

考虑离心力与热应力非连续界面的微动磨损

杨利花^{1,2}, 王振发³, 谢 坤³

(1. 西安交通大学 航天航空学院
机械结构强度与振动国家重点实验室, 西安 710049;

2. 西安交通大学 航天航空学院
陕西省先进飞行器服役环境与控制重点实验室, 西安 710049;

3. 西安交通大学 航天航空学院, 西安 710049)

摘 要: 航空发动机、重型燃气轮机等旋转机械的组合转子轮盘间多采用非连续界面连接,通过建立两轮盘的环形平面接触有限元模型,并进行冷态预紧、升速工况下的结构分析及稳态温度场下的热-结构耦合分析。研究了环形接触界面的接触应力、切应力、磨损深度等微动参量的演变规律。结果表明:预紧力单独作用下接触应力从内径到外径逐渐减小,内径处接触应力和切应力最大,磨损最严重;随转速升高,离心力增大,接触界面的最大接触应力增大,最小接触应力减小,造成接触应力分布不均匀程度及磨损加剧;稳态温度场导致盘间接触应力均值大幅度上升,严重加剧轮盘间磨损;从盘间接触应力分布均匀性与界面微动磨损情况来说,热载荷是造成组合转子非连续界面微动磨损的主要因素。

关 键 词: 组合转子; 微动磨损; 环形界面; 温度场; 接触应力

中图分类号: V231.9; TK472 **文献标志码:** A

Fretting wear of discontinuous interface considering centrifugal force and thermal stress

YANG Lihua^{1,2}, WANG Zhenfa³, XIE Kun³

(1. State key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures,
School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shaanxi Key Laboratory of Environment and Control for Flight Vehicle,
School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

3. School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The disks of combined rotor of the rotating machines, such as aero-engine, heavy-duty gas turbine, are often joined by discontinuous interface, both structural analysis and thermal-structural coupling analysis were carried out for cold preloading and speedup stages as well as steady-state temperature field by establishing a two-wheel contact finite element model. The evolution of fretting parameters, including contact stress, the shear stress

收稿日期: 2019-08-22
基金项目: 国家自然科学基金(11872288, 51575425); 陕西省自然科学基金(2019JM-219); 国家重点基础研究发展计划(2013CB035706)
作者简介: 杨利花(1975—),女,副教授、博士生导师,博士,研究方向为轴承-转子系统动力学。E-mail: yanglihua_2@126.com
引用格式: 杨利花,王振发,谢坤. 考虑离心力与热应力非连续界面的微动磨损[J]. 航空动力学报, 2020, 35(3): 552-559. YANG Lihua, WANG Zhenfa, XIE Kun. Fretting wear of discontinuous interface considering centrifugal force and thermal stress [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(3): 552-559.

and fretting wear depth of the annular contact interface, was investigated. Results showed that the contact stress decreased gradually from the inner diameter to the outer diameter under the action of preloading force. The contact stress and shear stress were the largest at the inner diameter, and the fretting wear was the most serious. The maximum contact stress at the annular contact interface increased and the minimum contact stress decreased with the increase of the rotational speed and the centrifugal force, which caused the non-uniformity contact stress distribution and intensified the wear. The steady-state temperature field caused a large increase of the average contact stress, and it would seriously aggravate wear. Judging from the uniformity of the contact stress distribution and fretting wear condition, the thermal load is the main factor causing fretting wear on the discontinuous interface of combined rotor.

Key words: combined rotor; fretting wear; annular interface; temperature field; contact stress

航空发动机、重型燃气轮机等转子结构复杂,常采用多轮盘拉杆预紧连接,轮盘在轴向依靠周向拉杆或中心拉杆预紧连接,相邻轮盘之间通过环形接触界面或端面齿传递扭矩,这种多轮盘拉杆转子是一种典型的非连续结构。组合转子往往工作在高温、高转速等复杂运行环境下,由于各轮盘以及拉杆的相互约束,轮盘接触界面会产生较大的热应力,并且高转速下离心力将产生较大的切向拉应力^[1]。复杂的载荷工况将会影响接触界面的接触应力分布,造成界面滑移并产生微动磨损,微动是界面相对运动幅值在微米量级的往复运动。微动磨损会影响界面的连接刚度并造成拉杆自松弛,严重时导致拉杆预紧力不足,从而影响组合转子的结构完整性,磨损严重时会发生拉杆松弛,甚至造成过大振动或严重事故。

目前,关于非连续结构的环形接触界面研究主要集中在界面接触特性的研究。李辉光等^[2]研究了拉杆预紧力、离心力、扭矩和横向载荷对转子轮盘间接触应力及接触状态的影响,并基于弹塑性理论给出了粗糙表面接触刚度的计算方法,得到了不同载荷作用下的法向和切向界面接触刚度^[3]。卢明剑等^[4]基于集总参数法提出了一种考虑接触效应的转子抗弯刚度修正方法。赵仕志等^[5]研究了某燃气轮机第 3 级轮盘与拉杆螺栓间的接触应力分布。卓明等^[6]研究了重型燃气轮机转子在冷态预紧、升速工况以及典型工作循环下各盘间接触应力分布的变化规律,发现热载荷是影响组合转子完整性的不利因素。李浦等^[7]基于冲压模型计算了轮盘端面齿在预紧力和扭矩载荷作用下的接触应力分布。全雄伟等^[8]采用分形模型计算了轮盘间粗糙表面的接触刚度。Zhang

等^[9]用弹簧等效刚度代替接触刚度,得到了接触应力与接触刚度之间的关系。徐宁等^[10]基于粗糙表面的接触热阻模型,研究了不同预紧力和表面粗糙度等接触参数对接触面间温度分布、拉紧力及最大应力的影响。何红等^[11]研究了盘式拉杆转子环形接触界面在不同预紧力下的接触状态、应力及变形,得到了非连续界面的功能失效模式以及极限承载能力。

可以看出目前关于拉杆转子非连续界面结构的研究主要集中在接触特性方面,在复杂载荷下的界面微动损伤研究鲜有报道。非连续界面在转子工作时要承受剪力、弯矩等复合载荷作用,极易产生微动磨损^[12],从而影响界面承载能力。因此,有必要研究拉杆组合转子非连续轮盘界面在复杂工况下的微动磨损特性。

本文以某重型燃气轮机压气机段非连续轮盘为研究对象,通过三维接触有限元法,研究了轮盘环形接触界面在预紧力、离心力及稳态温度场耦合作用下盘间接触应力、切应力、相对滑移距离、磨损深度等微动参量的分布规律。

1 微动磨损计算模型

目前关于微动磨损的仿真研究大多基于 Archard 方程, Mccoll、Madge 等^[13-14]在此基础上提出了修正模型,得到了适用于有限元计算的磨损方程,修正方法如下:

Archard 方程通常可以表示为

$$\frac{V}{S} = K \frac{P}{H} \tag{1}$$

其中 K 是磨损系数, H 是材料的硬度 (MPa), V 是总磨损量, P 是施加的法向载荷, S 是相对滑移距离。

对有限元模型接触面上的任一点 x ,其磨损深度 dh 表达式为^[15-16]

$$\frac{dh}{dS} = k_1 p(x) \tag{2}$$

其中 $p(x)$ 为 x 处的局部接触应力, k_1 为局部磨损系数, dS 为 x 处的相对滑移距离。

在一个由 $i(i=1,2,3,\cdots,I)$ 个增量步组成的微动循环中,第 n 个节点在第 i 个增量步的磨损深度是^[17-18]

$$\Delta h_n^i = k_1 p_n \Delta S_n^i \tag{3}$$

其中 p_n 和 ΔS_n^i 是节点 n 在第 i 个增量步下的接触应力和相对滑移增量,经过一个微动循环后节点 n 处的磨损深度为

$$\Delta h_n = \sum_{i=1}^I \Delta h_n^i = \sum_{i=1}^I k_1 p_n \Delta S_n^i \tag{4}$$

假设接触应力在每个增量步上线性变化,则式(3)、式(4)中的接触应力 p_n 可以表示

$$p_n = \frac{p_n^i + p_n^{i-1}}{2} \tag{5}$$

局部磨损系数 k_1 是局部接触应力和相对滑移的函数^[19],目前由于实验困难,无法在局部测量。因此 k_1 经常用体磨损系数 k_b 替换。假定 $k_1 \approx k_b$,并且用式(5)计算 p_n ,得到一个微动循环后的磨损深度表达式

$$\Delta h_n = \sum_{i=1}^I \Delta h_n^i = k_b \sum_{i=1}^I \left(\frac{p_n^i + p_n^{i-1}}{2} \right) \Delta S_n^i \tag{6}$$

2 有限元模型

某拉杆转子模型如图 1 所示,转子压气机部分共 17 级,各个轮盘之间采用环形平面传递扭矩,通过 12 根周向拉杆转子将各级预紧为一个整体,为了研究离心力和温度场下环形接触界面微动损伤特性并不失一般性,选择压气机第 13、14 级为研究对象,如图 2 所示。

为简化轮盘模型,缩减计算时间,将轮盘尺寸按比例 1 : 2 进行缩放,并忽略轮盘曲面以及轮盘定心结构,得到网格模型如图 3 所示,模型采用八节点六面体单元 C3D8R 进行网格划分,且在环形

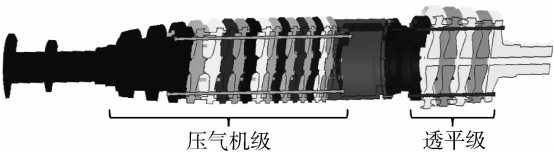


图 1 组合转子模型
Fig. 1 Combined rotor model

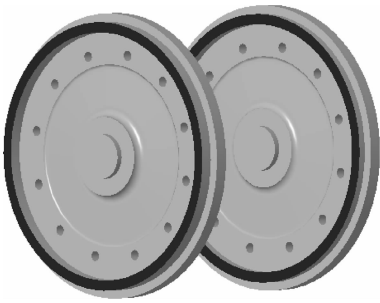


图 2 第 13 和 14 级轮盘模型
Fig. 2 The 13th and 14th compressor wheel models

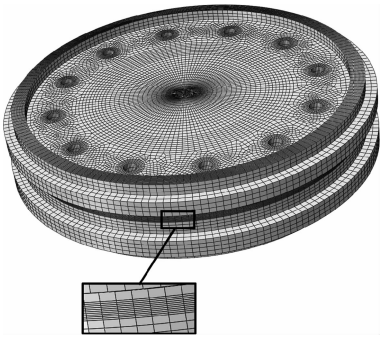


图 3 有限元模型
Fig. 3 Finite element model

接触区域进行网格细化。环形接触平面间的摩擦因数取值 0.4。

轮盘示意图如图 4 所示, r 方向为径向方向, φ 是周向角度,周向拉杆编号为 1~12,阴影区域为环形接触面,关键尺寸参数如下:轮盘外径 $r_i = 195\text{ mm}$,内径 $r_o = 180\text{ mm}$,环形界面厚度为 12 mm,拉杆位置 $r_h = 150\text{ mm}$,拉杆孔半径 $r_b = 7.5\text{ mm}$ 。轮盘材料为镍基高温合金 GH4169,密度为 8.24 g/cm^3 ,材料热性能参数见表 1,其中 c 为比热容, λ 为热导率、 a 为线膨胀系数、 E 为弹性模量。

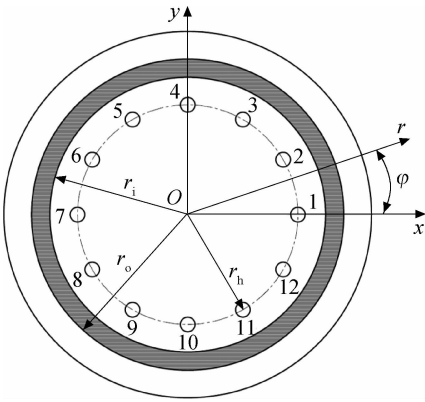


图 4 环形界面示意图
Fig. 4 Sketch of annular interface

表 1 轮盘材料热性能参数

Table 1 Thermal performance parameters of wheel material

温度/K	$c/(\text{J}/(\text{g} \cdot \text{K}))$	$\lambda/(\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K}))$	$\alpha/10^{-6} \text{K}^{-1}$	E/GPa	泊松比
293	435	13.4	11.8	204	0.3
373		14.7	11.8		0.3
473		15.9	13.0		0.3
573	481.4	17.8	13.5	181	0.3
673	493.9	18.3	14.1	176	0.31
773	514.8	19.6	14.4	160	0.32

3 不同工况下的微动磨损特性

重型燃机转子系统稳态运行时,同时受到预紧力、离心力和稳态温度场的作用,本节在一个微动循环下,给出了预紧力单独作用,预紧力与离心力共同作用,预紧力、离心力与稳态温度场共同作用 3 种加载方式下的环形界面接触应力、切应力、相对滑移距离、磨损深度等微动参量的变化规律,讨论了离心力与稳态温度场对环形界面微动磨损的影响。

3.1 预紧力单独作用

冷态盘间接触应力的理论均值可用来判断数值计算结果的可靠性,其表达式为^[4]

$$\bar{p} = \frac{mF}{A_c} = \frac{mF}{\pi(r_o^2 - r_i^2)} \tag{7}$$

式中 $\bar{p}$ 为冷态接触应力理论均值(MPa); F 为单根拉杆预紧力(N); m 为拉杆数量; A_c 为环形接触界面面积,经计算,单根拉杆预紧力 $F=2 \times 10^4$ N 下的冷态接触应力理论均值大约为 13.5881 MPa。图 5 所示为预紧力单独作用下环形界面接触应力分布云图,接触应力均值的仿真结果大约为 13.3329 MPa。冷态接触应力数值计算结果和式(7)确定的理论值吻合较好,验证了数值计算方法的准确性。

为了分析微动参量在环形界面径向及周向的变化规律,考虑到轮盘的结构对称性,选取内径圆周向角度 $\varphi=0^\circ \sim 30^\circ$ 范围内的节点进行周向规律分析,并选取环形界面在 $\varphi=0^\circ$ 处内径圆到外径圆区域内的节点进行径向规律分析。

3.1.1 环形界面的周向微动参量分布

图 6 所示为周向接触应力、切应力、相对滑移距离以及磨损深度的分布规律,横坐标是周向角度,纵坐标为内径圆上各微动参量分布。可以看

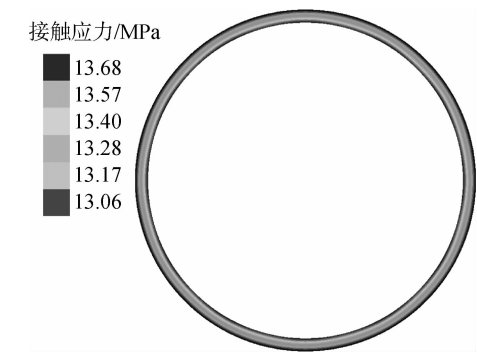
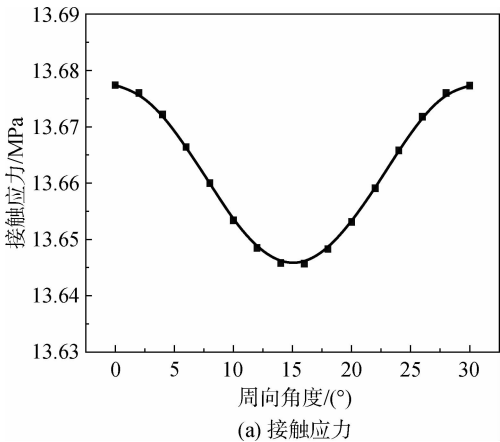


图 5 接触应力分布

Fig. 5 Contact stress distribution

出,在拉杆对应径向位置处,界面的接触应力、切应力、滑移距离、磨损深度均取得最大值,随距拉杆距离增大,各参量均呈减小趋势,并在两拉杆中间取得最小值。由于摩擦因数、材料参数为恒定值,所以相对滑移距离只与接触应力和切应力有关,且正比于切应力反比于接触应力,其变化趋势如图 6(c);根据 Archard 方程,磨损深度是关于接触应力和相对滑移距离的函数,其最大值产生在拉杆对应径向位置处。



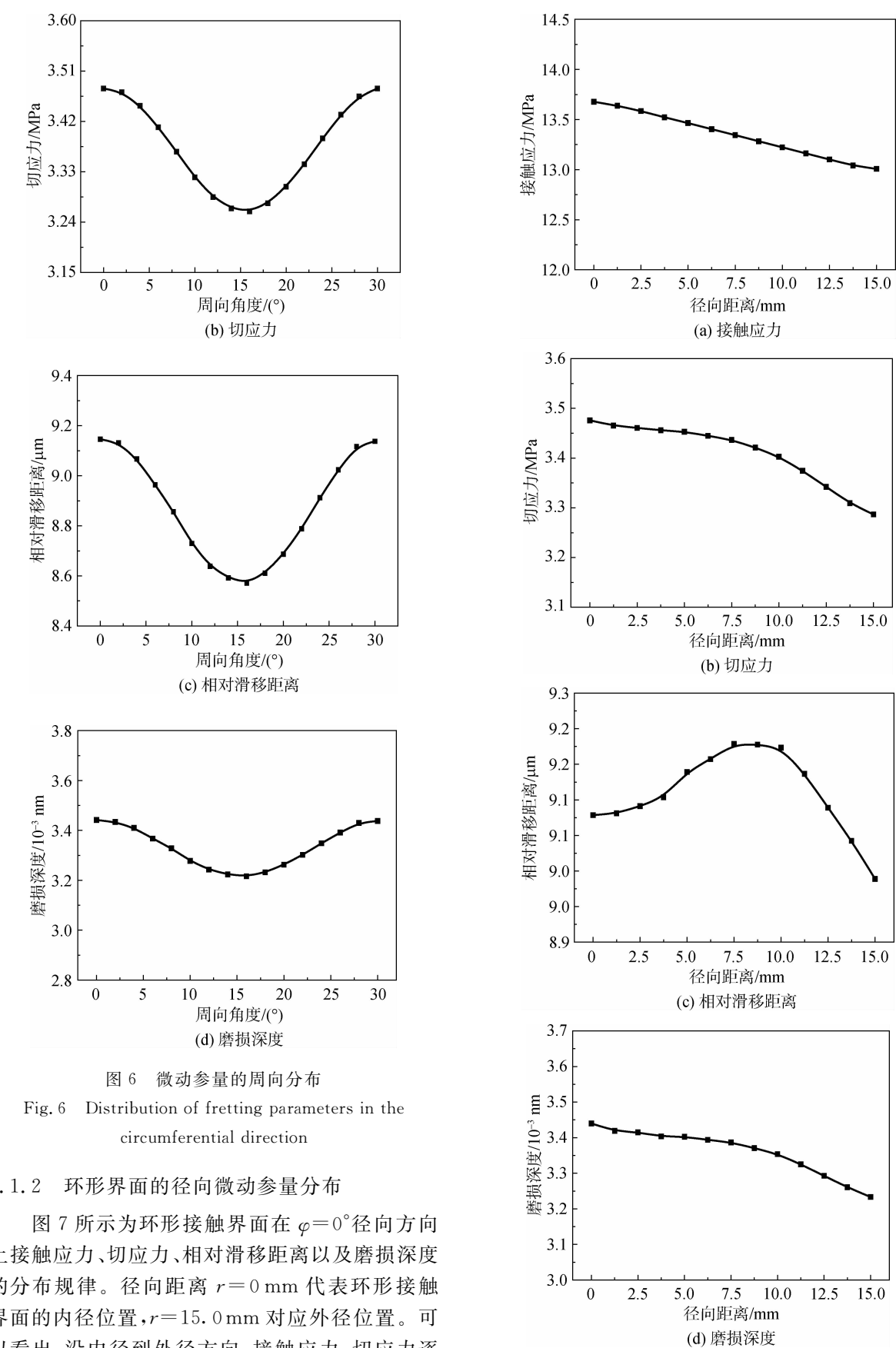


图 6 微动参数的周向分布

Fig. 6 Distribution of fretting parameters in the circumferential direction

3.1.2 环形界面的径向微动参量分布

图 7 所示为环形接触界面在 $\varphi=0^\circ$ 径向方向上接触应力、切应力、相对滑移距离以及磨损深度的分布规律。径向距离 $r=0\text{ mm}$ 代表环形接触界面的内径位置, $r=15.0\text{ mm}$ 对应外径位置。可以看出:沿内径到外径方向,接触应力、切应力逐渐减小,这是由于周向拉杆布置在轮盘内径一侧;而相对滑移距离先增大后减小,虽然沿内径到外径方向接触应力和切应力都呈减小趋势,但在径

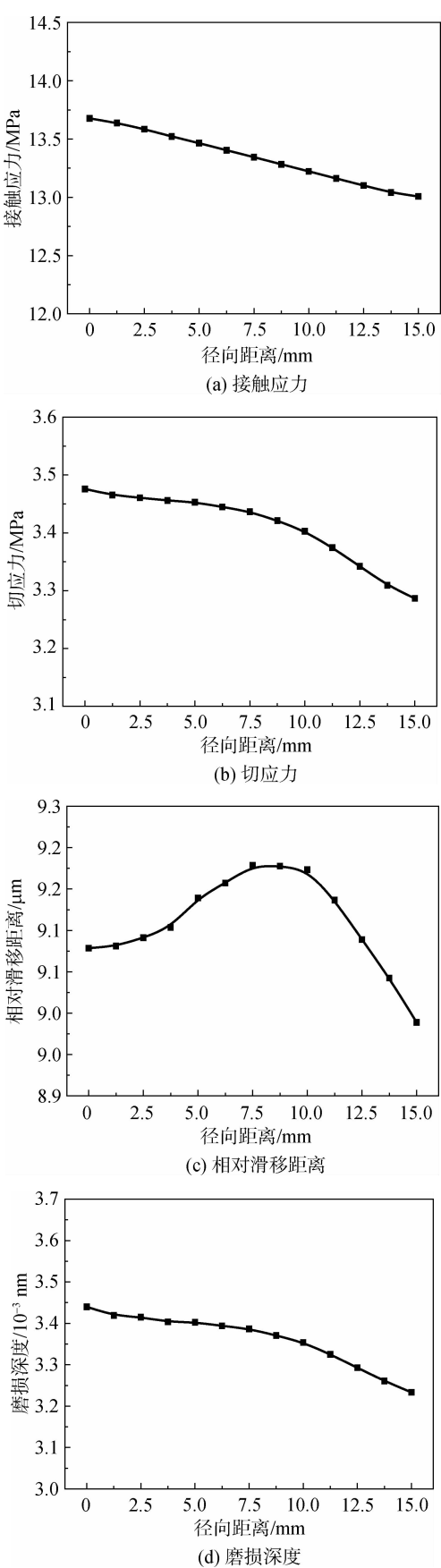


图 7 微动参数的径向分布

Fig. 7 Distribution of fretting parameters in the radial direction

向距离 x 由 $0\sim 7.5\text{ mm}$ 的范围内,接触应力下降速率大于切应力下降速率,因此相对滑移距离表现出上升趋势。在径向距离 x 由 $7.5\sim 15\text{ mm}$ 的范围内,切应力下降速率远大于接触应力下降速率,因此表现出下降趋势;在接触应力和相对滑移共同影响下,磨损深度在径向方向呈现下降趋势。

3.2 预紧力与离心力共同作用

根据对环形接触面径向及周向微动参量分布的讨论,可知两轮盘间接触应力与磨损深度均沿内径到外径方向减小,且在周向关于拉杆对称,本节取轮盘环形接触界面内径圆和外径圆在 $\varphi=0^\circ$ 方向上的微动参量为研究对象,并求出微动参量在径向方向上的均值,讨论其在预紧力和离心力共同作用下的变化规律。

图 8 所示的是环形接触界面内、外径节点处各微动参量随转速的变化规律。可以看到:离心力作用下,界面接触应力均值没有明显变化,但随转速升高,离心力增大,接触面内径的接触应力增大,外径接触应力减小,内、外径的接触应力差异变大,分布不均匀性加剧;界面切应力随转速增加而增加,大致呈正比线性增长,并且其变化速率在 $3000\sim 5000\text{ r/min}$ 转速范围最大。由于接触应力变化较小,因此相对滑移距离主要受到切应力的影响,进而显现出与切应力相同的变化趋势,这说明随着转速增加,离心力增加使得接触界面更容易产生相对滑动。不同转速下的微动磨损见图 8 (d),可以看出,随离心力增大,磨损加剧,且环形界面最大磨损深度比预紧力单独作用时增加了近 1 倍。

3.3 预紧力、离心力与热应力耦合分析

根据重型燃机转子稳态温度场分布^[6],可知内外径温度基本一致,且最高温度可达 723 K ,本文关注的是微动参量随温度的变化规律,因此不

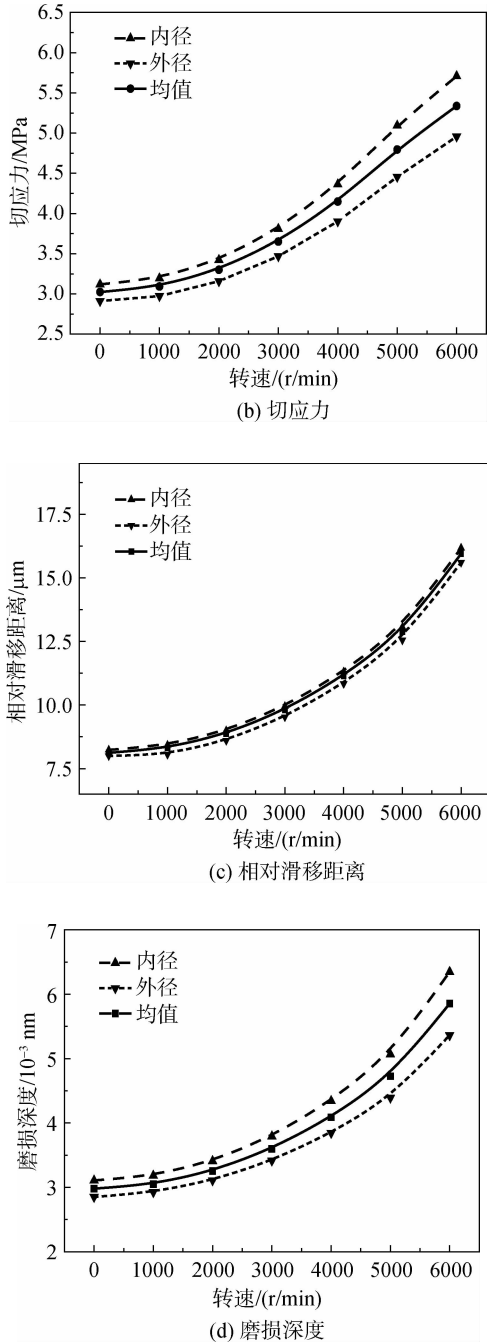
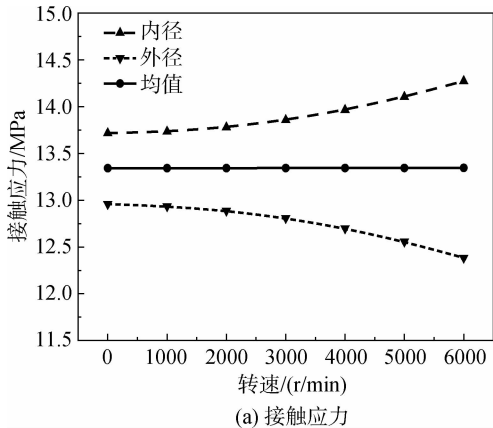


图 8 不同转速下微动参量分布
Fig. 8 Distribution of fretting parameters under different rotating speeds

进行传热分析。根据表 1 给出的材料热性能参数,施加不同的温度场并将其作为已知条件,依次进行顺序耦合热应力分析。

图 9 所示是在拉杆预紧力 $F=2\times 10^4\text{ N}$ 、转子转速为 6000 r/min 情况下,环形接触界面各微动参量在不同稳态温度场下的变化规律。结果表明:随稳态温度场温度升高,界面接触应力、切应力、相对滑移距离、磨损深度均逐渐增大,且分布不均匀程度均呈加剧趋势。这是轮盘由于受到稳

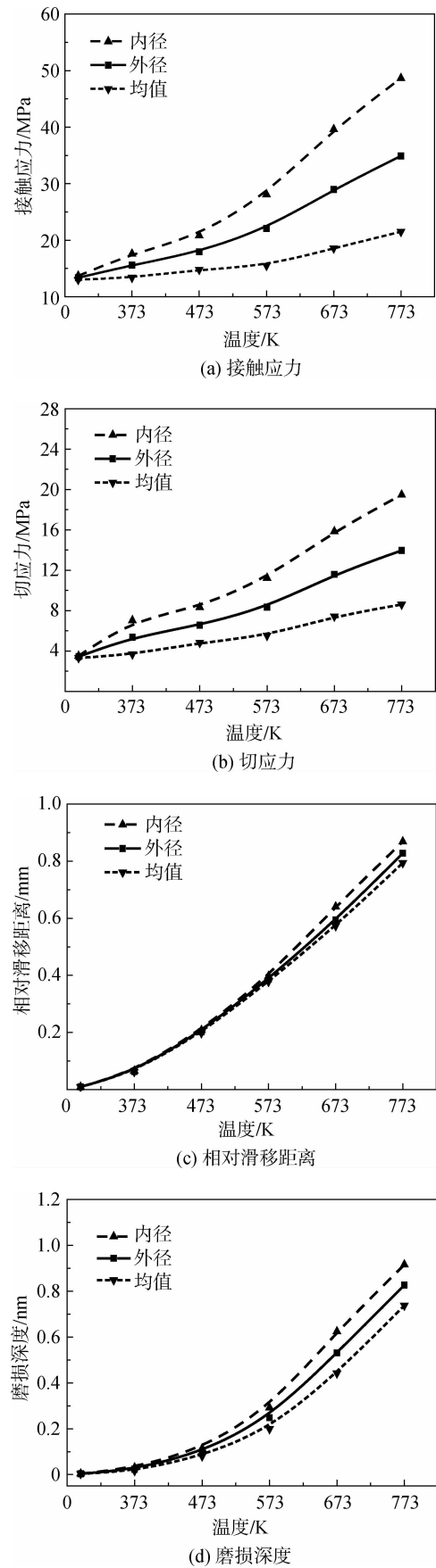


图 9 不同稳态温度场下微动参量分布
Fig. 9 Distribution of fretting parameters under different steady-state temperature fields

态温度场的影响,在径向方向产生热膨胀,且拉杆预紧力约束了轮盘在热载荷下的自由变形,造成界面接触应力增加,并增大了盘间接触应力分布的不均匀程度。其中温度为 373 K 时,轮盘界面接触应力分布和冷态预紧相比,接触应力均值增幅达到 30%。径向热膨胀是造成接触面切应力增大的主要原因,并且加剧了轮盘之间的相对滑移。稳态温度场在离心力作用的基础上,进一步加剧了环形接触界面的微动磨损,是造成界面不完整性的主要因素。

4 结 论

本文根据燃气轮机非连续性结构特点,采用三维接触有限元法计算了环形界面在复杂载荷下的分布规律,分析了不同离心力与稳态温度场对界面接触应力等微动参量的影响规律,得到如下主要结论:

- 1) 预紧力作用下,在环形界面径向方向,接触应力、切应力、磨损深度均在内径圆处取得最大值,相对滑移距离呈现先增大后减小的趋势。
- 2) 离心力在预紧力作用的基础上加剧了环形界面接触应力分布的不均匀程度,使得盘间微动滑移增大,略微加剧了界面磨损。
- 3) 稳态温度场对微动参量的影响最大,随着稳态温度场的升高,环形界面接触应力均值明显增大,分布不均匀性加剧,相对滑移距离几乎呈线性增加,界面磨损严重,从盘间接触应力分布均匀性与界面微动磨损情况来说,热应力是造成组合转子非连续界面微动磨损的主要因素。

参考文献:

[1] 李淑敏,王艾伦.考虑离心力与热应力的组合转子裂纹扩展研究[J].计算机仿真,2017,35(4):188-195.
LI Shumin, WANG Ailun. Research on propagation rules of cracks of combined rotor considering centrifugal force and thermal stress[J]. Computer Simulation, 2017, 35(4): 188-195. (in Chinese)

[2] 李辉光,刘恒,虞烈.周向均布拉杆转子预紧力的确定[J].航空动力学报,2011,26(12):2791-2797.
LI Huiguang, LIU Heng, YU Lie. Determination of pre-load force of circumferential distributed rod fastening rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(12): 2791-2797. (in Chinese)

[3] 李辉光,刘恒,虞烈.粗糙机械结合面的接触刚度研究[J].西安交通大学学报,2011,45(6):69-74.
LI Huiguang, LIU Heng, YU Lie. Contact stiffness of rough mechanical joint surface[J]. Journal of Xi'an Jiao-

tong University,2011,45(6):69-74. (in Chinese)

[4] 卢明剑,孙岩桦,周健,等. 拉杆组合转子的刚度修正及动力学建模[J]. 航空动力学报,2016,31(9):2203-2209.
LU Mingjian, SUN Yanhua, ZHOU Jian, et al. Stiffness modification and dnamic modeling of a rod fastening rotor [J]. Journal of Aerospace Power,2016,31(9):2203-2209. (in Chinese)

[5] 赵仕志,贾文. 某燃气轮机第三级轮盘接触应力分析[J]. 东方汽轮机,2009(增刊 1):35-39.
ZHAO Shizhi, JIA Wen. The contact stress analysis of a gas turbine's 3rd compressor disk[J]. DongFang Turbine, 2009(Suppl. 1):35-39. (in Chinese)

[6] 卓明,杨利花,夏凯,等. 考虑热场的重型燃气轮机组组合转子盘间接触应力分析[J]. 西安交通大学学报,2018,52(11):58-64.
ZHUO Ming, YANG Lihua, XIA Kai, et al. Contact stress of combined rotor in heavy-duty gas turbine considering thermal effect[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018,52(11):58-64. (in Chinese)

[7] 李浦,袁奇,高进,等. 周向拉杆转子轮盘端面齿接触应力分析[J]. 热力透平,2013,42(1):25-29.
LI Pu, YUAN Qi, GAO Jin, et al. Contact stress analysis of curvic coupling of circumferential tie rotor[J]. Thermal Turbine,2013,42(1):25-29. (in Chinese)

[8] 全雄伟,杨毅,徐自力. 重型燃气轮机拉杆转子接触界面动态参数识别[C]// 中国力学大会 2011 暨钱学森诞辰 100 周年纪念大会论文集. 北京:中国力学学会,2011:36-44.

[9] ZHANG Yanchun, DU Zhaogang. Dynamic characteristics calculation study of a gas turbine rod fastening rotor[C]// 2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference. Wuhan:IEEE,2009:210-213.

[10] 徐宁,王庆超,王震林,等. 考虑接触热阻的非连续转子快速启动热分析[J]. 航空动力学报,2017,32(12):2896-2902.
XU Ning, WANG Qingchao, WANG Zhenlin, et al. Thermal analysis for fast start up of non-continuous rotor considering thermal contact resistance[J]. Journal of Aero-space Power,2017,32(12):2896-2902. (in Chinese)

[11] 何红,徐自力,王存俊,等. 盘式拉杆转子非连续摩擦接触界面功能失效机理研究[J]. 西安交通大学学报,2018,52(7):130-138.
HE Hong, XU Zili, WANG Cunjun, et al. Failure mechanism of discontinuous friction contact interfaces of disk-type rod fastening rotors[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University,2018,52(7):130-138. (in Chinese)

[12] LEE B W, SUH J, LEE H, et al. Investigations on fretting fatigue in aircraft engine compressor blade[J]. Engineering Failure Analysis,2011,18(7):1900-1908.

[13] MCCOLL I R, DING J, LEEN S B. Finite element simulation and experimental validation of fretting wear[J]. Wear, 2004, 256(11/12):1114-1127.

[14] MADGE J J, LEEN S B, MCCOLL I R, et al. Contact-evolution based prediction of fretting fatigue life: effect of slip amplitude[J]. Wear, 2007, 262(9):1159-1170.

[15] LEONARD B D, PATIL P, SLACK T S, et al. Fretting wear modeling of coated and uncoated surfaces using the combined finite-discrete element method[J]. Journal of Tribology, 2011, 133(2):1-12.

[16] MUKRAS S, KIM N H, SAWYER W G, et al. Numerical integration schemes and parallel computation for wear prediction using finite element method[J]. Wear, 2009, 266(7/8):822-831.

[17] MADGE J J, LEEN S B, SHIPWAY P H. A combined wear and crack nucleation-propagation methodology for fretting fatigue prediction[J]. International Journal of Fatigue, 2008, 30(9):1509-1528.

[18] CRUZADO A, LEEN S B, URCHEGUI M A, et al. Finite element simulation of fretting wear and fatigue in thin steel wires[J]. International Journal of Fatigue, 2013, 55: 7-21.

[19] HOGG M C. Fretting wear and fatigue in taper junctions of modular orthopaedic implants[D]. Sydney, Australia: The University of Sydney, 2016.

(编辑:陈 越)