

钛合金薄壁空心结构阻尼特性研究

姚磊¹, 李志强^{1,2,3}, 邓瑛^{1,2,3}, 黄海鸿¹

(1. 中国航空制造技术研究院, 北京 100024;

2. 塑性成形技术航空科技重点实验室, 北京 100024;

3. 数字化塑性成形技术及装备北京市重点实验室, 北京 100024)

[摘要] 研究了测试参数对常用阻尼特性测试方法测试结果的影响规律, 分析表明自由衰减法测试数据分散性小, 半功率带宽法测试数据分散性大并且受测试参数选取影响较大。基于优化后的测试参数对比分析了钛合金薄壁空心、实心结构阻尼特性, 研究发现振幅较小时两类结构阻尼特性接近, 一阶振型下的模态阻尼在 2×10^{-4} 量级, 高振幅条件下空心结构阻尼比较大, 振幅为 10mm 时阻尼为 3.577×10^{-3} , 是振幅为 3.0mm 时阻尼的 1.20 倍, 表明空心结构内部结构特征在大变形条件下可以提供额外阻尼, 合理利用这一特征对提高结构性能具有重要意义。

关键词: 钛合金; 空心结构; 阻尼; 自由衰减法; 半功率带宽法

Research on Damping Characteristics of Titanium Alloy Thin Wall Hollow Structure

YAO Lei¹, LI Zhiqiang^{1,2,3}, DENG Ying^{1,2,3}, HUANG Haihong¹

(1. AVIC Manufacturing Technology Institute, Beijing 100024, China;

2. Aeronautical Key Laboratory for Plastic Forming Technologies, Beijing 100024, China;

3. Beijing Key Laboratory of Digital Plasticity Forming Technology and Equipment, Beijing 100024, China)

[ABSTRACT] The influence of test parameters on the test results of the commonly used damping characteristics test method was studied. The analysis show that the test data dispersion of the free vibration method is small and the test data dispersion of the half-power bandwidth method is large and greatly affected by the selection of test parameters. The damping characteristics of hollow and solid structures were compared and analyzed based on the optimized test parameters. It is found that the damping characteristics of the two types of structures are similar when the amplitude is small, and the modal damping under the first mode is about 2×10^{-3} . Under the condition of high amplitude, damping ratio of the solid structure increases slightly. When the amplitude is 10mm, the damping is 3.577×10^{-3} , which is as many as 1.20 times that of the amplitude being 3.0 mm. It indicates that the internal structural features of the structure can provide additional damping under large deformation conditions. The rational use of this feature is of great significance to improve the structural performance.

Keywords: Titanium alloy; Hollow structure; Damping; Free vibration method; Half-power bandwidth method

DOI: 10.16080/j.issn1671-833x.2018.16.091

20 世纪 80 年代以来, 为满足航空、航天、高性能汽车等领域对零部件性能提出愈发严酷的指标要求, 促使人们利用钛合金具有的超塑成形 / 扩散连接特性制造出了钛合金薄壁空心结构, 结构特征为由薄板成形结构外形, 内部通过 W 形或 H 形的加强筋提高结构刚性, 相对于相同外形的实心结构获得了 20%~40% 以上的减重优势^[1-2]。但是, 这类结构的空心区刚性低于实体结构, 相同频率范围内的固有频率数量高于传统实体结构, 工作中发生共振的概率较大。阻尼是机械能在动力学系统中耗散而产生的现象, 是抑制结构振动、降低结构受迫振动应力水平的有效途径, 因而, 认识钛合金薄壁空

心结构的阻尼特性对结构优化设计具有重要意义^[3-4]。

目前, 提出了多种结构 / 材料阻尼特性测试方法, 如小阻尼结构测试中常用的自由衰减法和半功率带宽法等, 虽然形成了测试标准, 但尚未系统开展测试参数对阻尼特性测试结果影响规律研究, 制约了结构阻尼特性精确评价^[5-6]。

空心结构阻尼特性理论分析表明, 结构中存在的细微结构特征在一定条件下将为结构提供额外的阻尼, 然而, 当前对钛合金薄壁空心结构阻尼特性的认识处于初步阶段, 未能系统研究这类结构的阻尼特性^[7-9]。

针对这一现状, 本文采用具有真实钛合金薄壁空心

结构零件几何特征的空心平板试验件和实心平板试验件开展研究,通过试验测试、对比分析测试参数对振动特性测试结果的影响规律,获得空心、实心结构阻尼特性差异。

1 阻尼特性试验方法

自由衰减法是阻尼测量常用的时域响应方法,其利用振幅-时间数据计算结构的阻尼特性,通常阻尼系统的振幅-时间曲线满足图1所示的变化规律,这一过程可用公式(1)描述^[10],通过变换可获得阻尼比计算公式,如式(2)所示。

$$y = y_0 e^{-\zeta \omega t} \sin \sqrt{1 - \zeta^2} \omega t \quad (1)$$

$$\zeta = \frac{1}{2\pi \Delta t f} \ln \frac{A_i}{A_{i+n}} \quad (2)$$

其中, ζ 为模态阻尼比; A_i 为某个时刻的振幅; f 为固有频率。根据公式(2)可知,当获得两个时刻下结构的振幅数据、时间间隔以及结构的固有频率时,即可计算出相应振型下的阻尼特性。

半功率带宽法是一种基于频域响应的阻尼测试方法,对于一个带阻尼的单自由度系统,其频响函数的幅值如图2所示,其表达式为公式(3),通过变换可获得阻尼比计算公式,即公式(4)^[11]。

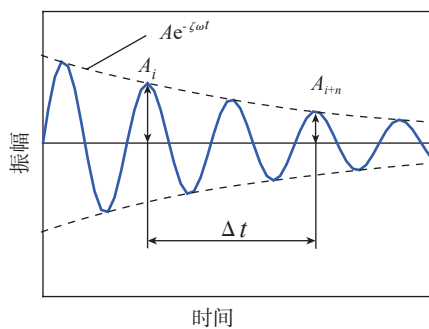


图1 振动系统时域响应曲线
Fig.1 Time-magnitude curve

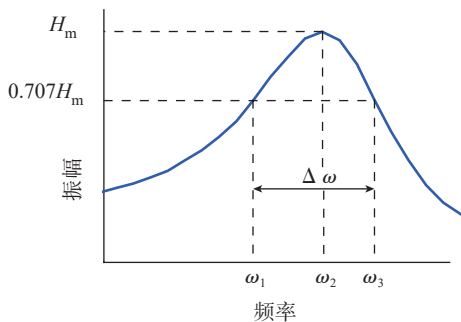


图2 振动系统频域响应曲线
Fig.2 Frequency response of vibration system

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} = \frac{\Delta \omega}{2\omega_n} \quad (3)$$

通过变换计算可得阻尼比的计算公式:

$$\zeta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} = \frac{\Delta \omega}{2\omega_n} \quad (4)$$

其中, ζ 为模态阻尼比; f_n 为固有频率; f_1 与 f_2 是半功率点的频率。当获得结构的振幅-频率数据时,计算出共振点频率和最大振幅 0.707 对应频率间的差值,即可获得结构的阻尼特性。

由结构阻尼特性测试过程可知,上述两种测试方法必须满足一定的条件,当结构中出现非线性、存在其他阻尼、固有频率数据不准确等现象将影响结构阻尼特性测试精度。

2 试验件设计

设计制造了实心平板试验件和空心平板试验件,两者的外形相同,如图3^[12]所示。实心平板试验件采用 TC4 板材并直接通过机械加工方式获得;空心试验件采用相同状态的 TC4 板材加工毛坯,随后,采用超塑成形/扩散连接组合工艺制造,空心特征试验件内部结构的几何特征与真实零件相似,其横截面如图4所示。试验件的主要尺寸为:长 274mm,宽 150mm,最大厚度 10mm,桁架厚度 0.5mm,蒙皮厚度 2mm。TC4 材料性能:弹性模量 115GPa,泊松比 0.34,密度 $4.42 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ 。

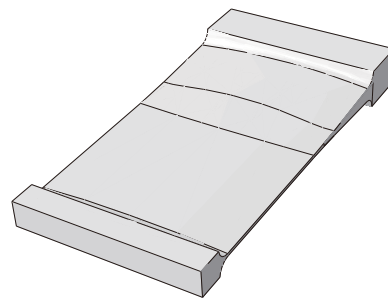


图3 试验件外形
Fig.3 Profile of specimen

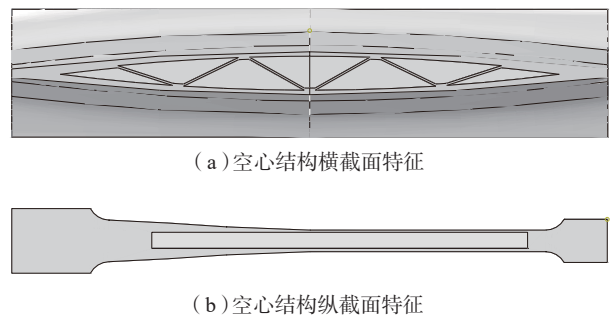


图4 空心平板试验件
Fig.4 Hollow plate specimen

3 试验设备及测试

采用力锤和电磁振动台作为激励设备,分别提供脉冲激励和正弦周期激励。电磁振动台稳态正弦峰值推力为 40kN,频率范围为 10~2300Hz;采用激光位移传感器测量试验件振幅,设备量程为 50mm,最大采样率为 20kHz,测试精度为 0.002mm。

设计了高刚性工装夹具,采用力锤施加脉冲激励时夹持特点如图 5 (a) 所示,试验件一端自由,自由端的位移数据通过位移传感器测量,位移传感器由专用工装固定,保证测量方向与试验件表面垂直,试验件另一端通过多个螺钉固定在夹具上,采用力矩扳手保证螺钉施加的载荷相同,设置拧紧力矩为 80N·m,确保试验件与夹具间不发生相对移动。

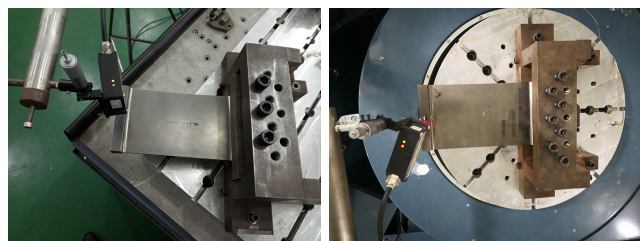
采用力锤激励获得的试验件初始变形较小,用于测试小振幅条件下的阻尼特征,将其作为其他阻尼测试结果的比较基准。该方法也可用于获得结构的固有频率,即通过位移传感器记录振幅-时间变化规律,采用快速傅里叶变换获得振幅-频率数据,在频域曲线上通过曲线的极值点获得试验件的固有频率。

采用振动台作为激励源时,工装通过螺钉刚性固定于电磁振动台的垂直台面,如图 5 (b) 所示,试验件固定方法、振幅测量方法等测试条件与锤击法测试时相同。采用振动台激励能够使试验件获得较大的初始变形且初始变形量可控,用于测试不同振幅下结构的阻尼数据。振动台激励也用于确定结构的共振频率,该方法称为步进正弦法,利用共振原理,即在设定频率范围内按顺序激励结构,采集振幅-频率特性曲线,当激励频率与结构固有频率相同时,振幅-频率曲线将出现峰值。

试验中,首先采用自由衰减法、步进正弦方法测试钛合金空心平板试验件一阶固有特性,随后采用自由衰减法分析结构的阻尼特性。

4 试验结果与讨论

按照上述思路研究,获得空心平板试验件一阶固有



(a) 锤击法激励 (b) 振动台激励

图5 试验件装夹特点

Fig.5 Fixture and measure

频率数据,表 1 所示为自由衰减法测试结果,表 2 所示为采用步进正弦测试结果。

采用脉冲激励法对空心平板试验件进行 3 次重复测量,结果如表 1 所示,测试得到 3 个固有频率数据相同,表明该方法的测量重复精度较高。

步进正弦测试结果如表 2 和图 6 所示,从中可知,激励条件对结构固有频率影响不显著而扫频速率对固有频率影响较大。

步进正弦测试的固有频率随扫频速率的增加而增大,扫频速率为 0.5oct/min 的条件下,获得共振频率为 162.63Hz,与自由衰减法测量结果接近,相差 -0.13%;扫频速率为 1.0oct/min 时,一阶固有频率为 163.00Hz,相差 0.10%;扫频速率为 1.5oct/min 时,一阶固有频率为 163.31Hz,误差为 0.29%。

表1 自由衰减法测试结果

试验编号	激励方式	一阶固有频率 /Hz	均值 /Hz	均方差 /Hz
1	锤击	162.84		
2	锤击	162.84	162.84	0
3	锤击	162.84		

表2 步进正弦结果 (扫频方向: 低频-高频)

编号	扫频速率 / (oct·min ⁻¹)	加速度 /g	一阶固有频率 /Hz	均值 /Hz	均方差 /Hz
1	0.5	0.5	162.68		
2	0.5	1.0	162.63	162.63	0.05
3	0.5	1.5	162.59		
4	1.0	0.5	163.07		
5	1.0	1.0	162.99	163.00	0.06
6	1.0	1.5	162.95		
7	1.5	0.5	163.43		
8	1.5	1.0	163.27	163.31	0.11
9	1.5	1.5	163.23		

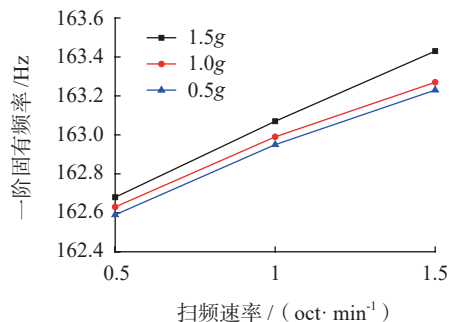


图6 扫频速率对固有频率的影响

Fig.6 Effect of sweep rate on frequency test

分析认为,上述现象的原因是较高扫频速率导致响应滞后,因此随着扫频速率的增加,获得的固有频率变大,根据测试数据,扫频速率应控制在 0.5~1.0oct/min。

采用力锤、振动台激励,并基于自由衰减法获得空心结构阻尼特性,采用振动台激励获得的名义初始振幅为 3.0mm、5.0mm、10mm,试验结果分别如表 3~6 所示。

采用力锤激励作为激励源的试验结果如表 3 所示,从中可知,该条件下,空心、实心试验件初始振幅相当,前者为 0.365mm,后者为 0.153mm(由于振幅较小,下文称之为小振幅测试结果),两者的阻尼特性分别为 0.461×10^{-3} 和 0.232×10^{-3} ,阻尼特性分散性约是阻尼数据的百分之一,因此,认为在小振幅条件下空心平板试验件阻尼相对较大,为实心结构的 1.99 倍。

表3 衰减法阻尼比(初始振幅0.2mm)

测试数据	实心结构		空心结构	
	最大振幅/mm	阻尼比/ $\times 10^{-3}$	最大振幅/mm	阻尼比/ $\times 10^{-3}$
1	0.162	0.233	0.385	0.458
2	0.149	0.236	0.345	0.466
3	0.149	0.227	0.365	0.460
平均值	0.153	0.232	0.365	0.461
均方差	0.00751	0.00458	0.0200	0.00416

表4 衰减法阻尼比(初始振幅3mm)

测试数据	实心结构		空心结构	
	最大振幅/mm	阻尼比/ $\times 10^{-3}$	最大振幅/mm	阻尼比/ $\times 10^{-3}$
1	2.807	2.609	2.939	2.970
2	2.892	2.558	2.967	3.054
3	2.896	2.642	2.885	2.951
平均值	2.865	2.603	2.930	2.992
均方差	0.0503	0.0423	0.0417	0.0548

表5 衰减法阻尼比(初始振幅5mm)

测试数据	实心结构		空心结构	
	最大振幅/mm	阻尼比/ $\times 10^{-3}$	最大振幅/mm	阻尼比/ $\times 10^{-3}$
1	4.775	2.664	4.513	3.248
2	4.718	2.703	4.161	3.236
3	4.518	2.672	4.319	3.296
平均值	4.671	2.680	4.331	3.260
均方差	0.135	0.0206	0.177	0.0317

表6 衰减法阻尼比(初始振幅10mm)

测试数据	实心结构		空心结构	
	最大振幅/mm	阻尼比/ $\times 10^{-3}$	最大振幅/mm	阻尼比/ $\times 10^{-3}$
1	10.095	2.837	9.485	3.521
2	9.725	2.808	9.532	3.532
3	9.786	2.822	9.248	3.678
平均值	9.869	2.822	9.422	3.577
均方差	0.198	0.0145	0.152	0.0876

采用振动台作为激励源的试验结果如表 3~6 所示,3 个表中初始名义振幅逐步增加,但每个初始振幅下,空心、实心平板试验件的振幅均接近。初始名义振幅为 3.0mm 时,空心、实心平板试验件阻尼特性分别为 2.992×10^{-3} 和 2.603×10^{-3} ,前者阻尼比为后者的 1.15 倍;初始名义振幅为 5.0mm 时,空心、实心平板试验件阻尼特性分别为 3.260×10^{-3} 和 2.680×10^{-3} ,前者阻尼比为后者的 1.22 倍;初始名义振幅为 10.0mm 时,空心、实心平板试验件阻尼特性分别为 3.577×10^{-3} 和 2.822×10^{-3} ,前者阻尼比为后者的 1.27 倍。对于空心平板试验件,当初始振幅从 3mm 提高到 10mm,其阻尼比从 2.992×10^{-3} 提高到了 3.577×10^{-3} ,后者是前者的 1.20 倍。

从相同测试条件下(表 3~6)的试验数据可知,随着初始振幅的增加,空心平板试验件的阻尼特性逐步增加,如图 7 所示。相对于实心结构,钛合金空心结构内部几何特征复杂,存在扩散连接界面,桁架与蒙皮的连接区域等几何特征(图 4),在结构变形较大时,桁架与蒙皮发生接触、摩擦,接触程度随着结构变形的增加而增加,从而为结构提供额外的阻尼。

5 结论

本文研究了测试方法、测试参数对钛合金结构阻尼

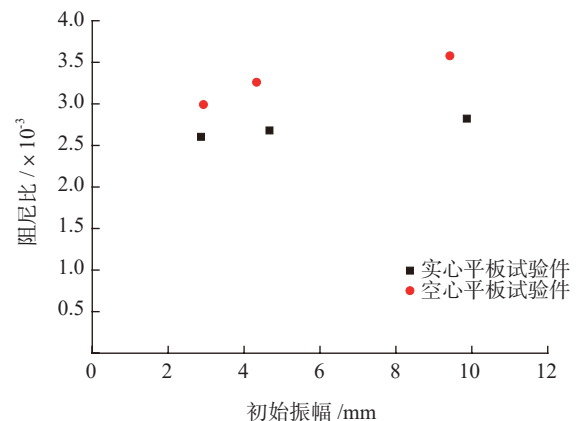


图7 初始振幅对阻尼比影响规律

Fig.7 Effect of initial magnitude on damping

性测试结果的影响,对比分析了钛合金实心结构与空心结构的阻尼特性,得到以下结论。

(1) 半功率带宽法测量阻尼特性时,测试结果受扫频速率影响显著,而几乎不受激励条件改变的影响,测试中扫频速率不应高于 1.0oct/min。

(2) 小振幅条件下,钛合金薄壁空心结构的一阶阻尼特性大于实心结构一阶阻尼特性,均在 10^{-4} 的量级上。

(3) 大振幅下,钛合金薄壁空心结构的阻尼特性随着振幅的增加而增加,初始振幅 10.0mm 时的阻尼比是 3mm 时的 1.20 倍,在结构设计中可以利用这一优点。

参考文献

- [1] 李志强,郭和平.超塑成形/扩散连接技术的应用进展和发展趋势[J].航空制造技术,2010,53(8):32-35.
- LI Zhiqiang, GUO Heping. Application progress and development tendency of superplastic forming/diffusion bonding technology[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2010, 53(8): 32-35.
- [2] 于卫新,李森泉,胡一曲.材料超塑性和超塑成形/扩散连接技术及应用[J].材料导报,2009,23(11):8-14.
- YU Weixin, LI Miaoquan, HU Yiqu. Superplasticity and application of superplastic forming/diffusion bonding technology[J]. Materials Review, 2009, 23(11): 8-14.
- [3] 张强,张永峰,马双元.大涵道比涡扇发动机风扇叶片振动模态分析[J].沈阳航空航天大学学报,2011,28(3):14-17.
- ZHANG Qiang, ZHANG Yongfeng, MA Shuangyuan. Modal analysis of high bypass ratio fan blade[J]. Journal of Shenyang Institute of Aeronautical Engineering, 2011, 28(3): 14-17.
- [4] 唐铃,尚柏林,高星伟,等.某型发动机风扇叶片的损伤预测与振动分析[J].噪声与振动控制,2016,36(5):164-168.
- TANG Ling, SHANG Bolin, GAO Xingwei, et al. Damage prediction and vibration analysis of the fan blades of an engine[J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(5):164-168.
- [5] CHRISTOPHE N. Measuring dynamic stiffness of preloaded distal phalanges in vibration test bench validation and parameter study[J]. International Journal of Industrial Ergonomics, 2017, 59: 64-79.
- [6] KOO J. Effects of frequency response spacing on vibration fatigue analysis[J]. Springer Berlin Heidelberg, 2013, 195: 253-265.
- [7] 应怀樵,刘进明,沈松.半功率带宽法与 INV 阻尼计法求阻尼比的研究[J].噪声与振动控制,2006,26(2):4-6.
- YING Huaqiao, LIU Jinming, SHEN Song. Half-power bandwidth method and INV damping ration solver study[J]. Noise and Vibration Control, 2006, 26(2): 4-6.
- [8] 温华兵.复杂薄壳结构振动声辐射特性及控制技术研究[D].镇江:江苏大学,2014.
- WEN Huabing. Research on sound radiation characteristics and vibration control technology of complex thin shell structure[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2014.
- [9] 李晖,孙伟,张永峰,等.悬臂薄板结构阻尼特性几种测试

方法的比较[J].中国工程机械学报,2013,11(4):347-353.

LI Hui, SUN Wei, ZHANG Yongfeng, et al. Comparative study on testing methods for damping property of cantilever thin-plate structures[J]. Chinese Journal of Construction Machinery, 2013, 11(4): 347-353.

[10] 孙伟,齐飞,韩清凯.基于自由振动衰减信号包络线法辨识硬涂层复合结构的阻尼特性[J].振动与冲击,2013,32(12):50-54.

SUN Wei, QI Fei, HAN Qingkai. Estimating system damping for a hard coating composite[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(12): 50-54.

[11] DE SILVA C W. Vibration damping, control, and design[M]. Boca Raton: CRC Press, 2007.

[12] 邓瑛,韩秀全,邵杰,等.钛合金三层空心结构模拟件设计及高周疲劳实验[J].航空制造技术,2013,56(16):52-54.

DENG Ying, HAN Xiuquan, SHAO Jie, et al. Titanium alloy three layers hollow component-like specimen design and high cycle fatigue test[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2013, 56(16): 52-54.

通讯作者:邓瑛,高级工程师,研究方向为轻量化结构设计、强度及振动, E-mail: yingdeng@buaa.edu.cn.

(责编 铃兰)

(上接第 90 页)

ZHENG Xijun, MI Guofa. Research status and development trend of SiC_p/Al composite[J]. Material & Heat Treatment, 2011, 40(12): 92-96.

[8] 中华人民共和国航空工业部. HB 5277—1984 发动机叶片及材料振动疲劳试验方法[S].北京:中国标准出版社,1984.

Department of Aviation Industry of PRC. HB 5277—1984 Engine blade and material vibration fatigue test method[S]. Beijing: China Standard Press, 1984.

[9] 中华人民共和国航空工业部. HB/Z 112—1986 材料疲劳试验统计分析方法[S].北京:中国标准出版社,1986.

Department of Aviation Industry of PRC. HB/Z 112—1986 Material fatigue test statistical analysis method[S]. Beijing: China Standard Press, 1986.

[10] 郑修麟,王泓,鄢君辉,等.材料疲劳理论与工程应用[M].北京:科学出版社,2013.

ZHENG Xiulin, WANG Hong, YAN Junhui, et al. Material fatigue theory and engineering application[M]. Beijing: Science Press, 2013.

[11] 高镇同,熊峻江.疲劳可靠性[M].北京:北京航空航天大学出版社,2000.

GAO Zhentong, XIONG Junjiang. Fatigue reliability[M]. Beijing: Beihang University Press, 2000.

[12] U.S. Air Force. MIL—HDBK—1783B Engine structural integrity program (ENSIP)[S]. Washington: U.S. Air Force, 2002.

通讯作者:周超羨,硕士、工程师,研究方向为风扇、压气机零部件强度设计, E-mail: zhou0510zcx@126.com.

(责编 逸飞)