

# 叶根倒角模拟件设计

艾兴<sup>1</sup>, 米栋<sup>1,2</sup>, 李坚<sup>1</sup>, 王佰智<sup>3</sup>, 魏巍<sup>1,2</sup>, 张志佺<sup>1</sup>

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 2. 中国航空发动机集团航空发动机振动技术重点实验室: 湖南株洲 412002;  
3. 中国航空发动机研究院, 北京 101304)

**摘要:** 为了避免涡轮叶片叶根倒角低周疲劳开裂故障的发生, 需借助叶根倒角特征模拟件对叶根低周疲劳强度进行考核。基于几何等效相似和载荷工况等效原则, 设计了一种真实叶根倒角的特征模拟件。特征模拟件的榫头/叶身沿着周向投影宽度比例、缘板外侧与榫头外侧距离、缘板厚度、倒角半径等重要几何参数均与真实叶片一致。基于线弹性本构, 采用 Abaqus 软件计算了特征模拟件在等效载荷工况下的应力分布。计算结果表明, 特征模拟件的最大应力为 187.6 MPa, 出现在凸台过渡区倒角处, 最危险点第一主应力方向为  $l_1=0.1141$ 、 $m_1=0.9873$ 、 $n_1=-0.1103$ , 均与真实叶片对应部位的应力情况吻合, 说明该叶根倒角特征模拟件设计合理, 可用于考核真实涡轮叶片倒角的低周疲劳强度。

**关键词:** 涡轮叶片; 叶根倒角; 模拟件; 有限元; 航空发动机

中图分类号: V231.9

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2021.02.010

## Design of Blade Root Fillet Specimen

AI Xing<sup>1</sup>, MI Dong<sup>1,2</sup>, LI Jian<sup>1</sup>, WANG Bai-zhi<sup>3</sup>, WEI Wei<sup>1,2</sup>, ZHANG Zhi-yi<sup>1</sup>

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou Hunan 412002, China; 2. AECC Key Laboratory of Aero-engine Vibration Technology, Zhuzhou Hunan 412002, China; 3. AECC Aero Engine Academy of China, Beijing 101304, China)

**Abstract:** In order to avoid the fault of low cycle fatigue cracks of turbine blade, it was necessary to check the low cycle fatigue strength of blade root by the blade root fillet characteristic specimen. Based on the principle of geometric equivalent similarity and the equivalent principle of load condition, a real leaf root fillet characteristic specimen was designed. The key geometric parameters, such as the width ratio of the tenon / blade along the circumferential projection, the distance between the outer side of the edge plate and the tenon, the thickness of the edge plate and the chamfering radius, were all consistent with the real blade. Based on the linear elastic constitutive, the stress distribution of characteristic specimen was calculated by Abaqus software under equivalent load condition. The calculation results show that the maximum stress of the characteristic specimen is 187.6 MPa, which appears at the chamfering of the convex platform transition zone. The first principal stress direction of the most dangerous point is  $l_1=0.1141$ ,  $m_1=0.9873$ ,  $n_1=-0.1103$ , which is consistent with the stress condition of the corresponding part of the real blade. It shows that the design of the blade root fillet characteristic specimen is reasonable and can be used to check the low cycle fatigue strength of the real turbine blade chamfering.

**Key words:** turbine blade; blade root fillet; specimen; finite element; aeroengine

## 0 引言

涡轮叶片在高速旋转过程中要承受高温、高压、频变气动力、周期性变化的离心力等作用而极易产生疲劳和蠕变等失效<sup>[1]</sup>。为了满足气动和结构要求, 典型涡轮叶片呈现较为复杂的几何形状, 主要由叶身、缘板、伸根、榫头 4 部分组成, 为了提高涡轮效率和解

决叶片振动问题, 有些涡轮叶片的叶身顶端带冠。结合截面变化情况来看, 从榫齿至叶冠经历了逐渐扩张(榫齿至伸根)、突然扩张(缘板)、突然收缩、逐渐变化(叶身曲面)、突然扩张(叶冠)、突然收缩的凝固过程<sup>[2]</sup>。由于叶片本身几何形状复杂, 截面突变规律也很复杂, 导致包括叶根倒角在内的叶片不同部位的显

收稿日期: 2019-09-04 基金项目: 湖南省自然科学基金(2019JJ50700)、国家重大科技专项(2017-1-0006-0007)、中国航发集团创新基金(CX-PT-2019-002)资助

作者简介: 艾兴(1989), 男, 硕士, 工程师, 主要从事发动机强度设计工作; E-mail: 742808123@qq.com。

引用格式: 艾兴, 米栋, 李坚, 等. 叶根倒角模拟件设计[J]. 航空发动机, 2021, 47(2): 58-62. AI Xing, MI Dong, LI Jian, et al. Design of blade root fillet specimen[J]. Aeroengine, 2021, 47(2): 58-62.

微组织存在差别。同时,几何突变造成叶根倒角等部位应力集中。根据发动机故障原因分析可知,叶根倒角是叶片断裂故障多发部位之一,失效模式以低周疲劳为主。因此,开展叶根倒角部位力学性能研究对涡轮叶片的结构强度设计十分重要。

国内外学者研究了叶根倒角对叶轮气动性能的影响<sup>[3-5]</sup>、叶根倒角部位的微动疲劳<sup>[6-7]</sup>和倒角部位微结构变化<sup>[8]</sup>。詹洪飞等<sup>[9]</sup>研究表明,径向扩压器进口叶根倒角变大在一定程度上能改善发动机的加速性能;Huang等<sup>[10]</sup>考虑了倒角对疲劳寿命的影响;Rajasekaran等<sup>[11]</sup>介绍了一种能够模拟航空燃气轮机燕尾叶根受载情况的双轴疲劳试验;丁继伟等<sup>[12]</sup>设计了叶根疲劳试验模拟件;张孝忠等<sup>[13]</sup>考虑平均应力松弛修正了叶根低周疲劳寿命预测方法;闫晓军等<sup>[14]</sup>、邓瑛等<sup>[2]</sup>通过 2 类叶片模拟件和用于对比研究的带缺口的对比试件分别开展了疲劳和持久试验对比分析,结果表明,叶片不同部位的材料疲劳性能和持久强度存在差异;陆山等<sup>[15]</sup>给出了具有任意最大应力梯度路径的模拟件优化设计方法。

上述研究大多侧重于叶片气动性能或寿命预测,针对叶根部分模拟件设计的研究较少。本文采用沿最大应力梯度路径的方法设计叶根倒角特征部位模拟试件,所设计的模拟件具有一定的工程实用性。

### 1 试样设计的一般原则

根据《金属材料轴向加载疲劳试验方法 HB5287-96》标准,本文采用平板试样,故试样设计遵循下列原则。

矩形横截面试样必须满足: $B/b=1.5\sim 4$ (头部带销孔的试样尽可能取大者); $b/a=3\sim 8$ ;  $b \times a=9\sim 645 \text{ mm}^2$ ;  $L_c > 3b$ ;当试件受压应力时,  $3b < L_c < 4b$ ;  $R/b \geq 8$ 。

试样设计中所涉及

表 1 试样设计所涉及的参数

符号	名称
$L_c$	试样工作部分的平行长度
$a$	矩形横截面试样工作部分的厚度
$B$	矩形横截面试样夹持部分的宽度
$b_1$	矩形横截面试样非工作部分的宽度
$b$	矩形横截面试样工作部分的宽度

的参数见表 1。  
夹头部分与工作部分横截面积之比的设置应使失效发生在工件截面上,依照夹持方式而定,同时也与载荷的施加、加工的质量和材料的性质有关。

试样形状和尺寸的选择应根据试验目的、试验

机类型和特性、被试材料试样的形状和性能来确定。选择试样工作截面尺寸时,需考虑在试验过程中最大负载为所用试验机负荷档满量程的 25% ~ 75%。

### 2 最大第一主应力梯度路径的获取方法

工程问题分析一般将最大第一主应力作为最危险点,即裂纹萌生点,裂纹起裂面与第一主应力方向垂直,在载荷工况的作用下,裂纹沿裂纹尖端第一主应力法向方向扩展,其轨迹为 1 个空间曲面。在寻找裂纹扩展轨迹之前,需要通过求解确定裂纹尖端第一主应力方向。

依据有限元分析能够得到任意节点处的各应力分量( $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ ),但无法直接得到该点的 3 个主应力方向,根据弹性力学理论,某一点处的应力状态如图 1 所示。平衡方程为

$$\begin{aligned} l\sigma_x + m\tau_{yx} + n\tau_{zx} &= l\sigma = X_N \\ m\sigma_y + n\tau_{yz} + l\tau_{xy} &= m\sigma = Y_N \\ n\sigma_z + l\tau_{xz} + m\tau_{yz} &= n\sigma = Z_N \end{aligned} \quad (1)$$

通过上述方程求解第一主应力 $\sigma_1$ 的方向, $\sigma_1$ 对应的第一主应力方向为 $(l_1, m_1, n_1)$ , $l_1, m_1, n_1$ 分别为第一主应力在 $x, y, z$ 轴方向上的方向余弦,其关系为

$$l_1^2 + m_1^2 + n_1^2 = 1 \quad (2)$$

由式(1)中的任意 2 式有

$$\begin{aligned} (\sigma_x - \sigma_1)l_1 + \tau_{yx}m_1 + \tau_{zx}n_1 &= 0 \\ \tau_{xy}l_1 + (\sigma_y - \sigma_1)m_1 + \tau_{yz}n_1 &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

式(3)同时除以 $l_1$ 得

$$\begin{aligned} (\sigma_x - \sigma_1) + \tau_{yx} \frac{m_1}{l_1} + \tau_{zx} \frac{n_1}{l_1} &= 0 \\ \tau_{xy} + (\sigma_y - \sigma_1) \frac{m_1}{l_1} + \tau_{yz} \frac{n_1}{l_1} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

由式(4)可以求得 $m_1/l_1, n_1/l_1$ ,带入余弦关系可得

$$l_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{m_1}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{n_1}{l_1}\right)^2}} \quad (5)$$

依次可以求得 $m_1, n_1$ ,由此确定第一主应力方向 $(l_1, m_1, n_1)$ 。

通过危险点,垂直于上述已求得的第一主应力方向 $(l_1, m_1, n_1)$ 作 1 个法平面,称其为危险截面,在该

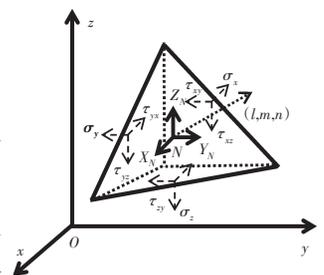


图 1 某一点处应力状态

危险截面内寻找最大主应力梯度方向,将其用该平面内的1段曲线来描述,该曲线可近似代表危险点附近裂纹扩展轨迹。

参考文献[15]确定最大第一主应力梯度路径的方法,可知构件危险部位最大第一主应力梯度路径,如图2所示。从图中可见,构件最危险点 $O$ 附近的危险截面上的最大第一主应力梯度路径<sup>[15]</sup>获取方法为:根据试样尺寸选取合适的 $\Delta r$ 作为半径步长,以 $O$ 点为圆心画一定数量的圆弧,在该圆弧范围内找出每段圆弧对应的最小第一主应力点,根据 $(O, 1, 2 \dots n-1, n)$ 这些点作一条连线,从而得到最大第一主应力梯度路径 $P_0P_n$ 。

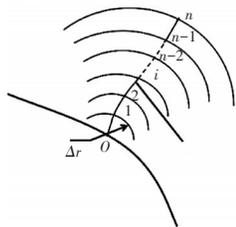


图2 构件危险部位最大第一主应力梯度路径 $P_0P_n$

### 3 叶根倒角模拟件设计

#### 3.1 模拟件设计原则

叶根倒角模拟件设计有以下3个等效设计原则:

(1)几何等效相似。模拟件等效设计部位与真实叶片对应部位的几何形状相似。材料的宏观力学性能依赖于其化学成分以及微观结构,对叶片的铸造成型而言,叶片横截面的变化规律对材料的显微组织影响较大。在叶片叶根倒角附近,叶片横截面是先突然扩张,然后突然收缩,该部位的材料性能会产生变化,因此叶根倒角模拟件设计必须考虑几何突变特征。

(2)加工工艺相同。模拟件的成形工艺条件与真实叶片的相同,显微组织与叶片对应部位相近。

(3)载荷工况等效。在试验条件下,施加等效服役条件的载荷,即确保温度载荷等效,模拟部位最大应力相同,并确保最大应力点附近一定区域内的应力梯度等效。

#### 3.2 几何等效分析

基于等效原则,采用等厚度的平板试样模拟涡轮叶片叶身部位的薄壁特点,采用凸台来模拟叶片几何突变区域(叶根倒角),凸台外形与叶片叶根倒角附近区域几何特征相似。

参考[2,14]研究的叶根倒角真实件与特征模拟件外形,如图3所示。通过对真实叶片铸造毛坯件(图3

(a))的尺寸进行等比例简化,得到叶根倒角特征模拟件试件(图3(b))。其中 $A$ 、 $A'$ 分别为榫头、叶身沿着周向投影的宽度,表示截面变化的剧烈程度; $B$ 为缘板外侧与榫头外侧的距离; $C$ 为真实缘板的厚度; $R$ 为倒角半径。在特征模拟件设计中, $B$ 和 $C$ 按真实尺寸取值;取 $A/A'=a/a'$ ,以保持截面变化程度一致;考虑到在倒角处易发生应力集中,倒角半径也取真实值。



图3 叶根倒角真实件与其特征模拟件的外形

采用某型发动机动力涡轮叶片作为研究对象,经测量得到真实叶片倒角部位的几何尺寸见表2,为保证二者应力分布一致,在设计特征模拟件时保持该参数相同。

	$A'/A$	$B/\text{mm}$	$C/\text{mm}$
真实叶片	0.88	1.5	0.8
特征模拟件	0.88	1.5	0.8

#### 3.3 模拟件尺寸设计和取样方法

根据《金属材料轴向加载疲劳试验方法 HB5287-96》标准规定,在进行叶根倒角模拟件外部尺寸设计时,考虑了试件和夹具之间更好地传力、试验机加载量程、试件中部为非标准结构(含几何突变的凸台)等因素,叶根倒角特征模拟件设计尺寸总长为84 mm、宽为24 mm、厚为3 mm。

基于等效设计原则,按照涡轮叶片的几何变化比例,保证二者过渡区域的几何相似性,在平板试件中部设计含几何突变的凸台(叶根倒角半径为1.6 mm,缘板下方倒角半径为3 mm)来模拟叶根倒角这一特征结构,如图4所示。

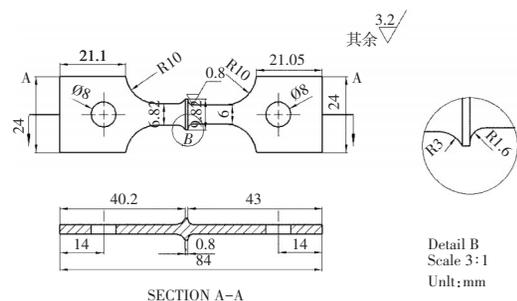


图4 叶根倒角模拟件外观尺寸

### 4 有限元验证

#### 4.1 真实叶片叶根倒角部位最危险点应力及应力梯度

基于有限元分析软件 ABAQUS,采用 3 维实体单元 (C3D10)对叶片进行网格划分,并对叶根倒角部位进行局部加密,共划分 294061 个单元。施加 45000 r/min 离心力,采用线弹性本构(弹性模量为 110 GPa、泊松比为 0.34)进行有限元计算,真实叶片 Von-Mises 应力分布如图 5 所示。从图中可见,叶根倒角部位最大主应力为 1086 MPa。

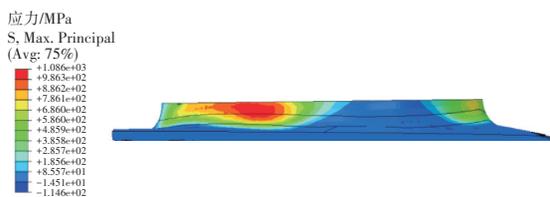


图 5 真实叶片 Von-Mises 应力分布

#### 4.2 叶根倒角特征模拟件最危险点应力及应力梯度等效

依据第 3.3 节中叶根倒角模拟件设计尺寸建立 3 维有限元模型。采用 3 维实体单元 (C3D20)进行网格划分,并对叶根倒角可能存在应力集中的部位进行网格细化,共划分 113694 个单元。采用线弹性本构(弹性模量为 110 GPa、泊松比为 0.34)对叶根倒角模拟件在单轴拉伸载荷下(端部施加 100 MPa 拉应力载荷)进行有限元计算,得到等效应力分布,如图 6 所示。从图中可见,模拟件的最大应力为 187.6 MPa,出现在凸台过渡区倒角处。

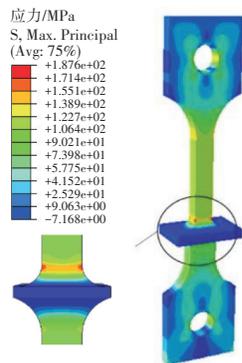


图 6 模拟件 Von-Mises 应力分布

计算得到最危险点的应力分布及其第一主应力方向如图 7 所示。从图 7(a)中可见,在最危险点处,按照第 2 章中的方法,首先求解得到最危险点第一主应力方向为: $l_1=0.1141$ 、 $m_1=0.9873$ 、 $n_1=-0.1103$ ,即图 7(b)中红色箭头所指方向。以最危险点  $O$  为圆心,在 ABAQUS 中建立 path 路径,依次以  $\Delta r=0.2、0.4、\dots、0.8、1.0$  mm 为半径步长作 5 段圆弧,根据每个圆弧上的最小第一主应力点的连线,获得最大第一主应力梯度路径  $P_0P_n$ 。

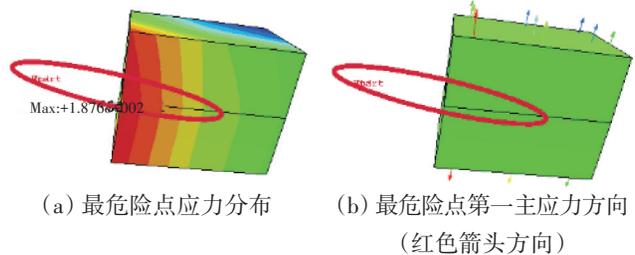


图 7 计算得到最危险点的应力分布及其第一主应力方向

采用同样的方法求得真实叶片叶根倒角部位最危险点的第一主应力方向为: $l_1=0.6282$ 、 $m_1=-0.0301$ 、 $n_1=-0.7775$ 。真实叶片叶根倒角部位与叶根倒角特征模拟件最大应力梯度路径上主应力分布通过归一化处理后如图 8 所示。从图中可见,叶根倒角特征模拟件与真实叶片对应部位在一定范围内的应力状态吻合。

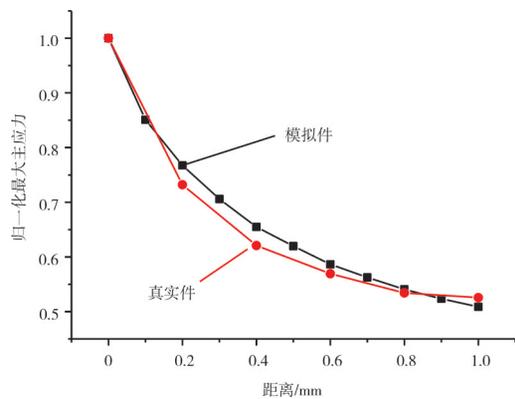


图 8 叶根倒角模拟件与真实叶片对应部位最大应力梯度路径上主应力分布(归一化处理后)

### 5 结论

本文研究了叶根部位特征模拟件形状优化设计方法,得出如下结论:

- (1)根据某型涡轮叶片叶根处结构几何,设计了叶根倒角特征模拟件,并通过有限元模拟计算对模拟件主要尺寸进行了优化;
- (2)叶根倒角特征模拟件与真实叶片对应部位应力分布吻合,表明该模拟件形状设计合理,有一定的工程实用性。

#### 参考文献:

[1] 马利丽,何立强,任伟峰.航空发动机自由涡轮叶片裂纹故障分析[J].航空发动机,2018,44(6):54-58.  
 MA Lili, HE Liqiang, REN Weifeng. Blade crack fault analysis of aero-engine free turbine[J].Aeroengine, 2018, 44(6):54-58. (in Chinese)

- [2] 邓瑛,孙瑞杰,谢建文,等.定向凝固涡轮叶片不同部位材料持久强度差异[J].航空动力学报,2012,27(1):104-109.  
DENG Ying, SUN Ruijie, XIE Jianwen, et al. Differences in the lasting strength of materials in different parts of directional solidification turbine blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(1): 104-109. (in Chinese)
- [3] 高丽敏,蔡宇桐,李萍,等.叶根倒角对跨音轴流压气机气动性能的影响[J].机械工程学报,2016,52(20):12-17.  
GAO Limin, CAI Yutong, LI Ping, et al. Influence of blade-root fillet on transonic rotor performance[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(20):12-17. (in Chinese)
- [4] 王大磊,朴英,陈美宁.叶根倒角对轴流涡轮转子流场的影响[J].航空动力学报,2011,26(9):2075-2081.  
WANG Dalei, PIAO Ying, CHEN Meining. Influence of blade root chamfering on flow field of axial flow turbine rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(9):2075-2081. (in Chinese)
- [5] 孙丽萍.叶根倒角及边界层转捩对离心叶轮气动性能的影响[D].北京:华北电力大学,2008.  
SUN Liping. Influence of blade root chamfering and boundary layer transition on aerodynamic performance of centrifugal impeller [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2008. (in Chinese)
- [6] Hanjigimath G N, Upadhyaya A M, Kumar S. Fatigue and fretting studies of gas compressor blade roots[J]. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, 2016, 5(9), 16032-16036.
- [7] Wackers P, Arrieta V, Alquezar-Getan R, et al. A modeling approach to predict fretting fatigue on highly loaded blade roots[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2010, 132(8):082101-1-9.
- [8] Lauschmann H, Kasl J, Materna A. Comparative analysis of microstructure and fracture surfaces of blade roots[J]. Materials Characterization, 2009, 60(10):1175-1179.
- [9] 詹洪飞,黄帅.某型涡轴发动机喘振攻关与验证[J].海军航空工程学院学报,2017,32(3):295-301.  
ZHAN Hongfei, HUANG Shuai. Research on a certain type of turbine shaft engine surge[J]. Journal of Naval Aeronautical and Astronautical University, 2017, 32(3):295-301. (in Chinese)
- [10] Huang Y J, Guan Z D, Li H T, et al. Effects of chamfering, cold expansion, bolt clamping, and their combinations on fatigue life of aluminum - lithium alloy single plate[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2018, 10(1):147-148.
- [11] Rajasekaran R, Nowell D. Fretting fatigue in dovetail blade roots: experiment and analysis[J]. Tribology International, 2006, 39(10):1277-1285.
- [12] 丁继伟,李岩,姜东坡.某型透平叶片叶根疲劳试验模拟件设计[J].科学技术创新,2020(6):11-12.  
DING Jiwei, LI Yan, JIANG Dongpo. Design of a turbine blade root fatigue test simulator [J]. Scientific and Technological Innovation, 2020(6):11-12. (in Chinese)
- [13] 张孝忠,王恭义,程凯,等.一种考虑平均应力松弛的汽轮机叶根低周疲劳寿命预测方法[J].材料科学与工程学报,2019(5):12-13.  
ZHANG Xiaozhong, WANG Gongyi, CHENG Kai, et al. A method for predicting the low cycle fatigue life of turbine blade roots considering average stress relaxation[J]. Journal of Materials Science and Engineering, 2019(5):12-13. (in Chinese)
- [14] 闫晓军,邓瑛,孙瑞杰,等.定向凝固涡轮叶片不同部位材料疲劳性能差异研究[J].航空学报,2011,32(10):1930-1936.  
YAN Xiaojun, DENG Ying, SUN Ruijie, et al. Study on the difference of fatigue performance of materials at different parts of directional solidification turbine blade [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(10):1930-1936. (in Chinese)
- [15] 陆山,王春光,陈军.任意最大应力梯度路径轮盘模拟件设计方法[J].航空动力学报,2010,25(9):2000-2005.  
LU Shan, WANG Chunguang, CHEN Jun. Design method of wheel disc simulator with arbitrary maximum stress gradient path[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(9):2000-2005. (in Chinese)

(编辑:刘静)