

# 单级齿轮减速器箱体振动特性分析

周建军

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2024年4月30日; 录用日期: 2024年5月22日; 发布日期: 2024年5月31日

## 摘要

为研究单级齿轮减速器箱体的动静态特性, 避免产生共振。建立了齿轮箱箱体的三维模型, 利用ANSYS Workbench软件进行静力学分析和模态分析。通过计算得到箱体的最大应力、最大变形分布云图、固有频率以及相应振型。在模态分析的基础上, 对减速器箱体进行谐响应分析, 得到位移与频率响应曲线。结果表明: 箱体强度在许用范围之内, 箱体输出轴轴承孔部位为受力薄弱部位, 易发生共振的激励频率为1297.7 Hz。以上工作为减速器的结构优化设计、振动问题的研究分析带来了新的见解。

## 关键词

减速器箱体, 有限元法, 模态分析, 谐响应分析

# Vibration Analysis of Single-Stage Gear Reducer Box

Jianjun Zhou

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

Received: Apr. 30<sup>th</sup>, 2024; accepted: May. 22<sup>nd</sup>, 2024; published: May. 31<sup>st</sup>, 2024

## Abstract

In order to study the dynamic and static characteristics of single-stage gearbox case to avoid resonance. A three-dimensional model of the gearbox case was established, and the static analysis and modal analysis are carried out using ANSYS Workbench software. The maximum stress, the maximum deformation distribution cloud, the natural frequency and vibration type of the box are obtained by calculation. On the basis of modal analysis, the harmonic response analysis of the gearbox is carried out to obtain the displacement and frequency response curves. The results show that the strength of the case is within the permissible range, the output shaft bearing hole part of the case is the weak part of the force, and the excitation frequency of resonance is 1297.7

文章引用: 周建军. 单级齿轮减速器箱体振动特性分析[J]. 建模与仿真, 2024, 13(3): 3437-3448.

DOI: 10.12677/mos.2024.133313

**Hz. It brings new insights into the structural optimization design of gearboxes and the research and analysis of vibration problems.**

## Keywords

**Reducer Box, Finite Element Method, Modal Analysis, Harmonic Response 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

齿轮减速器在工业生产制造中应用广泛，具有传动效率高等特点，箱体是齿轮箱重要的组成部分，其内部结构复杂。箱体在传动过程中受到啮合冲击和外部载荷时，很容易产生振动和变形，这种振动会加剧齿轮的磨损以及产生很大的噪声，一定程度上对齿轮箱的寿命有影响[1]。因此，在设计箱体时有必要对其进行有限元分析，从而避免激励频率接近箱体的固有频率，使其发生共振。大量学者对减速器箱体进行了深入的研究，王鑫兴等[2]对搅拌机减速器箱体采用变密度法进行拓扑优化以完成轻量化设计，并对优化后的箱体进行仿真分析和试车实验，结果表明箱体整体性能有所提升。张楠等[3]在减速器箱体轴承座孔处施加动态激励进行分析得到动刚度频响曲线，并进行拓扑优化改进了危险频率下的箱体结构。刘五合等[4]研究了基于声学超材料下的减速器箱体振动噪声问题，分别通过缩比模型和实验共同验证了超材料方案的有效性。王文龙等[5]建立齿轮减速器的刚柔耦合动力学模型并分析其共振频率特点，通过齿轮修形改善了其振动噪声问题，并通过仿真和实测验证了方案的合理性。何鹏辉等[6]对压裂泵减速器箱体进行仿真分析并结构优化，所设计的箱体的综合应力和变形量均满足使用要求。

本文通过建立单级圆柱齿轮减速器箱体的有限元模型，利用 ANSYS Workbench 分析软件对减速器箱体的模态和振动特性进行了计算，得到了齿轮箱的前 6 阶模态以及应力分布云图和变形分布云图。同时在模态分析的基础上，对齿轮箱箱体进行了谐响应分析，得到了齿轮箱体在不同方向，不同位置的位移与频率响应曲线。基于以上分析，箱体的强度在许可范围之内，同时为箱体的可靠性和减振提供理论依据。

## 2. 减速器箱体静力学分析

### 2.1. 静力学分析简介

静力学主要是在固定载荷作用的情况下去分析其结构的变化，系统的惯性、阻尼和与时间相关的量等因素对系统的影响可以不考虑[7]，其公式为：

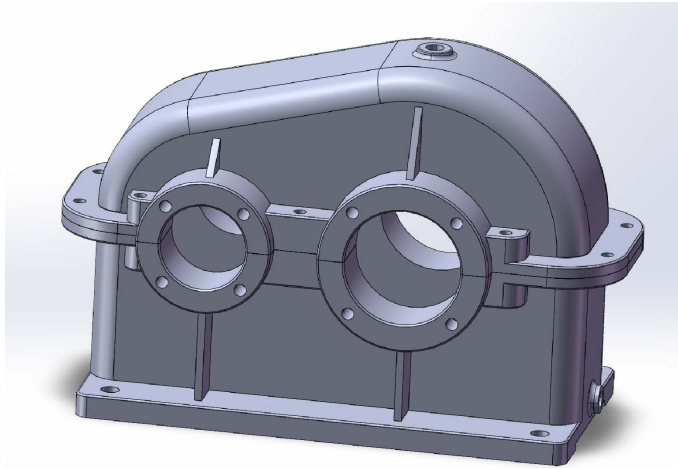
$$[K]\{X\} = \{F\} \quad (1)$$

该公式中， $[K]$ 为系统刚度矩阵， $\{X\}$ 是位移矢量， $\{F\}$ 则是力矢量。

### 2.2. 静力学分析前的准备工作

在进行有限元分析之前，首先建立减速器箱体的三维模型，单级圆柱齿轮减速器箱体采用上下箱体结构，分为箱盖、箱座两个部分。为了方便操作，通过布尔计算将上下箱体结构变为一个整体，其圆角、倒角等结构因为会影响到受力情况得以保留。如图 1 所示，是使用三维软件建立的减速器箱体三维结构

简化模型，将三维模型保存为 stp 文件并导入 ANSYS 软件。



**Figure 1.** Reducer box model  
**图 1.** 减速器箱体模型

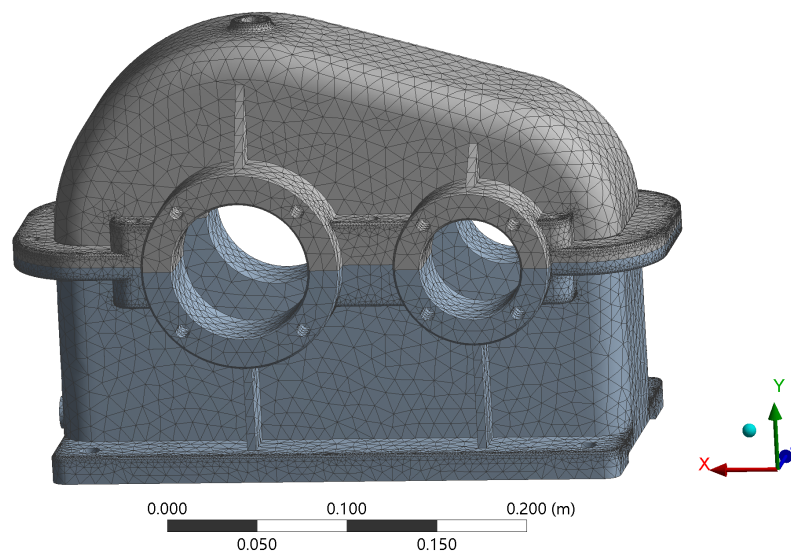
根据实际情况，减速器箱体材料为灰铸铁，其材料具体属性如表 1 所示。

**Table 1.** Material properties of reducer box

**表 1.** 减速器箱体的材料属性

| 材料名称  | 弹性模量(GPa) | 泊松比  | 密度(kg/m <sup>3</sup> ) | 抗拉强度(MPa) |
|-------|-----------|------|------------------------|-----------|
| HT250 | 110       | 0.28 | 7200                   | 250       |

减速器箱体分为箱底和箱盖两个部分，这两部分的接触定义为绑定接触。使用 workbench 划分网格，使用的是四面体单元，网格划分模式采用自由网格划分方法，设置 Relevance 为 40，采用 Curvature 网格细化方法。设置好上述参数，经过网格划分，共得到 100,749 个单元[8]，其网格划分如图 2 所示。



**Figure 2.** Mesh division of the reducer box  
**图 2.** 减速器箱体的网格划分

首先进行载荷分析，齿轮啮合产生的载荷作用在轴承上，然后传递到箱体轴承座上。箱体轴承座部分所受载荷可以分解为径向和轴向载荷，其中径向载荷可以等效为  $120^\circ$  范围内余弦均布压力[9]，通过 Workbench 的 Bearing Load 来施加。对于轴向载荷，则可以等效为作用于底座的力和力矩的形式[10]。根据工作实况，对减速器箱体的底座的四个螺栓面施加固定约束，如图 3 所示为对减速器箱体静力学分析前的准备工作。

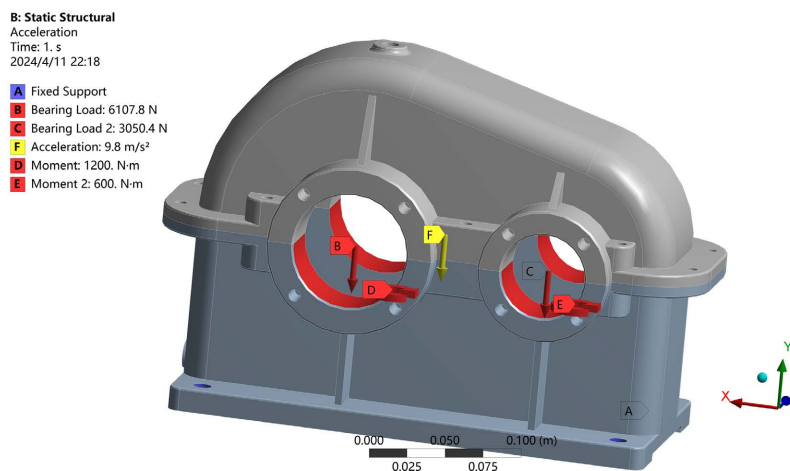


Figure 3. Adding Fixed Support to the bottom of the box and applying loads

图 3. 对箱底添加 Fixed Support 固定约束和施加载荷

### 2.3. 静力学仿真结果分析

经过 ANSYS Workbench 软件分析计算所得到的总位移云图及 X、Y、Z 方向上的云图和等效应力、应变图如图 4 所示。

对于材料 HT250,  $[S_s]$  是许用安全系数[11], 取  $[S_s] = 1.6$ , 故许用应力:

$$\sigma = 250/1.6 = 156.25 \text{ MPa} \quad (2)$$

由上图可以看出，齿轮箱 X 方向上位移最大点在输出轴轴承孔位置，最大位移为 0.01167 mm；齿轮箱 Y 方向上位移最大点在齿轮箱底部的两侧，最大位移为 0.00041 mm；齿轮箱 Z 方向上位移最大点在输出轴的左侧部位，最大位移为 0.01175 mm。减速器最大变形发生在输出轴轴承孔部位和箱体左右侧部位，最大变形为 0.0250 mm。减速器最大应力为 48.62 MPa，小于许用应力 156.25 MPa，说明强度符合设计要求，最大应力发生在齿轮箱下半部位。由此建议，优化齿轮箱结构需要对轴孔和底座部分进行加强处理。

## 3. 减速器箱体模态分析

### 3.1. 模态分析简介

模态振动是减速器箱体固有的振动属性，对减速器箱体进行模态分析得到的固有频率应当尽量避免在工作频率范围内以防止引起共振，使得减速器发生问题[12]，其公式如下：

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = \{0\} \quad (3)$$

式中， $[M]$  是质量矩阵； $[K]$  是刚度矩阵； $\{X\}$ ， $\{\ddot{X}\}$  分别是位移、加速度矢量。简谐振动的位移为正弦函数：

$$x = x \sin(\omega t) \quad (4)$$

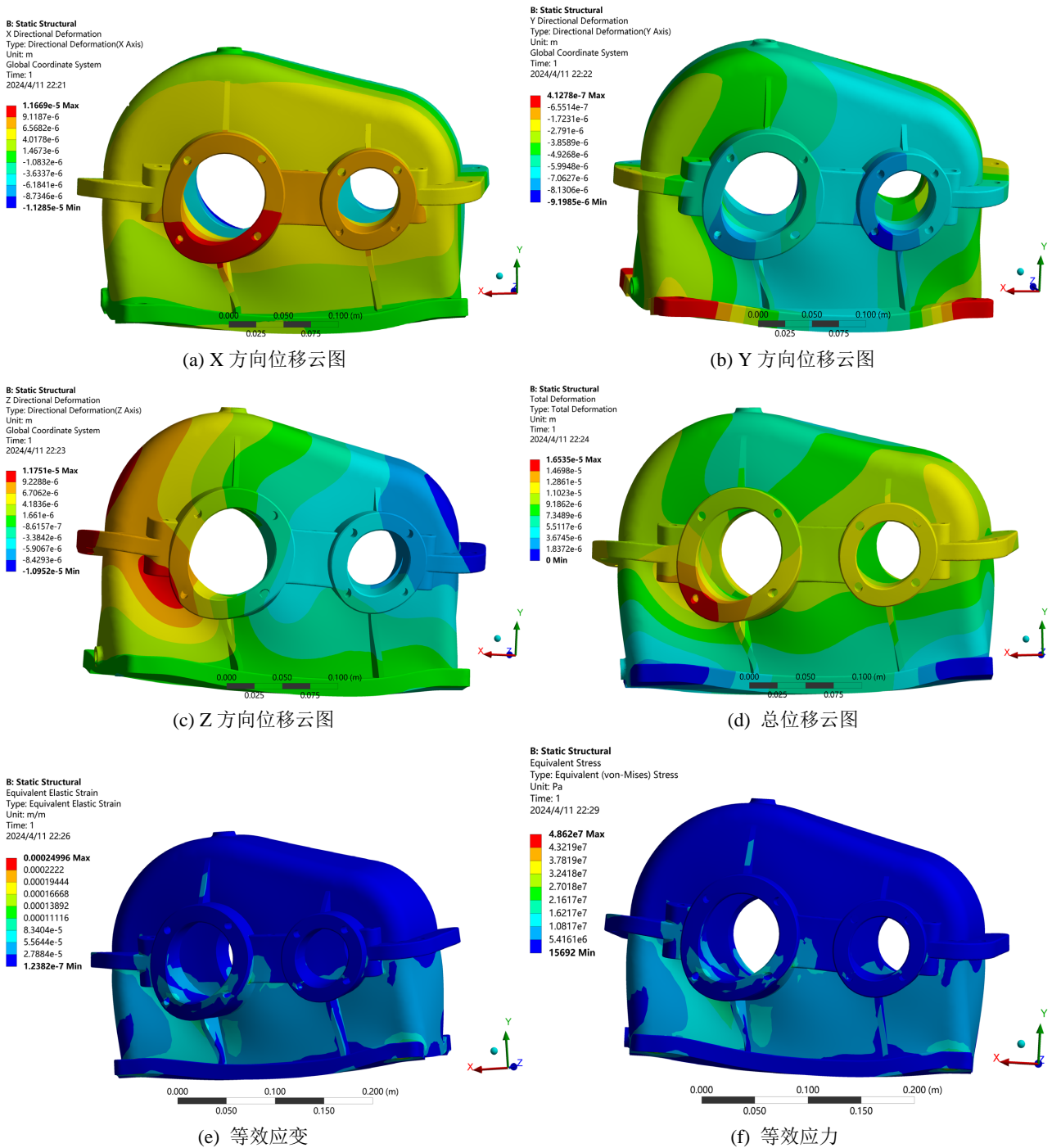


Figure 4. Reducer case stress and strain analysis cloud diagrams

图 4. 减速器箱体应力、应变分析云图

代入式得:

$$([K] - \omega^2 [M])\{x\} = \{0\} \tag{5}$$

求解后的特征值为  $\omega_i^2$ ，自振圆频率为对其开方后所得，得出的系统的固有频率为  $f = \frac{\omega_i}{2\pi}$ 。

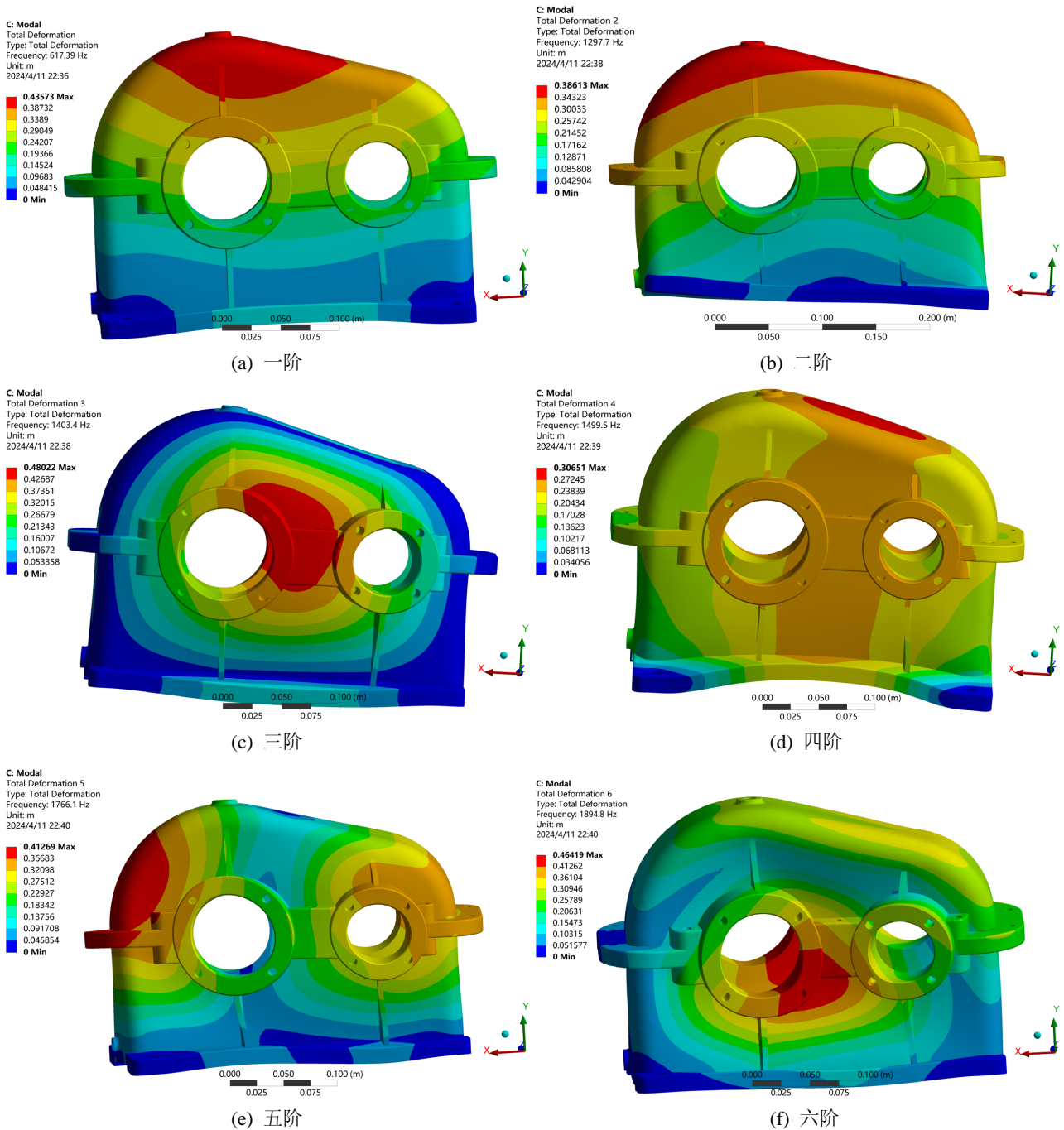


Figure 5. The first sixth order modes of the reducer box  
 图 5. 减速器箱体前 6 阶的振型

### 3.2. 减速器箱体模态分析

在对减速器箱体进行模态分析时，其上下箱体之间的接触为绑定约束，使用 Block Lanczos 法进行模态求解，提取前面六阶的模态。减速器在实际工况下，其底面被四角螺栓固定在地面上，因此需要在箱体底部添加固定约束。模态分析求解得到的减速器箱体的前六阶的固有频率及模态振型如图 5 所示。

表 2 给出了单级圆柱齿轮减速器箱体各阶的固有频率值及振型。

**Table 2.** The first six natural frequencies of reducer box  
**表 2.** 减速器箱体前 6 阶固有频率

| 阶数 | 频率/Hz  | 各阶振型          |
|----|--------|---------------|
| 1  | 617    | 箱体沿 Z 轴方向整体摆动 |
| 2  | 1297.7 | 箱体沿 X 轴方向整体摆动 |
| 3  | 1403.4 | 箱体沿 Z 轴方向向内压缩 |
| 4  | 1499.5 | 箱体沿 Y 轴方向摆动   |
| 5  | 1766.1 | 箱体绕 Y 轴方向扭转   |
| 6  | 1894.8 | 箱体沿 Z 轴方向局部振动 |

由表 2 可知，减速器箱体的前 6 阶固有频率在 617.39~1894.8 Hz 之间，频率分布范围较为集中，其中第二、三、四阶模态固有频率比较接近，这与箱体结构的复杂性有关。

根据箱体振型的动画演示可以得出：1 阶振型集中表现为箱体沿 Z 轴方向的整体摆动，以底座为中心，越向上其变动的幅度越大，容易引起连接处的疲劳损伤，需要对连接处进行加固；2 阶振型集中表现为箱体沿 X 轴方向的整体摆动，最大变形在箱盖，对箱体的影响与 1 阶类似；3 阶振型集中表现为箱体沿 Z 轴方向的向内压缩，最大变形在轴承孔位置；4 阶振型集中表现为沿 Y 轴方向的摆动，此振型会影响减速器齿轮副的对中性，加剧齿轮的磨损；5 阶振型集中表现为齿轮箱体绕 Y 轴方向的扭转，对箱体的影响与 4 阶类似，最大变形在箱体的两侧；6 阶振型集中表现为齿轮箱体沿 Z 轴方向的局部振动。

减速器箱体的前 6 阶振型多种多样，这些振型会各自影响箱体的结构和强度，故对影响较大的部位需要适当的加固以减少振动对箱体的影响。

假设其减速器的输入转速为 1000 r/min，按照以下公式：

$$\omega = \frac{n}{60} \quad (6)$$

将有限元分析得到的减速器箱体前六阶频率代入上式，得到不同固有频率下的减速器输入转速( $n$ )为 [13]:

$$\begin{aligned}
 n &= 60 \times \omega = 60 \times 617.4 = 37044 \text{ r/min} \\
 n &= 60 \times \omega = 60 \times 1297.7 = 77862 \text{ r/min} \\
 n &= 60 \times \omega = 60 \times 1403.4 = 84204 \text{ r/min} \\
 n &= 60 \times \omega = 60 \times 1499.5 = 89970 \text{ r/min} \\
 n &= 60 \times \omega = 60 \times 1766.1 = 105966 \text{ r/min} \\
 n &= 60 \times \omega = 60 \times 1894.8 = 113688 \text{ r/min}
 \end{aligned} \quad (7)$$

通过对上述转速进行比较分析发现：能够引起单级圆柱齿轮减速器箱体共振的转速是在 37,043.4~113,688 r/min 之间，减速器的实际工作转速远远低于上述转速，说明这种情况下，减速箱体几乎不会发生共振变形。

## 4. 减速器箱体的谐响应分析

### 4.1. 谐响应分析方法

谐响应分析是通过扫频分析不同频率和振幅下的结构在谐波载荷下的响应，以避免共振的发生[14]。其动力学的通用方程是：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (8)$$

式中,  $[M]$  是质量矩阵;  $[C]$  是阻尼矩阵;  $[K]$  是刚度矩阵;  $\{x\}$ ,  $\{\dot{x}\}$ ,  $\{\ddot{x}\}$  分别代表位移、速度和加速度矢量;  $\{F(t)\}$  是力矢量, 上面的等式右侧为:  $F = F_0 \cos(\omega t)$ 。

#### 4.2. 谐响应仿真前处理

在模态分析的基础上, 采用模态叠加法进行谐响应分析, 对大齿轮孔位置施加 400 N·m 的转矩, 小齿轮孔位置施加 200 N·m 的转矩。考虑到高频激励对减速器箱体动态响应的影响, 其计算频率范围为 0~2000 Hz, 其施加的转矩方向如图 6 所示。

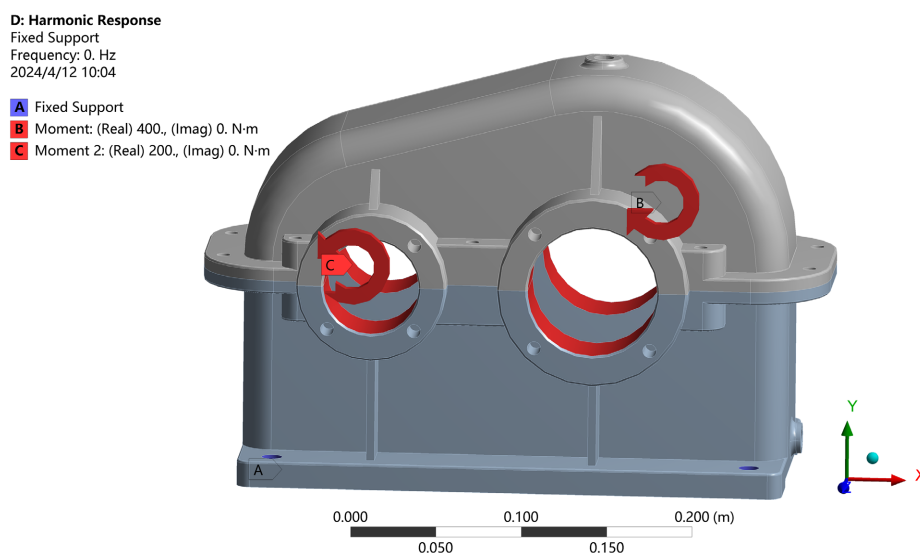


Figure 6. Applying torque to the reducer box  
图 6. 对减速器箱体施加力矩

#### 4.3. 不同方向谐响应仿真结果分析

分别分析齿轮箱在 X 轴、Y 轴和 Z 轴方向上的响应情况, 计算得到的单级圆柱齿轮减速器箱体位移一频率响应结果如图 7 所示。

表 3 给出了单级圆柱齿轮减速器箱体 X 轴、Y 轴和 Z 轴方向上在各自谐振频率处所对应的振动位移最大值。

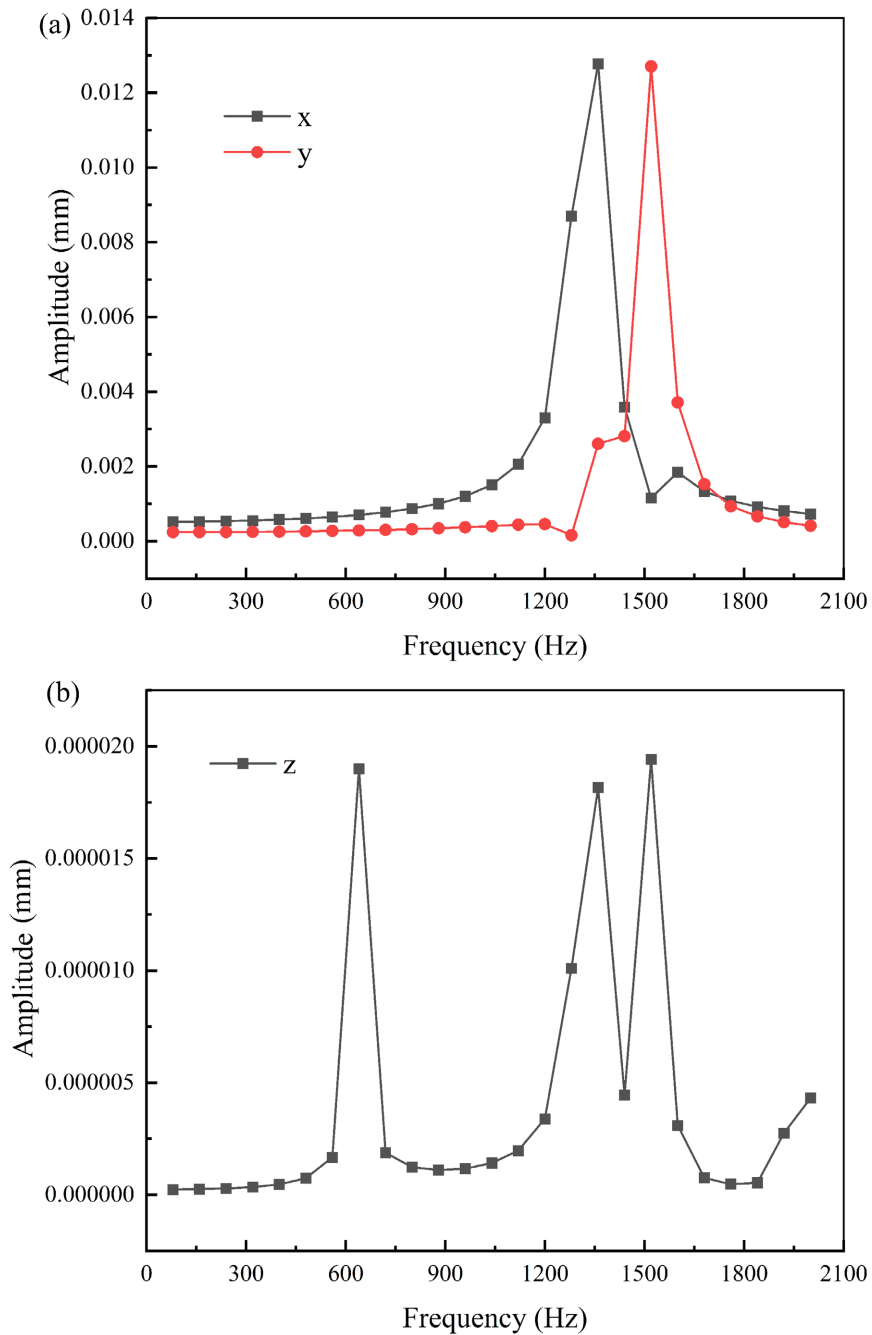
由图 7 和表 3 可以得出:

(1) 随着激励频率的增大, 振动位移会在相应的谐振频率处产生峰值, 其中 X 轴谐振频率在 1297.7 Hz 附近, 接近减速器箱体的第二、三阶固有频率, Y 轴谐振频率在 1500 Hz 附近, 接近减速器箱体的第四阶固有频率(1499.5 Hz), Z 轴谐振频率在 617.39 Hz 附近, 接近减速器箱体的一阶固有频率(617.39 Hz), 为提高寿命, 其外部激励应该避免上述频率区域。

(2) Z 轴方向上的振动位移要大于 X 轴和 Y 轴方向上的振动位移, X 轴方向上的振动位移和 Y 轴方向上的振动位移相似, X 轴、Y 轴和 Z 轴方向上的谐振区间不完全一致, 主要是因为减速器箱体在这三个方向上的结构差异所导致。

(3) 无论是 X 轴方向还是 Y、Z 轴方向, 谐振频率较高点都在低阶频率处(0~1700 Hz), 而对于高阶频率, 单级圆柱齿轮减速器箱体的振动比较小, 说明减速箱体对高频激励的动态响应良好。





**Figure 7.** Displacement-frequency response of reducer box: (a) X, Y axis direction  
**图 7.** 减速器箱体位移—频率响应: (a) X、Y 轴方向; (b) Z 轴方向

**Table 3.** Maximum values of vibration displacements of reducer box

**表 3.** 减速器箱体振动位移最大值

| 方向  | 谐振频率/Hz | 振动位移最大值/mm              |
|-----|---------|-------------------------|
| X 轴 | 1297.7  | $1.2781 \times 10^{-5}$ |
| Y 轴 | 1520.0  | $1.2706 \times 10^{-5}$ |
| Z 轴 | 617.4   | $1.9417 \times 10^{-8}$ |

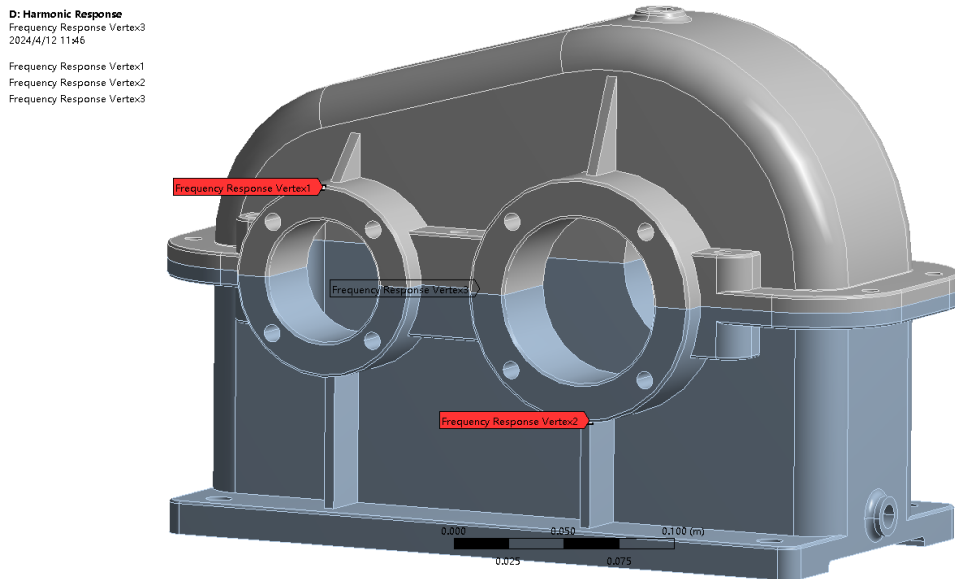


Figure 8. Nodal distribution position of reducer box  
图 8. 减速器箱体节点分布位置

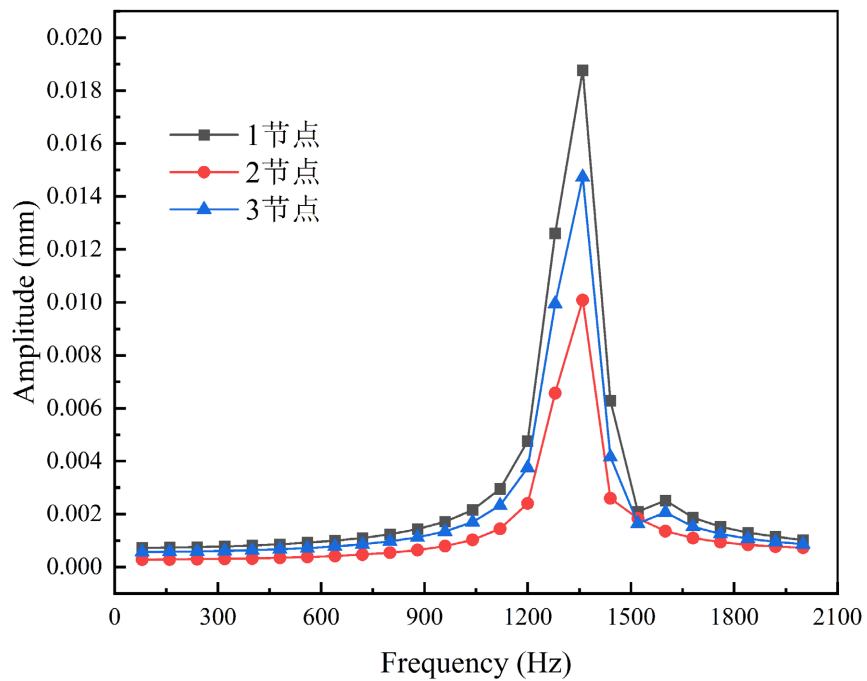


Figure 9. Displacement-frequency response at nodes of reducer box  
图 9. 减速器箱体节点处位移—频率响应

#### 4.4. 不同位置谐响应仿真结果分析

为了对比分析齿轮箱在 X 轴方向上其箱体上不同节点的响应情况，选定了减速器箱体的三个不同位置的节点进行分析[15]，其中 1 节点位置在减速器小轴承盖上边缘，2 节点位置在减速器大轴承盖下边缘，3 节点在减速器箱体中间面上，其选定的节点如图 8 所示，计算得到的单级圆柱齿轮减速器箱体位移 - 频率响应结果如图 9 所示。

表 4 给出了单级圆柱齿轮减速器箱体在 X 轴方向上的 1、2、3 节点的各自谐振频率处所对应的振动位移最大值以及在 1520 Hz 时振动位移[16]。

Table 4. Maximum value of box node vibration displacement

表 4. 箱体节点振动位移最大值

| 节点 | 谐振频率/Hz | 振动位移最大值/m               | 1520 Hz 时振动位移/m         |
|----|---------|-------------------------|-------------------------|
| 1  | 1360.0  | $1.8777 \times 10^{-5}$ | $2.0924 \times 10^{-6}$ |
| 2  | 1360.0  | $1.0085 \times 10^{-5}$ | $1.8396 \times 10^{-6}$ |
| 3  | 1360.0  | $1.4735 \times 10^{-5}$ | $1.6448 \times 10^{-6}$ |

由图 9 和表 4 可知：

(1) 随着激励频率的增大，振动位移会在相应的谐振频率处产生峰值，其三节点处的峰值所对应的谐振频率一致，这是因为都在 X 轴方向上，但振动位移的最大值不同，在 1360.0 Hz 时，1 节点的振动位移最大，2 节点的振动位移最小。

(2) 通过对比三节点在 1520 Hz 时的振动位移可以发现，1 节点在 1520 Hz 时振动位移出现极小值，3 节点在 1520 Hz 时振动位移出现极小值，3 节点在 1520 Hz 时振动位移曲线平缓。三个节点的 Z 轴位置相同，因此，这是由三节点的 X、Y 轴的位置不同导致的。

## 5. 结论

(1) 通过建立齿轮箱箱体有限元模型，对箱体进行静力学分析，可知该单级圆柱齿轮减速器箱体在工作过程中变形量小，且最大受力远远小于对应材料的许用应力。

(2) 通过单级圆柱齿轮减速器有限元动力学模型进行模态分析，计算得到了箱体的前 6 阶固有频率和振型，分析前六阶振型，得出各阶振型所对应的薄弱部分。计算结果表明，能够引起单级圆柱齿轮减速器箱体共振的转速是在 37,043.4~113,688 r/min。根据计算出的减速器危险转速范围，可以尽可能的避免引起减速器箱体共振的频率范围。

(3) 对单级圆柱齿轮减速器箱体进行谐响应分析，得到其 X、Y、Z 轴方向上的位移—频率响应曲线，通过分析其位移幅值随频率的变化情况，发现在 617.39 Hz、1297.7 Hz、1520 Hz 为峰值区域，从而避免这些区域。

## 参考文献

- [1] 王胜男, 周建军, 阿达依·谢尔亚孜旦. 两级齿轮减速器级间耦合振动噪声特性分析[J]. 新疆大学学报(自然科学版)(中英文), 2020, 37(4): 551-561.
- [2] 王鑫兴, 王士军, 王文龙, 等. 基于拓扑优化的搅拌车减速器箱体轻量化研究[J]. 制造业自动化, 2023, 45(4): 59-62.
- [3] 张楠, 孙章栋, 任爱华, 等. 基于拓扑优化的减速器箱体轴承座动刚度优化分析[J]. 机械设计与研究, 2022, 38(4): 94-97+108.
- [4] 刘五合, 吴樾, 张帆. 基于声学超材料的齿轮减速器箱体减振方法研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(9): 170-177.
- [5] 王文龙, 王士军, 王鑫兴, 等. 基于刚柔耦合的行星齿轮减速器减振降噪研究[J]. 现代制造工程, 2022(2): 79-85.
- [6] 何鹏辉, 关鹤, 赵玉凯, 等. 某型齿轮减速器箱体仿真分析[J]. 内燃机与配件, 2023(5): 14-16.
- [7] 车永昌. 高速高加速度数控机床滚珠丝杠系统动力学特性分析[D]: [硕士学位论文]. 兰州: 兰州理工大学, 2021.
- [8] 刘海林, 张岩, 王以阳. 基于 ANSYS 的叉车减速器壳体分析与优化[J]. 机械工程与自动化, 2021(4): 54-56.

- [9] 翟聪, 杨顺成, 肖焱. 新型少齿差行星减速器箱体结构有限元分析[J]. 机械传动, 2017, 41(5): 148-152.
- [10] 朱帅华, 王征兵, 张志宏, 颜世钊, 刘忠明. 新型轻量化桥式起重机减速器箱体分析及结构优化[J]. 机械传动, 2017, 41(7): 149-153.
- [11] 颜世钊, 汪军, 李优华. SYJX1100-R 五缸钻井泵组二减速器箱体有限元分析[J]. 机械设计, 2021, 38(S1): 134-137.
- [12] 方宇生. 1000kW 刮板机减速器箱体设计优化研究[D]: [硕士学位论文]. 北京: 中国矿业大学, 2020.
- [13] 南永博, 赵永强, 杜泉雄. 基于 ANSYS Workbench 的两级减速器箱体模态分析[J]. 机电信息, 2018(9): 88-89.
- [14] 汤晓波. 封闭差动齿轮减速器箱体振动特性分析研究[D]: [硕士学位论文]. 南京: 南京航空航天大学, 2020.
- [15] 王东升, 陈新记, 申东亮. 基于 ANSYS Workbench 的齿轮箱箱体模态及振动响应分析[J]. 煤矿机械, 2020, 41(7): 69-72.
- [16] 郑彬, 鄂靖元. 发动机连杆有限元模态分析及谐响应分析[J]. 机械设计, 2020, 37(S1): 98-101.