

文章编号: 1000 8055(2008)09 1641-06

涡轮盘定心衬套失效模式与疲劳寿命研究

马艳红¹, 刘书国¹, 洪 杰¹, 董宏联²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 西安航空发动机(集团)有限公司, 西安 710000)

摘 要: 针对涡轮盘定心衬套的结构特点和各工况下的载荷形式, 分析了它的失效模式. 确定其寿命消耗主要为在高温、高机械负荷作用下的多轴低循环疲劳破坏. 通过建立了高压涡轮转子整体分析模型, 模拟定心衬套主要工况下的各种载荷和约束条件; 定心衬套工作状态的温度场条件是利用相关冷却气流参数进行稳态对流换热仿真计算得到的. 采用弹塑性有限元分析方法, 计算中充分考虑了高压涡轮转子主要部件的相互影响, 获得了定心衬套主要工况下危险点的最大应力应变循环. 根据危险点的计算结果, 利用不同的低循环疲劳寿命方程对危险点进行寿命预测, 并对得到的结果进行分析和比较. 研究结果表明, 定心衬套的存在两个危险点, 一是冷却气孔边受轴向载荷作用, 二是衬套内壁后缘倒角处受径向和轴向载荷作用.

关 键 词: 疲劳寿命; 弹塑性有限元分析; 应力应变循环; 寿命预测

中图分类号: V231.95

文献标识码: A

Research on failure mode and fatigue life of centering ring of turbine disk

MA Yarr hong¹, LIU Shu-guo¹, HONG Jie¹, DONG Hong-lian²

(1. School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. Xi'an Aero-Engine (Group) Limited, Xi'an 710000, China)

Abstract: The failure mode of turbine disk centering ring was analyzed based on its structure feature and all load forms. The study proved that low cycle fatigue on the high temperature and high mechanical loading condition might have a relatively great impact on its fatigue life. The analysis model was set up for simulating all loads and constrained conditions. In addition, the heat transfer of cooling airflow and the centering ring was simulated to obtain the temperature field. The maximal stress-strain cycles on dangerous location of the centering ring was calculated with the elastic-plasticity finite element method. The fatigue life was predicted according to the maximal stress-strain cycles with different life prediction methods, and these different results were compared. The research result shows that there are two dangerous locations on the centering ring, one is cooling hole-edge subject to axial load, the other one is after edge chamfer of the inner face subject to radial and axial loads.

Key words: fatigue life; elastic-plasticity finite element analysis; stress-strain cycles; life predict

收稿日期: 2007 09 18; 修订日期: 2007 12 25

作者简介: 马艳红(1974-), 女, 辽宁铁岭人, 讲师, 博士, 主要从事航空发动机结构强度振动可靠性、转子动力学、转子系统和其他动力系统减振方面的研究.

某航空发动机高压涡轮盘定心衬套为该发动机寿命评定的关键件. 它主要受装配工艺载荷, 工作时温度场载荷和工作时旋转离心力载荷等因素的影响, 使其在主要工况(安装、工作状态)下受复杂的高温、高机械负荷. 对于这种复杂多场载荷作用下定心衬套类零件的寿命问题目前还缺乏相关的研究. 本文根据某航空发动机涡轮盘定心衬套结构和载荷特点分析研究了其失效模式和疲劳寿命, 这将定心衬套类零件的试验研究和寿命评估具有十分重要的意义.

目前工程中常用的对于构件的寿命分析通常有两大途径. 一是直接利用试验评估, 二是通过有限元法对构件的载荷循环进行数值仿真计算. 利用试验评估, 直接对航空发动机构件进行试验载荷模拟困难, 代价昂贵, 周期长^[1]. 故在进行试验前应进行相关的仿真计算获得寿命分析需要的相关信息, 给试验方案提供相应参考, 然后进行试验. 这样就能使寿命试验更加合理, 并且两种结果可以相互验证, 取长补短.

本文中采用了数值仿真计算的方法, 模拟定心衬套的实际工况(安装、工作状态), 对定心衬套所受的载荷特点进行了分析, 确定了其主要的失效模式为低循环疲劳破坏. 通过弹塑性有限元计算得到了危险点的实际最大应力应变循环. 并以此作为寿命评定的基础采用 S-N 曲线、Manson-Coffin 方程、通用斜率法、直接塑性应变法等四种方法引入相关修正对定心衬套的低循环疲劳寿命进行了预测. 并对结果进行了分析比较, 得出了低循环疲劳寿命的数值仿真结果.

1 结构与装配

本文的分析对象为某航空发动机高压二级涡轮盘定心衬套, 为典型的套筒状结构. 该定心衬套为涡轮部件, 故其前部沿周向均布 19 个冷却气孔用于由外向内流通冷却气体. 定心衬套具体结构如图 1 所示.

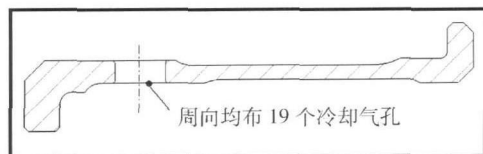


图 1 定心衬套截面示意图

Fig. 1 Sketch of centering ring

定心衬套的主要作用是减小高压涡轮转子盘在工作旋转时由于不平衡量引起的转子涡轮盘不

同心, 保证发动机的正常工作. 为了达到上述作用, 在安装定心衬套时的一端用轴向定位螺母轴向压紧, 固连在高压涡轮轴上, 另一端直接扣在高压二级涡轮盘中心孔后端面上, 径向与涡轮盘过盈配合. 轴向定位螺母给定心衬套施加 44 453 N 的轴向预紧力; 高压二级涡轮盘与定心衬套径向装配过盈量为 0.20 mm. 定心衬套装配工艺与高压涡轮转子结构如图 2 所示.

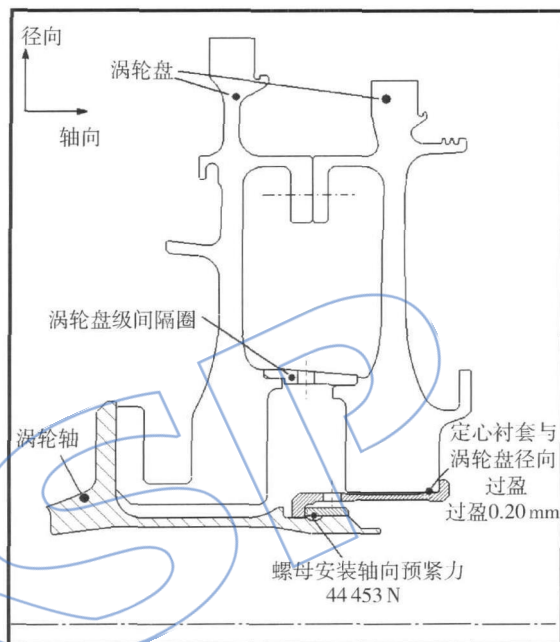


图 2 高压涡轮转子截面图

Fig. 2 High pressure turbine stage cross section

2 载荷与失效模式

根据定心衬套结构与装配工艺特点, 分析可知其在工作状态和安装状态下主要承受的受载荷形式有:

1) 轴向载荷

定心衬套安装时大螺母轴向安装预紧力引起轴向装配载荷; 发动机工作时涡轮盘和轴由于温度不同故其在轴线方向上的变形不一致, 这样给定心衬套作用一附加轴向载荷; 工作时高压涡轮转子各盘腔的气体静压不相同, 使得两级涡轮转子和第二级涡轮盘定心衬套受到一个由气体压差引起的轴向气动载荷; 叶片级前后的压差引起的轴向气动载荷.

2) 径向载荷

安装状态是由高压二级涡轮盘和定心衬套的过盈配合引起, 工作状态时由于离心力场和温度场影响, 过盈量减小, 使得径向载荷变小.

3) 气动载荷

定心衬套筒壁上沿周向均布 19 个冷却气孔, 由于衬套的内外压差使得气流由外向内流动, 对衬套进行冷却, 并产生相应的气流激励。

由于定心衬套主要受到上述三种载荷作用, 初步计算分析定心衬套的受力状态, 其可能的失效模式分为高周疲劳和低周疲劳。

高周疲劳——主要由气动载荷引起的, 可能存在两种形式。一种形式为高压转子的 19 倍转速与定心衬套某阶模态频率接近, 引起的衬套行波共振而产生高周疲劳破坏; 另一种为气流通过小孔在孔边附近流场形成扰动, 产生音频激振, 使得薄壁小孔孔边产生高频振动破坏。根据本文研究的定心衬套结构, 利用有限元法计算其固有模态。可知其刚度较大, 第一阶共振频率在 6 500 Hz 以上, 远离了高压转子的 19 倍转速频率(4 037. 5 Hz), 不会产生行波共振。冷却孔直径为 6. 5 mm (衬套轴向长 58 mm), 孔边也较厚, 故产生音频激振而高频震荡的可能性也很小。故高周疲劳不是本文分析定心衬套结构的主要失效模式, 研究中不再考虑。

低周疲劳——定心衬套为了保证发动机正常工作, 在其装配时就有较大的安装预应力, 在旋转工作状态下受高温、高机械负荷的作用。定心衬套的轴向载荷和径向载荷在不同工况有较大的变化, 并且定心衬套的不同局部区域在不同的工况下进入塑性, 由上述分析可知低周疲劳破坏是该定心衬套的主要失效模式。

3 应力应变分析

3. 1 边界条件及载荷的确定

为了减小利用弹塑性有限元分析进行寿命预测的误差^[2]。本文利用大型有限元商业软件 ANSYS 和计算流体力学软件 CFX 对高压涡轮转子主要部件整体建模, 对不同工况进行了计算分析。这样使得模拟的定心衬套主要工况(安装、工作状态)下边界和载荷条件更加准确。

3. 1. 1 结构强度计算模型

利用结构的循环对称性, 选取取包含一个冷却气孔的定心衬套、涡轮盘和高压涡轮轴整体的 1/ 19 作为有限元计算模型。网格划分选用六面体 8 节点 Solid45 号单元进行离散, 共计有 19 192 个单元, 23 379 个节点。在定心衬套与涡轮轴、定位螺母、涡轮盘盘心孔面和涡轮盘后端面, 四个配

合面上定义了非线性接触单元。在接触单元选择上, 目标单元采用 Target170 号单元, 接触单元采用 Conta173 号单元。有限元模型如图 3 所示。

当应力超过材料的屈服极限, 进入塑性状态, 整个分析采用弹塑性有限元分析。其弹塑性计算采用 Vonr Mises 屈服准则, 当等效应力超过材料的屈服应力时, 将会发生塑性变形; 流动准则利用相关流动准则; 硬化准则采用运动硬化定律, Vonr Mises 屈服面大小或形状不变, 其中心点在应力空间移动。

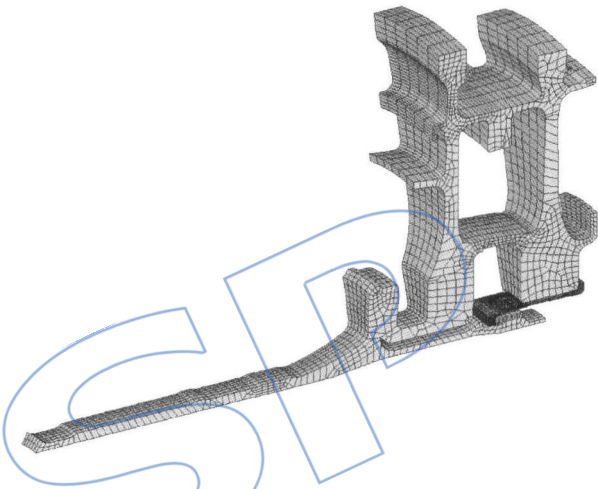


图 3 整体有限元模型

Fig. 3 Finite element models of the whole structure

3. 1. 2 温度场计算分析

本文中研究的定心衬套为涡轮部件, 其自身工作的环境温度相对较高, 并且由于冷却气流的作用使得孔边的温度场梯度较大。故温度场的分布是定心衬套寿命分析的关键因素之一。

为了获得较为准确的温度场, 本文中采用近几年应用较为广泛的计算流体力学软件 CFX, 利用现有的部分冷却气流的相关参数对定心衬套的稳态对流换热进行仿真计算, 获得了定心衬套上详细的温度场分布。

利用结构的周期对称性, 取包含一个冷却气孔的定心衬套及其相关的冷却气腔的 1/ 19 建立分析对流换热计算模型。其网格划分为流体域采用较稠密的非结构四面体网格, 固体域采用六面体实体网格, 一共划分单元为 152 490 个, 节点 43 006 个, 流体域和固体域交界面定义为对流换热交界面。计算模型如图 4 所示。最后得到定心衬套上温度场的分布如图 5 所示。

3. 1. 3 计算结果

根据初步的计算分析表明, 定心衬套的边界

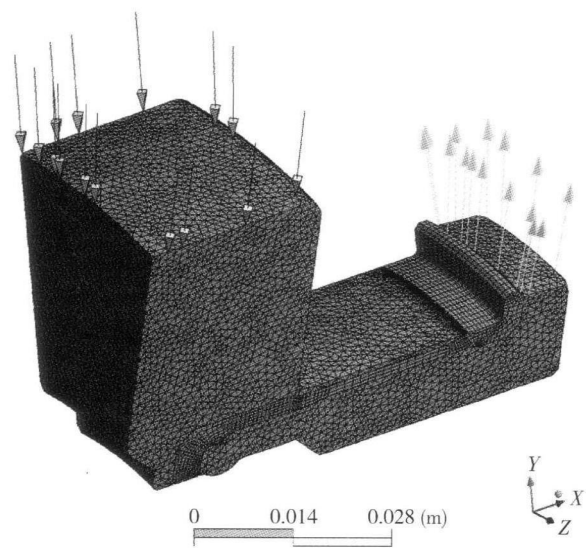


图 4 对流换热计算模型

Fig. 4 Simulation model of heat transfer

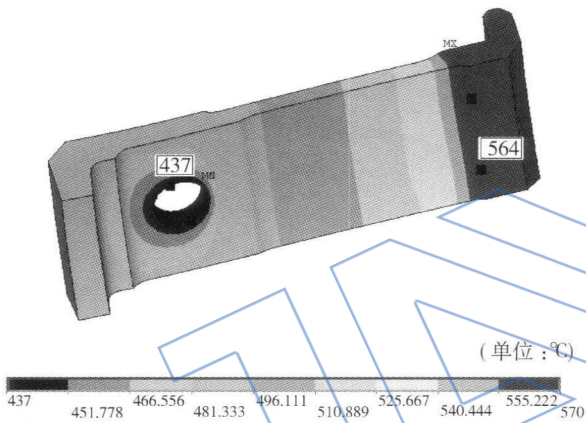


图 5 定心衬套温度场分布

Fig. 5 Temperature field of the centering ring

条件和载荷在其主要工况(安装、工作状态)下,存在较大的变化,具体计算结果如表 1 所示.

表 1 主要工况的载荷及边界条件

Table 1 Load and boundary condition in main state

载荷形式	主要工况	
	安装状态	工作状态
螺母轴向力/N	44 453	64 120
径向过盈量/mm	0.20	0.038
温度条件	室温 20℃	分布如图 5

3.2 定心衬套模型弹塑性有限元分析

为了更准确分析定心衬套的孔边和危险部位的应力应变分布,将定心衬套的网格划分加密,仍采用整体的 1/19 建立了定心衬套的单独分析模

型. 网格划分采用 Solid45 号单元,共有 16 846 个单元,21 038 个节点,有限元模型如图 6 所示. 然后带入如表 1 所示的边界条件,进行各个状态的计算分析

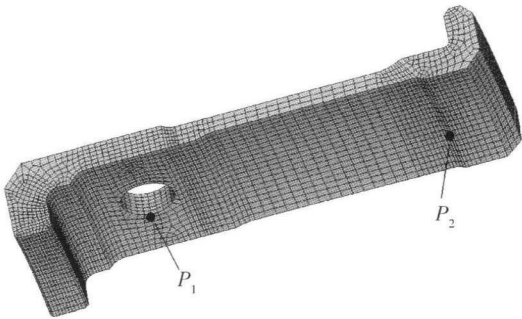


图 6 定心衬套有限元模型

Fig. 6 Finite element models of the centering ring

弹塑性有限元计算分析结果表明: 在安装状态下定心衬套的内壁后缘倒角处(如图 6 中 P_2)应力水平最高,且超过了材料在室温状态下的 α_2 进入了塑性;在工作状态下,定心衬套的冷却气孔孔边(如图 6 中 P_1)的应力水平最高,也超过了此处温度条件下材料的 α_2 进入了塑性. 所以确定定心衬套存在如图 6 所示的 P_1 , P_2 两处危险点.

通过计算得到两处危险点在发动机主要工况下的应力状态,其中 P_1 为单向应力状态,主要为第一主应力; P_2 点为双向应力状态,主要为第一和第三主应力. 具体结果如表 2 所示.

表 2 危险点主要工况下应力状态

Table 2 Stress of fatigue failure point in main state

	危险点 P_1		危险点 P_2	
	安装状态	工作状态	安装状态	工作状态
环境温度/℃	20	437	20	564
轴向应力/MPa	408.52	747.68	534.22	187.85
周向应力/MPa	31.49	80.325	-405.38	-78.36
等效应力/MPa	415.51	745.78	824.25	236.76
第一主应力/MPa	425.39	783.4	534.22	188.17
第二主应力/MPa	21.69	62.113	-5.81	2.39
第三主应力/MPa	-0.99	15.36	-408.43	-83.41

3.3 危险点的最大应力应变循环

本文对于发动机主要工况——安装状态到工作状态形成的循环,进行了总计 10 步共 5 个循环的计算分析. 其中 P_1 点为单向应力状态用第一

主应力应变为寿命考核量; P_2 点为两向应力状态用等效应力应变为寿命考核量. 计算得到循环迟滞环如图 7、图 8 所示.

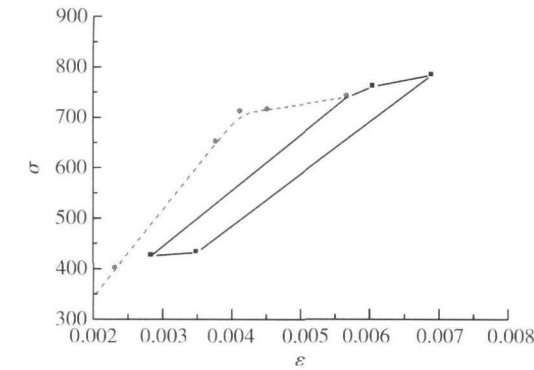


图 7 危险点 P_1 迟滞环

Fig. 7 Stress-strain hysteresis curve of fatigue failure point P_1

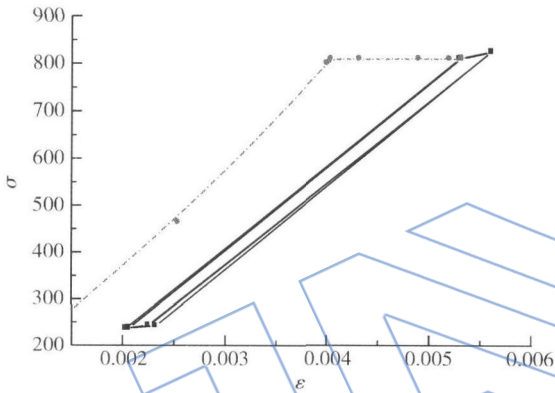


图 8 危险点 P_2 迟滞环

Fig. 8 Stress-strain hysteresis curve of fatigue failure point P_2

表 3 中列出了通过有限元计算分析, 得到的危险点 P_1 、 P_2 实际非等温条件的最大循环应力应变数值^[3,4].

表 3 危险点循环应力应变值

Table 3 Stress strain cycles of fatigue failure point

项 目	危险点 P_1	危险点 P_2
平均应力 σ_m / MPa	604.4	530.5
等效应力幅 $\Delta\sigma$ / MPa	330.3	585.6
第一主应力幅 $\Delta\sigma_1$ / MPa	358	346.1
第二主应力幅 $\Delta\sigma_2$ / MPa	40.4	8.21
第三主应力幅 $\Delta\sigma_3$ / MPa	16.3	324.4
等效应变幅 $\Delta\varepsilon$	0.003 15	0.002 61
第一主应变幅 $\Delta\varepsilon_1$	0.003 49	0.001 54
塑性应变幅 $\Delta\varepsilon_p$	0.000 384	0.000 204

4 低循环疲劳寿命预测

4.1 不同寿命预测方法

表 3 列出的危险点实际循环应力应变值, 但其峰值并不是同一温度下的结果值, 因而无法直接利用现有寿命预测方法. 本文是通过无量纲转换^[5]为同一温度的应力应变值, 然后利用 Goodman 曲线得到标准的 $R = -1$ 的标准应力应变循环参数. 根据定心衬套材料的现有数据, 采用了以下几种方法^[6,7] 对寿命进行预测:

4.1.1 S-N 曲线法

材料 S-N 曲线的幂函数表达形式为

$$N_f = aS^b \tag{1}$$

公式(1)中 a 、 b 为材料参数; S 为循环应力范围. 材料 300 ℃及 500 ℃条件下的 S-N 曲线数据由参考文献[3]中可以查到.

4.1.2 Manson Coffin 方程

考虑到本文研究的定心衬套 P_2 危险点为多轴应力状态, 在公式(2)中左端可带入最大主应变或等效应变以适当考虑多轴应力状态. 平均应力修正后的 Manson Coffin 方程^[4]表达式为

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma' - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon' (2N_f)^c \tag{2}$$

其中在 500 ℃条件下, 疲劳强度系数 $\sigma' = 2\,140$ MPa, 疲劳强度指数 $b = -0.13$, 疲劳延性系数 $\varepsilon' = 0.22$, 疲劳延性指数 $c = -0.74$, 弹性模量 $E = 170$ GPa; 在 300 ℃条件下, 疲劳强度系数 $\sigma' = 3\,334$ MPa, 疲劳强度指数 $b = -0.17$, 疲劳延性系数 $\varepsilon' = 1.09$, 疲劳延性指数 $c = -0.84$, 弹性模量 $E = 184$ GPa.

4.1.3 通用斜率法

引入了平均应力修正的通用斜率法表达式为

$$\Delta\varepsilon = 3.5 \frac{\sigma_b - \sigma_m}{E} (N_f)^{-0.12} + D^{0.6} (N_f)^{-0.6} \tag{3}$$

其中在 500 ℃条件下, 材料的极限强度 $\sigma_b = 980$ MPa, $D = \ln\left[\frac{1}{1 - \Psi}\right]$, 断面收缩率 $\Psi = 0.24$; 在 300 ℃条件下, 材料的极限强度 $\sigma_b = 1\,035$ MPa, 断面收缩率 $\Psi = 0.23$.

4.1.4 塑性应变法

由于低循环疲劳破坏主要是由塑性变形引起的. 因此直接采用其最大外载荷状态下产生的塑

性应变的大小(忽略循环幅值的影响),然后利用材料手册中提供的不同温度下低循环疲劳 ϵN 曲线来预测其寿命.这样得到的预测寿命结果往往偏保守,适合于实际工程上寿命预测.

4.2 寿命预测结果

由上述三种不同的寿命预测,得到定心衬套低循环疲劳寿命.表 4 中列出了危险点低循环疲劳寿命的预测结果.

表 4 危险点寿命预测结果

Table 4 Result of fatigue failure point life prediction

项 目	危险点 P_1 寿命	危险点 P_2 寿命
	$N_f / 10^4$	$N_f / 10^4$
S N 曲线, 等效应力范围	2.0	2.8
S N 曲线, 最大主应力范围	1.2	> 1 000
Mansorr Coffin, 等效应变范围	3.3	2.2
Mansorr Coffin, 最大主应变范围	2.9	> 1 000
通用斜率法, 等效应变范围	2.6	2.5
通用斜率法, 最大主应变范围	1.9	> 1 000
塑性应变法, 塑性真应变范围	0.94	4.8

4.3 结果比较与讨论

由表 4 中列出的危险点寿命预测结果和表 2 中列出应力状态可知,危险点 P_1 为单向应力状态,应采用最大主应力或应变范围作为寿命考核量.危险点 P_2 为双向应力状态,若采用第一主应力作为考核量不能反应该点应力状态,得到的寿命也是明显过大的,故采用等效应变范围(能在一定程度上考虑多向应力状态)作为寿命考核量.

可以看出上述三种方法对于 P_1, P_2 两处危险点的寿命预测均在一个量级,而由于各种寿命预测方程对低循环疲劳影响因素的修正方式不同,使得数值上存在一定的差异,故应该根据应力状态选择合理的预测结果.根据定心衬套危险点实际循环应力状态和环境温度,确定出定心衬套的寿命循环数: P_1 点寿命为 9.4×10^3 次循环, P_2 点寿命为 2.6×10^4 次循环.

5 结 论

本文利用了商业有限元软件 ANSYS 和计算流体力学软件 CFX,对某航空发动机涡轮盘定心衬套的主要工况进行了建模仿真计算.确定了定心衬套的最大应力应变循环.得出了以下主要结论:

- 1) 定心衬套的失效模式为低循环疲劳破坏.
- 2) 危险点 P_1 是冷却气孔孔边,主要受轴向

载荷变化的影响,为单向应力状态.

3) 危险点 P_2 是衬套内壁后缘倒角处,主要受径向和轴向载荷变化的影响,为两向应力状态.

4) 危险点 P_1 低循环疲劳寿命为 9.4×10^3 次循环,危险点 P_2 低循环疲劳寿命为 2.5×10^4 次循环.

本文综合的分析了实际航空发动机衬套类零件的各种载荷形式,进而确定其失效模式,对其低循环疲劳寿命进行了预测分析.这些分析方法和结论可以为定心衬套低循环疲劳试验和实际衬套类零件的寿命评估提供参考.但目前作者研究中没有考虑材料固有特性的分散、载荷随机波动、几何尺寸分散度等对与寿命分散的影响.在进一步的工作中将引入主要影响因素的概率分布,分析定心衬套的低循环疲劳概率寿命,使得到的预测寿命结果更加合理.

参考文献:

[1] Melis M E, Zaretsky E V. Probabilistic analysis of aircraft gas turbine disk life and reliability[R]. AIAA-97-1071, 1997.

[2] 杨兴宇, 闫晓军, 赵福星, 等. 某型航空发动机涡轮盘低循环疲劳寿命分析[J]. 机械强度, 2004, 26(S): 229-233.

YANG Xingyu, YAN Xiaojun, ZHAO Fuxing, et al. Low cycle fatigue life of an aeroengine gas turbine disk [J]. Journal of Mechanical Strength, 2004, 26(S): 229-233. (in Chinese)

[3] 颜鸣皋, 刘伯操, 李金桂, 等. 中国航空材料手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 2001

YAN Minggao, LIU Bocao, LI Jingui, et al. China aeronautical materials handbook[M]. Beijing: Standards Press of China, 2001. (in Chinese)

[4] 谢济州主编. 低循环疲劳手册[M]. 北京: 北京航空材料研究所, 1991: 21-29.

XIE Jizhou. Handbook of low-cycle fatigue[M]. Beijing: Beijing Institute of Aeronautical Materials, 1991: 21-29. (in Chinese)

[5] 张洪飙, 李志广, 陈俊, 等. 航空发动机设计手册[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.

ZHANG Hongbiao, LI Zhiguang, CHEN Jun, et al. Handbook of aeroengine design[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2001. (in Chinese)

[6] 唐俊星, 陆山. 某涡轮盘低循环疲劳概率寿命数值模拟[J]. 航空动力学报, 2006, 21(4): 706-710.

TANG Junxing, LU Shan. Numerical simulation of LCF probability life of a turbine disk [J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(4): 706-710. (in Chinese)

[7] Mandell J F, Samborsky D D, WANG Lei. New fatigue date for wind turbine blade materials[R]. AIAA-2003-692.