

基于动态特性的固定连接杆形状参数研究

曾发林¹, 曾少波², 李健康¹

(1. 江苏大学 汽车工程研究院, 江苏 镇江 212013; 2. 江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013)

摘 要: 连接杆件在汽车及机械结构中被广泛使用, 振动破坏是其主要失效形式. 影响连接杆件振动的主要因素是杆件的动态特性. 通过建立连接杆件系统的振动学方程, 并利用有限元软件 MIDAS 对连接杆件进行模态分析. 分析结果表明, 在位置固定、横截面积一定的情况下, 各个振型的径弦比与固有频率、角度与固有频率存在一定的规律, 且此结论在某型号的半挂牵引车上得到了验证, 并为连接杆件的结构设计或者进一步的结构优化提供了理论依据.

关键词: 连接杆件; 振动破坏; MIDAS; 模态分析; 结构设计

中图分类号: U463.1 **文献标志码:** A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2016.04.029

0 引言

连接杆件作为汽车重要组成部件, 其设计的优劣直接关系到车辆使用的舒适性和系统动态特性. 汽车底盘是车辆系统结构的主要部分, 从结构学上说, 车辆的动力总成、轮胎系统、驾驶室、载荷都可以看作是附着在底盘上的附着系统. 许多功能性结构大多附着在底盘上, 而连接形式中杆式连接是常见的, 且杆件的几何形状与被连接部件的动态特性有着直接的关系, 故如何根据需求设计杆件几何形状是车辆动态设计的重要问题.

随着大型有限元软件的出现以及计算机技术的发展, 采用现代设计理论和方法对连接杆件进行动态设计已成为连接杆件整体设计中非常重要的一个部分^[1]. 运用有限元软件里的模态分析方法可以确定设计结构或部件的振动特性, 即结构的固有频率和振型. 它们是连接杆件结构设计的重要参数. 对连接杆件进行适当的动态设计, 避免连接杆件在工作范围内出现共振, 提高连接杆件的性能, 降低整个汽车振动和噪声是十分必要的. 笔者采用大型有限元软件 MIDAS 对不同的径弦比与不同角度值的连接杆件进行模态分析, 得到了连接杆件的固有频率和振型, 并对连接杆件的

同种振型下的规律曲线进行了详尽的分析, 从而为高性能连接杆件的设计和改进提供了充分的理论依据.

1 连接杆件动态特性的有限元仿真分析

1.1 连接杆件有限元模型的求解

为分析杆件几何形状的改变与动态特性, 即固有频率特性变化之间的关系, 建立两固定点之间杆连接的有限元模型. 在连接杆件的振动计算中, 连接杆件的固有频率和模态振型是其固有特性, 只与结构的刚度和质量的分布有关^[2].

由弹性力学有限元法可得连接杆件系统振动的运动微分方程为:

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F_{(t)}\}. \quad (1)$$

式中: $[M]$ 为总体质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵; $\{\ddot{X}\}$ 为结构的加速度向量矩阵; $\{\dot{X}\}$ 为速度向量矩阵; $\{X\}$ 为位移向量矩阵, $\{X\} = \{x_1, x_2, \cdots, x_n\}^T$; $\{F_{(t)}\}$ 为结构的激振力向量矩阵, $\{F_{(t)}\} = \{f_1, f_2, \cdots, f_n\}^T$.

笔者研究的是连接杆件系统. 以连接杆件的一端为参考基础, 另一端连接质量块的模型进行约束模态下的动态特性研究, 故连接杆件的参考

收稿日期:2015-09-27; 修订日期:2015-11-10
基金项目:江苏省高校自然科学基金项目(11KJA580001)
作者简介:曾发林(1965—), 男, 江苏镇江人, 江苏大学副教授, 硕士, 主要从事振动与噪声方面的研究, E-mail: 764143365@qq.com.

端固定,质量端自由.

在微分方程中,无外力作用,即 $\{F_{(i)}\} = 0$ 时得到的自由方程.求解结构自由振动的固有频率和振型,发现阻尼对它们影响不大,因此阻尼项可以略去^[3],这时无阻尼自由振动的运动方程为

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = \{0\},$$

(2)

其对应的特征方程为

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = \{0\},$$

(3)

或

$$[K]\{X\} = \lambda_i[M]\{X\},$$

(4)

式中: λ_i 为结构系统的第*i*个特征值.

1.2 连接杆件的模态分析

在连接杆件静强度满足要求的前提下,随着汽车向着高速化、大功率的方向发展,对连接杆件的设计提出了新的要求:一方面希望提高强度储备和安全系数,以及提高连接杆件的可靠性和使用寿命;另一方面希望减轻质量,减小连接杆件的振动和噪声^[4].连接杆件的模态分析正是利用有限元软件提取连接杆件的固有频率,防止连接杆件在工作过程中与激振频率相近产生共振而导致疲劳失效.在对连接杆件进行模态分析时,为了确保计算结果能真实地反映连接杆件的模态特性,故以整根连接杆件为研究对象,固定连接杆件的一端,模拟连杆件的真实工作状态.

模态分析属于线性分析,因此将单元类型和材料参数定义为线性,采取约束模态来提取连接杆件的固有频率^[5].根据模态分析理论,对连接杆件进行模态分析时,不要求解出连接杆件所有的固有频率和振型,因为低阶频率对连接杆件动态特性影响最大^[6].

在 CATIA 中建立径弦比为无穷大的三维建模,模型如图 1 所示.

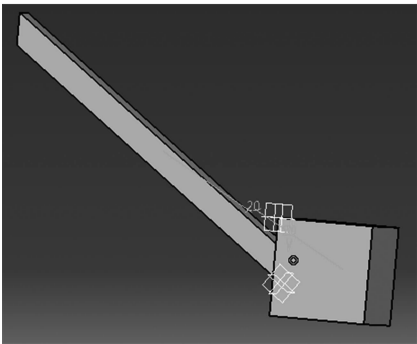


图 1 连接杆件与质量块的几何模型
Fig.1 Connecting rod and the mass of the geometric model

连接杆件两个端面间的距离恒为 $\sqrt{180 \times 150}$ mm,杆件与质量块下表面的夹角为 39.8° .其中,连接杆件的模型所用材料为 Q235,连接杆件的横截面为 20 mm × 20 mm.其材料性能:质量密度 $\rho = 7.85 \times 10^{-6}$ kg/mm³;弹性模量 $E = 2.06 \times 10^5$ N/mm²;泊松比 $\mu = 0.3$;质量块 $m = 16.955$ kg.在边界约束施加过程中,尽可能模拟连接杆件的实际工作状态,即固定非质量块一端.

连接杆件前 6 阶固有频率及振型见表 1 及图 2,其中以固定端面为基准,平行固定端面且垂直质量块下底端面并指向质量块上端面为 *z* 轴的正方向,垂直固定端面且指向质量块的方向为 *y* 轴正方向,垂直于 *z* 与 *y* 轴组成的面为 *x* 轴.

表 1 连接杆件的前 6 阶固有频率振型
Tab.1 The front six order natural frequencies and mode shapes of the connecting rod

振型阶次	固有频率 <i>f</i> /Hz	振型描述
1	20.867	沿 <i>z</i> 轴方向移动
2	25.464	沿 <i>x</i> 轴方向移动
3	115.459	沿 <i>y</i> 轴方向扭转
4	236.591	沿 <i>x</i> 轴方向弯振
5	352.319	沿 <i>z</i> 轴方向弯振
6	800.585	沿两条 <i>x</i> 轴方向弯振

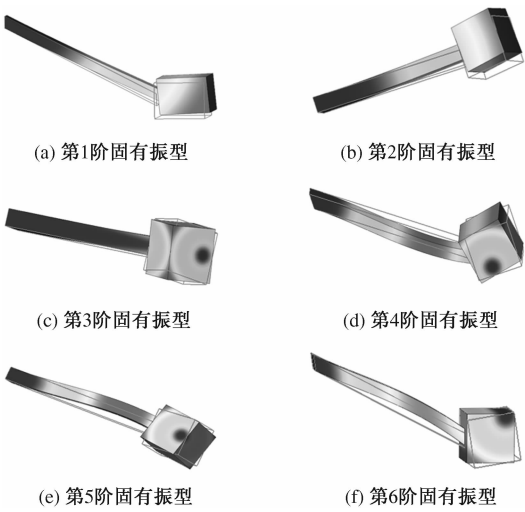


图 2 前 6 阶振型

Fig.2 The front six order vibration modes

从表 1 可以看出,低阶次模态下相邻两阶的固有频率之差较小,因此容易发生多方向的共振效应,进而引起较大的动应力,从而出现弯曲疲劳裂纹.为此,连接杆件运动时的频率应尽量偏离各阶固有频率,避免发生共振^[7].

1.3 连接杆件的固有频率与径弦比之间的关系

在已知两固定点距离为 $\sqrt{180 \times 150}$ mm, 连接杆件的横截面积为 20 mm \times 20 mm 时, 对不同的径弦比进行模态分析, 得出 6 种振型在第一次出现时的频率曲线, 如图 3 所示。

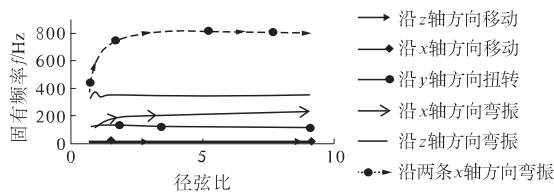


图3 前6阶固有频率规律曲线

Fig.3 The front six order natural frequencies rule curves

由图 3 可知, 从所有振型中分离出沿 z 轴转动振型和沿两条 x 轴弯振很容易做到, 但其他振型固有频率的差值较小, 不易分离. 因此, 可以把前 6 阶振型规律曲线分成 3 部分, 分别如图 4 ~ 6 所示。

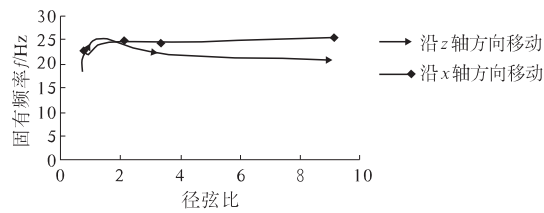


图4 沿 x 轴、 z 轴移动振型的固有频率的曲线

Fig.4 The natural frequency curves of vibration mode moving along the x -axis, the z -axis

由图 2 与图 4 可知, 相对于径弦比无穷大, 径弦比较小时, 相邻两阶的固有频率之差更小, 甚至会出现同一频率下沿 z 轴方向和沿 x 轴方向都发生严重的共振效应. 为此, 选取连接杆件时, 各阶固有频率应尽量偏离主频率, 避免发生共振. 由图 4 可知, 在仅考虑 z 轴方向的振动时, 随着半径的增大, 固有频率先增大后减小, 最后趋于稳定值; 在仅考虑沿 x 轴方向的振型时, 随着径弦比的增大, 固有频率先减小后增大, 最后趋于稳定值。

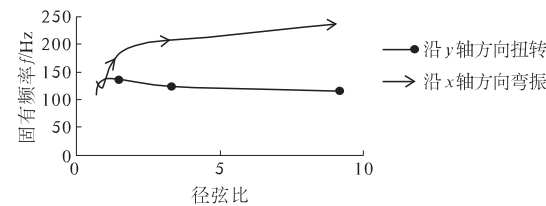


图5 沿 y 轴扭转、 x 轴方向弯振的固有频率规律曲线

Fig.5 The natural frequency rule curves of the torsion along y -axis and the bending vibration along x -axis

由图 5 可知, 在仅考虑 y 轴方向的扭转振动

时, 随着径弦比的增大, 固有频率先增大后减小, 最后趋于稳定值; 在仅考虑沿 x 轴方向的弯振时, 随着径弦比的增大, 固有频率先减小后一直增大。

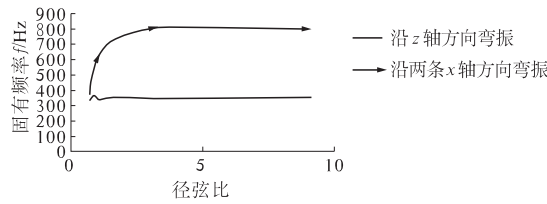


图6 沿 z 轴弯振、两 x 轴弯振的固有频率规律曲线

Fig.6 The natural frequency rule curves of the bending vibration along z -axis and along two x -axes

由图 2 与图 6 可知, 高阶次模态下相邻两阶的固有频率之差较大, 在仅考虑沿 z 轴方向的转动或者两 x 轴方向的弯振时, 选择合适的连接杆件的径弦比可以有效地避免共振. 由图 6 可知, 在仅考虑沿 z 轴方向的弯振时, 随着半径的增大, 固有频率先增大后减小, 最后趋于稳定值; 在仅考虑沿着两条 x 轴方向的弯振时, 随着径弦比的增大, 固有频率逐渐增大最后趋于稳定值。

1.4 连接杆件固有频率与角度之间的关系

在已知两固定点距离为 $\sqrt{180 \times 150}$ mm, 连接杆件的横截面积为 20 mm \times 20 mm, 连接杆件与 y 轴正方向夹角作为变量, 进行不同角度的建模以及模态分析. 由结果可知, 其低阶每个振型的固有频率都是随着角度的增大而增大, 其中大部分振型的固有频率相差较大, 不易产生干涉, 如图 7 所示。

其中, 沿 x 轴方向移动振型与沿 z 轴方向移动的振型规律曲线如图 8 所示。

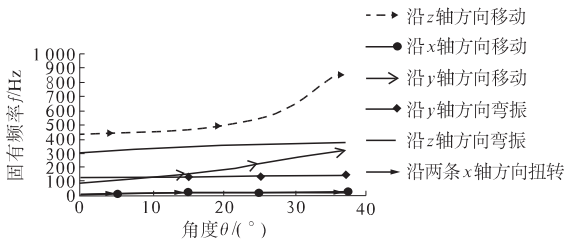


图7 前6阶固有频率规律曲线

Fig.7 The first six natural frequencies rule curves

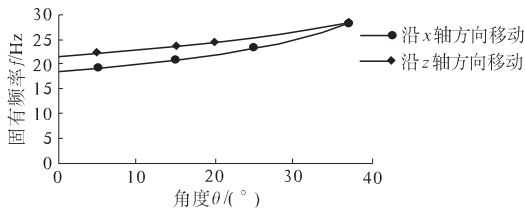


图8 前2阶振型与固有频率之间关系的规律曲线

Fig.8 The relationship of the front 2 order law curves between model and the natural frequency

由图 8 可知,随着角度的增加,沿 x 轴移动的振型和沿 z 轴移动的振型的固有频率差值在减小. 这两个振型的固有频率差值较小时,主振频接近此固有频率就会产生严重的双向共振现象,损坏现象更为严重^[8]. 因此在只考虑振动因素时,角度的设计应尽量减小.

2 变参数的连接杆件建模分析

在横截面为 $20\text{ mm} \times 20\text{ mm}$ 时,多次改变连接杆件两端的位置和质量块的质量,利用 CATIA 对连接杆件进行变径弦比和变角度建模,通过有限元软件 MIDAS 进行模态分析,绘制不同振型下的径弦比与固有频率、角度与固有频率之间的规律曲线,通过比较可得出,虽然不同的径弦比或者角度在同种振型下的固有频率不相等,但是整体曲线的变化规律是一致的. 这说明对单个模型进行模态分析,绘制不同振型的规律曲线具有一定的普遍性.

3 连接杆件的实验验证

某型号半挂牵引车在怠速时脚踏板抖动较厉害,极大地影响驾驶员的操纵安全和脚踏板的使用寿命. 选取脚踏板作为研究对象,对半挂牵引车进行测试,以 z 轴方向的移动振型为例,测得脚踏板两点间距离为 310 mm ,半径为 233 mm ,即径弦比为 0.75 怠速下的频域信号,如图 9 所示.

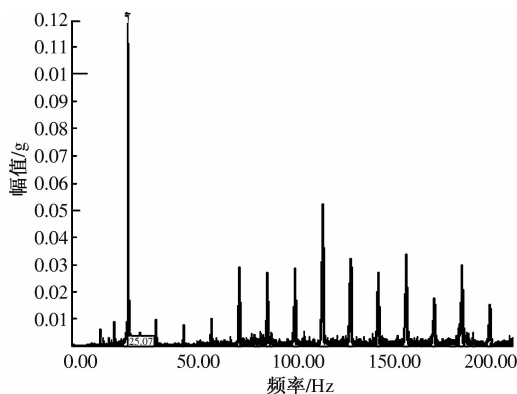


图 9 径弦比为 0.75 的频域信号

Fig. 9 The frequency-domain signals when diameter-chord ratio is 0.75

由图 9 可知, z 轴方向移动的振型的固有频率为 25.07 Hz ,根据连接杆件动态特性的有限元分析表明,径弦比在 1.28 时,杆件的 z 轴方向固有频率最大. 所以选取半径为 396.8 mm 的脚踏板进行测试,其频域信号如图 10 所示.

由图 10 可知,半径为 396.8 mm 的杆件, z 轴

方向振动的一阶固有频率为 30.32 Hz ,明显比半径为 233 mm 的固有频率大. 选取径弦比为 1.8 ,即半径为 558 mm 的脚踏板,测得频域信号如图 11 所示,由图 11 可知,沿着 z 轴方向振动的一阶固有频率为 29.62 Hz ,相较于径弦比为 1.28 的脚踏板,固有频率在减小,且比径弦比小于 1.28 的脚踏板的固有频率衰减更为缓慢,这与上述规律曲线相一致.

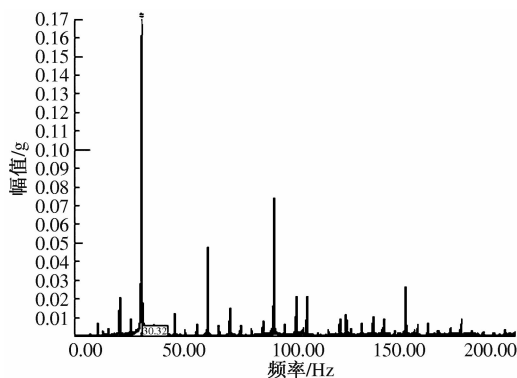


图 10 径弦比为 1.28 的频域信号

Fig. 10 The frequency-domain signals when diameter-chord ratio is 1.28

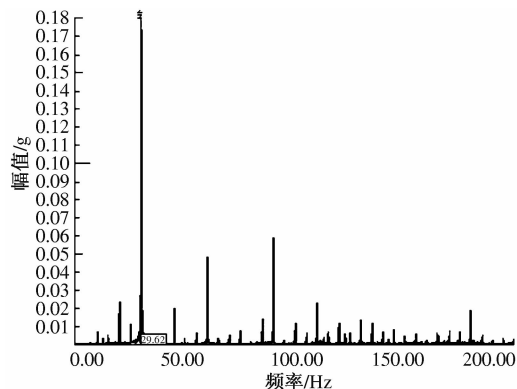


图 11 径弦比为 1.8 的频域信号

Fig. 11 The frequency-domain signals when diameter-chord ratio is 1.8

4 结论

1) 通过对连接杆件进行模态分析可知,低阶次模态下固有频率差值较小,容易发生共振效应以及出现弯曲疲劳裂纹,这在连接杆件的结构设计和加工工艺上应予以重视.

2) 通过对不同径弦比和不同角度的连接杆件进行模态分析,可以得到各个振型下径弦比和固有频率、角度和固有频率的规律曲线. 在考虑单一振型时,设计的连接杆件的固有频率在考虑经济性、安全性、可靠性后尽可能远离连接杆件的主

激振频率.若是连接杆件工作环境较为复杂,不能确定其振型,一般取径弦比较大,或者角度较小的设计模型,这样会有效地解决几种振型的干涉.

3)更换不同的质量块,或者更改固定点的距离,在此基础上研究其径弦比与固有频率、角度与固有频率之间的规律曲线,其曲线的变化关系一致,这说明连接杆件的尺寸设计存在一定的规律,且这一结论在实际检测中得到了验证.

参考文献:

[1] 张自明,许春光,郑巍,等. 频率变化对连杆动态应力的影响研究[J]. 车用发动机,2011(6):71-75.
[2] 王晓云,罗丹,任耿鑫. 基于 ANSYS 的 485Q 型连杆动态特性分析[J]. 机械传动,2011,35(8): 81-84.

[3] 沈晓丽,李健,宋述停,等. 液压机械臂连杆有限元分析[J]. 机械制造自动化,2011,33(8): 58-66.
[4] 刘昌领,罗小兰. 液压机械臂连杆有限元分析[J]. 机械设计与制造,2011,33(11): 34-39.
[5] 韩清凯,于涛,孙伟. 机械振动系统的现代动态设计与分析[M]. 北京:科学技术出版社,2010:17-31.
[6] 江敏. B3E 汽油机连杆的有限元分析[D]. 大连:大连理工大学汽车工程学院,2003.
[7] 张云侠. 3100QB 柴油机机体结构静力与模态 CAE 分析研究[D]. 昆明:昆明理工大学交通工程学院,2002.
[8] 邓晓龙,高虹亮. 柴油机机体有限元建模及模态分析[J]. 三峡大学学报(自然科学版),2005,27(5): 426-429.

Study on the Shape and Dynamic Parameter Characteristics of the Fixed-point Connecting Rod

ZENG Falin¹, ZENG Shaobo², LI Jiankang¹

(1. Automotive Engineering Research Institute, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The connecting rod was widely used in the automotive and mechanical structure of which main failure mode is vibration-damage. Vibration-damage was the main failure mode of connecting rod. The dynamic characteristics of the connecting rod were the main factors which affect the vibration of it. Therefore, by establishing vibration equation and using finite element software MIDAS, the modal analysis was done and the results showed that there was a certain regularity between the diameter ratio and, the natural frequencies, the angle and natural frequencies of the various model shapes at a fixed location and cross-section. This conclusion had been verified on the tractor-trailer. It provided a theoretical basis for the structural design or further structural optimization.

Key words: connecting rod; vibration-damage; MIDAS; modal analysis; structural design