

# 基于ANSYS Workbench的发动机曲轴有限元分析

姚梦灿<sup>1</sup>, 王笑含<sup>2</sup>, 胡方旭<sup>1</sup>

<sup>1</sup>上海理工大学机械工程学院, 上海

<sup>2</sup>上海航天设备总厂有限公司, 上海

收稿日期: 2023年2月13日; 录用日期: 2023年3月23日; 发布日期: 2023年3月30日

## 摘要

本文对某型大功率V10发动机曲轴进行静力学分析。首先在Pro/Engineer中建立该发动机曲轴的三维模型, 由于实际情况中, 发动机曲轴始终在进行极为复杂的运动, 所以对模型和受力载荷简化, 降低运算难度。然后在ANSYS Workbench中进行有限元分析, 得到该发动机曲轴的应力和应变情况, 最大应变为0.026187 mm, 最大应力为60.786 Mpa。最后我们得出该发动机的危险区域为连杆轴靠近曲拐处。

## 关键词

发动机曲轴, ANSYS Workbench, 静力学分析

# Finite Element Analysis of Engine Crankshaft Based on ANSYS Workbench

Mengcan Yao<sup>1</sup>, Xiaohan Wang<sup>2</sup>, Fangxu Hu<sup>1</sup>

<sup>1</sup>School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

<sup>2</sup>Shanghai Aerospace Equipment Manufacturer Co., Ltd., Shanghai

Received: Feb. 13<sup>th</sup>, 2023; accepted: Mar. 23<sup>rd</sup>, 2023; published: Mar. 30<sup>th</sup>, 2023

## Abstract

In this paper, a static analysis of a certain type of high-power V10 engine crankshaft is carried out. First, establish a three-dimensional model of the engine crankshaft in Pro/Engineer. Since the engine crankshaft is always performing extremely complex movements in actual conditions, the model and the force and load are simplified to reduce the computational difficulty. Then perform

finite element analysis in ANSYS Workbench to get the stress and strain of the engine crankshaft. The maximum strain is 0.026187 mm and the maximum stress is 60.786 Mpa. Finally, we conclude that the dangerous area of the engine is that the connecting rod shaft is close to the crank.

## Keywords

Engine Crankshaft, ANSYS Workbench, Statics Analysis

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

发动机是一辆汽车的心脏，它负责将然后燃烧的内能转化为动能传输给汽车的其他部件，使得汽车能正常的运转[1][2]。通过研究发动机的动力传出路线，得出发动机的工作原理。首先是燃料的充分燃烧，膨胀，带动活塞，使其做往复运动。然后活塞的往复运动带动曲轴旋转，将内能转化为动能[3]。因而发动机曲轴承担着转化能量的作用。在发动机正常的运转过程中，曲轴始终在复杂的力的交替影响下做着高速运转。曲轴由于受到周期性的变换力的作用，对于其强度刚度以及疲劳性均具有很高的要求[4]。在 ANSYS 中，对其进行静力学分析，可以得出曲轴的受力情况，得到应力与应变情况。通过得到的应变情况，可以对曲轴的结构针对性的加强，避免曲轴的失效甚至是疲劳断裂[5]。由于曲轴始终处在告诉旋转的过程中，必须将曲轴的振动情况加以研究，避免其在极端的情况下出现共振问题。共振对于很多工件是致命的，可以导致工件的破坏[6]。研究曲轴的运转情况，对于后续的研究汽车的 NVH 也是很重要的，对于企业增强产品的性能，降低汽车的噪音有重要的作用[7]。通过有限元的方法，大大减小的企业使用实物进行模拟的高成本，降低了企业的生产成本。

## 2. 建立发动机曲轴的三维实体

本文采用 Pro/Engineer 进行实体创建，由于曲轴受力复杂，正常情况下我们需要建立好发动机完整的内部结构图，但是这会造仿真比较困难，因为我们简化成一个曲轴实体，该发动机为 V10 发动机，建立完毕的发动机曲轴实体如下(图 1)。曲轴的主要参数设置如表 1 所示。

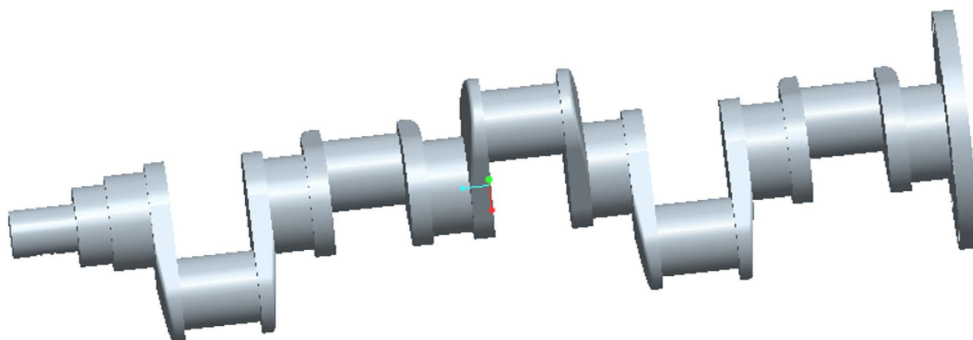


Figure 1. V10 engine crankshaft entity

图 1. V10 发动机曲轴实体

**Table 1.** The main geometric parameters of the crankshaft  
**表 1.** 曲轴的主要几何参数

序号	参数名称	参数值
1	主轴颈直径/mm	120
2	连杆轴颈直径/mm	90
3	主轴颈长度/mm	50
4	连杆轴颈长度/mm	95
5	曲臂厚度/mm	25

## 2.1. 曲轴在实际运转过程中的受力分析



**Figure 2.** The actual working condition of the engine  
**图 2.** 发动机实际工作情况

图 2 是发动机工作情况图，发动机曲轴的受力情况极为复杂，主要受力为：1) 连杆对曲轴的拉力；2) 飞轮传递的扭矩；3) 传动链对于曲轴的摩擦力；4) 曲轴在高速运转中的离心惯性力；5) 曲轴自身所带的重力。

## 2.2. 边界条件的受力计算

在这里本文采取均布应力的方式来计算，本文计算在沿着曲轴轴颈 120° 的范围内的均布压强。

$$p = \int_{\frac{\pi}{3}}^{\frac{\pi}{3}} PRL \cos \theta d\theta = \frac{370225}{\sqrt{3} \times 45 \times 95} = 50 \text{ MPa}$$

连杆对曲轴的力：

飞轮传递的扭矩：

$$M = FL = 5000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

传动链的摩擦力：

$$F = \mu N = 0.28 \times 10.5 \times 10 = 29.4 \text{ N}$$

曲轴的离心惯性力：

$$F = m\omega^2 r = 10.5 \times 100^2 \times 0.06 = 6300 \text{ N}$$

曲轴自身的重力：

$$G = mg = \rho vg = 105 \text{ N}$$

在上面计算后,根据实际的情况本文需要对上面 5 个力进行简化,首先是曲轴自身的重力可以忽略,在活塞对于曲轴的极大的力的作用下,曲轴自身的力我们忽略掉。然后是曲轴的离心惯性力,6300 N 我们应该考虑进去。但是本文主要是静力学研究,故而将曲轴的理性惯性力约去。再者是传动链的摩擦力,摩擦力本身是非常小的因而也约去,最后只剩下对于静力学研究起到主要作用的连杆对曲轴的力以及飞轮传递的扭矩。

### 2.3. 边界位移条件的约束

本文主要研究的是曲轴在静力学中的影响情况,因而需要简化约束以降低有限元分析的难度,通过上面的力的研究我们可以得到尽量靠近实际的简化约束。本文考虑的是在某一瞬时的静力学研究情况,故应将主轴轴颈处添加约束,使其的沿着轴线的转动能够被限制住,主要考虑的是在连杆的力的作用下,曲轴自身发生弯曲的情况,而不是由于高速的旋转以及力矩使其发生扭转的情况。综上本文添加的位移约束主要有两个,一个是主轴轴颈处添加 Remote Displacement 约束,我们只控制其在 Z 方向的旋转为 0,其余的 5 个自由度设置为 free,然后是在飞轮端施加 Fix Support 约束,即对飞轮端施加全约束。至此,本文施加的位移约束和理的载荷全部完成。

## 3. Static Structural 模块静力学求解

### 3.1. 建模分析

本文采用 ANSYS Workbench 进行有限元分析。所谓有限元法,即 FEM (Finite Element Method)是一种为求解偏微分方程边值问题近似解的数值技术。通过将所要分析的物体拆解成每个单元体进行分析,得到的一个近似于实际情况的结果。

本文没有在 ANSYS 中直接建立实体,主要考虑的是在 ANSYS 中建立模型没有用专业的三维软件方便。本文使用 Pro/Engineer 建立了发动机曲轴的三维模型。但是 Pro/Engineer 建立的模型无法直接导入 ANSYS Workbench 中,因而利用 ANSYS Workbench 中自带的 Geometry,将建立的曲轴模块导入其中,然后另存为 ANSYS 自身的 scdoc 格式的文件,再将 scdoc 格式的曲轴模型导入到 ANSYS 中,开始进行静力学分析。

网格划分采用四面体,六面体计算量大大多于四面体,一般的有限元分析四面体的精度与六面体相差不多。网格的尺寸设置为 10 mm,经过网格划分以后得到 575,252 个节点以及 31,628 个单元。本文所设置的材料 42 CrMo 的属性为:密度为  $7800 \text{ kg/m}^3$ ,弹性模量 206 Gpa,泊松比设置为 0.3,屈服极限 700 Mpa,弯曲疲劳极限 314 Mpa,强度极限 980 Mpa。

在 ANSYS Workbench 中添加上所将的边界约束和力的载荷如图 3 所示。

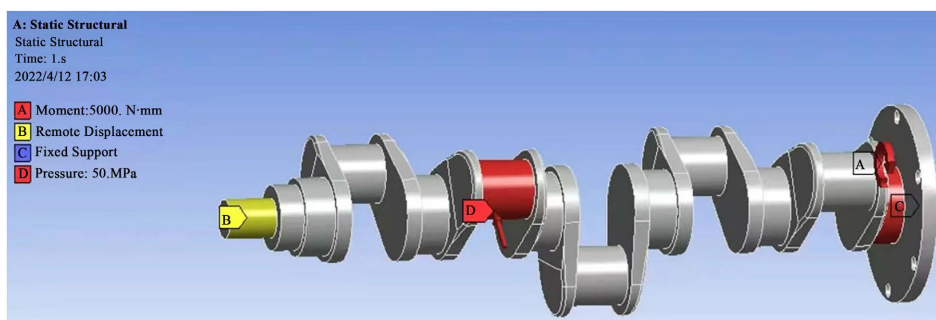


Figure 3. Schematic diagram of ANSYS constraint addition  
图 3. ANSYS 约束添加示意图

通过计算得到的应变与应力情况，分别如图 4、图 5 所示。

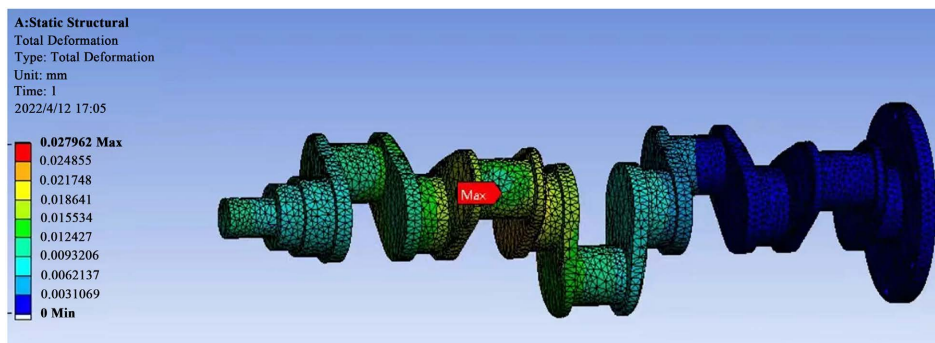


Figure 4. Schematic diagram of crankshaft strain

图 4. 曲轴应变示意图

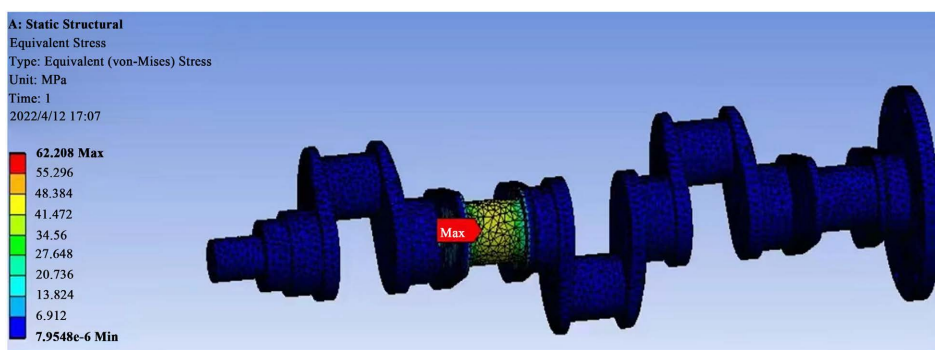


Figure 5. Schematic diagram of crankshaft stress

图 5. 曲轴应力示意图

从图上位置本文可以得出危险的应力与应变位置，为了得到更加精确的结果，加大轴颈网格密度，设置为 1 mm，观察上面的仿真是否符合实际。加大网格密度后的应变，应力如图 6、图 7 所示。

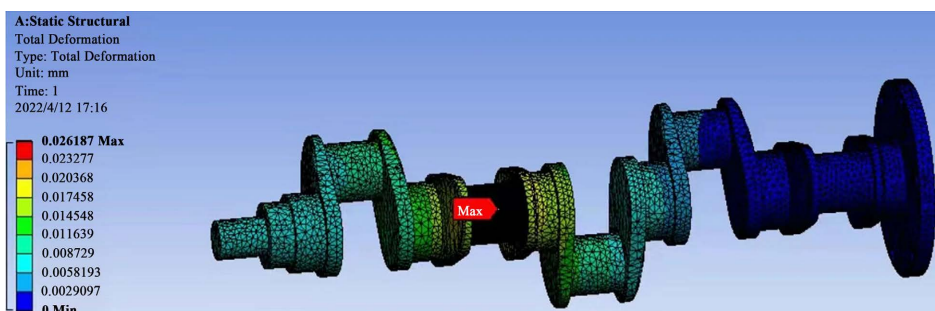


Figure 6. 1 mm grid strain diagram

图 6. 1 mm 网格应变图

在使用 1 mm 的网格后，应变从 0.027962 变化为 0.026187，变化幅度很小，说明本文的计算是正确的，符合实际情况的，而应力从 62.208 变化为 102.57，变化的程度非常大，通过观察，发现应力的最大位置出现在直角的尖点处。为了验证是否是网格划分的问题，继续加密网格，发现继续加密网格后，应

变没有发生明显变化，而应力继续在发生着很大的变化。经过思考与研究，这里产生了一个有限元分析常见的问题，应力奇异。

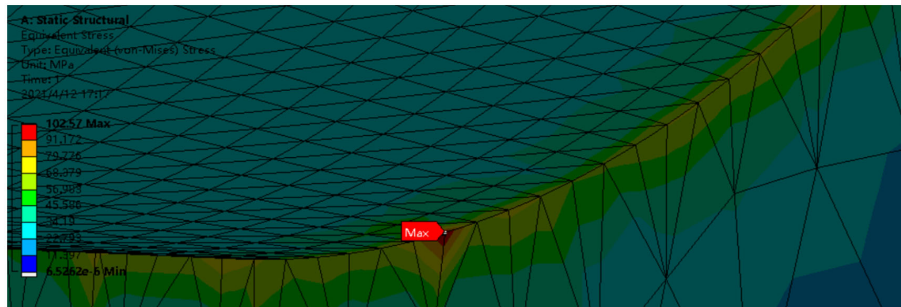


Figure 7. 1 mm grid stress diagram  
图 7. 1 mm 网格应力图

### 3.2. 应力奇异及解决方法

应力奇异：应力奇异性是指受力体由于几何关系，在求解应力函数的时候出现的应力无穷大，在实际结构中不会出现。

由此可知，应力奇异主要是由于 CAE 中的求解函数所带来的不正常的应力情况，通过上面的实验情况可知，即使是继续加密网格，应力还是在急剧的增加，并不符合实际的情况。再者可以发现，应力奇异出现在直角的尖点处，在原本 10 mm 的求解过程中并没有出现这个问题，可以推断必然是跟网格划分和直角有关。通过查阅资料可得，出现所谓的应力奇异，主要是模型过度不连续，出现了计算离散化的情况，不收敛，自然无法得到我们想要的结果[8] [9]。

应力奇异比较好的解决办法主要有两个。

是用大网格来求解，这里就是本文上面用 10 mm 网格求解，没有发生应力奇异的原因，其实深追，可以发现，大网格划分的不够仔细，跨越过了不连续的区域，是 CAE 认为导入的模型是一个连续的模型，不会产生应力奇异。

是用改变模型结构的方法来避免应力奇异，在这里我们采用做圆倒角的方式来避免。我们在直角处倒圆角，使得两个面过度平滑，不会产生计算发散的情况。其实在现实生活中，也不会出现这种绝对的直角情况，大多数情况下，在工业生产中，为了避免过度的磨损和产生安全问题，会尽量避免生产出直角。采用圆角解决应力奇异的方法如下图 8 所示。

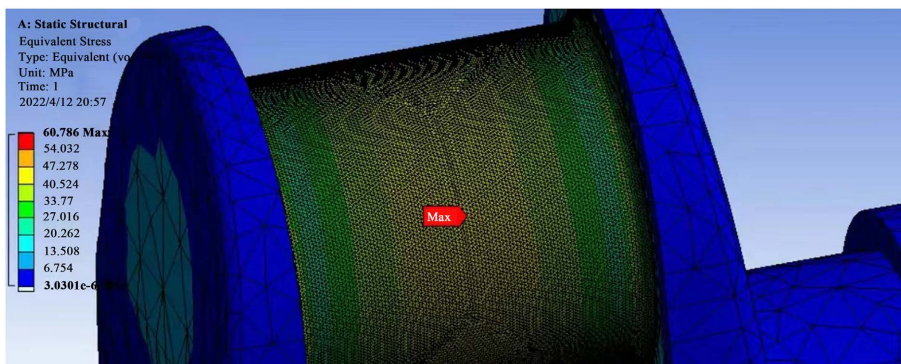


Figure 8. Stress situation after using fillet excessive  
图 8. 采用圆角过度后应力情况

采用圆角过渡后, 发动机曲轴的应力情况与 10 mm 的应力情况基本一致, 说明本文上面的分析是正确的。但是带来两个思考, 就是到底应不应该使用小的网格来进行划分。个人觉得不应该因为小网格划分会带来应力奇异而舍弃小网格, 使用小网格可以是分析更为精确, 更加趋近于实际情况。使用小网格还可以抵消掉一些潜在的问题。由于本文分析的是一个部件, 不存在装配的问题。倘若使用装配或者是两个相互接触的物体之间会产生细微的间隙, 我们也可以用过小网格来解决。

### 3.3. 计算结果与结果分析

从上文的分析可知, 曲轴受到的主要力来自燃料发生剧烈燃烧时, 气体膨胀, 对于活塞有一个压力, 然后活塞通过连杆传递到曲轴上。通过 ANSYS Workbench 分析后, 可得到曲轴的最大应变为 0.026187 mm, 位置出现在连杆轴靠近曲拐处, 应力最大为 60.786 Mpa, 位置出现在连杆轴处。理论研究下, 连杆受到极大的压力。此处的受力关系复杂, 抑郁发生疲劳断裂等。ANSYS 的计算与理论研究的位置大致相同, 表明本文的 CAE 分析是符合实际情况的。对于危险区域, 设计人员与工厂在设计制造时, 应采用特殊的工艺加强危险位置的强度与刚度, 或者采用符合情况的新型材料。

ANSYS Workbench 分析得到该曲轴的应力最大为 60.786 Mpa, 本文采用的材料 42 CrMo 的屈服极限为 700 Mpa, 最大应力小于屈服极限, 故该材料符合刚度要求。

材料的弯曲疲劳极限为 314 Mpa, 通过疲劳安全公式  $Q = \sigma - 1/\sigma_{\max} = 314/60.786 = 5.1657$  可知该系数大于安全系数 1.15, 故该曲轴满足疲劳极限强度。本文计算最大应力与应变, 可以帮助生产厂商降低生产成本。本文选用的材料 42 CrMo 已经大大满足发动机正常运转的情况了, 所以厂商可以在符合要求的情况下, 选用性能稍差的材料来达到降低成本, 增加利润的目的。

## 4. 结语

本文采用了 Pro/Engineer 软件完成了三维模型的建模, 然后利用 ANSYS Workbench 软件进行了静力学分析, 得到了该曲轴的最大应变为 0.026187 mm, 最大应力为 60.786 Mpa。得到了该曲轴应力与应变集中的地方也就是危险区域。接下来使用较小的网格进行求解, 发现静力学分析中存在着应力奇异的现象。本文通过使用圆倒角来解决曲轴模型表面不连续的情况, 较好的解决了发动机曲轴的应力奇异的情况, 最后通过比较得出该曲轴材料符合刚度的要求, 通过计算安全系数得出该曲轴符合强度要求。

## 参考文献

- [1] 余佳奎, 李舜韶, 李想, 张蒙. 基于 ANSYS 的发动机曲轴有限元静力与模态分析[J]. 河南科技, 2020, 39(23): 36-41.
- [2] 张德虎, 刘爽. 基于 CATIA 与 ANSYS Workbench 的四缸发动机曲轴有限元分析[J]. 山东商业职业技术学院学报, 2019, 19(6): 94-98.
- [3] 吴辰, 侯红玲, 王飞. 基于 ANSYS 响应面法的发动机曲轴优化设计[J]. 陕西理工大学学报(自然版), 2018, 34(6): 6-11.
- [4] 付贵, 郭湘川. 基于 ANSYS Workbench 的某活塞发动机曲轴有限元模态分析[J]. 科技创新与应用, 2018(6): 20-21.
- [5] 柏楠. 基于 ANSYS 的发动机曲轴研究[J]. 内燃机与配件, 2018(3): 9-11.
- [6] 郭建华. 基于 ANSYS 的发动机曲轴有限元模态分析[J]. 哈尔滨师范大学自然科学学报, 2017, 33(1): 34-39.
- [7] 于涛. 某大功率摩托车发动机曲轴设计分析[D]: [硕士学位论文]. 广州: 华南理工大学, 2019.
- [8] 刘三勇, 黄才英. SolidWorks Simulation 有限元分析中应力奇异问题的研究[J]. 现代制造技术与装备, 2020(6): 69-72.
- [9] 陈伟华. 基于辛解析奇异单元的三维断裂问题分析[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连理工大学, 2020.