

DOI: 10.13332/j.1000-1522.20150225

伐根机车架把手的试验模态与有限元模态分析

王滢旋 姚立红 阚江明
(北京林业大学工学院)

摘要:为获得伐根机车架和操作把手的振动特性,建立合理的车架把手仿真模型,用专业的模态测试系统结合后处理软件以及 Ansys Workbench 有限元分析软件,对伐根机的车架把手机构进行试验模态和有限元模态分析,并对两者的结果进行对比。结果表明:试验模态与有限元模态分析得到的结果基本吻合,通过2种方法获得的前6阶模态的固有频率误差在10%以内,各阶振型基本相同,说明二者都能较好地反映实际结构的振动特性;简化的有限元模型准确性高,可作为静力学和动力学分析的基本模型;伐根机车架前端与刀盘轴连接处以及把手手持部分易发生较大振幅,建议采取添加隔振材料、变刚性连接为弹性连接、增大易损部位的抗疲劳强度等措施实现隔振和减振。

关键词:伐根机; 试验模态分析; 有限元模态分析

中图分类号:S776.21 文献标志码:A 文章编号:1000-1522(2016)02-0124-07

WANG Ying-xuan; YAO Li-hong; KAN Jiang-ming. **Analysis of test model and finite element model of the frame and handle of stump cutting machine.** *Journal of Beijing Forestry University* (2016) **38** (2) 124-130 [Ch,12 ref.] School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing, 100083, P. R. China.

The objectives of this study were to clarify the vibration characteristics of the frame and operation handle of the stump cutting machine, and to establish a reasonable simulation model. Using the professional modal testing system with post-processing software and CAE software (Ansys Workbench), we carried out model test and finite element analysis of the frame and operation handle, and compared their results. The results of model test and finite element analysis can well match each other. For both methods, the error of natural frequency in the first six stages can be controlled within 10%, and the mode of vibration for each stage is basically the same, suggesting that the results of the model test and the finite element analysis can well reflect the actual characteristics of structural vibration. The finite element mode built for the frame and operation handle has a high credibility that it can be used trustingly in statics and dynamics analyses. The link part between the front of the frame and the cutter head shaft, as well as the holding part in the handle, are prone to large amplitude of vibration. Measures like adding vibration isolation material, changing rigid connection to elastic one, and increasing the fatigue strength of vulnerable parts, can be taken to isolate and decrease vibration.

Key words stump cutting machine; model test analysis; finite element mode analysis

近年来,雾霾沙尘等极端天气的频繁出现,使城市生态环境问题成为人们密切关注和亟待解决的问题。城市园林绿化是改善城市生态环境的主要途径之一。在进行园林绿化的过程中,对伐木树桩的及时清理有助于生态环境保护和植被再生。相较于传统的人工挖掘、炸药爆破、化学腐蚀、火烧除根等除根方法,专业的除根机械设备具有更加灵活、高效、安全等方面的优势。

国外的除根设备发展较早,从 20 世纪初开始,德国、奥地利、美国等国都已进行除根设备的研究,研制出了相对成熟的除根机械^[1-5]。但这些设备主要针对大片林地作业,对城市绿化除根作业具有一定局限性,且不适应我国的实际情况,很难引进利用。国内对城市园林绿化除根设备的研制发展较晚,且多采用工程车辆加机械臂的结构方式,如东北林业大学近年研制的园林用伐根清理机,即采用拖拉机加动臂再加切削头的设计方式^[6]。该结构的动力性强,效率较传统除根方式高;但其体积相对较大,灵活性较差。

本课题组在引进美国 RACYO 公司研发生产的 RG-25HD 型伐根机的基础上,设计了适用于我国园林绿化的轻便型伐根机。但是,伐根机在作业时,手持把手的操作部分振动强烈,作业人员长时间操作设备后,手和手臂会有不适感。另外,伐根机车架对其上各部件起支撑作用,其振动特性直接影响机器作业时的稳定性以及关键部件连接处的可靠性,尤其是刀盘轴与车架连接处由于受到较大的交变应力,模态振型在该处的表现更值得关注。所以对车架和把手进行模态分析,了解其固有振动特性,对于后期结构优化是非常必要的。

模态分析是获得机械系统固有振动特性的重要方法,在建筑、机械、航空航天、精密仪器等研究领域都有广泛应用^[7-9]。针对农林机械的模态识别,主要为发现机构易发生疲劳损伤的薄弱部分^[10-11]或分析影响作业人员操作舒适性的作业部分的振动特性^[12],并依此提出相应的优化措施。试验测试和数值分析的有限元方法是获得模态参数的主要途径。

本研究以伐根机的车架以及与其刚性连接的操作把手为研究对象,结合模态分析的理论,用 Ansys Workbench 对其进行有限元模态分析。应用丹麦 B&K 公司开发的 PULSE 噪声振动分析系统的模态分析模块进行模态测试,并应用 MEscape 软件对测试数据进行后处理,获得模态测试的结果。将有限元分析的结果与模态测试的结果进行对比,验证有限元模型的准确性,为车架把手的结构优化提供依据。由于车架在实际作业时受到的发动机运行和刀盘切削的激励主要是沿垂直地面的方向作用,在水平方向作用较小,故本文主要关心机构在垂直方向的模态振型。

1 伐根机结构

轻便型伐根机操作方式为直接控制把手,体积小,可适应多变的作业环境,快速灵活地完成树桩清理工作。以双缸汽油发动机为动力源,最大输出功

率为 18 kW。通过 2 根 V 带将动力传递到前方切削刀盘和驱动行驶的液压驱动机构。进行切削作业的刀盘在左右两侧沿圆周对称均匀分布 6 组刀齿,切削刀盘最大掘地深度为 55 cm。刀盘轴通过 1 组带螺栓孔轴承座与机架连接。伐根机操作把手与车架之间为刚性连接,其上排布有刹车把手、换挡把手、钥匙启动开关、油门、阻风门开关等。另外,把手还设置了脱机保护装置,只要操作人员离开设备,设备就会自动停止运行,消除安全隐患。伐根机结构及组成如图 1 所示,其主要技术参数见表 1。设备启动后,作业人员通过操纵把手及其上的控制开关,控制设备的前进后退,切削刀盘的启动与停止。

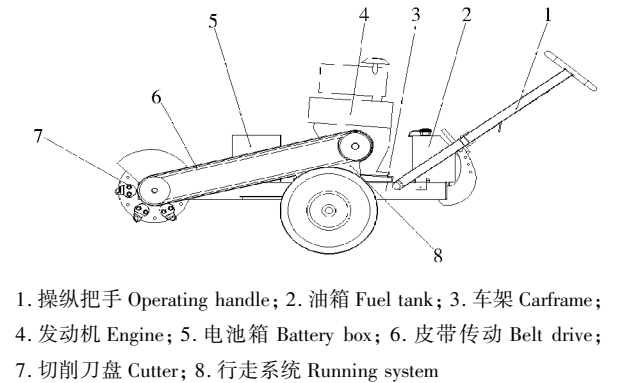


图 1 伐根机的结构示意图
Fig. 1 Structural representation of the stump cutter

表 1 伐根机的主要参数值
Tab. 1 Major parameters of the stump cutter

项目 Items	数值 Numerical value
尺寸参数(长×宽×高) Size(length×width×height)/cm	250×74×100
总质量 Quality/kg	264
发动机最大功率 Max power/kW	18
发动机额定转速 Rated speed/(r·min ⁻¹)	3 600
切削刀盘直径 Cutter diameter/cm	35.5
刀齿个数 Number of blades	12
最大掘地深度 Max digging depth/cm	55
地面以上最大切削高度 Max digging height/cm	61

2 试验模态分析

试验模态分析是通过测量输入激励和输出响应得到系统的频率响应函数,并从测得的频响函数来获得模态参数的分析方法。进行模态试验前,首先确定结构的支撑方式、激振方式、激振点和测振点。

2.1 试验过程

由于车架把手结构体积和质量较大,采用大量刚度接近于零的软海绵对车架结构进行支撑。为确定合适的支撑位置和拾振位置,先用有限元仿真方

法进行简单估算。支撑位置选在车架与车轮驱动轴连接处,该处振幅较小,对测量结果的影响小。拾振点选在把手上靠近操作手把的第 1 根横梁的中间位置,用专用胶黏贴加速度传感器。激振方式选用力锤激振。由于系统的输入与响应满足互易性假设

(即 q 点输入引起的 p 点响应等于 p 点相同输入引起的 q 点响应),故试验中采用固定传感器移动激励点的方式。

应用 PULSE 系统模态测试模块进行测试,试验流程如图 2 所示,各硬件设备如图 3。

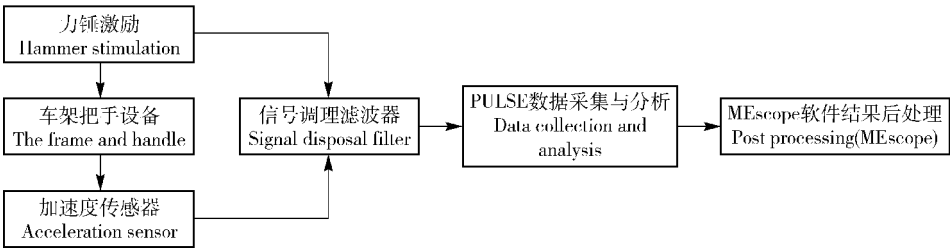
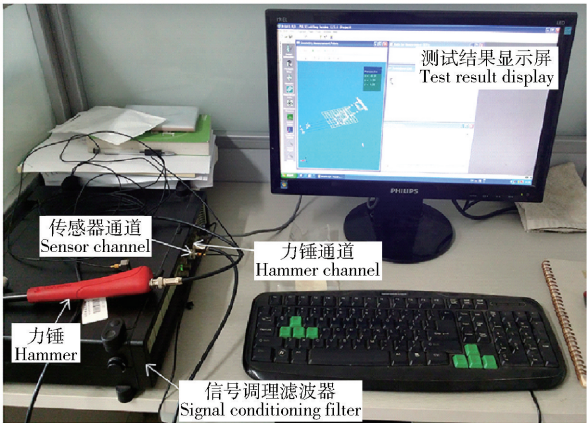


图 2 试验流程
Fig. 2 Flow chart of the test



在机架上对各测点进行标记,共设置 137 个测点,测点布置如图 4。在测试模块中建立车架把手的几何模型,设置拾振点与激振点。为保证结果准确,对力锤信号添加瞬态窗,对输出信号添加指数窗。

对每个测点进行 5 次敲击,取其平均值为测试结果。测试系统通过对时域信号的快速傅里叶变换 (FFT) 能够实时显示各测点的频响函数。同时为确保每次测试结果都是可用的,测试过程中要对输入与输出的相干函数进行实时监控,使其数值曲线接近于 1。图 5 为随机选取的第 13 和第 42 测量点的

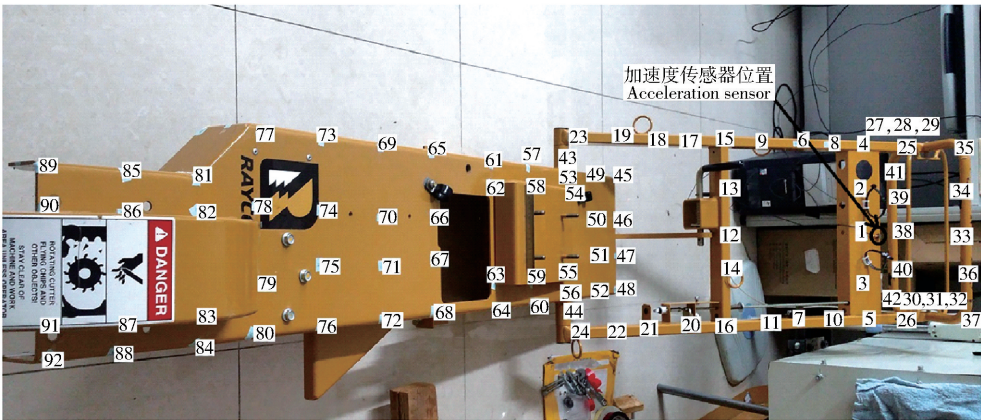


图 4 测点分布位置
Fig. 4 Distribution of the test points

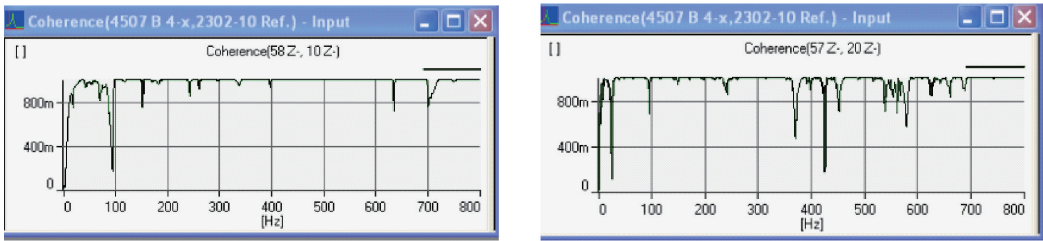


图 5 第 13 和第 42 测点的相干函数曲线
Fig. 5 Coherence function curves for point 13 and point 42

2.2 试验模态结果

将各测点的测试数据导入 MEscape 软件进行后处理,对系统的频响函数进行拟合,得到各阶频率和阻尼比,计算留数,获得振型,将结果链接到三维模型中可查看各阶振型。频响函数拟合时采用复模态

指示函数方法对选择的频段定阶,且采用数据结果的虚部来确定阶数。各测点的频响函数叠加曲线及拟合频响函数曲线见图 6。车架把手前 6 阶的固有频率、阻尼比、振型描述见表 2。

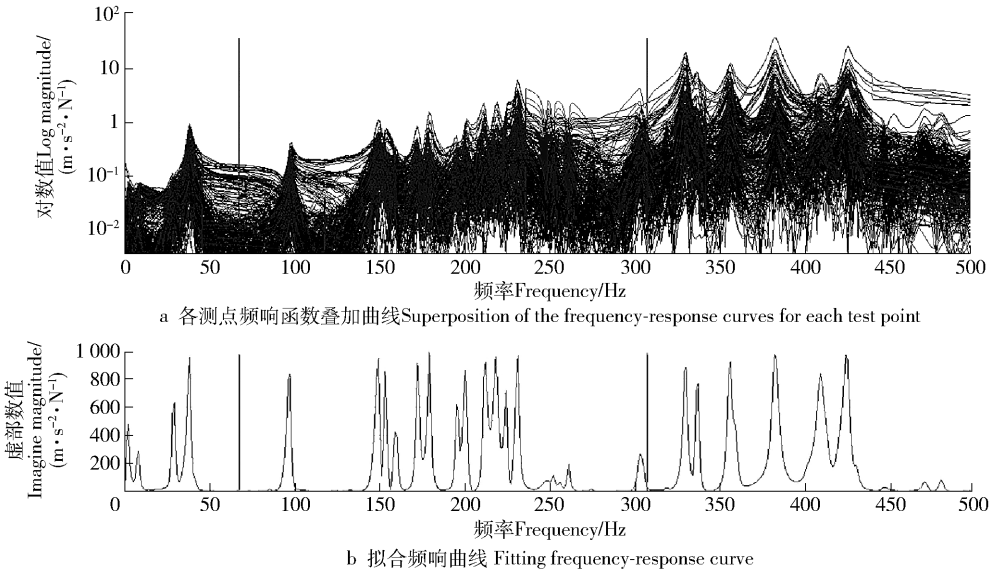


图 6 各测点频响函数叠加曲线及拟合频响曲线

Fig. 6 Superposition of the frequency-response curves for each test point and the fitting frequency-response curve

表 2 前 6 阶的频率、阻尼比和振型描述

Tab. 2 Descriptions of the frequency, damping ratio and mode shapes for the first 6 stages

模态阶数 Modal order	频率 Frequency/Hz	阻尼比 Damping ratio/%	振型描述 Modal descriptions
1	28. 7	5. 55	整体沿轴线方向扭动 1 次,前后两端变形最大 The whole structure twists once along axis, and maximum deformation occurs on both ends
2	38	3. 09	整体沿轴线方向弯曲 1 次,两端上翘,扶手部分变形最大 The whole structure bends once along axis, both ends up, and maximum deformation occurs on the holding part in the handle
3	97. 1	1. 23	整体沿轴线方向弯曲 2 次,车架中部上凸,把手中部下凹 The whole structure bends twice along axis, the middle part of the frame is convex, and the middle part of the handle is concave
4	149	0. 97	沿轴线方向车架扭动 2 次,把手与车架相反方向扭动 2 次 The frame twists once along axis, and the handle twists once against the frame direction
5	159	0. 90	整体沿轴线弯曲 3 次,左侧变形比右侧明显 The whole structure bends three times along axis, and deformation in left side is more obvious than the right
6	172	0. 73	车架前端扭动,把手右侧弯曲,其余部分无明显变形 The front of frame twists once, the right side of frame bends once, and the rest is not obvious

3 有限元模态分析

3.1 模态分析理论

有限元模态分析是相对于试验模态分析的计算模态分析方法。利用刚度法或能量法建立系统振动的有限元模型为:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}}+\boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{x}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{x}=\boldsymbol{F}$$
 (1)

式中: \boldsymbol{M} 为系统质量矩阵, \boldsymbol{C} 为系统阻尼矩阵, \boldsymbol{K} 为

系统刚度矩阵, $\ddot{\boldsymbol{x}}$ 为加速度向量, $\dot{\boldsymbol{x}}$ 为速度向量, \boldsymbol{x} 为位移向量, \boldsymbol{F} 为外界激励向量。

在进行模态分析时,令结构处于自由状态,外界激励向量 $\boldsymbol{F}=\boldsymbol{0}$;且阻尼对各阶模态的影响较小,可忽略不计,即 $\boldsymbol{C}=\boldsymbol{0}$;得到无阻尼自由振动系统的方程为:

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}}+\boldsymbol{K}\boldsymbol{x}=\boldsymbol{0}$$
 (2)

对式(2)进行变换,令响应 $\boldsymbol{x}=\boldsymbol{X}\mathrm{e}^{i\omega t}$,可得:

$(K - \omega^2 M)X = 0 \tag{3}$

式中： ω 为系统的固有频率， i 为固有频率的阶次， t 为采样时间， X 为位移矩阵。

式(3)有非零解的充要条件是 $K - \omega^2 M$ 的行列式为 0。展开行列式，得到计算固有频率的特征方程，求解得到特征值，并对各特征值按从小到大排列，即可得到对应的各阶固有频率 ω_i 。得到固有频率后，计算 $K - \omega^2 M$ 的伴随矩阵可获得各阶对应的振型向量。在有限元分析软件中，将各单元的模式振型计算结果反映到建立的三维模型中，就可以直观体现结构的振动变形情况。

3.2 Ansys Workbench 有限元模态分析结果

用 PROE 5.0 三维建模软件对伐根机车架把手进行三维立体建模，并通过通用接口导入到 Ansys Workbench 中。在做有限元分析时，为提高运算效率，要对现有模型进行简化，去掉零散的小部件，将复杂的零件表面平整化。结构钢材料的材料密度为 $7\,850\text{ kg/m}^3$ 、杨氏模量为 $2\text{e}^{11}\text{ Pa}$ 、泊松比为 0.3。采用 Hex Dominant(六面体网格)与 Tetrahedrons(四面

体网格)相结合的方法对车架把手结构进行网格划分，定义网格大小为 0.005 m。划分网格后的模型如图 7 所示，划分得到的单元数为 8 677、节点数为 29 976。

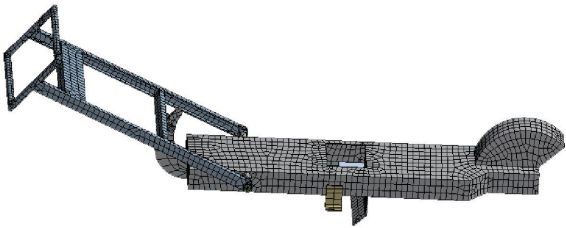


图 7 有限元网格划分模型

Fig. 7 Finite element mesh model

应用 Ansys Workbench 的模态分析模块，对车架把手结构进行自由模态求解。分析得到的前 6 阶频率数值接近于 0，其表示车架把手结构的 6 阶刚体模态，不具有分析价值，第 7 阶模态为实际 1 阶振动模态。车架把手的前 6 阶振动模态振动频率与垂直方向振型描述见表 3。

表 3 前 6 阶的固有频率与振型描述

Tab. 3 Descriptions of the frequency and mode shapes for the first 6 stages

模态阶数 Modal order	频率 Frequency/Hz	振型描述 Modal descriptions
1	26.088	XY 平面内沿 X 方向内扭曲 1 次，前后两端 Z 向位移最大 The whole structure twists once along X axis in XY plane, and maximum deformation occurs on both ends along Z axis
2	35.44	XY 平面内沿 X 方向整体弯曲，前后两端部 Z 正向位移大 The whole structure bends once along X axis in XY plane, and maximum deformation in forward displacement of Z axis occurs on both ends
3	101.71	XY 平面内整体弯曲 2 次，车架中间上凸，把手中间下凹 The whole structure bends twice in XY plane, the middle part of the frame is convex, and the middle part of the handle is concave
4	151.15	沿 X 方向车架把手扭动 2 次，Z 向最大位移在车架两端和把手中间 The whole structure twists twice along X axis, and maximum deformation in Z axis occurs on both ends of the frame and middle of the handle
5	161.5	沿 X 方向整体弯曲 3 次，结构两端和中间沿 Z 正向位移大 The whole structure bends three times along X axis, and maximum deformation in forward displacement of Z axis occurs on both ends and middle of the whole structure
6	172.35	Z 向振幅小，一侧把手沿 X 向弯曲 1 次，车架前端 XY 平面扭动 Deformation along Z axis is tiny, one side of the handle bends once along X axis, and the front of frame twists in XY plane

4 结果与分析

从表 4 可以看出：试验模态与有限元模态分析得到的车架把手前 6 阶固有频率结果能够较好地吻合，固有频率误差在 10% 以内。

从图 8 可以看出：前 6 阶振型在三维模型上的响应相似。说明试验和有限元分析结果的可靠性高，简化的车架把手结构的有限元模型能够较好地反映实际结构的固有特性，可作为后续结构优化设计的仿真模型基础。人手持操作的作业把手部分在

各阶的振动变形都较大；第 1、2、4、5 阶的最大变形都出现在该处，说明在作业过程中人手操作处容易发生大强度振动，这对作业人员的生理和心理健康都会造成影响。受到较大垂直应力的车架前端与刀盘轴连接处，在第 1、4 阶模态时都出现了较大的振动位移，说明在实际作业中该处容易发生疲劳变形，影响作业安全。

伐根机在作业时受到的外界振动激励主要由发动机运行时的往复冲击和前端刀盘切削作业时的切削力变化引起的。根据发动机运行转速范围可知，

表 4 前 6 阶固有频率的比较

Tab. 4 Comparison of natural frequency for the first six stages

模态阶数 Modal order	1	2	3	4	5	6
试验模态 Experimental modal/Hz	28. 7	38	97. 1	149	159	172
计算模态 Finite element modal/Hz	26. 09	35. 44	101. 71	151. 15	161. 5	172. 35
对比误差 Error/%	9. 1	6. 7	4. 7	1. 4	1. 6	0. 2

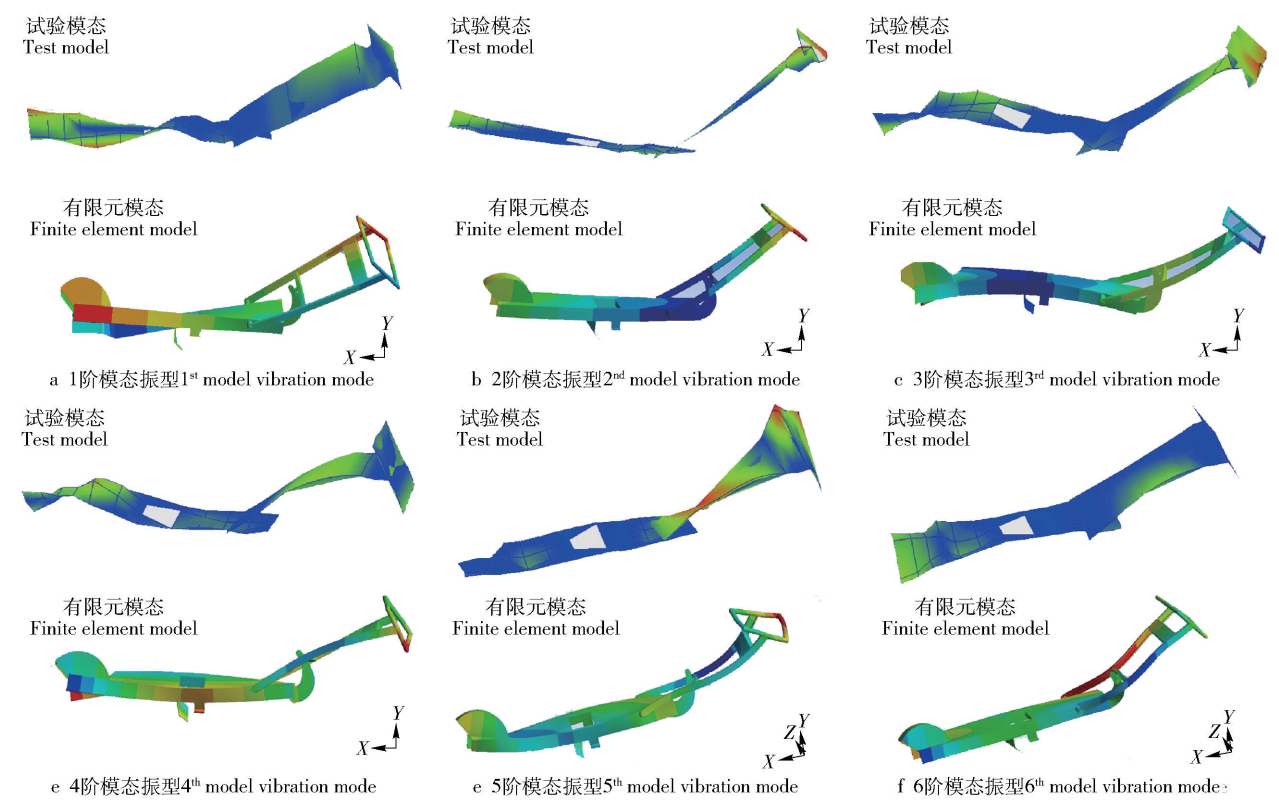


图 8 各阶模态振型的对比图
Fig. 8 Comparison of modal vibration modes

该除根机发动机运行时的振动频率范围为 30 ~ 60 Hz。前端刀盘的转速范围是 0 ~ 3 000 r/min,刀盘对称分布 2 × 6 组刀齿,其工作时切削振动的频率为 0 ~ 300 Hz。除文中给出的前 6 阶模态,还有 12 阶模态位于激振频率带内,随着激振频率的增加对应的振幅不断减小,振型也变得较为复杂,基本表现为主体结构的多次扭转或弯曲。

由于作业时激振频率范围较大,在对车架把手部件进行优化时,应对易发生共振的把手手持部分,采用添加橡胶、泡沫等减震防护材料的减震措施,最大程度对振动进行缓冲。改变把手与车架的刚性连接为弹性连接,在发动机与车架连接处加橡胶垫片,减弱传递过程的振动能量。对在个别模态易产生共振的车架前端与刀盘轴连接处,可考虑加大钢板厚度来提高抗疲劳强度。

5 结论与讨论

- 1) 试验模态与有限元模态的结果吻合较好,前 6 阶固有频率误差在 10% 以内,各阶振型相似,通过 2 种方法获得的模态结果准确。
- 2) 对实际结构进行简化后建立的有限元模型简化合理,在此模型上进行的后续静力学和动力学分析的结果具有可信度。
- 3) 伐根机车架的前端与刀盘轴连接处以及操作把手的手持部分是在各阶振型中容易产生较大振幅的部分,且发生共振的频率位于伐根机作业时的外界激振频率范围内。
- 4) 对车架把手结构进行振动性能优化,建议在把手处添加隔振材料,改变把手与车架的刚性连接为弹性连接,在发动机与车架连接处加橡胶垫片,加大钢板厚度来提高抗疲劳强度等。

参 考 文 献

[1] PUCH L D. Stump cutting tool assembly; US, 5743314 [P]. 1998-04-28.

[2] BOT S. Tree stump grinder; US, 5419380 [P]. 1995-05-30.

[3] SPAARGAREN D P M. Stump chipper and method for the operation thereof; US, 6230770 [P]. 2001-05-15.

[4] BRAND I R, BARTELS B A, POWERS J R, et al. Method and apparatus for controlling the operation of a stump cutter; US, 12/182025 [P]. 2008-07-29.

[5] FRALEY J P, DAVIS I J W. Stump cutter; US, 12/916176 [P]. 2010-10-29.

[6] 李树森, 曾剑锋, 朱赞彬, 等. 园林用伐根清理机的设计及其动臂的模式分析[J]. 中国农机化学报, 2013, 34 (3): 105-107.

LI S S, ZENG J F, ZHU Z B, et al. The design of the garden machine for cleaning stumps and model analysis of swing arms [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2013, 34 (3): 105-107.

[7] 段勇军, 顾吉丰, 平丽浩, 等. 雷达天线座模式分析与试验研究[J]. 机械设计与制造, 2010, 2 (2): 214-216.

DUAN Y J, GU J F, PING L H, et al. Mode analysis and experiment research of radar antenna pedestal [J]. Machinery Design & Manufacture, 2010, 2 (2): 214-216.

[8] 张平, 雷雨成, 高翔, 等. 轿车车身模式分析及结构优化设计[J]. 汽车技术, 2006 (4): 5-9.

ZHANG P, LEI Y C, GAO X, et al. The modal analysis and optimum structure design of passenger car body [J]. Automobile Technology, 2006 (4): 5-9.

[9] 谈丹辉, 孙利民. 在线监测环境下土木结构的模式识别研究[J]. 地震工程与工程振动, 2004, 24 (3): 82-88.

DAN D H, SUN L M. Research on structure modal identification under online monitoring conditions [J]. Earthquake Engineering and Engineering Vibration, 2004, 24 (3): 82-88.

[10] 田耘, 金亮, 刘选伟, 等. 旋耕机齿轮箱主轴与直齿锥齿轮装配体模式分析[J]. 中国农机化学报, 2015, 36 (2): 6-8.

TIAN Y, JIN L, LIU X W, et al. Model analysis of the assembly of spindle and straight tooth bevel gear based on ANSYS workbench [J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2015, 36 (2): 6-8.

[11] 张宁, 赵满全, 史艳花, 等. 双圆盘割草机传动系的应力应变及振动特性分析[J]. 农机化研究, 2014, 36 (10): 21-24.

ZHANG N, ZHAO M Q, SHI Y H, et al. Double disc mower drive train stress-strain and structural optimization [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2014, 36 (10): 21-24.

[12] 苏清祖, 张悦理, 须琼和, 等. 手扶拖拉机扶手架的减振设计[J]. 农业机械学报, 1989, 20 (4): 9-14.

SU Q Z, ZHANG Y L, XU Q H, et al. Walking tractor armrest frame vibration reduction design [J]. Transactions of the Chinese Society for Agriculture Machinery, 1989, 20 (4): 9-14.

(责任编辑 李文军
责任编辑委 李文彬)