

基于 ANSYS 的 SGTN-140 型联合整地机 关键部件 CAE 分析

周晓刚¹, 王明强^{2*}

(1. 健雄职业技术学院, 江苏 太仓 215411; 2. 江苏科技大学 机械与动力工程学院, 江苏 镇江 212003)

摘要: 为使农业机械更快地达到智能化, 将 CAE 技术应用于其关键部件的结构分析中。利用 ANSYS 软件, 对主动轴和传动箱分别进行了 CAE 结构分析, 提出了一个完整的结构分析步骤和方法, 得出了主动轴的应力集中部位和传动箱的固有振动频率、振型。研究表明, 该研究对农业机械的结构设计提供了有力的理论参考和实验依据。

关键词: ANSYS; 整地机; 关键部件; CAE

中图分类号: TH114; S220.31

文献标志码: A

文章编号: 1001-4551(2010)12-0044-05

CAE analysis of SGTN-140 type of joint ploughing key component based on ANSYS

ZHOU Xiao-gang¹, WANG Ming-qiang²

(1. Chien-shiung Institute of Technology, Taicang 215411, China; 2. School of Mechanical and Power Engineering, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212003, China)

Abstract: In order to achieve intelligent agricultural machinery faster, CAE technology was investigated in the structural analysis of its key components. The driving shaft and gear box's CAE structural analysis were carried out using ANSYS software, a complete structural analysis procedures and methods were proposed, and the driving shaft of the stress concentration and the inherent gearbox vibration frequency, vibration mode were obtained. The experimental results show that the analysis provides a strong theoretical and experimental evidence for structural design of agricultural machinery.

Key words: ANSYS; ploughing; key component; CAE

0 引 言

SGTN-140 型联合整地机是江苏省太仓市项氏农机有限公司为东北市场研制开发的一款联合整地机。与国外^[1-2]相比, 国内农业机械企业的设计技术和制造模式都明显落后, 产品设计不能达到系列化、标准化和规范化要求。随着国内研究机构对 CAD/CAE/CAM 技术、数控技术和 DNC 技术的深入研究, 迫切地需要将这些技术应用到农业机械上。刘海峰^[3]等提出灭茬旋耕整地机械正向着高效节能、保护性耕作方

向、操作简单、一机多用、大幅宽、可折叠和智能化方向发展。王扬渝^[4]等对可重构小型农业变速箱体进行了模态性能分析。黄巍^[5]分析了 CAE 技术在农业机械技术中的应用, 并将有限元技术应用在谷物联合收割机上, 取得了很好的成果。

本研究为了完成整地机的智能化研究设计, 对整地机关键部件进行了 CAE 分析, 使其在设计阶段就得到智能化结构优化。在对整地机传动部分设计计算的基础上, 分别从静强度和模态分析两方面进行研究, 完成主动轴和传动箱的 CAE 设计分析。

1 整地机传动部件设计计算

1.1 传动部分设计计算

整地机动力传递采用机具减速箱传动结构;动力传递路线由拖拉机动力输出轴,经过万向节和减速箱(圆锥齿轮、直齿轮传动)传递到灭茬部件(如图 1 所示)。

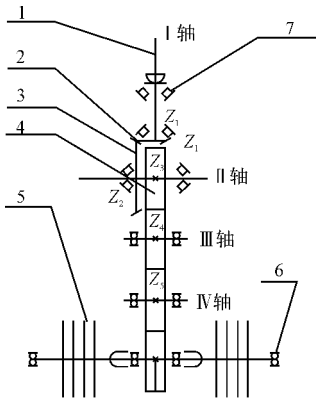


图 1 SGTN-140 型联合整地机传动示意图

1—万向节;2—圆锥齿轮轴;3—圆锥齿轮;4—直齿轮;5—灭茬部件;6—滚动轴承;7—圆锥滚动轴承

1.2 传动箱内传动参数设计

(1) 传动比的分配。
当动力输出轴 $n_{\text{动}} = 540 \text{ r/min}$ 时,为保证减速器

的输出转速 $n_{\text{刀}} = 400 \text{ r/min}$,则其 $i_{\text{总}} = n_{\text{动}}/n_{\text{刀}} = 1.35$ 。分配圆锥齿轮传动的传动比 $i_1 = 1.27$,直齿轮传动的传动比 $i_2 = 1.06$,为保证减速箱的中心距满足万向联轴器的条件,两直尺轮中间加一个中间齿轮,起介轮的作用,以增大中心距。

(2) 齿轮齿数的确定。
锥齿轮齿数确定:取主动锥齿轮齿数 $Z_1 = 17$,则:
 $Z_2 = i_1 Z_1 = 21.57$ (圆整为 $Z_2 = 21$) (1)

直齿轮齿数确定:取主动轴直齿数 $Z_3 = 17$,中间齿轮齿数为 $Z_4 = 35$,刀轴齿轮齿数:

$Z_5 = i_2 Z_3 = 18.02$ (2)

这样总的传动比为:
 $i = Z_2 Z_5 / (Z_1 Z_3) = 1.31$ (3)

(3) 传动箱传递轴参数设计。

在确定了各传动齿数的情况下,以丰收 300 型拖拉机为设计基础,其发动机在 II 档时功率为 20.59 kW。当最大扭矩为 107.91 N·m (相应其发动机转速为 1 500 r/min) 其有效功率为 $P_w = T_n/9\ 550 = 18.83 \text{ kW}$,估算传动总效率为 $\eta = 0.95$ (包括齿轮、轴承、联轴器等传动副或运动副的效率),有效功率全部转化为拖拉机动力(极限状况)输出轴的有效功率为 $P_{\text{有}} = 17.89 \text{ kW}$,进而可以得出各传动轴的转速和输出功率,建立参数表如表 1 所示。

表 1 整地机传动箱传动轴参数

轴	转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	功率 P/kW	转矩 $T/(\text{N} \cdot \text{m})$
I 轴	$n_{\text{I}} = n_{\text{动}} = 540$	$P_{\text{I}} = P_{\text{有}} = 17.89$	$T_{\text{I}} = 9\ 550 P_{\text{I}} / n_{\text{I}} = 316.38$
II 轴	$n_{\text{II}} = n_{\text{动}} / i_1 = 437$	$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \eta_{\text{轴承}} \eta_{\text{齿轮}} = 17.89 \times 0.98 \times 0.95 = 16.66$	$T_{\text{II}} = 9\ 550 P_{\text{II}} / n_{\text{II}} = 364.08$
IV 轴	$n_{\text{IV}} = n_{\text{II}} / i_2 = 413$	$P_{\text{IV}} = P_{\text{II}} \eta_{2\text{轴承}} \eta_{2\text{齿轮}} = 16.66 \times 0.98 \times 20.952 = 15.05$	$T_{\text{IV}} = 9\ 550 P_{\text{IV}} / n_{\text{IV}} = 348.01$

2 主动轴强度分析

2.1 模型的建立

轴类零件本身并不是结构复杂的零部件,根据实际使用经验可以得知轴的危险部位一般都集中在一些倒角、退刀槽或轴的阶梯处^[6-7]。考虑到 ANSYS 软件本身三维建模的能力不如一些大型三维建模软件完善,而且一些细微的结构不容易表达,本研究中轴的三维造型是利用间接方法先在 UG 中建立,然后使用 ANSYS 的输入功能,利用中性文件 IGES 格式导入到 ANSYS 中。在 UG 中的原始模型如图 2 所示。从图 2 上可以清晰地看到退刀槽、倒角等都很完整地保留了下来。

2.2 单元选取和网格划分

本研究在主动轴的静力研究中,主要考虑轴上的

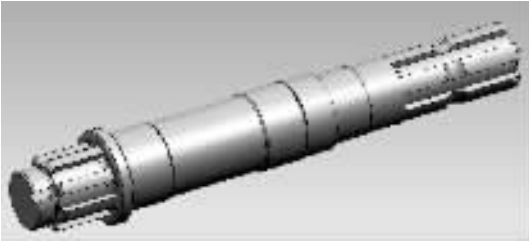


图 2 主动轴在 UG 中的三维模型

扭矩载荷。选择 SOLID 95 单元主要是因为该单元能够用于不规则形状,而且不会在精度上有任何损失。其具有塑性、应变、膨胀、应力强化、大变形、大应变等能力,并且具有位移协调形状,也适用于模拟弯曲边界,它的这些功能也适用于轴类零件的强度分析。

主动轴采用的材料是 45 号钢,该种材料的性能参数为:弹性模量 $E = 270 \text{ GPa}$,剪切模量 $G = 81 \text{ GPa}$,泊松比为 $\mu = 0.29$ 。考虑到轴类零件结构的特点和复杂

程度及其运算速率等几方面因素,本研究采用 ANSYS 软件提供的一种 SmartMesh 网格,按网格精度要求设定排列等级,采用 5 级精度划分网格,划分结果为 101 414 个节点,71 070 个单元。

2.3 边界条件及载荷施加

载荷可以施加到有限元模型的节点或者单元上,也可以施加到关键点、线、面等几何对象上,施加到几何模型上的载荷在分析之前被自动转化到有限元模型上。本研究中的边界条件是通过面约束加载到实体模型上,这样模型载荷是独立于有限元网格的^[8-10],不需要因为网格重新划分而重新选择约束,也能更加符合实际情况。

边界条件的设定是分别在前后的滚动轴承处,施加轴向约束和径向约束。

载荷加载由表 1 中整地机传动箱传动轴参数可以得出,主动轴只考虑轴端的输入扭矩为 $316.38 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。关于扭矩的加载,本研究采用 MPC184 单元加载,即在构件中心部位建立一个节点,跟其他受力节点分别形成多根刚性梁,从而形成刚性面,最后也是直接加载荷到中心节点上面,通过刚性梁来传递载荷。主动轴约束加载示意图如图 3 所示。

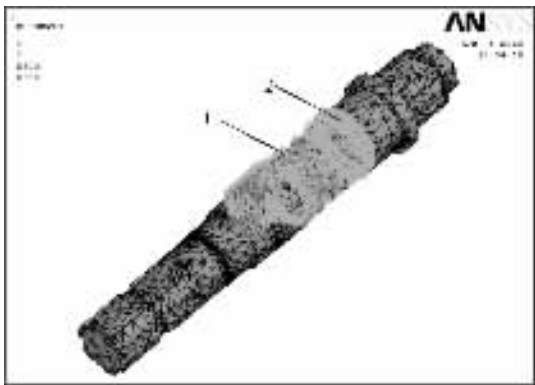


图 3 主动轴上的约束加载

2.4 计算结果分析

经过建模、边界条件设定等步骤,ANSYS 对轴在静力条件下的应力状况进行解算,得出了主动轴的主应力图,从而更加清晰地描述出主动轴的受力情况,主动轴主应力图如图 4 所示。

图中应力 $\sigma = 154.347 \text{ MPa}$,最大变形为 0.114 mm 。轴的材料选取 45 号钢,其屈服极限为 355 MPa ,计算安全系数为 $s = 2.3$,查阅相关资料可以得出组织均匀塑性材料在静强度下的安全系数符合要求。相对于最大直径为 40 mm 的轴,最大变形量 0.014 mm 满足变形要求。从主动轴的应力图可以看出,它的危险点在

与 1 面相邻的面上的阶梯处,为了提高主动轴的强度,可以考虑在设计和加工时,增加阶梯轴处过渡圆角的大小,或者改变轴的淬火终止区域,使其尽量避开轴的阶梯处。

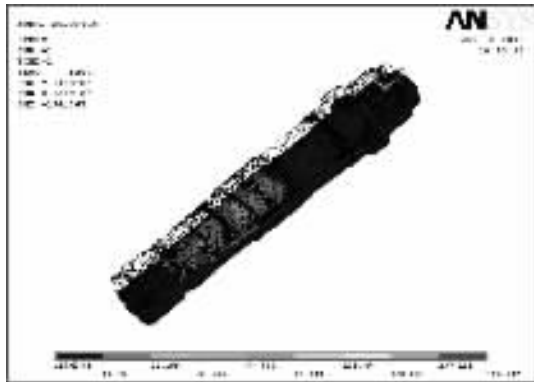


图 4 主动轴主应力图

3 传动箱 CAE 分析

传动箱的静强度分析和主动轴的分析步骤是相似的,同样包含建立模型、选择单元、划分网格、加载边界条件、施加载荷、分析计算结果。不同之处在于箱体轴承座处需要加载随坐标变化的载荷函数,其他的处理方法一样。考虑到农业机械在运行过程中,由于存在着汽油机、齿轮变速箱等高频振动源,道路因素和土壤耕作反作用力等低频率振源,机体不可避免地处于振动状态。如何减少振动从而提高整机动态性能,对于研究农业机械起着不可忽视的作用,而传动箱由于质量较大,因而主要对传动箱进行振动分析。比利时鲁汶大学的 P. Kennes 就设计了一个农业机械模态测试平台^[11]。

3.1 模态分析理论

在分析结构的固有频率等振动特性时,不考虑外界载荷和自身的阻尼。利用拉格朗日方程建立用结构动能和势能表示的简化线性运动方程^[12-13]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{u}_i} \right) + \frac{\partial U}{\partial u_i} = 0 \quad (4)$$

其中:动能和势能表示方法分别如下: $T = \{\dot{x}\}^T [M] \{\dot{x}\} / 2$; $U = \{x\}^T [K] \{x\} / 2$; $[M]$ 、 $[K]$ 为结构的质量和刚度矩阵,则由式(4)可得到无阻尼系统的运动方程为:

$$[M] \{\ddot{x}\} + [K] \{x\} = 0 \quad (5)$$

对于线性系统,自由振动为简谐振动形式:

$$\{x\} = \{\psi\} \sin(\alpha t + \psi) \quad (6)$$

将式(6)代入式(5)中,可以得到:

$$([K] - \omega^2[M])\{\psi\} = 0 \tag{7}$$

在自由振动时 $\{\psi\} \neq 0$,则上式括号内矩阵的行列式之值必为零,即:

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0 \tag{10}$$

可见,式(10)是关于 ω^2 的 n 次方程,由此可得到结构的固有频率 ω_i 。对于每一个 ω_i ,必然存在向量 $\{\psi_i\}$,也就是对应的主振型。

3.2 模态分析步骤

(1) 建立结构有限元模型:模态分析中的建模过程与静态分析的建模过程基本类似。需要指出的是,模态分析属于线性分析,任何非线性单元即使被定义了,也将被视为线性的。在建模过程中,必须定义材料的杨氏模量和密度。箱体的模型利用 UG 软件完成,箱体主视图如图 5 所示,箱体的三维模型建立如图 6 所示。

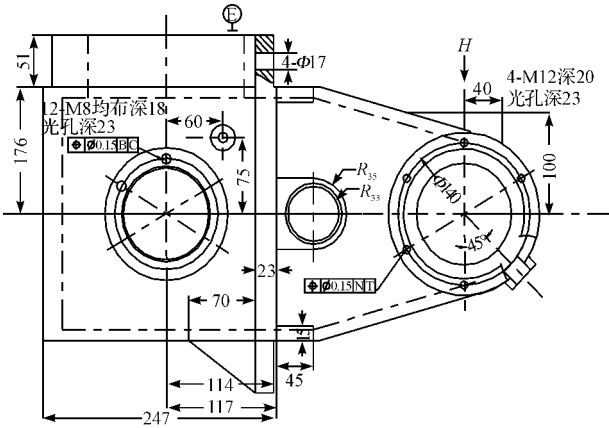


图 5 箱体的主视图

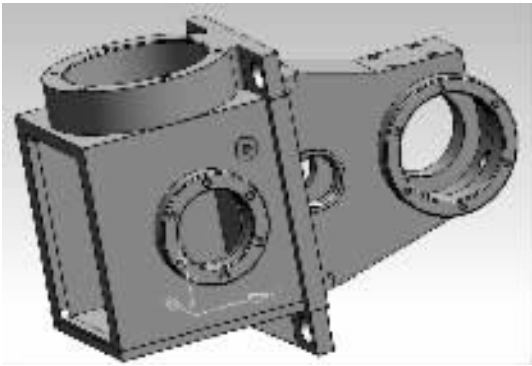


图 6 箱体三维建模

(2) 模态求解与扩展:这一步骤主要包括施加载荷及约束(对于自由模态不加载荷和约束条件),定义分析类型、求解方法和输出结果控制以及求解。在典型的模态分析中,惟一有效的“载荷”是零位移约束,其他载荷在模态分析中都将忽略。在未加约束的方向上,程序将解算刚体运动(零频)以及高阶(非零频)

自由模态。所以本研究只在箱体的底部施加全约束,即 0 位移约束。设置模态提取选项,选择 Block Lanczos 方法作为提取模态的方法。由于大型的零件振动模态主要与前几阶振型有关,所以设定提取前 6 阶模态。

(3) 观察、提取结果:模态分析的结果包括频率、振型以及相应的应力分布等。传动箱固有频率表如表 2 所示,前 6 阶阵型图如图 7 所示。

表 2 传动箱固有频率表

阶数	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	12.843	16.615	23.523	34.346	39.401	44.587



图 7 传动箱前 6 阶振型图

3.3 计算结果分析

如表 2 所示的传动箱固有频率可以作为选择发动机的依据,使发动机的固有频率避开传动箱的固有频率,避免发生共振,从而导致箱体的破坏。

在后处理过程中,选择“Utility Menu→Plotctrls→Animate→Mode Shape”,就可以用动态方式显示箱体结构在一段时间内的变化状态,有助于了解箱体结构的各阶振型。传动箱体的前 6 阶振型描述如下:

第 1 阶模态:传动箱上箱体发生 y 方向的振动,振动位移较大,肋板处基本处于不动状态;第 2 阶模态:传动箱上、下箱体都在沿着 z 轴振动,上轴承座变形较大;第 3 阶模态:上下箱体以中间的隔板为分界线,分别沿着 y 轴向相反的方向振动,中间隔板出现凹凸振

动;第 4 阶模态:上下箱体绕着 x 轴转动振动,中间肋板处和上轴承座处变形较大;第 5 阶模态:上下箱体沿着 x 轴负向振动,中间隔板处出现较大变形,下轴承座出现严重的凸出变形;第 6 阶模态:在第 5 阶模态振动的基础上加上了上箱体沿 z 轴的振动,下轴承座的凸起加剧。

由上述振型描述可以得出,在加强筋与箱体连接区域及轴承座位置振动幅度较大,这与传动箱在实际工作中的破坏位置相吻合,所以应对以上区域进行刚度增强,提高其动态性能。

4 结束语

在完成了整地机传动箱内部传动部件运动参数设计的基础上,利用三维建模软件和有限元软件对其关键部件进行了 CAE 分析,得出主动轴的应力集中在阶梯轴处;虽然有应力集中,但是通过最大应力和极限应力分析得出,其安全系数满足设计要求,并提出了改进措施;得出了传动箱的振动频率和前几阶振型,为提高其动态性能提供了依据。

研究表明,该研究为农业整地机械的结构设计和优化设计提供了设计理论基础,具有一定的实际应用意义。

参考文献 (References):

- [1] GITEA L P, YADAVA B G. Anthropometric survey for agricultural machinery design: an indian case study[J]. **Applied Ergonomics**, 1989, 20(3): 191 – 196.
- [2] SCHÄFFER B, ATTINGERA W, SCHULINA R. Compact-

tion of restored soil by heavy agricultural machinery—soil physical and mechanical aspects[J]. **Soil and Tillage Research**, 2007, 93(1): 28 – 43.

- [3] 刘海峰,刘志成,高延波. 灭茬旋耕联合整地机的现状及发展趋势[J]. **农业与技术**, 2009, 29(6): 141 – 413.
- [4] 王扬渝,张立彬,计时鸣,等. 可重构小型农业作业机变速箱体实验模态分析[J]. **农机化研究**, 2009(7): 189 – 191.
- [5] 黄 巍. CAE 技术的发展与在农业机械设计中的应用[J]. **现代农业科学**, 2008, 15(12): 106 – 107.
- [6] 桑一萌. 基于有限元法的泵轴强度分析[D]. 江苏: 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 2007.
- [7] HAN R P S, ZU J W Z. Modal analysis of rotating shaft a body-fixed axis formulation approach[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 1992, 156(1): 1 – 16.
- [8] MOAVENI S. 有限元分析—ANSYS 理论与应用[M]. 3 版. 王 崧,刘丽娟,董春敏,等,译. 北京: 电子工业出版社, 2008.
- [9] 尚晓江. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用[M]. 2 版. 北京: 水利水电出版社, 2008.
- [10] 于建伟,刘晓平. ANSYS 中的参数化建模方法研究[J]. **机械**, 2008, 35(3): 21 – 22.
- [11] ANTHONIS J, KENNES P, RAMON H. Design and evaluation of a low-power mobile shaker for vibration tests on heavy wheeled vehicles[J]. **Journal of Terramechanics**, 2000, 37(4): 191 – 205.
- [12] 尚勇智,章巧芳,彭 伟. 基于 ANSYS 软件的气动钉枪枪针组件的有限元分析[J]. **轻工机械**, 2009(6): 87 – 90.
- [13] 石 峰. 基于 ANSYS 软件的注塑机定模板的设计与优化[J]. **轻工机械**, 2008(4): 13 – 16.

[编辑: 柴福莉]

(上接第 43 页)

- [9] 张永枫. 光三角式传感器测距系统[J]. **传感器技术**, 2001, 20(7): 37 – 39.
- [10] MATTEI S, SANTOVITO M R, MOCCIA A. A new rangefinder system for micro-satellite [C]// **Laser radar technology for remote sensing**, Proc. SPIE, 2004: 17 – 25.
- [11] 高剑波. 脉冲半导体激光测距电路与系统设计[D]. 成都: 电子科技大学, 2006: 7 – 12.
- [12] UTKIN A B, LAVROV A. Laser rangefinder architecture

as a cost-effective platform for lidar fire surveillance[J]. **Optics & Laser Technology**, 2009, 41(7): 862 – 870.

- [13] CORDOBA A, VILAR R, UTKIN A B, et al. Multi-objective optimization of lidar parameters for forest-fire detection on the basis of a genetic algorithm[J]. **Opt. & Laser Technol.**, 2004, 36(5): 393 – 400.
- [14] 符 建. 一种激光几何定距系统: 中国, 200810061714. 8 [P]. 2008 – 10 – 15.

[编辑: 柴福莉]