

DOI: 10.3785/j.issn.1008-973X.2019.02.008

盖封密封磨损-热-应力耦合模拟与优化设计

曹文翰¹, 龚俊¹, 王宏刚², 高贵^{1,2}, 祁渊¹, 杨东亚¹

(1. 兰州理工大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730050;

2. 中国科学院 兰州化学物理研究所 固体润滑国家重点实验室, 甘肃 兰州 730000)

摘要: 在无油润滑工况下, 密封面磨损是导致密封件性能降低及寿命丧失的关键因素. 结合有限元技术, 基于修正的 Archard 磨损模型, 建立盖封 (CL) 密封过程中密封件和活塞杆间的磨损-热-应力耦合数值模拟方法, 分析磨损过程中密封件性能与寿命的变化规律及介质压力对密封特性的影响; 基于所建立的仿真模型, 采用正交试验设计法, 以密封件密封面上最大接触压力降幅最小及密封件寿命最长作为优化目标, 对 CL 密封中 C 形密封圈关键结构参数进行优化设计, 得到最优组合方案; 利用斯特林发动机活塞杆密封性能试验平台对数值模拟方法进行验证, 并对磨损后 CL 密封接触面磨损状况进行测量, 检测结果与仿真模拟结果较为一致, 优化后密封件密封性能及使用寿命得到了提高.

关键词: 盖封 (CL) 密封; 有限元法; 热; 应力; 磨损; 耦合; 结构优化

中图分类号: TH 137 **文献标志码:** A **文章编号:** 1008-973X(2019)02-0258-10

Numerical simulation on wear-thermal-stress coupling behavior of cap-seal seal and optimization design

CAO Wen-han¹, GONG Jun¹, WANG Hong-gang², GAO Gui^{1,2}, QI Yuan¹, YANG Dong-ya¹

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics, Chinese Academy of Sciences, Lanzhou 730000, China)

Abstract: The wear of the sealing surface is the key factor resulting in the declination of sealing performance and the loss of seal-life under the condition of oil free lubrication. A numerical simulation method of wear-thermal-stress coupling between seal and piston rod in the process of cap-seal (CL) sealing was established based on the finite element technique and the modified Archard wear model, and the change rule of seal performance and life in the process of wear and the effect of medium pressure on sealing characteristics were analyzed. The key structure parameters of C-ring in CL seal were optimized by applying the orthogonal design method based on the established simulation model, in order to realize the optimization target of getting minimum drop of maximum contact pressure in seal face and maximum seal-life, and the best parameter combination scheme was obtained. The results of numerical simulation and optimization design were verified by the experimental platform of Stirling engine piston rod seal performance test device, and the wear condition of contact surface of CL seal after wear was measured. The result of wear test was consistent with that of numerical simulation, and the sealing performance and life of the CL seal have been greatly improved after optimization, which confirms the accuracy of the numerical simulation method.

Key words: cap-seal (CL) seal; finite element method; thermal; stress; wear; coupling; structure optimization

收稿日期: 2018-04-03. 网址: www.zjujournals.com/eng/fileup/HTML/201902008.htm

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51165022, 51675509); 甘肃省自然科学基金资助项目 (1606RJZA166).

作者简介: 曹文翰 (1990—), 男, 博士生, 从事斯特林发动机密封技术研究. orcid.org/0000-0003-4824-7339. E-mail: cwh_wd@163.com

通信联系人: 龚俊, 男, 研究员. orcid.org/0000-0002-7374-599X. E-mail: gongjjdxy@sohu.com

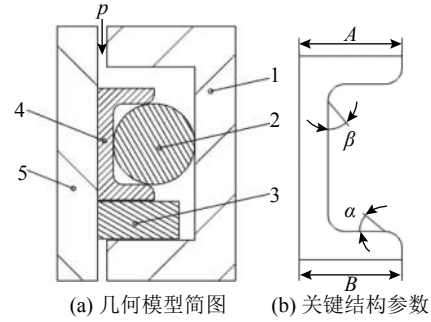
碟式太阳能热发电技术具有初始投资低、经济效应好、应用模式广等优点,斯特林发动机是组成该系统的核心部件,轴密封技术是影响斯特林发动机效率的关键因素^[1].组合式密封由于密封材料的低摩擦系数及良好的自润滑性能,在轴密封中得到广泛应用^[2-3],但其密封能力通常受预安装条件、密封工作压力、轴运动速度及环境温度等条件影响.目前对于组合式密封性能主要采用有限单元法进行数值仿真研究,重点集中在结构参数(滑块结构、补偿密封结构及尺寸参数)的选取、受载荷时的变形分析、静止及运动下的接触状态及回泵力、泄漏量等指标的讨论^[4-8].然而,这些研究一般将密封件假设为不变体,忽略形状变化对密封性能的影响.实际上,当润滑条件较差时,因材料磨损所造成的密封接触面改变及结构变化会直接影响密封件的可靠性.Wang等^[9]采用数值仿真方法建立聚四氟乙烯(polytetrafluoroethylene, PTFE)唇型密封磨损模型,考察磨损前后密封件的受力情况.Békési等^[10-11]模拟U型密封圈在不同循环往复运动过程中密封面应力及形状随材料磨损的变化状况,并通过试验验证磨损仿真模型的准确性.Xin等^[12]对橡胶O形圈及矩形圈进行有限元分析,得到磨损过程中密封件应力与温度随时间的变化关系.Frölich等^[13]对唇型径向轴密封件建立轴对称流固耦合模型,分析润滑状态及摩擦温升对密封件磨损的影响.

结合修正的Archard磨损理论及有限元技术研究盖封(cap-seal, CL)密封磨损-热-应力数值模拟方法,模拟CL密封件磨损过程,分析在磨损行为影响下密封件密封性能与寿命的变化规律及介质压力对密封特性的影响;基于所建立的模型,应用正交试验设计法对CL密封中C形密封圈关键结构参数进行优化设计,为CL密封设计提供理论依据;通过试验对数值模拟及优化设计结果进行验证.

1 数学描述及有限元建模

1.1 密封几何结构

斯特林发动机盖封密封组件的结构简图如图1所示.图中, p 为介质压力, A 为顶面宽, B 为底面宽, β 为内侧面角, α 为内外侧面角.CL密封组件主要用于活塞杆处高压气体密封,工作运行处于无油润滑状态,C形密封圈与活塞杆接触面



1-衬套; 2-O形圈; 3-挡圈; 4-C形密封圈; 5-活塞杆

图1 CL密封几何模型及关键结构参数

Fig.1 Geometric model and key structural parameters of cap-seal

为主密封面,O形圈起辅助密封及密封补偿作用.

1.2 力学分析

CL密封各组件结构均为环形,可看作由二维截面围绕中心轴回转成的三维体,因此其约束条件及在载荷作用下的应力、应变及位移呈轴对称分布,可将其简化为轴对称问题.其平衡微分方程满足:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + f_r &= 0, \\ \frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\tau_{rz}}{r} + f_z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

物理方程满足:

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_r - \mu(\sigma_\theta + \sigma_z)]/E &= \varepsilon_r, \\ [\sigma_\theta - \mu(\sigma_r + \sigma_z)]/E &= \varepsilon_\theta, \\ [\sigma_z - \mu(\sigma_r + \sigma_\theta)]/E &= \varepsilon_z, \\ 2(1 + \mu)\tau_{rz}/E &= \gamma_{rz}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: σ_r 、 σ_θ 、 σ_z 分别为各坐标下的应力分量, τ_{rz} 、 τ_{zr} 为剪应力分量, ε_r 、 ε_θ 、 ε_z 、 γ_{rz} 分别为应变分量, f_r 、 f_z 分别为单位体积内的体积力分量, E 为弹性模量, μ 为泊松比.

1.3 热传导分析

CL密封在运动过程中发生相对摩擦而产生热量,同时O形密封圈在工作过程中产生机械滞后而生热,因此传热问题可视作有内热源的瞬态导热问题.对于柱坐标系,导热微分方程^[14]满足:

$$\frac{\lambda}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \frac{\lambda}{r^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \varphi^2} + \lambda \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + q_i = \rho c \frac{\partial \theta}{\partial \tau}. \quad (3)$$

式中: θ 为温度, λ 为导热系数, c 为比热容, q_i 为内热源生热量.

对于摩擦产生的热量,定义摩擦热流密度为

$$q_f = \mu_f \sigma v / A. \quad (4)$$

式中: μ_f 为摩擦系数, σ 为摩擦接触应力, v 为滑动速度, A 为单位面积.

摩擦热流根据比例系数 K 分配给活塞杆及密封圈, 有^[15]

$$K = \frac{q_p}{q_s} = \left(\frac{\lambda_p \rho_p c_p}{\lambda_s \rho_s c_s} \right)^{1/2}. \quad (5)$$

式中: 下标 p 、 s 分别表示活塞杆及密封件.

在密封圈往复运动过程中, 假设其应力应变按正弦规律变化, 认为其因机械滞后所产生的能量全部转化为热量形式, 定义单位时间内生热率^[16]为

$$q_m = \Delta W/T = \pi \varepsilon_0^2 E_1 (\tan \gamma)/T. \quad (6)$$

式中: ΔW 为单位体积橡胶材料在 1 个周期内损耗的能量, T 为载荷周期, ε_0 为橡胶节点上的最大应变, E_1 为橡胶储能弹性模量, $\tan \gamma$ 为滞后因子.

活塞杆、密封件与介质气体间存在对流换热, 这种情况为热传导的第 3 类边界条件. 由于活塞杆做往复运动, 认为其为强制对流, 边界条件为^[14]

$$q = \alpha(\theta_c - \theta_\infty). \quad (7)$$

式中: q 为对流换热量, α 为对表面对流换热系数, θ_c 为表面温度, θ_∞ 为冷源温度.

对于一般无相变的对流换热问题, 对流换热系数有

$$\alpha = \lambda_f Nu/d. \quad (8)$$

式中: λ_f 为流体热导率, d 为特征长度, Nu 为努赛尔数.

考虑到活塞杆做往复运动, 对流换热采用湍流换热公式:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^m. \quad (9)$$

式中: Re 为雷诺数; Pr 为普朗克数; 当介质温度高于密封组件温度时, $m = 0.3$, 当介质温度低于密封组件温度时, $m = 0.4$.

活塞杆顶与顶腔内介质气体进行强制对流换热, 活塞杆底与曲轴箱内气体进行强制对流换热, 换热公式为

$$Nu = \frac{0.585 Re^{0.5}}{0.6/Pr + 0.95/Pr^{1/3}}. \quad (10)$$

缸套与周围环境存在自然对流换热, 换热公式为

$$Nu = 0.54 Ra^{1/4}. \quad (11)$$

式中: Ra 为瑞利数.

1.4 磨损分析

随活塞杆往复运动, CL 密封中 C 形密封圈与活塞杆接触部分产生摩擦与磨损, 其密封接触压力等受磨损影响会产生变化. 磨损量计算中应用最广泛的模型为 Archard 磨损模型^[17], 一般表达式为

$$V/s = kF_N/D. \quad (12)$$

式中: V 为磨损体积, s 为相对滑动距离, F_N 为接触面上法向载荷, D 为材料硬度, k 为无量纲磨损率.

令密封接触面上无限小面积为 ΔA , 磨损深度增量为 dh , 则在单位时间增量 dt 下, 式(12)可以改写为

$$dh/ds = (k/D)(F_N/A). \quad (13)$$

式中: $F_N/\Delta A$ 为接触应力 P , ds/dt 为滑动速度 v , k/D 为名义磨损系数 k_d , 式(13)可以改写为

$$dh = k_d P v dt. \quad (14)$$

假设密封接触面上某一节点在 $t=i$ 时刻的磨损量为 H_i , 则有

$$H_i = H_{i-1} + dh_i. \quad (15)$$

该节点任意时刻总磨损深度为

$$H = \sum_{i=0}^n h_i \Delta t. \quad (16)$$

1.5 有限元建模

CL 密封中 O 形圈材料为氟橡胶, C 形密封圈材料为改性聚四氟乙烯, 挡圈、活塞杆及衬套材料为碳钢(18GrMnTi). O 形圈与 C 形密封圈及衬套直接接触, C 形密封圈与活塞杆及挡圈直接接触. 由于橡胶材料的特殊性, 作以下几点假设^[18]: 1) 材料拉伸与蠕变性质相同, 蠕变不引起体积变化; 2) 材料具有确定的弹性模量与泊松比; 3) 密封圈受到的纵向压缩视为有约束边界的指定位移引起的.

氟橡胶为超弹体材料, 采用二参数穆尼-瑞林(Mooney-Rivlin)模型来描述其材料特性, 简化函数表达式^[19]为

$$W = C_{10}(I_1 - 3) - C_{01}(I_2 - 3). \quad (17)$$

式中: W 为应变能密度; I_1 、 I_2 分别为第 1、2 应变张量不变量; C_{10} 、 C_{01} 为相应系数, 模型材料为氟橡胶, 因此取 $C_{10} = 1.87 \text{ MPa}$, $C_{01} = 0.47 \text{ MPa}$ ^[20].

改性聚四氟乙烯材料硬度较大, 变形率一般不超过 10%, 采用弹性模量及泊松比来描述其材料特性^[21-22]: 弹性模量为 960 MPa, 泊松比为 0.45, 密度为 2 200 kg/m³, 导热系数为 0.3 W/(m·K), 比热

容为 1 050 J/(kg·°C), 线膨胀系数为 $1.1 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$. 定义碳钢材料的弹性模量为 207 GPa, 泊松比为 0.27, 密度为 7 800 kg/m³, 导热系数为 57 W/(m·K), 比热容为 460 J/(kg·°C), 线膨胀系数为 $1.09 \times 10^{-5} \text{ K}^{-1}$. 氟橡胶密度为 1 200 kg/m³, 导热系数为 0.24 W/(m·K), 比热容为 1 970 J/(kg·°C), 线膨胀系数为 $1.5 \times 10^{-4} \text{ K}^{-1}$.

在 ABAQUS 分析软件中采用二维轴对称模型对 CL 密封进行有限元建模, 有限元模型如图 2 所示. 其中, O 形圈采用四边形 CAX4HT 单元, 共包含 2 665 个节点, 2 582 个单元; C 形密封圈采用四边形 CAX4T 单元, 共包含 2 249 个节点, 2 107 个单元; 衬套、挡圈及活塞杆采用解析刚体代替.

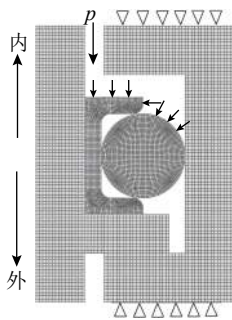


图 2 CL 密封有限元模型

Fig.2 Finite element model of cap-seal seal

共设置 5 个分析步, 以模拟 CL 密封装配预压缩过程、气体工作载荷作用过程、活塞杆往复运动过程及 C 形密封圈磨损过程. 模型中接触问题属于带约束条件下的泛函数极值问题, 应用罚函数法描述. 在使用有限元方法求解时, 采用顺序耦合进行热-应力-磨损耦合分析. 其中, 瞬态传热有限元方程^[23]为

$$C\dot{\Phi} + K\Phi = P. \quad (18)$$

式中: C 为比热容矩阵, K 为热传导矩阵, Φ 为节点温度向量, P 为节点温度载荷向量.

考虑摩擦、机械滞后及对流换热所产生的热量, 有

$$P = P_{f+m} + P_h. \quad (19)$$

式中: P_{f+m} 为摩擦热及机械滞后引起的载荷向量, P_h 为热源引起的载荷向量.

考虑热变形的力学分析有限元形式为

$$K_u u - K_T \delta\Phi = F_u. \quad (20)$$

式中: K_u 为节点位移对节点力的贡献矩阵, u 为节点位移向量, K_T 为温度对力的贡献矩阵, F_u 为节点力向量.

联立式(14)~(16), 可以得到热-应力耦合的

有限元形式:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \delta\Phi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & -\mathbf{K}_T \\ \mathbf{0} & \mathbf{K} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \delta\Phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_u \\ \delta P_{f+m} + \delta P_h \end{bmatrix}. \quad (21)$$

将式(18)与式(12)联立, 可以得到单位时间增量下热-应力-磨损耦合问题求解方法. 在模拟分析时, 首先耦合热-应力计算出接触应力 P , 在 dt 足够小时认为 P 为不变量求出磨损深度 h , 再将磨损深度变化回馈模型, 得到变化后的接触应力, 以此循环以求解磨损过程. 使用 UMESHMENTION 子程序在相邻应力增量步中计算磨损量与磨损方向, 再应用 ALE 网格技术更新有限元网格, 实现模型磨损仿真. 为加快仿真速度, 可将磨损率以倍数适当加大, 材料磨损率及摩擦系数由文献[24]得到.

1.6 密封性能判定

为了研究 CL 密封的密封性能, 分别考察活塞杆在静压状态及往复运动过程中的密封工况. 规定活塞杆运动方向与介质压力相反为内行程密封工况, 相同方向为外行程密封工况. 满足密封要求须使密封面在整个密封工作过程中接触应力达到相应准则, 即 $\delta_{\max} \geq p$, δ_{\max} 为最大接触应力. 开展如下工况分析: 1) 设定 C 形密封圈预紧量为 0.1 mm, O 形圈压缩量为 0.4 mm, 设定密封件初始温度为室温 25 °C, 介质温度为 120 °C, 环境温度室温; 2) 在密封件实现预压缩后, 对 CL 密封与介质接触的一侧施加介质压力以完成静压密封工况; 3) 对活塞杆施加正、反向位移来模拟往复运动, 速度为 1 m/s; 4) 对 C 形密封圈进行磨损仿真分析, 模拟密封件在 120 min 内的密封工况.

2 密封性能分析

2.1 不同工况下 CL 密封性能分析

如图 3 所示为 5 MPa 压力下 CL 密封在静压工况及内、外行程密封工况中的范式等效 (Von Mises) 应力云图. 图中, σ_v 为 Von Mises 应力. 由图 3 可知, C 形密封圈在静密封与内行程中的 Von Mises 应力分布基本相同, 最大应力位于与 O 形圈接触侧的上圆弧内角及下圆弧外角处, 其中, 与静密封工况相比, 内行程中 C 形密封圈与活塞杆接触侧下部应力较大; 由于摩擦力的影响, 外行程中 C 形密封圈应力大小较静密封及内行程工

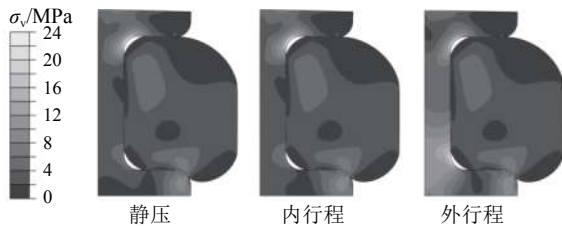


图 3 3 种工况下的 CL 密封 Von Mises 应力云图

Fig.3 Von Mises stress distribution of cap-seal seal under three working conditions

况下的应力大小有明显增加,最大应力主要集中在与 O 形圈接触侧的中下部及上圆弧内角,导致 C 形密封圈在往复运动下更易发生扭曲、翻转,影响密封效率及寿命.3 种工况下 O 形圈 Von Mises 应力分布及大小基本一致.

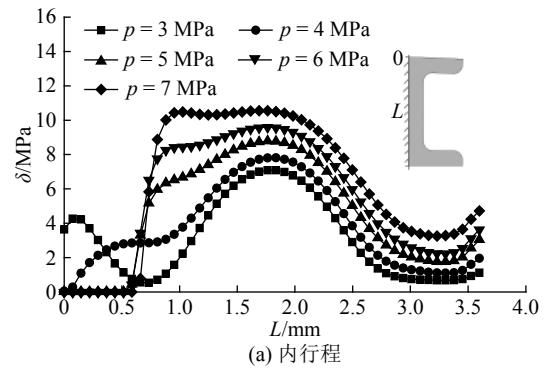
如图 4 所示为 5 MPa 压力下 CL 密封在静压工况及内、外行程密封工况中的接触面应力分布云图.由图可以看出,3 种工况下 C 形密封圈主密封面上的最大接触应力均大于需密封的介质压力,且最大接触压力主要分布于密封接触面中部,符合 O 形圈对密封件的密封补偿作用;静密封及内行程中接触应力比外行程中略高;外行程中密封面下部及其与挡圈接触侧内沿出现较大的接触应力,与 Von Mises 应力的改变方向相同.各工况下 CL 密封均能满足密封要求,密封性能良好.

如图 5 所示为不同介质压力下 C 形密封圈在内外行程中接触应力 δ 分布情况.图中, L 为距 C 形密封圈密封面顶部的距离.由图可以看出,介质压力对密封圈有效密封接触面影响较大.在内外行程中,密封圈有效密封接触面均随介质压力的增加而增大,最大接触应力的位置随介质压力的增加向密封圈顶部偏移.在内行程中,密封接触应力整体比外行程中略高,而有效密封接触面积略小;在外行程中,材料的变形使得密封圈下沿处接触应力急剧增大,在介质压力较大的情况下尤为明显.

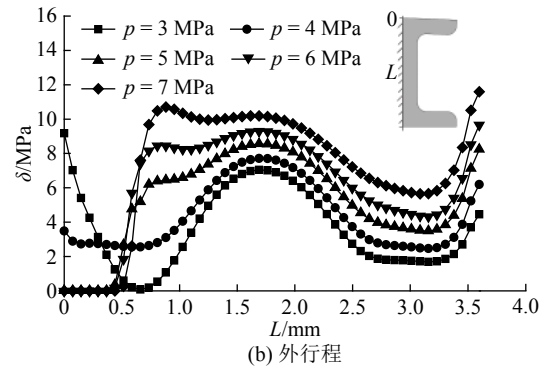


图 4 3 种工况下的 CL 密封接触应力云图

Fig.4 Contact pressure distribution of cap-seal seal under three working conditions



(a) 内行程



(b) 外行程

图 5 不同介质压力下 C 形密封圈接触应力分布图

Fig.5 Contact pressure distribution of C-ring under different medium pressures

2.2 CL 密封磨损-热-应力耦合分析

如图 6 所示为 5 MPa 压力下磨损运行过程中 CL 密封 Von Mises 应力演变云图.由 2.1 节可知,在外行程中 C 形密封圈整体的 Von Mises 应力较大,易发生变形,因此图中各个时刻均为活塞杆向下运动时 CL 密封 Von Mises 应力分布云图.如图所示, C 形密封圈 Von Mises 应力在初始时刻分布较均匀;在运行开始 5 min 后,接触面的磨损使得 C 形密封圈向下发生轴向扭转,可以观察到 C 形密封圈密封面下部出现明显的应力集中现象;在运行至 15 min 时,密封面下部应力集中区域随磨损的增加而进一步扩大,并且介质压力的挤压作用使得 O 形圈与 C 形密封圈接触侧出现应力集中, O 形圈 Von Mises 应力分布未发生明显变化;在运行时间为 45~75 min 时,磨损使得 C 形密封接触侧厚度持续减小,造成之前应力集中的区域持续增大,同时密封面上部由于受力变形也出现应力集中情况,此时 O 形圈与 C 形圈下底角接触侧 Von Mises 应力集中区域略有扩大,但整体范围缩小;在运行 120 min 后, C 形密封圈应力集中现象加剧,最大应力分别位于密封接触面下部及与 O 形圈的接触侧中部.在整个磨损运行过程中, C 形密封圈顶面及底面应力增幅不明显.

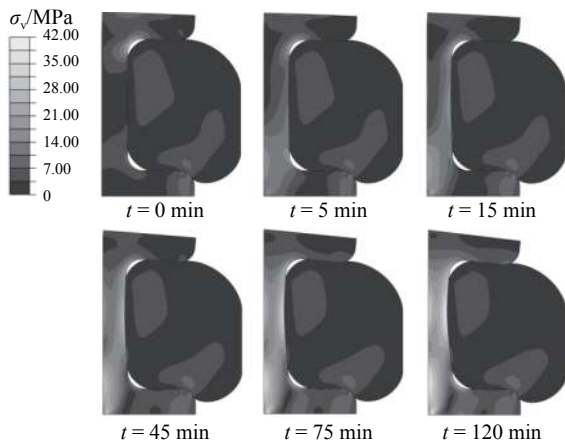


图 6 磨损运行过程中 CL 密封 Von Mises 应力演变云图

Fig.6 Von Mises stress distribution evolution of cap-seal seal in wear operation process

如图 7 所示为 5 MPa 压力下 C 形密封圈在磨损运行过程中各个时刻的接触应力分布曲线. 磨损对于 C 形密封圈接触应力分布变化规律有较大影响, 在初始时刻密封圈接触应力在密封面上分布波幅较大; 在磨合阶段, 较大的接触压力造成材料在应力集中处急剧磨损, 可观察到 $t=5$ min 后密封接触应力分布整体平稳, 并且有效密封接触面积较初始时刻增加, 最大接触应力在密封圈密封面中部附近; 随着磨损的进行, 密封接触应力逐渐降低, 最大接触应力逐渐向密封面顶部移动, 当 $t=45$ min 时, 密封接触面上最大应力低于介质压力 p , 可认为在这种情况下会发生介质泄漏; 在 $t>45$ min 后, 密封接触压力降幅变小, 至 $t=120$ min 时, 接触面上各处应力趋于均匀, 在这一时间段内主密封面上最大接触压力均低于介质压力, CL 密封主要发挥其节流作用^[25].

如图 8 所示为磨损过程中 C 形密封圈上沿及密封接触面各节点温度变化曲线. 由图可以看

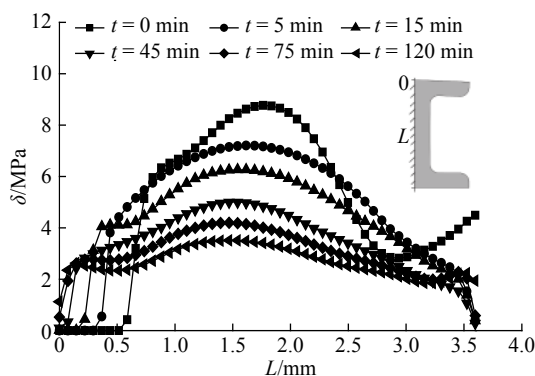


图 7 磨损运行过程中 C 形密封圈接触应力分布曲线

Fig.7 Contact pressure distribution curve of C-ring in wear operation process

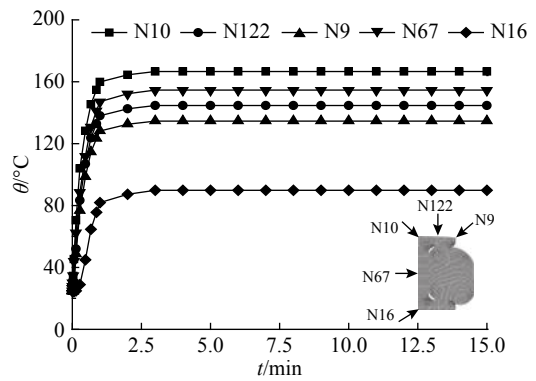


图 8 磨损运行过程中 C 形密封圈节点温度变化曲线

Fig.8 Node temperature curve of C-ring in wear operation process

出, 在 $t \geq 3$ min 后, C 形密封圈各节点温度基本不变, 可以判断此后为传热稳态. 在温度稳定状态下, 由于与高温介质接触, C 形密封圈上沿温度较高 (N9、N122、N10); 密封圈接触面中部由于摩擦热及机械滞后热的作用, 温度也相对较高 (N67); 而密封圈接触面下部因与垫板及缸体下部接触, 温度较低 (N16), 这种温度分布会导致 C 形圈密封面中部至顶部区域热应力集中, 加剧相关位置的磨损. 经观察发现, 在摩擦初期, 变形使得 C 形圈密封面上沿内侧顶角 (N9) 未与活塞杆接触, 所以其温升速率在初期较低, 而经过磨损后其与活塞杆发生接触, 产生摩擦热量, 并受 O 形圈机械滞后热的影响, 故其后期温升高于密封圈上沿中部 (N122) 温升.

如图 9 所示为 5 MPa 压力下 C 形密封圈在磨损运行过程中各个时刻的磨痕曲线. 图中, H 为磨痕. 由图可以看出, C 形密封圈的磨痕方向与其接触应力变化方向基本一致, 磨损量和应力的分布形式类似, 在 $t=45$ min 时磨痕深度最大值为 0.08 mm, 在 $t \geq 75$ min 后磨痕深度超过过盈量, 在 $t=120$ min 时磨痕最深处为 0.14 mm. 对比磨损过程中 C 形密封圈的接触应力曲线与磨痕曲线可以看出, 在磨损运行初始阶段, 较小的磨损量就会致使接触压力的大小及分布发生较大改变; 在运行后期, 磨损量对接触压力的影响不太明显. 总体来看, 运行过程中不同时段下密封接触压力的差异较大, 磨损会对密封件的密封性能及寿命产生较大的影响.

如图 10 所示为在不同介质压力下 C 形密封圈磨损过程中最大接触应力随时间的变化曲线. 由图可以看出, 在各压力下密封圈接触应力按非线性规律逐渐降低. 在磨损初始阶段, 密封圈接触应力降幅明显; 随着运行时间的增加, 接触应力

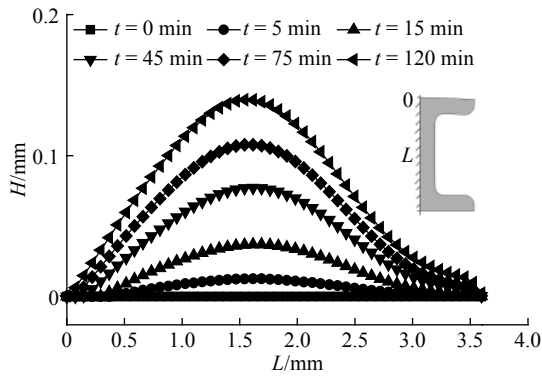


图 9 磨损运行过程中 C 形密封圈磨痕曲线

Fig.9 Wear profile curve of C-ring in wear operation process

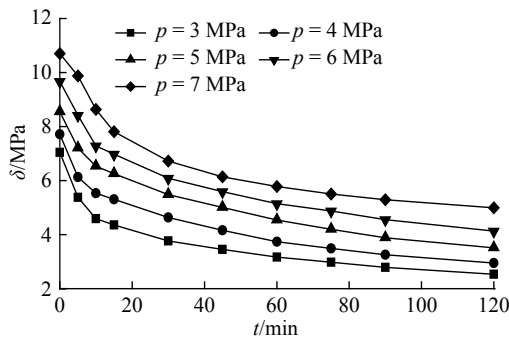


图 10 磨损运行过程中不同介质压力下 C 形密封圈最大接触应力曲线

Fig.10 Maximum contact pressure curve of C-ring in wear operation process under different medium pressures

降幅趋于平缓.对比可知,当介质压力较小时(3 MPa),密封圈接触应力降至最低密封压力标准的时间约为 75 min,且在持续磨损过程中接触应力仍能保持与介质压力相近,但当介质压力较大时(7 MPa),这一时间缩短至约 30 min,在持续磨损后接触应力明显低于此时的最低密封压力标准,这说明,密封介质压力越高,磨损对于密封圈性能及寿命的影响越显著.

3 结构优化设计

通过对 CL 密封件的磨损-热-应力耦合分析,得到运行过程中密封件密封性能及寿命与时间的关系曲线.性能优异的密封件,需要在确保密封性能的前提下拥有较长的使用寿命.采取正交试验设计的方法,分析 C 形密封圈关键结构参数对密封性能及寿命的影响,优化得到最佳结构参数,以实现 CL 密封最优设计.

C 形密封圈关键结构参数如图 1(b)所示,各因素在取值范围内划分为 5 个变化水平 N ,如表 1

表 1 正交试验各因素水平表
Tab.1 Level schedule of orthogonal experiment

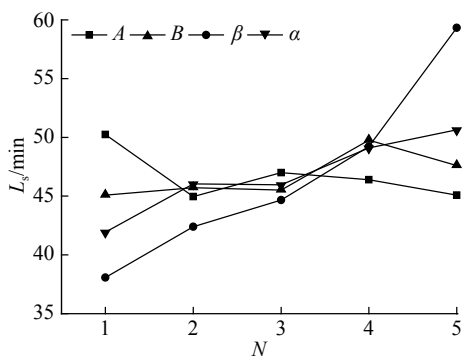
N	A/mm	$\beta/(^\circ)$	B/mm	$\alpha/(^\circ)$
1	1.6	4	1.6	8
2	1.7	2	1.7	4
3	1.8	0	1.8	0
4	1.9	-2	1.9	-4
5	2.0	-4	2.0	-8

所示.根据结构参数的个数及水平数,采用正交矩阵规划 4 因素 5 水平的 25 组正交试验方案,介质压力选取为 5 MPa.

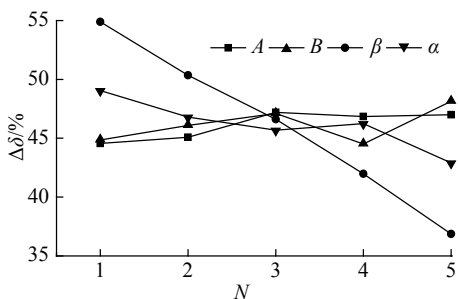
采用泄漏前密封时长来评价 C 形密封圈的密封寿命.当密封圈达到密封寿命后,顶腔内介质会向下发生泄漏,因此在运行时长超过密封寿命后,CL 密封主要作用为对工作介质的节流作用,此时密封面上接触应力降低速率即为评价密封圈节流性能的依据,所以使用整体运行过程中密封最大接触应力降幅来评价 CL 密封综合密封性能.

为了分析 C 形密封圈结构因素对密封性能及寿命的影响,对其结构参数在组合次数 X_{ij} 下进行组合得到因素 j 第 i 水平的计算结果 Y_{ij} .令 $Z_{ij} = \sum_{k=1}^n Y_{ijk}/n$ ($k=1,2,\dots,n$, n 为自由度)为各因素不同因素水平指标之和的均值,通过计算均值,可以得到各结构参数对评价指标的影响规律.令 $R_j = \max \{Z_{1j}, Z_{2j}, \dots, Z_{rj}\} - \min \{Z_{1j}, Z_{2j}, \dots, Z_{rj}\}$,为各因素指标的极差,通过计算极差,可以得到各结构参数对评价指标的影响权重.

如图 11、12 所示为 C 形密封圈结构参数密封寿命及最大接触应力降幅的均值分析和极差分析结果,图中, L_s 为密封最大时长均值, $\Delta\delta$ 为最大接触应力降幅均值, R 为极差.通过极差分析可以得出因素对评价指标的影响,从而决定设计结构参数时的侧重点;通过均值分析可以得到水平对评价指标的影响规律,从而决定结构因素的水平选取方向.如图 11 所示,对密封寿命及最大接触应力降幅的影响最显著的因素为 β ,其次为 α ,而因素 A 对密封寿命的影响强于因素 B ,对最大接触应力降幅的影响弱于因素 B .由图 11 可知,密封寿命随因素 β 水平数的增加而增大,最大接触应力降幅随水平数增加而减小,因此因素 β 选择水平 5.其余各因素水平数的选择与因素 β 相似,优化前后各因素如表 2 所示,优化前后结构如图 13 所示.



(a) 密封寿命均值



(b) 最大接触应力降幅均值

图 11 C 形密封圈结构参数正交试验结果

Fig.11 Orthogonal experiment results of C-ring structure parameters

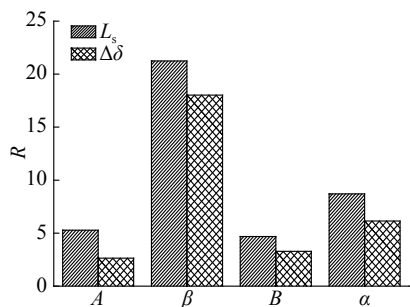


图 12 C 形密封圈结构参数极差分析结果

Fig.12 Range analysis of C-ring structural parameters

表 2 C 形密封圈优化前后各结构参数对比

Tab.2 Comparison of structural parameters of C-ring before and after optimization

结构参数	A/mm	β/(°)	B/mm	α/(°)
优化前	1.8	0	1.8	0
优化后	1.6	-4	1.9	-8

如图 14 所示为优化前、后 C 形密封圈在初始时刻及密封寿命最大时刻的接触应力分布曲线. 图中, δ_0 为原始结构下的密封接触应力, δ_p 为优化结构下的密封接触应力. 由图可以看出, 在初始时刻, 优化后的 C 形密封圈在初始时刻在接触面上各位置的接触应力明显小于原始结构, 有效密封接触面积也较小, 表明优化后的 C 形密封圈

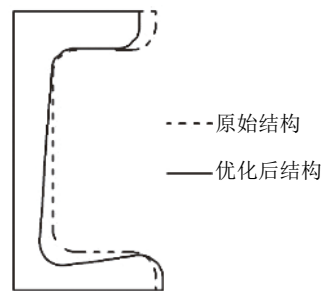


图 13 优化设计后的 C 形密封圈结构轮廓

Fig.13 Structure outline of C-ring after optimal design

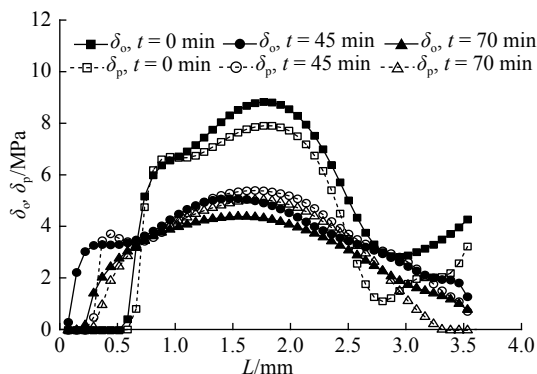


图 14 优化前后 C 形密封圈密封性能对比图

Fig.14 Comparison of sealing performance of C-ring before and after optimization

在满足密封要求的情况下有更低的摩擦力, 因而受摩擦损耗较小, 密封寿命更长. 当 $t=45$ min 时, 原结构到达最大寿命, 此时优化后的 C 形密封圈最大接触应力大于介质压力, 且存在一定的有效密封接触面积. 在 $t=75$ min 时, 优化后密封圈密封达到最大寿命. 对比优化前、后 C 形密封圈接触应力降低幅度可知, 优化后的结构相较原结构应力降幅更低, 说明其有更强的节流作用, 总体密封效果更好.

4 密封性能台架试验验证

斯特林发动机活塞杆 CL 密封性能试验台由专用密封试验装置、控制台及电机等组成, 以氢气作为密封工作介质, 使用压力表来检测运行过程中密封介质压力随时间的变化关系, 以此来评价结构优化前后 CL 密封件密封性能与寿命. 密封件如图 15 所示, C 形密封圈内径为 12 mm、壁厚为 0.5 mm、环高为 3.6 mm, O 形圈尺寸为内径 $\phi 13.0$ mm×线径 $\phi 2.6$ mm. 密封试验台如图 16 所示, 试验压力为 5 MPa, 运行时间为 6 h.

通过 6 h 运行试验测试对比结构优化前后的



图 15 CL 密封各组件实物图

Fig.15 Physical map of components for cap-seal seal

CL 密封件密封性能及寿命状况, 密封腔内介质压降随时间的变化关系如图 17 所示. 由图可以看出, 在初始阶段, CL 密封对密封腔内介质有较强的密封作用, 此时可以观察到密封腔内介质压力随时间变化不明显, 其中原结构的密封维持时间约为 1h, 而优化后 CL 密封的密封维持时间约为 2h. 随着密封件的磨损, 密封腔内介质压力随运行时

间的增大明显降低, 对比可知, 在这一阶段, 优化后的 CL 密封压降幅度低于原结构, 试验得到的最终压力为 3.85 MPa, 高于使用原结构的 3.30 MPa. 由试验结果可知, 优化后 CL 密封件的密封性能及寿命较之前有较大提升, 证实了数值仿真设计方法的准确性.

C 形密封圈密封面磨痕曲线如图 18 所示. 由图 18(a)、(b)可知, 在运行 1 h 后, 原始结构下 C 形密封圈主要磨损位置出现在密封接触面中上部, 深度约为 0.1 mm, 继续运行 2 h, 接触面中部及中下部磨损情况加剧, 最深处超过 0.2 mm. 如图 18(c)所示为结构优化后 C 形密封圈在 $t=3$ h 时的磨痕曲线, 对比可知, 结构优化后密封件磨损状况较原始结构下整体更轻微, 并且密封接触面中下部磨损量小于原始结构下的磨损量. 可以看出, 磨损试验结果与数值仿真结果较为一致.

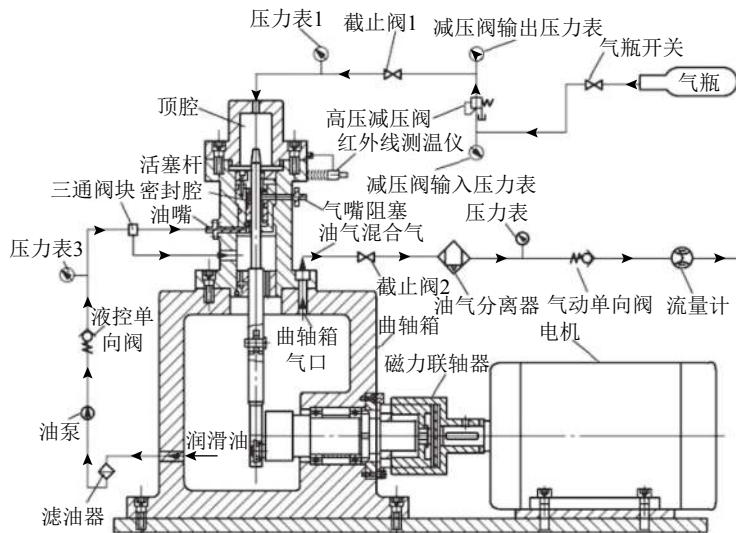


图 16 活塞杆 CL 密封性能试验台原理图

Fig.16 Schematic diagram of sealing performance experimental platform for piston rod cap-seal

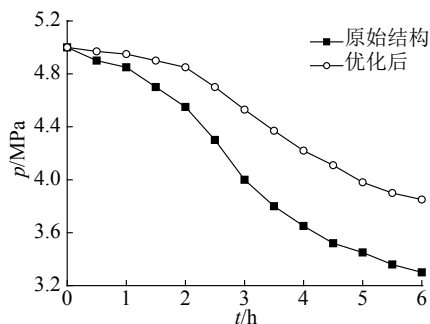


图 17 密封腔内介质压力随时间变化曲线

Fig.17 Curve of medium pressure of sealing chamber versus time

5 结 语

基于有限元分析法研究不同运行工况对 CL 密封结构 Von Mises 应力分布及接触应力分布的影响; 开发 CL 密封件磨损-热-应力耦合模拟方法, 对动密封磨损运行过程进行数值仿真, 展现磨损过程中密封 Von Mises 应力、接触应力及磨痕的演变过程; 采用正交设计法得到关键结构参数对密封性能及寿命的影响规律, 并将优化后的结果与原结构进行比较, 优化后密封件性能及寿命明显增强; 进行 CL 密封的密封性能台架试验,

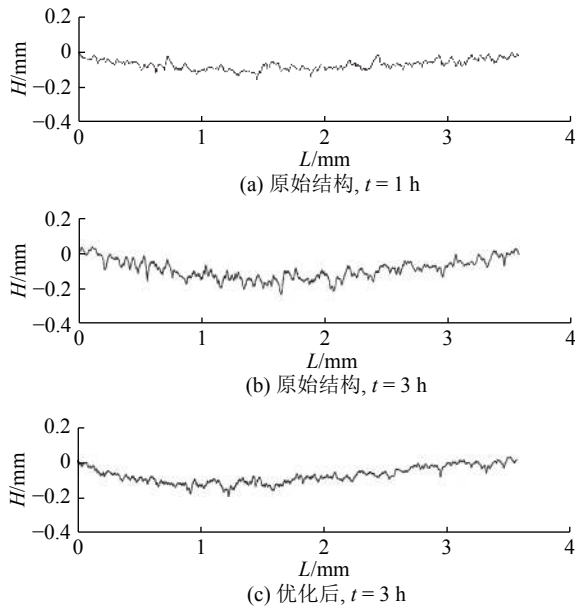


图 18 优化前后 C 形密封圈磨痕对比

Fig.18 Comparison of wear profile of C-ring before and after optimization

检测密封圈密封接触面磨损状况, 试验结果与数值仿真结果较为一致, 验证了所提方法的有效性. 研究表明, 基于修正 Archard 模型开发的磨损-热-应力耦合算法能有效计算并获取 CL 密封件在密封运行过程中的受力、变形及温升状况, 可用于对密封件性能及寿命进行预测, 为 CL 密封的性能寿命分析及结构优化设计提供了新的思路, 同时对其他密封问题的求解具有一定的指导意义.

参考文献 (References):

[1] 金东寒. 斯特林发动机技术[M]. 黑龙江: 哈尔滨工程大学出版社, 2009.

[2] 谭晶, 杨卫民, 丁玉梅, 等. 滑环式组合密封件的研究 (I): 方形同轴密封件 (格来圈) 的分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(1): 53-55.

TAN Jing, YANG Wei-min, DING Yu-mei, et al. The study of a sliding ring combined sealing (I): the analysis of rectangle co-axial seal [J]. **Lubrication Engineering**, 2007, 32(1): 53-55.

[3] LARSEN T, ROEPSTORFF S, JORDAN H. New PTFE-based material for hydraulic seal applications [C] // **13th Scandinavian International Conference on Fluid Power**. Linköping: Linköping University Electronic Press, 2013(92): 65-70.

[4] MAO J, WANG W, LIU Y. Experimental and theoretical investigation on the sealing performance of the combined seals for reciprocating rod [J].

Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(6): 1765-1772.

[5] 张教超, 王敏庆, 李海飞. 齿形滑环式组合密封的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2011, 36(5): 59-62.

ZHANG Jiao-chao, WANG Min-qing, LI Hai-fei. The finite element analysis of tooth and sliding ring combined seal [J]. **Lubrication Engineering**, 2011, 36(5): 59-62.

[6] HUANG Y, SALANT R F. Simulation of the effects of a plunge ground rod on hydraulic rod seal behavior [J]. **Tribology Transactions**, 2013, 56(6): 986-996.

[7] 欧阳小平, 薛志全, 彭超, 等. 航空作动器的 VL 密封特性分析[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2015, 49(9): 1755-1761.

OUYANG Xiao-ping, XUE Zhi-quan, PENG Chao, et al. Performance analysis on VL seal in aircraft cylinder [J]. **Journal of Zhejiang University: Engineering Science**, 2015, 49(9): 1755-1761.

[8] 欧阳小平, 刘玉龙, 薛志全, 等. 航空作动器 O 形密封材料失效分析[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2017, 51(7): 1361-1367.

OUYANG Xiao-ping, LIU Yu-long, XUE Zhi-quan, et al. Analysis of material fault of O-ring seal in aircraft cylinder [J]. **Journal of Zhejiang University: Engineering Science**, 2017, 51(7): 1361-1367.

[9] WANG Z, DRAPER D, HODAPP T. Radial lip seal simulation using ansys non-standard procedures [C] // **International ANSYS Conference**. Pittsburgh: Ansys Advantage, 2006: 1-12.

[10] BÉKÉSI N, VÁRADI K. Wear simulation of a reciprocating seal by global remeshing [J]. **Periodica Polytechnica Engineering Mechanical Engineering**, 2010, 54(2): 71.

[11] BÉKÉSI N, VÁRADI K, FELHŐS D. Wear simulation of a reciprocating seal [J]. **Journal of Tribology**, 2011, 133(3): 031601.

[12] XIN L, GAO L P, ZHE L. Prediction of seal wear with thermal-structural coupled finite element method [J]. **Finite Elements in Analysis and Design**, 2014, 83(3): 10-21.

[13] FRÖLICH D, MAGYAR B, SAUER B. A comprehensive model of wear, friction and contact temperature in radial shaft seals [J]. **Wear**, 2014, 311(1/2): 71-80.

[14] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.

(下转第 274 页)

- sitting with limited space on discomfort, body flexibility, and surface pressure [J]. **International Journal of Industrial Ergonomics**, 2017, 58: 12–24.
- [11] STINSON M D, PORTER-ARMSTRONG A, EAKIN P. Seat-interface pressure: a pilot study of the relationship to gender, body mass index, and seating position [J]. **Archives of Physical Medicine and Rehabilitation**, 2003, 84(3): 405–409.
- [12] VOS G A, CONGLETON J J, MOORE J S, et al. Postural versus chair design impacts upon interface pressure [J]. **Applied Ergonomics**, 2006, 37(5): 619–628.
- [13] KOLICH M, SEAL N, TABOUN S. Automobile seat comfort prediction: statistical model vs artificial neural network [J]. **Applied Ergonomics**, 2004, 35(3): 275–284.
- [14] ZHAO C, YU S, MILLER C, et al. Predicting aircraft seat comfort using an artificial neural network [J/OL]. **Human Factors and Ergonomics in Manufacturing and Service Industries**. <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1002/hfm.20767>.
- [15] TIMM M, SAMUELSSON K. Wheelchair seating: a study on the healthy elderly [J]. **Scandinavian Journal of Occupational Therapy**, 2016, 23(6): 458–466.
- [16] VERBUNT M, BARTNECK C. Sensing senses: tactile feedback for the prevention of decubitus ulcers [J]. **Applied Psychophysiology and Biofeedback**, 2010, 35(3): 243–250.
- [17] WININGER M, CRANE B A. Assessment of the minimally sufficient spatial sampling in pressure mapping the wheelchair seating interface [J]. **Technology and Disability**, 2015, 27(4): 119–125.
- [18] HEFFERNAN C, FREIVALDS A. Optimum pinch grips in the handling of dies [J]. **Applied Ergonomics**, 2000, 31(4): 409–414.
- [19] KREMERSER F, GUENZKOFER F, SEDLMEIER C, et al. Aircraft seating comfort: the influence of seat pitch on passengers' well-being [J]. **Work**, 2012, 41(Suppl. 1): 4936–4942.
- [20] ZEMP R, TAYLOR W R, LORENZETTI S. Seat pan and backrest pressure distribution while sitting in office chairs [J]. **Applied Ergonomics**, 2016, 53: 1–9.

(上接第 267 页)

- [15] 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.
YIN Yan-guo, XING Da-miao, YOU Tao, et al. Inverse research on partition coefficient of heat flow under the condition of surface contact friction based on the finite element method [J]. **Tribology**, 2012, 32(6): 592–598.
- [16] 杨秀萍, 郭津津. 单螺杆泵定子橡胶温度场分析[J]. **润滑与密封**, 2008, 33(7): 53–55.
YANG Xiu-ping, GUO Jin-jin. Study of temperature field for stator rubber of eccentric screw pump [J]. **Lubrication Engineering**, 2008, 33(7): 53–55.
- [17] 何健, 李小红, 张治军. 聚合物基复合材料摩擦学改性研究新进展[J]. **摩擦学学报**, 2012, 32(2): 199–208.
HE Jian, LI Xiao-hong, ZHANG Zhi-jun. Research advances in tribological modification of polymer-based composites [J]. **Tribology**, 2012, 32(2): 199–208.
- [18] 莫丽, 王军. O 形圈动密封特性的有限元分析[J]. **机械科学与技术**, 2015, 34(3): 386–392.
MO Li, WANG Jun. Finite element analysis of the dynamic sealing characteristics for O-ring [J]. **Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering**, 2015, 34(3): 386–392.
- [19] TRELOAR L R G. **The physics of rubber elasticity** [M]. Oxford: Oxford University Press, 1975.
- [20] 陈国定, HAISER H, HAAS W, 等. O 形密封圈有限元力学分析[J]. **机械科学与技术**, 2000, 19(5): 740–741.
CHEN Guo-ding, HAISER H, HAAS W, et al. Analysis of O-ring seals using the finite element method [J]. **Mechanical Science and Technology**, 2000, 19(5): 740–741.
- [21] SAWYER W G, FREUDENBERG K D, BHIMARAJ P, et al. A study on the friction and wear behavior of PTFE filled with alumina nanoparticles [J]. **Wear**, 2003, 254(5/6): 573–580.
- [22] ARCHARD J F. Contact and rubbing of flat surfaces [J]. **Journal of Applied Physics**, 1953, 24(8): 981–988.
- [23] 王勛成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [24] 曹文翰, 龚俊, 杨东亚, 等. 纳米 Al₂O₃/聚苯硫醚改性聚四氟乙烯复合材料摩擦特性[J]. **高分子材料科学与工程**, 2017, 33(5): 78–84.
CAO Wen-han, GONG Jun, YANG Dong-ya, et al. Tribological behavior of nano-Al₂O₃/PPS reinforced PTFE composites [J]. **Polymer Materials Science and Engineering**, 2017, 33(5): 78–84.
- [25] 杨东亚. 斯特林发动机活塞杆 Leningrader 密封性能相关问题研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2013.
YANG Dong-ya. Research on the Leningrader seal of piston-rod in Stirling engine [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2013.