

多项式函数结合对数螺旋线方程的织构型线优化

田再浩, 马金奎, 路长厚, 陈淑江, 聂玉龙

(山东大学 机械工程学院, 济南 250061)

摘要: **目的** 为提高一种新型动静压转台承载能力, 对其动压楔形织构型线进行优化设计。**方法** 首先求解动压楔形织构承载性能, 并将其承载能力作为优化目标。以多项式函数结合对数螺旋线方程表达织构型线, 并以多项式系数作为设计变量建立优化模型。选用布谷鸟搜索算法求解该优化模型, 并探究不同结构参数下的最优解变化规律。最后, 比较本方法得到的最优织构和最优单一螺旋角织构的润滑性能。**结果** 综合考虑计算精度和时间, 选取半径的二次多项式函数表达织构型线螺旋角。最优织构型线形状的变化规律为: 随半径增大, 先顺时针弯折, 再逆时针弯折, 其螺旋角先增大, 再减小。摩擦副膜厚越大, 最优型线顺时针弯折趋势越明显, 最小螺旋角和终止螺旋角越小, 最大动压承载力越小。织构个数越多, 型线上各点螺旋角越小, 最大动压承载力越大。**结论** 该优化设计方法突破了规则几何形状的限制, 并在表达更多可能织构型线的基础上减少了设计变量个数。相比最优单一螺旋角织构, 该最优型线下的织构有更优良的润滑性能, 证明了该设计方案的应用价值。

关键词: 动静压转台; 织构型线; 承载能力; 多项式函数; 对数螺旋线方程; 优化设计

中图分类号: TH133.31 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2018)10-0107-09

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2018.10.014

Optimization of Texture Outline with a Combination of Polynomial Function and Logarithmic Spiral Equation

TIAN Zai-hao, MA Jin-kui, LU Chang-hou, CHEN Shu-jiang, NIE Yu-long

(School of Mechanical Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China)

ABSTRACT: The work aims to optimize and design the hydrodynamic texture outline of novel hybrid rotary table to improve its load-carrying capacity. Firstly, the load-carrying property of the texture was calculated and the load-carrying capacity (LCC) was set as the objective function. The texture outline was expressed for logarithmic spiral equation based on polynomial function and the coefficients of the polynomial function were determined as design variables to set up the optimization model. Cuckoo Search was applied to solve the optimization model and the law of the optimal solution under various structural parameters was discussed. Finally, lubrication performance of textures with optimal outline and optimal spiral angle was compared. In consideration of computational accuracy and time, quadratic polynomial function of radius was selected as spiral angle. Optimal texture outline bended clockwise and then anticlockwise with the increase of radius, and the spiral angle increased and then declined. With the increasing film thickness, the clockwise bending tendency was more obvious, the minimal angle and fi-

收稿日期: 2018-07-14; 修订日期: 2018-08-30

Received: 2018-07-14; **Revised:** 2018-08-30

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51575318)

Fund: National Natural Science Foundation of China (51575318)

作者简介: 田再浩 (1994—), 男, 硕士, 研究方向为动静压转台润滑特性分析及参数优化。

Biography: TIAN Zai-hao (1994—), Male, Master, Research focus: analysis of lubrication performance and parameter optimization of hybrid rotary tables.

通讯作者: 马金奎 (1962—), 男, 博士, 副教授, 研究方向为旋转机械故障机理与诊断。邮箱: mjk@sdu.edu.cn

Corresponding author: MA Jin-kui (1962—), Male, Ph. D., Associate professor, Research focus: fault mechanism and diagnose of rotating machinery. E-mail: mjk@sdu.edu.cn

nal angle were smaller and the maximal hydrodynamic LCC (HLCC) was smaller. With the increasing number of textures, spiral angle on each point of the outline was smaller while the maximal HLCC was larger. The optimization and design method breaks through the limitation of regular shapes and reduces the number of design variable on the basis of more texture outlines further. Compared with the optimal texture of single spiral angle, the texture under the optimal outline has more lubrication performance and verifies the application value of the design scheme.

KEY WORDS: hybrid rotary table; texture outline; load-carrying capacity; polynomial function; logarithmic spiral equation; optimization

动静压回转工作台是重型车床、大型齿轮加工机床等精密机床的关键功能部件,在航天、发电及大型测量设备中有着广泛应用。这类转台体积大、负载重,对油膜承载能力的要求很高。转台中摩擦副端面织构形貌是决定油膜承载力的关键因素,故优化织构形貌对于提高转台动力学性能有重要意义。

回转工作台的润滑问题研究可以借鉴推力轴承的相关文献。近年来,学者们对轴承在不同织构形状下的润滑性能进行了研究^[1-3],并对其结构参数进行了优化设计。Gen Fu等^[4]求解了以推力轴承椭圆形油腔长轴和短轴长度、油腔深度及分布位置参数等为设计变量,以承载力及摩擦力矩为目标函数的优化模型。叶红玲等^[5]以静压转台承载力和油膜刚度为目标函数,利用响应面方法和分层可行下降方向法,得到了油腔深度、油腔外半径、封油边宽度、初始油膜厚度的最优参数。孟曙光等^[6]研究了操作参数及进油孔径、浅腔深度等结构参数对深浅腔动静压轴承承载特性的影响,使用正交实验法并结合实验对其进行了多目标优化。以上优化设计中设计变量的选择尚局限于规则几何形状的结构参数,而没有考虑规则几何形状之外的其他可能,全局寻优性还不够理想。

文献[7—8]先将织构离散分段,再选择每一段定位点位置作为设计变量进行优化设计,基本做到了表达任意可能的织构型线,但设计变量数量较多,且文献[8]中型线光滑度有待改进。庞晓平等^[9]采用傅里叶级数表达膜厚方程以表征任意可能的形状,但是在设计变量的选择和数目方面仍有待改进。

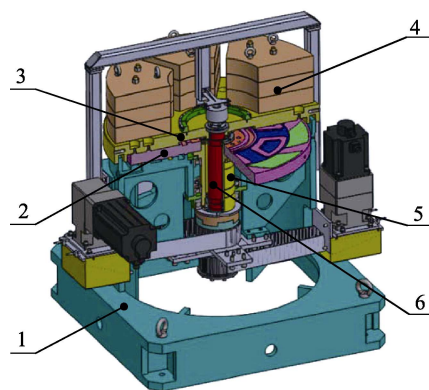
在摩擦学的发展进程中,螺旋型织构因其优良的动力学性能而广受关注^[10-13]。本文在推力转台密封面织构型线设计中,以对数螺旋线为基础,用半径的多项式函数表达的螺旋角代替固定螺旋角,实现任意可能织构型线的表达。相比上述研究成果,本文提出的方法不仅能表征几乎任意可能的几何形状,且能在保证相似优化效果的前提下减少设计变量个数,减少优化过程中的计算及时间成本。在优化算法方面,选用由 Xin-She Yang 和 Suash Deb 于 2009 年开发的新型自然启发式算法——布谷鸟搜索算法 (Cuckoo Search, CS)^[14]。相比遗传算法等传统优化算法^[15-17],CS 算法通过 Lévy Flights 进行加强,在优化变量的全局寻优中有更好的收敛性和更高的搜索效率^[18-19]。CS 算

法的深入研究和应用已经得到了进一步的发展^[20-21],但是在润滑领域的优化问题中应用还相对较少。

1 分析模型

1.1 物理模型

一种新型动静压转台如图 1 所示,主要包括基座 1、动环 2、工作台 3、负载 4、动环主轴 5 和工作台主轴 6。在工作阶段,工作台低速转动,动环顺时针高速转动,工作台与动环间的差动转速 ω 可以使动压区产生足够的动压承载力,以起到主要支承负载和工作台的作用。工作台下表面为光滑平面,动环上表面沿周向周期分布的静压油垫及其外环的动压油楔如图 2 所示。 r_1 、 r_2 分别表示静压油垫的内径和外径; ϕ_1 、 ϕ_2 分别为静压油垫内、外包角; l 为封油边宽; b 为静压腔径向尺寸; r_3 、 r_4 分别表示动压油楔的内径和外径; p_0 表示静压油垫外压力,也为动压油楔内径处压力; p_{out} 为动压区外缘处压力。



1—Base; 2—Rotating table; 3—Working table; 4—Load;
5—Principle axis of rotating table; 6—Principle axis of working table

图 1 转台模型图

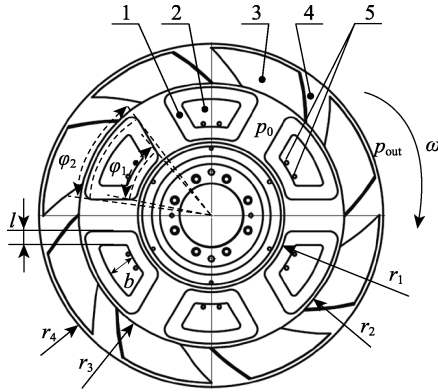
Fig.1 Model of the rotary table

1.2 计算域模型

如图 3a 所示,若楔形织构型线为对数螺旋线,则其在极坐标下的表达式为:

$$r = r_3 e^{(\theta - \theta_i) \cot \beta} \quad (1)$$

式中: θ_i 为螺旋线起始角度; β 为螺旋角。



1—Sealing edge; 2—Hydrostatic recess;
3—Hydrodynamic groove; 4—Land; 5—Supply hole
图 2 动环织构示意图

Fig.2 Diagram of the rotating ring texture

为方便划分网格和保证离散计算精度,数值计算动压分布时,采用基于边界拟合坐标系的坐标变换,如式(2)所示。将螺旋形区域转化为扇形,如图3b所示。

$$\begin{cases} \eta = \theta - \frac{1}{\cot \beta} \ln \left(\frac{r}{r_0} \right) \\ \xi = r \end{cases} \quad (2)$$

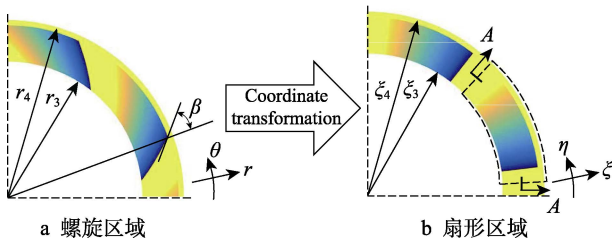


图 3 织构形状及坐标变换

Fig.3 Shape of texture and coordinate transformation:
(a) spiral region; (b) sector region

因楔形织构呈周期性分布,选取一个织构及其两边各两个半台面为一个计算域,如图3b所示。令织构个数为 k ,故每个计算域周向包角为 $2\pi/k$ 。沿剖面线A-A,摩擦副周向剖视图如图4所示。织构深度沿周向逆时针线性变浅并最终收敛于台面,故周向动压油膜厚度可表达为公式(3)。

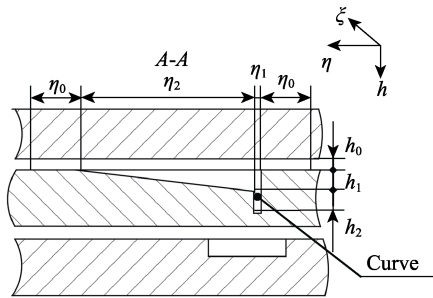


图 4 摩擦副周向剖视图

Fig.4 Circumferential cutaway view of friction pair

$$h = \begin{cases} h_0 - \frac{h_1}{\eta_2} \left(\eta - \sum_{a=0}^2 \eta_a \right), & \eta \in \left[\eta_0 + \eta_1, \sum_{a=0}^2 \eta_a \right] \\ h_0 + h_2, & \eta \in [\eta_0, \eta_0 + \eta_1] \\ h_0, & \text{else} \end{cases} \quad (3)$$

式中: h_0 为摩擦副最小间隙膜厚(以下称膜厚); h_1 为织构最深深度(以下称织构深); h_2 为供油槽深; η_0 为半个台面周向包角; η_1 为供油槽周向包角; η_2 为织构周向包角。

2 控制方程及求解

2.1 控制方程

动压区润滑状态下不可压缩等温流体在极坐标系下的雷诺方程如式(4)所示。

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega\mu r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (4)$$

经式(2)所示坐标变换及归一化处理,得边界拟合坐标系 ξ - η 下的归一化雷诺方程,如式(5)所示。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\bar{h}^3 \bar{\xi} \frac{\partial \bar{p}_d}{\partial \xi} \right) + \left(1 + \frac{1}{\cot^2 \beta} \right) \frac{1}{\bar{\xi}} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_d}{\partial \eta} \right) - \\ \frac{1}{\cot \beta} \left[\frac{\partial}{\partial \eta} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_d}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}_d}{\partial \eta} \right) \right] = 6\bar{\xi} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \eta} \end{aligned} \quad (5)$$

式中: μ 为润滑剂黏度; p_d 为动压油膜压力;

$$\bar{\xi} = \frac{\xi}{\xi_3}; \quad \bar{h} = \frac{h}{h_0}; \quad \bar{p}_d = \frac{p_d h_0^2}{\mu \xi_3^2 \omega}.$$

在保证计算精度的前提下缩短计算时长,本文在油膜破裂及形成的边界采用负压置零的雷诺边界条件,如式(6)所示。与考虑质量守恒的JFO边界条件相比,两种边界条件在计算动力学性能时的区别可以忽略^[22]。

$$\bar{p}_d = 0, \quad \frac{\partial \bar{p}_d}{\partial \eta} = 0 \quad (6)$$

根据转台实际结构分析,动压区内、外径处油膜归一化压力为零,即:

$$\bar{p}_0 = \bar{p}_{out} = 0 \quad (7)$$

2.2 离散格式推导及润滑性能计算

本文采用有限差分法对式(5)进行离散求解。如图5所示,差分格式中周向角度步长为 $\Delta\eta$,归一化径向步长为 $\Delta\bar{\xi}$ 。

采用五点差分格式可得节点 (i,j) 处归一化油膜压力 $\bar{p}_{i,j}$,如式(8)所示。

$$\bar{p}_{i,j} = (A\bar{p}_{i,j+1} + B\bar{p}_{i+1,j} + C\bar{p}_{i,j-1} + D\bar{p}_{i-1,j} + E\bar{p}_{i+1,j+1} - F) / G \quad (8)$$

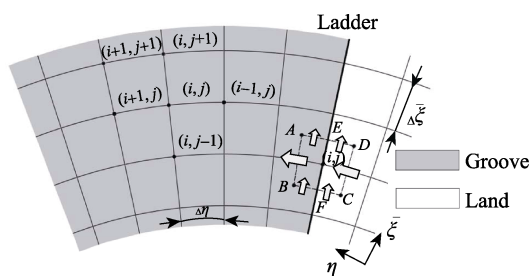


图5 计算域离散

Fig.5 Grid partition of computational domain

$$\text{其中, } A = \left(\bar{h}_{i,j}^3 + \bar{\xi}_{i,j} \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3}{\Delta \xi} - \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 - 3\bar{h}_{i,j}^3}{\cot \beta \Delta \eta} \right) / \Delta \xi, B = \left[\left(1 + \frac{1}{\cot^2 \beta} \right) \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3}{\bar{\xi}_{i,j} \Delta \eta} - \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 - 3\bar{h}_{i,j}^3}{\cot \beta \Delta \xi} \right] / \Delta \eta, C = \frac{\bar{\xi}_{i,j} \bar{h}_{i,j}^3}{\Delta \xi^2}, D = \left(1 + \frac{1}{\cot^2 \beta} \right) \frac{\bar{h}_{i,j}^3}{\bar{\xi}_{i,j} \Delta \eta^2}, E = -\frac{2\bar{h}_{i,j}^3}{\cot \beta \Delta \xi \Delta \eta}, F = 6\bar{\xi}_{i,j} \cdot \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i,j}}{\Delta \eta}, G = A + B + C + D + E.$$

因油膜厚度导数在阶梯处不存在,无法使用上述差分格式计算阶梯处油膜压力。根据阶梯处网格点周围控制体积 ABCD 内流入和流出的润滑剂流量平衡,迭代出阶梯处归一化油膜压力如式(9)所示。

$$\bar{p}_{i,j} = \frac{A_1 \bar{p}_{i,j+1} + B_1 \bar{p}_{i+1,j} + C_1 \bar{p}_{i,j-1} + D_1 \bar{p}_{i-1,j} + F_1}{E_1} \quad (9)$$

$$\text{其中, } A_1 = \frac{(\bar{h}_{CD}^3 - \bar{h}_{AB}^3)}{\cot \beta} + \frac{\Delta \eta (\bar{\xi}_{DE} \bar{h}_{DE}^3 - \bar{\xi}_{EA} \bar{h}_{EA}^3)}{2\Delta \xi}, B_1 = \frac{(1 + \cot^2 \beta) \Delta \xi \bar{h}_{AB}^3}{\cot^2 \beta \Delta \eta \bar{\xi}_{AB}} + \frac{\bar{h}_{BF}^3 - \bar{h}_{EA}^3}{2 \cot \beta}, C_1 = \frac{\bar{h}_{DE}^3 - \bar{h}_{FC}^3}{2 \cot \beta} + \frac{(1 + \cot^2 \beta) \Delta \xi \bar{h}_{CD}^3}{\cot^2 \beta \Delta \eta \bar{\xi}_{CD}}, D_1 = \frac{\Delta \eta (\bar{\xi}_{BF} \bar{h}_{BF}^3 + \bar{\xi}_{FC} \bar{h}_{FC}^3)}{2\Delta \xi}, E_1 = A + B + C + D, F_1 = 6\Delta \xi (\bar{h}_{CD} \bar{\xi}_{CD} - \bar{h}_{AB} \bar{\xi}_{AB}).$$

得到动压力分布后,积分可得动压承载力 F_d ,如式(10)所示。

$$F_d = \int_0^{2\pi} \int_{\xi_3}^{\xi_4} p_d \xi d\xi d\eta \quad (10)$$

动压区端泄量为:

$$Q_d = \int_0^{2\pi} \left(-\frac{\xi h^3}{12\mu} \frac{\partial p_d}{\partial \xi} + \frac{h^3}{12\mu \cot \beta} \frac{\partial p_d}{\partial \eta} \right) d\eta \quad (11)$$

动压区剪切摩擦力损耗为:

$$N_f = \int_0^{2\pi} \int_{\xi_3}^{\xi_4} \left(\mu \frac{\xi \omega}{h} + \frac{h}{2\xi} \frac{\partial p_d}{\partial \eta} \right) \omega \xi^2 d\xi d\eta \quad (12)$$

动压区平均温升为:

$$\Delta T = \int_0^{2\pi} \int_{\xi_3}^{\xi_4} \frac{\left(\mu \frac{\xi \omega}{h} + \frac{h}{2\xi} \frac{\partial p_d}{\partial \eta} \right) \omega}{\rho C_p Q_d} \xi^2 d\xi d\eta \quad (13)$$

本文理论计算中涉及到的织构结构参数及润滑剂参数如表1。

表1 织构及润滑油部分参数

Tab.1 Parameters of texture and lubricant

Parameter	Value	Parameter	Value
Inner radius of hydrostatic recess r_1/mm	195	Outer radius of hydrodynamic area r_4/mm	435
Outer radius of hydrostatic recess r_2/mm	325	Groove depth $h_1/\mu\text{m}$	200
Inner wrap angle of hydrostatic recess $\varphi_1/(\circ)$	38	Depth of supply groove $h_2/\mu\text{m}$	5000
Outer wrap angle of hydrostatic recess $\varphi_2/(\circ)$	45	Wrap angle of half land $\eta_0/(\circ)$	6
Width of sealing edge l/mm	30	Wrap angle of supply groove $\eta_1/(\circ)$	1
Orifice coefficient α	0.6	Wrap angle of groove $\eta_2/(\circ)$	32
Diameter of orifice d_o/mm	1	Groove number k	8
Inner radius of hydrodynamic area r_3/mm	335	Lubricant	Changcheng Zhuoli hydraulic oil L-HM32#
Viscosity of lubricant $\mu/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.0414	Density of lubricant $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	875
Specific heat of lubricant $C_V/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	1870		

3 优化模型

3.1 目标函数

工作阶段,工作台上的负载主要靠差速油膜产生的动压承载力支承,因此提高动压承载力可以有效提高工作台的工作能力。同时动压泵出效应的增强还可以增大端泄量,从而改善散热环境。因此本文优化模

型选择动压承载力 F_d 作为目标函数。

3.2 设计变量

动压承载力的大小与动压楔形织构的形貌密切相关,本文在控制织构深度、织构数等结构参数不变的情况下,对织构表面型线进行优化设计。极坐标系下,如图6所示,若将对数螺旋线的固定螺旋角改为随半径变化的角度,则可以表征任意形状的型线。

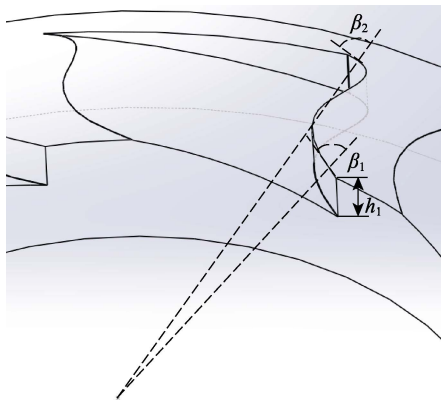


图 6 变化螺旋角的织构形状
Fig.6 Shape of the spiral groove with flexible angles

以织构型线归一化径向坐标 \bar{r} 作为自变量, 选用其多项式函数表示螺旋角 β , 如式 (14) 所示。

$$\beta=a_0+\sum_{i=1}^n a_i\left(\bar{r}-\bar{r}_3\right)^i$$

(14)

式中: a_0 、 a_i 为待定系数, 即优化模型中的设计变量; n 为多项式次数。型线方程即可表示为:

$$r=r_3 e^{(\theta-\theta_1) \cot \left(a_0+\sum_{i=1}^n a_i\left(\bar{r}-\bar{r}_3\right)^i\right)}$$

(15)

为保证构造合理的织构型线, 将设计变量优选范围设置为:





$$a_0 \in\left(-90^{\circ}, 90^{\circ}\right)$$

$$a_i \in\left(-360^{\circ}, 360^{\circ}\right), \quad i=1,2,3, \cdots$$

(16)

取织构深为 200 μm , 织构数为 8 个, 差动转速为 30 r/min, 膜厚为 140 μm , 分别计算多项式次数 $i=1,2,3,4$ 时相应的最优解、最优织构形状、最大动压承载力, 如表 2 所示。对应的织构型线及螺旋角-半径变化曲线如图 7 所示。

表 2 不同次数多项式下优化结果对比

	<i>i</i> =1	<i>i</i> =2	<i>i</i> =3	<i>i</i> =4
Optimal solution/(°)	$a_0=41.3$ $a_1=-25.2$	$a_0=73.8$ $a_1=-193.3$ $a_2=162.6$	$a_0=73.0$ $a_1=-176.2$ $a_2=123.0$ $a_3=15.0$	$a_0=78.0$; $a_1=-271.9$ $a_2=354.4$ $a_3=-142.1$ $a_4=18.2$
Optimal shape				
Max HLCC/N	4911.34	4996.38	4999.63	5000.42

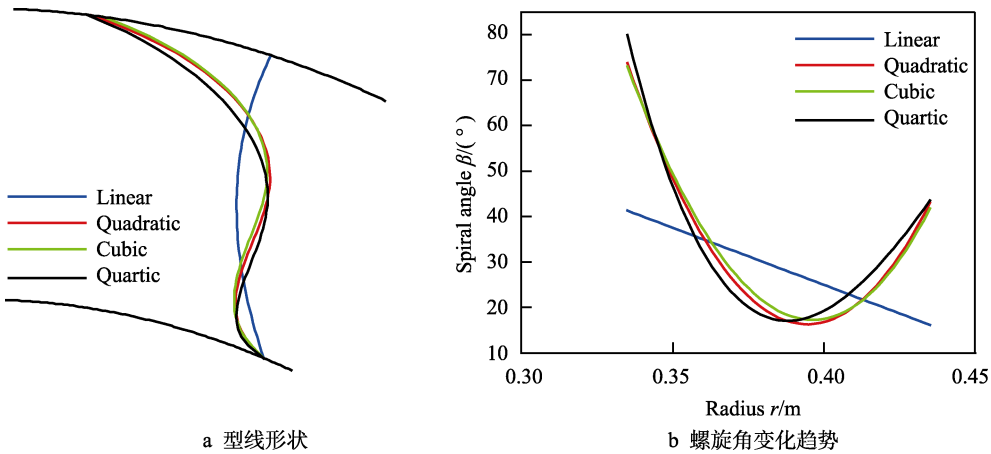


图 7 不同次数多项式型线形状与螺旋角

Fig.7 Shape and spiral angle of curves of polynomial equations with different orders: (a) texture shape; (b) change of spiral angle

由表 2、图 7 可见, $i=2、3、4$ 下的最优型线在形状及螺旋角随半径的变化规律上差别不大。起始角度为 $75^{\circ}\sim 80^{\circ}$, 随半径坐标增大, 型线先顺时针弯折, 角度逐渐减小至 16° 左右; 之后随曲线继续延伸, 型线改为逆时针弯折, 角度持续增大到 34° 左右, 且随

多项式次数增多, 图 7b 中螺旋角-半径曲线拐点稍向左移。 $n=1$ 下的最优型线与高次多项式下的最优型线在形状及螺旋角-半径曲线上无相似性。在最大承载力方面, 一次多项式得到的最大承载力为 4911.34 N, 其他多次多项式得出的最大承载力为 5000 N 左右。综

合考虑优化设计的精确度及计算量,选取半径的二次多项式表达螺旋角,即将二次多项式 $\beta = a_1 + \sum_{i=1}^2 a_i (\bar{r} - \bar{r}_3)^i$ 的三个系数 a_0 、 a_1 、 a_2 作为设计变量,可表示为:

$$\mathbf{X} = [a_0, a_1, a_2]^T = [x_1, x_2, x_3]^T \quad (17)$$

同样是表达光滑织构型线,在能得到类似优化结果的基础上,与文献[7]中4个设计变量、文献[9]中5个设计变量相比,本文在减少设计变量个数、简化优化模型方面做到了进一步提高。

3.3 约束条件

动压区摩擦功耗约束:

$$g_1(\mathbf{X}) = [N_f] - N_f \geq 0 \quad (18)$$

润滑油平均温升约束:

$$g_2(\mathbf{X}) = [\Delta T] - \Delta T \geq 0 \quad (19)$$

故优化模型为:

$$\begin{cases} \mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3]^T \\ \max F_d \\ \text{s. t. } g_i(\mathbf{X}) \geq 0 (i=1,2) \end{cases} \quad (20)$$

3.4 间隙膜厚的影响

取织构深为 200 μm , 差动转速 30 r/min, 织构数为 8 个, 膜厚为 100~200 μm 下的最优形状的织构分布如图 8 所示, 最优型线及螺旋角变化规律如图 9 所示, 最优解及最大动压承载力如表 3 所示。

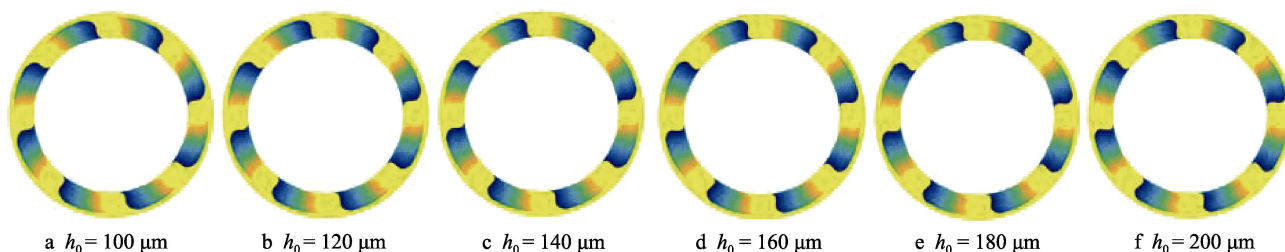


图 8 不同膜厚下最优形状织构分布

Fig.8 Distribution of optimal grooves under various film thickness

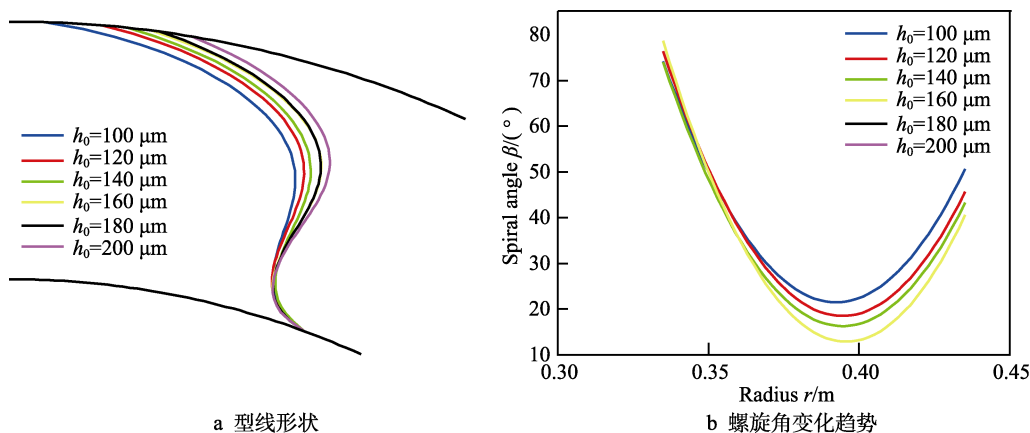


图 9 不同间隙膜厚下最优型线形状与螺旋角

Fig.9 Shape and spiral angle of optimal curves under different clearance of film thickness: (a) texture shape; (b) change of spiral angle

表 3 不同间隙膜厚下的最优解
Tab.3 Optimal solutions under different clearance of film thickness

$h_0/\mu\text{m}$	Optimal solution/(°)	Max HLCC/N
100	$a_0=74.0; a_1=-182.8; a_2=159.4$	10694.7
120	$a_0=76.2; a_1=-194.1; a_2=163.4$	7040.2
140	$a_0=73.8; a_1=-193.3; a_2=162.6$	4999.6
160	$a_0=78.5; a_1=-215.9; a_2=177.9$	3547.7
180	$a_0=77.4; a_1=-211.3; a_2=173.3$	2657.9
200	$a_0=78.6; a_1=-219.6; a_2=176.6$	2045.1

由图 8 可知, 膜厚由 100 μm 增至 200 μm , 不同膜厚下的最优织构形状相近。由图 9、表 3 可知, 不同膜厚对应的最优型线螺旋角变化趋势基本保持一

致: 初始角度为 75°~80°, 随径向坐标增大, 角度逐渐减小, 型线呈顺时针弯折趋势。在半径较小 (0.335~0.350 m) 时, 六条线上螺旋角基本相同; 在半径为 0.395 m 左右, 螺旋角减小到最小 (10°~22°), 且间隙膜厚越大, 最小螺旋角越小, 型线向顺时针弯折也越明显。随后型线逆时针弯折, 螺旋角重新增大, 最终终止到 30°~50°, 且膜厚越大, 最终角度越小。随膜厚增大, 最大动压承载力逐渐减小, 且膜厚越小, 承载力减小程度越明显。

3.5 织构数的影响

在保证织构和台面总面积比不变的前提下, 织构

数的变化会影响楔形坡度的大小,从而影响动压泵出效应。为探究织构数对最优解的影响,取织构深为 200 μm , 差动转速 30 r/min, 膜厚为 140 μm , 织构数

为 4—14 个时, 最优形状的织构分布如图 10 所示, 最优型线及螺旋角变化规律如图 11 所示, 最优解及最大动压承载力如表 4 所示。

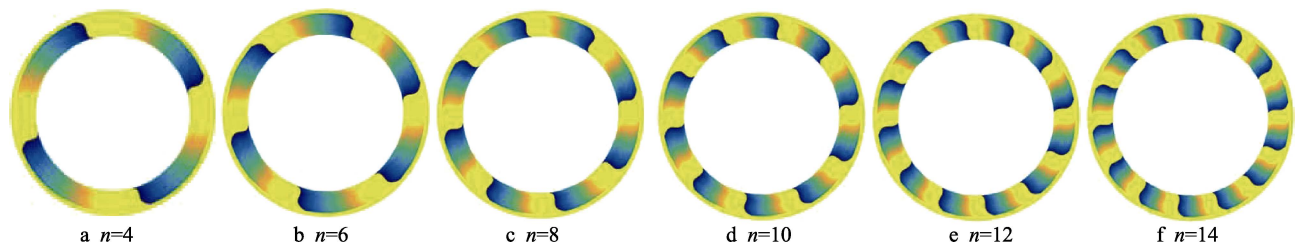


图 10 不同织构数下最优形状织构分布
Fig.10 Distribution of optimal grooves under various groove numbers

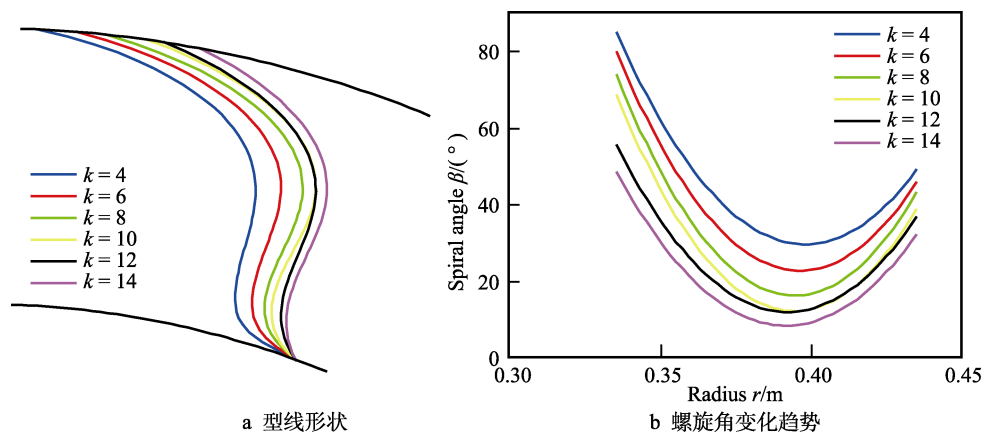


图 11 不同织构数下最优型线形状与螺旋角
Fig.11 Shape and spiral angle of optimal curves under different groove numbers: (a) texture shape; (b) change of spiral angle

表 4 不同织构数下的最优解 Tab.4 Optimal solutions under different groove numbers		
k	Optimal solution/(°)	Max HLCC/N
4	$a_0=85.2; a_1=-175.9; a_2=135.0$	2786.2
6	$a_0=79.9; a_1=-186.7; a_2=152.6$	3968.9
8	$a_0=73.8; a_1=-193.3; a_2=162.6$	4999.6
10	$a_0=68.6; a_1=-189.9; a_2=160.0$	5564.8
12	$a_0=55.6; a_1=-152.7; a_2=133.8$	6003.3
14	$a_0=48.5; a_1=-141.5; a_2=125.1$	6190.1

由图 10、图 11 和表 4 可见, 织构数由 4 增至 14, 最优织构形状周向逐渐变窄, 最优型线走向基本一致, 呈先顺时针再逆时针弯折的趋势, 螺旋角先减小后增大, 且在半径为 0.39 m 左右达到最小。不同之处在于, 织构数越多, 内径到外径的螺旋角都越小: 织构数为 4 时, 起始螺旋角为 85.2°, 终止螺旋角为 49.0°; 织构数为 14 时, 起始螺旋角为 48.47°, 终止螺旋角为 32.1°。最大动压承载力方面, 最大动压承载力随织构数的增多而增大, 且织构数越少, 增大趋

势越明显。相比之下, 织构数对最优型线形状的影响比膜厚的影响大。然而, 膜厚对最大动压承载力的影响 (10 694.7~2045.1 N) 比织构数的影响 (2786.12~6190.1 N) 更为明显。

3.6 优化结果印证

为印证优化结果的应用价值, 取织构深为 200 μm , 织构数为 8 个, 差动转速为 30、45、60 r/min, 对比膜厚为 100~200 μm 时, 以下两种织构型线下的动压承载力、总承载力、动压泄漏量及最小供油压力: (1) 织构型线为对数螺旋线, 其螺旋角能使动压承载力达到最大, 以下称“最优固定螺旋角型线”; (2) 经本文优化方法得出的最优织构型线, 以下称“最优多项式型线”。

由图 12a、b 可得, 最优多项式型线下的动压承载力和总承载力始终高于最优固定螺旋角型线; 由图 12c、d 可得, 由于动压泵出效应的增强, 最优多项式型线下的织构泄漏量更大, 有利于加速热油流出, 改善润滑环境, 但同时也需要更高的供油压力。

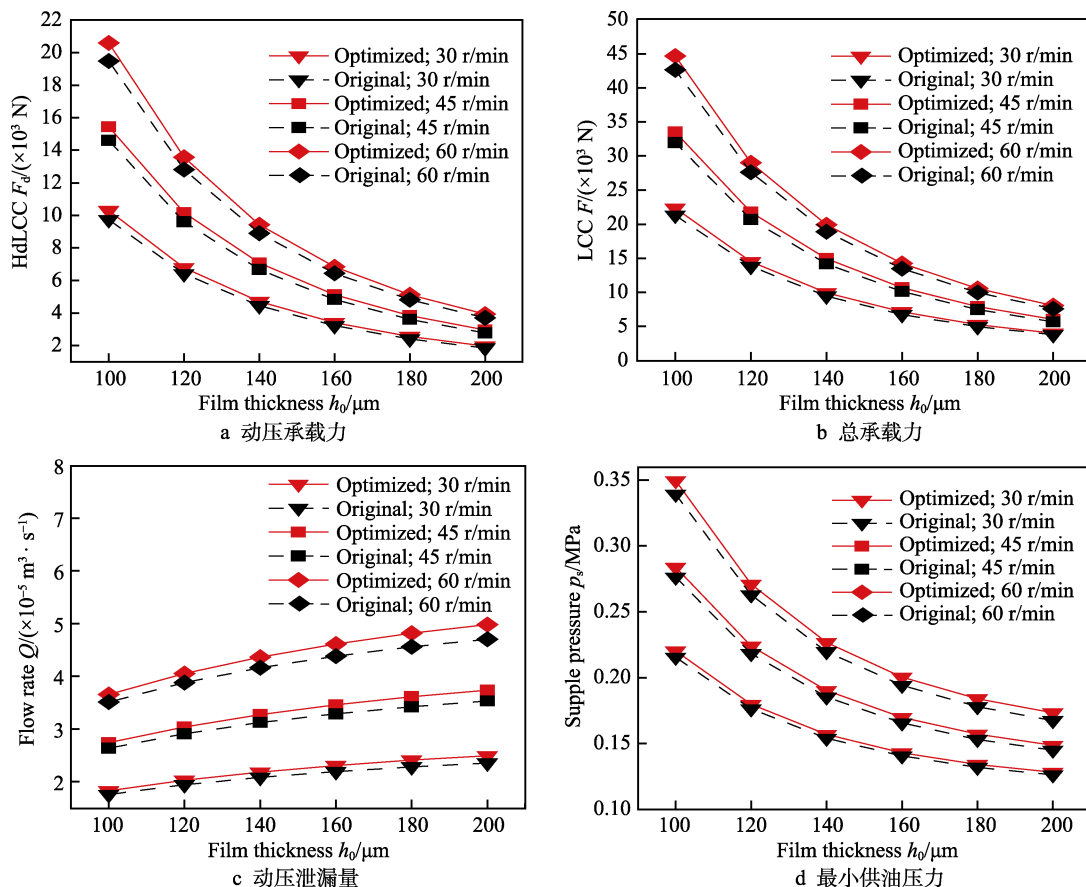


图 12 两种不同型线优化方案下润滑特性比较

Fig.12 Comparison of lubrication characteristics under optimization methods of two textures:
(a) HLCC; (b) LCC; (c) Hydrodynamic leakage rate; (d) Minimal supply pressure

4 结论

1) 本文选用多项式函数结合对数螺旋线方程的方法表达织构表面型线,与传统优化规则几何形状织构的方法相比,可以考虑更多有可能的优良形状,全局寻优能力更强,为表面织构的优化设计提出了新思路。

2) 综合考虑计算精度及时间成本,选定二次多项式三个系数为设计变量,得到最优织构型线走势为先顺时针弯折,再逆时针弯折,其螺旋角随半径呈先减小后增大的趋势。

3) 讨论结构参数对最优解的影响。膜厚越大,型线顺时针弯折越明显,最小螺旋角和终止螺旋角越小,最大承载力越小;织构数越多,螺旋角从起始半径到终止半径都越小,但是最大承载力越大。相比之下,织构数对最优型线的影响较大,而膜厚对最大承载力的影响更明显。

4) 通过数值计算、对比本文最优型线与单一螺旋角型线下的织构润滑性能,证明了本文设计方案的优越性和应用价值。

参考文献:

[1] SHRAMA S C, JAIN S C, BHARUKA D K. Influence of

recess shape on the performance of a capillary compensated circular thrust pad hydrostatic bearing[J]. Tribology international, 2002, 35: 347-356.

[2] NARENDRA S, SATISH C S, JAIN S C, et al. Performance of membrane compensated multirecess hydrostatic/hybrid flexible journal bearing system considering various recess shapes[J]. Tribology international, 2004, 37: 11-24.

[3] 张艳芹,陈瑶,范立国,等. 四种油腔形状重型静压轴承承载性能理论分析[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2013, 18(2): 68-71.

ZHANG Yan-qin, CHEN Yao, FAN Li-guo, et al. Theoretical analysis of bearing performance of four shapes of recess in heavy hydrostatic bearing[J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2013, 18(2): 68-71.

[4] GEN Fu, ALEXANDRINA U. An optimum design approach for textured thrust bearing with elliptical-shape dimples using CFD and DOE including cavitation[J]. Journal of engineering for gas turbines & power, 2016, 139(9): 092502.

[5] 叶红玲,文聘,张颜明,等. 基于多层可行方向法液体静压转台优化设计[J]. 工程力学, 2014, 31(2): 249-256.

YE Hong-ling, WEN Pin, ZHANG Yan-ming, et al. De-

- sign optimization of hydrostatic worktable based on multi-layer method of feasible direction[J]. *Engineering mechanics*, 2014, 31(2): 249-256.
- [6] 孟曙光, 熊万里, 王少力, 等. 有限体积法和正交试验法相结合的动静压轴承结构优化设计[J]. *中国机械工程*, 2016, 27(9): 1234-1242.
- MENG Shu-guang, XIONG Wan-li, WANG Shao-li, et al. Structure optimization design of hydrostatic-dynamic journal combined finite volume method with orthogonal experimental design method[J]. *China mechanical engineering*, 2016, 27(9): 1234-1242.
- [7] HASHIMOTO H, OCHIAI M. Optimization of groove geometry for thrust air bearing to maximize bearing stiffness[J]. *Tribology*, 2008, 130(3): 031101-1.
- [8] FESANGHARY M, KHONSARI M M. On the optimum groove shapes for load-carrying capacity enhancement in parallel flat surface bearings: Theory and experiment[J]. *Tribology international*, 2013, 67(4): 254-262.
- [9] 庞晓平, 陈进, 王家序. 采用通用膜厚方程的动压径向轴承形状优化[J]. *西安交通大学学报*, 2009, 43(1): 57-61.
- PANG Xiao-ping, CHEN Jin, WANG Jia-xu. Shape optimization for hydrodynamic journal bearings based on general film thickness equation[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2009, 43(1): 57-61.
- [10] BONNEAU D, HUITRIC J, TOURNERIE B. Finite element analysis of grooved gas thrust bearings and grooved gas face seals[J]. *ASME journal of tribology*, 1993, 115: 348-354.
- [11] ZHU Q, ZHANG W J. A numerical procedure based on the boundary element method analysis of the Archimedean spiral grooved thrust oil bearing[J]. *ASME journal of tribology*, 2000, 122(3): 565-572.
- [12] 郝木明, 庄媛, 章大海, 等. 考虑空化效应的螺旋槽油膜密封特性数值研究[J]. *中国石油大学学报*, 2015, 39(3): 132-137.
- HAO Mu-ming, ZHUANG Yuan, ZHANG Da-hai, et al. Numerical study on sealing performance of spiral groove liquid film seal considering effects of cavitation[J]. *Journal of China University of Petroleum*, 2015, 39(3): 132-137.
- [13] 陈源, 彭旭东, 李纪云, 等. 螺旋槽结构参数对干气密封动态特性的影响研究[J]. *摩擦学学报*, 2016, 36(4): 397-405.
- CHEN Yuan, PENG Xu-dong, LI Ji-yun, et al. The influence of structure parameters of spiral groove on dynamic characteristics of dry gas seal[J]. *Tribology*, 2016, 36(4): 397-405.
- [14] YANG Xin-she, SUASH D E. Cuckoo search via lévy flights[C]//World congress on nature & biologically inspired computing. USA: IEEE Publications, 2009: 210-214.
- [15] 张永芳, 刘成, 李莎, 等. 基于混合遗传算法的径向滑动轴承表面织构优化[J]. *交通运输工程学报*, 2017, 17(3): 90-98.
- ZHANG Yong-fang, LIU Cheng, LI Sha, et al. Surface texture optimization of journal bearing based on hybrid genetic algorithm[J]. *Journal of traffic and transportation engineering*, 2017, 17(3): 90-98.
- [16] ZHANG Hui, HUA Meng, DONG Guo-zhong, et al. Optimization of texture shape based on Genetic Algorithm under unidirectional sliding[J]. *Tribology international*, 2017, 115: 222-232.
- [17] GANDOMI A H, YANG X S, ALAVI A H. Cuckoo search algorithm: A metaheuristic approach to solve structural optimization problems[J]. *Engineering with computers*, 2013, 29(1): 17-35.
- [18] CIVICIOGLU P, BESDOK E. A conceptual comparison of the Cuckoo-search, particle swarm optimization, differential evolution and artificial bee colony algorithms[J]. *Artificial intelligence review*, 2013, 39(4): 315-346.
- [19] YANG Xin-she, DED S. Cuckoo search: Recent advances and applications[J]. *Neural computing & applications*, 2014, 24(1): 169-174.
- [20] 马艺元, 宋卫平, 宁爱平, 等. 混沌云模型多目标布谷鸟搜索算法[J]. *计算机应用*, 2017, 37(4): 1088-1092.
- MA Yi-yuan, SONG Wei-ping, NING Ai-ping, et al. Cuckoo search algorithm for multi-objective optimization based on chaos cloud model[J]. *Journal of computer applications*, 2017, 37(4): 1088-1092.
- [21] 吴国芳. 云环境中基于布谷鸟搜索算法的度目标任务调度方案[J]. *计算机应用研究*, 2015, 32(9): 2674-2677.
- WU Guo-fang. Multi-objective task scheduling scheme based on cuckoo search algorithm in cloud environment[J]. *Application research of computers*, 2015, 32(9): 2674-2677.
- [22] 陈淑江. 螺旋油楔滑动轴承润滑机理的理论与实验研究[D]. 济南: 山东大学, 2007.
- CHEN Shu-jiang. Theoretical and experimental study on lubrication mechanism of a spiral oil wedge journal bearing[D]. Jinan: Shandong University, 2007.