

分类号:U27; U46

10710-2009122003



長安大學

# 硕士学位论文

重汽 WD615 柴油发动机曲柄连杆的疲劳强度  
分析

尹诗龙

导师姓名职称	李宪民 副教授		
申请学位级别	硕士	学科专业名称	车辆工程
论文提交日期	2012年5月7日	论文答辩日期	2012年6月4日
学位授予单位	长安大学		



# **The Fatigue Strength Analysis of Crank-link for WD615 Diesel Engine**

A Dissertation Submitted for the Degree of Master

**Candidate: Yin Shilong**

**Supervisor: Associate Prof. Li Xianmin**

Chang'an University, Xi'an, China



---

---

## 论文独创性声明

本人声明：本人所呈交的学位论文是在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除论文中已经注明引用的内容外，对论文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本论文中不包含任何未加明确注明的其他个人或集体已经公开发表的成果。

本声明的法律责任由本人承担。

论文作者签名：尹琦如

2012年6月6日

## 论文知识产权权属声明

本人在导师指导下所完成的论文及相关的职务作品，知识产权归属学校。学校享有以任何方式发表、复制、公开阅览、借阅以及申请专利等权利。本人离校后发表或使用学位论文或与该论文直接相关的学术论文或成果时，署名单位仍然为长安大学。

(保密的论文在解密后应遵守此规定)

论文作者签名：尹琦如

2012年6月6日

导师签名：李昆民

2012年6月8日



## 摘 要

在设计阶段对汽车零部件的模态、强度、刚度和疲劳进行准确的分析，可以明显缩短产品开发时间。有限元理论、多体动力学理论和疲劳理论为汽车零部件设计提供了先进手段，通过对汽车零部件虚拟模型的分析，可以找出在设计阶段存在的问题。这样既可以大大缩短汽车的研发时间，又可以节约研发经费。

论文以重汽 WD615 柴油发动机曲轴连杆为研究对象，基于该发动机的真实尺寸，在三维绘图软件 Catia 中建立了连杆、曲轴、活塞、活塞销的几何模型，并将它们装配成型，在多体动力学软件 Adams 中建立了刚体曲轴连杆模型；利用有限元软件 MSC.Patran/Nastran 分别对曲轴、连杆进行模态分析，得到了曲轴、连杆的模态中性文件，用于替换刚体曲轴、连杆，建立刚-柔混合的曲轴连杆模型；在 Adams/Durability 中对曲轴、连杆进行模态应力恢复 MSR，得到了曲轴、连杆的时间-载荷历程，并将其用于曲轴、连杆的全寿命疲劳分析，从而得到了曲轴、连杆的疲劳寿命的分布情况和最危险点的寿命值。结果表明，这种分析方法可以方便经济的在产品阶段预估发动机曲柄连杆的疲劳寿命。

**关键词：**曲柄连杆，多体动力学，疲劳寿命，S-N 曲线

## Abstract

Accurately analyzing mode, strength, stiffness and fatigue of mechanical parts in the design phase, can shorten product development times obviously. Finite element theory, the multi-body dynamics theory and the fatigue theory provide an advanced mean for automobile parts, through analyzing the virtual model of the automobile parts, you can find the designing problems in the design phase. Doing like this not only greatly shorten the development times, but also save the research and development expenditures.

In this paper, based on the true size of the WD615 Diesel engine, firstly, the three-dimensional geometric model of connecting rod, crankshaft, piston had been established by using three-dimensional graphics software CATIA, then rigid body of the crankshaft system were established in the multi-body dynamics software Adams; using finite element analysis software MSC.Patran/Nastran, get the mode neutral files of the connecting rod, crankshaft to replace the rigid body crankshaft, connecting rod, rigid-flexible hybrid of the crankshaft system model was established; make modal stress recovery on the crankshaft, connecting rod and obtained time-load history for life-cycle fatigue analysis. The life distribution of the crankshaft system and the fatigue lives of the most damaged points are obtained. The results are valid to evaluate crank-link system fatigue life in products design stage conveniently.

**Keywords:** crank-link mechanism; multi-body system dynamics; fatigue life; S-N curve

# 目 录

第一章 绪论 .....	1
1.1 课题研究背景和意义 .....	1
1.1.1 课题研究的背景 .....	1
1.1.2 课题研究的意义 .....	1
1.2 疲劳发展史及研究现状 .....	2
1.3 课题研究内容 .....	4
第二章 多体动力学和疲劳理论 .....	7
2.1 多体系统动力学理论 .....	7
2.1.1 多体系统动力学概述 .....	7
2.1.2 多刚体系统动力学理论 .....	8
2.1.3 多柔体系统动力学理论 .....	11
2.2 疲劳基本概念 .....	12
2.2.1 疲劳分类 .....	12
2.2.2 构件的疲劳强度影响因素 .....	13
2.2.3 疲劳设计方法 .....	13
2.2.4 应力循环 .....	14
2.2.5 名义应力法 .....	14
2.3 疲劳累计损伤理论 .....	15
2.3.1 疲劳损伤理论概述 .....	15
2.3.2 Miner 法则 .....	16
2.3.3 相对 Miner 法则 .....	16
2.4 本章小结 .....	17
第三章 曲柄连杆多刚体动力学仿真 .....	18
3.1 曲柄连杆机构动力学 .....	18
3.1.1 曲柄连杆机构运动学分析 .....	18
3.1.2 曲柄连杆机构动力学分析 .....	19
3.2 曲轴轴系三维几何模型 .....	21

3.3 曲轴连杆多刚体动力学模型.....	23
3.4 多刚体动力学仿真.....	28
3.5 本章小结.....	30
<b>第四章 曲柄连杆的刚-柔混合模型 .....</b>	<b>31</b>
4.1 有限元软件 MSC.Patran/Nastran .....	31
4.2 连杆和曲轴的模态中性文件.....	32
4.2.1 连杆模态中性文件 (.mnf) .....	32
4.2.2 曲轴的模态中性文件 (.mnf) .....	35
4.3 曲轴连杆刚-柔混合模型 .....	36
4.4 刚-柔混合模型仿真 .....	39
4.4.1 连杆模态应力恢复.....	39
4.4.2 曲轴模态应力恢复.....	41
4.5 本章小结.....	42
<b>第五章 疲劳寿命预测.....</b>	<b>43</b>
5.1 疲劳分析软件 MSC.Fatigue 简介 .....	43
5.2 连杆疲劳分析.....	43
5.2.1 连杆的安全系数.....	43
5.2.2 连杆的全寿命分析.....	44
5.3 曲轴全寿命 (S-N) 疲劳分析 .....	48
5.4 本章小结.....	50
<b>结论与展望.....</b>	<b>51</b>
总结.....	51
展望.....	51
<b>参考文献.....</b>	<b>53</b>
<b>致谢.....</b>	<b>55</b>

# 第一章 绪论

## 1.1 课题研究背景和意义

### 1.1.1 课题研究的背景

结构可靠性的研究工作始于 20 世纪 40 年代前后，距今已有 70 多年的历史。结构可靠性通常定义为，在规定的使用条件和环境下，在规定的使用寿命期内，结构有效的承受载荷和环境影响而正常工作的能力<sup>[1]</sup>。根据作用载荷的形式不同，结构可靠性可分为结构的安全性和结构的耐久性<sup>[2]</sup>。

零件在服役期内，常常会出现强度失效、刚度失效以及疲劳失效等其他失效形式。据统计，80%的结构破坏是由疲劳失效引起的。疲劳的失效形式主要有磨损、腐蚀和断裂<sup>[3]</sup>。

疲劳现象广泛存在于航空，化工和机械领域等各种工业领域。机械产品在服役期，若发生疲劳破坏，将会引起重大事故，造成巨大的财产损失，给生产生活带来诸多麻烦，甚至伤及生命。对于车辆的零部件来说，由于磨损和腐蚀进程很慢，一般可以通过定期更换或修理的办法来解决，而断裂常常突然发生，常常导致灾难性的车辆事故，所以断裂破坏更为汽车研究人员所重视。造成断裂事故的原因是多样的，如过载、低温脆性、应力腐蚀和疲劳<sup>[4]</sup>。

### 1.1.2 课题研究的意义

发动机作为一种动力源，广泛用于汽车、航空、航海等各种交通工具，极大的方便了我们的出行，其保有量也是每年大幅度的增加。曲柄连杆机构是发动机的主要运动构件，通过连杆的传递作用，将气体对活塞的压力转为曲轴的转矩，来驱动汽车运行。曲柄连杆的好坏直接决定了发动机的性能。

随着科学技术的进步，发动机的力学性能越来越得到了充分应用，这明显的提高了发动机的输出功率和扭矩，改善了发动机性能。但是在发动机性能得到显著的提高的同时，其工作条件也变得更加复杂和恶劣，因此，在发动机设计中，就必须考虑到曲轴连杆的可靠性问题。曲轴连杆工作时，承受作用于其本身的载荷水平的能力，与发动机的可靠性息息相关，直接决定了发动机的使用寿命。因此在曲轴设计中，要尽量保证曲轴连杆具有足够的疲劳强度和刚度，以及较好的静、动态力学特性。

汽车运行过程中，曲轴高速旋转，加之工作环境恶劣，在交变载荷的作用下，曲柄、连杆极易容易产生裂纹，造成曲柄连杆的失效。目前，相关数据统计表明，柴油机的曲轴连杆的失效率在一般在 3%~5%，疲劳破坏经常发生失效的构件是连杆和曲轴。不同的零件，根据不同的工况和使用环境，在对其设计时，都规定了“安全载荷”。然而，零件工作时，尽管受到的交变载荷的幅值，在“安全载荷”之内，甚至低于安全载荷很多，仍然会产生疲劳破坏。在交变载荷作用下，零件的疲劳强度一直是机械行业（汽车行业）研究的一个重要课题。

曲轴连杆是发动机的主要部件，若它发生破坏，轻则影响人们正常的出行，严重时会引起交通事故，造成不可挽回的损失。随科学技术的发展，不断有先进的技术用于汽车的发动机，如涡轮增压技术，这明显的提高了发动机的输出功率，增加了动力输出，同时，也使曲轴连杆的负荷较之以前，增大了 1.6~2 倍，加之现在机械设计中追求轻质化以节约材料的设计理念，因此有必要对曲轴连杆的疲劳强度进行研究，由于优化设计，为生产服务。使用疲劳寿命预测软件，可以很容易的找出疲劳危险点的位置，对其进行改进，提高曲轴连杆的可靠性水平。

以前，用传统的设计方法设计的发动机时，根本无法得知曲轴连杆的动态力学特性。现在，借助有限元理论和多体动力学的理论，对曲轴连杆进行仿真分析，不但可以全面了解曲轴连杆的动态力学特性，而且还能准确的了解曲轴连杆的疲劳性能。此外，发动机设计出来后，需要投入大量的人力和财力，通过大量的实验来对发动机的曲柄连杆进行疲劳强度分析和寿命预测。若发现零件设计的不合理，需要重新改进设计，再次用试验验证其疲劳性能。由于传统的设计一次成功率很低，这会大大浪费研发时间和材料，增加了投入的成本。引入虚拟样机技术，结合有限元理论，可以大大缩短产品研制周期，节省开支，提高企业效益。此外，设计合理的曲轴连杆可明显提高汽车的安全性和舒适性。

## 1.2 疲劳发展史及研究现状

产业革命后，机械设备大量出现，并在很短的时间内，在社会上得到广泛的应用。产业革命最主要的贡献是使当时的劳动生产率得到大幅度的提高，改变了人们的生产方式，从此繁重持久的劳动可以由机器来完成，不再需要大量的人力，体力劳动到一定的解放。然而，随之而来的却是运动构件的断裂，给生产生活甚至人们的生命安全带来了诸多麻烦。工程师猜测，零件在破坏处的受到的应力超过了材料的抗拉强度，然而，对

断裂的零件的试验研究结果表明，破坏处的远远低于应力材料的抗拉强度和屈服点。各国科学家针对这一现象展开了大量研究。1839年，Poncelet J.V 对在循环载荷下材料常常发生失效的现象，进行了大量研究，并把这一现象首次称为“疲劳”（Fatigue）。1843年，Rankin W.J.M 发表了一篇关于机车失效的论文，该论文讲述了疲劳是由零件的金属性能导致的，并提出了如何改善疲劳强度，避免零件失效。

在前期众多研究疲劳的学者中，August Wohler 的贡献最大，他的理论在当时受到人们广泛的认可。从 1852 年到 1870 年的 18 年间，August Wohler 凭借超于常人的毅力和对研究工作的执着，对疲劳问题进行了大量且深入的研究，第一次提出了 S-N 曲线（全寿命曲线）的这个疲劳专业术语。他认为：不同的材料都有一个疲劳极限，应力幅  $\sigma_a$  才是造成疲劳失效的最主要的因素。如果零件的应力幅  $\sigma_a$  一直低于某一特定数值，那构件永远不会发生破坏。在这期间，为了更好的研究疲劳，他还自己开发了世界第一个疲劳机。

Gerber W 进一步发展了 August Whole 的疲劳理论。在对 August Wohler 的材料疲劳数据的深入研究后，他认为，除了应力幅值  $\sigma_a$ ，平均应力  $\sigma_{min}$  也会对疲劳产生重大影响，并用抛物线方程来表达应力幅与平均应力之间的关系。1939 年，Peterson R.E 在对构件的疲劳研究时候，发现同种材料的制作的零件，疲劳性能有着巨大的差异，对此着重研究了零件的不同尺寸大小对疲劳的影响，并提出了应力集中系数表示构件尺寸对疲劳的影响大小。

1930 年，汽车的车轴和弹簧经常发生断裂，人们发现，使用喷丸技术，可以大幅度的解决车轴和弹簧这一严重问题，尽管人们当时并未明白其中的原理。后来，随着研究的深入，人们明白了，经过弹丸技术的处理，在材料的表层增加了残余应力，因此大幅的提高了车轴和弹簧的抗疲劳强度。以后将残余应力的概念用于了飞机的发动机中的设计中，以此来提高其疲劳强度，并在飞机中取得明显的效果。

1940 年前后，CoPoHooK C.B 根据 S-N 曲线，针对无限设计和有限设计两种不同的设计方法，分别推导得到了相应的疲劳的设计公式。

20 世纪后，受益于科学技术的进步，加之科技人员对疲劳的执着研究，疲劳理论快速发展，并取得了可喜的研究成果。在疲劳寿命研究预测方面，其中有两种方法尤为出名，并被广泛采用，可以很好的用于指导实际。一是 Manson-Coffin 的局部应力法，主要用以裂纹寿命分析的，低周疲劳就是以它为理论发展起来的；二是线弹性断裂力学，

用来阐述裂纹扩展的理论<sup>[5]</sup>。此时，大量用于预测疲劳寿命的商业软件开始涌入市场。在 20 世纪 90 年代后，疲劳寿命预测软件，开始结合有限元算法来对进行疲劳寿命计算。

目前，对疲劳的分析，主要应用 Miner 法则，结合应变寿命方法、线弹性断裂力学理论，多体动力学理论和有限元的理论，由时间-载荷历程.dac 或者功率谱密度函数（PSD）来对结构进行疲劳分析，并用试验手段来验证疲劳模型。现经测试，在一定的条件，这些理论能经受的住实践的检验，并获得良好的分析结果。但是，应用于小裂纹物体的疲劳寿命和多轴疲劳的寿命预测，得到的分析结果与实际相比，相差较大。

中国这方面的研究由于起步相对较晚，与国外相比，还有很大差距，但是在疲劳寿命分析也做了大胆的尝试，并取得了一些可喜的成果。浙江大学的余彭年，郝智勇提出了一种新的疲劳寿命预测方法：以有限元为基础，结合动力学，应用多轴疲劳理论对发动机进行了疲劳寿命预测，并在实际中做实验对此进行了验证<sup>[6]</sup>。上海汽车公司的王成龙，张治应用 MSC.Fatigue 软件，对汽车的控制臂进行了疲劳强度分析<sup>[7]</sup>。伴随着相关科学技术的发展，疲劳寿命计算方法也取得了长足进步<sup>[8]</sup>。

### 1.3 课题研究内容

本课题利用虚拟仿真软件 Adams/view，结合三维绘图软件 CATIA，建立了曲轴连杆的刚体模型；以刚体模型为基础，利用有限元 Patran/Nastran 对连杆、曲轴进行模态分析，用得到的模态中性文件.mnf 替换相应的刚体构件后，建立曲轴连杆的刚-柔混合模型；刚-柔混合模型进行运动仿真后，对柔性体连杆和曲轴做模态应力恢复 MSR，结合在 Adams/Durability 得到的时间-载荷历程文件.dac，用于构件的疲劳耐久性分析。本论文的大致流程如图 1.1 所示。

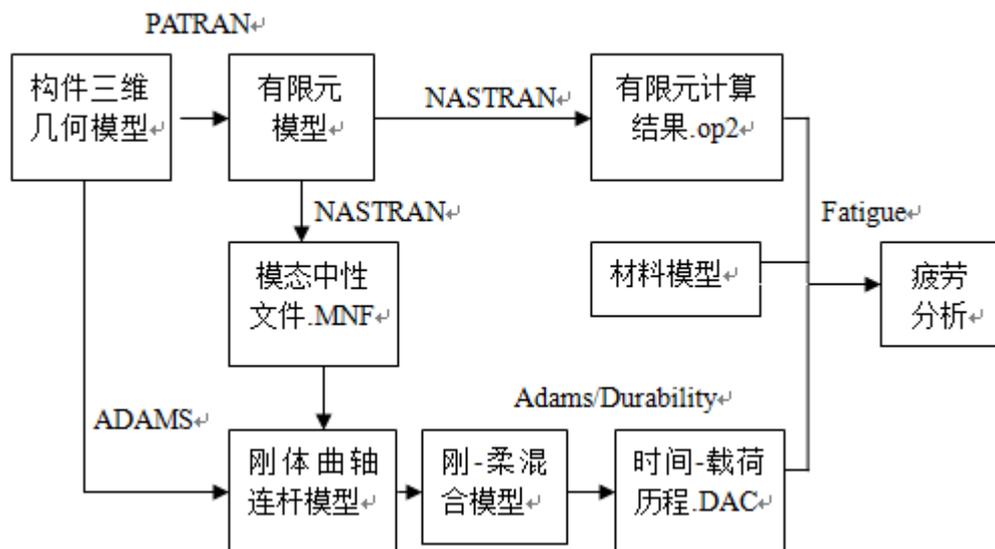


图 1.1 疲劳的一般分析流程

本论文用到的所有的三维几何模型都是在专业 CAD 绘图软件 CATIA 中创建的，建好的模型均以 Parasolid 的格式导入到 Adams/View 或者 Patran 中。具体内容如下：

(1) 根据图纸，基于重汽 WD615 发动机的真实尺寸，在绘图软件 CATIA 的零件模块 (Catia/Part) 分别建立了曲轴、连杆、活塞、活塞销的三维几何模型，并在 CATIA 的装配模块 Catia/Product 里，依次把它们装配起来，建立发动机的 1/6 曲柄连杆机构的几何模型；

(2) 根据有限元理论，借助有限元软件 MSC.Patran/Nastran，对连杆和曲轴分别进行自由模态分析，得到曲轴和连杆的有限元计算结果文件 (.op2) 和模态中性文件 (.mnf)。模态中性 .mnf 文件用于以后替换对应的刚体系统的刚性构件，.op2 文件以后用做疲劳计算的有限元模型；

(3) 将曲柄连杆的装配体以 Parasolid 格式导入到虚拟仿真软件 Adams/View 里，基于曲轴连杆的材料属性，在 Adams/view 依次进行编辑各个构件的材料属性，在各构件间添加约束和驱动，由发动机的示功图，用函数形式来表述活塞受到的载荷，建立起曲柄连杆的多刚体动力学模型，模拟发动机的一个工作循环，对其进行多刚体动力学分析；

(4) 利用在有限元软件 MSC.Patran 中产生的连杆和曲轴的模态中性文件 (.mnf)，借助 Adams 本身提供的 Rigid to Flex 工具，通过质心和位置的调整，替换刚体连杆和曲轴，替换后相应的刚体构件消失，但运动副和施加的载荷不会消失，而是移动到距离柔性体上，运动副的 Marker 点移动到距离柔性体最近的节点上，建立刚-柔混合的曲柄连杆模型，在 Adams/View 对连杆进行多柔体动力学分析，然后在 Adams/Durability (Adams

的疲劳耐久性模块)里,进行模态应力恢复 MSR,并输出以后曲轴、连杆进行疲劳分析所需的载荷-时间历程文件 (.dac);

(5) 利用专业疲劳分析软件 (MSC.Fatigue),分别将已经建立的连杆及曲轴的有限元模型和及其有限元分析结果 (即.op2 文件) 导入到该软件中,在该软件的材料数据库管理器,根据连杆的材料属性,创建连杆构件的材料模型,在时间-载荷历程数据库管理器加载在 Adams/Durability 得到的连杆的时间-载荷历程 (.dac 文件),并把载荷-时间历程文件(.dac)和相应的有限元工况产生关联,进行连杆的全寿命 (S-N) 疲劳分析,找出它们疲劳破获的薄弱位置。

## 第二章 多体动力学和疲劳理论

### 2.1 多体系统动力学理论

#### 2.1.1 多体系统动力学概述

如何根据实际问题，通过简化来准确建立其多体动力学模型，以及如何对建立的动力学模型进行准确快速的求解，一直是多体动力学的研究的两个重要内容。在上世纪 60 年代，有关多体动力学的理论开始出现，随计算机技术的发展，在上世纪八十年代初期，专门用于解决动力学问题的虚拟仿真软件如 Adams, Dads 也相继出现，求解变得快捷方便，这也促进了多体动力学的到普及。在虚拟仿真软件里，以多体系统动力学理论为基础，多个物体通过运动副的连接后，施加驱动和载荷，便构成一个多体系统<sup>[9]</sup>。建立多体系统，就是利用计算机对模型进行运动与仿真，解决生产生活的大部分问题。

先期的多体动力学，主要是多刚体动力学。在运用多刚体动力学理论对高速机构和精密仪器进行仿真分析，结果与实际相比，相差较大。经过反复研究，人们发现，多刚体理论并不适用于任何物体，误差是对精密仪器进行分析时，形变未考虑引起的。因此在仿真分析，对某些系统，必须考虑到构件的变形对分析结果的影响。至此以后，多柔体动力学理论开始出现，直至现在，对它的研究仍是多体动力学的一个热点课题。

对刚体由于选用的坐标不同，在航天和机械领域形成了不同的数学建模方法。在航天领域，用相对坐标来描述多体系统的刚体，用其来建立数学模型的方法称为拉格朗日法。所谓的拉格朗日法，就是选择系统中两个相连的刚体，先在其中一个刚体建立坐标系，另一个刚体位置坐标，就是以它为参照来建立的。而在机械领域，一般用绝对坐标系来描述刚体的位行，这种建立数学模型的方法称为笛卡尔方法。完全笛卡尔坐标系就是在笛卡尔坐标系的的基础上逐步改进完善的。虚拟仿真软件 Adams 的数学建模就是用的笛卡尔坐标法。在笛卡尔坐标下，系统中会有一个默认的总体坐标系，系统内的每个刚体，在 Adams/View 创建模型或者从其他 CAD 绘图软件导入时，都会自动生成一个连体坐标系 Marker，它固结在刚体上，随刚体运动，知道了连体坐标系相对总体坐标系的方位，也就知道了刚体在笛卡尔法坐标系的方位。

目前，多体系统动力学的理论已经趋于完善，主要分为以下三类：

#### (1) 多刚体系统

这是最早发展起来的多体动力学理论，将系统内部的构件全部看作刚体（在载荷作

用下, 构件不会有任何形变, 其内部任意两点间距离保持不变), 适用于构件形变对分析结果影响性较小的情况下。

### (2) 多柔体系统

又称计算多体动力学, 在该系统内系统的每一个构件都是柔性体。对多体系统分析时, 构件在载荷的作用下, 形变对结果有很大的影响, 这时构件的形变不可忽略<sup>[10]</sup>。现在主要是通过有限元理论来把构件作柔性处理, 一般适用于质轻且高速运转的机械系统。

### (3) 刚-柔混合多体系统

顾名思义, 多体系统内既有刚性构件, 又有柔性构件。对多体系统动力学分析, 最普遍建立的就是刚-柔混合模型, 分析时只把形变对结果有重大影响的构件当作柔性来处理, 其他的构件仍然是刚体构件, 相对多柔体系统, 建立模型时比较方便<sup>[11]</sup>。

## 2.1.2 多刚体系统动力学理论

在多刚体动力学中, 刚体的位置  $p$  用笛卡尔坐标表示为<sup>[12]</sup>:

$$p = [x, y, z]^T \quad (2.1)$$

刚体构件在空间旋转时, 用欧拉角表示其在笛卡尔坐标中系统的旋转角度  $\alpha$ <sup>[13]</sup>:

$$\alpha = [\psi, \phi, \theta]^T \quad (2.2)$$

这样, 一个刚体的方位 (方向和位置)  $q$  就可以由  $p$  和  $\alpha$  完全确定:

$$q = [p, \alpha]^T \quad (2.3)$$

有式 (2.3), 可得物体的速度  $u$  和角速度  $\omega$ :

$$u = \dot{q} \quad (2.4)$$

$$w = J \dot{\alpha} \quad (2.5)$$

$$\text{其中 } J = \begin{pmatrix} \sin \varphi \cos \theta & 0 & \cos \varphi \\ \cos \varphi \sin \theta & 0 & -\sin \varphi \\ \cos \theta & 1 & 0 \end{pmatrix}$$

构件的运动分为平动和转动, 相应的刚体的动能也是有平动动能  $K_t$  和转动动能  $K_r$  两部分组成, 刚体的平动动能为  $K_t$ <sup>[14]</sup>:

$$K_t = \frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} (V_x, V_y, V_z) m \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{pmatrix} = \frac{1}{2} m r^2 \quad (2.6)$$

$m$ —刚体质量;

$r$ —矢量, 即  $r = [r_x, r_y, r_z]^T$ ;

$V_x, V_y, V_z$ —速度  $V$  在分坐标轴  $x, y, z$  的三个分量;

刚体的转动动能  $K_r$  为:

$$K_r = \frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} (w_x, w_y, w_z) \begin{pmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} w_x \\ w_y \\ w_z \end{pmatrix} = \frac{1}{2} (I_{xx} w_x^2 + I_{yy} w_y^2 + I_{zz} w_z^2) \quad (2.7)$$

$W_x, W_y, W_z$ —刚体角速度  $w$  在坐标轴  $x, y, z$  的分量;

$I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}$ —刚体绕坐标轴  $x, y, z$  的转动惯量。

系统中的每个刚体, 则有拉格朗日方程和相应的约束方程<sup>[15]</sup>:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial \psi_i}{\partial q_j} \lambda_i = F_j & i = 1, 2, \dots, m \\ \psi_i = 0 \end{cases} \quad (2.8)$$

$\psi_i$ —系统的约束方程;

$F_j$ —多刚体系统的  $j$  个刚体在广义坐标系下受到的力;

$\lambda_i$ —拉格朗日列阵;

公式 (2.8) 写成矩阵的形式为:

$$\begin{Bmatrix} F \\ \psi \end{Bmatrix} = 0 \quad (2.9)$$

其中,  $F = f(\ddot{q}, \dot{q}, \lambda, t)$ ,  $\psi = f(\ddot{q}, \dot{q}, t)$ 。

多刚体动能  $K$  为:

$$K = \frac{1}{2} \dot{r}^T m \dot{r} + \frac{1}{2} u^T l u \quad (2.10)$$

把式 (2.10) 带入式 (2.9), 得

$$M \ddot{x} + \psi_x^T \lambda = Q^* \quad (2.11)$$

在公式 (2.11) 中,  $\ddot{x} = \left\{ \ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \dots, \ddot{x}_n \right\}^T$ ,

$$\psi_K = [\psi_{K1}, \psi_{K2}, \dots, \psi_{Kn}]$$

$$Q^{*T} = [Q_1^{T*}, Q_2^{T*}, \dots, Q_n^{T*}]^T$$

对公式 (2.11) 求解时, 由二阶微分方程改成一阶微分方程为:

$$\begin{Bmatrix} F \\ \dot{q} - u \\ \psi \end{Bmatrix} = 0 \quad (2.12)$$

现在, 根据以上推导, 结合牛顿第二定律, 可将多刚体系统内的力和加速度产生联系:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_j} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial Q_i}{\partial q_j} \lambda_i - F_j = 0 \quad (2.13)$$

多刚体的运动学方程为:

$$\begin{cases} \dot{x} - V_x = 0 \\ \dot{y} - V_y = 0 \\ \dot{z} - V_z = 0 \\ \dot{\psi} - w_\psi = 0 \\ \dot{\theta} - w_\theta = 0 \\ \dot{\phi} - w_\phi = 0 \end{cases} \quad (2.14)$$

系统约束方程为:

$$\varphi = f(q, \dot{q}, t) = 0 \quad (2.15)$$

系统受到的外力方程:

$$F(u, \dot{u}, q, f, t) = 0 \quad (2.16)$$

### 2.1.3 多柔体系统动力学理论

对多柔体系统，在仿真分析时，由于柔性构件会产生弹性变形，相应的柔性体内  $P$  点的位置也会移动，如图 2.1 所示，移动到  $P'$ ，为了描述该点  $P'$  的位置，除了刚体中使用的惯性坐标系  $G(g_1, g_2, g_3)$  和动坐标系  $B(b_1, b_2, b_3)$  以外，还需要一个浮动坐标系。其中动坐标系  $B$  可以相对  $G(g_1, g_2, g_3)$  移动和转动<sup>[16]</sup>。

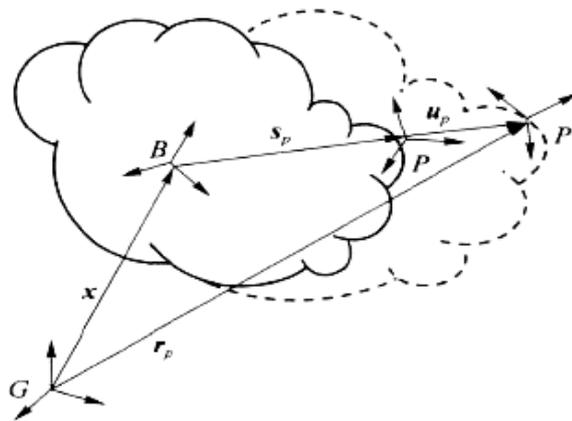


图 2.1 柔体坐标示意图

柔性体点  $p'$  的矢径为：

$$\mathbf{r}_p = \mathbf{x} + \mathbf{s}_p + \mathbf{u}_p \quad (2.17)$$

现在广泛使用固定界面子结构模态组合法来构造柔性体的动力学方程。该法需要结合有限元的理论，来得到描述柔性体的弹性位移所需要的模态向量和模态坐标。柔性体的变形运动就是通过模态坐标结合模态向量来描述的。该法的使用有一定的局限性，只能用来解决线性的动力学问题。而在多柔体动力学中，一般是非线性问题，要想使用固定界面子结构模态组合法来建立柔性多体动力学方程，必须对该方法进行修正。

位移  $u$  为：

$$\mathbf{u} = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i^* \quad (2.18)$$

$p$  点的变形量  $u_p$  为：

$$\xi = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \\ \theta \\ \phi \\ q_{i(i=1, \dots, M)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \psi \\ \mathbf{q} \end{Bmatrix} \quad (2.19)$$

多柔性体的微分方程:

$$\mathbf{M}\ddot{\xi} + \dot{\mathbf{M}}\dot{\xi} - \frac{1}{2} \left| \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \xi} \dot{\xi} \right|^T + \mathbf{K}\xi + \mathbf{F}_g + \mathbf{C}\dot{\xi} + \left| \frac{\partial \psi}{\partial \xi} \right|^T \lambda = \mathbf{F} \quad (2.20)$$

公式中,  $\mathbf{M}$ —为柔体质量;

$\dot{\mathbf{M}}$ —柔性体质量对时间的一阶导数;

$\mathbf{K}$ —模态刚度矩阵;

$\mathbf{C}$ —模态阻尼矩阵;

$\mathbf{F}_g$ —广义重力;

$\lambda$ —拉格朗日乘子。

## 2.2 疲劳基本概念

### 2.2.1 疲劳分类

每种材料, 都有自己特有的疲劳极限, 这可通过实验测得。疲劳破坏指的是给材料施加一交变载荷 (应力幅值  $\sigma_a$  小于疲劳极限), 在交变载荷反复作用下构件会发生破坏的现象。机器和设备在运转工程中, 将受到交变载荷的作用。交变载荷随着时间的变化, 大小、方向均发生变化, 这一现象称作载荷谱。

根据不同的研究角度, 疲劳可以分为不同的类型。常见的疲劳类型如下:

#### (1) 材料疲劳和结构疲劳

这是按研究对象来分的。材料疲劳主要研究其材料本身的成分和组织结构抗疲劳的能力; 结构疲劳主要是研究由材料加工的零件, 零件的形状和加工工艺水平等方面对构件或整机的疲劳性能有着明显的影响, 通过对零件的结构优化来提高零件的抗疲劳强度<sup>[17]</sup>。

#### (2) 高周疲劳和低周疲劳

这是按断裂前循环次数 ( $N_f$ ) 的多少。高周疲劳指交变载荷与材料的屈服极限相比, 要小的多, 循环次数 ( $N_f$ ) 一般为  $10^5 \sim 10^7$  次; 低周疲劳, 交变应力常常接近屈服极限, 甚至超过屈服极限, 由于低周疲劳的交变应力较大, 在交变应力的作用下, 零件产生了明显的塑形变形, 易断裂, 循环  $N_f$  最多达到  $10^4 \sim 10^5$  次。

此外, 还有单轴疲劳和多轴疲劳; 横幅疲劳、变幅疲劳等类型。

### 2.2.2 构件的疲劳强度影响因素

疲劳的主要影响因素有:

#### (1) 应力集中

机械零件在设计的过程中, 不可避免的会有槽, 孔, 轴肩, 这会导致截面形状的突变。在截面形状发生突变处, 就会产生应力集中, 构件在应力集中处最容易失效。在所有的疲劳影响因素中, 应力集中的影响最大, 在零件设计中要引起足够的重视。

#### (2) 尺寸大小

构件的尺寸对疲劳影响也较大。一般来说。随着构件尺寸的增大, 其疲劳强度会降低, 但这会浪费材料, 增加成本。

#### (3) 构件的表面状况

在构件的表面, 受到的应力水平最高, 本身的缺陷也最大, 这与我们经常看到的疲劳裂纹在构件的表面相符。构件加工粗糙度  $\beta_1$ , 表面的应力  $\beta_2$ , 表层的组织结构  $\beta_3$  直接决定了构件的表面状况水平<sup>[18]</sup>。

#### (4) 载荷的频率

频率也会对疲劳强度产生影响。载荷的频率越慢, 相对而言, 承受最大载荷的时间也越长, 构件内部强化也就越强烈。

### 2.2.3 疲劳设计方法

在现代产品设计中, 疲劳设计与零件的静强度设计同等重要。对零件运用合理的疲劳设计方法, 可以显著提高零件的寿命, 改善其质量<sup>[19]</sup>。

#### (1) 无限寿命设计

顾名思义, 无限寿命设计要求零件具有无限寿命 (无限循环  $> 10^7$ )。但是, 过于追求寿命, 这将导致零件尺寸比较大, 质量沉重, 造成了材料的浪费, 与现代的轻质化的发展理念背道而驰, 此外, 材料性能的利用也未得到充分利用。

### (2) 有限寿命设计

根据理论和经验,对构件的寿命进行评估。在寿命期内,允许构件正常使用,杜绝断裂。它大大降低了构件的自重,与现代追求的轻质化方向一致,材料性能利用率也得到了大大提高。

### (3) 破损-安全设计

这是一种新的疲劳设计方法。结构在使用期内,允许零件产生裂纹甚至裂纹扩展,只要零件的剩余强度比零件受到的限制载荷大,零件就可以正常的使用。在对零件的设计中,就要考虑到零件的先发生疲劳破坏的位置并事先采取相应措施防止断裂加深<sup>[20]</sup>。

### (4) 耐久性设计

这种疲劳设计方法优先评估孔、槽等疲劳破坏比较严重的区域的经济寿命。所谓经济寿命是指构件的这段时间:不修理可能导致更大问题修理而费用有不合理的。

## 2.2.4 应力循环

典型的疲劳循环类型为对称循环,波动循环和随机循环<sup>[21]</sup>。在各种应力循环中,一般用 $\sigma_{\max}$ 表示最大应力, $\sigma_{\min}$ 表示应力循环中的最小应力,则平均应力 $\sigma_m$ 和应力幅 $\sigma_a$ 的表达式为<sup>[22]</sup>:

$$\begin{cases} \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \\ \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \end{cases} \quad (2.21)$$

式(2.21)中, $\sigma_{\max}$  - 最大应力;

$\sigma_{\min}$  - 最小应力。

## 2.2.5 名义应力法

自从意识到疲劳问题以后,人们一直致力于疲劳问题的研究,寻找抗疲劳的方法。名义应力法就是其中之一。本论文对柔性构件连杆、曲轴的疲劳分析,用的就是该方法。

名义应力法,以有限元模型及结果文件为基础,结合材料的 S-N 曲线和在 Adams/Durability 得到的时间-载荷历程.dac 文件,运用 Miner 损伤理论对构件进行疲劳分析<sup>[23]</sup>。

用名义应力法分析构件的性能时,需要材料或者构件的 S-N 曲线。S-N 曲线,通俗的说,就是某种材料在某种应力 S (名义应力)下,在未发生破坏前所能发生的最大循

环次数  $N$ ， $S-N$  曲线可以在疲劳软件里的材料数据管理器 PFMAT 直接生成，也可以通过实验来测得<sup>[24]</sup>。

需要注意的是，用试验测构件的  $S-N$  曲线时，构件的选择并不是随意的，而是有严格的要求。构件不要选得太粗或则太细，直径最好控制在 6mm 到 8mm 之间。并且观察材料的表面是不是光滑的，若不光滑，需要经过打磨处理，把材料的表面磨光滑。实验需要的构件个数一般为 15 个。试验前，首先要确定该材料的拉伸强度。试验时，首先以该材料大约 2/3 的拉伸强度去加载该类构件直至失效，记录该构件的循环次数。把载荷逐渐减小，去加载剩余的构件，并记录在给定的载荷下，对应的构件循环次数。但要保证在对剩余的构件加载工程中，一定要有 1-2 个构件的循环次数  $N_f$  大于  $10^7$ 。

## 2.3 疲劳累计损伤理论

### 2.3.1 疲劳损伤理论概述

我们一般认为构件的损伤指的是从构件裂纹开始产生经裂纹扩展直至构件失效。其实，构件在未发生裂纹前，损伤 (damage) 就一直存在着，只是我们的肉眼看不到而已。表现形式为材料内部的细微结构发生变化。不论是横幅载荷还是交变载荷的作用，都会使材料发生不同的损伤。不同的是，交变载荷的每一个循环对材料的损伤程度都是不同的。当损伤通过某种关系累计到一定程度，构件就会破坏。

所谓疲劳损伤理论 (Fatigue Damage Theory)，主要是研究材料在不同的应力 (横幅载荷或者交变载荷) 下，每一次的载荷循环对材料的损伤程度的多少和这些损伤是以何种方式累加在一起造成该构件破坏的<sup>[25]</sup>。

目前为止，尽管疲劳损伤理论已经多达几十种，被社会广泛认可的主要有以下四种<sup>[26]</sup>：

#### (1) 线性疲劳累计损伤理论

这种理论认为，处在不用载荷作用下的材料，每一个循环对材料造成的损伤是互不影响，各自独立的， $n$  个循环相应的会有  $n$  个不同的损伤，这  $n$  个损伤以线性叠加的方式累加在一起，构成材料的总损伤，总损伤达到一定程度，就会造成该构件的失效。在工程上广泛使用的 Miner 法则，就是基于线性疲劳累计损伤的理论。

#### (2) 双线性疲劳累计损伤理论

这种理论继承了线性疲劳累计损伤理论的某些观点：不同的损伤也是通过线性累加的方式来构成构件的总损伤。不同的是，该理论把材料的疲劳分为前后两个时期，这两个时期线性累加的公式是不同的，前期以某种线性关系把损伤进行叠加，后期以另外一种线性关系来叠加，两者构成了材料总的损伤。

### (3) 非线性疲劳累计损伤理论

该理论认为材料的损伤，不仅与当时作用的载荷有关，还应与以前的载荷历史有关。

### (4) 其他累计损伤理论

这些理论基本是从实验中分析归纳得到的经验公式，如 Levy 理论，Kozin 理论等。

## 2.3.2 Miner 法则

Palmgren 在预测滚动轴承的寿命的研究中，大胆的猜想轴承的损伤与转动次数是某种线性的关系，通过大量的试验论证，试验结论与实际中的轴承循环次数很一致。Miner.M.A 将这种线性疲劳累积作了进一步处理，即我们今天所说的 Miner 法则<sup>[27]</sup>。

Miner 法则认为：试样在载荷的作用下，会不断的吸收能量，但是试样吸收能量的能力是有限的，当所吸收的能量达到某一限度时，构件就会失效。假定失效前，构件能够吸收的最大能量为  $W$ ，与此相对应的构件的最大循环次数为  $N$ ，当构件经历了  $n_1$  次循环时，此时吸收的能量为  $w_1$ 。则有关系式<sup>[28]</sup>：

$$\frac{w_1}{W} = \frac{n_1}{N} \quad (2.22)$$

构件在实际中，受到的载荷个数、大小并不是固定不变的，可能要受到  $m$  个不同的载荷  $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_m$ ，与这  $m$  个载荷相对应的寿命分别为  $N_1, N_2, \dots, N_m$ ，与这  $m$  个载荷相对应的循环次数分别为  $n_1, n_2, \dots, n_m$ ，则 Miner 的损伤数学表达式为<sup>[29]</sup>：

$$D = \sum_{i=1}^m n_i / N_i = 1 \quad (2.23)$$

## 2.3.3 相对 Miner 法则

通过对临界损伤值  $D_f$  的大量研究，人们发现零件的  $D_f$  值，一般情况下是不同的。即使同一种材料，在不同的载荷下，其  $D_f$  值也是不同的。 $D_f$  可以通过实验来测得。

所谓相对 Miner 法则，针对某种构件，以类似实际工作状态的载荷谱类型去加载该

构件，主要通过实验并且结合经验来确定损伤临界值的 $D_f$ 值。这样用于预测零件的寿命，可以大大提高计算精度。

相对Miner法则的表达式：

$$D = \sum_{i=1}^m n_i / N_i = D_f \quad (2.24)$$

## 2.4 本章小结

本章介绍了多体动力学基本理论和疲劳理论，其中多体动力学理论包括多刚体和多柔体，主要用于以后曲轴连杆的运动仿真分析。疲劳理论重点是名义应力法和疲劳损伤理论，用于以后的连杆、曲轴的疲劳分析。

## 第三章 曲柄连杆多刚体动力学仿真

### 3.1 曲柄连杆机构动力学

#### 3.1.1 曲柄连杆机构运动学分析

发动机曲轴连杆如图 3.1 所示。曲轴旋转中心在气缸中心线的曲柄连杆称为中心式曲柄连杆机构。该发动机为中心式曲柄连杆机构<sup>[30]</sup>。

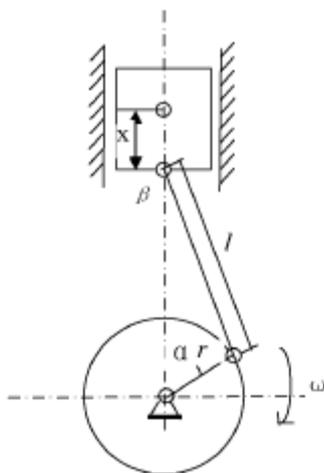


图 3.1 中心式曲轴连杆结构简图

在图中，各个符号的含义如下：

$l$ —连杆的长度 (mm)；

$r$ —曲柄半径 (mm)；

$\alpha$ —曲轴转角；

$\omega$ —曲轴旋转角的角速度；

$x$ —活塞位移；

在气体爆发的压力下，活塞在汽缸体内做上下往复运动，经过连杆的传递，使曲轴做旋转运动。研究曲轴连杆运动时，一般把曲轴转角  $\alpha$  为自变量，为方便分析，一般认为曲轴做匀速圆周运动。这样，以曲轴转角  $\alpha$  为自变量，就可以建立曲柄机构各部件的运动学和动力学的函数关系式了。

活塞位移  $x$  为：

$$x = (r+l) - (r \cos \alpha + l \cos \beta) \quad (3.1)$$

式中  $\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$

活塞速度  $v$  为:

$$v = rw \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad (3.2)$$

活塞加速度  $a$  为:

$$a = rw^2 \left( \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right) \quad (3.3)$$

连杆的角速度  $w$  为:

$$w = w\lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = w\lambda \frac{\cos \alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}}} \quad (3.4)$$

连杆的角加速度  $\varepsilon_1$  为:

$$\varepsilon_1 = -w^2 \lambda (1 - \lambda^2) \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \beta} \quad (3.5)$$

### 3.1.2 曲柄连杆机构动力学分析

上节对曲轴连杆进行了运动学分析, 有了运动学, 只是得到了各构件的运动规律以及速度、加速度的大小, 而在发动机工作过程中, 曲柄连杆各构件受到的载荷 (力, 力矩) 的大小才是发动机设计的基础。有了载荷, 才能对发动机性能 (强度、刚度) 进行更进一步的分析。

活塞在气缸内做的并不是匀速直线运动, 会受到惯性力的作用, 其惯性力  $P'$  的大小为:

$$p' = -m'a \quad (3.6)$$

$m'$ —活塞的质量 (kg), 负号表示活塞的惯性力  $P'$  与其加速度  $a$  方向相反。

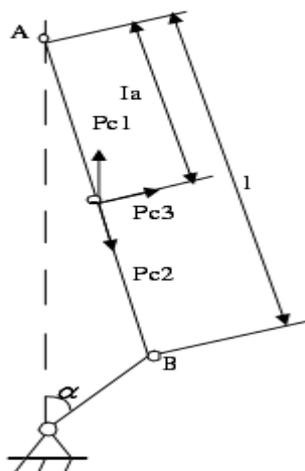


图 3.2 连杆在复合面内的受到的惯性力

在发动机工作时，连杆的运动比较复杂。一是随活塞的往复运动在平面内做平移运动，一是绕曲轴的转动。不论是平动还是转动，都不是匀速运动，会产生四种相应的惯性力。

(1) 在活塞的带动下做平移运动产生的往复惯性力为  $P_{c1}$ ，方向为经过连杆质心且与活塞中心线平行：

$$P_{c1} = -m_c a \quad (3.7)$$

$m_c$  为连杆的质量。

(2) 连杆绕活塞销中心转动时会产生以连杆质心 C 为作用点且沿着连杆轴线指向连杆大头的离心惯性力  $P_{c2}$ ：

$$P_{c2} = -m_c I_a \omega_1^2 \quad (3.8)$$

$I_a$  为连杆小头孔中心 A 到连杆质心 C 的距离。

(3) 连杆绕活塞销中心转动时，会有一个切向加速度，该切向加速度相应的会产生一个作用点位于连杆质心且垂直也连杆轴线的惯性力：

$$P_{c3} = -m_c l_a \varepsilon_1 \quad (3.9)$$

(4) 连杆做的是变速运动，角速度产生的惯性力矩  $M_c$ ：

$$M_c = -I_c \varepsilon_1 = -I_c \frac{\lambda(1-\lambda) \sin \alpha}{(1-\lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \quad (3.10)$$

$I_c$ —连杆绕其质心的转动惯量；

曲轴做的是匀速圆周运动，其惯性力  $P_q$  为一恒力

$$P_q = -m_q r_q \omega^2 \quad (3.11)$$

$m_q$ —曲轴本身的质量；

$r_q$ —曲轴质心到旋转中心的距离。

### 3.2 曲轴轴系三维几何模型

在多刚体动力学中，相对简单零件的刚体模型可以直接在 Adams/View 建立模型，这样建立的模型，在仿真分析发现设计不合理的话，可以直接修改在 Adams/View 修改零件的几何尺寸，方便快捷，有利于零件的优化分析。但对于相对复杂的机械构件而言，由于 Adams/View 的几何建模能力并不是它的强项，几何模型构造起来比较困难，我们常常借用其他的 CAD 三维作图软件来建立其几何模型，装配后通过虚拟仿真软件 Adams 与其他 CAD 软件的模型数据转换接口，导入到 ADAMS/View 里，建立多刚体动力学模型。用三维 CAD 软件绘图，相比 Adams/View 自身的建模能力，有很大的方便快捷性，但借助其他 CAD 软件创建的三维几何模型，导入到虚拟仿真软件 Adams/View 里，却不能修改构件的几何尺寸，在运行运动分析仿真的过程中，发现零件设计不合理的话（如构件发生干涉问题），需要修改三维几何模型的几何尺寸，还必须返回到起始的三维绘图 CAD 软件，修改尺寸后再导入到 Adams 中再进行分析，比较麻烦。有时候零件需要经过很多次的修改才能符合要求，这需要多次的修改、导入重复操作。

曲轴连杆机构相对复杂，可以通过三维作图软件 CATIA 来建立其几何模型。建模时可以对模型进行简化，略去一些无关紧要的细节，这样构造几何模型不但变得简单，接下来也便于我们对连杆或者曲轴构件进行有限元分析<sup>[31]</sup>。表 3.1 为 WD615 柴油发动机的曲轴连杆的几何尺寸，基于这个尺寸，在三维绘图软件（Catia/Part）中分别构建了活塞、活塞销、连杆、曲轴的三维几何模型，并在 CATIA 的装配模块（Catia/Product）把活塞，活塞销、连杆、曲轴组装在一起，建立发动机 1/6 的曲轴连杆的几何装配模型。图 3.3 为活塞的几何模型，图 3.4 为连杆的几何模型，图 3.5 为曲轴的几何模型，图 3.6 为活塞、活塞销、连杆、曲轴组装在一起后的装配几何模型。

以后我们对连杆、曲轴进行疲劳分析时，在 Adams/View 运行仿真后，需要在 Adams/Durability 输出它们的时间-载荷历程（.dac）文件。在虚拟仿真软件中的耐久性

模块(Adams/Durability)中,刚体构件是不能输出这种时间-载荷历程文件的,要得到疲劳分析所需要的时间-载荷历程文件,需要把连杆或者曲轴作柔性处理<sup>[32]</sup>。

表 3.1 WD615 发动机曲轴连杆的主要几何参数

连杆中心距 (mm)	202
连杆大头直径 (mm)	27
连杆小头直径 (mm)	72
曲轴主轴径 (mm)	100
活塞直径 (mm)	126

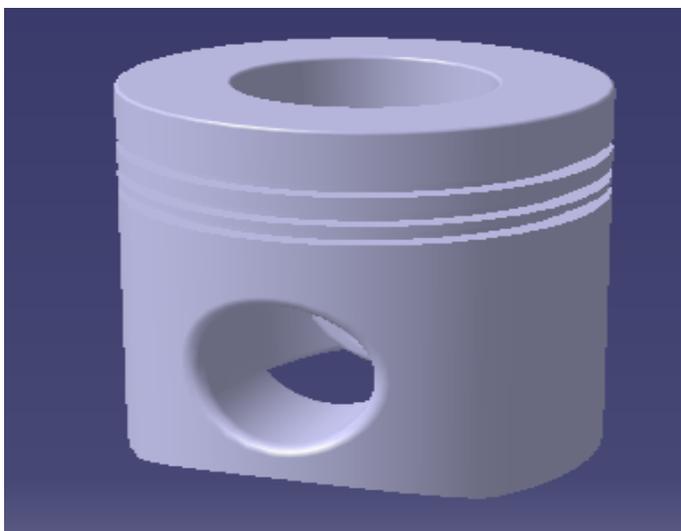


图 3.3 活塞的几何模型



图 3.4 连杆的几何模型

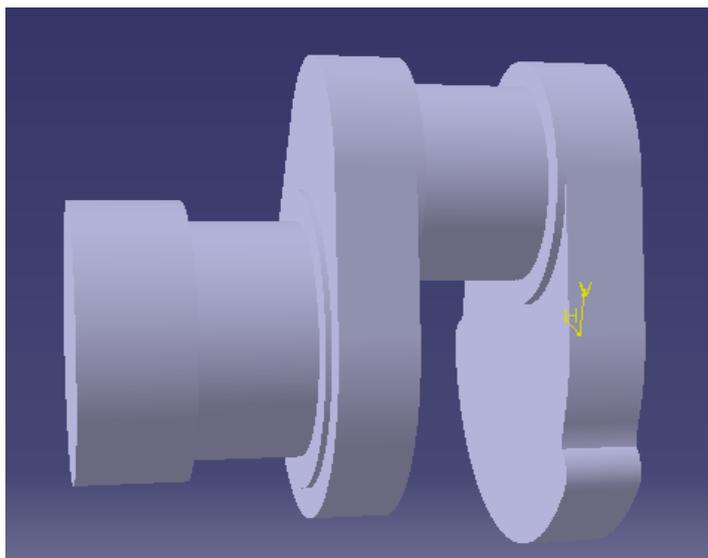


图 3.5 曲轴的几何模型



图 3.6 曲轴连杆装配后的几何模型

### 3.3 曲轴连杆多刚体动力学模型

在三维绘图 CAD 软件里构造的几何模型可以 Parasolid、STEP、IGES 等多种格式导入到虚拟仿真软件 Adams/View 中<sup>[33]</sup>。现有的三维 CAD 绘图软件基本上都提供以上数据接口，因此将从三维 CAD 绘图软件创建的几何模型数据经过转换导入到 Adams/View 中并不困难

尽管几何模型可以以很多格式都能成功导入到 Adams/View 中，但 Parasolid 格式的文件兼容性最好，所以导入到 Adams/View 的文件建议最好为 Parasolid 格式。可以输出 Parasolid 格式文件的 CAD 软件很多，即便是某种三维绘图软件 CAD 不能输出 Parasolid 格式的文件，也可以通过 STEP 或者 IGES 等格式的文件，然后读入到能输出 Parasolid

格式文件的 CAD 软件中，再导出 Parasolid 文件即可。

建立各个物体的几何模型，经装配后，在 Adams/View 添加相应的约束 (Constraints) 和驱动 (Motion)，施加载荷 (Forces)，就构成了一个多刚体动力学系统。建立多刚体曲轴连杆模型简要步骤如下：

(1) 将在 Catia/Produc 建好的曲柄装配模型导入到 Adams/View 中

对于建好的曲轴连杆的 CATIA 装配图，以 Parasolid 格式文件导入到 ADAMS/View 中，有两种方法，相对来说比较简单：一是利用 Adams 与三维 CAD 的专门接口软件 Simdesigner，装配模型先在软件 Simdesigner 转换一下，再导入到 Adams/View 中，但是这需要安装 Simdesigner 软件；由于曲柄连杆的三维几何模型是在软件 CATIA 中构建的，CATIA 本身并不能输出 Parasolid 格式的文件，我们可以先在 CATIA 先导出 IGS 格式的文件，然后在 Pro/e 中打开，在保存副本里保存为为抛物面 (.X\_T) 格式，然后再导入到 ADAMS 里，这样装配体就成功法的导入到 ADAMS 里了。若将装配体不经转换，尽管可以直接从 CATIA 导入到 ADAMS/View 中，但导入进去的装配几何模型却会被默认为单个零件，这样无法添加约束（约束至少需要 2 个零件）等操作，也不能进行机构的运动仿真。

将曲柄连杆的三维几何模型导入到 Adams/View，务必注意单位的统一性，这样才能避免因单位的混乱，保证计算结果的正确性。在三维绘图软件 CATIA 中，几何建模使用的长度单位是毫米 (mm)，为保持单位的统一，在虚拟仿真软件 Adams/View 中选择 MMKS 单位制组合，即长度单位为毫米 (mm)，质量单位为千克 (kg)，力的单位为牛顿 (N)，时间单位为秒 (s)<sup>[34]</sup>。此外，还要注意重力的方向及单位。由于我们选择的是 MMKS 单位制，在 Adams/View 中确认重力的单位是否  $9800\text{mm/s}^2$ 。在 Adams/View 中，在导入的装配几何模型中，若重力方向不是沿着活塞方向向下，需要重新设置重力的方向，使其符合真实的情况。由 Caia/Product 装配好的曲轴连杆几何模型导入到虚拟仿真软件 Adams/View，如图 3.7 所示。

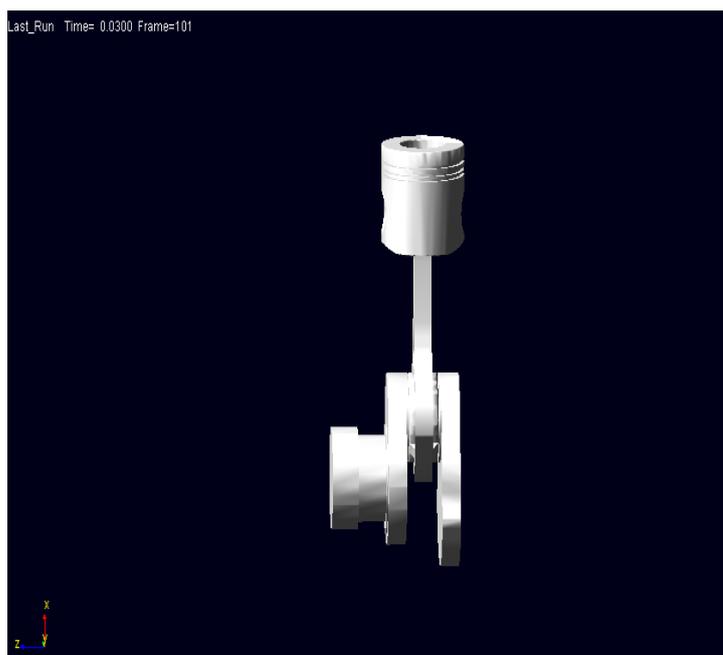


图 3.7 由 Catia 导入到 Adams/View 的曲轴连杆装配体

## (2) 添加构件的属性

从其他三维 CAD 软件导入到 Adams/View 的构件几何模型，需要用户对其属性（构件名称、外观、颜色、材料属性及可见性）进行编辑。对这些属性的编辑，会给以后操作各构件带来很多方便。从 CATIA 导入的构件名称在 ADAMS/View 里默认为 Part 1, Part 2, ……，可以对各构件重新命名，赋予一个具有实际含义的名字，如活塞重新命名为 Piston，这样便于各构件的识别。否则，由于构件众多，添加材料属性或者添加约束时，比较容易混淆各构件，引起不必要的错误。

直接在 Adams/View 中创建的几何模型，系统会自动赋予一个材料属性。而对于从其他 CAD 导入的构件来说，则没有任何质量信息。表 3.2 为曲柄连杆装配体中各构件的材料信息（单位已经作了变换，已与 Adams 的 MMKS 单位制相统一），有了材料属性，在 Adams/View 可以很容易的对构件添加材料属性，否则，由于构件的质量为零，对构件进行仿真分析时就会出错。给构件赋予了相应的质量信息，虚拟仿真软件 Adams 会自动计算出该构件的质量、转动惯量和质心的位置，并在质心处自动创建连体（Marker: cm）<sup>[35]</sup>。

表 3.2 装配体的各构件材料属性

构件	材料	弹性模量 (MPa)	泊松比	密度 ( $\text{kg}/\text{mm}^3$ )
曲轴	42CrMo	2.00E+05	0.3	7.80E-06
活塞销	球墨铸铁	1.73E+05	0.3	7.30E-06
活塞	42CrMo	2.00E+05	0.3	7.80E-06
连杆	45 号钢	2.11E+05	0.24	8.05E-06

### (3) 添加约束

一个系统通常由多个构件组成，一个构件限制另一个构件的运动，两个构件之间的这种约束关系，通常称为运动副。要模拟系统的真实运动情况，就需要在各构件之间添加运动副。考虑到曲柄连杆机构的运动情况，添加约束如下：

- 1) 在曲轴与大地(ground)之间添加旋转副(Revolute Joint);
- 2) 在活塞与大地 (ground) 之间添加移动副 (Translational Join);
- 3) 连杆大头与曲轴之间添加为旋转副 (Revolute Joint);
- 4) 活塞销与连杆小头之间为旋转副 (Revolute Joint);
- 5) 活塞销与活塞之间为旋转副(Revolute Joint)。

对多刚体的构件在添加运动副时，为方便操作，可以打开工作栅格。工作栅格显示时，添加的旋转副的旋转轴方向与工作面垂直，且旋转轴的正向垂直屏幕向外，在创建运动副时，利用工作栅格位置的变换，可以方便准确的添加旋转副。在创建旋转副时，由于已在 CATIA 装配好，各构件位置已经固定，可以选择 2 Bodies-1 Location，需要两个构件和一个点，需要注意的是，是以第二个构件为参照物来度量第一个构件的运动。创建了运动副后，系统会自动在点的位置处自动创建两连体坐标系 (Marker 点)，用于度量各自构件的运动和建立运动副的约束方程。删除了这些坐标系，那与它相对应的运动副也会随之被删除。

### (4) 施加载荷

四冲程往复式活塞式内燃机完成一个工作循环，即进气，压缩，做功和排气四个行程，曲轴需要转两圈，内燃机受到的最大压力发生在做功行程中。通过物理试验，得到该柴油发动机的示功图，如图 3.8 所示。从图 3.8，我们可以清楚的看到活塞受到的压强（单位：0.1MPa）与曲轴转角（单位：度）的关系。

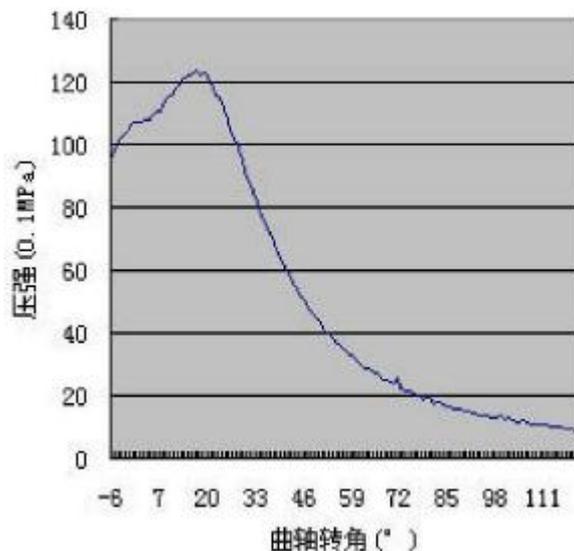


图 3.8 发动机示功图

活塞的受到气体作用力:

$$F_g = \frac{\pi D^2}{4} (P_g - P) \quad (3.12)$$

式中: D—活塞直径;

$P_g$  —缸体内的气体压强 (MPa), 通常取  $P_g=0.1\text{MPa}$ ;

$P$  —曲轴箱内气体压强 (MPa);

有了活塞直径和公式 (3.12), 根据发动机示功图, 就可以把活塞受到的压强转化成活塞受到的气体压力, 转化后, 在 Adams/View 中, 可以利用函数 IF 和 STEP 来表示活塞随曲轴转动受到的气体压力的大小, 方向固定, 垂直活塞向下。

#### (5) 创建驱动(Motion)

要使建立的刚体系统能够运动起来, 除了对系统施加载荷外, 还要在运动副上添加相应的驱动。驱动也是一种约束, 使约束的两个构件按照给定的规律运动。在曲柄连杆机构中, 在曲轴与大地之间的旋转副上创建旋转驱动 (Motion)。由发动机的额定转速 (2300r/min), 添加相应的驱动函数后, 曲柄连杆就可以运动。

这样, 曲轴连杆的多刚体动力学模型就完成了, 曲轴连杆多刚体模型如图 3.9 所示。

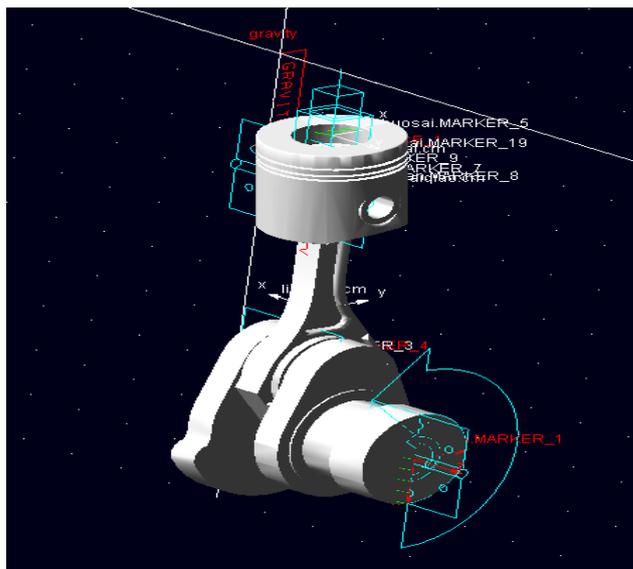


图 3.9 曲轴连杆的多刚体动力学模型

### 3.4 多刚体动力学仿真

有了曲轴连杆多刚体模型，在 Adams/View 中就可以进行运动仿真分析，其结果可以在虚拟仿真软件的后处理模块（Adams/Postprocess）得到。

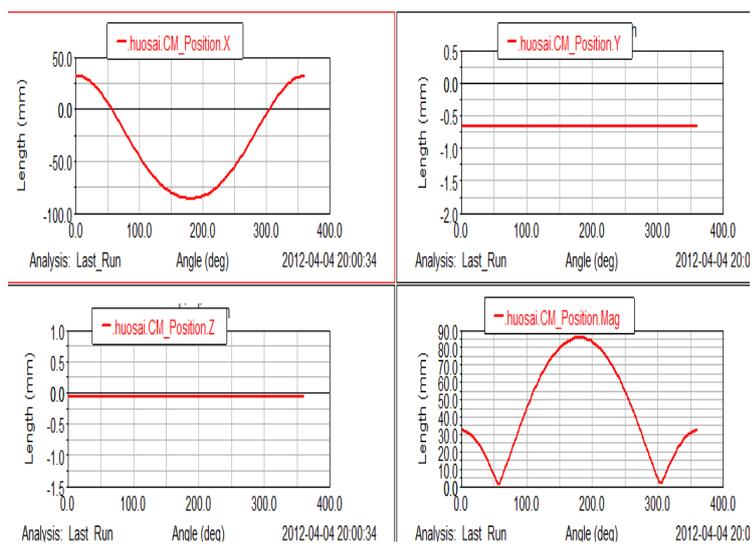


图 3.10 活塞质心位移曲线

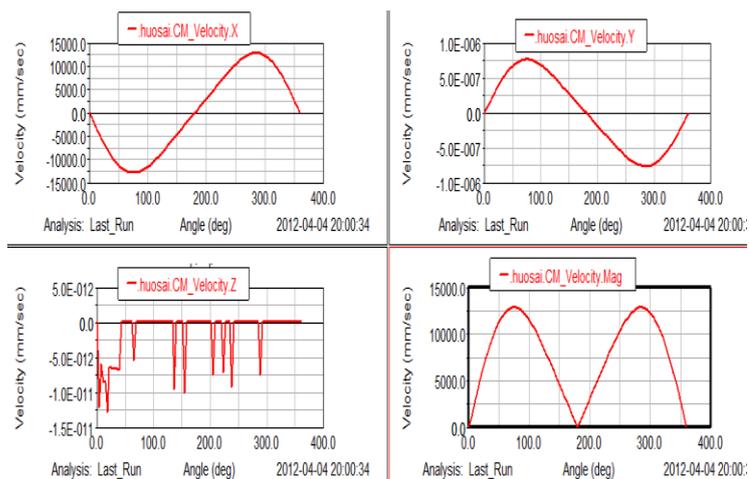


图 3.11 活塞速度曲线

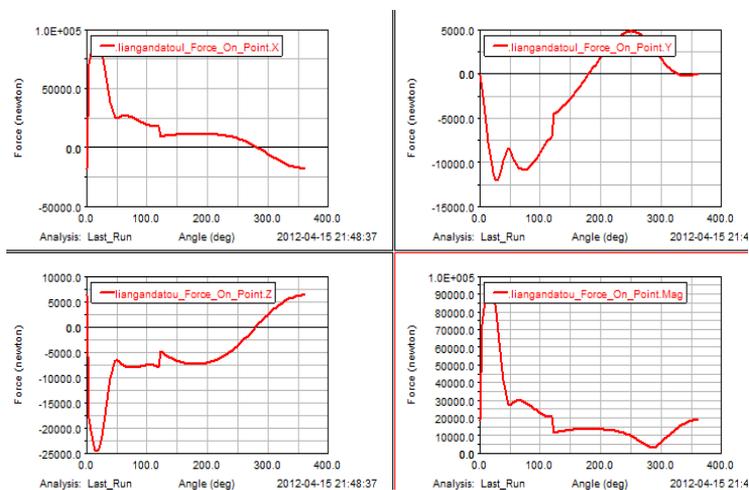


图 3.12 连杆大头受力图

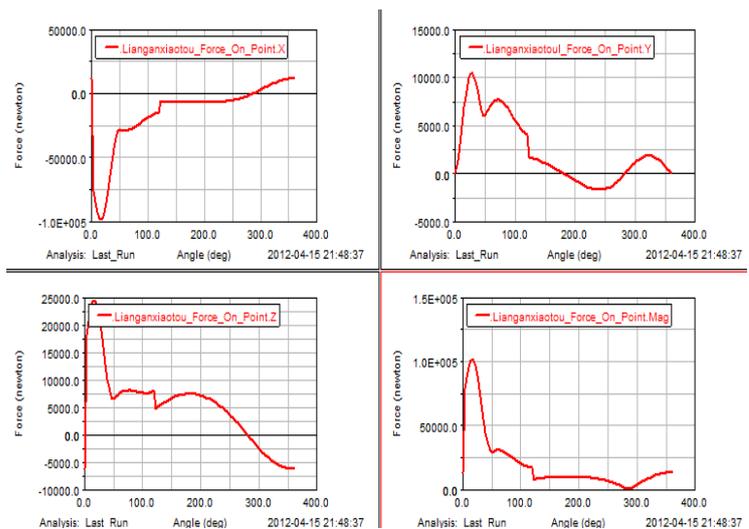


图 3.13 连杆小头受力图

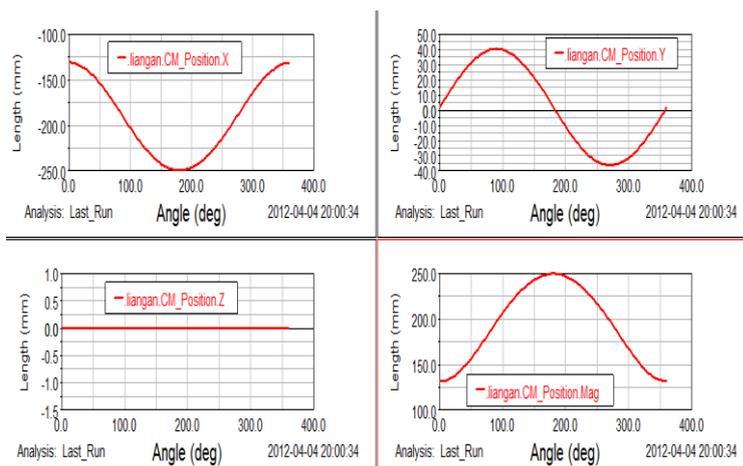


图 3.14 连杆质心位移曲线

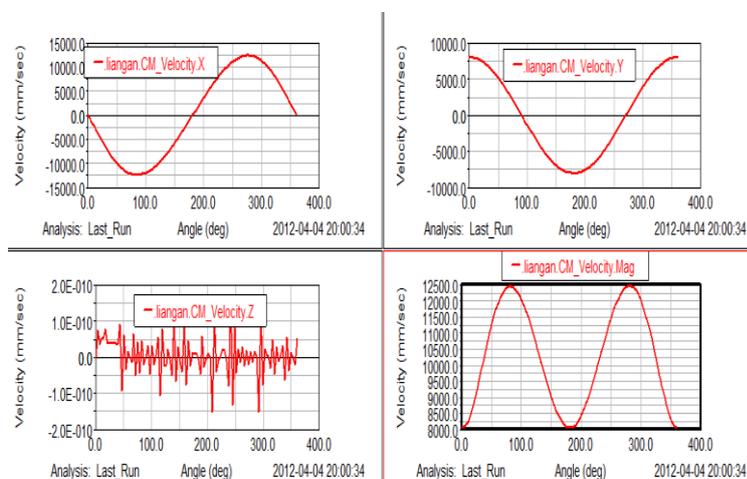


图 3.15 连杆的质心速度曲线

### 3.5 本章小结

由于 Adams/View 的建模能力低，我们选择三维绘图 CATIA 来构造连杆、活塞、活塞销、曲轴的几何模型，在 Catia/Product 装配后以 Parasolid 格式导入到 Adams/View 中。在 Adams/View 中，通过一系列的操作，如添加约束和驱动等等，建立了曲轴连杆的刚体模型，根据发动机的示功图，以函数（IF 和 STEP 函数相结合）构造了活塞载荷的表达式，并对建立的多刚体模型进行了动力学仿真分析。

## 第四章 曲柄连杆的刚-柔混合模型

### 4.1 有限元软件 MSC.Patran/Nastran

MSC.Software(MSC)公司于1963年成立,业务涵盖了工程效验、有限元分析和计算机仿真预测等<sup>[36]</sup>。MSC公司为扩大规模,保持长盛不衰,1989年收购了当时在流体分析方面赫赫有名的 Pisces Internationa 公司,1999年收购了以处理非线性问题而著称的 CAE 软件 MARC 公司<sup>[37]</sup>。通过一系列的收购, MSC 公司规模日渐壮大,实力得到进一步加强。

2001年是MSC发展史上具有划时代的一年。尽管之前通过并购其他有名的CAE企业以及整合资源等途径,公司知名度和实力有了很大提高,但2001年之前,MSC的产品却一直是低端的桌面设计,从2001年,才开始创建中端专业级仿真软件,其产品由低端到高端实现了质的飞跃。2002年MSC收购了MDI公司,该公司的产品ADAMS有着大量的用户并因其强大的动力学分析功能而闻名于世。MSC收购MDI公司后,对其产品ADAMS不断改进完善,精益求精,现在ADAMS解决问题时,在运算速度、运算精度等方面有了显著的提高。MSC.Software由于其产品的卓越性能,积攒了大量用户并受到用户的一致好评,在同类企业中,实力一直处于领先地位。

MSC.Software公司还积极开拓中国市场,通过采取一系列的措施,使产品符合中国的工业标准,其产品因良好的操作界面、强大的分析处理功能,受到客户的一致好评。MSC的产品如Patran、Nastan、Marc已成为高校科研、企业研发的主流分析软件。值得一提的是, MSC.Software在船舶和海洋类行业中,占据着垄断地位,90%以上的企业使用的分析工具就是MSC.Software的产品。由于MSC.Software在解决非线性问题的卓越性能,各大钢铁公司和冶金院校均把MSC软件作为CAE仿真分析的首选工具。

MSC.Patran是一款有限元前处理、后处理软件,产生于1980年。三十多年来, MSC公司一直致力于Patran功能的改进,力求达到用户的最大满意。现在MSC.Patran已达到一个崭新的高度,可以满足绝大部分用户的使用分析需求。

1966年,美国航天局公开向社会招标,开发大型应用有限元程序,用以解决当时对结构分析的需要,研究产品的结构对其性能的影响。MSC公司展现了强大的实力,一举拿下整个Nastran的开发项目。经过近三年的研发, MSC.software开发了Nastran的第一个版本。1973年, MSC公司对先前Nastran存在的问题进行了改进完善,并推出

了新的 Nastran 版本。新版本运算准确性和效率,较之以前的版本,都有了大幅度的提高。1989年,MSC推出了具有非凡意义的 MSC.Nastran 66 版本,一个新的 CAE 时代由此开启。自从 MSC 公司成立之日起,对 Nastran 的完善从未停止,截至目前, MSC.Nastran 在线性分析、非线性分析、热分析、优化设计等方面均超于同类软件,都处于世界领先水平<sup>[38]</sup>。

## 4.2 连杆和曲轴的模态中性文件

### 4.2.1 连杆模态中性文件 (.mnf)

我们对构件进行疲劳分析,就必须将构件作柔性体处理,然后利用得到的连杆模态中性文件.mnf 替换相应的刚体连杆,替换后柔性体会继承被替换的刚性构件的相关信息(如运动副,载荷等等)。这样,由上章建立的曲轴连杆刚体模型,结合得到的连杆.mnf 文件,就可以很方便快捷的建立曲轴连杆的刚-柔混合模型。建立了刚-柔混合模型,在 Adams/View 里对曲轴连杆进行运动仿真分析,在 Adams/Durability 就可以对该连杆构件进行模态应力恢复 MSR 和得到连杆的时间-载荷历程文件 (.dac)。

在虚拟仿真软件(Adams/View)里,目前共有三种方法可以建立柔性体。一是在 Adams/View 中,无需借助其他软件,先把要柔性处理的刚性构件分成许多的小段刚性构件,再用柔性梁把这些分离的小段的刚性构件连接成一体。第二种是利用虚拟仿真软件 Adams 提供的柔性模块(Adams/Auto Flex),可直接把刚体变为柔性。最后一种方法,也是经常使用的方法,借助有限元的模态理论,通过有限元分析(Finite Element Analysis)工具来建立柔性体。具体方法就是:将要分析的构件的三维几何模型导入到有限元软件中,对该几何体进行有限元前处理,提交进行模态计算;在有限元软件的输出结果设置输出模态中性格式的文件,就可得到模态中性文件 Modal Neutral File (.mnf),在 Adams/View 中用得到的模态中性文件(.mnf),利用 Adams 自带的工具,替换相应的刚体即可<sup>[39]</sup>。相对复杂的构件,一般采用有限元模态法来建立柔性体。

Adams/View 中,建立刚-柔混合模型所需要的模态中性文件(.mnf),很多有限元软件都可以得到,如常用的有限元软件 Ansys, Patran/Nastran, Abaqus 等<sup>[40]</sup>。本论文就是借助有限元分析工具 MSC.Patran/Nastran 来建立连杆和曲轴的.mnf 文件的,用于替换刚性构件,来建立刚-柔混合模型。

对连杆进行有限元分析,是疲劳分析很重要的一步,对连杆之所以进行有限元分析,

目的主要有两方面<sup>[41]</sup>。其一是用来生成连杆的..mnf 文件，用以替换对应的刚体连杆，进而在 Adams/Durability 进行模态应力恢复 MSR(Modal Stress Recovery)，并得到连杆的时间-载荷历程文件 (.dac)；另外就是根据建立的有限元模型数据文件.db，得到.op2 文件。.op2 文件和.dac 这两个文件，以后要导入到软件 Fatigue 中，进行连杆的疲劳分析。

用 MSC.Patran 建立连杆有限元模型的大致步骤如下：

- (1) 启动 Patran，建立一个新的数据库文件 (.db)
- (2) 将从 CATIA 建好的连杆三维几何模型导入到 MSC.Patran 中

我们已在三维绘图软件 CATIA 建好了连杆的几何模型，由于三维绘图软件的几何模型以 Parasolid 格式导入，兼容性最好。因此，我们选择以 Parasolid 格式导入到 MSC.Patran 中。

连杆的三维几何模型在绘图软件 CATIA 中是以毫米为单位构建的，在上章建立的曲轴连杆装配体，导入到 Adams/View 时单位选用的是 MMKS。在 Patran 中生成的连杆.mnf 文件，要替换装配体的刚体连杆构件，单位就要保持一致。将连杆三维几何模型导入到 Patran 中时，该软件默认的单位为英制。所以在 MSC.Nastran 生成 Adams 分析所需要的.mnf 文件时，为避免单位混乱造成不必要的错误，在 Patran 中选择单位 (Units) 为 1000.0 (Millimetres)，这样在绘图软件 CATIA，有限元软件 Patran，仿真软件 Adams 中，尺寸单位保持一致。MSC.Patran 设置单位如图 4.1 所示。

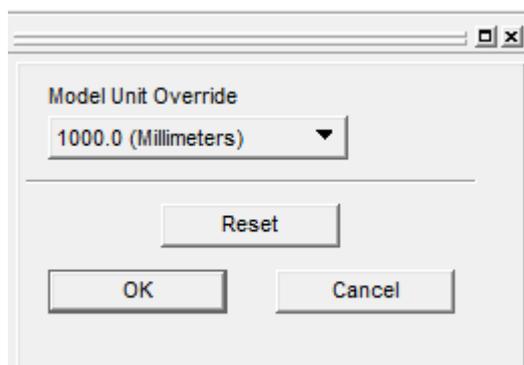


图 4.1 连杆三维几何模型导入到 Patran 中的单位设置

- (3) 划分有限元网格

划分有限元网格时，选择的单元类型和单元的大小直接决定了网格的质量，网格质量会对接下来的有限元分析结果和计算速度产生很大的影响。一般而言，确定了单元类型，单元选择的越小，计算结果会更准确，按照有限元理论，单元越小越好。但是由于计算机硬件客观条件的限制，单元数越少，计算时间会越长，甚至无法提交计算。所以单元的大小，需要综合考虑计算精度要求和计算机硬件这一客观条件。

对连杆的网格划分采用的是四面体 10 节点 (Tet 10), Value 值选用 6 mm。所谓四面体 10 节点,就是在四面体 4 个顶点加上六条边的六个中点处总共生成 10 个节点。图 4.2 为按照 Tet 10 划分好的有限元网格,共生成了 58302 个节点 (Node), 35304 个单元 (Element)。

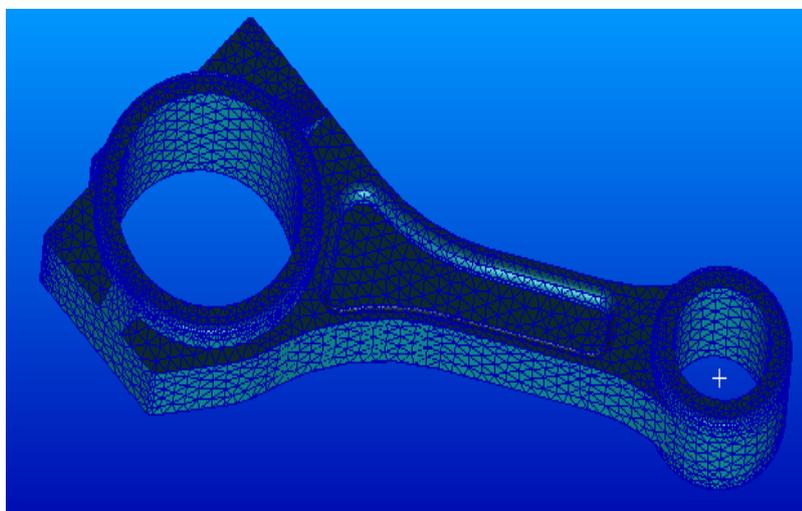


图 4.2 连杆的有限元网格

#### (4) 创建连杆的材料属性

连杆的弹性模量为  $2.11E5\text{MPa}$ , 泊松比为 0.3, 密度为  $7.8E-6\text{kg}/\text{mm}^3$  (各单位已经经过转化, 与 Patran 设置的单位相一致), 将上述材料属性输入到有限元 Patran 中, 就完成了连杆材料属性的创建<sup>[42]</sup>。

#### (5) 生成单元特性

所谓单元属性,就是对单元类型、单元材料的确认,作用是将创建的材料属性应用到与其对应的有限元单元。在 Patran 中,每当创建一个单元特性时,都要先定义一个名称

#### (6) 输出设置

对连杆进行求解时,求解类型 (Solution Type) 选择模态分析 (Normal Modes), 在求解参数 (Solution Parameters) 的 wt-mass conversion 输入 0.01, 将质量由 kg 转换为 Tone, 保证 Nastran 中单位统一封闭。

对连杆进行模态分析时,在默认的输出设置中,只是输出有限元的结果文件 (.op2 或者 .xdb 文件),我们要得到连杆的 .mnf 文件,就需要另外设置。我们在 Adams Output Units 时,对于 .mnf 文件的输出设置,要确认质量为千克,力为牛顿,长度为毫米,时间为秒,这样输出的模态中性文件 (.mnf) 单位就与 Adams 中的多刚体曲柄连杆的单位

保持一致<sup>[43]</sup>。考虑到计算机的硬件，我们选择模态分析数为 20。

对连杆在 Patran 进行有限元自由模态分析，尽管能得到连杆的计算结果.op2 文件和模态中性.mnf 文件，但.mnf 文件并不包含节点的应力信息。而我们对连杆进行柔性处理，结果就是要输出含有节点应力信息的连杆模态中性文件 (.mnf)，只有这样，柔体连杆才能在 Adams/Durability 中进行应力恢复 MSR，可以查看各个节点的应力信息，并得到载荷谱.dac 文件，否则，疲劳分析无法进行。这就需要在结果输出设置 (Output Request) 中，勾选 Grid Point Stresses。

#### (7) 提交分析作业

完成有限元模型的创建后，启动 MSC.Nastran，读取以上创建的连杆有限元数据 (.bdf) 文件，提交给 Nastran 进行求解。求解该有限元模型需要的时间大概 12 分钟。求解后，就得到了我们需要的连杆含应力信息的模态中性文件 (.mnf) 和计算结果输出文件 (.op2)。模态中性文件可以导入到虚拟仿真 Adams/View 用于替换刚体模型中的刚体连杆，替换后，在 Adams/view 中进行运动仿真分析，在 Adams 的疲劳耐久性模块 (Adams/Durability) 中就可以输出时间-载荷历程文件 (.dac)。建立的连杆数据文件.db 和计算结果输出文件.op2 以后要读入到疲劳软件 Fatigue 中，用于进行疲劳分析。

#### 4.2.2 曲轴的模式中性文件 (.mnf)

曲轴在三维绘图软件中是以毫米 (mm) 为长度单位创建的，也需要单位的转换。在 Patran 中有关单位，增加节点应力信息，选择模态数，有关结果输出信息等等有关设置，均可以参照上节中连杆的设置。

对曲轴的网格划分采用的仍然是四面体 10 节点 (Tet 10)，由于曲轴相对比较大，网格划分的比较多的话，计算机对曲轴有限元后处理比较困难，运行时间过长，甚至无法得到计算结果，考虑到计算机硬件的要求，Value 值选用 10 mm<sup>[44]</sup>。划分后，在 Patran 中看到，共生成了 54868 个节点 (Node)，37092 个单元 (Element)。表 4.1 列出了创建曲轴有限元模型所需要的材料特性 (单位已作了转化)，在 Patran 需要输入曲轴的材料属性时，按表输入即可。经过软件 Nastran 的计算处理，就可以得到曲轴的计算结果文件 (.op2) 和含应力信息的曲轴模态中性.mnf 文件。

表 4.1 曲轴的材料属性

材料	弹性模量 (MPa)	泊松比	密度 ( $\text{kg}/\text{mm}^3$ )
42CrMo	2.10E+05	0.3	7.80E-06

### 4.3 曲轴连杆刚-柔混合模型

在曲轴连杆刚体模型的基础上，结合我们上节从有限元分析软件（MSC.Patran/Nastran）中得到的连杆、曲轴含应力信息的模态中性文件（.mnf），在 Adams/View 替换相应刚体构件，就可以进行创建曲轴连杆的刚-柔混合模型<sup>[45]</sup>。

在虚拟仿真软件 Adams 里，用柔性构件替换相应的刚性构件，常用的有以下两种方法：

#### （1）通过建立虚构件的方式来替换刚性构件

将在有限元分析工具得到的含应力信息的模态中性文件(.mnf)，导入到 Adams/View 中，需要通过添加约束，将柔性体与其他刚体或者柔体连接起来，甚至有时还需在对柔性体施加驱动和载荷。但是，对柔性体的操作，受制于很多的条件的限制，并不像操作刚体那样简单，比如对柔性体就不能直接施加力和力矩。这时就需要建立虚构件，来消除这些限制。所谓虚构件（Dummy Part），就是在 Adams/View 中，把构件的质量和惯性矩（ $I_{xx}$ ， $I_{yy}$ ， $I_{zz}$ ）全部设为 0，有了虚构件就可以在柔性体和刚体之间添加任何约束和载荷。

虚构件的创建，是通过对相应的构件的编辑来完成的。在虚拟仿真软件 Adams/View，打开曲轴连杆的刚体模型，对要替换的构件进行编辑：将构件的质量(mass)和惯性矩（ $I_{xx}$ ， $I_{yy}$ ， $I_{zz}$ ）均设为 0，这时构件没有质量信息了，就是虚构件了。建立了虚构件，通过 Adams/Flex 工具栏，在出现的 Creat Flex Body 读入已经建好的模态中性文件即可。

用此法替换刚体构件，有着明显的局限性。由于目前 Adams 的自身建模能力有待提高，大都是在专业的三维绘图软件 CAD 建立构件的几何模型，然后将各构件装配后，再导入到 Adams/View 进行运动分析。装配时，以不同的构件为基准，装配后各构件的三维坐标就会有不同。而在有限元分析中，建立的构件的模态中性文件的坐标系是跟该构件起始在三维绘图软件的坐标保持一致。这样，利用 Adams/Flex 用含应力信息的模态中性文件替换对应的刚性构件时，刚性构件和.mnf 文件方位就有可能不同，甚至会相差很大，.mnf 文件不能与刚性构件重合，而调整它们完全重合又比较困难。除非在装配时以某构件为基准来装配，这样用柔性体替换该构件的刚性体时，柔性体与刚体重合，可以快速替换。这只对建立含 1 个柔体的刚-柔混合模型适用。建立含两个或者两个以上的柔性构件的刚-混合模型就不适用了。



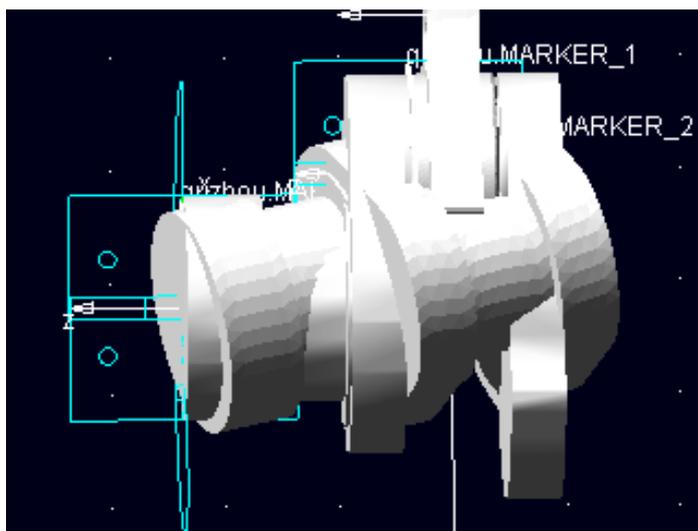


图 4.4 刚体曲轴与柔性曲轴的位置调整

## (4) 查看曲轴刚体构件与柔性构件的连接转换情况

由于含应力信息的模态中性文件.mnf 是通过有限元来得到的，.mnf 文件也是有限元模型，里面只含有节点和单元，这样刚体曲轴的质心就有可能与柔性曲轴的质心不完全重合。表 4.2 为柔性曲轴与刚体曲轴的连接关系。从该表，我们看到：柔性曲轴的质心 (cm) 位于其节点 816 上，与刚性曲轴的质心相距 3.35 mm。Marker\_21 和 Marker\_1 均为连体坐标系，分别转移到离它们最近的节点 49174 和节点 51074 上。Marker\_1 为创建旋转运动副 Joint\_1（连接曲轴和连杆大头）自动创建的，Marker\_21 为创建建旋转运动副 Joint\_4（连杆曲轴和大地）自动创建的。

选择柔性体曲轴的质心行的距离 3.35，再选择保留位置 (Preserver Location)，这样就保留了该数值。同样，对连体坐标系 Marker\_21 和 Marker\_1 亦是如此。这样柔性体曲轴就替换了对应的刚性体，刚体曲轴构件此时自动消失。替换后，运动副 Marker\_21 和 Marker\_21 就转移到了柔性体上。

表 4.2 刚性曲轴与柔性曲轴的关系

Marker Management						
Node ID	1	Apply	Marker location	Move to node	Preserve expression	Preserve location
Number of digits	2			Sort By	Connections	
Marker	Connections	Node ID	Interface	Relative Location	Distance	Move
1	MARKER_21	.qubingliangan02.JOINT_4	49174	-0.18, 2.49, 32.82	32.91	move
2	MARKER_1	.qubingliangan02.JOINT_1	51074	0.39, 31.92, -1.37	31.95	move
3	PSMAR		54731	-157.61, -3.09, 18.63	158.74	move
4	cm		816	-0.70, -1.97, 2.62	3.35	move

用同样的方法，将含应力信息的连杆.mnf 文件替换刚性连杆。替换后，就建立了曲轴连杆的刚-柔混合模型，如图 4.5 所示。在替换时，最好使柔性体和要替换刚性体的几

何模型一致，这样替换才能顺利进行，替换后才不会发生运动干涉的现象。

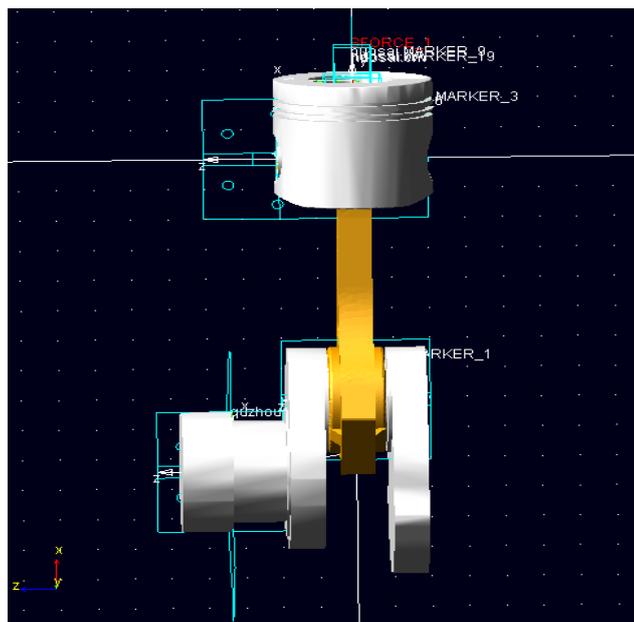


图 4.5 曲轴连杆的刚-柔混合模型

## 4.4 刚-柔混合模型仿真

### 4.4.1 连杆模态应力恢复

我们用 Patran 对连杆进行了模态运算，得到了含应力信息的模态中性文件 (.mnf)，我们使用 Adams 的疲劳模块 Adams/Durability 来进行应力恢复 MSR<sup>[35]</sup>。Adams/Durability 是虚拟仿真的 Adams 的一个插件，在工具加载得到。

对曲轴连杆的刚-柔混合模型在 Adams/View 中进行仿真。仿真结束后，在 Adams 的后处理 (Post Processor) 中，可以单独显示构件的应力。在 Adams 的后处理，由 Plotting 模式切换到 Animation 模式，选择构件 (Component) 为连杆，在轮廓图 (Contour Plot) 选择名义应力 (Von Mises Stress)，这样可直观、单独的显示柔性体连杆构件的应力分布，如图 4.6 所示。该图显示的连杆在随曲轴一起运动的工程中，受到的最大应力。

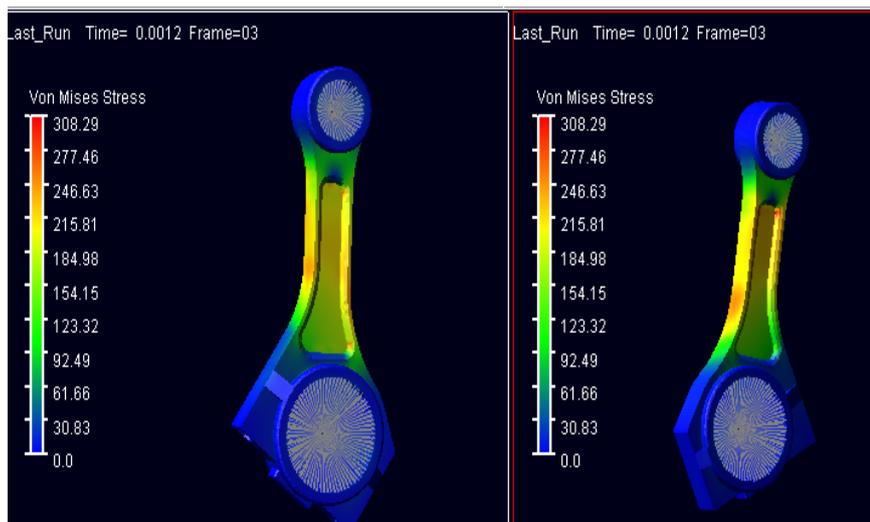


图 4.6 柔性体连杆的名义应力

图 4.6 从连杆正反两个方向显示了连杆在运动中受到的应力分布。应力范围为 0~308.29Mpa。蓝色表示较小的应力，红色表示最大应力。我们从图上可以看到，连杆小头、连杆大头为蓝色区域，应力较小。杆身中间部分相对于杆身的两端，应力较大，应力最大部分为靠近连杆小头的杆身腔体处以及杆身两侧，如图中红色区域所示。

在 Adams/Durability 中，利用热点应力表（Hot Spots Table），可以得到连杆的各节点的具体应力信息，表 4.3 为连杆的受力最大的 10 个节点的应力值表。

表 4.3 连杆的热点应力表

VON MISES Hot Spots for FLEX_liangan Date= 2012-03-31 13:22:16						
Model= .qubingliangan02		Analysis= Last_Run		Time = 0 to 0.03 sec		
Top 10 Hot Spots			Abs	Radius= 0.0 mm		
Hot Spot	Stress	Node	Time	Location wrt LPRF (mm)		
#	(newton/mm**2)	id	(sec)	X	Y	Z
1	298.728	58030	0.0015	-49	8.5	7.5
2	287.484	918	0.0015	-51	-8.5	7.5
3	285.241	49047	0.0015	-51	-8.5	-7.5
4	285.041	45409	0.0015	-49	8.5	-7.5
5	268.986	57482	0.0015	-45	1.552	5.5
6	265.233	1031	0.0015	-51	-9.67157	-10.3284
7	260.473	53121	0.0015	-49	9.67157	10.3284
8	260.42	2776	0.0015	-51	-9.67157	10.3284
9	260.026	43850	0.0015	-116.021	-15.4568	-2.36767
10	258.027	43708	0.0015	-112.243	-15.1666	2.17511

要用疲劳软件 MSC.Fatigue 对连杆进行疲劳分析，还需要连杆的时间-载荷历程文件（.dac），我们已经建立了刚-柔曲轴连杆混合模型，并进行了仿真分析，在 Adams/Durability 里，通过 MSC.Fatigue Export 就可以输出柔性连杆的时间载荷-历程.dac

文件了，用于以后的连杆疲劳分析。

#### 4.4.2 曲轴模态应力恢复

同样，也可以对柔性曲轴进行模态应力恢复 MSR。上节已经进行了运动仿真，在 Adams 的后处理中，在 Animation 模式下，选择构件（Component）为曲轴，在轮廓图（Contour Plot）仍然选择选择名义应力（Von Mises Stress），就得到了曲轴的应力分布。图 4.7 为曲轴的模态应力恢复图，表 4.4 列出了 10 个曲轴关键点的具体应力大小。

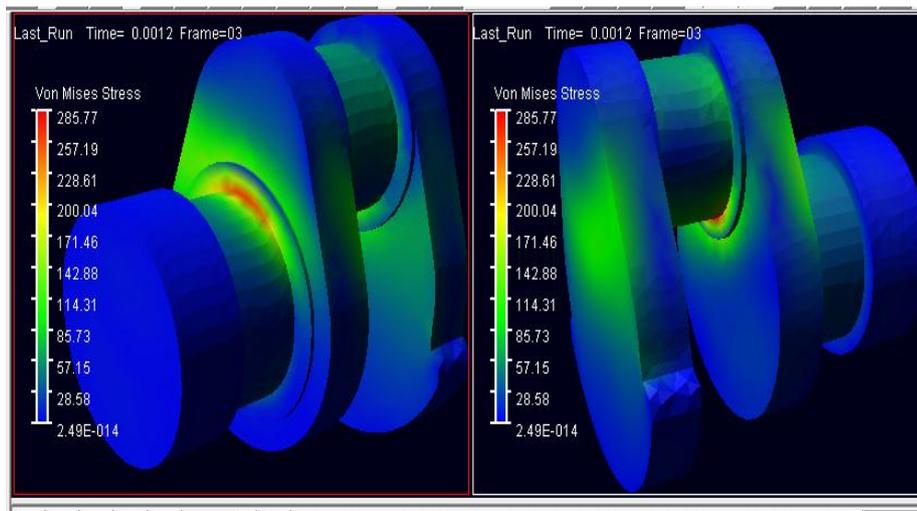


图 4.7 柔性体曲轴的名义应力

从该图我们得知，应力最大的点位于主轴径与连杆轴颈上，如图中红色区域所示，应力最大值为 285.71MPa。

表 4.4 曲轴的热点应力表

VON MISES Hot Spots for quzhou_flex Date= 2012-04-17 08:31:42						
Model= .qubingliangan02		Analysis= Last_Run		Time = 0 to 0.03 sec		
Top 10 Hot Spots			Abs	Radius= 0.0 mm		
Hot Spot	Stress	Node	Time	Location wrt LPRF (mm)		
#	(newton/mm**2)	id	(sec)	X	Y	Z
1	285.766	54769	0.0018	6.82007	-24.6709	-64.4
2	265.481	54767	0.0018	-0.009625	-24	-64.4
3	262.058	48177	0.0012	-3.51803	-42.3542	-36
4	261.135	48179	0.0012	3.50261	-42.3554	-36
5	253.765	48175	0.0018	-10.4427	-41.1971	-36
6	247.513	54765	0.0012	-6.83895	-24.6747	-64.4
7	246.839	54771	0.0018	13.3876	-26.6616	-64.4
8	245.689	48173	0.0018	-17.0824	-38.9159	-36
9	242.49	48181	0.0012	10.4277	-41.2009	-36
10	228.723	50731	0.0018	9.61472	-25.3465	-69.3775

在 Adams/Durability 中，由 MSC.Fatigue Export 就可以输出曲轴的时间-载荷历程文件.dac，用于下章对曲轴进行疲劳分析。

#### 4.5 本章小结

本章基于有限元理论，利用有限元 MSC.Patran/Nastran 分别得到了含节点应力信息的连杆、曲轴的模态中性文件 (.mnf)，在 Adams/View，里，由 Adams 提供的柔体替换刚体的工具，分别替换了刚体连杆和曲轴，建立了曲轴连杆的刚-柔混合模型，并在 Adams/Durability 进行了连杆和曲轴的模态应力恢复 MSR，找出了连杆、曲轴应力较大的节点，并得到了它们的时间-载荷历程 (.dac)，用于下章的疲劳分析。

## 第五章 疲劳寿命预测

### 5.1 疲劳分析软件 MSC.Fatigue 简介

MSC.Software 公司和英国的 nCode 公司联合，共同研发了专门用于分析疲劳的 MSC.Fatigue 软件。用户使用 Fatigue 软件，结合 MSC 其他的虚拟仿真软件，可用于零件的疲劳的分析。

用结构疲劳寿命 MSC.Fatigue 做分析时，需要有限元的分析结果。为此，疲劳分析软件提供了专用的工具包，有限元分析结果和疲劳寿命计算之间可快速实现高度整合。有限元 MSC.Patran/Nastran、Ansys、Abaqus、Marc 等的计算分析结果都可以作为疲劳软件 Fatigue 的分析模型，由于 Fatigue 与 Patran/Nastran 同为 MSC 公司研发，兼容性最好，疲劳分析时最好选用 Patran 作为疲劳分析的前后处理，用 Nastran 作为疲劳的计算处理器。

MSC.Fatigue 软件本身提供了强大的材料数据库（Material Information）管理器。材料数据库提供了常用的 200 种材料的属性，用户可以从其中快速选择自己需要的材料。当然用户也可以根据材料的属性，在材料数据库可自己创建所需材料的 S-N 曲线或者构件的 S-N 曲线。分析需要的时间-载荷历程文件.dac 既可以通过样机的物理试样获得，也可以通过虚拟仿真软件 Adams 运动仿真分析，由 Adams/Durability 输出.dac 文件。

MSC.Fatigue 可用于构件的全寿命（S-N）分析，裂纹萌生（Crack Initiation）和裂纹扩展（Crack Growth）的分析<sup>[29]</sup>。这样，使用 Fatigue，在虚拟环境中就可以对产品的疲劳性能分析，找出疲劳破坏的薄弱位置，在实际设计中就可以对零件进行改进，提高产品的性能。与传统方法相比，可以大大缩短产品的研发周期，降低投入，提高了产品的经济效益。

### 5.2 连杆疲劳分析

#### 5.2.1 连杆的安全系数

连杆的安全系数  $n$  为：

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (5.1)$$

在式 (5.1) 中,  $\sigma_{-1}$ : 材料的疲劳强度极限;

$\varepsilon_{\sigma}$ : 工艺系数, 通常取值为 0.5;

$\psi_{\sigma}$ : 角系数, 含义为平均应力对脉动部分的影响, 一般取 0.2;

上章已经在 Adams 对建立的刚-柔混合模型进行了动力学仿真, 在 Adams/Durability 中得到了连杆关键的 10 个节点的应力值, 从中可以查得某些关键点的应力值 (包括最大值  $\sigma_{\max}$ , 最小值  $\sigma_{\min}$ ), 利用上述的公式 (5.1), 就可以得到连杆的关键节点疲劳安全系数, 如表 5.1 所示。

表 5.1 连杆热点应力疲劳安全系数表

节点 (Node)	$\sigma_{\max}$ (MPa)	$\sigma_{\min}$ (MPa)	$\sigma_a$ (MPa)	$\sigma_m$ (MPa)	安全系数 n
58030	43.1168	-313.599	178.358	-270.482	1.982688
918	42.7258	-295.431	169.0782	-252.705	2.086119
49047	41.8787	-295.744	168.8115	-253.866	2.091687
45409	40.6178	-298.264	169.4411	-257.647	2.088026
57482	43.7063	-316.216	179.961	-272.509	1.964507
1031	38.4718	-270.936	154.7038	-232.464	2.282109
53121	36.8762	-271.25	154.0632	-234.374	2.296637
2776	38.2622	-267.197	152.7298	-228.935	2.310603
43850	38.6335	-247.412	143.0229	-208.779	2.456098
43708	39.2546	-246.712	142.9832	-207.457	2.454239

### 5.2.2 连杆的全寿命分析

对某种机构或者零件进行疲劳寿命预测, 除了建立它们的有限元模型和有限元计算结果文件外, 还需要结构的有限元工况及与其对应的载荷谱<sup>[8]</sup>。前面我们利用有限元软件 Patran 对连杆进行了 20 阶模态分析, 并在多体动力学软件 Adams/View 中, 对连杆柔性体进行了运动仿真, 在疲劳模块 Durability 得到了与有限元工况相关联的 20 个时间-载荷历程 (.dac) 文件。有了有限元工况和与其对应的载荷谱.dac, 就可以利用疲劳软件 MSC.Fatigue 对连杆进行寿命预测了。

使用专业疲劳软件 Fatigue 有两种方法, 一种是单独安装软件 Fatigue, 另一中利用

集成在有限元软件 Patran 的疲劳模块 Fatigue。启动 Patran, 通过 Tools-MS.C.Fatigue-Main Interface, 就可以正常运行 Fatigue 软件了。对柔性连杆疲劳分析如下:

### (1) 读入有限元模型及其结果

启动有限元软件 Patran, 打开连杆有限元数据 (.db) 文件, 并读入与此相应的有限元分析结果 (.op2)。正确的有限元分析结果可提高疲劳分析的精度。

### (2) 疲劳分析类型选择

在 MSC. Patran 的环境中, 运行 Fatigue 软件, 可求解全寿命 (S-N)、裂纹萌生以及裂纹扩展参数。这里选择全寿命 S-N 参数求解。

### (3) 生成材料模型

在 Fatigue 软件中, 用户允许进入该软件自带的材料数据库管理器。数据库里面的材料模型, 用户有权限查看, 但是却修改不了。数据库有大量的材料模型, 用户可以利用里面现成的材料模型, 也可以创建自己所需要的材料模型。创建材料模型, 用户要了解该构件的材料属性 (主要指材料的泊松比, 弹性模量, 强度极限), 其他数据在材料数据管理程序 (PFMAT) 中, 选择默认的参数, 就可以很方便的建立自己所需要的构件的材料模型, 即 S-N 曲线。表 5.2 为构件连杆的材料属性。图 5.1 为基于连杆的材料属性, 在 Fatigue 的材料数据库建立的 45 号钢的 S-N 曲线, 该图纵坐标表示应力 (单位为: MPa), 横坐标表示在对应的应力下的循环次数。

表 5.2 连杆的材料属性

材料	弹性模量 (MPa)	泊松比	强度极限 (MPa)
45 号钢	2.11E+05	0.24	600

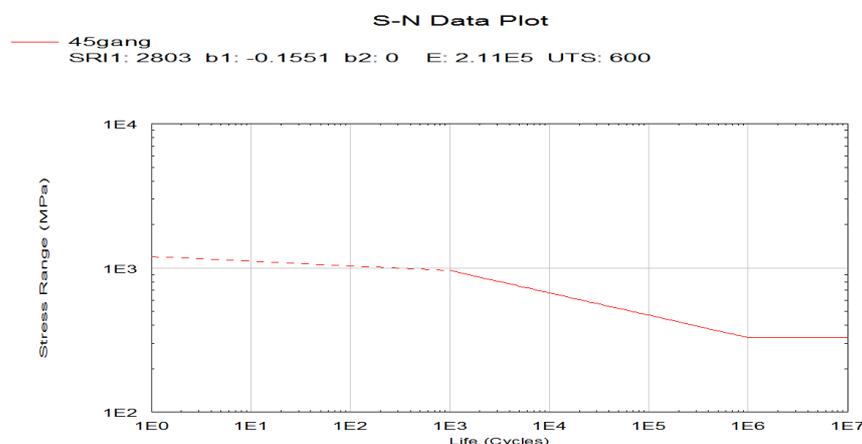


图 5.1 45 号钢的 S-N 曲线

#### (4) 加载载荷谱模型

疲劳分析所需要的载荷谱可以是时间-载荷历程 (Time History) 文件、功率谱密度函数 (PSDF), 还可以是雨流矩阵<sup>[46]</sup>。本论文的载荷谱采用的是从 Adams/Durability 得到的时间-载荷历程文件.dac。利用虚拟样机软件 (Adams) 对曲轴连杆刚-柔混合模型的连杆进行了仿真分析, 在 Adams 的疲劳分析模块 (Adams/Durability) 得到了我们需要的时间-载荷历程.dac 文件。载荷谱的文件 (.dac) 与有限元的模态振型是一一对应的。在有限元 Patran 对连杆进行了 20 阶模态分析, 相应的就会有 20 个时间-载荷历程文件。

进入到 Fatigue 的时间历程 (Ptime) 文件, 读取在 Adams 的疲劳分析模块 (Adams/Durability) 已经建好的载荷谱 (.dac 文件), 确保 20 个载荷谱文件全部加载进去。加载的时间-历程载荷文件用户可以查看, 画面一帧能显示的时间-历程文件.dac 的最大个数是 8 个。图 5.2 表示的柔性体连杆的载荷谱文件(第三帧的 17—20 阶载荷谱)。

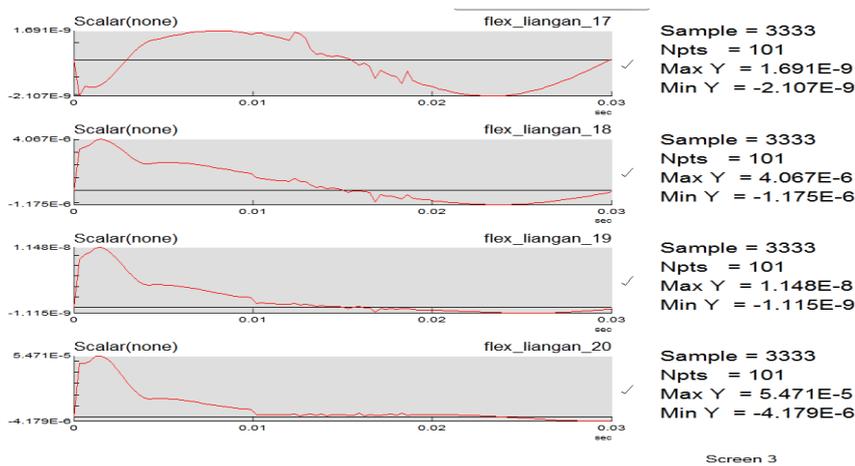


图 5.2 连杆的 17-20 阶的时间-载荷历程文件

#### (5) 有限元工况与时间-载荷历程文件.dac 的关联

尽管我们得到的载荷谱的文件 (.dac) 与有限元的模态振型是一一对应的, 但在疲劳分析中, 我们加载的时间-历程不会自动与有限元工况产生联系, 即载荷谱的文件.dac 与有限元的模态振型, 在疲劳分析软件中并未自动一一对应, 这就需要我们吧他们的这种一一对应关系联系起来。一个时间历程对应着一个载荷工况。

对于多个载荷工况的情况, 一个一个的使他们关联, 费时费力。可以使用 Fill Down On 工具, 只将其中的一个有限元工况与时间-载荷历程对应起来, 其他的载荷工况和时间-载荷历程会自动一一对应。

#### (6) 运行寿命分析

在进行疲劳分析时, 疲劳分析需要设置一个文件名来存放疲劳分析的结果。在运行

疲劳软件进行全寿命 (S-N) 分析时, 我们可以通过 Fatigue 中的 Monitor Job 来查看疲劳软件的计算分析情况, 当 Monitor Job 显示 “Fatigue analysis completed successfully” 信息时, 说明疲劳分析计算成功。在 Fatigue 中读入刚才得到的疲劳分析结果, 我们就可以在有限元 MSC.Patran 中查看其疲劳分析结果。

连杆的疲劳分析结果如图 5.1、图 5.2 和表 5.3 所示。其中, 图 5.3 为连杆的疲劳寿命云图 (Life Repeats Fringe), 图 5.4 为连杆的疲劳损坏云图 (Damage Fringe), 表 5.3 为连杆的寿命分析结果列表。由连杆的疲劳分析结果, 我们可以看出, 总体来说连杆的损伤较小, 损伤较大发生在靠近连杆小头的连杆腔角处, 如图 5.3 的连杆红色区域所示, 最薄弱的部位的循环次数为  $1.135E5$ 。

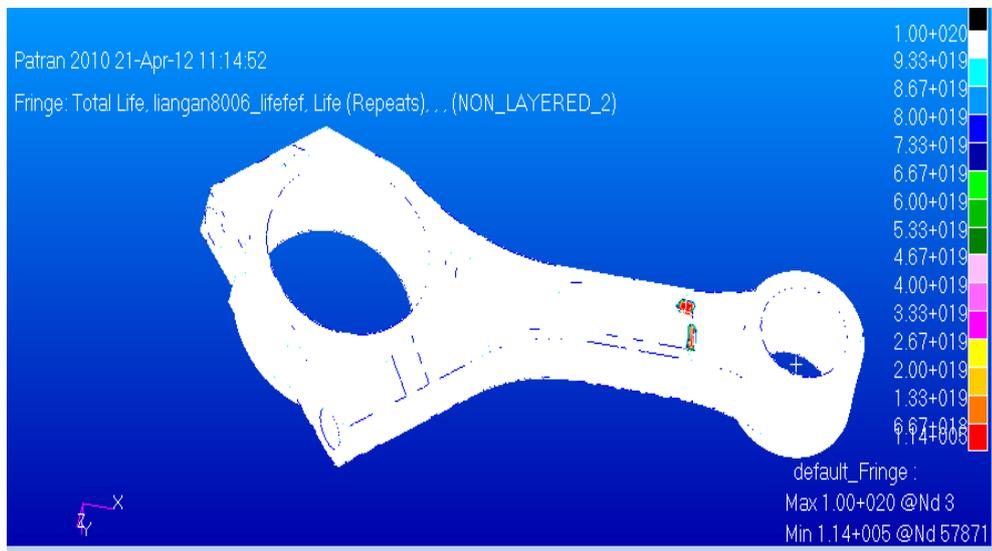


图 5.3 连杆的疲劳寿命云图

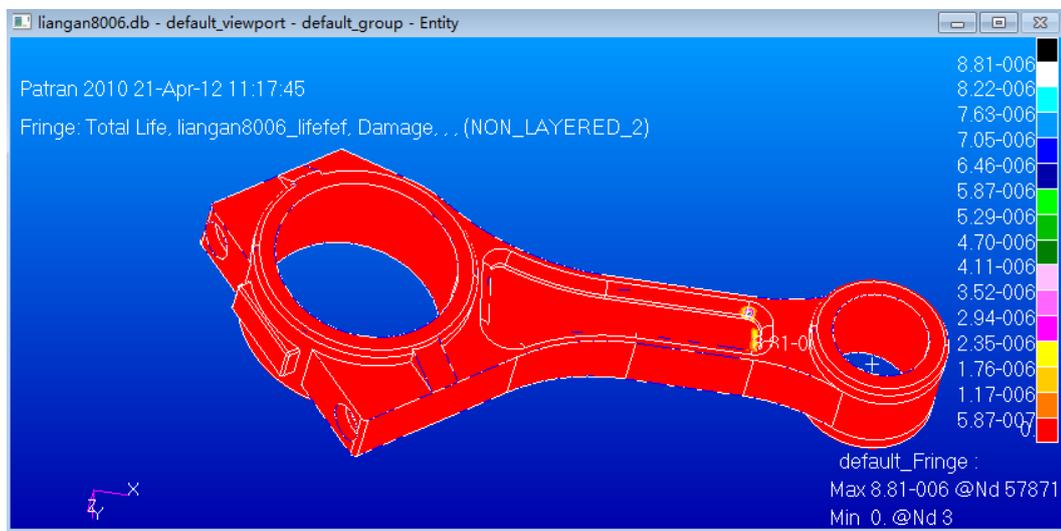


图 5.4 连杆的疲劳损坏云图

表 5.3 连杆的疲劳寿命分析结果

节点 (Node)	损坏 (Damage)	疲劳循环 (Life Repaats)	对数寿命 (Log Life)
57871	8.809E-05	1.135E+05	5.0551
590	4.417E-05	2.264E+05	5.3548
1030	4.417E-05	2.264E+05	5.3548
45409	4.417E-05	2.264E+05	5.3548
58028	4.417E-05	2.264E+05	5.3548
589	2.823E-06	3.524E+05	5.5439
1031	2.823E-06	3.542E+05	5.5439
45015	2.823E-06	3.542E+05	5.5439
41473	2.133E-06	4.689E+05	5.6711
578	1.336E-06	7.482E+05	5.8741

### 5.3 曲轴全寿命 (S-N) 疲劳分析

利用对曲轴进行模态分析的有限元模型及其结果 (.op2), 根据曲轴的材料属性创建该材料的 S-N 曲线, 如图 5.5 所示。输入在 Adams/Durability 对柔体曲轴仿真得到的时间-载荷历程文件并关联有限元工况, 对曲轴进行疲劳分析, 得到曲轴疲劳分析结果图。

曲轴的疲劳分析结果如图 5.6、图 5.7 和表 5.4 所示。其中, 图 5.6 为曲轴的疲劳寿命云图 (Life Repeats Fringe), 图 5.7 为曲轴的疲劳损坏云图 (Damage Fringe), 表 5.4 为曲轴的寿命分析结果列表。从对曲轴的疲劳分析结果, 曲轴的破坏位置在主轴颈与曲臂连接处, 疲劳循环为  $1.06E5$ 。

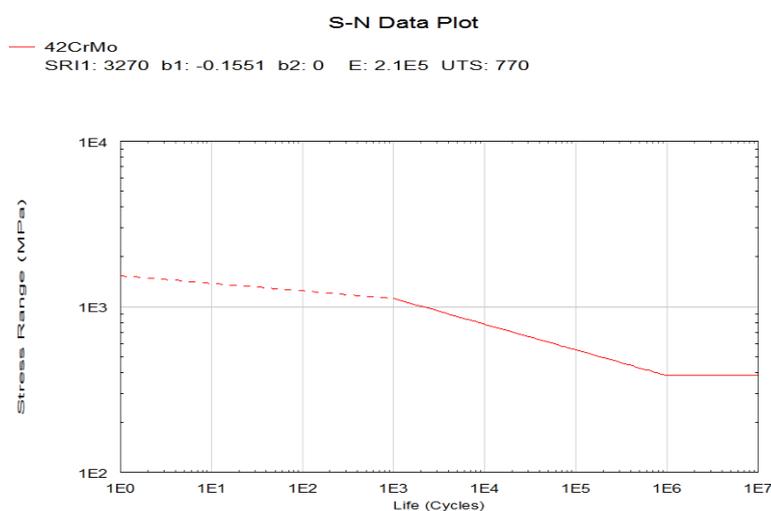


图 5.5 42CrMo 的 S-N 曲线

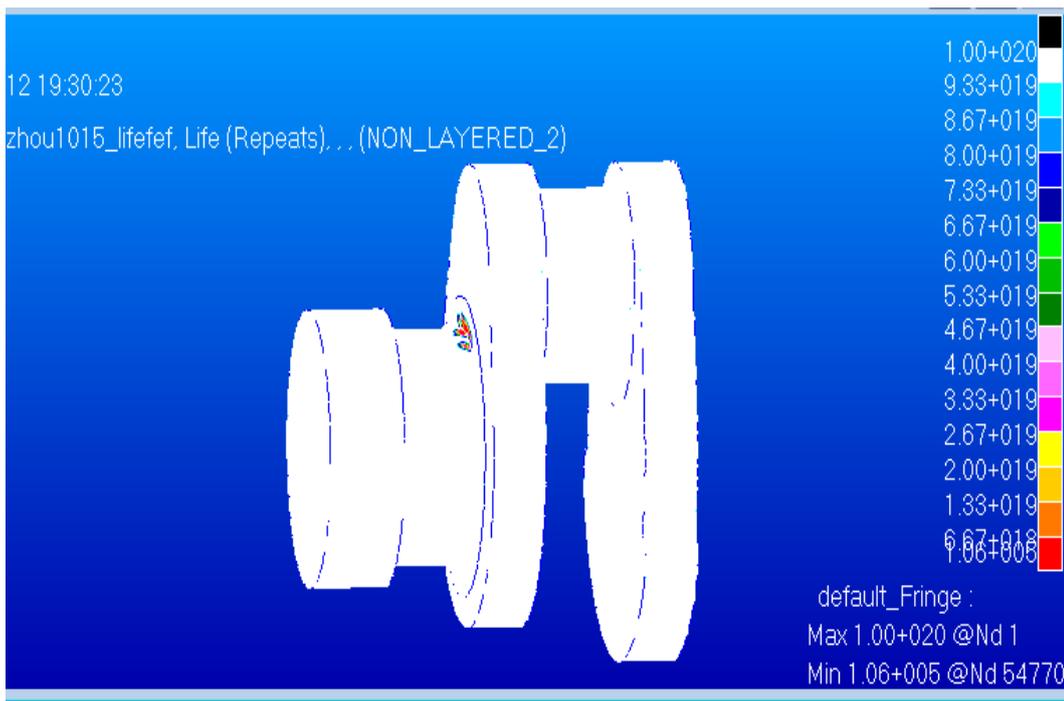


图 5.6 曲轴的疲劳寿命云图

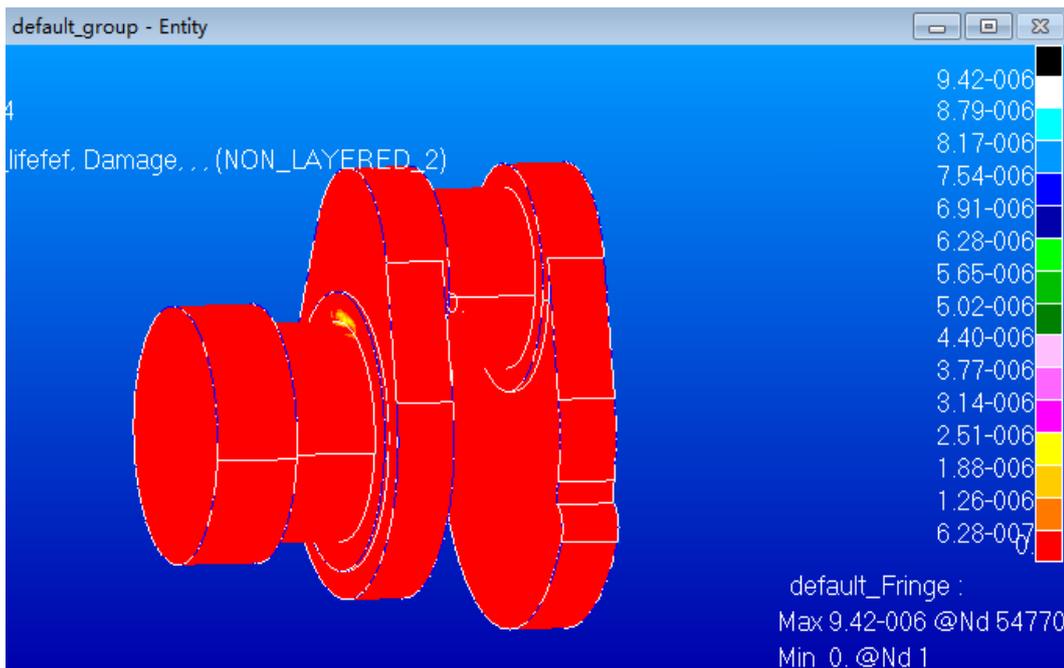


图 5.7 曲轴的疲劳损伤云图

表 5.4 曲轴疲劳损伤结果列表

节点 (Node)	损坏 (Damage)	疲劳循环 (Life Repaats)	对数寿命 (Log Life)
54470	9.422E-06	1.0614E+05	5.0259
54766	6.319E-06	1.5826E+05	5.1994
50797	3.342E-06	2.9927E+05	5.4761
47178	2.602E-06	3.8436E+05	5.5847
48087	2.321E-06	4.3088E+05	5.6344
54769	2.321E-06	4.3088E+05	5.6344
48092	2.162E-06	4.6251E+05	5.6651
48086	1.926E-06	5.1914E+05	5.7153
54772	1.792E-06	5.5815E+05	5.7467
50791	1.594E-06	6.2732E+05	5.7957

## 5.4 本章小结

本章根据前面在 Patran 建立的有限元模型.db 和计算结果文件.op2，结合建立的刚-柔曲轴连杆模型，在 Adams/Durability 得到了连杆和曲轴的时间-载荷历程文件.dac，利用 Fatigue 分别对连杆、曲轴进行了疲劳分析，初步预测了连杆、曲轴的寿命，找出了疲劳破坏的位置。

## 结论与展望

### 总结

本论文使用三维软件 Catia, 基于重汽 WD615 柴油发动机曲柄连杆的真实尺寸, 分别建立了曲轴、连杆、活塞和活塞销的三维几何模型, 在 Catia/Product 把他们装配起来, 导入到 Adams 进行了刚体模型并进行了运动仿真分析; 然后利用有限元产生的模态中性文件.mnf, 以刚体模型为基础, 建立曲轴连杆的刚-柔混合模型, 得到柔性连杆、曲轴的.dac 文件, 并进行模态应力恢复 MSR; 根据有限元模型及其结果, 结合在 Adams/Durability 得到的构件的时间-载荷历程.dac 和他们本身的材料特性, 利用疲劳软件 MSC.Fatigue 分别对连杆、曲轴进行了全寿命疲劳分析, 找出疲劳破坏点的位置。

(1) 由于有限元软件自身的建模能力比较低, 几何模型的构建要借助其他三维绘图软件, 要把建好的几何模型导入到有限元软件中分析。在确保计算结果满足我们的要求下, 可以对一些无关紧要的倒角、油道忽略。忽略这些无关紧的细节, 在网格划分是可以避免不必要的麻烦, 另外, 也大大节省有限元的计算时间。

(2) 通过对柔体连杆、曲轴的模态应力恢复 MSR 和疲劳寿命分析, 可以得出, 连杆大头与杆身连接处、连杆小头与杆身连接处以及连杆杆身这三个区域应力比较集中, 此三处为连杆的疲劳薄弱位置, 最容易发生断裂, 使用寿命也最短; 曲轴主轴颈与曲臂连接处、曲轴销与曲臂连接处应力集中严重, 容易发生断裂。这与实际的情况相符。在设计中要引起足够的重视。

### 展望

对某构件进行疲劳分析, 首先需要该构件的刚体模型, 然后利用有限元软件进行模态分析, 得到模态文件 (.mnf) 和有限元计算结果文件, .mnf 用于替换要疲劳分析的构件刚体, 进行柔性仿真得到时间-载荷历程文件.dac, 有了计算结果文件和.dac 文件, 以及构件本身的材料特性, 就可以对构件进行寿命预测和耐久性分析。本文主要是通过对连杆和曲轴的疲劳分析的这一流程, 来探索计算构件的疲劳寿命的方法, 通过对现有曲轴连杆的疲劳耐久性分析, 更好的用于指导实际, 优化曲柄连杆设计。这一方法可推广到汽车其他零部件和总成, 如悬架, 车架等等构件的疲劳寿命预测, 为生产服务。

由于客观条件和本人理论水平的原因，一些问题还有待于进一步的深入研究：

(1) 在对曲轴连杆机构进行刚体仿真分析时，忽略了运动副间的摩擦力的作用，在曲柄连杆机构运动时，各构件的摩擦却是一直存在的，这会造成一定的误差。

(2) 为了研究的方便，本文建立的只是直列 6 缸发动机的 1/6 曲轴连杆模型，要想更真实的模拟发动工况，还需要建立整个发动机的曲柄连杆的多体动力学模型，将各构件的装配起来并对各缸活塞施加载荷，模型比较复杂，并且要考虑到曲轴平衡块的影响。

(3) 构件本身的材料特性对疲劳寿命分析有的影响很大。条件允许的可以根据构件的实际工作环境，通过实验测得的构件的 S-N 曲线，这可以大大提高疲劳分析的精度。

(4) 对连杆进行疲劳寿命预测，要考虑螺栓预紧力的影响，预紧力可以通过温差法来实现，这样预测会更准确。

(5) 由于时间紧迫，未来得及对活塞进行疲劳和耐久性分析，这可通过瞬态热分析来实现。

## 参考文献

- [1] 阳光武. 机车车辆零部件的疲劳寿命预测仿真[D].成都: 西南交通大学, 2002
- [2] 董聪, 杨庆雄. 现代结构系统可靠性分析理论发展概况及若干应用[J]. 力学进展, 1999, 23(2)
- [3] 赵国藩, 金伟良, 贡金鑫. 结构可靠度理论[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2000
- [4] 沈海军, 郭万林, 李海军. 基于结构疲劳寿命可视化技术的虚拟疲劳设计[J]. 中国机械工程, 2003, 14 (11)
- [5] 于国丞. 结构疲劳强度和寿命评估系统的开发[D]. 北京: 北京交通大学, 2004.03
- [6] 彭禹, 郝志勇. 基于有限元和多体动力学联合仿真的疲劳寿命预测[J]. 浙江大学学报, 2005
- [7] 林明芳. 汽车驱动轴疲劳寿命预测和可靠性设计[J]. 汽车工程, 1996, 4(2)
- [8] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003
- [9] 王海霞, 汤文成, 钟秉林等. 客车车身骨架动应力研究的现状与未来 [J] . 西安: 应用力学学报.2001(3)
- [10] 陆佑方. 柔体多体系统动力学[M]. 北京:科学出版社, 1996
- [11] 孙世基, 黄承绪. 机械系统刚-柔混合动力分析及仿真[M]. 北京: 人民交通出版社, 2000
- [12] 冯国胜, 张幽彤, 张玉申. 柴油机曲轴静动特性的三维有限元分析[J]. 内燃机工程, 2003, Vol.24 (2)
- [13] Mconville, J.B, McGrath, J.F. Introduction to ADAMS theory [M]. MDI,1997.
- [14] 边宇虹. 分析力学与多刚体力学基础[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [15] 刘延柱, 洪嘉振, 杨海兴. 多刚体动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1999
- [16] 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1999
- [17] 林晓斌. 机械产品的一体化抗疲劳设计[J]. CAD/CAM 与制造业信息化, 2004
- [18] 赵少汁, 王忠保. 抗疲劳设计方法与数据[M]. 北京: 机械工业出版社, 1995
- [19] 徐灏明. 疲劳强度设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988
- [20] 李超. 基于功率谱密度的疲劳寿命估算.机械设计与研究[J]. 机械工程, 2005, (02).
- [21] 吴卜圣. 结构疲劳强度[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1985.4
- [22] 苏翼林, 王燕群, 赵志岗. 材料力学[M]. 天津: 天津大学出版社, 2001, 05
- [23] 钱立军.. 基于模态应力恢复的车架疲劳寿命计算[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2010
- [24] 刘惟信. 机械可靠性设计[M].. 北京: 清华大学出版社, 2005
- [25] 高镇同, 熊峻江. 疲劳可靠性[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2000

## 参考文献

- [26] 李丽. 汽车后桥有限元分析及疲劳寿命预测[D]. 长春: 吉林大学硕士学位论文, 2006
- [27] 袁熙, 李舜酩. 疲劳寿命预测方法的研究现状与发展[J]. 航空制造技术, 2005(12)
- [28] 周传月, 郑红霞. MSC.Fatigue 疲劳分析应用与实例[M]. 北京: 科学出版社, 2005
- [29] 王国军著. MSC.Fatigue 疲劳分析实例指导教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009
- [30] 冯祥. 柴油机曲轴疲劳强度分析[D]. 镇江: 江苏科技大学, 2009
- [31] 杜平安. 有限元网格划分的基本原则[J]. 机械设计与制造, 2000 年, 01 期
- [32] 韩松涛, 郝志勇. 4108Q 型柴油机的连杆的模态特性有限元分析[J]. 车辆与动力技术, 2001, 32(4)
- [33] 郑建荣. ADAMS 虚拟样机技术入门与提高[M]. 机械工业出版社, 2002
- [34] 黄文虎, 邵成勋. 多体系统动力学.[M] 北京: 科学出版社, 2006
- [35] 李增刚. ADAMS 入门详解与实例[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006
- [36] 刘兵山, 黄聪. Patran 从入门到精通[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2003
- [37] 马爱军. Patran 和 Nastran 有限元分析专业教程[M]. 北京: 清华大学出版社 2007
- [38] 张永昌. MSC.Nastran 有限元分析理论基础与应用. 北京: 科学出版社, 2004
- [39] 姜礼尚, 庞之垣. 有限元方法及理论基础[M]. 北京: 人民教育出版社, 2007.
- [40] HOLE K. Finite Element Mesh Generation Methods [J]. Computer Aided Design, 2006, 20(1)
- [41] 林晓斌. 基于有限元的疲劳设计分析系统 MSC/FATIGUE[J]. 中国机械工程.1998 (11)
- [42] 朱伯芳. 有限元法原理与应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 1998
- [43] 王国强. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的实践[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2002
- [44] 王助成, 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法[M]. 北京: 清华大学出版社, 1997
- [45] 李军. ADAMS 实例教程[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006
- [46] 韩鲁明. 基于 CAE 技术的某半挂车车架疲劳寿命预估研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2007

## 致谢

本论文是在导师李宪民副教授的精心指导下完成的。在近三年的研究生学习中，李老师深厚的专业知识，丰富的实践经验，严谨的治学态度给了我极大的教诲，让我受益颇多；在生活上，李老师和东晓红老师给予我莫大的关怀和无微不至的帮助。在此，谨向我的导师李宪民和师母东晓红致以衷心的感谢！

在写论文的这段时间内，我的同学、朋友一直陪在我身边，给予我启发和帮助，陪我度过一个又一个难关。在此，我要向他们表示衷心的感谢！

当然，还要感谢父母多年的养育之恩，感谢父母和家人多年来对我学业、生活一如既往的理解和支持。

最后，向所有关心和帮助过我的老师，同学，朋友表达我做真挚的谢意！