

特形微织构多油楔滑动轴承特性分析及优化

于英华, 周乐, 阮文新, 徐平, 沈佳兴

(辽宁工程技术大学 机械工程学院, 辽宁 阜新 123000)

摘 要:为深度挖掘微织构对提高多油楔滑动轴承多项性能的潜力,以某三油楔径向滑动轴承为研究原型,利用 CFD 方法对其承载压强、摩擦因数、温度进行仿真分析;依据原型轴承设计椭圆开口偏置类抛物线微织构(elliptic opening offset parabola micro texture,EOOPT)三油楔滑动轴承;采用响应面法分析 EOOPT 参数对轴承特性的影响规律,建立相应二次回归方程;对 EOOPT 进行多目标参数优化,得到最优 EOOPT 参数。结果表明:EOOPT 参数对轴承平均承载压强和摩擦因数影响的大小顺序均为:短半轴>长半轴>深度>偏置量>织构均布角;而对平均温度影响的大小顺序为:深度>长半轴>织构均布角>偏置量>短半轴;与原型轴承相比,最优参数微织构轴承的平均承载压强提高 13.7%,而摩擦因数和平均温度分别降低 13.8%和 8.3%。

关 键 词:三油楔滑动轴承;椭圆开口偏置类抛物线微织构;承载压强;摩擦因数;温度;参数优化
中图分类号:TH117.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1000-2758(2023)01-0222-08

固定多油楔滑动轴承因其具有结构简单、承载力高、运动平稳可靠、噪声小等特点,在发电站汽轮机、燃气轮机、机床等国民经济多领域得到了广泛应用。随着各种旋转机械设备向着高速、重载、节能和高可靠性方向快速发展,对固定多油楔滑动轴承的承载性能、抗摩擦磨损性及运转过程中的低温升性等方面提出了更高的要求^[1-6]。

表面织构技术是一种人为利用物理、化学或机械等方法在机械摩擦副表面加工出按一定规则分布的微凹坑或微凸体结构进而改善摩擦副工作性能的一种新技术。因此,探索微织构对轴承性能提高的相关研究成为具有理论和现实意义的重要课题,也成为国内外学者越来越重视的研究热点^[3-14]。迄今为止,相关研究多集中于对三角形、矩形、圆形开口和矩形截深的离散微织构参数对圆柱形径向滑动轴承的承载能力和摩擦因数的影响规律研究^[5-10]。而对于微织构在多油楔轴承中应用的相关研究相对较少。张扬等^[3]基于 Reynolds 方程的 CFD 方法,研究了球冠状微凹坑织构对三油楔滑动轴承摩擦阻力、动刚度和阻尼系数的影响规律,发现当微织构布置

在楔形升压区处,织构密度一定的情况下,存在一个可使轴承综合性能最优的微织构深度最佳值。特别值得一提的是西北工业大学陈国定教授带领的团队在该方面开展了较系统的研究,先后通过 CFD 方法研究了三角形、矩形、圆形开口及矩形截深的离散微织构参数对三油楔滑动轴承的承载力、摩擦因数、动刚度和阻尼系数的影响规律,得出了一些对设计制造微织构多油楔滑动轴承具有重要参考价值的结论^[12-15]。

综上所述,尽管国内外学者对微织构径向滑动轴承应用方面开展了相关研究,取得了一定成果,但还存在如下不足之处:其一,采用的微织构胞孔形状过于简单;其二,对基于滑动轴承多项性能最优的微织构参数多目标优化设计几乎未见触及。这些均在一定程度上制约了微织构对轴承性能提升的效果。为此,在前期对特形微织构-EOOPT 特征参数对微织构圆柱轴承的摩擦因数、承载力影响规律及参数优化设计研究^[16]基础上,本文研究 EOOPT 参数对三油楔滑动轴承的平均承载压强、摩擦因数以及运行平均温度的影响规律,并对其进行多目标优化设

收稿日期:2022-04-18

基金项目:辽宁省教育厅科学技术研究(重点攻关)项目(LJ2020ZD001)资助

作者简介:于英华(1965—),辽宁工程技术大学教授,主要从事机械设计及理论、先进制造系统与技术研究。

通信作者:周乐(1998—),辽宁工程技术大学硕士研究生,主要从事先进制造系统与技术研究。e-mail:791357930@qq.com

计,最终获得可最大限度提升轴承综合性能的微织构设计方案。

1 原型轴承介绍及其性能分析

1.1 原型轴承介绍

本研究选取如图 1 所示的固定三油楔径向滑动轴承为原型,该轴承内表面为在 120°方向上均布 3 个阿基米德螺旋线截形的偏置油楔的内圆柱表面。当轴相对轴瓦做由油楔大口向小口方向的旋转运动时,作用在轴径上的外载荷会对油膜产生一定的挤压效应,当轴径转速稳定后,轴径会稳定在一定的偏心距 e 位置上^[7]。该轴承轴的转速 $n = 6\,000\text{ r/min}$,

润滑油密度 $\rho = 875\text{ kg/m}^3$,黏度 $\eta = 0.028\text{ Pa}\cdot\text{s}$,比热容 $C_p = 2\,000\text{ J/(kg}\cdot^\circ\text{C)}$,最小厚度油膜 $h_{\min} = 0.03\text{ mm}$,导热系数 $k = 0.14\text{ W/(m}\cdot^\circ\text{C)}$,偏心距 $e = 0.025\text{ mm}$,轴承内径 $D = 60\text{ mm}$,轴颈直径 $d = 59.9\text{ mm}$,轴承宽度 $B = 36\text{ mm}$,偏心率 $\varepsilon = e/c = 0.25$,半径间隙 $c = (D - d)/2 = 0.05\text{ mm}$ 。进口口位于油楔大口处,进口压力为 0.1 MPa 。轴承两端为出油口,出口压力为标准大气压^[17]。 φ 为圆周计算角,在最小厚度油膜处为 0° 。 θ 为偏位角。由李强等^[1]的研究可知轴承安装角 α 在 $100^\circ \sim 120^\circ$ 之间时稳定性较好。故本文选取安装角 $\alpha = 100^\circ$ 时的工作情况。

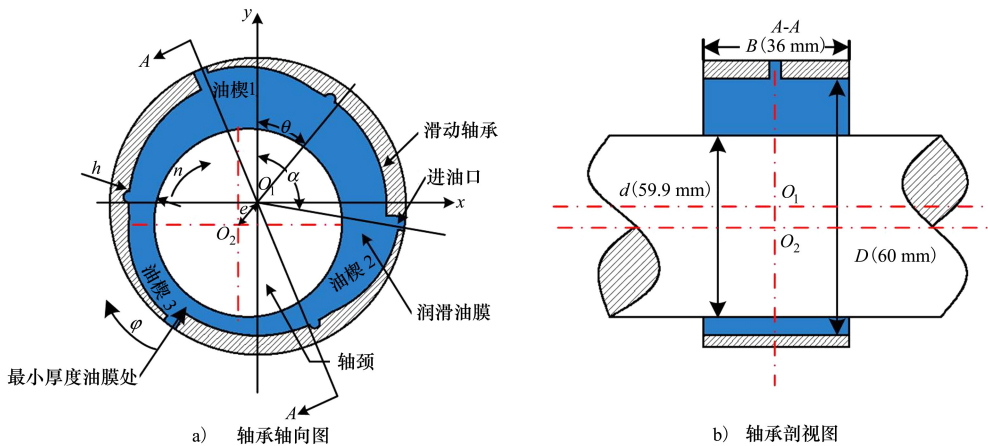


图 1 原型轴承结构简图

1.2 原型轴承性能分析

流体润滑轴承的二维 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y}\right) = 6n\eta \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

滑动轴承油膜厚度 h 的表达式^[18]为

$$h = c + e\cos(\varphi - \theta) \quad (2)$$

令 $H = h/c$,代入(2)式中可得

$$H = 1 + \varepsilon\cos(\varphi - \theta) \quad (3)$$

对轴承表面的油膜压力 $p(x, y)$ 进行积分,得到其表面的无量纲油膜承载力在 x 和 y 轴方向的分力 F_x 和 F_y 的公式^[19]为

$$F_x = \frac{f_x c^2}{n\eta r^2 B} = - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-1}^1 p d\lambda \right) \sin\varphi d\varphi \quad (4)$$

$$F_y = \frac{f_y c^2}{n\eta r^2 B} = - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-1}^1 p d\lambda \right) \cos\varphi d\varphi \quad (5)$$

式中: $\lambda = y/(B/2)$; f_x, f_y 分别为油膜压力在 x 和 y 轴

方向的分力,油膜压力 $f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$ 。

将(4)式和(5)式结合求得滑动轴承的无量纲油膜承载力 W

$$W = \frac{f c^2}{n\eta r^2 B} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (6)$$

剪切应力

$$\tau = \frac{\eta n}{h} + \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (7)$$

由轴承间油膜的剪切应力得到轴颈表面无量纲摩擦力

$$F_\mu = \frac{f_\mu \cdot 2c}{n\eta r B} = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \left(H \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{1}{H} \right) d\varphi d\lambda \quad (8)$$

式中, $f_\mu = \iint \tau dx dy$ 。根据(6)式和(8)式得到摩擦因数 μ

$$\mu = \frac{F_\mu}{W} = \frac{2f_\mu r}{fc} = \frac{\int_{-1}^1 \int_0^\varphi \left(H \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{1}{H} \right) d\varphi d\lambda}{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}} \quad (9)$$

根据流体力学相关理论,滑动轴承油膜能量方程为

$$\rho C_p \left[q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - q_x \frac{\partial p}{\partial x} - q_z \frac{\partial p}{\partial z} + \tau n \quad (10)$$

式中: q_x, q_z 是周向、轴向单位体积流量, m^3/h ; T 为油膜温度, $^\circ\text{C}$ 。

通过 Fluent 软件对轴承进行仿真分析,设定摩擦副间处于层流状态,通过 Solidworks 三维制图软件建立润滑油膜的三维实体模型并导入 Fluent 模块对其进行网格划分,打开能量方程输入润滑油的参数。以最小厚度油膜处为 0° , φ 为圆周计算角,将轴承按顺时针方向 360° 展开得到如图 2 所示的原型轴承油膜的承载压强、剪切应力和温度云图。

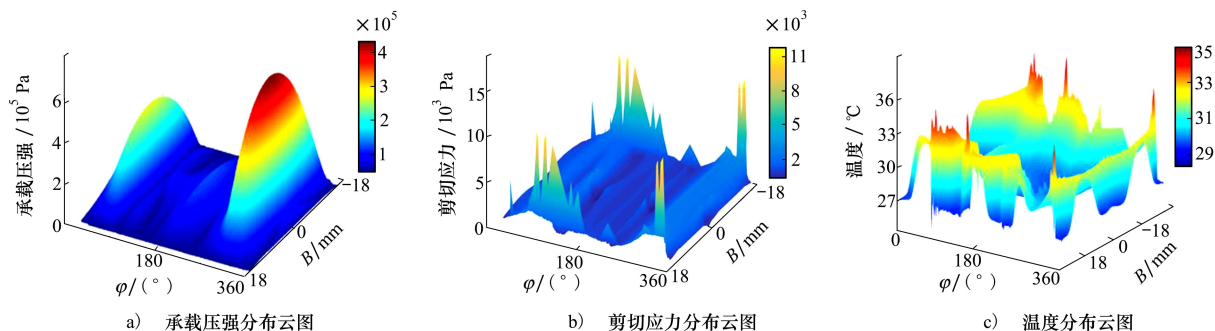


图 2 原型轴承油膜性能分布云图

通过后处理得到原型轴承内壁面平均承载压强为 109 544 Pa、摩擦因数为 0.013 42,平均温度为 30.1°C 。并由图 2 可知润滑油膜的压强的最大值点在油楔 2 小口处,最大剪切应力在最小厚度油膜处,最高温度在最小厚度油膜处。

2 织构参数对轴承性能影响研究

2.1 微织构形状及其在轴承上的位置确定

如图 3 所示,本文选择的微织构为离散的 EOOPT,该类微织构寻优空间大,便于通过优化设计获得被织构摩擦副最优综合性能对应的微织构形

状及参数^[16]。微织构织构在固定三油楔滑动轴承油楔 2 和油楔 3 之间的圆柱面上。这样微织构的特征参数(形状参数和分布参数)包括:椭圆开口长半轴 A 、短半轴 C 、偏置类抛物线截深最低点距椭圆开口中心的偏置距离为 E 、截深 F 及织构均布角 G (2 个相邻微织构的开口对称中心线在轴承周向位置所夹的圆心角)。微织构在距最小厚度油膜 5 mm 处为起点,周向间距 $a = DG\pi/360 = G\pi/6$,织构 7 列。轴向(即轴承宽度 B 方向)间距 $b = 1$ mm,织构阵列在轴向的对称中心线与轴承宽度中心线重合,共织构 34 排。

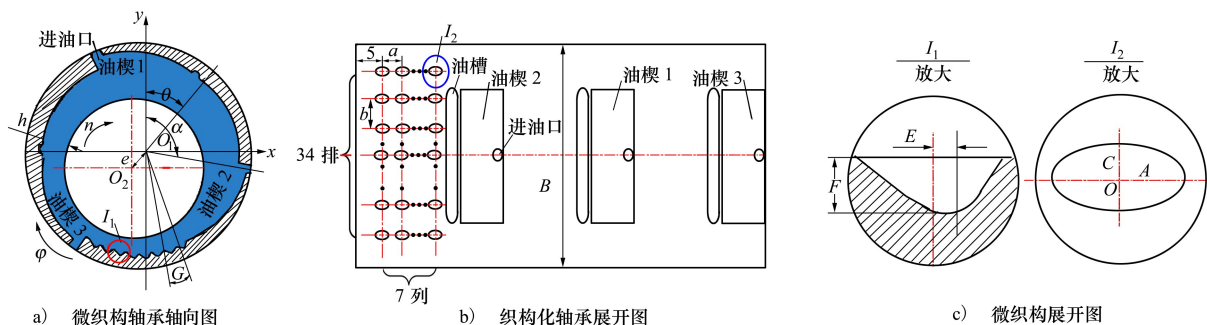


图 3 微织构轴承结构简图

2.2 微织构参数对轴承性能影响规律研究

选取 A,C,E,F,G 作为变量,以平均承载压强、摩擦因数和平均温度作为目标值,通过 Design-Expert 软件^[20]研究各参数变量对微织构滑动轴承各性能目标的影响规律。

根据目前国内外研究的微织构尺寸以及分布参

数,选取的微织构特征参数尺寸范围分别为:500~700 μm ,325~425 μm ,0~400 μm ,200~300 μm 和 $3.4^{\circ}\sim 4.6^{\circ}$ 。故本文构造 32 组五因素五水平试验方案,并通过 Fluent 软件对不同特征参数微织构滑动轴承的平均承载压强、摩擦因数和平均温度进行分析,其结果如表 1 所示。

表 1 微织构轴承性能仿真分析结果

组别	$A/\mu\text{m}$	$C/\mu\text{m}$	$E/\mu\text{m}$	$F/\mu\text{m}$	$G/(^{\circ})$	平均承载压强/Pa	摩擦因数	平均温度/ $^{\circ}\text{C}$
1	550	350	300	225	3.7	122 564	0.011 75	28.7
2	650	350	100	225	3.7	123 339	0.011 68	27.9
3	650	400	300	225	3.7	121 310	0.011 84	27.6
4	600	375	200	250	4.6	121 128	0.011 88	28.7
5	600	425	200	250	4.0	118 344	0.012 11	28.7
6	500	375	200	250	4.0	121 998	0.011 84	28.7
7	600	375	200	250	4.0	120 608	0.011 92	28.7
8	650	400	100	225	4.3	119 368	0.012 01	28.7
9	600	375	200	300	4.0	120 195	0.011 95	29.0
10	550	400	100	225	3.7	120 286	0.011 96	28.7
11	650	350	300	275	3.7	120 363	0.011 93	28.9
12	550	350	100	275	3.7	122 157	0.011 81	28.7
13	600	375	0	250	4.0	120 377	0.011 94	28.8
14	600	325	200	250	4.0	122 248	0.011 80	28.7
15	700	375	200	250	4.0	119 183	0.012 01	28.7
16	550	350	300	275	4.3	122 615	0.011 77	29.7
17	600	375	400	250	4.0	120 494	0.011 93	28.9
18	650	350	300	225	4.3	121 057	0.011 88	28.9
19	550	400	100	275	4.3	120 146	0.011 96	29.3
20	600	375	200	250	3.4	120 188	0.011 96	28.7
21	550	400	300	225	4.3	120 826	0.011 92	29.7
22	600	375	200	250	4.0	120 608	0.011 92	28.7
23	550	350	100	225	4.3	122 290	0.011 80	28.4
24	600	375	200	200	4.0	120 678	0.011 93	28.2
25	650	400	300	275	4.3	119 349	0.012 01	28.7
26	650	400	100	275	3.7	118 339	0.012 09	29.0
27	600	375	200	250	4.0	120 608	0.011 92	28.7
28	600	375	200	250	4.0	120 608	0.011 92	28.7
29	600	375	200	250	4.0	120 608	0.011 92	28.7
30	600	375	200	250	4.0	120 608	0.011 92	28.7
31	550	400	300	275	3.7	120 089	0.011 97	28.0
32	650	350	100	275	4.3	121 266	0.011 85	28.7

根据表 1 中数据,应用 Design-Expert 软件拟合得到各因素对平均承载压强、摩擦因数和平均温度的响应曲面^[21],限于篇幅,本文只给出如图 4 所示

的 C 与其他因素两两交互作用时平均承载压强的响应曲面图。

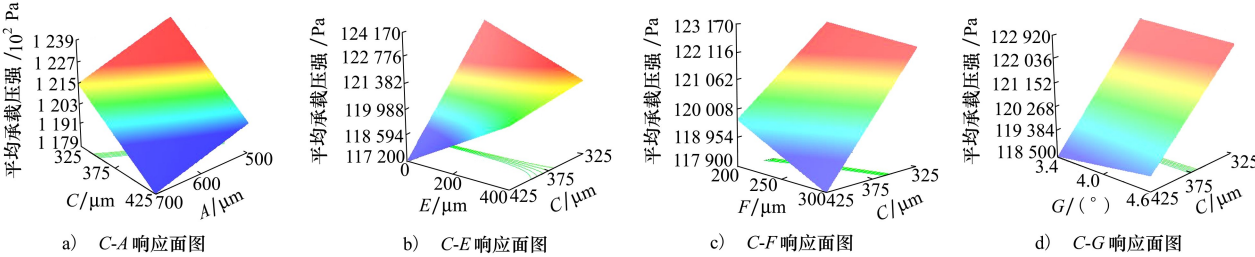


图 4 不同因素对平均承载压强的响应曲面

由图 4 可知,当 C 和其他因素比较时,在 C 方向上的等高线最为密集且以平均承载压强为目标的响应曲面颜色变化更明显,即 C 对轴承平均承载压强的影响最显著。同样通过对比其他各因素两两交互作用时平均承载压强的响应曲面最终可以判断 5 个特征参数对平均承载压强的影响程度次序为: $C > A > F > E > G$ 。同理可得对摩擦因数的影响因素主次顺序为: $C > A > F > E > G$ 。对平均温度的影响因素主次顺序为: $F > A > G > E > C$ 。将不显著的因素去除后,拟合得到平均承载压强 R_1 、摩擦因数 R_2 和平均温度 R_3 关于微织构参数的二元回归方程分别为:

$$R_1 = 148\,952 + 93.329\,42\,A - 90.816\,78\,C - 48.847\,73\,E - 43.673\,14\,F - 8\,453.918\,75\,G + 0.031\,058\,AC - 0.018\,110\,AE - 0.239\,97\,AF - 12.884\,21\,AG + 0.147\,26\,CE - 0.102\,01\,CF + 7.163\,08\,CG + 0.000\,866\,25\,EF + 1.195\,02\,EG + 53.232\,58\,FG \quad (11)$$

$$R_2 = 8.015\,46 \times 10^{-3} - 6.978\,12 \times 10^{-6}\,A + 1.051\,12 \times 10^{-5}\,C + 3.123\,09 \times 10^{-6}\,E + 7.524\,06 \times 10^{-6}\,F + 9.351\,85 \times 10^{-4}\,G - 4.556\,55 \times 10^{-9}\,AC + 1.949\,64 \times 10^{-9}\,AE + 1.912\,54 \times 10^{-8}\,AF + 1.021\,26 \times 10^{-6}\,AG - 1.194\,07 \times 10^{-8}\,CE + 4.140\,70 \times 10^{-9}\,CF - 8.094\,92 \times 10^{-7}\,CG + 9.095\,25 \times 10^{-10}\,EF - 1.966\,87 \times 10^{-8}\,EG - 4.942\,49 \times 10^{-6}\,FG \quad (12)$$

$$R_3 = 28.289\,12 - 0.064\,180\,A + 0.046\,935\,C + 0.015\,503\,E + 0.034\,549\,F + 2.093\,41\,G + 6.776\,25 \times 10^{-5}\,AC - 3.973\,74 \times 10^{-5}\,AE + 1.673\,50 \times 10^{-6}\,AF + 0.010\,99\,AG - 5.269\,28 \times 10^{-5}\,CE + 7.519\,0 \times 10^{-6}\,CF - 0.019\,882\,CG + 1.367\,47 \times 10^{-5}\,EF + 6.296\,60 \times 10^{-3}\,EG - 8.587\,08 \times 10^{-3}\,FG \quad (13)$$

3 微织构特征参数优化及其验证

3.1 微织构特征参数优化

为使微织构提高轴承性能的优越性得以充分发挥,以轴承平均承载压强最大、摩擦因数最小、平均温度最低为目标函数,以各参数水平边界为约束条件,建立优化数学模型为

$$\begin{aligned} \min F(\mathbf{P}) &= [-f_1(\mathbf{P}), f_2(\mathbf{P}), f_3(\mathbf{P})]^T \\ \text{s.t.} \quad \mathbf{P} &= \{P_1, P_2, P_3, P_4, P_5\} \\ &\begin{cases} 500 \leq P_1 \leq 700 \\ 325 \leq P_2 \leq 425 \\ 0 \leq P_3 \leq 400 \\ 200 \leq P_4 \leq 300 \\ 3.4 \leq P_5 \leq 4.6 \end{cases} \end{aligned} \quad (14)$$

式中: $f_1(\mathbf{P})$ 、 $f_2(\mathbf{P})$ 、 $f_3(\mathbf{P})$ 分别为轴承的平均承载压强 /Pa、摩擦因数和平均温度 /℃; P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 分别为织构的特征参数 A, C, E, F, G 。

根据上述数学优化模型,应用 Design-Expert 软件中心复合实验方法 (CCD) 中的优化板块对最优微织构特征参数进行求解,最终得到最优特征参数并圆整为: $A = 685\,\mu\text{m}$, $C = 328\,\mu\text{m}$, $E = 207\,\mu\text{m}$, $F = 201\,\mu\text{m}$, $G = 3.43^\circ$ 。

3.2 二元回归方程及优化效果验证

建立最优参数微织构的滑动轴承油膜模型,并对轴承的相关性能进行仿真分析,最终得轴承油膜承载压强分布云图、剪切应力分布云图和温度分布云图如图 5 所示。

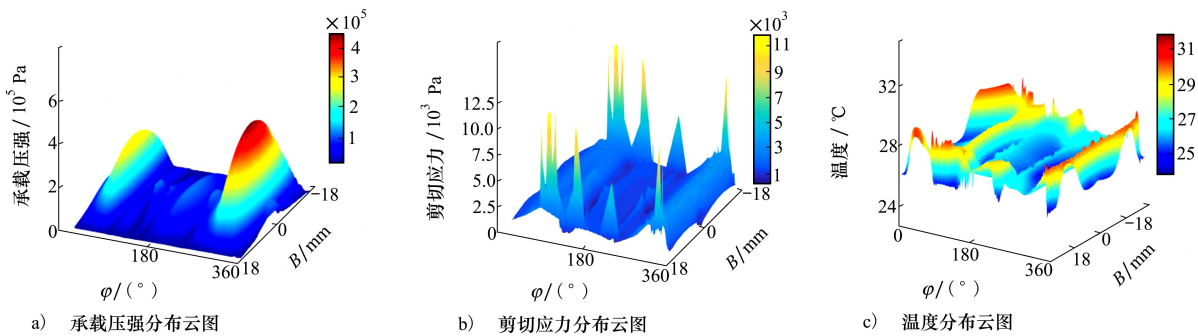


图 5 最优织构轴承油膜性能分布云图

观察图 5 可知,在微织构处高压区域承载压强较未织构轴承高压区域扩大,在微织构区域剪切应力较未织构轴承减小,在微织构区域温度较未织构区域下降。进一步计算得到轴承的平均承载压强、摩擦因数以及平均温度并将其于前述建立的二元回归方程((11)~(13)式)的预测值、原型轴承及未优化之前(表 1 中第 26 组数据相关参数)织构轴承性能进行对比,如图 6 所示。

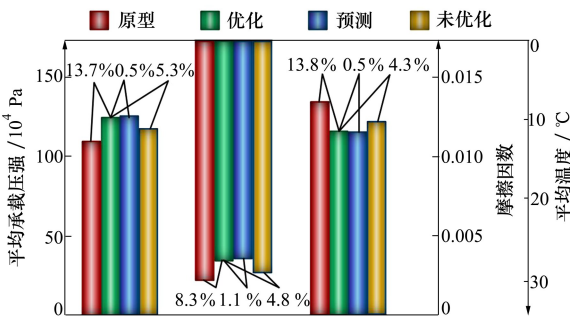


图 6 轴承三性能对比

说明本文所建立的轴承性能回归方程具有足够的精度;在三油楔径向滑动轴承表面织构 EOOPT 可以使其承载性能、抗摩擦磨损性能和热稳定性能得

到改善;优化设计可进一步提升 EOOPT 对于轴承性能的改善程度。

4 结 论

1) EOOPT 特征参数对三油楔滑动轴承平均承载压强和摩擦因数影响的主次顺序均为:短半轴>长半轴>深度>偏置量>织构均布角;对平均温度的影响的主次顺序为:深度>长半轴>织构均布角>偏置量>短半轴。

2) 在三油楔滑动轴承表面织构 EOOPT 的最优特征参数为:椭圆开口长半轴 685 μm、短半轴 328 μm、深度 207 μm、偏移量 201 μm、分布角度为 3.43°。EOOPT 织构可使轴承的承载性、抗摩擦磨损性及运行热稳定性得以提升,优化设计可进一步提升 EOOPT 织构轴承的优越性。

3) 通过响应曲面方法和回归分析建立的织构化三油楔径向滑动轴承的平均承载压强、摩擦因数和平均温度关于微织构参数的回归方程具有足够的精度,可用于对不同参数的 EOOPT 三油楔滑动轴承相关性能的预测。

参考文献:

[1] 李强,张硕,马龙,等. 基于流固耦合的多油楔滑动轴承动特性研究[J]. 中国机械工程,2017,28(9): 1050-1055
LI Qiang, ZHANG Shuo, MA Long, et al. Research on dynamic characteristics of multi-wedge journal bearing based on fluid-structure coupling[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(9): 1050-1055 (in Chinese)

[2] 张艾萍,林圣强,谢媚娜. 三油楔滑动轴承油膜压力特性及对转子稳定性的影响[J]. 动力工程学报, 2013, 33(6): 437-442
ZHANG Aiping, LIN Shengqiang, XIE Meina. Influence of three-lobe journal bearing's oil film pressure property on the rotor stability[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2013, 33(6): 437-442 (in Chinese)

[3] 张扬,陈淑江. 微织构对三油楔滑动轴承动静特性的影响[J]. 制造技术与机床, 2021(2): 125-130
ZHANG Yang, CHEN Shujiang. The influence of surface texture on three-lobe journal bearing[J]. Manufacturing Technology &

- Machine Tool, 2021(2): 125-130 (in Chinese)
- [4] COSTA H L, HUTCHINGS I M. Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions[J]. Tribology International, 2007, 40(8): 1227-1238
- [5] SHINDE A B, PAWAR P M. Effect of partial grooving on the performance of hydrodynamic journal bearing[J]. Industrial Lubrication & Tribology, 2017, 69(4): 574-584
- [6] RAHMANI R, MIRZAEI I, SHIRVANI A, et al. An analytical approach for analysis and optimization of slider bearings with infinite width[J]. Tribology International, 2010, 43: 1551-1565
- [7] 王丽丽, 张伟, 赵兴堂, 等. 微织构尺寸对轴承摩擦磨损性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2021, 41(5): 723-730
WANG Lili, ZHANG Wei, ZHAO Xingtang, et al. Effect of micro-texture size on friction and wear performance of journal bearing[J]. Tribology, 2021, 41(5): 723-730 (in Chinese)
- [8] TALAIGHIL N, MASPEYROT P, FILLON M, et al. Hydrodynamic effects of texture geometries on journal bearing surfaces[C] //The 10th International Conference on Tribology, 2007
- [9] DONG Jian, WANG Xiaojing, ZHANG Jin, et al. An experimental research on the vibration of surface-textured journal bearings[J]. Shock and Vibration, 2017, 2017: 1-9
- [10] HENRY Y, BOUYER J, FILLON M. Experimental analysis of the hydrodynamic effect during start-up of fixed geometry thrust bearings[J]. Tribology International, 2018, 120: 299-308
- [11] 纪敬虎, 周莹超, 田朋霖, 等. 局部凹坑织构化径向滑动轴承流体动力润滑数值分析[J]. 表面技术, 2021, 50(10): 214-220
JI Jinghu, ZHOU Yingchao, TIAN Penglin, et al. Numerical analysis of hydrodynamic lubrication of partially textured surfaces with dimples for journal bearing[J]. Surface Technology, 2021, 50(10): 214-220 (in Chinese)
- [12] 尹明虎, 陈国定, 高当成, 等. 微织构特征对径向滑动轴承动特性的影响[J]. 西北工业大学学报, 2015, 33(4): 658-664
YIN Minghu, CHEN Guoding, GAO Dangcheng, et al. Effects of micro texture on the dynamic characteristics of journal bearing[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2015, 33(4): 658-664 (in Chinese)
- [13] 尹明虎, 陈国定, 高当成, 等. 3种微织构对径向滑动轴承性能的影响[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2016, 48(1): 159-164
YIN Minghu, CHEN Guoding, GAO Dangcheng, et al. Effects of three types of surface texture on the performances of journal bearing[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2016, 48(1): 159-164 (in Chinese)
- [14] GROPPER D, HARVEY T J, WANG L. Numerical analysis and optimization of surface textures for a tilting pad thrust bearing[J]. Tribology International, 2018, 124: 134-144
- [15] 张瑜, 陈国定, 王琳, 等. 空化与惯性效应耦合作用下的非对称表面微织构滑块承载力分析[J]. 西北工业大学学报, 2017, 35(6): 1026-1032
ZHANG Yu, CHEN Guoding, WANG Lin, et al. Analysis of bearing load-carrying capacity with asymmetric surface textures under coupling effects of cavitation and Inertia effect[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2017, 35(6): 1026-1032 (in Chinese)
- [16] 于英华, 杨帅彬, 曹茂林, 等. 滑动轴承表面椭圆偏置类抛物线微织构研究[J]. 表面技术, 2022, 51(9): 131-140
YU Yinghua, YANG Shuaibin, CAO Maolin, et al. Research on elliptic bias parabolic micro-texture of sliding bearing surface[J]. Surface Technology, 2022, 51(9): 131-140 (in Chinese)
- [17] 丛志鹏. MBG1432磨床砂轮架轴承维修与调整[J]. 设备管理与维修, 2009(9): 23-24
CONG Zhipeng. Maintenance and adjustment of grinding wheel carrier bearing of MBG1432 grinder[J]. Plant Maintenance Engineering, 2009(9): 23-24 (in Chinese)
- [18] 王俊, 张俊红, 马梁. 具有椭圆抛物面织构的滑动轴承性能研究[J]. 润滑与密封, 2018, 43(5): 46-52
WANG Jun, ZHANG Junhong, MA Liang. Performance study of sliding bearings with elliptical paraboloid textured[J]. Lubrication Engineering, 2018, 43(5): 46-52 (in Chinese)
- [19] 魏聿梁. 多油槽滑动轴承非线性轴心轨迹及润滑性能分析[D]. 青岛: 山东科技大学, 2019
WEI Yuliang. Non-linear journal center trajectory and lubrication performance analysis of multi-groove sleeve bearing[J]. Qingdao: Shandong University of Science and Technology, 2019 (in Chinese)
- [20] 陶有俊, 朱向楠, 陶东平, 等. 采用 Design-Expert 优化粉煤灰摩擦电选脱炭试验研究[J]. 煤炭学报, 2016, 41(2):

475-482

TAO Youjun, ZHU Xiangnan, TAO Dongping, et al. Optimization of triboelectrostatic decarbonization experiment of fly ash by design-expert[J]. Journal of China Coal Society, 2016, 41(2): 475-482 (in Chinese)

[21] 邢雷, 李金煜, 赵立新, 等. 基于响应曲面法的井下旋流分离器结构优化[J]. 中国机械工程, 2021, 32(15): 1818-1826
XING Lei, LI Jinyu, ZHAO Lixin, et al. Structural optimization of downhole hydrocyclones based on response surface methodology[J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32(15): 1818-1826 (in Chinese)

Characteristic analysis and optimization of special-shaped micro-textured multi-oil wedge sliding bearing

YU Yinghua, ZHOU Le, RUAN Wenxin, XU Ping, SHEN Jiaying
(School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, China)

Abstract: In order to deeply explore the potentials of micro-texture on enhancing the performances of a multi-oil wedge sliding bearing, a three-oil-wedge radial sliding bearing is taken as the prototype to simulate its bearing pressure, friction coefficient and temperature with the CFD method. According to the prototype bearing, the elliptic opening offset parabola micro texture(EOOPT) is designed. The response surface method is used to analyze the influence of EOOPT parameters on characteristics of the three-oil-wedge radial sliding bearing, and its corresponding quadratic regression equations are established. The multi-objective optimization of EOOPT parameters is carried out to obtain the optimal EOOPT parameters. The simulation results show that the sequence of influences of EOOPT parameters on the average bearing pressure and friction coefficient of the radial sliding bearing is as follows: short half axis, semi-major axis, depth, offset, texture evenly distributed angle. The sequence of influence on average temperature is depth, semi-major axis, texture evenly distributed angle, offset, short half axis. Compared with the prototype bearing, the average bearing pressure of the optimal-parameter micro-texture bearing increases by 13.7%, while the friction coefficient and average temperature decrease by 13.8% and 8.3% respectively.

Keywords: three-oil-wedge radial sliding bearing; elliptic opening offset parabola micro texture; bearing pressure; friction coefficient; temperature; parameter optimization

引用格式: 于英华, 周乐, 阮文新, 等. 特形微织构多油楔滑动轴承特性分析及优化[J]. 西北工业大学学报, 2023, 41(1): 222-229

YU Yinghua, ZHOU Le, RUAN Wenxin, et al. Characteristic analysis and optimization of special-shaped micro-textured multi-oil wedge sliding bearing [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2023, 41(1): 222-229 (in Chinese)