

文章编号: 1673-3851 (2012) 05-0688-05

基于 ANSYS Workbench 的绕线机主轴系统 动力学特性研究

金 晶¹, 潘 骏¹, 韩俊昭¹, 朱旭洋¹, 贾 毅²

(1. 浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018; 2. 杭州奥士玛数控设备有限公司, 杭州 311113)

摘 要: 绕线机主轴系统动力学特性对其整机性能有极其重要的影响,进而影响绕线机的精度与工作噪声。利用 SolidWorks 对主轴系统进行建模,采用动力学分析软件 ADAMS 对安装于主轴系统上部的排线机构进行分析与仿真,得到接触力时间历程曲线,并基于有限元协同仿真环境 ANSYS Workbench 对主轴系统进行模态与瞬态分析。分析结果表明,主轴系统基频为 451.93 Hz、最大变形 0.13 μm 。

关键词: 绕线机; 主轴系统; 有限元; 动力学分析

中图分类号: TM55 **文献标识码:** A

0 引 言

随着电子电器工业的不断发展,电感线圈的需求量越来越大,品种越来越多,对于电感线圈的品质要求也日益提高,因此绕线机已成为电子电器工业中不可缺少的设备之一,人们也开始日益重视对绕线机性能的研究。

将动力学理论运用到绕线机关键零、部件的设计与分析,评估关键部件的动力学性能,对于绕线机的绕线品质极为重要。动力学分析^[1]主要包括模态分析与瞬态分析。模态分析^[2]作为动力学特性研究的先前准备,是用于确定线性结构的固有频率、振型等固有属性;瞬态分析^[3]是用于获取结构在一定的初始条件和时间相关的边界条件下的动力响应。瞬态分析作为动力学分析的一门高级应用技术在工程实践中运用越来越广泛。文献[4]介绍了数控绕线机高速主轴单元的动力学分析;文献[5]介绍了 SKR-4DL 型绕线机箱体的模态分析与优化。但是,现阶段还缺乏对主轴系统的动力学特性研究。因此在一般工程实践中,样机与期望进行对比,两者还是有较大差距的。

本文以绕线机主轴系统为研究对象,利用三维

建模软件 SolidWorks 对主轴系统进行建模,采用动力学分析软件 ADAMS 对安装于主轴系统上部的排线机构进行分析与仿真,并基于有限元协同仿真环境 ANSYS Workbench 将仿真结果作为激励输入到主轴系统,对主轴系统进行动力学分析。

1 动力学分析理论与研究思路

动力学分析是研究现有机件在力作用下的运动和机械在运动中产生的力,主要包括模态分析与瞬态分析,动力学分析的基本方程为:

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

其中, $[M]$ 为质量矩阵, $[C]$ 为阻尼矩阵, $[K]$ 为刚度矩阵, $\{u\}$ 为节点位移向量, $\{F(t)\}$ 为任意的随时间变化的载荷函数。

在模态分析中,令 $[C]=0, \{F(t)\}=0$, 则

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

令 $\{u\} = \{\phi_i\} \sin(\omega_i t + \varphi)$, 其中 $\{\phi_i\}$ 为第 i 阶振型向量, t 为时间, ω_i 为第 i 阶固有频率, φ 为初相位, 将 $\{u\}$ 代入上式得系统特征方程:

$$\det([K] - \omega_i^2 [M]) = 0$$

求解此特征方程,所得的特征值为系统的各阶固有频率;然后反求 $\{\phi_i\}$, 可得系统的各阶振型。

在瞬态分析中,一般选用模态叠加法^[6]对系统进行求解。模态叠加法是通过将模态分析得到的振型(特征值)乘上相应的模态参与因子并求和来计算结构的响应。这里定义一个模态坐标系 y_j 得如下关系:

$$\{u\} = \sum_{j=1}^n \{\phi_j\} y_j$$

其中 $\{\phi_j\}$ 为第 j 阶振型向量, n 为模态分析中求得的最大阶数。

经公式变换,可得:

$$\ddot{y}_j + 2\omega_j \xi_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = f_j$$

其中 ω_j 为第 j 阶固有频率, ξ_j 为第 j 阶阻尼比, f_j 为第 j 阶模态激励。

如图 1 所示为 SKR-12DQ 型绕线机主要部件布局。绕线机主要由过线器、排线机构、剪线机构、可转位线杆、主轴单元等部件组成。绕线机在绕制线圈时,主轴单元高速回转,安装于主轴系统上部的排线机构及其附属机构(包括过线器、剪线机构、可转位线杆等)将沿主轴单元的轴向作高速往复排线运动,而其他工序速度较慢,因此只考察排线运动对主轴系统的影响。

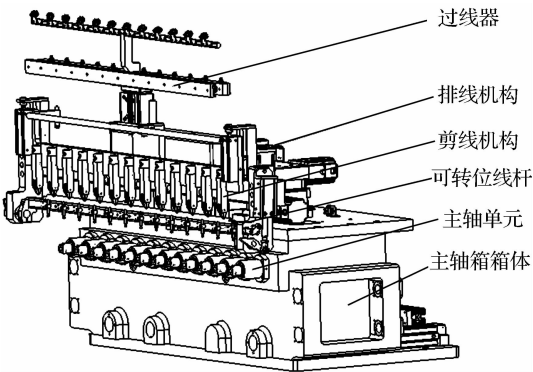


图 1 绕线机主要部件布局

2 排线机构仿真

2.1 三维几何模型与材料参数设置

排线机构在排线运动时,底板与箱体间产生的接触力,即在上部排线机构高速往复运动的作用下,下底板与箱体间的接触面相互作用,因此将三维机构与其附属机构简化为一立方体模型,立方体模型重为 50 kg。下底板按绕线机的原有几何尺寸进行建模。这样就可以将模型导入 ADAMS 中,并按照特定运动规律进行接触力的计算。下底板的材料设置为 45 钢。

2.2 载荷与约束

a) 模型的载荷

排线机构的排线运动的控制采用 S 形曲线控制

算法^[7]。S 型曲线加减速控制算法是指在加减速过程中,使加速度的导数(加加速度 J)为常数,通过对 J 值的控制,使加速度曲线连续变化,从而避免了柔性冲击,速度的平滑性很好,能满足高速和高精度的要求。根据排线机构的运动规律,拟合出如图 2 所示的速度曲线。

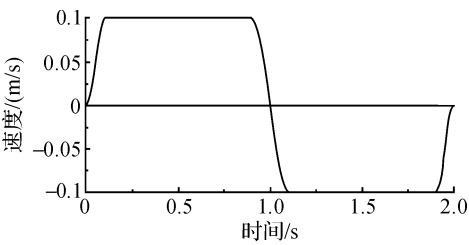
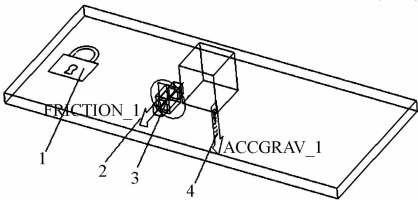


图 2 排线机构运动规律曲线

b) 模型的约束

将底板的下底面做固定约束,即约束下底面的全部自由度以模拟底板固定在箱体之上的构造。上立方体(排线机构)与底板建立移动副,并设置此移动副的摩擦因数,设置系统默认的静摩擦因数 0.5,动摩擦因数 0.3。

设置移动副的运动,按前述的 S 型曲线算法的速度运动规律输入上立方体的运动规律。并在重力方向加入重力加速度。图 3 为 ADAMS 中简化模型的约束状态。



1. 固定约束, 2. 运动方向, 3. 移动副, 4. 重力加速度

图 3 ADAMS 中简化模型约束状态

2.3 接触力的计算

经 ADAMS 计算之后,得出在固定约束中的接触力(即排线机构与主轴系统的接触力)在一个工作循环的时间历程曲线,如图 4 所示。此接触力将作为下一步瞬态动力学分析中的激励输入到主轴系统中,以得到主轴系统的响应。

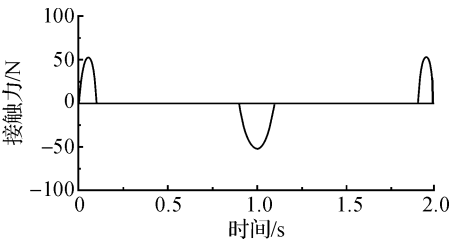


图 4 接触力时间历程曲线

3 主轴系统的模态分析

3.1 主轴系统的有限元模型

本文利用三维建模软件 SolidWorks 软件对绕线机进行建模,将模型导入有限元协同仿真环境 ANSYS Workbench 中。主轴系统分为主轴单元与主轴箱箱体两部分,将箱体与主轴单元单独拿出进行模型简化工作,舍去箱体结构中的小孔、圆角及倒角特征,主轴单元简化为与原模型形状相同的实心体,并将主轴单元装配进箱体的安装孔中,简化后的主轴系统模型如图 5 所示,箱体模型长 1 139 mm,宽 295 mm,高 308 mm;主轴单元长 220 mm,主直径约为 20 mm。

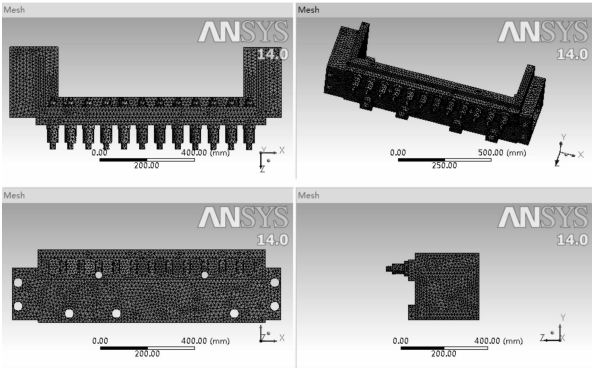


图 5 主轴系统有限元模型

箱体材料为球墨铸铁,密度 $\rho=7.3\times10^3\text{ kg/m}^3$,弹性模量为 $E=147\text{ GPa}$,泊松比 $\mu=0.3$;主轴材料为结构钢,密度 $\rho=7.8\times10^3\text{ kg/m}^3$,弹性模量为 $E=210\text{ GPa}$,泊松比 $\mu=0.3$ 。用高阶四面体单元划分主轴系统的网格,共划分出 92703 个单元,147595 个节点,图 5 为主轴系统的有限元模型。

3.2 主轴系统的模态分析

在 ANSYS Workbench 中将主轴系统的下底面施加以固定约束,以约束全部自由度,为接下来的主轴系统瞬态分析做好准备。根据工程经验,提取 6 阶模态已足够满足需求^[8],因此定义模态分析阶数为 6 阶,采用 Block Lanczos 法进行求解计算。得出绕线机主轴箱箱体前 6 阶主振型如图 6 所示,模态参数及描述如表 1 所示。值得注意的是,表 1 中的振幅并不代表真实振幅,仅为一相对值。

仿真计算结果表明,前三阶的振动为主系统的局部振动,其频率在 451.93~759.94 Hz;从第四阶开始,基本为主轴系统的全身振动,其频率在 866.31 Hz 以上。

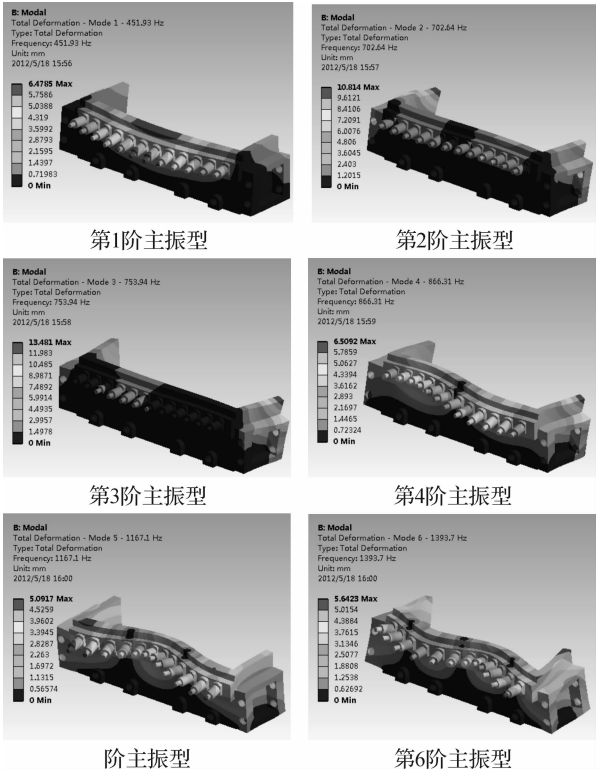


图 6 主轴系统前 6 阶振型

表 1 绕线机主轴系统模态参数及描述

阶数	频率/Hz	振幅/mm	振型描述
1 阶	451.93	6.48	前壁沿 Z 轴振动
2 阶	702.64	10.81	左侧沿 X 轴振动
3 阶	759.94	13.48	右侧沿 X 轴振动
4 阶	866.31	6.51	前壁异向振动
5 阶	1167.1	5.09	前壁、左侧扭曲
6 阶	1393.7	5.64	前壁、右侧扭曲

从绕线机主轴系统的各阶主振型云图中可以看出,第二、第三阶的振动对主轴单元精度影响较小,第一、第四、第五与第六阶振动对主轴单元精度影响较大。因此,在主轴系统振动时,第一、四、五、六阶主振动对绕线机主轴单元的响应影响较大,其中第一阶主振动对结构影响尤为显著。

绕线机主轴单元最高设计额定转速为 10 000 r/min,即激振频率约为 167 Hz,远小于主轴系统的基频 451.93 Hz。因此认为主轴系统在工作时不会产生“共振”现象。

4 主轴系统的瞬态分析

运用 ANYSN Workbench 将 2.3 所得的接触力时间历程曲线作为主轴系统的激振力输入系统中。由于所得到的接触力曲线是沿主轴系统 Z 向的激励,故应施加 Z 向的激振载荷。载荷作用在排线系统的下底板与箱体的结合面,即箱体的上端面;

箱体下底面做固定约束,主轴系统边界条件如图 7 所示。

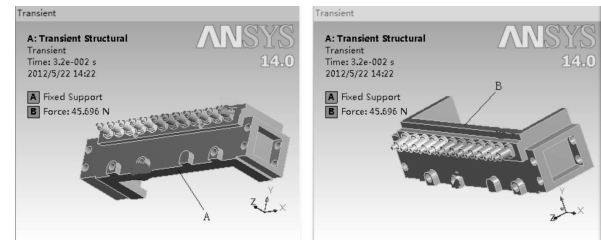


图 7 主轴系统边界条件

运用模态叠加法,设置运行时间 2 s,时间步为 100 步,即迭代时间为 0.02 s,进行瞬态分析,得出 $t=1$ s 时的主轴系统变形云图与最大位移(变形)时间历程曲线,如图 8 与图 9 所示。

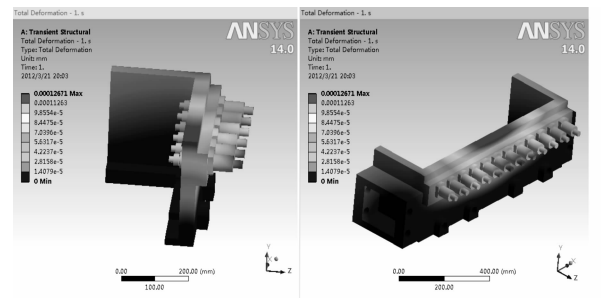


图 8 $t=1$ s 时主轴系统变形云图

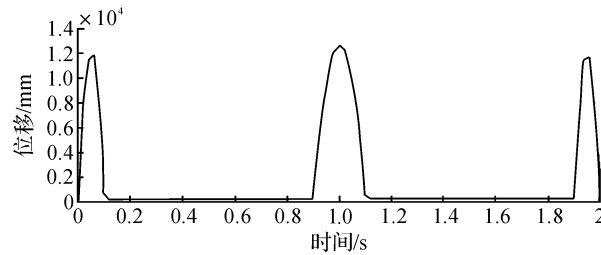


图 9 最大位移时间历程曲线

由时间历程曲线可得,主轴系统的变形主要集中在 $t=0.05$ s、1 s 与 1.95 s 附近,而中间时间段基本没有变形,因此只需讨论 $t=1$ s 时的最大变形情况。

从位移云图可以看出,中间四轴的总位移最大,最大变形为 $0.13\text{ }\mu\text{m}$,将上摆;其余各轴按梯度呈递

减趋势。由于激励的影响,主轴单元在整个时间历程中主要为上下摆动。同时,还可以明显的看出,箱体前壁沿 Z 向的往复振动,主要变形区域集中在箱体的中部。

箱体前壁与中间主轴所受激励的响应最大,即绕线机工作时,安装于箱体上部的排线机构对主轴系统的扰动表现为各主轴的上下摆动与前后微幅振动,且变形很小。

5 结 论

本文运用机械动力学分析软件 ADAMS 与有限元协同仿真环境 ANSYS Workbench 联合仿真,对主轴系统进行动力学分析,结论如下:

- a) 由模态分析可得,主轴系统的基频远远大于其激振频率,结构不会发生“共振”。
- b) 由瞬态分析可得,主轴系统最大变形区域为中间部分,两侧按梯度呈递减趋势;其最大变形为 $0.13\text{ }\mu\text{m}$,在可控范围,主轴单元所受影响较小。

参考文献:

[1] 张 策. 机械动力学[M]. 北京:高等教育出版社, 2008.

[2] 张 力. 模态分析与实验[M]. 北京:清华大学出版社, 2011.

[3] 田阿利,尹晓春. 柔性杆多次撞击过程的瞬态动力学分析[J]. 机械工程学报, 2008 (02): 43-48.

[4] 陈文华,张征林,马子魁,等. 数控绕线机高速主轴单元的动力学分析[J]. 机电工程, 2007(11): 32-34.

[5] 朱晓靖,卢炎麟,王 毅,等. SKR-4DL 型绕线机箱体的模态分析和振动测试[J]. 轻工机械, 2008(05): 75-77.

[6] 刘 伟,高维成,于广滨. ANSYS 12.0 宝典[M]. 北京:电子工业出版社, 2010.

[7] 陈友东,王田苗,魏洪兴,等. 数控系统的直线和 S 形加减速研究[J]. 中国机械工程, 2006(15): 1600-1604.

[8] 浦广益. ANSYS Workbench12 基础教程与实例详解[M]. 北京:中国水利水电出版社, 2010.

Dynamic Characteristic of a Spindle System Based on the ANSYS Workbench

JIN Jing¹, PAN Jun¹, HAN Jun-zhao¹, ZHU Xu-yang¹, JIA Yi²

(1. School of Machinery and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China;
2. Hangzhou OZMA CNC Equipment Co., Ltd., Hangzhou 311113, China)

Abstract: The spindle system of a winding machine is the key system component. Its dynamic characteristic significantly influences the vibration of the entire machine. It can also affect the precision and working noise of the winding machine. We use SolidWorks to establish a model and analyze the motion of the traversing mechanism mounted on the spindle system. The motion is simulated based on ADAMS to obtain the contact force time history curve. Modal and transient analyses of the spindle system are performed based on the ANSYS Workbench. The fundamental frequency is 451. 93 Hz and the maximum distortion is 0. 13 μm .

Key words: winding machine; spindle system; finite element; dynamics analysis
(责任编辑: 朱松英)

(上接第 687 页)

Design and Test of a Seedling-Delivering Device on an Automatic Transplanter for Pots of Vegetable Seedlings

QIU Li-gang, YU Gao-hong

(School of Machinery and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: The working efficiency of domestic semi-automatic transplanters is limited by the manual speed of feeding the vegetable seedlings. This study analyzed and designed a seedling-delivering device on an automatic transplanter. Through the detailed analysis according to design requirements, both crosswise and lengthwise seedling-delivering mechanisms are proposed. A detailed design of the structures is presented, including the structural parameters of the automatic seedling-delivering device. A prototype of the test bed for this device is developed. The result indicates that the design is reasonable. The maximum test speed of feeding the seedlings can reach 200 individual plants per minute, which satisfies the working requirements of high-speed seedling delivery for automatic transplanters.

Key words: automatic transplanter; seedling-delivering device; design; test
(责任编辑: 朱松英)