

某级压气机转子叶片高周振动疲劳强度储备分析研究

林 枫^{1,2}, 张 亮^{1,2}, 朱晓明^{1,2}, 肖舒宁¹

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078; 2. 船舶与海洋工程动力系统国家工程实验室—海洋工程燃气轮机实验室, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要:为完成某型燃气轮机压气机新设计转子叶片高周疲劳强度储备分析,采用基于叶尖定时法的激光非接触测量方法对该级转子叶片进行了振动应力测试,并结合理论计算和转子叶片高周疲劳极限试验,获得每一只叶片的高周振动疲劳强度储备,创新性地一次性完成了某级压气机新设计转子叶片振动疲劳性能的全面评估。研究表明:理论计算得到的叶片1阶弯曲共振转速为4 393 r/min,实测叶片在机组整个运行工况下的共振转速区间为4 276~4 435 r/min,叶片振动应力范围为54~123 MPa;试验实测得到的置信度满足95%及误差限度5%下叶片中值疲劳极限为730 MPa,推算得到99.99%高存活率下叶片高周疲劳极限约为660 MPa;结合叶片静强度分析结果、叶片材料的抗拉强度值、叶片振动应力值和99.99%高存活率下叶片的疲劳极限值进行计算,其高周振动疲劳强度最低储备为4.61,共振转速区间处于机组运行的过渡工况,满足设计要求。

关 键 词:燃气轮机;压气机;转子叶片;非接触测量;高周振动疲劳;激光探头

中图分类号:TK474.8+11

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.09.021

[引用本文格式]林 枫,张 亮,朱晓明,等.某级压气机转子叶片高周振动疲劳强度储备分析研究[J].热能动力工程,2021,36(9):164-171. LIN Feng, ZHANG Liang, ZHU Xiao-ming, et al. Study on fatigue strength reserve of high cycle vibration of a compressor rotor blade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(9):164-171.

Study on Fatigue Strength Reserve of High Cycle Vibration of a Compressor Rotor Blade

LIN Feng^{1,2}, ZHANG Liang^{1,2}, ZHU Xiao-ming^{1,2}, XIAO Shu-ning¹

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150036; 2. National Engineering Laboratory for Marine and Ocean Engineering Power System—Marine Engineering Gas Turbine Laboratory, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: In order to complete the high cycle fatigue reserve analysis of a new design rotor blade of a gas turbine compressor, using the laser non-contact vibration stress measurement method based on blade tip timing method combined with theoretical calculation and high cycle fatigue limit test of rotor blade to obtain the high cycle vibration fatigue reserve of each blade. A comprehensive evaluation of vibration fatigue performance of the newly designed rotor blade of a compressor has been completed innovatively. The results show that the theoretical calculation of first-order bending resonance speed of the blade is 4 393 r/min, the measured resonance speed range of blades in the whole operating condition of the unit is 4 276 r/min to 4 435 r/min, and the vibration stress value of blades is 54 MPa to 123 MPa. The median fatigue limit value of the blade is 730 MPa with 95% confidence and 5% error limit, and the high cycle fatigue limit of blade is approximately 660 MPa when the high survival rate is 99.99%. The vibration fatigue of this stage blade is obtained by combining the static strength analysis result, the tensile strength

收稿日期:2021-03-22;修订日期:2021-04-29

作者简介:林 枫(1966-),男,辽宁抚顺人,中国船舶集团有限公司第七〇三研究所研究员。

通讯作者:张 亮(1985-),男,河北唐山人,中国船舶集团有限公司第七〇三研究所高级工程师。

value of blade material, the vibration stress value and the fatigue limit value at high survival rate 99.99% of the blade. The minimum reserve of high cycle vibration fatigue strength is 4.61, and the resonance speed is taken as the transition condition of the whole operation, which meets the design requirements.

Key words: gas turbine, compressor, rotor blade, non-contact measurement, high cycle vibration fatigue, laser probe

引 言

转子叶片是发动机的关键零件,压气机转子叶片使气流加速、增压、升温,而本身则承受离心惯性力、气动力、激振力和外物冲击等循环交变载荷与动载荷作用,其工作状态、工作环境和结构行为十分复杂^[1]。其可靠性直接影响发动机的安全^[2]。压气机转子叶片的承受的温度、高频且超长周次的载荷使其易发生疲劳断裂事故^[3]。据统计,由振动引起的故障占航空发动机总故障的60%以上,其中叶片振动故障占70%以上。发动机工作时,由于激振因素的复杂性,转速由起动转速至最大转速,要完全避开叶片的共振几乎是不可能的。因此在发动机研制阶段,结合理论计算对不能避开的共振区间进行实测,获得振动应力最大值,结合叶片高周振动疲劳极限对压气机转子叶片进行全面的高周振动疲劳强度储备分析研究是十分必要的。

进行压气机转子叶片疲劳强度储备分析时,分析过程的关键是对其进行快速、准确和可靠的振动测量。对比接触式和非接触式测量,非接触式测量具有结构实施简单、使用方便,并且可以同时检测所有叶片的振动情况的优点,是一项非接触旋转叶片振动在线检测技术^[4]。直至目前,研究人员已经对多种位移传感器进行了研究和应用,包括光纤传感器^[5]、电容传感器^[6]、电涡流传感器^[7]、磁阻传感器^[8]和微波传感器^[9]等。新设计的燃气轮机压气机某级转子叶片在理论分析时预测其在工作转速范围内存在一阶弯曲共振。该类型振动非常适合采用非接触法进行振动应力测量,国内研究人员亦已将该种方法用于航空发动机及涡轴发动机压气机转子叶片优化设计及排故工作中^[10-11],并获得了良好的测试效果。

本文对压气机转子叶片1阶弯曲振动模式进行了疲劳强度储备分析。使用激光光纤传感器对转子叶片进行振动应力非接触实测,获得共振转速区间、共振频率及共振振幅(共振应力)。同时,结合振动台试验条件下叶片高周振动疲劳极限实测值,叶片静强度计算,使用古德曼图完成叶片在机组转速范围内的高周振动疲劳强度储备分析。

1 研究方法

1.1 叶片共振预测

使用叶片共振图进行叶片的共振预测分析。叶片共振图即坎贝尔图是描述叶片振动频率随叶片工作状态(转速、温度和气动载荷)变化的曲线图,用于预测叶片共振,供机组试车监控使用^[5]。绘制坎贝尔图时,利用有限元结构分析软件对叶片在静态和正常工作状态下的振动特性进行计算,得到对应工况下的各阶频率,再将同阶频率用曲线连接起来,获得叶片坎贝尔图。计算静态(即不考虑离心力和温度载荷)机组及主要工况下(折合压气机转速4 500、6 900和7 590 r/min)叶片的动频。

在ANSYS中使用LANCZOS法提取叶片的前3阶模态,包含各阶振动频率值、振型和振动应力分布。

1.2 振动应力测量

使用基于叶尖定时法的非接触测量方式,对整机运行下的叶片进行振动应力测量。以获得叶片实际产生共振的转速区间、共振频率和最大共振应力值。

通过叶尖振幅数据分析出叶片相应的振动频率、振型、振幅和相位,通过理论计算得出叶片相应位置的振动应力和疲劳寿命等^[12-14]。

非接触式叶片测振系统原理如图1所示。将多只非接触式传感器安装在机匣外部壳体上,在叶片发生振动时,叶片叶尖相对于转动方向将会向前或

向后偏离,使脉冲到达传感器的时间发生改变,综合转速信号就可计算出叶片振动的振幅和频率。

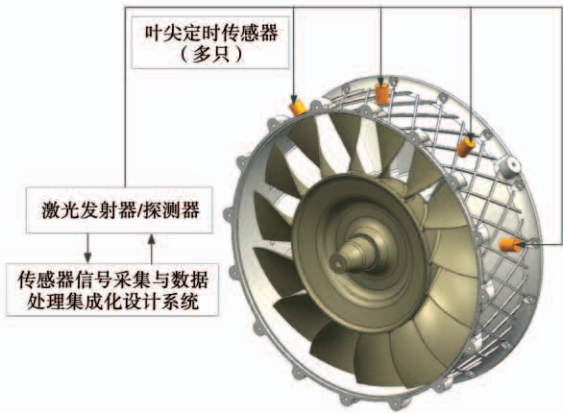


图 1 非接触式测振系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of non-contact vibration measurement system

1.3 叶片高周振动疲劳试验

叶片高周振动疲劳极限直接表征了叶片的疲劳抗力,是进行叶片振动疲劳储备评估分析必要数据。按照标准 HB/Z 112 规定,在振动台条件下,选用“升降法”进行试验并对试验数据进行统计分析。循环寿命选为 1×10^8 ,满足钛合金叶片条件疲劳极限规定的循环寿命要求。

1.4 叶片高周振动疲劳强度储备评估

利用有限元结构分析软件对叶片进行静强度分析计算,结合叶片实测振动应力值、叶片疲劳极限实测值及叶片材料抗拉强度值,在叶片古德曼图进行分析。最终评估在机组工作工况下,该级压气机转子叶片的振动应力值是否处于绝对安全范围。

2 计算及测试结果

2.1 频率计算

根据发动机结构强度设计准则^[11],对发动机叶片的振动特性进行设计分析时,要求在工作转速范围内避开叶片的前几阶共振。对于压气机转子叶片,最重要的是 1、2 阶弯曲振动和扭转振动,对应分析叶片针对前 3 阶振动。

各阶频率值如表 1 所示。叶片坎贝尔图如图 2 所示。

表 1 叶片振动固有频率 (Hz)

Tab. 1 Natural frequencies of blade vibration (Hz)

转速/ $r \cdot \min^{-1}$	1 阶	2 阶	3 阶
0	710	2 112	3 445
4 500	737	2 107	3 457
6 900	757	2 053	3 394
7 590	770	2 053	3 402

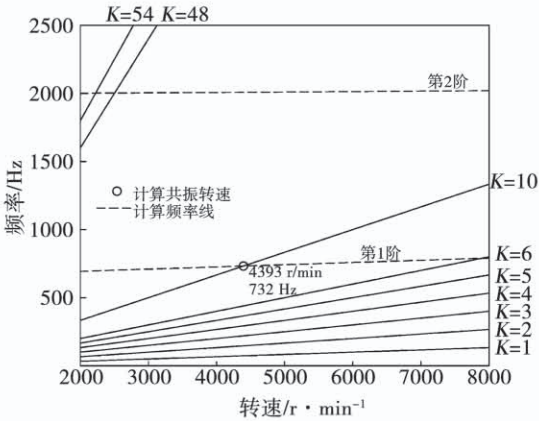


图 2 叶片坎贝尔图

Fig. 2 Campbell diagram of the blade

图中,实线代表应该考虑的倍频数 K (其中 K 取 1~6、10 为重点考虑倍频,考虑该级转子叶片前、后级导叶的数量 K 分别取 48、54),虚线为叶片振动频率曲线。实际工作中,叶片的振动形式以低阶振动 (1 阶、2 阶) 最为容易激发。因此,图中只给出了工作转速范围内的第 1 阶和第 2 阶的共振曲线。

叶片 1 阶振动频率线与 $K = 10$ 倍频线,在工作转速范围内的 4 393 $r/\min$ 转速下有交点。2 阶以上的振动频率线在工作转速范围内远离相应激振频率。分析动叶前、后的结构特点,该级动叶后存在 5 支板过渡结构, $K = 10$ 为 5 支板的 2 倍频。由计算结果看,发动机运行时,可能会在 4 393 $r/\min$ 附近产生叶片 1 阶弯曲共振。

叶片低阶振动 (1~3 阶) 振型及相对振动应力分布如图 3 所示。

2.2 振动应力实测

2.2.1 测试系统

测试系统硬件由高精度定制研发光学探针、先进的一体化激光发射器/探测器、高性能 DAQ 数据

采集系统、Workstation 工作站以及相关电缆等组成。

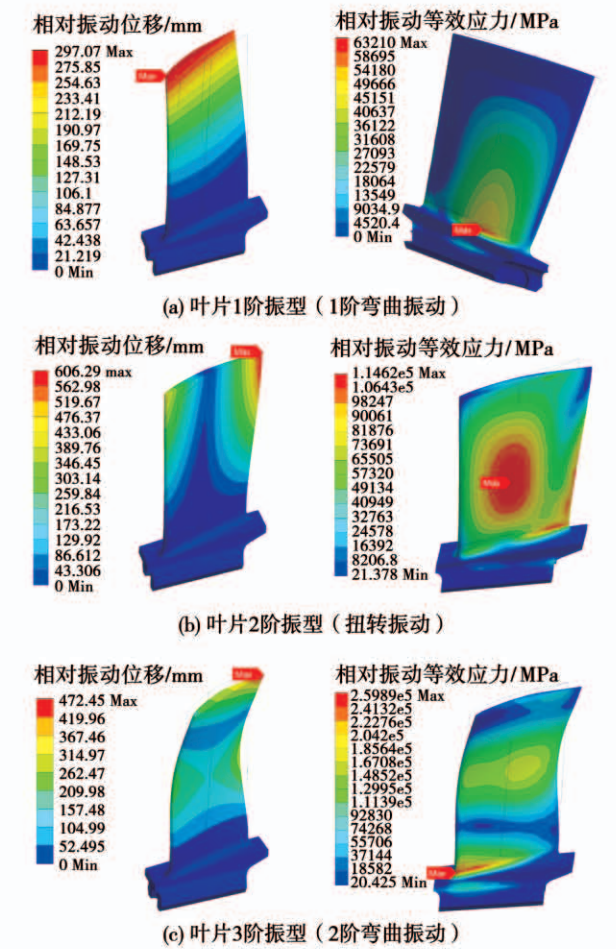


图 3 叶片振动振型
Fig. 3 Vibration modal of blade

试验过程中采用的主要硬件设备包括激光发射器/探测器和激光探头等,如图 4 所示。主要参数如表 2 所示。

表 2 非接触测量主要设备参数

Tab. 2 Main equipment parameters of non-contact measurement	
测试设备	参 数
激光发射器/探测器	8 通道
	每个通道频宽 10 MHz
激光探头	耐温:260 ℃
	频宽:100 MHz
	有效测量距离≤228 mm
	数字化频率 5 MHz
数采系统	时间精度 500 MHz

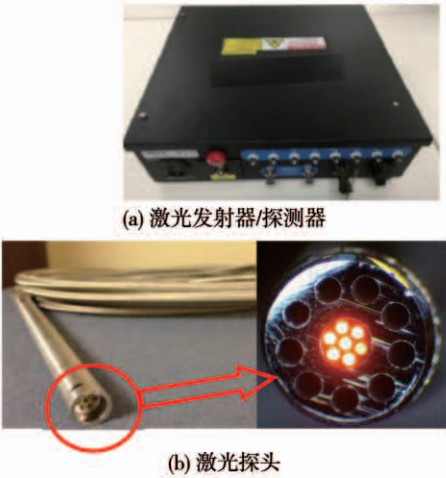


图 4 测试主要仪器设备
Fig. 4 Main instruments and equipment for test

2.2.2 传感器位置布置

探头轴向位置布置如图 5 所示,探头中心距离叶片尾缘 $L\approx 3\text{ mm}$ 。

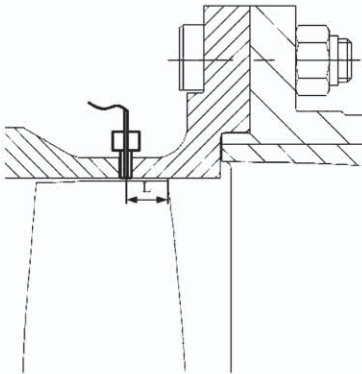


图 5 探头轴向布置
Fig. 5 Axial layout of probe

探头周向位置主要考虑机组应避免与外管路干涉及难以安装的区域,同时考虑周向安装位置对应不同的响应角度,根据探头角度布置计算,该级压气机动叶测振使用 8 只传感器,其周向布置如图 6 所示,如此周向分布能很好地监测和区别激励阶次。传感器实际安装布局如图 7 所示。

2.2.3 振幅修正方法

由于主要研究叶片的 1 阶弯曲振动,因此对传感器与叶片叶尖的轴向相对位置不做特别限制。如图 8 所示,当探头中心距离叶片尾缘 3 mm 范围内时,叶尖振幅偏差不超过 1%。因此,暂未考虑轴向

方向的振幅修正。仅考虑实测振幅与叶片振动振幅的修正关系。

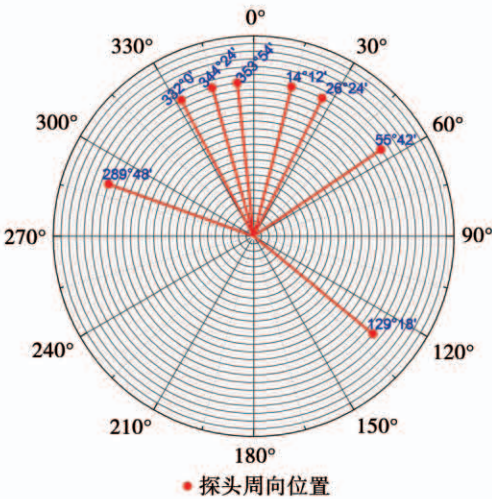


图 6 进气方向探头周向布置设计
Fig.6 Air inlet direction probe circumferential layout design

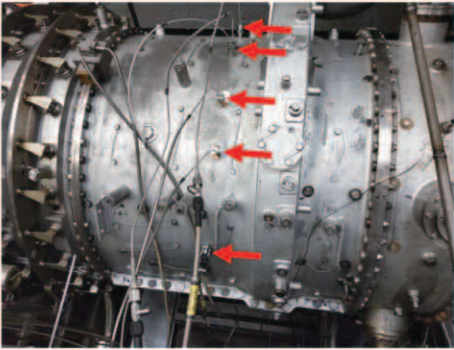


图 7 探头实际安装示意图
Fig.7 Actual installation drawing of probe

压气机转子叶片振幅修正原理如图 9 所示。叶片工作后,在离心力、气动载荷和温度载荷的综合载荷作用下,叶片叶型由“冷态叶型”变为“热态叶型”。叶片发生振动后,叶片叶尖将产生振动变形并达到某一极限位置,由“热态叶型”变为“振动后叶型”。此时,叶尖点 O_1 将移动到 O_2 。处于探头监测平面中的叶尖点 K_1 移动至 K_2 。 $K_1 \sim K_3$ 为非接触扫描区,实际测得的叶尖振动位移值为 D ,叶尖实际振动矢量为 $\vec{V}$ 。叶尖的热态位置由叶片的静强度分析获得,夹角 θ 可由叶片振动的位移和振动变形限制条件获得。测得实际 D 值后,便可将其作为振动测试位移来进行叶片非接触测试应力设计

分析。

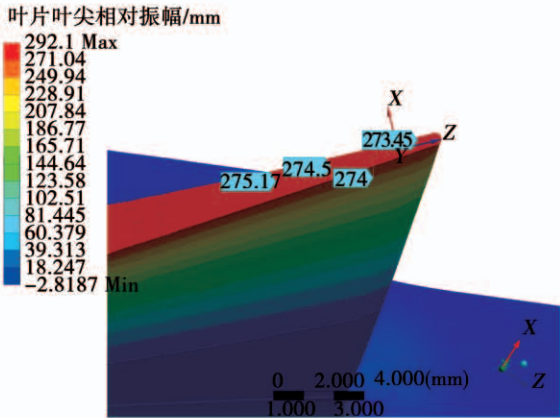


图 8 叶片叶尖振幅变化规律
Fig.8 Amplitude variation rule of blade tip

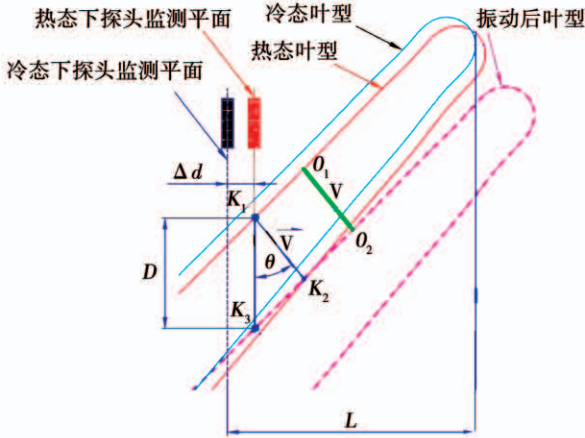


图 9 叶片振幅修正原理
Fig.9 Amplitude variation correction principle of blade

振幅修正后得到叶片在一阶弯曲振动下的振动振幅,按有限元计算结果获得振幅与应力对应关系,最终得到振动应力。

2.2.4 测试结果

实际测量得到的该机动叶各只叶片的共振频率范围如图 10 所示。由于叶片本身个体差异、叶片安装状态差异等原因,造成了叶片实测共振频率的离散性。

实测得到的各只叶片共振转速和共振振幅 P - P 值(峰 - 峰值)如图 11 所示。

经过分析确定测得的叶片共振为 $K = 10$ 倍频激振力激起的 1 阶共振,其试验数据分析结果如表

3 所示。

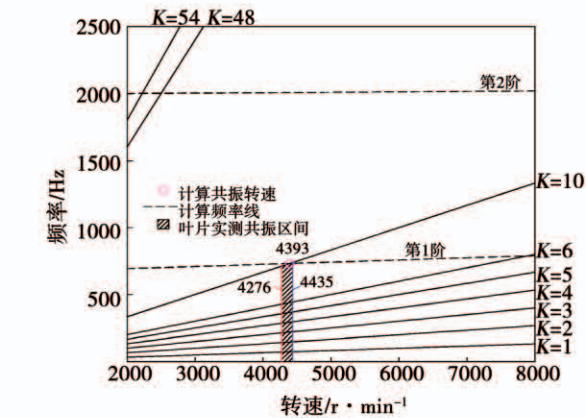


图 10 非接触测量实测叶片共振区间

Fig. 10 Measured blade resonance interval by non-contact measurement

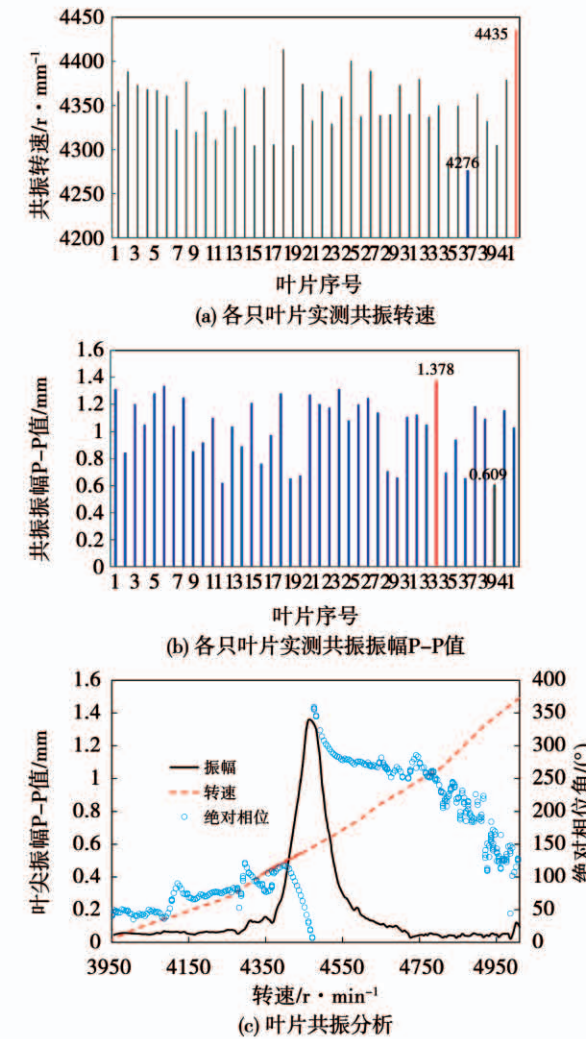


图 11 非接触测量实测结果

Fig. 11 Non-contact measurement measured results

表 3 各只叶片实测共振参数

Tab. 3 Measured resonance parameters of each blade

序号	共振转速/ $r \cdot \min^{-1}$	共振频率/Hz	振动应力/MPa
1	4 365	727	117
2	4 388	731	76
3	4 372	729	107
4	4 368	728	94
5	4 366	728	115
6	4 360	727	119
7	4 322	720	93
8	4 376	729	112
9	4 319	720	76
10	4 342	724	82
11	4 310	718	98
12	4 344	724	56
13	4 325	721	93
14	4 369	728	80
15	4 303	717	108
16	4 370	728	68
17	4 305	718	87
18	4 412	735	114
19	4 304	717	58
20	4 374	729	60
21	4 332	722	114
22	4 365	728	107
23	4 328	721	105
24	4 359	726	117
25	4 399	733	97
26	4 336	723	107
27	4 388	731	112
28	4 338	723	102
29	4 339	723	63
30	4 373	729	59
31	4 339	723	99
32	4 379	730	100
33	4 336	723	94
34	4 349	725	123
35	4 286	714	62
36	4 349	725	84
37	4 276	713	59
38	4 362	727	106
39	4 331	722	98
40	4 305	717	54
41	4 378	730	103
42	4 435	739	92

按照振幅应力对应关系,对每只叶片进行振动应力计算,最终得到各只叶片共振转速范围为 4 275 ~ 4 435 r/min,共振频率为 713 ~ 739 Hz,振动应力为 55 ~ 123 MPa,对应激振频率为 10 倍频(过渡段支板数 2 倍)。

2.3 叶片疲劳极限试验

叶片高周振动疲劳极限试验按照标准 HB/Z 112 相关规定进行,选用升降法对数据进行统计分析。主要试验设备如表 4 所示。

表 4 振动疲劳试验主要设备

Tab. 4 Main equipments of vibration fatigue test

测试设备	参数
电磁振动台 ES-100	推力 100 kN 频率 5 ~ 2 500 Hz
振动控制器 IM2008C	精度:0.5 dB 频率:10 ~ 5 000 Hz
位移传感器 ILD2300-100	精度:0.005 mm 线性度:±0.02%
动态信号测试分析系统	测量范围:0 ~ ±10 000 με
DH5922N	精度:0.5%

试验取循环基数 $N_0 = 10^8$,置信度 $\gamma = 95\%$,误差限度 $\delta = 5\%$,存活率 50%。应力增量 $\Delta\sigma = 20$ MPa,取得了 12 个有效数据,将所有数据统计后做升降图,如图 12 所示。

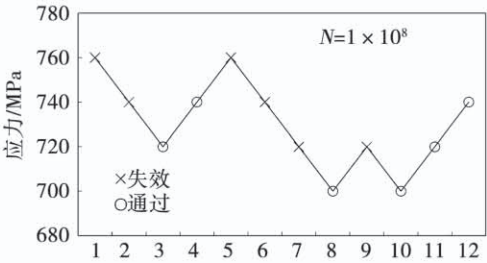


图 12 叶片应力升降图

Fig. 12 Stress rising and falling diagram of blade

经计算得到该级动叶中值疲劳极限为 730 MPa,标准差为 17.8 MPa,变异系数为 0.024,有效对数为 6 对,要求最少观测个数为 4 对。试验结果满足统计要求。

2.4 叶片古德曼图绘制

古德曼图是由材料的疲劳强度值和拉伸强度值

构成的。其纵坐标为振动应力,横坐标为工作应力。振动应力坐标值为 $(0, \sigma_{-1})$,工作应力坐标值 $(\sigma_b, 0)$ 。 σ_b 为叶片材料的抗拉强度。为使评估结果偏保守,其中 σ_{-1} 是以 2.3 节中数据为基础,进行高存活率 99.99% 的近似推算得到。叶片古德曼图如图 13 所示。

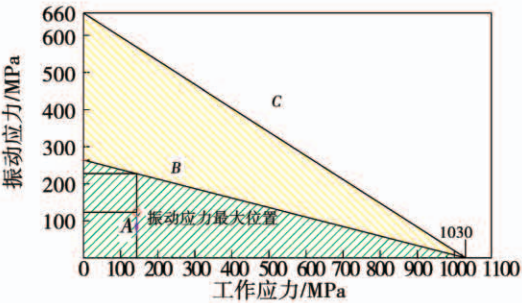


图 13 叶片古德曼图

Fig. 13 Goodman diagram of blade

其中 A 区为振动安全区, B 区为振动不安全区, C 区为振动引起破坏区。振动应力只能限制在 A 区。通过计算获得叶片工作时最大的叶根应力,通过古德曼图得到叶片根部疲劳极限。

3 结果及分析

3.1 叶片工作应力分析

考虑叶片温度载荷、离心载荷,通过有限元计算得到叶片根部的工作应力结果如图 14 所示。

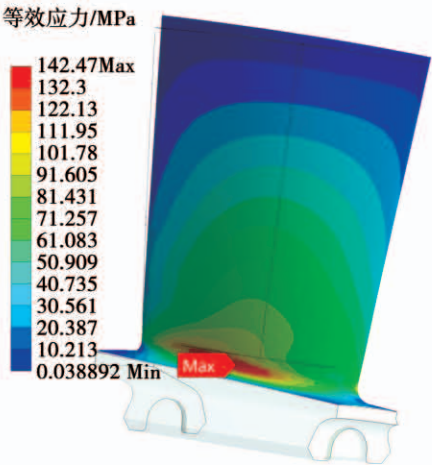


图 14 叶片静强度分析结果

Fig. 14 Static strength analysis result of blade

3.2 振动储备分析

综合叶片振动应力实测值、叶片工作时根部最大应力和叶片实测疲劳极限值,通过古德曼图,最终获得该级叶片共振产生的振动应力最大值位于图13(古德曼图)中的A区,高周疲劳振动强度储备 $K^{[15]}$ 为:

$$K = \frac{\sigma_a'}{\sigma_a} = 4.61$$

叶片共振转速处于机组运行过渡区,叶片疲劳强度储备满足设计要求。

4 结 论

通过理论计算和试验实测相结合的方法对新设计的压气机某级所有转子叶片进行振动应力实测。

(1) 理论预测叶片1阶弯曲共振转速为4 393 r/min,频率为732 Hz,实测共振转速区间4 275 ~ 4 435 r/min,共振频率713 ~ 739 Hz,激振倍频为10倍频;

(2) 实测叶片振动应力值范围54 ~ 123 MPa, 1×10^8 循环周次99.99%高存活率下叶片的疲劳极限值约为660 MPa;

(3) 工作状态下叶根最大稳态应力为140 MPa,叶片发生1阶弯曲共振时,机组对应工况为过渡态,叶片最大振动应力值处于绝对安全区,疲劳强度储备为4.61。

新设计的某级压气机转子叶片高周振动疲劳强度储备满足设计要求,可以进行后续的长时耐久性考核试验。

参考文献:

- [1] 赵丽军. 转子叶片疲劳可靠性分析[D]. 沈阳:东北大学,2006.
ZHAO Li-jun. Fatigue reliability analysis of rotor blade. Shenyang: Northeastern University,2006.
- [2] 杨 硕. 涡扇发动机高压压气机叶片裂纹萌生及扩展寿命预测研究[D]. 天津:天津大学,2015.
YANG Shuo. Research of crack initiation and propagation life prediction of turbofan engine high pressure compressor blade [D]. Tian Jin; Tian Jin University,2015.
- [3] 张震宇. 压气机叶片TC4钛合金超高周疲劳失效机制及强度-寿命预测方法[D]. 北京:北京理工大学,2015.
ZHANG Zhen-yu. Fatigue failure mechanism and strength-life predic-

tion method of TC4 titanium alloy for compressor blade in very high cycle regime[D]. Beijing:Beijing Institute of Technology,2015.

- [4] HOHENBERG R. Detection and study of compressor blade vibration [J]. Exp. Mech.,1967,19A-24A7.
- [5] 方志强,段发阶,张玉贵,等. 反射式光纤在高速旋转叶片振动测量中的应用[J]. 光电子·激光,2007,18(11):1348-1350.
FENG Zhi-qiang, DUAN Fa-jie, ZHANG Yu-gui, et al. Application of reflective optical fiber in vibration measurement for high-speed rotating blades [J]. Journal of Optoelectronics Laser,2007,18(11):1348-1350 (in Chinese).
- [6] LAWSON G. Capacitance tip timing techniques in gas turbines[D]. Cranfield, UK: School of Engineering, Cranfield University,2003.
- [7] CARDWELL DN, CHANA KS, RUSSHARD P. The use of eddy current sensors for the measurement of rotor blade tip timing: Sensor development and engine testing [C]. Proceedings of the ASME Turbo Expo. Power for Land, Sea, and Air. Berlin, Germany,2008: 179-189.
- [8] BROUCKAERT J-F, MARSILI R, ROSSI G, et al. Development and experimental characterization of a new noncontact sensor for blade tip timing [C]. AIP Conference Proceedings. 10th International Conference on Vibration Measurements by Laser and Non-contact Techniques -Aivela 2012-Ancona, Italy,2012:61-68.
- [9] 张 亮,初曙光,来 亮,等. 某燃气轮机压气机叶片振动特性研究[J]. 热能动力工程,2019,34(1):34-39.
ZHANG Liang, CHU Shu-guang, LAI Liang, et al. Vibration analysis of the compressor blade in a gas turbine [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2019,34(1):34-39.
- [10] 刘美茹,朱 靖,梁恩波,等. 基于叶尖定时的航空发动机压气机叶片振动测量[J]. 航空动力学报,2019,34(9):1895-1904.
LIU Mei-ru, ZHU Jing, LIANG En-bo, et al. Vibration measurement on compressor rotor blades of aero-engine based on tip-timing [J],2019,34(9):1895-1904.
- [11] 张再德. 发动机压气机叶片断裂故障分析与试验验证[J]. 失效分析与预防,2019,14(4):258-261.
ZHANG Zai-de. Fracture fault analysis and test verification of engine compressor blades [J]. Failure Analysis and Prevention, 2019,14(4):258-261.
- [12] 方志强,段发阶,张玉贵,等. 非接触式高速旋转叶片振动测量新技术的研究[J]. 传感技术学报,2007,(4):937-940.
FANG Zhi-qiang, DUAN Fa-jie, ZHANG Yu-gui, et al. Application of reflective optical fiber in vibration measurement for high-speed rotating blades [J]. Journal of Optoelectronics Laser,2007,18(11):1348-1350.