

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.02.055

薄型锯片锯切硬脆石材横向振动模型^{*}

白硕玮¹ 张进生¹ 王长会² 王志¹ 黄波¹ 程鹏³

(1. 山东大学高效洁净机械制造教育部重点实验室, 济南 250061; 2. 现代农装科技股份有限公司, 北京 100083;
3. 机械科学研究总院, 北京 100044)

摘要: 分析了金刚石圆盘锯锯切石材过程中节径型横向振动的形成原因, 发现行波振动中锯齿边缘的波动变形导致了锯切力形成附加轴向力。在与锯片同转速的旋转坐标系下推导了轴向附加力的数学模型, 进而建立了石材锯切过程中锯片横向振动模型。基于 Newmark 方法设计了振动模型的求解算法, 并编写了仿真程序。为了验证模型的有效性, 进行了石材加工生产现场锯片的横向振动监测实验, 对锯片不同位置、不同工艺参数下的横向振动值进行了测量。6 组振动模型的计算结果与对照实验结果的误差不超过 13%, 验证了模型的有效性。

关键词: 金刚石圆锯片 轴向分力 横向振动 数学模型 Newmark 算法

中图分类号: TG717; TH122 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)02-0372-07

Analytical Model of Transverse Vibration of Thin Type Circular Saw in Sawing Hard and Brittle Stone

Bai Shuowei¹ Zhang Jinsheng¹ Wang Changhui² Wang Zhi¹ Huang Bo¹ Cheng Peng³

(1. Key Laboratory of High Efficiency and Clean Mechanical Manufacture, Ministry of Education, Shandong University, Ji'nan 250061, China

2. Modern Agricultural Equipment Co., Ltd., Beijing 100083, China

3. China Academy of Machinery Science & Technology, Beijing 100044, China)

Abstract: Based on analysis of the reason of nodal diameter transverse vibration of thin type circular saw in sawing the stone, it was found out that the wave of the wavy deformation of traveling wave on the saw edge led to the additional axial force of sawing force. The mathematical model of axial additional force was deduced by traveling wave theory in a rotating coordinate system with the same rotational speed as the diamond circular saw, and then the transverse vibration model of diamond saw blade was built by using the thin plate theory of elastic mechanics. The model was pretreated by using complex analysis theory and some proper mathematical methods. The solving algorithm for transverse vibration model and the simulation program were designed based on the Newmark method. In order to verify the validity of the model, a transverse vibration monitoring experiment was completed in the stone producing spot. The transverse vibration of two positions of the diamond saw blade was measured under different process parameters. The error between simulation result and experimental result was less than 13%, therefore, the correctness of the model was verified. The established transverse vibration model could provide theoretical support for optimization of saw blade structure, design of sawing machine tool, noise reduction in sawing process and improvement of the machining surface quality.

Key words: Diamond saw blade Additional axial force Transverse vibration Mathematical model Newmark method

收稿日期: 2014-02-27 修回日期: 2014-05-13

^{*} 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2012AA0202)和山东省科技发展计划资助项目(2010G2X20604)

作者简介: 白硕玮, 博士生, 主要从事硬脆石材加工与清洁生产技术研究, E-mail: baishuowei@163.com

通讯作者: 张进生, 教授, 博士生导师, 主要从事硬脆石材的高效加工与清洁生产技术研究, E-mail: zhangjs@sdu.edu.cn

引言

荒料锯切是石材制品生产过程中第一道也是最重要的一道工序,锯切工艺不仅关系到本工序的成本和效率,还影响其他工序的加工效率和质量^[1-2]。目前锯切硬脆石材使用最广泛的是金刚石圆盘锯机^[3]。为提高石材荒料利用率、减小锯切锯缝、提高加工效率,超薄锯片高速锯切技术受到了石材加工行业的青睐。然而锯片厚度的降低,导致锯片弯曲刚性下降,容易诱发横向振动^[4]。锯切加工过程中的锯片横向振动会造成锯片寿命下降、锯缝不直、毛板表面质量下降,从而增大后续研磨抛光工序的加工难度、降低加工效率;研磨量的增大不但浪费了珍贵的石材资源,也增加了车间粉尘的产生;另外高速旋转锯片的横向振动产生高频、刺耳的噪声,也对车间工人的身心健康造成危害^[5]。现有报道中,与此相关问题的研究较少。

文献[6]运用FAM分析了圆锯片在轴向力作用下的横向变形整体形貌。文献[7-9]研究了锯切过程中圆锯片横向振动随锯切参数的变化规律,但对圆锯片轴向变形情况未作讨论。文献[10-11]研究了特定载荷下不同锯片结构稳定性和失稳条件,指出可以从锯片结构优化的角度提高锯片临界载荷。文献[13]指出在实际工程中,锯片的失稳现象不多,锯片失效受结构因素和使用因素(锯切参数)的共同影响。所以有必要研究锯切力与锯片所受轴向力的关系,建立横向振动的数学模型。文献[14]建立了圆锯片的横向振动的微分方程模型,并利用数值方法进行了求解,但没有阐明轴向力与锯切力(锯切参数)的关系,限制了模型的应用。

本文将圆盘锯锯切过程由锯齿行波引起的自激振动引入到横向振动模型的研究中,在与锯片同速旋转的坐标系下阐明锯切力与轴向力的关系,建立附加轴向力模型,进而在薄板理论的基础上建立锯片加工过程横向振动模型,最后基于Newmark数值方法对模型进行算法设计,并编制相应求解过程的仿真程序。

1 金刚石圆锯片横向振动的理论模型

1.1 受力分析

金刚石圆锯片对硬脆石材的锯切过程,是锯齿上的金刚石节块对石材不断磨削的过程,锯片受到锯切弧区内石材对金刚石节块的作用力^[14]。该作用力实际上是沿着锯切弧区分布的,为了方便研究锯片横向振动的机理,只考虑锯切弧区内单个锯齿的金刚石节块上的一对力,即沿圆锯片径向的法向

力 F_n 和与圆锯片相切的切向力 F_t ,这两个力的合力表示为锯切力 F ,如图1所示^[12]。

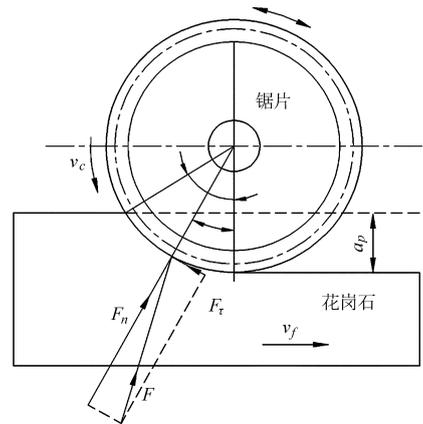


图1 金刚石圆锯片锯切过程受力分析

Fig.1 Mechanical analysis of circular saw in sawing process

在加工过程中由于石材的脆性特点,磨削过程中会产生一定的硬质碎粒,在锯缝中对锯片产生挤压,使锯片产生微小的横向挠度;另外,锯片的切入状态也难以保证严格的垂直于石材荒料。因此,在金刚石圆锯片高速旋转过程中,会发生行波横向振动,产生轴向变形,在锯片的基体外缘处出现轴向弯曲波。当波形旋转时,波峰、波节、波谷先后经过参与磨削的锯齿,锯齿就绕圆锯片的半径产生一定程度的扭转。这里仍然认为锯切力 F 及其分力 F_n 和 F_t 对锯齿上金刚石节块的作用方向不变,这样锯切力也就绕圆锯片半径有所转动,因此就产生了附加的轴向力。图2分别表示金刚石圆锯片有横向挠度和无横向挠度时,从径向看锯切力的方向。

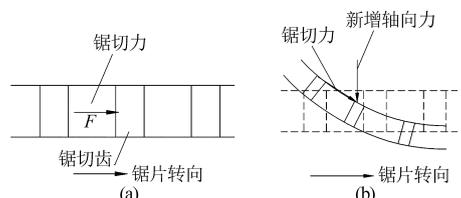


图2 圆锯片锯切力的方向

Fig.2 Direction of sawing force

(a) 无挠度 (b) 有挠度

锯切力沿圆周连续转动,碎屑与锯齿产生接触力并成为横向振动激振力的情况,只可能发生在切削弧区内。而在特定瞬间,弧区内受到碎屑挤压(或因金刚石节块不垂直于中性面而在进给中发生扭转)的位置可以认为是唯一的。因此假设在某一瞬时时刻,因受到硬质碎粒挤压而产生微小挠度的齿数为1,即将锯切力引起的轴向附加力当作集中力处理。则金刚石圆锯片受到锯切力随时间的变化函数如图3所示。

金刚石圆锯片主要振动类型为节径型振动。引

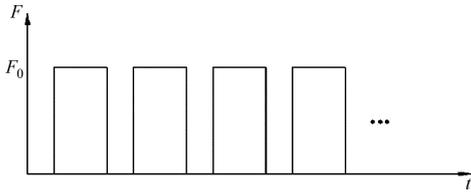


图3 锯齿受到的锯切力随时间的函数

Fig.3 Sawing force on saw as function of time

入一个与圆锯片同速旋转的动坐标系,在该坐标系内看到的锯齿只有振动而没有旋转,原来固定位置的锯齿则在以 $-\omega$ 的角速度旋转。图4是从金刚石节块向锯片中心方向看到的一个波形展开,由图中可以得圆锯片受到的轴向力为

$$F_x = (F_r/r_0) (\partial x/\partial \theta) \quad (1)$$

其中

$$\theta = -\omega t$$

式中 F_r ——锯切力的切向分力, F_r 保持恒定

r_0 ——锯切力作用的半径

x ——锯切力作用点处的横向振动位移

θ ——锯切力作用点的位置角

ω ——锯片旋转角速度

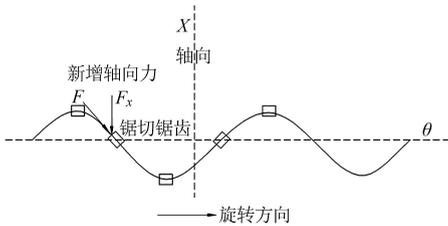


图4 锯片波形展开图

Fig.4 Expansion of waveform of circular saw

1.2 横向振动微分方程的建立

石材加工中使用的圆锯片径厚比都超过100,因此可以将其视为板壳理论中的薄板元件^[16]。且圆锯片的横向振动位移不会太大,因此可用薄板件小挠度理论来研究圆锯片的横向振动问题^[14]。由薄板理论可以得到金刚石圆锯片在极坐标下的横向振动微分方程为

$$D \cdot \nabla^2 \cdot \nabla^2 w + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + D^* \cdot \nabla^2 \cdot \nabla^2 \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right) = q \quad (2)$$

其中

$$D = Eh^3/[12(1-\mu^2)]$$

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$$

$$w = w(r, \theta, t)$$

式中 D ——圆锯片的弯曲刚度

E ——锯片基体材料的弹性模量

h ——锯片厚度 μ ——泊松比

D^* ——锯片的弯曲阻尼系数

∇^2 ——极坐标下的拉普拉斯算子

w ——锯片横向振动挠度,是极坐标下 r 、 θ 和 t 的函数

q ——锯切力的轴向分力在整个金刚石圆锯片表面上的分布集度

结合式(1)可以表示为 δ 的函数形式

$$q(r, \theta, t) = \delta(r - r_0) \delta(\theta + \omega t) F_0 \frac{1}{r_0} \frac{\partial w}{\partial \theta} \quad (3)$$

其中, ω 为圆锯片的转动角速度,在转动的极坐标下, t 时刻锯切力作用点的坐标为 $(r_0, -\omega t)$ 。所以圆锯片的横向振动的微分方程为

$$D \cdot \nabla^2 \cdot \nabla^2 w + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + D^* \cdot \nabla^2 \cdot \nabla^2 \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right) = \delta(r - r_0) \delta(\theta + \omega t) F_0 \frac{1}{r_0} \frac{\partial w}{\partial \theta} \quad (4)$$

2 模型求解

2.1 横向振动微分方程的变换

对于1.2节中建立的横向振动模型,设金刚石圆锯片的横向挠度 $w(r, \theta, t)$ 为复模态的Fourier-Bessel级数,即

$$w(r, \theta, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \psi_{mn}(r, \theta) q_{mn}(t) \quad (5)$$

$$\text{其中 } \psi_{mn}(r, \theta) = \frac{1}{\sqrt{\rho h r^2}} R_{mn}(r) e^{in\theta} \quad (6)$$

式中 m ——节圆数 n ——节径数

$\psi_{mn}(r, \theta)$ ——金刚石圆锯片符合边界条件的 (m, n) 阶复模态

$R_{mn}(r)$ ——符合边界条件和正交条件的Bessel函数

$q_{mn}(t)$ ——锯片横向变形的复数广义坐标

根据振型的正交性,可以得到

$$\int_A \rho h \psi_{mn}(r, \theta) \bar{\psi}_{kl}(r, \theta) r dr d\theta = \delta_{mk} \delta_{nl} \quad (7)$$

$$\int_A D \nabla^4 \psi_{mn}(r, \theta) \bar{\psi}_{kl}(r, \theta) r dr d\theta = \omega_{mn}^2 \delta_{mk} \delta_{nl} \quad (8)$$

$$\text{其中 } \delta_{mk} = \begin{cases} 1 & (m=k) \\ 0 & (m \neq k) \end{cases} \quad \delta_{nl} = \begin{cases} 1 & (n=l) \\ 0 & (n \neq l) \end{cases}$$

式中 A ——整个圆锯片的盘面

$\bar{\psi}_{kl}(r, \theta)$ —— $\psi_{mn}(r, \theta)$ 的共轭复数

ω_{mn} ——对应锯片振型 $\psi_{mn}(r, \theta)$ 的固有频率

根据金刚石圆锯片几何形状的对称性条件可以得出

$$\omega_{kl} = \omega_{k, -l}$$

$$R_{kl}(r) = R_{k, -l}(r)$$

$$q_{kl}(t) = \bar{q}_{k, -l}(t) \quad (l=1, 2, 3, \dots)$$

将式(5)代入式(4),方程两边同时乘以 $\bar{\psi}_{kl}(r, \theta)$,然后沿着整个圆锯片表面积分,利用各振型的

正交条件式(7)和式(8),可以得到关于 q_{kl} 的微分方程

$$\frac{d^2 q_{kl}}{d\tau^2} + \frac{D^* \omega_{cr} \beta_{kl}}{D} \frac{dq_{kl}}{d\tau} + \beta_{kl}^2 q_{kl} = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{iF_0 n}{\omega_{cr}^2 r_0 \rho h r_2^2} e^{i(l-n)\Omega} R_{mn}(r_0) R_{kl}(r_0) q_{mn}(t) \quad (9)$$

其中 $\tau = \omega_{cr} t$ $\beta_{kl} = \omega_{kl} / \omega_{cr}$ $\Omega = \omega / \omega_{cr}$
 $\omega_{cr} = \min \{ \omega_{kl} / l; k = 0, 1, 2, \dots; l = 0, 1, 2, 3, \dots \}$
 式中 ω_{cr} ——圆锯片的最低阶的临界角速度

设: $q_{kl} = q_{kl(1)} + q_{kl(2)}$, $k = 0, 1, 2, \dots; l = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$, 将 q_{kl} 代入式(9), 并将实部和虚部分解得

$$\frac{d^2 q_{mn}^{(1)}}{dt^2} + \frac{D^* \omega_{kl}^2}{D} \frac{dq_{mn}^{(1)}}{dt} + \omega_{kl}^2 q_{mn}^{(1)} = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \frac{-F_0 n}{r_0 \rho h r_2^2} R_{mn}(r_0) R_{kl}(r_0) [\sin(l-n)\omega t q_{mn}^{(1)} + \cos(l-n)\omega t q_{mn}^{(2)}] + \frac{D^* \omega_{kl}^2}{D} \frac{dq_{mn}^{(2)}}{dt} + \omega_{kl}^2 q_{mn}^{(2)} = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \frac{-F_0 n}{r_0 \rho h r_2^2} R_{mn}(r_0) R_{kl}(r_0) [\cos(l-n)\omega t q_{mn}^{(1)} - \sin(l-n)\omega t q_{mn}^{(2)}] \quad (10)$$

2.2 基于 Newmark 方法的模型求解算法研究

2.1 节对金刚石圆盘锯横向振动模型进行了求解预处理, 将偏微分方程(4)转换为微分方程(10)。求解出 $q_{kl}^{(1)}$ 、 $q_{kl}^{(2)}$ 之后, 得锯片上任意点行波振动的瞬态响应为

$$w(t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} R_0(r_0) [q_{mn}^{(1)} \cos(n\omega t) + q_{mn}^{(2)} \sin(n\omega t)] \quad (11)$$

采用纽马克(Newmark)法对微分方程组(10)进行求解, 为表达清楚, 将微分方程组(10)写成^[17]

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = P \quad (12)$$

引入速度和位移关系

$$\dot{x}_{n+1} = \dot{x}_n + (1 - \gamma)\ddot{x}_n \Delta t + \gamma\ddot{x}_{n+1} \Delta t \quad (13)$$

$$x_{n+1} = x_n + \dot{x}_n \Delta t + \left(\frac{1}{2} - \beta \right) \ddot{x}_n \Delta t^2 + \beta \ddot{x}_{n+1} \Delta t^2 \quad (14)$$

令每一步积分满足 $t + \Delta t$ 时刻的末端方程

$$M\ddot{x}_{n+1} + C\dot{x}_{n+1} + Kx_{n+1} = P_{n+1} \quad (15)$$

将式(14)变为

$$\ddot{x}_{n+1} = \frac{1}{\beta \Delta t^2} (x_{n+1} - x_n) - \frac{1}{\beta \Delta t} \dot{x}_n - \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \ddot{x}_n \quad (16)$$

将式(16)代入式(13)得

$$\dot{x}_{n+1} = \frac{1}{\beta \Delta t} (x_{n+1} - x_n) + \left(1 - \frac{\gamma}{\beta} \right) \dot{x}_n + \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta} \right) \Delta t \ddot{x}_n \quad (17)$$

将式(16)、(17)代入式(15), 得到

$$\hat{K} \hat{x}_{n+1} = \hat{P} \quad (18)$$

$$\text{其中 } \hat{K} = K_{n+1} + \frac{1}{\beta \Delta t^2} M + \frac{1}{\beta \Delta t} C \quad (19)$$

$$\hat{P} = P_{n+1} + M \left[\frac{1}{\beta \Delta t^2} x_n + \frac{1}{\beta \Delta t} \dot{x}_n + \left(\frac{1}{2\beta} - 1 \right) \ddot{x}_n \right] + C \left[\frac{\gamma}{\beta \Delta t} + \left(\frac{1}{\beta} - 1 \right) \dot{x}_n + \frac{\Delta t}{2} \left(\frac{\gamma}{\beta} - 2 \right) \ddot{x}_n \right] \quad (20)$$

可以证明, 其中满足 $\gamma \geq \frac{1}{2}$, $\delta \geq 0.25(0.5 + \gamma)^2$

时, 纽马克法无条件稳定^[18]。根据式(16)~(18)就可以逐步计算出圆锯片上任一点、任意时刻的位移、速度和加速度。采用 Matlab 编制了求解算法的程序, 程序流程图如图 5 所示。

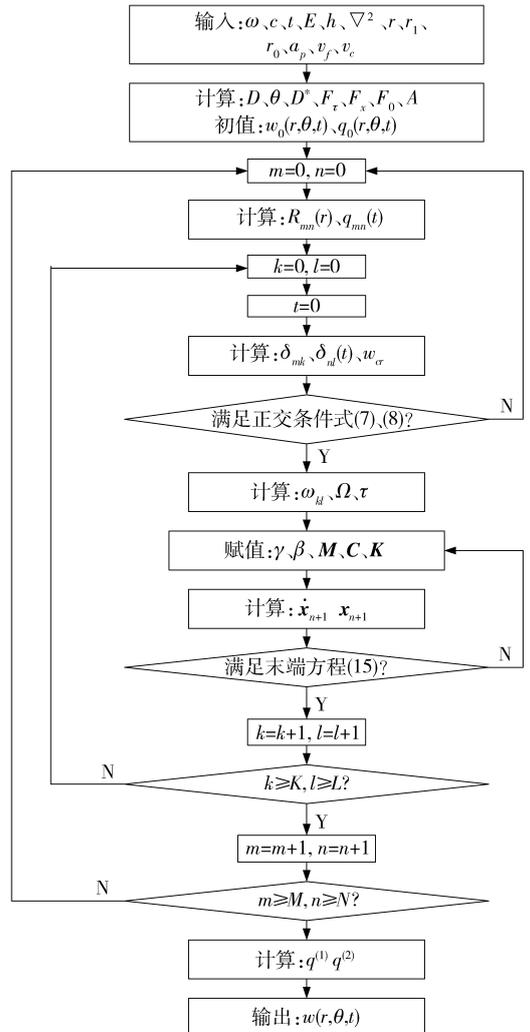


图 5 锯片横向振动模拟程序流程

Fig. 5 Flow chart for transverse vibration simulation procedure

3 仿真与实验验证

3.1 圆盘锯石材锯切实验

为验证模型及仿真的有效性,在日照市内一家石材加工企业,对石材(五莲红(G3763))锯切过程的横向振动位移进行了实时监测。实验测量对象是QJS260/3型锯机,安装锯片的参数如表1所示。圆锯片横向振动测试系统主要由应变传感器(应变片)、KD6007型动态应变仪、AZ208型数据采集仪组成。实验中锯片处于高速旋转状态,因此应变片

表1 实验用锯片的基体材料性质和结构参数

Tab.1 Saw blade parameters of material properties and structure in experiment

基体材料	密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	弹性模量 E/GPa	泊松比 μ	外径/mm	内径/mm	基体厚度/mm	齿数	节块长度/mm
65Mn	7 800	210	0.3	1 820	120	7	120	40

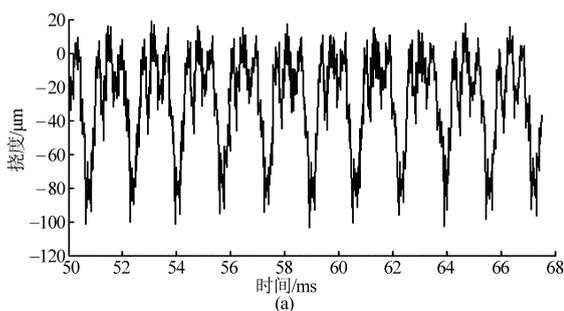
由文献[19]和锯片的应用实践分析发现:锯片的断裂常出现在靠近锯齿根部位置;锯片半径中间位置容易出现开裂现象。因此在进行实验时,尽量测量锯片径向后半段的振动。2个应变传感器位置分别在距离中心610 mm(应变片1)、405 mm(应变片2)处。实验中改变锯切转速 v_s 、锯切深度 a_p 、进给速度 v_f 3个锯切参数的大小,以自来水作为切削液。实验的采样频率为4 000 Hz,锯切振动测试系统装置如图6所示。

圆锯片半径上任意位置处的挠度位移与应变 ε_i 的关系可以表达为^[13]

$$w_x = \frac{\varepsilon_i x^2 (3r_0 - x)}{3h(r_0 - i)} \quad (21)$$

由式(21)可知,圆锯片任一点的挠度位移 w_x 与该点的实验测量的应变 ε_i 呈线性关系,因此本实验中应变传感器测量的结果经过转换后,可以直观反应金刚石圆锯片在锯切过程中横向振动的情况。

采用参数 $v_s = 27 \text{ m/s}$ 、 $a_p = 40 \text{ mm}$ 、 $v_f = 2 \text{ m/min}$,应变片1和应变片2两处的横向振动信号如图7所示,空载时锯片应变片1处横向振动的曲线如图8



信号的传输需要一定的辅助装置。文献[13]报道了一种基于无线传感的信号传输技术,然而大中型锯机的锯片两侧均有冷却液装置,喷嘴位置靠近中心法兰且喷射流量大,易使无线传感节点损坏或干扰信号传输,因此本实验选用了导电滑环辅助传输信号。为了降低滑环动态接触电阻对测量结果的影响,实验专门采用了电气噪声低的mt12型水银导电滑环;为了配合减少滑环动态电阻对测量精度的影响,实验选用了MF120-3AA-Q5型高阻应变片。



图6 锯切实验

Fig.6 Sawing experiment

所示。比较图7a与图8可知,锯片对石材的锯切作用是石材加工过程中横向振动的主要原因。锯切时金刚石圆锯片上2个测量点的横向振动均具有较为明显的周期性,周期长度为1.75 ms左右,对应着2个相邻锯齿断续磨削石材的时间间隔。图9包含了所有锯齿进出切削弧区一周对应的横向振动曲线(应变片1处),可以看出,在锯片的旋转周期上横

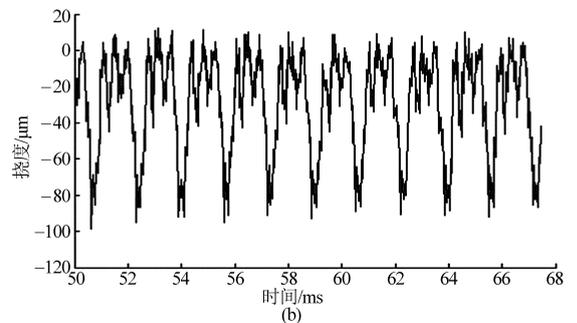


图7 横向振动信号

Fig.7 Transverse vibration signal

(a) $r = 610 \text{ mm}$ (b) $r = 405 \text{ mm}$

向振动呈现出微弱的周期性。

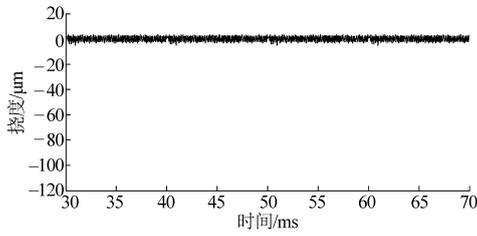


图 8 610 mm 处空载横向振动信号

Fig. 8 Idle transverse vibration signal at 610 mm

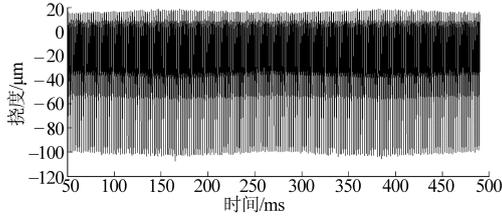


图 9 610 mm 处旋转周期横向振动信号

Fig. 9 Transverse vibration signal of rotation period at 610 mm

3.2 仿真结果分析

在距离中心 610 mm 和 405 mm 处分别取 3 组锯切参数进行实验,测试结果和仿真结果的对比如图 10 ~ 12 所示,可知横向振动的实验结果和模拟计算结果的变化趋势相符合。锯片的横向振幅在齿通频率对应的周期内出现了波动,对应着锯切力产生的轴向附加力对锯片节径型横向振动前行波的增强作用和对后行波的衰减作用。分析仿真计算结果与实验结果存在差异的原因:①本文建立的横向振动理论模型基于均匀圆形薄板理论,而实际实验锯片基体材料并非绝对均匀且存在一定端跳,另外基体外圆所焊接的金刚石节块也不能保证完全共面。这导致实验结果不像仿真结果那样在一个周期内出现轴对称分布,而在锯片旋转一周对应的时间上形成微弱的周期(图 9)。②在分析锯片承受轴向附加力时,理论模型把碎渣与锯齿的挤压视为点接触,

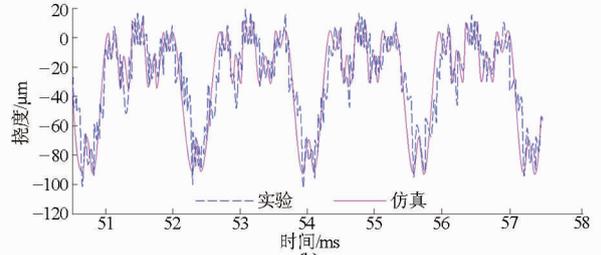
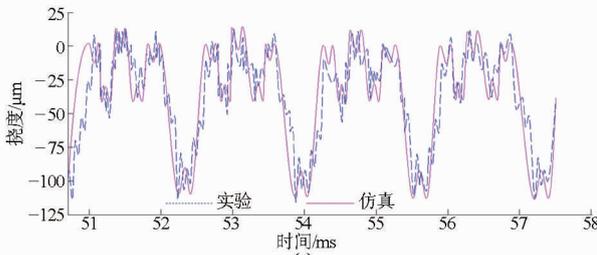


图 10 实验测试与仿真结果变化曲线 ($v_s = 27 \text{ m/s}, a_p = 40 \text{ mm}, v_f = 2 \text{ m/min}$)

Fig. 10 Curves of experimental result and simulation result ($v_s = 27 \text{ m/s}, a_p = 40 \text{ mm}, v_f = 2 \text{ m/min}$)

(a) $r = 610 \text{ mm}$ (b) $r = 405 \text{ mm}$

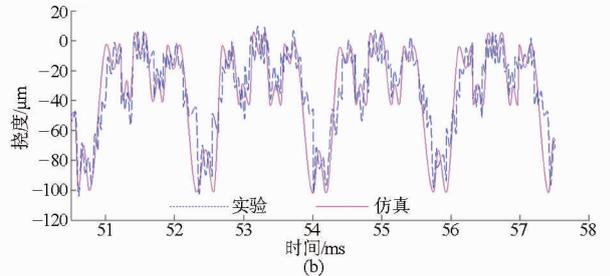
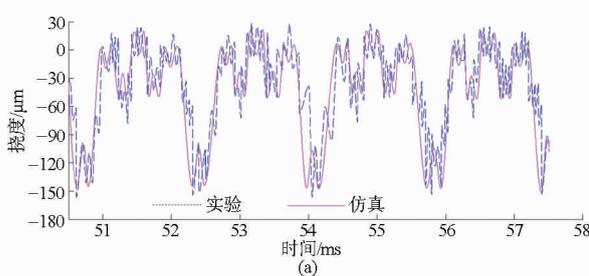


图 11 实验测试与仿真结果变化曲线 ($v_s = 27 \text{ m/s}, a_p = 50 \text{ mm}, v_f = 2.5 \text{ m/min}$)

Fig. 11 Curves of experimental result and simulation result ($v_s = 27 \text{ m/s}, a_p = 50 \text{ mm}, v_f = 2.5 \text{ m/min}$)

(a) $r = 610 \text{ mm}$ (b) $r = 405 \text{ mm}$

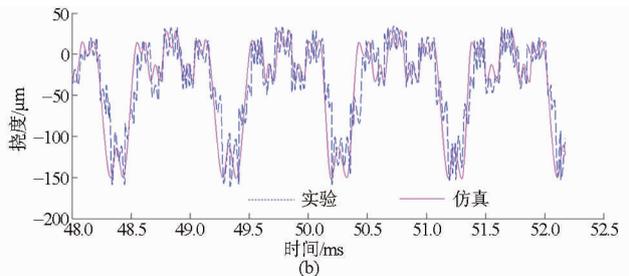
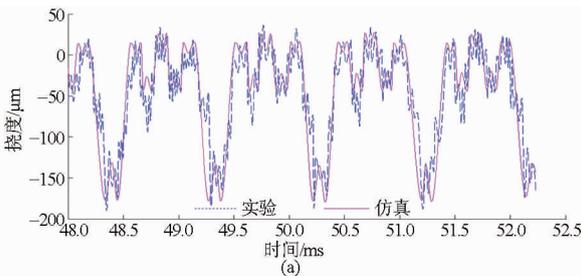


图 12 实验测试与仿真结果变化曲线 ($v_s = 40 \text{ m/s}, a_p = 60 \text{ mm}, v_f = 3 \text{ m/min}$)

Fig. 12 Curves of experimental result and simulation result ($v_s = 40 \text{ m/s}, a_p = 60 \text{ mm}, v_f = 3 \text{ m/min}$)

(a) $r = 610 \text{ mm}$ (b) $r = 405 \text{ mm}$

即某一瞬间锯齿受到的附加轴向力是集中力,而实际情况应为面接触。这使得在时域坐标上,实验曲线领先仿真曲线一定的相位。③本研究中的模型和算法是基于节径型振动的求解。论文仅针对节径型振动进行了轴向激振力分析,然而锯片在加工过程中尽管节圆型振动特征不明显,但其存在仍会造成实际振动波形的微弱的增益或衰减。

在3组不同锯切参数的加工条件下,距离中心610 mm和405 mm两点横向挠度的仿真和实验结果的相对误差分别为7.9%、12.8%、6.8%和8.6%、11.3%、6.6%。说明本文建立的模型可以有效地模拟金刚石圆盘锯锯解硬脆石材过程中的横向振动。

4 结论

(1) 在分析了锯切硬脆石材过程中锯片产生轴向变形原因的基础上,引入一个与锯片转速相同的旋转坐标系,在该坐标系中对锯片进行了受力分析,

并在行波振动理论的基础上建立了锯片的轴向附加力模型。

(2) 利用弹性力学中的薄板理论结合轴向附加力的分析,建立金刚石圆锯片的横向振动模型,运用复模态理论和适当的数理方法对模型进行了预处理,基于Newmark方法对模型进行了求解,并编制了仿真程序。

(3) 设计了石材锯解生产现场锯片的横向振动监测实验,对锯片上不同位置、不同工艺参数下的横向振动进行了采集。通过采集数据与仿真结果的误差计算与分析,验证了模型的有效性。

(4) 建立的横向振动模型不依赖于任何指标的测量,通过相关参数(锯片结构参数、材料参数、锯切参数等)的输入,获得锯片任意位置的横向振动位移。横向振动模型可为锯片结构的优化、锯切机床的设计^[20]、锯切过程降噪、锯切表面质量提高以及加工参数优化等方面的研究提供理论支持。

参 考 文 献

- 徐西鹏.天然岩石材料的金刚石锯切研究进展[J].机械工程学报,2003,39(3):17-21.
Xu Xipeng. Advances in the research of diamond stone sawing[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering,2003,39(9):17-22. (in Chinese)
- TËnshoff H K, Scherger A. About damping mechanisms for disk shaped tools [J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 1981, 30(1):305-309.
- Tian J, Hutton S G. Cutting-induced vibration in circular saws [J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 242(5):907-922.
- Xu Xipeng, Li Yuan, Yu Yiqing. Force ratio in the circular sawing of granites with a diamond segmented blade [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2003, 139(1-3):281-285.
- Denkena B, TËnshoff H K, Friemuth T, et al. Development of advanced tools for economic and ecological grinding of granite[J]. Key Engineering Materials,2003,250:21-32.
- 李庆华.高速回转圆盘薄片刀具横向振动的控制研究[D].长春:吉林大学,2007:26-27.
Li Qinghua. Research on the lateral vibration control of high-speed rotating disk slice cutter [D]. Changchun: Jilin University, 2007:26-27. (in Chinese)
- Fang Huaiying, Li Yuan, Huang Hui, et al. Effects of cutting parameters on the transverse vibration of diamond circular saw blade [J]. Advanced Materials Research, 2010, 126-128:667-671.
- Lzhak Bucher. Transforming and separating rotating disk vibrations using a sensor array [J]. Journal of Sound and Vibration, 2011,330(6):1244-1264.
- Chen J S. Parametric resonance of a spinning disk under space-fixed pulsating edge loads [J]. ASME Journal of Applied Mechanics, 1997,64(1): 139-143.
- 马云善,李远,徐西鹏.锯切参数与锯片结构对锯片临界载荷影响的有限元分析[J].工具技术,2006,40(12):18-22.
Ma Yunshan, Li Yuan, Xu Xipeng. Finite element analysis of effects of sawing parameters and circular saw-blade structure on critical load [J]. Tool Engineering, 2006, 40(12):18-22. (in Chinese)
- 徐东镇.锯切时夹盘圆锯片横向振动特性研究[D].南京:南京林业大学,2006.
Xu Dongzhen. The study of lateral vibration of the lamped circular saw in cutting [D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2006. (in Chinese)
- Li Yuanyuan, Yu Yiqing, Xu Xipeng. Measurement and analysis of cutting forces in circular sawing of granite [J]. Key Engineering Materials, 2001, 202-203:293-298.
- 房怀英,李远,徐西鹏.轴向力对圆锯片轴向变形的影响研究[J].中国机械工程,2011,22(8):966-970.
Fang Huaiying, Li Yuan, Xu Xipeng. Influences of axial force on axial deformation of circular saws [J]. China Mechanical Engineering, 2011,22(8):966-970. (in Chinese)

- 12 Dorigo M. Optimization, learning and natural algorithms[D]. Milano: Politecnico di Milano, 1992.
 - 13 Ning X, Lam K C, Lam M C K. Dynamic construction site layout planning using max-min ant system[J]. Automation in Construction, 2010, 19(1): 55 - 65.
 - 14 Triay J, Cervelló-Pastor C. An ant-based algorithm for distributed routing and wavelength assignment in dynamic optical networks[J]. IEEE Journal on Selected Areas in Communications, 2010, 28(4): 542 - 552.
 - 15 Horoba C, Sudholt D. Ant colony optimization for stochastic shortest path problems[C] // Proceedings of the 12th Annual Conference on Genetic and Evolutionary Computation. ACM, 2010: 1465 - 1472.
 - 16 Schneider M, Doppstadt C, Stenger A, et al. Ant colony optimization for a stochastic vehicle routing problem with driver learning[C] // 2010 IEEE Congress on Evolutionary Computation (CEC), 2010: 1 - 8.
 - 17 Berrichi A, Yalaoui F, Amodeo L, et al. Bi-objective ant colony optimization approach to optimize production and maintenance scheduling[J]. Computers & Operations Research, 2010, 37(9): 1584 - 1596.
 - 18 Yagmahan B, Yenisey M M. A multi-objective ant colony system algorithm for flow shop scheduling problem[J]. Expert Systems with Applications, 2010, 37(2): 1361 - 1368.
 - 19 Pedemonte M, Nesmachnow S, Cancela H. A survey on parallel ant colony optimization[J]. Applied Soft Computing, 2011, 11(8): 5181 - 5197.
 - 20 张泓,李爱平,刘雪梅. 基于多目标改进蚁群算法的三维混合布局方案设计[J]. 农业机械学报, 2010, 41(7): 191 - 197.
Zhang Hong, Li Aiping, Liu Xuemei. 3-D mixed-layout conceptual design based on multi-objective improved ant colony algorithm[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(7): 191 - 197. (in Chinese)
-

(上接第 378 页)

- 14 房怀英,李远,徐西鹏. 圆锯片轴向变形的解析模型及其实验验证[J]. 华侨大学学报:自然科学版,2012,33(4):361 - 366.
Fang Huaiying, Li Yuan, Xu Xipeng. Analytical model and experimental verification on axial deformation of circular saw in sawing of stone[J]. Journal of Huaqiao University: Natural Science, 2012, 33(4): 361 - 366. (in Chinese)
- 15 林开荣,徐西鹏,李远,等. 基于应力集中理论的磨削力模型[J]. 农业机械学报,2012,43(11):261 - 266.
Lin Kairong, Xu Xipeng, Li Yuan, et al. Model of grinding force based on stress concentration theory[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11): 261 - 266. (in Chinese)
- 16 寿楠椿. 弹性薄板弯曲[M]. 北京:高等教育出版社,1987.
- 17 Newmark N M, Hall W J. Pipeline design to resist large fault displacement[C] // Proceedings of U. S. National Conference on Earthquake Engineering, 1975.
- 18 Deuffhard P, Krause P, ERTEL S. A contact-stabilized newmark method for dynamical contact problems[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2007, 73(8): 1274 - 1290.
- 19 何志坚,史秋. 锯片应力分布与失效分析[J]. 湖南文理学院学报:自然科学版,2007,19(2):62 - 69.
He Zhijian, Shi Qiu. Model of grinding force based on stress concentration theory[J]. Journal of Hunan University of Arts and Science: Natural Science Edition, 2007, 19(2): 62 - 69. (in Chinese)
- 20 杨勇,张为民,杨涛. 基于 Kriging 元模型的机床进给驱动系统动态特性优化[J]. 农业机械学报, 2013, 44(5): 288 - 293.
Yang Yong, Zhang Weimin, Yang Tao. Dynamic characteristic optimization of feed system based on Kriging metamodel[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(5): 288 - 293. (in Chinese)