

热冲击后气膜冷却叶片结构 强度流固热耦合仿真

关 鹏¹, 艾延廷², 王 志², 包天南²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 沈阳航空航天大学 航空航天工程学部(院), 沈阳 110136)

摘 要: 研究了冷气流量对气孔周围热应力的影响,为气膜冷却叶片可靠性设计提供参考。改变气孔的孔径,并建立有限元模型,结合有限元/边界元理论,通过流固热三场耦合技术获得热冲击后的叶片最大温度、温度不均衡程度及最大热应力。研究表明:增加冷气量有利于改善叶片冷却效率降低叶片温度,但也会使叶片温度不均衡程度增加,加剧尾缘气孔内的热应力载荷;增加前缘气孔直径可提升66%的平均冷却效率,有利于减缓气孔内的热应力,增加尾缘气孔的直径对冷却效率及热应力的影响均较小。此外,数值计算结果与试验及解析解较为吻合,对于气膜冷却叶片结构设计具有参考价值。

关 键 词: 气膜冷却叶片; 热冲击; 结构强度; 流固热耦合; 热应力

中图分类号: V235.11

文献标志码: A

Structural strength simulation of film cooling vane after heat shock by thermal/flow/structure coupling

GUAN Peng¹, AI Yanting², WANG Zhi², BAO Tiannan²

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Faculty of Aerospace Engineering,

Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

Abstract: Study on influence of coolant mass flux on the thermal stress around the hole provided a reference for the design of the reliability of the film cooling vane. Combining the finite element method and boundary element method, the pore size was changed, and the finite element model was established to obtain the maximum temperature, temperature imbalance degree and maximum thermal stress of the vane after thermal shock with transient thermal/flow/structure coupling technology. Research showed that increasing the coolant mass flux was beneficial to improve the cooling efficiency and reduce the vane temperature, but also increase the imbalance temperature of the vane, which may lead to more serious thermal stress concentration at the trailing edge. Increasing the pore diameter at the leading edge can increase the average cooling efficiency by 66%, helping to slow down the thermal stress in the pores. However, increasing the trailing air hole diameter had moderate effect on average

收稿日期: 2017-03-20

基金项目: 国家自然科学基金(51406124)

作者简介: 关鹏(1984—),男,博士生,主要从事航空发动机导向叶片热冲击研究。

通讯作者: 艾延廷(1963—),男,教授,博士,主要从事航空发动机整机振动分析与抑制技术。E-mail: ytai@163.com

引用格式: 关鹏,艾延廷,王志,等. 热冲击后气膜冷却叶片结构强度流固热耦合仿真[J]. 航空动力学报, 2018, 33(8): 1811-1820.
GUAN Peng, AI Yanting, WANG Zhi, et al. Structural strength simulation of film cooling vane after heat shock by thermal/flow/structure coupling[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(8): 1811-1820.

cooling efficiency and thermal stress. Above all, numerical results were consistent with experiment and theory, showing the results were valuable reference for aero-engine turbine vane cooling designers.

Key words: film cooling vane; thermal shock; structure strength; thermal/flow/structure coupling; thermal stress

为提高航空发动机工作温度,气膜冷却技术(gas film cooling technology, GFCT)广泛应用于燃烧室和涡轮叶片冷却结构设计。尽管 GFCT 具有良好的冷却效果,但其在结构上存在缺陷,长时间使用后易在气孔周围产生裂纹,导致叶片损伤甚至破坏^[1]。Montomoli 等^[2]提出“热梯度”概念,揭示了在瞬态温度载荷下导致结构破坏的一个重要原因是来自结构不同位置的温差,而不单纯是最大的温度载荷。造成叶片中的温差通常有两个原因:一是达到热平衡态之前各向温度的不平衡,二是达到温度平衡状态后,由边界处的稳定热交换带来的温差。来自叶片内部的冷却气体,由小孔流出,会增加叶片边界的热流量,加重气孔内的应力集中。针对冷却气体造成的热应力,有必要研究冷气量对气孔内热应力的影响。

早期钱惠华等^[3]对空心涡轮导向叶片的热冲击问题进行了有限元求解,计算了热冲击载荷下叶片的理论最大使用寿命。明确指出通过有限元方法计算涡轮导向叶片瞬态热应力和热疲劳寿命是可行的。近年来,国内外对 GFCT 开展了大量研究^[4-6]。Kuo 等^[7]采用 CFD 共轭传热方法研究气膜冷却叶片在高速燃气作用下的温度场,分别将 SA(Spalart-Allmaras)、RNG(re-normalization group)、 $k-\epsilon$ SST (shear stress transport) 湍流模型的计算结果与试验结果进行比较,发现 SST 湍流模型的计算结果与试验结果较为吻合。Andrei 等^[8]利用 Fortran 语言构建了一种无孔气膜冷却计算模型,以无孔叶片网格代替气膜冷却叶片网格的数值计算方法,从而避免了复杂网格的生成,提高了数值仿真的效率。Norbert 等^[9]采用热/流耦合计算研究气膜冷却叶片的共轭传热问题,结果表明该技术可以有效预测三维复杂气膜冷却叶片的温度分布,计算结果可为气孔排布的改善提供参考。

尽管大量研究证明了冷却效果的提升有利于叶片温度的降低,但针对气孔内部的应力集中,目前可参考的资料尚显不足。彭志勇等^[10]开展了针对气膜冷却叶片(film cooling blade, FCB)的热冲击疲劳试验,研究表明:由于气膜孔有冷却空

气流出,沿孔边向叶片内存在巨大的温度落差、产生较大的热应力,易造成孔边裂纹。艾兴等^[11]采用高温平板拉伸试验对带有气孔的金属板的高温蠕变性能进行了研究,结果表明,在相同应力水平下气膜孔将大大降低试件的高温持久断裂寿命,其寿命由约 100 h 缩短到 50 h 左右,最大降低幅度为 52%。可见,气孔周围易出现裂纹故障,单独分析气膜冷却效率和温度难以确保其热强度的提高。针对气孔内的应力集中现象,采用冷却效率和结构强度计算相结合的研究方法,在叶片共轭传热分析中加入热应力计算,综合运用计算流体力学(CFD)和计算固体力学(CSD),获得全面的数值仿真结果。从 GFCT 的冷却效率入手,逐步分析冷却流量及气孔尺寸对叶片最大温度、温度不均度及热应力的影响,分析气孔内热应力的形成原因,及降低热应力的有效措施,为涡轮叶片的设计提供参考。

1 数值计算方法

本章节对应用于气膜冷却叶片共轭传热及结构分析的数值仿真方法的基本理论进行研究,包括流固热耦合控制方程、湍流模型、计算域及边界条件。

1.1 控制方程

1.1.1 流体域控制方程

假设叶片周围燃气为理想气体,在低速流动状态下,可以采用三维定常可压缩流动的雷诺时均湍流微分控制方程来描述叶片周围的流体微团状态。

连续方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

动量方程为

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) + \rho f_i \quad (2)$$

式中 i, j, k 表示三维指标,取值为 1、2、3; ρ 表示密度, kg/m^3 ; x 表示空间坐标中的几何点; u 表示

位移, m ; p 表示压强, Pa ; f 为单位质量力, N 。式中, τ 表示微元体的黏性力, 根据广义内摩擦定律, τ_{ij} 可表示为

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (3)$$

式中 δ_{ij} 为克罗内克算子; μ 为动力黏度, $Pa \cdot s$ 。式(2)中, $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ 为雷诺应力项, 表示湍流的影响, 为求解方程必须模拟该项以封闭方程。对雷诺应力项的不同计算方法称为湍流模型。针对叶片共轭传热计算, 可采用 SST 湍流模型。该模型为经典双方程模型 $k-\omega$ 的衍生模型, 在叶轮机械传热计算中有较广泛的应用^[12]。假设雷诺应力与平均速度梯度成正比, 即

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho K + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (4)$$

式中 μ_t 为湍流黏度, K 为湍流动能。 $k-\omega$ 模型假设湍流黏度与湍动能和湍流频率 ω 有关, μ_t 的表达式为

$$\mu_t = \rho \frac{K}{\omega} \quad (5)$$

SST 模型给定一个限制级数 ν_t , $\nu_t = \mu_t / \rho$ 。相比于 $k-\omega$ 模型, SST 模型考虑了湍流剪切应力, 从而不会对涡流黏度造成过度预测。SST 模型表达式为

$$\nu_t = \frac{0.56k}{\max \left\{ 0.55\omega, S \cdot \left\{ \tanh \left[\max \left(\frac{26.7\sqrt{K}}{\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega} \right) \right] \right\} \right\}} \quad (6)$$

式中 S 为应变率的一个估算值, ν 为流体运动黏度, y 为到最近壁面的距离。另外, 叶片温度的求解还需要利用能量方程, 表达式为

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E_a) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E_a + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\kappa_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} - h'_j J'_j + u_j (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] + S_h \quad (7)$$

式中 T 为温度场, K ; E_a 为微元总的能量, J/kg ; 方程右边的前三项分别表示了热传导、组分扩散和黏性耗散带来的能量输运; κ_{eff} 为有效导热系数; $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ 为偏应力项, 表示的是黏性加热; h'_j 表示组分 j' 的焓, J'_j 表示组分 j' 的扩散流量; S_h 是能量源项。

1.1.2 固体域控制方程

由于叶片固体域中没有流动存在, 可以关闭

对流项和扩散项, 并忽略内热元, 固体域的能量方程表示为

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \kappa_{\text{eff}} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \quad (8)$$

计算中假设材料为各向同性, 不考虑系统的质量力及外部载荷。应力、变形及温度的本构方程在小变形情况下可以表示为

$$\sigma_{ij} = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \cdot \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} + \frac{E}{2(1+\nu)} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{E\alpha T}{(1-2\nu)} \delta_{ij} \quad (9)$$

其中 E 为弹性模量, GPa ; ν 为泊松比; α 为热膨胀系数。

1.2 流固热耦合机理

流固热耦合基本思想: 通过求解气体动力学方程(式(1)、式(2)、式(4)、式(6))获得叶片周围气动状态, 将结果带入能量方程(式(7)、式(8))获得随时间变化的叶片温度场 T , 最后将 T 带入式(9)中求得结构变形及应力, 计算流程如图 1^[13]所示。采用的耦合方法可以概括为单向耦合^[14-15], 数值计算平台为 workbench 软件, 流体计算采用 ANSYS CFX 软件, 固体域计算采用 static structure 模块完成。为了解决动量传递和热量传递在时间上的不均衡性, 利用 CFX 预先求出叶栅的气动状态, 并将计算结果作为换热计算的初始值使用。通过求解最后时刻的温度场获得叶片热冲击

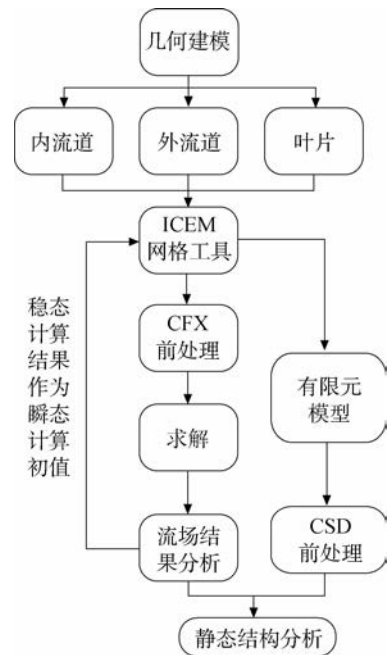


图 1 计算流程^[13]

Fig. 1 Calculation process^[13]

后的热应力值。

计算中假设结构变形对传热没有影响,并忽略热膨胀过程中热能向机械能的转化。文献[16]详细叙述了热冲击中结构变形和变形能对结果的影响,研究表明金属有限热膨胀条件下两者对结果的影响较小。

1.3 计算模型及边界条件

1.3.1 计算模型

气膜冷却叶片的简化模型如图 2 及图 3 所示,计算所用边界条件及几何参数如表 1 所示,计算网格如图 4 所示。

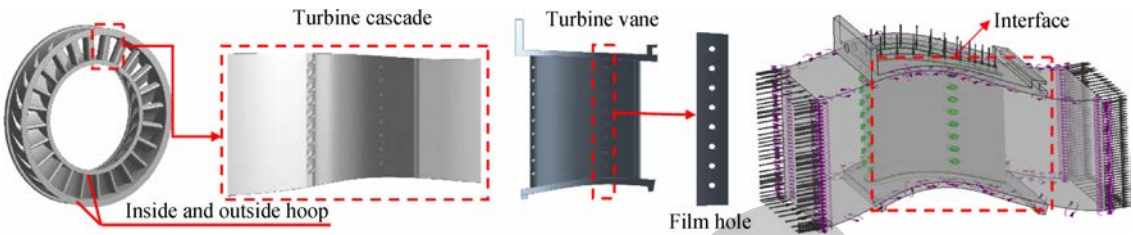


图 2 气膜冷却叶片几何模型
Fig. 2 Geometry model of film cooling vane

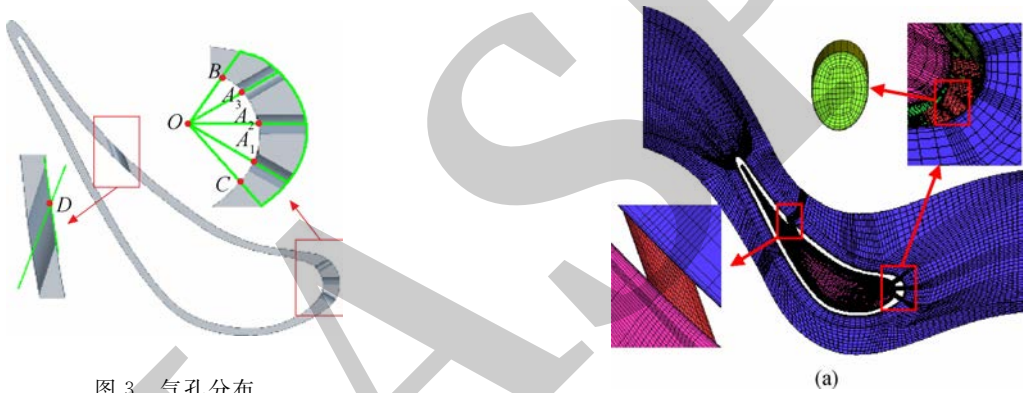


图 3 气孔分布
Fig. 3 Cooling air holes distribution

表 1 计算参数

Table 1 Calculation parameters

参数	数值
叶片平均壁厚/mm	1.25
叶高/mm	60
弦长/mm	70
内外环厚度/mm	2
孔数	34
前缘气孔直径/mm	0.8~1.2
尾缘气孔直径/mm	1.5~1.9
进口压力/kPa	522
进口温度/K	1350
出口压力/kPa	520.2
冷气流量/(g/s)	0.3~7
冷气温度/K	491

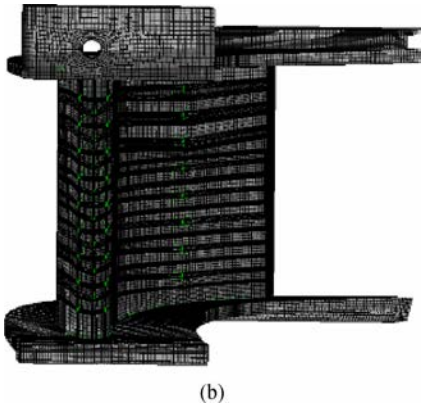


图 4 计算网格
Fig. 4 Calculation grid

1.3.2 边界条件

取文献[17]中的发动机技术状态参数作为边界,根据其基本工作原理估算叶片工作环境[18]。选取进出口压差为 2000 Pa、进口温度为 1350 K、冷气流量为 3 g/s 作为标准工况。根据该工况,取普朗特数 $Pr=7.2$ [19],边界设置为无滑移壁面,燃气两侧采用周期性条件。叶片固体区与周围气

体的交界面在不考虑热辐射时,满足网格节点之间的热流密度平衡和温度平衡。网格交界面数据采用 GGI(general grid interface)格式传递。求解格式为 2 阶向后欧拉法,求解精度为 10^{-6} 。

由文献[13]的计算结果可知,时间与温度的变化曲线符合指数函数,可以采用时间推进技术^[20]利用第 n 个未来时间步的温度信息反演当前时刻的待求温度。利用指数函数拟合时间随温度变化曲线,其函数关系式为

$$t_n = a \cdot e^{bn} \tag{10}$$

式中 n 为计算时间步; a, b 为常数。单次计算时间步表达式为

$$\Delta t = t_{n+1} - t_n = a \cdot e^{bn} (e^b - 1) \tag{11}$$

应力计算时忽略内外环对导向叶片的约束作用,令叶片在不同时刻的温度场下自由膨胀。采用线弹性理论结合有限元方法计算叶片热应力。叶片材料为高温铸造合金 K417,材料参数取自文献[21]。

1.4 计算网格

如图 4 所示,气膜冷却叶片燃气区几何形状复杂,为在不影响计算精度的前提下提高计算效率,采用文献[22]的方法生成结构化网格。气体区及叶片区网格数分别为 300 万及 30 万网格节点。式(6)给出了近壁面网格距离与黏度的关系,考虑共轭传热计算的精度,需要令 $y^+ < 1$,根据进出口压比,设置第 1 层网格厚度为 $5\mu\text{m}$ 。

2 冷却效率及温度分析

2.1 冷却效率研究

叶片的冷却效率 η 定义为

$$\eta = \frac{T_a - T_2^*}{T_1^* - T_2^*} \tag{12}$$

式中 T_a 为绝热壁面总温, T_1^* 为燃气进口温度, T_2^* 为冷气温度。计算中分别考虑了 5 种叶片结构,叶片在标准工况下的冷却效率如图 5 所示。其中, ϕ_l, ϕ_t 分别表示前、后缘冷却气孔直径,其后数字表示具体尺寸,单位为 mm。

如图 5 所示,标准工况下冷却效率随着前缘气孔的增大而增大,随着尾缘气孔的增大而减小。前后缘气孔对整体冷却效率的分布均有影响。其中,孔径对吸力面冷却效率的影响最大。为进一步研究冷却流量对冷却效率的影响,定义冷气流量比 ξ 为

$$\xi = \frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{max}} \tag{13}$$

其中 $\dot{m}_{in}$ 为冷气流量,其变化范围及单位如表 1 所示, $\dot{m}_{max}$ 表示最大进口流量。图 6 为冷气流量与叶片平均冷却效率的关系。随着冷气流量的增加,叶片的冷却效率明显增大,改变前缘气孔孔径可以获得更高的冷却效率。前缘受到来流的直接冲击,气孔出口的静压较高,因此在冷气流量较小时,前缘的供气量是不足的。当流量比超过 0.4 后,大量冷气从前缘气孔流出,表现出较好的冷却性能。图 6(b)中尾缘气孔表现出与标准工况下基本相同的特征,即改变尾缘气孔的孔径对冷却效率的提升是不利的。由于尾缘气孔出口反压较低,增大出口面积会减小尾缘气孔出口的气体流速。初速度过小时冷气在气孔下游的附着面积缩小,冷却效率降低;初速度过大时,冷气团与主流燃气混合,无法有效的附着在叶片表面形成保护膜。

2.2 加热过程中叶片温度变化

为研究气孔内热应力的来源,引入温度不均

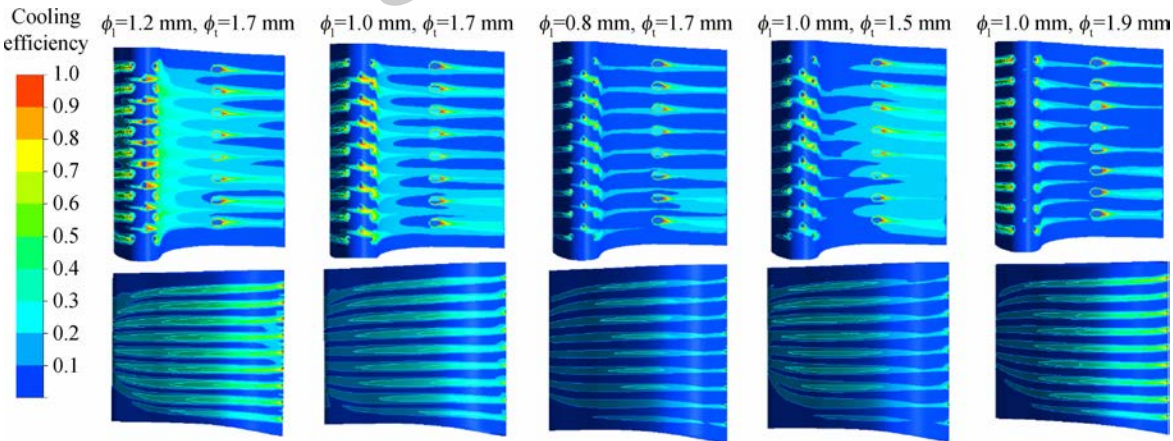


图 5 冷却效率

Fig. 5 Cooling efficiency

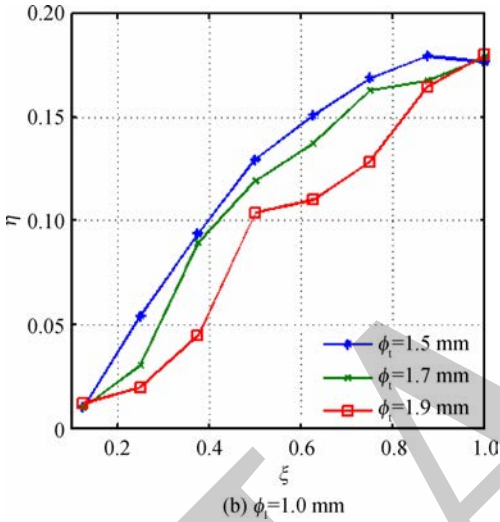
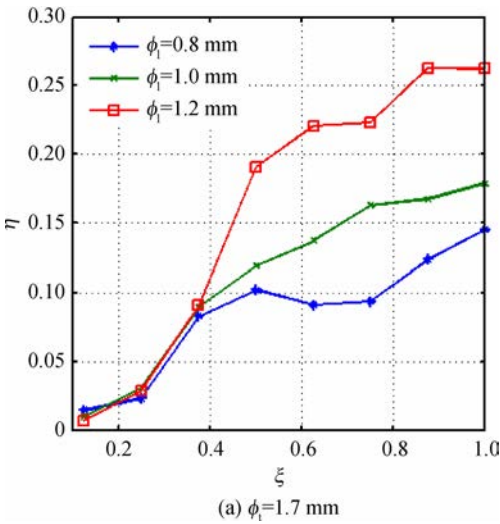


图 6 冷气流量比对平均冷却效率的影响
Fig. 6 Effects of mass flow ratio of cooling air on the average cooling efficiency

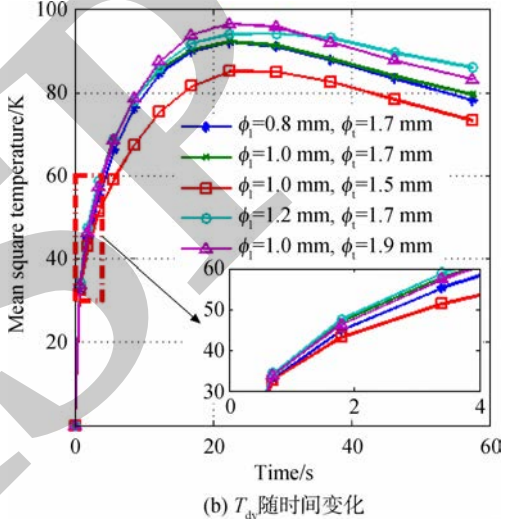
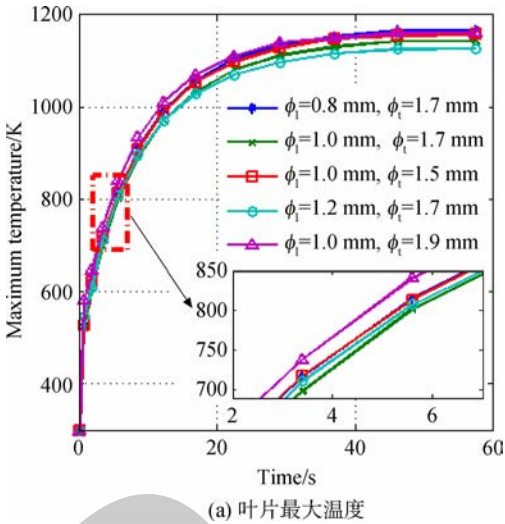


图 7 热冲击下叶片的最大温度与不平衡温度变化
Fig. 7 Maximum temperature and mean square temperature changes during the heat shock process

衡度 T_{dv} , 用于判断叶片在不稳定工作状态下的温度场不平衡状态, 其公式为

$$T_{dv} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{N_b} (T_k - T_{ave})^2}{N_b - 1}} \quad (14)$$

其中 N_b 为叶片节点数, T_k 为节点 k 的温度, T_{ave} 为叶片的平均温度。

图 7 为叶片在标准工况下的最高温度及温度不均程度随时间的变化情况。由图 7(a) 所示, 叶片最大温度上升速度随时间逐渐减缓, 最终稳定在 1150 K。不同叶片的最大温度略有差异, 冷却效果对最大温度有一定影响。如图 6 所示, 标准工况下 $\phi_i = 1.2 \text{ mm}$, $\phi_i = 1.7 \text{ mm}$ 的冷却效果较好, 因此其最大温度也低于其他结构, 而冷却效果较低的叶片对应温度较大。说明冷却效果的好坏直接影响叶片温度。由图 7(b) 所示, 温度的不均

匀程度先增大后减小, 说明叶片的温度逐渐趋于均衡。冷却效果与温度的均衡程度之间并没有表现出很好的对应关系, 说明冷却效果对于叶片温度均衡度的改善作用并不明显。

2.3 气膜冷却叶片温度分布

为研究气冷叶片在经历高温燃气冲击后的温度分布情况, 截取了 50 s 时标准工况下叶片温度云图, 如图 8 所示。为方便对比给出了同样工况条件下相似叶片的试验结果, 具体试验过程及试验参数可参考文献[16]。试验结果显示叶片的尾缘温度为 1123 K、靠近上下端部的温度为 983 K, 计算结果中尾缘温度为 1056~1151 K、靠近上下端部处温度为 979~1065 K。计算结果与试验结果接近, 误差小于 8.4%。叶片的温度分布呈现中心高两端低的趋势。由于叶片受到端部的边界

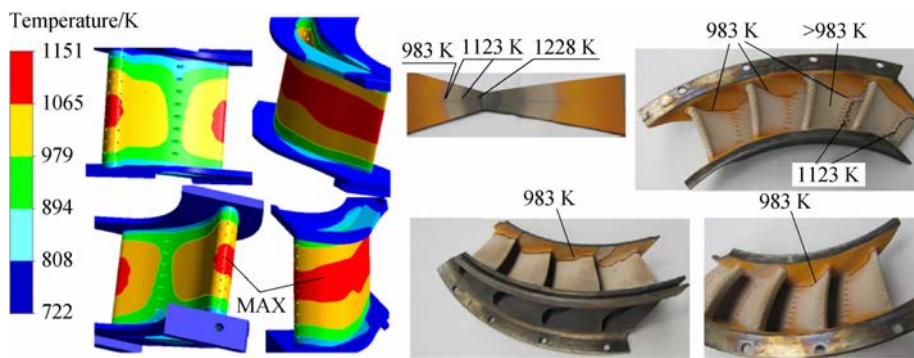


图 8 温度计算与测试

Fig. 8 Temperature calculation and test

传热影响,中心区温度较高,上下端部温度较低。气孔周围温度较低,气孔的冷却效果明显,没有气孔存在的叶盆面温度明显高于叶背面。叶片温度的分布形式及温度值可以说明数值计算结果与试验结果较为吻合,证明了本文数值计算方法的有

效性。试验与数值仿真的结果均表明尾缘气孔的温度梯度较大,这可能造成气孔内的应力集中。

2.4 叶片温度与冷气流量

图 9 为叶片加热 50 s 时最大温度及温度不均

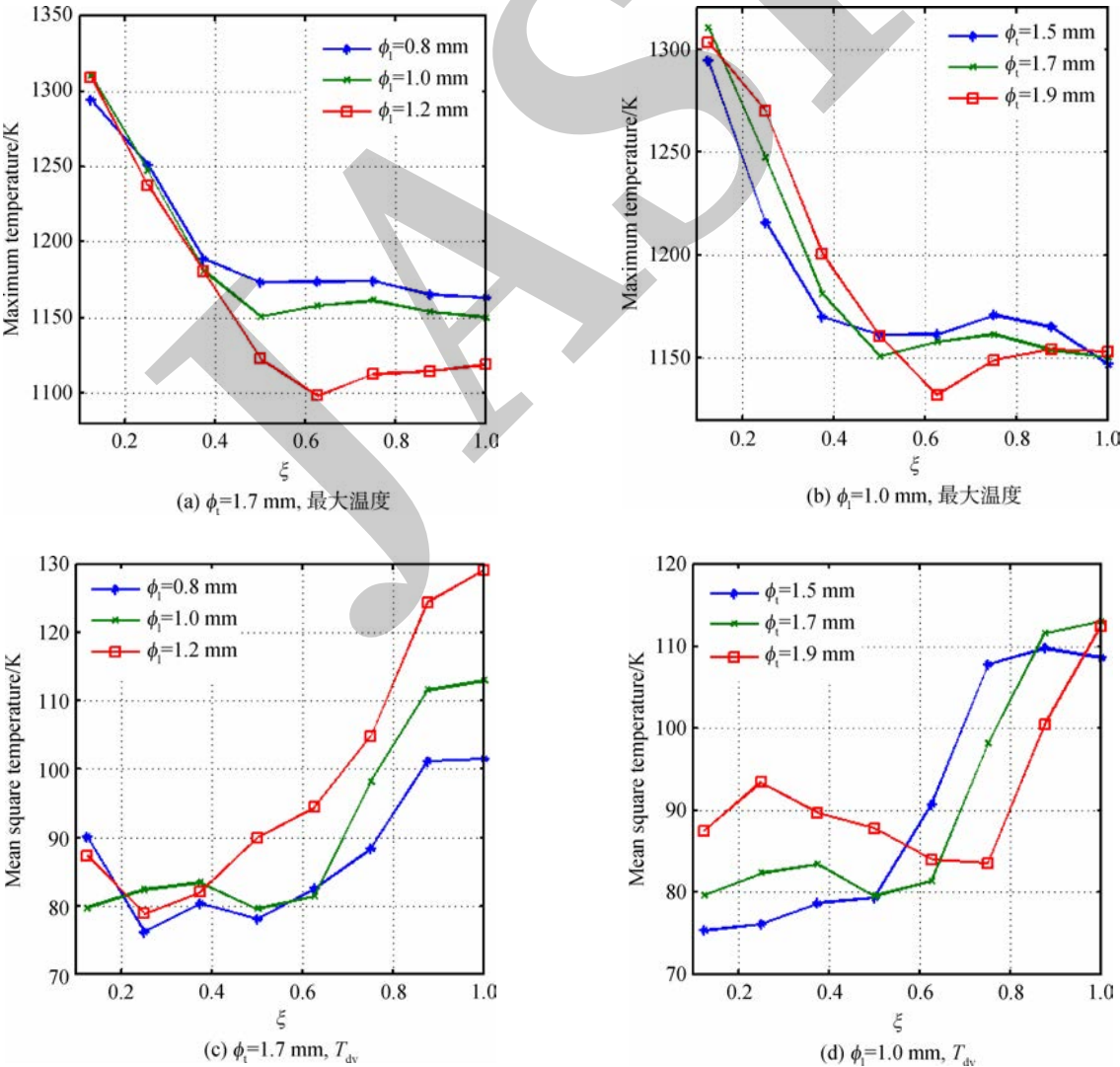


图 9 冷气流量比对叶片温度的影响

Fig. 9 Effects of mass flow ratio of cooling air on the vane temperature

衡程度随冷气流量的变化。与图 6 对比发现,前缘气孔的冷却效率与最大温度之间具有较好的对应关系,温度不均衡程度的变化与最大温度的变化规律相反。当 $\xi < 0.4$ 时,增加冷气流量有显著的降温效果。当 $\xi > 0.4$ 后,增加冷气流量已经不能明显降低叶片的最大温度值。由于冷气量的增加,气孔出口冷气的速度升高,冷气大量与主流燃气参混,造成叶片表面冷气附着性降低,导致最高温度变化不明显且伴随着 T_{dv} 的增加,这对叶片结构的耐热性是不利的。当 $\xi > 0.5$ 时,改变尾缘气孔孔径,冷却效率与最大温度的对应关系发生了改变。这种变化规律与叶片的最大温度点的位置有关。如图 8(a)所示,叶片的最大温度的位置发生在叶片的前缘、叶背及尾缘。在冷气量较小时,尾缘气孔尺寸的增加,使前缘气孔冷气流量减少,因此,前缘温度变高,叶片的最大温度相对增加。当冷气量大于 0.5 时,冷气可以充分供应前后缘气孔,因此尾缘孔径的增大可以获得更好的冷气覆盖,有利于最大温度的降低。随着冷气量的继续增加,气孔初速度过高,导致冷气覆盖效果下降,最终温度又再次趋于一致。

3 叶片强度分析

3.1 小孔热应力理论

郭兆元等^[23]利用简单模型验证涡轮叶片多场耦合有限差分程序的正确性,考虑到计算方式相似可采用类似的方式验证热应力计算的准确性。将小孔及其周围区域近似为一个带孔圆盘结构。为了便于说明温度的不均衡程度对气孔内热应力的影响,同时能够描述气孔处径向温度逐渐增大的特点。假设圆盘温度沿径向分布,且温度与半径的关系符合 $T=c \cdot (r-0.5)$ 。取圆盘内、外直径分别为 1mm 及 11mm,取系数 c 的值为 1、5、10 进行计算。将温度场带入式(14)中得到对应的 T_{dv} 分别为 0.3、1.5、3.0 K。文献[24]给出了带孔薄壁圆盘热应力的理论计算公式

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{2\alpha E}{1-\nu} \left[\frac{r^3 - r_i^3}{(r_e^3 - r_i^3)r^3} \int_{r_i}^r Tr^2 dr - \frac{1}{r^3} \int_{r_i}^r Tr^2 dr \right] \\ \sigma_\theta &= \frac{\alpha E}{1-\nu} \left[\frac{2r^3 + r_i^3}{2(r_e^3 - r_i^3)r^3} \int_{r_i}^{r_e} Tr^2 dr + \frac{1}{2r^3} \int_{r_i}^r Tr^2 dr - \frac{T}{2} \right] \end{aligned} \right. \quad (15)$$

其中 σ_r 为径向应力, σ_θ 为周向应力,单位为 MPa。

r_i 及 r_e 为圆盘的内外径,单位为 mm。定义平均应力为 $\sigma = \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_r^2}$,取任意径向的热应力曲线如图 10 所示,图中 r 表示半径。在给定温度条件下,ANSYS 的计算结果与理论结果较为吻合,且气孔内部热应力大于圆盘边缘热应力且最大值随 T_{dv} 的增大而增大。

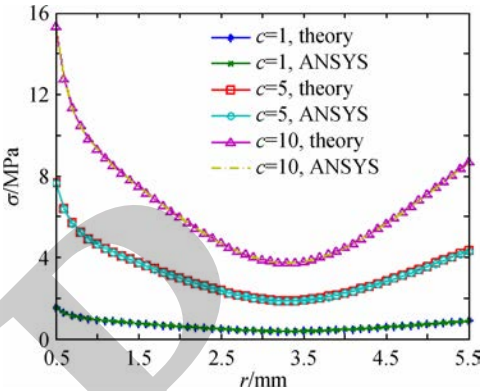


图 10 热应力与半径的关系
Fig. 10 Relationship between thermal stress and radius

3.2 应力状态研究

通过构建全尺度有限元模型,将标准工况下的 50 s 时的叶片温度场导入模型,叶片的应力场如图 11 所示。叶片的最大变形为 0.4 mm,在变形放大倍数为 1 : 1 情况下难以捕捉,为方便说明,将叶片变形放大 66 倍。

在端部无约束情况下,气膜冷却叶片表现出与空心圆盘类似的热应力分布,即气孔内部和叶片边缘存在较大的热应力,且气孔内热应力高于叶片端部。对比图 9 可知,叶背面及叶片的前后缘温度较高,热变形较大,造成了前后缘及叶背面对叶盆面气孔的挤压作用,进一步导致气孔内的热应力集中。

3.3 热冲击后热应力研究

图 12 为热冲击后最大热应力与冷气供应量之间的关系。随着冷气量的增加,气膜冷却叶片的热应力持续增大且没有明显的衰减趋势,印证了文献[12]的结论。即冷气量的增加增大了气孔周围的温度梯度,加剧了气孔的热应力载荷。引入冷气使叶片从无冷气的高温均衡状态,过渡到有冷气的低温度不均衡状态。尽管随着冷气流量的增大冷却效率增加,温度降低,但从热应力角度分析,冷气供给的有效性下降了。由图 12(a)所示相同工况下,提高前缘气孔有利于热应力的降低。由图 12(b)可知尾缘气孔孔径对热应力影响较小。

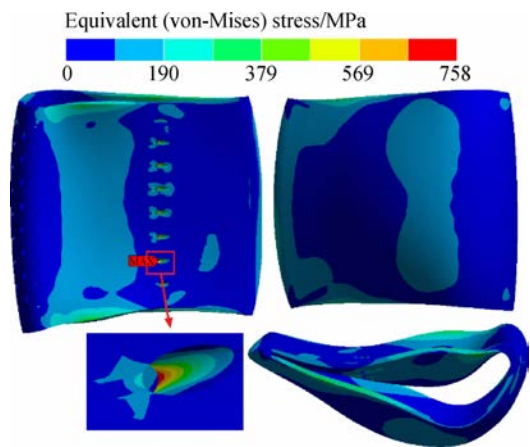


图 11 叶片热应力云图

Fig. 11 Vane thermal stress contour

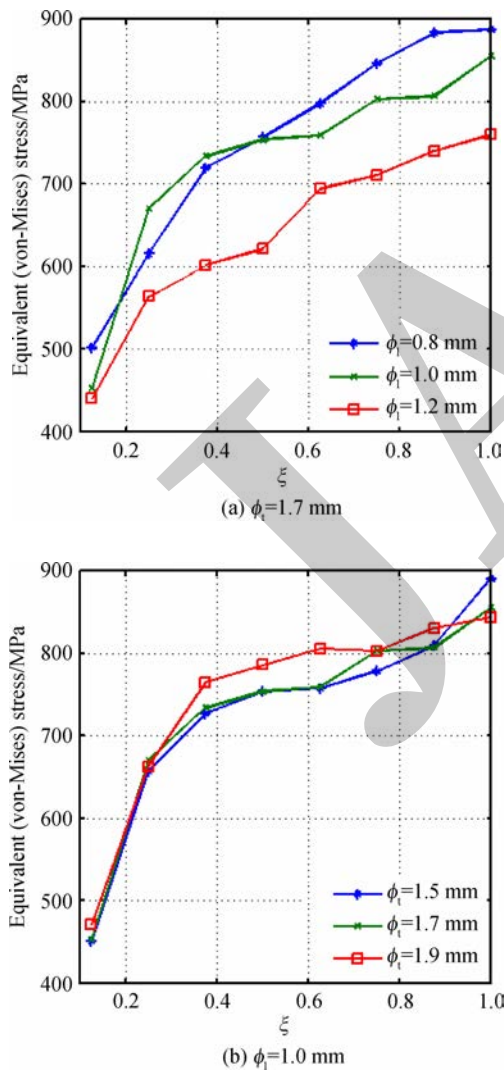


图 12 热冲击后气孔内最大热应力

Fig. 12 The maximum thermal stress in the holes after thermal shock

4 结 论

针对气膜冷却叶片气孔内的应力集中,综合运用 CFD/CSD,结合热流固耦合基本理论,计算某型气膜冷却叶片的冷却效率、最大温度、 T_{dv} 和热应力,主要结论如下:

- 1) 伴随着冷气流量的增加,叶片的冷却效率明显增大,前缘气孔对冷却效率的改善大于尾缘气孔,前缘气孔直径增大 0.4 mm,最大可提升 66% 的冷却效率。
- 2) 温度场分布的计算结果与试验较为吻合,且整体误差不超过 8.4%,说明共轭传热计算结果较为准确。空心圆盘的解析解与数值解较为吻合,说明 CSD 方法可以合理的实现由温度场到应力场的转化,所建立的分析方法具有工程应用价值。
- 3) 增加冷气流量,在降低叶片最大温度的同时加剧了叶片温度的不均衡程度,同时增大了气孔内部的热应力,说明简单的增加冷气量不能有效的提升气膜冷却叶片的耐受温度。
- 4) 由同一流量下不同计算结果的对比说明,在综合考虑叶片最大温度、温度不均衡程度及叶片热应力的情况下,冷气流量比为 $\xi=0.4$ 时叶片的使用性能最佳。

参考文献:

[1] VENTZISLAV G K, DANNY W M, MINKING K C, et al. Slaughter three-dimensional modeling of creep damage in airfoils for advanced turbine systems[R]. ASME Paper GT2008-51278, 2008.

[2] MONTOMOLI F, MASSINI M, YANG H, et al. The benefit of high-conductivity materials in film cooled turbine nozzles[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2012, 34(4): 107-116

[3] 钱惠华,李海,程滔,等. 涡轮导向叶片热疲劳分析[J]. 航空动力学报, 2003, 18(2): 186-190.

QIAN Huihua, LI Hai, CHENG Tao, et al. Thermal fatigue analysis to nozzle guide vanes[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(2): 186-190. (in Chinese)

[4] LI G C, ZHU H R, Fan H M. Influences of hole shape on film cooling characteristics with CO₂ injection[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2008, 21(5): 393-401.

[5] 刘聪,朱惠人,付仲议,等. 涡轮动叶压/吸面气膜孔冷却特性实验研究[J]. 航空动力学报, 2016, 37(3): 512-519.

LIU Cong, ZHU Hui ren, FU Zhongyi, et al. Experimental study of film cooling characteristics on pressure and suction side in a turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 37(3): 512-519. (in Chinese)

- [6] ALEJANDRO H R, ZDZISLAW M C, ALAIN D. The effect of start-up cycle in ceramic coating used as thermal barrier for a gas turbine bucket[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(14/15): 3056-3065.
- [7] KUO S H, JONG S L, ELLIOTT T, et al. Conjugate heat transfer analysis for gas turbine film-cooled blade[R]. ASME Paper GT2016-56688, 2016.
- [8] ANDREI L, INNOCENTI L, ANDREINI A, et al. Film cooling modeling for gas turbine nozzles and blades: validation and application[R]. ASME Paper GT2015-43345, 2015.
- [9] NORBERT M, KARSTEN K, DIETER B, et al. Conjugate calculation of a film-cooled blade for improvement of the leading edge cooling configuration[J]. *Propulsion and Power Research*, 2013, 2(1): 1-9.
- [10] 彭志勇, 吕文林. 热冲击条件下高热叶片的热疲劳对比试验方案研究[J]. *航空动力学报*, 1997, 12(1): 33-36.
- PENG Zhiyong, LÜ Wenlin. A comparative test approach for thermal fatigue life of high-heat blade under thermal shock[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1997, 12(1): 33-36. (in Chinese)
- [11] 艾兴, 高行山, 温志勋, 等. DD6 镍基单晶合金气膜孔薄壁平板高温蠕变性能[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(5): 1197-1204.
- AI Xing, GAO Hangshan, WEN Zhixun, et al. Creep behavior of thin-walled plate with cooling holes of nickel-based single crystal superalloy DD6 under high temperature[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(5): 1197-1204. (in Chinese)
- [12] YIN S, JIN D H, GUI X M, et al. Application and comparison of SST model in numerical simulation of the axial compressors[J]. *Journal of Thermal Science*, 2010, 19(4): 300-309.
- [13] 关鹏, 艾延廷, 王志, 等. 涡轮导向叶片热冲击数值模拟研究[J]. *推进技术*, 2016, 37(10): 1938-1945.
- GUAN Peng, AI Yanting, WANG Zhi, et al. Numerical simulation of nozzle guide vane subjected to thermal shock load[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(10): 1938-1945. (in Chinese)
- [14] SHEN J, TANG Y F, XU J C, et al. Strength and fatigue analysis of tube-sheet subjected to thermal shock[R]. ASME Paper PVP2016-63110, 2016.
- [15] UBULOM I A, FIEN A, NEELY A J. Turbine blade life prediction using fluid-thermal-structural interaction simulation[R]. ASME Paper GT 2016-57048, 2016.
- [16] 王洪刚. 热弹性力学概论[M]. 北京: 清华大学出版社, 1989.
- [17] 熊庆荣, 石小江, 侯敏杰, 等. 基于示温漆的高压涡轮导向叶器表面温度测试[J]. *燃气涡轮试验与研究*, 2014, 27(3): 44-48.
- XIONG Qingrong, SHI Xiaojang, HOU Minjie, et al. Surface temperature measurement of turbine nozzle based on temperature-sensitive paint[J]. *Gas Turbine Experiment and Research*, 2014, 27(3): 45-48. (in Chinese)
- [18] 廉筱纯, 吴虎. 《航空发动机原理》[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2005.
- [19] 方神光, 吴保生. 紊动浮射流中的普朗特数取值研究[J]. *航空动力学报*, 2006, 21(3): 435-443.
- FANG Shengguang, WU Baosheng. Study on the value of prandtl number in turbulent buoyant jet[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2006, 21(3): 435-443. (in Chinese)
- [20] BECK J V, BLACKWELL B S, CLAIR C R. Inverse heat conduction: ill-posed problems[M]. New York: Wiley Press, 1985: 218-237.
- [21] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册[M]. 北京: 中国标准出版社, 2002: 585-593.
- [22] 关鹏, 艾延廷, 石小江, 等. 气膜冷却叶片热冲击分析网格生成技术[J]. *热能动力工程*, 2016, 31(10): 25-31.
- GUAN Peng, AI Yanting, SHI Xiaojang, et al. Grid generation technology for the analysis of air-film cooling vane subjected to thermal shock load[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2016, 31(10): 25-31. (in Chinese)
- [23] 郭兆元, 王强, 冯国泰. 涡轮气热弹耦合计算模型与算例[J]. *航空学报*, 2009, 30(2): 213-219.
- GUO Zhaoyuan, WANG Qiang, FENG Guotai. Calculation model and calculation examples for thermal-flow-elastic conjugate simulation of turbine engine[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2009, 30(2): 213-219. (in Chinese)
- [24] 李维特, 黄保海, 毕仲波, 等. 热应力理论分析及应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004: 94-95.

(编辑: 王碧珺)