

## 应用理论

# 基于正交试验的曲轴油封结构参数研究

王静<sup>1</sup>, 马洋洋<sup>2</sup>, 周中华<sup>3</sup>

(1. 重庆人文科技学院 机电与信息工程学院, 重庆 401524; 2. 中国船舶集团海装风电股份有限公司 机械所, 重庆 401122;  
3. 中海油田服务股份有限公司, 河北 三河 065201)

**摘要:**为研究发动机曲轴油封结构参数对密封性能的影响,以规格为 $\Phi 80 \times \Phi 100 \times 8.5$ 的曲轴油封为研究对象,基于正交试验设计原理,结合有限元分析方法,研究结构参数油面唇角( $\alpha$ )、气面唇角( $\beta$ )、安装过盈量( $\delta$ )、弹簧中心到唇口轴向距离( $r$ )、油封腰厚( $s$ )和弹簧劲度系数( $k$ )对唇口平均接触压力( $P_{av}$ )和唇口单位周长径向力( $F_r$ )影响的大小顺序;优化目标为最大 $P_{av}$ 和最小 $F_r$ ,得到最优结构参数组合。结果表明:结构参数对 $P_{av}$ 和 $F_r$ 影响的大小顺序分别为 $\beta, \delta, k, s, \alpha, r$ 和 $k, \delta, r, s, \beta, \alpha$ ;与优化前曲轴油封相比,优化后曲轴油封的 $P_{av}$ 增大2.61%, $F_r$ 减小28.74%,使用寿命显著延长。

**关键词:**曲轴油封;结构参数;密封性能;唇口接触压力;径向力;正交试验;有限元分析

**中图分类号:**TQ336.4<sup>+</sup>2;O241.82

**文章编号:**1000-890X(2021)02-0091-07

**文献标志码:**A

**DOI:**10.12136/j.issn.1000-890X.2021.02.0091



OSID开放科学标识码  
(扫码与作者交流)

在发动机总体性能评价中,密封性能占重要地位,其中曲轴油封是影响密封性能的关键部件。随着汽车技术的更迭,发动机整机性能不断强化,曲轴线速度不断提高,对曲轴油封密封性能的要求更为严苛。目前,国家标准中曲轴油封的基本结构参数仅限推荐值,细部结构参数则由用户和生产企业依据经验自行确定和调整,这导致了相同规格、相同材料、相同环境下使用的曲轴油封由于不同细部设计的差别,在油封密封性能和使用寿命上有不同的表现。

前人对油封密封性能的研究已经形成一系列的研究成果<sup>[1-5]</sup>,其主要工作是通过建立油封二维轴对称有限元模型,研究油封结构参数对静态接触性能的影响。李玉婷等<sup>[6]</sup>利用有限元软件建立了柴油机曲轴前油封轴对称模型,对油封材料、安装过盈量( $\delta$ )和前后唇角对唇口Von Mises应力及唇口接触压力展开研究,得到二者在唇口接触宽度上的分布,并在此基础上对油封结构进行了优化。江

华生等<sup>[7]</sup>利用有限元软件ANSYS建立了发动机曲轴无簧油封的轴对称有限元模型,分析油封腰厚( $s$ )、腰长、空气侧角度、圆角半径和 $\delta$ 等结构参数对油封唇口最大接触压力、唇口径向力和唇口接触宽度等密封性能和接触性能指标的影响。

上述研究仅考虑单一结构参数对曲轴油封静态接触性能的影响规律,而曲轴油封的实际应用情况复杂多变,因此对多个结构参数共同影响曲轴油封静态接触性能的研究和结构参数优化是非常必要的。

本工作针对发动机曲轴油封,基于正交试验设计原理,对结构参数油面唇角( $\alpha$ )、气面唇角( $\beta$ )、 $\delta$ 、弹簧中心到唇口轴向距离( $r$ )、 $s$ 和弹簧劲度系数( $k$ )进行正交试验设计,利用有限元软件Abaqus模拟分析曲轴的油封唇口接触压力分布情况,采用唇口平均接触压力( $P_{av}$ )和唇口单位周长径向力( $F_r$ )两个密封性能指标,通过极差分析法,得到曲轴油封6个结构参数( $\alpha, \beta, \delta, r, s$ 和 $k$ )对 $P_{av}$

**基金项目:**重庆人文科技学院自然科学课题(CRKZK19018)

**作者简介:**王静(1992—),女,重庆人,重庆人文科技学院讲师,硕士,主要从事车辆工程的教学和科研工作。

**E-mail:**1065560315@qq.com

**引用本文:**王静,马洋洋,周中华.基于正交试验的曲轴油封结构参数研究[J].橡胶工业,2021,68(2):91-97.

**Citation:**WANG Jing, MA Yangyang, ZHOU Zhonghua. Study on Structural Parameters of Crankshaft Oil Seal Based on Orthogonal Test[J]. China Rubber Industry, 2021, 68(2): 91-97.

和 $F_r$ 影响的大小排序,并以最大 $P_{av}$ 和最小 $F_r$ 为目标函数优化结构参数,获得满足目标函数的最优结构参数组合,为企业和相关研究机构对曲轴油封结构优化提供参考。

1 曲轴油封的几何模型

本工作以规格为 $\Phi 80 \times \Phi 100 \times 8.5$ 的发动机曲轴油封为研究对象,其几何模型如图1所示。

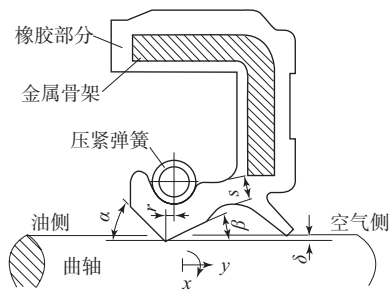


图1 曲轴油封的几何模型  
Fig. 1 Geometric model of crankshaft oil seal

从图1可以看出,曲轴油封包含橡胶部分、金属骨架和压紧弹簧3个部分。优化前曲轴油封的结构参数为 $\alpha$  45°, $\beta$  25°, $\delta$  0.8 mm, $r$  0.4 mm, $s$  1.12 mm, $k$  469 N·m<sup>-1</sup>。

2 正交试验设计

依据正交试验设计原理<sup>[8-10]</sup>,将发动机曲轴油封的6个结构参数( $\alpha, \beta, \delta, r, s$ 和 $k$ )定义为试验因子,除了 $k$ 的取值外,其余结构参数均按照国家标准GB/T 9877—2008《液压传动 旋转轴唇形密封圈设计规范》中的推荐范围进行确定。依次探讨各结构参数对 $P_{av}$ 和 $F_r$ 等接触性能指标的影响,并以最大 $P_{av}$ 和最小 $F_r$ 为目标值,寻求结构参数的最优组合。因子与水平如表1所示,综合分析后确定6因子5水平的试验方案如表2所示。

表1 因子与水平  
Tab. 1 Factors and levels

| 因 子                                   | 水平  |     |       |       |       |
|---------------------------------------|-----|-----|-------|-------|-------|
|                                       | 1   | 2   | 3     | 4     | 5     |
| $A[\alpha/(^{\circ})]$                | 41  | 43  | 45    | 47    | 49    |
| $B[\beta/(^{\circ})]$                 | 21  | 23  | 25    | 27    | 29    |
| $C[\delta/\text{mm}]$                 | 0.8 | 0.9 | 1.0   | 1.1   | 1.2   |
| $D[r/\text{mm}]$                      | 0.4 | 0.5 | 0.6   | 0.7   | 0.8   |
| $E[s/\text{mm}]$                      | 0.9 | 1.0 | 1.1   | 1.2   | 1.3   |
| $F[k/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})]$ | 469 | 938 | 1 407 | 1 876 | 2 345 |

表2 试验方案  
Tab. 2 Test scheme

| 试验序号 | 各因子对应的水平 |   |   |   |   |   |
|------|----------|---|---|---|---|---|
|      | A        | B | C | D | E | F |
| 1    | 1        | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 2    | 2        | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| 3    | 3        | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| 4    | 4        | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| 5    | 5        | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| 6    | 2        | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 7    | 2        | 2 | 3 | 4 | 5 | 1 |
| 8    | 2        | 3 | 4 | 5 | 1 | 2 |
| 9    | 2        | 4 | 5 | 1 | 2 | 3 |
| 10   | 2        | 5 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| 11   | 3        | 1 | 3 | 5 | 2 | 4 |
| 12   | 3        | 2 | 4 | 1 | 3 | 5 |
| 13   | 3        | 3 | 5 | 2 | 4 | 1 |
| 14   | 3        | 4 | 1 | 3 | 5 | 2 |
| 15   | 3        | 5 | 2 | 4 | 1 | 3 |
| 16   | 4        | 1 | 4 | 2 | 5 | 3 |
| 17   | 4        | 2 | 5 | 3 | 1 | 4 |
| 18   | 4        | 3 | 1 | 4 | 2 | 5 |
| 19   | 4        | 4 | 2 | 5 | 3 | 1 |
| 20   | 4        | 5 | 3 | 1 | 4 | 2 |
| 21   | 5        | 1 | 5 | 4 | 3 | 2 |
| 22   | 5        | 2 | 1 | 5 | 4 | 3 |
| 23   | 5        | 3 | 2 | 1 | 5 | 4 |
| 24   | 5        | 4 | 3 | 2 | 1 | 5 |
| 25   | 5        | 5 | 4 | 3 | 2 | 1 |

3 有限元分析模型

结合表2和有限元分析方法,按照解析刚体建立发动机曲轴油封的有限元模型。采用有限元分析软件Abaqus模拟25种方案下曲轴油封的静态密封状态,计算获得各方案油封的唇口接触压力和唇口接触宽度,进一步计算 $P_{av}$ 和 $F_r$ 的大小。

3.1 曲轴油封的网格划分

不考虑曲轴油封偏心安装,油封结构在几何结构、约束条件和载荷施加上都表现为轴对称。因此,在曲轴油封建模时选择建立其子午面模型,并进行网格划分,橡胶部分选择四边形轴对称杂交单元(CAX4H),金属骨架选择四边形轴对称减缩积分单元(CAX4R)。对压紧弹簧结构进行相应的简化处理,简化后的弹簧模型呈圆管状<sup>[11]</sup>。曲轴油封的网格划分如图2所示。

3.2 曲轴油封的材料模型

橡胶被视为不可压缩的超弹性材料,本工作

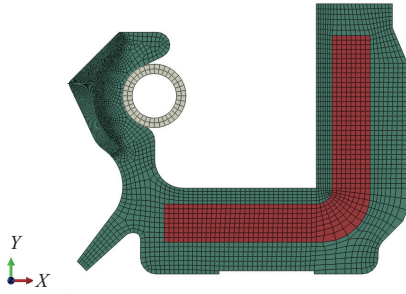


图2 曲轴油封的网格划分

Fig. 2 Meshing of crankshaft oil seal

采用应变能密度函数来表达橡胶材料的应力-应变关系。描述橡胶材料特性的本构模型众多,在橡胶材料小变形时,两参数的Mooney-Rivlin模型计算值与试验数据具有良好的一致性<sup>[12]</sup>,该模型如下<sup>[13]</sup>:

$$U = C_{01}(I_2 - 3) + C_{10}(I_1 - 3) \quad (1)$$

式中,  $U$  为橡胶材料的单位体积应变能,  $C_{01}$  和  $C_{10}$  为橡胶材料参数,  $I_1$  和  $I_2$  分别为一阶和二阶应变不变量。

在小变形时,橡胶材料的弹性模量( $E$ )、 $C_{01}$ 和 $C_{10}$ 存在如下关系:

$$E = \frac{15.75 + 2.15H_A}{100 - H_A} \quad (2)$$

$$E = 6(C_{01} + C_{10}) \quad (3)$$

$$C_{01} = 0.25C_{10} \quad (4)$$

式中,  $H_A$  为橡胶材料邵尔A型硬度。

曲轴油封橡胶材料为氟橡胶胶料,邵尔A型硬度为72,密度为 $2 \text{ Mg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。由式(2)~(4)可得到 $E$ 为6.09 MPa,  $C_{01}$ 为0.203 MPa,  $C_{10}$ 为0.812 MPa。油封内包的金属骨架为碳钢材料,按照刚体处理。

### 3.3 曲轴油封的接触设置和边界条件

在模拟分析过程中,曲轴油封系统需要建立曲轴与油封唇口及副唇的接触、油封与弹簧的接触才能保证力的传递。两组接触均采用面-面接触的方式,切向摩擦因数设为0.3,在法向接触算法上选择增强拉格朗日乘子算法,严格控制曲轴与油封以及油封与弹簧之间的法向穿透,约束曲轴油封外圆周的表面、空气侧端面 $X$ 和 $Y$ 方向的自由度以及沿 $Z$ 轴的转动。在代表曲轴的解析刚体上施加沿 $X$ 方向的位移值,大小等于 $\delta$ 。曲轴油封

的边界条件如图3所示。

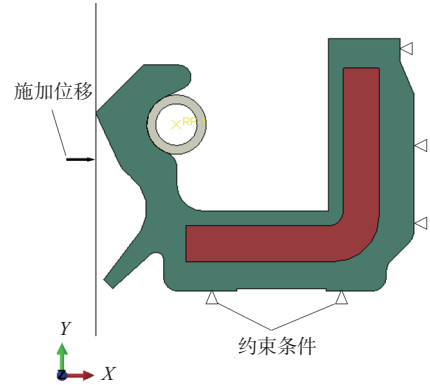


图3 曲轴油封的边界条件示意

Fig. 3 Boundary condition indication of crankshaft oil seal

## 4 有限元分析结果

### 4.1 优化前曲轴油封的唇口接触压力

对优化前曲轴油封进行分析,获取油封唇口接触压力分布情况,在此基础上得到唇口接触宽度内的 $P_{av}$ 和 $F_r$ 。优化前曲轴油封的唇口接触压力云图如图4所示,唇口接触压力沿 $Y$ 向分布如图5所示。

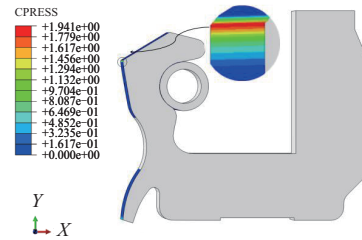


图4 曲轴油封的唇口接触压力云图

Fig. 4 Lip contact pressure nephogram of crankshaft oil seal

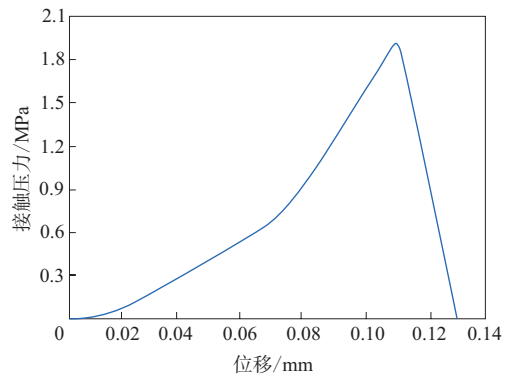


图5 曲轴油封的唇口接触压力沿Y向分布

Fig. 5 Lip contact pressure distribution of crankshaft oil seal along Y direction

从图5可以看出,油封的唇口接触压力呈现不均匀分布,沿Y向位移量较大,唇口接触压力最大值位置靠近润滑油侧。副唇的设计可以防止灰尘进入密封唇口,同时对减小油封唇口径向力有一定的帮助。

#### 4.2 正交试验方案

曲轴油封正交试验25种方案的分析数据如表3所示。

表3 正交试验分析数据  
Tab. 3 Analysis data of orthogonal test

| 试验序号 | 唇口接触宽度/mm | $P_{av}$ /MPa | $F_r/(N \cdot mm^{-1})$ |
|------|-----------|---------------|-------------------------|
| 1    | 0.158     | 0.431         | 0.084                   |
| 2    | 0.197     | 0.526         | 0.122                   |
| 3    | 0.237     | 0.598         | 0.164                   |
| 4    | 0.281     | 0.627         | 0.198                   |
| 5    | 0.321     | 0.643         | 0.227                   |
| 6    | 0.434     | 0.467         | 0.222                   |
| 7    | 0.209     | 0.457         | 0.113                   |
| 8    | 0.207     | 0.471         | 0.112                   |
| 9    | 0.426     | 0.415         | 0.195                   |
| 10   | 0.131     | 1.003         | 0.166                   |
| 11   | 0.491     | 0.319         | 0.172                   |
| 12   | 1.002     | 0.268         | 0.289                   |
| 13   | 0.355     | 0.337         | 0.132                   |
| 14   | 0.117     | 0.839         | 0.119                   |
| 15   | 0.118     | 0.818         | 0.123                   |
| 16   | 1.159     | 0.192         | 0.229                   |
| 17   | 1.379     | 0.162         | 0.234                   |
| 18   | 0.181     | 0.763         | 0.161                   |
| 19   | 0.092     | 0.676         | 0.079                   |
| 20   | 0.162     | 0.788         | 0.159                   |
| 21   | 1.659     | 0.103         | 0.178                   |
| 22   | 0.172     | 0.617         | 0.127                   |
| 23   | 0.267     | 0.711         | 0.217                   |
| 24   | 0.286     | 0.645         | 0.216                   |
| 25   | 0.133     | 0.588         | 0.099                   |

从表3可以看出,19号试验方案的唇口接触宽度最小,为0.092 mm,21号试验方案的唇口接触宽度最大,为1.659 mm,全部试验方案的平均唇口接触宽度为0.407 mm。对于高速曲轴油封而言,唇口接触宽度过大将会加剧曲轴与油封唇口的摩擦,增强磨损,不利于油封长久可靠的保持密封作用。

21号试验方案的 $P_{av}$ 为0.103 MPa,是所有试验方案中的最小值,10号试验方案的 $P_{av}$ 为1.003 MPa,是所有试验方案中的最大值,25种方案的 $P_{av}$ 均值为0.539 MPa。对于低压(0.05 MPa)或无压曲轴油封来说, $P_{av}$ 已远远大于油压,油封的密封性

可以得到良好保证。

$F_r$ 取决于唇口接触压力在唇口接触宽度内的积分。19号试验方案的 $F_r$ 最小,为0.079  $N \cdot mm^{-1}$ ,12号试验方案的 $F_r$ 最大,为0.289  $N \cdot mm^{-1}$ ,所有试验方案的平均 $F_r$ 为0.166  $N \cdot mm^{-1}$ 。曲轴油封的径向力过大,摩擦力更大,会使唇口磨损加剧,大大缩短油封的使用寿命。因此,在保证密封区域接触压力的前提下,应尽量减小曲轴油封的径向力。

#### 5 正交试验结果分析

根据曲轴油封静态密封性能评价指标,选择 $P_{av}$ 和 $F_r$ 作为正交试验指标。对试验结果进行分析,获取曲轴油封各结构参数对这两个指标影响的大小顺序,并寻求满足优化目标的最优结构参数组合。

##### 5.1 极差分析

极差分析即通过极差的大小来评价各因子对试验指标影响的程度。极差值 $R_i$ 表示第 $i$ 列因子各水平平均试验指标值的最大值与最小值之差:

$$R_i = \max\{k_{ij}\} - \min\{k_{ij}\} \quad (5)$$

式中, $i$ 为因子(A—F), $j$ 为各因子水平(1—5), $k_{ij}$ 为 $i$ 列上水平号为 $j$ 时所对应的试验指标和的算术平均值<sup>[14]</sup>。

曲轴油封的密封性能受到多个结构参数的影响,为研究多个结构参数对 $P_{av}$ 和 $F_r$ 的影响顺序,寻求最优结构参数组合,需要对正交试验方案进行极差分析。

$P_{av}$ 和 $F_r$ 的极差分析结果如图6所示( $R_{P_{av}}$ 和 $R_{F_r}$ 分别为 $P_{av}$ 和 $F_r$ 的极差值)。

改变因子水平会影响试验指标的极差值,极差值的大小可以反映因子对目标性能的影响程度,

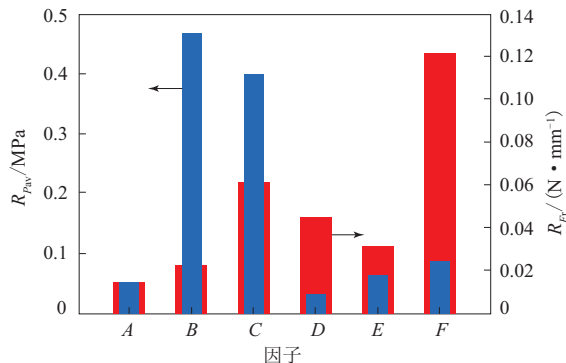


图6  $P_{av}$ 和 $F_r$ 极差分析结果

Fig. 6 Range analysis result of  $P_{av}$  and  $F_r$

各因子对试验指标的重要性随着极差值的增大而增大。各结构参数对曲轴油封静态密封性能影响的大小顺序可以通过极差分析来反映。从图6可以看出,因子对 $P_{av}$ 影响的大小顺序为 $B,C,F,E,A,D$ (结构参数顺序为 $\beta,\delta,k,s,\alpha,r$ ),因子对 $F_r$ 影响的大小顺序为 $F,C,D,E,B,A$ (结构参数顺序为 $k,\delta,r,s,\beta,\alpha$ )。由此可见,因子 $B$ 对 $P_{av}$ 的影响最大,因子 $F$ 对 $F_r$ 的影响最大,因子 $C$ 对 $P_{av}$ 和 $F_r$ 都有较为显著的影响,因子 $D$ 对 $F_r$ 有较大的影响,但是对 $P_{av}$ 的影响较小,因子 $E$ 对 $P_{av}$ 和 $F_r$ 的影响处于中间水平,因子 $A$ 对 $P_{av}$ 和 $F_r$ 的影响较小。

5.2 曲轴油封的结构参数优化

极差分析在反映因子对试验指标影响程度的同时,可以得到让试验指标达到最优的各因子最佳水平组合。本工作优化目标为最大 $P_{av}$ 和最小 $F_r$ ,对各因子在不同水平下的 $P_{av}$ 均值和 $F_r$ 均值进行计算,从而获得曲轴油封各结构参数的最优组合<sup>[15]</sup>。 $P_{av}$ 和 $F_r$ 均值如图7—8所示( $K_{Pav}$ 和 $K_{Fr}$ 分别为 $P_{av}$ 和 $F_r$ 的均值)。根据优化目标,得到各因子对2个优化目标的最优水平,如表4所示。

从表4可以看出,各因子对最大 $P_{av}$ 和最小 $F_r$ 的最优水平组合并不完全相同,这主要是因为增大 $P_{av}$ 和减小 $F_r$ 是相互矛盾的。为了使曲轴油封有较大 $P_{av}$ 的同时能够尽可能减小 $F_r$ ,由表4和图6所反映各因子对试验指标的影响程度,可确定曲轴油封结构参数对2个优化目标的最优组合为: $\alpha=41^\circ$ , $\beta=29^\circ$ , $\delta=0.8\text{ mm}$ , $r=0.8\text{ mm}$ , $s=1.0\text{ mm}$ , $k=469\text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 。

5.3 曲轴油封的优化结果

将优化后曲轴油封重新建模,在保持与优化

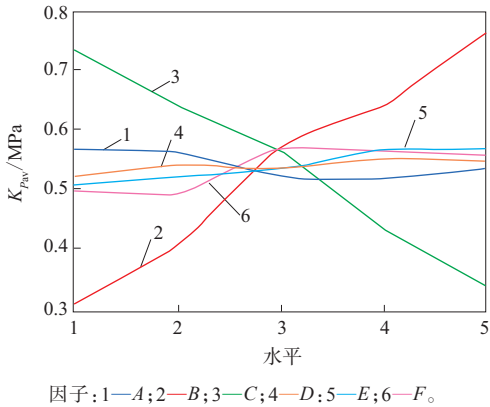


图7  $P_{av}$ 均值  
Fig. 7 Mean value of  $P_{av}$

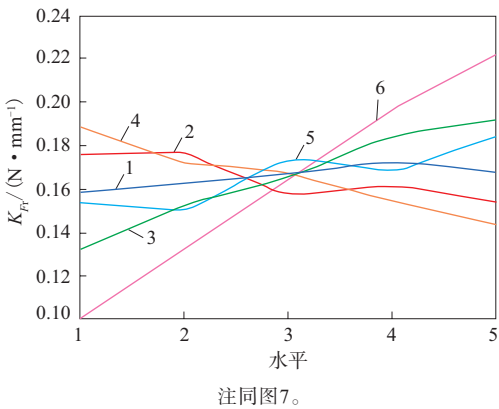


图8  $F_r$ 均值  
Fig. 8 Mean value of  $F_r$

表4 各因子最优水平  
Tab. 4 Optimal level of factors

| 因 子                                 | 最优水平     |       |
|-------------------------------------|----------|-------|
|                                     | $P_{av}$ | $F_r$ |
| $A[\alpha/(^\circ)]$                | 1        | 1     |
| $B[\beta/(^\circ)]$                 | 5        | 5     |
| $C[\delta/\text{mm}]$               | 1        | 1     |
| $D[r/\text{mm}]$                    | 4        | 5     |
| $E[s/\text{mm}]$                    | 5        | 2     |
| $F[k/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})]$ | 3        | 1     |

前曲轴油封相同边界条件和相同载荷条件下进行曲轴油封静态接触分析计算,得到优化后曲轴油封(模型)的 $P_{av}$ 和 $F_r$ ,并与优化前曲轴油封的 $P_{av}$ 和 $F_r$ 进行对比。优化前与优化后曲轴油封的性能对比如表5所示。

表5 优化前与优化后曲轴油封的性能对比  
Tab. 5 Performance comparison of crankshaft oil seal before and after optimization

| 油 封 | $P_{av}/\text{MPa}$ | $F_r/(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$ |
|-----|---------------------|-------------------------------------|
| 优化前 | 0.574               | 0.087                               |
| 优化后 | 0.589               | 0.062                               |

从表5可以看出:与优化前曲轴油封相比,优化后曲轴油封的 $P_{av}$ 由0.574 MPa增大到0.589 MPa,增大幅度为2.61%;优化后曲轴油封的 $F_r$ 由0.087 MPa减小到0.062 MPa,减小幅度达28.74%。可以看出, $P_{av}$ 增大幅度较小,但是 $F_r$ 减小幅度很大。对于曲轴油封来说,润滑油侧和空气侧压差很小,当 $P_{av}$ 大于油压时即可保证曲轴油封的静态密封性能,因此曲轴油封的基本使用性能满足要求,不存在润滑油泄漏的可能性;而 $F_r$ 大幅减小,将会大大减小曲轴油封的径向力,在保证曲

轴油封的密封性能良好的基础上,改善了曲轴油封唇口的磨损,保证了曲轴油封的使用寿命。

## 6 结论

本工作基于正交试验设计原理,结合有限元分析方法,对 $\Phi 80 \times \Phi 100 \times 8.5$ 发动机曲轴油封结构参数进行优化设计,通过分析得到最优结构参数组合,优化后曲轴油封密封性能较优化前提高。

(1) 曲轴油封的结构参数对 $P_{av}$ 影响的大小顺序为 $\beta, \delta, k, s, \alpha, r$ ;对 $F_r$ 影响的大小顺序为 $k, \delta, r, s, \beta, \alpha$ 。

(2) 曲轴油封的最优结构参数组合为: $\alpha = 41^\circ, \beta = 29^\circ, \delta = 0.8 \text{ mm}, r = 0.8 \text{ mm}, s = 1.0 \text{ mm}, k = 469 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 。

(3) 优化后曲轴油封的 $P_{av}$ 较优化前增大2.61%, $F_r$ 减小28.74%,使用寿命显著延长。

(4) 本工作研究了曲轴油封结构参数对唇口接触性能的影响,该方法同样适用于其他不同规格的曲轴油封,对曲轴油封的结构设计和优化有极大的参考意义。

## 参考文献:

[1] Inoue M, Kasai Y, Xu F, 等. 低摩擦轴向唇形油封的开发[J]. 汽车

与新动力, 2020, 3(5): 42-44.

[2] 贾永峰. 铁道车辆轴箱用旋转轴唇形密封的密封性能及材料研究[D]. 兰州: 兰州交通大学, 2020.

[3] 张付英, 陈建奎, 王宏浩, 等. 基于响应曲面法的油封结构参数优化设计[J]. 润滑与密封, 2017, 42(9): 86-91.

[4] 杨化林, 张启鑫, 宋正朴. 旋转式骨架油封关键参数对主唇配合区的影响分析[J]. 橡胶工业, 2018, 65(8): 927-931.

[5] 王文强, 彭旭东, 梁杨杨, 等. 基于田口方法的中低压油封稳健性设计[J]. 流体机械, 2019, 47(2): 51-57.

[6] 李玉婷, 廖日东, 李杰. 柴油机曲轴前油封密封性能分析及优化设计[J]. 润滑与密封, 2013, 38(9): 63-70.

[7] 江华生, 刘丹, 李伟荣. 发动机曲轴油封结构参数对唇口接触性能的影响[J]. 机械设计, 2018, 35(11): 68-73.

[8] 叶子波, 梁荣光, 陈润. 内燃机带螺旋槽曲轴油封的结构参数优化设计[J]. 内燃机工程, 2009, 30(3): 70-74.

[9] 于慧春, 殷勇, 李欣, 等. 正交试验设计中正交表的特点及正交的意义浅析[J]. 农产品加工, 2020(5): 91-92.

[10] 曾凡伟, 张晓鹏, 刘志坡, 等. 数值模拟技术在橡胶制品开发中的应用[J]. 世界橡胶工业, 2015, 42(12): 44-51.

[11] 谭晶, 杨卫民, 丁玉梅, 等. 弹簧对油封密封性能的影响[J]. 特种橡胶制品, 2008, 55(3): 41-48.

[12] 郑明军, 王文静, 陈政南, 等. 橡胶Mooney-Rivlin模型力学性能常数的确定[J]. 橡胶工业, 2003, 50(8): 462-465.

[13] 刘萌, 王青春, 王国权. 橡胶Mooney-Rivlin模型中材料常数的确定[J]. 橡胶工业, 2011, 58(4): 241-245.

[14] 江华生, 刘杰, 王鹏, 等. 基于正交试验的油封唇口结构参数研究[J]. 流体机械, 2019, 47(2): 12-16.

[15] 马洋洋. 曲轴油封密封性能分析及影响参数研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2020.

收稿日期: 2020-09-03

## Study on Structural Parameters of Crankshaft Oil Seal Based on Orthogonal Test

WANG Jing<sup>1</sup>, MA Yangyang<sup>2</sup>, ZHOU Zhonghua<sup>3</sup>

(1. Chongqing College of Humanities Science and Technology, Chongqing 401524, China; 2. CSSC Haizhuang Windpower Co., Ltd, Chongqing 401122, China; 3. China Oilfield Services Limited, Sanhe 065201, China)

**Abstract:** In order to study the influence of the structural parameters of the engine crankshaft oil seal on the sealing performance, the crankshaft oil seal with the specification of  $\Phi 80 \times \Phi 100 \times 8.5$  was experimentally investigated. Based on the principle of orthogonal experimental design and combined with finite element analysis method, the order of significance of the influence of the structural parameters which were oil surface lip angle ( $\alpha$ ), air face lip angle ( $\beta$ ), installation interference ( $\delta$ ), axial distance from spring center to lip ( $r$ ), oil seal waist thickness ( $s$ ) and spring stiffness coefficient ( $k$ ) on average contact pressure ( $P_{av}$ ) and radial force per unit circumference ( $F_r$ ) of the lip was studied. The optimization objectives were the maximum  $P_{av}$  and minimum  $F_r$ , and the optimal combination of structural parameters was obtained. The results showed that the order of the influence of the structural parameters from more significant to less significant on  $P_{av}$  and  $F_r$  were  $\beta, \delta, k, s, \alpha, r$  and  $k, \delta, r, s, \beta, \alpha$ , respectively. Compared with the crankshaft oil seal before optimization,  $P_{av}$  of the crankshaft oil seal after optimization increased by 2.61%,  $F_r$  decreased by 28.74%, and service life was significantly extended.

**Key words:** crankshaft oil seal; structural parameter; sealing performance; lip contact pressure; radial force; orthogonal test; finite element analysis

**创新引领 为橡胶行业高质量发展提供高品质骨架材料** 江苏兴达钢帘线股份有限公司(以下简称江苏兴达)创办于1987年,1992年进入子午线轮胎用骨架材料行业,2006年12月21日在香港联交所上市,现已成为国内橡胶骨架材料行业主导供应商。

自创办以来,江苏兴达始终坚持科技兴企,截至目前,公司共拥有国家有效授权专利352项,其中发明专利68项,共申请PCT(Patent Cooperation Treaty)国际专利16项。兴达商标在118个国家和地区成功注册,兴达品牌是“江苏省重点培育和发展的国际知名品牌”。公司主导了国家标准GB/T 11181—2016《子午线轮胎用钢帘线》和国际标准ISO 23717《橡胶软管增强用钢丝》的修订,参与了国家标准GB/T 11182—2017《橡胶软管增强用钢丝》和国际标准ISO 17832:2018《子午线轮胎用钢帘线》的修订。公司科研项目曾获得“国家科技进步二等奖”“江苏省企业技术创新奖”等奖项,企业先后获得“国家火炬计划重点高新技术企业”“国家知识产权示范企业”“江苏省质量奖”“江苏省高新技术企业”荣誉称号。

公司主要从以下方面提升自身竞争力。

(1) 加快高性能产品研发,适应全球轮胎轻量化需求。为提高乘用车燃油经济性,轮胎低滚动阻力、轻量化成为全球化需求,超高强度(ST)、特高强度(UT)和极高强度(MT)钢丝帘线因此成为未来高性能轮胎骨架材料发展的主流品种。江苏兴达在国内率先开展高强度钢丝帘线产品的研发工作,批量生产的绿色轮胎用ST钢丝帘线规格达到40余种,产量占公司钢丝帘线总产量的25%以上。同时稳步推进UT钢丝帘线产品的研发,目前已开发出抗拉强度高达4 000 MPa且扭转不分层的单丝和相关钢丝帘线,UT钢丝帘线产品被固特异、大陆轮胎、佳通轮胎等企业使用。MT钢丝帘线产品的研发也已获得突破。公司还开发了系列新结构、高耐疲劳性能、高胶料渗透性能的钢丝帘线产品。

(2) 加快新技术和新工艺创新,彰显科研水平和实力。公司进行了高碳钢丝拉拔规格的极限探索,成功拉拔出直径为0.045 mm的超细单丝;尝试

捻制了复合材料钢丝帘线;不断提高钢丝帘线的耐疲劳及与胶料的粘合性能,改善钢丝帘线的渗胶性能;持续致力于钢丝帘线新型镀层技术的研究、升级和产业化应用;对一步法黄铜电镀、电镀生产线硫酸洗替代磷酸洗等新技术和新工艺进行更深入的研究和探索,实现生产技术的持续提升、生产能耗的大幅降低和经济效益的稳步增长。

(3) 加快生产设备的技术升级,确保行业领先地位。公司在现有钢丝帘线双捻机的基础上,创造性地研发出新型四捻机。该机型巧妙地采用子母轴配置双飞轮盘,与双捻机相比,相同转速下帘线捻制长度可增大1倍,配合大工字轮的使用,减少了换轮频次,极大地提高了人机效率。公司还开发出一种伺服直驱水箱拉丝机,该机摒弃传统多级机械传动方式,由伺服电动机直接驱动各塔轮轴组,既提高了传动精度,又克服了原水箱拉丝机固定机械传动比限制,同样进线规格下,可得到更大道次压缩率及更大抗拉强度的单丝,满足了特高强度单丝的生产工艺要求,杜绝了原来拉拔过程中存在的“竹节丝”问题,有效提升了产品品质。

(4) 加快大数据平台建设,提升生产智能化水平。2017年,公司顺利通过江苏省两化融合贯标体系认证。截至目前全公司已推广55条水箱收线自动上卸轮作业线,68条外收线成品在线装箱线投入使用,实现了2条胎圈钢丝自动包装线、1条胶管钢丝在线装箱线的正式运行。同时公司不断加快设备联网改造及数据平台建设;建立了生产数据中台,实现数据一次采集和多终端多维度的数据查询;建立了全流程数据库,打通生产、质量和工艺控制、机床运行等环节,为生产经营和市场销售提供决策依据;推动与客户关系管理系统成功上线,施行“精准营销”,提升市场运作效率和服务质量。

展望未来,江苏兴达将始终坚持创新引领,通过持续的新技术和新工艺的试验、应用和推广,加快前沿技术结构产品的开发,推进生产配套设备技术的升级,加速智能化发展,持续增强自主创新能力,为橡胶行业高质量发展提供高品质的骨架材料。

(江苏兴达钢帘线股份有限公司 周 骏)