汽轮机转子高速动平衡技术研究

邓旺群[1,2],高德平[1],廖学军[2],力 宁[2],刘 炜[2]

(1 南京航空航天大学,南京 210016;2 中国航空动力机械研究所,株洲 412002)

摘要:叙述了柔性转子影响系数法的平衡原理、平衡步骤和大型旋转机械振动烈度的品质评定标准,圆满完成了一个大修后的N102JHP汽轮机转子的高速动平衡试验,效果良好。研究表明:高速动平衡是降低汽轮机转子振动的一种有效方法。

关键词:汽轮机转子;高速动平衡;影响系数法;临界转速;振动烈度

分类号:TK263.6+1 **文献标识码**:A **文章编号**:1001-5884(2004)01-0049-03

High Speed Dynamic Balance Technique Research of a Turbine Rotor

DENG Wang-qun[1,2], GAO De-ping[1], LIAO Xue-jun[2], LI Ning[2], LIU Wei[2]

(1 Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2 China Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

Abstract: This paper briefly narrates the balance principle, balance steps of influence coefficient method of a flexible rotor and quality judgement of vibration severity for large machines. An experiment for high speed dynamic balance of a overhauled N102JHP turbine rotor is satisfactorily finished, the balance effect is very ideal. The experiment results show that high speed dynamic balance is an effective method to reduce vibration of turbine rotor.

Key words: turbine rotor; high speed dynamic balance; influence coefficient method; critical speed; vibration severity

0 前 言

由实践得知,汽轮机的振动原因,很多是由于转子平衡不良引起的。汽轮机的转速比较高,转子上的零件即使存在数值很小的质量偏心,也会产生较大的不平衡离心力,引起机组振动[1]。汽轮机的振动超过规定范围时,将会引起设备的损坏,甚至导致严重后果[2]:(1)机组振动过大时,叶片、围带、叶轮等转动部件的应力增加,产生很大的交变应力,造成疲劳损坏;(2)振动严重时会使机组动静部分发生磨损。轻则使端部轴封、隔板汽封磨损,间隙增大,增加漏汽损失,使机组运行经济性降低。严重时,会使主轴弯曲;(3)振动将引起各连接部件松动。振动严重时,可能使与机组相连接的轴承、轴承座、主油泵、传动齿轮、凝汽器、管道等发生共振,引起连接螺栓松动、地脚螺栓断裂等,从而造成重大事故;(4)若高压端振动过大,有可能引起危机保安器误动作而使机组停机。因而,找平衡就成为消除机组振动的重要措施之一。调整转子质量分布,使其质心偏移回转中心的距离减小,这个过程称为转子平衡。转子平衡是制造、修理过程中一道必不可少的工艺,也是消除使用现场机械振动的一项重要措施。由于转子工作转速、长径比(转子本体长度与直径之比)、转子本身刚度和各类不同的转子要求的平衡精度不同,可以选用静平衡法、刚性转子平衡法和柔性转子平衡法,使转子获得所需要的平衡精度[3]。习惯上把工作转速低于转子第一阶临界转速的转子称为刚性转子;工作转速高于第一阶临界转速的转子称为柔性转子。要使转子在不平衡离心力的作用下转轴不发生显著变形,即挠曲造成的附加不平衡可以忽略,则工作转速至少小于第一阶临界转速的0.5倍以下[1]。目前,汽轮机转子正朝高速化、长径比越来越大的方向发展,一般都是柔性转子,原则上必须进行高速动平衡。本文用影响系数法研究汽轮机转子的高速动平衡问题。

1 影响系数法平衡原理及步骤[4]

1.1 平衡原理

柔性转子的平衡主要有模态平衡法和影响系数法。模态平衡法就是根据转子上随机分布的不平衡量能激起转子各阶振型及平衡重量组与主振型正交这一特点,采用了振型分离的方法,使转子逐阶得到平衡。影响系数法就是利用线性系统中校正量和所测量之间的线性关系,即影响系数来平衡转子的方法,它是一种多转速多平面的平衡方法。平衡重量组与主振型正交是模态平衡法的基本原理,而影响系数法则是利用平衡重量组与主振型并不正交,对转子进行综合平衡,以达到柔性转子平衡的目的,其最小二乘影响系数法的平衡校正量计算公式可表示为:

$$\begin{cases} \{U\} = -[A]^{-1}\{X\} & (M = N, |A| \neq 0) \\ \{U\} = -([\bar{A}]^T[A])^{-1}[\bar{A}]^T\{X\} & (M > N) \end{cases} \quad (1)$$

收稿日期:2003-07-22

作者简介:邓旺群(1967-),男,湖南新邵县人,南京航空航天大学博士研究生,中国航空动力机械研究所高级工程师,现主要从事发动机强度试验和转子动力学研究。

万方数据

式中,N 为平衡(校正)面数;M 为振动总测点数;$\{U\}$ 为需加的校正质量;$\{X\}$ 为初始振动响应向量;$[A]$ 为影响系数矩阵。

影响系数实际上反映了振型、支承刚度及其它各种影响因素的影响。采用这个方法不必事先了解系统的动力响应特性,因而具有灵活的特点,尤其适于与计算机相结合,辅助计算平衡量,使平衡工作趋于自动化。

1.2 平衡步骤

用影响系数法平衡柔性转子的一般步骤如下:

(1)确定平衡面数;

(2)在稳定转速下,在支承处测得 M 个测点的原始不平衡振动值;

(3)依次在 $1 \sim N$ 个平衡面上加已知试重。在同样转速下测出 M 个测点的振动值;

(4)根据测得的振动值计算影响系数;

(5)解方程组求出 N 个校正量。当 $M = N$ 时,有精确解。当 $M > N$ 时,用加权最小二乘法求解矛盾方程组;

(6)校核所求的校正量。

2 大型旋转机械振动烈度的评定标准

柔性转子的平衡至今没有统一的标准可循。但对于大型旋转机械,已有相应的国际标准(ISO 3945 – 1985)——《转速范围在 10 ~ 200 r/s的大型旋转机器的机械振动——振动烈度的现场测量与评定》,该标准给出了大型旋转机械振动烈度的评定等级,见表1,表1中相邻两级之间的比值近似为1∶1.6,即相差约4db。

表1 大型旋转机械振动烈度的评定等级

振动烈度 V_{rms},mm/s	支承类别	
	刚性支承	挠性支承
0.46	优	优
0.71		
1.12		
1.8		
2.8	良	良
4.6		
7.1	合格	合格
11.2		
18.0	不合格	不合格
28.0		
46.0		
71.0		

该标准对汽轮机转子的平衡品质的评定是比较适合的。尽管本文研究的汽轮机转子的额定工作转速达到了13 900 r/min,超出了标准规定的最高转速约15.83%,但这并不会带来实质性的影响,在高速动平衡后完全可以参照使用该标准来评定平衡品质,这一点已经被平衡后的汽轮机转子在使用现场所表现出的良好振动特性所证实。

3 汽轮机转子的高速动平衡试验

3.1 N102JHP 汽轮机转子的结构和性能参数

万方数据

3.1.1 结构参数

叶轮级数 6,转子质量 1184Kg,转子长度 约1.41m,轴承跨距 约1.03m,转子结构 整锻式。

3.1.2 性能参数

额定工作转速:13 900 r/min;最小工作转速:13 386 r/min;最大工作转速:14 600r/min;第一阶临界转速 约8 200 r/min;工作时旋转方向(从联轴节端往推力端看) 逆时针。

3.2 试验设备

高速动平衡试验在 B727 转子试验器上进行,该试验器由 400kW 直流电机驱动,通过两级增速后驱动试验件,最大转速为24 920r/min,配置真空系统和润滑系统,可无级调速,转速控制精度为0.3%。

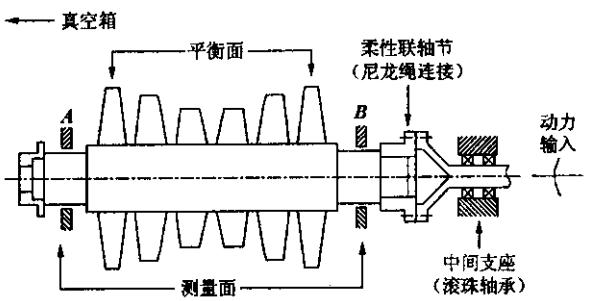
在该试验设备上已成功完成了 102JT、103JT、N102JHP 等多种型号汽轮机转子的高速动平衡试验。

3.3 测试仪器

德国 Schenck 公司生产的两个 VS – 080 速度传感器、一个 P – 084 光电传感器和一台 VP – 30 振动分析仪。

3.4 高速动平衡试验

该 N102JHP 汽轮机转子是一个大修后的转子,按要求必须进行高速动平衡试验,转子在高速动平衡试验过程中的安装及测试示意图见图1。



注:汽轮机转子两端轴承均为可倾瓦轴承

图1 N102JHP 汽轮机转子在高速动平衡试验过程中的安装及测试示意图

3.4.1 平衡转速、平衡面和测量面的确定

3.4.1.1 平衡转速的确定

确定平衡转速遵循以下准则:

(1)试重数据必须在相当靠近临界转速时测得,因为这时转子响应相当大;

(2)在初始运行和试重运行时,转子振动幅值不得超过转子安全工作极限值;

(3)测振幅的转速下的转子挠曲形状应能代表要跨越的临界转速下的转子模态;

(4)也应在工作转速下测得转子振动幅值。

基于这些原则和转子平衡过程中的实际情况,挑选的平衡转速为6 300r/min和8 500r/min。

3.4.1.2 平衡面的确定

选择第1级和第6级叶轮(从推力端数起)为平衡校正面,校正方式为在叶轮上打磨去材料。

3.4.1.3 测量面的确定

测量支座 A(推力端支座)和 B(联轴节端支座)垂直方向的振动烈度 V_{rms}(振动速度有效值)。转子支承在原装机

可倾瓦滑动轴承上。

为了避免驱动系统的振动对转子系统的影响,在高速齿轮箱和转子之间增加了一个装两个高速滚珠轴承的中间支座,且中间支座转接轴与转子联轴节之间用尼龙绳连接,这样,驱动系统的振动基本上不会对转子系统产生实质性的影响。

3.4.2　平衡过程记录

在高速动平衡试验过程中记录的振动烈度值见表 2。

表 2　　平衡过程中的振动烈度值

转速 r/min	联轴节端支座 V_{rms}		推力端支座 V_{rms}		备　注
	幅值/(mm/s)	相位/(°)	幅值/(mm/s)	相位/(°)	
4 800	0.32	349	0.18	40	初始状态
6 300	2.05	247	1.37	270	初始状态
6 300	0.58	315	0.75	355	6 300r/min 转速下平衡后
8 500	1.66	265	0.68	190	8 500r/min 转速下平衡前
8 500	0.83	287	0.45	159	8 500r/min 转速下平衡后

3.4.3　试验结果

N102JHP 汽轮机转子在初始状态(高速动平衡前)、6 300r/min转速下高速动平衡后和8 500r/min转速下高速动平衡后联轴节端支座和推力端支座振动幅值(振动烈度)随转速的变化曲线分别见图 2 和图 3。

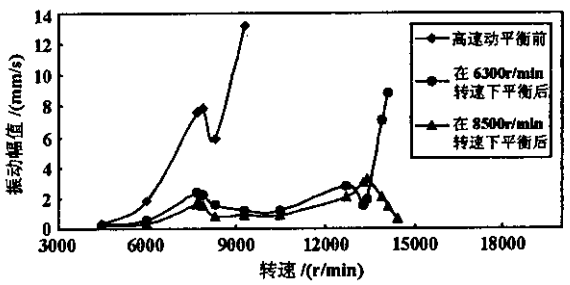


图 2　联轴节端支座振动幅值随转速的变化曲线

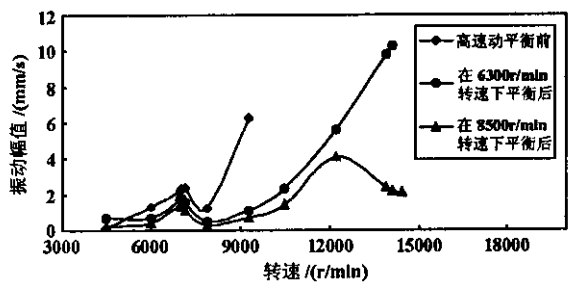


图 3　推力端支座振动幅值随转速的变化曲线

3.4.4　分析

从图 2 和图 3 可知,该 N102JHP 汽轮机转子的第一阶临界转速在7 000r/min ~ 8 000r/min之间,转子在大修后有较大的不平衡量,只能安全运行到9 100r/min,在该转速下联轴节端支座的振动烈度达到了13.2mm/s,推力端支座的振动烈度达到了6.3mm/s,并且都有直线上升的趋势,参照表 1 的规定,联轴节端支座的振动烈度已经处于不合格状态;在6 300 r/min转速下平衡后,转子只能安全运行到14 100r/min,在该转速下联轴节端支座的振动烈度达到了8.8mm/s,推力端支座的振动烈度达到了10.3mm/s(接近于不合格状态),同样都有直线上升的趋势,由于在额定工作转速(13 900r/min)下支座的振动烈度还是较大,因此这是不能接受的,还必须提高转速继续进行高速动平衡试验;在8 500r/min转速下平衡后,转子可以安全运行到14 430r/min,两支座的振动烈度都较小,且已稳定下来并有继续下降的趋势,在额定工作转速(13 900r/min)下,联轴节端支座的振动烈度为2.1mm/s,推力端支座的振动烈度为2.4mm/s,参照表 1 的规定,转子在高速动平衡后的支座振动烈度均达到了优、良品质标准,可见,对转子的高速动平衡试验取得了很好的平衡效果。

4　结　论

通过影响系数法高质量地完成了一个大修后的 N102JHP 汽轮机转子的高速动平衡试验,大大降低了转子支座的振动烈度,取得了很好的平衡效果,平衡后的转子在使用现场表现出良好的振动特性。试验结果表明:影响系数法是降低汽轮机转子振动的一种方便、有效的方法。

(上接第 48 页)

数据文件之后,通过‘结束’按钮回到程序选择界面。图 3 给出了显示计算结果的典型程序界面,可以看出该系统具有较完善的人机交互界面,显著提高了实验数据处理工作的效率。

4　结　论

本文研究了利用动态链接库实现 VB 和 Fortran 混合编程的方法,并通过叶栅风洞实验数据处理可视化软件的编制验证了该方法的适用性。Fortran 与基于对象语言(Visual Basic,Visual C^{++},Dephi)的混合编程,使数值计算、图形显示等融为一体,拓宽了科学计算与工程分析的应用领域,加强了科研人员对实验结果的分析和驾驭能力,具有较广阔的应用前景。

万方数据

参 考 文 献

[1]　林　宏,李　颖,林堡真. 工程应用可视化系统的开发[J]. 计算机工程与设计,1996,(1).

[2]　朱从旭,邓宏贵. 用 VB 和 Fortran 混合编程开发科学计算与作图软件[J]. 计算机应用,2000,(4).

[3]　朱从旭. 混合编程与 Fortran 计算程序图形界面的实现[J]. 中南工业大学学报,2000,(6).

汽轮机转子高速动平衡技术研究

万方数据 WANFANG DATA 文献链接

作者： 邓旺群， 高德平， 廖学军， 力宁， 刘炜

作者单位： 邓旺群(南京航空航天大学,南京,210016;中国航空动力机械研究所,株洲,412002)， 高德平(南京航空航天大学,南京,210016)， 廖学军,力宁,刘炜(中国航空动力机械研究所,株洲,412002)

刊名： 汽轮机技术 ISTIC PKU

英文刊名： TURBINE TECHNOLOGY

年，卷(期)： 2004,46(1)

被引用次数： 7次

本文读者也读过(10条)

1. 席忠斌 1000MW低压转子的高速动平衡试验研究[期刊论文]-中国科技博览2010(6)
2. 卢杰.江友钿.李绍海.章赛君.LU Jie.JIANG You-dian.LI Shao-hai.ZHANG Sai-jun 汽轮机转子高速动平衡试验中制动时间的分析计算[期刊论文]-机械工程师2010(3)
3. 云峰 汽轮机刚性转子高速动平衡实验台设计与研究[学位论文]2007
4. 张沈彬.Zhang Shenbin 汽轮发电机组现场高速动平衡实例分析[期刊论文]-内蒙古电力技术2010,28(4)
5. 刘洪文.辛怡.Liu Hongwen.Xin Yi 浅谈高速动平衡在工艺上的选择[期刊论文]-防爆电机2007,42(5)
6. 饶金阳 汽轮机低压转子高速动平衡时支承方式的研究[期刊论文]-科技信息2009(27)
7. 刘力荣 高速动平衡实验台的开发与研制[学位论文]2007
8. 盛新忠.王宏光.蔡俊.SHENG Xin-zhong.WANG Hong-guang.CAI Jun 汽轮机转子模型振动特性的实验与计算分析[期刊论文]-能源研究与信息2010,26(3)
9. 陈颖敏.张胜寒.李育宏.陈小芹.CHEN Ying-min.ZHANG Sheng-han.LI Yu-hong.CHEN Xiao-qin 老化30Cr2MoV汽轮机转子钢电化学性能的研究[期刊论文]-汽轮机技术2005,47(6)
10. 陈海生.谭春青.康顺 一种典型透平静叶型叶片反弯曲作用的实验研究[会议论文]-2002

引证文献(7条)

1. 王双 大型汽轮机转子动平衡试验站的设计制造[期刊论文]-重型机械 2013(5)
2. 姚垒 汽轮发电机组尾部横向振动偏大故障分析与处理[期刊论文]-机电设备 2011(1)
3. 陈波.周丹诚 国内大型高速动平衡试验装置概述[期刊论文]-燃气轮机技术 2010(3)
4. 方彦凯.蒋英 汽轮机叶片间流体流动的模拟研究[期刊论文]-淮海工学院学报(自然科学版) 2010(4)
5. 徐伟轩.常强 大型转子临界转速下现场动平衡试验[期刊论文]-东北电力技术 2012(10)
6. 祁乃斌.袁奇.饶金阳 长外伸段转子高速动平衡时支承方式的研究[期刊论文]-热能动力工程 2008(4)
7. 林庆乙 汽轮机组振动在线监测与诊断系统研究及开发[学位论文]硕士 2006

引用本文格式：邓旺群.高德平.廖学军.力宁.刘炜 汽轮机转子高速动平衡技术研究[期刊论文]-汽轮机技术 2004(1)