

# 挤出式奶油输送机特性分析及优化设计

## Characteristic analysis and optimization design of extrusion cream conveyor

杨 健 李新闻 柳伟兵

YANG Jian LI Xin-wen LIU Wei-bing

(成都理工大学, 四川 成都 610059)

(Chengdu University of Technology, Chengdu, Sichuan 610059, China)

**摘要:**通过分析输送机的工况需求,研究影响输送的相关因素,确定了输送机工作过程的力学特性模型。采用分析力学方法,得到影响等直径变螺距因素的力学特性模型;利用 Unigraphics NX 建立三维模型,并导入 Ansys Workbench 软件中进行静力学仿真、模态分析和优化设计。结果表明,通过仿真分析和优化,奶油输送机的最大变形量发生在螺旋轴顶部边缘,优化后结构的质量、总变形量及等效应力上均减少了 10% 以上。

**关键词:**力学;仿真分析;优化设计;等效应力;特性模型

**Abstract:** Objective By analyzing the working conditions of the conveyor, the factors affecting the transportation were studied and the mechanical characteristics model of the conveyor was determined. Methods Analytical mechanics method was used to obtain the mechanical characteristics model affecting the equal-pitch variable pitch factor. The three-dimensional model was built using Unigraphics NX and imported into Ansys workbench software. The static simulation, modal analysis and optimization design were performed. Results Through simulation analysis and optimization, the maximum deformation of the cream conveyor occurred at the top edge of the screw shaft, and the mass, total deformation and equivalent stress of the optimized structure were reduced by more than 10%. Conclusion This method could provide a theoretical reference for mechanical research and structural design of conveyors.

**Keywords:** mechanics; simulation analysis; optimal design; equivalent stress; characteristic model

绞龙被称作是一种无挠动连接构件的连续运输装置。依托带有螺旋叶片的轴通过旋转推动物料沿输送方向运动,

输送方式主要包括水平、倾斜、垂直 3 种。被广泛用于化工、粮食、建筑、医药、矿产等行业中。绞龙依照螺旋节距的变化通常可分为等螺距、变螺距、特种变螺距螺旋<sup>[1]</sup>。对于绞龙螺旋的加工,一般可在四轴联动加工中心中由立铣刀做旋转铣削,同时旋转螺旋轴做不等速进给运动即可加工出等直径变螺距螺旋轴<sup>[2-4]</sup>。

目前为了更好地满足食品行业对于不同工况下的个性需求,挤出式螺旋输送装置在食品生产中正朝着多功能、高速化、平稳性优等方向发展<sup>[5-6]</sup>,然而对于黏稠体挤出式输送方面还存在一些亟待解决的问题,例如相对变螺距输送机而言,普通等螺距螺旋输送机输送效率低且下料送料性能低<sup>[7]</sup>;挤出式变螺距输送机缺乏有力的理论研究,以及壳体对黏稠体存在的摩擦阻力和绞龙螺旋的材料选择等问题。

综上,本研究主要对限制螺旋输送效率的相关因素作了详细分析,通过合理假设,采用力学分析方法,得出影响输送效率因素的力学方程,并利用有限元分析软件 Ansys Workbench 对绞龙螺旋进行静力学分析及优化设计,使优化后的绞龙螺旋性能得以提高。

## 1 奶油挤出螺旋输送结构

奶油挤出螺旋输送机可实现奶油混合料加热、保温、搅拌、定量挤出卸料等,可用于蛋糕店中奶油与芝麻等配料之间的均匀搅拌及出料成型。如图 1 所示,利用联轴器 6 使绞龙螺旋反转,可实现配料与奶油的混合搅拌;且绞龙对配料不构成破损;在输送机 3 的作用下,物料经模具 1 成型后从出料口挤出;加热器 4 可实现对奶油的加热及保温作用以防止奶油凝固。

## 2 理论分析

物料从入料口进入,输送机从右往左输送,观察绞龙中物料分布及运动情况可发现,物料在绞龙螺旋的推力、自身重力及摩擦力的影响下,大部分物料主要在蛟龙叶片的前面形成一定堆积<sup>[8]</sup>,并形成明显的流动行为;还有部分物料集中在螺旋叶片与壳体之间,并沿螺旋轴作圆周运动;只有少

**基金项目:**成都理工大学智能制造学科项目(编号:10800-17Z0620);四川省教育厅科研计划项目(编号:18ZB0067);成都理工大学机械工程专业教学创新团队项目(编号:10912-JXTD201501)

**作者简介:**杨健(1972—),女,成都理工大学副教授,博士。

E-mail: 25496237@qq.com

**收稿日期:**2018-04-13

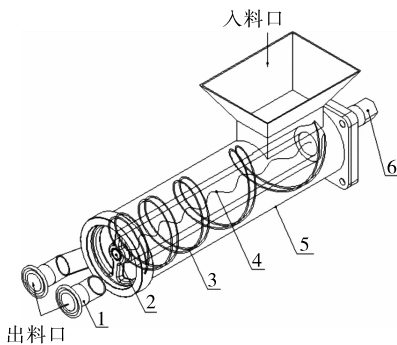


图1 螺旋输送机结构简图

Figure 1 The structure diagram of screw conveyor

部分物料会堆积在叶片上方或壳体表面,堆积过多会发生坍塌使物料自由流落或直接流落到螺旋轴后方,影响了螺旋输送的效率。

### 2.1 受力特性分析

对绞龙螺旋受力分析,主要受到螺旋表面与物料之间的摩擦力、物料对螺旋轴的阻力、壳体内表面的摩擦力<sup>[9]</sup>等。为减轻计算量,可假设绞龙内输送物充满腔体且分散均匀;不考虑输送物堆积之后的互相挤压及转动离心力;绞龙螺旋表面、壳体与物料之间的摩擦系数均相等,记为 $\mu_\varphi$ 。

2.1.1 剪切面摩擦力 如图2所示,V平面为物料剪切面的切面,水平面与之形成的夹角为 $\beta$ 角。物料对螺旋轴剪切面上的摩擦力记为 $F_q$ ,轴向分力用 $F_{an}$ 表示。则有微分函数:

$$dF_{an} = 0.2\phi\rho g H^{-k} D^{k+1} \sin\lambda \cos(\delta_i + \varphi_w)$$

$$\cos\beta \sqrt{1 + \left(\frac{S_{i+1} - S_i}{P_n}\right)^2} t dt d\theta, \quad (1)$$

$$\tan\delta_i = P_n / \pi(S_i + S_{i+1}), \quad (2)$$

式中:

$\phi$ ——载荷系数;

$\delta_i$ ——绞龙物料剪切面的螺旋升角,rad;

$t$ ——输送物体微元半径,mm;

$\varphi_w$ ——外摩擦角,rad;

$\rho$ ——输送物堆积密度,g/cm<sup>3</sup>;

$H$ ——入料口出口长度,mm;

$D$ ——入料口出口宽度,mm;

$S_i$ ——第*i*个叶片半径,mm;

$\lambda$ ——为分散体内摩擦角,rad;

$k$ ——入料口形状系数;

$P_n$ ——第*n*个螺距,mm;

$g$ ——重力加速度,取9.8 m/s<sup>2</sup>。

联立式(1)、(2),并对式(1)中的 $t$ 从 $S_i$ 到 $S_{i+1}$ , $\theta$ 从0到 $\pi$ 同时求积分得:

$$F_{an} = -0.2 \left[ \frac{1}{2} \pi \sqrt{1 + \left(\frac{S_{i+1} - S_i}{P_n}\right)^2} \right] \sin\lambda \phi \rho g H^{-k}$$

$$D^{k+1} \cos\beta \cos(\delta_i + \varphi_w) (S_{i+1}^2 - S_i^2). \quad (3)$$

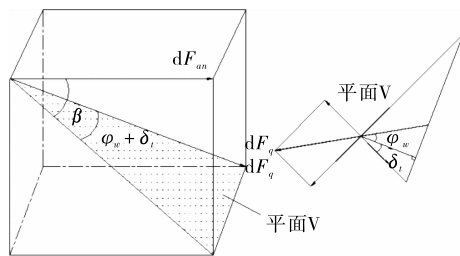


图2 输送物剪切面上单元体受力分析图

Figure 2 The load element analysis diagram on the shear surface of conveyer

2.1.2 螺旋表面摩擦力 在螺旋轴上取任意单元质点为研究对象,如图3所示,输送物与螺旋轴表面的摩擦力记为 $F_w$ ;其轴向分力记为 $F_{w\alpha}$ ,可阻碍物体轴向运动;促使输送物绕绞龙转动的径向分力记为 $F_{w\omega}$ 。如图4所示,再对螺旋轴上取微元长度为 $du$ 的单元输送物作研究对象,为简化计算,设物料仅在水平方向受力,且物料此时处于平衡状态,由此可得微分方程:

$$dF_{w\alpha} = -2\pi S_0 \Omega_w \eta_w \sin\delta_c du, \quad (4)$$

$$\tan\delta_c = \frac{P_n}{2\pi S_0}, \quad (5)$$

式中:

$\Omega_w$ ——输送物单元体沿轴向方向的压力,Pa;

$\delta_c$ ——绞龙表面的螺旋升角,rad。

$$\Omega_u (u \tan\beta + S_i - S_0) = \Omega_w \tan\varphi_w (1 + \cos\beta) + (\Omega_u + d\Omega_u) (u \tan\beta + du \tan\beta + S_i + S_0), \quad (6)$$

又∵侧压力系数 $\lambda_q = \frac{\Omega_w}{\Omega_u}$ 。

∴令 $u=0$ 可得:

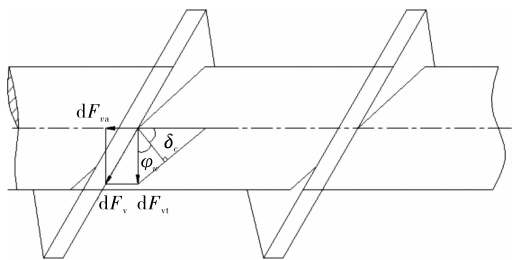


图3 物料单元质点受力示意图

Figure 3 Force diagram of material unit particle

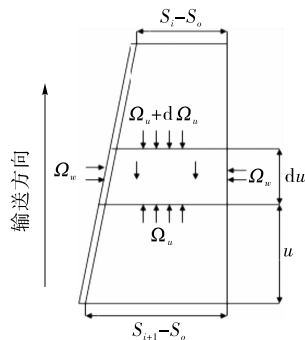


图4 物料微元受力示意图

Figure 4 Force diagram of material micro element

$$\Omega_0 = \frac{\Omega_u}{\left( \frac{S_i - S_0}{u \tan \beta + S_i - S_0} \right)^{\frac{(1 + \cos \beta) \lambda_q \eta_w}{\tan \beta}}}, \quad (7)$$

则螺旋轴表面平均压应力为:

$$\Omega_a = \frac{\lambda_q}{P_n} \int_0^{P_n} \Omega_u du, \quad (8)$$

式中:

$\Omega_a$  ——  $\Omega_w$  的平均值, Pa。

联立式(7)、(8)可得:

$$F_{va} = k_{cn} \left[ (S_{i+1} - S_0) \frac{\tan \beta - (1 + \cos \beta) \eta_w \lambda_q}{\tan \beta} - (S_i - S_0) \frac{\tan \beta - (1 + \cos \beta) \eta_w \lambda_q}{\tan \beta} \right], \quad (9)$$

式中:

$$k_{cn} = \frac{2\pi \eta_w S_0 \sin \delta_i \Omega_0 \lambda_q}{\tan \beta - (1 + \cos \beta) \eta_w \lambda_q} (S_i - S_0) \frac{(1 + \cos \beta) \eta_w \lambda_q}{\tan \beta}.$$

2.1.3 叶片背面的摩擦力 图 5 中  $F$  表示绞龙螺旋叶片背面对物料的摩擦阻力, 则轴向分力  $F_{ca}$  的微分表达式为:

$$dF_{ca} = \frac{\Omega_0 \lambda_q}{\cos \varphi_w \cos \gamma_a} \cos(\varphi_w - \gamma_a) t dt d\theta; \quad (10)$$

$$\tan \gamma_a = \frac{P_n}{2\pi t}. \quad (11)$$

联立式(10)、(11), 并对式(10)中的  $t$  从  $S_i$  到  $S_{i+1}$ ,  $\theta$  从 0 到  $\pi$  同时求积分得:

$$F_{ca} = \Omega_0 \lambda_q [\eta_w P_n (S_{i+1} - S_i) + \pi (S_{i+1}^2 - S_i^2)], \quad (12)$$

式中:

$\gamma_a$  —— 该段螺旋轴上的螺旋升角, rad。

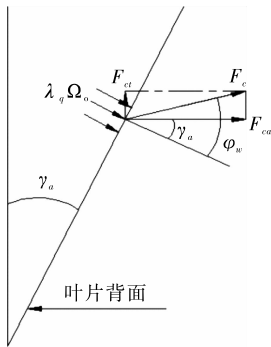


图 5 螺旋叶片背面受力示意图

Figure 5 Force diagram of the back of screw blade

2.1.4 壳体内表面的摩擦力 输送物与壳体内表面之间的摩擦阻力可分为轴向阻力和径向阻力, 分别用  $F_{sa}$  和  $F_{st}$  表示; 为简化计算, 可假设螺旋顶部与壳体之间输送物的运动形式和绞龙螺旋轴内输送物的运动形式相同, 则轴向阻力的微分方程可表示为:

$$dF_{sa} = \sqrt{1 + x^{-2}} \eta_w \Omega_a \cos(\varphi_w + \delta_i) \cos \beta t dt d\theta. \quad (13)$$

对式(13)中的  $t$  从  $S_i + E$  到  $S_{i+1} + E$ ,  $\theta$  从 0 到  $\pi$  同时求积分得:

$$F_{sa} = \frac{\cos(\varphi_w + \delta_i)}{2} \pi \eta_w \Omega_w \cos \beta \sqrt{1 + x^{-2}} [(S_{i+1} + E)^2 - (S_i + E)^2], \quad (14)$$

式中:

$E$  —— 绞龙顶部与壳体的间距, mm。

2.1.5 承压面作用力 该力可将物料沿输送方向做轴向运动并促使其做转动, 当整个绞龙输送过程平稳时, 此时螺旋轴上的轴向力处于平衡状态, 由此可得平衡方程表达式:

$$F_{an} + F_{va} + F_{ca} + F_{sa} + F_{mn} = 0. \quad (15)$$

将式(3)、(9)、(12)、(14)代入式(15)中可得:

$$F_{mn} = k_{an} (S_i^2 - S_{i+1}^2) + k_{cn} [(S_i - S_0)^K - (S_{i+1} - S_0)^K] - k_{ca} [\eta_w P_n (S_{i+1} - S_i) + \pi (S_{i+1}^2 - S_i^2)] + k_{sa} [(S_i + E)^2 - (S_{i+1} + E)^2], \quad (16)$$

式中:

$$k = \frac{\tan \beta - (1 + \cos \beta) \eta_w \lambda_q}{\tan \beta}.$$

## 2.2 速度分析

绞龙螺旋在工作过程中, 由于绞龙叶片上的螺旋角随着截面半径的不同而发生变化。所以, 绞龙螺旋上物料的轴向运动速度在螺旋截面上的分布是十分复杂的。为了便于分析, 若取绞龙螺旋任意截面上物料单位质点为研究对象, 当螺距为  $P$ 、螺旋升角为  $\delta$  的螺旋轴转动时, 此时螺旋截面上物料单位质点的运动规律可形成空间几何形。如图 6 所示, 则输送转速为:

$$v_s = \frac{2\pi r n}{60}, \quad (17)$$

式中:

$v_s$  —— 输送速度, r/min;

$n$  —— 绞龙输送机的转速, r/min;

$r$  —— 该质点与螺旋轴中心线的距离, mm。

由图 6 中三角形法则可知  $v_s \sin \alpha = v_o \cos \alpha$ , 从而可得:

$$v_o = \frac{v_s \sin \alpha}{\cos \alpha}, \quad (18)$$

$$v_k = \frac{(1 - \frac{P \mu_i}{2\pi r}) P_n}{60 [(\frac{P}{2\pi r})^2 + 1]}, \quad (19)$$

$$v_\mu = \frac{(\mu_i + \frac{P}{2\pi r}) P_n}{60 [(\frac{P}{2\pi r})^2 + 1]}, \quad (20)$$

式中:

$v_o$  —— 物料沿轴向运动与圆周运动的合速度, r/min;

$v_k$  —— 物料沿轴向运动的速度, r/min;

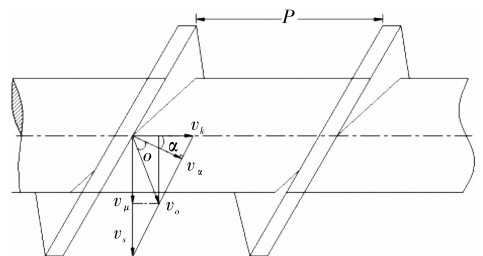


图 6 速度分析图

Figure 6 Diagram of velocity analysis

$v_{\mu}$ ——物料做圆周运动的速度, r/min;  
 $P$ ——螺距, mm;  
 $r$ ——该质点与螺旋轴中心线的距离, mm;  
 $\mu_i$ ——等效内摩擦因数。

### 3 仿真分析与优化

#### 3.1 有限元前处理

3.1.1 模型导入 根据上述力学分析结果并结合绞龙螺旋计算公式可得其各尺寸参数,为了更加准确地对绞龙进行分析,利用 Unigraphics NX 对等直径变螺距绞龙螺旋参数进行设计,并依托螺旋方程完成实体建模,将模型导入有限元分析软件中,见图 7。

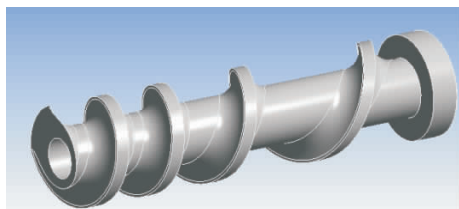


图 7 有限元模型

Figure 7 The model of finite element

3.1.2 定义材料 按照螺旋传送的工况要求,选用材料型号为白色尼龙——PA1010,材料力学参数:弹性模量  $E$  为 1.07 GPa,泊松比  $\mu$  为 0.33~0.40,相对密度为 1.03~1.07 g/cm<sup>3</sup>。

3.1.3 划分网格 前处理时网格划分质量的优劣将直接影响分析结果的准确性<sup>[10]</sup>,此次分析将采用自由网格划分,设定网格尺寸为 4 mm,绞龙螺旋的节点数为 6 015 个,单元数为 4 610 个,网格划分结果见图 8。

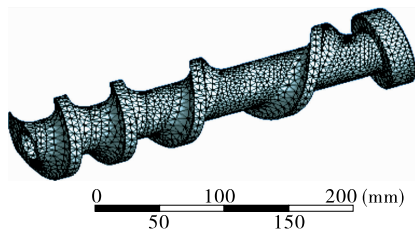


图 8 网格划分

Figure 8 Meshing

#### 3.2 有限元分析

3.2.1 静力学分析 由于螺旋轴与叶片为一体式,两者之间互为全约束关系<sup>[11]</sup>,绞龙螺旋在挤压奶油过程中由联轴器传递动力。因此,在对绞龙螺旋主体施加约束时,主要施加绞龙绕轴线转动的扭矩,其分析结果见图 9。

通过对上述螺旋轴的静力学分析,结果表明,叶片顶部附近易出现变形现象,可对其进行加固处理得以改善。

3.2.2 模态分析 理论上获得的系统各阶段模态可得出任意激励下的响应,但对于模态分析而言,模态振型阶数越低则对系统的影响越大<sup>[12]</sup>。挤出式绞龙螺旋前 6 阶固有频率分别为:289.35, 298.50, 1 657.80, 1 768.10, 1 810.90, 3 031.90 Hz。绞龙的振动方向、位置及幅度大小不同使得各

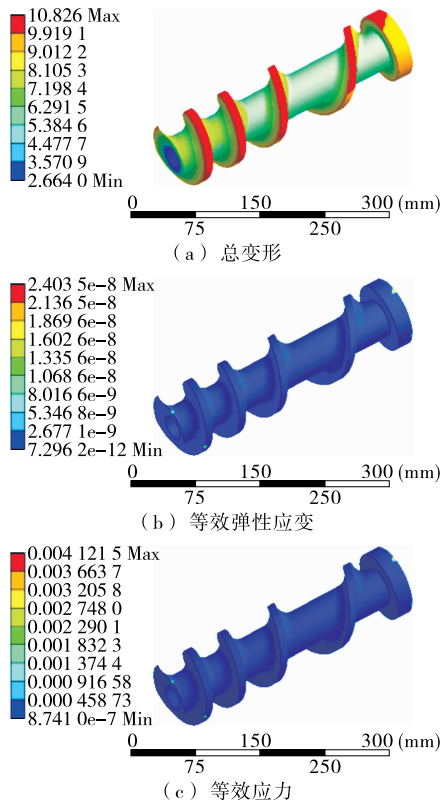


图 9 静力学分析

Figure 9 Statics analysis

阶段的模态振型也不相同,其低阶固有频率及主振型见图 10;经分析可知,挤出式绞龙螺旋在设计分析时应充分考虑其固有频率和频率,过大的振动量可能引起结构在使用过程中产生突出变形,以导致过早的疲劳损伤。模态分析结果可为挤出式绞龙螺旋的结构动态设计、振动特性分析、预干扰及优化处理提供参考依据。

#### 3.3 优化设计分析

通过 Ansys Workbench 中的优化模块调取需要优化的文件,选择优化方法及设置变量,可选取质量最小值为目标参数,将静力学分析中模型质量值设为自变量,其他参数设置为因变量<sup>[13-15]</sup>,优化仿真结果见图 11。选取 Candidate B 为目标参数最优解,通过 Ansys Workbench 软件给出的最优排列结果可知,模态分析中的几何质量值为 3.967 3 kg,比原来降低了 11%;总变形量为 8.660 8 mm,比原来减少了 20%;等效应力为 0.003 668 14 MPa,比原来减少 11%,得到了较大改善。由于挤出式绞龙螺旋的内孔在转动中受力较小,因此可适当增大其内孔的尺寸,进而提高绞龙螺旋的输送速度和效率,下料送料性能得以优化。

## 4 结论

(1) 通过仿真分析及优化结果表明,叶片顶部附近易出现变形现象,应对其进行加固处理;绞龙结构的质量、总变形量及等效应力均得到有效降低,进一步提高了输送效率。

(2) 本文在前人研究基础上对绞龙输送黏稠体过程中所受力及仿真优化作了详细补充,通过在生产中应用证实此研究方法是可行的。

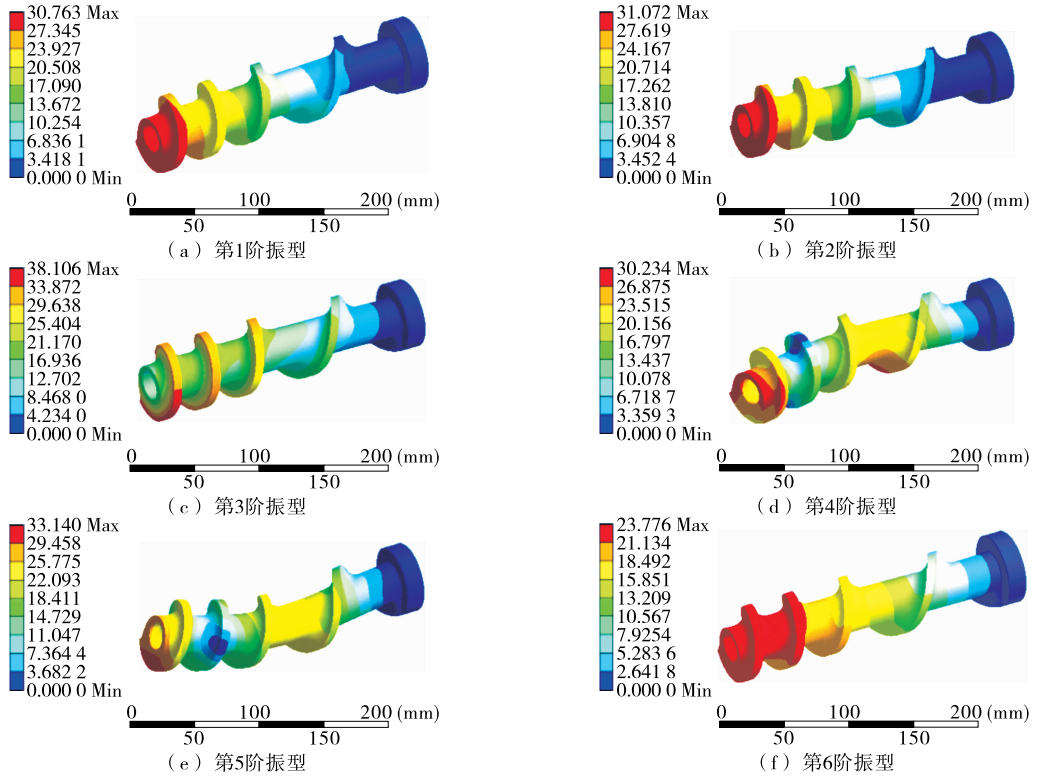


图 10 螺旋结构模态振型的有限元仿真结构

Figure 10 FEM results of mode shapes for the auger screw

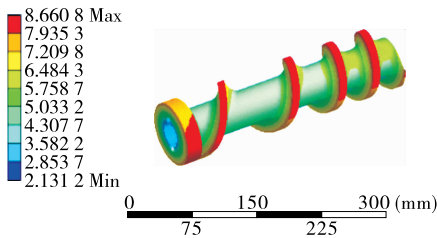


图 11 优化仿真结果

Figure 11 The result of simulation optimization

(3) 依托文中前期的力学方法还可对结构流场作分析, 关键之处在于如何准确完整地施加边界条件, 从而验证前期推理的正确性。

参考文献

[1] 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.  
 [2] 杨世平, 杨湘军, 胡自化, 等. 绞龙类零件数控加工宏程序的开发[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2003(4): 40-41.  
 [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.  
 [4] 宋亚英. 变螺距螺旋结构参数的理论研究[J]. 苏州大学学报: 自然科学版, 1996, 12(4): 96-100.  
 [5] HURNEY A P, CROFT B J, GRACE D, et al. Influence of harvester base cutters on ratooning of sugarcane[M]. [S.l.]: BSES Limited Publication, 2005: 47-48.  
 [6] ROBERTS A W. The influence of granular vortex motion on the volumetric performance of enclosed screw conveyors[J]. Powder

Technology, 1999, 104(1): 56-67.  
 [7] OWEN P J, CLEARY P W. Prediction of screw conveyor performance using the discrete element method (DEM)[J]. Powder Technology, 2009, 193(3): 274-288.  
 [8] DAI Jian-jun, JOHN R G. Biomass screw feeding with tapered and extended sections [J]. Powder Technology, 2008, 186: 56-64.  
 [9] DAI Jian-jun, JOHN R G. A model for biomass screw feeding[J]. Powder Technology, 2008, 186: 40-55.  
 [10] 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.  
 [11] 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: 43-45.  
 [12] 赵匀. 机构数值分析与综合[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 34-35.  
 [13] 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: 51-52.  
 [14] 王乐勤, 陈涛, 吴大转, 等. 卧螺离心机螺旋输送机结构强度的参数化分析[J]. 机械设计, 2010, 27(5): 67-70.  
 [15] 傅彩明, 毛文贵. 离心机螺旋输送机有限元仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2008(4): 77-79.