

轮盘径向破裂转速计算方法分析及修正

冯引利^{1,2}, 何云², 陈伟¹, 刘红彬²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 分析了轮盘径向破裂转速理论计算方法及常用平均径向应力计算方法的含义及其特点, 且依据理论计算方法的含义, 提出了基于有限元计算结果的轮盘径向破裂转速计算修正方法. 通过实例应用, 证明了相对于理论方法计算结果, 修正方法较常用平均径向应力方法计算精度更高, 其计算精度由 6.6% 提高到 0.5% 以内, 且修正方法较理论方法使用更方便、工程适用性更强.

关 键 词: 轮盘; 径向破裂转速; 平均径向应力; 修正方法; 有限元

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Analysis and correction of computational methods on disk radial burst speed

FENG Yin-li^{1,2}, HE Yun², CHEN Wei¹, LIU Hong-bin²

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. China Gas Turbine Establishment,

Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: The meanings and characteristics of theoretical computation method and average radial stress computation method for disk radial burst speed were analyzed. According to the meanings of theoretical computation method, the correction method for disk radial burst speed was put forward on the basis of finite element computational results. By application example, relative to theoretical method's computation result indicates that the correction method has higher calculation precision than the average radial stress method. The calculation precision is improved from 6.6% to less 0.5%. The correction method is more convenient and applicable than theoretical method.

Key words: disk; radial burst speed; average radial stress; correction method; finite element

轮盘是航空燃气涡轮发动机的关键件, 工作时处于高速、高温工作状态, 承受着轮盘外缘叶片离心力以及轮盘本身的质量离心力. 轮盘的破裂一般是非包容的, 往往会引起灾难性后果^[1], 故轮盘破裂问题一直是从事轮盘设计的人员关注的焦点问题. 为保证飞行安全, 各国有关轮盘强度设计准则中, 均对轮盘的破裂转速提出了明确的要求^[2-5]. 轮盘的破裂转速计算方法也显得尤为重要.

长期以来, 世界各国有关轮盘破裂转速计算的理论公式均是统一的^[6-7], 与径向破裂转速对应的安全系数见参考文献^[6]第 265 页. 此公式较为复杂, 对于形状规整、均温轮盘(如等厚盘), 采用此公式计算, 较为方便, 反之, 工程实用性较差. 于是, 伴随着有限元的发展, 出现了多种基于有限元且工程性较强的径向破裂转速计算方法, 如最大径向应力法^[8]、局部应变法^[9-10]、最大离心径向应

力法^[11]、平均径向应力法^[12]、残余变形法^[13-14]等。这些方法计算方便,不受限于复杂的轮盘形状以及轮盘载荷。目前,工程上最常用的是平均径向应力计算方法,近期采用了文献[6]第265页公式和平均径向应力计算方法对轮盘的径向破裂转速进行计算,发现其分析结果存在出入,经细致研究,本文提出了基于有限元计算结果的径向破裂转速计算公式修正方法。

1 轮盘径向破裂转速计算方法分析

1.1 轮盘径向破裂转速理论计算方法分析

文献[6]第265页中轮盘径向破裂转速储备理论计算方法见式(1)。

$$K_{p(1)} = \sqrt{\frac{\int_{r_c}^{r_k} \sigma_b(r) \cdot h \cdot dr + \sigma_{bc} h_c r_c}{\sigma_{rk} r_k h_k + \rho I_c \omega^2}} \quad (1)$$

式中 $\sigma_b(r)$ 为半径 r 处材料极限拉伸强度; ρ 为材料密度; σ_{rk} 为轮缘径向应力; ω 为转速; r, h 为轮盘半径及相应厚度; r_c, h_c, r_k, h_k 为轮盘破裂面半径、破裂面厚度、轮缘半径、轮缘厚度; 惯性矩 $I_c = \int_{r_c}^{r_k} r^2 h dr$ 为轮盘从 r_c 到 r_k 半个子午截面对旋转轴线的惯性矩。

式(1)轮盘径向破裂转速储备是根据“轮盘破裂瞬间,在如图1中,Y方向上力的平衡”而推导出来的。

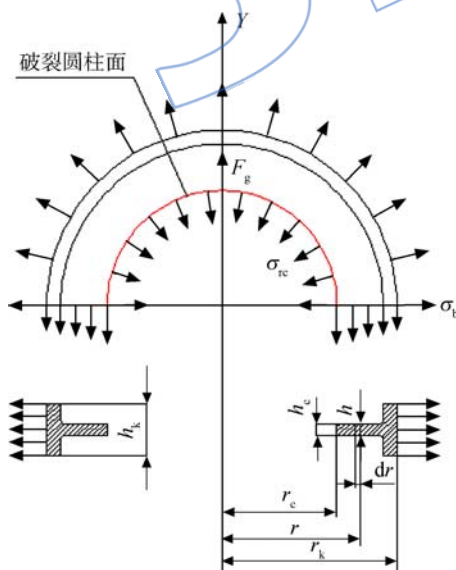


图1 轮盘破裂圆柱面及应力分布

Fig. 1 Disc burst column face and stress distribution

由图1可看出,轮盘在沿半径 r_c 处的圆柱面破裂瞬间:

1) 在破裂的圆柱面上(半径 r_c 处),径向应力值达到材料强度极限,即 $\sigma_{rc} = \sigma_{bc}$,在Y方向上的合力为 $2\sigma_{bc} h_c r_c$ 。

2) 轮缘上的径向应力为 $\sigma_{rk}^* = \sigma_{rk} \frac{\omega_k^2}{\omega^2}$ 。

3) 从 r_c 到外缘 r_k 之间半个轮盘质量离心力在Y方向上的合力为 $F_g = 2\rho\omega_r^2 I_c$ 。

因此,作用在 r_c 到 r_k 之间半个轮盘上的所有力在Y方向上平衡,见公式(2)。

$$2 \sum \sigma_{rk} \frac{\omega_k^2}{\omega^2} r_k h_k + 2\rho\omega_r^2 I_c = 2 \int_{r_c}^{r_k} \sigma_b(r) h dr + 2\sigma_{bc} h_c r_c \quad (2)$$

式(2)右边第1项 $2 \int_{r_c}^{r_k} \sigma_b(r) h dr$ 的含义是:轮盘在沿半径 r_c 处的圆柱面破裂瞬间, r_c 至 r_k 之间的子午截面上,所有点的周向应力达到对应 r 处的极限拉伸强度 $\sigma_b(r)$,Y方向的周向应力合力是 $2 \int_{r_c}^{r_k} \sigma_b(r) h dr$ 。

根据式(2)的分析,可知式(1)的含义:轮盘在发生破裂瞬间,不仅破裂圆柱面上的径向应力达到极限拉伸强度,同时,大于破裂半径 r_c 的子午面上,所有点的周向应力达到对应半径处的极限拉伸强度。对应的破裂模式如图2所示。

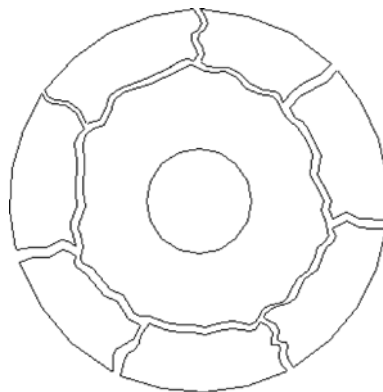


图2 轮盘径向破裂模式(I)

Fig. 2 Disc radial burst pattern (I)

文献[15]某IV级压气机盘破裂、文献[16]某粉末盘低循环破裂、文献[17]中某九级压气机盘破裂、文献[18]中某四级压气机盘破裂等破裂模式均与图2类似。

图2轮盘径向破裂模式(I)的破裂过程可以理解为:轮盘随着转速的增加,辐板局部区域(如螺栓孔、辐板喉部)出现塑性,转速继续增大,塑性区的应力不再明显增加,而塑性区一方面向轮盘

的轴向方向扩展,同时,在 r_c 至 r_k 之间的子午截面塑性区也越来越大,一直到辐板上即将破裂环面的径向应力全部进入塑性范围,辐板发生径向破裂,与此同时, r_c 至 r_k 之间子午截面的周向应力也全部快速进入塑性范围,轮盘发生如图 2 所示的破裂模式。

1.2 轮盘径向破裂转速平均径向应力计算方法分析

文献[11]第 253 页同时提出了采用“最大离心径向应力”近似地判断轮盘径向破裂转速,见式(3)。

$$K_{p(2)} = \sqrt{\frac{\sigma_b}{\sigma_{r,\max}^0}} \quad (3)$$

式中 $\sigma_{r,\max}^0$ 为盘上最大离心径向应力。

文献[5]第 10 页针对涡轮盘提出“最大离心径向应力不应超过 0.6 极限拉伸强度”,并进一步说明:此条要求相当于极限强度有 1.29 的转速储备。文献[5,11]对最大离心径向应力均没有详细的说明,工程人员通常将其理解为轮盘辐板各个半径处沿厚度方向的平均径向应力中的最大值。故通常将式(3)写做式(4)。

$$K_{p(3)} = \sqrt{\frac{\sigma_b}{\bar{\sigma}_{r,\max}}} \quad (4)$$

式中 $\bar{\sigma}_{r,\max}$ 为轮盘辐板各个半径处沿厚度方向的平均径向应力中的最大值。

式(4)比较简单,根据其表达式,可知式(4)的含义:轮盘在发生径向破裂瞬间,破裂圆柱面的平均径向应力达到极限拉伸强度。对应的破裂模式如图 3 所示。

当轮盘处于静止状态,因残余应力或径向温差大或其他因素,可能会发生如图 3 所示的破裂模式。

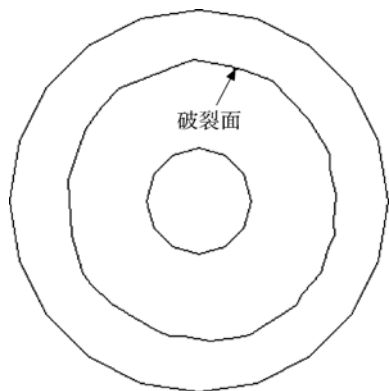


图 3 轮盘径向破裂模式(II)

Fig. 3 Disc radial burst pattern (II)

当轮盘处于旋转状态发生径向破裂时,不可能只发生图 3 沿圆柱面的破裂, r_c 至 r_k 之间沿子午截面的破裂也会发生,这种破裂不是圆柱面破裂引起的二次破裂,而是伴随圆柱面破裂同时发生的。

1.3 等厚等温空心盘径向破裂转速分析

从以上分析可知,两种轮盘径向破裂转速计算公式其意义完全不同。为了对比两种轮盘径向破裂转速计算结果的差异,本文举例说明。

实例 1 一等厚等温空心盘(以下简称等厚盘),内半径 $r_0=45$ mm,轮缘半径 $r_k=222$ mm,盘厚度 $h=15$ mm,轮缘径向应力 $\sigma_k=300$ MPa,均温为 400°C ,转速 $\omega=2000$ rad/s,材料密度 $\rho=8.24$ g/cm³,弹性模量 $E=176.5$ GPa, 400°C 时极限拉伸强度 $\sigma_b=1281$ MPa。

实例 1 等厚盘有限元计算的径向应力分布见图 4。最大平均径向应力出现在半径 $r=110$ mm 处。根据式(1)、式(4)对此盘的径向破裂转速储备进行了计算,见表 1。

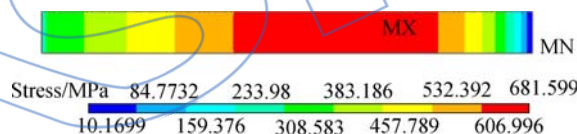


图 4 等厚盘径向应力分布

Fig. 4 Radial stress distribution of same-thickness disc

表 1 等厚盘径向破裂转速分析

Table 1 Radial burst speed analysis of same-thickness disc

r/mm	$\sigma_{r,\max}^0/\text{MPa}$	$K_{p(1)}$	$K_{p(3)}$	误差/%
110	681	1.286	1.371	6.6

由表 1 可以看出:采用式(1)和式(4)计算的等厚盘径向破裂转速储备系数误差达到 6.6%。

采用式(1)计算轮盘径向破裂转速正确、可靠,但对结构复杂的轮盘计算起来很麻烦。

2 轮盘径向破裂转速计算方法修正

根据式(1)的含义及轮盘旋转过程中可能发生的径向破裂模式,本文对式(4)进行了修正,见式(5)。

$$K_{p(4)} = \sqrt{\frac{\bar{\sigma}_b A_1 + \sigma_{bc} A_2}{\bar{\sigma}_t A_1 + \sigma_t A_2}} \quad (5)$$

式中 $A_1 = \int_{r_c}^{r_k} h dr$, 表示 r_c 至 r_k 之间半个子午截面的面积; $A_2 = h_c r_c$, 表示 1/4 个破裂圆柱面的面

积在Y方向的投影; $\bar{\sigma}_b$ 为 A_1 截面平均温度相对应的极限拉伸强度; σ_{bc} 为破裂圆柱面上的极限拉伸强度; $\bar{\sigma}_t$ 为 A_1 截面的平均周向应力; $\bar{\sigma}_b A_1$ 表示破裂瞬间,在 r_c 至 r_k 之间子午截面上, $\bar{\sigma}_t = \bar{\sigma}_b$,半个子午截面在Y方向上合力为 $\bar{\sigma}_b A_1$; $\sigma_{bc} A_2$ 表示破裂瞬间,在破裂的圆柱面上(半径 r_c 处), $\bar{\sigma}_t = \sigma_{bc}$,半个子午截面在Y方向上合力为 $\sigma_{bc} A_2$.

对比式(5)与式(1)可知:两公式根号中的分子部分相似,表达的是“轮盘 r_c 到外缘 r_k 之间1/4个轮盘扇块Y方向的最大承载能力”;不同的是根号中的分母部分,式(1)中的分母是以直接的方式(轮缘载荷+离心载荷)表达“作用在 r_c 到外缘 r_k 之间1/4个轮盘扇块上的载荷在Y方向的合力”,式(5)中的分母是以间接的方式(应力×面积)表达“ r_c 到外缘 r_k 之间1/4个轮盘扇块所承受的Y方向的载荷”.两公式表达的意义相同.

等厚盘验证过程简单说明如下:

1) 当轮盘只承受轮缘载荷时

根据文献[11]第171页表3-1中的周边载荷作用时等厚盘 r_r 和 r_i 的表达式可推出

$$\bar{\sigma}_t A_1 + \bar{\sigma}_r A_2 = \sigma_{rk} r_k h_k$$

2) 当轮盘只承受离心载荷时

根据文献[11]第171页表3-1中的离心载荷作用时等厚盘 σ_r 和 σ_t 的表达式可推出

$$\bar{\sigma}_t A_1 + \bar{\sigma}_r A_2 = \rho I_c \omega^2$$

从以上分析知:式(5)与式(1)的分母相等,即 $\bar{\sigma}_t A_1 + \bar{\sigma}_r A_2 = \sigma_{rk} r_k h_k + \rho I_c \omega^2$,只有分子部分的第1项 $\bar{\sigma}_b A_1$ 与 $\int_{r_c}^{r_k} \sigma_b(r) h dr$ 略有差异.

采用式(5)和式(1)对实例1各截面径向破裂转速储备进行了计算,见表2.

表2 等厚盘不同半径处径向破裂转速分析

Table 2 Radial burst speed analysis of same-thickness disc in several radius

半径 r/mm	$\bar{\sigma}_t/\text{MPa}$	$K_{p(1)}$	$K_{p(4)}$	$K_{p(3)}$
65	481	1.244	1.244	1.632
85	634	1.257	1.257	1.421
105	680	1.278	1.278	1.373
110	681	1.286	1.286	1.372
125	671	1.311	1.311	1.382
145	630	1.362	1.362	1.426
165	566	1.438	1.439	1.504
185	486	1.557	1.558	1.624

实例1为均温盘,式(1)中的 $\sigma_b(r)$ 与式(5)中 $\bar{\sigma}_b$ 相等,分子部分数值相等,分母部分数值相等,所以表2中采用式(5)、式(1)计算结果吻合很好是必然的.

3 某发动机压气机盘径向破裂转速计算

真实发动机轮盘结构较复杂,为了验证式(5)计算结果的准确性,选取实例2进行径向破裂转速分析.

实例2 某发动机压气机盘径向应力分布见图5.在半径 $r=84\text{ mm}$,平均径向应力取得最大值,该处的径向破裂转速计算见表3.

表3中,采用式(1)计算径向破裂转速储备 $K_{p(1)}$ 时,考虑到相邻零件对该压气机盘的作用, $\sigma_{rk} r_k h_k = \sigma_{rk1} r_{k1} h_{k1} + \sigma_{rk2} r_{k2} h_{k2} + \sigma_{rk3} r_{k3} h_{k3}$,轮缘载荷及相邻零件作用载荷示意图见图6.

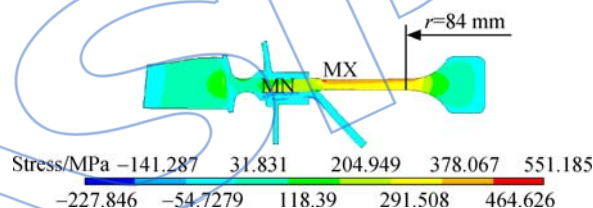


图5 某压气机盘径向应力分布

Fig. 5 Radial stress distribution of a compressor disc

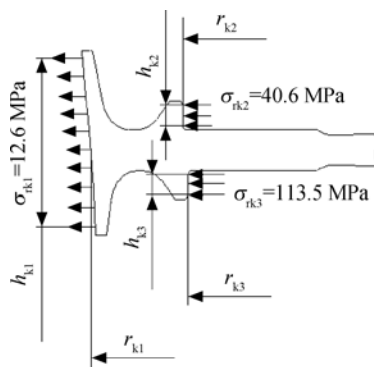


图6 轮缘载荷及相邻零件作用载荷示意图

Fig. 6 Diagram of load in disc edge and from other parts

从表3可知:对于某真实压气机盘,采用式(5)和式(1)计算的径向破裂转速相差在0.5%以内,而与式(4)计算的结果相差约6.6%.

对比式(1)与式(5),只有分子部分的第1项略有差别,所以表3中采用式(5)、式(1)计算结果吻合较好.

表 3 某压气机盘径向破裂转速分析

Table 3 Radial burst speed analysis of a compressor disc

参数	数值
r/mm	84
A_1/mm^2	566.8
A_2/mm^2	445.2
$\bar{\sigma}_r/\text{MPa}$	364
$\bar{\sigma}_t/\text{MPa}$	290
$\bar{\sigma}_b/\text{MPa}$	796
$\bar{\sigma}_{bc}/\text{MPa}$	784
$K_{p(4)}$	1.566
$K_{p(3)}$	1.467
$K_{p(1)}$	1.570

4 工程使用说明

从实例 1 轮盘径向破裂转速计算结果知,式(1)和式(5)的计算结果均小于式(4)的计算结果.而实例 2 轮盘径向破裂转速计算结果可知,式(1)和式(5)的计算结果均大于式(4)的计算结果.以下给予分析:

由 $\frac{K_{p(4)}}{K_{p(3)}} > 1$ 可推出当 $\frac{\bar{\sigma}_t}{\bar{\sigma}_i} > \frac{\bar{\sigma}_{bc}}{\bar{\sigma}_b}$ 时,式(5)计算的径向破裂转速大于式(4)计算的径向破裂转速.对于真实轮盘,由于轮毂部分子午面面积大,承担了大部分周向载荷,辐板部分承担的周向载荷相对小一些,这样使得辐板部分通常 $\bar{\sigma}_r > \bar{\sigma}_t$,且 σ_{bc} 与 σ_b 相差不大,辐板应力通常满足 $\frac{\bar{\sigma}_r}{\bar{\sigma}_i} > \frac{\bar{\sigma}_{bc}}{\bar{\sigma}_b}$,即对于通常发生于辐板处的径向破裂, $K_{p(4)} > K_{p(3)}$.

对于等厚等温空心盘,由于没有轮毂部分,致使整个盘的 $\bar{\sigma}_r < \bar{\sigma}_i$ (这从文献[11]第 171 页表 3-1 中等厚空心盘的应力表达式也可得知),从而 $\frac{\bar{\sigma}_r}{\bar{\sigma}_i} < \frac{\bar{\sigma}_{bc}}{\bar{\sigma}_b}$,即 $K_{p(4)} < K_{p(3)}$.

对于真实发动机轮盘,当辐板半径越大(如:喉部),由于式(5)中的参与承担 r_c 到外缘 r_k 之间 1/4 个轮盘扇块的轮缘载荷和离心载荷的面积 A_1 较 A_2 小很多,这样使得 $K_{p(4)}$ 和 $K_{p(3)}$ 相差较小,反之,在辐板与轮毂交界处, $K_{p(4)}$ 和 $K_{p(3)}$ 相差较大.

5 结 论

通过对轮盘径向破裂转速理论计算方法和常

用平均径向应力计算方法的分析,及对提出的修正方法的分析说明,并通过实例应用,可以得出以下结论:

1) 平均径向应力计算方法与理论计算方法计算的轮盘径向破裂转速有一定偏差.

2) 实例应用证明,相对于理论方法计算结果,修正方法较常用平均径向应力计算方法,其计算精度由 6.6% 提高到 0.5% 以内,且修正方法较理论方法使用更方便、工程适用性更强.

参考文献:

- [1] 陈光. 航空发动机结构设计分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006.
- [2] 国防科学技术工业委员会. GJB241A-2010 航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范[M]. 北京:总装备部军标出版社,2010.
- [3] Standard M. Engine structure integrity program (MIL-HDBK-1783B)[M]. Washington, USA: United States Air Force,2004.
- [4] 国防科学技术工业委员会. GJB/Z101-97 航空发动机结构完整性指南[M]. 北京:国防工业出版社,1998.
- [5] 英国罗尔斯-罗伊斯公司. 斯贝 MK202 发动机应力标准(EDG-3)[M]. 北京:国际航空编辑部出版,1979.
- [6] 吕文林,陈俊粤,田德义. 航空涡轮、涡扇发动机结构设计准则:第二册 轮盘[M]. 北京:中国航空工业总公司发动机系统工程局,1997.
- [7] 彼尔格列 I A, 绍尔 B F, 伊奥锡列维奇 G B. 机械零件强度计算手册[M]. 4 版. 莫斯科:机械制造出版社,1993.
- [8] 孙国维. 几种材料和结构的轮盘转子破裂准则的试验应用[J]. 热能动力工程,1988,3(3):30-35.
SUN Guowei. Experiment application of the fracture criteria of disc rotors of different materials and structures[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1988,3(3):30-35. (in Chinese)
- [9] 万江艳,周柏卓. 轮盘弹塑性盘破裂准则的建立及变厚度轮盘破裂转速预测[J]. 航空发动机,2011,37(5):4-6.
WAN Jiangyan, ZHOU Baizhuo. Elastic disc burst criteria establishment and variable thickness disc burst rotational speed prediction[J]. Aeroengine,2011,37(5):4-6. (in Chinese)
- [10] 万江艳,周柏卓. 轮盘模拟件破裂试验及其有限元描述[J]. 航空发动机,2008,34(2):19-21.
WAN Jiangyan, ZHOU Baizhuo. Fracture test of disk simulated specimen and its description of finite element[J]. Aeroengine,2008,34(2):19-21. (in Chinese)
- [11] 《航空发动机设计手册》总编委会编. 航空发动机设计手册:第 18 册[M]. 北京:航空工业出版社,2000.
- [12] 吴长波,卿华. 某高压叶轮整体叶盘破裂转速计算方法及试验验证[J]. 燃气涡轮试验与研究,2006,19(3):33-36.
WU Changbo, QING Hua. Investigation on the prediction and experiment of high-pressure turbine blisk burst speed

- [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2006, 19(3): 33-36. (in Chinese)
- [13] 冯引利, 吴长波. 某粉末冶金高温合金涡轮盘破裂转速分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(3): 501-505.
FENG Yinli, WU Changbo. Analysis of power metallurgy superalloy turbine disc's burst speed[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3): 501-505. (in Chinese)
- [14] Wilterdink P I, Holms A G, Manson S S. A theoretical and experimental investigation of the influence of temperature gradients on the deformation and burst speeds of rotating disks[R]. NACA TN2803, 1952.
- [15] 林左鸣. 航空发动机失效典型案例分析与研究[M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [16] 冯引利, 吴长波. FGH96 涡轮盘低循环疲劳寿命分析技术与试验[J]. 航空动力学报, 2012, 27(3): 628-633.
FENG Yinli, WU Changbo. Analysis technology and experiment for FGH96's disc's LCF life[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(3): 628-633. (in Chinese)
- [17] 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.
- [18] 陶春虎, 钟培道. 航空发动机转动部件的失效与预防[M]. 北京: 国防工业出版社, 2000.