

文章编号: 1001-4888(2018)02-0318-07

飞机典型金属材料振动疲劳历程中 模态阻尼比获取方法研究^{*}

王建强, 周苏枫, 马君峰, 邵闯

(中国飞机强度研究所 航空声学与振动强度航空科技重点实验室, 陕西 西安 710065)

摘要: 结构模态阻尼比是影响振动疲劳特性的主要因素, 获取模态阻尼比对于结构振动疲劳的分析和仿真计算有重要作用, 对于揭示金属材料振动疲劳损伤形成机理有直接意义。本文选取典型航空金属材料 2024-O 铝合金, 进行了大量的元件级振动疲劳试验及仿真分析计算, 并提出了一种基于有限元分析计算的振动疲劳历程中结构模态阻尼比的获取方法, 适合于元件级结构振动疲劳过程中模态阻尼比变化规律的获取。研究结果表明: 本文方法可以在不中断振动疲劳试验的情况下, 得到较精确的振动疲劳历程中的模态阻尼比, 从而为进一步揭示金属材料振动疲劳损伤形成机理提供了良好的基础。

关键词: 振动疲劳; 模态阻尼比; 金属材料; 有限元分析

中图分类号: V215.5

文献标识码: A

DOI: 10.7520/1001-4888-16-252

0 引言

飞机结构在使用过程中始终处于振动环境之中, 振动引起的结构疲劳破坏是飞机结构破坏的主要模式之一, 也是航空武器装备研制和使用中的共性问题^[1-5]。

在结构振动疲劳问题中, 结构模态阻尼比是影响振动疲劳特性的主要因素, 与振动疲劳损伤的形成及演化规律密切相关^[1]。通过研究振动疲劳历程中模态阻尼比的获取方法, 探求模态阻尼比随振动疲劳损伤的变化规律, 可以进一步归纳总结出金属材料振动疲劳损伤的形成机理。因此, 精确地获取振动疲劳试验历程中的模态阻尼比变化规律是研究振动疲劳问题的关键之一。

目前, 测定模态阻尼比的常用方法有: 半功率带宽法、自由衰减振动响应曲线图解法、振动响应数据数字曲线拟合法等等。半功率带宽法^[6]的优点是测试简单、方便、直观, 缺点是精确度差, 该方法是目前最常用的模态阻尼比测量方法。自由衰减振动响应曲线图解法^[7]的优点是测试简单、直观, 缺点是精确度差, 且只能测量一阶共振模态的模态阻尼比。振动响应数据数字曲线拟合法^[8]的优点是拟合迅速、精度高, 且可实现各阶共振模态阻尼比的完全识别; 缺点是如果用加速度振动响应则会有传感器作为附加质量而产生的影响, 如果用位移振动响应则所关心的共振模态可能会被遗漏。

上述方法实施时均需要中断振动疲劳试验, 而振动疲劳试验的中断会影响试验过程中的模态阻尼比变化规律, 也必然会影响到试验件的振动疲劳损伤的形成及演化过程。

为了获取振动疲劳历程中的模态阻尼比, 本文选取典型航空金属材料(2024-O 铝合金)进行了大量的元件级振动疲劳试验及有限元分析, 提出了一种基于有限元动力学分析计算的元件级结构模态阻尼

^{*} 收稿日期: 2016-11-22; 修回日期: 2017-03-01

通讯作者: 王建强(1987—), 男, 硕士研究生, 工程师。主要从事结构振动疲劳分析与试验设计。Email: panghuang101@163.com

比获取方法,从而可以在不中断振动疲劳试验的情况下得到振动疲劳试验历程中的模态阻尼比。

1 基于有限元动力学模型分析计算的模态阻尼比获取方法

1.1 基础激励下的受迫振动

根据线性振动理论,图1所示的试验件属于具有分布参数特性的连续结构体系。

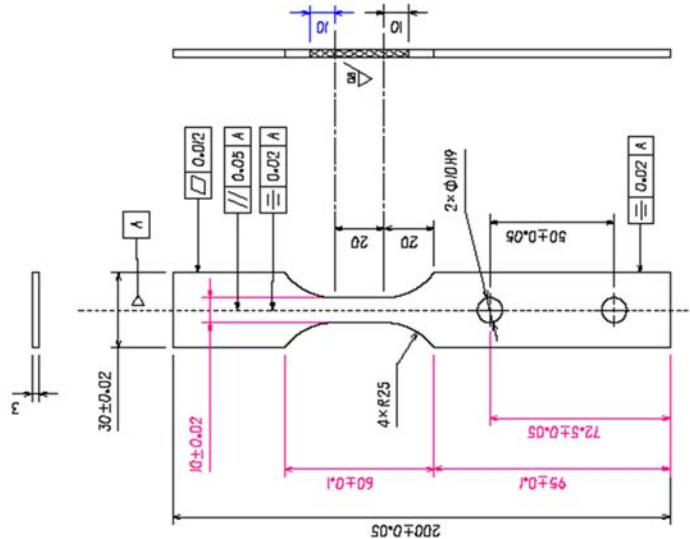


图1 试件(单位:mm)

Fig. 1 Specimen(unit: mm)

对于这种具有分布参数特性的梁,多自由度体系振动理论中振型的正交性同样存在。也就是说,对于分布参数体系,可以建立无限多个单自由度方程,每个方程含有一个振型坐标。通过振型坐标变换,就可以将质量、阻尼和刚度矩阵由非对角项耦合的 N 个联立运动微分方程转换为 N 个独立的振型坐标方程如式(1)所示^[9]:

$$\ddot{q}_n(t) + 2\zeta_n\omega_n\dot{q}_n(t) + \omega_n^2q_n(t) = \frac{P_n(t)}{M_n} \quad (1)$$

$$q_n(t) = \frac{\int \phi_n(x) m(x) u(x, t) dt}{\int [\phi_n(x)]^2 m(x) dx} \quad (2)$$

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \phi_n(x) q_n(t) \quad (3)$$

$$M_n = \int \phi_n^2(x) m(x) dx \quad (4)$$

$$P_n(t) = \int \phi_n(x) P(x, t) dx \quad (5)$$

式中, $q_n(t)$ 为梁的第 n 阶模态的广义坐标,也称模态坐标; $u(x, t)$ 为梁的横向位移坐标; $\phi_n(x)$ 为第 n 阶模态的振型函数; M_n 为第 n 阶模态质量; $P_n(t)$ 为对应第 n 阶模态的载荷; $m(x)$ 为单位长度的质量; $P(x, t)$ 为作用在梁上的横向荷载。

$$q_n(t) = \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 R_{nl} q_{ng0} \sin(\omega t - \phi_d) \quad (6)$$

$$q_{ng}(t) = q_{ng0} \sin(\omega t) \quad (7)$$

$$R_{nl} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2]^2 + [2\zeta(\frac{\omega}{\omega_n})]^2}} \quad (8)$$

式中, $q_{ng}(t)$ 为基础运动的位移; R_{nl} 为动力放大系数。

单自由度振动系统的绝对位移响应为:

$$q'_n(t) = q_n(t) + q_{ng}(t) = q_{ng0} R_{nd} \sqrt{1 + (2\zeta\lambda)^2} \sin(\omega t - \psi_d) \quad (9)$$

由式(9)可以得到:

$$T_d = \frac{q'_n}{q_{ng}} = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta\lambda)^2}}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \quad (10)$$

$$\psi_d = \arctan\left(\frac{2\zeta\lambda^3}{1 - \lambda^2 + 2\zeta\lambda^2}\right) \quad (11)$$

$$\lambda = \omega/\omega_n \quad (12)$$

式中, T_d 为单自由度振动系统的位移传递率; λ 为频率比; ζ 为阻尼比。

同时, 在线弹性范围内, 刚度与弹性模量存在如下关系:

$$k = \frac{EA}{l} \quad (13)$$

式中, A 为横截面积; l 为长度。

以模态阻尼比 ζ 为参数, 由式(10)与式(11)绘出基础运动传递的频率特性如图 2 及图 3 所示。由图 2 及图 3 可知, 在同一激励频率及激励量值情况下, 通过调整刚度、阻尼比, 可以改变结构的位移响应、固有频率及相位等, 在 $\lambda \leq 1$ 时, 各参数影响关系见图 4。其中 E 为有限元动力学分析模型中的弹性模量、 f 为固有频率、 PH 为相位差、 U 为位移响应峰峰值、 ζ 为阻尼比。

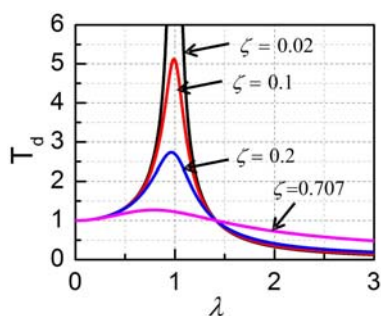


图 2 幅频特性曲线

Fig. 2 Amplitude frequency curve

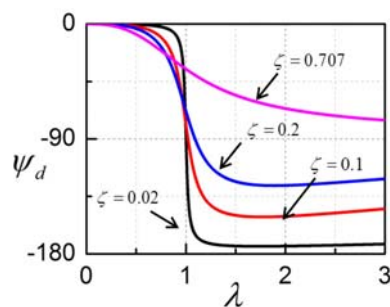


图 3 相频特性曲线

Fig. 3 Phase frequency curve

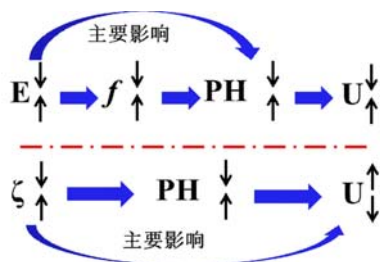


图 4 参数之间的关系

Fig. 4 The relationship between parameters

1.2 基于有限元动力学模型分析计算的模态阻尼比获取方法

由图 4 及式(13)可知, 通过在有限元软件 ABAQUS 中调整输入的弹性模量与阻尼比来修正有限元模型, 可以使得计算数据与振动疲劳试验数据相一致。基于此, 本文提出了一种基于有限元动力学分析计算的元件级模态阻尼比获取方法, 可以在不中断振动疲劳试验的情况下得到金属材料在振动疲劳试验历程中的模态阻尼比。

本文进行的振动疲劳试验采用相位跟踪驻留的控制方法, 保证了试验件始终处于共振状态。在试验过程中, 可实时记录激励频率、激励量值、试验件响应值以及试验件响应信号与激励信号之

间的相位差。试验件见图 1, 安装方式见图 5。

本文方法在试验数据的后期处理中, 利用振动疲劳试验历程中测量的激振频率、激励量值、相位差以及试验件端部位移响应值, 通过修正有限元动力学分析模型中的参数进行多次迭代以获取试验件的模态阻尼比。方法如下:

a) 首先通过扫频试验, 得到试件频响曲线(固有频率、位移响应、模态阻尼比), 然后通过 ABAQUS 扫频分析, 使得扫频分析与扫频试验数据相一致, 以获取精确的试验件有限元动力学模型;

b) 在振动疲劳正式试验的每一个试验状态观测时刻,根据记录的激励频率和相位差,通过修正模型中的 E 得到试验件的固有频率;

c) 在振动疲劳正式试验的每一个试验状态观测时刻,根据记录的激励量值和位移响应值,在 b) 的基础上,进一步修正模型中的 ζ 得到试验件的模态阻尼比;

d) 修正有限元动力学分析模型中的 ζ 会导致动力学计算中的相位差稍有改变,因此需要再次重复 b) 的模型参数修正;

e) 经过 b) 和 c) 的多次迭代,最终可以得到振动疲劳试验的每一个试验状态观测时刻的模态阻尼比和固有频率。

该方法克服了传统的模态阻尼比测量方法的缺点,具有物理概念清晰、应用简单的优点。同时该方法在获取模态阻尼比的过程中可以获取振动疲劳历程中固有频率以及弹性模量的变化规律,更有利于金属材料振动疲劳损伤形成机理的总结归纳。

说明:由于本文进行的振动疲劳试验是一种近似单一振动模态下的振动疲劳试验,因此采用上述方法得到的阻尼比是对应振动模态的模态阻尼比。同时,只需保证试验材料参数与有限元模型一致,振动模态阶数与有限元模型一致,无论是其他典型航空金属材料如钛合金等或其他振动模态如二弯或一扭等,本文方法同样适用。

2 试验研究

2.1 试件技术状态

2024-O 铝合金元件级振动疲劳试验的材料试验件形状和尺寸以及安装方式如图 1 和图 5 所示。

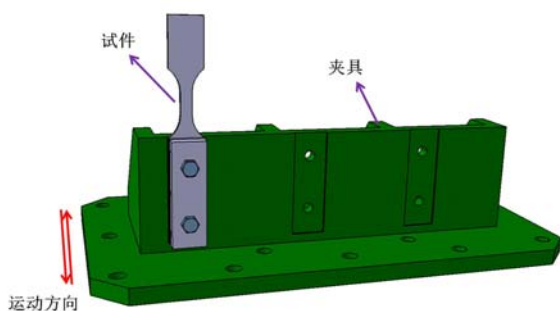


图 5 夹具示意图

Fig. 5 Schematic of fixture

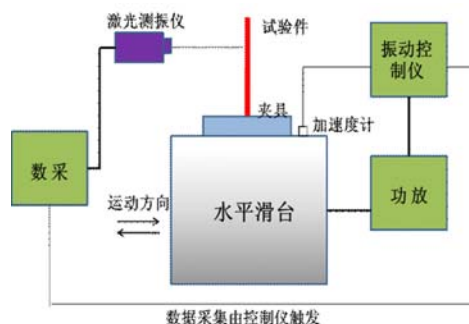


图 6 测试设备连接示意图

Fig. 6 Schematic of the test setup

2.2 试验系统

试验采用振动台水平滑台进行基础激励,采用如图 6 所示方法进行加速度闭环控制下的振动疲劳试验。试验现场如图 7 所示,包括东菱 ES-60 振动台、亿恒 V9008 振动控制仪、Polytec 激光测振仪、B&K 加速度传感器等,其中激光测振仪水平照射到试验件端部下方 5mm 处,获取试验件端部响应(速度、位移、加速度等)。

2.3 试验方法

本文试验为试件一弯共振频率下的谐振驻留试验,采用相位跟踪谐振驻留控制方式,以信号间相位差(对于理论上的共振状态,激励与位移差 -90° ,与速度差 180° ,与加速度差 90°)作为判断和跟踪试验件共振状态的主要依据。首先在设定的频率范围进行扫频试验,获取试验件频响曲线数据,确定共振频率、位移响应、模态阻尼比等;然后在一弯共振频率附近进行振动疲劳试验,试件一阶频率下降 1%,中

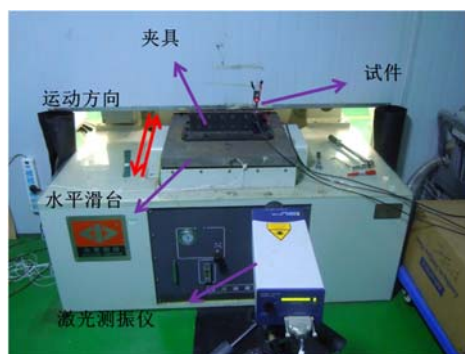


图 7 试验现场

Fig. 7 Photo of testing filed

止试验。试验设置如表 1 所示,其中 f_0 为扫频试验得出的试件一阶频率,本文试验中 X 分别为 3g, 4g, 5g, 6g, 7g。

表 1 试验设置
Tab.1 Test set

模态	试验	频带范围	扫频速率	激励量值/g	加载方法
一阶	扫频试验	40Hz~60Hz	10Hz/min	X	—
一阶	振动疲劳试验	$f_0-6\text{Hz}\sim f_0+2\text{Hz}$	—	X	谐振驻留(相位追踪)

2.4 试验结果

本文选取 6g 激励下的试验及有限元数据进行阐述,其中典型的扫频试验数据处理结果见表 2,典型的振动疲劳试验历程数据见图 8、图 9。

表 2 扫频试验数据处理结果
Tab.2 Results of sweep test

激励量值/g	一弯共振频率/Hz	最大位移峰-峰值/mm	半功率带宽/Hz	阻尼比	Q 因子
6	143.32	5.55111	5.25	0.01832	27.299

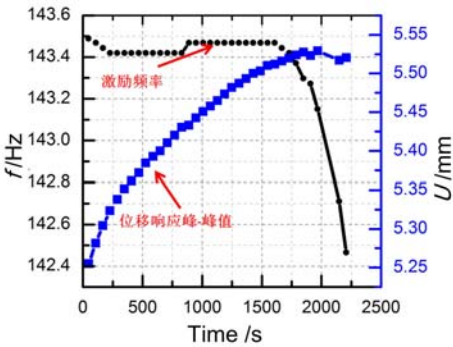


图 8 位移响应及激励频率变化
Fig.8 Displacement response and excitation frequency changes

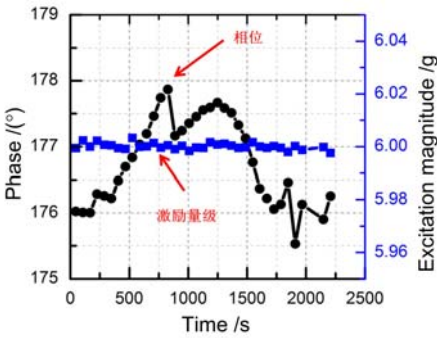


图 9 激励量级及相位变化
Fig.9 Excitation magnitude and phase changes

3 有限元分析

为了提高结构动力学分析的效率,根据试件边界条件(如图 10 所示,两侧都有一层胶木板和金属板)对模型进行简化,对试件固定端采用如图 11 所示的夹持端上表面节点完全固定约束代替。

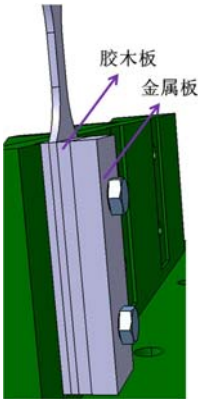


图 10 边界条件
Fig.10 Boundary conditions



图 11 有限元模型
Fig.11 FEM model

3.1 动力学模型修正

在 ABAQUS 谐响应模块调整输入的 E 和 ζ , 进行多次迭代计算得到的扫频分析数据见表 3。由表 3 可得, 各参数误差均在 3% 以内, 证明了本方法的准确性以及有限元模型的精确性。

表 3 扫频试验与扫频分析结果对比

Tab. 3 Results contrast between sweep test and sweep analysis

	阻尼比	固有频率/Hz	最大位移峰值/mm
试验结果	0.01832	143.32	5.55111
计算结果	0.01881	143.52	5.55217
误差(%)	2.67	0.14	0.0019

3.2 模态阻尼比计算

对振动疲劳正式试验的每一个记录时刻, 在扫频分析得到的精确有限元模型基础上, 进一步修正 E 和 ζ , 通过多次迭代计算, 使得有限元分析数据与当前时刻试验数据相一致, 典型的振动疲劳历程数据处理结果见图 12~图 14。

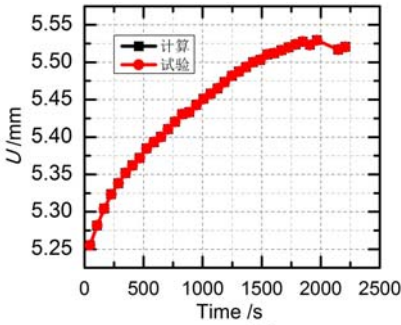


图 12 位移峰峰值计算值与试验值对比
Fig. 12 Displacement contrast between calculated and test

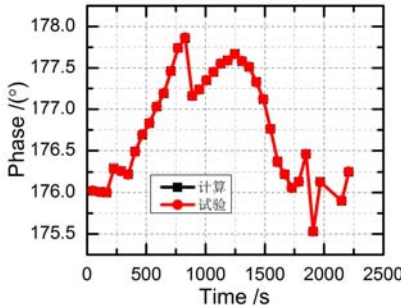


图 13 相位计算值与试验值对比
Fig. 13 Phase contrast between calculated and test

由图 12 及图 13 数据处理结果可以看出, 运用本文所提方法得到的位移和相位, 与试验数据对比, 相对偏差很小, 有效证明本文方法的准确性。图 14 为通过本文方法得到的典型的振动疲劳历程中阻尼比变化曲线。在整个疲劳历程中, 阻尼比变化规律总体上可以分为两个大的阶段, 第一阶段(0%~90%)阻尼比呈现下降的趋势, 第二阶段(90%~100%)阻尼比呈现由降转升的趋势, 并很快可发现宏观可见裂纹。

4 结论

结构模态阻尼比是影响振动疲劳特性的主要因素, 本文通过大量的元件级振动疲劳试验及仿真分析计算, 提出了一种基于有限元动力学模型分析计算的元件级结构模态阻尼比获取方法。研究表明: 本文方法可以在不中断振动疲劳试验的情况下, 得到较精确的振动疲劳历程中的模态阻尼比, 同时, 位移响应及相位的计算值与试验值基本一致, 证明了本文方法的有效性。通过对结构模态阻尼比在振动疲劳过程中变化规律的研究, 进一步探索结构模态阻尼能量耗散与振动疲劳损伤的关系, 为揭示金属材料振动疲劳损伤形成机理提供了良好的基础。

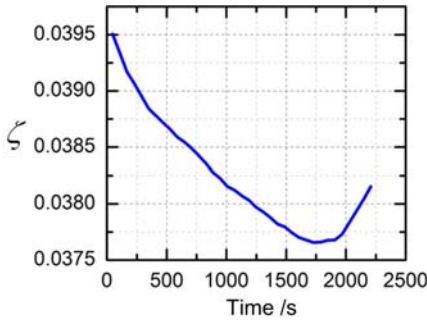


图 14 振动疲劳历程中阻尼比变化
Fig. 14 Damping ratio changes in vibration fatigue history

参考文献:

- [1] 施荣明. 现代战斗机结构动强度设计技术指南[M]. 北京: 航空工业出版社, 2012 (SHI Rongming. Modern fighter structure dynamic design technical guide[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2012 (in Chinese))
- [2] 刘文光, 陈国平, 贺红, 等. 结构振动疲劳研究综述[J]. 工程设计学报, 2012, 19(1): 1—8 (LIU Wenguang, CHEN Guoping, HE Hong, et al. Review of studying on vibration fatigue[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2012, 19(1): 1—8 (in Chinese))
- [3] 邵闯, 邱明星. 金属连接导管振动疲劳极限测试方法研究[J]. 实验力学, 2013, 28(3): 403—408 (SHAO Chuang, QIU Mingxing. On the vibration fatigue limit test method for metal connecting pipe[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2013, 28(3): 403—408 (in Chinese))
- [4] 李益萱, 张治君, 邵闯. 气动加载与振动激励耦合试验方法研究[J]. 实验力学, 2014, 29(4): 499—505 (LI Yixuan, ZHANG Zhijun, SHAO Chuang. On the experimental method of aerodynamic loading and vibration excitation coupling[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2014, 29(4): 499—505 (in Chinese))
- [5] 张治君, 李益萱, 王龙, 等. 一种新的振动叠加气动耦合加载技术[J]. 实验力学, 2014, 29(2): 172—180 (ZHANG Zhijun, LI Yixuan, WANG Long, et al. A new loading technology based on the coupling of mechanical and aerodynamic vibration[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2014, 29(2): 172—180 (in Chinese))
- [6] Torvik P J. On estimating system damping from frequency response bandwidths[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(25): 6088—6097.
- [7] Botelho E, Campos A, De B E, et al. Damping behavior of continuous fiber/metal composite materials by free vibration method[J]. Composite Part B: Engineering, 2006, 37(2): 255—263.
- [8] 郭雪莲, 范雨, 李琳. 航空发动机叶片高频模态阻尼的实验测试方法[J]. 航空动力学报, 2012, 29(9): 2104—2112 (GUO Xuelian, FAN Yu, LI Lin. Experimental test method for high-frequency modal damping of turbomachinery blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 29(9): 2104—2112 (in Chinese))
- [9] 胡海岩. 机械振动基础[M]. 北京航空航天大学出版社, 2005 (HU Haiyan. Fundamentals of mechanical vibration [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2005 (in Chinese))

On the method of modal damping ratio acquisition of aviation typical metallic material in vibration fatigue process

WANG Jian-qiang, ZHOU Su-feng, MA Jun-feng, SHAO Chuang

(Laboratory of Aeronautical Acoustics and Dynamics, Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China)

Abstract: Modal damping ratio is the main factor affecting vibration fatigue characteristics, so modal damping ratio acquisition plays an important role for structure vibration fatigue analysis and simulation calculation, therefore, it is of direct significance to reveal vibration fatigue damage formation mechanism of metallic material. Selecting 2024-O aluminum alloy as typical aviation metallic material, a large number of component-level vibration fatigue experiments and simulation calculations were conducted. Then, based on finite element analysis, a method for obtaining modal damping ratio in vibration fatigue process is proposed in this paper, which is suitable for element level structure modal damping ratio acquisition. Study results show that this method can obtain accurate modal damping ratio without interrupting the vibration fatigue experiment, thereby, has laid the foundation for revealing vibration fatigue damage formation mechanism of metallic material.

Keywords: vibration fatigue; modal damping ratio; metallic material; finite element analysis (FEA)