

液体火箭发动机音叉式涡轮叶盘振动特性研究^{*}

林蓬成, 郑晓宇, 李龙贤, 林奇燕, 金志磊

(北京航天动力研究所, 北京 100071)

摘 要: 某液体火箭发动机整体叶盘音叉式涡轮转子的盘-轴根部圆角在试车考核中曾多次出现裂纹故障。为分析裂纹产生原因, 通过数值计算及模态实验获取了该转子受力状态、振型、阻尼比等结构振动特性。结合振动信号分析, 将裂纹故障原因聚焦到叶盘的二节径型振动。通过高频速变压力测量, 得到涡轮流场内压力脉动数据, 间接获取了该转子工作状态下的振动特性。试验表明被测涡轮转子流场通道内, 分频幅值最大压力脉动对应涡轮转子 2 节径前行波振动, 幅值约为 11kPa。分析确定涡轮叶盘二节径振动是故障产生的主要原因。

关键词: 液体火箭发动机; 整体叶盘; 音叉式涡轮转子; 振动特性; 节径型振动

中图分类号: V231.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2021) 07-1636-07

DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200636

Vibration Characteristics of Tuning Fork Turbine Blisk of Liquid Rocket Engine

LIN Peng-cheng, ZHENG Xiao-yu, LI Long-xian, LIN Qi-yan, JIN Zhi-lei

(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100071, China)

Abstract: A turbine rotor with tuning fork blisk was adopted in the liquid rocket engine, there have been many cracks in the fillet of the root of the rotor disk shaft during the test run. In order to infer the causes of the crack, the structural vibration characteristics of the turbine rotor, such as the stress state, modal shape and damping ratio were analyzed through numerical calculation and modal test. Combined with the analysis of the vibration signal, the fault causes were focused on the 2 nodal diameter vibration of the blade disk. To obtain the vibration characteristics of the rotor in working condition, the pressure pulsation in the turbine flow were obtained by using high-frequency and fast-changing pressure sensors. The experimental results show that the pressure pulsation with the largest frequency division amplitude corresponds to the forward wave vibration of the rotor with the 2 nodal diameter mode, with an amplitude of about 11kPa. It was concluded that the 2 nodal diameter vibration was the main cause of the rotor failure.

Key words: Liquid rocket engine; Blisk; Tuning fork turbine rotor; Vibration characteristics; Nodal diameter vibration

1 引 言

液体火箭发动机中, 涡轮在燃气驱动下旋转做功, 为泵部分提供动力。大多数涡轮叶盘工作在高

温、高压、高速条件下, 工况环境极为恶劣。随着发动机性能的提高, 对涡轮叶盘结构提出越来越高的要求, 其振动问题日益突出, 严重影响叶盘结构乃至发动机整体的结构完整性和可靠性^[1-3]。实际上, 叶

^{*} 收稿日期: 2020-08-25; 修订日期: 2021-01-07。

通讯作者: 林蓬成, 硕士, 工程师, 研究领域为液体火箭发动机涡轮气动与结构。E-mail: linpc1990@163.com

引用格式: 林蓬成, 郑晓宇, 李龙贤, 等. 液体火箭发动机音叉式涡轮叶盘振动特性研究[J]. 推进技术, 2021, 42(7): 1636-1642. (LIN Peng-cheng, ZHENG Xiao-yu, LI Long-xian, et al. Vibration Characteristics of Tuning Fork Turbine Blisk of Liquid Rocket Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(7): 1636-1642.)

盘结构振动以及相关疲劳问题引起的故障在液体火箭发动机的研制和使用过程中时有发生,如J-2,Vulcain等发动机研制过程中,其涡轮叶盘均曾因异常振动导致过裂纹问题。因此,研究叶盘结构的振动特性及其疲劳问题一直是液体火箭发动机研究、设计和使用的关键问题。

在叶盘结构振动特性分析中,早期由于轮盘刚度较大,且叶片与轮盘多采用榫接,因此通常将叶片和轮盘作为两个部件单独进行研究。随着现代液体火箭发动机性能及加工工艺的提升,发动机中广泛地使用了整体叶盘结构形式,这时叶片和轮盘的耦合振动越来越明显,必须将叶盘作为整体来进行分析^[4]。20世纪60年代人们开始研究柔性轮盘和叶片的耦合振动问题,Carta曾用柔性轮盘-叶片系统的固有振动模态进行涡轮发动机转子的颤振稳定性分析。1973年Chivens着重考察了轮盘的柔性对转子共振频率的影响,证明轴的横向振动只与轮盘的一节径相耦合。2001年张锦等^[5]对叶-盘耦合系统振动模态分析理论和数值方法进行了深入研究。2017年王建军等^[4]对叶盘结构在谐调和失谐情况下响应分析的理论方法和应用进行了系统的阐述。2018年徐自力等^[6]对叶片结构强度和振动理论、数值计算和试验测量等方面进行了全方位的研究,并分别基于能量法和振动响应对叶盘“三重点”共振理论进行了详细推导。

音叉式涡轮叶盘结构作为一种特定的涡轮转子结构形式,在液体火箭发动机涡轮泵系统中较为多见。相比传统两级盘结构,使用该“音叉”结构可以减少一级涡轮盘,从而简化结构、减轻质量。本文以发动机涡轮泵音叉式涡轮转子盘轴裂纹故障问题为背景,借助数值仿真和试验研究手段,对其结构振动特性进行了详细研究。结果表明工作状态下涡轮叶盘二节径特性与故障振动特性吻合,且涡轮流场通道内分频幅值最大压力脉动对应涡轮转子2节径前行波振动,分析确定涡轮叶盘二节径振动是故障产生的主要原因。

2 轮盘节径型振动与行波

具有中心轴类圆盘结构通常存在节圆型(伞形)、节径型(扇形)和节圆节径复合型几种固有振型。当轮盘发生节径型振动时,节线相对于轮盘即可能处于静止状态,也可能处于转动状态^[5]。

节线相对轮盘静止的节径型振动,可以看成是由正、反两方向的两个形状相同的余弦波叠加而成。

这一对旋转方向相反的波分别是前行波和后行波。轮盘振动各点的位移可表示为

$$X(r, \theta, t) = A(r) \cos n\theta \cos \omega t \quad (1)$$

由于节线上的位移为零,故可得

$$n\theta = \frac{\pi}{2} i \text{ 等价于 } \theta = \frac{\pi}{2n} i \quad (2)$$

式中 i 为任意正整数。可见节线位置与时间 t 无关,即节线相对于盘的位置是不变的。

$$X(r, \theta, t) = \frac{A(r)}{2} \{ \cos(n\theta - \omega t) + \cos(n\theta + \omega t) \} \quad (3)$$

这两个行波的频率均与原振动相同,振幅为原振动的一半。式中 $A(r)$ 是振幅,是半径 r 的函数。 θ 是盘上的位置角, n 是节径数, ω 是轮盘的固有频率, t 是时间。

对于旋转轮盘,行波的绝对速度应叠加上轮盘的角速度,两行波的速度不再相等,与转速同向的为前行波,相反的为后行波。当一个振型转过时,从静坐标上可测到前、后行波振动的振动频率,盘前、后行波的频率分别为 f_i 和 f_b 。 f_i 和 f_b 可写成

$$f_i = f_d + nN, f_b = f_d - nN \quad (4)$$

式中 f_d 为盘的固有频率, N 为盘的转速(1/s)。需要说明的是,工作状态下压气机、涡轮等旋转机械轮盘的一个行波振动可能在气流的耦合作用逐渐衰减,故实际工程中两个行波常常单独出现^[5,7-10],这种情况下振动节线相对于轮盘处于转动状态。

就振型而言,轮盘节径型振动的位移是沿对称轴的方向,盘轴向中间平面的轴向位移可按正则振型展开为无穷级数,重根频率下,有两个振型,相差 $90^\circ/n$ ^[6]。需要说明的是:轮盘的一节径模态是一种非平衡模态,此时轮盘上存在的不平衡弯矩和剪力必须由轴来平衡,因此此条件下盘轴之间形成强烈的耦合作用。其他节径的模态是动态自平衡的,因而不会与轴发生显著耦合作用^[4]。理论上其结构振动信号也难以通过转轴向壳体外部传递。

3 结构与故障特征

3.1 音叉式涡轮转子结构

如图1所示为音叉式涡轮转子结构示意图:转子左端(泵端)安装诱导轮、离心轮、轴承、弹支等结构,工作在低温环境。右端为音叉式涡轮叶盘结构,盘-轴一体加工成型,工作时上游高温、高压燃气经S1喷嘴叶片膨胀加速至超声速,带动R1一级涡轮动叶、R2二级涡轮动叶旋转做功,S2,OGV分别为级间导叶和出口导叶。

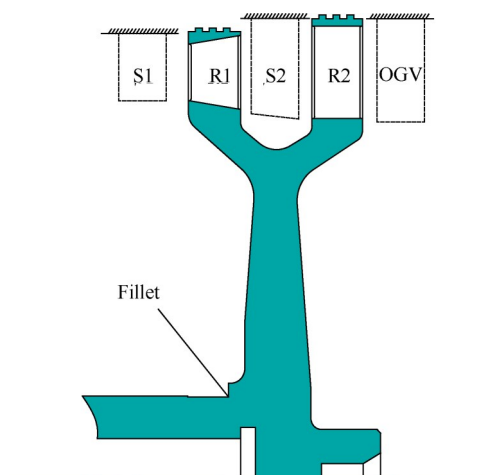


Fig. 1 Structure of tuning fork turbine blisk

结构上该转子具有以下特点:(1)采用音叉式结构,一级轮盘需承载两级涡轮叶片,叶盘连接呈悬臂状态,在离心载荷和热载荷的作用下易造成音叉前端、后端以及级间圆角位置出现应力集中现象。(2)叶片-盘-轴采用一体成型方案,涡轮叶盘只存在很小的结构阻尼^[8-9]。(3)叶片高度不大,展弦比小,且叶片顶端整圈带冠,叶片整体刚性较强。(4)受盘轴形式及使用结构限制,盘-轴根部形成过渡圆角,该部位圆角较小易于产生应力集中。

3.2 故障特征

以某台次发动机试车为例,本次试车为本台次发动机的首次校准试车,试车时长 100s。试车考核过程中,涡轮泵壳体振动加速度测点频域信号,如图 2,3 所示。在起动约 15s 时刻 4 倍频、5 倍频(转子转频 300Hz)附近出现异常频率成分,下文分别称该异常频率为 4 倍频伴随频率、5 倍频伴随频率,用 Adf_{4x} , Adf_{5x} 表示。且在试车过程后半段(约 65s 时刻开始)存在小幅下降现象,该现象持续至 100s 时刻发动机关机。2000Hz 以上频率中未发现异常信号。

试车考核后对该涡轮泵进行分解检查,发现涡

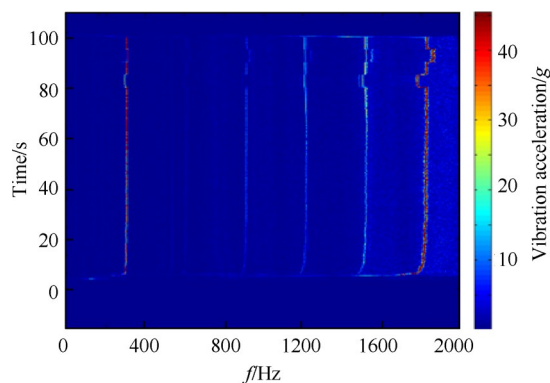


Fig. 2 Typical vibration signal

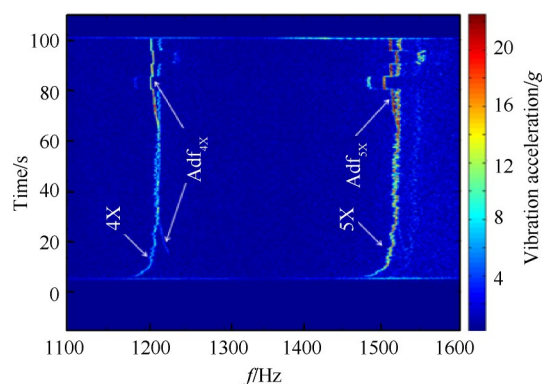


Fig. 3 Vibration signal of Adf_{4x} and Adf_{5x}

轮转子盘-轴结合部位圆角周向位置出现整周裂纹,裂纹位置如图 4 所示。断口失效分析显示,源区位于表面,为多源起裂,裂纹扩展区可见明显的疲劳条带,未见材料组织缺陷。另经结构静强度分析,本台次状态转子盘轴结合处静应力显著低于音叉部位圆角处静应力,且静应力水平低于材料屈服强度极限。为分析引起结构破坏的交变应力来源,下文对涡轮叶盘结构振动特性进行了详细研究。

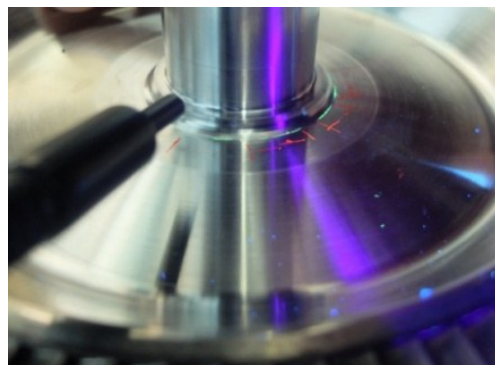


Fig. 4 Crack position of the rotor

4 涡轮叶盘振动特性

涡轮叶盘的振动特性包括固有频率、模态、阻尼比、振动应力分布等。

4.1 模态计算

通过有限元计算,可得到自由状态(常温、非转动)及工作状态下叶盘的固有模态。通过重点分析工作状态下模态振型,确定振动应力分布,进而判断造成盘-轴根部圆角裂纹问题的原因。如图 5 所示为涡轮转子的全周有限元模型示意图,模型基于 ANSYS 有限元平台建立,使用六面体进行网格划分,并对盘轴根部连接位置做加密处理。材料物性参数参照航空材料手册^[11]设定。

由于涡轮盘有两排涡轮叶片,可将固有模态分

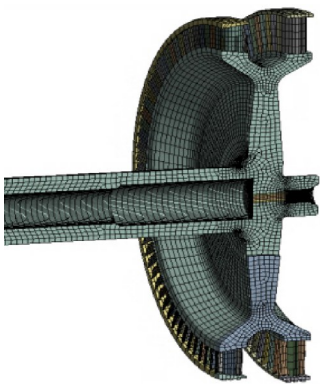


Fig. 5 Oscillating mode in the same direction

为同向摆动、反向摆动及单排叶片摆动三种类型。从计算结果来看,由于叶片顶端整圈带冠增强了叶片刚性,叶片固有频率较高。此时轮盘的刚性相对较小,所关注频率范围均以轮盘的节径(用 ND 表示)、节圆(用 NC 表示)振型为主导。转子自由状态下具体模态振型和频率如图 6~8 所示。

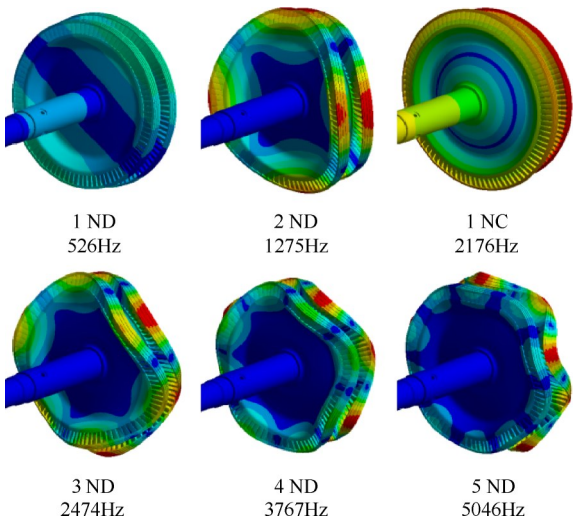


Fig. 6 Oscillating mode in the same direction

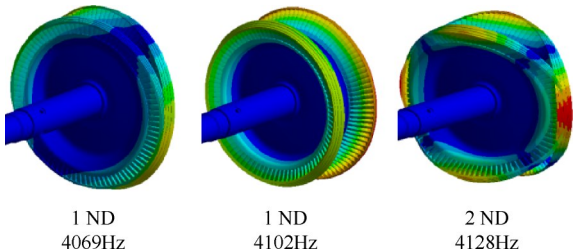


Fig. 7 Oscillating mode in opposite direction

工作状态下,需考虑温度、转速、支承及轴系其他零组件的影响,通过计算可获得转子轴系固有频率和振型,并可获得更为接近真实状态的转子模态应力分布。

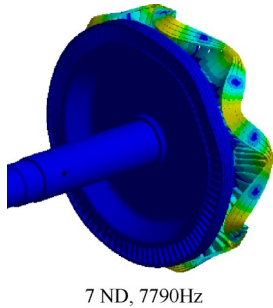


Fig. 8 Single-row oscillating mode

从频率上看,工作状态下,涡轮盘二节径、一节圆频率分别与异常信号频率十分接近,如表 1 所示。

Table 1 Modal in working state

Mode	f/Hz
2 ND	1228
1 NC	1527
3 ND	2415

从模态应力分布来看,二节径和一节圆的最大主应力在盘轴根部和音叉根部都很大,三节径及以上节径型振动的振动应力则主要影响涡轮盘上部音叉圆角,如图 9 所示。

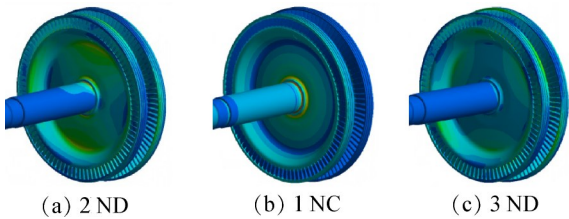


Fig. 9 Stress contour at 2ND, 1NC and 3ND

模态计算结果表明工作状态下转子二节径振动频率、一节圆振动频率与异常振动信号频率较为接近,且一节圆、二节径振型主要在盘轴根部引起交变应力,计算与试验中予以重点分析。

4.2 模态试验

通过模态试验可获取涡轮转子模态振型、频率,阻尼比等关键参数,其中模态阻尼比一般只能通过试验得到。为验证模态计算结果的准确性,对自由状态下转子进行了模态试验。同时为使相关振型模态阻尼比更为接近转子工作时状态,还对处于涡轮泵装配状态的涡轮转子进行了模态参数测量。

试验采用脉冲激励法(锤击法),固定测点与激励点位置,采用三向加速度传感器,利用 LMS Test .Lad 试验分析软件进行数据采集,由激励力和响应信号

获得结构的频响函数,通过对频响函数识别得到结构的模态振型、频率和阻尼比^[3]。其中,频率和阻尼比试验不确定度分别为2%和15%。

自由状态下,如表2所示,涡轮盘节径型振动频率计算与实测偏差量基本均在2%以内,以此相互验证了计算与试验的准确性。上述涡轮盘模态频率计算值与实测值的偏差,主要由涡轮盘实际加工偏差、试验系统的不确定度引起。节圆型振动实测频率值偏大主要还与转子吊装方式有关。

Table 2 Calculated and measured values of rotor free mode

Item	1 ND	2 ND	1 NC	3 ND	4 ND
Calculated values/Hz	525	1276	2178	2475	3768
Measured values/Hz	523	1278	2235	2505	3820
Difference/%	0.38	0.15	2.60	1.20	1.40

装配状态下,如表3所示,转子节径型振动模态参数与自由状态下基本一致,不受装配状态影响,说明该节径型振动是涡轮叶盘局部模态。其中,二节径模态频率1278Hz,阻尼比0.004%,阻尼比较低。分析其主要原因:整体叶盘结构,盘-片制造加工成一体,不再具有榫头-榫槽等分离界面的摩擦^[4,7],造成模态阻尼比很低。一节圆振动则受装配附加质量、弹性支撑及工作介质影响,装配状态下一节圆频率下降为1560Hz,模态阻尼比 ξ 增加到3%。

Table 3 Modal in different assembly states

State	Mode	f/Hz	$\xi/\%$
Free	2 ND	1278	0.004
	1 NC	2235	0.100
	3 ND	2505	0.020
Assembly	2 ND	1278	0.004
	1 NC	1560	3.000
	3 ND	2505	0.020

另对其他多台转子涡轮盘进行了阻尼比测量,试验结果表明,二节径模态阻尼比在0.004%~0.010%,阻尼比很小。该特点说明,涡轮叶盘节径型振动在很小的激励条件下可能引起较大的振动,且振动能量不易耗散。

4.3 振动数据分析

结合得到的模态计算和实验数据,对试车振动特征进行更为详细的分析。

从异常振动信号的宏观现象来看,试车过程中的频率下降,反映涡轮盘结构刚度减小,起始阶段主

要由轮盘温度升高使得材料弹性模量降低引起,后半段则由结构裂纹发展引起。振动细节上,通过读取80~85s振动信号,经FFT变换,可获取结构振动幅频特性,由幅频特性曲线求解半功率点幅值方程,可得到半功率带宽,进而近似得到系统模态阻尼比^[6]。

通过上述分析,如图10所示, Adf_{4x} 半功率带宽约0.5~1Hz,模态阻尼比在0.02%~0.04%,与实测转子涡轮盘二节径阻尼比较为相近。 Adf_{5x} 阻尼,1515Hz半功率带宽约1Hz,阻尼比约0.03%。与实测一节圆阻尼比3%相差较大。

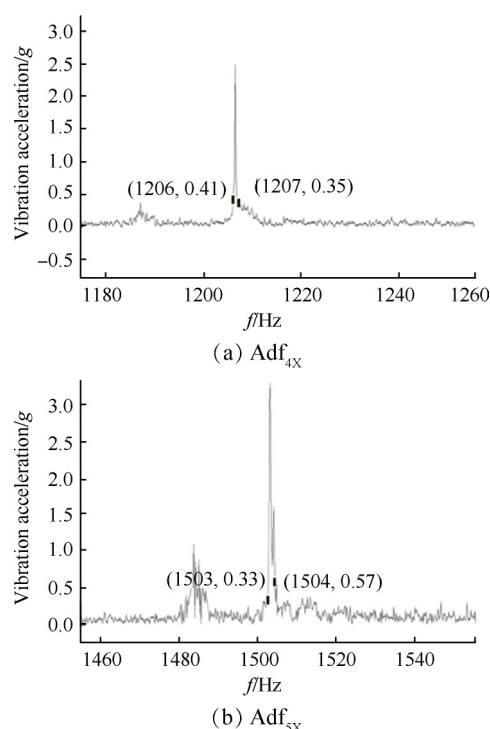


Fig. 10 Amplitude-frequency characteristics of Adf_{4x} and Adf_{5x}

另外,整个试车过程时间范围内 Adf_{4x} 与 Adf_{5x} 频率数值上相差一倍转速,认定异常振动信号应为涡轮叶盘二节径振动频率, Adf_{5x} 频率为其调制信号。

4.4 动态测试

涡轮泵中涡轮的工质来自燃气发生器,涡轮入口的燃气压力脉动,及涡轮转子运动产生的流场的不同频率的周期性脉动,可能对转子结构形成共振激励^[12-15]。为进一步判断振动信号来源^[16],故需对涡轮流场与结构振动特性的耦合作用做进一步分析。

(1) 测试方案

针对上述需求,在该试验中新增动态测点,布置如图11所示。其中,分别在喷嘴叶栅S1前、喷嘴叶栅S1后、二级动叶R2后、出口导向叶片OGV后各

设置1个压力脉动测点分别用Dpt1~4表示。在靠近喷嘴处壳体外侧设置振动测点Vat1。

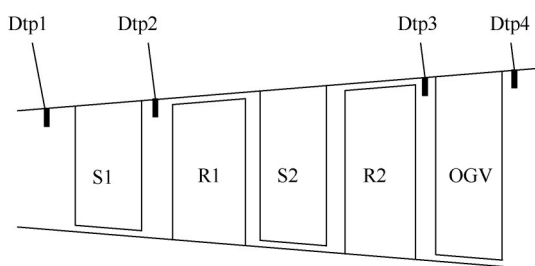


Fig. 11 Schematic diagram of dynamic measuring

其中喷嘴叶片前高频速变压力传感器Dpt2,及振动加速度传感器Vat1设置位置如图12所示。



Fig. 12 Measuring device

(2) 试车数据分析

对压力测点脉动数据进行频谱分析,通过对比压力、振动数据的频率值和脉动幅值可知,如图13,图14所示,试车从启动至约20s时刻,流场内压力脉动未发现二节径振动相关频率。图15显示,从20s时刻至40s时刻,压力脉动幅值和振动幅值同步呈指数增长至相对稳定,被测涡轮转子流场通道内,分频幅值最大压力脉动对应涡轮转子2节径前行波振动,幅值约为11kPa,且二节径压力脉动在一级动叶前最强,二级动叶后、涡轮出口成比例降低,推测与气流速度相关。试验测量中,未监测到2节径后行波振动。测点Dpt1脉动信号中未发现上述频率成分,振动的产生基本可排除上游燃气的影响。

试验中二节径压力脉动信号均与二节径振动信号完全对应,如图16所示。压力信号与振动信号“同源”。认定工作中涡轮叶盘结构发生了二节径振动。

另按“三重点”共振理论分析,并绘制涡轮叶盘二节径振动坎贝尔(Campbell)图,如图17所示,涡轮叶盘2~5节径的坎贝尔图上没有激励阶次 K 等于节径数ND的交点,即不存在通常意义下的叶-盘耦合共振。

需要说明的是,上述动态测试工作并未对工作

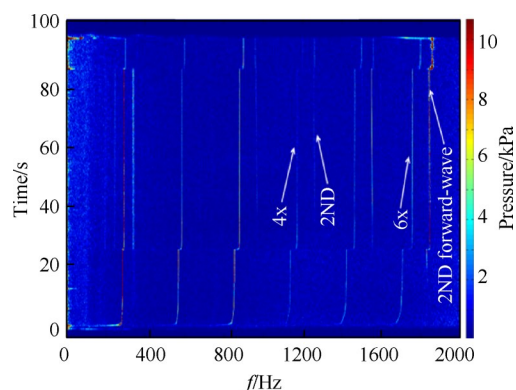


Fig. 13 Pulsating pressure of Dpt2

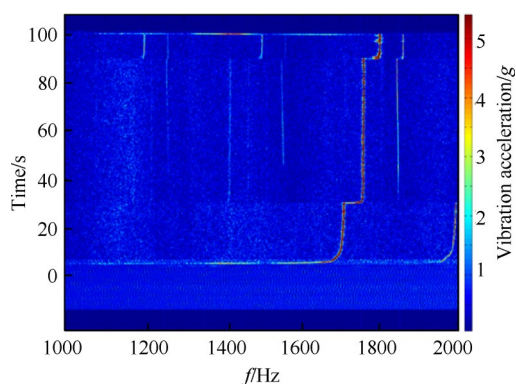


Fig. 14 Vibration acceleration of Vat1

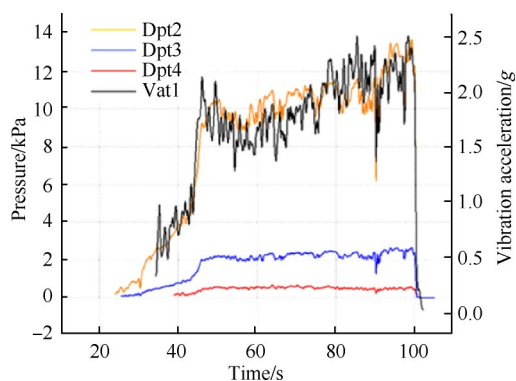


Fig. 15 Pulsating pressure and vibration acceleration of 2ND forward wave

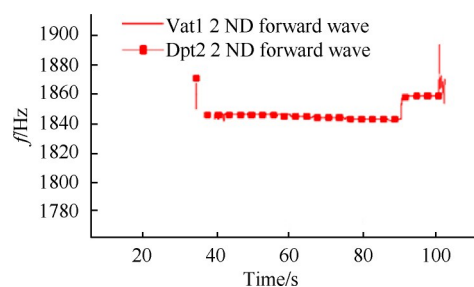


Fig. 16 2 ND forward wave frequency of Vat1 and Dpt2

状态下涡轮叶盘结构振动进行直接测量^[16],对工作状态下转子结构振动特性的研究仍有所欠缺。因

此,后续将在涡轮盘结构振动的应力、应变测量,燃气参数与叶盘振动耦合作用方面做持续研究工作,以进一步阐明该涡轮转子二节径振动产生机理。

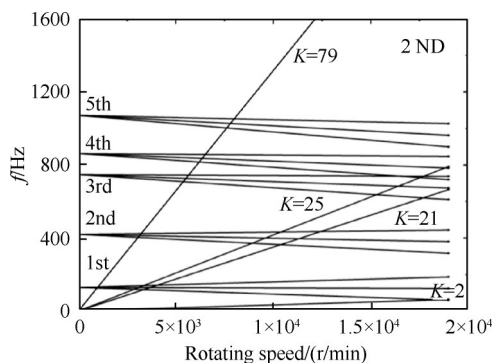


Fig. 17 Campbell diagram of the 2 ND vibration

5 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

(1)整体叶盘结构节径型振动阻尼比很低,易于在激励条件下引起较大的振动,造成结构破坏。

(2)音叉式涡轮盘节径型振动,一般低节径最大振动应力位于盘轴根部位置。高节径数振动,最大振动应力主要影响音叉部位圆角。

(3)由于高温、高压环境,当难以对叶盘结构振动进行应力、应变等直接测量时,可通过增设高频压力脉动测点间接获得结构振动信息。

(4)在涡轮流场内监测到与叶盘振动相关的二节径前行波频率,未监测到二节径后行波频率,推断后行波振动受气流阻尼作用衰减。

参考文献

- [1] 李佳佳,何爱杰,钟 燕,等. K417G 涡轮整体叶盘叶片裂纹原因分析与验证[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2017, 30(4): 28-33.
- [2] 张 欢,李光辉,梁恩波. 一种摩擦阻尼器在整体叶盘结构中的应用[J]. 航空动力学报, 2017, 32(4): 800-807.
- [3] 王延荣,田爱梅. 叶盘结构振动分析中几个问题的探

讨[J]. 推进技术, 2002, 23(3): 233-236. (WANG Yan-rong, TIAN Ai-mei. Several Issues in the Implementation of Vibration Analysis of Bladed Disk[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2002, 23(3): 233-236.)

- [4] 王建军,李其汉. 航空发动机叶盘结构流体激励耦合振动[M]. 北京:国防工业出版社, 2017.
- [5] 张 锦,刘晓平. 叶轮机振动模态分析理论及数值方法[M]. 北京:国防工业出版社, 2001.
- [6] 徐自力,艾 松. 叶片结构强度与振动[M]. 西安:西安交通大学出版社, 2018.
- [7] 吕文林. 航空发动机强度计算[M]. 北京:国防工业出版社, 1988.
- [8] Pieter Groth, Hans Martensson, Niklas Edin. Experimental and Computational Fluid Dynamics Based Determination of Flutter Limits in Supersonic Space Turbine [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(1): 1-7.
- [9] Pieter Groth, Hans Martensson, Clas Andersso. Design and Experimental Verification of Mistuning of a Supersonic Turbine Blisk [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(1): 1-9.
- [10] 晏砺堂. 涡轮机轴流叶轮盘行波振动研究[J]. 航空动力学报, 1990, 5(1): 35-38.
- [11] 中国航空材料手册编辑委员会. 中国航空材料手册 [M]. 北京:中国标准出版社, 2002.
- [12] 张继桐,黄道琼,郭景录. 由转速判断涡轮盘行波谐振[J]. 火箭推进, 2005, 31(3): 4-22.
- [13] 李 琳,马浩然,王培屹. 转静干涉流场的激励特征与叶盘结构的共振设计[J]. 航空动力学报, 2016, 31(6): 1368-1376.
- [14] 任 众,牛东华,许开富. 多场环境下涡轮盘的强度与振动安全性仿真优化研究[J]. 火箭推进, 2016, 42(6): 36-42.
- [15] 李 琳,郭雅妮. 发动机静子尾流激励对叶盘结构高阶共振可激性的研究[J]. 航空动力学报, 2017, 32(4): 780-790.
- [16] 胡国安,何刘海,吴桂娇,等. 航空高速锥齿轮行波共振的噪声与动应力测试研究[J]. 推进技术, 2019, 40(1): 166-174. (HU Guo-an, HE Liu-hai, WU Gui-jiao, et al. Acoustic Noise and Dynamic Stress Experimental Study on Travelling Wave Vibration of High-Speed Bevel Gear in Aero-Engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(1): 166-174.)

(编辑:梅 瑛)