

7-2-2020

Analysis of Rubber Conveyor Belt Sag Resistance Experiment Table Dynamics

Mao Jun

College of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;

Wang Xin

College of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;

Hongyue Chen

College of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China;

Follow this and additional works at: <https://dc-china-simulation.researchcommons.org/journal>



Part of the Artificial Intelligence and Robotics Commons, Computer Engineering Commons, Numerical Analysis and Scientific Computing Commons, Operations Research, Systems Engineering and Industrial Engineering Commons, and the Systems Science Commons

This Paper is brought to you for free and open access by Journal of System Simulation. It has been accepted for inclusion in Journal of System Simulation by an authorized editor of Journal of System Simulation.

Analysis of Rubber Conveyor Belt Sag Resistance Experiment Table Dynamics

Abstract

Abstract: To study the dynamic characteristics of rubber conveyor belt sag resistance bench working process, by *hydraulic cylinder pressure, roll eccentricity error and st2000 conveyor belt thickness error as system incentive*, a 3-DOF dynamics sag resistance test bench dynamic model was established. The model was solved by using Simulink. The results show that: as provided by the hydraulic cylinder pressure force of 10,000 N, in the time domain, the vibration of the idler roller and pass roller slants big, which need to improve the connection stiffness. In the frequency domain, the excitation frequency and the natural frequency have larger difference and the system does not exist resonance condition. The Poincaré mapping shows that the system does exist chaos behavior. Theoretical model was verified by experiment, which has a certain accuracy.

Keywords

sag resistance, rubber conveyor belt, dynamics simulation, random vibration

Recommended Citation

Mao Jun, Wang Xin, Chen Hongyue. Analysis of Rubber Conveyor Belt Sag Resistance Experiment Table Dynamics[J]. Journal of System Simulation, 2016, 28(3): 584-591.

橡胶输送带压陷阻力实验台动力学特性分析

毛君, 王鑫, 陈洪月

(辽宁工程技术大学机械学院, 辽宁 阜新 123000)

摘要: 为研究橡胶输送带压陷阻力实验台工作过程中的动力学特性, 以液压缸压力、压辊偏心误差和 *st 2000* 型输送带厚度误差作为系统激励, 建立了 3 自由度压陷阻力试验台动力学模型, 利用 simulink 对模型进行求解。结果表明: 当液压缸提供的压陷力为 10 000 N 时, 在时域上, 压辊和托辊的振动偏大, 需提高连接刚度; 在频域上, 系统激励频率与固有频率相差较大, 系统不存在共振情况; 从 poicare 映射可发现系统存在混沌行为; 通过试验, 验证了理论模型具有一定的准确性。

关键词: 压陷阻力; 橡胶输送带; 动力学分析; 随机振动

中图分类号: TH222

文献标识码: A

文章编号: 1004-731X (2016) 03-0584-08

Analysis of Rubber Conveyor Belt Sag Resistance Experiment Table Dynamics

Mao Jun, Wang Xin, Chen Hongyue

(College of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China)

Abstract: To study the dynamic characteristics of rubber conveyor belt sag resistance bench working process, by *hydraulic cylinder pressure, roll eccentricity error and st2000 conveyor belt thickness error as system incentive*, a 3-DOF dynamics sag resistance test bench dynamic model was established. The model was solved by using Simulink. The results show that: as provided by the hydraulic cylinder pressure force of 10, 000 N, in the time domain, the vibration of the idler roller and pass roller slants big, which need to improve the connection stiffness. In the frequency domain, the excitation frequency and the natural frequency have larger difference and the system does not exist resonance condition. The poicare mapping shows that the system does exist chaos behavior. Theoretical model was verified by experiment, which has a certain accuracy.

Keywords: sag resistance; rubber conveyor belt; dynamics simulation; random vibration

引言

带式输送机在运行过程中受到的阻力由 3 部分的组成分别为: 输送带及其上的松散的物料在托辊间的变形所引起的阻力; 托辊组的转动产生的阻

力; 胶带下覆盖层材料与托辊接触处因压陷变形而产生的阻力。其中压陷阻力大约占到整个系统运行阻力 50%^[1-8], 为了降低带式输送机的使用成本, 必须设法减少由于运行阻力所以引起的能耗, 因此, 有必要测出皮带在运行过程当中所受的压陷阻力。而压陷阻力实验台是测量输送带压陷阻力的专用设备, 其动态性能直接决定了压陷阻力的测量精度, 本文采用多自由度随机激励振动理论研究压陷阻力实验台的动态特性, 研究成果将为压陷阻力实验台的结构优化提供理论依据。



收稿日期: 2014-11-06 修回日期: 2015-01-19;
基金项目: 国家自然科学基金(51404132);
作者简介: 毛君(1960-), 男, 辽宁鞍山, 满族, 教授, 博导, 研究方向为机械动态设计与仿真; 王鑫(1990-), 男, 辽宁大连, 硕士, 研究方向为机电液一体化系统及仿真; 陈洪月(1982-), 男, 辽宁海城, 副教授, 博士, 研究方向为机械设计。

<http://www.china-simulation.com>

• 584 •

1 压陷阻力产生与测试原理

压陷阻力的产生如图 1 所示。一定载荷施加到压辊上, 压辊作用到输送带上, 在垂直方向产生一定的压陷深度, 使皮带产生黏弹性形变, 皮带由于变形产生阻力, 阻碍皮带的运转, 这个阻力称为压陷阻力。

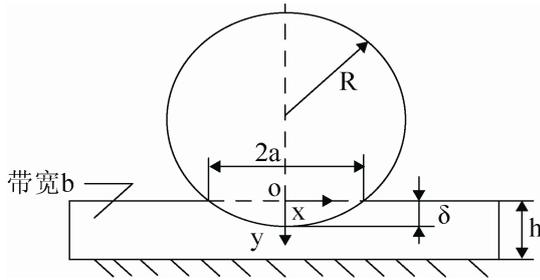


图 1 压辊、输送带及压陷量的几何模型

测试过程: 首先将输送带安装到实验台的托辊和压辊之间, 然后开启液压缸, 液压缸带动上横梁向下运动, 使压辊和托辊将皮带压紧, 当压辊与输送带的压陷力达到预定值时, 液压缸停止工作, 再利用驱动滚筒带动输送带运转, 最后由安装在下横梁上的位移传感器和压力传感器分别测出压陷深度和压陷力。

2 压陷阻力实验台动力学模型

为了便于进行动力学分析, 将图 2 简化成弹簧、阻尼、质量系统, 并假设结构中空气弹簧的刚度呈线性变化、阻尼是黏性阻尼, 所得的实验台力学模型如图 3 所示。

图 3 中的力学模型是将图 2 中液压缸和上横梁的等效质量、刚度和阻尼分别为 m_1 , k_1 , c_1 ; 而压辊和下横梁部分结构的等效质量、刚度和阻尼分别为 m_2 , k_2 , c_2 ; 托辊部分的等效质量、刚度和阻尼分别为 m_3 , k_3 , c_3 表示; F 表示液压缸对横梁施加的压力, F_t 表示压陷力, 即为压辊压紧输送带时, 输送带对压辊的作用力, 根据牛顿运动定律, 可建立实验台的动力学方程:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 &= F - k_2(x_1 - x_2) - c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - \\ &\quad k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 &= -F_t + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ m_3 \ddot{x}_3 &= F_t - k_3 x_3 - c_3 \dot{x}_3 \end{aligned} \quad (1)$$

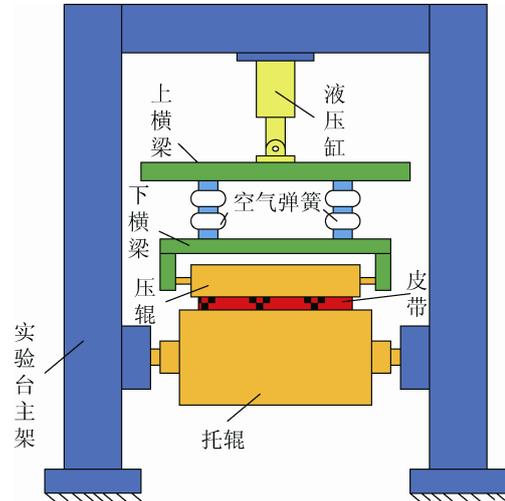


图 2 实验台结构简图

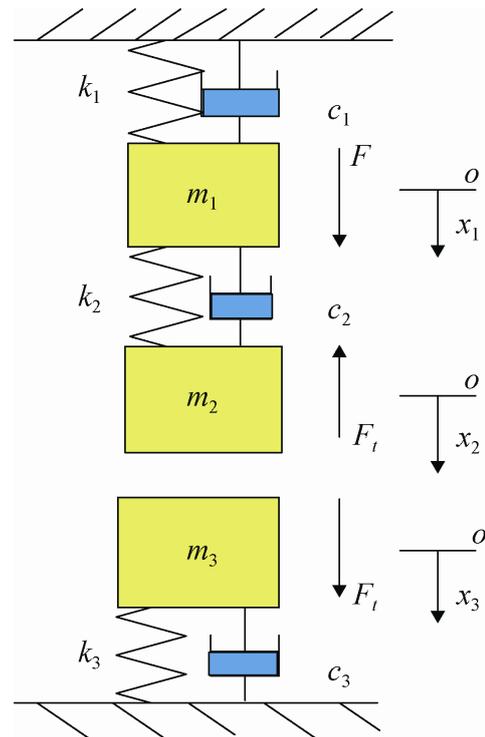


图 3 实验台力学模型

将动力学方程转化成状态方程形式:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (2)$$

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$\dot{x}_1 = x_4$$

$$\dot{x}_2 = x_5$$

$$\dot{x}_3 = x_6$$

$$\dot{x}_4 = \frac{-(k_1 + k_2)}{m_1} x_1 + \frac{k_2}{m_1} x_2 + \frac{-(c_1 + c_2)}{m_1} x_4 + \frac{c_2}{m_1} x_5$$

$$\dot{x}_5 = \frac{k_2}{m_2} x_1 + \frac{-k_2}{m_2} x_2 + \frac{c_2}{m_2} x_4 + \frac{-c_2}{m_2} x_5$$

$$\dot{x}_6 = \frac{-k_3}{m_3} x_3 + \frac{-c_3}{m_3} x_6$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{-(k_1 + k_2)}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & 0 & \frac{-(c_1 + c_2)}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & \frac{-k_2}{m_2} & 0 & \frac{c_2}{m_2} & \frac{-c_2}{m_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-k_3}{m_3} & 0 & 0 & \frac{-c_3}{m_3} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{m_1} & 0 \\ 0 & \frac{-1}{m_2} \\ 0 & \frac{1}{m_3} \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad u = \begin{bmatrix} F \\ F_t \end{bmatrix} \quad (4)$$

模型中的输入激励由两部分组成：液压缸对横梁施加的压力 F ，以及输送带对压辊的作用力 F_t ，其中：压力 F 是个常量，大小设为 10 000 N；作用力 F_t 的大小与压辊和输送带的压陷深度 δ 有关，压

陷深度 δ 由 3 部分组成分别为：压辊位移量与托辊位移量的差值、压辊的偏心值和输送带厚度的误差，由于压辊、托辊在加工中存在尺寸误差和形位公差，输送带在厚度方向上存在尺寸误差等因素，所以 F_t 是随机变化的。

为了简化理论研究，作如下假设：

①最大压陷深度 δ 远小于覆盖层厚度 h ；

②接触长度 $2a$ 远比压辊直径 $2R$ 小；

③在横截面上，各点应变是常量；

④覆盖层材料为均匀的各向同性黏弹性体；

由图 1 可知：

当 $a \ll R$ 时，带压陷的变量为^[1-4]：

$$\Delta y = \sqrt{R^2 - x^2} - R + \delta \quad (5)$$

且有

$$a^2 \approx 2 \times R \times \delta \quad (6)$$

式中： δ 是压陷深度； R 为压辊半径； a 为接触处的半弦长。则输送带与托辊接触处的应变为：

$$\varepsilon = \frac{\delta}{h} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\sqrt{2}x}{a} \right)^2 \right] = \frac{\delta}{h} \left(\sin \frac{\pi}{2} - \beta \right) \quad (7)$$

其中： $\beta = \frac{\sqrt{2}x}{a}$ (式中 $-a \leq x \leq a$)； ε 是应变； h 是输送带覆盖层厚度。

相应的应力为：

$$\sigma = \frac{\delta E_2}{h} \left(\sin \frac{\pi}{2} - \beta \right) \quad (8)$$

式中 E_2 为瞬态弹性模量。

由式(8)可见，接触段的应变曲线是正弦曲线。

$-a \leq x \leq a$ 时，有：

$$\pi - 0.156 \geq \frac{\pi}{2} - \beta \geq 0.156 \quad (9)$$

近似于 $0 \sim \pi$ 之间，即接触处带的应力变化近似是半个波形的正弦曲线。

由垂直方向的平衡条件，在接触段有：

$$F_t = \int_{-a}^a \sigma b dx = \frac{\delta E_2 b}{h} \frac{2 \sin \frac{\sqrt{2}}{2} a}{\sqrt{2}} \quad (10)$$

式中： F_t 输送带对压辊施加的力； b 是带宽。

公式(5)~(10)为瞬时静态求解压陷力的公式，可以近似替代动态公式。

公式(10)运用 simulink 中的 MATLAB Function

模块进行编写, 其输入为压陷深度 δ , 输出为 F_t 。压陷深度 δ 由 3 部分组成: 压辊位移量与托辊位移量的差值、压辊的偏心值和皮带厚度的误差。压辊位移量与托辊位移量的差值可由模型计算结果反馈获得。压辊的偏心值对输送带的压陷深度的影响可以看作是正弦函数如式(11)所示。

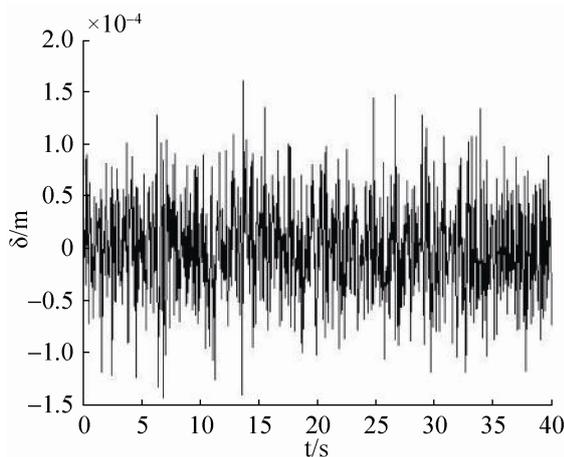
$$\gamma = e \sin \omega t \quad (11)$$

式中: γ 为偏移量; e 为偏心值; ω 为角频率。

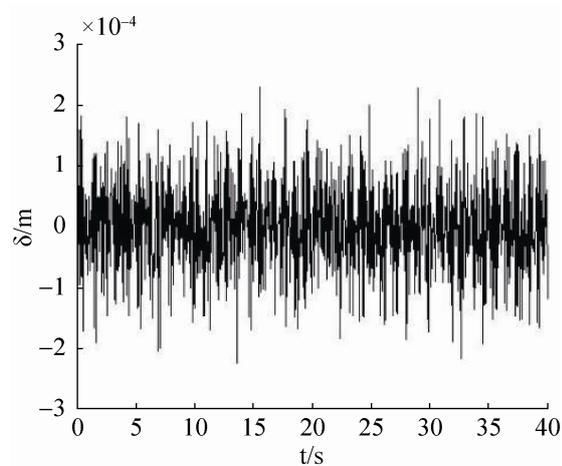
$$v = \omega R \quad (12)$$

式中: R 为压辊半径; v 为输送带速度。

输送带的厚度误差量可以看作是一个随机量用 simulink 中的 Random Number 来模拟, 如图 4(a) 所示, 压辊的偏心误差和输送带厚度误差的合成总误差的激励响应如图 4(b) 所示。



(a) 输送的厚度误差



(b) 总误差量

图 4 误差量

依据实验台各零部件材料和结构, 确定各单元质量, 依据文献[16]所述公式近似估计刚度, 阻尼为黏性阻尼, 本文中采用 st 2000 型钢丝绳输送带, 根据标准可确定其厚度尺寸误差 < 1%, 动力学模型中各参数如表 1 所示。

表 1 动力学方程中各参数值

参数名称	值	参数名称	值
m_1	33 kg	c_3	70 N·s/m
m_2	25 kg	E_2	8×10^5 Pa
m_3	144 kg	b	0.5 m
k_1	2 650 kN/m	h	0.02 m
k_2	1 734 kN/m	R	0.054 m
k_3	3 000 kN/m	e	1.0×10^{-4} m
c_1	70 N·s/m	v	10 m/s
c_2	70 N·s/m		

3 模型求解与分析

运用 matlab 中的 simulink 模块对上述动力学模型进行仿真, 在 simulink 建立的模型如图 5 所示^[9-15]。

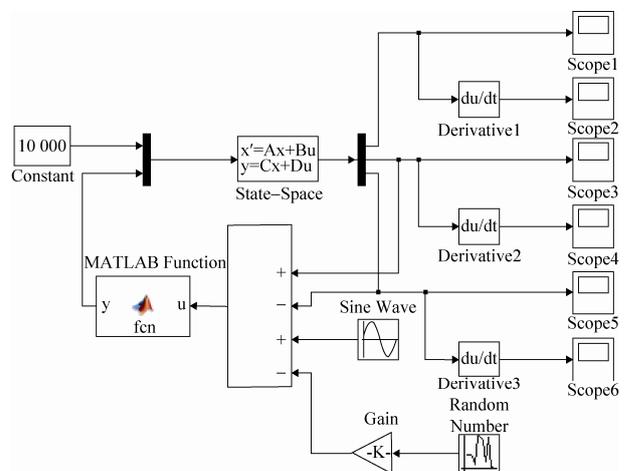


图 5 simulink 仿真模型

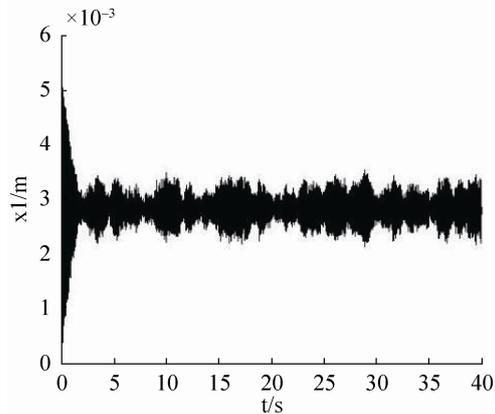
3.1 时域特性分析

经过 simulink 仿真后得到的上横梁、压辊和托辊振动位移的时间历程图像如图 6 所示。

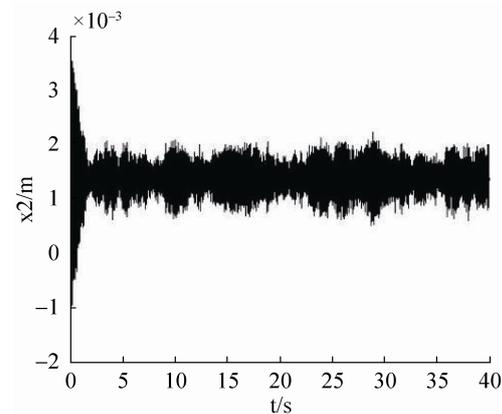
图 6(a)~(e)分别为上横梁、压辊和托辊振动位移、压陷力 F_t 、压陷深度 δ 的时间历程图, 由图像可知, 上横梁、压辊和托辊振动位移、压陷力 F_t 、

压陷深度 δ 在大约 3 s 之后趋于稳定, 由于反馈信号中带有正弦型号和随机信号, 所以系统会在平衡位置波动, 上横梁振动位移的平衡位置在 3 mm 左右, 压辊振动位移的平衡位置在 1.5 mm 左右, 托辊振动位移的平衡位置在 0.1 mm 左右, 压陷力 F_t

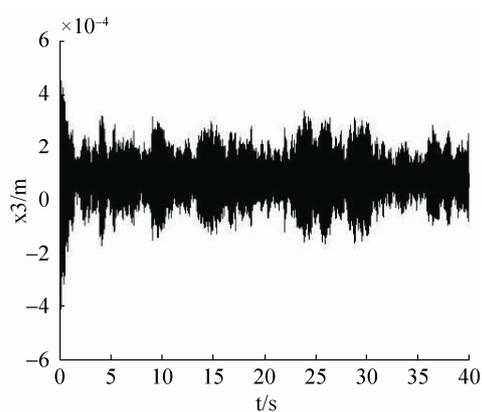
的平衡位置 25 00 N 左右, 压陷深度 δ 的平衡位置在 1.5 mm 左右。前 3 s 的不稳定是由于液压缸在施加 10 000 N 的载荷后, 系统需要一定的响应时间达到稳定, 压辊和托辊的振动偏大, 结构优化时需提高两者的连接刚度。



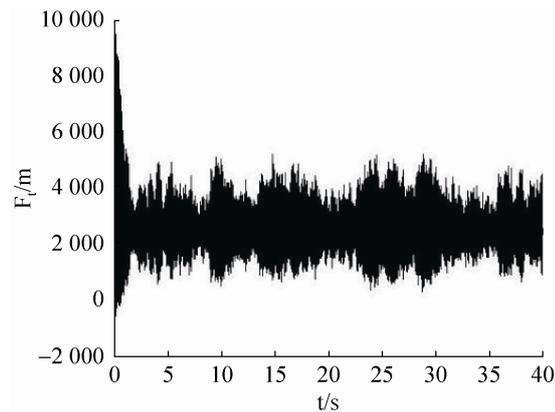
(a) 上横梁振动位移的时间历程



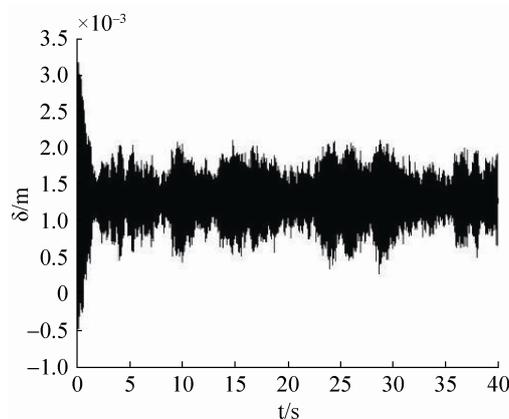
(b) 压辊振动位移的时间历程



(c) 托辊振动位移的时间历程



(d) 压陷力的时间历程



(e) 压陷深度的时间历程

图 6 系统时域特性

3.2 频域分析

对系统的频域分析, 先求系统的固有频率, 由公式(1)求出振动系统的质量和刚度矩阵为:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{bmatrix} \quad (13)$$

利用 Matlab 求解系统的固有频率, 本系统是 3 个自由度的振动系统, 有 3 个固有频率分别为: 169 310 Hz, 32 900 Hz, 208 330 Hz。再对图 5 中 simulink 仿真模型进行频域的仿真, 采用 ode14x 算法, 固定步长, 采样时间为 0.000 5 s, 仿真时间 250 s。对输出结果上横梁、压辊和托辊的振动位移量进行傅里叶变换, 得到的结果如图 7 所示。

由图 7 可知, 上横梁、压辊和托辊的频率响应的峰值位置基本相同, 在 5 000~25 000 Hz 区域

内, 在 25 000 Hz 之后频率响应趋于平稳, 没有峰值存在, 而 3 个固有频率的位置都不在峰值区间内, 在系统工作频率范围内, 不会引起共振^[12], 系统工作时相对稳定。

3.3 相图及 poicare 映射

在相图中按一周期 T 的间隔取点, $T = 2\pi / \omega$, ω 为压辊的角频率, 设置采样间隔位 $T/20$ s, 采样时间为 1 000 T , 采用 ode14x 仿真图 5 中的 simulink 模型, 因为系统 3 s 后才稳定, 取 200~1 000 T , 画出系统相图如图 8 所示, 并间隔 $1T$ 画出系统 poicare 截面如图 9 所示。

由图 8(a)和图 9(a)比较可知等效质量 m_1 的位移范围在 0~6 mm 并且主要集中在 2~4 mm, 速度在 -0.8~1 m/s 并且主要集中在 -0.3~0.3 m/s, poicare 截面图像都在相图范围内, 而且是由无序的点组成的, 说明相图是的轨迹是混沌的。以此类推, 图 8 中(b)(c)的相图轨迹也都是混沌的。

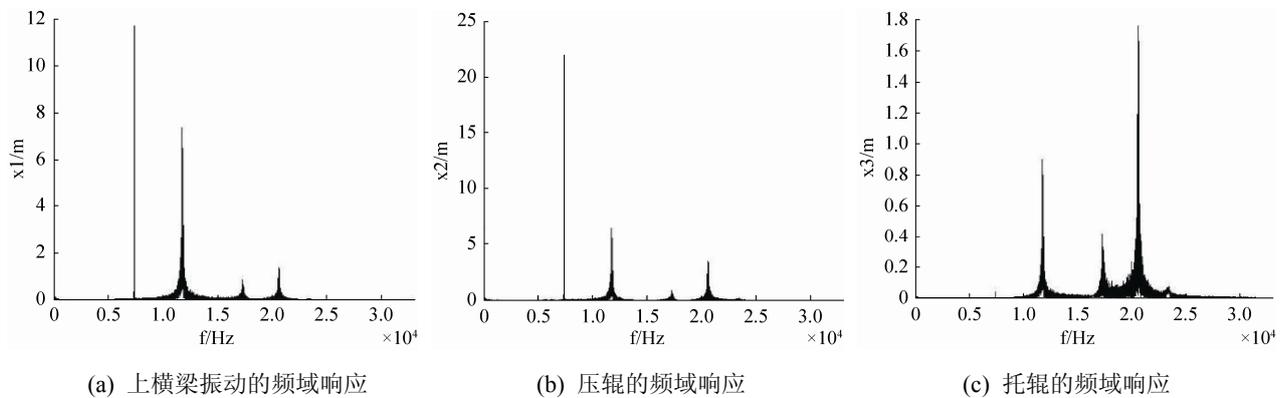


图 7 系统频域响应

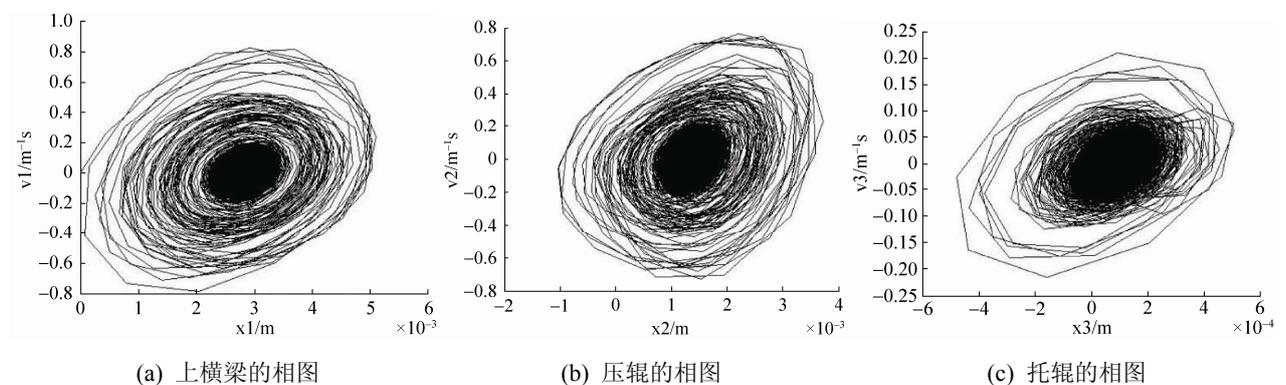


图 8 系统相图

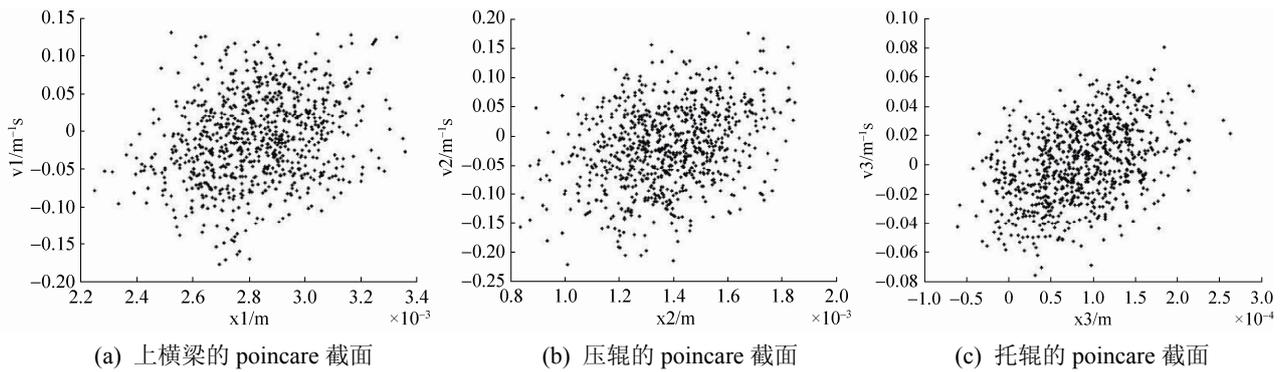


图 9 系统 poincare 截面

3.4 试验结果

为了验证本文理论的正确性和可靠性,在橡胶输送带压陷阻力实验台样机上安装厚度为 20 mm,宽度为 0.5 m 的 st2000 型输送带进行试验,试验样机中驱动滚筒、从动滚筒的直径均为 1 000 mm,调节张紧液压缸的张紧力为 5 000 N,张紧后两滚筒中心之间的距离为 5 m,托辊直径为 630 mm,压辊直径为 108 mm。将液压缸的负载调整为 10 000 N,驱动辊带动皮带运转,当皮带达到 10 m/s 的稳定速度时,由安装在下横梁上的位移传感器和压力传感器分别测出压陷深度和压陷力。橡胶输送

带压陷力测试现场如图 10 所示,所测的压陷深度、压陷力试验数据以及分析得到的压陷深度频域曲线如图 11 所示。

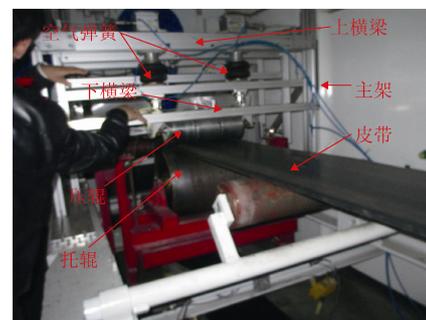


图 10 橡胶输送带压陷阻力实验

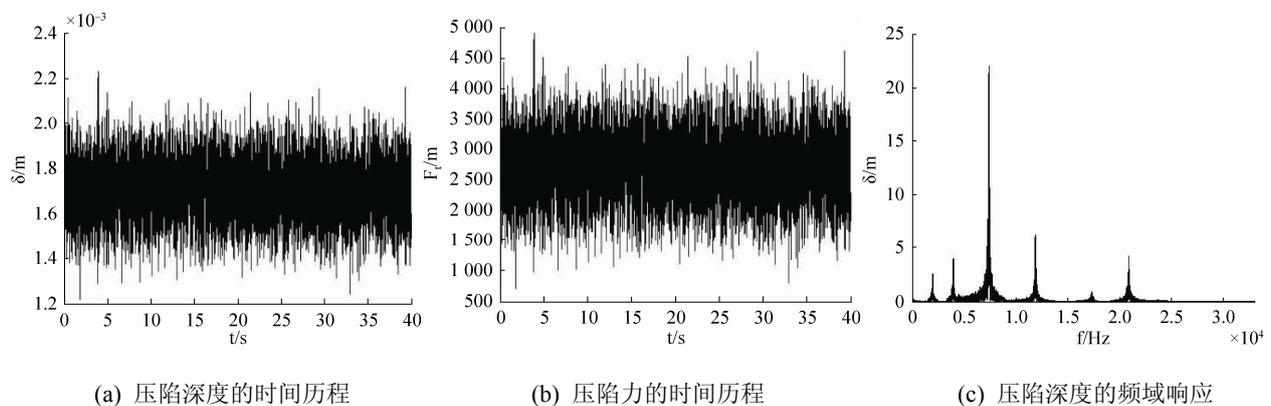


图 11 试验结果

试验数据与稳定时的仿真数据统计结果如表 2 所示。

通过表 2 分析得到试验的压陷深度均值为 1.7 mm,压陷力均值为 2 700 N,这与仿真结果的压陷深度均值为 1.5 mm,压陷力均值为 2 520 N 的结论一致性较好,试验压陷深度与仿真压陷深度的

标准差、最大值及最小值分别相差 -1.5×10^{-4} m、 1.0×10^{-4} m 和 2.0×10^{-4} m,试验压陷力与仿真压陷力的标准差、最大值及最小值分别相差 -242.8 N、 -264 N 和 269.6 N,经过对比可以发现试验和仿真结果相差不大。

表 2 试验数据与仿真数据统计结果

名称	均值	最小值	最大值	标准差
压陷深度 δ (试验)	0.001 7 m	0.001 2 m	0.002 2 m	1.3×10^{-4} m
压陷深度 δ (仿真)	0.001 5 m	0.001 0 m	0.002 1 m	2.8×10^{-4} m
压陷力 F_f (试验)	2 700 N	684.6 N	4 905 N	554.7 N
压陷力 F_f (仿真)	2 520 N	415 N	5 169 N	797.5 N

因为托辊位移量和皮带的误差以及压辊偏心误差与压辊位移量相比很小, 试验时所测的压辊位移量可以近似为压陷深度, 将试验所测的压陷深度数据(图 11(a))作傅里叶变换得到图像如图 11(c)所示, 与仿真中压辊的频域响应(图 7(b))作比较得出: 试验中有 5 个峰值, 其中最大的 3 个分别在 7 420 Hz, 11 859 Hz 和 20 872 Hz, 而仿真中的只有 3 个峰值分别在 7 369 Hz, 11 754 Hz 和 20 614 Hz, 峰值的频率相差不大, 试验中另外 2 个低频峰值为 1 990 Hz 和 3 980 Hz, 可能是由于试验中的驱动滚筒振动噪声和皮带在高速运转产生的振动噪声等因素所引起的。

通过试验结果和仿真结果的对比, 可以验证本文的理论模型的具有一定的正确性。

4 结论

采用牛顿运行定律建立压陷阻力实验台振动模型, 以橡胶输送带随机压陷阻力为系统激励, 在 matlab 的 simulink 模块下运用 ode14x 进行数值仿真: 结果表明: 在时域上, 系统有的过渡时间, 在系统趋于稳定后, 上横梁振动位移的平衡位置在 3mm 左右, 压辊振动位移的平衡位置在 1.5 mm 左右, 托辊振动位移的平衡位置在 0.1 mm 左右, 压陷力 F_f 的平衡位置 2 500 N 左右, 压陷深度 δ 的平衡位置在 1.5 mm 左右, 压辊和托辊的振动偏大, 结构优化时需提高两者的连接刚度; 在频域上, 频率响应的峰值位置基本相同, 3 个固有频率的位置都不在峰值区间内, 在系统工作频率范围内, 不会引起共振, 系统工作时相对稳定; 在相图和 poicare

截面上, poicare 截面的图像是无序的点组成的, 说明相图上, 位移和速度的轨迹是混沌的。对压陷阻力实验台的动力学特性进行了试验, 测试结果与仿真结果具有较好的一致性, 试验结果验证了理论模型具有一定的准确性。

参考文献:

- [1] 毛君, 杨彩虹. 带式输送机压陷阻力理论研究 [J]. 应用力学学报, 2009, 26(3): 461-468.
- [2] 王繁生, 侯友夫. 带式输送机压陷阻力研究 [J]. 矿山机械, 2010, 38(17): 75-77.
- [3] 杨彩虹, 毛君, 李春林. 输送带压陷阻力的研究 [J]. 煤炭学报, 2010, 35(1): 149-153.
- [4] H Lauhoff. Speed Control on Belt Conveyors -Does it Really Save Energy? [J]. Bulk Solids Handling (S0173-9980), 2005, 25(6): 368-377.
- [5] C Spaans. The calculation of the main resistance of belt conveyors [J]. Bulk Solids Handling (S0173-9980), 1991, 11(4): 809-825.
- [6] Thomas J Rduolphi, Allen V Reicks. Viscoelastic Indentation and Resistance to Motion of Conveyor Belts using a Generalized Maxwell Model of the Backing Material [J]. Rubber Chemistry & Technology (S0035-9475), 2006, 79(2): 307-319
- [7] C Wheeler. Indentation Rolling Resistance of Belt Conveyors - A Finite Element Solution [J]. Bulk Solids Handling (S0173-9980), 2006, 26(1): 40-43.
- [8] David Gallegher. Low Rolling Resistance for Conveyor Belts [M]. USA: The Goodyear Tire & Rubber Company, October, 2000.
- [9] 李光布, 曹棕焱, 李儒琼. 大型带式输送机动力学建模与仿真研究 [J]. 机械设计与研究, 2008, 24(4): 96-106.
- [10] 宋伟刚, 柳洪义, 王鹰. 带式输送机动力学及其计算机仿真的研究 [J]. 机械工程学报, 2003, 39(9): 133-138.
- [11] 张雷, 宋爱国. 基于随机共振的逻辑计算理论回顾与展望 [J]. 仪器仪表学报, 2011, 32(10): 2393-2400.
- [12] 宋伟刚, 邓永胜, 刘兴文. 带式输送机避免共振设计的研究 [J]. 东北大学学报, 2002, 23(3): 281-284.
- [13] 李光布, 李儒琼, 韦家增. 基于几何非线性大型带式输送机动力学仿真 [J]. 中国机械工程, 2007, 27(1): 23-25.
- [14] 江东, 杨嘉祥. 基于磁悬浮效应的三维振动测量 [J]. 仪器仪表学报, 2011, 32(3): 557-562.
- [15] 余晓芬, 程伶俐, 胡佳文, 等. 大行程纳米二维工作台的动态优化设计 [J]. 电子测量与仪器学报, 2010, 24(3): 289-293.
- [16] MT 668-2008. 煤矿用钢丝绳芯阻燃输送带 [S].