

汽车起重机驱动桥桥壳静态与模态分析

熊利, 徐和林, 任军辉

(四川大西洋焊接材料股份有限公司, 四川 自贡 643000)

摘要: 文章通过三维设计软件 Pro/E 对汽车起重机驱动桥桥壳进行三维建模, 并将该三维模型与有限元分析软件 Ansys 无缝连接。对桥壳进行了静态分析和模态分析。其计算结果可为汽车起重机驱动桥桥壳的结构设计, 优化和轻量化提供理论依据, 具有较强的实际工程意义。

关键词: 汽车起重机驱动桥桥壳; 有限元; 静态分析; 模态分析

中图分类号: U463.218+5

文献标识码: A

引言

汽车起重机驱动桥桥壳是汽车起重机上的主要承载部件之一, 承受整车重量及行驶时路面对其的冲击载荷, 并将整车重量、载荷及作用在驱动车轮上的各个力传到车轮与车架上。同时它也是主减速器、差速减速器等装置的外壳^[1]。有限元结构分析是汽车设计领域的重要课题之一。随着计算机技术的发展, 有限元模拟可成为汽车结构件设计的重要手段, 通过数值模拟, 可以较全面的掌握汽车起重机驱动桥桥壳在各个工况下的应力、应变、振动频率及振型等力学特征, 为设计提供科学依据。从而使整车轻量化, 提高设计质量^[2-3], 缩短开发周期降低设计成本。本文在此基础上对某型号汽车起重机驱动桥桥壳进行了分析。

1 驱动桥桥壳的模型

该驱动桥桥壳结构比较复杂, 直接在 Ansys 中建模较烦琐。而基于 Pro/E 的 Ansys 实体建模, 并与 Ansys 实现无缝连接, 能准确快捷地完成实体建模。该汽车起重机驱动桥桥壳有限元模型如图 1 所示。

该汽车起重机驱动桥桥壳由轴壳、两端半轴、和左右平衡梁支座组成。两端半轴分别与车轮轮毂连接, 中间腔体用于安装车轮驱动换向装置等, 左右两平衡梁支座与平衡梁连接, 支承整车并将车辆在行驶过程中的各种载荷传到轴壳上。该驱动桥桥壳材料为 16M 钢, 杨氏模量 $E_x = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$ 泊松比 $\mu = 0.3$ 密度 $\rho = 7.83 \times$

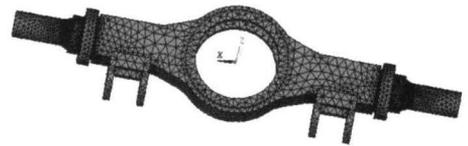


图 1 桥壳有限元模型

10^3 kg/m^3 , 材料的机械性能为: 最小抗拉强度为 510 MPa 最大抗拉强度 660 MPa 许用应力为 287.5 MPa ^[4]。因该桥壳模型变截面复杂, 所以采用支持退化的 20 节点体单元 solid186 来进行模拟。划分后共 114826 个节点, 40640 个单元。

2 静力学分析

静力学分析是指该驱动桥桥壳在最大载荷时的结构刚度和强度的分析, 该驱动桥桥壳必需满足不允许出现断裂或塑性变形, 也不允许发生表面损坏的要求。

2.1 载荷的处理

驱动桥桥壳强度一般按最大铅垂力, 最大切向力, 最大侧向力三种工况进行校核。其载荷按文献[1]计算, 并施加到桥壳对应位置的节点上。其自重按惯性载荷处理, 其重力加速度为 9.8 m/s^2 , 方向与重力方向相反。

2.2 约束条件的处理

根据有限元分析的理论可知必须对驱动桥桥壳有限元模型加上必要的约束才能使有限元计算的结果具

有唯一性。根据该驱动桥桥壳工作状态和结构特点, 对该驱动桥桥壳两端半轴与轮毂接触表面施加 X、Y、Z 方向的移动与转动约束。

2.3 计算结果

通过 Ansys 求解后, 该驱动桥桥壳最大切向力与最大侧向力两种工况下应力较其材料的许用应力小许多, 变形也远小于 0.728mm, 固此处只列出该驱动桥桥壳最大铅垂力工况变形与应力图。如图 2 图 3 所示。如图 2 所示, 为了更好地看清该驱动桥桥壳变形方向, Ansys 将其变形放大, 最大变形量为 0.728mm, 出现在该驱动桥桥壳的左右平衡梁支座附近, 次变形位置在桥壳中间部位, 变形为 0.6mm 左右, 这与实际工作状态相符合。如图 3 所示, 该驱动桥桥壳应力的最大值为 278MPa 出现在左右平衡梁支座上连接平衡梁的孔处, 这是由于在此处施加局部载荷所引起, 符合圣维南原理, 而远离此处的应力较小, 均在 30MP 左右。

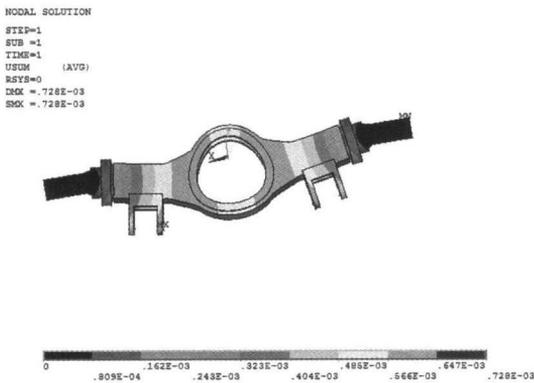


图 2 最大铅垂力工况变形图

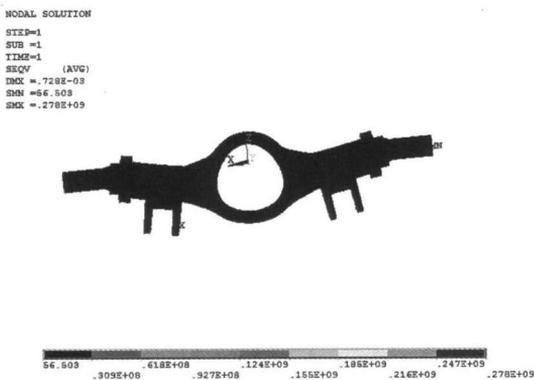


图 3 最大铅垂力工况应力图

静态分析表明该驱动桥桥壳位移符合《驱动桥可靠性试验方法》的相关规定, 最大应力小于材料许用应力 287.5MPa 则该驱动桥桥壳强度满足设计和使用要求。

3 模态分析

机械结构的动态特性用结构的振动模态参数来表

示, 即结构的各阶频率, 阻尼及振型。而系统的固有频率是系统的固有属性, 不受其它外力因素的影响。因此通过这些模态分析的结果就可以判定车架结构动态特性的优劣性。

3.1 数学依据

根据达朗贝尔 (D'Alembert) 原理^[5], 在结构承受的载荷中加入惯性力, 建立动力学方程

$$[M] \{\ddot{\delta}\} + [C] \{\dot{\delta}\} + [K] \{\delta\} = \{F_p\} \quad (1)$$

其中 $[M]$ 为结构总质量矩阵, $[C]$ 为结构的阻尼矩阵, $\{\delta\}$ 为节点位移列阵, $[K]$ 为结构总刚度矩阵, $\{F_p\}$ 为节点等效载荷列阵。

在求结构的固有频率和振型时可不考虑阴尼的影响, 在结构的动力学方程中令 $[C] = 0$ 同时令 $\{F_p\} = 0$ 得到无阻尼自由振动方程为:

$$[M] \{\ddot{\delta}\} + [K] \{\delta\} = 0 \quad (2)$$

弹性自由振动的振型可分解为一系列的简谐振动的叠加, 将其解设为:

$$\{\delta\} = \{\delta_0\} \sin(\omega x + \varphi) \quad (3)$$

将 (3) 式代入 (2) 式中可得齐次方程组:

$$([K] - \omega^2 [M]) \{\delta_0\} = 0 \quad (4)$$

在自由振动时, 结构中各点的振幅 $\{\delta_0\}$ 不全为零所以 (4) 式中括号内矩阵的行列式必为零, 得到结构的自由振动频率方程为:

$$|([K] - \omega^2 [M])| = 0 \quad (5)$$

矩阵 $[K]$ 和 $[M]$ 都是 n 阶方阵, 其中 n 是结节点自由度数目, 所以式 (5) 是关于 ω^2 的 n 次实系数方程, 从中解出 n 个实根 ω_i 时 ($i = 1, 2, 3, \dots, n$), 即特征值, 按由小到大的顺序排列 $\omega_1 \leq \omega_2 \leq \dots \leq \omega_n$ 把任一 ω_i 代回方程组 (4) 可解出与其相对应的矢量 $\{\delta_0\}$ ($i = 1, 2, 3, \dots, n$)。 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 就是结构的第一阶、第二阶到第 n 阶的固有频率, 与其对应的 $\{\delta_0\}, \{\delta_0\}, \dots, \{\delta_0\}$ 是第一阶、第二阶和第 n 阶的主振型。

前 10 阶的模态分析结果表明, 该驱动桥桥壳的固有频率较高, 且频率越过第七阶后, 后几阶频率差极小。说明此驱动桥壳动刚度较大, 可以进一步优化, 以得到更合理的结构尺寸和重量。

3.2 分析结果

结构振动可以用每阶固有频率的振型的线性组合来表示, 而较低阶固有频率及相应的振型对结构的动态特性影响最大, 所以只研究前几阶的固有频率和振型就能满足分析的需要了。

本文利用 Ansys 中的 Block Lanczos 法提取了空载约束时的前 10 阶固有频率和振型, 第一阶振型如图 4 所示。十阶模态频率见表 1。

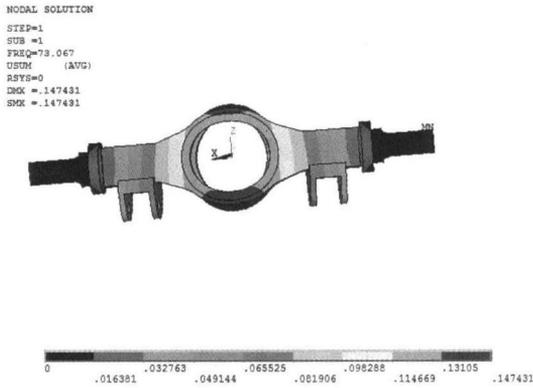


图 4 第一阶振型图

表 1 十阶模态频率表

阶次	固有频率 (Hz)
1	73.067
2	109.38
3	134.83
4	156.20
5	185.03
6	281.69
7	293.66
8	330.77
9	343.22
10	344.34

4 结束语

本文通过对汽车起重机驱动桥桥壳进行静态和动态的分析,其模态分析为进一步完成驱动桥桥壳响应分析提供了重要的模态参数,同时也为改进结构设计提供了理论依据。结果表明该驱动桥桥壳设计符合使用要求,刚度和强度还有一定的余量可以进行进一步结构和尺寸优化。

参考文献:

- [1] 刘惟信. 汽车车桥设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004
- [2] 关长明, 钱立军, 吴阳年. 一种轻型卡车车架的轻量化设计 [J]. 北京汽车, 2008, (3): 25-27.
- [3] 龙凯, 左正兴, 冯慧华, 等. 某重型货车车架结构强度分析与改进 [J]. 汽车技术, 2008 (4): 24-26
- [4] 王文斌. 机械设计手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2004
- [5] 胡玉梅. 车辆结构强度基本理论与 CAE 分析技术 [M]. 重庆: 重庆大学出版社, 2009

Static and Mode Analysis on a Kind of Tandem Axles Shell

XIONG Li, XUH e-lin, REN Jun-hui

(Atlantic China Welding Consumables NC., Zigong 643000, China)

Abstract In this paper Pro/E software is used to carry out the three-dimensional model of the tandem axles shell and link the tandem axles three-dimensional model to the ansys software seamlessly. The static and mode analysis is carried out to the tandem axles shell. The results of the analysis provide basis theoretical for the structure to design, improvement and weight lighten of the tandem axles shell which is of some significance to engineering.

Key words tandem axles shell; FEM model; static analysis; mode analysis

(上接第 363 页)

Calculative Analysis of the Taper Sleeve in Oil Film Bearing

SHEN Li-jian

(Mianyang Vocational Technology College, Mianyang 621000, China)

Abstract The oil film bearing was the core of the strip rolling mill stand, and the taper sleeve, whose distribution of key groove and wall thickness had direct effect on capacity and operative accuracy, was one of the important radial carrying components of oil film bearing. Using liquid-lubrication theory and boundary element method, the force analysis of the key parts of the taper sleeve could be researched and the reference of the optimal design about the structure of the taper sleeve.

Key words strip rolling mill stand; oil film bearing; taper sleeve