

The Prediction of Engine Surface Vibration Impelled by Combustion



A Thesis Submitted to Chongqing University
in Partial Fulfillment of the Requirement for the
Degree of Master of Engineering

By
Wei Guo Jun

Supervised by Prof. Yang Cheng
Major: Vehicle Engineering

College of Mechanical Engineering of Chongqing University ,
Chongqing, China

April 2011

摘 要

发动机噪声包括燃烧噪声、机械噪声以及气体动力性噪声。其中，燃烧噪声对整机噪声的贡献是占主要地位的，而燃烧噪声主要通过机体表面振动向外界辐射，因此，对燃烧噪声的研究就显得尤为重要。由于发动机燃烧噪声与机械噪声难以分离，所以国内外对燃烧噪声的研究，主要集中在降低燃烧噪声和燃油经济性相结合的问题上。然而，发动机燃烧噪声的准确预测对产品的优化设计和降噪改进具有指导性作用。于是，本文以建设工业集团 JS 某型摩托车发动机为具体研究对象，对燃烧引起的发动机表面振动响应的预测进行了较为深入的研究。

首先，利用 GT-POWER 软件建立了 JS 某型发动机工作过程的仿真模型，与试验测得数据进行对比，验证仿真模型的正确性，并求解多种工况下气缸压力及压力升高率曲线，分析了解影响气缸压力的因素；然后，建立发动机外壳三维实体模型，并对模型进行适当的简化，通过有限元前处理软件 ANSA 对其进行材料定义、几何清理及网格划分，将模型导入到有限元分析软件 ANSYS 中建立了发动机壳体有限元模型，在此基础上进行了有限元模态分析，得到了机体的固有频率和振型，了解了机体结构的动态特性并验证了有限元模型的正确性；接下来，将气缸压力和主轴承载荷加载到有限元模型上，在一个工作循环中进行机体的瞬态分析，得到机体结构在气缸压力作用下的变形过程，即机体表面的振动情况；最后，在瞬态分析基础上，对典型节点的振动特性进行研究，与试验测得进行对比验证了结果的正确性，并作出机体表面速度云图，分析了燃烧引起的表面噪声辐射特性。

关键词：发动机，燃烧噪声，气缸压力，有限元，瞬态分析

ABSTRACT

The noise of Engine includes the combustion noise, the mechanical noise and aerodynamic noise. Among it, the combustion noise of the whole noise is the most dominant part. So, the research on the combustion noise is particularly important. As the engine combustion noise and mechanical noise are difficult to separate, the study of combustion noise at home and abroad, mainly in combining the lower combustion noise and fuel economy. However, it is a guiding role for improving the accurate prediction of engine combustion noise, optimization of product design and noise reduction. Thus, this type of ATV400 Engine produced by JIANSHE industry group is researched and the prediction of combustion noise is carried out deeply.

First, using GT-POWER software built working process simulation model of JS400ATV engine, it is to solve a variety of conditions and the pressure rise rate of cylinder pressure curves of the factors that affect the cylinder pressure; then, the establishment of three-dimensional solid model of the engine casing, ANSA software is used in order to definite the material and divide the meshes and it is imported into the ANSYS software to establish a finite element model of the shell of the engine. In this based, the finite element modal is analyzed. Therefore, the modal shows the dynamic performance of body structure and verify the finite element the model correctly. Then, the cylinder pressure and shaft bearing load are added to the finite element model; the transient analysis of the body structure is carried out in a engine cycle and the process of deformation of the body acted by the cylinder pressure is researched, which is represent for the situation of the vibration in the body. Finally, based on transient analysis, the acceleration of the body surface vibration is he boundary conditions and the transient radiated sound field of the engine block surface is predicted in the Sysnoise software; at the same time, the sound field radiated noise of the combustion characteristics is analyzed and researched.

Keywords: Engine, Combustion Noise, Cylinder Pressure, Finite Element,
Transient analysis

目 录

中文摘要.....	I
英文摘要.....	II
1 绪 论	1
1.1 课题的背景和意义.....	1
1.2 发动机燃烧噪声控制研究概况.....	1
1.2.1 燃烧噪声产生的机理和影响因素.....	1
1.2.2 发动机燃烧噪声预测的现状.....	3
1.3 本课题研究的方法、技术路线和主要内容.....	5
2 分析工具与理论基础	7
2.1 分析工具.....	7
2.1.1 GT-Power 软件.....	7
2.1.2 Pro/E 软件.....	9
2.1.3 ANSA 软件.....	9
2.1.4 ANSYS 软件.....	9
2.2 发动机燃烧模型及计算原理.....	10
2.2.1 发动机物理模型.....	10
2.2.2 汽油机工作过程数值计算.....	10
2.2.3 缸内过程数值解的基本假设.....	12
2.2.4 一维非稳态流动数学模型的求解方法.....	13
2.3 有限元分析理论.....	15
2.3.1 有限元法简介.....	15
2.3.2 有限元网格的划分.....	16
2.3.3 有限元模态分析.....	17
2.3.4 有限元频率响应分析.....	18
3 发动机工作过程仿真	20
3.1 前言.....	20
3.2 发动机模型的建立.....	20
3.2.1 发动机主要技术参数及结构参数.....	20
3.2.2 仿真模型的建立.....	22
3.2.3 运行参数的设置及模型图的预处理.....	25
3.2.4 运行仿真及结果后处理.....	30

3.3 发动机模型的验证	30
3.4 不同工况下的气缸压力	34
3.4.1 转速对气缸压力的影响	34
3.4.2 节气门开度对气缸压力的影响	35
3.4.3 点火提前角对气缸压力的影响	36
3.5 本章小结	37
4 发动机外壳的有限元建模及模态分析	38
4.1 发动机外壳实体建模	38
4.2 发动机外壳的有限元建模	39
4.3 发动机外壳的模态分析	41
4.4 发动机外壳频率响应分析	43
4.5 本章小结	44
5 发动机机体的瞬态分析	45
5.1 引言	45
5.2 模型载荷的施加	45
5.3 边界条件的确定	48
5.4 计算结果分析	48
5.5 本章小结	54
6 总结与展望	55
致 谢	57
参考文献	58
附 录： A. 作者在攻读硕士学位期间发表的学术论文目录	61

1 绪 论

1.1 课题的背景和意义

发动机是一种用途广泛的动力机械，在车辆、船舶、工程机械及机车等领域中用作原动力。近年来，随着发动机朝高速、轻型、大功率方向发展，以及汽车保有量的不断增加，发动机噪声已经成为城市的主要噪声源，受到日益严格的噪声法规的限制。而燃烧噪声在发动机噪声中占有很大比例，这就促使人们对发动机的燃烧噪声问题给予更多的关注。

发动机燃烧噪声控制的实践表明：改善现有发动机振动声学特性的可能性是有限的，对已成型生产的发动机采取措施降低其辐射噪声是被动的，降噪措施受到制造工艺、生产成本等方面的限制。而在设计阶段做发动机的低噪声设计是解决问题的较好途径，因此预测发动机燃烧噪声的方法成为重要的研究课题^[1]。

进行噪声的预测主要是分析振动传递函数与噪声辐射的关系。预测发动机噪声可以根据图纸进行辐射噪声的估算或者以低噪声作为目标函数进行低噪声的多方案优化设计。按照等噪声曲线绘出机体辐射噪声分布图，可以确定辐射噪声部位和大小，针对高噪声区域进行结构改进设计以降低噪声。

低噪声设计包含两方面的内容：首先是根据设计图纸和机器所受的动载荷大小，计算其动态响应和表面的法向加速度分布；其次是在求得的表面法向振速基础上，对机器振动声辐射进行计算。前者通常采用模态分析和有限元方法进行处理，而后者则是进行振动声辐射的计算研究。随着计算机技术的不断发展、现代设计和分析手段的日益完备，振动噪声控制领域已经开始进行发动机整机的振动噪声全仿真研究，从设计阶段就开始进行振动噪声控制成为发展趋势。

1.2 发动机燃烧噪声控制研究概况

1.2.1 燃烧噪声产生的机理和影响因素

发动机通过气缸内可燃混合气燃烧膨胀来推动活塞往复运动，这就决定了发动机工作的周期性。这种周期性包括空气工质运动的周期性以及力作用的周期性，形成气压波动以及机械部件的振动激励源，而气压波动和机械部件的振动都将辐射噪声，这便是发动机噪声产生的根源。发动机噪声根据辐射方式可以分为两部分：首先是直接向大气辐射的噪声，包括进、排气噪声和风扇噪声，称为空气动力噪声；其次是发动机内部的燃烧过程和结构振动产生的噪声，是通过发动机外表面以及外表面刚性连接的零部件的振动向大气辐射的噪声，称为结构噪声。

结构噪声又称表面辐射噪声，包括燃烧噪声和机械噪声。燃烧噪声是发动机

的主要噪声源，燃烧噪声产生根源主要有两部分：首先是可燃混合气燃烧引起气缸内气体压力急剧上升，并随燃烧而产生的周期性变化，使得气缸和与其相连的所有部件受到强烈的冲击载荷，形成瞬间激励并通过气缸盖、气缸套、活塞连杆机构、曲轴传动机构及其轴承支承最后传到发动机外壳，导致壳体振动向外辐射噪声；其次，由于缸内燃烧的不均匀性，伴随火焰的传播也产生具有冲击性质的压力波，冲击波在遇到燃烧室壁时发生反射，在气缸内多次来回反射，进而形成气体的高频振荡，这种压力波的高频振荡在膨胀行程中持续相当的时间，也会因此辐射出高频噪声。由于高频噪声产生机理十分复杂，对缸内燃烧模型的要求很高，因此，本文只计算由气缸内压力波动产生的冲击载荷引起的燃烧噪声。

发动机结构振动辐射噪声的过程可以分为三步，即振动发生、振动传递和噪声辐射。第一个过程是结构受压力波动产生振动，即缸内燃烧压力对气缸盖、气缸壁和活塞的作用；第二个过程是振动的传播过程，对燃烧噪声而言，它的激振力是缸内压力波动，具有脉冲性，缸内压力引起的振动通过气缸盖和气缸套向外传出的途径叫做外部传播途径；而通过活塞、活塞销、连杆、曲轴、轴承座传给机体曲轴箱和油底壳的途径叫做内部传递途径；第三个过程是由机体的表面振动变成空气辐射噪声，就是振动表面辐射噪声的过程。整个过程如 1.1 图所示：

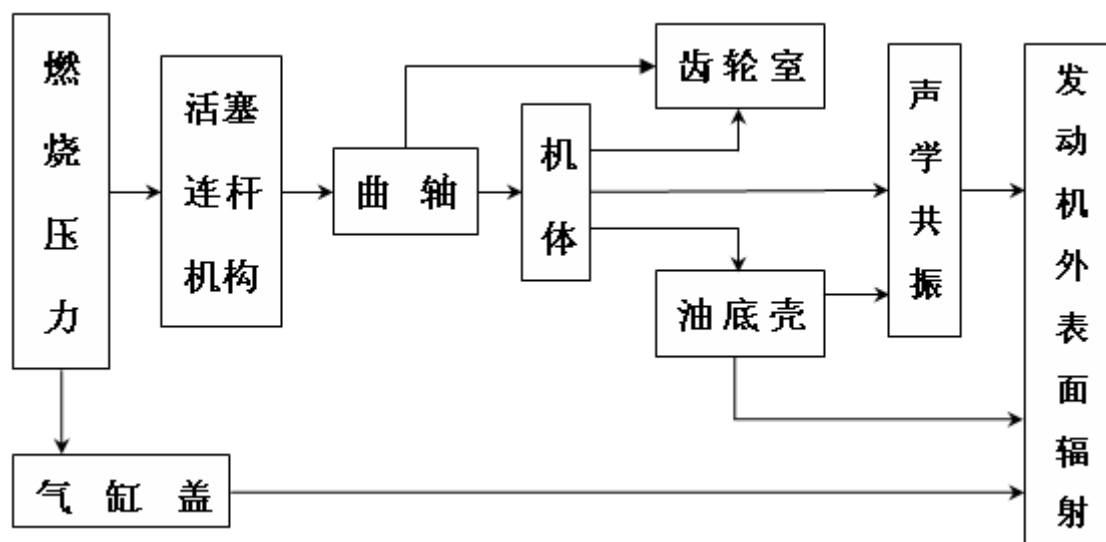


图 1.1 燃烧噪声产生和传播示意图

Fig 1.1 Schematic diagram of combustion noise generation and propagation

发动机燃烧噪声的大小与发动机的燃烧方式和燃烧速度有关，其影响因素主要包括滞燃期持续时间、燃烧室温度和压力、增压、喷油系统参数、燃烧室结构、转速和负荷等。发动机燃烧过程分为滞燃期、速燃期、缓燃期和补燃期四个阶段。

滞燃期内燃料尚未燃烧，气缸内的压力和温度变化都很小，因此对燃烧噪声的直接贡献甚微，但由于影响后续燃烧过程，因而对燃烧噪声有间接重要影响。发动机燃烧噪声主要集中于速燃期，在速燃期内，燃料迅速燃烧，气缸内压力迅速增加，压力升高率大，形成的冲击强，直接影响发动机的振动和噪声。影响压力升高率的主要因素是着火延迟期（滞燃期）的长短和供油规律。延迟期越长，喷入气缸的燃料越多，压力升高率越高，则发动机的冲击载荷越大，零件敲击越严重，增加了发动机的结构频率和所辐射的噪声。缓燃期内气缸压力有所增长，但增长率小，能激发一定程度的燃烧噪声，但对噪声的影响不显著。补燃期内活塞下行且绝大多数燃料已经在前两个时期内燃烧完毕，对燃烧噪声影响不大。

1.2.2 发动机燃烧噪声预测的现状

传统的评估燃烧噪声的方法主要有通过测量发动机表面振动进而分离得出燃烧噪声；或者对气缸压力级进行频谱分析，用气缸压力级频谱评定燃烧噪声^[2]。对于燃烧噪声控制、测试和分析，目前国内外都采用了一些新的技术和方法。燃烧噪声控制方面：应用高压共轨点喷油系统，采用预喷射或多次喷射等理想的喷油规律^{[3][4]}；改变燃烧室形状，提高压缩比等方法。燃烧噪声测试方面：根据理论及大量实验研究，推导出发动机机械噪声和燃烧噪声的分离公式，提出了测试发动机燃烧噪声的新方法。燃烧噪声分析方面：应用计算机软硬件仿真计算技术优化发动机系统^[5]，通过时域、频域分析等技术降低噪声；用小波包变换方法代替傅里叶变换对缸内压力进行实时分析^[6]，可以很好的指导如何降低燃烧噪声。燃烧噪声识别方面：应用商用软件通过发动机缸压时频域信号直接提取燃烧噪声；采用多元回归分析对气体动力噪声、机械噪声、燃烧噪声进行识别；应用相干输出功率谱函数法从发动机总噪声中直接识别燃烧噪声。

发动机的噪声问题是发动机研究领域的重要内容，随着计算机技术的迅速发展，各种分析软件和数值解析方法得到大量运用，噪声控制由传统的消声、隔声、吸声和隔振等手段向结构动态特性改进、声源直接控制和传统手段相结合的方向发展，从最初的仅靠试验改进发展到当前运用各种先进技术进行噪声预测，发动机的噪声问题已经形成了基本完整的试验和理论体系。人们逐步开始以系统的观点来看待噪声问题，从发动机的图纸设计阶段就对其结构进行噪声预测，做出噪声评价，对发动机零部件实施噪声优化设计。

目前噪声测试的方法主要有声压法、声强法和声振测量法，趋向于各种方法的综合应用^[7]。随着计算机计算技术的不断发展，各种研究噪声的数值方法也有了新的进展。根据目前国内外研究机构和发动机厂家的实际情况来看，在发动机噪声模拟分析方法上占主导地位的方法是采用有限元和边界元相结合的方法：通过有限元预测发动机的结构振动响应，然后通过边界元预测噪声，在有关文献中

有众多通过这种方法进行发动机噪声分析和优化的成功实例。这两种方法适合于解决柴油机周围空气的声学特性预测问题，能近似的描述柴油机在自由空间或在无混响室内的声场分布情况。

国外许多学者应用现代计算方法及测试手段，进行结构的动力学分析、振动和噪声的有限元边界元计算，结合声强法测量近场噪声等先进测试手段，在振动和噪声的预测方面取得了大量成果。Wijetunge 等人用声强测量来识别噪声源，并且进行试验模态分析和谐响应分析，通过修改局部结构来减少内燃机的噪声辐射^[8,9]；David C.Smith 等人通过实测响应和赫姆霍茨法、雷利法预测气门罩室噪声^[10]；A.F.Sybert 等人通过 BEM 和雷利积分方法对油底壳进行辐射噪声预测，并对比了不同材料的油底壳噪声辐射情况^[11]；Yasuhior Maetani 等人研究了主轴承力作用下机体表面的振动情况以及噪声辐射^[12]；Kazuhide Ohte 等人研究了内燃机燃烧过程中活塞撞击所引起的振动和噪声分析的仿真^[13,14]；Ulrich Viersbach 等人通过模态扩张法预测了内燃机整机辐射噪声，同时也用有限元和边界元法预测了辐射噪声^[15]；Shung H.Sung 等人用有限元和边界元法预测了内燃机结构的振动和辐射噪声，并且通过改进零部件结构和安装方法，减少各部件所发出的噪声^[16-18]；Michael J.Allen 等人用 FEM/BEM 方法来预测各种复杂结构的辐射噪声问题^[19-21]；Koopmann 等人应用边界元法讨论了机械结构振动的声功率计算^[22,23]；日本冈春秀南提出用计算机来估算发动机表面的机构振动，通过测取发动机的表面振动速度求解表面辐射噪声。此外，一些著名的发动机研究机构如 AVL、FEV、RICARDO 等都建立了自己的商业化的发动机结构振动和噪声预测分析系统。奥地利 AVL 李斯特公司和德国的 FEV 发动机技术公司对发动机的噪声计算分析做了很多贡献，这两家公司分别运用有限元方法对发动机整机的表面结构噪声做了较为精确的计算。实现了发动机在设计过程中的改进，大大缩短了发动机的开发周期。一些著名的发动机厂家如宝马、福特等也开展了发动机结构振动和噪声优化分析的研究。他们或是建立自己的噪声分析预测系统，或是和其他研究机构合作进行发动机噪声方面的研究。日本尼桑汽车公司在改善发动机及整车的噪声研究方面做了大量的工作，开展了对 4.5LV8 发动机噪声的研究，并取得了较好的成果。美国新泽西州的 Dantec 电子公司开发了用于测量发动机旋转振动频率的一系列光学非接触式振动测量系统，包括扭振仪在内。HRLyon 和 GE 公司通过加速度传感器采样，对旋转机构的振动信号进行频谱分析，以此来确定故障原因。英国噪声和振动研究所 ISVR 激光实验室研制出的激光测速仪，可以用来测量发动机表面的法向振动和旋转振动速度，以检测发动机的运转状况和性能，并且可以作为测量发动机噪声是否降低的一种有效手段。

我国研究工作者在上世纪 80 年代开始参与新型发动机的设计或变型设计过

程, 在发动机图纸设计阶段就对结构进行噪声预测, 作出噪声评价, 对发动机零部件实施噪声优化设计。将有限元模型、输入函数和声辐射效率相结合起来的分析方法, 对发动机结构零部件的噪声和振动进行相当准确的预测。1983 年国家科委把内燃机噪声研究列为国家 38 项重点研究课题之一。从 1985 年开始进行噪声控制研究: 国内一些研究人员也进行了声源探究、内燃机动力学分析、振动和噪声特性分析、噪声预测等方面的研究工作, 也取得了一定的成果。舒歌群、郝志勇等人进行了车用发动机表面辐射噪声源识别、内燃机噪声的声强测量、扭转振动的机理及控制等研究^[24]; 冯威、方华等进行了油底壳模态分析和噪声控制的研究^[25]; 王红剑、梁杰等进行了机体模态分析和噪声控制的研究^[26]; 王迪等人进行了基于声波有限元分析法的发动机进排气系统噪声的研究^[27]; 邓晓龙、黎苏等用有限元和边界元法预测了内燃机主要零部件结构振动和辐射噪声^[28]; 冯慧华、张保成等用有限元和边界元法预测了内燃机整机结构外表面的振动和辐射噪声^[29]; 姜哲、黎胜等对振动表面的声辐射特性进行了深入的研究, 利用声辐射模态结合结构模态研究了声辐射问题^[30]。国内的一些内燃机生产厂家通过引进技术和委托开发, 内燃机的振动和噪声控制水平有所提高。

据统计, 我国目前直接从事噪声与振动控制的设计、研究的单位就有 500 多家, 噪声与振动的队伍基本形成。全国性的噪声与振动控制学术交流十分活跃, 大大促进了噪声控制理论的发展。不少大学院校、科研设计单位及工厂企业开展了产品低噪声化研究实践, 深入分析了各种噪声源的发生机理和传播途径, 从噪声源与振动源出发, 采取积极、有效、合理的控制措施, 并取得满意的效果。上海交通大学的余爱萍利用边界元法研究了结构受冲击作用在时域外力、结构响应与噪声辐射三者之间的关系, 为瞬态声场的研究提供了一种新的数值分析方法; 王有成、刘钊等提出了全特解场边界元方法(APSBEM)。近几年, 国内噪声测试分析技术已接近发达国家水平。

1.3 本课题研究的方法、技术路线和主要内容

综合燃烧噪声预测的研究现状和现有条件, 本文将采用建模仿真及有限元法来预测发动机燃烧噪声, 即利用发动机工作仿真软件 GT-Power 求解燃烧噪声激励, 然后建立发动机壳体三维模型导入到有限元前处理软件 ANSA 中进行几何清理、材料定义及网格划分, 创建有限元模型, 最后, 利用有限元分析软件 ANSYS 计算发动机机体表面振动响应, 并做出表面振动速度云图, 对燃烧噪声的辐射特性进行分析。具体技术路线如图 1.2 所示:

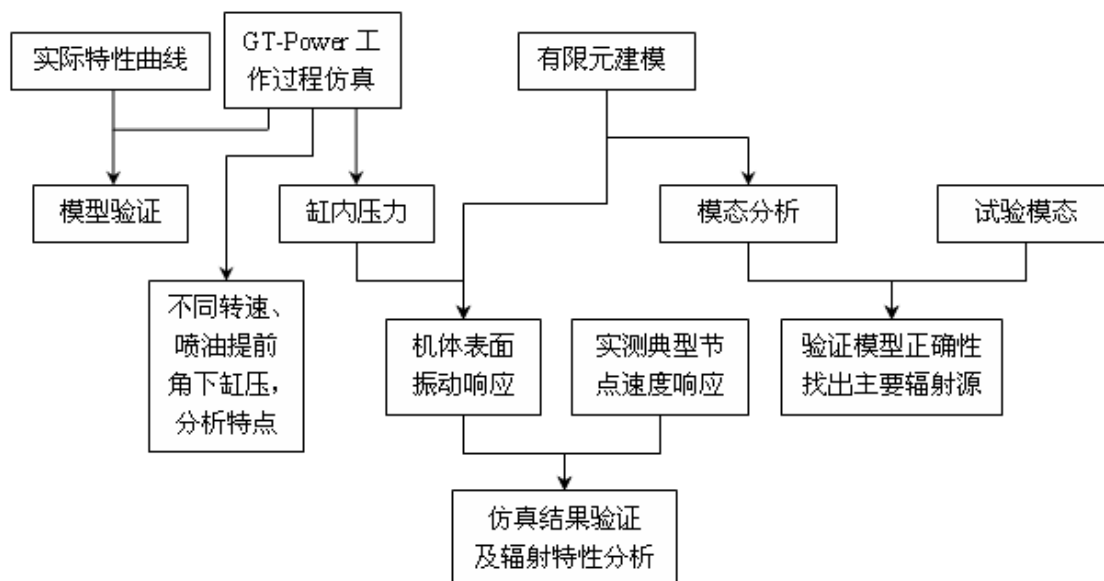


图 1.2 发动机燃烧噪声预测技术路线

Fig 1.2 engine combustion noise prediction line

从图中可看出，预测发动机燃烧引起的机体表面振动响应首先利用发动机工作过程仿真软件 GT-Power 计算出气缸压力及压力升高率，与试验测得发动机外特性曲线进行对比，验证仿真模型的正确性，并求出不同工况对气缸压力的影响；使用 Pro/E 软件建立发动机外壳三维实体模型，并对模型进行适当的简化，利用有限元前处理软件 ANSA 对其进行材料定义、几何清理及划分网格，导入到有限元分析软件 ANSYS 中建立有限元模型，并进行有限元模态分析，通过与试验模态进行对比了解机体结构的动态特性并验证有限元模型的正确性；然后在有限元模型基础上施加缸压载荷、主轴承载荷以及边界约束，在一个工作循环中进行机体的瞬态分析，得到机体表面振动响应；最后，在瞬态分析基础上，对典型节点的振动特性进行分析，与试验测得进行对比验证结果的正确性，并作出发动机表面节点速度云图，对燃烧噪声的特性进行分析。

综合上述分析过程，本文计算分析部分归纳如下：

- ① 发动机工作仿真模型的建立以及缸压的计算分析；
- ② 发动机壳体有限元模型建立以及模态分析；
- ③ 轴承载荷的计算；发动机壳体的动态响应分析（机体表面位移、速度、加速度响应分析）；
- ④ 发动机壳体边界元模型的建立；
- ⑤ 发动机机体表面辐射噪声的预测，计算机体表面声压，辐射声场声压和声强等主要声学结果。

2 分析工具与理论基础

2.1 分析工具

在表面振动响应预测过程中，需要建立发动机工作过程仿真模型、三维实体模型、有限元模型，这就需要应用到工作过程仿真软件、三维建模软件、有限元分析软件和噪声预测软件。目前国内外比较流行的发动机工作仿真软件有：GT-Power、WAVE；三维实体建模软件有：Pro/E、CATIA、UG、SolidWork、AutoCAD等；动力学分析软件有：ADAMS、SIMPACT、LS-DYNA、DAMN、；有限元软件有：ANSYS、ABAQUS、ADINA、MSC.NASTRAN、MSC.MARC、ANSA（前处理软件）、I-DEAS、CosmosWorks等；噪声预测软件有：LMS.Sysnoise和AutoSEA软件。基于现有条件，考虑到软件功能侧重以及软件间的接口关系，本课题用于分析研究的软件工具主要有：GT-Power、Pro/E、ANSA以及ANSYS。

2.1.1 GT-Power 软件

GT-SUITE 系列软件是美国 Gamma Technologies 公司开发的汽车仿真分析软件，在同类软件中居于领先地位，是汽车、内燃机及零部件的模拟软件。涵盖了汽车，内燃机、冷却系统、燃油供给系统、曲轴机构、配气机构等六个方面，主要用于车辆设计参数的分析、各种运行情况下的耗油量和噪声的计算，同时还可以用于发动机性能评估、冷却系统性能的评估等。GT-SUITE 软件使用方便、功能强大，可以明显缩短设计开发的周期，降低生产成本。GT-Power 是 GT-SUITE 系列软件中最著名的一个软件。

GT-Power 软件基于流体及热力学计算理论，采用有限容积法求解一维非稳态流体流动，具有准三维仿真模拟能力，可以模拟气体流动方向上压力、温度以及流量的变化过程，进而对发动机的各项总体性能指标进行较全面的分析。

GT-Power 计算流程如图 2.1 所示：首先打开 GT-SUITE，然后进入 GT-POWER，根据内燃机结构，建立 GT-POWER 模型，并设置模型参数，最后运行计算，判断是否收敛或者达到自己标准要求的精度，若达到，进行后处理，计算结束。若未达到要求的精度，则返回到建立的 POWER 模型，重新进行建模，以后操作和前面相同。

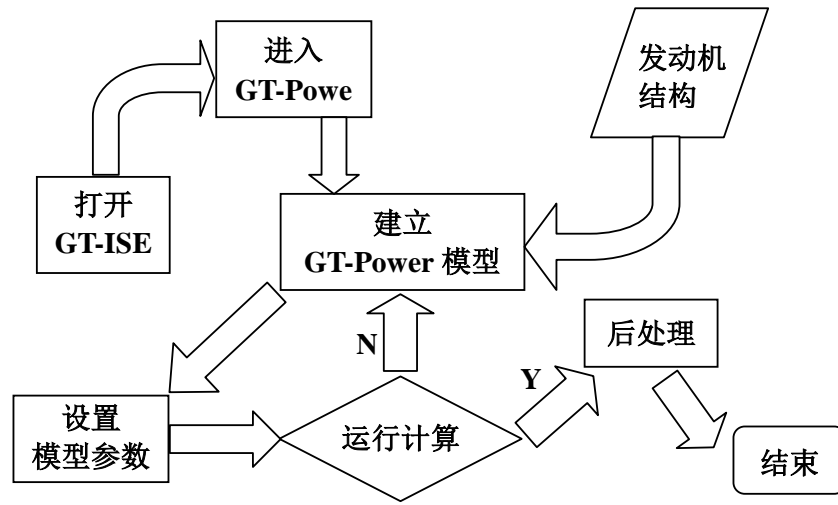


图 2.1 GT-Power 的仿真计算流程图

Fig 2.1 GT-Power flow chart of the simulation

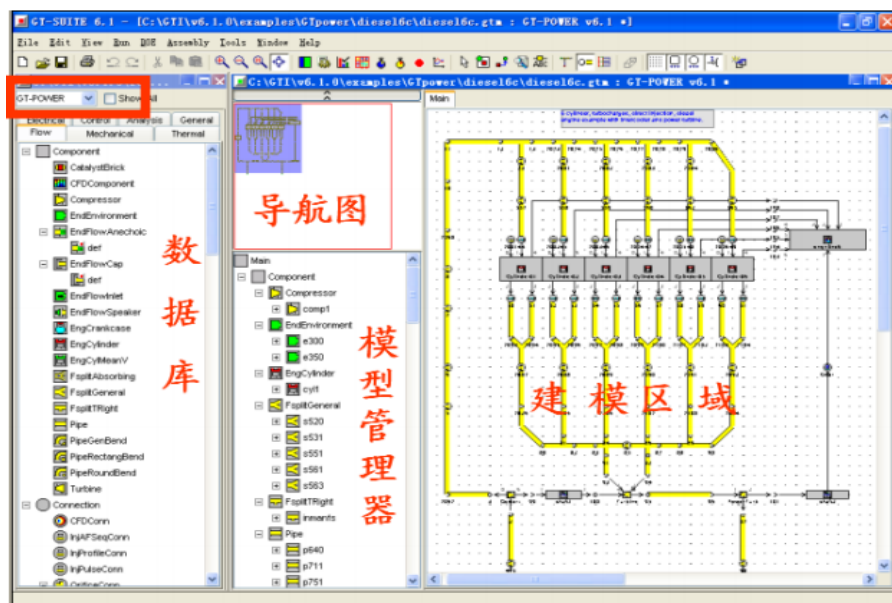


图 2.2 GT-Power 操作平台的用户界面

Fig 2.2 GT-Power user interface platform

GT-Power 是基于面向对象的交互式界面，从模型的建立、参数设置、运行以及数据后处理都在 GT-ISE 中进行，其用户界面如图 2.2，对于不同的 GT 软件模块和不同元件，数据库内容是不同的，对于模型管理器中所有的组成部件都是我们建立对应模型中所要用到的模块，建模区域是用来实现模块之间的连接，以构成课题所要得模型体。基于 GT-Power 软件的功能特性，在本课题中发动机工作过程仿真及缸压计算采用 GT-Power 软件。

2.1.2 Pro/E 软件

自美国参数技术公司 (PTC) 1988 年开发至今 10 余年的发展, Pro/E 已经成为现今主流的 CAD/CAM/CAE 软件之一, 作为当今世界机械 CAD/CAM/CAE 领域的新标准而得到业界的认可和推广, 特别是在国内产品设计领域占据重要位置。

Pro/E 软件第一个提出参数化设计概念, 基于特征建模并且采用了单一数据库来解决特征的相关性问题, 使得产品的设计和建模变得更加容易, 大大缩短了产品设计开发的时间。基于 Pro/E 软件的功能特性, 在本课题中发动机外壳实体模型的建立采用 Pro/E 软件。

2.1.3 ANSA 软件

一般来说, CAE 分析工程 80% 的时间都花费在有限元模型的建立和修改上, 所以采用一个功能强大、使用方便灵活并且能够与众多 CAD 系统和有限元求解器方便地进行数据交换的有限元前后处理工具对于提高有限元分析工作的质量和效率具有十分重要的意义。

ANSA 是目前公认的全球最快捷的 CAE 前处理软件, 也是一个功能强大的通用 CAE 前处理软件。ANSA 具有很多独创的技术特色, 因而使得它比之其他同类软件具有非常高的效率和能力, 并在全球范围得到了非常广泛的应用, 包括汽车、航天航空、电子、船舶、铁路、土木等工业领域。作为功能强大的 CAE 前处理软件, ANSA 与国际主流的三维设计软件通用求解器具有非常方便的数据接口, 是一个真正意义上的统一的 CAE 仿真分析数据平台。

ANSA 软件在处理几何模型和有限元网格的效率和质量方面具有很好的速度、适应性和可定制性, 支持多种不同的求解器输入/输出格式, 用户界面友好。基于 ANSA 软件的特点和软件间的接口问题, 在本课题中对发动机外壳模型的网格划分、载荷加载以及边界条件约束等有限元前处理采用 ANSA 软件。

2.1.4 ANSYS 软件

ANSYS 软件是融结构、流体、电场、声场分析于一体的大型通用有限元分析软件。由世界上最大的有限元分析软件公司之一的美国 ANSYS 开发, 经过 30 多年的发展, ANSYS 逐渐为全球工业界广泛接受。它能与多数 CAD 软件接口, 实现数据的共享和交换, 已成为解决现代工程学问题的必不可少的有力工具^[31-33]。

ANSYS 作为一个功能强大、应用广泛的有限元分析软件, 其技术特点表现在数据统一、强大的求解功能和非线性分析功能、智能网格划分、可实现多场耦合功能、提高与其他程序接口、良好的优化功能和用户开发环境等; 分析类型包括结构分析、热力学分析、流体分析、电磁场分析以及耦合场分析; 软件主要包含三个模块: 前处理模块、分析计算模块和后处理模块。基于 ANSYS 软件强大的功能及特点, 在本课题中对发动机壳体进行模态分析和瞬态分析采用 ANSYS 软

件。ANSYS 软件提供了六种模态提取方法，本文采用 Block Lanczos(兰索斯法)。

2.2 发动机燃烧模型及计算原理

2.2.1 发动机物理模型

在汽油机工作过程模拟计算时，通常将汽油机的计算模型划分为几个独立的热力学系统，系统内各个部位在其离散的单位内的气体压力、温度和成分都是均匀的，即处于瞬时热力平衡状态。系统和系统之间通过热量与质量的传递相互联系。一般将汽油机模型划分为以下几个热力系统。

① 气缸

气缸是由气缸盖，缸套，活塞顶面及相关的壁面围成的封闭空间。新鲜的混合气经过进气系统进入气缸，在气缸内进行一系列复杂的化学反应，将化学能转化为热能，热能再转化为机械能。燃烧反应后的废气经过排气系统进入大气。在汽油机整个工作过程中，不断与外界进行能量的交换。在极短的瞬间，一般假定认为，缸内气体的温度，压力，成分是均匀分布的。

② 进气系统

单缸自然吸气汽油机的进气系统一般由空气滤清器、进气管、进气歧管组成。如果进气管道的容积足够大，则进气系统内压力和温度均匀，受曲轴转角变化的影响不大。本文由于缺少试验测得的进气总管中的压力、温度，进口边界设为默认值。在模拟计算其工作过程时，建立子系统的能量守恒方程、质量守恒方程和理想气态状态方程，联合求解这些微分方程组，就可得到压力等热力参数的变化规律。

③ 排气系统

主要由排气歧管、排气总管等组成。排气系统的计算有两种方法即有限容积法和特征线法。有限容积法忽略沿管长方向的排气管内压力波的传播，认为每一瞬时整个排气管内压力和温度均匀，不随空间位置的变化而变化，只随曲轴转角的变化而变化；特征线法则认为每一瞬时排气管内的压力和温度沿排气管长度方向是非均匀的，其计算精度高，但计算过程比较复杂，在发动机计算性能参数时，对发动机排气管一般采用有限容积法^[34]。

2.2.2 汽油机工作过程数值计算

① 汽油机零维燃烧模型

汽油机工作过程数值计算的零维模型，又称为单区模型。单区模型的主要特点是满足零维假设。零维模型是在下述基本假设中建立的：系统内各点的热力状态相同，各点的化学成分相同；即系统内各参数不随空间坐标而变化，只随时间 τ （或曲轴转角 φ ）而变化。这一单区模型假设通常又称零维模型假设。显然，单区

模型中系统内参数的变化关系可用常微分方程组表达:

$$\frac{dT}{d\tau} = f(\tau, T) \quad (2.1)$$

或

$$\frac{dT}{d\varphi} = f(\varphi, T) \quad (2.2)$$

求解常微分方程, 可得到系统内温度 T 的变化规律, $T = T(\varphi)$ 。当系统内温度 T 随 φ 的变化规律解到后, 代入状态方程进而可求得压力 P 的变化规律, $P = P(\varphi)$ 。

由于常微分方程的求解比较容易, 故工作过程模拟计算采用单区模型很方便^[35]。

② 基本微分方程

汽油机零维燃烧模型的基本微分方程包括: 能量守恒方程, 质量守恒方程和状态方程。考虑到汽油机工作过程的特点, 这些微分方程分别表达为:

1) 能量守恒方程

$$\frac{d(mu)}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dQ_W}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dm_s}{d\varphi} h_s + \frac{dm_e}{d\varphi} h_e \quad (2.3)$$

上式整理后得:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{mc_v} \left[\frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dQ_W}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dm_s}{d\varphi} (h_s - u) + \frac{dm_e}{d\varphi} (h_e - u) \right] \quad (2.4)$$

2) 质量守恒方程

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_s}{d\varphi} + \frac{dm_e}{d\varphi} \quad (2.5)$$

3) 理想气体状态方程

$$PV = mRT \quad (2.6)$$

其中: m — 气缸内工质质量

m_s — 流入气缸的质量

m_e — 流出气缸的质量

Q_B — 燃料在气缸内燃烧发出的热量

Q_W — 通过气缸壁传入或传出的热量

P — 气缸内工质压力

V — 气缸工作容积

T — 气缸内工质温度

h_s — 进气门处工质的比焓

h_e — 排气门处工质的比焓

u — 工质的比内能

C_v — 一定容过程比热容

R — 气体常数

③ 燃烧放热率计算

汽油机的零维模型中，通常采用韦伯函数模拟燃烧放热率，燃料燃烧百分数：

$$X_\varphi = 1 - \exp\left[-6.908\left(\frac{\varphi - \varphi_B}{\varphi_z}\right)^{m+1}\right] \quad (2.7)$$

其中： φ_B — 燃烧起始角

φ_z — 燃烧持续角

m — 燃烧品质指数

2.2.3 缸内过程数值解的基本假设

内燃机气缸内的工作过程是很复杂的，它是包含物理，化学，流动，传热，传质等的综合过程。为了描述气缸内工质状态的变化，视气缸为一个热力系统，系统的边界由活塞顶面，气缸盖及气缸套等面组成，如图 2.3 所示。

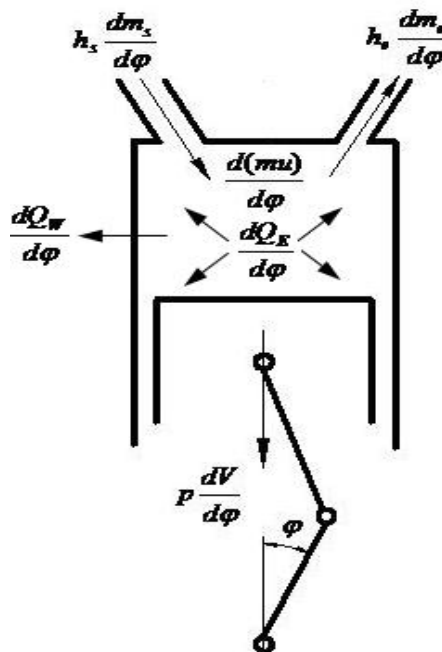


图 2.3 气缸内燃烧数值模拟

Fig 2.3 Numerical Simulation of Combustion in cylinder

系统内工质状态由压力 P ，温度 T ，质量 m ，这三个基本参数所确定，并以能量守恒方程，质量守恒方程及理想气体状态方程把整个工作过程加以描述。利用

上述三个方程联立求解，求出气缸压力 P ，温度 T 及质量 m 三个基本参数。发动机缸内过程的准确描述严格来说必须考虑到燃油与气体的运动、气体成分、温度在燃烧室三维空间位置上的差异（由于压力波的传播速度很快，与燃烧室的空间尺度相比不在一个数量级上，因此缸内压力通常可按准静态处理，即假定任意时刻缸内压力都是均匀的）。但是，缸内过程的三维计算十分复杂，只有在对燃烧系统进行详细模拟计算的阶段才采用三维模型。而在发动机性能模拟计算阶段中不宜采用，通常将发动机缸内过程作零维简化。发动机缸内工作过程的零维模型是假定任意时刻缸内空间各点热力状态、气体成分均完全相同。显然，零维系统内压力、温度、浓度等各项参数不随空间变化而只随曲轴转角（或时间）而变化。另外，视缸内工作过程为准稳定流动过程，即在足够小的计算步长内视气体流入或流出气缸的过程为稳定流动过程；再者，视理想气体比热为常数，其比内能、比焓与温度成线性关系。在模拟计算时所作的基本假设如下所示：

① 缸内工质状态均匀，即同一瞬时气缸内各点的压力、温度和浓度处处相等。并假定进气期间，通过系统边界进入气缸内的空气与缸内的残余废气实现瞬时的完全混合；

② 工质为理想气体，其比热、内能和焓等参数仅与气体温度及气体成分有关；

③ 工质流入或流出气缸的流动过程视为稳定流动，即在足够小的计算步长内视为稳定流动；

④ 工质进、出口的动能忽略不计；

⑤ 把燃料燃烧释放化学能的过程，看成是外界按已知的放热规律向系统内工质加热的热力学过程^[36-38]。

2.2.4 一维非稳态流动数学模型的求解方法

在 GT-Power 软件中，采用有限容积法对进排气管内气体的一维非稳态流动进行数值求解。

① 有限容积法的原理

有限容积法是从描述流动或传热的守恒型控制方程出发，对它在控制容积上做积分，在积分过程中需要对界面上被求函数的本速（对流通量）及一阶导数（扩散通量）的构成方式做出假设。用有限容积法导出的离散方程可以保证具有守恒性（只要在界面上的插值方法对位于界面两侧的控制容积是一样的即可），对区域形状的适应性比较好，是目前应用最普遍的一种数值方法^[39]。

下式是采用有限容积法计算时守恒型方程的通用形式：

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \int_S \rho \phi v n dS = \int_S \Gamma \text{grad}(\phi) n dS + \int_V q \phi dV \quad (2.8)$$

式中 n : 控制体表面外法线
 ρ : 流体密度
 S : 控制体表面积
 V : 控制体容积
 ϕ : 流体守恒流量
 v : 流体速度
 Γ : 扩散系数
 q : 控制体内源项

在对方程式 (2.8) 进行数值积分过程中, 为了得到稳定解, 必须满足 CFL 准则, 即:

$$\frac{Vt}{Vx} (|u| + c) \leq 0.8m \quad (2.9)$$

式中 Vt : 时间步长
 Vx : 最小离散长度
 u : 气体流速
 c : 气体声速
 m : 用户定义的时间步长系数 (小于或等于 1)。

② 控制方程的离散化基本思想

求微分方程数值解面临的第一个问题就是方程的离散化, 即在按一定方式网格化的积分区域内, 把以连续变化形式描述的微分方程转化为离散的有限数量的代数方程, 然后才能在计算机上进行数值求解。在有限容积法中, 是把微分方程在控制容积上积分, 而形成离散的有限差分方程。其中, 控制容积 (或叫控制体) 就是包围积分域内某一控制点 (节点) 的网格单元。控制容积的概念来自于流体力学, 而有限容积法的离散过程相当于流体力学中由微元体推导出基本微分方程的逆过程, 网格就相当于放大的微元体。并且有限容积法的容积可以根据几何边界进行划分, 所以对复杂的几何形状适应能力很强。

具体来讲, 在有限容积法中, 计算区域被划分为有限个、连续的、无重叠的容积, 在每个容积内应用控制方程的守恒形式, 并进行积分得到方程的离散形式。一般计算节点位于控制容积内部, 边界上的值则由相邻节点上的变量插值得到。这样就可以在每个控制体内得到一个由本节点和若干个相邻节点变量表示的离散方程, 同时补充相应的边界条件使方程组封闭, 从而求解与节点数相同的离散方程组就可以得到整个计算区域的解。由于在每个控制容积内方程都是守恒的, 在边界处满足一定条件 (变量值和导数连续), 有限容积法就可以保证在整个计算区

域上的守恒。

离散化是将大部件分割成小部分以提高计算精度。有两种方法进行流动系统离散化。一种是将系统离散成多个管路(PIPE)和接头(FLOWSPLIT)，另一种

是将长管路离散成多个短管路（离散长度应小于管路的总长度），后者相当于用多个短管代替相同长度的长管的作用。

通常，粗糙的离散化导致较大的时间步长和较短的处理时间，精细的离散化可以提高计算精度，不过需要较长的处理时间。但是，离散长度和时间步长是有下限的，超过下限值将不能提高计算精度。离散长度和时间步长的如下式：

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|u| + c) \leq 0.8m \quad (2.10)$$

式中 Δt ：时间步长

Δx ：最小离散长度

u ：气体流速

c ：气体声速

m ：时间步长校正系数

GT-Power 软件推荐的离散长度为：进气系统离散长度大约是缸径的 0.4 倍，排气系统的离散长度大约是缸径的 0.55 倍。进排气系统的离散长度不同主要是由温度导致声速变化引起的^[40]。

2.3 有限元分析理论

2.3.1 有限元法简介

有限元法就是把连续的弹性体划分成有限多个彼此只在有限个点相连接的、有限大小的单元组合体来研究；即用一个离散结构来代替原结构，作为真实结构的近似力学模型，以后的数值计算就是在这个离散结构上进行的^[41]。有限元法基本思想是将连续的求解区域离散为一组有限个且按一定方式相互连接在一起的单元组合体，并利用每一个单元内假设的近似函数来分片的表示全求解域上欲求的未知场函数。利用插值多项式将欲求的参数（温度或位移）在单元内的变化用单元节点上的该参数表示出来。用这种离散的模式来近似表示在物体内部连续变化的待求参数，再根据变分原理或最小势能原理解出各节点的欲求参数值，可得出每个单元的温度或应力。由于单元能按不同的联结方式进行组合，且单元本身又可以有不同的形状，因此可以模型化几何形状复杂的求解域，鉴于有限元法能解决连续体力学的各类问题，使得有限元法成为结构分析中必不可少的工具及工程计算的有效方法。

有限元方法所处理的对象为任意形状变形体，因此，弹性力学的有关变量和方程的描述是有限元方法的重要基础。描述一个变形体受到外力作用的基本变量大概有如下四种：（1）位移的描述（2）形状改变的描述（3）力的描述（4）材料的描述。在上述四个变量中，描述位移是直接的，因为可以直接观测，而描述力和材料特性等是间接的。目前，最为广泛应用的有限元法是有限元位移法。它是取节点位移作为基本未知量，把原来具有无限多自由度的连续弹性体简化为有限个自由度的离散结构，从而避免了微分方程的麻烦。其分析过程如下所示：

① 从单元分析入手，找出单元的位移、应变、应力以及节点对单元的作用力与单元节点位移的关系，建立每个单元的刚度方程；

② 进行结构的整体分析，即组集联系整个结构的节点位移和节点载荷的总刚度方程；

③ 根据所求得各单元的节点位移，利用单元分析得到的关系，就可以求出单元内的应力。

流程如图 2.4 所示：

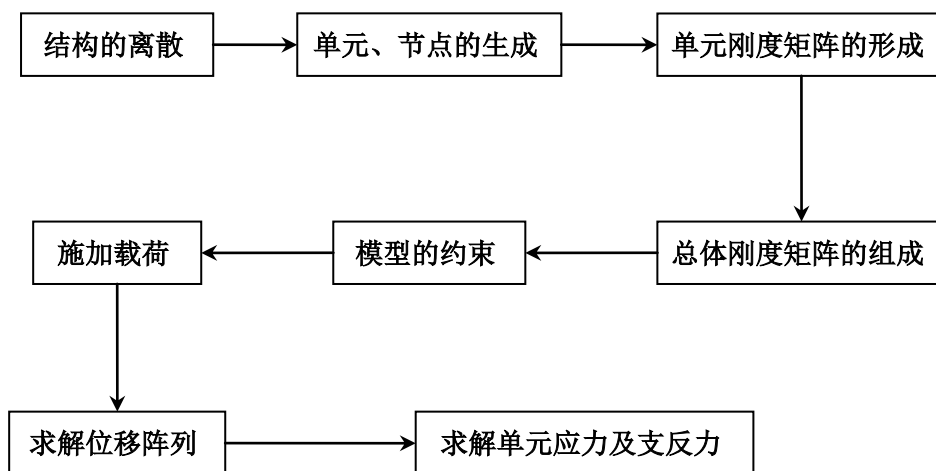


图 2.4 有限元流程图

Fig 2.4 The flow chart of the finite element

2.3.2 有限元网络的划分

由于有限元法就是把连续的弹性体划分成有限多个彼此只在有限个点相连接的、有限大小的单元组合体来研究，因此有限单元的离散化是有限元法的最为关键的一步，在把连续体离散化成有限元计算简图时，应使原构件或结构尽可能比较准确地得到模拟，它关系到最后求解精度的高低。在单元划分时，需要考虑三

方面的问题：单元数量、单元疏密和单元质量^[42]。它们都影响计算结果的精度和计算规模的大小。

就单元数量方面，一般来说，单元数量越多，则计算精度越高，但要求计算机的容量大，计算时间较长；单元数量越少，则计算的精度越低，但对计算机的容量要求小，计算时间较短。因此，在划分单元时，应在计算机容量的范围类，根据合理的计算时间，并考虑工程上对精度的要求，合理的决定单元数量的多少。

网格疏密是指在结构不同部位采用大小不同的网格，这是为了适应计算数据的分布特点。对边界曲折的部位、应力或位移变化剧烈的重要部位（如凹槽、孔洞等应力集中处），为了较好地反映数据变化规律，需要采用比较密集的网格。而对边界平直的部位、应力或位移变化平缓的次要部位，为了减小模型规模，则应划分相对稀疏的网格。

网格质量是指网格几何形状的合理性。质量好坏将影响计算精度，质量太差的网格甚至会终止计算。直观上看，网格各边或各个内角相差不大，网格面不过分扭曲，边节点位于边界等分点附近的网格质量较好。网格质量可用细长比、锥度比、内角、翘曲量、拉伸值、边节点位置偏差等指标来衡量^[43]，在重点研究的结构关键部位，应保证划分高质量网格，如果存在个别质量很差的网格也将会引起较大的局部误差。而在次要部位，网格质量可适当降低。在网格划分时，还应该根据模型的几何形状、复杂程度而选择相对比较适合的网格，网格划分好后，有时还需要手动调整网格，以提高网格的划分质量。

2.3.3 有限元模态分析

结构模态分析是结构动态设计的核心，是进行振动与噪声预测的基础。结构模态是由结构本身的特性与材料特性所决定的，与外载荷等条件无关。

一个 N 自由度的线性系统，其运动微分方程为 (2.11) 式所示，当外载荷为零时，可以求解结构固有频率和振型，由于阻尼对它们的影响很小，故可忽略其影响，即可简化成系统的无阻尼自由振动方程^[44]：

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = 0 \quad (2.11)$$

假设上式的解为简谐函数形式：

$$\{x\} = \{\phi\} \sin \omega t \quad (2.12)$$

式中， $\{\phi\}$ 为系统特征向量或振型， ω 为系统圆频率。

把 (2.12) 式代入 (2.11) 式，可得：

$$-\omega^2 [M]\{\phi\} \sin \omega t + [K]\{\phi\} \sin \omega t = 0 \quad (2.13)$$

此公式可简化为：

$$([K] - \omega^2 [M])\{\phi\} = 0 \quad (2.14)$$

这个方程叫做特征方程。采用 Lanczos 方法求解是最可靠、最有效的方法。通

过解此方程可以得到一系列离散的特征值 ω_i^2 ，且每一特征值和对应特征向量满足式 (2.14)，即：

$$([K] - \omega_i^2[M])\{\phi_i\} = 0 (i=1, 2, \dots)$$

第 i 个特征值与第 i 个系统固有频率间的关系如下：

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (2.15)$$

振型的一个重要特点是特征向量的幅值是任意的，振型是结构的基本特征形状，因此是相对量，它们不可以单独来评估动力行为，结构的响应还和外载荷以及结构阻尼有关。每一特征值和特征向量（振型）决定结构的一种自由振动形式，虽然振型是一个相对量，但其在预测结构动态响应以及隔离有问题固有频率等方面非常有用。

2.3.4 有限元频率响应分析

频率响应分析是用来计算结构在稳态振动激励下响应的方法，对于简谐激励下有阻尼强迫振动，应把式 (1) 中的动力载荷向量用 $\{P(\omega)\}e^{i\omega t}$ 代替，代替后运动方程变为：

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{P(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2.16)$$

利用直接积分法和振型叠加法对其进行求解。由于振型叠加法利用结构振型减小了求解问题的规模，对于大规模和大量激励频率计算效率较高，因此采用振型叠加法对内燃机进行频域响应分析^[45]。

首先引入假设：

$$\{x\} = [\phi]\{\xi(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (2.17)$$

将变量从物理坐标 $\{u(\omega)\}$ 转换到模态坐标 $\{\xi(\omega)\}$ ，如果使用所有模态，则可将式 (2.17) 等效代换，而实际计算中，不可能获得所有模态，因此，一般只对式 (2.17) 进行近似代换。

为方便处理，忽略所有阻尼，得到在外载荷频率 ω 处的无阻尼简谐运动方程：

$$-\omega^2[M]\{x\} + [K]\{x\} = \{p(\omega)\} \quad (2.18)$$

将式 (2.17) 中的模态坐标代入式 (9) 中的物理坐标，约去 $e^{i\omega t}$ 可得下式：

$$-\omega^2[M][\phi]\{\xi(\omega)\} + [K][\phi]\{\xi(\omega)\} = \{p(\omega)\} \quad (2.19)$$

式 (2.19) 即为模态坐标下的运动方程。此方程是耦合方程，为解耦方程，前乘 $[\phi]^T$ 得：

$$-\omega^2[\phi]^T[M][\phi]\{\xi(\omega)\} + [\phi]^T[K][\phi]\{\xi(\omega)\} = [\phi]^T\{p(\omega)\} \quad (2.20)$$

式中： $[\phi]^T[M][\phi]$ 为模态（广义）质量矩阵； $[\phi]^T[K][\phi]$ 为模态（广义）刚度矩阵； $[\phi]^T\{p(\omega)\}$ 为模态力向量。

最后利用振型的正交性，用广义质量矩阵和广义刚度矩阵表达运动方程。广义

质量矩阵和广义刚度矩阵为对角阵，这些对角矩阵没有耦合运动方程的非对角元素。因此，在这种情况下，运动的模态方程是不耦合的，此时运动方程可以写成一系列非耦合的单自由度系统：

$$-\omega^2 m_i \xi_i(\omega) + k_i \xi_i(\omega) = p_i(\omega) \quad (2.21)$$

式中： m_i 为第 i 阶模态质量； k_i 为第 i 阶模态刚度； p_i 为第 i 阶模态力。

单个模态的响应计算出来后，物理响应可以由模态响应求和得到：

$$\{x\} = \Phi \sum \xi_i(\omega) e^{i\omega t} \quad (2.22)$$

3 发动机工作过程仿真

3.1 前言

GT-Power 的模块数据库是用户建模的基础, 根据物理模型的特点, 数据库主要分为七大类: Flow、Mechanical、Thermal、Electrical、Control、Analysis 与 General, 分别涉及不同研究方向。每一类数据库又包含四种模块: 基本模块、复合模块、连接模块和参考模块, 四种模块是建立模型的基本单元。

首先根据实体特征、过程参数或系统提供的参考值赋予模块参数, 生成零件或部件, 通过拖拽或复制粘贴到建模区, 按照实际发动机运行环境连接生成发动机仿真模型图; 然后设定仿真运行参数, 包括仿真时间控制、求解方法的选择、收敛控制、设定输出参数以及定制表格; 接下来进行模型图的预处理, 对模型图中零部件的连接、各模型的参数设置以及逻辑关系进行检测, 并对用户输入的数据、map 图进行插值等处理, 以形成仿真计算所需要的格式; 如果预处理没有出错, 开始运行仿真计算, 用户可以通过输出监视器实时观测指定参数的变化过程及出错信息等; 最后对仿真计算结果进行后处理, 主要有三种模式: 图表模式、模型图中显示指定参数模式和动画模式。

3.2 发动机模型的建立

3.2.1 发动机主要技术参数及结构参数

本课题研究对象为重庆建设摩托车有限公司 JS 某型沙滩摩托车单缸汽油发动机, 主要技术参数如表 3.1 所示。该模型中包括气缸模块、空气滤清器模块、化油器模块、进排气管模块以及曲轴箱模块, 各模块对应的实体结构参数如表 3.2 所示。

表 3.1 JS 某型沙滩摩托车单缸汽油发动机主要技术参数

Table 3.1 JS400ATV-type single-cylinder gasoline engine motorcycle Main technical parameters

名称	单位	数值
型式		单缸中置凸轮四冲程风冷
缸径×行程	mm	83×71.6
压缩比		8.7:1
标定功率	kw	16/6500r/min
最大扭矩/转速	N·m	26/5000rpm
进气门开启始点	曲轴转角	307°

续表 3.1:

名称	单位	数值
进气门开闭始点	曲轴转角	628°
排气门开启始点	曲轴转角	66°
排气门开闭始点	曲轴转角	438°
供油提前角	曲轴转角	



表 3.2 JS 某型沙滩摩托车单缸汽油发动机结构参数

Table 3.2 JS400ATV-type single-cylinder gasoline engine motorcycle structural parameters

零部件名称	属性	单位	属性值
空气滤清器	进口端直径	mm	48
	出口端直径	mm	46
	长度	mm	250
进气管	进口端直径	mm	35
	出口端直径	mm	35
	长度	mm	35
进气歧管	进口端直径	mm	70
	出口端直径	mm	35
	长度	mm	35
排气歧管	进口端直径	mm	35
	出口端直径	mm	35
	长度	mm	60
排气管	进口端直径	mm	29
	出口端直径	mm	29
	长度	mm	400
气缸参数	内径	mm	83
	行程	mm	71.6
	连杆长度	mm	117
	曲柄偏移量	mm	0.5
	压缩比		8.7
	缸盖温度	k	560
	活塞温度	k	570
汽缸温度	k	550	
进气门	阀门直径	mm	38.1
	气门间隙	mm	0.06
排气门	阀门直径	mm	32.7
	气门间隙	mm	0.16

备注：进气部分管道的离散长度约为缸径的 0.4 倍，取值 35mm，排气管道部分的离散长度约为缸径的 0.55 倍，取值 45mm。

3.2.2 仿真模型的建立

GT-Power 中建立仿真模型的具体步骤如下：首先，启动 GT-ISE 操作平台，打开 GT-Power 用户界面，在用户界面或操作平台上点击新建文件（file），在弹出的窗口中选择 GT Project Map 并点击 OK 按钮，在弹出的窗口中选择 GT-POWER，同样点击 OK 按钮，此时新模型已创建；然后，在操作平台上点击  图标，用鼠标拖动数据库中的模板到模型管理器区域中，以备用；接下来开始定义对象，双击模型管理器区域中的模板图标，进入编辑页面，输入所需数据,或指针变量,参变量,在每个数据空点鼠标右键可以显示允许输入的数据类型及范围；最后，进行模板连接，用鼠标将已编辑好的模板拖动到建模区域，点击连接图标 ，进行模板之间的连接。下面介绍本课题中单缸汽油发动机仿真模型的部分参数设置。

① 环境模块的设置

双击“EndEnvironment”，将实体命名为“env”，并输入如图 3.1 所示参数。

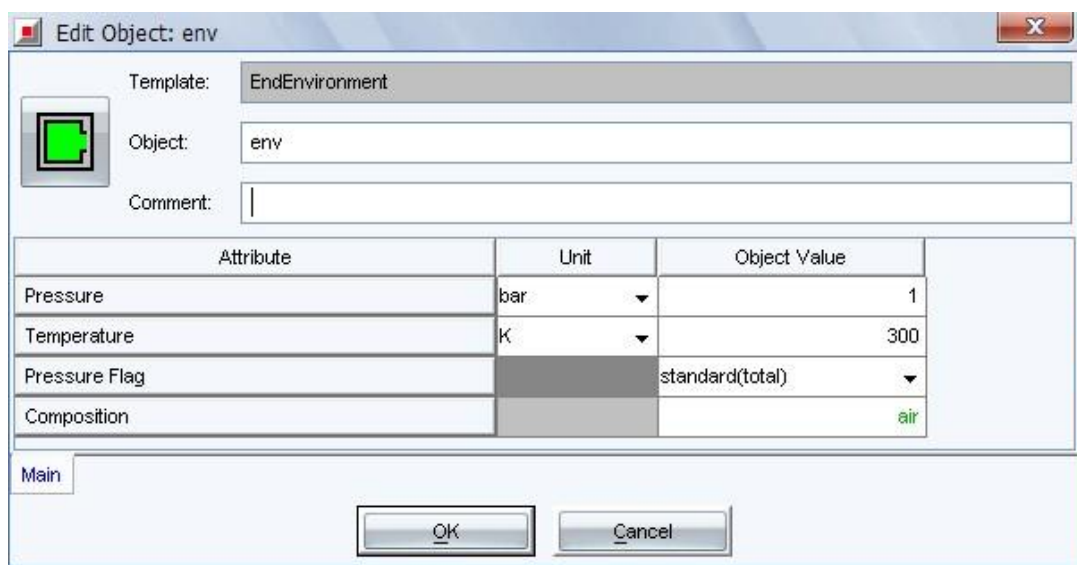


图 3.1 环境模块的设置

Fig 3.1 The setup of environment module

② 气缸模型的设置

采用“EngCylinder”模型,并设置如图 3.2 所示参数。

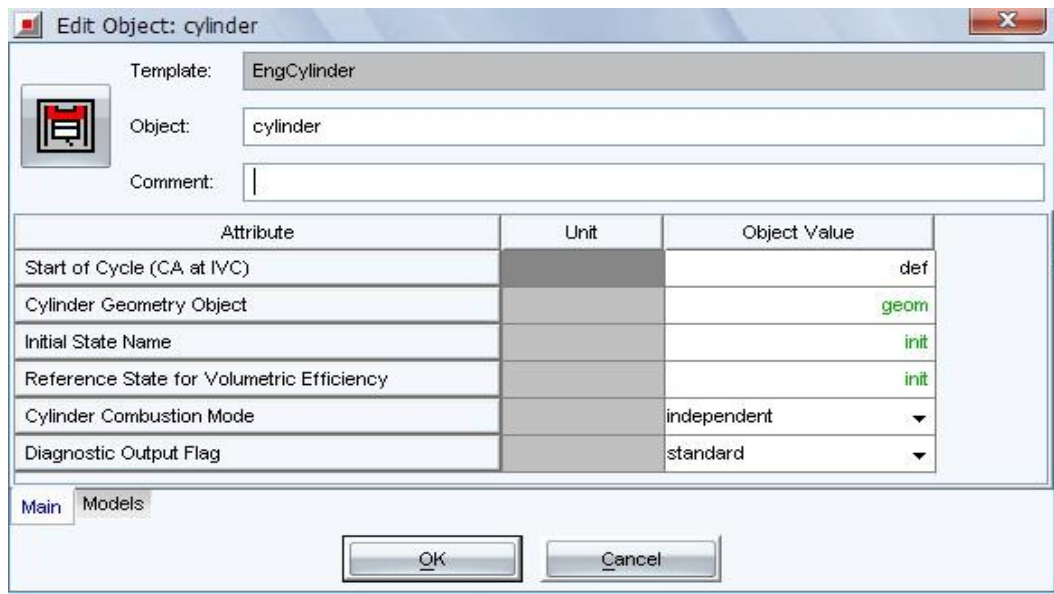


图 3.2 气缸模块的设置

Fig 3.2 The setup of cylinder module

双击位于“Cylinder Geometry Object”栏的“geom”实体，选择“EngcylGeom”。这里将输入参考实体，用来描述气缸内的几何形状。按照厂家给数据填写，点击 OK 完成。未知参数或模式选择默认，如图 3.3 所示。

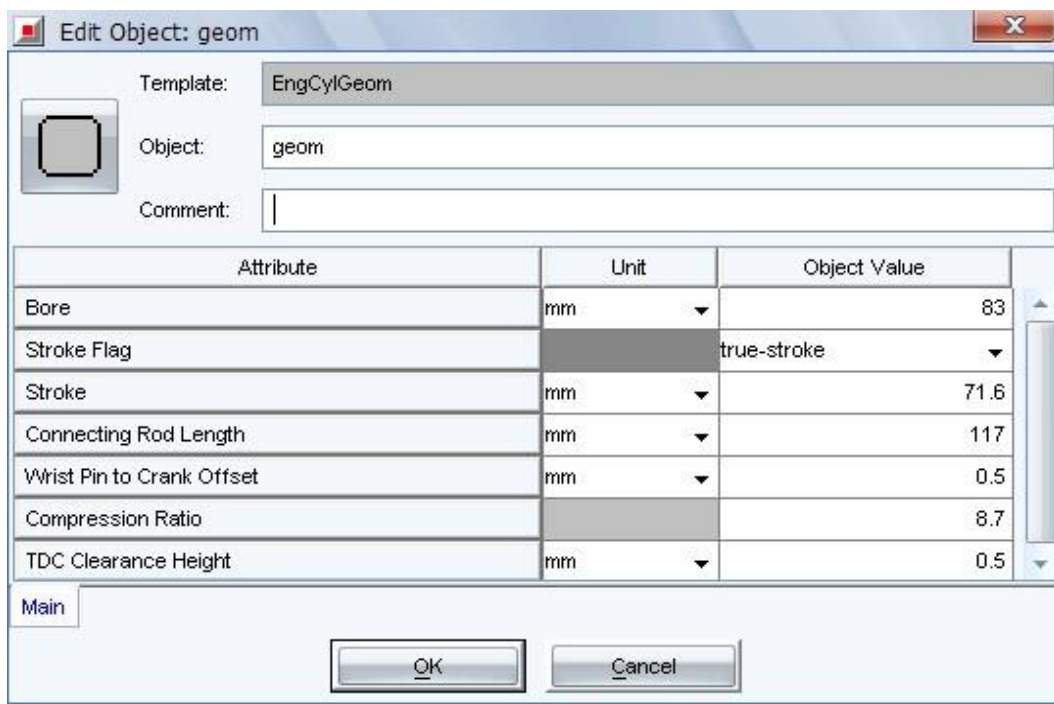


图 3.3 气缸模块指针变量的设置

Fig 3.3 The setup of cylinder block pointer variables

同理，点击“models”，双击“twal”，选择“EngCylTWal”气缸温度模型并设置相关参数，如图 3.4 所示。

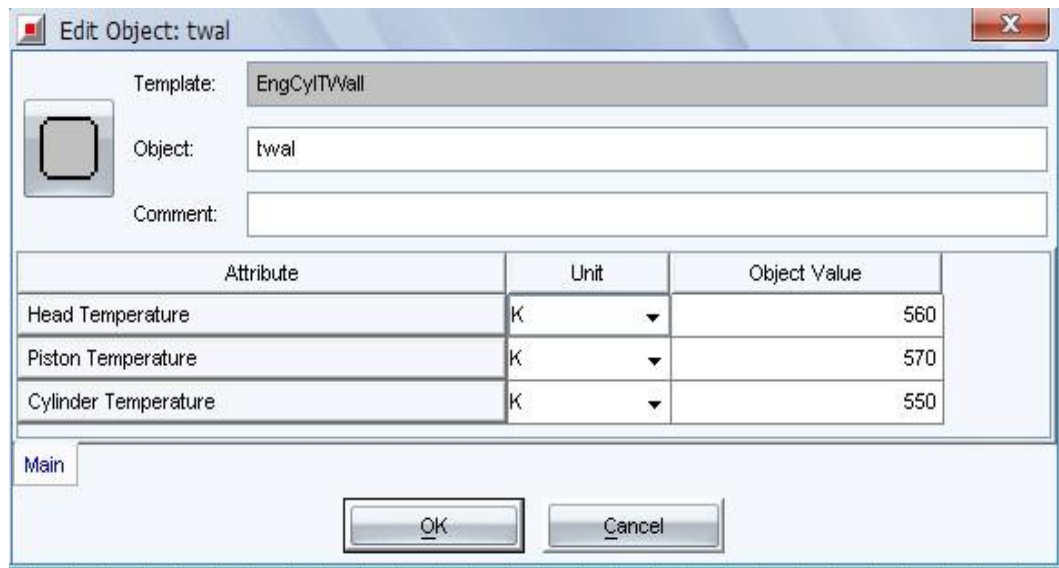


图 3.4 气缸模块温度的设置

Fig 3.4 The temperature of the cylinder

双击“comb”，选择韦伯函数模型，并设置相关参数，如图 3.5 所示。

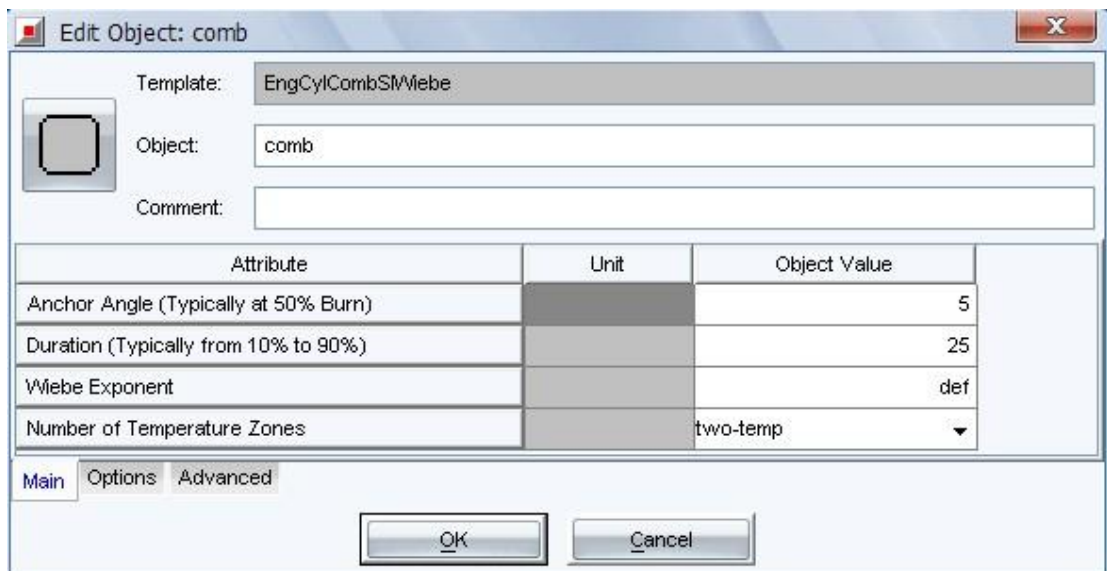


图 3.5 气缸模块燃烧模型的设定

Fig 3.5 The setup of Set the cylinder block combustion model

③ 曲轴箱模型的设置

该发动机为单缸四冲程汽油机，选择速度特性，参数设置如图 3.6 所示。

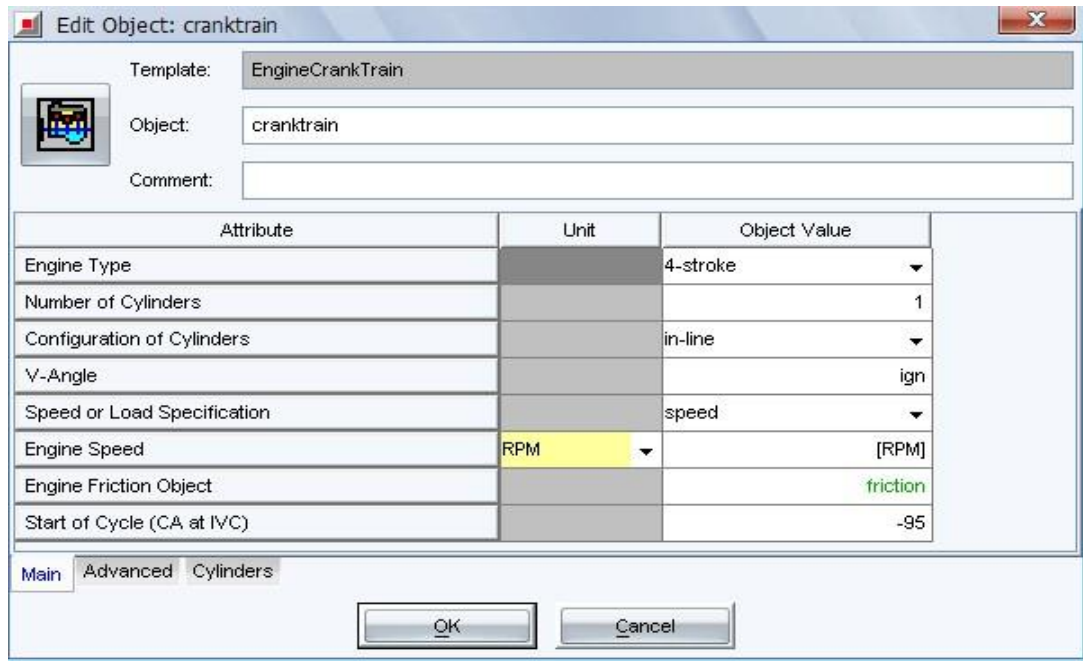


图 3.6 曲轴箱模块的设置

Fig 3.6 The setup of Crankcase module

在完成模块参数设置后，按照发动机各部件之间的结构关系，将定义好的模块拖到建模区域进行模型的连接。连接后的系统模型图 3.7 如下所示：

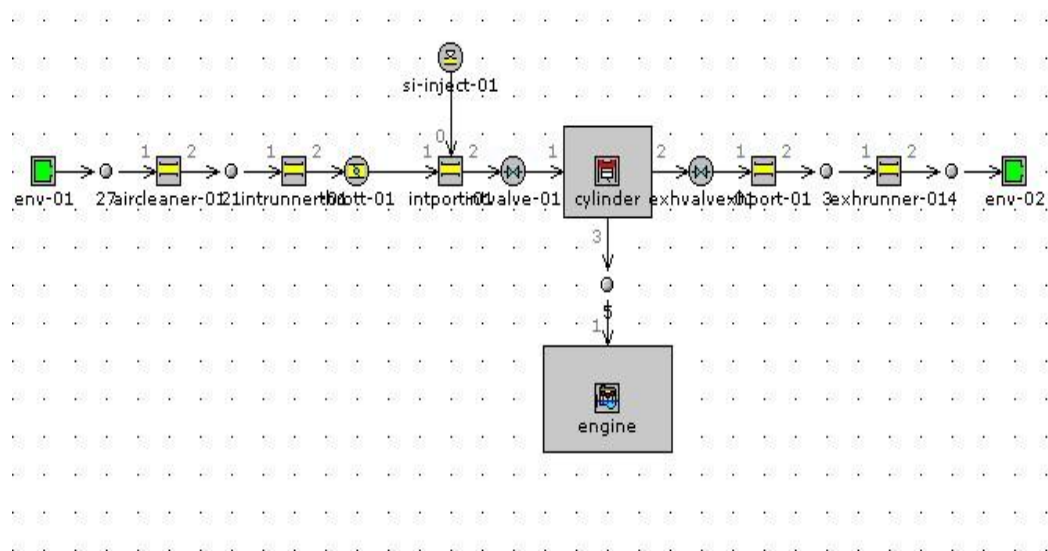


图 3.7 单缸汽油发动机仿真模型

Figure 3.7 Simulation Model single cylinder petrol engine

3.2.3 运行参数的设置及模型图的预处理

模型建立完成以后，还需要设置仿真时间、求解方法、收敛控制以及输出参

数等。选择“Run/Run Setup”，各项设置如图 3.8-图 3.12 所示。

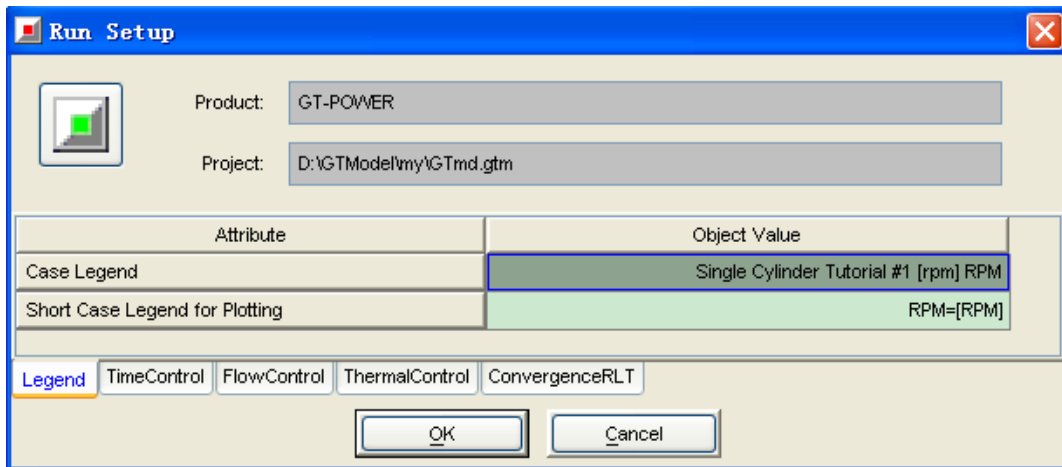


图 3.8 Legend 参数设置
Fig.3.8 The setup of Legend

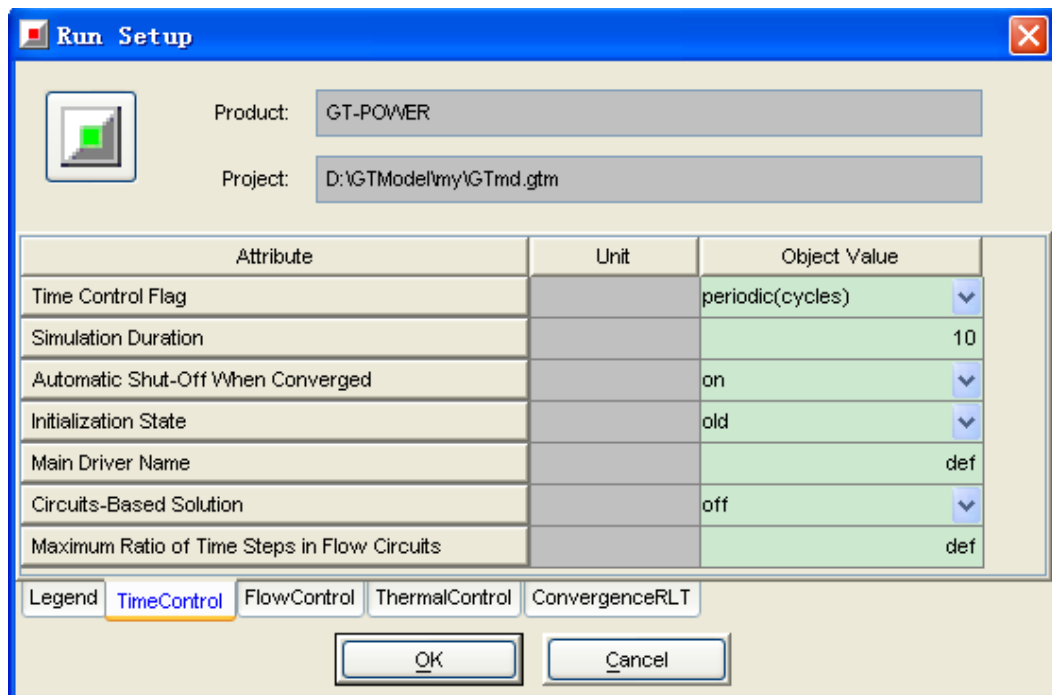


图 3.9 TimeControl 参数设置
Fig.3.9 The setup of Timecontrol

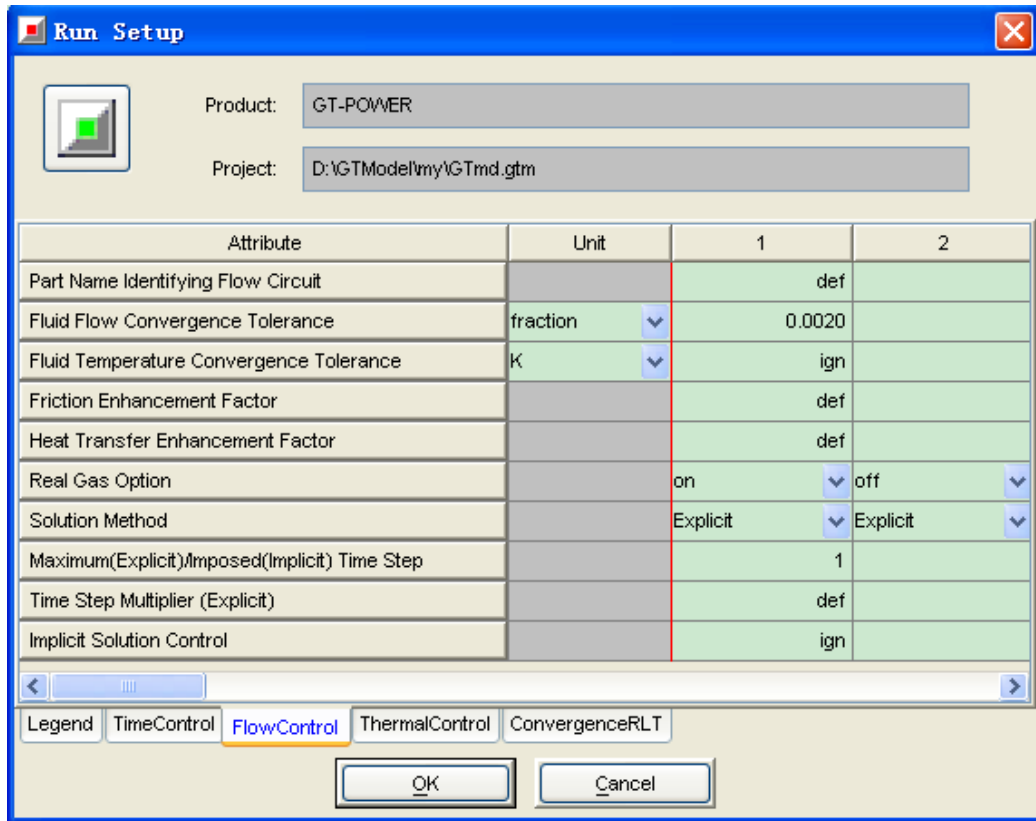


图 3.10 FlowControl 参数设置
Fig.3.10 The setup of FlowControl

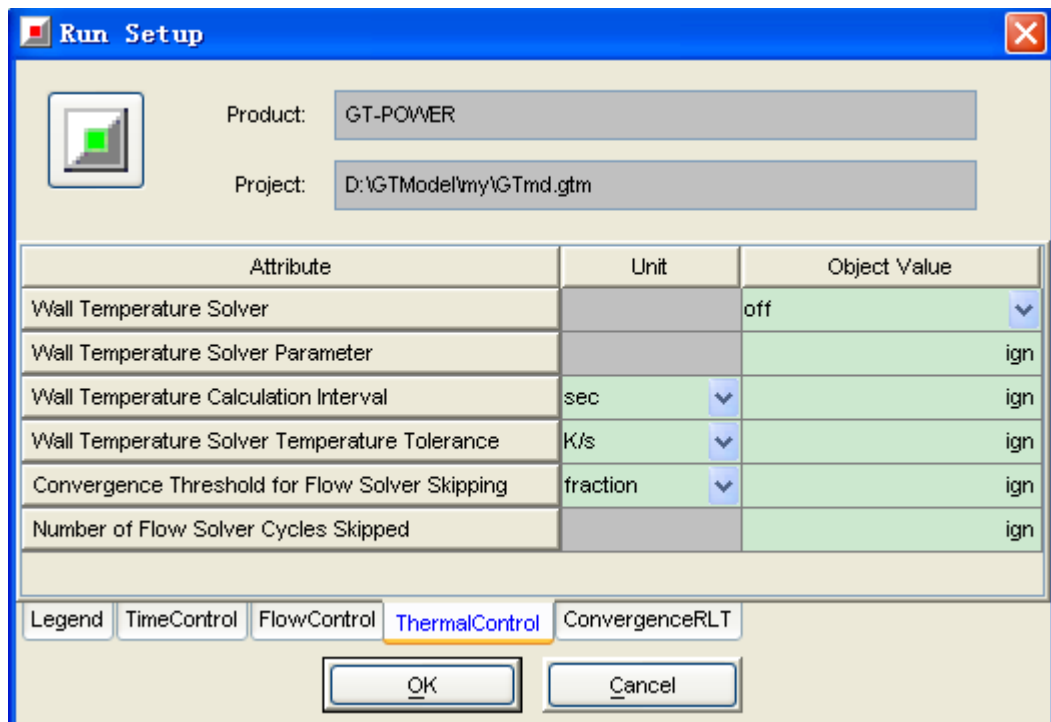


图 3.11 ThermalControl 参数设置
Fig.3.11 The setup of ThermanlControl

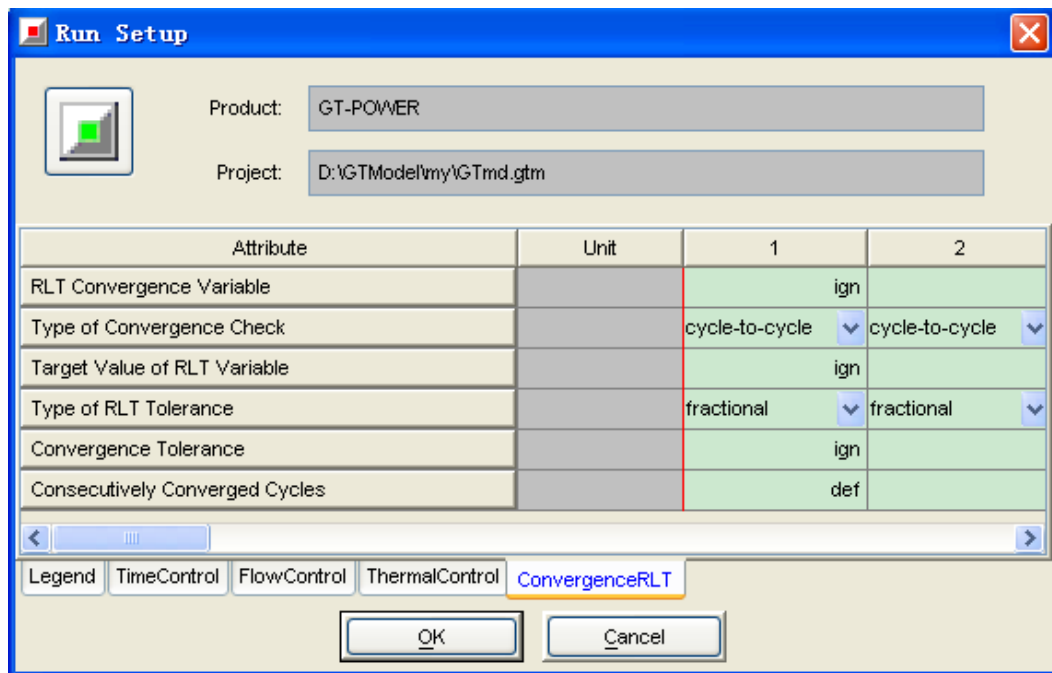


图 3.12 ConvergenceRLT 参数设置
Fig.3.12 The setup of ConvergenceRLT

选择“Case Setup”，设置仿真运行的转速值，即 rpm 参数。然后在“Run It”后面打勾，如图 3.13 所示。

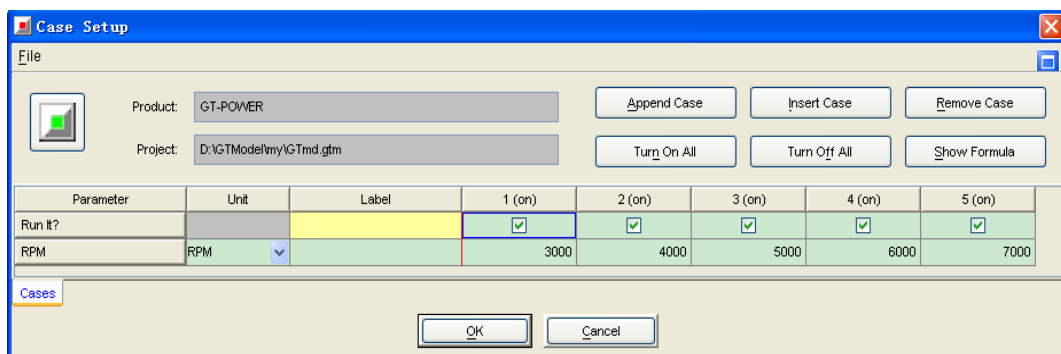


图 3.13 转速运行参数设置
Fig.3.13 The setup of case

运行参数设置完成后，双击气缸部件，设置输出气缸压力曲线，如图 3.14 所示。

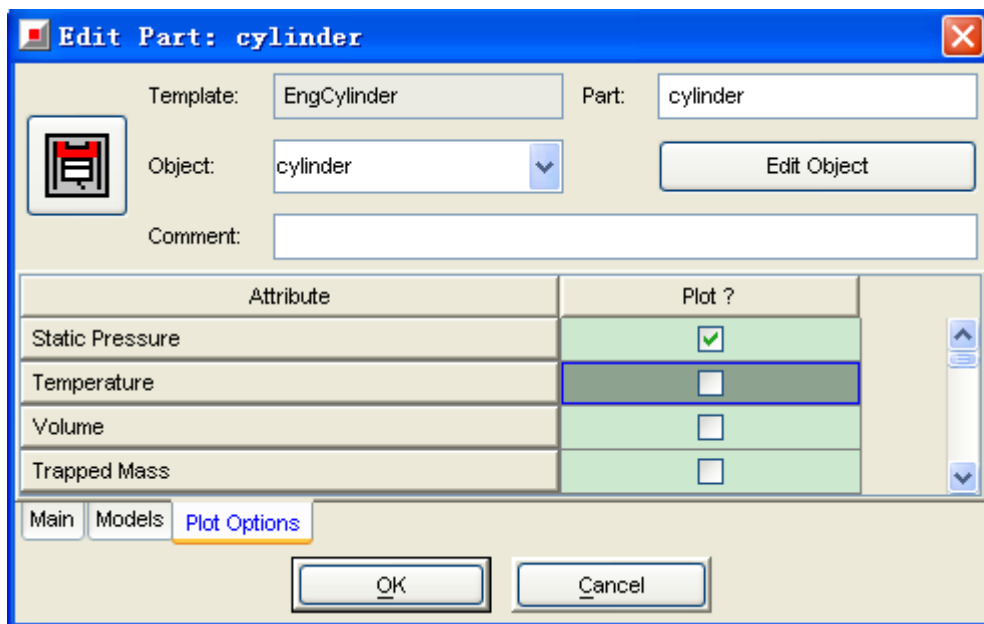


图 3.14 气缸输出参数设置

Fig.3.14 Cylinder output Settings

选择“Run/Plot Setup”，进行输出图谱设置如图 3.15 所示。

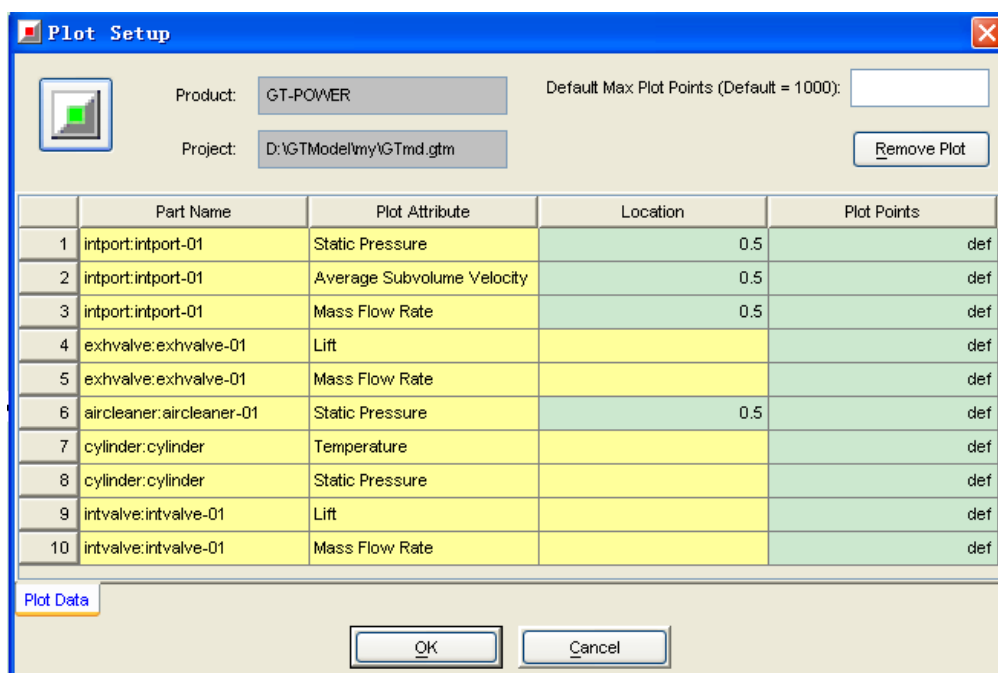


图 3.15 输出谱图设置

Fig.3.15 The setup of Plot

在仿真运行计算前，要对模型图进行检查，确认连接完好，无逻辑错误。点击“Pipe View”，如图 3.16 所示。

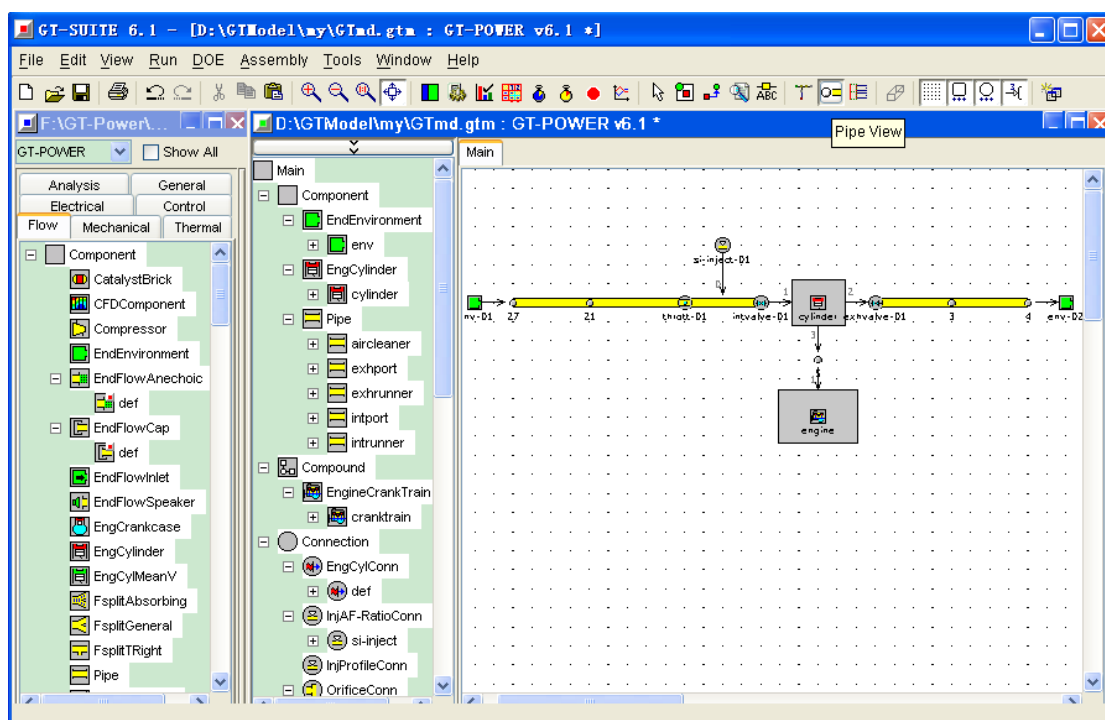




图 3.16 工作仿真模型工程图

Fig.3.16 The simulation model Engineering drawings

3.2.4 运行仿真及结果后处理

如果模型图预处理没有出错，则可以进行仿真计算的运行。点击  运行，系统将生成*.gx 和*.gb 文件，其中*.gx 文件包含绘图命令与用户需要绘出的图形，*.gb 文件中包含所有计算过程中的原始数据。

GT-Power 的后处理由 GT-Post 完成。点击  打开后处理程序 GT-Post，选取生产的*.gx 文件，打开后鼠标右击“EngCylinder: cylinder”，选择“View”得到气缸压力曲线图，如下图所示。通过更改模块参数可以观察不同工况下的缸压曲线变化，从而研究气缸压力的影响因素。

3.3 发动机模型的验证

为了比较验证所建立计算模型的正确性，对模型在允许转速范围内，进行了仿真运算，得到了全负荷气缸压力曲线，并将曲线与试验测得数据进行对比，如图 3.17、图 3.18 所示。

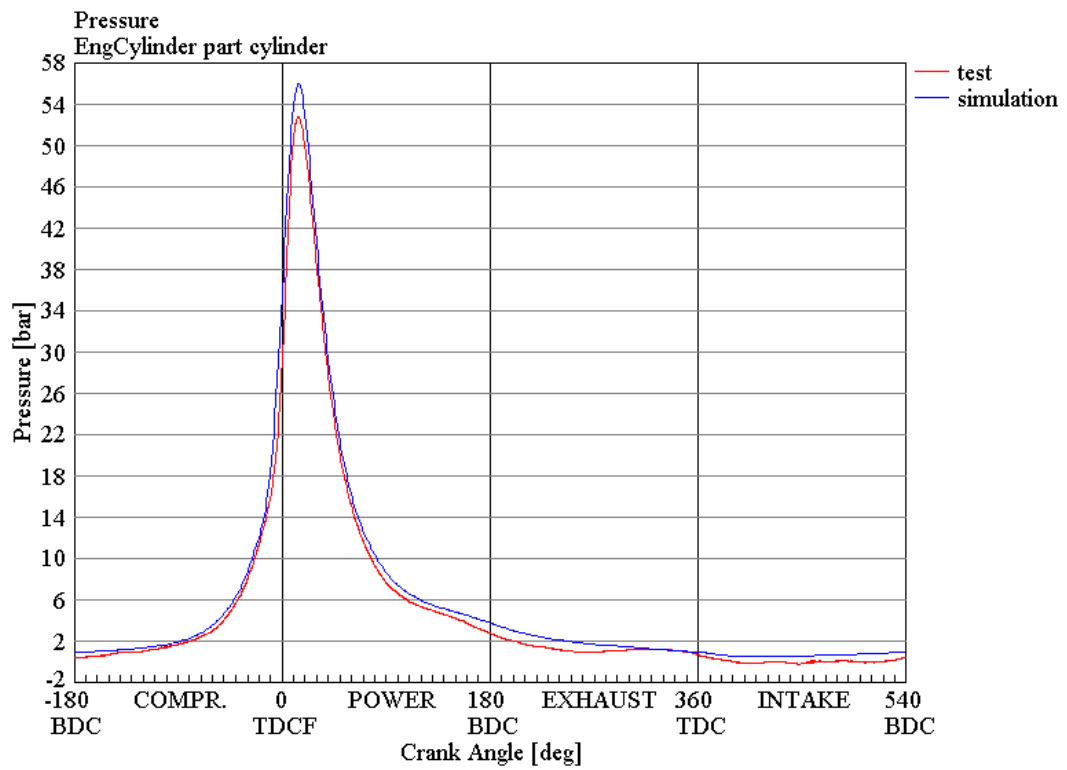


图 3.17 6000rpm 试验与仿真缸压对比

Fig 3.17 6000rpm cylinder pressure test and simulation comparison

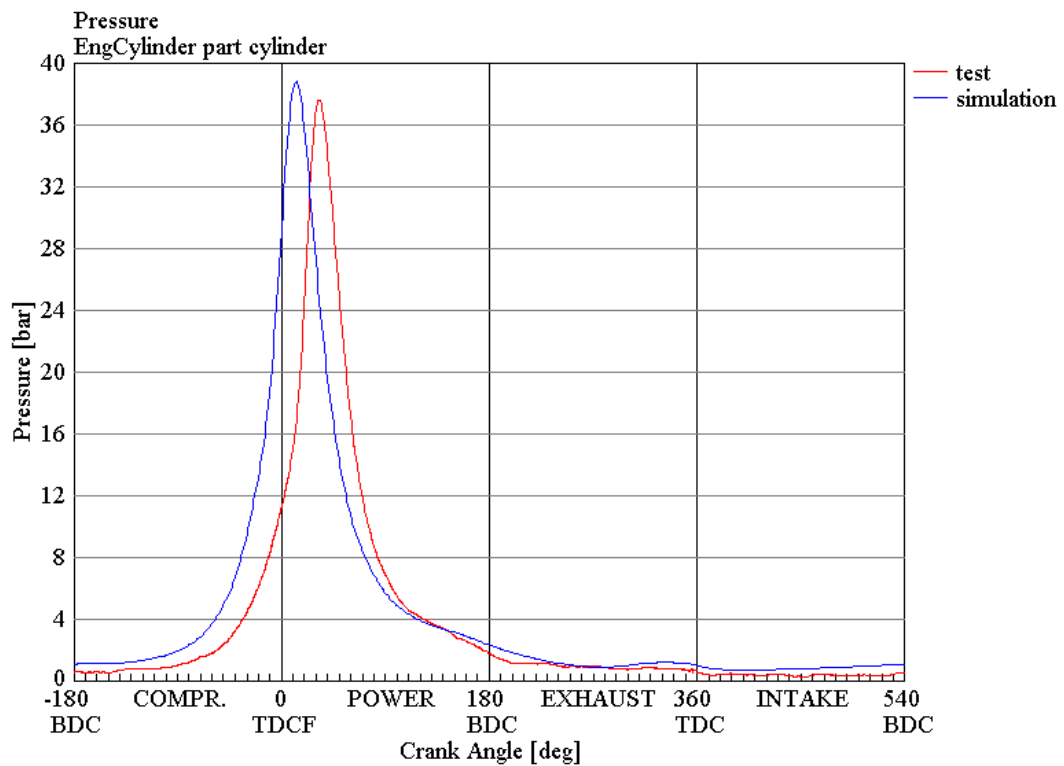


图 3.18 4000rpm 试验与仿真缸压对比

Fig 3.18 4000rpm cylinder pressure test and simulation comparison

从图中可以看出，仿真结果和试验结果误差比较小，曲线形状和大小基本一致。6000rpm 时仿真模型与试验数据拟合较为理想，4000rpm 时存在的缸压对于曲轴转角上的误差，这是由于点火提前角、气门升程规律、配气正时等参数及数据不足所导致。为了进一步说明模型合理性，将全负荷工况下的输出功率、输出扭矩以及燃油消耗率仿真结果与试验进行对比，如图 3.19、图 3.20、图 3.21 所示。

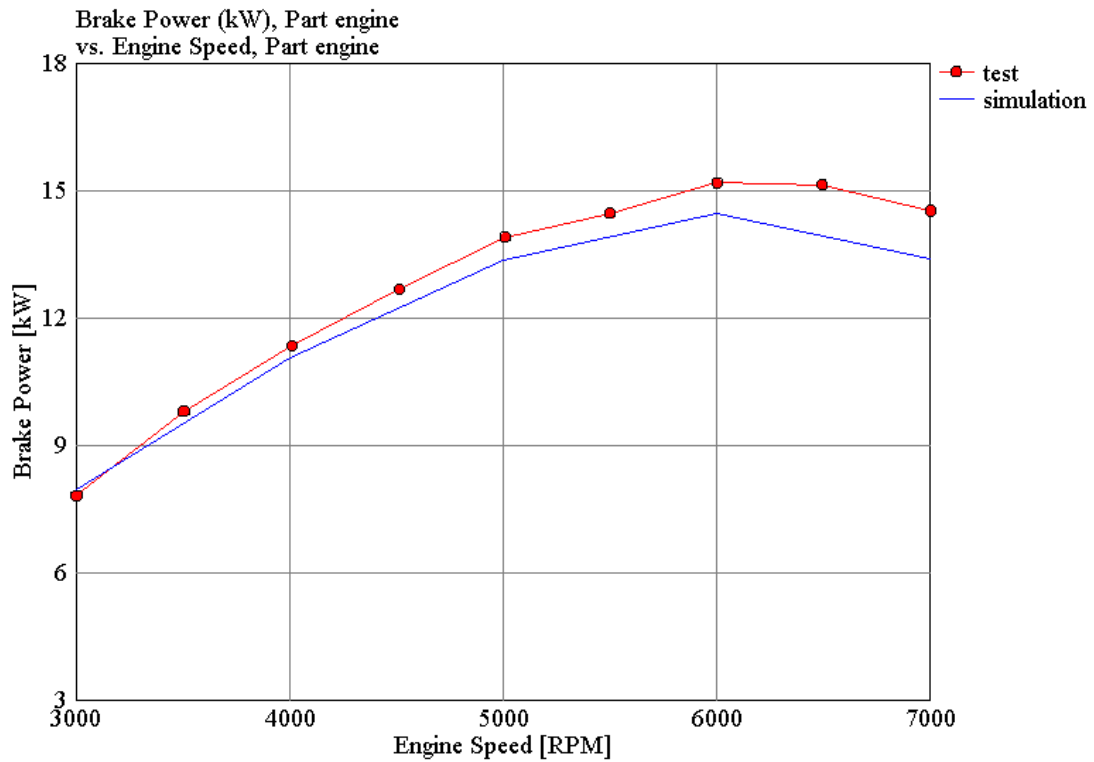


图 3.19 各转速下试验与仿真功率对比

Fig 3.19 Simulation of the speed test and power comparison

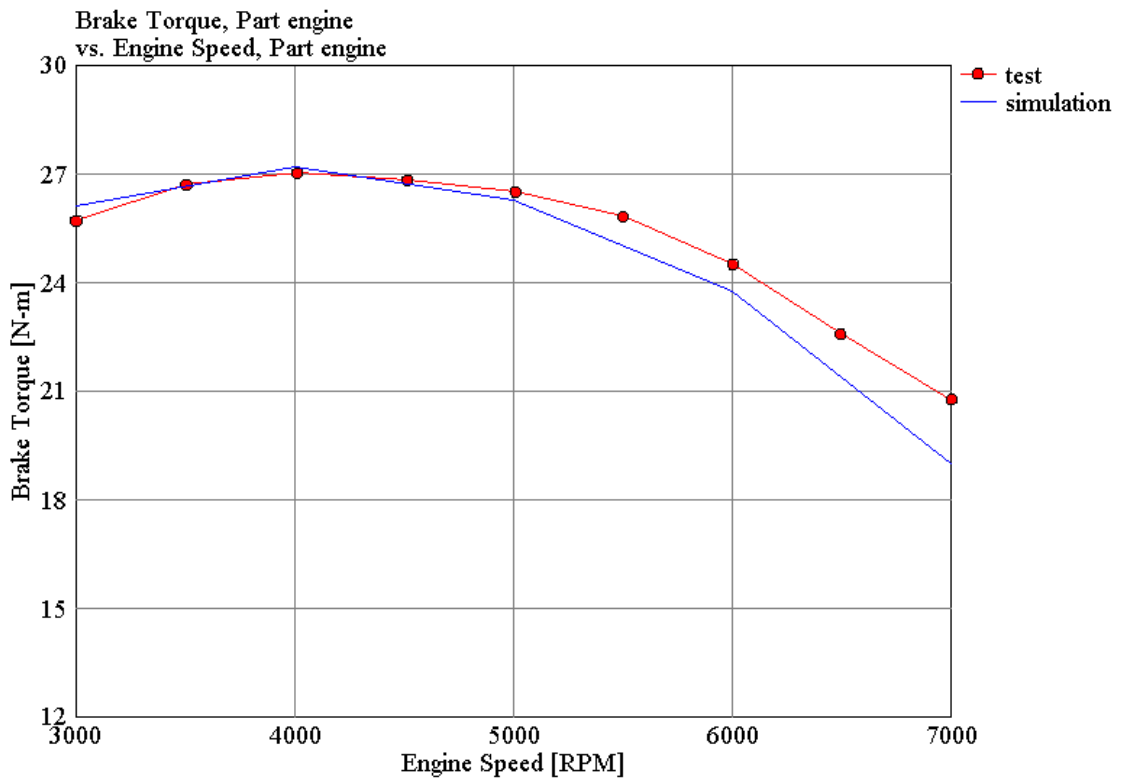


图 3.20 各转速下试验与仿真扭矩对比

Fig 3.20 Experimental and simulation of the speed torque compared

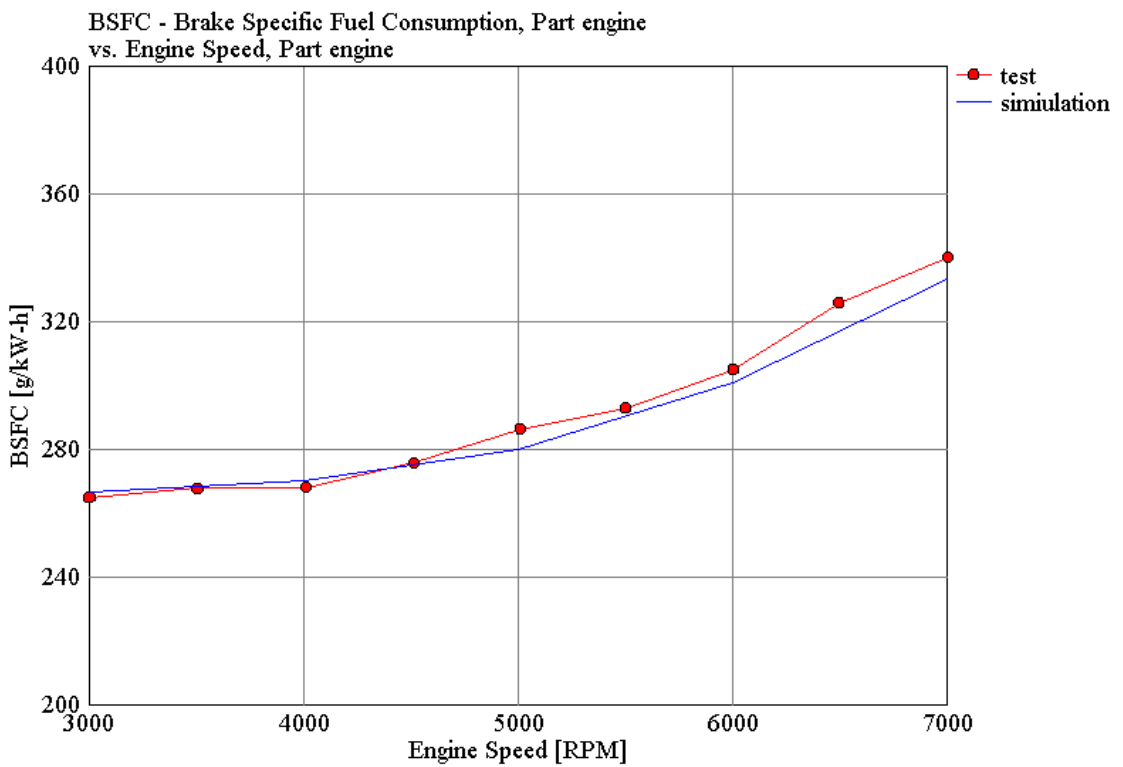


图 3.21 各转速下试验与仿真油耗率对比

Fig 3.21 Simulation of the speed test and compare fuel consumption rate

从图中可以看出，整个模型在 5000r/min 以下较为理想，超过 5000 r/min 误差有所增大，这是由于所使用的零位燃烧模型具有一定的局限性，但最大误差均不超过 9%，仍在可接受范围，因此可以认为模型比较合理，所得压力仿真结果可以作为下面动力学分析及有限元分析的载荷进行计算。

3.4 不同工况下的气缸压力

前面介绍了发动机工作过程仿真模型的建立，接下来为了了解控制燃烧噪声的方法和途径，并为后面的不同工况下燃烧噪声对比计算工作提供基础，下面分别计算了不同转速、节气门开度与点火提前角的情况下气缸压力的变化情况。

3.4.1 转速对气缸压力的影响

图 3.22 是发动机全负荷各转速下的缸压曲线图。从图中可以看出不同转速下压力曲线的形状基本没有变化，在发动机转速 6000rpm 时发动机的燃烧压力最大，由 3000rpm 到 6000rpm 缸压最大值是逐渐增大的，而由 6000rpm 到 7000rpm 缸压最大值是逐渐减小的。这说明该型发动机中间转速范围内燃烧性能较好。

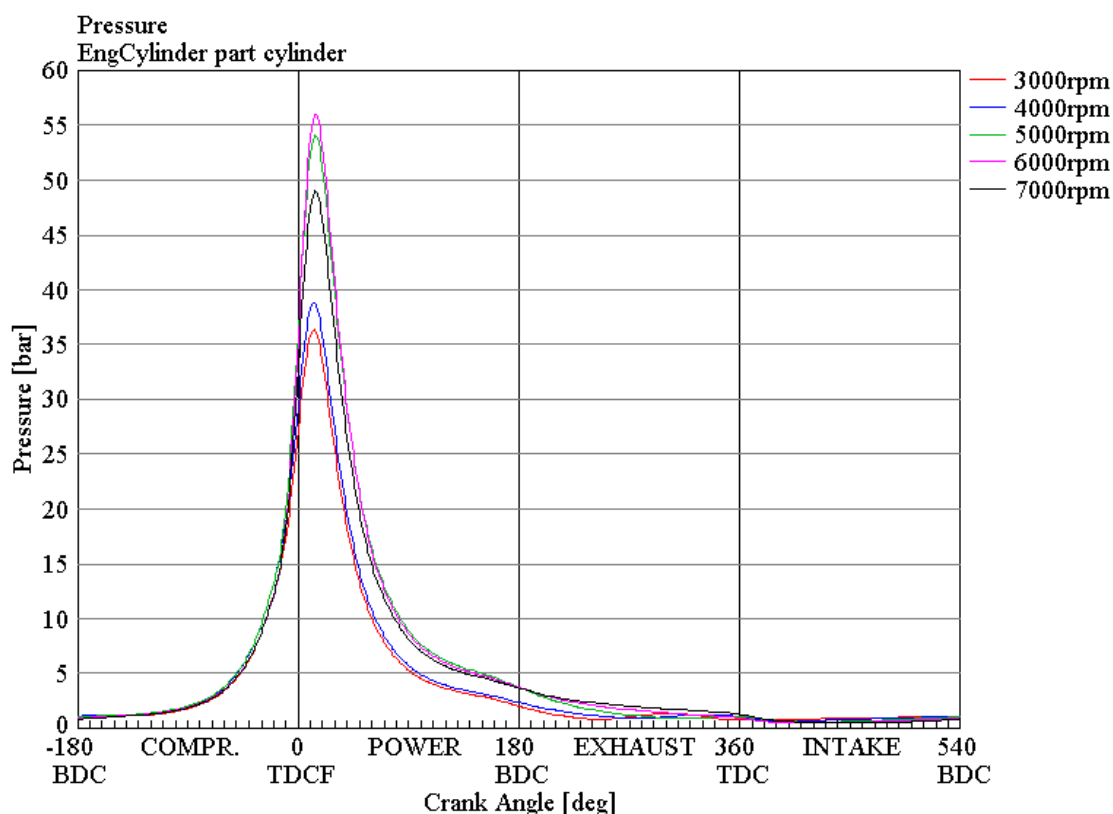


图 3.22 不同转速下的缸压曲线对比

Fig 3.22 different speed cylinder pressure curves of

由于压力升高率是激发燃烧噪声的一个根本因素，为了便于后面章节对燃烧

噪声的比较说明，图 3.23 是发动机全负荷各转速下的缸内压力升高率曲线图。从图上可以看出在发动机转速 6000rpm 时发动机的缸内压力升高率达到最大值，由 3000rpm 到 6000rpm 缸内压力升高率最大值是逐渐增大的，而由 6000rpm 到 7000rpm 缸内压力升高率最大值是逐渐减小的。

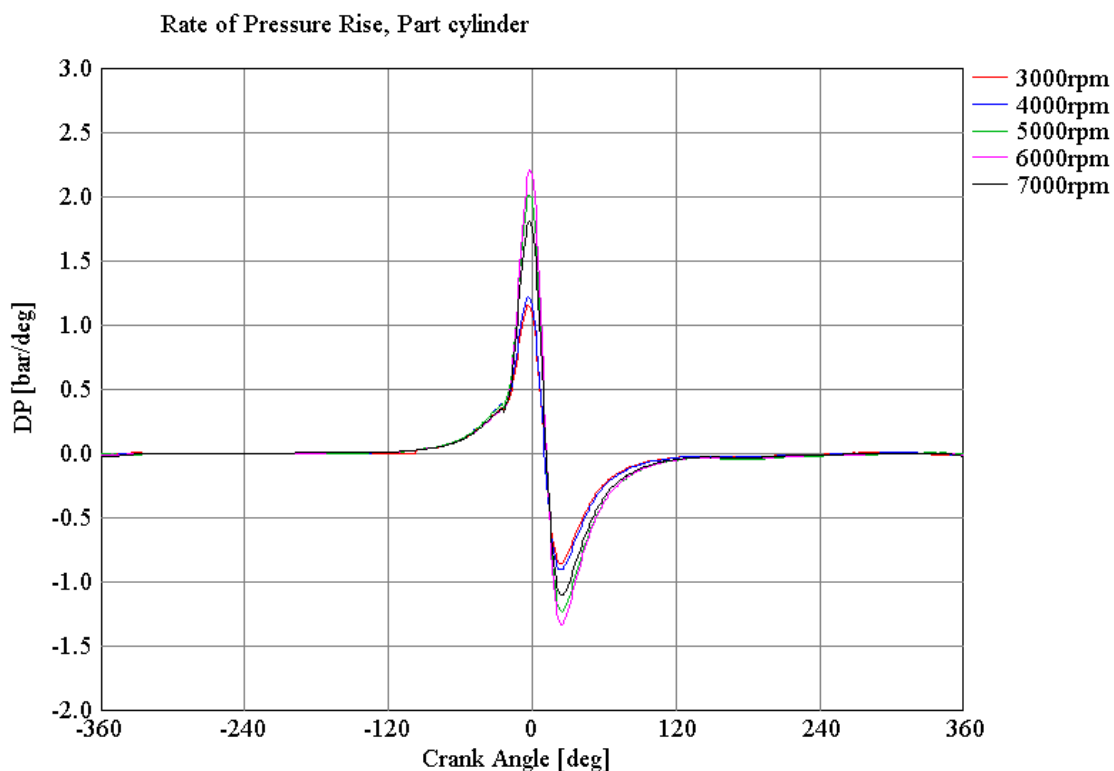


图 3.23 不同转速下的缸压升高率

Fig 3.23 kinds of cylinder pressure is increased rate of speed

3.4.2 节气门开度对气缸压力的影响

图 3.24 是发动机转速为 6000rpm 时不同节气门开度下缸压曲线图。从图中可以看出，随着节气门开度的增大，缸压曲线的峰值也逐渐增大，在转速不变的情况下，燃烧持续时间也逐渐增大。其中 15° 开度角到 30° 开度角，缸压峰值变化较大，30° 开度角到 60° 开度角之间，缸压峰值增加较小。即随着节气门开度的增大，缸压峰值变化率逐渐变小。

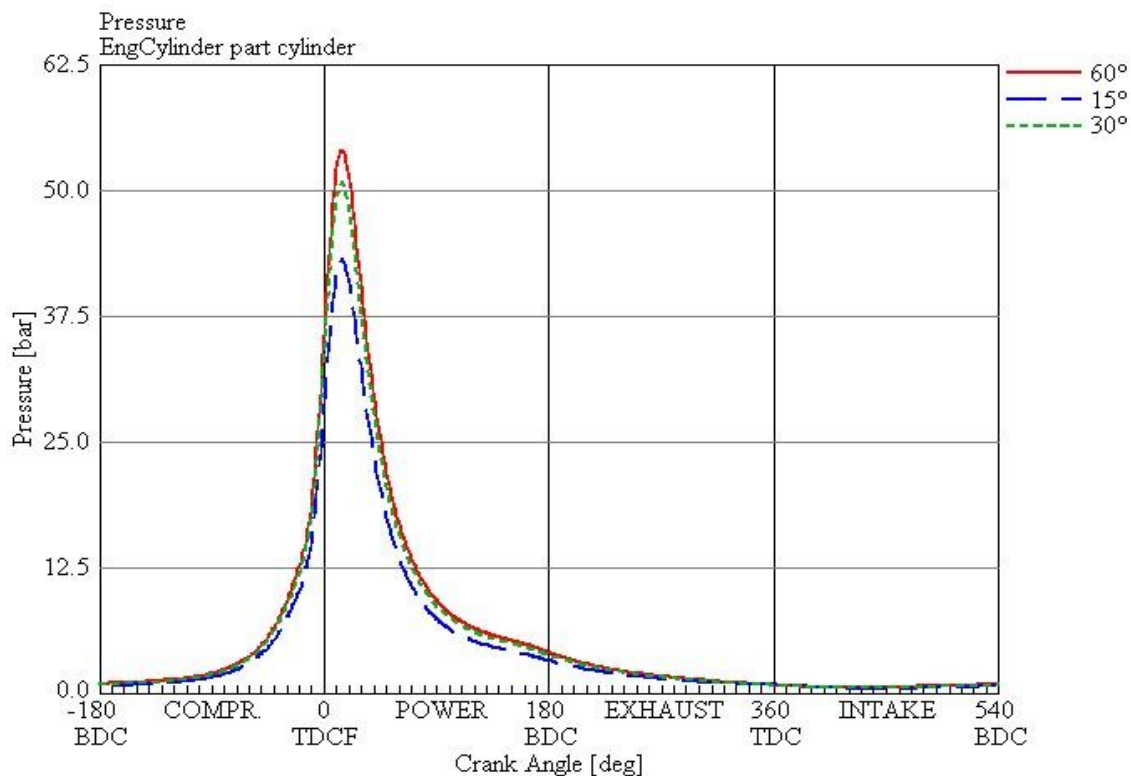


图 3.24 6000rpm 时不同气门开度下气缸压力曲线

Fig 3.24 6000rpm when under different valve lift cylinder pressure curve

3.4.3 点火提前角对气缸压力的影响

图 3.25 是不同喷油提前角下缸压曲线图。由于韦伯燃烧模型是用 anchor angle 表示点火时刻，它的含义是 50%燃油燃烧时的曲轴转角与活塞上止点对应曲轴转角之间的角度，其值在 5-12 之间。将发动机转速控制在 5000rpm，节气门开度大小控制在 45°，将 anchor angle 分别设为 5°、8°、12°，从图中可以看出 5° 时，缸压峰值最大，且对应的曲轴转角较小；12° 时，缸压峰值最小，峰值对应的曲轴转角较大，8° 时其峰值大小以及对应曲轴转角位于前两者之间。可以看出，点火提前角到达某值时，缸压峰值最大，而高于或者低于该值缸压峰值都逐渐减小。并且，缸压剧烈升高的分离点对应的缸压较小，下降时的分离点对应的缸压较大。

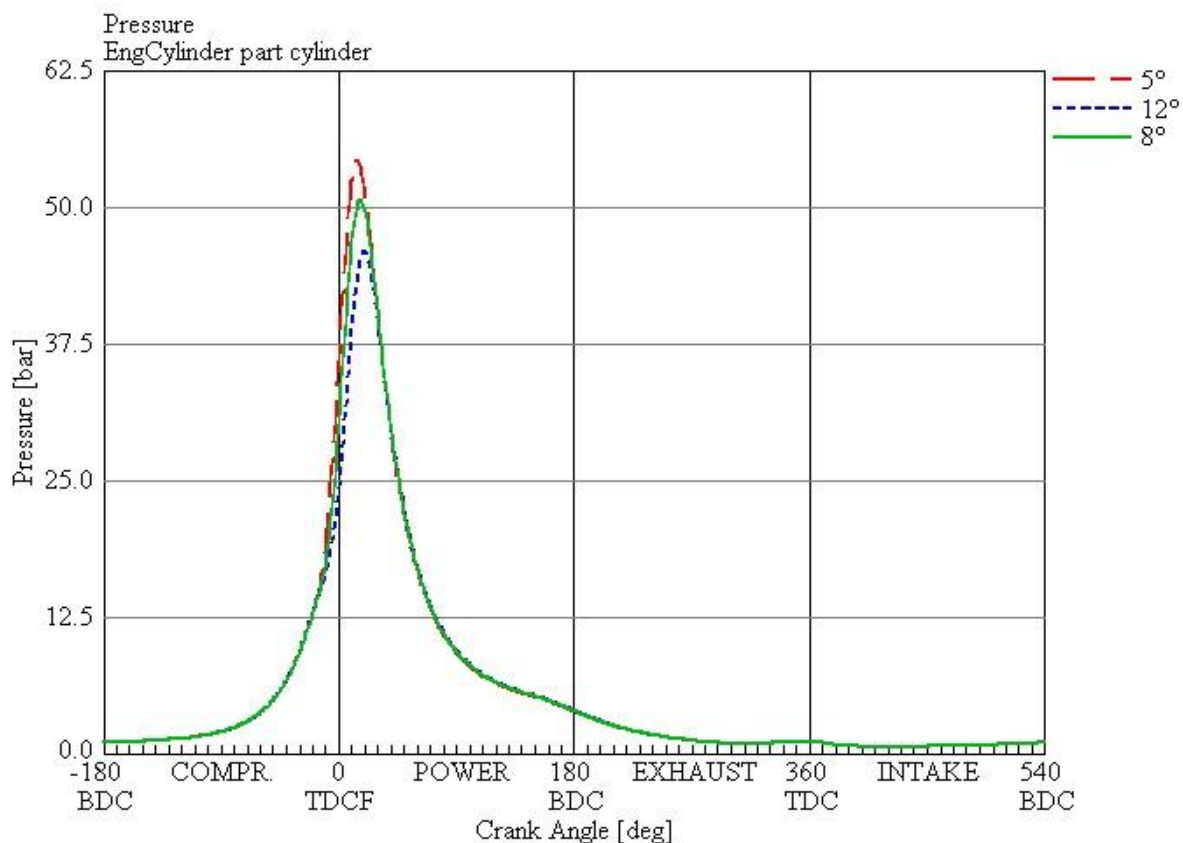


图 3.25 5000rpm 时不同喷油提前角下气缸压力曲线

Fig 3.25 5000rpm different injection timing when the cylinder pressure curve under

3.5 本章小结

利用 GT-Power 软件建立了发动机工作过程的仿真模型，并根据提供的试验数据进行了比较，误差较小，验证了模型的正确性。通过对比计算得出在同一负荷不同转速下，6000rpm 时气缸压力和压力升高率最高，气缸压力随节气门开度的增大而增大，喷油提前角在上止点前某一角度时气缸压力达到最大。

4 发动机外壳的有限元建模及模态分析

利用有限元建立机体的模型进行计算是燃烧噪声预测中重要的一个步骤，通过在有限元模型上加载压力边界条件来计算振动在机体内部的传递过程，有限元模型的准确性直接影响最后的计算结果，因此模型建立过程中的单元选择和模型的简化问题就显得至关重要^[46]。尽管建模要考虑的因素较多，但都应遵循两个基本原则，即保证计算结果的精度和控制模型的规模。建模时应根据分析问题的特点、要求和条件权衡考虑。在保证精度的前提下，减小规模是必要的，并可在有限的条件下使计算更快、更好地完成。

4.1 发动机外壳实体建模

由于发动机壳体表面结构复杂，本文采用 Pro/E 软件对其进行实体建模。为了网格划分以及仿真计算，在建模过程中做了适当的简化，如省略相对尺寸较小的圆孔、铸造圆角以及一些凸台和凹槽等，得到适合有限元网格划分的实体模型。图 4.1、图 4.2 分别是在 Pro/E 中建立的发动机壳体各部分三维简化模型以及装配图、爆炸图。

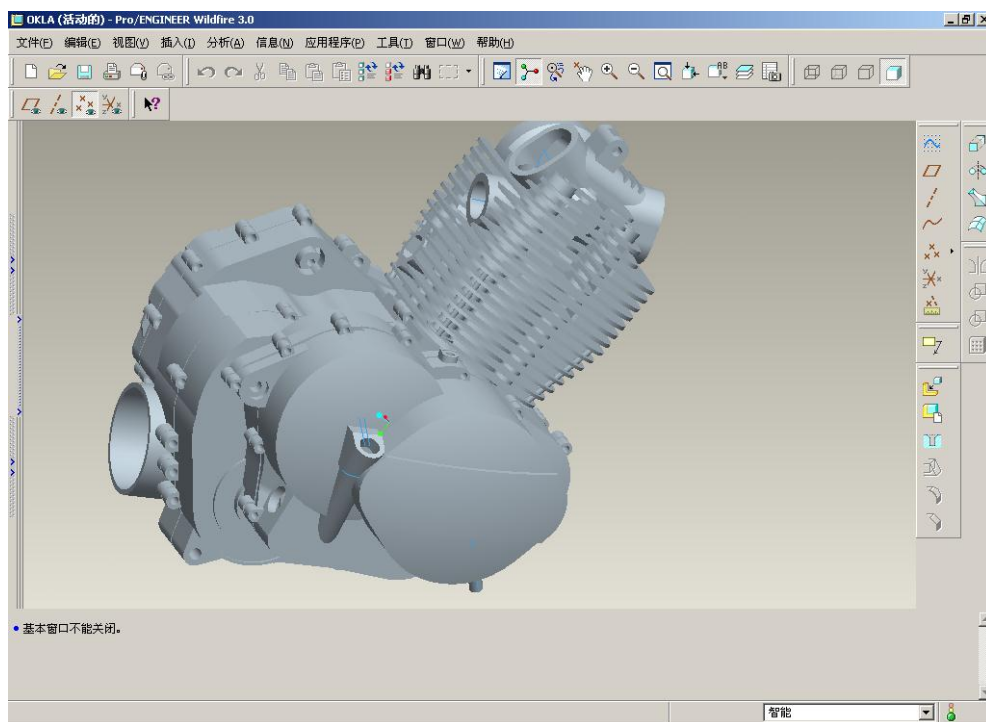


图 4.1 发动机壳体装配图

Fig 4.1 engine casing assembly drawing

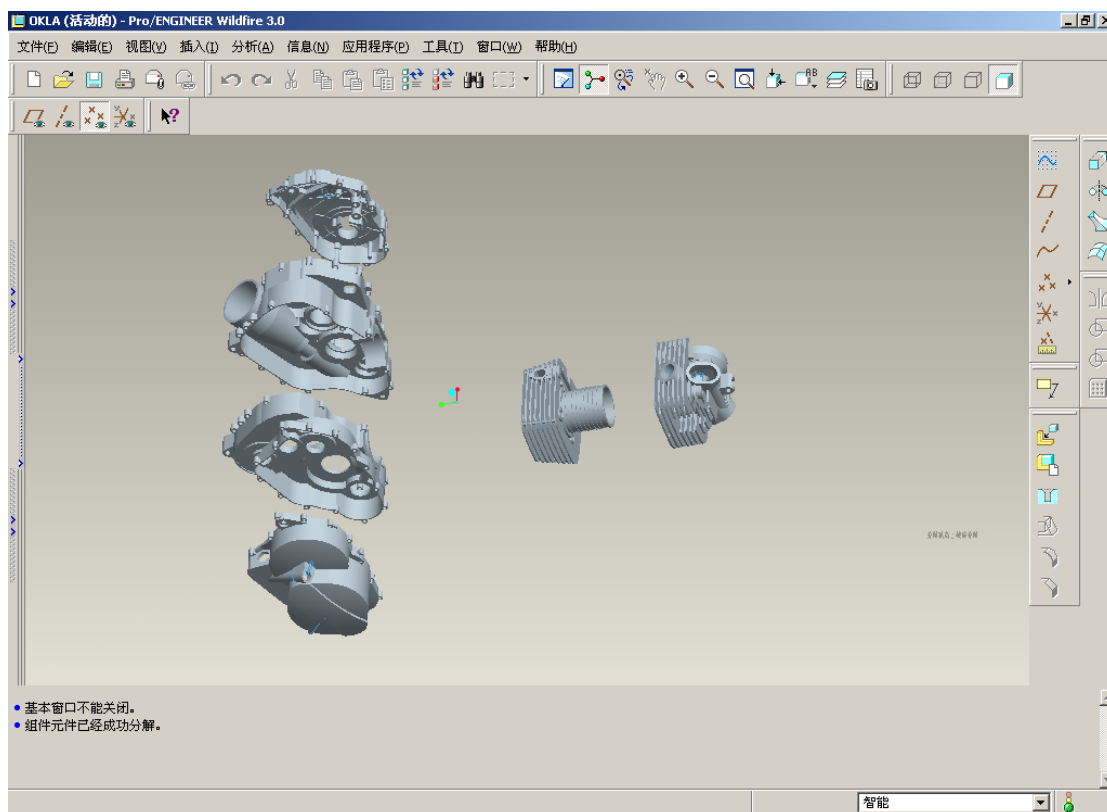


图 4.2 发动机壳体装配爆炸图

Fig 4.2 Exploded engine shell assembly

4.2 发动机外壳的有限元建模

在发动机壳体有限元网格划分过程中，由于结构的复杂性，选用高次单元(八节点六面体)实现有限元网格划分难度很大。很多研究大量采用壳单元和梁单元，以大量简化其结构为代价，但对计算结果影响很大，所以很难保证其计算精度。随着计算机水平的发展，现在一般采用八节点六面体、十节点四面体和四节点四面体单元对三维模型进行网格划分。理论上来说，八节点六面体和十节点四面体单元计算精度比四节点四面体高，但是八节点六面体对于简单的模型来说划分网格比较简单，对于机壳这样的复杂构件，如不大量简化其结构，有限元划分非常困难^[47]。而十节点四面体用于划分机体缸盖和缸体时，有限元模型节点数和网格数较多，对于尺寸比较大的内燃机而言，整个有限元计算规模将非常庞大，使计算面临很大困难。考虑到问题的规模和计算的精度之间的协调，机壳采用四节点四面体划分网格。

从理论上来说，在有限元解收敛的情况下，单元尺寸越小，有限元解越接近真实解。但是，随着单元尺寸的减小，有限元计算规模将不断增大，所以单元尺寸并不是越小越好。实际上，当单元尺寸小到一定程度后，有限元计算精度就可以满足要求，如果继续减小单元尺寸，有限元计算精度提供很少，但是有限元计

算规模却大幅提高。在求解噪声问题时,单元的长度可以选择为波长的 1/8 左右^[48],即:

$$L_{\max} \leq \frac{c}{nf}$$

式中: L_{\max} ——单元的长度;

c ——声波的速度, 取, $c=340\text{m/s}$;

n ——系数, 取 $n=8$;

f ——计算所关心的频率,, 取 $f=2000\text{Hz}$ 。

计算求出单元最大长度应小于 21.25mm, 为了满足一定的精度又兼顾到计算的规模, 本文对发动机机体网格划分选取单元尺寸为 6mm 的四节点四面体。

将建立好的发动机机体三维模型, 导入到有限元前处理软件 ANSA 中, 进行模型的几何清理、材料定义及网格划分。在网格划分前综合考虑结算精度和计算规模问题, 对发动机机体的有限元模型进行了简化: 关心主要部件, 忽略了壳体边上的螺栓等一些附属小部件; 忽略了一些圆角、倒角等细微结构; 由于该壳体的有限元模型是为壳体模态分析、动力响应分析和辐射噪声分析做准备的, 与壳体的应力分析、变形分析不同, 不需要了解壳体局部的特性与应力状况, 因此可以对壳体上的一些小孔等对壳体整体特性影响较小的局部结构予以忽略。

该发动机机体的材料主要是硬铝合金, 其相关的材料参数如表 4.1 所示:

表 4.1 壳体材料参数

Table 4.1 material parameters of the shell

材料参数	杨氏模量(Gpa)	密度(g/cm ³)	泊松比
数值	70	2.76	0.3

材料定以后便采用四节点四面体单元对机体进行网格划分, 建立有限元模型, 该模型选择的单元尺寸为: 6mm, 共划分为 304812 个单元。发动机机体有限元模型如图 4.3 所示。



图 4.3 发动机壳体有限元模型

Fig 4.3 Finite element model of the engine casing

4.3 发动机外壳的模态分析

在发动机工作的过程中，由于曲轴高速旋转，曲柄连杆机构的惯性力、气缸压力都在不断的变化着，随着发动机转速的改变，各种力的频率也不断变化，从而导致机体动态特性十分复杂，此外，机体表面辐射噪声在发动机噪声中占有很大比例，其大小取决于机体表面振动响应的大小，因此在计算机体燃烧噪声的时候对机体进行模态分析是十分必要的。

根据上面建立的有限元模型，利用 ANSYS 有限元计算分析软件，采用 Lanczos 算法对机体进行了自由模态有限元计算。Block Lanczos 特征值求解法采用 Lanczos 算法，用一组向量来实现 Lanczos 递归。这种算法精度高、速度快，在寻找给定系统的特征值谱中给定范围内固有频率时非常有效。本文计算提取了外壳的前 15 阶自由模态，由于前六阶为实体的平动和自由旋转，故有效值从第七阶开始，并与试验模态相对比结果如表 4.2 所示：

由表 4.2 可以看出，计算模态值和试验模态值吻合较好。表面该有限元模型的正确性。各阶振型如图 4.4 所示。

表 4.2 计算模态与试验模态的对比

Table 4.2 Contrast of natural frequency between finite element analysis and experimental analysis

阶数	理论值	试验值	误差	振型分析
7	666.12	682.11	2.3 %	缸体左右摆动剧烈, 缸盖和右箱盖振幅较大
8	846.51	871.43	2.9%	整体扭转振动, 缸盖表现较为明显, 由下往上呈现振幅增加趋势
9	1243.2	1221.25	1.8%	左右箱盖扭转振动, 右箱盖振幅最大
10	1353.2	1387.34	2.5%	右箱盖局部振动剧烈, 整体振动不明显
11	1461.0	1483.8	1.6%	缸头扭转振动, 整体振动不明显
12	1573.4	1601.52	1.8%	两侧箱盖局部振动, 整体振动不明显
13	1693.6	1733.55	2.3%	左右箱盖轻微振动, 整体振动不明显
14	1799.8	1849.48	2.7%	整体振动轻微, 两侧箱盖局部振动
15	1935.3	2055.47	5.8%	整体振动轻微, 两侧箱盖局部振动

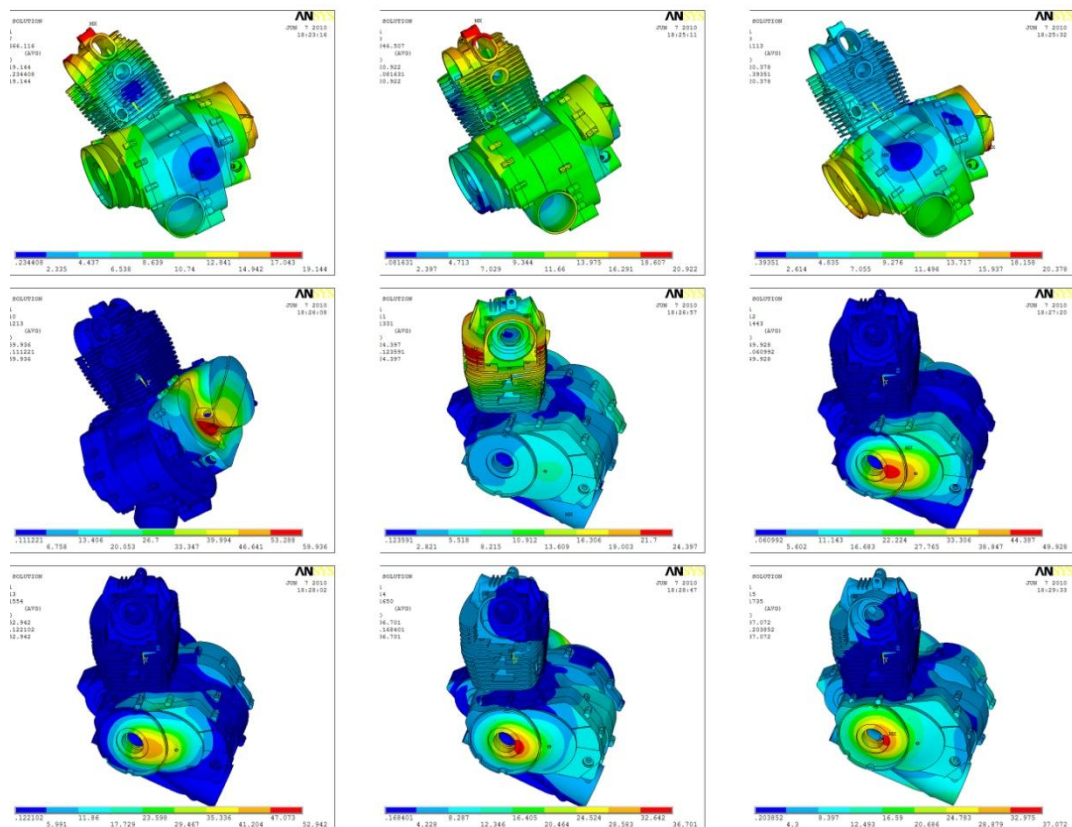


图 4.4 7 到 15 阶阶振型图(从左到右,从上往下为)

Fig 4.4 7-15 order vibration mode diagram (from left to right, from top to bottom as)

自由模态即机体不受任何内力、外力作用,也没有任何约束限制的状态。通过

自由模态分析,可得出机体各部分振动的强弱分布以及刚度薄弱区。由于机体结构的不对称性,整个机体的变形也不对称。变形后机体发生弯曲,气缸中心线不再为垂直直线,这样就造成了在工作过程中活塞和缸套之间的配合间隙发生变化,严重时会影响活塞的运动,磨损加剧,还会使活塞敲缸加剧,从而使整机噪声变大。

4.4 发动机外壳频率响应分析

采用试验得来的右侧箱盖螺栓处的加速度信号作边界激励,对壳体进行频率响应分析,得到箱盖上典型节点的振动速度频谱图,如图 4.5 所示。从图中可以看出,该箱盖在稳态激励下,其振动速度的峰值频率主要集中在 1200Hz 左右,在 1700Hz 附近也存在一个峰值,在高频部分,其幅值衰减很快,没有明显的峰值频率。据此可初步说明该结构噪声以中频噪声为主,主要集中在 1000Hz~2000Hz 这个频带内。

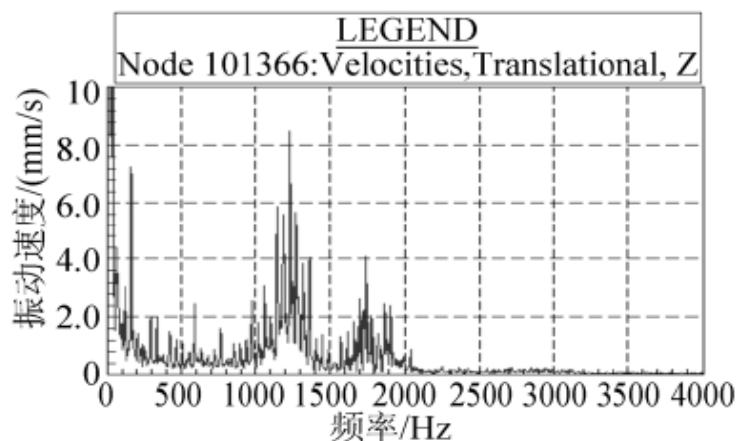


图 4.5 典型节点的振动速度频谱图

Fig 4.5 A typical node of the vibration velocity spectrum

结合模态分析结果可以知道,发动机壳体第十阶固有频率与上述频段吻合较好,发生共振的可能性比较大。第十阶多视角振型如图 4.6 所示。可以看到在第九阶模态中左右箱盖振动位移都比较大,特别是右箱盖尤为明显,呈上下弯曲振动。可见右箱盖在壳体噪声辐射中占和很大的比重,可增加适当加强筋来提高此处的刚度以期达到减小噪声的目的。

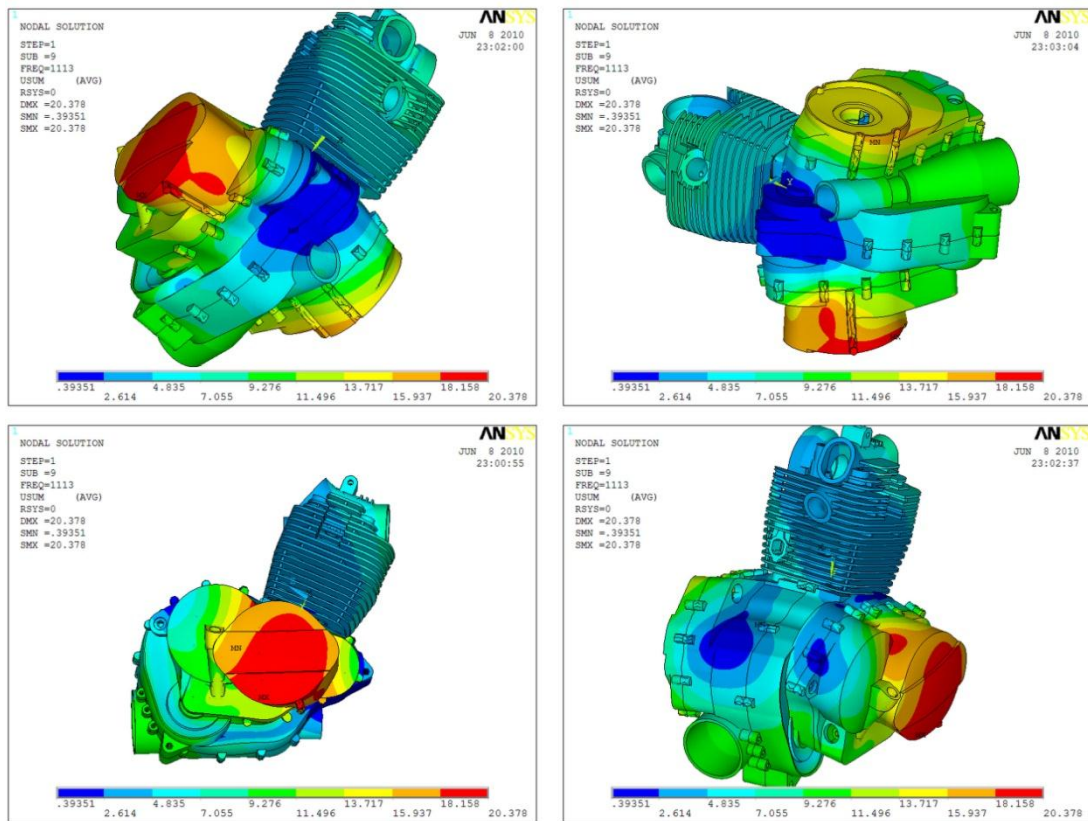


图 4.6 发动机壳体第十阶振型

Fig 4.6 the ten-order of the verbration shape of the engine shell

4.5 本章小结

利用 Pro/E 软件对发动机缸头、缸体、箱体和箱盖进行了实体建模，然后利用有限元前处理软件 ANSA 对三维模型采用四节点四面体单元进行网格划分，最后使用有限元分析软件 ANSYS 进行壳体的模态分析，得到壳体的前十五阶自由模态固有频率及振型，与试验模态进行对比，验证了有限元模型的正确性。结合频率响应分析了解到第九阶固有频率可能产生共振，观察振型知道主要辐射源为箱体右盖，为发动机噪声预测与改进提供了理论基础。

5 发动机机体的瞬态分析

5.1 引言

机体动态响应分析不仅可以真实的反映发动机缸体在实际工况下的动态应力和变形,同时也可以通过动态分析结果来预测发动机在实际工况下的噪声辐射状况,为发动机缸体的设计和改进指明方向。本课题对发动机机体的动态响应分析利用 ANSYS 软件来模拟计算机体在一个工作循环时间历程中的瞬态响应,从而求出机体的不同部位随时间变化的位移、速度和加速度曲线,为瞬态声场的计算打下基础。

5.2 模型载荷的施加

根据燃烧噪声产生的激励源和传递路径,并且考虑到机体模型的复杂性和计算规模,仅加载了缸内压力对气缸壁、气缸盖的作用力和曲轴对主轴承座的作用力。

① 缸内压力的施加

气缸内压力采用均布的方式加载到气缸壁及气缸盖上,由于随着时间的变化,压力的大小和作用面积都发生变化,本研究采用瞬时均布加载的方法,按照活塞的行程来选择节点的位置,然后在 ANSA 软件中利用函数加载器将气缸压力加载到相应的节点上。以气缸顶部为起点,活塞每一循环行程曲线如图 5.1 所示;气缸压力采用的是第三章使用 GT-Power 软件计算出来的发动机 6000 转下的压力值,曲线如图 5.2 所示。

在瞬态分析计算中,步长的选择是很重要的,既要准确的描述压力曲线的变化,又要考虑到计算的规模和时间,由于采用的是隐式积分算法,可以采用较大的步长,同时燃烧噪声和缸内压力升高率密切相关,为了描述不同压力升高率对燃烧噪声的影响,步长在气缸上止点附近采用较小步长,将每一时间步长的压力值加载到气缸壁及气缸盖表面的节点上。

② 主轴承载荷的施加

曲轴的主轴颈在工作过程中所受到的载荷的大小也由 GT-Power 计算得出,曲线如图 5.3 所示。将轴承载荷 F_x 、 F_y 均布加载到主轴承座上,主轴承所受的载荷方向随着曲轴的转动而发生变化,在上止点附近,燃料燃烧产生的压力冲击最为剧烈,对主轴承的冲击载荷达到峰值,与气缸压力曲线形状一致。图 5.4 是活塞运行到下止点处缸套与主轴承加载的示意图。两侧主轴承座受到的是水平与竖直方向的面压力,气缸套内受到的是均布压力。

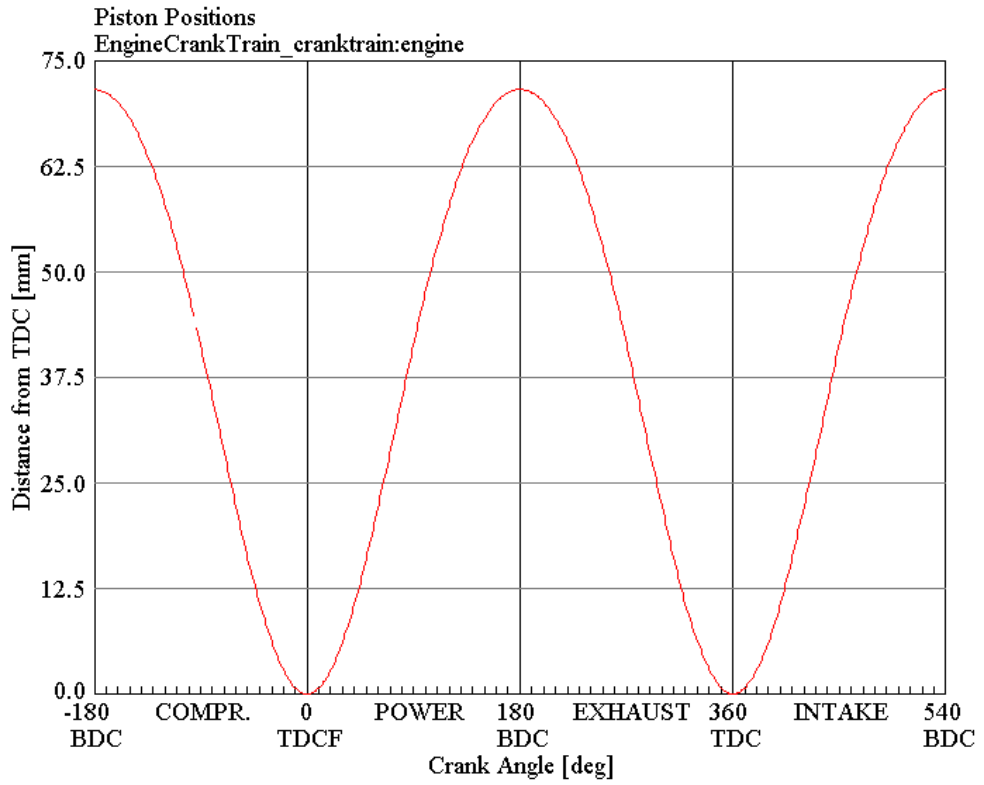


图 5.1 活塞位移曲线

Fig 5.1 Piston displacement curve

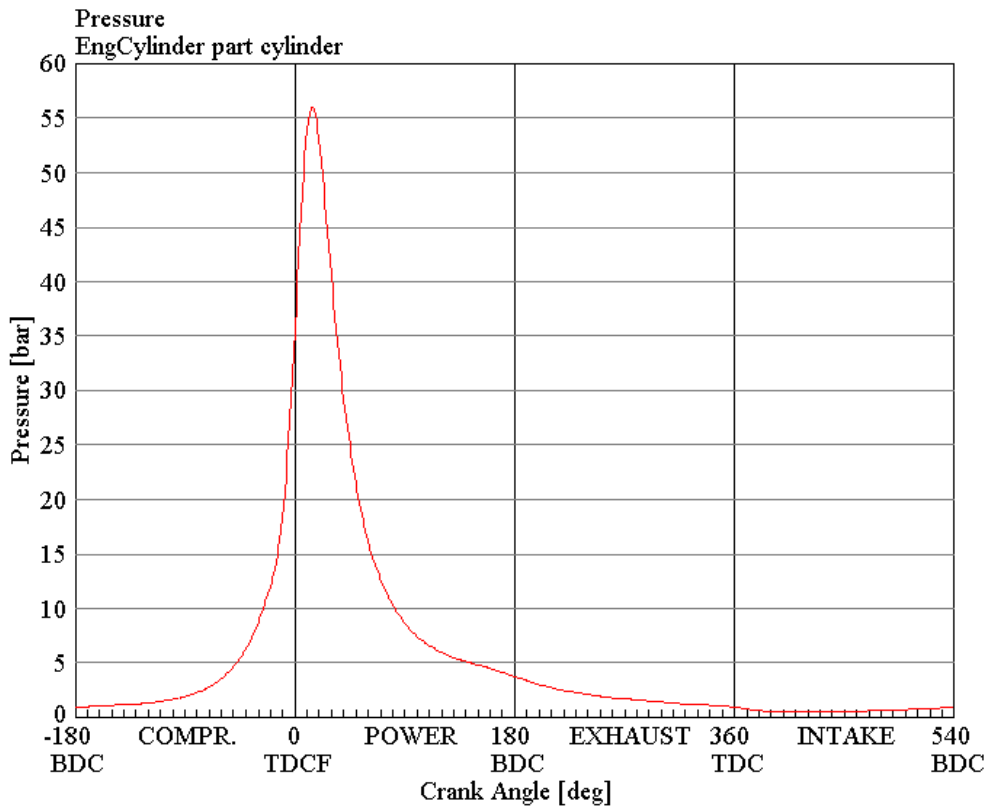


图 5.2 6000rpm 气缸压力曲线

Fig 5.2 6000rpm cylinder pressure curve

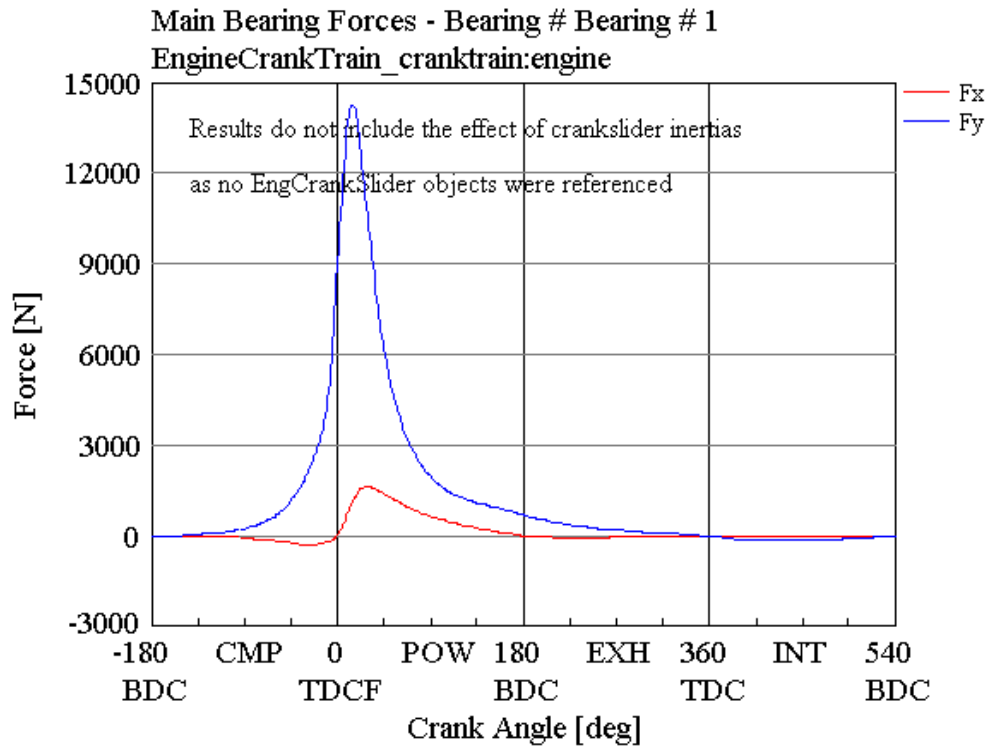


图 5.3 主轴承载荷曲线

Fig 5.3 main bearing load curves

A N S A v12.0.3

Current PART : 0_0_asm0004_asm.igs@9_1

elements
quads : 0
trias : 64674
total : 64674
tetras : 126299
total : 126299

jisuan1.ansa



图 5.4 下止点时刻载荷示意图

Fig 5.4 Schematic diagram of the next dead load moment

5.3 边界条件的确定

由于有限元所计算的节点位移包含刚体位移和变形位移两部分，约束的取法不同，求解结果中所包含的刚体位移的分量也不同，而变形位移却只与所施加的载荷有关，对结构在载荷作用下真实的变形与强度的描述用应变和应力两种参数来表达比较恰当些，同时按照机体在实际工作中的安装方式，在分析中对机体进行约束处理，具体如图 5.5 所示。

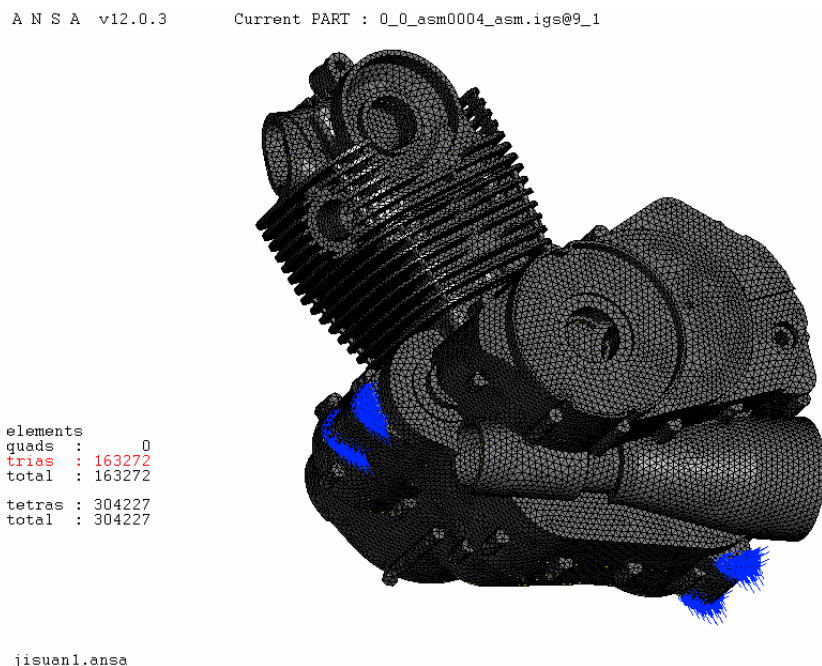


图 5.5 边界条件示意图

Fig 5.5 Schematic diagram of the boundary conditions

5.4 计算结果分析

验证有限元模型正确性并加载激励与边界条件后，便对机体进行动力响应分析，计算壳体结构在外在振动激励下的响应。将有限元模型导入 ANSYS 运行后处理计算，得出 JS 某型发动机在一个工作循环下的机体结构随时间变化的振动情况。本课题最终目的是要计算发动机壳体在缸压激励下，辐射噪声值的位置、大小，由于声功率与振动速度的平方成正比，故在有限元计算后，输出发动机壳体外表面的振动速度，单位是 mm/s。选取图 5.6 所示右盖 14 个螺栓处节点，速度对比如图 5.7 所示，图中曲线走势一致，在 0.0055s 时达到第一个峰值，而后逐渐衰减，在 0.01s 时达到第二个峰值，而后继续衰减。经过数据对比可知：0.0055s 时刻恰好与缸压峰值相对应，表明该峰值由气缸内燃料爆燃产生压力冲击，通过外壳及内部曲柄连杆机构传递至螺栓处；0.01s 时刻活塞恰好处于下止点，此时气缸内依

然保持相当高的压力，并且活塞即将改变运动方向，产生较大的反向加速度，从而增大对主轴承座的冲击，这种冲击通过箱体传递至螺栓处。经过分析对比可以了解到，螺栓处受主轴承载荷的影响比较大。从速度曲线图中可以看到在局部出现不规则跳跃，这是由于步长不为零所致。

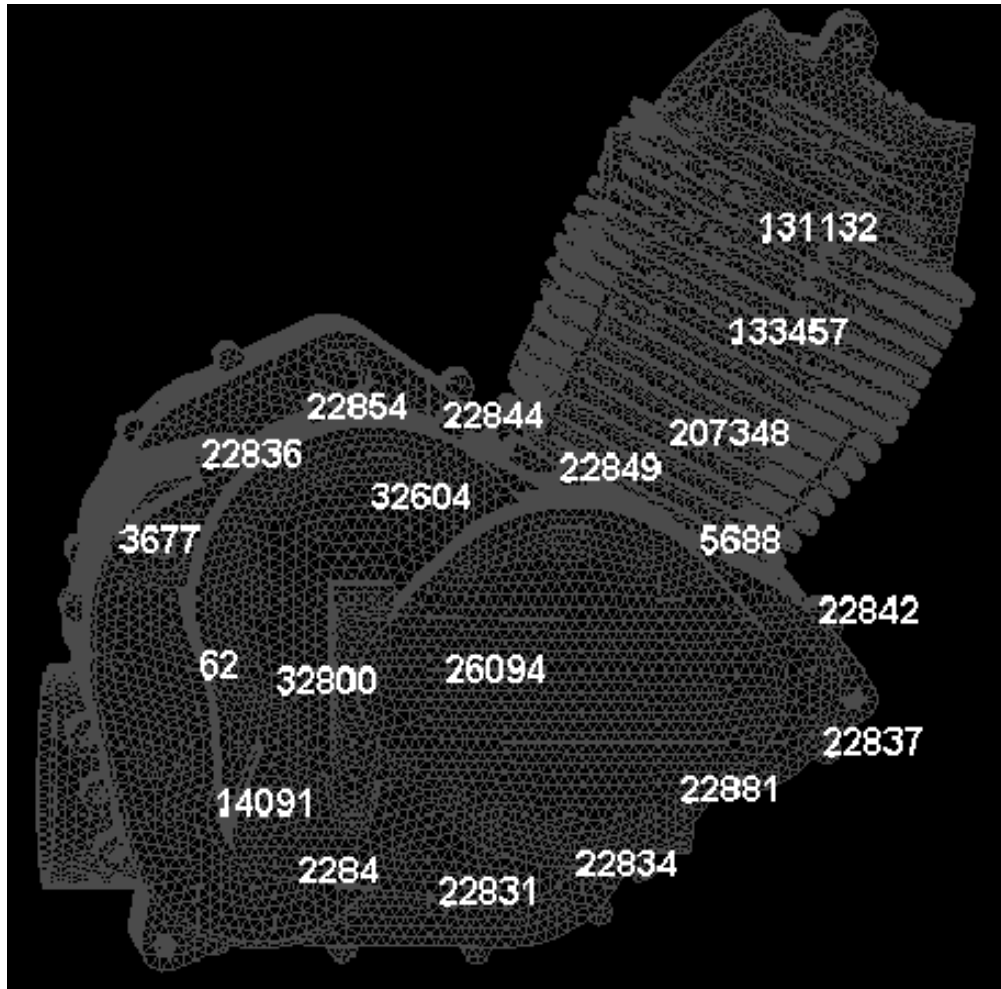


图 5.6 右侧箱盖节点选取图

Fig 5.6 Select the right side of the cover graph node

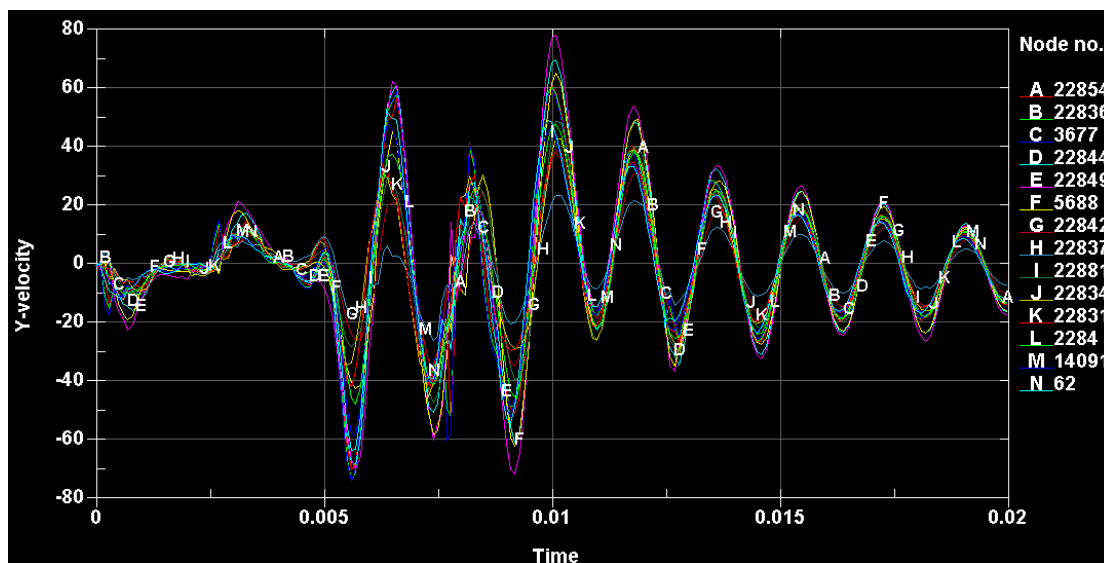


图 5.7 右盖螺栓处节点速度响应

Fig 5.7 Nodes at the right speed of response cover bolts

在右侧箱盖上选取 3 个典型节点，其速度曲线如图 5.8 所示，由于这三个节点上的振动相应由箱盖上的 14 个螺栓激励叠加产生，故应符合螺栓处的曲线变化规律，此处不再赘述。将这三个节点的速度时域响应变换到频域的速度频谱，三个图形差别很小，此处只取出一个节点的速度频谱，如图 5.9 所示。分析可知：速度频谱在 1500Hz 以下有很明显峰值，峰值对应频率同样为 50Hz 及其倍频上，通过计算可知，发动机在 6000rpm 时的转动频率恰好为 50Hz，符合理论分析，并且在 1200Hz 左右峰值较高，右箱盖可能发生轻微共振。

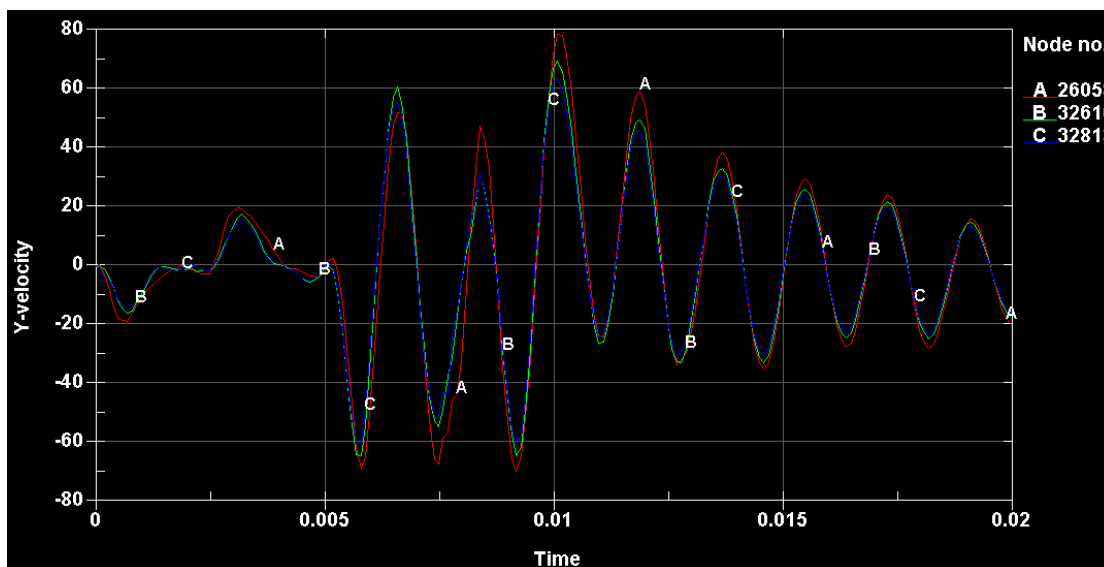


图 5.8 右盖典型节点速度响应曲线

Fig 5.8 A typical node in the right speed of response cover

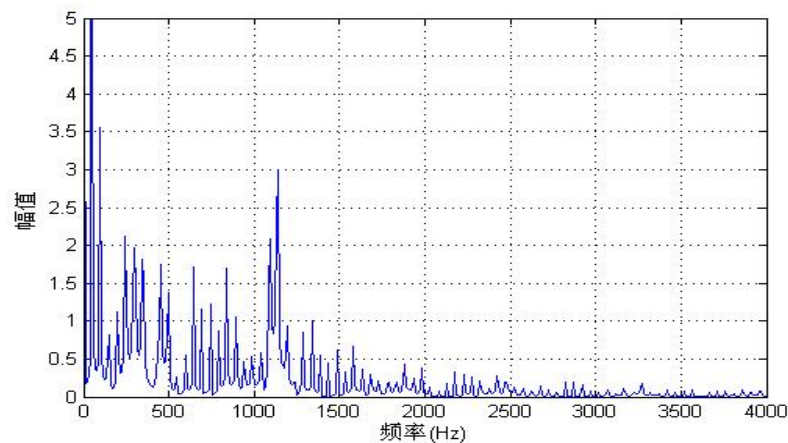


图 5.9 右盖典型节点速度频谱图

Fig 5.9 Spectrum of right cover typical node's speed

在缸体、缸盖上自下到上选取 3 个节点，其速度曲线如图 5.10 所示，因为距离燃烧激励源较近，所以速度曲线峰值明显高于右盖节点。在曲线形状上依然同气缸压力曲线一致。将这三个节点的速度时域响应变换到频域的速度频谱，如图 5.11、图 5.12、图 5.13 所示。分析可知：速度频谱在 1500Hz 以下有较明显的峰值，峰值对应频率同样为 50Hz 及其倍频上，符合理论分析。另外可以发现，从缸体到缸盖，自下而上 3 个节点振动速度逐渐升高，从速度频谱上可以看出，位于缸体底部节点，只在 1200Hz 左右有峰值，但不明显，位于缸体中间节点，600Hz 左右有峰值突出，位于缸盖节点，600Hz 左右峰值升高更为明显。通过分析可知，这种变化是由于缸内压力变化以及缸体、缸盖的刚度自下而上有所降低导致，位于缸体底部节点振动幅度最小，自下往上，节点振动幅度逐渐增大。

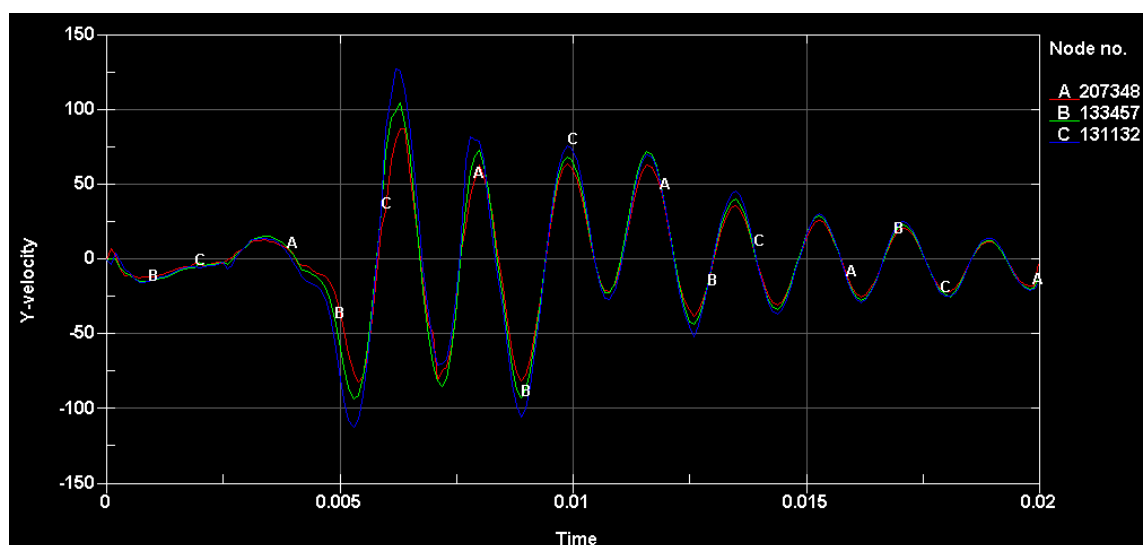


图 5.10 缸体、缸盖典型节点速度响应曲线

Fig5.10 Cylinder and cylinder head typical node response curve

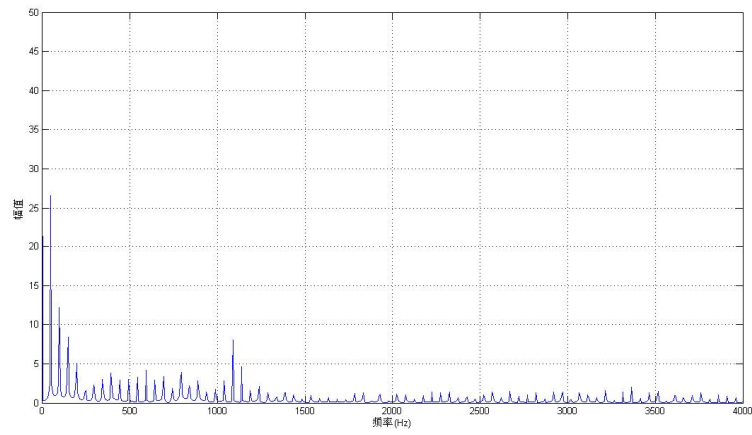


图 5.11 典型节点 207348 速度频谱图

Fig 5.11 Spectrum of 207348 node's speed

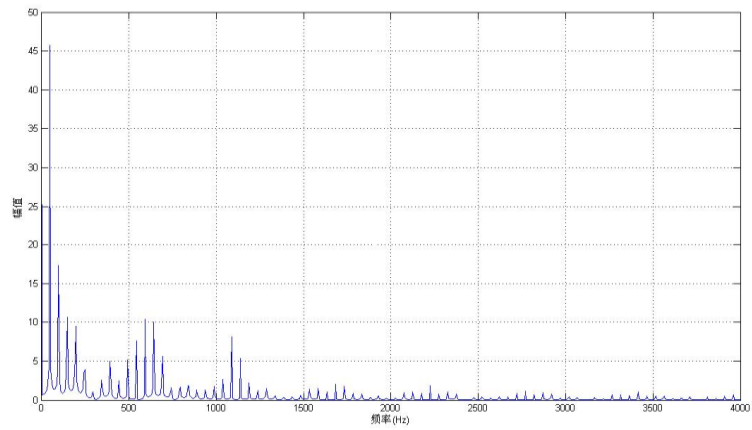


图 5.12 典型节点 133457 速度频谱图

Fig 5.12 节点 133457 速度频谱图

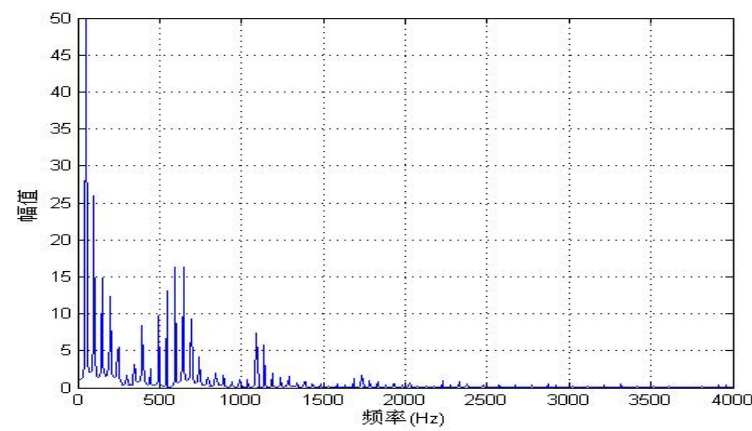


图 5.13 典型节点 131132 速度频谱图

Fig 5.13 Spectrum of 131132 node's speed

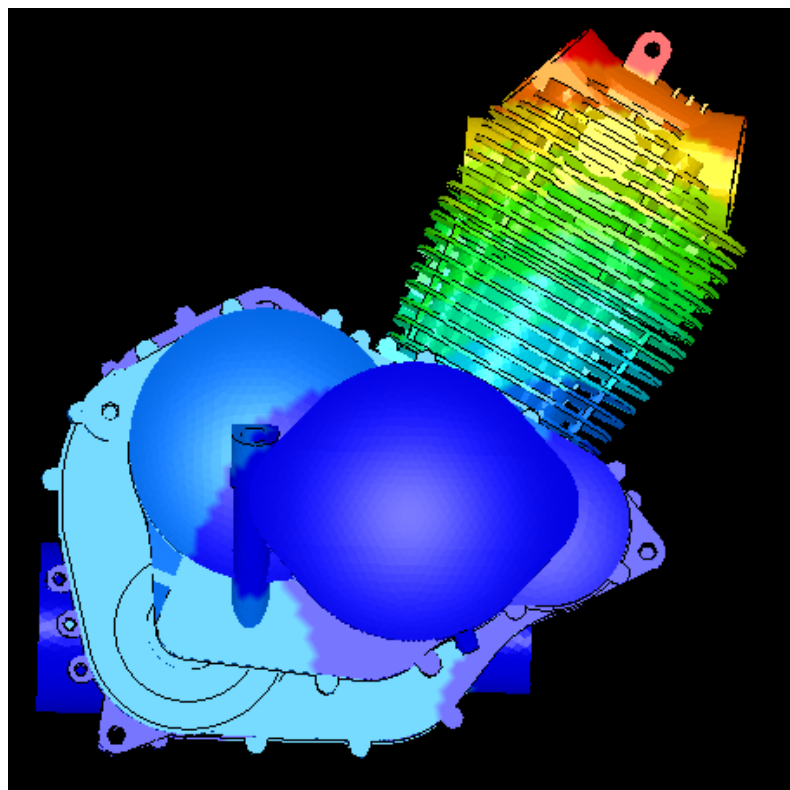


图 5.14 点火时刻速度云图

Fig 5.14 Speed distribution map at the time of ignition

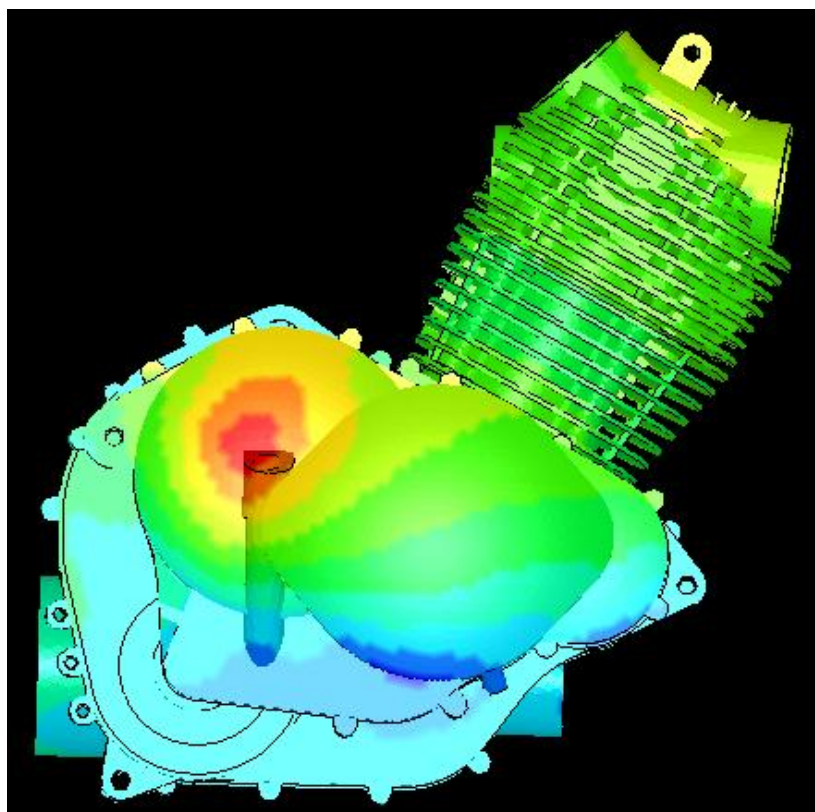


图 5.15 做功行程至下止点时刻速度云图

Fig 5.15 Speed distribution map at the moment of power stroke to BDC

图 5.14、图 5.15 为发动机结构表面在某些特定时刻的振动速度云图，由于右侧箱盖噪声辐射面大，所以只观察发动机右侧表面速度云图。通过观察可以发现：在点火时刻，气缸内燃料剧烈燃烧使压力升高率急剧上升，缸体和缸头振动速度最大，此时为主要噪声辐射源；随着活塞下行，缸内体积增大，气缸内压力得到短时缓解，缸体和缸头振动速度有所降低，噪声辐射也随之减少，当活塞接近下止点时，气缸体积不再膨胀，压力有所升高，但活塞即将发生反向运动，对主轴产生较大冲击，导致箱盖出现强烈振动，局部振动速度更为剧烈，此时箱盖为主要噪声辐射源；由气缸压力曲线可知，在排气以及吸气过程，缸内压力相对很小，引起的机体表面振动也相对较小，辐射噪声较之压缩、做功行程也衰弱很多。

5.5 本章小结

本章进行了发动机机体 6000 转转速工况下的瞬态分析，主要考虑了气缸压力和主轴承处受力，气缸压力按照活塞位置均布的加载到相应的节点上，主轴承压力按照曲轴转角均布的加载到主轴承座处，得出了机体在一个工作循环下的振动情况，分布对右盖螺栓处节点和右盖典型节点振动情况进行了分析，计算结果表明，节点的速度变化反映了气缸压力的变化，并且在点火时刻达到最大值，计算结果基本符合实际情况。从机体表面振动速度云图可以清晰看到燃烧噪声主要辐射位置的变化及程度。

6 总结与展望

发动机燃烧噪声控制是现代内燃机技术一个重要的研究方向，在设计阶段了解和掌握发动机辐射水平，基于仿真模型进行整机声学优化，对确保发动机产品满足日益严格的噪声要求，提高产品的竞争力，具有十分重要的意义。

本文主要进行了燃烧噪声的预测研究，利用仿真建模软件分别模拟了某型摩托车发动机缸内工作过程，气缸压力在机体中的传播过程和机体表面振动产生的噪声辐射的过程，得出以下结论：

① 利用 GT-Power 软件进行发动机工作过程的仿真计算并采用零维燃烧模型基本能满足计算要求，得到的缸压可以作为激励载荷加载到有限元模型中进行计算分析，并分析了气缸压力的影响因素；

② 发动机机体模型的建立是个比较复杂的过程，本文对发动机外壳采用实体建模，在机体模型简化过程中将小的倒角、凸台和油孔等略去来降低计算规模和避免由于模型过于复杂导致产生奇异矩阵无法计算；

③ 在建立的有限元模型的基础上进行了模态分析，得到前十五阶固有频率和振型，与右侧箱盖的频率响应曲线对比，误差较小，基本上验证了前面模型简化的合理性和有限元模型的正确性。

④ 在有限元模型的基础上在一个循环周期内进行机体瞬态分析，主要考虑气缸内压力和主轴承处压力，通过计算可知箱体部位变形较大，刚度较差，气缸套上和箱体上的节点振动响应曲线形状基本和气缸压力曲线形状一致，在气缸爆发时噪声辐射最大，位于缸头部分。

⑤ 在瞬态分析基础上做出了机体表面振动速度云图，可以清晰看出机体表面振动速度在一个循环周期内的变化，从而了解到燃烧噪声不同时刻的主要辐射部位及强度。

但由于时间和条件的限制，本文的研究工作还有待于进一步深入，下面结合所进行的研究工作，就今后的研究工作谈几点建议和设想：

① 建立有限元模型时，对发动机进行简化非常有利于高质量有限元网格的划分，节省计算时间，但计算的精度或多或少收到影响，约束边界条件应更接近实际工作情况，今后可以就这个问题进行更深入的研究；

② 本文所建立的汽油发动机工作过程仿真模型由于采用的是零维燃烧模型，准确性无法达到最佳，在今后的工作中可以使用多维燃烧模型以使仿真模型具有更大的通用性；

③ 机体模型上的载荷本文只考虑了缸内压力和主轴承处作用力，今后可以再

考虑上各种螺栓的预紧力和其他轴承处的受力，对轴承载荷的计算可以使用专业动力学分析软件 MSC.ADAMS 已达到更高的精度；

以上几方面是作者研究工作存在的不足，也是以后要努力的方向，文中的错误以及不妥之处，请老师和专家批评指正。

致 谢

本课题研究工作是在尊敬的杨诚副教授悉心指导下完成的。杨老师以其严谨求实的治学态度和高度的敬业精神，博大精深的学术造诣以及踏实的精神和宽广的胸怀使我深受启迪。无论从论文的选题到实验方案的设计、实施还是在研究方法上面无不倾注了导师的大量心血，使我能够开拓研究思路，克服种种困难，顺利完成此次论文的撰写，在此向杨老师致以衷心的感谢和深深的敬意。

其次在做论文期间还要感谢时超，冯焘以及同门师兄弟三年来给予的学习上的支持和生活中的帮助。在此祝福他们幸福、平安。

特别感谢我家人，尤其是我的父母这么多年来对我始终如一的关爱与支持。衷心地感谢在百忙之中评阅论文和参加答辩的各位专家、教授！

魏国军

二〇一一年五月于重庆

参考文献

- [1] 谢志强,杨建国.发动机噪声预测的研究现状与发展趋势[J]. 柴油机 Diesel Engine. 2004,2,1-15.
- [2] 杨庆佛.内燃机噪声控制[M].太原:山西人民出版社.1985.
- [3] Takehiro Tanaka,Akihiro Ando.Study on pilot injection of DI diesel engine using common-rail injection system[J].J SAE Review,2002,23:297-302.
- [4] 杨林,卓斌.高压共轨电控柴油机燃油预喷射控制研究[J].柴油机,2004,3,1-24.
- [5] 李正帅,陆耀祖.高压共轨式电控燃油喷射系统的计算机仿真[J].长安大学学报,2002,22(1):66-69.
- [6] 卫海桥,舒格群.利用小波分析技术研究燃烧压力高频振荡[J].天津大学学报,2004,37(7):620-624.
- [7] 张标标,发动机结构振动与噪声控制的研究[D],华中理工大学,2002.
- [8] R S Wijetuge,C J Brace,J G Hawley.Dynamic behavior of a high speed direct injection diesel engine[J]SAE 990829,1120-1129.
- [9] A R Asjhedkar,R R Askhedkar,P R Sajanpawar.Application of computer simulation using FEM and experimental techniques for the reduction of noise in air cooled engine and crankcase cover of motorcycle[J].SAE 991800,2969-2978.
- [10] David C,Smith Robert J,Bernhard.Verification of Numerical Acoustic Radiation Predictions[J],SEA891,1233-1240.
- [11] A.F.Sybert,D.A.Hamilton and P.A.Hayes,Prediction of Radiated Noise from Engine Components Using the BEM and the Rayleigh Integral[J].SAE 971954,2819—2823.
- [12] Yasuhior Maetani,Takaaki Niikura,Shigeru Suzuki,Susumu Aria,Hideo Okanuro.Analysis and Reduction of Engine Front Noise Induced by the Vibration of the Crankshaft System[J].SAE 1931336,1694—1700.
- [13] Kazuhide ohta,Yoshihiko Irie,Kiichi Yamanoto.Piston Slap Induced Noise and Vibration of Internal Combustion Engines[J].(1st Report, Theoretical Analysis and Simulation),SEA 870990,3133-3138.
- [14] Teruo Nakada,Atsushi Yamamoto,Takeshi Abe.A Numerical Approach for Piston Secondary Motion Analysis and its Application to the Piston Related Noise[J].SEA 972043,3181-3189.
- [15] Ulrich Viersbach, Ramon Maurell ,Pierre Guisse,Engine Noise Radiation Prediction and Test Comparison[J].SAE 951342,2434-2439.
- [16] Shun.H.Sung,Donald J Nefske,Francis H K Chen,Michael P Faoin,Development of a Engine

- System Model for Predicting Structural Vibration and Radiated Noise the Running Engine,SAE 972039,3175—3180.
- [17] Hajime Mutoh,Takaaki Niikura,Akira Yamamoto and Makoto Arakawa, The Development of Low Noise Engine on Hino New“H”Series,SEA 900347,793-803.
- [18] Lothar Czerny,Markus Schwaderlapp,Thomas Wagner,NVH Optimization of a 16—Cylinder Diesel Engine,SEA 932492,2128-2136.
- [19] Michael J Allen,Nieklas Vlahopoulos,Intergration of finite element and boundary element methods for simulation the noise radiated from a flexible panel subjected to boundary layer excitation,SEA 991795,2951-2958.
- [20] Paul N.Liang,FEM/BEM vibro-acoustic evaluations/validations on plain and ribbed motoreyele transmission top covers,SAE 991794,2945-295.
- [21] Ken.R.Fyfe,Peter A.Van.Vooren,Aeoustie and elasto-acoustic analysis using finite element and boundary element methods,Sound and Vibration,1991(12),16-22.
- [22] John.B.Fahnlne,Gray.H.Koopmann,Alumped parameter model for the aeoustic power output from a vibrating strueture[J],Journal of Aeoustical Society of Alneriea,1996(6),3539-3547.
- [23] John.B.Fahnlne and Gray.H.Koopmann, Numerieal implementation of the lumped parameter model for the aeoustic power output of a vibrating strueture, Journal of Acoustical Society of Alneriea,1997(1),179-192.
- [24] 舒歌群.内燃机噪声测量中的声强测试技术[J].内燃机学报,1998(1):69-74.
- [25] 冯威.油底壳辐射噪声的 FEM/BEM 液固耦合仿真研究[D].吉林大学,2004(9).
- [26] 王红剑.柴油机机体的模态分析及噪声预测 [D].吉林大学,2000(9).
- [27] 王迪.基于声波有限元分析法的发动机进排气系统噪声的研究[J],沈阳航空工业学院学报,2004(2):31—33.
- [28] 邓晓龙.柴油机机体有限元建模及模态分析[J].三峡大学学报,2005(5):426-429.
- [29] 冯慧华等. 高效柴油机整机结构动态特性有限元分析,兵工学报,2002(3):294-298.
- [30] 姜哲.声辐射问题中的模态分析 I 理论[J].声学学报,2004(7):373-378.
- [31] 傅永华. 有限元分析基础[M]. 武汉大学出版社 2003.
- [32] G.R.Liu S.S.Quek. The Finite Element Method—A Practical Course[M]. 湖南大学出版社.2006.
- [33] 杜平安. 有限元法—原理、建模及应用. 国防工业出版社
- [34] M.Takizawa,T.Uno and T.Oue.A Study of Gas Exchange Process Simulation of an Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine.SAE,82410:594-610.
- [35] 高孝洪.内燃机工作过程数值计算[M].国防工业出版社,1986.
- [36] 蒋德明.内燃机原理[M].第二版.机械工业出版社,1988.

- [37] 史春涛,王韬,孙立星.国内内燃机数字化仿真技术应用现状[J].内燃机学报, 2005.
- [38] 魏象仪.内燃机燃烧学[J].大连理工大学出版社,1992.
- [39] Donald,Baxa.Noise Control In Internal Combustion Engines[J].A Wiley-Interscience Publication,1982.
- [40] 朱访君,吴坚.内燃机工作过程数值计算及其优化[M].北京:国防工业出版社, 1997.
- [41] 胡玉梅编著.车辆结构强度基本理论与 CAE 分析技术[M].重庆:重庆大学出版社,2008,08.
- [42] 倪兴华,苗素军,杨永杰编著.综放工作面端头及顺槽超前液压支架支护技术[M].北京:煤炭工业出版社, 2008.12.
- [43] 赵汝嘉编著.机械结构有限元分析[M].西安:西安交通大学出版社.1990.
- [44] 帕坦卡.传热与流体流动的数值计算[M].北京:科学出版社, 1984.
- [45] 范维澄,万跃鹏.流动及燃烧的模型与计算[M].合肥:中国科学技术大学出版社,1992.
- [46] 黄金陵.《汽车车身有限元法基础》,吉林工业大学, 1989.
- [47] 陈传淼.有限元高精度理论,湖南科学出版社, 1995.
- [48] 张洪欣.汽车设计,机械工业出版社, 1989.

附 录

A. 作者在攻读硕士学位期间发表的学术论文目录

- [1] 魏国军, 杨诚. 机油泵齿轮异响检测方法, 声学技术, (收录待发表).