

一种基于数字信号的叶片动频特性试验研究方法

隋永枫¹, 张宇明², 庄达明², 杨世锡³

(1. 浙江燃创透平机械股份有限公司, 浙江 杭州 310022; 2. 杭州汽轮机动力集团股份有限公司, 浙江 杭州 310022;
3. 浙江大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

摘要: 为了满足长叶片动频特性试验研究的需要, 解决传统动频试验中传输速度慢、数据量小、抗干扰能力弱和集成化程度低的问题, 基于数字传输技术, 建立了基于数字信号的叶片动频特性试验体系, 并运用设计的试验体系对某型长叶片进行了动频试验研究, 获得了该型叶片的动频、三重点、围带调频性能等振动特性。试验结果表明: 系统中采用的多通道采集, 大幅度提高了数据传输量及系统集成化和数字化; 相比于传统的动频试验方法, 基于数字信号的叶片动频试验方法具有更强的载波信号强度和抗干扰能力, 载波信号频率增大至 2.4 GHz, 信号带宽最大拓展至 500 kHz。动频试验体系性能的提升可以更清晰地展现激振力谐波、叶片的固有频率、三重点峰值等特性, 提升了三重点外推计算的准确性。

关键词: 叶片动频特性; 数字信号; 试验研究

中图分类号: TK263.3 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2023.01.004

[引用本文格式] 隋永枫, 张宇明, 庄达明, 等. 一种基于数字信号的叶片动频特性试验研究方法[J]. 热能动力工程, 2023, 38(1): 34-41. SUI Yong-feng, ZHANG Yu-ming, ZHUANG Da-ming, et al. Experimental research method of blade dynamic frequency characteristics based on digital signal[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(1): 34-41.

Experimental Research Method of Blade Dynamic Frequency Characteristics based on Digital Signal

SUI Yong-feng¹, ZHANG Yu-ming², ZHUANG Da-ming², YANG Shi-xi³

(1. Zhejiang Rancon Turbine Machinery Co., Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 310022; 2. Hangzhou Steam Turbine Power Group Co., Ltd., Hangzhou, China, Post Code: 310022; 3. School of Mechanical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310014)

Abstract: In order to meet the needs of experimental research on dynamic frequency characteristics of long blades and solve the problems of slow transmission speed, small amount of data, weak anti-interference ability and low degree of integration in traditional dynamic frequency experiment, based on digital transmission technology, this paper established a blade dynamic frequency characteristic experimental system which was used to carry out a detailed dynamic frequency experimental study for a certain type of long blade, and the vibration characteristics of this type of blade, such as dynamic frequency, three key points, shroud frequency modulation performance and so on, were obtained. The experimental results show that multi-channel acquisition greatly improves the amount of data transmission and the integration and digitization of the system; the blade dynamic frequency experimental method based on digital signal has stronger carrier signal strength and anti-interference ability compared with the traditional dynamic frequency experimental method. The carrier signal frequency is increased to 2.4 GHz, and the maximum signal bandwidth is expanded to 500 kHz. The improvement of the performance of the experimental system can

收稿日期: 2022-03-08; 修订日期: 2022-05-21

基金项目: 国家自然科学基金重点支持项目(U1809219)

Fund-supported Project: Key Program of National Natural Science Foundation of China(U1809219)

作者简介: 隋永枫(1978-), 男, 浙江燃创透平机械股份有限公司正高级工程师。

more clearly show the characteristics of excitation force harmonic,blade natural frequency and peak values of three key points,and improve the accuracy of three key points extrapolation calculation.

Key words: blade dynamic frequency characteristics,digital signal,experimental study

引 言

叶片是汽轮机的关键零件,叶片的效率、强度和振动特性是制约汽轮机发展的核心要素^[1]。工业汽轮机作为工业生产中重要的动力来源,提高其热效率,对于降低我国工业产品的单位能耗有着显著的意义。相关资料显示,我国 70% 的电力被消耗在工业生产当中,而且我国工业生产的单位能耗比欧美发达国家高出 30% 左右,这说明我国的工业领域存在很大的节能增效优化空间^[2-3]。为了满足大型石化工业装置对提升工业汽轮机功率和效率的需求,先进的工业汽轮机普遍采用长扭叶片的设计,并且单级长扭叶片输出功率可占整机功率的 10% 左右,成为影响整体性能的核心零件。高功率需要增大排汽面积,长扭叶片长度随之增大,而叶片的刚性却随之下降,以复杂曲面为特征的长扭叶片运行时,受到离心力、汽流力、水滴冲击力等多种复杂载荷的共同作用,内部流动复杂,共振产生的高周疲劳应力增大,气动和强度振动问题突出^[1,4-7]。国内外相关文献的研究表明,在所有的电厂、化工厂汽轮机停机事故当中,由于叶片断裂占比在 50% 以上^[8]。而且,工业汽轮机是变转速运行,叶片通常为不调频叶片,在某些工况下叶片发生共振是不可避免的。因此,深入研究叶片的振动特性,降低叶片共振产生的动应力、提高叶片抵抗疲劳损坏的能力,是当前主要的研究方向和关键问题。

动频特性是叶片振动问题研究的代表性方向之一,由于长扭叶片的结构复杂,动频计算需要试验验证。动频试验涉及从高速旋转部件上拾取振动信号,一般采取滑环引电器或遥测的方式^[9-15],对试验研究要求较高。本文从动频试验的实际需求和问题出发,建立了基于数字信号的叶片动频特性试验体系,涵盖试验原理、方法、流程、设备、仪器、测点布置等关键内容,并运用本文所述的试验体系,针对某型叶片进行了详细的动频试验研究,充分验证了本

试验体系的可行性,具备工程实际应用价值。

1 试验体系

1.1 试验系统

传统方法试验系统均是以模拟信号进行传输,这种方式传输速度慢、数据量小、抗干扰能力弱。同时,由于受到数据传输方式的限制,测试系统中需设置必要的模拟数据接收模块、调制解调模块和模数转换模块,系统较为复杂,集成化程度低。为了解决以上问题,本文构建了采用数字信号传输方式的动频试验系统,如图 1 所示。该系统以压缩空气激振试验转子叶片,在压缩空气脉冲激励作用下,叶片会在某些转速下产生较大振动。叶片的振动由粘贴于叶身上的应变片拾振,应变片电阻变化量即应变信号,通过导线输入动态应变采集模块,经桥路转换成电压信号,再经放大、滤波、A/D 转换、调制后,以 WiFi 数字信号向空间发射;安装在试验转子附近的无线路由器接收 WiFi 数字信号,通过导线将信号传出真空动平衡舱,被计算机采集和分析,该方法解决了传统方法传输量小、频带窄的问题,简化了系统组成,提高了系统的集成性,使系统的数字化程度有大幅度的提升。同时,采用专门的数据采集和处理设备实现在线存储和动态分析,提高了叶片动频测试的可读性,操作更加简便。

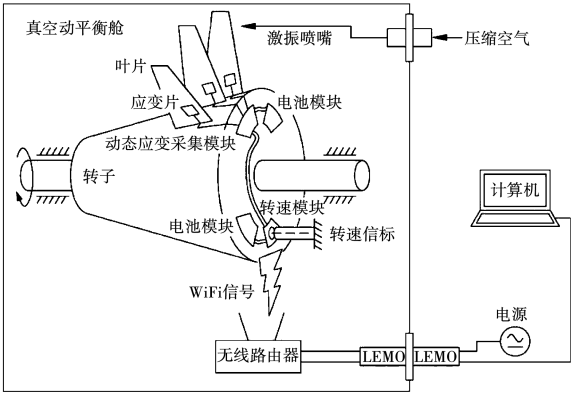


图 1 叶片动频试验系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of blade dynamic frequency experimental system

1.2 试验设备

叶片动频测试是一个复杂的系统,试验设备主要包括:高速动平衡机、压缩空气激振系统、舱壁信号线及供气管接口、舱内压缩空气喷嘴束和舱内无线路由器等。其中,高速动平衡机由变频驱动电机、变速齿轮箱、联轴器、轴承摆架、真空泵以及控制系统等组成。图 2 是动平衡舱及试验转子实物。图 3 是压缩空气激振系统控制台。图 4 是叶片上的应变拾振计。图 5 是数据采集模块。



图 2 动平衡舱及试验转子实物

Fig.2 Dynamic balance chamber and experimental rotor

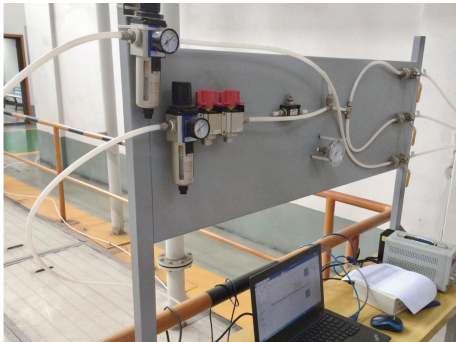


图 3 压缩空气激振系统控制台

Fig.3 Compressed air excitation system console

压缩空气激振系统由空压机、控制台、管道和喷嘴束等组成。其中,空压机额定供气压力 0.8 MPa, 为保证供气流量,采用两台空压机双路同时供气;控制台配备过滤器、压力表、开关阀;内径为 8,10 和 12 mm 的喷管在舱内形成压缩空气喷嘴束,各支路的开闭可以在控制台上实现。压缩空气激振时,高速动平衡机配备的两套真空泵同时持续开启。理论计算和实际运行都表明,喷嘴束全开时,流入真空动平衡舱内的空气量不至于破坏舱内真空度。



图 4 叶片上的应变拾振计

Fig.4 Strain pickup on blades

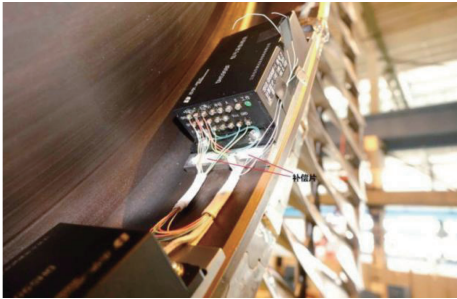


图 5 数据采集模块

Fig.5 Data acquisition module

1.3 测试仪器

测试仪器包括:应变片、应变花、热电阻、动态应变采集模块、电池模块、无线路由器以及相关软件等,用以实现信号的采集和分析。表 1 给出了重要技术参数。

表 1 动态应变采集模块技术参数

Tab.1 Technical parameters of dynamic strain acquisition module

技术指标	技术参数
通道数	每个采集模块设有 1 或 3 个测量通道
通讯接口	2.4 GHz WiFi 无线网络接口
通讯距离	无遮挡 200 m
输入阻抗	10 MΩ + 10 MΩ
输入保护	输入电平 > ±5 V 时,放大器实行全保护
应变满度值	±3 000 με, ±6 000 με(两档可调)
频带宽度	DC ~ 3.9 kHz
共模抑制	不小于 100 dB
桥路类型	三线制 1/4 桥、半桥、全桥
仪器内置存储	8 G
A/D 分辨率	16 位

1.4 试验流程

试验流程从叶片加工开始,以数据分析结束,分准备、试验和分析 3 个阶段,共 14 个步骤,流程如图 6 所示。

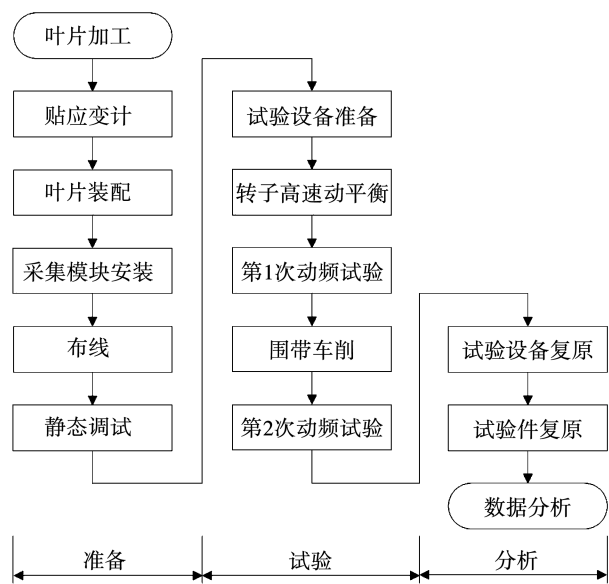


图 6 试验流程
Fig.6 Experimental process

步骤 1—叶片加工:叶片按照图纸加工到位,通过质量检查;

步骤 2—贴应变片:在叶身上贴应变片和接线端子,贴片前通过测量、划线,确定位置,保证被测叶片贴片位置的一致性;

步骤 3—叶片装配:装配完毕后检查相邻叶片间顶部围带和中部凸台的装配间隙;

步骤 4—采集模块安装:通过圆弧板成对固定采集模块和电池模块,并安装到轮盘相应的环形结构内壁;

步骤 5—布线:在叶片和轮盘上固定连接应变片和采集模块的导线,通过胶布固定采集模块的同步线;

步骤 6—静态调试:采集模块上电,连接到无线路由器,通过上位机软件检查通讯状态,用铜棒逐一敲击各被测叶片,检查应变信号的响应;

步骤 7—试验设备准备:安装压缩空气激振系统,包括供气软管接入真空动平衡舱、喷嘴定位、试喷气;安装无线信号传输系统,包括信号线接入真空动平衡舱、舱内无线路由器安装;试验系统联合

调试;

步骤 8—转子高速动平衡:先低速动平衡,后高速动平衡;

步骤 9—第 1 次动频试验:所有仪器上电,完成通讯联网,启动数据采集;动平衡舱抽真空后,电机驱动转子快速升至最高转速,待转速稳定,开启激振气源,同时,动平衡机以最小降速率降速运行,通过上位机软件观察叶片应力及振动变化;当转速降至最低试验转速时,关闭激振气源;继续降速至停止转动,试验数据停止采集。试验全程保持真空泵运行,以保证舱内真空度达标。

步骤 10—围带车削:根据第 1 次动频试验的结果,结合有限元计算结果,确定围带车削量;采用工艺保证在车床低速旋转时,消除围带间隙,减小叶片的让刀变形,有利于车削加工和尺寸控制。围带车削完毕后,钳工去毛刺(注:若无需第 2 次试验,则直接跳到步骤 12);

步骤 11—第 2 次动频试验:与第 1 次动频试验流程相同;

步骤 12—试验设备复原:拆除压缩空气激振系统、无线信号传输系统;

步骤 13—试验件复原:拆除应变片、导线、采集模块;

步骤 14—数据分析:对试验全流程采集到的数据进行详细分析。

2 长扭叶片动频特性试验

基于本文所述的叶片动频特性试验体系对某型长扭叶片的动频特性进行了实际测试,采用应变花和应变片作为拾振计,并根据数值计算结果选取整圈多只叶片的不同位置实施动频测试。

2.1 测点布置

应变花布置在叶身下部,靠近圆角处,根据本文自行开展的数值计算结果确定的位置为应变花中心距离叶片尾缘 30 mm,距离叶身底部平台 30 mm,如图 7(a)所示。应变片布置在叶片中上部较为平整的叶身区域。在应变片引线对应的位置布置接线端子,采用外径 0.4 mm 的镀银高温线连接接线端子和采集模块,贴片和布线完成后的试验转子见图 7(b)。该

工艺可以保证导线及应变片在较大离心力载荷下仍能与试验件可靠固定,不易飞脱。考虑到导线电阻和温升无法忽略,故应变片接法采用三线制 1/4 桥,可以有效解决长导线热效应的输出问题。

考虑到被测物理量在各叶片间可能存在一定的分散度,在整圈圆周方向选择 0°,90°,180°和 270°对应位置的叶片布置应变片,共选择 9 支叶片布置 2 个应变花和 7 个应变片,具体布置情况如表 2 和图 7 所示。

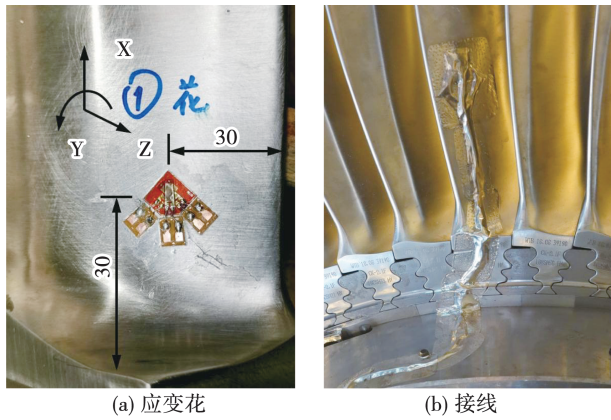


图 7 叶片表面的应变花(mm)

Fig. 7 Strain rosette on blade surface(mm)

表 2 传感器及叶片编号

Tab.2 Sensor and blade number

叶片编号	传感器	采集模块编号	采集模块通道数
1	应变花	10	3
2	应变片	1	1
23	应变片	2	1
24	应变片	3	1
46	应变片	4	1
47	应变花	8	3
48	应变片	-	-
70	应变片	9	3
71	应变片	-	-
82	热电阻	7	1

图 8 中标示了叶片上布置的传感器名称,传感器对应的采集模块编号、IP 地址,应变片电阻值,导线电阻值。其中,SG 指应变片、SR 指应变花、RTD 指热电阻。

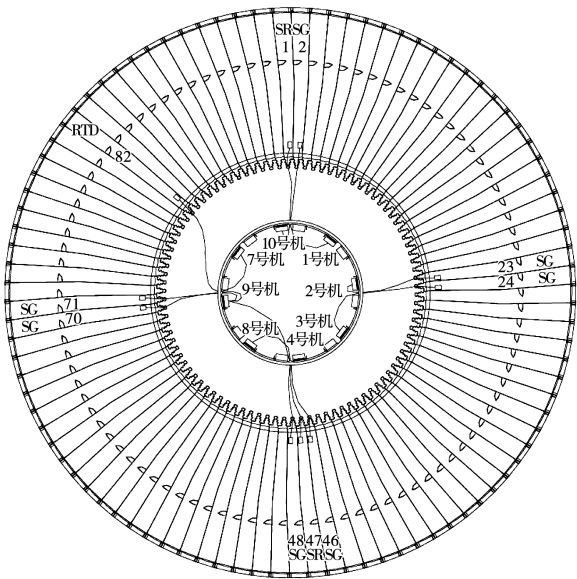


图 8 测点布置示意图

Fig. 8. Layout diagram of measuring points

2.2 试验过程

某型叶片原始围带厚度 30 mm,经第 1 次动频试验后,确定围带厚度调整量,经车削后,围带厚度 25 mm。试验过程参数如表 3 所示。各轮试验的最高转速、最低转速分别为 3 000 和 1 000 r/min,平均降速率不超过 3 r/s。在该种情况下对叶片动频特性进行特性研究。

表 3 试验过程参数

Tab.3 Parameters in experimental process

围带厚度/mm	轮次	最高转速/ r · min ⁻¹	最低转速/ r · min ⁻¹	经历时 间/s	平均降速 率/r · s ⁻¹
30	1	3 000	1 120	910	2.07
	2	3 000	1 000	1 150	1.74
	3	3 000	1 000	1 100	1.82
25	1	3 000	1 000	970	2.06
	2	3 000	1 000	930	2.15
	3	3 000	1 000	710	2.82

2.3 叶片动频试验结果

在 2 kHz 采样率下,对激振阶段采集到的应变信号加汉宁窗后,逐点作傅里叶变换,得到经历各转速的一系列频谱,进一步,构成坎贝尔图(图 9)和瀑布图(图 10)。其中,坎贝尔图以色彩表示频率幅值,瀑布图以三维呈现频率峰值。

在坎贝尔图(图 9)中,可以清晰地观察到激振力谐波、叶片的固有频率,“三重点”呈现明显亮斑。由于本试验采用了单束喷嘴,因此激振力谐波与转

速谐波一致。此外,坎贝尔图中还能观察到 1 节径 1 阶固有频率。在瀑布图(图 10)中,“三重点”峰值明显,还可以清晰地观察到转速谐波,激振力的第 1 阶谐波尤其显著。

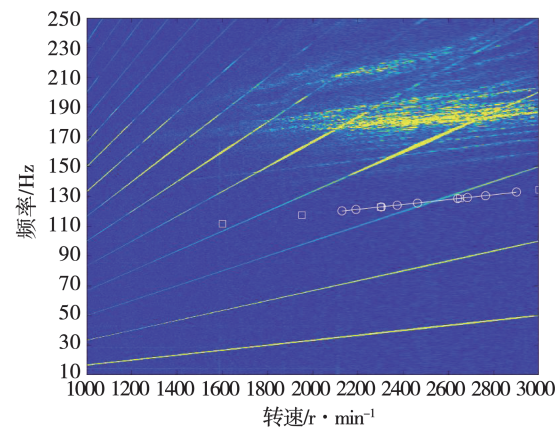


图 9 坎贝尔图
Fig.9 Campbell diagram

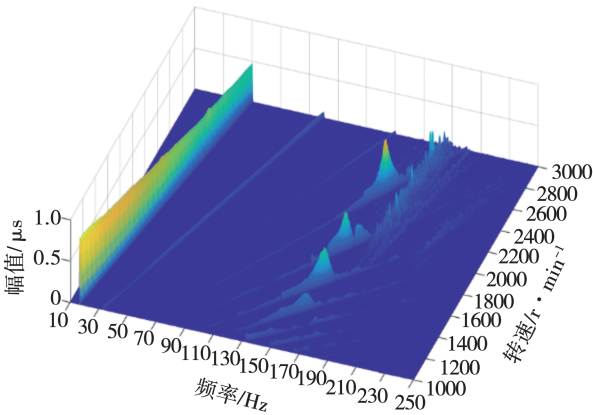


图 10 瀑布图
Fig.10 Waterfall plot

图 11、图 12 和图 13 表示的第 4,5,6 阶次跟踪图中可见其“三重点”峰值明显。

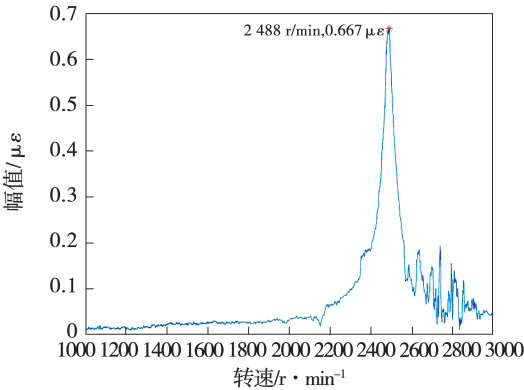


图 11 K=4 阶次跟踪图
Fig.11 Tracking diagram for K=4-order

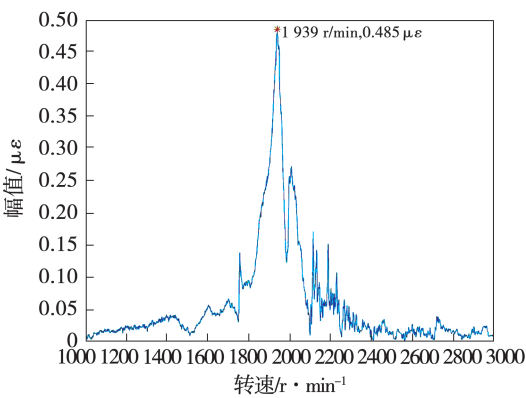


图 12 K=5 阶次跟踪图
Fig.12 Tracking diagram for K=5-order

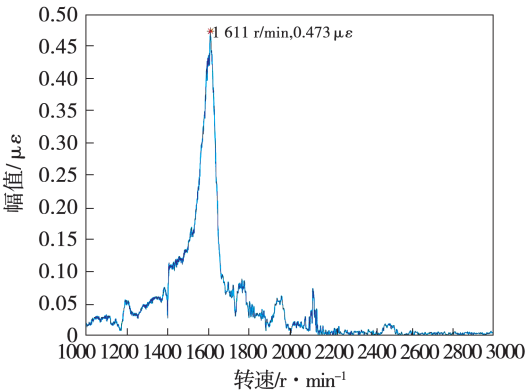


图 13 K=6 阶次跟踪图
Fig.13 Tracking diagram for K=6-order

2.4 叶片三重点的外推计算

通过试验获得的坎贝尔图清晰地显示了转速的 3 阶谐波、叶片的 3 节径固有频率,前者为通过原点的射线,后者近似为直线,两直线的交点即可确定为 3 节径“三重点”,如图 14 所示。尽管采用此方法获得的 3 节径“三重点”并非直接观测到,而是在现有试验数据的基础上外推得到的,但这种外推是合理且有依据的。因为从坎贝尔图的定义可知,转速的谐波必定是直线,可以用直线方程表达。随着转速升高,离心力增大,叶身扭转恢复增大,相邻围带、凸台间的挤压力亦分别增大,围带、凸台的接触刚度逐渐增加并趋于稳定,叶片的固有频率趋于直线,所以可以用线性拟合的方式描绘出较高转速区域叶片的固有频率,与谐波阶次线的交点即可确定“三重点”。

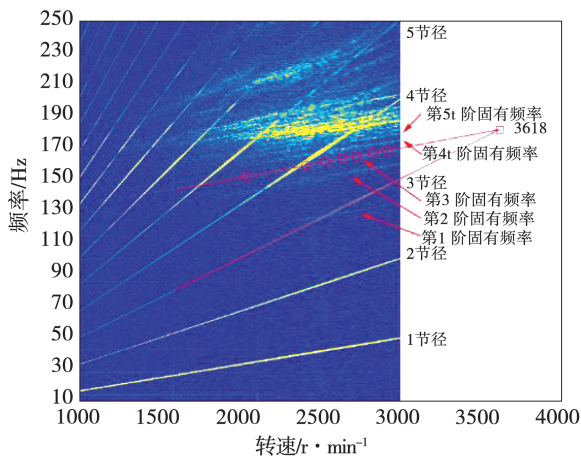


图 14 外推 3 节径“三重点”

Fig. 14 Extrapolation of "three key points" of 3-pitch diameter

2.5 叶片试验结果

表 4 列出了围带厚度 30 和 25 mm 时叶片的“三重点”共振转速的试验均值及其对比。

表 4 不同围带厚叶片“三重点”试验值的对比

Tab. 4 Comparison of "three key points" experimental values of blades with different shroud thicknesses

共振转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$	节径数	转速/ $r \cdot \text{min}^{-1}$		提高/%
		围带厚度	围带厚度	
		30 mm	25 mm	
3 618	3	3 486	3 621	3.87
3 618	4	2 382	2 487	4.41
3 618	5	1 859	1 947	4.73
3 618	6	1 534	1 606	4.69

由有限元静强度计算可得到围带厚度为 30 和 25 mm 时,叶片测点位置的第三强度理论应力分别为 326.02 和 318.72 MPa。根据第 47 号叶片上布置的应变花在 3 000 r/min,未激振时采集到的数据,可以计算出第一主应力和第三主应力,如表 5 所示。比较试验和计算得到的第三强度理论应力,两者相对偏差较小,可见有限元计算是可靠的、应变花定位准确。

3 试验体系的效果分析

通过利用本文所述的叶片动频特性试验体系对某型长扭叶片的动频特性所进行的实际测试,验证

了试验体系的有效性和适用性。相较于传统的发射机无线模拟信号,数据采集更方便、传输方案更简单、信号更为准确、数据传输量更大、频带更宽。数字信号相比于传统信号动频测试系统的优势如表 6 所示。

表 5 测点应力测量值与计算值对比

Tab. 5 Comparison between measured value and calculated value of stress at measuring point

参数	数值					
围带厚度/mm	30	30	30	25	25	25
轮次	1	2	3	1	2	3
0°应变 $\varepsilon_{0^\circ}/\mu\varepsilon$	357.59	376.67	368.92	359.51	343.50	343.54
45°应变 $\varepsilon_{45^\circ}/\mu\varepsilon$	1586.82	1591.14	1589.98	1526.98	1523.84	1518.92
90°应变 $\varepsilon_{90^\circ}/\mu\varepsilon$	768.95	771.30	774.28	738.67	733.85	726.52
第一主应力 σ_1/MPa	331.36	333.26	332.91	319.59	317.82	316.44
第三主应力 σ_3/MPa	0.32	4.73	3.68	3.75	-0.62	-1.38
$\sigma_1 - \sigma_3/\text{MPa}$	331.03	328.53	329.24	315.84	318.44	317.82
相对偏差/%	-1.51	-0.76	-0.98	0.91	0.09	0.28

表 6 数字信号与传统信号的动频测试系统参数比较

Tab. 6 Comparison of dynamic frequency test system parameters between digital signal and traditional signal

信号	载波信 号频率	载波信 号强度	抗干扰 能力	被测信 号带宽	传递 信息量	每模块 通道数	系统 组成
数字	~2.4 GHz	强	强	200 Hz ~ 500 kHz	较大	多通道	简单
传统	~100 MHz	弱	弱	200 Hz ~ 150 kHz	较小	单通道	复杂

由于试验体系中的系统性能提升,在试验研究叶片的动频特性方面,能够更清晰地展现激振力谐波、叶片的固有频率、三重点峰值等特性,提升了三重点外推计算的准确性。同时,更为精准的应力测试为有限计算提供了有力的试验数据支撑。

4 结 论

本文所建立的基于数字信号的叶片动频试验体系改变了传统的模拟信号传输方式,围绕数字信号传输从原理、方法、流程、设备、仪器、测点布置等多方面构建了试验体系。结论如下:

(1) 系统中采用的多通道采集,大幅度提高了

数据传输量及系统集成化和数字化。

(2) 相比于传统的动频试验方法,基于数字信号的叶片动频试验方法具有更强的载波信号强度和抗干扰能力,载波信号频率增大至 2.4 GHz,信号最大带宽拓展至 100 kHz。

(3) 动频试验体系性能的提升可以更清晰地展现激振力谐波、叶片的固有频率、三重点峰值等特性,提升了三重点外推计算的准确性。

参考文献:

[1] 隋永枫,孙义冈,叶 钟,等. 汽轮机叶片改型及三维气动优化设计[J]. 热力透平,2011,40(1):28-32.
SUI Yong-feng,SUN Yi-gang, YE Zhong, et al. Improved and optimized aerodynamic design on turbine blade stages [J]. Thermal Turbine,2011,40(1):28-32.

[2] 刘俊伶,夏侯沁蕊,王 克,等. 中国工业部门中长期低碳发展路径研究[J]. 中国软科学,2019(11):31-41,54.
LIU Jun-ling,XIAHOU Qin-rui,WANG Ke, et al. Study on mid-and long-term low carbon development pathway of China's industry sector[J]. China Soft Science,2019(11):31-41,54.

[3] 贺 勇,饶继文,傅飞飞,等. 基于协整和误差修正模型的中国工业能源效率影响因素动态分析[J]. 数学的实践与认识,2020,50(3):37-47.
HE Yong,RAO Ji-wen,FU Fei-fei, et al. Analysis on influencing factors of industrial energy efficiency in China based on cointegration and error correction model [J]. Mathematics in Practice and Theory,2020,50(3):37-47.

[4] 隋永枫,初 鹏,蓝吉兵,等. 高转速工业汽轮机低压级组长扭叶片气动设计与分析[J]. 汽轮机技术,2020,62(3):170-172,230.
SUI Yong-feng,CHU Peng,LAN Ji-bing, et al. Aerodynamic design and analysis for long torsional blade in low pressure stage of high speed industrial steam turbine [J]. Turbine Technology,2020,62(3):170-172,230.

[5] 蔡文芳,吴文键,应光耀,等. 300 MW 机组通流改造后汽流激振故障的分析与处理[J]. 汽轮机技术,2016,58(1):69-71.
CAI Wen-fang,WU Wen-jian,YING Guang-yao, et al. Analysis and treatment of steam-excited vibration fault after retrofitting flow path of 300 MW steam turbine [J]. Turbine Technology,2016,58(1):69-71.

[6] 谢永慧,张 获,吴 君,等. 核电汽轮机末级长叶片振动特性研究进展[J]. 热力透平,2015,44(4):239-248,257.
XIE Yong-hui,ZHANG Di,WU Jun, et al. A review for vibration characteristics of last stage blade in nuclear power steam turbines

[J]. Thermal Turbine,2015,44(4):239-248,257.

[7] 谢永慧,张明辉,周 琴,等. 透平复杂阻尼结构叶片强度与振动特性优化研究[J]. 热力透平,2015,44(1):1-6.
XIE Yong-hui,ZHANG Ming-hui,ZHOU Qin, et al. Study on optimization for strength and vibration characteristics of turbine blade with complex damping[J]. Thermal Turbine,2015,44(1):1-6.

[8] RAUSANDM. Reliability centered maintenance[J]. Reliability Engineering and System Safety,1998,60:121-132.

[9] 祁 峰,何卓仪,吴 伟. 无线电遥测在汽轮机叶片试验中的应用[J]. 上海电气技术,2015(2):28-31.
QI Feng,HE Zhuo-yi,WU Wei. Application of radio telemetry in turbine blade test [J]. Journal of Shanghai Electric Technology,2015(2):28-31.

[10] VACCHIERI E,HOLDSWORTH S R, et al. Creep-fatigue life assessment strategy for gas turbine blades and vanes; safe life procedure development, assessment and experimental validation [C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition; GT2016-58039.

[11] 罗剑斌,袁立平,郑万泔. 汽轮机整圈连接叶片轮系振动模态实验试验与研究[J]. 中国电力,2002(7):8-12.
LUO Jian-bin,YUAN Li-ping,ZHENG Wan-gan. Modal test and research of integral shrouded blade disc-coupled vibration of steam turbine [J]. Electric Power,2002(7):8-12.

[12] 郭江龙,李 琼,李 伟,等. 汽轮机低压转子叶片静态频率试验研究[J]. 电站系统工程,2010,26(6):19-20.
GUO Jiang-long,LI Qiong,LI Yi, et al. Study of static frequency testing of the low-pressure rotor for steam turbine [J]. Power System Engineering,2010,26(6):19-20.

[13] 张宏涛,王 健,李宇峰,等. 汽轮机小焓降叶片型线的平面叶栅实验试验研究[J]. 汽轮机技术,2019,61(3):186-188.
ZHANG Hong-tao,WANG Jian,LI Yu-feng, et al. Experimental study on planar cascade with small enthalpy-drop blade profile [J]. Turbine Technology,2019,61(3):186-188.

[14] CEDILLO S G T,BONELLO P, et al. Effectiveness testing of an inverse method for balancing nonlinear rotordynamic systems [J]. Proceeding of ASME Turbo Expo 2018; GT2018-75145.

[15] 柴保桐,傅行军,郭 瑞,等. GE 350 MW 汽轮机叶片静叶片静频测试及振动安全性分析[J]. 汽轮机技术,2015,57(3):231-233.
CHAI Bao-tong,FU Xing-jun,GUO Rui, et al. The test of blades' stationary frequency and analysis for vibrational security of GE 350 MW steam turbine [J]. Turbine Technology,2015,57(3):231-233.