

航空发动机振动故障模式的量化方法研究

马会防, 陈亚龙, 虞磊, 郎欣, 周怡

(中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘要: 为快速、高效地排除复杂系统的振动故障, 本文提出了振动故障模式的量化方法, 可基于量化结果进行振动故障模式的重点验证。分析了振动故障树的技术特点, 指出其不适用于复杂系统的振动故障分析; 从故障模式的发生概率、故障模式的可验证性等维度对振动故障模式进行量化; 结合某航空发动机核心机的振动故障, 给出了振动故障模式量化方法的具体应用。实践证明振动故障模式的量化方法是可行、有效的, 且具有较高的工程应用价值。

关键词: 航空发动机; 故障模式; 量化

中图分类号: V263.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)03-0528-11

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.03.018

引言

“转子不可能在一阶临界转速以上工作”的观念束缚被打破后, 大量旋转机械被设计在超临界转速运转, 转子转速越来越快, 设备的振动问题受到更多关注与研究。

在振动故障诊断方面, 特别是关于航空发动机的故障诊断的研究成果有: 王海霞等^[1]针对典型的发动机附件机匣振动超限问题, 认为固有频率共振是引起发动机附件机匣振动超限的主要原因, 通过在振动支架上安装辅助重物以改变系统固有频率来避免共振, 另外还调整了发动机附件机匣的安装状态, 降低基础振动水平。郑旭东等^[2]介绍了甩油孔位置不当引发的自激振动, 排故措施经试验验证有效。应光耀等^[3]利用谐分量法及力平移原理, 建立了单平面质量飞落分析模型, 对汽轮机叶片飞脱进行了定位分析, 推导出叶片脱落的轴向位置和质量计算公式, 对于已经确定发生叶片飞脱的故障进行了分析。柏树生等^[4]总结了航空发动机整机振动常见故障及其排除措施, 故障类型包括转子不平衡、转子热弯曲、转子不对中、转子碰摩、滚动轴承故障、齿轮故障、油膜振荡等十余种。

关于振动故障特征提取的研究成果有: 张宏涛等^[5]提出了将混合采样法和 SVM 相结合的突发故障诊断方法, 利用小波包多分辨率分析特性进行故障特征提取, 然后采用混合采样法对提取的少数类突发故障样本特征进行优化重构, 使少数类突发故

障样本数量和其他类样本数量趋于平衡, 再利用 SVM 构造多分类器对正常状态与多种故障状态进行分类。左红艳等^[6]应用小波变换和 Hilbert-Huang 变换提取振动信号的特征向量, 然后应用双阶自适应小波聚类方法对航空发动机转子进行多类型混合故障诊断, 诊断精度显著高于传统的小波聚类方法。梁超等^[7]针对振动信号的非线性、非平稳特征提出了一种基于局部保持投影 (Locality Preserving Projections, LPP) 的转子故障特征提取方法, 利用 LPP 降维后可保留数据内部非线性结构的特点, 对高维的故障振动信号降维并提取出低维的数据作为特征矢量, 采用 BP 神经网络作为分类器进行故障诊断, 实验结果表明该方法能有效提高故障诊断的准确率。

关于振动故障量化的研究成果可细分为两类: (1) 振动特征量化方面: 通过 SOM (Self Organizing Map) 神经网络、Kalman 滤波、垂-平同步振动信号联合分析等方法将复杂振动特征量化, 如轴承故障特征的量化^[8-9], 缸套-活塞环摩擦振动特征的量化^[10]; (2) 模糊综合评价法的应用方面: 如矿井提升机振动故障诊断^[11], 航空发动机健康等级评价等^[12]。针对航空发动机振动故障量化的研究则少有公开报道。

本文首先探讨了故障树分析的技术特点, 其适用于成熟产品的常见故障分析, 特别是简单系统的故障分析, 但不适用于复杂系统研制阶段的振动故障诊断, 因为此阶段的振动故障类型和产生条件存在很大的未知性, 很难建立全面的故障树, 也无法对事件的故障率进行量化。为此本文提出了振动故障

模式的量化方法,可基于振动故障模式发生概率、可验证性等维度进行量化,根据量化结果制定振动故障模式的验证策略,最后,将该方法应用在某型航空发动机振动故障的排故中,验证了该方法能够快速、高效地完成振动故障的排除,具有较强的工程应用价值。

1 振动故障模式的量化

1.1 振动故障树分析技术

故障树分析技术(Fault Tree Analysis, FTA)只考虑设备的故障、正常两种状态^[13],可用0,1二值表示顶事件和底事件的状态,设故障树有 n 个底事件,第 i 个底事件的状态用二值变量 x_i 表示,则有:

$$x_i = \begin{cases} 1, & \text{第}i\text{个底事件发生(故障)} \\ 0, & \text{第}i\text{个底事件不发生(正常)} \end{cases} \quad (1)$$

顶事件的状态用二值变量 T 表示,则有:

$$T = \begin{cases} 1, & \text{顶事件发生(故障)} \\ 0, & \text{顶事件不发生(正常)} \end{cases} \quad (2)$$

顶事件的状态完全由底事件的状态决定,因此 T 是状态变量 x_i 的函数:

$$T = T(x_i), \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3)$$

如果系统比较复杂,底事件 n 值较大,将导致 T 的状态值与每个底事件及底事件的各种组合相关,整个模型将非常复杂。

故障树分析技术适用于简单系统的可靠性分析,如文献[14]采用故障树分析方法对控制系统振动报警的各种连锁方式进行了可靠性定量分析,计算出各种连锁方式的平均需求失效概率 PFD_{avg} 和安全失效概率 PFS ,用于指导各产品汽轮机安全监视系统(TSI系统)设计选择最优的连锁方式,提高了机组的整体可靠性。

当成熟产品可能发生的振动故障已知,也可基于故障树分析技术进行故障诊断。文献[15]利用故障树分析法对火力发电厂制粉系统的常见故障进行了分析研究,建立了制粉系统的故障树,涵盖了球磨机、给煤机、排粉机、粗细粉分离器的常见故障,求出了其最小割集,给出了制粉系统发生故障的原因及各种故障原因组合的可能性,并且以球磨机为例给出了故障树分析的具体应用,通过对球磨机振动信号的采集与分析,对其机械部件故障进行诊断。文献[16]针对电厂汽轮机调节系统的应急故障进行了分析和快速处理,建立了基于规则的故障处理专家系统,形成了汽轮机调节系统的故障树,借助专家系统开发工具VP-Expert进行了相应知识库的开发,

该专家系统根据调节系统的故障现象可进行自动诊断并给出专家处理意见,为调节系统的故障处理提供了行之有效的方法。文献[17]提出了两种基于Petri网的改进方法,该方法能有效地节省寻找最小割集和最小路集的计算时间,提高推理速度和效率,文献[17]还应用Petri网的状态方程分析方法提出了基于Petri网的故障监测和诊断方法。

对于研制阶段比较复杂的系统,应用故障树分析技术进行振动故障诊断则相对比较困难。文献[18]对压气机的振动故障应用了故障树分析技术,故障树模型由33项底事件构成,对底事件的发生概率无法量化,仅能作定性分析,而从“孔探”更容易发现“压气机第1级转子叶片有3片叶尖与对应的机匣发生摩擦”导致转子不平衡量发生了较大变化这一故障原因,而非根据故障树分析的结果。

在研制阶段的复杂系统,其振动故障类型、振动故障模式未知,很难基于故障特征进行诊断。对于复杂系统,特别是多因素耦合作用时,事件界限不清晰,难以创建由各个独立事件所构成的故障树;即使创建并梳理出故障树,由于故障树模型复杂、庞大也难以分析。

为解决复杂系统的振动故障诊断问题,本文对模糊综合评价法进行了改进,形成了基于振动故障模式发生概率、可验证性等维度对故障模式进行量化的方法,在多维度联合量化评估的基础上再制定振动故障的验证策略。

1.2 模糊综合评价法及改进

模糊数学中,模糊综合评价法的评价步骤如下:(1)确定被评价对象的因素集 U , $U=[U_1, U_2, \dots, U_m]$,共有 m 个因素;(2)确定因素的权重集 B , $B=[B_1, B_2, \dots, B_m]$,共有 m 个权重系数(权重系数的具体制定可根据专家经验、层次分析法、加权平均法等方法确定);(3)确定评价集 A , $A=[A_1, A_2, \dots, A_n]$,共有 n 个评价等级,每个评价等级都有等级描述及对应量值;(4)形成判断矩阵 R , U_1 的判断向量为 $R_1=[r_{11}, r_{12}, \dots, r_{1n}]$, U_m 的判断向量为 $R_m=[r_{m1}, r_{m2}, \dots, r_{mn}]$,判断向量构成判断矩阵 R :

$$R = \begin{bmatrix} R_1 \\ \vdots \\ R_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{11} & \cdots & r_{1n} \\ \vdots & & \vdots \\ r_{m1} & \cdots & r_{mn} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 r_{ij} 表示因素 U_i 获得评价等级 A_j 的可能性。

最后,计算得到模糊评价向量 V , $V=B \times R$,设向量 V 中数值最大的元素的序号为 x ,则对应的评价集中序号为 x 的等级即为被评价对象的量化评价结果。

模糊综合评价法有以下几个特点:(1)每个因素都有同样的评价集,这对于振动故障模式量化不太适用,因为有些因素复杂,需要更多的评价等级,有些因素简单,则评价等级也应简单;(2)需要评价每个因素获得所有评价等级的可能性,这增加了量化的工作量,其实只需要获得某因素最相应的一个评价等级即可,为此提出了改进的评价方法。

改进的模糊综合评价法将评价等级与具体因素相结合,即各因素有各自的评价集,因素 U_1 的评价集为 $A_1, A_1=[A_{11}, A_{12}, \dots, A_{1h}]$, 且有 $A_{11} > A_{12} > \dots > A_{1h}$, 即共有 h 个评价等级,每个评价等级对应的评价等级含义需给出描述;同样,因素 U_m 的评价集为 $A_m, A_m=[A_{m1}, A_{m2}, \dots, A_{mk}]$, 且 $A_{m1} > A_{m2} > \dots > A_{mk}$, 即共有 k 个评价等级(h 与 k 可相等、可不相等); A_1, A_2, \dots, A_m 构成总的评价集 A 。

对因素 U_1 的评价值为 $r_1 \in A_1$, 对因素 U_m 的评价值为 $r_m \in A_m$, 则各个评价等级构成评价向量 $R: R=[r_1, r_2, \dots, r_m]$, R' 为向量 R 的转置, 则某振动故障的量化值 V 的计算公式为:

$$V = B \times R' = \sum_{i=1}^m (B_i \times r_i) \quad (5)$$

设归一化系数为 V_{\max} :

$$V_{\max} = \sum_{i=1}^m (A_{i1} \times B_i) \quad (6)$$

设某振动故障的归一化量化值为 V_1 , 则 V_1 的计算公式为:

$$V_1 = \frac{V}{V_{\max}} \quad (7)$$

1.3 振动故障模式量化的因素与维度

振动故障模式一般可分为“由于……的原因”“基于……机理/逻辑关系”“导致……现象”3个部分,针对这3个部分提出振动故障因素集中需要考虑的3个因素;另外,计算机仿真技术的飞速发展使得有些振动故障可以进行数值模拟,将可仿真分析性作为振动故障量化的一个因素,随着研究的进一步深入,未来可以提出更多振动故障的因素。根据每个因素的复杂程度提出相应的评价等级、权重系数,并形成评价表。

对航空发动机振动故障的验证,可从验证相关技术的成熟度、验证实施所需的费用与周期等方面考虑,形成振动故障可验证性的因素集;由于航空发动机的复杂性,很难在整机系统中验证某个零部件的性能变化,一般需要开展逐层级的验证:先在相对简单的零部件环境下验证某个技术问题,再到相对复杂的模拟试验器上验证,最后再进行整机级验证,

因此有必要考虑验证的逐层级性。振动故障的可验证性同样可以通过表格表达因素集、评价集、权重集等。

振动故障可以从发生概率、可验证性等多个维度进行联合量化评估。

1.4 振动故障模式的发生概率量化

这里的“发生概率”是指假设的故障模式真实发生的可能性,主要取决于故障模式的合理性,在一定程度上也是“合理性”的量度,本文暂用“发生概率”这一表述。

对故障模式发生概率进行量化,制定量化表,如表1所示。

表 1 振动故障模式发生概率的量化表

Tab. 1 The quantification table of probability of vibration fault modes

因素集 U	评价集 A	权重 B
(1)故障模式的机理	(1)机理清晰,与物理基本原理不相悖: $A_{11}=3$ (2)故障机理不易判断: $A_{12}=1$	$B_1=1$
(2)故障模式发生的条件	(1)可能发生: $A_{21}=3$ (2)不容易判断: $A_{22}=1$ (3)不太可能发生: $A_{23}=0$	$B_2=2$
(3)与已有测试数据的一致性	(1)一致,无相悖之处: $A_{31}=3$ (2)部分一致,无相悖之处: $A_{32}=2$ (3)无相悖之处,但无法表明其一致性: $A_{33}=1$ (4)与部分数据有相悖之处: $A_{34}=0$	$B_3=2$
(4)故障可通过仿真分析“虚拟验证”	(1)仿真分析结果与实测结果一致,且仿真分析边界条件比较合理: $A_{41}=4$ (2)仿真分析结果与实测结果一致,且仿真分析边界条件合理性不易判断: $A_{42}=1$ (3)无法通过现有的仿真技术复现故障模式: $A_{43}=0$	$B_4=2$

表1中的评价等级 A_{ij} 是因素 U_i 的第 j 个评价,主要表征 U_i 的各个评价等级之间的区别,由定义评价集时直接给出;权重集 B 的各元素表征不同因素在振动故障模式量化中的重要性,可通过模糊数学中的层次分析法等方法确定,本文根据专家经验给出了 B 的各元素值。

1.5 振动故障模式的可验证性量化

基于现有的验证技术水平、试验资源等,对故障模式的可验证性进行量化,参照表1的制定方法定义了振动故障的可验证性量化表,如表2所示。

表2 振动故障模式可验证性的量化

Tab. 2 The quantification table of verifiability of vibration fault modes

因素集 U	评价集 A	权重 B
	(1)可验证,试验技术成熟: $A_{11}=3$	
(1)可基于现有技术进行试验验证	(2)部分验证,试验技术成熟: $A_{12}=2$	$B_1=4$
	(3)部分验证,且验证技术不太成熟: $A_{13}=1$	
	(4)暂时无法验证: $A_{14}=0$	
	(1)项目无延期风险: $A_{21}=2$	
(2)验证试验的时间成本	(2)项目有延期风险,但风险程度较低: $A_{22}=1$	$B_2=2$
	(3)项目有严重延期风险: $A_{23}=0$	
	(1)费用很少: $A_{31}=2$	
(3)验证试验的费用成本	(2)费用较多,但可接受: $A_{32}=1$	$B_3=1$
	(3)费用昂贵,需慎重考虑: $A_{33}=0$	
	(1)可逐层级分步验证: $A_{41}=3$	
(4)可进行逐层级的分步验证	(2)最终验证前,可进行小部分的验证: $A_{42}=1$	$B_4=4$
	(3)无法分步验证,只能进行最终的验证: $A_{43}=0$	

1.6 振动故障模式的联合量化评估

将基于振动故障发生概率的量化结果、可验证性的量化结果进行多维度的联合评估,给出振动排故决策建议。

2 在某型航空发动机中的应用

研制阶段的航空发动机,其振动故障由于缺少振动故障数据积累,无法基于故障诊断系统特征进行诊断;另外,航空发动机系统复杂,创建详细的故障树模型也存在难度,给故障树分析技术的应用带来困难。

本节应用振动故障模式的量化分析技术,对某型航空发动机核心机的振动故障进行了分析。

2.1 振动故障简介

2.1.1 核心机结构及主要振动测点

核心机转子采用1-0-1支承形式,转子的两个支点分别布置在前、后承力机匣上。由于振动故障主要表现在后支点上,因此,主要对核心机后支点结构进行详细介绍,核心机整体结构及局部放大图如图1所示。

图1中的结构:1为后承力机匣,2为轴承座,3为一级涡轮,4为涡轮级间盘,5为二级涡轮,6为一级动叶压紧环。

图1中的振动测点:2个振动测试截面V1和V2,V1为后承力机匣前法兰边,V2为4支点轴承座安装边。

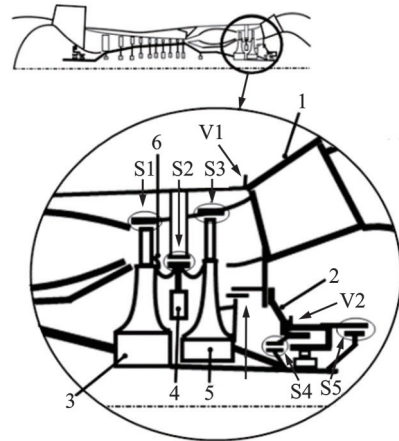


图1 核心机及其后支点结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of structures of core engine and its rear support

与故障相关的5个间隙封严结构:S1为涡轮一级动叶及其外环,S2为涡轮级间盘的篦齿及蜂窝环,S3为涡轮二级动叶及其外环,S4为轴承腔前篦齿与涂层外环,S5为轴承腔后篦齿与涂层外环。

如图2所示,6为一级涡轮动叶压紧结构,6.1为压紧结构中起封严作用的金属丝。

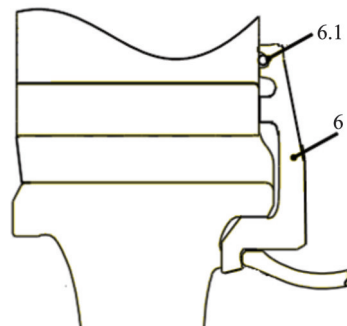


图2 一级涡轮动叶压紧结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of compression structure of the first stage turbine blade

2.1.2 振动故障现象

振动故障发生在核心机进行加温、加压试验运转到100%设计转速后的转速下降过程中,后支点轴承座的振动超限,如图3所示,①为振动限制值,②为转速曲线,③为后支点轴承腔壁面温度,④为基频振动曲线(以振动限制值为归一化系数)。

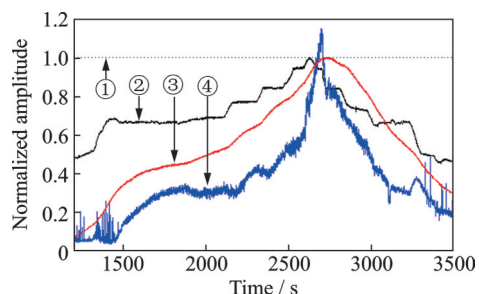


图3 试验数据曲线

Fig. 3 Curves of experimental data

由图 3 可知与转速影响相比,振动受温度的影响更显著,转速最大时振动并未达到最大,在温度达到最高时,振动却达到最大值,轴承腔壁温度与转速相关、但明显滞后于转速。

振动最大时段(第 2400~2900 s)的瀑布图,如图 4 所示。

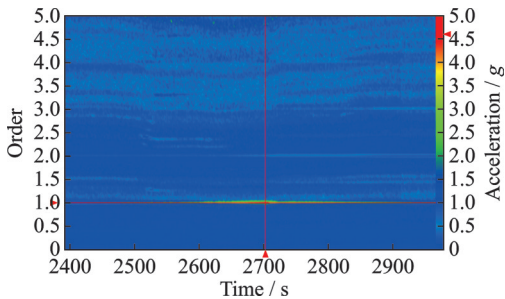


图 4 振动瀑布图

Fig. 4 Vibration waterfall graph

对图 4 中的转速 1 倍频振动信号放大如图 5 所示,1 阶振动信号频率稍高的地方有一个振动频率不随转速变化的“固定频率带”,该频率在 2500~2700 s 时段内先下降,在 2700~2900 s 时段内上升,恢复至原来大小。

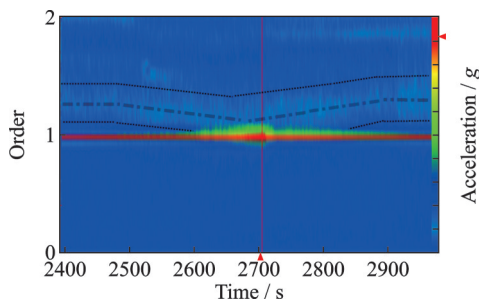


图 5 振动瀑布图的局部放大

Fig. 5 Partial enlarged view of vibration waterfall

发动机分解后可看到碰摩情况,图 1 所示的 5 处间隙封严结构 S1~S5 均有磨痕,其中 S2 蜂窝有整圈磨痕,其余圆周局部有磨痕,S2 和 S3 外圈上的磨痕如图 6 所示。

图 2 所示金属丝有部分被甩出,证明一级涡轮动叶压紧结构在部分工况下存在压不紧的情况。

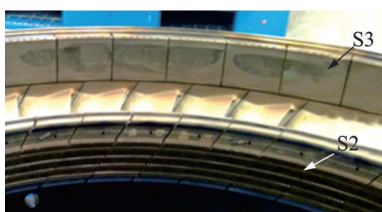


图 6 磨痕

Fig. 6 Friction mark

2.2 可能的振动故障模式及其量化

可能的振动故障模式有:碰摩、转子第 3 阶临界转速、转子热弯、转子连接不牢、轴承座共振、后承力机匣共振、后支点共振(轴承座与后承力机匣共同参与的振动模式)等。

2.2.1 碰摩振动故障模式的量化

碰摩可能导致振动增强,但碰摩本身是“果”不是“因”,而引起碰摩的原因比较复杂,有如下几种可能:(1)设计偏差,设计时温度、材料力学特性、载荷等等与实际相差较大,导致间隙偏小;(2)安装导致的间隙不均,局部间隙偏小,容易碰摩;(3)试车程序导致磨合不合理、热机不充分,出现瞬态热变形不协调导致间隙变小产生碰摩(基于稳态进行设计,设计对瞬态考虑不周);(4)转子振动过大,导致碰摩等。

采用表 1 对碰摩振动故障模式的发生概率进行量化,如表 3 所示。

表 3 碰摩振动故障模式发生概率的量化

Tab. 3 The quantification of probability of friction vibration fault modes

因素集 U	评价集向量 R	权重 B
(1)故障模式的机理	碰摩的确可能导致振动增大、基频波动,碰摩振动故障模式的机理还是比较清晰的: $r_1=3$	$B_1=1$
(2)故障模式发生的条件	如前所述,碰摩发生的原因很复杂,不容易判断: $r_2=1$	$B_2=2$
(3)与已有测试数据的一致性	蜂窝磨痕表明发生了转静子碰摩,但如果是碰摩,振动信号中应该有次谐波振动信号,但实测振动信号中未发现明显的次谐波信号,可认为该模式与实测数据“部分一致,无相悖之处”: $r_3=2$	$B_3=2$
(4)故障可通过仿真分析“虚拟验证”	碰摩原因不清晰的情况下,“无法通过现有的仿真技术复现故障模式”: $r_4=0$	$B_4=2$
	量化值 V	9
	归一化的量化值 V_1	0.39

根据公式(5)可得:

$$V = \sum_{i=0}^m (B_i \times r_i) = 1 \times 3 + 2 \times 1 + 2 \times 2 + 2 \times 0 = 9$$

根据公式(6)可得:

$$V_{\max} = \sum_{i=0}^m (A_{i1} \times B_i) = 3 \times 1 + 3 \times 2 + 3 \times 2 + 4 \times 2 = 23$$

根据公式(7)可得:

$$V_1 = \frac{V}{V_{\max}} = \frac{9}{23} \approx 0.39$$

由于碰摩原因不确定,难以进行试验验证,因此,暂设碰摩的可验证性量化值为 0。

2.2.2 转子第3阶临界转速故障模式的量化

转子工作转速范围为0.6~1.0,工作转速以下有2阶临界转速(Nc1, Nc2),第3阶临界转速(Nc3)在最高转速以上,各临界转速距离工作转速的上下限都有20%以上的裕度,如图7所示。

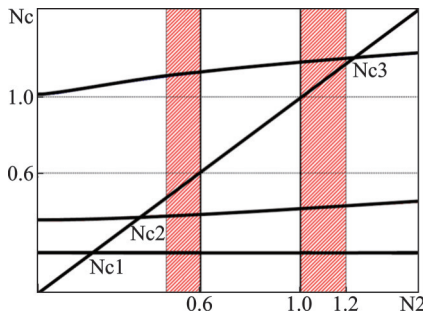


图7 转子系统临界转速的计算结果

Fig. 7 Calculation results of rotor's critical speed

同样采用表1对转子第3阶临界转速的发生概率量化,如表4所示。

表4 转子第3阶临界转速振动故障模式发生概率的量化

Tab. 4 The quantification of probability of the third critical speed vibration fault mode

因素集U	评价集向量R	权重B
(1)故障模式的机理	如果转速达到转子第3阶临界转速,振动增大是显而易见的,该故障机理清晰: $r_1=3$	$B_1=1$
(2)故障模式发生的条件	按照设计,转子的第3阶临界转速在故障转速的20%以上,支点刚度受高温影响可能下降,而支点刚度下降对第3阶临界转速的影响可能没这么大,导致第3阶临界转速下降较多的原因不能确定: $r_2=1$	$B_2=2$
(3)与已有测试数据的一致性	振动数据变换趋势与转子过临界时的现象类似,且振幅与温度相关,振动大导致碰摩,这些现象与实测数据大部分一致: $r_3=3$	$B_3=2$
(4)故障可通过仿真分析“虚拟验证”	支点刚度对转子的第1、第2阶临界转速影响比较大,对第3阶临界转速影响较小,即使降低支点刚度,也无法通过仿真分析模拟出“转子出现第3阶临界转速”的现象: $r_4=0$	$B_4=2$
	量化值V	11
	归一化的量化值 V_1	0.48

采用表2对第3阶临界转速的可验证性量化如表5所示。

2.2.3 转子热弯振动故障模式的量化

转子热弯一般发生在停车之后转子不转的条件下,机匣内由于自然对流导致转子上冷下热,从而使转子产生弯曲,转子不平衡量增大,导致发动机再次运转时振动增大。

表5 第3阶临界转速振动故障模式可验证性的量化

Tab. 5 The quantification of verifiability of the third order critical speed vibration fault mode

因素集U	评价集向量R	权重B
(1)可基于现有技术进行试验验证	对转子模态进行复测,对支点刚度进行复测,但这都是冷态下的动特性,高转速、高温真实条件下无法测量转子第3阶模态: $r_1=2$	$B_1=4$
(2)验证试验的时间成本	在该发动机试验前已经进行过相关测试,进行复测时间成本低: $r_2=2$	$B_2=2$
(3)验证试验的费用成本	模态试验测试设备、人员等都是现有的,费用成本低: $r_3=2$	$B_3=1$
(4)可进行逐层级的分步验证	只能进行冷态条件下的动特性复测,无法进行更加接近真实条件的验证: $r_4=1$	$B_4=4$
	量化值V	18
	归一化的量化值 V_1	0.60

同样采用表1对转子热弯的发生概率量化,如表6所示。

表6 转子热弯振动故障模式发生概率的量化

Tab. 6 The quantification table of probability of the rotor heat bending vibration fault mode

因素集U	评价集向量R	权重B
(1)故障模式的机理	转子受热不均导致弯曲,增大了转子的不平衡量,从而引起振动增大,这一机理是清晰的: $r_1=3$	$B_1=1$
(2)故障模式发生的条件	转子旋转条件下有大量的气流流经转子,自然对流导致的热弯显然不可能发生,但涡轮级盘处的碰摩可能使转子局部升温、膨胀,形成一侧温度高、另一侧温度低的现象,这能否导致转子热弯不易判断,暂定介于“(1)可能发生”和“(2)不容易判断”之间: $r_2=2$	$B_2=2$
(3)与已有测试数据的一致性	转子热弯引起不平衡增大,且与温度相关,与实测数据中的振动趋势增大符合,与温度相关不相悖: $r_3=2$	$B_3=2$
(4)故障可通过仿真分析“虚拟验证”	无法通过仿真分析复现转子热弯: $r_4=0$	$B_4=2$
	量化值V	11
	归一化的量化值 V_1	0.48

由于转子热弯的原因不确定,且难以模拟出转子温度场用于验证旋转条件下转子是否发生热弯,因此,暂设转子热弯的可验证性量化值为0。

2.2.4 转子连接不牢振动故障模式的量化

该故障模式的提出有其特定的背景:(1)发动机在分解时发现一级涡轮动叶右侧的封严金属丝有小部分被甩出;(2)另一型号的发动机,其涡轮级间盘在轴向、径向冷态时的压紧量不够,转子出现1阶临界振动不稳定、最终振动过大的故障,经过长期的排

故,通过增大级间盘的压紧量解决了转子出现 1 阶临界振动不稳定、振动过大的问题。对转子连接不牢的发生概率进行量化,如表 7 所示。

表 7 转子连接不牢振动故障模式发生概率的量化

Tab. 7 The quantification of probability of the rotor poor connection vibration fault mode

因素集 U	评价集向量 R	权重 B
(1)故障模式的机理	封严金属丝在离心力下部分被甩出,转子不平衡量增加,导致振动增大,这部分机理是比较清晰的;高温下转子变形不协调,转子连接不牢,特别是涡轮级间盘压不紧,致使振动增大,这部分机理不太清晰: $r_1=2$	$B_1=1$
(2)故障模式发生的条件	不容易判断出转子是否出现连接不牢,也不容易判断出高温下转子变形是否不协调: $r_2=1$	$B_2=2$
(3)与已有测试数据的一致性	与大部分实测数据一致: $r_3=3$	$B_3=2$
(4)故障可通过仿真分析“虚拟验证”	根据仿真分析,涡轮级间盘随转速升高时,压紧量是增加的,且高温下变形不协调,转子连接不牢无法通过仿真分析复现: $r_4=0$	$B_4=2$
	量化值 V	10
	归一化的量化值 V_1	0.43

由于与实际温度场相关,且“转子变形不协调,局部连接不牢”的具体机理不清晰,因此,可暂设转子连接不牢的可验证性量化值为 0。

2.2.5 轴承座共振故障模式的量化

轴承座自身的模态频率远高于试验最高转速对应的频率,但是,在整机状态下转子的质量效应会降低轴承座的模态频率,关键问题是轴承座的相关模态中转子的参振质量究竟是多少。转子质心基本位于转子轴向的 1/2 处,如果将转子质量的一半按集中质量施加到轴承座的轴承安装处,再进行模态仿真分析,其结果如图 8 所示,模态频率与图 5 中的固定频率带的中心频率基本一致。

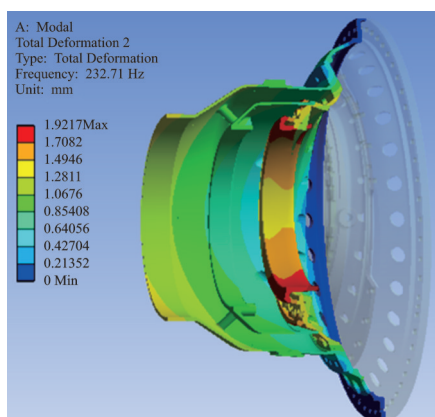


图 8 轴承座模态分析

Fig. 8 Modal analysis of bearing seat

对轴承座共振故障模式的发生概率量化如表 8 所示。

表 8 轴承座共振振动故障模式发生概率的量化

Tab. 8 The quantification table of probability of bearing seat resonance vibration fault mode

因素集 U	评价集向量 R	权重 B
(1)故障模式的机理	轴承座径向振动模态与试验最高转速比较接近,当达到最高转速时,轴承腔进一步升温,轴承座弹性模量降低,导致轴承座径向振动模态频率更加接近试验转速,振动随之增大,且表现出振动与腔温的相关性。该故障机理很清晰: $r_1=3$	$B_1=1$
(2)故障模式发生的条件	最高转速下腔温缓慢升高,弹性模量逐渐降低,共振的条件合理,故障模式“可能发生”: $r_2=3$	$B_2=2$
(3)与已有测试数据的一致性	轴承座前后封严的碰磨,轴承座的腔温与振动的相关性等都与实测数据一致: $r_3=3$	$B_3=2$
(4)故障可通过仿真分析“虚拟验证”	基于轴承模型分析时,不确定如何准确考虑转子的质量效应,在仿真分析中采用转子质量的一半作为转子的参振质量,这一方法的合理性有待进一步研究,即暂时不能判断其边界条件的合理性;基于整机模型进行模态分析时,轴承座径向模态频率不明显: $r_4=1$	$B_4=2$
	量化值 V	17
	归一化的量化值 V_1	0.74

轴承座共振故障模式的可验证性量化如表 9 所示。

表 9 轴承座共振振动故障模式可验证性的量化

Tab. 9 The quantification of verifiability of bearing seat resonance vibration fault mode

因素集 U	评价集向量 R	权重 B
(1)可基于现有技术进行试验验证	模态试验技术成熟;但考虑转子的质量效应的模态试验中,由于轴承座是发动机内部件,测量其振型等存在空间上的限制,不容易实现,按“部分验证”处理: $r_1=2$	$B_1=4$
(2)验证试验的时间成本	模态试验时间工期比较短: $r_2=2$	$B_2=2$
(3)验证试验的费用成本	模态试验测试设备、人员等都是现有的,费用成本低: $r_3=2$	$B_3=1$
(4)可进行逐层级的分步验证	先进行轴承座的自由模态试验;再进行机匣安装状态下的模态试验;最后进行带有转子的模态试验;如果可能,进行改进设计后的轴承座的验证试验: $r_4=3$	$B_4=4$
	量化值 V	26
	归一化的量化值 V_1	0.87

2.2.6 后承力机匣共振故障模式的量化

对带有轴承座的后承力机匣进行了模态分析,其结构如图 9 所示,1.1 为后承力机匣的外机匣,1.3 为后承力机匣的内机匣,1.2 为内外机匣之间的支板,2 为轴承座,8 为级间机匣,8.1 为模态分析的约束面。

模态分析结果如图 10 所示,模态振型为内机匣相对于外机匣的“平动”,模态频率与图 5 中的固定频率接近。

为考虑转子对后承力机匣模态的影响,创建了整机模型,并进行了分析,在整机模型中,也可见后承力机匣的内机匣相对于其外机匣的“平动”振型(参见图 11),其模态频率变化不大,同样接近图 5 中的固定频率。

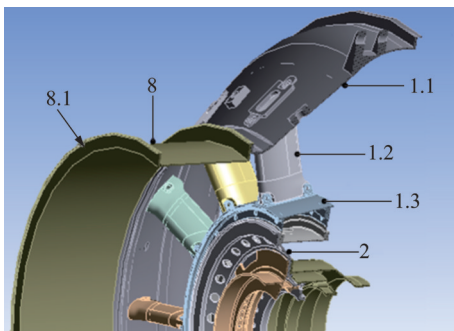


图 9 后承力机匣模型

Fig. 9 Rear carrier case model

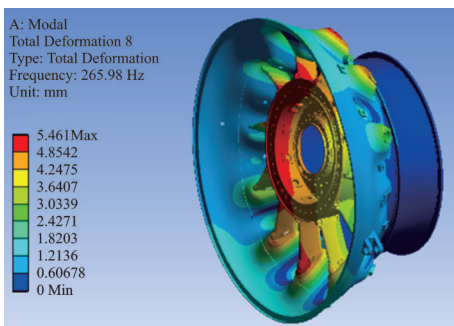


图 10 后承力机匣模态分析结果

Fig. 10 Modal analysis result for rear carrier case

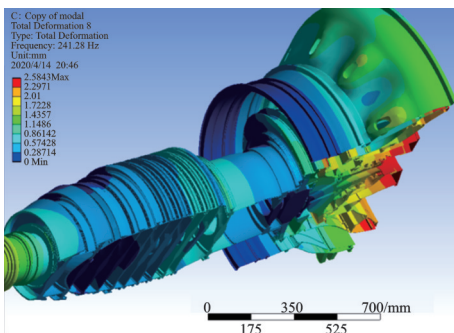


图 11 整机模型模态分析结果

Fig. 11 Modal analysis result for whole engine model

对后承力机匣共振故障模式的发生概率进行量化,如表 10 所示。

表 10 后承力机匣共振振动故障模式发生概率的量化
Tab. 10 The quantification of probability of rear carrier case resonance vibration fault mode

因素集 U	评价集向量 R	权重 B
(1)故障模式的机理	后轴承座的模态频率与试验最高转速比较接近;当达到最高转速时,发动机内部温度逐步上升,材料弹性模量降低,导致机匣径向振动模态频率与试验转速更加接近,振动随之增强,该故障机理很清晰: $r_1=3$	$B_1=1$
(2)故障模式发生的条件	最高转速下腔温缓慢升高,弹性模量逐渐降低,共振的条件合理,故障模式“可能发生”: $r_2=3$	$B_2=2$
(3)与已有测试数据的一致性	该振动故障模式的现象与振动信号、碰摩信息等实测数据一致: $r_3=3$	$B_3=2$
(4)故障可通过仿真分析“虚拟验证”	基于图 9 中的后承力机匣模型分析,在一定程度上复现了故障现象,考虑到图 10 中的振型属于机匣内部的局部模态,受其边界条件影响相对小一些,所以认为分析模型的边界条件比较合理;基于整机模型的模态分析也复现了共振现象,由于发动机多为薄壁件结构,凸台等特征对其振动特性有影响,对整机模型做了简化处理,这些处理及整机的边界条件是否合理不容易判断,但结合两种分析模型的结果有一定的 consistency,所以,认为整机模型分析的简化及其边界处理是合理的: $r_4=3$	$B_4=2$
量化值 V	21	
归一化的量化值 V_i	0.91	

对其故障模式的可验证性量化如表 11 所示。

由于在轴承座共振、后承力机匣共振的分析过程中,特别是基于整机的分析中,未见明显的由轴承座和后承力机匣共同参与的模态振型,故没有继续对后支点共振故障模式进行量化。

2.2.7 振动故障模式量化的结论

根据量化结果,将振动故障模式的发生概率、可验证性等划分为若干段,各维度的段数可一致、可不一致,各段可均分、可不均分;本文将两个量化维度都均分为 5 段: $\{[0, 0.2], (0.2, 0.4], (0.4, 0.6], (0.6, 0.8], (0.8, 1]\}$, 进行联合量化对比。

以轴承座共振故障模式的量化结果为例,其归一化的发生概率值为 0.74, 落入 $(0.6, 0.8]$ 段,其归一化的可验证性值为 0.87, 落入 $(0.8, 1]$, 同理可处理其他振动故障模式的量化值,形成联合量化评估表,如表 12 所示。

表 11 后承力机匣共振振动故障模式可验证性的量化
Tab. 11 The quantification of verifiability of rear carrier case resonance vibration fault mode

因素集 U	评价集向量 R	权重 B
(1)可基于现有技术进行试验验证	模态试验技术成熟,且后承力机匣的模态试验不受空间限制,容易实现;可在轴承安装处加装质量偏心的旋转激振器,模拟转子激励,进行不平衡响应试验: $r_1=3$	$B_1=4$
(2)验证试验的时间成本	时间成本低: $r_2=2$	$B_2=2$
(3)验证试验的费用成本	费用成本低: $r_3=2$	$B_3=1$
(4)可进行逐层级的分步验证	先进行机匣的模态试验;再进行机匣的不平衡响应试验;如果模态试验或者不平衡响应试验可测到共振现象,则可进行整改措施(如在机匣上安装加强筋)的验证试验;如果措施有效,再在发动机上进行最终的验证: $r_4=3$	$B_4=4$
	量化值 V	30
	归一化的量化值 V_1	1.00

表 12 振动故障模式的多维度联合量化评估
Tab. 12 Multi-dimensional quantification evaluation of vibration failure mode

发生概率	可验证性				
	[0,0.2]	(0.2,0.4]	(0.4,0.6]	(0.6,0.8]	(0.8,1]
[0,0.2]					
(0.2,0.4]	A				
(0.4,0.6]	C,D		B		
(0.6,0.8]					
(0.8,1]				E	F

注:A:碰摩故障模式;B:转子第3阶临界转速故障模式;C:转子热弯故障模式;D:转子连接不牢故障模式;E:轴承座共振故障模式;F:后承力机匣共振故障模式。

尽管存在多种振动故障模式,但通过量化评估,多种振动故障模式之间的区别可被明显地呈现出来,基于该量化结果可更加高效、合理地进行排故决策:首先,对后承力机匣共振故障模式开展验证,设计验证试验,制定整改措施,进行故障模式的试验验证;其次,同步做好轴承座共振故障模式验证的前期准备,鉴于轴承座的制造成本相对较低,且加工制造工期短,对轴承座进行调频结构优化,并对优化后的结构进行加工制造,对后承力机匣的整改措施经验证效果不佳时,可立即开展轴承座的相关验证。

2.3 振动故障模式的验证

先基于后承力机匣进行验证,然后在核心机上进行验证。

2.3.1 基于后承力机匣的验证试验

后承力机匣共振模式的验证试验包括模态试验、不平衡响应试验。基于后承力机匣的验证试验如图 12 所示,1 为后承力机匣,8 为级间机匣,9 为固定装置。

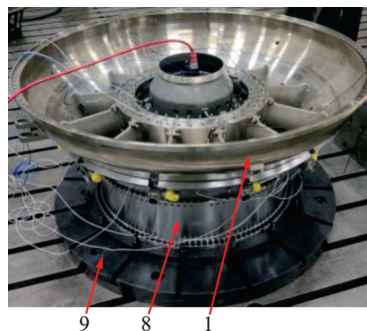


图 12 后承力机匣的验证试验

Fig. 12 Verification experiment for rear carrier case

模态试验频率如图 13 所示,模态频率为 236~248 Hz,与仿真分析相差 10% 左右。

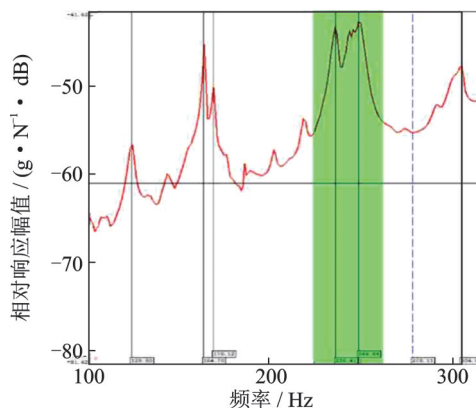


图 13 模态试验频率

Fig. 13 Frequencies of modal experiment

尽管模态试验可得到较多的模态信息,但实际上很多模态不会被激发;不平衡响应试验能更加直接地测出共振模态。采用质量偏心轮产生旋转激振力,将旋转激振器安装在轴承位置以模拟转子对机匣的旋转激振力。不平衡响应试验中后承力机匣的固定状态与模态试验一致,如图 12 所示。分别对后承力机匣安装加强筋、不安装加强筋进行不平衡响应试验。

加强筋表面贴有金属橡胶垫,如图 14 所示,以使加强筋与机匣贴合紧密,安装加强筋后的承力机匣如图 15 所示。

不平衡响应试验结果如图 16 所示,图中的横轴为激振转速相对于最高试验转速的转速比,在转速比为 1.0 附近存在共振峰;安装加强筋之后,共振频率提高约 16%,共振幅值下降约 56%,证明加强筋整改措施有效。



图14 贴有金属橡胶的加强筋

Fig. 14 Reinforcing reinforcement with metal rubber

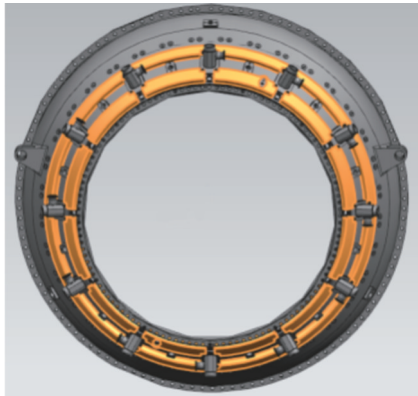


图15 装有加强筋的后承力机匣

Fig. 15 Rear carrier case with reinforcing reinforcement

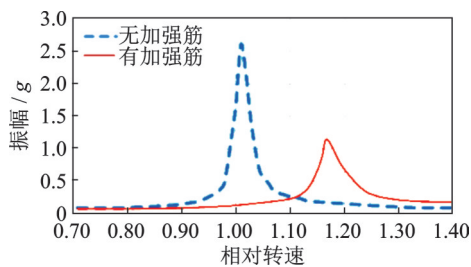


图16 不平衡响应试验结果

Fig. 16 Experiment results of imbalance response

2.3.2 核心机验证

将贴有金属橡胶的加强筋安装到核心机上,再次运转到最高试验转速,振幅约为限制值的31%,振动故障现象消失,证明整改措施有效,进而证明后承力机匣共振故障为此次故障的主要原因。

从研究角度,尚未通过试验验证轴承座共振是否也是此次振动故障的原因之一,但从工程上解决主要问题的角度,已经确定了故障的主因。

3 结论

振动故障模式量化方法在航空发动机的应用实例中,存在不容易确定某些具体的量化项的程度值的情况,这可能导致量化值存在主观性,但总体来讲,振动故障模式的量化还是能直观地把各种振动故障模式的差异性体现出来。

基于系统动力学特点,对“发生概率”等量化所考虑的因素、程度等进行优化;基于自身的验证技术水平、验证资源等,为可验证性制定量化方法,并在

实践中不断完善量化方法。

基于量化结果可以更加高效地制定排故策略,及时、快速地完成振动故障的排除,对复杂系统振动故障的排查有借鉴意义,有较强的工程应用价值。

参考文献:

- [1] 王海霞,袁惠群,冯鑫. 发动机附件机匣振动分析与故障排除方法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(增刊1): 206-209.
WANG Haixia, YUAN Huiqun, FENG Xin. Vibration analysis and troubleshooting method of engine accessory gearbox[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(Sup1): 206-209.
- [2] 郑旭东,张连祥. 航空发动机整机振动典型故障分析[J]. 航空发动机, 2013, 39(1):34-37.
ZHENG Xudong, ZHANG Lianxiang. Typical failure analysis of aeroengine vibration[J]. Aeroengine, 2013, 39(1): 34-37.
- [3] 应光耀,童小忠,刘淑莲. 基于谱分量法的汽轮机叶片飞脱故障定位方法研究及应用[J]. 动力工程学报, 2011,31(6):436-439.
YING Guangyao, TONG Xiaozhong, LIU Shulian. Fault positioning of turbine blade fracture based on harmonic component method[J]. Chinese Journal of Power Engineering, 2011,31(6): 436-439.
- [4] 柏树生,艾延延,翟学,等. 航空发动机整机振动常见故障及其排除措施[J]. 航空维修与工程, 2011(1):43-45.
BAI Shusheng, AI Yanyan, ZHAI Xue, et al. Analysis and solution of common faults in body vibration of aeroengine[J]. Aviation Maintenance & Engineering, 2011 (1): 43-45.
- [5] 张宏涛,王仲生. 基于小波包能量熵的航空发动机突发故障诊断[J]. 测控技术, 2013, 32(10):29-32.
ZHANG Hongtao, WANG Zhongsheng. Abrupt faults diagnosis for aircraft engine based on wavelet packet-energy entropy[J]. Measurement & Control Technology, 2013,32(10): 29-32.
- [6] 左红艳,刘晓波,洪连环. 基于双阶自适应小波聚类的复合故障诊断[J]. 计算机集成制造系统, 2017, 23(10):2180-2191.
ZUO Hongyan, LIU Xiaobo, HONG Lianhuan. Compound fault diagnosis based on two-stage adaptive wavelet cluster[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2017, 23(10): 2180-2191.
- [7] 梁超,路鹏,郜宁,等. 基于LPP的转子振动故障特征提取方法[J]. 振动工程学报, 2018, 31(3): 539-544.
LIANG Chao, LU Peng, GAO Ning, et al. Feature extraction of rotor vibration fault based on LPP algorithm[J]. Journal of Vibration Engineering, 2018, 31 (3): 539-544.

- [8] 张阳阳. 基于振动分析的风电机组传动链故障诊断与量化方法研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2018.
ZHANG Yangyang. Research on methods of fault diagnosis and quantification for wind turbine drive train based on vibration analysis[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2018.
- [9] 黄金凤. 缺陷轴承振动机理及量化诊断方法研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2018.
- [10] 黄朝明. 柴油机缸套-活塞环摩擦振动量化分析方法研究[D]. 大连: 大连海事大学, 2011.
HUANG Chaoming. Study on frictional vibration of diesel cylinder liner-piston by using quantification analysis methods[D]. Dalian: Dalian Maritime University, 2011.
- [11] 付艳丽, 苏荣华. 矿井提升机振动故障的模糊诊断方法[J]. 矿山机械, 2003, 31(11): 56-57.
FU Yanli, SU Ronghua. Fuzzy diagnosis method of vibration faults on mine hoist[J]. Mining & Processing Equipment, 2003, 31(11): 56-57.
- [12] 王俨凯, 廖明夫. 航空发动机健康等级综合评价方法[J]. 航空动力学报, 2008, 23(5): 939-945.
WANG Yankai, LIAO Mingfu. Study on grading of health condition of aerospace propulsion system[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(5): 939-945.
- [13] 魏选平, 卞树檀. 故障树分析法及其应用[J]. 电子产品可靠性与环境试验, 2004(3): 43-45.
WEI Xuanping, BIAN Shutan. Theory and application of fault tree analysis[J]. Electronic Product Reliability and Environmental Testing, 2004(3): 43-45.
- [14] 李亮. 基于故障树的汽轮机振动保护联锁方式可靠性分析[J]. 东方汽轮机, 2019(2): 46-51.
LI Liang. Reliability analysis of vibration protection interlocking mode of steam turbine based on fault tree[J]. Dongfang Turbine, 2019(2): 46-51.
- [15] 赵薇, 贾民平, 黄鹏, 等. 故障树分析及其在制粉系统故障诊断中的应用[J]. 振动、测试与诊断, 2006, 26(4): 288-290.
ZHAO Wei, JIA Minping, HUANG Peng, et al. Fault tree analysis and its application to fault diagnosis of milling system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2006, 26(4): 288-290.
- [16] 程伟良, 李艳秋. 汽机调节故障处理专家系统研究[J]. 振动工程学报, 2004, 17(增刊2): 605-607.
CHENG Weiliang, LI Yanqiu. Expert system of dealing with faults in turbine governing system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(Sup2): 605-607.
- [17] 丁彩红, 黄文虎. 应用Petri网改进基于故障树的诊断方法[J]. 振动工程学报, 2000, 13(2): 277-282.
DING Caihong, HUANG Wenhui. Application of Petri net to improve the diagnostic method based on fault tree[J]. Journal of Vibration Engineering, 2000, 13(2): 277-282.
- [18] 杨帆, 张倩, 赵鑫. 基于故障树分析法的压气机振动故障分析[J]. 航空发动机, 2018, 44(2): 35-39.
YANG Fan, ZHANG Qian, ZHAO Xin. Application of fault tree analysis method on a compressor vibration fault[J]. Aeroengine, 2018, 44(2): 35-39.

Quantification method for aircraft engine vibration fault mode

MA Hui-fang, CHEN Ya-long, YU Lei, LANG Xin, ZHOU Yi
(AECC Commercial Aircraft Engine Co., LTD., Shanghai 200241, China)

Abstract: To support the rapid and high-efficient elimination of the vibration fault of complex systems, this paper presents a quantitative method of vibration failure mode, which can realize the key verification of the vibration failure mode based on quantifiable value. The technical characteristics of the vibration fault tree analysis is discussed, which points out that fault tree analysis is not suitable for the vibration fault of complex systems. The quantification method of vibration failure mode is proposed, and dimensions of fault mode, like the probability of failure mode and the verifiability, are used to quantify. The vibration fault of the core machine of an aviation engine is introduced, and the specific application of the method of vibration failure mode is given. It proves that the quantization method of vibration fault mode has the availability, high efficiency, and the important value of the engineering application.

Key words: aircraft engine; fault mode; quantification

作者简介: 马会防(1980—),男,硕士,正高级工程师。电话:(021)33367688; E-mail: rotordynamic@126.com。