

燃气轮机叶片预扭叶冠应力计算与分析

李宗全,牛夕莹,安仲玉,刘 宇

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要:以某型燃气轮机动力涡轮动叶为研究对象,开展了预扭叶冠应力分布规律的研究。计算过程考虑了离心力载荷、压力载荷、热载荷、预扭约束的影响。与无预扭约束叶冠相比,增加预扭约束后,叶冠应力分布情况发生明显变化,大应力位置集中在预扭工作面与非工作面夹角位置,应力主要与离心力载荷和预扭约束有关。计算结果表明:在离心力载荷作用下,叶冠有绕叶身进气侧旋转的位移运动;增加预扭约束后,抑制了叶冠的旋转,导致叶冠在夹角位置产生了附加应力;在叶冠夹角位置的应力由离心载荷产生的应力、预扭约束产生的应力与附加应力共同组成;为降低叶冠夹角位置的应力水平,需对叶冠厚度进行改进。

关 键 词:燃气轮机;预扭;叶冠;附加应力

中图分类号:TK474.7⁺1

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.09.022

[引用本文格式]李宗全,牛夕莹,安仲玉,等.燃气轮机叶片预扭叶冠应力计算与分析[J].热能动力工程,2021,36(9):172-178. LI Zong-quan, NIU Xi-ying, AN Zhong-yu, et al. Calculation and analysis on the pre-twist shroud stress of gas turbine blade [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(9):172-178.

Calculation and Analysis on the Pre-twist Shroud Stress of Gas Turbine Blade

LI Zong-quan, NIU Xi-ying, AN Zhong-yu, LIU Yu

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Taking the rotor blade of power turbine of a certain gas turbine as research object, the regularity of stress distribution of pre-twisted shroud was studied. The influence of centrifugal load, pressure load, thermal load and pre-twist constraint was considered in the calculation process. The stress distribution of shroud was changed obviously when the pre-twist constraint was added, comparing with the shroud without pre-twist constraint. The location of large stress was mainly concentrated on the corner between the pre-twisted working face and non-working face, and the stress is mainly related with centrifugal load and pre-twist constraint. The calculation results show that the shroud tends to rotate around the inlet side of the blade body under the effect of centrifugal load. After adding pre-twist constraint, the rotation of the shroud is inhibited, leading to the additional stress generated near the shroud corner. Therefore, the stress near the shroud corner was composed of the stress generated by centrifugal load, the stress generated by pre-twist constraint and additional stress. In order to reduce the stress level near shroud corner, the thickness of the shroud is improved, and the stress level near shroud corner is effectively restrained.

Key words: gas turbine, pre-twist, shroud, additional stress

收稿日期:2021-04-27; 修订日期:2021-05-27

基金项目: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资助

Fund-supported Project: Supported by National Engineering Laboratory for Marine and Ocean Engineering Power System-Laboratory for Ocean Engineering Gas Turbine

作者简介:李宗全(1991-),男,黑龙江哈尔滨人,中国船舶集团有限公司第七〇三研究所工程师。

引言

带预扭叶冠的叶片具有调频、限幅、减振等优点,多应用于航空发动机及燃气轮机领域。带预扭叶冠的叶片在安装时,通过叶身变形使得叶片在叶冠预扭工作面上产生相互挤压作用,使得涡轮动叶连成整圈,通过控制预扭工作面的挤压紧度,可以有效调整涡轮叶片的固有频率。当叶片发生振动时,叶冠预扭工作面之间发生滑动摩擦,消耗振动能量,可以达到减振的目的。因此,带预扭叶冠同时具有调频和减振作用,使得叶片的工作稳定性得到了大幅提高^[1-3]。叶冠与叶身之间存在剧烈的过渡,因此在过渡圆角位置存在明显的应力集中现象,增加预扭约束后,叶冠的应力分布情况会发生明显改变,使得预扭叶冠在工作面与非工作面夹角位置的应力成为主要的应力集中位置。若叶冠强度不满足使用要求,可能导致叶冠发生断裂,影响燃气轮机的稳定运行^[4-5]。

目前,针对燃气轮机用预扭叶片,国内外主要侧重研究的内容是叶冠阻尼减振、调频、间隙控制和叶冠结构设计、叶冠断裂故障分析等。史亚杰、郝燕平等^[6-7]对摩阻尼器叶片的动力响应及减振进行了大量研究。汤凤、胡柏安等人^[8]对带冠的涡轮叶片进行振动分析和计算。R. Seleski 等人^[9]对叶冠结构进行了研究,发现对叶冠尖角位置进行切角处理,可以避免后期运行时出现掉角等问题。栗尼娜^[10]对涡轮叶片掉冠故障进行了深入研究,分析了叶冠产生掉块的原因。

不同于现有的研究内容,本文通过仿真计算发现:预扭叶冠在工作面与非工作面夹角位置的应力主要由三部分组成,即由离心载荷产生的应力、预扭约束产生的应力与附加应力共同组成,其中附加应力主要是由于叶片在旋转过程中叶冠和叶身有绕着叶片质心积叠轴旋转的位移运动,导致叶冠预扭角增大,因此在夹角位置产生了额外的附加应力。

1 计算模型与数值方法

1.1 计算模型

以动力涡轮第3级轮盘-动叶为研究对象,分析叶冠应力分布规律。轮盘-动叶转速 4 800

r/min,燃气通流区域温度 680 ℃。使用三维建模软件 NX,建立了轮盘-叶片耦合计算模型,如图 1 所示。在保证计算准确性前提下,为简化计算工作量,将整圈轮盘-叶片模型按照叶片数 n 进行分割,取 $1/n$ 份模型进行计算,叶片三维模型如图 2 所示。

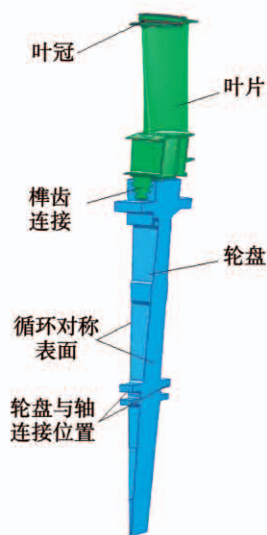


图1 轮盘-叶片耦合计算模型

Fig. 1 Geometric model of turbine disc and blade



图2 叶片三维几何模型

Fig. 2 3D geometric model of blade

预扭叶冠详细结构如图 3、图 4 所示,叶冠上部有 3 处密封用的篦齿结构,叶冠旋转轴与轮盘旋转轴夹角即为叶冠预扭角。叶片在初始设计时采用了预扭角设计,使得叶片具有初始预扭,当拼接成整圈叶片时,在预扭工作面上是相互顶紧的状态^[11-13]。两个叶片在两个预扭工作面上所受到的挤压力相等、方向相反,预扭约束将对叶冠及叶身产生扭矩作用。在燃气轮机工作时,叶冠受热膨胀,因此需要在非工作面留有足够间隙,确保燃气轮机工作过程中

仅预扭工作面发生接触,而非工作面不接触^[14]。

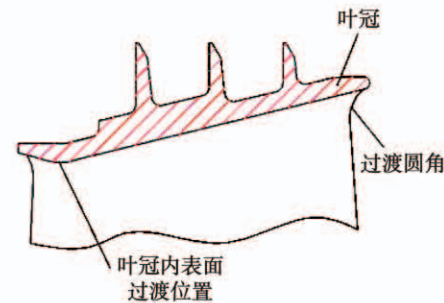


图 3 叶冠剖面结构示意图
Fig. 3 Structural diagram of shroud profile

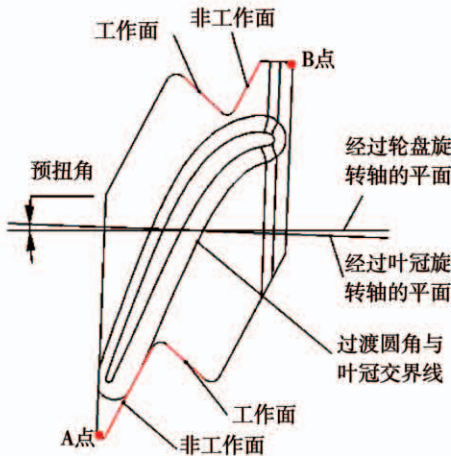


图 4 叶冠外形结构
Fig. 4 Configuration structure of shroud

1.2 边界条件

采用 ANSYS 有限元软件对轮盘 - 叶片耦合模型进行网格划分和强度计算,网格划分时需要对叶冠位置进行加密处理,网格大小为 1 mm,保证了过渡圆角位置有 4 层网格。在进行计算之前,对模型进行网格无关性验证,确保网格数量对仿真结果无影响。

以无预扭状态下叶冠最大应力点的应力作为考核指标,进行网格无关性验证,结果如图 5 所示,权衡计算精度与计算效率,最终选取的计算模型其网格数为 47 万。

由于轮盘 - 叶片模型具有周期性,在轮盘和叶片的分割面上设置循环对称边界条件,叶片榫齿与轮盘榫槽连接位置设置为摩擦接触,叶冠工作面位置设置为摩擦接触,参考机械设计手册中钢材 - 钢

材之间的摩擦系数标准,将榫齿位置的摩擦系数设置为 0.15。对轮盘 - 叶片结构施加温度载荷、燃气压力载荷、旋转产生的离心力载荷、叶冠预扭约束。对轮盘与轴连接端面施加轴向、周向位移固定约束。叶片材料参数如表 1 所示,表中数据为叶冠工作温度下的材料属性。

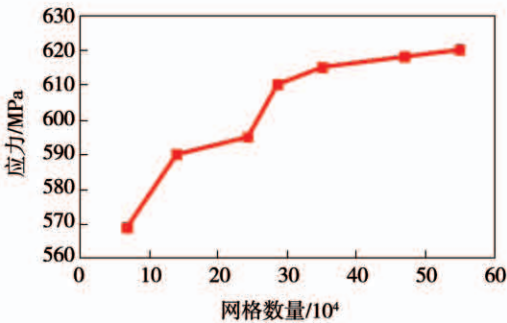


图 5 网格无关性验证
Fig. 5 Grid independence verification

表 1 叶片材料参数

Tab. 1 Parameters of blade material

温度/℃	密度 /kg · m ⁻³	弹性模 量/GPa	抗拉强 度/MPa	持久强 度/MPa
680	8 232	167	1 130	882

2 计算结果

2.1 无预扭状态

在无预扭状态下,仅考虑离心力载荷、压力载荷、热载荷的影响,叶片强度计算结果如图 6 所示。由图 6 可知,最大应力为 912 MPa,出现在叶片榫齿位置。叶身位置应力水平较低,在 200 MPa 以下。除了榫齿存在应力集中位置外,叶冠位置的应力集中情况也较为显著。

如图 7 所示,叶冠应力最大位置出现在靠近进气边的过渡圆角位置,应力最大 618 MPa。叶片在旋转过程中,叶冠相对叶身为悬臂梁结构,在悬臂梁根部易产生较大应力,并在过渡剧烈位置会产生更大应力集中情况,叶冠叶盆侧过渡圆角位置应力水平明显高于叶背侧,这与叶盆侧叶冠结构的质量和质心位置有关。靠近进气侧位置的位移较小,而靠近排气侧位置的位移较大,叶冠有绕着进气边旋转运动的位移趋势。

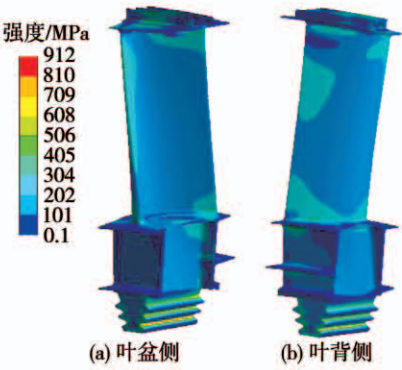


图 6 无预扭状态下叶片强度计算结果
Fig.6 Calculation results of blade strength
without pre-twist

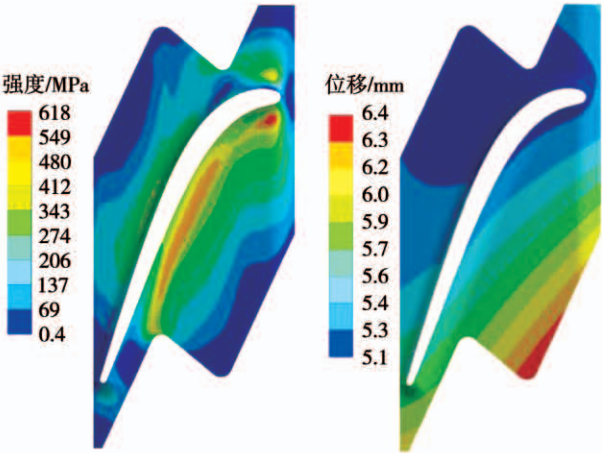


图 7 无预扭状态下叶冠强度及位移计算结果
Fig.7 Calculation results of shroud strength and
displacement without pre-twist

为分析叶片旋转过程中叶冠绕进气侧旋转的位移,选取 A、B 两点作为研究对象,位置如图 4 所示。考察 A、B 两点之间的位移变化量,变化量随转速的变化如图 8 所示。

由图可知,周向和轴向位移变化量与转速均为二次函数的关系,表明随转速的增加,叶冠绕叶片进气侧的旋转角度增大。

2.2 仅预扭约束条件下的叶冠应力

2.2.1 常温环境下

在常温环境下(温度 22 ℃),将叶片拼成整圈,叶片在叶冠部位仅受到预扭约束的作用。在该状态下对轮盘-叶片进行强度计算,最大应力为 216 MPa,出现在叶盆侧预扭工作面与非工作面夹角位置。该位置正处于叶冠厚度变化较大位置,厚度较

薄位置的刚度差,容易在此位置产生较大变形,产生应力集中现象。在常温预扭约束条件下,叶冠进气侧位移较小,出气侧位移较大,如图 9 所示。

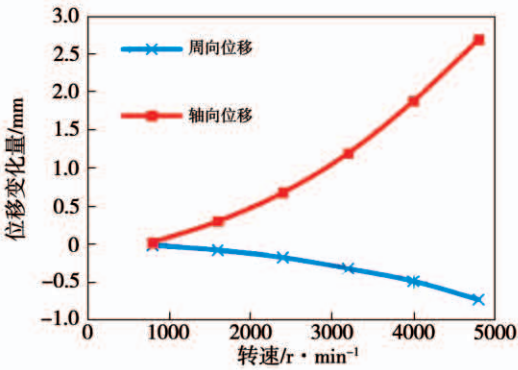


图 8 位移变化量随转速变化曲线
Fig.8 Variation curves of the variation of displacement
with rotating speed

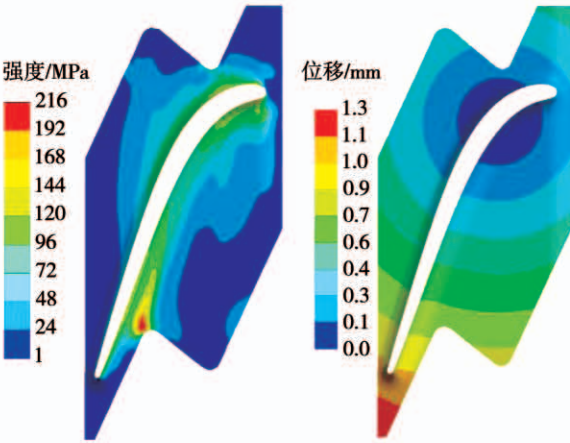


图 9 常温条件下叶冠仅预扭时强度及位移计算结果
Fig.9 Calculation results of shroud strength and
displacement unde with pre-twist temperature condition

2.2.2 高温环境下

在高温环境下(温度为叶片实际工作状态下的温度),将叶片拼成整圈,叶片在叶冠部位仅受到预扭约束和热载荷作用,对轮盘-叶片耦合模型进行强度计算,最大应力 227 MPa,出现在叶盆侧预扭工作面与非工作面夹角位置,与常温环境下的叶冠应力分布情况相同,应力仅增大 11 MPa。由于存在热膨胀作用,叶片位移发生较大变化,如图 10 所示。

2.3 实际工作条件下

在轮盘-叶片实际工作条件下,轮盘-叶片受到了离心力载荷、压力载荷、热载荷、预扭约束共同

作用,该状态为轮盘-叶片的实际工作状态,对轮盘-叶片耦合模型进行强度计算,如图 11 所示。

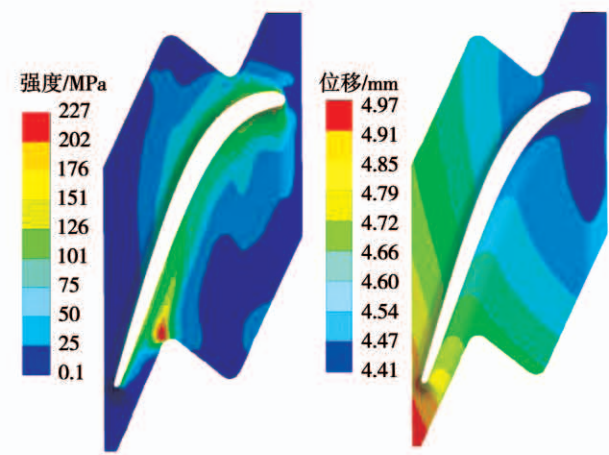


图 10 高温条件下叶冠仅预扭时强度计算结果
Fig. 10 Calculation results of shroud strength and
isplacement under high temperture condition with pre-twist

增加预扭约束后,叶冠应力分布情况发生明显改变,叶冠最大应力点由叶盆侧进气边位置改为预扭工作面与非工作面夹角位置,最大应力达到 858 MPa。

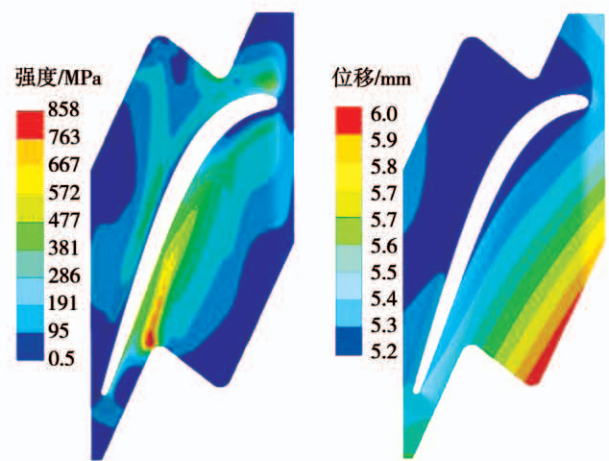


图 11 预扭状态下叶冠强度及位移计算结果
Fig. 11 Calculation results of shroud strength and
displacement with pre-twist

对比分析叶冠位移云图可知,工作状态下的位移分布规律与无预扭状态下的叶冠位移分布相近。

对夹角位置应力随转速变化情况进行计算分析,结果如图 12 所示,夹角位置的最大应力随转速的增加近似以二次函数的形式增加。

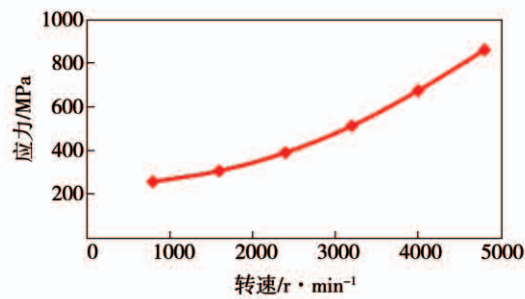


图 12 应力随转速变化曲线
Fig. 12 Variation curve of stress with rotating speed

3 附加应力分析

如表 2 所示,在无预扭状态下,仅考虑离心力载荷、压力载荷、热载荷,叶冠夹角位置应力为 485 MPa;常温环境下,仅在预扭约束条件下,叶冠夹角位置应力为 216 MPa;实际工作状态下,叶冠夹角位置应力为 858 MPa。

表 2 叶冠强度计算结果

运行状态	叶冠最大应力/MPa	夹角位置应力/MPa
无预扭状态	618	485
常温仅预扭状态	216	216
高温仅预扭状态	227	227
实际工作状态	858	858

由此可知,在工作面与非工作面夹角位置,实际工作条件下的应力要大于仅预扭和仅旋转产生的应力之和,因此存在一个附加应力,附加应力为 157 MPa。

为分析叶冠附加应力的产生原因,对叶片所受的载荷进行了分析,发现叶片在无气体压力载荷、温度载荷作用下,夹角位置的应力未见明显下降,说明压力载荷、温度载荷不是影响夹角位置应力的主要因素。因此,叶片的结构形式与旋转离心载荷的共同作用可能是附加应力产生的主要原因。

在叶身的根部、中部、顶部位置选取 3 处厚度为 0.5 mm 的截面区域,将 3 处截面位置的叶片型线绘制在同一张图中,如图 13 所示,该叶片为扭转叶片,叶顶型线与叶根型线存在一定扭转角度,扭转叶片相比直叶片具有更高的效率。

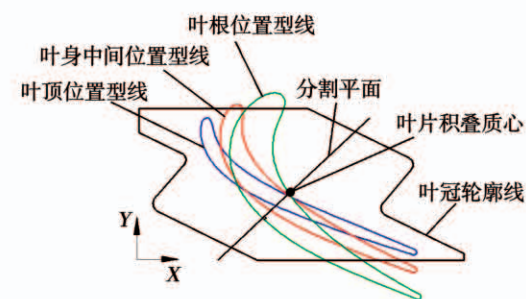


图 13 不同位置叶型对比

Fig. 13 Comparison of blade profile at different positions

该叶片为质心积叠叶片,不同截面位置处的质心偏差较小,使用过质心的平面将叶片分为两部分,即进气侧和出气侧,分割后的叶顶截面区域和叶根截面区域如图 14 所示,共分为 4 个区域。

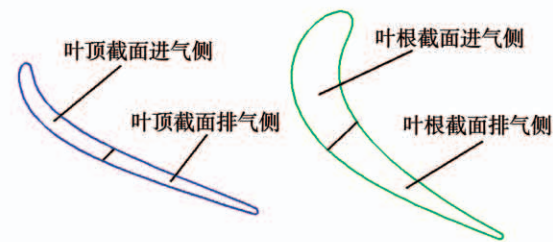


图 14 叶顶和叶根截面区域划分

Fig. 14 Section division of blade tip and root

4 处区域的质心位置分布如图 15 所示,叶顶位置上的两处区域质心更靠近 X 轴,而远离 Y 轴,叶根位置上的两处区域质心位置分布正好相反,符合图 13 中的叶型分布规律。

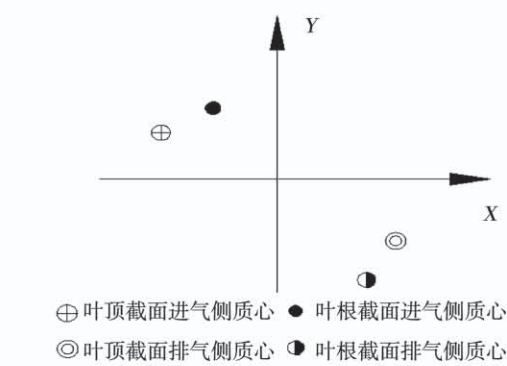


图 15 质心位置分布图

Fig. 15 Centroid location distribution diagram

对 $X-R$ 截面上的受力进行分析,如图 16 所示,以叶根位置为基准参考,当叶片旋转时,叶顶位置受到离心力 F 的作用,在分力 F_n 作用下,叶身会

绕着质心积叠轴发生旋转,即叶顶质心有靠近叶根质心的趋势。同理在 $Y-R$ 截面上也具有相同规律,即叶顶质心有靠近叶根质心的趋势。

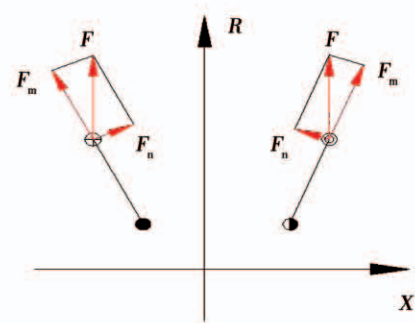


图 16 受力分析示意图

Fig. 16 Stress analysis diagram

综上所述,由于叶片自身结构特点,在离心力作用下,叶身有绕着质心积叠轴旋转运动的趋势,进一步增大了叶冠预扭角,使得叶冠在工作面与非工作面夹角位置产生额外的应力,即附加应力。

4 改进措施

为降低工作面与非工作面夹角位置应力水平,提高叶片使用寿命,从调整叶冠厚度分布的角度出发,实施叶冠强度改进措施。目前叶冠预扭工作面位置的叶冠厚度为 3.5 mm,而非工作面位置的叶冠厚度为 2 mm,相差 1.5 mm。将叶冠 1.5 mm 厚度位置增加至 2.3 mm,增加了大应力区位置的厚度,可以降低该位置的平均应力。优化后的叶片强度计算结果如图 17 所示,优化后,该位置应力由 858 MPa 降低为 638 MPa,应力降低 220 MPa,安全系数由 1.03 增加至 1.38。

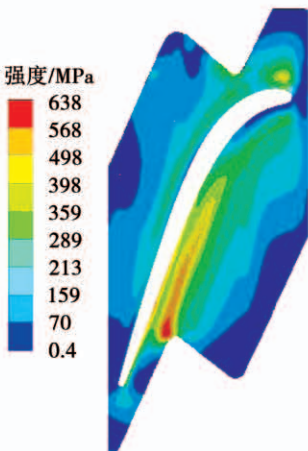


图 17 优化后叶冠强度计算结果

Fig. 17 Calculation result of optimized shroud strength

5 结 论

以某型燃气轮机动力涡轮动叶为研究对象,开展了预扭叶冠应力分布规律的研究。计算过程考虑了离心力载荷、压力载荷、热载荷、预扭约束对预扭叶冠应力分布的影响。

(1) 与无预扭约束叶冠相比,增加预扭约束后,叶冠大应力位置发生转移,大应力位置集中在预扭工作面与非工作面夹角位置;

(2) 压力载荷、热载荷对预扭工作面与非工作面夹角位置的应力影响较小;

(3) 在离心力载荷作用下,叶身会绕着质心积叠轴发生旋转,使得叶冠预扭角增大,而产生额外的应力,即附加应力;

(4) 叶冠夹角位置的应力由离心力载荷产生的应力、预扭约束产生的应力与附加应力共同组成;

(5) 提高叶冠薄弱位置的厚度对降低应力有明显效果,叶冠夹角位置的安全系数由 1.03 增加至 1.38。

参考文献:

- [1] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册:第 10 册涡轮[M]. 北京:航空工业出版社,2001.
Editorial committee of aeroengine. Aircraft engine design manual; tenth volume turbine [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2001.
- [2] B. A. 索斯诺夫, B. M. 切普金. 航空发动机和动力装置的原理、计算及设计[M]. 莫斯科:莫斯科国立航空学院,2003.
SOSSOUNOF B A, CHEPKIN B M. The principle, calculation and design of aviation engines and power device [M]. Moscow: Moscow State Aviation Institute, 2003.
- [3] 李文明. 锯齿冠的结构特性与设计[J]. 航空发动机, 2009, 35 (3): 18-22.
LI Wen-ming. Structural speciality and design of turbine blade with zigzag shroud [J]. Aeroengine, 2009, 35 (3): 18-22.
- [4] 杨养花. 锯齿冠涡轮叶片使用中的啮合脱离及诱导分析 [C]//中国航空科学技术大会, 北京, 2015.
YANG Yang-hua. Tothing falling out and induction analysis in the use of turbine blade with zigzag shroud [J]. China Aviation Science and Technology Conference, Beijing, 2015.
- [5] 李其汉, 王延荣, 王建军. 最大限度地降低航空发动机叶片高循环疲劳失效 [C]//航空发动机叶片故障及预防研讨会论文集, 北京:北京航空航天大学, 2005.

- LI Qi-han, WANG Yan-rong, WANG Jian-jun. Investigation of high cycle fatigue failures for the aero engine blades [C]//Symposium on Aero Engine Blades Failures and Prevention, Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2005.
- [6] 史亚杰. 叶片非线性振动响应分析及干摩擦减振设计研究 [D]. 北京:北京航空航天大学, 2006.
SHI Ya-jie. Analysis of nonlinear response of blades and dry friction damping design study [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006.
- [7] 郝燕平. 带摩擦阻尼器叶片的动力响应及减振研究 [D]. 北京:北京航空航天大学, 2001.
HAO Yan-ping. Investigation on responses of blades with friction damper and reduction of vibration [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2001.
- [8] 汤 凤, 胡柏安. 带冠涡轮叶片的振动特性分析 [J]. 机械强度, 2007, 29 (5): 831-834.
TANG Feng, HU Bai-an. Vibration characteristic analysis of shrouded turbine blades [J]. Journal of Mechanical Strength, 2007, 29 (5): 831-834.
- [9] SELESKI R. Gas turbine efficiency improvements through shroud modifications [EB/OL]. [2019-02-28]. [http://www. pow-ermfg. com/images/gasturbine-efficiencyshroud-modifications. pdf](http://www.pow-ermfg.com/images/gasturbine-efficiencyshroud-modifications.pdf).
- [10] 栗尼娜. 某型发动机涡轮叶片“掉冠”故障安全性分析报告 [R]. 贵阳:中国航发贵阳发动机研究所, 2013.
LI Ni-na. Report on security analysis of turbine blade shroud loss failure for an aero engine [R]. Guiyang: AECC Guiyang Aero-Engine Research Institute, 2013.
- [11] 孙立业, 王 鸣, 周柏卓. 涡轮叶片叶冠的预扭设计分析 [J]. 航空发动机, 2005, 31 (3): 20-22.
SUN Li-ye, WANG Ming, ZHOU Bai-zhuo. Pretwist design analysis of turbine blade shroud [J]. Aero Engine, 2005, 31 (3): 20-22.
- [12] 杨 鑫, 马艳红, 洪 杰. 基于接触状态的叶冠预扭设计 [J]. 航空发动机, 2008, 34 (4): 11-15.
YANG Xin, MA Yan-hong, HONG Jie. Pretwisted design of shroud at contact state [J]. Aero Engine, 2008, 34 (4): 11-15.
- [13] 王 强. 航空发动机涡轮工作叶片锯齿形预扭冠设计研究 [D]. 长沙:湖南大学, 2012.
WANG Qiang. Investigation on pretwist zigzag shroud of turbine blade for aero engine [D]. Changsha: Hunan University, 2012.
- [14] 汤 凤, 孟 光. 带冠涡轮叶片的接触分析 [J]. 噪声与振动控制, 2005 (4): 1006-1355.
TANG Feng, MENG Guang. Contact analysis of shrouded turbine blade [J]. Noise and Vibration Control, 2005 (4): 1006-1355.

(姜雪梅 编辑)