

文章编号: 1673-9469 (2018) 04-0106-07

doi:10.3969/j.issn.1673-9469.2018.04.022

基于鸟翼轮廓的沟槽型织构润滑性能分析

王宏伟, 苏园, 孙利娟

(河北工程大学 机械与装备工程学院, 河北 邯郸 056038)

摘要: 为减小车辆行星齿轮双向旋转轴向滑动支承磨损, 将仿生学理念引入支承端面微织构的设计, 将空气动力学优良的鸟翼结构抽象简化为抛物线槽, 双抛物线三角形槽以及双抛物线梯形槽三种基本的槽型, 建立基于质量守恒边界条件的空化效应数值模型, 从而分析比较不同槽型的工况参数和结构参数对润滑特性的影响。研究表明基于仿生的这三种槽型中, 双抛物线三角形槽的油膜承载力和摩擦系数最优, 双抛物线梯形槽的润滑油流量和空化率最优, 抛物线槽的各项润滑性能没有太优异的也没有太差的, 但其综合润滑性能在三者中最优。

关键词: 轴向滑动支承; 沟槽型织构; 仿生学; 润滑性能

中图分类号: TH117.2

文献标识码: A

Analysis of lubrication performance of groove texture based on bird wing outlines

WANG Hongwei, SU Yuan, SUN Lijuan

(School of Mechanical and Equipment Engineering, Hebei University of Engineering, Handan Hebei 056038, China)

Abstract: In order to reduce the abrasion of the vehicle planetary gear bidirectional rotary axial sliding support, this paper introduces the bionics concept to the design of the micro texture on the supporting end face, and simplifies the fine aerodynamics of the bird wing structure to the parabolic groove, the double parabolic triangular groove and the double parabolic trapezoid groove. A numerical model of cavitation effect is established based on the boundary condition of mass conservation. The numerical model of the cavitation effect of the boundary conditions is established to analyze and compare the influence of the operating parameters and structural parameters of different groove types on the lubrication characteristics. The results show that the oil film bearing capacity and friction coefficient of the double parabolic triangular groove are the best in the three types of grooves based on bionic. The lubricating oil flow and cavitation rate of the double parabolic trapezoid groove are the best, and the lubrication performance of the parabolic groove is not too good or too poor, but the comprehensive lubrication performance is the best in the three.

Key words: Axial sliding support; Groove texture; Bionics; Lubrication performance

在车辆行星齿轮机构中, 双向旋转轴向滑动支承结构用以平衡行星轮的轴向力^[1-3]。为了减小滑动支承的磨损, 提高轴承的润滑性能, 之前的很多学者将微织构技术应用于轴承润滑与机械密封设计中^[4-10]。大自然中鸟翼结构有着优良的动力学性能^[11-14], 本文将仿生学理念引入到支承

端面微织构的设计中, 通过对飞鸟鸟翼进行抽象和简化, 提取出可用于微织构设计的三种基本对称几何槽型: 抛物线槽, 双抛物线三角形槽以及双抛物线梯形槽, 进而通过几何模型的建立, 计算并分析比较三者的润滑特性。

收稿日期: 2018-06-26

特约专稿

基金项目: 河北省自然科学基金资助项目 (E2014402047)

作者简介: 王宏伟 (1971-), 男, 河北邯郸人, 博士, 副教授, 研究方向为现代机械传动设计及理论。

1 几何模型建立

1.1 抛物线槽模型及槽膜厚分布函数

抛物线槽的结构示意图和抛物线槽截面膜厚分布示意图如图1所示：

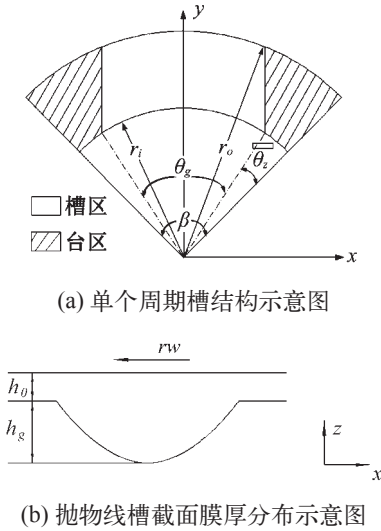


图1 沟槽表面织构几何模型

Fig.1 Geometric model of surface texture of groove surface

图1中： r_i 和 r_o 分别为滑动支承的内、外半径； θ_g 为抛物线槽所占的圆心角； θ_s 为台区所占的圆心角； β 代表一个周期所占的圆心角， $K=\beta/2\pi$ ，则为槽宽比； h_o 表示滑动支承与行星轮端面间隙； h_g 表示滑动支承沟槽深度； $\delta_h=h_g/h_o$ 在此定义为槽宽比。

首先定义抛物线槽的边界角：

$$a_2 = \frac{\pi}{2} + \frac{\theta_g}{2} \quad (1)$$

抛物线槽的槽区函数为：

$$\begin{cases} h(x,y) = \frac{-ah_g}{r_o^2 \cos^2(a_2)} x^2 + h_0 + h_g \\ x - r_o \cos(a_2) \& x - r_o \cos(a_1) > 0 \end{cases} \quad (2)$$

台区函数为：

$$h(x,y) = h_0 \quad (3)$$

1.2 双抛物线三角形槽模型及槽膜厚分布函数

双抛物线三角形结构示意图与抛物线槽结构示意图相同，是在同一个基础上建立的，在这不再重复出现。双抛物线三角形槽截面的膜厚分布示意图，如图2所示：

双抛物线三角形槽的槽区函数为：

$$h(x,y) =$$

$$\begin{cases} x_2 + \frac{h_g + r_i^2 \cos^2 a_2}{-r_i \cos a_2} x + h_g + h_0 & x - r_i \cos(a_2) > 0 \\ x_2 + \frac{h_g + r_i^2 \cos^2 a_1}{-r_i \cos a_1} x + h_g + h_0 & x - r_i \cos(a_1) < 0 \end{cases} \quad (4)$$

台区函数为：

$$h(x,y) = h_0 \quad (5)$$

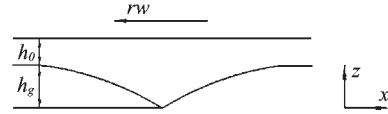


图2 双抛物线三角形槽截面膜厚分布示意图

Fig.2 A sketch map of the thickness distribution of the intercepting mask of a double parabolic triangular groove

1.3 双抛物线梯形槽模型及槽膜厚分布函数

双抛物线梯形槽结构示意图和双抛物线梯形槽截面膜厚分布示意图如图3所示：

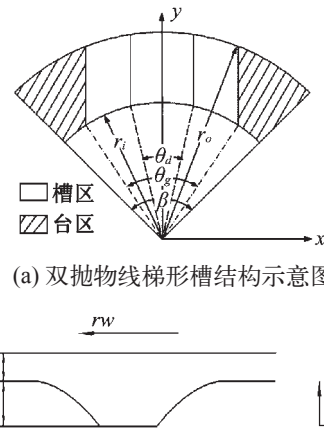


图3 双抛物线梯形槽表面织构模型

Fig.3 Geometric model of surface texture of trapezoidal trapezoid groove

图中 θ_d 表示双抛物线梯形槽的底边所占的圆心角。定义其边界角：

$$a_3 = \frac{\pi}{2} - \frac{\theta_d}{2} \quad (6)$$

$$a_4 = \frac{\pi}{2} + \frac{\theta_d}{2} \quad (7)$$

定义双抛物线梯形槽的相关函数为：

$$b_1 = \frac{h_g - r_o^2 (\cos^2 a_4 - \cos^2 a_2)}{r_o (\cos a_4 - \cos a_2)} \quad (8)$$

$$b_2 = \frac{h_g - r_o^2 (\cos^2 a_3 - \cos^2 a_1)}{r_o (\cos a_3 - \cos a_1)} \quad (9)$$

$$h_1 = h_g + h_0 \quad (10)$$

双抛物线梯形槽的槽区函数为:

$$h(x, y) = \begin{cases} x^2 + b_1x + h_1 - r_o^2 \cos^2 a_4 - b_1, \\ x - r_o \cos(a_2) > 0 \& x - r_o \cos(a_4) < 0; \\ x^2 + b_2x + h_1 - r_o^2 \cos^2 a_3 - b_2, \\ x - r_o \cos(a_1) > 0 \& x - r_o \cos(a_3) < 0 \end{cases} \quad (11)$$

台区函数为:

$$h(x, y) = h_0 \quad (12)$$

以上三种槽型的相关函数均是在直角坐标系下建立的,为了后续极坐标方程的建立,需对其进行极坐标变换,建立槽型转换方程如下:

$$\begin{cases} x = r_{ij} \cos a_j \\ y = r_{ij} \sin a_j \end{cases} \quad (13)$$

2 润滑模型及数值求解

2.1 沟槽空化效应模型的雷诺方程

流体离心力的影响在行星轮高速运转的情况下需加入考虑,基于质量守恒边界稳态、定常流动 Reynolds 方程控制方程推导的稳态、极坐标雷诺方程为:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho r h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{r \mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\omega \frac{\partial(\rho h)}{\partial \theta} + \frac{3\omega^2}{10r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho^2 r^2 h^3}{\mu} \right) \quad (14)$$

式中: ρ 为润滑油密度; h 为油膜厚度; μ 为润滑油动力粘度; p 为油膜压力; ω 为旋转角速度。

当流体流经楔形收敛间隙时,流体产生动压效应,油膜产生动压承载力,该区域为完整油膜区;流体流经发散间隙时,将产生空化现象,该区域为空化区。在完整油膜区时,润滑油密度 ρ_c 是保持不变的;在空化区域中,空化压力 p_c 保持不变。

油膜控制方程计算的强制边界条件和周期边界条件见式 (15)、(16):

$$\begin{cases} r = r_i, p = p_i \\ r = r_o, p = p_o \end{cases} \quad (15)$$

$$\begin{cases} \varphi(\theta) = \varphi(\theta + 2\pi/N_g) \\ \left. \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \right|_{\theta} = \left. \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \right|_{(\theta + 2\pi/N_g)} \end{cases} \quad (16)$$

式中: p_i 为润滑油进口压力; p_o 为润滑油出口压力。

Payvar and Salant^[15] 对 Elrod^[16] 提出的控制方程,将其分解为空化区和完整油膜区,通过引入通用变量 ϕ 和开关函数 F 自动追踪空化边界区域,方程

定义为:

$$F\phi = \frac{p - p_c}{p_a - p_c} \text{ 完整油膜区} \quad (17)$$

$$\frac{\rho}{p_c} = 1 + (1 - F)\phi \text{ 空化区} \quad (18)$$

其中:

$$\text{当 } \phi \geq 0 \text{ 时, } F(r, \theta) = 1$$

$$\text{当 } \phi < 0 \text{ 时, } F(r, \theta) = 0 \quad (19)$$

式中: p_a 为油膜参考压力。

在式 (17) 和式 (19) 中,若在完整油膜区中且 $F=1$,则为无量纲油膜压力;若在空化区域中且 $F=0$, $(1+\phi)$ 则表示气液两相混合比例,将控制方程变为如下的矢量形式:

$$\nabla \cdot \left\{ \begin{aligned} & -\bar{h}^3 \nabla(F\phi) + \frac{\text{Re}^* \gamma}{20} [1 + (1 - F)\phi]^2 \bar{r} \bar{h}^3 \hat{r} + \\ & \gamma \bar{r} [1 + (1 - F)\phi] \bar{h} \hat{\theta} \end{aligned} \right\} = 0 \quad (20)$$

参数量纲一化定义为:

$$\bar{r} = \frac{r}{r_i}, \quad \bar{h} = \frac{h}{h_g}, \quad \gamma = \frac{6\mu\omega r_i^2}{(p_a - p_c)h_g^2}$$

$$\text{Re}^* = \frac{\rho_c \omega h_g^2}{\mu} \quad (21)$$

边界条件:

$$\begin{cases} \text{当 } \phi = \phi_i \text{ 时, } \bar{r} = 1 \\ \text{当 } \phi = \phi_o \text{ 时, } \bar{r} = \bar{r}_o \end{cases} \quad (22)$$

由公式 (20) 可知无量纲方程构成的矢量场为无源场,故可得经流单位长度边界线的无量纲流量:

$$\begin{cases} \bar{q}^r = -\bar{h}^3 \frac{\partial(F\phi)}{\partial \bar{r}} + \frac{\text{Re}^* \gamma}{20} \bar{r} \bar{h}^3 [1 + (1 - F)\phi]^2 \\ \bar{q}^\theta = -\bar{h}^3 \frac{\partial(F\phi)}{\bar{r} \partial \theta} + \gamma \bar{r} \bar{h} [1 + (1 - F)\phi] \end{cases} \quad (23)$$

流体通过边界 (r, θ 方向) 的流量分别为:

$$\begin{cases} \bar{Q}^r = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left\{ -\bar{h}^3 \frac{\partial(F\phi)}{\partial \bar{r}} + \frac{\text{Re}^* \gamma}{20} \bar{r} \bar{h}^3 [1 + (1 - F)\phi] \right\} d\theta \\ \bar{Q}^\theta = \int_{r_i}^{r_o} \left\{ -\bar{h}^3 \frac{\partial(F\phi)}{\bar{r} \partial \theta} + \gamma \bar{r} \bar{h} [1 + (1 - F)\phi] \right\} d\bar{r} \end{cases} \quad (24)$$

对方程 (24) 采用有限控制体积法进行离散。

2.2 计算求解

本文采用 Gauss-Siedel 松弛迭代法迭代求解,文献 [17] 中有具体过程,在此不再赘述。通过计算求解可得如下油膜润滑特性参数:

动压承载力：

$$W = (p_i - p_c) r_i^2 \int_0^{2\pi} \int_1^{\bar{r}_0} (F\phi - 1) \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (25)$$

摩擦系数：

$$f = \frac{F_f}{W_a} \quad (26)$$

摩擦力：

$$F_f = h_g (p_a - p_c) r_i \times \int_0^{2\pi} \left(\frac{\gamma}{6} \frac{r}{h} + \frac{\bar{h}}{2} \frac{\partial(F\phi)}{\partial\theta} \right) \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (27)$$

油膜承载力：

$$W_a = (p_i - p_c) r_i^2 \int_0^{2\pi} \int_1^{\bar{r}_0} F\phi \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (28)$$

润滑油流量：

$$Q_r = \frac{h_g^3 (p_i - p_c)}{12\mu} \times \int_0^{2\pi} \left(-\bar{h}^3 \frac{\partial(F\phi)}{\partial r} + \left(\frac{Re^* \gamma}{20} \bar{r} \bar{h}^3 (1 + (1 - F)\phi)^2 \right) \bar{r} d\theta \right) \quad (29)$$

空化率：

$$\delta_{cav} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^{m+1} \sum_{j=1}^{n+1} F}{(m+1)(n+1)} \quad (30)$$

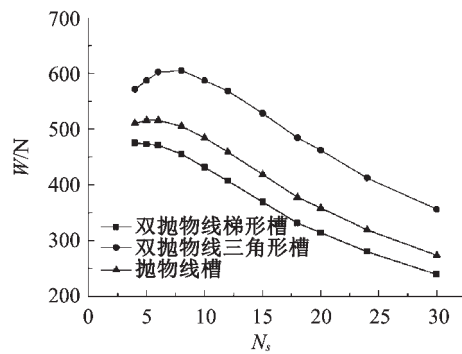
3 数值计算结果及分析

3.1 三种槽型槽数变化对流体润滑性能的影响

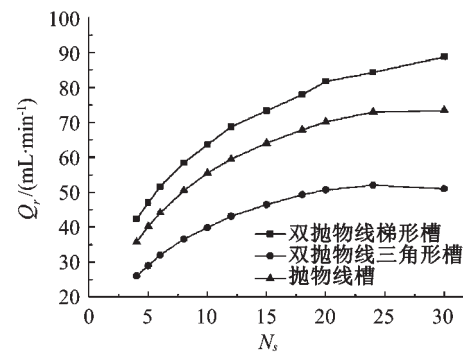
沟槽数量变化对流体润滑性能的分析如图4所示：由图4(a)可知，随着沟槽数量增加，各槽型的承载力先增大再减小，其中双抛物线三角形槽型的承载力是最佳的，且当槽数为8时，其承载力达到最大值。从图4(b)、(d)可以看出，润滑油流量和摩擦系数均随着沟槽数的增加而增加，在槽数相同的情况下，双抛物线梯形槽型的润滑油流量最大，双抛物线三角形槽的摩擦系数最低。图4(c)中随着槽型数量的增加，这三种槽型的空化率先增大，当槽型数量为8时，空化率开始减小；在这三种槽型中，其中双抛物线梯形槽型的空化率最低。

3.2 三种槽型槽宽比对流体润滑性能的影响

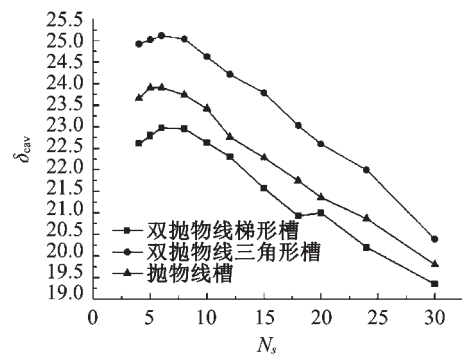
如图5所示：承载力、润滑油流量和空化率都是随着槽宽比的增大而增大。在图5(a)中，当槽宽比大于0.7时，各槽型承载力的增长速度减缓。由图5(b)可知，当槽宽比小于0.3时，三种槽型的润滑油流量相差较小，然而当槽宽比大于0.3时，三种槽型的润滑油流量之差开始增大，其中双抛物线



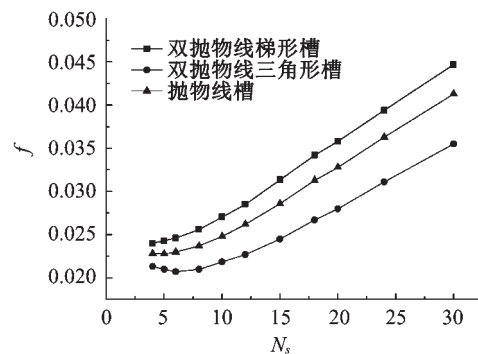
(a) 沟槽数量对承载力的影响



(b) 沟槽数量对润滑油流量的影响



(c) 沟槽数量对空化率的影响



(d) 沟槽数量摩擦系数的影响

图4 沟槽数量变化对流体润滑性能的分析

Fig.4 Analysis of fluid lubrication performance by changing the number of grooves

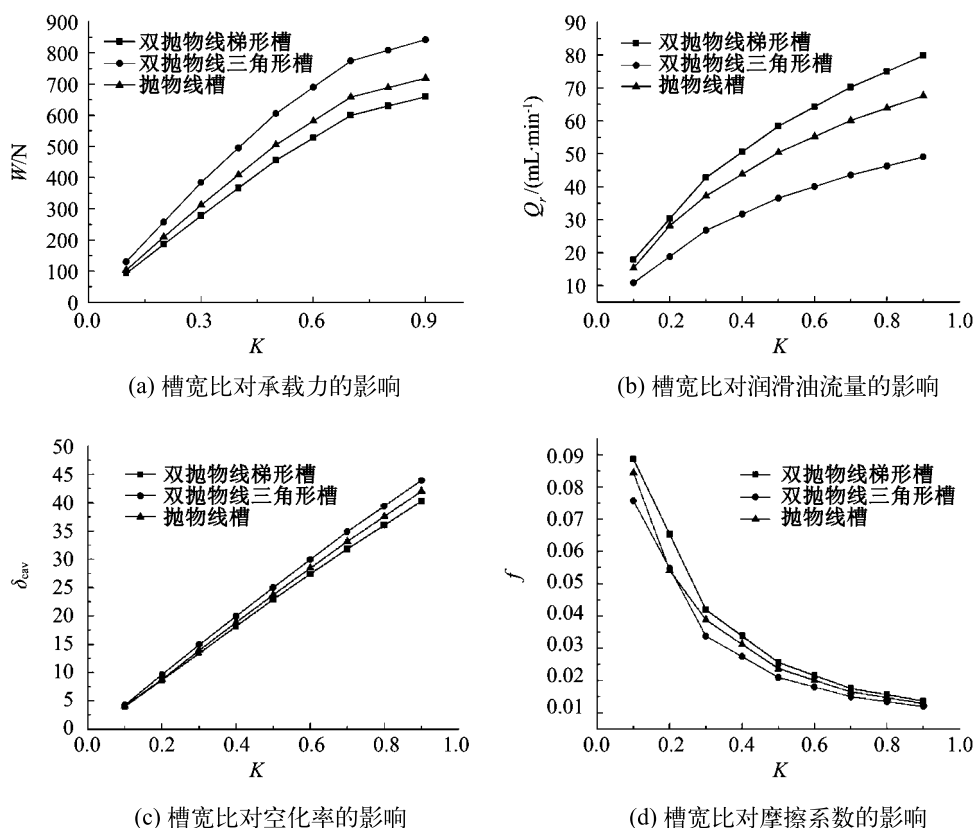


图5 槽宽比对流体润滑性能的分析

Fig.5 Analysis of the performance of fluid lubrication by groove width ratio

梯形槽型的润滑油流量最大。由图 5(c) 可知, 槽宽比与空化率呈正比, 且对三种槽型空化率影响相似。由图 5(d) 可知, 摩擦系数随着槽宽比的增大, 总体趋势是降低且相互接近; 当槽宽比相同时, 双抛物线三角行槽的摩擦系数最小。

3.3 三种槽型槽深对流体润滑性能的影响

三种槽深对流体润滑性能的影响如图 6 所示, 由图 6(a) 可知, 随着槽深的增大, 三种槽型的油膜的承载力先增大后减小, 其中双抛物线梯形槽与抛物线槽变化相近。由图 6(b) 可知, 槽深越大, 三种槽型润滑油的流量越大, 相同槽深值下, 双抛线梯形槽型的润滑油的流量最大, 抛物线槽次之, 双抛物线三角形槽型的润滑油流量最小。由图 6(c) 可知, 若槽深数值一样时, 双抛线梯形槽型的空化率最低, 抛物线槽次之, 而双抛物线三角形槽型的空化率最高。由图 6(d) 可知, 摩擦系数随着槽深的增大先减小后增大, 相对而言性能最好的是双抛物线三角形槽。

3.4 三种槽型不同转速对流体润滑性能的影响

承载力, 润滑流量, 空化率以及摩擦系数都是

随着转速的增大而增大。由图 7(a) 可知, 若转速小于 7 000 r/min 时, 双抛物线三角形槽的承载力最大; 转速在 7 000 r/min < n_g < 9 000 r/min 时, 抛物线槽承载力与双抛线梯形槽接近。图 7(b) 中, 在转速相同时, 双抛物线梯形槽的润滑油流量最大, 抛物线槽次之, 双抛物线三角形槽的润滑油流量最低。由图 7(c) 可知, 转速对双抛物线三角形槽与抛物线槽空化率的影响很相近, 在转速相同时, 双抛物线梯形槽的空化率最低。由图 7(d) 可知, 在转速相同时, 双抛物线梯形槽的摩擦系数最大, 抛物线槽次之, 双抛物线三角形槽的摩擦系数则最低。

4 结论

在其他参数相同的情况下, 油膜承载力大小依次为: 双抛物线三角形槽, 抛物线槽, 双抛物线梯形槽; 润滑油流量大小依次为: 双抛物线梯形槽, 抛物线槽, 双抛物线三角形槽; 空化率大小依次为: 双抛物线三角形槽, 抛物线槽, 双抛物线梯形槽; 摩擦系数的大小依次为: 双抛物线梯形槽, 抛物线槽, 双抛物线三角形槽。

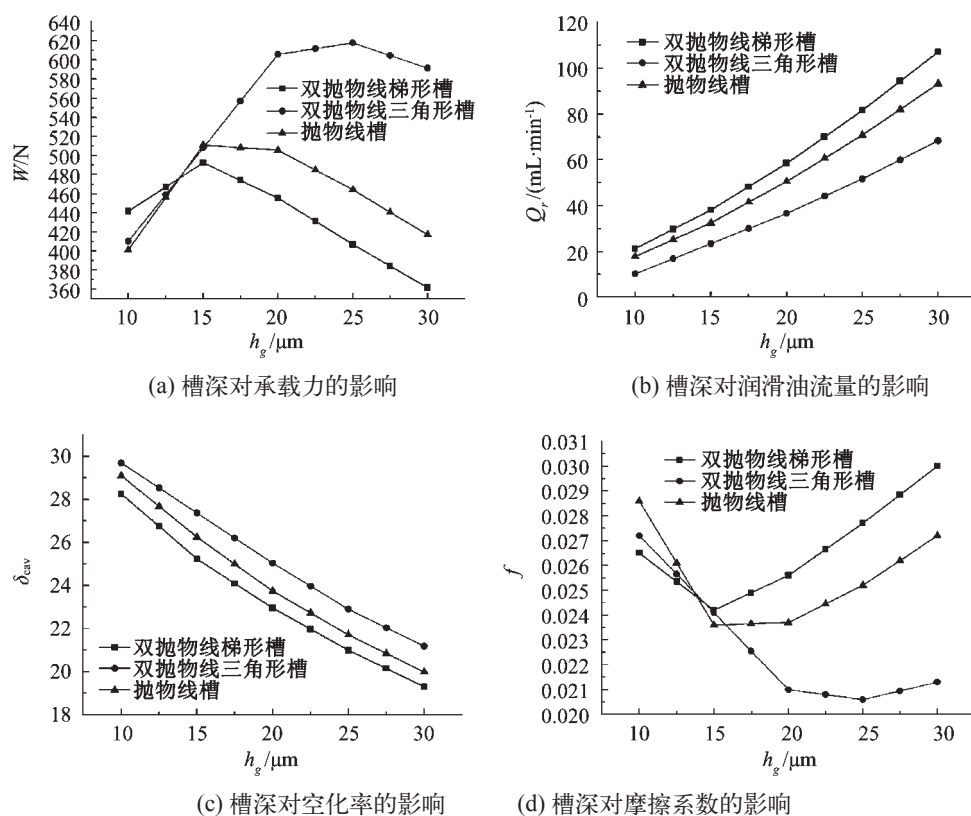


图6 槽深对流体润滑性能的影响

Fig.6 Influence of groove depth on fluid lubrication performance

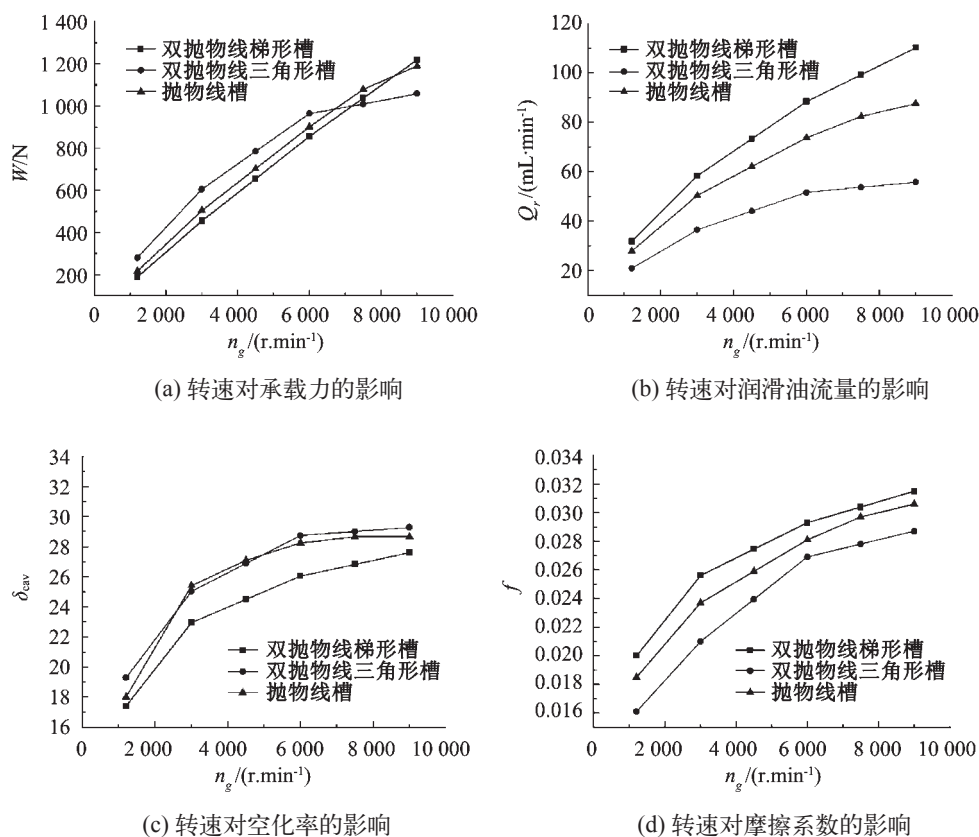


图7 不同转速对流体润滑性能的分析

Fig.7 Analysis of fluid lubrication performance at different rotational speeds

优异的槽型性能要求有大的油膜承载力与润滑油流量, 小的空化率与摩擦系数, 综合分析考量, 这三种槽型里抛物线槽的润滑性能综合最优。

参考文献:

- [1] 周巨涛, 周晓军, 杨富春. 复式直齿行星排行星轮轴向力研究 [J]. 机械工程师, 2010(2): 21-24.
- [2] 朱 敏. 结构化表面的润滑特性及推力轴承应用研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
- [3] 陈 雷, 周晓军, 周巨涛, 等. 直齿行星排止推垫圈润滑状态的仿真分析 [J]. 机械设计, 2011(3): 65-68.
- [4] ULEZELSKI J C, EVANS D G, HAKA R J. Needle bearing axial thrust study[J]. SAE Technical Paper Series, 1983, 92(2): 832-877.
- [5] ETSION I, HALPERIN G, BRIZMER V. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings [J]. Tribology Letters, 2004, 17(2): 295-300.
- [6] ETSION I. State of the art in laser surface texturing[J]. Journal Of Tribology, 2005, 127: 248-253.
- [7] KLIGERMAN Y, ETSION I, SHINKARENKO A. Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing[J]. Journal of Tribology, 2005, 127: 632-638.
- [8] SHINKARENKO A, KLIGERMAN Y, ETSION I. The effect surface texturing in soft elastohydrodynamic lubrication[J]. Tribology International, 2009, 42(2): 284-292.
- [9] RIGHLMI R E G K, BILLR G, ANDERSON H G. On the flow perturbations and friction reduction introduced by surface dimples [C] // DOWSON D, TAYLOR C M, GODELM, et al. Interface Dynamics: Proceedings of the 14th Leeds-Lyon Symposium on Tribology. Leeds: The University of Leeds, 1988: 139-143.
- [10] SI M S. Hydrodynamic lubrication with deterministic micro textures considering fluid inertia effect[J]. Tribology International, 2014(69): 30-38.
- [11] LE T Q, KO J H, BYUN D. Effect of chord flexure on aerodynamic performance of a flapping wing[J]. Journal of Bionic Engineering, 2010, 7(1): 87-94.
- [12] BARNEWITZ H. Flexible wing optimization based on shapes and structures[J]. Airbus, 2009, 107(4): 287-305.
- [13] LENTINK T, MULLER M, STAMHUIS E. How swifts control their glide performance with morphing wings[J]. Nature, 2007, 446(7139): 1082-1085.
- [14] BURGERS P, CHIAPPE L M. The wing of Archaeopteryx as a primary thrust generator[J]. Nature, 1999, 399(6731): 60-62.
- [15] PAYYAR P, SALANT R F. A computational method for cavitation in a wavy mechanical seal[J]. Journal of Tribology, 1992, 114(1): 199-204.
- [16] ELROD H G. A cavitation algorithm[J]. Journal of Tribology, 1981, 103(3): 350-354.
- [17] 王宏伟, 孙利娟, 赵喜敬, 等. 车辆行星轮轴向滑动支承沟槽型结构润滑特性分析 [J]. 润滑与密封, 2017, 42(9): 111-117.

(责任编辑 王利君)

声 明

为适应我国信息化建设的需要、提高本刊的学术影响力、扩大作者知识信息交流渠道, 本刊已许可中国学术期刊(光盘版)电子杂志社、万方数据库等以数字化方式通过信息网络传播本刊全文。作者向本刊提交文章发表的行为即视为同意本刊上述声明。