

# 三辊压延机机架的动态分析

曹伟魏, 李新华, 唐敏

(中南林业科技大学机械工程学院, 湖南长沙 410075)

**摘要:** 机架是整个压延机的基础, 对于辊筒的支撑、定位和调节起着重要的控制作用, 机架的振动直接影响了压延机的压延精度, 决定了产品的好坏。利用 Pro/E 建模, 运用 ANSYS Workbench 对机架模型先进行模态分析, 确定固有频率、各阶振型图, 然后在模态分析的基础上, 对机架进行谐响应分析, 分析机架在承受简谐载荷作用下的动态特性参数, 如动力响应位移、动力响应应力和振幅。通过分析结果可以得知振动对压延机的精度产生较大影响, 原机架设计中存在一定缺陷, 还有一定的优化空间。

**关键词:** 机架; 振动; 模态分析; 谐响应分析

## 引言

压延机主要有机架、传动系统、辊筒、控制系统和冷却系统组成。压延精度主要取决于辊筒的制造精度和机架的动态特性影响, 然而, 机架在压延过程中的振动会导致压延制品的厚度出现波动, 影响产品的精度和表面质量, 因此, 压延机的设计过程中必需充分考虑机架的动态特性设计。因为振型、振幅、固有频率、动力响应位移等是机架动态特性中的主要参数, 所以模态分析和谐响应分析是机架动态特性研究中的主要内容。

本文以  $\phi 550 \times 1600$  三辊压延机为研究对象。应用有限元分析软件 ANSYS Workbench 对机架进行模态分析, 分析机架的振动特性, 确定每阶模态特定的固有频率、阻尼比和模态振型, 通过谐响应分析可以探测机架的共振响应。通过上述分析对压延机机架和同类设备的设计、制造和优化设计具有重要的意义, 同时对指导压延机操作人员有效地避开共振, 提高压延精度有重要的参考作用。

## 1 动态特性分析的基本理论

动力学分析<sup>[1-2]</sup>主要用来分析结构的动态特征, 一般情况下, 比较关注的往往是结构的振型、振幅、固有频率及谐响应等参数。由经典力学理论我们知道物体的动力学通用方程是:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中:  $[M]$  是质量矩阵;  $[C]$  是阻尼矩阵;  $[K]$  是刚度系数矩阵;  $\{x\}$  是位移矢量;  $\{F\}$  是力矢量。

不同的分析类型对应不同形式的动力学方程:

对于模态分析, 固有频率和主振型是基础, 是振动系统的自然属性, 且模态分析中系统是在无阻尼无外力的情况

下, 及  $[C]$ 、 $\{F\}$  都为 0 的情况下, 则系统可以表示为:

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

当发生谐振动, 即  $[U(t)] = \{\phi\} \sin(\omega t)$  时, 方程为:

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\phi_i\} = [0] \quad (3)$$

故对于一个结构的模态分析, 其固有圆周频率  $\omega_i$  和振

型  $\phi_i$  都能从上面矩阵方程式中得到。这个方程的根是  $\omega_i^2$ ,

即特征值;  $i$  的范围从 1 到自由度的数目, 相应的向量是

$\{u\}_i$ , 即特征向量。特征向量的平方根  $\omega_i$ , 它就是结构的

自然圆频率(弧度/秒), 进而可得出自然频率  $f_i = \omega_i / 2\pi$

(圈/秒)。特征向量  $\{u\}_i$  表示振型, 即假定结构以频率  $f_i$

振动时的形状。

对与谐响应分析<sup>[3]</sup>, 系统持续受到随时间按正弦或简谐规律变化的载荷的作用,  $F(t)$  和  $x(t)$  都假设为谐函数, 如  $X \sin(\omega t)$ , 其中  $X$  是振幅,  $\omega$  是频率。求解式 (1) 的非齐次方程所得的特征解能够体现简谐载荷的特点。

## 2 有限元模型建立

应用 PRO/E 建立压延机的三维立体图, 除去压延机中的其它系统和设备, 留下压延机的机架, 同时为了减小有限元软件的运行和计算的时间, 建模时可以忽略机架上的圆角、装配孔等对结果影响不大的细节。因此可以对机架模型进行如下简化, 如图 1 所示。

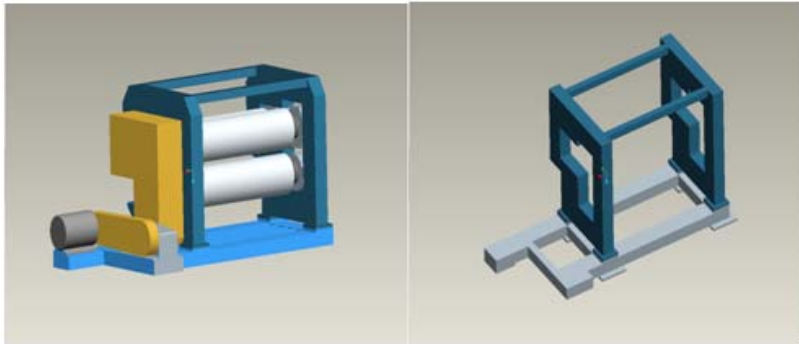


图1 压延机三维模型及机架简化模型

通过 ANSYS Workbench 中的 Geometry 模块与 Pro/E 数据的高度共享,把机架三维图导入到 Workbench 中,采用有限元自动划分和限定单元尺寸大小为 60mm 的网格划分方式,划分后模型由 86349 个节点和 53301 个单元组成,网格划分后的有限元模型如图 2 所示。

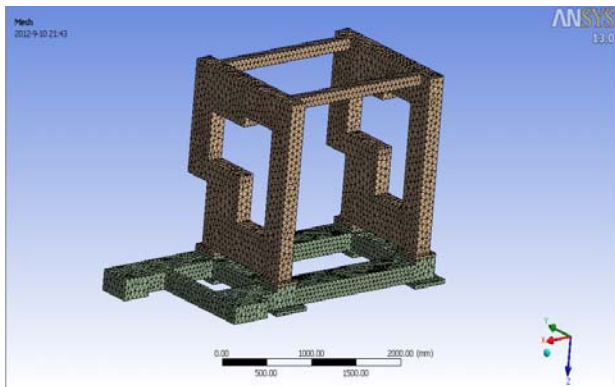


图2 机架有限元模型

由于机架大部分采用焊接性能良好的低碳钢焊接而成,单元的材料参数<sup>[4]</sup>如表 2 所示:

表2 机架单元材料参数

材质	密度	泊松比	屈服应力
Q235A	7850 (Kg/m <sup>3</sup> )	0.3	235 (MPa)

### 3 机架模态分析

在 Workbench 界面的 Toolbox 中选定 Modal (ANSYS) 对机架进行模态分析,进入 Mechanical 后,设定模态阶数为 30,因为机架底座的 5 个支撑面上有地脚螺栓孔,所以约束这五个面为固定支撑面,计算机架的前 30 阶模态振型,选出其中对机架影响较大的各阶振型图,如图 3 所示。各阶振型图所对应的固有频率、最大变形位移如表 3 所示。

表3 机架模态分析表

阶数	频率 (Hz)	振幅 (mm)	振型
1 阶	38.62	0.74	沿 x 方向同步摆动
2 阶	87.11	0.99	绕 z 轴同步转动
3 阶	99.63	1.62	沿 y 方向同步前后摆动
4 阶	110.42	0.73	沿 y 方向交错前后摆动
10 阶	179.81	1.06	沿 x 方向背向扭动
11 阶	212.41	1.02	沿 x 方向同向扭动
20 阶	352.76	1.67	绕 z 轴背向扭动
29 阶	470.9	1.35	立板局部绕 x 轴同步振动
30 阶	474.49	1.44	立板局部绕 x 轴异步振动

从图 3 可以看出,机架的变形主要及集中在机架的左右两立板上,变形量从底座到顶梁逐渐加大。虽然机架的振动与变形不能代表压延机总体的振动情况,但是其局部振型却大大影响了压延机的总体振动和噪音水平及其稳定性。提高机架的局部刚度,改善其振动特性,对提高压延机动态特性及其稳定性有重要的作用。

振型图上我们可以知道机架主要的变形主要是由左右立板同步或者不同步的左右摇摆、前后摆动、扭动所造成的,综合考虑压延机辊筒和轴承座在机架上的装配情况,通过分析得出,机架立板的前后摆动对压延机总体振动和精度影响较大。故可以对立板前后底部的位置增加加强筋,考虑到要为立板上轴承座、辊筒以及立板外侧齿轮的安装留出空间,所以只加厚两立板前部立柱的厚度,提高立板的竖直刚度,同时也可以把机架上面的两根独立的连接梁改为米字型的连接梁,大大提高机架前后刚度,改善机架振动特性,提高其稳定性。

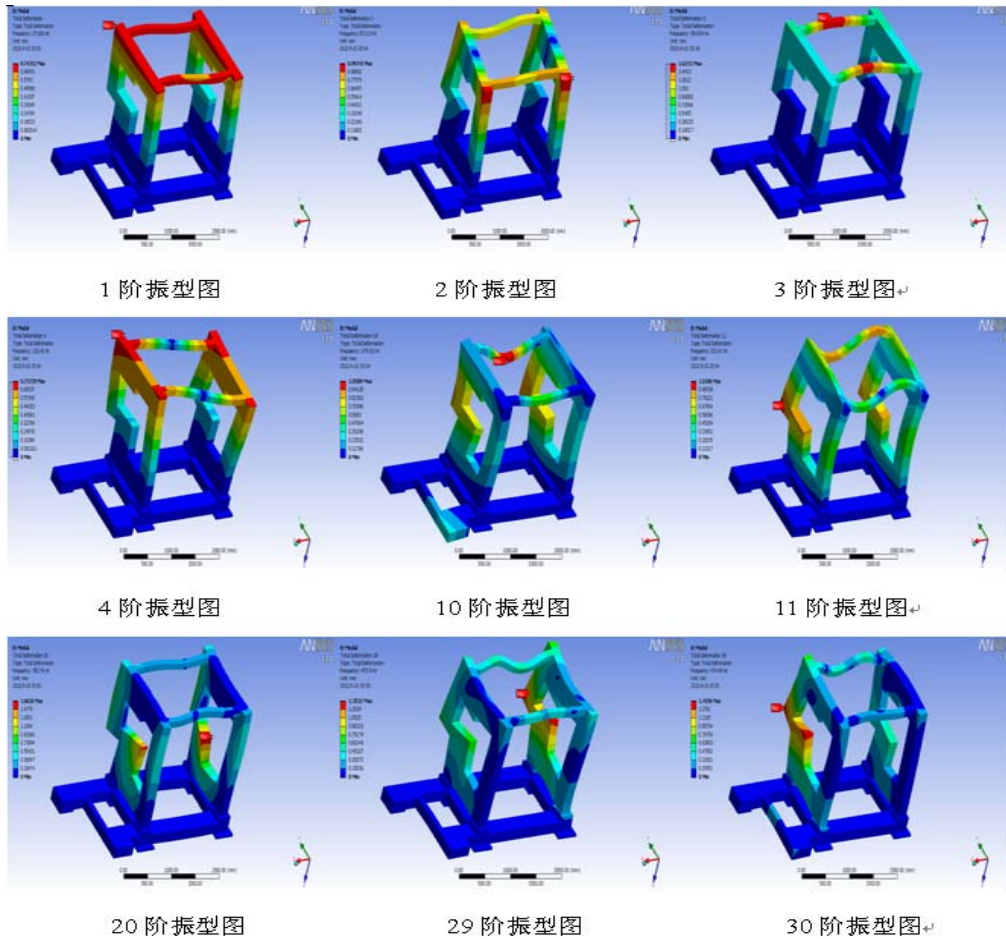


图3 机架各阶振型图

#### 4 机架谱响应分析

在机架 Modal 分析的基础上插入 Harmonic Response 分析模块<sup>[5]</sup>, 对机架进行谱响应分析。考虑压延机一般由变频器控制来实现无极调速, 变速范围较广, 故设定谱响应分析的频率范围 0Hz~500Hz, 分为 20 步, 间隙为 25Hz。由模

态分析可知, 机架立板波动较大, 故在安置下辊筒轴承座位置的立板内壁上施加大小为 300N 的激振力进行谱响应分析, 分别得到内壁上 P 点 x、y、z 三个方向的振幅曲线, 纵轴为响应位移, 横轴为频率, 如图 4~6 所示。

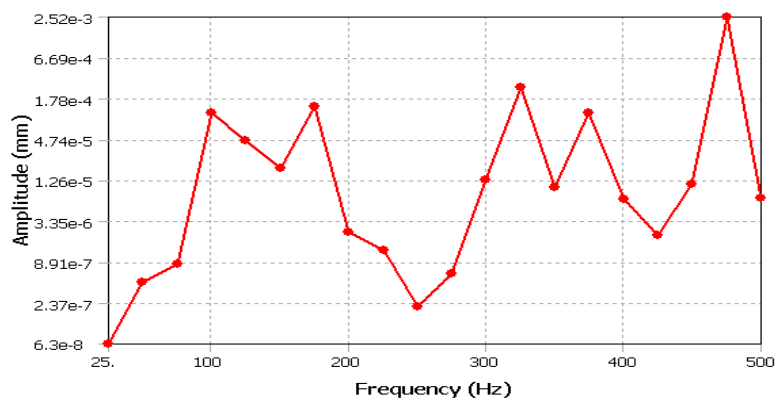


图4 P 点 x 方向幅频响应图

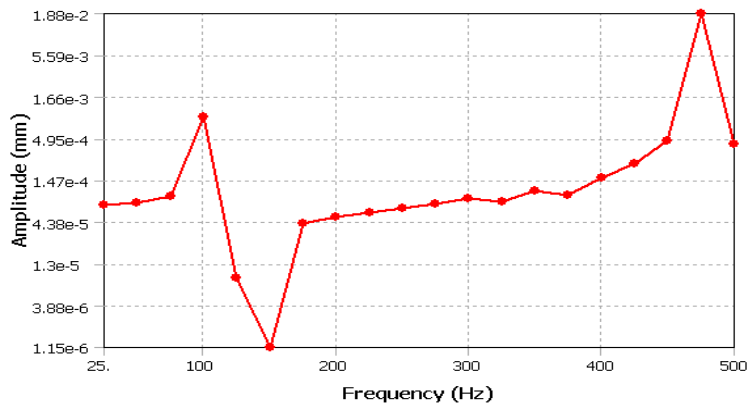


图5 P点y方向幅频响应图

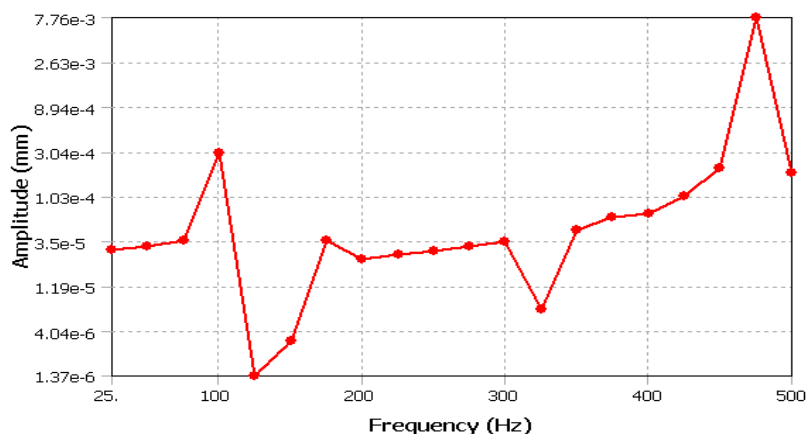


图6 P点z方向幅频响应图

上述三图示出了在(0~500) Hz之间节点P的位移响应情况,从图4~6中可以看出当响频在100Hz和480Hz左右时,三个方向上的响应位移都出现了剧烈的波动,因此机架的共振可能发生在这两段频率处,故应该注意避免机架在这两种频率范围内工作,防止共振的产生。

## 5 结论

(1) 利用新型有限元仿真平台 ANSYS Workbench 对压延机机架进行动态特性分析,通过模态分析确定了机架前30阶的各阶固有频率、振型、振幅,为机架的改进和优化提供了参考依据和方向。

(2) 在模态分析的基础上应用模态叠加法进行了谐响应分析,确定机架的共振频率在100Hz和475Hz两处。对指导压延机操作者或者机架设计者有效地避开共振提高压延精度和设备稳定性有重要的指导意义。

(3) 随着有限元方法在机械设计制造中的广泛应用,其仿真程度高,设计周期短,经济性高等优势凸显。本文的

设计方法,已逐渐成为产品的振动和动态特性研究方法中趋势和主流。

## 参考文献

- [1] 浦广益. ANSYS Workbench 12 基础教程与实例详解[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2010.
- [2] 张涛, 陈松平. CA6136 车床床身的动态特性分析[A]//中国电子学会电子机械工程分会 2009 年机械电子学学术会议论文集[C]. 2009.
- [3] 康方, 范进伟. 基于 ANSYS 的机床动态特性分析[J]. 机械设计与制造, 2008(7).
- [4] 徐灏. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [5] 李惠彬. 振动理论与工程应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.