

基于冲击模型的含间隙高速凸轮机构动力学分析

Dynamic analysis of high speed cam mechanism with clearance based on impact model

何雪明 何楷 武美萍 纪小刚

HE Xue-ming HE Kai WU Mei-ping JI Xiao-gang

(江南大学江苏省食品先进制造装备技术重点实验室, 江苏 无锡 214122)

(Jiangsu Key Laboratory of Advanced Food Manufacturing Equipment and Technology, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

摘要:为了提高含间隙高速凸轮机构动态性能。采用二状态冲击副模型模拟凸轮和从动件间的间隙,构建考虑阻尼的含间隙凸轮机构动力学模型。以摆线凸轮曲线为激励函数,采用有限差分法求解动力学方程。对含间隙动力学模型进行时域和频域分析,绘制相应的加速度时域和频域响应图谱,得出了阻尼比、周期比对动态响应的影响,并对常用的几种高速凸轮曲线进行动力学分析。得出:间隙存在会导致系统响应精度变差;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;传统理论在间隙动力学中的应用存在局限性。

关键词:含间隙高速凸轮机构;动力学模型;时域分析;频域分析

Abstract: In order to improve the dynamic performance of cam mechanism with high clearance. The two-state impact sub-model is used to simulate the gap between the cam and the follower to construct the dynamic model of the gripping cam mechanism considering the damping. The finite difference method is used to solve the dynamic equation with the cycloidal cam curve as the excitation function. The time domain and frequency domain analysis of the gap dynamics model are carried out, and the corresponding acceleration time domain and frequency domain response map are drawn. The influence of the damping ratio and the cycle ratio on the dynamic response is obtained. Then, several high speed cam curves are kinetics analysis. It is concluded that the existence of the gap will lead to the deterioration of the response accuracy of the system. The effect of the gap on the accelerating section of the follower is small, which has a great influence on the deceleration and deceleration period. The application of traditional theory in gap dynamics is limited.

Keywords: high speed cam mechanism with clearance; dynamic model; time domain analysis; frequency domain analysis

凸轮机构由于其分度精度高、运转平稳、体积小等特点,在自动机械中被广泛应用,如洗瓶机、灌装机、自动包装机等^[1-3]。高速凸轮机构广泛应用于内燃机、印刷、纺织等自动或半自动机械中。由于加工误差和磨损的影响,间隙的存在不可避免,另一方面,间隙可贮存润滑脂、降低温度对配合精度的影响,所以间隙的存在也是必要的。近年来,凸轮机构动力学动态特性逐渐被重视,并获得了大量新的研究成果。Senevirantne 等^[4]提出了模拟间隙的二状态冲击副模型,在动力学分析中广泛得到应用;郭杏林等^[5-6]在考虑间隙情况下,对平面连杆机构进行分析;Koster 等^[7]在考虑间隙情况下,构建多自由度凸轮机构模型,取得了较好的研究成果;常宗瑜等^[8-9]对含间隙凸轮机构进行试验研究,验证了以往动力学模型的正确性。本研究将多自由度含间隙高速凸轮机构等效简化为单自由度系统,并分析了阻尼、周期比和凸轮曲线对含间隙单自由度系统动态响应的影响。

1 含间隙凸轮机构横越冲击现象

凸轮机构运动时,因间隙的存在,从动件在凸轮槽中会发生失去接触的现象,待再次接触时会产生碰撞,引起剧烈振动,并产生噪声。碰撞时速度、加速度和接触力可能是无间隙状态下的几倍或者几十倍,是影响机械运转速度提高的关键因素之一。图 1 为几何封闭的移动凸轮:主动件凸轮左右运动,从动件上下运动。图 1 中的 A、B 为凸轮槽的 2 个面。在凸轮高速运转情况下,惯性载荷为整个机构载荷的主

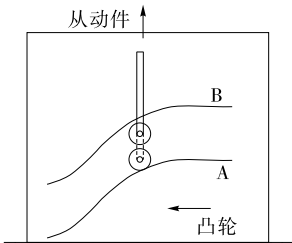


图 1 凸轮机构横越冲击现象

Figure 1 Cross impact on cam mechanism

作者简介:何雪明(1966—),男,江南大学教授,博士。
E-mail:hxuem2003@163.com

收稿日期:2017-06-01

要部分,凸轮槽和从动件滚子之间仅有惯性载荷的作用。从动件升程中,速度先升后降,加速度先正后负。在加速阶段,从动件滚子与凸轮的 A 面接触;当加速度为零时,接触处的力消失;滚子以该瞬时的速度开始飞越槽中的间隙,与轮槽的 B 面碰撞,即横越冲击现象。为了详细研究间隙存在下的横越冲击现象,下面对横越冲击现象发生的原理及影响因素进行研究。

从动件升程中,设在时间 $t=t_m$ 时,从动件加速度开始变化,此时速度达到最大值 $v_{\max}$,滚子以此速度离开 A 面与槽分离,从动件靠其惯性以速度 $v_{\max}$ 运动。设滚子穿越间隙所需时间为 Δt ;则经过时间 Δt 间隔在 $t_m+\Delta t$ 时刻,从动件以直线运动到轮槽的 B 面上,此时凸轮在垂直方向的速度仍按预设从动件速度曲线变化,该瞬时的速度设为 v_c ,从动件的速度仍可认为是 $v_{\max}$ 。则碰撞速度为:

$$v_{imp}=v_{\max}-v_c \tag{1}$$

将预设的从动件速度 v_c 按泰勒级数展开:

$$v_c=v(t+\Delta t)=v(t_m)+a(t_m)\Delta t+\frac{1}{2}j(t_m)(\Delta t)^2+\dots+\frac{1}{n!}v^{(n)}(t_m)(\Delta t)^n \tag{2}$$

在 $t=t_m$ 时加速度及其速度为: $a(t_m)=0, v(t_m)=v_{\max}$ 。

$j(t_m)$ 为 $t=t_m$ 时刻预设从动件运行的跃度值,则可得碰撞速度可近似计为:

$$v_{imp}=-\frac{1}{2}j(t_m)(\Delta t)^2 \tag{3}$$

设间隙值为 γ ,穿越时间为 Δt ,预设从动件的速度为 v ,则有:

$$\gamma=\int_{t_m}^{t_m+\Delta t}(v_m-v)dt \tag{4}$$

将式(4)积分后的位移用泰勒级数展开有:

$$\gamma=v_m\Delta t-[s(t_m+\Delta t)-s(t_m)]=v_m\Delta t-[s(t_m+v(t_m)\Delta t)+\frac{1}{2}a(t_m)(\Delta t)^2+\frac{1}{6}j(t_m)(\Delta t)^3+\dots-s(t_m)] \tag{5}$$

因为 $a(t_m)=0, v(t_m)=v_{\max}$, 所以式(5)可化简为:

$$\gamma=-\frac{1}{6}j(t_m)(\Delta t)^3 \tag{6}$$

可得:

$$(\Delta t)^3=-\frac{6\gamma}{j(t_m)} \tag{7}$$

将式(7)代入式(3),可得碰撞速度为:

$$v_{imp}=\sqrt[3]{4.5|j(t_m)|\gamma^2} \tag{8}$$

将式(8)无因次化处理可得无因次碰撞速度 V_{imp} 为:

$$V_{imp}=\frac{v_{imp}t_h}{h} \tag{9}$$

式中:

h ——从动件升程总位移,m;

t_h ——升程周期,s。

无因次跃度值为:

$$J_{imp}=\frac{j_{imp}t_h^3}{h} \tag{10}$$

将式(9)、(10)代入式(8)可得:

$$V_{imp}=\sqrt[3]{4.5}\times\sqrt[3]{J_{imp}}\times\sqrt[3]{\Gamma} \tag{11}$$

式中:

Γ ——无因次化处理后的间隙,m。

Γ 计算公式见式(12)。

$$\Gamma=\frac{\gamma}{h} \tag{12}$$

分析式(11)可得影响横越冲击现象碰撞速度的主要因素有:

(1) 凸轮槽的间隙值。碰撞速度随间隙的增大而增大,因此控制凸轮槽的公差及磨损。

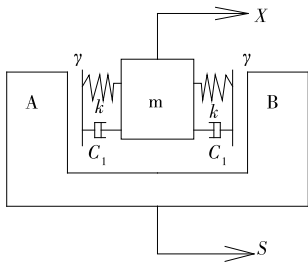
(2) 加速度变化点的跃度值。碰撞速度与加速度变化点的跃度值的立方根呈正比,因此对几何封闭高速凸轮设计时,要对凸轮曲线加速度变化点附近的跃度值进行计算,以便减小间隙引起的横越冲击现象的碰撞速度。

2 含间隙凸轮机构动力学模型

对于含间隙凸轮机构动力学研究采用如下研究方法,首先构建动力学模型,建立相应动力学方程,再求解,分析结果。构建含间隙的动力学模型,需要对间隙进行模拟,模拟的方法很多,此处采用 Dubowsky 二状态冲击副模型模拟间隙,将该模型引入到动力学模型中,建立含间隙动力学模型。最后根据该模型建立相应的方程,进行求解计算。

二状态冲击副模型将运动副元素之间的关系分为分离和接触变形 2 种状态,具体模型见图 2。在运动过程中,运动副元素交替处于接触和自由 2 种状态,计入运动副元素的接触表面弹性和阻尼。当 $-\gamma\leq x-s\leq\gamma$ 时,从动件处于自由振动状态,此时凸轮和从动件间的接触力为 0;若 $x-s\geq\gamma$ 或者 $x-s\leq-\gamma$ 时,凸轮和从动件接触,这时阻尼和构件刚度开始起作用,产生接触力。综上可得到接触力变化趋势,见图 3。

将二状态冲击副模型引入到凸轮机构动力模型,见图 4,可得含间隙凸轮机构动力学模型。因为实际工况中凸轮和从动件间的阻尼系数(c_1)一般远小于从动件和机架间的阻尼系数(c),为了计算简便,忽略凸轮和从动件间的阻尼系数(c_1),只考虑机架间的阻尼系数(c)。根据含间隙动力学模型,对机构进行力学分析可得含间隙动力学方程,见式(13)。



m. 凸轮从动件 A、B. 分别为凸轮槽的两端 γ . 轮槽与凸轮从动件间的间隙 s . 预设的从动件运动规律 x . 从动件实际响应的运动规律 k . 凸轮和从动件之间的接触刚度系数 C_1 . 凸轮和从动件之间的阻尼比

图 2 二状态冲击副模型

Figure 2 Two states impact pair model

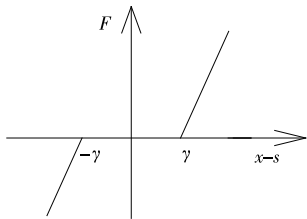


图 3 接触力变化

Figure 3 The variation of contact force

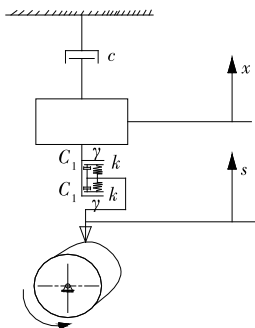


图 4 含间隙动力学模型

Figure 4 Dynamic model with clearance

$$m\ddot{x} + kf(x-s) + c\dot{x} = 0. \quad (13)$$

式(13)中 $f(x-s)$ 表达式为:

$$f(x-s) = \begin{cases} x-s-\gamma & x-s > \gamma \\ 0 & |x-s| \leq \gamma \\ x-s+\gamma & x-s < -\gamma \end{cases}, \quad (14)$$

式中:

x ——从动件实际运动位移, m;

s ——从动件理想运动位移, m;

k ——系统的等效刚度, N/m;

m ——系统的等效质量, g;

c ——从动件与机架阻尼系数。

为了消除量纲对计算分析的影响,提高研究的普适性,对式(13)进行无因次化处理,具体计算公式见式(15),同时

引入周期比 $\gamma = \frac{t_h}{t_0}$ 和阻尼比 $\eta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$ 。

$$\begin{cases} X = \frac{x}{h}; \\ \dot{X} = \frac{dX}{dT} = \frac{t_h}{h} \dot{x}; \\ \ddot{X} = \frac{d^2X}{dT^2} = \frac{t_h^2}{h} \ddot{x}; \\ T = \frac{t}{t_h}; \\ S = \frac{s}{h}; \\ \Gamma = \frac{\gamma}{h}, \end{cases} \quad (15)$$

式中:

h ——从动件升程总位移, m;

t_h ——升程周期(反映了凸轮的转速), s;

$t_0 = \frac{2\pi}{\omega}$ ——系统自由振动周期, s;

$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ——系统的固有频率, Hz。

联立式(13)、(15),可得无因次含间隙动力学方程式(16)。

$$\ddot{X} + f(X-S) + 4\pi\lambda\eta\dot{X} = 0. \quad (16)$$

式(16)中 $f(X-S)$ 表达式见式(17)。

$$f(X-S) = \begin{cases} 4\pi^2\lambda^2(X-S-\Gamma) & X-S > \Gamma \\ 0 & -\Gamma \leq X-S \leq \Gamma \\ 4\pi^2\lambda^2(X-S+\Gamma) & X-S < -\Gamma \end{cases} \quad (17)$$

3 动力学方程有限差分法求解

摆线凸轮曲线因其良好的动力学性能,在中高速凸轮中广泛应用,现以摆线凸轮曲线作为例子,对凸轮机构的动力学响应进行分析,摆线凸轮曲线的无因次位移方程见式(18)。

$$S = T - \frac{1}{2\pi} \sin(2\pi T). \quad (18)$$

上节构建了含间隙动力学模型,建立了响应的动力学方程,见式(16),对含间隙凸轮机构动力学分析转化为对该方程求解。含间隙动力学方程为强非线性微分方程,对于该类方程解析法已经无法求解,本研究采用有限差分法进行求解。有限差分法的数学模型见图 5(a),把所研究的区间分成 N 段,每段时间间隔或步长取 ΔT ,令 X_1 和 $\dot{X}_1$ 为时刻的位移与速度响应。当步长足够小时,可以假定在时间增量 ΔT 内的加速度 $\ddot{X}$ 为常数,并等于时间增量末端的值。当凸轮曲线确定后, S 是已知的,由于在步长 ΔT 端点的 $\ddot{X}$ 可以算出,并假定在 ΔT 内为常数,则可知 $\dot{X}$ 为直线,而 X 为抛物线,见图 5(b),根据数学理论,可以得到 S 、 X 、 $\dot{X}$ 和 $\ddot{X}$ 有以下关系,见式(19)~(24)。

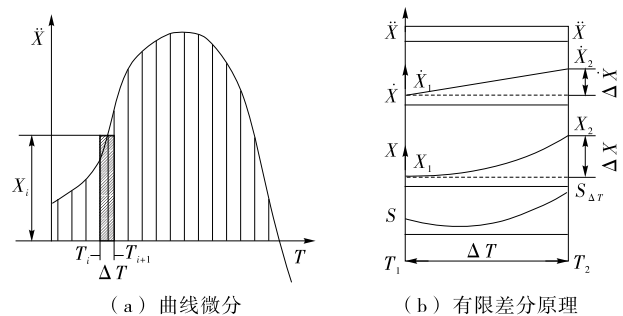


图 5 有限差分法数学模型

Figure 5 Mathematical model of finite difference method

$$\Delta \dot{X} = \ddot{X} \Delta T, \quad (19)$$

$$\dot{X}_2 = \dot{X}_1 + \Delta \dot{X}, \quad (20)$$

$$\Delta X = (\dot{X}_1 + \frac{1}{2} \Delta \dot{X}) \Delta T, \quad (21)$$

$$X_2 = X_1 + \Delta X. \quad (22)$$

系统总响应方程式(16)可改写为式(23):

$$\ddot{X} = 4\pi^2\lambda^2[S - (X + \Delta X)] - 4\pi\lambda\eta(\dot{X} + \Delta \dot{X}). \quad (23)$$

式(23)位移增量可由式(24)表示：

$$\Delta X = \dot{X}_1 \Delta T + \frac{1}{2} \ddot{X} (\Delta T)^2.$$
 (24)

速度增量可由式(25)表示：

$$\Delta \dot{X} = \ddot{X} \Delta T.$$
 (25)

将式(24)、(25)代入式(23)可得：

$$\ddot{X} = \begin{cases} \frac{4\pi^2\lambda^2(S+\Gamma)-4\pi^2\lambda^2(X_1+\dot{X}_1\Delta T)-4\pi\lambda\eta\dot{X}_1}{1+4\pi\lambda\eta\Delta T+2\pi^2\lambda^2(\Delta T)^2} (X-S)>\Gamma \\ -\frac{4\pi\lambda\eta\dot{X}_1}{1+4\pi\lambda\eta\Delta T} & -\Gamma\leq|X-X_0|\leq\Gamma. \\ \frac{4\pi^2\lambda^2(S-\Gamma)-4\pi^2\lambda^2(X_1+\dot{X}_1\Delta T)-4\pi\lambda\eta\dot{X}_1}{1+4\pi\lambda\eta\Delta T+2\pi^2\lambda^2(\Delta T)^2} (X-S)<-\Gamma \end{cases}$$
 (26)

采用有限差分法求解上节动力学方程，有限差分法求解动力学方程的计算机求解流程见图 6。

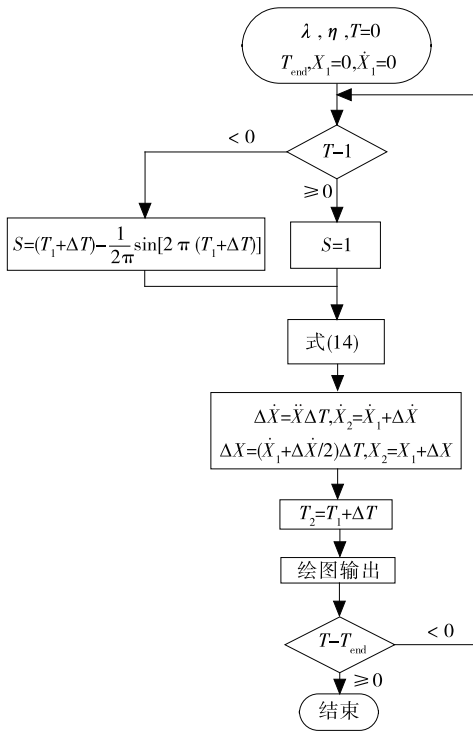


图 6 有限差分法计算流程

Figure 6 Calculation flow of finite difference method

当 $T \leq 0$ 时系统处于主振动阶段，通过迭代计算相应的位移响应值 X 、速度响应值 $\dot{X}$ 和加速度响应值 $\ddot{X}$ ，并绘制响应的响应图谱，同时判断时间 T 的大小，若 $T \leq 0$ 返回循环，继续迭代计算。若 $T > 0$ ，则系统进入残余振动阶段，此时系统激励函数为 $S=1, \dot{S}=0$ ，以主振动结束时的位移响应值 X 和速度响应值 $\dot{X}$ 作为残余振动开始时的初始值进行迭代计算，绘制图谱，再次判断时间 T ，若 $T \leq T_{\text{end}}$ 返回循环，继续迭代计算，若达到规定计算时间 $T \geq T_{\text{end}}$ 则计算结束。可以看出对于不同凸轮曲线，只需要在计算时代入不同的凸轮曲线方程就可完成计算。

4 含间隙高速凸轮机构动力学分析

4.1 含间隙高速凸轮机构时域分析

为了研究阻尼在含间隙凸轮机构中的作用，设无因次间隙 Γ 和周期比 λ 为定值，考查在不同阻尼比 η 下，凸轮机构的加速度 $\ddot{X}$ 时域响应，当 $\lambda < 15$ 时，研究凸轮机构的振动响应才有意义，因此在无因次间隙 $\Gamma=0.001$ 和周期比 $\lambda=10$ 情况下^[10]，分别计算不同量级的阻尼比 $\eta=0.050\ 0, 0.005\ 0, 0.000\ 5$ 进行比较，加速度在无因次时间 $T=0 \sim 2\ \text{s}$ 内响应图谱，同时计算并绘制有间隙和无间隙状态下的响应精度误差对比图，见图 7~8。

由图 7~8 可知，在主振动阶段，一方面随着阻尼的增大，间隙横越冲击现象越弱，这时阻尼减小了从动件和凸轮间的相对速度，从而消耗一部分碰撞能量，对构件起到了一定的保护作用。另一方面阻尼的存在又使运动发生滞后性，与前面研究是一致的。在残余振动阶段，阻尼可以削减主振动留下的能量，减小残余振动阶段从动件横越冲击次数和振幅，有利于凸轮机构进入休止期的平稳性。

因此阻尼除了具有无间隙动力学分析的优缺点外，在含

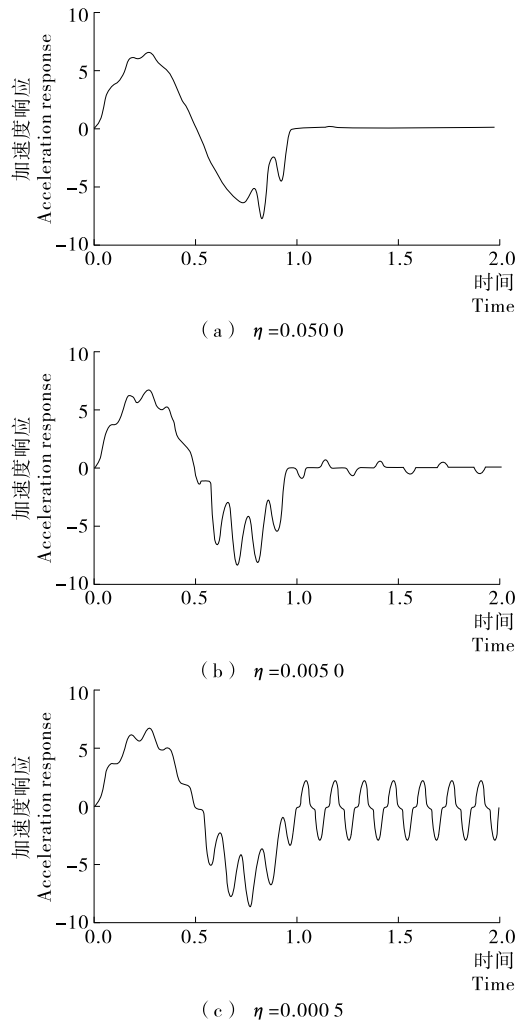


图 7 不同阻尼比摆线加速度响应

Figure 7 Cycloidal acceleration response with different damping ratio

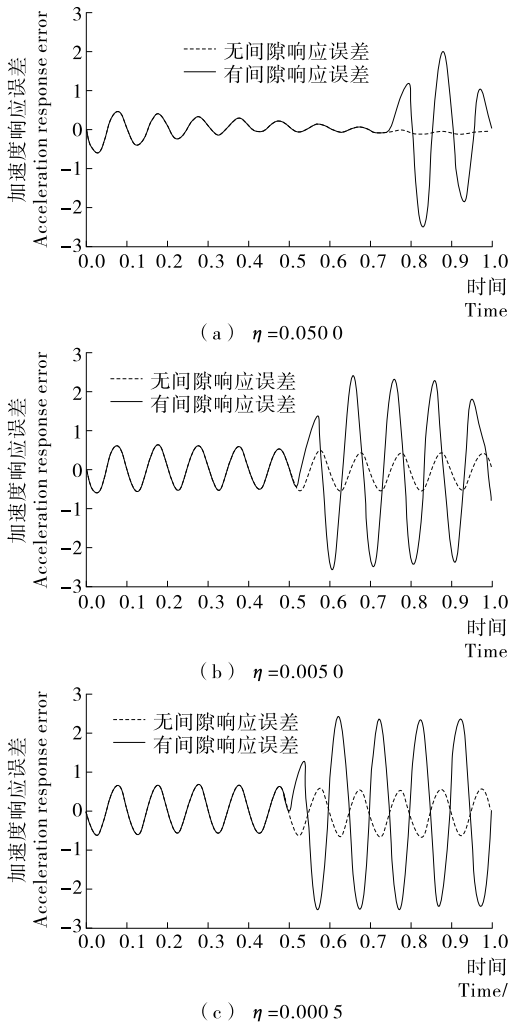


图 8 不同阻尼比摆线加速度响应误差对比

Figure 8 Error comparison of cycloidal acceleration response with different damping ratio

间隙凸轮机构中还具有削弱横越冲击现象的优点,对于大周期比系统可以适当增大阻尼以减小间隙的影响。总之,不管是在无间隙凸轮机构还是含间隙凸轮机构,阻尼都是一个重要的参数,在设计时必须慎重考虑,权衡其优缺点。

4.2 含间隙高速凸轮机构频域分析

为了考查阻尼对含间隙凸轮机构运转平稳性的影响,确定凸轮机构合适的转速范围,对含间隙凸轮机构进行频域分析,在无因次间隙 $\Gamma=0.001$ 情况下,分别绘制阻尼比 $\eta=0.500, 0.050, 0.005$, 加速度频域响应图谱,见图 9。

由图 9 可知,无论是主振动阶段还是残余振动阶段,周期比较小时,加速度的频域响应呈现无间隙状态下的波浪式衰减规律,但当周期比增大后,响应振幅没有继续衰减,而是呈现无序性波动,有的周期比的响应振幅甚至比小周期比状态下都大,由此可得间隙对大周期比凸轮机构影响较大,与上节时域分析结果是一致的。另外,阻尼在一定程度上减小间隙横越冲击现象,减小振幅变化规律的无序性。

5 凸轮曲线对含间隙凸轮机构动态响应影响

前面以摆线凸轮曲线作为算例,对含间隙凸轮机构进行

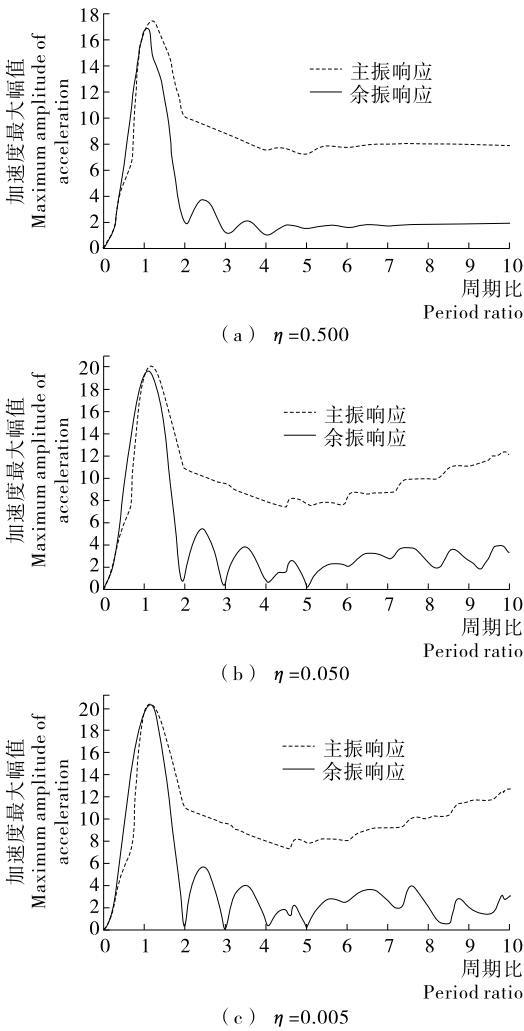


图 9 不同阻尼比摆线加速度频域响应

Figure 9 Frequency response of cycloidal acceleration with different damping ratio

了频域和时域分析,为了更好地研究不同凸轮曲线在含间隙凸轮机构中的动力学响应特性,在阻尼比 $\eta=0.05$, 周期比 $\gamma=5$, 无因次间隙 $\Gamma=0.001$ 情况下,选取几种有代表性的高速凸轮常用的凸轮曲线进行研究,其时域和频域响应图谱见图 10~13。

为了方便对比分析,选取主振动阶段加速度最大响应误差和残余振动阶段加速度最大振幅作为评价响应精度的特性参数,具体计算值见表 1。

通过对图 10~13 及表 1 分析可得,不同凸轮曲线在含间隙凸轮机构中动力学响应差距较大,但在无间隙凸轮机构中动力学性能较好的,在含间隙凸轮机构依然表现出良好的性能。在以上所考查的凸轮曲线中,盖特曼 1-3 凸轮曲线的动力学响应精度较差,摆线和标准多项式凸轮曲线较好。对于标准多项式凸轮曲线,随着次数的升高,残余加速度最大振幅逐渐减小,也就是越能平稳进入休止期,从这点来说,传统对于多项式两端可导次数越高,凸轮动力学性能越好的理论是正确的。但是对于主振动阶段加速度响应最大误差并未随着两端可导次数的升高而下降,可见传统理论在间隙动力学中是存在局限的。

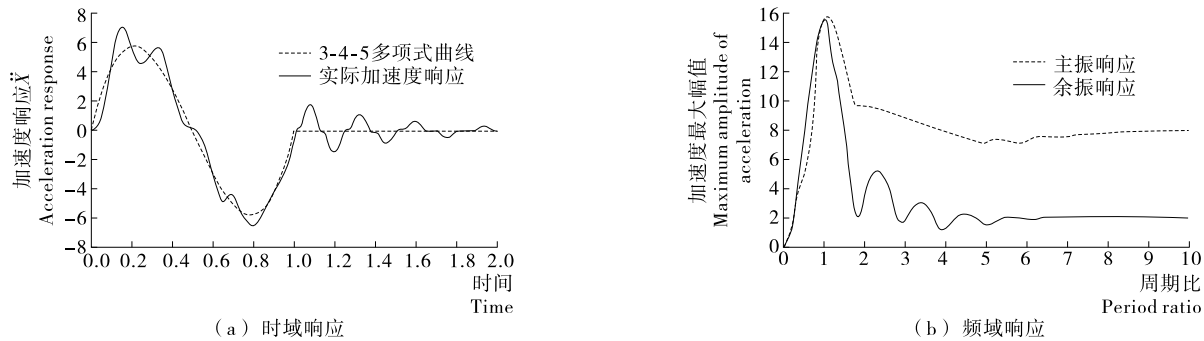


图 10 3-4-5 多项式凸轮曲线时域响应和频域响应
Figure 10 Time domain response and frequency domain response of 3-4-5 polynomial cam curves

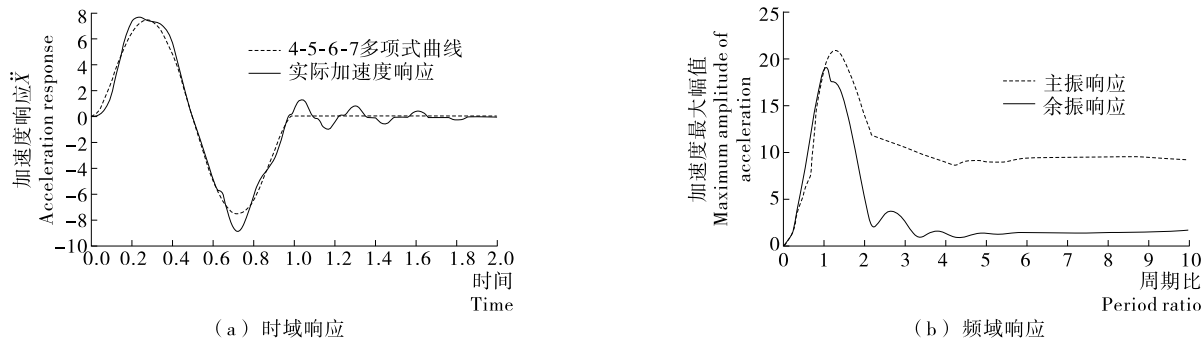


图 11 4-5-6-7 多项式凸轮曲线时域响应和频域响应
Figure 11 Time domain response and frequency domain response of 4-5-6-7 polynomial cam curves

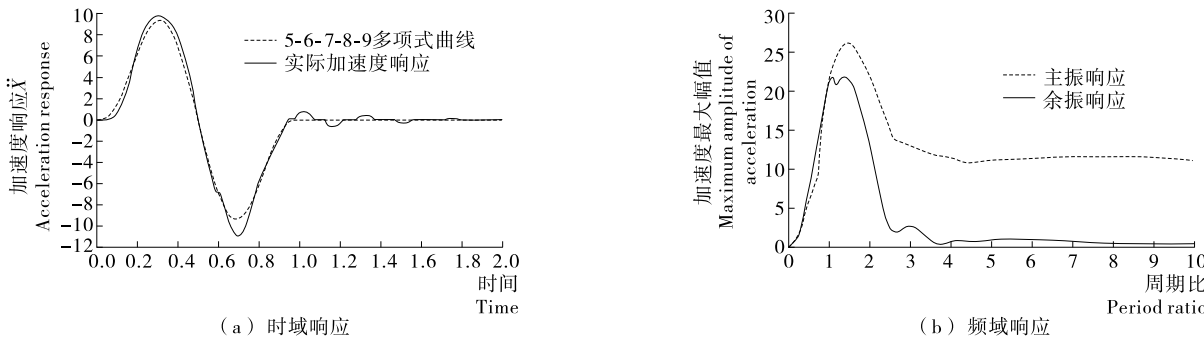


图 12 5-6-7-8-9 多项式凸轮曲线时域响应和频域响应
Figure 12 Time domain response and frequency domain response of 5-6-7-8-9 polynomial cam curves

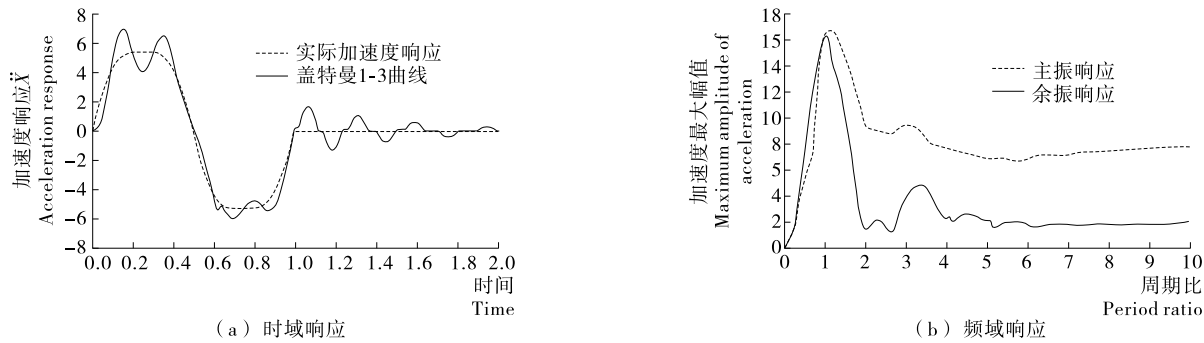


图 13 盖特曼 1-3 凸轮曲线时域响应和频域响应
Figure 13 Time domain response and frequency domain response of 1-3 polynomial cam curves

6 结论

(1) 间隙存在会导致从动件在凸轮槽中发生横越冲击现象,导致系统响应精度变差。间隙变大使系统冲击变大,

动力响应幅值变大,会使凸轮磨损加快。动力间隙的存在对大周期比系统的影响要比小周期比系统影响大,也就是说对低速、大刚度机构影响更为严重,周期比越大该现象越明显。

(下转第 93 页)

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.