

某商用车后桥静力学及疲劳分析

桑武壮

上海理工大学, 上海

收稿日期: 2022年11月5日; 录用日期: 2023年1月3日; 发布日期: 2023年1月10日

摘要

针对后桥板簧座焊缝处易产生疲劳破坏的问题, 首先建立了后桥有限元模型, 为减少计算量, 并尽可能的保证仿真精度, 对后桥有限元模型进行了整体简化, 几何清理等处理, 随后对模型进行网格划分并创建边界条件。本文选取最大垂向力工况对后桥进行静力学分析, 在后桥的两个板簧座上施加垂向静态载荷, 垂向载荷的大小由后轴满载静载计算得出, 随后便可对后桥进行强度计算, 得到汽车后桥在最大垂向力工况下的应力及位移云图。采用惯性释放的方法, 求解后桥在各个单位载荷下的应力状态, 基于惯性释放仿真结果, 在Ncode中结合材料S-N曲线并根据后桥满载轴荷定义时间序列载荷, 运用线性疲劳损伤理论对后桥进行疲劳寿命评估。观察后桥不同位置的损伤状态, 为后桥结构设计提供参考。

关键词

汽车后桥, 静力学分析, 疲劳寿命, 有限元仿真

Statics and Fatigue Analysis of a Commercial Vehicle Rear Axle

Wuzhuang Sang

University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Nov. 5th, 2022; accepted: Jan. 3rd, 2023; published: Jan. 10th, 2023

Abstract

In view of the problem that fatigue damage is easy to occur at the weld of the rear axle plate spring seat, the finite element model of the rear axle was first established. In order to reduce the calculation amount and ensure the simulation accuracy as much as possible, the finite element model of the rear axle was simplified and cleaned geometrically, and then the model was meshes and boundary conditions were created. In this paper, the maximum vertical force condition is selected to carry out static analysis of the rear axle, and the vertical static load is applied on the two plate

spring seats of the rear axle. The vertical load size can be calculated by the full load of the rear axle static load, and then the strength of the rear axle can be calculated, and the stress and displacement nebulae of the rear axle under the maximum vertical force condition can be obtained. The stress state of the rear axle under each unit load was solved by the method of inertia release. Based on the inertial simulation results, the S-N curve of the material was combined in Ncode and the time series load was defined according to the full load of the rear axle. The fatigue life of the rear axle was evaluated by the linear fatigue damage theory. The damage state of rear axle at different positions was observed to provide reference for the structural design of rear axle.

Keywords

Automobile Rear Axle, Statics Analysis, Fatigue Life, Finite Element Simulation

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

在汽车开发过程中, 结构部件的疲劳耐久性能开发是一个关键和核心的技术领域。汽车后桥是支撑汽车负荷并将载荷传递给车轮的重要零部件, 其设计质量的好坏对汽车安全性至关重要[1]。在实际行驶过程中, 由于工作环境变化较大且路面情况复杂, 后桥在承受车身带来的垂向载荷之外还需要承受路面不平整带来的交变载荷。在交变载荷的作用下, 易引起后桥疲劳破坏, 直接影响后桥使用寿命, 甚至影响汽车的行驶安全性。

近年来, 利用 CAE 方法对后桥进行疲劳分析日益广泛, 阳荣慧, 李新庄[2]等联合使用 Hypermesh 及 ABAQUS 软件计算后桥结构应力, 荣兵, 肖攀[3]等将汽车试验场实测载荷谱, 按各路面载荷谱在频域下主要集中频段的高低划分为低频和高频路面载荷谱。并对高频路面和低频路面采集到的载荷分别进行处理, 利用有限元和疲劳分析理论, 对后桥进行疲劳寿命分析预测。

后桥在强度, 抗冲击性, 疲劳强度及可靠性方面都有很高的要求, 对后前进行静力学分析及疲劳寿命评估对体高汽车行驶安全性具有重要意义。

2. 后桥有限元模型建立

2.1. 建立后桥三维数模

本文选取的目标车辆后桥作为驱动桥, 不仅起到了承载车架及车身重力、降速增距、改变动力传递方向, 传递动力的作用。其主要通过板簧悬架和减震器与车身相连, 左右两端与轮毂相连。后桥总成模型主要有桥壳、减速器、差速器、板簧座、半轴管套以及各类连接件组成。在汽车行驶过程中, 发动机转矩通过万向节传递到减速器、差速器、半轴再传送到驱动车轮, 实现降速增大转矩, 通过主减速器圆锥齿轮改变力矩传递方向。图 1 是后桥总成示意图。

2.2. 后桥模型简化

2.2.1. 后桥模型几何清理

由于后桥内部结构复杂, 有较多微小结构体, 若将这些微小的结构体全部考虑进去, 建模搭建的工

作量会成倍的增加，并且，在对后桥进行动静特性分析时，这些微小结构体对结果影响较小，但模型的单元数与节点数会发生剧增，计算量也随之剧增，大大降低计算效率。因此，在进行有限元模型搭建之前，应该进行几何清理，简化模型，避免不必要建模与计算。

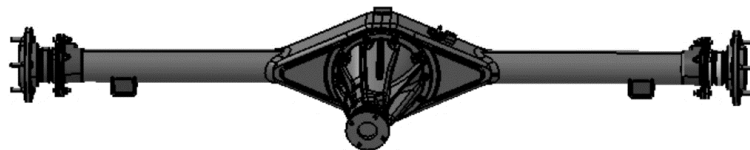


Figure 1. Diagram of rear axle assembly
图 1. 后桥总成示意图

对后桥进行有限元建模，需要将三维模导入 hypermesh 中。本文对于后桥中的螺栓螺母等微小结构体进行删除处理，只保留了桥壳，减压器，板簧座等部件，去掉后轴上一些不影响结果的倒角及小孔等。后桥原始模型如图 2 所示。

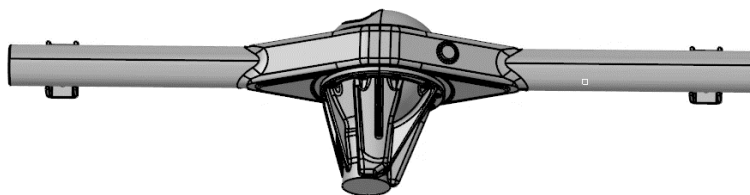


Figure 2. Original model of rear axle
图 2. 后桥原始模型

2.2.2. 焊缝建模

如果搭建有限元模型搭建仅仅是为了进行静态载荷分析或者模态分析，那么可以用 RBE2 单元将对应的节点连接起来即可。这种方式较为快捷，操作简单，但该方法仅仅是将结构通过 RBE2 单元刚性的连接在一起，与钢板弹簧座实际受力情况有所差异，无法对其进行疲劳分析。因为在进行疲劳分析时，焊缝模拟方式对仿真结果影响较大，因此，为了在疲劳分析中必须更加准确地模拟焊点焊缝，可以使用四边形壳单元模拟焊缝结构，并对其单独赋予材料和属性。本文即使用四边形单元模拟板簧座与轴壳，主减压器与轴壳之间的焊缝，如图 3、图 4 所示。

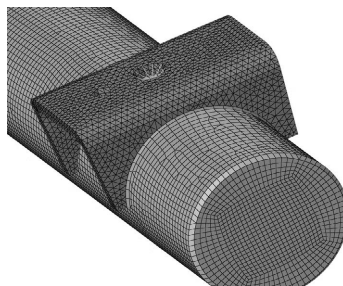


Figure 3. A quadrilateral element is used to simulate the weld between the axle housing and the plate spring seat

图 3. 使用四边形单元模拟桥壳与板簧座之间的焊缝

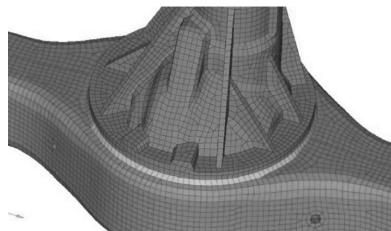


Figure 4. The quadrilateral element was used to simulate the weld between the axle housing reducer

图 4. 使用四边形单元模拟桥壳与减速器之间的焊缝

2.2.3. 建立板簧座约束条件

考虑到板簧座与其它零件的装配关系，模拟实际板簧座的边界约束条件的同时使得有限元模型尽量简化。对边界条件有 rigid 刚性单元和 rbe3 集成节点两种约束方法，本文采用 rigid 刚性单元，根据板簧座实际载荷受力范围，用 rigid 刚性单元连接范围内的所有节点，如图 5 所示。

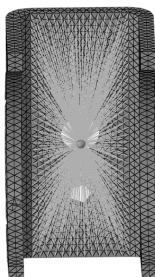


Figure 5. Rigid element was used to simulate the stress state of plate spring

图 5. 使用 rigid 刚性单元模拟板簧座受力状态

2.3. 网格划分

网格单元体划分是采用离散化的思想将模型有限细化，只有合理建立网格体系，才能从根本上提高结果的可靠性并降低计算时间。对于后桥壳与主减速器，首先使用四边形单元对其表面网格进行划分，然后利用 tetramesh 功能通过已经划分完成的四边形单元自动生成依附于原始四边形壳单元的六面体网格。对于板簧座，使用三角形单元进行划分，并对其进行网格局部细化，如图 6 所示。

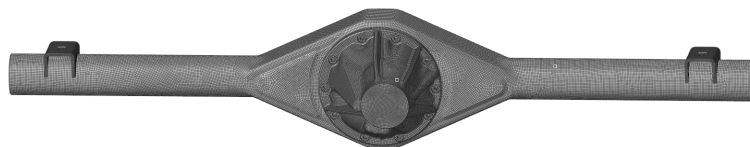


Figure 6. Finite element model of rear axle

图 6. 后桥有限元模型

3. 后桥静力学分析

3.1. 后桥工况载荷确定

汽车行驶中，后桥承载车身所有载荷，工况十分复杂。选择后桥垂向载荷工况进行计算，将后桥视

为空心筒支梁，通过轮毂轴承将桥壳两端支撑于后驱动轮上，其受力情况如图 7 所示。桥壳连接钢板弹簧处受载，沿左、右轮胎中心线，承受地面给轮胎的反力 $G_2/2$ 。其中， G_2 为汽车满载静载

当汽车在复杂路况行驶时，后桥除了承受静态载荷外，还承受附加垂直冲击载荷，此时桥壳受力最大，不受其他力和弯矩影响。则有

$$F_{\text{垂}} = F_{\text{静}} K = 1/2 mgK \quad (1)$$

式中， K 为动载荷系数，值为 3； m 为在路面时对后桥的满载质量，大小为 1500 kg； g 为加速度，大小为 9.8 m/s^2 ，计算得 $F_{\text{垂}} = 22050 \text{ N}$ 。

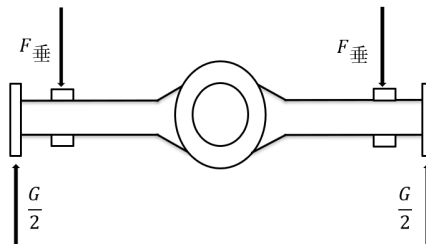


Figure 7. Force diagram of rear axle under maximum vertical displacement

图 7. 最大垂向力工况下后桥受力示意图

3.2. 后桥约束加载及有限元分析

后桥约束加载如图 8 所示，根据后桥实际工作状态，在前桥板簧座处 1D 单元主节点施加大小为 $0.5F_{\text{垂}} = 11025 \text{ N}$ 的 z 向力，其对应的位置为图中 1、2 处。并对轴壳一端 x 、 y 、 z 三个方向的平动自由度进行约束。为保证后桥模型不产生刚性位移，对轴壳的另一端 x 、 y 两个方向的平动自由度进行约束，约束位置分别为图中的 3、4 处。

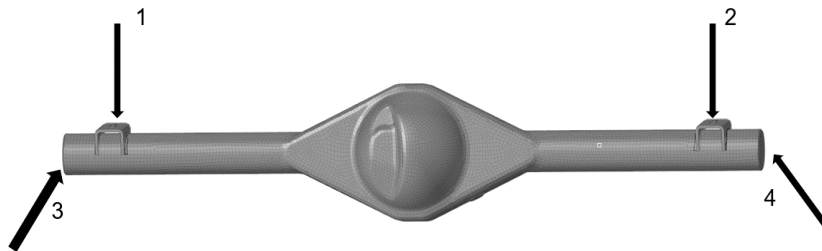


Figure 8. Rear axle constraint loading conditions

图 8. 后桥约束加载条件

根据以上载荷及约束条件计算出后桥应力位移和应力云图，分别如图 9，图 10 所示。

由分析结果可知，在最大垂向工况下的最大应力位于板簧座处内侧与轴壳焊缝处，与实际情况相符。原因是板簧承受了大部分车重，并且在车辆行驶过程中，路面经过车轮传递到车身的各种交变载荷大部分都被板簧所稀释缓冲，而板簧座与板簧相连，导致板簧座附近产生应力集中的现象，其应力大小为 302.2 Mpa ，小于材料的屈服强度 345 Mpa ，符合设计要求。后桥最大变形为 0.036 mm ，位于桥包处，符合汽车实际行驶状态。

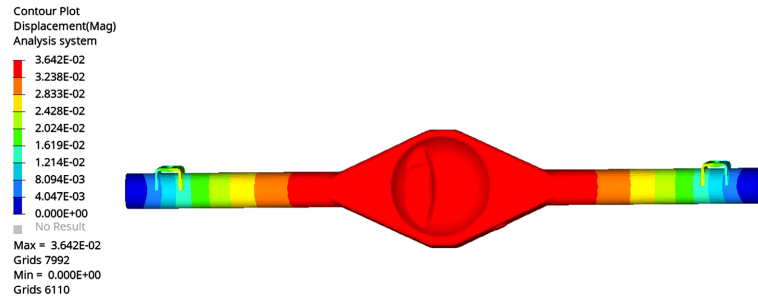


Figure 9. Nephogram of rear axle deformation
图 9. 后桥形变云图

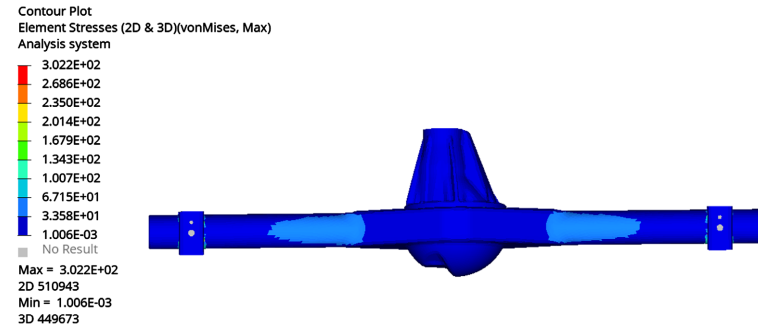


Figure 10. Stress nephogram of rear axle
图 10. 后桥应力云图

4. 后桥疲劳分析

4.1. 疲劳分析理论

根据后桥有限元分析结果，其最大等效应力明显小于材料屈服极限，可判定后桥属于低应力高周疲劳，故使用名义应力疲劳设计法(S-N)，基于线性累积损伤 Miner 理论进行疲劳寿命计算，该理论假设低于疲劳极限的应力不导致损伤，大小不同的载荷加载顺序对疲劳设计损伤不产生影响。据线性累积理论，材料在整个过程中的损伤是线性分布到每个循环的，若破坏的重复次数为 N_1 应力振幅的重复次数为 n_1 ，则应力振幅引起的损伤就是

$$D_1 = \frac{n_1}{N_1} \quad (2)$$

当损伤率 D_1 达到 1 时，则材料发生破坏，即判定零件失效。

同理

$$D_2 = \frac{n_2}{N_2}, D_3 = \frac{n_3}{N_3} \quad (3)$$

根据损伤叠加原理,当各级载荷对材料的累计损伤值达到 1 时，材料发生疲劳破坏，其公式为：

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_n}{N_n} \quad (4)$$

4.2. 定义载荷时间序列

载荷谱是进行零部件疲劳寿命分析的重要组成部分之一，结合实际工作环境，将后桥疲劳分析时间

载荷历程输入定义为等幅正弦波交变载荷，载荷幅值上限为 3 倍后轴静满载轴重，下限为 0.5 倍静满载轴重，载荷加载频率为 5 Hz，定义时间序列载荷谱如图 11 所示。

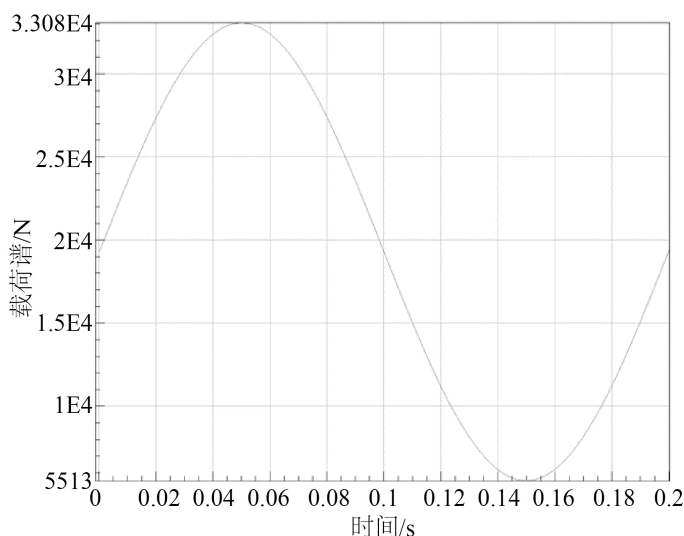


Figure 11. Time series load spectrum

图 11. 时间序列载荷谱

4.3. 后桥惯性释放

4.3.1. 惯性释放理论

惯性释放方法是可以对无约束或者约束不足系统的结构进行静力分析的一种方法。其特点是，先计算不平衡外力作用下结构的加速度，然后通过惯性力构造一个平衡的力系[4]。在实际有限元分析过程中，经常会遇到无法确认结构约束状态的情况，对于这种情况，我们无法对有限元模型施加准确的边界条件，而惯性释放法将结构恒定加速的状态视为一致稳定状态，将结构惯性力视为结构的外部载荷，与原有载荷达到一种“平衡”，施加虚约束使结构达到静力分析的要求。由于外部载荷处于平衡状态，虚约束不产生结构作用反力，因此不会对结构的传力路径造成影响，计算结果可以真实地反映结构的应力和变形。对于有限元模型，可建立如下平衡方程：

$$\{F\} + [M]\{\ddot{\delta}\} = 0 \quad (5)$$

式中： $\{F\}$ ——有限元模型中所有节点分量组成的节点外载荷向量； $[M]$ ——质量矩阵； $\{\delta\}$ ——有限元模型中所有节点加速度分量组成的节点加速度。

在 HyperMesh 软件中有自动惯性释放功能。本文中后桥受力复杂，很难找到明确边界条件。在 HyperMesh 中，将 PARAM 卡片的 INREL 调节为-2，软件就会自动进行惯性释放分析

4.3.2. 后桥工况设置

与后桥连接的部件有很多，如轮毂、板簧、传动轴等，由于本文时对于后轴进行最大垂向力工况进行疲劳寿命分析，且重点考察位置为钢板弹簧座附近，因此在利用惯性释放对后桥进行单位载荷下的静力分析时，只在两个钢板弹簧座主节点处，轴壳两端主节点处各设置一个垂向单位载荷工况，共四个工况。四种工况对应四个分析结果，四张应力云图，分别如下图 12~15 所示。

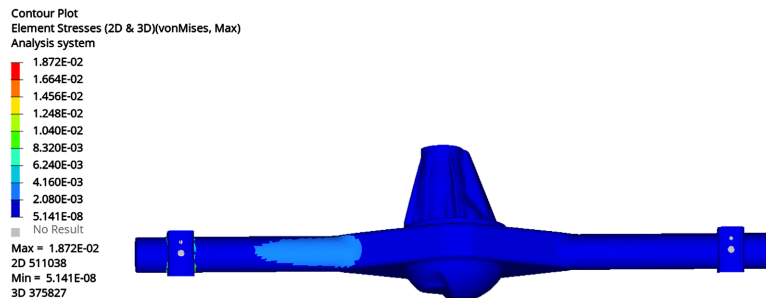


Figure 12. Stress nephogram of the left side of the plate spring seat under unit load condition in Z-direction

图 12. 板簧座左侧 z 向单位载荷工况下应力云图

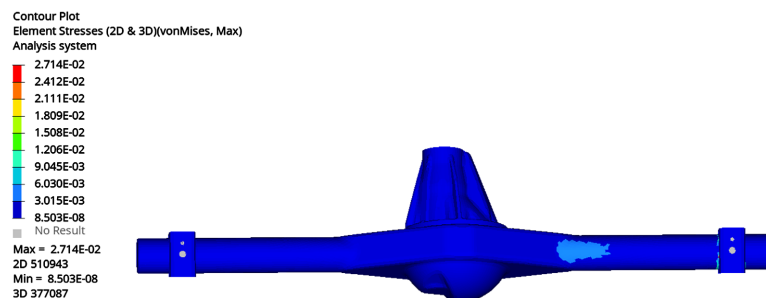


Figure 13. Stress nephogram of the right side of the plate spring seat under Z-direction unit load condition

图 13. 板簧座右侧 z 向单位载荷工况下应力云图

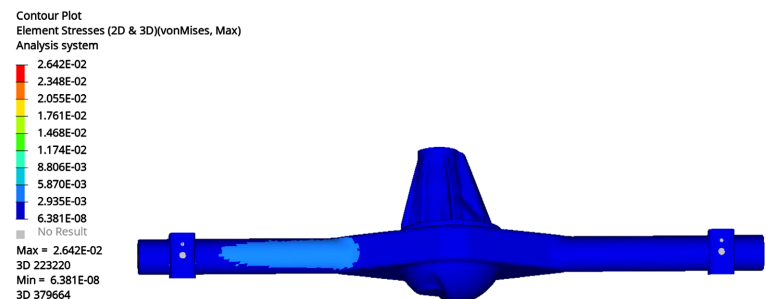


Figure 14. Stress nephogram of the left side of the axial shell under unit load in Z-direction

图 14. 轴壳左侧 z 向单位载荷工况下应力云图

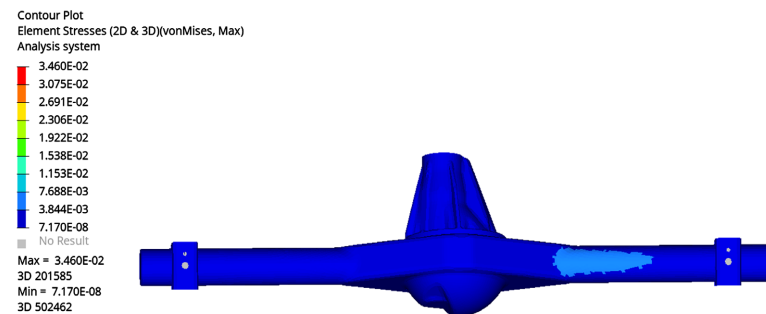


Figure 15. Stress nephogram of the right side of the axle housing under unit load condition in z direction

图 15. 轴壳右侧 z 向单位载荷工况下应力云图

四个工况分别对应四个载荷谱，最终计算出的结果会以 op2 文件导出，作为后续进行后桥疲劳分析的输入文件。

4.4. 疲劳分析流程

nCode 进行疲劳分析的流程为：有限元模型输入模块、载荷谱输入模块、疲劳仿真模块、疲劳仿真运算模块、疲劳计算结果云图显示模块以及疲劳计算结果损伤统计表。有限元模型输入模块的作用是将之前章节计算好的单位载荷下惯性释放静力计算结果(op2 文件)进行导入；载荷谱输入模块是将虚拟迭代得到的后前七个关注点的载荷谱进行导入的模块；疲劳运算模块是进行计算的模块，这时整个流程的核心；疲劳计算结果云图显示模块以及疲劳计算结果损伤统计表是将计算结果分别以云图和统计表的直观形式进行计算结果的显示。疲劳分析流程如图 16 所示。

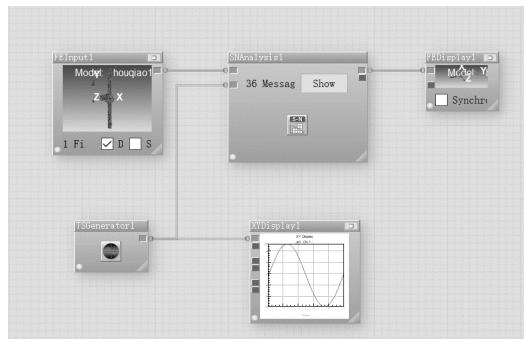


Figure 16. Fatigue analysis process

图 16. 疲劳分析流程

对后桥进行疲劳分析，需要将利用惯性释放法求解出的 op2 文件导入到 Ncode 中，参照名义疲劳分析方法，结合材料 S-N 曲线以及上小节定义的时间序列载荷谱，在设置各项参数之后进行求解。载荷施加位置为两个钢板弹簧座主节点单元处，所加载荷为正弦波曲线，载荷最大值为 33,075 N，最小值为 5513 N。在实际测试材料 S-N 曲线时，通常是进行正负对称加载，即载荷循环的平均应力为 0，在这种情况下得到应力幅值与材料寿命的关系曲线。试验数据表明应力均值的影响不可忽略，疲劳寿命相同的前提下，不同的应力均值导致不同的应力幅值，即每个应力均值都有各自的 S-N 曲线。因此在进行寿命计算时需要对平均应力进行修正，本文选择的是 Goodman 修正法。后桥材料 S-N 曲线如图 17 所示。

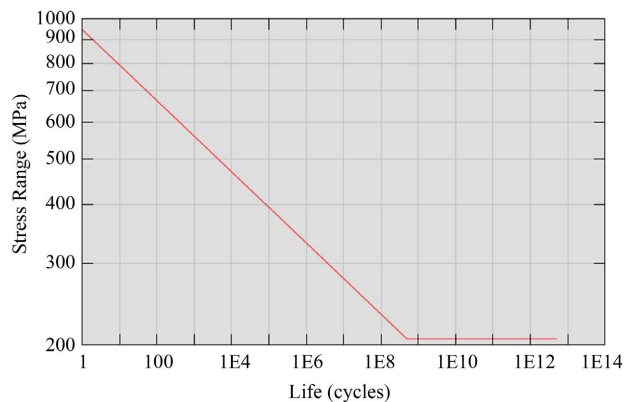


Figure 17. S-N curve of material

图 17. 材料 S-N 曲线

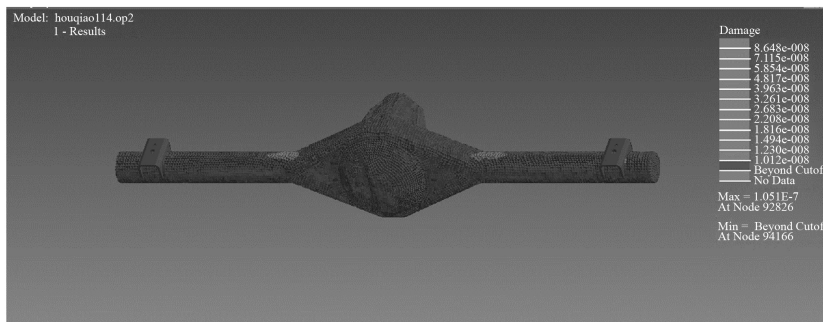


Figure 18. Rear axle damage cloud view
图 18. 后桥损伤云图

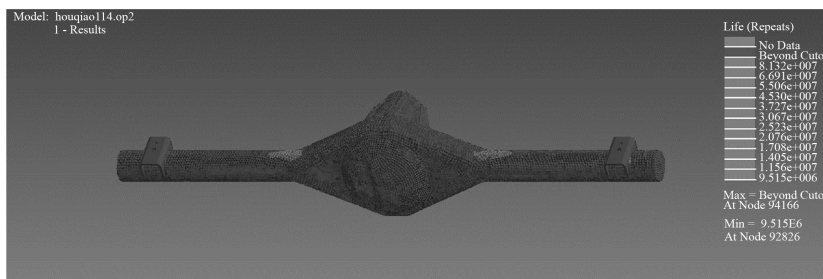


Figure 19. Rear axle life cloud
图 19. 后桥寿命云图

由图 18、图 19 中后桥损伤与寿命计算结果可知，钢板弹簧座处最容易发生疲劳断裂，其寿命为 9.51×10^6 次，损伤为 8.648×10^{-8} ，大于国际要求 50 万次，满足设计要求。

5. 结论

本文进行了后桥最大垂向力工况下的强度分析及疲劳分析，并对后桥进行了疲劳寿命评估，得到以下结论：

- 1) 由静力学分析结果可知，在最大垂向工况下的最大应力位于板簧座处内侧与桥壳焊缝处，大小为 235.9 Mpa，小于材料的屈服强度 345 Mpa，符合设计要求。后桥最大变形为 0.04 mm，位于桥包处，符合汽车实际行驶状态。
- 2) 由疲劳分析结果可知，后桥薄弱点位于钢板弹簧座于桥壳连接焊缝处，其寿命为 9.51×10^6 次，损伤为 8.648×10^{-8} ，满足疲劳要求。

参考文献

- [1] 张宇, 李昌, 韩兴, 高鹤芯, 高兴. 基于 nCode 汽车后桥疲劳失效灵敏度评估方法[J]. 机械强度, 2021, 43(4): 936-944. <https://doi.org/10.16579/j.issn.1001.9669.2021.04.024>
- [2] 阳荣慧, 李新庄, 胡文华, 何寄平. 某驱动后桥半轴疲劳寿命仿真分析方法研究[J]. 汽车零部件, 2016(9): 29-31. <https://doi.org/10.19466/j.cnki.1674-1986.2016.09.006>
- [3] 荣兵, 肖攀, 周建文, 蔡川, 张建民. 基于实测载荷谱的载荷分解及后桥疲劳分析[J]. 汽车工程学报, 2016, 6(3): 203-211.
- [4] 周东龙. 基于虚拟迭代的某轻卡后桥疲劳分析研究[D]: [硕士学位论文]. 太原: 中北大学, 2019.