

明 哲. 秸秆粉碎压块机的结构和变速器的设计[J]. 江苏农业科学, 2013, 41(11): 409-411.

秸秆粉碎压块机的结构和变速器的设计

明 哲

(吉林农业科技学院, 吉林九站 132101)

摘要:通过对秸秆粉碎压块机和变速箱的设计,一方面合理安排了压块机、揉搓机和柴油机的位置,确定了它们的安装尺寸以及它们之间的配合关系;另一方面保证了合理地分配和利用动力。

关键词:秸秆;压块机;变速箱

中图分类号: S220.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1002-1302(2013)11-0409-03

农作物收获后,对于秸秆一般是“一烧了之”,既污染环境、易引发火灾,也破坏土壤结构^[1-2]。为此,有关部门在“禁烧”的同时,积极倡导秸秆的再利用。通过压块机将秸秆等生物质固体成型不仅为广大农民开辟了致富增收的新途径,还对改善农村生活环境,对实现农业可持续发展具有重要意义。

1 压块机结构简述

压块机主要由底座、传动机构、模盘、压轮及轴承座组成。压轮通过压轮轴与轴承座连接,模盘位于轴承座下方,且其外圆周面由电热丝面板构成,模盘上设置有导向装置;压轮为两只以上,等距离对称连接在压轮轴周边,且压轮落在模盘的导向装置内。其优点在于:通过在模盘上设置沿周向向内延伸的凹形导槽,压轮经过出料口上方时,有效地防止秸秆从压轮两侧溢出,同时增加成形后秸秆的密度,提高压块机的效率及成品秸秆的品质。使用多组压轮可以提高压块机的工作效率。模盘内腔中流动的冷却介质可带走模盘的热量,保证秸秆压块机的长时间稳定运行。

环模式压块机是较为典型的一种,其挤压结构机理为:在环模的环圈上设有放射状排列的压模孔,环圈内设有偏心或多辊形式的挤压轮,喂料机构将粉碎料输送至相对运动的环模和挤压轮之间时,粉碎料被挤压到压模孔中、逐层填满后由压模孔尾端出口输出,形成块状饲料。压模孔可通过在前、后盘面上设置凹、凸沟槽,使之对合形成,也可在前、后盘中间

插装独立的模块构件形成。插装模块之结构形式易于加工,模块磨损后更新方便,应用较广。压模孔是环形模中的关键设计部位,它不仅决定着饲料压块的形状尺寸,同时对挤压作用力、出模阻力,原料能否顺利进模、出模,压模孔的耐磨性、使用寿命及加工难易程度等都有重要影响。现有环形模中的压模孔,进口为圆弧形喇叭口,加工较为麻烦,不利于原料的顺利进入,同时,也因挤压作用力容易在弧形面上形成分散的分力而影响挤压功效,为此,应对现有环形压模进行改进。

如图1所示,压轮5为多辊形式,辊架6在中心轴7驱动下逆时针旋转,压轮5逆时针公转的同时在轮面与环形模内孔间粉碎料的摩擦力作用下顺时针自转,将粉碎料挤压到压模孔1中。压模孔1进口前侧为坡形、后侧为直壁形,前侧的坡口增大了喇叭开口度,且为平直的向下倾斜面,故非常利于粉碎料的顺利进入;后侧的直壁形成直立挡墙,压轮实施的挤压力受直立挡墙的阻挡形成方向相反的反作用力,故可消除挤压作用力沿弧形面分散的缺陷并提高挤压功效;斜坡的窄坡顶对应压轮轮面时形成切割刀,对粉碎料中的较长料具有切割作用,可避免较长料不易进入压模孔而出现的缠绕;前侧坡形可通过倒角等方便地加工出来,故使构成压模孔的模块2或凸槽上端的加工变得非常容易。其整体装配见图2。

拖拉机动力输出轴的动力由变速箱将传动方向改变之后,传递给压块机。在动力传到变速箱之前一部分动力由皮带轮传递给揉搓机的动力轴,之后传递给揉搓机。

2 变速器的设计

2.1 轴的设计

目前,采用先进的冷挤压工艺制造齿轮轴、花键轴等形状

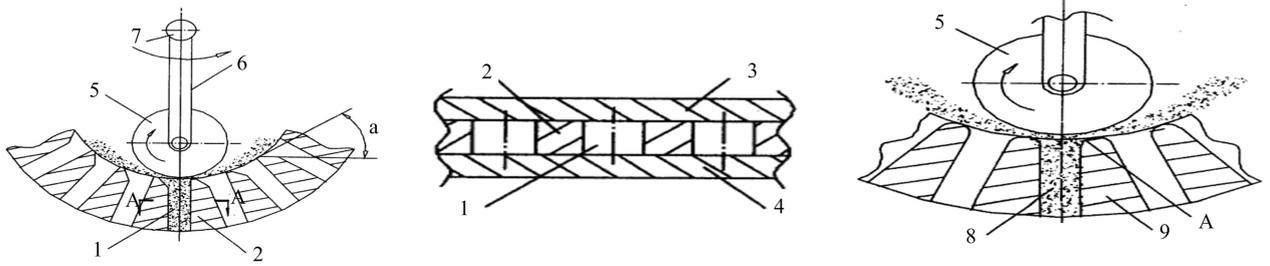
收稿日期:2013-04-10

作者简介:明 哲(1972—),男,吉林吉林人,硕士,副教授,从事农业机械及装置方面的研究。E-mail: jlnkxjgc@126.com。

参考文献:

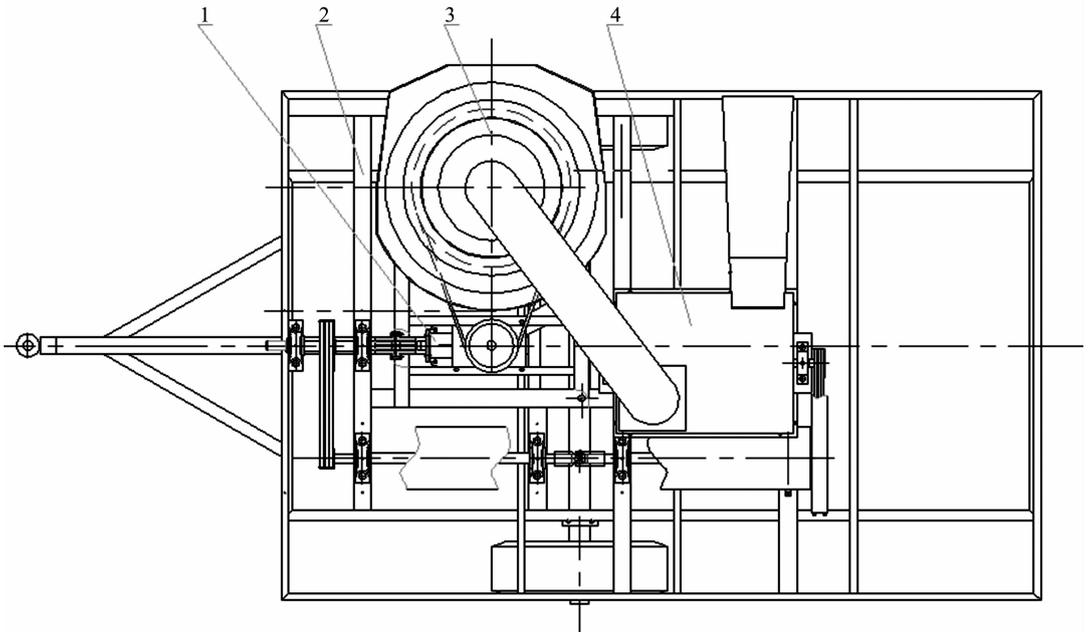
- [1]胡弘劫. 基于茎流的温室内黄瓜灌溉技术研究[D]. 镇江:江苏大学,2006.
- [2]胡雪棉,赵国浩. 基于Matlab的BP神经网络煤炭需求预测模型[J]. 中国管理科学,2008,16(增刊1):521-525.
- [3]张 杰,肖汝诚,程 进. 基于神经网络的隐式显化方法在结构可靠度分析中的应用[J]. 力学季刊,2007,28(1):135-141.
- [4]蒋良孝,李超群. 基于BP神经网络的函数逼近方法及其MATLAB实现[J]. 微型机与应用,2004,23(1):52-53.
- [5]金志凤,符国槐,黄海静,等. 基于BP神经网络的杨梅大棚内气

- 温预测模型研究[J]. 中国农业气象,2011,32(3):362-367.
- [6]夏志军. 温室黄瓜环境管理的智能决策支持系统研究[D]. 镇江:江苏大学,2003:69.
- [7]焦淑华,夏 冰,徐海静,等. BP神经网络预测的MATLAB实现[J]. 金融理论与教学,2009(1):55-56.
- [8]高海菊. 基于人工神经网络的灌区灌溉预报模型[D]. 南京:河海大学,2006.
- [9]金志凤,封秀燕,陈士平. 大棚气温变化特征及其对杨梅生育期的影响[J]. 浙江农业科学,2004(2):57-59.
- [10]丛 爽. 面向MATLAB工具箱的神经网络理论与应用[M]. 合肥:中国科学技术大学出版社,2003.



1—压模孔；2—模块；3—前盘；4—后盘；5—压轮；6—辊架；7—中心轴；8—现有压模孔；9—现有模块

图1 压块机环模结构



1—变速箱；2—机架；3—压块机；4—揉搓机

图2 秸秆粉碎压块机装配图

复杂的异形断面零件已在国内外得到普遍重视,并且以此逐渐取代传统的切削加工方法。采用冷挤压工艺加工花键轴的生产率比铣削加工的生产率提高5倍,材料利用率达到90%以上,产品尺寸精度稳定,表面硬度得到提高。目前利用这种工艺生产刹车凸轮方花键、转向轴等零件,正准备进一步推广到传动轴花键、半轴花键甚至高精度的变速箱齿轮轴花键上去。

从上述分析原理得知,影响实际应力 $[\sigma]$ 的主要因素是入模半角 α 、摩擦系数 m 、花键形状 $S(\theta)$ 、坯料半径 R_0 ,其中 m 由润滑条件决定,冷挤压通常采用磷化皂化处理, m 取值为0.06~0.08; R_0 一般比模具型腔尺寸小0.1mm左右;花键形状函数 $S(\theta)$ 由零件决定。由此最主要的可变影响参数为 α 。另外,影响 σ_s 的因素是材料硬度,随着硬度提高 σ_s 值增大,而热处理方式、温度及时间决定硬度的大小^[3]。

要满足 $[\sigma] \leq \sigma_s$ 条件主要考虑调节 α 及硬度,在硬度一定的条件下,通过改变 α 来满足条件;如果由于零件尺寸要求 α 不能过小,这样引起 $[\sigma]$ 值增大,则可调节硬度来满足条件。但是 α 和硬度的变化都有一定的范围,不能无限制地调节,所以它们又存在制约关系。

对于等直径圆轴,

$$C = \frac{T}{\theta} \quad (1)$$

花键轴、键槽轴及阶梯轴等型式的传动轴扭转刚度计算,虽然结构较复杂,但可分解为简单元素的串联和并联,首先对各元素分别计算,再将计算结果按照一定的法则复合,就可以得到全轴的扭转刚度。

轴的扭转刚度 C 定义为在轴的全长上产生单位扭转角所需的扭矩 T :

$$T = G\theta \frac{I_p}{L} \quad (2)$$

所以,轴的扭转刚度 C 的一般方程式为:

$$C = G \frac{I_p}{L} = \frac{\pi G D^4}{32L} \quad (3)$$

式中: G 为抗剪弹性模量; I_p 为极惯性矩; L 为轴全长; D 为轴直径。

花键和键槽的扭转刚度,可以用有限差分法求圣维南(Seine-Venant)应力函数得出:

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{FB} = 1.1 \times 1.23 \times 1.0 \times 1.875 = 2.537 \quad (4)$$

式中 K 为扭矩系数。

对各轴元素用并联和串联2种情况作复合。并联复合

时,轴的总扭转刚度 C_p 是并联的几个轴元素扭转刚度之和。

$$C_p = C_1 + C_2 + \dots + C_n \quad (5)$$

串联复合时,轴的总扭转刚度 C_p ,其倒数是串联的几个轴元素扭转刚度的倒数之和。

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots + \frac{1}{C_n} \quad (6)$$

各轴元素之横截面保持同心时,两式都能成立。常见复杂结构传动轴的扭转刚度,可用式(7)来确定:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{K_{FN1} \sigma_{FE1}}{S} = \frac{0.86 \times 510}{1.4} = 313.286 \text{ MPa} \quad (7)$$

传动轴的最小直径见式(8):

$$d_{\max} = c \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \sqrt[3]{\frac{66}{540}} = 50.93 \quad (8)$$

在轴端要加1个键槽,并且需要选择联轴器,所以高速轴的最小直径定为55 mm。

2.2 齿轮的设计

按齿面接触疲劳强度计算:

锥齿轮以大端面参数为标准值,取齿宽中点处的当量齿轮作为强度计算依据进行计算。

(1)初拟载荷系数 $K_t = 2.0$,取齿宽系数 $\phi_R = 0.3$ 。

(2)弹性影响系数 Z_E ,查得 $Z_E = 189.8 \text{ MPa}^{1/2}$ 。

$$[\sigma_H]_1 = \frac{K_{HN1} \sigma_{lim1}}{S} = 0.9 \times 600 = 540 \text{ MPa} \quad (9)$$

(3)应力循环次数:

$$[\sigma_H]_2 = \frac{K_{HN2} \sigma_{lim2}}{S} = 0.94 \times 550 = 517 \text{ MPa} \quad (10)$$

使用期: $8 \times 350 \times 16 = 44\ 800 \text{ h}$;

$$N_{HN1} = 60n_1jL_n = 60 \times 1\ 440 \times 1 \times 448\ 800 = 3.88 \times 10^{10};$$

$$N_{HN2} = 60n_2jL_n = 60 \times 576 \times 1 \times 448\ 800 = 1.55 \times 10^{10}.$$

(4)按齿面硬度查得齿轮的接触疲劳强度极限为:

小齿轮: $\sigma_{H_{lim}} = 600 \text{ MPa}$;大齿轮: $\sigma_{H_{lim}} = 500 \text{ MPa}$ 。

(5)接触疲劳强度寿命系数,选用线型1(允许少量点蚀)查得:

$$K_{HN1} = 0.9; K_{HN2} = 0.94.$$

2.3 校核齿根弯曲疲劳强度

弯曲强度载荷系数,与接触强度载荷系数相同。

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1.1 \times 1.23 \times 1.0 \times 1.875 = 2.537 \quad (11)$$

齿形系数 Y_{Fa} 、应力校正系数 Y_{Sa} 见式(12):

$$\sigma_t = \arctan \left[\frac{\sin \Sigma}{u \cos \Sigma} \right] = \arctan \left[\frac{1}{2} \right] = 45^\circ \quad (12)$$

$$Y_{Fa1} = 2.53, Y_{Sa1} = 1.62, Y_{Fa2} = 2.13, Y_{Sa2} = 1.85.$$

弯曲疲劳许用应力见式(13)、(14):

$$\text{取弯曲疲劳安全系数 } S = 1.4^{[16]},$$

$$T = 9\ 550 \frac{P}{N} = 9\ 550 \times \frac{66}{540} = 1\ 167, \quad (13)$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{K_{FN2} \sigma_{FE2}}{S} = \frac{0.88 \times 380}{1.4} = 238.857 \text{ MPa} \quad (14)$$

查得: $K_{FN1} = 0.86, F_{FN2} = 0.88$ 。

疲劳极限应力,查得:

$$\sigma_{FE1} = 510 \text{ MPa}, \sigma_{FE2} = 380 \text{ MPa}.$$

轴交角为 90° , 齿数比值为1, 小轮转矩为 $1\ 148 \text{ N} \cdot \text{m}$, 经查表得, 齿轮分度圆的较大直径为 170 mm 。小轮齿数 $Z_1 = 28$, 大轮齿数 $Z_2 = 28$, 齿数比 $u = Z_2/Z_1 = 1$, 模数: $m/\text{mm} = d_{10}/Z_1 = 170/28 = 6.07$; 圆整得 $m = 6.5$ 。

小轮分度圆:

$$\text{锥距 } R = 0.5mZ_1/\sin 45^\circ = 0.5 \times 6.5 \times 28/\sin 45^\circ = 128.674; \text{齿宽 } b = 0.3R = 38.6022 \text{ 或 } b = 10m = 65, \text{取最小值, 所以 } b = 39.$$

直齿锥齿轮几何计算:

齿数: $Z_1 = Z_2 = 28$; 大端模数: $M = 6.5$; 齿宽: $b = 20$; 齿顶高系数: $h_a = 1$; 顶隙系数: $C = 0.2$; 压力角: $\alpha = 20^\circ$ 。

几何参数计算:

$$\text{大端分度圆直径: } d_1 = mz_1 = 6.5 \times 28 = 182;$$

$$\text{分度锥角: } \delta_1 = \delta_2 = 45^\circ;$$

$$\text{大端锥距: } R = 128.67;$$

$$\text{大端齿距: } P = 20.41$$

$$\text{大端齿顶高: } h_a = 6.5;$$

$$\text{齿跟高: } h_f = 7.2;$$

$$\text{全齿高: } h = 13.7;$$

$$\text{齿跟角: } \theta = \arctan(h_f/R) = 3.2^\circ;$$

$$\text{无跟切许用最大齿根角: } \theta_{\text{lim}} = 3.455^\circ;$$

$$\text{冠顶距: } A_{ai} = 86.37^\circ;$$

$$\text{刨齿机齿角: } \lambda_i = 6.816^\circ.$$

2.4 变速箱整体尺寸计算

机座壁厚: 8 mm ; 机盖壁厚: 8 mm ; 机座凸缘厚度: 12 mm ; 机座底凸缘厚度: 20 mm 。

地脚螺钉直径: 12 mm ; 地脚螺钉数目: 6 ; 轴承旁连接螺栓直径: 10 mm 。

机盖与机座连接螺栓直径: 8 mm ; 连接螺栓间距: $150 \sim 200 \text{ mm}$ 。

窥视孔螺钉直径: 4.8 mm ; 轴承端盖螺钉直径: 6 mm ; 定位销直径: 9.6 mm 。

3 结语

秸秆固化成型(SDBF)规模化技术的研究只是刚刚起步, 关键技术尚需进行更深入的研究, 相关配套技术如秸秆粉碎技术、SDBF燃烧技术、秸秆干燥技术等研究进展缓慢, 建议对SDBF配套技术进行更深入研究, 促进SDBF规模化技术发展。

参考文献:

- [1]李泉临, 秦大东. 秸秆固化成型燃料开发利用初探[J]. 可再生能源, 2008, 26(5): 116-118.
- [2]生物燃料是否“碳中和”争议再起[N/OL]. (2009-10-25) [2012-12-26]. http://news.xinhuanet.com/society/2009-10/25/content_12325171.htm.
- [3]张百良, 李保谦. HPB-I型生物质成型机的应用研究[J]. 太阳能学报, 1999, 20(3): 234-238.