

船用透平末级长叶片振动性能研究

康磊^{1†} 付兴伟¹ 丁化文¹ 张昊然¹ 韦俊¹ 杨长柱²

(1. 中国船舶重工第七三研究所, 哈尔滨 150078) (2. 东方汽轮机有限公司, 德阳 618000)

摘要 针对某船用新型末级长叶片,为了获得共振转速和对应动频率,对叶片转子试验组件在高速动平衡试验台上进行动频试验,叶片振动信号经感应元件拾取后由遥测发射机和接收机传输至信号分析系统,获得多个通道下的叶片振动信息.试验数据表明,末级叶片靠近额定工作转速附近的“三重”共振转速为一阶模态家族节径数 $k=7$ 和 $k=8$ 的共振转速均能避开运行工况,对应的动频率与数值分析结果对比可知:节径数 $k=7, k=8$ 时的动频值相差不超过5%;数值计算和试验分析均证明叶片在工作转速内是安全可靠的.

关键词 末级长叶片, 动频, 无线电遥测, 模态

DOI: 10.6052/1672-6553-2015-037

引言

随着船用汽轮机功率的不断增大和蒸汽背压的降低,末级通流面积越来越大,相应的叶片也越来越长,对叶片的安全可靠性也就提出了更高的要求.为了降低叶片的共振动应力,在设计时采取调整叶片的固有频率,或采用带有阻尼结构的叶片,利用连接件干摩擦来增大阻尼是控制叶片动应力简单而行之有效的办法.杨长柱^[1]等实验研究了带阻尼结构的成组动叶片的静频,徐自力^[2]等采用多节点非协调单元并引入斜坐标系对成组叶片施加约束做三维数值模拟,在此基础上做了实验验证,为复杂几何形状的叶片提供了有效的计算手段.李德信^[3]等对某轴流式压缩机叶片从理论上分析了应力刚化和旋转软化效应下的动频率求解方法,然后通过三维实体获得了叶片最大应力随时间的变化曲线,直观的反应了动应力对叶片断裂的影响.谢永慧^[4]等采用扭曲梁单元推导了阻尼围带的刚度和阻尼矩阵,获得了带阻尼围带的长叶片静力和振动特性的分析模型,钟小萍^[5]等通过试验的方法分析了300MW 低压叶片的动频,并详细介绍了试验过程和测试手段,对两种不同类型的叶片的用不同的方法分析了工作范围内不存在三重共振点;张伟^[6]等人研究了航空发动机叶片的非线性动力学分析,考虑大变形和气动力的影响表明,气流速度的增加,系统

存在周期运动,多倍周期运动和混沌运动等复杂的动力学行为;林左鸣等人试验研究了航空发动机压气机转子叶片声激振,声波激振与机械激振的叠加不是简单的算数相加,而是耦合形成拍状振动,声激振应力与转子叶片距离声源的位置密切相关.

本文介绍了测试动频率的测试方法以及测试设备,并对确定的共振转速在定转速下激振,跟踪了多节径数目下的共振转速,将获得的共振转速和动频值绘制 Campbell 图,并与数值计算结果进行比对.

1 试验方法和仪器设备

叶片安全性校核目的是避免叶片危险振型的频率与两类激振力频率合拍,使叶片产生共振.对于中长叶片,其自振频率远低于高频激振力的频率,因而,该末级叶片振动试验的重点内容是使叶片共振频率避开低频激振力的频率 k_n ($k \leq 8$),在叶片振动试验中获得叶片的共振频率,判定叶片振动形态,确保叶片在工况点附近无共振点.试验考核了包括额定工况的多个工况下的动频率,并确认共振转速及动频率.

1.1 试验方法

动频试验在高速动平衡台位上进行,采用近程无线电遥测法采集叶片动频数据.装有整级叶片的试验转子在高速动平衡真空仓体内被驱动旋转,试验时利用安装在叶片顶部附近的一只喷嘴通入压

压缩空气激振叶片,叶片受扰产生振动,由贴于叶身上的感应元件拾振,振动信号经遥测发射机发射,接收机接收后传输到后续的记录仪和动态信号分析仪系统,采用 LMS SC305 UTP 信号调理组件和与之配套的 Test. Lab8A 软件进行数据记录、分析和处理. 测试系统框图如图 1.

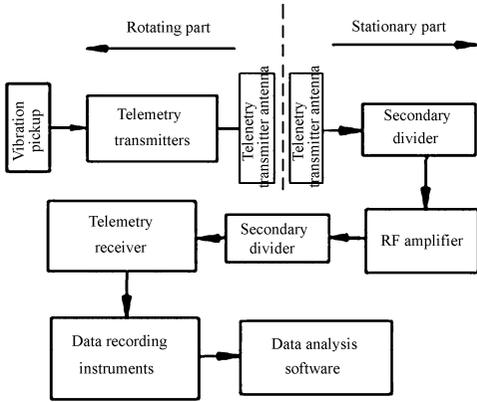


图 1 无线电遥测系统原理图

Fig. 1 Schematic of radio telemetry system

1.2 试验仪器设备

无线电遥测系统的主要仪器有电阻应变片 (350Ω)、205N 发射机 (频响: 30 ~ 20kHz)、115W 型遥测接收机 (调频范围: 88 ~ 108MHz、载波抑制: > 50dB)、发射机电源、接收天线、ZSC - 4 - 1 合频器 (射频范围: 0.1 ~ 200MHz)、435A 射频放大器 (射频范围: 0 ~ 200MHz)、SC305UTP 数据采集器、LMS 分析软件等.

图 2 为叶片及配套转子试验件,图 3 给出了旋转机械无线电遥测发射装置的局部放大图.

试验选取 4 只叶片布置测点,取封口叶片和与封口叶片对应 180°位置的另一只叶片,并以这两只叶片为起点,按旋转方向跳过 5 只叶片另取两只叶片.



图 2 叶片试验件组件

Fig. 2 Assembly of blade pieces



图 3 旋转机械无线电遥测发射装置放大图

Fig. 3 Enlarged view of Rotating Machinery radio telemetry transmitter equipment

在所选取的四只叶片上布置测点,应变传感器黏贴在叶片背弧上,距离叶片根部位置约 50mm,对应的叶片按旋转方向分别标记为 No. 1、No. 7、No. 31 和 No. 37,见图 4. 每只标记叶片对应一个单独通道,对应发射机的射频分别为 (88.9MHz、93.1MHz、96.3MHz 和 107.7MHz). 图 5 为信号接收装置,接收天线用工装固定在支架上,下端在距离叶片顶部约 30mm 位置固定一喷嘴,喷嘴出口正对着叶片轴向,激振方式为 5 ~ 6 个标准大气压的压缩空气激振. 叶片振动信号通过遥测发射机组件发射后经接收天线接收,并由 75Ω 同轴屏蔽电缆传输到 155W 接收机,解调后通过 LMS SC305 UTP 信号调理分析组件以及 HP35670 频谱分析仪进行信号的解读记录和分析,见图 6. 叶片试验之前对发射机和整个测试系统进行了标定,通过给定的标准信号测试发射机的输出频率及幅值. 图 7 给出了其中一个通道发射机的标定曲线.

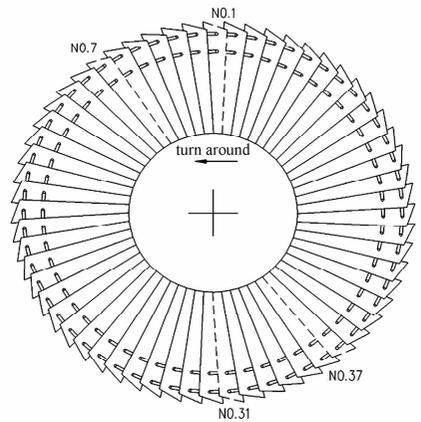


图 4 叶片测点布置示意图

Fig. 4 Schematic of the measuring points on the blade

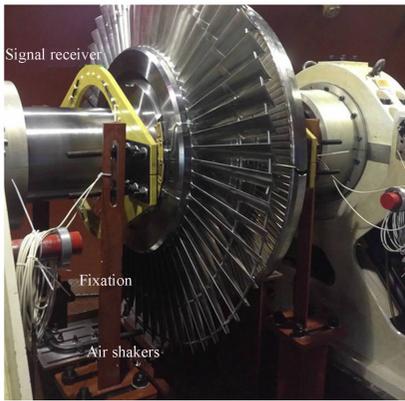


图5 信号接收装置及激振装置

Fig. 5 Signal receiving and exciting equipment



图6 叶片振动试验数据采集分析仪器

Fig. 6 Data acquisition and analysis equipments in blade vibration test

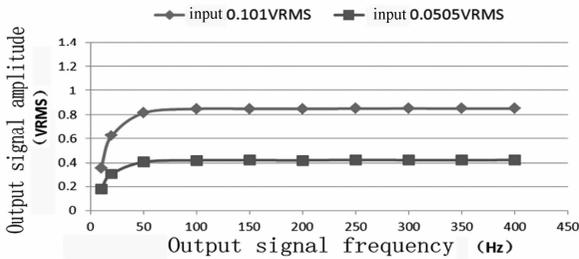


图7 发射机标定曲线

Fig. 7 Calibration curve of the transmitter

2 试验过程及数据分析

试验叶片是汽轮机末级实物叶片,为不带围带穿有两处拉筋的整圈叶片,叶片数目为60只,叶根为周向齿形叶根。试验之前对叶片转子组件先做自平衡,平衡过程中也对振动值进行监测,振动速度和相位随着转速的增加而增大,多次调整后将速度值控制在允许范围内,对叶片试验件测频中进行了多次升速、降速的过程,各通道传递的振动信号随转速升降的变化特征基本相似,高转速下叶片呈现整圈成组特性,为保证试验的安全,在轴承位置检测了摆架的振动值,两个摆架在升速和降速的过程中振动值与转速的关系很接近,且最大振动烈度小于平衡

条件下的振动要求,见图8。试验降速过程中利用压缩空气对叶片进行了激振试验,激振转速范围是400~4483r/min。数据采集处理是基于LMS-Signature Testing的实时显示和频谱分析功能;针对现场测试数据初步分析后,对确认的共振转速及频率点进行定转速激振,通过定转速激振试验确认了叶片的“三重点”共振频率和转速;叶片振动信号随转速变化瀑布图见图9,各阶次跟踪图对比见图10~图13。叶片“三重点”共振频率和共振转速见表1。叶片实测坎贝尔图见图18。整圈叶片特性只存在激振倍率等于节径数的条件下,才会引起系统的激振,从图中可以看出,在工作转速附近范围内不存在节径数小于6的三重共振点,末级叶片靠近额度工作转速附近的“三重点”共振转速为一阶模态家族节径数 $k=7$ 的共振转速4244~4257r/min及一阶模态家族节径数 $k=8$ 的共振转速为3757~3763r/min,对应的动频率分别为496Hz和501Hz,在靠近工况II附近时共振转速为节径数 $k=9$ 时的3384~3404r/min及 $k=10$ 时的3093~3139r/min。因此认为叶片在工作转速范围以内叶片是安全的。

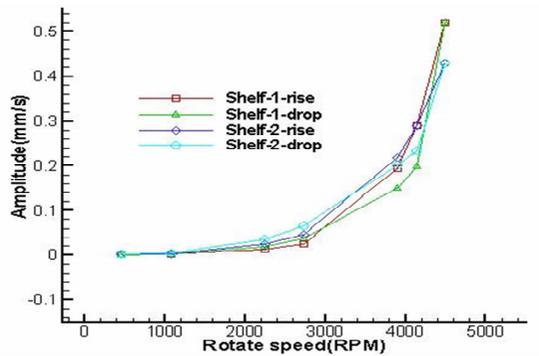


图8 升速、降速过程中摆架振动与转速的对应关系

Fig. 8 Amplitude-rotating speed relationships of the swing at acceleration or deceleration

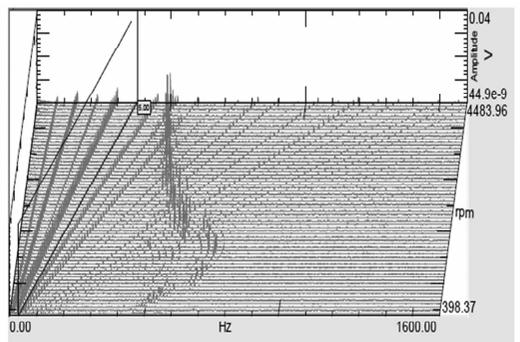


图9 振动信号瀑布图

Fig. 9 Waterfall curves of vibration signal

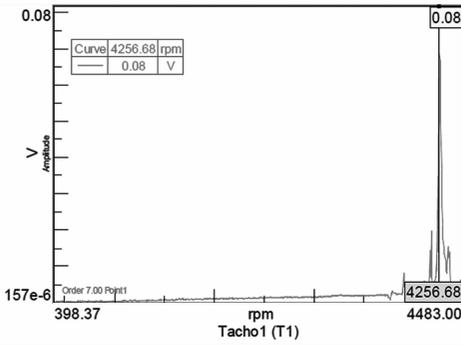


图 10 $k = 7$ 阶次跟踪图

Fig. 10 Tracking curve for the order of $k = 7$

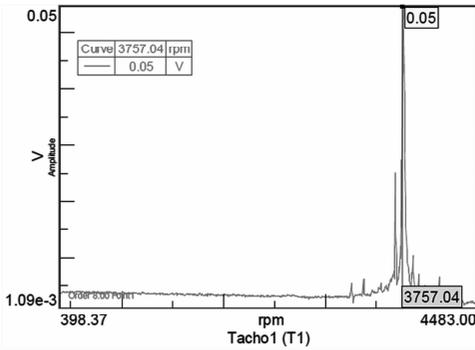


图 11 $k = 8$ 阶次跟踪图

Fig. 11 Tracking curve for the order of $k = 8$

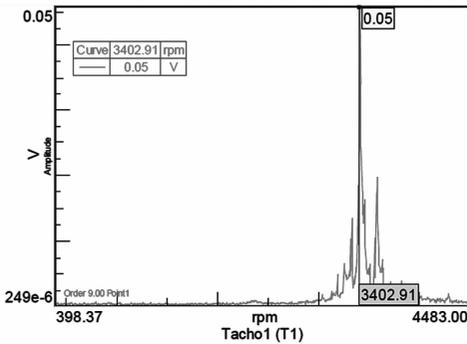


图 12 $k = 9$ 阶次跟踪图

Fig. 12 Tracking curve for the order of $k = 9$

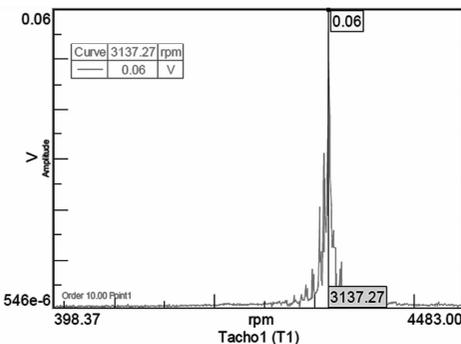


图 13 $k = 10$ 阶次跟踪图

Fig. 13 Tracking curve for the order of $k = 10$

表 1 叶片实测“三重点”共振转速及频率

Table 1 Resonance speed and frequency of the ‘triple point’ in blade test

节径	转速 (r/min)	频率 (Hz)
$k = 7$	4244 ~ 4257	495.1 ~ 496.7
$k = 8$	3757 ~ 3763	500.9 ~ 505.9
$k = 9$	3384 ~ 3404	507.6 ~ 510.6
$k = 10$	3093 ~ 3139	515.5 ~ 523.2
$k = 11$	2898 ~ 2903	531.3 ~ 532.2
$k = 12$	2690 ~ 2700	538.0 ~ 540.

3 数值计算结果与试验对比分析

对此叶片基于有限元计算软件 ANSYS 的数值分析,给叶轮、叶片及拉筋不同的密度、弹性模量及泊松比;叶轮进出汽侧端面设置切向位移约束,并耦合轴向自由度;阻尼特征给出拉筋和叶片的摩擦系数,在工作转速下,叶根齿和叶轮齿面、拉筋和叶片拉筋孔接触面、同组拉筋接触面均采用面-面接触单元,并对接触对建立符合实际特征的接触关系,叶轮与叶片在接触面上贴合的足够紧;叶片、叶轮和拉筋均加载离心载荷,并对叶片施加气流量载荷.通过计算,图 14 ~ 图 19 给出了在额定转速下 7 节径 ~ 10 节径 1 阶振动的正等侧振型图.根据计算所得的叶片-叶轮的整圈振动特性,将各转速下的前 10 节径 1 阶振动动频值进行了整理得出图 19 所示的坎贝尔图.与图 18 对比发现额定工作转速对应动频率处在 7 倍频与 8 倍频之间,表 2 给出了在 $k = 7, 8, 9, 10$ 时试验和数值计算获得的动频值,在 7 倍频和 8 倍频时实验获得的动频与计算值相差不超过 5%;验证了试验数据的真实可靠和计算的相对准确.

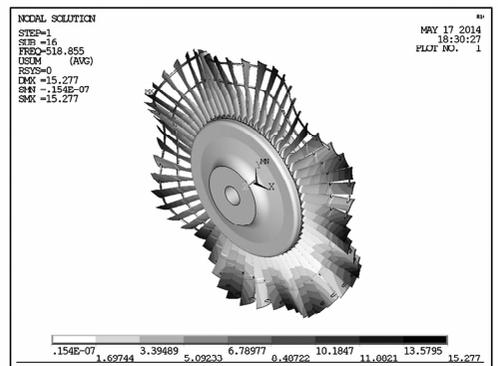


图 14 7 节径 1 阶振型图

Fig. 14 The first-order vibration mode of 7 Pitch diameter

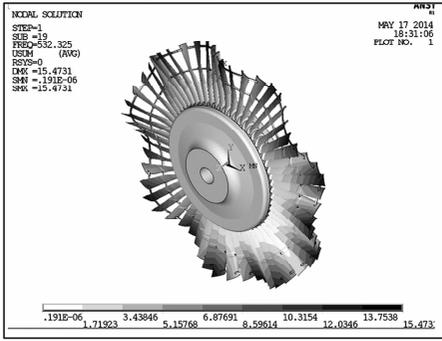


图 15 8 节径 1 阶振型图

Fig. 15 The first-order vibration mode of 8 Pitch diameter

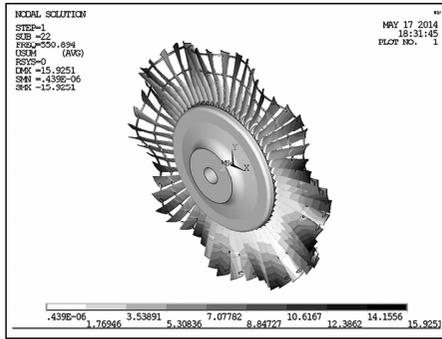


图 16 9 节径 1 阶振型图

Fig. 16 The first-order vibration mode of 9 Pitch diameter

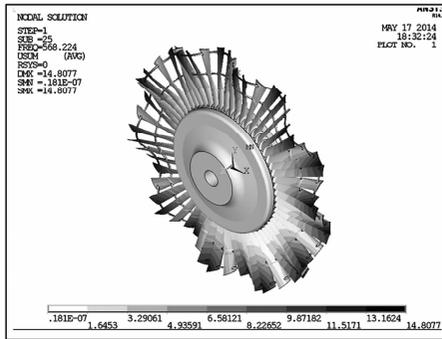


图 17 10 节径 1 阶振型图

Fig. 17 The first-order vibration mode of 10 Pitch diameter

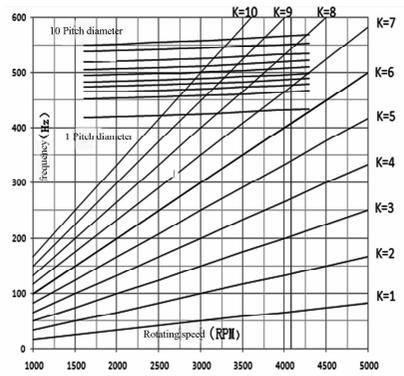


图 19 数值仿真 1 阶节径振动(前 10 节径)坎贝尔图

Fig. 19 Campbell diagram of first-order vibration from numerical simulation

表 2 整圈叶片在 $k=7,8,9,10$ 时数值计算和试验的频率值

Table 2 Frequency of the Circle Blade obtained from experiment and Numerical simulation for $k=7,8,9,10$

节径	试验实测(Hz)	数值计算(Hz)	偏差(%)
$k=7$	496.7	518.855	4.27
$k=8$	505.9	532.325	4.96
$k=9$	510.6	550.894	7.31
$k=10$	523.2	568.224	7.92

4 结论

(1) 通过试验的方法验证了末级叶片靠近额定工作转速附近的“三重”共振转速为一阶模态家族节径数 $k=7$ 的共振转速 $4244 \sim 4257\text{r/min}$ 及一阶模态家族节径数 $k=8$ 的共振转速为 $3757 \sim 3763\text{r/min}$, 对应的动频率分别为 496Hz 和 501Hz ; 远远避开工况点, 叶片在工作转速以内是安全可靠的。

(2) 通过与数值计算对比可知, 两种验证方法在相同振型的条件下动频值相差不超过 5%, 验证了试验的有效性和数值计算的正确性。

参 考 文 献

- 杨长柱. 超超临界 1000MW 汽轮机动叶片静频试验研究. 东方汽轮机. 2010(3):20~23 (Yang C Z. Research on static frequency test of 1000MW Ultra-supercritical Turbine blades. Dongfang Turbine, 2010(3):20~23 (in Chinese))
- 徐自力. 成组叶片振动特性的三维数值模拟及实验研究. 西安交通大学学报, 2003, 37(7):678~682 (Xu Z L. Three-Dimensional numerical simulation and experimen-

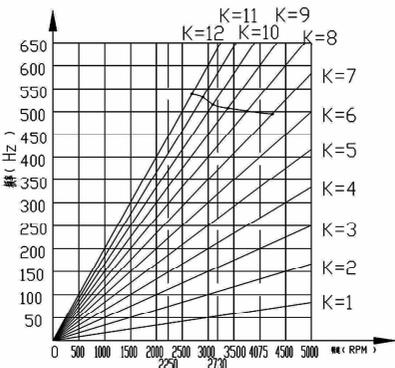


图 18 整圈叶片实测坎贝尔图

Fig. 18 Campbell diagram of the Circle Blades from experiment

- tal study on vibratory modes of Group blades. *Journal Of Xi'an Jiaotong University*, 2003, 37(7): 678 ~ 682 (in Chinese))
- 3 李德信. 轴流式压缩机叶片固有频率及动应力分析. 振动与冲击, 2011, 30(7): 138 ~ 142 (Li D X. Natural frequency characteristics and dynamic stress of a blade in an axial-flow compressor. *Journal of Vibration and Shock*, 2011, 30(7): 138 ~ 142 (in Chinese))
 - 4 谢永慧, 张荻. 汽轮机阻尼围带长叶片振动特性研究. 中国电机工程学报, 2005, 25(18): 87 ~ 90 (Xie Y H, Zhang D. Numerical model for vibration characteristic of steam turbine blade with damped shroud. *Proceedings of the CSEE*, 2005, 25(18): 87 ~ 90 (in Chinese))
 - 5 钟小萍. 300MW 汽轮机低压转子叶片动频试验. 热力透平, 2007, 36(1): 15 ~ 18 (Zhong X P. Dynamic frequency test of lp rotor blade in 300MW steam turbine. *Thermal Turbine*, 2007, 36(1): 15 ~ 18 (in Chinese))
 - 6 张伟, 冯志青, 曹东兴. 航空发动机叶片非线性动力学分析. 动力学与控制学报, 2012, 10(3): 213 ~ 221 (Zhang W, Feng Z Q, Cao D X. Nonlinear dynamics analysis of aero-engine blade. *Journal of Dynamic and Control*, 2012, 10(3): 213 ~ 221 (in Chinese))
 - 7 林左鸣, 李克安, 杨胜群. 航空发动机压气机转子叶片声激振试验研究. 动力学与控制学报, 2010, 8(1): 12 ~ 18 (Lin Z M, Li K A, Yang S Q. Experimental study on acoustic excitation aviation engine compressor rotor-blade. *Journal of Dynamic and Control*, 2010, 8(1): 12 ~ 18 (in Chinese))

STUDY ON VIBRATION PERFORMANCE OF THE LAST-STAGE BLADE ON MARINE TURBINE

Kang Lei^{1†} Fu Xingwei¹ Ding Huawen¹ Zhang Haoran¹ Wei Jun¹ Yang Changzhu²

(1. No. 703 Research Institute Of CSIC, Harbin 150078, China) (2. DongFang Turbine Co., Ltd, Deyang 618000, China)

Abstract In order to obtain the resonance frequency of a new designed last-stage blade on marine turbine, the blade is excited by compressed air in the high-speed dynamic balance test bench. The signal of blade vibration is transferred to a signal analysis system by the telemetry transmitter and receiver when it is picked up by the inductive components, and the information of blade vibration is then obtained under multiple channels. The test data show that the "triple point" resonance speed is a modal family for pitch diameter number $k=7$ and $k=8$, and the range of resonance speed is beyond the working speed, respectively. Compared with the results from the numerical calculation and the testing, the tolerance of dynamic frequencies does not exceed 5% for pitch diameter number $k=7&8$. Numerical and experimental analysis prove that the blades in the operating speed are safe and reliable.

Key words last stage blade, dynamic frequency, radio telemetry system, modal analysis