

基于 ANSYS 的耕整机机架有限元分析

肖成林¹, 周德义¹, 王永强², 杨翔宇³ 李东来⁴ 王子佳¹

1.吉林大学生物与农业工程学院, 长春市 130022; 2.吉林大学机械科学与工程学院, 长春市 130022; 3.吉林大学汽车工程学院, 长春市 130022; 4.吉林省农业机械试验鉴定站, 长春市 130062

摘要: 机架是耕整机上重要的结构, 其品质好坏直接影响着耕整机的使用寿命。应用 CATIA 实现了耕整机机架模型参数化建模, 分析了耕整机工作时的受力情况, 用有限元分析软件 ANSYS 完成对耕整机机架的有限元模型建立和强度刚度分析, 得到了机架的应力分布情况, 对应力大的结构提出了改进措施, 得到了较好的结果, 本文为机架的结构改进设计提供参考并获得较高的工程应用价值。

关键词: 耕整机机架; 强度和刚度; CATIA; ANSYS;

中图分类号: S222.4 文献标识码: A 文章编号: 1000-5684(2011)

Finite Element Analysis of Tillage Machine's Frame Base on ANSYS

Xiao Cheng-lin¹, Zhou De-yi¹, Wang Yong-qiang², Yang Xiang-yu³, Li Dong-lai⁴, Wang Zi-jia¹
1. College of Biological and Agricultural Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China 2. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China 3. College of Automotive Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China 4. Jilin Province Agricultural Machinery Test Appraisal Center, Changchun 130062, China

Abstract: Frame of tillage machine is an important structure, whose quality has directly impact on the life of tillage machine. Using the software of CATIA, the frame's parametric model of 3D entity is built. The analysis of typical condition is finished when tillage machine is working. The finite element model and the analysis of strength and stiffness is built and carried out by ANSYS, the stress distribution is obtained. The improvement measures to the large stress structure are proposed. Some good results are obtained. This paper provides references to further improvement of frame and obtains a higher value in engineering applications.

Key words: tillage machine frame; strength and stiffness; CATIA; ANSYS

农业机械是现代农业的基础装备^[1], 机架是耕整机的关键部件, 其结构参数与加工工艺水平不仅影响着整机的尺寸和质量, 而且在很大程度上影响着灭茬、旋耕效果、机具的可靠性及寿命, 因此机架的强度、刚度研究是耕整机设计和制造必不可少的环节。如何快速准确地对机架进行设计和校核, 并缩短产品设计周期, 是现代化农业发展的重要问题。

本文基于 CATIA 实现机架模型的三维参数化设计, 在 ANSYS 中完成机架几何处理和分析, 通过分析机架工作时的应力分布情况, 提出了机架的改进方案, 提高了农机具的可靠性及寿命, 为进一步进行机架的改进提供了依据。

1 机架几何模型的建立

CATIA^[2]是由法国 Dassault Systems 公司开发的高端 CAD/CAE/CAM 一体化三维设计软件, 它拥有众多功能强大的模块, 其混合建模技术是 CATIA 的先进核心技术, 在设计时, 设计者只要改变参数, 就可使用 CATIA 进行产品的参数化设计。对于耕整机机架来说, 为了保证利用 ANSYS 进行有限元分析时的准确性和控制计算量, 在能够如实反应耕整机机架主要力学特性的前提下, 应该尽可能的简化耕整机机架的几何模型, 因此经过对非承载构件、装饰件、非主要受力结构中孔以及连接关系等的简化^[3], 用

基金项目: 科学技术部科技人员服务企业项目:(2009GJB10036)

作者简介: 肖成林(1985-), 男, 在读硕士, 主要从事农业机械部件强度分析与优化的研究工作。

收稿日期: 2011-04-08; 修回日期:

通讯作者: 周德义(1969-), 男, 副教授, 硕士生导师。(E-mail) Zhoudy@jlu.edu.cn.

CATIA 软件建立了用于 ANSYS 分析的耕整机机架几何模型，如图 1 所示。模型中各部件的尺寸见表 1。

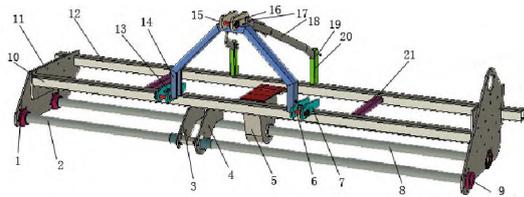


图 1 机架结构简化的几何模型

Fig.1 The structure simplified geometric model of frame

2 机架有限元模型的建立

2.1 机架有限元模型的建立

用 CATIA 完成机架的建模后，通过传递接口，将机架模型导入到 ANSYS 软件中，根据载荷工况和机架的响应特性，用壳单元、梁单元和杆单元模拟计算。

根据该机架结构上部件的受力特性，对一些部件做了一下处理：

表 1 机架构件名称及参数列表

Table 1. The component name and parameter list of frame

序号 No.	名称 Name	尺寸 (mm) Size	材料 Materials	序号 No.	名称 Name	尺寸 (mm) Size	材料 Materials
1	轴头套 Shaft caps	-	HT200	12	后杠 Rear the bar	t=8	Q235A
2	灭茬轴 Stubble-axis	d=70/t=7	Q235A	13	螺栓 Bolt	d=22	Q235A
3	吊板 Hanging board	t=10	Q235A	14	悬挂架 Hangers	t=8	Q235A
4	吊板 Hanging board	t=10	Q235A	15	悬挂架吊板 Hanging plate of hangers	t=20	Q235A
5	箱体 Box	t=12	HT300	16	销轴 Pin	d=28	45#
6	销轴 Pin	d=27	45#	17	螺栓 Bolt	d=21	Q235A
7	牵引板 Traction plates	t=14	Q235A	18	斜拉板 Inclined plate	t=10	Q235A
8	旋耕轴 Rotary axis	d=80/t=8	Q235A	19	螺栓 Bolt	d=21	Q235A
9	边箱凸台 Side boxes boss	-	HT300	20	立管 Intersections pipe	t=5	Q235A
10	前杠 Front bumper	t=8	Q235A	21	加强杠 Strengthening bar	t=4	Q235A
11	侧板 Side board	t=14	Q235A	22			

1. 机架视作由薄板构成，取薄板中面尺寸造型，采用 SHELL181 单元进行模拟，划分网格时，尽量采用四边形单元。

2. 灭茬轴和旋耕轴部分采用梁单元简化代替即选用 BEAM188 的方式模拟。

3. 销轴和螺栓采用 BEAM188 的方式模拟。如图 2 所示

4. 轴头套和边箱凸台由于不能简化成薄板结构，故用 3D 网格来模拟，采用实体单元 SOLID185 进行模拟。该单元用于构造三维固体结构。

5. 所有轴与轴套、螺栓与螺栓孔之间的接触利用受压不受拉的 LINK10 单元进行模拟。如图 2 所示

建立的机架有限元模型如图 3 所示，模型节点总数为 48388，单元总数为 51244。机架结构的材质为

Q235A，其材料特性：弹性模量 $E=200\text{GPa}$ ，屈服极限： $\sigma_s=235\text{Mpa}$ ，强度极限： $\sigma_b=375\text{Mpa}$ 。许用应力 $[\sigma]=169\text{Mpa}$ 。

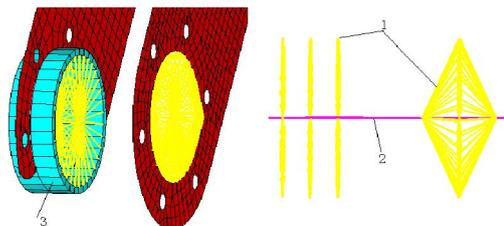


图 2 机架结构简化的几何模型 花键轴与吊挂模拟示意图

1.link10 单元 2.Beam188 单元 3.Solid185 单元

Fig.2 The structure simplified geometric model of frame. Spline shaft and hanging simulation diagram

1.link10 element 2.Beam188 element 3.Solid185 element

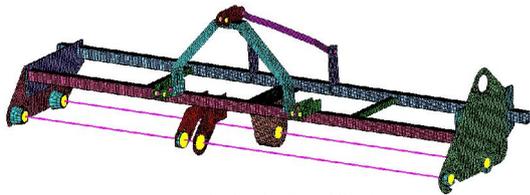


图 3 机架有限元模型

Fig.3 Finite element model of frame

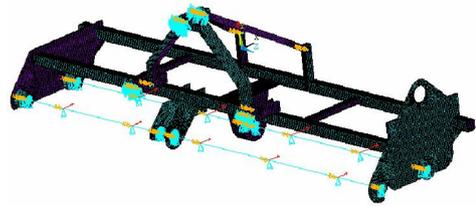


图 4 机架约束和加载示意图

Fig.4 Schematic diagram constraints and loading on the frame

2.2 机架载荷及边界条件施加

耕整机在作业时机架承受的主要载荷有：耕整机自重，拖拉机对耕整机的牵引力，土壤对耕整机的阻力等^[4-5]。经过与洛阳东方红厂家联系得知，东方红 X1204 拖拉机在慢 挡带动耕整机进行田间作业时： $v = 1.123 \text{ m/s}$ ，耕整机受到的最大牵引力 $F = 27 \text{ kN}$ ，根据吉林省恒源农业机械有限公司技术人员对同类产品的测试，灭茬轴、旋耕轴在作业时大致分担了牵引力的 40% 和 60%。本文研究的耕整机为五垄双轴机，机架前面为灭茬轴，后面是旋耕轴。该耕整机耕幅为 3250 mm ，在设计时，为了防止单一灭茬轴在大扭矩或者弯曲作用载荷下，由于过长发生折轴事故，故将灭茬轴分为两个半轴一根长半轴一根短半轴，动力从边箱传递到长半轴，长短半轴之间采用花键传动的形式，承载花键的吊挂安装在三垄与四垄之间的垄沟位置^[6]。本文仅考虑机架静态时受到牵引力作用下情形。东北地区农田垄高一般在 15 cm 左右，双轴耕整机灭茬刀耕深 $5-8 \text{ cm}$ ，作业时垄台处灭茬刀承担了大部分土壤反力，旋耕刀耕深 $10-16 \text{ cm}$ ，旋耕刀作业时主要在垄台出现二次整地，垄台处的旋耕刀承担了大部分土壤的反力。根据其受力特点，在灭茬轴上选择五个垄台位置施加集中载荷，这五个位置分别是：灭茬轴中点和中点两侧 650 mm 和 1300 mm 处。因主箱是高箱低架结构，旋耕轴是两根相等长度的半轴，作业时主箱在中间垄台上，所以再选 4 个位置施加集中载荷，这四个位置分别是：主箱两侧 650 mm 和 1300 mm 处。所以灭茬轴上单个集中载荷大小为：

$$27000 \times 40\% \div 5 = 2160 \text{ N}$$

旋耕轴上单个集中载荷大小为：

$$27000 \times 60\% \div 4 = 4050 \text{ N}$$

如图 4 所示，为了模拟灭茬轴、旋耕轴真实工作情况，将机架与拖拉机相连的牵引板上的销轴约束其 X、Y 和 Z 三个方向的平动，将灭茬轴和旋耕轴上节点约束其 Y 方向的转动，对于模拟销轴和螺栓部分的梁单元，约束其绕自身的转动。

3 计算结果分析

机架的有限元结果如图 5 和图 6 所示。图 5 为机架整体位移云图，图 6 为整体应力云图。应力较大的区域发生在机架上的加强杠和前杠连接处，如图 7 所示，此处最大应力为 188 MPa ，该应力大于材料的许用应力，不满足强度要求，耕整机在作业时，有可能出现加强杠插入前杠里或加强杠发生弯曲变形，该分析结果和用户的事故反馈一致。此外机架上的斜拉板应力也处于较大应力状态，在耕整机作业时产生的强烈的振动下，斜拉板会发生断裂破坏，这一点也与用户的事故反馈一致，因此该耕整机需要进一步改进。如图 5 所示，机架的最大位移为 2.5 mm ，机架的变形量相对于机架本身尺寸可以忽略，因此满足刚度要求。机架边箱侧的边板和侧板上的应力较小，材料的性能没有得到发挥，因此该处板可以适当的减薄以降低耕整机的重量，降低制造成本。

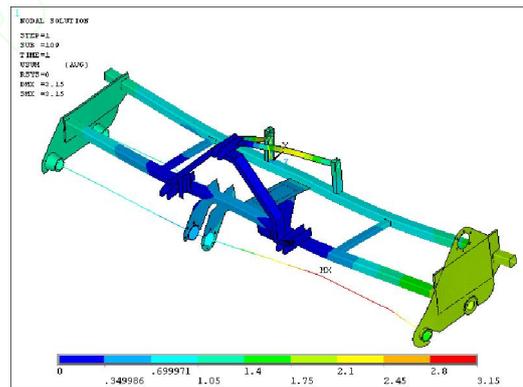


图 5 机架整体应变云图

Fig. 5. The overall deformation distribution of frame

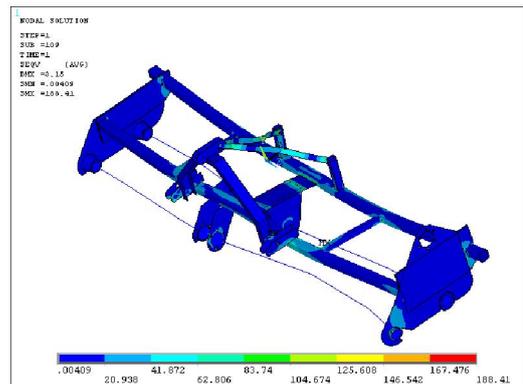


图 6 机架整体应力云图

Fig. 6. The overall stress distribution of frame

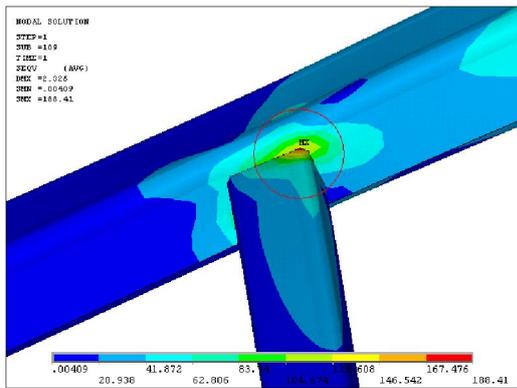


图 7 机架局部应力云图

Fig. 7. The local stress distribution of frame

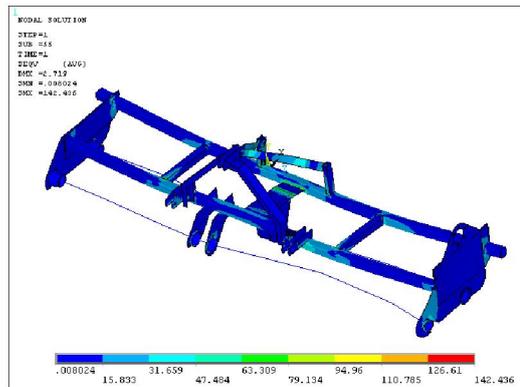


图 9 机架整体应力云图

Fig. 9. The overall stress distribution of frame

4 改进后的机架的有限元计算

根据以上的分析结果,准确的掌握了原耕整机机架在作业时应力分布和变形情况,因此有针对性的对耕整机机架进行了结构上的改进,主要体现在以下两个方面:

- 1.为了降低加强杠和前杠焊接处附近的应力,如图7所示,可以优先考虑增加加强杠和前杠的厚度方法,以提高加强杠和前杠抵抗变形的能力。本次分别将加强杠方管由40mm×60mm×4mm型号管材选为80mm×80mm×8mm型号管材,将前杠方管的尺寸由80mm×80mm×6mm型号管材选为80mm×80mm×8mm型号管材。
- 2.对于耕整机机架的斜拉板,为了降低其应力和提高其抵抗变形的能力,将斜拉板横截面的尺寸由50mm×10mm改为60mm×12mm。

计算后得到机架在作业时的应力分布和位移。改进后机架的整体位移云图和整体应力云图如图8和图9所示。改进后的机架模型的前杠和加强杠焊接处的应力得到了明显的降低,如图10所示。该处最大应力为96Mpa,低于材料的许用应力,满足了强度要求。改进后的斜拉板应力也得到了显著的改善,斜拉板上的最大应力为64Mpa,满足了强度要求。

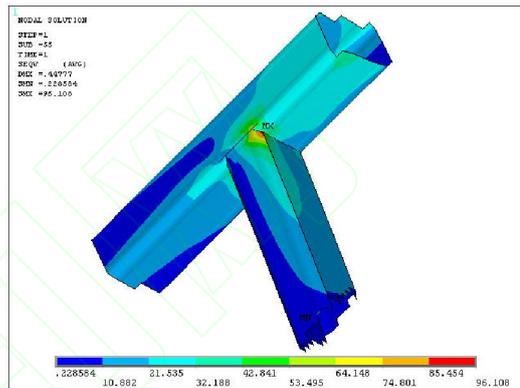


图 10 机架局部应力云图

Fig. 10. The local stress distribution of frame

5 结论

通过对恒源公司1GSTN-325双轴耕整机机架的有限元分析,得出较大应力部位是机架加强杠与前杠连接处及机架的斜拉板上,前者为最大应力发生处,从用户反映的耕整机事故来看,这些位置的确是危险的地方,因此这些位置需要对其结构进行改进,并在加工时保证其焊接工艺。

1) 采用有限元法对机架进行强度、刚度分析,其结果比解析法更快更可靠,且容易得到危险区域的应力分布情况。

2) 机架是耕整机重要的支撑部件,原模型在作业时前杠和加强杠焊接处应力过大,不满足强度要求,且斜拉板上的应力也处于较大应力状态。改进后的该处应力小于材料需用应力,满足强度,斜拉板上的应力也得到了降低。

3) 改进后的机架的机身重量过大,有必要进一步对其进行轻量化设计。本文的分析结果可对其他型号的机架改进和轻量化提供了方法。

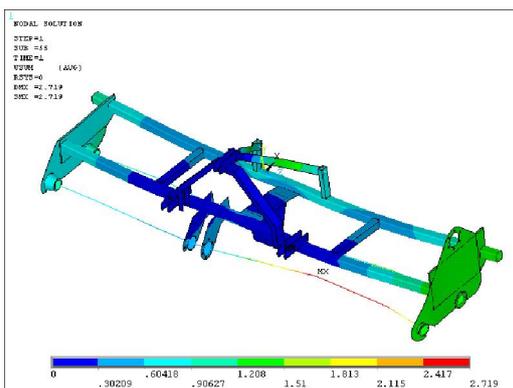


图 8 机架整体应变云图

Fig. 8. The overall deformation distribution of rack

参考文献

- [1] 伦冠德. 我国农业机械化现状及发展趋势 [J]. 农机化研究, 2006, (6): 17-18.
- [2] 上海江达科技发展有限公司. CATIA V5 基础教程 [M]. 第二版. 北京: 机械工业出版社, 2008: 152-200.
- [3] 王胡佳, 陈洪军. ANSYS 工程分析进阶实例 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2006.
- [4] 中国农业机械化科学研究院, 农业机械设计手册 (上) [M]. 北京: 中国农业科学技术出版社, 2007. 11, 223-249, 297-299
- [5] 涂澄海, 关艳玲. 小动力耕耘机动力学分析 [J]. 农业机械学报, 1999, 30(4): 116-119.
- [6] 王尊义. 蔬菜大棚用小型深耕机组的设计 [J]. 浙江万里学院学报, 1999, 12(1): 7-11.

