

汽车减速器箱体静力学分析及疲劳寿命计算

潘羽

上海理工大学, 上海

收稿日期: 2022年11月18日; 录用日期: 2023年1月11日; 发布日期: 2023年1月18日

摘要

针对汽车减速器箱体在运行工况下易产生疲劳失效问题, 首先建立某车型减速器箱体有限元模型, 对该模型进行模型简化、网格划分创建约束条件以及材料属性的添加, 采用刚性连接单元将减速器箱体连接起来组成减速器箱体有限元模型, 选择箱体额定工况并根据传动系统静力学分析得到轴承X、Y、Z方向三分力结果, 进行箱体静力学分析, 得到减速器箱体的位移和应力云图, 通过Adams对箱体传动系统进行动力学仿真, 得到箱体轴承座在额定工况下的仿真载荷, 施加载荷并通过名义应力法进行箱体的疲劳寿命计算, 根据箱体材料的S-N曲线以及疲劳累积损伤理论得到箱体疲劳寿命结果, 观察箱体不同位置的损伤情况, 为后续箱体结构优化进行参考。

关键词

减速器箱体, 静力学分析, 动力学仿真, 疲劳寿命

Static Analysis and Fatigue Life Calculation of Automobile Reducer Case

Yu Pan

University of Shanghai for Science and Technology, shanghai

Received: Nov. 18th, 2022; accepted: Jan. 11th, 2023; published: Jan. 18th, 2023

Abstract

Aiming at the problem of fatigue failure of automobile reducer box in operation condition, the finite element model of a vehicle reducer box was established first. The model was simplified, mesh was divided to create constraint conditions and material attributes were added to the model. The rigid connection unit was used to connect the reducer box to form the finite element model of the reducer box. Select the rated working conditions of the box and obtain the results of the three-component forces in the direction of X, Y and Z according to the statics analysis of the transmission

system. Carry out the statics analysis of the box and obtain the displacement and stress nephogram of the reducer box. Conduct the dynamics simulation of the box drive system through Adams to obtain the simulation load of the box bearing seat under the rated working conditions. Load was applied and the fatigue life of the box was calculated by the nominal stress method. The fatigue life of the box was obtained according to the S-N curve of the box material and the theory of fatigue cumulative damage. The damage of the box at different positions was observed, which was a reference for the subsequent optimization of the box structure.

Keywords

Reducer Box, Static Analysis, Dynamic Simulation, Fatigue Life

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

汽车减速器箱体是安装各传动轴的基础部件，其主要作用是传递由动力源驱动电机传递出的转速和转矩。而减速器箱体起到支撑齿轮传递系统的作用，其所受到的激励十分复杂，运行工况非常恶劣，对减速器箱体的运行性能、疲劳寿命进行研究是必不可少的[1]；要求箱体具有足够的刚度，以确保各传动轴的相对位置精度。因此，减速器箱体设计工作中需分析其强度、刚度以符合使用性能的要求。

国内外许多学者对减速器箱体的静态和动态响应进行研究，魏静[2]等计算了风电齿轮箱基于内部激励的动态响应；刘涛[3]等基于 ANSYS 优化功能对减速器箱体结构进行优化；马云睿[4]等以二级减速器为研究对象，对箱体进行静态分析，证明结构设计的合理性，对箱体施加正弦激振力，进行谐响应分析，探究在各阶模态下箱体的响应规律；王富民[5]等针对齿轮箱进行谐响应分析，得出不同频率下的振动响应。

综上所述，需要对减速器箱体进行静力学分析和疲劳寿命计算，确保箱体的刚度、强度满足设计要求[6]。采用现代仿真分析软件，通过对其箱体开展仿真分析能有效减少设计上的缺陷，提高设计效率，减少量产风险，具有重要的工程实际意义。

2. 减速器箱体有限元模型建立

2.1. 减速器箱体几何建模

本文分析的目标为汽车减速器箱体，首先使用 Solidworks 三维建模软件对减速器箱体进行几何建模，减速器箱体所用材料是钢，分成箱体上部的箱盖和底部的箱座。箱体上分布着加油孔、轴承、螺栓等孔洞等形成的特殊设计。由于很多局部的零部件或结构对后续分析影响不大，所以在建模过程中对这一部分进行了简化。图 1 所示为简化后的减速箱箱体模型。

2.2. 箱体模型网格划分

将箱体的几何模型导入 hypermesh 软件进行前处理，减速箱箱体是通过铸造而成的，顶部箱盖以及底部箱座材料相同，选用材料钢作为箱体结构的材料并赋予属性，其密度为 7.85 g/cm^3 ，泊松比为 0.3，弹性模量为 $2.1 \times 10^5 \text{ Mpa}$ 。

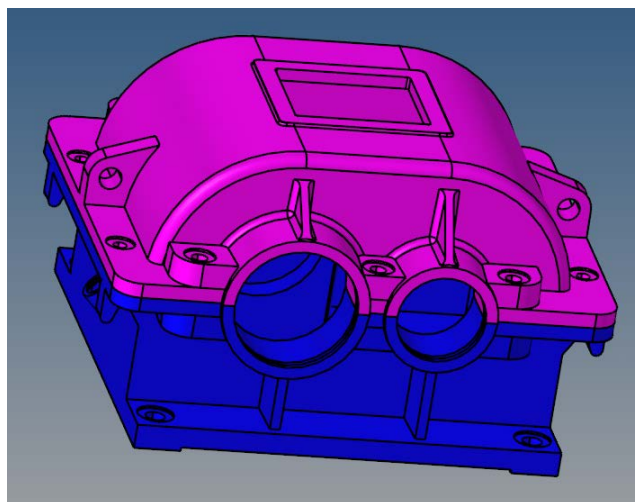


Figure 1. Reducer box geometry model

图 1. 减速器箱体几何模型

完成的减速器箱体模型通过有限元分析软件 hypermesh 进行网格划分。使用有限元软件前处理模块中的六面体主导网格划分法进行网格划分,可设定网格大小为 5 mm,在箱体网格划分之后,应对箱体载荷及加载位置进行细化处理,并对箱体轴承座及螺栓孔位置进一步网格细化。从而在保证关键部位计算精度的同时,也大大的节省了有限元分析的时间。

处理完后全部的减速器箱体网格模型节点为 72,674 个,单元 288,470 个。最终得到的减速器箱体网格模型如图 2 所示。

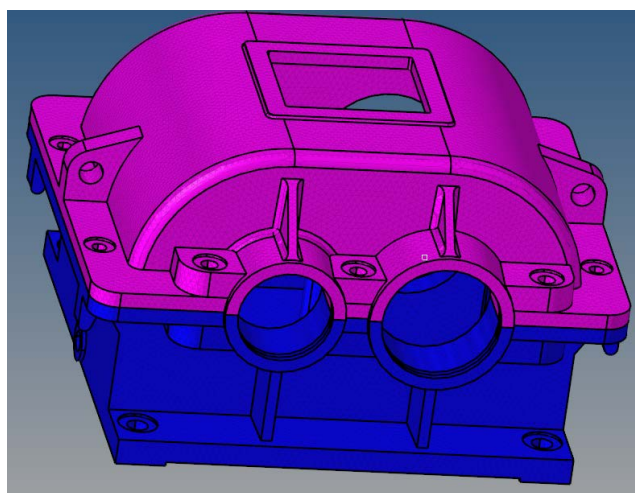


Figure 2. Finite element model of reducer casing

图 2. 减速器箱体有限元模型

2.3. 箱体约束条件建立

减速器箱体模型由上部的箱盖以及底部的箱座两部分组成,由多个螺栓连接使用 RBE2 刚性单元将上箱体和下箱体之间的螺栓连接,箱座底部使用 SPC 约束将箱体与车身进行螺栓固定。箱体的轴承座处采用 rbe3 集成节点进行约束,约束完成的箱体模型如图 3 所示。

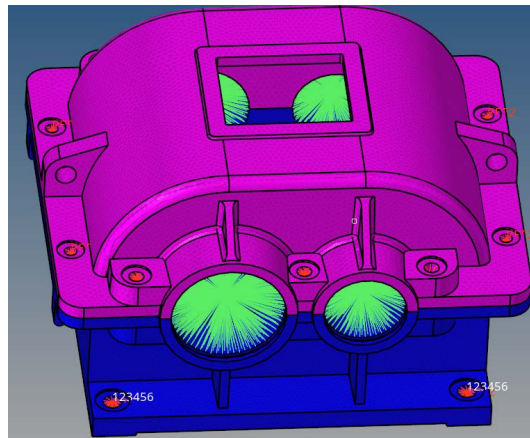


Figure 3. The restraint condition of reducer box is established

图 3. 减速器箱体约束条件建立

3. 减速器箱体静力学分析

3.1. 额定工况下传动系静力学分析

按照额定工况(表 1), 将输入转速、输入功率和工作扭矩等在模型中添加, 完成齿轮从概念设计转化为详细设计, 要保证齿轮轮齿不干涉, 能够正常啮合。进行初步静力学分析, 得到初步的轴承 X、Y、Z 三方向分力(表 2)。

Table 1. Working parameters of reducer box
表 1. 减速器箱体工况参数

工况	额定工况
输入功率(kW)	7.4
输入转速(r/min)	1100
输出转速(r/min)	53.6
工作扭矩(Nm)	64.2
负载(N·m)	796

各传动系统的轴承位置示意如图 4 示意。通过 ROMAX 软件仿真获得的作用于各个轴承的三向分力如表 2 所示。

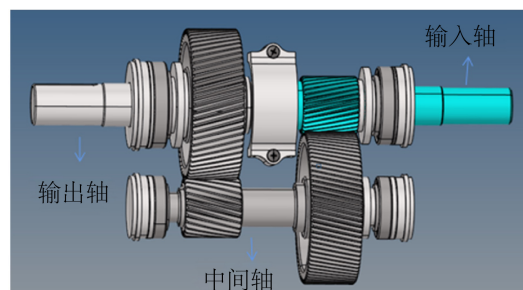


Figure 4. Reducer box drive system

图 4. 减速器箱体传动系统

Table 2. Romax statics analysis of three-component forces at bearings
表 2. Romax 静力学分析轴承处三分力

轴承位置	轴承力(KN)		
	X	Y	Z
输入轴	-4.085	3.551	-0.378
中间轴	-2.986	1.182	0.725
输出轴	-6.619	4.170	1.671

坐标系说明：Romax 中 Z 轴为轴向；Hyperworks 有限元模型中 Y 轴为轴向。Hyperworks 中的 X 轴方向与 Romax 中的方向相反，Hyperworks 中的 Z 轴为 Roamx 的建模的 Y 轴，Hyperworks 中的 Y 轴为 Romax 的建模的 Z 轴。Romax 静力学分析获得的是传动系统对轴承座的作用力。通过坐标转换可以得到作用在轴承座三个方向的力。

3.2. 箱体静力学分析

实际工作中，齿轮轴将齿轮传动承受的载荷作用在滚动轴承上，滚动轴承再将载荷传递到齿轮箱的轴承座，齿轮箱受力发生弹性变形，产生内部激励，影响传动性能，因此必须通过静力分析，预测箱体在正常工作不发生大变形且不会因应力过大而破坏。

静力学分析一般认为理想下的负载保持恒定，在给定的负载情况下，构件因此产生的变化随时间的变化较小[7]。静力分析方程如下：

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

式中： $[K]$ 为系统刚度矩阵； $\{U\}$ 为系统节点位移向量； $\{F\}$ 为系统节点力向量。

减速器箱体在静载作用下，存在多处应力较大的部位，如箱体螺栓孔、加强筋处等，这些部位往往是箱体强度设计中可能的危险部位。在结构整体满足刚度等要求的情况下，为了校核结构中薄弱位置承载以及抵抗破坏的能力，需要评估其静强度。一般要求结构需满足如下的强度准则：

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad (2)$$

其中， σ_{\max} 为最大应力， $[\sigma]$ 为许用应力

将上文得到的箱体的激励力加载在轴承座处，可以得到减速器箱体的位移和应力云图，如图 5 和图 6 所示。

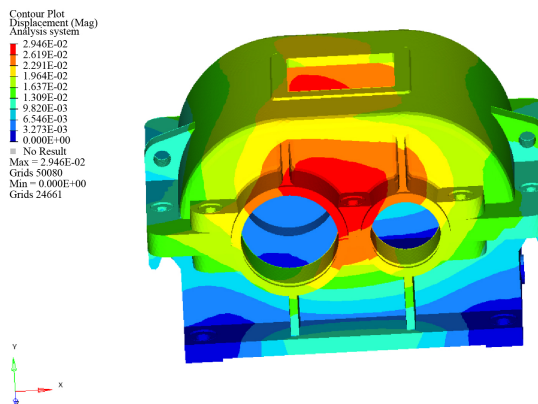


Figure 5. Deformation cloud image of the box
图 5. 箱体形变云图

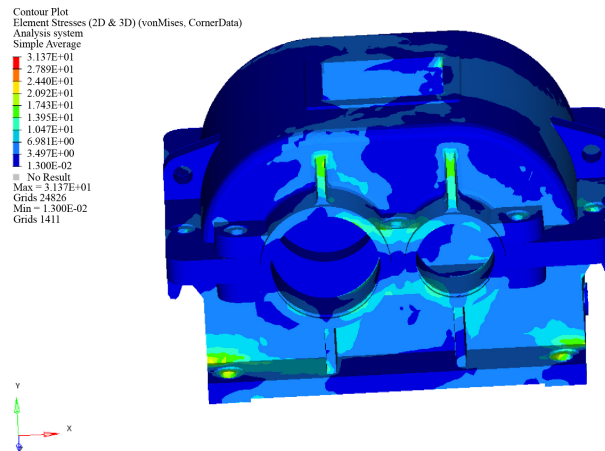


Figure 6. Box stress nephogram
图 6. 箱体应力云图

在箱体轴承座施加三分力得出的结果可知，箱体加强筋以及箱体底部固定螺栓孔处应力较大，其中应力最大处为箱体底部固定螺栓孔位置，应力大小为 31.37 Mpa，小于钢材料的屈服强度 235 Mpa，满足设计要求。箱体的最大变形为 0.029 mm，位于箱体轴承座加强筋处，符合箱体实际受力状态。其中应力较大的部分可能为减速器箱体最容易失效的部分，这为后续进行箱体疲劳寿命分析提供依据。

4. 箱体疲劳寿命分析

4.1. 基于时域法的疲劳寿命分析

现阶段疲劳分析方法主要有名义应力分析法、局部应力应变分析法、疲劳可靠性设计法和损伤容限分析法等，其中名义应力法和局部应力应变法是疲劳寿命分析中最常用的分析方法。本项目采用时域名义应力法对箱体结构计算疲劳寿命，名义应力法以材料或零件的 S-N 曲线为基础，对照试件或结构疲劳危险部位的名义应力，结合疲劳损伤累积理论，校核疲劳强度或计算疲劳寿命。名义应力法首先通过有限元分析确定结构的危险部位，然后计算结构所承受的载荷谱，从而确定结构危险部位的名义应力谱，在结合材料的 S-N 曲线和疲劳累积损伤理论计算危险部位的疲劳寿命，本文进行疲劳分析的主要流程图如图 7 所示。

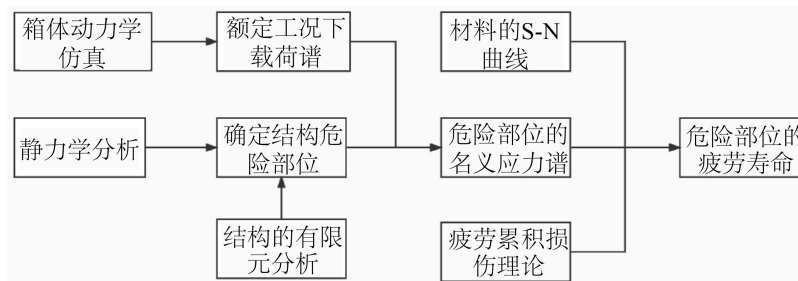


Figure 7. Box load fatigue damage process
图 7. 箱体载荷疲劳损伤流程

4.2. 疲劳累积损伤理论

获得材料的 S-N 曲线以及结构受到的外载荷后，这时需要基于疲劳累积损伤理论来精准的计算箱体

的疲劳寿命。损伤是指当构件承受高于疲劳极限的载荷时，载荷每次作用在构件上都会对其产生当量的损伤，通常认为这是能量的积累。当损伤累积到某一极限时零部件就被破坏。为了能精准地预测疲劳寿命，科学工作者提出了多种疲劳累积损伤理论。本文使用的是最普遍的 Miner 线性累积损伤理论[8]。

Miner 准则假设材料在各级应力水平下的疲劳损伤是各自单独累积且互不影响，其总损伤可线性叠加。Miner 认为任意应力范围 S_i 造成的损伤和实际循环数与总循环数之比呈线性关系，试样所吸收能量达到极限值时发生疲劳破坏。设材料在载荷 S_1 作用下发生破坏时吸收能量为 W ，载荷循环数为 N_1 ；材料在载荷 S_1 作用 n_1 次时材料吸收的能量为 W_1 ，那么有：

$$\frac{W_1}{W} = \frac{n_1}{N_1} \quad (3)$$

对不同载荷级，有：

$$\frac{W_i}{W} = \frac{n_i}{N_i} \quad (4)$$

当能量累加到极限时，材料发生疲劳破坏，则有：

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{W_i}{W} = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (5)$$

4.3. 箱体额定工况下载荷谱构建

计算箱体的疲劳损伤，需要获得实际工况下箱体承受的真实载荷谱。通过 Adams 动力学仿真软件输入额定工况下箱体功率、负载等工作参数，仿真出额定工况下对应的箱体各轴承座处的真实载荷，通过上文表 1 可知箱体对应的额定工况。箱体仿真得出的载荷如图 8 所示。

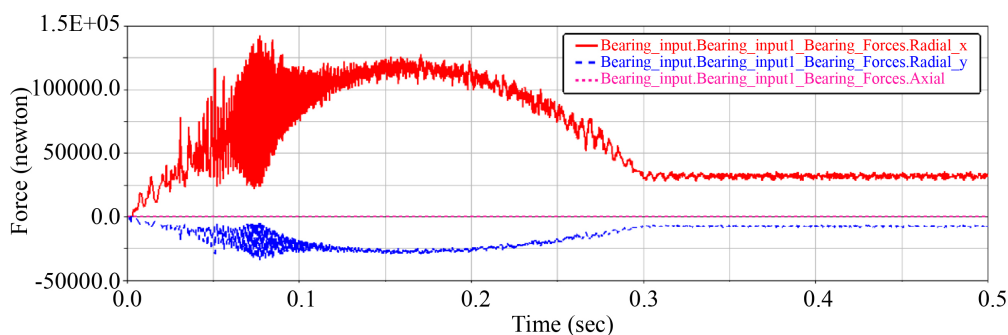


Figure 8. Box input shaft bearing position three-way load
图 8. 箱体输入轴轴承位置三向载荷

基于 Adams 动力学仿真获得的各轴承座的时域载荷时长为 0.5 s，考虑稳态工况时，选取 0.3~0.5 s 稳定状态下的 0.2 s 载荷作为轴承座载荷。包含 4 个轴承座处 x、y、z 方向的共 12 个载荷。

4.4. 箱体材料的 S-N 曲线

反映材料疲劳强度的特性曲线为 S-N 曲线，材料的 S-N 曲线可表示为[9]：

$$\sigma m N = C \quad (6)$$

式中， σ 为应力幅值， N 为循环次数， m 和 C 为与材料、加载方式有关的系数。

箱体钢材料的实测 S-N 曲线如图 9 所示。

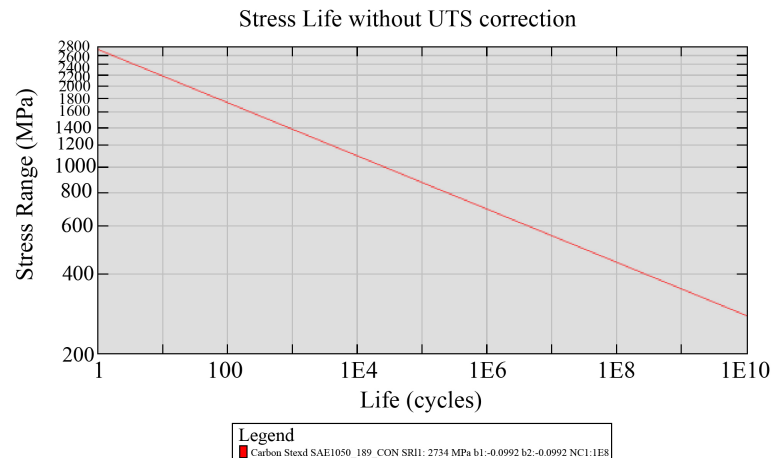


Figure 9. S-N curve of box material
图 9. 箱体材料的 S-N 曲线

箱体材料的 S-N 曲线中的部分参数如上图所示,在 ncode 中绘制出实验得到的箱体钢材的 S-N 曲线,对应的弹性模量 2.1e5 Mpa, 疲劳强度指数-0.099, 极限抗拉强度 637 Mpa, 将生成的 S-N 曲线导入 ncode 材料库并赋予箱体进行疲劳计算。

材料的 S-N 曲线一般是在对称循环应力下获得的,若机械零部件所受应力为非对称循环应力,在进行疲劳寿命分析时需要进行应力修正,将非对称应力转化为对称应力,常用的修正模型有 Goodman 直线模型和 Gerber 抛物线模型。

对箱体材料的 S-N 曲线采用 Goodman 模型进行应力修正[10],主要过程如下:

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right) \right] \quad (7)$$

式中, σ_a 为应力幅值; σ_m 为应力均值; σ_b 为强度极限。

经 Goodman 应力修正后的 S-N 曲线可以表示为:

$$N \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_b - \sigma_m} \sigma_b \right)^m = C \quad (8)$$

4.5. 箱体疲劳寿命分析流程

在进行箱体时域疲劳分析时,主要包括在 hyperworks 中的预处理及后处理、ncode 中的疲劳寿命分析两大模块。

Hyperworks 中的预处理: 箱体几何模型的网格划分,生成网格密度合适的有限元模型;对箱体结构各组成部分赋予相应的材料属性;在箱体的螺栓孔处施加固定约束,在输入轴、中间轴以及输出轴的轴承座处施加 x、y、z 方向单位的力;定义 x、y、z 方向上的载荷步并进行单位力加载下的运算,将生成的 op2 文件导入到 ncode 软件中。

ncode 中的疲劳寿命分析: 在 SN Analysis 模块中载入此前通过 adams 仿真出的额定工况下输入轴、中间轴和输出轴各轴承座处 x、y、z 方向的时间载荷,构建合适的时间载荷序列,对箱体赋予实测的材料 S-N 曲线,通过累积疲劳损伤理论进行疲劳寿命分析,得到最终的时间载荷下的箱体结构疲劳寿命,箱体疲劳分析流程如图 10 所示,箱体疲劳寿命计算结果如图 11 所示。

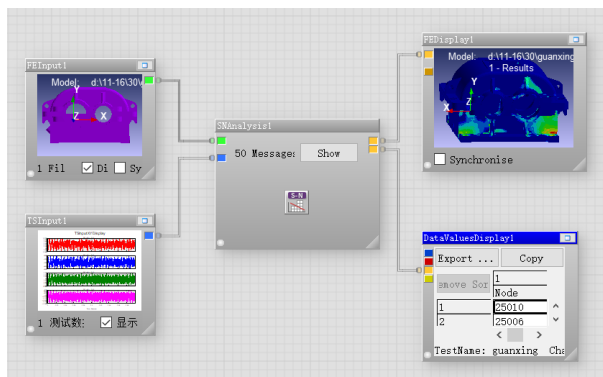


Figure 10. Box fatigue analysis process
图 10. 箱体疲劳分析流程

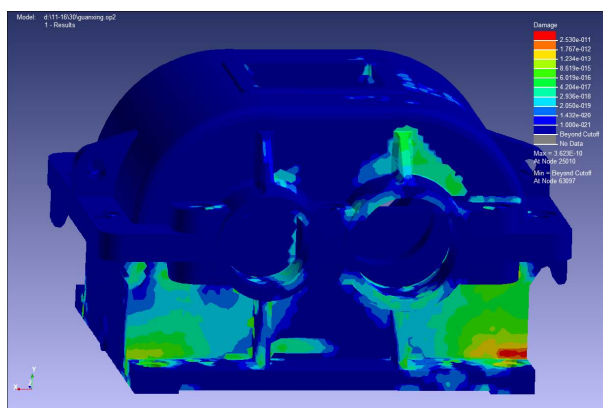


Figure 11. Damage cloud image of the box
图 11. 箱体损伤云图

由计算结果可知，箱体底座螺栓孔位置以及箱体加强筋位置存在较大的损伤，其中最大损伤点为 25010，位于箱体底座螺栓孔位置附近，损伤值为 3.623×10^{-10} ，循环次数 2.76×10^9 ，由于加载 0.2 s 时间长度的载荷，因此寿命为 5.52×10^8 s，满足减速器设计的寿命要求。

5. 结论

本文对汽车减速器箱体进行静力学分析和疲劳寿命计算，并通过额定工况实际仿真得到箱体轴承座三分力和载荷，可以得到如下结论：

1) 通过箱体静力学分析结果可知，箱体加强筋位置以及箱体底部固定螺栓孔处应力较大，其中应力最大处为箱体底部固定螺栓孔位置，应力大小为 31.37 Mpa，小于钢材料的屈服强度 235 Mpa，满足设计要求。箱体的最大变形为 0.029 mm，位于箱体轴承座加强筋处，符合箱体实际受力状态。

2) 由箱体疲劳寿命分析结果可知，最大损伤点为 25,010，位于箱体底座螺栓孔位置附近，损伤值为 3.623×10^{-10} ，循环次数为 2.76×10^9 次，满足疲劳寿命要求。

参考文献

- [1] 陈育荣, 张文勋, 孙章栋. 某越野车主减速器箱体强度优化分析[J]. 湖北汽车工业学院学报, 2020, 34(2): 16-18+23.
- [2] 魏静, 孙清超, 孙伟, 等. 大型风电齿轮箱系统耦合动态特性研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(8): 16-23.

-
- [3] 刘涛, 李浙昆, 李硕, 等. 基于 ANSYS 的减速机齿轮箱结构优化[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(9): 117-119.
- [4] 马云睿, 张凯杰, 郁钦阳, 丁超杰. 基于 ABAQUS 的二级减速器箱体有限元分析与回归分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2022, 60(9): 141-145.
- [5] 王富民, 李捷, 杨建伟, 等. 地铁齿轮箱箱体模态及谐响应分析[J]. 机械传动, 2015, 39(9): 146-150.
- [6] 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.
- [7] Clausen, A., Andreassen, E. and Sigmund, O. (2017) Topology Optimization of 3D Shell Structures with Porous Infill. *Acta Mechanica Sinica*, **33**, 778-791. <https://doi.org/10.1007/s10409-017-0679-2>
- [8] 胡文生. 游梁式抽油机减速器箱体疲劳寿命分析[D]: [硕士学位论文]. 郑州: 中原工学院, 2017.
- [9] 熊长炜, 王海霞, 张磊, 冯朝阳. 中心驱动磨机减速器箱体强度有限元分析[J]. 矿山机械, 2011, 39(2): 116-119.
- [10] Svanberg, K. (1987) The Method of Moving Asymptotes—A New Method for Structural Optimization. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, **24**, 359-373. <https://doi.org/10.1002/nme.1620240207>