

文章编号: 1000-8055(2023)10-2536-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220224

航空发动机球铰熔断机构的关键尺寸设计与实验

周旋¹, 侯理臻^{1,2}, 黄巍³, 廖明夫¹, 赵璐¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航天科技集团有限公司 西安航天动力研究所

液体火箭发动机技术重点实验室, 西安 710100;

3. 中国航发商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 针对球铰熔断结构分析了其工作机理, 提取了关键尺寸, 设计了模拟球铰熔断机构, 并完成了实验验证。研究发现: 球铰熔断装置的关键参数包括熔断销钉减薄面、销钉材料以及销钉位置。其主要作用应侧重于在大不平衡量下, 通过内轴承座的内外环相对滑移减小 2 号轴承的偏角, 保护 2 号轴承。球铰结构熔断后, 会进一步弱化刚度, 降低转子的临界转速, 这会使得发动机减速至风车转速时通过的临界转速降低, 进一步减小过临界时的不平衡载荷。

关 键 词: 球铰熔断机构; 实验验证; 突加不平衡; 临界转速; 熔断销钉

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Key dimension design and experiment of spherical hinge fusing structure on aero-engine

ZHOU Xuan¹, HOU Lizhen^{1,2}, HUANG Wei³, LIAO Mingfu¹, ZHAO Lu¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. National Key Laboratory of Science and Technology on Liquid Rocket Engines,

Xi'an Aerospace Propulsion Institute,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100, China;

3. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: The working mechanism of spherical hinge fusing structure was analyzed, the key dimensions were extracted, a simulation spherical hinge fusing mechanism was designed, and experimental verification was completed. It was found that the key parameters of the spherical hinge fusing device include fusing pin thin surface, pin material, and pin position. Its main roles should focus on reducing the angle of the second bearing through the relative slip of inner and outer rings of the inner bearing seat under the large unbalance, and protecting the second bearing. After the spherical hinge structure was fused, the stiffness was further weakened and the critical speed of the rotor was reduced, which reduced the critical speed of the engine when it decelerated to the windmill speed, and further reduce the unbalanced load in the case of beyond the critical rotating speed.

Keywords: spherical hinge fusing structure; experimental verification; sudden unbalance; critical speed; fuse pin

收稿日期: 2022-04-19

基金项目: 国家科技重大专项(2017-IV-0001-0038)

作者简介: 周旋(1984—), 女, 博士生, 主要研究领域为转子动力学。

引用格式: 周旋, 侯理臻, 黄巍, 等. 航空发动机球铰熔断机构的关键尺寸设计与实验[J]. 航空动力学报, 2023, 38(10): 2536-2544. ZHOU Xuan, HOU Lizhen, HUANG Wei, et al. Key dimension design and experiment of spherical hinge fusing structure on aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(10): 2536-2544.

大涵道比航空发动机中, 由于外物撞击或结构疲劳导致的叶片飞脱故障时有发生^[1]。叶片飞脱带来的突加大不平衡载荷会导致发动机振动特性发生突变, 造成转子、轴承、轴承座、安装节损坏, 甚至可能产生非包容性破坏, 严重影响飞机与人员的安全。

针对这一问题, 中国民用航空局明确要求: 在最大允许稳态转速下发生叶片飞出时, 发动机不得出现转子、轴承、轴承座或安装节的灾难性损坏。美国联邦航空管理局和欧洲航空安全局等也有类似规定。因此, 开展突加大不平衡载荷下的降载结构研究十分必要。

目前, 国外各航空发动机公司针对突加大不平衡载荷作用下的降载机构进行了大量研究^[2-7], 提出了锥壁熔断机构和球铰熔断机构等方案。但研究主要集中在结构方案层面, 缺少结构的工程适用性、动力学特性、关键设计参数的确定方法和结构安全性等方面的分析和实验。

近年来, 国内对突加载荷下降载结构设计也开始了研究。中国航发商用航空发动机有限责任公司^[8]通过自动定心理论对降载机理进行了一定阐述, 并进行了仿真分析, 说明了改变支承刚度可以有效减小振动响应与峰值载荷。王存等^[9]建立了 LS-DYNA 模型, 通过仿真分析, 说明了降载机构的有效性。岳聪等^[10]推导了转子变转速过程中突加大不平衡状态下线性二次型调节器(linear quadratic regulator, LQR)对转子响应的影响, 研究发现 LQR 可以降低不平衡瞬态响应, 该研究为降载机构的设计提供了理论支持。廖明夫等^[11-13]提出了转子“可容模态”的概念, 并建立了“可容模态”下高、低压转子的设计与准则, 研究指出, 阻尼器性能受到转子本身动力学设计及阻尼器与转子系统匹配条件的影响。随后, 刘展翅^[14]通过实验验证, 证明了基于“可容模态”设计的阻尼器能够在一定程度上抑制转子突加大不平衡振动, 从而在突加载荷下保护转子。

贾润田^[15]进行了锥壁熔断原理分析, 并提出了改变 1 号支点刚度从而实现降载的思路。王珏^[16]进行了转子突加大不平衡冲击响应实验研究, 并测试了突加载荷作用下的锥壁外传载荷。廖明夫等^[17-20]设计了突加大不平衡加载装置及主动降载结构, 并进行了突加大不平衡下的主动降载实验, 证明了突加大不平衡后改变 1 号支点支承刚度可以有效减小振动响应与峰值载荷。然而, 以上工作

主要针对锥壁结构进行仿真与实验, 对于 2 号支点的球铰熔断结构尚未深入研究。

本文在突加大不平衡加载装置^[17-18]及主动降载结构^[19-20]的基础上进一步设计了球铰熔断结构, 通过动力学实验研究了球铰熔断结构的降载作用, 在实验上完整地模拟了叶片飞脱后的锥壁熔断与球铰失效过程, 为突加大不平衡下转子系统的降载结构设计提供了实验支撑。

1 球铰熔断机构的机理

叶片飞脱故障发生时, 在突加大不平衡的作用下, 1 号支点锥壁熔断, 从而降低 1 号支点刚度, 实现熔断降载, 保护发动机系统, 如图 1 所示。当锥壁熔断后, 1 号支点刚度可忽略不计, 2 号支点独自支承巨大的不平衡悬臂风扇转子, 不平衡力通过内轴承座传递至 2 号轴承, 在巨大载荷作用下, 2 号轴承很可能发生破坏, 从而导致在惯性及不平衡力作用下低压转子的整体抱死乃至断轴事故。因此, 在 2 号支点需进一步设置球铰熔断机构, 进行保护以及能量耗散。

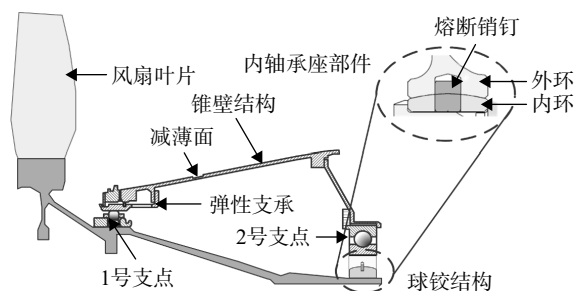


图 1 典型球铰熔断机构

Fig. 1 Typical mechanism of spherical hinge fusing structure

2 号支点通过内外轴承座连接转子与支承部分, 其中, 内轴承座连接风扇轴与 2 号轴承内环, 为转子部件; 外轴承座连接支座与 2 号轴承外环, 为支承部件。因此, 2 号支点的球铰熔断装置应设置在风扇轴与 2 号轴承之间, 即内轴承座部件上。可采用销钉、挡环、限位环等多种方式, 并限制球铰配合面的相对滑移, 从而熔断内轴承座部件。本文以销钉式球铰熔断机构为例, 进行球铰熔断机构的分析、设计和实验研究。

如图 1 所示, 球铰熔断机构将内轴承座部件分为内外两部分, 两部分之间通过熔断销钉连接。当突加载荷过大时, 熔断销钉受剪发生熔断, 内轴承座的内外两部分通过球面发生相对滑移, 通过内、外环的摩擦对振动能量进行耗散, 同时, 将

转子与支承部件解耦,释放连接结构的角向自由度,从而大幅降低突加载荷对轴承乃至机匣、安装节的破坏性。

2 球铰熔断机构的设计

基于图 2 所示的转子实验开展销钉型球铰熔断机构的设计、研究和实验工作。该转子实验器

模拟某型航空发动机低压转子,采用 0-2-1 支承方式。其中,2 号支点采用滚珠轴承,进行轴向定位;1 号支点和 5 号支点采用滚棒轴承。在风扇盘上安装突加不平衡加载装置^[17-18],模拟叶片飞脱。在 1 号支点处设计主动变刚度装置^[19-20],模拟锥壁熔断。变频器控制驱动电动机,为实验器提供扭矩。

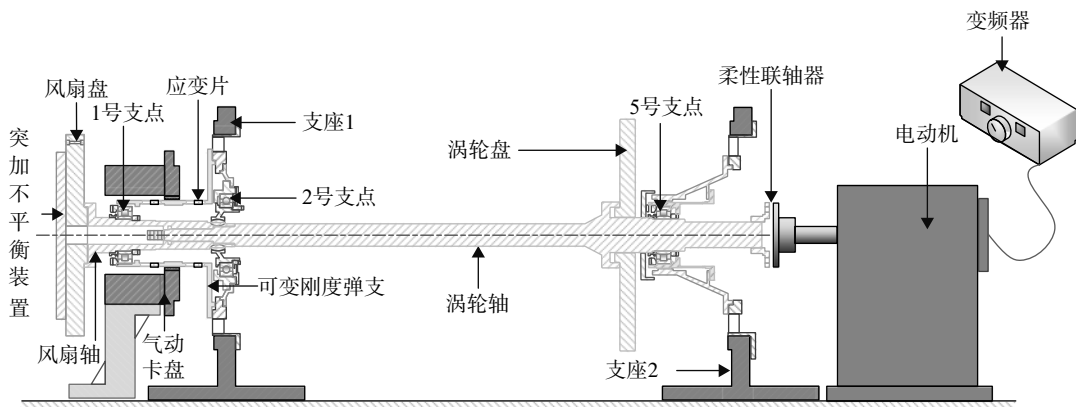


图 2 转子实验器结构简图

Fig. 2 Structure of rotor test rig

如前所述,叶片飞脱故障发生后,首先发生锥壁熔断,之后发生球铰熔断。因此,球铰熔断机构的设计应满足如下要求:

- 1) 在转子装配、动平衡和正常运行等过程中,球铰机构不发生熔断,保证实验顺利进行。
- 2) 在突加不平衡之后、锥壁熔断之前,球铰机构不发生熔断。
- 3) 在锥壁熔断之后,球铰机构发生熔断。

基于上述思路,应首先制定球铰熔断机构的结构设计方案,提取关键参数,之后结合球铰机构的材料参数和熔断工况,确定球铰机构的熔断条件,从而确定关键参数的取值,完成球铰熔断机构的设计。

2.1 结构设计

在 2 号支点处设计球铰熔断机构。该支点的内轴承座分为内环部件和外环部件,两个部件通过若干个熔断销钉连接,如图 3 所示。

在 2 号支点内轴承座内环部件和外环部件上设计若干常规孔,用于安装熔断销钉。销钉与内、外环部件均采用过盈配合,保证熔断前内、外环部件之间不发生相对运动,避免转子出现窜动或偏摆的现象。

为保证球铰机构能够有效熔断,在保证连接强度的前提下,销钉的熔断面应尽可能纤细。针

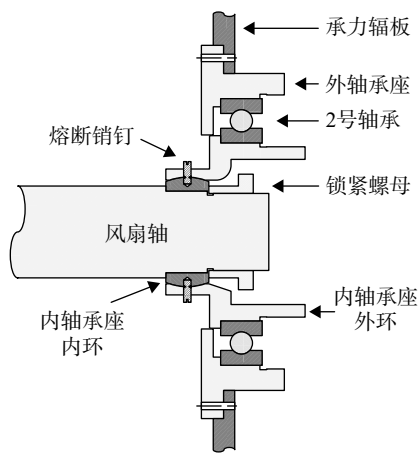


图 3 实验器球铰熔断机构

Fig. 3 Spherical hinge fusing structure test rig

对整体纤细的销钉难以加工,且不易保证装配精度的问题,设计了如图 4 所示的熔断销钉结构。销钉的主体为直径为 5 mm 圆柱体,在内环部件和外环部件的配合面处设计减薄面,以达到局部减小剪切面面积的目的。

2.2 关键参数设计

在突加大不平衡和锥壁熔断释放的弯矩作用下,熔断销钉受剪断裂。熔断销钉的材料、个数和分布,以及减薄面的横截面积均会影响熔断过程。

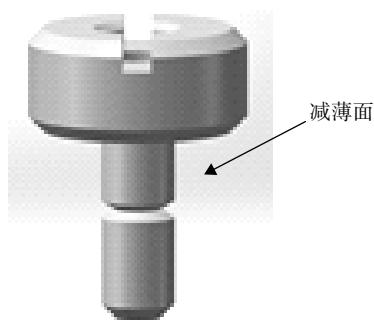


图 4 熔断销钉结构简图

Fig. 4 Structure of fusing pin

2.2.1 熔断销钉数目

随着熔断销钉数目增多, 剪切面总面积增大, 相同飞脱力作用下熔断的难度增大, 即销钉的数目并非越多越好。为保证正常情况下内、外环部件处的强度和周向均匀性, 同时保证销钉能够有效熔断, 折中选取销钉数量为 8 个, 周向均匀分布。

2.2.2 熔断销钉材料

销钉熔断后, 内环部件将沿着其与外环部件配合面切线方向发生相对滑移。考虑到这一工作状态, 选取了耐磨性较好的 T10 钢作为熔断销钉的材料。

2.2.3 熔断销钉减薄面的横截面积

对于承受剪切作用的熔断销钉, 其横截面积的设计结果应满足公式:

$$A = F_{\max} / [\tau] \quad (1)$$

其中 $F_{\max}$ 为熔断销钉处承受的最大剪切力, $[\tau]$ 为熔断销钉的抗剪强度。

飞脱力一定的情况下, 整个转子系统的受力情况一定。因此, 可计算在设计飞脱力 F_{fbo} 作用下, 熔断销钉横截面积为一定值 A' 时, 熔断销钉处的最大应力 τ' , 从而得到最大剪切力 $F_{\max}$:

$$F_{\max} = A' \tau' \quad (2)$$

通常, 航空发动机风扇叶片丢失产生的飞脱力在 10^4 N 的量级。在实验室中, 为安全起见, 通常留有 5% 左右的裕度, 取 $F_{\text{fbo}} = 9\,400$ N。算例熔断销钉的减薄面直径取为 3 mm, 则 $A' = 7.07$ mm²。

利用 ANSYS Workbench 计算飞脱力作用下熔断销钉的应力。实验器的有限元模型如图 5 所示, 各部件的材料参数列于表 1 中。根据实验器的实际装配情况, 设置模型中相邻部件之间的接触方式为 bonded。在实验器支座底端设置 fixed

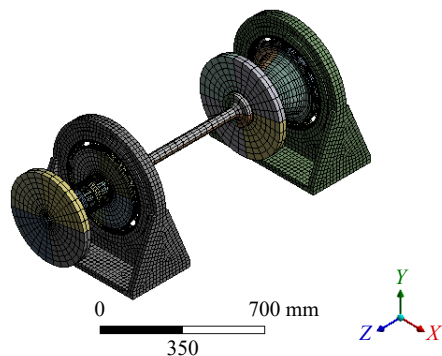


图 5 实验器有限元模型

Fig. 5 Finite element modal of the test rig

表 1 实验器各部件材料

Table 1 Materials of units on the test rig

部件名称	材料
支座	20
承力幅板	40CrNiMoA
锥壁	40CrNiMoA
轴承座	40CrNiMoA
转轴	40CrNiMoA
鼠笼弹支	65Mn
盘	40Cr
熔断销钉	T10
内轴承座内环	GCr15
内轴承座外环	GCr15

support, 以实现支座与实验平台的连接。在 2 号轴承内轴承座上添加 displacement, 用于设置轴向约束。

当突加不平衡发生、锥壁尚未熔断时, 熔断销钉的应力计算结果如图 6 所示。可以看出, 该状态下熔断销钉的最大应力为 3 412.7 MPa。

当突加不平衡发生、锥壁熔断后, 熔断销钉

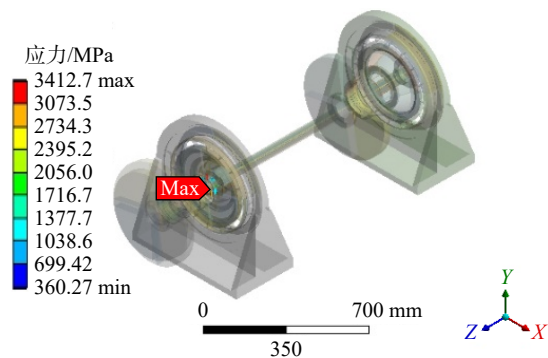


图 6 熔断销钉的应力计算结果(锥壁熔断前)

Fig. 6 Stress calculating result of fusing pin (before cone wall fusing)

的应力计算结果如图7所示。可以看出该状态下熔断销钉的最大应力为4 488.7 MPa。

分别计算两种状态下的最大剪切力,结果列于表2。通过静力实验可以测定 $[\tau]=1\ 535\text{ MPa}$,进一步可得减薄面尺寸。

根据本章的分析,球铰机构在突加不平衡后、锥壁熔断前不熔断,锥壁熔断后发生熔断。因此,上述设计条件下,熔断销钉的减薄面直径应位于区间(4.47, 5.13) mm内,方能满足要求。本文选取减薄面直径 $d=4.9\text{ mm}$ 进行设计和实验。球铰熔断机构的最终设计结果如图8所示。

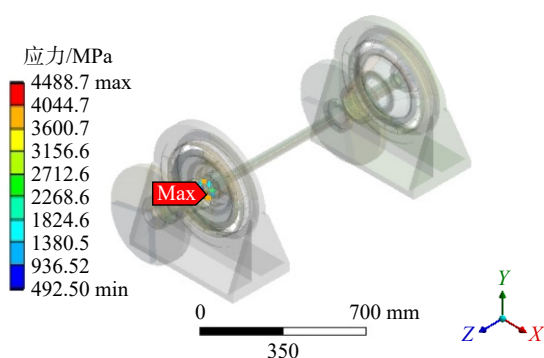


图7 熔断销钉的应力计算结果(锥壁熔断后)

Fig. 7 Stress calculating result of fusing pin (after cone wall fusing)

表2 锥壁熔断前后熔断销钉的参数对比

Table 2 Comparison of fusing pin parameters before and after cone wall fusing

锥壁状态	熔断前	熔断后
熔断销钉的最大应力/MPa	3 412.7	4 488.7
最大剪切力/N	24 127.8	31 735.1
减薄面最大横截面/mm ²	15.72	20.67
减薄面最大直径/mm	4.47	5.13

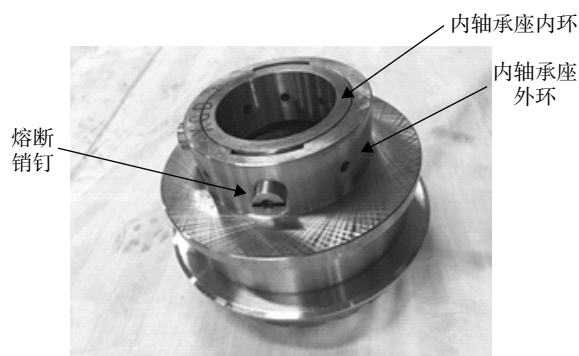


图8 球铰熔断机构实物图

Fig. 8 Photo of spheroidal hinge fusing structure

3 球铰熔断机构的动力学实验

为完整地研究突加不平衡后球铰熔断机构的作用机制,基于图2所示的结构方案,加工出图9所示的转子实验器,开展突加不平衡-锥壁熔断-球铰熔断动力学实验。实验中,驱动电动机提供扭矩,带动实验器。并设计5 t重的防护罩保护人员和设备。

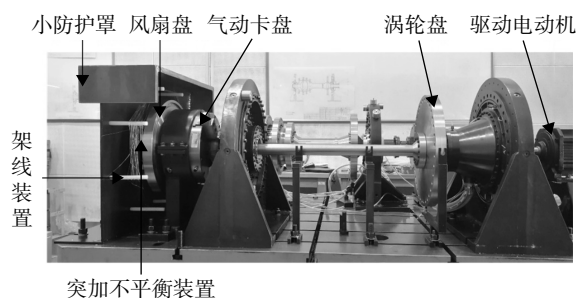


图9 转子实验器实物图

Fig. 9 Photo of rotor test rig

如图9所示,突加不平衡装置安装于风扇盘上,叶片飞出打断气动卡盘控制线,气动卡盘由加紧状态切换为松开状态,实现1号支点变刚度,从而模拟锥壁的熔断过程。在大不平衡的作用下,球铰机构熔断。考虑到叶片飞脱实验具有危险性,设计了如图9所示的小防护罩和图10所示的安全防护罩。图9所示的转子实验器放置于5 t重的安全防护罩中,防止叶片飞脱造成人员和设备伤损。



图10 安全防护装置实物图

Fig. 10 Photo of safety device

在实验器的风扇盘、涡轮盘和轴上均布置有振动位移测点。在实验器的支座上吸附速度传感器,测量支座的振动状态。另外,1号支点处设置了模拟锥壁熔断的变刚度机构,该支点鼠笼弹支的结构如图11所示。

实验过程中,实验器在卡盘夹紧的状态下增速,此时1号支点鼠笼弹支上仅外弹支段发挥作用。发生突加不平衡后,模拟叶片飞脱并打断气

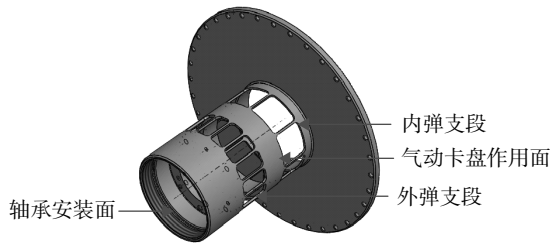


图 11 1 号支点鼠笼弹支结构图

Fig. 11 Structure of squirrel cage elastic support at support 1

动卡盘控制线, 卡盘松开, 1 号支点鼠笼弹支的内、外弹支段同时发挥作用。因此, 在 1 号支点鼠笼弹支的笼条上粘贴应变片, 利用半桥法连接, 通过监测实验过程中该支点鼠笼弹支的受力情况, 能够更为准确地判断突加不平衡和锥壁熔断的时刻。相应的应变信息列于表 3 中。

表 3 1 号支点鼠笼弹支应变信息

Table 3 Stress information of squirrel cage elastic support at support 1

通道序号	通道信息
CH1	内弹支段上、下方向的电压信号
CH2	内弹支段左、右方向的电压信号
CH3	外弹支段上、下方向的电压信号
CH4	外弹支段左、右方向的电压信号

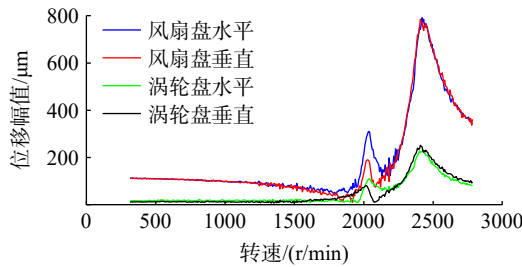
3.1 临界转速识别

明确锥壁熔断前、后转子实验器的动力学特性, 对于实验数据分析和实验器状态判定具有重要作用。因此, 完成装配、对中和动平衡等工作后, 首先分别测试气动卡盘加紧和松开状态下转子实验器的临界转速。测试结果如图 12 和表 4 所示。

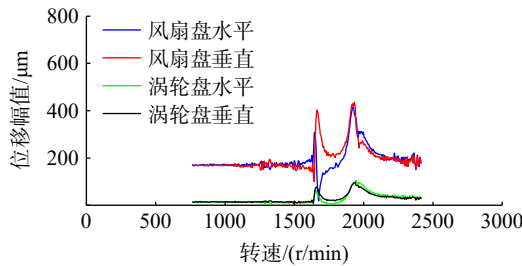
3.2 突加不平衡-锥壁熔断-球铰熔断实验

完成临界转速识别后, 在风扇盘上安装突加不平衡装置、架线装置和防护装置, 开展模拟突加不平衡-锥壁熔断-球铰熔断的动力学实验(下文简称为熔断实验)。本次实验的飞脱不平衡量为 1 110 g·cm。

图 13 为实验器转速随时间的变化图, 实验器在 340.7 s 内完成了一次增减速过程, 最高转速为 2 372 r/min。结合图 14 所示的 1 号支点应变信号能够更加清晰地看出, 在卡盘夹紧的状态下, 实验器增速至 163.4 s 发生突加不平衡, 约 0.7 s 后卡盘联动装置生效, 1 号支点鼠笼弹支的内弹支段



(a) 卡盘夹紧状态 (锥壁熔断前)



(b) 卡盘松开状态 (锥壁熔断后)

图 12 测试结果

Fig. 12 Experimental results

表 4 临界转速测试结果

Table 4 Experimental results of critical speeds

阶次	转速/(r/min)	
	卡盘夹紧状态 (锥壁熔断前)	卡盘松开状态 (锥壁熔断后)
1	2 035	1 663
2	2 422	1 946

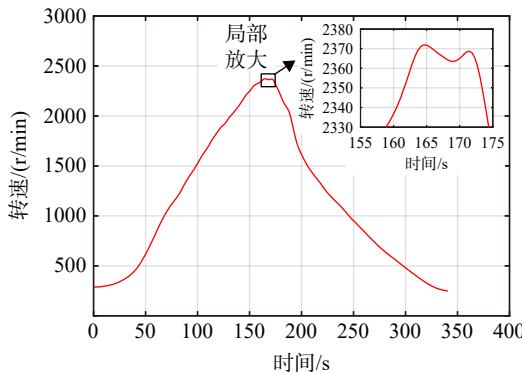


图 13 时间-转速图

Fig. 13 Curve of time-rotating speed

应变信号发生突变, 发生变刚度(即锥壁熔断)。

图 15 为熔断实验完整的增减速曲线。由于测试的通道数众多, 数据量较大, 且各个通道在突加不平衡和变刚度(即锥壁熔断)瞬间的变化趋势相同, 在此仅展示风扇盘振动位移、涡轮盘振动位移的实测数据。结合图 15 所示的增减速曲线可以看出, 转子在无不平衡量夹紧状态下经过 1 阶临界, 增速到 2 372 r/min, 发生叶片飞脱, 转子

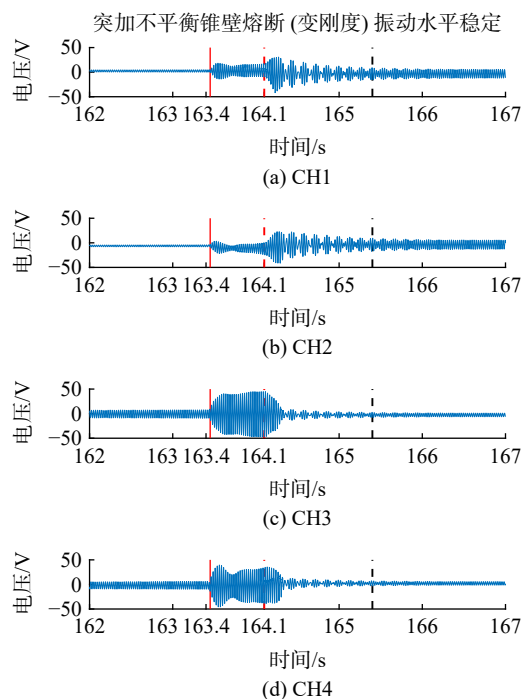


图14 1号支点鼠笼弹支实测应变时域信号

Fig. 14 Actual stress time-domain signal of squirrel cage elastic support at support 1

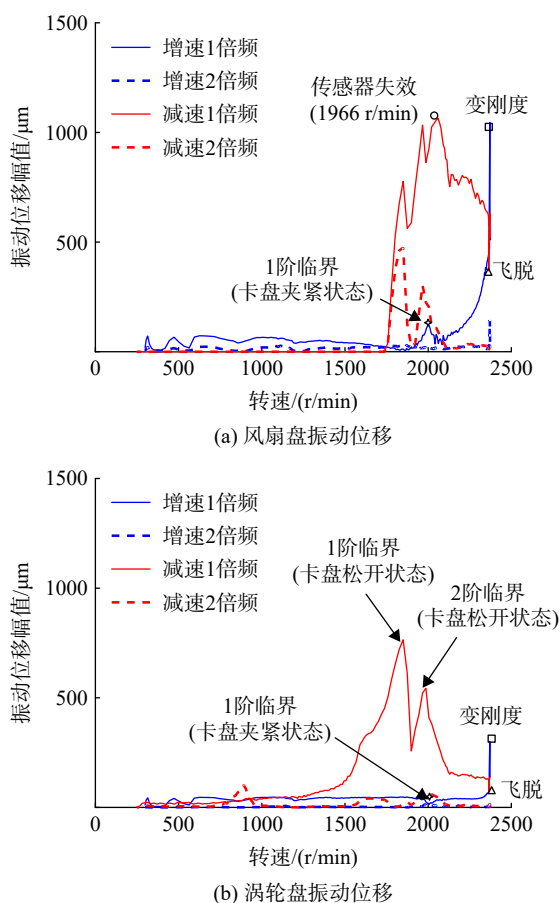


图15 熔断实验的增速减速曲线

Fig. 15 Acceleration and deceleration curves of fusing experiment

振幅瞬间增大, 0.7 s 后在变刚度熔断作用下, 转子振幅又立刻减小, 随后进行 $1110 \text{ g}\cdot\text{cm}$ 不平衡量下的减速停车, 实验趋势与应变信号一致。其中, 在减速过程中, 转子经过松开状态下 2 阶临界转速时, 由于振幅过大, 风扇盘处的位移传感器被打中, 脱离测试范围, 该测点后续结果失效, 但突加不平衡-锥壁熔断-球铰熔断过程中的数据发生在失效之前, 依然具有参考价值。

本次实验结果与文献 [19] 中单独变刚度实验降载效果区别不大, 未发现球铰熔断有明显的降载效果。因此认为球铰的主要作用应侧重于在大不平衡量下通过内轴承座的内外环相对滑移减小 2 号轴承的偏角, 保护 2 号轴承, 而非降载。

3.3 转子状态检查实验

由图 9 可知, 熔断销钉安装在转子内部, 难以通过外观检查判断是否发生熔断, 因而在文中第 3.2 节实验结束后, 将飞脱的叶片重新安装, 卡盘夹紧, 进行转子状态检查, 实验对比结果如图 16 所示。本次实验目的在于验证熔断销钉是否发生

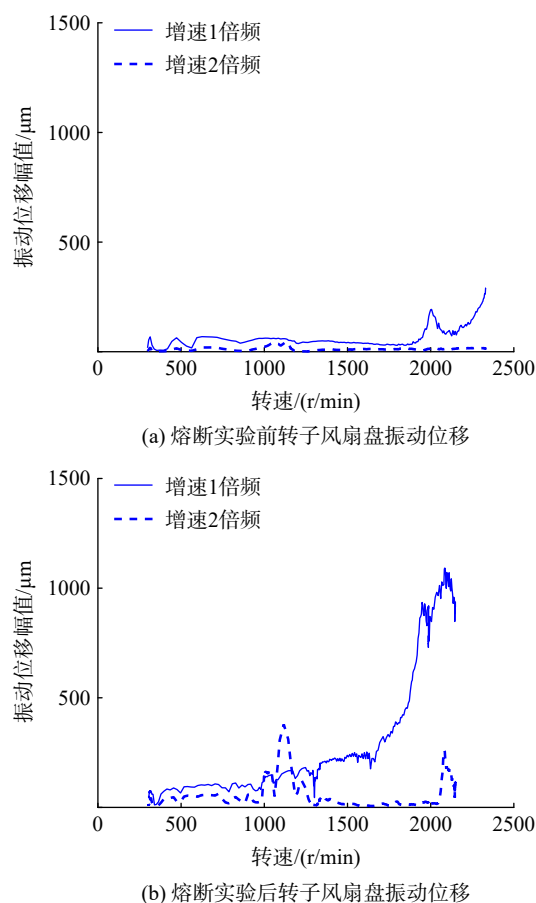


图16 熔断实验前后转子的增速曲线

Fig. 16 Acceleration curves of the rotor before and after fusing experiment

熔断, 因而转子仅增速至 2 200 r/min, 以避免叶片再次发生飞脱。

由图 16 可以看出, 相对于文中第 3.2 节的实验, 状态检查实验中转子在夹紧状态下无不平衡量运转时, 各通道振幅显著增大, 如风扇盘在 2 000 r/min 的位移峰值从熔断实验前的不超过 300 μm 到熔断实验后超过 1 000 μm , 并且临界转速从之前的 2 000 r/min 和 2 400 r/min 对应降低到 1 850 r/min 和 2 150 r/min。因此判断转子状态发生改变, 熔断销钉发生熔断。

随后完全拆卸转子实验器, 检查球铰销钉熔断情况, 发现原本 8 个销钉仅剩 5 个, 但均未熔断, 其余 3 个销钉在弹性支承与支座连接缝隙中找到, 也均未熔断, 如图 17 所示。由于球铰销钉脱落, 可以得出, 销钉位置选择也是球铰熔断装置的关键参数, 需要在设计时尽量使其在转子内部, 避免销钉在大振动下松动飞脱。

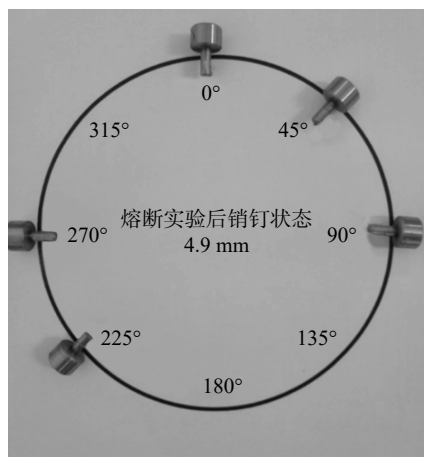


图 17 熔断实验后球铰销钉状态

Fig. 17 State of fusing pins after fusing experiment

4 结 论

本文针对航空发动机突加不平衡后的球铰熔断机构进行分析, 研究了其关键参数并设计了模拟实验器, 完成了球铰结构的验证实验, 得出如下结论:

1) 通过突加不平衡-锥壁熔断-球铰熔断实验可以确定, 球铰熔断装置的关键参数包括熔断销钉减薄面、销钉材料以及销钉位置。

2) 与文献 [19] 中的单独变刚度实验相比, 球铰熔断的降载效果差别不明显, 其主要作用应侧重于在大不平衡量下通过内轴承座的内外环相对滑移减小 2 号轴承的偏角, 保护 2 号轴承。

3) 球铰结构熔断后, 会进一步弱化刚度, 降低转子的临界转速, 这会使得发动机减速至风车转速时通过的临界转速降低, 进一步减小过临界时的不平衡载荷。

参考文献:

- [1] 马艳红, 梁智超, 王桂华, 等. 航空发动机叶片丢失问题研究综述[J]. 航空动力学报, 2016, 31(3): 513-526.
MA Yanhong, LIANG Zhichao, WANG Guihua, et al. Review on the blade loss of aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31(3): 513-526. (in Chinese)
- [2] VONDRELL R M, TSENG W Y, GLYNN C C. Fan decoupler system for a gas turbine engine: US6240719[P]. 2001-06-05.
- [3] ALLMON B L, GLYNN C C, FISHER K L, et al. Method and apparatus for supporting rotor assemblies during unbalances: US6491497[P]. 2002-12-10.
- [4] DOERFLEIN T M, WILTON S A, ALLMON B L. Method and apparatus for supporting rotor assemblies during unbalances: US6783319[P]. 2004-08-31.
- [5] KASTL J A, VONDRELL R M, GLYNN C C. Fan decoupling fuse: US6402469[P]. 2002-06-11.
- [6] KASTL J A, VONDRELL R M. Bearing support fuse: US6447248 [P]. 2002-09-10.
- [7] STORACE A F. Fan assembly support system: US6325546[P]. 2001-12-04.
- [8] 彭刚, 李超, 曹冲, 等. 冲击激励转子系统动力学响应及安全性设计[J]. 推进技术, 2018, 39(5): 1111-1121.
PENG Gang, LI Chao, CAO Chong, et al. Dynamic response and safety design of rotor system with impact excitation[J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(5): 1111-1121. (in Chinese)
- [9] WANG Cun, ZHANG Dayi, MA Yanhong, et al. Dynamic behavior of aero-engine rotor with fusing design suffering blade off[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2017, 30(3): 918-931.
- [10] 岳聪, 任兴民, 邓旺群, 等. 航空发动机转子突加不平衡参数分析及LQR控制技术应用[J]. 振动与冲击, 2015, 34(17): 174-179.
YUE Cong, REN Xingmin, DENG Wangqun, et al. Parametric analysis due to sudden unbalance change and LQR control application for aeroengine rotor systems[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(17): 174-179. (in Chinese)
- [11] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015.
- [12] 廖明夫, 丛佩红, 王娟, 等. 航空发动机转子振动的“热模态”和减振设计[J]. 航空动力学报, 2015, 30(5): 1125-1140.
LIAO Mingfu, CONG Peihong, WANG Juan, et al. “Hot modes” of rotor vibrations and vibration reduction design for aero-engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(5): 1125-1140. (in Chinese)
- [13] 廖明夫, 谭大力, 耿建明, 等. 航空发动机高压转子的结构动力学设计方法[J]. 航空动力学报, 2014, 29(7): 1505-1519.
LIAO Mingfu, TAN Dali, GENG Jianming, et al. Structure dynamics design method of aero-engine high pressure rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(7): 1505-1519. (in Chinese)
- [14] 刘展翅. 弹支挤压油膜阻尼器设计与特殊工况下阻尼器减振特性研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2016.
LIU Zhanchi. Study of the squeeze film dampers design and the vibration attenuating characteristics under special conditions[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2016. (in Chinese)

- [15] 贾润田. 转子突加不平衡响应特性研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2017.
JIA Runtian. Response characteristics of rotor with accidental dynamic imbalance[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2017. (in Chinese)
- [16] 王珏. 转子突加不平衡冲击响应的实验研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2018.
WANG Jue. Experimental study of the sudden imbalance impact response of rotor system [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2018. (in Chinese)
- [17] 王四季, 廖明夫, 侯理臻, 等. 航空发动机实验器突加不平衡的加载装置: CN106611553B[P]. 2019-04-19.
- [18] 侯理臻, 廖明夫, 王卫国, 等. 叶片飞脱下转子动力学响应实验[J]. 航空动力学报, 2019, 34(5): 1010-1019.
HOU Lizhen, LIAO Mingfu, WANG Weiguo, et al. Experiment of rotor dynamics under fan blade off[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(5): 1010-1019. (in Chinese)
- [19] 侯理臻, 廖明夫, 王四季, 等. 突加不平衡作用下转子系统的主动降载实验[J]. 航空动力学报, 2019, 34(6): 1225-1236.
HOU Lizhen, LIAO Mingfu, WANG Siji, et al. Active load reduction experiment of rotor system under sudden unbalance[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(6): 1225-1236. (in Chinese)
- [20] 侯理臻, 廖明夫, 王四季. 航空发动机实验器突加载荷后的主动降载装置: CN110320044A[P]. 2020-12-08.

(编辑: 陈 越)