

摩擦系数对燕尾形叶根-轮槽静强度的影响

陈良,李雪松

(清华大学能源与动力工程系,北京100084)

摘要:为了研究摩擦系数对燕尾形叶根-轮槽静强度的影响规律及机理,以某300 MW F级重型燃气轮机燕尾形叶根-轮槽模拟件为研究对象,针对摩擦系数取值0~1的范围开展了有限元数值模拟,分析了等效应力、法向接触力、切向接触力、滑移量等参数的变化规律及原因。结果表明:燕尾形叶根-轮槽最大等效应力随着摩擦系数的增大而先减小后增大,说明设计与安装时接触面摩擦系数的选取不一定越小越好;摩擦系数从0.1增大到0.5,燕尾形叶根-轮槽最大等效应力增大了30.45%,说明燃气轮机运行中接触面摩擦系数的增大对叶根-轮槽危害较大;当摩擦系数小于0.5时,摩擦系数对燕尾形叶根-轮槽的影响较大,当摩擦系数大于0.5时,由于接触面摩擦状态由滑移逐渐变为粘着,摩擦系数的影响逐渐减弱;摩擦系数对燕尾形叶根-轮槽静强度的影响通过接触面上法向接触力、切向接触力、摩擦状态的共同作用来实现;齿面所有位置的等效应力峰值随着法向接触力的减小而减小,倒角等效应力峰值及其邻近接触面边缘的等效应力峰值随着切向接触力的增大而增大。

关键词:燃气轮机;燕尾形;摩擦系数;静强度;有限元分析

中图分类号:TK474.8

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.mdlgc.2025.01.001

[引用本文格式]陈良,李雪松.摩擦系数对燕尾形叶根-轮槽静强度的影响[J].热能动力工程,2025,40(1):1-9. CHEN Liang, LI Xuesong. Effect of friction coefficient on static strength of dovetail root and groove[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2025, 40(1): 1-9.

Effect of Friction Coefficient on Static Strength of Dovetail Root and Groove

CHEN Liang, LI Xuesong

(Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084)

Abstract: In order to investigate the influence patterns and mechanisms of friction coefficient on static strength of dovetail root and groove, finite element numerical simulations were conducted on the specimen of dovetail root and groove in a 300 MW F-class heavy-duty gas turbine, considering a friction coefficient range of 0 to 1. The variations and reasons of parameters such as equivalent stress, normal contact force, tangential contact force, and slip distance were analyzed. The results show that the maximum equivalent stress of dovetail root and groove initially decreases and then increases with the increase of friction coefficient, which indicates that the selection of friction coefficient on contact surface during design and installation is not necessarily better with smaller values; when the friction coefficient increases from 0.1 to 0.5, the maximum equivalent stress of dovetail root and groove increases by 30.45%, which indicates that the increase in friction coefficient on contact surface during the operation of gas turbine is detrimental to the structural safety of root and groove; when the friction coefficient is less than 0.5, its influence on dovetail root and groove is significant, but when the friction coefficient exceeds 0.5, due to the transition

收稿日期:2024-07-31; 修订日期:2024-08-21

基金项目:国家科技重大专项资助(J2019-IV-0022-0090)

Fund-supported Project: National Science and Technology Major Project (J2019-IV-0022-0090)

作者简介:陈良(1998-),男,清华大学博士研究生。

of friction state on contact surface from sliding to sticking, the influence of friction coefficient is gradually weakened; and the effect of friction coefficient on structural strength of dovetail root and groove is achieved through the combined effects of normal contact force, tangential contact force and friction state on contact surface; the peak equivalent stress at all positions on tooth surface decreases with the decrease in normal contact force, while the peak equivalent stresses at chamfers and adjacent edges of contact surface increase with the increase in tangential contact force.

Key words: gas turbine, dovetail, friction coefficient, static strength, finite element analysis

引 言

叶根-轮槽是转子上连接叶片和轮盘的关键部件,在运行中承受叶片质量离心力、气动作用力和热应力等载荷,需要具有足够的强度以保证叶片的安全运行^[1-2]。燕尾形是压气机常用的叶根-轮槽结构,其倒角与接触面边缘存在应力集中现象^[3]。接触面摩擦系数是影响燕尾形叶根-轮槽静强度的重要参数,其变化会显著影响叶根-轮槽应力情况^[3-5],并且随着接触表面粗糙度与法向载荷的变化而改变^[6-8]。当对燕尾形叶根-轮槽进行粗糙度加工与装配时,若摩擦系数考虑不当可能加速其发生疲劳失效。因此,在燕尾形叶根-轮槽设计、安装过程中考虑摩擦系数的取值影响,探究摩擦系数的影响规律与机理十分必要。

针对摩擦系数对燕尾形叶根-轮槽的影响,国内外学者借助数值模拟分析,开展了大量研究。由于计算资源有限,早期研究中的计算模型多被简化为二维平面模型。Ouyang 等人^[4]研究了燕尾形榫接结构接触面不同节点的摩擦系数并对比了变摩擦系数和恒定摩擦系数的区别,发现不同节点摩擦系数并不相同,且变摩擦系数的接触面最大剪应力降低为原来的 $3/4$ 。Meguid 等人^[3]采用平面应力单元建立了有限元模型,针对 $0 \sim 1.5$ 范围内的摩擦系数开展了数值模拟,指出轮槽最大等效应力出现在接触面后缘区域并随着摩擦系数的增大而增大。夏青元^[9]及古远兴等人^[10]的数值研究发现,当摩擦系数从 0 增大至 1 时,榫槽下圆角等效应力随着摩擦系数的增大而增大,并且增加幅度逐渐降低。杨万均^[11]通过 ANSYS 软件研究了摩擦系数对燕尾形榫接结构的影响,发现榫头接触面下边缘等效应力随

着摩擦系数的增大而减小。随着计算机性能的发展,近期研究主要针对三维几何模型开展计算。Wu 和 Kumari 等人^[12-13]针对某航空发动机燕尾形榫接结构简化模型进行了数值研究,发现齿面最大接触压力随着摩擦系数的增大而减小,但当摩擦系数超过 0.25 时幅度变小。Anandavel 等人^[14]在考虑拉削角的情况下研究了摩擦系数对接触压力的影响,指出接触压力峰值随着摩擦系数的增大而减小,但当摩擦系数大于 0.7 时逐渐趋于恒定,同时发现摩擦系数越小,拉削角的影响越大。马辉等人^[15]以某压气机真实盘片榫连接结构为研究对象,针对取值 $0 \sim 1$ 范围内的摩擦系数开展了有限元分析,发现最大接触压力与最大滑移量均随着摩擦系数增大而减小,摩擦系数对叶背对应接触面的影响相对较大。任蓉等人^[16]研究了摩擦系数对高温环境下燕尾榫构件的影响,指出接触压力分布趋势基本不变,最大接触压力随着摩擦系数的增大而减小。

然而,上述研究仍存在以下局限:一是对于大功率、高参数燃气轮机燕尾形叶根-轮槽结构的研究较少;二是着重分析了等效应力、接触压力等参数的变化规律,但对变化原因的讨论尚不充分。因此,本文以某 300 MW F 级重型燃气轮机燕尾形叶根-轮槽为研究对象,针对 $0 \sim 1$ 的摩擦系数范围开展了有限元模拟,探究了摩擦系数的影响规律与机理。

1 有限元建模与试验验证

1.1 有限元建模

本文以某 300 MW F 级重型燃气轮机的压气机首级叶根-轮槽原始构型为基础,设计了燕尾形叶根-轮槽模拟件,其几何模型如图 1(a)所示。模拟件由叶根、轮槽、紧固件、销钉和拉柄组成。叶根、轮槽参照文献^[17]进行几何建模,其主要几何尺寸如

图 1(b) 所示。齿面由上倒角、接触面和下倒角组成。

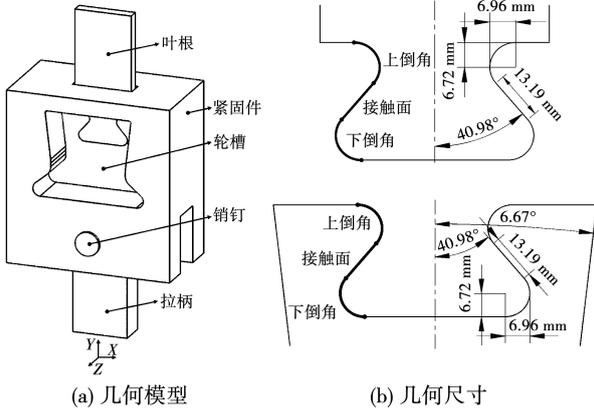


图 1 燕尾形叶根 - 轮槽模拟件几何模型及尺寸

Fig. 1 Geometric model and dimensions of the specimen for dovetail root and groove

采用 ANSYS 软件开展有限元模拟。针对燕尾形叶根 - 轮槽模拟件,采用实体单元 Solid 185 建立有限元模型,如图 2 所示。其中,对叶根与轮槽接触区域进行网格局部加密处理。由于燕尾形叶根 - 轮槽模拟件位于压气机首级,受热应力影响较小,因此本文仅考虑离心力的影响。叶根顶部 X 方向、Y 方向和 Z 方向位移设置为零,拉柄底部施加拉力载荷 77 691 N。叶根材料选用 17- 4 PH,轮槽材料选用 26Cr2Ni-4MoV,材料相关力学性能参数见表 1。为了方便机理分析,材料暂时简化为线性弹性。

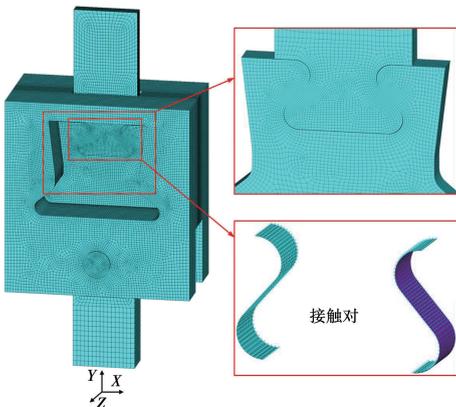


图 2 燕尾形叶根 - 轮槽有限元模型

Fig. 2 Finite element model of dovetail root and groove

表 1 叶根与轮槽材料力学性能参数

Tab. 1 Material mechanical performance parameters of dovetail root and groove

材 料	密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	弹性模量/GPa	泊松比
17- 4PH	7 780	196	0.272
26Cr2Ni4MoV	7 750	204	0.250

叶根与轮槽齿面采用 Contact 175 接触单元,将其创建为点 - 面接触对,如图 2 所示。接触算法采用罚函数法,摩擦系数 μ 设置为 0. 1,根据 ANSYS 理论手册^[18]可知,法向接触力 F_n 为:

$$F_n = K_n \cdot u_n \quad (1)$$

式中: K_n —法向接触刚度, $\text{N}/\mu\text{m}$; u_n —侵入量, μm 。

切向接触力 F_t 为:

$$F_t = \begin{cases} K_t \cdot u_t, & |K_t \cdot u_t| < F_n \cdot \mu \\ F_n \cdot \mu, & |K_t \cdot u_t| \geq F_n \cdot \mu \end{cases} \quad (2)$$

式中: K_t —切向接触刚度, $\text{N}/\mu\text{m}$; u_t —滑移量, μm 。

法向接触力 F_n 及切向接触力 F_t 与滑移量 u_t 的关系如图 3 所示。摩擦状态可通过临界滑移量 u_{tc} 来判定^[14-19],当 $-u_{tc} < u_t < u_{tc}$ 时为粘着状态,当 $|u_t| \geq u_{tc}$ 时为滑移状态。 K_n 和 K_t 均采用 ANSYS 软件默认设定^[18],此时 u_{tc} 为接触单元平均尺寸的 1%,具体数值为 $9 \mu\text{m}$ 。

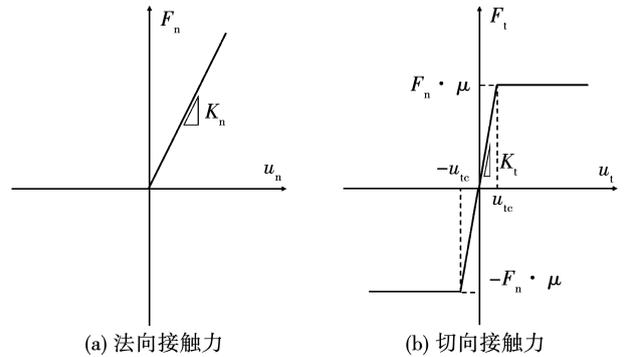


图 3 接触力与滑移量的关系

Fig. 3 Relation between contact force and slip displacement

1. 2 试验验证

为了验证有限元分析的有效性,针对燕尾形叶根 - 轮槽模拟件进行了常温拉力试验,试验装置如图 4 所示。固定侧夹头夹持叶根,移动侧夹头夹持拉柄并施加拉力 77 691 N,在叶根与轮槽颈部及靠近接触面区域分别布置应变花。

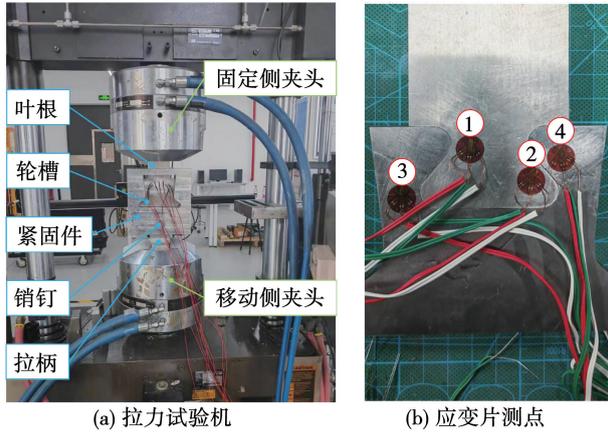


图 4 燕尾形叶根 - 轮槽模拟件试验装置
 Fig. 4 Test devices of the specimen for dovetail root and groove

提取叶根测点 1, 2 和轮槽测点 3, 4 的试验结果与数值计算结果进行对比分析, 结果如表 2 所示。由表 2 可知, 各测点等效应力的相对误差均在 $\pm 5\%$ 以内, 证明了燕尾形叶根 - 轮槽模拟件有限元分析的有效性。

表 2 数值计算结果与试验结果的比较

Tab. 2 Comparison between numerical calculation and experimental results

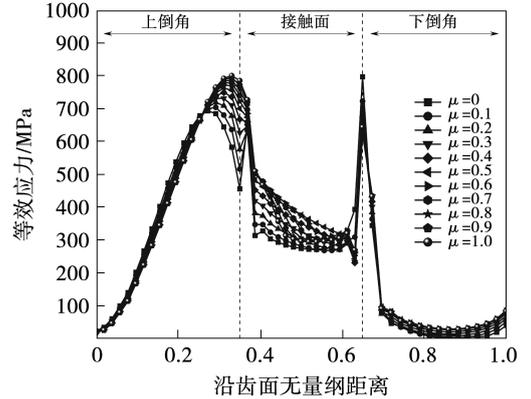
测点	试验结果/MPa	计算结果/MPa	相对误差/%
1	123.4	127.5	3.3
2	376.1	360.0	-4.2
3	115.4	112.4	-2.5
4	307.3	301.0	-2.1

2 摩擦系数的影响规律

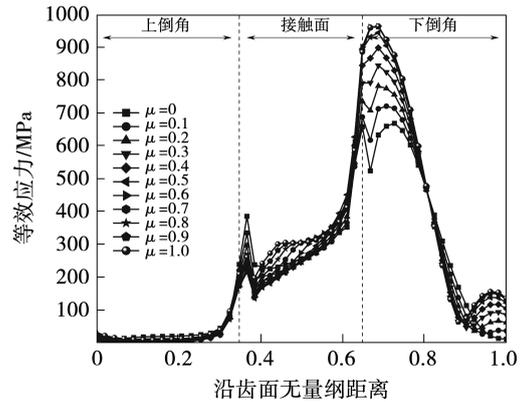
文献[4]试验表明, 燕尾形接头的接触面摩擦系数最大可达 1.1; 文献[6]试验发现, 燕尾形榫头的摩擦系数分布在 0.1 ~ 0.7 之间; 文献[14]数值研究了摩擦系数的影响, 取值范围为 0 ~ 1。基于此, 本文针对 0 ~ 1 的摩擦系数范围, 采用相同的燕尾形叶根 - 轮槽模拟件有限元模型开展有限元数值模拟。由于叶根与轮槽的几何结构与载荷约束均对称, 因此本文选取叶根与轮槽左侧计算结果进行静强度分析。

不同摩擦系数下叶根和轮槽齿面的等效应力随摩擦系数的变化如图 5 所示。由图 5 可知, 叶根的

上倒角、接触面上下边缘存在应力峰值; 上倒角应力峰值位置随着 μ 的增大向接触面上边缘移动, 并逐渐与接触面上边缘应力峰值汇合。轮槽的下倒角、接触面上、下边缘存在应力峰值; 下倒角应力峰值位置随着 μ 的增大向接触面下边缘移动, 并逐渐与接触面下边缘应力峰值汇合。



(a) 叶根等效应力沿齿面分布



(b) 轮槽等效应力沿齿面分布

图 5 等效应力随摩擦系数的变化

Fig. 5 Variations of equivalent stress with friction coefficient

不同摩擦系数下叶根与轮槽齿面等效应力峰值随摩擦系数的变化如图 6 所示。由图 6 可知, 叶根的上倒角、接触面上边缘应力峰值随着 μ 的增大而增大, 接触面下边缘应力峰值随着 μ 的增大而减小; 当 $\mu \geq 0.5$ 时, 应力峰值变化幅度减缓。轮槽的下倒角、接触面下边缘应力峰值随着 μ 的增大而增大, 接触面上边缘应力峰值随着 μ 的增大而减小; 当 $\mu \geq 0.5$ 时, 应力峰值变化幅度减缓。

最大等效应力位置通常出现在故障多发处。不同摩擦系数下燕尾形叶根 - 轮槽最大等效应力如图 7 所示。

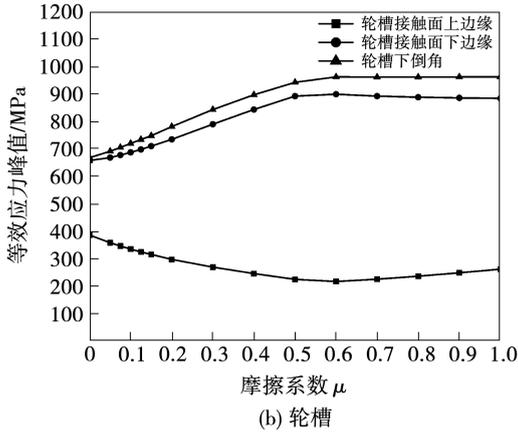
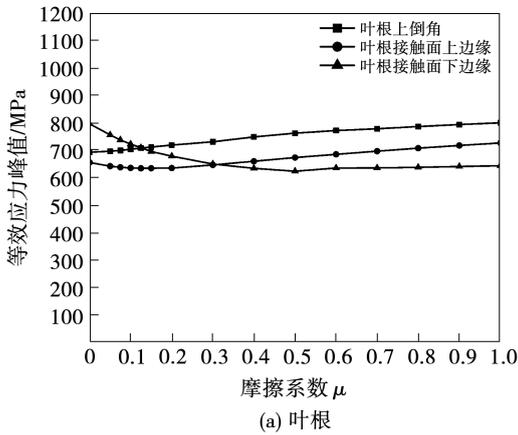


图 6 等效应力峰值随摩擦系数的变化

Fig. 6 Variations of peak equivalent stress with friction coefficient

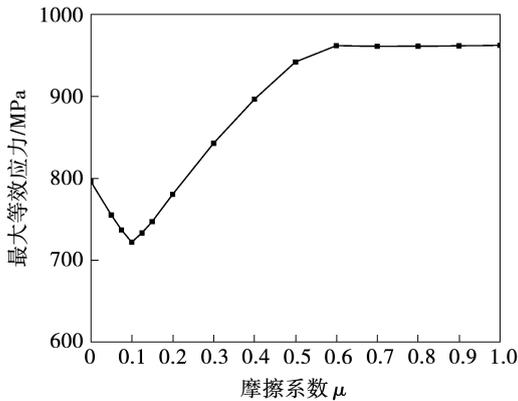


图 7 叶根 - 轮槽最大等效应力随摩擦系数的变化
Fig. 7 Variation of maximum equivalent stress for dovetail root and groove with friction coefficient

由图 7 可知,当 $0 \leq \mu < 0.1$ 时,叶根 - 轮槽最大等效应力随着 μ 的增大而减小, μ 从 0 增大到 0.1,叶根 - 轮槽最大等效应力减小了 9.28%;当

$0.1 \leq \mu \leq 0.5$ 时,对等效应力与摩擦系数进行线性拟合,决定系数 R^2 为 0.996 9,因此叶根 - 轮槽最大等效应力随着 μ 的增大而线性增大, μ 从 0.1 增大到 0.5,叶根 - 轮槽最大等效应力增大 30.45%;当 $0.5 < \mu \leq 1$ 时,叶根 - 轮槽最大等效应力逐渐趋于恒定值, μ 从 0.6 增大到 1,叶根 - 轮槽最大等效应力仅增大 0.03%。

3 摩擦系数的影响机理

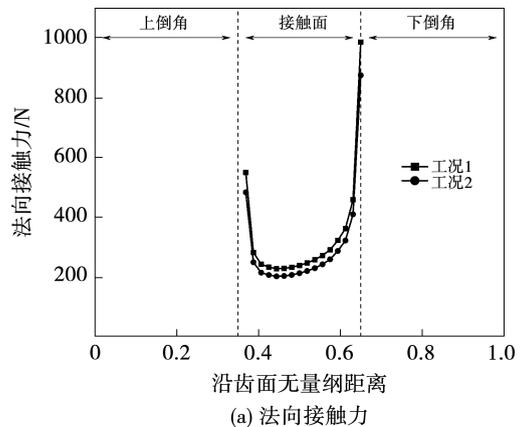
燕尾形叶根与轮槽之间通过接触面的相互作用来完成力的传递,因此为了分析上述等效应力变化的原因并探究摩擦系数的影响机理,需要进一步分析燕尾形叶根 - 轮槽法向接触力、切向接触力、摩擦状态对燕尾形叶根 - 轮槽静强度的影响。

3.1 法向接触力的影响

当燕尾形叶根 - 轮槽处于平衡状态时,法向接触力与切向接触力共同承担叶根或轮槽所受载荷。为了排除切向接触力的影响而单独研究法向接触力的影响,设计如表 3 所示的两个对比工况,此时的接触力情况如图 8 所示。由图 8 可知,工况 1 的法向接触力大于工况 2,工况 1 的切向接触力等于工况 2。沿接触面对法向接触力进行积分求和得到总法向接触力,工况 1 的 $F_{n,total}$ 为 5 427 N,工况 2 的 $F_{n,total}$ 为 4 818 N。

表 3 工况 1 和工况 2 下的拉力与摩擦系数
Tab. 3 Tension and friction coefficients under working conditions 1 and 2

工况	拉力/N	摩擦系数
1	77 691	0.100
2	69 922	0.113



(a) 法向接触力

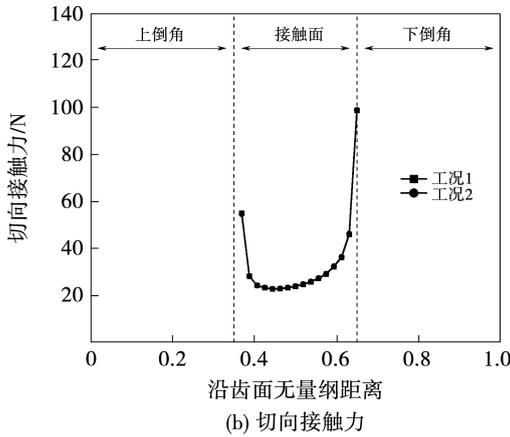


图 8 工况 1 和工况 2 下的接触力沿齿面分布

Fig. 8 Contact force distributed along tooth surface under working conditions 1 and 2

不同法向接触力下叶根与轮槽齿面等效应力计算结果如图 9 所示。由图 9 可知,叶根的上倒角、接触面上下边缘应力峰值随着法向接触力减小而减小;轮槽的下倒角、接触面上下边缘应力峰值随着法向接触力减小而减小。

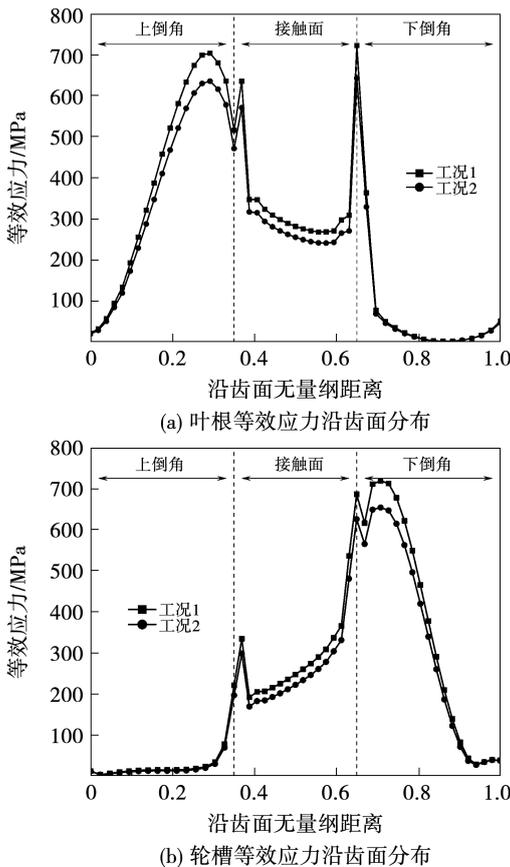


图 9 等效应力随法向接触力的变化

Fig. 9 Variations of equivalent stress with normal contact force

3.2 切向接触力的影响

为了排除法向接触力的影响而单独研究切向接触力的影响,设计如表 4 所示的两个对比工况,此时的接触力情况如图 10 所示。由图 10 可知,工况 3 的法向接触力基本等于工况 4,工况 3 的切向接触力小于工况 4。沿接触面对切向接触力进行积分求和得到总切向接触力 $F_{t,total}$,工况 3 的 $F_{t,total}$ 为 489 N,工况 4 的 $F_{t,total}$ 为 979 N。

表 4 工况 3 和工况 4 下的拉力与摩擦系数

Tab. 4 Tension and friction coefficients under working conditions 3 and 4

工况	拉力/N	摩擦系数
3	69 922	0.1
4	77 691	0.2

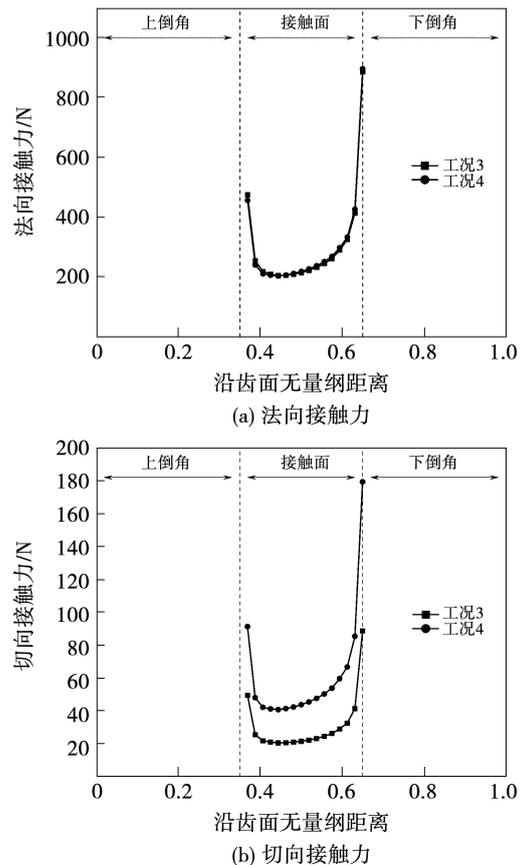


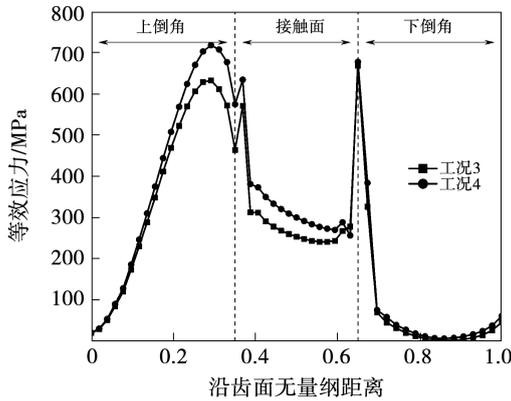
图 10 工况 3 和工况 4 下的接触力沿齿面分布

Fig. 10 Contact force distributed along tooth surface under working conditions 3 and 4

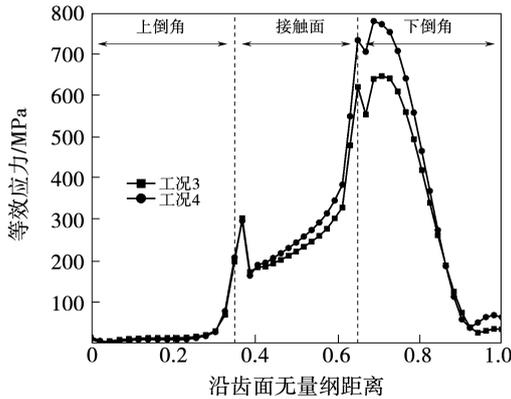
不同切向接触力下叶根与轮槽齿面等效应力计算结果如图 11 所示。由图 11 可知,叶根的上倒角、

接触面上边缘应力峰值随着切向接触力增大而增大,接触面下边缘应力峰值基本不变;轮槽的下倒角、接触面下边缘应力峰值随着切向接触力增大而增大,接触面上边缘应力峰值基本不变。

进入粘着状态直至所有区域处于粘着状态时,法向接触力继续减小但变化幅度逐渐减缓,仍处于滑移状态的切向接触力随着 μ 的增大而增大,而处于粘着状态的切向接触力随着 μ 的增大而减小。



(a) 叶根等效应力沿齿面分布



(b) 轮槽等效应力沿齿面分布

图 11 等效应力随切向接触力的变化

Fig. 11 Variations of equivalent stress with tangential contact force

3.3 摩擦状态的影响

由式(2)可知,摩擦状态根据滑移量的不同可分为粘着状态和滑移状态。将不同摩擦系数下的滑移量进行对比,结果如图 12 所示。由图 12 可知,滑移量随着 μ 的增大而减小;当 $0 \leq \mu < 0.5$ 时,叶根 - 轮槽接触面所有区域均处于滑移状态;当 $0.5 \leq \mu \leq 1$ 时,接触面部分区域逐渐进入粘着状态,直至所有区域均处于粘着状态。

分析不同摩擦状态对接触力的影响。不同摩擦系数下法向接触力与切向接触力沿齿面分布情况如图 13 所示。由图 13 可知,当接触面所有区域均处于滑移状态时,法向接触力随着 μ 的增大而减小,切向接触力随着 μ 的增大而增大;当接触面部分区域

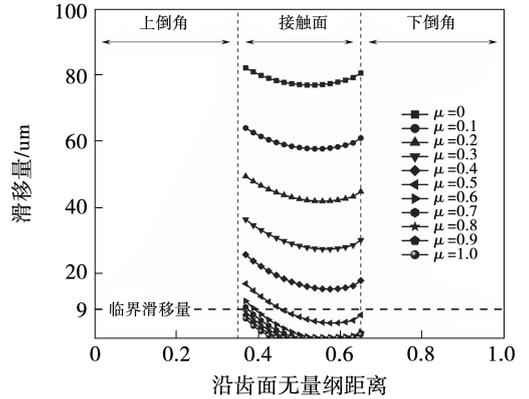
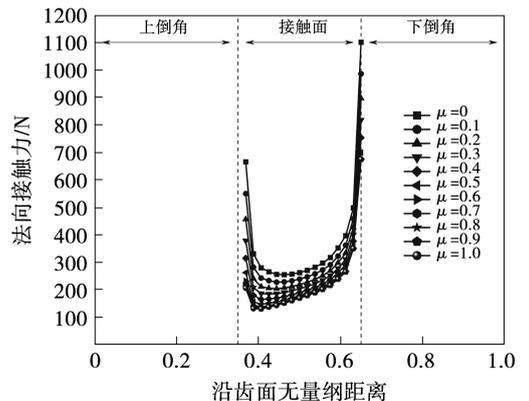
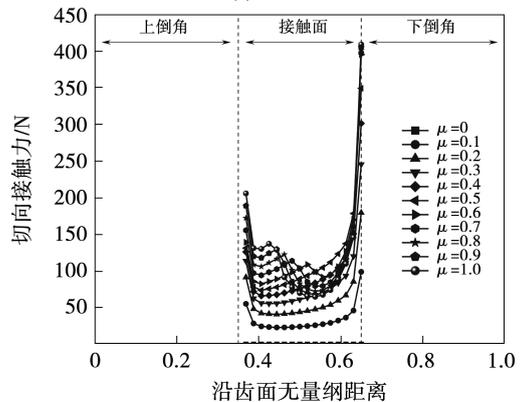


图 12 滑移量随摩擦系数的变化

Fig. 12 Variation of slip distance with friction coefficient



(a) 法向接触力



(b) 切向接触力

图 13 不同摩擦系数下接触力沿齿面分布

Fig. 13 Contact force distributed along tooth surface under different friction coefficients

沿接触面对接触力进行积分求和,分析总法向接触力与总切向接触力随摩擦系数的变化,结果如图14所示。由图14可知,当接触面所有区域处于滑移状态时,总法向接触力随着 μ 的增大而减小,总切向接触力随着 μ 的增大而增大;接触面逐渐进入粘着状态时,总法向接触力与总切向接触力变化幅度均减缓并逐渐趋于恒定值。

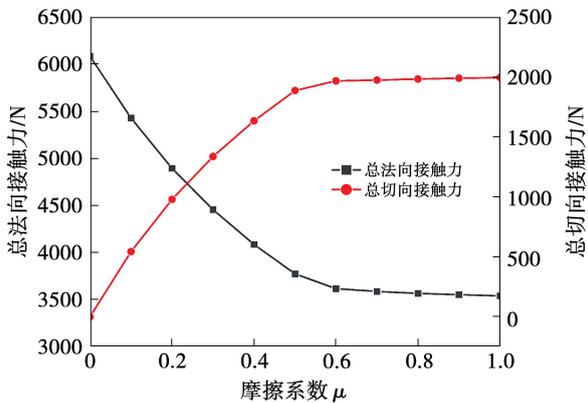


图14 总接触力随摩擦系数的变化

Fig. 14 Variation of total contact force with friction coefficient

通过上述分析可以针对等效应力变化的原因进行以下解释:摩擦系数对燕尾形叶根-轮槽的影响是通过法向接触力、切向接触力、摩擦状态的共同作用来实现的。当摩擦系数增大时,为了平衡拉力载荷,法向接触力将减小并使叶根与轮槽的所有等效应力峰值减小,而切向接触力将增大并使叶根上倒角与接触面上边缘及轮槽下倒角与接触面下边缘的等效应力峰值增大;当摩擦系数继续增大到一定程度时,由于接触面摩擦状态由滑移逐渐变为粘着,法向接触力与切向接触力变化减缓,进而导致等效应力峰值变化减缓。

4 结论

本文通过有限元数值模拟对某300 MW F级重型燃气轮机燕尾形叶根-轮槽模拟件进行了静强度分析,探索了摩擦系数的影响规律及机理,为燕尾形叶根-轮槽的设计与安装提供了一定的理论支持。主要结论如下:

(1) 燕尾形叶根-轮槽最大等效应力随着摩擦系数的增大而先减小后增大,说明摩擦系数的选取

并不是一定越小越好,对于本文叶根-轮槽,建议在粗糙度加工与装配时使摩擦系数维持0.1左右。

(2) 摩擦系数从0.1增大到0.5,燕尾形叶根-轮槽最大等效应力增大30.45%,说明摩擦系数增大对叶根-轮槽危害较大,在燃气轮机运行中应防止接触面摩擦系数增大。

(3) 当摩擦系数小于0.5时,摩擦系数对燕尾形叶根-轮槽静强度的影响较大;当摩擦系数大于0.5时,由于接触面摩擦状态由滑移逐渐变为粘着,摩擦系数的影响逐渐减弱。

(4) 摩擦系数对燕尾形叶根-轮槽静强度的影响通过接触面上法向接触力、切向接触力、摩擦状态的共同作用来实现;齿面所有位置的等效应力峰值随着法向接触力的减小而减小;倒角等效应力峰值及其邻近接触面边缘的等效应力峰值随着切向接触力的增大而增大。

参考文献:

- [1] 总编委会. 航空发动机设计手册 第18册:叶片轮盘及主轴强度分析[M]. 北京:航空工业出版社,2001.
Editorial Committee. Aeroengine design manual, Volume 18: Strength analysis of blade disc and spindle[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2001.
- [2] 徐自力,艾松. 叶片结构强度与振动[M]. 西安:西安交通大学出版社,2018.
XU Zili, AI Song. Structural strength and vibration of blade[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2018.
- [3] MEGUID S A, REFAAT M H, PAPANIKOS P. Theoretical and experimental studies of structural integrity of dovetail joints in aero-engine discs[J]. Journal of Materials Processing Technology, 1996, 56(1/4): 668-677.
- [4] OUYANG Z X, PAN S C, LI Y P, et al. Friction coefficient in fretting between titanium alloy and stainless-steel[J]. Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 1993, 28(1): 63-66.
- [5] 袁沐. 汽轮机叶根轮槽接触应力状况研究[D]. 上海:上海交通大学,2016.
YUAN Mu. The study of contact stress of turbine blade root and groove[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2016.
- [6] CADEDDU M. An investigation of molybdenum disulphide dry film lubricant coatings used in aero-engine fan disc applications[D]. Sheffield: The University of Sheffield, 2021.
- [7] KERMANPUR A, AMIN H S, ZIAEI-RAD S, et al. Failure analysis of Ti6Al4V gas turbine compressor blades[J]. Engineering Failure

- Analysis,2008,15(8):1052-1064.
- [8] ZHANG T, GUO K, LI J, et al. Experimental and computational investigations on fretting fatigue crack growth in dovetail joints[J]. Aiaa Journal,2022,60(8):4893-4905.
- [9] 夏青元. 低周载荷作用下燕尾榫结构微动疲劳寿命研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2005.
- XIA Qingyuan. Research on fretting fatigue life of dovetail joint under low cycle load[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2005.
- [10] 古远兴,温卫东. 摩擦系数对燕尾榫微动疲劳特性的影响[J]. 宇航材料工艺,2007,37(4):78-81.
- GU Yuanxing, WEN Weidong. Effect of friction coefficient on fretting fatigue performance of dovetail joint[J]. Aerospace Material & Technology,2007,37(4):78-81.
- [11] 杨万均. 燕尾榫结构微动疲劳寿命预测方法研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2007.
- YANG Wanjun. Prediction method on fretting fatigue life of dovetail joint[D]. Nanjing:Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2007.
- [12] WU X Z, TAO Q B, CHEN A P, et al. Effect of flank angle and friction coefficient on contact stress of turbine rotor[J]. Journal of Central South University,2013,20(7):1792-1796.
- [13] KUMARI S, SRIHARI P V, BHARATISH A, et al. Parametric study to mitigate fretting fatigue in dovetail joint of aeroengine compressor[J]. Journal of Measurements in Engineering,2017,5(1):19-28.
- [14] ANANDAVEL K, PRAKASH R V. Effect of three-dimensional loading on macroscopic fretting aspects of an aero-engine blade-disc dovetail interface[J]. Tribology International,2011,44(11):1544-1555.
- [15] 马 辉,王 迪,能海强,等. 压气机盘片榫连接结构接触特性分析[J]. 东北大学学报(自然科学版),2015,36(1):109-113.
- MA Hui, WANG Di, NENG Haiqiang, et al. Contact characteristic analysis of a compressor disc dovetail Structure[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2015, 36(1):109-113.
- [16] 任 蓉,张雄伟,马续强,等. 高温环境下燕尾榫微动疲劳数值分析[J]. 机械设计与制造,2023,392(10):150-154,159.
- REN Rong, ZHANG Xiongwei, MA Xuqiang, et al. Numerical analysis of fretting fatigue of dovetail at elevated temperature[J]. Machinery Design & Manufacture, 2023, 392(10):150-154,159.
- [17] 国防科学技术工业委员会. 燕尾形榫头、榫槽尺寸标注与技术要求:HB 5964-2002[S].
- Commission of Science, Technology and Industry for National Defense. Dimensioning and technical requirements for the dovetail root and groove:HB 5964-2002[S].
- [18] Ansys Corporation. Ansys theory manual:Contact technology guide[M]. USA:Ansys Corporation,2022.
- [19] PAPANIKOS P, MEGUI D S A, STJEPANOVIC Z. Three-dimensional nonlinear finite element analysis of dovetail joints in aeroengine discs[J]. Finite Elements in Analysis and Design,1998,29(3/4):173-186.

(刘 颖 编辑)