文章编号：1000-8055(2025)12-20240062-09 doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20240062

某型航空发动机涡轮转子叶片断裂分析

杨木金[1]，陆松兵[1]，杨大兵[1]，杨合理[2]，潘彭杰[3]

（1. 国营长虹机械厂，广西 桂林 541002；
2. 清华大学 航空发动机研究院，北京 100084；
3. 广西虹鹰动力科技有限公司，广西 桂林 541002）

摘　　要： 针对某型航空发动机在试验过程中出现涡轮转子叶片断裂故障的情况，通过外观检查、荧光检测、能谱分析、强度分析、叶片振动分析等手段对故障涡轮转子进行了研究。研究发现：排除外物损伤、材质缺陷、铸造工艺缺陷等因素，经叶片断口检查确认了叶片断裂故障模式为疲劳失效；通过仿真分析手段，最终锁定了叶片疲劳失效的原因为离心载荷、热载荷作用所产生的静应力与经过燃烧室蒸发管的高频气流激励引起的振动应力共同叠加所致。提出减少燃烧室蒸发管数目，加厚涡轮转子叶片尾缘厚度的方案，降低了气流激励频率，使得全转速范围内叶片固有频率与激励频率无交点，避免了涡轮转子叶片因共振而导致疲劳故障。

关　键　词： 涡轮转子叶片；断裂分析；仿真分析；气流激励；疲劳失效

中图分类号： V232.3；TH113.7；O327　　**文献标志码：** A

Fracture analysis of turbine rotor blades in an aircraft engine

YANG Mujin[1], LU Songbing[1], YANG Dabing[1], YANG Heli[2], PAN Pengjie[3]

（1. State-owned Changhong Machinery Factory, Guilin Guangxi 541002, China;
2. Instiute for Aero Engine, Tsinghua University, Beijing 100084, China;
3. Guangxi Hawk Power Technology Company Limited, Guilin Guangxi 541002, China）

Abstract: In response to the occurrence of turbine rotor blade fracture failures during the testing process of an aeroengine, research on the failed turbine rotor was conducted through visual inspection, fluorescence detection, energy spectrum analysis, strength analysis, and blade vibration analysis. It was found that after eliminating factors such as foreign object damage, material defects, and casting process defects, the fracture failure mode of the blade was confirmed as fatigue failure through blade fracture inspection. Through simulation analysis, it was ultimately determined that the cause of blade fatigue failure was the combined effects of static stress generated by centrifugal load and thermal load, and vibration stress caused by high-frequency airflow excitation through the combustion chamber evaporation tube. A scheme was proposed to reduce the number of combustion chamber evaporation tubes and thicken the trailing edge of the turbine rotor blades, reducing the flow excitation frequency so that there was no intersection between the natural frequency of the blades and the excitation frequency within the full speed range, thus avoiding fatigue failure of the turbine rotor blades due to resonance.

Keywords: turbine rotor blade; fracture analysis; simulation analysis; airflow excitation; fatigue failure

收稿日期： 2024-01-26

作者简介： 杨木金(1996—)，男，硕士，主要从事航空发动机结构分析工作。E-mail: yangmujing2019@163.com

通信作者： 杨合理(1989—)，男，博士，主要从事航空发动机总体工作。E-mail: yhl20@mails.tsinghua.edu.cn

引用格式： 杨木金, 陆松兵, 杨大兵, 等. 某型航空发动机涡轮转子叶片断裂分析[J]. 航空动力学报, 2025, 40(12): 20240062. YANG Mujin, LU Songbing, YANG Dabing, et al. Fracture analysis of turbine rotor blades in an aircraft engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2025, 40(12): 20240062.

为满足飞行器在复杂、极限飞行状态下的动力需求，需要不断提高航空发动机的整体性能，这无疑对发动机转子系统尤其是涡轮转子提出了更加严峻的挑战[1-2]。涡轮转子工作环境恶劣，在工作状态下，需要承受高转速引起的离心载荷、高温燃气产生的热载荷以及气动载荷[3-4]。当涡轮转子在设计转速或者超转状态工作时，其应力已接近材料的强度极限，且不断受到循环往复的振动力、气动力载荷、热载荷冲击的影响，极易产生疲劳裂纹，导致叶片的疲劳破坏[5-7]。

针对叶片疲劳的原因与解决方法，国内外学者已经做了大量研究。气动力载荷是导致涡轮叶片产生疲劳破坏的重要因素，气流通过转子与静子会产生周期性的气流扰动，在叶片上产生周期性的作用力[8]。其作用频率与转速相关，当发动机到达一定转速时，气流扰动作用力的频率接近叶片自身振动的频率，就会发生共振现象，导致涡轮叶片疲劳破坏[9-10]。对于气动力载荷所产生的疲劳破坏，可通过两种途径解决：一方面，改变气流激励的频率，使得发动机的工作转速避开致使叶片发生疲劳破坏的转速。另一方面，改变涡轮叶片的固有频率，即通过加厚叶片进而提高叶片结构的强度、刚度和固有频率，以避开叶片共振转速。Shibukawa 等[11] 通过仿真研究了低负荷下涡轮末级叶片上的振动应力，发现非定常气动力会导致叶片上的振动应力大幅增加，这可能会导致叶片故障。Liu 等[12] 针对某型压气机叶片故障原因进行流固耦合分析，发现叶片 1 阶、2 阶模态对应的振动应力分布与故障部位相符合。周金满、许祥胜等[13-14] 研究了异物损伤对压气机叶片高周疲劳强度影响的特点和规律。薛志博等[15] 研究了涡轮转子叶片与导向叶片的振动疲劳性能差异，并分析了导致差异的原因。王辉、卜嘉利、高志坤等[16-18] 分别分析了涡轮转子叶片、风扇静子叶片和压气机叶片上出现的裂纹故障，发现裂纹产生的原因均为高周疲劳，并各自给出了改进办法。

国内外针对发动机叶片故障进行了很多研究，其中不乏有热腐蚀、材质不均和叶片疲劳等故障问题。现有文献针对叶片高周疲劳的研究大多只是描述故障现象和改进办法，但针对引起叶片高周疲劳的深层原因的研究较少。某型发动机在试验过程中发生多次涡轮叶片的断裂故障，严重制约了该型发动机的研制进程。因此，为探究涡轮叶片疲劳断裂的主要因素，本文通过理化分析和仿真分析手段，确定了涡轮转子叶片失效模式及原因，并通过仿真计算确定了引起该涡轮叶片高周疲劳的深层原因，最后提出了改进建议。

1 问题概述

该型发动机为保证结构紧凑和气动性能优异，采用单级涡轮的结构。在发动机试验过程中，出现了发动机转速推至 94.5% 转速附近，发动机转子突然卡死，尾喷管出现明显的火花，发动机停车的现象。

为锁定发动机的故障原因，对发动机进行了分解。分解过程中发现发动机涡轮转子叶片出现较大损伤，涡轮导向器机匣出现明显的坑洼状击打痕迹。初步判断发动机的故障主要为涡轮转子叶片断裂所致，并梳理了涡轮叶片断裂的可能原因，如图 1 所示。

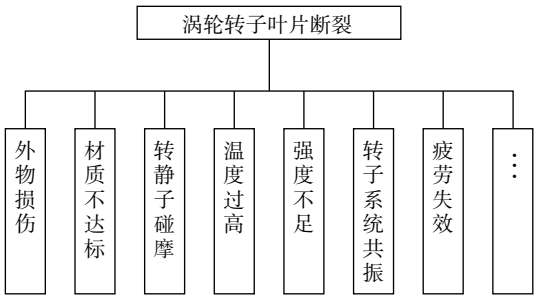


图 1 涡轮转子叶片故障模式

Fig. 1 Turbine rotor blade failure mode

2 理化分析

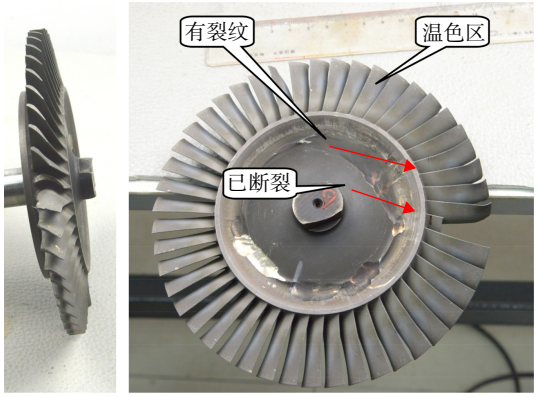
2.1 外观检查

为确定涡轮转子叶片的失效模式和失效原因，对涡轮转子叶片进行进一步的检查和分析。在目视检查过程中发现涡轮转子出现叶片断裂，部分叶片存在裂纹，叶片断裂位置处于距离叶根 1/3 叶高附近，叶片上出现明显的色温区域。涡轮转子叶片试验故障件损伤状态如图 2 所示。

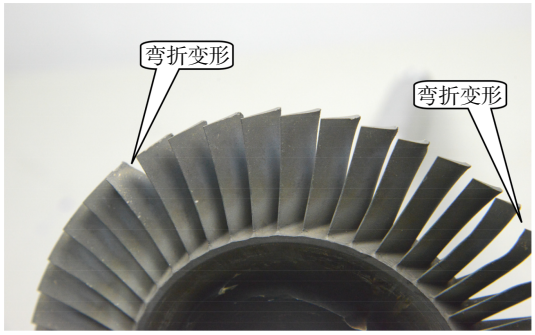
检查发现涡轮转子叶片叶尖无明显的划痕，说明在发动机工作过程中，涡轮转子叶片并未与涡轮导向器机匣发生碰摩。涡轮导向器机匣所出现的坑洼状击打痕迹应为涡轮转子叶片断裂后的叶片碰撞涡轮导向器机匣所产生的。因此，涡轮转子叶片断裂非碰摩故障所致。

2.2 荧光检查

为确定涡轮转子叶片的具体损伤状况，需要



(a) 涡轮盘外观

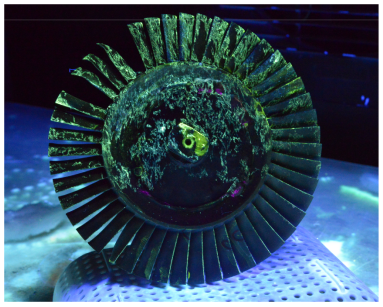


(b) 叶片外观

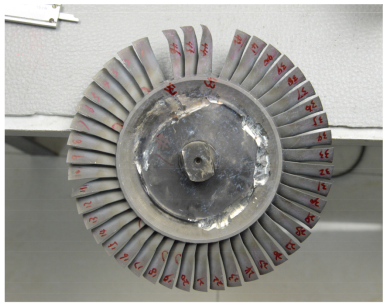
图 2　涡轮转子故障情况

Fig. 2　Fault situation of turbine rotor

对故障涡轮进行荧光检查。该涡轮转子叶片数量共 47 个，将其叶片依次编号为 1#～47#，进行荧光检查。经荧光检查发现，除已断裂叶片(47#)外，有 6 个叶片的尾缘位置存在裂纹，见图 3。每个叶片上的裂纹处于距叶片 1/3 叶高位置处。



(a)



(b)

图 3　涡轮盘荧光检查

Fig. 3　Fluoroscopy of turbine disk

由于发动机涡轮静子以及其他静子件并未出现明显损伤痕迹，且发动机并未出现零件脱落的情况，根据外观检查以及荧光检查的结果，可以排除涡轮叶片断裂是由于发动机吸入异物击打叶片所致。推测叶片断裂产生的可能原因为：①材质不达标；②温度过高导致金相组织过热过烧；③涡轮设计强度不足；④转子系统共振；⑤叶片疲劳破坏。为进一步锁定叶片的失效模式，仍需进行进一步的检查。

2.3　能谱分析

为确定涡轮的材料成分，取断裂叶片进行能谱测试，测试结果见表 1。根据能谱检测结果可知，断裂叶片的各项元素成分含量与 K418 材料吻合，涡轮叶片的材料为 K418 无疑。因此，可以排除涡轮材质不达标所导致的叶片断裂失效模式。

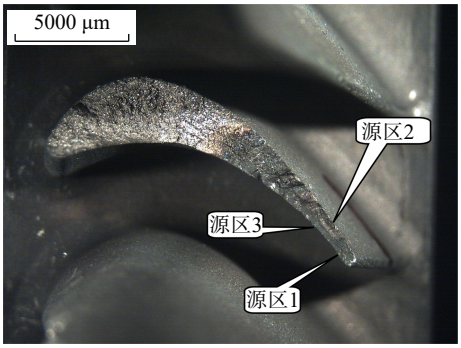
表 1　能谱测试结果

Table 1　Energy spectrum test results　%

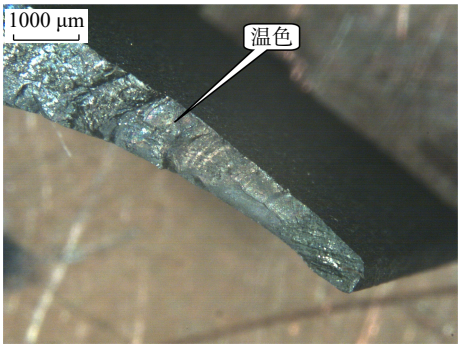
元素	基体	K418
Al	7.21	5.50～6.40
Ti	0.95	0.50～1.00
Cr	13.12	11.50～13.50
Ni	69.71	余
Mo	4.60	3.40～3.80
Nb	2.41	1.80～2.50
Mn	1.21	<0.50

2.4　体视镜检查

排除涡轮的材质问题，仍无法确认叶片断裂是否因铸造缺陷引起以及叶片断口的断裂形式。因此，需对叶片断口进行体视镜检查。线切割取样已断裂叶片断口，对断面进行体视镜检查，结果如图 4 所示。断裂叶片断口面可见多处扩展台阶面，断口有多个裂纹源，短线源，叶盆叶背均有起源，说明叶片存在往复振动的情况。叶片断面可见明显的放射棱线和疲劳弧线，断口未发现明显的加工及冶金缺陷，断面有明显的淡蓝色和淡黄色色温区，见图 4(b)。由于 K418 与 K417 材料相近，参考发动机关键材料 K417 色温图谱，蓝色区域温度在 800～850 ℃；淡黄色区域温度 550～600 ℃。可推测，发动机涡轮在试验过程中工作环境温度大致在 550～800 ℃ 区间内，该温度区间内，K418 材料可正常使用，排除温度过高因素的影响。根据体视镜检查结果可知，叶片断裂主



(a) 断口裂纹形貌



(b) 断口色温变化

图 4 断裂叶片体视镜检查断口形貌

Fig. 4 Visual inspection of fracture surface morphology of fractured blades using a stereo microscope

要为反复振动形成的疲劳裂纹所致。

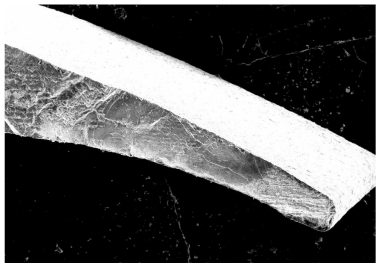
2.5 扫描电镜检查

为确定叶片疲劳裂纹的起源位置，仍需对叶片做进一步检查。将断裂叶片断口进行充分清洗后，用扫描电镜进行检查，检查结果如图 5 所示。叶片断口断面形貌见图 5(a)，断口源区在靠近尾缘的叶盆及叶背侧表面，有多个源为短线源，断面中期可见多个扩展面和放射棱线，见图 5(b)；裂纹源区附近可见清晰的疲劳条带，见图 5(c)；断口断面未见其他冶金组织缺陷，裂纹末期扩展面形貌见图 5(d)，呈韧窝特征。

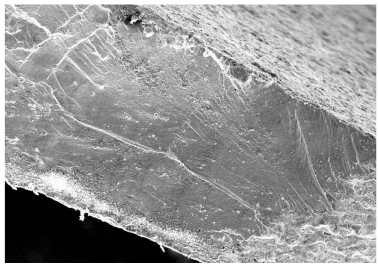
根据扫描电镜检查结果，可以判断断裂叶片的裂纹起始于叶片尾缘部分，且裂纹并不是铸造工艺缺陷造成，而是由于叶片疲劳所致。叶片上的裂纹起源于叶片尾缘，说明在工作状态下叶片尾缘处的应力较叶片其他位置的应力大，导致叶片尾缘先发生破坏。

2.6 理化分析结果

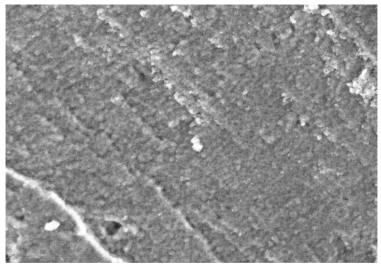
根据理化分析结果，排除了涡轮叶片材质不达标、铸造缺陷、工作温度过高、外物损伤、转静子碰摩等失效模式，且经断口分析确认涡轮转子叶片断裂的失效模式为疲劳失效。根据断口裂纹



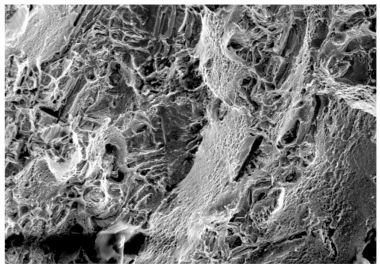
(a) 断面形貌



(b) 断面中期裂纹扩展形貌



(c) 源区附近疲劳条带形貌



(d) 末期裂纹扩展形貌

图 5 扫描电镜检查结果

Fig. 5 Scanning electron microscopy examination results

起源可以确认在故障转速下涡轮转子叶片上距叶根 1/3 叶高的尾缘处振动应力偏大。

3 失效原因分析

疲劳失效是由周期性变化且未达到材料的强度极限的应力所引起。疲劳失效可分为两种模式：一是低周疲劳失效，即作用于结构的应力水平较高，一般接近或者大于该结构所用材料的屈服强度，仅需经过较低的循环次数(一般低于 10^3 次循环)就能对结构造成破坏；二是高周疲劳失效，即作用于结构的应力水平较低，一般小于该结构所用材料的屈服强度，需经过较高的循环次数(一般高于 10^3～10^4 次循环)才能对结构造成破坏。该

型发动机试验次数不超过 5 次，且试验总时长不足 1.5 h，工作时长远低于发动机总设计使用寿命 25 h，意味着发动机没有经历多次的工作加载和卸载循环。根据发动机的设计使用要求，该型发动机在相对转速大于 95% 以上才会出现涡轮转子叶片应力高于屈服强度的情况。在本次试验过程中，涡轮转子叶片没有经历多次高于屈服强度的工作加载和卸载的循环，此外，除发动机工作在大状态外并无其他情况可使涡轮转子叶片产生高应力水平的循环加载，因此排除涡轮转子叶片的疲劳失效模式为低周疲劳失效。为确认涡轮转子叶片断裂是否为高周疲劳失效所致，需要对造成高周疲劳失效的因素进行分析。

3.1　强度分析

强度分析是判断涡轮部件在指定工作条件下能否安全运行的重要手段。大多数情况下，结构发生破坏是由于工作载荷作用于结构所产生的应力超过结构的强度极限所致。因此强度为结构故障分析的首要考核目标，为了判断在故障转速下涡轮叶片的强度是否满足要求，需对涡轮叶片进行强度校核。由体视镜检查结果可知，涡轮叶片断裂截面的最高温度在 550～800 ℃ 之间，因此，在进行强度校核时考虑了离心载荷和热载荷的共同作用。热载荷由 CFD 整机全三维计算结果给出，加载到涡轮转子叶片表面，具体流程如图 6 所示。离心载荷为涡轮转子在 94.5% 转速下所产生的离心力。本文所进行强度校核的涡轮转子叶片的主要几何参数如表 2 所示。涡轮转子所用材料为 K418，查询材料手册，部分材料参数如表 3 所示。

首先进行网格无关性验证，结果如图 7 所示，当网格节点数从 150 万增加到 200 万时，叶片上

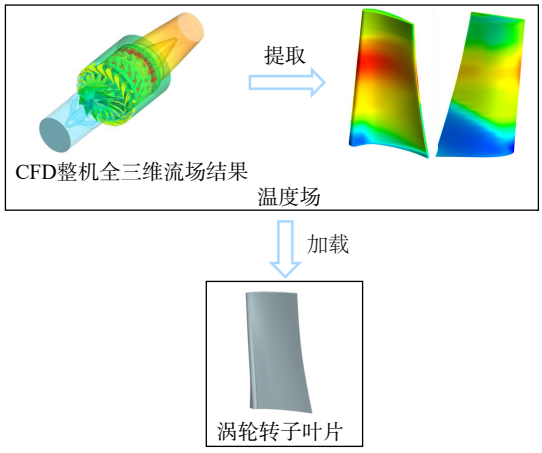


图 6　温度场加载

Fig. 6　Temperature field loading

表 2　涡轮转子叶片的几何参数

Table 2　Geometric parameters of turbine rotor blades　mm

参数	转子叶片
叶高	27.70
平均轴向弦长	12.60
前缘半径	0.80
尾缘半径	0.30

表 3　涡轮材料参数

Table 3　Material parameters of the turbine

温度/℃	热导率/(W/(m·℃))	线膨胀系数/(10^{-6}/℃)	弹性模量 E/GPa	泊松比 μ
100	10.15	12.60	205	0.25
200	11.72	12.70	200	0.25
300	12.98	12.90	195	0.25
400	14.65	13.40	190	0.25
500	16.33	13.70	184	0.25
600	18.42	14.20	179	0.25
700	20.52	14.70	171	0.25
800	22.61	15.50	165	0.26
900	24.28	15.50	156	0.26

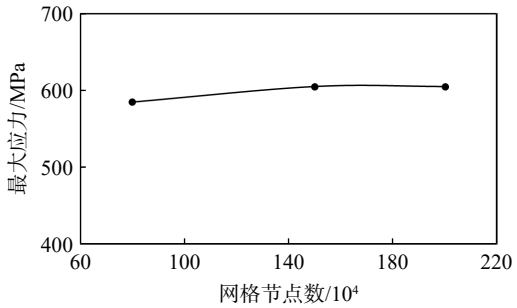


图 7　网格无关性验证

Fig. 7　Grid independence verification

的最大应力基本不再变化，可以认为网格数在 150 万量级时满足网格无关性要求。基于 150 万网格数条件下，得到的涡轮应力分布结果如图 8 所示，最大应力处在叶片尾缘距离叶根 1/3 处，与故障现象相吻合，但是最大应力为 607 MPa，小于 K418 材料在 800 ℃ 下的屈服强度 720 MPa 和抗拉强度 800 MPa，因此可以排除叶片强度不够导致叶片断裂的可能。基于强度分析结果，一是可以排除强度不足因素，二是可以进一步证明叶片断裂是疲劳破坏所致。因此，仍需要进一步对与叶片振动相关的因素进行分析。

3.2　转子系统振动分析

由于加工误差、装配误差、材质不均等因素

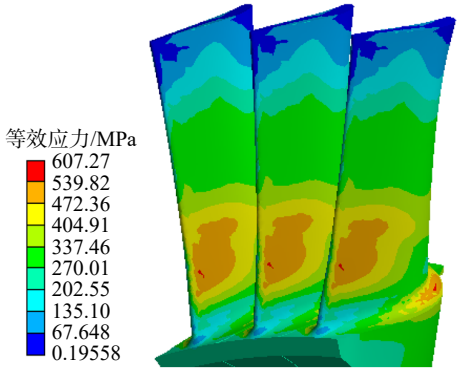


图 8　涡轮叶片应力分布

Fig. 8　Stress distribution of turbine blades

导致的转子质量偏心，在转子转动时可产生不平衡力作用于转子，导致转子系统振动。转子系统的振动会导致涡轮转子叶片上产生振动应力，当发动机转速与转子系统的固有频率重叠时，转子系统会发生共振，此时振动剧烈，极易造成结构破坏。该转速称为转子临界转速，是转子系统关注的重要指标之一。转子振动也可能造成涡轮转子叶片的疲劳破坏，因此，有必要对发动机转子系统进行模态分析。图 9 和表 4 分别给出了转子系统的坎贝尔图和前两阶临界转速。对于转子系统而言，弯曲模态所引起的振动破坏性最大，由临界转速表和坎贝尔图可知在故障转速附近没有

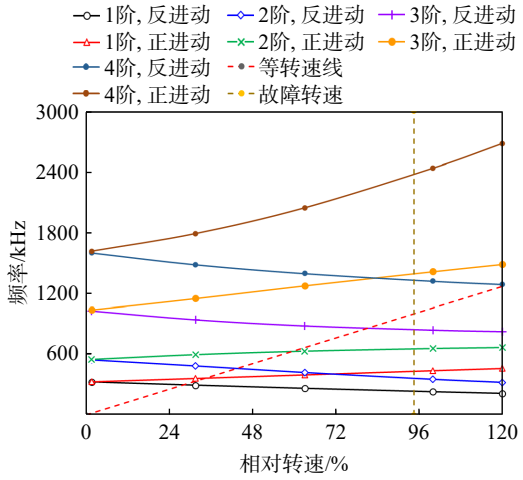


图 9　转子系统的坎贝尔图

Fig. 9　Campbell diagram of rotor system

表 4　弯曲模态对应的临界转速

Table 4　Critical speed corresponding to the bending　%

模态	相对临界转速
1 阶, 反进动	28.15
1 阶, 正进动	34.63
2 阶, 反进动	43.60
2 阶, 正进动	59.44

弯曲模态对应的临界转速，所以可以排除由于转子系统共振导致叶片断裂的可能。

3.3　叶片振动分析

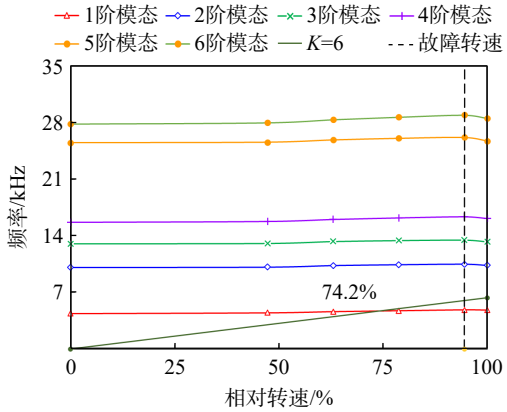
涡轮转子叶片在工作过程中会受到上下游静子部件引起的周期性气流激励作用，转子每转动一圈，涡轮叶片所受到气流激励的变化次数则与静子的周向分布周期数目一致。因此，气流激励的频率与发动机转速成倍数关系。该发动机采用的是单级涡轮，所以考虑的激励源有涡轮导向器叶片、燃烧室蒸发管和尾喷管支架，对应的数目如表 5 所示。

表 5　激励源和数量

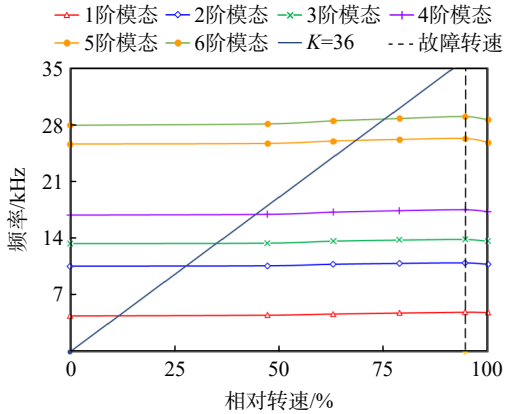
Table 5　Excitation sources and quantity

激励源	数目
蒸发管	18
导向器叶片	36
尾喷管支架	6

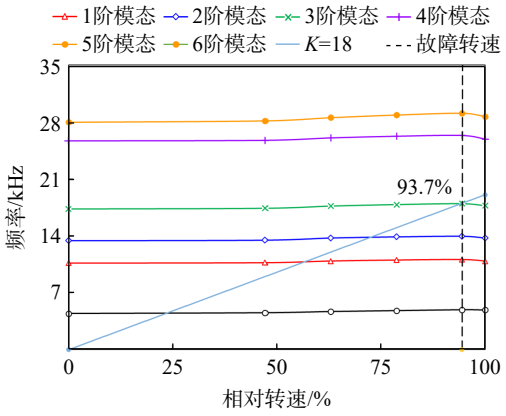
基于不同转速及转速对应的温度场作用条件下，计算了涡轮转子叶片的前 6 阶固有频率，根据转速和各阶固有频率的关系，图 10 给出了不同激励源对应的坎贝尔图。图中 K 表示激励频率为



(a) 尾喷管支架激励



(b) 导向叶片激励



(c) 燃烧室蒸发管激励

图 10　不同激励对应的坎贝尔图

Fig. 10　Campbell diagram corresponding to different excitations

基频的倍数，过坐标原点的直线为激励频率线，接近平行的 6 条曲线为各固有频率随转速的变化曲线。当激励频率线与叶片的固有频率曲线相交时，代表该转速下叶片在相应激励作用下会发生共振，极易导致叶片破坏。由图可知，在考虑尾喷管支架激励和导向器叶片激励时，前 6 阶模态的固有频率线与激励线在故障转速附近没有交点；考虑燃烧室蒸发管激励时，激励线与第 4 阶模态的固有频率线在 93.7% 转速处存在一个交点。为确定叶片断裂故障是否为燃烧室蒸发管引起的气流激励所致，还需要对叶片第 4 阶模态的振动应力进行分析。

图 11 给出了第 4 阶模态对应的振动应力分布情况，图中越接近红色的部分，其对应的振动应力越大。由图可知：此模态为叶片的弯曲模态，对应的最大振动应力在叶片尾缘距离叶根 1/3～1/2 高度处。

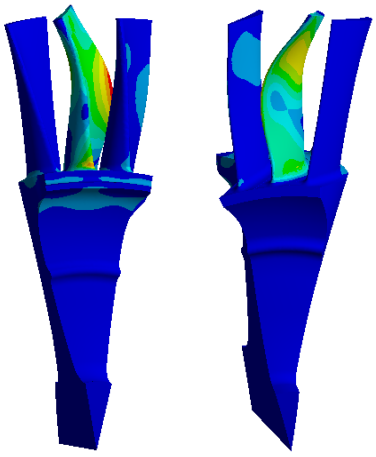


图 11　第 4 阶模态的振动应力

Fig. 11　Vibration stress of the fourth mode

为确定叶片受到气流激励影响的动应力水平，结合文献 [19] 的技术路线，计算了涡轮转子叶片在故障转速条件下受蒸发管所引起的气流激励作用而产生的振动应力，叶片在气流激励影响下的不同角度应力分布如图 12 所示。可见叶片受到气流激励影响所产生的应力最大值分布在叶片尾缘距离叶根 1/3～1/2 高度处。K418 材料的疲劳极限（S_e）为 227 MPa[20]，结合屈服强度（S_y）、抗拉强度（S_u），可以绘制叶片的 Goodman 图如图 13 所示，图中 σ_m 和 σ_a 分别为平均应力和应力幅值。根据静强度和动应力计算结果可知叶片尾缘距叶根 1/3 叶高处的静应力为 525 MPa，气流激励作用下的动应力为 101 MPa。根据该位置处的静应力和动应力在图 13 做出该点，可见叶片尾缘距叶根 1/3 叶高处处于有限寿命区。可见该阶模态的振动应力符合叶片的破坏模式，因此叶片疲劳失效的原因是由于第 4 阶模态振动引起的。而除该气流激励外，发动机上并无其他高阶激励可导致叶片在故障转速附近产生第 4 阶模态振动。涡轮转子叶片在故障转速下受到离心载荷和热载荷的作用，在尾缘距叶根 1/3 叶高处附近产生较高应力，同时受到蒸发管引起的高频气流激励所导致的振动应力的作用。因此，推测叶片断裂是由静应力和振动应力共同叠加所致的高周疲劳破坏。

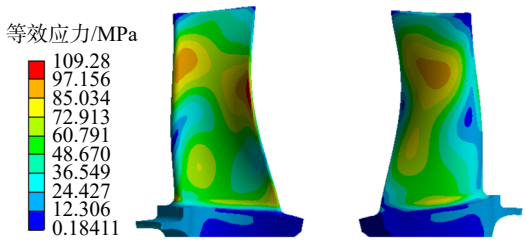


图 12　气流激励作用下叶片不同角度的应力分布

Fig. 12　Stress distribution of blade at different angles under airflow excitation

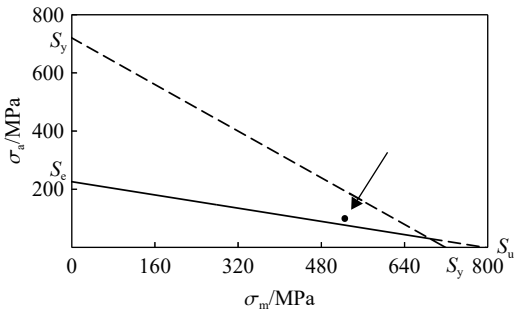


图 13　叶片 Goodman 图

Fig. 13　Goodman diagram of blades

为验证推测以及避免涡轮转子叶片再次发生此故障,需要对发动机结构进行优化。

对于气动载荷所产生的疲劳破坏,可通过两种途径解决:一是改变气流激励的频率,使发动机的工作转速避开致使叶片发生疲劳破坏的转速。另一方法是改变涡轮叶片的固有频率,通常是通过加厚叶片根部实现提高叶片结构的强度、刚度和涡轮叶片的固有频率,避免工作转速处于叶片共振转速。

该发动机的危险转速与设计转速非常接近,为使该危险转速远离发动机设计转速可以从 3 个方向解决。第 1 种方法:降低叶片刚度,使危险转速远离设计转速,但是叶片刚度的降低容易导致叶片刚度不足,从而引起叶片工作过程中产生大变形或者加速过程中振动、噪声过大的问题。第 2 种方法:增大叶片刚度使叶片危险转速增加,直至越过设计转速,但是通过加厚叶片根部等薄弱部位对叶片刚度的增加有限,不一定能使危险转速越过设计转速,且过多的叶片结构调整容易影响涡轮的气动性能,所以前两种方法对该发动机是不适用的。第 3 种方法:调整燃烧室蒸发管数量,以调整坎贝尔图中激励线的斜率,从而实现危险转速的提高或降低。该发动机的危险转速小于设计转速,为使危险转速进一步远离设计转速就要求危险转速进一步降低。因此,在对该发动机进行改进设计时,将蒸发管数量从 18 减小至 17,并同时增加了叶片尾缘的厚度。发动机结构优化设计后,涡轮转子叶片断裂问题得以解决。优化设计后的涡轮转子叶片的前 6 阶模态对应的坎贝尔图如图 14 所示。可见对发动机结构进行调整后,蒸发管对应的激励线与涡轮转子叶片第 4 阶模态的固有频率线在全工作转速范围内并无交点。涡轮转子叶片在工作转速范围内不会产生由蒸发管激励引起的第 4 阶模态共振。通过改变引起涡轮转子叶片振动的激励源频率,同时增加叶片刚度,可避免涡轮转子叶片再次出现疲劳断裂的情况。通过结构优化前后的结果对比,可确认涡轮转子叶片断裂由静应力和振动应力共同叠加导致的高周疲劳破坏。

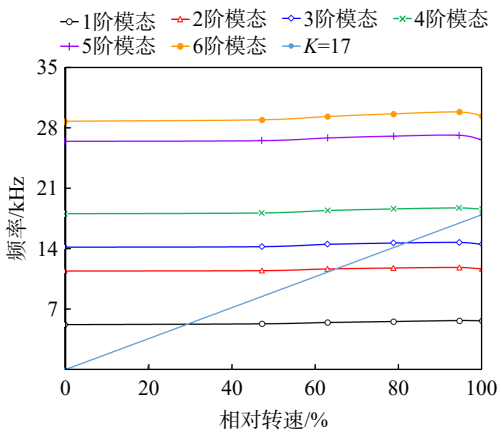


图 14 优化设计后的坎贝尔图

Fig. 14 Campbell diagram after optimized design

4 结 论

针对某型航空发动机涡轮转子叶片断裂故障,本文通过外观检查、荧光检查、扫描电镜检查、能谱分析、强度分析、叶片振动分析等手段,对涡轮转子进行了排故分析。排除了外物损伤、转静碰摩、材料缺陷、铸造工艺缺陷等因素,最终确认了涡轮转子叶片断裂的失效模式为高周疲劳失效。该型发动机涡轮转子叶片断裂是因为离心载荷、热载荷所产生的静应力和蒸发管引起的高频气流激励引起叶片第 4 阶模态共振的振动应力共同叠加所致。

为保证发动机转子安全运行,对发动机的结构提出了改进建议。对于发动机的改进主要通过两种途径解决:一方面,通过减少蒸发管的数量来降低激励频率的方式,改变引起疲劳破坏的转速;另一方面,通过加厚叶片尾缘,以达到减小振动应力和增加叶片刚度的效果。

参考文献:

[1] CARTA M, GHISU T, SHAHPAR S. Heat transfer analysis of damaged shrouded high-pressure turbine rotor blades[J]. International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power, 2023, 8(3): 1-12.

[2] CARTER T J. Common failures in gas turbine blades[J]. Engineering Failure Analysis, 2005, 12(2): 237-247.

[3] 陈懋章, 刘宝杰. 风扇/压气机气动设计技术发展趋势: 用于大型客机的大涵道比涡扇发动机[J]. 航空动力学报, 2008, 23(6): 961-975.
CHEN Maozhang, LIU Baojie. Fan/compressor aero design trend and challenge on the development of high bypass ratio turbofan[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(6): 961-975. (in Chinese)

[4] 丁水汀, 褚军涛, 李果. 基于主动热载荷管理技术的涡轮盘疲劳寿命[J]. 航空动力学报, 2018, 33(8): 1896-1904.
DING Shuiting, CHU Juntao, LI Guo. Fatigue life of turbine disk based on actively managed thermal loading method[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(8): 1896-1904. (in Chinese)

[5] 陶春虎, 钟培道, 王仁智, 等. 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.
TAO Chunhu, ZHONG Peidao, WANG Renzhi, et al. Failure analysis and prevention for rotor in aero-engine[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2000. (in Chinese)

[6] 荆甫雷，王荣桥，胡殿印. 一种单晶涡轮叶片热机械疲劳寿命评估方法[J]. 航空动力学报，2016，31(2): 299-306.
JING Fulei, WANG Rongqiao, HU Dianyin. A thermo-mechanical fatigue life assessment method for single crystal turbine blades [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(2): 299-306. (in Chinese)

[7] ZHANG Ming, LIU Yan, WANG Weiqiang, et al. The fatigue of impellers and blades[J]. Engineering Failure Analysis, 2016, 62: 208-231.

[8] HEUER T, GUGAU M, KLEIN A, et al. An analytical approach to support high cycle fatigue validation for turbocharger turbine stages [C]// Turbo expo: power for Land, Sea, and Air. Berlin, Germany: ASME, 2008: 723-732.

[9] MISHRA R K, THOMAS J, SRINIVASAN K, et al. Fatigue failure of LP compressor blade in an aero gas turbine engine[J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2014, 14(3): 296-302.

[10] 洪杰，刘书国，张大义，等. 小型短寿命涡扇发动机涡轮叶片疲劳失效分析[J]. 航空动力学报，2012，27(3): 604-609.
HONG Jie, LIU Shuguo, ZHANG Dayi, et al. Fatigue failure analysis of turbine blade in miniature short-life turbofan engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(3): 604-609. (in Chinese)

[11] SHIBUKAWA N, TEJIMA T, IWASAKI Y, et al. A correlation between vibration stresses and flow features of steam turbine long blades in low load conditions[C]// ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. Vancouver, Canada: ASME, 2011: 2437-2446.

[12] LIU Yixiong, YANG Ce, MA Chaochen, et al. Forced responses on a radial turbine with nozzle guide vanes[J]. Journal of Thermal Science, 2014, 23(2): 138-144.

[13] 周金满，薛强，杨硕，等. 外物损伤对压气机叶片高周疲劳强度的影响研究进展[J]. 航空发动机，2023，49(1): 27-33.
ZHOU Jinman, XUE Qiang, YANG Shuo, et al. A systematic review on effect of FOD on HCF strength of compressor blades[J]. Aeroengine, 2023, 49(1): 27-33. (in Chinese)

[14] 许祥胜，赵振华，陈伟. 外物损伤对 TC4 钛合金的高周疲劳强度的影响[J]. 航空发动机，2017，43(3): 88-92.
XU Xiangsheng, ZHAO Zhenhua, CHEN Wei. The influences of foreign object damage on the high cycle fatigue behavior of titanium alloy TC4[J]. Aeroengine, 2017, 43(3): 88-92. (in Chinese)

[15] 薛志博，杨金侠，由宝财. 动力涡轮工作叶片与导向叶片振动疲劳性能差异分析[J]. 航空发动机，2020，46(6): 41-45.
XUE Zhibo, YANG Jinxia, YOU Baocai. Analysis on difference of vibration fatigue properties between blade and vane of power turbine[J]. Aeroengine, 2020, 46(6): 41-45. (in Chinese)

[16] 王辉. R20 燃气轮机涡轮工作叶片断裂失效分析[J]. 燃气轮机技术，2023，36(2): 62-67，72.
WANG Hui. Failure analysis of turbine blade fracture in R20 gas turbine[J]. Gas Turbine Technology, 2023, 36(2): 62-67, 72. (in Chinese)

[17] 卜嘉利，高志坤，牛建坤，等. 航空发动机风扇静子叶片裂纹失效分析[J]. 航空发动机，2021，47(6): 91-95.
BU Jiali, GAO Zhikun, NIU Jiankun, et al. Crack failure analysis of a fan stator vane[J]. Aeroengine, 2021, 47(6): 91-95. (in Chinese)

[18] 高志坤，张成龙，王威，等. 重型燃气轮机压气机第一级转子叶片断裂分析[J]. 航空发动机，2021，47(1): 47-52.
GAO Zhikun, ZHANG Chenglong, WANG Wei, et al. Fracture analysis of first stage rotor blade of heavy gas turbine compressor[J]. Aeroengine, 2021, 47(1): 47-52. (in Chinese)

[19] 田少杰，漆文凯，许正华. 气流激励下叶片振动响应分析方法[J]. 航空动力学报，2021，36(4): 826-838.
TIAN Shaojie, QI Wenkai, XU Zhenghua. Method of blade vibration response analysis under airflow excitation[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(4): 826-838. (in Chinese)

[20] 赵虹桥. 涡轮高周疲劳失效分析及寿命-可靠性评估方法研究[D]. 北京：北京理工大学，2018.
ZHAO Hongqiao. Study on high cycle fatigue failure analysis and life-reliability evaluation method of turbine[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2018. (in Chinese)

（编辑：张　雪）