石材大板低碳切割系统建模及张力特性分析

詹晨涵[1,2] 尹方辰[1,2*] 孔 凯[1,2] 吴崧源[1,2]
1.华侨大学制造工程研究院,厦门,361021
2.华侨大学南安智能制造研究院,泉州,362342

摘要:在石材大板多线切割技术中,线网张力剧烈波动易引发加工质量不稳和断线故障,进而造成材料浪费与附加能耗。针对该问题,建立了包含储线室与切割室的完整耦合动力学模型,实现了对单根切割线张力的精细化建模及线网整体张力状态的构建,并通过MATLAB/Simulink仿真与实验进行了验证。研究结果表明:走线速度和主辊半径增大会提高切割室张力水平,在设定工况下二者引起的平均张力增幅分别为10.8%和9.6%;提高主辊加速度可有效抑制张力峰值,并使平均张力下降5.5%;储线室收放线辊半径扰动可被张力臂缓冲环节有效隔离,对切割室张力影响较小。优化线网张力特性有助于提高切割稳定性和质量一致性,降低断线与返工风险,从而提高出材率并降低无效能耗。

关键词:绿色制造;石材加工;多线切割;动力学建模;动态特性
中图分类号:TH113
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.10.005 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Modeling and Tension Characteristic Analysis of Low-carbon Sawing System for Large Stone Slabs

ZHAN Chenhan[1,2] YIN Fangchen[1,2*] KONG Kai[1,2] WU Songyuan[1,2]
1.Manufacturing Engineering Research Institute, Huaqiao University, Xiamen, Fujian, 361021
2.Nan'an Institute of Intelligent Manufacturing, Huaqiao University, Quanzhou, Fujian, 362342

Abstract: In the multi-wire sawing of large stone slabs, severe wire-net tension fluctuations can cause unstable machining quality and wire breakage, resulting in material waste and extra energy consumption. To address this issue, a coupled dynamic model of the wire-storage chamber and the cutting chamber was established, enabling refined modeling of the tension of an individual cutting wire and the construction of the overall wire-net tension state. The model was verified through MATLAB/Simulink simulations and experiments. The results show that increasing the wire-travel speed and the main-roller radius increases the average tension in the cutting chamber by 10.8% and 9.6%, respectively, under the specified operating conditions, while increasing the main-roller acceleration suppresses the tension peak and reduces the average tension by 5.5%. Radius disturbances of the take-up and pay-off rollers have little influence on the cutting-chamber tension because of the tension-arm buffering mechanism. Optimizing wire-net tension characteristics helps improve cutting stability and quality consistency, reduce wire-breakage and rework risks, increase material yield, and reduce ineffective energy consumption.

Key words: green manufacturing; stone processing; multi-wire sawing; dynamic modeling; dynamic characteristics

0 引言

在石材加工领域,天然石材具有不可再生性,提高加工利用率对行业绿色高效转型具有重要意义。传统圆盘锯和绳锯切割存在锯缝宽、出材率低和石粉污染等问题[1]。相比之下,金刚石多线切割技术产生的锯缝宽度仅为传统绳锯的1/14,可提高石材出材率30%、降低原材料消耗,同时石粉产生量较传统方式减少70%[2],且粉尘粒度更细,易于回收利用。凭借显著的节材减排优势,该技术逐渐成为石材大板低碳加工的主流工艺。

与传统刚性切割工具不同,多线切割依靠数十根金刚石线构成的柔性线网进行加工。线网走线路径长、跨度大,受多电机协同驱动、高速启停换向等因素耦合影响,其张力波动具有明显的动态性和隐蔽性,线网处于不可知的"黑箱"状态[3]。张力波动会影响切割过程中的受力均匀性和加工

收稿日期:2025-11-30
基金项目:国家自然科学基金(52575495);福建省科技重大专项(2024HZ025008);第七批泉州市引进高层次人才团队项目(2024CT005);大连理工大学高性能精密制造全国重点实验室研究基金(HPMKF202507)

质量一致性，过高的瞬态张力峰值还可能增加断线和异常停机风险，进而造成材料浪费与附加能耗，因此，有必要建立能够描述其物理行为的动力学模型，深入分析多变量耦合作用下线网张力的动态响应规律，实现对线网张力的有效预测[4]。

国内外学者围绕多线切割系统建模与动态特性展开了持续研究。部分研究聚焦于切割过程的机理建模与工艺特性分析。CHENG等[5]通过有限元仿真揭示了线速度与进给力对切割应力及去除深度的显著影响，证明了工艺参数的波动是导致材料脆性破碎的关键因素。杨沁等[6-7]对摇摆往复切割的运动学进行了建模，分析了材料去除率与工艺参数的关系。QIU等[8]提出了“线网刚度”概念，分析了其对加工精度的直接影响。王兰青等[9]提出了最小加工余量(MMA)评价指标，建立了工艺参数与材料面形质量的关联。

另有学者聚焦于装备系统动力学建模与张力稳定性分析。LIU等[10]借助ADAMS软件探究了导轮共面性等结构参数对张力的影响。DONG等[11]建立了整机框架有限元模型，分析了高速工况下的振动特性。LI等[12-13]建立了线网动态可靠性模型，定量分析了张力阈值对断线风险的影响。在控制机理方面，李裔宝[14]从电机转矩平衡出发建立了张力系统数学模型；周锋等[15]针对储线室收放线卷径变化等扰动，提出了自适应反演控制策略。

然而，现有研究仍存在两方面不足：一是储线室与切割室多采用分离建模，难以统一描述储线室张力调节、切割室主辊驱动和线网弹性变形之间的动态耦合关系，进而难以解释上游储线室扰动被张力臂缓冲隔离、下游主辊速度差直接引起切割室张力峰值和波动增强等现象；二是相关分析多集中于整体张力或局部结构响应，对不同空间位置切割线的张力差异及线网整体张力状态描述不充分，制约了线网张力波动机理揭示与断线风险评估。

针对上述问题，为揭示线网动态特性的“黑箱”状态，本文建立了包含储线室与切割室的多线切割系统耦合动力学模型，以切割线张力为跨区域传递变量，描述储线室张力调节、主辊驱动和线网弹性变形之间的耦合作用。在此基础上，建立单根切割线张力模型，并据此构建线网整体张力状态模型。结合MATLAB/Simulink仿真与实验验证，分析走线速度、主辊加速度、主辊半径及收放线辊半径扰动等关键因素对线网张力动态特性的影响规律。

1　多线切割系统建模

石材大板多线切割设备的结构如图1所示，主要由储线室与切割室两部分组成。储线室由收放线辊、排线机构、张力臂、导轮和电机等部件构成，主要用于切割线供给、排布与张力调节。工作时，通过调节收放线辊转速形成初始张力，排线导轮同步横移以保证切割线有序排列，张力臂则实时反馈张力变化并调节收放线辊转速，实现张力动态稳定。切割室由主辊和工作台组成，主要完成线网驱动与石材切削。本文按照储线室和切割室分区域建立动力学模型[16]，并以切割线张力为耦合变量，构建多线切割系统整体动力学模型。

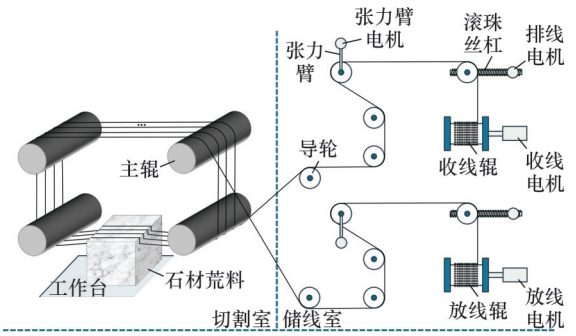


图1　石材大板多线切割设备结构

Fig.1　Multi-wire sawing equipment structure for stone slabs

1.1　储线室模型建立

1.1.1　放线模块动力学模型

放线模块由放线辊及其驱动电机构成。运行过程中，放线电机通过调速跟随主辊线速度，主辊和放线辊间的线速度差形成线网初始张力。其动力学模型见图2。

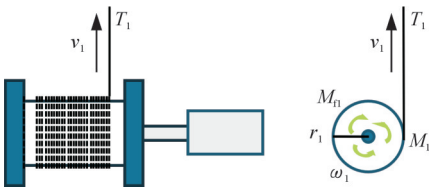


图2　放线模块动力学模型

Fig.2　Dynamic model of the unwinding module

基于放线辊转矩平衡，建立动力学方程如下：

$$M_1 = J_1\omega_1' + b_1\omega_1 + M_{f1}\mathrm{sign}(\omega_1) - T_1 r_1 \tag{1}$$

$$v_1 = \omega_1 r_1 \tag{2}$$

式中：J_1、ω_1、ω_1'、M_1、b_1分别为放线辊转动惯量、角速度、角加速度、电机输出转矩、电机轴黏性摩擦因数，下文变量符号含义以此类推，采用不同下标表示不同模块或部件；v_1为放线辊线速度；r_1为放线辊绕线半径；M_{f1}为电机轴干性摩擦因数；T_1为放线模块与排线模块之间的线上张力。

放线辊电机的电学方程如下：

$$i_1 R_1 + L_1 i_1' = u_1 - \omega_1 K_{e1} \tag{3}$$

$$M_1 = i_1 K_{t1} \tag{4}$$

式中：i_1、R_1、L_1、u_1、K_{t1}、K_{e1}分别为放线辊电机电流、绕组电阻、电感、输入电压、转矩常数和反电动势系数，下文变量符号含义以此类推。

1.1.2 排线模块动力学模型

排线模块由排线导轮、排线电机和滚珠丝杠组成，排线电机与放线辊电机同步运行，并通过滚珠丝杠驱动排线导轮往复平移，实现切割线在收放线辊上的有序排列。其动力学模型见图3。

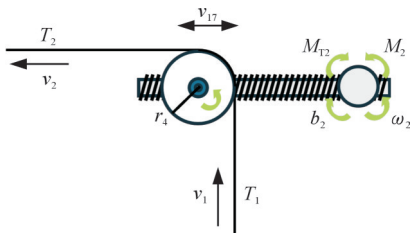


图3 排线模块动力学模型

Fig.3 Dynamic model of the traversing module

考虑排线电机与滚珠丝杠的耦合关系，建立排线电机动力学方程如下：

$$M_2 = J_2\omega_2' + M_{T2} + b_2\omega_2 \tag{5}$$

式中：下标2表示排线电机相关参数；M_{T2}为滚珠丝杠克服摩擦阻力所需力矩。

滚珠丝杠摩擦阻力矩由滑座轴向力F_a决定，可表示为

$$M_{T2} = P_2 F_a/(2\pi\eta) \tag{6}$$

式中：P_2为滚珠丝杠导程；η为滚珠丝杠机械效率。

排线电机的旋转运动经滚珠丝杠转化为滑座平移运动，其速度v_{17}与电机角速度ω_2的关系为

$$v_{17} = P_2\omega_2/(2\pi) \tag{7}$$

为保证切割线在放线辊上有序排列，滑座平移速度需与放线辊转速满足同步约束，即放线辊每转动一圈，滑座横移距离等于切割线直径d。其转速匹配关系为

$$\omega_2 = d\omega_1/P_2 \tag{8}$$

忽略导轨微小摩擦，滑座轴向动力学方程为

$$F_a - T_2 = mv_{17}' \tag{9}$$

式中：m为滑座总质量；v_{17}'为滑座加速度；T_2为排线模块与张力臂模块之间的线上张力。

联立式(5)～式(9)，可得排线电机与滚珠丝杠的等效转矩平衡方程如下：

$$M_2\frac{2\pi\eta}{P_2} - T_2 = \left(\frac{mP_2}{2\pi} + \frac{2\pi J_2\eta}{P_2}\right)\omega_2' + \frac{2\pi b_2\eta}{P_2}\omega_2 \tag{10}$$

排线模块的电学方程如下：

$$i_2R_2 + L_2i_2' = u_2 - \omega_2 K_{e2} \tag{11}$$

$$M_2 = i_2 K_{t2} \tag{12}$$

排线导轮作为被动旋转部件，由两侧切割线张力差$T_2 - T_1$驱动，阻力主要来自轴承黏性摩擦。其动力学方程为

$$J_4\omega_4' = (T_2 - T_1)r_4 - b_4\omega_4 \tag{13}$$

$$v_4 = \omega_4 r_4 \tag{14}$$

式中：下标4表示排线导轮相关参数；r_4为排线导轮半径；v_4为排线导轮线速度。

1.1.3 张力臂模块动力学模型

张力臂模块由张力臂、张力臂导轮及其驱动电机构成，是储线室张力反馈调节的核心单元。当切割线张力偏离设定值时，张力臂在电机驱动力矩与两侧切割线张力合成力矩作用下发生偏转，偏转角作为反馈信号调节放线辊转速，以补偿线长变化并稳定输出张力。其动力学模型见图4。

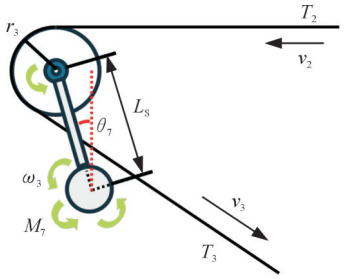


图4 张力臂模块动力学模型

Fig.4 Dynamic model of the tension arm module

基于张力臂力矩平衡和进出线速度差约束，建立张力臂运动学与动力学方程如下：

$$\theta_7 = \int \frac{v_2 + v_3\cos\gamma}{2L_s}\mathrm{d}t \tag{15}$$

$$\omega_7 = \theta_7' \tag{16}$$

$$J_7\omega_7' = M_7 - (L_s - r_3)T_3\cos\gamma - (L_s + r_3)T_2 - b_7\omega_7 \tag{17}$$

式中：下标7表示张力臂电机相关参数；θ_7为张力臂偏转角度；v_2为张力臂导轮入线端线速度；v_3为张力臂导轮出线端线速度；L_s为张力臂长度；γ为张力臂导轮出线端切割线与水平线夹角；T_2、T_3分别为张力臂导轮入线端和出线端张力；r_3为张力臂导轮半径。

张力臂电机的电学方程如下：

$$i_7R_7 + L_7i_7' = u_7 - \omega_7 K_{e7} \tag{18}$$

$$M_7 = i_7 K_{t7} \tag{19}$$

张力臂导轮作为被动旋转部件，由入线端、出线端张力差$T_3 - T_2$驱动旋转，阻力主要来自轮轴黏性摩擦。其动力学方程为

$$J_3\omega_3' = (T_3 - T_2)r_3 - b_3\omega_3 \tag{20}$$

$$v_3 = \omega_3 r_3 \tag{21}$$

式中：下标3表示张力臂导轮相关参数。

系统中其余固定导轮均按被动旋转惯性环节建模，方法与上述导轮一致，在此不再赘述。

1.2 切割室模型建立

1.2.1 主辊模型

切割室主要由4个主辊和承载石材的工作台构成。鉴于工作台进给运动独立于线网驱动系统，本文重点对主辊驱动系统进行建模。为与后续实验平台边界条件保持一致，并描述线网张力

在多主辊间的空间分布与动态传递规律，本文将切割室线网等效为15个代表性切割线段微元，其动力学模型见图5。该简化模型保留了多辊往复运动逻辑、力矩传递关系及机电耦合特性，可用于分析线网张力的宏观动态响应。考虑到4个主辊结构参数和功能相近，本文采用统一数学模型描述，并以主辊C_1为例建立动力学方程。

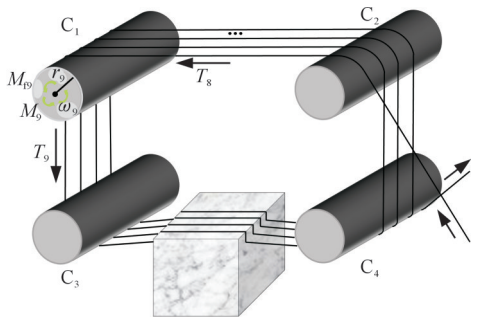


图5　主辊动力学模型

Fig.5　Dynamic model of the main roller

主辊C_1的转矩平衡方程为

$$M_9 = J_9\omega_9' + b_9\omega_9 + M_{f9}\mathrm{sign}(\omega_9) - (T_9 - T_8)r_9 \tag{22}$$

$$v_9 = \omega_9 r_9 \tag{23}$$

式中：下标9表示主辊C_1相关参数；v_9为主辊C_1线速度；r_9为主辊C_1绕线半径；M_{f9}为主辊电机轴干性摩擦因数；T_8为主辊C_1与主辊C_2之间张力和；T_9为主辊C_1与主辊C_3之间张力和。

主辊C_1电机的电学方程如下：

$$i_9R_9 + L_9i_9' = u_9 - \omega_9K_{e9} \tag{24}$$

$$M_9 = i_9K_{t9} \tag{25}$$

1.2.2　切割线及线网耦合模型

在多线切割系统中，切割线在4个主辊上往复缠绕形成平行线网。为描述线网张力演化规律，本文采用离散化微元思想，将各平行切割线段视为独立张力单元，并在统一驱动边界条件下建立切割线动力学模型。

不同切割线段并非完全独立，而是通过共用主辊、主从电机驱动及线网整体弹性变形来形成全局耦合。各切割线段张力共同作用于主辊并形成主辊负载力矩；当某一线段张力变化时，会引起主辊瞬态角速度变化和主从电机间速度差变化，进而通过切割线轴向弹性拉伸导致线网张力重分布。本文重点关注启停与换向工况下线网宏观轴向张力响应，忽略相邻切割线横向振动、切削液扰动和局部切削载荷差异等次级影响。

基于上述假设，本文将各微元线段张力分解为初始张力和动态张力两部分进行叠加。初始张力由储线室张力经主辊包绕摩擦传递形成，采用包绕角模型计算；动态张力由主辊速度不同步引起的切割线弹性拉伸产生，采用胡克定律描述[17]。

采用包绕角模型[18]对缠绕在主辊上的切割线进行受力分析，模型见图6。

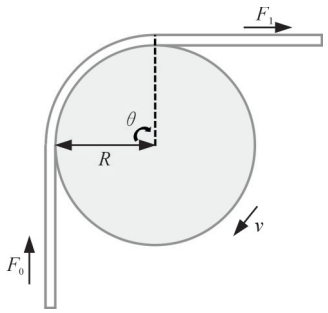


图6　包绕角模型

Fig.6　Wrap angle model

设F_0和F_1分别为主辊入端和出端张力，θ为包绕角。根据包绕摩擦关系，可得

$$F_1 = F_0e^{\mu\theta} \tag{26}$$

式中：μ为切割线与主辊间摩擦因数。

式(26)表明，张力沿运动方向随包绕角呈指数变化。以储线室输出张力为边界条件，沿放线侧和收线侧逐段递推，可得线网各段初始张力分布。

在启停、换向等动态过程中，主辊伺服电机间的瞬时速度差会导致切割线产生附加弹性形变，引发动态张力波动。假设切割线与主辊之间无相对滑动，基于胡克定律建立动态张力模型：

$$F_i = EA\varepsilon_i = EA\frac{L_i - L_{i0}}{L_{i0}} \tag{27}$$

式中：F_i为线网中第i段切割线产生的动态张力；L_{i0}、L_i分别为第i段切割线的原始长度和拉伸后长度；E为切割线弹性模量；A为切割线横截面积；ε_i为第i段切割线应变。

第i段切割线的伸长量ΔL_i由两端主辊线速度差的时间积分决定：

$$\Delta L_i = L_i - L_{i0} = \int_0^{t_i}(v_{i+1} - v_i)\mathrm{d}t \tag{28}$$

第i个主辊的线速度与角速度关系为

$$v_i = \omega_i r_i \tag{29}$$

式中：v_i、ω_i、r_i分别为第i个主辊的线速度、角速度和半径。

联立式(27)～式(29)，可得第i段切割线动态张力表达式：

$$F_i = \frac{EA}{L_{i0}}\int_0^{t_i}(\omega_{i+1}r_{i+1} - \omega_i r_i)\mathrm{d}t \tag{30}$$

由此，以储线室输出张力确定初始张力分布，并叠加由主辊速度差引起的动态张力，即可获得各切割线段张力响应；进一步结合各线段在主辊间的空间分布，可构建线网整体张力状态。

1.3　系统总体耦合模型

基于前文建立的储线室与切割室动力学方程，本文以切割线张力为耦合变量，搭建多线切割系统整体动力学模型。为实现模型求解与动态响应分析，在Simulink中对储线室张力调节、切割

室主辊驱动及线网弹性变形等子系统进行模块化封装，总体仿真模型如图7所示。

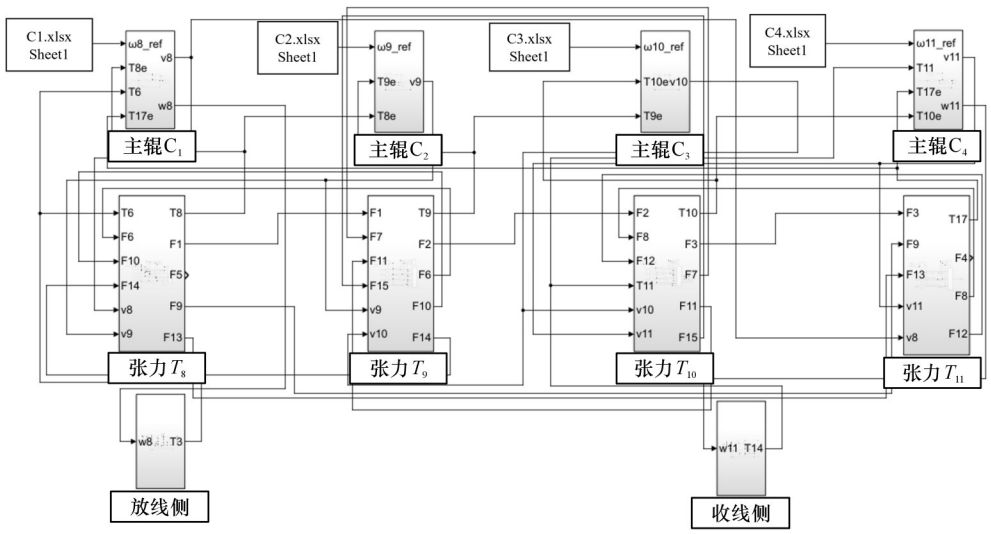


图7 多线切割系统Simulink总体模型

Fig.7 Overall Simulink model of the multi-wire sawing system

该模型中，储线室通过张力臂反馈调节收放线辊转速，实现输出张力的动态稳定；切割室在主辊驱动作用下形成线网运动，并由主从辊速度差和切割线弹性变形产生动态张力响应。储线室与切割室通过切割线张力实现跨区域动态传递与耦合。

与储线室和切割室分离建模相比，该耦合模型能够统一描述储线室张力调节、主辊速度差诱导动态张力形成，以及扰动在储线室与切割室之间的传递、缓冲与隔离机制，从而为分析切割室张力峰值、稳态波动及不同切割线空间响应差异提供模型基础。

2 模型验证

2.1 系统动力学仿真

基于前文建立的动力学模型，在MATLAB/Simulink环境中进行数值仿真，关键参数如表1所示，所有参数值均取自实际设备测量值，以确保仿真结果的准确性。

设定仿真工况为：系统在t=1 s时接收斜坡速度指令，主辊C_1为主动驱动，其余三辊为从动跟随。图8所示为该工况下线网张力动态响应，其过程可分为以下几个阶段：①加速阶段，主动辊C_1率先响应指令并加速，从动辊存在约0.3 s的响应延迟，主从速度不同步导致切割线产生瞬时弹性拉伸，张力迅速攀升并出现显著超调；②匀速阶段，从动辊速度追上主动辊并达到同步，切割线的额外拉伸量消除，由动态拉伸引起的张力分量随之回落，最终总张力稳定在由初始张力和电机稳态波动共同决定的基准水平附近；③减速阶段，主动辊C_1率先减速，从动辊因滞后使其线速度在短时间内相对高于C_1，导致切割线出现松弛，张力急剧下降。

表1 主辊模块仿真参数

Tab.1 Simulation parameters of the main roller module

物理量	数值
主辊电机总转动惯量J_9/(kg·m^2)	0.0187
主辊电机转矩常数K_{t9}/(N·m·A^{-1})	0.87
主辊电机反电动势系数K_{e9}/(V·(rad/s)$^{-1}$)	1.146
主辊电机电感L_9/H	0.0074
主辊电机电阻R_9/Ω	2.03
主辊总黏性摩擦因数b_9/(N·s·m^{-1})	0.01
罗拉轮绕线半径r_9/m	0.04
切割线的弹性模量E/MPa	100
切割线的横截面积A/m^2	0.000 000 16
时间常数C	5.6
切割线直径d/m	0.000 45

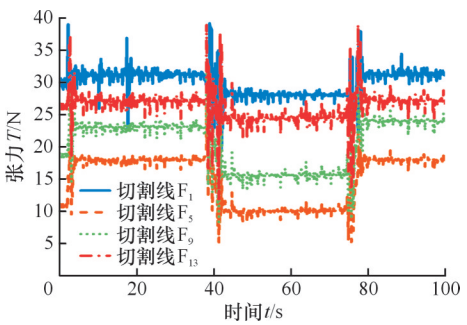


图8 线网张力仿真数据

Fig.8 Simulated wire tension

上述加速阶段张力超调、减速阶段张力下冲的特征反映了多电机主从耦合系统的典型动态响应规律，且在后续的往复切割过程中周期性出现。

2.2 线网张力检测实验

为验证所建理论模型的准确性，搭建了多线

切割实验平台，如图9所示。该物理平台在结构上与等效简化模型一致，并搭载与工业整机相同的伺服驱动与张力控制系统。

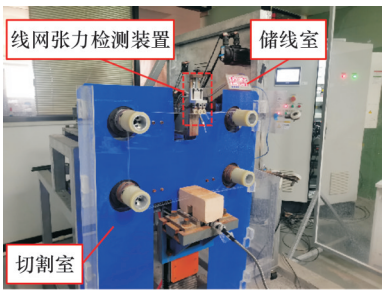


图9　多线切割设备试验平台

Fig.9　Multi-wire sawing experimental platform

线网张力的动态数据采用集成接触轮的高精度压力传感器进行采集。测量时通过调节机构使接触轮对被测切割线下压精确的垂直距离H，压力传感器实时测量由此产生的垂直分力F。由两主辊间的已知距离L，即可通过几何关系实时计算出切割线的张力T，计算公式如下：

$$T=\frac{F}{2\sin(\arctan(2H/L))} \tag{31}$$

设定与仿真一致的运行工况，采集到4根代表性切割线F_1、F_5、F_9、F_{13}的张力动态响应，如图10所示。实测张力曲线清晰地反映了线网张力随运动阶段呈现典型的梯形变化规律，且捕捉到了换向时刻的动态波动特征，为验证模型准确性提供了可靠的物理基准。

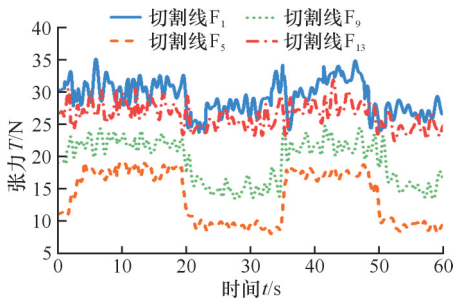


图10　线网张力检测实际数据

Fig.10　Measured data of wire tension

2.3　仿真与实验对比分析

为定量评估模型的预测精度，将实测数据与同工况下的仿真结果置于同一时域坐标系中进行对比，如图11所示。

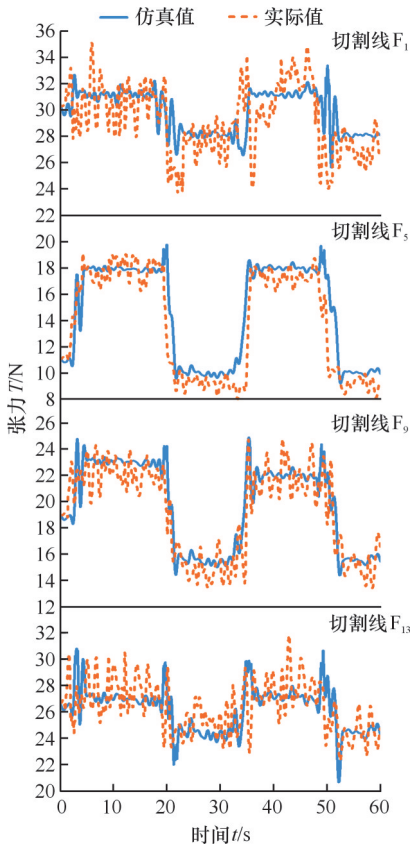


图11　线网张力仿真值与实际值对比

Fig.11　Comparison between simulated and measured wire tension

结果表明，仿真曲线与实验曲线在整体变化趋势上较为一致，均反映出加速阶段张力上升、稳速阶段张力趋于稳定以及减速阶段张力下降等典型动态特征，说明所建模型能够较好地表征多线切割系统在启停与换向过程中的张力演化规律。

需要指出的是，实验数据的局部波动幅值普遍大于仿真结果。这主要是由于实际系统中存在伺服闭环调节、结构微振动及局部环境扰动等因素，而本文模型主要反映主辊驱动边界变化和切割线轴向弹性拉伸所主导的张力响应，因此仿真结果在保留主要动态特征的同时未体现局部高频扰动所引起的细微波动。

各项统计指标如表2所示。总体来看，仿真值与实测值的均值较为接近，标准差处于同一数量级，表明模型不仅能够较好预测张力均值水平，也能够反映动态波动范围。

进一步结合切割线在系统中的空间分布进行

表2　线网张力仿真与实际数据对比

Table.2　Comparison of simulated and measured data for wire tension

切割线	仿真均值/N	仿真标准差/N	实验均值/N	实验标准差/N	决定系数R^2	均方根误差/N	相关系数r
F_1	29.399	1.948	29.618	1.441	0.511	1.006	0.715
F_5	12.572	3.131	12.486	4.285	0.891	1.408	0.944
F_9	18.961	3.357	19.054	4.258	0.801	1.896	0.895
F_{13}	26.392	1.358	26.363	1.334	0.617	0.825	0.785

分析，位于线网中心区域的切割线F_5和F_9预测效果较好，其决定系数R^2分别为0.891和0.801，皮尔逊相关系数r分别为0.944和0.895；而位于物理边界的切割线F_1和F_{13}的R^2分别为0.511和0.617，r分别为0.715和0.785。该结果表明，在共享驱动边界条件下，本文模型能够较好地描述线网主体区域的张力动态响应；相较之下，边界区域切割线更易受到结构边界效应、局部振动及其他未建模扰动影响，因此拟合精度有所下降。

上述结果从实验对比角度说明了本文对局部耦合与局部扰动进行简化处理的合理性，同时也界定了模型的适用范围，即该模型更适用于切割线参数一致、导向条件良好、以线网宏观轴向张力动态为主要研究对象的工况。对于边界线振动显著、局部切削阻力突变或线间串扰明显的情形，仍需进一步建立局部耦合修正模型。

综上，本文建立的动力学模型能够较好地反映多线切割系统张力变化的主要规律，并得到了实验结果的支持。

3 线网张力动态特性分析

3.1 走线速度对线网张力的影响

在多线切割系统中，线网的走线速度由主辊角速度直接决定，是影响加工效率与张力响应的关键工艺参数[19]。为探究该参数对张力动态特性的影响规律，设定主辊加速度恒定，分别选取ω_z=40，80，120，160 rad/s这4组目标角速度进行仿真分析，结果如图12所示。仿真结果表明，线网张力与主辊角速度呈正相关，该规律在稳态阶段和换向瞬态过程中均较为明显。在稳态阶段，切割线的平均张力水平随着角速度的提高明显抬升。以切割线F_1为例，当角速度由40 rad/s提高至160 rad/s时，其平均张力水平从31.3 N升高至33.4 N。在换向的瞬态过程中，张力的波动幅度也随着角速度的提高而加剧。这一规律在4根切割线上表现一致，说明走线速度对张力具有系统性影响。定量分析表明，角速度每增加40 rad/s，线网中各切割线的平均张力随之增加约10.8%。

该现象的物理机制在于主从辊之间的同步延迟被目标速度放大。张力的动态波动主要源于主从辊之间的瞬时速度差所引起的切割线弹性形变，在加速阶段，主动辊C_1率先响应，从动辊由于系统惯性响应滞后。在更高目标转速下，主动辊在响应滞后期间率先达到更高速度，导致主从辊间瞬时速度差增大。该速度差经时间积累后引起更大的切割线弹性形变，进而表现为更高的瞬态

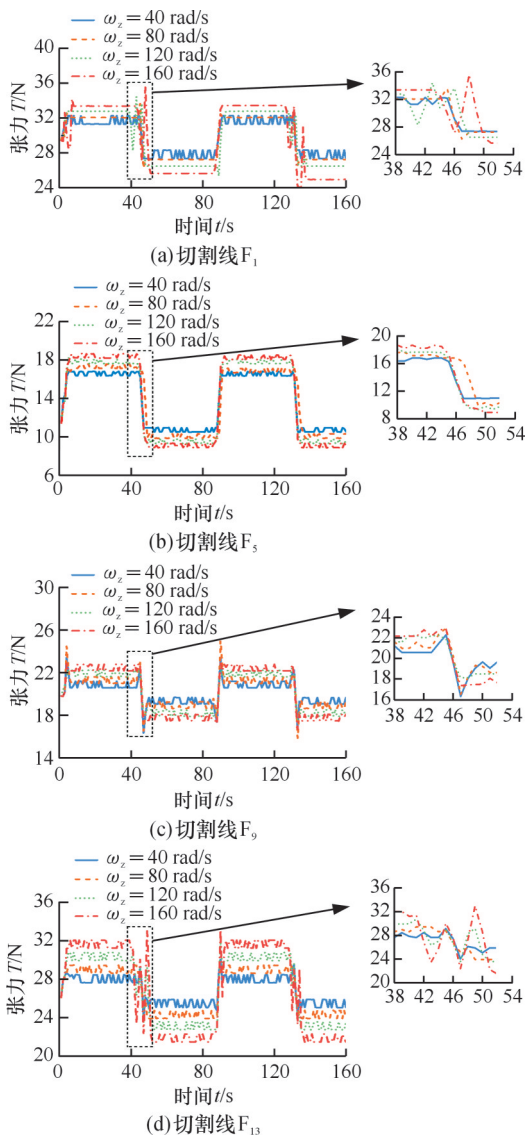


图12 不同走线速度下线网张力动态特性

Fig.12 Dynamic characteristics of wire tension under different wire speeds

张力峰值和平均张力水平。

空间分布上，位于外侧的切割线F_1、F_{13}在换向过程中表现出比内侧线F_5、F_9更为剧烈的张力波动。外侧线作为系统的物理边界，对机架的微小振动及储线室到切割室的过渡扰动更为敏感；内侧切割线由于受到相邻线段的协同约束，其张力响应相对更平稳。

走线速度提高虽能提高加工效率，但也会导致平均张力升高和换向过程张力波动加剧。过高的张力会加速切割线疲劳磨损，增加瞬时过载断线的风险，进而造成石材资源浪费与设备能耗增加。

3.2 主辊加速度对线网张力的影响

主辊加速度是决定系统动态响应特性的另一关键参数，在启停和换向等过程中对张力波动影响显著。为探究其影响规律，保持目标转速恒定，设定了4组不同的主辊加速度ω_z'=20，40，80，

120 rad/s²进行仿真分析，结果如图13所示。仿真结果表明，提高主辊加速度可同时抑制线网平均张力水平和瞬态张力峰值。在稳态阶段，平均张力水平随着加速度的增大而下降。在换向阶段，各切割线的瞬态张力峰值均随着加速度的增大而呈递减趋势。20 rad/s²加速度下的张力曲线峰值最高，过渡过程更为漫长，而120 rad/s²加速度下的峰值被有效抑制，系统更快达到稳定。定量分析表明，主辊加速度每增大一倍，线网平均张力相应减小约5.5%。

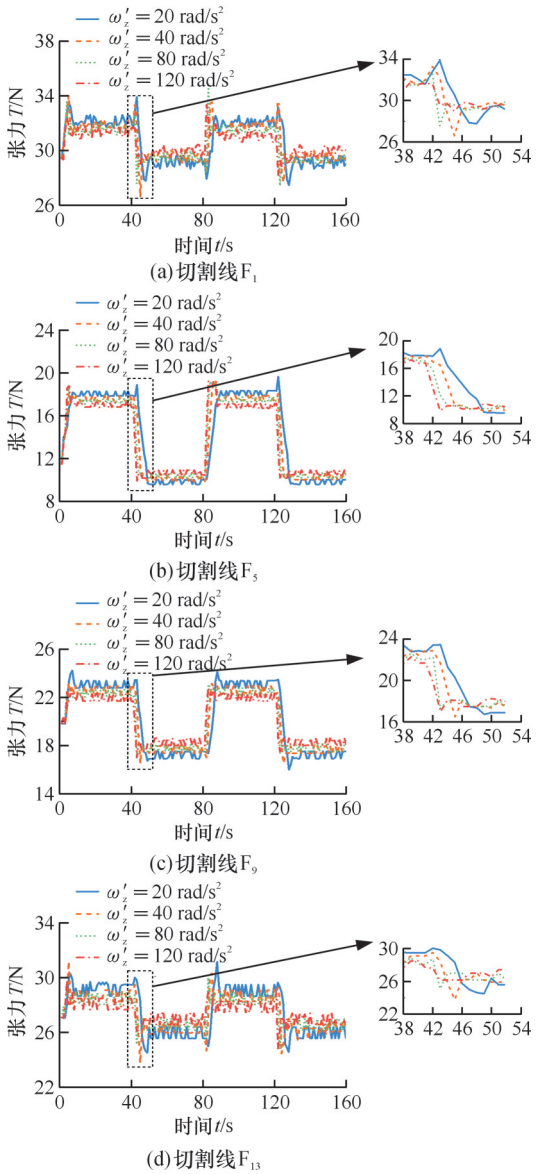


图13　不同加速度下线网张力动态特性

Fig.13　Dynamic characteristics of wire tension under different main roller accelerations

该现象的物理机制在于张力波动对速度差的时间积分效应。根据胡克定律，动态张力波动正比于切割线的累积弹性形变量，该形变量本质上取决于主从辊速度差在加速时间内的积分。较高的主辊加速度可缩短系统达到目标速度所需的过渡时间，从而减小速度差累积作用时间和切割线总弹性形变量，最终降低瞬态张力峰值和平均张力水平。

结果表明，在设备允许的动态性能范围内，增大主辊加速度有助于缩短系统过渡过程并减小张力冲击，从而降低切割线受载风险。对于多线切割这类主从耦合系统，提高动态响应速度与抑制张力峰值并不矛盾，可在合理参数范围内协同实现。

3.3　主辊半径对线网张力的影响

主辊半径作为切割室的核心几何参数，不仅影响设备结构尺寸与刚性，还会改变主辊线速度响应特性，从而影响线网张力水平及其动态响应。为评估其影响，保持其他参数恒定，设定4组不同的主辊半径r_z=4，8，12，16 cm进行仿真对比，动态响应结果如图14所示。仿真结果表明，

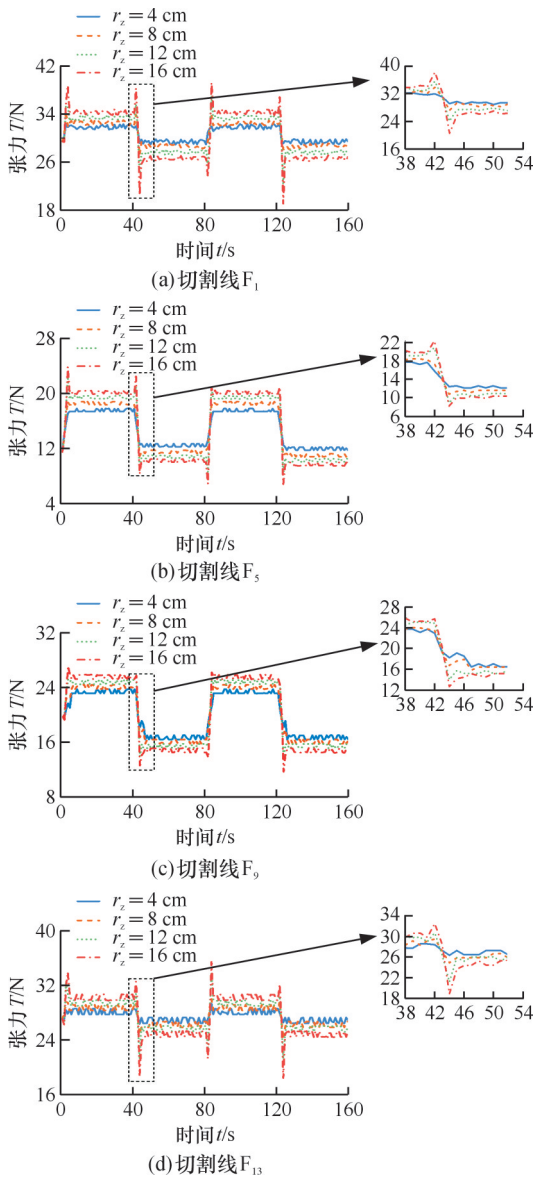


图14　不同主辊半径下线网张力动态特性

Fig.14　Dynamic characteristics of wire tension under different main roller radii

主辊半径与线网张力呈显著的正相关。随着主辊半径从4 cm增加至16 cm，线网平均张力水平显著升高，且换向过程中的张力动态响应同步增强。定量分析显示，主辊半径每增加4 cm，线网中各切割线的平均张力随之增大约9.6%。

该现象的物理机制源于半径对角速度同步误差的放大效应。系统的伺服控制目标是同步各主辊的角速度，但直接决定切割线拉伸的物理量是各辊之间的线速度差。根据运动学关系式$v=\omega r$，主辊半径在此充当放大系数。当主从辊之间存在微小角速度误差时，较大的主辊半径会将其放大为更显著的线速度差，进而加剧切割线弹性形变，使平均张力水平和动态响应同步升高。

由此可见，主辊半径的增大虽然有助于提高结构刚性，但同时也会提高线网张力水平并加剧动态响应，因此，在主辊参数选型与设备设计过程中，需综合权衡结构刚性需求与张力控制难度。对于大半径主辊方案，应配套更高动态性能的控制系统，以保证设备稳定运行。

3.4 收放线辊半径对线网张力的影响

收放线辊是储线室张力闭环控制的核心执行部件，其有效半径在加工过程中不断变化，导致转动惯量也随之改变。为探究系统对该类扰动的鲁棒性，设定4组不同的收放线辊半径$r_{s/f}$=4，8，12，16 cm进行仿真，结果如图15所示。

仿真结果表明，尽管收放线辊半径相差4倍，并导致转动惯量产生更大差异，但切割室内4根切割线的张力曲线在整体趋势、平均张力水平及瞬态响应特征上均表现出较高一致性。局部放大图显示在动态过渡阶段，不同半径下的响应曲线仅存在微小差异。

这一结果表明，张力臂缓冲补偿机制能够有效隔离收放线辊半径变化所引起的惯量扰动。当收放线辊半径增大并导致惯量上升时，张力臂作为物理缓冲器和闭环反馈单元，可通过自身摆动及时吸收或释放线长，并将位移变化转化为反馈信号以调节收放线辊电机转速，从而将扰动限制在储线室内部，实现收放线辊惯量扰动与切割室线网之间的有效解耦。

综合上述分析可知，不同参数对线网张力动态响应的影响路径存在明显差异。走线速度、主辊加速度和主辊半径等切割室参数直接作用于线网驱动边界，其变化会改变主从辊线速度差及切割线累积弹性形变量，因此对张力峰值和波动幅值的影响更为显著；而收放线辊半径变化主要表现为储线室内部转动惯量扰动，在张力臂缓冲与

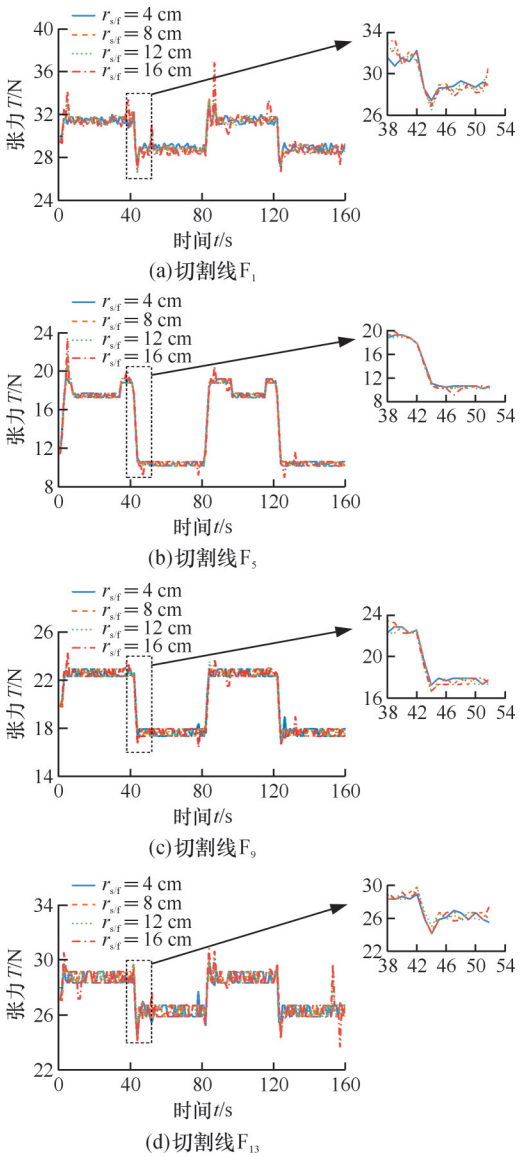


图15 不同收放线辊半径下线网张力动态特性

Fig.15 Dynamic characteristics of wire tension under different winding/unwinding roller radii

反馈调节作用下，该扰动向切割室线网的传递被有效削弱。由此可见，上游储线室扰动与下游切割室扰动对线网张力的作用机制不同，后续张力控制与参数优化应重点关注直接作用于切割室驱动边界的主辊相关参数。

4 结论

1）走线速度提高会使线网张力整体升高，并加剧换向过程中的动态响应。单纯追求高速切割会增加张力控制难度，在提高加工效率的同时，需兼顾线网张力稳定性，避免张力波动过大引起切割线疲劳磨损和断线风险增大。

2）提高主辊加速度可有效抑制启停与换向阶段的张力峰值，并降低线网平均张力水平。缩短动态过渡时间有助于减小张力冲击，从而降低

断线与异常停机风险。

3)主辊半径增大会提高线网张力水平并增强动态响应。较大半径有利于提高结构刚性,但会增加张力控制难度,在设备设计中需综合权衡结构参数与张力稳定性要求。

4)储线室收放线辊半径扰动对切割室张力影响较小,张力臂缓冲环节能够有效隔离上游惯量扰动。储线室与切割室分离缓冲设计具有合理性,系统对储线室半径扰动具有较强鲁棒性。

综上,走线速度、主辊加速度、主辊半径及收放线辊半径扰动通过影响线网张力水平和动态波动,进一步作用于断线风险、加工稳定性和材料利用率。优化线网张力特性有助于降低无效能耗和返工风险,是实现石材大板低碳稳定切割的重要环节。

参考文献:

[1] WANG Y, ZHANG Y, TAN D, et al. Key Technologies and Development Trends in Advanced Intelligent Sawing Equipments[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2021, 34(1): 30.

[2] ZHANG N, LI H, GAO Y. The State of the Art of Wire Sawing-based Hybrid Cutting Technology: a Review[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2024, 133(5): 2001-2030.

[3] WU C, WANG Y, GUO M, et al. Optimizing the Process of Multi-wire Sawing Silicon Rods with Consolidated Abrasive Diamonds Based on RSM[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, 686(1): 012017.

[4] LI A, WANG H, HU S, et al. A Systematic Review of Modeling and Simulation for Precision Diamond Wire Sawing of Monocrystalline Silicon[J]. Micromachines, 2024, 15(8): 1041.

[5] CHENG D, GAO Y, LIU R. Finite Element Analysis on Processing Stress of Polysilicon Cut by Diamond Multi-wire Saw[J]. Materials Science in Semiconductor Processing, 2021, 131: 105860.

[6] 杨沁, 黄辉, 郑生龙. 多线摇摆往复式线锯切割加工运动的理论及试验研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(11): 219-228.
YANG Qin, HUANG Hui, ZHENG Shenglong. Theoretical and Experimental Research on Machining Movement of Multi-wire Sawing with Rocking and Reciprocating[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(11): 219-228.

[7] YANG Z, HUANG H, LIAO X. Influence of Cutting Parameters on Wear of Diamond Wire during Multi-wire Rocking Sawing with Reciprocating Motion[J]. Frontiers in Mechanical Engineering, 2022, 8: 978714.

[8] QIU J, ZHANG S, FU R, et al. Investigation on the Stiffness of Wire Web of Multi-wire Sawing Machine and Its Influence on Machining Accuracy[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2021, 117(3/4): 985-995.

[9] 王兰青, 黄辉, 崔长彩. 线切蓝宝石晶片面形质量评价方法的试验研究[J]. 中国机械工程, 2022, 33(17): 2023-2028.
WANG Lanqing, HUANG Hui, CUI Changcai. Experimental Research of Surface Quality Evaluation Method for Wire Saw Sapphire Wafer[J]. China Mechanical Engineering, 2022, 33(17): 2023-2028.

[10] LIU C, QIU J, ZHAO S. Tension Analysis and Fluctuation Control of Diamond Multi-wire Sawing Machine[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2021, 115(5): 1387-1397.

[11] DONG Z, LIANG A, CHANG L, et al. Research on High-speed Vibration and Structure Optimization of Multi-wire Sawing Machine[J]. Applied Sciences, 2023, 13(17): 9889.

[12] LI Z, WANG X, LI G, et al. Slicing Parameter Optimization Based on Wire Net Dynamic Reliability Constraint in Multi-wire Saw[J]. Materials Science in Semiconductor Processing, 2021, 136: 106144.

[13] LI Z, WANG M, CAI Y, et al. Experimental Study on Surface Topography and Fracture Strength of Worn Saw Wire in Multi-wire Sawing[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 93(9): 4125-4132.

[14] 李裔宝. 蓝宝石多线切割机张力波动影响因素研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2019.
LI Yibao. Research on Factors Affecting Tension Fluctuation of Sapphire Multiwire Sawing Machine[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2019.

[15] 周锋,郑丽霞,沈烨超,等. 基于自适应反演的超细金刚线张力控制系统[J]. 中国机械工程,2021,32(24):2995-3000.
ZHOU Feng, ZHENG Lixia, SHEN Yechao, et al. Ultra-thin Diamond Wire Tension Control System Based on Adaptive Backstepping[J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(24): 2995-3000.

[16] LAI Z, HUANG H, HU Z, et al. Dynamic Model and Machining Mechanism of Wire Sawing[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2023, 311: 117820.

[17] LI S, TANG A, LIU Y, et al. Analytical Force Modeling of Fixed Abrasive Diamond Wire Saw Machining with Application to SiC Monocrystal Wafer Processing[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2017, 139(4): 041003.

[18] ZHANG H, XIA H, LU Y, et al. Tension Control of a Yarn Winding System Based on the Nonlinear Active Disturbance-rejection Control Algorithm[J]. Textile Research Journal, 2022, 92(23/24): 5049-5065.

[19] SUN P, WEI C, ZHANG H, et al. Study on the Effect of Diamond Wire Saw-cutting Process Parameters on Brittle Cracks in Monocrystalline Silicon[J]. Applied Physics A, 2024, 130(10): 754.

(编辑　袁兴玲)

作者简介: 詹晨涵,男,2001年生,硕士研究生。研究方向为硬脆材料绿色加工。E-mail: spikelevi@163.com。尹方辰*(通信作者),男,1988年生,副教授。研究方向为绿色制造、机器人化智能制造。E-mail: yfc_ral@163.com。

本文引用格式:

詹晨涵,尹方辰,孔凯,等. 石材大板低碳切割系统建模及张力特性分析[J]. 中国机械工程,2026,37(10):2428-2437.

ZHAN Chenhan, YIN Fangchen, KONG Kai, et al. Modeling and Tension Characteristic Analysis of Low-carbon Sawing System for Large Stone Slabs[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(10):2428-2437.