

基于ANSYS Workbench的四缸发动机曲轴有限元分析

谢佩, 任乐

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2023年12月18日; 录用日期: 2024年3月8日; 发布日期: 2024年3月15日

摘要

汽车发动机是汽车的心脏, 而发动机曲轴是汽车发动机中最核心的部件, 其结构的性能直接决定了发动机的性能, 基于此本文将使用ANSYS Workbench对四缸发动曲轴模型进行CAE仿真分析, 对曲轴进行静力学分析和模态分析, 确保在不同工况受力下, 整个曲轴的等效力小于曲轴材料的许用应力, 同时确保其变形也在合理的范围内, 此外也验证曲轴的动态特性满足发动机的要求。

关键词

四缸发动机, 曲轴, 静力学分析, 模态分析

Finite Element Analysis of Four-Cylinder Engine Crankshaft Based on ANSYS Workbench

Pei Xie, Le Ren

School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Dec. 18th, 2023; accepted: Mar. 8th, 2024; published: Mar. 15th, 2024

Abstract

The automobile engine is the heart of the automobile, and the engine crankshaft is the most core component of the automobile engine, and the performance of its structure directly determines the performance of the engine. Based on this, this paper will use ANSYS Workbench to carry out CAE simulation analysis on the four-cylinder crankshaft model, and carry out static analysis and modal

analysis on the crankshaft to ensure that under different working conditions, the crankshaft can be successfully executed, the equivalent stress of the entire crankshaft is less than the allowable stress of the crankshaft material, while ensuring that its deformation is also within a reasonable range, and also verifying that the dynamic characteristics of the crankshaft meet the requirements of the engine.

Keywords

Four-Cylinder Engine, Crankshaft, Static Analysis, Modal Analysis

Copyright © 2024 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

曲轴是汽车发动机中非常重要的零部件之一, 如果发生曲轴破坏, 就可能导致发动机其他零件的破坏。发动机的气缸在发生最大爆发压力时, 曲轴的轴颈处受力最大, 其应力与应变也是相对较大的[1]。所以验证曲柄连杆机构在不同工况下所产生的等效应力与变形是否在材料的许用范围内成为了四缸发动机曲柄连杆机构结构设计的一项重点问题。有学者结合商业有限元分析软件 ANSYS 对某型单缸四冲程发动机曲轴进行了强度、疲劳寿命及模态分析。通过给定曲轴设计参数完成曲轴三维模型的绘制, 使用 ANSYS 在曲轴上添加边界条件与载荷进行有限元分析, 与强度、避免共振等设计要求进行对比, 验证曲轴设计参数与结构的合理性和可靠[2]。也有学者利用 SolidWorks 软件建立某六缸车用柴油发动机曲轴 3D 实体模型, 并基于 ANSYS Workbench 软件对曲轴进行有限元分析。对整体曲轴进行模态响应分析, 得到其固有频率和固有振型[3]。同时也有学者应用 ANSYS Workbench 软件模拟分析了曲轴在各气缸发火做功时的静力学性能以及曲轴的振动特性, 得出曲轴在模拟工况下的应变、应力分布情况, 并得出曲轴的自由振动模态与在约束情况下的振动模态[4]。有研究人员以曲轴的做功轨迹图及其载荷为基础, 通过利用 SolidWorks 软件建立曲轴的三维模型, 并且通过 Ansys 软件内部的通道将其导入, 进而分析曲轴的应力应变及其唯一变化规律, 找出其受力的最大点及变形最严重的部分[5]。国外研究人员为了确定关键位置应力大小的变化, 对曲轴进行了有限元分析。在合适的载荷和边界条件下进行了曲、轴分析, 通过静态分析, 将曲轴中引起的冯 - 米塞应力与不同选择的材料进行了比较, 并讨论了变形[6]。

结合以上国内外研究现状不难看出, 对于发动机曲轴的研究过程, 首先要设计并且建立相应的三维模型, 而后将其三维模型导入到 CAE 分析软件中, 进行相应的应力应变以及振动分析, 通过上述的分析结果, 来验证曲轴的设计是否能够满足正常的工作要求。本文将从某四缸发动机的建模过程开始, 然后对曲轴所处不同工况进行静力学分析、模态分析, 以此来验证曲轴的静力学性能以及其动态特征。

2. 曲轴建模

由于曲轴的模型较为复杂, 所以本发动机曲轴模型在 solid works 中建立, 而后将建好的模型导入到 ANSYS 中的 workbench 模块。此外曲轴的结构比较复杂, 不利于后续的 CAE 分析, 所以将曲轴的油孔以及一些倒角圆角结构删去。曲轴模型为直列四缸发动机整体式曲轴, 由五个主轴颈、四个连杆轴颈、曲柄和后凸圆盘组成, 其结构如图 1 所示。曲轴的结构参数如表 1 所示, 为方便后续有限元分析固定曲轴, 为主轴颈设计了两种长度的衬套各两个。

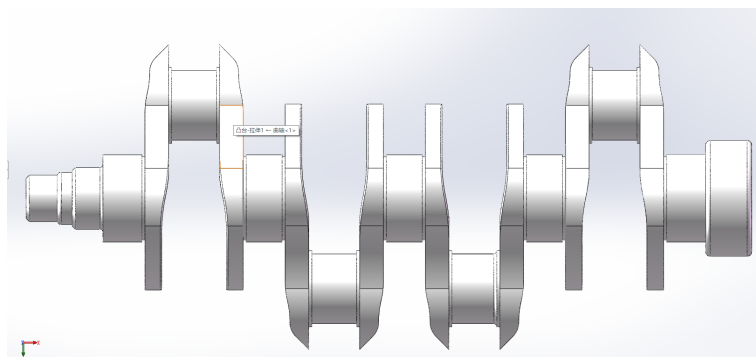


Figure 1. Three dimensional model of crankshaft

图 1. 曲轴三维模型

Table 1. Four-cylinder engine work sequence table

表 1. 四缸发动机做功顺序表

结构参数	参考值
气缸直径 D	73 mm
连杆轴颈直径 D2	45.26 mm
连杆轴颈长度 L2	29.2 mm
主轴颈直径 D1	49.786 mm
主轴颈的长度 L1	23.32 mm
曲柄宽度 b	69.35 mm
曲柄厚度 h	15.33 mm

3. 静力学分析

3.1. 静力学模块的建立

在 workbench 中需要建立静力学分析模块, 以确保曲轴的强度等静力学条件。

3.2. 定义材料属性

本发动机曲轴的材料选择牌号为 45 号钢, 此材料为优质碳素结构钢, 其切削加工性能较好, 淬火后具有很高的硬度, 调质处理后有良好的韧性和耐磨性, 所以广泛应用于制造结构零件。其力学性能如表 2 所示, 在 workbench 的 Enginnering Date 中填入材料的密度、弹性模量、泊松比、强度极限、屈服极限的大小, 45 号钢的性能如表 2, workbench 设置如表 3 所示。

Table 2. 45 steel performance table

表 2. 45 号钢性能表

材料名称	密度/kg*m ⁻³	泊松比	弹性模量/Gpa	强度极限/Mpa	屈服极限/Mpa
45 号钢	7850	0.3	206	610	355

3.3. 有限元模型的建立

将 solid works 的装配体转化为 STEP 格式, 在 Gemetry 中导入该装配体文件, 并生成实体模型, 该装配图由 6 个实体零件构成, 分别为 5 个支撑块和一个曲轴, 如图 2 所示。

Table 3. Material setting
表 3. 材料的设置

性质	值
密度	7850 kg/m ³
热膨胀系数	1.2E ⁻⁵ C ⁻¹
参考温度	22 C
杨氏模量	2.06E ¹¹ Pa
泊松比	0.3
体积弹性模量	1.716E ¹¹ Pa
剪切模量	7.9231E ¹⁰ Pa
抗拉屈服极限	3.55E ⁸ Pa
抗压屈服极限	3.55E ⁸ Pa
抗拉极限强度	6.1E ⁸ Pa

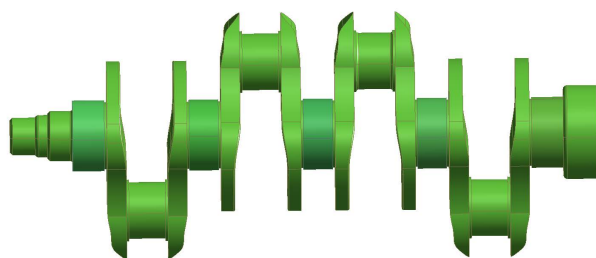


Figure 2. Finite element model
图 2. 有限元模型

3.4. 接触建立与网格划分

在生成有限元模型后需要对实体零件进行连接和接触设置，因为本装配体只有六个实体零件，所以只需要设置支撑块和曲轴之间的接触。曲轴在发动机中需要转动，该模型在 workbench 中需要绕 X 轴进行旋转，需要保留绕 X 轴旋转的自由度，所以曲轴和支撑块之间的接触设置为 No Separation。图 3 为接触面示意图。

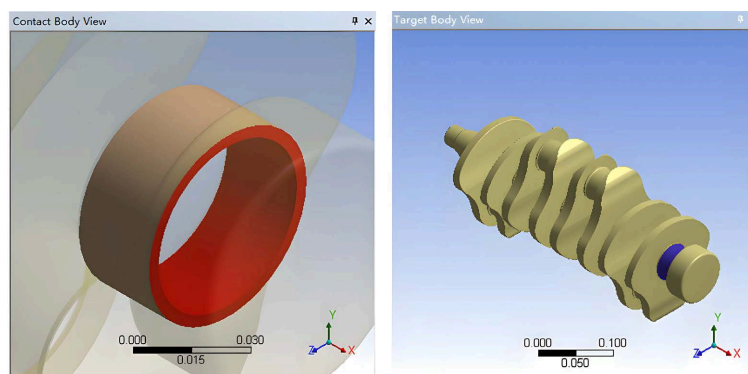


Figure 3. Contact surface diagram
图 3. 接触面示意图

后续需要对模型进行网格划分(见图 4), 网格大小设置为 0.003 mm, 曲轴为三角形网格, 支撑块为正方形网格, 该装配体模型共生成了 243,027 个节点, 130,312 个单元。有限元分析的核心是结构的离散化, 单元节点的划分正是结构离散化的决定性步骤。

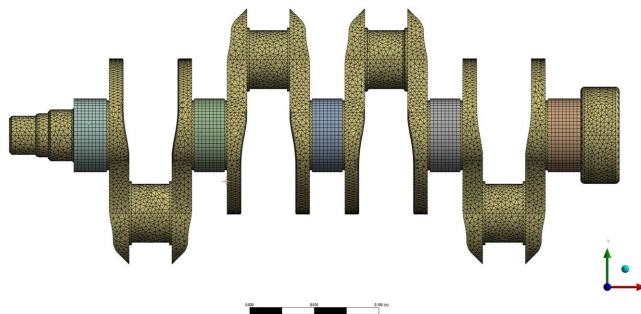


Figure 4. Crankshaft meshing
图 4. 曲轴网格划分

3.5. 施加约束和载荷

本次分析所施加的约束主要在支撑块上, 将 5 个支撑块设置为固定支撑, 如图 5 所示。

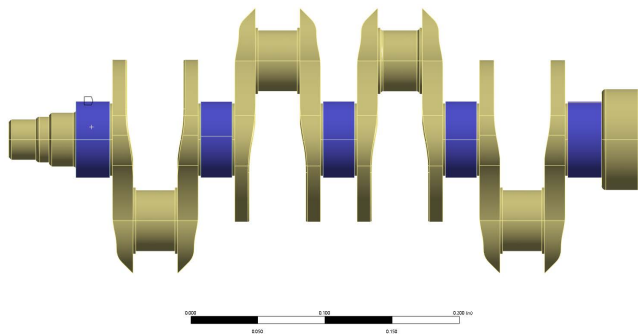


Figure 5. Constraint setting
图 5. 约束设置

载荷的施加主要由发动机曲轴的工况决定, 按不同的曲轴转角施加不同的载荷, 当曲轴转角为 0° 到 180° 的极限位置时, 在做功冲程的曲拐即第一缸所在的曲拐处施加最大受压载荷, 根据本曲轴的结构参数及相关参考文献[7], 可计算得最大受压载荷为 74,943 N, 方向为 Y 轴正方向。同样曲轴的最大受拉载荷为进气冲程所在的曲拐, 即第 4 缸的曲拐, 同样经过计算所施加的载荷为 13,000 N, 在 Y 轴的负方向, 曲轴所受的载荷如图 6 所示。

后续对曲轴的另外三个转角按不同的受力曲拐施加相同的载荷。在 180° 到 360° 的极限位置时, 第三缸的曲拐做功受压, 第二缸的曲拐进气受拉。在 360° 到 540° 的极限位置时, 第四缸的曲拐做功受压, 第一缸的曲拐进气受拉。在 540° 到 720° 的极限位置时, 第二缸的曲拐做功受压, 第三缸的曲拐进气受拉。分别进行载荷施加, 查看应力应变情况。

3.6. 静力学分析结果

3.6.1. 0° 到 180° 极限位置的应力和变形

处于该位置时, 曲轴的最大应力为 183.93 MPa, 位于受压曲拐的主轴颈位置处, 其最大应力值远小

于强度极限和屈服极限, 并且在许用应力的范围内, 满足应力要求, 曲轴的最大变形为 0.0203 mm, 发生在受压曲拐的受力部位上, 其最大位移也较小, 满足应变要求, 如图 7 所示。

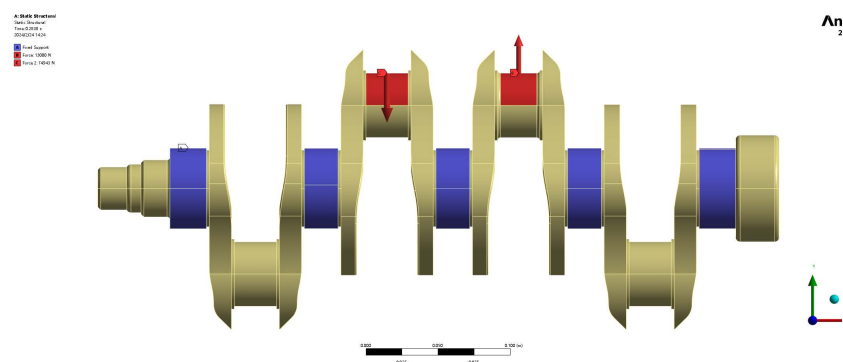


Figure 6. Diagram of the load on the crankshaft
图 6. 曲轴的受载荷图

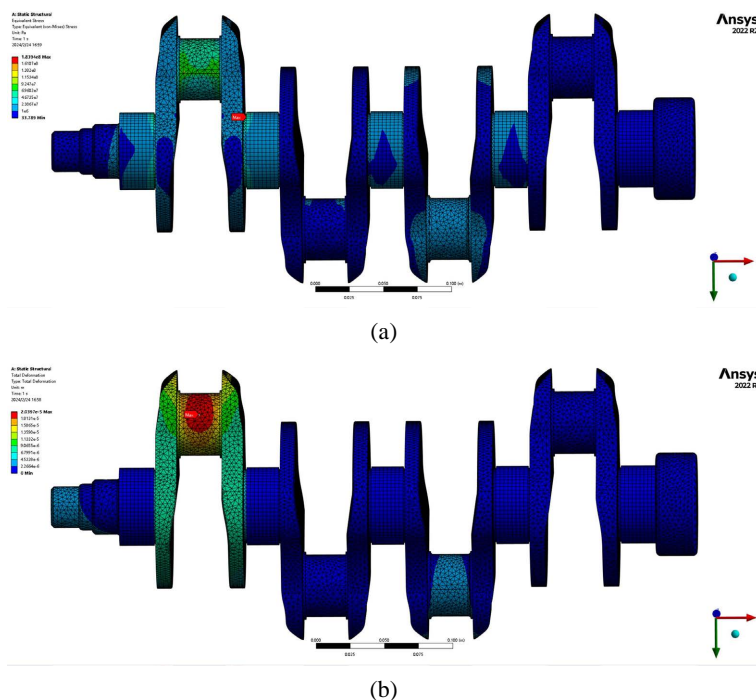


Figure 7. Stress diagram (top) and deformation diagram (bottom) 0° to 180°
图 7. 0°到 180°应力图(上)和变形图(下)

3.6.2. 180°到 360°极限位置的应力和变形

处于该极限位置时, 曲轴的最大等效应力为 175.3 MPa, 发生在受压曲拐的右主轴与曲柄接触处, 同样小于最大许用应力, 说明曲轴的强度足够。最大变形为 0.0210 mm, 发生在受压曲拐的受压面上, 变形较小, 满足曲轴的应变要求。该位置应力应变如图 8 所示。

3.6.3. 360°到 540°极限位置的应力和变形

处于该极限位置时, 曲轴的最大等效应力为 175.7 MPa, 发生在曲轴第四拐即受压曲拐右端与主轴颈

的接触处, 小于许用应力, 满足设计要求。最大变形为 0.0202 mm, 发生在第二拐受压面, 变形较小, 满足应变要求, 应力应变如图 9 所示。

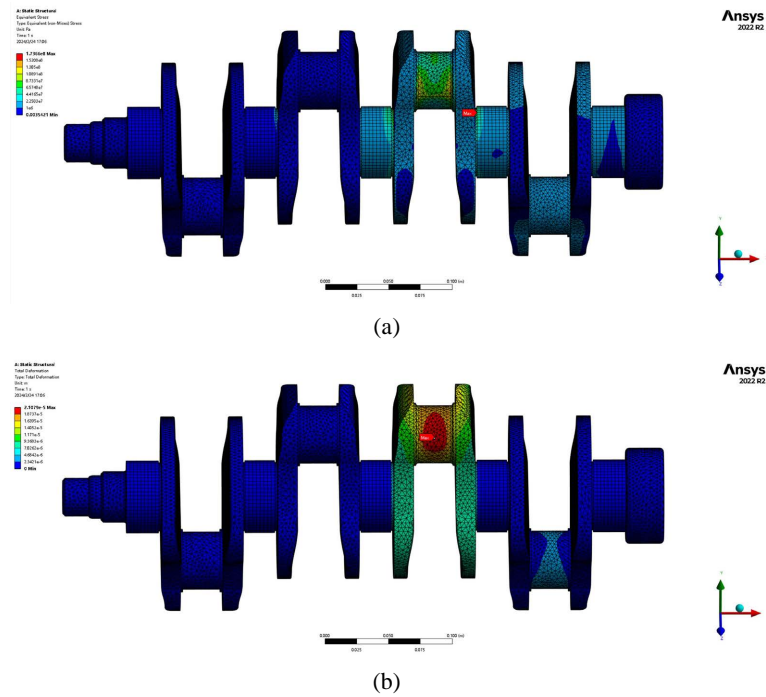


Figure 8. Stress diagram (top) and deformation diagram (bottom) from 180° to 360°
图 8. 180°到 360°应力图(上)和变形图(下)

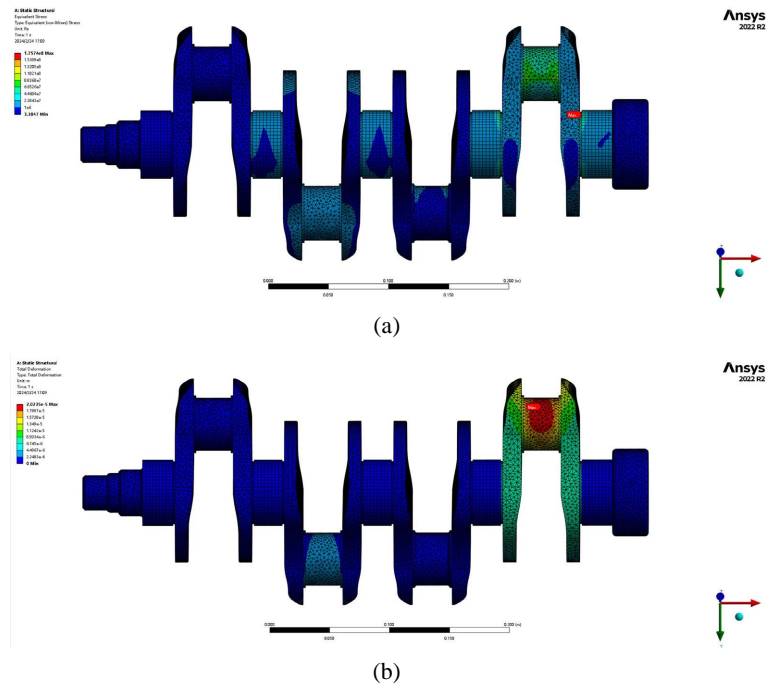


Figure 9. Stress diagram (top) and deformation diagram (bottom) from 360° to 540°
图 9. 360°到 540°应力图(上)和变形图(下)

3.6.4. 540°到720°极限位置的应力和变形

处于该极限位置时, 曲轴的最大等效应力为 163.3 MPa, 发生在曲轴第二拐右端与主轴颈的接触处, 小于许用应力, 满足设计要求。最大变形为 0.0198 mm, 发生在第二拐受压面, 同样变形较小, 满足应变要求, 应力应变如图 10 所示。

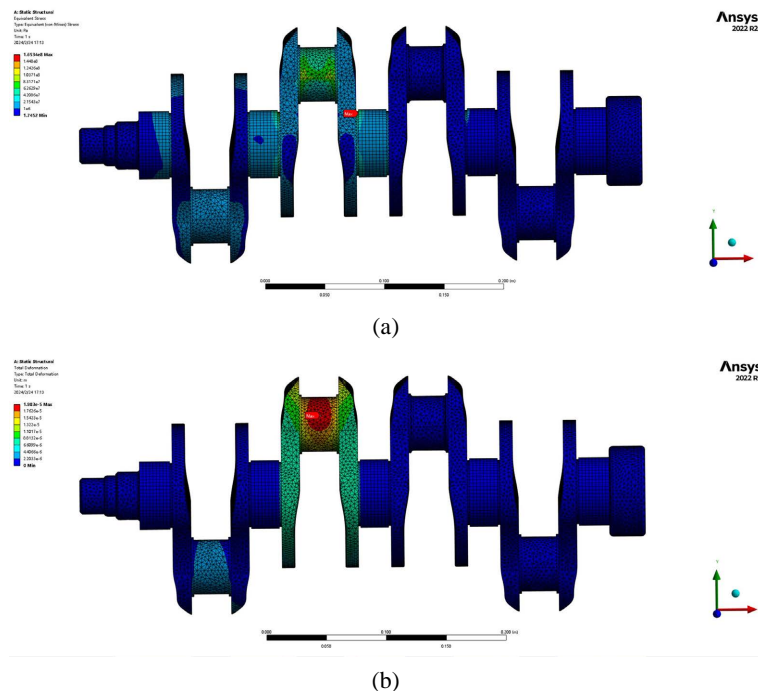


Figure 10. Stress diagram (top) and deformation diagram (bottom) from 540° to 720°
图 10. 540°到720°应力图(上)和变形图(下)

4. 发动机曲轴模态分析

模态分析的前处理过程与静力学分析类似, 都要导入模型、设置材料, 设置接触与划分网格等。本次分析曲轴完全自由模态, 不施加任何约束。共生成其前 12 阶的模态云图(见图 11)。

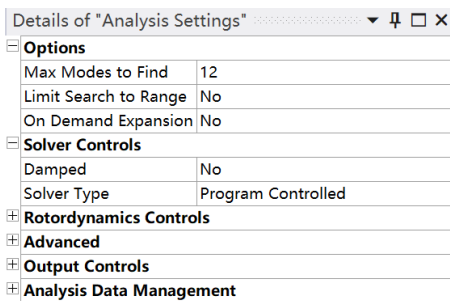


Figure 11. Modal analysis settings
图 11. 模态分析设置

根据模态分析结果, 发动机曲轴的前三阶自由模态接近为 0, 所以从第四阶开始。图 12 为各阶模态的频率。

	Mode	Frequency [Hz]
1	1.	0.
2	2.	0.
3	3.	9.1596e-003
4	4.	9.7125
5	5.	9.9599
6	6.	25.201
7	7.	192.88
8	8.	303.42
9	9.	463.88
10	10.	516.54
11	11.	628.26
12	12.	714.26

Figure 12. Crankshaft natural frequencies of each order

图 12. 曲轴各阶固有频率

如图 13(上)所示为第七阶振型云图, 其固有频率为 193.38 Hz, 振型为沿着 y 轴上下摆动。图 13(下)所示为第八阶振型云图, 其固有频率为 304.76 Hz, 振型为沿着 x 轴方向摆动。图 14(上)为第九阶振型云图, 其固有频率为 466.1 Hz, 振型为沿着 y 轴弯曲变形。图 14(下)为第十阶振型云图, 其固有频率为 518.53 Hz, 振型为沿着 y 轴的弯曲变形加扭转变形。图 15(上)为第十一阶云图, 其固有频率为 630.07 Hz, 振型为沿着 x 轴的弯曲变形。图 15(下)为第十二阶云图, 其固有频率为 717.96 Hz, 振型为沿 x 轴的弯曲变形加扭转变形。

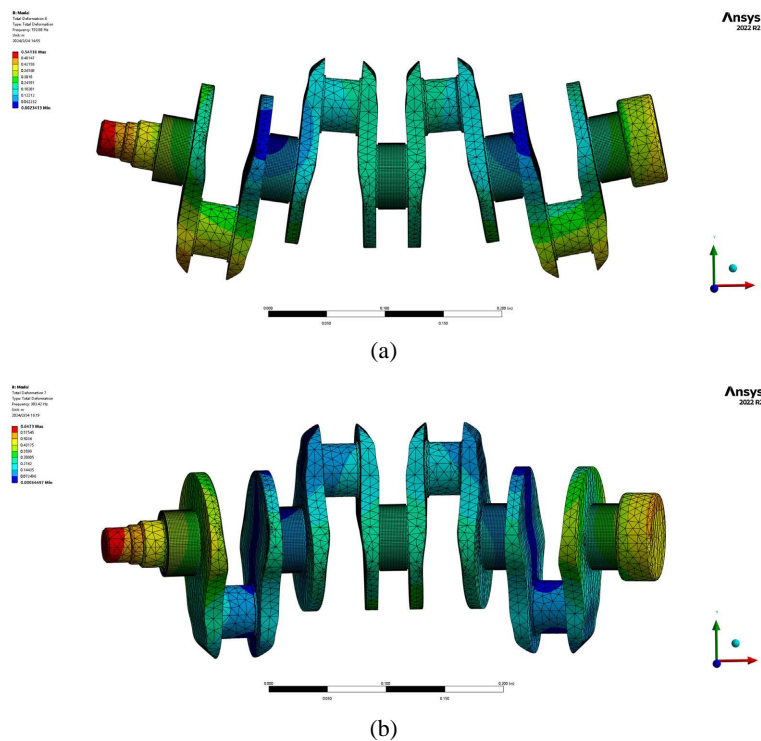


Figure 13. Crankshaft 7th (top) and 8th (bottom) modes

图 13. 曲轴第七阶(上)和第八阶(下)振型

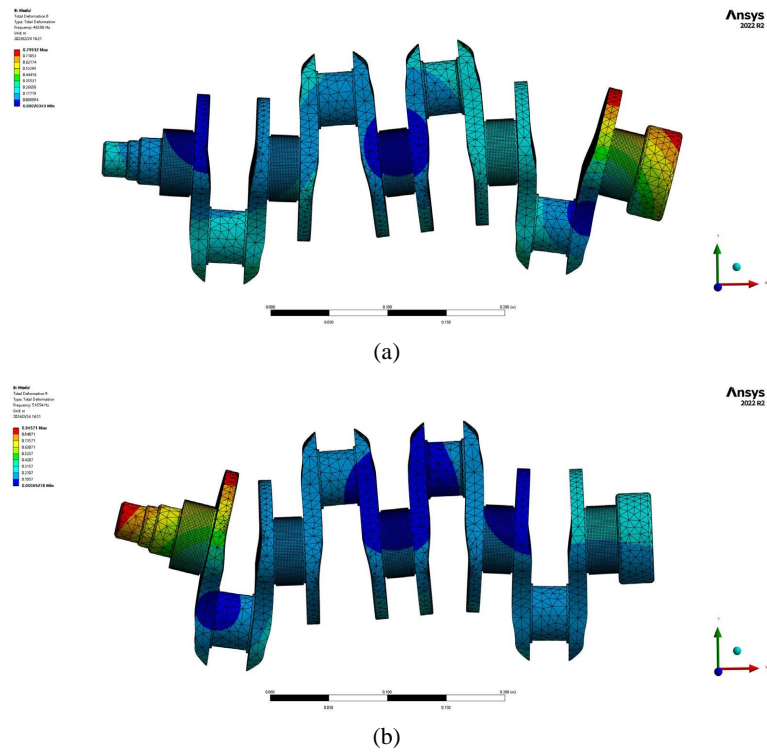


Figure 14. Crankshaft 9th (top) and 10th (bottom) modes
图 14. 曲轴第九阶(上)和第十阶(下)振型

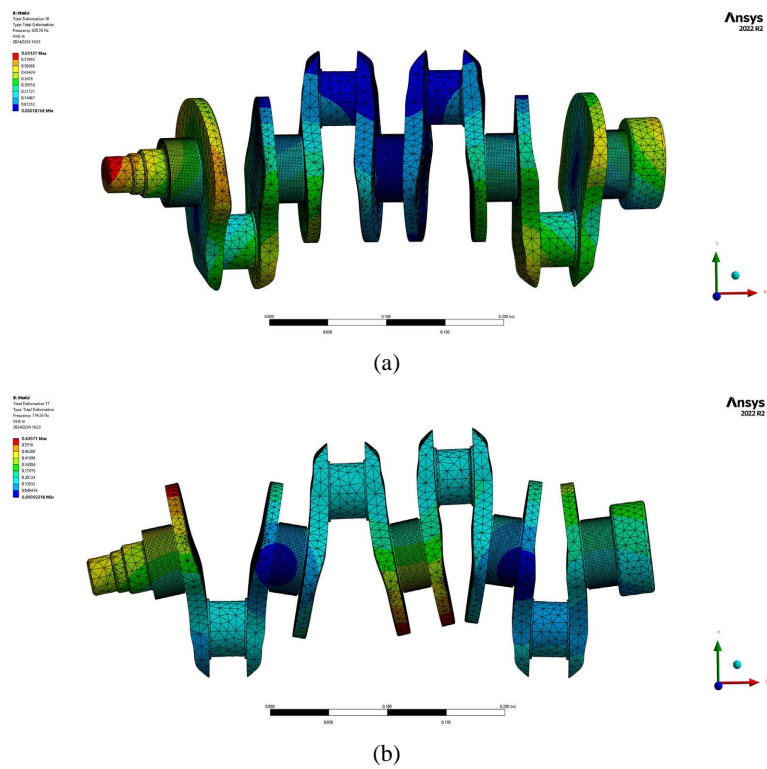


Figure 15. Crankshaft 11th (top) and 12th (bottom) modes
图 15. 曲轴第十一阶(上)和第十二阶(下)振型

根据拟定曲轴转速为 2000 r/min, 激励频率为 $f_n = 2n/60$, 频率范围为 20~66.67 Hz。最低固有频率为 193.38 Hz 大于激励频率, 因此曲轴工作过程中不会产生共振, 结构设计合理。

5. 结论

1) 通过静力学分析, 可以得知曲轴在不同工况下的应力应变参数, 当曲轴位于 0° 到 180° 的极限位置时, 其产生的等效力是最大的, 为 183.93 MPa, 这一数值小于曲轴材料的许用应力, 所以曲轴是符合强度要求的。等效应变最大的时候是曲轴位于 180° 到 360° 的极限位置上, 最大应变为 0.0218 mm, 这一数值同样较小, 基本上不会影响到曲轴在发动机的正常运转, 所以曲轴的稳定性的也是较好的。

2) 通过模态分析可以得知曲轴的最小固有频率为 193.38 Hz 大于激励频率, 所以其运动特性也较好。

3) CAE 分析可以为发动机曲轴性能测试提供参考。

参考文献

- [1] 任思路, 童宝宏. 车用发动机曲轴的有限元分析[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2011, 25(9): 11-15.
- [2] 袁界驰, 叶春花, 盛冬平. 发动机曲轴有限元仿真分析[J]. 机械工程师, 2022(8): 125-127.
- [3] 刘大龙, 李稳迪, 张瑞, 杨锦旗, 施伟辰. 基于 ANSYS Workbench 车用柴油发动机曲轴强度有限元分析[J]. 汽车零部件, 2017(10): 20-24.
- [4] 余佳奎, 李舜酩, 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(23): 36-41.
- [5] 王乐, 王立伟, 赵飞鹏, 梁健伟, 王洋. 基于 ANSYS 的直列四缸发动机曲轴强度分析[J]. 机电工程技术, 2022, 51(7): 179-182+239.
- [6] Ravi Kumar, L., Ravinthiran, A., Srivarshani, P., Sharadha, S., Saravanan, V. and Ajith Kumar, R. (2023) Investigations on Multi Cylinder Four Stroke Diesel Engine's Crankshafts with Different Materials. *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.03.058>
- [7] 张敬东, 税钦涛, 郑彬. 曲轴的有限元分析与优化设计[J]. 机械设计, 2021, 38(S1): 83-86.