

叶片飞脱下转子动力学响应实验

侯理臻¹, 廖明夫¹, 王卫国², 王四季¹, 马会防²,

虞磊², 黄巍², 熊雨浓¹, 王珏¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 为了研究大涵道比涡扇发动机叶片飞脱时动力学响应, 更好地进行发动机安全性设计, 根据相似理论设计了包含叶片飞脱装置的突加不平衡实验系统并进行了实验验证。研究表明: 设计的突加不平衡实验系统, 与某型验证机相似度高, 代表性强, 能够有效可控地进行突加不平衡实验, 重复性好, 机理清晰且飞脱不平衡量大, 能够真实地模拟发动机叶片飞脱响应。通过实验发现, 当大突加不平衡发生时, 频谱出现超次谐波并且冲击系数由于挤压油膜阻尼器限幅作用并不呈现线性关系, 因而在后续研究中还应注意限幅导致的碰摩问题。

关 键 词: 叶片飞脱; 突加不平衡; 相似理论; 实验验证; 安全性设计

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Experiment of rotor dynamics under fan blade off

HOU Lizhen¹, LIAO Mingfu¹, WANG Weiguo², WANG Siji¹, MA Huifang²,
YU Lei², HUANG Wei², XIONG Yunong¹, WANG Jue¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: In order to research the dynamic response of the high bypass ratio turbofan engine under fan blade off, and finish the safety design better, the sudden unbalance experimental system with fan blade off device based on similarity theory were designed and experimental verification was finished. Research shows that the sudden unbalance experimental system has high similarity to some demonstration engines, which can finish the sudden unbalance experiment with good repeatability, clear mechanism and big unbalance, furthermore, it can simulate the fan blade off of the engine really. Through the experiment, it was found that when the large sudden unbalance occurred, the superharmonic frequency spectrum appeared and the impact coefficient didn't show a linear relationship due to the limiting effect of the squeezed film damper, so the rubbing problem caused by the limiting should be concerned in the subsequent research.

Key words: fan blade off; sudden unbalance; similarity theory;
experimental verification; safety design

收稿日期: 2018-11-21

作者简介: 侯理臻(1994—), 男, 博士生, 主要从事航空发动机转子动力学、旋转机械故障诊断研究。

E-mail: lizhenhou@mail.nwpu.edu.cn

引用格式: 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.

叶片飞脱是航空发动机一种典型的恶劣故障。叶片或榫槽的疲劳失效、大尺寸的鸟撞等原因均可能引起部分或整个转子叶片断裂后飞出,导致发动机结构的严重破坏,甚至引起飞行器损毁。根据适航安全性要求,中国民用航空局明确要求发动机能够包容损坏件运转至少 15 s 不着火,并且其安装节也不失效^[1]。美国联邦航空管理局^[2]、欧洲航空安全局^[3]也有类似要求。因而,掌握发动机突加不平衡后的动力学响应,将对后续航空发动机的安全性设计具有重要的指导意义。

目前,国外学者针对转子突加不平衡问题进行了大量的理论和实验研究。Dzenan^[4]利用转子动力学仿真软件对 3 个不同的涡扇发动机进行了突加不平衡响应仿真分析,并将结果与实验数据进行了对比。Stallone 等利用组件单元建立了 1 种分析方法,用该方法预测完整飞机发动机系统由于风扇叶片损失而产生的瞬态非线性响应,并验证了分析结果具有有效性^[5]。Alam 和 Nelson 通过复模态的模态分解,采用冲击谱法对线性柔性转子-轴承系统在突加不平衡下的位移峰值响应阶跃变化进行了计算^[6]。

近年来,国内对突加不平衡问题也开始了研究。任兴民等改进了传统的传递矩阵法对突加不平衡响应计算的局限性,提出了考虑节点挠度导数项和进动角导数项的传递矩阵算法,研究了求解转子系统突加不平衡响应的最佳数值积分方法,并以双转子航空发动机为例,采用该方法求解了突加不平衡响应^[7-8]。王四季、廖明夫建立了弹支干摩擦阻尼器-转子系统突加不平衡响应的计算模型,分析了转子系统突加不平衡响应,验证了主动弹支干摩擦阻尼器能够有效控制转子系统突加不平衡的振动响应^[9-10]。李其汉等设计了“切向击断法”,在预定转速下使质量块与撞击杆相碰,质量块甩出^[11],实现突加不平衡实验。

然而,目前针对突加不平衡进行的实验研究

较少,并且通常采用的是结构简单的小型转子,与民用大涵道比发动机在结构和动力学上的相似性都较低,并且突加不平衡量小,不能够满足真实发动机的需求^[12]。因此,研究结果虽然具有一定的指导意义但仍具有较大的局限性,并不能直接应用于真实的发动机中。本文利用相似理论设计了与某型航空发动机结构和动力学特性相似的实验器,并设计了突加不平衡加载装置,能够实现 10 000 N 突加载荷的大不平衡量飞脱实验,真实地模拟发动机的叶片脱落事故,为研究大涵道比涡扇发动机突加不平衡响应以及转子系统的安全性设计提供实验支撑。

1 模拟转子实验器设计

为了使模拟转子突加不平衡实验测试数据对真实发动机具有参考价值 and 可移植性,转子实验器需满足支承方式、轴的连接方式等与真实发动机相近,并且转盘的质量转动惯量、转轴的刚度、支承的刚度和轴向位置等均需要与真实发动机基本满足相似理论的要求,具体设计如下。

1.1 转子实验器总体设计

模拟实验器的支承方案和图 1 所示的某验证机支承方案一致,采用了 0-2-1 支承方案。在图 2 中的 1 号轴承内环与模拟风扇轴过盈配合,轴承外环安装到带有折返式结构的鼠笼式弹性支承,并设计有挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, SFD); 2 号轴承内环通过外伸衬套安装在模拟风扇轴上,轴承外环安装到带有辐板结构的支承环上,且 1 号和 2 号轴承同时连接到该支承环上,通过支承环固定到转子支座,与发动机中的支承框架的结构形式相近; 5 号轴承内环与模拟涡轮轴过盈配合,轴承外环安装到带有鼠笼式弹性支承的轴承座上,此处也设计有 SFD。

如图 2 所示,转子实验器通过柔性联轴器用高速电动机驱动。在转子风扇盘前端装有如文

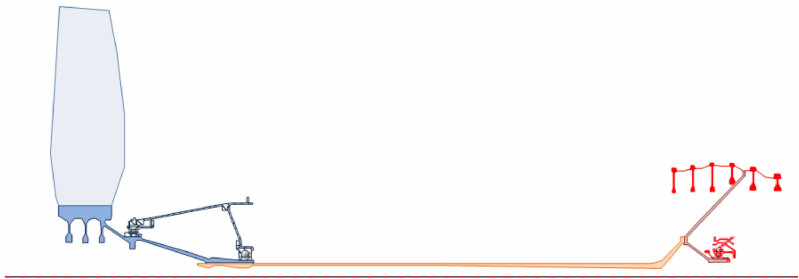


图 1 某型验证机低压结构

Fig. 1 Low pressure structure of a demonstration engine

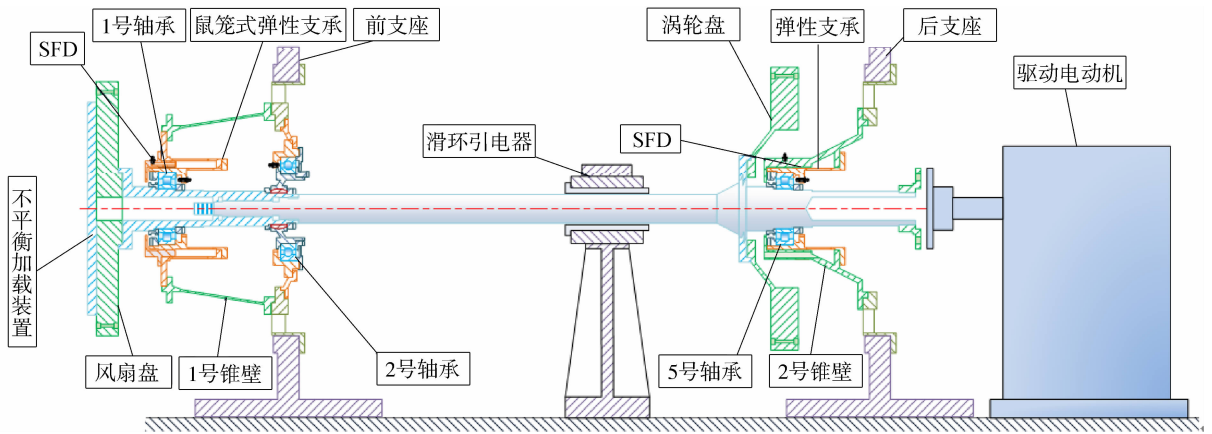


图 2 模拟转子总体设计
Fig. 2 Design of simulate rotor

献[13]所述的突加不平衡加载装置,通过离心力的作用,在设计转速飞脱实现突加不平衡实验^[14-16]。

1.2 转子联轴器设计

模拟转子轴与某型验证机低压轴结构相似,分为风扇轴和涡轮轴两部分。在风扇轴与涡轮轴之间、涡轮轴与驱动电动机之间各有一个联轴器。

如图 3 所示,涡轮轴与驱动电动机轴之间采用柔性联轴器,以减少驱动电动机轴与实验器涡轮轴之间不对中对实验的影响,同时尽量减小驱动电动机端对实验器模态的影响。根据设计经验,可以采取在联轴器法兰之间用 9 芯伞绳连接的方法来达到柔性联轴器的效果。

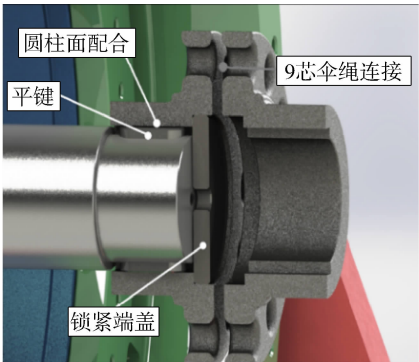


图 3 驱动电动机端联轴器
Fig. 3 Driving motor coupling

此外,联轴器与涡轮轴之间采用锥面配合,并通过轴端的锁紧端盖压紧,保证锥面连接的紧度,另外,对称安装了平键用以传递扭矩。

如图 4 所示,风扇轴与涡轮轴之间参考某型验证机的结构,采用套齿联轴器,以便更好地模拟实际发动机的结构,并且有利于实验器的装配。

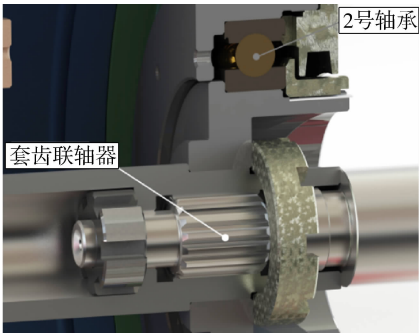


图 4 套齿联轴器
Fig. 4 Splined coupling

1.3 转子支承设计

参考某型验证机中的支承结构,将 1 号轴承和 2 号轴承布置在风扇轴上,并使用同一承力框架连接到支座上,如图 5 所示。其中 1 号轴承为 70 mm 内径的圆柱滚子轴承,安装在靠近风扇模拟盘的位置,通过鼠笼式弹性支承连接在锥壁从而连接在支座 1 上,并配有 SFD。2 号轴承采用 120 mm 内径的滚珠轴承,通过内轴承座安装在风扇轴和涡轮轴连接处,通过外轴承座连接在支座 1 上。

5 号轴承采用与 1 号轴承相同的 70 mm 内径的圆柱滚子轴承,通过鼠笼式弹性支承连接锥壁,并与支座 2 连接,如图 6 所示。

SFD 的设计参考《航空发动机转子动力学》^[17]中的设计方法,先通过有限元计算,设计线性阻尼器满足转子不平衡响应特性需求,得到满足要求的线性阻尼器的阻尼参数;根据阻尼参数、油的黏度和安装尺寸,计算 SFD 的其余参数;带入 SFD 模型,检验 SFD 设计是否满足要求,如不满足要求,则对 SFD 尺寸进行微调,直至满足实

验需求,具体参数如表 1 所示。

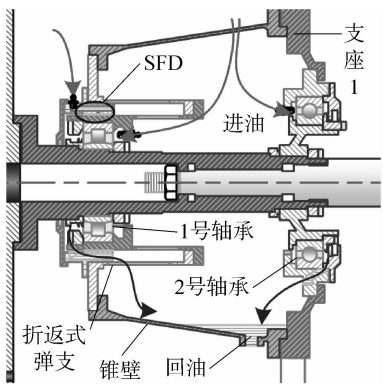


图 5 1 号和 2 号支承
Fig. 5 No. 1 and No. 2 support

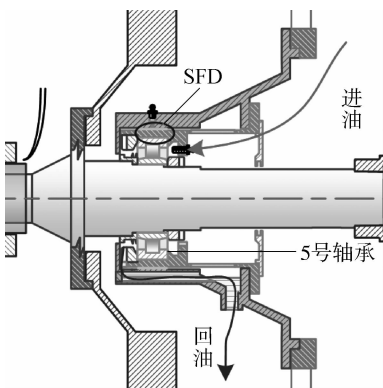


图 6 5 号支承
Fig. 6 No. 5 support

表 1 SFD 设计参数
Table 1 Parameters of SFD

轴承	滑油黏度/ (Pa·s)	油膜 半径/mm	油膜 长度/mm	半径 间隙/mm
1	0.0165	70	21	0.20
5	0.0165	70	20	0.20

1.4 突加不平衡装置设计

如文献[13]所述,突加不平衡加载装置主要由弹性夹具与模拟叶片构成。当转子静止时,如图 7 所示,弹性夹具与叶片的啮合宽度为 ΔL ,称其为榫头宽度。当转子旋转时,如图 8 所示,图中 k 为弹簧刚度。随着转速升高,离心力增大,弹性夹具变形,当变形量达到 ΔL 时,叶片飞脱,实现突加不平衡。通过设计榫头宽度、弹性夹具刚度以及叶片材料刚度可以有效地控制叶片飞脱时转速,从而实现 6000~10000 N 的突加不平衡载荷。

得到的弹性夹具如图 9 所示,该夹具与风扇盘通过 16 个高强度螺栓连接,并且有圆柱面定位,保证与风扇盘之间的同轴度。在飞脱前,夹具两段同时装有叶片,随着转速升高,在离心力作用下,由于飞脱侧挡块与夹具存在空隙,因而夹具飞脱端可以发生变形,当达到飞脱转速时,飞脱叶片飞脱。而夹具配重端由于配重侧挡块限制无法变形,配重叶片无法飞脱,从而实现设计转速下的突加不平衡。

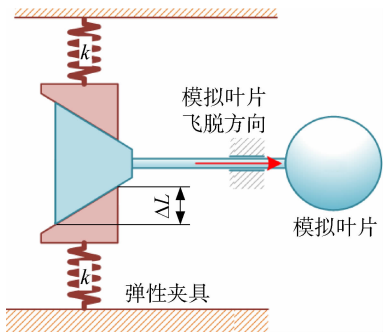


图 7 静止时相对位置
Fig. 7 Relative position of static

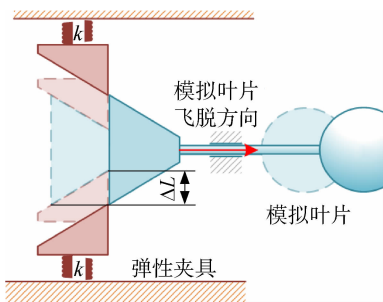


图 8 飞脱时的相对位置
Fig. 8 Relative position before fan blade off

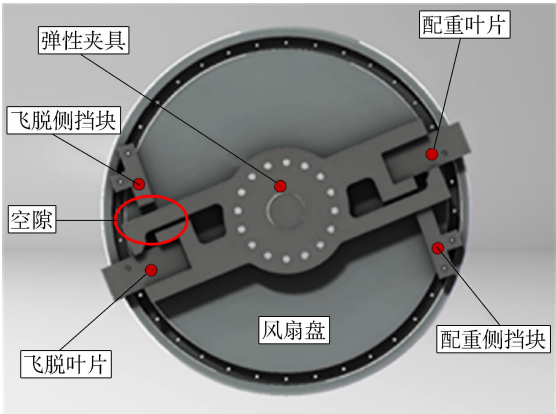


图 9 弹性夹具
Fig. 9 Elastic clamp

最终经过设计、加工、装配得到的转子实验器如图 10 所示。实验中,采用光电传感器(B&K P-84)测量转子转速,振动速度传感器(B&K VS-080)测量转子支座振动速度,振动位移传感器(B&K IN-085)测量转子振动位移。用自行研制的发动机振动状态监测与故障诊断系统进行信号的监视、采集、记录和分析^[18]。

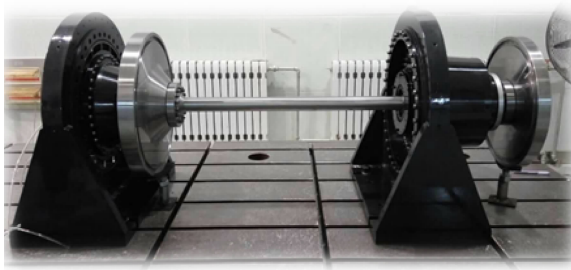


图 10 转子实验器
Fig. 10 Rotor experiment rig

2 突加不平衡实验验证

模拟转子实验器经过设计、加工、装配、对中、动平衡等调试工作,需要进行模态测试与突加不平衡实验以验证实验系统的可行性与重复性,为系统充分地研究叶片飞脱时转子系统的瞬态响应乃至航空发动机安全性设计奠定基础。

2.1 转子模态计算

图 11 为转子实验器的有限元计算模型。根据转子系统结构特征对该有限元模型进行了单元划分,总共分为 28 个节点单元。沿实验器轴向从左向右每个点代表 1 个节点单元。2 个盘单元分别为模拟风扇盘和模拟涡轮盘,3 个轴承单元分别模拟 1 号轴承、2 号轴承和 5 号轴承。

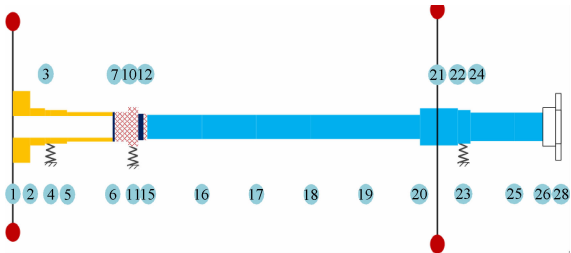


图 11 转子实验器的有限元模型

Fig. 11 Finite element model of rotor experimental rig

转子实验器的具体建模参数如表 2~表 5 所示。由于套齿联轴器的连接部分除了两处过盈的配合面外,存在很多的空隙。在进行有限元建模

表 2 轴段参数
Table 2 Parameters of shaft

轴段 编号	轴段单元参数		
	轴段长度/mm	外径/mm	内径/mm
1-2	47.0	150	45
2-3	41.0	77	45
3-4	15.5	70	45
4-5	44.5	70	45
5-6	125.0	62	45
6-7	5.5	62	0
7-8	12.0	62	0
8-9	12.0	62	0
9-10	12.5	62	0
10-11	14.0	81	0
11-12	13.5	81	0
12-13	15.0	55	0
13-14	5.0	55	0
14-15	5.0	55	0
15-16	149.3	50	0
16-17	149.3	50	0
17-18	149.3	50	0
18-19	149.3	50	0
19-20	149.3	50	0
20-21	47.0	77	0
21-22	56.0	77	0
22-23	15.5	70	0
23-24	19.0	70	0
24-25	120.0	60	0
25-26	78.0	60	0
26-27	35.0	80	0
27-28	15.0	140	70

表 3 盘参数
Table 3 Parameters of disk

盘节点	盘单元参数		
	质量/kg	极转动惯量/ (kg·m ²)	直径转动惯量/ (kg·m ²)
1	47.53	1.18	0.60
21	52.18	2.06	1.32

表 4 支承参数

Table 4 Parameters of support

支承 节点	支承单元参数	
	水平刚度/ 10^6 (N/m)	竖直刚度/ 10^6 (N/m)
4	4.58	4.53
11	218.00	200.00
23	4.52	4.52

表 5 套齿参数

Table 5 Parameters of splined coupling

套齿结构轴段编号	减弱系数
7-12	0.92
13-15	0.92

时如果将该部分轴段考虑为实心轴,那么此时计算模型中的轴段单元将会比实验器中的轴段单元具有更大的刚性从而影响转子动力学特性,因此需要对该部分的轴段单元进行适当的弱化处理,引入套齿减弱系数。通过程序调试,针对本实验器套齿段的减弱系数在 0.9~1.0 取值之间较为合理,否则振型出现混乱与异常,与实验测试严重不符。通过大量的实验测试与模型校核,确定本实验器套齿减弱系数为 0.92。

通过有限元程序编程计算,得到转子实验器的坎贝尔图与振型图如图 12~图 14 所示,可以看出,转子实验器的 1 阶、2 阶临界转速分别为 2211r/min 与 2676r/min,其中,1 阶归一化振型为以风扇为主的俯仰振型,2 阶归一化振型为风扇涡轮振幅大致相当的弯曲振型。

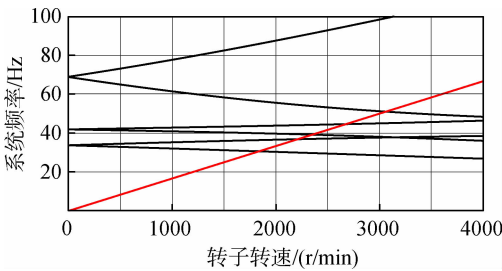


图 12 转子坎贝尔图

Fig. 12 Campell of rotor

2.2 转子模态测试

通过转子模态测试可以得到转子的临界转速和振型等关键模态参数,校核模态计算结果并为后续研究提供重要的数据支撑。

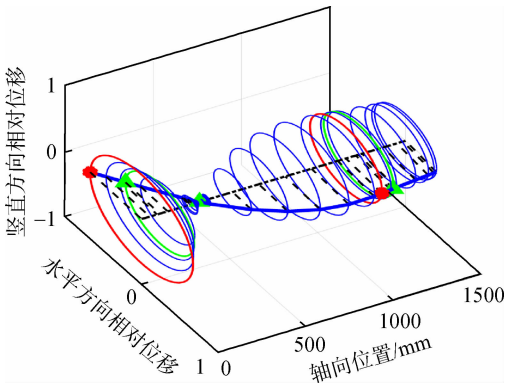


图 13 转子 1 阶计算振型

Fig. 13 Calculation 1st mode of rotor

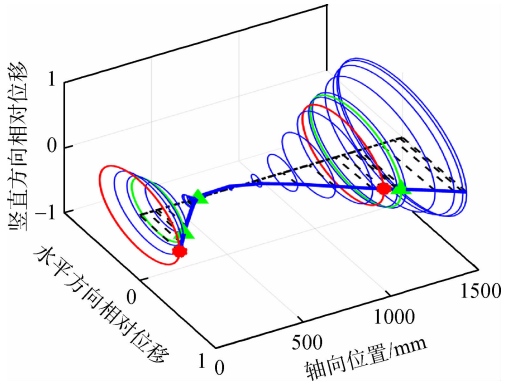


图 14 转子 2 阶计算振型

Fig. 14 Calculation 2nd mode of rotor

图 15 所示为突加大不平衡转子实验器安装状态下振型测点布置示意图。根据测试实验器的结构特征,在其转子上从风扇盘至涡轮盘选取了 4 个测点,测得转子实验器的 1 阶振型 2 阶振型如图 16、图 17 所示。可以看出,转子实验器 1 阶振型为俯仰振型,2 阶振型为弯曲振型,与计算对比良好。

图 18 为双盘同相不平衡量为 $42\text{ g}\cdot\text{cm}$ 不平衡响应实验中风扇盘水平测点处实验与计算结果的对比图。可以看出,实验测得转子系统的 1 阶

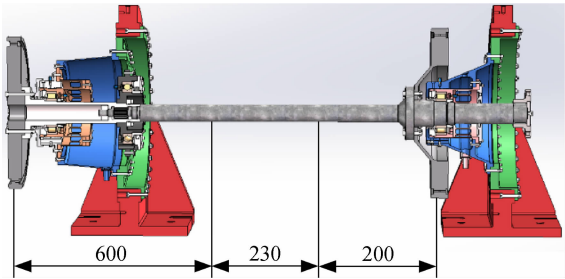


图 15 转子实验器振型测点示意图(单位:mm)

Fig. 15 Modal point of rotor experimental rig (unit:mm)

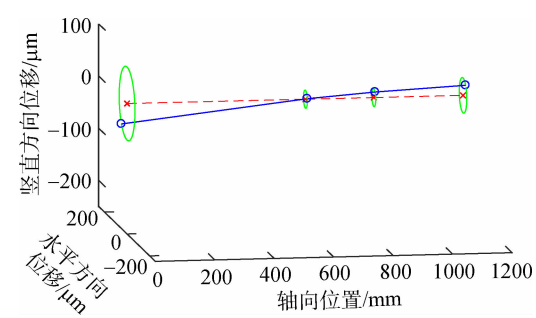


图 16 转子 1 阶实验振型

Fig. 16 Experimental 1st mode of rotor

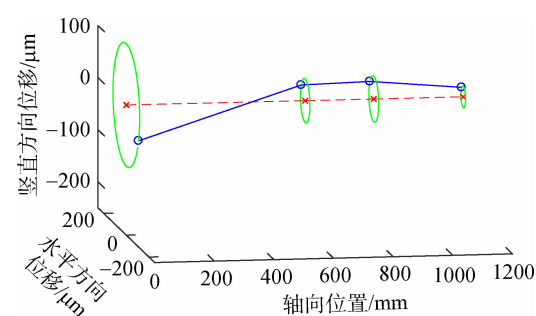


图 17 转子 2 阶实验振型

Fig. 17 Experimental 2nd mode of rotor

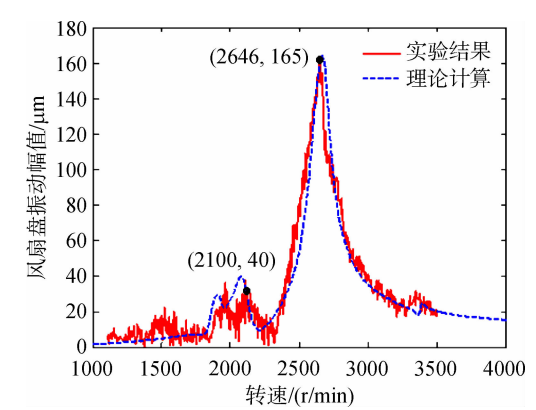


图 18 不平衡响应幅频特性曲线

Fig. 18 Rotor unbalance response amplitude-frequency curve

临界转速为 2100 r/min, 2 阶临界转速为 2 646 r/min, 如表 6 所示, 误差不超过 5.3%, 且振动幅值与计算结果符合。

表 6 临界转速比对

Table 6 Comparison of critical speeds

阶次	临界转速/(r/min)		误差/%
	计算结果	实验结果	
1	2211	2100	5.3
2	2676	2646	1.13

2.3 突加不平衡实验

实验内容如表 7 所示, 共进行 3 组突加大不平衡实验。每次飞脱质量为 316 g, 突加不平衡量为 5700 g · cm, 飞脱载荷从 6 071 N 到近 10 000 N 逐次递增, 为研究大涵道比涡扇发动机叶片飞脱后转子的突加不平衡响应提供重要的数据支撑。

表 7 实验内容

Table 7 Experimental data

实验序号	叶片材料	榫头宽度/mm	飞脱转速/(r/min)	飞脱载荷/N
1	40Cr	3.61	3120	6071
2	45 钢	3.61	3410	7253
3	45 钢	4.50	3970	9831

2.3.1 第 1 次大飞脱实验

转子实验器均为顺时针旋转, 在转速为 3 120 r/min 下, $t=1$ s 时刻在风扇盘上 0° 相位处突加 5700 g · cm 不平衡量, 测试得到 $t=0\sim 3$ s 时间段内风扇盘的运动轨迹如图 19 所示, 其中相位 0° 为光电传感器反光纸位置, 即转速脉冲位置, 从转子动平衡开始统一规定。可以看出, 风扇盘处的轨迹先是稳定在一幅值为 75 μm 的圆形轨道。突加不平衡发生后, 风扇盘响应迅速增大, 然后在经历了数个周期的波动后逐渐稳定至一幅值为 675 μm 的圆轨道。整个过程中风扇盘的最大位移为 1173 μm, 最大位移处的相位为 138.0° 。

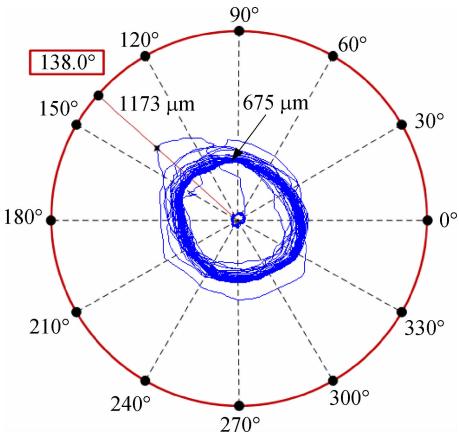


图 19 第 1 次突加大不平衡实验的风扇盘轨迹

Fig. 19 Orbit of fan of the 1st experiment with sudden unbalance

图 20 所示为风扇盘处振动的时域信号, 可以看出冲击系数 $I_{mp} = |A_{max} - A_i| / |A - A_i| = 1.41$,

其中 $A_{\max}$ 为突加不平衡后的最大位移, A 为突加不平衡后的稳定位移, A_i 为突加不平衡前的稳定位移。图 21 所示为风扇盘处振动信号采用傅里叶变换后得到的频谱图, 图中 f_n 表示基频, f 表示频率。可以看出, 风扇盘处的振动信号除了包含有转频成分外还含有 1 个转频的 2 倍频的成分以及 2 个介于 1、2 倍频之间的频率成分(81.3、94.3 Hz)。这一频率成分应该是由突加不平衡量过大, SFD 处振幅大于油膜间隙, 导致一支点处发生了碰摩, 并且最终形成了稳定的全周碰摩, 因此除了转动频率的 1、2 倍频的振动外, 突加不平衡还激起了超次谐波。

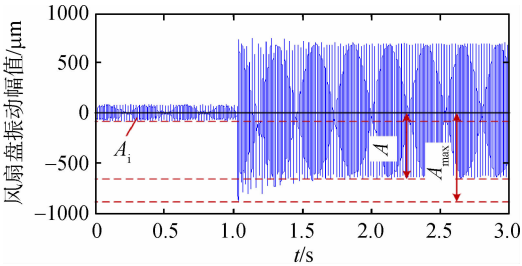


图 20 第 1 次突加大不平衡实验风扇盘时域信号
Fig. 20 Time-domain signal of fan of the 1st experiment with sudden unbalance

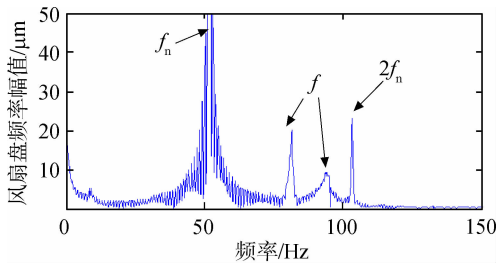


图 21 第 1 次突加大不平衡实验风扇盘频域信号
Fig. 21 Frequency-domain signal of fan of the 1st experiment with sudden unbalance

2.3.2 第 2 次大飞脱实验

转子在转速 3 410 r/min 下, $t=1$ s 时刻在风扇盘上 0° 相位处突加 $5700\text{ g}\cdot\text{cm}$ 不平衡量, 测试得到 $t=0\sim3$ s 时间段内风扇盘的运动轨迹如图 22 所示。可以看出, 风扇盘处的轨迹先是稳定在一个水平方向幅值为 $85\text{ }\mu\text{m}$, 竖直方向幅值为 $50\text{ }\mu\text{m}$ 的椭圆形轨道。突加不平衡发生后, 风扇盘响应迅速增大, 然后在经历了数个周期的波动后逐渐稳定至一个水平方向幅值为 $785\text{ }\mu\text{m}$, 竖直方向幅值为 $660\text{ }\mu\text{m}$ 的椭圆形轨道。整个过程中风扇盘的最大位移为 $1164\text{ }\mu\text{m}$, 最大位移处的相位为 180.0° 。

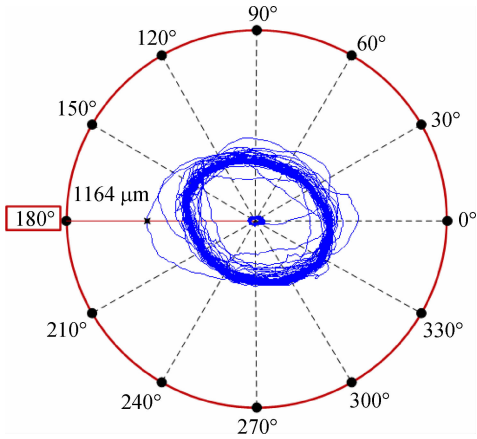


图 22 第 2 次突加大不平衡实验的风扇盘轨迹
Fig. 22 Orbit of fan of the 2nd experiment with sudden unbalance

图 23 所示为风扇盘处振动的时域信号, 可以看出冲击系数 $I_{\text{mp}} = |A_{\max} - A_i| / |A - A_i| = 1.56$ 。图 24 所示为风扇盘处振动信号采用傅里叶变换后得到的频域信号, 同样, 风扇盘处的振动信号除了包含有转频成分外还含有 1 个转频的 2 倍频的成分以及两个介于 1、2 倍频之间的频率成分(80.7、98.3 Hz)。

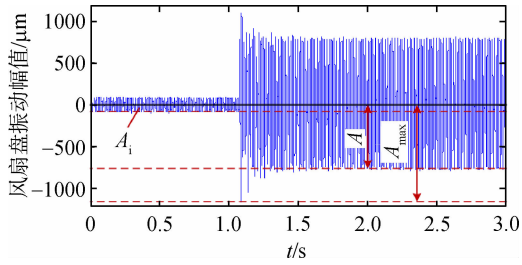


图 23 第 2 次突加大不平衡实验风扇盘时域信号
Fig. 23 Time-domain signal of fan of the 2nd experiment with sudden unbalance

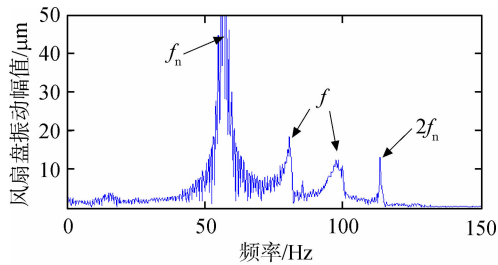


图 24 第 2 次突加大不平衡实验风扇盘频域信号
Fig. 24 Frequency-domain signal of fan of the 2nd experiment with sudden unbalance

2.3.3 第 3 次大飞脱实验

转子在转速 3 970 r/min 下, $t=1$ s 时刻在风

扇盘上 0° 相位处突加 $5700\text{ g}\cdot\text{cm}$ 不平衡量, 测试得到 $t=0\sim3\text{ s}$ 时间段内风扇盘的运动轨迹如图 25 所示。可以看出, 风扇盘处的轨迹先是稳定在一个水平方向幅值为 $75\text{ }\mu\text{m}$, 竖直方向幅值为 $100\text{ }\mu\text{m}$ 的椭圆形轨道。突加不平衡发生后, 风扇盘响应迅速增大, 然后在经历了数个周期的波动后逐渐稳定至一个水平方向幅值为 $1150\text{ }\mu\text{m}$, 竖直方向幅值为 $1050\text{ }\mu\text{m}$ 的椭圆形轨道。整个过程中风扇盘的最大位移为 $1501\text{ }\mu\text{m}$, 最大位移处的相位为 131.5° 。其中, 在转子水平位置处信号有一定的削波, 这是由于突加不平衡量过大, 超出了传感器测试范围造成的。

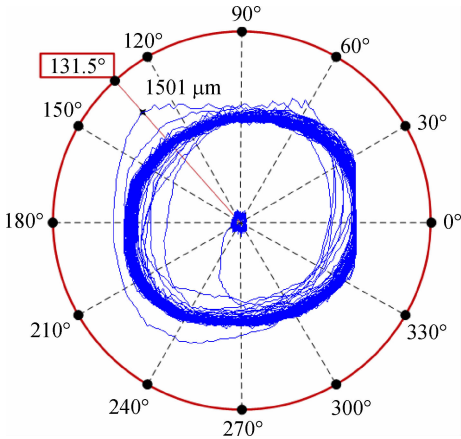


图 25 第 3 次突加大不平衡实验的风扇盘轨迹
Fig. 25 Orbit of fan of the 3rd experiment with sudden unbalance

图 26 所示为风扇盘处振动的时域信号, 可以看出冲击系数 $I_{\text{mp}} = |A_{\text{max}} - A_i| / |A - A_i| = 1.13$ 。图 27 所示为风扇盘处振动信号采用傅里叶变换后得到的频谱图, 与前两次实验结果相同, 风扇盘处的振动信号除转频成分外还有转频的 2 倍频的成分以及介于 1、2 倍频之间的频率成分 (81.3、100.3 Hz), 但此时 100.3 Hz 并不十分明显。

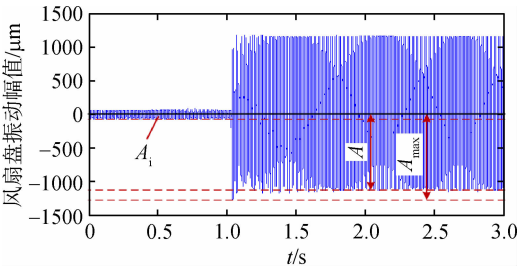


图 26 第 3 次突加大不平衡实验风扇盘时域信号
Fig. 26 Time-domain signal of fan of the 3rd experiment with sudden unbalance

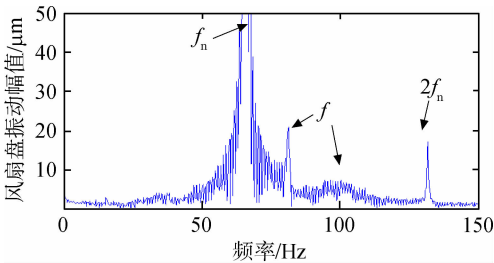


图 27 第 3 次突加大不平衡实验风扇盘频域信号
Fig. 27 Frequency-domain signal of fan of the 3rd experiment with sudden unbalance

3 结 论

本文根据某型验证机低压转子模型, 设计了突加不平衡实验系统, 进行了突加大不平衡量的叶片飞脱实验, 得出主要结论如下:

- 1) 本文设计的突加不平衡实验器, 与某型验证机低压转子模型满足相似理论要求, 具有重要的借鉴意义与指导意义。
- 2) 本文设计的突加不平衡实验系统, 可以有效地开展突加不平衡实验, 并能够重复地进行叶片飞脱, 实验简单易行, 参数可控, 实验效果良好。
- 3) 随着突加载荷的增大, 稳定后的风扇盘位移增大, 但冲击系数并没有明显的线性关系, 分析认为这是挤压油膜外环限幅造成的。
- 4) 除了转动频率的 1、2 倍频的振动外, 突加大不平衡还会造成转静碰摩发生, 引发超次谐波。因此, 在后续设计突加大不平衡实验器时需要特别注意实验器中 SFD、密封等位置处间隙的设计, 并且预留出测量间隙的空间, 以此来更加准确对实验器的动力学特性进行仿真研究。

参考文献:

[1] 中国民用航空总局. 航空发动机适航规定: CCAR-33-R2 [S]. 北京: 中国民用航空总局, 2011: 38-78.

[2] Federal Aviation Regulations. Airworthiness standards: aircraft engines: 14 CFR Part 33 [S]. Washington: Federal Aviation Administration, 1993: 81-99.

[3] European Aviation Safety Agency. Certification specifications for engines: CS-E [S]. Cologne, Germany: European Aviation Safety Agency, 2009: 140-141.

[4] DZENAN H. Mechanical loads on a turbofan engine structure at blade-off [D]. Lulea, Sweden: Lulea University of Technology, 2009.

[5] STALLONE M J, GALLARDO V, STORACE A F, et al. Blade loss transient dynamic analysis of turbomachinery [J]. AIAA Journal, 1982, 21(8): 1134-1138.

[6] ALAM M, NELSON H D. A blade loss response spectrum

for flexible rotor systems[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 107(1): 197-204.

[7] 任兴民, 顾家柳. 航空发动机转子-支承系统的突加不平衡响应[J]. 振动工程学报, 1991, 4(3): 75-82.

REN Xingmin, GU Jialiu. Response of suddenly applied unbalance for aeroengine rotor-bearing systems[J]. Journal of Vibration Engineering, 1991, 4(3): 75-82. (in Chinese)

[8] 顾家柳, 任兴民. 求解转子系统突加不平衡响应方法的研究[J]. 应用力学学报, 1991, 8(4): 56-62.

GU Jialiu, REN Xingmin. A study on solution of suddenly applied unbalance response of rotor-suooprt system[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 1991, 8(4): 56-62. (in Chinese)

[9] 王四季, 廖明夫. 主动弹支干摩擦阻尼器控制转子突加不平衡响应的研究[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(5): 667-672.

WANG Siji, LIAO Mingfu. Application of an active elastic support dry friction damper to controlling sudden unbalance response of rotor systems[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2008, 27(5): 667-672. (in Chinese)

[10] 王四季, 廖明夫. 转子突加不平衡响应在线控制方法的研究[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(1): 77-80.

WANG Siji, LIAO Mingfu. A method for online control of sudden unbalanced vibration response of rotor[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(1): 77-80. (in Chinese)

[11] 李其汉, 赵福安, 张世平. 带弹性阻尼支承的转子系统丢失叶片瞬态响应实验研究[J]. 航空动力学报, 1992, 7(2): 103-107.

LI Qihan, ZHAO Fuan, ZHANG Shiping. Experimental investigation on blade loss transient response of rotor with flexible damped support[J]. Journal of Aerospace Power, 1992, 7(2): 103-107. (in Chinese)

[12] 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)

[13] 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: 106611553[P]. 2017-05-03.

[14] 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)

[15] 熊雨浓. 叶片飞脱下转子动力学响应研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2018.

XIONG Yunong. Study of rotor dynamics under blade-off status[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2018. (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] 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.

[18] 王四季, 廖明夫, 刘永泉, 等. 航空发动机轴承外环装配工艺引起的转子系统非线性振动[J]. 航空动力学报, 2015, 30(1): 82-89.

WANG Siji, LIAO Mingfu, LIU Yongquan, et al. Review on the blade loss of aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(1): 82-89. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)