起始转速 1800r/min，最大扭矩结束转速 3600r/min 和最大功率转速 5500r/min。在全负荷工况下研究了低压 EGR 对增压汽油机扭矩、有效燃油消耗率、排气温度和爆震因子的影响规律。

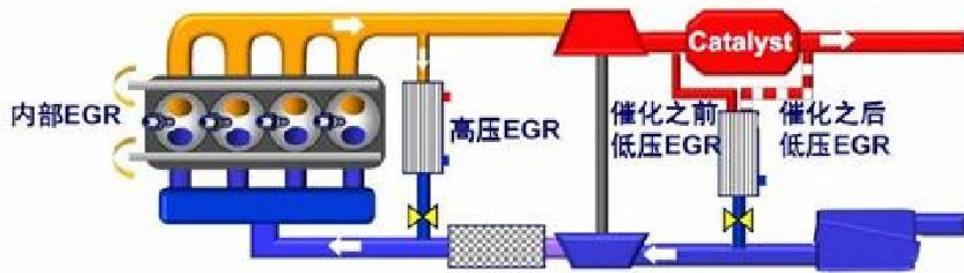


图5 增压汽油机 EGR 结构图

表2 发动机研究工况

发动机转速/rpm	EGR 率/%
1000	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10 12,14,16,18,20,25,30
1800	
3600	
5500	

图6、图7、图8和图9分别为全负荷不同转速工况时，扭矩、有效燃油消耗率、排气温度和爆震因子随EGR率变化的曲线。由图6可知，随着EGR率的增大，各转速下的扭矩下降。其原因是随着EGR率的增大，废气占据的气缸容积逐渐变大，由于全负荷工况下节气门已全开，不能再通过加大节气门开度的措施来增加空气密度，只能通过增压来提高进气密度，但由于低压EGR废气是引到压气机之前的，废气与空气均得到了压气机的压缩，使得废气依然占据着部分气缸容积，使增压汽油机的扭矩下降。此外，随着EGR率的增大，其抑制燃烧的作用增强也导致了发动机扭矩的下降。由图7可知，随着EGR率的增大，各转速下的有效燃油消耗率升高。其原因是随着EGR率的增加，燃烧速率减慢，后燃损失增加，影响燃烧的完善程度及稳定性，导致热效率降低，使得燃油消耗率增大。由图8可知，随着EGR率的增大，各转速下的排气温度降低。其原因是随着EGR率的增大，冷却EGR对混合气的稀释作用越来越明显，燃烧速率减慢。此外，废气的比热容要大于纯空气，使得缸内燃烧温度降低，导致排气温度随进入气缸的废气量增加而下降。由图9可知，随着EGR率的增大，各转速下的爆震因子减小。其原因是随着EGR率的增大，缸内氧浓度降低，燃烧速率减慢，使发动机最高燃烧温度降低，进而使发动机的爆震倾向减小。

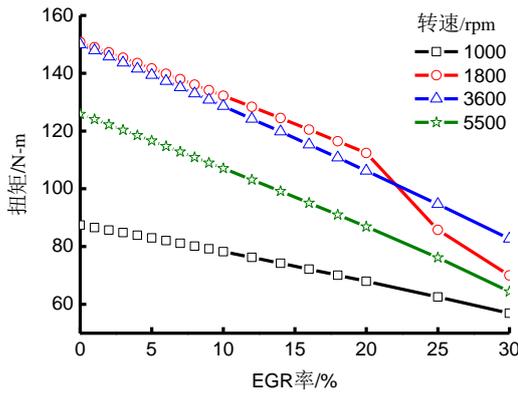


图6 扭矩随 EGR 率变化曲线

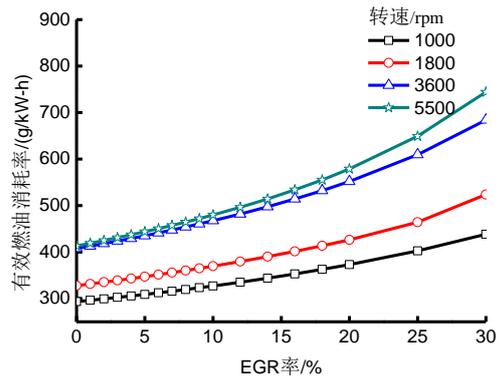


图7 有效燃油消耗率随 EGR 率变化曲线

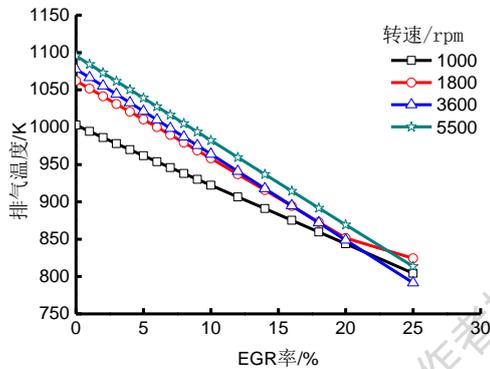


图8 排气温度随 EGR 率变化曲线

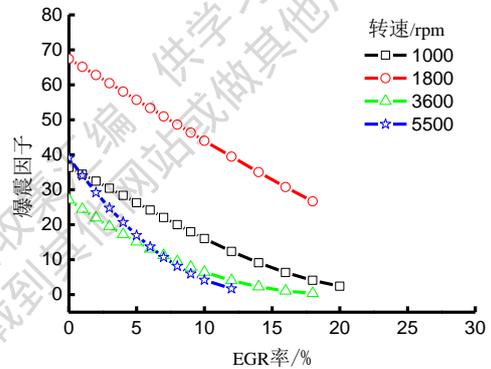


图9 爆震因子随 EGR 率变化曲线

4.2 低压 EGR 耦合压缩比对增压汽油机的影响

与自然进气汽油机，涡轮增压发生爆震的倾向增强，要依靠降低压缩比和推迟点火提前角的方法来抑制爆震，对油耗和性能都会带来负面的影响。加入 EGR 后会导致燃烧效率下降，燃油消耗率升高，提高压缩比能够提高燃烧效率，改善加入 EGR 率带来的扭矩和油耗损失，如图 10 不同压缩比在最大功率转速时扭矩曲线和图 11 不同压缩比在最大功率转速时有效燃油消耗率曲线所示。同时，EGR 率的引入也抑制了由于压缩比提高而导致增大的爆震倾向。因此，本节在原压缩比 9.5 的基础上，将压缩比分别提高至 10.5、11.5 和 12.5，研究在保证动力性的同时，抑制爆震且获得较好燃油经济性的低压 EGR 的范围。

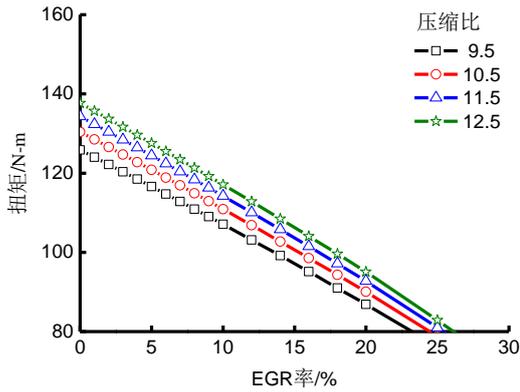


图 10 不同压缩比在最大功率转速扭矩曲线

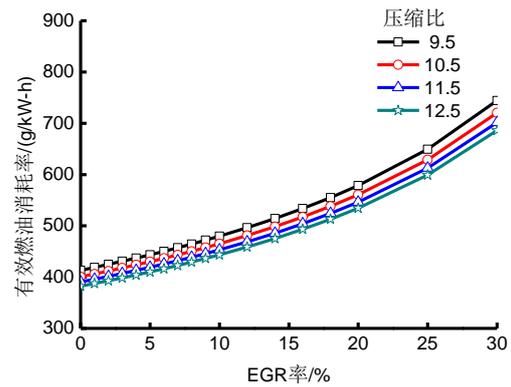
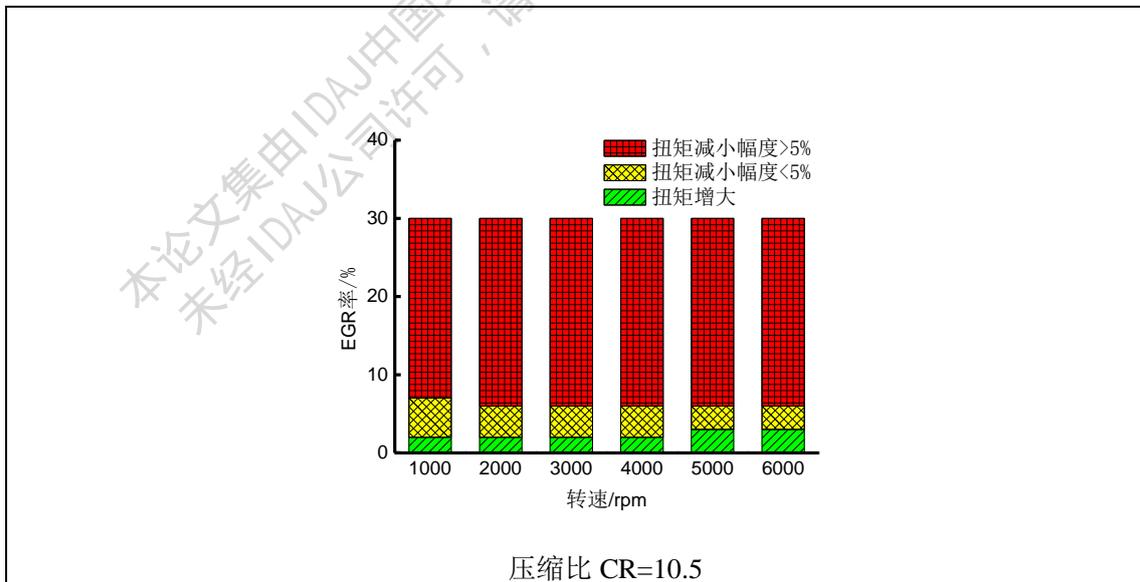
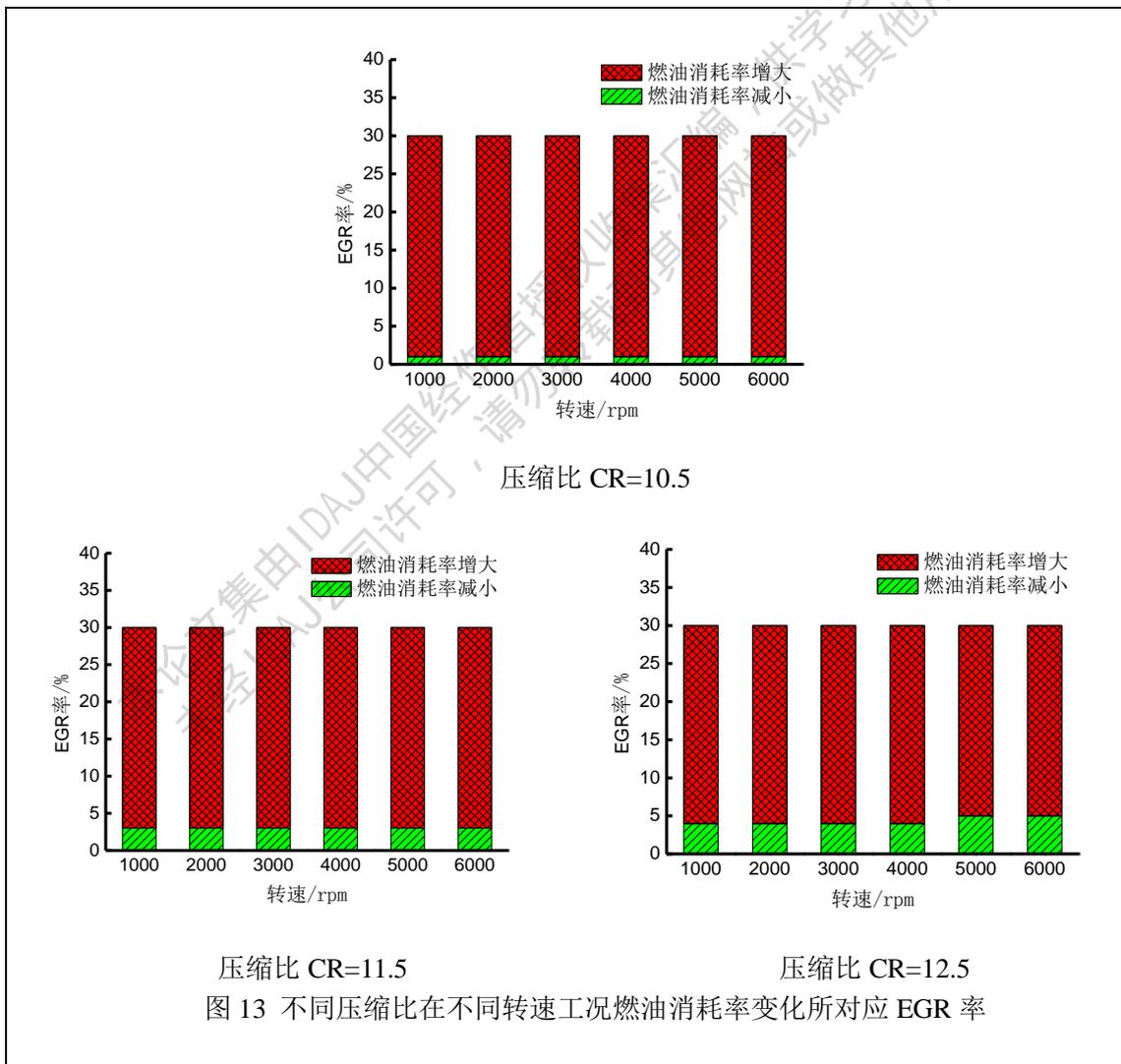
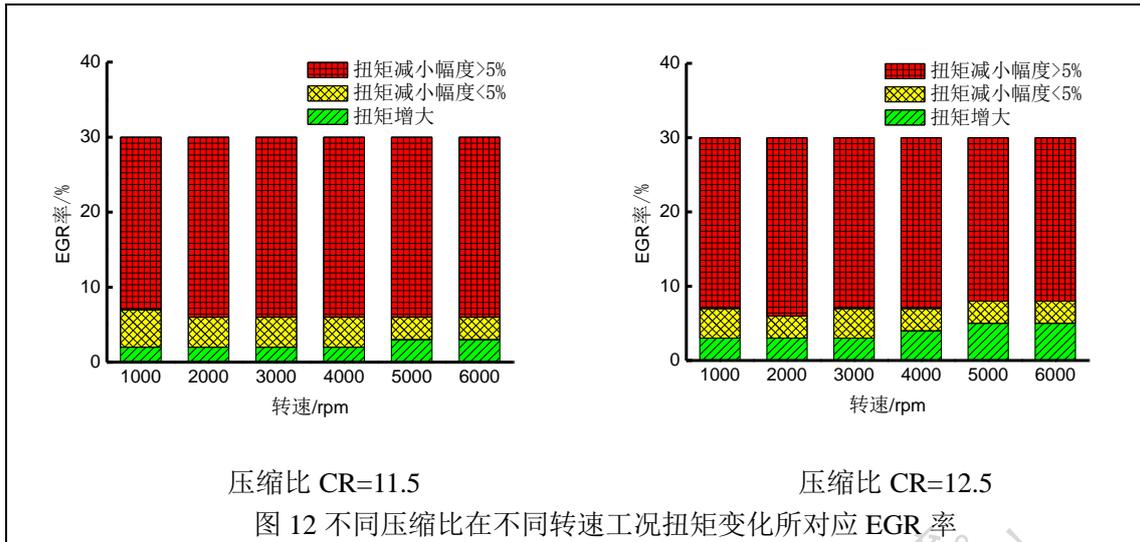


图 11 不同压缩比在最大功率转速有效燃油消耗率曲线

图 11 和图 12 分别是为不同压缩比在不同转速工况扭矩和有效燃油消耗率所对应得 EGR 率。由图 11 可知，压缩比为 10.5，当 EGR 率小于 5% 时，发动机的扭矩增加或减小幅度小于 5%，保证原有的动力性。而当压缩比为 11.5 时，EGR 率小于 7% 均能满足动力性要求，压缩比为 12.5 时，EGR 率小于 9% 能满足动力性要求。从图 12 则可以看出，压缩比为 10.5 时，EGR 小于 2%，燃油消耗率降低；压缩比 11.5 时，EGR 小于 4%，燃油消耗率降低；压缩比 11.5 时，EGR 小于 5%，燃油消耗率降低。综合考虑扭矩和燃油消耗率可知，在不发生爆震的全负荷工况下，随着压缩比的升高，扭矩改善且燃油消耗率降低所对应的低压 EGR 的范围变宽，但此时的低压 EGR 率比较小。



压缩比 CR=10.5



5. 结论

(1) 随着低压 EGR 率的增大, 增压汽油机的扭矩和排气温度均呈下降趋势, 燃油消耗率增加, 对爆震的抑制作用增大;

(2) 综合考虑扭矩和燃油消耗率, 在不发生爆震的全负荷工况下, 随着压缩比的升高, 扭矩改善且燃油消耗率降低所对应的低压 EGR 的范围变宽, 但此时的低压 EGR 率比较小。

6. 参考文献

- [1] 康宁. 增压汽油机应用低压 EGR 技术的试验研究[D]. 2014 硕士学位论文: 河南科技大学.
- [2] 方立辉 郝美刚 范宝庆. 外部 EGR 对涡轮增压汽油机性能的影响[J]. 发动机技术, 2014, (5): 62—64.
- [3] 刘明. 废气再循环对直喷汽油机性能及排放的影响[D]. 2013 硕士学位论文: 吉林大学.
- [4] Grandin B, et al. Knock Suppression in a Turbocharged SI Engine by Using Cooled EGR[J]. SAE Paper 982476.
- [5] Alger T, Mangold B. Dedicated EGR: A New Concept in High Efficiency Engines [J]. SAE Paper 2009-01-0694.

本论文集由 IDAJ 中国经作者授权收集, 未经 IDAJ 公司许可, 请勿转载到其他网站或作其他用途。

基于 GT-SUITE 的凸轮型线设计及配气机构运动学和动力学分析

The project of the design cam profile, kinematic and dynamics analysis of valve train by GT-SUITE

贺翀 骆富贵 拓海东 周华

(海马轿车有限公司)

摘要：本文对发动机凸轮型线及配气机构的作用、类型做了简单的说明。对运用 VT-Design 软件设计凸轮型线的流程做了详细的介绍，并用此软件设计了某发动机的排气凸轮型线。运用 VT-Design 和 GT-VTrain 软件分别搭建了该发动机配气机构的单缸运动学模型和完整的运动学模型，并对计算结果做了评价。最后把设计好的型线输入到发动机性能仿真模型中，对发动机性能进行了校核。

关键词：VT-Design、GT-VTrain、凸轮型线、配气机构、运动学分析、动力学分析

Abstract: This paper describes the effect and type of engine cam and valve train. It detailed description of process that use the VT-Design software to design cam profile. And was designed a certain engine exhaust cam profile use VT-Design software. Respectively, using VT-Design and GT-VTrain software to build a single-cylinder kinematic model and the complete kinematics model, and appraised to the results. Finally, the designed type line input to the engine performance simulation model of the engine performance was checked.

Keywords: VT-Design, GT-VTrain, cam profile, valve train, kinematic analysis, quasi dynamic analysis

1 概述

发动机的换气过程对发动机的性能有着直接的影响，良好的配气机构不仅要求气门的开启有尽可能大的时面值，保证内燃机气缸具有良好的换气质量；还要具有良好的动力性能，保证内燃机工作平稳可靠并使噪声减至最低程度；此外还需要具有小磨损，寿命长，布置紧凑，结构简单的特点。其中凸轮轴是配气机构中最重要的组成部分。本文利用 VT-Design 软件设计了某发动机的排气凸轮型线，并进行了单缸运动学校核。在配气机构设计过程中，提高发动机的进排气性能和改善配气机构动力学特性是主要的矛盾。本文利用 GT-VTrain 软件搭建完整的配气机构动力学模型，计算分析并对其动力学特性进行了评价。最后对新型线下发动机的性能进行了分析。

2 凸轮型线设计

凸轮的外形设计在配气机构的设计中极为重要，这是由于气门开关的快慢、开度的大小、开启时间的长短均取决于配气凸轮的形状。因此必须合理的设计凸轮型线，合理的凸轮型线必须满足下面两个要求：一是要保证获得尽可能大的时间断面，即气门开启和关闭的快，以求在尽可能大的凸轮转角内气门接近全

开位置；二是要保证配气机构各零件所受的冲击力和跳动尽可能的小，以求配气机构具有较好的可靠性、稳定性和耐久性。目前常用的凸轮可以分为三大类，由若干段简单几何曲线构成的几何凸轮、由函数曲线组成的函数凸轮、由理想气门升程曲线得出凸轮外形的多项动力凸轮。凸轮应包含工作段和缓冲段两部分。因为内燃机配气机构由很多零部件组成，这些零部件在内燃机工作时均会有不同程度的伸长，所以在整个配气机构的传动链中必须留有一定的间隙，以保证气门在任何情况下都能闭合。因此在设计凸轮型线的时候除了基本工作段以外，还必须要有的缓冲段，用以克服配气机构间的间隙和弹性变形。

2.1 凸轮型线设计流程

凸轮型线的设计一般分为两类，一类是全新设计，另一类是优化设计，其区别仅在于得到凸轮型线的途径不同，后续的运动学和动力学校核是一致的。设计流程如图 2.1 所示。本文凸轮型线设计属于参考设计，先在发动机一维仿真 GT-Power 模型中优化分析，得出一组满足发动机性能要求的凸轮型线数据，再用 VT-Design 软件拟合优化此型线，从而得出新的型线数据。

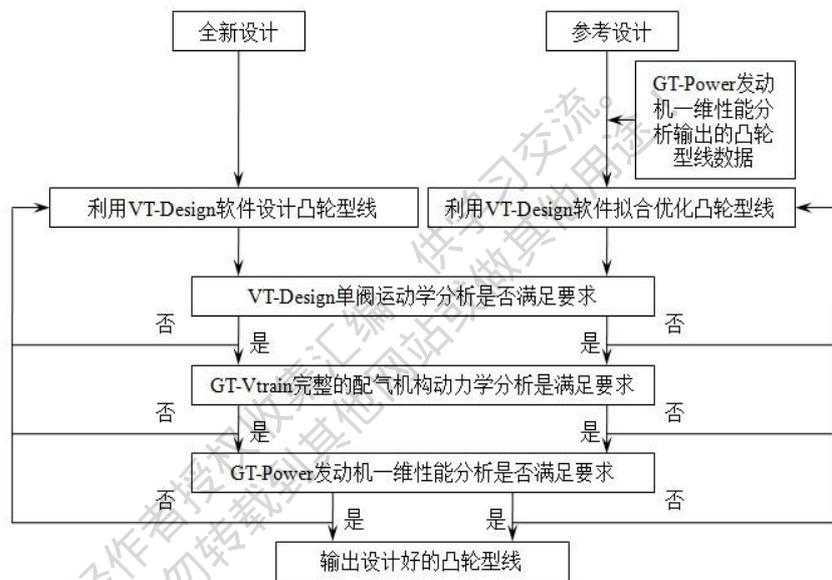


图 2.1 凸轮型线设计流程

2.2 VT-Design 凸轮型线设计

VT-Design 是 GT-SUIT 中凸轮型线设计模块，VT-Design 包含三个部分，一是凸轮型线设计 Cam Design，二是配气机构其他部件设计 Valvetrain Design，三是弹簧设计 Spring Design，所以 VT-Design 可以实现所有配气机构相关的部件设计。在进入 Cam Design 界面后有多种凸轮设计方法可供选择，全程凸轮型线、半程凸轮型线、线性加速度型线等，选择一种设计方法进入型线的边界输入窗口。VT-Design 也可以由设计者自己设定一种凸轮设计方法。进入 Cam Design 界面后可以看到凸轮型线的升程、速度、加速度和跃度曲线，以及更高阶导数的曲线。图中各个区域的角度和一些特征点的数据均可以调整，通过调整这些角度和特征点来得到满足要求的凸轮型线。如图 2.2 所示。

本文采用 VT-Design 设定好的 16 个分区的全程凸轮设计方法 Full_Cam_16A，来设计该发动机排气凸轮型线，具体设计过程如下：

1) 在设计界面导入一维性能计算得出的型线数据;

2) 导入的数据质量较差,需通过拟合得到一条与导入型线最近似的型线;

3) 调整各分区边界角度和特征点数据,使整个型线曲线光滑、平顺、无突变;

4) 确认型线无误后输出凸轮型线。

在特征点数据调整中需要保证以下几个方面:缓冲段的高度和角度、最大升程、缓冲段末端速度、最大正加速度、最小负加速度,它们的值要适中。型线设计好之后,导出型线数据进行运动学和动力学的计算校核。设计过程如图 2.3 所示。

3 配气机构校核

配气机构的任务是根据内燃机工作状况的需要,适时适度的开闭进排气门,对气缸进行换气。通常由凸轮、摇臂、挺杆、气门、气门弹簧、配气相位调节机构等组成。目前广泛采用的是气门、凸轮式配气机构,它能较好的保证气缸的密封性。现代发动机配气机构主要有以下几个特征,顶置凸轮轴、多气门、可变配气正时及气门升程。

3.1 配气机构运动学分析

配气机构运动学计算主要涉及的是阀系的几何结构,根据已知的凸轮型线计算气门升程曲线。不考虑阀系各部件的弹性,只考虑各部件的质量和转动惯量。由于配气机构各缸各气门运动情况基本一致,所以运动学计算只需建立相对较为简单的单阀系模型即可。这里采用 VT-Design 里的 Valvetrain Design 部分来进行单阀运动学的分析。

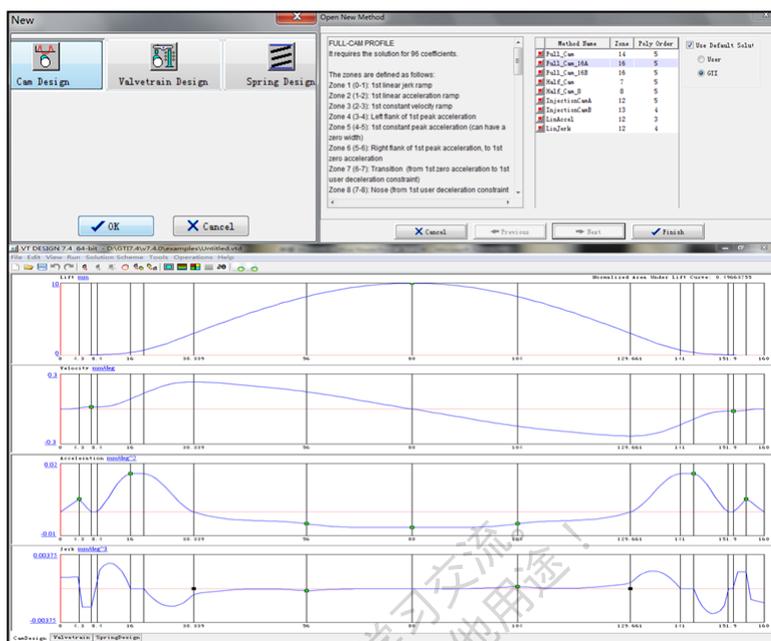


图 2.2 VT-Design 凸轮型线设计模型

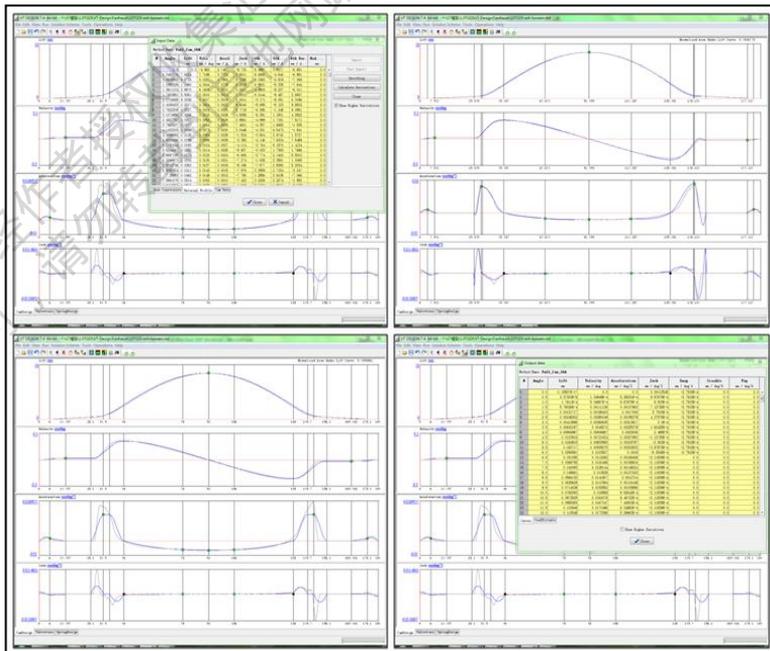


图 2.3 VT-Design 凸轮型线设计

3.1.1 模型搭建及计算

单阀系运动学分析只需在软件中输入相应的配气机构各部件的几何参数即可完成运动学的分析模型。单阀运动学模型建好之后，确认各参数无误即可运行计算，计算结束后在 GT-Post 后处理中打开结果文件，查看需要的计算结果，如图 3.1 所示。

3.1.2 单阀运动学评价指标

运动学模型计算完成之后，需要通过以下几个特征指标来评价阀系几何结构设计的是否合理。

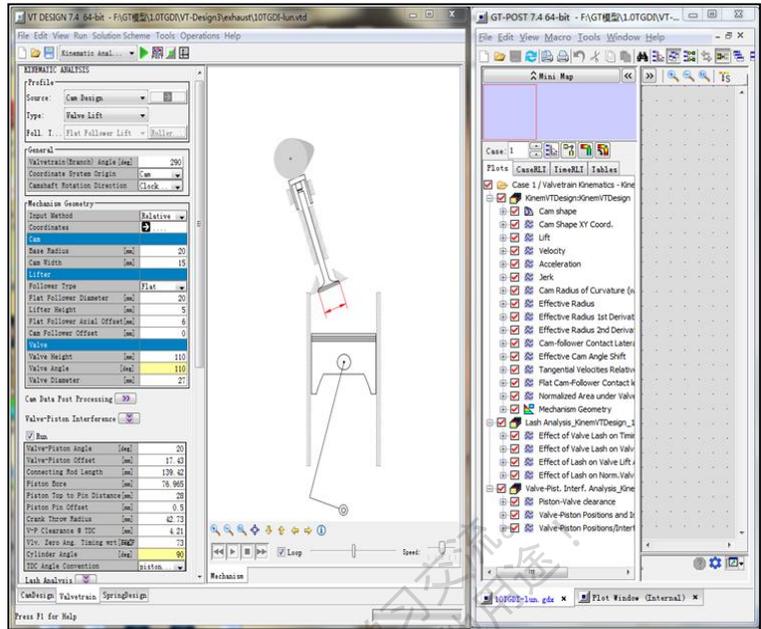


图 3.1 搭建好的配气机构运动学模型

- 1) 计算结果中的凸轮外形、升程曲线、速度曲线、加速度曲线和跃度曲线均要求连续平顺、光滑无突变，且速度、加速度、跃度的最大值不宜过大，如图 3.2、3.3 所示。
- 2) 曲率半径反应了凸轮加工的难易程度，也间接的反应了凸轮的润滑系数。曲率半径不能为负，且凸轮桃尖处润滑系数要适中，如图 3.4 所示。

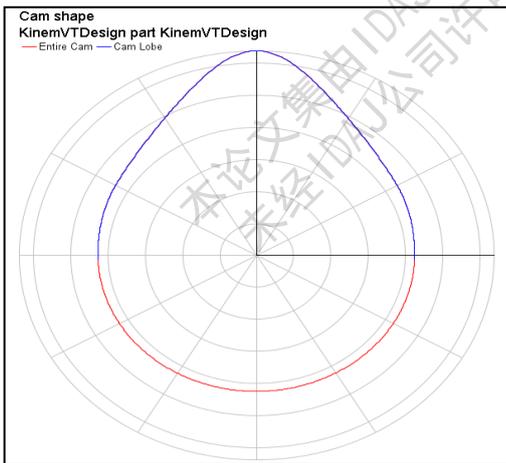


图 3.2 凸轮外形

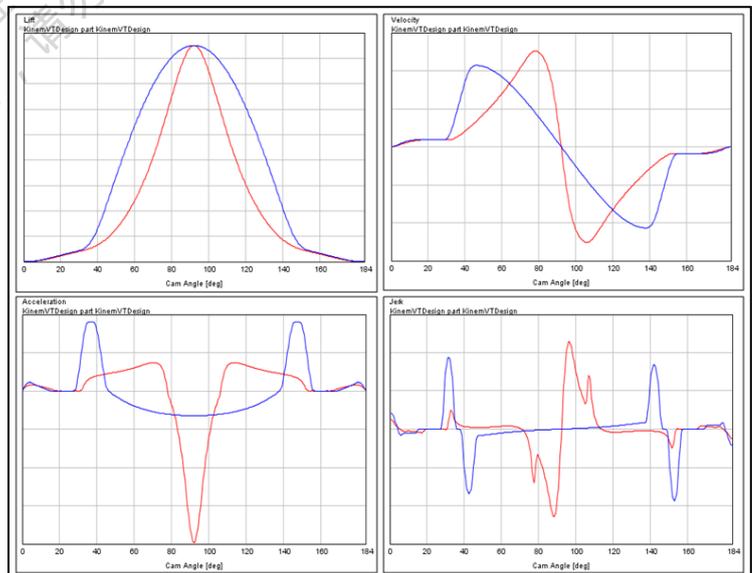


图 3.3 凸轮升程、速度、加速度、跃度曲线

- 3) 气门与活塞必须保证在配气机构的极限相位时留有一定的间隙，如图 3.4 所示。
- 4) K 系数是反应阀系共振趋势的一个参数。阀系固有频率越低，或凸轮型线正加速度宽度越窄，共

振的可能性就越大。本例的凸轮型线正加速度宽度如图 3.4 所示，满足要求。

3.2 配气机构动力学学校核

配气机构动力学计算需考虑配气机构各部件的刚度，如气门、气门座、挺柱等的弹性变形，并考虑气门弹簧的振动、阻尼及摩擦系数的影响，所以动力学计算在一定程度上能更真实的反应实际的配气机构的运动状况。动力学模型需要输入的参数较多，许多参数较难确定如摩擦、阻尼等，所以动力学模型计算的准确性较差，需通过试验数据不断调整校核模型积累相关经验数据。

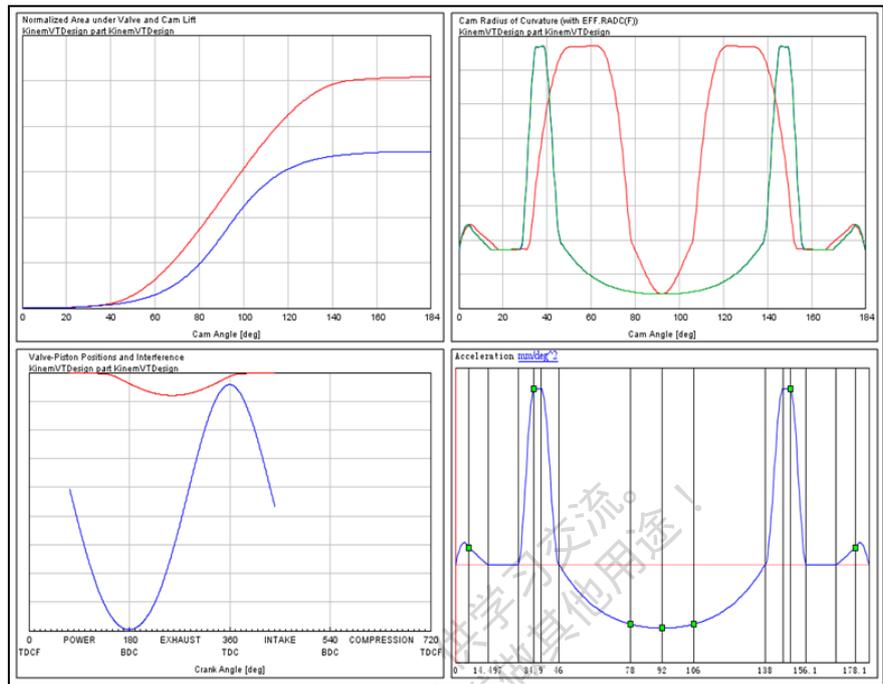


图 3.4 曲率半径、丰满系数、气门活塞最小间隙、正加速段宽度

3.2.1 模型搭建及运算

配气机构动力学模型则需要用 GT-VTrain 搭建完整的配气机构模型。GT-VTrain 是 GT-SUIT 下的配气机构动力学分析模块，其包含了所有的配气机构元件，只需按实际的配气机构选择相应得模块并在在相应的模块中输入相关参数即可完成相应的模型。配气机构动力学模型运算需要从发动机的怠速转速开始一直算到发动机的最大转速。计算结果同样在后处理 GT-Post 中打开。搭建好的模型及计算结果如图 3.5 所示。

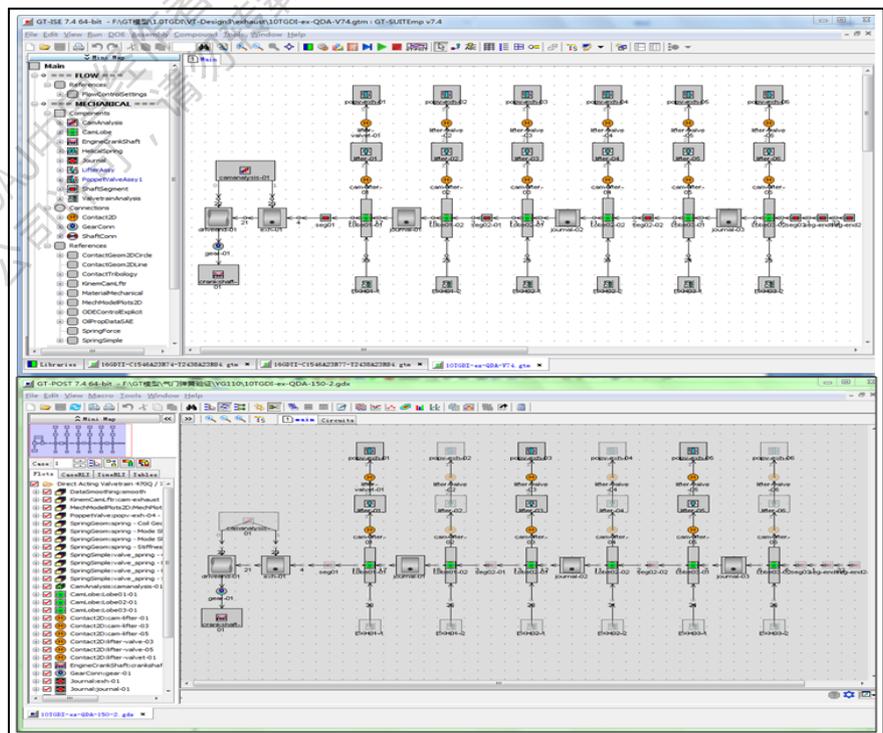


图 3.5 完整的配气机构动力学模型及计算结果

3.2.2 动力学模型计算原理

动力学计算原理是以多体动力学理论中的拉格朗日方程法为基础建立数学模型方程。对于机构中的刚体 i 采用质心在惯性参考系中的笛卡尔坐标和反应刚体方位的欧拉角或广义欧拉角作为广义坐标，即：

$$q_i = [x, y, z, \psi, \theta, \phi]_i^T \quad q_i = [q_1^T, q_2^T, \dots, q_n^T]^T$$

接着建立系统的约束方程和作用方程，应用拉格朗日乘子法建立系统的运动微分方程：

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right)^T - \left(\frac{\partial T}{\partial q} \right)^T + \phi_q^T \rho + \theta_q^T u = Q$$

式中， T 为系统动能； q 为系统广义坐标阵列； Q 为广义力阵列； ρ 为对应于完整约束的拉氏乘子阵列； u 为对应于非完整约束的拉氏乘子阵列； $\phi(q, t) = 0$ 为完整约束方程； $\theta(q, \dot{q}, t) = 0$ 为非完整约束方程。将完整约束方程和非完整约束方程写成一般形式：

$$F(q, u, \dot{u}, \lambda, t) = 0 \quad G(u, \dot{q})u - \dot{q} = 0 \quad \phi(q, t) = 0$$

式中， \dot{u} 为广义速度阵列； λ 为约束反力及作用力矩阵； F 为系统动力学微分方程； G 为用户定义微分方程； ϕ 为描述约束的代数方程阵列。一维动力学计算是将各零部件等效成集中质量 M 、弹簧 K 和阻尼 C 系统组成动力学方程求解，则可得到系统中物体上任意点在系统运动过程中的受力、运动位移及速度等数据。

3.2.3 配气机构动力学评价标准

动力学模型计算完成之后，需要关注以下几个特征指标来评价配气机构设计的是否合理。这些特征指标需在各转速下均满足要求。

1) 气门运动特性：气门升程曲线需保证连续、平滑，速度曲线和加速度曲线在高速部分的波动尽可能小，气门落座后没有反跳，如图 3.6 所示。

2) 凸轮与挺柱接触应力：凸轮与挺柱是配气机构中最主要的摩擦副，凸轮与挺柱的接触应力不能超过二者材料的许用应力。较大的接触应力会带来较大的摩擦，导致凸轮与挺柱急剧磨损，寿命减短，发动机摩擦功

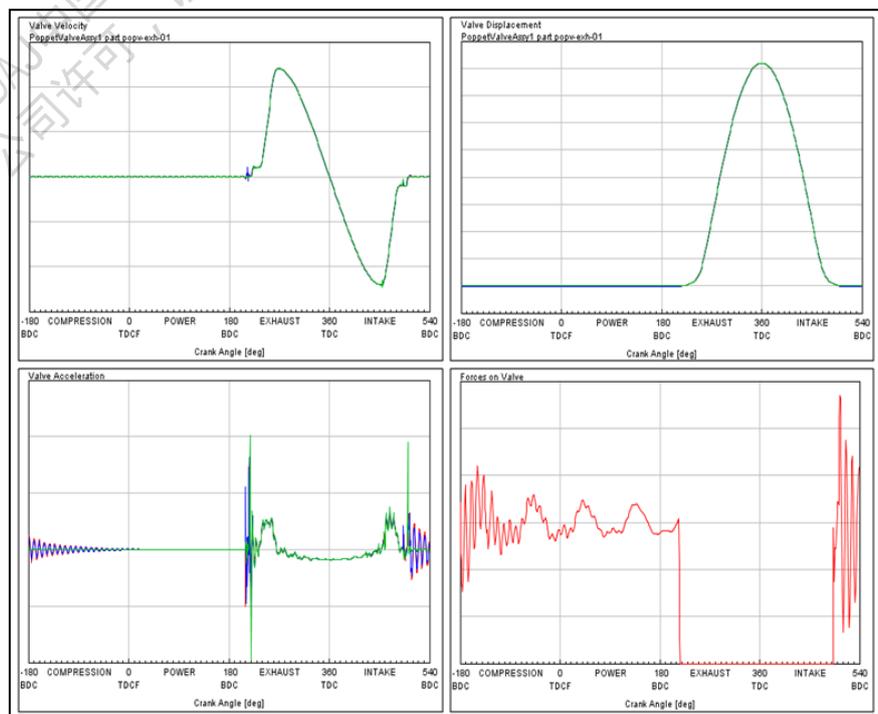


图 3.6 7000rpm 时气门升程、速度、加速度及气门落座情况

5 结论

本文利用 VT-Design 软件为某发动机设计了新的排气凸轮型线,并分析了新型线下配气机构的运动学及动力学特性。经计算分析,新设计的凸轮型线满足发动机配气机构的运动学和动力学要求,也满足整机性能要求,且在整机试验中运转良好。通过本次凸轮型线设计校核,总结如下:

1) 采用 VT-Design 软件的 CamDesign 模块,只需选择或定义好型线的设计方法,输入或调整其中特征点的参数即可得到相应的型线数据。过程较为简便快捷,也利于后期的调整和修改以及不同型线间的对比。但各特征点输入参数的数值范围需要设计人员积累一定的经验,各特征点的调整会对整体型线产生什么样的影响也需要积累大量的设计经验。

2) VT-Design 软件的 Valvetrain 模块可以对前面 CamDesign 模块设计好的型线或其他型线数据进行运动学校核,只需输入各配气机构的几何尺寸,运算即可得到运动学分析结果。且与 CamDesign 处于同一软件中,方便对照运动学结果调整凸轮型线。运动学分析结果包含了凸轮和气门的升程、速度、加速度、跃度、曲率半径、润滑系数、丰满度、气门与活塞最小间隙等主要运动学特征,能够较为全面的反应配气机构的运动学特性。

3) GT-VTrain 能提供一个环境,使设计者搭建模型、参数输入调整均较为简洁,且能很好的完成配气机构这类多体动力学问题。在参数输入中,各部件间的摩擦和润滑需要通过试验校核积累相关的经验。动力学分析中包含了不同转速下气门运动的升程、速度、加速度以及气门落座情况,气门与气门座的冲击力、凸轮与挺柱的接触应力与气门弹簧的裕度等主要配气机构运动学特性。

6 参考文献

- [1] 周龙保,刘翼俊,高宗英.《内燃机学》.机械工业出版社,2005。
- [2] 张翼,苏铁雄.《发动机设计讲义》。
- [3] 刘刚.《发动机配气机构及链传动系动力学分析及性能优化》.上海:上海交通大学,2009。
- [4] GT-SUIT 帮助文档。