

航空发动机双辐板涡轮盘结构强度分析

韩 枫^{1,2}, 徐伟建^{1,2}, 江文涛^{1,2}, 陈娇娜^{1,2}, 金易璇¹, 魏 嵩¹, 毛军逵¹

- (1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;
2. 南京航空航天大学 综合能源研究院, 南京 210016)

摘 要: 面向高推质比航空发动机设计要求, 以某航空发动机单辐板涡轮盘为基准, 采用 ANSYS Fluent 数值计算温度场和 ABAQUS 计算应力场, 对比分析了单辐板涡轮盘和双辐板涡轮盘周向应力、径向应力和 Von-Mises 等效应力分布特点; 重点研究了双辐板涡轮盘辐板倾角(θ)变化($8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ$)对双辐板涡轮盘应力水平影响规律。结果表明: 与基准单辐板涡轮盘相比, 双辐板涡轮盘结构质量减轻效果明显, $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 双辐板涡轮盘质量分别降低 22.78%、23.23%、23.42%、23.2% 以及 23.16%。双辐板双传力路径结构特征使得双辐板涡轮盘的载荷和应力分布更加均匀, $\theta=12^\circ$ 双辐板涡轮盘应力水平在所研究倾角范围内最优, 其最大周向应力、最大 Von-Mises 等效应力、关键点最大平均周向应力和关键点最大 Von-Mises 等效应力分别比 $\theta=8^\circ$ 双辐板涡轮盘降低了 15.66%、16.03%、15.65% 和 17.09%。未来进行双辐板涡轮盘结构设计时, 应该将辐板倾角 θ 作为关键因素。

关 键 词: 双辐板涡轮盘; 辐板倾角; 周向应力; 径向应力; Von-Mises 等效应力

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Structural strength analysis of twin-web turbine disk for aero-engines

Han Feng^{1,2}, Xu Weijian^{1,2}, Jiang Wentao^{1,2}, Chen Jiaona^{1,2},
Jin Yixuan¹, Wei Song¹, Mao Junkui¹

- (1. College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. Integrated Energy Institute,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In response to the design requirements of high thrust-to-weight ratio aero-engines, a single-web turbine disk of an aero-engine was selected as the benchmark. The temperature field was numerically calculated using ANSYS Fluent and the stress field was calculated using ABAQUS. The distribution characteristics of circumferential stress, radial stress and Von-Mises equivalent stress of single-web and twin-web turbine disks were compared and analyzed. The influence law of the web inclination angle (θ) variation (range: $8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ$) on the stress level of the twin-web turbine disk was mainly studied. Results showed that compared with the reference single-web turbine disk, the structural weight reduction effect of the twin-web turbine disk was obvious. The weights of the twin-web turbine disks with $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ and $\theta=12^\circ$ were reduced by 22.78%, 23.23%, 23.42%, 23.2% and 23.16%, respectively. The

收稿日期: 2025-09-21

基金项目: 国家自然科学基金(52476077, 52406048); 航空发动机及燃气轮机基础科学中心项目(P2022-A-II-007-001);

江苏省基础 Research 计划(BK2025025); 国家科技重大专项(Y2022-III-0003-0012)

作者简介: 韩枫(1989—), 男, 副教授, 博士, 从事航空发动机热端部件流动与换热研究。E-mail: hanfeng@nuaa.edu.cn

通信作者: 毛军逵(1976—), 男, 教授, 博士, 从事航空发动机热管理和高效热防护研究。E-mail: mjkpe@nuaa.edu.cn

引用格式: 韩枫, 徐伟建, 江文涛, 等. 航空发动机双辐板涡轮盘结构强度分析[J]. 航空动力学报, 2026, 41(11): 20250436. Han Feng, Xu Weijian, Jiang Wentao, et al. Structural strength analysis of twin-web turbine disk for aero-engines[J]. Journal of Aerospace Power, 2026, 41(11): 20250436.

structural characteristics of the twin-web transmission path made the load and stress distribution of the twin-web turbine disk more uniform. The stress level of the twin-web turbine disk with $\theta = 12^\circ$ was the best within the study range, and its maximum circumferential stress, maximum Von-Mises equivalent stress, maximum average circumferential stress at the key points and maximum Von-Mises equivalent stress at the key points were respectively reduced by 15.66%, 16.03%, 15.65% and 17.09% compared with the twin-web turbine disk with $\theta = 8^\circ$. In the future, the web inclination angle θ should be regarded as a key factor in the design of the structure of the twin-web turbine disk.

Keywords: twin-web turbine disk; web inclination angle; circumferential stress; radial stress; Von-Mises stress

涡轮盘作为航空发动机核心热端部件,在推质比持续提升的背景下面临诸多技术挑战^[1]。目前航空发动机涡轮进口温度已达 2 200 K^[2],已经远超镍基单晶合金叶片的安全温度极限($\leq 1\,370\text{ K}$)^[3-4]。涡轮盘工作环境极端恶劣:一方面承受高温燃气导致的热应力与高速旋转引发的离心应力叠加作用,显著增加结构变形与断裂风险;另一方面受发动机起停循环及复杂任务产生的交变载荷影响,易发生低周疲劳失效,成为发动机可靠性的主要威胁。

传统单辐板涡轮盘因整体锻造结构存在固有缺陷:冷气通道设计受限导致换热效率不足,且机械载荷集中于轮毂区域,形成高应力集中区。双辐板涡轮盘通过分体式锻造构建空心盘腔结构,在两方面实现改进:一方面是延长冷气流动路径,强化盘体换热效果;另一方面是通过双辐板结构分散应力分布,降低轮毂应力峰值。但新结构同时带来辐板减薄导致的强度问题,特别是辐板与盘缘、轮毂连接处易出现应力集中,可能引发裂纹产生。

Harding 等^[5]较早提出了一种波形轮毂的涡轮盘结构并申请了专利,发现该涡轮盘有利于质量减轻及降低轮毂最大周向应力。美国综合高性能涡轮发动机技术计划(IHPTET)^[6]报道了一款新型双辐板涡轮盘结构:由两个几何完全对称的半盘通过焊接工艺组合。冷却工质不仅能够进入双辐板涡轮盘内部直接冷却涡轮盘内表面,进而有效提高其冷却效果,而且冷却工质用量得到降低。与某航空发动机单辐板涡轮盘相比,其质量降低了 17%,转子转速增大了 9%,同时提高了 AN^2 值(A 为气流通路的通流面积, N 为转速)。然而,美国将双辐板涡轮盘定为高性能涡轮盘技术,对世界严密封锁。

张乘齐等^[7]以盘体体积最小为优化目标,开

展了双辐板涡轮盘结构拓扑优化及形状优化研究,结果验证双辐板涡轮盘不仅能够降低盘质量,而且能够减小其热和机械惯性;发现与盘心开槽方案相比,盘体内部开孔方案在辐板处获得的应力分布更为均匀。陆山等^[8]首先提出了转速高负荷大的双辐板涡轮盘结构优化设计方法,指出在符合变形和强度要求前提下,双辐板涡轮盘比单辐板涡轮盘质量减轻达 25.3%,应力分布也更加均匀。然后,陆山等^[9]继续开展了双辐板涡轮盘/榫结构优化设计研究,优化结果表明,双辐板涡轮盘比单辐板涡轮盘应力分布更加均匀;在满足结构强度约束条件下,两种双辐板涡轮盘分别比单辐板涡轮盘减质 19.9% 和 17.35%。

董少静等^[10]开展了传统单辐板涡轮盘拓扑优化研究,发现在相等应力水平条件下,优化后的双辐板涡轮盘比传统单辐板涡轮盘质量降低了 23.6%。吴倩^[11]研究了轮毂一体化双辐板涡轮盘换热及结构优化设计,指出双辐板涡轮盘的冷却效果和温度分布均匀性均随着转速增加而提高。李磊等^[12]以内部光滑的双辐板涡轮盘为基准,在靠近盘腔出口处交错布置扰流柱的双辐板涡轮盘上进行优化设计,指出扰流柱能够提升双辐板盘腔局部对流换热能力,降低双辐板涡轮盘最高温度。毕绍康^[13]对比分析了单辐板涡轮盘、盘心凹槽涡轮盘和内部空心双辐板涡轮盘流动与换热特性,在转速为 15 000 r/min 条件下分析其应力变化程度,发现内部空心的双辐板涡轮盘的性能高于盘心凹槽涡轮盘。Shen 等^[14-15]提出了新型内部空心双辐板涡轮盘,并采用数值模拟对其进行优化,指出与单辐板相比,优化后的双辐板涡轮盘质量降低 5.8%,径向应力增加 1.6%;周向应力、平均周向应力以及 Von-Mises 等效应力分别降低 2.3%、0.4% 以及 2.3%。

当前技术发展聚焦于多目标协同优化。在冷

却技术领域,探索进气孔位置/角度优化与冷气流量调控以提高冷却效率;在结构设计方面,需要平衡双辐板盘腔的换热优势与辐板结构强度需求,通过几何参数优化控制关键部位应力水平。因此,当以提高对流换热能力为目的对双辐板涡轮盘进行优化时,需要兼顾其应力强度问题。

Vasilyev 等^[16]从质量减轻和延长疲劳寿命两方面分析了空心涡轮盘结构的冷却效率,发现与标准单辐板涡轮盘结构相比,采用带有空腔结构的涡轮盘在减轻质量以及延长疲劳寿命方面更具优势。转速越高、涡轮盘整体尺寸越小,效果就越好:对于相对低转速的较大涡轮盘,质量减轻 4%,疲劳寿命提高 15%;对于高转速较小涡轮盘,质量减轻 30%,疲劳寿命提高 2.8 倍。此外, Vasilyev 等^[17]为开发双辐板涡轮盘设计,采用耐热镍合金 EI698P,分别通过增材制造、热等静压以及激光焊接等多种加工方法,制造了具有封闭腔和轮毂槽的空心涡轮盘。

综上所述,针对双辐板涡轮盘的研究,其优化设计变量通常为辐板的厚度、轮毂的轴向宽度、轮毂的径向厚度以及涡轮盘喉道的曲率半径等,除了文献[9]考虑了双辐板涡轮盘的辐板倾角 θ ,其他研究几乎均未涉及。然而,辐板倾角 θ 与轮毂和轮缘传递路径密切相关,直接影响着双辐板涡轮盘载荷分布。因此,在一定辐板倾角范围内单独研究辐板倾斜角度变化对应力分布的影响规律十分必要。因此,本文面向高推质比航空发动机设计要求,以某航空发动机单辐板涡轮盘为基准,采用 ANSYS Fluent 数值计算温度场和 ABAQUS 计算应力场,对比分析单辐板涡轮盘和双辐板涡轮盘周向应力、径向应力和 Von-Mises 等效应力分布特点;重点研究双辐板涡轮盘辐板倾角(θ)变化($8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ$)对双辐板涡轮盘应力水平影响规律,获得最优双辐板涡轮盘。

1 计算模型及方法

1.1 计算模型

本文采用的双辐板模型是基于文献[18]和实际涡轮盘在发动机环境下的流道高度、轮毂中心孔径、盘缘宽度和外径、双辐板盘冷气空腔形状等因素,以某航空发动机单辐板涡轮盘为基准,在参考 IHPDET(The Integrated High Performance Turbine Technolog)计划的情况下得到一个双辐板涡轮盘结构,如图 1 即为本文单辐板与双辐板涡轮盘对比分析的模型。

根据文献[18],涡轮盘的传力路径总是由涡轮盘轮缘沿着辐板传递到轮毂。双辐板涡轮盘由于中心空腔不仅在质量上减少了,且由图 1(a)中的单传力路径 1-2 变成了图 1(b)中对称的双传力路径 1-2,其中双辐板涡轮盘与径向中心轴线的倾角 $\theta=8^\circ$,即传力路径倾角 $\theta=8^\circ$ 。本文对双辐板涡轮盘的盘面应力水平影响的模型是在图 1(b)双辐板涡轮盘的基础上,不改变双辐板涡轮盘辐板厚度、轮盘中心半径、外缘半径、中心进气口大小和工况条件的情况下,只改变辐板与径向之间倾斜的倾角 θ 的大小,对 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 这 5 个双辐板涡轮盘进行应力对比分析。

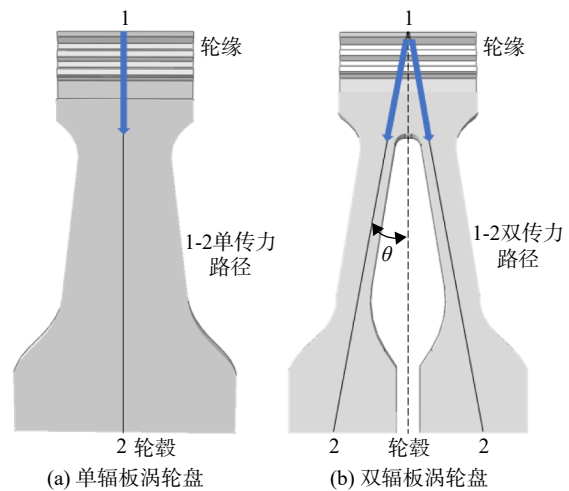


图 1 计算模型

Fig. 1 Computational model

1.2 边界条件的简化与处理

本文涡轮盘模型考虑的载荷有:①盘体自身旋转而引起的离心载荷;②轮缘叶片离心载荷;③由于涡轮盘温度分布不均匀产生的温度载荷。假设涡轮盘几何形状、载荷分布和温度场是轴对称的,为提高数值模拟的计算效率,取双辐板涡轮盘 1/57 建立三维模型,切割面上设周期性对称边界条件,轮毂处设刚体轴向约束,由于双辐板两轮毂分开,在两轮毂冷气入口处设两轮毂轴向位移耦合约束。

基于圣维南原理,假定涡轮叶片离心拉力均匀分布在涡轮盘轮缘表面,叶片离心载荷如下:

$$p = \frac{F_t}{S} = m r \omega^2 / S \quad (1)$$

式中 m 表示所有涡轮叶片质量, S 表示涡轮盘轮缘总面积, F_t 表示涡轮盘轮缘作用区所受的总拉力。

力, r 表示涡轮叶片质心半径, ω 表示旋转角速度。

涡轮盘温度分布不仅能够通过试验测试获得, 而且能够通过燃气温度和冷却工质温度计算获得^[19-21]。本文采用 ANSYS Fluent 软件获得涡轮盘温度场。因为燃气中的热量由涡轮叶片经过轮缘传递至涡轮盘, 涡轮盘轮缘的温度相对最高, 内缘温度最低^[22]。数值模拟与试验结果表明: 当燃气温度处在 1 093~1 173 K 范围时, 涡轮盘外缘温度处在 773~923 K 范围, 涡轮盘内缘温度处在 473~673 K 范围^[23]。涡轮盘外缘和内缘温度分别设定为 923 K 和 623 K, 其余涡轮盘面设平均表面传热系数 $\bar{h}$, 其数值采用文献 [24] 中计算公式如下:

$$\bar{h} = 0.934\omega^{0.8}$$

(2)

涡轮盘材料采用较成熟的耐高温合金 GH4169^[25], 材料的密度为 8 240 kg/m³, 考虑材料

性能参数随温度的变化, 具体参数见表 1。采用 ANSYS ICEM 对涡轮盘进行网格划分, 以 $\theta=8^\circ$ 双辐板涡轮盘为例来介绍网格独立性验证结果, 如图 2 所示。图中曲线为涡轮盘转速 $n=10\,000$ r/min, 即 $\omega=1\,047.2$ rad/s, 则表面传热系数 $h=243.43$ W/(m²·K), 涡轮叶片离心载荷 $p=102$ MPa 计算工况下, 采用 ANSYS Fluent realizable $k-\varepsilon$ 标准壁面函数模型, 经过稳态计算获得的沿着传力路径等间距的 12 个截面的平均温度。当网格数量低于 1.82×10^6 , 截面平均温度沿着径向分布差异较为明显, 当网格数量达到 2.17×10^6 , 截面平均温度水平基本保持一致, 沿着径向分布的温度误差不超过 1%。因此, 认为当网格数量达到 2.17×10^6 (见图 3(a)), $\theta=8^\circ$ 双辐板涡轮盘温度结果 (见图 3(b)) 不随网格数量增大而变化。经过网格独立性验证后, 确定的 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 双辐板涡轮盘网格数量分别为 2 171 435、2 157 281、2 154 623、2 159 881 和 2 159 162。

表 1 GH4169 物性表

Table 1 GH4169 material properties table

参数	温度 $t/^\circ\text{C}$							
	293	373	473	573	673	773	873	973
热膨胀系数 $\alpha/10^{-6}\text{K}^{-1}$	13.2	13.5	13.6	13.8	14	14.6	15	15.4
弹性模量 E/GPa	223	217	213	207	201	194	187	179
导热系数 $\lambda/(\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}))$	9.3	9.98	11.26	12.54	14.07	15.66	17.47	18.15
泊松比 μ	0.4	0.39	0.38	0.3	0.3	0.31	0.31	0.32

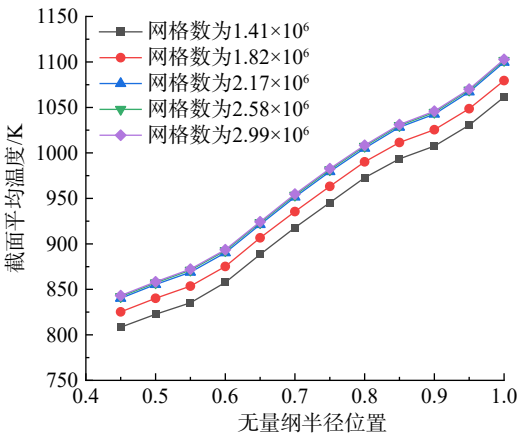


图 2 网格独立性验证

Fig. 2 Verification of grid independence

1.3 湍流模型验证

为了验证 realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型计算准确性, 建立文献 [10] 中提及的双辐板涡轮盘模型, 按照

该文献中试验条件设置载荷, 获得的双辐板涡轮盘周向应力分布情况如图 4(a) 所示, 图 4(b) 为周向应力关键点分布。

图 5 为双辐板涡轮盘各个关键点的周向应力

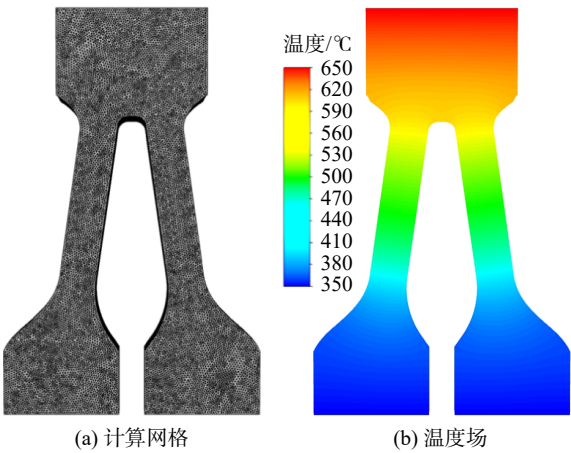


图 3 计算网格和温度场

Fig. 3 Computational grid and temperature field

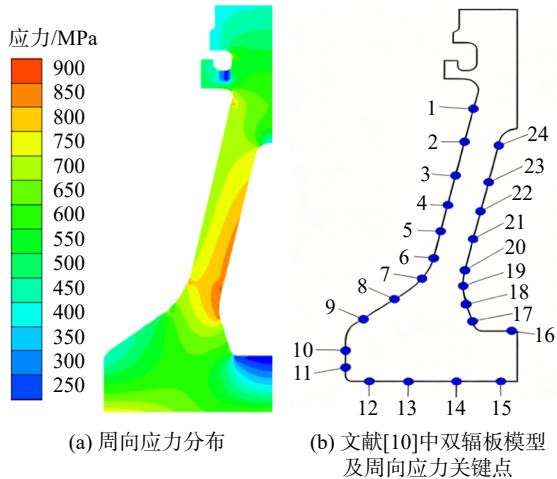


图 4 计算模型与周向应力结果
Fig. 4 Computational model and circumferential stress results

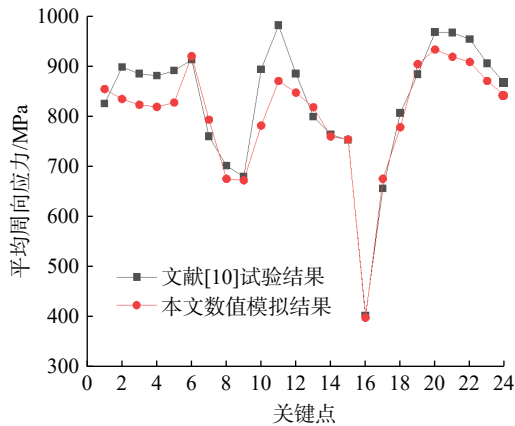


图 5 关键点周向应力数值模拟和试验结果
Fig. 5 Numerical simulation and experimental results of the circumferential stress at the key points

数值模拟和文献 [10] 中试验结果。关键点 2 到关键点 5 的数值模拟结果与试验值的误差分别为 7.09%、7.01%、7.06% 和 7.14%; 关键点 10 和关键点 11 的数值模拟结果与试验值的相对误差分别为 12.56% 和 11.29%; 其他关键点的相对误差均小于 5%。整体而言, 数值模拟与试验结果沿关键点分布规律一致, 而且数值吻合相对较好。因此, 本文采用 Fluent realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型计算涡轮应力的方法准确。

2 结果与分析

以某航空发动机单辐板涡轮盘为基准, 通过数值模拟的方法分析不同倾角 ($\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$) 的双辐板涡轮盘质量减轻效果和应力水平。

因为过大的周向应力能够使得涡轮盘失效,

所以重点关注涡轮盘轮毂盘心位置的最大周向应力和周向应力分布情况。涡轮盘在航空发动机质量占比较大, 涡轮盘质量减轻是航空发动机设计者关注的焦点。双辐板涡轮盘的轮毂部分结构与单辐板涡轮盘不同, 因此本文不仅研究其对涡轮盘质量减轻的影响, 而且研究涡轮盘的最大周向应力、径向应力、Von-Mises 等效应力, 以及涡轮盘沿关键点的平均应力。按照涡轮盘关键拐点, 对于单辐板涡轮盘和双辐板涡轮盘分别选取 6 个和 10 个关键点, 如图 6(a) 中涡轮盘上沿涡轮盘截面 AF 线 (即单辐板沿关键点 $ABCDEF$) 和图 6(b) 中 AJ 线 (即双辐板沿关键点 $ABCDEFGHIJ$) 的周向应力、径向应力和 Von-Mises 等效应力分布特点。其中, 单辐板涡轮盘的 6 个关键点包括: 轮缘榫槽根部 (A 点, 叶片离心力与气动力的主要承载区, 易出现应力集中), 辐板与轮缘/轮毂过渡圆角 (B 点和 C 点, 弯曲应力突变点, 容易产生疲劳裂纹), 轮毂侧边拐点 D , 轮毂与转轴配合面 (E 点和 F 点, 热装过盈应力集中区)。双辐板涡轮盘的 10 个关键点除了包括单辐板的 6 个关键点之外, 还包括双辐板内壁面与轮缘/轮毂过渡圆角 (I 点和 H 点, 弯曲应力突变点, 疲劳裂纹易起始), 辐板间冷却通道边缘 (G 点, 热梯度引起的热应力集中区), 双辐板连接区域 (J 点, 热-机耦合应力叠加区)。

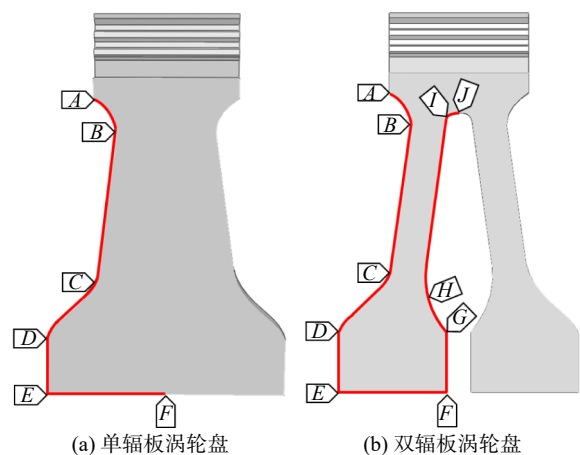


图 6 涡轮盘的关键点
Fig. 6 Turbine disk key points

2.1 涡轮盘质量水平分析

推质比 F/m 是航空发动机关键性能参数之一, 表示推力 F 与航空发动机质量 m 之比, 当推力不变时, 航空发动机质量越轻, F/m 越大。

双辐板涡轮盘在减少涡轮盘质量上有明显优

势,对比单辐板涡轮盘,倾角为 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘质量分别能够减少 22.78%、23.23%、23.42%、23.2% 以及 23.16%,如表 2 所示。美国 IHPTET^[6,18] 计划报道的新型双辐板涡轮盘结构与某航空发动机单辐板涡轮盘相比,其质量降低了 17%,本文研究倾角范围内双辐板涡轮盘质量比单辐板涡轮盘减小约 23%,其中差异原因主要包括以下两点:①美国 IHPTET 计

划中的双辐板腔内部为了增强换热添加了肋片,本文双辐板模型中未含有;②美国 IHPTET 计划中的双辐板轮毂中心位置是含有冷气进气口的实体部分,本文双辐板模型轮毂中心位置整体为冷气进气口。此外,申秀丽教授团队指出一优化后的高推质比双辐板涡轮盘质量比传统涡轮盘的降低 23.6%^[10]。因此,本文设计的双辐板涡轮盘质量减轻约 23% 结果也是可以接受的。

表 2 单辐板与双辐板涡轮盘质量对比
Table 2 Mass comparison between single-web and twin-web turbine disks

参数	单辐板涡轮盘	双辐板涡轮盘				
		$\theta=8^\circ$	$\theta=9^\circ$	$\theta=10^\circ$	$\theta=11^\circ$	$\theta=12^\circ$
m/kg	0.340 547	0.262 96	0.261 422	0.260 776	0.261 53	0.261 66
$\Delta m/\text{kg}$	0	0.077 58	0.079 125	0.079 771	0.079 01	0.078 89
降幅/%	0	22.78	23.23	23.42	23.20	23.16

以传统单辐板涡轮盘为基准,随着两板倾角 θ 的增大,双辐板涡轮盘体积首先减小然后增大,在密度不变的情况下,双辐板涡轮盘的质量也随体积发生相应的变化,其中当 θ 最大为 10° 时,质量减少程度最大。值得注意的是,虽然航空发动机涡轮盘质量减轻对发动机性能有利,但是质量减轻需要涡轮盘满足应力要求,因此,需要进一步分析双辐板涡轮盘的最大周向应力、径向应力以及 Von-Mises 等效应力等。

2.2 涡轮盘应力水平分析

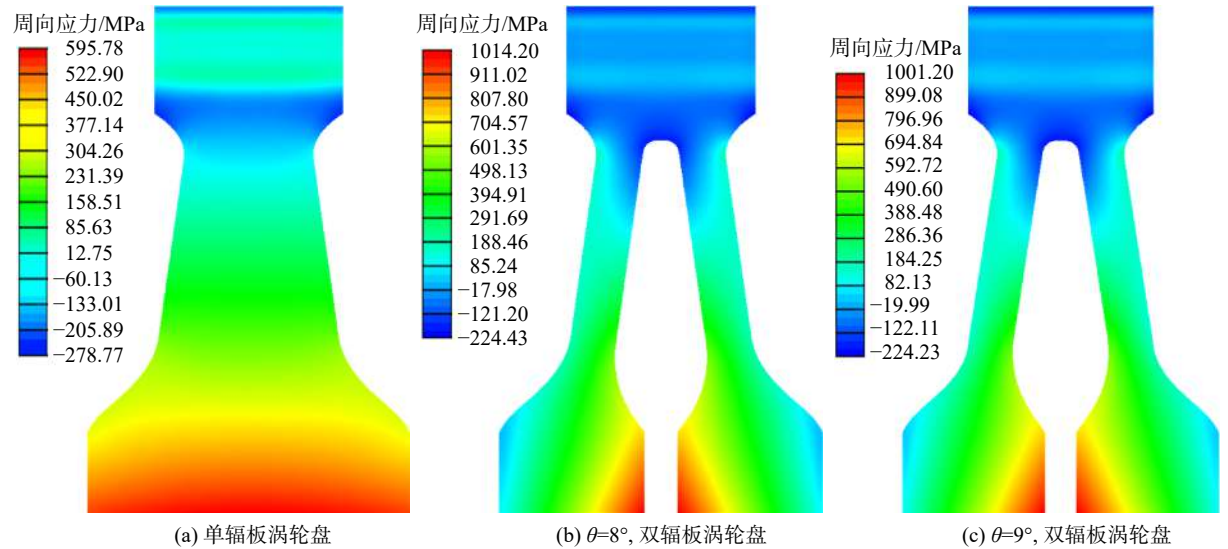
2.2.1 周向应力

不同倾角双辐板涡轮盘周向应力分布情况如图 7 所示。因为不同倾角双辐板涡轮盘的周向应力近似,本文以 $\theta=8^\circ$ 的双辐板涡轮盘为例对比单

辐板进行分析。由图 7(a)和图 7(b)可得,双辐板涡轮盘与单辐板涡轮盘周向应力分布亦相似,其中温度梯度载荷导致涡轮盘轮毂处产生周向的拉应力为正值,轮缘处产生周向的压应力为负值,但是双辐板涡轮盘最大周向应力(1 014.20 MPa)比单辐板涡轮盘(595.78 MPa)大。

由图 7(b)~图 7(f)可得,不同倾角的双辐板涡轮盘周向应力分布和应力集中区域分布相似,仅最大值不同。倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ, 12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大周向应力分别为 1 014.20、1 001.20、986.10、967.36 MPa 以及 948.67 MPa。因此,双辐板涡轮盘轮毂位置最大周向应力随着倾角 θ 增大而减小。

图 8 为单辐板涡轮盘和双辐板涡轮盘平均周



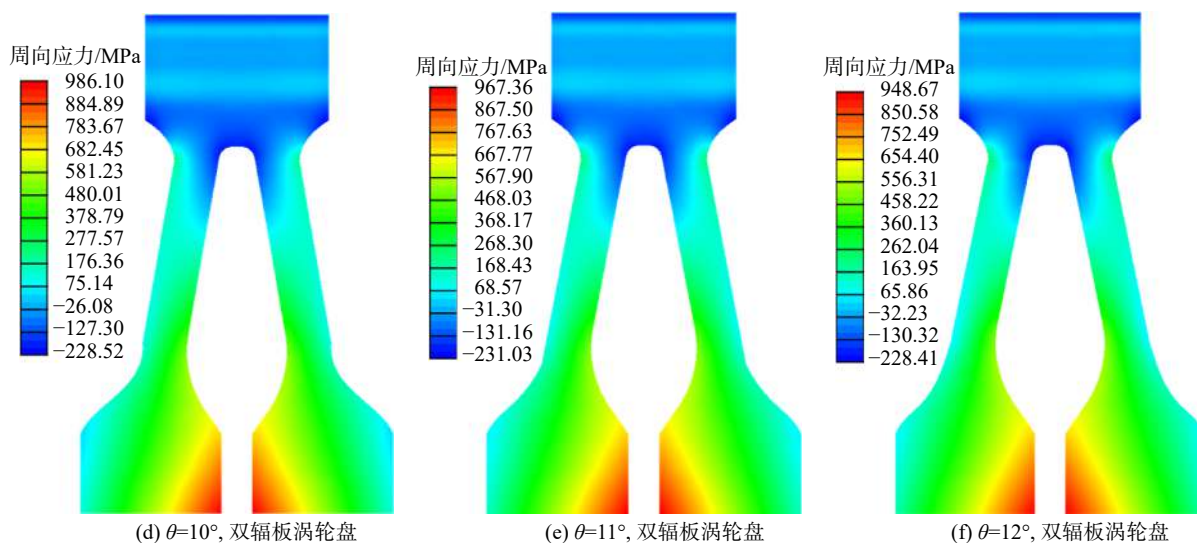


图 7 涡轮盘周向应力分布云图

Fig. 7 Circumferential stress distribution in turbine disk

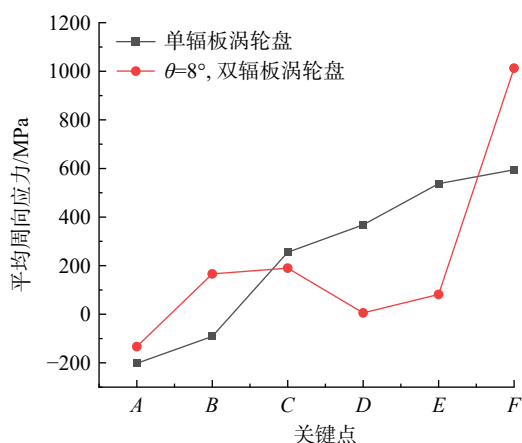
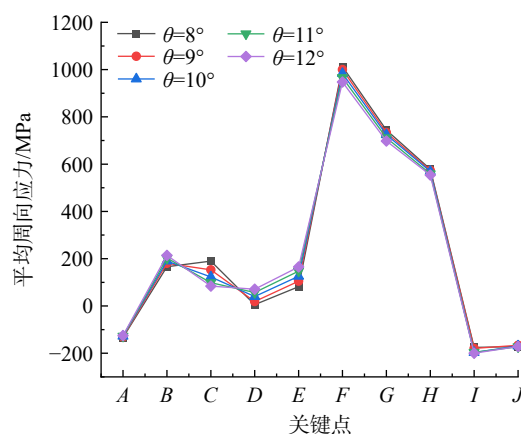


图 8 单辐板和双辐板涡轮盘平均周向应力沿着关键点变化

Fig. 8 Average circumferential stress of single-web and twin-web turbine disks varies along the key points

向应力沿着关键点(A~F)的分布情况。总体而言,单辐板涡轮盘平均周向应力沿着关键点(A~F)呈现逐渐增大趋势;双辐板涡轮盘平均周向应力沿着关键点(A~F)呈现先增大,后略微降低,最后快速增大的规律。在轮缘位置(关键点A~B范围内),双辐板涡轮盘平均周向应力水平高于单辐板涡轮盘;在轮毂外侧的位置(关键点C~E范围内),双辐板涡轮盘平均周向应力水平低于单辐板涡轮盘;在轮毂处(关键点F),双辐板涡轮盘平均周向应力(1 012.73 MPa)水平高于单辐板涡轮盘(594.582 MPa)。

图 9 给出 5 种倾角($\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$)双辐板涡轮盘平均周向应力沿着关键点(A~J)的分布情况。总体而言,不同倾角 θ 双辐板涡轮盘平均周向应力沿着关键点(A~J)变化规律相

图 9 不同倾角 θ 双辐板涡轮盘平均周向应力沿着关键点分布Fig. 9 Distribution of the average circumferential stress along the key points of the twin-web turbine disk with different inclination angles θ

似。在轮缘处(关键点A和B)和双辐板内部(关键点H、I和J),不同倾角 θ 双辐板涡轮盘获得的平均周向应力水平接近。在双辐板内部轮毂内侧关键点G处,随着倾角 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$,平均周向应力明显减小。

双辐板倾角 θ 的变化对关键点C、D、E和F上的平均周向应力影响较大。在关键点C上,倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大周向应力分别为189.971、152.779、122.663、98.708 MPa以及83.983 MPa,即双辐板涡轮盘获得的最大周向应力随着倾角 θ 的增大而降低。在关键点D上,倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大周向应力分

别为 5.394、18.822、40.124、56.866、70.767 MPa, 即双辐板涡轮盘获得的最大周向应力随着倾角 θ 的增大而增大。当倾角 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$, 双辐板涡轮盘获得关键点 C 和关键点 D 的周向应力之差从 184.577 MPa 降低至 13.216 MPa, 降低了 92.84%, 显著地减小了关键点 C 到关键点 D 的周向应力梯度。

在关键点 E 上, 倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大周向应力分别为 81.5、104.758、125.664、147.356 MPa 以及 165.391 MPa, 即双辐板涡轮盘获得的最大周向应力随着倾角 θ 的增大而增大。在关键点 F 上, 倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大周向应力分别为 1 012.73、1 000.04、983.96、966.149 MPa 以及 947.291 MPa, 即双辐板涡轮盘获得的最大周向

应力随着倾角 θ 的增大而减小。当倾角 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$, 双辐板涡轮盘获得关键点 E 和关键点 F 的周向应力之差从 931.23 MPa 降低至 781.9 MPa, 降低了 16.04%, 有效地减小了关键点 E 到关键点 F 的周向应力梯度。因此, 随着倾角 θ 的增大, 涡轮盘轮毂部分最大平均周向应力明显减小, 在 $\theta=12^\circ$ 时达到最小值。

2.2.2 径向应力

图 10 为不同倾角双辐板涡轮盘径向应力分布情况。由图 10(a) 和图 10(b) 可得, 双辐板涡轮盘和单辐板涡轮盘的径向应力均在辐板处同一位置 (如左辐板路径点 B , 路径长度 10 mm 处) 达到最大值, 分别为 881.79 MPa 和 284.61 MPa。双辐板涡轮盘的最大径向应力明显较大, 而且主要集中在辐板与榫头连接处的外侧 (即左辐板路径点

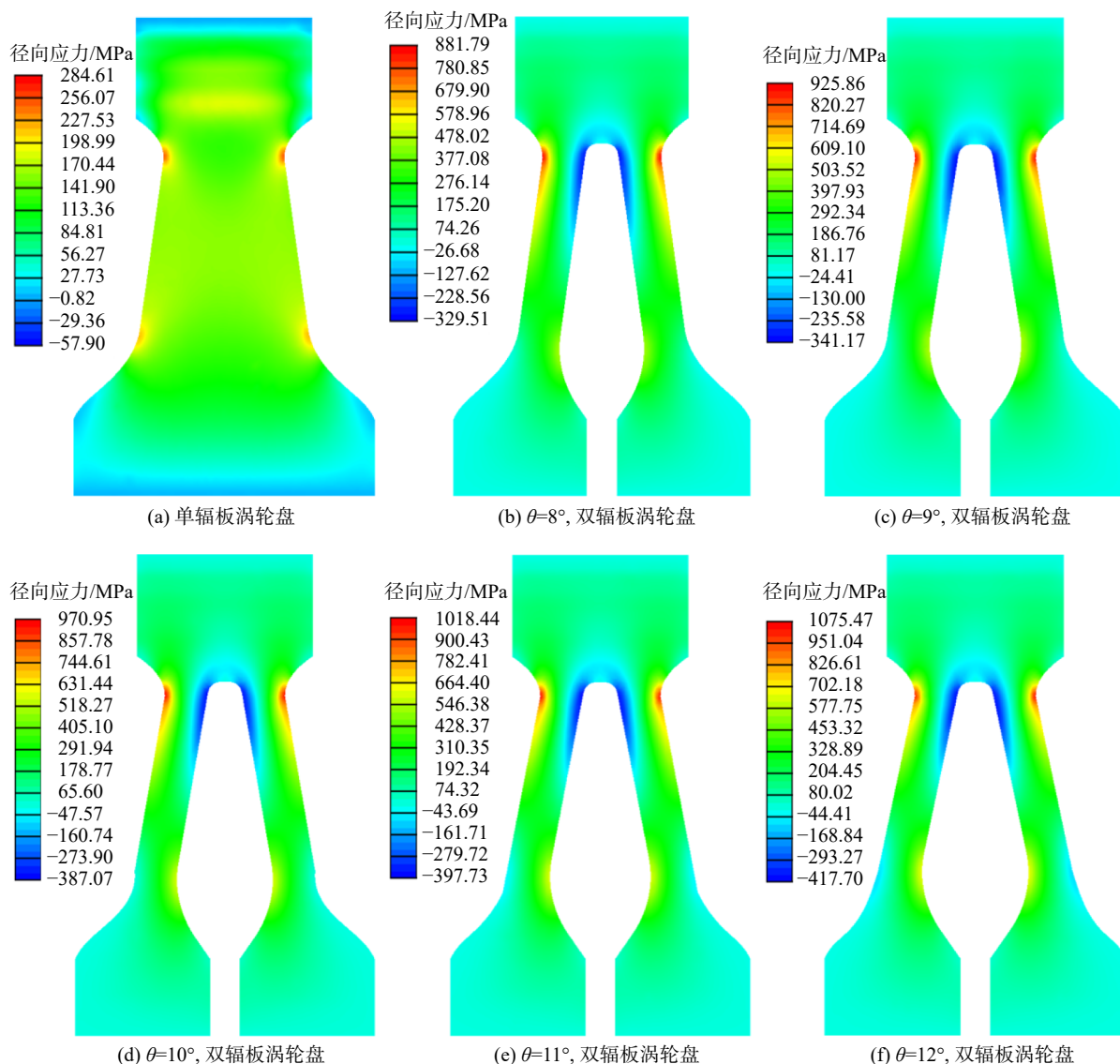


图 10 涡轮盘径向应力分布云图

Fig. 10 Radial stress distribution in turbine disks

B 及对称的右辐板路径点)和辐板与轮毂连接处的内侧。这主要是因为双辐板涡轮盘存在辐板倾角, 辐板承受着较大的弯曲应力, 而且离心载荷在涡轮盘上的径向应力总为拉应力, 双辐板涡轮盘的辐板厚度小于单辐板涡轮盘, 辐板径向受力面积小于单辐板涡轮盘, 导致当涡轮盘榫头与叶片离心载荷不变的条件下, 双辐板涡轮盘径向应力最大值高于单辐板涡轮盘。

由图 10(b)~图 10(f)可得, 不同倾角的双辐板涡轮盘径向应力分布和应力集中区域分布相似, 仅最大值不同。倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 双辐板涡轮盘获得的最大径向应力分别为 881.79、925.86、970.95、1 018.44 MPa 及 1 075.47 MPa。因此, 双辐板涡轮盘轮毂位置最大径向应力随着倾角 θ 增大而增大。

图 11 为单辐板涡轮盘和双辐板涡轮盘平均径向应力沿着关键点(A~F)的分布情况。总体而言, 单辐板涡轮盘和双辐板涡轮盘平均径向应力沿着关键点(A~F)均呈现先增大后降低趋势。在轮缘榫槽位置(关键点 A)和轮毂处(关键点 D、E 和 F), 双辐板涡轮盘和单辐板涡轮盘平均径向应力水平相当接近; 在轮缘与辐板交接处(关键点 B), 双辐板涡轮盘平均径向应力水平(820.263 MPa)高于单辐板涡轮盘(187.705 MPa), 这是由于与单辐板涡轮盘相比, 双辐板涡轮盘的辐板厚度变薄而且弯曲应力较大造成的。在辐板与轮毂交接处(关键点 C), 双辐板涡轮盘平均径向应力水平(136.886 MPa)低于单辐板涡轮盘(213.151 MPa)。

图 12 为 5 种倾角($\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$)双辐板涡轮盘平均径向应力沿着关键点(A~J)

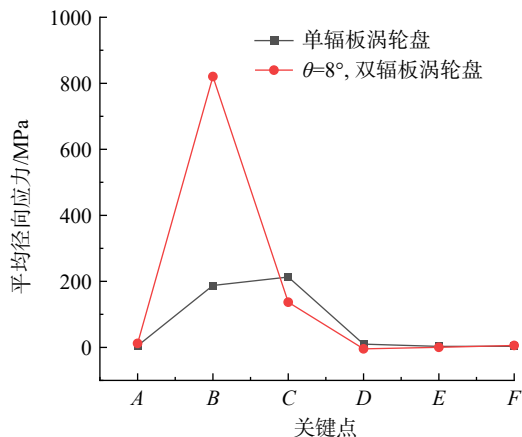


图 11 单辐板/双辐板涡轮盘平均径向应力沿着关键点

Fig. 11 Average radial stress of single-web and twin-web turbine disks varies along the key points

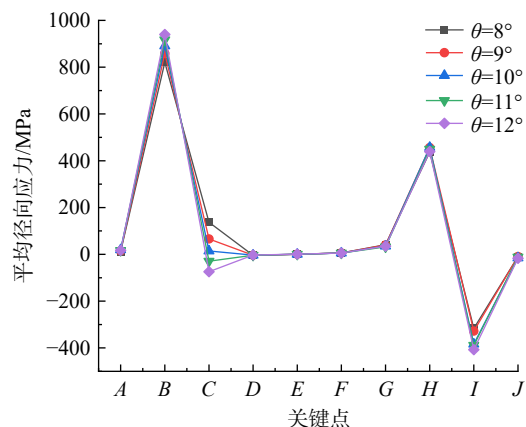


图 12 不同倾角 θ 双辐板涡轮盘平均径向应力沿关键点

Fig. 12 Distribution of the average radial stress along the key points of the twin-web turbine disk with different θ

的分布情况。在轮缘榫槽位置(关键点 A)、轮毂外侧(关键点 E 和 F)、轮毂内侧(关键点 G 和 H)以及双辐板内部(关键点 J)处, 不同倾角 θ 双辐板涡轮盘获得的平均径向应力水平接近。随着倾角 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$, 双辐板内部轮缘关键点 B 处的平均径向拉应力逐渐增大; 双辐板内部关键点 I 处的平均径向压应力逐渐增大。值得注意的是, 在关键点 B 上, 倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大径向应力分别为 820.263、858.644、890.965、916.92 MPa 以及 939.72 MPa, 即双辐板涡轮盘获得的最大径向应力随着倾角 θ 的增大而降低。在关键点 D 上, 倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大径向应力分别为 136.886、65.606、14.282、-29.330 MPa 以及 -74.343 MPa, 即双辐板涡轮盘获得的最大径向应力随着倾角 θ 的增大而增大。因此, 在双辐板涡轮盘的辐板外侧关键点 C, 随着倾角 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=10^\circ$, 平均径向压应力逐渐降低; 随着倾角 $\theta=10^\circ$ 增大至 $\theta=11^\circ$, 平均径向应力从拉应力(正值)逐渐变成压应力(负值); 随着倾角 $\theta=11^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$, 平均径向压应力逐渐增大。倾角从 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$ 对关键点 C 处的平均径向应力影响最大。

2.2.3 Von-Mises 等效应力

虽然周向应力和径向应力对强度评价最为关键, 但是 Von-Mises 等效应力 σ_{von} 综合表示应力分布情况, 需要分析倾角 θ 变化对其影响。Von-Mises 等效应力通常由式(3)计算得出:

$$\sigma_{\text{von}} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (3)$$

其中 $\sigma_1 = \frac{\sigma_r + \sigma_z}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_r - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{rz}^2}$, $\sigma_3 = \sigma_\theta$, $\sigma_2 =$

$\frac{\sigma_r + \sigma_z}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_r - \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{rz}^2}$, σ_r 、 σ_θ 、 σ_z 、 τ_{rz} 分别为径向应力、周向应力和轴向应力、 r - z 切应力。一般在传统涡轮盘 Von-Mises 等效应力计算中, 轴向应力因为较小而被忽略。

由图 13(a) 和图 13(b) 可得, 双辐板涡轮盘和单辐板涡轮盘的 Von-Mises 等效应力分布类似, 其最大值均出现在轮毂中心位置, 该位置与某型 CFM56-7B 大涵道比涡扇发动机涡轮盘故障案例相符(高压涡轮盘材料为 Waspaloy 沉淀硬化镍基高温合金, 设计转速为 10 000 r/min, 累计飞行 3 000 h, 在航线维护中发现涡轮盘轮毂中心出现多条微裂纹, 最长裂纹为 8 mm)。双辐板涡轮盘(1 011.81 MPa)比单辐板涡轮盘(630.24 MPa)大, 同时单辐板涡轮盘 Von-Mises 等效应力明显是沿径向发展

的, 双辐板涡轮盘则是外侧应力较高, 轮缘、轮毂两侧与辐板内侧应力较低。此外, 双辐板涡轮盘轮毂中心位置应力集中的区域小于单辐板的, 轮毂两侧低应力区域也明显大于单辐板的。

由图 13(b)~图 13(f) 可得, 不同倾角的双辐板涡轮盘等效应力分布和应力集中区域分布相似, 仅最大值不同。倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘轮毂处最大 Von-Mises 等效应力分别为 1 011.81、998.93、985.79、967.29 MPa 以及 950.65 MPa。因此, 双辐板涡轮盘的最大 Von-Mises 等效应力随倾角 θ 的增大而减小, 且在倾角范围($8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ$)内最大等效应力可实现 6.04% 的降幅。

图 14 为综合单辐板涡轮盘和双辐板涡轮盘周向应力和径向应力情况下的平均 Von-Mises 等

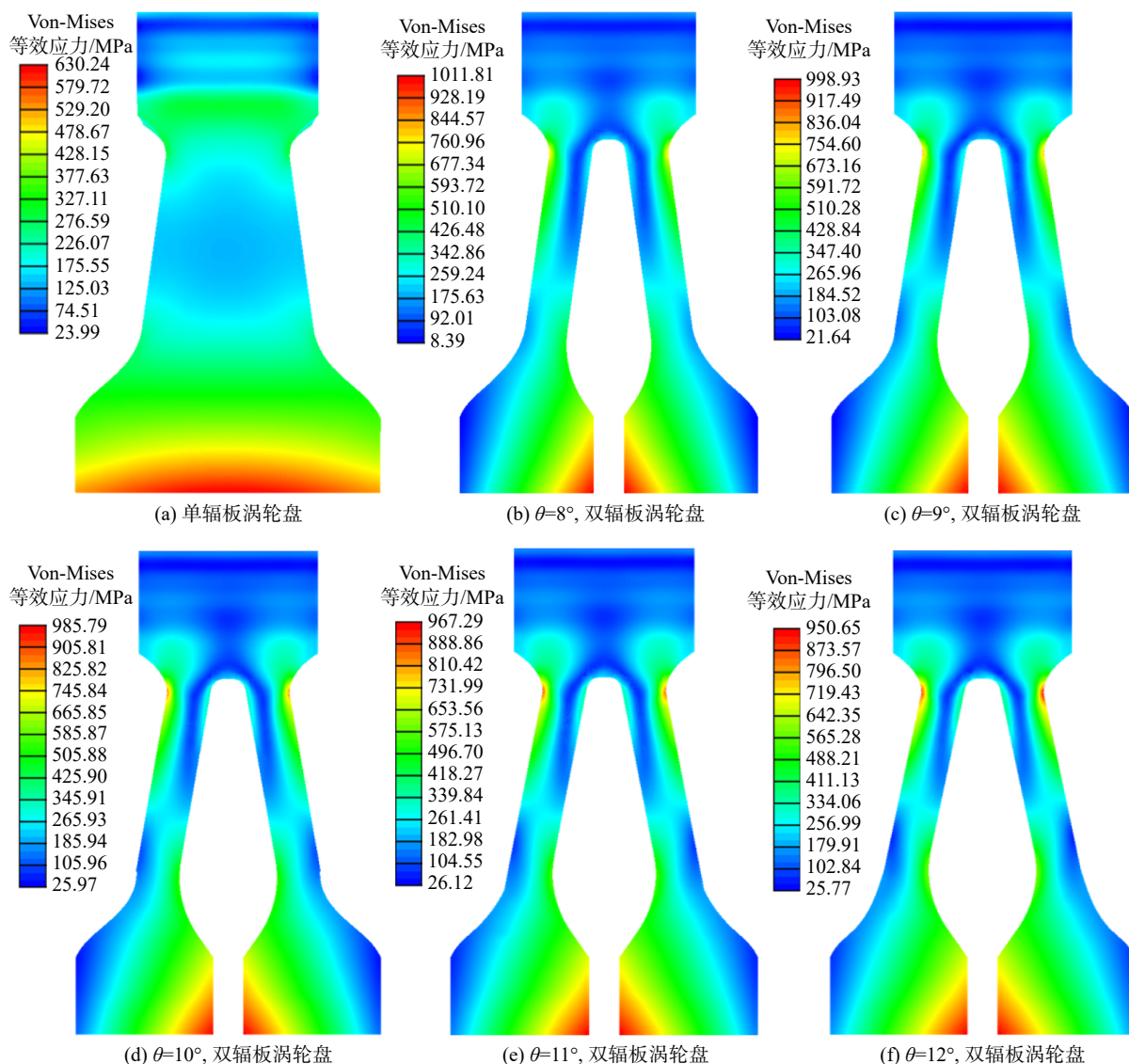


图 13 涡轮盘 Von-Mises 等效应力分布云图

Fig. 13 Von-Mises equivalent stress distribution in turbine disks

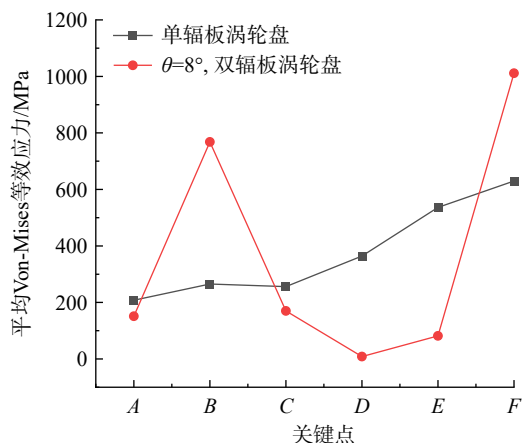


图 14 单辐板/双辐板涡轮盘平均 Von-Mises 等效应力沿关键点变化

Fig. 14 Average Von-Mises equivalent stress of single-web and twin-web turbine disks varies along the key points

等效应力沿着关键点(A~F)的分布情况。总体而言,单辐板涡轮盘和双辐板涡轮盘平均径向应力沿着关键点(A~F)均呈现先增大,后降低,再增大趋势。在轮缘榫槽位置(关键点A)、辐板与轮毂交接处(关键点C)和轮毂外侧处(关键点D、E),双辐板涡轮盘平均 Von-Mises 等效应力水平均低于单辐板涡轮盘;在轮缘与辐板交接处(关键点B),双辐板涡轮盘平均周向应力水平(768.276 MPa)高于单辐板涡轮盘(265.314 MPa),这是由于双辐板涡轮盘的轮缘与辐板交接处(关键点B)的平均径向应力大于单辐板涡轮盘的辐板,导致此处平均 Von-Mises 等效应力数值远高于单辐板涡轮盘的;在轮毂处(关键点F),双辐板涡轮盘平均周向应力(1011.28 MPa)水平高于单辐板涡轮盘(629.771 MPa)。

图 15 为 5 种倾角($\theta=8^\circ\sim 12^\circ$)双辐板涡轮盘平均等效应力沿着关键点(A~J)的分布情况。在轮缘榫槽位置(关键点A)、轮毂内侧(关键点H)以及双辐板内部(关键点J)处,不同倾角 θ 双辐板涡轮盘获得的平均 Von-Mises 等效应力水平接近。随着倾角 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$,轮缘与辐板交接处(关键点B)、轮毂外侧处(关键点E)以及双辐板内部(关键点I)处的平均 Von-Mises 等效应力逐渐增大。双辐板倾角 θ 的变化对关键点B、C、D、E、F和I上的平均等效应力影响较大。

值得注意的是,虽然最大平均 Von-Mises 等效应力依然出现在关键点F,但是关键点B的平均 Von-Mises 等效应力随倾角 θ 增大呈现增大趋势,而且倾角 $\theta=12^\circ$ 时关键点B平均等效应力

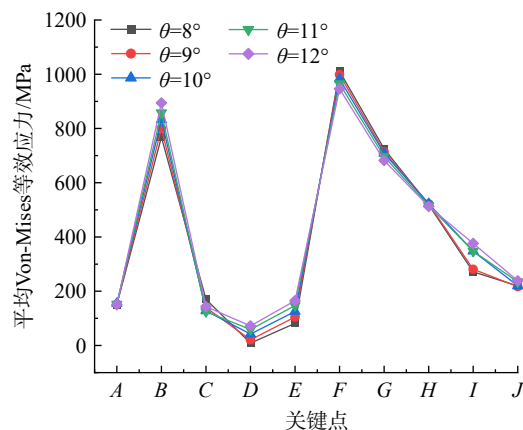


图 15 不同 θ 双辐板涡轮盘平均 Von-Mises 等效应力沿关键点分布

Fig. 15 Distribution of the average Von-Mises equivalent stress along the key points of the twin-web turbine disk with different in θ

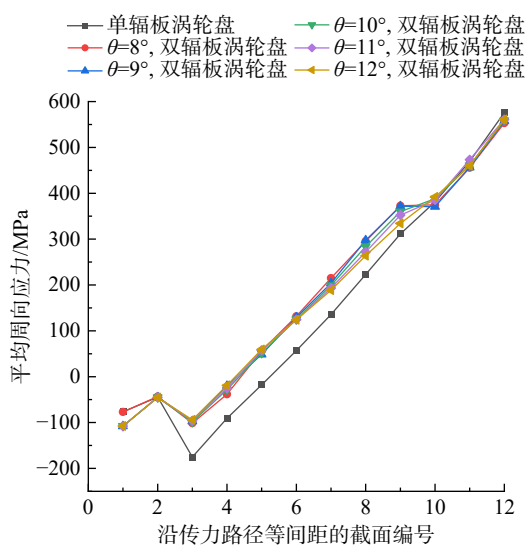
(894.451 MPa)已经接近关键点F的最大平均等效应力(946.071 MPa)水平,因此,随着倾角 θ 的继续增大,关键点B点可能成为新的最大应力集中区域。

在关键点C上,倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大等效应力分别为170.051、139.817、127.981、125.275 MPa以及143.01 MPa,即双辐板涡轮盘获得的最大等效应力随着倾角 θ 的增大先降低后略微增大。在关键点D上,倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大等效应力分别为8.597、21.086、41.965、56.846 MPa以及72.320 MPa,即双辐板涡轮盘获得的最大等效应力随着倾角 θ 的增大而增大。当倾角 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$,双辐板涡轮盘获得关键点C和关键点D的等效应力之差从161.46 MPa降低至70.69 MPa,降低了56.22%,明显地减小了关键点C到点D的 Von-Mises 等效应力梯度。

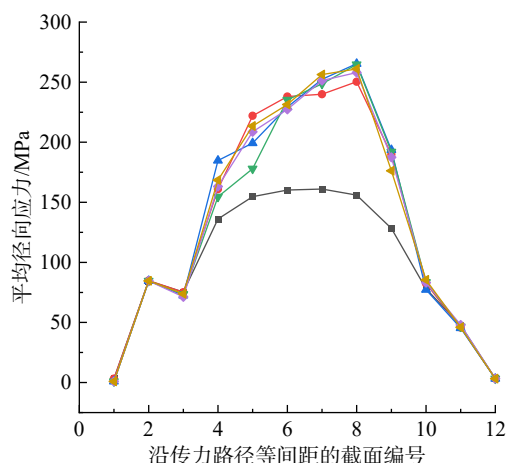
在关键点E上,倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大等效应力分别为81.550、104.738、125.653、147.303 MPa以及165.374 MPa,即双辐板涡轮盘获得的最大等效应力随着倾角 θ 的增大而增大。在关键点F上,倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘获得的最大等效应力分别为1011.28、998.628、982.669、964.878 MPa以及946.071 MPa,即双辐板涡轮盘获得的最大等效应力随着倾角 θ 的增大而减小。当倾角 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$,双辐板涡轮盘获得关键点E和关键点F的等效应力之差从929.73 MPa

降低至 780.697 MPa, 降低了 16.03%, 有效地减小了关键点 E 到关键点 F 的等效应力梯度。因此, 鉴于 $\theta=12^\circ$ 双辐板涡轮盘平均等效应力最高值最小和关键点 E 到关键点 F 的等效应力梯度最小, $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘亦最优。

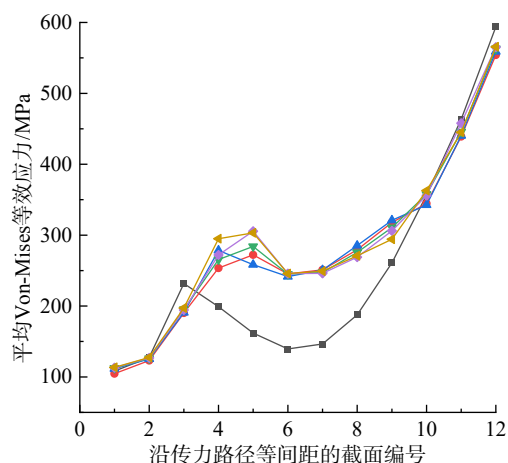
图 16(a)~图 16(c)为单辐板与不同双辐板倾角的双辐板沿着传力路径的 12 个涡轮盘截面的平均周向应力、平均径向应力以及平均 Von-Mises 等效应力分布情况, 5 种不同倾角双辐板涡轮盘的平均应力分布情况基本一致。图 16(a)中, 轮毂处 5 种双辐板涡轮盘获得的平均周向应力最大值均小于单辐板的; 整体而言, 5 种双辐板涡轮盘获得的平均周向应力分布比单辐板的均匀, 尤其在截面 6、截面 7、截面 8 以及截面 9 上, 截面平均周向应力随着倾角 θ 的增大呈现降低的趋势。图 16(b)中, 在轮缘和轮毂处所有双辐板和单辐板涡轮盘获得的平均径向应力水平基本一致; 各



(a) 涡轮盘沿传力路径的截面平均周向应力分布



(b) 涡轮盘沿传力路径的截面平均径向应力分布



(c) 涡轮盘沿传力路径的截面平均 Von-Mises 等效应力分布

图 16 涡轮盘沿传力路径的截面平均 Von-Mises 等效应力
Fig. 16 Cross section average equivalent stress of turbine disk along load path

双辐板涡轮盘平均径向应力大于单辐板; 在截面 4~截面 8 上双辐板涡轮盘的平均径向应力随着倾角 θ 增大的变化规律复杂且非线性; 截面最大平均径向应力随着倾角 θ 增大先增大, 后降低, 再稍微升高。图 16(c)中, 轮毂处双辐板涡轮盘的平均 Von-Mises 等效应力比单辐板小, 轮毂截面处 5 种双辐板涡轮盘获得的平均 Von-Mises 等效应力水平相当。

图 17 为倾角 $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 和 $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘周向应力、径向应力、Von-Mises 等效应力情况。在本文双辐板涡轮盘辐板倾角变化范围内 ($8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ$), 倾角的增大能够有效降低最大周向应力和最大平均 Von-Mises 等效应力, 而且在降低涡轮盘关键点最大周向应力和最大平均 Von-Mises 等效应力方面效果明显; 当倾角 $\theta=8^\circ$ 增大

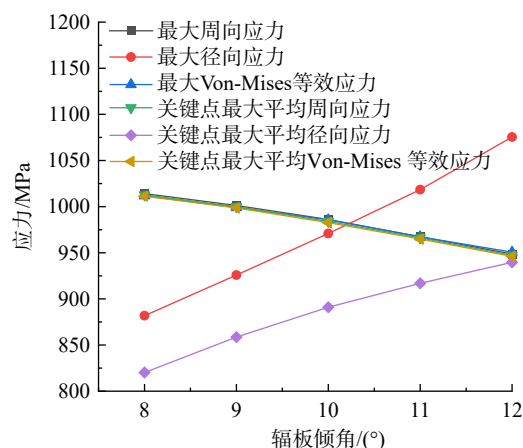


图 17 不同倾角 θ 双辐板涡轮盘应力情况

Fig. 17 Stress of twin-web turbine disk with different θ

至 $\theta=12^\circ$, 最大周向应力、最大 Von-Mises 等效应力、关键点最大平均周向应力和关键点最大平均 Von-Mises 等效应力分别降低了 15.66%、16.03%、15.65% 和 17.09%。因此, 在研究的辐板倾角范围 ($8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ$) 内, $\theta=12^\circ$ 的双辐板涡轮盘应力水平最优。未来针对双辐板涡轮盘进行结构设计时, 应该将双辐板涡轮盘倾角 θ 作为关键因素考虑。

3 结 论

本文以某航空发动机单辐板涡轮盘为基准, 通过 ANSYS Fluent 数值计算温度场和 ABAQUS 软件计算应力场, 首先对比分析双辐板涡轮盘最大周向应力、最大径向应力以及最大等效应力; 然后在本文双辐板涡轮盘辐板倾角变化范围内 ($8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ$), 分析倾角变化对双辐板涡轮盘最大周向应力和最大平均 Von-Mises 等效应力的影响规律, 主要结论如下:

1) 与基准单辐板涡轮盘相比, 双辐板涡轮盘结构质量减轻效果明显, $\theta=8^\circ, 9^\circ, 10^\circ, 11^\circ$ 以及 $\theta=12^\circ$ 双辐板涡轮盘质量分别降低 22.78%、23.23%、23.42%、23.20% 以及 23.16%。

2) 随着倾角 θ 的增大, 涡轮盘轮毂部分最大平均周向应力明显减小, 在 $\theta=12^\circ$ 时达到最小值; 关键点 C 处的平均径向应力受到影响最大, 平均径向应力从拉应力(正值)逐渐变成压应力(负值)。双辐板涡轮盘的最大 Von-Mises 等效应力随倾角 θ 的增大而减小, 在倾角范围 ($8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ$) 内最大 Von-Mises 等效应力可实现 6.04% 的降幅。

3) 当倾角 $\theta=8^\circ$ 增大至 $\theta=12^\circ$, 双辐板涡轮盘获得关键点 E 和 F 的周向应力之差从 931.23 MPa 降低至 781.9 MPa, 降低了 16.04%; 双辐板涡轮盘获得关键点 E 和 F 的等效应力之差从 929.73 MPa 降低至 780.697 MPa, 降低了 16.03%, 因此, 适当增大辐板倾角 θ 能有效地减小关键点 E 到 F 的周向应力梯度和等效应力梯度。

4) 在研究的辐板倾角范围 ($8^\circ \leq \theta \leq 12^\circ$) 内, $\theta=12^\circ$ 双辐板涡轮盘应力水平最优, 其最大周向应力、最大 Von-Mises 等效应力、关键点最大平均周向应力和关键点最大 Von-Mises 等效应力分别比 $\theta=8^\circ$ 双辐板涡轮盘降低了 15.66%、16.03%、15.65% 和 17.09%。未来进行双辐板涡轮盘结构设计时, 应该将辐板倾角 θ 作为关键因素考虑在内。

参考文献:

- [1] Bi Shuai, Mao Junkui, Wang Lei, et al. An optimized time-adaptive aerothermal coupling calculation method for aerothermal analysis of disc cavity system[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2024, 37(9): 164-177.
- [2] 孔祥灿, 张子卿, 朱俊强, 等. 航空发动机气冷涡轮叶片冷却结构研究进展[J]. 推进技术, 2022, 43(5): 200632. Kong Xiangcan, Zhang Ziqing, Zhu Junqiang, et al. Research progress on cooling structure of aeroengine air-cooled turbine blade [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(5): 200632. (in Chinese)
- [3] Han Feng, Bi Shuai, Mao Junkui, et al. Film cooling effectiveness of a leading-edge cooling array of a rotating turbine blade with twist [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 225: 120175.
- [4] Han Feng, Bi Shuai, Chen Jiaona, et al. Numerical investigation on the effects of squealer scale on the blade tip clearance leakage flow and heat transfer characteristics[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2025, 166: 110567.
- [5] Harding B R, Curtiss D H. Contoured disk bore: US20050025627A1 [P]. 2005-02-03.
- [6] Kors D L. Integrated high performance turbine engine technology (IHPTET) program review[R]. Wright-Patterson AFB: Wright Laboratory WL-TR-91-2038, 1991.
- [7] 张乘齐, 黄文周, 刘学伟, 等. 低惯量涡轮转子结构设计与优化[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2013, 26(4): 33-36, 50. Zhang Chengqi, Huang Wenzhou, Liu Xuewei, et al. Design and optimization of low inertia turbine rotor structure[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2013, 26(4): 33-36, 50. (in Chinese)
- [8] 陆山, 李伦未. 航空发动机高负荷涡轮盘双辐板结构优化设计[J]. 推进技术, 2011, 32(5): 631-636. Lu Shan, Li Lunwei. Twin-web structure optimization design for heavy duty turbine disk based for aero-engine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2011, 32(5): 631-636. (in Chinese)
- [9] 陆山, 赵磊. 双辐板涡轮盘/榫结构优化设计方法[J]. 航空动力学报, 2014, 29(4): 875-880. Lu Shan, Zhao Lei. Structural optimization design method of twin-web turbine disk with tenon[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(4): 875-880. (in Chinese)
- [10] 董少静, 申秀丽, 康滨鹏, 等. 高推质比双辐板涡轮盘结构研究及光弹试验验证[J]. 航空动力学报, 2015, 30(1): 114-120. Dong Shaojing, Shen Xiuli, Kang Binpeng, et al. Structure research and photoelastic test verification of twin-web turbine disk with high thrust-weight ratio[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2015, 30(1): 114-120. (in Chinese)
- [11] 吴倩. 轮毂一体化双辐板涡轮盘换热及应力优化研究[D]. 长沙: 中南大学, 2023. Wu Qian. Study on heat transfer and stress optimization of hub-integrated dual-spoke turbine disk[D]. Changsha: Central South University, 2023. (in Chinese)
- [12] 李磊, 杨子龙, 唐仲豪, 等. 具有盘腔扰流柱群的双辐板涡轮盘对流换热特性分析[J]. 热能动力工程, 2019, 34(8): 63-70. Li Lei, Yang Zilong, Tang Zhonghao, et al. Convective heat transfer characteristics of twin web turbine disk with staggered pin fins in cavity[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2019, 34(8): 63-70. (in Chinese)
- [13] 毕绍康. 双辐板涡轮盘流热固耦合计算及优化设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020. Bi Shaokang. Thermal-solid coupling calculation and optimization

- design of turbine disk flow with two spokes[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020. (in Chinese)
- [14] Shen Xiu, Dong Shao. Structure optimization and welding residual stress analysis of twin-web turbine disc[J]. *Advanced Materials Research*, 2012, 622/623: 309-314.
- [15] Shen Xiuli, Hu Wentong, Dong Shaojing. Multidisciplinary and multifidelity optimization for twin-web turbine disc with asymmetric temperature distribution[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2019, 60(2): 803-816.
- [16] Vasilyev B, Salnikov A, Semenov A, et al. Twin-web turbine discs: Part 1 design and analysis of their efficiency[R]. ASME Paper GT2018-76306, 2018.
- [17] Vasilyev B, Magerramova L, Salnikov A, et al. Twin-web turbine discs: Part 2 fabrication and processing[R]. ASME Paper GT2018-76310, 2018.
- [18] Cairo R R. Twin-web rotor disk: US5961287[P]. 1999-10-05.
- [19] Wang R Q, Li D, Hu D Y, et al. Effects of heat-treatment residual stress on low cycle fatigue life of a turbine disk in PM superalloy [R]. ASME Paper GT2015-42355, 2015.
- [20] Joseph C B. Gas turbine compressor spool with structural and thermal upgrades: US6267553[P]. 2001-07-31.
- [21] Ubulom I A, Shankar K, Neely A J. Turbine blade life prediction using fluid-thermal-structural interaction modelling[R]. ASME Paper GT2015-43071, 2015.
- [22] Keller S. A practical approach to implementing linear elastic fracture mechanics in gas turbine rotor disk analyses[R]. ASME Paper GT2015-43303, 2015.
- [23] 洪杰, 马艳红. 航空燃气涡轮发动机结构与设[M]. 北京: 科学出版社, 2021.
Hong Jie, Ma Yanhong. Structure and design of aircraft gas turbine engine[M]. Beijing: Science Press, 2021. (in Chinese)
- [24] Roy R P, Xu G, Feng J. A study of convective heat transfer in a model rotor-stator disk cavity[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(3): 621-632.
- [25] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册: 第 5 卷[M]. 北京: 中国标准出版社, 2001.
Editorial Committee of China Aviation Materials Handbook. China Aviation Materials Handbook: Volume 5 [M]. Beijing: China Standards Press, 2001. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)