

文章编号: 1006-4710(2015)02-0159-05

凹版印刷机导向辊的挠曲变形研究

马利娥, 邵明月, 吴志勇, 武吉梅, 刘定强

(西安理工大学 印刷包装与数字媒体学院, 陕西 西安 710048)

摘要: 以凹版印刷机导向辊为研究对象, 将其简化为变截面简支梁模型, 利用简支梁理论的数值计算方法对导向辊的挠度进行了分析与研究。分析了在薄膜压力和自身重力的作用下, 不同轴肩长度、不同薄膜张力和三种不同壁厚的导向辊的挠曲变形情况, 对导向辊的挠曲变形进行了 ANSYS 仿真和实验测试。研究表明: 当导向辊的壁厚一定时, 随着薄膜张力的增加, 导向辊的挠度也随着增加; 薄膜张力一定时, 随着轴肩长度的增大, 导向辊的挠度减小; 导向辊轴肩越长, 导向辊的挠度随张力增加而增加的趋势变得缓慢。

关键词: 导向辊; 挠度; 简支梁

中图分类号: TS803.6

文献标志码: A

Research on the deflection of the guide roller in gravure printing machine

MA Li'e, SHAO Mingyue, WU Zhiyong, WU Jimei, LIU Dingqiang

(Faculty of Printing, Packaging Engineering and Digital Media Technology,

Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract: Taking the guide roller of the gravure printing machine as the research object, the roller is simplified as a simply supporting beam model with variable cross section. The deflection of the guide roller is analyzed and studied by numerical method based on the theory of simply supporting beam. Flexural deformation of the guide roller with different shoulder lengths, different web tensions and three different wall thicknesses are analyzed under the function of the web tension and the roller gravity. The results show that when the roller wall thickness is constant, the deflection of the roller is increased with an increase in the web tension and when the web tension is constant, the deflection of the roller is decreased with an increase in the roller shoulder length. The longer the roller shoulder length is, the more slowly the deflection of the roller increases with an increase in the web tension. The model of the bending deformation is verified by the ANSYS simulation.

Key words: guide roller; deflection; simply supporting beam

近几年, 随着现代新材料和电子技术的快速发展, 柔性电子等新型薄膜产品得到了广泛的应用。如薄膜太阳能电池板、RFID (Radio Frequency Identification Devices) 标签、光学薄膜等^[1-2]。凹版印刷机是薄膜产品加工的典型设备, 薄膜在印刷过程中以张紧状态高速和高精度传输, 导向辊对运动薄膜起着支撑和导向的作用, 薄膜的印刷和传输过程示意图如图 1 所示。

印刷时, 导向辊的表面结构和力学性能是薄膜发生皱褶、横向漂移和断裂等现象的原因, 直接影响薄膜的加工速度和精度^[3-6]。2010 年 Brake^[7] 等人

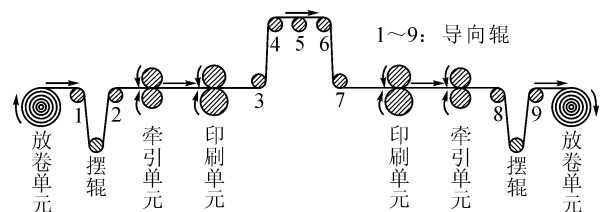


图 1 薄膜的印刷和传输过程示意图

Fig. 1 The web transfer and processing process

研究导向辊的不平行度对运动薄膜横向位移的影响时考虑了薄膜与导向辊的摩擦力。Ducotey^[8] 等研究了开槽的导向辊 (矩形槽、三角形槽和螺旋槽等) 对薄膜传输的影响, 认为改变导向辊的表面结构可

收稿日期: 2014-12-14

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51305341, 11272253); 陕西省印刷包装重点实验室建设基金资助项目 (13JS081)。

作者简介: 马利娥, 女, 讲师, 博士生, 主要研究方向为机械动力学。E-mail: malie@xaut.edu.cn。

通讯作者: 武吉梅, 女, 博士, 教授, 博导, 主要研究方向为机械动力学。E-mail: wujimei@xaut.edu.cn。

以改善薄膜传输的质量。2012年, Hashimoto^[9]采用接触力学的理论研究了纸带和导向辊之间的摩擦力特性。这些研究都没有涉及到导向辊的动力学特性和挠曲变形。

2014年马利娥等人^[10-11]对凹版印刷机导向辊进行了力学特性分析,用有限元分析方法研究了导向辊挠曲变形对薄膜套印精度的影响,并对导向辊进行了结构优化,研究了导向辊壁厚对挠曲变形的影响,但未研究导向辊的轴肩长度、薄膜张力对挠曲变形的影响,未对挠度进行计算。

本文将导向辊简化为变截面梁,采用简支梁理论的数值计算方法对导向辊的挠曲变形进行计算研究,在薄膜压力和自重作用下,分析不同轴肩长度,不同薄膜张力和三种不同壁厚的导向辊的挠度变化情况,并通过 ANSYS 仿真的方式和实验测试验证理论分析的正确性。

1 导向辊挠度的理论推导

在薄膜传输过程中,导向辊属于被动的,通过薄膜与导向辊表面的摩擦力带动旋转,对薄膜的传输起支撑和导向的作用。设薄膜印刷张力为 T ,导向辊在旋转中受到薄膜对它的压力为 q ,包角区域的面压力为 q_s ,它们的关系如图 2 所示。导向辊与薄膜的包角为 θ ,薄膜的幅面宽度为 L 。

由图 2 可知,薄膜张力 T 与导向辊所受压力 q 之间存在如下关系:

$$q = 2T \sin \frac{\theta}{2} \quad (1)$$

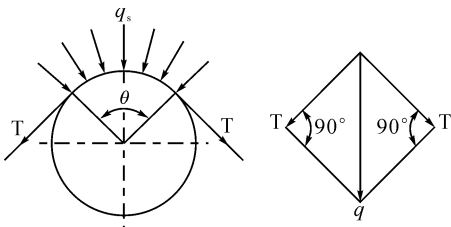


图 2 薄膜张力与导向辊压力示意图

Fig. 2 The web tension and the pressure on the guide roller

图 3 显示了导向辊各部分的组成和受力情况。导向辊由轴颈 1、轴肩 2、堵头 3 和筒体 4 构成。轴颈 1 的直径为 φ_1 ,长度为 l_1 ,惯性矩为 I_1 ;轴肩 2 的直径为 φ_2 ,长度为 l_2 ,弹性模量为 E_1 ,密度为 ρ_1 ,惯性矩为 I_2 ;堵头 3 的直径为 φ_3 ,长度为 l_3 ,惯性矩为 I_3 ;筒体 4 的外径为 φ_4 ,内径为 φ_5 ,长度为 l_4 ,弹性模量为 E_2 ,惯性矩为 I_4 ,密度为 ρ_2 。 G 为导向辊的总质量简化成的集中力,加载在导向辊的中间。

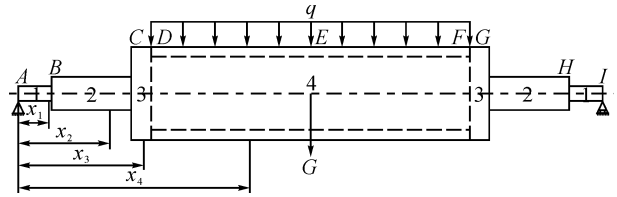


图 3 导向辊受力简图

Fig. 3 The guide roller force diagram

根据平衡条件,可知导向辊支座反力:

$$F_A = F_I \quad (2)$$

令 $F = F_A = F_I$ 。

导向辊各段的弯矩方程、挠曲线微分方程及其积分为:

AB 段:

$$\begin{cases} M_1(x_1) = \frac{1}{2}Fx_1 \\ E_1 I_1 \omega''_1 = \frac{1}{2}Fx_1 \\ E_1 I_1 \omega'_1 = \frac{1}{4}Fx_1^2 + C_1 \\ E_1 I_1 \omega_1 = \frac{1}{12}Fx_1^3 + C_1 x_1 + D_1 \end{cases} \quad (3)$$

式中, ω''_1 表示 AB 段的角速度, ω'_1 表示 AB 段的转角, ω_1 表示 AB 段的挠度。 C_1 和 D_1 为积分常数。

BC 段:

$$\begin{cases} M_2(x_2) = \frac{1}{2}Fx_2 \\ E_1 I_2 \omega''_2 = \frac{1}{2}Fx_2 \\ E_1 I_2 \omega'_2 = \frac{1}{4}Fx_2^2 + C_2 \\ E_1 I_2 \omega_2 = \frac{1}{12}Fx_2^3 + C_2 x_2 + D_2 \end{cases} \quad (4)$$

式中, ω''_2 表示 BC 段的角速度, ω'_2 表示 BC 段的转角, ω_2 表示 BC 段的挠度。 C_2 和 D_2 为积分常数。

CD 段:

$$\begin{cases} M_3(x_3) = \frac{1}{2}Fx_3 \\ E_2 I_3 \omega''_3 = \frac{1}{2}Fx_3 \\ E_2 I_3 \omega'_3 = \frac{1}{4}Fx_3^2 + C_3 \\ E_2 I_3 \omega_3 = \frac{1}{12}Fx_3^3 + C_3 x_3 + D_3 \end{cases} \quad (5)$$

式中, ω''_3 表示 CD 段的角速度, ω'_3 表示 CD 段的转角, ω_3 表示 CD 段的挠度。 C_3 和 D_3 为积分常数。

1.1 积分法推导薄膜张力作用下的导向辊挠度

薄膜张力对导向辊产生的压力为 q ,则 DF 段的弯矩方程、挠曲线微分方程^[13-14]及其积分分别为:

$$\begin{cases} M_4(x_4) = \frac{1}{2}Fx_4 - \frac{q(x_4 - l_1 - l_2 - l_3)^2}{2} \\ E_2 I_4 \omega_4'' = \frac{1}{2}Fx_4 - \frac{q(x_4 - l_1 - l_2 - l_3)^2}{2} \\ E_2 I_4 \omega_4' = \frac{1}{4}Fx_4^2 - \frac{q(x_4 - l_1 - l_2 - l_3)^3}{6} + C_4 \\ E_2 I_4 \omega_4 = \frac{1}{12}Fx_4^3 - \frac{q(x_4 - l_1 - l_2 - l_3)^4}{24} + C_4 x_4 + D_4 \end{cases} \quad (6)$$

式中, ω_4'' 表示 DE 段的角速度, ω_4' 表示 DE 段的转角, ω_4 表示 DE 段的挠度。 C_4 和 D_4 为积分常数。

根据平衡条件,可求出导向辊支座反力:

$$F = F_A = F_I = \frac{1}{2}ql_4$$

根据材料力学中的积分法,由公式(3)~(6)求得薄膜张力作用下导向辊的最大挠度为:

$$|\omega_{\max}|_1 = \frac{2q(l_4/2)^4 - (l_4/2 - l_1 - l_2 - l_3)^4 + 24C_4 l_4 + 24D_4}{24E_2 I_4} \quad (7)$$

1.2 叠加法推导导向辊自重作用下的挠度

将导向辊的自重简化为集中力加载在导向辊的中间,则 DF 段只受导向辊自重 G 作用,根据平衡条件,可求出导向辊支座反力:

$$F = F_A = F_I = \frac{1}{2}G$$

DE 段的弯矩方程、挠曲线微分方程^[13-14]及其积分分别为:

$$\begin{cases} M_4(x_4) = \frac{1}{2}Gx_4 \\ E_2 I_4 \omega_4'' = \frac{1}{2}Gx_4 \\ E_2 I_4 \omega_4' = \frac{1}{4}Gx_4^2 + C_4 \\ E_2 I_4 \omega_4 = \frac{1}{12}Gx_4^3 + C_4 x_4 + D_4 \end{cases} \quad (8)$$

根据公式(3)、(4)、(5)和(8),由叠加法求得导向辊自重作用下,导向辊的最大挠度为:

$$|\omega_{\max}|_2 = \omega_1 + \omega_2 + \omega_2' l_2 + \omega_3 + \omega_3' l_3 + \omega_4 + \omega_4' l_4 / 2 \quad (9)$$

1.3 导向辊的最大挠度

将导向辊在薄膜张力作用下的最大挠度和在自重作用下的最大挠度相加,即可得到同时考虑薄膜张力和自重作用时的导向辊最大挠度^[12],最大挠度为:

$$|\omega_{\max}| = |\omega_{\max}|_1 + |\omega_{\max}|_2 \quad (10)$$

2 导向辊的挠曲变形分析

计算分析导向辊的挠曲变形时采用的导向辊和薄膜的参数如下: $\theta = 90^\circ$, $L = 1\ 100\ \text{mm}$, $\varphi_1 = 21\ \text{mm}$, $l_1 = 33\ \text{mm}$, $\varphi_2 = 40\ \text{mm}$, $100\ \text{mm} \leq l_2 \leq 160\ \text{mm}$, $E_1 = 210\ \text{GPa}$, $\rho_1 = 7\ 850\ \text{kg/m}^3$, $\varphi_3 = 120\ \text{mm}$, $l_3 = 60\ \text{mm}$, $\varphi_4 = 120\ \text{mm}$, $111\ \text{mm} \leq \varphi_5 \leq 113\ \text{mm}$, $l_4 = 1\ 100\ \text{mm}$, $E_2 = 70\ \text{GPa}$, $\rho_2 = 2\ 700\ \text{kg/m}^3$ 。

凹版印刷过程中导向辊处薄膜的张力一般为 $30 \sim 300\ \text{N/m}$ ^[13]。 G 为导向辊的总质量简化为集中力加载在导向辊的中间,其值为 $120.66\ \text{N}$ 。

壁厚分别为 $4.5\ \text{mm}$ 、 $4.0\ \text{mm}$ 和 $3.5\ \text{mm}$ 时,改变轴肩长度为 $100\ \text{mm}$ 、 $110\ \text{mm}$ 、 $120\ \text{mm}$ 、 $130\ \text{mm}$ 、 $140\ \text{mm}$ 、 $150\ \text{mm}$ 和 $160\ \text{mm}$ 时,根据公式(7)、(9)和(10),利用 MATLAB 求解,分析得到不同轴肩长度时薄膜张力与导向辊挠度的变化曲线,如图 4 所示。

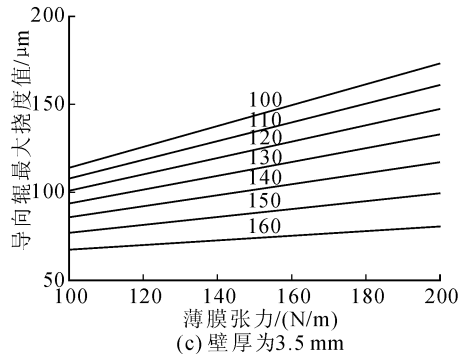
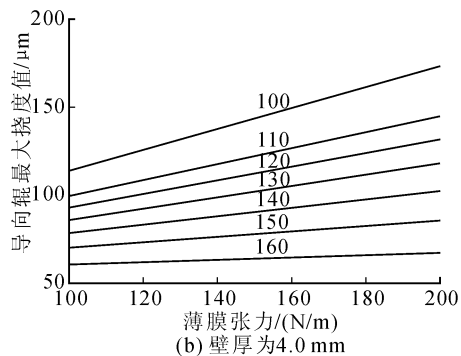
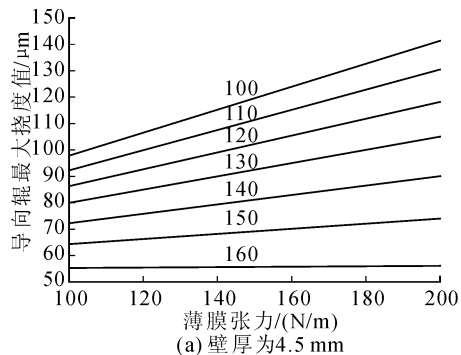


图 4 三种壁厚不同轴肩长度和薄膜张力的导向辊挠度图
Fig. 4 The guide roller deflection with three different wall thickness

当薄膜张力为 200 N/m,壁厚分别为 4.5 mm、4.0 mm 和 3.5 mm 时,根据公式(7)、(9)和(10),利用 MATLAB 求解分析得到轴肩长度与导向辊挠度的变化曲线,如图 5 所示。

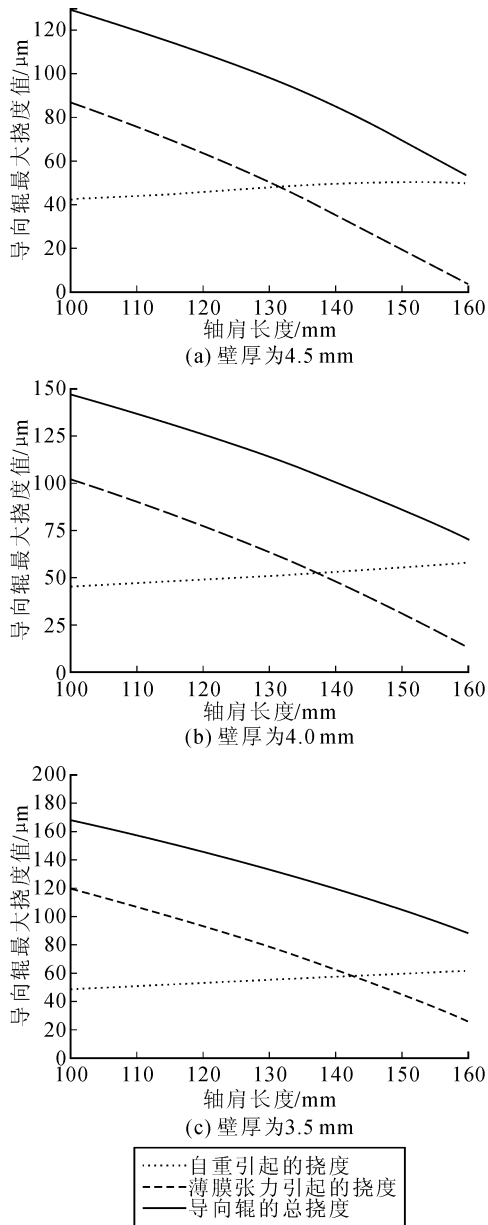


图5 张力 200 N/m 时轴肩长度和导向辊最大挠度的关系曲线

Fig. 5 Relationship between the shaft shoulder length and maximum deflection of guide roller when pressure is 200 N/m

分析图 4 可知,当导向辊的壁厚一定时,随着薄膜张力的增加,导向辊的挠度也随着增加;当薄膜张力一定时,随着轴肩长度的增大,导向辊的挠度变小;当轴肩长度为 160 mm 时,导向辊的挠度随张力增加而增加的趋势变得缓慢;三种壁厚中,壁厚为 4.5 mm 的导向辊,不同轴肩长度和不同薄膜张力的导向辊挠度相对最小。因此,当轴肩长度为 160

mm 时,导向辊的挠度变化最为平稳,其中以壁厚为 4.5 mm 为最佳。

分析图 5 可知,当薄膜张力一定时,随着轴肩长度的增大,自重引起的导向辊挠度缓慢增加,而薄膜张力引起的挠度和导向辊的总挠度逐渐减小;当轴肩长度为 160 mm 和壁厚为 4.5 mm 时,导向辊的挠曲变形最小,最大挠度为 53.072 6 μm。

3 导向辊挠度的仿真实验

3.1 导向辊整体模型建立

根据经验,在对导向辊实体建模时忽略导向辊结构中的小圆角、气孔和加工时的退刀槽。对薄膜张力为 200 N/m、导向辊直径为 120.00 mm、轴肩长度为 160 mm、壁厚为 4.5 mm 的导向辊在 ANSYS 中建立三维实体模型^[15-16](见图 6)。

导向辊结构模型与墙板通过支轴连接,支轴主要作用是对轴承支撑,本文所使用的支轴采用梁模型,在 ANSYS 中提供了不同的梁单元模型,因此此处不建立实体模型。

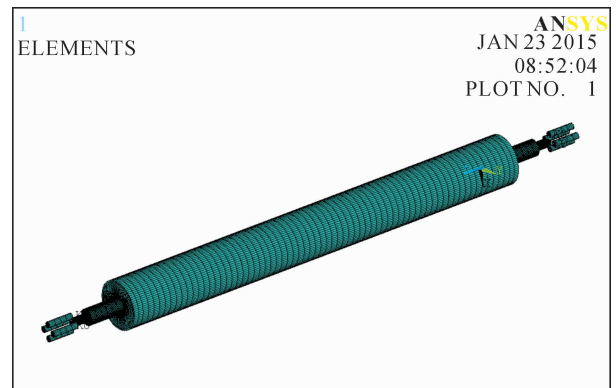


图6 导向辊三维模型图

Fig. 6 Three-dimensional model of guide roll

3.2 网格划分和边界条件设定

本文采用的单元类型为 3Dsolid185。导向辊的筒身采用扫略(Sweep)网格划分,单元长度为 0.016 m,对堵头和轴头采用自由网格(Free)划分,模型总共得到 61 156 个单元和 75 190 个节点。

3.3 变形分析

对导向辊的静力学分析后,整个导向辊的变形云图和导向辊轴向的变形曲线分别如图 7 和图 8 所示。

由图 7、图 8 可知,导向辊最大变形发生在辊中间处,沿轴向向两边依次减小,其变形最大值为 52.960 μm。与数值计算的导向辊最大挠度的相对误差为 0.21%。误差是因为数值计算中自重是作为集中力处理并加载在导向辊中间,而 ANSYS 分析中导向辊质量是均匀分布的。

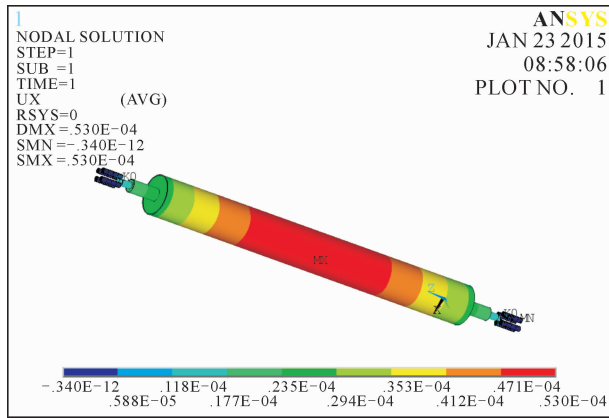


图7 导向辊静力分析变形云图

Fig. 7 Deformation nephogram of guide roller

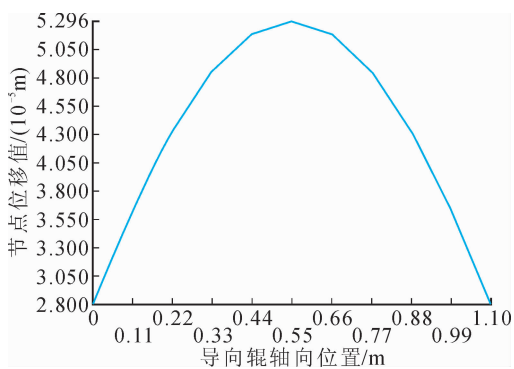


图8 导向辊沿轴向挠曲变形曲线

Fig. 8 Deformation curve of deflection of guide roller along the axial direction

4 导向辊挠度的实验测试

采用陕西北人凹版印刷机放卷单元的导向辊进行挠曲变形测定实验^[11,17],实验装置如图9所示。

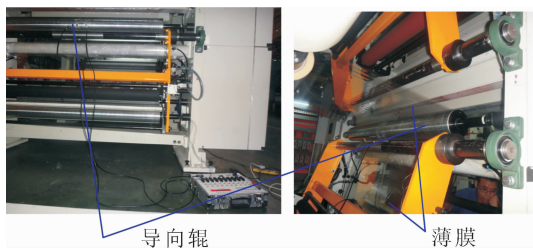


图9 导向辊挠曲变形的实验测试

Fig. 9 The test of the deflection of the guide roller

导向辊直径为 120.00 mm,轴肩长为 160.00 mm,导向辊筒体壁厚为 4.50 mm,薄膜的幅面宽度 L 为 1 220 mm。薄膜与导向辊的包角为 90° ,采用 CM-1J-10 型静态电阻应变仪测试导向辊中间位置处的应变。

当薄膜张力为 200 N/m 时,对中间位置处的应变进行十次测量,得到应变的平均值为 $16.5 \mu\epsilon$,计算得知导向辊的最大变形值为 $53.94 \mu\text{m}$ 。与理论

计算结果基本一致。

理论计算与仿真和实验测试的结果相一致,这说明了利用简支梁理论的数值计算方法求解导向辊挠度的正确性。

5 结论

1) 当导向辊的壁厚一定时,随着薄膜张力的增加,导向辊的挠度也随着增加。

2) 薄膜张力一定时,随着轴肩长度的增大,导向辊的挠度减小;导向辊轴肩越长,导向辊的挠度随张力增加而增加的趋势变得缓慢。

3) 当薄膜张力为 200 N/m 时,随着轴肩长度的增大,自重引起的导向辊挠度缓慢增加,而薄膜张力引起的挠度和导向辊的总挠度都减小。当轴肩长度为 160 mm,壁厚为 4.5 mm 时,导向辊的挠曲变形相对最小,最大挠度为 $53.0726 \mu\text{m}$ 。

4) 对薄膜张力为 200 N/m,轴肩长度为 160 mm 和壁厚为 4.5 mm 的导向辊模型进行了 ANSYS 仿真计算和实验测试,验证了利用简支梁理论的数值计算方法求解导向辊挠度的正确性,为导向辊的动态特性研究奠定了理论基础。

参考文献:

- [1] 许巍,卢天健. 柔性电子系统及其力学性能[J]. 力学进展, 2008,38(2):137-150.
Xu Wei, Lu Tianjiang. Flexible electronic system and its mechanical properties[J]. Advances in Mechanics, 2008, 38(2):137-150.
- [2] 唐伟元. 电子技术革命—柔性电子[J]. 股市动态分析, 2013,(33):36.
Tang Weiyuan. Electronic technology revolution — Flexible Electronics[J]. Dynamic Analysis of Weekly Stock Market, 2013,(33):36.
- [3] Beisel J A, Good J K. The instability of webs in transport[J]. Journal of Applied Mechanics, 2011,78(1): 1-7.
- [4] Hashimoto H. Friction characteristics between paper and steel roller under mixed lubrication[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2012, 226 (12): 1127-1140.
- [5] Sondergaard R R, Hosel M Krebs, Frederik C. Roll-to-roll fabrication of large area functional organic materials (Review)[J]. Journal of Polymer Science Part B-Polymer Physics, 2013,51(1):16-34.
- [6] Nguyen Q C, Hong K S. Stabilization of an axially moving web via regulation of axial velocity[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330 (20): 4676-4688.
- [7] Brake M R, Wickert J A. Tilted guides with friction in web conveyance systems[J]. International Journal of Solids and Structures, 2010, 47(21):2952-2957.

(下转第 175 页)