

修正平均应力法预测轮盘破裂转速的 试验研究

陈妍妍¹, 秦仕勇¹, 孙海鹤¹, 魏大盛², 杜文军¹, 庞燕龙¹

(1. 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;

2. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 基于修正平均应力法, 分析了 TC17 钛合金压气机轮盘型面尺寸参数对径向和周向破裂转速的影响, 并对破裂模式的转变进行预判。进而设计了针对径向破裂模式的轮盘试验件, 并开展了 TC17 钛合金压气机轮盘的破裂试验。轮盘破裂试验结果与修正平均应力法计算结果吻合较好, 计算的破裂转速储备与试验结果的误差由修正前的 7.24% 下降为修正后的 0.72%, 可为工程应用提供依据。

关 键 词: 压气机轮盘; 径向破裂; 破裂试验; 破裂转速; 修正平均应力法

中图分类号: V232.3

文献标志码: A

Experiment study on predicting burst speed of disk by modified average stress method

CHEN Yanyan¹, QIN Shiyong¹, SUN Haihe¹,

WEI Dasheng², DU Wenjun¹, PANG Yanlong¹

(1. Sichuan Gas Turbine Establishment,

Aero Engine Corporation of China, Chengdu 610500, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on the modified average stress method, the effects of the profile dimension parameters of TC17 titanium alloy compressor disk on the radial and circumferential burst speed were analyzed, and the transformation of burst mode was predicted. Furthermore, the test disks for radial burst mode were designed, and burst tests of TC17 titanium alloy compressor disk were carried out. The test results of disk burst are in good agreement with the calculated results of the modified average stress method. The error between the calculated burst speed reserve and the test results decreases from 7.24% before correction to 0.72% after correction, which can provide a basis for engineering application.

Key words: compressor disk; radial burst; burst test; burst speed;
modified average stress method

轮盘的破裂转速分析是轮盘强度设计的一项基本要求^[1]。国内外设计准则^[2-3]均对轮盘的破裂

转速储备有所规定, 其中对于压气机轮盘, 一般要求破裂转速储备系数大于 1.22^[2]。由于轮盘破裂

收稿日期: 2021-11-14

作者简介: 陈妍妍(1994—), 女, 工程师, 硕士, 主要从事航空发动机结构强度研究。

引用格式: 陈妍妍, 秦仕勇, 孙海鹤, 等. 修正平均应力法预测轮盘破裂转速的试验研究[J]. 航空动力学报, 2022, 37(5): 954-963.
CHEN Yanyan, QIN Shiyong, SUN Haihe, et al. Experiment study on predicting burst speed of disk by modified average stress method[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(5): 954-963.

为非包容性的,一旦发生破裂,则将对飞机、发动机造成重大影响^[4-5];同时,发动机推质比的限制又要求轮盘不能太过厚重。因此破裂转速储备的计算准确性至关重要,既不能偏于危险导致轮盘提前破裂,又不能过于保守导致轮盘太厚重。

破裂转速储备的分析方法较多,有平均应力法^[6-8]、局部应力应变法^[9-10]、残余变形法^[11-12]等。局部应力应变法适用于局部存在大应力、大应变的轮盘;残余变形法需要获取轮盘的实际拉伸应力-应变曲线;当前工程中使用较多的仍为平均应力法,其对理想塑性、结构对称的轮盘预测较为准确。

1944年Robinson通过一系列轮盘试验,提出轮盘破裂的平均应力法,即轮盘平均周向应力等于拉伸强度时,轮盘将发生破裂^[6]。NASA(National Aeronautics and Space Administration)的Lewis研究中心考虑到材料可利用的拉伸强度,认为当平均周向应力等于拉伸强度的一定比例时发生破裂,对Robinson公式进行了修正,并通过大量试验建立了反映应力集中的轮盘设计因子、材料延伸率与修正系数的曲线关系^[13]。GE(General Electric)公司通过大量试验,在平均应力法的基础上考虑轮盘结构的缺口强度比,给出了Hallinan经验公式,并被Barack和Domas在提高涡轮盘的可靠性设计中使用^[14]。Percy等^[8]和Manavi^[15]通过开展轮盘旋转破坏试验,利用平均应力法预测的理论结果均与试验结果误差较小,验证了该方法的可靠性。Kumar等^[16]使用平均应力法计算轮盘的周向破裂转速储备,对比分析了变厚度盘与等厚盘之间的破裂转速差异,为航空发动机轮盘设计中减小周向应力提供依据。

以上研究均是针对周向破裂模式提出的。对于轮盘的径向破裂,比尔格尔等使用与周向破裂相同的形式,给出了轮盘发生径向破裂时的平衡方程,进而得到平均径向应力计算径向破裂转速的公式^[17]。Kasljevic提到的径向应力法认为径向截面的平均径向应力等于相应的拉伸强度时发生径向破裂^[18],这与Robinson公式求解周向破裂转速储备的形式一致,也是工程中使用较多的方法。国内的发动机结构设计准则^[1]使用了与比尔格尔等^[17]相同的方法评估轮盘径向破裂转速储备。而后冯引利等基于有限元方法,用网格离散求和的方式代替理论公式的积分计算,提出了修正平均应力法^[19]用以计算径向破裂转速储备。但该方法

未经过实际轮盘的试验验证,且现有破裂试验多为周向破裂模式,径向破裂的试验数据较少,对径向破裂转速分析方法验证不充分,因此亟须设计具有径向破裂模式的试验件,用以验证修正平均应力法的适用性。

本文基于修正平均应力法开展TC17钛合金压气机轮盘的影响因素分析,通过分析轮盘型面尺寸主要参数对轮盘径向和周向破裂转速的影响,以及轮盘型面尺寸变化时的破裂模式转变,设计出两套具有径向破裂模式的轮盘试验件,进一步通过试验验证其破裂模式和修正平均应力法的适用性和准确性,以便为后续工程应用提供依据。

1 破裂转速储备理论分析

为了验证修正平均应力法的适用性和准确性,需要设计出具有径向破裂特征的轮盘试验件。本节从理论分析入手,分析设计参数对径向和周向破裂模式和破裂转速储备的影响,为试验件结构设计提供支撑。

1.1 计算方法

轮盘在旋转过程中,对于径向破裂的轮盘,考虑径向破裂面至轮缘之间的半个圆环满足力平衡方程,得到径向破裂转速储备 K_{fr} ,见公式(1)^[1]:

$$K_{fr} = \frac{\omega_p}{\omega} = \sqrt{\frac{\int_{r_c}^{r_a} \sigma_b h dr + \sigma_{bc} h_c r_c}{\sigma_{ra} h_a r_a + \rho \omega^2 J_c}} \quad (1)$$

其中 ω_p 为破裂角速度, ω 为最大工作角速度, σ_{ra} 为轮缘径向应力, h 为轮盘厚度, h_a 为轮缘厚度, h_c 为破裂圆柱面处的辐板厚度, r 为轮盘半径, r_a 为轮缘半径, r_c 为破裂圆柱面半径, ρ 为轮盘材料密度, J_c 为破裂圆柱面至轮缘之间的子午面对旋转轴线的惯性矩, $\rho \omega^2 J_c$ 为破裂圆柱面至轮缘的1/4圆环离心力, σ_b 为拉伸强度, σ_{bc} 为 r_c 截面的拉伸强度。

对于周向破裂的轮盘,在旋转过程中,轮盘满足力平衡方程^[20],周向破裂转速储备 K_{ft} 见公式(2):

$$K_{ft} = \frac{\omega_p}{\omega} = \sqrt{\frac{\int_{r_0}^{r_a} \sigma_b h dr}{\sigma_{ra} h_a r_a + \rho \omega^2 J}} \quad (2)$$

其中 J 为轮盘子午面对旋转轴线的惯性矩, $\rho \omega^2 J$ 为1/4轮盘离心力, r_0 为轮心半径。

公式(1)、公式(2)计算正确、可靠,但在工程中不常用,主要原因是:轮盘型面非等厚度、非等温,分子积分不方便;同时轮盘一般受到前后连接

的作用力,分母中轮缘载荷不便获取。因此,结合有限元方法,文献[19]对破裂转速储备计算进行了简化,公式(1)简化为公式(3):

$$K'_{fr} = \frac{\sqrt{\bar{\sigma}_b A_1 + \sigma_{bc} A_2}}{\sqrt{\bar{\sigma}_t A_1 + \bar{\sigma}_r A_2}} \quad (3)$$

其中 K'_{fr} 为简化的径向破裂转速储备, A_1 为破裂圆柱面以外至轮缘的子午面面积, A_2 为破裂圆柱面在径向投影的面积, $\bar{\sigma}_b$ 和 $\bar{\sigma}_t$ 分别为 A_1 面积下的平均拉伸强度和平均周向应力, σ_{bc} 和 $\bar{\sigma}_r$ 分别为 A_2 面积下的平均拉伸强度和平均径向应力。

公式(2)可简化为公式(4):

$$K'_{ft} = \sqrt{\frac{\bar{\sigma}_b}{\bar{\sigma}_t}} \quad (4)$$

其中 K'_{ft} 为简化的周向破裂转速储备,公式(4)中的 $\bar{\sigma}_b$ 和 $\bar{\sigma}_t$ 分别为轮盘周向破裂子午面下的平均拉伸强度和平均周向应力。

各结构参数表征见图 1。对轮盘开展 100% 转速下的有限元应力分析,使用公式(3)、公式(4)分别计算轮盘的径向和周向破裂转速储备,流程如图 2,公式(5)如下:

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{li} = \frac{V_i}{2\pi R_i} \\ A_1 = \sum_i A_{li} \\ A_{2j} = \Delta h_{cj} r_c \\ A_2 = h_c r_c \\ \bar{\sigma}_b = \frac{\sum_i (\sigma_{bi} \cdot A_{li})}{A_1} \\ \bar{\sigma}_t = \frac{\sum_i (\sigma_{ti} \cdot A_{li})}{A_1} \\ \sigma_{bc} = \frac{\sum_j (\sigma_{bj} \cdot A_{2j})}{A_2} \\ \bar{\sigma}_r = \frac{\sum_j (\sigma_{rj} \cdot A_{2j})}{A_2} \end{array} \right. \quad (5)$$

其中 i, j 分别为有限元网格的序号, V 为体积, R 为质心半径, Δh_c 为网格长度, σ_c 为周向应力, σ_r 为径向应力。

径向破裂转速储备计算是针对每个辐板径向截面开展计算,取破裂转速储备最小值,作为最终的径向破裂转速储备,对应的截面为径向破裂截面。具体计算描述如下:

首先选定辐板任一径向截面 r_c , 提取 r_c 径向

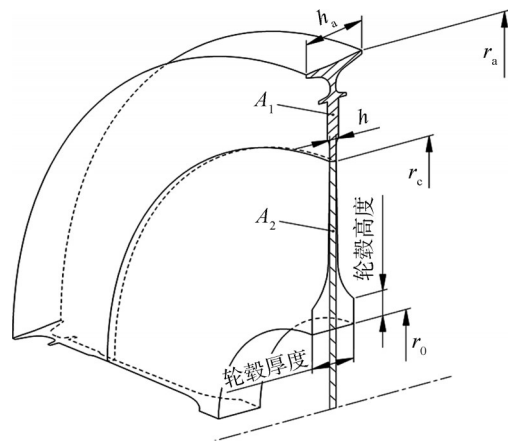


图 1 结构参数表征示意

Fig.1 Schematic representation of structural parameters

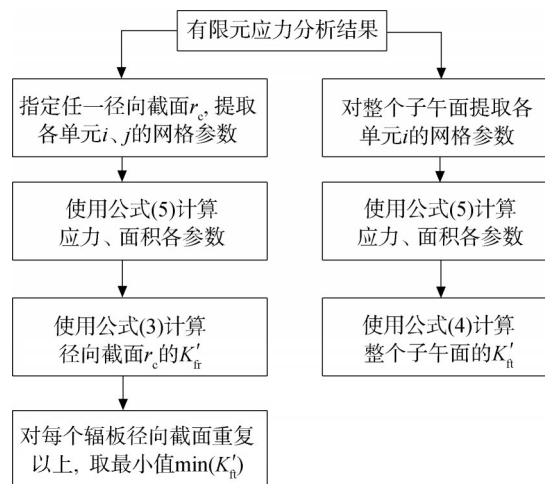


图 2 径向和周向破裂转速储备计算流程

Fig.2 Calculation process of radial and circumferential burst speed reserve

截面处各网格 j 的温度 t_j 、径向应力 σ_{rj} 和长度 Δh_{cj} , 根据温度 t_j 得到相应的拉伸强度 σ_{bj} , 由公式(5)可计算 A_2 、 σ_{bc} 和 $\bar{\sigma}_r$; 接着获取径向截面 r_c 到轮缘 r_a 之间子午面上各个有限元网格 i 的温度 t_i 、周向应力 σ_{ti} 、体积 V_i 以及质心半径 R_i , 根据温度 t_i 得到相应的拉伸强度 σ_{bi} , 由公式(5)可计算 A_1 、 $\bar{\sigma}_b$ 和 $\bar{\sigma}_t$; 最后根据公式(3)计算径向截面 r_c 的破裂转速储备。对所有辐板径向截面重复以上过程。

周向破裂转速储备计算则是针对轮盘从轮心 r_0 到轮缘 r_a 的整个子午面, 对有限元网格 i 提取温度 t_i 、周向应力 σ_{ti} 、体积 V_i 以及质心半径 R_i , 根据温度 t_i 得到相应的拉伸强度 σ_{bi} , 由公式(5)计算 A_1 (对于周向破裂, A_1 代表盘心至轮缘的子午面)、 $\bar{\sigma}_b$ 和 $\bar{\sigma}_t$; 最后根据公式(4)计算轮盘整个子午面的周向破裂转速储备。

由公式(3)~公式(5)可以看出, 影响轮盘径

向、周向破裂转速储备的有轮盘材料、工作温度以及轮盘型面,下面针对这些因素展开讨论。

1.2 影响因素分析

1.2.1 材料对破裂转速储备的影响

材料的密度、弹性模量和拉伸强度等材料属性影响轮盘的破裂转速储备^[21]。密度和弹性模量等材料属性影响轮盘的应力水平分布,拉伸强度则决定轮盘的承载水平。此外,不同轮盘的拉伸强度存在差异性,轮盘的实际拉伸强度均高于材料力学标准最低值。在工程应用中,对于已知实测性能的指定轮盘,应使用拉伸强度实测值对其开展破裂转速储备评估。

本文分析所用的 TC17 钛合金材料,具有高强度、高韧性和热稳定性,低密度,拉伸应力-应变曲线接近理想塑性,广泛应用于风扇盘及前几级压气机盘。风扇盘和压气机盘的特点是轮毂和辐板通常较薄,应力沿厚度方向分布较为均匀。

1.2.2 温度对破裂转速储备的影响

当轮盘存在温度梯度时,轮盘盘身上各点局

部存在径向和周向热应力。对于周向破裂,整个子午面上周向热应力是自平衡的;对于径向破裂,温度梯度对轮缘载荷的影响较小,对径向不同截面的拉伸强度有影响。Wilterdink 等^[11]通过研究,发现温度梯度对塑性材料的破裂转速几乎无影响,温度引起的拉伸性能损失对降低破裂转速的影响大于热梯度产生的应力。

轮盘为均温时,轮盘的径向和周向热应力为 0,温度主要影响材料特性,包括弹性模量和拉伸强度,进而对破裂转速有所影响。

1.2.3 轮盘型面对破裂转速储备的影响

轮盘型面对破裂转速存在影响^[22],下面在均温温度场下,对 TC17 钛合金轮盘型面尺寸参数的影响进行讨论。根据发动机压气机轮盘结构设计准则,给定主要尺寸参数下的基准盘,在此基础上,使用有限元分析结合公式(3)、公式(4)分析轮盘的盘心半径、轮毂厚度、轮毂高度以及辐板厚度的变化对径向和周向破裂转速储备的影响,见表 1。

表 1 型面尺寸参数对破裂转速储备的影响
Table 1 Effect of profile dimension parameters on burst speed reserve

影响因素	型面尺寸参数变化率/%	径向破裂转速储备变化率/%	周向破裂转速储备变化率/%
盘心半径	10	0.57	-4.17
轮毂厚度	10	-0.07	1.70
轮毂高度	10	-0.14	0.60
辐板厚度	10	2.59	0.50

型面尺寸参数对径向破裂转速储备的影响见图 3,由图可知:

1) 辐板厚度对径向破裂转速储备的影响最大,辐板厚度增加 10% 时,径向破裂转速储备增加 2.59%。辐板厚度增加,将增加破裂圆柱面以上的子午面面积 A_1 、破裂圆柱面的投影面积 A_2 ,同时径向应力也相应降低。由于径向应力和周向应力均小于拉伸强度,因此辐板厚度增加,将带来径向破裂转速储备的增加。

2) 盘心半径的影响次之,盘心半径增加 10% 时,径向破裂转速储备增加 0.57%。盘心半径增加,对破裂圆柱面以上的子午面面积 A_1 和破裂圆柱面的投影面积 A_2 几乎无影响;盘心半径增加将带来盘心周向应力的增加,进而使轮盘辐板的周向应力增加,而径向应力较小,破裂面以内的圆柱面对于破裂面的拉伸载荷减小,因此分母减小,造

成径向破裂转速储备增加。

3) 轮毂厚度和轮毂高度对径向破裂转速储备的影响较小。轮毂厚度和轮毂高度增加,对

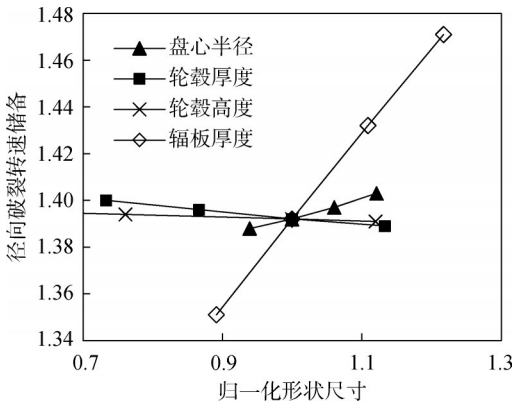


图 3 型面尺寸参数对径向破裂转速储备的影响
Fig.3 Effect of profile dimension parameters on radial burst speed reserve

A_1 、 A_2 的面积无影响,与盘心半径的影响结果相似,带来载荷的增大,分母增大,造成径向破裂转速储备减小,但同时轮毂厚度和轮毂高度的变化对轮盘的载荷影响相比盘心半径较小。

型面尺寸参数对周向破裂转速储备的影响见图 4,由图可知:

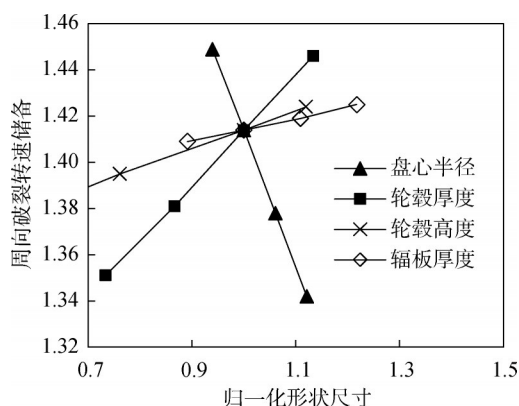
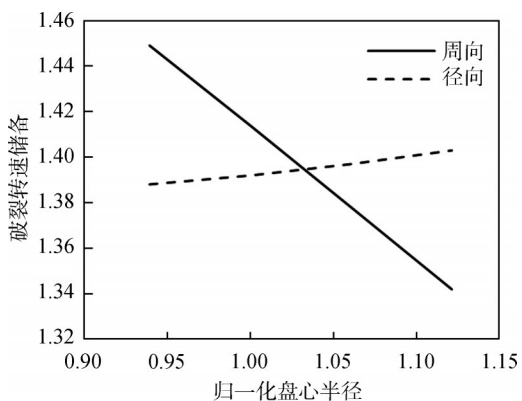
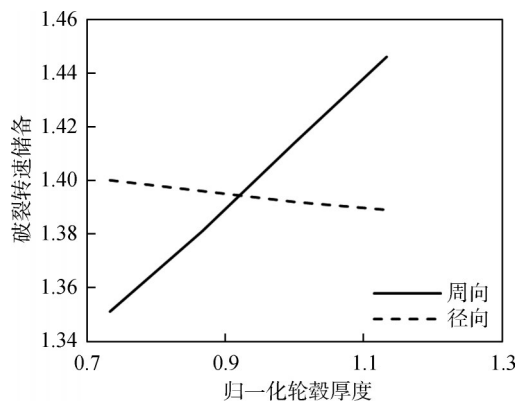


图 4 型面尺寸参数对周向破裂转速储备的影响

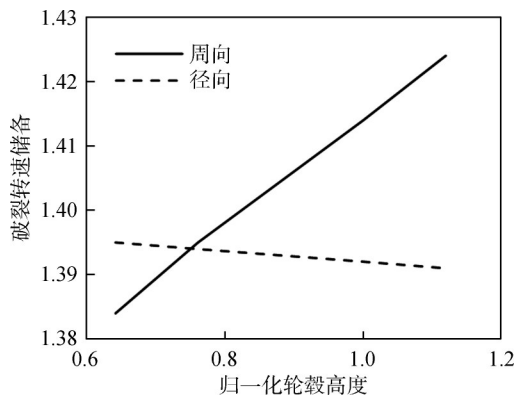
Fig.4 Effect of profile dimension parameters on circumferential burst speed reserve



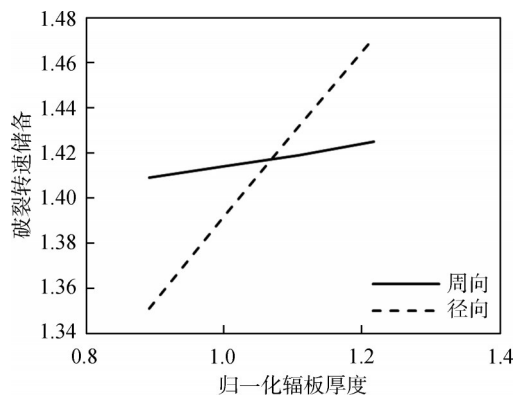
(a) 盘心半径对破裂转速储备的影响



(b) 轮毂厚度对破裂转速储备的影响



(c) 轮毂高度对破裂转速储备的影响



(d) 辐板厚度对破裂转速储备的影响

图 5 型面尺寸参数对破裂模式的影响

Fig.5 Effect of profile dimension parameters on burst mode

1) 盘心半径对周向破裂转速储备的影响最大,盘心半径增加 10% 时,周向破裂转速储备降低 4.17%。盘心半径增加,使得盘心周向应力增加,进而造成轮盘整体周向应力水平提高,因此周向破裂转速储备增加。

2) 轮毂厚度的影响次之,轮毂厚度增加 10% 时,周向破裂转速储备增加 1.70%。轮毂厚度增加,使得盘心周向应力较小,进而使轮盘整体周向应力水平降低,造成周向破裂转速储备降低。

3) 轮毂高度对周向破裂转速储备的影响与轮毂厚度的影响相似,轮毂高度增加,轮盘整体周向应力水平降低,造成周向破裂转速储备降低;与轮毂厚度相比,轮毂高度对周向应力的影响更小些。

4) 辐板厚度对周向破裂转速储备的影响较小。随着辐板厚度的增加,轮盘周向应力水平降低,造成周向破裂转速储备降低。

轮盘的周向破裂转速储备大于径向破裂转速储备时,破裂模式为径向破裂;反之为周向破裂。型面尺寸参数的变化对破裂模式的影响见图 5,可以看出随着盘心半径的增大、轮毂厚度的减小、

轮毂高度的减小、辐板厚度的增加,周向破裂转速储备大于径向破裂转速储备逐步转化为周向破裂转速储备小于径向破裂转速储备。因此,可通过调整轮盘型面尺寸参数设计发生径向破裂的轮盘。

2 试验件设计

根据文中第 1 节中轮盘型面尺寸的影响因素分析,迭代设计出用以验证修正平均应力法的轮盘试验件,见图 6。

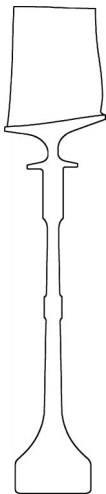


图 6 轮盘结构示意图
Fig.6 Structural diagram of disk

首先,计算轮盘在发动机工作状态下的破裂转速储备,分别使用公式(3)、公式(4)计算,确定径向破裂截面和周向破裂面的相关参数,见表 2,可以看出轮盘的径向破裂转速储备更低,破裂截面为 r_1 ,对应的温度为 $384\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

表 2 发动机轮盘的破裂转速储备计算结果
Table 2 Calculation results of disk burst speed reserve in aero-engine

破裂方式	破裂截面	破裂截面平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	破裂转速储备
径向破裂	径向截面 r_1	384	1.39
周向破裂	子午面	373	1.44

为了保证破裂试验件与发动机状态一致,设计 A 试验件轮盘结构如图 7,除被试盘外,还包括陪试盘、转接轴颈、配重环等,通过螺栓连接模拟轮盘在发动机中的安装及工作状态。

根据轮盘在发动机工作状态下的计算结果

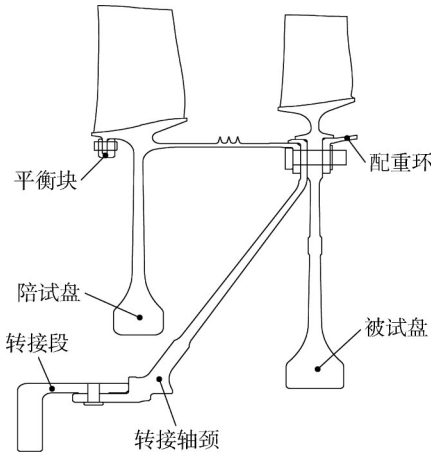


图 7 A 试验件轮盘结构示意图
Fig.7 Structural diagram of A test disk

(见表 2),选取破裂截面的平均温度 $384\text{ }^{\circ}\text{C}$ 作为试验温度。通过 A 试验件径向破裂转速储备与发动机的一致原则,确定 A 试验件的基准转速 n_{100} 。在平均温度 $384\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和转速 n_{100} 条件下分析 A 试验件的应力及破裂转速储备分别见图 8 和表 3。

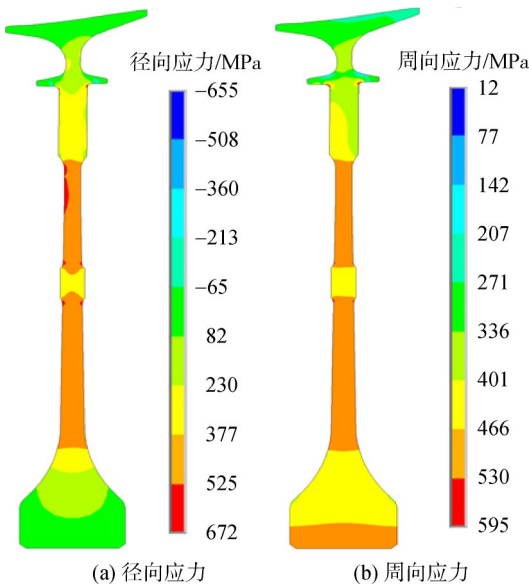


图 8 A 试验件轮盘应力分布
Fig.8 Stress distribution of A test disk

表 3 A 试验件轮盘的破裂转速储备计算结果
Table 3 Calculation results of burst speed reserve of A test disk

破裂方式	破裂截面	破裂截面平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	破裂转速储备
径向破裂	径向截面 r_1	384	1.39
周向破裂	子午面	384	1.41

由表 3 可知,A 试验件与发动机轮盘径向破裂转速储备一致,周向破裂转速储备 A 试验件比发动机低,最低破裂转速储备均为径向,说明 A 试验件设计有效可行。

同理,对另外一件结构相似的 TC17 钛合金压气机轮盘开展设计,使其发生径向破裂,B 试验件轮盘破裂转速储备计算结果见表 4,可以看出 B 试验件轮盘的径向破裂转速储备较低,破裂截面为 r_2 ,对应的平均温度为 $368\text{ }^{\circ}\text{C}$,选取此温度作为试验温度。

表 4 B 试验件轮盘的破裂转速储备计算结果

Table 4 Calculation results of burst speed reserve of B test disk

破裂方式	破裂截面	破裂截面 平均温度/ $^{\circ}\text{C}$	破裂转速 储备
径向破裂	径向截面 r_2	368	1.36
周向破裂	子午面	368	1.46

3 试验验证

考虑到实际使用轮盘的拉伸强度 $\sigma_{b,act}$ 与最低拉伸强度 $\sigma_{b,min}$ 之间的差异,对试验转速考虑材料修正系数 k ,见公式(6),A、B 试验件轮盘的 k 值见表 5。

$$k = \sqrt{\frac{\sigma_{b,act}}{\sigma_{b,min}}} \quad (6)$$

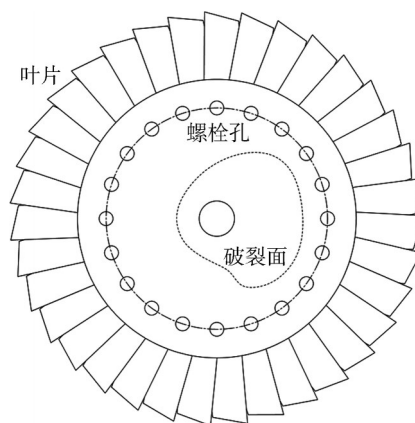
表 5 试验件轮盘修正系数 k

Table 5 Correction factor k for test disks

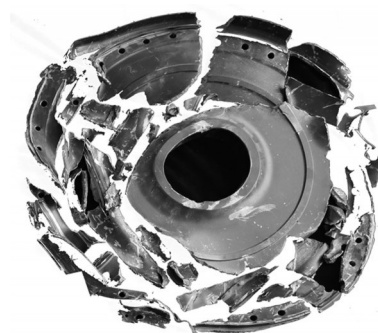
轮盘	$\sigma_{b,act}/\text{MPa}$	$\sigma_{b,min}/\text{MPa}$	k
A 试验件	953	895	1.032
B 试验件	960	905	1.030

在此基础上施加 122% 的转速,即 $122\%n_{100}k$,开展了 A、B 试验件的破裂试验。对 A 试验件施加平均温度 $384\text{ }^{\circ}\text{C}$,在轮盘旋转试验器上开展试验,转速提高到 122%,停留 30 s,接着提高到 130%,停留 30 s,下拉至停车开展尺寸测量;接着从 0 开始,提高转速直至轮盘破裂,试验结果显示轮盘在 140% 转速下发生破裂,如图 9, A 试验件轮盘在辐板发生圆柱面径向破裂,同时破裂圆柱面至轮缘之间的圆环发生周向破裂,与文献[19]描述的径向破裂现象一致。

B 试验件在平均温度 $368\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下,转速提高到



(a) 破裂示意图



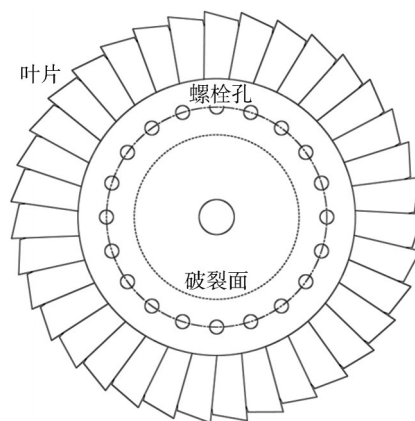
(b) 破裂轮盘残件

图 9 A 试验件轮盘破裂试验

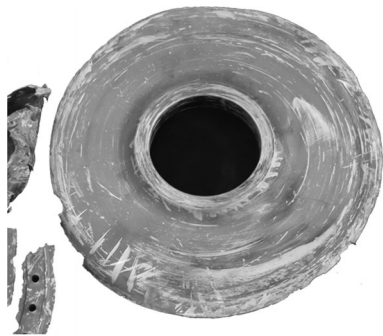
Fig.9 Burst test of A test disk

122%,停留 30 s,接着每增加 100 r/min 均停留 30 s,直到 129%,下拉至停车开展尺寸测量;然后从 0 开始提高转速至 137% 转速,B 试验件轮盘辐板发生径向破裂,如图 10,试验结果与 A 试验件相似。

设计试验件的轮盘破裂转速储备与试验结果对比见表 6,可知公式(3)的计算误差较小,验证了文献[19]中的破裂转速计算方法的准确性。



(a) 破裂示意图



(b) 破裂轮盘残件

图 10 B 试验件轮盘破裂试验

Fig.10 Burst test of B test disk

表 6 试验件轮盘径向破裂转速储备评估

Table 6 Assessment of radial burst speed reserve for test disks

轮盘	径向破裂转速储备		误差/%
	试验	计算	
A 试验件	1.40	1.39	0.71
B 试验件	1.37	1.36	0.73

4 分析与讨论

径向破裂转速公式来自于轮盘的平衡方程,轮盘在旋转过程中,对于径向破裂的轮盘,考虑径向破裂面至轮缘之间的半个圆环满足力平衡方程,见公式(7),受力分析见图 11。

$$2\sigma_{ra}h_ar_a + 2\rho\omega^2J_c = 2\int_{r_c}^{r_a}\sigma_r h dr + 2\sigma_{rc}h_cr_c \quad (7)$$

其中 σ_{rc} 为破裂圆柱面的径向应力。

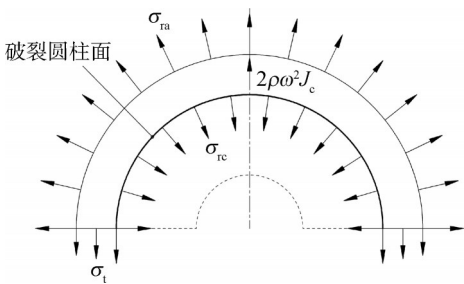


图 11 轮盘径向破裂受力分析^[19]

Fig.11 Load analysis of disk in radial burst^[19]

文献[19]认为发生径向破裂时,径向圆柱截面和截面以外的位置发生破裂,即在到达破裂转速时,轮缘载荷和轮盘自身离心力增大,与转速的平方成正比;而圆柱面的径向应力和外缘面的子午面周向应力均达到拉伸强度,即

$$\left(\sigma_{ra}h_ar_a + \rho\omega^2J_c\right)\left(\frac{\omega_p}{\omega}\right)^2 = \int_{r_c}^{r_a}\sigma_b h dr + \sigma_{bc}h_cr_c \quad (8)$$

因此得到第 1 节中的公式(1)和公式(3)。

而常规的平均应力法考虑在到达破裂转速时,轮缘载荷和轮盘自身离心力增大,与转速的平方成正比,同时圆环子午面周向应力也随着轮缘载荷和轮盘离心力增加转速的平方倍。常规的平均应力法计算径向破裂转速时仅考虑径向圆柱面断裂,圆柱面径向应力达到拉伸强度,即

$$\left(\sigma_{ra}h_ar_a + \rho\omega^2J_c\right)\left(\frac{\omega_p}{\omega}\right)^2 = \left(\frac{\omega_p}{\omega}\right)^2 \int_{r_c}^{r_a}\sigma_r h dr + \sigma_{bc}h_cr_c \quad (9)$$

则

$$K_{fr} = \frac{\omega_p}{\omega} = \sqrt{\frac{\sigma_{bc}h_cr_c}{\sigma_{ra}h_ar_a + \rho\omega^2J_c - \int_{r_c}^{r_a}\sigma_r h dr}} \quad (10)$$

结合有限元法可得

$$K'_{fr} = \sqrt{\frac{\sigma_{bc}A_2}{\bar{\sigma}_r A_2}} = \sqrt{\frac{\sigma_{bc}}{\bar{\sigma}_r}} \quad (11)$$

公式(11)和公式(3)之间的差异在于:破裂圆柱面至轮缘部分的子午面周向应力在破裂转速时是否达到拉伸强度。对应于破裂圆柱面以外至轮缘的子午面破裂是伴随着圆柱面同时破裂,还是在圆柱面破裂之后发生。事实上,对于塑性材料,当径向圆柱面的应力水平超过屈服强度后,应力便增加缓慢,应变逐渐增大;此时,径向圆柱面至轮缘之间的子午面应力逐步增大,并接近拉伸强度,如图 12,在这种情况下,A₁和 A₂两个截面的应力几乎同时达到拉伸强度,破裂几乎同时发生。

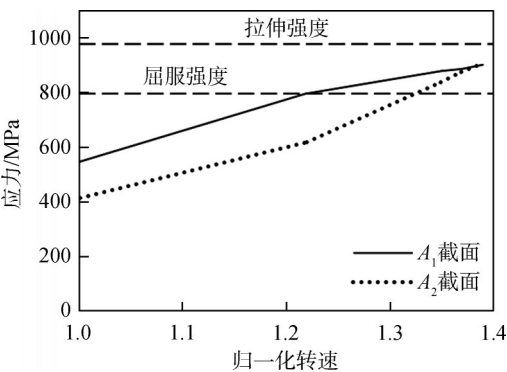


图 12 A₁和 A₂截面应力随转速的变化

Fig.12 Variation of A₁ and A₂ section stress with rotating speed

常规平均应力法和修正平均应力法计算径向破裂转速储备与试验结果的对比见表 7,可以看

表 7 不同方法计算径向破裂转速储备与试验结果的对比

Table 7 Comparison of radial burst speed reserve between different calculation methods and test results

轮盘	径向破裂转速储备		
	试验	常规平均应力法(公式(11)计算)	修正平均应力法(公式(3)计算)
A 试验件	1.40	1.32	1.39
B 试验件	1.37	1.25	1.36
平均误差/%		7.24	0.72

出,修正平均应力法计算误差显著低于常规平均应力法。

5 结 论

在理论分析和试验验证的基础上,可以得出如下结论:

1) 轮盘破裂转速储备的主要影响因素包括材料、温度和轮盘型面参数。轮盘型面参数中辐板厚度对径向破裂转速储备影响较大,盘心半径对周向破裂转速储备影响较大。

2) 通过分析主要影响因素,设计了轮盘径向破裂试验件,验证了修正平均应力法计算径向破裂转速储备的有效性,修正平均应力法预测轮盘径向破裂转速储备精度从修正前的 7.24% 降为 0.72%。

3) 利用修正平均应力法,可以更为准确地判断轮盘的整体强度以及破裂模式,为航空发动机轮盘设计提供参考。

参考文献:

[1] 吕文林,陈俊粤,田德义,等.航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则(研究报告)第二册:轮盘[R].北京:中国航空工业总公司发动机系统工程局,1997.

[2] 中国人民解放军总装备部.航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机通用规范:GJB 241A-2010[S].北京:总装备部军标出版发行部,2010:26.

[3] Department of Defense.Engine structural integrity program (ENSIP)[M].Washington,US:United States Airforce,2004.

[4] 陈光.航空发动机结构设计分析[M].2版.北京:北京航空航天大学出版社,2014.

[5] BHAUMIK S K, BHASKARAN T A, RANGARAJU R, et al.Failure of turbine rotor blisk of an aircraft engine[J].Engineering Failure Analysis,2002,9(3):287-301.

[6] ROBINSON E L. Bursting tests of steam-turbine disk wheels[J]. Transaction of American Society of Mechanical Engineers,1944,66(5):373-386.

[7] HOLMS A G, JENKINS J E.Effect of strength and ductility

on burst characteristics of rotating disks[R].Washington,US: National Advisory Committee for Aeronautics,1948.

[8] 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.

[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-plastic disc burst criteria establishment and variable thickness disk burst rotational speed prediction[J]. Aeroengine, 2011, 37(5):4-6. (in Chinese)

[10] NOZHNITSKY Y A, SERVETNIK A N. Prevention of hazardous failure of the turbine rotor due to its overspeed[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018,449(1):012025.1-012025.10.

[11] 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]. Washington, US: National Advisory Committee for Aeronautics, 1952.

[12] 冯引利,吴长波,高鹏,等.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):501-506.

FENG Yinli, WU Changbo, GAO Peng, et al. Analysis of power metallurgy superalloy turbine disc's burst speed[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3):501-506. (in Chinese)

[13] MACALUSO S B, KELLER R B. Liquid rocket engine turbines[R]. NASA SP-8110, 1974.

[14] BARACK W N, DOMAS P A. An improved turbine disk design to increase reliability of aircraft jet engines[R]. NASA CR-135033, 1976.

[15] MANAVI B. Centrifugal rotor tri-hub burst for containment system validation[R]. Barcelona, Spain: ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, 2006.

[16] KUMAR R, RANJAN V, KUMAR B, et al. Finite element modelling and analysis of the burst margin of a gas turbine disc using an area weighted mean hoop stress method[J]. Engineering Failure Analysis, 2018, 90:425-433.

[17] 比尔格爾 И А, 绍尔 Б Ф, 约西列维奇 Г Б. 机械零件强度

计算手册[M].姚兆生,译.北京:机械工业出版社,1979.

[18] KASLJEVIC K. Correlation of numerical simulation methods and failure criteria to experimental burst test[D]. Lund, Sweden:Lund University, 2020.

[19] 冯引利,何云,陈伟,等.轮盘径向破裂转速计算方法分析及修正[J].航空动力学报,2014,29(11):2729-2734.

FENG Yinli, HE Yun, CHEN Wei, et al. Analysis and correction of computational methods on disk radial burst speed [J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29 (11): 2729-2734. (in Chinese)

[20] 宋兆泓,熊昌炳,郑光华.航空燃气涡轮发动机强度设计[M].北京:北京航空航天大学,2008.

[21] SQUARCELLA N, FIRRONE C M, ALLARA M, et al. The importance of the material properties on the burst speed of turbine disks for aeronautical applications[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2014, 84:73-83.

[22] DHONDT G, KOHL M. The effect of the geometry and the load level on the dynamic failure of rotating disks[J]. International Journal of Solids and Structures, 1999, 36(6):789-812.

(编辑:秦理曼)