

豆科鲜牧草破碎机的研究与试验

李志伟^① 李就好 卢小良

(华南农业大学)

提 要 针对豆科鲜牧草的物理机械特性,分析了机械破碎作用的力学机理,认为合适的打击作用力是该类物料有效的破碎加工方法。在试验研究的基础上,设计研制了“93D—324型鲜牧草捣泥机”。使得在不加水的情况下,把豆科鲜牧草破碎成细碎纤维状或浆状饲料,满足喂猪的饲养要求。

关键词 青饲料 牧草 破碎机

Study and Test of a Pulper for Green Pasture

Li Zhiwei Li Jiahao Lu Xiaoliang

(South China Agricultural University)

Abstract This paper analysed the mechanical actions of rupture which was based on the rupture properties of green pasture and stated that a reasonable combination of impact and shearing could be the essential way to rupture this material. The investigation of this new designed machine was also introduced and showed that; this machine could process the green pasture into a fibrous feed or pulp feed of pig in the condition of without any additional water.

Key words Green forage Pasture Pulper

1 引 言

用机械方法把鲜牧草破碎成细碎纤维状或浆状饲料喂猪具有较好的经济效益和社会效益。目前国内的各种青饲料打浆机均以多汁少纤维的牧草为加工对象,采用切刀型式的工作原理,并且在加工过程中要求添加水分,使成品含水量过高,不便于运输、贮存并且降低了牲畜的采食量。寇琦英(1982)^[1]等设计的9D—36型青饲料打浆机,采用先用滚刀切断,再用锤片打浆的原理,对加工物料的适应性较广,但加工含水量较少的青饲料时还需适当添加水分。在国外,对牧草破碎方面的研究,主要是针对叶蛋白提取而专门研究的叶细胞破碎机具^[2~4]。随着牧草业的不断发展,含纤维量较高的豆科牧草被认为是较好的猪饲料新品种。近十多年来,广东省进行了大量推广种植柱花草,所以,我们研究了该优质牧草的物理机械性能,设计出在不加水的情况下将其加工成适合喂猪的青饲料的鲜牧草破碎机械,并研制出

收稿日期:1995-01-14

① 李志伟,硕士,讲师,广州市天河五山 华南农业大学工程技术学院,510642

“93D—324型鲜草捣泥机”^[5]。

2 牧草破碎工作原理及其作用力分析

2.1 牧草破碎的机械特性分析及要求

豆科牧草各部分的物理机械特性相差较大,叶片部分纤维组织相对较少,无论采用打击或揉搓力均易将其破碎。叶柄和梗部皮层,有大量的长纤维组织,采用揉搓作用力,容易将物料的纤维组织分散。梗内部主要为木质结构或维管束组织,采用打击力易将其击碎。对于大部分禾本科牧草,叶部多为长纤维组织,杆部为维管束组织,鲜嫩状态下较容易采用打击与揉搓将其细碎。根据加工鲜豆科柱花草喂猪的要求对其纤维没必要完全碎断,只要求对含有营养成分的细胞组织充分破裂,把各部分的纤维分散,以及木质部和维管束组织细碎即可。因而在牧草的机械破碎过程中,必须综合打击与揉搓二力的作用,使牧草各部分受到有效的作用力而破碎。从而避免采用刀片等易损件。

2.2 牧草破碎机的原理设计及力学分析

根据上述牧草破碎力学机理的分析,以及参考 Davys(1969)^[4]所设计的指式叶细胞破碎机,牧草破碎机的原理设计如图1所示。

当质量为 m 的牧草从破碎机入口处向机体内运动,在 Δt_1 的时间内速度由零增至 V_1 时,根据冲量定律,物料受到的打击力为 F_1 :

$$F_1 = \frac{mV_1}{\Delta t_1} = \frac{\pi}{60} \cdot \frac{mD_1 n}{\Delta t_1} \quad (1)$$

式中 m —牧草的质量,kg; D_1 —入口处转子直径,m; n —转子转速,r/min; V_1 — D_1 段转子工作元件端线速度,m/s; Δt_1 —物料受打击的时间,s。

牧草物料在受到 F_1 作用后,即以 V_1 的线速度在机体内作圆周运动,并受到机体内壁腔的摩擦作用。这时,物料在工作元件和内壁腔之间受到揉搓力 F_2 的作用,其大小可由物料的离心力对机体的作用和物料与内壁腔的摩擦系数确定,即:

$$F_2 = f \cdot 2m \frac{V_1^2}{D_1} = \frac{\pi^2 f}{1800} \cdot m D_1 n^2 \quad (2)$$

式中 f 物料与机体内腔的摩擦系数。当物料由直径为 D_1 的转子段进入更大直径的 D_2 转子段时,进一步受到打击力 F_3 的作用和更大的揉搓力 F_4 的作用,它们可分别用下式来表示:

$$F_3 = \frac{mV_2 - mV_1}{\Delta t_2} = \frac{\pi}{60} \cdot \frac{m(D_2 - D_1)n}{\Delta t_2} \quad (3)$$

$$F_4 = 2f \cdot m \frac{V_2^2}{D_2} = \frac{\pi^2 f}{1800} \cdot m D_2 n^2 \quad (4)$$

式中 D_2 —中后段转子直径,m; V_2 — D_2 段转子元件端部的线速度,m/s; Δt_2 物料被打击的时间,s。

为使物料得到更多的打击力,在 D_2 转子段设置了 N 个固定牙板。当物料以速度 V_2 撞击

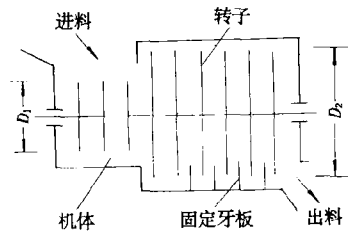


图1 破碎机的原理结构示意图

牙板时,速度迅速减为零,则固定牙板对物料的打击作用力 F_5 为:

$$F_5 = N \frac{mV_2 - 0}{\Delta t_3} = \frac{N\pi}{60} \cdot \frac{mD_2n}{\Delta t_3} \quad (5)$$

式中 Δt_3 —牧草物料受打击的时间,s; N —固定牙板个数。

因此,破碎质量为 m 的牧草所需的功为:

$$W = \Sigma F_i r_i \Delta \theta_i = \frac{1}{2} \Sigma F_i D_i \Delta \theta_i \quad (6)$$

式中 $\Delta \theta_i$ —转子转动的角位移量; r_i 转子半径,m。

把 $\Delta \theta_i = 2\pi n t_i$,代入式(6)有:

$$W = \frac{\pi}{60} \Sigma F_i D_i t_i n = \frac{\pi^2}{60^2} m [D_1^2 + (D_2 - D_1) D_2 + N D_2^2] n^2 + \frac{2\pi^3 f}{60^3} m (D_1^2 t_2 + D_2^2 t_4) n^3 \quad (7)$$

式中 t_i —各作用力的作用时间,s。

式(7)中的前半部分为工作元件对牧草的打击作用力所耗的功,后半部分为揉搓作用所耗的功。从(1)~(7)式中可以看出来:

1) 转速一定时,物料受到的打击作用和揉搓作用与转子直径成正比,但相应的功耗与转子直径的二次方成正比,因此,在入口处采用小的转子直径,有利于降低人工间断喂入物料时引起的负荷波动,提高机械效率;

2) 当转子直径一定时,物料受到的打击作用力与转速成正比,受到的揉搓作用力与转速的二次方成正比,而相应的功耗分别与转速的二次方和三次方成正比,故此,只要满足牧草破碎的要求,应尽可能降低转速,减少破碎牧草的功耗;

3) 转速较高时,通过增加打击作用力,减小揉搓作用力来保证物料的破碎质量,则可降低牧草破碎的功耗。增加打击力的有效方法之一是增设固定牙板;

4) 揉搓作用的功耗与揉搓时间成正比,调整牧草物料在机体内加工的时间,可改变功耗的大小。

3 试验结果与主要结构的确定

3.1 试验样机

试验样机是针对广东省畜牧局提出的以加工豆科柱花草为主以满足喂猪要求的前提下设计的,故试验时全部牧草材料为豆科柱花草,破碎质量根据广东省企业产品标准(标准号 Q/HND01-93)确定。样机的基本尺寸参数选定如下(参见图1):

配套功率:5.5kW; 转子直径: $D_1=240\text{mm}$, $D_2=324\text{mm}$; 转子与机体内壁的间隙: D_1 段为8~10mm, D_2 段为3~5mm; 转子结构、固定牙板数与转子转速均由试验确定。

3.2 转子结构的确定

采用圆柱型打击指和方形拨板,按一定排列组合径向安装在转轴上组成转子。转子转动时打击指用于对牧草物料进行打击,而拨板对物料同时具有打击作用和轴向送进作用。打击指和拨板端部与机体内壁腔共同对物料产生揉搓作用。先后设计、试验了三种结构方案:

方案一为转子中的打击指和拨板以六列轴向均布在转轴上;

方案二为转子中的打击指和拨板以三列轴向均布在转轴上;

方案三为转子中的打击指和拨板先按螺旋排列, 再按三列排列并错开位置后再六列排列(图2)。

方案三是在总结前二方案试验观察结果的基础上提出的。三种不同方案的转子结构, 喂料时相应引起的负荷波动量的测量结果列于表1, 观察试验表明, 方案三可以满足具有一定长度的牧草破碎的入料和加工时物料破碎的要求。

3.3 固定牙板的设置及转速的确定

预备试验发现, 在满足牧草破碎质量的条件下, 固定牙板设置的数量与转子的最低转速要求有一定的对应关系, 根据本文力学分析结果, 在满足加工要求的情况下, 转速越小越节能。试验结果列于表2。

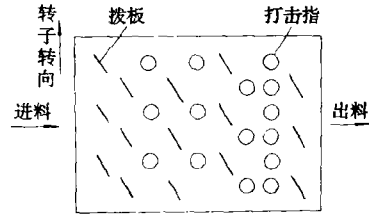


图2 转子结构展开示意图

表1 不同转子结构在加工过程中
喂料引起的负荷波动量 kW

牧草质量 /kg	kW		
	方案一	方案二	方案三
0.5	4.94	1.98	0.97
1.0	超载	3.42	1.52

表2 固定牙板数量与最低转速
要求及相应的能耗

固定牙板个数	0	1	2	3	4	5
转子转速要求 /r · min ⁻¹	3600	3000	2800	2600	2400	2400
吨料电耗 /kW · h · t ⁻¹	44.8	38.6	35.5	33.0	29.8	30.9

从试验结果可以看出, 适当增加固定牙板, 即增加对牧草物料的打击作用力, 可以降低破碎机转子的转速要求, 同时也降低了破碎牧草的吨料电耗。但是, 转速降至一定时, 再增加固定牙板, 转速也要保持在原来的数值上, 否则产品的质量无法保证。另外, 转速不能再减时, 再增设固定牙板, 反而会造成牧草破碎吨料电耗的上升。故此, 根据试验结果, 本破碎机选定的固定牙板的数目为4个, 转子转速为2400r/min。

3.4 整机试验结果

1) 在完全不加水的情况下, 该机可把鲜牧草加工成“泥状”, 成品方便运输和青贮, 提高了猪的消化利用率, 而且, 由于没有设置任何刀片等易损件, 没有添加水分, 使整机使用方便可靠, 寿命长, 容易调整和更换工作元件。加工牧草的适应性也较广。

2) 样机还对纤维较少含水率高的野芋叶和较韧性的禾本科牧草进行过试加工, 其效果均不理想。加工野芋叶时, 物料容易破碎, 但很难作轴向送进, 并造成空转现象。根据笔者以前的有关试验^[3], 认为少纤维高含水量的叶片物料宜用压力差法破碎较为合理, 即使物料在一定压力下通过小孔从而产生压力差将物料破碎。对于较为韧性的牧草物料, 单纯采用打击和揉搓作用力是很难将其破碎的, 因此, 笔者认为, 该类物料应采用剪切方法或先将物料剪切成小段再进行打击或揉搓, 其打击或揉搓是主要分离物料的纤维, 来实现韧性牧草破碎的目的。

4 结 论

- 1) 对鲜嫩牧草类物料进行破碎的有效作用为打击力和揉搓力;
- 2) 减小入口段转子的直径,可以减少负荷波动,提高破碎效率。适当增加固定牙板,可增加对物料的打击作用力,降低牧草破碎的能耗;
- 3) 转子的结构型式对有效破碎牧草有影响。合理的工作元件布置可以减少物料在机体内卷积成团和破碎阻力。

参 考 文 献

- 1 寇琦英等. 9D-36型青饲料打浆机的研究. 畜牧机械, 1992, (4): 26~29
- 2 R G Koegel et al. Cell rupture properties of the alfalfa. Trans of the ASAE, 1973, 712~716
- 3 Z Li. Mechanical Extraction of Leaf Protein. Mphil Thesis, University of Newcastle upon Tyne, UK. 1989
- 4 M Davys, N W Pirie. A laboratory-scale pulper for leaf plant material. Biotechnology and Bioengineering, 1969, 11: 517~525
- 5 李志伟等. 93D-324型鲜牧草捣泥机的研究及应用. 广东农机, 1994, (3): 5~6