

附件机匣振动力学行为及寿命分析

殷 缘^{1,2}, 杨 励³, 信 琦³, 陈云霞¹

(1. 北京航空航天大学 可靠性与系统工程学院, 北京 100191; 2. 中国船舶工业系统研究院, 北京 100094;
3. 中国航发沈阳发动机研究所, 沈阳 110015)

摘要: 附件机匣作为航空发动机的重要部件, 获得其寿命指标至关重要, 在对附件机匣壳体进行疲劳寿命分析时, 需要充分考虑其复杂多样的工作环境以及各载荷情况。基于 ANSYS Workbench 有限元仿真, 计算得到了附件机匣在考虑自身重力和固定约束条件、轴承载荷、温度场以及振动载荷谱共同作用时的应力响应功率谱密度。采用雨流循环计数方法并通过 MATLAB 编程计算得到附件机匣的疲劳寿命。结果表明: 振动谱沿 Z 轴得到的等效应力值最大, 且最大点的应力响应 PSD 谱中 σ_x 的总均方根值远大于其余应力。单独采用 σ_x 应力 PSD 谱和采用所有应力 PSD 谱计算得到的寿命相差仅 50 min, 因此可采用 RMS 最大的 σ_x 应力 PSD 谱计算附件机匣的疲劳寿命。

关键词: 附件机匣; 有限元仿真; 疲劳寿命; 雨流循环计数法; 应力响应功率谱

中图分类号: V233.1

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2018.01.010

Analysis of Vibration Mechanics and Lifetime of Accessory Gearbox

YIN Yuan^{1,2}, YANG Li³, XIN Qi³, CHEN Yun-xia¹

(1. School of Reliability and Systems Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China; 2. Systems Engineering Research Institute, China State Shipbuilding Corporation, Beijing 100094, China; 3. AECC Shenyang Engine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: Accessory gearbox is a key component of aeroengine, and acquisition of its lifetime index is critically important. When analyzing the fatigue lifetime of accessory gearbox case, the complex and diverse working environment and loading conditions should be considered. Based on ANSYS Workbench finite element simulation, the stress response PSD of accessory gearbox was calculated, which taken own gravity, fixed constraints, bearing loads, temperature field, and vibration load spectrum into account. After that, the fatigue lifetime was calculated according to the rain-flow counting method through MATLAB program. The results show that the equivalent stress of the vibration spectrum along the Z-axis is max, and the RMS of the stress response PSD at the max point is much greater than the rest of the stress. The difference of the lifetime calculated between using stress response PSD individually and all stress response PSDs is only 50 minutes. Thus, the maximum RMS stress PSD can be used to calculate the fatigue lifetime of accessory gearbox.

Key words: accessory gearbox; finite element simulation; fatigue lifetime; rain-flow counting method; stress response PSD

0 引言

航空发动机附件机匣是航空发动机的重要部件, 对其力学行为和寿命进行分析以获得可靠性和寿命指标结果至关重要。附件机匣在工作时, 不仅受到轴承载荷、自身和安装附件重力的影响, 同时由于齿轮系统高速转动产热以及喷油散热使得其始终处于较

复杂的温度场中^[1], 且由于附件机匣内部齿轮系统啮合传动以及在安装、运行过程中的误差和故障等因素导致其处于复杂的振动环境中^[2]。考虑到附件机匣工作环境的复杂多样性, 以及同时承受机械载荷、振动载荷以及热载荷, 李锦花等结合 MASTA 软件和 ANSYS 软件计算同时受到轴承载荷和传动附件安装弯矩影响下壳体的变形^[3]; 郭梅等将轮齿啮合时变刚度

收稿日期: 2017-05-05

基金项目: 国家自然科学基金(51675025)资助

作者简介: 殷缘(1990), 女, 工学硕士, 工程师, 从事耐久性分析与试验工作; E-mail: yinyuanbianji@163.com。

引用格式: 殷缘, 杨励, 信琦, 等. 附件机匣振动力学行为及寿命分析[J]. 航空发动机, 2018, 44(1): 52-57. YIN Yuan, YANG Li, XIN Qi, et al. Analysis of vibration mechanics and lifetime for accessory gearbox[J]. Aeroengine, 2018, 44(1): 52-57.

和静传递误差产生的啮合力作为系统振动激励,采用有限元方法分析附件机匣系统的振动响应^[4];吴鸿等采用有限元方法建立附件机匣壳体稳态热分析模型,给出壳体的温度场分布^[5]。然而,上述研究仅包含机械载荷、振动或者温度场中的某一方面,不能全面反映其在复杂工作环境和热固条件下的振动载荷情况。热、固、振载荷会影响附件机匣应力分布等力学行为,从而影响其疲劳寿命。因此,在热、固、振条件共同作用下进行附件机匣的力学行为以及寿命建模分析是十分重要的。

本文基于有限元软件 ANSYS Workbench,同时考虑附件机匣壳体自身重力和固定约束条件、轴承载荷、温度场以及振动载荷作用,在不同工况下进行附件机匣壳体力学行为分析,计算得到附件机匣应力响应 PSD 谱,并根据应力响应 PSD 谱采用雨流循环计数方法对附件机匣寿命指标进行估计。

1 力学行为建模及分析

在热、固、振多载荷耦合作用下,运用 ANSYS Workbench 对其力学行为进行建模及分析。

1.1 模型定义、边界以及输入条件

1.1.1 模型定义

在实际工作环境中,各种负载悬挂在附件机匣两侧,对其力学行为分析产生影响。因此,在 CAD 模型上添加质点块(point mass)来定义负载对附件机匣的惯性影响,如图 1 所示。

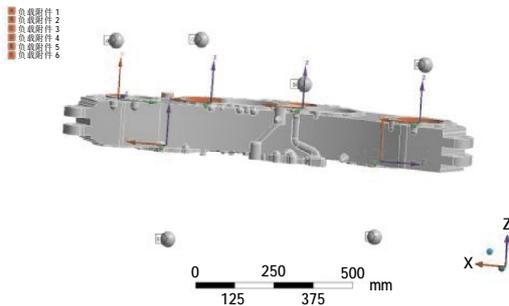


图 1 模型定义

图 1 定义模型中各负载的质量以及在局部坐标系中的位置见表 1。

1.1.2 边界条件

进行 ANSYS 有限元仿真时,边界条件指运动边界上方程组的解应该满足的条件。针对附件机匣的边界条件为吊耳处固定约束。

表 1 负载附件的质量以及坐标

负载编号	局部坐标系中坐标 /mm	质量 /kg
1	(149.66, 0.91, -18.08)	14
2	(-26.2, 6.68, -248.9)	50
3	(36.8, 46, 152.6)	16
4	(0, 0, 28.1)	4
5	(-2.83, -140.68, -16.213)	65
6	(-185.81, 2.05, 7.49)	20

1.1.3 输入条件

进行附件机匣热、固、振耦合作用下的力学行为分析,涉及机械载荷、振动载荷和热,因此输入条件有:机匣重力、温度场、轴承载荷、PSD 谱。

根据 ANSYS FLUENT 产热分析,得到附件机匣壳体上各部位温度,并采用 EXCEL 拟合得到附件机匣温度分布函数。环境温度设置为 90 °C,在附件机匣中部建立局部坐标系,以该坐标系为基准添加温度,温度变化图线如图 2 所示。

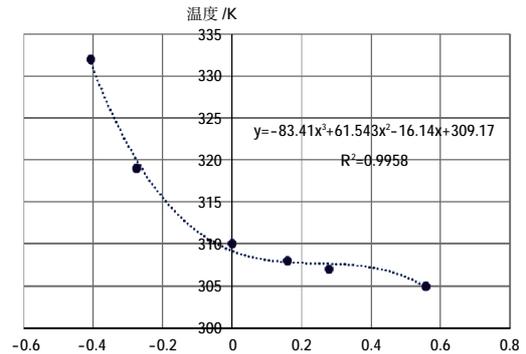


图 2 附件机匣不同部位的温度

因此,温度变化函数为

$$y = -83.41x^3 + 61.543x^2 - 16.14x + 309.17 \quad (1)$$

式中: x 为附件机匣与坐标原点的相对位置; y 为该部位的温度值。

加载温度场到附件机匣上,如图 3 所示。附件机

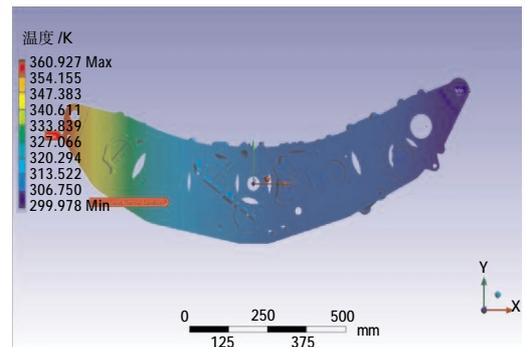


图 3 附件机匣温度场

匣内部共有 10 个齿轮轴,每个轴两端各有 1 个轴承,仅承受径向力。采用 LMS Virtual Lab. Motion 进行整体仿真,选取每个轴承的最大径向力并加载到附件机匣上,具体数值见表 2。

表 2 轴承载荷

轴承 编号	载荷 / N	轴承 编号	载荷 /N	轴承 编号	载荷 /N	轴承 编号	载荷 /N
1	110	6	122	11	7.8	16	78
2	69	7	173	12	60	17	141
3	86	8	76	13	208	18	155
4	756	9	339	14	218	19	322
5	67	10	656	15	160	20	7.8

随机振动输入的加速度功率谱频率范围为 0~2000 Hz,各频段振动量值见表 3。

表 3 该工况下每频段振动量值

频率范围 /Hz	0~15	15~155	155~507	507~1069	1069~2000
振动量值(g ² /Hz)	0	0.00467	0.007	0.0035	0.01167

1.2 网格划分

附件机匣壳体几何机构较为复杂,建议采用快速自动生成的四面体网格进行划分。此外,在划分网格时选择合适的网格大小对求解的精度以及求解速度十分重要。

结合附件机匣实际尺寸,使用全局 8 mm、全局 16 mm、附件机匣两侧(平板处)32 mm 其余 8 mm、两侧 16 mm 其余 8 mm 4 种尺寸划分网格,结果见表 4。

表 4 网格划分结果相关参数

网格尺寸 /mm	8	16	8+32	8+16
单元数	367845	658821	869354	757910
节点数	212009	446197	580741	498941
畸变度最大值	1	0.99	1	1
畸变度平均值	0.3938	0.4236	0.4021	0.3906
畸变度为 0.95 的单元数	4790	25300	33400	12900
畸变度为 0.95 单元所占百分比 /%	1.30	3.84	3.84	1.70

其中,畸变度(skewness)为网格质量的重要参数,指单元相对其理想形状的相对扭曲的度量,是 1 个值在 0(极好的)到 1(无法接受的)之间的比例因子。根据表 4 可知,不同网格尺寸得到的畸变度最大值和平均值基本接近;节点数和单元数为尺寸 8 mm 的最少,选择较少节点和单元的尺寸可以提高运算速度。

对于 8 mm 所得的单元和节点数比 16 mm 得到的少,其原因在于 8 mm 时的平滑参数(transition)设置

为 fast,而 16 mm 设置为 slow。若 8 mm 网格尺寸设置为 slow 则会输出过多单元,导致计算量太大而不能进行模态分析;若 16 mm 设置为 fast 则网格质量太低不足以比较。而网格尺寸为 8 mm 时畸变度为 0.95 的单元所占比例最小,因此 8 mm 的网格尺寸最理想,其对应的机匣局部网格划分结果如图 4 所示。

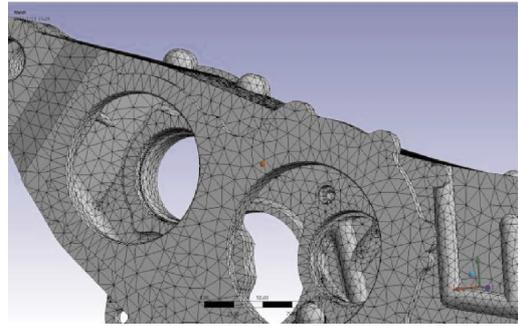


图 4 附件机匣网格

1.3 预应力模态分析

模态分析用来计算结构的振动特性,包括固有频率和振型。由于 ANSYS 随机振动分析采用模态叠加法,因此随机振动分析前必须进行模态分析。本文中静力学分析设置的边界和输入条件使结构中存在预应力,会导致结构刚度变化进而影响模态分析及后续振动分析结果。因此,在进行预应力模态分析时需考虑机匣载荷和温度对结构刚度的影响。

设置 PSD 谱最高频率为 2000 Hz,进行 15 阶模态分析,固有频率结果皆小于 500 Hz。因此,为保证响应结果的精确性分析,在前 45 阶模态中,第 1、6、15、45 阶固有频率结果见表 5。

表 5 固有频率计算结果

	第 1 阶	第 6 阶	第 15 阶	第 45 阶
固有频率 /Hz	45.565	90.650	343.15	2194.2

1.4 随机振动响应输出

根据仿真计算的薄弱位置的应力响应 PSD 谱进行寿命分析。根据随机振动理论,响应 PSD 谱可以由单自由度系统的传递函数 $H(\omega)$ 根据输入(激励)PSD 谱通过模态叠加方法计算得到。第 i 个自由度的响应 PSD 谱由以下 3 部分组成:

动态部分

$$S_{di}(\omega) = \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n \phi_{ij} \phi_{ik} \left(\sum_{e=1}^{r_1} \sum_{m=1}^{r_1} \gamma_{ej} \gamma_{mk} H_j^*(\omega) H_k(\omega) \bar{S}_{em}(\omega) \right) +$$

$$\sum_{e=1}^{r_2} \sum_{m=1}^{r_2} \Gamma_{ej} \Gamma_{mk} H_j^*(\omega) H_k(\omega) \hat{S}_{em}(\omega) \quad (2)$$

拟静态部分

$$S_{S_i}(\omega) = \sum_{e=1}^{r_2} \sum_{m=1}^{r_2} A_{ie} A_{im} \left(\frac{1}{\omega^4} \hat{S}_{em}(\omega) \right) \quad (3)$$

协方差部分

$$S_{sd_i}(\omega) = \sum_{j=1}^n \sum_{e=1}^{r_2} \sum_{m=1}^{r_2} \phi_{ij} A_{ie} \left(-\frac{1}{\omega^2} \Gamma_{mj} H_j(\omega) \hat{S}_{em}(\omega) \right) \quad (4)$$

式中: n 为振型数; r_1, r_2 分别为节点数和基础 PSD 谱数。

单自由度的传递函数根据不同的输入 PSD 谱和响应类型有不同形式。本文中输入为加速度 PSD 谱, 输出为应力 PSD 谱, 其传递函数形式为

$$H_j(\omega) = \frac{1}{\omega_j^2 - \omega^2 + i(2\xi_j \omega \omega_j)} \quad (5)$$

式中: ω 为外激励频率; ω_j 为第 j 阶模态的自然圆弧频率。

采用 ANSYS Workbench 得到最大等效应力结果见表 6。

表 6 最大等效应力计算结果

	振动谱沿 X 轴	振动谱沿 Y 轴	振动谱沿 Z 轴
等效应力 /MPa	39.239	33.269	45.082

从表 6 中可知, 振动谱沿 Z 轴方向等效应力最大, 如图 5 所示。

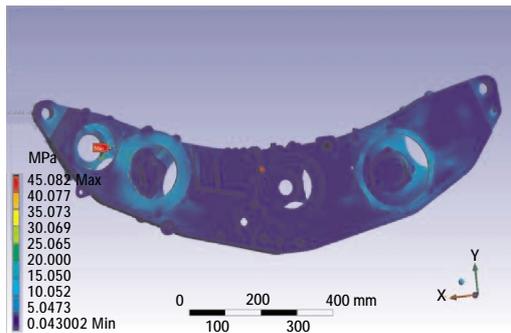
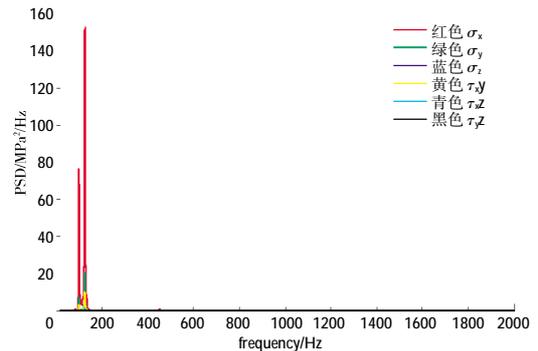


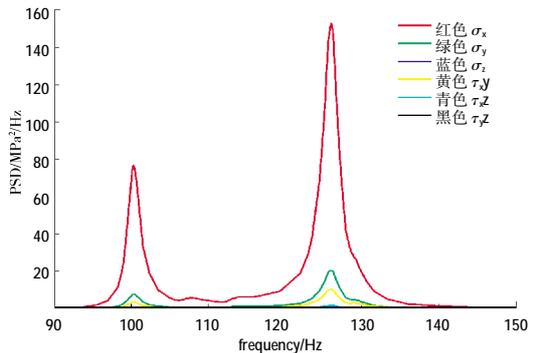
图 5 等效应力

从图中可见附件机匣壳体的应力最大点(即薄弱位置), 从而能够输出薄弱位置的正应力 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ 和剪应力 $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ 的响应 PSD 谱。

应力响应 PSD 谱如图 6(a)所示。已知功率谱密度值 - 频率值关系曲线下面积的开方即为均方根值(RMS)^[6]。从图 6(a)中可见, σ_x 响应 PSD 谱的 RMS 皆远大于其余应力, 并且各应力频率主要集中于 90~150 Hz, 将该频率区间图像放大, 如图 6(b)所示, 发现 σ_z 和 σ_y 的 RMS 远小于其余应力。



(a) 0~2000 Hz 频域内 PSD



(b) 频域局部放大

图 6 应力响应 PSD 谱

2 寿命建模及分析

2.1 雨流循环计数方法

根据第 1.4 节输出的响应 PSD 谱, 采用雨流循环计数法(RFC)计算寿命。RFC 是循环计数法的 1 种。循环技术法指在已知峰值概率密度函数的情况下, 对应力峰值进行循环计数得到幅值信息, 然后进行寿命计算。常用的循环计数法还有变程计数法(RC)和水平穿越计数法(NB)^[7]。

雨流计数法是公认最好的疲劳损伤估计方法, 但其计算过程比较繁琐, 准确解析式很难给出^[8-9]。然而, 在任意平稳高斯过程中, 线性损伤准则有效的情况下, 雨流计数损伤总是处于 2 种损伤值之间^[10-11]

$$\bar{D}_{RC} \leq D_{RFC} \leq \bar{D} = \bar{D}_{NB} \quad (6)$$

式中: \bar{D}_{RFC} 为雨流计数损伤; \bar{D}_{RC} 为变程计数损伤; \bar{D}_{NB} 为水平穿越计数损伤。

从式(6)中可知, 估计雨流计数损伤 \bar{D}_{RFC} 可以通过在其上下界中找到 1 个合适的中间点。因此, D. Benasciutti 和 R.Tovo 提出雨流计数损伤可以由 \bar{D}_{RC} 和 \bar{D}_{NB} 加权线性组合得到^[12]

$$\bar{D}_{RFC} = b\bar{D}_{NB} + (1-b)\bar{D}_{RC} \quad (7)$$

变程计数法和水平穿越计数法^[13]计算疲劳损伤

的近似公式为

$$\bar{D}_{NB} = v_0 C^{-1} (\sqrt{2} \sigma_x)^k \Gamma(1 + \frac{k}{2}) \quad (8)$$

$$\bar{D}_{RC} \cong \bar{D}_{NB} \alpha_2^{k-1} \quad (9)$$

式中: v_0 为谱密度函数 $S_x(\omega)$ 的平均上跨率

$$v_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\lambda_2}{\lambda_0}} \quad (10)$$

式中: λ_m 为单边谱密度函数 $S_x(\omega)$ 的谱距

$$\lambda_m = \int_0^{+\infty} \omega^m S_x(\omega) d\omega, m=0,1,2,\dots \quad (11)$$

方差 σ_x^2 由 λ_0 决定

$$\lambda_0 = \sigma_x^2 \quad (12)$$

C 和 k 为 S-N 曲线中的参数

$$S^k N = C \quad (13)$$

权重 b 的选择取决于响应的谱密度函数。D.Be-nasciutti 和 R.Tovo 给出 b 的表达式为

$$b = \frac{(\alpha_1 - \alpha_2)}{(\alpha_2 - 1)^2} m \quad (14)$$

其中

$$m = 1.112(1 + \alpha_1 \alpha_2 - (\alpha_1 + \alpha_2)) e^{2.11\alpha_2} + (\alpha_1 - \alpha_2) \quad (15)$$

对于谱密度函数 $S_x(\omega)$, α_1/α_2 为其带宽参数, 取值为 [0,1]^[14]。

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_1}{\sqrt{\lambda_0 \lambda_2}}, \alpha_2 = \frac{\lambda_2}{\sqrt{\lambda_0 \lambda_4}} \quad (16)$$

2.2 线性疲劳累积损伤理论

根据线性疲劳累积损伤理论, 计算附件机匣的总损伤量从而给出其疲劳寿命^[15]。

$$D = \sum_{i=1}^N D_i \quad (17)$$

式中: D 为总损伤量; D_i 为单个循环造成的损伤。

线性疲劳累积损伤理论假定损伤量 $D=1$ 时试件将发生疲劳破坏。因此, 疲劳寿命为

$$T = \frac{1}{D} = \frac{1}{\sum D} \quad (18)$$

2.3 疲劳寿命计算

根据得到的响应 PSD 谱(图 6), 运用雨流循环计数法并采用 MATLAB 编程计算附件机匣的疲劳寿命。由于 σ_x 响应 PSD 谱 RMS 远大于其余应力, 根据 σ_x 响应 PSD 谱计算附件机匣的损伤以及疲劳寿命, 结果见表 7。

根据 6 个应力的响应 PSD 谱计算其单位时间内的损伤, 再叠加计算所有功率谱造成的单位时间损伤, 从而得到附件机匣总损伤以及寿命结果, 见表 8。

表 7 损伤及疲劳寿命计算结果

单位时间损伤	时间 /min	寿命 /min
6.1382×10^{-6}	20	3.25828×10^6

表 8 损伤以及疲劳寿命计算结果

单位时间损伤	时间 /min	寿命 /min
6.1383×10^{-6}	20	3.25823×10^6

从表 7、8 中可知, 2 种计算方式的结果非常接近, 表明 RMS 非常小的 $\sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ 对附件机匣的损伤以及寿命计算结果影响很小。

3 结论

本文综合考虑附件机匣复杂的工作环境, 包括自身重力和固定约束条件、轴承载荷、温度场以及振动载荷, 分析计算附件机匣壳体在机械载荷、温度并施加随机振动谱得到的应力响应 PSD 谱, 结合雨流循环计数方法计算附件机匣壳体的疲劳寿命。在寿命计算时, 对比单独采用 RMS 最大的应力 PSD 谱和采用所有应力 PSD 谱计算得到的寿命结果分别为 $3.25828 \times 10^6 \text{ min}$ 和 $3.25823 \times 10^6 \text{ min}$, 相差仅为 50 min。因此, 可以选用 RMS 最大的 PSD 谱计算附件机匣的疲劳寿命。

参考文献:

- [1] 吕亚国, 刘振侠, 路彬, 等. 航空发动机附件机匣热分析研究[J]. 润滑与密封, 2011, 36(10): 62-80.
LU Yaguo, LIU Zhenxia, LU Bin, et al. Thermal analysis of aeroengine accessory gearbox [J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(10): 62-80. (in Chinese)
- [2] 王桂华, 刘海年. 航空发动机成附件振动环境试验剖面确定方法研究[J]. 推进技术, 2013, 34(8): 1101-1107.
WANG Guihua, LIU Hainian. Study on formulating method for vibration environment test profiles of aeroengine accessories [J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(8): 1101-1107. (in Chinese)
- [3] 李锦花, 史妍妍, 张茂强, 等. 航空发动机附件机匣壳体变形分析[J]. 航空发动机, 2013, 39(3): 59-72.
LI Jinhua, SHI Yanyan, ZHANG Maoqiang, et al. Analysis of accessory gearbox housing distortion for aeroengine [J]. Aeroengine, 2013, 39(3): 59-72. (in Chinese)
- [4] 郭梅, 陈聪慧, 王建军, 等. 发动机附件机匣结构系统振动特性[J]. 航

- 空动力学报, 2013, 28(7): 1607-1612.
- GUO Mei, CHEN Chonghui, WANG Jianjun. Vibration characteristics of accessory gearbox structure system of engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(7): 1607-1612. (in Chinese)
- [5] 吴鸿, 李国权, 齐乐华. 基于 ANSYS 的附件机匣抽油口润滑油温度计算[J]. 航空发动机, 2006, 32(3): 31-35.
- WU Hong, LI Guoquan, QI Lehua. Lubrication temperature calculation of the oil outlet for accessory gearbox based on ANSYS[J]. Aeroengine, 2006, 32(3): 31-35. (in Chinese)
- [6] 郑志国, 王宇峰. 随机振动中的参数介绍及计算方法[J]. 电子产品可靠性与环境试验, 2009, 26(7): 45-48.
- ZHENG Zhiguo, WANG Yufeng. Introduction of parameters in random vibration and their calculation [J]. Electronic Product Reliability and Environmental Testing, 2009, 26(7): 45-48. (in Chinese)
- [7] 王明珠. 结构疲劳振动寿命分析方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2009.
- WANG Mingzhu. Research on life analysis method for structure vibration fatigue [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2009.
- [8] Petrucci G, Zuccarello B. On the estimation of the fatigue cycle distribution from spectral density data [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1999, 213(8): 819-831.
- [9] Petrucci G, Di Paola M, Zuccarello B. On the characterization of dynamic properties of random processes by spectral parameters [J]. Journal of Applied Mechanics, 2000, 67(3): 519-526.
- [10] Rychlik I. Note on cycle counts in irregular loads [J]. Fatigue and Fracture and Engineering Materials and Structures, 1993, 16(4): 377-390.
- [11] Frendahl M, Rychlik I. Rainflow analysis: Markov method[J]. International Journal of Fatigue, 1993, 15(4): 265-272.
- [12] Benasciutti D, Tovo R. Comparison of spectral methods for fatigue analysis of broad-band Gaussian random processes [J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2006, 21(4): 287-299.
- [13] Rychlik I. On the narrow-band approximation for expected fatigue damage[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 1993, 8(1): 1-4.
- [14] Lutes L D, Sarkani S. Stochastic analysis of structural and mechanical vibrations[M]. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2003: 261-272.
- [15] 姚起杭, 姚军. 工程结构的振动疲劳问题[J]. 应用力学学报, 2006, 23(1): 12-15.
- YAO Qihang, YAO Jun. Vibration fatigue in engineering structures[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2006, 23(1): 12-15. (in Chinese)

(编辑: 李华文)