

基于HyperWorks的货车前轴有限元分析及疲劳强度分析

王士明, 潘羽, 朱春鹏

上海理工大学机械工程学院, 上海

收稿日期: 2023年2月22日; 录用日期: 2023年3月24日; 发布日期: 2023年3月31日

摘要

汽车前轴是底盘系统的重要组成部分, 其强度直接影响整车的安全性和可靠性。在HyperWorks建立材料为40 Cr, 单元类型为四面体的前轴有限元模型。选取三种典型工况: 越过不平整路面工况、紧急制动工况、侧滑工况, 在板簧座施加静态载荷, 在主销孔处施加约束, 对前轴进行静强度分析, 得出三种工况下的位移云图及应力云图。并在此基础上对疲劳寿命进行了预估。结果表明, 前轴在三种典型工况下最大应力均未超过材料屈服极限, 最低疲劳寿命为62万公里, 满足疲劳寿命的要求, 验证了设计的合理性。

关键词

货车前轴, 有限元分析, HyperWorks, 疲劳强度

Based on the Truck Front Axle HyperWorks Finite Element Analysis and Fatigue Strength Analysis

Shiming Wang, Yu Pan, Chunpeng Zhu

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

Received: Feb. 22nd, 2023; accepted: Mar. 24th, 2023; published: Mar. 31st, 2023

Abstract

The front axle is an important part of the chassis system, and its strength directly affects the safety and reliability of the vehicle. The finite element model of front axle with material of 40 Cr and

element type of tetrahedron was established in HyperWorks. Three typical working conditions are selected: crossing uneven pavement condition, emergency braking condition and side slip condition. Static load is applied to the leaf spring seat, and constraints are applied to the main pin hole. The static strength analysis of the front axle is carried out, and the displacement cloud diagram and stress cloud diagram under three working conditions are obtained. On this basis, the fatigue life is estimated. The results show that the maximum stress of the front axle under three typical working conditions does not exceed the yield limit of the material, and the minimum fatigue life is 620,000 km, which meets the requirements of fatigue life and verifies the rationality of the design.

Keywords

Front axle, Finite Element Analysis, HyperWorks, Fatigue Strength

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

前轴是车辆悬架系统的重要组成部分，主要通过悬架结构联接到车架上。在实际工作过程中，前轴主要承受悬架传来的垂直载荷，同时受到车轮对前轴的制动力、驱动力、侧向力以及这些力形成的力矩，因此对其强度、抗冲击性、抗疲劳性能等方面都有很高的要求。大量实践表明，前轴作为底盘的重要承载部件，经常承受不同路况的交变载荷，受力情况十分复杂，容易发生疲劳断裂的状况。结构在交变载荷作用下产生的破坏与静载荷的作用下产生的破坏不同，结构疲劳失效的交变载荷远小于由静态断裂得出的安全载荷[1][2]。对于货车前轴而言，疲劳裂纹在扩展时不易观察且疲劳断裂是突然发生的，因此一旦发生疲劳破坏就会导致灾难性的事故，严重威胁驾驶者和行人安全，因此确保其在服役期间内的安全可靠是非常重要的。

以一台轻型货车为研究对象，针对其3种典型工况，采用有限元方法对货车的前轴进行静强度分析。基于名义应力法，结合载荷谱，S-N曲线和Miner累积损伤法则对前轴进行疲劳寿命分析，为该产品的设计和优化提供技术支持。

2. 货车前轴的受力分析

货车在正常行驶过程中，遇到的路况会非常复杂，主要考虑越过不平整路面工况、紧急制动工况以及侧滑工况来进行分析计算。根据车辆行驶过程中的受力分析可知：在越过不平整路面工况主要为前轴受到垂向力作用；紧急制动工况主要为前轴同时受到垂向力和纵向力的共同作用；侧滑工况则为前轴受到垂向作用力和侧向作用力的共同作用。

2.1. 越过不平整路面工况

车辆行驶在不平整路面时，主要为垂向载荷单独作用，垂向反力为：

$$Z_{1l} = Z_{1r} = \frac{K_d \cdot G}{2} \quad (1)$$

式中： Z_{1l} 、 Z_{1r} ——施加在左右车轮的垂向反力； K_d ——动载荷系数，此时取2.5； G ——满载时前轴的垂向载荷。

2.2. 紧急制动工况

车辆在紧急制动工况时, 主要受到垂向作用力和纵向力的共同作用, 需考虑汽车质量向前桥的转移, 垂向反力为:

$$Z_{2l} = Z_{2r} = \frac{G}{2} m_1 \quad (2)$$

受到纵向力为:

$$X_l = X_r = Z_l \cdot \varphi \quad (3)$$

式中: Z_{2l} 、 Z_{2r} ——施加在左右车轮的垂向反力; G ——满载时前轴的垂向载荷; m_1 为制动时对前桥的质量转移系数, 此时取 1.6。 X_l 、 X_r ——施加在左右车轮的纵向反力; φ 为道路附着系数, 此时取 0.8。

2.3. 侧滑工况

车辆在侧滑工况时, 主要受到垂向力和侧向力的共同作用。

垂向反力(右侧为侧滑外侧):

$$\begin{cases} Z_{3l} = \frac{G}{2} - \frac{G\varphi(h_g - r_r)}{S} \\ Z_{3r} = \frac{G}{2} + \frac{G\varphi(h_g - r_r)}{S} \end{cases} \quad (4)$$

侧向反力[3]:

$$\begin{cases} Y_l = \frac{G}{2} \left(1 - 2\varphi \frac{h_g}{B} \right) \varphi \\ Y_r = \frac{G}{2} \left(1 + 2\varphi \frac{h_g}{B} \right) \varphi \end{cases} \quad (5)$$

式中: G ——满载时前轴的垂向载荷; φ ——侧向附着系数, 此时取 0.8; h_g ——车辆质心高度; r_r ——弹簧座离地面高度; S ——两弹簧座中心间的距离; B ——前轮轮距。

3. 货车前轴有限元静力分析

静力学分析用来求解在恒定外部载荷作用下, 构件产生的位移、所受应力和力。静力分析适用于分析结构响应不受惯性及阻尼时间明显影响的问题。在有限元分析程序中, 静力分析控制方程表示为:

$$\{K\}\{U\} = \{F\} \quad (6)$$

式中: $\{K\}$ ——结构刚度矩阵; $\{U\}$ ——位移向量; $\{F\}$ ——载荷向量。

3.1. 有限元模型的建立及材料设置

用 CATIA 三维软件对某型号前轴进行三维建模, 然后通过 STP 格式导入 HyperMesh 有限元前处理软件中。前轴模型如图 1 所示。

前轴的材料设置为 40 Cr, 密度 7870 kg/m^3 , 弹性模量 211 GPa, 泊松比 0.277, 屈服强度 785 MPa [4]。其结构相关的关键参数如表 1 所示。

3.2. 网格单元体划分

网格划分是将结构离散化, 用有限个容易计算分析的单元替代形状复杂的前轴, 单元之间通过节点

相互连接，然后根据变形协调条件求解计算。在网格的具体划分阶段首先要考虑单元的类型，单元类型一般分为 1D、2D 和 3D 三种单元类型。其中 1D 单元包括杆单元、梁单元、刚性单元等，用于模拟连接；2D 单元一般是三角形和四边形网格，四边形网格的质量一般会好于三角形。对于薄板类构件一般采用抽取中面划分 2D 网格，再赋予厚度的方法。2D 网格是后续划分 3D 网格的基础，决定着 3D 网格划分的质量；3D 单元一般是四面体网格和六面体网格。规整的六面体和小尺寸的网格必然可以得到高质量、高精度的网格效果，但对于具有复杂曲面的几何模型是很难进行六面体网格划分的。本文对货车工字梁前轴网格划分时选择四面体网格，网格单元类型选择 CTETRA。先对前轴表面进行 2D 网格划分，再以此为基础生成整个模型的 3D 四面体网格。前轴网格大小为 3 mm，单元总数为 127,518 个，节点总数为 25,825 个。网格如图 2 所示。

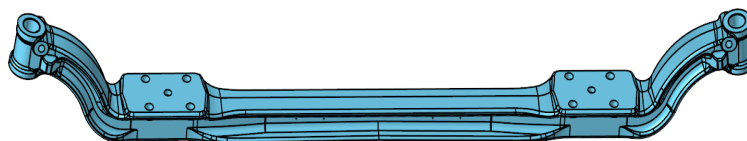


Figure 1. Front axle three-dimensional model

图 1. 前轴三维模型

Table 1. Key parameters of front axle of I-beam of freight car

表 1. 货车工字梁前轴关键参数

前轴载荷 (kg)	板簧座中心 间距(mm)	板簧座离地面 高度(mm)	满载时质心高 度(mm)	前轮轮距 (mm)
3500	770	276	882	1622



Figure 2. Front axle finite element model

图 2. 前轴有限元模型

3.3. 施加载荷及边界条件

根据汽车构造知识可知，前轴通过钢板弹簧与车架相连，车辆受到的垂向力会作用在前轴的左右板簧座的上表面，根据板簧的实际工作宽度划分载荷承受范围，用 rbe3 单元连接范围内的节点。为模拟主销和主销孔之间的受力状态，对前轴左右拳部的主销孔使用 rigid 刚性单元连接孔内所有节点，如图 3 所示。三种工况载荷施加及约束情况如下：

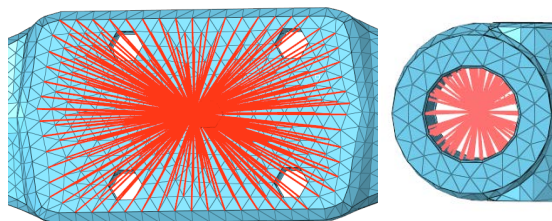


Figure 3. Node Settings

图 3. 节点设置

1) 越过不平整路面工况下, 其加载状态为在左右板簧座上有垂向力 Z_{1l} 和 Z_{1r} , 该工况下约束两转向节主销孔处 x 、 y 方向的平动和绕 x 方向的转动。

2) 紧急制动工况下, 其加载状态为在左右板簧座上有垂向力 Z_{2l} 和 Z_{2r} 以及纵向力 X_l 和 X_r , 该工况下约束两主销孔所有方向的自由度。

3) 侧滑工况下, 其加载状态为在左右板簧座上有垂向力 Z_{3l} 和 Z_{3r} 以及侧向力 Y_l 和 Y_r , 该工况下约束两主销孔所有方向的自由度。

示意图如图 4~6 所示。



Figure 4. A schematic diagram of load application for crossing uneven pavement conditions

图 4. 越过不平整路面工况载荷施加示意图

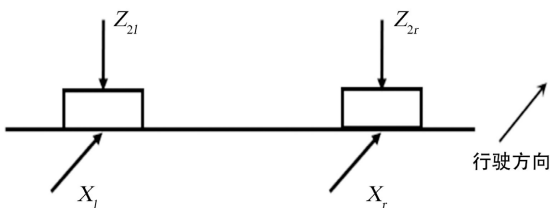


Figure 5. Load application diagram of emergency braking condition

图 5. 紧急制动工况载荷施加示意图



Figure 6. Schematic diagram of load application under side slip condition

图 6. 侧滑工况载荷施加示意图

3.4. 结果分析

在 HyperWorks 中进行上述三种典型工况的静强度分析, 有限元计算的应力、位移分布云图如图 7~12 所示。

从上述典型工况静强度分析结果可知, 越过不平整路面工况和紧急制动工况的应力及位移云图较为对称。侧滑工况时, 由于车辆的悬挂系统带来的重心转移, 因此外侧应力更大。最大应力出现在紧急制动工况下前轴两侧的悬臂上部, 为 176.3 Mpa。各个典型工况下的最大应力均小于材料的屈服极限, 满足前轴强度要求且安全系数较高。最大变形量出现在紧急制动工况下前轴中间部位, 达到 2.061 mm。具体结果如表 2 所示。

4. 疲劳寿命分析

4.1. 惯性释放

惯性释放法在构件无约束或约束不足的情况下, 仍可以计算出构件的响应, 是静力分析的一种方法。

惯性释放法的理论基础是达朗贝尔原理，在结构运动自由度方向上，通过惯性力构造一个与外力相平衡的力系，惯性力由非约束运动的刚体加速度产生。在实际有限元分析过程中，遇到无法确定约束状态的情况时，就可以使用惯性释放法，使得分析的结构达到一种相对“静止”的状态，此时进行静力分析可以将结构视为静力平衡。对于有限元模型，可以建立如下平衡方程：

$$\{F\} + M \{\ddot{\varphi}\} = 0 \tag{7}$$

式中： $\{F\}$ ——模型所有节点分量组成的外部载荷矩阵； M ——质量矩阵； $\{\ddot{\varphi}\}$ ——模型所有节点加速度分量组成的节点加速度。

Table 2. The maximum stress and maximum deformation of the front axle under typical working conditions

表 2. 前轴各典型工况下最大应力及最大变形量

典型工况	最大 Mises 应力/MPa	最大变形量/mm
越过不平整路面工况	161.2	0.6193
紧急制动工况	176.3	2.061
侧滑工况	102.1	0.262

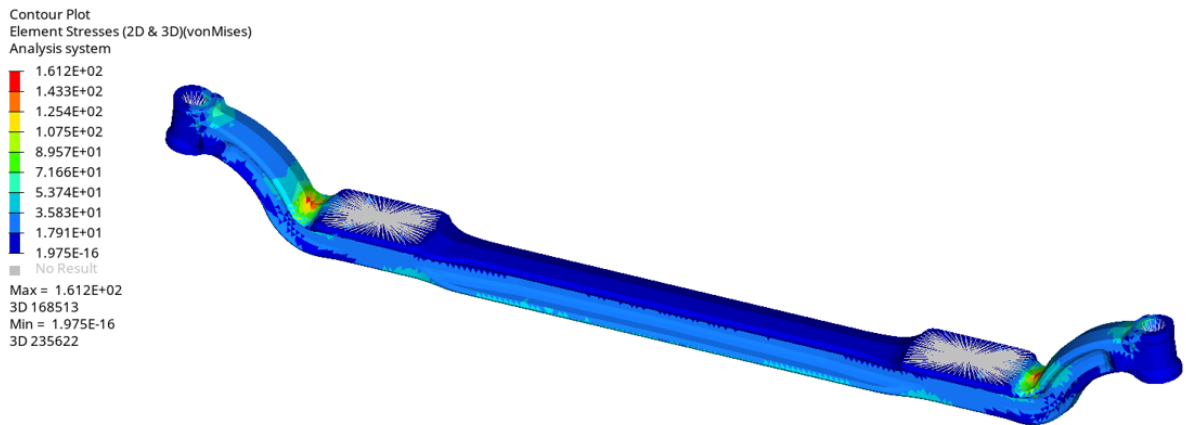


Figure 7. Stress cloud diagram over uneven road conditions

图 7. 越过不平整路面工况应力云图

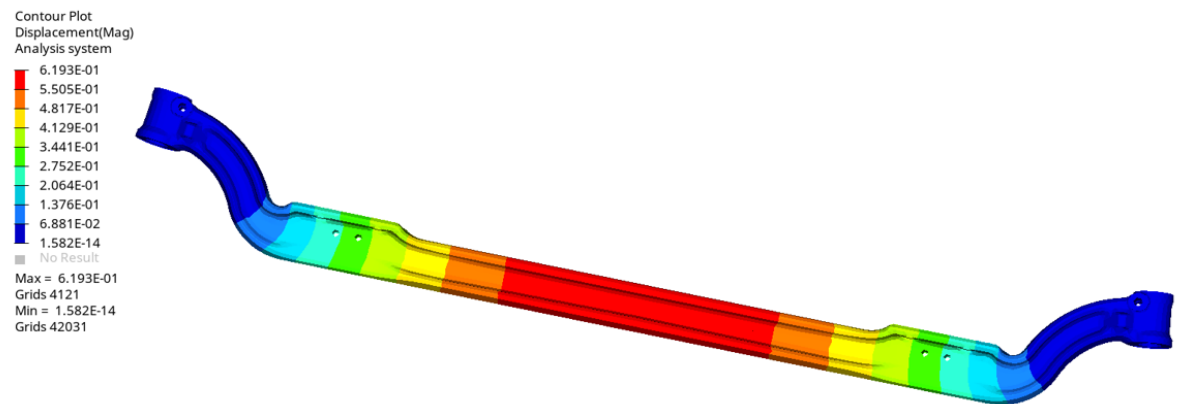


Figure 8. Displacement cloud diagram over uneven road conditions

图 8. 越过不平整路面工况位移云图

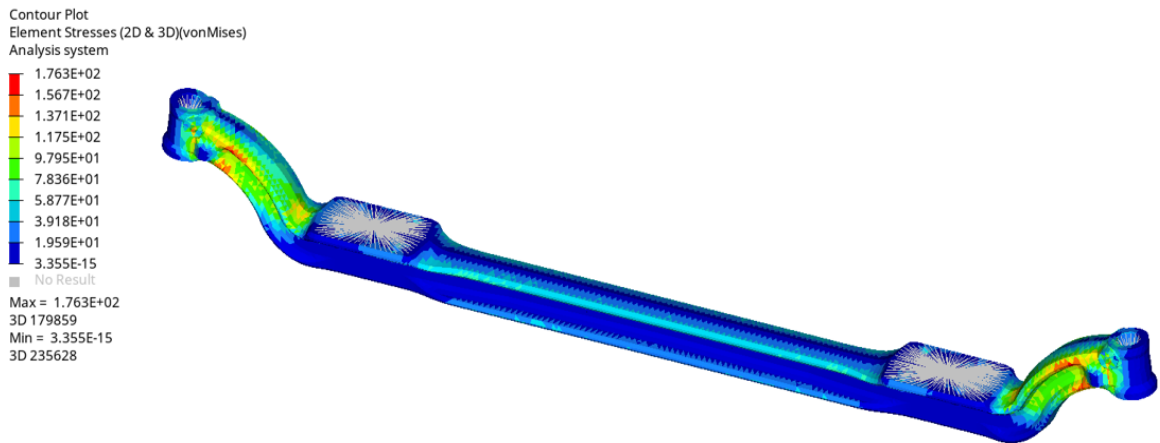


Figure 9. Stress cloud diagram of emergency braking condition
图 9. 紧急制动工况应力云图

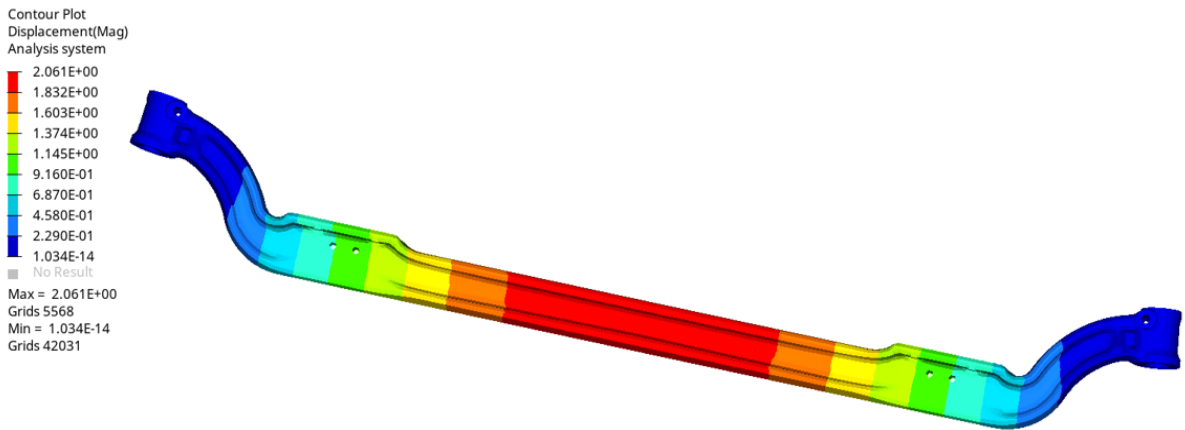


Figure 10. Displacement cloud diagram of emergency braking condition
图 10. 紧急制动工况位移云图

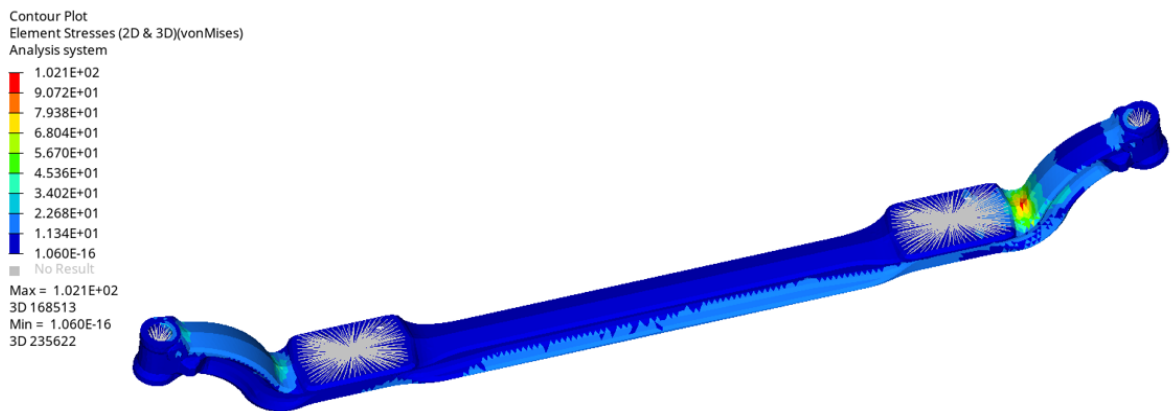


Figure 11. Stress cloud diagram of sideslip condition
图 11. 侧滑工况应力云图

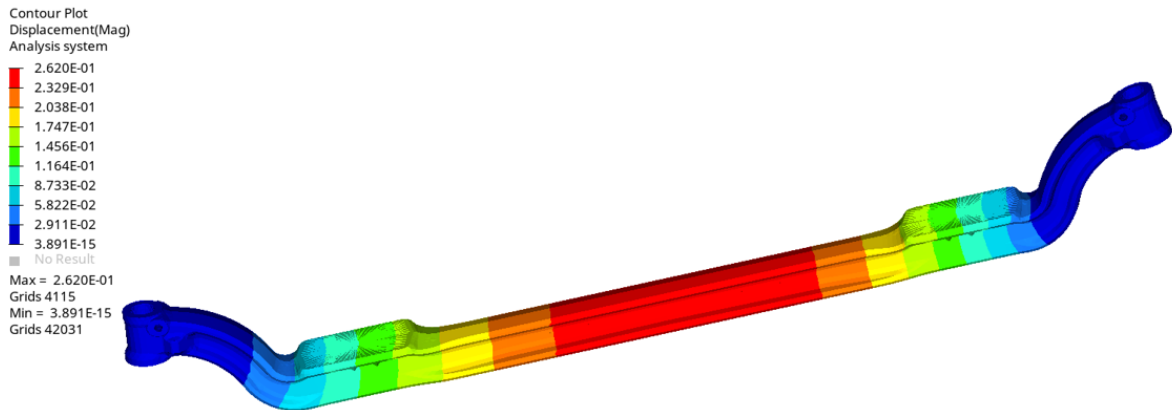


Figure 12. Displacement cloud diagram of sideslip condition
图 12. 侧滑工况位移云图

4.2. S-N 曲线

材料的疲劳性能用作用的应力范围 S 与到破坏时的寿命 N 之间的关系描述，即 $S-N$ 曲线。对于构件的疲劳寿命，其决定因素在于受到的应力范围 S 及材料本身的力学性能。 $S-N$ 曲线的横坐标表示试件疲劳断裂时的循环次数 N ；纵坐标表示试件的应力范围 S ，即疲劳强度。 $S-N$ 曲线常见有单对数坐标和双对数坐标这两种形式，单对数坐标的横轴用对数表示，如图 13 所示，而双对数坐标的横、纵坐标均用对数表示。

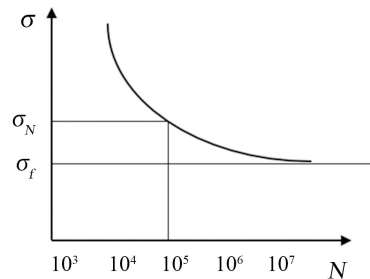


Figure 13. Single logarithmic coordinate S-N curve

图 13. 单对数坐标 S-N 曲线

$S-N$ 曲线的幂函数表达式为

$$S^m \cdot N = C \tag{8}$$

将式(8)等号两边取对数，得到

$$m \lg S + \lg N = \lg C \tag{9}$$

整理可得

$$\lg N = \lg C - m \lg S \tag{10}$$

由式(10)可知， $\lg N$ 和 $\lg S$ 为线性关系。

材料的 $S-N$ 曲线可以由疲劳试验确定，但如果缺少材料试验，也可以通过已知的材料参数来近似估计。

4.3. 疲劳破坏

疲劳破坏是指构件受到长期交变载荷后,虽然应力值始终小于材料的屈服极限,仍发生破坏的现象。目前已经成为大多数机械构件的主要失效形式之一,据统计,机械构件由疲劳而引发的断裂破坏已高达50%~90% [5]。

疲劳寿命分析方法有很多种,选择合适的分析理论可以更好地得到零件预期寿命,目前有多种疲劳寿命预测方法:名义应力寿命法、应变寿命法、基于能量准则的寿命预测法、基于断裂力学的寿命预测法等。本文选择名义应力法进行分析计算,它以材料的 $S-N$ 曲线为基础,再结合疲劳累积损伤理论计算疲劳寿命,主要用于高周疲劳分析。对于高周疲劳,疲劳损伤和载荷历程由循环应力控制,弹性应变起主导作用,塑性应变很小可忽略不计。通过有限元静力分析得到的应力结果作为基本参数进行疲劳分析。

目前在工程应用中使用最为广泛的累积损伤理论为 Miner 线性累积损伤理论,认为结构所受任何等级载荷作用下都会产生疲劳损伤,该损伤与载荷循环次数有关。疲劳载荷谱中各等级载荷对应的平均应力分别为 S_1, S_2, \dots, S_l , 对应的循环次数为 n_1, n_2, \dots, n_l , 各平均应力对应的疲劳寿命为 N_1, N_2, \dots, N_l 。应力为 S_i 的载荷一个循环引起的损伤为 $\frac{1}{N_i}$, 有 n_i 个循环次数引起的损伤为 $\frac{n_i}{N_i}$, 应用线性累积损伤准则,将各级载荷引起的损伤累加,得到总疲劳损伤量

$$D_f = \sum_{i=1}^l \frac{n_i}{N_i} \quad (11)$$

根据(8)式和(11)式,疲劳总损伤量

$$D_f = \sum_{i=1}^l \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^l \frac{n_i \cdot S_i^m}{C} \quad (12)$$

式中, l 为级数; N_i 为在第 i 个载荷作用下对应的疲劳寿命; n_i 为第 i 个载荷作用的循环次数; S_i 为第 i 个应力幅值; m 和 C 为材料常数,通过疲劳试验获取。当总损伤 $D_f = 1$ 时,表示疲劳损伤累积到临界值,构件将产生疲劳破裂。

Miner 线性累积损伤理论认为疲劳损伤与加载循环成正比关系,不同级别载荷造成的损伤可以单独计算,并进行线性累加,不用考虑各载荷作用次序的影响。然而在一般裂纹扩展理论和人们平常的工程经验看来,大应力水平在先时,构件往往受到的损伤值更大。虽然 Miner 理论有很大的局限性,但由于其理论构造简单、应用方便,仍然是目前十分主流的疲劳损伤理论[6]。

4.4. 疲劳寿命计算

nCode 是在疲劳分析领域技术领先的 HBM 公司推出的优秀软件,产品在全球知名企业都有广泛使用,极大地推动了疲劳理论在工业领域的发展。

在 nCode 软件中建立如图 14 所示的疲劳寿命预测流程图,包括有限元模型输入、载荷谱输入、 $S-N$ 曲线输入、疲劳仿真、结果输出等模块。定义材料 $S-N$ 曲线和循环加载工况后,通过累积损伤理论进行疲劳寿命分析,得到的前轴疲劳寿命计算结果如图 15 所示。

由计算结果可知,前轴两侧的悬臂上部最容易发生疲劳断裂,其寿命为 $5.367E+06$ 次。道路谱数据约为 0.116 km ,可计算该前轴的安全行驶里程 L 为:

$$L = 5.367E+06 \times 0.116 = 6.22572E+05 (\text{km}) \quad (13)$$

故该前轴满足 50 万公里的设计要求。

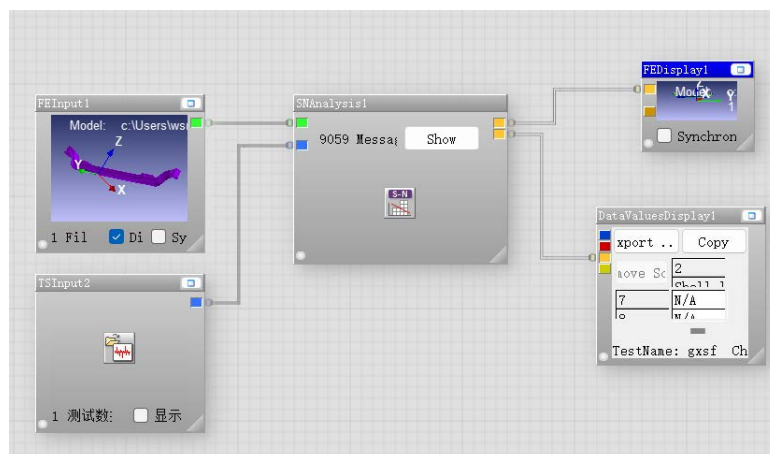


Figure 14. Fatigue life prediction flow chart

图 14. 疲劳寿命预测流程图

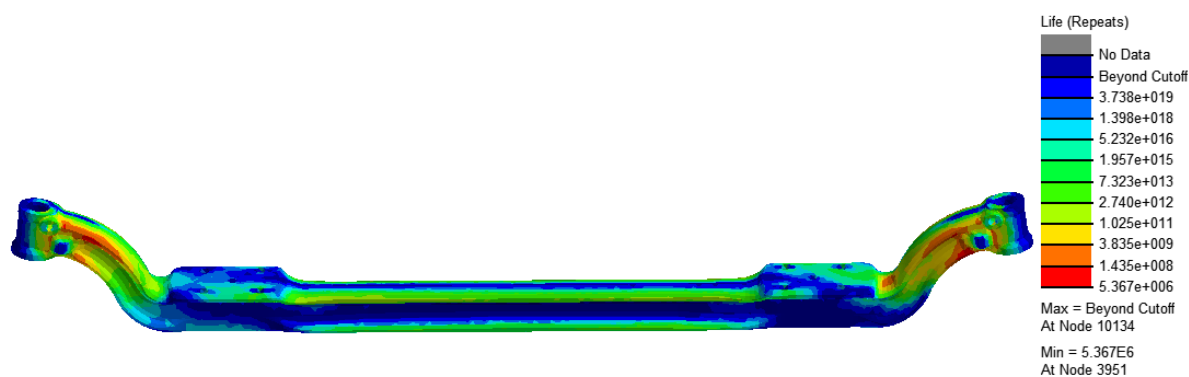


Figure 15. Front axle life cloud

图 15. 前轴寿命云图

5. 结论

通过有限元分析可知，此类型的前轴静态分析得到的最大应力出现在货车在紧急制动时，得到的最大应力为 176.3 Mpa，位于前轴两侧的悬臂上部，小于材料的许用应力，因此满足强度条件。后续可采用其他典型工况进行进一步分析，对设计有一定的指导意义。

由疲劳分析可知，前轴的最低疲劳寿命为 5.367E+6 次，满足 50 万公里疲劳寿命要求。该货车前轴满足强度要求和疲劳寿命要求，验证了设计的合理性。

参考文献

- [1] Alderliesten, R.C. (2013) Critical Review on the Assessment of Fatigue and Fracture in Composite Materials and Structures. *Engineering Failure Analysis*, 35, 370-379. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.03.022>
- [2] 张国庆, 何克祥. 机械设计基础[M]. 上海: 同济大学出版社, 2009.
- [3] 赵凯, 曾亿山, 牛家忠. 基于 ANSYS Workbench 的前轴分析和优化设计[J]. 机械工程与自动化, 2015(2): 53-55.
- [4] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 3077-2015. 合金结构钢[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016.
- [5] 亚伯·斯海维. 结构与材料的疲劳[M]. 第二版. 北京: 航空工业出版社, 2014.
- [6] 何正规. 某电动轿车转向节疲劳寿命分析与疲劳载荷谱编制方法研究[D]: [硕士学位论文]. 吉林: 吉林大学, 2020.