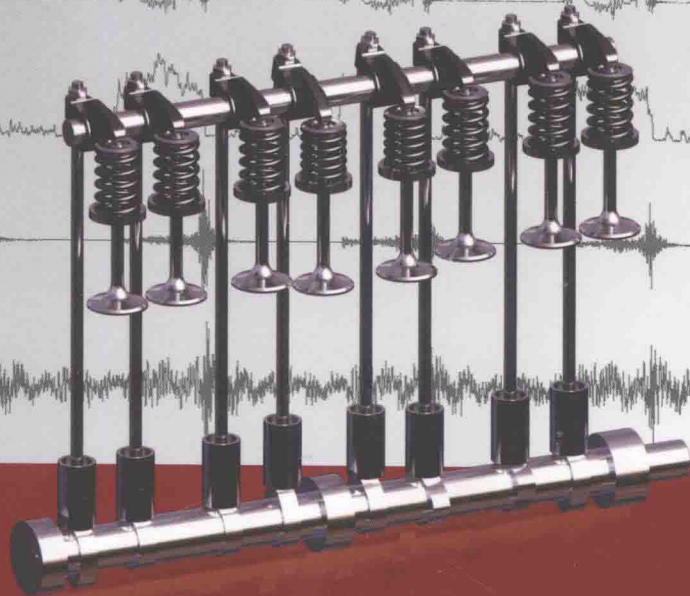


内燃机配气机构的 动力学与振动噪声预测

国杰 张文平 著

NEIRANJI PEIQI JIGOU DE
DONGLIXUE YU ZHENDONG ZAOSHENG YUCE

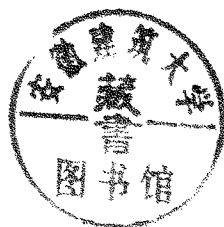


国防工业出版社

National Defense Industry Press

内燃机配气机构的动力学 与振动噪声预测

国杰 张文平 著



国防工业出版社

· 北京 ·

内 容 简 介

配气机构是内燃机重要的组成部分,并且也是重要的振动和噪声激励源。本书系统地介绍了预测由配气机构产生结构振动和噪声的步骤和方法,包括配气机构动力学规律的预测、凸轮与挺柱接触动力学规律的预测、结构振动特性的预测以及噪声特性的预测等。对各预测内容中涉及的分析方法均给出了详细的说明,如凸轮与挺柱接触模型的建立、配气机构动力学方程的离散、边界条件的处理、结构单元的划分等。本书通过算例对各预测内容中涉及的规律或机理进行了深入分析,如凸轮型线的影响、气阀组的动力学规律、零件的弹性变形、凸轮轴的弯曲振动和扭转振动、结构振动和噪声的频谱分布等。

本书读者对象为轮机工程、动力机械及工程和机械工程专业中涉及的内燃机配气机构动力学计算、配气凸轮型线设计和优化、内燃机振动和噪声控制、内燃机低噪声设计等方面的硕士、博士研究生以及科研工作者。

图书在版编目(CIP)数据

内燃机配气机构的动力学与振动噪声预测/国杰,
张文平著. —北京:国防工业出版社,2016.7
ISBN 978-7-118-10862-0

I. ①内… II. ①国… ②张… III. ①内燃机-配气
机构-动力学-研究②内燃机-配气机构-振动-噪声
预测-研究 IV. ①TK403

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2016)第 141761 号

※

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100048)

北京嘉恒彩色印刷有限责任公司

新华书店经售

*

开本 710×1000 1/16 印张 11 字数 205 千字

2016 年 7 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—2000 册 定价 68.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店: (010)88540777

发行邮购: (010)88540776

发行传真: (010)88540755

发行业务: (010)88540717

前 言

内燃机是能够适应多种用途的动力机械,广泛应用于船舶、舰艇、内燃机车、汽车和中小型电站中。随着内燃机向大功率、高速和轻型化的发展,内燃机的振动和噪声问题日趋严重,是船舶、舰艇和汽车等主要的振动和噪声源。当前,内燃机的低噪声设计更多的关注了活塞敲击噪声、燃烧噪声以及空气动力性噪声等,缺乏针对配气机构振动和噪声的深入研究。随着相关法规和动力设备声学品质要求的提高,配气机构振动和噪声的研究成为重要课题。配气机构是内燃机重要的振动和噪声源,研究由其产生振动和噪声的机理需要一个基于激励源特性的预测方法。

预测配气机构的动力学规律需要建立一个合理的动力学模型。影响配气机构动力学规律的因素主要包括凸轮型线、转速、气阀间隙、润滑以及零件的刚度和质量等。合理的动力学模型应该能够恰当地考虑这些因素的影响,并能够通过数学变量定性和定量地描述。配气机构的不同零件可能采用不同的数学方法进行简化和建模。但是,其目的是一样的,就是使模型的预测结果尽可能地接近真实的动力学响应。由动力学模型计算得到的零件接触力是配气机构振动和噪声预测的输入条件。配气机构的振动和噪声是指由配气机构激励力产生的内燃机结构振动和内燃机表面的辐射噪声。通过对配气机构动力学与振动噪声的预测,不仅可以评估配气机构的振动噪声水平,还可以建立配气机构凸轮型线、零件质量和刚度等参数与配气机构振动噪声的对应关系,这正是配气机构低噪声设计的前提条件。

本书共分10章。第1章首先介绍了配气机构动力学与振动噪声预测的内容和重要意义,分析了当前国内外的研究进展。第2章介绍了配气机构的功能以及不同的结构形式。第3章介绍了凸轮型线的类型,包括凸轮缓冲段和工作段。凸轮缓冲段介绍了余弦型缓冲段、等加速型缓冲段和等加速—等速型缓冲段,凸轮工作端介绍了复合摆线Ⅱ型凸轮型线、高次方凸轮型线以及七项式动力修正凸轮型线。第4章介绍了凸轮与挺柱接触动力学的计算方法,包括凸轮与挺柱的运动学关系以及凸轮与挺柱的摩擦力等。第5章介绍了一组配气单元离散体动力学模型的建模方法,即集中参数法。对于弹性体零件的简化,书中提出了一种新的简化方法,即模态匹配法。这种方法的思路是,考虑到弹性体零件的低阶模态对配气单元振动的贡献最大,依据配气单元振动和噪声的频率分析范围,要求各弹性体零件(如推杆、摇臂、气阀和气阀弹簧等)的简化模型与各自的低阶模态匹配,从而确定

模型的集中质量参数和刚度参数。第6章介绍了一组配气单元连续体动力学模型的建模方法,建模时将推杆、摇臂、气阀弹簧和气阀杆考虑为连续体,通过零件之间的接触力将零件的刚体运动及其弹性振动耦合起来。由于零件的弹性振动方程为偏微分方程,同时零件之间又有脱离接触的可能性,因此本书采用有限差分法求解配气单元的刚-柔耦合动力学方程组。为了避免时变边界条件的限制,使求解方法更具有通用性,本书结合接触约束方程建立了有限差分边界条件。这种方法能够适应边界条件的实时变化,从而解决了因零件分离带来的求解困难。第7章介绍了凸轮轴动力学模型的建模方法,考虑了凸轮轴的弯曲振动和扭转振动。凸轮轴动力学模型主要用于多缸内燃机多组配气单元的耦合动力学分析。每组配气单元的动力学模型可以采用离散体方法建立,也可以采用连续体方法建立。第8章介绍了由配气机构激励力引起内燃机结构振动的预测方法,给出了结构振动模型的建模过程以及不同激励力的加载方法。第9章介绍了由配气机构激励力引起结构表面辐射噪声的预测方法,比较了不同激励力的贡献量。第10章介绍了配气机构动力学与振动噪声的实测方法。结合本书中关于配气机构动力学与振动噪声预测的算例,介绍了试验台架的建立方法和被测参数的测量方法等。通过预测结果与实测结果的对比,介绍了配气机构动力学与振动噪声预测结果的验证分析方法。

本书得到了国家自然科学基金(51405094)、中央高校基本科研业务费专项资金(HEUCF140305)和中国博士后基金(2014M561329)等项目资助,在此深表谢意!

本书主要内容来源于作者对前期研究成果的整理、总结和修正。由于作者知识和经验有限,对于书中的疏漏和不足之处,敬请读者和专家批评指正,我们不胜感激。

作者

2015年11月

目 录

第 1 章 绪论	1
1.1 配气机构动力学与振动噪声预测的内容	1
1.2 配气机构动力学与振动噪声预测的重要意义	2
1.3 配气机构动力学与振动噪声预测研究的回顾	3
1.3.1 配气机构的动力学规律研究	3
1.3.2 配气机构振动噪声研究	6
第 2 章 配气机构的功能与结构形式	9
2.1 配气机构的功能	9
2.2 传统配气机构	9
2.2.1 凸轮轴的布置形式	10
2.2.2 挺柱的结构形式	12
2.3 可变配气机构	14
2.4 多缸内燃机配气机构	15
2.5 本章小节	16
第 3 章 凸轮与凸轮型线	17
3.1 凸轮缓冲段	17
3.1.1 余弦型缓冲段	18
3.1.2 等加速型缓冲段	18
3.1.3 等加速-等速型缓冲段	19
3.2 凸轮工作段	20
3.2.1 组合式函数凸轮	21
3.2.2 整体式函数凸轮	22
3.2.3 动力修正式函数凸轮	24
3.3 本章小节	27

第4章 凸轮与挺柱的接触动力学	28
4.1 凸轮与挺柱之间的运动学规律	28
4.2 凸轮与挺柱之间的油膜厚度	30
4.3 凸轮与挺柱之间的摩擦力	31
4.4 算例分析	34
4.4.1 凸轮与挺柱之间的润滑规律	35
4.4.2 凸轮和挺柱之间的作用力矩	36
4.5 本章小节	38
第5章 一组配气单元的离散体动力学模型	39
5.1 离散体动力学模型的建立方法	39
5.1.1 零件简化-质量均分法	39
5.1.2 零件简化-模态匹配法	42
5.1.3 刚度系数的确定	46
5.1.4 阻尼系数的确定	47
5.1.5 动力学方程的建立	48
5.1.6 动力学方程的求解	50
5.2 动力学模型的适用性和简化	51
5.2.1 动力学模型与结构形式	51
5.2.2 零件动力学参数的等效	54
5.2.3 单自由度动力学模型	58
5.2.4 二自由度动力学模型	61
5.2.5 四自由度动力学模型	61
5.3 算例和分析	62
5.3.1 气阀的动力学响应	62
5.3.2 气阀弹簧的振动规律	66
5.3.3 推杆和摇臂的振动规律	67
5.4 本章小节	67
第6章 一组配气单元的连续体动力学模型	68
6.1 子系统法	68
6.2 连续体动力学模型的建立方法	72
6.2.1 挺柱的动力学模型	73
6.2.2 推杆的动力学模型	74

6.2.3	摇臂的动力学模型	75
6.2.4	气阀组的动力学模型	78
6.2.5	气阀弹簧的动力学模型	80
6.3	连续体动力学模型的求解方法	84
6.3.1	挺柱和推杆动力学方程的求解	84
6.3.2	摇臂动力学方程的求解	85
6.3.3	气阀组动力学方程的求解	87
6.3.4	气阀弹簧动力学方程的求解	88
6.4	算例和分析	88
6.4.1	气阀组动力学规律	89
6.4.2	高转速下配气单元接触规律	91
6.4.3	零件的弹性变形规律	93
6.4.4	配气单元主要激励源特性	94
6.5	本章小节	100
第7章	凸轮轴的动力学模型	101
7.1	凸轮轴的弯曲振动模型	101
7.2	凸轮轴的扭转振动模型	107
7.3	算例分析	108
7.3.1	凸轮轴的弯曲振动和扭转振动	109
7.3.2	凸轮轴振动的影响	115
7.4	本章小节	118
第8章	配气机构振动的预测	119
8.1	基于有限元法的结构振动预测	119
8.2	有限元模型的建立	121
8.2.1	网格尺寸的确定	121
8.2.2	组合结构的建模方法	123
8.3	模型检查	124
8.3.1	模态试验方案的建立	124
8.3.2	主要模态参数的对比	125
8.4	载荷的施加	126
8.4.1	摇臂轴载荷的加载	126
8.4.2	凸轮轴载荷的加载	127
8.4.3	气阀弹簧力的加载	128

8.4.4 气阀与气阀座接触力的加载	128
8.5 算例分析	129
8.5.1 各激励力单独作用的结果	129
8.5.2 各激励力对结构表面振动的贡献量	134
8.6 本章小结	136
第9章 配气机构噪声的预测	137
9.1 基于时域边界元法的结构声辐射预测	137
9.1.1 波动方程	137
9.1.2 数值求解	138
9.2 算例分析	139
9.2.1 各激励力单独作用的结果	140
9.2.2 各激励力对结构表面辐射噪声的贡献量	143
9.3 本章小结	145
第10章 配气机构动力学与振动噪声预测结果的验证	146
10.1 配气机构的动力学试验	146
10.1.1 动力学试验方案	146
10.1.2 动力学实测结果	148
10.2 配气机构的振动噪声试验	152
10.2.1 振动和噪声测试系统	152
10.2.2 表面振动的预测结果与实测结果	154
10.2.3 表面辐射噪声的预测结果与实测结果	156
10.2.4 表面辐射噪声实测结果的背景噪声修正	158
10.2.5 表面辐射噪声实测结果的环境修正	159
10.3 本章小结	160
参考文献	162

第 1 章 绪 论

1.1 配气机构动力学与振动噪声预测的内容

配气机构动力学与振动噪声预测的内容主要有以下三个方面。

1. 动力学预测

配气机构的动力学是指配气机构各零件的运动规律以及产生相应运动规律的作用力规律。动力学预测是配气机构动力学优化设计和低噪声设计的重要内容。它通过合理的动力学模型,预测出配气机构主要零件的动力学规律,如位移、速度、加速度和相互作用力等。配气机构的动力学规律在很大程度上受到零件的弹性变形、质量分布、冲击和摩擦等因素的影响。定义由一个进气凸轮或一个排气凸轮的所有从动零件组成的运动系统为一组配气单元。配气机构中的凸轮轴往往驱动多组配气单元工作,所以不同配气单元之间又会通过凸轮轴产生相互影响。

通过配气机构动力学模型计算得到的配气机构激励力是结构振动预测的输入。对于推杆式配气机构,激励力主要包括凸轮与挺柱的接触力、推杆与摇臂的接触力、摇臂与气阀的接触力、气阀弹簧与气缸盖的接触力以及气阀与气阀座的接触力。影响配气机构动力学规律和激励力特性的因素主要包括驱动函数、固有特性和运行工况三个方面。驱动函数就是凸轮型线函数。配气机构的每个配气单元都是由凸轮驱动的,所以凸轮型线对于每个配气单元的动力学规律具有决定性的作用。当凸轮轴转速不高时,各配气单元的零件能够在凸轮型线函数的有效控制下完成工作过程。随着转速的增加,各配气单元的零件惯性力越来越大,零件的运动可能脱离凸轮型线函数和气阀弹簧恢复力的控制,即发生“飞脱”或“反弹”现象。配气机构的固有特性包括各零件的刚度、质量大小和分布。零件的刚度越小,越容易产生弹性变形;零件的质量越大,其惯性力越大,这两种情况均不利于配气机构的振动控制。配气机构的运行工况就是凸轮轴的转速,主要通过影响零件的惯性力而影响配气机构的振动。

2. 振动预测

配气机构的振动规律是指由配气机构激励力引起的内燃机结构振动规律。配

气机构的激励力作用于相邻零件的接触面上,由其产生的结构弹性振动分别通过不同的路径传递到内燃机结构表面上。凸轮与挺柱的接触是配气机构主要的激励源之一,接触区域的振动可以通过凸轮轴传递到凸轮轴轴承,再传递至机体、气缸盖和油底壳等,也可以通过挺柱传递给挺柱导向孔,然后同样传递给机体。推杆与摇臂、摇臂与气阀的接触力都通过摇臂轴传递给摇臂座,再传递给气缸盖、机体和气阀罩等。气阀弹簧安装在气缸盖上,气阀弹簧的动态激励直接传递给气缸盖。气阀与气阀座的接触也是配气机构主要的激励源之一。在气阀开启之前和气阀关闭之后,气阀与气阀座依靠气阀弹簧预紧力保持紧密接触。气阀关闭时,气阀与气阀座之间存在较大冲击。尽管有凸轮缓冲段函数的控制,但这个冲击仍然会产生较大的振动加速度级。

3. 噪声预测

内燃机结构表面的振动会产生辐射噪声。由配气机构激励力引起的结构表面振动是其噪声预测的输入。结构表面的辐射噪声是不同激励力作用结果的叠加。通过预测模型可以直接计算得到由配气机构引起的辐射噪声在不同工况下的时域特性和频域特性,以及不同激励力对于辐射噪声的贡献量。由于配气机构的驱动函数、固有特性和运行工况均通过配气机构的动力学模型建立了与不同激励力的对应关系,因此可以通过辐射噪声的预测结果来分析驱动函数、固有特性和运行工况对配气机构辐射噪声的影响规律,从而为不同影响因素的优化设计研究奠定了基础。

1.2 配气机构动力学与振动噪声预测的重要意义

内燃机是船舶、舰艇和汽车等的主要振动源和噪声源。目前,对内燃机噪声控制的要求越来越高,内燃机的噪声水平已经成为内燃机设计的一个重要指标。内燃机的表面辐射噪声可以分为燃烧噪声和机械噪声。机械噪声来源于各零件之间的动态作用力,包括活塞敲击噪声、配气机构噪声、正时齿轮噪声等。研究表明,内燃机在高转速下机械噪声是主要的噪声源,而在高负荷状态下燃烧噪声则是降噪的关键。配气机构是内燃机主要的机械噪声源之一,其功能是按照内燃机缸内工作过程要求适时进气和排气,使气缸内的充量及时地得到更换。对于四冲程内燃机,广泛采用气阀式配气机构,在结构上主要包括凸轮轴、挺柱、推杆、摇臂、气阀和气阀弹簧等。为了保证气阀处具有足够大的气流通过能力,要求凸轮升程规律能使气阀开启和关闭得尽可能快,使凸轮升程曲线尽可能丰满。但是,这导致了所有凸轮从动件的加速度迅速增大,整个配气机构的冲击加剧,从而产生剧烈的振动和噪声。因此,提高配气机构的工作性能和降低配气机构的振动和噪声是相互矛盾

的。为了解决这一矛盾,首先需要弄清配气机构振动和噪声产生的机理,找出其主要的振动和噪声源。配气机构的减振降噪研究涉及了许多关键技术,如动力学预测、载荷施加和噪声预测等。

目前,研究人员对于配气机构结构振动和噪声的产生机理和预测方法研究得较少,并且更多地停留在配气机构的动力学预测研究方面。研究表明,对于上置式凸轮轴配气机构,低速时噪声主要有两个来源:一个是气阀开启和关闭时的撞击;另一个是凸轮顶部与从动件的摩擦振动,高速时的噪声是由气阀的不规则运动引起的^[1,2]。但是,这是通过试验得出的结论。对于配气机构的低噪声设计,往往希望在设计阶段就能够有效地预测由其产生结构振动和噪声的大小。这就需要建立一个从激励源特性到振动传递,再到噪声辐射的预测方法,从而找出配气机构结构振动和噪声的影响因素,为低噪声设计工作提供理论基础。另外,相关文献报道的研究成果较多的是针对单一类型或单一机型的配气机构开展的,在应用这些研究成果指导新的设计工作时会遇到研究对象不匹配的困难。

因此,建立配气机构动力学与振动噪声的预测方法,并获取配气机构噪声的产生机理,这对于低噪声内燃机设计具有重要意义。同时,这也有助于提高我国内燃机振动和噪声控制的研究水平,顺应世界内燃机振动和噪声控制技术的发展趋势。本书旨在建立一个具有一定通用性的配气机构动力学和振动噪声的预测方法,并着重分析配气机构的动力学特性和激励源特性,为配气机构的低噪声设计提供一个有效的工具,从而实现对配气机构振动和噪声更深层次的认识。

1.3 配气机构动力学与振动噪声预测研究的回顾

1.3.1 配气机构的动力学规律研究

自20世纪80年代末,国内学者对于配气机构动力学的研究开始活跃起来。复旦大学的尚汉冀采用集中质量法对配气机构动力学进行了系统的研究^[3,4],在国内最早关注了配气机构的动力学计算,并建立了系统的数学模型。山东工业大学的张立梅等利用单自由度动力学模型研究了配气机构的振动规律,发现即使是在设计转速下气阀的实际运动规律与理想的运动规律也不相符,仍有自振存在,并且用动力修正方法设计凸轮也不能除去自振的影响,只有从提高机构自振频率、加大阻尼及凸轮型线的优化设计等方面使之减轻^[5]。清华大学的陆际清等采用集中参数法建立了下置式凸轮轴配气机构的一种新型动力学模型^[6],并研究了刚度和摇臂比的变化对下置式凸轮轴配气机构动力学计算结果的影响,得出定刚度、定摇臂比下计算的振动峰值总是比变刚度、变摇臂比下计算的振动峰值大,而且转速越高,差别越大^[7]。西安交通大学的谢友柏、梅雪松等在建立配气机构动力学模

型的过程中,运用了将恢复系数等效成冲击阻尼因子的碰撞理论,模拟了凸轮与挺柱的飞脱和气阀与气阀座的冲击反跳过程,获得了与实测比较一致的配气机构动力学数值结果^[8]。哈尔滨工业大学的刘靖、郑德林建立了配气机构的多自由度动力学模型,通过理论计算和实验验证,得出用三个集中质量模拟气阀运动较用一个或两个集中质量模拟气阀运动的精度更高些^[9]。吉林工业大学的李惠珍等采用有限元法^[10, 11]建立了配气机构的有限元动力学模型,这要比单质量模型具有更大的优越性,可以研究气阀弹簧的颤振。有限元模型的质量矩阵不是对角矩阵,并且很难处理由零件的脱节带来的非线性问题,为了保持积分的稳定性,要求积分步长很小^[12]。浙江大学的俞小莉、刘忠民等比较了单质量、二质量和四质量三种动力学模型的计算稳定性,并以标准差、功率谱和离散小波分解三种方法评价计算结果与实验结果的一致性,得出离散小波分解能够准确反映计算结果与试验结果在时域和频域的差异,可作为动力学模型计算与试验吻合程度的判定依据^[13]。

Prabakar^[14], Lin^[15]和 Xu^[16]等借助 ADAMS 软件研究配气机构的动力学规律,其优点是建立动力学模型的时间显著缩短,并且软件中成熟的建模方法也便于开展结构和性能方法的优化设计研究。国外学者在研究配气机构动力学规律时,更着重关注某一个零件或某一个作用机理对配气机构动力学规律的影响。Cheng 通过配气机构的三维集中参数模型分析了推杆倾斜角度的影响,得出当推杆倾斜角度小于 13° 时,可以忽略推杆倾斜的影响^[17]。Chun 研究了配气机构系统刚度参数对动力学规律的影响,认为与气阀间隙和热膨胀相比,系统刚度参数对配气机构动力学规律的影响更大^[18]。Takagishi 研究了配气机构凸轮扭矩的预测方法,考虑了曲轴输入转速波动的影响,预测结果与实测结果很接近^[19]。Norton 研究了凸轮缓冲段对配气机构动力学规律的影响,结合对气阀加速度频谱的分析讨论了开启缓冲段和关闭缓冲段与弹簧颤振和系统噪声的关系^[20]。Tounsi 利用集中参数模型研究了凸轮轴偏心和凸轮型线误差对配气机构动力学的影响。计算结果表明,与凸轮轴偏心相比,凸轮型线误差可导致更大的系统振动^[21]。Fujimoto 研究了直接驱动式配气机构气阀飞脱的产生机理,通过计算模型预测了气阀不飞脱的转速上限^[22]。Gast 利用有限元方法建立了推杆的振动模型,考虑了推杆的弯曲振动和纵向振动^[23]。

在配气机构中,气阀弹簧动力学、凸轮轴动力学、凸轮与挺柱接触动力学以及相邻零件之间接触参数的确定是动力学建模分析中需要考虑的重点,以下分别叙述这四个方面的研究进展。

1. 气阀弹簧动力学

国外学者对于气阀弹簧的动力学规律关注得较多,因为在高转速条件下,气阀弹簧会发生颤振现象。由于气阀弹簧的阻尼很小,并且在结构上只有两端得到约

束,在凸轮型线、转速等激励作用下,气阀弹簧容易发生共振^[24]。20世纪90年代,越来越多的研究人员认识到气阀弹簧的动力学规律与配气机构其他部分的差异,所以将气阀弹簧从配气机构整体中分离出来单独建模,出现了气阀弹簧-配气机构的联合建模技术^[12, 24-26]。Zou^[25]等采用多质量模型来描述气阀弹簧的动力学规律。Frendo^[26]和 Tani^[27]还在集中质量之间设置了两组弹簧和阻尼参数,一组用来描述弹簧的压缩变形规律,另一组用来描述弹簧圈之间的接触碰撞规律。Lee 采用了分布参数模型来求解气阀弹簧的动力学规律,验证了分布参数模型的优越性^[28]。Husselman^[29],Rego^[30]采用波动方程建立了气阀弹簧的动力学模型。但是,波动方程的有效性和精确性只能控制在线性范围内,不能考虑弹簧圈碰撞产生的影响。Kim^[12],David^[31]和 Choi^[32]采用有限元法建立气阀弹簧动力学模型,采用集中参数法建立配气机构整体的动力学模型。Huber^[33]基于曲梁理论建立了一种新的气阀弹簧动力学模型,通过与连续体模型和多质量模型的对比证明该模型在系统自由度、动力学方程求解等方面具有较大优越性。

2. 凸轮轴动力学

在配气机构中,凸轮轴是唯一做连续旋转运动的零件,并且同时受到气阀弹簧力、往复惯性力等载荷的作用,这使得凸轮轴的动力学规律和挺柱、推杆、气阀等具有较大差异。凸轮轴通过凸轮-挺柱的接触与各配气单元的往复运动发生作用。在气阀弹簧力、往复惯性力等载荷的作用下,凸轮轴可能发生弯曲振动和扭转振动。

当前对于凸轮轴建模方法的研究并不多见,在考虑凸轮轴弯曲振动的影响时往往将凸轮轴简化成由弯曲弹簧和阻尼连接的若干个集中质量,在考虑扭转振动的影响时则将凸轮轴简化成由扭转弹簧和阻尼连接的若干个集中转动惯量。Rob 等利用这种方法建立了凸轮轴的弯曲振动和扭转振动模型,预测了凸轮轴轴承的受力,并将凸轮轴作为连接单元,分析了两组配气单元的相互影响。分析认为,凸轮轴弹性振动的主要影响因素是凸轮与轴承之间的距离,相邻两组配气单元对凸轮轴作用力的重叠可以使凸轮轴产生较大的弯曲变形,从而导致气阀落座速度变大^[34]。Teodorescu 用同样的方法建立了凸轮轴的动力学模型,通过联合求解进气单元和排气单元的动力学规律,得到了在一个工作循环内凸轮轴最大弯曲变形和最大扭转变形的位位置^[35]。

3. 凸轮与挺柱接触动力学

配气机构中负荷最为复杂的是凸轮与挺柱的接触,两者之间的瞬态接触负荷和润滑油膜成为配气机构机械效率损失的主要影响因素。随着凸轮轴子系统模型与配气机构整体动力学模型的分离,研究人员开始关注凸轮与挺柱的接触关系,认

为凸轮与挺柱的接触作用是配气机构机械噪声的重要噪声源。Teodorescu 等建立了一个包括大位移刚体运动、小幅振动、摩擦和接触机理等多种物理现象耦合的动力学模型,采用集中质量法建立了二自由度系统动力学模型,忽略凸轮与挺柱之间的油膜压力梯度沿凸轮宽度方向的变化,利用一维雷诺方程描述凸轮与挺柱之间的接触作用,研究了油膜压力分布规律及摩擦的影响^[36]。通过计算凸轮-挺柱间油膜的厚度来分析两者接触分离带来的影响,发现接触分离会伴随着冲击的发生,二者的接触力和挺柱的加速度都发生了高频、大幅值振动^[37, 38]。

4. 接触参数的确定

零件的接触分离和库仑摩擦是配气机构动力学规律的主要非线性源^[12]。许多研究人员在进行配气机构动力学计算时,都是将其中的接触关系假定为线性的。随着研究的深入,越来越多的研究人员认识到了这种线性假定会带来一定误差。Kim 在处理接触分离时,令相应的接触刚度系数和接触阻尼系数为零^[12]。这实际上是建立了一种分段线性的动力学关系。当前对于阻尼系数和摩擦损失没有统一的估算方法,有些研究人员将数值预测结果同实测结果作比较,即通过试凑方法来确定接触参数和摩擦系数^[39]。Lee 引入随接触载荷变化的接触刚度来考虑非线性的影响^[28]。大部分研究人员在考虑接触刚度时多采用 Hertz 接触原理。Suh 基于线性 Hertz 接触理论分析了接触面的接触规律,他通过施加于机构的力和产生的位移这一静力学接触关系获得接触刚度^[40]。Dalpiaz 等在研究 Ducati 发动机特有的配气机构动力学规律时,同时引入随接触载荷变化的 Hertz 接触刚度、接触阻尼以及接触间隙中的挤压油膜效应,取得了与试验数据较为一致的计算结果^[41]。对于气阀弹簧而言,弹簧圈的相碰是其主要的非线性源^[28]。

阻尼系数的确定较为困难。David^[31]和 Dalpiaz^[41]考虑阻尼的影响时视阻尼系数与相应的刚度系数成比例;Lee 将阻尼考虑为黏性阻尼,并且将气阀弹簧阻尼取为临界阻尼的 2%~3%,将其他阻尼取为临界阻尼的 1%~2%^[28]。Frendo 则将阻尼取为比例阻尼^[26]。Suh 将接触阻尼系数取为临界阻尼的 3%~5%^[40]。

对于配气机构运动过程中的摩擦损失,通常将其简化为库仑摩擦,并通过与实测结果的比较来确定库仑摩擦系数的大小。Pisano 较早地开展了库仑摩擦模型在配气机构动力学计算中的应用研究,考虑了凸轮轴转速对计算模型应用范围的影响^[42]。Paranjpe 将库仑摩擦模型应用于气阀弹簧的振动计算^[43]。

1.3.2 配气机构振动噪声研究

在配气机构的一个运转周期内,其动力学规律可以划分为三个阶段来描述,即气阀升程、气阀降程和气阀落座。在气阀升程中,旋转的凸轮推动配气单元所有零件运动,此时凸轮型线作为激励可以激起配气单元零件的固有振动。在气阀降程

中,气阀弹簧的弹簧力使配气单元所有零件跟随凸轮型线运动。这意味着此时凸轮型线只是起了约束配气单元运动的作用。气阀落座将产生高频、大幅值振动,因为在一个极短时间内,系统的动能都转化为整个系统的振动能量^[40]。

一般地,如果噪声的频率集中在一个较窄的带宽内,或者是间歇的,或者是无规律的,那么这种噪声要比稳态噪声更具有干扰性。由于配气机构具有这种运转特性,因此其产生了具有高频成分的振动和噪声^[40]。

Suh 对顶置式凸轮轴配气机构的振动源进行了识别研究。他应用短时傅里叶变换技术分别比较了在气阀开启和气阀关闭过程中气阀加速度的能量分布,从时域和频域分析气阀开启和气阀关闭这两个事件对于配气机构振动的贡献;分别测取了凸轮激励力和气阀落座力到气缸盖表面的振动传递函数,利用配气机构动力学模型计算出凸轮激励力和气阀落座力,并分别预测了由这两个激励力带来了气缸盖表面的振动响应;揭示出配气机构有两个主要的振动源,一个是凸轮和挺柱之间的相互作用,另一个是气阀与气阀座之间的相互作用。在 6kHz 以下,凸轮激励力和气阀冲击力都是突出的振动源;在 10~20kHz 频率范围内,只有气阀冲击激励力是突出的振动源。

旋转机械具有其独特性,一方面由于零件旋转而使其拥有很高的输出能量,另一方面由于结构零件振动(如弹簧)也使其获得很高的附加能量。这两方面能量在特性参数的频谱或阶次谱中都能体现出来。前面已经提到,在配气机构中凸轮轴做旋转运动,其他零件做往复运动。因此,在频域内同时分析气阀加速度的频谱和阶次谱是一种有效的分析方式。Norton^[44]将凸轮加速度函数(输入)与气阀加速度函数(输出)做反卷积处理,得到了一组配气单元的频率响应函数,从而识别出哪些零件能够影响配气机构的振动和噪声;将弹簧的频率响应函数(锤击试验测得)与气阀加速度函数(输出)做反卷积处理,得到了作用于气阀弹簧的激励力函数的特性,揭示了除气阀弹簧以外还有哪些零件能被凸轮型线激起振动。

敲击噪声是配气机构的主要噪声源,这些敲击分布于配气机构各零件的接触处,如摇臂与气阀、气阀与气阀座等。通过试验测取振动或者噪声信号来研究配气机构的敲击噪声是一种较为普遍的方法。Hwang^[45]研究了顶置式凸轮轴配气机构的振动噪声规律。他将配气机构的机械噪声分为四部分:气阀开启瞬间凸轮与挺柱的撞击产生的脉冲性噪声、气阀落座时气阀与气阀座的冲击产生的冲击噪声、配气机构在工作期间挺柱在挺柱导向孔中发出的振颤噪声;凸轮表面与挺柱之间的空气受挤压产生的空气放空噪声。研究表明,降低噪声的主要切入点是气阀开启和关闭瞬间凸轮缓冲段的速度优化设计。

Badawi^[46]等采用独立成分分析技术和时频分析技术从机体表面振动信号中将气阀开启和关闭信号分离出来,为分析气阀开启和气阀关闭对于整机振动噪声的贡献量提供了一个有效的途径。

20 世纪 80 年代末、90 年代初,随着配气机构动力学研究的发展,国内对于配气机构振动和噪声的研究也不断出现。王仲章等分析了缸盖-气阀系统和缸盖-配气机构系统的传递规律以及气阀振动的自功率谱,并分析了利用传递规律和自功率谱评价配气机构动态规律的可行性^[47]。张效工测试了 EQ6100 型汽油机配气机构的机械噪声,分析了配气机构机械噪声的形成机理和影响因素,认为气阀落座撞击比气阀开启冲击影响大,所以由气阀与气阀座之间撞击产生的噪声比由气阀开启冲击产生的噪声大^[48]。