

林间剩余物粉碎装置甩刀的优化设计

刘九庆, 张时雨, 宋国豪, 姜海龙

(东北林业大学 机电工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150040)

摘要: 针对林间剩余物粉碎装置刀片结构不够合理这一现状, 对粉碎装置甩刀进行冲击粉碎原理分析, 由 Solidworks 创建三维模型, 并在 ANSYS 环境下对甩刀进行静力学分析, 以甩刀的结构参数为设计变量, 最小安全系数和质量为多目标驱动优化。优化后的甩刀孔直径增加至 10.862 mm, 厚度增加至 11.032 mm, 其他参数不变, 创建新的三维模型。用 EDEM 离散元分析软件创建黏结破碎模型, 将优化前后的甩刀模型导入 EDEM 做正交仿真试验。结果显示模型黏结键的断裂个数更多, 甩刀具有更强的粉碎效果。

关键词: 甩刀; 冲击粉碎原理; 三维建模; 静力学分析; ANSYS 优化; EDEM

中图分类号: S777 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3776 (2017) 06-0015-07

Optimization Design of Flail Knife of Crushing Device for Forest Slash

LIU Jiu-qing, ZHANG Shi-yu, SONG Guo-hao, JIANG Hai-long

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Northeast Forestry University, Harbin 150040, China)

Abstract: Present situations were made on structure of flail knives in crushing device for forest slash and analysis were carried out on principle of impact crushing of knife. Based on Solidworks, 3D model of flail knife was established to study static analysis in ANSYS environment. And flail knives were designed with structural parameters as variables, the minimum safety coefficient and quality as multi-goals for optimization. A new 3D model was built with the knife bole diameter of 10.862 mm and knife thickness of 11.032mm, without changing the other parameters. Model for bonded-crushing of forest residue was established by EDEM. Orthogonal simulation tests were implemented by importing the model of flail knife before and after optimization into EDEM. The result demonstrated that it had more number of bond breakages, indicating better crushing effect.

Key words: flail knife; the impact crushing principle; 3D model; static analysis; ANSYS optimization; EDEM

林间剩余物主要包括林间的落叶和枝桠等, 这些剩余物具有很高的利用价值^[1]。由捡拾装置和传送装置收集后的枝桠落叶经过粉碎装置加工使其体积减小, 方便运出林区。粉碎, 即物料在外力的作用下, 克服分子间的内聚力, 将其粉碎破裂的过程^[2]。对于林间剩余物来说, 粉碎目的就是让其体积、尺寸减小, 便于储存运输和后续加工利用。

常用的林间剩余物粉碎装置按工作原理可以分为盘式加锤片、鼓式加锤片和直接由粉碎锤粉碎共 3 种结构。而针对林间剩余物量大的特点和林区条件相对艰苦, 可采用结构简单、操作简便、粉碎效果好的盘式加锤片的粉碎装置^[3]。但是, 目前国内部分粉碎装置的刀片, 存在着结构不合理等问题。针对这一现象, 本文对粉碎

收稿日期: 2017-08-06 ; 修回日期: 2017-10-23

基金项目: 中央高校基本科研业务专项资金项目(2572016EBC3)

作者简介: 刘九庆, 博士, 教授, 硕士生导师, 从事机械设计与测控方面的研究; E-mail: nefujdljq@163.com。通信作者: 张时雨, 硕士研究生, 从事对机械设计方面的研究; E-mail: 1017507991@qq.com。

装置中的粉碎室内甩刀进行设计分析,并通过多目标驱动优化得到优化后甩刀的结构参数,借助于 EDEM 软件进行正交试验,验证优化后的甩刀具有更强的粉碎效果,为同类甩刀的设计及优化提供了一定的参考和理论依据。

1 粉碎装置刀片的设计和参数化建模

1.1 粉碎装置内部结构设计

林区剩余物由捡拾装置、传送装置运送至粉碎装置(图1)。粉碎装置内部结构由主轴、甩刀连接杆、圆盘、甩刀和间隔套筒组成。共有6根甩刀连接杆均匀分布两个圆盘之间;甩刀和间隔套筒以过盈配合的方式分布在甩刀连接杆上,间隔套筒将甩刀分隔开。在粉碎装置侧方设有侧入料口,方便人工将粗的树枝经侧入料口进入粉碎室;在粉碎室里,通过甩刀与剩余物的高速碰撞,甩刀将枝桠破裂粉碎。采用这种先切削后粉碎的原理,可以降低刀片的磨损程度,获得更均匀的粉碎效果^[4]。

1.2 甩刀的冲击粉碎原理和参数化建模

剩余物进入到粉碎室时,粉碎装置中的甩刀借助于比较大的相对速度,使剩余物受到较大冲击,剩余物内部产生的最大应力大于其强度时即发生破裂^[5],达到了粉碎的效果。图2左侧圆代表剩余物,右侧圆代表甩刀。它们以相对速度为 v ($v = v_1 + v_2$, v_1 为剩余物的速度且 $v_1 = 0$, v_2 为甩刀的速度且 $v_2 = \omega R^2$, R 为甩刀质心到甩刀轴中心的距离),在曲面的曲率半径 r_1 , r_2 的点处发生正面碰撞时,物体内部产生的最大正应力 σ_{\max} 为:

$$\sigma_{\max} = 0.098 \left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right)^{1/5} v^{2/5} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)^{3/5} \left(\frac{1 - \mu_1}{E_1} + 2 \frac{1 - \mu_2}{E_2} \right)^{-4/5}$$

式中, m_1 , m_2 分别为剩余物和甩刀质量; E_1 , E_2 分别为剩余物和甩刀材质的弹性模量; μ_1 , μ_2 分别为剩余物和甩刀的泊松比;由上式可知,获得较大正应力的方法如下。

(1) 尽量增大 m_1 , m_2 的值,即在不能增加剩余物质量的条件下,设计应增加甩刀的质量,以保证有较好的破裂和粉碎效果;

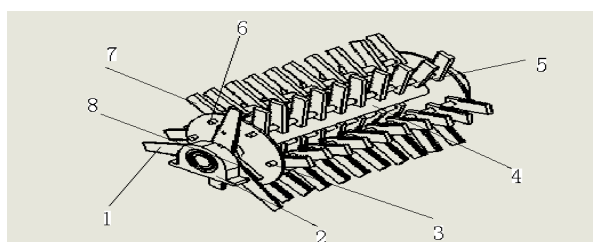
(2) 减小 r_1 , r_2 的值,即减小两物体碰撞处曲面的曲率半径,设计采用较薄的面或使用甩刀的工作面上有较多锐角的凸起;

(3) 针对剩余物较轻较脆的特点(μ 较小、 E 较大),采用工作面较多锐角的工艺。

结合现有甩刀结构参数和获得较大正应力的方法,设计出来的甩刀(图3),长宽分别为95 mm, 30 mm,厚度为10 mm的长方体,甩刀上的孔与甩刀连接杆为过盈配合。保证工作面有凸起的锐角,尽可能增加甩刀的质量;甩刀的工作面与剩余物接触几率大的地方设计成有凸起的锐角,其余地方仍为平面。

2 甩刀的有限元分析

ANSYS 结构静力学分析外部载荷引起的位移、应力和约束反力^[6]。利用 ANSYS 对甩刀模拟粉碎状态下的



1 - 侧入口切刀; 2 - 轴承与轴承支架; 3 - 圆盘; 4 - 主轴;
5 - 甩刀间隔套筒; 6 - 甩刀连接杆; 7 - 甩刀; 8 - 三脚架。

图1 粉碎装置内部结构图

Figure 1 Internal structure of crushing device

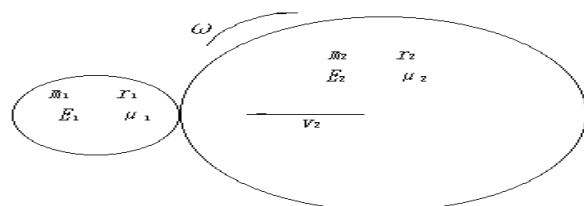


图2 剩余物与甩刀间的碰撞

Figure 2 Collision between slashes and flail knives

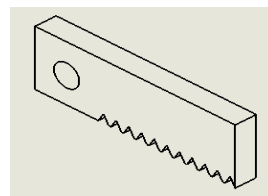


图3 甩刀

Figure 3 Flail knife

速度和受力情况, 由等效应力图分析甩刀所受强度、总变形图分析形变量, 便于后期优化。

2.1 定义边界条件

2.1.1 材料的选择 甩刀的粉碎作业与刀具的材料有密切的关系。65 Mn 有耐磨性强、硬度大、强度高的优点, 为甩刀的理想材料。其材料属性, 密度 $\rho=7.87 \times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 泊松比 $\mu=0.29$, 弹性模量 $E=200 \text{ GPa}$, 并将其数据输入到 ANSYS 材料设置页面。

2.1.2 划分网格 由 Solidworks 建好的甩刀三维模型保存为 SLDPRT 格式, 在 ANSYS 环境下打开。设置网格划分的最小边界为 5 mm, 然后对其进行网格划分 (图 4), 共得到 2 549 个节点, 402 个单元格。

2.1.3 施加约束和载荷 甩刀与甩刀轴为间隙配合, 两边的甩刀套筒使之固定, 没有左右移动, 故在甩刀侧面施加一个位移约束 (0, 0, 0); 甩刀绕着甩刀轴做定轴转动, 故在甩刀上添加一个角速度, 大小为 $300 \text{ r} \cdot \text{s}^{-1}$, 方向如图 5 所示; 在甩刀高速旋转时, 受到枝桠的阻力, 将整个工作面分为 2 个区域, 中间区域接触面大, 受力大, 按总坐标系分量对其施加 (15, 65, 0) 的阻力, 两边区域接触面小, 受力较小对其施加 (5, 15, 0) 的阻力。

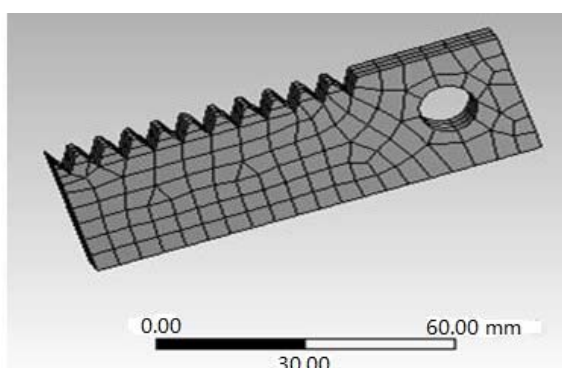
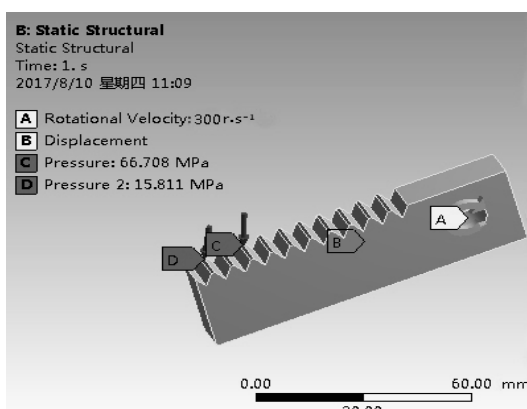


图 4 甩刀网格模型

Figure 4 Mesh model of flail knife



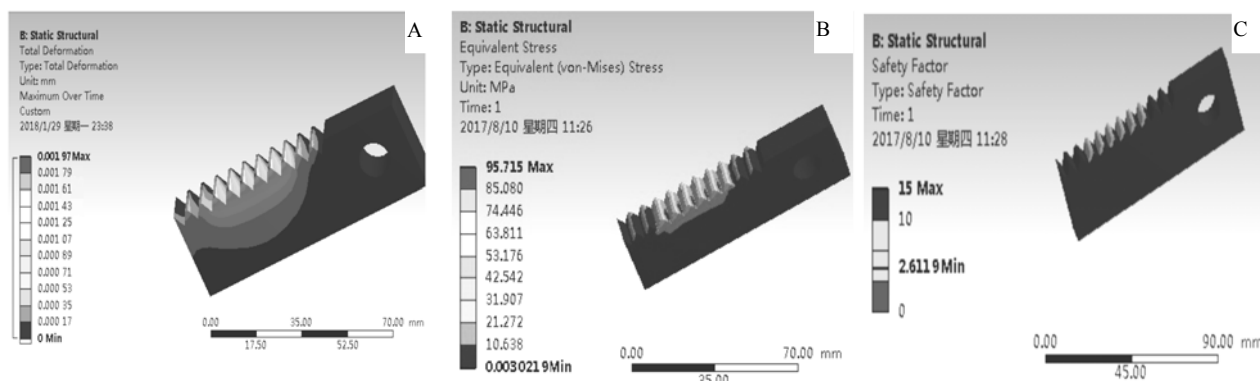
A - 转速: $300 \text{ r} \cdot \text{s}^{-1}$; B - 位移约束; C - 压力; D - 压力。

图 5 施加的位移约束和载荷

Figure 5 Displacement constraint and load

2.2 静力学分析

通过静力学分析, 计算出的等效应力、总变形量和安全系数如图 6 所示。



A - Total Deformation: 总变形量; B - Equivalent Stress: 等效应力; C - Safety Factor: 安全系数。

图 6 总变形量、等效应力和安全系数

Figure 6 Total deformation, equivalent stress and safety factor

最大变形量为 0.001 97 mm, 可以忽略不计; 最大等效应力为 95.715 MPa, 最小等效应力为 0.003 021 9 MPa, 满足材料的承受能力; 最小安全系数为 2.611 9 > 1, 说明甩刀满足在这样的环境下工作的条件。但还可以通过优

化在满足安全系数、工作环境需求的前提下，增加甩刀的质量，获得更好地粉碎效果。

3 甩刀的多目标驱动优化

3.1 优化理论

优化设计是通过优化模型的建立，采用各种优化算法，在满足设计要求的条件下进行迭代计算，求得目标函数的极值，得到最优设计方案^[7]。优化设计有 3 要素^[8]，即设计变量、目标函数和约束条件。设计变量是优化过程中发生改变而提高性能的一组参数；目标函数要求设计性能最优，是设计变量的函数；约束条件限制优化设计，是对设计变量和其他性能的要求。

通常情况机械结构中都含有因素之间相互矛盾，相互制约的多个目标^[9]，需要多目标驱动优化。多目标驱动优化是基于 ANSYS 软件对模型定义，即对设计变量、状态参数、目标函数下定义，然后从优化出的各个点中寻找最优点，根据响应面优化分析工具得出某一参数对相应曲面的影响大小，并对优化进行求解，最后验证优化。

将甩刀的结构参数作为设计变量。在不改变粉碎室容积的前提下，即不改变甩刀长度和宽度，只通过增加甩刀的厚度和减小孔的直径来增加质量，获得更好地粉碎效果。市场上同类甩刀的孔径一般选择小于宽度的一半，而孔径过大则会使甩刀质量减小；孔径过小则甩刀轴过细，难以承受由甩刀高速运转时产生的向心力，综合考虑，孔径的优化区间为 (12 ± 1.5) mm。所以定义如表 1 的设计变量，将等效应力和总变形量作为状态参数、安全系数和质量作为目标参数。表 1 中优化区间作为辅助区间，目的是选择此优化区间左右的最优解，不至于选择偏离正常值太多的解。

表 1 设计变量
Table 1 Design variables

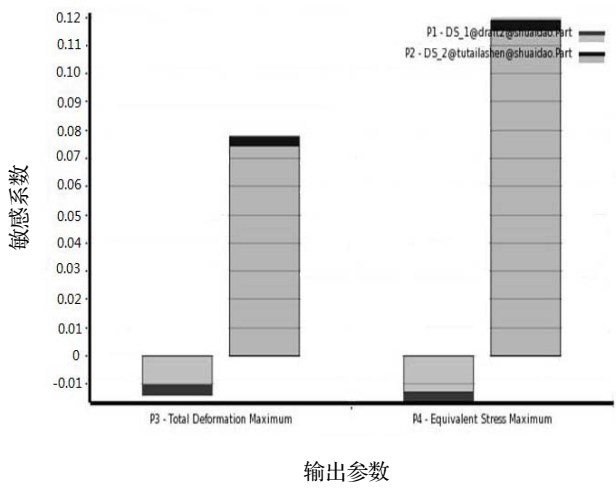
| 设计变量 | 初始值/mm | 优化区间/mm |
|------|--------|-------------|
| 甩刀厚 | 10 | 9 ~ 11 |
| 孔直径 | 12 | 10.5 ~ 13.5 |

2 个设计变量在优化区间内改变参数，求解的最小安全参数在 1.8 ~ 2.5 之间，求解的质量最大。在 ANSYS DM 管理器里对模型的网格大小和施加的载荷、边界条件与上文保持一致。

图 7 为输入参数敏感度图，可以看出甩刀厚度参数对输出参数的敏感度为负，说明随着甩刀厚度的增加，等效应力和总变形量参数减小，对甩刀的性能影响不大。孔直径的大小敏感度最高，达到了 0.12，说明孔直径的大小对输出参数的影响较大^[10]，可以作为选择最优点的依据。

图 8 为输入参数与总变形量的 3D 关系图，X 轴为孔直径的取值范围（即 P1，参数 1），Y 轴为厚度的取值范围（即 P2，参数 2），Z 轴为总变形量（即 P3，参数 3），可以看出最大总变形量为 0.002 03 mm，总变形量可以忽略不计，说明厚度对和孔直径对总变形量影响不大。

图 9 为输入参数与等效应力的 3D 关系图。同理只是将 Z 轴改为等效应力（即 P4，参数 4）。可以看出随着输入参数的增加等效应力也在逐渐增加，但是在优化区间里最大等效应力为 108 MPa，并未超出甩刀材料的强度要求。



P1 - 参数 1，甩刀孔直径；P - 参数 2，甩刀厚；
P3 - 参数 3，形变量最大值；P4 - 参数 4，应力变量最大值。

图 7 输入参数敏感度

Figure 7 Sensitivity of input parameters

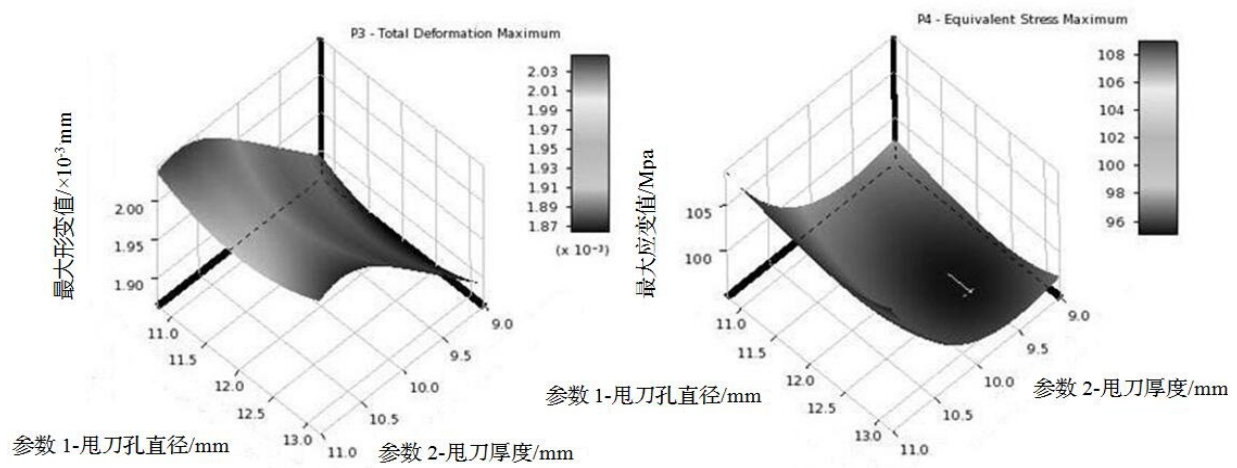


图 8 输入参数与总变形量的 3D 关系图

Figure 8 3D diagram of input parameters and total deformation

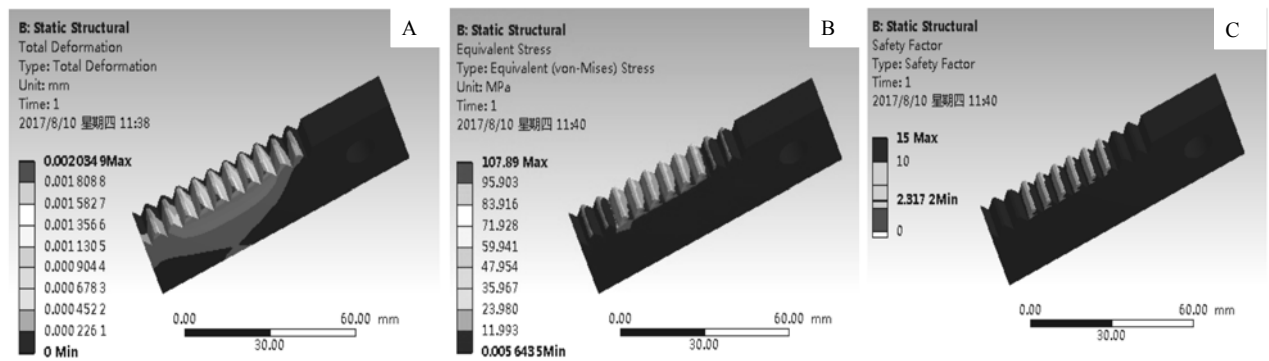
图 9 输入参数与等效应力的 3D 关系图

Figure 9 3D diagram of input parameters and equivalent stress

3.2 验证优化后结果

按照目标进行优化，选择较为合理的最优点。甩刀厚度为 11.032 mm，孔直径为 10.862 mm，复制此最优点信息导入静力学分析中验证优化后的总变形量、等效应力、最小安全系数见图 10。

甩刀优化前后的参数对比见表 2。优化后的甩刀在满足正常粉碎作业的前提下，略微减小了最小安全系数，增加了 11.5%的质量，满足了由甩刀的冲击粉碎原理得出的甩刀获得较大正应力的方法之一，即在甩刀长度没有发生变化的情况下，尽量增大甩刀的质量，增强粉碎效果，完成优化目的。



A – Total Deformation：总变形量；B – Equivalent Stress：等效应力；C – Safety Factor：安全系数。

图 10 优化后的总变形量、等效应力、最小安全系数

Figure 10 Total deformation, equivalent stress and minimum safety factor after optimization

| 表 2 优化前后参数对比 | | |
|--|------------|-------------|
| Table 2 Comparison on parameters before and after optimization | | |
| 参数 | 优化前 | 优化后 |
| 甩刀厚/mm | 10.000 000 | 11.032 000 |
| 孔直径/mm | 12.000 000 | 10.862 000 |
| 最大总变形/mm | 0.002 682 | 0.002 034 |
| 最大等效应力/MPa | 95.715 000 | 107.890 000 |
| 最小安全系数 | 2.611 900 | 2.317 200 |
| 质量/kg | 0.208 050 | 0.232 050 |

4 仿真试验及结果分析

4.1 试验理论

EDEM 是世界上首款用离散元思想设计的用与仿真和分析颗粒处理及其制造设备的生产过程通用的 CAE 软件^[11]。利用 EDEM 里面的 API 插件可以使小颗粒通过黏结键结成林间剩余物的大颗粒模型，然后利用粉碎装置进行仿真试验，根据黏结键破裂的个数来判断优化前后甩刀的粉碎效果^[12]。

4.2 试验设计和仿真结果

为了更简洁明了的观察模拟碰撞效果，只选用一排甩刀组合进行模拟粉碎试验，将优化前后的三维模型装配到粉碎装置里，并保存为 STEP 格式，导入到 EDEM 颗粒力学分析软件中，设置甩刀的材料属性仍为 65 Mn；在建立剩余物黏结键模型时应假设待粉碎的枝桠的几何体为圆柱体，由大量小颗粒通过黏结键组成，圆柱体的几何参数为底面半径 5 mm，高 40 mm，由 700 个半径为 1 mm 球体小颗粒组成。

将表 2 中甩刀的厚度和孔的直径以及甩刀绕孔作定轴转动的速度作为变量。试验共分 8 组（表 3），在每组仿真试验中，颗粒工厂在相同的地方以相同的速度生成，初始下落速度为 500mm·s⁻¹，共 10 组相同圆柱体模型、32 139 个黏结键以确保试验准确，仿真时间为 3s，网格划分为 1mm。由 EDEM 中导出仿真数据，得到正交试验结果。

表 3 正交试验结果
Table 3 The results of the orthogonal experiment

| 试验序号 | 甩刀速度/(r·s ⁻¹) | 孔直径/mm | 厚度/mm | 黏结键断裂总个数/个 |
|------|---------------------------|--------|--------|------------|
| 1 | 300 | 12.000 | 10.000 | 17 924 |
| 2 | 300 | 12.000 | 11.032 | 19 215 |
| 3 | 300 | 10.862 | 10.000 | 19 538 |
| 4 | 300 | 10.862 | 11.032 | 21 014 |
| 5 | 400 | 12.000 | 10.000 | 20 091 |
| 6 | 400 | 12.000 | 11.032 | 22 047 |
| 7 | 400 | 10.862 | 10.000 | 22 361 |
| 8 | 400 | 10.862 | 11.032 | 23 169 |

从表 3 可以看出，当甩刀定轴转动的速度保持不变，优化后的甩刀使模型的黏结键破裂的个数更多，即优化后的甩刀的粉碎效果更强。

5 结论

（1）本文对林间剩余物粉碎装置甩刀进行冲击粉碎原理的理论分析影响甩刀粉碎效果的因素，得出甩刀的结构参数和三维模型，并导入 ANSYS 环境通过静力学分析得出设计满足材料强度要求。由 Solidworks 设计的三维模型通过参数设置后导入 ANSYS 的优化模块：以甩刀的结构参数为设计变量，以总变形和等效应力为状态参数，将甩刀的质量和最小安全系数作为目标参数进行优化，得出优化后甩刀的结构参数，孔直径增加至 10.862 mm，厚度增加至 11.032 mm，其它参数保持不变，优化后的甩刀在满足材料强度要求和正常粉碎工作的前提下，增加了 11.5%甩刀质量。

（2）基于 EDEM 离散元分析软件的 API 插件创建待粉碎枝桠颗粒模型，将优化前后甩刀的模型导入 EDEM 软件进行正交仿真试验，得出优化后的甩刀进行粉碎试验时黏结键的破裂个数更多，由此得出优化后的甩刀具有更强的粉碎效果，实现了预期的目的。

参考文献：

[1] 王长福. 关于伐区剩余物资源的利用分析[J]. 科技创新与应用, 2012 (10) : 229.
[2] 袁慧新. 粉碎的理论与实践[J]. 粮食与饲料工业, 2002 (3) : 19 - 22.

-
- [3] 牛晓华, 吴兆迁, 樊涛. 3ZSX-20 树枝粉碎机的设计[J]. 林业机械与木工设备, 2010, 38 (11) : 38 - 40.
- [4] 姚宗路, 田宜水, 孟海波, 等. 木质类生物质粉碎机设计[J]. 农业工程学报, 2011, (5) : 267 - 271.
- [5] 郭康全. 农产品加工机械学[M]. 北京: 学苑出版社, 2015: 92 - 94.
- [6] 郑广平, 娄玉印, 李兆龙, 等. 基于 ANSYS 桉树皮切碎机有限元分析[J]. 农机化研究, 2013 (2) : 40 - 42.
- [7] 董立立, 赵益萍, 梁林泉, 等. 机械优化设计理论方法研究综述[J]. 机床与液压, 2010, 38 (15) : 114 - 119.
- [8] 姚兴佳, 杨立东, 单光坤, 等. 基于 HyperWorks 3MW 风电机组轮毂的结构优化[J]. 沈阳工业大学学报, 2011 (06) : 623 - 628.
- [9] 张秀丽, 梁迎春, 袁爱华, 等. 机械结构的多目标模糊优化方法[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1999 (5) : 14 - 17.
- [10] 杨喜. 甘蔗叶粉碎机关键部件虚拟分析及优化[D]. 海南: 海南大学, 2014: 19 - 20.
- [11] Wittel F K. Single partical fragmentation in ultrasound assisted impact comminution[J]. Grain Matter, 2010, 12 (4) : 447 - 455.
- [12] 叶涛, 刘付志标. 基于 EDEM 的反击式破碎机仿真研究[J]. 矿业研究与开发, 2017 (2) : 62 - 65