

螺旋瓦楞横切机振动分析

王时畅, 杜群贵

(华南理工大学, 广州 510640)

摘要: **目的** 分析螺旋瓦楞横切机剪裁瓦楞纸板产生的机械振动, 并通过减振减小上、下刀轴振动响应, 使其达到生产所需剪裁精度要求。 **方法** 对螺旋瓦楞横切机进行了动力学建模, 通过数学解析和 Ansys 仿真软件分别进行振动分析。 **结果** 将解析结果与 Ansys 仿真结果进行对比, 分析得到所建立的振动模型是正确的, 通过分析横切机系统振动特性参数, 提出降低振动响应方法, 即采用碳纤维材料使上、下刀轴振动响应控制在 0.07 mm 范围内, 使其达到横切机剪裁精度要求。 **结论** 建立的动力学数学解析模型和 Ansys 仿真对研究横切机振动特性, 降低振动响应, 改善横切机剪裁质量是有效的。

关键词: 螺旋瓦楞横切机; 振动分析; 特性参数; 振动响应; 剪裁精度

中图分类号: TB486 文献标识码: A 文章编号: 1001-3563(2017)03-0089-06

Vibration of Spiral Corrugated Flying Shear Machine

WANG Shi-chang, DU Qun-gui

(South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)

ABSTRACT: The work aims to analyze the mechanical vibration generated when the spiral corrugated flying shear machine is cutting corrugated board and to reach the cutting precision necessary for production by reducing the vibration response of upper and lower cutter shafts. The dynamics model of spiral corrugated flying shear machine was established. Vibration analysis was carried out by means of mathematical analysis and Ansys simulation software. By comparing the analytical results with the Ansys simulation results, they proved that the vibration model established was correct. Based on the analysis of vibration characteristic parameters of flying shear machine, the method used to reduce the vibration response was proposed, namely carbon fiber material was used to control the vibration response of upper and lower cutter shafts within 0.07 mm, so as to reach the cutting precision requirements of flying shear machine. All the above have proved that it is effective to study the vibration characteristics, reduce vibration response and improve cutting quality with the dynamic mathematical model and Ansys simulation.

KEY WORDS: spiral corrugated flying shear machine; vibration analysis; characteristic parameter; vibration response; cutting precision

螺旋瓦楞横切机作为瓦楞纸板生产线中的关键机器, 其动力学特性与剪裁精度越来越多地引起人们的关注和研究。螺旋瓦楞横切机的主要功能是完成瓦楞纸板的定尺横向剪裁。随着横切机和瓦楞生产线高速化发展, 以及对剪裁大幅宽纸板的不断需求, 横切机的振动越来越大, 横切机剪裁精度问题显得愈来愈

棘手, 横切机也必须不断改进。

在横切机实际结构中, 纸板剪裁需要通过上、下刀轴螺旋切刀与纸板进行同步剪裁。剪裁过程中, 螺旋切刀不断剪裁纸板, 所产生的剪裁反力作用在上、下刀轴上, 并随着剪裁过程沿刀轴快速移动, 引起上、下刀轴反向振动, 使上、下刀轴不同位置中心距发生变化。横

收稿日期: 2016-08-08

基金项目: 广东省省部产学研项目(2012B091000140); 广东省省级科技计划(2013B010203016)

作者简介: 王时畅(1994—), 男, 华南理工大学硕士生, 主攻机械系统设计与优化。

通讯作者: 杜群贵(1965—), 男, 华南理工大学教授、博导, 主要研究方向为现代机电工程设计与控制。

切机运动曲线对横切机振动影响也比较大,文献[1]利用电子凸轮代替机械凸轮,减小了因为机械凸轮磨损导致纸板进给速度与切刀分速度不同步带来的运动冲击。文献[2—3]研究了调隙结构引起的横切机振动,并在调隙结构中增加弹性环节,降低振动。文献[4]将平刃刀片改变为锯齿形刀片。点切割板材产生的抗弯曲力也更小,在剪裁硬纸板时能达到较好的减振效果。文献[5]通过提高横切机系统刚度,增加系统固有频率,避开激励频率,来达到降低系统的振动与噪音。

引起横切机振动的原因有很多,包括切刀与纸板的运动冲击^[6—8],切刀剪裁反力冲击,调隙结构冲击。文中主要建立螺旋瓦楞横切机振动模型,研究横切机剪裁瓦楞纸板过程的振动特性,通过修改横切机振动特性参数,减小振动,从而达到提高剪裁精度的目的。通常情况下,横切机中心距变化控制精度要求保持在0.07 mm以内才能保证瓦楞纸板剪裁精度。

要准确测量螺旋瓦楞横切机中心距 0.05 ~ 0.15 mm的振动位移,目前业界没有好的方法,因此,文中采用解析和 Ansys 仿真的方法,相互验证,并得到了与工程现场一致的结果。

1 振动模型的建立与求解

双电机螺旋瓦楞横切机结构原理见图1。工作时下刀轴通过主传动电机带动转动,上刀轴通过下刀轴轴端两侧的同轴齿轮带动转动,瓦楞纸板以生产线速度 v_0 做直线运动。剪裁瓦楞纸板时,上下刀轴上的螺旋切刀通过上下刀轴带动对瓦楞纸板进行剪裁。

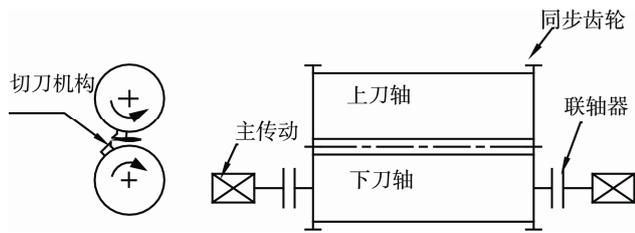


图1 螺旋瓦楞横切机结构原理

Fig.1 Structure principle of spirial corrugating flying shear mechine

研究螺旋瓦楞横切机的振动特性对上、下刀轴中心距的影响和剪裁精度,要对模型进行合理的建模,首先抽象出横切机在某一时刻剪裁过程的三维剪裁原理简图,见图2,横切机刀轴长约2.6 m左右,上下刀轴一端保证沿 x 轴的转动和移动自由度,另一端只保证沿 x 轴的转动自由度。图2中,上下刀轴上安装的螺旋切刀的螺旋角 $\beta=2^\circ$ 。

在上、下螺旋切刀剪裁瓦楞纸板过程中,由于螺旋角的存在,剪裁区域(螺旋切刀与纸板接触所夹的区域)所产生的剪裁反力随着上、下刀轴的转动 ω_0

和瓦楞纸板的进给 v_0 沿轴向以剪裁速度 v 匀速移动,作用在上、下刀轴上的匀速移动的剪裁反力引起上、下刀轴振动,导致上下刀轴不同位置中心距发生变动,影响横切机剪裁精度。为了研究螺旋瓦楞横切机振动特性,将横切机简化为移动变化的剪裁力作用下的旋转刀轴振动模型,见图3。

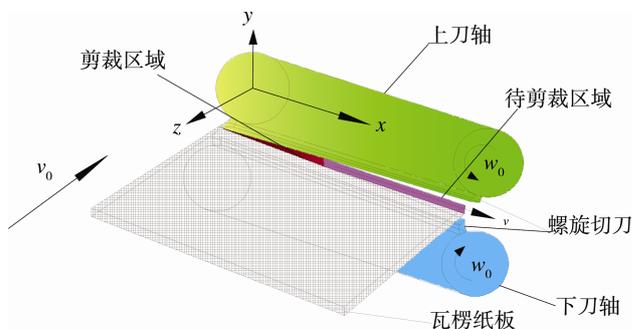


图2 某一时刻三维剪裁示意

Fig.2 Three-dimensional shear diagram at one time

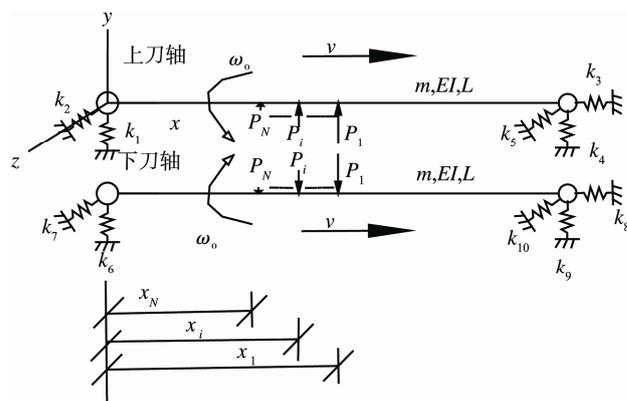


图3 旋转刀轴振动模型

Fig.3 Vibration model of rotatory shaft

图3中,上、下刀轴受到瓦楞纸板剪裁反作用力。由于螺旋角的存在且刀轴以一定角速度 ω_0 旋转,导致剪裁反作用分布力以一定速度 $v=\omega_0 r \cot \beta$ 在刀轴轴线 x 方向匀速移动,其中 r 为刀轴的最大回转半径,螺旋角 $\beta=2^\circ$ 。横切机刀轴所受到的剪裁反力分布力简化为沿轴线 x 方向以恒定速度 v 移动等间隔为 d 的 N 个集中力 $P_i(i=1, 2, \dots, N)$, P_i 依据剪裁面积大小计算。横切机刀轴被两端等刚度($k_1=k_4=k_6=k_9$; $k_2=k_5=k_7=k_{10}$; $k_3=k_8$)轴承支撑。高阶模态对振动响应影响很小,可忽略不计,只需考虑旋转刀轴的一阶模态^[10]。

在上、下刀轴振动模型中,刀轴材料参数、几何截面性质截面积和抗弯截面惯性矩、刀轴长度等都会对刀轴振动,横切机剪裁精度带来很大影响。为了计算求解方便又不过多影响旋转刀轴的动态响应结果,旋转刀轴的模态振型通过刚性支撑弹性刀轴和弹性支撑刚性刀轴模态振型线性叠加得到^[10],旋转刀轴一阶振型函数与固有频率为:

$$\begin{cases} \varphi(x) = \frac{\sin \frac{\pi x}{L} + \gamma}{1 + \gamma} \\ \omega_{11} = \omega_1 \sqrt{\frac{1 + \gamma}{1 + \frac{8\gamma}{\pi} + 2\gamma^2}} \end{cases} \quad (1)$$

式中： γ 为支撑刀轴弯曲刚度 $K_{弯}$ 与轴承等效刚度 $K_{轴}$ 之比。 $K_{弯} = \frac{EI\pi^4}{2L^3}$ ， $K_{轴} = 2K_1$ ， ω_1 为刀轴简支梁

一阶固有频率 $\omega_1 = \left(\frac{\pi}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EI_y}{m}}$

利用振型函数正交性，考虑刀轴旋转^[9]和轴承刚度^[10]两方面带来的影响，考虑无阻尼刀轴振动系统，将刀轴的旋转因素和轴承刚度耦合到刀轴的刚度-质量模型中，基于转子动力学列出其振动方程：

$$\ddot{y}(t) + \omega_{11}^2 y(t) = \frac{2P(t)}{mL} \quad (2)$$

$$\begin{cases} m = \rho A + \rho I_y \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 \\ \omega_{11}^2 = \left(\frac{1 + \gamma}{1 + \frac{8\gamma}{\pi} + 2\gamma^2}\right) \frac{EI_y \left(\frac{n\pi}{L}\right)^4}{\rho A + \rho I_y \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2} \end{cases} \quad (3)$$

式中： ρ 为材料密度； A 为横截面面积； y 为刀轴中心线 y 方向上位移， I_y 为 y 向抗弯截面惯性矩。

$$P(t) = \begin{cases} \sum_{i=1}^n \frac{2P_i}{mL(\omega_{11}^2 - \omega_0^2)} \left(\frac{1 + \gamma}{1 + \frac{8\gamma}{\pi} + 2\gamma^2}\right) \left(\sin \frac{\pi x}{L} + \gamma\right) (\sin \omega_0(t - t_i) - \frac{\omega_0}{\omega_{11}} \sin \omega_{11}(t - t_i)) & 0 \leq t \leq t_N \\ \sum_{i=1}^N \frac{2P_i}{mL(\omega_{11}^2 - \omega_0^2)} \left(\frac{1 + \gamma}{1 + \frac{8\gamma}{\pi} + 2\gamma^2}\right) \left(\sin \frac{\pi x}{L} + \gamma\right) (\sin \omega_0(t - t_i) - \frac{\omega_0}{\omega_{11}} \sin \omega_{11}(t - t_i)) & t_N \leq t \leq \frac{L}{v} \\ \sum_{i=n}^N \frac{2P_i}{mL(\omega_{11}^2 - \omega_0^2)} \left(\frac{1 + \gamma}{1 + \frac{8\gamma}{\pi} + 2\gamma^2}\right) \left(\sin \frac{\pi x}{L} + \gamma\right) (\sin \omega_0(t - t_i) - \frac{\omega_0}{\omega_{11}} \sin \omega_{11}(t - t_i)) & \frac{L}{v} \leq t \leq t_N + \frac{L}{v} \end{cases} \quad (5)$$

上、下刀轴为对称结构，则上、下刀轴振动位移响应，即中心距变动 $y(x,t) = 2y_1(x,t)$ 。

2 实例振动特性分析

螺旋瓦楞横切机生产线速度 $v_0 = 3$ m/s，刀轴半径 $r = 0.142$ ，纸板厚度取 $d = 0.01$ m，上、下刀轴中心距 $A_0 = 0.28$ m，转动惯量 $I_y = 8.63 \times 10^{-5}$ m⁴，螺旋角 $\beta = 2^\circ$ ，刀轴材料为 45 号钢。刀轴横截面积 $A = 1.51 \times 10^{-2}$ m²，刀轴长度 $L = 2.62$ m，NA4832 滚针轴承综合刚度 $K_1 = 1.14$ GN/m。带入 Matlab 进行计算，等效剪裁力所引起的上刀轴振动位移响应（1/2 中心距变化）与时间、轴向位置关系见图 4。

其中，广义集中力^[11]

$$P_i(t) = \frac{\int_0^L P_i \delta(v(t - t_i)) \varphi(x) dx}{\int_0^L m \varphi_n^2(x) dx} = \frac{2P_i}{mL} \sin\left(\frac{\pi v}{L}(t - t_i)\right)$$

$$P(t) = \begin{cases} \sum_{i=1}^n \frac{2P_i}{mL} \sin\left(\frac{\pi v}{L}(t - t_i)\right) & 0 \leq t \leq t_N \\ \sum_{i=1}^N \frac{2P_i}{mL} \sin\left(\frac{\pi v}{L}(t - t_i)\right) & t_N \leq t \leq \frac{L}{v} \\ \sum_{i=n}^N \frac{2P_i}{mL} \sin\left(\frac{\pi v}{L}(t - t_i)\right) & \frac{L}{v} \leq t \leq t_N + \frac{L}{v} \end{cases} \quad (4)$$

式中： $\delta(x - \varepsilon)$ 为 Dirac 函数；为描述载荷作用于刀轴上，引入 $S(\varepsilon)$ 。

$$S(\varepsilon) = \begin{cases} 1 & 0 \leq \varepsilon \leq 1 \\ 0 & \text{else} \end{cases}$$

由图 3 可知， $t_n = \frac{x_1 - x_n}{v}$ ， n 为正整数，取值依据

不等式 $t_{n-1} < t \leq t_n$ 或 $t_{n-1} < t - \frac{L}{v} \leq t_n$ 判断； N 为移动集中力总个数。

式(4)每个方程均可以根据不同的时间段，按照单个集中力经过旋转刀轴的方法进行线性叠加计算^[12-13]。

结合式(2)—(4)，令载荷列移动角频率 $\omega_0 = \frac{\pi v}{L}$ ，求解得到匀速移动剪裁载荷列通过旋转刀轴振动模型的 y 向动态响应为：

由图 4 可直观看出瓦楞纸板剪裁质量差的部位，发生在刀轴跨中 ($x = \frac{L}{2}$) 部位附近。为了验证模型的正确性，有必要将解析模型与采用车桥耦合振动^[14]加入旋转因素后 Ansys 仿真模型的上、下刀轴振动响应曲线进行对比，选取刀轴跨中响应曲线为研究对象，见图 5。

对比 Ansys 仿真解和 Matlab 数值解，无论是波形还是振幅，曲线比较一致。说明文中采用的计算公式与仿真结果相吻合，计算模型是正确的。考虑横切机的振动特性，首先将横切机振动特性参数进行分类。横切机的振动特性参数可分为 2 种：运动参数，通过改变转速，横切机剪裁速度变化，从而改变剪裁力激

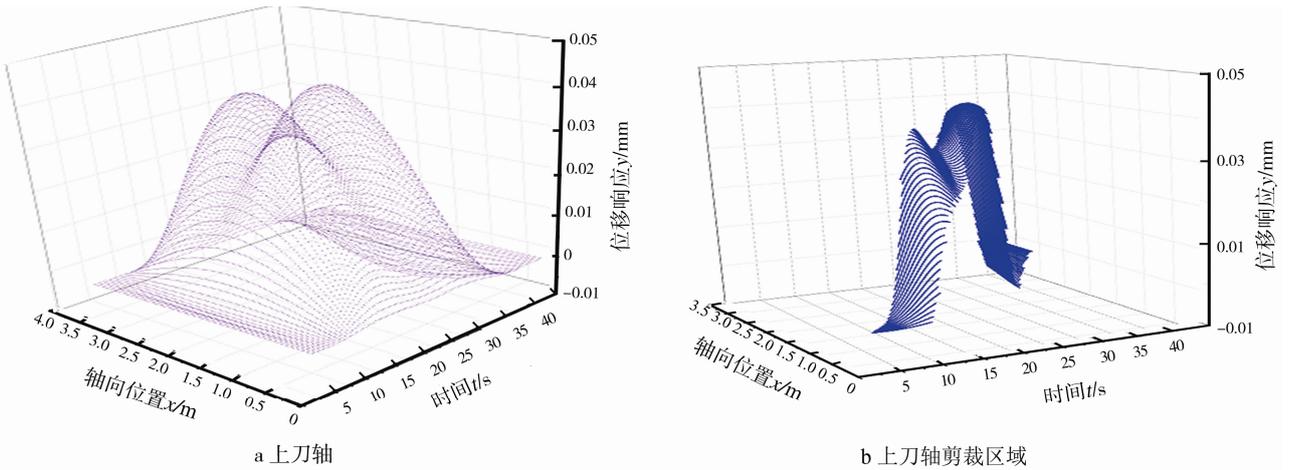


图4 上刀轴位移响应

Fig.4 Upper cutting shaft displacement response

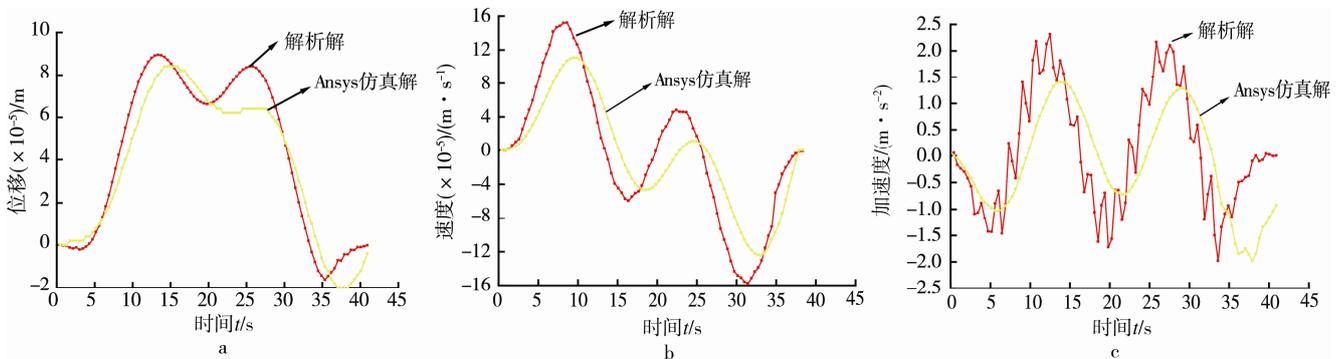


图5 跨中振动响应曲线

Fig.5 Middle point vibration response curve

励频率；系统固有参数，如刀轴质量、刚度、剪裁力大小、长度等。

研究刀轴转速对横切机振动响应的影响，考虑横切机在不同转速 n (剪裁速度 $v=f(n)=2\pi nr \cot \beta$) 情况下，跨中上、下刀轴振动位移响应解析解与转速的关系曲线^[15]见图6。

由图6可知，随着刀轴转速的不断提高，在低转速范围区间 ($n=0 \sim 550 \text{ r/min}$) 振动位移响应总体越来越大，切纸效果越来越差。当其达到其共振转速大约为 550 r/min 时，位移动力放大系数达到 1.86 ，横切机振动最剧烈。

在实际应用过程中，为了尽量减小位移响应动力放大系数，应当合理降低刀轴转速，使刀轴转速稳定在 160 r/min 左右。考虑横切机运动参数影响后，研究刀轴在不同的系统固有特性参数(质量，刚度，剪裁力大小，长度)作用下对跨中上、下刀轴位移振动响应的影响，经 Matlab 计算结果见图7。

由图7可知，刀轴对横切机位移响应的影响^[16]主要反映在刀轴长度 L 、刀轴质量 m ，刀轴刚度 EI 和剪裁力 F 。为了降低振动，减小振动响应，横切机模型参数总体趋势为短长度，轻质量，高刚度，小剪裁力。

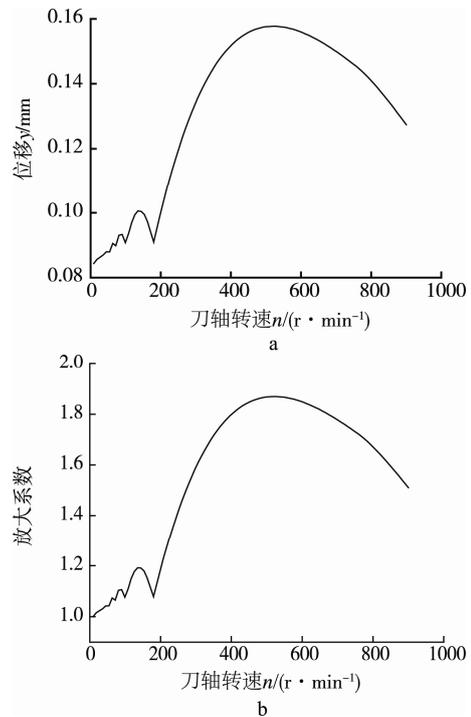


图6 跨中位移响应和放大系数

Fig.6 Middle point displacement response and amplification factor

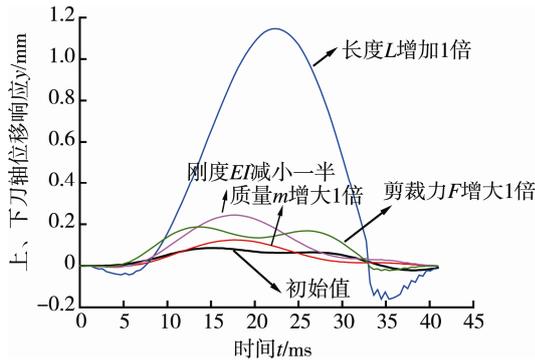


图 7 不同因素下跨中位移响应曲线
Fig.7 Middle point displacement response curve under different factors

3 改进措施

在实际工作过程中，刀轴长度 L 和剪裁力大小 F 一般由生产需求决定，无法更改。为了减小横切机中心距变动，通过改变刀轴质量 m 和刚度 EI 来实现。刀轴质量和刚度的改善方法是新材料碳纤维^[17-19]的使用，碳纤维材料的物理性能见表 1。

表 1 材料物理特性
Tab.1 Materials physical characteristics

材料	密度/(kg·m ⁻³)	弹性模量/GPa
45 号钢	7890	209
42CrMo	7880	212
碳纤维	1750	350 左右

使用碳纤维刀架，能减小密度，增加刚度，对横切机主要存在以下 3 个方面优势：由于弹性模量 E 的提升，刀轴刚度将增大提升 65%，上、下刀轴振动响应将显著减小；密度下降，质量降低到原来质量的 2/9 左右，刀轴固有频率提升，上、下刀轴振动响应将显著减小；密度下降，转动惯量的降低，给电机留有了较大的功率余量。使用碳纤维刀架，上、下刀轴振动响应，见图 8。

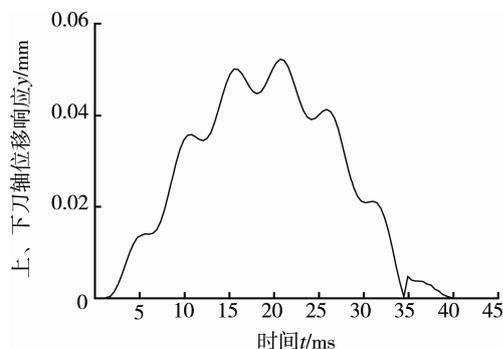


图 8 碳纤维材料振动响应
Fig.8 Vibration response of carbon fiber materials

碳纤维材料的使用，使得跨中上、下刀轴的位移

响应由 0.09 mm 下降到 0.05 mm，小于 0.07 mm，从而满足了大幅宽横切机剪裁纸板精度要求，能够剪裁出质量良好的瓦楞纸板。

4 结语

建立了螺旋瓦楞横切机的振动模型，对其进行解析分析和仿真验证。结合实例，采用解析方法和 Ansys 仿真分析横切机工作过程中振动引起的上、下刀轴振动响应变动规律。横切机上、下振动响应会很大程度影响瓦楞纸板剪裁精度，通过改变振动特性参数，如材料等，能够使横切机振动响应控制在 0.07 mm 范围内，从而达到横切机剪裁精度要求。在建模过程中没有考虑阻尼因素，忽略了瞬态响应部分对振动响应的影响。由于考虑轴承弹性支撑时，采用线性叠加方式求解系统固有频率和振型，其结果会有一些的误差。由于螺旋剪裁产生剪裁反力只是近似为三角载荷，并不能完全等效，其结果也会产生一定误差。

参考文献：

- [1] 舒志兵, 翟正磊, 励书杰, 等. 基于电子凸轮的高速横切机飞剪系统设计分析[J]. 电气传动, 2013, 43(10): 47—49.
SHU Zhi-bing, ZHAI Zheng-lei, LI Shu-jie, et al. Design and Analysis of the High Speed Rolling Cutting Machine of Flying Shear System Based on Electronic Cam[J]. Electric Drive, 2013, 43(10): 47—49.
- [2] 王岭松. 瓦楞纸板螺旋横切机弹性除侧隙叠装齿轮的结构设计[J]. 包装工程, 2011, 32(21): 4—6.
WANG Ling-song. Structure Design of Elastic Stack Loading Gear for Corrugated Board Spiral Cutting Machine[J]. Packaging Engineering, 2011, 32(21): 4—6.
- [3] 唐善华. 瓦楞纸板横切机的无键联接设计[J]. 包装工程, 2007, 28(3): 93—94.
TANG Shan-hua. Design of Keyless Coupling for the Corrugated Cardboard Transverse Cutting Machine[J]. Packaging Engineering, 2007, 28(3): 93—94.
- [4] 邱竟. 横切刀的创新技术[J]. 中国包装工业, 2013(7): 84—85.
QIU Jing. Innovative Technology of Transverse Cutter[J]. China Packaging Industry, 2013(7): 84—85.
- [5] 陈小林, 肖宏. 滚筒式飞剪模态分析[J]. 重型机械, 2013(1): 68—72.
CHEN Xiao-lin, XIAO Hong. Modal Analysis for Drum Flying Shear[J]. Heavy Machinery, 2013(1): 68—72.
- [6] 齐建虹, 蔡锦达. 基于 ARM9 和自适应模糊 PID 算法的蜂窝纸板飞剪控制系统[J]. 包装工程, 2013, 34(21): 75—79.

- QI Jian-hong, CAI Jin-da. Honeycomb Cardboard Flying Shear Control System Based on ARM9 and Adaptive Fuzzy PID Control Algorithm[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(21): 75—79.
- [7] 余永维, 杜柳青, 冯文杰. 瓦楞纸自动横切机控制系统设计[J]. 包装工程, 2010, 31(11): 93—95.
YU Yong-wei, DU Liu-qing, FENG Wen-jie. Control System Design for the Corrugated Board Automatic Cross-cutting Machine[J]. Packaging Engineering, 2010, 31(11): 93—95.
- [8] 韩提文, 魏泽鼎. 瓦楞纸横切机控制系统建模[J]. 包装工程, 2009, 30(6): 54—55.
HAN Ti-wen, WEI Ze-ding. Modeling of the Control System of Corrugated Paper Transverse Cutting Machine[J]. Packaging Engineering, 2009, 30(6): 54—55.
- [9] 张勇, 蒋滋康. 轴系弯扭耦合振动的数学模型[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1998(8): 115—118.
ZHANG Yong, JIANG Zi-kang. Coupled Bending and Torsional Vibration Mathematic Model of Shaft Systems[J]. Journal of Tsinghua University(Natural Science Edition), 1998(8): 115—118.
- [10] YAU J, WU Y, YANG Y. Impact Response of Bridges with Elastic Bearings to Moving Loads[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 248(1): 9—30.
- [11] 高庆飞. 移动车辆荷载作用下梁式桥动力性能设计与评价方法[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.
GAO Qing-fei. Design and Evaluation Methods on Dynamic Performance of Girder Bridges under Moving Vehicle Loads[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015.
- [12] 陈水生. 公路车桥耦合振动响应计算方法对比研究[J]. 华东交通大学学报, 2011, 28(3): 18—25.
CHEN Shui-sheng. Highway Bridge Coupled Vibration Response Calculation Method of Comparative Study[J]. Journal of East China Jiaotong University, 2011, 28(3): 18—25.
- [13] MEZOUER N, SILHADI K, HADID M. Sensitivity Analysis of Site Response Effect on Stochastic Responses of Two-Span Beam[J]. Advances in Structural Engineering, 2011, 14(3): 405—417.
- [14] 桂水荣, 陈水生, 赵辉, 等. 基于 LS-DYNA 公路桥梁车桥耦合振动模型[J]. 公路交通科技, 2013, 30(7): 40—45.
GUI Shui-rong, CHEN Shui-sheng, ZHAO-Hui, et al. Model of Highway Bridge Subjected to Vehicle-bridge Coupled Vibration Based on LS-DYNA[J]. Journal of Highway and Transportation Research and Development, 2013, 30(7): 40—45.
- [15] 谭国金, 刘寒冰, 程永春, 等. 基于车-桥耦合振动的简支梁桥冲击效应[J]. 吉林大学学报(工学版), 2011, 41(1): 62—67.
TANG Guo-jin, LIU Han-bing, CHEN Yong-chun, et al. Analysis of Impact of Vehicle to Simply Supported Beam Bridge Based on Vehicle-Bridge Coupled Vibration[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2011, 41(1): 62—67.
- [16] 蒋培文, 贺拴海, 宋一凡, 等. 简支梁车桥耦合振动及其影响因素[J]. 长安大学学报(自然科学版), 2013, 33(1): 59—66.
JIANG Pei-wen, HE Shuan-hai, SONG Yi-fan, et al. Vehicle-bridge Coupled Vibration and Its Influencing Factors of Simple Beam[J]. Journal of Changan University(Nature Edition), 2011, 41(1): 62—67.
- [17] 钮嘉颖. 碳纤维机床传动轴的弯扭性能研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
NIU Jia-yin. Design of Carbon Fiber Reinforced Plastic Drive Shaft's Bending and Torsional Performance for a Machine Tool[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2013.
- [18] ZHANG Jin-guang, YANG Rui, HU Ye-fa, et al. Dynamic Characteristics Research of a Steel/CFRP Drive Shaft[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2013(5): 561—566.
- [19] GIBSON J. Performance Driveshaft Tech[J]. Motor, 2014(1): 22—24.