

某型钛铝合金航空发动机叶片高温高周振动疲劳实验

张部声¹, 祝济之¹, 史剑², 陈官峰², 米春虎², 崔修斌¹

(1. 天津航天瑞莱科技有限公司, 天津 300462;
2. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 以某型钛铝合金航空发动机叶片为研究对象, 针对该型叶片高温高周振动疲劳实验时遇到的高温疲劳应力监测、高频激励等问题进行了实验方法研究。采用闭环控制最大应力的方法解决了高温疲劳应力的监测, 通过夹具放大设计实现了高频激励, 利用辐射加热和电磁振动台完成了温度载荷和振动载荷的综合施加。运用所述的高温高周振动疲劳实验方法, 对该型叶片进行了寿命实验。实验的高温疲劳应力控制精度优于 $\pm 2\%$, 得到该型叶片可靠度为 50% 的中值疲劳极限是 444 MPa, 并有效获得了其寿命曲线。该实验方法适合航空发动机叶片高温高周振动疲劳实验, 并可为其他航空发动机零部件高温高周疲劳实验提供參考。

关 键 词: 发动机叶片; 高温高周; 振动疲劳; 疲劳极限; 寿命曲线; 发动机零部件

中图分类号: V231.95 **文献标志码:** A

Test of vibration fatigue for the TiAl alloy aeroengine blade at high temperature and high cycle

ZHANG Busheng¹, ZHU Jizhi¹, SHI Jian²,
CHEN Guanfeng², MI Chunhu², CUI Xiubin¹

(1. Tianjin Aerospace Reliability Technology Company Limited, Tianjin 300462, China;
2. Sichuan Gas Turbine Establishment,
Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: Taking TiAl alloy aeroengine blade as the research object, a series of problems likely to happen during the test of the vibration fatigue for aeroengine blade at high temperature and high cycle were studied, including fatigue stress monitoring at high temperature, and high frequency excitation. The closed loop of maximum stress was used to solve the high-temperature fatigue stress monitoring. The high frequency excitation was realized through design of fixture amplification. The temperature load and vibration load were applied synthetically by radiation heating and electromagnetic vibration shaker. Using the method of the vibration fatigue at high temperature and high cycle, the life test was carried out on the blade. The control accuracy of high temperature fatigue stress was better than $\pm 2\%$. The median fatigue limit value of the blade with 50% reliability was 444 MPa. The

收稿日期:2019-12-09

作者简介:张部声(1990—),男,工程师,硕士,主要从事航空发动机零部件热-振疲劳研究。

引用格式:张部声,祝济之,史剑,等.某型钛铝合金航空发动机叶片高温高周振动疲劳实验[J].航空动力学报,2020,35(6):1169-1175. ZHANG Busheng, ZHU Jizhi, SHI Jian, et al. Test of vibration fatigue for the TiAl alloy aeroengine blade at high temperature and high cycle[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(6): 1169-1175.

life curve of the blade was obtained effectively. This test method is suitable for the high temperature and high cycle vibration fatigue test of the aeroengine blade, providing a reference to the high temperature and high cycle vibration fatigue test of the other aeroengine parts.

Key words: aeroengine blade; high temperature and high cycle; vibration fatigue; fatigue limit; life curve; aeroengine parts

发动机叶片是航空发动机的关键零件,在发动机服役期间,若叶片出现故障,轻则影响航空发动机的性能,重则(叶片折断等)会飞出打到发动机甚至是飞机关键部位,影响飞机的飞行安全。叶片故障大多为疲劳故障^[1],因此研究叶片的疲劳特性至关重要。目前,叶片疲劳实验大多在室温下进行,具体方法为:将单个叶片从轮盘上取下或割下,以叶片与轮盘实际连接方式设计实验夹具安装叶片,利用激振装置激励叶片,研究叶片疲劳特性^[2-6]。

某型钛铝合金航空发动机叶片服役于高温环境,承受温度可达 600 ℃,其高温下 1 阶频率位于 2 200~2 350 Hz 之间。单一力学环境下的传统叶片疲劳实验无法满足测试要求,需要对该叶片进行高温振动疲劳实验来研究其疲劳特性。高温下进行的叶片振动疲劳实验,需要重点解决的关键技术问题有高温下振动疲劳应力如何测量、高温振动疲劳实验方法和高频放大夹具设计。

1 实验原理

1.1 振幅-应变标定原理

通常叶片的振动疲劳实验是在叶片的某阶次固有频率下进行的共振疲劳,大多采用控制最大应力的方法进行^[2,7-8]。叶片的疲劳应力一般是通过在其表面粘贴电阻应变计进行测量。然而,电阻应变计连续工作至发生疲劳损坏的寿命次数一般不大于 10⁷ 次^[9]。对于疲劳寿命大于 10⁷ 次的叶片疲劳实验来说,电阻应变计显然无法作为长时间实时监测应力的手段。李全通、张忠平、焦胜博等^[3,10-11]提出了“*af* 值”(叶尖振幅 *a* 与 1 阶频率 *f*)作为叶片振动强度的标量,用于表征叶片振动应力的大小,并用等截面悬臂梁理论推算了这种表征方法的可行性。这种方法要求实验前进行“*af* 值”与振动应力表征关系的确定,确定的过程可被称为“标定”。对于 1 阶频率 *f* 确定的叶片来说,这种“标定”等同于“振幅-应力标定”。“标定”完成后,即可通过控制叶片振幅来控制或监测叶片疲劳应力。

在 600 ℃ 环境温度下,“标定”关系的确定须借助高温电阻应变计来测量振动应力。目前高温电阻应变计无法直接应用于叶片高温疲劳实验,主要原因有以下 3 点:①高温应变计尺寸较大,不适合疲劳应力集中区域小的叶片疲劳实验;②高温应变计安装方法主要有焊接、喷涂和胶黏^[12],叶片疲劳实验裂纹一般萌生于表面或次表面^[13-14],不宜使用破坏叶片表面质量的安装方法;③高温应变计的安装会增加叶片的阻尼,严重影响叶片共振疲劳响应,造成无法激励出高频大应力。

本文提出“振幅-应变标定”代替传统的“振幅-应力标定”,结合叶片材料的高温弹性模量即可计算出叶片高温下疲劳应力。证明过程如下。

叶片可以简化成无限多微元段 *dx* 组成的等截面悬臂梁^[3,11],如图 1 所示。

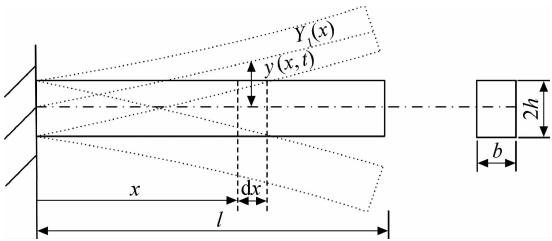


图 1 等矩形截面悬臂梁模型
Fig. 1 Cantilever beam model with equal rectangular section

对于弹性模量为 *E*,截面惯性矩为 *J*,线密度为 ρ ,长度为 *l* 的等矩形截面悬臂梁,其 1 阶频率下弯曲振动时,1 阶弯曲振动弹性线方程为式(1)^[3,11]

$$Y_1(x) = C_1 \left\{ -0.7341 \left[\sin\left(1.875 \frac{x}{l}\right) - \sinh\left(1.875 \frac{x}{l}\right) \right] + \left[\cos\left(1.875 \frac{x}{l}\right) - \cosh\left(1.875 \frac{x}{l}\right) \right] \right\} \tag{1}$$

式中 *C*₁ 代表悬臂梁 *x*=*l* 处 1 阶弯曲振动时的振幅峰值。

忽略剪应变($\epsilon_{xy}=0$),弹性线上梁表面距离中性轴距离为 *h* 的点的轴向位移 *u* 可表示为

$$u = -h\theta \tag{2}$$

θ 是横截面在 x - y 平面内的转角, θ 满足以下关系:

$$\theta = \frac{\partial Y_1}{\partial x} \tag{3}$$

弹性线上梁表面到中性轴距离为 h 的点的正应变可写为

$$\epsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} = -h \frac{d^2 Y_1}{dx^2} \tag{4}$$

根据梁的胡克定律得出梁表面正应力(沿 x 轴线方向振动应力)为

$$\sigma_{xx} = E\epsilon_{xx} = -hE \frac{d^2 Y_1}{dx^2} \tag{5}$$

对于悬臂梁任意指定的位置, x 为确定值, 由式(1)和式(4)可知, 应变与该位置振幅呈线性关系。这样通过获得的“振幅-应变标定”关系, 利用式(5)即可计算出等矩形截面悬臂梁的振动应力水平。

真实叶片与等矩形截面悬臂梁相差较大, 弹性线方程无法获得准确的表达式, 但从上述的理论推导中可以看出, 变形(应变)只与振幅相关。忽略叶片上高温环境下的温差造成的温度应力和叶片的热胀冷缩, 高温和常温下, 其 1 阶弯曲振型是一致的, 两者的弹性线方程也是一致的, 那么这种振幅和变形(应变)的线性关系仍然存在, 与弹性模量无关, 并且不随温度而变化。为此叶片疲劳实验中, 需采用叶片在对应实验温度下的 1 阶弯曲频率进行定频正弦激励, 同时需要保证高温和常温下的振幅测点为同一测点。

1.2 标定原理实验验证

为了验证文中第 1.1 节所阐述的高温和常温下叶片的振幅-应变标定关系是一致的, 设计加工了模拟叶片。在模拟叶片上相同位置上分两次粘贴常温应变片 and 高温应变片(如图 2 所示)并进行了常温下的标定和近似均匀的高温环境下(温差不超过 2℃)的标定。

标定方法为, 在模拟叶片 1 阶频率下, 利用自主研发的叶片高温疲劳试验系统进行不同量级的正弦定频激励去测试不同激励量级下的相同应变测点的应变值和振幅测点的振幅值, 绘制振幅(X 轴)和应变(Y 轴)标定曲线, 利用最小二乘法拟合, 获得 X - Y 曲线线性关系。典型标定曲线见图 3。最终标定结果对比见表 1。从表 1 中可以看出模拟叶片的振幅-应变标定关系在不同温度下基本一致。

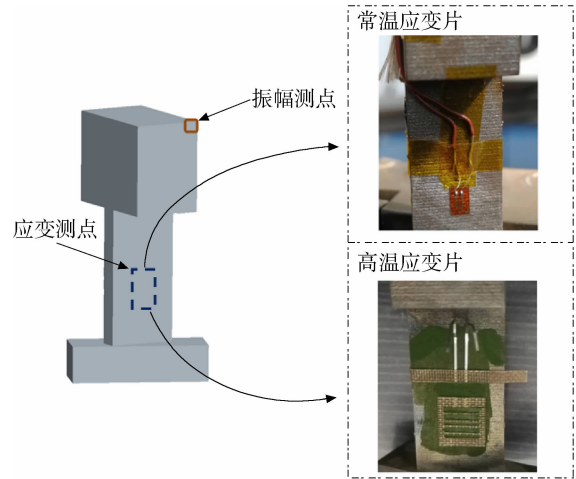


图 2 模拟叶片上常温应变片和高温应变片粘贴状态
Fig. 2 State of normal temperature strain gauge and high temperature strain gauge on simulated blade

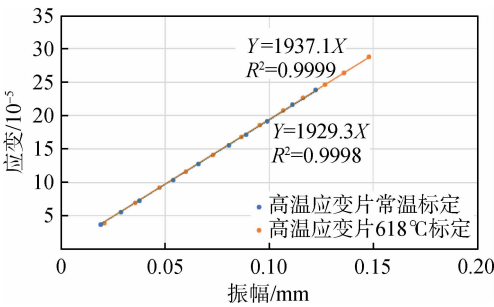


图 3 618℃和常温下振幅-应变标定曲线
Fig. 3 Curves of amplitude-strain calibration at normal temperature and 618℃

表 1 振幅-应变标定结果
Table 1 Result of amplitude-strain calibration

温度/℃	标定斜率/ (10 ⁻³ /m)	标定 偏差/%
20	1929.3	0
316	1933.9	0.2
409	1921.2	-0.42
513	1950.3	1.09
618	1937.1	0.4

2 实验方法

2.1 实验系统

叶片高温振动疲劳实验系统需解决温度载荷和振动应力载荷同时施加, 以及两种载荷的控制和测量问题。实验室自主研发的叶片高温振动疲劳实验系统见图 4。

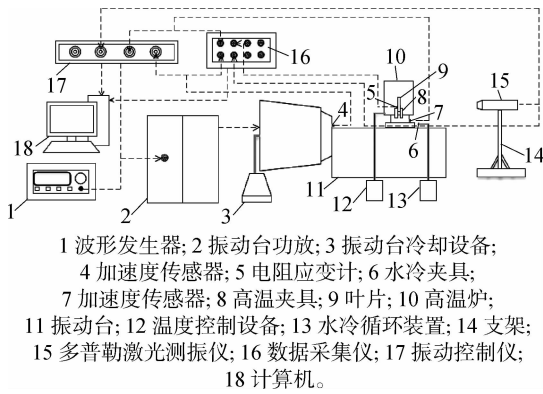


图 4 叶片高温振动疲劳实验系统

Fig. 4 Test system of high temperature vibration fatigue for blades

系统包含夹持装置、加热装置、冷却装置、激振装置、控制测量装置。①夹持装置：采用高温合金制成的高温夹具 8 对叶片进行安装固定。本次叶片为从整体叶盘上切下的单个叶片，疲劳实验时将单个叶片夹持根部刚性固定于夹具上，保证固定刚性是为了让激振能量高效地传递到叶片。②加热装置：高温炉 10 为叶片和高温夹具提供高温环境，采用多层硅钼棒通电辐射加热，闭环控制叶片温度。保证本次叶片在危险截面上的温度达 600℃且整个叶片温差小于 15℃。③冷却装置：水冷夹具 6 作为高温夹具和振动台之间的刚性水冷隔热装置，在保证足够的连接刚度同时，为振动台台面进行水冷降温。④高频振动应力载荷通过电磁振动台进行施加，激振载荷传递路径为：振动台 11-水冷夹具 6-高温夹具 8-叶片 9。⑤振动应力控制测量装置：常温下利用电阻应变计 5 和多普勒激光测振仪 15 对叶片进行“振幅-应变”标定，高温下利用对叶片振幅的控制实现对高温疲劳应力的实时控制。振动台加速度、叶片应变和振幅由数据采集仪 16 采集。系统的控制设备为波形发生器 1 和振动控制仪 17。

2.2 闭环控制振动应力方法

何胜帅等^[4]采用了图 5 中开环控制路径，手动控制叶片振幅，然而对于叶片共振疲劳实验，叶片的共振频率会在小范围内波动，未实时在共振频率下的激振，激振效率会偏低，将会需要更大的激振能量，开环手动调节无法达到叶片振幅的长时间稳定且控制精度低。实验过程中，如果叶片振幅的波动过大，升降法的升降梯度（一般为初始应力水平的 3%~5%）会被振幅波动所掩盖，这将增加疲劳数据的分散性。为此 HB 5277-84 中明确规定了实验装置应保证叶片振幅在整个实验过程中的变化不大于±2%^[15]。

本文采用基于相位的共振搜索与驻留的闭环控制方法进行叶片振动应力控制（振幅控制）。其具体方法为：通过在振动台上选取较为稳定的加速度参考点，利用振幅与加速度参考点的相位关系去实时追踪叶片的 1 阶频率，在追踪的频率下控制叶片的振幅为指定值。当叶片出现裂纹时，即叶片的响应出现突变，如 1 阶频率出现持续下降，疲劳实验停止；或当叶片寿命次数达到指定值时，疲劳实验也停止。发动机叶片开环和闭环控制方法见图 5。

图 6 中给出了本次叶片疲劳实验中，闭环控制叶片（最大振动应力 $S_{max} = 440\text{ MPa}$ ，寿命为 1.8×10^7 次）振幅的曲线，其控制精度优于±2%。当叶片发生损坏时，振幅出现下降并超差，实验自动停止。停试后利用荧光探伤即可检测出表面裂纹。

2.3 高频放大夹具设计

频率越高的叶片在相同的振幅下，其需要的激振加速度越大，即所需要的激振能量越大。在叶片振动疲劳实验实施前，为了避免实验频率过高，以往的经验大多是采用对叶片进行后加工，人

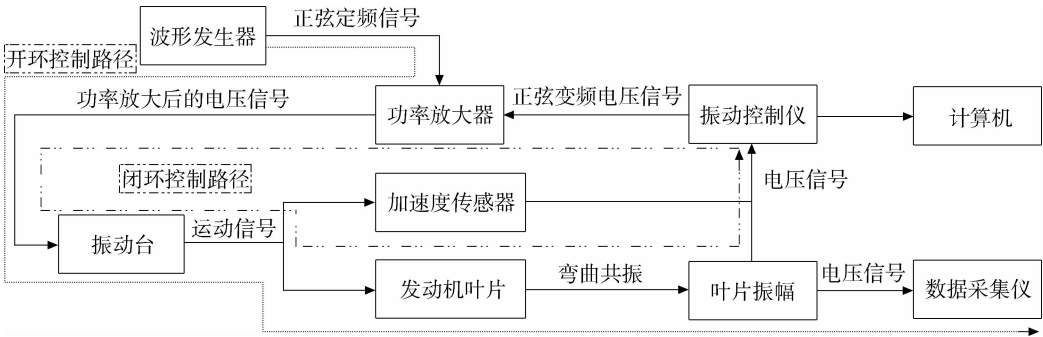


图 5 叶片开环和闭环控制方法

Fig. 5 Open loop and closed loop control methods for blades

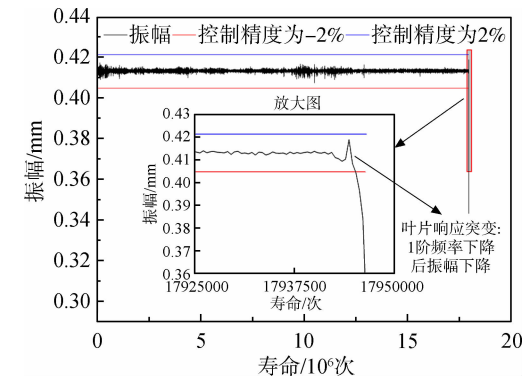


图 6 典型闭环控制曲线

Fig. 6 Typical closed loop control curve

为地降低叶片的 1 阶频率,以降低所需的激振能量。高雄兵等^[16]研究发现,为了使叶片频率降低而不影响其振动应力分布,推荐使用配重块连接结构去降低叶片频率,最终达到使激振能量降低的效果。这种设计方法缺点比较明显:改变了叶片原有结构,需要在叶片上进行再加工,配重块结构设计较为复杂。

叶片在进行高温振动疲劳实验时,叶片发生共振所需要的能量来源于振动台输出的能量,振动能量的传递效率取决于系统频响特性,而系统频响特性中,夹具对于振动能量的传递效率起到了至关重要的作用。姚春斌等^[17-18]提出以叶片夹具中与叶片 1 阶模态同方向的共振效果去对基础激励进行放大,对于如何设计,没有提出量化指标。

本次设计叶片夹具时,考虑利用夹具 1 阶共振峰前的放大作用对基础激励进行放大。遵循保证夹具刚度,但不失激振效率的原则,通过不断设计和验证,设计出了图 7 中的夹具。该夹具在安装了叶片后高温频响特性如图所示,夹具高温 1 阶频率(2403 Hz)略高于叶片的 1 阶频率(2200~

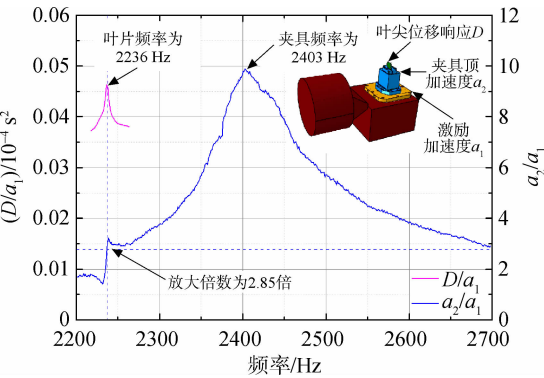


图 7 叶片高温夹具频响特性

Fig. 7 Frequency response characteristics of high temperature fixture for blade

2350 Hz)。对于 1 阶频率为 2236 Hz 的叶片,基础激励 a_1 经夹具放大后至叶片根部附近激励为 a_2 ,高温夹具的放大倍数 N 为 2.85。由于夹具频响在叶片 1 阶频率附近较为平坦,其放大率 a_2/a_1 也相对稳定在 2~5 倍。

3 实验结果

3.1 中值疲劳极限测量结果

选取叶片上最大应力点作为高温振动疲劳应力控制点,利用对 10 片叶片进行初始应力水平为 440 MPa、寿命基数为 3×10^7 次、步长为 5~10 MPa 的配对升降法^[19]测量,具体方法为当前叶片的最大应力取决于前一次的实验结果,若前一叶片未达到指定寿命基数的疲劳而发生破坏,则在低一级的最大应力下进行当前叶片疲劳;若前一叶片完成了指定寿命基数的疲劳而未发生破坏,称之为越出,则在高一级的最大应力下进行当前叶片疲劳。最大应力的降低和升高通过改变振动台输出的基础激励能量实现。按照实验次序绘制出各级应力水平下($S_1 \sim S_5$ 共 5 级,其中 $S_1 = 450$ MPa, $S_2 = 445$ MPa, $S_3 = 440$ MPa, $S_4 = 435$ MPa, $S_5 = 430$ MPa)的越出和破坏情况,得到图 8 中的升降图。图 8 中 10 个数据点,共组成 5 对配对数,构成闭合的升降图^[19]。由式(6)^[19]可得到该型叶片的中值(可靠度为 50%)疲劳极限 $\hat{S}_{50} = (\frac{1}{k} \sum_{i=1}^k S_i) = 444$ MPa。数据的标准差为 6.244 MPa,变异系数为 0.0141,变异系数小,从侧面反映出闭环控制精度较高,数据分散性小。计算得到可靠度为 99.9%的安全疲劳极限为 423.5 MPa。

$$\hat{S}_{50} = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k S_i \tag{6}$$

其中 k 为闭合升降图的实验件数量, S_i 为各级应力水平。

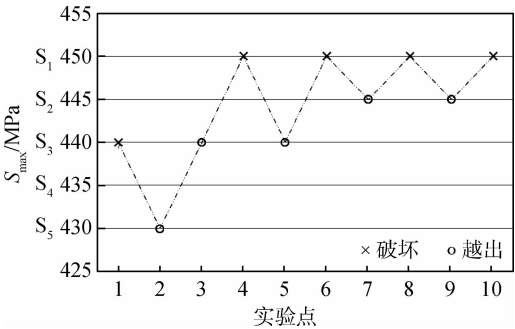


图 8 升降图

Fig. 8 Up and down chart

3.2 S-N 曲线测量结果

通过升降法测量得到的疲劳极限数据,分别选取 550、600、650 MPa 进行 3 组大应力高温振动疲劳实验。将升降法测出的疲劳极限和成组法测出的 S-N 曲线合并在一起,绘制出从中等寿命区到高寿命区的完整 S-N 曲线,实验数据总览见表 2。

表 2 叶片高温振动疲劳实验结果

Table 2 High temperature vibration fatigue test results of blades			
序号	$S_{\max}/\text{MPa}$	状态	寿命/ 10^6 次
1	440	破坏	18.000
2	430	越出	30.000
3	440	越出	30.000
4	450	破坏	6.585
5	440	越出	30.000
6	450	破坏	5.198
7	445	越出	30.000
8	450	破坏	4.851
9	445	越出	30.000
10	450	破坏	7.823
11	550	破坏	1.948
12	550	破坏	3.326
13	550	破坏	1.086
14	600	破坏	2.133
15	600	破坏	1.192
16	600	破坏	0.980
17	650	破坏	0.754
18	650	破坏	0.668
19	650	破坏	0.604

为了能更精确地表示出中、长寿命区,采用相关系数优化法拟合三参数幂函数 S-N 曲线经验公式^[19]。三参数幂函数表达式为式(7)

$$(S_{\max} - S_0)^m N = C \tag{7}$$

式中 S_0 、 m 、 C 均为常数, S_0 相当于 $N \rightarrow \infty$ 时的应力 $S_{\max}$,可以近似代表疲劳极限。相关系数优化法是通过二分法迭代求解 S_0 使得相关系数 $|r(S_0)|$ 最大,再通过 S_0 求解出 m 和 C 。拟合得到该型钛铝合金航空发动机叶片的 S-N 经验公式为 $(S_{\max} - 417.6025)^{1.3329} N = 1.1158 \times 10^9$ 。拟合结果见图 9。

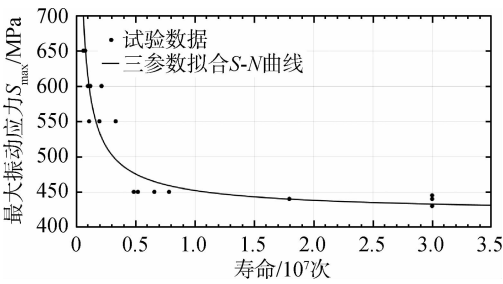


图 9 三参数 S-N 曲线拟合

Fig. 9 Three parameter S-N curve fitting

4 结 论

本文提出常温下“振幅-应变”标定去表征某型钛铝合金航空发动机叶片高温振动疲劳应力,并通过理论和实验证明了这种方法可行性。设计出叶片高温高周振动疲劳实验系统,利用叶片疲劳应力的闭环控制和叶片的高频放大夹具设计,完成了该型叶片的疲劳寿命研究,对该型叶片,得出以下经验和结论:

- 1) 发动机叶片的振幅-应变标定关系和温度无关,可以用常温下的振幅-应变标定进行后续高温疲劳实验。
- 2) 基于相位的共振搜索驻留,可实现叶片振动疲劳应力的高精度(优于±2%)控制,降低了疲劳实验数据的分散性。
- 3) 夹具的 1 阶频率高于叶片的 1 阶频率,夹具频响函数的 1 阶共振峰前相对平坦的部分对基础激励有很好的放大作用。
- 4) 该型叶片中值疲劳极限为 444 MPa,可靠度为 99.9%安全疲劳极限为 423.5 MPa。
- 5) 该型叶片的寿命曲线拟合经验公式为 $(S_{\max} - 417.6025)^{1.3329} N = 1.1158 \times 10^9$ 。

参考文献:

[1] 宋兆泓. 航空发动机典型故障分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1993.

[2] 李静,孙强,李春旺,等. 某型航空发动机压气机叶片振动疲劳寿命研究[J]. 应用力学学报,2011,28(2):189-193,217.

LI Jing,SU Qiang,LI Chunwang,et al. Study on the vibration fatigue life for aero-engine compressor blade[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics,2011,28(2):189-193,217. (in Chinese)

[3] 李全通,通旭东,高星伟,等. 基于试片超高周疲劳试验的叶片高周疲劳寿命估算方法[J]. 航空动力学报,2014,29(10):2471-2475.

LI Quantong,TONG Xudong,GAO Xingwei,et al. Estimation method of blade high cycle fatigue life based on ul-

tra-high cycle fatigue test of specimen[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(10): 2471-2475. (in Chinese)

[4] 何胜帅, 陈立伟, 强笑辉, 等. 航空发动机叶片高应力振动疲劳试验技术研究[J]. 装备环境工程, 2013, 10(4): 41-46.
HE Shengshuai, CHEN Liwei, QIANG Xiaohui, et al. High stress vibration fatigue test technology of aeroengine blade[J]. Equipment Environmental Engineering, 2013, 10(4): 41-46. (in Chinese)

[5] 杨强, 邵闯, 方可强. 航空发动机复合材料叶片振动疲劳特性研究[J]. 实验力学, 2014, 29(3): 361-367.
YANG Qiang, SHAO Chuang, FANG Keqiang. Vibration fatigue characteristic study of aeroengine composite blade[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2014, 29(3): 361-367. (in Chinese)

[6] 唐铃, 尚柏林, 高星伟, 等. 某型发动机风扇叶片振动应力监控方法[J]. 噪声与振动控制, 2016, 36(4): 206-209, 216.
TANG Ling, SHANG Bolin, GAO Xingwei, et al. Method for vibration stress monitoring of engine fan blades[J]. Noise and Vibration Control, 2016, 36(4): 206-209, 216. (in Chinese)

[7] 胡安辉, 马康民. 某型航空发动机压气机四级转子叶片振动特性分析[J]. 失效分析与预防, 2006(4): 10-12.
HU Anhui, MA Kangmin. Investigation on vibration characteristics of 4th compressor blades in aero-engine[J]. Failure Analysis and Prevention, 2006(4): 10-12. (in Chinese)

[8] 李锋, 何宇廷, 李鸿鹏, 等. 某型航空发动机压气机四级转子叶片失效分析[J]. 材料工程, 2006(增刊 1): 382-384.
LI Feng, HE Yuting, LI Hongpeng. Failure analysis for compressor blade of the fourth stage in an aero-engine[J]. Journal of Materials Engineering, 2006(Suppl. 1): 382-384. (in Chinese)

[9] 李晓莹. 传感器与测试技术[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.

[10] 张忠平, 孙强, 李春旺, 等. 航空发动机压气机叶片振动疲劳寿命与 af 值的关系[J]. 应用力学学报, 2006, 23(3): 459-461, 514.
ZHANG Zhongpin, SUN Qiang, LI Chunwang, et al. The relationship between aeroengine compressor blade fatigue life and af value[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2006, 23(3): 459-461, 514. (in Chinese)

[11] 焦胜博, 程礼, 陈焯, 等. Ti-6Al-4V 钛合金振动弯曲超高周疲劳及寿命预测模型研究[J]. 实验力学, 2016, 31(6): 730-740.
JIAO Shengbo, CHENG Li, CHEN Xuan, et al. On the very high cycle fatigue and life prediction model of Ti-6Al-4V titanium alloy subjected to vibration bending[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2016, 31(6): 730-740. (in Chinese)

[12] 尹福炎. 高温/低温电阻应变片及其应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2014.

[13] 许正功, 陈宗帖, 黄龙发. 表面形变强化技术的研究现状[J]. 装备制造技术, 2007(4): 69-71, 75.
XU Zhengong, CHEN Zongtie, HUANG Longfa. Research on the outline of strengthening technology of surface deformation[J]. Equipment Manufacture Technology, 2007(4): 69-71, 75. (in Chinese)

[14] 刘阳春. 方兴未艾的喷丸强化处理新技术[J]. 世界产品与技术, 1997(2): 10-11.
LIU Chunyang. The new technology of shot penning[J]. The World Production and Technology, 1997(2): 10-11. (in Chinese)

[15] 中华人民共和国航空工业部. 发动机叶片及材料振动疲劳试验方法: HB 5277-1984[S]. 北京: 国防科学技术工业委员会, 1986: 288-296.

[16] 高雄兵, 何凌川, 于进学, 等. 一种降低叶片高周疲劳实验件频率的配重块连接结构: CN103728111A[P]. 2014-04-16.

[17] 姚春斌, 李杰, 朱正邦. 一种发动机叶片高应力振动疲劳实验技术研究: CN206177542U[P]. 2017-05-17.

[18] 姚春斌, 李杰, 张部声. 放大夹具在整体叶轮叶片振动疲劳实验中的应用[J]. 环境技术, 2018, 36(3): 11-16.
YAO Chunbin, LI Jie, ZHANG Busheng. Application of magnified fixture in vibration fatigue test of integral impeller blade[J]. Environmental Testing, 2018, 36(3): 11-16. (in Chinese)

[19] 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.

(编辑: 叶 青、陈 越)