doi:10.3969/j.issn.1006-8023.2024.03.015

林业剩余物可调式斜进料盘式削片机主轴刚柔耦合动力学分析

田菲[1],宋鹏[2],任长清[2*],丁禹程[2]
(1.黑龙江省林业和草原调查规划设计院绥化院,黑龙江,绥化 152001;2.东北林业大学,机电工程学院,哈尔滨 150040)

摘　要:研究新型枝丫材、抚育间伐材等林业剩余物盘式削片机的主轴系统,该削片机刀盘与主轴安装结构的特点,与当下主流安装形式存在差异,验证其主轴系统在切削原木过程中是否符合结构设计要求。采用 ADAMS 软件与 ANSYS 软件建立柔性主轴的刚柔耦合模型,在模型中添加切削力周期变化的规律,仿真提取主轴与刀盘连接点位置处主轴轴向与径向振幅情况,得到刀盘在径向的最大振动幅度为 175 μm,结果按国标对比符合旋转轴长期运行条件。研究结果对新型削片机主轴系统的合理性提供了验证,为削片机主轴系统的结构改进提供了理论依据。

关键词:林业剩余物;盘式削片机;主轴系统;刚柔耦合;动力学仿真
中图分类号:S777　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1006-8023(2024)03-0152-10

Dynamic Analysis of Rigid-flexible Coupling of Spindle of Adjustable Oblique Feed Disc Chipper for Forestry Residues

TIAN Fei[1], SONG Peng[2], REN Changqing[2*], DING Yucheng[2]
(1. Heilongjiang Provincial Forestry and Grassland Survey Planning and Design Institute, Suihua 152001, China;
2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Northeast Forestry University, Harbin 150040, China)

Abstract: In this paper, the spindle system of the new disc chipper for forestry residues such as branch wood, tending timber and thinning timber was studied, and the installation structure of the cutter head and spindle of the chipper was different from the current mainstream installation form, and it was necessary to verify whether the spindle system met the structural design requirements in the process of cutting logs. ADAMS software and ANSYS software were used to establish the rigid-flexible coupling model of the flexible spindle, the law of the periodic variation of cutting force was added to the model, and the axial and radial amplitudes of the spindle at the connection point between the spindle and the cutter head were simulated and extracted, and the maximum vibration amplitude of the cutter head in the radial direction was 175μm, which met the long-term operation standard of the rotating shaft stipulated in the Chinese national standard. This study provides a verification of the rationality of the new chipper spindle system, and provides a theoretical basis for the structural improvement of the chipper spindle system.

Keywords: Forestry residue; disc chipper; spindle system; rigid-flex coupling; dynamics simulation

0　引言

我国的林业剩余物约占全球储量的 2.4%,储量居于世界第 9 位,其中枝丫材、抚育间伐材的存量巨大,可以作为人造板产业的生产原料[1]。枝丫材、间伐材不仅成本低廉,而且径级较小,其纤维结构致密,生产出的纤维板在强度、耐用性方面更具优势,属于纤维板生产的理想原料。

纤维板的质量与剩余物加工后工艺木片的形状与尺寸均匀性密切相关,当下国内外大部分枝丫材盘式削片机均为刀盘固定安装在机架底座上[2],无法根据生产情况对木片尺寸形状进行实时调整。如图 1 所示。本研究对象为一款自主设计的新型林业剩余物可调式斜进料盘式削片机。盘式削片机切削过程的刀具角度如图 2 所示,图 2 中 ε、α、β、γ 分别为切削过程中的进料倾斜角、飞刀后角、飞刀楔角、飞刀前角,该型削片机正是通过调整进料倾斜角(ε)实现对木片尺寸的调节。该机器为方便实现切削装置的角度调整,其主轴系统不同于当下市

收稿日期:2024-01-31
基金项目:国家林业装备科技创新园研发攻关项目(2023YG06);国家重点研发计划项目(2021YFD220060404)。
第一作者简介:田菲,工程师。研究方向为森林工程。E-mail: 1075127199@qq.com
*通信作者:任长清,硕士,副教授。研究方向为机械设计。E-mail: dqrcq@163.com
引文格式:田菲,宋鹏,任长清,等.林业剩余物可调式斜进料盘式削片机主轴刚柔耦合动力学分析[J].森林工程,2024,40(3):152-161.
TIAN F, SONG P, REN C Q. Dynamic analysis of rigid-flexible coupling of spindle of adjustable oblique feed disc chipper for forestry residues[J]. Forest Engineering, 2024, 40(3):152-161.

场主流削片机刀盘安装在两轴承座之间的布置形式[3]，而是采用将刀盘安装在主轴前端，主轴系统安装方式如图 3 所示。

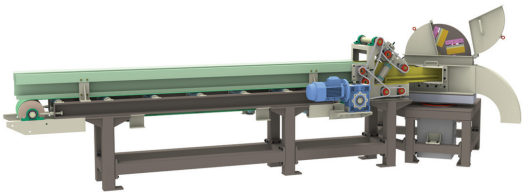


图 1　可调式斜进料盘式削片机

Fig. 1 Disc chipper with adjustable feed inclination angle

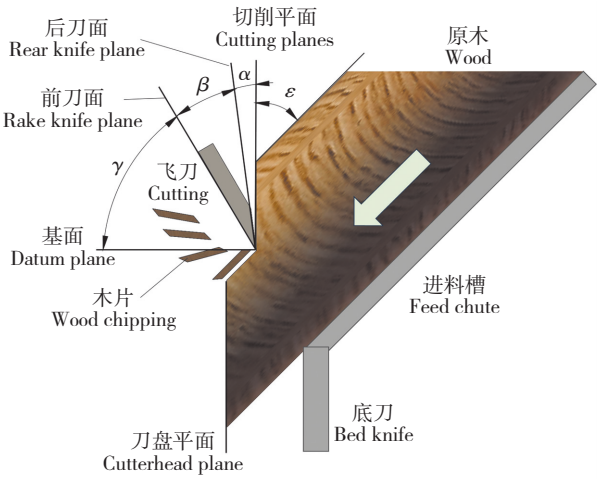
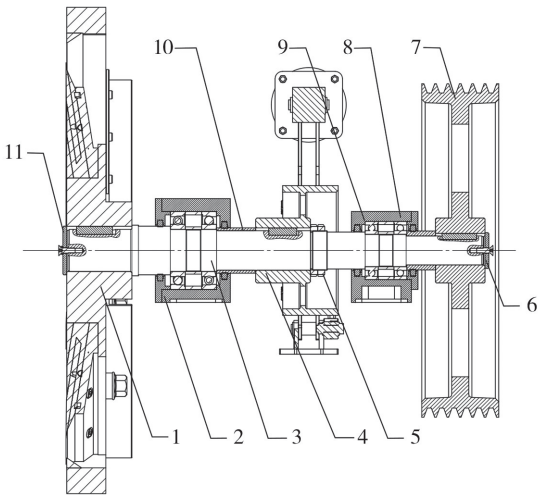


图 2　盘式削片机切削角度示意图

Fig. 2 Disc chipper cutting angle diagram



1. 刀盘；2. 轴承座 1；3. 主轴；4. 制动轮；5. 圆螺母；6. 轴端挡圈 1；7. 大带轮；8. 轴套 1；9. 轴承座 2；10. 轴套 2；11. 轴端挡圈 2

1. Cutter head; 2. Rear housings 1; 3. Spindle; 4. Brake wheels; 5. Round nuts; 6 Retaining rings 1; 7. Pulleys; 8. Sleeve 1; 9. Rear housings 2; 10. Sleeve 2; 11. Retaining rings 2

图 3　刀盘主轴系统装配图

Fig. 3 Cutter head spindle system assembly drawing

削片机的刀盘在切削过程中的振动对木片尺寸均匀性有很大影响，而与刀盘连接的主轴系统的刚度是影响刀盘振动的重要因素。目前该机器正处在设计验证阶段，需要验证其主轴安装合理性，本研究对切削时主轴与刀盘的振动进行重点分析，验证主轴系统设计的合理性，并为主轴系统的结构优化提供理论依据。

在以往对主轴系统的研究中主轴部件通常被视为刚体，在动力学软件 ADAMS 进行仿真分析，刚体在受到力的作用不会产生变形，现实中把大部分构件当作刚性体处理是可以满足要求的，因为各个零件之间的弹性变形对于机构各部分的动态特性影响微乎其微[4]。但是对于盘式削片机而言，刀盘受到的切削力较大导致主轴变形对系统振动产生的影响不能忽视，因此需要在动力学仿真软件 ADAMS 中采用刚柔耦合的方法，充分考虑主轴的变形对整个系统振幅的影响，这样计算结果会更加准确[5]。

对刀盘主轴系统进行刚柔耦合分析时，需要在 ADAMS 软件中建立刚性体模型，并将 SOLIDWORKS 软件中刀盘主轴系统模型导入，并根据实际切削过程的载荷与约束情况添加到模型中，完成刚性模型建立后将主轴导入 ANSYS 有限元软件中划分网格进行柔性处理，将柔性化处理后的主轴在刚性体模型中替换刚性主轴，实现对刀盘主轴系统的刚柔耦合分析[6]。

1　刚性体模型的建立

1.1　模型导入

将主轴三维模型上的倒角、螺纹和退刀槽等对仿真影响较小的特征进行简化，主轴装配中轴套等定位组件质量较小，在进行主轴系统分析时将其简化，简化后主轴上主要支撑与驱动输出组件从左至右分别为：刀盘、前支撑轴承、制动轮、后支撑轴承与大带轮，导入 ADAMS 的模型如图 4 所示，模型导入后需要定义零件的材质参数，各零件材料属性见表 1。

1.2　轴承刚度计算

轴承作为主轴重要的支撑组件，其刚度对主轴与刀盘的振动有很大影响[7]，主轴前后用于支撑的两对角接触球轴承型号分别为 7213AC 与 7210AC，其在 SOLIDWORKS 模型中的材质与滚珠形状导入后的材质设定在 ADAMS 中不能完全反映轴承受载

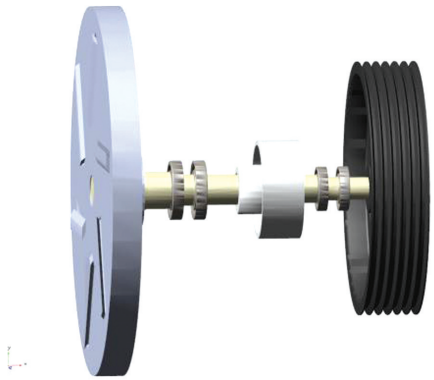


图 4 简化后刀盘主轴系统

Fig. 4 Simplified diagram of the rear cutter head spindle system

表 1 主轴系统零件材料属性

Tab. 1 Spindle system part material properties

零件 Component	密度/(kg·m^{-3}) Density	弹性模量/GPa Elastic modulus	泊松比 Poisson's ratio
主轴 Spindle	7 850	206	0.29
大带轮 Pulley	7 200	145	0.26
制动轮 Brake wheels	7 200	145	0.26
刀盘 Cutterhead	7 850	202	0.27

能力,对此采用 ADAMS 中专用模块 Machinery 重新创建轴承属性,将轴承设置为柔性。ADAMS 中默认刚度参数为轴承平均参数与实际轴承组的刚度有偏差,通过设置轴承参数以达到角接触球轴承面对面安装的等效性能,通过式(1)来计算轴承组的轴向刚度[8]。

$$J_a = \frac{3}{2K}(m^{\frac{2}{3}} + n^{\frac{2}{3}}) \cdot F_a^{\frac{1}{3}}。\tag{1}$$

式中:J_a 为组配轴承组轴向刚度,N/mm;m 为组配轴承组中 7213AC 轴承的个数;n 为组配轴承组中 7210AC 轴承的个数;F_a 为轴向载荷,N;K 为弹性变形综合系数,对于 K,可用式(2)计算。

$$K = \frac{0.004\ 36}{\varphi^{\frac{1}{3}} \cdot z^{\frac{2}{3}} \cdot \sin\frac{5}{3}\lambda}。\tag{2}$$

式中:φ 为滚子直径,mm;z 为滚子数量;λ 为轴承的接触角,(°)。轴承参数见表 2。

通过表 2 中提供的参数计算出前后两对轴承的弹性变形综合系数分别为:$K_1 = 1.07\times10^{-3}$,$K_2 = 1.23\times10^{-3}$。将两组 K 代入式(1)中,m、n 均为 2,主轴系统的轴向载荷 F_a 主要是刀盘上的飞刀前刀面对原木的切削力水平方向的单位切削分力 F_{rx},其计算式如式(3)所示[9-10]。

表 2 角接触球轴承的结构参数

Tab. 2 Structural parameters of support bearings

轴承 Bearing	轴承型号 Bearing type	内径(r_1)/mm Bearing inner diameter	外径(r_2)/mm Bearing outer diameter	滚动体数(z) Number of balls	滚动体直径(φ)/mm Ball diameter	接触角(λ)/(°) Contact angle	宽度/mm Width
轴承 1 Bearing1	7013AC	65	120	21	11.5	25	23
轴承 2 Bearing2	7010AC	50	90	18	10.24	25	20

$$F_{rX} = \frac{l \cdot b \cdot \tau \cdot \cos(\alpha+\beta+\varphi_\gamma)}{\cos(\alpha+\beta+\varepsilon+\varphi_\gamma-90^\circ) - f_c \cdot \sin(\alpha+\beta+\varepsilon+\varphi_\gamma-90^\circ)}。\tag{3}$$

式中:α、β、ε 分别为飞刀后角、楔角、进料倾斜角;φ_γ 为前刀面与木材摩擦角;l 木片纤维长度,m;b 为刀刃与原木接触宽度,m;原木顺纤维抗剪强度,Pa;f_c 为法向压力时木材顺纹剪切附加阻力系数,取值 0.3。为计算单位切削分力,将 b 设为 1 m,将木片纤维长度 0.02 m,速生杨木顺纹抗剪强度 $\tau = 5.7\times10^6$ Pa,飞刀后角 4°,飞刀楔角 38°与前刀面摩擦角 16.7°。根据进料倾斜角可调式盘式削片机的设计参数,进料倾斜角 ε 可以在 30°~45°调整。为了验证切削力最大情况下刀盘与主轴振动的情况,取切削力最大时的进料倾斜角,为反映 F_{rx} 对 ε 的变化情况,将式(3)用 MATLAB 软件,将各常数带入公式后以 ε 为变量得到水平方向上单位切削分力的图像,如图 5 所示,根据图像得到 F_{rx} 在 ε=45°时取得最大值 65 769.4 N/m。

水平方向上单位切削力 F_{rx} 与主轴系统的轴向载荷 F_a 之间的关系见式(4)。当切削最大直径为 0.16 m 的原木时,轴承上的轴向载荷 F_a 为 1 052.3 N,代入式(1)中,求出前轴承组轴向刚度 J_{a1}=45 258.3 N/mm、后轴承组轴向刚度 J_{a2}=39 375.3 N/mm。

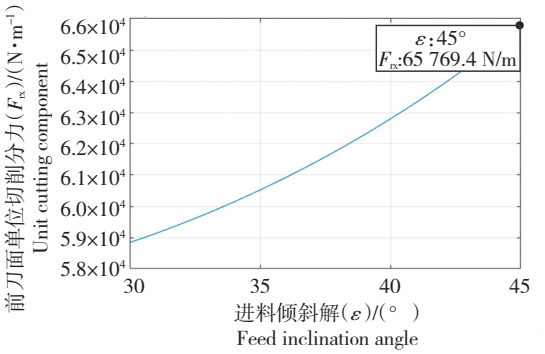


图 5　水平方向单位切削分力随进料倾斜角变化图像

Fig. 5 Image of the horizontal unit cutting component as a function of the feed inclination

$$F_a = F_{rx} \times b \text{。} \tag{4}$$

轴承组的径向刚度(J_r)根据式(5)计算。

$$\begin{cases} J_r = J_{r1} + J_{r2} \\ J_{r1} = \dfrac{(2\kappa - 1) \cdot m^{2/3} \cdot J_r(\kappa) \cdot F_a^{1/3}}{K_1 \cdot J_a(\kappa) \cdot \tan^2\lambda} \\ J_{r2} = \dfrac{(2\kappa - 1) \cdot n^{2/3} \cdot J_r(\kappa) \cdot F_a^{1/3}}{K_2 \cdot J_a(\kappa) \cdot \tan^2\lambda} \end{cases} \text{。} \tag{5}$$

式中:κ 为载荷分布系数;J_r 为径向载荷分布系数;J_a 为轴向载荷分布系数。在径向载荷 F_r、轴向载荷 F_a 和实际接触角已知的条件下,可根据 $F_r \cdot \tan\lambda / F_a$ 的计算值,查表 3 得到 κ、$J_r(\kappa)$ 和 $J_a(\kappa)$,若数值介于表中计算值之间时,允许通过线性插值法进行计算[11]。

表 3　κ、$J_r(\kappa)$ 和 $J_a(\kappa)$

Tab. 3 κ, $J_r(\kappa)$, and $J_a(\kappa)$

κ	$F_r \cdot \tan\lambda / F_a$	$J_r(\kappa)$	$J_a(\kappa)$
0.00	1.000 0	$1/z$	$1/z$
0.20	0.931 8	0.159 0	0.170 7
0.30	0.896 4	0.189 2	0.211 0
0.40	0.860 1	0.211 7	0.246 2
0.50	0.822 5	0.228 8	0.278 2
0.60	0.783 5	0.241 6	0.380 4
0.70	0.742 7	0.250 5	0.337 4
0.80	0.699 5	0.255 9	0.365 8
0.90	0.652 9	0.257 6	0.365 8
1.00	0.600 0	0.254 6	0.394 5
1.25	0.433 8	0.228 9	0.504 4
1.67	0.308 8	0.187 1	0.606 0
2.50	0.185 0	0.133 9	0.724 0
5.00	0.083 1	0.711 0	0.855 8
∞	0.000 0	0.000 0	1.000 0

主轴上的径向载荷 F_r 在削片机生产过程中随切削力不断变化,在轴承径向刚度计算时取最大值,主要为前刀面对原木的径向切削分力,以直径 160 mm 的杨木为例,F_{rx} 约为 1 729 N。求出 $F_r \cdot \tan\lambda / F_a$ 为 0.766 2,在表 3 中介于 0.783 5~0.742 7,采用拉格朗日插值法计算其对应的 κ、$J_r(\kappa)$、$J_a(\kappa)$,设 $F_r \cdot \tan\lambda / F_a$ 为 x。

$$\varepsilon = \frac{0.742\,7 - x}{-0.040\,8} \cdot 0.6 + \frac{x - 0.783\,5}{-0.040\,8} \cdot 0.7 \text{。} \tag{6}$$

$$J_r(\varepsilon) = \frac{0.742\,7 - x}{-0.040\,8} \cdot 0.241\,6 + \frac{x - 0.783\,5}{-0.040\,8} \cdot 0.250\,5 \text{。} \tag{7}$$

$$J_a(\varepsilon) = \frac{0.742\,7 - x}{-0.040\,8} \cdot 0.380\,4 + \frac{x - 0.783\,5}{-0.040\,8} \cdot 0.337\,4 \text{。} \tag{8}$$

将 x=0.766 2 代入上述公式,分别计算出 κ=0.642 4、$J_r(\kappa)$=0.245 4、$J_a(\kappa)$=0.362 2,再将计算出的值代入式(5),m、n 均为 2,κ=25°,K_1=1.07×10^{-3},K_2=1.23×10^{-3},求出前轴承组径向刚度 J_{r1}=13 390.9 N/mm 与后轴承组径向刚度 J_{r2}=11 649.0 N/mm。将得到的前后轴承径向与轴向刚度输入到 ADAMS 中,并设置预载荷。

1.3　切削情况分析

切削力的添加在飞刀刀刃位置,由于飞刀在切削时切削力随刀刃与木材接触面积不断变化,且切削力 F 与接触长度 b 成正比,其关系式见式(9)。刀盘在额定转速情况下飞刀刀刃与原木的接触长度(s)与时间(t)是一个有规律的周期性函数,将切削力函数添加入 ADAMS 中仿真出刚性主轴与刀盘在连续切削下的振动情况。

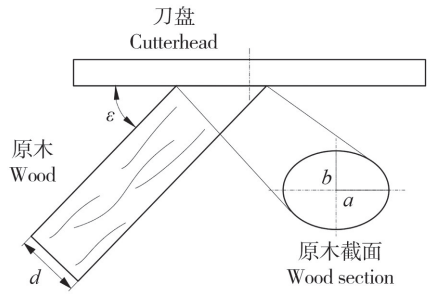
$$F = F' \times b \text{。} \tag{9}$$

式中:F 为切削力,N;F'单位切削力,N/m;b 为刀刃与原木接触宽度,m。

由于实际生产过程中原木直径不一致并且其存在枝丫弯曲等情况,无法完全模拟出切削力的真实情况,因此在对切削力变化分析时,为了模拟出主轴与刀盘在切削时可能的最大振幅,以 160 mm 最大直径的小径木作为对象进行分析。在分析切削力变化过程时需要假设剥完皮后的小径木通体圆直,其横截面为标准圆,且以一把飞刀连续切削为例进行切削力模拟。

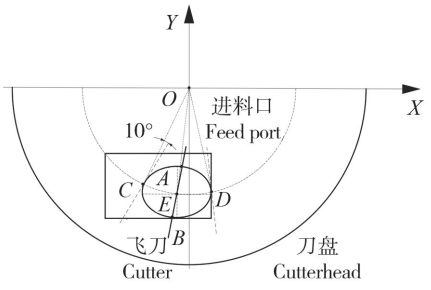
为了验证刀盘与主轴的振动情况,原木以一定倾斜角度进料,切削力在进料倾斜角 ε 为 45°时取到最大,因此选取进料倾斜角为 45°,由图 6(a)可

知,当直径 $d=160$ mm 时,斜切的实际原木截面为椭圆,其椭圆短半轴 $a_1=80$ mm 与长半轴 $b_1=113$ mm。实际切削时,原木在飞刀的切削分力的作用下会紧紧抵住进料口底刀与侧底刀位置,原木椭圆截面与飞刀的相对位置如图 6(b)所示。图 6 中进料口与刀盘中心相对位置标出,为了方便表示各点的位置,以刀盘回转中心为原点建立坐标系。



(a)原木与刀盘相对位置

(a)The position of the log relative to the cutterhead



(b)飞刀与进料口相对位置

(b)The position of the flying knife relative to the feed port

图 6 刀刃与原木接触长度示意图

Fig. 6 Schematic diagram of the contact length between the blade and the log

图 6 中 A、B 为飞刀与椭圆接触点,2 点之间的距离即飞刀刀刃与原木接触宽度。为方便计算飞刀一次切削的周期,C、D 为飞刀恰好切入与切出点,根据切削装置三维模型中的距离,可以得到 2 点坐标分别为(-176,-198)与(54,-209),椭圆中心点坐标 E 为(-60,-215)。当刀盘以额定转速 630 r/min 转动时,飞刀刀刃相对于刀盘回转中心的角速度$\omega=3\,780^{\circ}/s$。根据图中 C 点与 D 点坐标可得出$\angle COD=56.1°$,由此可以算出每把飞刀一次切削与原木接触时间周期为 0.014 84 s。

设计的飞刀刀刃对刀盘回转中心有 10°偏转角,A、B 连线所在的直线相对于坐标原点 O 的斜率以及与 X 轴、Y 轴的接触点均随刀盘转动而变化。若采用直线方程与椭圆方程联立求解的方法来解析接触宽度随时间变化的方程,经过尝试后发现直线方程表达式变化过于复杂,且当直线 AB 与 Y 轴平行位置处方程不连续,不易通过解析法实现。

采用线性回归的方法获取接触宽度关于角度的函数关系,由于在 SOLIDWORKS 三维图中可以通过测量 2 点距离得到在各角度下 AB 连线的长度,可以获得足够多的样本点进行拟合,当样本点足够多时拟合方程表达出的切削规律与真实情况误差较小。

样本点的数据测量是在 SOLIDWORKS 草图中根据飞刀与进料口的坐标位置,按照飞刀从 C 点切入到 D 点切出时的轨迹,获取飞刀与原木椭圆截面相交部分的长度,为了获得尽可能准确的拟合曲线,在圆弧 CD 轨迹中均匀选取 50 个样本点。以 C 点为起始点,每个样本点的刀刃相对于上一个样本点绕刀盘回转中心 O 转过 1.112°,一共转过 56.1°到达 D 点,样本点选取方式如图 7 所示。

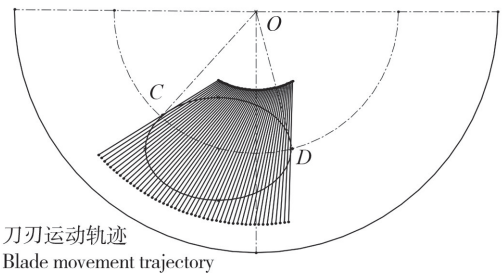


图 7 样本点选取

Fig. 7 Sample point selection

测量过样本点后数据拟合出四阶回归曲线方程为

$$\varphi(x)=-0.000\,2x^4+0.023\,4x^3-1.055\,6x^2+20.446\,x+25.695\ 。\tag{10}$$

进行线性回归时,R^2 为回归平方和与总离差平方和的比值,这一比值越大,表示总离差平方和中可以由回归平方和解释的比例越大,模型越精确,回归效果越显著。从数值上说,R^2 介于 0、1 之间,越接近 1,回归拟合效果越好,一般认为超过 0.8 的模型拟合优度比较高[12]。该回归模型中的残差平方和 R^2 为 0.985 4,接近于 1,该拟合曲线回归方程的准确度满足切削力规律需要,样本点回归曲线如图 8 所示。

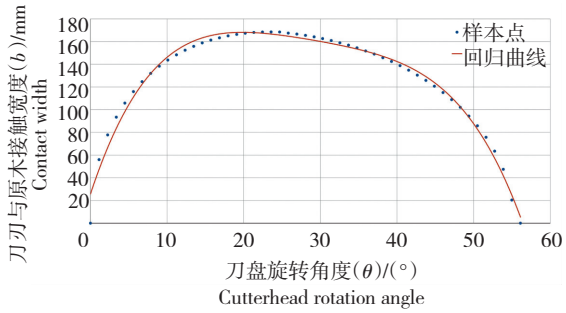


图 8　刀刃与原木接触宽度随角度变化回归曲线

Fig. 8 Regression curve of contact width between the blade and the log with angle variation

将刀刃与原木接触宽度随角度变化函数转化为切削力随时间变化的关系式，上式中变量角度(x)替换为角速度(ω)与时间(t)的乘积，并且角速度(ω)已知为 3 780°/s，转化后的关系式为式(11)。一个切削周期飞刀经过的时间 t 为 0.014 84 s，切削力在刀盘上引起刀盘与主轴振动主要是来自前刀面在竖直方向上的分力，模拟振动情况在刀盘上施加径向载荷，在上文中计算的飞刀前刀面在切削 45°杨木的单位切削力 为 65.769 4 N/mm。

$$F = 65.769\,4 \cdot (-40\,831\,674\,910t^4 + 1\,263\,837\,557t^3 - 15\,082\,835t^2 + 77\,285.88t + 25.695),t \in (0,0.014\,84)。 \tag{11}$$

式中：F 为切削力，N；t 为一把飞刀切削周期内的时间，s。为了更直观反映切削力周期变化的趋势与极值，将式(11)代入 MATLAB 中作出切削力在周期内的变化曲线，生成的曲线如图 9 所示。

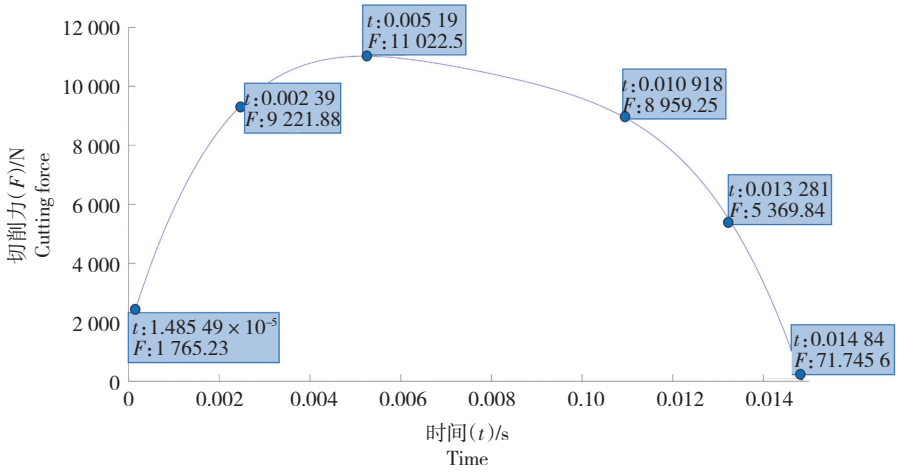


图 9　周期内切削力随时间变化函数

Fig. 9 Function of cutting force with time in a cycle

根据图 9 中的切削力图像，可以看出飞刀进入切削的瞬间切削力增加到 1 786 N，随着刀盘转动切削力的增速逐渐放缓，最大切削力达到 11 022.5 N，随着刀刃逐渐切出原木，切削力逐渐降低。将图 9 中切削力变化规律添加到 ADAMS 中，为了在 ADAMS 中体现出切削力变化周期，将切削力变化趋势分解为多段 step 函数，采用 ADAMS 中 mod 求余函数实现以 0.014 84 s 的周期循环，周期函数与切削力添加图像如图 10 所示。

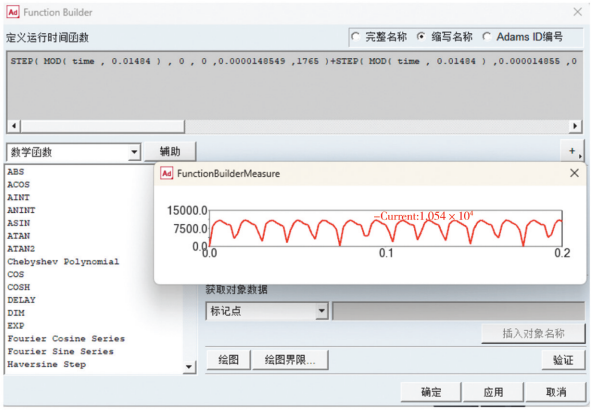


图 10　Adams 中添加切削力周期函数

Fig. 10 Adams adds a cutting force cycle function

1.4　主轴系统刚性体动力学仿真

创建零件在装配体中的运动副与约束，主轴与刀盘之间通过键连接同步转动两者位置与运动情况一致，主轴通过平键与刀盘连接，因此在 ADAMS 中在键连接位置处添加固定副；同理在主轴与大带

轮以及制动轮的键连接处也添加固定副;主轴系统通过带轮驱动,因此带轮作为系统的主动件在其与地面之间添加转动副,在转动副上添加转速 630 r/min 经过单位转换后的 3 780°/s 的旋转驱动;添加向下的重力加速度 9.8 N/kg;最后将计算出的切削力随时间周期性变化规律,通过设置函数添加到刀盘上飞刀刀刃中心位置,施加过载荷与驱动的模型如图 11 所示。

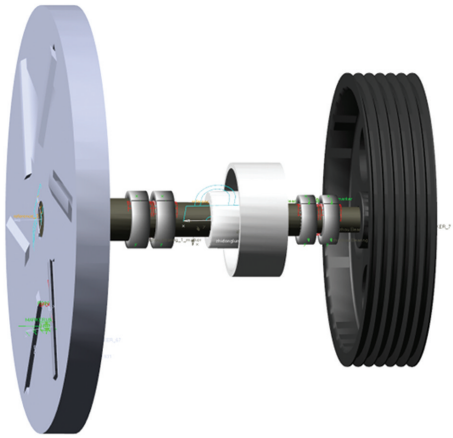


图 11 施加约束与驱动

Fig. 11 Impose constraints and drives

对施加过载荷与约束的多刚体模型求解,获取刀盘在切削情况下刚性主轴与振幅情况,为柔性主轴分析提供参照。刀盘振动会影响木片切削效果,因此测量点选择刀盘与主轴连接处,仿真结果如图 12 与图 13 所示。由于刚性主轴在轴向上有角接触球轴承限制,因此 X 方向几乎不存在轴向振动;其轴承支承点受到切削力径向分力导致测量点在 Y 方向上与 Z 方向上测量点均有振动,分别朝 Y 轴负方向和 Z 轴的正方向偏移,其位移幅度控制在 30 μm 以内。

参考国家标准《旋转径向振动的测量和评定(GB/T 11348.1—1999)》,最大位移峰值 $S_{(p-p)\max}$ 根据式(12)进行计算。

$$S_{(p-p)\max}=\sqrt{(S_{y(p-p)})^2+(S_{z(p-p)})^2}\text{。}\quad(12)$$

式中:$S_{(p-p)\max}$ 为最大位移峰峰值;$S_{y(p-p)}$ 为 Y 向位移峰峰;$S_{z(p-p)}$ 为 Z 向位移峰峰值,将图 13 中的位移幅度 30 μm 代入,得到刚体动力学仿真结果刀盘与主轴连接点位移幅度为 42.5 μm。

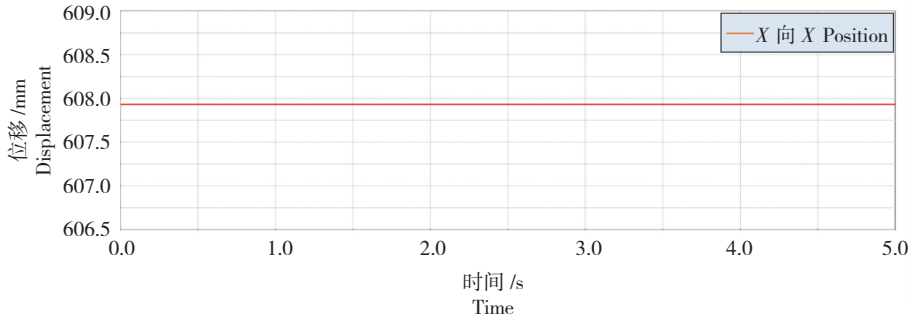


图 12 刚性主轴刀盘连接点 X 向振幅图像

Fig. 12 X-direction amplitude image of the rigid spindle cutter head connection point

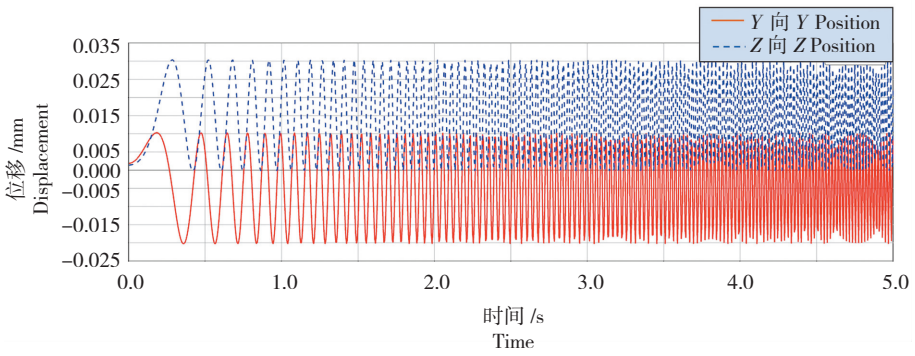


图 13 刚性主轴刀盘连接点 Y、Z 向振幅图像

Fig. 13 Y and Z-direction amplitude images of rigid spindle cutter head connection points

2　建立刚柔耦合模型

把模型当作刚性系统来处理时，仅将轴承柔性化，振动时刚性主轴变形不明显，为了更准确地求出刀盘与主轴连接处的振动情况，需要将主轴进行柔性化处理。利用有限元软件 ANSYS 将构件划分网格并进行模态计算，利用 ANSYS 与 ADAMS 双向数据接口可以处理柔性部件的替换，使 ADAMS 软件中在相同条件下仿真得到更为真实的切削振动情况。

柔性化步骤[13-16]

(1)将主轴模型导入 ANSYS。

(2)设置单元类型与材料属性。

(3)网格划分，划分后的网格如图 14 所示。

(4)在轴承支撑位置创建刚性节点。

(5)求解模态生成结果文件。

在 ANSYS 中求解出主轴六阶模态频率，把结果文件保存成 mnf 格式。ADAMS 中导入柔性体文件为 mnf 格式，该文件格式包含了主轴模态信息[17-18]，是柔性零件替换的中性文件，替换后的刚柔耦合动力学模型如图 15 所示。

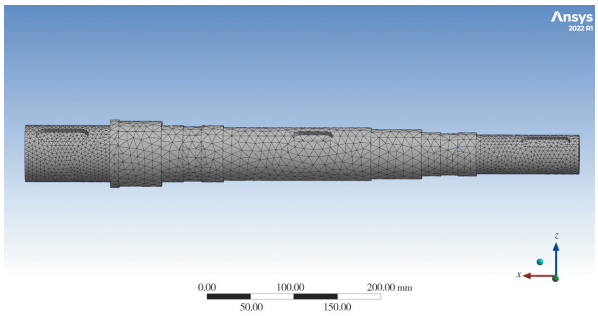


图 14　主轴网格划分

Fig. 14 Spindle meshing diagram

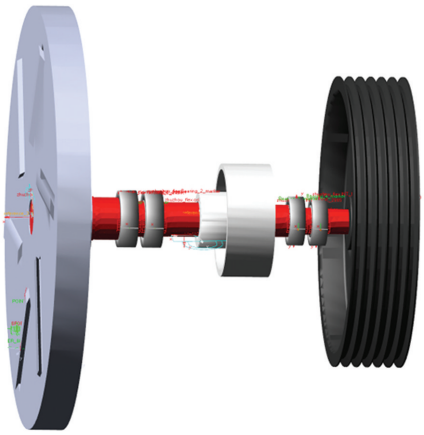


图 15　刚柔耦合动力学模型

Fig. 15 Rigid-flexible coupling dynamics model

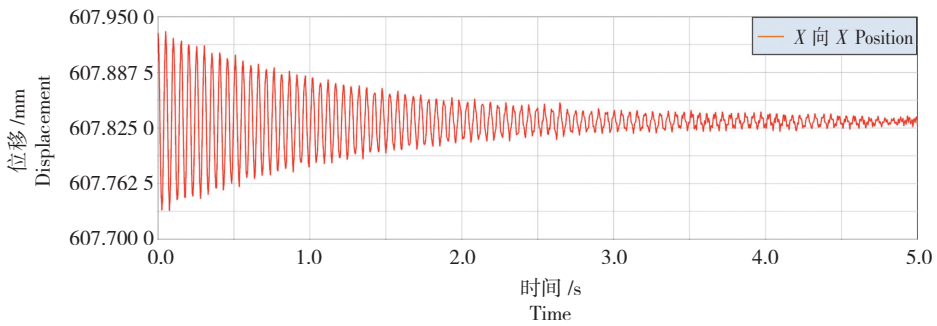


图 16　柔性主轴刀盘连接点 *X* 向振幅图像

Fig. 16 *X*-direction amplitude image of the connection point of the flexible spindle cutter head

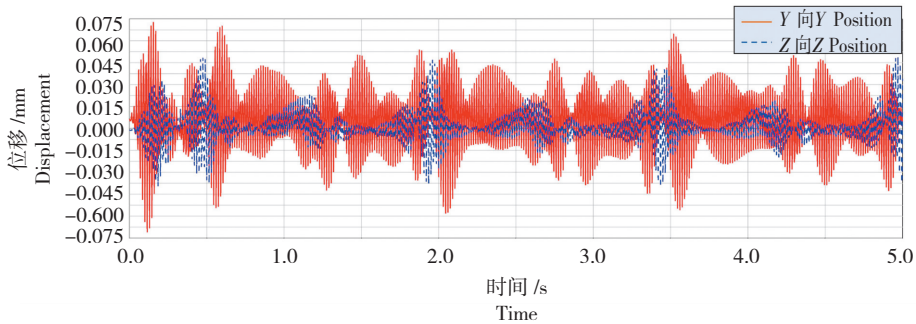


图 17　柔性主轴刀盘连接点 *Y*、*Z* 向振幅图像

Fig. 17 *Y* and *Z*-direction amplitude images of the connection points of the flexible spindle cutter head

3 刚柔耦合仿真结果分析

将刚柔耦合动力学模型进行求解,仍然以刀盘与主轴连接点为测量点,这次得到测量点在 X 轴方向上由于主轴的柔性变形产生了一定振动,轴向上最大位移幅度达到 190 μm,振幅随时间变化逐渐减小,可能的原因是刚开始切削时主轴受到冲击力,轴向上产生了弹性变形,随后周期性的切削力主要是沿径向作用,因此主轴轴向的振动被轴承与弹性变形吸收振幅逐渐减弱。

测量点在 Y、Z 轴上的振幅,与刚体动力学模型仿真结果相比更大,也反映了主轴的弹性变形增加了刀盘的振动,其 Y 向最大位移幅度约在 150 μm,Z 向最大位移幅度约在 90 μm,将结果带入式(12)求出 $S_{(p-p)\max}$ 为 175 μm。将刚柔耦合动力学仿真结果与刚体动力学仿真结果相比,将主轴柔性化后得出的振幅更大,且轴向也出现小幅振动,刚柔耦合后的振幅结果更接近真实状态。

依据 GB/T 11348.3—2011 对振幅情况评价,其中将旋转轴的振动情况分为 4 个评价区域 A、B、C、D,当振幅介于 A、B 两级内认为振动是可接受并能无限制长期运行的;当振动幅度处于 C 区域时,可以有限运行一段时间,但对于长期运行的机器是不合格的;D 区域则可认为无法平稳运行。区域划分边界的推荐值与主轴的转速有关,区域边界计算见式(13)

$$\begin{cases} S_{AB(P-P)} = 4\ 800/\sqrt{n} \\ S_{BC(P-P)} = 9\ 000/\sqrt{n} \\ S_{CD(P-P)} = 13\ 200/\sqrt{n} \end{cases} 。 \tag{13}$$

将削片机额定转速 630 r/min 代入式(13),求解出 AB 区域界限为 191 μm,削片机径向振幅 175 μm 小于 AB 区域分界线的 191 μm,介于区域 A 内,因此得出削片机在工作时主轴系统能满足使用条件可以长期运行。

4 结论

本研究针对一款尚处于设计中的新型的林间剩余物可调式斜进料盘式削片机的主轴安装形式进行分析,通过计算添加周期性切削力载荷模拟出切削过程中刀盘上飞刀的受力情况,建立相对真实的动力学模型后,得出以下结论。

1)将盘式削片机主轴系统的刚性体与刚柔耦合后的动力学模型仿真结果进行对比,发现主轴为柔性时刀盘与主轴连接处的振动情况更符合实际切削效果。

2)对刚柔耦合仿真结果按照国家标准进行振幅评价,结果显示该机型的主轴系统能满足长期使用条件。

3)经过本研究对主轴系统的刚柔耦合动力学仿真分析,为新型削片机主轴系统的合理性提供了验证,并为以后削片机主轴系统的结构改进提供了参考依据。

【参 考 文 献】

[1] 战丽,张志文,杨春梅,等. 履带式林间剩余物集材机关键部件设计与试验研究[J]. 森林工程,2023,39(3):131-139.
ZHAN L, ZHANG Z W, YANG C M, et al. Design and experimental study on key components of crawler forest residue skidder[J]. Forest Engineering, 2023, 39(3): 131-139.

[2] LABBE S, AUCHET S, MEAUSOONE P J. Effect of anvil position on cutting force and energy measurements of a disc chipper[J]. Biomass and Bioenergy, 2017, 99: 49-56.

[3] 花军,陈光伟. 木材加工机械[M]. 北京:科学出版社,2017.
HUA J, CHEN G W. Woodworking machinery[M]. Beijing: Science Press, 2017.

[4] 李荣丽,贺利乐. 煤炭采样机械臂的刚柔耦合动力学建模与仿真分析[J]. 机械设计,2013,30(8):33-36.
LI R L, HE L L. Dynamic modeling and simulation analysis for rigid-flexible coupling model of coal sample manipulator [J]. Journal of Machine Design, 2013, 30(8): 33-36.

[5] 任长清,王涛,丁星尘,等. 木窗双端复合精铣加工机床主轴系统的刚柔耦合动力学建模与仿真[J]. 森林工程,2023,39(5):133-143.
REN C Q, WANG T, DING X C, et al. Rigid-flexible coupled dynamics modeling and simulation of spindle system of double-end compound finishing milling machine tool for wooden window[J]. Forest Engineering, 2023, 39(5): 133-143.

[6] 贾磊,朱彦齐. 基于 SolidWorks 与 ADAMS 的工业机器人动力学仿真[J]. 包装工程,2020,41(3):207-210.
JIA L, ZHU Y Q. Dynamic simulation of industrial robot based on SolidWorks and ADAMS[J]. Packaging Engineering, 2020, 41(3): 207-210.

[7] 黄贤振,于瑞,刘慧珍,等. 考虑轴承非线性恢复力的主轴振动可靠性分析[J/OL]. 吉林大学学报(工学版),1-9[2024-01-27]. https://doi. org/10. 13229/ j. cnki. Jdxbgxb. 20230295.
HUANG X Z, YU R, LIU H Z, et al. Reliability analysis of spindle vibration considering nonlinear recovery force of bearing[J/OL]. Journal of Jilin University (Engineering Science), 1-9[2024-01-27]. https://doi. org/10. 13229/ j. cnki. Jdxbgxb. 20230295.

[8] 陈润霖,赵少东,张梦豪,等. 角接触球轴承的时变刚度模型与承载特性分析[J]. 机械设计与研究,2022,38(2):114-119.
CHEN R L, ZHAO S D, ZHANG M H, et al. Time-varying stiffness model and load-bearing characteristics analysis of angular contact ball bearings[J]. Machine Design & Research, 2022, 38(2): 114-119.

[9] 刘旭东. 移动式林间剩余物粉碎机理论分析与试验研究[D]. 哈尔滨:东北林业大学,2019.
LIU X D. Theoretical analysis and experimental study on mobile forest residue crusher[D]. Harbin: Northeast Forestry University, 2019.

[10] 薄仕文,李耀翔,王海滨. 灌木切割试验装置切割振动分析[J]. 森林工程,2022,38(5):75-82.
BO S W, LI Y X, WANG H B. Cutting vibration analysis of shrub cutting experimental device[J]. Forest Engineering, 2022, 38(5): 75-82.

[11] 张中元,王丽红,原起富. 多联组配角接触球轴承的刚度计算[J]. 制造技术与机床,2004(2):102-104.
ZHANG Z Y, WANG L H, YUAN Q F. Rigidity calculation for combined angular contact ball bearings[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2004(2): 102-104.

[12] 夏玉国,彭友志,刘正华,等. 线性回归拟合的测量不确定度评定[J]. 计量学报,2023,44(4):664-670.
XIA Y G, PENG Y Z, LIU Z H, et al. The measurement uncertainty evaluation of linear regression fitting[J]. Acta Metrologica Sinica, 2023, 44(4): 664-670.

[13] 李明昊,牛昊,范佳艺,等. 刚柔耦合仿生机器鱼传动轴动态疲劳可靠性分析[J]. 中国工程机械学报,2023,21(4):358-362.
LI M H, NIU H, FAN J Y, et al. Rigid-flexible coupling dynamic fatigue reliability study on bionic fish driving shaft[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2023, 21(4): 358-362.

[14] LI T T, DU W, PIAO M W, et al. Dynamical effect investigations of component´s internal interface by using techniques of rigid-flex coupling simulation[J]. Shock and Vibration, 2021, 2021: 6509950.

[15] 杨起帆,葛继鹏,齐英杰,等. 基于 ANSYS 的数控裁板锯主机结构有限元强度分析[J]. 森林工程,2023,39(6):126-133.
YANG Q F, GE J P, QI Y J, et al. Finite element strength analysis of the main frame of CNC cutting board saw based on ANSYS[J]. Forest Engineering, 2023, 39(6): 126-133.

[16] 郑思远,田俊杰,王立鹏,等. 紧凑型刚柔耦合腰部康复机器人设计与分析[J/OL]. 机械工程学报,1-11[2024-01-27]. https://kns-cnki-net. Webv pn . nefu. edu. cn /kcms/ detail/11. 2187. TH. 20231229. 1427. 036. html.
ZHENG S Y, TIAN J J, WANG L P, et al. Design and analysis of compact rigid-flexible coupled waist rehabilitation robot[J/OL]. Journal of Mechanical Engineering, 1-11[2024-01-27]. https://kns-cnki-net. webvpn. nefu. edu. cn/kcms/ detail/11. 2187. TH. 20231229. 1427. 036. html.

[17] 魏大栋. 采煤机截割部刚柔耦合动力学及扭矩轴模态分析[J]. 机械管理开发,2022,37(7):75-76,79.
WEI D D. Analysis of rigid-flexible coupling dynamics and torque axis modalities of coal miner cutoff section [J]. Mechanical Management and Development, 2022, 37(7): 75-76, 79.