

文章编号: 1000-8055(2004) 05-0614-05

用残余应力确定涡轮盘应变循环研究

杨兴宇, 赵福星, 耿中行
(北京航空工程研究中心, 北京 100076)

摘要: 提出了一种避开瞬态温度场测试而通过残余应力计算得到最大应力应变循环的方法。应用以应力释放位移为几何边界条件的残余应力确定法对某型发动机高压涡轮盘进行了残余应力分析, 得到了涡轮盘中心孔与径向销钉孔交界处的残余应力, 并计算了该危险点最大应力应变循环, 预测了低循环疲劳寿命。研究表明, 该方法可以较准确地确定影响零部件寿命主要因素的最大应力应变循环。

关键词: 航空、航天推进系统; 残余应力; 最大应力应变循环; 低循环疲劳寿命

中图分类号: V 231. 9

文献标识码: A

A Study on the Maximal Turbine Disk Strain Cycle with Residue Stress

YANG Xing-yu, ZHAO Fu-xing, GENG Zhong-xing
(Beijing Aeronautical Engineering Technical Research Center,
Beijing 100076, China)

Abstract: In order to avoid the difficulty and expensive measurement of transient temperature field, a method for maximal stress and strain cycle calculation using residue stress is proposed. This method was used to analyze a high pressure turbine disk with the displacement of stress release as geometrical boundary condition. The residue stress and the maximal stress and strain cycle of the critical points adjacent to central hole and radial pin hole are obtained and the life of low cycle fatigue is predicted. The result shows that using the residue stress we can calculate accurately the maximal stress-strain cycle, which is the main factor influencing component life.

Key words: aerospace propulsion system; the residual stress; the maximal strain cycle; low cycle fatigue life

对于航空发动机涡轮盘应力应变循环的确定, 瞬态温度场的测试是最难也是最关键的技术之一。一般情况下, 涡轮盘瞬态温度场分析, 除了要进行燃气流和冷却气流参数计算外, 还要通过测试给定热传导的边界条件, 即轮盘的表面温度场。测试工作十分复杂, 一般只能在地面台架上进行。由于测试条件和测试精度的限制, 结果与实际

飞行情况有一定的差异。将该温度场用于轮盘的应力应变分析, 会造成更大的误差。目前, 广泛使用弹塑性有限元分析法或 Neuber 法确定局部的应力、应变, 从而进行寿命预测。但是实践证明, 对于有效应力集中系数较大的区域, 这两种方法给出的应力、应变均大于实际构件真实的应力、应变数值, 给出的低循环疲劳寿命偏低, 难以进行寿命

预测。

某型发动机高压涡轮盘寿命与可靠性研究结果表明: 经可靠性试验并结合飞行换算率给出的高压涡轮盘中心孔与径向销钉孔交界处的寿命只有几百小时, 而现役的该型系列发动机有很大数量已经远远超过该寿命, 初步分析造成这一差异的主要原因是试验用的载荷没有很好地模拟发动机实际工况, 如瞬态温度场或应力松弛等。本文避开瞬态温度场测试和上述两种确定局部应力、应变的方法, 通过使用过的涡轮盘残余应力测定, 试图较为准确地确定涡轮盘的最大应力应变循环。

用残余应力确定涡轮盘的最大应力应变循环的方法, 在 20 世纪 90 年代已经研究成功^[1]。本文应用该方法测试并计算了该高压涡轮盘的残余应力场, 并根据轮盘危险部位的残余应力确定了该处的最大应力应变循环, 结果表明疲劳试验载荷要大于实际工作载荷, 按照此循环预测的寿命比较接近实际使用情况。

1 用残余应力确定涡轮盘的最大应力应变循环的分析方法

当发动机涡轮盘首次施加的大载荷卸去后, 产生的塑性区域以及临近区域出现了残余应力。由于有材料的硬化或软化效应, 再次循环后残余应力会发生变化。如果循环载荷的极限峰谷值是稳定的, 经多次载荷循环后, 涡轮盘的残余应力将稳定在某一数值上。在变载荷的情况下, 涡轮盘的残余应力仅与最大应力应变循环相对应, 而与次循环无关, 即经过多次载荷循环后残余应力反映的是最大应力应变循环的残余应力。

1.1 构件的残余应力测试

目前, 国内、外残余应力测试的方法大致可分为机械测试法和物理测试法^[2~4]。机械测试法的基本原理是将具有残余应力的构件, 用一定的方法进行局部分离或分割, 从而使残余应力局部释放, 测定其变形, 然后应用弹性力学方法, 求出残余应力。物理测试法是利用晶体的 X 射线衍射现象和材料的磁性测取残余应力, 不需要将材料进行分离或分割, 直接求得构件表面的残余应力。物理测试法适用于构件的几何型面比较规则的情况, 对于型面复杂、应力梯度较大的构件, 测得的残余应力误差较大。机械测试法中, 以应力释放位移为几何边界条件的残余应力确定法^[5], 将残余应力释放后产生的位移作为有限元计算的边界条

件, 计算残余应力。它不受应力场分布和构件几何形状的限制, 可以应用到任意几何形状和任意材料构件的残余应力测试。

由于涡轮盘的几何型面变化复杂, 一般来说, 其应力场是三维分布的, 并且应力应变梯度较大。如发动机涡轮盘的榫槽底部、偏心孔边、盘轴连接销钉孔处等部位的应力梯度都很大。

本文假设, 未经使用的发动机涡轮盘不存在残余应力(宏观残余应力), 即涡轮盘热处理、金属加工等造成的残余应力可以忽略, 涡轮盘的残余应力是在工作过程中产生的。目前的研究成果以及经验表明, 未使用的涡轮盘没有残余应力或者非常小。

1.2 自由表面的应力状态

一般情况下, 涡轮盘的极值残余应力出现在应力集中区的自由表面上。自由表面上的应力状态比较简单。最常见的应力状态有两种: 一维应力状态和二维应力状态。对于处于平面应力状态板的孔边、平面应变板孔边角以及型面复杂部件两互相垂直面的交角均属于一维应力状态。某型发动机涡轮盘中心孔与径向销钉孔交界处也属于一维应力状态。一维应力状态可使用在单轴应力状态下得到的材料特性。

1.3 用残余应力确定最大应变循环

图 1 所示为一维应力应变循环过程。所研究的涡轮盘考核点——径向销钉孔边的应力应变循环过程与此类似。图中, σ_r 为残余应力, σ_1 为峰值应力, σ_s 为材料的屈服极限。应力幅为 $\Delta\sigma = \sigma_1 - \sigma_r$ 。当涡轮盘应力幅值 $\Delta\sigma \leq 2\sigma_s$ 时, 循环在弹性线 AR 上进行(图 1(a)); 当涡轮盘的应力幅值 $\Delta\sigma > 2\sigma_s$ 时, 循环在迟滞环上进行(图 1(b))。AR 所确

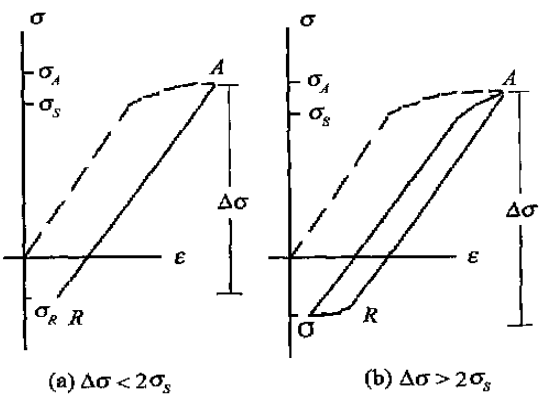


图 1 一维应力状态应力应变关系
Fig. 1 The relation of stress-strain in single dimension

定的应力应变范围 $\Delta\sigma$ 及 $\Delta\epsilon$ 就是考核点的最大应力应变循环。

研究结果表明: 通常情况下, 涡轮盘危险部位的应力应变循环在弹性线 AR 上进行, 即属于 $\Delta\sigma \leq 2\sigma_s$ 情况。式 (1)~(3) 是由残余应力计算最大应力应变循环的公式。具体的数学推导在文献 [1] 中均列出。

$$\sigma_R = \frac{E}{E_0} \sigma_{R0} \quad (1)$$

$$2\sigma_A \sigma_R + E\sigma_A \left[\frac{\sigma_A}{K} \right]^{1/n'} = (\sigma_R)^2 \quad (2)$$

$$\epsilon_A - \epsilon_R = \frac{\sigma_A - \sigma_R}{E} \quad (3)$$

式中: E 和 σ_R 分别为工作温度 T 下的弹性模量和残余应力; E_0 和 σ_{R0} 分别为常温 T_0 下弹性模量和残余应力; K 和 n 分别为工作温度下的材料循环强度系数和循环应变硬化指数。

2 确定某涡轮盘的最大应变循环

2.1 涡轮盘的超温超转载荷

本文切割了一台某型发动机的高压涡轮盘, 总使用寿命为 407 h34 min, 因万向轴断裂故障而退役。传动离心式调节器的万向轴断裂以后, 主燃油泵-调节器的低压转子转速传感器的输入转速 n_1 趋近于零, 主燃油泵-调节器内的转速调节器弹簧伸长, 转速调节器分油活门开大, 主燃油泵加大油量, 因而, 主燃烧室喷嘴油量加大, 涡轮前温度 T_3^* 增高, 高压转速 n_2 同时也增加。从涡轮盘轮缘的颜色以及高压涡轮叶片叶冠和叶尖烧蚀的结果看, 说明了高压涡轮盘出现了超温和超转现象。因此, 该涡轮盘的残余应力反映的是在万向轴

断裂以后, 发动机出现超温、超转后的最大应力应变循环, 并不是发动机在正常工作过程中的最大应力应变循环。

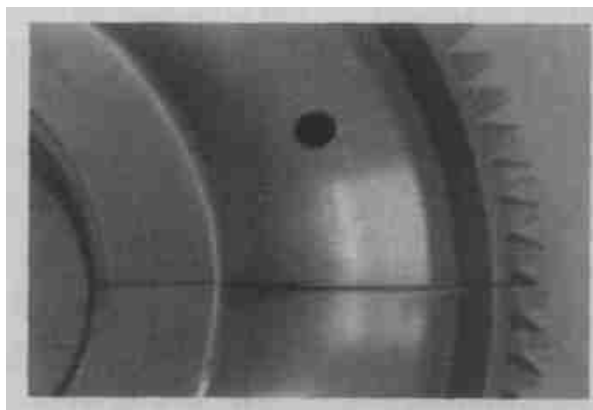


图 3 涡轮盘后面开口

Fig. 3 Placket of behind disk

高压涡轮轴与涡轮盘是热压装配的, 为了真实地反映考核点附近的残余应力, 高压涡轮盘上保留了部分涡轮轴, 切割后的开口形式见图 2 和图 3 所示。

2.2 开口位移测量

该涡轮盘用高精度钼丝线切割机进行切割, 钼丝直径为 0.18 mm, 为了得到切割后的消耗尺寸, 考虑材料因素和切割工艺的影响, 在本涡轮盘残余应力很小的涡轮盘榫槽凸台上进行了同样工艺的径向切割, 测得其消耗尺寸为 $d_0 = 0.30$ mm, 在数据处理时, 用于修正其它部位的开口位移。事实证明, 选择该位置是正确的, 切割后的开口距离在所切割的范围内是一致的, 均为 0.30 mm 左右, 见图 2 所示。图 4 为开口位移的测量结果。

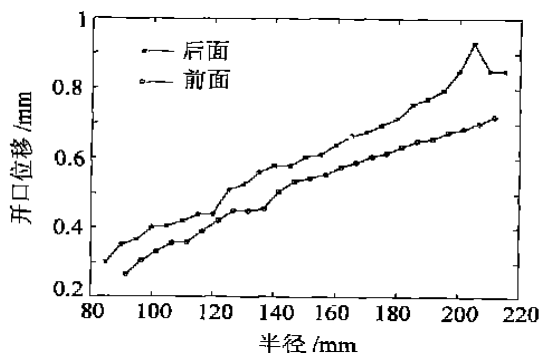


图 4 开口位移

Fig. 4 Displacement of placket

图 2 涡轮盘前面开口

Fig. 2 Placket of front disk

2.3 建立涡轮盘有限元模型

采用大型结构有限元分析软件建立三维有限元模型。为便于边界条件的处理, 取涡轮盘和部分

表 1 危险点的残余应力计算结果

Table 1 The result of residue stress of danger spot

1 382 节点	方向余弦		
主应力($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$)/MPa	l	m	n
- 12.251	0.073 49	0.992 69	- 0.095 78
- 65.411	0.997 28	- 0.072 66	0.012 11
- 291.08	- 0.005 06	0.096 41	0.995 33

注: 方向余弦 l, m, n 分别为与整体坐标系 X, Y, Z 坐标轴的角度余弦。

涡轮轴的一半作为计算对象, 其中的一半边界有销钉孔。该模型共有 49 145 个节点, 40 300 个 8 节点三维实体单元。计算时假设条件如下:

- (1) 忽略榫槽凸台和通气孔局部影响;
- (2) 由于切口径向位移相对切向位移是无限小量, 因而只给定切向位移, 径向位移按自由位移处理。

有限元计算网格见图 5 所示。整体坐标 Z 向是切割平面的法向即轮盘的周向。

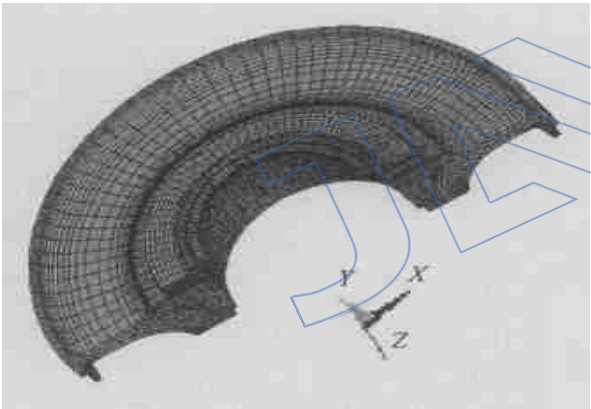


图 5 1/2 涡轮盘和部分涡轮轴有限元模型
Fig. 5 FEA model of half disk and turbine shaft

2.4 残余应力及最大应力应变循环的计算结果

将开口位移作为有限元模型的边界条件, 采用线性有限元方法计算残余应力。危险点(节点号为 1 382)的主应力计算结果及其方向余弦见表 1。

从表中看出, 危险点可以近似认为处于一维应力状态, 方向为整体坐标系的 Z 向, 即周向。常温条件下的残余应力为 $\sigma_{r0} = - 291.08 \text{ MPa}$ 。根据公式 (1) ~ (3) 计算危险点的最大应力应变循环。由该型发动机的稳态温度场可知, 危险点的工作温度 $T = 289^\circ\text{C}$ 左右。由式 (1) 可计算出工作温度条件下的残余应力 $\sigma_r = - 255.9 \text{ MPa}$, 由式

(2)、(3) 可计算出工作温度下的最大应力为 $\sigma_A = 827.9 \text{ MPa}$, 应变幅值 $\Delta\epsilon = \epsilon_A - \epsilon_r = 0.005 73$ 。平均应力 $\sigma_m = (\sigma_A + \sigma_r) / 2 = 286 \text{ MPa}$ 。

2.5 涡轮盘疲劳寿命预测

有了最大应力应变循环, 就可以进行疲劳寿命预测。用参考文献 [6] 上的适用于 300°C 条件下的公式估算寿命。GH4133 合金圆饼修正的 Manson-Coffin 公式表示如下:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = 0.007 \left[1 - \frac{\sigma_m}{1\,532} \right] (2N_f)^{-0.08} + 0.98(2N_f)^{-0.94}$$

(4)

将上述数值代入公式 (4), 得到低循环疲劳寿命 $N_f = 5\,424$, 即危险点的裂纹萌生寿命为 5 424 次循环。

3 涡轮盘低循环疲劳试验及结果分析

为了确定某型发动机涡轮盘的技术寿命, 在地坑式轮盘疲劳试验器上进行了低循环疲劳试验, 得到了涡轮盘的试验寿命。试验中选取一个新涡轮盘和一个已装机使用了 200 h 的旧盘。试验的主要参数为: 250°C 恒温, 转速循环: $2\,000 \sim 12\,710 \text{ r/min}$ 。旧涡轮盘试验到 6 047 次循环后, 在 5 个销钉孔与中心孔交界处所对应的进气端面上出现了径向裂纹。经断口反推分析确定, 裂纹的萌生寿命为 3 161 次循环。取平均飞行换算率为 $3.0^{[6]}$, 则该涡轮盘的实际裂纹萌生寿命为 $200 \times 3.0 + 3\,161 = 3\,761$ 次循环。

新涡轮盘试验到 7 087 次循环后, 同样在 6 个销钉孔处出现径向裂纹, 其裂纹的萌生寿命为 3 493 次循环。

从以上的结果可以看出, 由残余应力预测的涡轮盘寿命高于试验循环下所测定的寿命。值得注意的是, 本文测试的涡轮盘是超温超转盘, 即所

确定的最大应力应变循环是高于正常发动机的,而且在寿命计算中尚未计及应变分布对寿命的影响。因此可以初步判定,实际发动机涡轮盘的最大应力应变循环很可能低于轮盘试验的应力应变循环。

4 结 论

由于构件考核的部位(最大应力应变处)常常处于单向应力状态,因此由构件的残余应力计算的最大应力应变可以作为确定试验循环的参考,具有很强的工程意义,当然在瞬态温度场等载荷状态不能给定或给定不准确时,建议可以使用本文的方法。

由残余应力确定涡轮盘最大应力应变循环的方法,关键在于残余应力测量的准确性。残余应力测量方法的选择十分重要,不同的测量方法,结果可能有一定的差异,使最大应力应变的计算结果

产生不可避免的差别。

参考文献:

[1] 赵福星. 零件最大应力应变循环的残余应力确定法[A]. 第六届航空发动机结构强度振动学术会议论文集[C]. 河南洛阳, 1992.

[2] [日] 米谷茂. 残余应力的产生和对策[M]. 朱荆璞译. 北京: 机械工业出版社, 1983.

[3] Guagliano M , Vergani L . Residual Stresses Induced by Deep Rolling in Notched Components [J]. *Proc. Conf . Computer Methods and Experimental Measurements for Surface Treatment Effects II , Milan, Italy , 7- 9 June 1995*: 109- 119.

[4] 萧讯. 表面宏观残余应力测试实验[J]. 实验室研究与探索, 2000, 1: 18- 23.

[5] 赵福星, 艾怡人. 以应力释放位移为边界条件的残余应力有限元计算法[A]. 第三届航空发动机结构强度振动学术会议论文集[C]. 贵州平坝, 1985.

[6] 蔚夺魁, 邵丕仁. WP7 系列发动机寿命估算[J]. 航空发动机, 2001, 1: 37- 40.