基于Workbench的商用车驱动桥壳 多工况受力分析

高 帅,刘博林*,康鹏飞

沈阳理工大学机械工程学院, 辽宁 沈阳

收稿日期: 2025年5月24日; 录用日期: 2025年6月16日; 发布日期: 2025年6月24日

摘要

驱动桥桥壳作为汽车的主要承载构件,对整车安全性及可靠性有较大影响。因此,在车辆正常行驶中, 应确保驱动桥壳满足必要的力学性能。论文利用三维建模软件INVENTOR建立好驱动桥壳的三维模型, 在ANSYS的材料数据库中,定义好三维模型需要调用的材料属性。然后在软件中将定义好的材料属性赋 予各个零件,随后,依据四种典型工况的载荷和约束施加情况,对驱动桥壳进行静力学分析,得出最大 应力和最大变形的具体数值和对应位置。随后,进行驱动桥壳的自由模态分析,检验驱动桥壳的动态特 性,为驱动桥壳的设计和优化提供参考。

关键词

驱动桥壳,有限元分析,结构设计,Workbench

Multi-Condition Stress Analysis of Commercial Vehicle Drive Axle Housing Based on Workbench

Shuai Gao, Bolin Liu*, Pengfei Kang

School of Mechanical Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang Liaoning

Received: May 24th, 2025; accepted: Jun. 16th, 2025; published: Jun. 24th, 2025

Abstract

As a primary load-bearing component of vehicles, the drive axle housing significantly influences the

*通讯作者。

safety and reliability of the entire vehicle. Therefore, during normal vehicle operation, it is essential to ensure that the drive axle housing meets the required mechanical performance standards. This paper uses the 3D modeling software INVENTOR to establish a 3D model of the drive axle housing and defines the material properties needed for the model using ANSYS's material database. The defined material properties are then assigned to each component in WORKBENCH. Subsequently, based on the load and constraint application conditions for four typical operating scenarios, a static analysis is performed on the drive axle housing to obtain the specific values of maximum stress and maximum deformation, as well as their corresponding locations. A free modal analysis is then conducted to evaluate the dynamic characteristics of the drive axle housing, providing a reference for its design and optimization.

Keywords

Drive Axle Housing, Finite Element Analysis, Structural Design, Workbench

Copyright © 2025 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/

1. 引言

车辆运行过程中会面临多种工况,不同工况下桥壳的受力模式存在差异。通过对各种驱动桥壳典型 工况进行受力分析,可以对桥壳的优化和设计提供一定的理论参考。当前,已有学者对驱动桥壳进行了 一定程度的研究。周威宏等人[1]利用代理模型和灵敏度法相结合的方式,成功地在保证驱动桥壳力学性 能的基础上,降低了桥壳的整体质量。李晶等人[2]利用 ANSYS 软件对驱动桥壳进行了瞬态动力学和随 机振动分析,为桥壳的优化和设计提供了进一步的理论依据和指导;王雪梅等人[3]针对某重载汽车的驱 动桥壳,采用分离体法对桥壳各部分进行分析;丁文敏[4]针对某车辆驱动桥壳的模态性能和桥壳的力学 性能进行系统的分析,并基于此基础上,优化了驱动桥壳的设计结构,提升了驱动桥壳的综合性能。

在此研究基础上,本文借助 Inventor 建模软件建立某重型商用车驱动桥壳模型,并根据实际行驶中 的受力情况,在模型上施加合理的约束条件,最终获得符合实际工况的等效应力云图与位移云图。通过 分析,确定了驱动桥壳的最大等效应力与最大位移,进而确定了桥壳容易遭受强度破坏的位置,为接下 来的优化设计提供了理论依据。

2. 驱动桥壳模型建立

2.1. 三维模型的建立

本文通过建模软件 Inventor 建立某型号商用车的驱动桥壳三维模型, Inventor 是一个大型三维建模软件, 可用于构建各种结构复杂的三维模型。Workbench 则是一款工程领域常用的有限元分析模型, 可用于各种类型的结构分析与优化。首先, 利用 Inventor 软件建立好驱动桥壳的三维模型, 其车辆详细参数 如表 1 所示。将在 Inventor 中建立好的三维模型, 在保证不影响其有限元分析的基础上进行一定的简化, 降低分析的复杂性。在完成简化后, 导入到 Workbench 中生成有限元分析模型。

2.2. 有限元模型的建立

将在 Inventor 中建立完成的驱动桥壳三维模型转成 STP 格式后导入到 Workbench 软件中;在 ANSYS 的数据库中,定义好三维模型需要调用的材料属性,其具体参数如表 2 所示。随后在 Workbench 的几何

结构中将定义好的材料赋予相应的部件。

 Table 1. Key parameters of drive axle housing

 表 1. 驱动桥壳主要参数

参数	数值
桥壳额定载重/t	13
车辆质心高度/m	1.18
车轮滚动半径/m	0.525
轮距/m	1.83
板簧距/m	0.95

Table 2. Drive axle housing material properties

表 2. 驱动桥壳材料	属性	_			
部件	材料	密度/kg·m ⁻³	弹性模量/GPa	泊松比	屈服强度/MPa
桥壳	Q460	7850	206	0.280	460
轴头	40MnB	7870	209	0.284	785
法兰	Q345B	7850	206	0.280	345

驱动桥桥壳的主体厚度为 14 mm,为确保网格质量,有限元模型的网格尺寸主体选用 7 mm,保证桥 壳主体部分的网格层数不低于 2 层。同时针对其他网格质量一般,且难以简化的部位,进行 3.5 mm 的网 格加密处理。经过网格划分,共生成 259,488 个单元,496,548 个节点,网格划分结果如图 1 所示。



图 1. 驱动桥壳有限元模型

3. 驱动桥壳常见的工况分析

在生活中,车辆在正常行驶过程中,驱动桥壳需要承受多种不同的载荷作用,包括路面,车架,发动机等传递的复合载荷,而有限元软件难以对这种复杂的载荷情况进行准确的分析模拟,因此本次研究选取汽车行驶过程中的四种典型工况进行简化分析。

3.1. 最大垂向力工况

如图 2(a)所示。车辆处于最大垂向力工况时,驱动桥壳既要承受车身所带来的质量载荷,还要承受

路面传递给他的附加冲击载荷。本文引入动载荷系数的概念对附加冲击载荷进行表征,动载荷系数常设为*K_a*,对于商用车而言,该系数通常取 2.5。驱动桥壳所受的最大冲击载荷按以下公式计算:

$$F_{wd} = K_d \times \frac{G_2}{2} = \frac{K_d \times m_a \times g}{2} \tag{1}$$

式中, G_2 指货车满载重量, $m_a = 13 \text{ t}$; 重力加速度 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ 。将各参数代入公式中进行计算, 求出桥 壳所承受的最大垂向冲击载荷为 159,250 N。

3.2. 最大牵引力工况

如图 2(b)所示,车辆在最大牵引力工况时,车辆受牵引力的作用一直处于加速状态,此时,桥壳受 到来自车轮与地面接触位置的牵引力作用,同时左右板簧还会受到垂向载荷的作用,其具体所承受的垂 向载荷计算公式如下:

$$F_{v1} = m'' \times \frac{G_2}{2}$$
(2)

式中,质量转移系数*m*"通常的取值范围在1.1~1.3之间,商用汽车通常取1.2。作用于两侧驱动车轮的切向作用力计算公式如下:

$$F_t = F_{v1} \times \varphi = m'' \times \varphi \times \frac{G_2}{2}$$
(3)

式中, *φ*表示驱动车轮与地面之间的纵向附着系数, *φ*=0.75~0.8, 商用汽车通常取 0.8。通过代入各参数进行计算, 求得驱动桥壳左右板簧所承受的垂向载荷数值为 76,440 N, 驱动车轮与地面接触面处作用的切向力数值为 61,152 N。

3.3. 最大制动力工况

在车辆处于最大制动力工况时,驱动桥壳的载荷分布呈现复杂力学特征。如图 2(c)所示,此时作用 于桥壳的载荷除了垂向分量外,地面通过轮胎与路面的摩擦耦合效应,会在左右车轮接地区域产生切向 制动力。该制动力沿轮毂-半轴-桥壳的传动路径,使桥壳承受附加的扭转与剪切载荷。值得注意的是, 紧急制动过程通常满足以下力学假设:车辆处于纯直线运动状态,横向动力学效应忽略不计;左右车轮 制动效能均衡,地面垂向反力呈现对称分布特征。基于上述分析,桥壳左右板簧处的垂向载荷可通过以 下公式描述:

$$F_{\nu 2} = m' \times \frac{G_2}{2} \tag{4}$$

式中,质量转移系数*m*'的通常的取值范围在 0.75~0.95 之间,其中商用汽车通常取 0.85。路面给予的与车辆行驶方向相反的切向制动力计算公式如下:

$$T_Z = F_b \times r = \frac{m' \times \varphi \times G_2 \times r}{2}$$
(5)

此外,在紧急制动过程中,驱动桥壳的力学响应还需考虑制动系统的动态耦合效应。此时,桥壳主题凸缘连接部位将承受制动器传递的附加扭矩载荷,该载荷的计算公式如下:

$$F_b = F_{v_2} \times \varphi = m' \times \varphi \times \frac{G_2}{2} \tag{6}$$

其中,由表1可知,车轮滚动半径r大小为525mm,将参数代入计算,可以得出在该工况下,驱动桥壳

左右板簧所承受的垂向载荷大小为 54,145 N,此时车辆所承受的制动力大小为 43,316 N,制动力矩大小为 27273.85 N/m

3.4. 最大侧向力工况

如图 2(d)所示的最大侧向力工况中,轮胎与地面接触区域首先会形成沿转向半径向内的侧向约束反 力,同时车辆质心处会产生沿转向半径法线方向向外的惯性离心力。而在车辆行驶过程中,车辆发生横 向滑移时,车辆的惯性离心力超过地面与轮胎之间的附着力阈值,此时,车轮受到的横向力达到峰值。 假定此次的最大侧向力工况,是左侧车轮悬空,右侧车轮将要侧滑时的状态。此时左右车轮将要受到的 垂向反力,可表述如下:

$$Z_L = G_2 \times \left(\frac{1}{2} - \frac{h_g \times \varphi_1}{B}\right) \tag{7}$$

$$Z_R = G_2 \times \left(\frac{1}{2} + \frac{h_g \times \varphi_1}{B}\right) \tag{8}$$

式中,由表1可知,车辆的质心高度 h_g =1180 mm;驱动车轮轮距B=1830 mm; φ_1 指地面附着系数。 处于此状态时,左侧的车轮处于将要悬空的状态,此时左侧车轮将不受到任何载荷的影响,而右侧



(b) 最大牵引力工况受力分析



Figure 2. Drive axle housing loading conditions diagram 图 2. 驱动桥壳受载工况图

车轮将会承受所有侧向和垂向载荷,具体关系表征如下: $h_g \varphi_1 / B = 0.5$, $Z_L = 0$, $Z_R = G$ 。此时,左右车轮受到地面赋予的侧向反力为:

$$T_L = Z_L \times \varphi_1 \tag{9}$$

$$T_R = Z_R \times \varphi_1 \tag{10}$$

式中, φ_1 指汽车与地面之间的侧滑附着系数,取 $\varphi_1 = 1$ 。计算求得,汽车驱动桥壳右侧的车轮所承受的垂向力与侧向力大小都是 127,400 N。

基于前文对驱动桥壳四种工况的分析,结合图 2 所示的各工况下的驱动桥壳受载情况,得出其约束和加载情况如表 3 和表 4 所示[5]。

4. 驱动桥壳有限元分析

4.1. 驱动桥壳静力学分析

在完成材料属性定义和网格划分后,基于表 3 和表 4 的设定,在 Workbench 中对驱动桥壳依次施加 不同的载荷和约束,完成以后,添加总变形和等效应力的求解方式进行求解,结果如图 3 所示。
 Table 3. Load application locations on drive axle housing under typical extreme operating conditions

 表 3. 驱动桥壳典型极限工况下载荷施加位置

典型极限工况	载荷施加位置
最大垂向力	左右板簧座施加垂向载荷 F _{wd} = 159250 N,方向竖直向下
最大牵引力	左右板簧座施加垂向载荷 $F_{_{\rm vl}}$ = 76440 N ,方向竖直向下;纵向载荷 $F_{_{t}}$ = 61152 N ,方向为汽车行 驶正方向
最大制动力	左右板簧座施加垂向载荷 $F_{_{\nu 2}}$ = 54145 N ,方向竖直向下; 纵向载荷 T_z = 43316 N ,方向为汽车行 驶负方向
最大侧向力	垂桥壳右端对应轮距的位置施加载荷 $Z_R = 127400$ N,方向竖直向下;侧向力 $T_R = 127400$ N 施加 在右车轮与地面接触的接地点处,方向与车辆侧滑方向相反

 Table 4. Typical extreme operating conditions for constraint application on drive axle housing

 表 4. 驱动桥壳典型极限工况下约束施加情况

典型极限工况	约束
最大垂向力	约束两侧轮距位置:一侧 X/Y/Z 位移 0,另一侧 X/Z 位移 0,均释放 X 轴转动自由度。
最大牵引力	约束两侧轮距位置:一侧 X/Y/Z 位移 0,另一侧 X/Z 位移 0,均释放 X/Z 轴转动自由度。
最大制动力	约束两侧轮距位置:一侧 X/Y/Z 位移 0,另一侧 X/Z 位移 0,均释放 X/Z 轴转动自由度。
最大侧向力	约束两侧板簧座: 左侧 X/Y/Z 位移 0, 右侧 X/Z 位移 0, 均释放 X/Z 轴转动自由度。





Figure 3. Static analysis results of drive axle housing under typical operating conditions 图 3. 驱动桥壳典型工况静力学分析结果

Table 5. Static analysis results under four operating condition	s
表 5.4 种工况下静力学分析结果	

工况	最大等效应力/MPa	最大总变形/mm
最大垂向力	281.83	2.039
最大牵引力	102.82	0.709
最大制动力	72.84	0.502
最大侧向力	230.60	1.905

由以上结果可知,驱动桥壳在各工况下的最大等效应力与最大变形如表5所示。

从表 5 可知,驱动桥壳的最大等效应力产生于最大垂向力工况下,具体位于板簧座所对应的桥壳平面与桥包之间的连接过渡区域,计算得出的应力数值为 281.83 MPa,这一数值远低于桥壳材料 Q460 的 屈服强度 460 MPa,强度方面符合要求;在最大垂向力工况下,驱动桥壳出现了最大总变形,变形量为 2.039 mm,依据《汽车驱动桥台架试验评价指标》里的计算要求,求出其最大每米轮距变形量为 2.039 mm/1.83 m=1.114 mm/m,小于评价指标里面规定的 1.5 mm/m [6]。综合各项分析结果可知,该驱动桥壳 在所要求的典型工况下均能满足静态性能要求。

4.2. 驱动桥壳模态分析

为了探究该驱动桥壳的固有频率特性是否能满足需求,接下来将对该驱动桥壳的约束模态进行模态

D: 模态 总变形 1 D: 模态 总变形 2 类型: 总变形 频率: 98.006 Hz 类型: 总变形 频率: 160.16 Hz 单位: mm 单位: mm 2025/5/23 17:08 2025/5/23 17:08 3.858 最大 4.1604 最大 3.4297 3.6989 3.0014 3.2374 2.573 27759 2.1447 2.3143 1.7164 1.8528 1 2881 自动 0.85974 0 9298 0.43142 0 46829 0.0030976 最小 0.0067721 最小 0.00 500.00 1000.00 (mm) 1000.00 (mm) 0.00 500.00 250.00 750.00 250.00 750.00 (a) 第一阶 (b) 第二阶 D: 模态 D: 模态 总变形 4 总变形 3 类型: 总变形 类型: 总变形 频率: 310.52 Hz 频率: 196.16 Hz 单位: mm 2025/5/23 17:09 单位: mm 2025/5/23 17:09 4.9525 最大 5.5458 最大 4.403 4.9301 3.8535 4.3143 3.304 3.6986 3.0829 2.7545 2.205 2.4672 1.6555 1.8515 自动 1 2358 0.55649 0.62006 0.0043484 最小 0.0069859 最小 1000.00 (mm) 0.00 500.00 0.00 500.00 1000.00 (mm) 250.00 250.00 750.00 750.00 (c) 第三阶 (d) 第四阶 D: 模态 **D: 模态** 总变形 6 总变形 5 类型: 总变形 类型: 总变形 频率: 384.34 频率: 366.26 Hz Hz 单位: mm 单位: mm 2025/5/23 17:10 2025/5/23 17:09 4.6781 最大 4.6825 最大 4.1585 4.1634 3.6388 3.6443 3.1192 3.1252 2.5995 2.6061 2.0799 2.087 1 5602 自动 1.0406 1.0489 0.52092 0.52978 0.0012637 最小 0.010697 最小 500.00 1000.00 (mm) 1000.00 (mm) 0.00 0.00 500.00 250.00 250.00 750.00 750.00 (e) 第五阶 (f) 第六阶 Figure 4. The six modal shapes of drive axle housing 图 4. 驱动桥壳前六阶模态振型

分析。在 Workbench 中对驱动桥壳的两端半轴进行固定,并且不添加其他载荷,总阶数设置为六阶,最后进行模态分析求解[7]。求得结果如图 4 所示。

由以上结果可知,驱动桥壳在约束模态下的模态分析结果如表 6 所示。

表 6. 驱动桥壳约束模态分析结果			
阶数	固有频率/Hz	振动状况	
1	98.01	在 XOZ 平面摆动	
2	160.16	在 XOY 平面摆动	
3	196.16	平行 X 轴扭转变形	
4	310.52	垂直 Z 轴横向缩张	
5	366.26	垂直 Z 轴弯曲变形	
6	384.34	绕 X 轴扭转变形	

Table 6. Constrained modal analysis results for drive axle housing

在实际生活中,车辆在正常行驶时,路面并不是绝对平整的,因此,车辆通常会因此产生一定频率 的振动,该振动频率通常在 0~50 Hz 之间,而从上述图表可知,驱动桥壳的一阶固有频率 98.01 Hz 并不 在此频率范围内,并且由表 6 可知固有频率随着阶数的上升也呈现逐步上升的趋势,各阶频率均远高于 外界激励频率范围,基于上述频率特性对比可知,在实际路面激励作用下不会引发共振现象[8]。

5. 结语

高帅 等

本文以某型号大型商用车为研究对象,通过研究该车驱动桥壳在四种典型工况下的有限元分析和模 态分析可得出主要结论如下:

1) 设计驱动桥壳时,最大垂向力工况与最大侧向力工况下应力和变形较大,在设计和优化驱动桥壳 时,可以深入研究这两个工况。

2) 在驱动桥壳的四个典型工况的静力学分析结果可知, 桥壳的板簧座与桥包连接区域容易发生应力 损坏,在后续研究过程中,可以通过优化此处的结构来进行桥壳的优化。

3) 模态分析结果得出,驱动桥壳动态特性良好,不会因为路面震动而产生共振现象。

参考文献

- [1] 周威宏. 多工况分析下汽车驱动桥壳轻量化设计[J]. 建模与仿真, 2024, 13(1): 701-716.
- [2] 李晶、拜赟、胡凯、等. 基于 Workbench 的重型载货汽车驱动桥壳动力学分析[J]. 汽车实用技术, 2023, 48(13): 105-110.
- [3] 王雪梅, 薛振国, 刘玲玲. 基于有限单元法重载车辆驱动桥壳优化设计[J]. 机械设计与制造, 2021(1): 240-244, 249.
- [4] 丁文敏. 汽车驱动桥壳性能仿真分析及其改进[J]. 机械设计与制造, 2019(9): 269-272.
- [5] 杜晓冬. 商用车驱动桥壳有限元分析及多目标优化研究[D]: [硕士学位论文]. 青岛: 青岛大学, 2024.
- [6] 邵毅明, 肖凯锴. 某重型汽车驱动桥壳结构优化设计建模[J]. 计算机仿真, 2017, 34(6): 152-155, 226.
- [7] 齐东东,孙桓五,齐丽丽,等. 基于 ANSYS 的载重货车驱动桥壳的结构强度与模态分析[J]. 机械传动, 2012, 36(8): 105-107, 123.
- [8] 孟红博,郑忠才,刘娜,等.基于模态试验的某重型汽车驱动桥壳随机振动分析[J]. 机械设计与制造工程, 2022, 51(3): 79-83.