

汽油机高速碎枝机结构设计

赵南琪

(泸州职业技术学院 四川 泸州 646000)

摘要: 随着人们环境意识的日益增强,对环境保护的要求也越来越高,城市废弃树枝的随意堆放及焚烧被逐渐禁止,废弃树枝的处理及综合利用成了城市园林及环卫部门亟待解决的问题。经过国内外众多科研单位多年的研究和探索,树枝的切碎技术取得了突破性的进展,树枝粉碎机械从而得到了前所未有的发展。输送机构也从以前的手动式喂入转变为更先进带传动的输送方式,这样既能减少人力劳动,也更能提高效率。本文对国内外的一些树枝粉碎机的技术特点进行了分析,了解了树枝粉碎效果的因素,以及现有树枝粉碎机产品的优缺点,并在其基础上设计了一台树枝粉碎机,希望对树枝粉碎机的发展能提供一些参考。本树枝粉碎机能碎直径最大为40mm以内的树枝,该机器工作平稳,安全可靠,操作方便,加工效率高,并且对该机器还附带了牵引机构,便于移动作业。

关键词: 环境; 树枝粉碎机; 喂入机构; 操作方便

0 引言

通过相关资料可以了解到,一些加工设备对于林业生物质资源的利用具有重要意义,绝大部分的林木原料如果想要进行开发利用需要进行充分的粉碎,据此粉碎设备的设计与选择在其中具有重要的影响因素,将生物原料进行粉碎之后由于粒度变小,所以其颗粒的单位质量也相应增加,由此也使得化学及物理作用有所增强,有效地提高了生物质能的利用。当前大多数的树木原材料大多分布在地中,由于山地地形相对复杂,其中的树木分布较为分散,由此导致大型的运输工具难以到达相关工作地点,给材料的运输及收集造成了一定的难度。由此可以了解到在有效利用生物质资源方面移动式的树枝粉碎机具有移动方便且实用的特点。对于树林中树枝的分散等可以进行有效的解决,从而使资源可以有效利用。移动式的树枝粉碎机可以较为方便的被牵引至作业地点,在将堆积的树枝进行粉碎后采用运料车运出。这种方式有利于降低物料运输成本,同时提高生物质资源的利用效率,降低了由于树枝堆积所产生的安全隐患问题。

1 汽油机高速碎枝机整体方案设计

1.1 总体设计原则

果园当中对树枝的修剪直径一般在40mm以下,因此本次设计是针对直径明显小于40mm,只能实现单通道进料以及进行一些粉碎达到实际目标的可移动式小型粉碎机,该机器可以实现生产效率提高及降低能耗的目的,设计的目标原则如下所示:

(1) 主要是针对于直径在40mm以下的树枝进行粉碎,本次设计的粉碎对象主要是果园、葡萄园当中的废弃树枝,其直径基本为40mm以下。

(2) 本次设计的物料粉碎后粒度为5mm以下。

(3) 由于树枝修剪过程中时间相对集中同时树枝量较大,所以果农希望更为高速的完成对树枝的修剪,同时保证能耗以及运输成本较低,尽量保证果农经济实现最大化。

1.2 树枝粉碎机的结构组成

通过上述对碎枝机重要部件设计方案的确定以及选择,

对于碎枝机的整体设计进行组装,碎枝机的总体结构设计方案如图1所示:

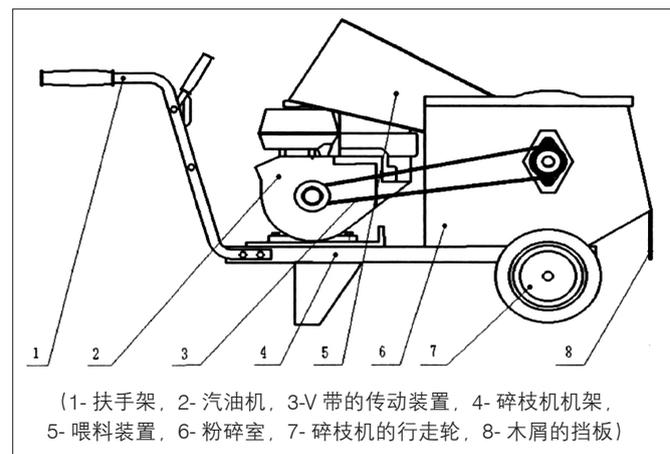


图1 碎枝机总体结构示意图

本次设计的小型移动式碎枝机主要是由汽油机、牵引扶手、机架、V带传动装置以及粉碎室的箱体等组成,其中碎枝机的切削机构以及转子总成与汽油机的输出轴主轴之间通过V带传动连接,机器扶手架上部的刹车手柄与采用钢丝绳与机架的走轮装置相连接,用于在碎枝机工作期间对其进行固定,从而保证碎枝机的稳定。

2 汽油机的计算选型及其传动

2.1 汽油机功率计算及选型

粉碎机驱动功率的计算主要包括有刀盘所需功率以及粉碎锤所需功率两部分,其刀盘所需功率计算公式如下所示:

$$N_p = \frac{PS}{\cos\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2} \cdot \frac{nz}{6 \cdot 10^7} K_d (KW)$$

上式中的字母P代表葡萄枝单位长度内的切削阻力(N/mm),S代表切削实际原材料葡萄枝的截面积(mm²),α₁代表进料槽的垂直倾角,α₂代表水平倾角,在本次设计中分别为0°和90°。n代表刀盘的转速(r/min),z代表刀

盘上切刀数量, K_d 代表动荷载的系数值, 其取值范围为 1.11 ~ 1.3 之间。

本次设计中的研究对象为葡萄枝, 这种树枝木材本身的机械物理性能相对较差, 其抗剪极限强度为 7.64MPa, 而抗压极限强度为 41.1MPa。其单位长度切削阻力值为 31.2N/mm。本次设计的目标物料直径为 40mm, 根据该值求出原材料截面积的数值为 1256mm², 根据相关要求刀盘上的切刀数量为 3 个, 刀盘转速为 2400r/min, 由此可以得出:

$$N_p = \frac{PS}{\cos\alpha_1 \cdot \sin\alpha_2} \cdot \frac{nz}{6 \cdot 10^7} K_d = \frac{31.2 \cdot 1256}{1 \cdot 1} \cdot \frac{2400 \cdot 3}{6 \cdot 10^7} \cdot 1.2 = 5.64KW$$

粉碎锤所需功率由于和刀盘功率相比较小同时难以进行计算, 所以一般采用公式 $N_s = K_s \cdot N_p$ 进行估算, 其中 K_s 的取值一般为 0.05 到 0.1 之间, 本次设计按照 0.1 进行取值, 为 0.56KW, 综上可以求出本次设计的粉碎机驱动功率为 6.2KW。

2.2 鼓风机的选型

由于木屑本身粒径相对较小, 所以在设计当中选择使用小型鼓风机, 既可以达到吹送物料碎屑的目的, 同时也可以满足内部的安装要求, 基于此决定选用 HTB75-032 型号的鼓风机, 基本参数如表 1 所示:

表 1 HTB75-032 鼓风机参数

型号	相数	功率 (KW)	电压 (V)	电流 (A)	口径 (mm)	重量 (Kg)
HTB75-032	3	0.4	220	1.9	75	21
	3	0.4	380	1.2	75	21

通过计算可求出汽油机的总功率需要满足:

$$(6.2KW + 0.4KW) / 80\% = 8.25KW$$

为了满足设计的需求, 本次设计选择使用的汽油机型号为本田汽油机 GX390, 功率为 10KW。基本参数如表 2 所示:

表 2 嘉陵本田 GX390 汽油机参数表

型号	项目	GX390
	汽油机型式	单缸, 四冲程, 强制空气冷却
	气缸直径 (mm)	88
	活塞行程 (mm)	64
	旋转方向	逆时针旋转
	点火方式	晶体管磁体点火 (无触点)
	启动方式	手拉反冲启动
	外形尺寸 (mm)	405 × 450 × 443
	净重 (Kg)	31.5

2.3 V 型传送带的设计

主动带的轮 1 在电动机轴进行安装, 在鼓风机轴上安装从动带的轮 2。两个带轮之间的中心距离为 a , 同时该数值应该是大带轮直径的 2 倍以上。通过上述计算内容可以了解到在本次设计当中所选用的汽油机型号为 GX390, 功率为 10KW, 汽油机的额定转速为 3600r/min。所选用的鼓风机型号为 HTB75-032, 功率为 0.4KW, 轴转速为 730r/min。

根据传递功率 P 值以及工作条件确定汽油机的计算功

率, 计算功率的公式为:

$$P_{ca} = K_A \times P$$

上式中的字母 P_{ca} 表示计算功率, 单位为 KW。而 K_A 代表工作的情况系数, P 代表汽油机传递过程中的额定功率, 单位为 KW。根据相关工作情况的系数选择方式确定系数值 $K_A=1.1$, 因此可以求得:

$$P_{ca} = K_A \times P$$

$$P_{ca} = 1.1 \times 10KW = 11KW$$

根据计算功率 11KW 以及小带轮的转速 3600r/min, 可以求得 V 带的带型应该选取为 A 带型。

(1) 确定带轮基准直径。

将初选的小带轮基准直径采用 d_{d1} 进行表示, 其中基准直径数值为 $d_{d1}=100mm$, 大带轮的基准直径通过计算为 $d_{d2} = i \times d_{d1}$ 。传动比的计算公式为: $i = n_1 / n_2 = 3600 / 730 = 4.931$, 大带轮的基准直径 $d_{d2} = i \times d_{d1} = 4.931 \times 100mm = 493mm$, 根据相关参考文献选择大带轮的基准直径为。

此时传动比 $i=5.3$, 对其进行验算, 误差值为:

$|i - i_1| / i_1 = |5.3 - 4.931| / 4.931 = 6.92\% < 10\%$, 通过此计算结果可以说明所选取的小带轮直径符合相关要求, 小带轮直径的初步选择是正确的。

根据带速计算公式: $V = \pi \times d_{d1} \times n_1 / (60 \times 1000)$

上式中的 n_1 表示汽油机的转速值, d_{d1} 代表小带轮的基准直径, 其结算结果为 $V = 18.84m/s$, 一般带速值范围在 5m/s~25m/s 之间, 不超过 30, 所以带速值满足相关要求。

(2) 中心距 a 以及 V 带基准长度 L_d 的计算

根据相关参考文献中心距 a_0 需要满足公式:

$$0.7(d_{d1} + d_{d2}) \leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2})$$

中心距的初步确定: $441mm \leq a_0 \leq 1260mm$

选取中心距为 1000mm。

初算带基准长度 L_{d0} 的计算公式为:

$$L_{d0} = 2a_0 + \pi(d_{d1} + d_{d2}) / 2 + (d_{d1} - d_{d2})^2 / 4a_0$$

上式中 L_d 表示带基准长度, L_{d0} 表示带初算基准长度, a_0 表示初选的中心距离。

通过计算可以得出 $L_{d0}=3035.3mm$, 根据 L_{d0} 以及带型进行确定, $L_d=3150mm$ 。所选用的 V 带为 A 型, 因此根据查表可知长度系数值为 $K_L=1.13$ 。

根据实际的中心距 a , 根据参考文献可以得出:

$$a = a_0 + (L_d - L_{d0}) / 2 = 1000 + (3150 - 3035) / 2 = 1058mm$$

根据相关参考文献可以求出:

$$a_{min} = a - 0.015L_d = 1058 - 0.015 \times 3150 = 1010mm$$

$$a_{min} = a + 0.03L_d = 1058 + 0.015 \times 3150 = 1105mm$$

基于此中心距的变化范围为 1010 ~ 1105mm 之间。

3 汽油机高速碎枝机主要工作部件的设计

3.1 刀盘的设计

在一般情况下碎枝机刀盘直径应该取为 500 ~ 2200mm, 考虑到本次设计中的目标物料树枝直径为 40mm, 所以刀盘的直径不适合过大, 参照短刀削片机的安装方式, 将三把飞刀安装在刀盘上, 飞刀的端部与刀盘中心轴

的距离取值为 60mm，飞刀的端部和刀盘边缘之间的距离取值为 30mm，飞刀刀刃的长度选取为 80mm，基于此设计出刀盘的直径为 340mm。

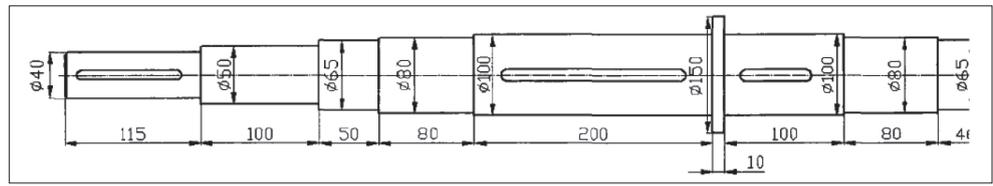


图2 主轴尺寸示意图

3.2 进料槽的设计

本次设计当中采用的进料方式为人工放料，所以放料后需要依靠物料自身的重力作用带入到切削机构当中，由前述分析可知切削力在对树枝进行切削工作时可以产生水平方向的切削分力，在这个分力作用下树枝可以实现自动进料从而进行连续性的切削，在一般情况下可以将切削机进料槽的倾角设计为 $45^{\circ} \sim 52^{\circ}$ 左右，在本次设计中选择倾角为 45° ，刀盘轴线和进料槽水平投影之间的夹角取为 0° 。根据树枝的直径以及进料的根数将进料槽的尺寸设计为 $150\text{mm} \times 150\text{mm}$ 。

3.3 主轴设计

主轴是移动式碎枝机的重要部件，在其中承担有动力传递以及承载刀盘的作用，在进行主轴的设计时，根据主轴上部零件例如刀盘，皮带轮以及转子的尺寸进行总体性的设计，对主轴的强度进行校核。

根据公式完成对主轴直径的估算。

$$d \geq C \sqrt[3]{P/n}$$

上式中 d 代表主轴的基本直径， P 代表所传递的功率， C 代表常数， n 代表转速。

主轴的材料选择使用 45 钢，其中 C 值的范围为 118 ~ 106，选取 C 值为 110，将功率数值以及转速带入到上式进行计算，由此可求出主轴直径为 30mm，同时考虑主轴可能

出现应力集中的问题，所以主轴的直径应该增大 3% ~ 7% 之间，所以本次设计当中主轴的直径选用 40mm。

4 结语

该树枝粉碎机参考多数短刀削片机结构设计，采用带传动方式，能够在缓和载荷冲击的同时，减小噪声、防止过载而损坏零件。但传送带的寿命较短，过载时易产生打滑，使效率降低，不能保持准确的传动比。随着科学技术的不断进步和人们对环境保护和资源节约的日益重视，树枝粉碎机性能将会提升。

参考文献：

- [1] 罗恩波. 南宁市绿化废弃物资源化综合利用工程项目风险管理研究 [D]. 南宁: 广西大学, 2015.
- [2] 湛春炜, 付敏. 枝桠材粉碎机锤片创新设计 [J]. 森林工程, 2012, 28 (2): 47—49.
- [3] 张汉月, 黄激文. 园林树枝切碎机的设计 [J]. 广东农机, 2002(3):8-9.
- [4] 高锐. HLZFS430Q 树枝粉碎机的研制 [J]. 福建林业科技, 2011(03):89-91.

作者简介: 赵南琪 (1989.05-), 男, 汉族, 贵州六盘水人, 硕士研究生, 研究方向: 机电一体化专业课教学。

