

周向弹簧力分布对圆周密封装置密封性能的影响^{*}

运睿德¹, 陈志英^{1,2}, 刘勇¹, 张家远³

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 100191;

3. 中国航空工业集团公司 北京长城计量测试技术研究所, 北京 100095)

摘要: 为了研究周向弹簧力分布形式对密封装置密封性能的影响, 针对周向弹簧建立力学模型, 分析周向弹簧力不均匀分布形式产生的原因, 并对其不均匀分布的临界范围进行预测分析, 建立泄漏预测模型对密封结构的密封性能进行研究。首先对密封装置主要结构进行受力分析, 研究周向弹簧不均匀加载对密封结构变形的影响, 再结合 ANSYS 软件对圆周密封装置主要部件进行结构-热耦合仿真计算, 进而通过仿真分析验证理论分析的合理性。仿真结果表明: 不均匀周向弹簧力产生的附加力矩使得密封环翘曲变形, 主密封面径向接触间隙最大位置出现在密封环的接头区域; 相比弹簧力分布均匀条件, 当弹簧力分布形式的不均匀程度处于临界范围内时, 接触间隙增加了 24.52%, 气体泄漏量增加了 7.99%; 当弹簧力分布形式的不均匀程度处于临界范围外时, 接触间隙值呈倍数增加, 气体泄漏量增加一个数量级。综上, 周向弹簧力不均匀分布导致主密封面接触间隙值增加、密封结构气体泄漏量增加、密封装置密封性能下降。周向弹簧力的不均匀分布对密封装置的密封性能有较为严重的影响, 在实际工程应用中应尽可能保证周向弹簧的不均匀分布程度处于临界范围内, 避免由于弹簧卡滞使得密封结构密封性能下降。

关键词: 圆周密封; 周向弹簧力; 不均匀分布; 接触间隙; 泄漏

中图分类号: V233.4; TB42 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2021) 06-1361-11

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.190781

Effects of Circumferential Spring Force Distribution on Sealing Performance of Circumferential Seal

YUN Rui-de¹, CHEN Zhi-ying^{1,2}, LIU Yong¹, ZHANG Jia-yuan³

(1. School of Power and Energy Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. Institute for Aero-Engine, Beihang University, Beijing 100191, China;

3. Beijing Changcheng Institute of Metrology & Measurement, Aviation Industry Corporation of China, Beijing 100095, China)

Abstract: In order to study the effects of the distribution pattern of the circumferential spring force on the sealing performance of the sealing device, a mechanical model was established for the circumferential spring, the cause of the uneven distribution of the circumferential spring force was analyzed, and the critical range of the uneven spring force distribution was predicted and analyzed. A leakage prediction model was established to study the sealing performance of the sealing structure. Firstly, the main structure of the circumferential sealing device

^{*} 收稿日期: 2019-11-12; 修订日期: 2020-03-25。

作者简介: 运睿德, 博士生, 研究领域为接触界面的宏观接触性能分析、智能动力结构设计。E-mail: yunruide@buaa.edu.cn

通讯作者: 陈志英, 博士, 教授, 博士生导师, 研究领域为航发动机结构优化设计、可靠性及维修工程。

E-mail: chenzying@buaa.edu.cn

引用格式: 运睿德, 陈志英, 刘勇, 等. 周向弹簧力分布对圆周密封装置密封性能的影响[J]. 推进技术, 2021, 42(6): 1361-1371. (YUN Rui-de, CHEN Zhi-ying, LIU Yong, et al. Effects of Circumferential Spring Force Distribution on Sealing Performance of Circumferential Seal[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(6):1361-1371.)

was subjected to analysis, and the effect of uneven loading of the circumferential spring on the deformation of the sealing structure was studied. Then, the ANSYS software was used to perform structural-thermal coupling simulation calculations on the main components of the circumferential sealing device. The simulation results show that: the additional torque generated by the uneven circumferential spring force causes the seal ring to warp and deform, and the maximum position of the radial contact gap of the main seal surface appears in the joint area of the seal ring. Compared with the condition of uniform spring force distribution, when the unevenness of the spring force distribution form is inside the critical range, the contact gap increases by 24.52%, and the gas leakage amount increases by 7.99%, and when outside the critical range, the contact gap value increases in multiples, and the amount of gas leakage increases by an order of magnitude. In summary, the uneven distribution of the circumferential springs force results in an increase in the contact gap value of the main sealing surface, an increase in the leakage of gas from the sealing structure, and a decrease in the sealing performance of the sealing device. The uneven distribution of the circumferential spring force has a serious impact on the sealing performance of the sealing device. In practical engineering applications, it is necessary to ensure that the uneven distribution of the circumferential spring is inside the critical range, so as to prevent the sealing performance of the sealing structure from being reduced due to the spring stagnation.

Key words: Circumferential seal; Circumferential spring force; Uneven distribution; Contact gap decrease; Leakage

1 引言

航空燃气涡轮发动机经过几十年的发展,其技术水平已达到较高行列,随着人们对高推重比、低耗油率目标的不断追求^[1-3],航空发动机的整机效率变得越来越高。航空发动机内含有大量的旋转机械,其中存在大量的动-静接触面,因此需要高效的密封装置针对机械连接界面进行动-静式封严以减小发动机高压气体泄漏。有实验结果表明,发动机中密封装置密封性能的高低对发动机相关部件及整机工作效率有很大的影响^[4-5],相比通过优化压气机和涡轮的结构设计来提升发动机的效率,在获得相同气动性能改善的情况下,采用先进密封技术的花费仅为其五分之一^[6]。为了经济、高效地提升发动机的工作效率,针对密封装置密封性能的研究工作显得越加重要^[7-8]。圆周密封装置由于具有结构紧凑、质量轻、高强度、耐磨损等优点,其作为航空发动机轴承腔中的主要密封方式在先进航空发动机上广泛使用^[9-11]。为了适应未来先进航空发动机的发展战略^[1-3],国内外众多研究机构、研究学者针对圆周密封装置开展了相关研究。

NASA 技术报告^[12]中最先提出采取以圆周密封装置作为航空发动机先进密封装置的设想,以此来完成美国 IHPETE 项目^[1-2]目标(The Integrated High Performance Turbine Engine Technology Program, IHPTET)。此后,众多科研机构、商业团体、科研院所

都对此开展了众多研究工作。Fechter等^[13]针对圆周密封装置密封环碳石墨材料进行了系统的研究,设计加工流程及材料配比来提高石墨材料的力学性能和磨损性能。Oike等^[14-15]针对密封环的磨损过程开展了相关研究工作。Soltani等^[16]研究了涂层技术对密封装置密封环的磨损性能、强度性能、工作性能的影响规律。国外针对圆周密封装置的研究起步较早,目前已有较为成熟的设计理念、设计思想、设计方法。在国内,航空发动机编委相关成员对圆周密封装置做了详细的介绍,并针对密封结构进行相应的力学分析,为后续的工程设计研究奠定了理论基础^[4]。林基恕等^[17]基于航空发动机主轴承腔密封技术研究,展望了圆周密封的发展方向。周序科等^[18]和胡亚非等^[19]对密封环的磨损特性进行了相关研究工作。闫玉涛等^[20]和邵山中^[21]分别针对密封环石墨材料的磨损问题、密封环径向跳动问题进行了相关研究,此外还开展了密封环热固耦合分析^[22]、密封环接触特性分析^[23]方面的研究工作。上述理论研究明确了圆周密封结构未来的发展方向,极大地推动了航空发动机密封领域的发展。

上述研究对密封环周向弹簧的加载方式均假设为均匀分布,在力学模型的分析中没有考虑周向弹簧不均匀分布形式会对密封装置密封性能产生影响。然而在实际工程应用中,由于装配工艺、装配流程的不完善,难以保证周向弹簧沿圆周方向单位周长所包含的弹簧圈数完全均匀一致。周向弹簧的不

均匀分布使得作用在密封环凸台弹簧槽道上的作用力出现不均匀特性。由于密封整环为几个分段密封环装配而成,所以沿周向存有连接界面,而连接界面的非连续特性会使密封整环结构在不均匀加载条件下出现不均匀、不协调变形,从而影响密封装置的密封性能。

本文针对圆周密封装置周向弹簧建立理论模型,对密封环周向弹簧不均匀分布产生的原因进行分析,并且对弹簧不均匀分布的临界范围进行预测,对密封环受载变形进行有限元仿真计算,结合仿真计算结果与泄漏模型得出周向弹簧不均匀分布形式对密封环密封性能的影响规律。

2 力学分析

圆周密封装置主要用于航空发动机主轴承腔中的油-气封严,其结构简图如图1所示。主要部件由分段密封环(通常为3~5个)、密封座、波纹弹簧和周向弹簧构成。高精加工的密封环内表面与装在转轴上高精加工的密封跑道配合形成主密封面,其承受着高速转动造成的摩擦磨损。波纹弹簧将密封环挤压在密封座上构成静止的辅助密封面。销钉孔结构限制了密封环的周向转动,但能使其径向浮动以适应转轴的径向跳动。密封环之间通过接头相互连接,有一定的周向装配间隙用以补偿密封环的磨损和制造误差,防止工作过程中接头间相互顶死,导致密封面接触间隙过大。

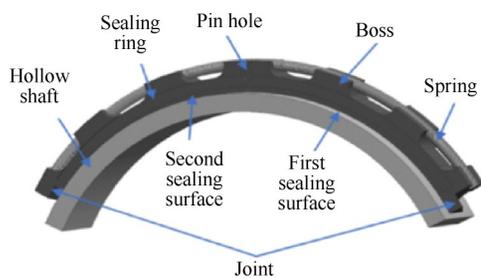
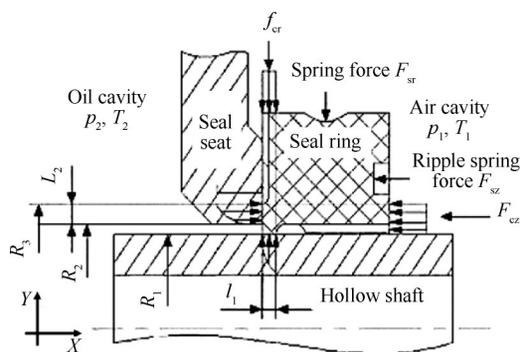


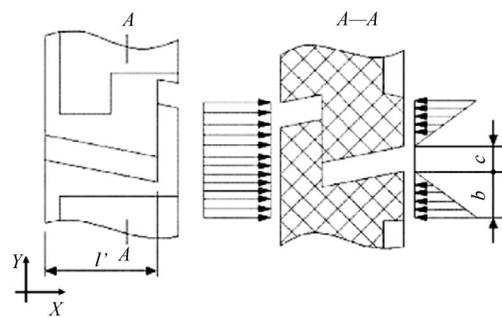
Fig. 1 Assemble diagram

结构的密封面由主密封面(径向)和辅助密封面(轴向)组成,在密封结构的载荷分析中,设定沿轴向方向为X方向,沿径向方向为Y方向,受力示意图如图2所示,图中 p_1 为气腔压力, p_2 为油腔压力(单位:Pa);主密封面宽 l_1 ,辅助密封面宽 l_2 (单位:m);轴向单位周长产生的气体不平衡载荷 f_{cz} ,径向单位周长产生的气体不平衡载荷 f_{cr} (单位:N/m);波纹弹簧力 F_{sz} ,周向弹簧力 F_{sr} (单位:N); l 为接头间隙长度, b 为接头处凸缘宽度, c 为接触环之间的间隙值(单位:m); R_1 ,

R_2, R_3 分别为跑道外径、密封座内径和密封环端面密封凸缘外半径(单位:m)。



(a) Axial sectional view



(b) Joint structure

Fig. 2 Analysis of seal ring force

2.1 密封环受力分析

2.1.1 气体负荷

气腔与油腔压力差在单位长度密封间隙上产生气体推开载荷(单位:N/m)为

$$f_0 = \Delta p \cdot K \cdot l \quad (1)$$

式中 $\Delta p = p_1 - p_2$; K 为密封缝隙内反压系数, $K = \frac{1}{3} \left(1 + \frac{p_1}{p_1 + p_2} \right)$; l 为密封缝隙长度(m),主密封面宽对应于图2中的 l_1 ,辅助密封面宽 $l_2 = R_3 - R_2$ 。

轴向(X方向),单位周长产生的气体不平衡载荷 f_{cz} (单位:N/m)为

$$f_{cz} = f_x - f_{0x} \quad (2)$$

径向(Y方向),单位周长产生的气体不平衡载荷 f_{cr} (单位:N/m)为

$$f_{cr} = f_y - f_{0y} \quad (3)$$

式中 f_x 是X方向单位周长产生的压差载荷(N/m), $f_x = \Delta p \cdot (R_3 - R_1)$; f_y 是Y方向单位周长产生的压差载荷(N/m), $f_y = \Delta p \cdot l_1$; f_{0x} 为X方向单位长度的气体推开载荷; f_{0y} 为Y方向单位长度的气体推开载荷。

综上,沿轴向(X)单位长度气体不平衡载荷(单位:N/m)为

$$f_{cz} = \Delta p \cdot \left[(R_3 - R_1) - K \cdot (R_3 - R_2) \right] \quad (4)$$

沿径向(Y)单位长度气体不平衡载荷为

$$f_{cr} = \Delta p \cdot (1 - K) \cdot l_1 \quad (5)$$

密封环接头处初始装配间隙形成的气体不平衡力(单位:N)为

$$F_{cg} = \Delta p \cdot n \cdot l' [c + 2(1 - K)b] \quad (6)$$

式中 n 为密封环的周向分段数。

对于单环密封结构, X 方向和 Y 方向上接头结构尺寸相同,因此载荷值相同。接头间隙形成的气体在单位长度上的载荷值(单位:N/m)为

$$f_{cgX} = f_{cgY} = \frac{F_{cg}}{2\pi R_1} \quad (7)$$

式中 f_{cgX}, f_{cgY} 分别为密封环接头间隙在 X 方向和 Y 方向单位长度上 F_{cg} 产生的载荷。

2.1.2 接触负荷

在 X 方向,密封环与密封座之间单位长度的接触载荷(单位:N/m)为

$$f_x = f_{cz} + f_{sz} + f_{cgX} \quad (8)$$

在 Y 方向,密封环与密封跑道之间单位长度的接触载荷(单位:N/m)为

$$f_y = f_{cr} + f_{sr} + f_{cgY} \quad (9)$$

式中 f_{sz} 为波形弹簧力 F_{sz} 在单位长度上施加给密封环的轴向载荷(N/m), f_{sr} 为周向弹簧力 F_{sr} 在单位长度上施加给密封环的径向载荷(N/m)。

2.1.3 热负荷

密封装置的发热量由两部分组成^[4]:转动摩擦导致的主密封面发热量 Q_1 和微动摩擦导致的辅助密封面发热量 Q_2 (单位:J/s)。

主密封面的发热量为

$$Q_1 = 2\pi \cdot R_1 \cdot \mu_r \cdot f_y \cdot u \quad (10)$$

式中 u 为滑动速度(m/s), μ_r 为密封环与密封跑道摩擦系数。

辅助密封面发热量为

$$Q_2 = 2\pi \cdot R_1 \cdot \mu_z \cdot f_x \cdot u' \cdot \left(\frac{\delta}{2R_1} + \mu_r \right) \quad (11)$$

式中 u' 为密封环与密封座之间的相对滑动速度, μ_z 为密封环与密封座间的摩擦系数, δ 为密封跑道径向跳动量(m)。

总的发热量 Q 为

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (12)$$

2.2 周向弹簧分布形式

本节针对前述计算流程中的周向弹簧力 F_{sr} 进行分析,研究其不均匀分布形式产生的原因和其对密

封装置密封性能的影响。

在实际工程应用中,由于装配工艺的不成熟,很难保证密封环凸台之间弹簧圈数分布的均匀性,凸台之间弹簧圈数分布的不均匀性导致凸台间承受的弹簧拉力 F 不均匀,进而使得每个凸台上承受的径向分力 F_N (图2中的 F_{sr})不均匀。周向弹簧不均匀分布条件下,弹簧在凸台上还会产生附加的切向摩擦力 F_r 。

下面针对周向弹簧进行力学分析,如图3所示,将周向弹簧进行分段处理,建立相应的力学模型。图中的黑色接触面表示密封环凸台上的弹簧槽道;图中的蓝色滑块表示作用在弹簧槽道上的弹簧分段;图中灰色箭头表示弹簧槽道之间分段弹簧产生的弹力。由于接触面为弧面,拉力 F 与径向呈现一定的角度 θ ($\theta < \frac{\pi}{2}$, θ 值由凸台数目确定,在本文中为 80°)。

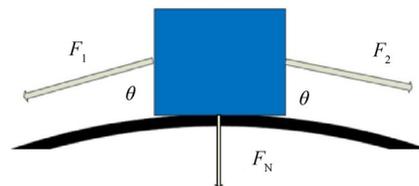


Fig. 3 Mechanical model

2.2.1 均匀受力条件

在图3中,当凸台间的弹簧圈数大致相同时,即弹簧拉力 F 均匀($F_1 = F_2 = F$)。此时,接触面仅承受径向压力(单位:N)为

$$F_N = 2F \cdot \cos\theta \quad (13)$$

2.2.2 非均匀受力条件

在图3中,当凸台间的弹簧圈数不均匀时,即弹簧拉力 F 不均匀($F_1 \neq F_2$)。此时,接触面承受的摩擦力(单位:N)为

$$F_r = (F_1 - F_2) \cdot \sin\theta \quad (14)$$

径向压力(单位:N)为

$$F_N = (F_1 + F_2) \cdot \cos\theta \quad (15)$$

2.2.3 力矩

整环密封装置是由3个1/3圆弧结构的密封环拼接组成,由于具有界面不连续的结构特征,密封环容易产生翘曲变形。当受不均匀径向负荷时,密封环会绕着销钉孔的中心微转动,并且,不均匀径向负荷产生的附加力矩 M 会使密封环产生一定的扭转变形,其扭转角为

$$\theta_M = \frac{MR_c}{EI} \quad (16)$$

式中 R_c 为质心半径(m), E 为密封环弹性模量(GPa), I 为截面惯性矩(m⁴)。

2.2.4 变形预测

针对周向弹簧非均匀分布形式下密封环的变形趋势进行预测。如图4所示,图中黑色实线代表3个密封环装配后的整环(接头位置在4,10,16处)、红色箭头代表弹簧变形产生的拉力 F 和其沿径向的分力 F_N 、黑色虚线代表装配后整环结构在外力作用下的变形趋势。当弹簧拉力 F 均匀时,其产生的径向分力 F_N 也均匀,因此3个密封环承受均匀的径向压力,则装配整环结构的径向变形均匀、协调。当弹簧拉力 F_i 不均匀时,其产生的径向分力 F_{Ni} 也不均匀,因此3个密封环承受不均匀的径向压力,则装配整环结构径向变形如图中的黑色虚线所示:不均匀、不协调。

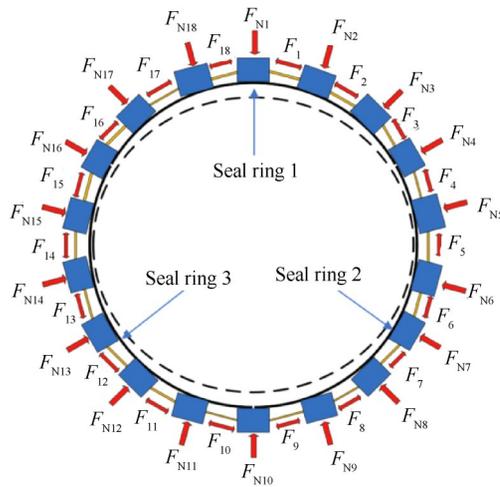


Fig. 4 Prediction of deformation on integral ring structure

2.2.5 临界点分析

不均匀周向弹簧力使得密封环产生翘曲变形,导致装配整环结构的接触变形不均匀、不协调,进而影响气体泄漏量的大小。前述分析中,周向弹簧不均匀分布形式是由其与密封环凸台弹簧槽道的接触摩擦产生的,当不均匀分布程度加剧到一定的范围时,弹簧会出现周向窜动以减小不均匀程度。但如果弹簧出现卡滞、阻塞现象,弹簧不会出现周向窜动

去缓解不均匀程度。为了区分弹簧自由状态和非自由状态,将弹簧周向窜动时的弹簧受力作为临界状态。则弹簧加载的临界范围求解过程为

由接触压力与摩擦力的关系得

$$F_f = \mu \cdot F_N \quad (17)$$

式中 μ 为弹簧与密封环凸台槽道之间的摩擦系数。

再由式(14),(15),(17)得到凸台两侧弹簧的临界加载范围为

$$\frac{1 - F_{factor}}{1 + F_{factor}} \leq \frac{F_1}{F_2} \leq \frac{1 + F_{factor}}{1 - F_{factor}} \quad (18)$$

式中 F_{factor} 为常数, $F_{factor} = \mu \cdot \cot \theta$ 。

对临界点进行研究分析:当凸台两端弹簧力不均匀程度位于临界范围内时,凸台弹簧槽道与弹簧之间不会发生相对位移,当超出临界范围时,弹簧会发生窜动以满足新的力学平衡。下面对密封结构进行有限元仿真计算,研究临界范围内和临界范围外的不均匀弹簧加载对密封结构密封性能的影响。

3 仿真分析

对装配整环结构进行有限元仿真计算,分析周向弹簧不均匀分布形式对密封环-密封跑道接触间隙的影响规律,为密封结构泄漏量的预测提供数据支撑。本文主要研究周向弹簧力的不均匀分布对结构密封性能的影响,不考虑过渡态的影响,仅针对稳态工作环境进行分析计算。

3.1 密封环的有限元模型

本文主要研究周向弹簧不均匀分布对密封结构主密封面接触间隙的影响规律。在有限元分析中采用3段密封环装配后的整环结构进行仿真计算,装配关系参照如图1中密封环的装配方式。在仿真模型中仅考虑密封环和密封跑道,将密封座、波纹弹簧与周向弹簧等部件转换成相应的位移约束与载荷条件施加到装配整环结构上。其中,密封环为石墨材料,密封跑道为金属材料,相关温度下的材料属性见表1,相关结构参数见表2。

3.2 网格划分

为避免密封环由于剪力自锁现象而导致沿径向

Table 1 Material properties

Material	Elastic modulus/ GPa	Poisson's ratio	Density/ (kg/m ³)	Thermal conductivity/ (W/(m·°C))	Specific heat capacity/ (J/(kg·°C))	Thermal expansion coefficient
Graphite	14	0.25	1930	60	900	5.0×10 ⁻⁶
Steel	206	0.3	7800	23	460	1.06×10 ⁻⁴

Table 2 Structural parameters (mm)

Parameter	R_1	R_2	R_3	l_1	l_2	c	b	l'
Value	60.0	60.5	61.5	0.7	1.5	1.0	1.5	2.8

变形不准确,分析时采用实体 SOLID187(二次单元),通过对结构进行网格无关性验证和收敛性验证,最终选取网格大小为 1.5mm,并且对主密封面接触部位进行局部网格加密。分网完毕后,共有 745399 个 Nodes,493491 个 Elements。

3.3 定义接触

在有限元模型中,虽然密封环与密封跑道的弹性模量相差较大(密封跑道的弹性模量为密封环的 14.7 倍),但为了获取较强的接触面间约束效应(设置 Asymmetric),接触对仍采用柔性接触。

装配结构中的接触对主要有两部分构成,第一部分为密封环与密封跑道之间的接触,定义面-面接触方式,选择密封环的内表面为接触面,密封跑道的外表面为目标面,对于三维结构,接触单元为 CON-TA174 和 TARGE170,接触类型定义为无摩擦型。第二部分为密封环接头之间的接触,其定义方式如前所述,仍采用面-面接触方式,接头内凹部分定义为接触面,接头外凸部分定义为目标面,接触类型定义为摩擦型,摩擦系数设为 0.1。此外,考虑接头之间的装配间隙(1mm),设置 Offset 值为-1mm。

主密封面接触定义为无摩擦类型是因为:接触分析属于高度非线性问题,接触面复杂摩擦状态会导致计算收敛性较差,在本文分析中,主密封面-密封跑道之间的接触摩擦只是产生热量,将其摩擦产热通过载荷的形式加载至对应位置,从而简化接触模型提高计算收敛性。

3.4 边界条件与加载方式

3.4.1 结构边界条件

如图 1 所示 1/3 结构简图,密封跑道两侧径向剖面处施加旋转位移约束,将除转轴旋转以外的其他自由度进行约束;在销钉孔槽面上施加旋转约束,限制其周向转动。本文的主要研究目的是分析周向弹簧力分布形式对密封环主密封面接触间隙的影响规律,为了便于计算,将波纹弹簧、密封座壳体以及

2.1.1 节中轴向气体载荷简化为轴向边界条件,限制密封环的轴向位移。

3.4.2 温度场边界条件

本文只考虑稳态工作状态,稳态工作过程中温度为定常值。根据院所提供的数据,在除主密封面和辅助密封面的其它表面上施加稳态工作时气腔中的温度值,在本文研究中取 210℃。

3.4.3 加载

本文研究中,密封装置的主要工作参数如表 3 所示。主要作用载荷有结构载荷、温度载荷和接头缝隙处的气动载荷。

Table 3 Working parameters

Air cavity pressure/MPa	Oil cavity pressure /MPa	Rotating speed/(r/min)	Radial runout/ μm
0.4	0.05	14675	18~28

(1) 力加载

由 2.2 节理论分析,均匀条件下,弹簧拉力 F 产生的径向分力 F_N 作用在弹簧槽道上;非均匀条件下,弹簧拉力 F_i 产生的径向分力 F_{Ni} (压力)和周向分力 F_{ti} (摩擦力)作用在弹簧槽道上。

均匀弹簧拉力条件下,弹簧拉力 F 的大小为 10N;临界范围内的非均匀弹簧力如表 4 所示;临界范围外的非均匀弹簧力如表 5 所示。弹簧槽道上承受的不均匀摩擦力 F_{ti} 与径向压力 F_{Ni} 由拉力 F_i 和公式(14),(15)得出。拉力 F_i 的编号顺序参照图 4。表 4 和表 5 中的随机载荷值是相关程序在 MATLAB 中计算所得,通过计算筛选出满足临界条件的随机载荷值,用来模拟真实工况下的随机加载现象。虽然载荷谱是由计算机随机生成的,但其具有一定的实际物理意义。此外,本文的主要研究对象是周向弹簧不均匀分布临界范围对密封装置密封性能的影响规律,因此只需要筛选出满足 2.2.5 节理论分析中临界范围内和临界范围外的一组数据来对该临界范围进行相关验证即可。

(2) 热加载

由于端面摩擦,接触界面会产生一定的热量。

Table 4 Non-uniform loading value inside the critical range (N)

F_1	F_2	F_3	F_4	F_5	F_6	F_7	F_8	F_9
9.9907	10.0201	9.8828	10.0875	9.8747	10.1319	9.8563	10.1240	10.2315
F_{10}	F_{11}	F_{12}	F_{13}	F_{14}	F_{15}	F_{16}	F_{17}	F_{18}
9.9573	9.9648	10.0655	9.9373	10.0090	9.9910	10.0875	10.0220	10.0707

Note: The maximum radial component force applied is 3.5347N and the minimum radial component force is 3.4561N.

Table 5 Non-uniform loading value outside the critical range (N)

F_1	F_2	F_3	F_4	F_5	F_6	F_7	F_8	F_9
8.5111	10.6611	9.5783	9.9259	11.2879	11.6207	9.2045	10.3131	9.9012
F_{10}	F_{11}	F_{12}	F_{13}	F_{14}	F_{15}	F_{16}	F_{17}	F_{18}
9.1546	9.4823	8.7869	9.3331	9.8051	9.0340	11.2885	10.3887	10.2223

Note: The maximum radial component force applied is 3.9780N and the minimum radial component force is 3.1465N.

其会从接触界面向两种材料内部传导^[24-26]。不同材料接触摩擦时,产生的热量将以不同的分配比例传递到对应的材料中。不同种材料摩擦,其热流分配系数满足如下关系

$$q = q_s + q_f \quad (19)$$

$$\psi_q = \frac{q_s}{q_f} = \sqrt{\frac{k_s \cdot \rho_s \cdot c_s}{k_f \cdot \rho_f \cdot c_f}} \quad (20)$$

式中 q 为总热流密度($J/(m^2 \cdot s)$), q_s 和 q_f 为摩擦副的热流密度, ψ_q 为热流分配系数, k_s 和 k_f 为摩擦副材料的导热系数($W/(m \cdot K)$), ρ_s 和 ρ_f 为摩擦副材料的密度(kg/m^3), c_s 和 c_f 为摩擦副材料的比热容($J/(kg \cdot ^\circ C)$)。

由式(10)~(12)和式(19)~(20)计算出产热量 Q 和热流分配系数 ψ_q ,再转化成热流密度分别加载到主密封面和辅助密封面上。本文中,在主密封面上施加热流密度值为 $0.3261W/mm^2$,加载位置如图5所示。由于辅助密封面是微动摩擦产热,数值非常小,本文在计算时忽略。

(3) 气动推开力

(a) 接头缝隙

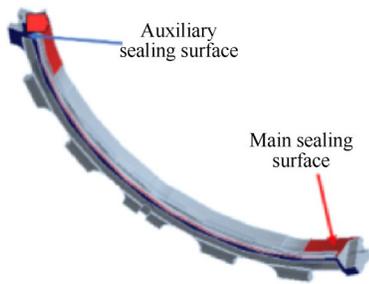


Fig. 5 Sealing surface

接头处装配间隙导致的气动载荷,由公式(5)和公式(6)分别进行计算。将密封环承受的气体不平衡载荷施加在主密封面上,将街头缝隙导致的气动载荷施加在接头部位的周向密封面上。本文中,在接头周向密封面上沿周向施加 $3.1033N$ 的分布压力。

(b) 主密封面缝隙

由于间隙会导致密封缝隙内产生气体反压,按黏性可压缩层流理论,类比平行气膜情况,得其径向气体不平衡力为

$$F_p = \frac{2}{3} \pi R_1 l_1 p_2 \left(\frac{\beta^2 + \beta - 2}{\beta + 1} \right) \quad (21)$$

式中 β 为压力比, $\beta = p_1/p_2$ 。本文中,在主密封面施加分布压力 $19.853kPa$ 。

3.5 结果分析与讨论

对整环装配结构进行有限元仿真计算,考虑温度场与周向弹簧分布的影响,分别对周向弹簧拉力 F 均匀加载、临界值内非均匀加载、临界值外非均匀加载条件下的密封环进行仿真计算。通过 ANSYS 仿真计算得出密封环变形量和主密封面接触间隙云图如图6~9所示。

3.5.1 密封环变形量

从图6中可以看出:(1)密封环受载时最大变形发生在密封环接头区域,在密封环中间区域变形较小。这是因为密封整环结构是由分段密封环装配而成,接头部位由于连接界面的非连续特性,结构变形出现不连续、不协调现象,因此在接头部位的变形量

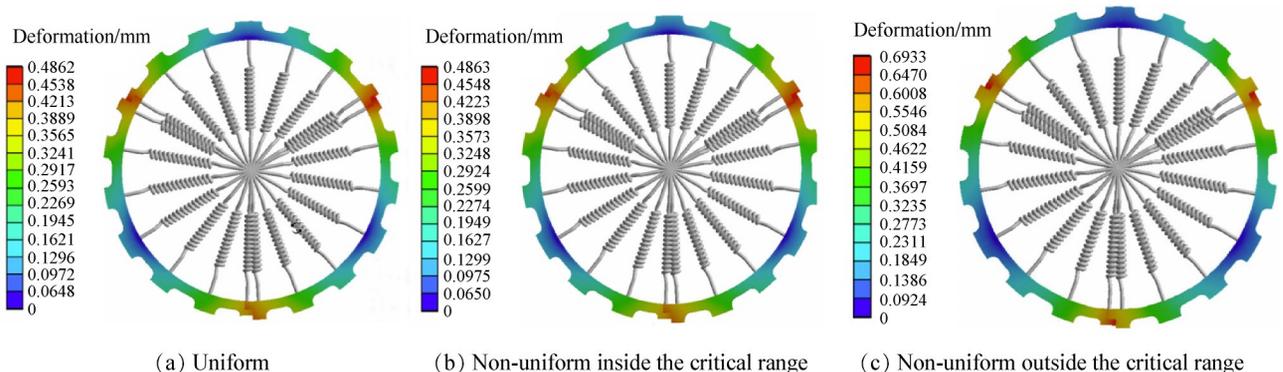


Fig. 6 Seal ring deformation

要大于其他部位。(2)当弹簧不均匀分布形式处于临界范围内时,即使加载有一定的不均匀性,但密封结构的变形量没有太大的变化。这是因为:密封装置在结构设计中考虑了弹簧在凸台上自由滑动,使得密封结构具有多状态的自适应性,因此当弹簧处于自由状态时,弹簧分布不均匀性对密封环结构变形影响不大。(3)当弹簧的不均匀分布形式超出临界范围时,最大变形量增长42.59%,密封环结构的变形发生突变。这是因为:当弹簧分布形式超出临界范围时,其产生不均匀的载荷作用在密封环上,在此条件下密封环结构出现失稳,加剧了连接界面的力学特性不稳定。

3.5.2 密封环接触间隙值

(1)从图7~9中可以看出,密封环两侧接头处的接触间隙值有很大差异,体现出均匀、不协调现象,并且在非均匀加载条件下,密封环接头部位的接触间隙值增大。不均匀弹簧加载条件下主密封面的接触区域相比均匀加载条件下的接触区域减小(云图中接触导致的红色扇形角减小)。这是合理的,因

为装配后的整环结构是非连续结构,存在连接界面,变形时连接界面处变形不协调。当弹簧拉力 F 非均匀时,其分力 f 和 F_N 产生的附加弯矩加剧了非连续界面的翘曲变形,因此接头部位接触间隙值呈现出较大差异。

此外,非均匀弹簧加载条件下,密封环与密封跑道之间的接触间隙比均匀条件下的接触间隙大。表6给出了每个密封环不同加载条件下的最大接触间隙值,由数据可以看出,非均匀临界状态外加加载条件下的接触间隙值相比均匀加载条件下的接触间隙值呈倍数上的增加。由此可见,周向弹簧不均匀分布形式对密封装置主密封面接触间隙有严重的影响。

(2)针对有限元计算结果,以1号密封环径向销钉槽中心位置为 90° 坐标,逆时针方向进行采样,沿圆周每 10° 提取一个节点值,整环主密封面上共提取了36个节点信息。得到主密封面接触间隙值沿圆周的数值大小如图10所示。

对图10中的数据分析可知:周向弹簧均匀分布

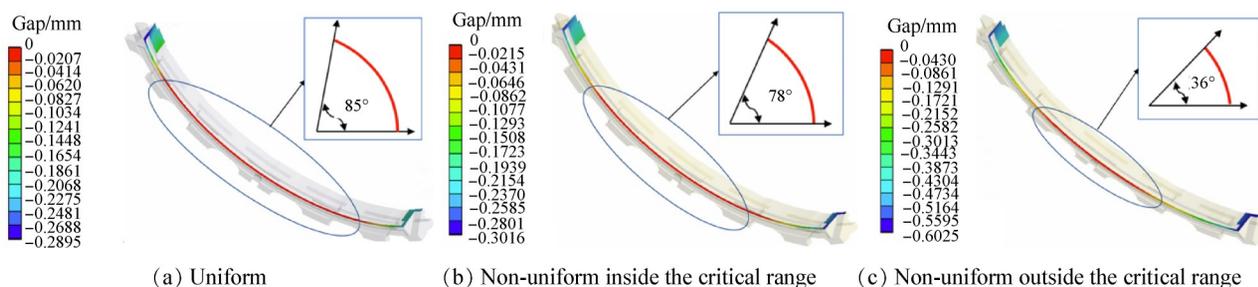


Fig. 7 Contact gap of sealing ring No.1

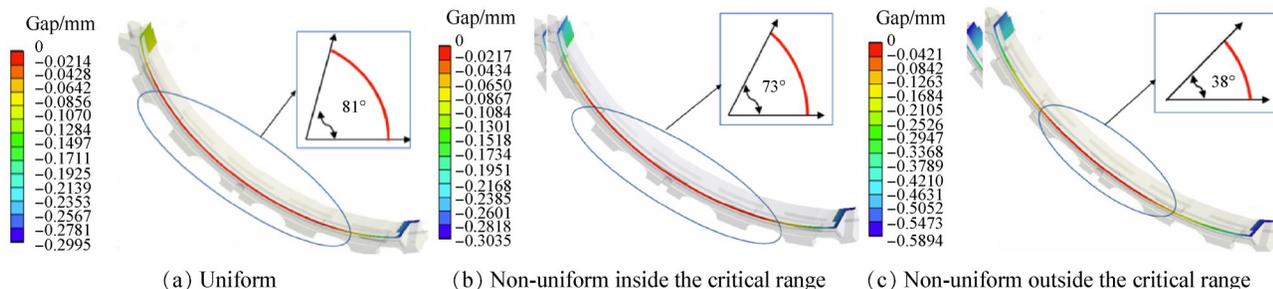


Fig. 8 Contact gap of sealing ring No.2

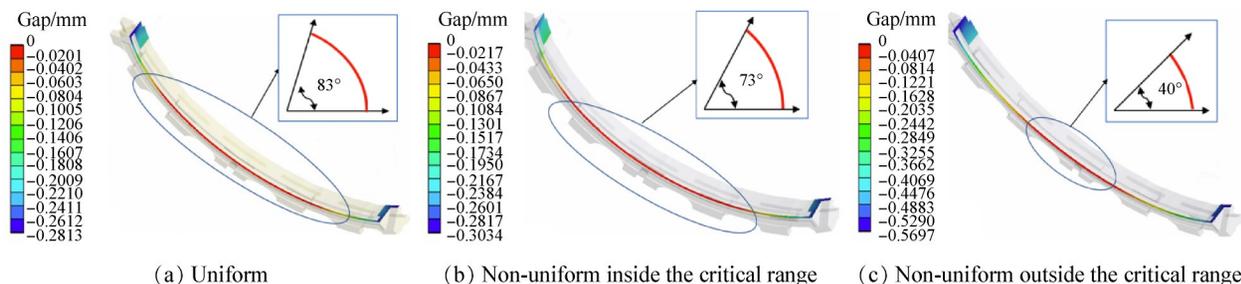


Fig. 9 Contact gap of sealing ring No.3

Table 6 The maximum value of the contact gap (mm)

Loading form	Seal ring 1	Seal ring 2	Seal ring 3
Uniform	0.2895	0.2995	0.2813
Non-uniform (ICR)	0.3016	0.3035	0.3034
Non-uniform (OCR)	0.6025	0.5894	0.5697

Note: ICR/OCR in the table means that the uneven spring force is inside/outside the critical range.

条件下的平均间隙值为0.0469mm。周向弹簧临界范围内非均匀加载条件下的平均间隙值为0.0584mm。周向弹簧临界范围外非均匀加载条件下的平均间隙值为0.1837mm。通过数据分析得:相比均匀加载条件下的平均接触间隙值,临界范围内非均匀加载条件下的平均接触间隙值增加了24.561%,临界范围外非均匀加载条件下的平均接触间隙值增加了2.914倍,接触间隙值增幅显著,出现了倍数上的增加。

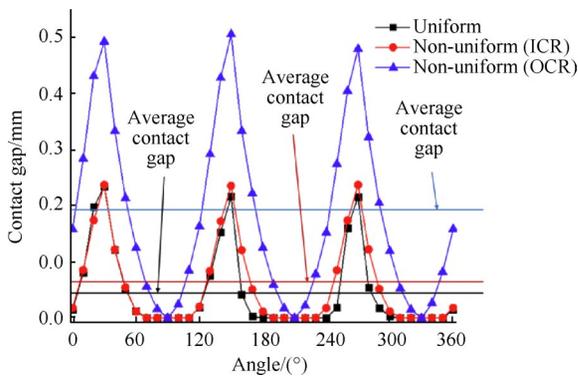


Fig. 10 Contact gap distance

分析:(1)在均匀加载条件下,密封环也会出现接触间隙不均匀现象,这是因为密封环与转轴之间存在初始装配间隙,密封装置为非连续结构,在接头位置接触间隙值偏大。(2)在相同仿真参数下,非均匀弹簧加载条件下的接触间隙相比均匀加载条件下的接触间隙有明显的增长,这是因为不均匀弹簧拉力 F 的分力 f 和 F_N 在密封环上产生的附加力矩,使得密封环产生翘曲、变形、扭转,尤其是在接头附近影响最为严重,这与文献[27]数据变化规律一致。

3.5.3 气体泄漏量预测

由前述分析得:周向弹簧力的分布形式对密封面接触间隙的分布规律有较大的影响。非均匀弹簧加载条件下的接触参数值相对于均匀加载条件下的接触参数值有显著的增加。通过接触间隙去评估密封结构的密封性能显得有些间接,接下来根

据接触间隙值对密封结构的气体泄漏量进行预测分析。

参考文献[28]中针对平行缝隙流体流动泄漏量计算公式,将每个观测点附近视为平行的微元段,建立本文的泄漏量模型为

$$L = \frac{b\Delta p}{12Ll_1} \cdot \sum_{i=1}^N \int_0^{h_i} (h_i - z) z dz \quad (22)$$

式中 N 为取样点的个数,在本文中 $N=36$; b 为缝隙宽度,本文中 $b = \frac{2\pi R_1}{N}$; Δp 为密封压差, $\Delta p = p_1 - p_2$; h_i 为每个观测位置的接触间隙值, L 为动力粘度系数。

为了验证本文泄漏模型的合理性,将其预测结果与文献[29]的泄漏预测模型预测结果作对比。由仿真计算求得的接触间隙值得到密封结构的气体泄漏量如表7所示,数据变化具有相似的趋势(非均匀加载条件下的预测结果比均匀加载条件下的预测结果大;临界范围内和临界范围外的泄漏量出现数量级上的增加),但是文献[29]的预测结果比本文泄漏预测结果大。这是因为文献[29]的理论预测模型在计算求解时考虑了密封装置转轴动态变化的影响,因此预测结果偏大。但是本文模型比文献[29]的预测模型多考虑了整环结构接触间隙不均匀性造成的影响,其更加符合实际应用中出现的情况。从表7数据可以看出,周向弹簧的不均匀分布对密封结构密封性能有很大的影响,会引起泄漏量发生数量级上的增加,在工程应用中应该予以足够的重视。

Table 7 Comparison of the leakage (L/min)

Loading form	This article	References[29]	Experiment
Uniform	2.9616	5.7519	-
Non-uniform (ICR)	3.1985	6.3971	3 ~ 10
Non-uniform (OCR)	37.9086	56.7977	30 ~ 50

Note: Because it is difficult to guarantee the uniform distribution of spring force in the experiment, it is impossible to give reasonable experimental data under uniform loading conditions.

误差分析:(1)本文模型预测结果与文献[29]模型有较大的差异,相比文献[29]模型预测结果,本文模型预测结果小33.257%~50.001%。这是因为文献[29]中模型建立时考虑了密封结构的动态变化过程,而本文模型在建立时没有考虑动态变化过程,仅仅考虑了密封环稳态工作过程,因此计算结果偏小。(2)本文泄漏模型预测结果与实验数据相一致,此外,接触云图中接触区域的变化规律也较好的解

释了周向弹簧分布形式对密封装置密封性能的影响。(3)从结果对比中可以看出,文献[29]和本文的模型计算结果都与实验数据有一定的相似性,这从侧面反映出密封装置周向弹簧的分布形式对密封装置密封性能的影响作用与动态参数响因素的影响作用同样重要,在实际工程应用中应予以足够的重视。

4 结 论

通过本文研究,得到以下结论:

(1)密封环在稳态工作环境下,中间区域接触间隙值较小,接头区域接触间隙较大。在使用中需要考虑由界面非连续性导致的径向变形不连续、不协调问题。

(2)周向弹簧力的加载方式对密封环主密封面接触间隙值影响较大。附加力矩的影响使得密封环产生翘曲变形、接触间隙的不均匀性增加、接触平行度下降,导致圆周密封结构密封性能下降。

(3)基于平行缝隙流理论,建立不均匀接触间隙泄漏量预测模型。相比均匀加载条件下的接触间隙和泄漏量,临界范围内非均匀加载条件下,接触间隙值略微变化,增加 24.52%,泄漏量变化微小,增加 7.99%;临界范围外非均匀加载条件下,接触间隙呈倍数增加,泄漏量发生数量级上的变化。

(4)圆周密封结构的周向弹簧力分布形式对其密封性能影响较大,在工程应用中应当注意凸台之间的弹簧圈数是否均匀、弹簧是否与密封环凸台弹簧槽道之间存在卡滞和阻塞现象。

致 谢:感谢中国航空工业集团公司北京长城计量测试技术研究所提供科研项目,感谢长城计量所庄成乾的帮助,感谢课题组周平博士、纪鹏飞博士对本文工作的建议与指导。

参考文献

- [1] 方昌德. 航空发动机的发展前景[J]. 航空发动机, 2004, 30(1): 1-5.
- [2] Koop W. The Integrated High Performance Turbine Engine Technology (IHPTET) Program[C]. *Chattanooga: 13th ISABE*, 1997.
- [3] 张宝诚. 航空发动机的现状和发展[J]. 沈阳航空工业学院学报, 2008(3): 6-10.
- [4] 《航空发动机设计手册》总编委会编. 航空发动机设计手册: 第12册 传动及润滑系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.
- [5] Mayhew E, Bill R, Voorhees W. Military Engine Seal Development-Potential for Dual Use[C]. *Indianapolis: 30th Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 1994.
- [6] Sturgess G, Datta P. Application of CFD to Gas Turbine Engine Secondary Flow Systems-the Labyrinth Seal[C]. *Boston: 24th Joint Propulsion Conference*, 2013.
- [7] Steinetz B M, Hendricks R C. Engine Seal Technology Requirements to Meet NASA's Advanced Subsonic Technology Program Goals[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1996, 12(4): 786-793.
- [8] 胡广阳. 航空发动机密封技术应用研究[J]. 航空发动机, 2012, 38(3): 1-4.
- [9] Sorokina N E, Redchitz A V, Ionov S G, et al. Different Exfoliated Graphite as a Base of Sealing Materials[J]. *Journal of Physics & Chemistry of Solids*, 2006, 67(5): 1202-1204.
- [10] Song Y Z, Zhai G T, Song J R, et al. Seal and Wear Properties of Graphite from MCMBs/Pitch-Based Carbon/Phenolic-Based Carbon Composites[J]. *Carbon*, 2006, 44(13): 2793-2796.
- [11] Baklanova N I, Zima T M, Boronin A I, et al. Protective Ceramic Multilayer Coatings for Carbon Fibers[J]. *Surface & Coatings Technology*, 2006, 201(6): 2313-2319.
- [12] Ellen R, Mayhew. Air Force Seal Activity[R]. *USA: Aero Propulsion & Power Directorate Wright Laboratory*, 1994.
- [13] Fechter N J, Petrunich P S. Development of Seal Ring Carbon-Graphite Materials[R]. *NASA CR-72799*.
- [14] Oike M, Nosaka M, Watanabe Y, et al. Experimental Study on High-Pressure Gas Seals for a Liquid Oxygen[J]. *Tribology Transactions*, 1988, 31(1): 91-97.
- [15] Kikuchi M, Oike M, Nosaka M, et al. Durability of a Carbon Segmented Circumferential Seal for a Liquid Oxygen Turbopump[R]. *Tokyo: National Aerospace Laboratory*, 1992.
- [16] Soltani R, Heydarzadeh S M, Ansari M, et al. Effect of APS Process Parameters on High-Temperature Wear Behavior of Nickel-Graphite Abradable Seal Coatings[J]. *Surface & Coatings Technology*, 2017, 321: 403-408.
- [17] 林基恕, 张振波. 21世纪航空发动机动力传输系统的展望[J]. 航空动力学报, 2001, 16(2): 108-114.
- [18] 周序科, 徐红军, 巴力学. 浸碳石墨复合材料的密封摩擦特性[J]. 新型炭材料, 2001(1): 33-39.
- [19] 胡亚非, 王启立, 刘 颀, 等. 石墨密封材料润滑膜形成规律及摩擦磨损研究[J]. 中国矿业大学学报, 2010, 39(2): 223-226.

- [20] 闫玉涛, 李雪娟, 胡广阳, 等. 石墨密封材料高温摩擦磨损行为及预测[J]. 航空动力学报, 2014, 29(2): 314-320.
- [21] 邵山中. 主轴承腔转子跳动对石墨圆周密封的影响分析[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2016.
- [22] 闫玉涛, 张博, 胡广阳, 等. 石墨圆周密封热-结构耦合分析[J]. 航空动力学报, 2018, 33(2): 273-281.
- [23] 胡广阳, 闫玉涛, 郑利胜, 等. 航空发动机石墨圆周密封接触特性分析[J]. 润滑与密封, 2018, 43(11): 102-107.
- [24] Bhushan B. Introduction to Tribology [M]. USA: John Wiley & Sons, Inc, 2002.
- [25] 刘雨川. 摩擦传热中热流分配系数的确定[C]. 兰州: 第七届全国摩擦学大会, 2002.
- [26] 尹延国, 邢大森, 尤涛, 等. 基于有限元法的面接触摩擦热流分配系数反推研究[J]. 摩擦学学报, 2012, 32(6): 592-598.
- [27] Shaughnessy D, Dobek L. High Misalignment Carbon Seals for the Fan Drive Gear System Technologies [R]. USA: NASA Center for Aerospace Information, 2006.
- [28] 盛敬超. 液压流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- [29] 王伟, 赵宗坚, 张振生. 单环圆周密封装置设计和应用研究[J]. 航空发动机, 2009, 35(4): 7-11.

(编辑: 李南)