

# 无菌灌装机预成型凸轮连杆组合机构 运动可靠性分析

Motion reliability analysis of pre-formed cam-link assembly  
mechanism of aseptic filling machine

何咸荣<sup>1</sup> 潘 嘹<sup>1</sup> 卢立新<sup>1</sup> 林自东<sup>2</sup> 厉夫满<sup>2</sup>

HE Xian-rong<sup>1</sup> PAN Liao<sup>1</sup> LU Li-xin<sup>1</sup> LIN Zi-dong<sup>2</sup> LI Fu-man<sup>2</sup>

(1. 江南大学机械工程学院, 江苏 无锡 214122; 2. 山东碧海包装材料有限公司, 山东 临沂 276600)

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China;

2. Shandong Bihai Packaging Materials Co., Ltd., Linyi, Shandong 276600, China)

**摘要:**为保证设计凸轮满足无菌灌装机高速状态下执行机构末端位姿高精度与运动稳定要求。基于谐波分析法对设计预成型凸轮机构末端在不同工作区段的动态响应进行校核;在 ADAMS 环境下对凸轮机构动态仿真得到执行机构末端夹爪的轨迹与机构在工作要求转速下的运动学与动力学特性曲线。结果发现,执行机构末端夹爪满足无明显振动响应要求;预成型凸轮连杆组合机构要求转速下凸轮与滚子能保持良好接触,摆臂的角加速度曲线平缓。

**关键词:**无菌灌装机;凸轮连杆组合机构;谐波分析;动态仿真

**Abstract:** In order to ensure that the designed cam meets the requirements of high precision and stable motion of the end position of the actuator under the high speed state of the aseptic filling machine. Based on the harmonic analysis method, the dynamic response of the design of the pre-formed cam mechanism end in different working sections is checked. Under the ADAMS environment, the dynamic simulation of the cam mechanism obtains the trajectory of the end gripper of the actuator and the kinematics and dynamic characteristic curve of the mechanism at the working speed. The results show that the clamping jaws at the end of the actuator meet the requirements of no obvious vibration response; the pre-formed cam-link combination mechanism requires that the cam and the roller keep good contact at the speed, and the angular acceleration curve of the swing arm is gentle, which provides a basis for the actual use of the cam

mechanism.

**Keywords:** aseptic filling machine; cam-link combination mechanism; dynamic simulation; harmonic analysis

无菌灌装机是无菌包装行业的前沿产品之一,被广泛用于牛奶、果汁等饮品的包装,随着对各种饮料需求不断上升,对无菌灌装技术提出更高要求<sup>[1]</sup>。预成型凸轮从动机构是保证无菌灌装设备平稳、快速地实现复杂动作的核心部件。一方面,凸轮连杆组合机构需要确保执行机构末端预期运动形式与运动轨迹要求;另一方面,需保证机构运行平稳且尽量减小振动与噪音,设计凸轮的运动精度可靠性验证成为必不可少的一环。

计算机仿真技术在凸轮机构的设计校核有广泛应用<sup>[2-4]</sup>,并且也降低了产品研发周期。张燚等<sup>[5]</sup>基于 ADAMS 的凸轮连杆机构刚柔耦合分析凸轮在高速运行时执行构件的动态稳定性;席晓燕<sup>[6]</sup>通过设计凸轮仿真结果与执行件理论运动曲线对比分析轨迹误差的原因;魏代善等<sup>[7]</sup>利用 Solidworks 结合 VB 编程环境实现窗体下的凸轮轮廓线校核与参数化建模。除轨迹要求,凸轮机构还须避免高速情况下,构件弹性形变导致的与理论设计下的运动偏差影响机构的运动精度,冷东等<sup>[8]</sup>通过建立凸轮连杆机构动力学模型并利用 Matlab/Simulink 求解实际响应曲线;肖卫兵<sup>[9]</sup>通过建立凸轮机构数学模型探讨动态性能对运动规律与工艺的影响;郭杰等<sup>[10]</sup>用 MEWMARK- $\beta$  法确定预成型支撑杆在工况下的响应。

目前,此类设备包装预成型工艺位置参数主要通过试验确定,针对机构运动精度与动态稳定性的研究仍然欠缺,而预成型机构运动可靠性直接决定转型包装成型质量。试验拟在无菌灌装机预成型凸轮连杆组合机构的运动原理的基础上,根据凸轮机构在要求转速下的工作

作者简介:何咸荣,男,江南大学在读硕士研究生。

通信作者:卢立新(1966—),男,江南大学教授,博士生导师,博士。E-mail: lulx@jiangnan.edu.cn

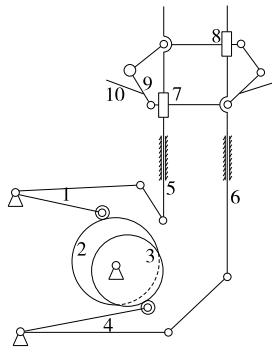
收稿日期:2021-01-14

特点,基于谐波分析法求解凸轮连杆组合机构末端动态响应是否符合周期运动精度可靠要求;通过 ADAMS 对无菌灌装机设计凸轮驱动的预成型机构动态仿真,分析运动过程中运动轨迹、载荷变化、加速度等参数,旨在确保机构满足砖型包装盒预成型的运动轨迹与运动平稳要求,为设备实际工作提供理论依据。

## 1 模型建立

预成型凸轮连杆组合机构见图 1。由双凸轮驱动的机构确定立轴在竖直方向的位移,立轴控制双滑块并联机构末端夹爪的位姿,凸轮转动一周夹爪完成一个周期的运动。在高速下,构件发生弹性形变会使机构整体的工作轨迹偏离设计要求从而产生运动偏差,影响包装盒预成型质量,因此需确定预成型凸轮连杆组合机构的动态响应。考虑每个凸轮连杆机构的结构相似,文章只研究以立轴为末端的动态响应,并将其作为求解双滑块并联机构末端夹爪角度偏差的输入。

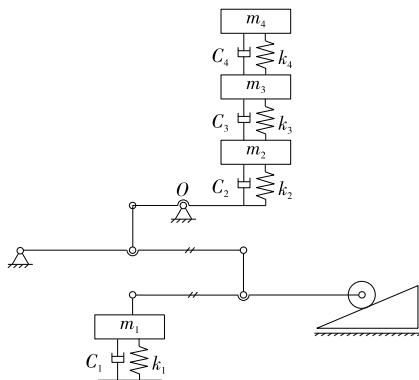
凸轮连杆组合机构的动力学模型如图 2 所示。



1. 上摆臂 2. 内凸轮 3. 外凸轮 4. 下摆臂 5. 内立轴 6. 外立轴 7. 支撑座 8. 固定轴套 9. 轭架 10. 夹爪

图 1 预成型凸轮连杆组合机构简图

Figure 1 Schematic diagram of the pre-formed cam link assembly mechanism



$m_1$ . 凸轮质量  $k_1$ . 轴的等效刚度  $m_2, k_2, C_2$ . 摆臂等效质量、刚度与阻尼  $m_3, k_3, C_3$ . 连杆的等效质量、刚度与阻尼  $m_4, k_4, C_4$ . 立轴等效质量、阻尼与刚度

图 2 动力学模型

Figure 2 Kinetic model

## 2 基于谐波分析的动态响应

### 2.1 平衡方程建立

弹簧锁合的凸轮连杆组合机构系统根据弹性势能守恒等效转化为单自由度系统在工程中有广泛的应用<sup>[11]</sup>,转化自由度需根据相应等效质量和等效刚度的转化关系得:

$$\frac{1}{k} = k_1 \frac{L_{OA}^2}{L_{OB}^2} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4}, \quad (1)$$

$$m = m_1 \frac{L_{OA}^2}{L_{OB}^2} + m_2 + m_3 + m_4, \quad (2)$$

预成型凸轮连杆组合机构平衡方程为:

$$m\ddot{y} + (k + k_f)y + (c + c_f)\dot{y} = f(t), \quad (3)$$

$$f(t) = ky_c + c\dot{y}_c - F, \quad (4)$$

$$y_c =$$

$$\begin{cases} \frac{h_1}{2} \left[ 5 \left( \frac{\varphi}{\phi_1} \right)^2 - \frac{15}{4} \left( \frac{\varphi}{\phi_1} \right)^4 + \frac{3}{4} \left( \frac{\varphi}{\phi_1} \right)^5 \right] \\ h_1 + \frac{(h - h_1 - h_2)(\varphi - \varphi_1)}{\phi - \phi_1 - \phi_2} \\ h - \frac{h_2}{2} \left[ 5 \left( \frac{\phi - \varphi}{\phi_2} \right)^3 - \frac{15}{4} \left( \frac{\phi - \varphi}{\phi_2} \right)^4 + \frac{3}{4} \left( \frac{\phi - \varphi}{\phi_2} \right)^5 \right] \\ \frac{h}{2} \left[ \frac{3}{4} - \cos \left( \frac{\pi \varphi}{\phi} \right) + \frac{1}{2} \cos \left( \frac{2\pi \varphi}{\phi} \right) \right] \\ h - h \left[ \frac{\varphi}{\phi} - \frac{1}{2\pi} \sin \left( \frac{2\pi \varphi}{\phi} \right) \right] \end{cases}, \quad (5)$$

式中:

$k, k_f$ ——系统等效刚度和锁合弹簧刚度, N/mm;

$m$ ——系统等效质量, kg;

$F$ ——锁合弹簧预紧力, N;

$c_f, c$ ——锁合弹簧阻尼和系统阻尼, N · s/m;

$y$ ——机构末端实际位移, mm;

$y_c$ ——激励当量运动位移参数, mm;

$\dot{y}_c$ ——激励当量运动速度参数, mm/s;

$h$ ——从动件运动规律推程参数, mm;

$\phi, \varphi$ ——从动件运动规律分度角参数, °。

考虑系统阻尼对动态响应的影响,根据文献[12]在无测试数据时,取  $x_1/x_2 \approx 1.4$ ,系统阻尼系数为:

$$c = \frac{\ln \left( \frac{x_1}{x_2} \right) \sqrt{km}}{\pi}, \quad (6)$$

式中:

$x_1/x_2$ ——自由振动相邻振幅衰减的比值。

### 2.2 动态响应求解与分析

激励函数  $f(t)$  是以一个工作循环为周期的函数,实际工作要求凸轮转速  $\omega$  为 3 750 r/h,则周期  $T = 2\pi/\omega$ ,激励函数按傅里叶级数衰减后:

$$m\ddot{y} + (k + k_f)y + (c + c_f)\dot{y} = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(n\omega t) + b_n \sin(n\omega t)], \quad (7)$$

式中:

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) dt;$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos(n\omega t) dt;$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin(n\omega t) dt。$$

两凸轮均由多段运动规律组成,因此需确定每个运动规律下对应的动态响应。忽略系统的工作载荷和摩擦阻力,将傅里叶级数展开 30 阶,利用 Matlab 求得每段工作曲线下傅里叶系数  $A_n$ ,其频谱见图 3。

根据动力学方程求得系统自由振动频率  $\omega_0 = 198.3 \text{ rad/s}$ ,由此可求得阻尼因子为 0.376 41,而凸轮工

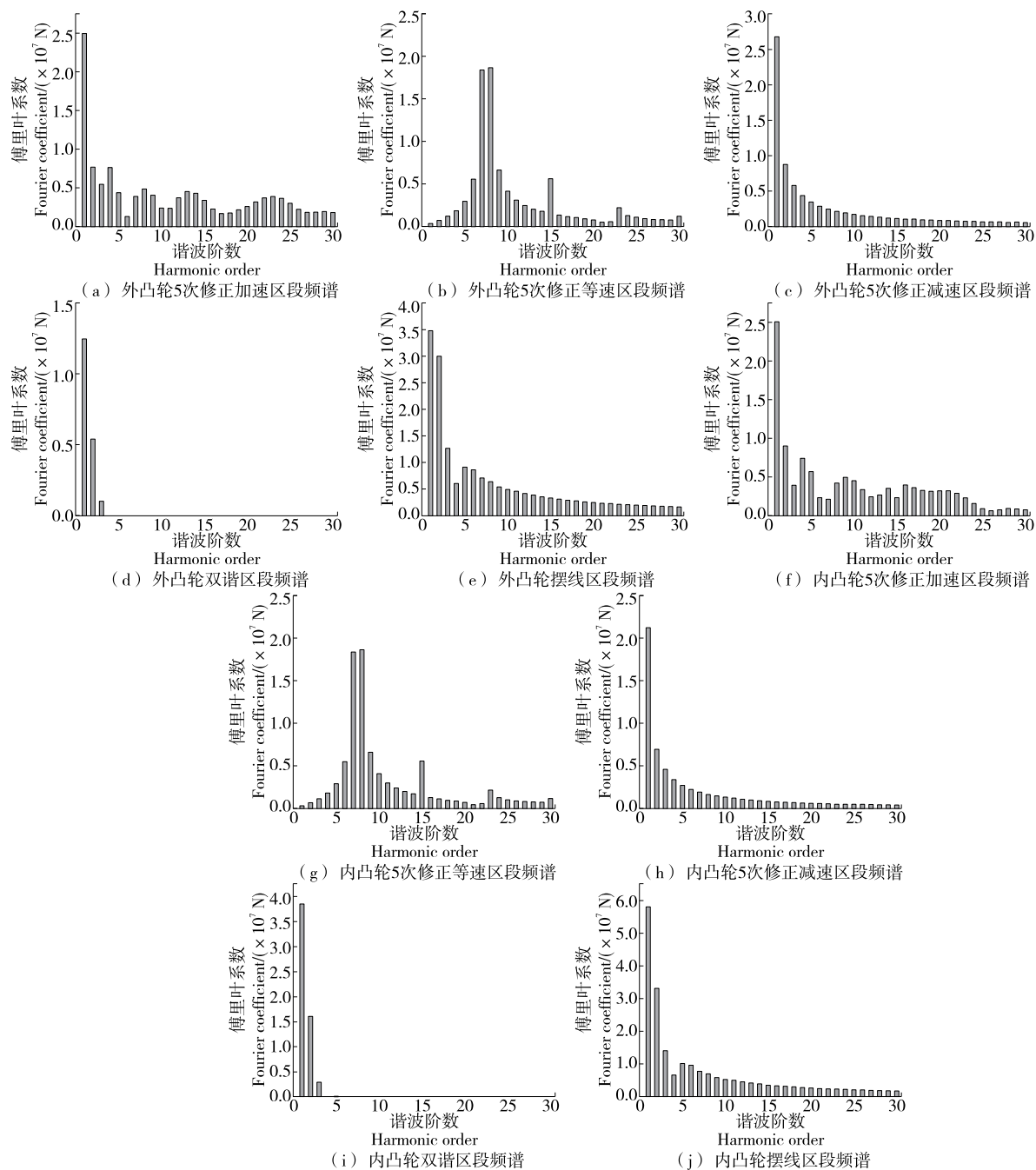


图 3 各区段激励频谱图

Figure 3 Excitation spectrum of each section

作速度范围为 3 750 r/h,可求对应共振阶次数 21.72,即在谐波阶次 21~22 区段内,则要求转速下每段运动规律对应阶次的外凸轮对应的最大响应振幅为 0.016 68, 0.042 74, 0.004 79, 0.000 00, 0.013 57 mm,内凸轮对应最大响应振幅为 0.015 70, 0.028 60, 0.003 25, 0.000 00, 0.012 90 mm。立轴在竖直方向总位移量为 310 mm,运动偏差小于总位移的 1%,可满足预成型过程中横封位置精度要求。

砖型包装的预成型由凸轮连杆组合机构末端的夹爪控制,立轴不仅可以确定夹爪竖直方向的位移也对夹爪角位移产生一定影响,因此需确定立轴动态响应导致夹爪角位移的相应偏差,图 4 为凸轮连杆组合机构末端的双滑块并联机构运动矢量图。

根据机构运动矢量图建立复数矢量方程:

$$\mathbf{B}_2 = \mathbf{B}_1 + \mathbf{C}_1, \quad (8)$$

$$\mathbf{B}_2 = e^{j\theta_2} = \mathbf{B}_1 e^{j\theta_1} + \mathbf{C}_1 e^{j\theta_1}, \quad (9)$$

经化简,

$$\theta_{B_2} = \theta_{C_1} + \arctan \left[ \frac{\mathbf{B}_1 \sin(\theta_{B_1} - \theta_{C_1})}{\mathbf{B}_2 \sin(\theta_{B_1} - \theta_{C_1}) + \mathbf{C}_1} \right], \theta_{B_2} \in (0, \frac{\pi}{2}). \quad (10)$$

式中:

$\mathbf{C}_1$ ——立轴竖直方向总运动偏差矢量;

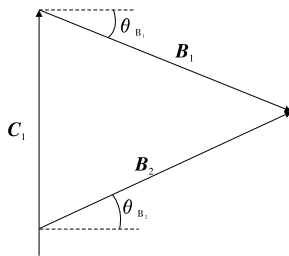


图 4 双滑块并联机构运动矢量图

Figure 4 Motion vector diagram of double-slider parallel mechanism

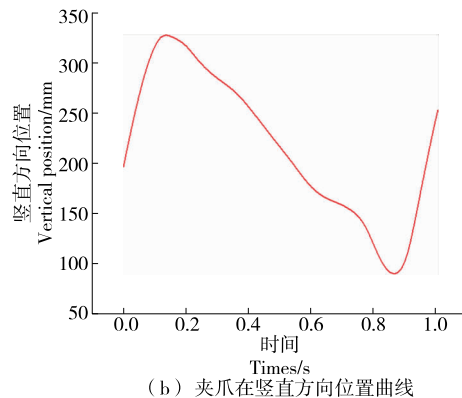
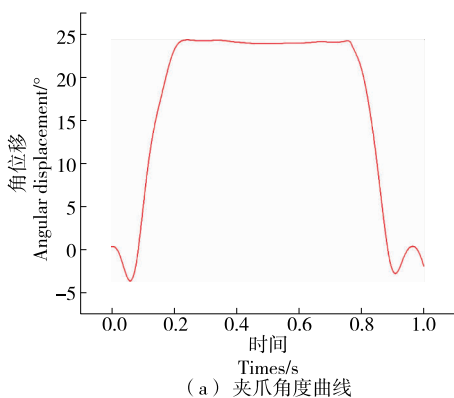


图 5 夹爪轨迹变化曲线

Figure 5 Change curve of gripper trajectory

$\mathbf{B}_1$ ——与立轴铰接的连杆矢量;

$\mathbf{B}_2$ ——与夹爪固接的枢架矢量。

将立轴竖直方向上的运动偏差代入式(10),可得在各个工作段夹爪角位移的响应分别为 0.002 3°, 0.004 2°, 0.004 6°, 0.000 0°, 0.001 9°, 夹爪在全工作段的角位移为 24°, 夹爪角度的偏差在进出包与灌装区段小于总行程的 1%, 满足无强烈振动要求。综上, 凸轮连杆组合机构的动态响应对执行机构精度影响较小, 包装预成型过程中有导轨等辅助机构也可确保工艺的稳定性, 预成型机构满足规定转速下运动精度要求。

### 3 虚拟样机仿真

#### 3.1 建模与仿真

设计凸轮机构的运动可靠性不仅体现在执行机构运动偏差符合要求, 对完成预成型工艺夹爪的轨迹与机构运动稳定性也有要求。虚拟样机技术可以直观校核设计机构是否达到要求, 也便于对机构运动学与动力学分析<sup>[13]</sup>。利用 ADAMS 对机构进行动态仿真, 首先在 SolidWorks 中建立三维模型减少模型结果复杂度以提高求解速度, 再将模型导入 ADAMS 中。为保证仿真结果的准确性, 各部件材料属性与样机一致。预成型凸轮连杆组合机构是通过弹簧锁合的方式约束凸轮从动件, 因此在摆臂对应位置处设置弹簧刚度 10.5 N/mm, 预压力为 800 N, 而凸轮与滚子间设置 Solid-Solid 时断时续接触, 约束方式与实际凸轮连杆组合机构保持一致。驱动函数根据工作转速设置为 -374.4 °/s, 查看模型干涉情况保证仿真的正确性, 最后开始仿真求解。

#### 3.2 仿真结果分析

对所需观察部件测量后, 可在 Professor 模块中查看并绘制曲线。由于预成型过程中要实现拉包、灌装、横封、压包等动作, 对轨迹变化有较高要求, 夹爪竖直方向的位移与角位移见图 5。夹爪保持闭合的时间为 0.6 s, 该时间内实现竖直运动时张合角度不变, 可满足在规定时间内完成灌装; 竖直方向的位移在进包处实现先加速

再等速,最后减速的运动规律,减速段位移大于压包最低要求,可实现灌装后对包装盒的预压成型。

图 6 为滚子与凸轮接触力变化曲线,接触力是始终大于 0 N,因此周期运动下不会发生由于滚子跳腾而引起执行机构运动失稳;外凸轮由于推程时负载接触力变化幅度较大,分别在 0.2 s 和 0.8 s 处接触力较小,随着转速进一步增加,可能会使滚子与凸轮接触情况改变。

凸轮轮廓由多段运动规律曲线组成,摆臂的动态稳定性直接影响夹爪角度变化是否平缓,图 7 是摆臂角加速度变化曲线,两摆臂角加速度在 0 左右变化,角加速度幅值为  $5\,000\text{ }^{\circ}/\text{s}^2$ ;上下臂角加速度在运动周期内无阶跃现象,机构在运动过程中所产生的柔性冲击较小。总体上,摆臂的角加速度过度平稳,可以达到预成型机构运动稳定的设备运行要求。

## 4 结语

为校验设计凸轮连杆组合机构的可靠性,建立了预成型凸轮连杆组合机构的动力学方程并通过谐波分析确定执行机构末端夹爪位移与角度的运动偏差,结果发现机构动态响应满足运动精度的设计要求。通过在 ADAMS 环境下对机构进行动态仿真,发现预成型机构运动轨迹与运动规律分配可保证在规定时间内完成横

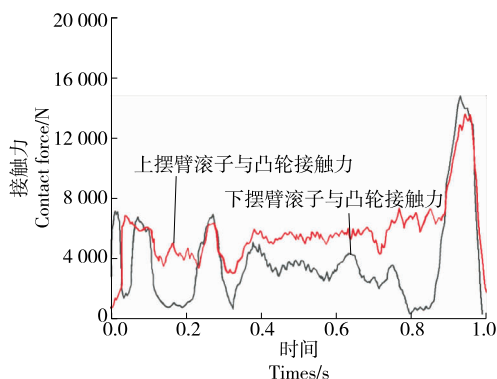


图 6 滚子与凸轮接触力曲线

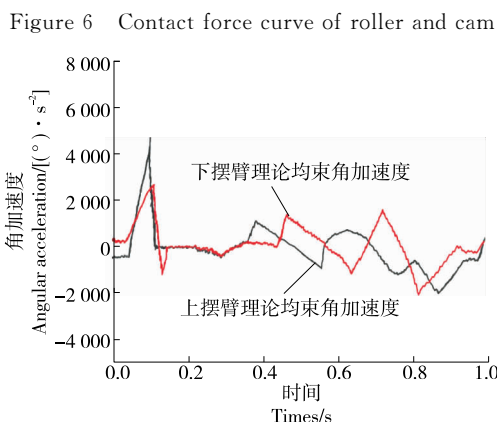


图 7 摆臂角加速度变化曲线

Figure 7 Change curve of angular acceleration of swing arm

封,压包长度满足预成型工艺要求;弹簧锁合的凸轮连杆组合机构能在要求转速下避免高副失效且两摆臂运动过程中无加速度阶跃变化,证明无菌灌装机预成型机构高速下运动稳定。试验为无菌灌装机中预成型凸轮连杆组合机构在高速下动态性能是否满足工艺要求提供了一种直观有效的检验方法,而零件结构参数与凸轮加工对运动可靠性的影响需要进一步研究。

## 参考文献

- [1] 程勇,王石刚,梁庆华.高速无菌砖式包装容量调整系统动力学分析及机构设计[J].机械设计,2008,25(9):51-53.
- [2] 郭聪.包装机械设计制造中计算机仿真技术的运用[J].无线互联科技,2016(13):145-146.
- [3] 李世云,孙文磊,洪荣荣.基于 ADAMS 的采棉机摘锭运动规律分析及轨迹仿真[J].农机化研究,2016(9):74-77.
- [4] 褚超美,颜庭源,凌建群,等.基于废气重吸策略的柴油机 IEGR 排气副凸轮仿真设计[J].汽车工程,2012,34(12):1 076-1 080.
- [5] 张毅,黄松和.基于 ADAMS 的凸轮连杆系统中凸轮的 CAD 系统开发及机构仿真分析[J].包装工程,2018,39(9):171-176.
- [6] 席晓燕.推料机构凸轮轮廓曲线设计仿真及误差分析[J].食品与机械,2017,33(2):77-80,134.
- [7] 魏代善,管殿柱,唐国龙.盘形凸轮参数化设计及运动仿真[J].现代制造工程,2017(5):110-114.
- [8] 冷东,黄松和,朱鹏飞.包装机凸轮连杆组合机构的动态特性分析[J].机械设计与制造,2015(6):188-189,193.
- [9] 肖卫兵.剑杆织机共轭凸轮引纬机构动态响应[J].机械传动,2008,32(1):75-77.
- [10] 郭杰,杨传民,何思念,等.无菌砖包机预成型机构支撑杆动力学分析[J].包装工程,2018,39(1):116-120.
- [11] 刘海生,彭岩.基于 Matlab 的发动机配气凸轮机构的动力学建模与仿真[J].机械设计与制造,2008(4):88-89.
- [12] 石永刚,吴央芳.凸轮机构设计与应用创新[M].北京:机械工业出版社,2007:209-220.
- [13] 唐琼.基于 ADAMS 的凸轮机构分析与动态仿真[J].安徽理工大学学报(自然科学版),2010,30(4):22-24,30.

(上接第 90 页)

- [9] 朱雨薇.新西兰乳制品质量安全监管体系及相关标准法规综述[J].中国乳品工业,2014(10):28-31,54.
- [10] NOORDHUIZEN J P T M, METZ J H M. Quality control on dairy farms with emphasis on public health, food safety, animal health and welfare [J]. Livestock Production Science, 2013, 94(1): 51-59.
- [11] 陈红华,向南.北京市乳制品安全监管政府绩效评估[J].中国农业大学学报,2016,21(11):175-184.
- [12] 杨美婷,刘蓓琳,王韵博.基于“产品画像”的乳制品安全预警系统研究[J].黑龙江畜牧兽医,2017(12):27-29,290.