

柴康杰,胡志超,游兆延,等. 基于 ANSYS 的半喂入花生摘果机机架模态分析[J]. 江苏农业科学,2016,44(8):407-409.
doi:10.15889/j.issn.1002-1302.2016.08.118

基于 ANSYS 的半喂入花生摘果机机架模态分析

柴康杰,胡志超,游兆延,张延化,王建楠

(农业部南京农业机械化研究所,江苏南京 210014)

摘要:在花生摘果机摘果过程中,由于剧烈的振动,经常会引起摘果机零部件损坏及机器的故障。为研究是否发生共振,首先利用三维绘图软件 Inventor 对摘果机机架进行参数化实体建模,接着通过接口将模型导入 ANSYS 软件中进行模态分析,得到机架前 6 阶的振动频率分别为 24.783、29.496、34.483、42.197、64.033、72.378 Hz,并得到相对应的各阶振型云图,分析出了其固有频率及振型对应的机架变形情况,为后续的减振分析和机架优化提供了理论依据。

关键词:花生摘果机;机架;实体建模;模态分析;固有频率

中图分类号: S225.7⁺3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1002-1302(2016)08-0407-03

花生作为我国最大的油料作物之一,为减轻农民劳动强度,提高工作效率,南京农业机械化研究所研制了半喂入花生摘果机,可实现收获过程中最重要的摘果作业,对实现花生机械化收获有重大的现实意义^[1]。但是工作过程中整机的剧烈振动,会导致机器零部件的断裂和机器故障,从而降低了工作效率,严重制约了摘果机的广泛推广。机架作为主要承载部件,不仅承载着动力部件和各种传动链、夹持链、摘果辊等工作部件,而且会受到外界不同的激励,当激励频率和机架的某阶固有频率接近时,机架就会产生剧烈的振动^[2-3]。

模态分析是研究结构动力特性一种近代方法,通过模态分析可以得到系统固有频率和振型,从而有效地指导工程设计^[4]。本研究利用三维建模软件 Inventor 建立摘果机机架的三维模型,然后导入 ANSYS 软件对机架进行自由模态分析,了解其结构特性,得到了前 6 阶固有频率和振型,并输出各阶频率的位移云图,得到其对应的振动变形情况,为摘果机机架的设计和优化提供理论基础。

1 模态分析理论

振动模态是弹性结构固有的、整体的特性,包括结构固有频率和振型分析^[5]。通过模态分析,可以分析出结构的振动特性,从而有效地避免机构由于共振引起的强振^[6]。通常,高阶振型对结构动态特性的影响不明显,选取低阶振型进行分析^[7-8]。

在模态分析时,假定结构的自由振动是多自由度且无阻尼时,它的动力学微分方程可以表示如下:

$$M\ddot{x} + Kx = 0. \quad (1)$$

式中: M 、 K 分别代表了系统的总体质量矩阵和系统总体刚度

矩阵, x 表示系统节点位移矩阵, $\ddot{x}$ 表示节点位移对时间的二阶导数。

根据模态分析理论,系统任何复杂的自由振动形式均可由一系列的简谐振动叠加而成,式(1)的解通常可以表示如下形式:

$$x = X \sin \omega(t - t_0). \quad (2)$$

式中: X 、 ω 分别为节点振幅和振动频率, t 代表时间参数, t_0 为由初始条件确定的时间常数。

将(2)代入(1)中,可得特征方程,如下:

$$(k - \omega^2 M)X = 0. \quad (3)$$

对于指定的系统刚度和系统质量,若系统有 n 阶自由度,由方程(3)可求出 n 个特征值,即为它的固有频率,进而得到固有频率对应的结构振型^[9-11]。

2 建立机架模型

半喂入花生摘果机的机架尺寸:长×宽×高为 200 mm × 88 mm × 115 mm。整机主要由 3 个部分组成:动力部件汽油机,采用雅马哈 MZ175R,其额定功率为 3.3 KW,转速为 1 800 r/min;摘果辊的主要尺寸为长度 1 200 mm,滚筒直径 152.5 mm,工作转速 371 r/min,每个摘果辊上配有 6 个叶片,两摘果辊相向、同速转动,完成摘果过程;夹持链采用齿轮链,由电机通过带传动和齿轮传动提供动力,夹持输送速度为 1.025 m/s。

2.1 机架有限元模型的建立

由于 ANSYS 软件三维建模功能较薄弱^[12],而一个模型的建立直接影响着模态分析结果的精确性,利用三维软件 Inventor 对整机机架进行实体建模,在相接触的地方设置其为焊接点。为了在分析时划分网格方便,提高计算效率,略去一些对模态分析影响不大的轮廓线、小圆孔、倒圆角等细节^[13]。建立的摘果机机架模型如图 1 所示。

通过 Inventor 和 ANSYS 的无缝接口,将三维模型直接导入到 ANSYS 软件中进行仿真试验^[14],添加材料属性,选择 Q235 结构钢,它的主要力学性能为:屈服极限为 235 MPa,泊松比为 0.3,质量密度为 7 850 kg/m³,弹性模量为 210 GPa。导入后的模型如图 2 所示。

收稿日期:2015-06-16

基金项目:国家自然科学基金面上项目(编号:51375247);中国农业科学院创新工程。

作者简介:柴康杰(1991—),男,山西运城人,硕士研究生,研究方向为农业机械装备。E-mail:979868179@qq.com。

通信作者:胡志超,博士,研究员,博士生导师,研究方向为农作物收获及产后加工技术装备。E-mail:zchu369@163.com。

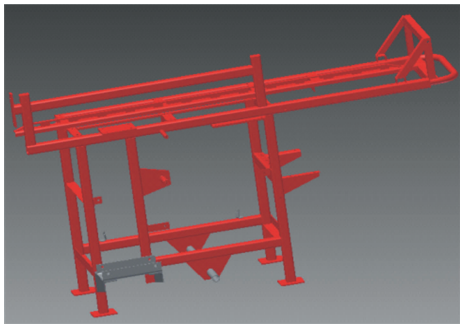


图1 机架三维模型

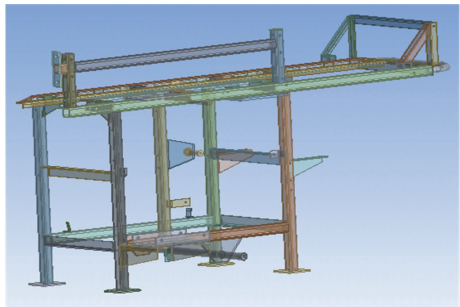


图2 导入后的机架模型

2.2 网格划分

在对机架的材料设置完成后,可以对其进行网格划分,网格划分的质量好坏直接影响模态计算结果的精确性。为保证计算结果的精确性,采用自动划分网格的方法,考虑到机架的尺寸为 200 cm×88 cm×113 cm,设置网格尺寸为 6 mm,产生了 594 257 个节点和 215 762 个单元,划分后的机架有限元模型如图 3 所示。

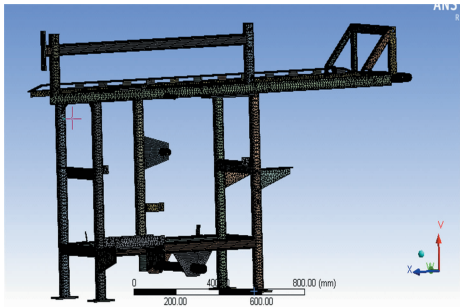


图3 机架有限元模型

2.3 约束施加

考虑到摘果机在工作时 4 个角钢和地面相接触,为近似模拟它的工作状态,应设定 4 个角钢为固定约束。其他各零部件的接触选择默认设定 bonded,由于是对机架静力学模态分析,所以预应力为零。

根据模态分析理论可知,在对机架进行模态分析时,低阶振动对机器结构的影响较大,决定了它的动态特性,所以结合摘果机工作的实际情况,取前 6 阶的模态进行分析,设定模态数为 1~200,其他选择默认选项。

3 结果分析

对摘果机进行模态分析,其结果主要包括 2 个部分:前 6 阶振动频率图和对应的振型云图。图 4 为摘果机机架模态分

析的前 6 阶模态的固有频率柱状图,右边显示其对应数值。

由图 4 可读出,机架前 6 阶的模态固有频率分别为 24.783、29.496、34.483、42.197、64.033、72.378 Hz。

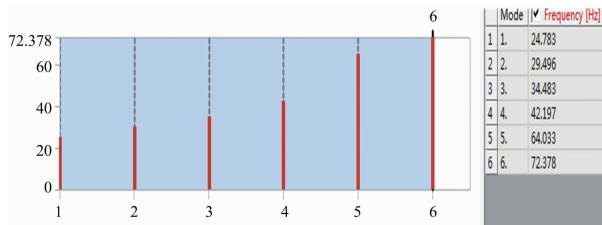


图4 机架 6 阶模态固有频率

根据图 5 左侧变形量可知,最大变形量为 9.69 mm,由动态图可以看出,其振动方向为沿机架宽度方向的左右摆动,并且机架最尾部的变形量最大,振动最剧烈。

根据图 6 左侧变形量可知,最大变形量为 11.91 mm。由动态图可以看出,其变形情况为围绕机架的中心点,机架上部旋转振动,在机架前端变形最大。

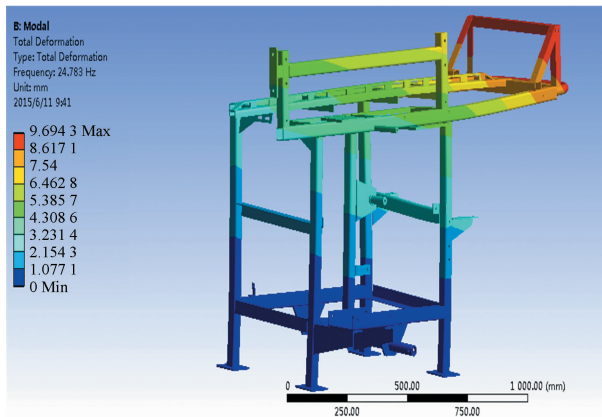


图5 机架 1 阶模态阵型

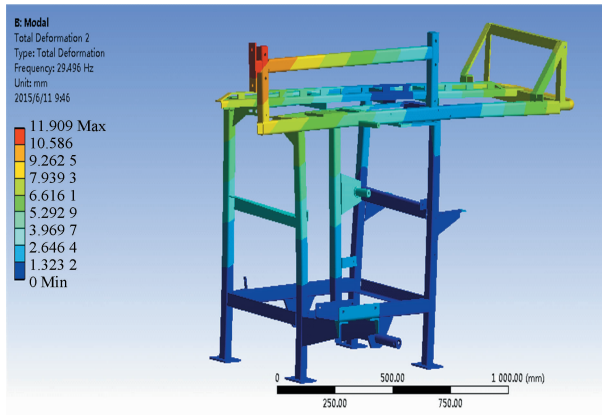


图6 机架 2 阶模态振型

根据图 7 左侧变形量可知,最大变形量为 15 mm。由动态图可以看出,其振动方向为高度方向的上下弯曲振动,并且尾部的变形量最大,振幅也最大。

根据图 8 左侧变形量可知,最大变形量为 15 mm。由动态图可以看出,其振动方向为高度方向的上下弯曲振动,并且尾部的变形量最大,振幅也最大。

根据图 9 左侧变形量可知,最大变形量为 12.13 mm。由动态图可以看出,振动方向是机架两侧在宽度方向的扭动,机

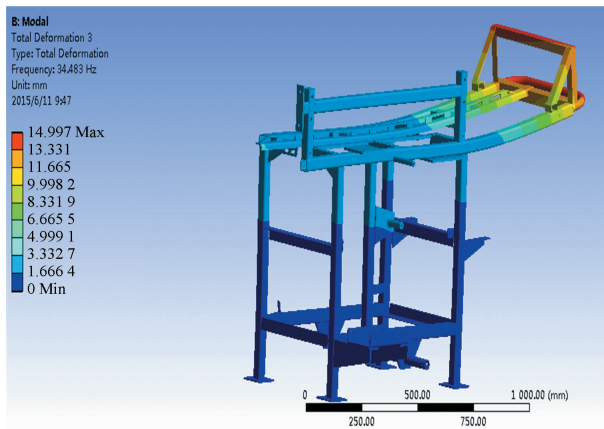


图7 机架 3 阶模态振型

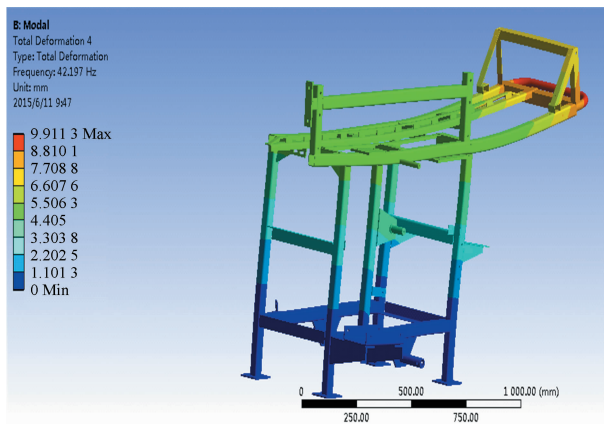


图8 机架 4 阶模态振型

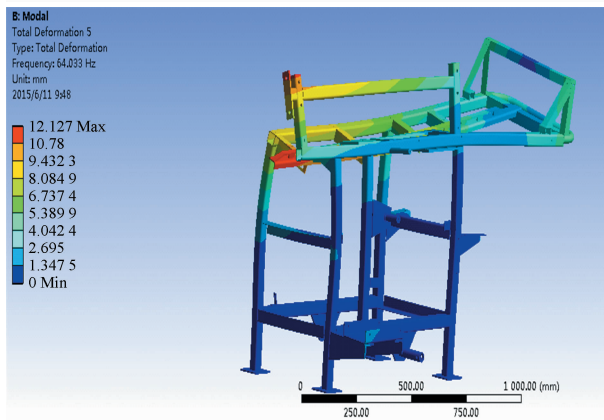


图9 机架 5 阶模态振型

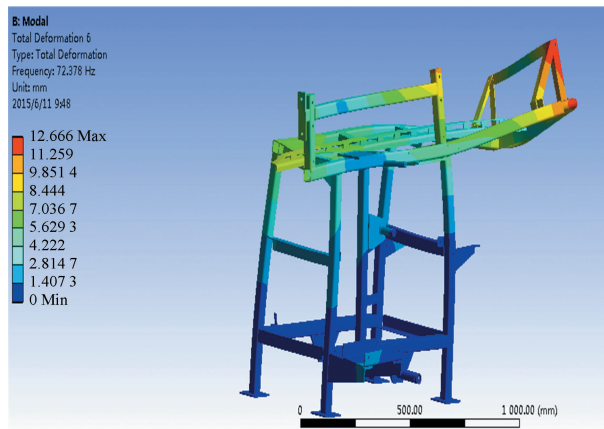


图10 机架 6 阶模态振型

部件的工作频率可知,除了发动机其他工作部件的频率远低于 1 阶固有频率,不会引起机器的共振,而发动机的工作频率 30 Hz 与二阶频率 29.9 Hz 相近,说明发动机工作时会引起机架的共振。

通过模态分析,为机架的后续改进提供了理论基础。在机架设计过程中,可采用高强度的材料,在易变性的结构处,采用筋结构对其进行加固,均可提高机架的刚度,为保证整机工作过程中稳定性、可靠性、高效性具有重要的现实意义。

参考文献:

- [1] 胡志超,王海鸥,彭宝良,等. 半喂入花生摘果装置优化设计与试验[J]. 农业机械学报,2012,43(增刊1):131-136.
- [2] 孙康,王军锋. 刮板式花生脱壳机架的模态分析[J]. 农机化研究,2013(6):66-69.
- [3] 司景萍,韩璐,任庆霜,等. 基于 ANSYS 的自卸车副机架结构模态分析[J]. 内蒙古工业大学学报,2011,30(3):328-333.
- [4] 郭昌进,杨喜,王金丽,等. 基于 ANSYS Workbench 的甘蔗叶粉碎机架模态分析[J]. 农机化研究,2014(8):23-26.
- [5] 刘九庆,罗龙,任长清,等. 移动啮合式青饲料颗粒机设计及机架模态分析[J]. 农机化研究,2014(6):65-69.
- [6] 权龙哲,佟金,曾百功,等. 玉米根茬收获系统的有限元模态分析与试验[J]. 农业工程学报,2011,27(11):15-20.
- [7] 刘选伟,金亮,王景立,等. 基于 ANSYS Workbench 的深松机架模态分析[J]. 农机化研究,2015(5):29-32.
- [8] 傅志方,华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海:上海交通大学出版社,2000.
- [9] 徐良,王艳晓. 基于 NASTRAN 的玉米播种机机架振动有限元模态分析[J]. 农业工程,2012,5(2):59-62.
- [10] 申秀敏,刁金冬,李进,等. 轿车车身顶棚的有限元模态分析[J]. 车辆与动力技术,2011(2):42-45.
- [11] 王艳晓,徐良,梅益. 山地小型玉米播种机机架有限元模态分析[J]. 农机化研究,2013(6):70-72,116.
- [12] 徐兆华,崔志琴,张腾. 基于 ANSYS 的 6300 柴油机曲轴的模态分析[J]. 煤矿机械,2012(2):102-103.
- [13] 李耀明,孙朋朋,庞靖,等. 联合收获机底盘机架有限元模态分析与试验[J]. 农业工程学报,2013,29(3):38-46.
- [14] 凌桂龙,李战芬. ANSYS 14.0 从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社,2013.

架前后方向振动方向一致,最大变形量发生在机架上端。

根据图 10 变形量可知,最大变形量为 12.67 mm。由动态图可以看出,振动方向是机架两侧在宽度方向的扭动,但前后振动的方向相反,最大变形量发生在机架上端。

4 结论

通过建立半喂入花生摘果机架的有限元模型,将模型在 ANSYS 中进行模态分析,得到了机架的前 6 阶固有振动频率和振型云图,通过分析各阶云图和动态图形变化,得出各阶频率对应的振动趋势。

在得到固有频率后,结合发动机的工作频率和其他工作