

文章编号:1674-8190(2019)S1-076-06

考虑铰链间隙的投放机构动力学特性分析

张梦迪,赵彩霞,李建刚

(庆安集团有限公司 航空设备研究所,西安 710077)

摘要: 分析铰链间隙对机构运动特性的影响有着重要意义。通过对一种投放机构模型进行分析,将其简化为一个四连杆机构,建立投放机构的非线性弹簧阻尼模型,同时采用库仑摩擦描述机构间隙处的摩擦作用,并将建立好的模型导入到 Adams 仿真分析软件中,进行动力学特性分析。结果表明:利用 Adams 软件可以有效地建立含铰链间隙的投放机构动力学模型,分析间隙对机构在开启过程的影响,仿真结果能够预测铰链间隙对机构运动特性的影响,为机构的设计和 optimization 提供依据,并有利于在工程方面的应用。

关键词: 铰链间隙;接触碰撞力;动力学;投放机构

中图分类号: TH112

文献标识码: A

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.2019.S1.015

Dynamic Analysis of the Projection Mechanism with Joint Clearance

Zhang Mengdi, Zhao Caixia, Li Jiangan

(Aviation Equipment Institute, Qing'an Group Co., Ltd., Xi'an 710077, China)

Abstract: To study the influence of the mechanism with clearance, a kind of projection mechanism is analyzed and simplified into a kind of four-bar mechanism, nonlinear spring-damp model is established. Then the model considering joint clearance is incorporated into ADAMS and the dynamic simulation is carried out. The simulation results show that the dynamic model can be built by using ADAMS and the effects of clearance can be analysed. It can be the basis of mechanism and optimization.

Key words: joint clearance; contact; dynamic; projection mechanism

0 引言

在实际机构中,由于制造、装配的误差以及运动过程中的磨损,各个运动副之间不可避免的会存在间隙。在机构运行过程中,由于间隙的影响,将会使实际机构与理想机构的运动发生偏差,导致机构的运动精度和性能下降,容易引起机构内部构件发生碰撞,并引起振动,产生噪音,加速磨损,降低机构的传递效率,影响机构内部的载荷传递,更有甚者会造成机构功能的失效,发生事故。随着现代

机械工程逐渐向高速、重载、微机械系统的发展,对含有间隙机构的动力学行为也逐渐成为机械工程界的关注对象,成为迫切要解决的关键问题之一^[1-3]。

针对含间隙的铰链机构,国内外学者进行了一系列的研究。Y. Hayasaka 等^[4]针对含间隙铰接桁架结构进行了研究,分析了铰接间隙对系统的影响;Parenti-Castelli^[5]利用虚功原理进行了机构间隙的影响分析,并提出了改进的间隙影响分析方法;吴焕芹等^[6]利用连续接触无质量杆间隙模型,分析了考虑铰链间隙的平面四连杆机构的运动特

收稿日期:2019-01-16; 修回日期:2019-01-30

通信作者:张梦迪,zmd0807730@163.com

引用格式:张梦迪,赵彩霞,李建刚. 考虑铰链间隙的投放机构动力学特性分析[J]. 航空工程进展, 2019, 10(增刊 1): 76-81.

Zhang Mengdi, Zhao Caixia, Li Jiangan. Dynamic analysis of the projection mechanism with joint clearance[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2019, 10(S1): 76-81. (in Chinese)

性;白争锋等^[7]将一种改进的 Winkler 模型铰链接触刚度引入到 L-N 接触碰撞力模型,获得了一种新接触碰撞力模型,分析含间隙四连杆机构的动态特性。

本文以某型投放机构为研究对象,在机械系统动力学分析软件 Adams 中建立起含间隙的非线性连续接触碰撞力模型,采用库仑摩擦模型描述间隙处的摩擦,在此基础上进行动力学仿真分析,研究其动态特性。

1 模型建模

对投放机构模型进行简化,得到的模型为一个连杆机构,如图 1 所示。在连杆机构被解锁后,依靠连接壳体和同步连杆之间的弹簧使同步连杆运动,同步连杆又带动挂钩逆时针转动,完成对悬挂物体的投放。在本文分析过程中,对于该型投放机构,主要考虑同步连杆和挂钩铰接处以及挂钩与壳体铰接处的径向间隙。

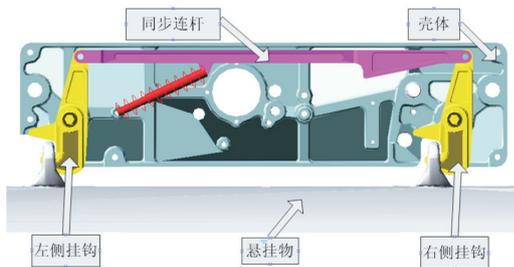


图 1 投放机构装置

1.1 间隙的矢量模型

对于理想的旋转铰,认为轴与孔是同心的,但在实际情况下,由于铰链间隙的存在,轴与孔就会发生相对运动,产生偏心距。为了研究偏心距对机构运动的影响,采用如图 2 所示的间隙矢量模型^[8],间隙矢量模型是在含间隙的旋转铰处引入一个间隙矢量,用来描述两个相关构件的相对运动关系,因此旋转铰连接的两个构件可以通过间隙矢量表示。间隙矢量的方向指向两构件相对运动时潜在的接触点,该潜在接触点构成了两构件的相对碰撞点。间隙矢量的大小处在以孔的旋转中心为圆心且以孔和轴的径向尺寸公差为半径的间隙圆内^[7],并且矢量的大小反应了两构件是否接触。

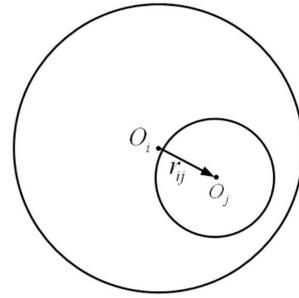


图 2 间隙矢量模型

如图 2 所示的模型,其间隙可以描述为

$$r_{ij} = R_i - R_j \quad (1)$$

其中: R_i 为孔的半径; R_j 为轴的半径。

1.2 接触碰撞力模型

对于接触碰撞力的描述,国内外学者已做过一系列研究,提出了不同的接触力模型。本文采用 H. M. Lankarani 提出的接触碰撞力模型^[9],它是基于 Hertz 接触理论和恢复系数的非线性弹簧阻尼碰撞力模型,该模型采用了通用的 Hertz 接触力公式并且考虑了接触碰撞过程中阻尼影响,其模型的接触力公式表示为

$$F_n = K\delta^n + D\dot{\delta} \quad (2)$$

式中:方程右边第一项为接触碰撞过程的弹性变形力,由 Hertz 接触理论可以得到;第二项为碰撞过程的阻尼力; K 为接触刚度系数,其表达式为

$$K = \frac{4}{3\pi(\sigma_i + \sigma_j)} \left(\frac{R_i R_j}{R_i - R_j} \right)^{1/2} \quad (3)$$

$$\sigma_i = \frac{1 - \mu_i^2}{\pi E_i}, \sigma_j = \frac{1 - \mu_j^2}{\pi E_j} \quad (4)$$

式中: μ 和 E 分别为泊松比和杨氏弹性模量; R_i 和 R_j 分别为两个接触体的半径。

方程中 D 为阻尼系数, $\dot{\delta}$ 为碰撞速度,则 D 的表达式为^[9]:

$$D = \frac{3K(1 - e^2)}{4\dot{\delta}^{(-)}} \delta^n \quad (5)$$

式中: e 为恢复系数, $\dot{\delta}^{(-)}$ 为碰撞点的初始相对速度。

1.3 摩擦力模型

在含间隙铰链运动过程中,铰链轴与孔之间发生相对转动,在接触非光滑时必然存在切向摩擦

力,影响铰链动力学特性。在研究传动机构的接触特性时,暂不考虑润滑情况,将切向摩擦力视为干摩擦。Coulomb 摩擦模型是一种被广泛应用于分析切向摩擦力的模型,认为切向摩擦力与法向接触碰撞力成正比,方向与相对滑动速度方向相反,即:

$$F_t = \mu F_n \quad (6)$$

式中: F_t 为切向摩擦力; F_n 为法向接触碰撞力; μ 接触面的摩擦系数。

为了更准确的描述铰链轴孔接触时的摩擦行为,本文采用一种修正的 Coulomb 摩擦模型——Cubic 非线性摩擦模型,其切向摩擦力 F_t 可表示为^[10]

$$F_t = \mu_{(v_t)} F_n \quad (7)$$

$$\mu_{(v_t)} = \begin{cases} \mu_d \left(-\frac{v_t}{|v_t|} \right) & |v_t| \geq v_d \\ \text{step}(|v_t|, v_d, \mu_d, v_s, \mu_s) \left(-\frac{v_t}{|v_t|} \right) & v_s < |v_t| < v_d \\ \text{step}(v_t, -v_s, \mu_s, v_s, -\mu_s) & |v_t| \leq v_s \end{cases} \quad (8)$$

式中: v_s 为静摩擦临界速度; v_d 为动摩擦临界速度; μ_s 为最大静摩擦系数; μ_d 为动摩擦系数。

其中摩擦系数不是一个常数,是与切向滑动速度相关的连续函数,动摩擦系数和静摩擦系数的转化过程如图 3 所示。

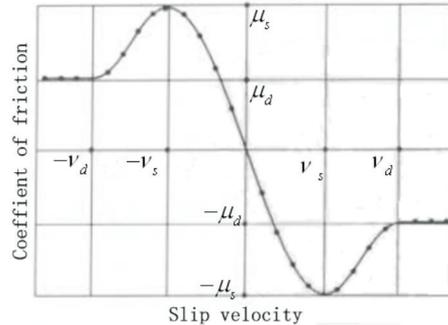


图 3 动静摩擦系数的动态变化曲线

其中函数 step 的具体形式: $\text{step}(x, x_0, y_0, x_1, y_1)$, 具体表达式如下:

$$\text{step} = \begin{cases} y_0 & |v_t| \geq v_d \\ y_0 + (y_1 - y_0) \left(\frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \right)^2 \left(3 - \left[\frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \right] \right) & v_s < |v_t| < v_d \\ y_1 & |v_t| \leq v_s \end{cases} \quad (9)$$

2 含间隙机构仿真分析

2.1 模型参数

基于上述对含间隙运动副的碰撞接触力进行分析,以某型投放结构为研究对象,在 Adams 仿真分析软件中建立含间隙的动力学模型并进行动力学仿真分析,研究悬挂物从锁定到完全投放过程中机构的动态特性。

投放机构如图 1 所示,分别在挂钩与连杆铰接处、挂钩与壳体旋转轴处存在间隙。投放机构的模型参数为:同步连杆 $L_1 = 356$ mm,同步连杆质量 $m_1 = 0.24$ kg,同步连杆转动惯量 $J_1 = 3 \times 10^{-2}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$,挂钩 $L_2 = 59$ mm,挂钩质量 $m_2 = 0.25$ kg,挂钩转动惯量 $J_2 = 2 \times 10^{-4}$ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$,摩擦系数为 0.1,弹性模量 $E = 207$ GPa,弹簧刚度为 $K = 4.5$ N/mm,预紧力为 100 N。

2.2 仿真结果与分析

为了研究间隙对投放机构在开启过程中运动特性的影响,取间隙为 $r = 0.1$ mm,对投放机构在含间隙工况下,进行仿真计算分析,同步连杆的速度如图 4 所示。

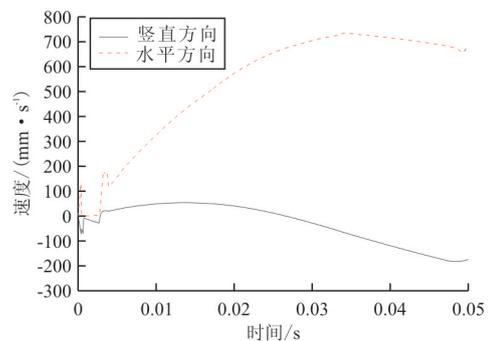


图 4 同步连杆的速度

从图 4 可以看出:在 0.002 7 s 之前,由于同步连杆与挂钩铰链间间隙的存在,机构处于调整阶段,同步连杆的速度出现来回波动,这对同步连杆的初速度产生一定的影响。在 0.002 7 s 之后,部件间发生接触,在弹簧的作用下,同步连杆的水平方向和竖直的速度有明显的增大,由于弹簧的主要作用使同步连杆在水平方向产生平动,因此同步连杆在水平方向上的速度比竖直方向的大。左、右侧挂钩旋转角速度如图 5~图 6 所示。

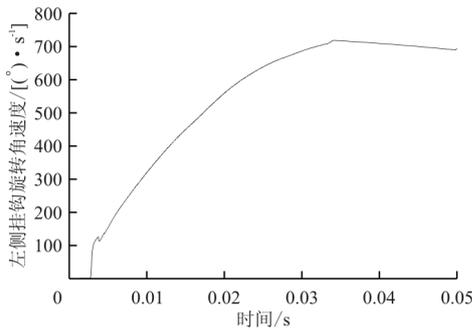


图 5 左侧挂钩旋转角速度

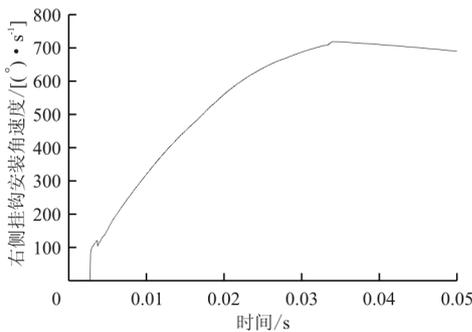
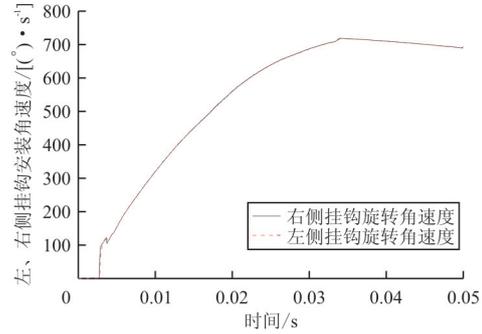
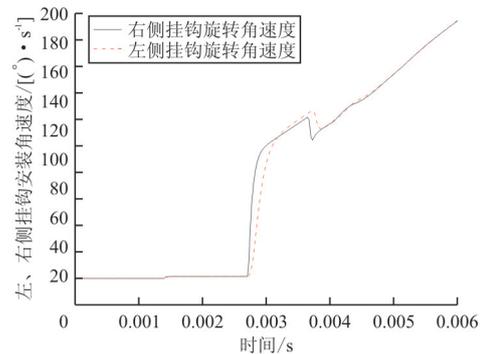


图 6 右侧挂钩旋转角速度

从图 5~图 6 可以看出:在 0.002 7 s 之前,左、右侧挂钩的旋转角速度均为 0,说明在之前左、右侧挂钩均未旋转,分析其原因,由于在挂钩转轴处间隙的存在,在机构被解锁后,0.002 7 s 之前部件间未发生接触,机构处于调整阶段,在 0.002 7 s 之后,部件间产生接触,在弹簧的作用下,挂钩逆时针转动,挂钩的角速度增大。由此可以分析得出:铰链间隙会对挂钩的旋转角速度产生一定的影响,从而进一步影响到悬挂物的准确投放时间。左、右侧挂钩旋转角速度对比图如图 7 所示。



(a) 左、右侧挂钩旋转角速度



(b) 左、右侧挂钩旋转角速度局部放大图

图 7 左、右侧挂钩旋转角速度对比图

从图 7(a)可以看出:在 0.002 7 s 之前,左、右侧挂钩的旋转角速度为 0,说明在之前左侧挂钩未旋转,在 0.05 s 完成对悬挂物投放时,左、右侧挂钩的旋转角速度相等,可以判断该机构左、右侧挂钩能够完成对悬挂物的同步投放。图(b)为图(a)在 0.006 s 之前的局部放大图,从图 7(b)可以看出:从 0.002 7 s 到 0.003 s 之间以后,右侧挂钩的旋转角速度比左侧的快,在 0.003 s 到 0.004 5 s 之间,左侧挂钩的旋转角速度比右侧的大,分析其原因为:在 0.003 s 之前,由于弹簧拉力的作用,使右侧挂钩的旋转角速度加快,从而拉动同步连杆向左运动,与左侧挂钩发生碰撞,从而推动左侧挂钩旋转,因此在 0.003 s 后,左侧挂钩的旋转角速度比右侧大,而后机构产生调整,减小了间隙对挂钩旋转角速度的影响,从而在 0.004 5 s 以后左、右侧挂钩的旋转角速度达到相等,完成对悬挂物的同步投放。

在分析机构运动过程中的接触碰撞力时,分别选取模型中左侧挂钩转轴处、右侧挂钩转轴处与同步连杆左侧铰接处、同步连杆右侧铰接处进行分析,分析过程中主要考虑铰链间隙处的水平和竖直方向上的接触碰撞力。同步连杆左、右侧铰接处受

力如图 8~图 9 所示。

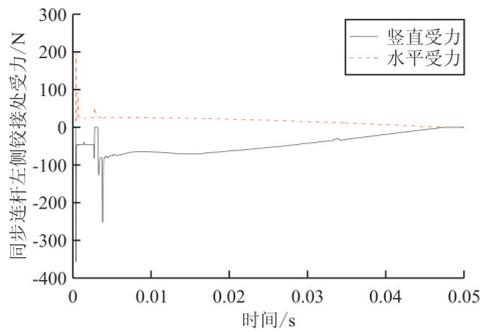


图 8 同步连杆左侧铰接处受力

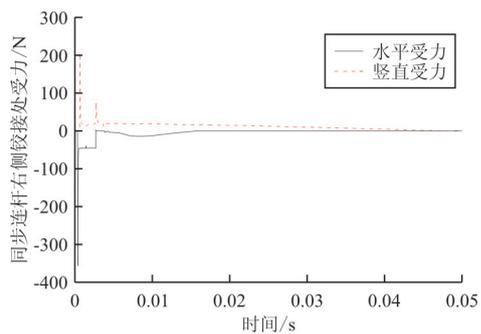


图 9 同步连杆右侧铰接处受力

从图 8~图 9 可以看出:在机构被解锁后,0.005 s 之前的运动初始阶段,同步连杆左、右侧铰接处产生了脉冲式的碰撞力,而且碰撞力的幅值较大,频率值也较高,左侧铰接处的碰撞力比右侧碰撞力产生的时间晚,并且碰撞力的力值较右侧也较大。分析其原因,主要是由于在运动初始阶段,由于在铰接处轴与轴套之间间隙的存在,产生了间隙碰撞力,而且每次碰撞的时间比较短。在机构解锁后,由于弹簧拉力的作用,使同步连杆右侧铰接处与右侧挂钩优先发生碰撞。由于这些碰撞力产生的时间极短,频率比较高,因此对同步连杆速度和挂钩的角速度的影响不大。左、右侧挂钩转轴处受力如图 10~图 11 所示。

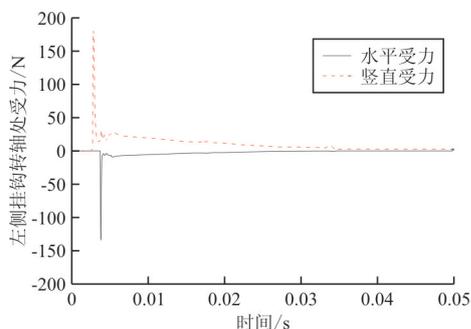


图 10 左侧挂钩转轴处受力

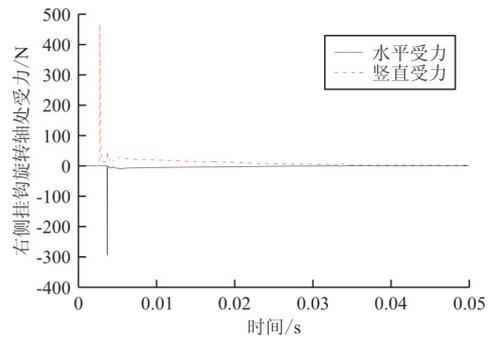


图 11 右侧挂钩转轴处受力

从图 10~图 11 可以看出:在机构被解锁后,在 0.002 7 s 之前,左侧挂钩与右侧挂钩在转轴处的受力为 0。在 0.002 7 s 到 0.005 s 之间,左侧挂钩与右侧挂钩在转轴处的受力产生了脉冲式的碰撞力。分析其原因,主要是由于在挂钩转轴处间隙的存在,在 0.002 7 s 之前机构处于调整阶段,部件间未发生接触,没有作用力的产生,在 0.002 7 s 之后部件接触,发生碰撞,产生了间隙碰撞力,并且碰撞力的幅值较大,碰撞的时间比较短,频率值也较高,结合图 4、图 5、图 6 可知,这些间隙碰撞力对同步连杆速度和挂钩的角速度的影响比较小。

3 结 论

(1) 铰链间隙对机构的动态特性有较大的影响,表现为:对机构中同步连杆的初速度有较大的影响;对挂钩的旋转角速度有一定影响,会影响对悬挂物的投放时间。

(2) 间隙的存在会在铰接处产生脉冲式的接触碰撞力,并且呈现高频震荡的特点,但由于间隙碰撞力作用的时间比较短,对部件的速度和角速度影响比较小。

(3) 在研究机构的动力学特性时,考虑铰接处间隙的存在,更能真实的反映机构的运动特性,并能预测含间隙机构的动力学行为,可为机构的设计提供帮助,也有助于在工程方面的应用。

参考文献

- [1] 刘才山, 陈滨. 多柔体系统动力学碰撞研究中的若干基本问题[J]. 振动与冲击, 1999, 18(3): 5-12.
- [2] Flores P, Ambrosio J, Claro P. Dynamics analysis for planar multi-body mechanical systems with lubricated joints [J]. Multi-body System Dynamics, 2004, 12(1): 47-74.
- [3] Garcia Oeden J C. Analysis of clearance in multi-body sys-

- tem[J]. Multi-body System Dynamics, 2005, 13: 401-420.
- [4] Hayasaka Y, Okamoto N, Hattori T. Analysis of nonlinear vibration of space apparatuses connected with Pin-Joints [J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1992.
- [5] Parenti-Castelli V, Venanzi S. Clearance influence analysis on mechanisms [J]. Mechanism and Machine Theory, 2005, 40(12): 1316-1329.
- [6] 吴焕芹, 程强, 钟诗清. 含间隙的平面四杆机构运动特性分析[J]. 武汉理工大学学报, 2010, 32(3): 419-422.
- [7] 白争锋, 赵阳, 赵志刚. 考虑运动副间隙的机构动态特性研究[J]. 振动与冲击, 2011, 30(11): 17-20.
- [8] 时兵, 金焯. 面向虚拟样机的机构间隙旋转铰建模与动力学仿真[J]. 机械工程学报, 2009, 45(4): 299-303.
- [9] Lankarani H M, Nikravesh P E. A contact force model with hysteresis damping for impact analysis of multibody systems[J]. Journal of Mechanical Design, 1990, 112(3): 369-376.
- [10] 李忠洪. 考虑铰链间隙的空气舵传动机构动力学建模及分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.

作者简介:

张梦迪(1988—),男,硕士,工程师。主要研究方向:机构动力学仿真分析。

赵彩霞(1987—),女,硕士,工程师。主要研究方向:机构动力学仿真分析。

李建刚(1980—),男,硕士,高级工程师。主要研究方向:机构动力学仿真分析。

(编辑:沈愷)

(上接第 49 页)

及试验验证。运用该疲劳寿命计算方法算得的正弦疲劳寿命满足要求且与实际一致。该疲劳寿命计算方法可为工程研制提供参考。

参考文献

- [1] 史佑民, 杨新团. 大型飞机高升力系统的发展及关键技术分析[J]. 航空制造技术, 2016(10): 74-78.
- [2] 张辉辉. C919 扭力管万向节组件应力分析报告[R]. 西安: 庆安集团有限公司, 2014.
- [3] SC-135. RTCA/DO-160G 机载设备环境条件和试验程序[S]. 美国华盛顿: 美国航空无线电技术委员会, 2007.
- [4] 吴元东, 漆文凯. 某发动机模拟机匣的模态分析与模型验证[J]. 机械科学与技术, 2010, 29(11): 1487-1492.
- [5] 实验中心. QSET-FM-071[R]. 西安: 陕西陕航环境试验有限公司, 2017.
- [6] 浦广益. ANSYS Workbench 12 基础教程与实例详解[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2010: 1.
- [7] 安世亚太. ANSYS 结构分析指南(下)结构动力学[M]. USA: Swanson Analysis System inc, 1998.
- [8] 周传月. MSC. Fatigue 疲劳分析应用于实例[M]. 北京: 科学出版社, 2005, 22-23, 38-40.
- [9] 喻琴, 杨世彦, 刘启华, 等. 液压驱动装置类产品的随机振动疲劳计算方法[C]//安向阳, 余策. 第六届民用飞机航电国际论坛论文集. 北京: 航空工业出版社, 2017: 290.
- [10] 李杰. COMAC C919 扭力管万向节组件和支撑轴承振动试验鉴定试验报告[R]. 西安: 庆安集团有限公司, 2017.

作者简介:

喻琴(1983—),女,硕士,高级工程师。主要研究方向:结构强度。

刘小涛(1980—),男,硕士,高级工程师。主要研究方向:结构分析及其工程应用。

马咪娜(1987—),女,硕士,工程师。主要研究方向:强度计算及验证。

李杰(1990—),男,学士,工程师。主要研究方向:机械传动。

(编辑:赵毓梅)