

# 单振动电机激振的振动松散机振动体动力学分析

## Analysis of dynamics for vibrating body of vibrating loose machine excited by single vibrating motor

邓成江<sup>1</sup> 赵 银<sup>1</sup> 赵云飞<sup>1</sup> 张先炼<sup>2</sup>

DENG Cheng-jiang<sup>1</sup> ZHAO Yin<sup>1</sup> ZHAO Yun-fei<sup>1</sup> ZHANG Xian-lian<sup>2</sup>

(1. 昆明船舶设备集团有限公司, 云南 昆明 650051; 2. 昆明理工大学机电工程学院, 云南 昆明 650500)

(1. Kunming Shipbuilding Equipment Co., Ltd., Kunming, Yunnan 650051, China; 2. College of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming, Yunnan 650500, China)

**摘要:**为实现烟片分切后的预松散且提高梗丝的回潮速率,设计了振动松散机。将单振动电机横置于振动体上作为振动松散机激振源,基于振动体结构将橡胶弹性组件视作刚体并建立振动体运动微分方程,从中解得振动体的运动方程和运动轨迹,对比分析了 2 种计算方式下振动体的运动特性。结果表明:将弹性组件视为刚体时振动体作椭圆形振动;反之则振动电机偏心块在竖直方向的旋转惯性力分量几乎全部被橡胶组件所平衡,振动体受到的激振力主要来自振动电机旋转惯性力的横向分量,因此,振动体在水平方向作近似椭圆的线性振动,其结构设计满足使用要求并达到降本增效的目的。

**关键词:**梗丝;片烟;掺配;振动松散机;振动体;动力学

**Abstract:** The vibration loose machine was designed to pre-loose the strips being cut. It was beneficial to increase the moisture regain of the stem. The Single Vibrating Motor was placed transversely on the vibrating body as an excitation source of the vibration loose machine. The differential equation of its vibration was established based on analyzing the structure of the vibrating body when the rubber elastic component was regarded as a rigid body. The motion equation and trajectory of the vibrating body could be obtained in more details. The vibration characteristics were analyzed comparatively by the two kinds of calculation method. The result indicated that the motion trajectory of the vibrating body was an elliptic when the rubber elastic component was regarded as a rigid body. Conversely, the inertia force of the vibration motor in the vertical direction was all almost balanced by the rubber components. The excitation force was mainly derived from the transverse component of the rotational inertia force of the vibration motor. Therefore, the motion of the vibration body was an approximate linear ellipse. The structure design could meet

the use requirements and achieve the purpose of reducing cost to increase benefits.

**Keywords:** stem; strip; blending; vibration loose machine; vibrating body; dynamics

在卷烟制造工艺中,制丝工艺包含叶丝梗丝掺配、加香、贮丝等基本工序,直接影响制品或成品卷烟的质量<sup>[1]</sup>。因此,在烟草制丝生产线中,为了确保叶丝梗丝均匀掺配、香料液被充分均匀吸收、贮存后的梗丝被有效松散、片烟分切后的预松散回潮,需要在生产线上增加振动松散机等制丝辅助设备来实现卷烟生产的优质、高效性。

目前,阐述卷烟工艺用到的振动松散机结构及振动特性方面的文献不多,孟庆华等<sup>[2]</sup>对滚筒式回潮机片烟的松散装置提出了改进意见。康继<sup>[3]</sup>设计了一种与振动输送机配合使用的松散装置,可有效避免烟丝结团或堵料。现有研究主要采用试验与生产相结合的方法,对叶丝掺配<sup>[4-5]</sup>、梗丝结团<sup>[6-7]</sup>、薄片包松散<sup>[8-10]</sup>等生产中的设备提出改进,满足了卷烟工艺中烟叶均匀掺配、物料流稳定连续的要求,但对于松散设备或部件相关动力学特性或理论方面的研究甚少。为此,本研究为一条改造生产线设计了片烟分切后预松散的振动松散机,并对其振动体结构进行动力学特性分析,为振动松散机的应用提供参考。

### 1 振动体结构设计

振动松散机的振动体主要由橡胶弹簧、机架、振动电机、连接板、橡胶弹性组件和耙钉六部分组成,见图 1。两条橡胶弹簧与机架的主横梁相连接起主振弹簧的作用,橡胶弹性组件设置于机架上并与其卡座配合安装,连接板用于安装振动电机并通过螺栓紧固于橡胶弹性组件上,耙钉均匀紧固于机架的底座上。

当盛满片烟的烟箱通过进料带输送至震动松散机底部后,汽缸推动振动体向下运动,耙钉垂直插入烟丝中并做播

**作者简介:**邓成江(1985—),男,昆明船舶设备集团有限公司工程师,硕士。E-mail:changjiang\_d@163.com

**收稿日期:**2017-05-14

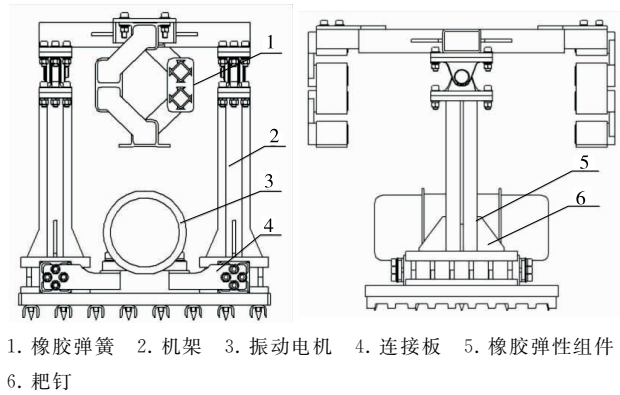


图1 振动体结构

Figure 1 Structure of vibrating body

摆振动,从而达到松散片烟的目的。采用橡胶弹性组件支撑的振动系统与普通螺旋弹簧支撑相比,可设计性更强、工作性能更稳定,在共振区或受外界扰动时,采用橡胶支撑具有非线性、变刚度、大阻尼、多维受载等特性,能满足复杂工况环境下的使用要求,且振动系统采用单电机激振可以降低制造成本。

## 2 振动体的运动分析

### 2.1 振动体振动微分方程的建立

以单轴振动电机作为激振源的振动松散机,其振动体由2组等刚度的橡胶弹簧支撑于振动松散机的滑轨组件上,利用振动电机的偏心块在高速旋转时产生的离心力作为振动体的激振力,迫使振动体作小幅高频振动。振动体的2条橡胶弹簧对称于振动体的质心,振动电机轴线不通过振动体质心。此时,若将橡胶弹性组件视为刚体,振动体将在XOY平面作随质心的平动和绕质心的摆动所组成的平面运动,整个系统有3个自由度的运动形态,能产生近似椭圆形振动,其力学模型见图2。由于振动体结构具有对称性,其质

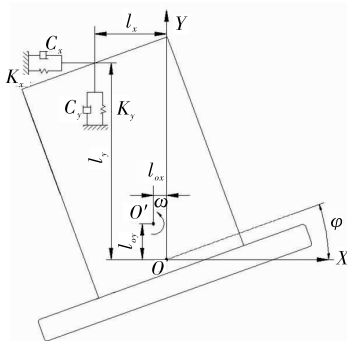


图2 振动体受力

Figure 2 Stress of the vibration body

$K_x$ . 橡胶弹簧在X方向总刚度(N/m)  $K_y$ . 橡胶弹簧在Y方向总刚度(N/m)  $C_x$ . 橡胶弹簧在X方向阻尼(N·s/m)  $C_y$ . 橡胶弹簧在Y方向阻尼(N·s/m)  $\omega$ . 振动电机旋转角速度(rad/s)  $l_x$ . 橡胶弹簧到坐标原点O沿X方向的距离(m)  $l_y$ . 橡胶弹簧到坐标原点O沿Y方向的距离(m)  $l_{ox}$ . 振动电机质心到振动体质心的水平距离(m)  $l_{oy}$ . 振动电机质心到振动体质心的竖直距离(m)  $\varphi$ . 振动体绕质心的摇摆角度(rad)

心处于中垂面上,以振动体处于静平衡状态时的质心O为坐标原点建立坐标系, $O'$ 为振动电机质心。

根据拉格朗日方程,振动体振动微分方程可以通过系统的动能 $E_k$ (包括振动体的动能和偏心块的动能)、势能 $E_p$ 、能量损失函数 $E_d$ 和广义干扰力 $F_i(t)$ 加以表示<sup>[11]</sup>,即:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} = F_i(t), \quad (1)$$

式中:

$q_i, \dot{q}_i$  ——系统的广义坐标及广义速度, m/s;

$E_k, E_p, E_d$  ——系统的动能、势能与能量散失函数, J;

$F_i(t)$  ——广义激振力, N。

系统的动能:

$$E_k = \frac{1}{2} [(M + m_0)(\dot{x}^2 + \dot{y}^2) + (J + J_0)\dot{\varphi}^2], \quad (2)$$

系统的势能:

$$E_p = \frac{1}{2} [K_y (y - l_x \varphi)^2 + K_x (x + l_y \varphi)^2], \quad (3)$$

系统的能量损失函数:

$$E_d = \frac{1}{2} [C_x (\dot{x} + l_y \dot{\varphi})^2 + C_y (\dot{y} - l_x \dot{\varphi})^2], \quad (4)$$

式中:

$M$  ——振动体质量, kg;

$m_0$  ——振动电机偏心块质量, kg;

$J$  ——振动体对质心的转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;

$J_0$  ——偏心块对质心的转动惯量,  $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ;

$r$  ——振动电机偏心块偏心距, m。

将系统的动能 $E_k$ 、势能 $E_p$ 、能量损失函数 $E_d$ 代入式(1)的拉格朗日方程,整理可得系统的振动微分方程:

$$\begin{cases} (M + m_0) \ddot{x} + C_x \dot{x} + K_x x + l_y C_y \dot{\varphi} + l_y K_x \varphi = m_0 r \omega^2 \cos \omega t; \\ (M + m_0) \ddot{y} + C_y \dot{y} + K_y y - C_x l_x \dot{\varphi} - K_x l_x \varphi = m_0 r \omega^2 \sin \omega t; \\ (J + J_0) \ddot{\varphi} + (C_x l_y^2 + C_y l_x^2) \dot{\varphi} + (K_x l_y^2 + K_y l_x^2) \varphi + C_x l_y \dot{x} - C_y l_x \dot{y} + K_x l_y x - K_y l_x y = m_0 r \omega^2 (l_{ox} \sin \omega t - l_{oy} \cos \omega t). \end{cases} \quad (5)$$

### 2.2 振动微分方程求解

由于振动系统的振动微分方程比较复杂,在实际中存在制造和安装误差,各参振质量变化引起的扭摆运动所产生的角位移 $\varphi$ 并不大,扭摆方向的角速度 $\dot{\varphi}$ 就更小,对X和Y方向的速度影响较小,因此对系统的动能影响不大,在工程系统分析中可以忽略。同理,X、Y方向平动对扭摆运动角位移 $\varphi$ 和角速度 $\dot{\varphi}$ 的影响也可忽略不计,式(5)可简化为:

$$\begin{cases} (M + m_0) \ddot{x} + C_x \dot{x} + K_x x = m_0 r \omega^2 \cos \omega t; \\ (M + m_0) \ddot{y} + C_y \dot{y} + K_y y = m_0 r \omega^2 \sin \omega t; \\ (J + J_0) \ddot{\varphi} + (C_x l_y^2 + C_y l_x^2) \dot{\varphi} + (K_x l_y^2 + K_y l_x^2) \varphi = m_0 r \omega^2 (l_{ox} \sin \omega t - l_{oy} \cos \omega t). \end{cases} \quad (6)$$

利用多自由度振动理论可求得振动体受强迫振动时的稳定解<sup>[12-13]</sup>,其解为:

$$\begin{cases} x = X_1 \sin \omega t + X_2 \cos \omega t; \\ y = Y_1 \sin \omega t + Y_2 \cos \omega t; \\ \varphi = \varphi_1 \sin \omega t + \varphi_2 \cos \omega t, \end{cases} \quad (7)$$

式中:

$X_1, X_2, Y_1, Y_2$ —— $X, Y$  方向的激振力所引起的振幅分量;

$\varphi_1, \varphi_2$ ——激振力矩引起的幅分量。

将稳态解及其一阶、二阶导数代入式(3)中解得:

$$x = \frac{m_0 r \omega^2 \{C_x \omega \sin \omega t + [K_x - (M + m_0) \omega^2] \cos \omega t\}}{[K_x - (M + m_0) \omega^2]^2 + C_x^2 \omega^2}, \quad (8)$$

$$y = \frac{m_0 r \omega^2 \{[(M + m_0) \omega^2 - K_y] \sin \omega t + \omega C_y \cos \omega t\}}{C_y^2 \omega^2 - [K_y - (M + m_0) \omega^2]^2}, \quad (9)$$

$\varphi =$

$$\frac{m_0 r \omega^2 [l_{ox} (K_x l_y^2 + K_y l_x^2 - (J + J_0) \omega^2) - l_{oy} (C_x l_y^2 + C_y l_x^2) \omega]}{[(K_x l_y^2 + K_y l_x^2) - (J + J_0) \omega^2]^2 + (C_x l_y^2 + C_y l_x^2)^2 \omega^2} \sin \omega t - \frac{m_0 r \omega^2 [l_{oy} (K_x l_y^2 + K_y l_x^2 - (J + J_0) \omega^2) + l_{ox} (C_x l_y^2 + C_y l_x^2) \omega]}{[(K_x l_y^2 + K_y l_x^2) - (J + J_0) \omega^2]^2 + (C_x l_y^2 + C_y l_x^2)^2 \omega^2} \cos \omega t. \quad (10)$$

由式(8)、(9)可知,振动体质心在  $X, Y$  方向的位移由振动电机偏心块的离心力决定,其受到橡胶弹簧刚度和阻尼影响。振动体绕其质心的摆动由振动电机偏心块的离心力决定,且受到振动体质心到橡胶弹簧支距离  $l_x, l_y$  和振动电机质心相对振动体质心在水平垂直方向的距离  $l_{ox}, l_{oy}$  的影响。

### 3 振动体直线振动

#### 3.1 振动电机摆动

橡胶弹性组件是弹性元件不是刚体,其具有吸振和隔振作用,由于图 1 所示的振动体结构具有对称性,为了便于计算将振动电机质心简化到两橡胶弹性组件中心,采用文献[14]的分析方法对振动体简化后的连接板进行受力分析,其运动到任意位置时的受力见图 3。其中,  $XO'Y$  为建立于振动体机架上的坐标系,  $O''$  为连接板处于平衡位置时橡胶弹性组件的中心,  $xo'y$  为建立在连接板上的坐标系,  $o'$  为连接板转过角位移  $\varphi$  时的橡胶弹性组件轴线的中点。电机偏心块  $m_0$  绕振动电机轴中心以角频率  $\omega$  匀速转动,电机和连接板的质量和  $m_1$  集中于电机轴中点上绕橡胶弹性组件中心  $o'$  摆振,  $r$  为偏心块偏心距,  $l$  为简化后橡胶弹性组件轴中点到振动电机轴中点的距离,  $M_d$  橡胶弹性组件恢复力矩。

偏心块离心惯性力:

$$F_p = m_0 r \omega^2. \quad (11)$$

电机摆振时惯性力:

轴向惯性力:

$$F_n = (m_1 + m_0) \dot{\varphi}^2 l, \quad (12)$$

切向惯性力:

$$F_\tau = (m_1 + m_0) \dot{\varphi} l. \quad (13)$$

根据达朗贝尔原理,相对于  $o'$  的转矩为零的表达式:

$$(m_1 + m_0) \dot{\varphi} l^2 - C\varphi - m_0 r \omega^2 l \sin \omega t = 0, \quad (14)$$

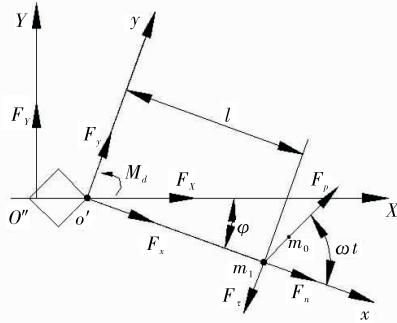


图 3 连接板受力图

Figure 3 Force of the Connection Plate

式中:

$C$ ——橡胶弹性组件扭转刚度,  $N/m$ 。

橡胶弹性组件恢复力矩  $M_d = -C\varphi$ 。

方程(8)的解为:

$$\varphi = \frac{m_0 r \omega^2 l}{C - (m_1 + m_0) l^2 \omega^2} \sin \omega t. \quad (15)$$

即摆幅  $\varphi_0$  为:

$$\varphi_0 = |\varphi|_{\max} = \left| \frac{m_0 r \omega^2 l}{C - (m_1 + m_0) l^2 \omega^2} \right|. \quad (16)$$

因此,选定橡胶弹性组件后,振动电机以摆幅  $\varphi_0$  作摆动,摆幅与橡胶弹性组件距离电机轴中心的距离  $l$  有关。

#### 3.2 振动体直线运动

以  $F_x, F_y$  分别表示连接板在水平和垂直方向受到的合力分量,各力对  $o'$  的转矩有:

$$F_p l \sin \omega t - F_\tau l + M_d = 0, \quad (17)$$

$$\therefore |F_p \sin \omega t - F_\tau| l = C\varphi_0.$$

又  $\because F_y = F_\tau - F_p \sin \omega t$ , 即:

$$F_y = \frac{C\varphi_0}{l}. \quad (18)$$

根据式(16)得:

$$[C - (m_1 + m_0) l^2 \omega^2] \varphi_0 = F_p l. \quad (19)$$

在工程实际中  $C \ll (m_1 + m_0) l^2 \omega^2$ , 则:  $C\varphi_0$  同比例小于  $F_p l$ , 代入(18)得:

$$F_y = \frac{C\varphi_0}{l} \ll F_p. \quad (20)$$

所以,  $F_y$  对振动体的影响可以忽略不计。

同理:  $F_x = F_p \cos \omega t + F_n$ 。

$$\dot{\varphi} = \frac{m_0 r \omega^2 l}{C - (m_1 + m_0) l^2 \omega^2} \omega \cos \omega t, \text{ 忽略 } C \text{ 得:}$$

$$F_x = F_p \cos \omega t \left[ 1 + \frac{m_0 r}{(m_1 + m_0) l} \cos \omega t \right]. \quad (21)$$

又  $\because m_0 r \ll (m_1 + m_0) l$ 。

$\therefore F_x \approx F_p \cos \omega t$ 。

因此,振动电机偏心块在  $X$  方向的惯性力分量几乎全部作用于振动体上,是振动体的主要激振力,偏心块在  $Y$  方向的惯性力分量几乎全部被橡胶弹性组件吸收,振动体在水平方向作近似直线的线性振动,采用橡胶弹性组件能有效缓解振动体在竖直方向的振动。

## 4 结论

(1) 采用单台振动电机代替两台振动电机将周向激振力转化为单向激振力,实现了振动体的直线振动,从而简化了振动体的结构设计,降低了制造成本并减少对2台振动电机参数的同步性要求,增强了结构的稳定性,方便了振动松散机的制造、安装和维护。

(2) 将振动体视为刚体时,振动体作椭圆形振动,其质心在 $X$ 、 $Y$ 方向的位移由振动电机偏心块的离心力决定,且受橡胶弹簧刚度和阻尼影响。振动体绕其质心的摆动由振动电机偏心块的离心力决定,且受到振动体质心到橡胶弹簧支距离 $l_x$ 、 $l_y$ 和振动电机质心相对振动体质心在水平垂直方向的距离 $l_{ox}$ 、 $l_{oy}$ 的影响。

(3) 橡胶弹性组件不视为刚体时,振动电机偏心块在竖直方向的旋转惯性力分量几乎全部被橡胶弹性组件所平衡,振动体受到的激振力主要来自振动电机旋转惯性力的横向分量,振动体在水平方向作近似直线的线性振动,橡胶弹性组件能有效缓解振动体在竖直方向的振动。

(4) 振动体结构设计虽然满足设计要求,但没有考虑振动电机紧固于连接板上时的方位是固定的,以至于振动体激振力方向不可调,可能造成振动体无法保持最佳工作状态。

### 参考文献

- [1] 卷烟工业编写组. 卷烟工艺[M]. 北京: 北京出版社, 2000: 207-209.
- [2] 孟庆华, 赵晨光. 滚筒式回潮机片烟松散装置的改造[J]. 烟草科

技, 2006(3): 19-20, 29.

- [3] 康继. 梗丝振动输送机松散装置的设计及分析[J]. 企业技术开发, 2013, 32(19): 25-26.
- [4] 李来义, 闫为民, 徐平. 造纸法再造烟叶自动松散喂料机的设计与应用[J]. 烟草科技, 2013(5): 25-26, 45.
- [5] 范磊, 付永民, 李少平. 卷烟加工过程中烟丝掺配均匀性影响因素分析及改进[J]. 烟草科技, 2014(11): 22-24, 28.
- [6] FAN Lei, FU Yong-min, LI Shao-ping. Analysis and improvement of factors influencing blending uniformity in primary processing[J]. Technological Development of Enterprise, 2014(11): 22-24, 28.
- [7] 赵云峰, 楼卫东, 金文良, 等. 造纸法薄片切丝生产线投料段薄片包松散装置的设计[J]. 硅谷, 2012(9): 47-48, 25.
- [8] 李善莲, 边腾飞, 徐大勇, 等. 造纸法再造烟叶丝掺配工艺研究[J]. 烟草科技, 2014(5): 9-12.
- [9] 宋伟民, 张杰, 王东, 等. 造纸法再造烟叶松散机的改进设计与工程应用[J]. 食品与机械, 2016, 32(9): 77-79.
- [10] 李壮, 金军杰, 王吉翠, 等. 再造烟叶丝掺配均匀性的研究与改进应用[J]. 烟草科技, 2015, 48(6): 78-82.
- [11] 闻邦椿, 刘树英. 振动机械的理论与动态设计方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002: 132-135.
- [12] 倪振华. 振动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989: 227-234.
- [13] HE Xiao-mei, LIU Chu-sheng. Dynamics and screening characteristics of a vibrating screen with variable elliptical trace[J]. Mining Science and Technology, 2009, 4(14): 508-513.
- [14] 丁应生. 单振动电机激振的直线振动机之动力学分析[J]. 粮食与饲料工艺, 1998(12): 18-20.

(上接第89页)

表1 凸轮曲线响应精度对比

Table 1 Comparison of response accuracy of cam curves

凸轮曲线	加速度最大响应误差	残余加速度最大振幅
摆线	1.253	1.369
3-4-5 多项式	1.743	1.771
4-5-6-7 多项式	1.321	1.378
5-6-7-8-9 多项式	1.590	1.028
盖特曼 1-3	1.811	1.687

增大阻尼可以减轻此现象,但阻尼使响应精度变差;阻尼的存在使主响应阶段动力学响应滞后,但可以加快残余振动阶段振动的衰减。

(2) 间隙对从动件升程加速段的影响较小,对减速段和休止期影响较大。间隙的存在使凸轮机构在大周期比状态频域响应呈现无序性,对该范围内运行的凸轮机构要进行动力学分析,确定合适的运行速度,以便使其运动更加平稳。

(3) 对常用的几种高速凸轮曲线进行动力学分析,结果发现,传统对于凸轮曲线应用的理论存在一定的局限性,为凸轮曲线选取提供一定的指导。

### 参考文献

- [1] 周文玲, 刘安静. 洗瓶机出瓶机构的设计分析[J]. 食品与机械, 2007, 23(2): 80-82.
- [2] 余剑武, 舒新, 罗红, 等. 灌装机中弧面凸轮建模与造型研究[J]. 食品与机械, 2016, 32(6): 77-82.
- [3] 韩炬, 王莹, 郭亚楠. 包装机热封机构的建模及动力学分析[J]. 食品与机械, 2013, 29(1): 146-148.
- [4] SENEVIRANTNE L D, EARLS S W E. Chaotic behavior exhibited during contact loss in a clearance joint of a four-bar mechanism[J]. MMT, 1992, 27(3): 307-321.
- [5] 郭杏林, 赵子坤. 含间隙柔性曲柄摇杆机构动力学分析[J]. 机械强度, 2010, 32(6): 905-909.
- [6] 王国庆, 刘宏昭, 何长安. 含间隙连杆机构非线性行为研究[J]. 机械设计, 2005, 22(3): 12-34.
- [7] KOSTER M P. Effect of flexibility of driving shaft on the dynamic behavior of a cam mechanism[J]. Journal of Engineering for Industry, 1975, 97(2): 595-602.
- [8] 常宗瑜, 张策, 王玉新. 含间隙机械系统动力学响应的特征[J]. 机械科学与技术, 2000, 19(3): 353-358.
- [9] CHANG Zong-yu, LI Hua-jun. Dynamic response of deep groove ball bearing with point defects [J]. MMT, 2002, 12(2): 101-125.
- [10] 张策. 机械动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2008: 224-265.