

基于 Ansys Workbench 的特殊高速绞龙螺旋设计

杨健, 王艳芳, 豆昌军
(成都理工大学, 成都 610059)

摘要: **目的** 通过分析高速绞龙螺旋的设计要求, 研究高速绞龙螺旋的实际工作条件, 确定高速绞龙螺旋的结构设计参数。**方法** 运用 SolidWorks 三维建模软件建立三维几何模型, 并导入 Ansys Workbench 有限元分析软件中, 对其分别进行静力学分析和模态分析。**结果** 通过仿真分析和优化, 高速绞龙螺旋结构的质量、总变形量和等效应力都减少了 10% 以上。**结论** 通过对高速绞龙螺旋结合实际工作条件的仿真分析和优化, 确定了高速绞龙螺旋的材料、内径和转速等参数。

关键词: 高速绞龙螺旋; 优化设计; 有限元分析

中图分类号: TB486 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)15-0126-06

Design of Special High-Speed Auger Screw Based on Ansys Workbench

YANG Jian, WANG Yan-fang, DOU Chang-jun
(Chengdu University of Technology, Chengdu 610059, China)

ABSTRACT: The work aims to research the actual working conditions of high-speed auger screw to determine its structural design parameters by analyzing the design requirements of high-speed auger screw. The 3D geometric model established by the Solidworks 3D modeling software was imported into ANSYS Workbench (finite element analysis software). Moreover, its static analysis and modal analysis were separately conducted. Through the simulation analysis and optimization, the quality, total deformation and equivalent stress of the high-speed auger screw were all reduced by more than 10%. Based on the simulation analysis and optimization of the actual working conditions of the high-speed auger screw, the parameters, such as the material, inner diameter and rotational speed of the high-speed auger screw, are determined.

KEY WORDS: high-speed auger screw; optimal design; finite element analysis

绞龙是螺旋输送机的俗称, 是一种无挠性牵引构件的连续输送设备, 主要适用于物料的水平输送、倾斜输送、垂直输送等形式。绞龙广泛应用在医药、食品与包装行业中, 但设计出的水平输送绞龙往往存在体积庞大、寿命短等问题, 严重影响生产效率。根据螺旋的节距不同, 可以分为等螺距螺旋、变螺距螺旋、特种变螺距螺旋。一般采用四轴加工中心加工变螺距螺旋, 铣刀围绕其自身轴线旋转, 同时旋转工件并做不等速的轴向运动, 便可加工变螺距螺旋^[1]。这种方法实际上是与范成法加工齿轮相似的一种加工方法。

目前, 为了更好地适应包装容器日新月异的变化和大幅度提高设备的生产能力, 螺旋式供送装置的应用向着多样化和高速化发展, 然而对于高速绞龙螺旋的设计和使用方面还存在着一些亟待解决的问题, 比如与中低速绞龙相比, 高速绞龙(一般转速在 250~500 r/min 或者更高)在螺旋等速段、变加速段和等加速段的划分, 以及高速绞龙螺旋的加工方式以及高速绞龙螺旋的材料选取上的一些问题^[2-3]。综上, 文中主要从输送圆柱状输送物件的高速绞龙螺旋设计出发, 利用 SolidWorks 软件绘制绞龙的三维图, 并通过

收稿日期: 2017-02-18

基金项目: 成都理工大学机械工程专业教学创新团队项目(10912-JXTD201501)

作者简介: 杨健(1972—), 女, 博士, 成都理工大学副教授, 主要研究方向为数控机床、数字制造装备与技术、机电一体化技术。

Ansys Workbench 软件对绞龙进行分析优化, 从而设计出符合工作现场需要的高速绞龙螺旋。

1 理论分析

圆柱状输送物件从进料口放入, 当转轴转动时, 圆柱状输送物件受到螺旋沿法向推力的作用, 该推力的径向分力和螺旋对输液瓶的摩擦力, 可能使输液瓶绕轴转动, 但由于圆柱状输送物件本身的重力和螺旋槽对圆柱状输送物件的摩擦力, 才使圆柱状输送物件不与螺旋一起旋转, 而在螺旋沿法向推力的轴向分力的作用下, 沿着螺旋槽轴向移动, 从而完成圆柱状输送物件的输送。

下面是对高速绞龙螺旋进行运动学分析, 若不计绞龙螺旋和侧向导轨的作用, 而仅考虑圆柱状输送物件与水平输送带间存在的相对运动, 滑动摩擦使圆柱状输送物件产生加速度为 $a_0 = \mu_d g > \rho g / h_s$ 的绝对运动。若 $a_0 = \bar{a}$, 被输送圆柱状输送物件会沿绞龙螺旋的螺旋槽产生游动, 而使圆柱状输送物件与绞龙螺旋之间的接触点偏移至槽边前下方处, 使绞龙螺旋对圆柱状输送物件起着隔挡的作用, 则绞龙螺旋的转速必需满足 $n < \sqrt{\mu_d g (2i_{2m} + \pi i_{3m})} / [\pi (C_b - S_{01})]$ 。这样, 既有利于减轻绞龙螺旋对圆柱状输送物件的作用力和自身磨损, 还可在输送过程中对圆柱状输送物件起到一定的承托和约束制约作用, 从而有利于降低前进运动阻力, 适当提高工作速度, 螺旋槽的约束也使圆柱状输送物件不易往后倾倒。

对绞龙螺旋进行受力分析, 其主要受到圆柱状输送物件对其的摩擦力和其对正圆柱状输送物件的阻力。为了便于进行仿真分析, 对绞龙螺旋中点位置进行受力分析, 绞龙螺旋的转动是由螺旋的内部芯轴驱动, 因此在运动过程中其不受扭矩的作用, 而圆柱状输送物件在输送的过程中, 一直与绞龙螺旋槽保持接触, 根据牛顿第二定律知力的作用是相互的且大小相等方向相反, 因此通过对圆柱状输送物件的受力分析来反映对绞龙的受力情况。输送部分采用右旋绞龙螺旋、输送带和侧面滑板相结合的方式, 受力分析见图 1。其中, 圆柱状输送物件与绞龙螺旋槽后下方接触点为 O , 与输送带接触点为 A , 与侧面滑板接触点为 B , 作用力有正压力分别为 N_O, N_A, N_B , 摩擦力分别为 f_O, f_A, f_B , 最大静摩擦因数分别为 μ_O, μ_A, μ_B , 正压力 N_O 与其在 y 方向分力 N_{Oy} 的夹角为 θ , 摩擦力 f_O 与其在 x, y, z 方向分力 f_{Ox}, f_{Oy}, f_{Oz} 的夹角分别为 α, β, γ , 圆柱状输送物件的质量为 m , 绞龙对圆柱状输送物件的瞬时输送加速度 a_i 。

在接触点 O 处的所受合力为:

$$\begin{aligned} F_O &= N_{Ox} + N_{Oy} + (\sin \alpha + \sin \beta + \sin \gamma) \cdot \mu_O N_O & (1) \\ N_{Ox} &= (\sin \theta) N_O & (2) \end{aligned}$$

将接触点 O 处的所受合力沿空间坐标系分解, 则:

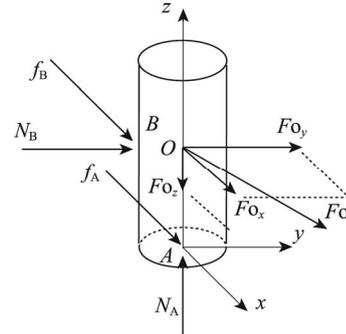


图 1 高速绞龙螺旋受力分析

Fig.1 The force analysis of high-speed auger screw

$$F_O = \left(1 + \frac{\mu_O \sin \alpha}{\sin \theta} \right) N_{Ox} + \left(\tan \theta + \frac{\mu_O \sin \beta}{\sin \theta} \right) N_{Ox} + \frac{\mu_O \sin \gamma}{\sin \theta} N_{Ox} \quad (3)$$

则接触点 O 处在 x 方向所受摩擦力可表示为:

$$F_O = \sqrt{a^2 + b^2 + c^2} \cdot N_{Ox} \quad (4)$$

在接触点 A, B 处所受到的正压力和摩擦力可表示为:

$$f_A = \mu_A N_A = \mu_A (mg + F_{Oz}) \quad (5)$$

$$f_B = \mu_B N_B = \mu_B b N_{Ox} \quad (6)$$

以圆柱状输送物件为研究对象, 对圆柱状输送物件沿运动方向的受力情况进行分析, 即分析空间坐标系在 x 方向的受力情况, 根据牛顿第二定律建立运动方程:

$$f_A - F_{Ox} - f_B = ma_i \quad (7)$$

将式(5)—(6)代入式(7), 解得:

$$N_{Ox} = \frac{m(\mu_A g - a_i)}{a + \mu_B b - \mu_A c} \quad (8)$$

通过对高速绞龙进行动力学分析, 可以得到输送过程中绞龙、圆柱状输送物件、侧面滑板和输送带间的受力情况, 以方便对其进行优化。

2 高速绞龙螺旋设计

高速绞龙螺旋的设计^[4-5]参数如下所述。星轮的参数确定, 星轮的转速和节圆直径分别见式(9)和式(10)。

$$n_b = \frac{n}{Z_b} \quad (9)$$

$$D_b = \frac{C_b Z_b}{\pi} \quad (10)$$

式中: n_b 为星轮的转速; Z_b 为星轮的齿数; n 为

绞龙的转速； D_b 为星轮的节圆直径； C_b 为星轮的节距。

在高速传送绞龙螺旋等速段的参数确定中，等速段最大圈数、轴向长度、螺距见式(11)—(13)。

$$i_{1m} = 2 \tag{11}$$

$$H_1 = S_{01}i_1, H_{1m} = S_{01}i_{1m} \tag{12}$$

$$S_{01} = 2r + \Delta = 85 \text{ mm}, \Delta = 3 \text{ mm} \tag{13}$$

式中： i_{1m} 为绞龙等速段圈数； S_{01} 为绞龙等速段的螺距； H_1 和 H_{1m} 为等速段的轴向长度。

在高速传送绞龙螺旋变加速段的参数确定中，变加速段最大圈数、加速度、轴向长度、螺距见式(14)—(17)。

$$i_{2m} = 1 \sim 2 \tag{14}$$

$$\bar{a} = \frac{\pi n^2 (C_b - S_{01})}{2i_{2m} + \pi i_{3m}} \tag{15}$$

$$H_2 = S_{01}i_2 + \frac{4i_{2m}^2 (C_b - S_{01})}{\pi(2i_{2m} + \pi i_{3m})} \left(\frac{\pi i_2}{2i_{2m}} - \sin \frac{\pi i_2}{2i_{2m}} \right), \tag{16}$$

$$H_{2m} = \left[S_{01} + \frac{2i_{2m}(\pi - 2)(C_b - S_{01})}{\pi(2i_{2m} + \pi i_{3m})} \right] i_{2m}$$

$$S_2 = S_{01} + \frac{4i_{2m}(C_b - S_{01})}{2i_{2m} + \pi i_{3m}} \tag{17}$$

$$\left[\frac{1}{2} - \frac{2i_{2m}}{\pi} \cos \frac{\pi(2i_2 - 1)}{4i_{2m}} \cdot \sin \frac{\pi}{4i_{2m}} \right]$$

式中： i_2 和 i_{2m} 为绞龙变加速段圈数； S_2 为绞龙变加速段的螺距； H_2 和 H_{2m} 表示变加速段的轴向长度； \bar{a} 表示变加速段平均加速度。

在高速传送绞龙螺旋等加速段的参数确定中，等加速段最大圈数、加速度、螺距见式(18)—(20)。

$$i_{3m} = 3 \sim 5 \tag{18}$$

$$H_3 = \left[S_{01} + \frac{\pi(C_b - S_{01})}{2(2i_{2m} + \pi i_{3m})} \left(\frac{4i_{2m}}{\pi} + i_3 \right) \right] i_3, \tag{19}$$

$$H_{3m} = \left[S_{01} + \frac{(C_b - S_{01})(4i_{2m} + \pi i_{3m})}{2(2i_{2m} + \pi i_{3m})} \right] i_{3m}$$

$$S_3 = S_{01} + (C_b - S_{01}) \frac{4i_{2m} - \pi(1 - 2i_3)}{2(2i_{2m} + \pi i_{3m})}, S_{3m} < C_b \tag{20}$$

式中： i_3 和 i_{3m} 为绞龙等加速段圈数； S_3 和 S_{3m} 为绞龙等加速段的螺距； H_3 和 H_{3m} 为等速段的轴向长度。

根据生产现场的具体条件，提出高速绞龙螺旋的设计要求：高速绞龙螺旋的转速 n 为 250 ~ 350 r/min，高速绞龙螺旋的长度 $L=633$ mm，高速绞龙螺旋采用变螺旋结构，螺距为 125.66 mm 的圈数大于 1.3 圈，星轮的齿数 $Z_b=9$ ，星轮的节距^[6] $C_b=125.66$ mm，高速

绞龙螺旋的外径 $D=130$ mm，高速绞龙螺旋的内径 $d=25$ mm，待输送圆柱状输送物件的半径 $r=41$ mm。

根据对三段式高速绞龙螺旋的分析，等速段最大圈数 $i_{1m}=2$ ，变加速段最大圈数 i_{2m} 为 1 ~ 2，等加速段最大圈数 i_{3m} 为 2 ~ 5，则有 8 种不同的情况。分别对三段式高速绞龙螺旋的分析，选取等速段最大圈数 $i_{1m}=2$ ，变加速段最大圈数 $i_{2m}=1$ ，等加速段最大圈数 $i_{3m}=3$ 为高速绞龙螺旋的设计参数。其中，各段螺距 $S_{01}=85$ mm, $S_{21}=87.5826$ mm, $S_{31}=97.6895$ mm, $S_{32}=108.8537$ mm, $S_{3m}=125.66$ mm。

3 仿真分析与优化

3.1 建模

1) 模型导入。为了便于对绞龙螺旋进行分析，文中采用直接将在 SolidWorks 中绘制好的三维模型导入 Ansys Workbench 中，得到高速绞龙螺旋的三维模型见图 2。

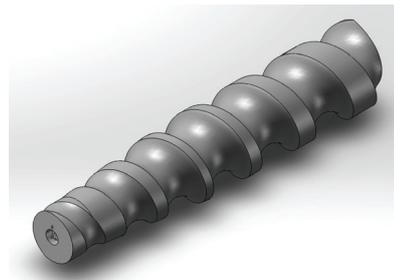


图 2 高速绞龙螺旋三维模型
Fig.2 The 3D model of high-speed auger screw

2) 材料属性的定义。根据传送的要求及绞龙螺旋工作特性，定义材料为黑色尼龙 1010，密度为 1.04 ~ 1.06 g/cm³，弹性模量 E 为 1.07 GPa，泊松比 μ 为 0.34 ~ 0.35。

3) 网格划分。对绞龙螺旋用 Ansys Workbench 进行静力学分析时，因为系统会根据导入零件三维模型的结构形状自动选择合适的单类型，所以不需要单独去定义单元的类型^[7]。定义 Element size 为 5 mm，划分网格后高速绞龙的三维模型有 65 822 个节点和 38 489 个单元。网格划分见图 3。

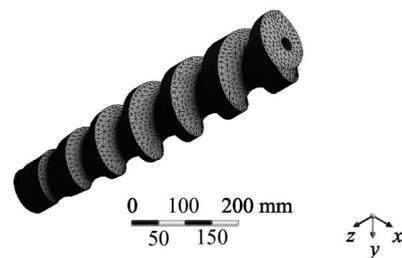


图 3 高速绞龙螺旋网格划分
Fig.3 The meshing of the high-speed auger screw

3.2 有限元分析

1) 静力学分析。对高速绞龙螺旋施加约束，高速绞龙螺旋的运动是由绞龙内的芯杆带动，因此其不受扭矩作用，故只对绞龙内孔施加圆柱面约束。正圆柱状输送物件与高速绞龙螺旋槽接触产生力的作用，故对绞龙分别施加沿 x, y, z 方向的力的约束^[8-9]。高速绞龙螺旋的分析结果包括总变形、等效弹性应变、等效应力，见图 4。通过对高速绞龙螺旋受约束后产生的总变形、等效弹性应变和等效应力进行分析，可以看出高速绞龙螺旋的薄弱环节，进而对其进行加固处理。

2) 模态分析。理论上获得系统的各阶模态便能

得出任意激励下的响应，但是对于模态分析，模态的阶数越低则对系统影响越大。通常前几阶模态的叠加即可达到足够的精度。对产品进行振动模态分析^[10]是新产品研制中不可缺少的重要步骤。高速绞龙螺旋的前 6 阶固有频率分别为 1189.8, 1429.2, 1668.8, 1902, 2105.7, 2284.5 Hz。可以看出各阶模态振型的不同之处在于高速绞龙螺旋振动的位置、方向及幅度大小。高速绞龙螺旋的低阶固有频率和对应的主振型见图 5，在高速绞龙螺旋的设计中应充分考虑其固有频率和振型，使工作频率远离固有频率以避免发生共振。分析结果也为高速绞龙螺旋的动态特性分析、振动故障诊断、预报以及结构优化设计提供理论依据。

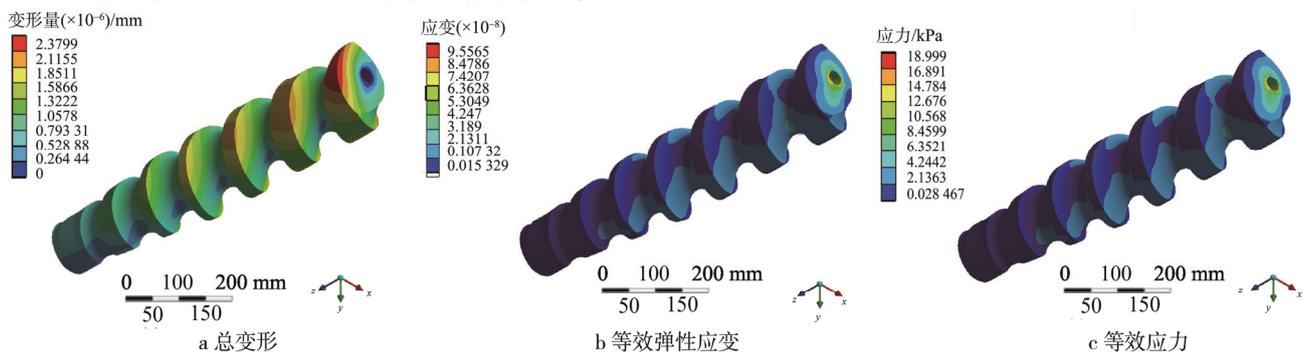


图 4 高速绞龙螺旋静力学分析结果

Fig.4 The statics analysis results of the high-speed auger screw

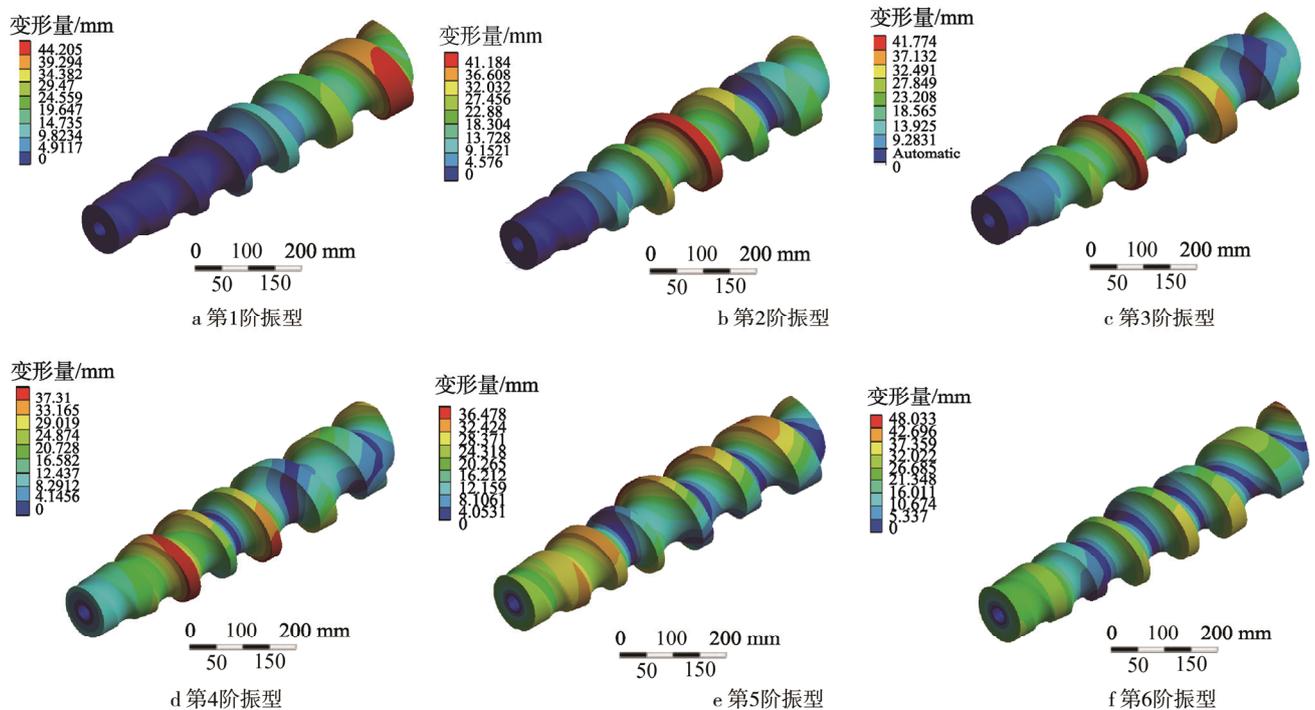


图 5 高速绞龙螺旋模态分析结果

Fig.5 The modal analysis results of high-speed auger screw

3.3 优化设计分析

应用 Ansys Workbench 的 Goal Driven Optimization 功能，将目标参数定为质量最小值。分别对静力

学分析中的 Geometry Mass、模态分析中的 Geometry Mass、总变形量以及等效应力进行分析可得，静力学分析中 Geometry Mass 的值恒定不变，故选取其为分

析的自变量,其余为因变量进行优化^[12-15]。通过对优化过的高速螺旋绞龙静力学分析可以得到其总变形图,见图6。

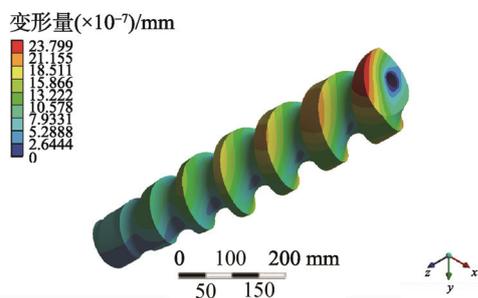


图6 高速绞龙螺旋总变形

Fig.6 Total deformation of high-speed auger screw

通过对比进行分析,取 Candidate B 作为最优解,其中模态分析中的 Geometry Mass 为 4.3616 kg,比原来减少了 10%;总变形量为 5.3328×10^{-5} mm,比原来减少了 15%;等效应力为 2.2877 kPa,比原来降低了 10%,得到了较大的改变。由于高速螺旋绞龙内孔受力变形较小,适当增大高速螺旋绞龙的内孔直径,可以提高输送速度,进而提高绞龙输送效率。

4 结语

根据对高速绞龙螺旋的工作原理进行了详细运动学和动力学的分析,设计出了从理论上可以达到现场需求的高速绞龙螺旋,并绘制了三维模型,得到了静力学分析和模态分析的结果。通过理论上对高速绞龙螺旋的设计,使用 Ansys Workbench 的 Goal Driven Optimization 功能,对高速绞龙螺旋进行结构优化设计。可以直观地观察到结构的整体受力变形情况,适当增加高速绞龙螺旋的内孔直径,对高速绞龙螺旋最后一圈进行加固处理,可以提高输送速度,进而提高绞龙输送效率。

多方向、多维度、多目标对设计出来的结构进行优化是优化分析法的关键之处。不确定性多学科优化设计理论和方法提供了多学科分析、多学科灵敏度计算、多学科协同优化,为高速绞龙螺旋的设计和优化提供了新的指引方向。

参考文献:

[1] 杨世平,杨湘军,胡自化. 绞龙类零件数控加工宏程序的开发[M]. 湘潭:湘潭大学,2003.
YANG Shi-ping, YANG Xiang-jun, HU Zi-hua. Development of Macro Program for CNC Machining of Wrench Dragon Parts[M]. Xiangtan: The University of

Xiang Tan, 2003.

- [2] 王顺俊. 特殊绞龙制造工艺探讨[J]. 焊接质量控制与管理, 2014, 12(3): 63—65.
WANG Shun-jun. Discussion on the Manufacturing Technology of Special Auger[J]. Welding Quality Control and Management, 2014, 12(3): 63—65.
- [3] 肖培军,朱云,万辉,等. 蒸脱机进料封闭绞龙结构的改进与应用[J]. 粮食与食品工业, 2013, 20(3): 33—37.
XIAO Pei-jun, ZHU Yun, WAN Hui, et al. Improvement and Application Structure of Enclosed Feeding Screw of Desolventizer[J]. Cereal and Food Industry, 2013, 20(3): 33—37.
- [4] 许林成. 包装机械原理与设计[M]. 上海:上海科学技术出版社,1988.
XU Ling-cheng. Packaging Machinery Principle and Design[M]. Shanghai: Shanghai Science and Technology Press, 1988.
- [5] 张涵,周岭,丁羽,等. 果园固态有机肥施肥机的绞龙设计[J]. 中国农机化学报, 2016, 37(1): 69—72.
ZHANG Han, ZHOU Ling, DING Yu, et al. Design of Spiral Conveyor of Solid Organic Fertilizer Distributor For Orchard[J]. Journal of Chinese Agricultural Mechanization, 2016, 37(1): 69—72.
- [6] 孙恒,陈作模,葛文杰. 机械原理[M]. 北京:高等教育出版社,2006.
SUN Heng, CHEN Zuo-mo, GE Wen-jie. Mechanical Principles[M]. Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [7] 胡海鹤. 三维网格模型简化技术研究[D]. 洛阳:河南科技大学,2007.
HU Hai-he. 3d Mesh Model Simplification Technology Research[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology Press, 2007.
- [8] 夏俊芳,贺小伟,余水生,等. 基于 ANSYS/LS-DYNA 的螺旋刀辊土壤切削有限元模拟[J]. 农业工程学报, 2013, 29(10): 34—41.
XIA Jun-fang, HE Xiao-wei, YU Shui-sheng, et al. Finite Element Simulation of Soil Cutting with Rotary Knife Roller Based on ANSYS/LS-DYNA Software[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering(Transactions of the CSAE), 2013, 29(10): 34—41.
- [9] 张凌峰,张东生. 流固耦合作用的洗麦机绞龙叶片静力学分析[J]. 陕西理工学院学报, 2016, 32(3): 6—11.
ZHANG Ling-feng, ZHANG Dong-sheng. Static Analysis of Wheat Washer Auger Blade by Fluid-Solid

- Coupling Method[J]. Shanxi University of Technology, 2016, 32(3): 6—11.
- [10] 袁世鹏, 卢彬, 方云生, 等. 基于 ANSYS 的提升机主轴装置模态分析[J]. 煤矿机械, 2014, 35(7): 94—95.
YUAN Shi-peng, LU Bin, FANG Yun-sheng, et al. Modal Analysis of Hoist Main Shaft Device Based on ANSYS[J]. Coal Mine Machinery, 2014, 35(7): 94—95.
- [11] 杨飞翔, 洪鹰, 王刚. 基于 ANSYS 顶升平移装置的优化设计[J]. 机械科学与技术, 2015, 34(5): 662—667.
YANG Fei-xiang, HONG Ying, WANG Gang, et al. Optimal Design of the Jack-up and Sliding System Based on ANSYS[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2015, 34(5): 662—667.
- [12] 俞天兰, 彭德其, 俞天翔, 等. 自转清洗包塑钢丝螺旋的流体动力学优化设计研究[J]. 力学与实践, 2012, 34(2): 54—57.
YU Tian-lan, PENG De-qi, YU Tian-xiang, et al. Dynamic Optimization on Self-cleaning and Rotating Steel Spiral with Plastic Coat[J]. Mechanics and Practice, 2012, 34(2): 54—57.
- [13] 王东霞. 螺旋输送机的数值分析及优化设计的研究[D]. 郑州: 河南工业大学, 2012.
WANG Dong-xia. Numerical Analysis and Optimization Design of Screw Conveyor[D]. Henan: Henan University of Technology, 2012.
- [14] 赵匀. 机构数值分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
ZHAO Jun. Numerical Analysis and Synthesis of Institutions of Higher Education[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2005.
- [15] 邱志平, 王晓军, 许孟辉, 等. 工程结构不确定优化设计技术[M]. 北京: 科学出版社, 2013.
QIU Zhi-ping, WANG Xiao-jun, XU Meng-hui, et al. Uncertain Optimal Design Technology for Engineering Structures[M]. Beijing: Science Press, 2013.