

双圆盘式苜蓿旋转切割器设计与试验

付作立¹ 王德成² 李 卫¹ 黄玉祥¹ 朱瑞祥¹

(1. 西北农林科技大学机械与电子工程学院, 陕西杨凌 712100; 2. 中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 针对我国苜蓿收割设备研发不足、苜蓿收获质量不高的现状,结合作物农学特点及生理特性,设计了一种新型双圆盘式旋转切割器,进行了田间性能试验研究。该装置可通过外置支架悬挂在拖拉机前方,或作为自走式割草机的割台使用,也可以内置压扁辊等调质装置,完成割草、调质、集草3道工序。集成了异形割刀、装配导草装置的锥形转筒、圆形刀盘、滑掌、传动系统、四连杆提升装置以及固定支架。往返行程重合刈割的方式保证割茬平整,苜蓿植株在锥形转筒的作用下被提升一定高度,该高度与锥形转筒的母线与水平面的夹角呈三角函数关系。田间性能试验表明,所设计的双圆盘式旋转切割器的重割率、漏割损失率和超茬损失率分别为0.8%、0.19%和0.3%,比标准规定的技术要求分别低46%、24%和40%,各项测试指标均远高于标准要求水平,切割质量满足切割要求。

关键词: 苜蓿; 双圆盘式旋转切割器; 设计; 理论分析

中图分类号: S817.11 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2018)S0-0214-07

Design and Experiment of Two-disc Rotary Mower of Alfalfa

FU Zuoli¹ WANG Decheng² LI Wei¹ HUANG Yuxiang¹ ZHU Ruixiang¹

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Northwest A&F University, Yangling, Shannxi 712100, China

2. College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: In view of the current situation that the research of alfalfa harvesting equipment in China is not enough and the quality of alfalfa is not high, combined with the agronomic characteristics and physiological characteristics of alfalfa, a new type of double rotary cutter was designed. The device can be hung in front of a tractor or self-propelled mower through the use of external stent and it also can work combining with the flattening rollers to finish mowing, flatting and gathering. The device integrated the nonstandard cutter, conical shaped rotating cylinder assembled guide device, circular cutter, sliding palm, transmission system, the four connecting rod lifting device and a fixed bracket. Round trip cutting can ensure smooth cutting and a certain height of alfalfa. The material would be promoted under the effect of the conical shaped rotating cylinder, and the height value and the angle between the horizontal plane and generatrix of conical shaped rotating cylinder were trigonometric function. The field performance experiment showed that the recutting rate, miss cutting rate and grass-crushing rate of two-disc rotary mower were 0.8%, 0.19% and 0.3%, respectively, which were 46%, 24% and 40% lower than the standard technical requirements. All the parameters of performance experiment were in higher level than the standard of GB/T 10938—2008 rotary mowers. And the cutting quality can satisfy the technical requirements.

Key words: alfalfa; two-disc rotary mower; design; theoretical analysis

0 引言

近年来,我国畜牧行业发展迅速,苜蓿种植面积

已超过 2.0×10^6 hm²,并逐年增加^[1]。小地块种植是我国苜蓿种植的典型模式,如宁夏南部山区和甘肃东部等,丘陵种植约 6.7×10^5 hm²旱作苜蓿,山

收稿日期: 2018-07-10 修回日期: 2018-08-20
基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金项目(2452016079)
作者简介: 付作立(1987—),男,讲师,主要从事现代农业技术与机械研究,E-mail: fuzuoli@163.com
通信作者: 王德成(1965—),男,教授,博士生导师,主要从事畜牧业机械研究,E-mail: wdc@cau.edu.cn

东东营、河北黄骅等一家一户种植的约 $6 \times 10^4 \text{ hm}^2$ 雨养苜蓿^[2-4]。大型的苜蓿收获作业机械目前无法得到普遍应用,因此研发小型苜蓿收获作业机械符合我国基本国情^[5-12]。

双圆盘式旋转切割器是盘式旋转切割器最基本的形式,也是我国自主研发的小型割草机的常见组成部分^[13-18]。本文设计一种双圆盘式旋转切割器,对其主要性能参数、关键工作部件的设计参数进行分析,并以此作为理论依据,提供给设计者参考,进而转化成高性能的苜蓿收获作业机^[19],完成高质、高产以及可靠的苜蓿收获作业,增加农民收入^[20-21]。

1 总体设计方案

1.1 确定依据

针对我国小地块苜蓿种植特点,所设计双圆盘式旋转切割器在结构方面具有结构简单、维护简便的特点,在使用性能上具有功能可靠、工作效率高的特点。根据苜蓿农学特点和生理特性需求,贴地刈割有利于下一茬苜蓿植株生长,增加产量;根据苜蓿农艺特点,采用往返行程重合的刈割方式,保证割茬平整,促进下一茬苜蓿植株生长均匀。

1.2 总体结构与工作原理

双圆盘式旋转切割器结构如图 1 所示,由固定支架、支撑装置、导草装置、锥形转筒、刀盘、滑掌以及传动装置组成。其中,固定支架采用框式结构,保证切割器整体稳定性与可靠性;支撑装置分布在切割器两侧且相对重心面成对称布置,保证四连杆两侧受力均衡,防止切割器工作时倾斜,造成割茬不齐;异形割刀刈割苜蓿植株后将其向上抛送,能够减少植株与机械的接触次数,有效地保障了苜蓿植株的完整性,降低落叶、破碎损失,提高苜蓿产品质量;通过调整切割器的前倾角,实现对苜蓿植株从砍切到斜切的剪切方式的改变,降低剪切峰值阻力,同时能够将割茬降低到 $0 \sim 2 \text{ cm}$,为下一茬苜蓿生长提供有利条件;斜置的圆形刀盘能够形成一个圆滑的输送面,避免因机械作用造成苜蓿损失;装配导草装置的锥形转筒会将刈割后的苜蓿植株抬举适当高度,以便有序地进入下一个工序中,避免堵料或重割;切割器作业过程中产生极强的气流场,能够将部分倒伏的苜蓿植株扶起后刈割,实现刈割倒伏的苜蓿,增加了装备的适用性。

2 主要参数的确定

双圆盘式旋转切割器主要参数是关键部件设计的基本规则,是针对设计目标分析的具体实现形式,

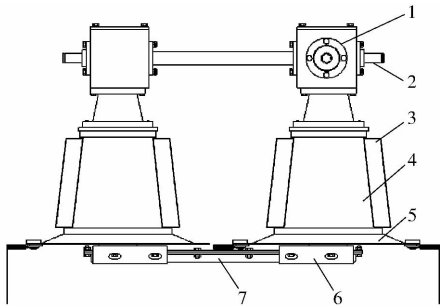


图 1 双圆盘式旋转切割器结构图

Fig. 1 Structure diagram of two-disc rotary mower

1. 固定支架 2. 支撑装置 3. 导草装置 4. 锥形转筒 5. 刀盘
6. 滑掌 7. 传动装置

并考虑到作物农学特性以及生理特点的需要;是在参考、研究相关材料后进行的总结与整理。

双圆盘式旋转切割器主要参数包括割幅、转速、功率消耗以及割茬高度等,其中割幅与刀盘转速、机器前进速度、刀盘直径、两刀盘中心距有关;功率消耗与作业效率、苜蓿生长状况、单根苜蓿剪切能耗有关;留茬高度与平整度由苜蓿农学特性决定,与切割器倾角以及刀盘直径有关。

2.1 割幅、切割速度

双圆盘式旋转切割器一般作为自走式或前悬挂式割草机的割台部分,割幅宽度要求大于行走部分轮胎最外侧间距,一般取 $1 \sim 1.5 \text{ m}$ 之间,苜蓿条播行距一般为 20 cm ,常见割幅为 $1.05、1.25、1.45 \text{ m}$,设计双圆盘式旋转切割器的割幅为 1.25 m 。

如图 2 所示,割幅利用率计算公式为

$$\eta = \frac{b}{B} = 1 - \frac{2\Delta L}{b + 2\Delta L} \quad (1)$$

式中 η ——割幅利用率 B ——割幅, m
 b ——割幅下实际苜蓿植株最大宽度, m
 ΔL ——割刀顶部与割幅下最外侧苜蓿植株的距离,设计中取 0.025 m

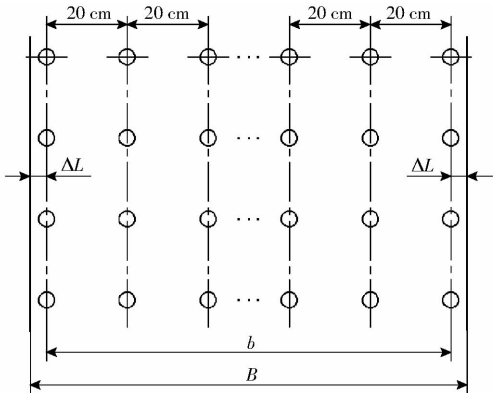


图 2 割幅宽度示意图

Fig. 2 Diagram of cutting width

切割速度过低会产生撕裂作用,造成割茬不齐、增加切割阻力;切割速度过高易产生振动,导致机器

安全性和可靠性下降。研究资料表明,割刀刀部最低线速度至少为 30 m/s 时,无支撑切割才能够顺利进行,一般切割器刀片线速度取值范围为 50 ~ 90 m/s,常用 65 ~ 80 m/s。双圆盘式旋转切割器的切割速度为 70 m/s,刀盘转速为 2 170 r/min。

2.2 功率消耗

相关试验资料表明,在切割速度一定的情况下,切割所需功率和机器前进速度呈线性关系。切割速度在 45 m/s 以上,机器前进速度为 12 km/h 时,切割功率为每 1 m 割幅 5.1 ~ 8.1 kW。一般切割最茂盛牧草所需功率为一般情况牧草的 3 倍,为了适应各种条件,旋转割草机应按每 1 m 割幅 11 ~ 15 kW 选配动力。

本文从切割器空转功率以及作业功率着手,分析切割器能耗的主要构成,通过累积计算出双圆盘式旋转切割器的功率消耗,作业功率为单位时间切割苜蓿植株所需剪切能耗以及传递给苜蓿植株的机械能,公式为

$$P_t = P_0 + P_1 + P_2 \tag{2}$$

- 式中 P_t ——每 1 m 割幅总功率消耗,kW
 P_0 ——每 1 m 割幅空转功率,kW
 P_1 ——每 1 m 割幅切割苜蓿所需功率,kW
 P_2 ——每 1 m 割幅传递给植株机械功率,kW

本文所涉及双圆盘切割器割幅 1.25 m,机器前进最大速度为 4 m/s,苜蓿植株密度约为 200 株/m²,鲜草产量约为 15 000 kg/hm²。每 1 m 割幅切割苜蓿所需功率 P_1 计算公式为

$$P_1 = fE_1S \tag{3}$$

- 式中 f ——系数(考虑到割刀高速切割对植株带来的惯性力做功,一般与割刀速度和割刀形式有关,取值范围为 40 ~ 110)
 E_1 ——准静态条件下切割单根苜蓿植株能耗,取 $2.9 \times 10^{-2} \text{ J}^{[22-26]}$
 S ——单位时间切割苜蓿根数,根/s

每 1 m 割幅切割苜蓿需传递给苜蓿植株的机械功率 P_2 计算公式为

$$P_2 = mgh_g + \frac{1}{2}mv^2 \tag{4}$$

- 式中 m ——单位时间、割幅切割苜蓿植株质量,kg/(m·s)
 h_g ——苜蓿植株提升高度,m
 v ——苜蓿植株获得的速度,m/s

苜蓿植株被刈割后提升高度约为压扁辊等调质装置的喂入口中心距地面高度,设计的双圆盘式旋转切割器的高度为 0.3 m,苜蓿植株具有的速度与压扁辊线速度相同,约为 9 m/s,单位时间、割幅下

切割苜蓿植株质量为 6 kg。计算得每 1 m 割幅切割苜蓿所需功率为 1.5 kW,传递给苜蓿植株的机械功率为 0.26 kW。

2.3 留茬高度

关于苜蓿刈割的留茬高度的研究近年来备受关注,传统的留茬高度为 5 ~ 10 cm,但近年来有学者通过对比试验验证较低茬能够促进下一茬植株的生长,增加苜蓿收获产量,特别是贴地刈割可能通过刺激其内源生长素的生物合成及运输从而刺激地下部根颈侧芽的发生,增加分枝数,提高产草量。以设计的双圆盘式切割器为例,其利用四连杆机构调整切割器前倾角的方式实现贴地刈割苜蓿植株,具有如下优点:四连杆机构在悬挂切割器的同时自动调节切割器前倾角,结构简单、功能可靠;实现贴地刈割苜蓿植株,促进下一茬苜蓿植株的生长,增加产量;割刀发生破坏时及时入土,避免对周围的人畜造成伤害;避免割刀对宿根二次重割。但是,在作业过程中倾斜切割器将导致割茬不平整,本文提出在作业时采用往返行程重合刈割的方式保证割茬平整。

图 3 为贴地刈割及往返行程重合的刈割方式,根据苜蓿农艺特点,其种植行距一般为 20 cm,根据统计计算,当往返重叠刈割宽度为 10 cm 时,较不重叠刈割,相对于平均割茬高度的标准差低 24%。

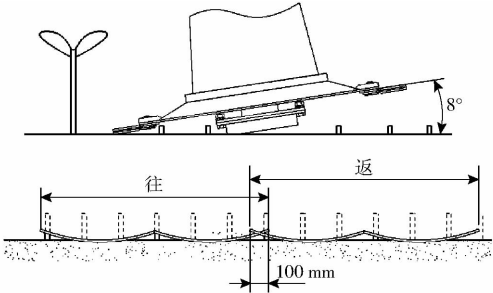


图 3 贴地刈割及往返行程重合刈割方式示意图
Fig.3 Diagram of way to cut

3 关键部件设计

3.1 割刀设计

一般的旋转式切割器如果采用椭圆刀盘则每个刀盘上安装 2 柄割刀,若采用圆刀盘,则每个圆盘上安装 2 ~ 4 柄割刀。割刀长度直接影响其顶部和根部切割速度,设计中根部切割速度在 50 ~ 60 m/s 之间,顶部切割速度不超过 80 m/s。设计的双圆盘式切割器割刀刀刃长 60 mm,与标准规定长度相同,顶部切割速度为 80 m/s,根部切割速度为 60 m/s,每个刀盘上需要的割刀数量计算公式为

$$m_1 = \frac{60v_m}{hn} \tag{5}$$

式中 m_1 ——刀盘上割刀数量
 v_m ——机器前进速度, m/s
 h ——割刀刃长, m
 n ——割刀转速, r/min

计算得出每个刀盘上割刀数量为3柄。
割刀与刀盘装配类型为销接, 配合间隙为(0.065 mm, 0.15 mm), 并保证割刀能够绕联接销轴自由旋转, 避免割刀与土壤或者硬性物体进行刚性碰撞, 以增加割刀使用寿命。

与常规割刀形状不同, 双圆盘式旋转切割器所采用的割刀, 其刀刃部分在垂直刀片方向上存在小角度的扭转, 使割刀在作业时产生一种倾斜切割状态, 由此实现的有益效果包括: 在刈割苜蓿植株后倾斜的割刀能够作用在植株上一个向上的作用力, 避免植株在惯性作用下被高速旋转的割刀连续切割, 保障了苜蓿植株的完整性, 降低落叶、破碎损失, 提高苜蓿产品质量; 倾斜的割刀在高速旋转过程中形成一个有益的气流场, 能够将倒伏的苜蓿植株扶起并刈割, 适用性得到提高; 避免割刀底面与切割断面的接触, 防止因此产生的宿根破头而增加切割阻力, 消耗动力。

3.2 刀盘设计

双圆盘式旋转切割器的圆形刀盘在作业过程中具有两方面的优势: 光滑的圆盘能够起到输送的作用, 避免苜蓿植株受到刀盘打击降低质量; 可以作为“喂入空间”的壁面, 为形成特有的流场创造条件。

刀盘直径的合理设计是双圆盘式旋转切割器工作性能的良好保证。如图4所示, 在刀盘的设计中需要考虑的因素有: 机器前进速度 v_m , 切割角速度 ω , 割幅 B , 两刀盘中心距 A , 割刀刃长 h 以及割刀重合宽度 L 。机器前进速度按照设计要求最大为15 km/h, 割刀转速为2 170 r/min。图中 a 表示在前进方向上割刀重合宽度, 其值不得小于下传动齿轮箱宽度的一半。

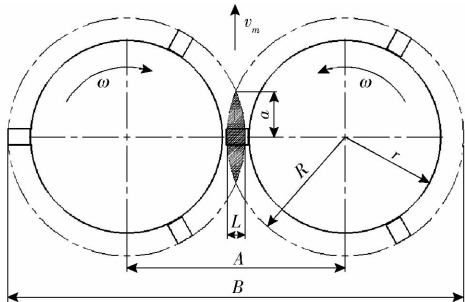


图4 双圆盘旋转切割器刀盘设计示意图

Fig.4 Diagram of cutter

双圆盘式旋转切割器多使用直齿轮传动, 一般采用6个较适宜, 基于上述条件, 列举出常用割幅及

适宜的刀盘中心距。本文所涉及的双圆盘式旋转切割器采用割幅1.25 m, 刀盘中心距0.60 m, 刀盘直径510 mm或者530 mm, 通过以下分析做出选择。

割刀上任意点的运动轨迹是余摆线形式, 即向前的直线运动与旋转运动的结合, 因此在作业过程中割刀重合宽度 L 将会发生变化, 其大小与前进速度、切割角速度、割刀刃长以及刀盘直径均有关。本文仅针对刀盘直径的变化对割刀重合宽度的影响进行研究, 图4中的阴影部分为割刀的理论重合区域, 即当前进速度为零时, 割刀的重合区域, 用于作为对照数据; 当前进速度不为零时, 割刀重合区域将发生变化, 以下所提出的割刀重合区域均为计算机辅助软件模拟计算得出, 因此称为模拟重合区域。

如图5所示, 左右刀盘分别绕 O 及 O_1 做匀速圆周运动, 并沿 y 轴正方向做匀速运动。两条虚线重合部分为割刀理论重合区域, 其宽度用 L 表示; 两条细实线所围成的阴影区域表示割刀模拟重合区域, 其宽度用 L_1 表示。割刀模拟重合区域与理论重合区域相比位置发生了变化, 并且模拟重合区域的宽度 L_1 小于理论重合区域的宽度 L 。从割刀的运动轨迹分析, 其在 x 轴方向运动就是圆周运动在水平方向的分运动, 因此在运动过程中沿 x 轴方向的最大距离均为 R (图4); 再分析沿 y 轴方向的运动, 左右刀盘相邻的两个割刀在达到 x 轴方向最大距离时的相位差为 $180(^{\circ})/m_1$, 导致左右割刀在 x 轴方向最大距离处, 将会产生 y 轴方向的位移差 Δy , 因此导致割刀模拟重合区域宽度必然小于理论重合区域宽度, 并且模拟区域重合宽度与理论重合区域宽度的差值将随 Δy 的增大而增大, 于是提高前进速度以及降低切割速度都会导致模拟重合区域宽度的减小。

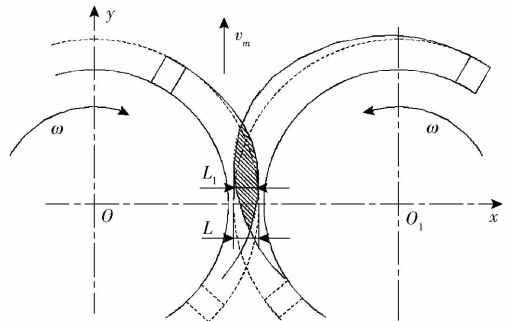


图5 刀盘宽度的模拟值与理论值

Fig.5 Values of simulation and theory of disc width

由于保证不发生漏割现象的必要条件是 $L_1 \geq 0$, 因此理论重合区域的宽度 L 在设计过程中将有一个下限。双圆盘式旋转切割器的设计前进速度为15 km/h, 割刀转速为2 170 r/min, 割刀刃长为60 mm, 图6表示割刀的理论重合区域宽度与模拟

重合区域宽度在不同刀盘直径下的对比情况。如图6所示,当刀盘直径为505 mm时,割刀理论重合区域宽度为零,但此时割刀模拟重合区域宽度小于-10 mm,与上述分析结果相符;仅当刀盘直径大于509 mm时,才能保证割刀模拟重合区域宽度大于等于零。

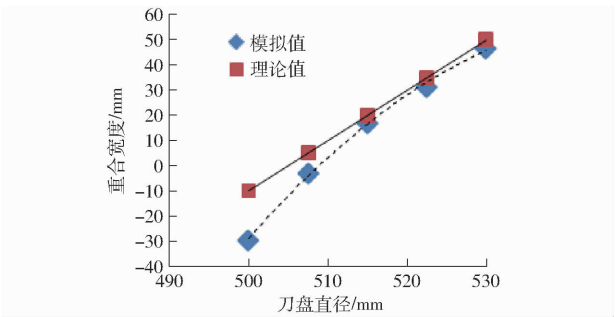


图6 理论重合区域宽度和模拟重合区域宽度

Fig.6 Cutter overlap area width of simulation and theory

从图6中可以得出,当刀盘直径为510 mm时,模拟重合区域宽度约为2 mm;刀盘直径为530 mm时,其理论重合区域宽度为50 mm,模拟重合区域宽度约为48 mm。考虑到工作过程中切割角速度与作业前进速度可能产生较大的不稳定性,选取刀盘直径530 mm。

3.3 转筒设计

转筒使用锥形圆筒形式,其上安装导草装置(图7),主要功能是将刈割后的苜蓿植株向上举起以便顺利导入压扁装置,另一方面是形成一个有益的流场将苜蓿植株导入压扁装置。

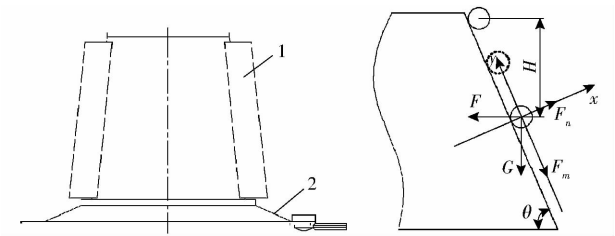


图7 转筒结构

Fig.7 Structure of rotary cylinder

1. 导草板 2. 刀盘

苜蓿植株在圆锥转筒上的受力分析,做以下假设:将苜蓿植株看成质地均匀的圆柱形细长杆;转筒转动过程中苜蓿植株始终紧贴转筒,并受到恒定的力F的作用;苜蓿植株到达两转筒之间时,受气流作用将会离开转筒,进入压扁辊。如图7所示,以苜蓿植株作为研究对象进行受力分析得

$$\begin{cases} F(x) = F_n - F\sin\theta - G\cos\theta \\ F(y) = F\cos\theta - G\sin\theta - F_m \end{cases} \quad (6)$$

其中 $F_m = \mu F_n$

式中 F_n ——苜蓿植株受到转筒作用的支持力,N

F ——苜蓿植株在进入转筒过程中受到的惯性力,N

G ——苜蓿植株受到的重力,N

θ ——锥形转筒的母线与水平面的夹角,(°)

F_m ——苜蓿植株上升时受到的摩擦阻力,N

μ ——摩擦因数

保证苜蓿植株能够被转筒提升的条件是:
 $F(x) = 0, F(y) \geq 0$,因此有

$$F(y) = A\sin(\alpha - \theta)$$

其中 $A = \sqrt{(F - \mu G)^2 + (F + \mu G)^2}$

α 为极限锥角,表示仅当 $\theta < \alpha$ 时,苜蓿植株才能够被举起,且满足

$$\alpha = \arcsin \frac{F - \mu G}{\sqrt{(F - \mu G)^2 + (F + \mu G)^2}}$$

从上述推理可以看出,苜蓿植株在转筒转动过程中所受到的合力与 θ 成反比,且当 $\theta = \arcsin \frac{F - \mu G}{\sqrt{(F - \mu G)^2 + (F + \mu G)^2}}$ 时,合力为零,即苜蓿植株将在进入转筒的平面离开转筒。另一方面,考虑苜蓿植株圆周方向的运动,即

$$F_m = \mu F_n = \mu(F\sin\theta + G\cos\theta)$$

因此,对一整根苜蓿植株做动力学分析,则

$$s = \frac{1}{2}a_1t^2$$

式中 s ——一根苜蓿植株的长度,m

a_1 ——苜蓿植株沿圆周方向的加速度, m/s^2

t ——苜蓿植株从进入转筒到离开转筒的时间,s

设苜蓿植株沿转筒母线方向高举的位移为 h_1 ,加速度为 a_2 ,可以得到

$$h_1 = \frac{1}{2}a_2t^2$$

F 作为设想的惯性力,主要是由于导草板的高速旋转对苜蓿植株产生曳引力,其大小与苜蓿植株的长度、质量以及重心位置密切相关,本文为简化计算,令 $F = kG$,其中 k 为惯性力系数,本文不做具体推导和验证,并设定 F 为进入转筒部分的苜蓿植株长度为总长度的1/2时受力大小,则有

$$h_1 = s \left[\frac{A\sin(\alpha - \theta)}{\mu(F\sin\theta + G\cos\theta)} - 1 \right] = s \left[\frac{k^2 + 1}{\mu k(k\tan\theta + 1)} - \left(\frac{1}{\mu k} + 1 \right) \right]$$

对苜蓿植株高举高度 $H(H = h_1\sin\theta)$ 产生作用的因素包括摩擦因数 μ 、惯性力系数 k 、转筒母线与水平面夹角 θ 以及苜蓿植株长度 s ,锥形转筒的锥角对苜蓿植株提升高度符合三角函数关系。本文所涉

及的压扁辊直径为 220 mm,取物料进入压扁辊的平均厚度为 50 mm,因此 $H \in (195\text{ mm}, 245\text{ mm})$ 。

3.4 传动系统部件设计

切割部件采用盘式旋转切割器,采用下传动的方式进行割草机的动力传递,如图 8 所示。行走与动力系统通过万向联轴器将动力传递到传动齿轮箱中,相互啮合的锥齿轮又将动力传递给主动轴,主动轴一方面带动转筒转动;另一方面将动力传递到下传动齿轮箱,再通过齿轮传动将动力传递到从动轴,从动轴带动另一个转筒转动。连接杆与下传动齿轮箱以及转筒构成框架结构,使整个传动系统的运转稳固、可靠。由于传动轴较长,因而采用间隔较远的 3 个轴承作为转轴的支撑,保证传动系统可靠性;下传动齿轮箱内除转轴带动的齿轮外,分布着 4 个大小相同、相互啮合的齿轮,保持两刀盘转速大小相同,转向相反。

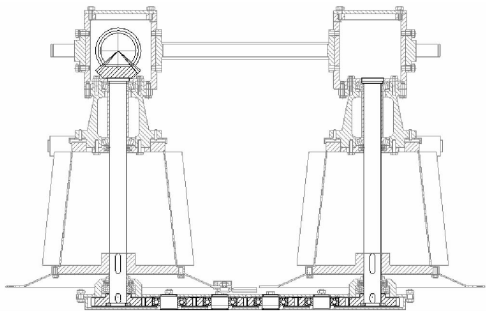


图 8 工作装置传动系统
Fig.8 Structure of rotary cylinder

4 田间性能试验

研制的试验样机(图 9)在河北省衡水津龙公司苜蓿种植田内进行性能试验。苜蓿品种为中苜一号,第 3 茬时收获,试验地总面积约为 3.3 hm²,尺寸(长×宽)为 250 m×130 m,性能试验检测结果如表 1 所示。

试验时风速为 1.1 m/s,空气相对湿度为 46.3%;试验地地表平坦,无起伏,无垄沟,无石块等,土壤类型为褐土,坚实度 1 012 kPa。

田间试验结果表明,新型切割器的重割率、漏割损失率和超茬损失率分别为 0.8%、0.19% 和

表 1 性能检测参数

Tab.1 Parameter of performance test

参数	数值	
	合格标准	检测结果
生产率/(hm ² ·h ⁻¹)	≥0.44	0.44
割茬高度/mm	≤70	53
重割率/%	≤1.5	0.8
漏割损失率/%	≤0.25	0.19
超茬损失率/%	≤0.5	0.3
压扁率/%	≥90	100



图 9 田间试验样机

Fig.9 Test prototype of two-discs mower conditioner

0.3%,分别较标准规定的技术要求低 46%、24% 和 40%,各项测试指标均远高于标准要求水平,切割质量能够满足切割要求。

5 结论

(1)设计了双圆盘式旋转切割器,完成了割刀、刀盘、转筒和传动系统部件关键结构和工作参数的分析与定型。

(2)切割器功率包括空转功率消耗和传递给物料的机械能消耗,相邻的刈割作业区适当重叠的刈割方式能够有效地保证割茬的平整。

(3)采用往返行程重合刈割的方式能够有效地保证割茬的平整性,苜蓿植株在锥形转筒的作用下被提升一定高度,提升高度与锥形转筒的母线与水平面的夹角呈三角函数关系。

(4)田间性能试验表明,所设计的双圆盘式旋转切割器的重割率、漏割损失率和超茬损失率分别为 0.8%、0.19% 和 0.3%,比标准规定的技术要求分别低 46%、24% 和 40%。

参 考 文 献

1 王荫坡. 中国畜牧业机械化[M]. 北京: 农业出版社, 1988.

2 杨世昆,苏正范. 饲草生产机械与设备[M]. 北京: 中国农业出版社, 2009.

3 张子仪. 中国饲料学[M]. 北京: 中国农业出版社, 2000.

4 董宽虎. 饲草生产学[M]. 北京: 中国农业出版社, 2003.

5 段天青, 盛国成. 双圆盘旋转式割草机切割器的研究与设计[J]. 农业机械, 2010(18): 95–97.

DUAN Tianqing, SHENG Guocheng. Design and research of two-disc rotary mower [J]. Farm Machinery, 2010(18): 95–97. (in Chinese)

- 6 王新彦. 割草机连续翻滚中翻滚保护装置的有限元分析[J]. 农业工程学报, 2009, 25(1): 85–88.
WANG Xinyan. Finite element analysis of mower rops in continuous roll[J]. Transactions of the CASE, 2009, 25(1): 85–88. (in Chinese)
- 7 王振强. 多功能手扶式山地牧草收割机的仿真分析与研究[D]. 兰州: 甘肃农业大学, 2012.
WANG Zhenqiang. The simulation analysis and study on multi-function walking type forage harvesters of mountains [D]. Lanzhou: Gansu Agricultural University, 2012. (in Chinese)
- 8 王德成, 付作立, 王光辉, 等. 一种小型自走式苜蓿刈割压扁机: 中国, 201210203705.4[P]. 2012–06–20.
- 9 SESTAK J, PRSAN J, GYURIAN C. Determining of the power requirements of disk mower with conditioner [J]. Research-in-Agricultural-Engineering-UZPI, 2002, 48(3): 117–124.
- 10 KEMPER S, LANG T. Analysis of an alternative cutting principle in a disc mower to reduce the power requirements [C] // International Conference of Agricultural Engineering-CIGR-AgEng 2012: Agriculture and Engineering for a Healthier Life, Valencia, 2012.
- 11 FABBRI A. Study of the influence of some test conditions on the vibration transmitted to the drivers of motor mowers[J]. Rivista di Ingegneria Agraria, 2012, 33(1): 19–26.
- 12 付作立. 双圆盘式刈割压扁机切割系统研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2014.
FU Zuoli. Study on cutting system for two disc mower conditioner [D]. Beijing: China Agricultural University, 2014. (in Chinese)
- 13 邬备, 王德成, 王光辉, 等. 小型自走式割草机仿形装置仿真分析与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2015, 46(7): 123–129. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20150719&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.07.019.
WU Bei, WANG Decheng, WANG Guanghui, et al. Simulation analysis and experiment of profiling device of small self-propelled mower[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(7): 123–129. (in Chinese)
- 14 邬备, 王德成, 王光辉, 等. 割草机切割压扁装置运行参数优化与试验[J/OL]. 农业机械学报, 2017, 48(10): 76–83. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20171009&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2017.10.009.
WU Bei, WANG Decheng, WANG Guanghui, et al. Optimization and experiments of cut-condition device working parameter on mower conditioner[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2017, 48(10): 76–83. (in Chinese)
- 15 KONDRATYIE V N, BOBKOV V N. The influence of the kinematic parameters of the cutting device mower on performance of cutting and grinding herds[J]. Land Reclamation;Scientific Journal, 2011(2): 47–56.
- 16 POSTA J, STEJSKAL S, HLADIK T. Characteristics of rotary mower coated blades[J]. Agricultural Engineering, 2002, 5(2): 48–53.
- 17 汪德众, 王敦军, 齐绍文, 等. 9GYS–0.85 型盘式甩刀割草机的设计[J]. 农机化研究, 2003, 25(1): 90–92.
WANG Dezhong, WANG Dunjun, QI Shaowen, et al. Design of 9GYS–0.85 disc rotary mower[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2003, 25(1): 90–92. (in Chinese)
- 18 俞毓敏, 张雷, 李景征, 等. 割草机刀片不同刀刃角度对刀盘内流体的影响[J]. 机械, 2010(11): 1–2.
YU Yumin, ZHANG Lei, LI Jingzheng, et al. The different air movement under different blade angle in mower [J]. Machinery, 2010(11): 1–2. (in Chinese)
- 19 GONDA L, KUNSKY M, GABORCIK N. Effects of a mower-conditioner on herbage at forage harvesting [J]. Research in Agricultural Engineering, 2001, 47(1): 13–17.
- 20 PIGNEDOLI S, ASSIRELLI A, BISAGLIA C. Prototype developed by Crpa and Isma: a mower with an intensive conditioner[J]. Informatore Agrario, 2006, 62(20): 49–52.
- 21 GONDA L, KUNSKY M, GABORCIK N. Conditioners in grassland harvesting [J]. Agriculture-Journal for Agriculture Sciences, 2000, 46(7): 506–518.
- 22 FU Zuoli, WANG Decheng, WANG Guanghui, et al. Experiment for alfalfa stem-cutting and study for mechanical properties [C] // ASABE Annual International Meeting, 2011.
- 23 LEES G E. Cuticle and cell wall thickness: relation to mechanical strength of whole leaves and isolated cells from some forage legumes [J]. Crop Science, 1984, 24: 1077–1081.
- 24 MOHSENIN N. Physical properties of plant and animal materials[M]. New York: Gordon and Breach Publishers Inc., 1986.
- 25 张涵. 苜蓿茎秆剪切特性及切割参数的试验研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2015.
ZHANG Han. Study on the shear properties and cutting parameters of alfalfa stem [D]. Beijing: China Agricultural University, 2015. (in Chinese)
- 26 赵春花, 张锋伟, 曹致中. 豆禾牧草茎秆的力学特性试验[J]. 农业工程学报, 2009, 25(9): 122–126.
ZHAO Chunhua, ZHANG Fengwei, CAO Zhizhong. Experiment on stalk mechanical properties of legume forage and grasses[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(9): 122–126. (in Chinese)