

# 齿形刮板式残膜与残茬输送装置设计与试验<sup>\*</sup>

张学军 吴成武 王伟 马少辉 王旭峰

**【摘要】** 研究了清田整地联合作业机齿形刮板式残膜、残茬及土壤输送装置的结构原理,分析计算刮板组工作行程的阻力、功耗和动能。以刮板组工作行程的功耗、动能消耗最小为目标函数,建立优化设计的数学模型,优化计算结果为刮板宽度 890 mm,高度 260 mm,间距 500 mm,工作速度 2.5 m/s,工作角度 33°。通过试验表明优化设计结果合理,并确定了第 1 排刮板齿尖与起膜铲刀口的最佳距离为 300 mm。

**关键词:** 农业机械 清田整地联合作业机 输送装置 齿形刮板 起膜铲 优化设计

**中图分类号:** S223.5

**文献标识码:** A

## Design and Experiment on the Zigzag Scraper Transportation Device for Remnant Plastic Film and Stubble

Zhang Xuejun<sup>1</sup> Wu Chengwu<sup>2</sup> Wang Wei<sup>1</sup> Ma Shaohui<sup>1</sup> Wang Xufeng<sup>1</sup>

(1. Tarim University, Alar 843300, China 2. Jilin University, Changchun 130025, China)

### Abstract

The structural principle of zigzag scraper transportation device in combine machinery for field cleaning and land preparation operations, which is used for remnant plastic film, stubble and soil, was studied. Meanwhile, the resistance, the energy consumption and power were analyzed. An optimization mathematical model was established for the pursuit of minimal energy consumption. The optimization results including the length of scraper 890 mm, the width 260 mm, the distance 500 mm, the working speed 2.5 m/s and the working obliquity 33° were obtained by calculation. Finally, the results were validated by experiment. The optimal distance between the first scrapers and loosening shovels was 300 mm.

**Key words** Agricultural machinery, Combine machinery for field cleaning and land preparation operations, Transport device, Zigzag scraper, Loosening shovel, Optimization design

### 引言

齿形刮板式残膜输送装置是清田整地联合作业机的主要工作装置,工作时起膜铲将残膜、残茬、土壤等混合物料铲起,往复摆动的刮板组将物料输送到分离筛,残膜、残茬经分离筛与土壤分离后,继续

由刮板输送到集膜箱内<sup>[1-2]</sup>。为了提高齿形刮板式残膜输送装置的性能并降低功耗,本文以刮板组工作行程的功耗和动能消耗最小为目标函数,以该装置的结构尺寸和工作速度等为约束条件<sup>[3]</sup>,建立优化设计的数学模型,进行优化计算得出最优参数,并通过试验验证优化设计的合理性。

收稿日期: 2007-08-29

<sup>\*</sup> “十一五”国家科技支撑计划项目(项目编号:2007BAC20B02)和新疆生产建设兵团高新技术研究发展计划项目(项目编号:2006GJS20)

张学军 塔里木大学机械电气化工程学院 教授, 843300 新疆阿拉尔市

吴成武 吉林大学机械科学与工程学院 教授 博士生导师, 130025 长春市

王伟 塔里木大学机械电气化工程学院 讲师

马少辉 塔里木大学机械电气化工程学院 讲师

王旭峰 塔里木大学机械电气化工程学院 讲师

# 1 刮板装置的结构原理与分析计算方法

## 1.1 刮板装置的结构和工作原理

如图1所示,由5排刮板组成刮板组,在曲柄连杆机构传动下刮板组作往复摆动,将起膜铲铲起的物料不断向后输送。

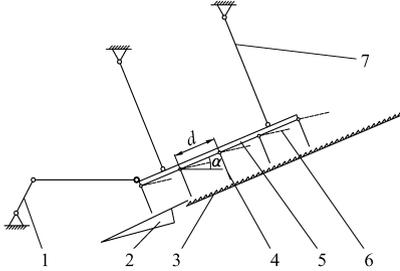


图1 刮板装置结构原理图

Fig. 1 Principle of scraper structure

1. 曲柄连杆机构 2. 起膜铲 3. 分离筛 4. 刮板(工作位置)  
5. 刮板组架 6. 刮板(回程位置) 7. 摆杆

齿形刮板的结构如图2所示,齿高为刮板高度的1/3,齿形角60°。刮板与刮板组架铰链联接,由限位挡块分别限制刮板的工作位置和回程位置,在回程中刮板在惯性力和土壤阻力作用下向上翻起,以避免将物料回刮。研究表明,刮板采用齿形结构,可以改善刮板的入土性能,利于疏松物料并将残膜、残茬与土壤分离,还具有不缠膜、不卡堵等优点。

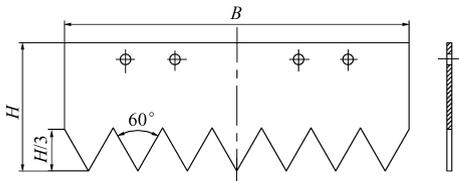


图2 齿形刮板示意图

Fig. 2 Schematic diagram of zigzag scraper

## 1.2 刮板组工作行程的功耗与动能分析计算方法

刮板组工作行程的能耗为

$$J_0 = W + E \quad (1)$$

式中  $W$ ——刮板组工作行程的功耗

$E$ ——刮板组工作行程的动能

刮板组工作行程阻力及功耗分别为<sup>[4]</sup>

$$F = ndqg\mu\cos\alpha + ndq_0g(\mu_v\cos\alpha + \sin\alpha) \quad (2)$$

$$W = FS \quad (3)$$

其中  $q = A\gamma\delta$

式中  $n$ ——刮板数  $\alpha$ ——刮板工作倾角, (°)

$q$ ——物料单位宽度平均质量, kg/m

$q_0$ ——单个刮板物料单位宽度平均质量, kg/m

$d$ ——刮板间距, m  $S$ ——刮板行程, m

$\mu$ ——物料运动阻力系数

$\mu_v$ ——刮板运动阻力系数

$A$ ——刮板有效面积, m<sup>2</sup>  $\delta$ ——装满系数

$\gamma$ ——物料密度, kg/m<sup>3</sup>

刮板组工作行程中动能为

$$E = \frac{1}{2}(ndq + ndq_0)v^2 \quad (4)$$

式中  $v$ ——刮板工作行程的最大速度, m/s

齿形刮板的有效面积为

$$A = \frac{5}{6}BH \quad (5)$$

式中  $B$ ——刮板宽度, m  $H$ ——刮板高度, m

刮板的生产率为

$$Q = 2 \times 3600qv/1000 = 6BH\gamma\delta v \quad (6)$$

刮板组的输送量主要取决于前2排刮板,后面3排做重复工作,即每个工作行程内只有2组刮板承担输送总量。

## 2 刮板组的优化设计模型

以刮板组工作行程的功耗和动能消耗最小为目标函数,建立优化设计的数学模型。

### 2.1 选取设计变量

以刮板宽度  $B$ 、高度  $H$ 、间距  $d$ 、工作行程的最大速度  $v$ 、工作倾角  $\alpha$  为设计变量,设

$$\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T = [B, H, d, v, \alpha]^T \quad (7)$$

### 2.2 建立目标函数

目标函数为

$$\min F(\mathbf{X}) = \left[ \frac{5}{6} \gamma \delta n \mu x_1 x_2 \cos x_5 + n q_0 (\mu_v \cos x_5 + \sin x_5) \right] x_3 g S + \frac{1}{2} \left( \frac{5}{6} \gamma \delta n x_1 x_2 + n q_0 \right) x_3 x_4^2 \quad (8)$$

### 2.3 确定约束函数

根据需要满足的约束条件建立约束函数

$$\begin{cases} g_1(\mathbf{X}) = 6\gamma\delta x_1 x_2 x_4 - kQ_0 \geq 0 \\ g_2(\mathbf{X}) = H_{\max} - x_2 \geq 0 \\ g_3(\mathbf{X}) = x_3 - H_{\max} - 0.02 \geq 0 \\ g_4(\mathbf{X}) = d_{\max} - x_3 \geq 0 \\ g_5(\mathbf{X}) = x_4 - v_{\min} \geq 0 \\ g_6(\mathbf{X}) = v_{\max} - x_4 \geq 0 \\ g_7(\mathbf{X}) = 1000P_0 - \frac{5}{6} \gamma \delta n \mu x_1 x_2 x_3 x_4 g \cos x_5 - n q_0 (\mu_v \cos x_5 + \sin x_5) x_3 x_4 g \geq 0 \\ g_8(\mathbf{X}) = \alpha_{\max} - x_5 \geq 0 \\ g_9(\mathbf{X}) = x_5 - \alpha_{\min} \geq 0 \end{cases} \quad (9)$$

式中  $k$ ——生产率备用系数

其中,  $g_1(\mathbf{X})$  满足额定载荷;  $g_2(\mathbf{X})$  满足刮板最大高度;  $g_3(\mathbf{X})$ 、 $g_4(\mathbf{X})$  表示刮板间距在最大和最小

值之间,间距最小值要保证在回程中刮板翻起并且至少有 20 mm 的间隙; $g_5(\mathbf{X})$ 、 $g_6(\mathbf{X})$ 保证运行速度在许用范围内; $g_7(\mathbf{X})$ 满足额定传动功率; $g_8(\mathbf{X})$ 、 $g_9(\mathbf{X})$ 保证刮板工作倾角在设计要求的范围内。

### 3 优化设计计算及结果

设计变量赋初值为

$$\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5]^T =$$

$$[B, H, d, v, \alpha]^T = [0.75, 0.25, 0.35, 3.50, 20]^T$$

已知条件为  $\gamma = 1260 \text{ kg/m}^3$ ,  $\delta = 0.60$ ,  $n = 5$ ,  $\mu = 0.88$ ,  $\mu_v = 0.36$ ,  $q_0 = 0.48 \text{ kg/m}$ ,  $g = 9.8 \text{ kg/s}^2$ ,  $S = 0.6 \text{ m}$ ,  $Q_0 = 820 \text{ t/h}$ ,  $P_0 = 7.5 \text{ kW}$ ,  $k = 1.2$ ,  $H_{\max} = 0.3 \text{ m}$ ,  $d_{\max} = 0.6 \text{ m}$ ,  $v_{\min} = 2.5 \text{ m/s}$ ,  $v_{\max} = 5 \text{ m/s}$ ,  $\alpha_{\min} = 18^\circ$ ,  $\alpha_{\max} = 35^\circ$ 。

优化计算并取整得出最优设计结果为刮板宽度  $B = 890 \text{ mm}$ , 高度  $H = 260 \text{ mm}$ , 间距  $d = 500 \text{ mm}$ , 工作速度  $v = 2.5 \text{ m/s}$ , 工作角度  $\alpha = 33^\circ$ 。

### 4 试验分析

设计制造样机进行田间试验,如图 3 所示,刮板组摆动的方向角  $\beta = 17.5^\circ$ ,起膜铲的入土角  $\epsilon = 35^\circ$ ,第一排刮板齿尖与起膜铲刃口的距离  $c$ , 拥土高度  $y$ 。由于摆杆的设计长度一致,所以刮板组作平动。在工作行程,刮板的运动轨迹的圆弧半径越大,刮板的有效工作长度亦越大,所以摆杆长度设计值较大(1250 mm)。

试验表明,刮板相对起膜铲的位置非常重要,尤其是第 1 排刮板的位置,当  $c < 100 \text{ mm}$  时,拥土现象十分严重,机组工作阻力急剧增加致使无法正常工作。样机上刮板位置设计为可调,图 4 为刮板不

同位置与拥土高度的关系曲线。

试验时机组运行速度为 4.11 km/h,刮板的工作情况良好,完全满足设计要求。当速度超过 5.0 km/h 时,工作载荷急剧增加,拥土现象明显。

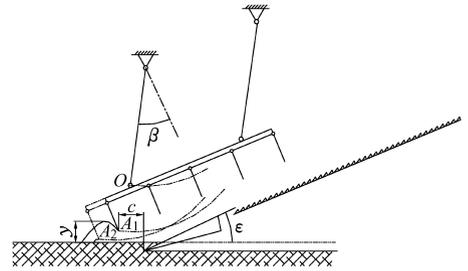


图 3 刮板组相对起膜铲位置示意图

Fig. 3 Relative position of scrapers and loosening shovel

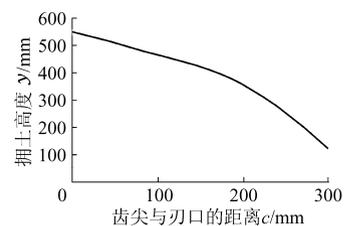


图 4 刮板组位置与拥土高度关系曲线

Fig. 4 Relationship between scrapers position and mound height

### 5 结束语

以刮板组工作行程的功耗和动能消耗最小为目标,对齿形刮板式残膜与残茬输送装置进行优化设计。试验表明,优化设计结果合理,在一定的作业速度下,完全能够满足设计和工作要求。

为了降低拥土高度、减小工作阻力,通过试验确定了刮板与起膜铲配置的最佳间距为  $c = 300 \text{ mm}$ 。在试验过程中没有出现残膜缠挂刮板的现象,该装置有较强的输送能力并且工作可靠。

### 参 考 文 献

- 1 陈发,史建新,王学农,等. 弧型齿残膜捡拾滚筒捡膜的机理[J]. 农业机械学报,2006,37(6):36~41.  
Chen Fa, Shi Jianxin, Wang Xuenong, et al. Study on collecting principle of arc-type tooth roller for collecting plastic residue[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(6):36~41. (in Chinese)
- 2 张东兴. 残膜回收机的设计[J]. 中国农业大学学报,1999,4(6):41~43.  
Zhang Dongxing. Research and design on collector of used plastic film on farm field[J]. Journal of China Agricultural University, 1999,4(6): 41~43. (in Chinese)
- 3 陈发,史建新,赵海军,等. 固定凸轮残膜捡拾机构的优化设计[J]. 农业机械学报,2005,36(12):43~46.  
Chen Fa, Shi Jianxin, Zhao Haijun, et al. Optimum design of fixing cam combination mechanism for collecting plastic residue[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005,36(12):43~46. (in Chinese)
- 4 顾玲,管荣根,张瑞宏,等. 链板式连续运输机械的现代设计方法研究[J]. 工程设计学报,2003,10(3):149~153.  
Gu Ling, Guan Ronggen, Zhang Ruihong, et al. Research of modern design method on chain slat type continuous conveying machine[J]. Journal of Engineering Design,2003,10(3):149~153. (in Chinese)