

# 某压气机轮盘破裂转速分析与试验验证

季晨<sup>1,2</sup>,陈芃樾<sup>1,2</sup>,孙景国<sup>1,2</sup>,董磊<sup>3</sup>

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江 哈尔滨 150078;  
2. 船舶与海洋工程特种装备和动力系统国家工程研究中心 - 燃气轮机研发与检测试验室,  
黑龙江 哈尔滨 150078; 3. 中船重工龙江广瀚燃气轮机有限公司,黑龙江 哈尔滨 150078)

**摘要:**为研究轮盘破裂转速分析方法并提高破裂转速预测精度,基于平均应力法和极限应变法对某型大功率燃气轮机压气机轮盘破裂转速进行分析。通过后续开展的轮盘超速及破裂试验,对轮盘应变、残余变形及起始破裂位置进行了验证。研究结果表明:轮盘破裂转速分析结果与试验相符,压气机轮盘的主要破裂形式为子午面破裂;与平均应力法相比,极限应变法预测精度更高,并且可以准确预测起始破裂位置。

**关键词:**燃气轮机;轮盘;破裂转速;极限应变法;破裂模式

中图分类号:TK474.8 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2024.03.006

[引用本文格式]季晨,陈芃樾,孙景国,等.某压气机轮盘破裂转速分析与试验验证[J].热能动力工程,2024,39(3):41-46. JI Chen, CHEN Peng-yue, SUN Jing-guo, et al. Analysis and test verification of burst speed of a compressor wheel disk [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3): 41-46.

## Analysis and Test Verification of Burst Speed of a Compressor Wheel Disk

JI Chen<sup>1,2</sup>, CHEN Peng-yue<sup>1,2</sup>, SUN Jing-guo<sup>1,2</sup>, DONG Lei<sup>3</sup>

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078;  
2. National Engineering Research Center of Special Equipment and Power System for Ship and Marine Engineering – Gas Turbine R&D and Testing Laboratory, Harbin, China, Post Code: 150078;  
3. CSIC Longjiang Guanghan Gas Turbine Co., Ltd., Harbin, China, Post Code: 150078)

**Abstract:** In order to study the analysis method and improve the prediction accuracy of compressor wheel disk burst speed, the burst speed of a certain type of high-power gas turbine compressor wheel disk was analyzed based on the average stress method and the strain-based fracture criteria, and the wheel disk strain, residual deformation and initial burst site were verified by carrying out wheel disk overspeed and burst test subsequently. The study result shows that the analysis result of wheel disk burst speed agrees well with the experimental verification result, and the main burst mode of compressor wheel disk of the gas turbine is meridian burst; compared with the average stress method, the strain-based fracture criteria has relatively higher prediction accuracy and can accurately predict the initial burst site.

**Key words:** gas turbine, wheel, burst speed, strain-based fracture criteria, burst mode

## 引言

轮盘作为燃气轮机的关键部件之一,在高温、高转速等极恶劣的环境下工作,承受着转子质量带来的离心力、温度梯度产生的热应力以及相关部件非协调变形性的附加应力。由于轮盘质量大、转速高、静强度储备不足导致轮盘发生破裂失效后一般不能被机匣包容,产生灾难性后果。轮盘破坏模式主要包括子午面破裂、圆柱面环向破裂,裂纹往往起始于通气孔、螺栓孔、榫槽等应力较高的区域<sup>[1]</sup>。按照标准《GJB730B - 2017》<sup>[2]</sup>要求,为了确保轮盘可以在一定范围的超速状态下稳定工作,需要准确预测轮盘的破裂转速及破裂形式,对于结构的优化设计以保证轮盘结构完整性具有重要意义。

国内外学者针对不同旋转机械结构的破裂转速开展了大量的研究工作。Robinson<sup>[3]</sup>对不同材料的轮盘进行研究发现,通过比较轮盘的抗拉强度和平均周向应力,可以估计出较为准确的安全系数,有效防止轮盘在实际运行中发生爆裂。Skidmore<sup>[4]</sup> 和 Percy 等人<sup>[5]</sup>针对钢和铝盘进行的一系列试验以及后续的一些研究进一步证实了平均应力方法的可靠性,在工程应用中普遍采用此方法对破裂转速进行预估。Mazière<sup>[6]</sup>研究表明,由于轮盘形状通常并不规则,尤其是对有开孔结构的轮盘来说,平均应力法计算精度较差,不能准确估计破裂转速。吴长波等人<sup>[7]</sup>应用平均应力法对整体叶盘结构的高压涡轮转子破裂转速进行了预测,获得了该高压涡轮整体叶盘的材料利用系数。冯引利等人<sup>[8]</sup>采用多种方法对粉末合金涡轮盘的破裂转速进行预测,并通过试验验证得到平均应力法预测结果与局部应变法和残余变形法相比误差较大的结论。秦仕勇等人<sup>[9]</sup>对粉末冶金涡轮盘进行了改进优化,并进行了破裂转速分析和试验验证。张春成等人<sup>[10]</sup>研究了温度场对多级转子结构破裂转速的影响,结果表明,由于高温导致材料屈服强度降低轮盘破裂转速会随之下降,如高温条件与常温条件分析得到的受力状态不一致,需要以预测破裂位置的局部温度作为试验温度开展超转试验。聂卫健等人<sup>[11]</sup>用弹塑性有限元法和平均应力法对涡轴发动机两级动力涡轮盘破裂转速进行预测,进一步验证了弹塑性有限元分析在

预测精度上的优势。陈妍妍等人<sup>[12]</sup>基于修正平均应力法,对不同型面尺寸压气机轮盘的破裂转速进行研究,验证了经过修正的平均应力法在工程领域仍具有适用性。王开明等人<sup>[13]</sup>对低压涡轮盘进行破裂转速分析及试验验证,验证了采用极限应变法预测破裂转速的合理性。胡清清<sup>[14]</sup>采用极限应变法对高压压气机轮盘破裂转速及破裂位置进行了准确预测。

目前,关于旋转机械部件破裂转速的研究多是针对航空发动机轮盘,鲜有关于燃气轮机压气机轮盘破裂转速的研究。本文采用两种典型方法对燃气轮机压气机轮盘破裂转速进行预测,通过超速和破裂试验,在高温环境下对轮盘进行应变测量,并通过高速摄像机记录了破裂试验全过程。

## 1 预测方法

### 1.1 平均应力法

传统平均应力法认为当轮盘的子午截面或某一圆柱截面的平均应力达到材料的极限强度时,轮盘将会沿着该子午截面或圆柱截面破裂,对应的破裂形式分别是周向破裂和径向破裂<sup>[15]</sup>。根据应力状态结果提取截面的平均周向应力及平均径向应力,平均应力计算公式见式(1),通过式(2)计算相应的破裂转速:

$$\bar{\sigma} = \int_{A_1}^{A_m} \sigma dA / \int_{A_1}^{A_m} dA \quad (1)$$

$$n_b = nk_{burst} = n \sqrt{\frac{\eta \sigma_b}{\bar{\sigma}}} \quad (2)$$

式中: $\sigma$ —相应各单元的应力, MPa;  $\bar{\sigma}$ —按面积加权平均应力, MPa;  $A_1$  和  $A_m$ —各单元面积, mm<sup>2</sup>;  $n_b$ —破裂转速, r/min;  $n$ —计算转速(一般选择工作转速), r/min;  $k_{burst}$ —轮盘破裂转速储备;  $\eta$ —修正系数;  $\sigma_b$ —材料的极限强度, MPa。

一般认为,若径向应力分布均匀,且材料不具有分散性,修正系数  $\eta$  取值为 1; 考虑轮盘几何形状引起的子午面周向应力分布不均匀及材料分散性的影响,修正系数  $\eta$  一般小于 1<sup>[14]</sup>。

将计算得到的径向和周向破裂转速中较小的结果确定为破裂转速,即得到轮盘的破裂模式。在实际破裂时,大多数情况下轮盘不可能严格地按照某一子午截面或者某一圆柱截面破裂,其破裂过程中

往往伴随着两种破裂形式并存的现象,通常将初始开裂方式定义为轮盘的破裂形式。

## 1.2 极限应变法

为准确预测轮盘塑性应变情况,需采用真实应力-应变数据。通过式(3)和式(4)将试验获得的工程应力-应变曲线转化为真实应力-应变曲线后获得真实失效应变,并将应力-应变曲线作为失效判据应用到轮盘有限元分析的材料本构模型中。

$$\sigma_{\text{true}} = \sigma_{\text{en}}(\varepsilon_{\text{en}} + 1) \quad (3)$$

$$\varepsilon_{\text{true}} = \ln(\varepsilon_{\text{en}} + 1) \quad (4)$$

式中: $\sigma_{\text{true}}$ —真实应力, MPa; $\sigma_{\text{en}}$ —工程应力, MPa; $\varepsilon_{\text{true}}$ —真实应变; $\varepsilon_{\text{en}}$ —工程应变。

极限应变法判据具有明确的物理含义。考虑了轮盘真实的弹塑性效应,认为随着轮盘转速的增大,当轮盘内任一局部点的等效塑性应变达到材料的极限应变时轮盘破坏,此时对应的转速即为转子的破裂转速,该位置即为轮盘的起始破裂部位。其中,极限应变由式(5)确定:

$$\varepsilon_f = \ln(\delta_5 + 1) \quad (5)$$

式中: $\varepsilon_f$ —材料失效时对应的应变; $\delta_5$ —材料延伸率。

## 2 计算及分析

### 2.1 试验件模型

某压气机轮盘超转破裂试验件包含轮盘、配重块、转接盘、芯轴等零件,以及连接螺栓、锁片等紧固件,转接盘通过电子束焊与试验轮盘相连。试验件几何模型如图1所示。

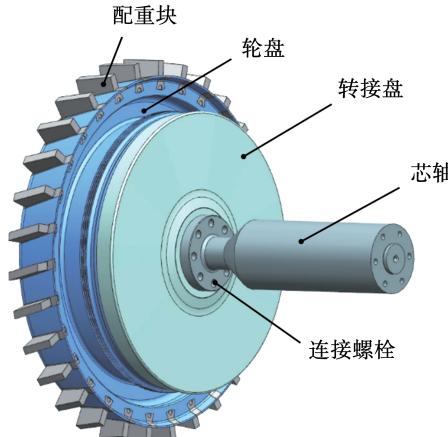


图1 试验件几何模型

Fig. 1 Geometry model of test piece

### 2.2 平均应力法分析结果

为通过平均应力法分析截面平均应力,通过有限元软件 ANSYS 建立二维计算模型,选取盘心至槽底部分作为研究对象。其中,轮盘、转接盘及引线盘采用轴对称单元,槽底以上位置采用带厚度平面应力单元进行模拟,单元类型为 Plane183。在盘体上施加温度载荷及轮盘自身质量所产生的离心载荷(额定转速  $n_0$ ),并约束连接端面的轴向及周向位移为零。为确定最小径向破裂转速,选取轮盘 3 个危险截面,截面位置如图 2 所示。最终径向应力与周向应力分布情况如图 2 和图 3 所示。基于平均应力法计算得到的破裂转速分析结果如表 1 所示。其中,圆柱面和子午面材料利用系数分别取 1.0 和 0.9。

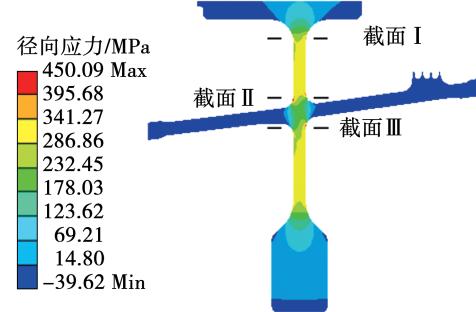


图2 径向应力分布云图

Fig. 2 Cloud map of radial stress distribution

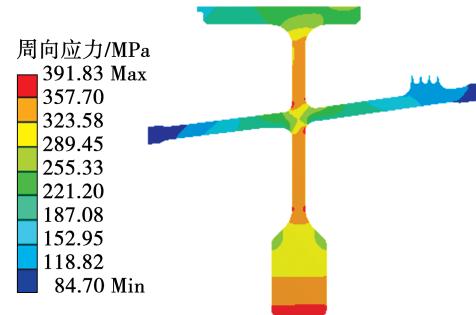


图3 周向应力分布云图

Fig. 3 Cloud map of circumferential stress distribution

表1 平均应力法破裂转速分析结果

Tab. 1 Analysis results of burst speed based on average stress method

破裂模式	截面	平均应力/MPa	预测结果
圆柱面破裂	I	296	$1.77n_0$
	II	312	$1.73n_0$
	III	286	$1.80n_0$
子午面破裂	-	360	$1.53n_0$

根据表 1 可知, 轮盘子午面破裂储备较低, 因此失效模式为子午面破裂, 破裂转速为  $1.53n_0$ 。

### 2.3 极限应变法分析结果

为了通过极限应变法准确分析轮盘的破裂转速及破坏起始位置, 通过有限元软件 ANSYS 建立弹塑性三维计算模型。计算模型采用循环对称扇块 ( $360^\circ/\text{叶片数}$ ) 方法进行计算, 对榫槽位置进行局部加密, 单元类型包含 Solid186 和 Solid187。轮盘有限元模型如图 4 所示。

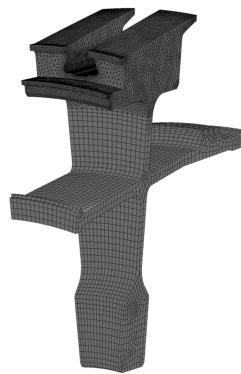


图 4 轮盘有限元模型

Fig. 4 Finite element model of wheel disk

采用极限应变法预估破裂转速, 计算模型中载荷包括温度载荷及离心力载荷, 将连接端面的轴向及周向位移设置为零。通过多分析步设置不同转速。计算结果表明, 轮盘上最大应变出现在槽底位置, 当槽底位置的相对应变(应变与极限应变比值)达到 1.0 时, 相对转速(转速与额定转速比值)为 1.712, 此转速为破裂转速。槽底相对应变随转速变化曲线如图 5 所示。

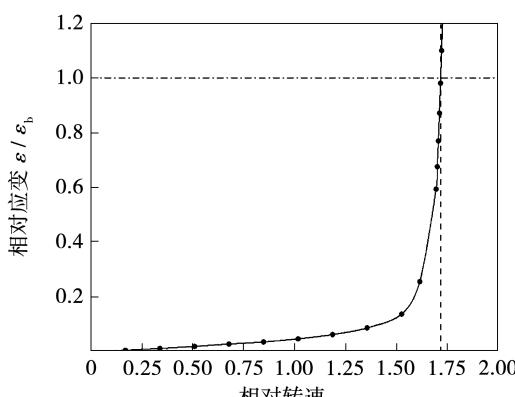


图 5 相对应变随相对转速变化曲线

Tab. 5 Changing curve of relative strain vs.  
relative rotational speed

### 3 试验研究

压气机轮盘破裂转速试验在立式超转试验台上进行, 设备型号为 ZUST25D, 该设备可用于超速破裂试验, 通过增速齿轮箱可实现  $0 \sim 15\,000 \text{ r/min}$  转速范围内的旋转试验。为了验证计算模型的准确性, 在轮盘典型位置粘贴应变片进行应变测量, 试验前根据轮盘在整机额定工况下的工作温度对试验温度进行标定, 随后依次开展燃气轮机额定物理转速的 1.15 和 1.22 倍的超速试验及最终的破裂试验。

为获得超速试验后轮盘残余变形情况, 在超速试验后对轮盘开展分解检查, 测量轮盘关键位置尺寸变化情况。轮盘开展试验前的实物照片如图 6 所示。



图 6 试验组件安装现场

Fig. 6 Installation site of test components

#### 3.1 超速试验轮盘尺寸变化

在进行超速试验时, 试验件转速从  $0 \text{ r/min}$  上升到各预定考核转速, 并在该转速下停留 5 min 后减速到  $0 \text{ r/min}$ , 进行关键位置的尺寸测量。超速试验后轮盘残余变形情况如表 2 所示。

#### 3.2 超速试验轮盘应变测量

沿轮盘径向选取 3 个典型位置作为应变测试位置, 测点位置如图 7 所示。在不同测试位置沿周向分别布置 4 个应变片, 通过高速滑环引电器实现信号的传输, 最终测量结果如表 3 所示。从表中可

以看出,在不同转速下,计算结果与测试结果的最大误差为4.6%,通过试验验证了计算结果的准确性。

表2 超速试验后残余变形

Tab. 2 Residual deformation after overspeed test

超速试验转速	盘心残余变形/mm	轮缘残余变形/mm
$1.15n_0$	0.04	0.02
$1.22n_0$	0.08	0.04

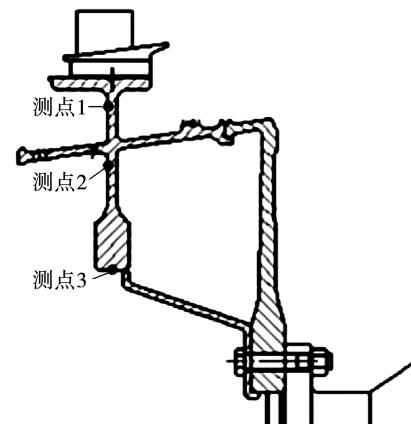


图7 应变测点布置图

Fig. 7 Layout of strain measuring points

表3 应变计算结果与测量结果对比

Tab. 3 Comparison of calculated and measured strain results

相对转速 /%	测点1			测点2			测点3		
	计算值/ $10^{-6}$	实测均值/ $10^{-6}$	误差/%	计算值/ $10^{-6}$	实测均值/ $10^{-6}$	误差/%	计算值/ $10^{-6}$	实测均值/ $10^{-6}$	误差/%
	10 <sup>-6</sup>	10 <sup>-6</sup>	误差/%	10 <sup>-6</sup>	10 <sup>-6</sup>	误差/%	10 <sup>-6</sup>	10 <sup>-6</sup>	误差/%
33	370	354	4.5	170	172	-1.2	226	216	4.6
67	1 435	1 416	1.3	660	688	-4.1	874	837	4.4
100	3 233	3 187	1.4	1 489	1 549	-3.9	1 975	1 888	4.6
115	4 280	4 295	-0.3	1 964	2 049	-4.1	2 616	2 558	2.3

### 3.3 破裂试验验证结果

在试验件超速破裂试验过程中,相对转速与振动位移随时间变化曲线如图8所示。可以看出,在相对转速达到1.67时,试验转子系统振动位移突然增加至416 μm,此时轮盘发生破裂。

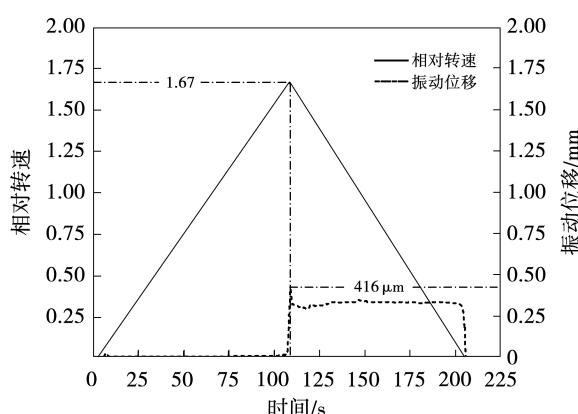


图8 相对转速与振动位移随时间变化曲线

Fig. 8 Changing curve of relative rotational speed and vibration displacement vs. time

果进行对比,结果如表4所示。由表4可知,平均应力法预测结果小于试验结果,极限应变法预测结果略大于试验结果,误差为2.5%。

表4 破裂转速预测与试验结果对比

Tab. 4 Comparison of predicted and tested

burst speed results			
预测方法	预测结果	试验结果	误差/%
平均应力法	$1.530n_0$	$1.670n_0$	-8.3
极限应变法	$1.712n_0$	$1.670n_0$	2.5

利用高速相机观察轮盘在高速旋转状态下的试验情况,按时间顺序选取轮盘破裂瞬间具有代表性的高速摄像照片。破裂瞬间情况如图9所示。从图9(a)可以看出,轮盘槽底首先发生断裂;从图9(b)~9(c)可以看出,轮盘开始发生破裂后,轮盘变形明显;从图9(d)可以看出,配重块从榫槽飞出,与装置防护层发生剧烈撞击,产生明显的火花。从图9(e)和图9(f)可以看出,轮盘沿子午面迅速破裂,发生周向破裂的同时也发生了径向破裂。

将两种方法得到的破裂转速预测结果与试验结

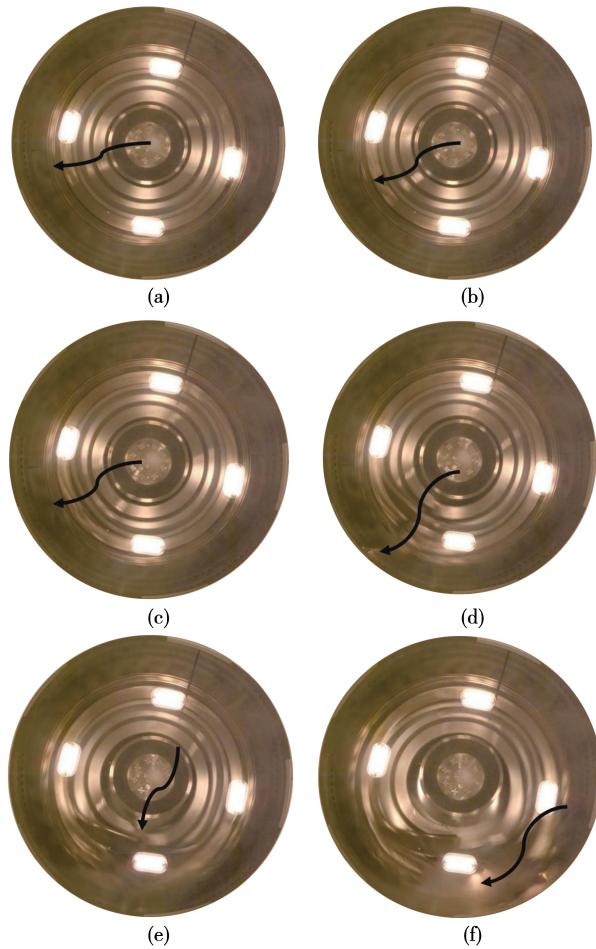


图 9 高速摄像机记录情况

Fig. 9 Records of high-speed camera

试验结束后打开试验器舱盖,将试验件残骸取出并重新组合后的情况如图 10 所示。可以看出,轮盘沿径向发生子午面断裂为主的周向破裂。



图 10 破裂试验后轮盘外貌

Fig. 10 Appearance of wheel disk after burst test

结合高速摄像机记录以及试验后检查发现,裂纹起始于槽底位置,剩余榫槽结构均发现裂纹,与理

论预测的起始位置吻合。

## 4 结 论

采用平均应力法和极限应变法对压气机轮盘试验件进行破裂转速分析,并开展破裂试验对轮盘进行考察,对比分析仿真与试验结果,得到如下结论:

- (1) 在 115% 超速试验后,轮盘整体尺寸残余变形较小,通过应变测量验证了二维及三维计算方法的有效性;
- (2) 平均应力法计算方法简便,破裂转速预测结果显著低于试验结果,与试验破裂转速相比误差为 -8.3%;
- (3) 极限应变法考虑了材料弹塑性,能够准确预测轮盘的起裂位置,且对破裂转速的预测结果精度较高,误差仅为 2.5%;
- (4) 平均应力法和极限应变法各有优势,在结构初步设计阶段可以采用平均应力法确定轮盘破裂形式及偏保守的强度储备,在详细设计阶段可以通过极限应变法确定起裂位置及精确的破裂转速,为轮盘超转及破裂试验提供支撑。

## 参考文献:

- [1] 程荣辉,桂幸民.航空发动机风扇压气机设计 [M].北京:科学出版社,2022.  
CHENG Rong-hui, GUI Xing-min. The design of aero-engine fan compressor [M]. Beijing: Science Press, 2022.
- [2] GJB730B – 2017,舰船燃气轮机通用规范 [S].  
GJB730B – 2017, General specification for gas turbine of naval ships [S].
- [3] ROBINSON E L. Bursting tests of steam-turbine disk wheels [J]. Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 1944, 66(5):373 – 380.
- [4] SKIDMORE W E. Bursting test of rotating disks typical of small gas turbine design [J]. Proceedings of the Society for Experimental Stress Analysis, 1951, 8:29 – 48.
- [5] PERCY M J, BALL K, MELLOR P B. An experimental study of the burst strength of rotating disks [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1974, 16(11):809 – 817.
- [6] MAZIERE M. Overspeed burst of turboengine disks [D]. Paris: MINES Paris Tech, 2006.
- [7] 吴长波,卿 华,冯引利,等.某高压涡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 Chang-bo, QING Hua, FENG Yin-li, et al. Investigation on the prediction and experiment of high-pressure turbine blisk burst speed [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2006, 19(3): 33 – 36.

(下转第 108 页)