

DOI: 10.13652/j.issn.1003-5788.2021.04.021

魔芋精粉机人字齿传动系统动力学性能分析

Dynamic performance analysis of the herringbone transmission system of konjac fine flour

胡清明^{1,2} 侯俊鹏¹ 徐长顺¹ 孙丹丹¹

HU Qing-ming^{1,2} HOU Jun-peng¹ XU Chang-shun¹ SUN Dan-dan¹

杨 铭¹ 白 松¹ 郭建华¹

YANG Ming¹ BAI Song¹ GUO Jian-hua¹

(1. 齐齐哈尔大学机电工程学院, 黑龙江 齐齐哈尔 161006;

2. 黑龙江省智能制造装备产业化协同创新中心, 黑龙江 齐齐哈尔 161006)

(1. School of Mechanical and Engineering, Qiqihar University, Qiqihaer, Heilongjiang 161006,

China; 2. Heilongjiang Province Collaborative Innovation Center for Intelligent Manufacturing

Equipment Industrialization, Qiqihaer, Heilongjiang 161006, China)

摘要:以魔芋精粉机第 4 级传动系统为研究对象,分别基于直齿同步带与新齿廓人字齿同步带建立多体动力学模型,分析齿线形状对带齿应力及系统振动的影响,探究螺旋角、齿间错位系数结构参数对传动系统动力学性能的影响规律。结果表明,当带齿螺旋角 $\beta=30^\circ$ 、齿间错位系数 $k=0.00$ 时,带齿齿根应力更小、应力分布更均匀、横向振动更小、传动误差更低、干涉量波动更小。

关键词:魔芋精粉机;新齿廓人字齿同步带;多体动力学;结构参数;带齿应力;系统振动

Abstract: Taking the fourth-stage transmission system of the konjac flour machine as the research object, a multi-body dynamic model was established based on the straight tooth synchronous belt and double helical synchronous belt with new profile, and the influence of the tooth line shape on the belt tooth stress and system vibration was analyzed. Then the influence of the structural parameters of the helix angle and the dislocation coefficient between the teeth on the dynamic performance of the transmission system were investigated. The results showed that

基金项目:国家自然科学基金项目(编号:51705266);教育部产学合作协同育人项目(编号:201901145012);黑龙江省省属本科高校基本科研业务费科研项目(编号:135409604);黑龙江省教育厅高等教育教学改革研究项目(编号: SJGY20190715);研究生创新科研项目(编号: YJSCX2020055)

作者简介:胡清明,男,齐齐哈尔大学副教授,博士。

通信作者:郭建华(1961—),男,齐齐哈尔大学教授,博士。

E-mail: guo1034@sina.com

收稿日期:2020-11-04

when the toothed helix angle β was 30° with the inter-tooth dislocation coefficient k of 0.00, the tooth root stress of the belt tooth was smaller. Under this condition, the stress distribution was more uniform, and the lateral vibration was smaller, with lower transmission error and smaller interference fluctuation.

Keywords: konjac flour machine; double helical synchronous belt with new profile; multibody dynamics; structural parameters; tooth stress; system vibration

魔芋中含有 44%~64% 的葡甘露聚糖,魔芋粉是人体吸收甘露聚糖最便捷途径之一,而其加工工艺直接影响魔芋粉质量。目前魔芋粉加工主要分干法和湿法两种,而魔芋精粉机作为干法加工的关键设备,其传动系统优化对魔芋粉生产效率提升具有重要作用^[1-3]。

精粉机传动系统分为 4 级,前 3 级分别采用 V 带、同步楔形带、V 带传动,第 4 级采用同步带传动。传统直齿同步带受齿廓特点影响,带齿啮入轮齿时易产生应力集中,导致带齿受挤压严重影响同步带寿命。而新齿廓人字齿同步带具有自导向带轮无需加挡边、传动精度高、噪声低等优点,可用于实现精准传动^[4]。

带传动系统中,同步带与带轮隶属刚柔耦合接触多体动力学范畴,传动依靠带与带轮啮合实现^[5],其啮合传动的复杂性源于传动系统中同步带非线性形变(如带齿变形、多边形效应、节距差等)与啮合状态的多样性^[6]。Uchida 等^[7]利用有限元方法研究了同步带带齿齿形与节距差对载荷分布的影响规律。Koyama 等^[8]基于弹簧、质量、阻尼系统进行了同步带载荷分布研究。李占国等^[9]

通过刚柔耦合模型系统分析了 3M 圆弧齿同步带在不同转速和张紧力下的应力变化。Milanovic 等^[10]分析了同步带在变转矩条件下的带齿载荷应力分布规律。吴贻珍^[11]探究了在不同材料下的同步带的相对疲劳寿命。郭建华等^[12-13]研究了准静态工况下新齿廓人字齿同步带结构参数对带齿应力分布影响,并基于空间微分几何与齿轮啮合原理,探究了新齿廓人字齿同步带中不同干涉量对啮合干涉形貌的影响以及螺旋角与干涉量之间的关系。文章拟以魔芋精粉机第 4 级同步带传动系统为对象,研究其在外部负载不变的条件下,齿线形状对传动系统动力学性能影响,并探究螺旋角、齿间错位系数结构参数对传动系统动力学性能及振动影响规律,旨在为魔芋精粉机传动系统的动力学分析与结构优化提供依据。

1 新齿廓人字齿传动特点

新齿廓人字齿同步带的法面齿廓为基准齿廓,带齿与带轮齿形为共轭齿廓。同步带带齿法面齿廓如图 1(a)所示,由半径为 r_1, r_2, r_3, r_4, r_5 的 5 段圆弧曲线连接而成,其齿侧圆弧曲线 r_4 的圆心位于节线。主要参数中,齿高 3.5 mm(同节距最高齿高),侧隙 0.1 mm,纵横比 0.675,轮槽深 3.35 mm。齿廓采用圆弧共轭曲线,其啮合性能优秀、承载能力强,啮合时具有良好自锁性与抗爬齿性。新齿廓人字齿同步带齿形顶部有半径为 r_1 的凹槽,啮合传动过程中可排出齿腔中受挤压空气,有效降低噪声。

图 1(b)为轮齿法面齿廓示意图,由半径为 ρ_1, ρ_2, ρ_3 的圆弧曲线组成,其齿侧圆弧曲线 ρ_2 的圆心在节圆上。

2 齿线形状对传动系统动力学性能的影响

2.1 模型建立与边界条件设定

建立同步带传动系统多体动力学模型,带轮齿数 22,有效节径 $d = 66.702$ mm,同步带齿数 52,节线长 $L = 495.3$ mm,带宽 $B = 16$ mm。人字齿同步带螺旋角 $\beta = 30^\circ$,齿间错位系数 $k = 0.00$ 。同步带模型如图 2 所示。

同步带由带背层、强力层、尼龙包布层、带齿组成^[14]。材料属性参数如表 1 所示,仿真时定义同步带沿轴向方向位移为零,带轮与柔性体同步带之间接触方式为 GEO contact。初始张紧力 400 N,从动带轮施加 4 500 N·mm 转矩负载,主动带轮施加 STEP 函数使其以 1 000 r/min

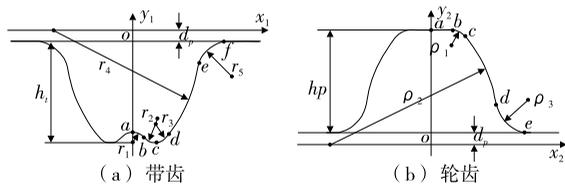


图 1 法面齿廓示意图

Figure 1 Schematic diagram of the normal tooth profile

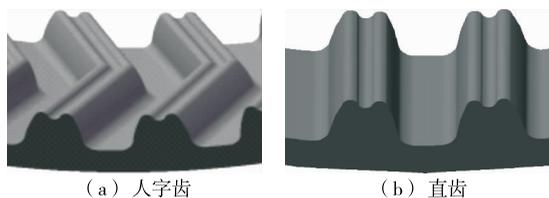


图 2 模型示意图

Figure 2 Schematic diagram of local rigid body model

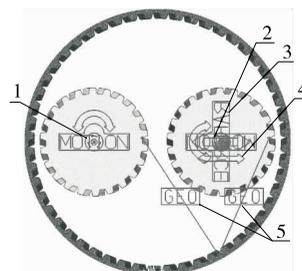
逆时针转动。同步带网格划分采用 solid4 单元,单元数量 67 801,刚柔耦合动力学模型如图 3 所示。

带齿与轮齿啮合传动过程中,带齿啮入带轮齿槽时,由于同步带的柔性体特性,带齿受挤压使得啮合时产生弯曲应力易导致应力集中,应力沿齿向方向非均匀分布,最大应力发生于齿根部位。设定啮合方向如图 4 所示,选取带齿齿根沿啮合方向前节点 N、沿啮合方向后节点

表 1 同步带各层材料性能

Table 1 Material properties for synchronous belt

材料	密度/ ($\times 10^3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/ MPa	泊松比
氯丁橡胶	1.27	0.045	0.46
玻璃纤维	2.60	0.094	0.40
尼龙包布	1.15	0.042	0.43



1. 主动轮转动副 2. 从动轮转动副 3. 从动轮负载 4. 从动轮平动副 5. 刚柔耦合接触副

图 3 同步带传动系统多体动力学模型

Figure 3 Multi-body dynamics model for synchronous belt transmission system

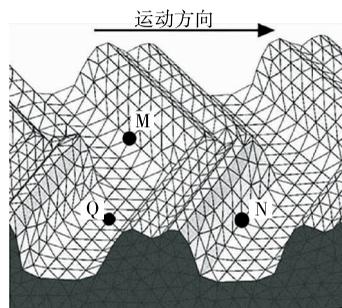


图 4 节点位置

Figure 4 Node location

M 及带齿槽点 Q 为分析节点。直齿同步带选取同一节点位置,设置仿真时间 0.5 s,步数 $S=500$ 进行动力学仿真。

2.2 带齿应力影响

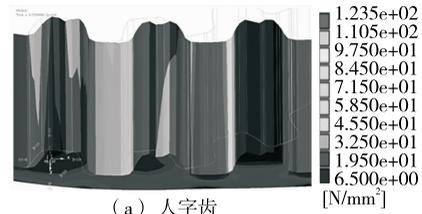
外部负载不变条件下,直齿同步带与人字齿同步带啮合区应力云图如图 5 所示,带齿根处易产生应力集中,直齿同步带齿根节点最大应力为 97.45 N/mm^2 ,人字齿同步带齿根节点最大应力为 76.75 N/mm^2 。

图 6 为齿根节点 M 、 N 在不同齿线形状下应力与时间的波动关系曲线,人字齿同步带啮合区的应力值始终小于直齿同步带的,且直齿同步带在 $0.00\sim 0.20 \text{ s}$ 系统加载过程中沿啮合方向前段应力波动较大,波动峰值达 86.75 N/mm^2 。人字齿同步带应力波动更小,传动过程中承载能力更强,工作寿命更长。

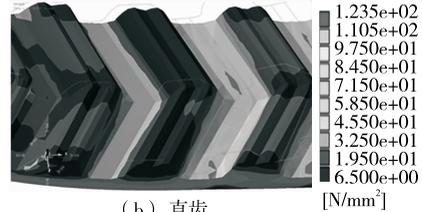
2.3 传动系统动力学性能影响

2.3.1 横向振动 同步带传动是摩擦与啮合的复合传动^[15]。传动过程中,同步带会产生横向振动。如振幅和振动频率过高,同步带会产生跳齿、爬齿甚至脱齿现象,影响传动精度。在同步带张紧力 $F=400 \text{ N}$ 下,通过带齿槽节点 Q 的 XY 平面位移幅值进行同步带横向振动分析。图 7 为新型人字齿同步带传动系统运动轨迹, AB 段与 CD 段为带轮与同步带完全啮合区域,横向振动不明显; BC 段与 DA 段为同步带的松边和紧边,跨距长,横向振动明显。松边的拉应力小于紧边的,振幅更大。

图 8 为直齿同步带与人字齿同步带松边振幅与时间



(a) 人字齿



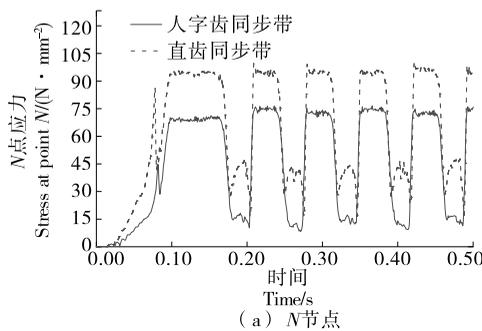
(b) 直齿

图 5 应力云图

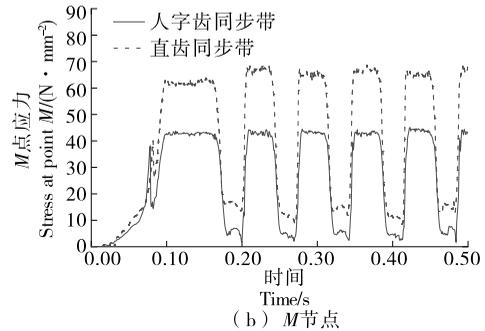
Figure 5 Stress cloud

的波动关系曲线,直齿同步带松边最大振动量为 1.925 mm ,人字齿同步带松边最大振动量为 1.527 mm ,因此,人字齿同步带振幅较直齿同步带更小。

2.3.2 传动误差 横向振动作用下,同步带产生非线性伸长波动,从动轮角速度在此影响下产生非线性波动导致传动误差。图 9 为直齿同步带与人字齿同步带从动轮角速度与时间的波动关系曲线,传动系统运转过程中始终保持循环啮合传动状态,故截取一段时间进行分析。由图 9 可知,运载过程($0.00\sim 0.20 \text{ s}$)中,直齿同步带的导向性低于人字齿同步带的,故其从动轮角速度波动更剧



(a) N 节点



(b) M 节点

图 6 应力与时间的变化曲线

Figure 6 Stress curve with time

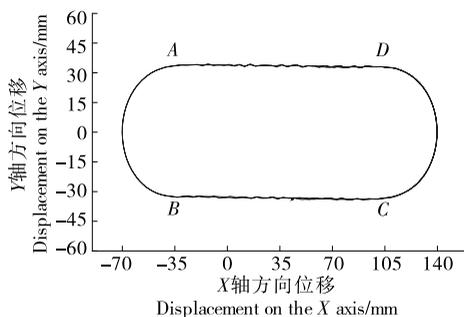


图 7 运动轨迹

Figure 7 Motion track

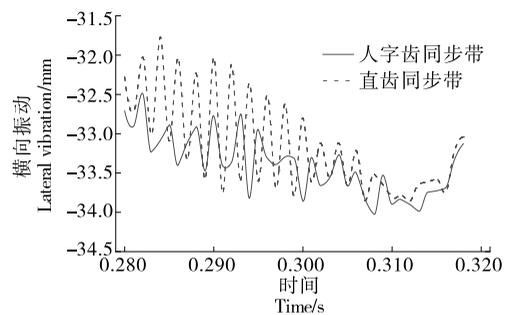


图 8 横向振动

Figure 8 Lateral vibration

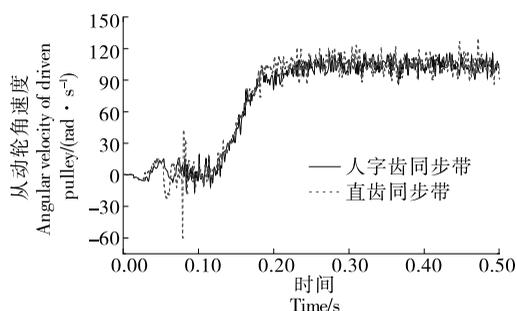


图 9 从动轮角速度

Figure 9 Angular velocity of driven pulley

烈、峰值更高,0.20 s 后人字齿同步带从动轮角速度波动小于直齿同步带,故传动误差更小。基于文献[16],人字齿同步带相较于直齿同步带噪声最大降噪 11 dB,且横向振动响应更小。综上,人字齿同步带应力分布更均匀,传动误差更小,高速运转更平稳。

3 新齿廓人字齿同步带结构参数优化

3.1 螺旋角对动力学性能的影响

3.1.1 带齿应力 外部负载不变条件下,不同螺旋角同步带同一位置应力云图如图 10 所示。由图 10 可知:当螺旋角 $\beta=25^\circ$ 时,齿根节点最大应力为 93.44 N/mm^2 ;当螺旋角 $\beta=30^\circ$ 时,齿根节点最大应力为 83.75 N/mm^2 ;当螺旋角 $\beta=35^\circ$ 时,齿根节点最大应力为 90.72 N/mm^2 。

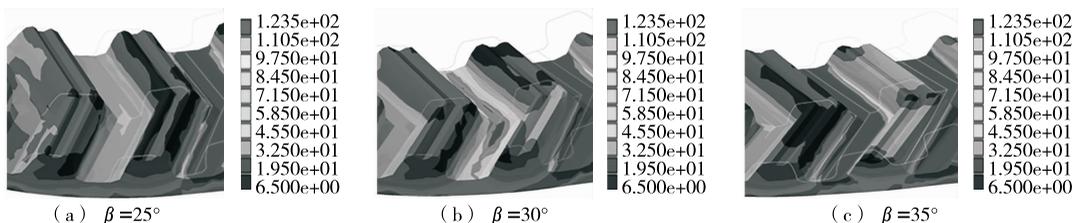


图 10 局部应力云图

Figure 10 Local stress cloud

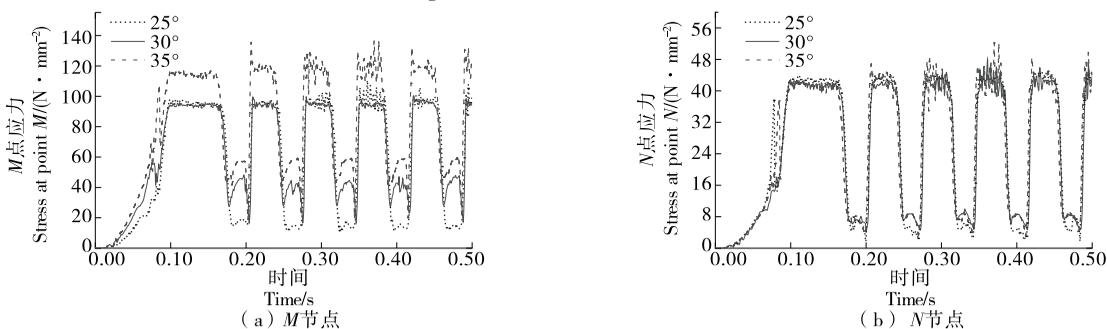


图 11 应力与时间的变化曲线

Figure 11 Stress curve with time

表 2 应力变化幅值(螺旋角自 30° 增大后)

Table 2 Stress change amplitude (helix angle increases from 30°)

项目	N/mm ²		
	前端齿根 减小幅值	后端齿根 增大幅值	强力层 增大幅值
松、紧边	2.43	15.46	12.31
啮合区	1.42	0.70	7.75

当螺旋角 $\beta=30^\circ$ 时,齿根节点最大应力为 83.75 N/mm^2 ;当螺旋角 $\beta=35^\circ$ 时,齿根节点最大应力为 90.72 N/mm^2 。

图 11 为同步带齿根节点 M、N 于不同螺旋角下应力与时间的波动曲线。由图 11 可知,传动过程中,螺旋角增大,两节点位置应力变化不同。在松、紧边,前端齿根应力随螺旋角的增大而减小;后端齿根应力随螺旋角的增大先减小后增大,且当螺旋角 $\beta=30^\circ$ 时,齿根应力达最小值。主、从动轮啮合区,前端齿根应力随螺旋角的增大先增大后减小,幅值小;后端齿根应力随螺旋角的增大而增大,当螺旋角 $\beta=30^\circ$ 时,应力值趋于稳定。

由图 11 还可知,同步带强力层应力始终随螺旋角的增大而增大^[17],螺旋角自 $\beta=30^\circ$ 继续增大,强力层应力增大幅值远大于前端齿根(见表 2)。故螺旋角 $\beta=30^\circ$,带齿受力更合理。

3.1.2 横向振动 图 12 为同步带张紧力 $F=400 \text{ N}$ 下,新齿廓人字齿同步带不同螺旋角松、紧边横向振动幅值。由图 12 可知,螺旋角 $\beta=30^\circ$ 时,同步带横向振动幅值最小,紧边最大振动量为 0.86 mm ,松边最大振动量为 1.09 mm 。螺旋角越小,同步带导向性越强,因此横向振动越小,但螺旋角越小导致沿啮合方向齿线顶部应力变大,故螺旋角 $\beta=30^\circ$ 时新齿廓人字齿同步带传动更为平稳。

3.1.3 传动误差 带横向振动规律及同步带伸长量波动与从动轮角速度波动呈正相关,即波动幅值越大,传动误差越大。图 13 为不同螺旋角从动轮角速度波动曲线,系统在 0.20 s 后进入正常运转状态。由图 13 可知,螺旋角 $\beta=30^\circ$ 时,同步带传动系统角速度波动最小,传动误差最小,即螺旋角越小,同步带啮合传动时的导向性越好,可有效降低带纵向振动及打滑率,提高同步带啮合性能,降

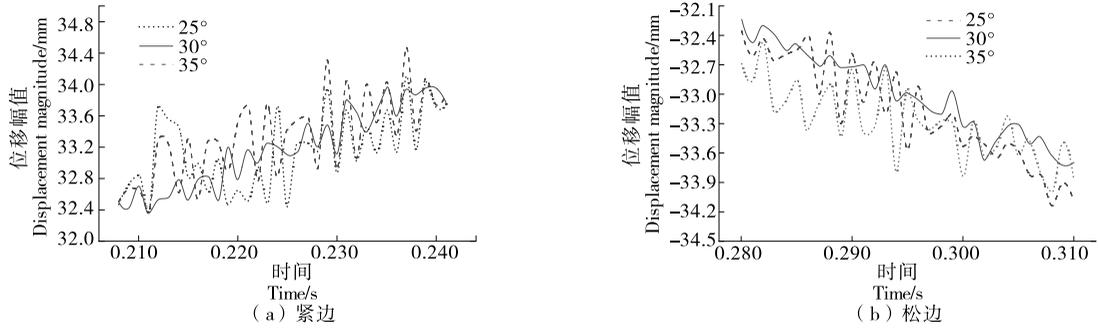


图 12 松、紧边位移幅值

Figure 12 Displacement amplitude of loose sight and tight sight

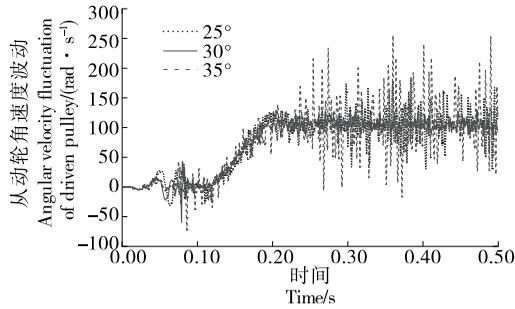


图 13 从动轮角速度波动

Figure 13 Angular velocity fluctuation of driven pulley

低传动误差。

3.1.4 干涉量波动 动力学仿真过程中,模型接触时会在应力集中区域产生部分边界干涉,干涉深度与应力值呈正相关。若超出干涉深度初始设定值,应力云图中不体现其应力值。由图 14 可知,0.20 s 传动系统进入正常

运转状态,螺旋角 $\beta = 30^\circ$ 时,同步带与带轮干涉深度更小、干涉速度波动量峰值更小且变化更稳定,即应力表现更好,传动更平稳。

3.2 齿间错位系数对动力学性能的影响

3.2.1 带齿应力 外部负载不变条件下,不同齿间错位系数同步带同一位置应力云图如图 15 所示。由图 15 可知,当齿间错位系数 $k = 0.00$ 时,齿根节点最大应力为 83.75 N/mm^2 ;当齿间错位系数 $k = 0.35$ 时,齿根节点最大应力为 84.78 N/mm^2 ;当齿间错位系数 $k = 0.50$ 时,齿根节点最大应力为 89.62 N/mm^2 。

图 16 为同步带齿根节点 M 、 N 于不同齿间错位系数下应力与时间的波动曲线。由图 16 可知,传动过程中,随着齿间错位系数的增大,带齿齿根应力变化不同。松、紧边,前端齿根应力随错位系数增大而增大且幅值呈递增趋势;后端齿根应力变化与前端齿根相同;主、从动轮啮合区,前端齿根应力随错位系数增大先减小后增大;后

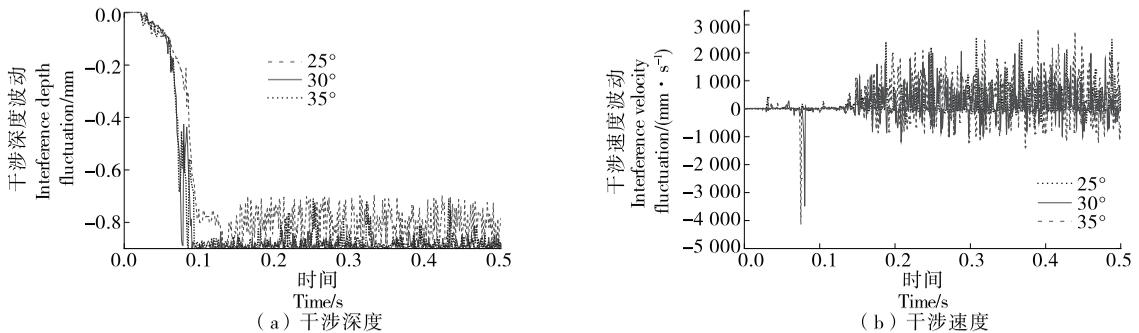


图 14 干涉深度与干涉速度波动

Figure 14 Fluctuation of interference depth and interference velocity

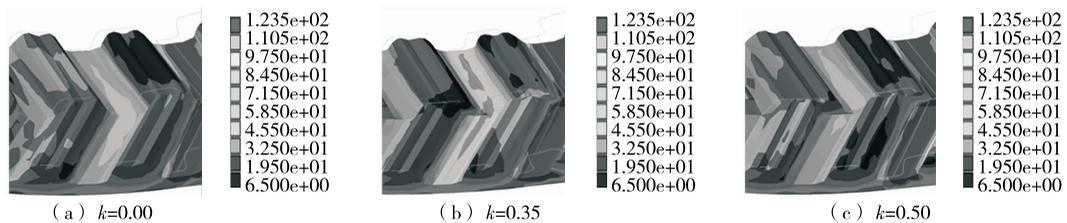


图 15 局部应力云图

Figure 15 Local stress cloud

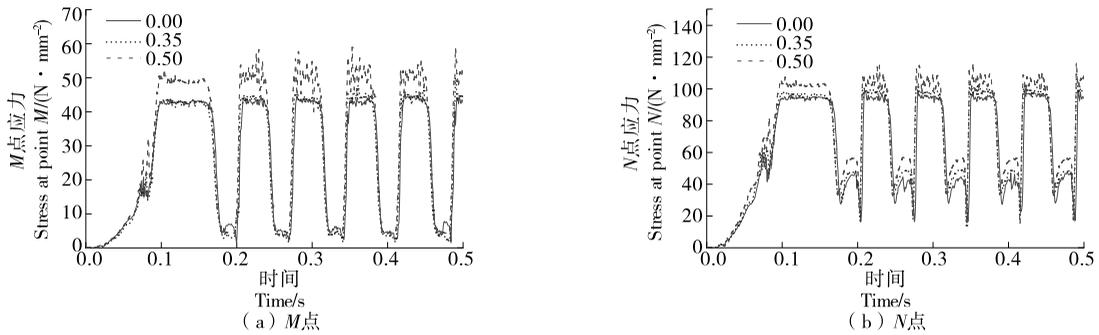


图 16 应力随时间变化曲线
Figure 16 Stress curve with time

端齿根应力随错位系数增大而增大且幅值呈递增趋势。

由图 17 可知,错位系数增大,同步带带齿错位处应力增加,且传动过程中磨损程度也增加。当错位系数 $k=0.35$ 时,主、从动轮啮合区后端齿根应力小幅减小,但带齿错位处应力增大幅值远大于其齿根应力减小幅值(见表 3),且磨损程度增加。故齿间错位系数 $k=0.00$ 时,同步带应力分布更均匀,所受应力更小,啮合性能更好。

传动过程中,同步带带齿齿根自紧、松边与主、从动轮啮入和啮出时,同步带带齿与轮齿存在干涉,带齿受到带轮轮齿挤压作用产生形变,造成带齿齿根前端应力大

于带齿齿根后端,故节点 N 处应力大于节点 M 处。

3.2.2 横向振动 图 18 为同步带张紧力 $F=400\text{ N}$ 下,新型人字齿同步带不同齿间错位系数 k 、紧边横向振动幅值。由图 18 可知,齿间错位系数 $k=0.00$ 时,同步带横向振动幅值最小,紧边振动量为 1.00 mm ,松边最大振动量为 1.15 mm 。齿间错位系数越大,带齿与轮齿啮合频率越高,导致横向振动越大。同时错位处带齿应力增大,同步带传动性能降低。

3.2.3 传动误差 由图 19 可知,错位系数 $k=0.00$ 时,同步带传动系统角速度波动最小,传动误差最小。此外,角

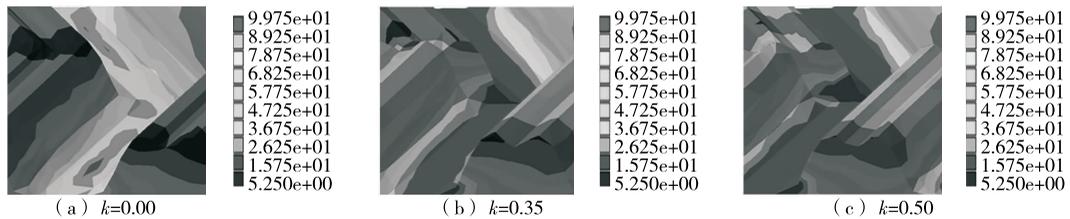


图 17 错位处应力云图
Figure 17 Stress contour at dislocation

表 3 啮合区应力变化幅值(错位系数 0.00~0.35)

Table 3 Stress change amplitude (dislocation coefficient 0.00 to 0.35) N/mm^2

前端齿根增大幅值	后端齿根减小幅值	错位处增大幅值
0.83	5.42	54.32

速度波动与横向振动振幅波动呈正相关,0.00~0.20 s 为传动系统加载阶段,其中角速度峰值波动较大的原因主要是由于从动轮沿 X 轴方向张紧同步带导致其产生非线性转角波动。

3.2.4 干涉量波动 由图 20 可知,错位系数 $k=0.00$ 时,

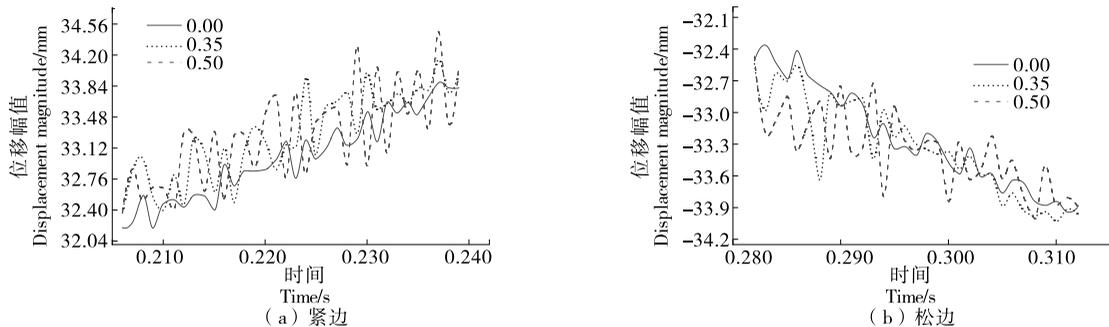


图 18 松、紧边位移幅值

Figure 18 Displacement amplitude of loose sight and tight sight

同步带与带轮干涉深度及干涉速度波动量更小,即应力表现更好,传动更平稳。错位系数 $k=0.50$ 时,新齿廓人字齿同步带干涉速度在 $0.00\sim 0.20$ s 加载阶段产生较大波动的原因是错位系数变大导致带轮角速度波动变大,边界干涉频率变高。同时错位处带齿应力变大,故边界干涉变大,其干涉速度也增大。

综上,新齿廓人字齿同步带传动系统中,外部负载条件不变情况下,同步带螺旋角 $\beta=30^\circ$,齿间错位系数 $k=0.00$ 时,应力分布更为均匀,带齿受轮齿挤压作用更小,因此振动特性也更好,传动误差更小、传动更平稳。

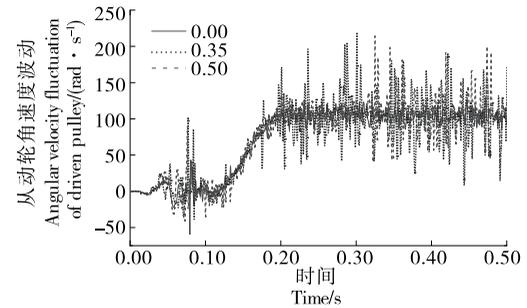
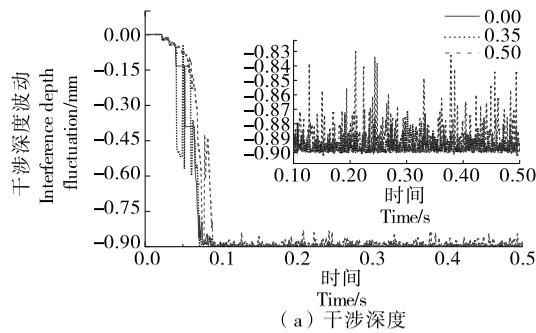


图 19 从动轮角速度波动

Figure 19 Angular velocity fluctuation of driven pulley

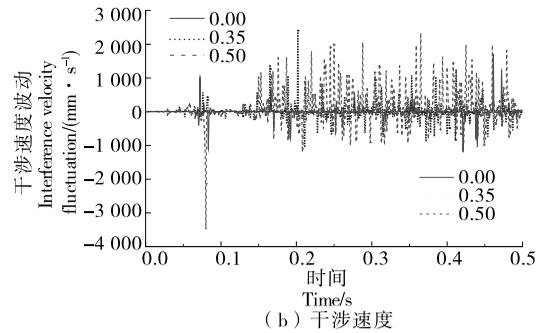


图 20 干涉深度与干涉速度波动

Figure 20 Fluctuation of interference depth and interference velocity

4 结论

基于新齿廓人字齿同步带传动,对魔芋精粉机第4级传动系统进行了优化设计,采用新齿廓人字齿同步带代替传统直齿同步带传动,并在此基础上对人字齿同步带的齿形参数进行了优化,再基于刚柔耦合技术对传动系统带齿应力分布及变化与振动特性进行了动力学性能分析。结果表明:① 外部负载条件不变情况下,人字齿同步带相较于直齿同步带带齿应力更小,横向振动、传动误差更小;同步带螺旋角大,带齿齿根应力呈减小趋势;同步带齿间错位系数大,带齿齿根应力呈增大趋势。② 传动过程中,同步带带齿受到带轮轮齿挤压作用产生弹性形变,同步带带齿齿根前端区域应力大于带齿齿根后端区域。③ 当新型人字齿同步带螺旋角 $\beta=30^\circ$,齿间错位系数 $k=0.00$ 时,其啮合传动过程中带齿应力更小,应力分布更均匀,横向振动振幅更小,传动更平稳,传动误差更小,干涉量波动更小,啮合特性更好。文中对同步带结构进行了简化,未能准确考虑层间性能对其啮合传动性能影响,后续将进一步对仿真模型进行优化,并结合试验分析齿廓参数及结构参数对同步带优化,以期降低传动噪声,提高传动效率。

参考文献

[1] 谢建华, 谢丙清, 张桂云, 等. 静电纺魔芋葡甘聚糖-纳米四氧化三铁复合膜的力学性能研究[J]. 食品与机械, 2020,

36(3): 143-147, 184.

- [2] 董小山. 小麦粉制粒生产米粒状食品的研究[D]. 武汉: 武汉工业学院, 2011: 6-7.
- [3] 吴镇. 魔芋精粉机传动系统设计与分析[D]. 汉中: 陕西理工大学, 2020: 1-6.
- [4] 郭建华, 李嘉博, 张广斌, 等. 新型人字齿同步带三维建模及数字化设计[J]. 机械传动, 2015, 39(6): 121-123.
- [5] 张建强, 陈星, 刘智鹏. 基于同步带传动的高位袋装码垛机设计[J]. 食品与机械, 2020, 36(5): 111-115, 132.
- [6] 姜洪源, 郭建华, 胡清明, 等. 基于高阶接触啮合理论的新型人字齿同步带传动设计[J]. 机械传动, 2013, 37(8): 17-20.
- [7] UCHIDA T, FURUKAWA Y, TOMONO K, et al. Pitch difference and belt tooth configuration effect on load distribution of timing belt using FEM analysis[J]. JSAE Review, 1997, 18(2): 200.
- [8] KOYAMA T, MARSHEK K M. Toothed belt drives: Past, present and future[J]. Mechanism and Machine Theory, 1988, 23(3): 227-241.
- [9] 李占国, 李浩, 史尧臣, 等. 工业用3M圆弧齿同步带动力学仿真分析研究[J]. 长春大学学报, 2015, 25(4): 9-12.
- [10] MILANOVIC I, STOJANOVIC B, BLAGOJEVIC M, et al. Influence of torque variation on timing belt drive's load distribution [C]// Proceeding of the International Conference Research and Development of Mechanical Elements and Systems. [S.l.]: IRMES, 2011: 559-562.

(下转第 138 页)



图 14 不同表现形式的茶马古道在黑茶包装上的视觉呈现

Figure 14 Visual presentation of different forms of tea-horse ancient road on the packaging of dark tea

5 结语

基于文化基因的视域审视两湖茶文化脉络及品牌文化,梳理并归纳了万里茶道两湖地区沿线相关文化基因类别及特征,强化品牌核心价值,将具象和抽象的相关元素进行视觉化提炼与转化,使之更易识别与传播,并通过实际包装案例分析这些文化基因在不同题材中应用的提取路径,赋予茶叶包装更加鲜明的地域基因文化特色和品牌个性,增强产品的文化内涵及附加值,不同于以往传统的题材及视觉传达设计的分析思路,为万里茶道之茶品牌包装设计提供了新的题材视角。

(上接第 112 页)

- [8] PEREZ J H, TANAKA F, UCHINOT. Modeling of mass transfer and initiation of hygroscopically induced cracks in rice grains in a thermally controlled soaking condition: With dependency of diffusion coefficient to moisture content and temperature: A 3D finite element approach[J]. Journal of Food Engineering, 2012, 111(3): 519-527.
- [9] FANT E, CASADY W, GOHD, et al. Grey-scale intensity as a potential measurement for degree of rice milling[J]. Journal of Agricultural Engineering Research, 1994, 58(2/3): 89-97.
- [10] 刘彩玲, 马拓, 王亚丽, 等. 基于三维激光扫描的水稻种子离散元建模及试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(15): 294.
- [11] 陈晨, 吴崇友, 江涛. 基于逆向工程的水稻精准模型构建及

试验验证[J]. 农机化研究, 2017, 39(10): 46-52.

- [12] 曹鹏, 尹文庆, 吴林华, 等. 基于激光传感器的稻种轮廓形状测量方法研究[J]. 传感器与微系统, 2017, 36(3): 29-32.
- [13] 孔祥亮, 汤晓华, 吴星宇, 等. 激光扫描糙米三维可视化数字建模[J]. 食品与机械, 2017, 33(6): 84-88.
- [14] 郝方涛, 汤晓华, 孔祥亮, 等. 糙米轮廓激光扫描测量系统研究与开发[J]. 中国新技术新产品, 2018(6): 6-9.
- [15] 吴婧, 汤晓华, 杨泗革, 等. 基于激光点云数据的糙米表面三维模型重建[J]. 食品与机械, 2019, 35(12): 19-22, 28.
- [16] 樊强, 陈大为, 习俊通. 高精度激光点扫描三维测量系统及应用[J]. 上海交通大学学报, 2006, 40(2): 227-230.
- [17] 默里. 机器人操作的数学导论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998: 51-53.

(上接第 119 页)

- [11] 吴珍珍. HNBR 及其在汽车传动带中的应用[J]. 橡胶工业, 2002(4): 215-221.
- [12] 胡清明, 郭建华, 曹忠亮, 等. 人字齿同步带完全啮合区理论建模与啮合干涉影响研究[J]. 机械科学与技术, 2017, 36(8): 1 193-1 197.
- [13] 郭建华, 李杉, 胡清明. 结构参数对人字齿同步带应力分布的影响[J]. 机械传动, 2017, 41(7): 22-25, 32.

参考文献

- [1] 刘晓航. 安化与羊楼洞: 万里茶道上的两湖茶[J]. 广西职业技术学院学报, 2019(6): 40-43.
- [2] 郎丽娜. 文化基因研究的概念和历史[J]. 广西民族大学学报(哲学社会科学版), 2017(2): 8-12.
- [3] 赵鹤龄, 王军, 袁中金, 等. 文化基因的谱系图构建与传承路径研究: 以古滇国文化基因为例[J]. 现代城市研究, 2014(5): 90-97.
- [4] 王伟伟, 宋贞贞. “丝绸之路”多元文化交融背景下的文创产品设计方法[J]. 湖南包装, 2020, 35(5): 7-11.
- [5] 陈羣, 曹冬, 邹园, 等. 万里茶道湖南资水沿线建筑遗产廊道构建研究[J]. 建筑遗产, 2018(3): 71-77.
- [6] 李博, 韩诗洁, 黄梓茜. 万里茶道湖南段文化线路遗产结构初探[J]. 湖南社会科学, 2016(4): 136-140.
- [7] 张恒. 深度学习视域下湖湘印染艺术的模因溯源[J]. 湖南包装, 2021, 36(1): 7-10.
- [8] 杨硕, 张超, 朱晓君. 基于眼动技术的侗族文化元素包装设计[J]. 食品与机械, 2020, 36(9): 149-154.
- [9] 秦晓楠. 融入地域文化特色的旅游商品包装设计研究[J]. 设计, 2019(5): 136-138.
- [10] 谢琪, 曾嵘. 改革开放以来茶叶包装设计的发展与演变管窥[J]. 湖南包装, 2020, 35(3): 1-6.
- [11] 张大鲁. 多感官设计趋势下的食品包装设计创新[J]. 食品与机械, 2020, 36(7): 122-126.
- [14] 史尧臣, 李占国, 李水清, 等. 汽车同步带传动噪声仿真分析与试验研究[J]. 机械传动, 2016, 40(9): 145-149.
- [15] 李占国, 杨秀光, 汪金芳, 等. 基于 Recurdyn 的摩擦与啮合复合传动 V 带横向振动仿真研究[J]. 机械传动, 2015, 39(7): 154-157.
- [16] 郭建华, 姜洪源, 孟庆鑫, 等. 新型人字齿同步带噪声、振动试验研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(17): 120-123, 141.
- [17] 郭建华, 邵悦, 胡清明, 等. 新型人字齿同步带与带轮结构参数的优化设计[J]. 机械传动, 2018, 42(12): 54-58.