# 模拟转子叶片丢失后外传载荷影响特性研究\*

洪 亮<sup>1,2</sup>, 臧朝平<sup>1</sup>, 李全坤<sup>3</sup>, 廖明夫<sup>3</sup>

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏南京 210016;
2. 中国航发四川燃气涡轮研究院,四川 成都 610500;
3. 西北工业大学 动力与能源学院,陕西西安 710072)

摘 要:航空适航法则及相关安全性标准中均对航空发动机叶片丢失后的安全性设计提出了要求, 为此需要明确关键零件在叶片丢失后所承受的载荷环境。本文利用Newmark-β法求解载荷传递系统的瞬 态运动微分方程,得到振动响应与力载荷的关系。设计了模拟转子不平衡响应试验,进行突加不平衡质 量后的转子响应测试,进而通过试验件内外振动响应获得了冲击载荷的传递规律。同时为研究阻尼在叶 片丢失外传载荷中的影响效果,通过控制对试验件阻尼器是否供油,进行了有支点阻尼及无支点阻尼的 振动响应对比试验。研究结果表明,冲击载荷在通过静子件后会产生明显衰减,本文试验对象传递比最 高仅为53%,远离转子支承处所承受的载荷远低于转子支承处的载荷。同时,阻尼会明显降低冲击瞬间 的外传载荷,但对转子稳定后的稳态载荷影响较小。本文研究表明:进行航空发动机叶片丢失条件下安 全性分析时,需考虑冲击载荷的衰减及阻尼影响。另外,合理的阻尼器布局将有效降低叶片丢失时产生 的冲击载荷作用,有助于提升发动机的抗冲击能力。

关键词: 航空发动机; 叶片丢失; 外传载荷; 阻尼; 动态响应

中图分类号: V231.9 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2023) 10-2212011-10 **DOI**: 10.13675/j.enki. tjjs. 2212011

# **Effects of External Load on Simulated Rotor Blade Off Event**

HONG Liang<sup>1,2</sup>, ZANG Chao-ping<sup>1</sup>, LI Quan-kun<sup>3</sup>, LIAO Ming-fu<sup>3</sup>

(1. College of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China;
3. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnic University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The aviation airworthiness law and related safety standards all set requirements for the safety design when aero engine blade off event happened, so it is necessary to clarify the load environment of key parts in the blade off event. In this paper, the Newmark- $\beta$  method is used to solve the differential equation of transient motion of the load transfer system, and the relationship between vibration response and force load is obtained. A simulated rotor unbalance response test is designed, and the rotor response test after sudden unbalanced mass is carried out, and then the transmission law of shock load is obtained through the internal and external vibration response of the test piece. At the same time, in order to study the effects of damping on blade off of external load, a comparative test of vibration response with damping and without damping was carried out by controlling whether the damper of the test piece was supplied with oil. The results show that the shock load will be significantly attenuated after passing through the stator, the maximum transfer ratio of the tester in this paper is only 53%, and the

通讯作者:洪 亮,博士生,高级工程师,研究领域为航空发动机整机动力学。E-mail: 1139946710@qq.com

引用格式:洪 亮,臧朝平,李全坤,等.模拟转子叶片丢失后外传载荷影响特性研究[J].推进技术,2023,44(10):
 2212011. (HONG Liang, ZANG Chao-ping, LI Quan-kun, et al. Effects of External Load on Simulated Rotor Blade Off Event[J]. Journal of Propulsion Technology, 2023, 44(10):2212011.)

<sup>\*</sup> 收稿日期: 2022-12-02;修订日期: 2023-02-28。

load away from the rotor support is much lower than the load at the rotor support. At the same time, damping significantly reduces the external load at the moment of impact, but it has little effect on the steady-state load after the rotor is stabilized. Through the research of this paper, it is explained that the attenuation and damping effects of shock load should be considered when analyzing the safety of the aero engine in the blade off event. In addition, a reasonable damper layout will effectively reduce the shock load caused by the blade off event, which will help improving the impact resistance of the engine.

Key words: Aero engine; Blade off event; External load; Damping; Dynamic response

# 1 引 言

在航空发动机工作过程中,突发的叶片丢失会 引起转子系统的不平衡量突然变化,进而引起发动 机振动特性、发动机支承结构及传递载荷发生突变, 即突加不平衡。叶片丢失后产生的突加不平衡除了 可能造成非包容性破坏之外,还可能造成碰摩、抱轴 卡滞、着火等二次故障<sup>[1]</sup>,相关结构件若无法承受叶 片丢失后产生的高密度冲击能量,就会造成构件的 损伤与破坏<sup>[2]</sup>。因此,为保证发动机的安全,国内外 各航空安全管理机构及相关设计规范均出台了相关 法规及条文,对发动机叶片丢失后的安全性设计提 出了要求<sup>[3-6]</sup>,规定了航空发动机在叶片丢失后不应 产生灾难性的损害。

叶片丢失全过程包括叶片断裂瞬时突加不平 衡、转子减速、大不平衡转子系统"风车"状态持续运 转、丢失叶片对尾随叶片的撞击及机匣对丢失叶片 的包容等[7]过程。目前国内学者对机匣包容开展了 大量的仿真分析及试验研究[8-10],仿真结果与试验结 果吻合较好,有效地指导了叶片丢失后的机匣安全 性分析,但对叶片丢失的整机响应仅进行了初步的 理论及模拟试验研究,例如刘璐璐等<sup>[11]</sup>设计了叶片 丢失试验台,对叶片丢失后的载荷响应传递规律进 行了试验及仿真研究。夏南等[12]建立了带同心型 挤压油膜阻尼器(SFD)系统的双盘悬臂柔性转子运 动微分方程(定常转速和定常加速)及突加不平衡 响应方程,分析了系统参数对于突加不平衡响应的 影响和加速通过双稳态响应区的突加不平衡及加速 响应特性。王宗勇等<sup>[13-14]</sup>通过对 Jeffcott 转子进行理 论分析求解,得到了转子质心在转子质量发生突变前 后的运动轨迹方程。彭刚等[15]针对高速柔性转子进 行了动力学模型分析,通过理论与试验对叶片丢失后 的转子响应开展了研究,并进行了载荷优化设计。

国外对叶片丢失后的响应分析工作始于 Stallone<sup>[16]</sup>,随后随着商业软件 LS-DYNA 的成熟以及计 算能力的提升,许多学者对叶片丢失后的转子响应 开展了研究并获得了许多结论。Sinha等<sup>[17]</sup>使用LS-DYNA建立了发动机的整机模型,对叶片丢后的整机 响应进行了仿真分析,发现风扇叶片丢失对靠近风 扇支点影响显著,风扇支点载荷的峰值超过涡轮支 点载荷的6倍。Husband<sup>[18]</sup>基于LS-DYNA进行了整 机包容试验的仿真分析,得到了叶片丢失1s内的响 应历程。Leont'ev<sup>[19]</sup>将阻尼等非线性影响因素引入 了叶片丢失模型,对叶片丢失载荷传递规律进行了 研究,得到了安装支架处的载荷变化历程。除响应 分析外,国外航空安全管理机构还对叶片丢失的整 机试验进行了规定,并将其结果作为发动机适航取 证的必要条件<sup>[20]</sup>。

综上,对于叶片丢失后的转子响应,目前已具备 了初步的分析方法,对叶片丢失后的复杂作用机理 也有了一定认识。但是对于叶片丢失后的载荷在静 子件中的传递过程尚无明显研究成果,导致工程中 在评估发动机安装节、支承机匣时缺乏准确的载荷 输入。为解决该问题,工程上目前通常先计算出叶 片丢失后在支点处的载荷,然后按照静力平衡将该 载荷分解到其余位置,未考虑冲击载荷的传递特征, 计算结果偏保守。

本文利用模拟试验件转子开展了突加不平衡响 应试验,对冲击载荷在静子件上的传递衰减规律进 行了研究,并通过控制油膜阻尼器是否供油,对比分 析了油膜阻尼器对转子突加不平衡后的响应影响。

#### 2 研究对象简介

#### 2.1 结构简介

突加不平衡响应特性试验转子参考某航空发动 机低压转子的结构和动力学进行设计,作为参考对 象的某发动机低压转子结构如图1所示。试验件结 构根据试验需求进行了简化,选取与发动机相同的 1-1-1支承方式,并采用了双盘、三支点的转子结构 方案。试验器的具体结构如图2及图3所示。

试验器的转子组件主要包括由模拟风扇盘、模拟涡轮盘、模拟风扇轴和模拟涡轮轴4部分。在图2





Fig. 2 Overall scheme of the tester



Fig. 3 Photo of tester

中左侧盘模拟发动机的风扇盘,右侧盘模拟发动机 的低压涡轮盘;试验件风扇轴为空心轴,轴端通过锥 形筒与模拟风扇盘用螺栓相连接,并由圆柱面定心; 试验件涡轮轴为实心轴,在模拟涡轮轴的左侧轴端 通过渐开线套齿联轴器向模拟风扇轴传递扭矩,并由 套齿两侧两个圆柱面辅助定心,轴向通过圆螺母和挡 边锁紧定位,模拟涡轮轴右侧通过连接法兰安装模拟 涡轮盘。在模拟涡轮轴的右侧则由柱面配合,平键传 扭的方式安装了联轴器,并与驱动电机柔性连接。

试验件静子组件主要由3个支点组成,从前到后 分别命名为1支点、2支点及5支点,其中1支点及5支 点为弹性支承加阻尼结构,2支点为刚性支承结构。3 个支点主要作用为提供转子所需的支承刚度。为方 便调节转子同轴度,3个支点均单独固定于同一刚性 基座平面上,且3个支点框架刚度均低于基座刚度。

为降低试验件转子初始不平衡量的影响,需进

行初始动平衡试验,动平衡流程见图4所示。动平衡标准为振动测点速度有效值在全试验转速范围内不超过30mm/s。动平衡手段为在模拟盘上安装平衡螺钉进行平衡。通过动平衡后,本试验件残余不平衡量为:风扇端80g·cm,涡轮端50g·cm,两者相位差220°。后文在进行载荷分析时,需将初始不平衡量与飞脱质量矢量合成考虑。



Fig. 4 Dynamic balance flow chart

#### 2.2 模拟转子动力学特性

图 5 为模拟转子坎贝尔图,由计算结果可知,模拟 转子的前二阶临界转速分别为 2797r/min,5355r/min。 在模拟转子动平衡试验中,采集转子升速过程的 BODE 图如图 6 所示,由图可见在 2750r/min 左右,转 子的振幅显著增大,并且相位发生明显变化,可以确 定这是转子的一阶临界转速。在 5550r/min 左右,转 子的振幅显著增大,并且相位发生明显变化,可以确 定这是转子的二阶临界转速。

为了对比模型,清晰了解该低压转子的模态,在 转子的风扇盘、涡轮轴、涡轮盘共布置5个测点以测试 振型,测点分布见图7。在300r/min,2800r/min采集稳 态响应中一倍频幅值与相位见表1。其中300r/min采



Fig. 5 Campbell map of the rotor

集是为了得到转子的初始弯曲,2800r/min采集是为 了获得转子在一阶临界转速处的稳态响应。





2212011-4

在采集到稳态响应信息后,使用 MATLAB 软件编 程处理数据,并画出转子夹紧状态的一阶临界转速振 型图,如图 8(a)所示。图 8(b)为一阶振型有限元仿真 结果,将试验结果同理论计算结果进行比对,振型基本 吻合。可以确定该转速为一阶临界,为俯仰振型。按 照相同的方法实测绘制二阶临界处的振型,并将其与 理论计算对比,具体如图9所示,振型基本吻合。同样 可以确定该转速为二阶临界,且二阶为弯曲振型。

将实测的临界转速与理论计算结果对比如表2 所示,临界转速最大误差为1.3%,这说明本文所建立 模拟转子动力学特性与期望情况相同。

## 2.3 飞脱加载装置

. . .

不平衡加载装置的结构图如图 10 所示,主要由 弹性夹具、飞脱和配重模拟叶片以及飞脱侧和配重 侧的挡块等部件组成,并由螺栓固定于风扇盘的侧 面。该装置通过改变模拟叶片的质量、叶片重心与 盘心的距离、榫头宽度、榫头顶角(或榫头半顶角)等 参数控制不平衡载荷加载过程和不平衡载荷的加载 转速。本试验的飞脱转速设置为 2160r/min,飞脱不 平衡量为 108g,飞脱位置位于风扇盘。

1.0

0.5

0 -0.5

-1.0

Item	300r/min		2800r/min	
	Amplitude/µm	Phase/(°)	Amplitude/µm	Phase/(°)
CH1	11.40	84.2	17.66	129.1
CH2	27.00	142.6	19.86	140.5
CH3	10.78	194.6	18.81	290.2
CH4	1.36	151.1	35.88	285.8
CH5	21.99	204.6	49.28	254.5







Fig. 9 Second order mode test

Table 2	Comparison	of measured	and c	alculated	critical	speed
---------	------------	-------------	-------	-----------	----------	-------

Item	Measured result/(r/min)	Theoretical result/(r/min)	Difference/%
1st critical speed	2750	2785	1.3
2nd critical speed	5550	5498	0.9



Fig. 10 Device of imbalance

# 3 试验系统

#### 3.1 测试系统

图 11 是设计的试验系统方案。试验系统分为试 验模拟转子系统和测试系统两大部分。试验模拟转 子系统主要包括试验模拟转子、突加不平衡加载装 置、驱动装置和安全防护装置。试验模拟转子通过 柔性联轴器由高速主轴电机驱动,采用变频器无极 变速。试验中通过传感器和应变片感应转子振动和 应变信号,并通过采集卡和信号调理器对所采集的 信号进行滤波、去除偏置电压并对信号进行比例放 大。其中,在转子支座与轴承座上安装速度传感器, 测试轴承动载荷信号。在风扇盘与涡轮盘安装位移 传感器测试位移信号。在联轴器位置安装光电传感 器测试转速信号。通过计算机,对采集到的信号进 行记录和处理。动态测试系统的采样率为1kHz。

#### 3.2 响应理论分析

在已知静子内部载荷的情况下,外传载荷理论 值可通过对静子部件进行理论建模分析得到。由于 本模型中的主要静子部件有轴承座、挤压油膜阻尼 器及静子机匣,需将静子部件简化为弹簧质量块模 型如图12所示。

现以1支点静子部件为例,建立动力学模型,如 图13所示。图中m1为机匣内环质量,m2为机匣外环 质量,均通过模型测量获得。k01,k02,k1,k2分别为轴 承座刚度、阻尼器刚度、支板刚度及支座刚度,均通 过有限仿真得到。c0,c1,c2分别为油膜阻尼、支板阻 尼及支座阻尼,其中油膜阻尼存在非线性,先给定初 始值100N·s/m,后根据短轴承半油膜理论给出每一



Fig. 11 Test plan



Fig. 12 Stator simplified model

2212011-6

步求解过程的数值。支板及支座阻尼根据试验标定 结果给出。 $F_0(t)$ 为转子支点载荷,可通过转子位移 响应测量得到,其值与转子传递到轴承座及阻尼器 上的载荷 $F_{k0}$ 与 $F_{c0}$ 之和相同。 $F_{k1}$ 与 $F_{c1}$ 为载荷传递到 支板刚度及阻尼上的载荷, $F_{k2}$ 与 $F_{c2}$ 为载荷传递到支 座刚度及阻尼上的载荷,均为未知量,可通过求解支 座内外环响应 $x_1(t)$ 与 $x_2(t)$ 得到。



Fig. 13 Force analysis of stator model

将弹支外传力 *F*<sub>40</sub>、挤压油膜阻尼器外传力 *F*<sub>60</sub>作 为系统的外接激励,根据受力分析可得

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2) = F_0 (t)$$
  

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 (x_1 - x_2)$$
(1)

整理得

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_2 - k_1 x_2 = F_0(t)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (c_1 + c_2) \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_2 - c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 = 0$$
(2)

合并可得

 $m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = F_0(t)$ (3) 用状态向量  $h = \{\dot{x}_1, x_1, \dot{x}_2, x_2\}$ 代替运动,写成矩 阵为

$$\begin{bmatrix} 0 & m_{1} & 0 & 0 \\ m_{1} & c_{1} & 0 & -c_{1} \\ 0 & 0 & 0 & m_{2} \\ 0 & -c_{1} & m_{2} & c_{1} + c_{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{1} \\ \ddot{x}_{2} \\ \dot{x}_{2} \end{bmatrix} + \begin{pmatrix} 4 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} -m_{1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{1} & 0 & -k_{1} \\ 0 & 0 & -m_{2} & 0 \\ 0 & -k_{1} & 0 & k_{1} + k_{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_{1} \\ \dot{x}_{2} \\ \dot{x}_{2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_{0}(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbb{H} \mathbf{h} = \begin{bmatrix} x_{1}, x_{2} \end{bmatrix}^{T} \overline{\mathcal{R}} \overline{\mathcal{R}} \overline{\mathcal{M}} \Phi \overline{\mathbf{E}} \overline{\mathbf{d}}, \overline{\mathcal{G}} \overline{\mathcal{M}} \overline{\mathcal{M}} \overline{\mathbf{E}} \overline{\mathcal{M}}$$

$$\begin{bmatrix} m_{1} & 0 \\ 0 & m_{2} \end{bmatrix} \ddot{h} + \begin{bmatrix} c_{1} & -c_{1} \\ -c_{1} & c_{1} + c_{2} \end{bmatrix} \dot{h} + \begin{bmatrix} k_{1} & -k_{1} \\ -k_{1} & k_{1} + k_{2} \end{bmatrix} \mathbf{h} = \begin{bmatrix} F_{0}(t) \\ 0 \end{bmatrix}$$
(5)

本文选择 Newmark-β 法求解模型系统的瞬态运 动微分方程式(5),便可得到转子在支点处输入载荷 与传递到静子不同位置载荷之间的相对关系。采用 Newmark-β法求解时,选择步长为所关注的最高特征 频率的十分之一。

#### 3.3 响应方法验证

为验证 3.2 节分析方法的正确性,在支承机匣内 外布置振动响应测点,将测试值与通过振动响应反 推的结果对比见图 14 所示。采用叶片丢失时测试与 理论分析瞬时最大载荷响应进行误差计算,瞬时最







大响应载荷具体值见图中黄色背景数字。对比分析 结果可以看出,弹支外传力的理论计算结果与试验 结果基本吻合,最大误差约为19.2%,说明了理论响 应分析方法的可行性。

# 4 试验响应分析

#### 4.1 外传载荷分析

-4000 L 2120

在质量飞脱后,测量1支点、2支点及5支点内外

的振动响应,计算各支点处的外传载荷如图15~图17 所示。内外载荷传递比见表3,其中传递比定义为外 传载荷与内部载荷的比值。由分析结果可见,转子 突加不平衡后,载荷在静子件中的分配会受刚度及 支承位置的影响,支承越刚,越靠近突加不平衡位置 传递的载荷越大。同时,载荷能量在传力路径中会 耗散,本试验中支承静子内外载荷传递比最高仅为 53%。

2180





Fig. 16 Internal and external load transfer relationship of No.2 support

4000

2000

-2000

C

**Fransmitted force/N** 



-4000 2120 2130 2140 2150 2160 2170 2180 -4000 Speed/(r/min) Speed/(r/min) (a) Internal load (b) External load Fig. 17 Internal and external load transfer relationship of No.5 support

Table 3 Internal and external load transfer ratio

Support No.	Internal load/N	External load/N	Transfer ratio/%
1	1079	552	51
2	3172	1179	37
5	546	289	53

#### 4.2 阻尼影响分析

试验件转子在同样不平衡块丢失条件下,通过 控制挤压油膜阻尼器是否供油来进行考虑阻尼以及 不考虑阻尼的叶片丢失响应对比试验。做出试验件 转轴轴心在飞脱前、飞脱中及飞脱后的轴心轨迹见 图 18 所示。由图可见,阻尼对于转子在叶片丢失前 及叶片丢失后的影响可忽略不计,有阻尼及无阻尼 时在叶片丢失前后的振幅差异不超过1%。支点阻尼 主要影响叶片丢失过程中的转子振幅。叶片丢失 后,转子首先振幅突增,最后趋于稳定。但引入阻尼 影响后,可将转子的最大响应控制到更小的范围内。 本例中,施加阻尼后,叶片丢失时刻的轴心最大轨迹 振幅仅为无阻尼时的50%左右。

为定量分析阻尼对响应的影响,做出转子试验 中的时域波形如图 19 所示。同时定义冲击响应因子 *K*(式(6)),根据公式计算得到转子无阻尼时的冲击 响应因子为 2.23,有阻尼时的冲击响应因子为 1.61,阻 尼降低了 30% 左右冲击瞬间的转子响应,作用明显。

$$K = \frac{A' - A_1}{A_2 - A_1}$$
(6)

式中A'为飞脱瞬间转子最大响应;A<sub>1</sub>为飞脱前转子稳态响应;A<sub>2</sub>为飞脱后转子稳态响应。



Fig. 18 Axis track comparison

2212011-9





# 5 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

(1)叶片丢失质量后会产生冲击响应,冲击响应 在静子传递过程中会发生明显衰减,本试验件的载 荷传递比最高仅为53%。在进行受叶片丢失载荷影 响的构件安全性分析时,需考虑载荷衰减的影响。

(2)阻尼对叶片丢失质量前后的响应影响较小, 阻尼主要可降低叶片丢失瞬间转子的响应极值,合 理的转子支点阻尼有利于降低航空发动机在叶片丢 失后的生存概率。

**致** 谢:感谢课题研究过程中西北工业大学侯理臻博 士、王四季老师的全力支持。

#### 参考文献

- [1] Cosme N, Chevrolet D, Bonini J, et al. Prediction of Engine Loads and Damages Due to Fan Blade off Event[R].
   AIAA 2002-1666.
- [2] 陈 伟,刘璐璐,宣海军,等.突加高能载荷作用下航空发动机结构动态响应及安全性综述[J].推进技术,2020,41(9):2099-2119.(CHEN Wei,LIU Lu-lu, XUAN Hai-jun, et al. Review on Dynamic Response and Safety of Engine Structure under Sudden High Energy Load[J]. Journal of Propulsion Technology, 2020,41 (9):2099-2119.)
- [3] FAA 14 CFR, Airworthiness Standards: Aircraft Engines [S].
- [4] CS-E, Certification Specifications for Engines[S].
- [5] MIL-HDBK-1783B, Engine Structural Integrity Programs[S].
- [6] CCAR-33R2, 航空发动机适航规定[S].
- [7] 洪 杰,栗天壤,王永锋,等.叶片丢失激励下航空 发动机柔性转子系统的动力学响应[J].航空动力学 报,2018,33(2):257-264.
- [8] 何 庆,宣海军,刘璐璐. 航空发动机风扇叶片撞击 机匣的响应机理研究[J]. 兵工学报, 2011, 32(增刊

1): 143-148.

- [9] He Q, Xie Z, Xuan H J, et al. Multi-Blade Effects on Aero-Engine Blade Containment [J]. Aerospace Science and Technology, 2016, 49(2): 101-111.
- [10] He Q, Xuan H J, Liao L F, et al. Simulation Methodology Development for Rotating Blade Containment Analysis
  [J]. Journal of Zhejiang University (Science A), 2012, 13(4): 239-259.
- [11] 刘璐璐,赵振华,陈 伟,等.叶片丢失后发动机整 机响应模拟试验与仿真[J].航空动力学报,2018,33
   (2):290-298.
- [12] 夏 南,孟 光,冯心海.带同心SFD的双盘悬臂柔 性转子的稳态圆响应和稳定性分析[J].西北工业大 学学报,1999,17(2):192-196.
- [13] 王宗勇,龚 斌,闻邦椿.质量及激励幅值突变转子系统动力学研究[J].振动与冲击,2008,27(8):48-51.
- [14] 王宗勇,林 伟,闻邦椿.质量突变转子系统的动力 学研究[J].中国机械工程,2009,20(13):1586-1589.
- [15] 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): 1111-1211. (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): 1111-1211.)
- [16] Stallone M J. Blade Loss Transient Dynamic Analysis of Turbomachinery [J]. AIAA Journal, 1983, 21 (8) : 1134-1138.
- [17] Sinha S, Dorbala S. Dynamic Loads in the Fan Containment Structure of a Turbofan Engine[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2009, 22(3): 260-269.
- [18] Husband J B. Developing an Efficient FEM Structural Simulation of a Fan Blade off Test in a Turbofan Jet Engine[D]. Saskatoon: University of Saskatchewan, 2007.
- [19] Leont'ev M K. Simulation of Fan Blade out for a High Bypass Ration Engine [J]. Russia Aeronautics, 2014, 57 (2): 154-161.
- [20] CASR Part 33, Airworthiness Standards: Aircraft Engines[S].

(编辑:朱立影)