

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.03.029

夹具传动齿轮啮合过程摩擦载荷变化建模与求解

闵林锋, 付炎杰

(温州职业技术学院, 浙江 温州 325035)

摘要:为准确分析夹具传动齿轮啮合周期的摩擦载荷,研究夹具传动齿轮啮合过程摩擦载荷变化的建模与求解方法。将夹具传动齿轮视为多个自由度系统,根据不同自由度系统间的非线性关系和啮合位置的变化情况,结合轮齿刚度、啮合位置滑移量等参数,建立夹具传动齿轮啮合过程和摩擦负载关联模型。对模型求解:在构建齿廓渐开线方程的基础上,分析轮齿间的最大接触摩擦力和瞬时接触摩擦力,并计算节点区域系数和材料弹性系数。引入角度修正系数后,通过提高接触线倾斜角度的方式,增大夹具传动齿轮间的摩擦强度,从而更准确地计算摩擦载荷的变化。根据仿真试验分析结果可知:齿面间摩擦载荷和齿根弯曲区域的摩擦载荷均会随着主动传动齿轮转速、节点区域系数的增加而增大。

关键词:夹具传动齿轮;多自由度系统;渐开线方程;接触应力;角度修正系数;周期转速

中图分类号:TH132.41 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2025)03-0152-05

Modeling and Solving of Frictional Load Changes During Gear Meshing in Fixture Transmission

MIN Linfeng, FU Yanjie

(Wenzhou Polytechnic, Wenzhou 325035, China)

Abstract:In order to accurately analyze the friction load of the meshing cycle of fixture transmission gears, a modeling and solving method for the variation of friction load during the meshing process of fixture transmission gears is studied. The fixture transmission gear being considered as a system of multiple degrees of freedom, and based on the nonlinear relationship between different degrees of freedom systems and the changes in meshing positions, parameters such as gear tooth stiffness and meshing position slip are combined to establish a correlation model between meshing process of the fixture transmission gear and the friction load. Based on the construction of the involute equation of the tooth profile, the model is solved by analyzing the maximum contact friction and instantaneous contact friction between the gear teeth, and calculating the node area coefficient and elastic coefficient. Upon the introduction of an angle correction coefficient, the inclination angle of the contact line is raised to increase the friction strength between the fixture transmission gears, by which the changes in friction load is calculated with more accuracy. The simulation test analysis results show that the friction load between tooth surfaces and the friction load in the tooth root bending area increases with the increase of the active transmission gear speed and node area coefficient.

Keywords: fixture transmission gear; multi-degree freedom system; involute equation; contact stress; angle correction coefficient; periodic speed

0 引言

夹具传动齿轮是固定在传动结构上的装置,用于夹持和固定运输物体。传动结构的框架由钢材或铝材等制成,夹具传动齿轮是机械的组成结构,也是传动系统的重要动力传递装置^[1]。目前,在工业生产与高端制造设备中,夹具传动齿轮已得到了广泛的应用。啮合是指两机械零件间的一种传动关系。夹具传动齿轮先由一端进入啮合逐渐过渡到另一端,最终完成啮合^[2],具有稳定的传动比。而啮合机构在工作过程中常受到高载荷和

载荷频繁变化的影响,考虑摩擦接触表面间相互作用的特性,载荷变化对接触表面的磨损和疲劳寿命具有显著影响。在分析夹具传动齿轮力学关系的同时,对夹具传动齿轮啮合过程摩擦载荷变化展开分析也至关重要。

学者们针对相关问题展开了研究。文献[3]中以 NDIR 原理为基础,针对齿轮啮合过程的应力展开分析,该方法利用 NDIR 气体传感器采集啮合力的相关数据构建了齿轮的有限元模型,利用 Hertz 接触法分析齿轮接触过程,从而计算啮合应力。文献[4]中根据斜齿轮时变接触线长度的

基金项目:温州职业技术学院校级重大教改课题项目(WZYD202205);温州职业技术学院横向课题项目(H2022082)

第一作者简介:闵林锋(1982—),男,浙江温州人,实验师,本科,研究方向为机械制造、机械设计,zj61021@163.com。

变化情况,构建了一种传动齿轮摩擦力和摩擦力矩的计算方法,利用时变摩擦因数模型,分析了滑动摩擦与齿面啮合力和啮合效率之间的关系。文献[5]设计了考虑摩擦力影响的夹具传动齿轮传动系统关联模型。该研究基于弹流润滑、混合润滑及干摩擦的摩擦模型,根据夹具传动齿轮传动的啮合原理以及轮齿受力情况,分段处理夹具传动齿轮啮合状态,并建立了在齿面啮合、脱啮和齿背啮合状态下的动力学方程。文献[6]强调了齿与轴承之间冲击阻尼的变化,描述了轴承和齿轮在碰撞过程中的刚度和阻尼系数,建立了包含多间隙多状态啮合摩擦的齿轮碰撞关联模型,但是对啮合过程摩擦载荷变化的分析结果不准确。

本研究在上述传统方案的基础上,为准确分析夹具传动齿轮啮合面的摩擦载荷,针对夹具传动齿轮啮合过程摩擦载荷变化展开分析,具体思路如下:

- 1) 构建啮合过程和摩擦负载关联模型,并分析轮齿刚度、啮合位置滑移量等动摩擦力参数;
- 2) 构建符合机械夹具传动齿轮曲线的渐开线方程,分析主动、从动齿轮之间的最大接触摩擦力和瞬时接触摩擦力;
- 3) 在计算节点区域系数和弹性系数后,引入角度修正系数,进一步求解周期摩擦载荷的变化。

1 构建夹具传动齿轮啮合过程和摩擦负载关联模型

夹具传动齿轮啮合过程具有以下力学特征:在啮合过程中,夹具传动齿轮的啮合点分别位于齿轮分度圆的上半部分和下半部分时,不同齿面之间的滑移量将会有所不同。对于上半部分的啮合点,由于滑移量较小,相对来说摩擦负载较低。而对于下半部分的啮合点,由于滑移量较大,相对来说摩擦负载较高。因此,夹具传动齿轮间的摩擦负载具有随着啮合点位置的变化而变化的特点。为了更好地分析夹具传动齿轮啮合摩擦力变化过程,本文构建了啮合过程和摩擦负载关联模型。

针对上述问题,本文将夹具传动齿轮划分为多个自由度系统,考虑不同自由度系统间的非线性关系和啮合位置的摩擦力周期变化情况,对轮齿刚度、啮合位置滑移量、动摩擦力展开分析,从而构建适用于夹具传动齿轮的关联模型^[7-9]。

夹具传动齿轮的摩擦激励分为内部激励与外

部激励两种,夹具传动齿轮啮合过程主要面临的问题也就是响应以及摩擦激励之间的关系。轮齿啮合的重合度大部分均为非整数,在长期的周期运转后,夹具传动齿轮的啮合位置会产生十分明显的变化^[10-11]。

本研究首先根据啮合位置的滑移量分析夹具传动齿轮啮合过程的刚度变化。轮齿之间的啮合位置与啮合齿数量造成夹具传动齿轮啮合刚度变化。夹具传动齿轮刚度的计算方式为^[12]

$$K = \frac{F_N}{r_{10}\omega_1 - r_{20}\omega_2} \quad (1)$$

式中: r_{10} 和 r_{20} 分别表示主动、从动齿轮的基圆半径; F_N 表示法向啮合力; ω_2 表示从动轮转角; ω_1 表示主动轮转角。假设 b 表示轮齿啮合位置的滑移量,其计算过程如下:

$$b = (r_a - r_b) \times (\omega_1 + \omega_2) \times f_\gamma \quad (2)$$

式中: r_a 和 r_b 分别表示主动、从动齿轮的分度圆半径; f_γ 表示时变摩擦力。分析夹具传动齿轮啮合周期中作用力和反作用力之间的关系。在主动齿轮和从动齿轮处存在一对大小相同但是方向相反的摩擦力。利用 Coulomb 摩擦定律计算主动齿轮和从动齿轮间的摩擦力参数,过程如下:

$$F = \frac{F_+}{s} + f_\gamma \quad (3)$$

式中: F_+ 表示正压力; s 表示啮合瞬时面积。在实际啮合环境下,以集中参数理论为基础,可将夹具传动齿轮划分为多个自由度系统,根据不同自由度系统间的非线性关系,可建立夹具传动齿轮关联模型 M 如下:

$$M = \frac{K(\alpha - 1)D_f^2}{F + f_\gamma} \quad (4)$$

式中: D_f 表示自由度; α 表示法向动载荷。

2 求解啮合周期摩擦载荷关联模型

通常,夹具传动齿轮的端面齿廓方程可以由夹具传动齿轮齿面方程获得。但这一过程需要建立4段弧线进行镜像和阵列,较为复杂。为此,本研究通过构建齿廓渐开线方程,分析轮齿间的摩擦载荷,并计算节点区域系数和弹性系数。

2.1 构建齿廓渐开线方程

渐开线夹具传动齿轮的啮合过程分析是判断传动品质的重要依据。渐开线的生成过程可通过图1描述。

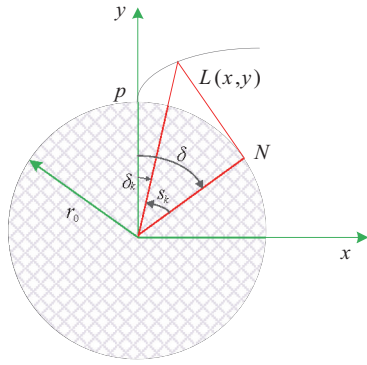


图1 渐开线生成原理

图1中, y 轴连接着圆心和渐开线起始点 p 。在此基础上,构建齿廓渐开线方程如下:

$$\begin{cases} x = r_0 \cos \delta - r_0 \delta \sin \delta \\ y = r_0 \sin \delta - r_0 \delta \cos \delta \end{cases} \quad (5)$$

式中: r_0 表示基圆的半径; δ 表示夹具传动齿轮圆展角。等距曲线的设计可以影响接触区域内摩擦力的分布和变化^[13],在此基础上,建立延伸渐开线的等距曲线如下:

$$\mu = \sin(\beta' - \delta) \left(\frac{d}{\sin \alpha'} + r_p \right) \quad (6)$$

式中: α' 表示分度圆压力角; β' 表示啮合线与法线间的夹角; r_p 表示滑动区域滚动角时变量。

在接触区域内,两个齿轮的齿面滚动并产生相对运动,使得齿轮在接触过程中具有较小的压力角(与齿轮轴线垂直的角度),较小压力角有助于减小滑动区域并降低接触摩擦力^[14]。

2.2 基于等距曲线的周期摩擦载荷求解分析

为了在夹具传动齿轮啮合过程共轭曲线不产生相对滑动,需要保证在啮合过程任意啮合点的相对速度为0。等距曲线能够提供更大的接触宽度,使得接触曲线在接触区域内更为光滑和连续,但是接触应力集中,接触摩擦力分布不均匀,因此,引入角度修正系数 σ ,通过提高接触线倾斜角度的方式增大夹具传动齿轮齿面间的摩擦强度,从而更准确地求解上文模型的摩擦载荷^[15-16]。

计算主动、从动齿轮两个轮齿之间存在的最大摩擦强度 $\sigma_{\max}$,计算过程如下:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\frac{A}{\pi l} \left(\frac{1}{r} \frac{1 - \tau_1^2}{E_1} + \frac{1 - \tau_2^2}{E_2} \right)} \quad (7)$$

式中: E_1 、 E_2 分别表示主动、从动齿轮的弹性模

量; τ_1 、 τ_2 分别表示主动、从动齿轮的泊松比; l 表示两个轮齿之间啮合线的长度,当夹具传动齿轮端面重合度或纵向重合度有任一个为整数时,啮合线长度 l 随时间固定不变^[17]; r 表示综合曲率半径。 r 的计算过程如下:

$$r = \frac{1}{\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}} \quad (8)$$

式中: r_1 、 r_2 分别表示主动、从动齿轮的曲率半径;“+”表示外接触;“-”表示内接触。

l 的计算过程如下:

$$l = \frac{n}{\varepsilon^2} \times \cos \vartheta \quad (9)$$

式中 ε 表示主动、从动齿轮间的重合度系数。在此基础上,根据式(8)得到夹具传动齿轮齿面节点在啮合过程的瞬时接触摩擦强度^[18]:

$$\sigma_t = \sigma_{\max} \times \sin \vartheta \quad (10)$$

结合夹具传动齿轮齿面节点在啮合过程的瞬时接触摩擦强度,通过计算节点区域系数和材料弹性系数来具体分析夹具传动齿轮啮合周期的摩擦载荷^[19-20]。首先计算节点区域系数 ψ :

$$\psi = \frac{1}{\cos \alpha_t \sqrt{\frac{2 \cos \beta_t}{\tan \alpha_p}}} \quad (11)$$

式中: β_t 表示基圆螺旋角; α_t 表示分度圆压力角; α_p 表示端面啮合角。

假设 κ 表示夹具传动齿轮材料的弹性系数,可通过下式计算得到

$$\kappa = \sqrt{\pi \left(\frac{1 - \tau_1^2}{E_1} + \frac{1 - \tau_2^2}{E_2} \right)} \quad (12)$$

夹具传动齿轮的啮合线通常是由齿顶倾斜到齿根的。为准确分析夹具传动齿轮啮合周期摩擦载荷,将上述得到的节点区域系数 ψ 和弹性系数 κ 代入式(11),求解夹具传动齿轮啮合周期摩擦载荷 f_c 为

$$f_c = \frac{\kappa \times \psi \times \sigma_t}{l} \quad (13)$$

3 仿真分析

由于啮合周期的摩擦力学特征与主动齿轮的转速比、啮合过程夹具传动齿轮间的节点区域系数直接相关。因此,在本小节中,为进一步探析啮合周期摩擦力学载荷变化,选取一对20CrMnTi标准齿轮,转速为1 000 r/min,齿轮模数为2 mm,压力角为20°。如图2所示,在齿轮啮合受力点表面安装测量摩擦力的力传感器,将传感器的应力片

牢固地贴在受力点表面,并使用螺栓和螺母将传感器固定在夹具上。将传感器连接到数据采集主机上,校准后读取和记录测量数据。量程为 0~500 N。分别从节点区域系数、主动齿轮转速 2 个角度,对机械式变速器夹具传动齿轮啮合周期力学关系展开仿真分析。

夹具传动齿轮模型结构如图 2 所示。

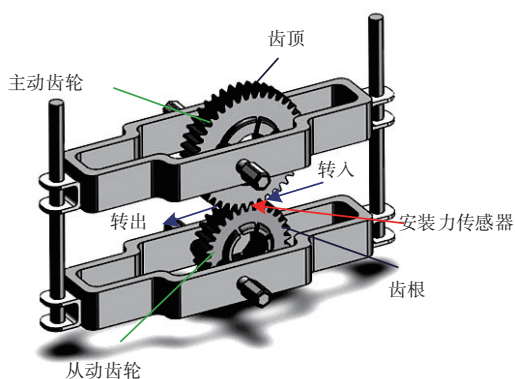


图 2 夹具传动齿轮模型结构图

图 2 所示的夹具传动齿轮模型参数如表 1 所示。

表 1 夹具传动齿轮模型参数

项目		参数
主动齿轮	模数/mm	2.5
	齿数/个	44
	分度圆半径/mm	55
	齿顶圆半径/mm	57.5
	全齿高/mm	5.625
从动齿轮	模数/mm	2.5
	齿数/个	22
	分度圆半径/mm	27.5
	齿顶圆半径/mm	30
全齿高/mm		5.625
两传动齿轮中心距/mm		82.5
重合度		1.605

3.1 主动齿轮转速与摩擦载荷之间的关系

将夹具传动齿轮的负载转矩设置为 480 Nm,夹具传动齿轮齿面接触摩擦因数设置为 0.2,设置主动齿轮转速分别为 1 000 r/min、1 500 r/min 和 2 000 r/min,分析主动齿轮转速与接触应力之间的关系,结果如图 3 所示。

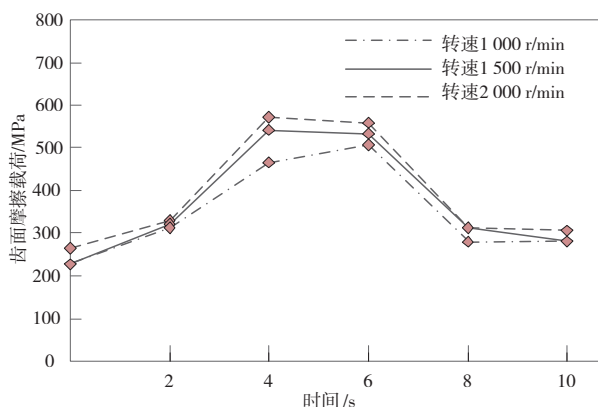


图 3 主动齿轮转速与齿面间摩擦载荷的关系

分析图 3 中的线段变化趋势可知,当主动齿轮转速为 1 000 r/min 时,齿面间的摩擦载荷最大可达到 506 MPa;当主动齿轮转速为 1 500 r/min 时,齿面间的摩擦载荷最大值为 537 MPa;当主动齿轮转速为 2 000 r/min 时,齿面间的摩擦载荷最大值为 583 MPa。通过上述数据可以看出,在主动齿轮转速逐渐增大的同时,齿面间摩擦载荷的最大值也随之增大。

分析主动齿轮转速与齿根弯曲摩擦载荷之间的关系,结果如图 4 所示。

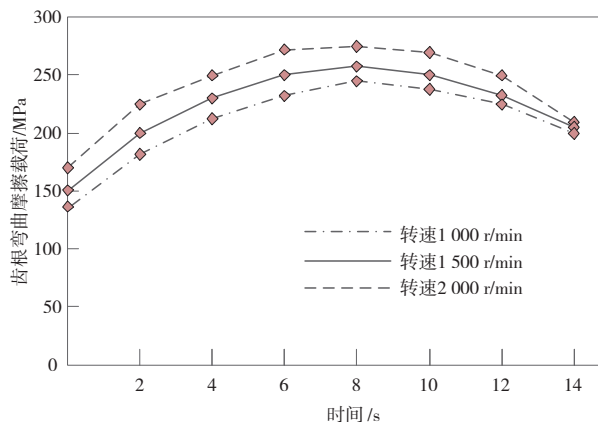


图 4 主动齿轮转速与齿根弯曲摩擦载荷的关系

分析图 4 中的线段变化趋势可知,齿根弯曲部位的摩擦载荷出现先增大后减小的态势。当主动齿轮转速分别为 1 000 r/min、1 500 r/min 时,齿根弯曲最大摩擦载荷分别为 242 MPa、257 MPa。当主动齿轮转速为 2 000 r/min 时,齿根弯曲摩擦载荷最大值达到了全局最大值,为 275 MPa。通过上述数据可以看出,在主动齿轮转速逐渐增大的同时,齿根弯曲区域摩擦载荷的最大值也随之增大。

综合图 4 可以得出结论:在夹具传动齿轮啮合周期中,主动齿轮转速的增大会使齿面间摩擦

载荷、齿根弯曲处的摩擦载荷也随之增大。

3.2 节点区域系数与摩擦载荷之间的关系

将齿面之间的节点区域系数分别设置为 0.5、1.0、1.2,进而分析节点区域系数的变化对夹具传动齿轮摩擦载荷的影响。

图 5 为不同节点区域系数下的夹具传动齿轮与齿面间的摩擦载荷变化情况。

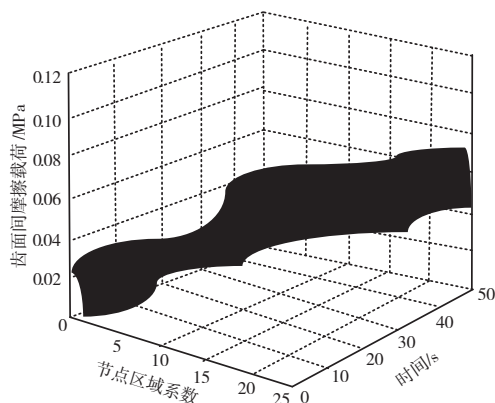


图 5 节点区域系数与齿面间摩擦载荷的关系

分析图 5 中的数据变化趋势可知,从横向角度看,在节点区域系数不变的情况下,齿面间摩擦载荷的变化无特定规律;在啮合过程,随着节点区域系数的增加,摩擦载荷在齿面上的分布可能会变得更不均匀,夹具传动齿轮齿面间的摩擦载荷也会逐渐增大。

图 6 为不同节点区域系数下的夹具传动齿轮与齿根弯曲区域摩擦载荷变化情况。

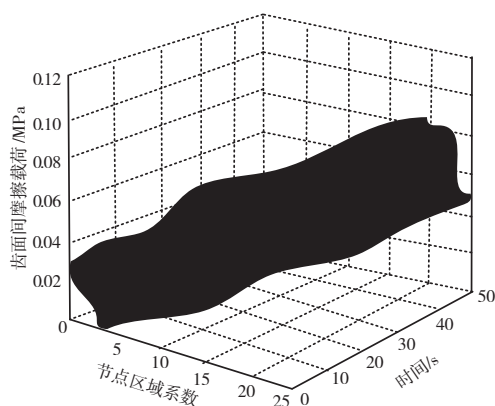


图 6 节点区域系数与齿根弯曲区域摩擦载荷的关系

分析图 6 中的数据变化趋势可知,从横向角度看,在节点区域系数不变的情况下,随着节点区域系数的增加,夹具传动齿轮齿根处摩擦载荷也逐渐增大,由于摩擦载荷的增加,齿面间的摩擦损

耗也会相应增加。摩擦损耗会产生热量,可能导致齿面温度升高,进而加大磨损和精度损失的风险。

4 结语

为进一步探究夹具传动齿轮的啮合过程,本研究针对摩擦载荷的变化情况展开分析。在构建夹具传动齿轮关联模型的基础上,利用齿廓渐开线方程分析轮齿间的最大接触摩擦力和瞬时接触摩擦力,然后根据节点区域系数和材料弹性系数,分析夹具传动齿轮啮合周期的摩擦载荷,当主动齿轮转速为 2 000 r/min 时,齿根弯曲部位的摩擦载荷最大值达到了全局最大值,为 275 MPa,且随着节点区域系数的增加,夹具传动齿轮齿面间的摩擦载荷也增加。

参考文献:

- [1] 戴辉,潘存腾,陈祥,等. 小模数齿轮接触式钨钢测针微球头夹具设计[J]. 机械工程与自动化,2024(6):136-138.
- [2] 童任远,龚俊杰,韦源源. 柔性齿轮运动特性及其振动抑制性能的实验研究[J]. 机电工程,2024,41(8):1440-1446.
- [3] 朱东岳,孙建平,杨包生. 基于 NDIR 原理的采煤机齿轮啮合力应力计算[J]. 计算机仿真,2021,38(6):215-218,225.
- [4] 王征兵,刘忠明,师陆冰,等. 斜齿轮时变摩擦激励与啮合效率研究[J]. 机械传动,2022,46(8):39-46,60.
- [5] 石建飞,苟向锋,朱凌云. 计及摩擦的多状态啮合渐开线直齿轮系统动力学建模分析[J]. 西北工业大学学报,2020,38(2):401-411.
- [6] YU R, HE B. Collision dynamics of gear meshing with multi-clearance and multi-state under friction consideration[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2022, 120(7):5073-5091.
- [7] 田亚平,杨成,王瑞邦,等. 多啮频激励下的多级齿轮传动分岔与冲击特性[J]. 制造业自动化,2024,46(1):186-190.
- [8] 曹杰,任尊松,查浩,等. 高速动车组齿轮箱轴承载荷特性研究[J]. 机械工程学报, 2024, 60(15):173-184.
- [9] 谭建军,杨书益,李浩,等. 齿面粗糙度对风电齿轮箱行星轮系动力学特性影响[J]. 太阳能学报,2024,45(3):122-132.
- [10] 陈守安,肖科,程功,等. 混合润滑下考虑表面形貌的齿面摩擦与接触特性[J]. 机械工程学报,2024,60(7):184-194.
- [11] 聂力,徐志良,许华超. 装配误差和齿面摩擦影响下直齿轮啮合刚度建模与动力学响应分析[J]. 机械传动,2025,49(3):79-83,133.

(下转第 166 页)

成松土、拢纓、拔取、清土、运输、收集等动作。松土组件静力学分析符合设计要求。

2) 弹性夹取性能试验表明,在合适的夹取间隔和材料厚度情况下,利用弹性组合体可以获得所需的夹取力。拔取装置间距 90 mm,弹性材料的最佳配合厚度为:EPE 单边 30 mm,EVA 单边 10 mm,可提供最大拔取力 200 N。弹性组合材料平均刚度值为 2.3 N/mm。

3) 田间试验结果表明,机具能将白萝卜顺利地收获,有效地防止了漏拔和损坏萝卜情况的发生,具有很好的实用性,能进一步提高我国白萝卜收获机械化和自动化水平,降低劳动强度,减少用人需求,从而提高经济效益。

参考文献:

- [1] 张丽,王庆彪,王艳萍,等. 我国萝卜产业发展现状、存在问题及对策[J]. 蔬菜,2025(3):12-17.
- [2] 姚帅,薛臻,缪磊,等. 拔取式白萝卜联合收获机研制与试验[J]. 中国农机化学报,2023,44(8):27-33.
- [3] 刘新柱,王树林,王玉花,等. 东北大红萝卜收获机结构设计[J]. 农机化研究,2023,45(4):124-128.
- [4] 张富贵,范维. 白萝卜收获机械化研究现状及发展趋势[J]. 新疆农机化,2021(3):25-27,31.
- [5] 肖霄,谢方平,赵周桥,等. 4BL-1 型白萝卜联合收获机纓叶聚拢装置优化与试验[J]. 农业工程学报,2024,40(11):38-47.
- [6] XIAO X, XIE F P, ZHAO Z Q, et al. Design and experimentation of a self-propelled picking type white radish combine harvester [J]. Agriculture, 2023, 13(8):1578.
- [7] KIM W S, ABU AYUB SIDDIQUE M, KIM Y J, et al. Simulation of the rollover angle of a self-propelled radish harvester for different load conditions [J]. Applied Sciences, 2022, 12(21):10733.
- [8] 付威,陈海涛,坎杂. 萝卜收获机振动松土铲参数的优化[J]. 农业工程学报,2011,27(11):46-50.
- [9] 卢建富,寿飞峰,周健,等. GB/T 1243—2024《传动用短节距精密滚子链、套筒链、附件和链轮》解读[J]. 机械工业标准化与质量,2024(10):16-19,30.
- [10] 王清强. 草方格铺设车传动系统设计与分析[J]. 机械制造与自动化,2024,53(1):78-81.
- [11] 董睿,鸦婧,俞竹青. 基于 2R 型并联舰载稳定平台的运动学及静力学[J]. 机械设计与研究,2023,39(2):70-74.
- [12] 张洪,刘侃,刘林沂. 新型瓷砖铺贴机器人结构设计与分析[J]. 机械设计与研究,2021,37(2):149-153.
- [13] 徐涛,丁长涛. 仿生扑翼结构优化设计及动力学仿真分析[J]. 机械制造与自动化,2024,53(1):128-132.
- [14] 田东鹏,王芳,刘辉,等. 乙烯-醋酸乙烯酯共聚物国内生产应用现状[J]. 合成材料老化与应用,2023,52(4):110-113.
- [15] 陈家璇,周卫中,张美,等. 高弹 EPE 泡沫两自由度连续冲击包装动力学响应研究[J]. 包装工程,2024,45(19):318-324.
- [16] 姚明奇,荣静,段思雨,等. 三水碳酸镁纤维的制备及其在 EVA 中的应用[J]. 塑料科技,2024,52(9):73-78.
- [17] 林华杰. 光伏组件用 EVA 胶膜改性研究进展[J]. 现代塑料加工应用,2024,36(3):56-59.
- [18] 伍瑾,卢富德,王彪,等. 易损件在连续跌落冲击载荷作用下的动力学响应[J]. 振动与冲击,2023,42(20):275-279.
- [19] 陶连豪,高金国,吴雨萌,等. EPE 网套包装皇冠梨的静力学特性及损伤研究[J]. 包装工程,2024,45(9):1-9.
- [20] 李朝阳. 基于 HX711 带记忆功能的饮水量计量装置[J]. 电脑知识与技术,2023,19(26):95-98.

收稿日期:2024-11-15

(上接第 156 页)

- [12] 韩亮,付丽华,张文武. 单级直齿齿轮传动多目标模糊优化控制[J]. 机械设计与制造,2024(12):134-138.
- [13] 莫帅,王冬冬,胡效松,等. 考虑齿面摩擦的斜齿轮副时变啮合刚度计算方法[J]. 中国科学院大学学报(中英文),2024,41(4):558-565.
- [14] 孙斌,王友仁,高佳豪. 考虑中心距安装误差下的齿面磨损特性分析[J]. 机械制造与自动化,2024,53(2):15-19.
- [15] 漆鹏飞,石建飞,靳伍银,等. 局部破损下考虑摩擦的直齿轮系统多状态啮合-碰撞动态特性研究[J]. 西北工业大学学报,2024,42(3):531-539.
- [16] 刘炆,王结鑫,崔熙. 随机扰动和摩擦下的斜齿轮系统动态特性分析[J]. 机械设计与制造,2024(6):379-384.
- [17] 张学叶,张平平. 齿轮啮合接触磨损的参数相似模型研究[J]. 机械设计与制造,2024(11):93-98.
- [18] 莫帅,黄轩,刘文斌,等. 面齿轮-行星齿轮耦合传动系统非线性动力学研究[J]. 华中科技大学学报(自然科学版),2024,52(10):40-46.
- [19] 何泽银,裴世丰,杨金,等. 计入冲击与摩擦的齿轮副传动特性研究[J]. 机床与液压,2025,53(1):1-8.
- [20] 闫晓丽,崔钺,孟丽丽. 齿轮啮合周期内摩擦载荷变化有限元仿真分析[J]. 计算机仿真,2024,41(4):512-516.

收稿日期:2023-12-06