

文章编号: 1004-4353(2013)03-0224-03

基于 ABAQUS 的某车架结构的模态分析

丁志宝, 文学洙*

(延边大学工学院 机械工程系, 吉林 延吉 133002)

摘要: 利用 Pro/E 软件建立某车架结构的三维几何模型, 并利用 ABAQUS 有限元分析软件分析了车架在自由状态下的模态, 得到了车架的前六阶的模态振型和固有频率, 并根据模态分析的评价原则, 验证了该车一阶弯曲和扭转模态的固有频率的合理性。
关键词: 车架; ABAQUS; 模态分析; 有限元分析
中图分类号: TB391. 77 **文献标识码:** A

The model analysis of frame structure based on ABAQUS

DING Zhibao, WEN Xuezhzhu*

(Department of Mechanical Engineering, College of Engineering, Yanbian University, Yanji 133002, China)

Abstract: The 3-D model of the frame structure was built with Pro/E software, and then imported the model into the ABAQUS finite element analysis software. Through the free state of modal analysis, this paper obtained the first six order modal vibration mode and natural frequency of the frame structure. According to the evaluation principle of modal analysis, rationality of the first-order natural frequency of bending and torsion mode were verified.
Key words: frame structure; ABAQUS; modal analysis; element analysis

在汽车行驶过程中, 车架会受到多种激励的作用, 当激励频率接近车架整体的固有频率时, 车架将发生共振; 因此, 车架不仅需要满足强度和刚度的要求, 还应具有合理的振动性^[1]. 模态分析是确定结构或机械零部件的振动特性并得到结构固有频率和振型的过程^[2]. 通过整车模态分析不仅可以分析整车的性能, 还可以对其结构设计进行评价^[3]. 近年来, 国内许多学者利用有限元法对车架的结构性能进行了分析. 例如文献[4]和[5]分别采用不同的有限元分析软件, 对车身模态结果进行了分析, 并通过试验对比验证了利用数值分析的准确性和可行性. 本文利用有限元分析软件 ABAQUS, 对校车车架结构进行了模态分析, 并验证了车架结构的合理性.

1 动力学有限元法的基本原理及车架有限元模型的建立

动力学的平衡方程 $m\ddot{u} + I - F = 0$ 中, m 是结构的质量, \ddot{u} 是结构的加速度, u 表示位移, I 是结构的内力, F 是施加在结构上的外力, 其中内力 I 由结构变形和运动(阻尼) 组成^[6].
以弹簧-质量振动的动力学问题为例, 弹簧的内力为 ku , 则运动方程变为 $m\ddot{u} + ku - F = 0$. 弹簧质量系统的固有频率为 ω , 则质量块被移动后再释放, 它将以这个频率振动. 如果按照此频率施加一个动态的外力, 质量块位移的幅度就会大大增加, 引发共振; 因此, 在产品设计中, 应设法避开产品的固有频率和载荷频率的过分接近. 结构的

固有频率,可以通过结构在无载荷作用时的动态响应分析得到.此时,运动方程就变为 $m\ddot{u}+I=0$,对于无阻尼系统 $ku=I$,则上式变为 $m\ddot{u}+ku=0$,其方程解的形式为 $u=\varphi\exp(i\omega t)$.将上式带入运动方程中,就会得到特征值问题方程 $k\varphi=\lambda m\varphi$,式中 $\lambda=\omega^2$.该系统具有 n 个特征值(n 是有限元模型的自由度数),记 λ_i 为第 i 个特征值,它的平方根 ω_i 是结构的第 i 阶固有频率, φ 是相应的第 i 阶特征向量,即称为模态(又称为振型),它是结构在第 i 阶振型下的变形状态.

对结构进行模态分析的主要步骤有:

1) 建模.首先建立模态分析的动力学模型,然后定义结构的密度.本文中车架所使用的材料为 L335、L330 和 QT450,密度为 $7\,800\text{ kg/m}^3$,弹性模量分别为 2.1e^5 , 2.1e^5 , $1.69\text{e}^5\text{ MPa}$,柏松比分别设置为 0.3, 0.3, 0.257.

2) 选择分析步的类型并设置相关选项.分析前首先定义一个线性摄动步的频率提取分析步,然后设置模态提取选项和其他选项.

3) 施加边界条件.由于本文中的模态分析为自由模态分析,因此外部载荷被忽略掉,对车架实施零约束.

4) 求解和校核,并对结果进行相关的评价,为产品的整体设计提供参考.

本文分析的车架由纵梁、横梁、筋板、板簧支架、加强板和后防护组成.首先利用 Pro/E 软件建立车架的三维几何模型,然后将其导入到 ABAQUS 软件中进行模型的修复,得到完整的车架有限元模型.为了使模态分析的结果更加精确,在建立有限元模型的过程中,只对部分工艺孔进行了省略.在对有限元模型进行网格划分时,将车架划分为 134 338 个节点,245 353 个单元.划分网格后的有限元模型如图 1 所示.

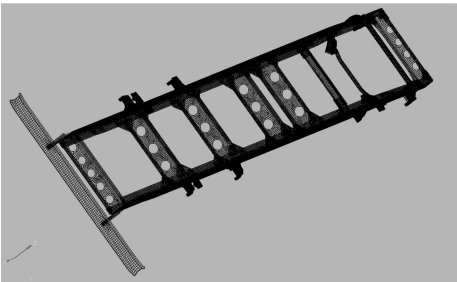


图 1 车架有限元模型

2 模态分析的计算结果

在汽车行驶过程中,车架发生共振的频率大都是低频,即不需要提取全部的振型图进行分析.车架的实际振动是各阶模态下振动的叠加结果,每一阶模态只是把原本耦合的各阶模态解耦出来呈现^[3],但各阶模态对系统振动的贡献度不同,一般前几阶模态的贡献度比较大,越往后越小;因此,在提取模态分析的结果时,一般截取前面的模态来进行评价和分析.本文提取车架前六阶的振型(如图 2—图 7),并求出了其固有频率(见表 1).

表 1 车架前六阶模态固有频率

阶数	模态频率 / Hz	振型特征
1	5.424 1	扭转
2	15.435	横向弯曲
3	19.711	垂直弯曲
4	24.262	弯曲、扭转组合
5	28.715	垂直弯曲
6	41.536	垂直弯曲

由图 2—图 7 可知:车架一阶模态振型的主要特征为车架绕着纵梁扭转;车架的二阶模态主要体现在车架的横向弯曲变形;三阶模态体现在车架中部变形垂直弯曲较大,两端变形较小;四阶模态的变形主要是弯曲和扭转的组合;五阶和六阶模态的变形都是垂直弯曲变形,变形幅度较大.

该车安装的是四缸四冲程的发动机,在怠速状态下发动机的转速约为 700 r/min .由公式 $f=n/30$ (f 为发动机的怠速频率, n 为发动机怠速状态下的转速)计算出发动机怠速下的激振频率约为 23.3 Hz .车架振动不仅与发动机的振动有关,还与路面的平整度和整车的行进速度有关系^[7].一般情况下该车的行驶速度为 $40\sim60\text{ km/h}$,当行驶的路况较好时,来自路面的激励频率在 3 Hz 以下.由表 1 可以看出,一阶模态的固有频率为 $5.424\,1\text{ Hz}$,低于发动机怠速频率,高于路面激励频率,能够避免共振现象的发生.车架四阶模态的频率接近发动机怠速激振频率,为了避免发生共振,应提高该车架的抗弯刚度,这可以通过适当增加横梁厚度来实现.通过上述有限元模态分析,可以判断该车架满足基本条件,符合设计要求.

