DOI：10.13890/j.issn.1000-128X.2026.04.008

制动缸导向衬套可靠寿命建模与分析

葛　永，孟子超，庄国明，杨　俊，黄鲁震
（南京中车浦镇海泰制动设备有限公司，江苏 南京 211800）

摘　要：铁路车辆制动缸在周期性交变载荷、环境温度波动和制造装配偏差耦合作用下容易导致其导向衬套疲劳失效，进而引起制动压力泄漏，危及行车安全。针对此问题，文章提出了面向工程设计的动密封可靠寿命建模与分析方法。基于分析软件建立密封件有限元仿真模型，采用Johnson-Cook和Mooney-Rivlin本构模型，分别建立聚甲醛与丁腈橡胶材料特性；基于能量释放率理论建立多温区疲劳寿命模型，并采用Box-Behnken设计抽样，构建应力响应面代理模型。通过蒙特卡洛模拟量化导向衬套厚度、配合间隙正态分布和环境温度均匀分布的不确定性，获得寿命概率分布与可靠度0.9条件下的可靠寿命。分析表明，寿命分布呈近似正态形态，离散性较小；设计参数中导向衬套厚度对可靠寿命负向影响更为显著，且当厚度较大时配合间隙影响趋于减弱；在制造公差方面，厚度公差放宽导致的寿命减小幅度大于间隙公差，二者存在交互放大效应。文章所提方法可在设计阶段用于评估制动缸导向衬套寿命离散特征与可靠性水平，为参数优化与精度分配提供量化依据，有效提升制动缸导向衬套可靠寿命。

关键词：动密封；可靠寿命；不确定性；参数优化；有限元

中图分类号：U270.35；TB114.3　　**文献标志码：**A　　**文章编号：**1000-128X(2026)04-0075-10

0　引言

在铁路车辆制动执行机构中，踏面制动单元作为核心作动部件，其制动缸动密封部件需动态建立并维持稳定腔室压力，以确保制动力可靠输出[1]。在实际服役过程中，制动缸导向衬套长期承受周期性交变载荷、环境温度波动和往复机械运动的耦合作用，易诱发疲劳裂纹，导致气密性能随时间渐进衰退。密封失效引发的制动压力泄漏，将直接造成响应迟滞、制动力衰减，极端情况下甚至导致制动功能丧失，严重威胁行车安全。因此，开展制动缸导向衬套可靠寿命定量分析，构建面向工程设计的寿命预测与可靠性评估体系，对提升制动系统安全具有重要工程价值。

目前，国内外针对密封件寿命的研究大体可分为两类：一类是聚焦于以老化原理为主的静密封寿命研究，另一类是以疲劳、磨损原理为主的动密封寿命研究。对于老化寿命，研究重点在于通过开展加速老化试验获取材料性能退化数据，进而辨识老化模型边界参数，用以评估密封件在实际运行环境下的寿命水平。例如，文献[2]通过热空气加速老化试验，利用压缩永久变形数据建立老化退化模型，以此预测地铁车辆、交流传动HXD2型系列电力机车、160 km/h动力集中动力组、200 km/h动力分散动车组基础制动装置密封件的剩余寿命。文献[3]通过设计并开展加速试验，研究了以聚甲醛（POM）为主的聚合物在不同老化环境下的表面性能和摩擦学性能变化。对于动密封寿命，研究则主要关注密封件在安装预压力和环境温度变化作用下的“热-力”耦合变形特征，通过理论计算或有限元仿真分析获得接触应力分布，并结合相关原理模型预测动密封寿命。目前，相关学者围绕材料参数、载荷类型和装配工艺等方面对密封材料性能及其应力状态的影响开展研究。文献[4]以旋转轴唇型密封件为例，利用仿真分析软件计算接触应力场，结合Fe-safe疲劳分析软件，分析评估不同过盈量和接触宽度对循环寿命的影响。文献[5]从多尺度仿真角度刻画了气缸密封

基金项目：中国中车重点项目（2024CCB246）
通信作者：葛　永，男，高级工程师，主要从事轨道交通制动产品研发和可靠性寿命方面的研究；E-mail: 010700060779@crrcgc.cc
引用格式：葛永，孟子超，庄国明，等．制动缸导向衬套可靠寿命建模与分析[J]. 机车电传动，2026(4): 75-84. DOI: 10.13890/j. issn. 1000-128X.2026.04.008.
Citation：GE Yong, MENG Zichao, ZHUANG Guoming, et al. Reliability-based life modeling and analysis of brake cylinder guide bushings[J]. Electric drive for locomotives,2026(4): 75-84.DOI:10.13890/j.issn.1000-128X.2026.04.008.

圈在不同水热老化条件（温度、压力等）下的动密封行为。在此基础上，相关原理模型进一步被提出，并对其开展研究，用以量化各类高分子材料在不同载荷状态下的动密封寿命。文献[6]系统梳理了高分子材料疲劳寿命的研究进展，从裂纹萌生与扩展角度，归纳了基于应变、应变能密度和环境因素的寿命表征方法，为采用能量型指标开展密封寿命分析提供理论基础。相比而言，断裂力学法从能量释放率的角度分析裂纹的扩展，密封过程的每次运动所产生的能量都会引起裂纹的扩展，直至引起密封失效，从而得到材料的疲劳寿命[7]。这类方法普遍被认为是一个较为有效地计算密封件疲劳寿命的计算手段。然而，密封件在制造和运行阶段，通常会受到多源不确定性因素影响，这些不确定性因素既来源于制造与装配过程中的尺寸公差，又源于实际服役工况的随机波动。现有研究通常将结构参数和载荷环境视为确定性常数，或仅局限于某单一不确定性因素对密封应力和寿命的影响。目前尚缺乏综合考虑设计参数与运行环境多源不确定性的影响，并据此系统研究实际服役条件下踏面制动单元制动缸密封件的可靠寿命，这在一定程度上制约了设计阶段对踏面制动单元服役周期的精准寿命预测。

为了解决上述问题，本文以制动缸导向衬套为研究对象，构建面向工程设计的导向衬套可靠寿命建模与分析方法。首先，利用有限元仿真获取考虑温度、导向衬套厚度和配合间隙等关键因素影响下的应力响应，并基于能量释放率的断裂力学模型和累计损伤理论，实现面向全寿命周期的确定性疲劳寿命指标计算。其次，考虑上述因素的不确定性影响，通过 Box-Behnken 设计（BBD）抽样和响应面模型，构建动密封应力条件下的工程代理模型。在此基础上，利用蒙特卡洛模拟生成考虑上述不确定性的寿命分布，进而确定预设可靠度下的导向衬套动密封疲劳可靠寿命指标。最后，通过样本分析对相关设计参数和制造参数对于可靠寿命的影响进行讨论。研究表明，本文提出的制动缸导向衬套可靠寿命建模方法，可给出更贴合实际不确定性的可靠寿命评估结果，并为制动缸导向衬套的设计改进、制造工艺精确控制提供技术支撑。

1 仿真建模及确定性寿命计算

1.1 有限元仿真分析

利用 ABAQUS 建立制动缸运动过程的导向衬套动密封有限元仿真模型。踏面制动单元的整体结构如图 1 所示。当压缩空气从进气口进入踏面制动单元的制动缸内，驱动楔形活塞向下运动，推动十字轴，闸瓦托向前施加制动。其中，导向衬套位于制动缸内，与楔形活塞和制动缸壁接触。为了简化有限元仿真建模，考虑导向衬套、楔形活塞和密封缸体的直径远大于其各自的截面直径，且均为轴对称结构，在理想状态下，缸体内部的部件所受轴向载荷也呈轴对称形式，对于此类密封结构，分析模型的轴对称部分即可得到密封的力学性能[8]。因此，对于动密封应力仿真可将导向衬套、唇形密封圈、楔形活塞等部件沿截面截取，将三维仿真简化为二维平面应变问题处理，同时在不影响计算结果精度的前提下，将楔形活塞和密封缸体的二维平面结构进行简化。

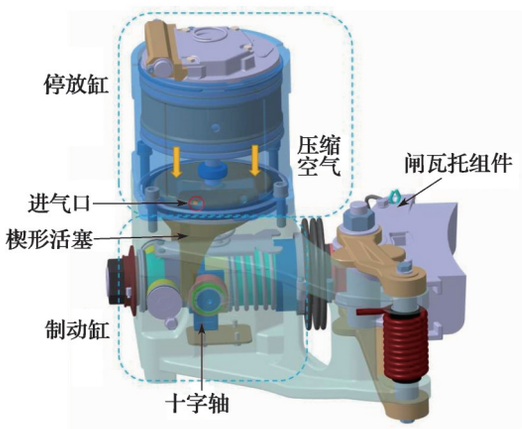


图 1 踏面制动单元结构及动密封模型简化示意图

Fig. 1 Simplified diagram of tread brake unit structure and dynamic sealing model

导向衬套为 POM 高分子聚合物材料，其力学特性通常采用 Johnson-Cook 公式表征，结合温度与材料弹性模量的关系，可以构建不同温度下 POM 材料的热粘弹-塑性本构模型[9]，具体公式如下：

$$\sigma=\begin{cases}E(T)\cdot\varepsilon, \sigma\leqslant\sigma_y\\ \left(A+B\varepsilon^n\right)\left(1+C\ln\left(1+\dfrac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right)\right)\left(1-\left(\dfrac{T-T_{\mathrm{n}}}{T_{\mathrm{m}}-T_{\mathrm{n}}}\right)^M\right), \sigma>\sigma_y\end{cases} \tag{1}$$

$$E(T)=-20.5T+2937.2 \tag{2}$$

式中：σ 为等效真实应力；ε 为等效真实应变；E 为弹性模量；A 为参考应变率和参考温度下的初始屈服应力；σ_y 为屈服应力；B 为硬化系数；n 为硬化指数；$\dot{\varepsilon}$ 为等效塑性应变率；$\dot{\varepsilon}_0$ 为等效塑性参考应变率；C 为应变率敏感系数；T 为当前温度；T_{n} 为常温；T_{m} 为熔点；M 为温度软化参数。

上述材料参数如表 1 所示[10]。此外，唇形密封圈需要在制动压力下形成有效变形实现制动缸的密封，因此选用丁腈橡胶（NBR）材料。该材料属于超弹性体，可通过 Mooney-Rivlin 本构模型的简化形式描述其特性[11-12]，即

$$W=C_{10}\left(I_1-3\right)+C_{01}\left(I_2-3\right) \tag{3}$$

式中：W 为应变能密度；I_1、I_2 分别为第一应变张量和第二应变张量；C_{10}、C_{01} 分别为材料的 Mooney-Rivlin 系数。

C_{10} 和 C_{01} 可由试验中的经验公式和橡胶材料的弹

表 1　热粘弹-塑性模型的POM材料特性参数

Table 1　Thermo-viscoelastic-plastic model parameters for POM material

参数项目	类型	弹性模量E/MPa			泊松比	密度/($kg\cdot m^{-3}$)	质量比热容/($J\cdot(kg\cdot K)^{-1}$)	导热系数/($W\cdot(m\cdot K)^{-1}$)	线膨胀系数/(K^{-1})
		0 ℃	20 ℃	40 ℃					
参数值或说明	弹性	2 937.2	2 527.2	2 117.2	0.3	1 410	1 470	0.3	$1\times e^{-5}$

参数项目	类型	初始屈服应力A/MPa	硬化系数B/MPa	应变率敏感系数C	硬化指数n	温度软化参数M	熔点T_m/℃	T_{tran}/℃
参数值或说明	塑性	65	18.918	0	0.519	1.163 6	178	−20

性模量E_0计算获得[13]，具体计算如式(4)。

$$\left.\begin{aligned} E_0 &= 6C_{10}\left(1+\frac{C_{01}}{C_{10}}\right)\\ \frac{E_0}{3} &= 2\left(C_{10}+C_{01}\right)\end{aligned}\right\} \tag{4}$$

此外，橡胶硬度Y作为超弹性体的一个关键材料参数，其与弹性模量E存在以下关系[14]：

$$\lg E = 0.0198Y - 0.5432 \tag{5}$$

由于温度会对硬度产生显著影响，通过相关调研，设置温度与材料硬度间关系为[15]

$$Y = Y_0 + \beta(T-23) \tag{6}$$

式中：Y_0为材料在标准室温下的硬度；β为温度修正系数；T为环境温度。

NBR材料的参数如表2所示。

表2　Mooney-Rivlin本构模型的NBR材料参数

Table 2　Mooney-Rivlin constitutive model parameters for NBR material

参数名称	C_{10}			C_{01}			密度/($kg\cdot m^{-3}$)	质量比热容/($J\cdot(kg\cdot K)^{-1}$)	导热系数/($W\cdot(m\cdot K)^{-1}$)	线膨胀系数/(K^{-1})
	0 ℃	20 ℃	40 ℃	0 ℃	20 ℃	40 ℃				
参数值	2.30	1.84	1.46	0.58	0.46	0.37	1 200	840	0.24	$2\times e^{-6}$

密封缸体和楔形活塞材料为QT700或QT500-7，其弹性模量远大于POM和NBR材料，将其视为刚体，其相关材料参数如表3所示。

表3　制动缸缸体及楔形活塞材料参数

Table 3　Material parameters for brake cylinder block and wedge piston

材料	弹性模量/MPa	泊松比	导热系数/($W\cdot(m\cdot K)^{-1}$)	线膨胀系数/(K^{-1})
QT700	176 000	0.275	31.1	$12\times e^{-6}$
QT500-7	169 000	0.275	35.2	$12\times e^{-6}$

导向衬套的密封安装是一个比较复杂的工艺过程，在仿真分析中可将密封过程的接触问题视为不同部件间的面-面接触，主要包括3个接触副：导向衬套、唇形密封圈与制动缸缸壁的接触副；导向衬套、唇形密封圈与楔形活塞的接触副；导向衬套与唇形密封圈之间的接触副。接触属性采用“硬”接触，摩擦采用拉格朗日乘子摩擦。楔形活塞与唇形密封圈间的摩擦因数定义为0.2，缸壁与唇形密封圈间的摩擦因数定义为0.1，导向衬套与唇形密封圈间的摩擦因数定义为0.3。

为了贴合实际密封情况，将边界条件和载荷的施加分为2步：第一步，在水平方向施加一个位移，用以模拟导向衬套与唇形密封圈的初始压缩情形；第二步，模拟缸壁水平位移的动密封过程。

需要指出的是，边界条件的设置还应考虑以下3个方面：①针对楔形活塞，考虑实际密封条件，对其施加完全固定的约束，限制楔形活塞的位移；②考虑装配工艺与实际动作过程，对缸壁施加位移约束，沿x轴正方向在0~1 s内运动17 mm，之后保持位移量以模拟导向衬套与唇形密封圈的初始压缩状态；③对缸壁施加位移约束，沿着x轴正向在1~2 s内运动3 mm，此过程用于模拟动密封过程。

根据实际载荷状态，应考虑实际气体压力和温度场，具体设置如下：

①由于密封过程存在制动压力，还需考虑制动压力对唇形密封圈变形的影响，依据实际受压变形情况，对唇形密封圈气体接触面施加实际工况区间范围内的压力。

②施加温度场模拟不同温度下导向衬套与唇形密封圈的变形情况。

最后，为保证在有效精度下提高仿真计算效率，将导向衬套与唇形密封圈的网格进行细化，各个单元的网格形式均为四面体单元，最终有限元仿真模型如图2所示。

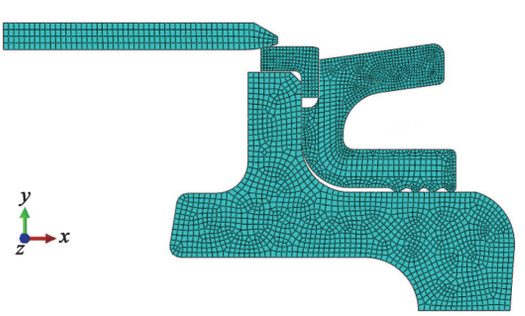


图2　导向衬套动密封有限元仿真模型

Fig. 2　Finite element model of dynamic seal for guide bushing

1.2 疲劳寿命计算建模

随着制动缸活塞的上下往复运动，导向衬套的接触界面在持续压缩和滑移循环中不断累积和释放应变能，进而会产生持续疲劳损伤与磨损磨耗。为评估导向衬套的寿命分布，本文采用基于能量释放率的断裂力学模型[7, 16]，并考虑服役环境构建相应的疲劳寿命计算模型。

首先，假设材料的“应力-应变”关系服从温度相关的线性弹性规律，即

$$\sigma(\varepsilon,T)=E(T)\cdot\varepsilon \tag{7}$$

式中：$E(T)$为温度T下材料的弹性模量；ε为应变。

由此可得，单位体积应变能密度为

$$\omega_0(T)=\int_0^{\varepsilon}\sigma(\varepsilon,T)\mathrm{d}\varepsilon \tag{8}$$

进一步，裂纹尖端的能量释放率$G(T)$可近似为

$$G(T)=2\kappa(\varepsilon)\cdot\omega_0(T)\cdot a=\frac{2\pi a}{\sqrt{1+\varepsilon}}\int_0^{\varepsilon}\sigma(\varepsilon,T)\mathrm{d}\varepsilon \tag{9}$$

式中：a为裂纹长度；$\kappa(\varepsilon)$为几何修正函数。

借助Paris模型，导向衬套的动密封寿命$N(T)$可表示为

$$N(T)=\frac{1}{B(\beta-1)}\left(\frac{\Delta G(T)}{a_0}\right)^{-\beta}\left(\frac{1}{a_0^{\beta-1}}-\frac{1}{a_c^{\beta-1}}\right) \tag{10}$$

式中：a_0、a_c分别为初始和临界裂纹长度；$\Delta G(T)$为应变能释放率变化范围。

在实际服役过程中，导向衬套将会经历不同环境温度变化，使得密封应力及其对应的疲劳寿命存在显著差异。因此，需要综合考虑导向衬套在服役过程中的主要影响因素，以年为单位，将1年划分为k个代表性温度区间，并结合累积损伤理论，计算导向衬套的真实疲劳寿命。

假定每个温度区间$T_i\ (i=1,2,\cdots,k)$对应的循环次数为$n_i\ (i=1,2,\cdots,k)$，则1年的累积损伤为

$$D_{\mathrm{year}}=\sum_{i=1}^{k}\frac{n_i(T_i)}{N_i(T_i)} \tag{11}$$

相对应地，考虑不同温度工况组合下导向衬套的疲劳寿命为

$$N_{\mathrm{total}}=\frac{\sum_{i=1}^{k}n_i(T_i)}{\sum_{i=1}^{k}\frac{n_i(T_i)}{N_i(T_i)}} \tag{12}$$

2 可靠寿命建模

2.1 不确定性分析与量化

导向衬套在生产、制造和使用过程中会受到各类不确定因素的影响，这些不确定性会对动密封疲劳寿命产生显著影响。因此，有必要识别、分析并量化影响导向衬套动密封疲劳的各类不确定因素的统计特性。本节重点关注在生产和装配过程中关键结构参数公差，以及工作环境温度的波动，并采用合适的概率分布进行量化评估，以下将进行具体分析。

①公差是指产品几何尺寸和物理参数相对于名义设计值所产生的不可避免偏差，这些偏差主要源于制造与装配过程中的各类因素，如加工设备精度、工艺条件和人为操作等。受此类不确定性影响的关键参数包括导向衬套厚度h和配合间隙c。根据批量生产的统计数据，这类公差通常可用正态分布进行建模，将设计标称值作为分布均值，并依据机械设计中常用的6σ准则[17]，将总公差带视为随机变量的$\pm3\sigma$范围，据此即可反向求得标准差。由此，导向衬套厚度h和配合间隙c的不确定性分别量化为：

$$h\sim N\left(h_{\mathrm{mean}},\left(\frac{\Delta h}{3}\right)^2\right) \tag{13}$$

$$c\sim N\left(c_{\mathrm{mean}},\left(\frac{\Delta c}{3}\right)^2\right) \tag{14}$$

式中：h_{mean}、c_{mean}分别为导向衬套厚度h和配合间隙c的设计标称值；Δh、Δc分别为导向衬套厚度h和配合间隙c的许用公差。

②在持续运行过程中，导向衬套所处的环境温度会受到运行区域、运行时间和工况条件等多种因素影响，通常在一定范围内波动。在工程实践中，环境温度变化往往仅能给出一个可能的取值区间，而其在该区间内的出现频率缺乏明显的集中趋势；在缺乏足够统计样本支撑精细概率建模的情况下，常采用均匀分布对环境温度变化进行不确定性表征。因此，环境温度T的不确定性最终量化为

$$T\sim U(T_{\min},T_{\max}) \tag{15}$$

式中：$T_{\min}$、$T_{\max}$分别为环境温度的最小值和最大值。

2.2 工程代理模型构建

考虑到导向衬套厚度h、配合间隙c和环境温度T对动密封应力影响的复杂性，本文通过响应面拟合构建代理模型揭示其内在联系。

首先，为保证各参数在设计空间中的均匀分布并减少极端点带来的拟合误差，本文采用BBD设计方案进行试验样本抽取[18]，将导向衬套厚度h、配合间隙c和环境温度T各选取3个水平，并进行15组试验点组合，通过参数化建模和有限元仿真计算，获得导向衬套在各个仿真样本下的最大应力值$\sigma(\varepsilon)$。

其次，在响应面模型的选取上，需要兼顾拟合精度与物理变量的合理性。若在响应面中引入二次项，模型将在设计空间内对导向衬套厚度或配合间隙产生局部极值点，但根据实际物理原理，应变与配合量之

间并不存在此类内部极值关系，二次项的引入反而可能导致预测结果偏离真实响应特性。因此，本研究最终采用仅包含一次项及其交互项的线性响应面形式，以保持模型结构与物理变量规律的一致性。其数学表达式为

$$\sigma(\varepsilon)=\beta_0+\beta_1 T+\beta_2 h+\beta_3 c+\beta_{12}Th+\beta_{13}Tc+\beta_{23}hc \quad (16)$$

式中：β_0为常数项；β_1、β_2、β_3为对应的三因素主效应系数；β_{12}、β_{13}、β_{23}为交互项的系数。

最终，基于仿真获取各个仿真样本对应的应力取值，并通过最小二乘拟合，得到响应面模型中各个系数的取值。

2.3　可靠寿命计算方法

考虑到上述参数不确定性的影响，导向衬套动密封疲劳寿命预测结果也存在不确定性。对此，本文结合所构建的代理模型和疲劳寿命模型，通过蒙特卡洛仿真方法计算导向衬套的可靠寿命。

首先，根据导向衬套厚度h与配合间隙c的统计分布，生成M组随机样本。对每一个样本组合，通过代理模型和疲劳寿命模型，得到寿命序列：$\{N_i\}(i=1,2,\cdots,M)$。

然后，将寿命样本按升序排列，如式(17)。

$$N_{(1)}\leqslant N_{(2)}\leqslant\cdots\leqslant N_{(M)} \quad (17)$$

设定可靠度为R_0，可靠寿命定义为使寿命不低于该值的概率为R_0。其数学条件为

$$P\left(N\geqslant N_{R_0}\right)=R_0 \quad (18)$$

在蒙特卡洛求解中，可靠寿命对应于寿命分布的$(1-R_0)$分位点。根据排序后的序列，该分位点所在位置可表示为

$$m=\lfloor(1-R_0)M\rfloor \quad (19)$$

因此，可靠寿命的近似值为

$$N_{R_0}=N(m) \quad (20)$$

3　动密封件分析

3.1　基于BBD的仿真分析结果

在本案例中，根据制动缸对尺寸公差的要求，考虑环境温度涵盖运行环境温度范围，设定配合间隙c、导向衬套厚度h和温度T的BBD抽样水平，具体如表4所示。

表4　BBD因素水平

Table 4　BBD factor levels

因素	低水平	中水平	高水平
温度T/℃	0	20	40
厚度h/mm	2.20	2.25	2.30
间隙c/mm	2.08	2.13	2.18

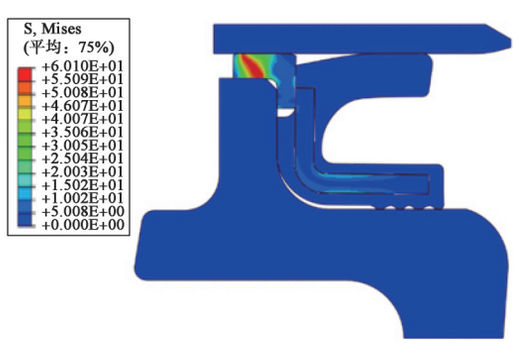
基于此，采用3因素3水平BBD设计进行抽样，共生成15组计算样本，并基于该样本，在保证其他仿真设置参数一致的情况下，通过调整配合间隙c、导向衬套厚度h和温度T，计算导向衬套的动密封应力仿真结果，具体如表5所示。

表5　Box-Behnken试验设计与仿真结果

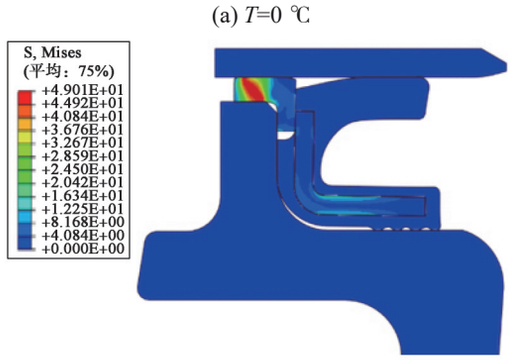
Table 5　Box-Behnken experimental design and simulation results

序号	温度T/℃	厚度h/mm	间隙c/mm	仿真结果/MPa
1	0	2.20	2.13	60.10
2	40	2.20	2.13	49.01
3	0	2.30	2.13	61.30
4	40	2.30	2.13	49.98
5	0	2.25	2.08	61.46
6	40	2.25	2.08	50.00
7	0	2.25	2.18	62.07
8	40	2.25	2.18	50.14
9	20	2.20	2.08	55.76
10	20	2.30	2.08	58.60
11	20	2.20	2.18	29.47
12	20	2.30	2.18	55.82
13	20	2.25	2.13	56.11
14	20	2.25	2.13	56.11
15	20	2.25	2.13	56.11

图3为导向衬套在不同温度场下的等效应力分布云图。由图3可知，导向衬套在动密封过程中，随着温度升高，其最大等效应力随之降低。分析其原因，主要



(a) T=0 ℃



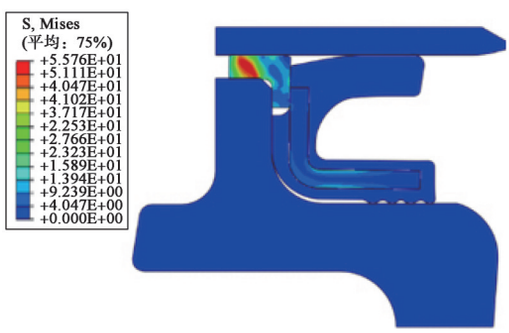
(b) T=40 ℃

图3　不同温度下等效应力分布情况(h=2.20 mm，c=2.13 mm)

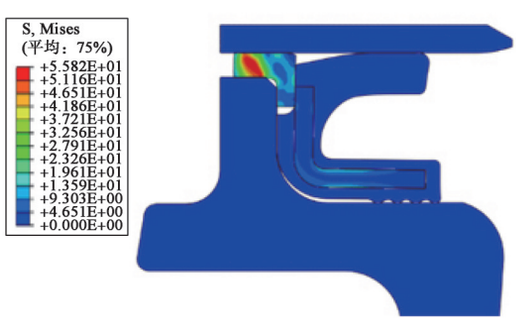
Fig. 3　Equivalent stress distribution at varying temperatures (h=2.20 mm, c=2.13 mm)

是材料的弹性模量随着温度升高而下降，硬度也随之下降，变形增大，并且材料的屈服应力会随着温度的升高而减小，导致其承载能力降低。

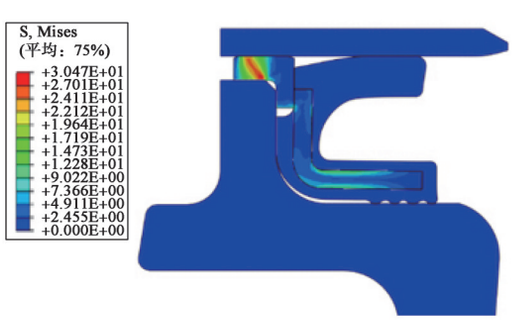
图 4 为不同导向衬套厚度 h 和配合间隙 c 下等效应力分布云图。由图 4 可知，随着导向衬套厚度的增加或者配合间隙的减小，挤压变形都将会更加严重，直接导致导向衬套的等效应力相对进一步增加，虽然具有更好的密封效果，但是会降低使用寿命。



(a) h=2.20 mm, c=2.08 mm



(b) h=2.30 mm, c=2.18 mm



(c) h=2.20 mm, c=2.18 mm

图 4　不同导向衬套厚度 h 和配合间隙 c 下等效应力分布情况（20 ℃）

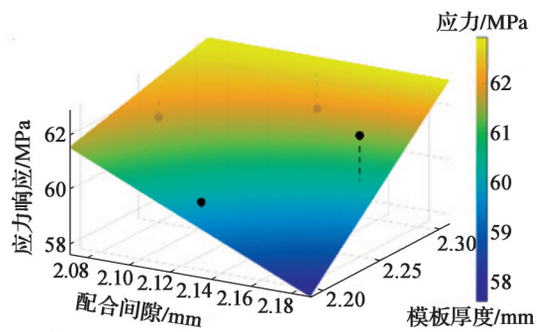
Fig. 4　Equivalent stress distribution under varying bushing thicknesses (h) and fit clearances (c) at 20 °C

3.2　工程代理模型构建

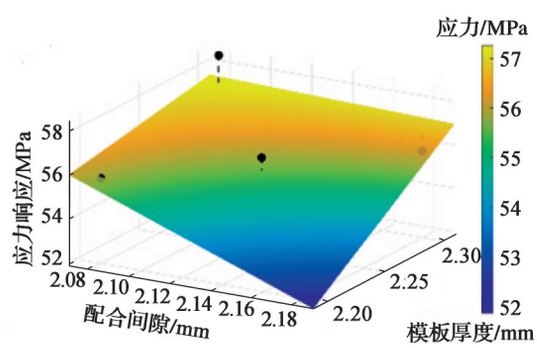
基于 BBD 抽样的数据，通过响应面模型进行拟合。考虑到第 11 号样本点的应力值（29.47 MPa）明显偏离，结合其参数组合可以判断，该点对应的几何状态较为极端，接触较小，若简单删除该样本点，虽然普通最小二乘法的拟合精度会提高，但会丢失实际工况中可能出现的边界情形。因此，本文将该项权重进行加权，设置权重系数 $\omega_{11}=0.1$，其余样本权重保持为 1，使得该样本点对整体拟合的影响受到控制，同时保留其物理变量信息。最终，拟合结果为

$$\sigma(\varepsilon)=1329.498957+0.0934T-548.111982h-624.505349c-0.0575Th-0.1175Tc+270.255098hc \quad (21)$$

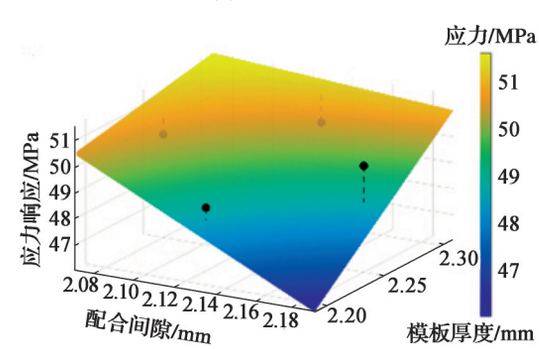
为检验拟合模型的合理性、有效性，分别对比了模型预测结果与有限元仿真数据值，并绘制了在 T 为 0 ℃、20 ℃、40 ℃条件下对应的响应面和垂直残差，如图 5 所示。由图 5 可知，拟合响应面整体趋势与有限元计算结果保持一致，表明该模型能够有效反映配合间隙 c、导向衬套厚度 h、温度变化 ΔT 与动密封应力响应之间的关系。



(a) T=0 °C



(b) T=20 °C



(c) T=40 °C

图 5　不同温度下配合间隙 c 与导向衬套厚度 h 对应力的拟合效果

Fig. 5　Fitting effects of fit clearance (c) and bushing thickness (h) on stress at varying temperatures

3.3　可靠寿命计算

进一步计算导向衬套动密封下疲劳可靠寿命。其

中，材料常数B设置为2.73×10^{-13}，裂纹扩展参数β设置为1.87，初始裂纹尺寸a_0设置为5 μm；同时，依据实际设计公差要求，确定配合间隙$c\sim N\left(2.13,0.0167^2\right)$、密封件厚度$h\sim N\left(2.25,0.0167^2\right)$，采用蒙特卡洛仿真随机抽样100 000次。最终，寿命分布如图6所示。

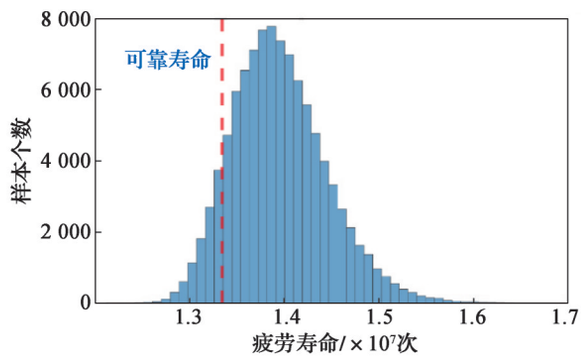


图 6　疲劳寿命分布和可靠寿命示意图

Fig. 6　Fatigue life distribution and reliability-based life

由图6可知，寿命分布呈单峰形态，样本大多集中在中心，两侧尾部较短，整体形态接近正态分布，这说明在现有制造公差条件下，导向衬套动密封疲劳寿命的离散性较小，系统稳定性较好。相对应地，图6中的红色虚线为可靠度0.9时的可靠寿命$N_{0.9}$，具体为1.33×10^7次。

3.4　可靠寿命敏感性分析

3.4.1　设计参数对可靠寿命的影响

在本算例中，设计参数为配合间隙的均值与导向衬套厚度的均值。为考察设计参数对可靠寿命的影响，在保持其他参数不变的条件下，分别以两者的均值为基准，在其上下各偏移0.05 mm，构造“均值−0.05 mm、均值、均值+0.05 mm”这3种取值。针对每一种取值组合，采用蒙特卡洛仿真计算可靠度为0.9下的可靠寿命$N_{0.9}$，结果如图7所示。

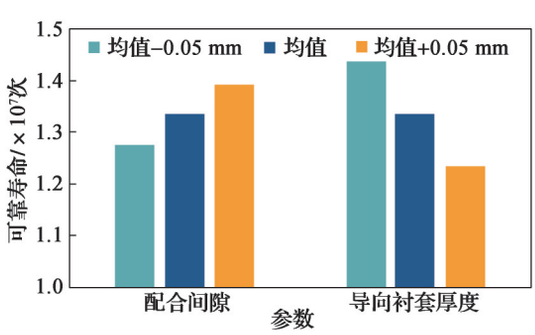
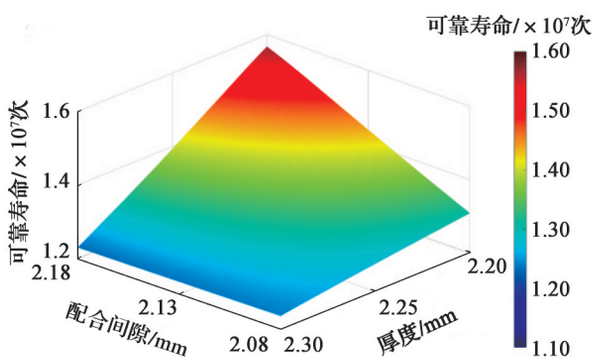


图 7　设计参数对可靠寿命的影响

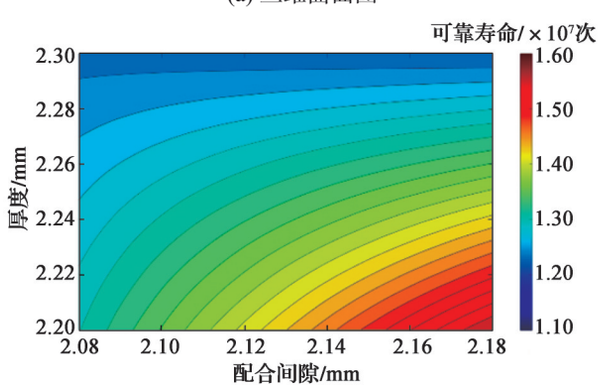
Fig. 7　Influence of design parameters on reliability-based life

由图7可知，配合间隙与导向衬套厚度的均值均对可靠寿命产生显著影响，但影响趋势存在明显差异。具体而言，配合间隙均值与可靠寿命呈正相关，而导向衬套厚度均值则与可靠寿命呈负相关，相对而言，导向衬套厚度对于可靠寿命的影响更为显著。

在此基础上，综合考虑配合间隙与导向衬套厚度的共同影响，具体如图8所示。由图8可知，可靠寿命呈现出明显的单调性和交互效应，即沿配合间隙增大方向，可靠寿命整体增加；沿导向衬套厚度增大方向，可靠寿命整体降低。这表明减小密封件厚度、适当增大配合间隙有利于提升导向衬套疲劳寿命。从等高线分布来看，2个参数并非相互独立。随着导向衬套厚度的增加，等高线在配合间隙方向逐渐趋于平行，尤其当导向衬套厚度接近2.3 mm时，等高线几乎与配合间隙轴平行，此时改变配合间隙几乎不会引起可靠寿命的明显变化，表明配合间隙的影响可以忽略，可靠寿命主要由导向衬套厚度影响；相反，当配合间隙取较大值时，等高线在导向衬套厚度方向的间距显著缩小，体现出导向衬套厚度对应的寿命敏感性增强。



(a) 三维曲面图



(b) 等高线图

图 8　2类设计参数对可靠寿命的影响

Fig. 8　Influence of two types design parameters on reliability-based life

3.4.2　制造参数对可靠寿命的影响

在此基础上，进一步分析制造过程中配合间隙公差与导向衬套厚度公差对可靠寿命的影响。在保持其他参数不变的条件下，分别设置配合间隙和导向衬套厚度的制造公差为±0.05 mm、±0.10 mm、±0.20 mm 3个梯度，采用蒙特卡洛仿真计算可靠度为0.9下不同公差等级的可靠寿命$N_{0.9}$，结果如图9所示。

由图9可知，配合间隙公差与导向衬套厚度公差的增大均会导致可靠寿命显著下降。无论是配合间隙还

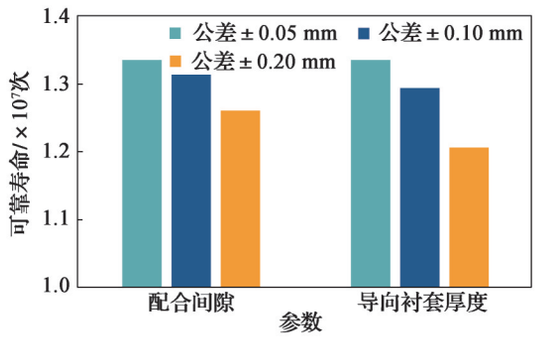
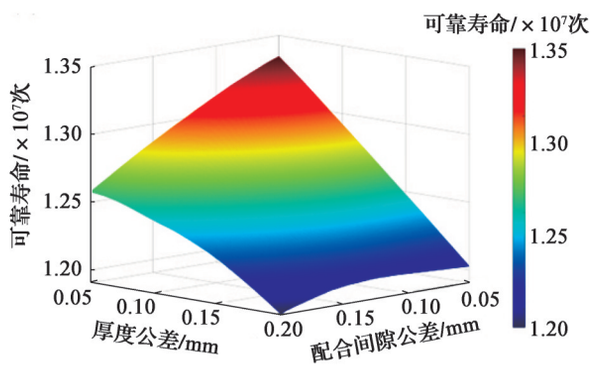


图 9　制造参数对可靠寿命的影响

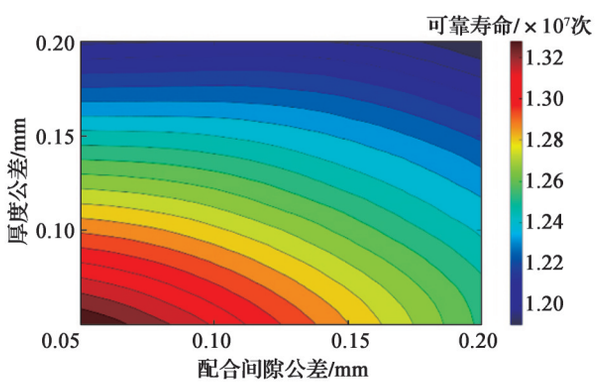
Fig. 9　Influence of manufacturing parameters on reliability-based life

是导向衬套厚度，可靠寿命均呈单调递减趋势，这表明制造公差精度的增大会直接减小导向衬套的疲劳寿命，并且增大导向衬套厚度公差引起的可靠寿命下降幅度更大，说明导向衬套厚度的加工精度是更敏感的设计制造参数，需要优先进行严格控制。

在此基础上，进一步分析上述2类制造参数的共同作用，如图10所示。由图10可知，等高线呈由左下向右上逐级递减的弧形分布，说明2类制造参数之间存在明显的交互放大效应，即当某一公差处于较大水平时，另一公差的进一步放大会导致更为显著的寿命下降。综合来看，应在设计与工艺阶段优先控制导向衬套厚度公差，并在条件允许下同步提高配合间隙的加工精度，以实现更高的可靠寿命水平。



(a) 三维曲面图



(b) 等高线图

图 10　2类制造参数对可靠寿命的影响

Fig. 10　Influence of two types of manufacturing parameters on reliable-based life

4　结论

针对铁路车辆制动缸导向衬套在周期性交变载荷、环境温度波动和制造装配偏差耦合作用下容易发生疲劳失效的问题，本文构建了面向工程设计的导向衬套可靠寿命建模与分析方法，并得出以下结论：

①通过蒙特卡洛仿真模拟量化导向衬套厚度、配合间隙正态分布和环境温度均匀分布的不确定性，通过样本分析可以看出，寿命分布呈近似单峰正态分布，表明在现有制造公差下密封件动密封寿命离散性较小，且在可靠度为0.9条件下的可靠寿命能够达到 1.33×10^7 次。

②在设计参数方面，配合间隙参数增大有利于提高可靠寿命，导向衬套厚度增大将会显著降低可靠寿命，相比之下，导向衬套厚度对寿命的敏感性更为显著；当导向衬套厚度较大时，配合间隙对寿命的影响趋于减弱，呈现显著的参数耦合效应。

③在制造工艺和公差配合方面，增大配合间隙和导向衬套厚度的公差均会导致可靠寿命单调下降，导向衬套厚度公差对寿命的负面影响更为显著，并且2类制造参数的同时劣化存在交互放大效应。

参考文献：

[1] 臧传相, 曹云丽, 余毅权, 等. K型圈结构优化设计及验证[J]. 机械研究与应用, 2021, 34(2): 150-152.
Zang Chuanxiang, Cao Yunli, Yu Yiquan, et al. Design and optimization for type K rubber sealing ring[J]. Mechanical Research and Application, 2021, 34(2): 150-152.

[2] 吴超云, 黄英龄, 明志茂, 等. 动车组橡胶密封圈剩余寿命预测与快速验证[J]. 环境技术, 2022, 40(2): 103-106.
Wu Chaoyun, Huang Yingling, Ming Zhimao, et al. Residual life prediction and rapid verification of rubber sealing ring of EMU[J]. Environmental Technology, 2022, 40(2): 103-106.

[3] 陈松. 工程聚合物耐老化与摩擦学性能研究[D]. 北京: 机械科学研究总院, 2018.
Chen Song. Study on anti-aging and tribological properties of engineering polymers[D]. Beijing: General Research Institute for Mechanical Engineering, 2018.

[4] 张付英, 张原浩, 高勇新. 旋转轴唇型密封圈的寿命预测研究[J]. 润滑与密封, 2022, 47(2): 96-101.
Zhang Fuying, Zhang Yuanhao, Gao Yongxin. Research on life prediction of rotary shaft lip seal ring[J]. Lubrication Engineering, 2022, 47(2): 96-101.

[5] Luo Hang, Wu Jian, Teng Fei, et al. Multiscale simulation on dynamic friction behavior of cylinder sealing rings under hydrothermal aging[J]. Journal of Applied Polymer Science, 2021, 138(20): 50453. DOI: 10.1002/app.50453.

[6] Qiu Xingwen, Yin Haishan, Xing Qicheng. Research prog-

ress on fatigue life of rubber materials[J]. Polymers, 2022, 14(21): 4592. DOI: 10.3390/polym14214592.

[7] Rivlin R S, Thomas A G. Rupture of rubber. I. characteristic energy for tearing[J]. Journal of Polymer Science, 1953, 10 (3): 291-318. DOI: 10.1002/pol.1953.120100303.

[8] 陈晨, 钱国庆, 许兴彦, 等. 基于ABAQUS的流体压力渗透O形圈密封性能仿真研究[J]. 液压气动与密封, 2021, 41(2): 86-90.
Chen Chen, Qian Guoqing, Xu Xingyan, et al. Simulation study on O-ring performance of fluid pressure penetration based on ABAQUS[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2021, 41(2): 86-90.

[9] 刘明勇, 韩新光, 欧阳周寰, 等. 基于热弹-黏塑性本构的POM材料齿轮副啮合特性分析[J]. 工程科学与技术, 2025, 57(2): 159-170.
Liu Mingyong, Han Xinguang, Ouyang Zhouhuan, et al. Meshing characteristics analysis of POM gear based on thermoelastic-viscoplastic constitutive model[J]. Advanced Engineering Sciences, 2025, 57(2): 159-170.

[10] Wu Ruo, Wei Peitang, Lu Zehua, et al. A comparative study of fatigue behavior between S-shaped and involute POM gears[J]. Journal of Computational Design and Engineering, 2022, 9(6): 2483-2494. DOI: 10.1093/jcde/qwac121.

[11] 张良, 李忠华, 马新强. 橡胶Mooney-Rivlin超弹性本构模型的参数特性研究[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(增刊1): 427-430.
Zhang Liang, Li Zhonghua, Ma Xinqiang. Study on parameter characteristics of rubber Mooney-Rivlin model[J]. Noise and Vibration Control, 2018, 38(S1): 427-430.

[12] 张心怡, 贾均红, 高飒飒, 等. O型橡胶密封圈动密封应力分布数值模拟研究[J]. 机械科学与技术, 2023, 42(10): 1745-1752.
Zhang Xinyi, Jia Junhong, Gao Sasa, et al. Numerical simulation study on dynamic sealing stress distribution of rubber O-ring seal[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2023, 42(10): 1745-1752.

[13] 王伟, 邓涛, 赵树高. 橡胶Mooney-Rivlin模型中材料常数的确定[J]. 特种橡胶制品, 2004, 25(4): 8-10.
Wang Wei, Deng Tao, Zhao Shugao. Determination for material constants of rubber Mooney-Rivlin model[J]. Special Purpose Rubber Products, 2004, 25(4): 8-10.

[14] 王伟, 赵树高. 结构参数对橡胶O形密封圈性能的影响[J]. 润滑与密封, 2010, 35(1): 71-74.
Wang Wei, Zhao Shugao. Influence of structure parameters on the properties of rubber O-ring seal[J]. Lubrication Engineering, 2010, 35(1): 71-74.

[15] 林鲁山, 陈崎梅, 洪伟. 橡胶硬度标准块及其温度特性[J]. 计量技术, 1994(8): 32-35.
Lin Lushan, Chen Qimei, Hong Wei. Rubber hardness standard block and its temperature characteristics[J]. Measurement Technology, 1994(8): 32-35.

[16] 周嘉航. 某型伺服作动器橡胶密封圈密封性能分析与疲劳寿命预测[D]. 沈阳: 东北大学, 2021.
Zhou Jiahang. Sealing performance analysis and fatigue life prediction of a certain type of servo actuator rubber sealing ring[D]. Shenyang: Northeastern University, 2021.

[17] Scholz F. Tolerance stack analysis methods：a critical review [R]. Seattle: Boeing Information & Support Services, 1995.

[18] Ferreira S L C, Bruns R E, Ferreira H S, et al. Box-Behnken design：an alternative for the optimization of analytical methods[J]. Analytica Chimica Acta, 2007, 597(2): 179-186. DOI: 10.1016/j.aca.2007.07.011.

Reliability-based life modeling and analysis of brake cylinder guide bushings

GE Yong, MENG Zichao, ZHUANG Guoming, YANG Jun, HUANG Luzhen

(Nanjing CRRC Puzhen Haitai Brake Equipment Co., Ltd., Nanjing, Jiangsu 211800, China)

Abstract: Brake cylinder guide bushings on rolling stock are susceptible to fatigue failure under the coupled effects of cyclic alternating loads, ambient temperature fluctuations, and manufacturing/assembly deviations, potentially causing brake pressure leakage and compromising operational safety. To address this, this paper established a dynamic sealing reliability-based life modeling and analysis methodology for engineering design. A finite element model of the seal was established in analysis software, and the Johnson-Cook and Mooney-Rivlin constitutive models were used to characterize the material properties of polyformaldehyde (POM) and nitrile butadiene rubber (NBR), respectively. A multi-temperature-zone fatigue life model was established based on energy release rate theory, and the Box-Behnken Design (BBD) was used for sampling to construct a stress response surface surrogate model. Monte Carlo simulation was applied to quantify uncertainties in guide bushing thickness, fit clearance normal distribution, and ambient temperature uniform distribution, yielding the life probability distribution and 0.9-reliability life. Analysis results indicate an approximately normal life distribution with limited discreteness. Among the design parameters, the guide bushing thickness exerts a more significant negative impact on reliability-based life, while the influence of fit clearance diminishes as thickness increases. In terms of manufacturing tolerances, increasing thickness tolerance reduces life more than an equivalent increase in clearance tolerance, and an interactive amplifying effect exists between the two tolerances. The proposed approach enables evaluation of life discreteness characteristics and reliability levels of brake cylinder guide bushings at the design stage, providing a quantitative basis for parameter optimization and precision allocation, and effectively improving their reliability-based life.

Keywords: dynamic sealing; reliability-based life; uncertainties; parameter optimization; finite element

收稿日期：2025-12-23；修回日期：2026-02-15

责任编辑：许　浩