

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.02.026

采棉机摘锭控形控性分析

刘海初^a, 王兴昌^a, 余松林^b, 刘寒寒^b

(新疆工程学院 a. 机电工程学院; b. 工程技能实训学院, 新疆 乌鲁木齐 830023)

摘要:对采棉机摘锭的工作过程进行分析,通过数学建模确定采棉和脱棉过程中摘锭钩齿几何参数对籽棉所受摘锭摩擦力的影响;在籽棉缠绕阶段,对摘锭与籽棉间弹性摩擦受力进行分析,建立摘锭锥面截面圆曲率半径与籽棉受摘锭摩擦力的数学关系;将摘锭简化成悬臂梁,建立力学模型确定强度最低锥面截面直径与摘锭锥面几何参数的数学关系;采用 ANSYS 对 3 种常见基材摘锭进行有限元分析,进一步确定不同材料对摘锭强度的影响,验证锥面曲率半径对籽棉采摘摩擦力的影响。研究结果为国产摘锭进一步控形控性多目标优化设计奠定理论基础。

关键词:摘锭;籽棉;钩齿;摩擦力;摘锭锥面

中图分类号:TP391.9 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2024)02-0123-06

Analysis on Shape Control of Cotton Picking Machine

LIU Haichu^a, WANG Xingchang^a, YU Songlin^b, LIU Hanhan^b

(a. College of Mechanical and Electrical; b. Engineering Skills Training College, Xinjiang Institute of Engineering, Urumqi 830023, China)

Abstract: The paper analyzes the working process of picking cotton machine and determines the influence of geometric parameters of picking hook teeth on the picking friction of seed cotton through mathematical modeling. In the stage of seed cotton winding, the elastic-plastic friction force between the picking spindle and the seed cotton is analyzed, and the mathematical relationship between the radius of curvature of the cone section of the picking spindle and the friction force between the seed cotton and the picking spindle is established. The stripping is simplified as a cantilever beam to build a mechanical model for determining the mathematical relationship between the section diameter of the lowest strength cone and the geometric parameters of the stripping cone. With ANSYS, finite element analysis on three common base materials is conducted to further define the influence of different materials on the stripping strength and verify the influence of cone curvature radius on the picking friction of seed cotton. The research results lay a theoretical foundation for further shape control and multi-objective optimization design of made-in-China spindles.

Keywords: picking ingots; unginned cotton; crochet; friction; spindle cone

0 引言

随着农业机械装备的发展,机械采棉是目前棉花采摘的主要手段。摘锭是采棉机的核心零部件,它不仅决定籽棉采摘率,也决定棉花采摘时的脱棉率^[1]。在新疆生产建设兵团拥有大型采棉机约 2 000 台,每台采棉机通常配置约 2 800 根摘锭^[2]。摘锭工作环境恶劣,工作中极易损坏,需求量大。目前以贵航为代表的国产摘锭与进口摘锭相比虽然价格便宜但采棉率低,脱棉效果差,因此急需在现役摘锭基础上对其几何形态进行深入研究提高国产摘锭采棉质量,降低采棉机使用成本具有重要意义^[3]。

1 摘锭工作过程分析

摘锭在正常工作时对地运动轨迹较复杂,主要由高速自转、绕滚筒公转和相对于水平地面约 5.8 km/h 水平移动的合成,单个摘锭对地运动轨迹如图 1 所示。它对采摘籽棉的效率和脱棉的效率有极大的影响。

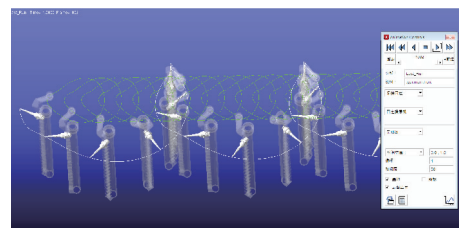


图 1 摘锭运动轨迹

基金项目:国家级创新训练项目(202210990017)

第一作者简介:刘海初(1976—),男,四川成都人,讲师,硕士,研究方向为机械设计与制造及自动化,主持参与厅级和校级课题 3 项,公开发表论文 9 余篇,其中核心期刊 4 篇,申请国家专利 4 项,liuhaichu@126.com。

由图 1 可知,摘锭运动轨迹会呈现周期性的变化,为了便于分析和研究,抽取出如图 2 所示的一个采摘周期摘锭对地运动轨迹。水平摘锭式采棉机工作基本过程是采棉机在匀速前进时,扶导器将棉株导入固定的待采区域,高速自转的摘锭被旋转的滚筒带入待采区域与籽棉接触,摘锭利用钩齿将籽棉与壳铃分离,当摘锭随着滚筒进入脱棉区后,脱棉盘利用高速反转的动力对缠绕籽棉的摘锭施加侧向压力,通过增大摩擦力的方式使缠绕籽棉脱离摘锭进入集棉室,在气流管高压气流的作用下进入棉箱。摘锭按照特定运动轨迹通过润湿器,润湿器喷洒清洗液完成对摘锭的清洗和润湿,为摘锭下一次采摘籽棉做准备。从以上分析并结合摘锭运动轨迹可以看出摘锭采摘籽棉过程主要包括 A-C 摘锭与籽棉待接触阶段、C-D 摘锭与籽棉接触阶段、D-E 籽棉缠绕阶段、E-F 籽棉脱离阶段、F-G 脱棉阶段和摘锭清洗润湿阶段^[4]。

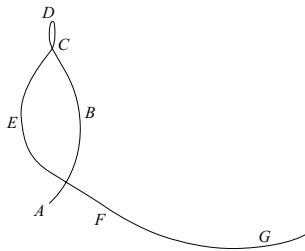


图 2 摘锭单周期运动轨迹

由摘锭的运动轨迹和工作过程可知,轨迹 C-D 籽棉接触阶段和轨迹 D-E 籽棉缠绕阶段是决定籽棉采摘率的重要阶段;E-F 籽棉脱离阶段、F-G 脱棉阶段是决定摘锭脱棉关键阶段。在籽棉接触阶段和籽棉缠绕阶段摘锭相对地面仅发生了较小的位移,因此在对籽棉接触阶段和缠绕阶段对摘锭进行受力分析时可以忽略采棉机行走速度及摘锭绕滚筒公转的影响。

2 摘锭钩齿力学模型建立

2.1 采摘力学模型建立

因楔形齿摘锭的楔形槽两侧有不对称的拔模

$$F_{14} = \sqrt{\sin^2 \rho \cdot F_{11}^2 + (\cos \zeta \cdot \cos \rho \cdot F_{11} + \sin \zeta \cdot F_{17} - \sin \zeta \cdot F'_{17})^2} \quad (10)$$

$$\frac{\partial F_{14}(\rho, \zeta)}{\partial \zeta} = \frac{(\cos \zeta \cdot \cos \rho \cdot F_{11} + \sin \zeta \cdot F_{17} - \sin \zeta \cdot F'_{17})(\cos \zeta \cdot F_{17} + \cos \zeta \cdot F'_{17} - \sin \zeta \cdot \cos \rho \cdot F_{11})}{\sqrt{\sin^2 \rho \cdot F_{11}^2 + (\cos \zeta \cdot \cos \rho \cdot F_{11} + \sin \zeta \cdot F_{17} - \sin \zeta \cdot F'_{17})^2}} \quad (11)$$

$$\frac{\partial F_{14}(\rho, \zeta)}{\partial \rho} = \frac{\sin \rho \cdot \cos \rho \cdot F_{11}^2 - (\cos \zeta \cdot \cos \rho \cdot F_{11} + \sin \zeta \cdot F_{17} - \sin \zeta \cdot F'_{17}) \cdot \cos \zeta \cdot \sin \rho \cdot F_{11}}{\sqrt{\sin^2 \rho \cdot F_{11}^2 + (\cos \zeta \cdot \cos \rho \cdot F_{11} + \sin \zeta \cdot F_{17} - \sin \zeta \cdot F'_{17})^2}} \quad (12)$$

角,在籽棉缠绕阶段初期,摘锭与籽棉有较大的接触面积确保籽棉顺利缠绕。在脱棉阶段,楔形槽两侧有不对称拔模角有利于籽棉顺利脱落,这是楔形齿摘锭使用广泛的关键因素之一^[5]。图 3 为籽棉缠绕受力图。

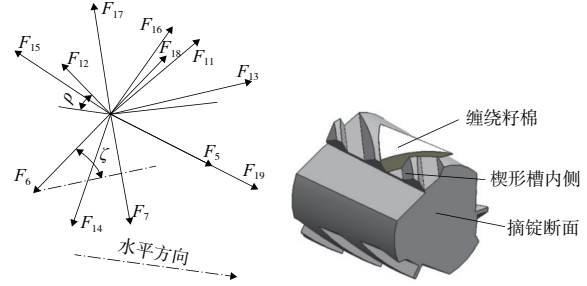


图 3 籽棉缠绕受力分析

籽棉缠绕阶段,摘锭与籽棉之间属于弹塑性接触,籽棉与摘锭间的黏结力较小,可将其忽略不计。令摘锭楔形槽内侧角为 ζ ,钩齿群前倾角为 ρ ,籽棉缠绕籽棉纤维拉力为 F_{11} ,则纤维拉力与摘锭“自转”的切线方向同向, F_{12} 、 F_{13} 分别是 F_{11} 沿齿槽和齿槽内侧面方向的分力, F_{18} 是 F_{13} 沿槽内侧面方向的分力, F_{19} 是 F_{13} 齿槽内侧面法向方向的分力, F_{17} 为摘锭对籽棉的反作用力, F_{15} 、 F_{16} 分别为 F_{17} 沿齿槽内侧向上和法向方向的分力, F'_{17} 为棉株对缠绕籽棉的压力, F'_{15} 和 F'_{16} 分别为 F'_{17} 沿齿槽内侧向下和法向方向的分力, F_{14} 为沿齿槽内侧的静摩擦力,对以上分析可得:

$$F_{12} = \sin \rho \cdot F_{11} \quad (1)$$

$$F_{13} = \cos \rho \cdot F_{11} \quad (2)$$

$$F_{15} = \cos \zeta \cdot F_{17} \quad (3)$$

$$F_{16} = \sin \zeta \cdot F_{17} \quad (4)$$

$$F_{18} = \cos \zeta \cdot F_{13} \quad (5)$$

$$F_{19} = \sin \zeta \cdot F_{13} \quad (6)$$

$$F_{14} = \sqrt{F_{12}^2 + F_{18}^2} \quad (7)$$

$$F'_{15} = \cos \zeta \cdot F'_{17} \quad (8)$$

$$F'_{16} = \sin \zeta \cdot F'_{17} \quad (9)$$

综合上式可得:

式中:当 ρ 为定值, F_{14} 有极大值时,

$$\zeta_1 = \arctan \frac{F_{17} + F'_{17}}{F_{11} \cdot \cos \rho} \quad (0 < \zeta_1 < 90^\circ)$$

当 ζ 为定值, F_{14} 有极大值时,

$$\rho_1 = \arccos \frac{\sin \zeta \cdot \cos \zeta (F_{17} + F'_{17})}{F_{11} - \cos^2 \zeta \cdot F_{11}} \quad (0 < \rho_1 < 90^\circ)$$

由以上分析知,当 ρ 为定值时,摘锭对籽棉的静摩擦力 F_{14} 随着 ζ 的增加而增大($0 < \zeta < \zeta_1$),当 ζ 为定值时,摘锭对籽棉的静摩擦力 F_{14} 随着 ρ 的增加而增大($0 < \rho < \rho_1$)。

2.2 脱棉力学模型建立

籽棉脱离是籽棉采摘的关键环节之一,钩齿的几何形态对籽棉的脱棉质量有直接的影响,图4为脱棉过程籽棉受力分析示意图。

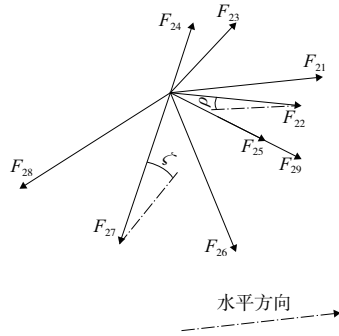


图4 脱棉受力分析

图4中 F_{21} 是脱棉盘对籽棉的轴向摩擦力, F_{22} 、 F_{23} 分别是 F_{21} 垂直于齿槽和沿齿槽方向的分力, F_{26} 为脱棉盘对缠绕籽棉的压力, F_{29} 、 F_{27} 是 F_{26} 垂直于齿槽和沿齿槽方向的分力。 F_{24} 、 F_{25} 是 F_{23} 垂直于齿槽内侧面和沿着沿齿槽方向的分力, F_{28} 是籽棉相对于摘锭的滑动摩擦力, μ 为籽棉与摘锭之间的摩擦因数,根据以上分析可得:

$$F_{22} = \cos \rho \cdot F_{21} \quad (13)$$

$$F_{23} = \sin \rho \cdot F_{21} \quad (14)$$

$$F_{24} = \cos \zeta \cdot F_{23} \quad (15)$$

$$F_{25} = \sin \zeta \cdot F_{23} \quad (16)$$

$$F_{27} = \sin \zeta \cdot F_{26} \quad (17)$$

$$F_{29} = \cos \zeta \cdot F_{26} \quad (18)$$

$$F_{28} = (F_{25} + F_{29}) \cdot \mu \quad (19)$$

由上可得:

$$F_{28} = (\sin \zeta \cdot \sin \rho \cdot F_{21} + \cos \zeta \cdot F_{26}) \cdot \mu \quad (20)$$

由式(20)可得:

$$\frac{\partial F(\zeta, \rho)}{\partial \zeta} = (\cos \zeta \cdot \sin \rho \cdot F_{21} - \sin \zeta \cdot F_{26}) \cdot \mu \quad (21)$$

当 ρ 固定不变, F_{28} 有极大值时:

$$\zeta_2 = \arctan \left(\frac{\sin \rho \cdot F_{21}}{F_{26}} \right) \quad (22)$$

脱棉过程中,减少摘锭对籽棉的摩擦力是顺利脱棉的基本前提。 F_{21} 是脱棉盘对缠绕籽棉的轴向摩擦力, F_{26} 为脱棉盘对摘锭的侧向压力。由式(20)可知,当斜槽内侧角度为 ζ 固定不变时,钩齿倾斜角越小,摘锭对籽棉的摩擦力越小,越有利于脱棉($0 < \rho < 90^\circ$)。由式(21)可知,若 ρ 为定值时,当 $0 < \zeta < \zeta_2$,摘锭对籽棉的摩擦力随着 ζ 的增加而增大,不利于脱棉。当 $\zeta_2 < \zeta < 90^\circ$,摘锭对籽棉的摩擦力随着 ζ 的增大而减小,有利于脱棉。

3 摘锭锥面力学模型建立

3.1 锥面与籽棉弹塑性摩擦分析

籽棉缠绕受力分析如图5所示。

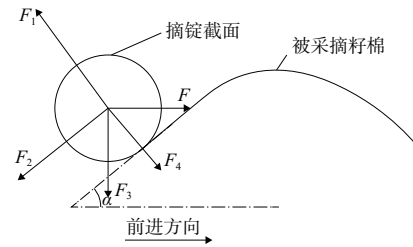


图5 籽棉缠绕受力分析

摘锭锥面是保证籽棉顺利采摘的关键要素之一,锥面设计不合理极易导致籽棉缠绕时不能形成有利包角而出现打滑,影响籽棉采摘率。籽棉与摘锭属于弹塑性摩擦,库仑定理不能满足要求^[6-7]。由摘锭工作过程分析可知,在接触和缠绕阶段摘锭相对地面静止,根据受力平衡关系可知:

$$F = F_2 \cdot \cos \alpha + (F_1 - F_4) \cdot \sin \alpha \quad (23)$$

$$F_3 = (F_1 - F_4) \cdot \cos \alpha - F_2 \cdot \sin \alpha \quad (24)$$

由式(23)、式(24)可得:

$$F = F_2 \cdot \cos \alpha + (F_3 - F_2 \cdot \sin \alpha) \cdot \tan \alpha \quad (25)$$

忽略关于 α 的二阶项可得:

$$F = F_2 \cdot \cos \alpha + F_3 \cdot \tan \alpha \quad (26)$$

假定籽棉与摘锭间的接触单位面积的摩擦力为 τ ,令接触曲率半径为 r ,由KR弹性接触模型可得:

$$F_2 = \tau \cdot \pi \cdot r = \tau \cdot \pi \cdot$$

$$\left\{ \frac{R'}{E'} [F'_3 + 3\pi R' \omega + \sqrt{6\pi R' F'_3 \omega + (3\pi R' \omega)^2}] \right\}^{-\frac{2}{3}} \quad (27)$$

式中: R' 为接触面等效曲率半径; E' 为等效弹性模量; ω 为单位面积界面能。

由于籽棉极其柔软,籽棉形貌倾角 α 无限趋近于 0° ,摘锭与籽棉接触区域法向力为

$$F'_3 = F_3 \cdot \cos\alpha + F \cdot \sin\alpha \approx F_3 \quad (28)$$

根据式(26)一式(28)可得摘锭与籽棉接触时的实际摩擦力为

$$F_2 = \tau \cdot$$

$$\pi \left\{ \frac{R'}{E'} \left[F_3 + 3\pi R' \omega + \sqrt{6\pi R' \omega F_3 + (3\pi R' \omega)^2} \right] \right\}^{-\frac{2}{3}} \cdot \cos\alpha + F_3 \cdot \tan\alpha \quad (29)$$

由 α 无限趋近于 0° 可得

$$F_2 \approx \tau \cdot \pi \cdot$$

$$\left[\frac{R'}{E'} \left[F_3 + 3\pi R' \omega + \sqrt{6\pi R' \omega F_3 + (3\pi R' \omega)^2} \right] \right]^{-\frac{2}{3}} \quad (30)$$

由式(30)可得,摘锭与籽棉间的实际摩擦力与接触面等效曲率半径大小成反比。因此在锥面设计过程中保证锥面强度的前提下,尽量减小锥面的截面圆曲率半径。

3.2 锥面强度模型建立

摘锭在采摘籽棉过程中极易受棉田中乱石和棉株的冲击,当冲击载荷超过摘锭额定载荷时就会出现摘锭折断,但摘锭受力的大小和方向很难通过理论力学准确描述。为了便于研究,又客观地描述所受摘锭载荷,将摘锭简化成一个悬臂梁力学模型^[8-9],如图6所示。其中 D 和 d 分别为摘锭锥面大径和小径; l 为锥面的高度; $d(x)$ 为强度最低的锥面截面直径; x 为锥面强度最低截面到锥面小端的距离; F 为摘锭所受等效最大冲击力。则

$$d(x) = \frac{(D-d)}{l} \cdot x + d \quad (31)$$

$$\frac{\partial \sigma(x)}{\partial x} = \frac{16\pi F \left[\frac{(D-d)}{l} \cdot x + d \right]^3 - 48F\pi x \left[\frac{(D-d)}{l} \cdot x + d \right]^2 \cdot \frac{D-d}{l}}{\pi^2 \left[\frac{(D-d)}{l} \cdot x + d \right]^6} \quad (38)$$

由式(38)可得,当 x 为

$$x = \frac{d \cdot l}{2(D-d)} \quad (39)$$

时 $\sigma(x)$ 有最大值。

当 σ_A 、 σ_B 大于 A 、 B 的许用拉应力和压应力时, x 处最易出现折断。由式(39)可知, x 与 l 、 d_1 成正比,与 D 成反比,因此在锥面优化设计时可

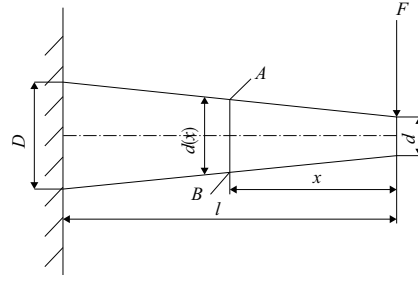


图6 摘锭简化力学模型

令水平方向为 x 轴、竖直方向为 y 轴。当摘锭工作受突然冲击载荷时,可忽略切应力,在锥面截面直径 $d(x)$ 处受力面积 dA 所受法向力为

$$dN = \sigma \cdot dA \quad (32)$$

$$M = \int_A x \sigma \cdot dA = F \cdot x \quad (33)$$

$$I = \frac{\pi d^4(x)}{32} \quad (34)$$

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad (35)$$

式中: M 为转矩; I 为所分析截面对中心轴的惯性矩; y 为所分析正应力点到中心轴的距离。设 A 处所受拉应力为 σ_A 、 B 处所受压应力为 σ_B ,综合以上可得:

$$\sigma_A = \frac{16Fx}{\pi \left[\frac{(D-d)}{l} \cdot x + d \right]^3} \quad (36)$$

$$\sigma_B = -\frac{16Fx}{\pi \left[\frac{(D-d)}{l} \cdot x + d \right]^3} \quad (37)$$

针对摘锭简化力学模型,由式(36)、式(37)可以通过讨论函数 $\sigma(x)$ 关于自量 x 的单调性找到摘锭锥面受最大拉应力和压应力的截面,对式(36)关于 x 求导,可得:

以通过调整 l 、 d_1 和 D 确定优化截面直径 $d'(x)$,再通过 $d'(x)$ 和截面最大允许半径 R' 确定锥面的锥度,则锥度为

$$t_{ap} = \frac{2(D-d'(x))(D-d_1)}{l[(2D-d_1)-d_1]} \quad (40)$$

且满足条件 $2R' > D > d'(x) > d_1$, R' 为锥面截面最大允许半径。

4 摘锭锥面模型仿真

4.1 材料选取仿真分析

目前国内常见的采棉机基材主要有 20Mn、20CrMnTi 和 20Cr。对相同的几何模型 3 种不同材料进行有限元仿真分析,材料属性定义见表 1^[10]。对摘锭模型划分三角形网格,添加相同的边界条件求解,等效应力、等效应变分析如图 7、图 8 所示。求解得最大等效应变为 3.232×10^{-3} mm/mm、 3.217×10^{-3} mm/mm 和 3.306×10^{-3} mm/mm; 最

大等效应力为 639.61 MPa、639.62 MPa、640.45 MPa。由此可见材料的选择也是摘锭性能控制的重要指标,3 种材料经对比,20CrMnTi 更适合作为摘锭基材。

表 1 摘锭材料属性

材料	弹性模量/GPa	泊松比	材料密度/(kg/m ³)
20Mn	210	0.330	7 885
20CrMnTi	212	0.289	7 860
20Cr	207	0.254	7 830

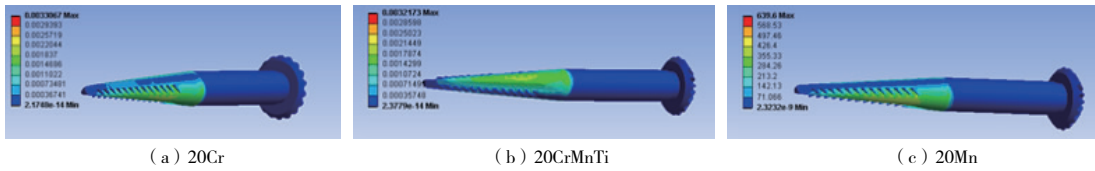


图 7 等效应变对比分析

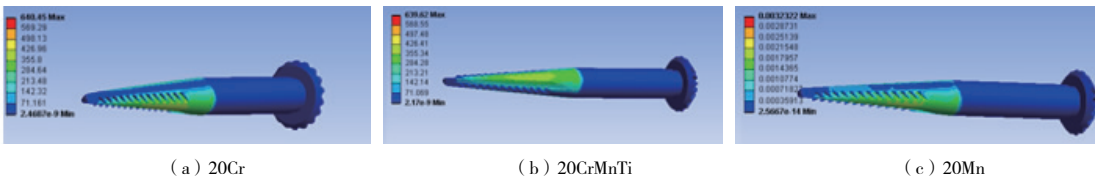


图 8 等效应力对比分析

4.2 锥面摩擦力仿真分析

为了分析摘锭锥面曲率半径对籽棉采摘过程中缠绕阶段摩擦力的影响,对籽棉缠绕过程进行如下数值仿真分析。选取 20CrMnTi 作为摘锭基材,经查阅文献籽棉的弹性模量为 $9\ 310\ \text{N/mm}^2$,泊松比为 0.85,材料密度为 $0.3\ \text{g/cm}^3$,籽棉采摘过程所受的压强为 $6\ 189\ \text{Pa}$,摘锭工况转速为 $1\ 000\ \text{r/min}$ 。分析结果如图 9 所示,由图可知,籽棉在缠绕阶段,摘锭的锥面的端部所受摩擦力最大,与 3.1 理论分析完全一致。

通过数字化建模进一步确定采棉和脱棉过程中摘锭钩齿几何参数对籽棉所受摘锭摩擦力的影响、摘锭锥面截面圆曲率半径与籽棉受摘锭摩擦力的数学关系、强度最低锥面截面直径与摘锭锥面几何参数的数学关系,并采用 ANSYS 对 3 种常见基材摘锭进行有限元分析,进一步确定材料对摘锭强度的影响,得到如下结论。

1) 籽棉缠绕阶段,当钩齿群前倾角 ρ 为定值时,摘锭对籽棉的静摩擦力 F_{14} 随着摘锭楔形槽内侧角 ζ 的增加而增大 ($0 < \zeta < \zeta_1$),当 ζ 为定值时,摘锭对籽棉的静摩擦力 F_{14} 随着 ρ 的增加而增大 ($0 < \rho < \rho_1$)。

2) 脱棉阶段,钩齿群前倾角 ρ 为定值时,摘锭对籽棉的摩擦力随着 ζ 的增加而增大 ($0 < \zeta < \zeta_2$),不利于脱棉。当 $\zeta_2 < \zeta < 90^\circ$, ζ 逐渐增大,摘锭对籽棉的摩擦力随着 ζ 的增大而减小,有利于脱棉。

3) 籽棉缠绕阶段,摘锭与籽棉间的实际摩擦力与接触面等效曲率半径大小成反比,在锥面设计过程保证锥面强度的前提下,尽量减小锥面的截面圆曲率半径。

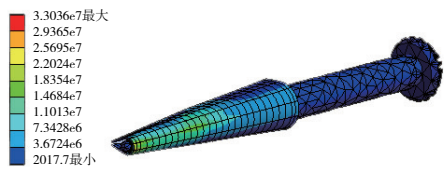


图 9 锥面摩擦力分析

5 结语

对采棉机核心零件摘锭工作过程进行分析,

4) 求得锥面锥度数学表达式:

$$t_{ap} = \frac{2(D-d'(x))(D-d_1)}{l[(2D-d_1)-d_1]}$$

且满足条件 $2R' > D > d'(x) > d_1$, R' 为锥面截面最大允许半径。

5) 20CrMnTi 更适合作为摘锭基材。

参考文献:

[1] 康建明,陈学庚,温浩军,等. 基于响应面法的梳齿式采棉机采收台优化设计[J]. 农业机械学报,2013,44(增刊2):57-61.

[2] 余松林,朱乾隆,王兴昌,等. 基于加工中心的采棉机摘锭钩齿群多工位成型方法研究[J]. 机械制造与自动化,2021,50(3):33-36,48.

[3] 张有强,王伟,廖结安. 采棉机摘锭磨损失效分析[J]. 农业工程学报,2017,33(18):45-50.

[4] 李世云,孙文磊,洪荣荣. 基于 ADAMS 的采棉机摘锭运动规律分析及轨迹仿真[J]. 农机化研究,2016,38(9):74-77, 87.

[5] 程相文,张宇. 基于 ZWT 模型的胶带输送机动力学方程的建立[J]. 机械设计与制造,2019(11):154-157.

[6] 陆辉山,黄永凯,王福杰,等. 摩擦对微凸体接触面积及接触载荷的影响[J]. 塑性工程学报,2019,26(6):301-305.

[7] 董云开,张向军,刘莹,等. 微纳米摩擦的弹性棘轮模型与形貌的尺度效应[J]. 摩擦学学报,2008,28(4):333-338.

[8] 郭翠云,王昊,朱炳麒. 横向力作用下悬臂梁固定端应力分布研究[J]. 计算力学学报,2017,34(3):397-402.

[9] 周博,王志勇,薛世峰. 热-机载荷下形状记忆合金梁的力学模型及其求解[J]. 机械工程学报,2020,56(12):56-64.

[10] 王慧,王友斌. 基于 ANSYS 的端盖件模锻数值模拟分析[J]. 煤矿机械,2020,41(6):107-109.

收稿日期:2022-10-10

(上接第 119 页)

时间下的摆角-时间曲线,图中各时间段分别表示起重机加速、匀速、减速过程。

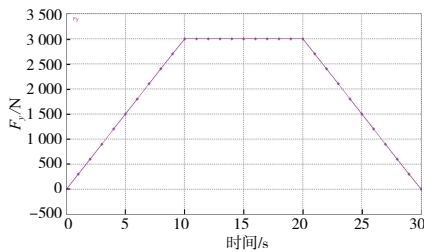


图 5 驱动力作用波形图

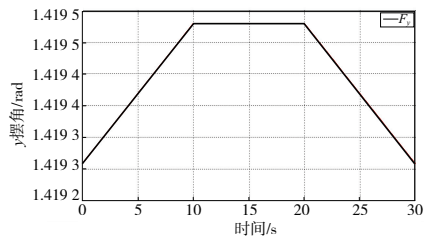


图 6 y 方向负载摆角图

3.2 风载对摆角的影响

为研究风载对摆角的影响,本实验在保持其他参数不变情况下,大小车驱动力设为 3 000 N,对仿真模型模拟输入分别为正、负 300 N 的不同方向风力,通过分析得出:正方向(顺)风载存在时摆角最大达

到了 1.419 6 rad,负方向(逆)时最大达到了 1.419 2 rad。由此得知当风向与负载摆动方向相同时摆角增大,相反时对负载摆动有轻微抑制作用。

4 结语

本文在桥式起重机的一个工况下,根据起重机摆角在空间的状态,将其分解为大、小车两个移动方向的分量并对分量进行建模分析,考虑绳长变化、大车双轨夹角以及风载等因素构建了其摆角模型并仿真分析驱动力、风载对负载摆角的影响。研究表明:初始摆角不可忽略,起重机的加减速度会加大负载摆动幅度,风载的大小及方向对吊重的摇摆产生影响,但是对幅度的绝对值变化影响不大。该研究结果可为以后起重机防摇实验提供理论基础。

参考文献:

[1] 马旭,王宗彦,刘岩松,等. 改进子模型分析法对起重机主梁静态特性影响研究[J]. 机械制造与自动化,2020,49(06):72-74.

[2] 杨庆,计三有,姜争. 龙门起重机偏斜运行分析及计算[J]. 起重运输机械,2020(22):47-52.

[3] GB/T 3811—2008 起重机设计规范[S].

[4] 钱夏夷,殷晨波,马峰. 船用门式起重机动载荷的确定方法[J]. 机械制造与自动化,2013,42(4):88-91.

收稿日期:2022-09-20