

文章编号:1674-8190(2019)S1-044-06

# 某扭力管万向节组件及支撑轴承的正弦振动疲劳研究

喻琴, 刘小涛, 马咪娜, 李杰  
(庆安集团有限公司 航空设备研究所, 西安 710077)

**摘要:** 目前,对扭力管万向节组件及支撑轴承的研究多集中在强度计算方面。建立某扭力管万向节组件及支撑轴承的有限元模型,对其进行模态分析及正弦分析,推导正弦振动下的疲劳寿命计算公式并预估模型的寿命,并进行试验验证。结果表明:通过模态试验验证了模型的正确性,通过正弦试验验证了疲劳寿命计算的正确性。该疲劳寿命计算方法可用来预估相关模型的正弦振动疲劳寿命。

**关键词:** 扭力管万向节组件及支撑轴承;结构动力学分析;正弦振动疲劳寿命预估;试验验证

中图分类号: V249.1

文献标识码: A

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.2019.S1.009

## Study on Sinusoidal Vibration Fatigue of a Torsion Tube Universal Joint Assembly and Supporting Bearing

Yu Qin, Liu Xiaotiao, Ma Mi'na, Li Jie  
(Aviation Equipment Institute, Qingan Group Co. Ltd., Xi'an 710077, China)

**Abstract:** At present, most of studies are focused on the strength of torsion tube universal joint assembly and supporting bearing. The finite element model of a torsion tube universal joint assembly and supporting bearing of C919 is established. The modal analysis and sinusoidal analysis are carried out. The fatigue life calculation formula under sinusoidal vibration is deduced and the life of the model is predicted. The correctness of the model is verified by modal test. The correctness of the fatigue life calculation is verified by sinusoidal test. The fatigue life evaluation can be used to predict the sinusoidal vibration fatigue life of related models through sinusoidal test.

**Key words:** torsion tube universal joint assembly and supporting bearing; structural dynamics analysis; sinusoidal vibration fatigue life prediction; experimental verification

## 0 引言

飞机高升力控制系统是飞机重要功能系统,它不仅有效提高飞机起飞着陆时的升力,有效改善飞机的失速条件,而且也大大改善飞机爬升率、进场速率及进场最佳飞行姿态<sup>[1]</sup>。在飞机起飞、着陆阶

段或飞行过程中与飞机的其他功能系统协调配合以便更好地执行飞行任务。在高升力系统中,扭力管万向节组件及支撑轴承主要用于将驱动力矩从驱动装置 PDU 传递到作动器,控制襟缝翼的收放,同时调整由于安装公差、机翼变形和热变形所带来的轴向和角度误差<sup>[2]</sup>。

收稿日期:2019-01-06; 修回日期:2019-03-04

通信作者:喻琴,yuqin09203@163.com

引用格式:喻琴,刘小涛,马咪娜,等. 某扭力管万向节组件及支撑轴承的正弦振动疲劳研究[J]. 航空工程进展, 2019, 10(增刊 1): 44-49,81.

Yu Qin, Liu Xiaotiao, Ma Mi'na, et al. Study on sinusoidal vibration fatigue of a torsion tube universal joint assembly and supporting bearing[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2019, 10(S1): 44-49,81. (in Chinese)

在飞行过程中,扭力管万向节组件及支撑轴承会受到短时高量级瞬态振动,属于低频振动,往往可以简化为一种正弦振动。目前,对扭力管万向节组件及支撑轴承的强度计算较多,对其在正弦振动环境下的疲劳寿命鲜有研究。为此,本文采用 ANSYS Workbench 软件,针对某规格扭力管万向节组件及支撑轴承进行正弦振动分析,并基于 Miner 线性累计损伤理论,开展正弦振动环境下的疲劳寿命预测,以期为工程研制提供参考。

### 1 某扭力管万向节组件及支撑轴承结构及振动条件

扭力管万向节组件结构如图 1 所示。扭力管万向节组件使用 1.25 inch 的扭力管连接两端的万向节,其长度为 1 711.77 mm。

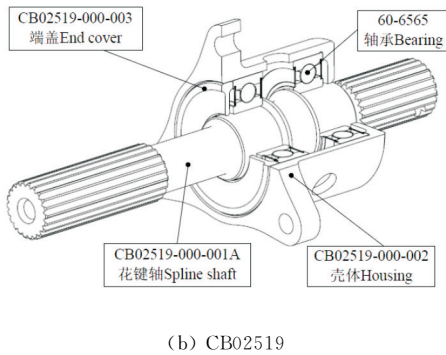
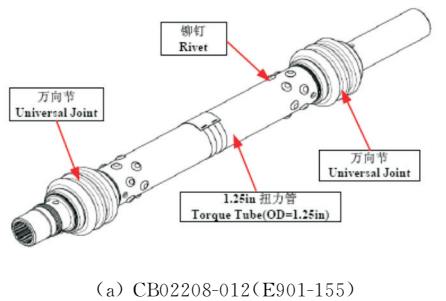


图 1 扭力管万向节组件及支撑轴承产品结构

将扭力管组件和支撑轴承安装在振动试验台上,如图 2 所示。

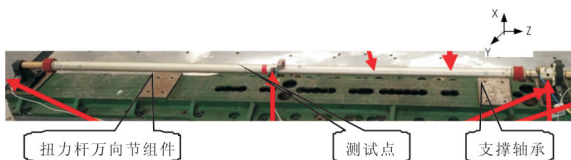


图 2 振动试验台

在开展正弦振动试验前,首先对扭力管万向节组件进行正弦扫描:分别进行  $x$  向、 $y$  向、 $z$  向(方向如图 2 所示)正弦扫描试验,振动频率范围 10~2 000 Hz,加速度峰值为 0.5 G,确定其各个方向的一阶固有频率。接着参考 RTCA/DO-160 G 第 8 章 H 类进行短时高量级振动<sup>[3]</sup>:在产品三个正交轴向的每一轴向以扫描速率不超过 0.167 Hz/sec,频率从 10~250 Hz 进行 1 次正弦线性扫描。短时高量级正弦振动试验曲线如图 3 所示。

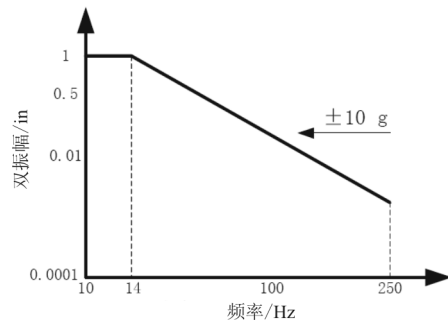


图 3 短时高量级正弦振动试验曲线

### 2 有限元模型及模型验证

根据扭力管万向节组件的结构知,去掉对刚度影响不大的橡皮套即可完成结构简化<sup>[4]</sup>,几何模型如图 4 所示。固定短接头花键齿面、支撑轴承壳体上三个孔施加固定约束,短、长接头与主销之间、铆接接头与小销之间两两建立旋转运动副,长接头花键齿面于支撑轴承花键轴之间建立平动运动副(放开轴向),如图 5 所示。



图 4 几何模型



图 5 运动副设置

对扭力管万向节组件进行模态分析时提取前 9 阶的固有频率和相应振型云图,如图 6 所示。



(a) 第 1 阶振型,34 Hz

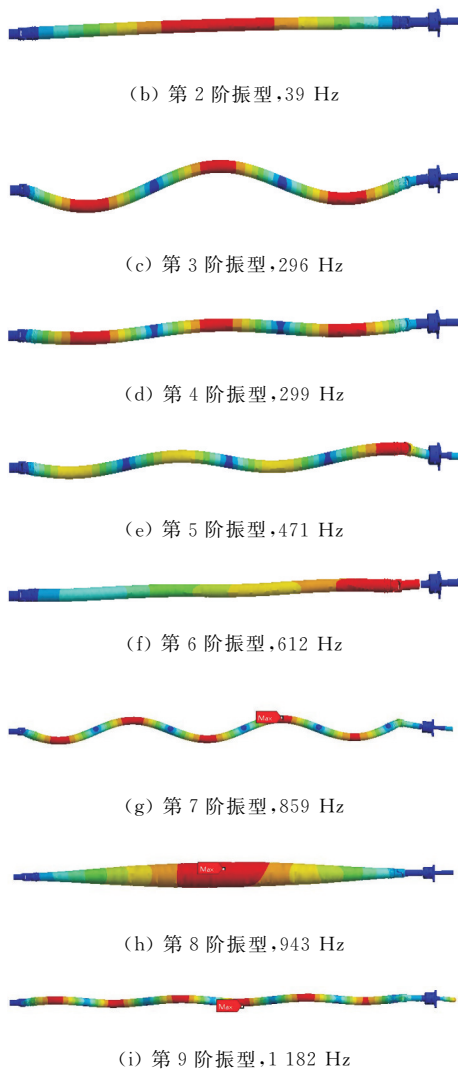
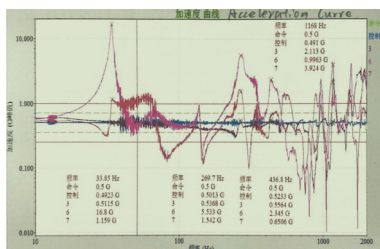
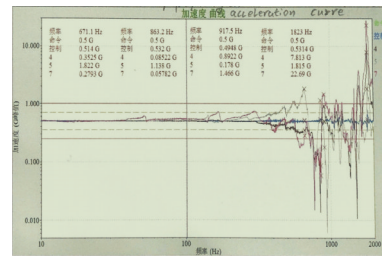


图 6 前 9 阶振型与固有频率

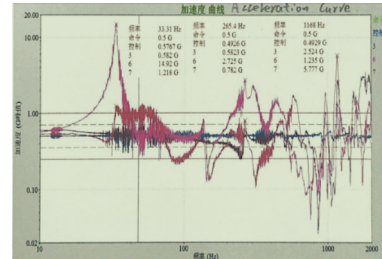
由扫描试验得到测试点的响应图谱如图 7 所示<sup>[5]</sup>,可以看出: $x$  方向有四个峰值, $y$  方向振动结果有三个峰值, $z$  方向振动结果有三个峰值。频响函数曲线可以反映振动的基本特征,可以直观表现其固有频率。产品的前 9 阶固有频率分别为:33、34、265、270、437、671、863、918、1 168 Hz。



(a)  $x$  方向



(b)  $y$  方向



(c)  $z$  方向

图 7 加速度幅值-频率曲线

从试验模态分析的结果可以看出:第 1、3、9 阶固有频率是产品  $z$  方向的振动频率,第 2、4、5、9 阶固有频率是产品沿  $x$  方向的振动频率,第 6、7、8 阶固有频率是产品沿  $y$  方向的振动频率。

试验与分析的固有频率对比分析如表 1 所示,可以看出:模拟计算得到的振型结果与实验结果吻合度较高。该结果对于进一步分析产品在外部激励下的振动大小和方向具有重要意义。该几何模型通过了模态试验验证,试验模态频率与计算模态频率吻合度较高,证明了所建有限元模型是正确的。

表 1 试验与分析的固有频率对比分析

阶数	试验固有频率/Hz			分析固有频率/Hz
	$x$ 方向	$y$ 方向	$z$ 方向	
1	—	—	33	34
2	34	—	—	39
3	—	—	265	296
4	270	—	—	299
5	437	—	—	471
6	—	671	—	612
7	—	863	—	859
8	—	918	—	943
9	1 168	—	1 168	1 182

### 3 正弦振动分析

利用 ANSYS Workbench<sup>[6]</sup>对扭力管万向节与支撑轴承组件进行正弦振动分析,采用完全法进行<sup>[7]</sup>,正弦振动所用模型如图 4 所示。激励谱如图 3 所示。

短接头花键齿面及支撑轴承壳体上三个孔分别在  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向上施加激励谱,如图 8 所示。

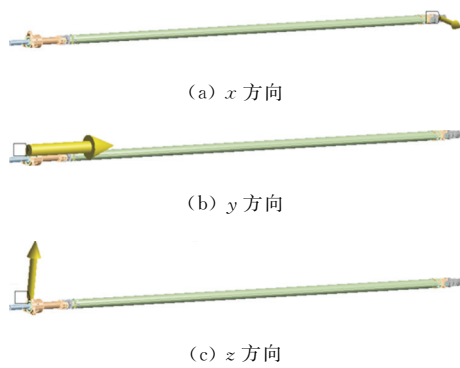


图 8 位移约束

针对组件计算等效 Mises 应力,提取应力最大点的应力响应谱,如图 9~图 10 所示,并提取变形及变形最大点的位移响应谱,如图 11~图 12 所示。

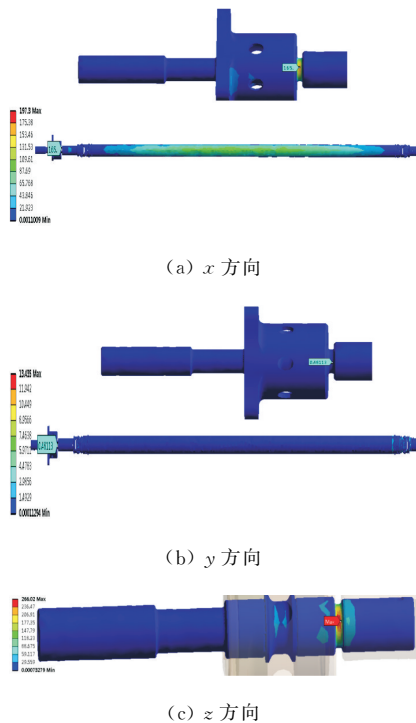


图 9 正弦振动当量应力云图

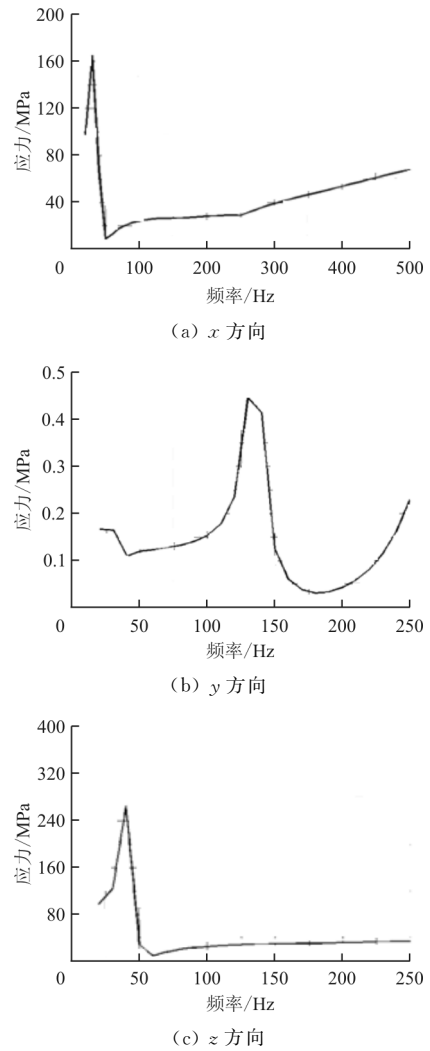


图 10 频率—应力曲线图

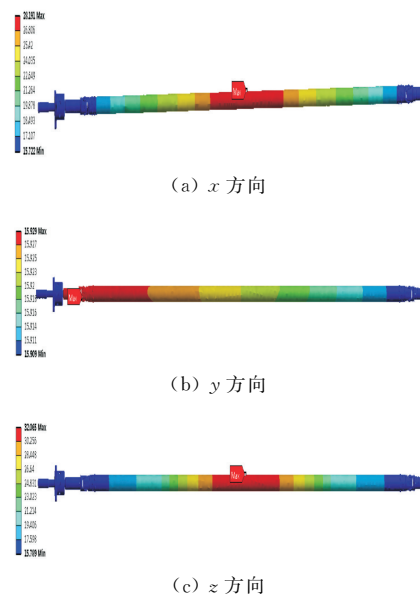


图 11 正弦振动变形云图

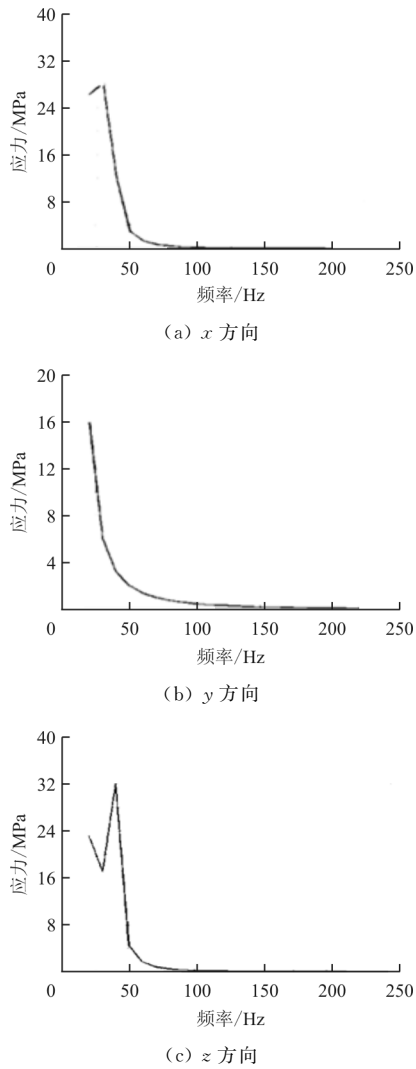


图 12 频率—位移曲线图

从图 9 可以看出:在正弦振动载荷下,组件的最大等效 Mises 应力出现在花键轴圆角处, $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向大小分别为 165、0.48、266 MPa。

从图 10 可以看出: $x$  方向振动响应主要来自 1 阶固有频率激励, $z$  方向振动响应主要来自 2 阶固有频率激励,而  $y$  方向的振动响应较小,且其一阶固有频率已经远超出了 250 Hz。

从图 11 可以看出:在正弦振动载荷下, $x$ 、 $z$  方向组件的最大变形均出现在扭力管处,大小分别为 28、32 mm, $y$  方向组件的最大变形出现在铆接头处,大小为 15 mm。

从图 4~图 11 可以看出: $x$  方向振动响应主要来自 1 阶固有频率激励, $z$  方向振动响应主要来自 2 阶固有频率激励,而  $y$  方向的振动响应较小,且其一阶固有频率已经远超出了 250 Hz。

通过计算可知,该组件应力响应在频率 40 Hz (第 2 阶固有频率附近)出现极大值,对比  $x$ 、 $y$ 、 $z$  三个方向正弦振动对组件的响应,发现花键轴在  $z$  方向力作用下应力响应最大,为 266 MPa, $y$  方向力作用下应力为 0.48 MPa, $x$  方向力作用下应力为 165 MPa,该位置与  $z$  方向最大值的位置是相互垂直的,考虑正弦振动疲劳计算需要知道最危险点的应力,因此  $x$  方向力作用下应力取 18.6 MPa(与  $z$  方向取值点相同)。

#### 4 正弦振动环境下的疲劳寿命预估及试验验证

正弦振动的疲劳计算与一般的结构疲劳寿命计算方法一致,由有限元正弦振动分析求得危险点处的应力频率关系,得到应力/频率曲线图,它是结构在正弦振动条件下的应力随时间变化的频域描述,基于该曲线结合 Miner 线性累积损伤理论<sup>[8]</sup>,重点求出其  $n_i$  以及  $N_i$ ,可以计算其疲劳寿命<sup>[9]</sup>。

正弦振动过程中,振动时间、频率和扫描率的关系为

$$t = \frac{1}{R} \times \log_2 \frac{f}{f_1} \quad (1)$$

式中: $R$  为正弦振动扫描率。

式(1)等号两侧对  $f$  求导数,则有

$$\frac{dt}{df} = \frac{d}{df} \left( \frac{1}{R} \times \log_2 \frac{f}{f_1} \right) = \frac{1}{fR \ln 2} \quad (2)$$

写成离散形式,可得

$$\Delta t = \frac{\Delta f}{fR \ln 2} \quad (3)$$

$$n = \Delta t \times f = \frac{\Delta f}{R \ln 2} \quad (4)$$

进一步,可计算  $n_i$

$$n_i = \Delta t_i \times f = \frac{\Delta f_i}{R \ln 2} \quad (5)$$

在多级不同应力幅值  $\sigma_i$  作用下,各级应力对应的  $N_i$  描述如下:

$$N_i = \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_{-1A}} \right)^B \times N_0 \quad (6)$$

根据式(2)可得

$$D = \int_0^t \frac{n}{N} dt = \frac{\sigma_{-1A}^B}{N_0 \times R \times \ln 2} \int_{f_1}^f \sigma^{-B} df \quad (7)$$

将式(7)写成离散形式:

$$D = \frac{T}{t} \times \frac{\sigma_{-1A}^B}{N_0 \times R \times \ln 2} \sum_{i=1}^{n-1} \frac{\sigma_{i+1}^{-B} + \sigma_i^{-B}}{2} \times (f_{i+1} - f_i)$$



$$= \frac{T}{t} \times \frac{\Delta f_i \times \sigma_{-1A}^B}{2 \times N_0 \times R \times \ln 2} \sum_{i=1}^{n-1} (\sigma_{i+1}^{-B} + \sigma_i^{-B}) \quad (8)$$

式中:  $T$  为正弦振动持续时间;  $t$  为单次扫频所需时间。

寿命计算:

$$L = \frac{1}{D} \quad (9)$$

基于第 3 节获得的花键轴 Mises 应力最大值处的频率—应力曲线(图 4~图 9), 首先对相关参数进行计算, 如表 2 所示, 接着把各个参数带入式(8)中, 计算扭力管万向节组件及支撑轴承的正弦振动疲劳寿命, 如表 3 所示。

表 2 正弦振动相关参数计算

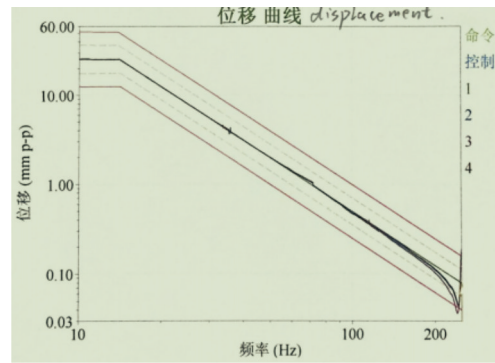
符号	名称	计算公式	计算结果
$f_1$	最低频率/Hz	—	10
$f_n$	最高频率/Hz	—	250
$\Delta f$	频率间隔/Hz	本文计算取 24 步	10
$R$	扫描速率/(Hz · sec <sup>-1</sup> )	—	0.167
$t$	单次扫频所需时间/s	公式(3-1-1)	27.8
$T$	持续振动时间/h	—	1
$K_a$	表面系数	$K_a = a\sigma_b^b$ $a = 4.51,$ $b = -0.265$	0.71
$K_b$	尺寸系数( $d = 15$ mm)	—	0.987
$\sigma_b$	抗拉强度/MPa	$15-5 Ph$	1 069
$\sigma_{-1}$	材料疲劳极限/MPa	$15-5 Ph$	510
$\sigma_{-1A}$	许用疲劳极限/MPa	$K_a K_b \sigma_{-1}$	357.6
$B$	S-N 曲线斜率	$15-5 Ph$	-3.92
$N_0$	最大主应力为疲劳极限时的寿命	$15-5 Ph$	1.00E+07
	循环数	$T/t$	129.5

表 3 正弦振动疲劳寿命校核

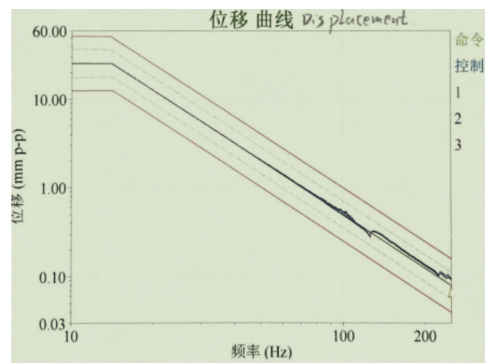
方向	损伤	总损伤	寿命/h
$x$	$1.16 \times 10^{-8}$	$3.74 \times 10^{-4}$	$2.68 \times 10^3$
$y$	$2.24 \times 10^{-14}$		
$z$	$3.74 \times 10^{-4}$		

根据 Miner 线性损伤累积理论, 当寿命值不小于 1 时, 可以认为不会发生疲劳破坏。计算表明, 该组件正弦振动疲劳寿命满足要求, 在 10~250 Hz 正弦振动载荷条件下振动 1 h 不会发生疲劳破坏。

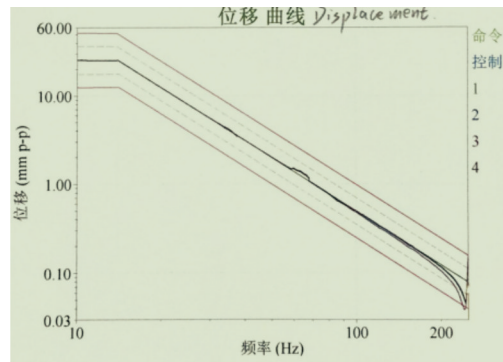
由第 1 节中振动条件进行正弦振动, 得到测试点的频率—位移曲线如图 13 所示<sup>[10]</sup>。



(a)  $x$  方向



(b)  $y$  方向



(c)  $z$  方向

图 13 测试点的频率—位移曲线

从图 12~图 13 可以看出: 测试点的仿真分析与实测谱吻合; 上述计算得到组件正弦振动疲劳不会破坏, 组件通过了正弦振动试验。正弦试验验证了正弦振动疲劳寿命预估的正确性。

## 5 结论

针对某扭力管万向节组件及支撑轴承, 本文开展了基于损伤累积理论的正弦振动疲劳寿命分析

(下转第 81 页)

- 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)