

突加基础冲击激励下转子系统振动特性试验

陈伟¹, 吴泽宇¹, 韩佳奇¹, 刘璐璐¹, 罗刚², 赵振华²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院

航空发动机热环境与热结构工业和信息化部重点实验室, 南京 210016;

2. 南京航空航天大学 机械结构力学及控制国家重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 针对着舰过程中航空发动机转子系统受到的突加基础冲击激励的问题, 基于典型小涵道比涡扇发动机结构特征相似原则设计转子-支承-机匣系统试验器, 对突加基础冲击激励下转子系统振动特性进行试验研究。结果表明: 突加基础冲击激励瞬时具有显著的冲击效应, 转子系统瞬态振动响应加剧并激起转子的正反进动和横向振动模态。转子系统轮盘处振幅比随基础冲击速度的增加而非线性增长, 突加纵向基础冲击激励比突加横向基础冲击激励更能影响转子系统的振动特性。

关 键 词: 转子系统; 基础激励; 振动试验; 瞬态响应; 轴心轨迹

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Test on vibration characteristics of rotor system under sudden base shock excitation

CHEN Wei¹, WU Zeyu¹, HAN Jiaqi¹, LIU Lulu¹, LUO Gang², ZHAO Zhenhua²

(1. Aero-engine Thermal Environment and Structure Key Laboratory of Ministry of Industry and Information Technology, College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A rotor-supporting-casing system test rig was designed to investigate the vibration response of turbofan rotor in time domain and frequency domain under sudden base shock excitation during the process of landing, based on the equivalence principle of structural characteristics of the typical low bypass ratio turbofan engine. Results showed that sudden base shock excitation led to significant impact on rotor, the aggravation of rotor's transient response, the positive and negative precession and flexural resonance. The amplitude ratio of the disk of rotor system increased nonlinearly with the increase of the impact velocity of base, and the longitudinal sudden base shock excitation had more influence on the vibration characteristics of the rotor system than the transverse sudden base shock excitation.

Keywords: rotor system; base excitation; vibration test; transient response; orbits

舰载机着舰冲击载荷是航空发动机服役过程中一种典型的载荷工况, 航空发动机主要通过吊

装结构与机体连接, 着舰冲击载荷将通过安装节与支承结构传递给转子系统, 因此着舰冲击载荷

收稿日期: 2021-09-24

基金项目: 国家科技重大专项(2017-IV-0006-0043)

作者简介: 陈伟(1968—), 男, 教授, 博士, 主要从事航空发动机结构冲击动力学研究。E-mail: chenwei@nuaa.edu.cn

引用格式: 陈伟, 吴泽宇, 韩佳奇, 等. 突加基础冲击激励下转子系统振动特性试验[J]. 航空动力学报, 2023, 38(4): 878-888. CHEN Wei, WU Zeyu, HAN Jiaqi, et al. Test on vibration characteristics of rotor system under sudden base shock excitation[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(4): 878-888.

作用下的航空发动机转子系统实际上是处于一个非惯性坐标系中,即转子系统基础振动问题。对于着舰冲击载荷导致的突加基础冲击激励下转子系统振动特性问题,不仅是航空发动机结构安全性设计必须考虑的关键问题^[1],也是学术界备受关注的问题。基础振动会导致转子系统振动加剧,甚至可能引发碰摩故障,造成航空发动机严重损伤^[2-3],危害舰载机的飞行安全。从20世纪70年代开始,国内外学者就基础激励下转子系统振动响应问题开展了大量的研究,研究内容包括基础激励下转子系统动力学建模方法^[4-6]、模拟地震或基础冲击激励下转子系统振动特性研究^[7-10]以及飞机机动飞行过程中惯性载荷对转子系统动力学特性的影响^[11-13]等多个方面。针对转子系统动力学建模方法,最早学者基于解析法建立转子系统的运动微分方程^[4],该方法函数简洁且变量关系明了,但不能很好地预测具有复杂结构转子系统的非线性振动响应。随后有学者基于有限元法建立转子系统的运动微分方程,该方法适用范围广、预测精度高,能够适用于各种复杂条件下转子系统^[15]。现阶段国内外对基础激励下转子动力学建模主要采用转子-支承-基础系统的建模方法,Kang等^[16]分别采用集中质量、连续梁单元及平板型基础3种建模方法建立简化模型来研究基础质量、尺寸和刚度对基础激励下转子系统振动特性的影响。Han等^[17]针对安装在柔性基础的Jeffcot转子动力学问题提出单自由度基础简化建模方法。基础简化建模方法虽然能控制模型的规模并提高建模速度和计算效率,但不能准确地预测转子-支承-基础系统的动力学特性,因此Cavalca等^[18]和Chen等^[19]采用多自由度基础建模方法对基础激励下转子系统动力学特性进行更加深入的研究。

关于转子系统基础振动问题试验研究方面,Duchemin等^[20]通过试验研究基础激励下偏置单盘转子的动力学特性并重点考虑转子在临界转速附近运转且基础作简谐转动时转子系统的稳定性问题。Driot等^[21]则采用激振器对偏置单盘转子系统的基础施加冲击载荷并测量转子的轴心轨迹,发现轴心轨迹的形状受转速和激振频率的双重影响。颜文忠等^[22]对安装在柔性基础的转子系统作基础横向振动来研究其振动响应的影响因素,获得基础的振动幅值和振动频率对转子系统横向振动的影响规律。杨泽东^[23]开展基础脉冲激励

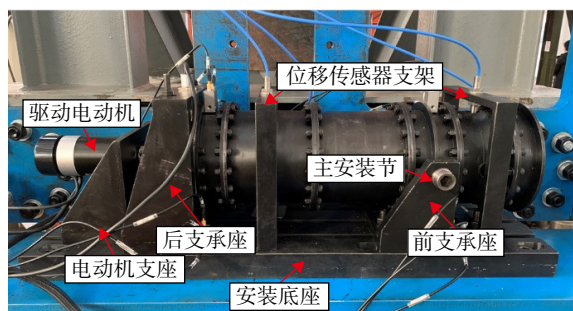
下转子-支承-基础系统振动响应试验,研究转子转速和脉冲宽度、幅值及形式对基础脉冲激励下Jeffcot转子系统振动特性及稳定性的影响。

综上所述,国内外目前针对转子系统基础振动问题开展了大量的理论和试验研究,但这些研究大多基于Jeffcot转子或偏置单盘转子模型来讨论基础振动对转子系统振动特性的影响,虽然能够得到具有较大参考价值的定性结论,但与真实航空发动机转子系统的模型参数相差较大,难于准确得到基础振动时航空发动机转子系统的振动响应。本文基于典型小涵道比涡扇发动机结构特征相似原则设计转子-支承-机匣系统试验器,采用落震试验来模拟着舰过程中着舰冲击载荷作用于航空发动机结构,通过试验方法深入地研究突加基础冲击激励下转子系统的振动响应特征,获得不同基础冲击速度和基础冲击方向对转子系统振动特性的影响规律,为真实航空发动机在着舰冲击载荷作用下振动响应分析及结构安全性设计提供重要参考。

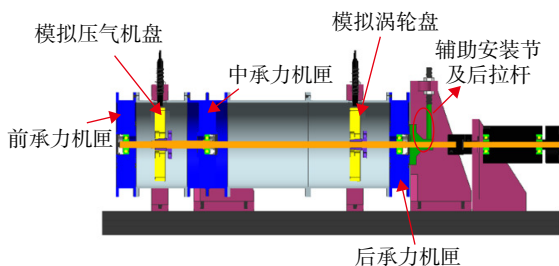
1 试验器及落震试验

1.1 试验器总体结构

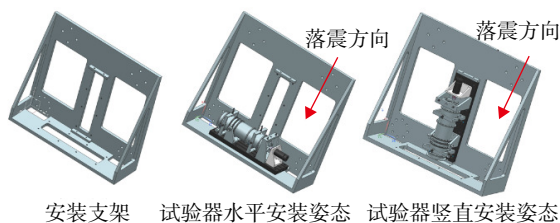
试验器结构如图1所示,包括转子-支承-机匣系统的整机结构和由安装基础及安装支架构成的安装结构,除此之外还有驱动控制系统及振动测试系统,其中整机结构主要由低压转子、3个带支板的承力机匣和3个圆筒机匣、主安装节及辅助安装节组成。低压转子为支承形式1-1-1的双盘转子(模拟压气机盘和模拟涡轮盘各一个),3个轴承分别安装在前承力机匣、中承力机匣及后承力机匣处。主安装节位于中承力机匣处,由一对安装销将中承力机匣与前支承座相连接,辅助安装节位于后承力机匣处,由一对拉杆将后承力机匣与后支承座相连接。主安装节约束试验器中整机结构除轴向俯仰外的所有自由度,辅助安装节约束整机结构横向和纵向自由度。整机结构的前后支承座、驱动控制系统的支座均是通过螺栓固定在安装底座上的刚性支承,安装底座是通过螺栓固定在安装支架上的刚性基础。驱动电动机通过柔性联轴器与转轴连接并带动转子转动,其额定转速为10 000 r/min。经测试得知,试验器的转子系统在仅有支承结构的条件下1阶临界转速约为6 000 r/min,但由于2阶临界转速不在驱动电动机额定转速范围内故未能实测得到。



(a) 试验器结构外视图



(b) 试验器结构剖视图



(c) 安装支架及试验器安装姿态

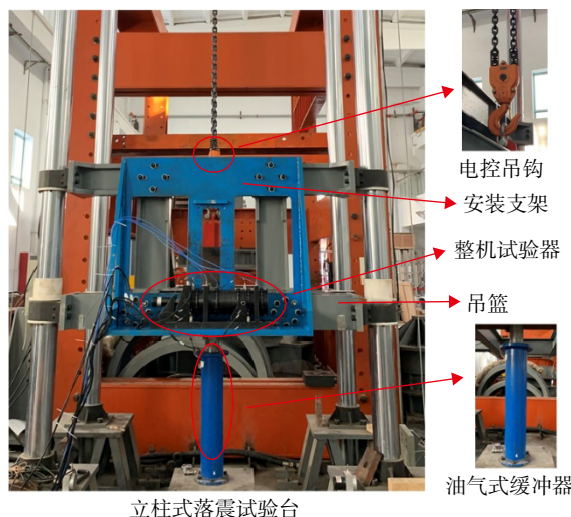
图 1 试验器总体结构

Fig. 1 Overall structure of tester

1.2 落震试验装置

本文采用立柱式落震试验台来模拟着舰过程中着舰冲击载荷作用航空发动机结构, 试验装置如图 2 所示。立柱式落震试验台的台架由 4 根光滑外表面的高强度不锈钢构成, 吊篮安装在台架上并沿台架能够自由落体运动, 吊篮下方立有一个油气式缓冲器用于缓冲下落的吊篮及安装于吊篮上的试验器。缓冲过程中试验器基础所受的突加冲击激励可用于模拟着舰过程对航空发动机形成的着舰冲击载荷。

受落震试验台结构限制原因, 试验中落震方向是确定的, 若要对试验器施加不同方向的基础冲击激励必须通过调节试验器在安装支架上的安装姿态来实现, 试验器安装姿态如图 1(c) 所示。调节试验器安装姿态不仅改变基础冲击激励的方向, 也会改变试验器的转子类型: 当试验器以水平安装姿态落震时, 转子类型为卧式转子且基础只受突加纵向冲击激励, 可模拟着舰过程中垂向冲击载荷; 当以竖直安装姿态落震时, 转子类型



立柱式落震试验台

图 2 立柱式落震试验台

Fig. 2 Column type drop test rig

为立式转子且基础只受突加横向冲击激励, 可模拟着舰过程中航向冲击载荷。不同着舰速度下航空发动机所受的着舰冲击载荷也不同, 故试验中通过改变试验器的落震高度来模拟不同工况下舰载机的垂向下沉速度和航向速度。

落震试验中传感器测点布置方案如图 3 所示, 0#测点为光电转速传感器用于测得转轴的转速, 在轮盘水平方向和竖直方向上各安装有一个电涡流位移传感器用于测得转子系统轮盘处振动响应, 测点编号为 1#~4#。为满足测量精度要求, 设定振动信号采样频率为 2 kHz。

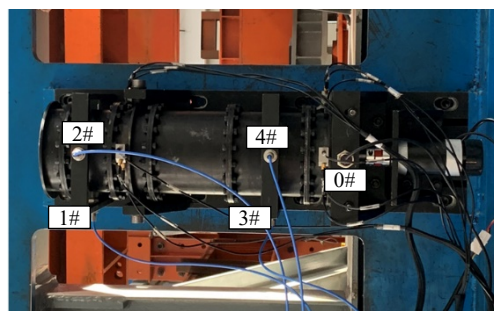


图 3 传感器测点布置位置

Fig. 3 Position of sensor measuring points

1.3 试验工况参数

试验器转子系统的 1 阶临界转速约为 6 000 r/min, 为研究突加基础冲击激励对不同转速状态下转子系统振动特性的影响, 需要转子系统能够在超、亚临界转速状态下稳定工作, 所以试验中亚临界转速状态下的转子系统转速 n 设定为 3 000、4 000、5 000 r/min, 超临界转速状态下设定

为 7 000 r/min。

突加基础冲击激励使转子系统处于非惯性坐标系中, 冲击激励形成的非惯性力通过基础-支承-转子的传递路径作用于转子系统上并对其振动特性产生影响。落震试验中分别选取试验器基础冲击速度和基础冲击方向为变量进行单独研究: 当研究基础冲击速度对转子系统振动特性的影响时, 基础冲击方向确定; 研究基础冲击方向对转子系统振动特性的影响时, 基础冲击速度保持不变, 具体试验工况参数如表 1 所示。

表 1 试验工况参数
Table 1 Test condition parameters

转子类型	冲击方向	落震高度 H/m	冲击速度 $V/(\text{m/s})$	转子转速 $n/(\text{r/min})$
卧式转子	纵向	0.11	1.5	3 000, 4 000, 5 000, 7 000
		0.32	2.5	
		0.63	3.5	
		1.03	4.5	
		1.54	5.5	
		1.84	6.0	
立式转子	横向	0.20	2.0	3 000, 4 000, 5 000, 7 000
		0.46	3.0	
		0.82	4.0	
		1.28	5.0	
		1.84	6.0	
		2.50	7.0	

2 转子系统振动响应特征

2.1 压气机盘处振动响应特征

保持落震高度不变, 试验器以水平安装姿态落震, 调整转速 n 至 5 000 r/min 和 7 000 r/min 使卧式转子系统分别在亚临界状态和超临界状态进行试验。图 4、图 5 分别为突加纵向基础冲击激励下亚临界和超临界状态卧式转子系统压气机盘处振动响应特征, 其中图 4(a)、图 5(a) 为根据轴心水平方向位移 X 和竖直方向位移 Y 得到的轴心轨迹, 图 4(b)、图 5(b) 为竖直方向上振动时域响应、图 4(c)、图 5(c) 为竖直方向上振动频域响应。图中 A_s 、 A'_s 分别为激励前、后的响应幅值, $A_{\max}$ 为最大的激励响应幅值。对比分析知, 无论是亚临界状态还是超临界状态, 突加纵向基础冲击激励下压气机盘处振动响应特征基本一致。突加纵向基础冲击激励前, 由于转子系统的初始不平衡量而产生较小且稳定的振幅, 压气机盘处轴心沿一稳定轨迹运动; 随着落震开始, 在重力作用下压

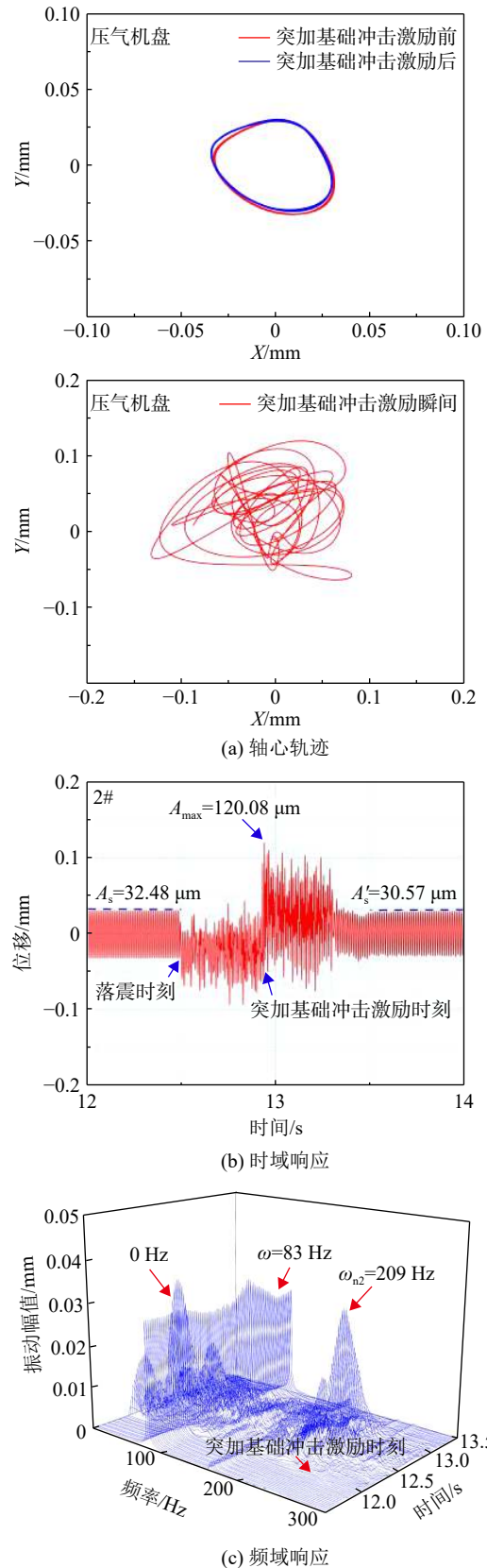


图 4 突加纵向基础冲击激励下亚临界状态卧式转子系统压气机盘处振动响应特征
Fig. 4 Vibration response of compressor disk of horizontal rotor system at subcritical state under longitudinal sudden base shock excitation

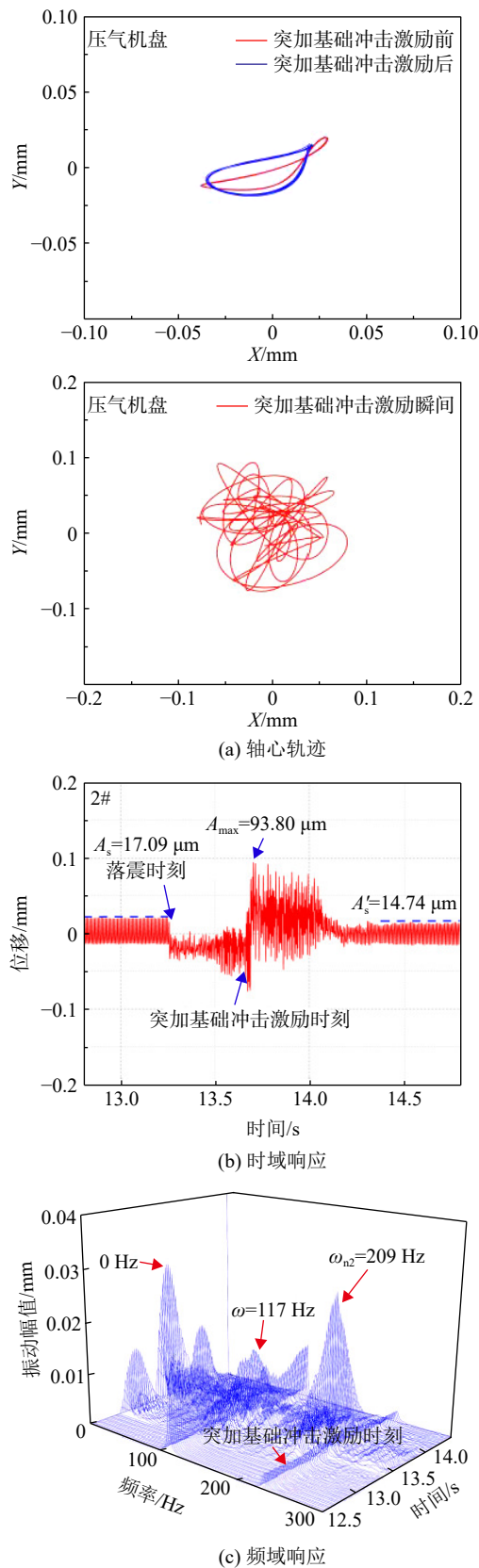


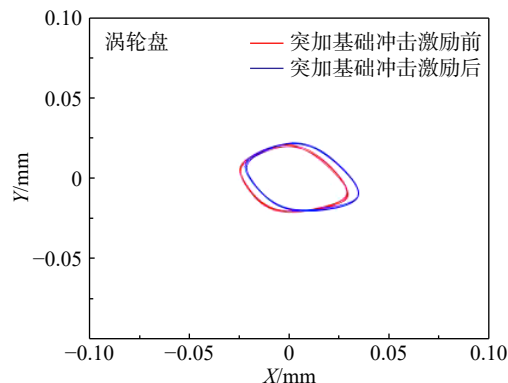
图 5 突加纵向基础冲击激励下超临界状态卧式转子系统
压气机盘处振动响应特征

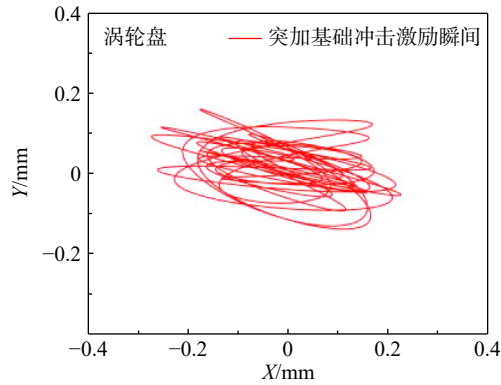
Fig. 5 Vibration response of compressor disk of horizontal
rotor system at supercritical state under longitudinal
base shock excitation

气机盘振幅变得不再稳定,直至突加纵向基础冲击激励瞬间,振幅突然增大,轴心轨迹变得紊乱,一段时间后轴心轨迹才逐渐稳定,振幅也衰减至稳态。在频域响应中,突加纵向基础冲击激励瞬间导致转子转速 1 倍频 ω (亚临界转速为 83 Hz, 超临界转速为 117 Hz) 振幅发生了改变,还激起了转子的刚体振动模态(频率为 0 Hz)和转子整体弯曲的 2 阶横向振动模态 ω_{n2} (频率约为 209 Hz)。由于突加纵向基础冲击激励不是一个持续施加的载荷,所以对转子系统振动响应特征的冲击效应具有时效性,突加纵向基础冲击激励后转子的刚体振动模态和 2 阶横向振动模态将迅速衰减直至消失,转速 1 倍频振幅也恢复稳定。

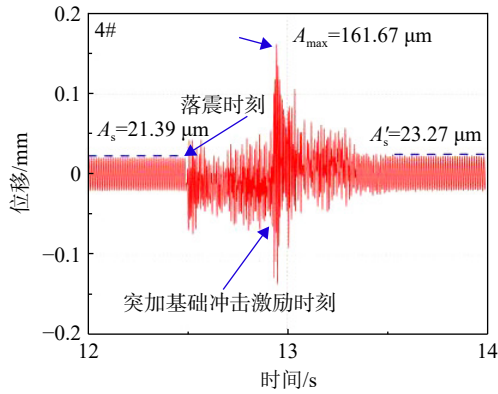
2.2 涡轮盘处振动响应特征

图 6、图 7 分别为突加纵向基础冲击激励下亚临界和超临界状态卧式转子系统涡轮盘处振动响应特征,其中图(a)~图(c)分别为轴心轨迹、竖直方向上振动时域响应及频域响应。对比分析知,无论是亚临界状态还是超临界状态,突加纵向基础冲击激励下涡轮盘处振动响应特征也基本一致。涡轮盘处轴心在突加纵向基础激励前后均能保持一个稳定的运动轨迹,突加纵向基础冲击激励瞬间振幅突然增大且轴心轨迹变得紊乱。频域响应中,除转子转速 1 倍频 ω (亚临界转速为 83 Hz, 超临界转速为 117 Hz) 外,还存在转子的刚体振动模态(频率为 0 Hz)和涡轮局部平动的 1 阶正进动 ω_{n1+} 和反进动 ω_{n1-} (亚临界状态下频率约为 143 Hz 和 129 Hz, 超临界状态下频率约为 141 Hz 和 131 Hz) 及转子整体弯曲的 2 阶横向振动模态 ω_{n2} (频率约为 209 Hz)。由于冲击效应的时效性,转子的刚体振动模态、1 阶正反进动和 2 阶横向振动模态在突加纵向基础冲击激励后将迅速衰减直至消失,转速 1 倍频振幅也逐渐恢复稳定。

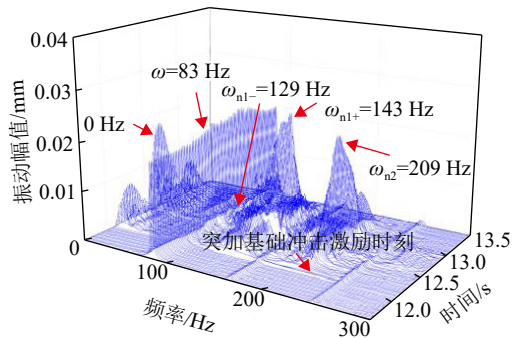




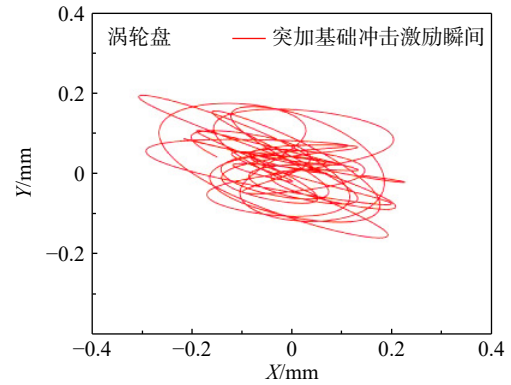
(a) 轴心轨迹



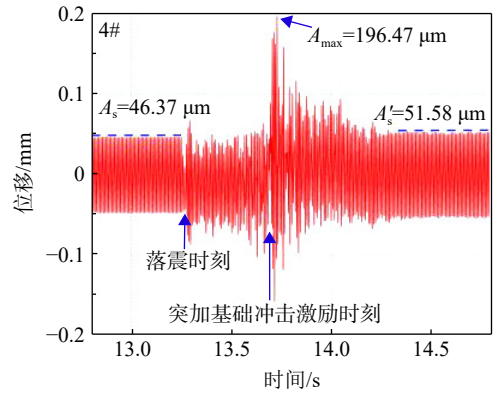
(b) 时域响应



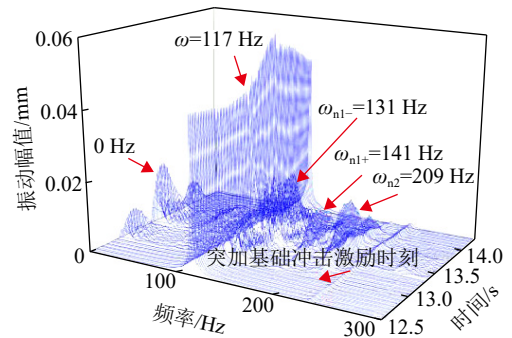
(c) 频域响应

图6 突加纵向基础冲击激励下亚临界状态卧式转子系统
涡轮盘处振动响应特征Fig. 6 Vibration response of turbine disk of horizontal rotor
system at subcritical state under longitudinal sudden
base shock excitation

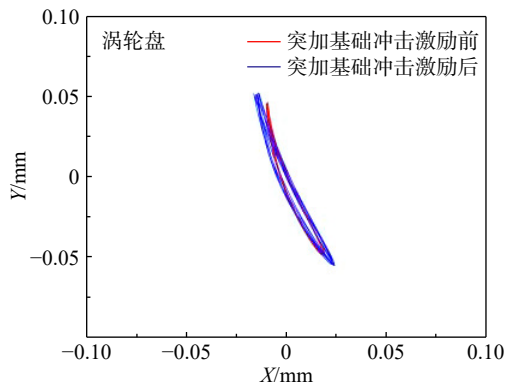
(a) 轴心轨迹



(b) 时域响应



(c) 频域响应

图7 突加纵向基础冲击激励下超临界状态卧式转子系统
涡轮盘处振动响应特征Fig. 7 Vibration response of turbine disk of horizontal rotor
system at supercritical state under longitudinal sudden
base shock excitation

综上所述,在突加纵向基础冲击激励下卧式转子系统振动响应特征在不同转速状态能够保持基本一致,转速状态的改变只会影响转子系统轴心轨迹的形状和轴心运动范围的大小。

3 转子系统振动特性分析

3.1 基础冲击速度对振动特性的影响

保持转速 n 不变,试验器以水平安装姿态落震,改变落震高度使试验器所受基础冲击速度不

同,研究不同基础冲击速度的突加纵向基础冲击激励对转子系统振动特性的影响规律。图8和图9分别为转子转速 $n=5\,000\text{ r/min}$ (频率为 83.3 Hz)

时不同基础冲击速度的突加纵向基础冲击激励下卧式转子系统压气机盘处和涡轮盘处轴心轨迹及竖直方向上振动频谱图。

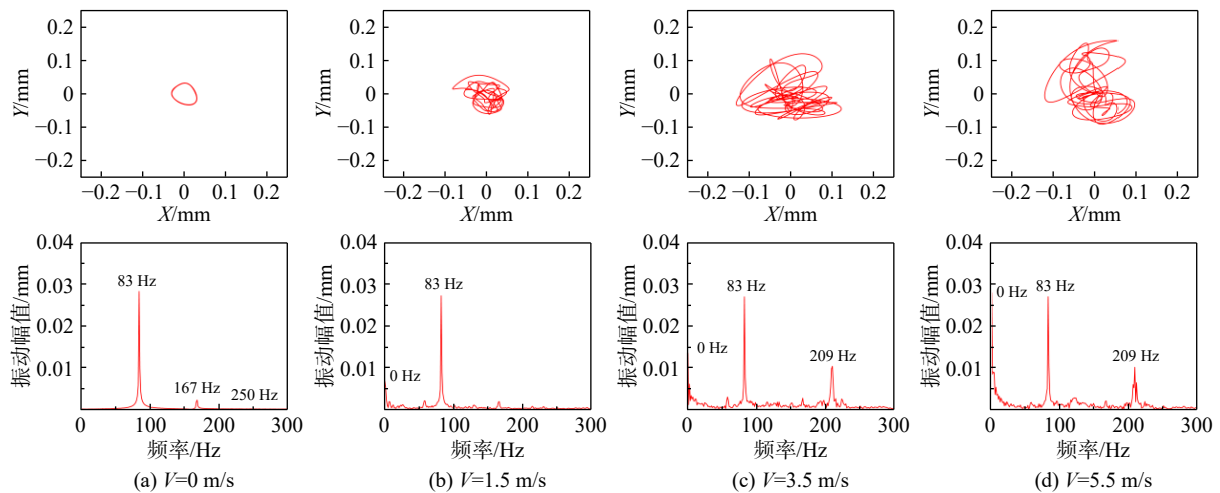


图8 突加纵向基础冲击激励下卧式转子系统压气机盘处轴心轨迹及振动频谱图($n=5\,000\text{ r/min}$)

Fig. 8 Orbits and spectrograms of compressor disk of horizontal rotor system under longitudinal sudden base shock excitation ($n=5\,000\text{ r/min}$)

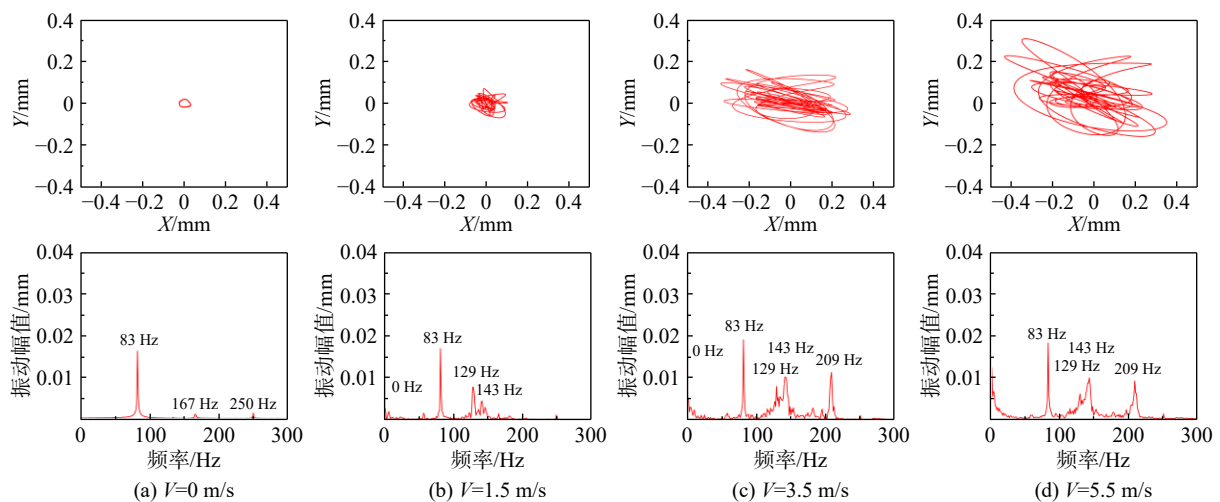


图9 突加纵向基础冲击激励下卧式转子系统涡轮盘处轴心轨迹及振动频谱图($n=5\,000\text{ r/min}$)

Fig. 9 Orbits and spectrograms of turbine disk of horizontal rotor system under longitudinal sudden base shock excitation ($n=5\,000\text{ r/min}$)

从图8分析知,当试验器无基础激励时($V=0\text{ m/s}$),压气机盘在转子系统自身不平衡力作用下形成近似椭圆的轴心轨迹,振动频谱图中也只有转速的倍频信号。当基础受到突加纵向基础冲击激励时,压气机盘在水平方向和竖直方向上的振动响应加剧且振幅随着基础冲击速度的增加而增大,在基础冲击速度较大时($V=5.5\text{ m/s}$),压气机盘在竖直方向上的振动响应较水平方向更为明显,这是由于冲击载荷作用具有方向性,转子系统在基础冲击载荷作用方向的振动特性较非作用方向

更容易受基础冲击载荷变化的影响。不同基础冲击速度的突加纵向基础冲击激励下压气机盘处竖直方向振动信号也发生了改变,当冲击速度较小时($V=1.5\text{ m/s}$),只是激起了较明显的刚体振动模态(频率为 0 Hz);但随着基础冲击速度的增大,转速1倍频振幅基本保持不变,刚体振动模态振幅随之增大,还激起了转子整体弯曲的2阶横向振动模态(频率约为 209 Hz)。压气机盘处轴心轨迹也由无基础激励时近似椭圆轨迹变为突加纵向基础冲击激励下包含转子的刚体振动和整体弯

曲横向振动的复杂轨迹。当基础冲击速度较小时,轴心轨迹略有紊乱且轴心运动范围小幅扩大。随着基础冲击速度增加,轴心运动范围不断扩大、轴心轨迹紊乱程度不断加大,同时轴心轨迹中开始出现尖锐的转弯,说明转子系统在轴心轨迹尖锐转弯处的运动状态发生着剧烈变化,可能会导致附加载荷作用于转子系统上,对转子系统的运行稳定性造成不利影响,这也是刚体振动模态和转子整体弯曲的2阶横向振动模态在振动频谱图中出现的原因。

从图9分析知,无基础激励时($V=0$ m/s)涡轮盘在转子系统自身不平衡力作用下形成近似椭圆的轴心轨迹,振动频谱图中只有转速倍频信号。涡轮盘处振动特性变化规律与压气机盘处振动特性变化规律基本保持一致,轴心紊乱程度和轴心运动范围均随着基础冲击速度的不断增加而增大。唯一不同之处在于突加纵向基础冲击激励下涡轮盘竖直方向振动频谱图中出现了压气机盘竖直方向振动频谱图中未出现的两个振动信号(频率约为129 Hz和143 Hz),这是因为试验器整体1阶模态振型为转子系统涡轮盘处局部平动,压气机盘处几乎没有振动响应,这两个振动信号为转子系统的1阶正反进动频率,说明突加纵向基础冲击激励会激起转子系统的1阶正反进动。

由于不同基础冲击速度的突加基础冲击激励导致轮盘处振动幅值也不同,现引入振幅比来定量描述突加基础冲击激励对转子系统振动特性的影响。振幅比定义为突加基础冲击激励时轮盘处最大振幅 $A_{\max}$ 与无基础冲击激励时轮盘处稳态振幅 A_s 之比。根据振幅比定义得到不同转速 n 下卧式转子系统轮盘处竖直方向振幅比随基础冲击速度的变化曲线,如图10所示。

从图10分析知,不同转速 n 下卧式转子系统轮盘处竖直方向振幅比均随基础冲击速度增加而非线性增长,即在基础冲击速度按固定量增加的前提下竖直方向振幅比的增幅却不同;同时不同转速 n 下转子系统轮盘处竖直方向振幅比增长速率有较大的差别,即振幅比的增长曲线斜率受基础冲击速度大小和转子转速状态的双重影响。从图10(a)知,超临界状态下压气机盘处竖直方向振幅比增长速率比亚临界状态下增长速率快,超临界状态下振幅比从3增长到9,且有较明显的二次增长趋势;而亚临界状态下振幅比范围只在2~4之间。从图10(b)知,亚临界状态下涡轮盘处竖直方向振幅比从3增长到13,且转速 $n=3\ 000$ r/min时振幅比近似二次增长;而超临界状态下振

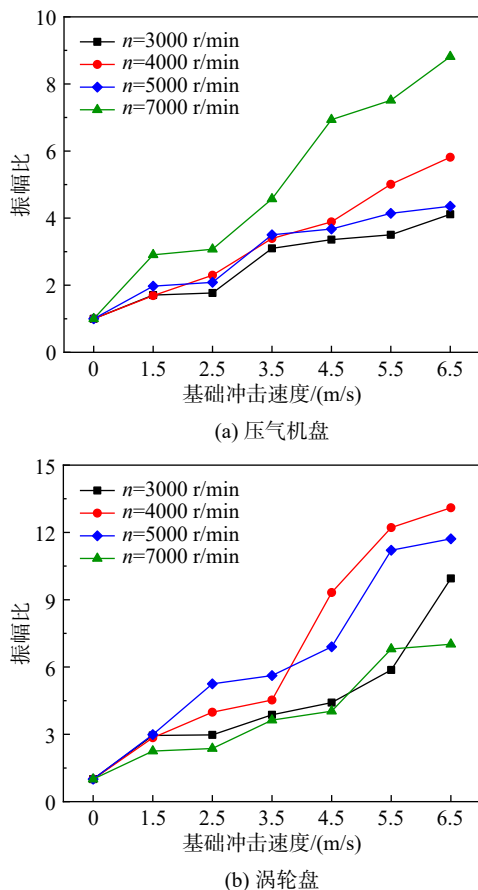


图10 基础冲击速度对突加纵向基础冲击激励下卧式转子系统振动特性的影响

Fig. 10 Influence of the impact velocity of base on horizontal rotor system under longitudinal sudden base shock excitation

幅比最大不超过7。造成这种不同轮盘处竖直方向振幅比增长规律不同的根本原因是压气机盘和涡轮盘在临界转速前后振动特性不同,转子越过临界转速后压气机盘处竖直方向稳态振幅明显减小,约为亚临界状态下稳态振幅的一半;涡轮盘处竖直方向稳态振幅在转子越过临界转速后的变化恰好相反,其超临界状态下稳态振幅明显增大,约为亚临界状态下稳态振幅的2倍。但不论在什么转速状态下,当基础冲击速度足够大时($V \geq 4.5$ m/s),轮盘处振幅比将达到3甚至远大于3,这将明显改变转静子间隙,对转子系统的运行稳定性产生不利影响。在现代航空发动机结构设计中为降低叶尖间隙对流动损失的影响,转静子间隙一般会控制在一定范围内,突加基础冲击激励使转子系统振动响应急剧增大,这可能会导致叶片与机匣接触甚至引发转静子的碰摩故障。

3.2 基础冲击方向对振动特性的影响

落震试验中,通过调节试验器在安装支架上的安装姿态,实现对试验器施加突加纵向和横向

基础冲击激励, 研究不同基础冲击方向对转子系统振动特性的影响。图 11 和图 12 分别为基础冲击速度 $V=6$ m/s 的突加纵向基础冲击激励下卧式

转子系统压气机盘和突加横向基础冲击激励下立式转子系统压气机盘在不同转速时轴心轨迹及竖直方向上振动频谱图。

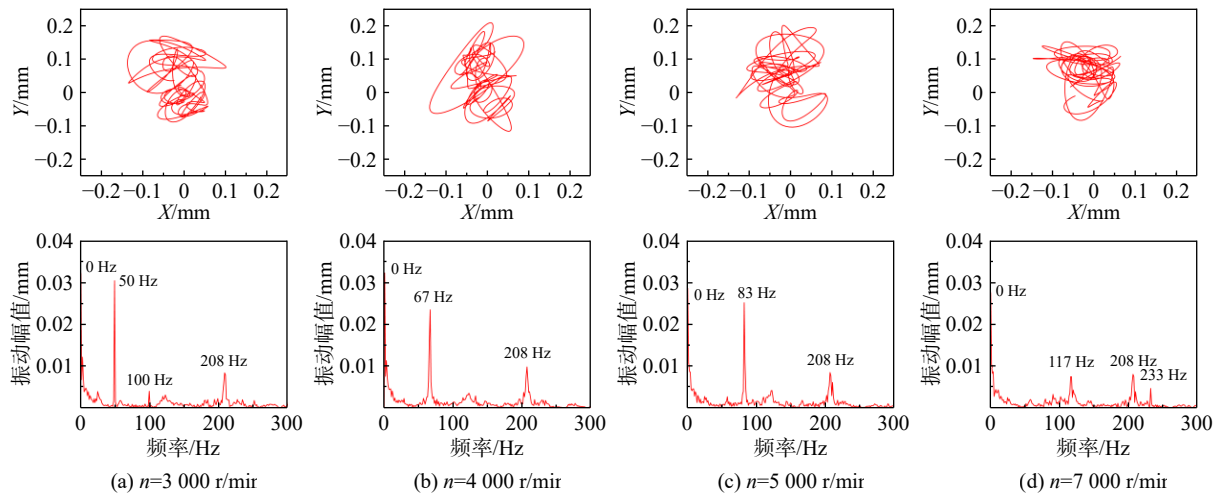


图 11 突加纵向基础激励下卧式转子系统压气机盘不同转速时轴心轨迹及振动频谱图 ($V=6$ m/s)

Fig. 11 Orbits and spectrograms of compressor disk of horizontal rotor system under longitudinal sudden base shock excitation at different speeds ($V=6$ m/s)

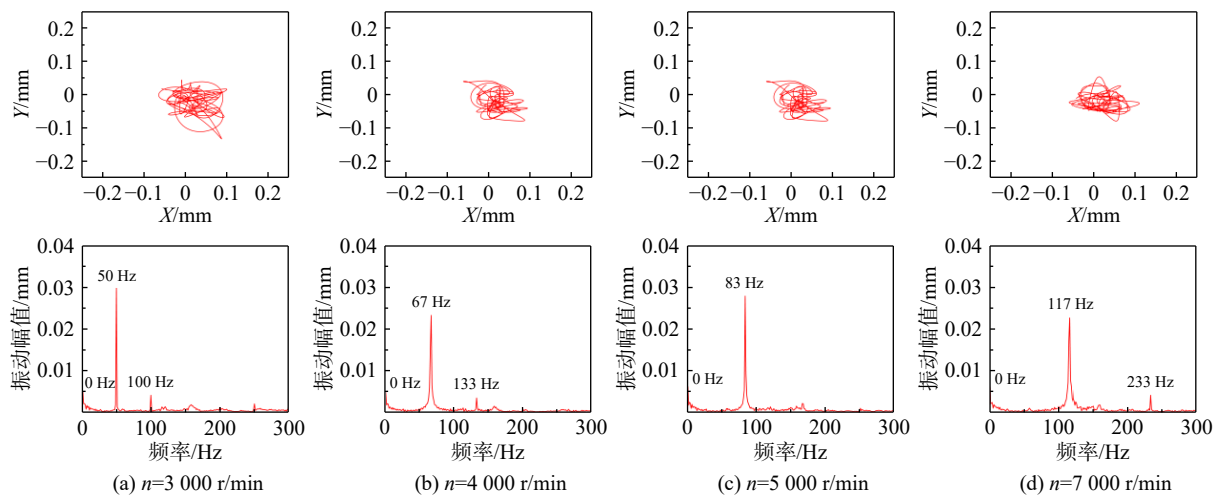


图 12 突加横向基础激励下立式转子系统压气机盘不同转速时轴心轨迹及振动频谱图 ($V=6$ m/s)

Fig. 12 Orbits and spectrograms of compressor disk of vertical rotor system under transverse sudden base shock excitation at different speeds ($V=6$ m/s)

从图 11 分析知, 基础冲击速度 $V=6$ m/s 的突加纵向冲击激励下卧式转子系统压气机盘在水平方向和竖直方向上振动响应均明显增大, 竖直方向的振动频谱图中形成两个明显的振动信号, 分别是转子的刚体振动模态 (频率为 0 Hz) 和转子整体弯曲的 2 阶横向振动模态 (频率约为 208 Hz), 并且振幅基本不受转速的影响。转速改变导致转速 1 倍频振幅有所变化, 亚临界状态下振幅没有太大的变化, 只是随转速的增加而略有减小, 但是在超临界状态下振幅明显减小, 这说明越过临

界转速后卧式转子系统压气机盘竖直方向上由其自身不平衡力导致的振动受到抑制。

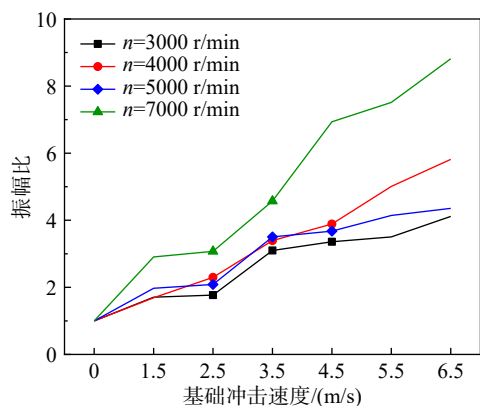
从图 12 分析知, 基础冲击速度 $V=6$ m/s 的突加横向冲击激励下立式转子系统压气机盘在水平方向和竖直方向上振动响应均略有增大, 竖直方向的振动频谱图中只形成了较明显的刚体振动模态 (频率为 0 Hz), 但振幅并不随转速的改变而改变, 说明立式转子系统压气机盘竖直方向上由自身不平衡力导致的振动基本不受转速的影响。

结合图 11 和图 12 对比分析知, 在同一基础

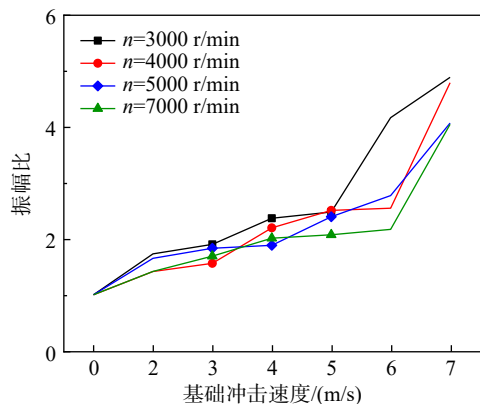
冲击速度的突加基础冲击激励下,突加纵向基础冲击激励下压气机盘处轴心运动范围比突加横向基础冲击激励下轴心运动范围更大且轴心轨迹的紊乱程度也更严重;突加纵向基础冲击激励激起的刚体振动模态振幅更大,同时还激起了转子整体弯曲的2阶横向振动模态,而突加横向基础冲击激励下压气机盘处振动响应变化很小。

不同方向的突加基础冲击激励下转子系统压气机盘处竖直方向振幅比随基础冲击速度的变化曲线如图13所示。

从图13分析知,不同转速下转子系统压气机盘处竖直方向振幅比均随基础冲击速度的增加而非线性增长,但不同方向的突加基础冲击激励下压气机盘处竖直方向振幅比的增长速率明显不同。从图13(a)知,突加纵向基础冲击激励下卧式转子系统压气机盘处竖直方向振幅比与转速呈正相关趋势,即转速越大时振幅比也越大;从图13(b)知,突加横向基础冲击激励下立式转子系统压气机盘处竖直方向振幅比与转速呈负相关趋势,即



(a) 基础受突加纵向冲击激励



(b) 基础受突加横向冲击激励

图13 基础冲击速度对不同方向突加基础冲击激励下转子系统振动特性的影响

Fig. 13 Influence of the impact velocity of base on the rotor system under different directions sudden base shock excitation

转速越大时振幅比越小。同时对比发现,在相同的基础冲击速度范围内,突加横向基础冲击激励下立式转子系统压气机盘处竖直方向振幅比增长速率明显小于突加纵向基础冲击激励下的振幅比增长速率,这表明竖直方向振幅比更容易受突加纵向基础冲击激励的影响。

综上所述,基础冲击速度的大小和基础冲击方向的不同均对转子系统振动特性有较大的影响,过大的基础冲击速度和沿转子系统原有振动方向作用的突加基础冲击激励都会明显加剧转子的振动响应,进而影响转子系统的运行稳定性。

4 结论

本文基于典型小涵道比涡扇发动机结构特征相似原则设计转子-支承-机匣系统试验器,对突加基础冲击激励下转子系统振动特性进行了试验研究,得到以下结论:

1) 突加基础冲击激励瞬间,转子系统的瞬态振动响应加剧,具有显著的冲击响应特征,会激起转子系统涡轮局部平动的1阶正反进动和整体弯曲的2阶横向振动。转子系统振动响应特征在不同转速状态下能基本保持一致,改变转速只会影响转子系统轴心轨迹的形状和轴心运动范围的大小。

2) 突加基础冲击激励对转子系统振动特性影响具有方向性,纵向基础冲击载荷对转子系统竖直方向的振动特性影响更明显,但横向基础冲击载荷对竖直方向上振动特性影响较小。

3) 突加基础冲击激励前后转子系统轮盘处振幅比随基础冲击速度的增加而非线性增长,且突加纵向基础冲击激励下振幅比增长速率更大。过大的基础冲击速度会导致转子系统轴心运动范围及紊乱程度的激增,甚至可能引发转静子碰摩故障,因此在航空发动机结构设计中必须考虑基础冲击载荷对转子系统振动特性的影响,保证转静子间有合理间隙。

参考文献:

- [1] 洪杰,马艳红,张大义.航空燃气轮机总体结构设计与动力学分析[M].北京:北京航空航天大学出版社,2014.
- [2] 陈巍,杜发荣,丁水汀,等.超高速转子系统动力学特性:II 碰摩转子[J].推进技术,2012,33(6):866-874.
CHEN Wei, DU Farong, DING Shuiting, et al. Research on dynamic characteristics for a super-high speed rotor system: II rotor system with rubs[J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(6): 866-874. (in Chinese)
- [3] 雷冰龙,李超,何康,等.共用支承-转子系统耦合振动分析

- 及试验[J]. *航空动力学报*, 2020, 35(11): 2293-2305.
- LEI Binglong, LI Chao, HE Kang, et al. Coupling vibration characteristics analysis and experiment of shared support-rotors system[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2020, 35(11): 2293-2305. (in Chinese)
- [4] NELSON H D, MEACHAM W L, FLEMING D P, et al. Nonlinear analysis of rotor-bearing systems using component mode synthesis[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1983, 105: 614-660.
- [5] OEZGUEVEN H N, OEZKAN Z L. Whirl speeds and unbalance response of multibearing rotors using finite elements[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1984, 106(1): 72-79.
- [6] GREENHILL L M, BICKFORD W B, NELSON H D. A conical beam finite element for rotor dynamics analysis[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1985, 107(4): 421-430.
- [7] KOIKE H, ISHIHARA K. Impact response of rotor-bearing system to an arbitrary excitation of pedestals: 1st report comparison of linear analysis with experiment[J]. *Bulletin of JSME(Japanese Society of Mechanical Engineers)*, 1983, 26(220): 1783-1790.
- [8] SAMALI B, KIM K B, YANG J N. Random vibration of rotating machines under earthquake excitations[J]. *Journal of Engineering Mechanics*, 1986, 112(6): 550-565.
- [9] 贺少华, 吴新跃. 舰载旋转机械基础冲击响应建模和数值计算[J]. *爆炸与冲击*, 2011, 31(6): 561-566.
- HE Shaohua, WU Xinyue. Shock response modeling and computation of shipboard rotating machinery subjected to base-transferred shock force[J]. *Explosion and shock waves*, 2011, 31(6): 561-566. (in Chinese)
- [10] 游震洲, 黄其祥, 王锋, 等. 转子-基础系统的随机不确定建模与振动分析[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(1): 1-9.
- YOU Zhenzhou, HUANG Qixiang, WANG Feng, et al. Random uncertainty modeling and vibration analysis of rotor-foundation system[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(1): 1-9. (in Chinese)
- [11] 祝长生, 陈拥军. 机动飞行时发动机转子系统动力学统一模型[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(2): 371-377.
- ZHU Changsheng, CHEN Yongjun. General dynamic model of aeroengine's rotor system during maneuvering flight[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(2): 371-377. (in Chinese)
- [12] DAS A S, DUTT J K, RAY K. Active vibration control of flexible rotors on maneuvering vehicles[J]. *AIAA Journal*, 2010, 48(2): 340-353.
- [13] 李杰, 曹树谦, 郭虎伦, 等. 机动飞行条件下双转子系统动力学建模与响应分析[J]. *航空动力学报*, 2017, 32(4): 835-849.
- LI Jie, CAO Shuqian, GUO Hulun, et al. Modeling and response analysis of dual-rotor system under maneuvering flight[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2017, 32(4): 835-849. (in Chinese)
- [14] 虞烈, 刘恒. 轴承-转子系统动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [15] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学-理论、技术与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [16] KANG Y, CHANG Y P, TSAI J W, et al. An investigation in stiffness effects on dynamics of rotor-bearing-foundation systems[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 231(2): 343-374.
- [17] HAN Q, DONG X, WEN B. Resonance capture of rotor system mounted on an elastically supported base[R]. Seoul, Korea: IFToMM 8th International Conference on Rotor Dynamics, 2010.
- [18] CAVALCA K L, OKABE E P. On analysis of rotor-bearing-foundation system[R]. New Delhi, India: IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamic, 2011.
- [19] CHEN X, GAN X H, REN G M. Nonlinear responses and bifurcations of a rotor-bearing system supported by squeeze-film damper with retainer spring subjected to base excitations[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2020, 102(4): 1-35.
- [20] DUCHEMIN M, BERLIOZ A, FERRARIS G. Dynamic behavior and stability of a rotor under base excitation[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2006, 128(5): 576-585.
- [21] DRIOT N, LAMARQUE C H, BERLIOZ A. Theoretical and experimental analysis of a base-excited rotor[J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2006, 1(3): 257-263.
- [22] 颜文忠, KONSTANTIN S, 张大义, 等. 基础振动对转子系统动力特性影响的试验研究[J]. *推进技术*, 2016, 37(11): 2157-2164.
- YAN Wenzhong, KONSTANTIN S, ZHANG Dayi, et al. Experimental investigation on dynamic characteristics of rotor system subject to foundation vibration[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(11): 2157-2164. (in Chinese)
- [23] 杨泽东. 突加高能基础激励载荷作用下转子系统响应特性及稳定性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2020.
- YANG Zedong. Study on response characteristics and stability of rotor system under sudden high energy excitation load[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2020. (in Chinese)

(编辑: 王碧珺)