

RCB-20 无级变速高效秸秆揉搓机研制

赵祥雄, 何予鹏, 苏宗伟

(河南农业大学 机电工程学院, 河南郑州 450002)

摘 要: 为了克服中小型秸秆揉搓机转子速度不能调整的问题, 研究设计了 RCB-20 型无级变速揉搓机。该机锤片末端线速度能在 45~70 m/s 范围内任意调节, 基本上涵盖各种揉搓机锤片末端的线速度, 能够根据不同的物料, 选用合理的速度, 确保物料的加工品质, 还能充分发挥机器效能、延长机器使用寿命。生产率可达 3~6 t/h。

关键词: 揉搓机; 秸秆; 效率; 寿命; 无级变速

中图分类号: S226.9

文献标识码: A

文章编号: 1004-1389(2009)06-0385-04

The Research and Design of the RCB-20 Type Stepless Straw Rubbing Machine

ZHAO Xiangxiong, HE Yupeng and SU Zongwei

(College of Mechanical and Electrical Engineering, He'nan Agricultural University, Zhengzhou 450002, China)

Abstract: That the rotor speed can not be adjusted is one of the major problems of rubbing machines in the medium-small-sized at present. Experiments show that the straw of different size, shape, hardness and moisture content should have a different line speed of hammer end. Otherwise, it is impossible to ensure quality of processing materials, and the efficiency and life of machine will be affected. In order to overcome those shortage, a kind of the RCB-20 type stepless rubbing machine have been designed. The line speed is at the scope of 45~70 m/s, that essentially covers all kinds of machine speed. It can be based on different materials, not only to choose a reasonable speed, to ensure the quality of processing materials, but give full play to the machine effectiveness, extend equipment life. Its productivity is up to 3~6 t/h.

Key words: Rubbing machine; Straw; Efficiency; Life; Stepless

中国秸秆资源丰富, 分布极广, 每年约有 7 亿 t, 在很多地区, 秸秆被堆放在田间或路边付之一炬。如何有效合理充分地利用秸秆是中国面临的一个重要课题。中国羊、牛存栏量分列世界第 1 和第 3 位, 但目前仅有少量秸秆经过青贮和氨化等作为羊、牛、马粗饲料, 不能很好地缓解畜牧业对粮食的依赖性。秸秆揉搓机是近年来推出的一种新型秸秆加工设备。其独特之处在于破坏了秸秆表面的硬质茎节, 把牲畜不能直接食用的秸秆加工成丝状物, 不损失其营养成分, 提高适口性,

并便于牲畜消化吸收, 其全株采食率由过去 50% 提高至 95% 以上。如果把 60%~65% 的秸秆用作饲料, 就能满足中国农区、半牧区饲料需求量的 88%^[1-3], 其经济效益和社会效益巨大。

1 秸秆揉搓机存在问题

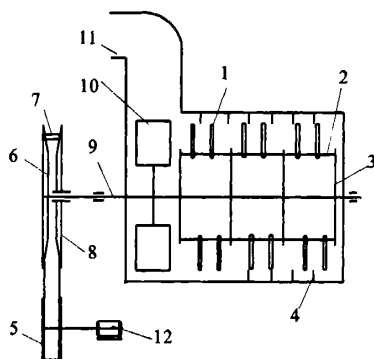
目前国内中小型秸秆揉搓机, 由于生产率(约在 1 t/h 以下)和使用寿命较低, 而秸秆青贮季节性很强, 存在着与农争时的矛盾, 导致秸秆利用率极低。锤片末端的线速度是影响揉搓机生产率和加

收稿日期: 2009-04-01 修回日期: 2009-06-12

基金项目: 国家 863 计划项目(2001AA514010)。

作者简介: 赵祥雄(1956—), 男, 黑龙江哈尔滨人, 副教授, 研究方向: 机械设计。

工质量的重要因素。提高锤片的线速度,可提高打击物料的相对速度,增大打击力,使揉搓能力和生产率增加。目前,国内中小型秸秆揉搓机锤片末端的线速度都不能调整,为一定值。试验表明,最佳的锤片末端线速度随物料的物理机械特性而异^[4],对于不同形状、尺寸、硬度和含水量等的秸秆,采用不同的线速度,才能确保产品加工质量、机器的生产率和使用寿命。此外机器的揉搓能力应与叶轮排物量保持同步,确保完成揉搓的物料能及时的被排出机外,否则物料过细碎,生产率下降,严重时,聚集物料还会堵塞通道,致使机器无法工作。



1. 锤片; 2. 锤片轴; 3. 圆盘架; 4. 定刀; 5. 小带轮; 6. 变速带轮固定圆盘; 7. 宽变速带; 8. 变速带轮移动圆盘; 9. 主轴; 10. 叶轮; 11. 出料口; 12. 电机

图1 无级变速揉搓机简图

Fig. 1 Graphic of variable-speed rubbing machine

2 工作原理和结构设计

如图1所示,机器主要由1锤片、2锤片轴、3圆盘架、4定刀、5小带轮、6变速带轮固定圆盘、7宽变速带、8变速带轮移动圆盘、9主轴、10叶轮、11出料口和12电机等组成。工作时主轴高速旋转,由喂料口进入的物料在锤片和定刀的联合作用下,被切割和揉搓,同时在锤片和空气流的推动下,物料向叶轮移动,在流动过程中受离心力作用,与揉搓室内壁搓板和齿板发生强烈碰撞,受到进一步揉搓后经叶轮和出料管抛出机外。

2.1 锤片

锤片是揉搓机的核心部件,锤片的数量不应过多或过少,如果数量过多,在转子转速一定的情况下,揉搓次数增加,导致物料过细,吨物料耗电高、生产效率下降。锤片数量按下式计算^[5]:

$$Z = \frac{k_f b}{e} = 16.8 \sim 25$$

式中 e —锤片厚度(mm), $e=5$ mm; k_f —锤片密度系数, ($k_f=0.28 \sim 0.42$); B —揉搓室宽度 mm, $B=400$ mm。

取 $Z=24$, 选用标准 II 型矩形锤片。考虑转子转速较高和动平衡, 24 个锤片分为 3 组, 按双头螺旋对称分布, 安装在 4 根销轴上。锤片的寿命直接影响揉搓机的寿命。它在捶击物料时受到强烈的摩擦, 工作一段时间后, 端部直角被磨成圆角, 机器的揉搓能力急剧下降。故锤片材料应选用 20Cr 低碳合金钢, 经渗碳淬火处理后, 耐磨性高, 表面硬度为 58~63 HRC, 可承受较大的冲击载荷, 具有良好的综合机械性能^[6]。

锤片最大线速度是揉搓机的重要参数之一。若速度过低, 物料的加工质量差, 生产效率低。提高线速度, 可提高揉搓能力和生产效率。若速度过高, 对机器的制造工艺和成本要求愈高, 否则机器工作的稳定性下降, 寿命降低。其值一般在 $v=38 \sim 80$ m/s 范围内^[7]。综合考虑, 取锤片末端线速度变速范围 $v=45 \sim 70$ m/s, 则转子(轮 2)转速为:

$$n_2 = \frac{60v}{\pi d} = 1718.9 \sim 2673.8 \text{ r/min}$$

式中 v —锤片末端线速度, $v=45 \sim 70$ m/s; d —转子部件外径($d=0.5$ m)。

锤片顶端与工作室内壁的间隙也是重要参数之一。若间隙过小, 物料在加工室内作环流运动时遭遇锤片的打击的次数增多, 致使加工的物料过细, 此时锤片端部的磨擦阻力增大, 磨损和功耗增加, 并降低机器使用寿命。间隙过大, 物料遭受打击的机会减少, 物料合格率下降。目前国产揉搓机的锤片外端与工作室内壁的间隙取值范围约 5~22 mm^[8], 取 15 mm。

2.2 无级变速带传动

2.2.1 确定带轮直径 主动轮(小带轮)计算直径^[9] D_1 :

$$D_1 = \frac{D_2 \min}{i_{\min}(1-\epsilon)} = 200.06 \text{ mm}, \text{取 } D_1 = 200 \text{ mm}$$

式中 $D_2 \min$ —被动轮最小计算直径, 取 205 mm; $D_2 \min = D_2 \min i_{\text{变}} = 319.8 \text{ mm}$; 取 $D_2 \max = 320 \text{ mm}$ 。 $i_{\text{变}} = \frac{n_2 \max}{n_2 \min} =$

1.56; $i_{\min}$ —主动轴与被动轴间最小传动比; $i_{\min} = \frac{n_1}{n_2 \max} =$

1.32; n_1 —主动轴转速($n_1=2760$ r/min); ϵ —三角胶带滑动率; 1%~2%, 取 1%。

变速轮计算直径 D_2 :

$$D_2 = \frac{D_2 \min + D_2 \max}{2} = 262.5 \text{ mm}$$

2.2.2 确定带长 L 和中心距 α

$$L = 2\alpha_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_{2\max}) + \frac{(D_{2\max} + D_1)}{4\alpha_0}$$

$$= 1824.0 \text{ mm}$$

取 $L = 1800 \text{ mm}$

式中 α_0 —初定中心距,取 500 mm ,

$$\alpha_0 \leq 2(D_1 + D_2) = 925 \text{ mm}$$

确定中心距 α :

$$\alpha = \frac{1}{8} \times [2L - \pi(D_1 + D_2') +$$

$$\sqrt{[2L - \pi(D_1 + D_2')]^2 - 8(D_1 + D_2')^2}]$$

$$487.9 \sim 581.9 \text{ mm}$$

式中 D_2' 值为 $320 \sim 205 \text{ mm}$

2.2.3 验算转速 n_2 、锤片末端速度 v_2 和包角 α_1

$$n_2 = \frac{n_1 D_1 (1 - \epsilon)}{D_2} = 1707.8 \sim 2665.8 \text{ r/min}$$

误差小于 $\pm 1\%$,合适,式中 D_2' 值为 $320 \sim 205 \text{ mm}$ 。

验算锤片末端线速度 v_2 :

$$v_2 = \frac{\pi d n_2}{60 \times 10^3} = 44.7 \sim 69.8 \text{ m/s}$$

误差小于 $\pm 1\%$,合适,式中 d —转子直径, 500 mm 。

验算小带轮包角 α_1 :

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_{2\max} D_1}{\alpha} \times 60^\circ = 165.2^\circ$$

$$\alpha_1 \geq 120^\circ$$

满足要求,式中 $D_{2\max}$ —轮 2 最大直径, $D_{2\max} = 320 \text{ mm}$; D_1 —主动轮直径, $D_1 = 200 \text{ mm}$ 。

2.2.4 变速带轮圆盘轴向移动量

圆盘轴向移动量^[9] u :

$$u = (D_{2\max} - D_{2\min}) \tan \frac{\varphi}{2} = 29.5 \text{ mm}$$

式中 $D_{2\min}$ —轮 2 最小直径, $D_{2\min} = 205 \text{ mm}$; $D_{2\max}$ —轮 2 最大直径, $D_{2\max} = 320 \text{ mm}$; h —带高度, $h = 20 \text{ mm}$; Δ_1 —制造误差及三角胶带磨损的补偿量, $6 \sim 7 \text{ mm}$,取 $\Delta_1 = 6 \text{ mm}$; Δ_2 —制造误差及三角胶带伸长的补偿量,中心距可调则不计。

φ —带轮槽角:

$$\varphi = \varphi_0 - 57.36 b_{\text{H}} \left(\frac{1}{2D_{2\min}} + \frac{1}{2D_{2\max}} - \frac{\pi}{L} \right) = 28.8^\circ$$

φ_0 —三角胶带楔角, $\varphi_0 = 34^\circ$; L —三角胶带计算长度, $L = 1800 \text{ mm}$; b_{H} —带计算中心宽度, $b_{\text{H}} = 40.5 \text{ mm}$ 。

2.3 配套动力

为了确保完成加工的物料及时排出机外。电机功率应依据输送装置(风扇)所需的功率 N_1 和揉搓室所需的功率 N_2 确定。

2.3.1 叶轮的抛物量 空气流量随生产率不同而异,生产率 $3 \sim 6 \text{ t/h}$,为使物料能及时排出机外,风扇(叶轮)的风量应为^[9]:

$$Q = \frac{G_{\text{物}}}{3.6 \mu \gamma_{\text{r}}} = 0.87 \sim 1.74 \text{ m}^3/\text{s}$$

式中 μ —混合浓度比,取 $\mu = 0.8$; $G_{\text{物}}$ —输送装置生产率, $G_{\text{物}} = 3 \sim 6 \text{ t/h}$; γ_{r} —空气比重, $\gamma_{\text{r}} = 1.2 \text{ kg/m}^3$ 。

一般风扇流量取比输送装置气流消耗量 Q 大 $10\% \sim 20\%$,则所需风扇流量:

$$Q' = Q(1 + 0.1) = 0.96 \sim 1.91 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.3.2 输送装置(风扇)功率消耗 N_1 ^[9]

$$N_1 = \frac{Q' H (1 + \mu)}{102 \eta} = 3.55 \text{ kW}$$

式中 Q' —风扇的流量, $Q' = 1.91 \text{ m}^3/\text{s}$; η —风扇效率, $0.5 \sim 0.7$,取 $\eta = 0.7$; μ —物料混合浓度比,取 $\mu = 0.8$; H —气流输送装置所需的全压,毫米水柱, $H = H_{\text{静}} + H_{\text{动}} = 73.7$ 毫米水柱。

动压:

$$H_{\text{动}} = \frac{\gamma_{\text{r}} \times v_{\text{r}}^2}{2g} \left(1 + \mu \frac{v_{\text{物}}^2}{v_{\text{r}}^2} \right) = 34.09 \text{ 毫米水柱}$$

式中 v_{r} —气流速度, $v_{\text{r}} = \varphi \times v_{\text{临}} = 20 \text{ m/s}$; φ —速度系数, $\varphi = 2$ 。

式中 $v_{\text{临}}$ —临界速度,对茎秆 $v_{\text{临}} = 10 \text{ m/s}$; γ_{r} —空气比重, 1.2 kg/m^3 ; $\frac{v_{\text{物}}}{v_{\text{r}}} = 0.65 \sim 0.85$,取 0.7 ; g —重力加速度, 9.8 m/s^2 ; μ —物料混合浓度比,取 $\mu = 0.8$ 。

静压:

$$H_{\text{静}} = H_{\text{摩}} + H_{\text{升}} + H_{\text{局}} = 39.61 \text{ 毫米水柱}$$

式中 $H_{\text{摩}}$ —在管道中克服摩擦时的压头损失; $H_{\text{升}}$ —在垂直管道中升高物料所需的压头; $H_{\text{局}}$ —各种局部阻力损失, $H_{\text{摩}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\gamma_{\text{r}} v_{\text{r}}^2}{2g} (1 + c\mu) = 1.66$ 毫米水柱; $H_{\text{升}} =$

$\gamma_{\text{r}} \mu h = 0.77$ 毫米水柱; $H_{\text{局}} = \sum \epsilon_{\text{局}} \frac{\gamma_{\text{r}} v_{\text{r}}^2 (1 + c\mu)}{2g} = 37.18$ 毫米水柱; λ —摩擦阻力系数,由管道当量直径 $d = 0.26 \text{ m}$,取 $\lambda = 0.0167$; l —管道长, $l = 0.8 \text{ m}$; c —气流速度修正系数, $c = 0.4$; h —管道垂直长度, $h = 0.8 \text{ m}$; $\sum \epsilon_{\text{局}}$ —各种局部阻力系数, $\sum \epsilon_{\text{局}} = \epsilon_{\text{出}} + \epsilon_{\text{弯}} = 1.18$; v_{r} —气流速度, $v_{\text{r}} = 20 \text{ m/s}$; γ_{r} —空气比重, 1.2 kg/m^3 ; g —重力加速度, 9.8 m/s^2 ; μ —物料混合浓度比,取 $\mu = 0.8$ 。

2.3.3 揉搓室功率消耗 N_2

根据经验公式计算揉搓室所需功率^[10]:

$$N_2 = \frac{BDv}{k_c} = 1496 \text{ kW}$$

式中 v —锤片末端线速度, $v = 69.8 \text{ m/s}$; B —揉搓室宽度, $B = 0.3 \text{ m}$; D —转子直径, $D = 0.5 \text{ m}$; k_c —经验系数 ($0.55 \sim 0.75$), $k_c = 0.7$ 。

2.3.4 总功率消耗 N

$$N = N_1 + N_2 = 18.51 \text{ kW}$$

所需电机功率为:

$$N_d = \frac{N}{\eta} = 19.48 \text{ kW}$$

取带传动的效率 0.96 、轴承的效率 0.99 ,则

总效率 $\eta = 0.96 \times 0.99 = 0.95$, 选电机功率为 20 kW。

2.4 验算叶轮抛物量

验算风扇风量^[9]:

$$Q' = \frac{\pi^2 D^2 nb \varphi_1 \mu \mu_s}{60} = 1.65 \sim 2.57 \text{ m}^3/\text{s}$$

风量(空气流量)满足设计要求。

式中 b —风扇叶片宽度, $b = 0.18 \text{ m}$; D —叶轮内经, $D = 0.30 \text{ m}$; n —叶轮转速, $n = 1707.8 \sim 2665.8 \text{ r/min}$; μ —系数, $\mu = 0.76$; μ_s —系数, $\mu_s = 0.90$; φ_1 —系数, $\varphi_1 = 0.53$ 。

验算气流速度 $v_{\text{气}}$:

$$v_{\text{气}} = \frac{4Q'}{\pi d^2} = 31.1 \sim 48.4 \text{ m/s}$$

参照实际中通常采用的输送气流速度为:铡碎秸秆为 $10 \sim 15 \text{ m/s}$, 气流速度符合设计要求。

式中 Q' —空气消耗量, $Q' = 1.65 \sim 2.57 \text{ m}^3/\text{s}$; d —输送管道当量内经, $d = 0.26 \text{ m}$ 。

2.5 锤片组的送物量

锤片组在加工物料的同时还应推动物料向排料室移动,使叶轮将完成加工的物料及时送出机外。24个锤片按双头螺旋分布在4根销轴上,转子转动时,锤片在离心力的作用下展开形成一螺旋输送装置,推动物料沿轴线移动,将完成揉搓的物料送至叶轮。其送物量可参照螺旋输送计算公式^[11]:

$$Q = \frac{\pi[(D+2\lambda)^2 - d^2]}{4} 60 \psi S n \gamma C = 44.24 \text{ t/h}$$

满足设定生产率 $Q = 3 \sim 6 \text{ t/h}$ 要求。喂料时适当控制喂入量。

式中 D —螺旋外径, $D = 0.5 \text{ m}$; d —螺旋轴径, $d = 0.30 \text{ m}$; λ —螺旋外径与输送管内表面间隙, $\lambda = 0.015 \text{ m}$; ψ —充满系数, $\psi = 0.3$; γ —被输送物料的容重, $\gamma = 0.1 \text{ t/m}^3$; C —倾斜输送系数, $C = 1$; n —螺旋每分钟转速, $n = 1707.8 \text{ r/min}$; S —螺距, $S = 0.096 \text{ m}$ 。

2.6 机器的技术性能

设计生产率: $3\ 000 \sim 6\ 000 \text{ kg/h}$

配套动力: 20 kW

主轴转速: $1707.8 \sim 2665.8 \text{ r/min}$

外形尺寸(长×宽×高): 作业状态: 890 mm

× $1850 \text{ mm} \times 2060 \text{ mm}$; 非作业状态: $890 \text{ mm} \times 620 \text{ mm} \times 1100 \text{ mm}$

转子直径: 500 mm

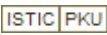
锤片数目: 3组 24片

3 小结

CRB-20 无级变速型揉搓机解决目前国内中小型秸秆揉搓机锤片速度为一定值,不能调整的问题,该机锤片末端线速度能够在 $v = 45 \sim 70 \text{ r/min}$ 范围内任意调节,涵盖秸秆揉搓机的常用速度范围,根据加工物料不同的物理特性(尺寸、形状、含水量等),采用最合适的线速度,不但保证加工物料的品质,还能充分发挥机器效能、延长机器使用寿命。对发展生态农业,使畜牧业和农业走上良性循环的发展必将发挥积极的影响^[12]。

参考文献:

- [1] 李延云. 农作物秸秆饲料 [M]. 北京: 金盾出版社, 2005, 4-10.
- [2] 胡建宏, 李青旺, 贾志宽. 秸秆微贮饲料养羊效果研究 [J]. 西北农业学报, 2000, 9(4): 156.
- [3] 靳议超. 发酵秸秆粉及混合饲料喂猪试验 [J]. 西北农业学报, 1996, 5(4): 98.
- [4] 陈 艳. 畜禽及饲料机械与设备 [M]. 北京: 中国农业出版社, 2000, 160-161.
- [5] 东北农学院. 畜牧业机械化 [M]. 北京: 农业出版社, 1981, 203-205.
- [6] 周开勤. 机械零件手册 [M]. 第五版. 北京: 高等教育出版社, 2004. 28-32.
- [7] 姚维祯. 畜牧机械 [M]. 北京: 中国农业出版社, 1996, 42-47.
- [8] 赵样雄, 陈合顺. RC~15 高效秸秆揉搓机的设计 [J]. 农机化研究, 2006, 11: 145-147.
- [9] 农业机械设计手册(下册) [M]. 北京: 机械工业出版社, 1973. 342-394; 541-559.
- [10] 张宪宏. 9RF-40 型揉搓粉碎机结构及参数选择 [J]. 农机与食品机械, 1996, 4: 20-21.
- [11] 陈海霞, 董德军, 张凤菊. 大型秸秆揉搓机的研究设计 [J]. 农机化研究, 2005, 1: 177-178.
- [12] 赵样雄. 一种无级变速揉搓机: 中国, ZL200620032113.0 [P]. 2007-7-25.

刊名: [西北农业学报](#) 
英文刊名: [ACTA AGRICULTURAE BOREALI-OccIDENTALIS SINICA](#)
年, 卷(期): 2009, 18(6)
被引用次数: 1次

参考文献(12条)

1. 李延云 [农作物秸秆饲料](#) 2005
2. 胡建宏; 李青旺; 贾志宽 [秸秆微贮饲料养羊效果研究](#) [期刊论文] - [西北农业学报](#) 2000 (04)
3. 靳议超 [发酵秸秆粉及混合饲料喂猪试验](#) [期刊论文] - [西北农业学报](#) 1996 (04)
4. 陈艳 [畜禽及饲料机械与设备](#) 2000
5. 东北农学院 [畜牧业机械化](#) 1981
6. 周开勤 [机械零件手册](#) 2004
7. 姚维祯 [畜牧机械](#) 1996
8. 赵祥雄; 陈合顺 [RC~15高效秸秆揉搓机的设计](#) 2006
9. [农业机械设计手册\(下册\)](#) 1973
10. 张宪宏 [9RF-40型揉搓粉碎机结构及参数选择](#) 1996
11. 陈海霞; 董德军; 张凤菊 [大型秸秆揉搓机的研究设计](#) [期刊论文] - [农机化研究](#) 2005 (1)
12. 赵祥雄 [一种无级变速揉搓机](#) 2007

本文读者也读过(10条)

1. 张光和. 罗忠 [JSQ-50型立式秸秆饲草切揉机的设计](#) [期刊论文] - [南方农机](#) 2007 (4)
2. 赵祥雄. 苏宗伟 [RC高强秸秆揉搓机的设计](#) [期刊论文] - [安徽农业科学](#) 2009, 37 (25)
3. 赵祥雄. 何予鹏. 苏宗伟 [RC-18高强高效秸秆揉搓机的设计](#) [期刊论文] - [浙江农业科学](#) 2009 (3)
4. 张海琨. 付敏良. 王敦军. 赵荔娜. ZHANG Hai-kun. FU Min-ling. WANG Dun-jun. ZHAO Li-na [秸秆揉搓机物料抛送过程的理论分析与试验](#) [期刊论文] - [农机化研究](#) 2006 (9)
5. [9RC-2.5型秸秆揉搓机](#) [期刊论文] - [农业知识 \(科学养殖\)](#) 2005 (7)
6. 孙继峰 [秸秆揉搓机的研究](#) [学位论文] 2006
7. 张光和. 罗忠 [JSQ-50型立式秸秆饲草切揉机的设计](#) [期刊论文] - [农机科技推广](#) 2007 (4)
8. 陈海霞. 董德军. 张凤菊 [大型秸秆揉搓机的研究设计](#) [期刊论文] - [农机化研究](#) 2005 (1)
9. [9RC-2.5型秸秆揉搓机/R-3A型玉米秸秆挤丝揉碎机/茶叶加工机械新机具-烘干机/BXD型果蔬保鲜机/自走式多功能三轮加工车](#) [期刊论文] - [山东农机化](#) 2003 (12)
10. 张光和. 罗中. Zhang Guanghe. Luo Zhong [JSQ-50型立式秸秆饲草切揉机的设计](#) [期刊论文] - [湖南农机](#) 2007 (5)

引证文献(1条)

1. 张黎骅. 陈秋阳. 孙圆圆. 王之盛 [基于响应面法的锤片-齿条式玉米秸秆切揉试验装置的参数优化](#) [期刊论文] - [南京农业大学学报](#) 2011 (4)

引用本文格式: [RCB-20 无级变速高效秸秆揉搓机研制](#) [期刊论文] - [西北农业学报](#) 2009 (6)