



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

硕士学位论文

(专业学位)

**双连续可变配气相位对汽油机性能影响的
仿真与试验研究**

姓 名：楼宏伟

学 号：1021180124

所在院系：汽车学院

职业类型：工程硕士

专业领域：车辆工程

指导教师：杨 帅

二〇一五年十月



同濟大學
TONGJI UNIVERSITY

A dissertation submitted to
Tongji University in conformity with the requirements for
the degree of Master of Engineering
(Professional degree)

**Performance Simulation and Influence Research
of DCVVT of Gasoline Engine**

Candidate: Lou Hongwei

Student Number: 1021180124

School/Department: School of Automotive Studies

Discipline: Engineering Master

Major: Vehicle Engineering

Supervisor: Yang shuai

October, 2015

学位论文版权使用授权书

本人完全了解同济大学关于收集、保存、使用学位论文的规定，同意如下各项内容：按照学校要求提交学位论文的印刷本和电子版本；学校有权保留学位论文的印刷本和电子版，并采用影印、缩印、扫描、数字化或其它手段保存论文；学校有权提供目录检索以及提供本学位论文全文或者部分的阅览服务；学校有权按有关规定向国家有关部门或者机构送交论文的复印件和电子版；在不以赢利为目的的前提下，学校可以适当复制论文的部分或全部内容用于学术活动。

学位论文作者签名：

年 月 日

同济大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：所提交的学位论文，是本人在导师指导下，进行研究工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本学位论文的研究成果不包含任何他人创作的、已公开发表或者没有公开发表的作品的内容。对本论文所涉及的研究工作做出贡献的其他个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本学位论文原创性声明的法律责任由本人承担。

学位论文作者签名：

年 月 日

摘要

本文以某款 2.0L 传统自然吸气汽油机为研究对象，运用连续可变气门正时技术进行技术升级改造。首先建立了配气机构仿真模型进行可靠性的影响分析，得到配气机构动力学和运动学仿真结果。然后将仿真结果作为数据输入，建立了发动机仿真模型，进行一维热力学性能影响的仿真研究，最后通过试验和标定对升级后样机的性能进行了验证。本文主要研究内容和成果有：

1) 建立了原型机的一维热力学仿真模型，对比了外特性工况点和部分负荷特征工况点下的数据，通过原型机台架试验数据的计算分析，对模型参数进行了修正，结果表明试验和仿真的误差在 5% 以内，符合工程计算要求。

2) 建立了配气机构的仿真模型，进行运动学计算得到了不同凸轮转角下的气门升程曲线；进行动力学计算，得到了不同转速条件下的气门动态特性曲线，预测结果表明，升级后的机械失效风险在限值以内。

3) 研究了双连续可变配气相位机构的运动特性，总结和归纳了外特性工况点和部分负荷特征工况点的优化策略，通过仿真计算对性能影响进行预测，对比分析了升级前后的性能变化，结果表明仿真预测的结果可以达到设定的性能指标。

4) 尝试了一种新的试验方法，通过对比分析了目前常见的配气机构运动特性试验方法，合理利用现有条件搭建了台架试验系统，进行了配气机构运动学特性试验。可对目前常见的汽油机配气机构完成动力学特性试验和可靠性试验研究，通用性较好。试验结果证明配气机构的升级对可靠性的影响在限值以内。

5) 进行了发动机台架标定试验，应用全因子 DoE 试验技术，对升级后样机的充气模型精度进行了台架验证，证明配气机构的硬件升级能够满足使用性能要求。最后通过对双连续可变配气相位的标定控制策略研究，总结和归纳了外特性工况点和部分负荷特征工况点的试验优化策略。通过性能标定试验表明，升级后最大转矩提升 3.7%，部分负荷特征工况点油耗降低 3.8%。

汽油机开发的核心内容是设计、仿真、试验和标定匹配。本文紧扣汽油机配气机构技术升级开发的各个环节，在研究可变配气相位对汽油机动力性能、经济性能和可靠性影响的同时，还呈现了整个技术升级过程的核心内容和技术路线，从而为汽油机升级开发提供了应用实例。

关键词：汽油机，双连续可变配气相位，控制策略，仿真预测，匹配试验

ABSTRACT

In this paper, all the research was based on one 2.0L naturally aspirated engine updating of valve-train system. The system of valve train is one of the most important parts for a gasoline engine. With the full understanding and inheritance the tech of the original engine the technical upgrading was utilizing double variable valve timing technology on it. After the computing of dynamics and kinematics simulation the data was input into a one-dimensional thermodynamic simulation. The simulation optimization analysis was done and forecast the best performance. Finally it was verified by performance calibration test on the dynamic engine test. The mainly activities and results are as follows:

1) A steady-state simulation model was built based on the original naturally-aspirated gasoline engine. Compared data on the point of WOT and some Part load point. With the data analyzed the simulation parameter was revised. The simulation results showed the error within 5%.

2) One dimension simulation model of valve-train kinematics was done for calculation of valve lift under different angle of camshaft; Dynamics calculation was obtained under the condition of different rotation speed of the valve dynamic characteristic curve. The prediction results showed that the updated mechanical failure risk within the standard limit.

3) Based on the structure features and motion characteristics of DCVVT system. At WOT and part load point the optimization strategy for variable valve timing was summarized. At the steady-state point the best performance is predicted. Finally, simulation results are compared with experimental results. It was showed the target performance can achieve by the updating.

4) Through innovative design, the valve test bench tests system was designed. Kinematic characteristics of double overhead camshaft continuously variable valve timing system were tested. These test solutions are recommended for the valve dynamic characteristic test. The results were within the limits.

5) Calibration study on control strategy for DCVVT and full factorial DoE test technology were practiced. Automated measurement application on base engine test

cell. The based optimization ways on base calibration engine and DCVVT control strategies and methodologies were researched. The maximum torque increased by 3.7%. At some point of part load condition the maximum fuel consumption was 3.8% lower.

The core contents of engineering production are design, simulation, test and application. This paper presents a petrol engine developing project practice. One way is mainly focus on the variable of valve-train upgrade technology; the other way is point out that how to manage the project during product engineering activities. It was a good example for the guys who will do such project in the future.

Key Words: Gasoline engine, DCVVT, Control strategy, Simulation predication, Matching experiment

目录

第 1 章 绪论.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 国内外汽油机可变配气机构的发展和研究状况.....	2
1.3 可变配气机构的结构特点和对性能的影响.....	4
1.3.1 双连续可变配气机构的基本结构和控制原理.....	4
1.3.2 可变配气对发动机性能的影响.....	5
1.4 研究主要内容和意义.....	6
第 2 章 配气机构的模型建立以及运动学和动力学分析.....	9
2.1 原型机基本情况简介.....	9
2.1.1 发动机的基本技术参数.....	9
2.1.2 原型机开发的目的是升级后的性能要求.....	10
2.2 仿真计算分析的目的和任务.....	11
2.3 仿真模型的建立.....	12
2.3.1 配气机构的计算分析.....	12
2.3.2 建立仿真模型.....	13
2.4 仿真结果分析.....	15
2.5 本章小结.....	16
第 3 章 汽油机一维热力学性能仿真分析.....	17
3.1 仿真软件简介及功能原理.....	17
3.1.1 仿真基本原理.....	17
3.2 发动机性能仿真的模型构建.....	18
3.2.1 发动机模型构建.....	18
3.2.2 边界条件的输入.....	20
3.3 原型机仿真结果的试验验证.....	24
3.4 双连续可变配气正时系统对性能影响的仿真研究.....	26
3.4.1 进排气相位对性能的影响分析.....	26
3.4.2 外特性工况点仿真优化策略.....	27
3.4.3 外特性工况点性能仿真及相位优化的确定.....	29
3.4.4 部分负荷工况点配气相位仿真优化的策略.....	31
3.5 样机与原机型仿真结果对比.....	32
3.6 本章小结.....	34

第 4 章 可变配气机构及台架性能试验研究.....	35
4.1 发动机动态试验技术以及分析方法.....	35
4.2 台架开发试验的实施.....	36
4.3 配气机构气门升程的试验方案设计.....	37
4.4.1 试验对象分析.....	37
4.4.2 传感器的选择.....	39
4.4.3 试验系统的配置.....	40
4.4.4 试验方案的确定.....	41
4.4 配气机构试验结果分析.....	43
4.5 样机台架基础标定.....	46
4.5.1 汽油机台架基础标定.....	46
4.5.2 DCVVT 标定控制策略.....	48
4.6 性能试验结果分析.....	54
4.6.1 试验设备以及试验标准.....	54
4.6.2 样机性能试验寻优策略研究.....	54
4.6.3 原型机和样机性能试验对比分析.....	57
4.7 本章小结.....	61
第 5 章 总结与展望.....	63
5.1 总结.....	63
5.2 未来研究方向及展望.....	64
致谢.....	65
参考文献.....	66
附录 A 优化前后配气机构运动学和动力学分析结果.....	68
附录 B 升级后台架标定试验外特性工况点试验寻优结果.....	72
附录 C 部分负荷特征工况点仿真寻优结果.....	74
个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果.....	75

第1章 绪论

1.1 前言

随着我国自主品牌的汽车发动机研发工作的开展,对其正向开发的能力提出了越来越高的要求,发动机厂逐渐重视技术研发的能力建设并且加大了资金投入。正是在这样的背景下,迫切需要在动力总成研发技术中心建立成熟的开发体系。正向开发体系的三个主要内容是产品设计、试验验证和匹配应用,按照功能模块来划分,具体来说就是仿真设计、设计验证、标定应用和可靠性验证。其中仿真设计分析技术在产品正向开发中各个阶段的成熟应用直接体现了技术中心的可持续发展能力。如一维热力学性能仿真能够快速预测发动机性能并且进行换气分析以及排放计算。发动机产品开发技术集成了当今先进的计算机辅助技术和基于大量试验数据^[1]。基于CAE仿真分析以及结构优化和试验验证的发动机配气机构开发正是这种开发模式的具体应用之一。

作为发动机核心部件之一的配气机构,产品设计前期的仿真分析计算结果为配气机构的设计提供重要依据,能够得到动力性和运动学特性,从而控制潜在的失效风险,而且计算结果能够作为下一步热力学性能仿真的基本输入。一维热力学性能仿真主要应用于发动机的产品开发初期,基于计算机辅助技术的热力学性能仿真分析的基本内容如下:

1) 建立原型机的仿真模型。收集原型发动机的基本信息,如额定功率、额定转矩、燃油经济性以及配气机构的物理构造和材料特性等基本参数。定义发动机的基本结构形式、工作范围和性能指标。接下来通过台架试验获得重要的测量数据,对数据进行燃烧性能分析和换气分析,将发动机摩擦功、缸压曲线等的计算结果作为仿真输入参数对模型进行修正。

2) 建立升级后样机的仿真模型。动力总成的正向研发过程中,一般会定义一个系列的发动机,从第一代开始逐步进行技术升级换代,从而得到大量的经验数据。样机的仿真模型就是基于大量的试验数据生成的,因此输入的基本参数可以充分保证模型的准确性。根据内燃机原理,可以将各个模型通过公式计算转换为主要参数,例如气道流量系数和燃烧参数等。

3) 开发机型的对比和优化方案分析。按照进排气系统各个功能模块进行分类,分别制定优化方向,通过计算分析,最终确定升级方案。同时按照前期市场调研的结果,制定合理的开发目标,需要具体明确各个工况点以及对应的性能指标。

1.2 国内外汽油机可变配气机构的发展和研究状况

乘用车汽油机技术的发展方向是高功率密度、高经济性、高可靠性、低排放、低噪音。许多技术革新应运而生，各主机厂通过科技研发，尝试了许多新的技术。总的来说，不管其结构如何变化，配气机构的设计就是从原来固定的机械结构变为全可变的机械机构。这就需要进行系统化的方案设计和更深入地研究。

在国外，20 世纪 90 年代开始，在自然吸气汽油机的基础上，开发出可变气门技术，如丰田公司的 VVT-i 利用了凸轮轴的相位可变机构。20 世纪 90 年代中后期，开发出无进气凸轮轴气门机构。按照控制方式分类有，BOSCH 和 AVL 开发的电控液压驱动气门可变控制技术；FEV 和 BMW 设计的电磁驱动气门可变技术^[2]。

各大主机厂都有自主开发的自然吸气汽油机，主流开发方向就是可变气门正时和涡轮增压。可变气门正时技术通过改变进排气的相位，在全转速工况点和负荷点的区域内将进排气相位的控制策略划分得更细，在满足提高怠速稳定性和提高低速转矩、优化中低转速区域排放的同时，保证了中高转速大负荷的动力性能。

可变气门技术的发展经历了三个重要阶段：从 DCVVT 发展到 VVT-i 最终开发出 i-VTEC 技术。缩写字母 D：进气加排气；C：连续；V：气门；V：独立可变；T：相位。DCVVT 即为“电控连续进排气门正时系统”，通过液压机构，改变气门相位，气门升程和开启持续期不变。VVT-i 为“智能可变气门正时系统”，是丰田公司开发的，通过液压系统调节发动机进、排气门的气门正时，以保证发动机在低、中、高转速工况下的进排气提前角的不同需求。VTEC 为“气门可变正时和气门可变升程电控系统”，是本田公司在 1989 年开发的。i-VTEC 为“智能气门可变正时和气门可变升程系统”，是 VTEC 技术的电控策略升级，i-VTEC 通过电控系统调节持续期和升程^[2]。图 1.1 所示为可变气门技术的发展拓扑图。

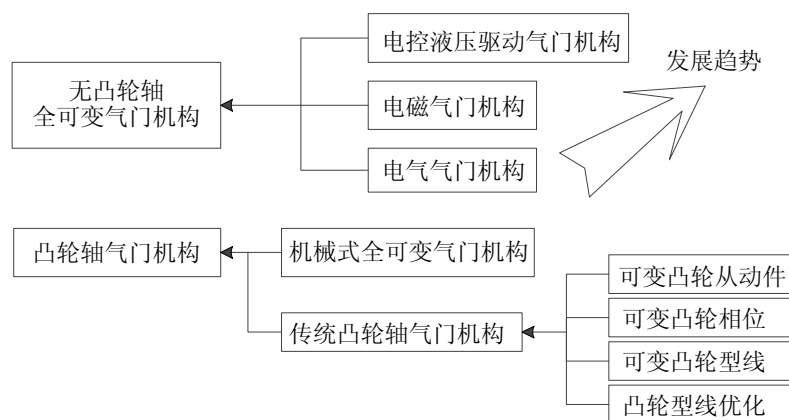


图 1.1 可变气门技术发展方向

在国内,从90年代开始,吉林大学、上海交大等设计出可变气门相位技术,控制方式属于电子液压驱动方式,进气门和排气门可进行两级调控。清华大学在实验室开展了电磁驱动方式控制气门可变的研究,但是均未投入市场进行批量生产^[3]。目前未出现国内自主零部件供应商提供具有自主知识产权的同类产品。

随着国内汽车产业的发展,发动机计算理论的研究也同步展开,成为从事汽车研发人员必修的专业课程。80年代以后,随着计算机辅助技术的发展,通过内燃机的换气分析和配气机构动力学和运动学分析数学模型的应用,建立了多种虚拟试验计算方法^[4]。在理论模型初期,研究集中在如何设计凸轮的型线,优化使得进气量最大。随着汽油机对高功率密度、高转速的要求不断提高,配气机构的可靠性成为研究重点。由于气门运动时零部件的弹性变形导致实际与凸轮设计型线的偏差,必须得到真实环境下的载荷和摩擦力。建立动力学的数学模型,可以计算出运动副的运动规律,也可以计算出运动副间的油膜间隙。因此目前在产品开发的各个阶段已经离不开仿真分析计算,特别是运动副机构的动力学和运动学的计算和分析^[5]。在国内,各动力总成研究机构,虽然按照国外技术中心的发展模式逐步建立了符合企业自身特点的试验标准和技术手段,但是缺乏持续改进的动力和科学地管理。由于没有统一的试验标准来指导和规范配气机构开发试验,因此把这类重要的开发试验外包给国外供应商实施,所以不能进行有效地质量控制和数据分析工作。另外传感器技术和数据采集系统的快速发展也为配气机构的试验研究带来了新的变革,为仿真模型的试验验证提供了新的手段和证据^[6]。

在国内,奇瑞汽车股份有限公司自主研发了配气机构动力学试验台架,专利号为201210030222。经过查询得知:该发动机配气机构动力学试验台架属于汽车领域,能够进行汽油机的配气机构动力学试验。该发明设计通用性较好。主体结构由驱动电机、电控模块、润滑系统、数据采集模块以及配气机构固定支架等组成。在国外,如德国舍弗勒等零部件供应商已经具备成熟的配气机构动力学和运动学试验装备和分析能力^[7]。近些年,随着国内自主正向研发工作的开展,试验能力已经得到大幅提升,但是系统化的试验标准和试验数据库的建立却仍然落后于国外主机厂。主要原因还是对正向开发过程中的试验技术以及发动机仿真技术的研究重视程度不够,缺乏对试验技术人员的长期培养机制。因此有必要建立一套完整的仿真试验开发环境,完善试验标准以及基于试验数据建立仿真模型,最终通过试验方法来检验和修正模型。通过对发动机核心构件进行仿真分析计算,预测其可靠性和关键性能,然后通过细节设计,制造出开发样机,最后通过试验得到最终结果,这就是目前主流的发动机核心机构升级开发过程。不仅在开发过程中,在解决售后问题时,具备仿真结合试验能力的开发团队能迅速发现产品失效原因,从而积累大量数据经验。

1.3 可变配气机构的结构特点及对性能的影响

本节描述了可变配气机构的结构特点和控制原理以及对发动机性能的影响。

1.3.1 双连续可变配气机构的基本结构和控制原理

图 1.2 给出了带可变相位的汽油机配气机构，发动机曲轴正时皮带轮驱动凸轮轴转动，曲轴转动两圈对应凸轮轴转动一圈。由于凸轮轴直接驱动气门，因此气门的开启与关闭时刻与曲轴转动角度形成相位关系，通过控制策略，控制单元会控制安装在凸轮轴前端的执行器，使凸轮轴按照需求角度相对于凸轮轴皮带轮转动，从而改变气门的开启与关闭时刻。

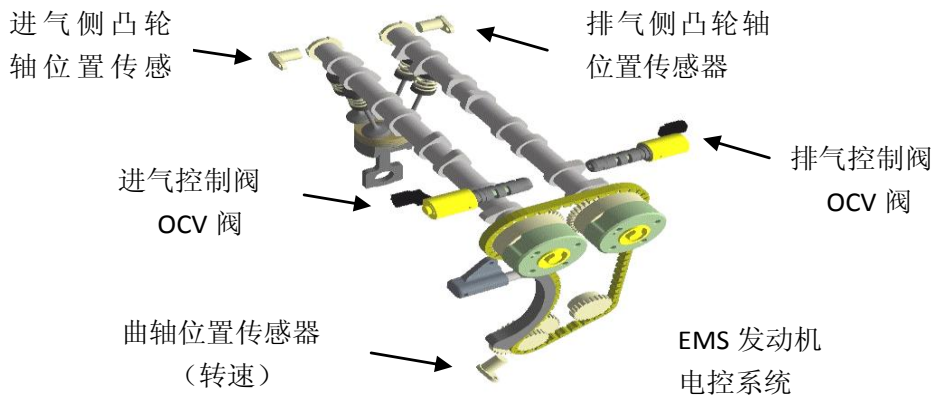


图 1.2 汽油机配气机构（双连续可变相位）

由图 1.2 可见，带可变配气相位的汽油机配气机构主要组成部件包括：正时皮带或链条传动机构（相位执行器）、电液控制阀（OCV 执行器）、转速传感器、凸轮轴相位传感器、控制单元。通过电子液压控制的模式，控制机油的流通通道，控制凸轮轴相位正反方向旋转，即连续改变进排气气门的相位。

图 1.3 给出了相应的电子控制原理图，当控制单元接收到输入信号，通过计算后，根据控制策略决定油压控制阀的动作。控制单元接收到凸轮轴位置和曲轴位置传感器信号，计算得到此时的配气正时。如果要保持相位在初始状态，油压控制阀则关闭机油通道，通过回位弹簧将凸轮轴锁定。

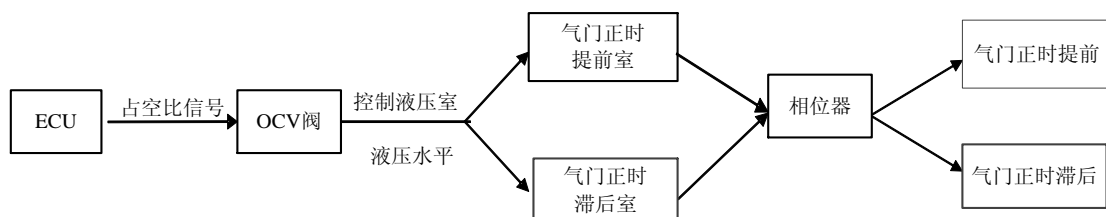


图 1.3 电子控制原理图

1.3.2 可变配气对发动机性能的影响

要得到低速转矩的大幅提升，主要应该考虑提高进气量，关键是如何提高进入气缸内的新鲜充量。换气充分的话，理论上自然吸气发动机的气缸内能够百分之一百充满混合气，废气在排气冲程完全排出，但是实际上是不可能的。因此四冲程的汽油机的充量系数 φ_c 定义如下^[8]：

$$\varphi_c = \frac{M}{M_0} = \frac{\text{进气过程中实际充入气缸新鲜充量}}{\text{进气状态下充满气缸工作容积理论充量}} \quad (1.1)$$

自然吸气发动机充量系数约为 0.8 到 0.9，增压机可能大于 1，充量系数越大说明换气越充分，发动机动力性越好^[8]。运用可变配气技术可根据各工况的性能需求，合理配置气门正时，提升充气效率 ($\varphi_c > 1$)，提高动力性和经济性，提升低速转矩，改善废气排放。同时兼顾怠速稳定性。因此对自然吸气发动机宜采用气门可变的技术升级。

发动机工况的变化要求配气机构可变。这是因为：发动机转速越高，进气冲程进气流动速度和排气冲程的废气流动速度越高，因此可以利用气体的惯性推迟气门关闭时刻，这样充气效率就会改变。配气机构可变可以满足不同工况的性能需求，发动机在怠速和小负荷下主要是关注燃烧稳定性和排放以及经济性的要求，在高速和大负荷下主要关注满足动力性和经济性的要求，而且根据发动机燃烧室的设计情况，进排气门打开关闭角和气门重叠角的变化也不同，根据经验总结，总的来说可以实现以下几点^[9]：

1) 提高发动机的动力性：低速时缸内混合气充量变大的原因是进气门提前打开；高速时提高充气效率的原因则是通过进气门延迟关闭，加之气流惯性流动，使充量得以加大。在某些增压带可变配气机构发动机上进行换气分析时发现，可以利用扫气功能进一步提高充气效率，从而大幅提升低端转矩。

2) 改善燃油经济性：在中等负荷工况点，通过寻找合适的重叠角组合，同样利用进气门早关，内部残留废气帮助调节了新鲜充量，实现稀燃，通过选择泵气损失小的进排气相位组合，改善了燃油经济性。

3) 提高燃烧稳定性：改善怠速的稳定性和噪音水平，主要是控制燃烧的稳定性和通过减小气门重叠角可以减少回流的废气，平抑压力波动，从而稳定燃烧。

4) 降低排放：缸内废气的存在某些时候是有利的，特别是对于排放来说，由于降低了缸内燃烧温度，抑制了 NO_x 的产生。可燃混合气进入燃烧室缝隙，缝隙效应会增加 HC 排放，利用内部换气，降低回流的影响可以降低废气中的 HC 含量。

1.4 研究主要内容和意义

本论文基于原型机的基本结构信息，从工程实际应用的角度出发，综合开发周期、成本和可靠性的要求，根据用户实际需要，在对原型机本体不进行大的结构改动的前提下，从配气机构升级的角度出发研究如何提升低速转矩，提高燃油经济性。进气门迟闭角度、排气门关闭角度以及进排气重叠角的大小直接决定缸内的气体充量，因此采用进排气独立调节的 DCVVT 执行机构进行原型机的升级开发可以实现用户需求，并且对原型机本体结构不用进行大的改变，不仅控制了开发成本，而且减少了配气机构的失效风险和不确定性。为了确定合理的技术路线并且有效地缩短开发时间，充分发挥了 CAE 计算分析预测趋势高效的特点，对升级后的配气正时和配气机构的性能特性进行仿真分析，通过仿真优化系能结果和对发动机性能影响的研究分析，最后进行试验匹配优化与结果分析。

本研究对一台传统自然吸气汽油机开展仿真和试验研究，对原型机进行台架性能试验和仿真，然后对配气机构升级后的开发样机进行仿真性能优化和试验的测量，主要的研究内容如下：

1) 查阅技术图纸，收集原型机配气机构的基本结构参数和主要构件的材料特性，并且基于零部件实测数据，建立一维配气机构的仿真模型，对比分析了升级前后配气机构运动学和动力学特性，评估配气机构的机械失效风险。

2) 建立一维发动机性能仿真模型，用试验实测数据对模型进行校验和修正。查阅文献资料以及结合试验数据进行仿真分析，并根据样机的开发目标需求出发，对连续可变配气相位进行仿真优化。根据制定外特性工况点和部分负荷工况点的优化策略，预测发动机升级后的性能结果，以证明升级方案的可行性。

3) 通过台架基础标定试验，进行试验优化。主要研究双连续可变配气相位的标定控制策略，尝试通过试验 DoE 优化的方法。创新一种通过搭建发动机开发试验环境来进行配气机构动力学和运动学特性验证的试验方法。总结三种试验方案的优缺点和适用范围，最后得到试验结果。

通过对配气机构的仿真计算、试验验证和标定匹配应用的工程实践项目的技术研究和方案实施，系统地展现一整套的动力总成正向开发的实施过程，即从具体的参数输入到设计阶段的仿真分析以及使用经验数据进行验证分析的过程，然后输出设计指标。最后在升级后的样机上，按照预先设定的试验标准和拟定技术方案对样机的性能进行标定应用以及可靠性的验证。通过对开发过程的完整描述和技术路线的分析研究，说明动力总成开发过程的复杂性，通过对自然吸气发动机的正向开发，可以了解汽油机开发难点和熟悉工程开发流程。因此本文对自主正向动力总成开发具有一定的借鉴意义。

本论文的研究路线如图 1.4 所示。

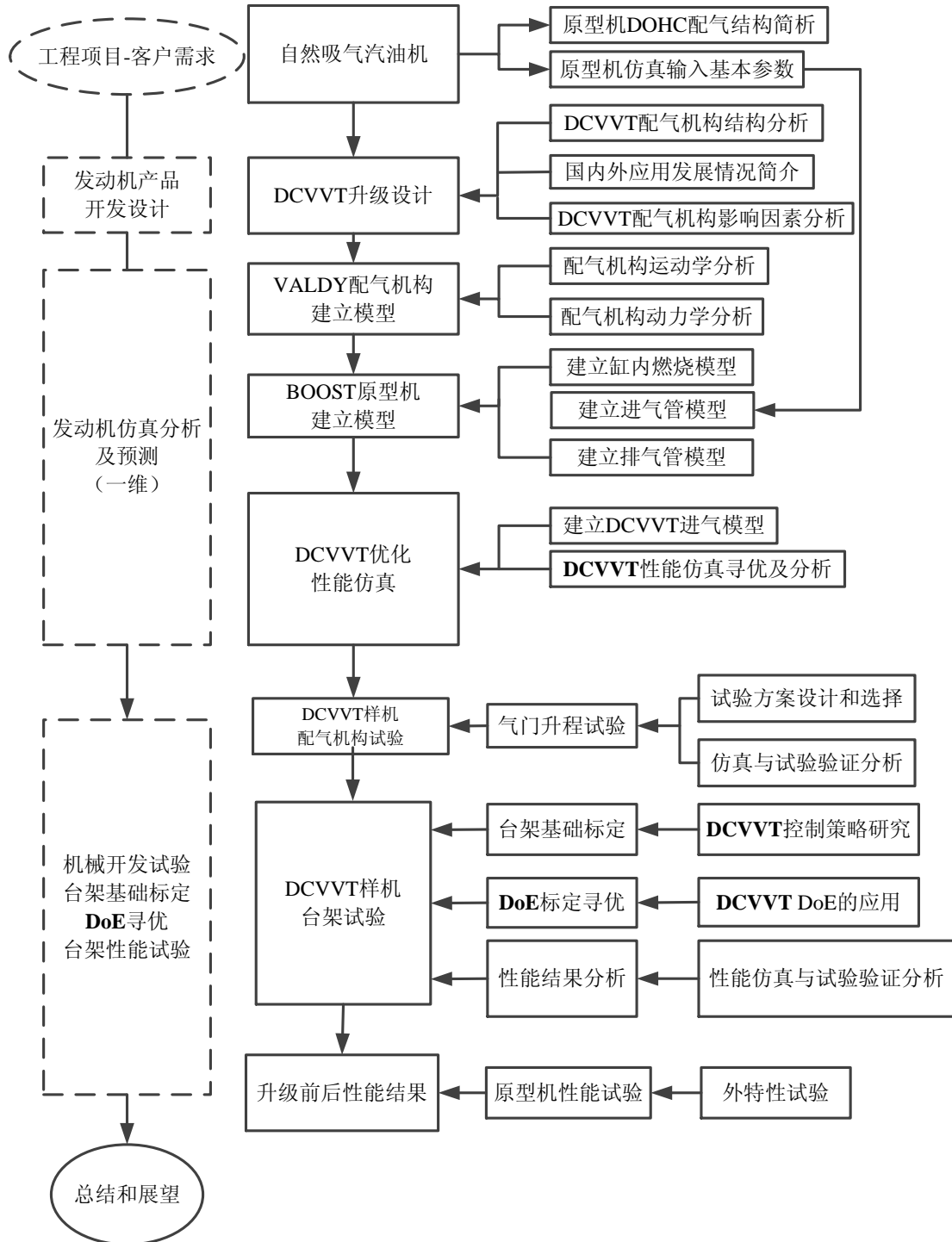


图 1.4 本论文框架图

第2章 配气机构的模型建立以及运动学和动力学分析

对配气机构进行建模，进行升级前后的运动学和动力学计算分析。

2.1 原型机基本情况简介

2.1.1 发动机的基本技术参数

2.0L 自然吸气汽油机，气缸盖为双顶置凸轮轴结构，四个气门，进排气各由单独地凸轮轴驱动，凸轮型线和相位固定，电子控制节气门，进气歧管四通道，每通道独立控制喷油器，独立控制电子点火。技术参数如表 2.1 所示。

表 2.1 自然吸气汽油机技术参数

名称	技术参数
位置/安装形式	前置/横置
气缸数×每缸气门数	4×4
气缸布置形式	直列
发动机排量 (L)	2.0
缸径×冲程 (mm)	83×91
点火次序	1-3-4-2
压缩比及公差	10.2±0.3
额定功率及对应转速 (kW/r/min)	105/6000
最大扭矩及对应转速 (N·m/r/min)	180/4500

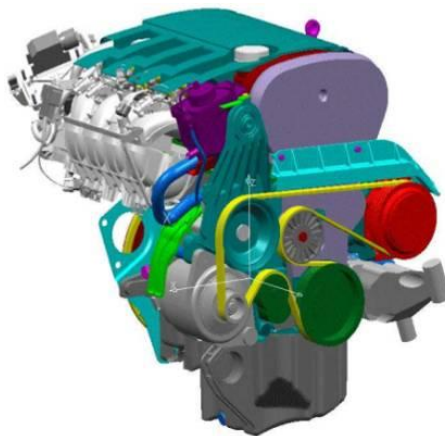


图 2.1 原型机三维图

2.1.2 原型机开发的目的是和升级后的性能要求

基于当前的市场调研和控制开发成本的需求选择对原型机进行技术升级。原型机在高转速下的转矩和功率已经达到同排量发动机的基本水平。因此在保证动力输出的基础上,需要在中等转速 1500r/min 到 3500r/min 范围提升转矩。根据国标排放循环可以找出发动机的特征工况点,如以 2000r/min,平均制动有效压力为 0.2MPa 时的平均有效制动压力为经济性指标。由于原型机已经满足国内排放法规要求,因此只需要技术升级后在发动机的特征工况点的原始排放等于或优于原型机。根据以上目标的定义,最合理的方式就是选择可变配气机构,成本可控且开发周期可以大幅缩短,既能保证目标实现而且风险可控。在自然吸气原型机的基础上,不改变发动机基本结构形式,进排气系统不变,只需要小幅改变润滑系统和气缸盖,正时皮带驱动系统、电控系统均进行相应地升级。需要进行仿真分析预测,计算结果将作为技术升级可行性报告的一部分进行项目审批。

1) 首先从机械设计角度进行可行性分析。配气机构升级的目的是在保证充气效率的前提下,在高性能和可靠性以及噪声水平之间进行平衡。具体来说,通过凸轮型线的设计保证气门加速度较大,气门迅速打开和关闭从而提高换气效率,但是加速度太大将导致气门运动副载荷过大,噪声水平和可靠性变差。因此合理的配气机构设计必须首先设定性能指标,然后根据材料和结构特性进行优化。通过动力学和运动学仿真计算可以获得最大接触应力以及润滑油膜特性,确定出凸轮与平面挺柱之间最小润滑膜厚度^[10]。原型机的材料特性已定,性能指标变化很小,意味着载荷变化不大,因此能够最大程度地控制潜在失效风险。

2) 从主机厂的需求角度出发,针对一款原型汽油机进行性能提升,重点要求提升低速转矩和特征工况点的燃油经济性。进排气门的尺寸和材料不做更改,仅发动机缸盖结构进行更改。进气和排气系统不改变,只能改变配气机构,可对凸轮型线进行优化,矛盾的是改动太大会导致失效风险,太小则不能达到预期效果,只能进行更大幅度的设计优化来满足需求。对进气系统的优化时,可以考虑将进气歧管采用更长的流道设计来提升转矩;在不影响噪声水平的前提下,调整和优化进气道的基本尺寸结构,进一步减小进气系统压降损失。优化排气系统的结构和尺寸,对排气歧管重新布置,形状和尺寸做进一步优化,进一步减小压降,虽然牺牲了一定的噪声水平,但是提升了动力性能。对气缸盖的优化主要可以考虑改变进排气气门升程、重新进行进气系统流道分析和燃烧室形状分析,从而提出新的优化方案。综上所述,由于上述变化是相互制约和影响的,所以必须通过计算机辅助仿真分析进行系统地综合评估,这样才可以有效地缩短开发周期,达到预期的效果。

2.2 计算分析的目的和任务

汽油机最高转速一般超过 6500r/min，高速运动中，配气机构运动副之间的摩擦加剧、载荷加大，而且主要运动副会随着转速和温度的变化会出现弹性变形。因此设定边界条件，按照实际尺寸和参数进行动力学计算分析十分重要。核心任务是得到气门真实运动曲线和各主要运动构件的受力情况。动力学计算采用多体动力学的方式建立公式，公式两端是作用在配气机构各个构件上的力。通过数学建模描述在系统中的阻尼、间隙的影响。通过建立的气门运动的微分方程，得到各种转速下气门的真实运动^[11]。只要通过查询图纸和材料标准，输入正确的材料特性参数，选择合适的计算参数，建立动力学仿真模型，计算得到的气门运动型线和真实的试验数据相当的接近。图 2.2 给出了典型的仿真分析过程^[9]。

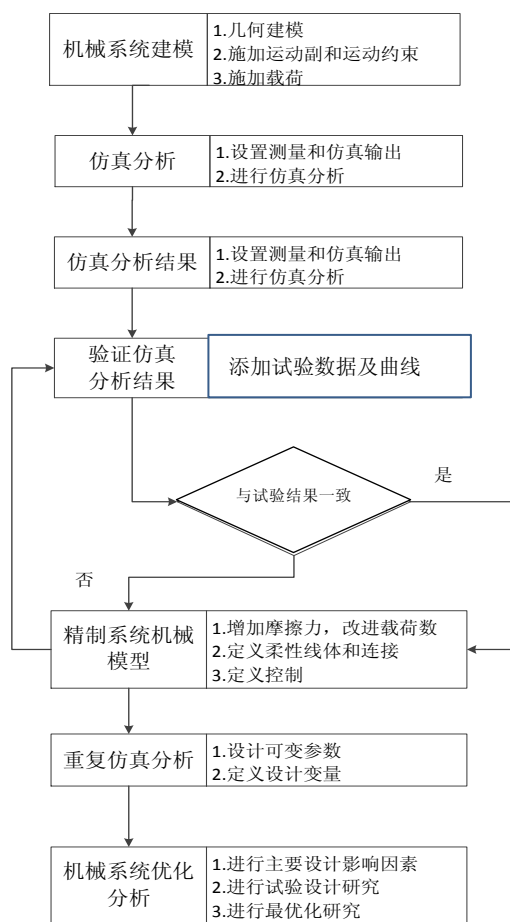


图 2.2 仿真分析的基本流程

进行运动学和动力学分析就是为了预测机构的可靠程度，通过数据分析的手段得到计算数据，通过零部件大量试验数据的归纳整理会得到几个评判指标，只要配气机构的计算结果在限值以内，就可以判断配气机构的失效风险满足正常的使用要求。

2.3 仿真模型的建立

VALDYN 是英国里卡多公司的开发仿真软件，进行一维多体动力学和运动学计算，应用于配气机构和正时传动系统的设计和开发。作为世界上四大发动机研发技术中心之一的里卡多公司建立了大量的经验数据库，几乎涵盖了市面上的所有机械结构和技术。因此该仿真软件通用性和兼容性较好，而且通过采用模块化的设计思路，将多种构件可视化，通过基本参数定义来进行设置，方便用户使用和调整。不仅可以将现有的型线数据和弹簧尺寸输入软件，而且还可以通过自带的分析计算功能评估现有的配气机构的弹簧以及凸轮设计。进行运动学分析可以得到接触应力、油膜厚度等重要参数，对配气机构的设计进行综合评估^[12]。

仅次于活塞连杆机构，配气机构运动惯性大，更容易变形，也就是相对来说刚性小，因此不可避免产生局部变形和弹性振动。配气机构的失效模式如：气门反跳和脱离、落座速度过大的冲击异响、弹簧自振导致疲劳断裂、凸轮轴和液力挺柱接触应力过大导致严重磨损异响等。将配气机构运动副的实际物理特性作为输入基本参数，依据设计相关图纸和试验数据进行计算分析，可得到凸轮轴和液力挺柱接触应力以及凸轮轴和固定支座接触应力。通过对比气门运动升程曲线与设计曲线，可以得到变形量，并作为评价指标。通过气门加速度曲线的分析并且结合凸轮应力曲线，可以判断气门是否发生了反跳和脱离的现象。通过重点分析额定转速和高速工况下配气机构各元件的受力情况，评估配气机构失效风险水平。

2.3.1 配气机构的计算分析

采用式 (2.2) 多自由度模型建立的二阶微分方程来描述系统，将配气机构视为是由液力挺柱、凸轮、气门以及气门弹簧等多个质量单元组成，每个单元用一个集中质量的点来表示，各个质点用当量刚度来描述，单元之间通过无质量弹簧进行连接^[10]。

$$M \ddot{x}(t) + C \dot{x}(t) + JDx(t) + Kx(t) = f(t) \quad (2.2)$$

式中 $x(t)$ —位移向量；

M —质量矩阵，实对角（集中质量法），实对称矩阵（一致质量法）；

C —粘性阻尼阵，实对称正定矩阵（稳定系统），比例阻尼： $C = \alpha M + \beta K$ ；

D —结构阻尼矩阵，实对称矩阵；

K —刚度矩阵，实对称矩阵（无刚体自由度），实对称半正定矩阵（有刚体自由度）； $f(t)$ —激励力向量。

2.3.2 建立仿真模型

该原型机进排气门的基本参数如表 2.2 所示。

表 2.2 原型机进排气门技术参数

基本参数	进气门	排气门
气门直径 (mm)	33	27
最大升程 (mm)	9.5	9.5
打开/关闭角 (°CA)	20/70	75/25
气门打开基准升程 (mm)	0.50	0.50

查询设计图纸得到凸轮型线的数据和零部件尺寸,刚度由材料特性和计算公式得出。按照实际情况,选用 2~3 组样件进行称重;对于阻尼系数,则参考自带数据库的经验值进行设置。模型每个模块都可以单独进行参数的设置,将数据输入。

表 2.3 给出了直接驱动型配气机构各零部件的实测值。对零部件进行实测的目的是为了选择设计公差接近均值的一组元件。如果试验条件允许,也可以选择最大和最小公差的一组元件进行试验。

表 2.3 直接驱动型配气机构实测值

配气机构构件参数						
	气门(g)	外弹簧 (g)	内弹簧 (g)	弹簧座圈 (g)	气门锁片 (g)	液力挺柱 (g)
排气门侧	51.37	38.65	14.23	2.21	19.77	49.82
进气门侧	61.32	38.98	14.21	2.19	19.73	48.84

表 2.4 为仿真计算输入的基本参数;表 2.5 为配气机构的主要材料的物理特性。研究中仿真的数据输入和实测值应尽可能保持一致,减少研究结果误差。

表 2.4 仿真输入基本参数

名称	参数
凸轮基圆半径 (mm)	18
凸轮宽度 (mm)	9.5
气门弹簧预紧力 (N)	177
气门弹簧安装高度 (mm)	36.8
液力挺柱质量 (带油) (g)	50
进/排气门质量 (g)	61/51
锁片质量 (g)	20
弹簧座圈质量 (g)	2.2
外气门弹簧质量 (g)	39
内气门弹簧质量 (g)	14

表 2.5 配气机构材料物理特性

名称	参数
凸轮轴	
弹性模量 (MPa)	21000
泊松比	0.3
材质	钢
内/外气门弹簧以及液力挺柱	
材质	60SiCrV6 抛光
长度 (mm)	39/46
弹簧钢丝直径 (mm)	2.5/3.7
绕圈数量	6.75/6.35
液力挺柱泄漏量	按图纸设置

表 2.6 和表 2.7 分别给出了原型机/升级后进排气凸轮轴的设计参数。

表 2.6 原型机/升级后进气凸轮轴设计参数

名称		技术参数	
最大气门升程 (mm)		9.5/9.5	
凸轮凸角 (°CA)		135/138	
基圆 (mm)		18/18	
开启段基本信息		关闭段基本信息	
最小曲率半径 (mm)	4.77/4.77	最小曲率半径 (mm)	4.8/4.9
开启段最大加速度 (mm/rad ²)	75.8/75.7	关闭段最大加速度 (mm/rad ²)	84.1/83.9
最大气门速度 (mm/rad)	13.9/13.8	最小气门速度 (mm/rad)	-13.8/-13.6

表 2.7 原型机/升级后排气凸轮轴设计参数

名称		技术参数	
最大气门升程 (mm)		9.5/9.3	
凸轮凸角 (°CA)		140/130	
基圆 (mm)		18/18	
开启段基本信息		关闭段基本信息	
最小曲率半径 (mm)	4.80/4.65	最小曲率半径 (mm)	4.5.45
开启段最大加速度 (mm/rad ²)	87.3/87.8	关闭段最大加速度 (mm/rad ²)	87.8/98.8
最大气门速度 (mm/rad)	14.9/13.8	最小气门速度 (mm/rad)	-14.6/-11.95

图 2.3 为气门直接驱动型单组配气机构，图中给出了激励源凸轮轴，液力挺柱、气门以及内外弹簧。

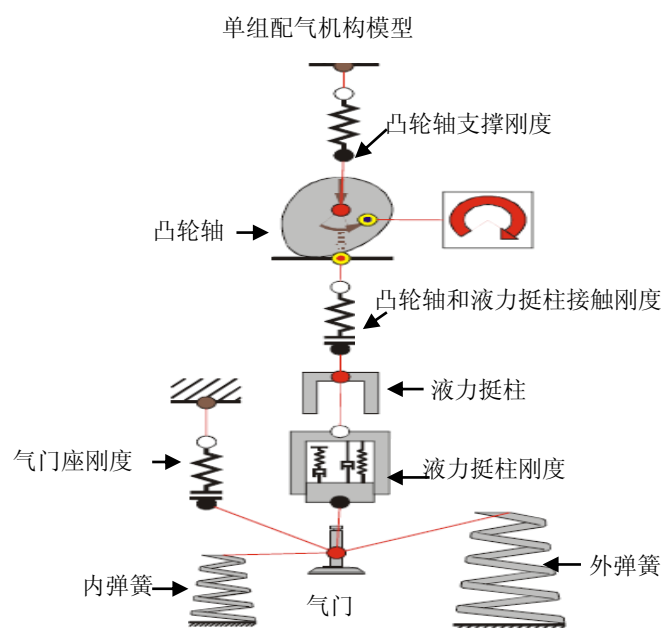


图 2.3 气门直接驱动型配气机构拓扑图

2.4 仿真结果分析

图 2.4 为发动机在最大转速 6500r/min 下升级前后进排气门升程、速度和加速度曲线，图中原型机的进气凸轮轴的型线代号记为 95-55 (9.5mm 升程/135° 凸轮转角范围)；升级后的进气凸轮轴的型线代号记为 95-58 (9.5mm 升程/138° 凸轮转角范围)；原型机的排气凸轮轴的型线代号记为 95-60 (9.5mm 升程/140° 凸轮转角范围)；升级后的排气凸轮轴的型线代号记为 93-50 (9.3mm 升程/130° 凸轮转角范围)。

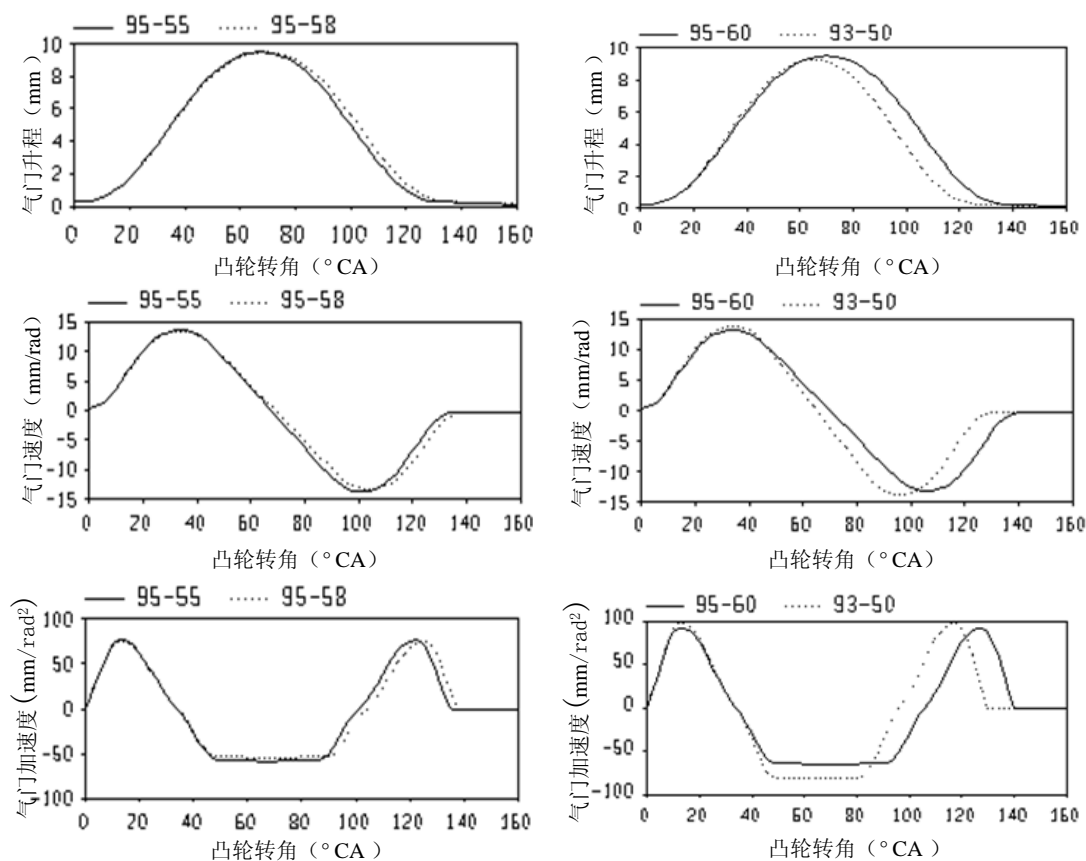


图 2.4 6500r/min 升级前后进排气门升程、速度和加速度曲线

研究中对动力学仿真分别在 2000r/min、4000r/min、6000r/min 转速点作计算。相对原型机来说进气门设计调整中加宽了进气凸轮轮廓线，采取了相对保守的优化方式。同原型机一样，在发动机转速为 6000r/min 时内弹簧发生共振，但是外圈弹簧仍然能够保证正常的工作状态。因此可以认为升级后的配气机构跟原型机具备同样水平的动力特性。在排气门的设计调整中相对于原型机，选择了较为积极的排气凸轮轮廓线优化方式，尽管动力特性的改变导致整个配气系统负荷加重，有一定的风险。加速度的增加说明凸轮轴和液力挺柱的接触力增加，因此在

6000r/min 时内弹簧有可能发生共振，但是外弹簧仍能够保证气门正常工作。详细的各转速工况点特性仿真曲线见附录 A。

2.5 本章小结

计算机软件仿真为配气机构的设计提供了一种新的方法和手段。国外同类软件都将配气机构的设计归类集中模块化，作为汽车行业仿真软件的子功能模块供用户使用。它的理论基础是多体动力学，因此要掌握和熟练应用它，关键是要学好动力学和运动学理论和计算方法。

相对原型机来说加宽了进气凸轮轮廓线，为了保证可靠性，减少失效风险，采用了相对保守的优化方式，因此不会增加失效的风险。尽管同原型机一样在发动机转速为 6000r/min 时内弹簧发生共振，但是外圈弹簧仍然能够保证正常工作状态。在最危险的区域进行失效风险评估，可以说明其他工况点风险更小。相对于原型机来说，排气凸轮轴轮廓选择了较为积极的优化方式，尽管动力特性的改变会导致整个配气系统负荷加重，有一定的风险。6000r/min 时内弹簧会发生共振，但是两级弹簧的设计，外弹簧会保证该工作状态下气门的正常工作。

配气机构的设计兼顾可靠性和进气充量的要求。因此本章通过仿真分析得到两个结果，在性能方面，获得了精确的配气相位即气门开启角和关闭角，作为基本输入信息之一，能够计算出节气门全开下进气量以及理论上的进气量和气门重叠角，计算得到的气门型线数据作为下一章燃烧性能仿真的输入条件。在可靠性方面，获得了液力挺柱和凸轮轴之间的油膜厚度和赫兹压力、气门速度和落座时的受力情况，预测是否在关键转速下的气门有反跳的现象发生。在发动机外特性工况工作范围内潜在的失效风险可控。

第3章 汽油机一维热力学性能仿真分析

根据第2章得到的气门型线数据结果,作为仿真分析的基本参数输入。通过仿真软件的应用先对原型机进行仿真,然后通过试验数据对仿真进行修正,最后对配气机构升级后的发动机性能进行预测计算和结果分析。

3.1 仿真软件简介及功能原理

AVL BOOST 是能够模拟发动机热力学循环和进排气系统的虚拟仿真软件,它的仿真模型基于内燃机计算理论,整合了大量的试验数据,有多个燃烧模型库供用户使用。能够进行发动机稳态工况和瞬态性能的计算,同时还有各种接口,方便用户使用。可使用图形化界面,带有自定义参数输入和自定义控制单元。并且还提供了基于真实试验的案例供用户使用和研究。同时还提供内部数据库可用于设计核心零部件,如凸轮型线^[21]。

3.1.1 仿真基本原理

计算的基本计算原理是基于热力学第一定律^[21]:

$$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha} = -p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_F}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} - h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha} \quad (3.1)$$

式中:

$\frac{d(m_c \cdot u)}{d\alpha}$ - 气缸内工质的变化; $-p_c \cdot \frac{dV}{d\alpha}$ - 工质对活塞做的功; $\frac{dQ_F}{d\alpha}$ - 喷入燃料燃烧放出的热量; $\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$ - 工质燃烧室进行热交换的热量; $h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ - 由于漏气而引起的焓流; m_c - 气缸里工质的质量; u - 比内能; p_c - 气缸内压力; V - 气缸容积; p_c - 喷入燃料燃烧放出的热量; Q_w - 壁热损失; α - 曲轴转角; h_{BB} - 漏气焓; $\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$ - 气质量流。

热力学第一定律的内容为:气缸里的内能变化等于活塞功、燃料燃烧放出的热量、壁热损失和漏气引起的焓流的代数和。当方程(3.1)应用于缸外喷油的发动机时,假设是均匀混合,空燃比在燃烧过程中保持恒定不变。燃烧终止时,假

设已燃气体和未燃气体是等压同温^[21]。

求解此方程，建立一维燃烧模型和燃烧室传热模型。假设理想状态如定压、定温和气体成分不变。与建立压力、温度和密度的关系的公式即理想气体状态方程(3.2)联立求解，理想气体状态方程式和缸内温度的方程式用龙格-库塔（Runge-Kutta）方法计算。因此只要得到燃烧室内的温度，按照公式（3.2）计算得出缸内压力 P_C ^[19]。

$$P_C = \frac{1}{V} \cdot m_c \cdot R_0 \cdot T_C \quad (3.2)$$

式中： V -气缸容积； m_c -气缸内工质质量； R_0 -气体常数； T_C -缸内气体温度。

3.2 发动机性能仿真的模型构建

3.2.1 发动机模型构建

原型机是传统自然吸气汽油机，进气歧管多点喷射，进排气系统带有空滤器、节气门体、催化器、消声器。建立模型时假设：发动机点火提前角固定不变，理想状态下不会因为爆震推迟点火角；不考虑材料的热变形。

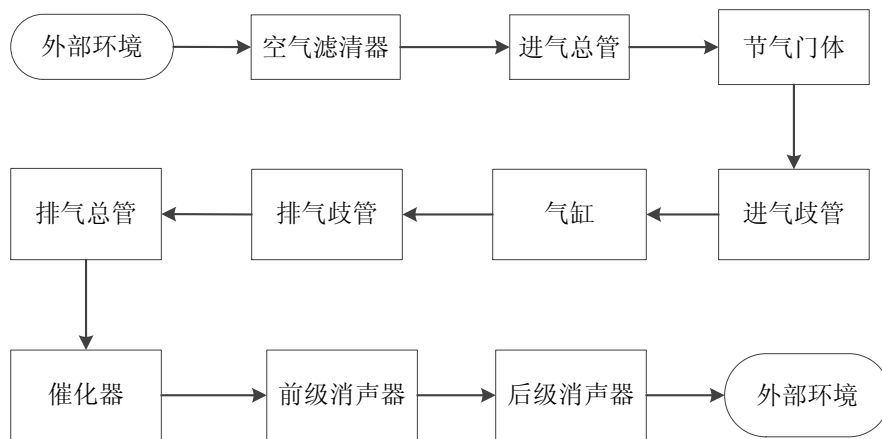


图 3.1 发动机结构简图

依据图 3.1 的系统框架结构，引入节气门体的目的是为了仿真计算部分负荷工况时的压降损失，在实际标定应用时，常作为对主充气模型的补充，以转矩模型为核心的发动机管理系统中，驾驶员的需求通过转矩模型的计算，转换为目标进气量。而通过次充气模型的计算可以得到目标节气门的角度。电子控制单元通过 PID 的闭环控制方法，调节节气门打开的角度。因此可以通过试验数据将建立的次充气模型定义到节气门体上，用来控制需求的目标转矩。

建立发动机系统的一维仿真模型，如图 3.2 所示。

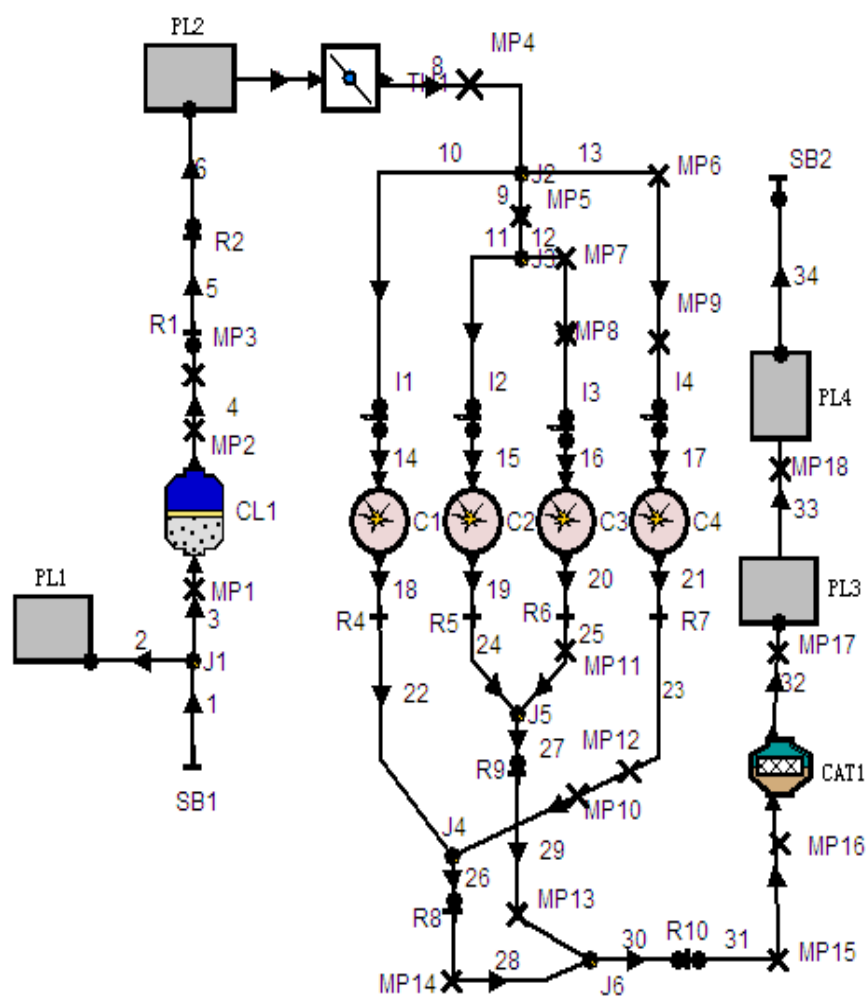


图 3.2 发动机系统仿真模型

如图 3.2 所示，原型机主要部件包括 CL1：空气滤清器；T1：节气门；C1 到 C4 代表四个气缸，CAT1 表示三元催化器。各部件之间由进排气管路连接。查询设计图纸和各功能子模块的特性参数，进行基本参数的设定。参数设定包括常规参数定义、特殊参数设定以及边界参数的限制。所有的数学模型都基于内燃机基本计算理论，主要有燃烧室传热模型、一维燃烧模型、喷油器模型以及节气门体模型，应用了热力学、流体力学、化学动力学的重要理论。解决的基本问题包括非稳态、压缩气体、非线性流动等。通过模型的计算可以进行气体流动计算、传热、燃烧分析、换气分析、控制策略仿真等。优点在于基于大量经验数据库建立的模型，运行速度快，占用内存小，输入和边界条件自定义采用可视化界面。比三维仿真模拟对计算机性能要求较低，可以节约大量成本和时间，前提是基于对原型机的大量试验数据来修正，可以为下一步三维仿真进行预测和作为边界约束。但是缺点是精度不够高，无法模拟气体真实环境流动时的压力变化。

3.2.2 边界条件的输入

1) 发动机基本参数的输入

特性参数是描述发动机基本构造的参数,通过这些参数的定义,可以发动机的基本尺寸和性能。第2章已经列举了主要参数,表3.1列出建立模型需要的一些基本参数。

表 3.1 发动机基本参数

名称	主要技术参数
缸径 (mm)	83
冲程 (mm)	91
压缩比	10
连杆长度 (mm)	145
混合方式	缸外混合/进气道 PFI
点火次序	1-3-4-2

2) 燃烧模型

燃烧放热率是随发动机的转速和负荷的变化而变化的,根据放热模型的计算公式可以证明燃烧参数的设置直接影响计算结果,燃烧的好坏占发动机性能比重很大^[20]。因此建立燃烧模型最重要的就是根据原型机选择合适的燃烧参数。对燃烧室内工质燃烧的化学过程进行计算,最主要就是得到空气和燃料的比例,简称空燃比。当量空燃比是理论上空气和燃料完全混合烧燃没有剩余,也称化学计量比。实际应用中常约定,经济空燃比是表明燃油经济性最优的空燃比,跟发动机转速和负荷以及燃油品质有关。功率空燃比是指在实际应用中发动机动力性最优的空燃比,跟燃油品质有关^[21]。

如公式(3.3)所示 1kg 燃料完全燃烧所需要的理论空气量:

$$L_H = 137.85 \left(\frac{c}{12.01} + \frac{h}{4.032} + \frac{s}{32.06} - \frac{o}{32.00} \right) \quad (3.3)$$

通过低热值描述燃料的物理特性,结合经验公式可以计算得到:

$$Hu = 34835c + 92870h + 6280n + 10465s - 10800o - 2440w \quad (3.4)$$

式中: Hu -低热值; c -燃料中碳的质量分数; h -燃料中氢的质量分数; o -燃料中氧的质量分数; s -燃料中硫的质量分数; n -燃料中氮的质量分数; w -燃料中水的质量分数^[21]。经过试验数据证明,在功率空燃比时虽然实际空气比理论所需少,但是燃烧速度更快,燃烧放热量更大。经济空燃比时虽然空气比理论所需多,所需燃料更少但燃烧效率高。两种情况下燃烧产物的组成成分是不同的。由燃料

的物理特性以及空燃比、实际燃烧室内的压力和温度共同决定了燃烧产物。因此根据发动机的不同工况和性能要求在两者之间选择。放热率也可以通过实测值计算，在台架试验中，使用气缸压力传感器可以得到示功图，将缸压曲线导入在BOOST程序中的BURN模块即可。将计算得到的这条放热率曲线作为输入值可以进行燃烧规律的验证和修正。优点是符合实际放热规律，但是气缸压力测量误差和统计误差同样也会导致计算结果偏小。多种数学函数可以供选择作为汽油机放热规律的描述函数，根据软件预设放热规律，进行简单的参数设置。燃烧的参数调整应该是基于大量试验数据的，试验数据和仿真结果的误差应该控制在5%以内。

Vibe 燃烧放热模型^[23]：

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{a}{\Delta\varphi_c} \cdot (m+1)y^m \cdot e^{-ay(m+z)} \quad (3.5)$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad (3.6)$$

$$y = \frac{\varphi - \varphi_0}{\Delta\varphi_c} \quad (3.7)$$

式中： Q -每循环燃料燃烧放热量， kJ ； 0 -燃烧始点， $^{\circ}CA$ ； $\Delta\varphi_c$ -燃烧持续期， $^{\circ}CA$ ； m -燃烧品质参数； a -完全燃烧的 Vibe 参数， $a=6.9$ 。

从 1000r/min 到 6000r/min 所采用的 Vibe 参数如表 3.2 所示。

表 3.2 Vibe 模型基本参数

转速 (r/min)	点火提前角($^{\circ}CA$)	空燃比	燃烧持续期($^{\circ}CA$)
1000	4	13.38	40
1500	12.6	13.14	41
2000	16.7	13.48	42
2500	17.5	13.48	43
3000	18.1	13.20	44
3500	18.1	12.73	45
4000	18.6	12.50	46
4500	19.1	12.14	47
5000	19.2	11.88	48
5500	23.7	11.91	49
6000	22	11.88	50

3) 传热模型

化学能量转化过程中，燃烧室和缸体等的热量传递通过如下公式计算：

$$Q_{wi} = A_i \cdot \alpha_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (3.8)$$

Q_{wi} -壁热流(通过燃烧室传递的热量); A_i -接触表面积(燃烧室接触表面积);
 α_w -传热系数; T_c -缸内气体温度; T_{wi} -壁温(燃烧接触面积的温度)。

传热系数的计算用到了 Woschni1978 模型^[21]:

$$\alpha_w = 130 \cdot D - 0.2 \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot [C_1 c_m + C_2 \cdot \frac{V_D \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} \cdot (p_c - p_{c,a})]^{0.8} \quad (3.9)$$

式中, $C_1 = 2.28 + 0.308 \cdot c_u / c_m$, 对于 DI 发动机 $C_2 = 0.00324$, 对于 IDI 发动机 $C_2 = 0.00622$; D -气缸直径; C_m -平均活塞速度; C_u -圆周速率; V_D -每缸置换的容积;
 $p_{c,a}$ -发动机气缸内压力; $T_{c,1}$ -缸内温度; $p_{c,1}$ -进气门关闭时缸内压力。实际应用中可以通过温度场分布试验在气缸壁周围打孔安装温度传感器进行实测,也可以通过台架基本标定时的温度模型进行修正。

4) 配气相位

原型机进气门最大升程为 9.5mm, 开启角 340°CA, 关闭角 610°CA, 持续期 270°CA; 排气门最大升程为 9.5mm, 开启角 105°CA, 关闭角 385°CA, 持续期 280°CA。重叠角为 45°CA。为了描述重叠角的特性, 引入环形图 3.3, 通常 $\alpha + \delta$ 表示重叠角, 表示活塞上止点时进气门和排气门同时打开的。同理 β 表示进气迟闭角, γ 则表示排气提前角。发动机曲轴的旋转方向与 SAE 标准规定一致。

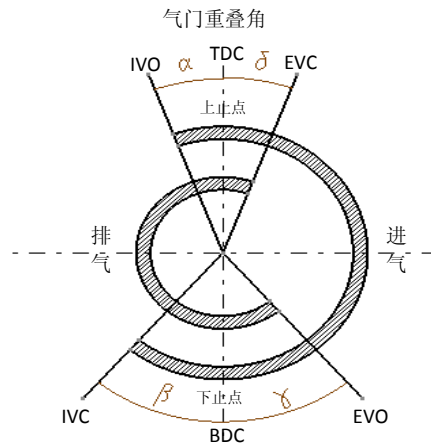


图 3.3 配气相位环形图

为了避免产生歧义, 按照行业惯例, 本文也定义进排气相位如下: IVO 代表进气门打开, BTDC 代表上止点前, 用负值; IVC 代表进气门关闭, ABDC 代表下止点之后, 用正值; EVO 代表排气门打开角, BBDC 代表下止点前, 用负值; EVC 代表排气门关闭, ATDC 代表上止点后, 用正值。Overlap 则为气门重叠角。

研究可变配气机构最重要的就是进排气初始相位和运动方向, 按照图 3.4 的示意清晰地给出可变配气相位关系图。如图所示进排气初始相位, 排气可以提前也可以滞后, 进气也是如此, 相位持续期并未改变, 气门升程并未改变。重叠角的大小等于进气提前角加上排气推迟角。由于采用凸轮轴直接驱动气门型结构,

通过计算可以得到精确的气门升程曲线。另外通过人工检测的方法也可以得到气门的升程，具体做法是将位移传感器与气门刚性连接，转动曲轴时将曲轴角度和位移同时进行记录。由于在发动机冷态时，存在气门间隙，因此测量的数据需要通过软件进行修正。将液力挺柱充油然后进行测量可以减少误差。

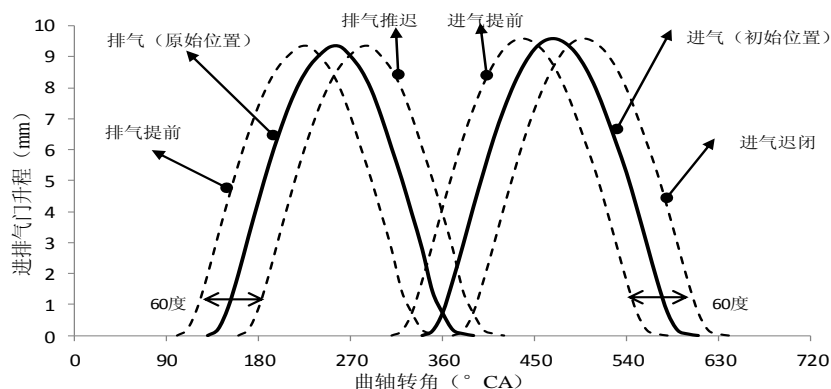


图 3.4 一个工作循环配气相位图

5) 进排气流量系数

图 3.5 和图 3.6 分别给出了研究机型的进排气门流量系数。

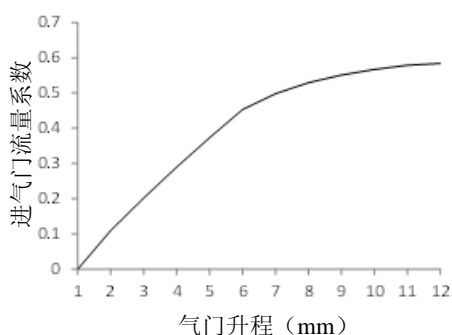


图 3.5 进气门流量系数曲线

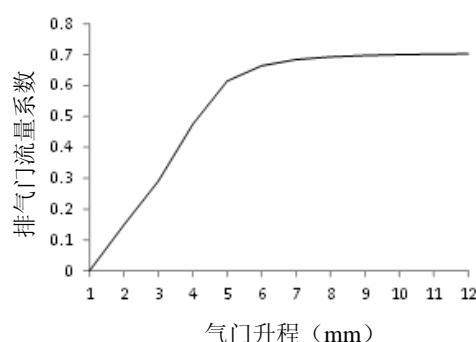


图 3.6 排气门流量系数曲线

图中横坐标代表进排气门升程，纵坐标为进排气门流量系数，进排气能力值 C_F 可用式 (3.10) 所示的实际流量除以理论流量来表述^[25]。

$$C_F = \frac{Q}{n \cdot A \cdot V_0} \quad (3.10)$$

式中 Q -气体体积流量； n -进气门数； A -气门座内截面面积； V_0 -理论进气速度。

原型机使用进排气两根凸轮轴，凸轮轴的相位是固定的，换气过程中，气门的打开关闭会影响气流流动，因此用流量系数来描述流动损失的大小。通过流量系数与气门升程的关系曲线可见，当气门开到一定程度流量系数增加很少。说明

进排气道的结构参数影响换气能力。通过节气门体设计可以调节进气流量。通过气道稳流试验台架测量可得到真实的流量特性曲线,实测值与计算得到的理论流量之比就是流量系数。也可以将实际测量得到的流量和前后压力差通过公示计算得到流量系数。在没有测量设备的情况下,可以移植类似发动机的流量特性进行边界约束。

3.3 原型机仿真结果的试验验证

为了说明汽油机 BOOST 模型的准确程度,图 3.7~图 3.9 是原型机外特性试验结果与 BOOST 一维模拟计算结果的对比。从图中可以发现由模拟计算得出的结果与试验结果比较接近,从而证实一维模型的仿真比较接近原型机实际工作情况,产生误差的原因主要是在计算过程中对进气管几何形状进行简化造成的。外特性工况点转矩在 4000r/min 到 4500r/min 达到峰值,此转速范围为最大转矩区域。功率在 6000r/min 达到峰值。外特性工况点比油耗先降低后升高,且在中等转速 2500r/min 时燃油消耗率最小。需要特别指出的是,尽管严格按照国标规定的发动机性能试验要求进行试验,但是排气背压仍然会受到试验室条件的制约,不能完全按照整车条件进行布置,催化器内不带载体时进行试验影响最大。由于排气管路长短的不同会造成发动机转矩在特定工况点出现凹点,特别是带可变相位的发动机,在进排气门重叠角较大的工况点,催化器和前段消声器的管路长度对外特性工况点转矩的影响最明显,根据试验经验和仿真分析可以尝试采用缩短长度的方法提升转矩。因此在中低转速范围内,出现拐点的区域和仿真结果不一样^[26]。

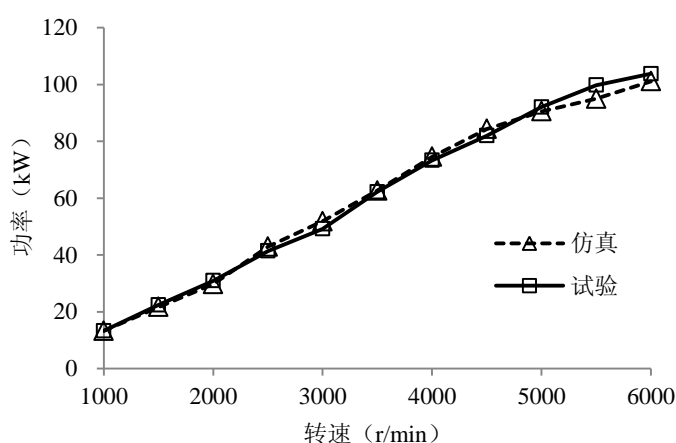


图 3.7 功率对比曲线

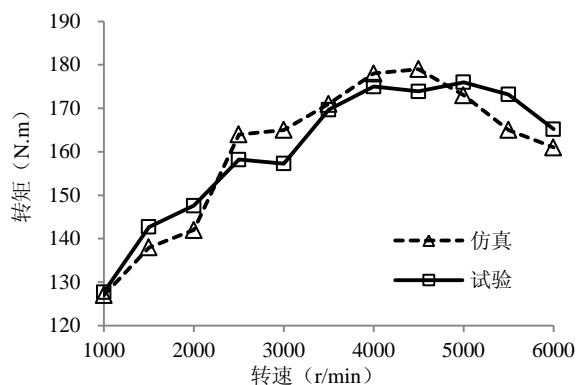


图 3.8 转矩对比曲线

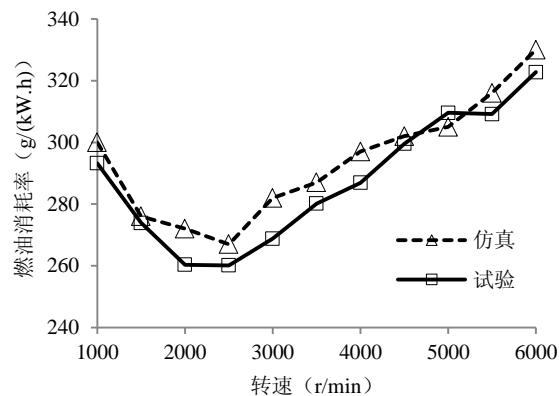


图 3.9 燃油消耗率对比曲线

由数据分析和曲线可知，从转速 1000r/min 到 6000r/min，仿真和试验的数据最大误差在 5% 以内，因此仿真结果符合预期目标，说明通过软件仿真可以满足预测发动机性能的需求，而且燃烧模型、传热模型选择基于原型机实际情况进行了修正，其它各种参数输入基本准确。就转矩偏差而言。可能原因之一是摩擦功的参数设置，摩擦功占总功的比例达到 10~15%，因此需要根据实测或经验数据进行仿真参数的修正。目前对汽油机来说，可用的方法是示功图和倒拖试验。用电力测功机按照旋转方向拖动发动机，将节气门调至开度最大，最大限度地模拟外特性工况点。此时通过测功机得到倒拖功，因为其中包括了泵气损失，必然会受到温度和机油压力的影响。通过软件自带的倒拖模式，可以计算出泵气损失，那么摩擦损失就等于实测值减去泵气损失。另一可能原因是由于点火提前角的影响，外特性工况点容易发生爆震，由于爆震的发生频率较高，ECU 会根据策略推迟点火角度会导致试验转矩输出下降。在 2500r/min 到 5000r/min 转速范围内试验时会由于爆震导致实测转矩较低。

在燃油消耗率方面，低转速时仿真结果值较低，试验结果值较高，可能原因是仿真时空气管路压降损失和热损失数值都是理论上的，实际随着环境温度和试验室条件限制会产生误差，而且因为是一维的仿真，和实际三维流体流动特性有偏差，实际进气量相对较多，导致多进气多喷油。也可能是空燃比的设置和实际的偏差造成的。在 5000r/min 以上转速，试验数据表明燃油消耗率较高，该工况下排气温度较高接近催化器温度极限，较浓的空燃比迅速降低排气温度。

在进行管道参数的设置时，需要考虑管道的形状、长度以及直径，通过流量系数的设定来描述压降损失，当发动机可变进气道时，还需要根据实际情况改变进气道的长度，转矩曲线上出现的拐点跟排气管道的长度有关联。特别是催化器后到前消声器的长度影响最大。

3.4 双连续可变配气正时系统对性能影响的仿真研究

汽油机动力性的高低主要取决于其缸内气体充量的多少或者充气效率的大小,进、排气门打开关闭角以及进排气重叠角的大小是直接影响因素。不同的转速下最合适的进排气门开启关闭时刻往往是不同的,这些数据要通过大量的试验进行对比分析,最终找出最合适的进排气门开启关闭时刻,而真实试验通常要花费大量的人力和物力进行试验准备,购买试验设备,如果通过仿真来预测寻优,则可大大减少试验次数,而且不受环境条件和工作区域的地理限制,不受人为因素的干扰。

3.4.1 进排气相位对性能的影响分析

根据文献资料和试验数据总结:发动机在换气过程中,进排气门打开和关闭的四个相位角变化均能够对性能造成影响。在活塞上止点时刻,进排气门同时打开的角度是两者的组合影响。因此先进行四个变量独立分析对发动机性能的影响程度,然后再考虑综合的影响程度,加上不同负荷和转速的需求,最后按照影响权重的大小,制定仿真优化的策略,研究可变相位对汽油机性能的影响。

1) 排气门开启角 (Exhaust Valve Opening, EVO)

排气门开启角是排气冲程开始的时刻,影响结果是排气的泵气损失和排放。如果排气门在活塞下止点之前打开,利用缸内的气体能量会降低泵气损失,也会造成作用在活塞上的能量迅速下降,未燃烧的 HC 也会增加。如果排气门在下止点之后开启,此时活塞正处于上行阶段,需要克服较大的排气背压,导致废气体量较大^[27]。

2) 排气门关闭角 (Exhaust Valve Closing, EVC)

排气门关闭角是排气冲程结束的时刻。影响结果是重叠角和燃烧稳定性,由于排气门关闭角直接影响到气门重叠角的大小,如果排气门在上止点后关闭时刻越晚,重叠角增加。此时必须避免废气回流的现象发生。在中高转速、中高负荷区域,节气门开度较大,由于进气歧管和缸内的压力差较低,弱化了废气回流的影响。增加内部 EGR, 稀释燃烧可以提高燃油经济性。在怠速和中低转速小负荷工况,进气歧管负压与气缸之间存在较高压差的结果是废气回流。如果排气门在活塞上止点前关闭,甚至于进排气门不产生重叠角会减少废气回流,也提高了燃烧稳定性^[28]。

3) 进气门开启角 (Intake Valve Opening, IVO)

进气门开启角是进气冲程的开始时刻,影响重叠角和动力性以及排放。由于对重叠角产生直接影响,因此也需要结合发动机不同转速和负荷进行影响权重分

析。如果进气门在活塞上止点前打开，改变了内部 EGR 从而改变燃烧，在某些工况点由于废气的作⽤降低了缸内温度从而降低 NO_x 。

4) 进气门关闭角 (Intake Valve Closing, IVC)

进气门关闭角是进气冲程的结束时刻。影响动力性和排放。进入气缸内的新鲜充量的多少受进气门关闭时刻的影响很大，因此进气门关闭时刻对发动机的动力性和燃油经济性有着重要的影响。通常，发动机转速越高，进气门关闭时刻越晚，这是由于高转速时进气气流的速度和惯性都很大，提高了进气充量，同时降低泵气损失。在部分负荷工况，利用进气门早关可以减少进入缸内的新鲜充量，从而减低燃烧温度，降低 NO_x 排放，但 HC 排放会增加^[29]。

综合上述进排气门相位变化的影响作用，对于本次配气机构升级，仅改变相位，不改变打开关闭持续期和升程，因此在实际⽤时，在外特性工况点中低转速区域重点研究气门重叠角（排气门关闭角和进气门打开角）。在高转速区域研究进气门关闭角的影响。

3.4.2 外特性工况点仿真优化策略

本次仿真的对象是双连续可变配气相位机构。仿真优化的过程是从 1000r/min 开始，通过上节的分析在可变范围内列出不同的进排气组合，然后进行性能仿真，对比缸压曲线和充气效率，找出动力性更优的配气相位。按照工程项目的实际开发目标，对原型机没有进行大的结构改变，对于外特性工况点以提升发动机动力性为主，根据汽油机工作原理分析，进入气缸的新鲜混合气体越多，发动机的动力性能越好。因此此次仿真优化的策略是：

1) 确定变化量：根据上节总结的，进排气打开和关闭四个相位对发动机性能产生相互影响和约束，首先确定两个主要的变化量，即进气迟闭角 β 和排气迟闭角 δ 的确定为最重要的两个变量。在持续期和升程不变的前提下，两者相互影响的结果是气门重叠角。

2) 确定变化方向：根据上节 3.4.1 的总结，在不同转速下，发动机的充气效率在很大程度上取决于进气门的关闭时刻。进入气缸内的新鲜充量的多少受进气门关闭时刻的影响很大，因此进气门关闭时刻对发动机的动力性和燃油经济性有着重要的影响。相位变化的趋势是进气迟闭时刻随着发动机转速的提升而滞后。至于排气关闭角的影响，改变了气门重叠角的大小，有利有弊，受转速和负荷以及进气门相位影响，从而影响动力性、经济性和排放。

3) 确定优化外特性工况点动力性能的可变相位策略：外特性工况点要使转矩最大时的进气提前角和排气关闭角相位相组合能使发动机进气量达到最大。当发动机处于低转速区域，由于节气门全开，废气倒流效果减弱，⽤较小的进

气迟闭角和大的重叠角（此时叠开角度较大有利于进气）；发动机在高速时，进气门晚关，此时气体运动惯性作用较大使进气侧的气体持续进入气缸；气门重叠角小幅调整或保持不变（原型机已经是最优的进排气角度组合）；在中低转速时，进气提前角选择气体回流的控制使得回流最小，不会阻碍进气。此时排气关闭角选择泵气损失和缸内燃烧功损失都较小的时刻。正时以原型机的进气门开启时刻 340°CA 到 610°CA ，排气门开启时刻 105°CA 到 385°CA 为基准，如图 3.4 所示。本次模拟范围定义低转速为 $1000\text{r}/\text{min}\sim 2000\text{r}/\text{min}$ ，高转速区间为 $5000\text{r}/\text{min}\sim 6000\text{r}/\text{min}$ ，中等转速区间为 $2000\text{r}/\text{min}\sim 5000\text{r}/\text{min}$ 。

在低转速时，要求进气迟闭角 β 尽可能小，所以进气门相位相对逆时针转过一个角度，如图 3.10 所示。进气提前角 α 增大的变化幅度为 $\Delta\alpha$ ；同时要求重叠角 $\alpha+\delta$ 相对较大，进气门相位提前，排气门相位滞后，即排气相位要顺时针转过一个角度。根据以上配气参数变化后研究缸内压力和平均指示压力以及充气效率的影响，来寻找低转速区更优的配气相位。

在高转速时，进气迟闭角 β 顺时针转过一个角度，如图 3.11 所示，进气提前角 α 减小的变化为 $\Delta\alpha$ ；重叠角保持小幅变化或保持不变。根据以上配气参数变化后对汽油机缸内压力和充气效率的综合的影响，来确定高转速区更优的配气相位。

在中等转速时，进气迟闭角和进排气重叠角应介于高转速和低转速之间，考虑到原型发动机标定是保证中高转速时的最大转矩，即保证充气效率最优。根据低转速和高转速的确定方案，中等转速的进气迟闭角和重叠角应在低转速和高转速时的角度之间进行优化，经验数据得到的排气迟闭角 δ 变化区间是上止点后（ATDC） $25\sim 50^{\circ}\text{CA}$ ，进气重叠角 $\alpha+\delta$ 变化区间是 $45\sim 120^{\circ}\text{CA}$ ，按照同趋势、不同变化组合，根据以上配气参数变化后对汽油机缸内压力的影响，来确定中等转速区更优的配气相位。计算过程中定义逆时针旋转为负值，顺时针旋转为正值。

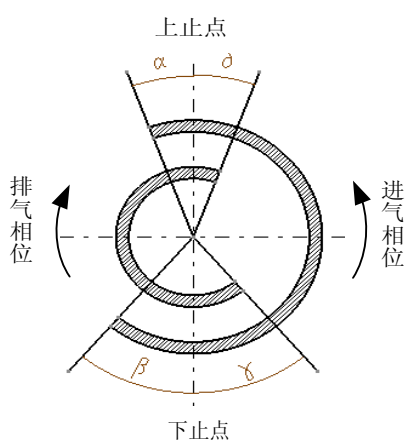


图 3.10 低转速相位变化趋势

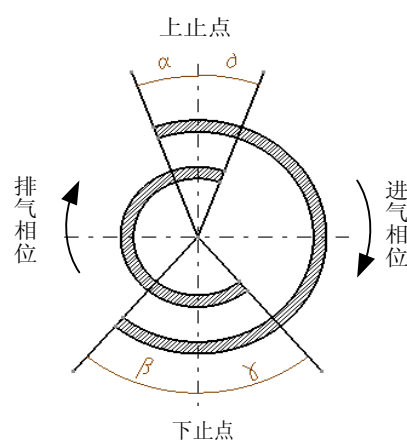


图 3.11 高转速相位变化趋势

3.4.3 外特性工况点性能仿真及相位优化的确定

本文应用 BOOST 软件，通过改变重叠角组合和气门相位。按照外特性工况范围的配气相位优化策略，分别得到了低转速区、高转速区和中等转速区不同配气相位参数下的示功图曲线。此时节气门全开，进气门打开角，排气门晚关角，通过不同组合的重叠角范围进行仿真，得到气缸内平均有效压力曲线，面积最大的曲线所对应的重叠角组合，是寻优后达到动力性更好的相位组合。

汽油机处于低转速区时，不同配气相位参数变化组合对汽油机缸内平均有效压力影响的结果如图 3.12~图 3.13 所示。可见发动机处于低转速范围时，进气门提前，排气门晚关，优化的相位组合结果是进排气门相对原来是更早开启且更早关闭，而排气门相对滞后，因此重叠角区域较大，但是太大又会导致平均有效压力小幅下降；

汽油机处于中等转速区时，部分不同配气相位参数变化组合对汽油机缸内平均有效压力影响的结果如图 3.14~图 3.15 所示。可见发动机处于中等转速范围时，进气门提前，排气门晚关，不同的进排气门组合下，平均有效压力变化幅度不是很大，因此在保证最大转矩的情况下，综合考虑选出平均有效压力和充气效率高的几个配气相位，从而确定更优的配气相位。同时可见此时进排气组合相对于低转速范围的重叠角要小，根据试验的经验，在保证动力提升的前提下，可以适当增加空燃比（在经济空燃比附近）在提升转矩的同时，可以提高经济性。

汽油机处于高转速区时，部分不同配气相位参数变化组合对汽油机缸内平均有效压力影响的结果如图 3.16~图 3.17 所示。可见发动机处于高转速范围时，最佳的相位组合结果是进气门适当晚关，排气门保持不变。气门重叠角小幅调整或保持不变；发动机在高速时，进气门晚关，此时气体运动惯性作用较大使进气侧的气体持续进入气缸。在转矩点附近进排气门相位相对于原来则变化不大，也可以看出原机型标定的目的是保证发动机的最大转矩。相同进气门相位和排气门晚关或提前的重叠角组合对动力性能的影响不是很明显，进气门晚关有利用功率小幅提升。太大的重叠角组合反而导致平均有效压力的大幅下降。

图中小方块内文字为曲线说明，格式为：（进气相位变化，排气相位变化）且顺时针变化为正，逆时针变化为负。按照 3.4.1 节定义进气门打开角：负值提前，正值滞后；排气门关闭角：负值提前，正值滞后。（0_0:表示原型机相位，曲线用“x”标志）；(*_*:表示 DCVVT 优化相位，其中用“o”标志寻优的相位配置)。横坐标是气缸工作容积，纵坐标是缸内气体压力线，2.0 排量的发动机每缸的容积应该是总排量的四分之一。因此选用其中某一缸的某个循环的示功图进行说明。指示平均有效压力，示功图上所测得的有效功除以气缸工作容积。

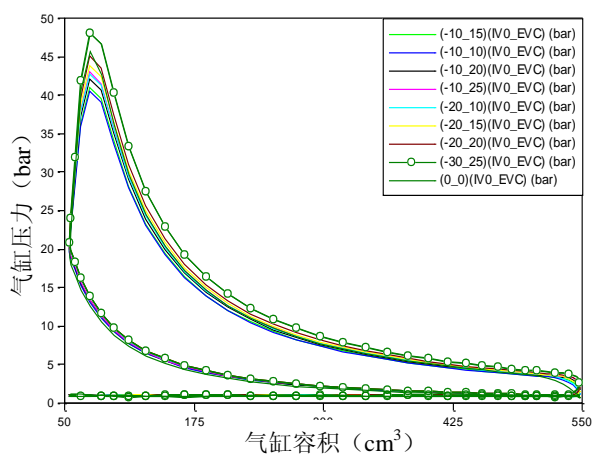


图 3.12 1000r/min P-V 示功图

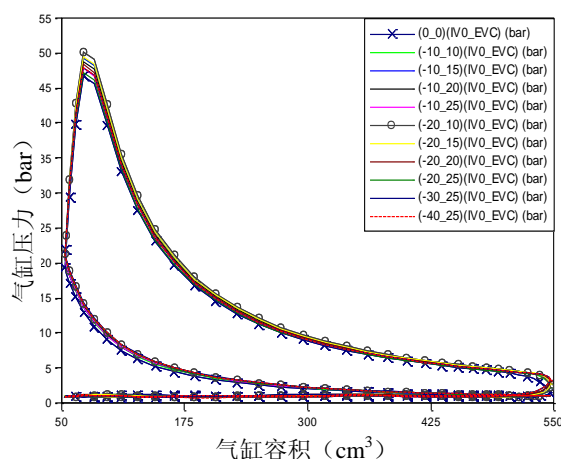


图 3.13 2000r/min P-V 示功图

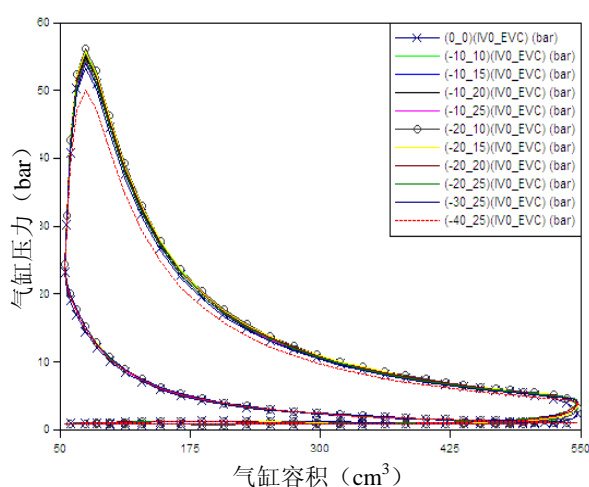


图 3.14 3000r/min P-V 示功图

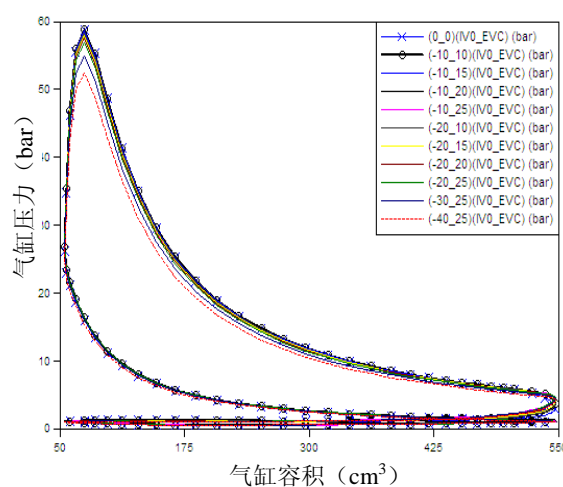


图 3.15 4000r/min P-V 示功图

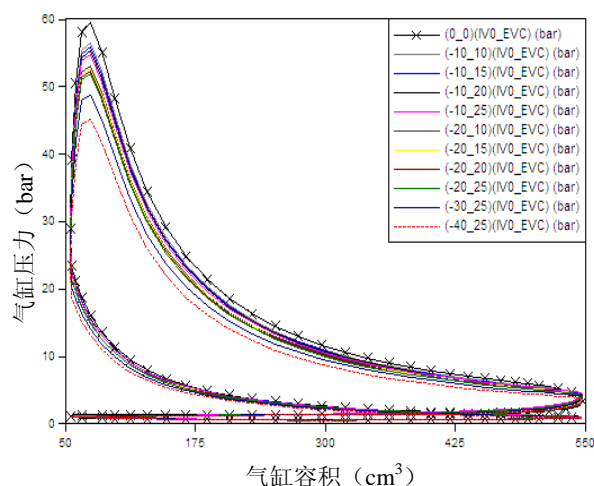


图 3.16 5000r/min P-V 示功图

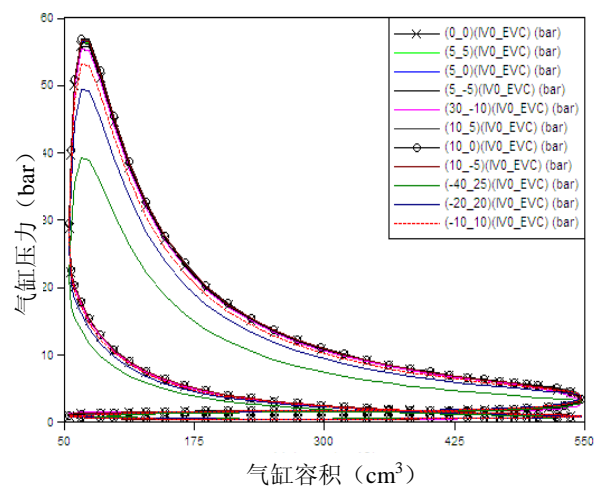


图 3.17 6000r/min P-V 示功图

进气门提前角和排气门关闭角的组合变化对缸内平均有效压力影响的结果如图 3.12~图 3.17 所示。在同样的条件下，缸内平均有效压力越大，表明发动机动力性越好。

3.4.4 部分负荷工况点配气相位仿真优化的策略

部分负荷特征工况点的油耗是可变配气相位汽油机优化的主要目标之一，在发动机最常用的部分工况区域的性能指标是以经济性为主。根据上节 3.4.1 的总结，从而确定部分负荷特征工况点配气相位参数优化的方向：

1) 怠速和小负荷工况点需要关注的问题是保证燃烧稳定性，过大的重叠角组合往往造成燃烧不稳定，需要平衡燃油经济性和保证燃烧稳定性，仿真时宜使用较小的进排气重叠角。

2) 在中低转速、中低负荷时，让进气提前（中低转速进气门提前开能够得到较高的充气效率），排气相对进气提前更多使重叠角逐步减小，排气滞后使重叠角逐步增加，仿真寻优区间 $40\sim 100^\circ\text{CA}$ 。

原型机的特征工况点的 BSFC 特性如图 3.18 和图 3.19 所示。图 3.20~图 3.21 则给出了升级前后 BMEP 对比曲线和 BSFC 对比曲线。部分负荷特征工况点仿真优化过程详见附录 C。

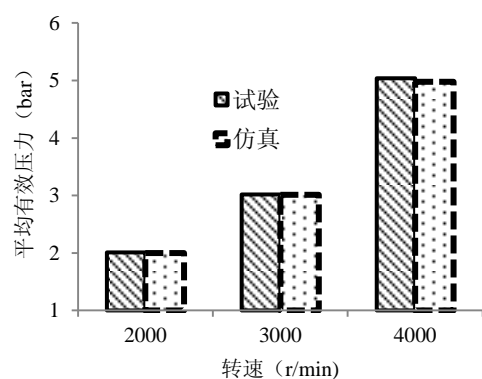


图 3.18 平均有效压力

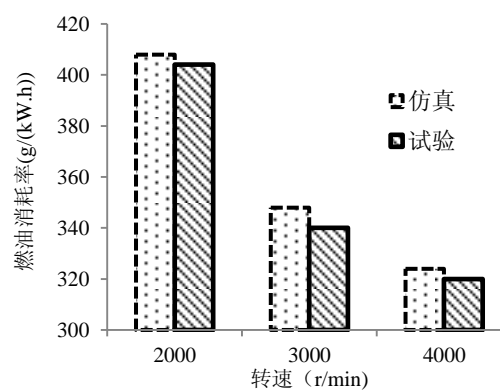


图 3.19 燃油消耗率曲线

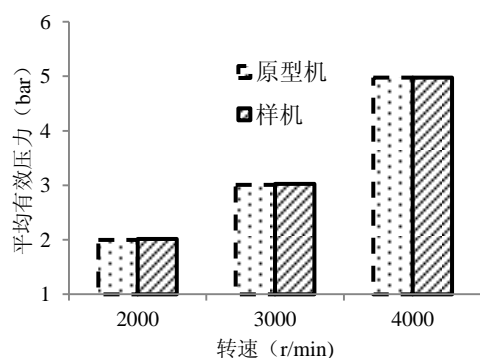


图 3.20 升级前后 BMEP 对比曲线

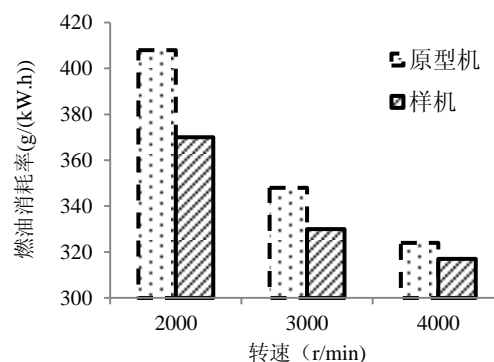


图 3.21 升级前后 BSFC 对比曲线

必须指出的是仿真预测分析时，进排气相位的初始时刻是根据原型机的相位来进行优化。然而实际试验中部分负荷工况点优化策略较为复杂，需要综合考虑燃油经济性、燃烧稳定性还有排放的相互制约。

3.5 样机与原型机仿真结果对比

仿真升级前后的转矩、燃油消耗率和功率的对比曲线分别如图 3.22、图 3.23 和图 3.24 所示。

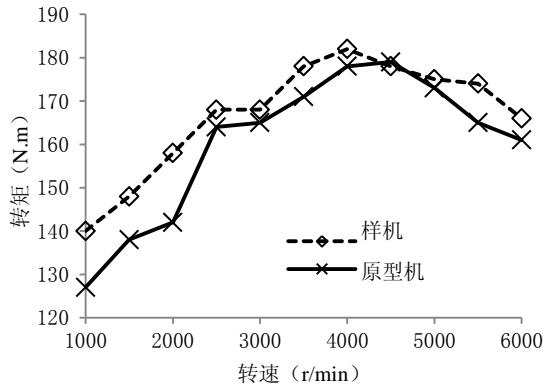


图 3.22 仿真升级前后转矩对比

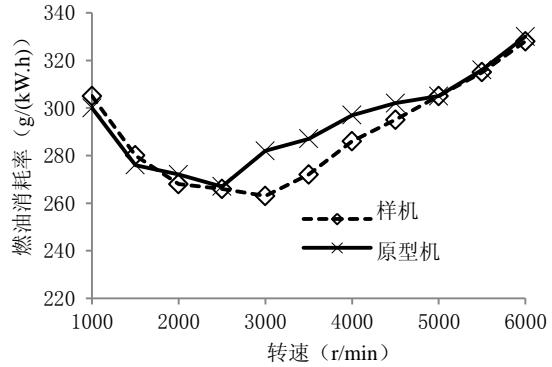


图 3.23 仿真升级前后燃油消耗率对比

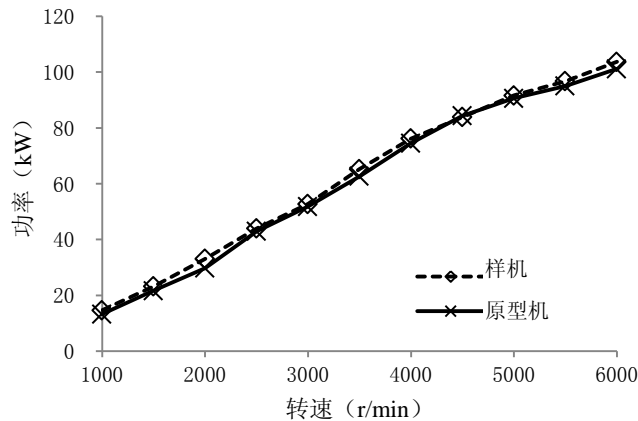


图 3.24 仿真升级前后功率对比

为了说明样机性能提升情况，从 1000r/min 开始到 6000r/min 结束，每隔 500r/min，绘制仿真原型机和仿真样机在 1000r/min 到 6000r/min 的功率转矩曲线，以直观地描述 DCVVT 的升级带来的影响。使用 DCVVT 配气机构以后，提高了进气量，提高了中低转速的转矩，且转矩最大峰值向低转速方向偏移。高转速由于相位变化不大，转矩提升很小。

通过仿真优化，仿真预测得到的汽油机性能优于原型机仿真性能。从图 3.22 可见，发动机在低转速范围的转矩得到了较大的提高，由于节气门全开，通过进气门提前，排气门晚关，利用进气门早开，使得进入气缸的新鲜混合气体较多，此时重叠角较大，同样的空燃比情况下相对多的喷油，因此在提升转矩的同时降低了燃油消耗；发动机在高速时进气门推迟，利用进气能量，增加充气，进排气相位变化幅度较小，因此气门重叠角小幅调整或保持不变（原型机已经是最优的

进排气角度组合), 从结果上看, 转矩提升不明显。中等转速附近进排气重叠角组合变化无明显规律, 从图 3.23 看出, 利用经济空燃比帮助燃烧改善了燃油经济性。

如表 3.3 所示, 对配气机构升级后的发动机性能预测结果表明, 最大功率提升了 1.9%, 最大扭矩提升了 3.9%, 中低转速区域转矩能够提升 4.2%, 特征工况点燃油经济性能能够至少提升 2.0%。

表 3.3 发动机性能仿真预测结果

指标	单位	原型机	样机	目标值	实际值
最大功率	kW	101	103	1%	1.98%
最大扭矩	N·m	178	185	+3%~5%	3.93%
低端转矩(1500r/min)	N·m	138	148	+3%~5%	7.25%
低端转矩(2000r/min)	N·m	142	155	+6%	9.15%
低端转矩(3000r/min)	N·m	165	172	+4%	4.24%
燃油消耗率(2000r/min; BMEP=0.2MPa)	g/kW·h	408	370	-5%	-9.31%
燃油消耗率(3000r/min; BMEP=0.3MPa)	g/kW·h	348	330	-3%	-5.17%
燃油消耗率(4000r/min; BMEP=0.5MPa)	g/kW·h	324	317	-2%	-2.20%

如图 3.25 所示, 以转速为横坐标, 曲轴转角为纵坐标, 将仿真优化的进排气相位与原型机固定的配气相位曲线进行对比分析。可见相对于原型机, 随转速的增加, 进气提前角有逐步减少的变化趋势, 排气迟闭角的变化趋势不显著, 气门重叠角的区域在 $35^{\circ}\text{CA}\sim 100^{\circ}\text{CA}$ 之间。

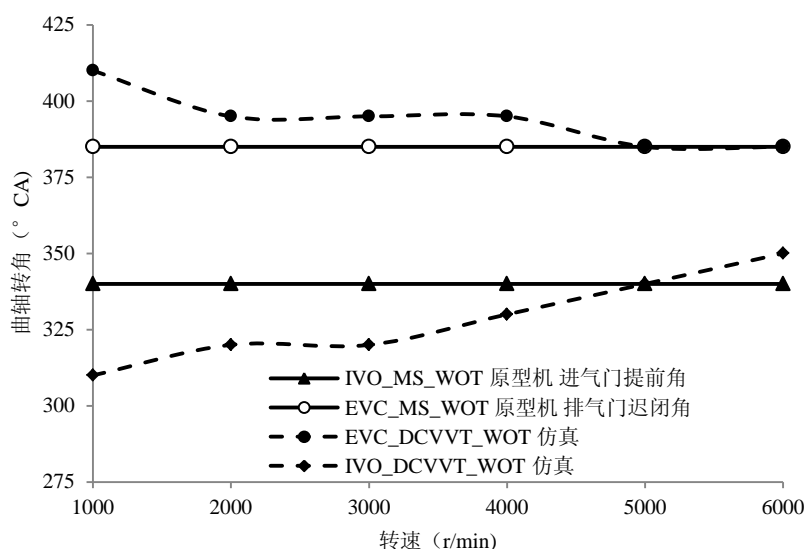


图 3.25 仿真优化升级前后进排气相位对比

3.6 本章小结

使用 AVL BOOST 软件建立了发动机仿真模型，并且根据试验数据和经验公式进行参数修订，按照原型机基本参数确定边界条件以后，从 1000r/min 到 6000r/min 每隔 500r/min 作为一个间隔进行计算。得到发动机外特性功率和转矩曲线与原型机的试验结果进行了对比分析。

然后是找出每个转速点对应的最佳配气相位，以原型机配气相位为基准，制定了外特性工况点的仿真优化策略，进气迟闭角随转速的提高而增大，改变配气相位，根据寻优策略在各转速下列出相位进行组合，使用 BOOST 软件进行仿真，得到平均有效压力，并与原配气相位进行对比，以动力性能优化为目标。经过筛选分析选取该转速下的优化动力性能对应的配气相位，得到 DCVVT 的仿真性能预测。与原机型仿真结果进行对比分析后描述对性能的影响结果。

1) 建立的带 DCVVT 配气机构的汽油机一维模型能够对汽油机在不同转速时工作情况进行模拟，与原型机工作过程的模拟结果进行了对比，其仿真优化策略与汽油机台架试验寻优的方向一致。

2) 通过仿真优化，得到了汽油机不同转速区的优化后配气相位组合，最后经过试验验证，证明此次仿真预测的准确性，进而可以对本次建立的一维模型作进一步研究，改变进排气系统为将来的升级做好准备，通过模拟计算的手段获得性能仿真预测，可为汽油机 DCVVT 系统的进一步开发以及缸内燃烧和换气过程的三维模拟计算奠定基础。

第4章 可变配气机构及台架性能试验研究

4.1 发动机动态试验技术以及分析方法

随着自动化测量技术的发展以及环保法规的日趋严格,发动机动态试验技术和方法取得了飞速发展,在发动机开发中所占的比例逐步增加。台架试验系统不可避免地向着网络化、模块化方向发展,各大汽车厂的验证标准趋于一致。发动机开发试验项目多,影响因素交叉复杂,因此对试验进行合理规划、组织和管理不仅能够提高开发效率,而且还可以大大地节省费用,缩短试验时间。例如对于一个发动机开发项目,首先需要对试验对象的基本信息进行整理,提出详细的设计开发路线,一方面保证开发试验的成功性,另一方面也可以合理、正确地制定出试验研究计划。基本手段如下:

1) 系统分析法:是基于项目管理的理论,采用定性研究和定量研究相结合的方法是开发过程中的重要手段之一。具体应用体现在可以预先分析试验对象的系统结构及其功能子系统的相关性,可以通过建模和仿真进行性能预测,所以利用计算机 CAE 技术进行分析,能够预先处理和发现问题,加快开发过程。发动机开发复杂性的主要表现是对发动机的性能带来影响的因素很多,而且各因素又相互交叉影响。

2) 鱼刺图法:最为常见的手法,可以清晰直观地描述各个子系统、各个因素之间的相互影响。其特点是简洁实用,比较直观。例如,采用鱼骨图法对某发动机曲轴瓦失效进行解析,可以粗略的把问题原因概括为四类,即润滑、尺寸、装配和其它。特别适用于试验的失效分析。

3) 分类法:基于大量的试验数据和经验,采用分类分析方法,以具体的、要研究的数据为对象进行归类分析。例如,针对试验研究对象,按照发动机各系统进行功能性开发,机械开发试验、独立的零部件试验进行分类研究。

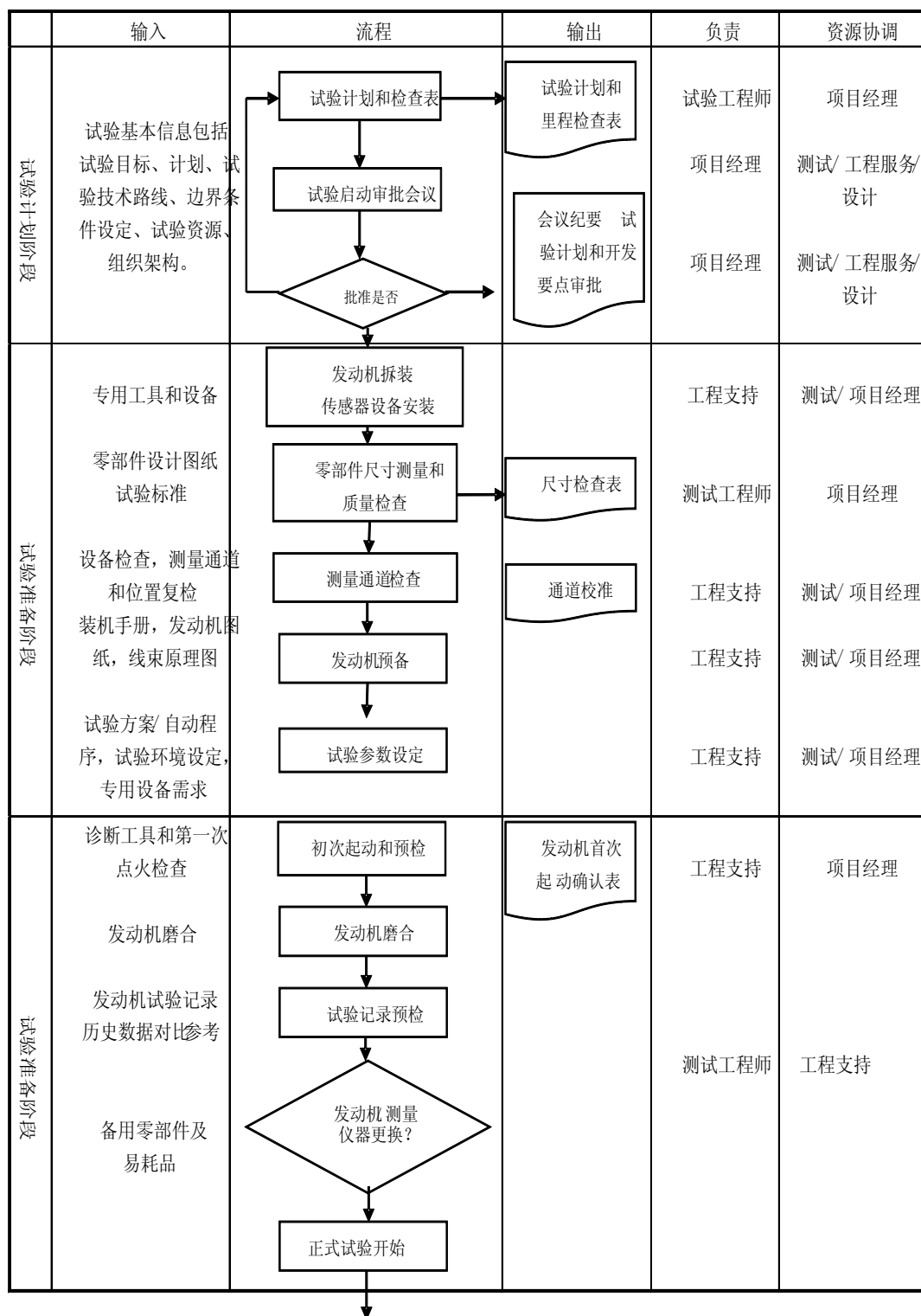
4) PDCA:质量体系管理用的管理活动规律,简称 PDCA, P-Plan 表示计划; D-Do 表示执行; C-Check 表示检查; A-Action 表示处理。对于试验的计划制定和开发试验项目管理同样适用,对试验开发项目结合质量体系的管理手段,可以有效地控制开发试验的各个环节。

5) DoE 技术(试验设计技术):随着电控发动机标定工作量的不断增加,DoE 技术也成为应对不断增加的标定工作量的有效手段之一^[26]。通过 DoE 寻优可以大幅减少标定点的数量,而且可以描述不同变量之间的影响关系,快速找到最优点。

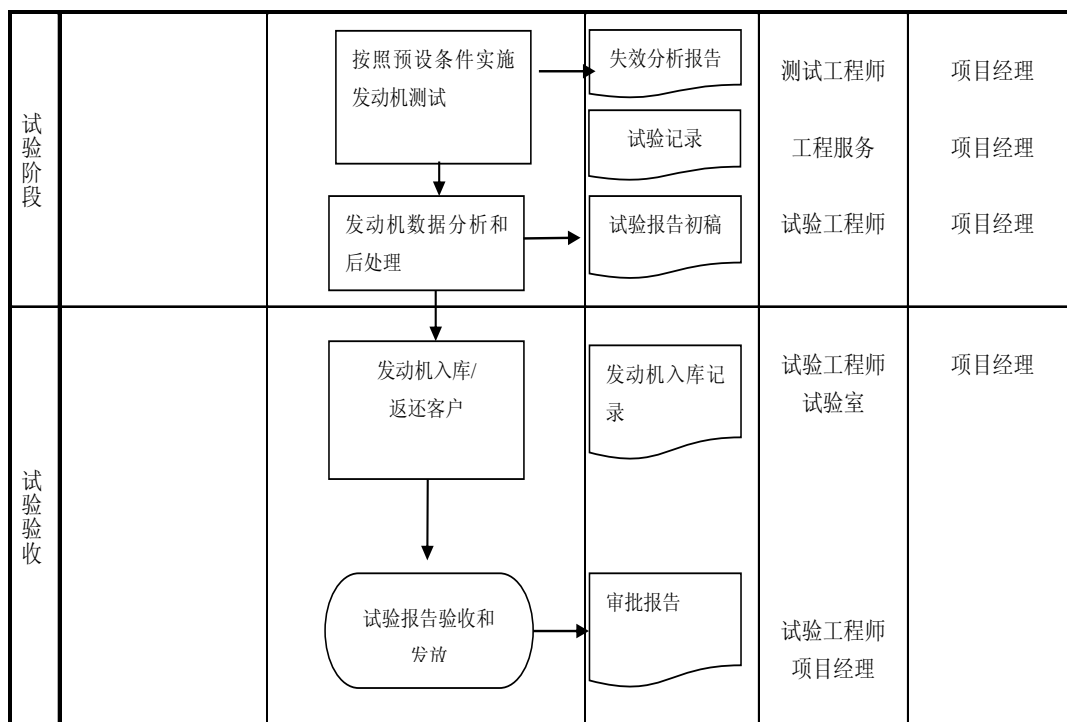
4.2 台架开发试验的实施

根据选定的试验方案以及开发项目的要求，归纳总结列出详细的清单，安排试验计划以及人员，按部就班进行试验的准备工作。对于试验一般按照如表 4.1 所列开发流程进行。

表 4.1 开发测试流程图



续表 4.1 开发测试流程图



4.3 配气机构气门升程的试验方案设计

随着发动机技术的发展，新材料的应用以及新机械运动结构的出现，测试技术与试验手段也随之不断发展，特别是新型传感器的出现，急需不断改进和完善相应的试验标准，设计合理的试验方案。另外根据工程实际需要，合理地配置试验设备，不仅在硬件成本上，而且在软件功能上保证试验的正常运行是试验系统能否正常工作的关键。本节通过具体的工程实践应用，通过气门运动机构的试验方案设计和实施，介绍发动机开发试验中所应用的方法和新的技术，并且描述了整个试验开发流程。本试验的主要目的就在于通过现有的试验设备，通过试验方法和边界条件的设定，检查气门运动学的特性是否满足凸轮轴型线设计的要求和随动特性。

4.4.1 试验对象分析

作为设计开发的核心零部件之一，通过试验数据得到运动特性，对于零部件的可靠性能评估和气门运动机构潜在失效分析有很重大的影响。因此需要重点调查气门运动机构在临界状态下的振动和气门落座速度的动态特性。

首先应该从气门失效形式进行分析，如图 4.1 所示。气门杆受到弹簧的交变载荷冲击以及凸轮轴的冲击负荷作用，气门杆和气门导管之间的摩擦力产生导管负荷，气门受到燃烧室的气体负荷冲击产生弯曲和变形，落座瞬间和气缸盖之间相互作用。可见气门工作环境相当恶劣，因此失效形式主要表现为机械磨损或疲劳断裂，前者导致气密性下降，结果导致发动机动力性能降低，后者属于严重质量事故。由于气门的设计和材料特性以及制造工艺的约束，气门承受一定量的冲击载荷和弹簧压力以及温度交变。因此要研究气门的载荷，需要通过传感器进行实测。

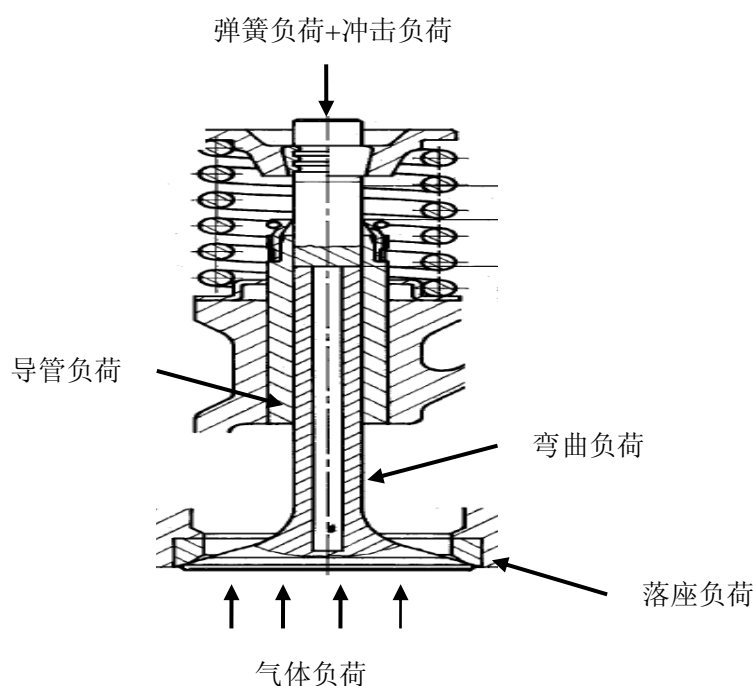


图 4.1 气门载荷分布

通过最新的传感器测量技术可以直接测量配气机构的载荷，但是从工程应用实践角度来看，从成本和时间效率出发，采用合理的方式进行测量同样可以达到试验目的，因此合理和科学地试验方案设计是很有必要的。

对于本次开发试验的具体背景情况分析如下：由于不要对原型机进行大的结构改动，因此从发动机的基本结构特点入手，试验对象采用了典型的自然吸气、双顶置凸轮轴型式、每缸四气门。要求通过对升级后的配气机构进行气门升程试验，分析并测定配气机构的配气相位，并对此进行评价、设计和实测是否存在偏差。另外进一步通过试验证实优化后的凸轮机构在发动机规定工作范围内并没有“飞脱”与“回跳”现象，评估可靠性和失效风险。

4.4.2 传感器的选择

采用位移传感器对气门的移动量进行测量。早期的位移测量传感器为电感或电容式传感器以及霍尔式传感器。目前采用的如图 4.2 所示的激光式位移传感器不仅可以测量位移也可以动态地测量振动。某型激光位移传感器的参数如表 4.2 所示,通过列表说明了不同的应用范围以及线性度和尺寸大小,对于测试工程师来说,根据试验要求选配合适的传感器型号,在保证试验精度的同时,也能根据工程实际需要控制试验成本。



图 4.2 激光位移传感器

表 4.2 传感器主要技术参数

型号	厂家编号 ZS-LD50		厂家编号 ZS-LD80	
光学系统	漫反射型	正反射型	漫反射型	正反射型
测量中心点距离	50 mm	47 mm	80 mm	78 mm
测量范围	±5 mm	±4 mm	±15 mm	±14 mm
光源类型	半导体激光(波长: 650 nm, 1 mW max.)			
光束直径	900 x 60 μm		900 x 60 μm	
线性度	±0.1% FS			
分辨率	0.8 μm		2 μm	
线性度/温度特性	0.02% FS/°C		0.01% FS/°C	
采样周期	110 μs (高速模式), 500 μs (标准模式), 2.2 ms (高精度模式), 4.4 ms (高灵敏度模式)			
使用环境温度/湿度	使用环境: 0 ~ 50°C, 储藏: -15 ~ 60°C (无需冷藏) 35% to 85%			
防护等级	0.5 m 长度: IP66 等级, 2 m 长度: IP67 等级			
材料特性	保护壳: 铸铝, 端面: 玻璃			
重量	350 g			

4.4.3 试验系统的配置

根据现有试验室软硬件条件，合理调配试验资源和采购适合的设备，本试验使用 AVL 公司生产的电力测功机，最高转速 10000r/min，标定功率 220kW。图 4.3 为本次试验所搭建的试验环境和系统框架。图 4.4 为开发样机台架实况现场。

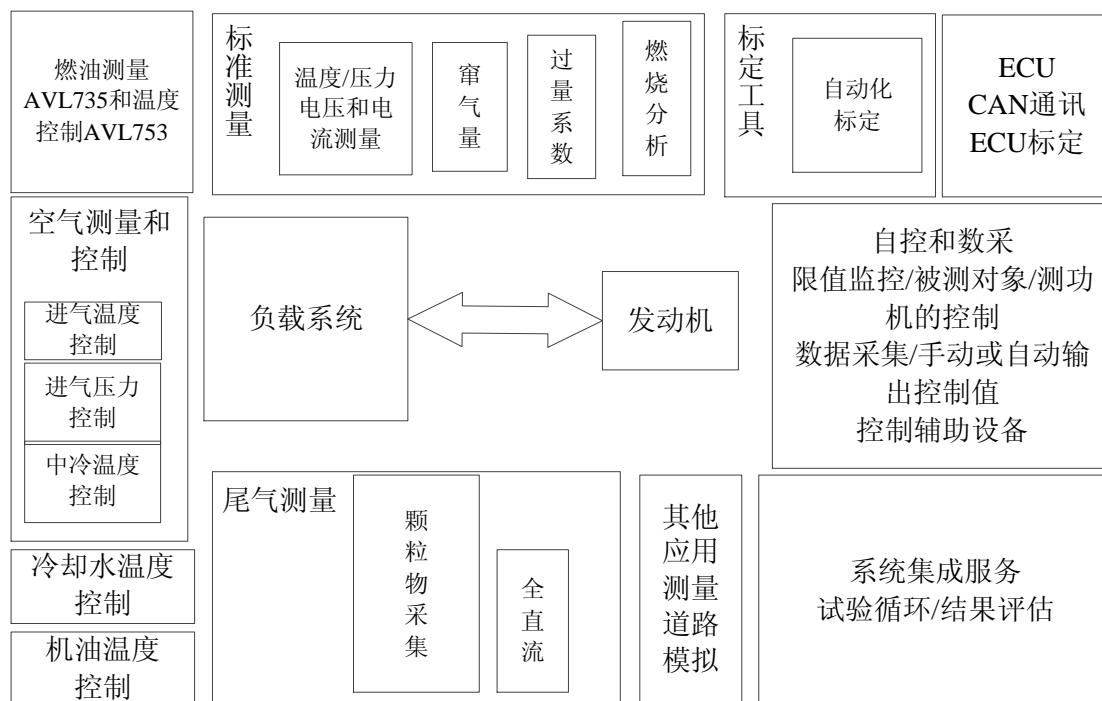


图 4.4 试验室和设备基本框架图

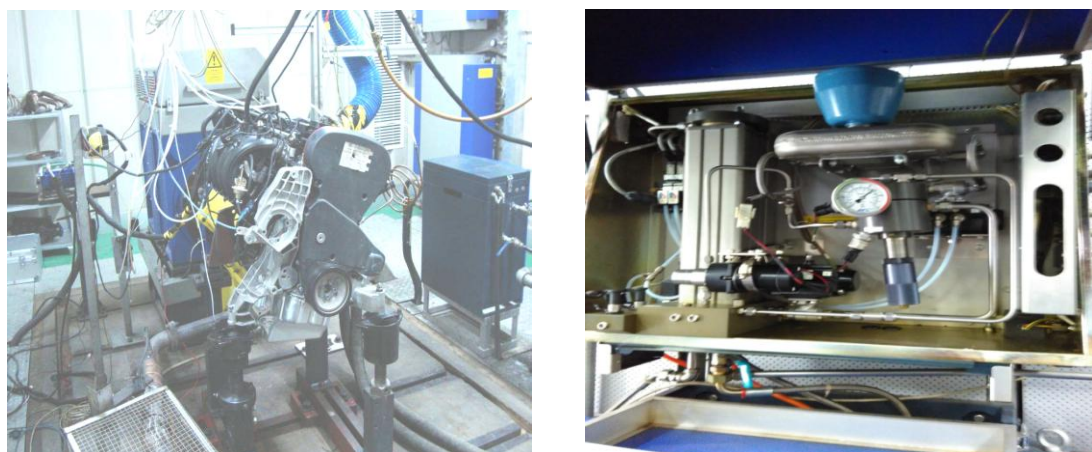


图 4.4 发动机台架以及油耗测量设备图

4.4.4 试验方案的确定

对于汽油机气门升程试验来说最理想的方案是测量热态时实际发动机工作状态下的气门机构动态特性，本次试验针对的是汽油机配气相位执行机构，高转速高负荷以及高热的工作环境，另外还需要考虑所选用的传感器本身的特性参数和使用环境要求。假设是在发动机热机时测量，按照以往的经验，柴油机尺寸大，测量空间较大，最高转速低，气门升程小，传感器精度要求小，可以在热态时进行气门升程试验。相反，在结构紧凑、高速、热负荷大的汽油机上进行气门升程试验较为困难。于是对三种试验设计进行对比分析，优缺点如下：

1) 备选方案一：可以使用专门定制的工装和外加电驱机构并且设计相关的润滑冷却装置。定制试验台，驱动电机的要求转速 7000r/min，润滑系统（必须有供油回油系统），采用激光测距仪以及数据采集系统。该方案具备精度高的优点，如图 4.5、图 4.6 和图 4.7 所示。



图 4.5 配气机构专用试验台



图 4.6 激光测距仪对准气门

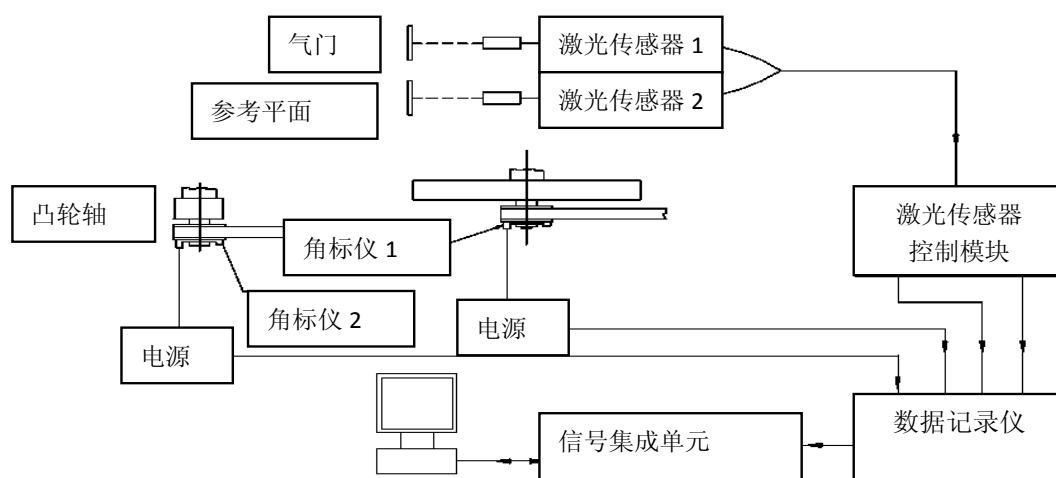


图 4.7 备选方案一 测量系统框架示意图

2) 备选方案二：使用测试台架以及利用发动机本身的润滑系统。该方案的优点是可进行发动机热态试验，可以最大可能地模拟实际环境，但是由于采用电涡流型位移传感器，检测范围较小，在体积小的汽油机上不易布置，宜应用在体积较大柴油机上。

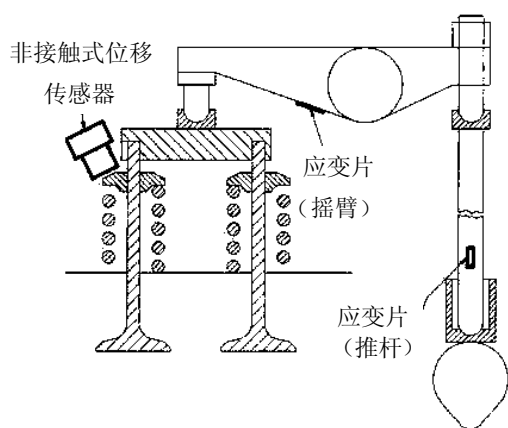


图 4.8 备选方案二测试框架图



图 4.9 备选方案二在某柴油机上的应用实例

如图 4.8、图 4.9 所示，采用电涡流传感器，由于传感器本身的特性，位移可检测范围为 $0\sim 3\text{mm}$ ，只能检测部分位移，对于气门落座或打开瞬时的位移进行检查，不能涵盖全部升程，适用于气门升程较小、最高转速较低（例如 2000r/min ）的柴油机，优点是可以在热态环境下检测气门随动特性。如果选用特殊的位移传感器并安装在汽油机进排气门上，对传感器使用环境要求较高，很难实现。

3) 最终方案三，使用台架和利用发动机本身的润滑系统。拿掉活塞和连杆机构，加工缸体进行试验。如图 4.10、图 4.11 所示。

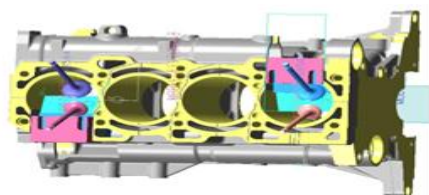


图 4.10 方案三在缸体上安装激光传感器



图 4.11 在凸轮轴支撑上安装压力传感器

优点是试验的性价比较高。选用的激光位移传感器具有精度高、体积较小的特点，可在体积较小的汽油机上实现。需要考虑的问题是如何减少发动机振动带来的影响以及评估发动机和传感器的振动影响程度。

综上所述，采用正确的试验方法和手段，合理安排试验研究项目，并进行有效的管理，最终能够提高试验效率，较大地缩短开发周期。

4.4 配气机构试验及结果分析

最终选择方案三,本试验主要为了检查气门的运动跟随凸轮轴型线的变化程度,探测被拖动的发动机在气门开始打开阶段可能发生的液力挺柱的分离以及在气门关闭阶段可能发生的气门跳动。在二号气缸进行试验。在凸轮轴盖的螺栓垫片下方安装压电传感器来检测分离。主要是通过测量凸轮轴盖螺栓沿着中心线方向的受力变化。关闭阶段的弹跳是通过激光位移传感器测量升程的变化确定。由于试验条件所限,无法得到配气机构所有运动件的动力学特性数据,也不能将试验与仿真的数据进行一一验证。然而基于大量的经验数据,总结出试验的评价标准是:在标定转速及以下工况时,凸轮和液力挺柱之间的接触应力不允许产生负值,气门落座时的反跳高度小于 0.05mm,气门落座速度低于 0.5m/s,实际气门升程与参考升程小于 0.05 mm。

排气门侧试验结果如图 4.12~图 4.19 所示。

排气侧正时系统动态特性试验发现,6500r/min 以下没有发生气门的弹跳。在整个试验转速范围内,最大的气门弹跳速度发生在 6000r/min 达 0.392m/s,低于 0.5 m/s 的标准。排气门开启阶段在发动机 6500r/min 以下没有发现气门“飞脱”现象。

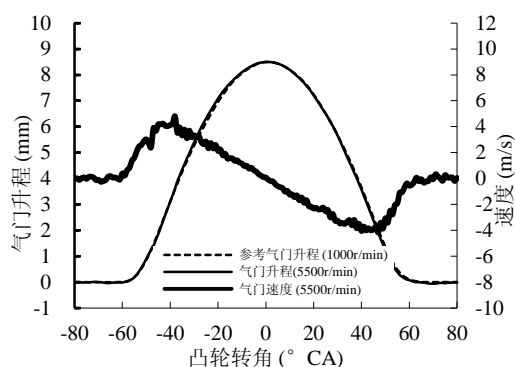


图 4.12 5500r/min 时排气门试验结果

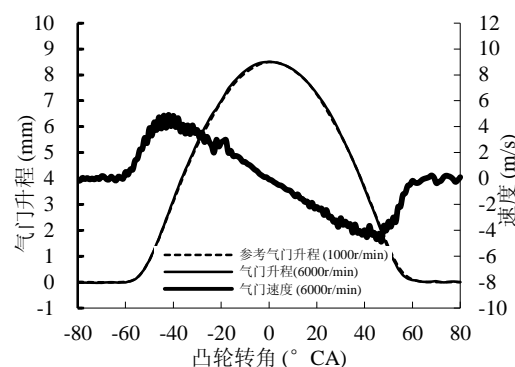


图 4.13 6000r/min 时排气门试验结果

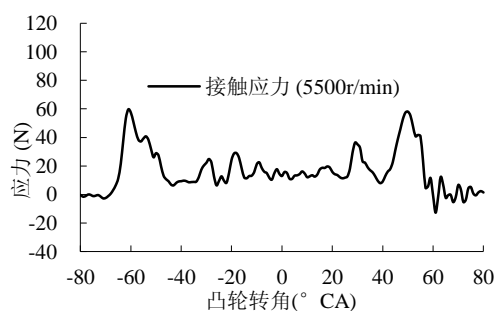


图 4.14 5500r/min 时凸轮和挺柱接触应力

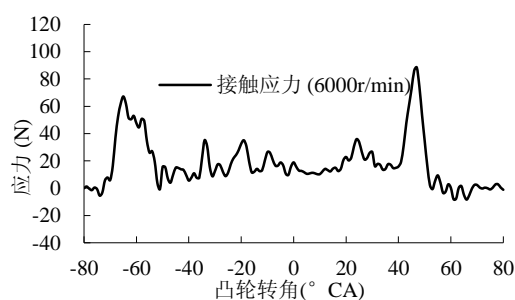


图 4.15 6000r/min 时凸轮和挺柱接触应力

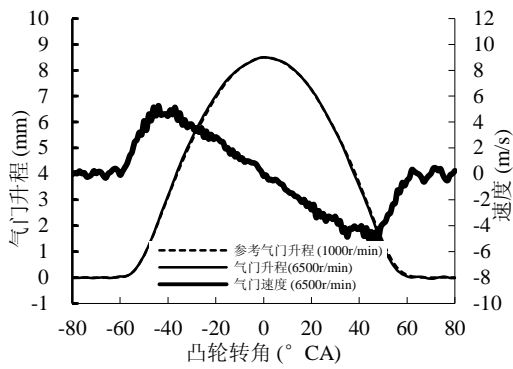


图 4.16 6500r/min 时排气门试验结果

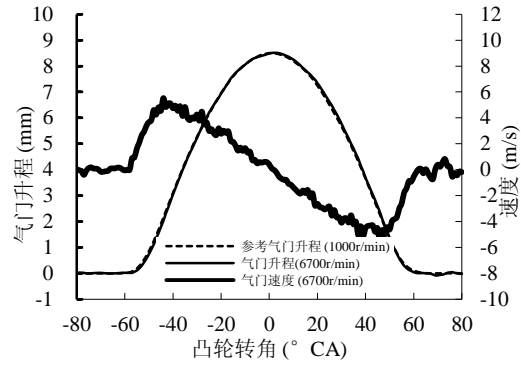


图 4.17 6700r/min 时排气门试验结果

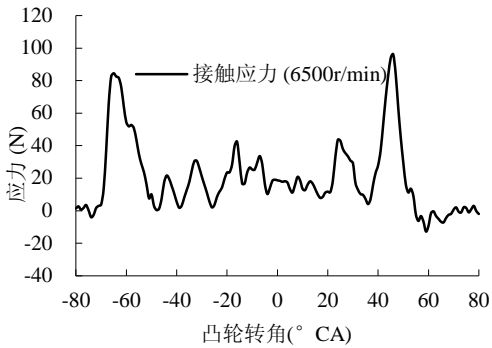


图 4.18 6500r/min 时凸轮和挺柱接触应力

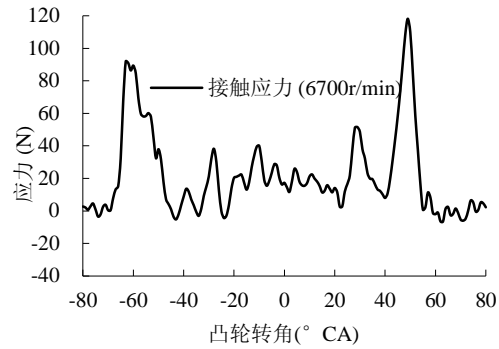


图 4.19 6700r/min 时凸轮和挺柱接触应力

进气门侧试验结果如图 4.20~图 4.27 所示。

试验结果表明:进气侧正时系统动态特性试验发现, 6500r/min 以下没有发生落座的弹跳。在整个试验转速范围内, 最大的气门弹跳速度是 0.330m/s, 发生在 6700r/min 时, 低于 0.5 m/s 的要求。进气门开启阶段在 6500r/min 以下没有发现严重的气门“飞脱”现象。

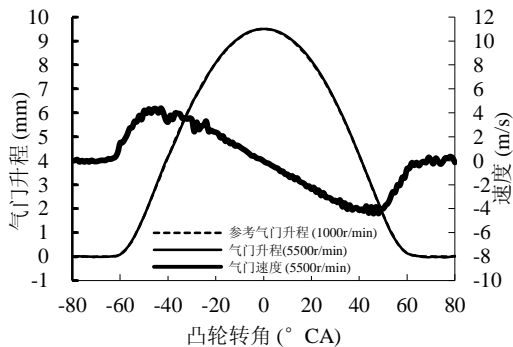


图 4.20 5500r/min 时进气门试验结果

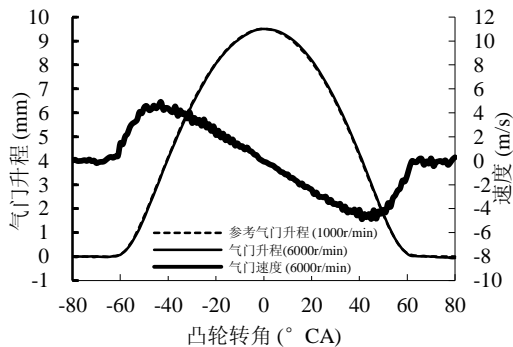


图 4.21 6000r/min 时进气门升程试验结果

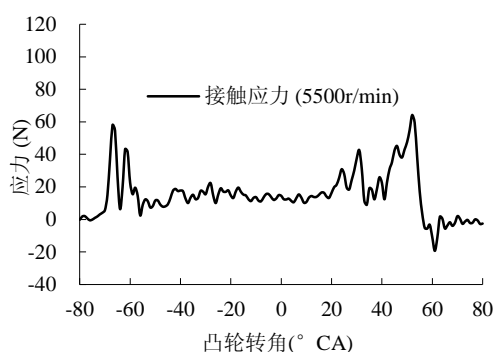


图 4.22 5500r/min 时凸轮和挺柱接触应力

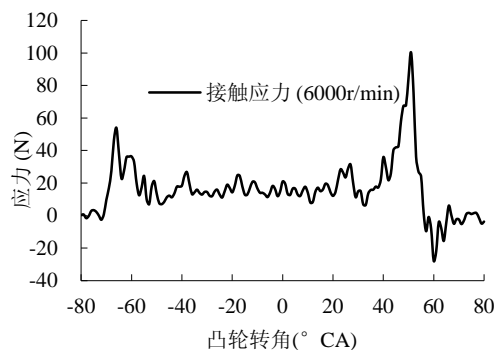


图 4.23 6000r/min 时凸轮和挺柱接触应力

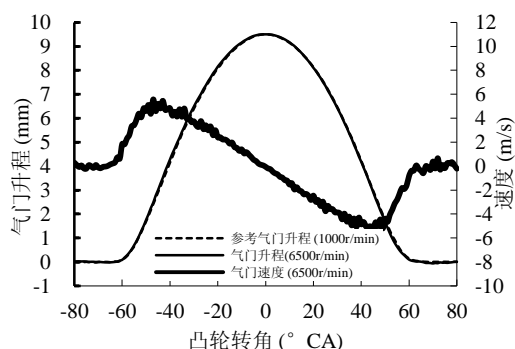


图 4.24 6500r/min 时进气门升程试验结果

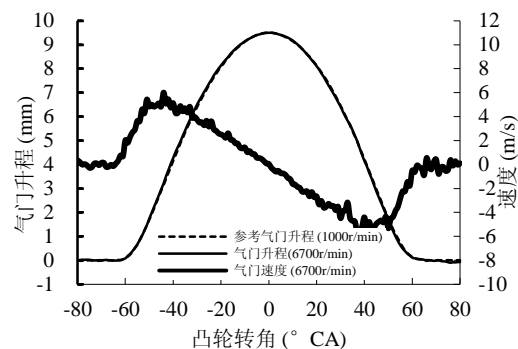


图 4.25 6700r/min 时进气门升程试验结果

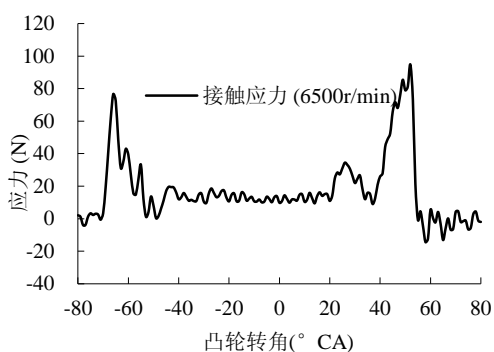


图 4.26 6500r/min 时凸轮和挺柱接触应力

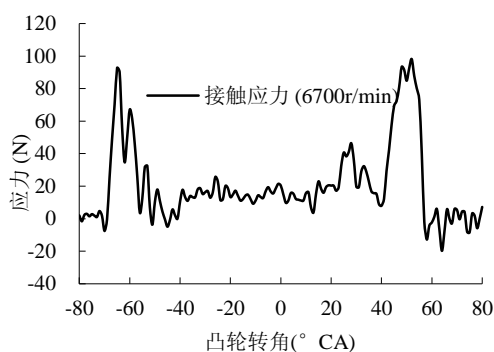


图 4.27 6700r/min 时凸轮和挺柱接触应力

从图中可以看出当气门打开和关闭时刻，传感器上会出现如图所示接触应力的峰值，当出现负值时表明气门打开或落座时刻出现了“飞脱”或“反跳”，需要特别指出的是，由于接触应力是由安装在凸轮轴座上的应力传感器测量的，并非真实的气门与液力挺柱和凸轮轴之间的应力，但是能够间接反映可能出现的应力变化情况。

如图 4.28 所示，进行台架气门升程试验，在标定转速及以下工况时进行冷态试验，通过角标仪获得凸轮转角数据。

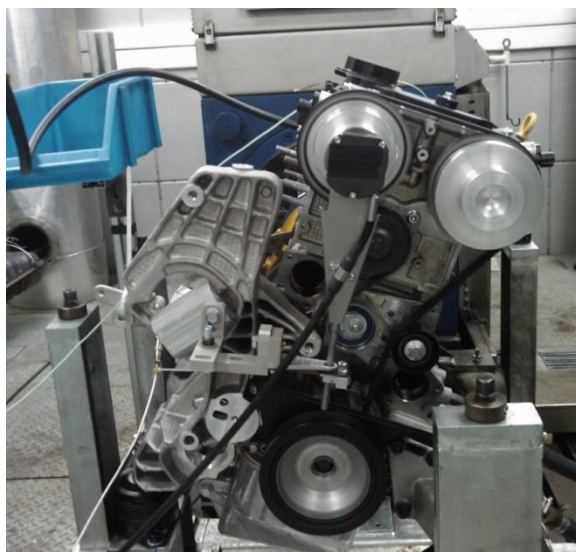


图 4.28 台架进行气门升程试验

4.5 样机台架基础标定

完成样机的机械开发并得到初步评估分析结果后，进入汽油机的台架基础标定阶段。台架基础标定有两个目标：一是通过凸轮相位调节器的最优控制，确定最优点火提前角和选用合适的空燃比来达到节气门全开时的最佳的发动机动力性，以及在指定的部分负荷下实现最佳的燃油经济性；二是通过粗调整凸轮相位调节器、点火提前角和空燃比来获得发动机部分负荷下的合理的性能和燃油消耗量。

4.5.1 汽油机台架基础标定

台架基础标定系统的软件和硬件高度模块化，且具备兼容性和可持续升级的特点，台架标定系统的主要功能包括控制电控单元 ECU，完成数据的采集和存储。通过数据后处理技术重新调整模型参数，生成标定量。由 INCA 标定工具、燃烧分析系统和排放测量设备共同组成了开发样机的台架基础标定试验系统，如图 4.29 所示，其主要功能如下：

1) 通过 INCA 标定系统可以对采用 CAN 总线或 ETK 标准的电控单元进行通讯。通过提供的多种总线接口，对采用不同芯片 ECU 的原型机和升级后的开发样机 ECU 不同的功能模块进行标定。使用高速 CAN 接口连接开发 ECU 和

ETAS590 硬件。

2) 应用 ASAM (Association for Standardization of Automation and Measuring) 通讯协议的接口。将 INCA 和 PUMA OPEN 通过 ASAM3 通信协议连接; 将标定系统中的测量量和标定量传输到 PUMA OPEN 系统中, 同时控制燃烧分析系统, 执行“控制测量”和“存储数据”。应用 AVL 的 CAMEO 自动化标定系统, 不仅控制自动化测量程序进行发动机工况变化和测量, 自动化扫点试验的进行获得了大量的数据, 而且排放仪器也可以接入标定系统中进行边界监控和数据分析。

3) 能够提供 MATLAB/Simulink 等工具包。最常见的基础应用就是通过万有特性的测量映射到整车排放循环上, 可以对整车油耗进行预测和评估。

4) 自动寻优标定系统的应用。本次试验中初步尝试了利用 CAMEO 系统进行 DCVVT 的稳态工况自动化扫点。为下一步 DoE 试验设计寻优进行了探索, 总结了试验经验。使用燃烧分析仪进行 DCVVT 汽油机瞬态工况测试和爆震标定, 实施实时的在线标定和缸内燃烧分析。

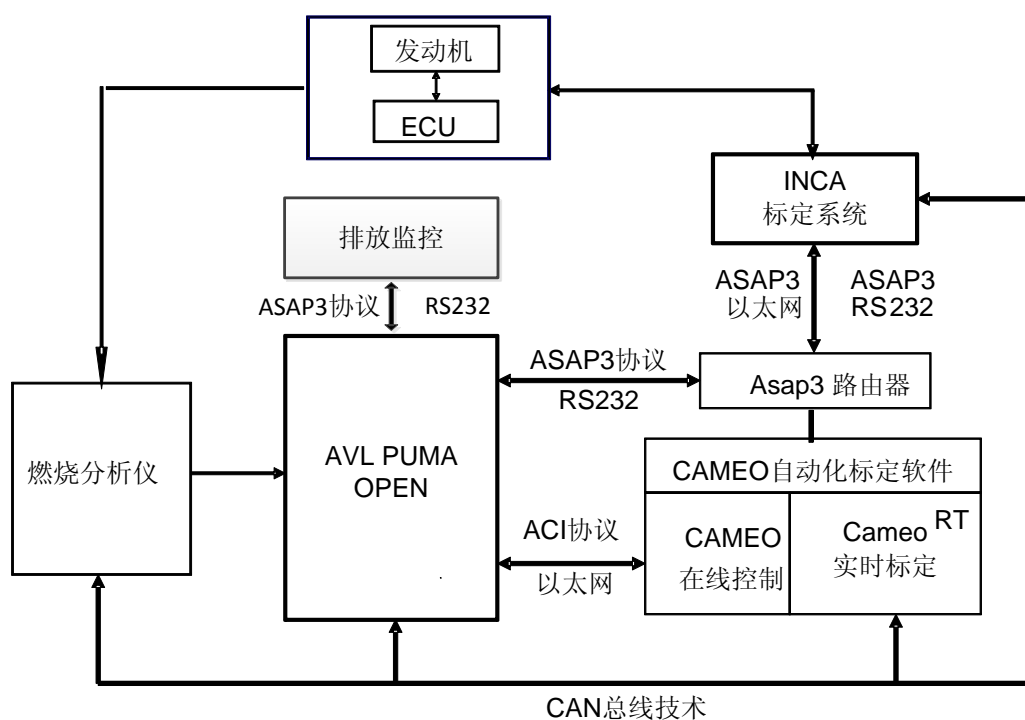


图 4.29 自动化实时台架标定系统框架图

台架基础标定工作十分重要。由于国内燃油的特性和发动机的成本控制, 发动机的性能和可靠性在很大程度上取决于发动机标定工程师的工作。除了排放、OBD 以及驾驶性的要求不断提高, 发动机的控制策略也越发复杂。导致标定工程师的工作量不断增加甚至超负荷运转。因此标定技术的发展也向模块化、自动化以及标准化方向发展。接下来针对本次可变配气相位的技术升级探索了在台架基础标定试验中实施自动化扫点以及 DoE 技术。

4.5.2 DCVVT 标定控制策略

表 4.5 给出了 DCVVT 台架基础标定策略。

表 4.5 DCVVT 台架基础标定策略

发动机工况	配气相位	详细说明
停机/冷起 怠速/小负荷	最小气门重叠角	回流减少 1) 改善燃烧稳定性 2) 提高燃油经济性
中等负荷	气门重叠角小幅增加 排气相位完全提前/ 进气相位小幅提前	内部 EGR 率增高, 稀释效应, 减小泵气损失; 进气门关闭时刻提前, 气门重叠角仍保持较小; 负 荷增加相应增加气门重叠角。 NO _x 排放降低 (缸内燃烧温度降低) HC 排放降低 (未燃气体再次燃烧) 降低发动机磨损 (泵气损失减少)
中低转速、 高负荷	最大气门重叠角 排气相位滞后 进气相位提前	进气门关闭时刻提前, 提高充气效率 提高中低速段转矩。
高转速、 高负荷	进气门关闭延迟 排气相位滞后 进气相位滞后	为提高充气效率, 推迟进气门晚关角 在高速、高负荷下获得最大功率

DCVVT 相关的主要功能模块包括曲轴与凸轮轴同步请求; 曲轴与凸轮轴同步计算; 相位置位 (起作用) 条件; 进排气门开启时刻预测及自学习; 可变进排气门目标角度获取; 可变进排气门控制; 可变气门开启/关闭角度计算。功能描述如下:

由于零部件尺寸偏差或安装时会出现正时相位的偏差 (在允许范围内), 曲轴与凸轮轴的同步请求相当于系统自检和初始位置自学习, 只有满足工作条件, 电控系统才允许相位可变, 否则固定在初始位置。当满足系统定义的基本条件后, 同时发动机转速和负荷稳定时, 进行两个阶段的自学习, 首先是通过两端极限位置自学习确定工作范围, 学习最大提前角度和最迟关闭角度两端两个极限位置; 紧接着确定初始位置, 当发动机停止运行时确认机械锁止极限位置没有改变与存储的值进行比较, 如果失败则重新进行自检; 两者都通过则知道了可变气门相位的运转方向和范围。接下来是第二阶段的自学习, 当满足水温和机油温度以及转速负荷变化的条件后, 需要得到曲轴和凸轮轴的同步关系, 电控单元接收到曲轴缺齿信号后对通过凸轮轴信号传感器的信号计算出配气相位角。如图 4.30 所示, 系统先定义软件参考点, 即缺齿后的第二个齿的下降沿, 保证软件参考点出现时凸轮轴信号必须是高低电平交替出现。根据发动机设计情况计算出理论上的 X

值, 这个值是正时系统正确安装时固定的值不应该改变, 除非出现故障, 所以通过曲轴和凸轮轴的同步关系证明正时系统是正确的。当曲轴与凸轮轴完成同步后, 可以得到同步位置实际测量值和同步位置计算值。那么为了计算此时凸轮的实际相位, 可以通过实测值与计算值做差得到。意味着进排气门开启角度通过实测值减去锁止位置相位角度。在该功能模块中, 主要得到曲轴与凸轮轴同步位置自学习是否成功标志位, 该标志位置标明进排气初始位置得到确认。可以计算进气门实际开启角度和排气门实际关闭角度, 图 4.30 给出了凸轮轴信号与曲轴信号相位关系图。

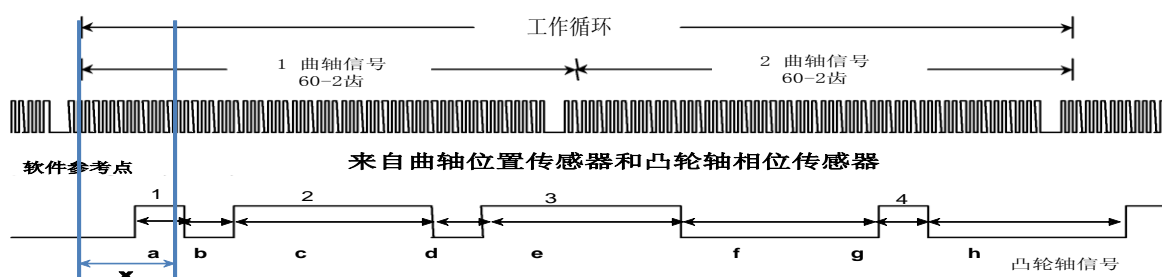


图 4.30 凸轮轴信号与曲轴信号相位关系图

将进排气可变气门相位类型定义为连续可变型, 进排气可变气门相位参考位置定义在前端, 实际应用中充气模型的计算基准点定义为以开启 0.5mm 所对应的曲轴转角, 角度调整的基准点为 1.0mm 气门升程所对应的曲轴转角, 初始工作角度为锁死位置。工作范围即最大最小工作角度。所有角度均定义为曲轴转角; 进气上止点之前为负, 进气上止点后为正。相关零部件如机油压力传感器, 能够影响可变气门相位工作策略 (开启及关闭可变气门相位的机油压力), 也可以忽略机油压力的影响; 机油温度传感器能够影响可变气门相位工作策略 (开启及关闭可变气门相位的机油温度), 也可以取消采用水温代替进行控制, 机油温度可以由水温计算得到。另外, 大气压力传感器可以用于充气模型的计算, 也可以取消用自学习值代替。

根据转矩需求和发动机转速决定了需求的进气量, 因此, 根据目标转矩需求和发动机转速最终确定目标的进排气相位。于是进行 PID 闭环控制, 凸轮位置传感器作为反馈信号, 通过模型计算的目标值和实际的测量值进行计算得到凸轮轴相位的偏差量, 将该偏差作为 PID 控制器的输入变量。电控单元通过进排气相位控制阀的动作, 实现对进、排气门正时的调节。因此, 定义了进排气门在开启 0.5mm 时所对应的曲轴角度。开启 0.5mm 时进气门开启角度值等于预测进气门开启角度值加上零升程到 0.5mm 升程对应角度值。开启 0.5mm 时进气门关闭角度值等于预测进气门开启角度值加上零升程到 0.5mm 升程对应角度值再加上零升程到全升程对应角度值。可变配气相位控制逻辑如图 4.31 所示。

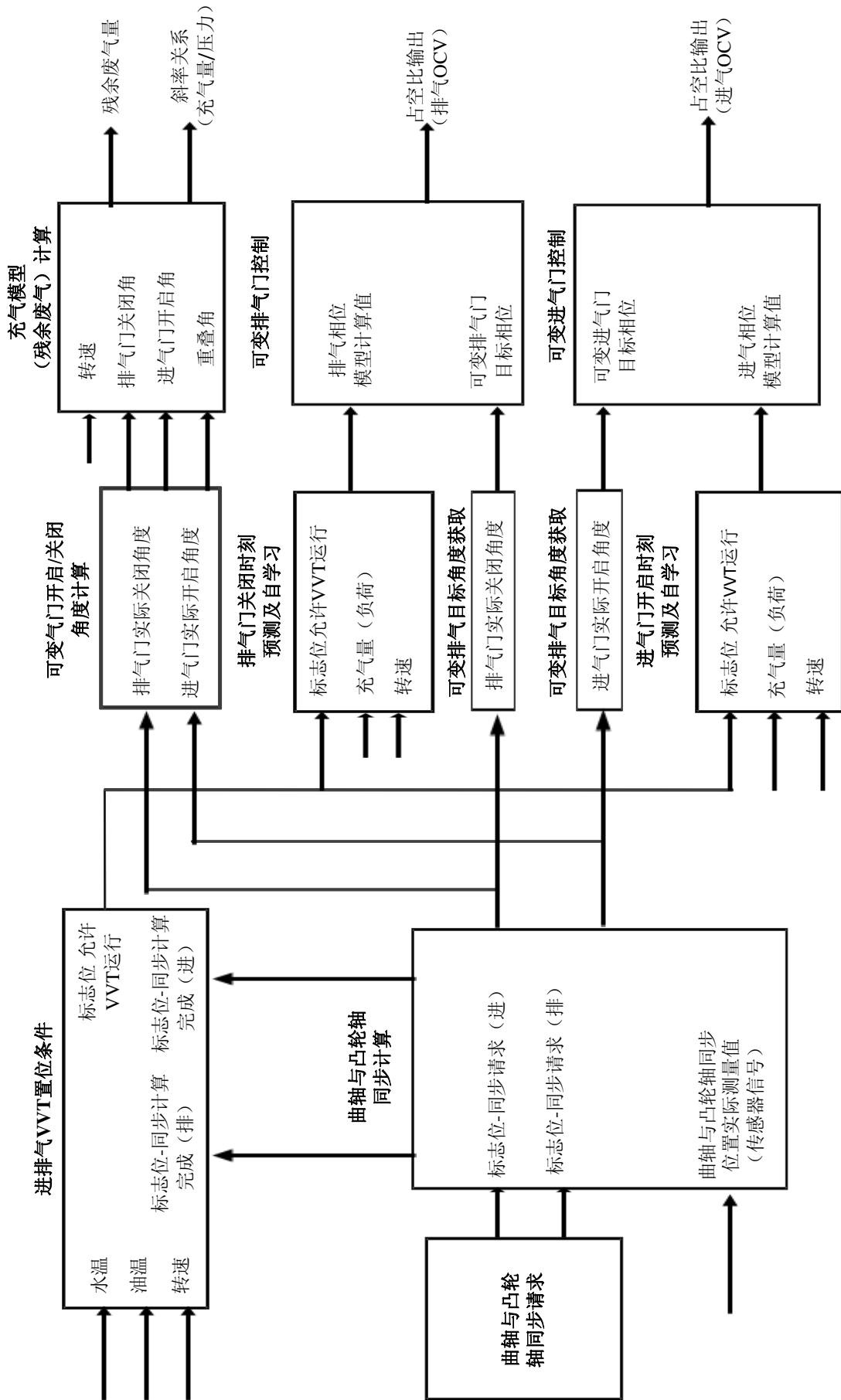


图 4.31 双连续可变配气相位控制策略

4.5.3 DoE 技术在 DCVVT 标定试验的应用

对于开发样机来说，在原型机的基础上升级为可变进排气配气机构，在前面的章节，已经对 DCVVT 技术的电控策略进行了说明，于是进行台架资源配置并且建立自动化测量试验系统，进行基础台架标定试验。

常用的优化标定方法目前主要有三种。人工手动优化标定是目前最常用的方法，标定工程师根据自己的经验，将点火提前角和混合气浓度分为四个象限区域，在转速和负荷稳态工况下进行测量和记录对比试验结果。该方法实用但是不一定是最优的，而且耗费大量人力和物力。离线稳态标定是先完成扫点测量然后通过数据后期处理优化，最后再进行验证。这是目前国内常用的技术手段，精度较高，但是试验点较多。自动优化标定则是建立在自动化试验环境以及技术成熟的人员配置之上的高端标定应用系统，目前国内比较少。因此在双连续可变配气相位汽油机开发标定试验过程中，初步尝试并且应用全因子 DoE 技术，通过实现自动化扫点，并且离线稳态标定结合人工手动标定验证，下面来说明 DoE 试验设计的具体实施情况：

全因子试验就是将转速和负荷作为两个主要因素，将进气提前角和排气迟闭角作为两个不同的次要因素，共同组成四个因素，每个因素定义对应的四个水平，进行全组合的试验需要 $4^4=256$ 次。进排气可变相位全因子扫点，针对转速和负荷划分好间隔，选取了一定数量的发动机典型运行工况，对进排气 VVT 角度进行等距离间隔划分，在试验准备阶段，非常重要的设置就是限制排气温度和爆震。如果发生发动机倒拖或者限扭以及测量通道传感器失效或 ECU 标定 INCA 通讯失效等意外情况，需要设计子程序进行程序跳转，当意外恢复后还要继续进行下一个工况的扫点，因此在试验准备阶段，需要非常细致和严谨的工作态度还需要经验积累才能保证试验的成功实施。建议的实施方式是按照计算机编程的思路，先进行试验设计，然后选取具有代表特性的边界点进行逐步调试，条件允许的情况下，将排放物浓度也进行限制，可以减少试验点，进一步提高试验效率。开发样机参数定义以及参数水平如表 4.6 所示。

表 4.6 开发样机变量以及水平设置

主因变量	最小值	最大值	水平数
转速 (r/min)	1000	6400	15
进气量 (g/cylinder/cycle)	106	565	13
进气门打开时刻 (°CA)	298	358	6
排气门关闭时刻 (°CA)	365	425	6

对于汽油机标定来说，首先要确定发动机的进气能力，特别针对的是利用进气管喷油和进气形式的发动机需要确定进气量。通过稳态工况进行扫点试验，通

过外置空气流量计或通过油耗仪和空燃比进行反算得知。然后确定发动机工况，首先是发动机转速范围的确定，然后选取可变配气正时的工作范围（根据试验条件和设备条件，使用实时爆震监控以及失火监控）。测量进气压力、温度、燃油消耗量和转矩转速以及空燃比和排放。最后对所得到的测量值进行处理并且建模。最终生成充气量的 MAP。测量通道设定：空气流量计、进气歧管压力、燃油消耗量、排放数据监控(CO、CO₂、O₂、THC、NO_x)。自动化台架测试系统使用 AVL PUMA-OPEN，采用 N/X 运行模式，在可变正时系统自动化扫点中应用歧管压力作为 X 控制变量。通过 ASAP-3 基于 TCP/IP 协议，将 INCA 标定系统与 PUMA-OPEN 系统进行数据通讯和同步采集。使用 AVL 的 AMA i60 排放测量系统进行排放监控和测量，使用燃烧分析仪监控爆震和失火，使用 AVL 735 油耗仪进行实时油耗测量。使用温度传感器和压力传感器对三元催化包前后的温度和压力进行测量和监控。试验边界的限值设定主要是为了避免零部件过热以及转速的极限来设定试验范围。例如：设计时催化器最高承受 1000°C 的高温，为了防止催化剂失效，必须对排气温度、失火进行限制。另外，根据经验数据和标定策略可以对试验变量的水平数进行合理的设计，减小试验范围，在指定区域进行扫点。在开发样机进行详细标定前，进行外特性试验，对每个转速下最大进气能力进行了限制。通过试验确定了达到失火极限时的最小节气门开度。

DoE 包括主变量、因变量。主变量是根据发动机的预测的转矩转速特性所确定的工况点进行描述。因变量则是根据每个转速负荷点进一步说明需要的变化量。本次试验将转速和进气压力定义为主变量，进气门提前角和排气门迟闭角定义为因变量。因此对主变量进行间隔取点，再对因变量进行取点。常见的方式是从怠速开始到 3000r/min 以下采用 250r/min 转速间隔，3000r/min 到最大功率额定转速点采用 500r/min 转速间隔。图 4.32 为自动扫点工况均匀分布扫点说明。

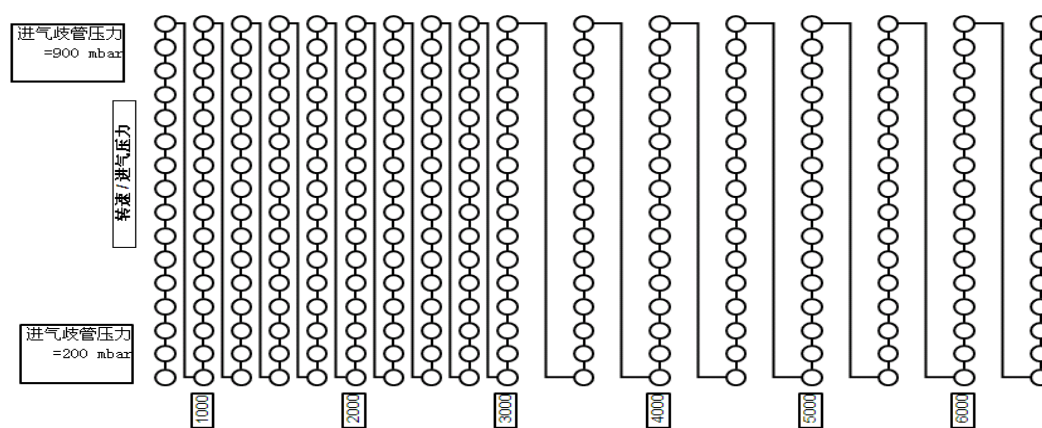


图 4.32 自动扫点工况均匀分布扫点

根据边界限制和原型机经验数据进行实际扫点设置和试验结果如图 4.33~图 4.36 所示。

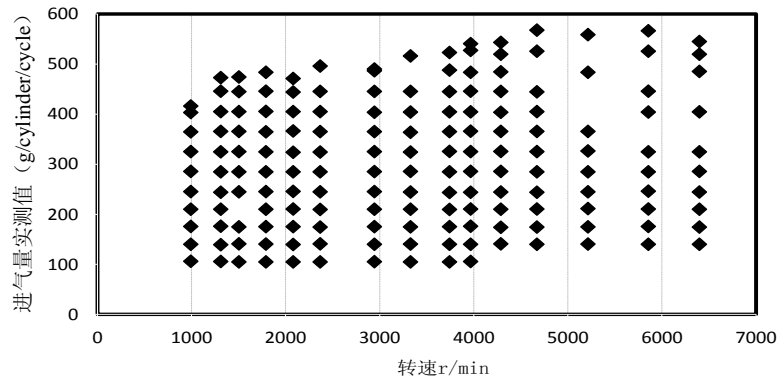


图 4.33 开发样机实际自动扫点分布结果

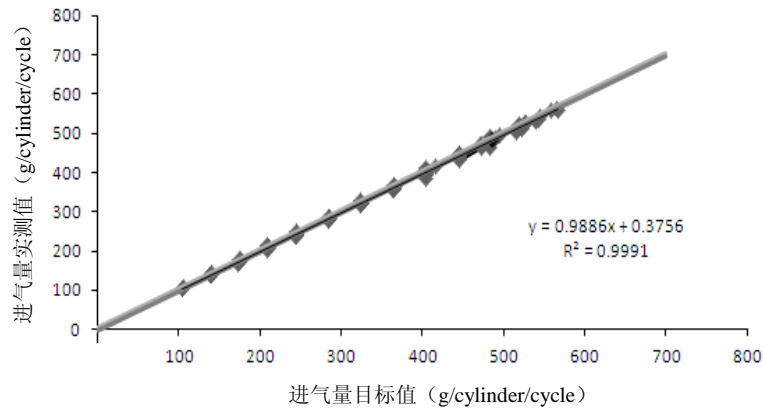


图 4.34 开发样机充气模型校验结果

通过全因子自动扫点，并且将试验结果进行离线分析，得到上述充气模型校验结果表明充气模型置信度符合要求，可变相位执行器能够精确控制。

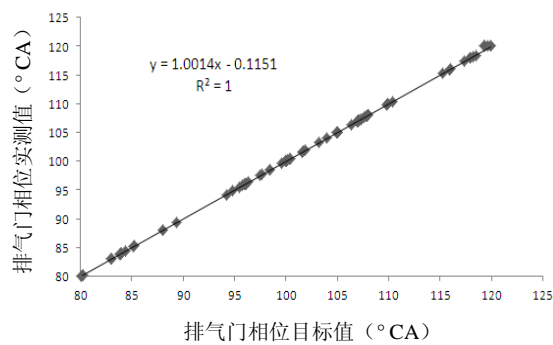


图 4.35 开发样机充气模型校验结果

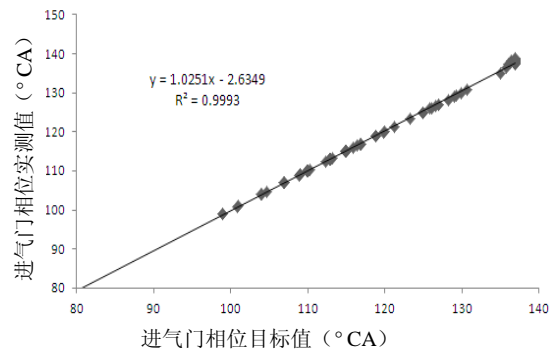


图 4.36 开发样机充气模型校验结果

4.6 性能试验结果分析

为了评定升级后开发样机的性能情况，在发动机台架上对原型机和样机进行了动力性、经济性和原始排放性能测试。

4.6.1 试验设备以及试验标准

表 4.7 为所采用的主要台架试验设备。

表 4.7 试验设备列表

设备名称	型号	生产厂商
电力测功机	Indy-S22	奥地利 AVL 公司
油耗仪/油温控制	735/753	奥地利 AVL 公司
燃烧分析仪	Indicom621	奥地利 AVL 公司
排放测试	i60	奥地利 AVL 公司
标定仪器	590/592/LA4	德国 ETAS 公司

发动机性能试验按 GB/T 18297-2001 《汽车发动机性能试验方法》进行。

4.6.2 样机性能寻优策略试验研究

对于性能指标来说，采用 DCVVT 结构的特点在于节油和提高动力性能的同时，改善排放。实现节油的原因在于它能够独立调节进排气重叠角和气门正时，使发动机在所有负荷接近燃烧极限；通过稀释燃烧（因为氧气含量变化导致燃烧速度变化）改善排放，降低了油耗。实现最大转矩的原因在于，它在中低转速可以将进气门关闭角提前，废气回流到缸内减少，从而提高充气效率，根据仿真和经验数据总结，仅改变气门正时和重叠角的情况下，一般低速范围内转矩可以提高 5%~8%；而在中高转速又可以延后进气门关闭从而利用进气气体的过充现象，提高充气效率，一般高速转矩可以提高 3%~5%。

部分负荷转速点选择 DCVVT 角度的策略如下：

1) 在中低转速、中低负荷工况（1000r/min~4000r/min），在提高进气量的同时，即以降低油耗，提高经济性为主。控制策略为进气提前，排气也大幅提前，随负荷减小重叠角逐渐减小。进气门提前开启，可获得高的充气效率；提前排气可使内部 EGR 容量不太大，即保证燃烧稳定。（重叠角试验区域 40~100°C A）。

2) 处于高转速、中小负荷工况（4000r/min~6000r/min），以提高经济性为主。在发动机处于较高转速时，通过延后进气门，利用高转速气体过充效应，可增加进气量；加大延迟排气门开启时间可获得较大的 EGR。因此在发动机处于中高

转速、中低负荷时，实现进气延后，同时排气也延后，采用经济空燃比，气门重叠角用 DoE 试验方法进行寻优。

3) 在发动机处于中低转速、高负荷时（1000r/min~4000r/min），在提高充气效率的同时，以增大发动机转矩，提高动力性为主。通过进气提前（进气门提前关闭），排气小幅提前，增大重叠角，获得较大的充气效率，在喷油量增加的同时，提高了转矩。

4) 在发动机处于中高转速、高负荷时（4000r/min~6000r/min），在提高进气量的同时，以增大发动机转矩，提高动力性为主。延后进气，进一步加大延迟排气时刻，气门重叠角较中等负荷可以适当提高，利用过充效应可获得较大的进气量，进气量增加可使燃烧更为充分，提高了转矩同时，有效地改善中高转速工况油耗。

图 4.37 为通过试验得到的最佳油耗与进排气相位的关系图，寻找最佳燃油消耗出现的区域，从而得到对应的进气提前角和排气迟闭角度组合。图 4.38 为通过试验得到的最佳转矩与进排气相位的关系图，寻找最佳转矩出现的区域，从而得到对应的进气提前角和排气迟闭角度组合。

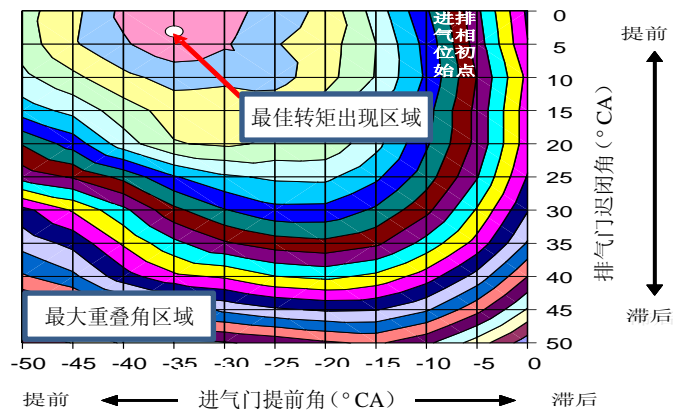


图 4.37 进排气相位组合对应转矩变化关系

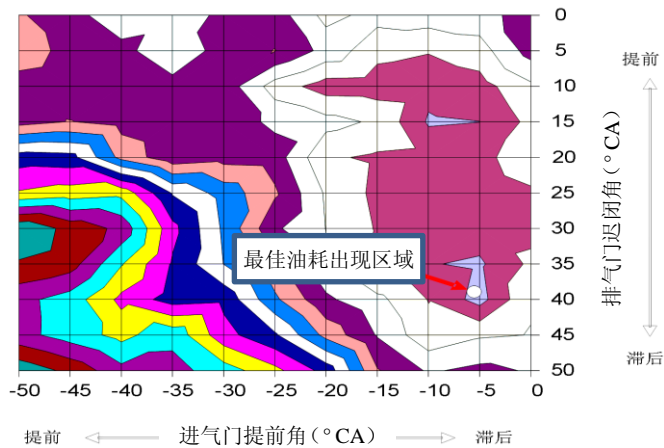


图 4.38 进排气相位组合对应燃油消耗率变化关系

图 4.39~图 4.41 为部分负荷特征工况点,通过试验寻优得到的比油耗等高图。

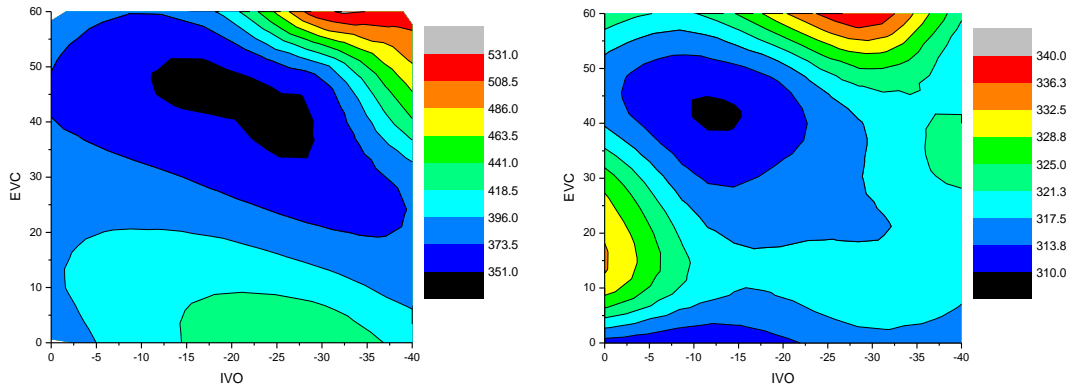


图 4.39 2000r/min 0.2MPa 比油耗等高曲线 图 4.40 3000r/min 0.3MPa 比油耗等高曲线

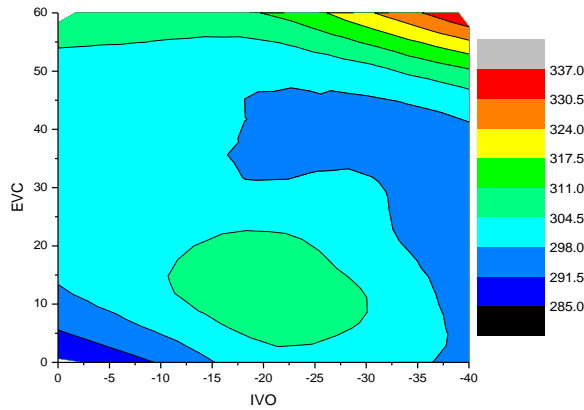


图 4.41 4000r/min 0.5MPa 比油耗等高图

通过进气门提前角和排气门迟闭角的试验组合,可以找出比油耗较优的区域,试验优化和仿真优化的不同在于,试验需要综合考虑燃烧稳定性和排放结果最终确定最佳配气相位。经过上述经验总结和试验,最终得到如表 4.9 所示,转速和负荷变化中对应的进排气相位策略。可见将转速和负荷划分为不同目标需求的区域,从而制定相应的进排气相位控制策略。外特性工况点试验优结果详见附录 B。

表 4.8 转速和负荷对应的 DCVVT 寻优方法

		转速 (r/min)										
		800	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500
负荷 (%)	30	保证燃烧稳定性的前提下追求油耗 (特别是冷启动和怠速, 最小重叠角保证燃烧)										
	40	中低负荷, 中低转速, 随着负荷减小, 提高充气效率的同时, 进气提前, 排气提前加大, 重叠角逐渐减小, 保证稳定燃烧同时, 降低油耗, 兼顾排放							高转速中低负荷, 进气门延后, 利用过充, 增加进气。排气延后, 气门重叠角按DOE寻优			
	50											
	60											
	70	高负荷, 中低转速, 随着负荷增加, 提前进气获得较大的充气效率, 排气延后增加重叠角, 增加废气稀释量, 降低排放							进气门延后, 利用过充, 增加进气。排气加大延后, 气门重叠角加大			
80	追求最大扭矩 (DOE) 全因子寻优											
90												
100												

4.6.3 原型机和样机性能试验对比分析

经过基础标定以及 DoE 寻优, 进行发动机性能试验和原始排放测试。最终得到的开发样机性能如图 4.42~图 4.44 所示。

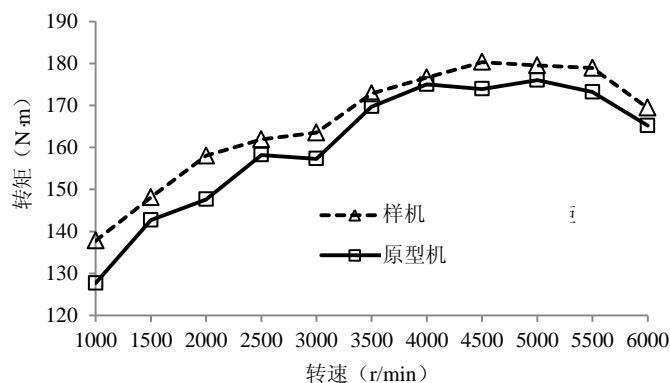


图 4.42 升级前后外特性工况点转矩曲线

如图 4.42 所示, 外特性工况的转矩曲线, 在 1000r/min ~2500r/min 转速范围内, 提前进气获得较大的进气量, 排气延后, 重叠角较大。大幅提升了动力性。在 2500r/min~5000r/min 转速内, 进气提前角逐步减小, 排气迟闭角减小, 重叠角逐步减小, 采用功率混合气 (过量空气系数在 0.92 左右燃烧效率最高), 在进气量增加不明显的情况下, 动力性能小幅提升。同样在高转速范围内, 5000r/min 转速以上, 已经是根据原型机的试验寻优中, 性能最优的区域。升级后的发动机由于进气门延迟角变化, 利用部分充气能量, 因此动力性也得到了提升。

如图 4.43 所示, 原型机的最大功率点, 即 6000r/min 转速附近, 已经是性能优化的区域, 由于气体流动惯性大的作用, 在基于原型机进排气相位的基础上, 进气门晚关, 因此提升了部分动力性, 但是由于此段转速范围内, 由于排气温度的限制, 采用较浓的空燃比来增加燃油, 降低了催化器的温度, 反而会降低转矩。因此动力性少量提升, 即功率增加不明显。

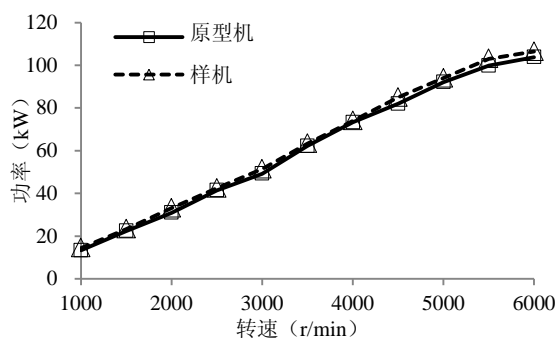


图 4.43 升级前后外特性工况点功率曲线

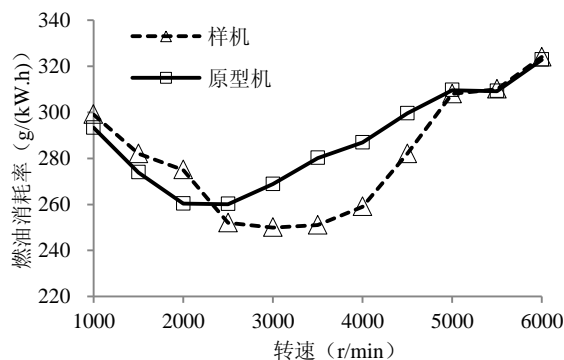


图 4.44 升级前后外特性工况点比油耗曲线

如图 4.44 所示，外特性工况，在 1000r/min~2500r/min 转速范围内，提前进气获得较大的进气量，排气延后，重叠角较大。在空燃比一定的情况下，由于进气量增加，于是喷油量也增加，转矩增加的幅度小于燃油消耗量，因此比油耗反而增加。在 2500r/min~5000r/min 转速内，进气提前角逐步减小，排气迟闭角减小，重叠角逐步减小，在动力性小幅提升的情况下，油耗降低的效果非常明显。原因在于与原型机比相对增加了气门重叠角，由于稀燃的原因，在不明显增加排气温度的同时还可以采用较大空燃比，大幅降低了油耗。在 5000r/min 转速以上高转速范围内，原型机的最大功率点出现的区域，由于此段转速范围内只能采用较浓的空燃比来增加燃油，降低了催化器的温度，虽然进气门晚关增加动力，但是浓空燃比降低了转矩，因此动力性少量提升，即功率增加不明显。

对于原型机外特性工况点，配气相位如图 4.45 所示。转速从 1000r/min ~ 6000r/min，排气门关闭时刻固定为上止点后 25° CA，进气门打开时刻固定相位为上止点前 20° CA，重叠角为 45°CA，升级为 DCVVT 后，排气关闭角可变相位为 365°CA~425°CA (60°CA 曲轴转角可调)，进气打开角相位可变范围为 358°CA~298°CA。外特性工况点能提高转矩，原因就在于提升了中低转速的充气效率，如图 4.46 所示。通常情况下，外特性工况点使得转矩最大的进气提前角，排气关闭角相位组合就是使发动机进气量最大的组合。在外特性工况点进排气组合不是简单的随转速变化提前或滞后。由于进排气压力波动的效应，需要标定工程师根据需要选择，因此配气相位在标定时，根据寻优策略，选择对性能影响最大的相位进行调整，不能兼顾所有的变量，说明了换气过程的复杂性。

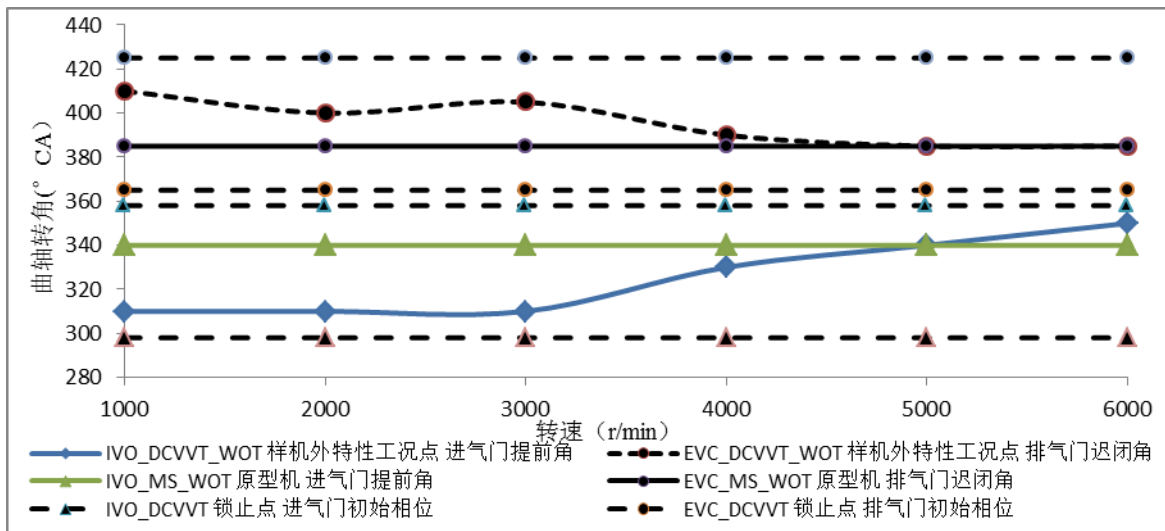


图 4.45 外特性工况点配气相位变化示意图

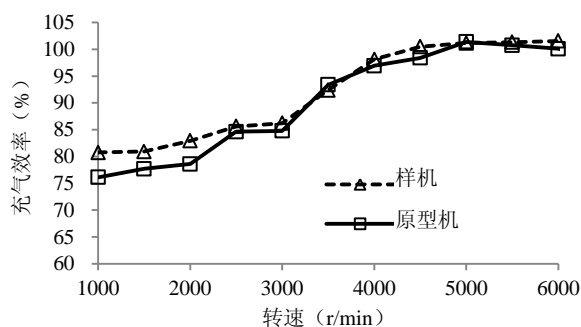


图 4.46 充气效率试验数据计算结果

特别需要指出, 在 2500r/min~5000r/min 转速区间, 外特性工况点, 如图 4.46 所示充气效率变化不大, 但是比油耗明显减少, 其原因在于, 通过进排气组合, 利用内部 EGR 的变化, 可以利用经济空燃比, 显著提高了燃烧效率, 增加了燃烧能量, 同时带来了动力的增加, 提高燃油经济性。

采用 DCVVT 技术可以减少中小负荷的 NO_x 和 HC 的排放, 由于 HC 排放在膨胀排气阶段产生的比较多(缝隙效应), 加大的内部 EGR 率会导致这部分废气重新吸入缸内, 在下一个循环参与燃烧, 因此 HC 排放被降低了; 而高的内部 EGR 率也促使缸内温度降低, 使 NO_x 排放量减少。稳态工况下特征工况点的原始排放结果如表 4.9 和表 4.10 所示, 测试条件水温控制在 90°C , 当量空燃比。

表 4.9 样机稳态特征工况原始排放结果

转速 (r/min)	BMEP (bar)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (10 ⁻⁶ /vol.)	NO (10 ⁻⁶ /vol.)
1500	1	0.52	14.22	2760	736
1750	4	0.65	14.205	2127	2401
2000	2	0.67	14.2	2041	1980
3000	3	0.685	14.225	1803.5	1853.5
4000	5	0.49	14.41	1228	2457
5000	8	3.11	13.075	1474	1940

表 4.10 原型机稳态特征工况原始排放结果

转速 (r/min)	BMEP (bar)	CO (%)	CO ₂ (%)	HC (10 ⁻⁶ /vol.)	NO (10 ⁻⁶ /vol.)
1500	1	0.55	14.28	2870	923
1750	4	0.66	14.23	2227	2616
2000	2	0.68	14.23	2080	2167
3000	3	0.69	14.35	1600	3153
4000	5	0.38	14.36	1008	3557
5000	8	2.85	10.8	1074	852

将发动机台架试验数据与设定目标进行列表,可以发现,通过可变配气相位技术的应用,达到了设定的目标。

表 4.11 发动机性能升级试验结果

指标	单位	原型机	样机	目标值	实际值
最大功率	kW	103.8	106.4	1%	2.53%
最大扭矩	N·m	173.9	180.3	+3%~5%	3.68%
低端转矩(1500r/min)	N·m	142.7	148.1	+3%~5%	3.78%
低端转矩(2000r/min)	N·m	147.6	158.0	+6%	7.05%
低端转矩(3000r/min)	N·m	157.3	163.5	+4%	4.54%
燃油消耗率(2000r/min; BMEP=0.2MPa)	g/kW·h	404	382	-5%	-5.45%
燃油消耗率(3000r/min; BMEP=0.3MPa)	g/kW·h	340	327	-3%	-3.82%
燃油消耗率(4000r/min; BMEP=0.5MPa)	g/kW·h	320	310	-2%	-3.13%

如表 4.11 所示,升级后,最大功率提升了 2.5%,最大扭矩提升了 3.6%,中低转速区域转矩能够提升 3.8%,燃油经济性能能够提升 3%。

按照设定的发动机转速和制动平均有效压力在台架上进行万有特性试验,得到的比油耗等高曲线,如图 4.47 所示。

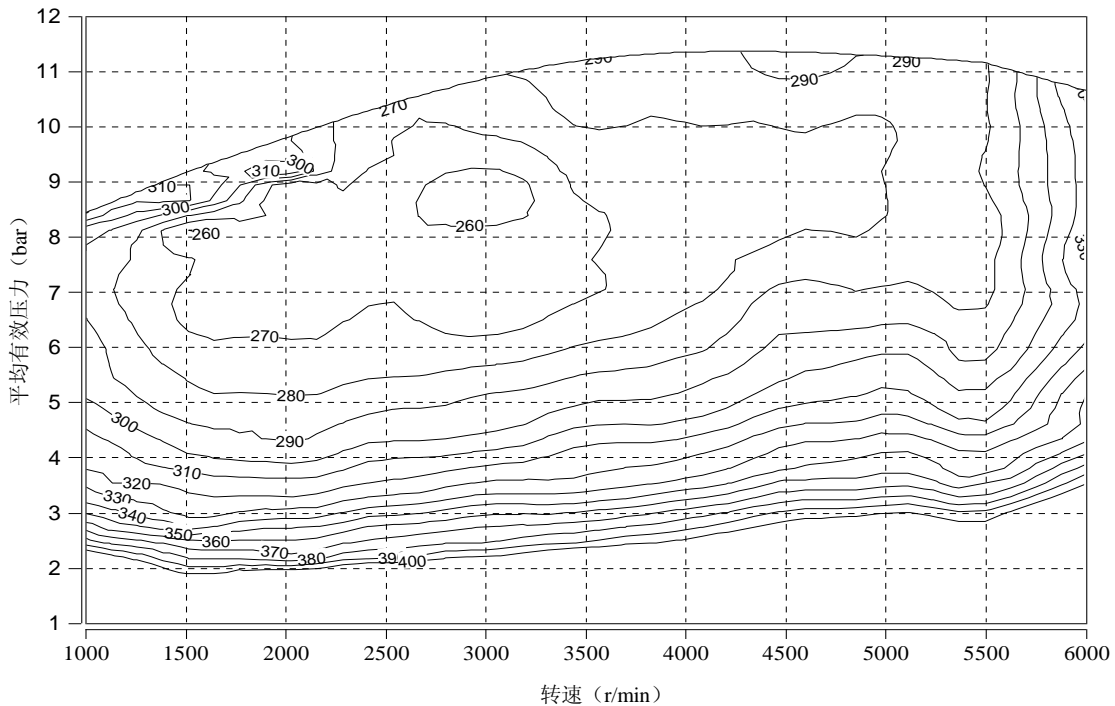


图 4.47 燃油消耗率等高曲线

从图 4.47 可见,升级后,在 1500r/min~4000r/min 转速范围内,发动机的最低比油耗区域更加宽广,说明在升级后的能够满足最常用的区域的省油特性,这样相比较于原型机来说,在同样的 NEDC 排放工况循环下整车的燃油经济性会更好。

4.7 本章小结

按照发动机台架试验的标准对原型机和开发样机进行了性能试验和标定的开发应用以及配气机构的机械开发验证试验。

1) 配气机构的气门升程试验表明, 升级后的配气机构是安全可控的。进排气侧正时系统动态特性试验发现, 6500r/min 以下没有发生落座的弹跳。在整个试验转速范围内, 最大的速度低于 0.5 m/s 的要求。开启阶段在 6500r/min 以下没有发现飞脱现象。

2) 通过台架基础标定工作完成发动机的性能试验。结果表明, 升级后最大功率提升了 2.5%, 最大扭矩提升了 3.6%, 中低转速区域特征工况点的转矩能够提升 3.8%, 部分负荷特征工况点的燃油经济性能能够提升至少 3%。

第5章 总结与展望

5.1 总结

本文在一台排量为 2.0L 的四冲程直列四缸自然吸气汽油机的基础上，通过仿真分析，重点研究了双连续可变配气相位对汽油机性能的影响。重点对配气机构的升级进行了可靠性评估和性能影响的标定匹配试验。

主要研究内容和成果总结如下：

1) 确定了升级技术路线。基于原型机的基本结构特点，从工程实际应用的角度出发，综合开发周期、成本和可靠性的要求，在对原型机本体不进行大的结构改动的情况下，进排气独立调节相位的配气机构进行升级就可以实现提升低速转矩和提高经济性的要求。发动机本体结构不用进行大的改变，不仅控制了开发成本，而且减少了可靠性的风险和不确定性。

2) 建立了配气机构仿真模型，评估可靠性的影响，对升级前后的配气机构进行动力学和运动学计算。相对原型机来说加宽了进气凸轮轮廓线，为了保证可靠性减少失效风险，采用了相对保守的优化方式。因此不会增加失效的风险。尽管同原型机一样在发动机转速为 6000r/min 时内弹簧发生共振，但是外圈弹簧仍然能够保证正常工作状态。在最危险的区域进行失效风险评估，可以说明其他工况点风险更小。相对于原型机来说，排气凸轮轴轮廓选择了较为积极的优化方式，尽管动力特性的改变会导致整个配气系统负荷加重，有一定的风险。6000r/min 时内弹簧会发生共振，但是两级弹簧的设计，外弹簧会保证该工作状态下气门的正常工作。得到了精确的配气相位即气门开启角和关闭角，从而为发动机性能影响分析和性能优化提供基本输入参数。

3) 建立了一维热力学性能仿真模型，重点分析对动力性能和经济性能的影响。对外特性工况点和部分负荷工况点不同转速时发动机工作情况进行模拟，与原型机工作过程的模拟结果进行对比，其仿真优化策略与汽油机台架试验寻优的方向保持一致。根据指定的策略在不同的工况下列出不同进排气相位组合，并与原配气相位进行对比，通过仿真优化，得到了汽油机不同转速区的较优地配气相位组合。经过原型机的试验验证，表明仿真计算值与试验数据误差均在 5% 以内，说明仿真预测具有一定的可靠性，对升级后的样机性能预测结果表明，最大功率提升了 1.9%，最大转矩提升了 3.9%，中低转速区域转矩能够提升 4.2%，特征工况点燃油经济性能能够至少提升 2.0%。

4) 进行台架标定匹配试验和配气机构试验,对配气机构进行使用性能和可靠性的评估,对外特性工况点和目标部分负荷工况点进行动力性能和经济性的试验验证。重点研究和分析了可变气门正时配气机构控制策略以及研究和实施了采用 DoE 的方法进行自动化台架基础扫点,证明配气执行机构能够达到使用性能要求。由于配气机构的升级会导致气门负荷加大,于是根据仿真预测结果,通过配气机构气门升程试验对可靠性能进行了试验评估,结果表明风险可控。通过试验证明双连续可变气门升程能够提升发动机性能,最大功率提升了 2.5%,最大扭矩提升了 3.6%,中低转速区域转矩能够提升 3.8%,燃油经济性能能够提升 3%。通过合理配置进排气重叠角,能够确保燃烧稳定性;能够改善碳氢化合物和氮氧化化合物的排放。

5.2 未来研究方向及展望

本文详细地介绍了汽油机可变配气技术升级的开发与试验流程,升级前后对性能影响的仿真和试验研究方面做了大量的工作,得到了可变技术的控制策略和试验方法,为汽油机的开发与标定试验提供参考。由于时间和试验条件的限制,本文还存在一些非常必要的工作需要继续研究:

1) 从最初汽油机以控制转矩为目标,关注充气效率、点火提前角和混合气浓度,关注发动机动力性能为主,早期台架基础标定完全可以凭借标定工程师个人经验手动进行,然而随着法规的严格,没有自动化标定的技术,无法在短期实现大量的台架基础标定工作,掌握台架自动化标定技术是工程师的工作重点之一。标定技术的发展也向模块化和自动化以及标准化方向发展。自动优化标定系统对硬件的要求高,对技术中心的人员配置和试验设计能力有较高的标准。为了提高标定的精度,必需大力发展基于模型的标定技术,提升标定效率和控制精确度,学习和熟悉基于 BP 神经网络模型的可变配气相位的充气模型,基于模型的控制和自动化标定是下一步工作重点之一。

2) 通过本次工程开发项目尝试了台架自动化扫点和全因子 DoE 试验技术的应用,由于自身技术能力和台架试验环境的局限,未能进行 DoE 试验技术设计进行高效率的 DoE 试验设计寻优并通过全因子寻优和试验设计寻优进行精度对比。DoE 试验技术减少标定工作量同时没有降低试验精度,相对于传统的标定方式有较大的优势。目前主流的发动机技术如双连续可变气门带增压技术或带直喷技术,需要考虑 5 个以上的变量,迫切需要利用 DoE 技术进一步减少试验量的同时保证试验精度。DoE 技术和各种数学模型作为模块融入到成熟的标定软件之中,保证了标定的效率和品质。因此需要进一步研究 DoE 技术的应用。

致谢

夜深人静，终于写到致谢，高兴和欣慰之余，不禁感慨系之。

有些事情你终究会记住，曾经奋斗过、努力过、用心过，对我来说此时此刻仿佛又回到那充满激情、活力的青葱岁月。

回顾三年，百感交集，感谢杨帅老师不计辛劳，为我始终敞开一扇大门，不时鼓励我保持状态，当我碰到困难和知识难点总是能够教导我重拾信心。

回顾论文撰写的日日夜夜，如激流行舟，不进则退，逆风逆水雄心在，不辜负家人的期待与付出。

感谢团队的各位同事，来自五湖四海相伴，共同的工作和学习，是你们在日常工作中给予我大力支持，为论文提供了很多灵感。

感谢王飞博士软件使用和计算机仿真技术方面的指导，感谢小师弟对论文格式和数据的规范整理，大力推动了论文的进展。

最后，感谢曾经有过一面之缘的校友和周末付出辛劳上课的老师。衷心的感谢为评阅本论文而付出宝贵时间和为科教事业劳碌的专家和教授们。

奥地利 AVL 公司前总裁、工学博士汉斯 李斯特教授的《我的自传》有这样一段话。“在研究工作中，我的基本原则是每一个计算结果都必须通过试验验证，只有这样，人们才能了解到通过理论工作得到了什么样的实际效果。这个准则是我一直所遵循的。”谨以此言与同在试验工程师道路上艰辛打拼的的校友们共勉。

2015 年 10 月

参考文献

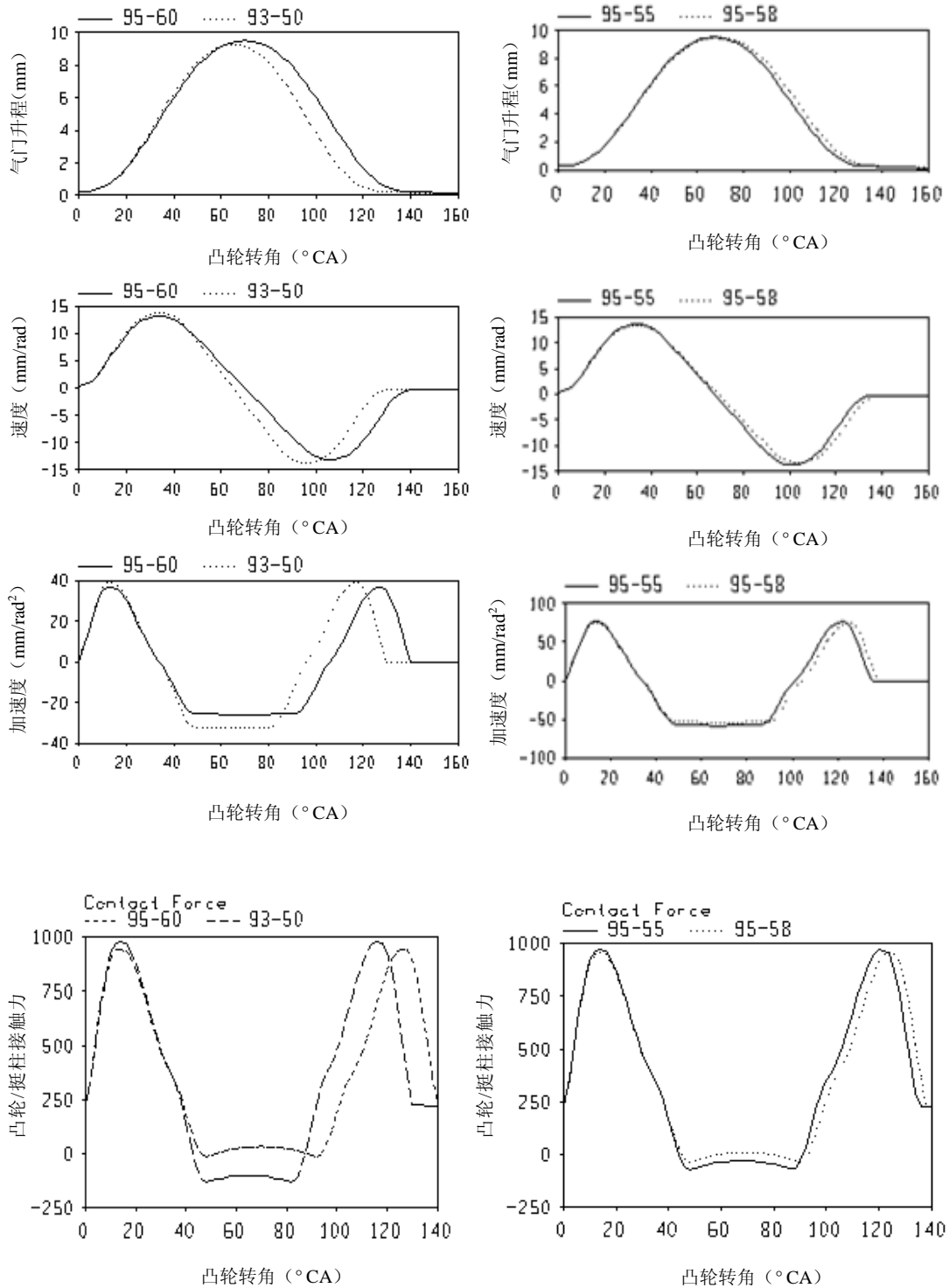
- [1] 黄文凯, 周毅. 基于 BOOST 软件的某款发动机进、排气门配气相位的改进[C]. 中国汽车工程学会年会论文集, 2009
- [2] 徐涛, 詹樟松, 吴学松, 等. 可变气门升程技术现状及发展趋势[J]. 内燃机, 2013(6): 1~5
- [3] 谢勇. 发动机四气门配气机构系统分析研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009
- [4] 叶年业, 刘洁, 倪计民, 等. 车用汽油机流动过程模拟及基于DoE的配气相位优化[J]. 内燃机工程, 2011(04): 35~39
- [5] 刘忠民. 配气机构动力学试验方法与模型规划研究[D]. 浙江: 同济大学, 2005
- [6] 董尧清, 唐鹏元, 纪丽伟. 车用电控柴油机配气机构性能的仿真优化研究[C]. 中国内燃机学会 2006 年学术年会论文集, 2006, 10, 天津, 208~212
- [7] 倪计民, 杜倩颖, 周英杰, 等. DoE 在高压共轨柴油机优化设计中的应用 [J]. 内燃机学报, 2009, 27 (3): 231~236
- [8] 周龙保. 内燃机学第三版 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010
- [9] 高安津. 内燃机配气系统动力学计算与仿真[D]. 上海: 上海交通大学, 2007
- [10] 尚汉冀. 内燃机配气凸轮机构: 设计与计算[M]. 上海: 复旦大学出版社, 1988
- [11] 林建生. 内燃机配气凸轮的优化设计[J]. 天津师范大学学报, 2002, 22(4): 43~45
- [12] 李龙超, 雷蕾, 钱海清, 等. 某发动机 DVVT 技术经济性仿真研究[J]. 内燃机与动力装置, 2014, 31(5): 33~35
- [13] 刘然, 卢维伟, 姜坤, 等. DVVT 对扫气影响的试验研究[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2015(1): 44~49
- [14] Peter Kreuter, Peter Heuser, Reinicke-Muruman, Rudiger Erz and Ulrich Peter. The Meta VVH System-The Advantages of Continuously Mechanical Variable Valve Timing[C]. SAE 1999-01-0329
- [15] P J Philips, A R Schamel, J Meyer. "An Efficient Model for Valve Train and Spring Dynamics" [C]. SAE 1989-06-19
- [16] S.utzman, J.Mebert and A.Koch. Sensorless Control so Electromagnetic Actuators for Variable Valve Train[C]. SAE 2000-01-1225
- [17] D. Noceti, R. Meldolesi, "The use of Valdyn in the design of the valvetrain and timing drive of the new Ferrari V8 Engine" [C], SAE 1999-03-65
- [18] 杜乐. 基于模型的直喷汽油机标定技术研究[D]. 吉林: 吉林大学, 2013
- [19] 周毅, 黄文凯, 陈青华. 基于 BOOST 软件对某款汽油机排气歧管的优化[J]. 汽车技术, 2010(04): 25~27
- [20] Karsten Roepke. DoE-design of experiments[M]. Germany: Verlag moderne Industrie. 2005
- [21] BOOST User Guide[Z]. 2008
- [22] "RPlot User's Guide". Ricardo Software Manual[Z]. 2009
- [23] 虞育松, 李国岫, 李彩芬. 电控发动机自动优化标定系统的研究[J]. 柴油机, 2005(02): 55~58
- [24] 张桐山. 基于可变气门正时技术的汽油机排放性能研究[D]. 天津: 天津大学, 2008
- [25] 左洪卫, 张永亮. 汽油发动机 VVT 标定研究[J]. 轻型汽车技术, 2013(1/2): 281~282
- [26] 苏岩, 李理光, 肖敏, 等. 可变配气相位对发动机性能的影响[J]. 汽车技术, 2000(10): 86~88

- [27] 周广猛, 刘瑞林, 魏冲, 等. 电控发动机标定技术研究现状和发展趋势[C]. 高等学校工程热物理第十六届全国学术会议论文集, 2009
- [28] 杨宝全. 可变气门正时技术在汽油机上的应用[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2007
- [29] 邵发科, 吕伟, 占文锋. DCVVT 发动机外特性转矩下凹问题的研究[J]. 汽车零部件, 2013(08): 36~38
- [30] 钟凯弦. 汽油机涡轮增压与双 VVT 联合控制策略的研究[D]. 广州: 广东工业大学, 2014
- [31] 裴建权. 可变进、排气系统对发动机动力性作用影响分析[D]. 长春: 吉林大学, 2012
- [32] 姜坤, 刘然, 杨中华, 等. 基于 DoE 设计实现 DVVT 的高效台架标定[J]. 小型内燃机与车辆技术, 2015, 44(1): 59~61
- [33] LIGtlangLi,etal. Effects of Intake Valve Closing Timing on Gasoline Engine performance and Emissions[C].SAE 2001-01-3564
- [34] Steinberg R, Lenz l, Koehnlein G 等. 相位连续可变的进、排气凸轮轴设计[J]. 国外内燃机, 2001 (5): 28~32
- [35] 陈力, 陈劲. 基于 AVL BOOST 的发动机性能检测与仿真研究[J]. 内燃机, 2013(1): 34~36
- [36] 刘忠民. 配气机构动力学试验方法与模型规划研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2005
- [37] 王立彪, 何帮全. 发动机可变气门技术的研究进展[J]. 汽车技术, 2005 (12): 4~8
- [38] 乔军, 李国祥. WD618. 41 柴油机配气凸轮型线的改进设计[J]. 内燃机工程, 2006(05): 10~15
- [39] 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1999
- [40] Philips P J Schamel AR Meyer J, An Efficient Model for Valve-Train and Spring Dynamics[C]. SAE 890619
- [41] 戴正兴, 宋义忠, 崔毅. 汽油机可变气门正时技术仿真及方案分析[J]. 汽车技术, 2008(3): 22-26
- [42] 浦耿强. 顶置凸轮轴配气系统动力学分析[J]. 汽车科技, 2002, 15 (4): 12~16
- [43] 浦耿强. 顶置凸轮配气机构仿真分析[J]. 汽车科技, 2001(1): 8~12
- [44] 吴俊刚, 张力, 徐宗俊. 顶置凸轮配气机构多体系统动力学仿真研究. 现代制造, 2005 (04): 21~25
- [45] 邓伟. 可变气门机构汽油机的进气测量与控制策略研究[D]. 天津: 天津大学, 2008
- [46] 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002
- [47] 李立军, 张力. 采用 VVT 技术的汽油机控制策略的研究[J]. 汽车工程学报, 2011(04): 10~12
- [48] 胡华强. 摩托车发动机可变进气系统的研究[D]. 天津: 天津大学, 2008
- [49] 王东荣, 颜平涛, 杨陈, 等. 基于 AVL BOOST 的汽油机两级可变进气系统研究[J]. 小型内燃机与摩托车, 2014, 43(2): 7~9
- [50] 万欣, 林大渊. 内燃机设计[M]. 天津: 天津大学出版社, 1991: 257~294
- [51] 纪峻岭, 汪伟. 基于 AVL BOOST 发动机配气正时的优化设计[J]. 黑龙江工程学院学报, 2010, 24(1): 9~12
- [52] Fontana G, Ganoni E, Palmaccio R. The Influence of Variable Valve Timing on the Combustion Process of a Small Spark Ignition Engine[C]. SAE 2006-01-0445
- [53] 刘惟信. 机械最优化设计[D]. 北京: 清华大学出版社, 1996
- [54] Steve S. An Optimization Approach to Valve Train Design[C]. SAE 901638

附录 A 优化前后配气机构运动学和动力学分析结果

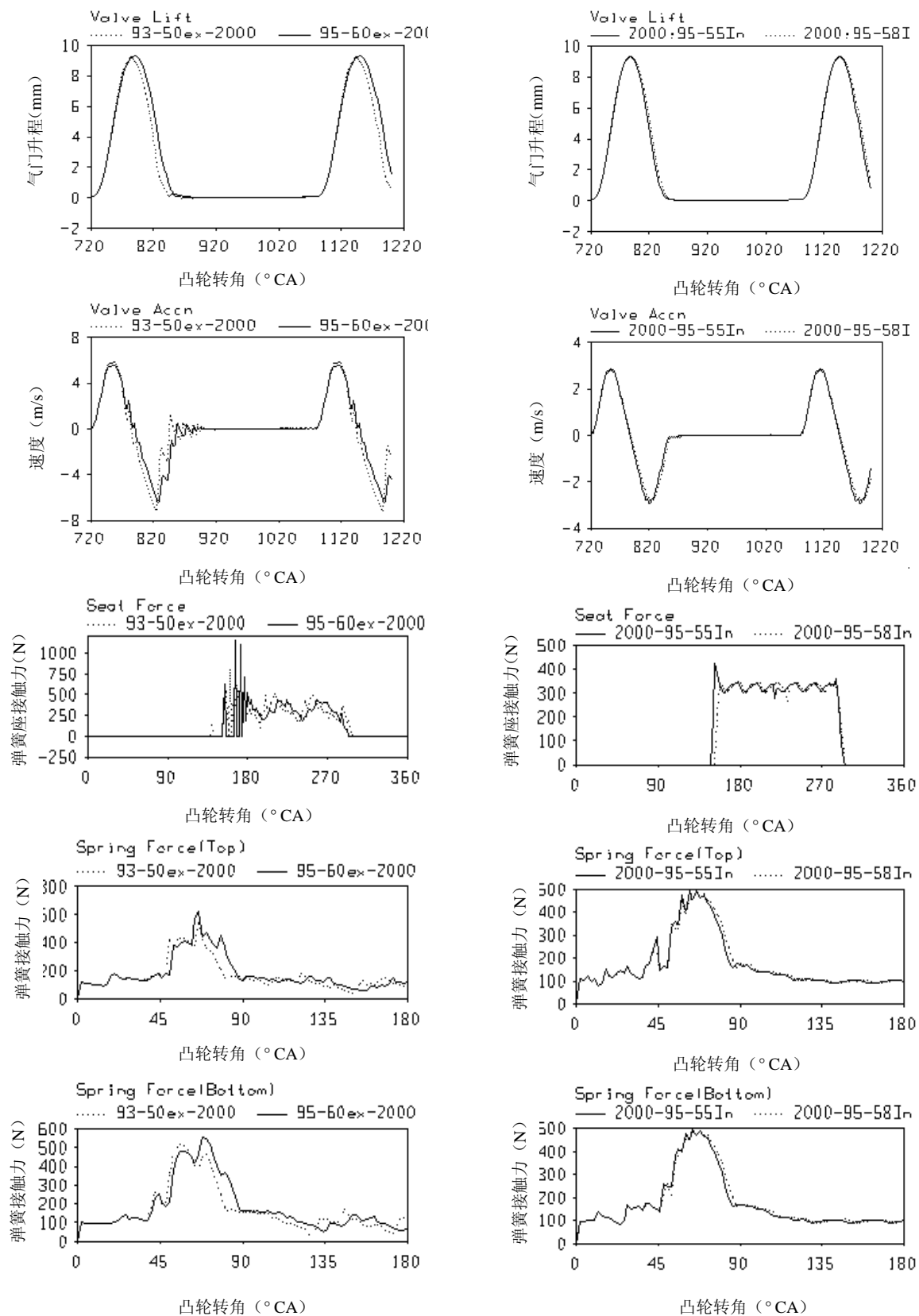
1. 6500r/min 升级前后进排气门型线变化后的运动学和动力学分析结果

(左侧图为排气门, 右侧图为进气门)



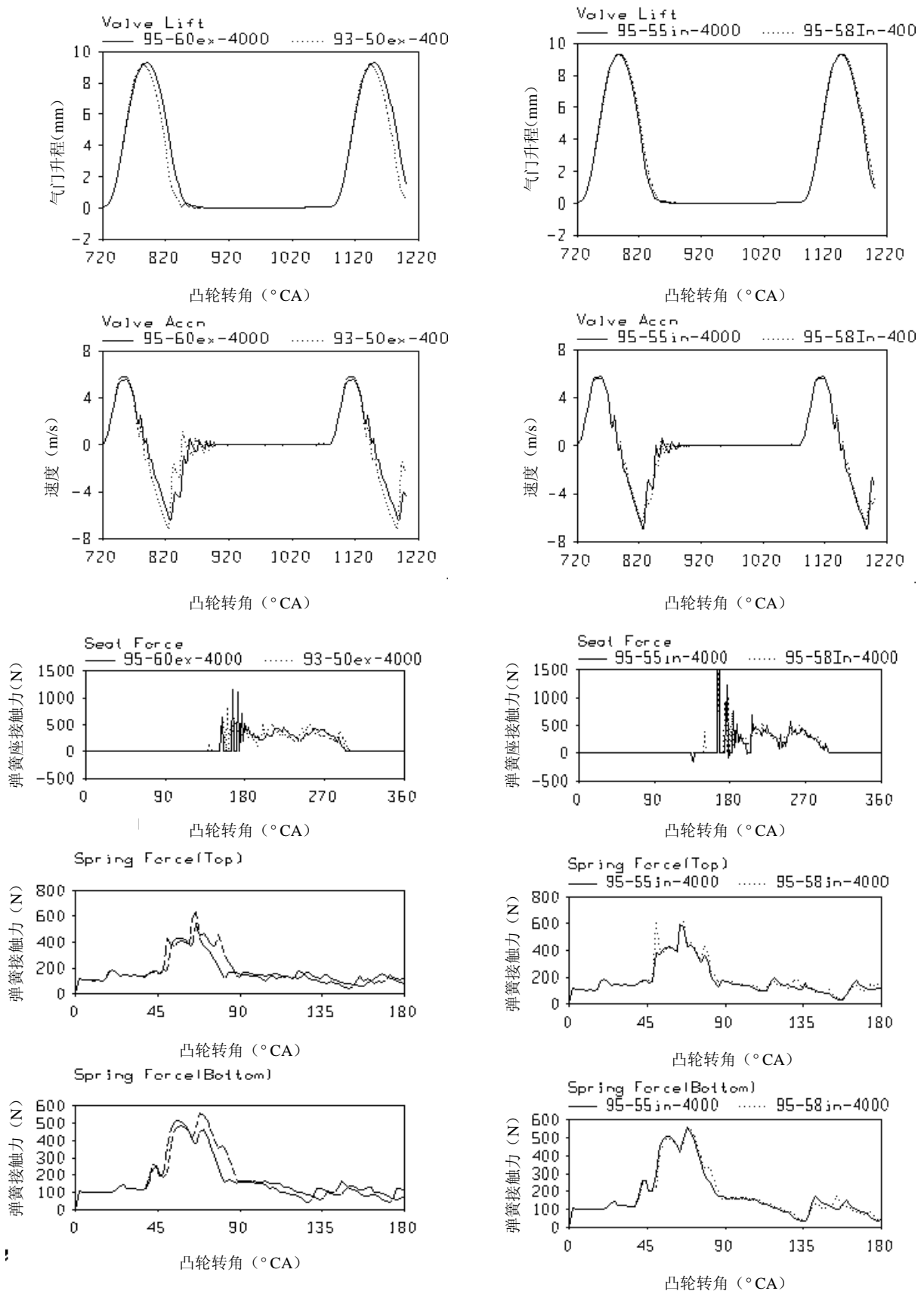
2. 2000r/min 升级前后进排气门型线变化后的动力学分析结果

(左侧图为排气门, 右侧图为进气门)



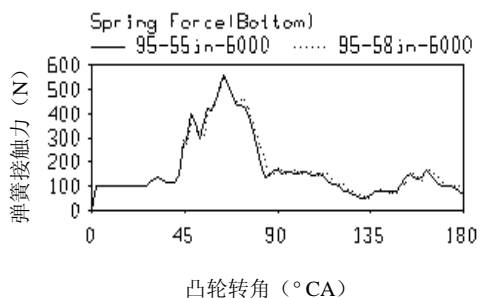
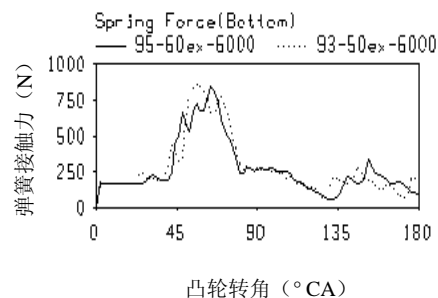
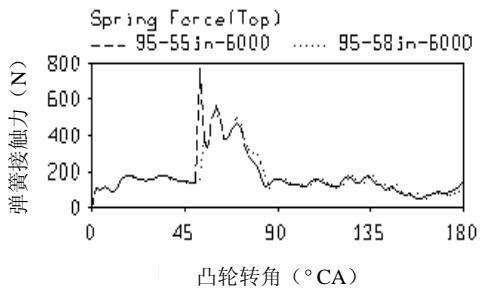
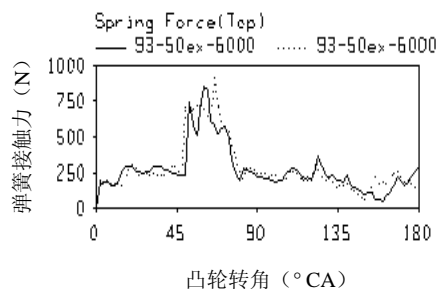
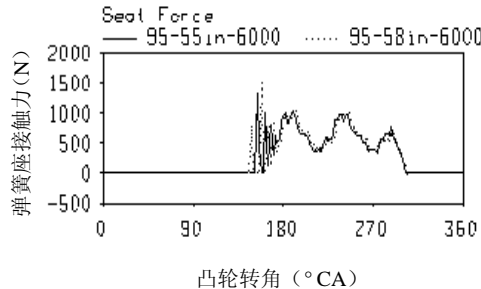
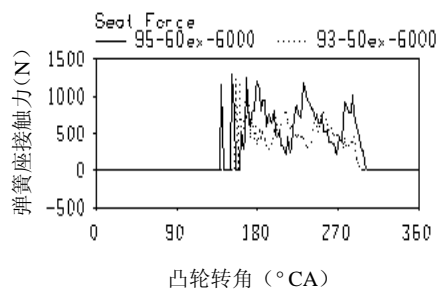
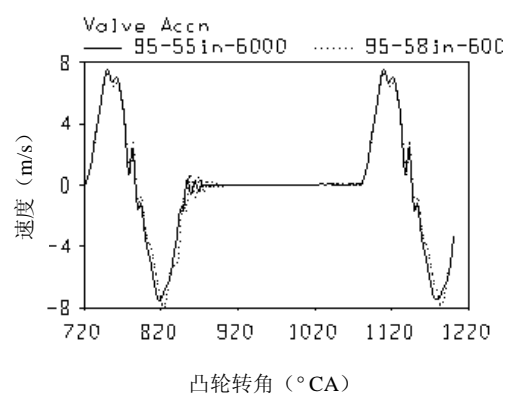
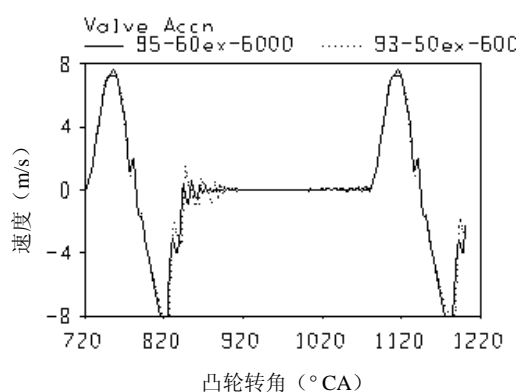
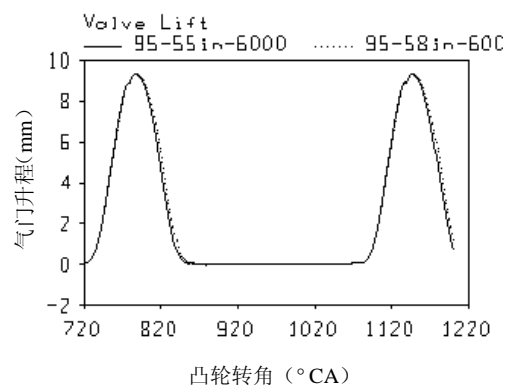
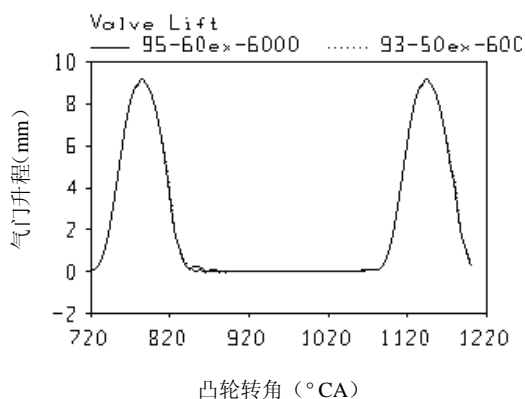
3. 4000r/min 升级前后进排气门型线变化后的动力学分析结果

(左侧图为排气门, 右侧图为进气门)



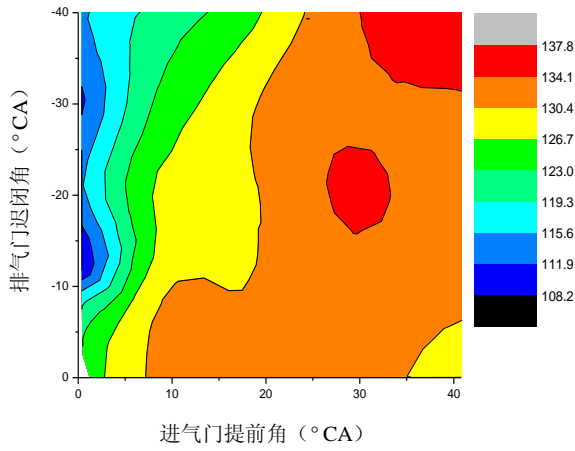
4. 6000r/min 升级前后进排气门型线变化后的动力学分析结果

(左侧图为排气门, 右侧图为进气门)

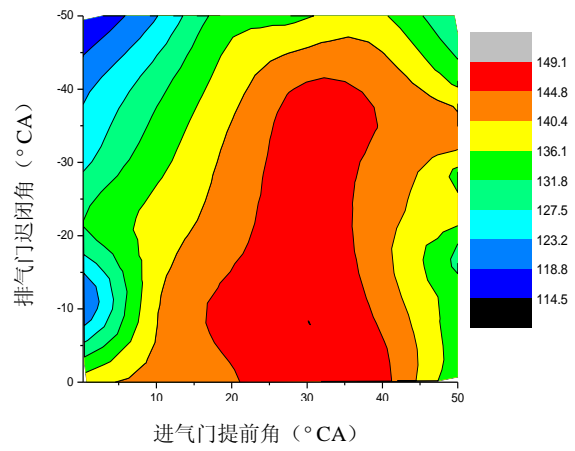


附录 B 外特性工况点试验优化结果

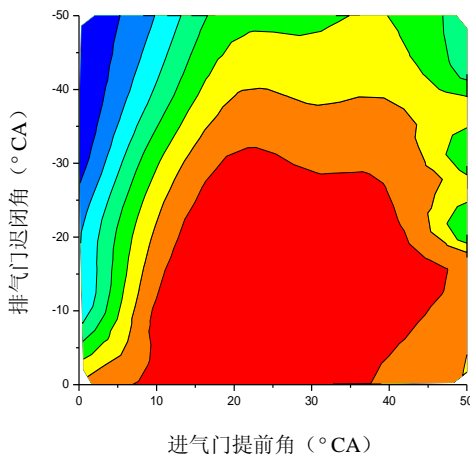
1. 1000r/min



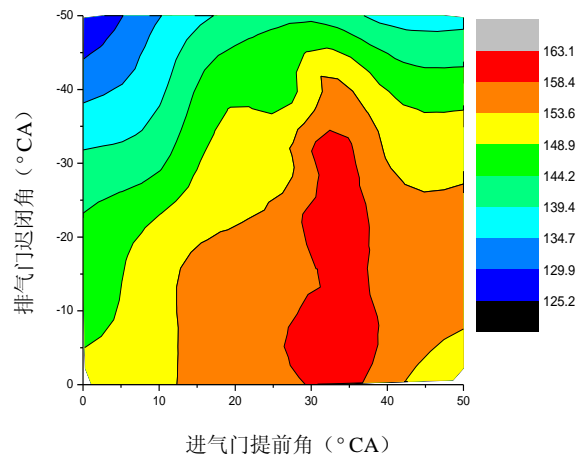
2. 1500 r/min



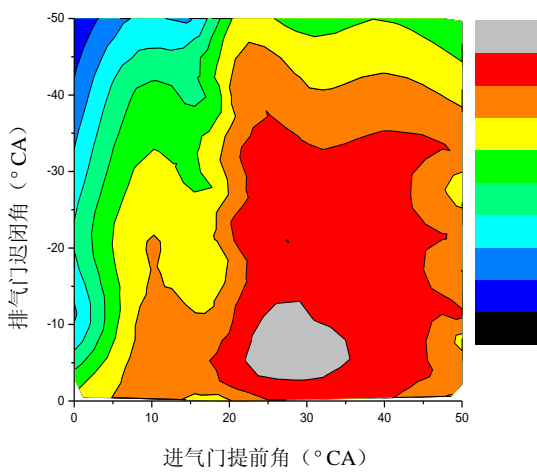
3. 2000 r/min



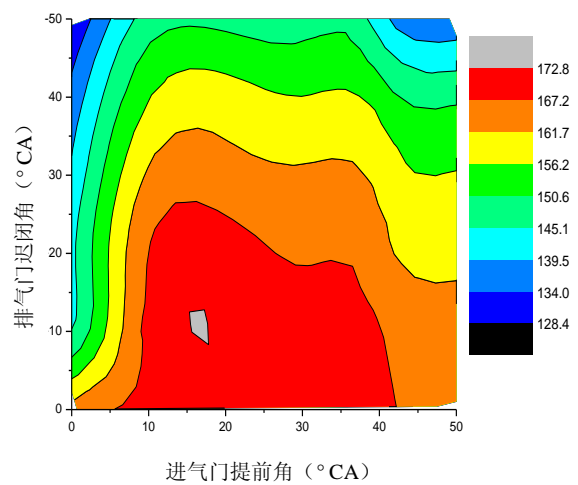
4. 2500 r/min



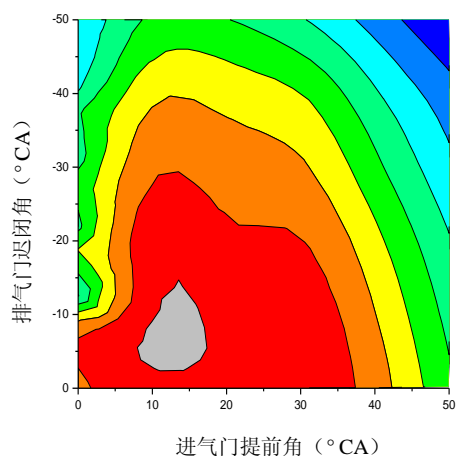
5. 3000 r/min



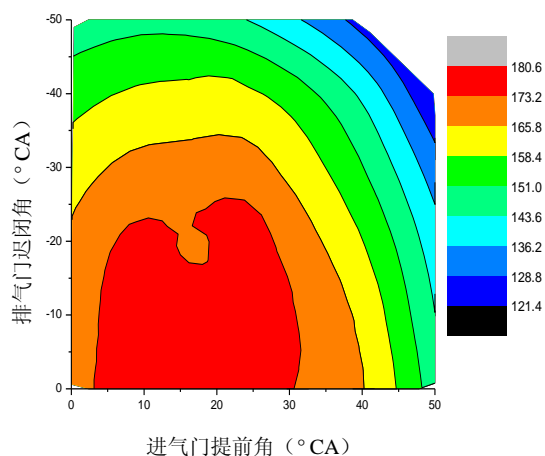
6. 3500 r/min



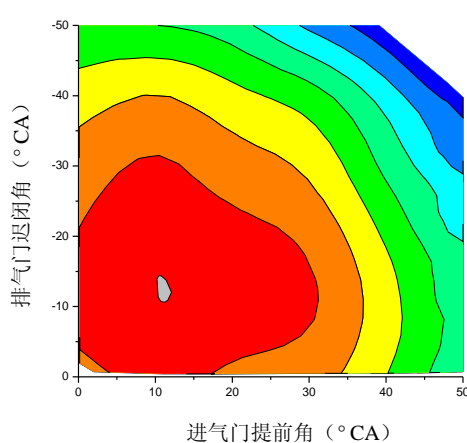
7. 4000 r/min



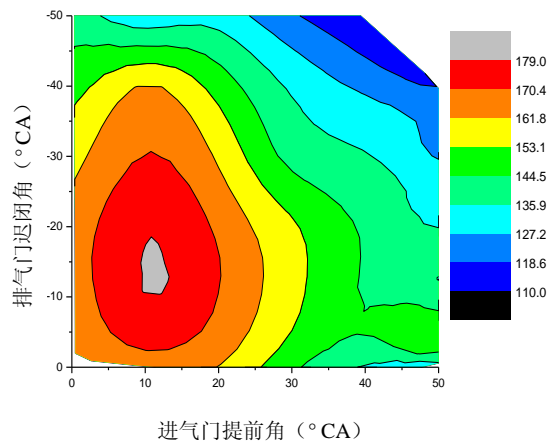
8. 4500 r/min



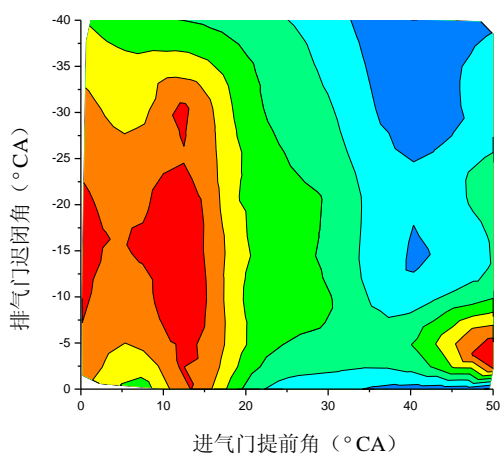
9. 5000 r/min



10. 5500 r/min



11. 6000 r/min



附录 C 部分负荷特征工况点仿真寻优结果

图中小方块内为曲线说明，格式为：(进气相位变化, 排气相位变化) 且顺时针变化为正, 逆时针变化为负。按照定义进气门打开 IVO: 负值提前, 正值滞后; 排气门关闭 EVC: 负值提前, 正值滞后。(0_0: 表示原型机相位, 曲线用“o”标志); (*_*: 表示 DCVVT 寻优相位, 用“x”标志, 最优)。图 1~6 分别给出了不同转速下的 BMEP 曲线和 BSFC 曲线。

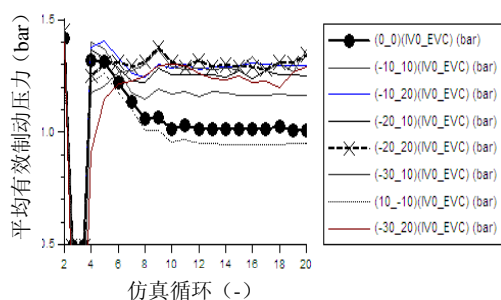


图 1 1500r/min 0.1MPa BMEP 曲线

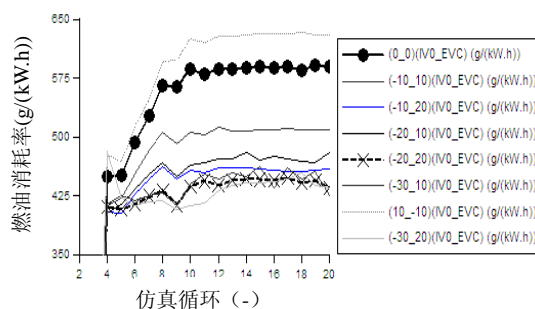


图 2 1500r/min 0.1MPa BSFC 曲线

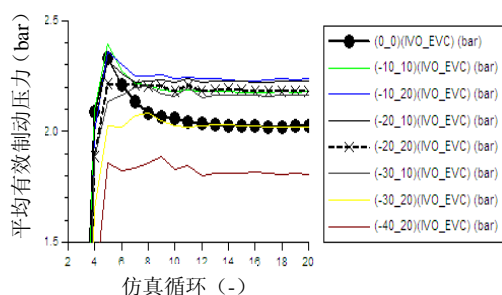


图 3 2000r/min 0.2 MPa BMEP 曲线

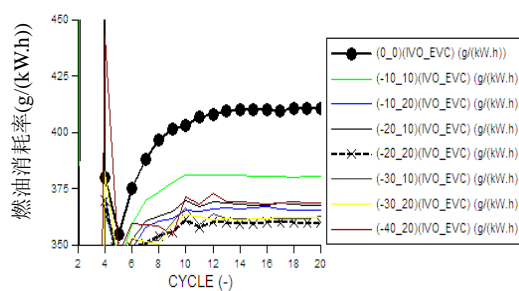


图 4 2000r/min 0.2 MPa BSFC 曲线

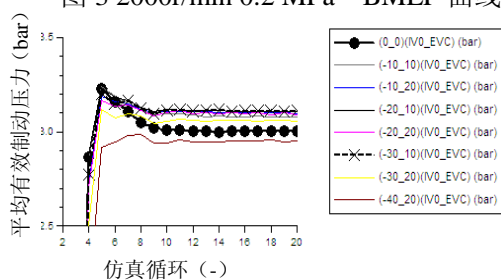


图 5 3000r/min 0.3 MPa BMEP 曲线

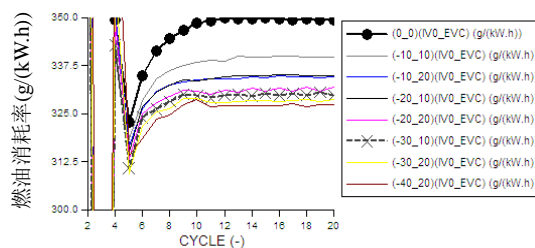


图 6 3000r/min 0.3MPa BSFC 曲线

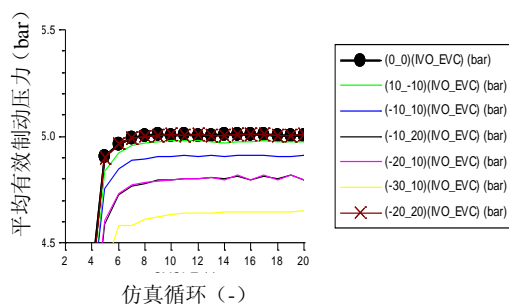


图 7 4000r/min 0.5 MPa BMEP 曲线

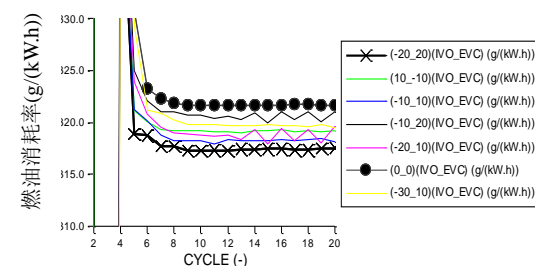


图 8 4000r/min 0.5 MPa BSFC 曲线

个人简历、在读期间发表的学术论文与研究成果

个人简历:

楼宏伟, 男, 1978年1月生。

2000年7月毕业于四川工业学院(现西华大学)汽车与拖拉机专业 获学士学位。

2010年10月入同济大学攻读在职硕士研究生。

已发表论文:

[1] 胡华强, 景亚兵, 栗娟, 朱成明, 楼宏伟. 基于计算流体动力学分析的发动机性能优化. 小型内燃机与车辆技术, 2014, 4: 53~57

[2] 燃烧室几何形状对柴油机排放特性影响的数值分析. 实验室研究与探索, 2016, 5: 32~34