

基于有限元分析的瓦楞辊中凸曲线优化设计

吴水萍¹, 袁博¹, 袁瑜瑾², 王天宝³

(1. 武汉城市职业学院, 武汉 430070; 2. 湖北工业大学, 武汉 430068;

3. 内蒙古交通职业技术学院, 赤峰 024000)

摘要: **目的** 研究瓦楞辊在复杂工作应力条件下的中凸度优化设计。**方法** 通过理论力学的方法, 建立相应的上、下瓦楞辊的中凸度数学模型, 推导出中凸曲线方程。对优化后的瓦楞辊进行力的加载和几何约束等边界条件, 建立有限元模型, 并且使用 Ansys 软件进行模拟仿真, 将优化前后的中凸值和 6 对啮合的瓦楞辊间隙值进行比较。**结果** 优化后的上瓦楞辊中凸值比优化前最大降低了 31.1%, 下瓦楞辊中凸值比优化前最大降低了 43.7%; 6 组啮合的瓦楞辊, 优化后比优化前的中凸值间隙减小, 说明优化后的 6 组瓦楞辊的自身受力情况较为均匀, 生产出的瓦楞纸板质量更好, 并且瓦楞辊之间的阻力减小, 延长了瓦楞辊使用寿命。**结论** 通过对瓦楞辊中凸曲线进行优化设计, 将上瓦楞辊制成向下凹的形状, 同时将下瓦楞辊制成向上凸的形状, 根据有限元仿真的数据对比得出研究方法是合理可靠的。

关键词: 瓦楞辊; 有限元分析; 中凸曲线; 优化设计

中图分类号: TB486+.03 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2014)17-0048-05

Optimization Design of Corrugated Roller Convex Curve Based on Finite Element Analysis

WU Shui-ping¹, YUAN Bo¹, YUAN Yu-jin², WANG Tian-bao³

(1. Wuhan City Vocational College, Wuhan 430070, China; 2. Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China;

3. Inner Mongolia Transportation Vocational Technical College, Chifeng 024000, China)

ABSTRACT: **Objective** To study high speed corrugated roller work in complex stress conditions in the dynamic behavior degree of camber. **Methods** By methods of theoretical mechanics, the mathematical model of the corresponding upper and lower corrugator roll was established, and the corresponding convex curve equation was introduced. Ansys was used to simulate the working state of the corrugated roller and establish finite element model to analyze force on the corrugated roller load and geometric constraints. The convex values and 6 groups of corrugated roller gap values were compared before and after optimization. **Results** The results showed that the convex value of the upper corrugated roller was maximally reduced by 31.1% after optimization, and the convex value of the lower corrugated roller was maximally reduced by 43.7% after optimization. For all 6 groups of mesh corrugated roller, the convex clearance was decreased after optimization, indicating that the force on the corrugated roller itself was more even after optimization, the corrugated board produced was of higher quality, and the resistance between the corrugated rollers was decreased, the service life of the corrugated roller was prolonged as well. **Conclusion** Optimization design of the convex curve of corrugated roller led to the concave shape of the upper corrugated roller and the convex shape of the lower corrugated roller. Data comparison based on the finite element simulation showed that the research method was reasonable and reliable.

KEY WORDS: corrugated roller; finite element analysis; convex curve; optimization design

收稿日期: 2014-04-15

作者简介: 吴水萍(1958—), 男, 湖北仙桃人, 武汉城市职业学院副教授, 主要研究方向为包装机械设计与优化。

瓦楞辊是生产楞纸板最重要的部件,也是单面瓦楞机的核心部分。瓦楞辊分为上、下瓦楞辊和压力辊,其中,主动辊是下瓦楞辊,上瓦楞辊提供啮合压力^[1]。在瓦楞纸板生产过程中,瓦楞辊受到自身和外在环境载荷后形成了一定的中凸度。从材料力学角度得出中凸曲线的计算公式为: $Y_{\max} = \frac{5fL^4}{384E_2I_2}$ ^[2-4]。王

振林、智书平在计算中凸度时采用静挠度取代动挠度^[4],将优化后的瓦楞辊视为阶梯轴,在计算过程中加入自身载荷、工作载荷及制造和安装精度建立起最大动挠度的模型,并求出静挠度曲线。以最大动挠度类比静挠度曲线,拟合出中凸曲线。用边界元方法对瓦楞辊的中凸度作了分析,得出了瓦楞辊在其他因素不变的情况下,分别在不同的瓦楞长度和自重影响下的中凸度^[5]。笔者在优化中按阶梯轴考虑,用Ansys软件模拟计算结果来优化从材料力学角度计算的中凸度。通过实验证明,中凸度是影响瓦楞纸板成型和机器性能的重要参数,对中凸度曲线优化设计十分重要^[2]。

1 瓦楞辊中凸度理论计算

瓦楞辊受载后,在受载和外在边界条件下,瓦楞辊会产生变形,形成一定的挠度曲线。瓦楞筒体中间直径抗度最大值与辊体端部直径抗度最小值的差值被称为瓦楞辊的中凸量^[6-8]。中凸量与瓦楞辊刚度有关。

单面瓦楞机上、下瓦楞辊的受力情况见图1—2。上、下瓦楞辊在载荷的作用下,产生的最大挠度可由材料力学有关简支梁计算。

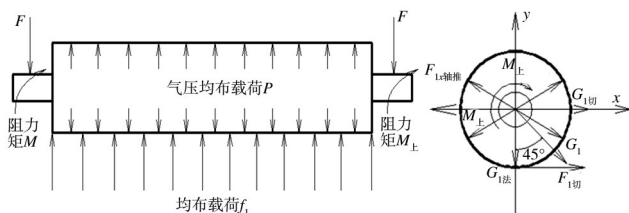


图1 上瓦楞辊受力图

Fig. 1 Force on the upper corrugated roller

将上、下瓦楞辊简化为简支梁^[9-11],见图3。假设瓦楞辊轴头中AB段、CD段的外径为 D_1 、内径为 d_1 、弹性模量为 E_1 ;瓦楞筒体BC段的外径为 D_2 、内径为 d_2 、

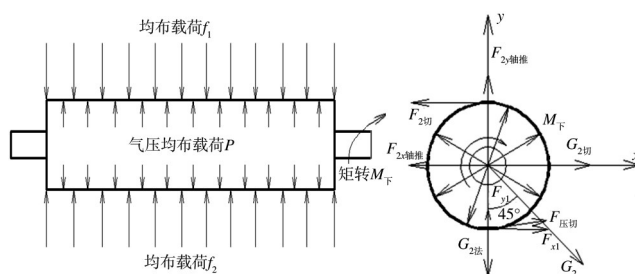


图2 下瓦楞辊受力图

Fig. 2 Force on the lower corrugated roller

弹性模量为 E_2 。瓦楞辊体上分布的均布载荷为 f_0 。

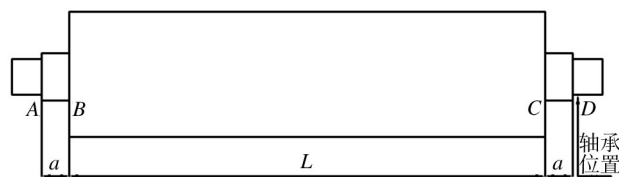


图3 简支梁

Fig.3 Simple supporting beam

根据理论公式推导瓦楞辊中凸量 Y :

$$Y = \frac{fLx^3}{12E_2I_2} - \frac{f(x-a)^4}{24E_2I_2} - \frac{fx}{2E_2I_2} \cdot \left(\frac{L^3}{12} + \frac{La^2}{2} + \frac{aL^2}{2} \right) + \frac{fLa^3}{6} \left(\frac{1}{E_2I_2} - \frac{1}{E_1I_1} \right) \quad (1)$$

$(a \leq x \leq L+a)$

由材料力学公式推出简支梁的最大挠度 $Y_{\max}$:

$$Y_{\max} = \frac{5fL^4}{384E_2I_2} \quad (2)$$

式(1)(2)中: L 为瓦楞辊楞长; x 为AC段距离; f 为辊体上分布的载荷; E_1 为AB和CD段弹性模量; E_2 为BC段弹性模量; I_1 为AB和CD段转动惯量; I_2 为BC段转动惯量。

2 瓦楞辊受力分析

已知驱动油缸直径 $D=0.06$ m,油缸驱动承受压强 $P_{\text{油}}=5$ MPa,瓦楞辊通入蒸汽温度 $t=190$ °C,瓦楞纸工作速度 $v=180$ r/min,瓦楞辊通入蒸汽的压力 $P_{\text{温}}=1.2$ MPa。上瓦楞辊质量 $m_1=7177$ N,外径 $D_1=0.323$ m;下瓦楞辊质量 $m_2=16324$ N,外径 $D_2=0.405$ m。驱动电机功率为 $K=45$ kWh。

在瓦楞辊工作中,油缸驱动摇臂而产生作用力 $F_{\text{油}}=15\,578$ N,瓦楞辊轴端上的力 F 是由左右两边油缸

驱动力产生的, $F=31\,156\text{ N}$ 。上、下瓦楞辊通过通入高温高压蒸汽,在瓦楞辊内表面形成气压均布载荷 P_2 。下瓦楞辊轴端转矩为电机通过3级减速装置输入的驱动转矩。

通过以上条件求出:上瓦楞辊剪切力 $G_1=5074\text{ N}$, 轴向力 $F_{2x\text{轴推}}=11\,541\text{ N}$, 轴向均布载荷 $f_1=67\,386\text{ N}$, 阻力矩为 $M_1=635\text{ N}\cdot\text{m}$, 上瓦楞辊轴端推力 $F_{1x\text{轴推}}=8004.5\text{ N}$, 下瓦楞辊剪切力 $G_1=5074\text{ N}$, 轴向均布载荷 $f_2=53\,295\text{ N}$ 。

3 上下瓦楞辊中凸度理论计算

从式(1)(2)可知,中凸量的大小直接与 x 和 f 有关,将上、下瓦楞辊参数代入式(1)(2),可以得到上、下瓦楞辊理论计算的中凸值,见表1。

表1 上、下瓦楞辊理论计算的中凸值

Tab. 1 Theoretical calculation of the value for the upper and lower corrugated roller

瓦楞规格	楞长 L/mm	上瓦楞中高 δ_1/mm	下瓦楞中高 δ_2/mm
2500	2700	0.49	0.10
2200	2400	0.34	0.08
2000	2200	0.24	0.06
1800	2000	0.17	0.05
1600	1800	0.12	0.04
1400	1600	0.08	0.03

由表1可知,在同等载荷和边界条件下,瓦楞辊越长中凸值越大,即瓦楞辊越长其刚度越差,容易产生变形;在相同辊长、不同辊径下,上瓦楞辊中凸值远大于下瓦楞辊中凸值,2500型的上瓦楞辊中凸值比下瓦楞辊中凸值大 0.39 mm , 1400型的上瓦楞辊中凸值比下瓦楞辊中凸值大 0.05 mm 。由此,说明上瓦楞所受的不均匀力较大。

由表1得出,6对上、下瓦楞辊中凸量最匹配的规格是1400型,它的中凸间隙($\delta_1 - \delta_2$)最小(0.05 mm),其对瓦楞辊自身的受力情况和对瓦楞纸所受的载荷均匀,生产出的瓦楞纸板质量高,瓦楞辊之间阻力小,使用寿命得到延长。2500的型中凸值间隙最大(0.39 mm),说明2500型的上、下瓦楞辊自身的受力情况和对瓦楞纸所受的载荷不均匀,生产出的瓦楞纸板质量较低,瓦楞辊之间阻力很大、磨损较快。

4 优化设计后瓦楞辊中凸度 Ansys 模拟值

4.1 有限元模型的建立及导入

使用UG三维软件对瓦楞辊进行参数化建模,总体分为优化后的瓦楞筒体、右端凸台和左端凸台等3个部分。上瓦楞辊筒体制成向下凹陷值为 0.15 mm ; 下瓦楞辊筒体制成向上凸起值为 0.1 mm 。对上、下瓦楞使用同样的方法进行建模,如采用草图、尺寸判断、自动约束、布尔运算、倒斜角、倒圆角、镜像等。建立完整优化后的瓦楞辊模型见图4^[12-13]。



图4 完整模型

Fig. 4 A complete model

为了对优化后的瓦楞辊进行中凸度的模拟计算,必须利用UG建立好瓦楞辊的模型数据,并导入Ansys。采用Parasolid和IGES格式文件进行数据交换。

4.2 三维弹性体的有限元方程

在划分网格时采用的Solid45, 8节点三维六面体单元^[14],这里采用位移插值函数:

$$u = \sum_{i=1}^8 N_i u_i, v = \sum_{i=1}^8 N_i v_i, w = \sum_{i=1}^8 N_i w_i \quad (3)$$

式中, u_i, v_i 和 w_i 分别为对应插值函数节点 i 的位移值。

坐标变换式:

$$x = \sum_{i=1}^8 N_i x_i, y = \sum_{i=1}^8 N_i y_i, z = \sum_{i=1}^8 N_i z_i \quad (4)$$

式中, x_i, y_i 和 z_i 分别对应坐标变换节点 i 的位移值。

其中,形函数:

$$N_i = (1 + \xi_i \xi)(1 + \eta_i \eta)(1 + \zeta_i \zeta)/8 \quad (5)$$

由式(4)(5)联合得:

$$\frac{\partial x}{\partial \xi} = \frac{\partial (N_1 x_1 + \cdots + N_8 x_8)}{\partial \xi} = [(1 - \eta)(1 - \xi)(-x_1 + x_2) + \cdots + (1 + \eta)(1 - \xi)(-x_7 + x_8)]/8 \quad (6)$$

通过式(6),同理可求出: $\frac{\partial x}{\partial \eta}, \frac{\partial x}{\partial \zeta}, \frac{\partial y}{\partial \xi}, \frac{\partial y}{\partial \eta}, \frac{\partial y}{\partial \zeta}, \frac{\partial z}{\partial \xi}, \frac{\partial z}{\partial \eta}, \frac{\partial z}{\partial \zeta}$ 。

$$\frac{\partial z}{\partial \eta}, \frac{\partial z}{\partial \zeta}。$$

根据有限元的方法,通过形函数的导数,得出几何矩阵: $\mathbf{B}=[B_1, B_2, \dots, B_7, B_8]$

考虑坐标变换后 $dxdydz=|J|d\xi d\eta d\zeta$, 则 $\mathbf{K}^e=$

$$\int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} |J| d\xi d\eta d\zeta \quad (7)$$

其中, ξ_i, η_i 和 ζ_i 分别对应形函数节点*i*的位移值。

通过高斯积分的方法,可求出单元刚度矩阵 $\mathbf{K}^e$,最后将单元刚度矩阵集合为总刚 $\mathbf{K}$ 矩阵。单元的受力方程为:

$$\mathbf{F}^e = \mathbf{R}_V^e + \mathbf{R}_P^e = \mathbf{K}^e \delta^e - \mathbf{R}_T^e \quad (8)$$

式中, $\mathbf{R}_V^e = \int_V \mathbf{N}^T p dxdydz$ 体载荷; $\mathbf{R}_P^e = \int_V \mathbf{N}^T p ds$

面载荷; $\mathbf{R}_T^e = \int_V \mathbf{B}^T D \xi_0 dxdydz$ 温度载荷。

由式(8)得总体的受力方程:

$$\mathbf{R}=\mathbf{R}_V+\mathbf{R}_P+\mathbf{R}_T=\mathbf{K} \delta \quad (9)$$

解方程(9)即可求出中凸的位移量。

4.3 有限元中凸值计算

通过对瓦楞辊受力分析、建模、单元类型及材料选择,采用自由网格划分法,在Size Element edge length中设置0.05 m,网格划分后得到的节点数为210 206,网格见图5。瓦楞辊两端用轴承支撑,左、右端分别为固定铰支和滑动铰支。在Ansys中施加边界条件时,可将左端固定铰座的3个自由度全约束,瓦楞辊右端是滑动铰支端,其YX不约束。进行有限元计算,通过对数据的整理得到优化设计后上、下瓦楞辊有限元计算中凸值^[15],见表2。

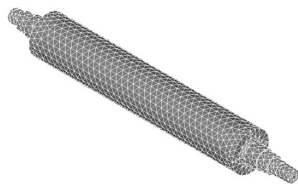


图5 瓦楞辊优化后的实体模型及网格

Fig. 5 Entity model and mesh of the optimized corrugated roll

由表1—2得出,优化设计后有限元模拟计算的中凸值比优化前的中凸值要小;瓦楞辊长度越长,优化

表2 上、下瓦楞辊优化设计后有限元计算中凸值

Tab.2 Finite element calculation of convex values of the upper and lower corrugated roller

瓦楞规格	楞长 <i>L</i> /mm	上瓦楞中高 δ_3 /mm	下瓦楞中高 δ_4 /mm
2500	2700	0.3375	0.056 35
2200	2400	0.3342	0.045 68
2000	2200	0.2256	0.038 06
1800	2000	0.1534	0.034 59
1600	1800	0.1017	0.030 47
1400	1600	0.0611	0.027 23

后比优化前的中凸值变化更明显。例如,2500型上瓦楞优化后的中凸值减小了0.1525 mm,比优化前降低了31.1%;2500型下瓦楞优化后的中凸值减小了0.043 65 mm,比优化前降低了43.7%。上、下瓦楞辊瓦楞辊辊长相同而辊径不同时,优化后的中凸值变化大小不同。

由表1—2得出,优化后的6对啮合瓦楞辊中凸值最匹配的是1400型,它的中凸间隙($\delta_3-\delta_4$)为0.033 87 mm,间隙最小。2500型的中凸值间隙最大,为0.281 15 mm。以上分析结果表明,瓦楞辊的中凸值间隙优化后比优化前小,说明优化后每组瓦楞辊生产出的瓦楞纸板要比优化前质量好,瓦楞辊之间的阻力小,延长了瓦楞辊的使用寿命。

从上可知,要得到合理的中凸度值,必须在制造瓦楞筒体时将其加工成中凸形状。另外,中凸值还与瓦楞辊蒸汽压力、轴端力、内孔直径和转矩等有关。

通过对2500型上瓦楞辊中凸值优化前后的对比(见图6),上瓦楞辊变形的方向是沿导纸辊和下瓦楞辊排布。同时,两端最小变形向下凹陷为0.145 mm,中间最大变形向上凸起为0.3375 mm,因而最大的中凸值为0.3375 mm。由图6可见,优化后的上瓦楞辊中

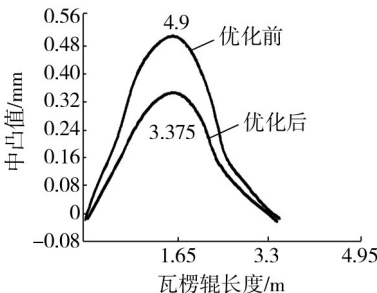


图6 2500型上瓦楞辊中凸值优化前后对比

Fig. 6 Comparison of convex value of the upper corrugated roller of 2500 type before and after optimization

凸曲线峰值小,且上瓦楞辊筒体与下瓦楞辊和导纸辊间的间隙减小,转动更平稳。

5 结语

从材料力学的角度,建立了上、下瓦楞辊相应的中高值数学模型,推出了对应的中凸曲线方程。通过理论计算,得出优化前6组啮合瓦楞辊的中高度值。通过Ansys对优化后上、下瓦楞辊进行模拟,得出优化后的2500型上瓦楞辊中凸值比优化前降低了31.1%;优化后的2500型下瓦楞辊中凸值比优化前降低了43.7%。6组啮合瓦楞辊优化后比优化前中凸值间隙减小,说明优化后每对瓦楞辊自身的受力情况和对瓦楞纸所施加的载荷均匀,生产出的瓦楞纸板质量更好,并且瓦楞辊之间的阻力减小,延长了瓦楞辊的使用寿命。

参考文献:

- [1] 吴斌方,袁博,严明霞. 基于UG和ANSYS软件的瓦楞辊振动与模态分析[J]. 包装工程,2013,34(3):55—58.
WU Bin-fang, YUAN Bo, YAN Min-xia. Vibration and Modal Analysis of Corrugated Roller Based on UG and ANSYS Software[J]. Packaging Engineering, 2013, 34(3): 55—58.
- [2] 付润铭. 瓦楞辊中凸曲线设计与接触性能研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2010.
FU Run-ming. Study on Convex Curve Design and Contact Performance of Corrugated Roller[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2010.
- [3] 王振林,智书平. 瓦楞辊中凸量的选择及计算[J]. 中国包装工业, 1998, 53(11): 11—12.
WANG Zhen-lin, ZHI Shu-ping. Corrugated Roller Convex Amount in the Selection and Calculation[J]. China Packaging Industry, 1998, 18(1): 51—55.
- [4] 王振林,智书平. 瓦楞辊中凸曲线的选择及计算[J]. 中国包装工业, 2000, 74(8): 31—32.
WANG Zhen-lin, ZHI Shu-ping. Selection and Calculation of the Convex Curve in the Corrugated Roller, 2000, 74(8): 31—32.
- [5] 安红刚,周世棠,柯辉. 高速瓦楞辊机构凸度参数综合的有限元法[J]. 湖北工学院学报, 1998, 13(4): 43—47.
AN Hong-gang, ZHOU Shi-tang, KE Hui. High Speed Corrugated Roller Crown Parameters Integrated Finite Element Method[J]. Journal of Hubei Polytechnic University, 1998, 13(4): 43—47.
- [6] 王为,周世棠. 高速瓦楞机中凸度的参数综合[J]. 包装工程, 2006, 27(4): 79—80.
WANG Wei, ZHOU Shi-tang. Parameters Integration of High Speed Corrugating Machine Systems Degree of Canber[J]. Packaging Engineering, 2006, 27(4): 79—91.
- [7] 周世棠. 单面瓦楞纸板成型机瓦楞辊的有限元分析[J]. 包装工程, 1999(2): 8—11.
ZHOU Shi-tang. The Finite Element Analysis of Single Face Corrugated Board Corrugated Roll Forming Machine[J]. Packaging Engineering, 1999(2): 8—11.
- [8] 黄孝成,廖道训. 瓦楞辊刚度和中高度的研究[J]. 机械科学与技术, 1999, 18(1): 51—55.
HUANG Xiao-cheng, LIAO Dao-xun. Study of Rigidity and Center-Height of Corrugating Roller[J]. Mechanical Science and Technology, 1999, 18(1): 51—55.
- [9] WU Bin-fang, YUAN Bo, YUAN Yu-jin, et al. Convex Curve Compensation in High-Speed Corrugating Roll Based on Finite Element Analysis Method[C]// Edited by Usik Lee. Industrial Design and Mechanics Power II, Applied Mechanics and Materials, 2013: 129—135.
- [10] LIN P M, WICKERT J A. Study of Rolling by Corrugated Rollers[J]. Theoretical Foundations of Chemical Engineering, 2006, 40(6): 655—662.
- [11] LIN P M, WICKERT J A. Corrugation and Buckling Defects in Wound Rolls[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2006, 128(1): 56—64.
- [12] 赵波,张琴. UGNX2相关参数化设计培训教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
ZHAO Bo, ZHANG Qin. UGNX2 Relevant Parametric Design Training Course[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2005.
- [13] 高耀东,刘学杰. Ansys 机械工程应用精华 50 例[M]. 北京: 电子工业出版社, 2011.
GAO Yao-dong, LIU Xue-jie. Ansys Mechanical Engineering Application Essence 50 Cases[M]. Beijing: Electronic Industry Press, 2011.
- [14] 杨荣柏. 机械结构分析的有限元[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1989.
YANG Rong-bai. Mechanical Structure Analysis of Finite Element[M]. Wuhan: Huazhong University of Science Press, 1989.
- [15] 张朝晖. ANSYS12.0 结构分析工程应用实例解析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
ZHANG Zhao-hui. ANSYS12.0 Structure Analysis Examples of Engineering Application Analysis[M]. Beijing: Mechanical Engineering Press, 2005.