

DOI: 10.16078/j.tribology.2018073

# T型槽端面密封气膜热弹流润滑动态稳定性

白少先<sup>1\*</sup>, 魏佳<sup>1</sup>, 朱得磊<sup>1</sup>, 马春红<sup>2</sup>

(1. 浙江工业大学, 机械工程学院, 浙江 杭州 310032;

2. 浙江科技学院, 机械与能源工程学院, 浙江 杭州 310023)

**摘要:** 对T型槽端面密封气膜热弹流润滑动态稳定进行了分析. 考虑端面热变形和弹性变形以及辅助密封的阻尼特性, 数值分析了不同振动频率下密封气膜动态压力分布和温度分布规律, 并利用小扰动方法分析了外界扰动频率对气膜刚度、阻尼和振幅的影响规律. 结果表明: 高压和高速条件下, 密封端面的弹性变形和热变形产生发散间隙, 导致密封气膜厚度显著降低; 外界扰动产生附加压力和温度分布, 刚度随扰动频率的增加而迅速增加, 阻尼随扰动频率的增加而迅速下降; 一定扰动频率范围内, 轴向振幅与扰动频率成对数线性关系增加, 辅助密封阻尼使得密封气膜的振幅显著上升.

**关键词:** 气体端面密封; 热弹变形; 动态刚度; 动态阻尼; T型槽

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0131-09

## Thermoelastohydrodynamic Gas Lubrication of T-Groove Face Seals: Stability of Sealing Film

BAI Shaoxian<sup>1\*</sup>, WEI Jia<sup>1</sup>, ZHU Delei<sup>1</sup>, MA Chunhong<sup>2</sup>

(1. Zhejiang University of Technology, College of Mechanical Engineering, Zhejiang Hangzhou 310032, China

2. Zhejiang University of Science and Technology, School of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang Hangzhou 310023, China)

**Abstract:** Dynamic thermal characteristics of sealing film for T-grooves gas face seals were investigated considering thermal and elastic distortions. Dynamic fields of gas film pressure and temperature were presented at different perturbation frequencies. Then dynamic coefficients of gas film stiffness and damping as well as the amplitude-frequency characteristic was numerically calculated with the perturbation method. Results show that thickness of sealing film decreased significantly due to the elastic and thermal distortions of seal faces at high seal pressure and speed. Ambient perturbation generated additional distributions of pressure and temperature. With the increase of perturbation frequencies, the dynamic coefficient of stiffness increased sharply while the dynamic coefficient of damping decreased. The amplitude perturbation presented a logarithmic increase with increasing perturbation frequency in a range of perturbation frequencies, and the damping induced from the second seal made the amplitude increase sharply.

**Key words:** gas face seal; thermoelastic distortion; dynamic stiffness; dynamic damping; T-groove

端面气膜密封广泛应用于离心式压缩机、膨胀机、气体透平机等高速、高压机械装备, 而T型槽端面气膜密封作为典型的双向旋转密封, 可有效提高设备在复杂操作条件下的长期运行可靠性<sup>[1-4]</sup>. 设计时, 通过T型槽流场分析<sup>[5-6]</sup>, 进行型槽结构参数优化取值<sup>[7]</sup>,

并适当增加设计膜厚等方式可有效避免T型槽端面的接触磨损, 提高密封气膜间隙的稳定性, 进而实现密封的长寿命设计. 随着密封压力和转速的提高, 密封气膜的热弹流润滑稳定性问题日益突出<sup>[8-10]</sup>. 一方面, 由于气体的膨胀作用气膜温度沿密封气体流动方向

Received 2 July 2018, revised 11 October 2018, accepted 12 October 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: bsx@zjut.edu.cn, Tel: +86-13738194311.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51775504).

国家自然科学基金项目(51775504)资助.

急剧下降, 20 MPa密封压力条件下, 出口处产生64 K温度降<sup>[11]</sup>, 密封端面产生明显的弹性变形和热变形; 另一方面, 速度剪切作用形成的流体剪切热和摩擦热可以产生明显的密封环温升<sup>[12-15]</sup>, 同时端面几何型槽对密封流体流动的泵送作用使得端面变形规律更为复杂<sup>[16-19]</sup>. 数值分析表明<sup>[17-18]</sup>, 在高压条件下, 密封压力流占主导, 密封端面螺旋槽的泵送作用使得径向气流速度增加、出口气膜温度进一步降低, 端面热变形和弹性变形产生发散间隙使得平衡膜厚降低幅度超过50%. 由于端面T型槽结构使得气体膨胀进一步加剧, 产生比螺旋槽端面更大的温度梯度<sup>[19]</sup>, 意味着更严重的端面变形、密封开启能力下降、气膜厚度减小, 密封端面接触磨损和失效概率增加.

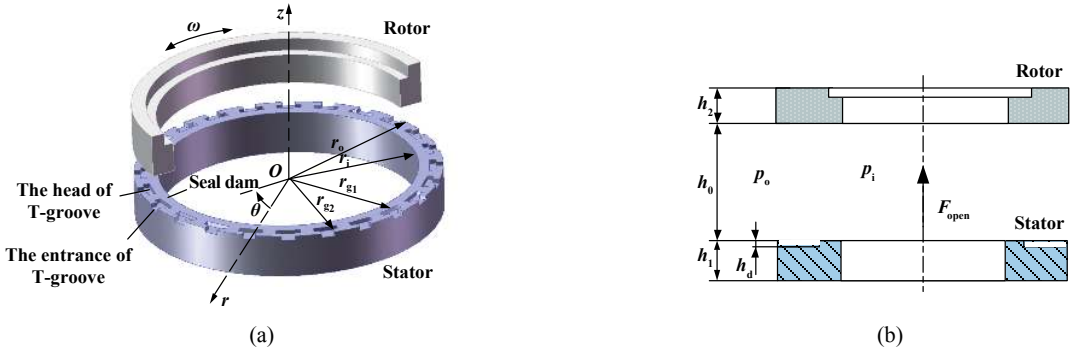


Fig. 1 Schematic diagram of T-grooves gas face seal

图1 T型槽端面密封结构示意图

表1 T型槽端面密封几何参数

Table 1 Dimensions of the T-grooves gas face seal

| Parameter                             | Dimensions and data |
|---------------------------------------|---------------------|
| Outside radius, $r_o$ /mm             | 35                  |
| Basic film thickness, $h_0$ /μm       | 3.5                 |
| Inside radius, $r_i$ /mm              | 29.5                |
| Balance radius, $r_b$ /mm             | 31.75               |
| T-groove outside radius, $r_{g1}$ /mm | 33.4                |
| T-groove inside radius, $r_{g2}$ /mm  | 31.8                |
| Seal ring thickness, $h_1, h_2$ /mm   | 15                  |
| Groove depth, $h_d$ /μm               | 5                   |
| Groove number, $N$                    | 24                  |

假设静环静止, 摩擦副的运动体现为对动环的运动描述. 在密封结构设计中常选用橡塑类密封作为辅助密封, 由于橡塑O型圈等辅助密封表现出明显的黏滞摩擦特性<sup>[20-22]</sup>, 分析时需要考虑辅助密封的阻尼特性. 此外, 由于实际密封结构中的O型圈等辅助系统的强阻尼作用, 并且气膜产生的角向转矩相对较小, 下面对密封气膜的动态变化分析时以轴向运动为主. 动环的动力学方程为

对T型槽端面密封气膜热弹流润滑稳定性进行分析, 考虑端面热变形和弹性变形以及辅助密封的阻尼特性, 数值分析不同振动频率下密封气膜动态压力分布和温度分布规律, 并进一步利用小扰动方法分析外界扰动对气膜刚度、阻尼和振幅的影响规律, 讨论了设计时轴向振幅的限制问题.

## 1 理论模型

如图1所示, T型槽气膜端面密封包括动环和静环, 静环端面开有T型槽, 动环转速为 $\omega$ . 其中: 动环端面和静环端面打开形成的平衡膜厚为 $h_0$ , T型槽槽深为 $h_d$ . 计算用密封几何参数列于表1.

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + F_0 + k_{\text{oring}} z - \iint pr dr d\theta = 0 \quad (1)$$

式中:  $m$ 为密封动环质量,  $F_0$ 为作用于密封动环上的闭合力,  $k_{\text{oring}}$ 为辅助密封微动摩擦系数.

气体润滑Reynolds方程为

$$\frac{\partial}{r\partial\theta} \left( \frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{r\partial\theta} \right) + \frac{\partial}{r\partial r} \left( \frac{r \rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6\omega \frac{\partial \rho h}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial \rho h}{\partial t} \quad (2)$$

式中:  $\eta$ 为气体黏度,  $\rho$ 为气体密度,  $\omega$ 为转速,  $p$ 为压力,  $h$ 为膜厚.

考虑振动产生的气膜挤压效应, 密封气膜能量方程为<sup>[23]</sup>

$$\begin{aligned} & \left( \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{r\partial\theta} - \frac{\omega r h}{2} \right) \frac{\partial T}{r\partial\theta} + \left( \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) \frac{\partial T}{\partial r} = \\ & - \frac{\eta \omega^2 r^2}{h \rho c_v} + \frac{h^3}{12\eta \rho c_v} \left[ \left( \frac{\partial p}{r\partial\theta} \right)^2 + \left( \frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \right] - \\ & \frac{k_{g,s1}}{\rho c_v} (T_{s1} - T) - \frac{k_{g,s2}}{\rho c_v} (T_{s2} - T) - \frac{R_u \rho}{\rho c_v} \frac{\partial T h}{\partial t} \end{aligned} \quad (3)$$

式中:  $T$ 为气体温度,  $c_v$ 为气体定容比热容,  $k_{g,s1}$ 和 $k_{g,s2}$ 为密封界面热对流换热系数,  $T_{s1}$ 和 $T_{s2}$ 为密封界面固体表面温度,  $t$ 为时间,  $R_u$ 为理想气体常数.

固体热传导方程为

$$\frac{k_c}{\rho_s c_s} \left[ \frac{\partial^2 T_s}{r^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right] = \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (4)$$

式中:  $k_c$ 为固体热传导系数,  $\rho_s$ 为固体密度,  $c_s$ 为固体比热容。

压力边界条件、热边界条件以及变形约束条件与文献[19]相同。热弹流润滑计算中,取环境温度 $T$ 为300 K。动环材料为石墨,静环材料为SiC,材料的特性参数列于表2。

气膜端面密封中的热弹流润滑问题主要表现为低副面接触润滑问题,端面变形和几何型槽结构对润滑特性影响明显<sup>[23]</sup>。由于端面变形受密封环几何结构形状和尺寸的影响,分析时采用有限元方法求解获得端面变形,其他方程的求解采用有限差分方法,在此

表2 材料特性参数取值

Table 2 Characteristics of the materials

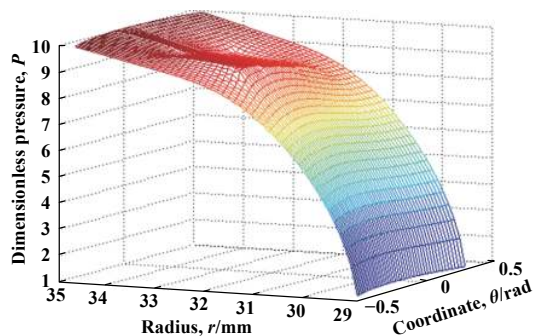
| Characteristic  | Carbon | Silicon carbide |
|---|--------|-----------------|
| Density/(kg/m <sup>3</sup> )                              | 1 800  | 3 100           |
| Young's modulus/GPa                                       | 25     | 400             |
| Poisson's coefficient                                     | 0.20   | 0.17            |
| Specific heat capacity/[J/(kg·K)]                         | 710    | 400             |
| Thermal conductivity/[W/(m·K)]                            | 15     | 150             |
| Linear thermal expansion coefficient×10 <sup>-6</sup> /°C | 4      | 4.3             |

基础上进行多方程的耦合迭代求解。

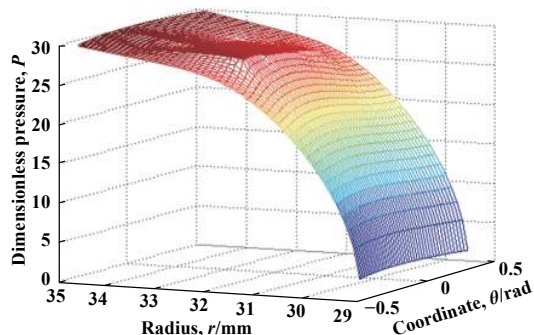
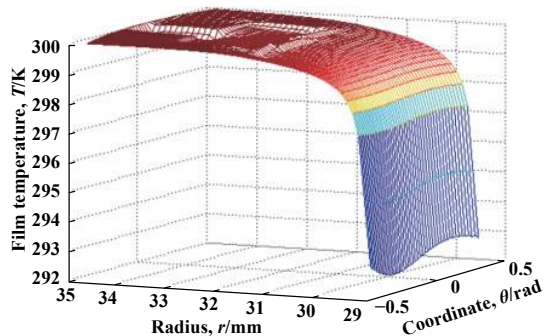
## 2 计算结果分析与讨论

### 2.1 热弹流润滑稳态特性

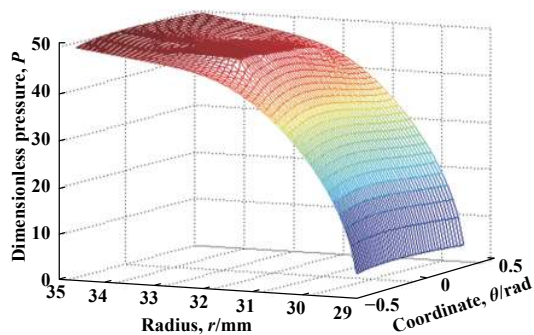
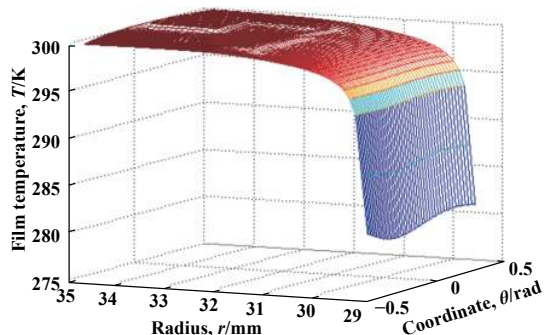
图2所示为稳态条件下气膜压力分布和温度分布,考虑端面热变形和弹性变形。从图中可以看出,沿



(a)  $p_0=1$  MPa



(b)  $p_0=3$  MPa



(c)  $p_0=5$  MPa

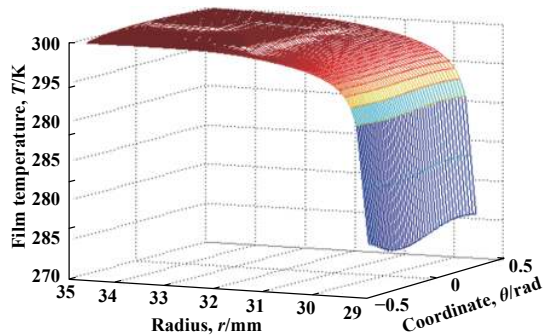


Fig. 2 Fields of steady-state pressure and temperature under different seal pressures( $h_d=5.0 \mu\text{m}$  and  $\omega=10\ 000 \text{ r/min}$ )

图2 稳态条件下压力分布和温度分布

周向方向存在明显的流动泵送作用使得T型槽的边缘产生明显的压力抬升. 此外, 沿径向方向随着密封压力的下降, 气膜温度迅速下降. 当密封压力从1 MPa升高到5 MPa以后, 气膜温度整体呈现下降趋势. 内外径气膜温差从 $p_0=1$  MPa时的8 K增加到 $p_0=5$  MPa时的26 K. 温差的增加意味着密封端面变形的增加, 并影

响密封性能.

图3所示为考虑端面变形后的膜厚分布. 显然, 由于气膜温度的降低端面变形产生沿气流方向的发散间隙, 最小膜厚发生在低压外径气流出口处. 密封压力 $p_0=5$  MPa, 转速 $\omega=10\ 000$  r/min时, 不考虑槽深数值, 密封端面的间隙沿气流方向从 $1.67\ \mu\text{m}$ 增加到 $2.04\ \mu\text{m}$ .

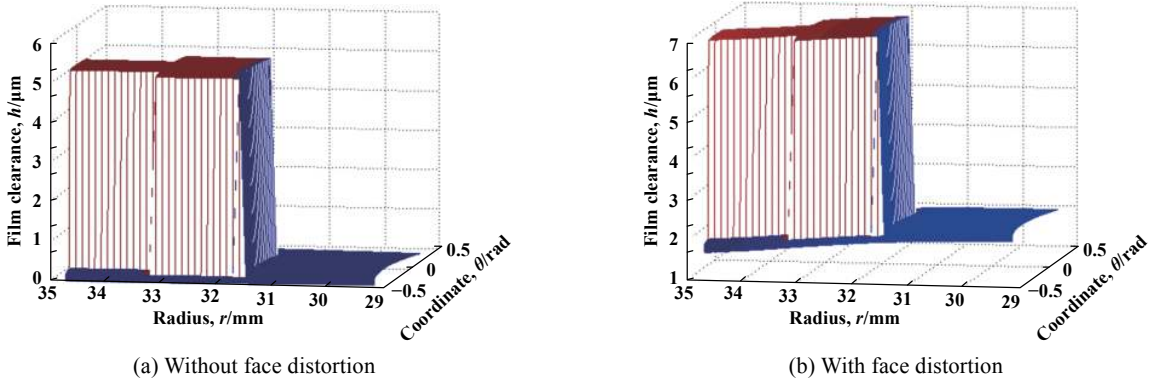


Fig. 3 Film distribution of seal face considering thermal and elastic distortion ( $h_d=5.0\ \mu\text{m}$ ,  $p_0=5$  MPa and  $\omega=10\ 000$  r/min)

图3 变形对气膜分布的影响

图4给出了周期中间线不考虑槽深的气膜厚度. 考虑闭合力 and 开启力的平衡后, 随着密封压力的增加, 端面变形量越大并形成发散间隙, 密封气膜的承载下降, 密封膜厚减小. 密封压力 $p_0=1$  MPa条件下, 沿气体泄漏方向发散间隙从 $3.52\ \mu\text{m}$ 增加 $3.63\ \mu\text{m}$ ; 密封压力 $p_0=3$  MPa条件下, 沿气体泄漏方向发散间隙从 $2.24\ \mu\text{m}$ 增加到 $2.56\ \mu\text{m}$ ; 当密封 $p_0=5$  MPa条件下, 沿气体泄漏方向发散间隙从 $1.67\ \mu\text{m}$ 增加到 $2.04\ \mu\text{m}$ .

工程设计时, 一方面提高密封基础膜厚, 另一方面选用高弹性模量和导热系数的SiC/SiN硬对硬密封环材料配副减小端面变形量, 以降低密封端面接触磨

损的失效风险<sup>[2]</sup>. 但是, 增加基础膜厚, 不仅容易产生高速阻塞流效应带来设计分析难度<sup>[24-25]</sup>, 同时直接导致泄漏率增加, 设计时应适当选取基础膜厚设计值. 此外, 对于硬对硬材料配副, 高速条件下要求严格控制气膜振幅以避免端面间的接触碰撞.

## 2.2 气膜动态特性

利用摄动法对密封气膜的频域特性进行分析. 假设外界振动为 $\Delta h = a \sin(\omega_i t)$ , 其中,  $\omega_i$ 为外界扰动频率,  $a$ 为外界扰动振幅, 石墨动环质量 $m=0.038$  kg, 密封间隙的振幅为 $\Delta h$ , 无量纲气膜刚度系数和阻尼系数分别用 $K_z$ 和 $C_z$ 表示.

定义气膜无量纲振幅为

$$A = \frac{\Delta h}{a} \quad (5)$$

轴向许用振幅为

$$[a] = A \cdot h_{\min} \quad (6)$$

式中:  $h_{\min}$ 是最小密封气膜厚度.

### 2.2.1 气膜刚度

气膜刚度反映了单位气膜厚度变化对承载能力的影响. 一般情况下, 减小气膜厚度使得承载能力提高, 气膜刚度表现为正值, 有利于避免密封端面的接触磨损. 考虑外界扰动后, 气膜间隙减小产生的挤压效应形成附加压力和附加温度施加于原有气膜, 并受扰动频率和扰动振幅的影响.

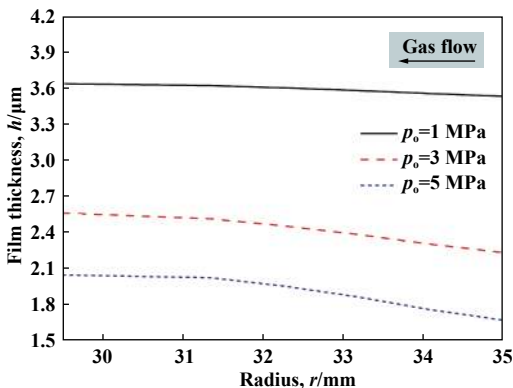


Fig. 4 Film clearance along the centerline of a periodic computing region without considering groove depth ( $h_d=5.0\ \mu\text{m}$  and  $\omega=10\ 000$  r/min)

图4 中心气膜厚度曲线

图5所示为轴向单位扰动振幅下, 气膜刚度附加压力和温度分布. 膜厚减小产生的挤压效应形成正值附加压力分布, 并导致正值轴向刚度. 最大附加压力数值出现在T型槽最大稳态压力凸起处. 此外, 在低扰

动频率条件下, 附加压力增加缓慢, 当扰动频率从 $\omega_i$ 从100 Hz增加到10 000 Hz时, 附加压力 $\Delta P$ 从1.8增加到3.5. 然而, 当扰动频率超过10 000 Hz后, 附加气膜压力快速增加. 当 $\omega_i$ 从10 000 Hz增加到100 000 Hz,

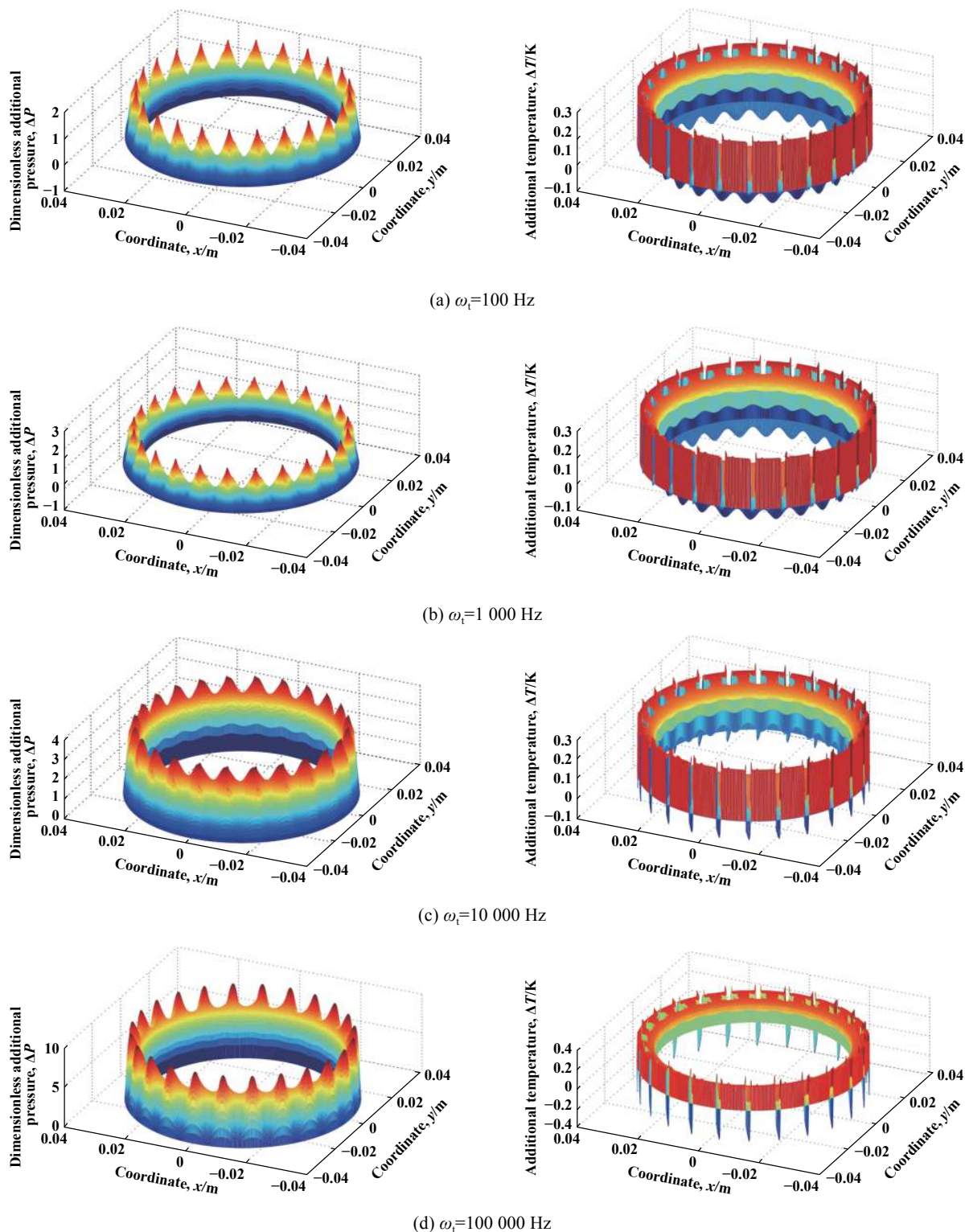


Fig. 5 Additional temperature and pressure distribution induced by axial gas film stiffness ( $h_d=5.0 \mu\text{m}$ ,  $p_o=1 \text{ MPa}$  and  $\omega=10\ 000 \text{ r/min}$ )

图 5 气膜刚度附加压力分布和温度分布

$\Delta P$ 从3.5增加到8.0.

伴随着气膜压力的升高,外界扰动产生的挤压作用也使得气膜温度升高.端面气膜附加温度分布从外径到内径呈现减小趋势,与气膜温度分布类似,T型槽内的附加气膜温度低于密封坝区温度.从图5中可以看出,随着扰动频率的增加,气膜的附加温度逐渐升高.当扰动频率 $\omega_t=10\ 000\ \text{Hz}$ 时,最大附加温度 $\Delta T$ 值约为0.25 K.这说明,端面轴向振动对密封气膜的挤压将使得气膜温度提高.

图6所示为气膜刚度随扰动频率的变化曲线.从图6中可以看出,在低扰动频率条件下,气膜刚度随频率基本保持不变;当扰动频率增加到1 000 Hz以后,气膜刚度随频率增加而快速增加,然后保持稳定.另一方面,密封压力越高,气膜刚度越大.密封压力分别为 $p_0=1、3$ 和5 MPa时,高频扰动下无量纲气膜刚度分别达到7.9、21.7和34.0,气膜刚度的增加有利于保持密封气膜厚度的稳定.

需要指出的是,对于 $\omega=10\ 000\ \text{r/min}$ 的转速工况,其对应的扰动频率为166.67 Hz.但如图6中所示,扰动频率在1 000 Hz以下时,外界扰动产生的气膜挤压对气膜刚度没有明显影响,气膜刚度保持稳定.因此,在目前的气膜密封设计分析时采用静态刚度对密封气膜性能进行优化表征可以保证精度要求.

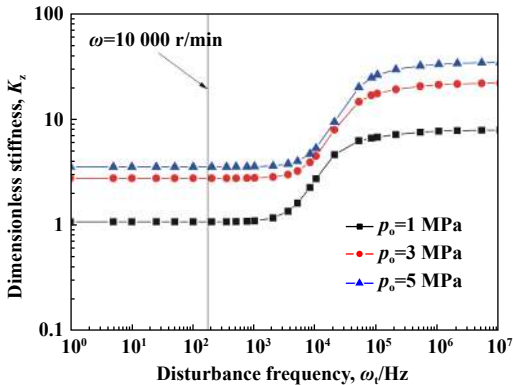


Fig. 6 Dimensionless axial gas film stiffness with the increasing perturbation frequency ( $h_d=5.0\ \mu\text{m}$  and  $\omega=10\ 000\ \text{r/min}$ )

图6 气膜刚度随扰动频率的变化

## 2.2.2 气膜阻尼

气膜阻尼反映了对承载能力增加的阻碍特性.一般承载能力增加时,阻尼表现为正值,有利于减少密封气膜厚度的扰动,防止接触磨损.否则,阻尼为负值时,使得密封气膜厚度扰动幅度增加,容易导致密封端面的接触磨损.

图7所示为轴向单位扰动振幅下,气膜阻尼附加压力和温度分布.当挤压效应产生气膜刚度的附加压力时,轴向阻尼产生相反的作用以阻止气膜刚度附加压力的形成.从图7中可以看出,随着气膜厚度的减少正值气膜刚度的形成,会形成正值的气膜阻尼附加压力分布,形成正阻尼以阻碍轴向气膜承载能力的增加.与气膜刚度附加压力类似,气膜阻尼附加压力的最大值出现在T型槽最大气膜压力处,并且气膜阻尼附加气膜压力随扰动频率的增加而增加.

伴随着气膜压力的升高,外界扰动产生的挤压作用也使得气膜阻尼温度升高.从图7中可以看出,随着扰动频率的增加,气膜的阻尼附加温度逐渐升高.当扰动频率 $\omega_t=10\ 000\ \text{Hz}$ 时,最大气膜阻尼附加温度 $\Delta T$ 值约为0.2 K.这说明,端面轴向振动对密封气膜的挤压使得气膜温度提高时,阻尼作用阻碍气膜温度的上升,有利于保持气膜厚度的稳定.

图8所示为气膜阻尼随扰动频率的变化曲线.对于 $\omega=10\ 000\ \text{r/min}$ 的转速工况,其对应的扰动频率为166.67 Hz.可以看出,扰动频率在1 000 Hz以下,外界扰动产生的气膜挤压对气膜阻尼没有明显影响,气膜阻尼保持不变.当扰动频率增加到10 000 Hz后,气膜阻尼刚度随频率增加而快速减小,然后保持稳定数值.另一方面,与气膜刚度相对应,密封压力越大气膜阻尼越大.

## 2.2.3 气膜幅频特性

气膜刚度和阻尼反映了密封气膜对抗外界扰动的能力,但是不能直接反映外界扰动作用下密封气膜厚度的变化,特别是考虑到辅助密封结构的阻尼作用时.对密封气膜的振幅进行计算分析,可以更为直观地获得密封气膜厚度的变化规律.

图9为密封气膜振动的幅频特性.从图9中可以看出,在低频条件下,轴向振幅随着扰动频率成对数线性增加,当频率达到一定数值后,无量纲振幅达到1并保持不变.这意味着,随着转速的增加,需要控制获得更小的轴向振幅,以避免密封端面的接触磨损.

在低扰动频率条件下,由于密封压力越高气膜刚度越大,扰动振幅越小.密封压力分别为 $p_0$ 为1、3和5 MPa时,对于 $\omega=10\ 000\ \text{r/min}$ 的转速工况,其对应的扰动频率为166.67 Hz,高频扰动下无量纲气膜振幅分别达到0.001 5、0.000 31和0.000 20.根据式(6)计算得到最大轴向许用振幅分别为2.35、7.22和8.35 mm.这说明气膜刚度增加有利于气膜的稳定.

需要指出的是,辅助密封的阻尼使得密封环的随

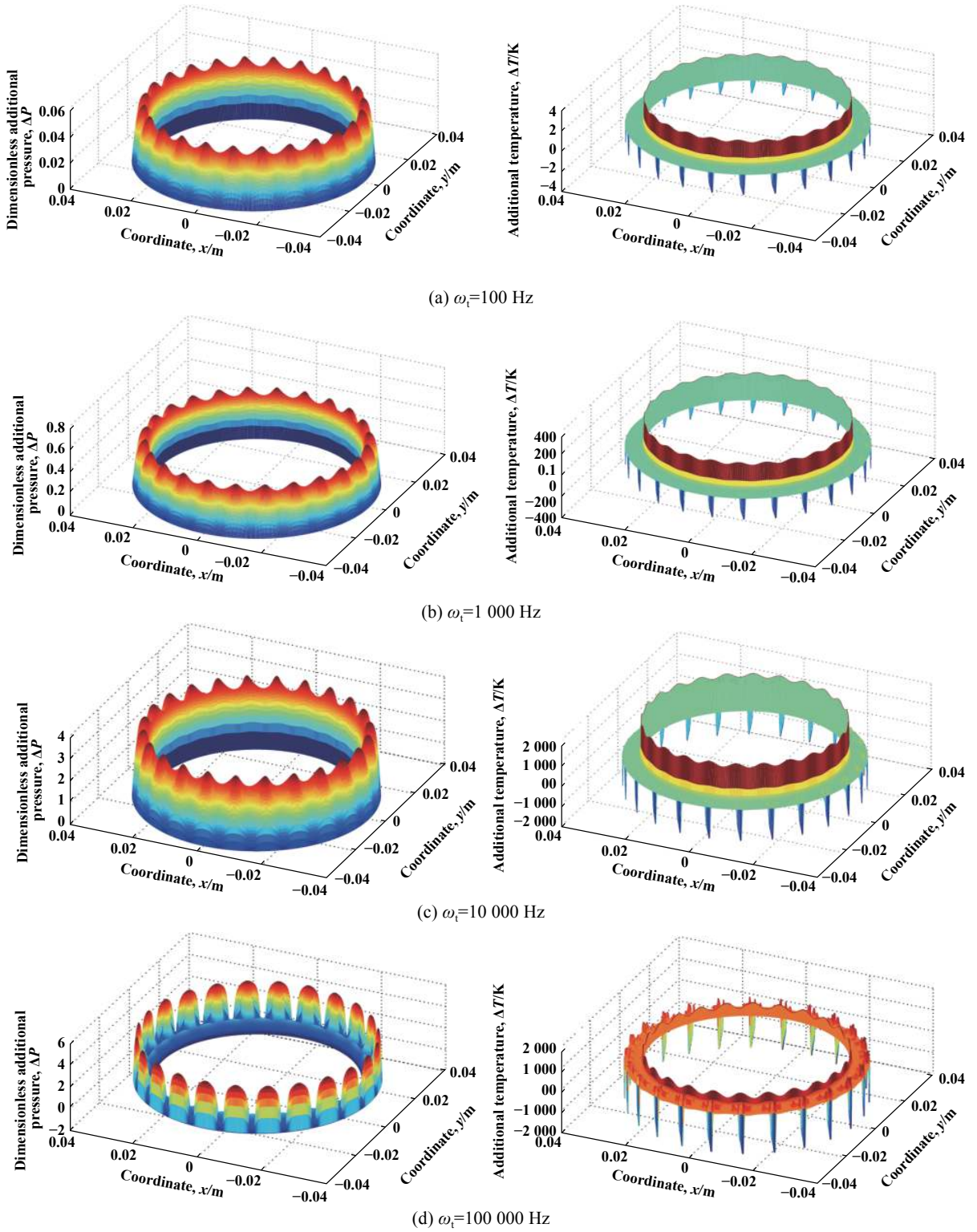


Fig. 7 Additional temperature and pressure distribution induced by axial gas film damping ( $h_d=5.0\ \mu\text{m}$ ,  $p_o=1\ \text{MPa}$  and  $\omega=10\ 000\ \text{r/min}$ )

图 7 气膜阻尼附加压力分布和温度分布

动性能急剧下降, 气膜振幅急剧上升.从图9中可以看出, 考虑辅助密封的阻尼以后, 密封压力分别为 $p_o$ 为 1、3和5 MPa时, 对应的无量纲气膜振幅分别增加至 0.32、0.048和0.081, 则对应的轴向许用振幅分别降低

到10.06、46.67和20.62  $\mu\text{m}$ . 可见, 辅助密封的结构产生的阻尼特性显著影响密封环的随动特性, 使密封气膜的稳定性急剧下降, 进而影响密封的使用寿命. 目前, 在气膜端面密封结构设计时, 主要通过改变辅助

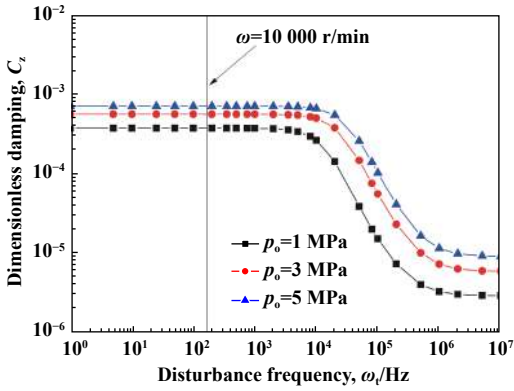


Fig. 8 Dimensionless axial gas film damping with the increasing perturbation frequency ( $h_d=5.0 \mu\text{m}$  and  $\omega=10\,000 \text{ r/min}$ )

图8 气膜阻尼随扰动频率的变化

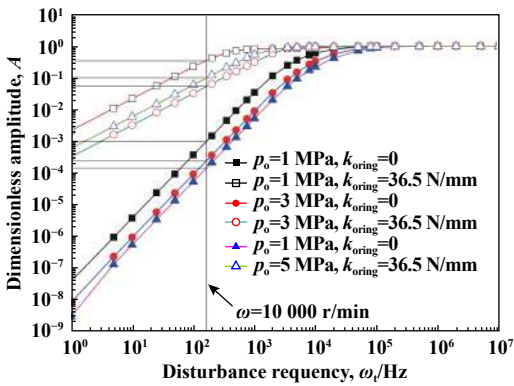


Fig. 9 Amplitude-frequency characteristic of seal rotor ( $h_d=5.0 \mu\text{m}$  and  $\omega=10\,000 \text{ r/min}$ )

图9 气膜幅频特性

密封结构和位置,降低辅助密封对密封环的阻尼作用,增加密封环的随动性,同时适当增加基础密封气膜厚度,以避免设备振动引起的密封端面接触磨损。

### 3 结论

a. 高压和高速条件下, T密封端面的弹性变形和热变形产生发散间隙, 导致密封气膜厚度显著降低, 端面磨损风险增加, 设计时可适当增加基础膜厚取值。本文计算条件下, 密封压力5 MPa时, 端面变形导致气膜厚度从 $3.5 \mu\text{m}$ 降低到 $1.62 \mu\text{m}$ 。

b. 气膜刚度提高, 有利于降低外界扰动对密封气膜厚度的影响, 但是辅助密封的阻尼特性使得密封气膜的稳定性显著下降, 设计时应改善辅助密封结构提高密封气膜厚度的稳定性。本文计算条件下, 辅助密封的阻尼特性使得轴向许用振幅从毫米量级降低到几十微米量级。

c. 采用静态气膜刚度对密封气膜性能进行优化表

征可以保证精度要求, 但是不能直接定量表征密封端面气膜的振幅特性, 高参数气膜密封设计时需要考虑辅助密封的阻尼特性后计算气膜振幅, 进而确定密封对轴向振幅的限制要求。

### 参考文献

- [1] Gruenewald M, Wagner W. Recent progress in compressor sealing[J]. Sealing Technology, 2005, 8: 6–8.
- [2] Huang Shaoshuo, Quan Junsheng. Application of T-groove series dry gas seal in hydrocracking circulating hydrogen compressor[J]. Compressor Technology, 2007, (3): 17–21 (in Chinese) [黄绍硕, 权军胜. T型槽串联式干气密封在加氢裂化循环氢压缩机中的应用[J]. 压缩机技术, 2007, (3): 17–21]. doi: 10.3969/j.issn.1006-2971.2007.03.006.
- [3] Wang Yan, Sun Jianjun, Tao Kai, et al. Research progress in the bi-direction non-contact mechanical seal technology[J]. Fluid Machinery, 2013, 41(3): 34–40 (in Chinese) [王衍, 孙见君, 陶凯, 等. 双向旋转式非接触机械密封技术研究进展[J]. 流体机械, 2013, 41(3): 34–40]. doi: 10.3969/j.issn.1005-0329.2013.03.008.
- [4] Falaleev S V, Bondarchuk P V, Tisarev A Y. Development of advanced carbon face seals for aircraft engines[C]. IOP Conf Series: Materials Science and Engineering, 2018, 302(1): 012004.
- [5] Hu Wenji, Chen Xiuqin, Yu Xiangdong. Numerical simulation of face flow on T-shape groove dry gas seal[J]. Lubrication Engineering, 2008, 33(11): 20–23 (in Chinese) [胡文绩, 陈秀琴, 余向东. T型槽干气密封端面流场的数值模拟[J]. 润滑与密封, 2008, 33(11): 20–23]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2008.11.006.
- [6] Li Rennian, Shen Jianfeng, Han Wei, et al. Numerical evaluation of micro-channel flow characteristics in T-groove dry gas seal[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2009, 35(5): 42–46 (in Chinese) [李仁年, 沈建锋, 韩伟, 等. T型槽干气密封内微流动特性的数值计算[J]. 兰州理工大学学报, 2009, 35(5): 42–46]. doi: 10.3969/j.issn.1673-5196.2009.05.010.
- [7] Wang Yan, Sun Jianjun, Tao Kai, et al. Numerical analysis of T-groove dry gas seal and groove optimization[J]. Tribology, 2014, 34(4): 420–427 (in Chinese) [王衍, 孙见君, 陶凯, 等. T型槽干气密封数值分析及型槽优化[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(4): 420–427]. doi: 10.16078/j.tribology.2014.04.012.
- [8] Rui Z, Ren J, Hongguang L I, et al. Nonlinear dynamics study of a high-temperature rotor-bearing-seal system in gas turbine[J]. Afore, 2014, 19(1): 629–640.
- [9] Badykov R R, Falaleev S V. Advanced dynamic model development of dry gas seal[J]. Procedia Engineering, 2017, 176: 344–354. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.331.
- [10] Takami M R, Gerdroodbary M B, Ganji D D. Thermal analysis of mechanical face seal using analytical approach[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2017, 5: 60–68.
- [11] Thomas S, Brunetière N, Tournier B. Thermoelastohydrodynamic behavior of mechanical gas face seals operating at high pressure[J].



- ASME Journal of Tribology, 2007, 129(4): 841–850. doi: [10.1115/1.2768086](https://doi.org/10.1115/1.2768086).
- [12] Ding Xuexing, Liu Yong, Chen Zongjie, et al. Research on flow characteristics of micro-gas film on the spiral groove dry-gas seal under the thermo-elastic deformation considering the thermal dissipation[J]. Engineering Mechanics, 2014, 31(11): 237–243 (in Chinese) [丁雪兴, 刘勇, 陈宗杰, 等. 热耗散变形下螺旋槽干气密封微尺度气膜流动特性研究[J]. 工程力学, 2014, 31(11): 237–243].
- [13] Ding X X, Lu J J. Theoretical analysis and experiment on gas film temperature in a spiral groove dry gas seal under high speed and pressure[J]. International Journal of Heat&Mass Transition, 2016, 96: 438–450.
- [14] Du Q W, Gao K K, Zhang D, et al. Effects of grooved ring rotation and working fluid on the performance of dry gas seal[J]. International Journal Of Heat And Mass Transfer, 2018, 126: 1323–32. doi: [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.055](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.055).
- [15] Valigi M C, Braccesi C, Logozzo S, et al. A new telemetry system for measuring the rotating ring's temperature in a tribological test rig for mechanical face seals[J]. Tribology International, 2017, 106: 71–77. doi: [10.1016/j.triboint.2016.10.041](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.10.041).
- [16] Ding S P, Bai S X. Thermoelastohydrodynamic behaviour of inclined-ellipse dimpled gas face seals[J]. Science China Technological Sciences, 2017, 60(4): 1–9.
- [17] Bai S X, Ma C H, Peng X D, et al. Thermoelastohydrodynamic behavior of gas spiral groove face seals operating at high pressure and speed[J]. ASME Journal of Tribology, 2014, 137(2): 1–11.
- [18] Ma C H, Bai S X, Peng X D. Thermo-hydrodynamic characteristics of spiral groove gas face seals operating at low pressure[J]. Tribology International, 2016, 95: 44–54. doi: [10.1016/j.triboint.2015.11.001](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.11.001).
- [19] Ma C H, Bai S X, Peng X D. Thermoelastohydrodynamic characteristics of T-grooves gas face seals[J]. International Journal of Heat&Mass Transition, 2016, 102: 277–286.
- [20] Ma Chunhong, Bai Shaoxian, Kang Pan. Experiment of viscous friction characteristics of fluorous rubber O-rings at low gas seal pressure[J]. Tribology, 2014, 34(2): 160–164 (in Chinese) [马春红, 白少先, 康盼. 氟橡胶O型圈低压气体密封黏滞摩擦特性实验[J]. 摩擦学学报, 2014, 34(2): 160–164]. doi: [10.16078/j.tribology.2014.02.008](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2014.02.008).
- [21] Zhu Qihui, Bai Shaoxian. Experiment of frictional characteristics of fretting fluorine rubber O-rings at low gas seal pressure[J]. Tribology, 2015, 35(5): 646–650 (in Chinese) [朱启惠, 白少先. 氟橡胶O型圈低压气体密封微动摩擦特性试验[J]. 摩擦学学报, 2015, 35(5): 646–650]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.05.018](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.05.018).
- [22] Zhu Qihui, Ding Shaopeng, Bai Shaoxian. Experiment of frictional characteristics of rubber O-rings at high gas seal pressure[J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(11): 37–40, 104 (in Chinese) [朱启惠, 丁少鹏, 白少先. 高压气体密封橡胶O型圈往复摩擦特性实验研究[J]. 润滑与密封, 2016, 41(11): 37–40, 104]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2016.11.008](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2016.11.008).
- [23] Bai Shaoxian, Wen Shizhu. Gas thermo-hydrodynamic lubrication and seals[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2016(in Chinese) [白少先, 温铸铸. 气体热动力润滑与密封[M]. 北京:清华大学出版社, 2016].
- [24] Liu Yuchuan, Wang Zhile, Lu Zhen, et al. Analysis of revisory quasi-one-dimensional compressible flow for gas film face seal[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1999, 35(6): 10–13 (in Chinese) [刘雨川, 王之栎, 陆震, 等. 端面气膜密封修正准一维可压流分析[J]. 机械工程学报, 1999, 35(6): 10–13]. doi: [10.3321/j.issn:0577-6686.1999.06.003](https://doi.org/10.3321/j.issn:0577-6686.1999.06.003).
- [25] Xie Jing, Bai Shaoxian. The effect of high speed air flow lubrication on hydrodynamic properties of inclined-dimples face seals[J]. Tribology, 2017, 37(6): 806–813 (in Chinese) [谢静, 白少先. 高速气流阻塞效应对倾斜微孔端面密封动压特性的影响[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(6): 806–813]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.06.012](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.06.012).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018154

# 石墨烯/二硫化钼复合纳米添加剂的制备及摩擦学性能研究

巴召文<sup>1,2</sup>, 黄国威<sup>1,3</sup>, 乔旦<sup>1\*</sup>, 冯大鹏<sup>1\*</sup>

(1. 中科院兰州化学物理研究所 固体润滑国家重点实验室, 甘肃 兰州 730000;

2. 中国科学院大学, 北京 100049;

3. 兰州理工大学 省部共建有色金属先进加工与再利用国家重点实验室, 甘肃 兰州 730050)

**摘要:** 采用水热法制备了两种不同形貌结构的石墨烯/二硫化钼纳米复合物(RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2)。通过电子显微镜、拉曼光谱、X射线衍射仪和热重分析仪对所制备材料的形貌、成分和晶格结构进行表征;利用SRV-IV微动摩擦磨损试验机考察了RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2作为PAO-4添加剂的摩擦学性能。结果显示具有花状结构的RGO/MoS<sub>2</sub>-2与RGO/MoS<sub>2</sub>-1相比具有更大的层间距,且因其较大的层间距使得RGO/MoS<sub>2</sub>-2表现出较好的摩擦学性能。Raman和XPS对润滑机理的表征结果证实了RGO/MoS<sub>2</sub>复合纳米添加剂优异的摩擦学性能归因于吸附和摩擦化学反应的协同作用。

**关键词:** 石墨烯/二硫化钼; 纳米添加剂; 层间距; 吸附; 摩擦化学反应

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0140-10

## Preparation and Tribological Performance of RGO/MoS<sub>2</sub> as Composite Nano-Additives

BA Zhaowen<sup>1,2</sup>, HUANG Guowei<sup>1,3</sup>, QIAO Dan<sup>1\*</sup>, FENG Dapeng<sup>1\*</sup>

(1. State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics,  
Chinese Academy of Sciences, Gansu Lanzhou 730000, China

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China

3. State Key Laboratory of Advanced Processing and Recycling of Nonferrous Metals,  
Lanzhou University of Technology, Gansu Lanzhou 730050, China)

**Abstract:** The nanocomposites of graphene/MoS<sub>2</sub> (RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and RGO/MoS<sub>2</sub>-2) of different morphological structures were prepared by hydrothermal method. Their morphology, chemical composition and crystal structure were examined by electron microscope, Raman, X-ray diffraction and thermogravimetric analysis. Furthermore, the tribological properties of RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and RGO/MoS<sub>2</sub>-2 in PAO-4 were tested by using an SRV-IV tribometer. Results show that the interlayer spacing of RGO/MoS<sub>2</sub>-2 was larger than that of RGO/MoS<sub>2</sub>-1 because of the flower-like structure, and RGO/MoS<sub>2</sub>-2 exhibited better tribological property. The characterization of the lubrication mechanism was confirmed by Raman and X-ray photoelectron spectrometer, showing that the excellent tribological properties of RGO/MoS<sub>2</sub> composite nano-additives were attributed to the synergistic effect of adsorption and tribochemical reactions.

**Key words:** RGO/MoS<sub>2</sub>; nano-additive; interlayer spacing; adsorption; tribochemical reaction

Received 16 October 2018, revised 22 November 2018, accepted 29 November 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: ddqiao@licp.cas.cn, Tel: +86-931-4968170; E-mail: dpfeng@licp.cas.cn, Tel: +86-931-4968075.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51705506) and the Tribology Science Fund of State Key Laboratory of Solid Lubrication (LSL-1708).

国家自然科学基金项目(51705506)和固体润滑国家重点实验室开放课题(LSL-1708)资助。

纳米粒子由于具有大的比表面积、易烧结性、低熔点和硬度等特性使其得到了广泛的研究与应用。作为典型的纳米粒子,层状结构的二维材料因在光学、电学和催化等领域表现出的巨大应用潜能已成为纳米材料领域研究的热点。二维纳米材料主要包括超薄碳化物或氮化物、单原子层单质、有机二维材料和过渡金属二硫族化合物等<sup>[1-5]</sup>。其中,过渡族金属二硫化物( $\text{MoS}_2$ 、 $\text{WS}_2$ 等)和石墨烯作为典型的二维材料具有较低的剪切应力和较高的杨氏模量,表现出优异的润滑性能而引起研究人员的极大兴趣<sup>[6-11]</sup>。

$\text{MoS}_2$ 因弱的层间相互作用力,在摩擦过程中易发生层间滑移而表现出优异的润滑性能<sup>[12-13]</sup>。Chen等<sup>[14]</sup>制备了超薄 $\text{MoS}_2$ 并将其成功分散到基础油中,结果表明超薄二硫化钼能够明显提高基础油的极压性能,在2000 N甚至更高的载荷下,仍旧保持较低的摩擦系数和磨损率。Rosentsveig等<sup>[15]</sup>将富勒烯状二硫化钼添加至基础油(PAO)中研究其摩擦学性能,结果显示富勒烯状二硫化钼与2H- $\text{MoS}_2$ 和1F- $\text{WS}_2$ 相比表现出了较低的摩擦系数和磨损量。但是在研究过程中发现 $\text{MoS}_2$ 纳米粒子作为添加剂使用时存在一定的问题,首先在基础油中易发生团聚,降低二硫化钼在润滑剂中的分散稳定性,导致减摩抗磨水平降低<sup>[16-17]</sup>;其次,二硫化钼由于表面较多的悬键使其在摩擦过程中特别是在高湿的环境中易于氧化,限制了二硫化钼在实际工况中的性能体现<sup>[18]</sup>。

另外,石墨烯因具有较薄的纳米层状结构、高的机械性能、弹性模量和热导率非常适合作为高性能润滑添加剂使用。Fan等<sup>[19]</sup>研究了多层石墨烯作为膨润土润滑脂添加剂的摩擦学性能,结果发现相比石墨和离子液体,作为润滑添加剂时不仅能提高减摩抗磨性能,而且大幅提高了其承载能力和膨润土润滑脂的热稳定性。Lin等<sup>[20]</sup>研究了硬脂酸和油酸改性石墨烯,结果显示改性石墨烯在基础油中的分散性得到提高,同时表现出较好的极压性能。但是,石墨烯在应用研究过程中仍然存在一定的不足,如在油中的分散性差,易于团聚等。

基于上述问题,研究者提出了新的解决途径,即将不同材料进行复合,以改善其物理化学性能。Zheng等<sup>[21]</sup>成功制备出 $\text{MoS}_2$ - $\text{Fe}_3\text{O}_4$ 纳米复合材料并研究其作为润滑油添加剂的摩擦学性能,结果表明这种复合纳米添加剂能有效提高基础油的减摩抗磨能力,同时减小能耗,延长机械零件的使用寿命。Song等<sup>[22]</sup>制备了 $\text{Fe}_2\text{O}_3$ /GO复合物,并添加至基础油中研究其摩擦学

性能。结果显示与 $\text{Fe}_2\text{O}_3$ 和GO相比, $\text{Fe}_2\text{O}_3$ /GO复合物表现出更优越的分散稳定性和减摩抗磨性能。另有文献报道,两种二维纳米材料的复合会导致两种二维材料产生晶格失配,层间剪切强度降低,从而提高二维纳米材料作为添加剂使用时的润滑性能<sup>[23-24]</sup>。

因此,本文将结合石墨烯和二硫化钼在润滑方面的各自优势,采用水热法制备石墨烯/二硫化钼(RGO/ $\text{MoS}_2$ )复合纳米粒子,同时对它们的化学组成、晶体结构及表面形貌进行表征分析。然后,利用SRV-IV微动摩擦磨损试验机考察其作为聚 $\alpha$ -烯烃(PAO-4)添加剂的摩擦学性能,同时考察其润滑机制,以期获得一种性能更加优越的复合纳米添加剂。

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料

所用试剂硫脲、水合肼、硫化钠和钼酸铵购买于国药公司,均为分析纯;天然鳞片状石墨和二硫化钼购买于Sigma-Aldrich公司;试验用水为去离子水;聚 $\alpha$ -烯烃PAO-4购买于美孚公司。

### 1.2 复合纳米材料的制备

**RGO的制备:**氧化石墨烯(GO)通过Hummers法制备<sup>[25-26]</sup>。2 mL水合肼加入20 mL GO分散液中(20 mg/mL),在80 °C下加热反应8 h,然后用水和乙醇分别洗涤三次,抽滤,真空干燥10h,得到黑色还原 $\alpha$ 氧化石墨烯(RGO)粉末。

**RGO/ $\text{MoS}_2$ -1的制备:**采用水热法将1 g钼酸铵和1 g硫化钠加入20 ml GO分散液(20 mg/ml)中,超声处理0.5 h;再向混合液中加入2 ml水合肼,在180 °C下水热反应24 h,用水和乙醇分别洗涤3次,抽滤,真空干燥10 h得到黑色的复合纳米材料RGO/ $\text{MoS}_2$ -1粉末。

**RGO/ $\text{MoS}_2$ -2的制备:**采用与RGO/ $\text{MoS}_2$ -1相似的制备方法,选用具有还原性的硫脲(2 g)作为硫源制备获得了黑色的复合纳米材料RGO/ $\text{MoS}_2$ -2粉末。

### 1.3 分散性试验

为了研究复合纳米材料在基础油PAO-4中的分散稳定性,将相同质量的RGO/ $\text{MoS}_2$ -1、RGO/ $\text{MoS}_2$ -2、RGO和 $\text{MoS}_2$ 粉体分别分散到PAO-4中并超声处理0.5 h,制得质量分数均为2%的分散液,静置7 d,对混合油样的分散稳定性进行考察分析。结果如图1所示,经过7 d的静置试验后,RGO和 $\text{MoS}_2$ 的混合油样均发生了明显的沉降现象,而含有RGO/ $\text{MoS}_2$ -1和RGO/ $\text{MoS}_2$ -2的油样并未发生沉降。试验结果表明,复合的纳米颗粒添加剂比单一纳米粒子在基础油中具有更加优异

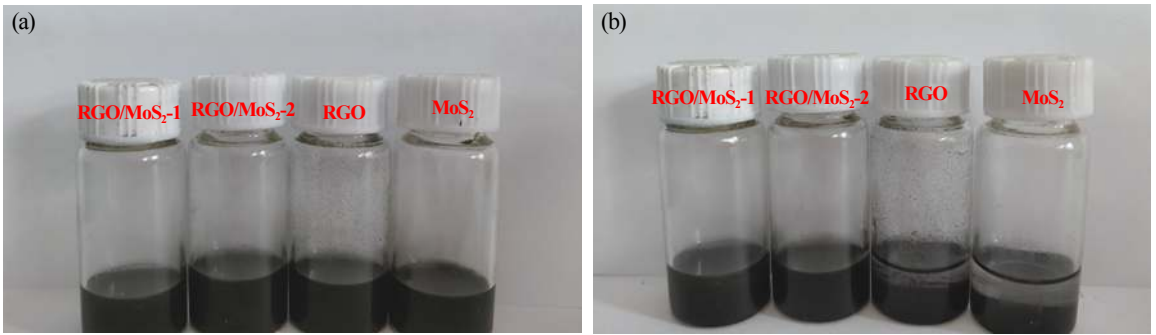


Fig. 1 Photographs of PAO-4 with RGO/MoS<sub>2</sub>-1, RGO/MoS<sub>2</sub>-2, RGO and MoS<sub>2</sub> before (a) and after (b) standing for 7 d  
图1 添加质量分数均为2% RGO/MoS<sub>2</sub>-1、RGO/MoS<sub>2</sub>-2、RGO、MoS<sub>2</sub>混合油样静置7 d(a)前、(b)后的光学照片

的分散稳定性,这是由于石墨烯表面范德华力的存在使石墨烯易发生团聚,从而降低了石墨烯的比表面积和比容量,将二硫化钼与石墨烯进行复合可以使纳米粒子嵌入相邻的石墨烯片层间,有效阻止石墨烯片之间的堆叠,降低石墨烯之间团聚的趋势<sup>[27-28]</sup>,从而提高其在基础油中的分散稳定性。

#### 1.4 材料表征

采用透射电子显微镜(TEM, TF-20)和场发射电子显微镜(FESEM, JSM-6701F)对制备的复合纳米材料的形貌与结构进行表征.利用X射线衍射仪(XRD, D8Discover25)对其晶格结构及组成进行分析.选用显微拉曼光谱(Raman, RenishawinVia)对纳米材料的组成进一步分析表征.通过热分析仪(TGA-DSC, STA 449 C)对纳米材料的热稳定性及负载含量进行分析,分析条件:空气气氛,升温速率10 °C/min,室温至700 °C.

#### 1.5 摩擦学性能测试

利用Optimal SRV-IV摩擦磨损试验机对制备的复合纳米添加剂的摩擦学性能进行研究.摩擦副接触形式为球-盘接触,上试球为直径10 mm、硬度HV700的CCr15 钢球,下试盘为 $\phi 24$  mm $\times$ 7.9 mm轴承钢.在进行摩擦试验之前,将所用钢球与盘分别在丙酮和石油醚中超声清洗,然后将0.2 ml润滑剂滴加在球-盘接触区域开始试验.摩擦试验条件为温度25 °C,湿度为30%~40%.试验结束后,在石油醚中超声清洗下试盘,利用microXAM-3D非接触表面形貌轮廓仪测量磨斑体积.为了探究润滑机理,选用扫描电子显微镜(SEM, JSM-5600LV)对磨斑的形貌进行分析.利用多功能X射线光电子能谱(XPS, PHI-5702, 选用Al-K $\alpha$ 激发源,通过能量为29.35 eV,结合能测量精度为 $\pm 0.3$  eV,以污染碳中的C1s结合能284.80 eV作为内标)和Raman光谱对表面的元素化学状态进行研究.

## 2 结果与讨论

### 2.1 材料分析

图2所示为RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2复合纳米材料的形貌图.从RGO/MoS<sub>2</sub>-1复合纳米材料的TEM形貌图[见图2(a)]可以看出,还原氧化石墨烯片上均匀分布有颗粒状的二硫化钼,并且没有发现游离状态的MoS<sub>2</sub>.通过其HRTEM图像[见图2(b)]可以直观地看出RGO/MoS<sub>2</sub>-1复合纳米材料的层状结构,且层间距约为0.57 nm.图2(d)所示是RGO/MoS<sub>2</sub>-2的TEM形貌,不同的是花状二硫化钼均匀分布在石墨烯片层上,同RGO/MoS<sub>2</sub>-1所示一样并未出现游离态的二硫化钼与还原氧化石墨烯相.从其HRTEM[图2(e)]可以看出,RGO/MoS<sub>2</sub>-2复合纳米材料的层间距约为1.0 nm,即RGO/MoS<sub>2</sub>-2的层间距大于RGO/MoS<sub>2</sub>-1的层间距.图2(c)和图2(f)所示分别为RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的FESEM形貌图,其与TEM的测试结果一致.通过上述分析可知,利用水热法成功地实现了二硫化钼与石墨烯的复合.

为了进一步表征该复合纳米材料的结构与组成,图3(a)给出了RGO、MoS<sub>2</sub>、RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的Raman测试结果.可以看出,RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的谱图中位于1 380 cm<sup>-1</sup>和1 600 cm<sup>-1</sup>处的峰分别对应于sp<sup>3</sup>杂化无序碳或缺陷的D峰和sp<sup>2</sup>杂化石墨烯的G峰,且I<sub>d</sub>/I<sub>g</sub>为1.125.与RGO相比,RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的I<sub>d</sub>/I<sub>g</sub>值变低,意味着RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2中的氧化还原石墨烯表面的缺陷减少,研究表明氧化石墨烯表面缺陷的减少有利于提升其摩擦学性能<sup>[29]</sup>.在Raman谱图中位于400 cm<sup>-1</sup>和376 cm<sup>-1</sup>处的两个峰分别归属于MoS<sub>2</sub>的面外振动模式A<sub>1g</sub>和面内振动模式E<sub>1g</sub><sup>[30]</sup>.但是在RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的谱图中发现有282 cm<sup>-1</sup>吸收峰,此峰归属于Mo-O

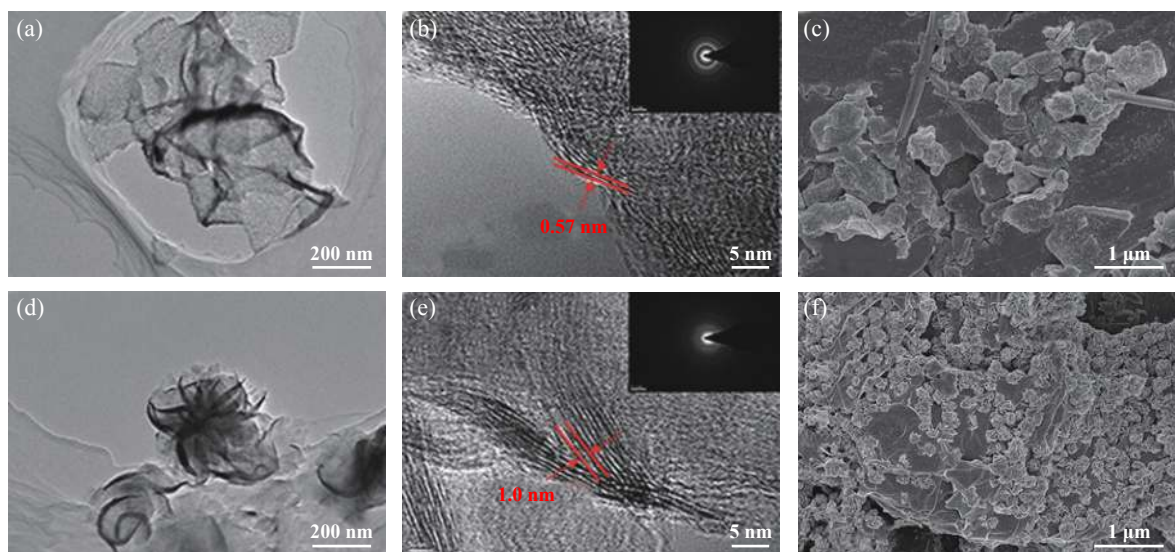


Fig. 2 TEM (a, d), HRTEM (b, e) and FESEM (c, f) micrographs of the RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and RGO/MoS<sub>2</sub>-2

图 2 (a, d)为RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的TEM形貌图像, (b, e)为其HRTEM图像, (c, f)为其FESEM图像

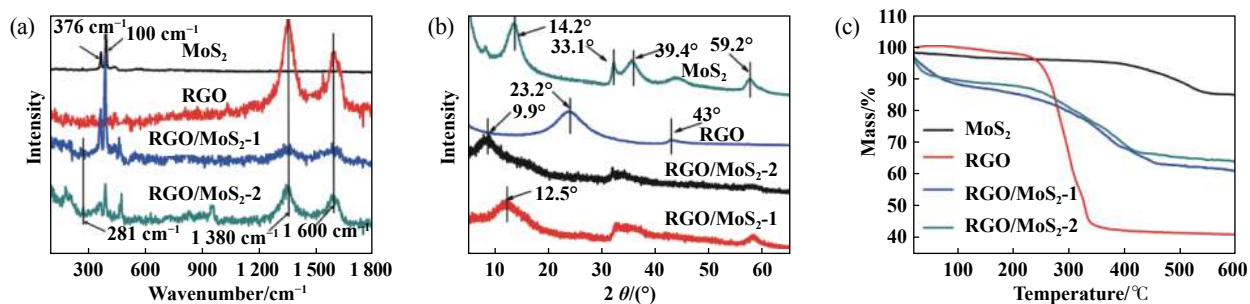


Fig. 3 (a) Raman spectra, (b) XRD patterns and (c) TGA of RGO, MoS<sub>2</sub>, RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and RGO/MoS<sub>2</sub>-2

图 3 RGO、MoS<sub>2</sub>、RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的(a)Raman, (b)XRD谱图和(c)热重曲线图

键的B<sub>2g</sub>和B<sub>3g</sub>振动模式的峰<sup>[31]</sup>, 该结果说明O原子成功并进入到MoS<sub>2</sub>骨架中, 导致复合材料层间距的增大。

图3(b)所示为RGO、MoS<sub>2</sub>、RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的XRD测试结果. 从RGO的XRD谱图可以看出, 23.2°、43.0°的峰分别对应(002)和(100)晶格. MoS<sub>2</sub>的谱图中14.2°、33.1°、39.4°和59.2°的峰对应的晶格分别是(002)、(100)、(103)和(110). 然而RGO/MoS<sub>2</sub>-1与MoS<sub>2</sub>相比, 归属于(002)的峰有向低角度移动的趋势, 出峰位置为12.5°. RGO/MoS<sub>2</sub>-2中(002)的出峰位置与MoS<sub>2</sub>相比表现出更大角度的偏移, 预示着复合物的层间距变大, 即O原子成功插入MoS<sub>2</sub>骨架, 引起了S-Mo-S的层间膨胀, 进而造成复合材料层间距的增大<sup>[32]</sup>. 为了进一步验证上述层间距增大的试验结果, 采用Scherrer公式分别计算MoS<sub>2</sub>、RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的(002)对应的晶格间距<sup>[33]</sup>:

$$D_{(hkl)} = K\lambda/\beta \cos\theta \quad (1)$$

$$D_{(hkl)} = md \quad (2)$$

其中:  $K$ 为常数(0.89),  $\lambda$ 为衍射光波长,  $\theta$ 为布拉格衍射角,  $\beta$ 为衍射峰半峰宽度,  $m$ 为晶格面的个数,  $d$ 为晶格间距。

试验结果列于表1中, 可以看出RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的层间距分别为0.55和1.12 nm, 此结果与TEM测量结果相近, 即RGO/MoS<sub>2</sub>-2的层间距大于RGO/MoS<sub>2</sub>-1的层间距。

图3(c)展示的是MoS<sub>2</sub>、RGO、RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的热分解曲线. 可以看出二硫化钼的失重率为

表 1 MoS<sub>2</sub>、RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的(002)对应的晶格间距

Table 1 The lattice parameter of MoS<sub>2</sub>, RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and RGO/MoS<sub>2</sub>-2 corresponding to (002)

| Sample                  | Lattice parameter/nm |
|-------------------------|----------------------|
| MoS <sub>2</sub>        | 0.42                 |
| RGO/MoS <sub>2</sub> -1 | 0.55                 |
| RGO/MoS <sub>2</sub> -2 | 1.12                 |

12%，还原氧化石墨烯的失重率为60%。对于RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2，其失重率分别为35%和30%，由此可以计算出两种不同方法制备的复合纳米材料中，MoS<sub>2</sub>的负载量分别为75%和60%，从而证实RGO与MoS<sub>2</sub>的成功复合。另外，由于氧元素在花状MoS<sub>2</sub>中有较多的插层修饰，使得RGO/MoS<sub>2</sub>-2的层间距大于RGO/MoS<sub>2</sub>-1的层间距。

## 2.2 摩擦学性能

利用SRV-IV摩擦磨损试验机考察25 °C、200 N、25 Hz条件下添加不同质量分数RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的混合油样的摩擦学性能。如图4(a)所示，空白基础油PAO-4表现出较长的磨合期，且摩擦系数上升至0.60左右，这与其润滑油膜的破裂有关。而添加质量分数为0.5% RGO/MoS<sub>2</sub>-1的混合油样，其摩擦系数明显低于空白PAO-4的摩擦系数，且摩擦系数比较稳定(约为0.14)。添加质量分数为1.0%、1.5%和2.0%的油样展示出更低的摩擦系数(0.11~0.12)。从其磨损体积的对比柱状图[图4(b)]可以看出，添加质量分数为0.5% RGO/MoS<sub>2</sub>-1的混合油样润滑所形成磨斑的磨损体积相对于空白PAO-4降低约1个数量级(5.9×10<sup>5</sup> μm<sup>3</sup>)。而含有1.0%、1.5%和2.0%复合纳米粒

子RGO/MoS<sub>2</sub>-1润滑所形成的磨斑表现出更小的磨损体积。从图4(c~d)可以看出RGO/MoS<sub>2</sub>-2表现出与RGO/MoS<sub>2</sub>-1相似的润滑性能规律，且RGO/MoS<sub>2</sub>-2的添加质量分数为1%与2%时，混合油样表现出相似的磨损体积和摩擦系数，因此确定其最佳添加量为质量分数1.0%。

为了进一步考察两种复合纳米材料的润滑性能，选用RGO和MoS<sub>2</sub>的简单混合物作为对比润滑添加剂，研究相同添加浓度下不同润滑添加剂(1.0% RGO、1.0% MoS<sub>2</sub>、0.25% RGO+0.75% MoS<sub>2</sub>、0.5% RGO+0.5% MoS<sub>2</sub>、1.0% RGO/MoS<sub>2</sub>-1、1.0% RGO/MoS<sub>2</sub>-2)在PAO-4中的性能差异，试验结果如图5所示。添加MoS<sub>2</sub>的混合油样存在一定时间的磨合期，平稳之后摩擦系数降低至0.18。添加RGO的混合油样表现出与MoS<sub>2</sub>相似的变化规律，磨合期之后摩擦系数稳定在0.15左右。但是对于RGO与MoS<sub>2</sub>的物理共混的油样而言，其摩擦系数大小与RGO的摩擦系数大小相当，即二者经过简单的混合后减摩性能并没有得到明显的提高。值得注意的是，添加了RGO/MoS<sub>2</sub>-1的混合油样展现出了优异的润滑效果，在摩擦过程中没有磨合期，并且具有低而稳定的摩擦系数(0.12)。与RGO/MoS<sub>2</sub>-1相比，添加RGO/

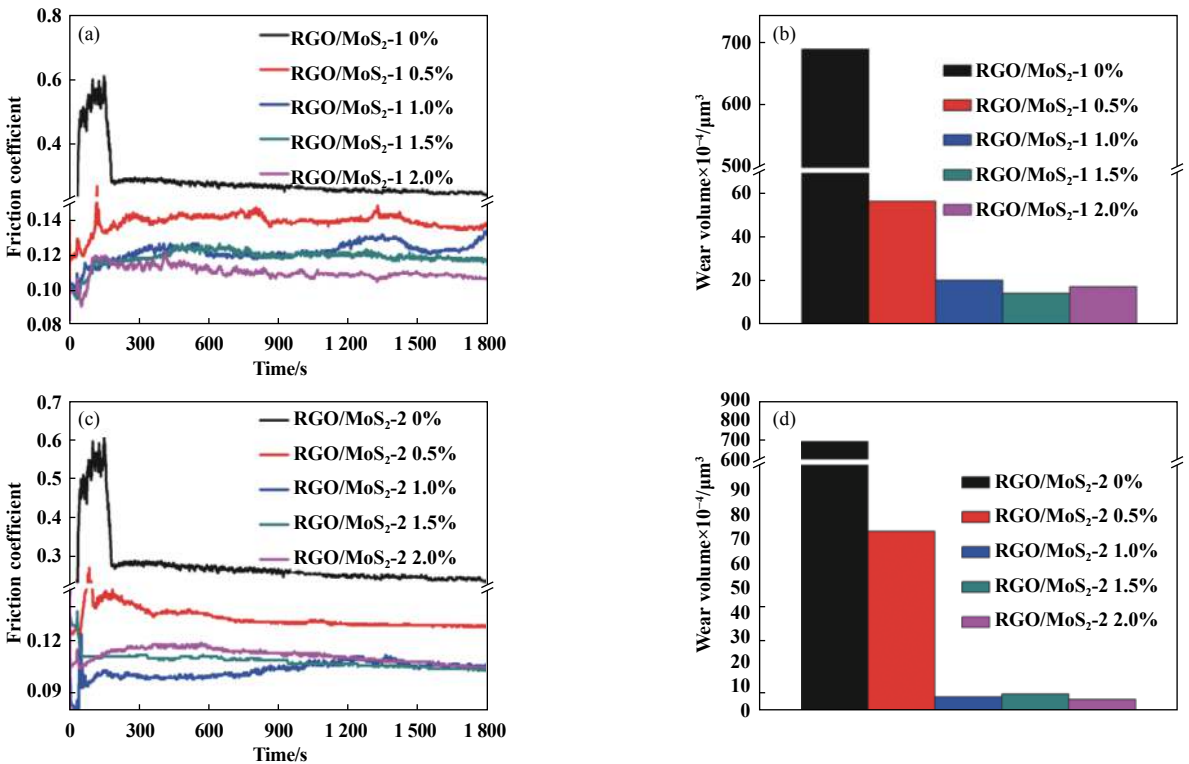


Fig. 4 Friction coefficients and wear volumes of the discs lubricated by PAO-4 plus 0, 0.5%, 1.0%, 1.5% and 2.0% (a, b) RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and (c, d) RGO/MoS<sub>2</sub>-2 under 200 N, 25 Hz

图4 添加质量分数为0、0.5%、1.0%、1.5%及2.0% RGO/MoS<sub>2</sub>-1(a)和RGO/MoS<sub>2</sub>-2(c)的混合油样在25 Hz、200 N的条件下摩擦系数随时间的变化曲线及(b、d)磨损体积的柱状图

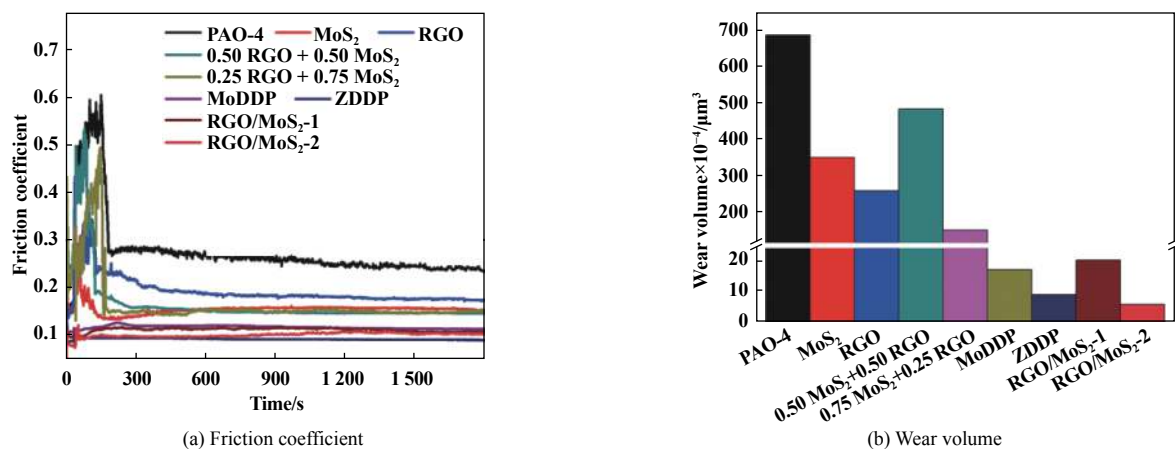


Fig. 5 Friction coefficients and wear volumes of the discs lubricated by PAO-4, and PAO-4 plus 1% RGO, 1% MoS<sub>2</sub>, 0.25% RGO+0.75% MoS<sub>2</sub>, 0.5% RGO+0.5% MoS<sub>2</sub>, 1% ZDDP, 1% MoDDP, 1% RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and 1% RGO/MoS<sub>2</sub>-2 under 200 N, 25 Hz

图5 添加了1% RGO、1% MoS<sub>2</sub>、0.25% RGO+0.75% MoS<sub>2</sub>、0.5% RGO+0.5% MoS<sub>2</sub>、1% ZDDP、1% MoDDP、1% RGO/MoS<sub>2</sub>-1和1% RGO/MoS<sub>2</sub>-2的混合油样及空白PAO-4在25 Hz、200 N条件下的摩擦系数和磨损体积

MoS<sub>2</sub>-2的混合油样具有更低的摩擦系数(0.10~0.11), 原因是由于层间距的扩大降低了层间作用, 从而提高了材料的减摩性能. 从图5(b)不同混合油样的磨损体积对比柱状图可以看出, RGO/MoS<sub>2</sub>-2作为添加剂时表现出最低的磨损体积(3.0×10<sup>4</sup> μm<sup>3</sup>), RGO/MoS<sub>2</sub>-1次之.

另外, 选择常用添加剂二烷基二硫代磷酸锌(ZDDP)和二烷基二硫代磷酸钼(MoDDP)作为对比添加剂进行摩擦学性能的考察, 从图5可以看出, ZDDP和MoDDP的摩擦系数分别保持在0.095和0.120, 磨损体积较小; 具体分析MoDDP与RGO/MoS<sub>2</sub>-1复合纳米添加剂有着相似的摩擦学性能, ZDDP与RGO/MoS<sub>2</sub>-2复合纳米添加剂有着相似的摩擦学性能. 但是ZDDP

和MoDDP添加剂中均含有金属元素, 在使用过程中易产生灰分而堵塞油路, 从而影响其润滑性能的体现. 因此经过复合的纳米材料RGO/MoS<sub>2</sub>-1、RGO/MoS<sub>2</sub>-2作为润滑添加剂时具有更加优异的减摩抗磨性能, 且有望成为ZDDP和MoDDP的替代品.

为了研究复合纳米添加剂在不同工况条件下的摩擦学性能, 图6(a)和图6(b)分别给出了不同润滑剂在变载和变频条件下的摩擦系数变化曲线. 从图6(a)可以看出随着载荷的增加, 添加MoS<sub>2</sub>和RGO的混合油样的摩擦系数随着载荷的增加具有较大波动, 并且分别在加载到150和250 N时出现润滑的暂时失效. 而添加1%RGO/MoS<sub>2</sub>-1和1%RGO/MoS<sub>2</sub>-2的混合油样的摩擦系数较为平稳, 且明显低于添加1% RGO和1% MoS<sub>2</sub>

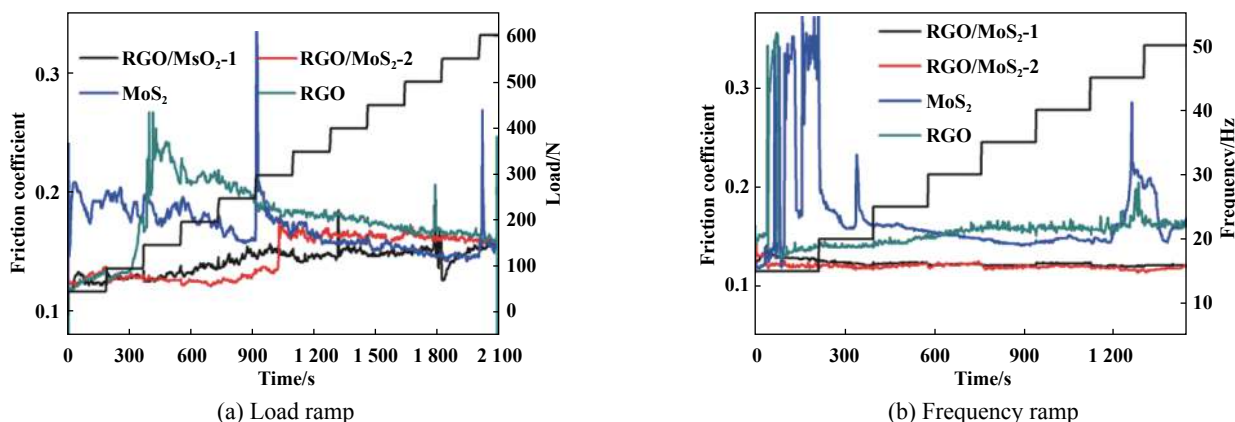


Fig. 6 Friction coefficients lubricated by the mixtures containing the same mass concentration (1%) of GO, MoS<sub>2</sub>, RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and RGO/MoS<sub>2</sub>-2 under the condition of (a) load ramp and (b) frequency ramp at RT

图6 添加质量分数1%的RGO、MoS<sub>2</sub>、RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的PAO-4混合油样在变载和变频条件下的摩擦系数变化曲线

的混合油样的摩擦系数,即RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2具有较高的承载能力(600 N).从图6(b)可以发现随着频率的增加,添加1%RGO/MoS<sub>2</sub>-1和1%RGO/MoS<sub>2</sub>-2的混合油样保持低而稳定的摩擦系数,而添加RGO和MoS<sub>2</sub>的混合油样在摩擦初期就出现了瞬间高摩擦现象,同时其摩擦系数较高.上述试验结果表明RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2复合纳米添加剂能够适用于高频高载的工况条件.

### 2.3 润滑机理

为了考察复合纳米添加剂的润滑机制,利用SEM对添加1% RGO、1% MoS<sub>2</sub>、1% RGO/MoS<sub>2</sub>-1和1% RGO/MoS<sub>2</sub>-2的混合油样和空白PAO-4润滑后所

形成的磨斑进行表征.从图7(a)可以看出,PAO-4润滑后的磨斑较宽,磨痕较深.从其磨斑的放大图[图7(a')]可以看出,磨斑的表面有大片的剥落现象,说明其磨损方式主要为黏着磨损.分别添加MoS<sub>2</sub>和RGO的混合油样润滑下的磨斑与空白PAO-4相比磨斑变窄,说明石墨烯和MoS<sub>2</sub>具有一定的抗磨性能.从其放大图可以看出磨斑表面有明显的犁沟,即MoS<sub>2</sub>和RGO的磨损类型主要为磨粒磨损.然而添加1% RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的混合油样润滑后的磨斑比较窄,且几乎看不到磨痕的存在,从其放大图可以观察到磨斑表面较为平滑,说明这两种复合纳米润滑添加剂具有优异的润滑性能,这与其摩擦学试验结果相一致.

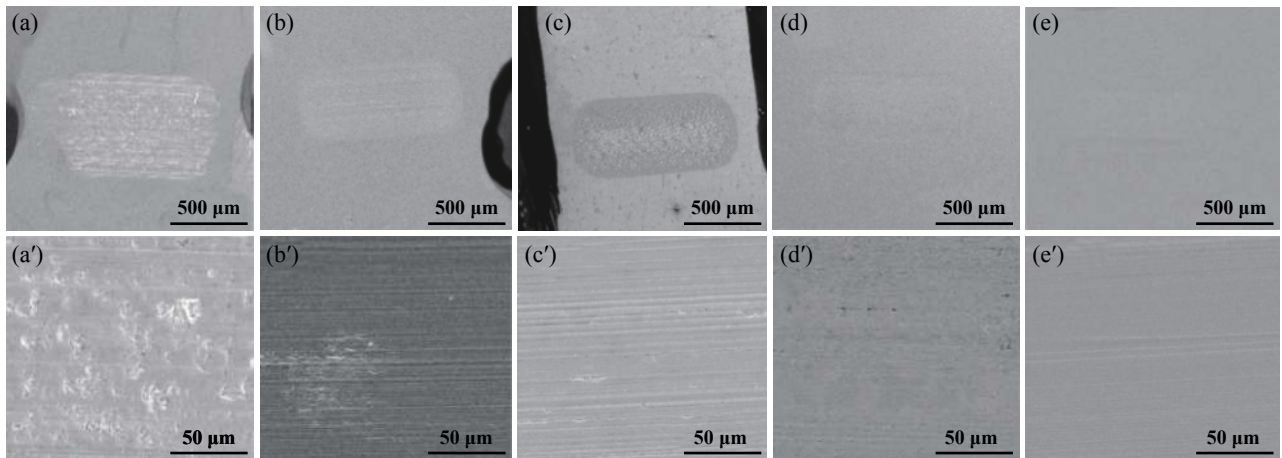


Fig. 7 SEM micrographs of the wear scar surfaces lubricated by PAO-4 (a, a'), PAO plus 1% MoS<sub>2</sub> (b, b'), 1% RGO (c, c'), 1% RGO/MoS<sub>2</sub>-1 (d, d'), 1% RGO/MoS<sub>2</sub>-2 (e, e') under 200 N, 25 °C (a, b, c, d, e are  $\times 60$ , a', b', c', d', e' are  $\times 500$ )

图7 添加1% MoS<sub>2</sub>(b、b')、RGO(c、c')、RGO/MoS<sub>2</sub>-1(d、d')和RGO/MoS<sub>2</sub>-2(e、e')的混合油样及空白PAO-4(a、a')润滑后钢块表面的磨斑形貌图(a、b、c、d、e为 $\times 60$ , a'、b'、c'、d'、e'为 $\times 500$ )

另外,通过Raman光谱对复合纳米材料润滑后的磨斑进行分析表征,结果如图8所示.添加RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2的混合油样及空白PAO-4润滑后的磨斑表面在约550和810 cm<sup>-1</sup>处均出现了Raman光谱吸收峰,此归属于铁的氧化物.另外,添加复合纳米添加剂的混合油样润滑后的磨斑上出现1 380和1 600 cm<sup>-1</sup>的特征峰,其归属于碳材料的D峰和G峰,证明复合纳米粒子吸附在基底上.同时,观察RGO/MoS<sub>2</sub>-2的拉曼光谱图可以发现,其在660 cm<sup>-1</sup>处有一归属于Mo-O的B<sub>1g</sub>和B<sub>3g</sub>振动模式的特征吸收峰,与复合纳米材料的拉曼光谱吸收峰[见图3(a)]相比峰强度具有明显提高,这是因为RGO/MoS<sub>2</sub>-2具有较大的层间距,使其具有更大的比表面积,进而促使材料表面具有更多的催化活性位点,在摩擦过程中更多的氧原子吸附到材料表面与Mo原子形成Mo-O键,即复合纳米材料在摩擦过

程中发生氧化<sup>[30,34]</sup>.通过以上分析结果可知在摩擦过程中,复合纳米粒子通过吸附作用在基底表面,然后

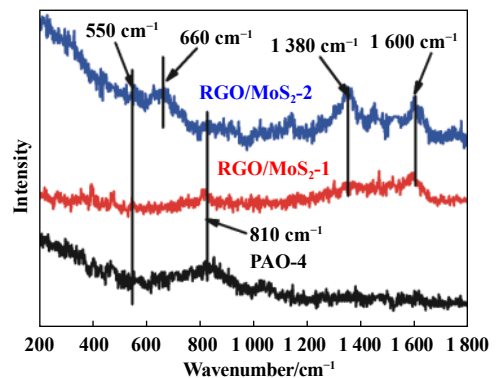


Fig. 8 Raman spectra of wear scars lubricated by blank PAO-4 and the mixtures with 1% RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and 1% RGO/MoS<sub>2</sub>-2

图8 添加质量分数为1% RGO/MoS<sub>2</sub>-1和1% RGO/MoS<sub>2</sub>-2混合油样和空白PAO-4润滑后钢块磨斑表面的Raman图



在摩擦过程中发生摩擦化学反应, 生成了含有铁氧化物、钼氧化物及碳材料的润滑膜, 从而使其表现出优异的润滑性能.

为了进一步验证复合纳米添加剂的润滑机理, 利用XPS对磨斑表面特征元素的化学态进行分析, 结果如图9所示. 可以看出, RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2具有相似的特征能谱吸收. Fe2p在711和725 eV的特征吸收峰的存在证明了磨斑表面存有铁氧化物<sup>[35]</sup>. 元素S在162~163 eV处出现特征峰, 结合Mo元素在229和232 eV的吸收峰可知摩擦表面MoS<sub>2</sub>的存在<sup>[24]</sup>; 而元素S在168~170 eV的峰归属于S<sup>4+</sup>, 说明在磨斑表面存在FeSO<sub>4</sub>或Fe<sub>2</sub>(SO<sub>4</sub>)<sub>3</sub>, 即在摩擦过程中S发生了氧化<sup>[36]</sup>. Mo元素在236 eV的峰归属于MoO<sub>3</sub><sup>[37]</sup>, 即在摩擦过程

中Mo也发生了氧化. 通过XPS的表征可知, 纳米添加剂在摩擦过程通过吸附作用及摩擦化学反应在基底表面形成含有铁氧化物、铁的硫化物、钼氧化物及含碳材料的润滑膜, 从而起到减摩抗磨的作用.

基于上述对复合纳米添加剂润滑机理的分析, 图10给出了其润滑机理示意图, 即纳米复合材料RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2由于具有较高的表面能, 首先摩擦过程中吸附到基底表面, 填充基底表面的微裂纹或缺陷区域, 同时在摩擦过程中对磨损表面起到修复作用; 其次, 在上、下摩擦副相互运动的作用下, 层状结构的纳米片之间发生滑移, 使得更多的石墨烯或者二硫化钼直接作用于基底表面, 进而与金属基底发生摩擦化学反应, 生成了含有铁氧化物、钼氧化物及含碳材料

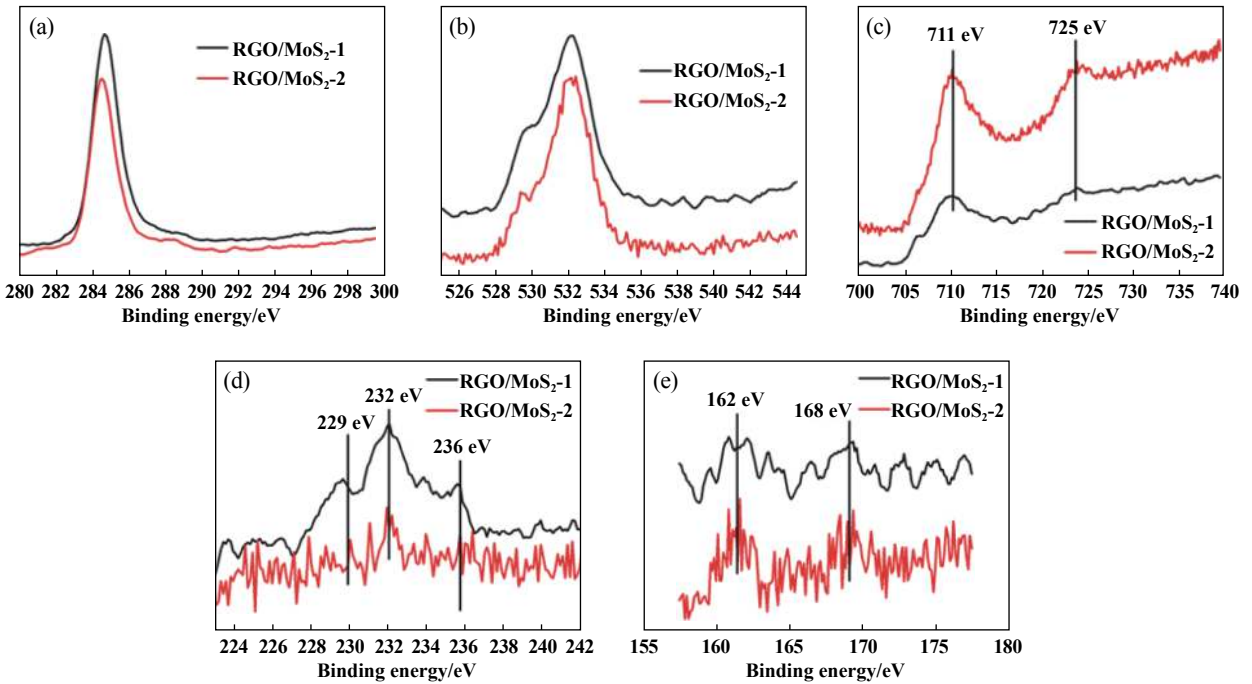


Fig. 9 XPS spectra of (a) C1s, (b) O1s, (c) Fe2p, (d) S2p, (e) Mo3d of wear scars lubricated by 1% RGO/MoS<sub>2</sub>-1 and 1% RGO/MoS<sub>2</sub>-2

图 9 添加1% RGO/MoS<sub>2</sub>-1和1% RGO/MoS<sub>2</sub>-2的混合油样润滑后钢块磨斑表面的XPS谱图 (a: C1s, b: O1s, c: Fe2p, d: Mo3d; e: S2p)

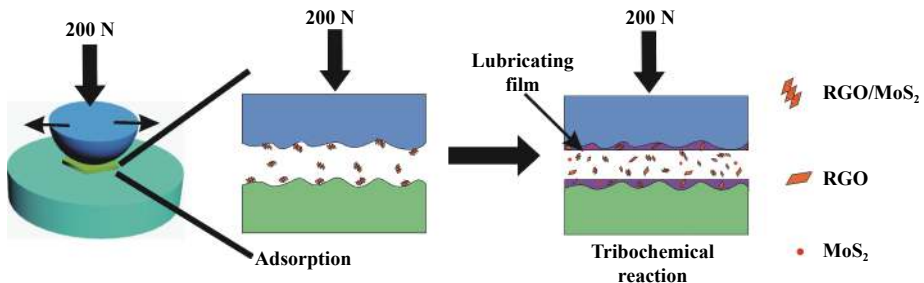


Fig. 10 Diagram of lubrication mechanism  
图 10 复合纳米粒子作为添加剂的润滑机理图

的润滑膜,防止了摩擦副的直接接触,从而起到了降低材料摩擦磨损的作用.而RGO/MoS<sub>2</sub>-2因为较大的层间距使其层间相互作用力减弱,为摩擦界面提供低的剪切阻力,有利于层间滑动,因此RGO/MoS<sub>2</sub>-2表现出优于RGO/MoS<sub>2</sub>-1的摩擦学性能.

### 3 结论

a. 利用水热法制备了两种不同形貌的石墨烯/二硫化钼复合纳米添加剂:RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2,通过对其形貌和结构的表征可知具有花状结构的RGO/MoS<sub>2</sub>-2与RGO/MoS<sub>2</sub>-1相比具有更大的层间距.

b. RGO/MoS<sub>2</sub>-1和RGO/MoS<sub>2</sub>-2均表现出优于RGO和MoS<sub>2</sub>的减摩抗磨性能,而RGO/MoS<sub>2</sub>-2由于较大的层间距具有最优的摩擦学性能.

c. 在摩擦过程初期,复合纳米添加剂通过吸附作用进入摩擦副之间,填充修复基底表面的微裂纹或缺陷区域;然后在上、下摩擦副相互作用的作用下,复合纳米添加剂与基底发生摩擦化学反应,进而在基底表面形成含无机氧化物及含碳材料的润滑膜,防止摩擦副的直接接触,从而起到减摩抗磨作用.

### 参考文献

[1] Geim A, Novoselov K. The rise of graphene[J]. *Nature Material*, 2007, 6: 183–187. doi: 10.1038/nmat1849.

[2] Novoselov K, Fal V, Colombo L, et al. A roadmap for graphene[J]. *Nature*, 2012, 490(7419): 192–200. doi: 10.1038/nature11458.

[3] Han J H, Lee S, Cheon J. Synthesis and structural transformations of colloidal 2D layered metal chalcogenide nanocrystals[J]. *Chemical Society Reviews*, 2013, 42(7): 2581–2591. doi: 10.1039/C2CS35386E.

[4] Rodenas T, Luz I, Prieto G, et al. Metal-organic framework nanosheets in polymer composite materials for gas separation[J]. *Nature Materials*, 2014, 14: 48–55.

[5] Peng Y, Li Y, Ban Y, et al. Metal-organic framework nanosheets as building blocks for molecular sieving membranes[J]. *Science*, 2014, 346(6215): 1356–1359. doi: 10.1126/science.1254227.

[6] Lee C, Li Q, Kalb W, et al. Frictional characteristics of atomically thin sheets[J]. *Science*, 2010, 328(5974): 76–80. doi: 10.1126/science.1184167.

[7] Sandoz E J, Tertuliano O A, Terrell E J. An atomistic study of the abrasive wear and failure of graphene sheets when used as a solid lubricant and a comparison to diamond-like-carbon coatings[J]. *Carbon*, 2012, 50(11): 4078–4084. doi: 10.1016/j.carbon.2012.04.055.

[8] Cui W, Xu S, Yan B, et al. Triphasic 2d materials by vertically stacking laterally heterostructured 2H-1T-MoS<sub>2</sub> on graphene for

enhanced photoresponse[J]. *Advanced Electronic Materials*, 2017, 3(7): 1700024–1700031. doi: 10.1002/aelm.201700024.

[9] Radisavljevic B, Radenovic A, Brivio J, et al. Single-layer MoS<sub>2</sub> transistors[J]. *Nature Nanotechnology*, 2011, 6: 147–150. doi: 10.1038/nnano.2010.279.

[10] Li L, Yu Y, Ye G J, et al. Black phosphorus field-effect transistors[J]. *Nature Nanotechnology*, 2014, 9(5): 372–377. doi: 10.1038/nnano.2014.35.

[11] Wu Z S, Zhou G, Yin L C, et al. Graphene/metal oxide composite electrode materials for energy storage[J]. *Nano Energy*, 2012, 1(1): 107–131. doi: 10.1016/j.nanoen.2011.11.001.

[12] Hu KunHong, Xu Yong, Xu Yufu, et al. Tribological properties of MoS<sub>2</sub> lubricants with different morphologies in an ionic liquid[J]. *Tribology*, 2015, 35(2): 167–175 (in Chinese) [胡坤宏, 徐勇, 徐玉福, 等. 不同形态的二硫化钼润滑剂在离子液体中的摩擦学性能[J]. *摩擦学学报*[J], 2015, 35(2): 167–175].

[13] Grossiord C, Varlot K, Martin JM, et al. MoS<sub>2</sub> single sheet lubrication by molybdenum dithiocarbamate[J]. *Tribology International*, 1998, 31(12): 737–743. doi: 10.1016/S0301-679X(98)00094-2.

[14] Chen Z, Liu X, Liu Y, et al. Ultrathin MoS<sub>2</sub> nanosheets with superior extreme pressure property as boundary lubricants[J]. *Science Report*, 2015, 5: 12869–128875. doi: 10.1038/srep12869.

[15] Rosentsveig R, Gorodnev A, Feuerstein N, et al. Fullerene-like MoS<sub>2</sub> nanoparticles and their tribological behavior[J]. *Tribology Letters*, 2009, 36(2): 175–182. doi: 10.1007/s11249-009-9472-0.

[16] Wo Hengzhou, Hu Kunhong, Hu Xianguo. Tribological properties of MoS<sub>2</sub> nanoparticles as additive in a machine oil[J]. *Tribology*, 2004, 24(1): 33–37 (in Chinese) [沃恒洲, 胡坤宏, 胡献国. 纳米二硫化钼作为机械油添加剂的摩擦学特性研究[J]. *摩擦学学报*, 2004, 24(1): 33–37]. doi: 10.3321/j.issn:1004-0595.2004.01.008.

[17] Bai Geling, Wu Zhuangzhi. Synthesis and tribological properties of MoS<sub>2</sub> nanospheres[J]. *Lubrication Engineering*, 2013, 38(4): 93–96 (in Chinese) [白鸽玲, 吴壮志. 二硫化钼纳米球的制备及其摩擦性能研究[J]. *润滑与密封*, 2013, 38(4): 93–96]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2013.04.021.

[18] Windom B, Sawyer W, Hahn D. A raman spectroscopic study of MoS<sub>2</sub> and MoO<sub>3</sub>: applications to tribological systems[J]. *Tribology Letters*, 2011, 42(3): 301–310. doi: 10.1007/s11249-011-9774-x.

[19] Fan X, Wang L. High-performance lubricant additives based on modified graphene oxide by ionic liquids[J]. *Journal of Colloid and Interface Science*, 2015, 452: 98–108. doi: 10.1016/j.jcis.2015.04.025.

[20] Lin J, Wang L, Chen G. Modification of graphene platelets and their tribological properties as a lubricant additive[J]. *Tribology Letters*, 2011, 41(1): 209–215. doi: 10.1007/s11249-010-9702-5.

[21] Zheng X, Xu Y, Geng J, et al. Tribological behavior of Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>/MoS<sub>2</sub> nanocomposites additives in aqueous and oil phase media[J]. *Tribology International*, 2016, 102: 79–87. doi: 10.1016/j.triboint.

2016.05.024.

- [22] Song H, Jia X, Li N, et al. Synthesis of  $\alpha$ -Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanorod/graphene oxide composites and their tribological properties[J]. *Journal of Materials Chemistry*, 2012, 22(3): 895–902. doi: [10.1039/C1JM13740A](https://doi.org/10.1039/C1JM13740A).
- [23] Wang L F, Ma T B, Hu Y Z, et al. Superlubricity of two-dimensional fluorographene/MoS<sub>2</sub> heterostructure: A first-principles study[J]. *Nanotechnology*, 2014, 25(38): 385701. doi: [10.1088/0957-4484/25/38/385701](https://doi.org/10.1088/0957-4484/25/38/385701).
- [24] Hou K, Wang J, Yang Z, et al. One-pot synthesis of reduced graphene oxide/molybdenum disulfide heterostructures with intrinsic incommensurateness for enhanced lubricating properties[J]. *Carbon*, 2017, 115: 83–94. doi: [10.1016/j.carbon.2016.12.089](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2016.12.089).
- [25] Marcano DC, Kosynkin DV, Berlin JM, et al. Improved synthesis of graphene oxide[J]. *ACS Nano*, 2010, 4(8): 4806–4814. doi: [10.1021/nn1006368](https://doi.org/10.1021/nn1006368).
- [26] Zhu Y, Murali S, Cai W, et al. Graphene and graphene oxide: synthesis, properties, and applications[J]. *Advanced Materials*, 2010, 22(35): 3906–3924. doi: [10.1002/adma.201001068](https://doi.org/10.1002/adma.201001068).
- [27] Lake JR, Cheng A, Selverston S, et al. Graphene metal oxide composite supercapacitor electrodes[J]. *Journal of Vacuum Science & Technology B*, 2012, 30(3): 03D118.
- [28] Kong Yiran, Cai Feng, Chen Hongyuan, et al. Carbon nanotube/graphene hybrid nanostructures and their application in supercapacitors[J]. *Progress in Chemistry*, 2014, 26(9): 1562–1569 (in Chinese) [康怡然, 蔡锋, 陈宏源, 等. 碳纳米管/石墨烯复合结构及其电化学电容行为[J]. *化学进展*, 2014, 26(9): 1562–1569].
- [29] Li B, Zhou L, Wu D, et al. Photochemical chlorination of graphene[J]. *ACS Nano*, 2011, 5(7): 5957–5961. doi: [10.1021/nm201731t](https://doi.org/10.1021/nm201731t).
- [30] Liu D, Xu W, Liu Q, et al. Unsaturated-sulfur-rich MoS<sub>2</sub> nanosheets decorated on free-standing swnt film: Synthesis, characterization and electrocatalytic application[J]. *Nano Research*, 2016, 9(7): 2079–2087. doi: [10.1007/s12274-016-1098-6](https://doi.org/10.1007/s12274-016-1098-6).
- [31] Mestl G, Ruiz P, Delmon B, et al. Oxygen-exchange properties of MoO<sub>3</sub>: an in situ Raman spectroscopy study[J]. *Journal of Physical Chemistry*, 1994, 98: 11269–11275. doi: [10.1021/j100095a007](https://doi.org/10.1021/j100095a007).
- [32] Xie J, Zhang J, Li S, et al. Controllable disorder engineering in oxygen-incorporated MoS<sub>2</sub> ultrathin nanosheets for efficient hydrogen evolution[J]. *Journal of the American Chemical Society*, 2013, 135(47): 17881–17888. doi: [10.1021/ja408329q](https://doi.org/10.1021/ja408329q).
- [33] Holzwarth U, Gibson N. The scherrer equation versus the debye-scherrer equation[J]. *Nature Nanotechnology*, 2011, 6: 534–341. doi: [10.1038/nnano.2011.145](https://doi.org/10.1038/nnano.2011.145).
- [34] Lukowski M, Daniel A, Meng F, et al. Enhanced hydrogen evolution catalysis from chemically exfoliated metallic MoS<sub>2</sub> nanosheets[J]. *Journal of the American Chemical Society*, 2013, 135(28): 10274–10277. doi: [10.1021/ja404523s](https://doi.org/10.1021/ja404523s).
- [35] Han Y, Qiao D, Guo Y, et al. influence of competitive adsorption on lubricating property of phosphonate ionic liquid additives in PEG[J]. *Tribology Letters*, 2016, 64(2): 3–12.
- [36] Zhao J, He Y, Wang Y, et al. An investigation on the tribological properties of multilayer graphene and MoS<sub>2</sub> nanosheets as additives used in hydraulic applications[J]. *Tribology International*, 2016, 97: 14–20. doi: [10.1016/j.triboint.2015.12.006](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.12.006).
- [37] Gong K, Wu X, Zhao G, et al. Nanosized MoS<sub>2</sub> deposited on graphene as lubricant additive in polyalkylene glycol for steel/steel contact at elevated temperature[J]. *Tribology International*, 2017, 110: 1–7. doi: [10.1016/j.triboint.2017.01.024](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.01.024).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018076

# 基于分形理论的双渐开线齿轮接触应力研究

樊智敏\*, 张秀文, 马永东

(青岛科技大学 机电工程学院, 山东 青岛 266061)

**摘要:** 综合考虑接触面粗糙度、材料特性等因素对齿轮接触应力的影响, 基于分形理论和经典Hertz接触理论建立双渐开线齿轮分形接触模型. 该模型中, 影响载荷和实际接触面积的主要因素包括分形维数、粗糙度幅值和材料特性参数. 理论分析表明: 分形维数一定时, 真实接触面积随着载荷的增大而增大; 载荷一定时, 接触面积随着粗糙度幅值的增大而减小; 随着材料特性参数值的增加, 在一定程度上加强了软材料轮齿承载能力, 同时会使得微凸体由弹性变形到塑性变形的临界面积减小. 对比分形接触模型和有限元模型两种计算双渐开线齿轮轮齿接触应力方法, 结果证明了分形接触模型计算双渐开线齿轮接触应力的有效性.

**关键词:** 双渐开线齿轮; 接触强度; 分形理论; Hertz接触理论; 有限元

中图分类号: TH132

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0150-07

## Contact Stress of Double Involute Gear Based on Fractal Theory

FAN Zhimin\*, ZHANG Xiuwen, MA Yongdong

(College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology,  
Shandong Qingdao 266061, China)

**Abstract:** Considering the influence of contact surface roughness, material characteristics and other factors on the contact stress of gears, the fractal contact model of double-involute gear was established which based on the fractal theory and the classical Hertz contact theory. In this model, the main factors influencing the load and the actual contact area consisted of fractal dimension, roughness amplitude and material characteristic parameters. Theoretical calculation showed that when the fractal dimension was constant, the real contact area increased with the increase of load. When the load was constant, the contact area decreasesd with the increase of roughness amplitude. With the increase of the material characteristic parameter value, the bearing capacity of the soft material wheel tooth was enhanced to some extent, while the critical area of the micro-convex body from elastic deformation to plastic deformation was reduced. Through the comparison of two methods including fractal contact model and finite element model for calculating tooth contact stress of double involute gear teeth, the results demonstrate the effectiveness of using fractal contact model to calculate contact stress of double involute gear.

**Key words:** double involute gear; contact strength; fractal theory; hertz contact theory; the finite element

目前齿轮接触应力计算基于传统Hertz接触模型, 此模型为研究接触体碰撞的基础模型<sup>[1]</sup>, 其假设条件<sup>[2]</sup>主要包括: 相互啮合的齿轮瞬时接触被认为是两个圆柱做纯滚动, 表面没有相对滑动; 接触表面连续光滑. Hertz接触模型仅反映接触面的宏观特性, 该理论计算

轮齿接触应力为估计值, 由于粗糙度等微观特性影响, 轮齿齿面真实接触面积与理论接触面积具有一定的偏差, 随着压力的改变真实接触面积也会相应的改变.

分形理论由Mandelbort提出, 并将其成功应用于英国海岸线的研究. Majumdar和Bhushan建立了M-

Received 4 July 2018, revised 6 November 2018, accepted 29 November 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: zmfan@163.com, Tel: +86-15318703850.

The project was supported by the Natural Science Foundation of Shandong Province, China(ZR2018MEE014).

山东省自然科学基金项目(ZR2018MEE014)资助.

B分形接触模型<sup>[3]</sup>, 但该模型接触面微凸体的变形只有弹性变形与塑性变形. 随后, Wang等<sup>[4]</sup>建立包含弹性接触变形、塑性接触变形和弹塑性接触变形的分形接触模型. 黄康等<sup>[5]</sup>结合M-B分形理论微观特性和Hertz理论宏观特性对两圆柱体接触应力进行研究. 赵韩等<sup>[6-7]</sup>对两圆柱体接触刚度计算方法和考虑摩擦因素前提下微线段齿轮接触刚度进行了研究. 陈奇等<sup>[8]</sup>基于分形理论建立了渐开线直齿轮轮齿接触强度模型并提出粗糙接触面修正系数, 将M-B分形理论应用于两啮合齿轮齿面. 葛世荣等<sup>[9-10]</sup>通过研究磨削表面轮廓曲线建立分形维数与粗糙度的函数式. 贺林等<sup>[11]</sup>基于结构函数法, 研究了在不同采样区间和不同采样长度的情况下金属研磨面轮廓线的分形特征.

双渐开线齿轮综合渐开线齿轮和分阶式双圆弧齿轮二者优点, 其齿廓设计由两段相错的渐开线组成, 两段渐开线之间以一段过渡曲线连接, 齿顶与齿根两段渐开线呈分阶式布置<sup>[12]</sup>. 双渐开线齿轮弯曲强度的计算研究已比较成熟<sup>[13-14]</sup>, 接触强度的研究欠缺, 目前双渐开线齿轮接触强度的计算仍采用渐开线齿轮接触强度计算公式, 忽略了齿面接触性质及粗糙度等因素对接触应力的影响<sup>[15-16]</sup>.

本文作者基于分形理论, 研究双渐开线齿轮齿面接触应力, 考虑齿轮齿面微观特性对接触应力的影响, 建立双渐开线齿轮接触应力分形模型; 分析分形维数、粗糙度幅值、材料特性参数对接触应力的影响, 通过对比分形模型与ANSYS WORKBENCH最大接触应力计算结果, 验证模型的正确性.

## 1 双渐开线齿轮接触模型

### 1.1 双渐开线齿轮相关参数的确定

双渐开线齿轮基本齿廓如图1所示, AB段曲线为齿根圆弧、BC段为齿根直线、CD段曲线半径为 $\rho_s$ 的齿腰过渡圆弧及DE段直线为齿顶直线. 其中, 齿根圆弧AB与齿根直线BC相切, 齿腰过渡圆弧CD下端与

BC相交, 上端与DE相切, 其交点与切点分别为C点和D点.

图1中,  $\alpha_a$ 、 $\alpha_d$ 为齿顶、齿根齿形角;  $y_a^*$ 、 $y_d^*$ 为齿顶、齿根切向变位系数;  $l_a^*$ 、 $l_d^*$ 为齿腰过渡曲线的齿顶、齿根高度系数;  $\rho_f$ 、 $\rho_g$ 为齿根、齿腰过渡圆弧半径;  $h_a^*$ 为齿顶高系数,  $c^*$ 为顶隙系数,  $m_n$ 为法向模数.

(1) 双渐开线齿轮重合度 $\varepsilon$ . 由于双渐开线齿轮在节点前后不参与啮合, 轮齿必须做成斜齿轮<sup>[17]</sup>保证传动的连续性. 重合度 $\varepsilon$ 包括端面重合度 $\varepsilon_\alpha$ 和轴向重合度 $\varepsilon_\beta$ ,  $\varepsilon_s$ 为双渐开线齿轮齿腰分阶损失掉的重合度.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi} [z_1 (\tan \alpha_{at1} - \tan \alpha_{t1}) + z_2 (\tan \alpha_{at2} - \tan \alpha_{t2})] - \varepsilon_s \quad (1)$$

式中:  $\tan \alpha_{t1} = \frac{\tan \alpha_a}{\cos \beta}$ ,  $\tan \alpha_{t2} = \frac{\tan \alpha_d}{\cos \beta}$ ,  $\alpha_{at2} = a \cos \left( \frac{r_{b2}}{r_{a2}} \right)$ ,  $r_{b1} = r_{a1} \cos \alpha_{at1}$ ,  $r_{a2} = r_2 + h_a^* m_n$ ,  $r_{b2} = r_{a2} \cos \alpha_{at2}$ ,  $\varepsilon_s = \frac{2 \cos \beta}{\pi} \left[ \frac{l_a^*}{\sin 2\alpha_{t1}} + \frac{l_d^*}{\sin 2\alpha_{t2}} \right]$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (2)$$

双渐开线齿轮总重合度为

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (3)$$

(2) 综合曲率半径 $\rho$ . 双渐开线齿轮的综合曲率半径为

$$\rho = \frac{\rho_{n1} \rho_{n2}}{\rho_{n1} + \rho_{n2}} = \frac{d'_1 d'_2 \sin \alpha'_t}{2(d'_1 + d'_2) \cos \beta_b} \quad (4)$$

其中:  $\rho_{n1}$ ,  $\rho_{n2}$ 为节点法向曲率半径;  $d'_1$ ,  $d'_2$ 为小齿轮和大齿轮的节圆直径;  $\beta_b$ 为基圆螺旋角;  $\alpha'_t$ 为端面节圆压力角.

(3) 接触线长度 $L$ . 接触线总长度 $L$ 与齿轮的宽度 $B$ 、基圆螺旋角 $\beta_b$ 、齿轮端面重合度 $\varepsilon_\alpha$ 和纵向重合度 $\varepsilon_\beta$ 有关.

$$L = \frac{\sum B}{\cos \beta_b} = \frac{B \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \lambda_m \quad (5)$$

式中:  $\sum B$ 为各对齿轮上承载齿宽的总和,  $\lambda_m$ 为平均接触线长度变化率. 关于 $\lambda_m$ 的求法, 参考文献<sup>[17]</sup>给出如下结论:

$$\lambda_m = \begin{cases} \frac{W(Y+Z)+XY}{(W+X)(Y+Z)} & X+Z \leq 1 \\ \frac{W(Y+Z)+XY+X+Z-1}{(W+X)(Y+Z)} & X+Z > 1 \end{cases} \quad (6)$$

式中:  $\varepsilon_\alpha = W + X$ ,  $\varepsilon_\beta = Y + Z$ , 其中 $W$ 和 $Y$ 表示正整数,  $X$ 和 $Z$ 表示小数部分.

### 1.2 粗糙表面微凸体分布函数的修正

M-B分形接触模型接触面微凸体的面积分布函数:

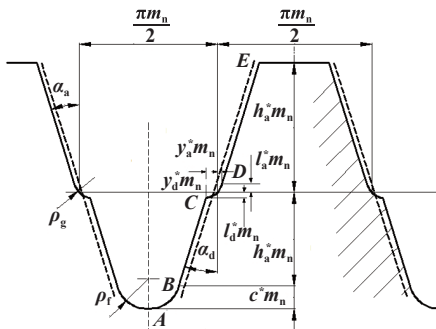


Fig. 1 Basic profile of double involute gear

图 1 双渐开线齿轮基本齿廓

$$n(a) = \frac{D}{2} \frac{a_1^{D/2}}{a^{(D/2+1)}} \quad (7)$$

式中:  $a$ 为接触面微凸体面积,  $a_1$ 为最大的接触面微凸体面积,  $D$ 表示分形维数, 真实接触面积为

$$A_r = \int_0^{a_1} n(a)ada = \frac{D}{2-D} a_1 \quad (8)$$

根据临界接触面微凸体面积 $a_c$ 计算弹性接触面积 $A_{re}$ 和塑性接触面积 $A_{rp}$ , 分如下两种情况:

1) 当 $a_1 > a_c$ 时

弹性接触面积为

$$A_{re} = \frac{D}{2-D} [a_1 - a_1^{D/2} a_c^{(2-D)/2}] \quad (9)$$

塑性接触面积为

$$A_{rp} = \frac{D}{2-D} a_1^{D/2} a_c^{(2-D)/2} \quad (10)$$

总的接触面积

$$A_r = A_{re} + A_{rp} \quad (11)$$

2) 当 $a_1 < a_c$ 时

$$\begin{cases} A_{re} = 0 \\ A_{rp} = \frac{D}{2-D} a_1 \end{cases} \quad (12)$$

M-B分形接触模型基于两个接触体的接触面为一粗糙平面和一光滑平面, 齿轮齿面均为曲面, 接触面上的微凸体个数 $N$ 有所变化. 假设两双渐开线齿轮材质均匀且各向同性, 当两者接触时, 修正后的接触面微凸体分布函数 $n'(a)$ 满足以下关系

$$n'(a) = \lambda n(a) \quad (13)$$

式中:  $\lambda$ 为接触面修正系数

由于接触面上微凸体的个数是关于分形维数的指数函数, 本文中亦假设接触面修正系数 $\lambda$ 为指数形式, 构造 $\lambda$ 的具体形式为

$$\lambda = \left( \frac{S_h}{\sum S} \right)^{x_h} \quad (14)$$

当双渐开线齿轮按标准中心距安装时有:

$$\begin{cases} S_h = 4L \left( \frac{F'_n \rho}{\pi E} \right)^{0.5} \\ \sum S = 2\pi(\rho_{n1} + \rho_{n2})L \\ X_h = \frac{1}{\rho} = \frac{2(d'_1 + d'_2) \cos \beta_b}{d'_1 d'_2 \sin \alpha'_t} \\ F'_n = \frac{F_n}{L} \end{cases} \quad (15)$$

式中:  $F'_n$ 为单位线载荷,  $E$ 为综合弹性模量, 且有 $E = \left( \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{-1}$ ,  $E_1$ 和 $E_2$ 分别为接触体1和2的弹

性模量,  $\mu_1$ 和 $\mu_2$ 分别为接触体1和2的泊松比.

根据式(1~2)、式(4)、式(4~5)、式(6)和式(14~15)得双渐开线齿轮传动接触面修正系数:

$$\lambda = \left[ \frac{\left( \frac{8F'_n d'_1 d'_2 \sin \alpha'_t \cos \beta_b}{\pi E d'_1 + d'_2} \right)^{0.5}}{\pi (d'_1 + d'_2) \sin \alpha'_t} \right]^{\frac{2(d'_1 + d'_2) \cos \beta_b}{d'_1 d'_2 \sin \alpha'_t}} \quad (16)$$

由式(8)和(16)得双渐开线齿面接触点分布函数:

$$n'(a) = \lambda n(a) = \lambda \frac{D}{2} \frac{a_1^{D/2}}{a^{(D/2+1)}} \quad (17)$$

### 1.3 真实接触面积与载荷的关系

令 $a_c$ 为单个微凸体由弹性变形到塑性变形的临界面积. 将式(16)代入相关公式<sup>[18]</sup>可得双渐开线齿轮接触应力分形模型, 即求得齿轮接触面的载荷与接触面积的关系.

(1) 当 $a_1 > a_c$ , 微凸体发生弹塑性变形, 此时的载荷又分为以下两种情况:

当 $D \neq 1.50$ 时, 总载荷和实际接触面积的无量纲形式为

$$\begin{aligned} P^* &= \lambda^{-D/2} \frac{4\sqrt{\pi} G^{*(D-1)}}{3} g_1(D) A_r'^{*(D/2)} \\ &\left[ \left( \frac{(D-2)A_r'^*}{\lambda D} \right)^{(3-2D)/2} - a_c^{*(3-2D)/2} \right] + \\ &\lambda^{-D/2} K \phi g_2(D) A_r'^{*(D/2)} a_c^{*(3-2D)/2} \end{aligned} \quad (18)$$

其中:  $A_a$ 为名义接触面积,  $A_a = \omega_1^{-2}$ ,  $\omega_1$ 是谱特征参数;

$P^*$ 为无量纲载荷,  $P^* = \frac{P}{A_a E}$ ;  $G^*$ 为无量纲粗糙度幅值,

$G^* = \frac{G}{\sqrt{A_a}}$ ;  $K$ 为齿面硬度 $H$ 与屈服强度 $\sigma_y$ 的相关系数,

$K = \frac{H}{\sigma_y}$ ,  $\phi$ 为材料特性参数,  $\phi = \frac{\sigma_y}{E}$ ;  $A_r'^*$ 为修正后的齿面接触无量纲真实接触面积,  $A_r$ 为M-B模型实际接触面积,  $A_r^*$ 为M-B模型实际接触面积无量纲形式,

$A_r'^* = \lambda \cdot A_r^* = \lambda \cdot \frac{A_r}{A_a}$ ,  $g_1(D)$ 和 $g_2(D)$ 为分形维数的相关函数.

当 $D=1.50$ 时, 总载荷和实际接触面积的无量纲形式为

$$\begin{cases} g_1(D) = \frac{D}{3-2D} \left( \frac{2-D}{D} \right)^{D/2} \\ g_2(D) = \left( \frac{D}{2-D} \right)^{1-D/2} \\ a_c^* = \frac{G^{*2}}{(K\phi/2)^{2/(D-1)}} \end{cases} \quad (19)$$

当 $D=1.50$ 时, 总载荷和实际接触面积的无量纲形式为

$$P^* = \lambda^{-3/4} \sqrt{\pi G^*} \left(\frac{A_r^*}{3}\right)^{3/4} \ln\left(\frac{A_r^*}{3\lambda a_c^*}\right) + \frac{3}{4} \lambda^{-3/4} K \phi \left(\frac{A_r^*}{3}\right)^{3/4} a_c^{*1/4} \quad (20)$$

(2)当 $a_1 < a_c$ , 发生塑性变形, 此时的总载荷为

$$P^* = \lambda^{-1} K \phi A_r^* \quad (21)$$

## 2 分形接触模型影响因素分析

### 2.1 接触面修正系数 $\lambda$ 对模型预测结果的影响

取  $F_n=1$  kN,  $B=80$  mm,  $E=150$  GPa,  $d'_1=65$  mm,  $d'_2$  可变, 图2为在  $d'_1$  不变的情况下绘制的  $\lambda-d'_2$  关系曲线. 从图2中看出:  $\lambda$  随着  $d'_2$  的增加而增加, 说明  $d'_2$  的增加使得接触面积增加, 实际接触的微凸体个数接近名义接触微凸体个数  $N$ ;  $\lambda$  小于1, 符合实际情况; 因此  $\lambda$  选取合理.

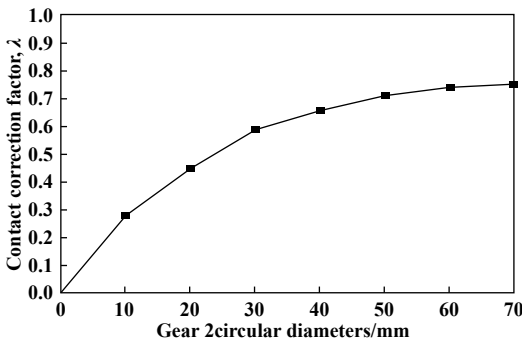


Fig. 2  $\lambda-d'_2$  relational graph  
图2  $\lambda-d'_2$ 关系曲线图

### 2.2 粗糙度幅值 $G^*$ 对模型预测结果的影响

粗糙度幅值 $G^*$ 对齿轮轮齿齿面接触面的影响如图3所示. 从图3可以看出, 在一定载荷下, 随着粗糙度

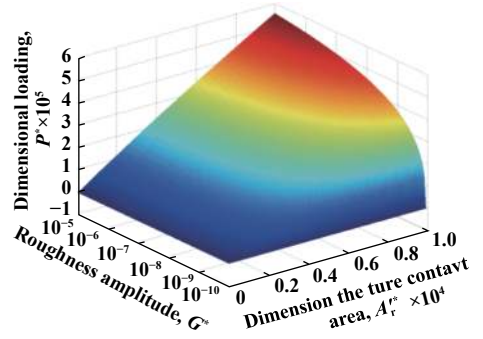


Fig. 3 Effect of roughness amplitude  $G^*$  on the model  
( $D=1.5$ ,  $\phi=0.01$ ,  $Z_1=32$ ,  $Z_2=23$ )

图3 粗糙度幅值 $G^*$ 对模型的影响

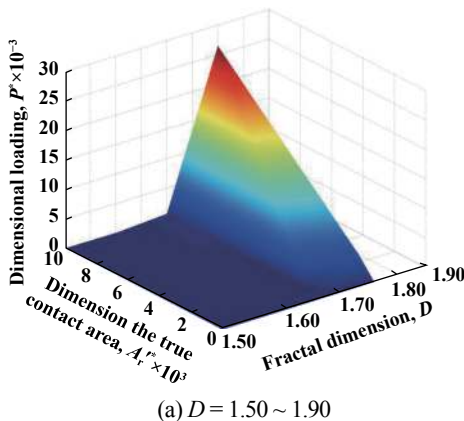
幅值的增加, 真实接触面积降低. 由文献[19]知, 粗糙度幅值 $G^*$ 与表面粗糙度成正比关系. 降低粗糙度幅值, 表面粗糙度也随之降低, 真实接触面积增加, 单位面积法向载荷降低, 齿轮接触表面承载能力提高.

### 2.3 分形维数 $D$ 对模型预测结果的影响

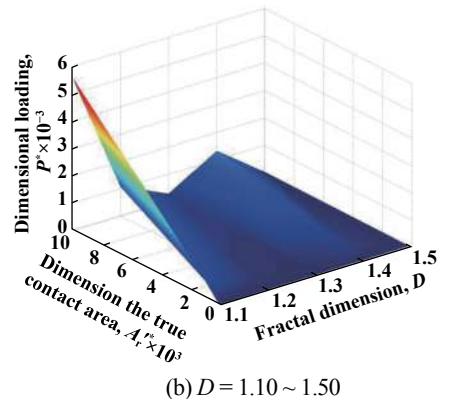
分形维数 $D$ 对轮齿接触性质的影响如图4(a和b)所示. 从图4可以看出, 分形维数 $D$ 对齿轮轮齿接触性质的影响并非简单的线性关系, 而是存在一个最佳区域, 在 $D=1.5\sim 1.65$ 时, 载荷数值随着真实接触面积的变化趋于平缓, 接触状况达到最优.

### 2.4 材料特性参数 $\phi$ 对模型预测结果的影响

材料特性参数 $\phi$ 对齿轮轮齿接触性质的影响如图5所示. 从图5可以看出, 真实接触面积一定时, 随着材料特性参数 $\phi$ 值的增加, 接触面的载荷增加, 从而接触应力增加. 从公式 $\phi = \sigma_y/E$ 中看出, 增加 $\phi$ 意味着增加材料的屈服强度 $\sigma_y$ , 在一定程度上加强了软材料轮齿承载能力, 由公式(19)得, 增加 $\phi$ 会使得 $a_c^*$ 减小, 从而增加弹性接触面积, 材料特性参数 $\phi$ 的选取要兼顾齿轮



(a)  $D=1.50\sim 1.90$



(b)  $D=1.10\sim 1.50$

Fig. 4 The influence of fractal dimension  $D$  on the model

( $G^*=10^{-6}$ ,  $\phi=0.01$ ,  $Z_1=23$ ,  $Z_2=32$ )

图4 分形维数 $D$ 对模型预测结果的影响

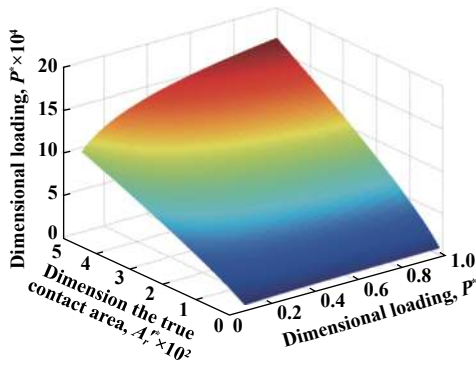


Fig. 5 The influence of material characteristic parameter  $\phi$  on the model

$$(G^*=10^{-6}, D=0.01, Z_1=23, Z_2=32)$$

图5 材料特性参数 $\phi$ 对模型的影响

轮齿承载能力和轮齿表面接触特性。

### 3 分形接触模型与有限元法分析对比

取一对双渐开线齿轮, 参数如下: 主动轮齿数 $Z_1=23$ , 从动轮齿数 $Z_2=32$ ; 模数 $m_n=4$  mm; 齿宽 $B=80$  mm; 压力角 $\alpha_n=20^\circ$ ; 螺旋角 $\beta=12^\circ 6' 5''$ ; 弹性模量 $E=209$  GPa; 泊松比 $\mu=0.3$ ; 切向变位系数 $y^*=0.07$ ; 高度系数 $l^*=0.04$ ; 设齿轮为7级精度; 主动轮加载转矩 $T=7.5 \times 10^4$  N·mm, 转矩和主动轮所受法向载荷的关系式如下:

$$F_n = \frac{2T}{d'_1 \cos\beta \cos\alpha_n} \quad (22)$$

#### 3.1 分形模型接触应力计算

(1) 分形维数 $D$ . 文献[9]的研究表明: 磨削表面分形维数和粗糙度 $R_a$ 之间的关系为

$$D = \frac{1.528}{R_a^{0.042}} \quad (23)$$

令齿轮为7级精度, 取 $R_a=1.6$   $\mu\text{m}$ , 计算得 $D=1.50$ .

(2) 粗糙度幅值 $G^*$ . 粗糙度幅值参数用来反映微观数量级的大小. 根据文献[19]及其葛世荣教授[20]研究, 磨削表面粗糙度幅值 $G^*$ 和粗糙度 $R_a$ 之间的关系为

$$G^* = 10^{-\frac{5.26}{R_a^{0.042}}} \quad (24)$$

将 $R_a=1.6$   $\mu\text{m}$ 带入公式(24)得,  $G^*=10^{-6}$ .

(3) 材料特性参数 $\phi$ . 材料特性参数公式如下:

$$\phi = \frac{\sigma_y}{E} \quad (25)$$

将 $\sigma_y=550$  MPa,  $E=209$  GPa带入上式得 $\phi=2.63 \times 10^{-3}$ .

将上述参数带入式(18~21), 通过编程运算可得两齿轮间的接触应力:  $\sigma_H=940.5$  MPa.

#### 3.2 有限元模型接触应力计算

(1) 有限元分析前处理, 选择与3.1相同材料45钢,

接触面选择小齿轮(主动轮)齿面, 目标面选择大齿轮(从动轮)齿面, 接触算法采取增强拉格朗日法(Augmented Lagrange), 网格划分选择六面体单元, Geometry选择All Body, Method选择Automatic, 划分网格后双渐开线齿轮模型如图6所示。



Fig. 6 ANSYS grid division model

图6 ANSYS网格划分模型

(2) 设置边界条件时, 大齿轮(从动轮)内径添加固定约束, 限制其各个方向的自由度, 小齿轮(主动轮)切向旋转自由度设置为Free, 径向和轴向旋转自由度设置为Fixed; 设置载荷条件时, 将转矩 $T$ 加载至小齿轮(主动轮)Z Components, X Components和Y Components设置为0, 分析结果如图7所示, 最大接触应力位于双渐开线齿轮节圆附近齿腰过渡曲线尖点齿面, 其值为909.43 MPa.

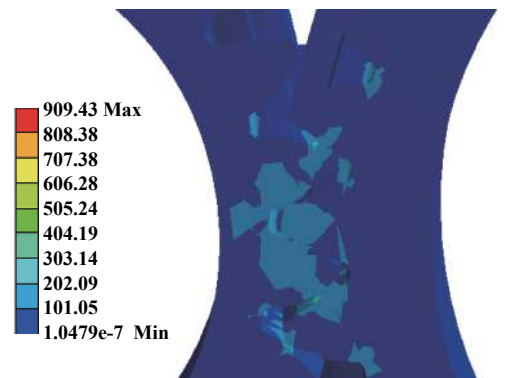


Fig. 7 ANSYS contact model stress

图7 ANSYS接触模型应力云图

#### 3.3 算例结果对比分析

对比以上ANSYS有限元仿真应力值和分形接触计算应力值不难发现, ANSYS分析结果略小于分形接触模型计算结果, 这是由于粗糙面的影响降低两轮齿真实接触面积, 载荷不变的情况下接触应力增加, 符合实际情况, 分形接触模型可以计算出更接近于真实值的接触面积, 为双渐开线齿轮的承载能力校核与设



计等应用提供理论基础。

## 4 结论

a. 基于分形理论建立包含分形维数 $D$ , 粗糙度幅值 $G^*$ 和材料特性参数 $\phi$ 等因素的双渐开线齿轮接触应力模型。

b. 通过分析分形接触模型影响因素,发现在一定载荷下,随着粗糙度幅值的增加,表面粗糙度也随之增加,真实接触面积降低,单位面积法向载荷增加;分形维数 $D$ 对齿齿轮齿接触性质的影响并非简单的线性关系,而是存在一个最佳区域,在 $D=1.50\sim 1.65$ 时,接触特性最佳;材料特性参数 $\phi$ 值的增加,在加强轮齿承载能力的同时使得 $a_c^*$ 减小,从而增加弹性接触面积,材料特性参数 $\phi$ 的选取要兼顾齿轮轮齿承载能力和轮齿表面接触特性。

c. 通过对比双渐开线齿轮轮齿ANSYS有限元仿真接触应力值和分形接触模型计算所得应力值发现,应用分形接触模型计算双渐开线齿轮接触应力更准确。该模型为双渐开线齿轮的推广应用提供理论依据。

## 参考文献

- [1] Johnson K L. Contact mechanics[M]. London: Cambridge University Press, 1985.
- [2] Bhushan B. Introduction to Tribology[M]. New York: John Wiley&sons, 2002.
- [3] Majumdar A, Bhushan B. Fractal model of elastic-plastic contact between rough surfaces[J]. Transactions of ASME, Journal of Tribology, 1991, 113(1): 1–11. doi: 10.1115/1.2920588.
- [4] Wang S, Komvopoulos K. A fractal theory of the interfacial temperature distribution in the slow sliding regime: part I-elastic contact and heat transfer analysis[J]. Transactions of ASME, Journal of Tribology, 1994, 116(4): 812–823. doi: 10.1115/1.2927338.
- [5] Huang Kang, Zhao Han, Chen Qi. Research of fractal contact model on contact carrying capacity of two cylinders' surface[J]. Tribology, 2008, 28(6): 529–533 (in Chinese) [黄康, 赵韩, 陈奇. 两圆柱体表面接触承载能力的分形模型研究[J]. 摩擦学学报, 2008, 28(6): 529–533]. doi: 10.3321/j.issn:1004-0595.2008.06.009.
- [6] Zhao Han, Chen Qi, Huang Kang. Fractal model of normal contact stiffness between two cylinders' joint interfaces[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 44(47): 53–58 (in Chinese) [赵韩, 陈奇, 黄康. 两圆柱体结合面的法向接触刚度分形模型[J]. 机械工程学报, 2011, 44(47): 53–58].
- [7] Liu Peng, Zhao Han, Huang Kang, et al. Research on normal contact stiffness of micro-segments gear based on improved fractal model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(7): 114–122 (in Chinese) [刘鹏, 赵韩, 黄康, 等. 线段齿轮法向接触刚度的改进分形模型研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(7): 114–122].
- [8] Chen Qi, Huang Kang, Zhang Yan, et al. Analysis of influence on gear's contact strength based on fractal contact model[J]. China Mechanical Engineering, 2013, 24(16): 2208–2211 (in Chinese) [陈奇, 黄康, 张彦, 等. 基于分形接触模型的齿轮接触强度影响参数分析[J]. 中国机械工程, 2013, 24(16): 2208–2211]. doi: 10.3969/j.issn.1004-132X.2013.16.015.
- [9] Ge Shirong, Zhu Hua. Fractal tribology[M]. Beijing: China Machine Press, 2005(in Chinese) [葛世荣, 朱华. 摩擦学的分形[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005].
- [10] Chen Guoan, Ge Shirong. Prediction model of sliding wear during running-in process based on fractal theory[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(2): 29–33 (in Chinese) [陈国安, 葛世荣. 基于分形理论的磨合磨损预测模型[J]. 机械工程学报, 2000, 36(2): 29–33]. doi: 10.3321/j.issn:0577-6686.2000.02.009.
- [11] Xu Fan, Chen Qi, Ma Yunbo, et al. Research on fractal contact model for contact carrying capacity of two cylinders, surfaces considering lubrication factors[J]. Journal of Hefei University of Technology, 2017, 40(2): 169–174 (in Chinese) [徐帆, 陈奇, 马云波, 等. 考虑润滑因素的两圆柱体接触承载能力的分形模型研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2017, 40(2): 169–174]. doi: 10.3969/j.issn.1003-5060.2017.02.006.
- [12] Zhang Guanghui, Xu Hongbin, Long Hui. Fractional double involute gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1995, 31(6): 47–52 (in Chinese) [张光辉, 许洪斌, 龙慧. 分阶式双渐开线齿轮[J]. 机械工程学报, 1995, 31(6): 47–52]. doi: 10.3321/j.issn:0577-6686.1995.06.016.
- [13] Xu Hongbin, Zhang Guanghui, Jiateng Zhengming. Study on photoelastic test and bending strength test of fractional double involute gear[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(8): 39–42 (in Chinese) [许洪斌, 张光辉, 加藤正名. 分阶式双渐开线齿轮的光弹试验与弯曲强度试验研究[J]. 机械工程学报, 2000, 36(8): 39–42]. doi: 10.3321/j.issn:0577-6686.2000.08.009.
- [14] Xu Hongbin, Zhang Guanghui, Jiateng Zhengming. Study on bending strength of fractional double involute gear[J]. China Mechanical Engineering, 1999, 10(11): 1267–1269 (in Chinese) [许洪斌, 张光辉, 加藤正名. 分阶式双渐开线齿轮弯曲强度的研究[J]. 中国机械工程, 1999, 10(11): 1267–1269]. doi: 10.3321/j.issn:1004-132X.1999.11.020.
- [15] Tang Zhonglian. Influence of tooth face roughness on gearing contact fatigue stress[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2011(in Chinese) [汤中连. 齿面粗糙度对齿轮传动接触疲劳应力的影响[D]. 太原: 太原理工大学, 2011].
- [16] Gao Chuangkuan, Zhou Mou, Qi Xiumei. Effect of gear tooth friction force on gear contact stress[J]. Mechanical Strength, 2003, 25(6): 642–645 (in Chinese) [高创宽, 周谋, 齐秀梅. 齿面摩擦力对齿轮接触应力的影响[J]. 机械强度, 2003, 25(6): 642–645]. doi: 10.3321/j.issn:1001-9669.2003.06.011.
- [17] Fan Zhimin, Zhang Guanghui. Analysis of meshing characteristics of double involute gear with fractional order[J]. Chinese Journal of

- Mechanical Engineering, 2002, 38(9): 73–76 (in Chinese) [樊智敏, 张光辉. 分阶式双渐开线齿轮啮合特性分析[J]. 机械工程学报, 2002, 38(9): 73–76]. doi: [10.3321/j.issn:0577-6686.2002.09.016](https://doi.org/10.3321/j.issn:0577-6686.2002.09.016).
- [18] Pu Lianggui, Ji Minggang. Mechanical design[M]. Beijing: Higher Education Press, 2001(in Chinese) [濮良贵, 纪名刚. 机械设计[M].北京:高等教育出版社, 2001].
- [19] Chen Qi. Research on gear contact strength analysis of automobile gearbox by fractal theory[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2010(in Chinese) [陈奇. 基于分形理论的汽车变速箱齿轮接触强度研究[D].合肥:合肥工业大学, 2010].
- [20] Ge Shirong. The fractal behavior and fractal characterization of rough surfaces[J]. Tribology, 1997, 17(1): 73–80 (in Chinese) [葛世荣. 粗糙表面的分形特征与分形表达研究[J]. 摩擦学学报, 1997, 17(1): 73–80]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.1997.01.011](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.1997.01.011).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018134

# 石墨烯在金刚石基体表面的纳米摩擦学行为研究

黄哲伟, 吉喆, 陈苏琳, 张执南, 沈彬\*  
(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

**摘要:** 采用热化学气相沉积法(Thermal Chemical Vapor Deposition, TCVD)和机械剥离法分别制备了单层和少层石墨烯并转移至MPCVD制备的多晶金刚石基体表面, 利用原子力显微镜研究了大气环境下石墨烯在金刚石基体上的纳米摩擦和磨损性能. 研究表明: 单层和少层石墨烯在金刚石基体上具有良好的减摩作用, 摩擦系数分别为0.03和0.014. 然而, 由于石墨烯和金刚石表面之间的物理吸附作用较弱, 其摩擦力会略高于SiO<sub>2</sub>/Si基体表面石墨烯的摩擦力. 随扫描速度升高, 金刚石表面的单层与少层石墨烯的摩擦力的变化可以分为自然对数正比上升, 基本保持不变以及黏性阻尼增加三个阶段. 在磨损试验中, TCVD法制备和转移石墨烯的过程中产生的缺陷和污染物降低了单层石墨烯的耐磨性能, 而机械剥离的少层石墨烯因为无缺陷的石墨烯晶体结构在金刚石基体上展现了优异的耐磨特性. 本研究可为以金刚石为基体的石墨烯固体润滑剂使用提供理论基础.

**关键词:** 石墨烯; 金刚石基体; 纳米摩擦和磨损; AFM

**中图分类号:** TH117.3

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)02-0157-07

## Nanoscale Tribological Behavior of Graphene on Diamond Substrates

HUANG Zhewei, JI Zhe, CHEN Sulin, ZHANG Zhinan, SHEN Bin\*

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract:** In present study, the nanoscale tribological behaviors of graphene on the diamond substrate surface were investigated using atomic force microscopy (AFM) in ambient air condition. Single-layer (SLG) and few-layer graphene (FLG) sheets were fabricated by thermal chemical vapor deposition and mechanical exfoliation method respectively and then transferred onto the surface of a polycrystalline diamond substrate, which was fabricated by microwave plasma chemical vapor deposition (MPCVD). The AFM results show that both SLG and FLG nanosheets remarkably reduced the nanoscale friction of the diamond substrate and exhibited extremely low coefficients of friction around 0.03 and 0.014, respectively. However, the friction of graphene on diamond surface was always higher than that on SiO<sub>2</sub>/Si substrates due to their relatively weaker interaction on the diamond surface. Regarding to the influence of sliding velocity, under the normal loads of 0, 20 and 40 nN, the friction force evolution of graphene nanosheets on diamond substrates could be divided into three stages as the increasing sliding velocity. In the first stage, a roughly logarithmic increasing trend was observed for the sliding velocity up to 3 μm/s. The second stage saw a plateau as the sliding velocity increased from 3 μm/s to 10 μm/s. In the third stage, an increasing trend was dominated by the viscous damping term at the sliding velocity higher than 10 μm/s. Besides, the FLG sheets exhibited better wear resistance than the SLG

Received 14 September 2018, revised 15 November 2018, accepted 29 November 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: binshen@sjtu.edu.cn, Tel: +86-138-1894-5392.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51775340, 51575340, 51375011) and Shanghai Pujiang Program (16PJ025).

国家自然科学基金项目(51775340, 51575340, 51375011)和上海市浦江人才计划项目(16PJ025)资助.

sheets in a long-duration friction test under high normal load, which was supposed to be attributed to defects formed in SLG sheets and contaminants produced during the transfer process.

**Key words:** graphene; diamond substrates; nanotribological behaviors; AFM

近些年来, 纳米/微机电系统(Nano/Microelectromechanical System, NEMS/MEMS)的发展受到了人们广泛的关注<sup>[1]</sup>, 目前, NEMS/MEMS器件普遍采用硅基材料作为基体<sup>[2,3]</sup>. 然而, SiO<sub>2</sub>或Si基体较高的摩擦系数(Coefficient of friction, COF)和较差的耐磨特性会影响NEMS/MEMS器件的寿命与性能稳定. 与SiO<sub>2</sub>或Si相比, 金刚石具有更优异的摩擦耐磨特性<sup>[4]</sup>. 因此, 金刚石有望作为基体材料在新型NEMS/MEMS器件的开发中获得广泛应用, 然而金刚石在纳米尺度会因为产生无定型碳层导致摩擦系数上升, 并产生磨损. 石墨烯具有高机械强度、高热率等卓越的物理性能, 在NEMS/MEMS器件中作为固体润滑剂具有十分广阔的应用前景, 可以解决金刚石在纳米尺度的摩擦磨损问题<sup>[2,5]</sup>.

石墨烯在纳米尺度下的摩擦学行为显著依赖于基体的材料及其表面特性<sup>[6-20]</sup>, 石墨烯与基体表面的黏附力和基体的表面粗糙度等因素会显著影响石墨烯的纳米摩擦学性能<sup>[5]</sup>. 研究人员已对在铜和镍等基体表面生长的石墨烯片层、转移至SiO<sub>2</sub>/Si和云母等基体表面的石墨烯片层的纳米摩擦学行为进行了系统的研究<sup>[8,15,19]</sup>. 然而, 针对金刚石基体表面石墨烯的纳米摩擦学行为的研究尚未见报道.

本文中采用热化学气相沉积法(Thermal Chemical Vapor Deposition, TCVD)和机械剥离法分别制备了单层与少层石墨烯, 并采用原子力显微镜(Atomic Force Microscope, AFM)系统研究了石墨烯在金刚石基体表面的纳米摩擦学行为, 揭示了载荷和扫描速度对摩擦力的影响以及大载荷作用下石墨烯片层的耐磨损特性.

## 1 试验部分

### 1.1 石墨烯的制备与表征

本文中采用TCVD法与机械剥离法分别制备了单层和少层石墨烯. TCVD法在传统管式加热炉中进行, 基体为10 μm厚的铜箔. 首先, 在氢气环境下对铜箔表面进行退火, 退火过程中, 将基体表面温度加热至1 050 °C, 氢气流量为200 sccm, 反应压力为10 kPa (76 Torr), 反应时间为60 min. 随后, 向反应腔内通入CH<sub>4</sub>和H<sub>2</sub>进行石墨烯沉积, 流量分别为29和10 sccm, 沉积时间30 min. 沉积结束后, 使铜箔在氢气环境下快

速降至室温. 最后, 采用湿法转移将石墨烯转移至金刚石基体表面<sup>[21]</sup>.

采用胶带法机械剥离获得少层石墨烯. 首先, 将胶带粘在高定向热解石墨(Highly Oriented Pyrolytic Graphite, HOPG)上, 撕开胶带得到较厚石墨层. 随后, 将大小相同的胶带相对粘贴, 快速撕开. 选取厚度较小的胶带重复上述步骤, 直至得到带有黑灰色且颜色较浅的石墨烯. 最后, 将胶带粘贴在金刚石表面完成转移.

本文中采用的金刚石基体为微波等离子化学气相沉积法(Microwave Plasma Chemical Vapor Deposition, MPCVD)合成的多晶金刚石, 利用精抛工艺处理基体表面. 在进行石墨烯转移前, 依次置于乙醇溶液、丙酮溶液和去离子水溶液中各超声清洗20 min, 再用氮气吹干备用.

采用拉曼光谱分析制备获得的石墨烯的晶体结构; 采用AFM表征石墨烯的表面形貌和厚度.

### 1.2 石墨烯的纳米摩擦学磨损性能测试

采用AFM考察转移至金刚石表面的单层与少层石墨烯在纳米尺度下的摩擦学性能, AFM型号为Dimension Edge™, 探针为曲率半径为2 nm的硅悬臂探针. 计算法向载荷时, 采用热噪声法<sup>[22]</sup>对探针弹性系数进行标定, 获得的结果为0.35 N/m. 采用楔形标定法进行侧向力标定<sup>[23]</sup>, 光栅型号为TGF11, 尺寸为5 mm×5 mm×0.3 mm, 楔形角为54.44°, 高度为1.8 μm, 侧向灵敏度 $\alpha$ 为338.5 nN/V. 测量摩擦力时, 在一定载荷下, 使探针在试样表面完成摩擦循环, 每个摩擦循环均包括完整的Trace和Retrace曲线. 计算Trace和Retrace两条曲线差值的平均值作为该载荷下的摩擦力. 通过改变探针滑动过程的扫描距离和循环频率调节摩擦速度. 磨损试验采用针尖曲率半径为20 nm的氮化硅探针在150 nN的恒定载荷下进行, 探针的弹性系数为0.35 N/m, 侧向灵敏度 $\alpha$ 为330.5 nN/V. 所有纳米摩擦学试验均在室温(23~25 °C)、大气环境下进行, 相对湿度为65%~70%.

## 2 结果与讨论

### 2.1 石墨烯性能表征

石墨烯的拉曼光谱主要显示三个特征散射峰, 1 350 cm<sup>-1</sup>附近的D峰, 1 580 cm<sup>-1</sup>附近的G峰和2 700 cm<sup>-1</sup>

附近的2D峰。D峰是由于石墨烯晶体结构存在缺陷或边缘效应而产生的特征峰,反映了晶体的无序程度;G峰是由于碳原子 $sp^2$ 杂化结构而产生的特征峰,反映了石墨烯的对称性和结晶程度;2D峰是两个双声子非弹性散射产生的特征峰,反映了石墨烯片层的厚度,石墨烯越薄,2D峰越高<sup>[24]</sup>。由于拉曼信号的穿透厚度大于石墨烯片层厚度,直接从金刚石基体表面的石墨烯片层获得的拉曼光谱中的金刚石特征峰( $1\ 332\text{ cm}^{-1}$ 峰)信号很强,不利于表征与石墨烯缺陷紧密相关的D峰( $1\ 350\text{ cm}^{-1}$ 附近),因此,采用相同方法将制备的石墨烯转移至 $\text{SiO}_2/\text{Si}$ 基体进行拉曼光谱表征,结果如图1所示。从图1中可以看出,采用TCVD法与机械剥离法制备的石墨烯的 $I_{2D}/I_G$ 值分别为1.68和0.23,2D峰的FWHM值分别为35和 $44\text{ cm}^{-1}$ ,表明它们分别是单层与少层石墨烯。此外,它们的 $I_D/I_G$ 值分别为0.136和0.086,表明结构缺陷较少,石墨烯片层质量较高。

采用AFM表征转移至金刚石表面的单层与少层石墨烯的厚度,结果如图2所示。图2(a)为通过湿法转移到金刚石表面的TCVD石墨烯,其厚度约为1.1 nm。通过AFM测量的单层石墨烯厚度为 $0.35\sim 1.00\text{ nm}$ 左右<sup>[25-26]</sup>,由于湿法转移造成石墨烯片层表面有少量PMMA残留和污染物,石墨烯的厚度会有所增加,结合拉曼光谱的表征结果,证明采用TCVD法制备的石墨烯为单层石墨烯(Single-layer Graphene, SLG)。在红色框内,单层石墨烯的表面粗糙度 $R_a$ 约为1.77 nm。图2(b)为转移到金刚石表面的机械剥离石墨烯,其片层厚度约为2 nm,表明其层数约为3~5层,为少层石墨烯(Few-layer Graphene, FLG)。在红色框内,少层石墨烯的表面粗糙度 $R_a$ 为0.891 nm。图2(c)为裸露的金刚石基体表面,金刚石的表面粗糙度 $R_a$ 为0.341 nm,表面黑色的条纹为精抛处理留下的沟壑,金刚石基体表面较为平整。

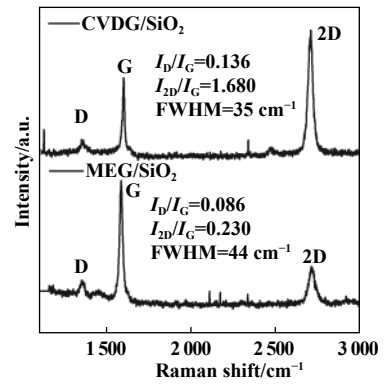


Fig. 1 Raman spectra of graphene prepared by TCVD and mechanical exfoliation method on  $\text{SiO}_2/\text{Si}$  substrates  
图1 通过TCVD法和机械剥离法制备的石墨烯在 $\text{SiO}_2/\text{Si}$ 基体上的拉曼光谱图

## 2.2 石墨烯在金刚石基体表面的纳米摩擦学性能

图3给出了金刚石基体表面的单层与少层石墨烯的摩擦力随载荷从0上升至60 nN过程中的变化曲线和金刚石基体上SLG典型的Trace和Retrace曲线,扫描速度为 $0.5\ \mu\text{m}/\text{s}$ ,扫描距离为500 nm。此外,金刚石基体表面的摩擦力随载荷的变化曲线也在图中给出。从图3中可以看出,随载荷上升,金刚石表面的摩擦力显示出明显的线性上升趋势,而单层与少层的石墨烯片层表面的摩擦力均未显示出明显的升高。经计算可得,金刚石基体表面的摩擦系数为0.257,单层与少层石墨烯的摩擦系数分别为0.03和0.014。可见,单层与少层石墨烯覆盖在金刚石基体表面均可显著降低金刚石基体表面的摩擦力。载荷越高,石墨烯的减摩效应越明显,当载荷为60 nN时,SLG将金刚石基体的摩擦力降低了87%;而FLG的减摩效应比SLG更加明显,可将金刚石基体的摩擦力降低93%。摩擦循环曲线因为样品的不平整产生倾斜,但不影响石墨烯摩擦力的计算。

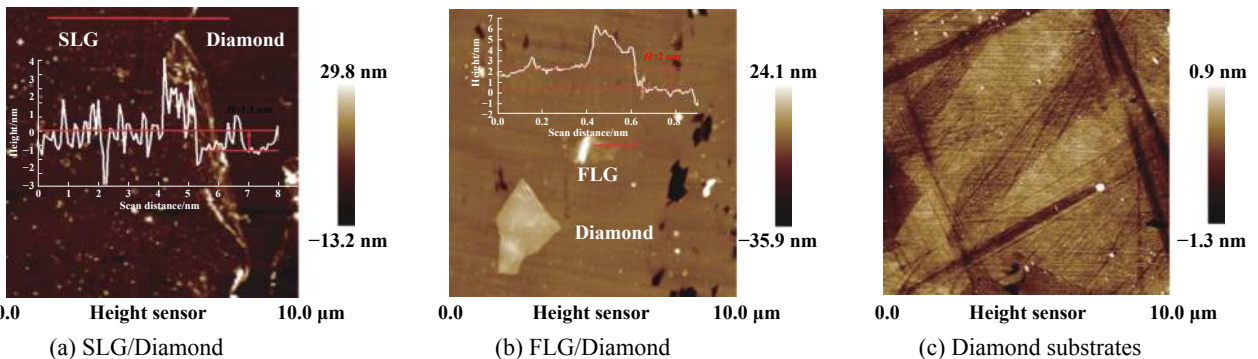


Fig. 2 AFM topographic images with height profiles of SLG and FLG on diamond substrates and diamond substrates  
图2 金刚石基体和金刚石基体上SLG和FLG的AFM形貌图与高度图

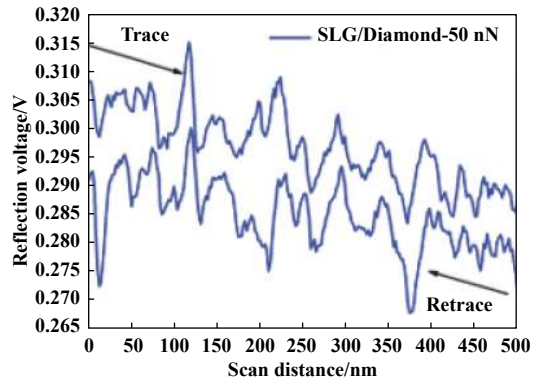
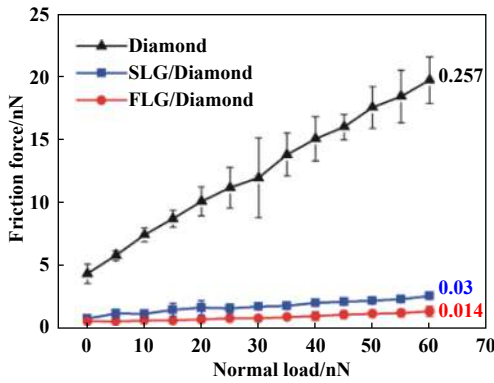


Fig. 3 Friction force vs applied normal load in air conditions on SLG, FLG and their diamond substrates and friction loops of SLG on diamond substrates with 500 nm scanning length

图3 金刚石表面的SLG和FLG及金刚石基体的摩擦力随载荷变化的曲线图及摩擦力trace与retrace曲线

在金刚石基体表面, FLG的摩擦力和摩擦系数均低于SLG, 这表明在金刚石基体表面的石墨烯摩擦学行为对其层数的依赖依然存在. 与SLG相比, FLG的弯曲刚度较高, 探针在石墨烯片层表面滑动时造成的石墨烯面外变形减少, 探针前进方向上的褶皱高度低, 探针与FLG之间的接触面积较小, 从而导致FLG的摩擦力低于SLG. 此外, 相较于TCVD法制备的单层石墨烯, 机械剥离法制备的少层石墨烯的缺陷更少, 表面能较低, 可以有效减少空气中水分子的吸附<sup>[16]</sup>, 这进一步降低了FLG表面的摩擦力和摩擦系数.

为进一步对比研究金刚石与SiO<sub>2</sub>/Si基体对石墨烯纳米摩擦学行为的影响, 将在相同条件下采用TCVD和机械剥离获得的SLG和FLG转移至SiO<sub>2</sub>/Si基体表面, 并测得它们的摩擦力随载荷的变化曲线, 如图4所示. 由图4可知, 当载荷为0时, 金刚石基体表面的单层和少层石墨烯的摩擦力分别为0.71和0.50 nN, 而SiO<sub>2</sub>/Si基体表面单层和少层石墨烯的摩擦力分别为0.33和0.25 nN, 金刚石表面石墨烯的摩擦力要高于SiO<sub>2</sub>/Si基

体表面的石墨烯. SLG在两种基体上的摩擦系数为0.030 0和0.035 3, FLG在两种基体上的摩擦系数为0.014和0.005, 随着载荷上升, 由图4可以看出单层或少层石墨烯在金刚石基体上的摩擦力始终高于在SiO<sub>2</sub>/Si基体上的摩擦力.

在零载荷下, 石墨烯表面的摩擦力主要由探针与石墨烯之间的黏附力决定<sup>[27, 28]</sup>, 图5展示了金刚石基体上SLG的典型力曲线. 由表1可知, 金刚石表面的单层和少层石墨烯与探针的黏附力分别为20.85和10.08 nN, SiO<sub>2</sub>/Si表面的单层和少层石墨烯为9.53和9.22 nN, 均小于金刚石表面的石墨烯的黏附力, 这与在零载荷下的摩擦力大小一致, 这表明金刚石基体会导致石墨烯与探针的黏附力变大, 这也间接说明了石墨烯与金刚

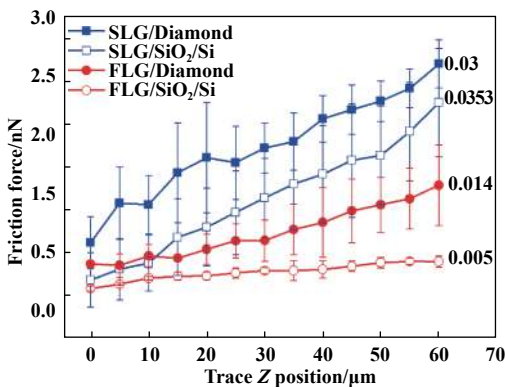


Fig. 4 Friction force vs applied normal load of SLG and FLG on diamond and SiO<sub>2</sub>/Si substrates

图4 SLG和FLG在金刚石和SiO<sub>2</sub>/Si基体上的摩擦力曲线图

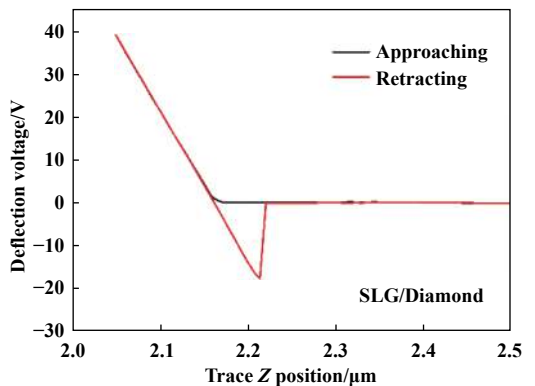


Fig. 5 Force-separation curves measured on SLG and FLG

图5 SLG在金刚石基体上的力曲线

表1 探针与两种基体上的单层和少层石墨烯的粘附力

| Table 1 Adhesive force between tip and graphene |               |                      |               |                      |
|---|---------------|----------------------|---------------|----------------------|
| Parameter                                       | SLG/D         | SLG/SiO <sub>2</sub> | FLG/D         | FLG/SiO <sub>2</sub> |
| Adhesive force/nN                               | 20.85 (±3.25) | 9.53 (±2.59)         | 10.08 (±0.15) | 9.22 (±2.343)        |

石表面的黏附力较小<sup>[20]</sup>. 而在考察载荷范围内, 金刚石表面的单层或少层石墨烯的摩擦力始终高于同种石墨烯在SiO<sub>2</sub>/Si表面的摩擦力, 这主要是因为石墨烯与金刚石基体较弱的相互作用力影响了石墨烯的褶皱效应. 研究表明, 石墨烯与金刚石和SiO<sub>2</sub>/Si基体都是弱相互作用, 当石墨烯吸附在干净金刚石和SiO<sub>2</sub>/Si基体时, 石墨烯与基底表面的层间距分别为3.36和2.9 Å, 均为物理吸附作用<sup>[3, 29]</sup>, 相较于SiO<sub>2</sub>/Si基体, 较大的层间距表明金刚石与石墨烯的相互作用力较弱. 所以当探针划过金刚石表面的石墨烯时, 探针在滑动前端会造成更大的面外褶皱变形, 这使探针与石墨烯的接触面积增大, 褶皱效应的增强导致石墨烯

在金刚石基体的摩擦力大于石墨烯在SiO<sub>2</sub>/Si基体的摩擦力.

### 2.3 扫描速度的影响

采用硅探针在0、20和40 nN载荷作用下研究了金刚石基体表面的单层与少层石墨烯的摩擦力与探针扫描速度自然对数(0.2~50 μm/s)之间的关系, 如图6所示. 在0、20和40 nN的载荷作用下, 单层和少层石墨烯摩擦力随ln*V*的变化均可分为三个典型的阶段. 当扫描速度小于3 μm/s时, 摩擦力与扫描速度的自然对数呈正比; 当探针扫描速度在3~10 μm/s之间时, 摩擦力基本保持不变; 当扫描速度大于10 μm/s时, 摩擦力与扫描速度呈正比关系.

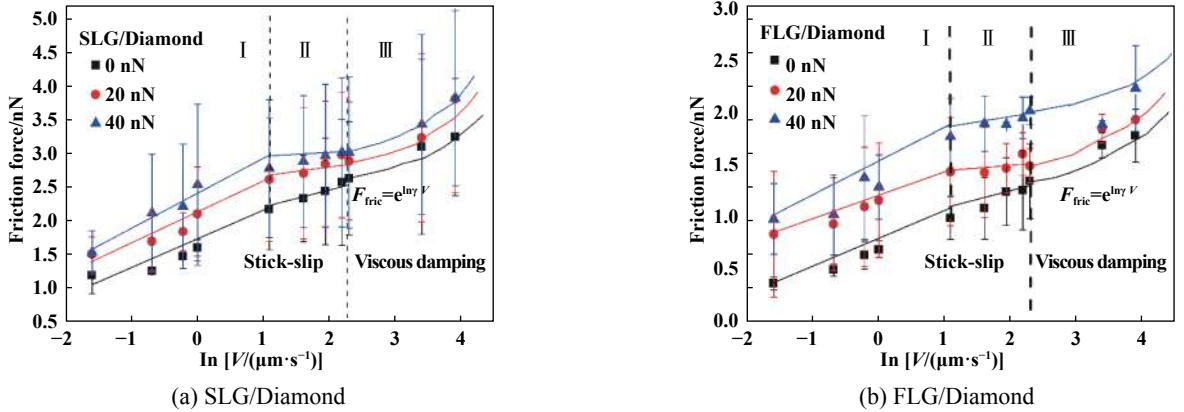


Fig. 6 Friction force of tip sliding on SLG and FLG on diamond substrates versus sliding velocities with the normal loads of 0, 20, 40 nN

图 6 金刚石表面SLG和FLG在固定载荷下, 摩擦力随扫描速度自然对数的变化曲线

研究表明, 探针的黏滑运动依据Tomlinson和独立谐振模型可以建立如下关系式<sup>[30]</sup>:

$$m_x \ddot{x}_t = c_x (x_M - x_t) - V_0 \frac{2\pi}{a} \sin\left(\frac{2\pi}{a} x_t\right) - \gamma_x \dot{x}_t$$

其中:  $m_x$ 为系统的有效质量,  $a$ 为晶格长度,  $\gamma_x$ 为阻尼常数,  $x_M$ 等于探针扫描速度 $V_M$ 与时间 $t$ 的乘积,  $c_x$ 为探针简化模型的弹性系数,  $x_t$ 为探针在材料表面的运动方程, 摩擦力可以通过公式 $F_x = c_x (x_M - x_t)$ 进行计算. 探针在纳米尺度的黏滑运动可以简化为探针在最小势能处的“粘”的过程和探针在材料表面的最小势能点之间的跳跃过程, “粘”的过程因为探针速度很小, 几乎不耗散能量, 而探针在最小势能处之间的跳跃过程中会达到很高的峰值速度并耗散大量能量<sup>[30]</sup>, 所以将探针的实际运动 $x_t$ 简化为峰值速度 $V_t$ 与时间 $t$ 的乘积, 此时摩擦力主要与探针的扫描速度和跳跃时的峰值速度的差值有关. 在三种载荷状态下, 当扫描速度小于3 μm/s时, 跳跃过程中的峰值速度随着扫描速度的

上升而迅速增大, 数值和增长速率均大于扫描速度, 所以扫描速度与峰值速度差值的绝对值逐渐增大, 单层和少层石墨烯的摩擦力随扫描速度的上升而上升. 而摩擦力与扫描速度的自然对数呈正比是因为在某个温度下, 探针与石墨烯接触区的碳原子本身以一定的速率进行热激发运动, 而探针扫描速度造成接触区的碳原子产生额外的热激发运动, 两者的综合作用导致摩擦力随扫描速度的自然对数增长<sup>[31-32]</sup>. 当扫描速度在3~10 μm/s之间时, 跳跃过程的峰值速度远远大于探针的实际扫描速度, 所以探针扫描速度与峰值速度的差值不发生明显变化, 整个过程耗散的能量不发生明显变化, 造成单层和少层石墨烯的摩擦力基本保持不变<sup>[30, 32]</sup>. 当扫描速度大于10 μm/s时, 探针运动从黏滑运动开始向黏性阻尼运动转变, 摩擦力的主要部分是黏性阻尼项, 此时,  $F_{\text{fric}} \approx \gamma_x V_M$ , 单层或少层石墨烯的摩擦力与探针的扫描速度成正比<sup>[30]</sup>, 单层或少层石墨烯的摩擦力与ln*V*呈自然指数关系, 在金刚石表面

的单层石墨烯与少层石墨烯除了在摩擦力数值上存在区别外,在试验条件下的变化规律也具有一致性。

## 2.4 金刚石基体表面石墨烯在纳米尺度下的耐磨损性能

采用曲率半径为20 nm的氮化硅探针在载荷150 nN、扫描距离500 nm、扫描速度1  $\mu\text{m/s}$ 的条件下,对金刚石基体表面的单层与少层石墨烯在纳米尺度下的耐磨损性能进行研究。图7给出了金刚石表面单层与少层石墨烯的摩擦力随扫描循环的变化曲线。由图7可以看出,660次循环滑动前,单层石墨烯摩擦力在7.03~9.75 nN之间波动,随后,摩擦力发生突变,这表明金刚石上的单层石墨烯发生磨损。相较于单层石墨烯,少层石墨烯的摩擦力在整个试验过程中始终在3.70~5.26 nN之间波动,没有发生明显的突变,这表明少层石墨烯在金刚石基体上没有发生磨损,具有优秀的耐磨性能。在纳米尺度下的磨损试验中,少层石墨烯的寿命要明显长于单层石墨烯。

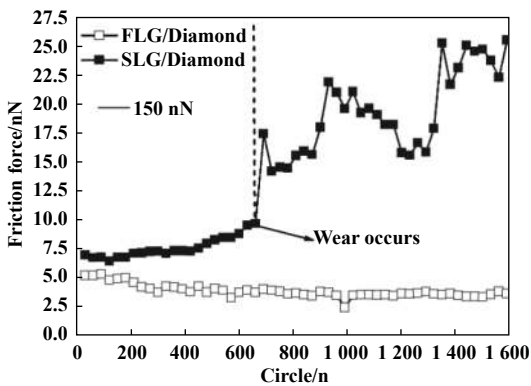


Fig. 7 Friction force of tip sliding on SLG and FLG on diamond substrates versus sliding circles with the normal load of 150 nN recorded in air

图7 金刚石表面SLG和FLG摩擦力随扫描循环的变化曲线

当探针与石墨烯的局部接触应力大于石墨烯的强度,石墨烯会发生磨损。单层石墨烯通过TCVD法制备,制备和转移过程中不可避免地产生缺陷,扫描路径上的缺陷降低了石墨烯的强度,导致石墨烯破损。此外,单层石墨烯表面由于湿法转移过程残留了PMMA和污染物,当探针与石墨烯接触时,很可能与石墨烯上的纳米颗粒发生三体磨粒磨损,造成极大的接触应力,破坏石墨烯。缺陷、表面残留和污染物会显著降低TCVD单层石墨烯的耐磨性能。而少层石墨烯通过机械剥离法制备,其拥有较多的层数和较低的缺陷,层间范德华力可将载荷分散,实现对金刚石基体的有效减摩并抵御高载荷的破坏,具有优秀的耐磨性能。

## 3 结论

a. 在纳米尺度上,金刚石基体的摩擦系数为0.275, TCVD制备的单层石墨烯和机械剥离的少层石墨烯对金刚石基体有显著的减摩作用,在60 nN处,单层石墨烯可以降低金刚石表面87%的摩擦力,少层石墨烯可以降低金刚石93%的摩擦力。石墨烯与金刚石基体的相互作用力弱于与 $\text{SiO}_2/\text{Si}$ 基体的相互作用导致探针滑过石墨烯表面引起的面外褶皱变形增加,接触面积增大,所以金刚石基体上石墨烯的摩擦力会大于 $\text{SiO}_2/\text{Si}$ 基体上石墨烯的摩擦力。

b. 当载荷为0、20和40 nN时,摩擦力随扫描速度自然对数的变化可以分为三个阶段:当扫描速度小于3  $\mu\text{m/s}$ 时,SLG和FLG在金刚石基体上的摩擦力与扫描速度的自然对数呈正比。当扫描速度为3~10  $\mu\text{m/s}$ 时,摩擦力基本保持不变。当扫描速度超过10  $\mu\text{m/s}$ 时,探针滑动由黏滑运动开始向黏性阻尼运动转变,摩擦力与扫描速度呈正比。

c. TCVD法制备和湿法转移过程中造成的缺陷、残留的污染物和PMMA会降低单层石墨烯在金刚石基体上的耐磨性能。机械剥离制备的少层石墨烯由于无缺陷的石墨烯晶体结构在金刚石基体上具有优良的耐磨性能。

## 参考文献

- [1] Bunch J S, Van Der Zande A M, Verbridge S S, et al. Electromechanical resonators from graphene sheets[J]. Science, 2007, 315(5811): 490–493. doi: 10.1126/science.1136836.
- [2] Sun Yu. Study on friction properties of two-dimensional materials at nano-scale[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2017(in Chinese) [孙宇. 二维材料纳米尺度摩擦性能研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2017].
- [3] Hu Wei. First-principles study of carbon materials[D]. Hefei: University of Science and Technology, 2013(in Chinese) [胡伟. 碳纳米材料的第一性原理研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2013].
- [4] Zhao F, Vrajitoarea A, Jiang Q, et al. Graphene-nanodiamond heterostructures and their application to high current devices[J]. Scientific Report, 2015, 5: 13771. doi: 10.1038/srep13771.
- [5] Li Qunyang, Zhang Shuai, Qi Yizhou, et al. Friction of two-dimensional materials at nanoscale: Behaviour and mechanisms[J]. Chinese Journal of Solid Mechanics, 2017, 38(3): 189–214 (in Chinese) [李群仰, 张帅, 祁一洲, 等. 二维材料纳米尺度摩擦行为及其机制[J]. 固体力学学报, 2017, 38(3): 189–214].
- [6] Cho D H, Wang L, Kim J S, et al. Effect of surface morphology on friction of graphene on various substrates[J]. Nanoscale, 2013, 5(7): 3063–3069. doi: 10.1039/c3nr34181j.
- [7] Demirbaş T, Baykara M Z. Nanoscale tribology of graphene grown



- by chemical vapor deposition and transferred onto silicon oxide substrates[J]. *Journal of Materials Research*, 2016, 31(13): 1914–1923. doi: [10.1557/jmr.2016.11](https://doi.org/10.1557/jmr.2016.11).
- [ 8 ] Egberts P, Han G H, Liu X Z, et al. Frictional behavior of atomically thin sheets: hexagonal-shaped graphene islands grown on copper by chemical vapor deposition[J]. *ACS Nano*, 2014, 8(5): 5010–5021. doi: [10.1021/nm501085g](https://doi.org/10.1021/nm501085g).
- [ 9 ] Filleter T, Mcchesney J L, Bostwick A, et al. Friction and dissipation in epitaxial graphene films[J]. *Physical Review Letters*, 2009, 102(8): 086102. doi: [10.1103/PhysRevLett.102.086102](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.102.086102).
- [10] Gong P, Ye Z, Yuan L, et al. Evaluation of wetting transparency and surface energy of pristine and aged graphene through nanoscale friction[J]. *Carbon*, 2018, 132: 749–759. doi: [10.1016/j.carbon.2018.02.093](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2018.02.093).
- [11] Hammad M, Adjizian J J, Sacré C H, et al. Adhesionless and near-ideal contact behavior of graphene on Cu thin film[J]. *Carbon*, 2017, 122: 446–450. doi: [10.1016/j.carbon.2017.06.037](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2017.06.037).
- [12] Kolodziejczyk L, Kula P, Szymanski W, et al. Frictional behaviour of polycrystalline graphene grown on liquid metallic matrix[J]. *Tribology International*, 2016, 93: 628–639. doi: [10.1016/j.triboint.2014.12.003](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.12.003).
- [13] Lee C, Li Q, Kalb W, et al. Frictional characteristics of atomically thin sheets[J]. *Science*, 2010, 328(5974): 76–80. doi: [10.1126/science.1184167](https://doi.org/10.1126/science.1184167).
- [14] Li Q, Lee C, Carpick R W, et al. Substrate effect on thickness-dependent friction on graphene[J]. *Physica Status Solidi (B)*, 2010, 247(11-12): 2909–2914. doi: [10.1002/pssb.v247.11/12](https://doi.org/10.1002/pssb.v247.11/12).
- [15] Paolicelli G, Tripathi M, Corradini V, et al. Nanoscale frictional behavior of graphene on SiO<sub>2</sub>(2) and Ni(111) substrates[J]. *Nanotechnology*, 2015, 26(5): 055703. doi: [10.1088/0957-4484/26/5/055703](https://doi.org/10.1088/0957-4484/26/5/055703).
- [16] Peng Y, Wang Z, Zou K. Friction and wear properties of different types of graphene nanosheets as effective solid lubricants[J]. *Langmuir*, 2015, 31(28): 7782–7791. doi: [10.1021/acs.langmuir.5b00422](https://doi.org/10.1021/acs.langmuir.5b00422).
- [17] Peng Y, Zeng X, Liu L, et al. Nanotribological characterization of graphene on soft elastic substrate[J]. *Carbon*, 2017, 124: 541–546. doi: [10.1016/j.carbon.2017.09.018](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2017.09.018).
- [18] Spear J C, Custer J P, Batteas J D. The influence of nanoscale roughness and substrate chemistry on the frictional properties of single and few layer graphene[J]. *Nanoscale*, 2015, 7(22): 10021–10029. doi: [10.1039/C5NR01478F](https://doi.org/10.1039/C5NR01478F).
- [19] Ye Z, Egberts P, Han G H, et al. Load-dependent friction hysteresis on graphene[J]. *ACS Nano*, 2016, 10(5): 5161–5168. doi: [10.1021/acsnano.6b00639](https://doi.org/10.1021/acsnano.6b00639).
- [20] Zeng X, Peng Y, Lang H. A novel approach to decrease friction of graphene[J]. *Carbon*, 2017, 118: 233–240. doi: [10.1016/j.carbon.2017.03.042](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2017.03.042).
- [21] Liu B, Xuan N, Ba K, et al. Towards the standardization of graphene growth through carbon depletion, refilling and nucleation[J]. *Carbon*, 2017, 119: 350–354. doi: [10.1016/j.carbon.2017.04.055](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2017.04.055).
- [22] Butt H-J, Jaschke M. Calculation of thermal noise in atomic force microscopy[J]. *Nanotechnology*, 1995, 6: 1–7. doi: [10.1088/0957-4484/6/1/001](https://doi.org/10.1088/0957-4484/6/1/001).
- [23] Varenberg M, Etsion I, Halperin G. An improved wedge calibration method for lateral force in atomic force microscopy[J]. *Review of Scientific Instruments*, 2003, 74(7): 3362–3367. doi: [10.1063/1.1584082](https://doi.org/10.1063/1.1584082).
- [24] Wu J, Xu H, Zhang J. Raman spectroscopy of graphene[J]. *Acta Chimica Sinica*, 2014, 72(3): 301. doi: [10.6023/A13090936](https://doi.org/10.6023/A13090936).
- [25] Nemes-Incze P, Osváth Z, Kamarás K, et al. Anomalies in thickness measurements of graphene and few layer graphite crystals by tapping mode atomic force microscopy[J]. *Carbon*, 2008, 46(11): 1435–1442. doi: [10.1016/j.carbon.2008.06.022](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2008.06.022).
- [26] Novoselov K S, Geim A K, Morozov S V, et al. Electric field effect in atomically thin carbon films[J]. *Science*, 2004, 306(5696): 666–669. doi: [10.1126/science.1102896](https://doi.org/10.1126/science.1102896).
- [27] Li J, Gao T, Luo J. Superlubricity of graphite induced by multiple transferred graphene nanoflakes[J]. *Adv Sci (Weinh)*, 2018, 5(3): 1700616. doi: [10.1002/advs.v5.3](https://doi.org/10.1002/advs.v5.3).
- [28] Liu S W, Wang H P, Xu Q, et al. Robust microscale superlubricity under high contact pressure enabled by graphene-coated microsphere[J]. *Nature Communication*, 2017, 8: 14029. doi: [10.1038/ncomms14029](https://doi.org/10.1038/ncomms14029).
- [29] Nguyen T C, Otani M, Okada S. Semiconducting electronic property of graphene adsorbed on (0001) surfaces of SiO<sub>2</sub>[J]. *Physical Review Letters*, 2011, 106(10): 106801. doi: [10.1103/PhysRevLett.106.106801](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.106.106801).
- [30] Zwörner O, Hölscher H, Schwarz U, et al. The velocity dependence of frictional forces in point-contact friction[J]. *Applied Physics A: Materials Science & Processing*, 1998, 66: S263–S267.
- [31] Gnecco E, Bennewitz R, Gyalog T, et al. Velocity dependence of atomic friction[J]. *Physical review letters*, 2000, 84(6): 1172. doi: [10.1103/PhysRevLett.84.1172](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.84.1172).
- [32] Riedo E, Gnecco E, Bennewitz R, et al. Interaction potential and hopping dynamics governing sliding friction[J]. *Physical Review Letters*, 2003, 91(8): 084502. doi: [10.1103/PhysRevLett.91.084502](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.91.084502).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018178

# 退火温度对氧化铬薄膜结构和高温摩擦学性能的影响

刘晓红<sup>1</sup>, 卢小伟<sup>1,2</sup>, 何乃如<sup>1,2</sup>, 吉利<sup>1</sup>, 李红轩<sup>1\*</sup>, 周惠娣<sup>1</sup>, 陈建敏<sup>1</sup>

(1. 中国科学院兰州化学物理研究所 固体润滑国家重点实验室, 甘肃 兰州 730000;

2. 中国科学院研究生院, 北京 100049)

**摘要:** 采用电弧离子镀技术在GH-4169高温合金基体上沉积氧化铬薄膜, 并对薄膜进行了不同温度的退火处理, 系统研究了不同退火温度(500、600、700和800 °C)对薄膜形貌、薄膜结构、薄膜力学性能及薄膜摩擦学性能的影响。结果表明: 随退火温度升高, 薄膜表面缺陷减少, 氧化铬晶化趋于完善, 薄膜硬度下降。高温摩擦学性能方面薄膜经500和600 °C退火后, 在环境温度从室温到800 °C宽温域范围内摩擦系数较退火前均有所增加; 经800 °C退火后的薄膜在环境温度为400~600 °C时的摩擦系数均明显下降, 但室温摩擦系数明显升高, 宽温域内摩擦系数波动较大; 700 °C退火后薄膜宽温域内摩擦系数在0.21~0.33之间, 波动较小。

**关键词:** 氧化铬薄膜; 退火; 电弧离子镀; 高温; 摩擦学性能

中图分类号: TH 117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0164-07

## Influence of Annealing Temperature on Structure and High Temperature Tribological Properties of Chromium oxide Films

LIU Xiaohong<sup>1</sup>, LU Xiaowei<sup>1,2</sup>, HE Nairu<sup>1,2</sup>, JI Li<sup>1</sup>, LI Hongxuan<sup>1\*</sup>, ZHOU Huidi<sup>1</sup>, CHEN Jianmin<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics,  
Chinese Academy of Sciences, Gansu Lanzhou 730000, China

2. Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

**Abstract:** Chromium oxide thin film was deposited on GH-4169 alloy by arc ion plating (AIP). The effects of annealing temperature (500 °C, 600 °C, 700 °C and 800 °C) on morphology, structure, mechanical properties and tribological properties were studied. The results showed that the chromium oxide film presented a decreasing defect density and hardness, and gradually perfect crystallinity, as the annealing temperature increased. In addition, chromium oxide films annealing at different temperatures presented different high temperature tribological properties: chromium oxide films annealing at 500 °C and 600 °C showed a higher friction coefficient than one as-deposited from 25 °C to 800 °C; chromium oxide films annealing at 800 °C showed a relatively low friction coefficient from 400 °C to 600 °C, while a high friction coefficient (>0.4) at room temperature, which indicated a obvious fluctuation over a wide range of temperature; chromium oxide films annealing at 700 °C showed a stable friction coefficient (0.21~0.33) from 25 °C to 800 °C.

**Key words:** chromium oxide films; annealing; arc ion plating; high temperature; tribological properties

Received 3 December 2018, revised 31 January 2019, accepted 19 February 2019, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: lihx@licp.cas.cn, Tel: +86-931-4968150.

The project was supported by the National Nature Science Foundation of China (51505461), the 973 Project of China (2013CB632300) and the Chinese Academy of Science for financial support.

国家自然科学基金项目(51505461)、国家973项目(2013CB632300)和中国科学院资助。

氧化铬在很长一段时间内一直被认为是最硬的氧化物之一, 具有较高的硬度, 较高的耐磨耐蚀性以及与基体有较高的结合强度, 且可沉积较厚的薄膜等一系列优点, 被广泛应用于数字磁记录读写头保护层、气体轴承等<sup>[1-2]</sup>。此外氧化铬薄膜因具有较高的抗氧化性和特定的光学性能被广泛应用于耐火材料、太阳光吸收材料和影印模具等<sup>[3-5]</sup>。

氧化铬涂层的制备方法主要有等离子喷涂法<sup>[6-7]</sup>和物理气相沉积(PVD)法, 其中物理气相沉积法又主要采用磁控溅射法<sup>[4, 8-13]</sup>和电弧离子镀膜<sup>[14-15]</sup>等。李剑锋等<sup>[6]</sup>用等离子喷涂法在1Cr18Ni9Ti沉积Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>涂层, 研究发现Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>涂层有着较强的耐磨性能, 其磨损率在10<sup>-6</sup> mm<sup>3</sup>/(N·m)左右。Hones等<sup>[8]</sup>利用磁控溅射技术在高速钢上制备了Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>薄膜, 通过控制氧分压和基体温度获得了高硬度的Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>薄膜, 发现其最高硬度可达32 GPa。庞晓露等<sup>[11-12]</sup>利用射频反应磁控溅射的方法在45钢上沉积Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>薄膜, 研究了射频功率和热处理温度等对薄膜结构和力学性能的影响, 发现随射频功率提高薄膜表面粗糙度增大, 硬度下降, 耐磨性能下降; 薄膜经500 °C(高于其晶化温度470 °C)热处理后结晶完善, 硬度增加, 耐磨性能显著提高。纪爱玲等<sup>[15]</sup>利用电弧离子镀膜的方法在不锈钢基体上沉积Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>薄膜, 研究了氧气流量和脉冲偏压对薄膜相结构、沉积速率、表面形貌和薄膜硬度等的影响, 发现偏压对薄膜的结构和硬度有较大影响, 随偏压升高, 薄膜择优生长取向发生变化, 此外当偏压为-200 V时, 薄膜硬度高达36 GPa。

但目前, 国内外科研人员对氧化铬薄膜摩擦学性能的研究并不是很多, 尤其是对氧化铬薄膜高温摩擦学性能的研究更少。鉴于此, 本文中采用电弧离子镀膜的方法在GH-4169高温合金表面沉积氧化铬薄膜, 并着重研究了不同退火温度对薄膜结构和高温摩擦学性能的影响。

## 1 试验部分

### 1.1 薄膜制备

采用电弧离子镀膜(AIP)技术沉积CrO<sub>x</sub>薄膜, 以金属Cr(质量分数为99%)为阴极靶材, 以GH-4169高温合金(Φ20 mm×8 mm)和p(111)单晶硅为基体。单晶硅上沉积的薄膜主要用来检测薄膜的内应力等。GH-4169高温合金的前处理过程为首先用砂纸抛光至镜面, 经丙酮超声波清洗15 min后, 放置于真空室内。为了提高薄膜与基体的结合强度, 先沉积一层200 nm的Cr作为过

渡层, 再沉积氧化铬薄膜。薄膜沉积参数为: 背底真空度为7.0×10<sup>-3</sup> Pa, 沉积气压为0.4 Pa, 控制O<sub>2</sub>/Ar流量比为0.5:1, 弧电流为70 A, 偏压100 V, 沉积时间120 min。最后分别在500、600、700和800 °C的温度下对氧化铬薄膜进行退火处理, 保温时间为120 min。

### 1.2 薄膜测试

利用日本力学公司的X射线衍射仪(XRD)分析薄膜的晶体结构, 工作条件为Cu Ka射线(波长为0.154 056 nm), 掠射角为2°, 扫描范围为20°~70°。采用JSM-6701F冷场发射扫描电镜(FESEM)对薄膜的表面形貌和元素组成进行分析。

采用英国Micro Materials Ltd制造的Nanotest 600型纳米压痕仪测定薄膜的硬度, 为了消除基体对薄膜硬度的影响, 压入深度为薄膜厚度的1/10。硬度和弹性模量数值根据著名的Oliver-Pharr方法通过卸载曲线计算得出, 每个样品平行测试5次, 取平均值。

采用CSM型高温摩擦磨损试验机考察薄膜在不同温度下的摩擦学性能, 试验条件如下: 对偶为Φ6 mm的Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>陶瓷球, 法向载荷2 N, 滑动速度为5 cm/s, 摩擦半径为5 mm, 测试时间为30 min, 测试温度分别为25、400、600和800 °C。利用表面轮廓仪测量薄膜的磨损体积, 并计算出磨损率。每种条件下薄膜的摩擦磨损试验重复3次, 摩擦系数和磨损率均为3次试验数据的平均值。

## 2 结果与讨论

### 2.1 薄膜的结构分析

图1给出了氧化铬薄膜XRD图谱随退火温度的变化。从图1可以看出, Cr峰的出现主要是由于XRD检测深度较深, 而薄膜厚度较小, Cr峰主要源于过渡层的

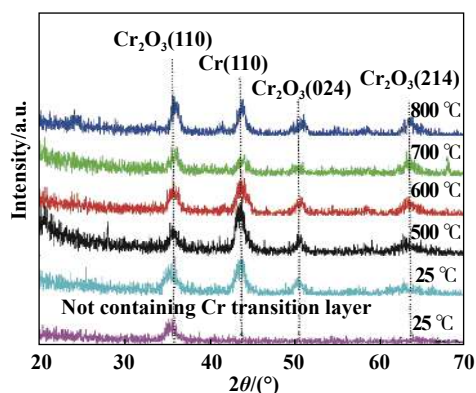


Fig. 1 XRD patterns of chromium oxide films as-deposited after annealing at different temperatures

图1 氧化铬薄膜XRD图谱随退火温度的变化

Cr. 对比 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 各峰宏观上可以发现薄膜在退火前后并无出现晶面择优生长的变化, 而从细微处我们可以发现 $\text{Cr}_2\text{O}_3(110)$ 峰半峰宽随退火温度的升高明显变小. 众所周知, XRD衍射峰的半峰宽主要受晶粒大小和结晶度影响, 一般来讲, 晶粒越大, 结晶越完善, XRD峰半峰宽越小; 反之, 半峰宽越大. 本文中 $\text{Cr}_2\text{O}_3(110)$ 峰的半峰宽变小则主要是由于随退火温度的升高,  $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 结晶逐渐趋于完善, 同时晶粒长大, 结晶的完善和晶粒的变大均导致了衍射峰半峰宽变小.

为了进一步研究氧化铬薄膜退火前后结构的变

化, 又对薄膜进行了TEM分析. 图2给出了薄膜700 °C退火前后的TEM照片和相应的SAED图谱. 从高分辨TEM照片[图2(a2)]可以发现, 退火前薄膜晶界清晰可见已经呈晶体生长, 但相应区域SAED照片中模糊的晕环和点阵[图2(a1)]说明氧化铬薄膜此时结晶不完全. 经700 °C退火后, 高分辨TEM照片中 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 的晶界更加清晰[图2(b2)], SAED照片中显示了 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 清晰的衍射点阵[图2(b1)], 都说明了退火后氧化铬薄膜结晶度趋于完善及 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 的多晶特性<sup>[16]</sup>, 这一结果与XRD的研究结构相一致.

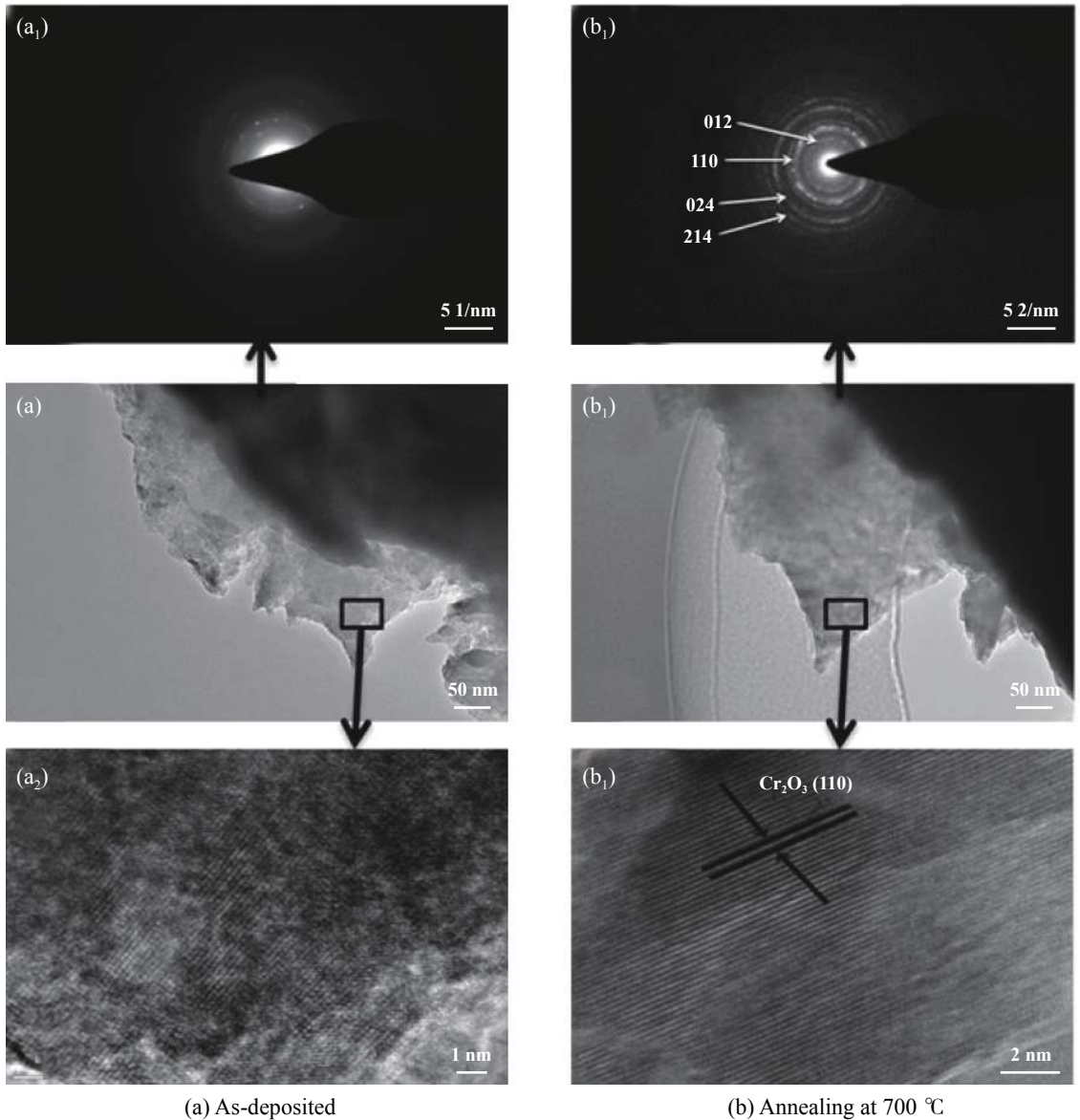


Fig. 2 TEM micrographs of chromium oxide films as-deposited and annealing at 700 °C

图2 700 °C退火前后氧化铬TEM的变化

## 2.2 不同退火温度对薄膜组成的影响

表1列出了氧化铬薄膜不同温度退火后元素组成

的变化. 从表1中可以看出, 薄膜退火前后元素组成的原子比均接近于2:3, 符合 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 的化学计量比. 首先

表1 不同温度退火后氧化铬薄膜的元素组成

Table 1 Elementary composition of chromium oxide films as-deposited after different annealing temperature

| Annealing temperature | Elementary composition of chromium oxide films |        |
|-----------------------|--|--------|
|                       | w(Cr)/%  | w(O)/% |
| As-deposited          | 38.77  | 61.23  |
| 500 °C                | 39.67  | 60.33  |
| 600 °C                | 38.62  | 61.38  |
| 700 °C                | 39.81  | 60.19  |
| 800 °C                | 39.14  | 60.86  |

对于预沉积的薄膜来说, 由于 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 较 $\text{CrO}_2$ 、 $\text{Cr}_{12}\text{O}_5$ 等Cr的氧化物在室温到800 °C具有较低的吉布斯生成能, 因此优先生成 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ . 在退火过程中, 由于 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 的吉布斯自由能较低也不会转化为其他形式的氧化物, 因此 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 表现出了很强的热力学稳定性. 此外, 薄膜中的O原子稍微偏高, 这主要是由于薄膜表面吸附有少量来自大气中的O.

### 2.3 薄膜的形貌分析

#### 2.3.1 薄膜的表面形貌

图3给出了氧化铬薄膜表面形貌随退火温度的变化. 从图3可以看出, 氧化铬薄膜在退火前表面有大量的针孔[图3(a)], 这些针孔是PVD法沉积薄膜很难避免

的. 薄膜经600 °C退火后, 氧化铬发生晶化, 薄膜表面光滑, 但仍有少量针孔等缺陷出现[图3(b)]; 薄膜经700 °C退火后, 表面不仅针孔消失, 同时还出现一层尺寸均一的小颗粒形成新的表面层, 且颗粒尺寸较600 °C退火后的增大. 出现这种现象主要是由于氧化铬在经过高温退火后晶化所致. 据文献[17]报道, 氧化铬的相转变温度在470~480 °C左右. 薄膜经600 °C退火后虽然表面发生晶化, 但晶化不完全, 因此薄膜表面仍有少量针孔存在. 随退火温度升高到700 °C时, 薄膜晶化趋于完善, 薄膜表面针孔几乎消失殆尽, 光滑致密, 颗粒尺寸也随退火温度的升高逐渐增大.

#### 2.3.2 薄膜的断面形貌

图4给出了氧化铬薄膜经不同温度退火后薄膜的断面形貌图. 从图4可以看出, 氧化铬薄膜在退火前后Cr过渡层与基体、Cr过渡层与 $\text{Cr}_2\text{O}_3$ 层界面清晰. 此外, 在退火前薄膜断面致密, 无柱状晶结构[图4(a)], 是由于氧化铬薄膜导电性差, 在制备过程中粒子沉积到样品表面后剩余能量较少, 没有充足的能量转移, 因此大多数形成的为无序非晶态结构, 非晶态为亚稳态, 加热处理后, 将发生非晶态向晶态的转变. 经600 °C退火后, 薄膜断面开始形成柱状晶结构[图4(b)], 但柱

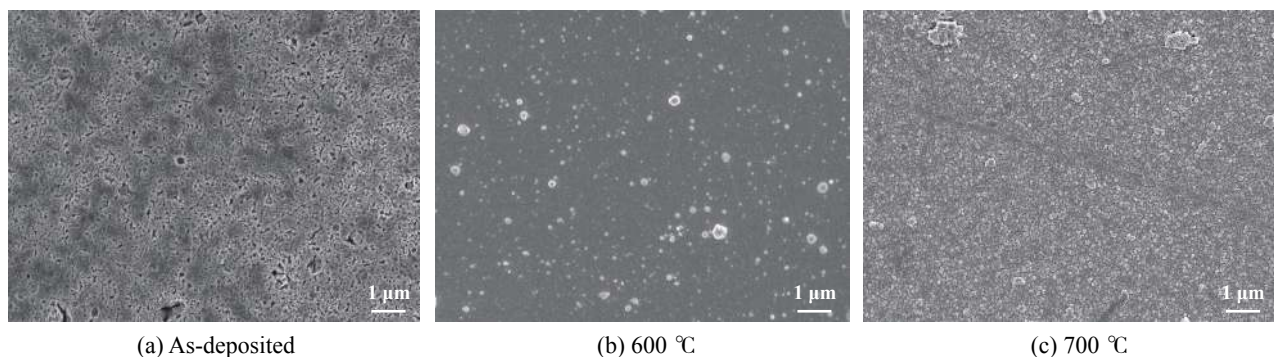


Fig. 3 SEM micrographs of chromium oxide films as-deposited after annealing at different temperature:

图3 氧化铬薄膜表面形貌随退火温度的变化

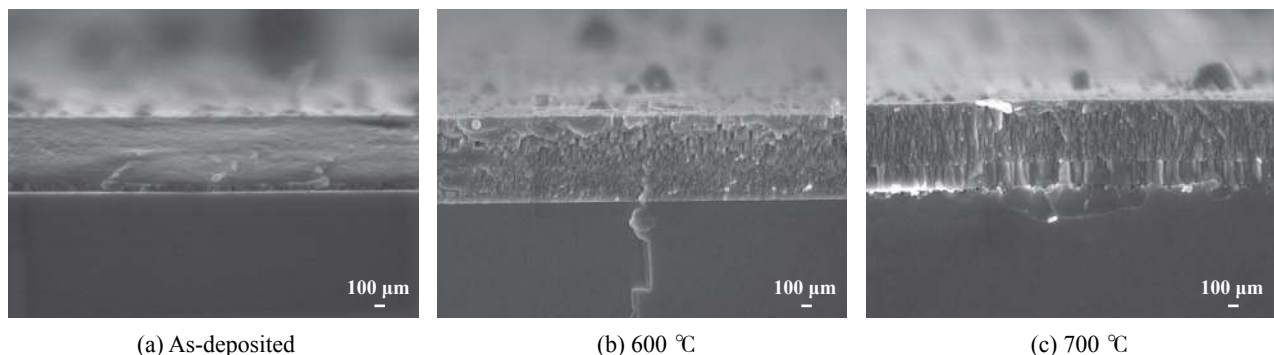


Fig. 4 SEM cross-section images of chromium oxide films as-deposited after annealing at different temperatures

图4 氧化铬薄膜断面形貌随退火温度的变化

状晶结构不够完善;经700 °C退火后,薄膜从过渡层到Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>层均形成了完善的柱状晶结构,同时柱状结构排列整齐[图4(c)],也进一步解释了薄膜表面呈现出尺寸均一颗粒的原因(颗粒是柱状结构顶端).

### 2.4 薄膜力学性能分析

图5给出了氧化铬薄膜经不同温度退火后薄膜硬度及弹性模量的变化.从图5可以看出薄膜在退火前硬度高达39 GPa,随着退火温度的升高,薄膜的硬度逐渐降低,当退火温度为800 °C时薄膜的硬度下降到12 GPa.影响薄膜硬度的因素除了材料本身以外,还有薄膜的结构、晶粒尺寸以及内应力等等.一般来讲,致密的结构、小的晶粒尺寸及适当的压应力有利于薄膜硬度的提高,而疏松的结构,大的晶粒尺寸及大的拉应力则会导致薄膜硬度的降低.同时根据Hall-Petch关系式可以知道,晶粒尺寸越小,位错阻塞效应会越明显,位错密度的升高也就促使了薄膜硬度的提高.退火前薄膜的高硬度主要是由于薄膜致密的结构,退火后薄膜硬度下降则是由于薄膜结构转变为柱状晶或者有转变为柱状晶的趋势,柱状晶结构使薄膜疏松化,从而导致了薄膜硬度的下降.此外,从图5中还可以看出,氧化铬薄膜的杨氏弹性模量随退火温度的升高先增大后减小,当退火温度为700 °C时,薄膜弹性杨氏模量达到最大值279 GPa.材料的杨氏模量是材料应力与应变的比值,表征在弹性限度内物质材料抗拉或抗压的物理量,其大小标志了材料的刚性,杨氏模量越大,越不容易发生形变.

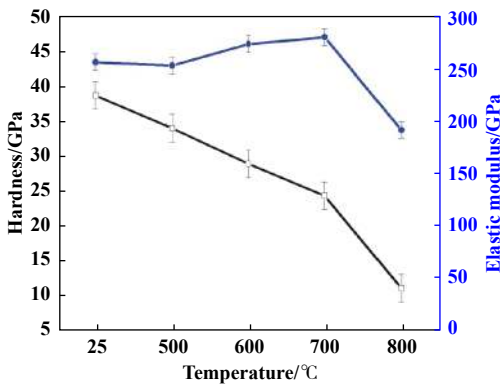


Fig. 5 The hardness and elastic modulus of chromium oxide films as-deposited after different annealing temperatures  
图5 氧化铬薄膜的硬度和弹性模量随退火温度的变化

### 2.5 薄膜摩擦学性能分析

图6显示了氧化铬薄膜经过不同温度退火处理后,在不同环境温度下的摩擦系数.从图6中可以看出,退火前的氧化铬薄膜在室温下的摩擦系数为

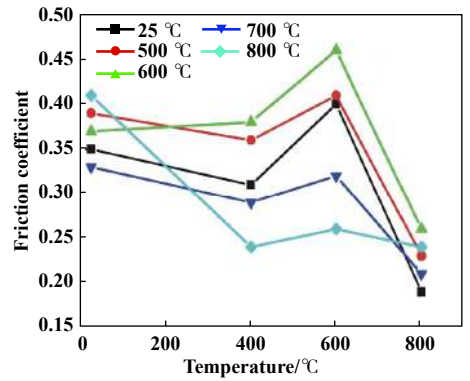


Fig. 6 Friction coefficient of chromium oxide films as-deposited after different annealing temperatures  
图6 氧化铬薄膜摩擦系数随退火温度的变化

0.30~0.35,当环境温度为600 °C时,摩擦系数升高到0.4以上,环境温度为800 °C时,摩擦系数急剧下降到0.2以下,可见原始薄膜在环境温度为400~600 °C具有相对较高的摩擦系数.经500和600 °C退火处理后的薄膜,在宽温域内的摩擦系数并没有下降,反而有了大幅上升,这主要是由于薄膜经500和600 °C退火后,氧化铬晶化不完全,薄膜处于过渡状态,薄膜既没有了退火前良好的力学性能,表面也依然有缺陷存在,这些均导致了薄膜摩擦系数的升高.经700 °C退火处理后的氧化铬薄膜在环境温度从室温到600 °C的摩擦系数均有下降,尤其是在环境温度为600 °C时,摩擦系数明显改善,这主要是由于薄膜经700 °C退火后,Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>结晶完全,硬度虽较退火之前有所下降,但其弹性模量有了较大提升,依然具有良好的力学性能,同时薄膜表面缺陷基本消失.经800 °C退火后的氧化铬薄膜在室温下的摩擦系数有明显上升,这主要是由于薄膜经800 °C退火处理后,其力学性能大幅度下降所致.图7给出了未经退火处理及经700 °C退火处理后的氧化铬

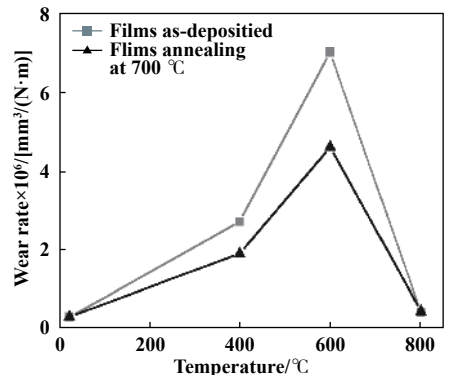


Fig. 7 Wear rate of chromium oxide films as-deposited and annealing at 700 °C  
图7 700 °C退火前后Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>薄膜磨损率的变化

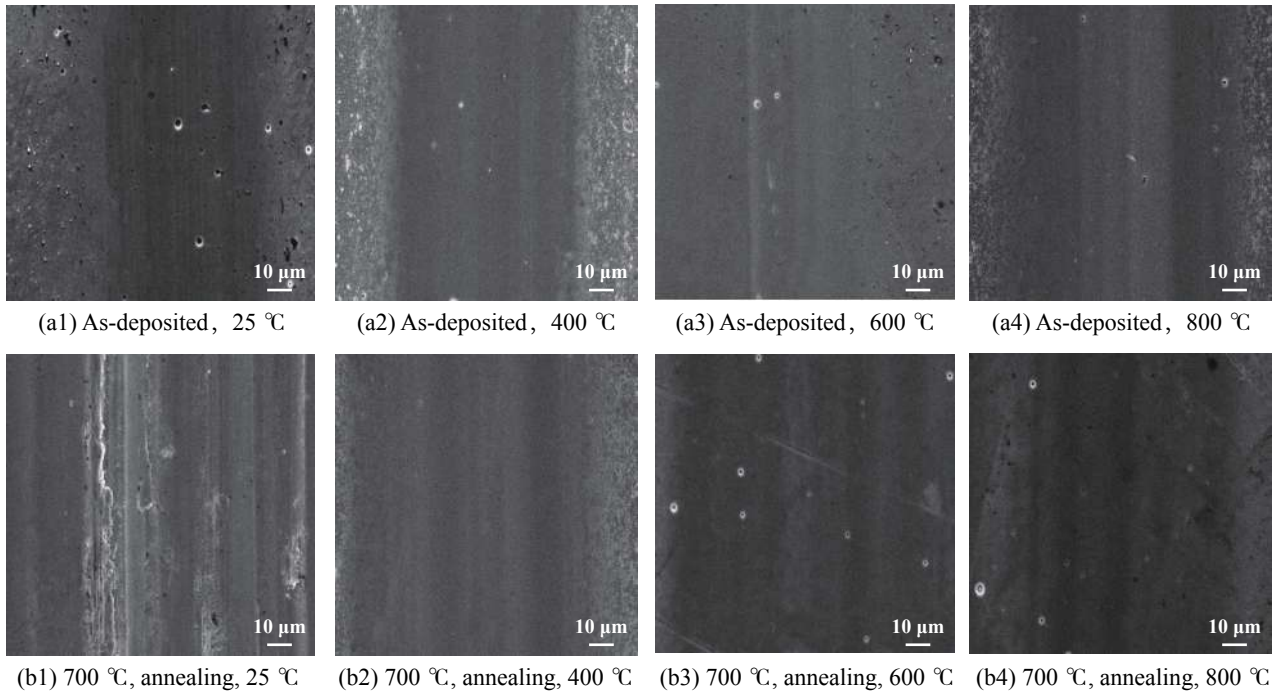


Fig. 8 The wear track SEM pictures of chromium oxide films as-deposited and annealing at 700 °C  
图8 未经退火处理和经700 °C退火处理后的氧化铬薄膜在不同环境温度下磨痕形貌的SEM照片

薄膜, 经过不同环境温度摩擦后, 其磨损率的变化情况。从图7可以看出, 这两类薄膜在环境温度为室温和800 °C下的磨损率变化不大, 且均较小, 约为 $3 \times 10^{-7} \sim 4 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ ; 但经700 °C退火处理后的薄膜在环境温度为400~600 °C的磨损率则产生较为明显的下降, 环境温度为400 °C时, 薄膜的磨损率从退火前的 $2.7 \times 10^{-6} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 下降至退火后的 $1.9 \times 10^{-6} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ , 环境温度为600 °C时, 薄膜的磨损率从退火前的 $7.0 \times 10^{-6} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 下降至退火后的 $4.6 \times 10^{-6} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 。相比较而言, 氧化铬薄膜经700 °C退火后, 其在宽温域内的摩擦磨损性能均有所改善, 其原因主要是薄膜晶化形成了光滑致密的新表面层。

为了研究退火前后氧化铬薄膜在宽温域内的摩擦磨损机理, 对未经退火处理和经700 °C退火处理后的薄膜在环境温度为室温、400、600和800 °C的磨痕形貌进行了分析, 结果如图8所示。从图8中可以看出, 在退火前磨痕中有较多的针孔, 退火后针孔减少或消失, 与薄膜的表面形貌变化一致; 此外, 未经退火处理和经700 °C退火处理后的薄膜在环境温度为25、400和800 °C时磨痕形貌变化不大, 均较为光滑, 在环境温度为25和400 °C磨痕中可以看到模糊的犁沟, 说明在此温度下, 薄膜的磨损以磨粒磨损和疲劳磨损为主, 而在环境温度为600 °C时的磨痕形貌则有了显著的变化: 未经退火处理薄膜的磨痕中存在明显的黏着现

象, 这是由于在600 °C时, 薄膜开始晶化, 但晶化不完全, 力学性能下降, 其磨损主要表现为黏着磨损和塑性变形; 经700 °C退火后的薄膜则晶化完善, 其磨痕光滑, 黏着磨损明显减弱[见图8(a<sub>3</sub>)和(b<sub>3</sub>)]。当环境温度为800 °C时, 即使是未退火的薄膜在此温度下晶化程度也趋于完善, 因此两种薄膜均表现出较低的磨损率和摩擦系数。

未经退火处理和经700 °C退火处理后的氧化铬薄膜, 在环境温度为25~400 °C时的磨损主要以由磨粒磨损和脆性断裂引起的疲劳磨损为主; 环境温度为600 °C时的磨损则由退火前的塑性变形和严重黏着磨损转变为退火后的轻微黏着磨损和疲劳磨损; 环境温度为800 °C时, 退火前后的薄膜均表现为轻微的擦伤和变形。

### 3 结论

a. 采用电弧离子镀方法制备了氧化铬薄膜, 并对薄膜进行了不同温度(500、600、700和800 °C)的退火处理。

b. 随退火温度升高, 氧化铬薄膜晶化趋于完善, 由致密结构转变为柱状晶, 退火温度高于700 °C薄膜形成完善的柱状晶。

c. 随退火温度升高, 氧化铬薄膜的硬度逐渐下降, 但弹性模量在700 °C退火后急剧升高。

d. 经 700 °C 退火处理后的氧化铬薄膜在室温到 800 °C 宽温域范围内的摩擦磨损性能均明显改善, 尤其是环境温度在 600 °C 时, 摩擦系数和磨损率均明显下降, 薄膜在宽温域的摩擦系数稳定在 0.23~0.33, 波动较小。

## 参考文献

- [1] Bharat Bhushan. Tribological studies of chromium oxide films for magnetic recording applications[J]. *Thin Solid Film*, 1997, 311(1-2): 67-80. doi: [10.1016/S0040-6090\(97\)00453-7](https://doi.org/10.1016/S0040-6090(97)00453-7).
- [2] Bijker, Bastiaens, Draaisma, et al. The development of a thin Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> wear protective coating for the advanced digital recording system[J]. *Tribology International*, 2003, 36(4-6): 227-233. doi: [10.1016/S0301-679X\(02\)00191-3](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(02)00191-3).
- [3] Contoux, Cosset, Célérier, et al. Deposition process study of chromium oxide thin films obtained by d.c. magnetron sputtering[J]. *Thin Solid Films*, 1997, 292(1-2): 75-84. doi: [10.1016/S0040-6090\(96\)08941-9](https://doi.org/10.1016/S0040-6090(96)08941-9).
- [4] Agouram, amp x, Bodart, et al. Characterisation of reactive unbalanced magnetron sputtered chromium oxynitride thin films with air[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2004, 180(0): 164-168.
- [5] Hong SB, Kim E, Jiang ZT, et al. Effects of gas ring position and mesh introduction on film quality and thickness uniformity[J]. *Materials Science and Engineering: B*, 1997, 45(1-3): 98-101. doi: [10.1016/S0921-5107\(96\)01913-7](https://doi.org/10.1016/S0921-5107(96)01913-7).
- [6] J Li, Zhang, J Huang, et al. Mechanical and tribological properties of plasma-sprayed Cr<sub>2</sub>C<sub>3</sub>-NiCr, WC-Co, and Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> coating[J]. *Journal of Thermal Spray Technology*, 1998, 7(2): 242-246. doi: [10.1361/105996398770350981](https://doi.org/10.1361/105996398770350981).
- [7] Zhang Jian, Yang Jun, Zhu Langtao. Microstructure and wear resistance of Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> based ceramic coatings deposited by supersonic atmosphere plasma spraying[J]. *Ordnance Material Science and Engineering*, 2012, 35(2): 4-8 (in Chinese) [张建, 杨军, 朱浪涛. 超音速等离子喷涂 Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 陶瓷涂层的微观组织及其耐磨性能[J]. *兵器材料科学与工程*, 2012, 35(2): 4-8].
- [8] P Hones. Characterization of sputter-deposited chromium oxide thin films[J]. *Surface and Coating Technology*, 1999, 120: 277-283.
- [9] Luo Fei, Pang Xiaolu, Gao Kewei, et al. Effects of radio frequency power on mechanical properties and wear resistance of chromium oxide thin films[J]. *Journal of Materials Engineering*, 2007(1): 25-28 (in Chinese) [罗飞, 庞晓露, 高克玮, 等. 射频功率对氧化铬薄膜的力学性能和耐磨损性能的影响[J]. *材料工程*, 2007(1): 25-28]. doi: [10.3969/j.issn.1001-4381.2007.01.006](https://doi.org/10.3969/j.issn.1001-4381.2007.01.006).
- [10] Luo Qinghong, Yang Huisheng, Zhang Tianwei, et al. Sputtering angle and quality of chromium oxide coatings on Irregularly shaped work-piece[J]. *Chinese Journal of Vacuum Science and Technology*, 2008, 28: 13-16 (in Chinese) [罗庆洪, 杨会生, 张天伟, 等. 溅射角度对氧化铬薄膜性能结构的影响[J]. *真空科学与技术学报*, 2008, 28: 13-16].
- [11] Pang Xiaolu, Gao Kewei, Yang Huisheng, et al. Interfacial microstructures of chromium oxide coatings[J]. *Journal of Vacuum Science and Technology*, 2008, 28(5): 420-423 (in Chinese) [庞晓露, 高克玮, 杨会生, 等. 氧化铬薄膜的界面高分辨研究[J]. *真空科学与技术学报*, 2008, 28(5): 420-423].
- [12] Pang Xiaolu, Luo Fei, Gao Kewei, et al. Influence of annealing temperature/time on structure and mechanical properties of chromium oxide coating by magnetron sputtering[J]. *Vacuum*, 2007, 44(6): 43-47 (in Chinese) [庞晓露, 罗飞, 高克玮, 等. 热处理对磁控溅射制备氧化铬涂层的结构及力学性能的影响[J]. *真空*, 2007, 44(6): 43-47]. doi: [10.3969/j.issn.1002-0322.2007.06.011](https://doi.org/10.3969/j.issn.1002-0322.2007.06.011).
- [13] Xiong Xiaotao, Yan Liangchen, Yang Huisheng. Deposition technology and properties of Chromium Oxide Coatings By RF reactive sputtering[J]. *Journal of University Science and Technology Beijing*, 2005, 27(2): 205-208 (in Chinese) [熊小涛, 阎良臣, 杨会生. 射频反应磁控溅射制备氧化铬薄膜技术及性能[J]. *北京科技大学学报*, 2005, 27(2): 205-208]. doi: [10.3321/j.issn:1001-053X.2005.02.018](https://doi.org/10.3321/j.issn:1001-053X.2005.02.018).
- [14] Ji Wang, Song Wang, SunWen. Microstructures and mechanical properties of Chromium oxide films by arc ion plating[J]. *Materials Letters*, 2004, 58(14): 1993-1998. doi: [10.1016/j.matlet.2003.12.029](https://doi.org/10.1016/j.matlet.2003.12.029).
- [15] Ji Ailing, Wang Wei, Song Guihong, et al. Microstructure and hardness of Chromium oxide coatings by arc ion plating[J]. *ACTA Metallurgica Sinica*, 2003, 39(9): 979-983 (in Chinese) [纪爱玲, 汪伟, 宋贵宏, 等. 电弧离子镀氧化铬涂层的组织结构和硬度[J]. *金属学报*, 2003, 39(9): 979-983]. doi: [10.3321/j.issn:0412-1961.2003.09.016](https://doi.org/10.3321/j.issn:0412-1961.2003.09.016).
- [16] Wang Tiegang, Jeong Dawoon, Kim Soohyun, et al. Study on nanocrystalline Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub> films deposited by arc ion plating: I. composition, morphology, and microstructure analysis[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2012, 206(10): 2629-2637. doi: [10.1016/j.surfcoat.2011.10.058](https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2011.10.058).
- [17] Pang Xiaolu. Characterization of growth and mechanical properties of Chromium oxide coating deposited by RF magnetron sputtering[D]. Beijing: University Science and Technology Beijing, 2008 (in Chinese) [庞晓露. 氧化铬薄膜的生长机理及力学性能表征[D]. 北京: 北京科技大学, 2008].



DOI: 10.16078/j.tribology.2018091

# 考虑空化效应的螺旋槽机械密封液膜动力学特性研究

孟祥锐\*, 江莹莹, 赵文静, 江锦波, 彭旭东  
(浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310032)

**摘要:** 考虑液膜空化效应的影响, 研究螺旋槽液体润滑机械密封的动力学特性. 基于液体润滑理论和小扰动法, 建立了考虑液膜空化的密封微扰膜压控制方程, 采用有限单元法对端面液膜三自由度微扰下的液膜刚度和阻尼系数进行了数值求解, 分析了不同参数对液膜密封动力系数的影响. 螺旋槽深度在 10  $\mu\text{m}$  左右、槽坝比在 0.75 左右、槽宽比在 0.4 左右, 螺旋角在 9° 左右时液膜具有最大的轴向和角向刚度系数. 螺旋槽深度在 5  $\mu\text{m}$  左右、槽宽比在 0.6 左右、螺旋角在 20° 左右时, 两角向交叉阻尼绝对值最大. 初始偏角的存在使密封压力呈现非对称性, 从而使两角向动力系数绝对值不再相等. 液膜轴向刚度  $k_{zz}$  在数量级上远大于其余液膜刚度值, 液膜轴向阻尼  $d_{zz}$ 、角向阻尼  $d_{\alpha\alpha}$  和  $d_{\beta\beta}$  远大于液膜其余阻尼值且随着转速和间隙的增大而减小.

**关键词:** 空化; 螺旋槽; 小扰动法; 有限单元法; 动力系数  
**中图分类号:** TH117.2 **文献标志码:** A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0171-10

## Fluid Film Dynamic Characteristics of Spiral-Grooved Mechanical Seals with Cavitation Effect

MENG Xiangkai\*, JIANG Yingying, ZHAO Wenjing, JIANG Jinbo, PENG Xudong

(Mechanical Engineering College, Zhejiang University of Technology, Zhejiang Hangzhou 310032, China)

**Abstract:** Considering the cavitation effect in the liquid film, the dynamic characteristics of spiral-grooved liquid lubricated mechanical seal were studied. The perturbation film pressure equations of spiral groove fluid film seal with cavitation effect were presented by the perturbation method based on the liquid lubrication theory. The 3D stiffness and damping coefficients of the liquid film were numerically solved by the finite element method, and the influence of different parameters on the dynamic coefficients of the liquid film was analyzed. When the groove depth was about 10  $\mu\text{m}$ , the groove dam ratio was about 0.75, groove width ratio was about 0.4 and the spiral angle was about 9°, the film gave the maximum axial and angular stiffness coefficients. When the groove depth was about 5  $\mu\text{m}$ , groove width ratio was about 0.6 and the spiral angle was about 20°, the film gave the maximum absolute value of the angular cross damping coefficients. The film pressure was unsymmetrical when the seal rings were misaligned and the cross-angular dynamic coefficients were not equal to each other in the absolute value. The magnitude of the axial stiffness  $k_{zz}$  were far greater than the other stiffness values. The axial damping  $d_{zz}$  and angular damping  $d_{\alpha\alpha}$  and  $d_{\beta\beta}$  was far greater than the other damping values and decreased with the increase of the rotational speed and clearance.

**Key words:** cavitation; spiral grooves; small perturbation method; finite element method; dynamic coefficients

Received 21 July 2018, revised 27 September 2018, accepted 12 October 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: mengxk@zjut.edu.cn, Tel: 86-571-88320293.

The project was supported by the National Natural Science Foundation(51775505, U1737202) and the Natural Science Foundation of Zhejiang Province (LY17E050018, LQ16E050009).

国家自然科学基金项目(51775505, U1737202)和浙江省自然科学基金项目(LY17E050018, LQ16E050009)资助.

液体润滑机械密封被广泛应用于船舶、航空和化工等领域<sup>[1]</sup>,是旋转流体机械的关键基础部件,主要作用是防止高压、高温、有毒和有害的介质泄漏,一旦机械密封失效将造成安全隐患和经济损失.但机械密封在运行的过程中容易受到冲击振动和工况的改变,从而容易使液膜失稳导致密封失效.为减少端面磨损,使机械密封端面产生流体动压润滑,常在密封端面上开设流体动压沟槽<sup>[2-4]</sup>.比较而言,螺旋槽以具有较优的流体动压效应和良好的液体泄漏控制能力而获得了大量的应用.关于螺旋槽密封的稳态研究集中在多个方面.陆建花等<sup>[5]</sup>和Ma等<sup>[6]</sup>研究了螺旋槽参数对密封性能的影响,为螺旋槽端面密封的参数设计提供了指导;Hashimoto等<sup>[7]</sup>和魏超等<sup>[8]</sup>对传统螺旋槽进行了几何优化,进一步改善了密封性能.Zhou等<sup>[9]</sup>和Blasiak等<sup>[10]</sup>研究了热效应作用下的螺旋槽密封性能.李振涛等<sup>[11-12]</sup>分析了螺旋槽端面液膜空化发生的机理.与Elord的空化算法<sup>[13]</sup>相比,陈汇龙等<sup>[14]</sup>考虑了热效应下温度对空化压力的依变关系,进一步完善了空化理论.研究表明,螺旋槽液膜在高转速、高黏度下易发生空化,空化对密封性能影响显著,不可忽视空化因素的影响.

气膜和液膜的动力学性能决定了机械密封运行的稳定性和可靠性,国内外学者在动力学方面开展了大量的理论和试验研究.对于干气密封,陈源等<sup>[15]</sup>研究了螺旋槽结构参数对理想气体干气密封动态特性的影响.许恒杰等<sup>[16]</sup>在理想气体的基础之上进一步研究了实际气体效应和阻塞流效应对干气密封动态特性的影响.胡松涛等<sup>[17]</sup>研究了螺旋槽干气密封在扰动工况下的瞬态特性.与干气密封不同,液膜润滑机械密封的液膜易产生空化,对密封的动力学性能产生重要影响.Lund<sup>[18]</sup>和Goodwind等<sup>[19]</sup>采用小扰动法求解了径向轴承液膜动力系数,给出了动力学特性分析的研究方法.Rao等<sup>[20]</sup>和刘鸣<sup>[21]</sup>等基于Elord的空化算法<sup>[13]</sup>,求解了考虑空化效应的动载径向轴承液膜动态特性,证实了空化因素也会对液膜动态特性产生影响.Lin等<sup>[22]</sup>研究了表面织构对径向轴承瞬态特性的影响,结果表明织构位置不同会增强或削弱轴承承载力.Zhao等<sup>[23]</sup>、张青雷等<sup>[24]</sup>和Li等<sup>[25]</sup>研究了推力轴承的液膜动态特性,且后者考虑了倾斜对动态特性的影响,更加全面.Liu等<sup>[26]</sup>分析了扰动条件下液膜空化和密封环的倾斜对机械密封动力学的影响,杨文静等<sup>[27]</sup>利用偏导数法研究了含惯性项的液膜机械密封动态特性,并分析了波度和锥度对液膜动力系数的影响.

相较于轴承,端面密封的液膜具有更高的液膜压力,其动力学特性决定了机械密封的动态行为和密封

性能,因此本文作者在前人工作的基础上,采用有限单元法进行求解,针对螺旋槽液膜润滑端面机械密封,考虑液膜空化作用<sup>[28-29]</sup>,采用SUPG(Steamline-Upwind/Petrov-Galerkin)流场迎风格式<sup>[30]</sup>求解稳态雷诺方程,运用小扰动法求解微扰雷诺方程,获得了螺旋槽液膜密封动力学系数,系统分析了螺旋槽几何参数和工况参数对螺旋槽液膜密封动态特性的影响,研究结果可为机械密封端面螺旋槽的结构设计提供参考.

## 1 计算模型

### 1.1 几何模型

图1(a)所示为典型机械密封结构示意图,由动环、静环、辅助密封圈和弹性元件等组成,动静环之间为润滑液膜,动环端面上靠近外径侧开有如图1(b)所示的螺旋槽,其中 $r_i$ 、 $r_o$ 和 $r_g$ 和分别为端面的内半径、外半径和槽底半径, $\gamma$ 为螺旋角,螺旋线采用对数螺旋线,其槽型方程为 $r=r_g e^{\theta \tan(\gamma)}$ , $\alpha_w$ 和 $\alpha_g$ 分别为一个周期中密封堰和螺旋槽在外径处的周向夹角.理想状态下,机械密封在稳定工况运行,可认为液膜厚度是定值.由于主轴振动和密封环安装偏差的影响作用,密封动静环可能会产生轴向振动和角向摆动,如图1(c)所示.图中 $h_c$ 、 $\alpha$ 、 $\beta$ 分别为密封动静环中心间距,动环相对于静环沿 $x$ 轴和 $y$ 轴的偏角.

### 1.2 数学模型

假设螺旋槽密封端面间润滑液膜为牛顿流体,流动状态为层流,忽略润滑液膜黏性剪切生热,可认为液膜黏度为定值,不计液膜压力沿液膜厚度方向的变化.则在直角坐标系下的润滑液膜的瞬态雷诺方程如式(1)所示.其中 $p$ 为端面间液膜压力, $h$ 为图1(c)中润滑液膜的厚度, $\mu$ 为润滑液膜的动力黏度, $U_x$ 、 $U_y$ 分别为动环表面沿在 $x$ 、 $y$ 轴方向的滑动速度, $\theta=\rho/\rho_1$ , $\rho_1$ 为液体的密度.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{1}{2} U_x \frac{\partial(\theta h)}{\partial x} + \frac{1}{2} U_y \frac{\partial(\theta h)}{\partial y} + \frac{\partial(\theta h)}{\partial t} \quad (1)$$

设机械密封在静平衡位置的初始轴向间隙、 $x$ 轴的初始偏摆和 $y$ 轴的初始偏摆分别为 $z_0$ 、 $\alpha_0$ 和 $\beta_0$ ,则密封端面任意一点 $(x, y)$ 处的液膜厚度 $h_0$ 为

$$h_0(x, y) = \begin{cases} h_c + \alpha_0 y - \beta_0 x & \text{在非槽区} \\ h_c + h_g + \alpha_0 y - \beta_0 x & \text{在槽区} \end{cases}$$

其中: $h_g$ 为螺旋槽槽深, $h_c$ 为密封动静环面中心间距.

给机械密封一小扰动 $\Delta z$ 、 $\Delta \alpha$ 、 $\Delta \beta$ ,机械密封受到小扰动时,会引起液膜厚度的变化,液膜动态厚度 $h$ 的表达式如式(2)所示.

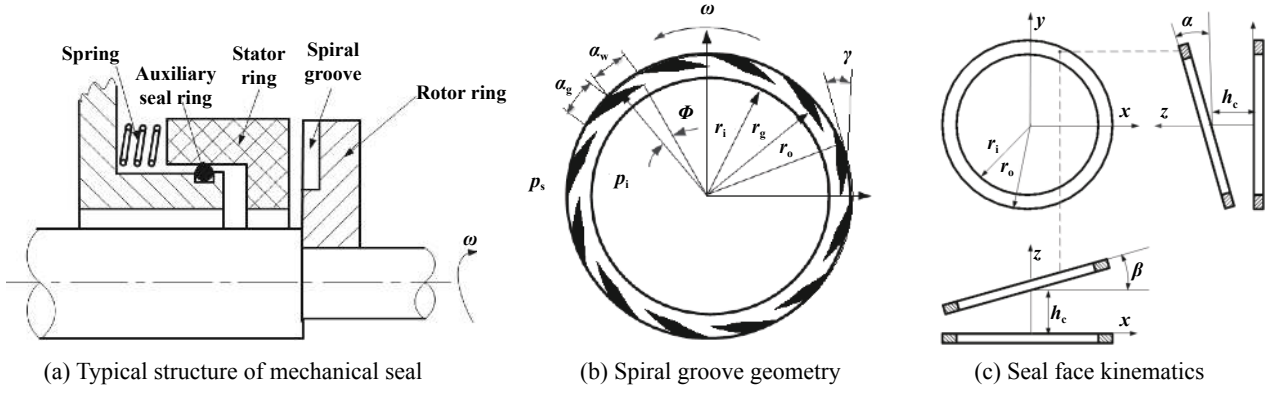


Fig. 1 Geometric model

图 1 几何模型

$$h = h_0 + \Delta z + y\Delta\alpha - x\Delta\beta \quad (2)$$

根据微扰法<sup>[19]</sup>, 油膜厚度的扰动会引起油膜压力的扰动, 压力可视为浮环的扰动位移和扰动速度的函数, 利用Taylor级数展开并只保留线性项得.

$$p = p_0 + p_z\Delta z + p_\alpha\Delta\alpha + p_\beta\Delta\beta + p_z\Delta\dot{z} + p_\alpha\Delta\dot{\alpha} + p_\beta\Delta\dot{\beta} \quad (3)$$

式(3)中各微扰压力表示为

$$\begin{aligned} p_z &= \frac{\partial p}{\partial z}, \quad p_\alpha = \frac{\partial p}{\partial \alpha}, \quad p_\beta = \frac{\partial p}{\partial \beta}, \\ p_{\dot{z}} &= \frac{\partial p}{\partial \dot{z}}, \quad p_{\dot{\alpha}} = \frac{\partial p}{\partial \dot{\alpha}}, \quad p_{\dot{\beta}} = \frac{\partial p}{\partial \dot{\beta}} \end{aligned} \quad (4)$$

将式(2)和式(3)代入密封液膜瞬态润滑方程(1)中, 并略去二阶以上高阶小项, 获得稳态雷诺方程(5a)和微扰雷诺方程(6a)。其中 $p_0$ 为静平衡状态下端面间液膜压力。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial y} \right) = \\ \frac{1}{2} U_x \frac{\partial(\theta h_0)}{\partial x} + \frac{1}{2} U_y \frac{\partial(\theta h_0)}{\partial y} \end{aligned} \quad (5a)$$

由于常规的Galerkin方法会使(5a)的数值结果产生振荡无法收敛, 故采用SUPG流线迎风技术进行处理, 对权函数在流线方向加一摄动项, 以解决迎风方法的加扩散问题, 其变分形式为(5b), 式中 $w$ 为权函数,  $\Omega$ 为计算域,  $\tau^{\text{SUPG}}$ 为稳定性参数。求解(5a)还需补充JFO空化边界条件<sup>[28-29]</sup>和强加压力边界条件(5c)和(5d):

$$\begin{aligned} \int_{\Omega} \left[ \frac{h_0^3}{12\mu} \left( \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial p_0}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial p_0}{\partial y} \right) \right] d\Omega - \\ \int_{\Omega} \left[ w \left( \frac{U_x}{2} \frac{\partial(\theta h_0)}{\partial x} + \frac{U_y}{2} \frac{\partial(\theta h_0)}{\partial y} \right) \right] d\Omega - \\ \int_{\Omega} \left[ \frac{1}{2} \tau^{\text{SUPG}} h_0 \left( \frac{U_x}{2} \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{U_x}{2} \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right. \\ \left. \left( \frac{U_x}{2} \frac{\partial(\theta h_0)}{\partial x} + \frac{U_y}{2} \frac{\partial(\theta h_0)}{\partial y} \right) \right] d\Omega = 0 \end{aligned} \quad (5b)$$

$$\begin{cases} \theta = 1, p > p_c & \text{noncavitation zone} \\ 0 < \theta < 1, p = p_c & \text{cavitation zone} \end{cases} \quad (5c)$$

$$\begin{cases} p_0 = p_i, x^2 + y^2 = r_i^2 \\ p_0 = p_s, x^2 + y^2 = r_o^2 \end{cases} \quad (5d)$$

$$\left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial y} \right) \right] \begin{Bmatrix} p_z \\ p_{\dot{z}} \\ p_\alpha \\ p_{\dot{\alpha}} \\ p_\beta \\ p_{\dot{\beta}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_z \\ Q_{\dot{z}} \\ Q_\alpha \\ Q_{\dot{\alpha}} \\ Q_\beta \\ Q_{\dot{\beta}} \end{Bmatrix} \quad (6a)$$

其中:

$$\begin{aligned} Q_z &= -\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{3h_0^2}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{3h_0^2}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial y} \right) + \\ &\frac{1}{2} U_x \frac{\partial(\theta)}{\partial x} + \frac{1}{2} U_y \frac{\partial(\theta)}{\partial y} \\ Q_{\dot{z}} &= \theta \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_\alpha &= -\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{3h_0^2 y}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{3h_0^2 y}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial y} \right) + \\ &\frac{1}{2} U_x \frac{\partial(\theta y)}{\partial x} + \frac{1}{2} U_y \frac{\partial(\theta y)}{\partial y} \\ Q_{\dot{\alpha}} &= \theta y \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_\beta &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{3h_0^2 x}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{3h_0^2 x}{12\mu} \frac{\partial p_0}{\partial y} \right) - \\ &\frac{1}{2} U_x \frac{\partial(\theta x)}{\partial x} - \frac{1}{2} U_y \frac{\partial(\theta x)}{\partial y} \\ Q_{\dot{\beta}} &= -\theta x \end{aligned}$$

采用Galerkin方法对微扰方程(6a)进行处理, 其变分形式如(6b)所示,  $p_j$ 为扰动压力。求解方程组(6a)所需的内外径边界条件如(6c)所示:

$$\int_{\Omega} \left[ \frac{h_0^3}{12\mu} \left( \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial p_j}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial p_j}{\partial y} \right) \right] d\Omega - \int_{\Omega} (w Q_j) d\Omega = 0 \quad (6b)$$

$$p_j = 0 \quad (j = z, \alpha, \beta, \dot{z}, \dot{\alpha}, \dot{\beta}) \quad (6c)$$

对空化边界条件的处理目前主要有Reynolds边界条件和JFO(Jakobsson-Floberg-Olsson)边界条件, JFO边界条件又称为质量守恒边界条件, 由于Reynolds边界条件不遵循质量守恒准则, 影响数值分析结果的准确性, 而JFO空化边界条件对空化区的计算结果更符合实际, 因此本文中采用文献[30]所提供的基于质量守恒的液膜润滑有限元空化算法求解式(5a), 将求得 $p_0$ 代入微扰Reynolds方程(6a)中, 采用普通有限单元法求解各个微扰压力。

最终利用如下公式可求得微扰状态下的液膜刚度系数 $k$ 和阻尼系数 $d$ :

$$\begin{cases} k_{zi} = - \iint_A p_i dx dy \\ k_{\alpha i} = - \iint_A p_i y dx dy \\ k_{\beta i} = - \iint_A p_i (-x) dx dy \end{cases} \quad (i = z, \alpha, \beta) \quad (7a)$$

$$\begin{cases} d_{zj} = - \iint_A p_j dx dy \\ d_{\alpha j} = - \iint_A p_j y dx dy \\ d_{\beta j} = - \iint_A p_j (-x) dx dy \end{cases} \quad (j = \dot{z}, \dot{\alpha}, \dot{\beta}) \quad (7b)$$

## 2 结果及分析

本文中所采用的计算模型和方法在文献[30]中已进行了验证, 在此不作赘述, 本文中计算的几何参数和工况参数列于表1中, 如无特殊说明, 所取参数均为表1所示值。

### 2.1 液膜动力学系数影响研究

研究表明<sup>[23]</sup>, 虽然轴向微扰和角向微扰相互耦合, 但两者的相互影响作用很小, 因此轴向微扰引起的角向刚度和阻尼 $k_{\alpha z}$ 、 $k_{\beta z}$ 、 $d_{\alpha z}$ 、 $d_{\beta z}$ 以及角向微扰引起的轴向刚度和阻尼 $k_{z\alpha}$ 、 $k_{z\beta}$ 、 $d_{z\alpha}$ 、 $d_{z\beta}$ 可忽略不计, 因此所研究的液膜动力学特性系数主要包括刚度系数 $k_{zz}$ 、

$k_{\alpha\alpha}$ 、 $k_{\alpha\beta}$ 、 $k_{\beta\alpha}$ 、 $k_{\beta\beta}$ 和阻尼系数 $d_{zz}$ 、 $d_{\alpha\alpha}$ 、 $d_{\alpha\beta}$ 、 $d_{\beta\alpha}$ 、 $d_{\beta\beta}$ 。在密封动静环对中理想的条件下, 存在如下规律: $k_{\alpha\alpha}=k_{\beta\beta}$ 、 $k_{\alpha\beta}=-k_{\beta\alpha}$ 、 $d_{\alpha\alpha}=d_{\beta\beta}$ 、 $d_{\alpha\beta}=-d_{\beta\alpha}$ 。

#### 2.1.1 螺旋槽几何参数的影响

图2所示为螺旋槽槽深 $h_g$ 对液膜动力系数的影响曲线, 其中槽深 $h_g$ 取1.2~34.8  $\mu\text{m}$ 。由图2可见, 随槽深的增加, 液膜轴向刚度系数 $k_{zz}$ 和角向刚度系数 $k_{\alpha\alpha}$ 、 $k_{\beta\beta}$ 随着槽深的增大先增大后减小最后趋于稳定, 螺旋槽深度在10  $\mu\text{m}$ 左右时具有最大的轴向和角向刚度系数。这种变化趋势与液膜承载力的规律相似, 其主要原因是液膜的动压效应随着槽深的增加先增强后减弱。液膜的角向交叉刚度 $k_{\alpha\beta}$ 和 $k_{\beta\alpha}$ 随着槽深的增大而减小最后趋于稳定。液膜轴向阻尼系数 $d_{zz}$ 和角向阻尼系数 $d_{\alpha\alpha}$ 随着槽深的增大而减小最后趋于稳定。需要指出的是, 当密封工作不稳定时, 液膜会产生自激振动, 挠性环将会在初始平衡位置来回振动, 其中液膜刚度主要影响振动的幅度, 因此过大或过小的槽深下液膜轴向和角向刚度可处于较低值, 液膜阻尼的作用主要是降低挠性环的振动幅度, 使挠性环快速恢复到平衡状态, 但仅仅通过刚度和阻尼系数来判断液膜失稳还比较片面, 由于挠性环追随性的好坏、空化的存在也会影响液膜的稳定性, 因此我们需要综合考虑各个因素的影响。类似于轴向和角向刚度系数, 角向交叉阻尼 $d_{\alpha\beta}$ 随着槽深的增大先增大后减小, 不同之处在于当槽深约为5  $\mu\text{m}$ 时, 具有最大的角向交叉阻尼。以上研究结果表明: 过大或过小的螺旋槽深度均不利于液膜的稳定性, 在选择螺旋槽深度时需兼顾密封的静态性能和液膜的动态性能。

图3所示为槽坝比对液膜动力特性系数的影响规律, 其中槽坝比定义为 $\xi_r=(r_o-r_g)/(r_o-r_i)$ , 反映了螺旋槽半径方向的宽度。在研究范围内, 液膜轴向和角向刚度 $k_{zz}$ 、 $k_{\alpha\alpha}$ 、 $k_{\beta\beta}$ 随着槽坝比的增大先增大后减小, 槽坝比在0.75左右时具有最大的轴向和角向刚度系数。这是由于高压区随着槽坝比的增大而增大, 动压效应增强, 当槽坝比过大时又会削弱动压效应;  $k_{\beta\alpha}$ 随着槽坝

表1 几何参数和工况参数

Table 1 Geometric and operating parameters

| Parameter   | Specification | Parameter   | Specification |
|---|---------------|---|---------------|
| Inner radius, $r_i/\text{mm}$                                   | 40            | Speed, $n(\text{r}/\text{min})$                       | 3 000         |
| Outer radius, $r_o/\text{mm}$                                   | 48            | Outer pressure, $p_s/\text{MPa}$                      | 1.0           |
| Radius of groove root, $r_g/\text{mm}$                          | 44            | Inner pressure, $p_i/\text{MPa}$                      | 0.1           |
| Weir circumferential angle, $\alpha_w/(\text{^\circ})$          | 15            | Groove depth, $h_g/\mu\text{m}$                       | 12            |
| Spiral Groove circumferential angle, $\alpha_g/(\text{^\circ})$ | 15            | Oil dynamic viscosity, $\mu/(\text{pa}\cdot\text{s})$ | 0.096         |
| Seal clearance, $h_c/\mu\text{m}$                               | 4             | Cavitation pressure, $p_c/\text{MPa}$                 | 0             |

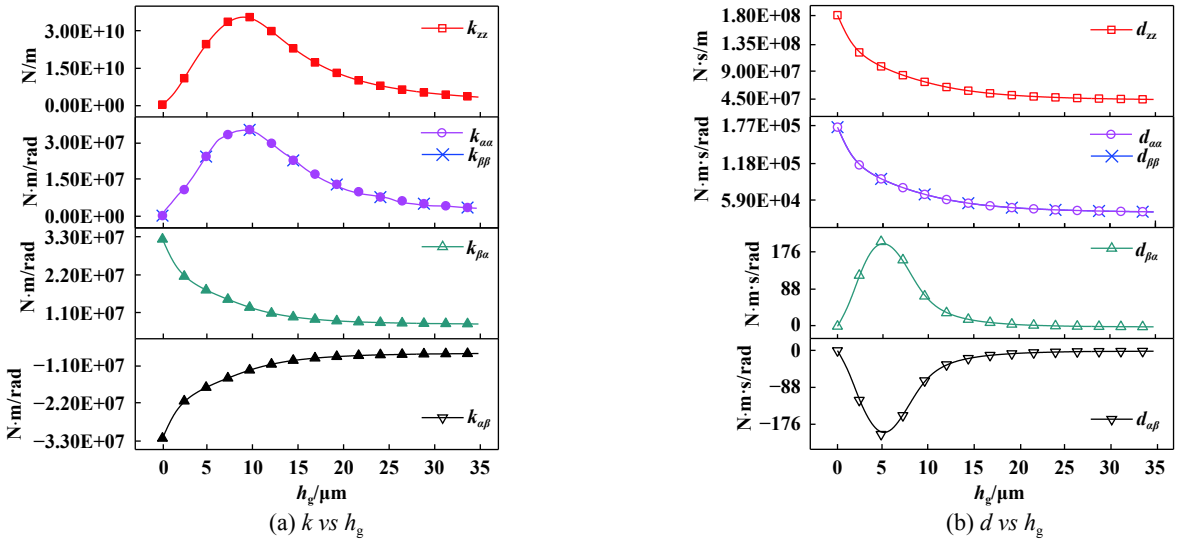


Fig. 2 Influence of groove depth

图 2 槽深的影响

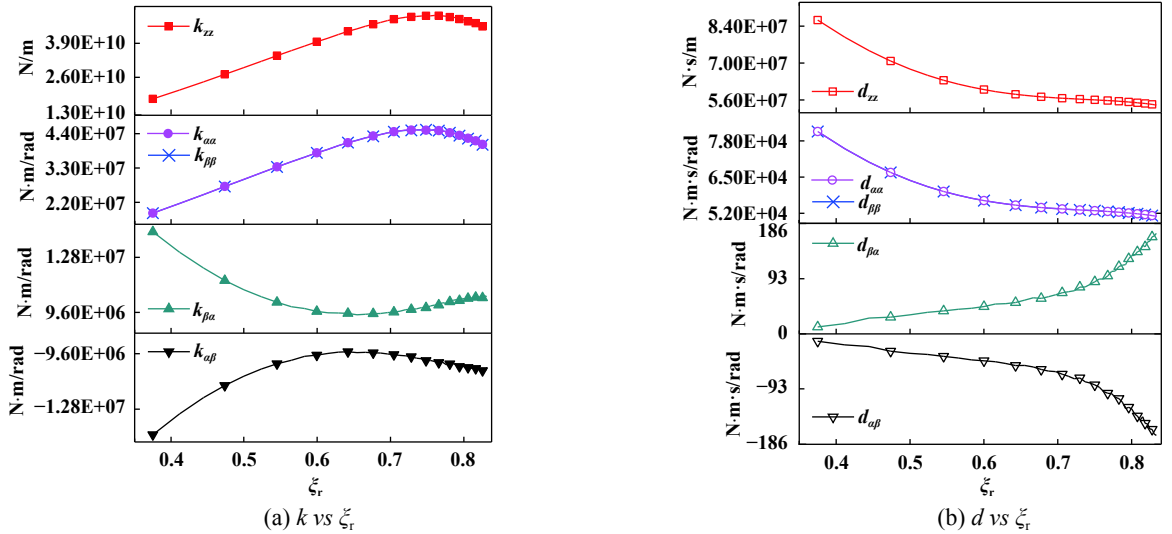


Fig. 3 Influence of groove dam ratio

图 3 槽坝比的影响

比的增大先减小后缓慢增加。 $d_{zz}$ 和 $d_{aa}$ 随着槽坝比的增大而减小最后趋于稳定,这是由于当槽坝比增大,槽区体积越大,引起的滞后激励能量较强; $d_{\beta\alpha}$ 随着槽坝比的增大而增大。

图4为槽宽比对动力系数的影响曲线,其中槽宽比定义为 $\zeta_\theta = \alpha_g / (\alpha_g + \alpha_w)$ ,代表了槽在圆周方向的宽度.当 $0.1 < \zeta_\theta < 0.4$ 时, $k_{zz}$ 、 $k_{aa}$ 和 $k_{\beta\alpha}$ 均随着槽宽比的增大而增大,当 $0.4 < \zeta_\theta < 0.9$ 时, $k_{zz}$ 、 $k_{aa}$ 和 $k_{\beta\alpha}$ 均随着槽宽比的增大而减小,槽宽比在约0.4时取得最大值,这是由于动压效应随着槽宽比的增大而先增强后减弱。 $d_{zz}$ 和 $d_{aa}$ 随着槽坝比的增大而减小,这是由于当槽宽比增大时也会导致槽区容积的增大,进一步引起的滞后激励能量增

强; $d_{\beta\alpha}$ 随着槽坝比的增大而先增大后减小.当槽宽比大于0.4后,液膜的主刚度和主阻尼均随其增大而减小,抗干扰能力减弱.综合考虑刚度和阻尼系数,槽宽比建议取0.3~0.5.

图5所示为螺旋角对液膜动力特性系数的影响规律.由图5可见, $k_{zz}$ 、 $k_{aa}$ 、 $k_{\beta\beta}$ 均随着螺旋角的增大先略微增大后持续减小,且在 $\gamma$ 约为 $9^\circ$ 时具有最大液膜轴向和角向刚度值,这是由于随着螺旋角增大流体动压效应增强,当螺旋角过大时又会削弱流体动压效应;液膜角向交叉刚度 $k_{\beta\alpha}$ 、阻尼 $d_{zz}$ 和 $d_{aa}$ 随着螺旋角的增大而快速减小最后稳定,密封运行的稳定性降低;交叉阻尼 $d_{\beta\alpha}$ 随着螺旋角的增大而先增大后减小,在

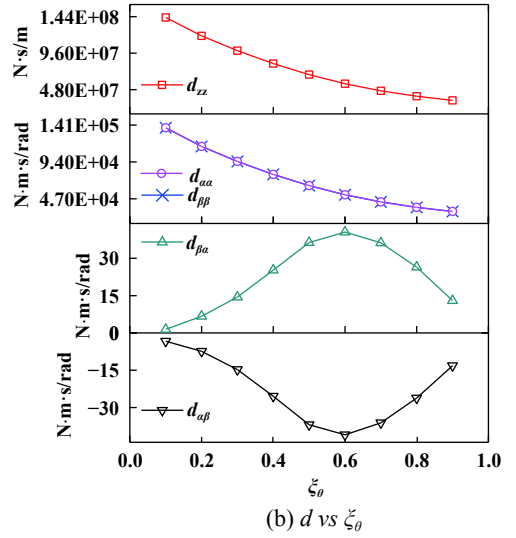
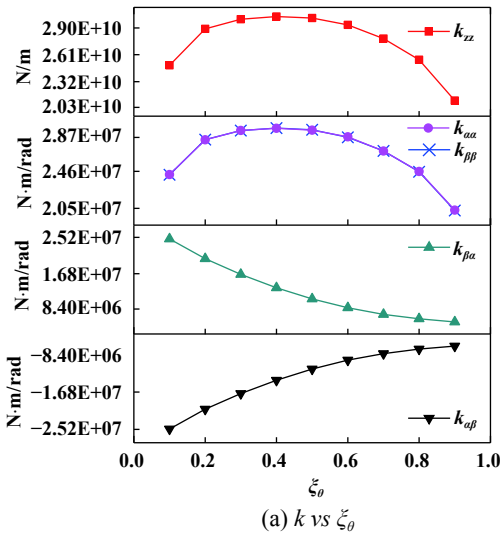


Fig. 4 Influence of groove width ratio

图4 槽宽比的影响

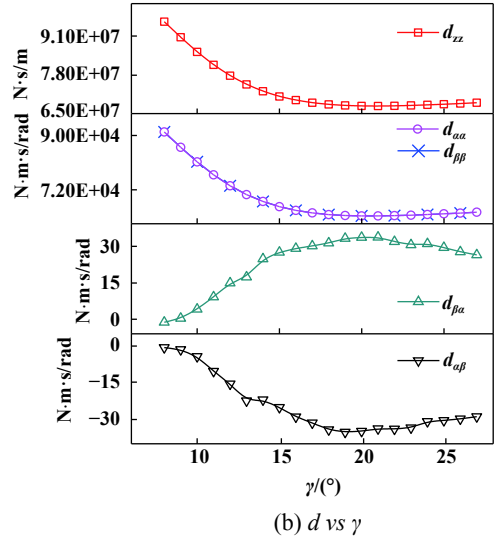
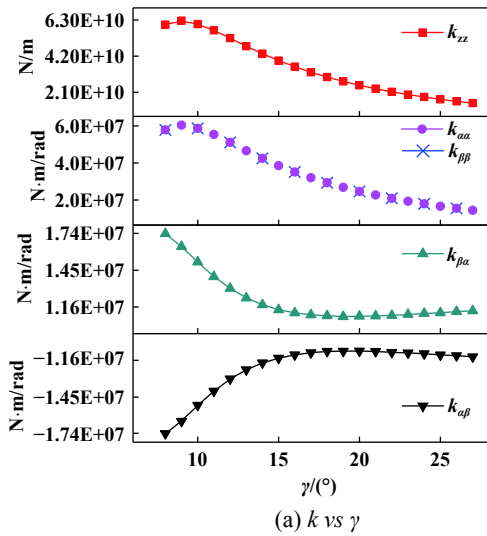


Fig. 5 Influence of spiral angle

图5 螺旋角的影响

$\gamma=20^\circ$ 左右时获得最大角向交叉阻尼. 由上述分析可知当螺旋角超过 $20^\circ$ 时, 液膜的轴向和角向刚度和阻尼均处于一个较低的值, 为提高密封运行的稳定性和可靠性, 螺旋角的选择不宜超过 $20^\circ$ .

### 2.1.2 密封工况参数的影响

图6所示为初始不对中偏角对液膜动力特性系数的影响规律, 其中, 绕x轴的初始偏角 $\alpha_0$ 取值为 $0\sim 4\times 10^{-5}$  rad,  $\beta_0=0$ . 由图6可见, 研究范围内 $k_{zz}$ 、 $k_{aa}$ 和 $k_{\beta\beta}$ 随着 $\alpha_0$ 的增大均增大, 这是由于动压效应随着偏角的增大而增强, 因此机械密封的三个主刚度均得到了改善; 此外由于初始偏角 $\alpha_0$ 的存在, 可以明显地看到 $k_{aa}$ 不再与 $k_{\beta\beta}$ 相等. 角向交叉刚度 $k_{a\beta}$ 和 $k_{\beta a}$ 随着偏角的

增大也有显著的升高, 且前者明显大于后者, 主要原因是在有初始偏角情况下, 密封液膜压力呈现非对称性. 液膜阻尼系数 $d_{zz}$ 、 $d_{aa}$ 和 $d_{\beta\beta}$ 随着偏角的增大均增大. 值得注意的是, 随着偏角增大, 角向交叉阻尼 $d_{a\beta}$ 由负值变为正值并增加较快, 不利于角向振动的耗散, 因此应限制密封环的角向安装偏差.

图7所示为转速对液膜动力特性系数的影响规律, 其中转速 $n$ 取2 000~10 000 r/min.  $k_{zz}$ 、 $k_{aa}$ 和 $k_{\beta a}$ 均随着转速的增大而增大, 这与我们通常所认知的转速的增大引起动压效应的增强相一致.  $d_{zz}$ 和 $d_{aa}$ 均随着转速的增大而减小. 至于交叉阻尼 $d_{\beta a}$ , 其变化规律与交叉刚度相一致, 也随着转速的增大而增大, 其值较小. 在

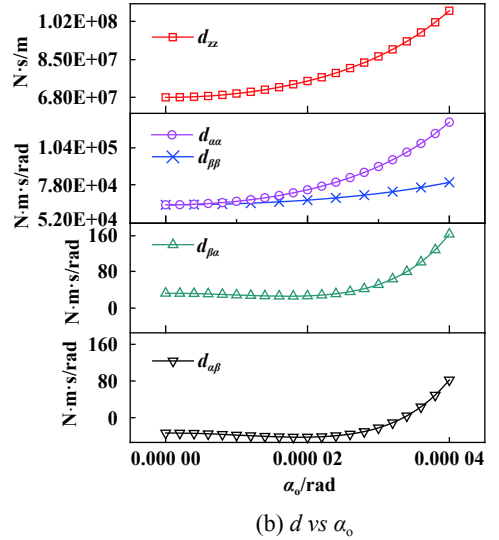
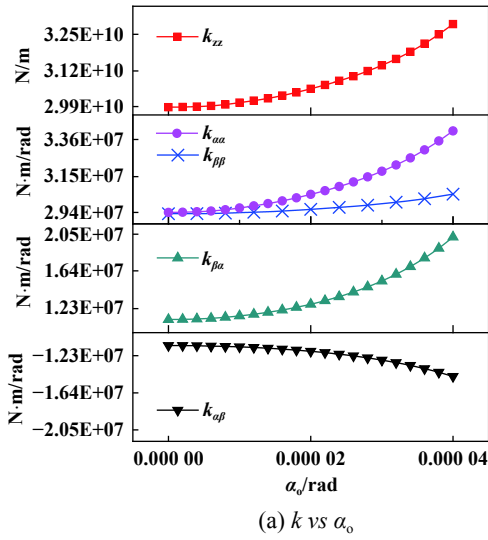


Fig. 6 Influence of misalignment angle

图 6 偏角的影响

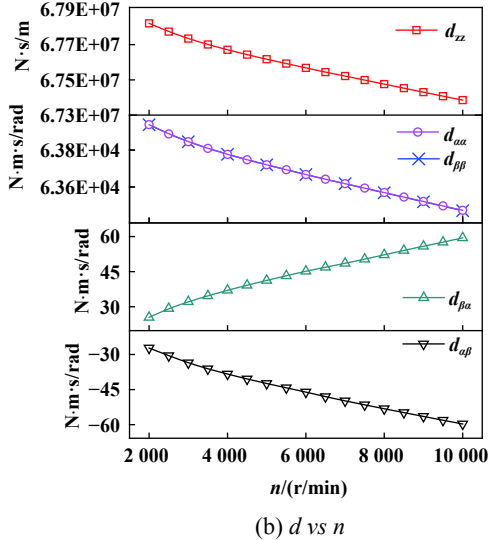
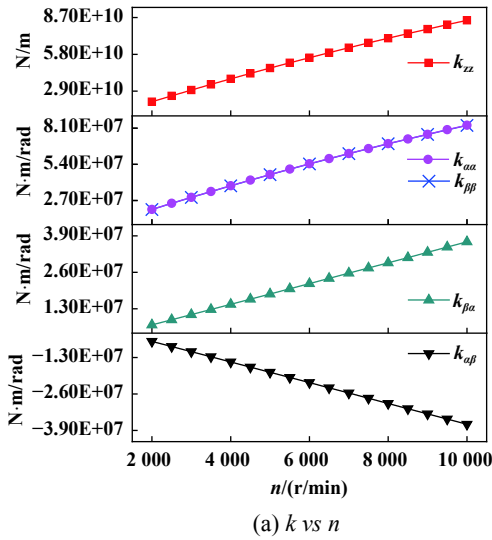


Fig. 7 Influence of rotation speed

图 7 转速的影响

高速下,液膜的惯性作用及大量的黏性剪切热对液膜动压效应产生不容忽视的影响,这些因素均会使端面更易产生冲击和振动,导致密封失稳与碰摩。值得一提的是,在高转速下,液膜黏性剪切生热对液膜的动压特性将具有重要的影响作用,需对此有针对性地开展研究。

图8所示为介质压力对动力特性系数的影响规律,密封压力 $p_s$ 取0.1~2.1 MPa。由图8可见, $k_{zz}$ 、 $k_{aa}$ 、 $d_{zz}$ 和 $d_{aa}$ 先随着密封压力的增大迅速增大后逐渐缓慢增加; $k_{\beta a}$ 和 $d_{\beta a}$ 均随着密封压力的增大先迅速减小而后逐渐缓慢减小。随着密封压力的增加,液膜空化区域快速减小,因此对液膜动力学特性系数影响较大,

刚度和阻尼系数快速增大,当液膜空化区减小缓慢时,相应系数变化也趋于缓慢。

图9所示为密封动静环中心间距 $h_c$ 对液膜动力特性系数的影响规律,中心间距 $h_c$ 取3~21  $\mu\text{m}$ 。液膜刚度 $k_{zz}$ 、 $k_{aa}$ 、 $k_{\beta a}$ 和液膜阻尼 $d_{zz}$ 、 $d_{aa}$ 、 $d_{\beta a}$ 随着 $h_c$ 的增大而减小。由此可知,在大液膜厚度下,机械密封不仅仅不能保证良好的密封效果,而且由于其阻尼系数趋近0将使机械密封系统失去动力稳定性<sup>[31]</sup>。

### 2.2 稳态下液膜压力分布

考虑动静环的初始安装偏差,密封动静环不对中,取 $\alpha_0=2\times 10^{-5}$  rad,  $\beta_0=0$ ,求得的稳定状态下的液膜压力分布和密度比如图10所示。由图10(a)可见,在密

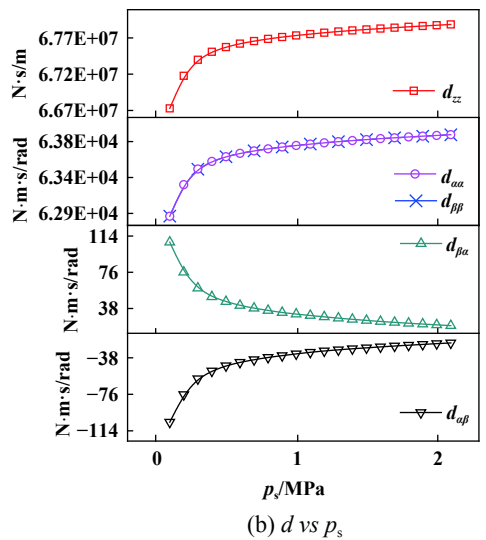
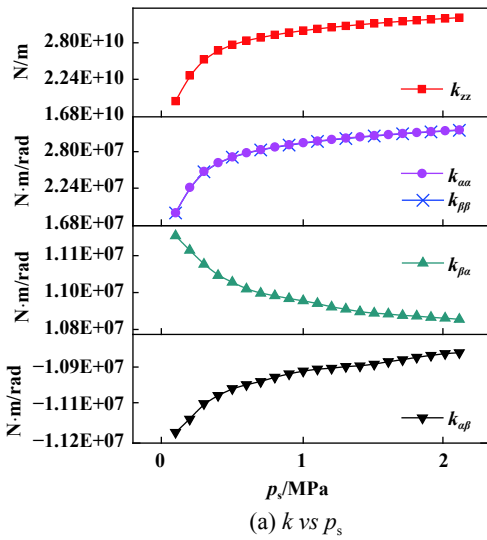


Fig. 8 Influence of dielectric pressure  
图8 介质压力对动力特性系数的影响

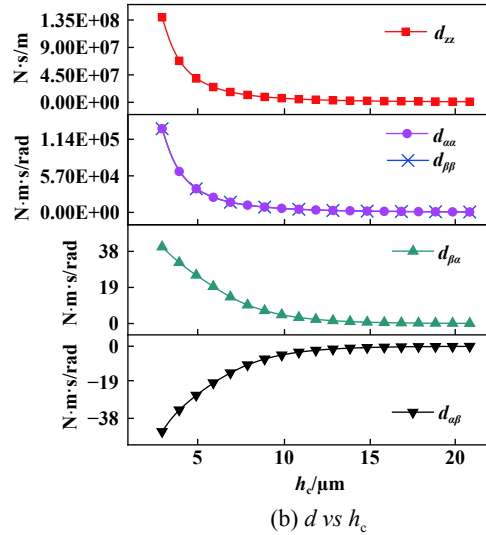
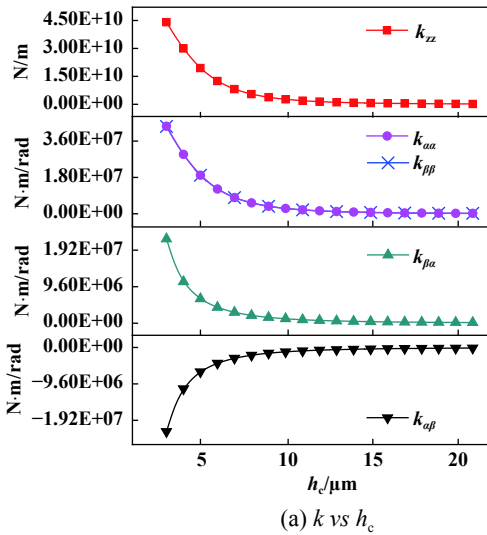


Fig. 9 Influence of the seal rings clearance  
图9 密封环中心间距的影响

封槽根处产生极大的液膜压力,同时,由于初始偏角的存在使密封液膜压力呈现非对称性,在液膜收敛处压力升高而在液膜发散处压力降低;由图10(b)可见,在螺旋槽内液膜发散区存在一近似三角形的液膜空化区,空化区沿动环旋转方向向螺旋槽内扩展,对润滑液膜进入螺旋槽起到了一定的阻挡作用.这种空化区的存在势必对润滑液膜的流动力学特性产生重要的影响作用.需要说明的是,由于本文中忽略了液膜黏性剪切热的影响(液膜黏度为0.096 Pa·s),所以造成了图10(a)所示的极大的液膜压力.实际工况下,液膜黏性剪切生热将会使液膜黏度降低,液膜的流体动压效应将不会如此强烈,因此对于大黏度液膜润滑机械密

封,有必要开展热效应对流动力学特性影响的研究.

### 3 结论

a. 在研究范围内,液体润滑螺旋槽端面机械密封的液膜轴向刚度 $k_{zz}$ 在数量级上远大于其余液膜刚度值.液膜轴向阻尼 $d_{zz}$ 、角向阻尼 $d_{aa}$ 和 $d_{\beta\beta}$ 远大于液膜角向交叉阻尼值.

b. 螺旋槽深度在10  $\mu\text{m}$ 左右、槽坝比在0.75左右、槽宽比在0.4左右,螺旋角在9°左右时,可取得液膜轴向和角向刚度系数的最优化结果;螺旋槽深度在5  $\mu\text{m}$ 左右、槽宽比在0.6左右、螺旋角在20°左右时,两角向交叉阻尼绝对值最大;增大介质压力,液膜刚度 $k_{zz}$ 、



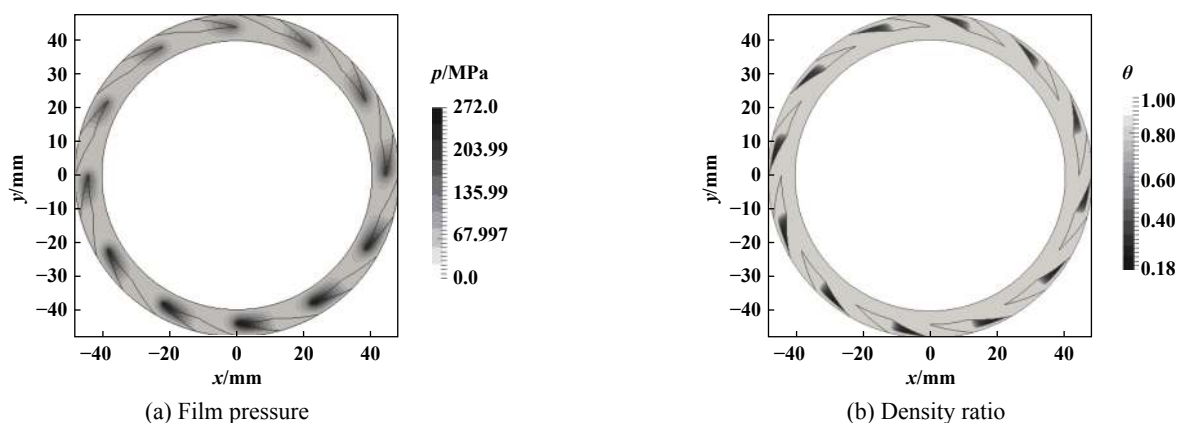


Fig. 10 Film pressure and density ratio distributions

图10 液膜压力与密度比分布

$k_{\alpha\alpha}$ 、 $k_{\beta\beta}$ 及阻尼 $d_{zz}$ 、 $d_{\alpha\alpha}$ 、 $d_{\beta\beta}$ 均增大;高转速和大密封间隙下液膜的轴向阻尼 $d_{zz}$ 和角向阻尼 $d_{\alpha\alpha}$ 、 $d_{\beta\beta}$ 均减小。

c. 高黏度介质在高速条件下的动力学性能需基于热流体动力学模型开展进一步的研究。

## 参考文献

- [1] Peng Xudong, Wang Yuming, Huang Xing, et al. Current situation and development trend of sealing technology[J]. Hydraulic Pneumatic and Seal, 2009, 29(4): 4-11 (in Chinese) [彭旭东, 王玉明, 黄兴, 等. 密封技术的现状与发展趋势[J]. 液压气动与密封, 2009, 29(4): 4-11]. doi: 10.3969/j.issn.1008-0813.2009.04.002.
- [2] Yu Mingbin, Meng Xiangkai, Bai Shaoxian, et al. Analysis of a hydrodynamic face seal with circular grooves on its surface[J]. Lubrication and Sealing, 2009, 34(9): 33-35 (in Chinese) [于明彬, 孟祥铠, 白少先, 等. 圆弧槽流体动压型机械密封的性能研究[J]. 润滑与密封, 2009, 34(9): 33-35]. doi: 10.3969/j.issn.0254-0150.2009.09.008.
- [3] Wang Yan, Sun Jianjun, Tao Kai, et al. Numerical analysis of T-groove dry gas seal and groove optimization[J]. Tribology, 2014, 34(4): 420-427 (in Chinese) [王衍, 孙见君, 陶凯, 等. T型槽干气密封数值分析及槽型优化[J]. 摩擦学报, 2014, 34(4): 420-427].
- [4] Hu S T, Huang W F, Liu X F, et al. Influence analysis of secondary O-ring seals in dynamic behavior of spiral groove gas face seals[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2016, 29(3): 507-514. doi: 10.3901/CJME.2016.0327.039.
- [5] Lu Jianhua, Sun Jianjun, Chen Wei, et al. Performance comparison of self-pumping and spiral groove mechanical seals[J]. Journal of Chemical Industry, 2016, 67(10): 4370-4377 (in Chinese) [陆建花, 孙见君, 陈卫, 等. 自泵送机械密封与螺旋槽机械密封的性能比较[J]. 化工学报, 2016, 67(10): 4370-4377].
- [6] Ma G, Zhao W, Shen X M. Analysis of parameters and performance for spiral grooved cylindrical gas film seal[J]. Procedia Engineering, 2011, 23(5): 115-119.
- [7] Hashimoto H, Ochiai M. Optimization of groove geometry for thrust

air bearing to maximize bearing stiffness[J]. Journal of Tribology, 2008, 130(3): 031101. doi: 10.1115/1.2913546.

- [8] Wei Chao, Chen Guoming, Luan Zhicun, et al. Optimization on the hydrodynamic groove geometry of rotary seals for automotive transmissions[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2016, 36(1): 25-30 (in Chinese) [魏超, 陈国明, 梁智存, 等. 车用旋转密封件动压槽型线优化研究[J]. 北京理工大学学报, 2016, 36(1): 25-30].
- [9] Zhou J F, Gu B Q, Chen Y. An improved design of spiral groove mechanical seal[J]. Chinese Journal of Chemical Engineering, 2007, 15(4): 499-506. doi: 10.1016/S1004-9541(07)60115-3.
- [10] Blasiak S, Kundera C. A Numerical analysis of the grooved surface effects on the thermal behavior of a non-contacting face seal[J]. Procedia Engineering, 2012, 39: 315-326. doi: 10.1016/j.proeng.2012.07.037.
- [11] Li Zhentao, Hao Muming, Yang Wenjing, et al. Cavitation mechanism of spiral groove liquid film seals[J]. Journal of Chemical Industry, 2016, 67(11): 4750-4761 (in Chinese) [李振涛, 郝木明, 杨文静, 等. 螺旋槽液膜密封端面空化发生机理[J]. 化工学报, 2016, 67(11): 4750-4761].
- [12] Li Zhentao, Hao Muming, Yang Wenjing, et al. Effects of waviness and taper on cavitation characteristics of liquid lubricated mechanical seals[J]. Journal of Chemical Industry, 2016, 67(5): 2005-2014 (in Chinese) [李振涛, 郝木明, 杨文静, 等. 波度和锥度对液体润滑机械密封空化特性影响[J]. 化工学报, 2016, 67(5): 2005-2014].
- [13] Elrod H G. A cavitation algorithm[J]. Journal of Tribology, 1981, 103(3): 350-354.
- [14] Chen Huilong, Wang Bin, Ren Kunteng, et al. Influence of cavitation thermal effect on lubrication properties of upstream pumping mechanical seal[J]. Journal of Chemical Industry, 2016, 67(10): 4334-4343 (in Chinese) [陈汇龙, 王彬, 任坤腾, 等. 空化热效应对上游泵送机械密封润滑性能的影响[J]. 化工学报, 2016, 67(10): 4334-4343].
- [15] Chen Yuan, Peng Xudong, Li Jiyun, et al. The influence of structure

- parameters of spiral groove on dynamic characteristics of dry gas seal[J]. *Tribology*, 2016, 36(4): 397–405 (in Chinese) [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]. doi: [10.16078/j.tribology.2016.04.001](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2016.04.001).
- [16] Xu Hengjie, Song Pengyun, Mao Wenyuan, et al. Analysis of performance of spiral groove dry gas seal considered effects of both real gas and slip flow[J]. *Journal of Chemical Industry*, 2017, 68(12): 4675–4684 (in Chinese) [许恒杰, 宋鹏云, 毛文元, 等. 考虑氢气实际气体效应和阻塞流效应的螺旋槽干气密封动态特性分析[J]. *化工学报*, 2017, 68(12): 4675–4684]. doi: [10.3969/j.issn.1005-0329.2017.02.005](https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-0329.2017.02.005).
- [17] Hu Songtao, Huang Weifeng, Liu Xiangfeng, et al. Transient response analysis of spiral groove gas face seals under pressure-drop fluctuation[J]. *Fluid Machinery*, 2017, 45(2): 22–27 (in Chinese) [胡松涛, 黄伟峰, 刘向锋, 等. 螺旋槽干气密封压差扰动下的瞬态特性研究[J]. *流体机械*, 2017, 45(2): 22–27]. doi: [10.3969/j.issn.1005-0329.2017.02.005](https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-0329.2017.02.005).
- [18] Lund J W. Review of the concept of dynamic coefficients for fluid film journal bearings[J]. *Journal of Tribology*, 1987, 109(1): 37–41. doi: [10.1115/1.3261324](https://doi.org/10.1115/1.3261324).
- [19] Goodwin M J, Ogrodnik P J, Roach M P, et al. Calculation and measurement of the stiffness and damping coefficients for a low impedance hydrodynamic bearing[J]. *Journal of Tribology*, 1997, 119(1): 57–63. doi: [10.1115/1.2832480](https://doi.org/10.1115/1.2832480).
- [20] Rao T, Sawicki J T. Linear stability analysis for a hydrodynamic journal bearing considering cavitation effects[J]. *Tribology Transactions*, 2002, 45(4): 450–456. doi: [10.1080/10402000208982573](https://doi.org/10.1080/10402000208982573).
- [21] Liu Ming, Jiang Yuanping. Dynamic coefficient analysis of a hydrodynamic journal bearing considering cavitation effects[J]. *Lubrication and Sealing*, 2004, (4): 69–71 (in Chinese) [刘鸣, 姜元平. 考虑空穴因素的动载滑动轴承动态特性分析研究[J]. *润滑与密封*, 2004, (4): 69–71]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2004.04.024](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2004.04.024).
- [22] Lin Q, Bao Q, Li K, et al. An investigation into the transient behavior of journal bearing with surface texture based on fluid-structure interaction approach[J]. *Tribology International*, 2018, 118: 246–255. doi: [10.1016/j.triboint.2017.09.026](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.09.026).
- [23] Zhao H, Choy F K, Braun M J. Dynamic characteristics and stability analysis of a wavy thrust bearing[J]. *Asle Transactions*, 2005, 48(1): 133–139.
- [24] Zhang Qinglei, Gao Mengxue, Xu Hua, et al. Theoretical and experimental study on the dynamic characteristics of tilting pad thrust bearing considering excitation frequency[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 50(23): 50–58 (in Chinese) [张青雷, 高孟雪, 徐华, 等. 考虑激振频率的可倾瓦推力轴承特性理论与试验研究[J]. *机械工程学报*, 2014, 50(23): 50–58].
- [25] Li C F, Yu H X, Zhou S H, et al. Simulations and experimental investigation on motion stability of a flexible rotor-bearing system with a transverse crack[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 26(6): 1194–1203. doi: [10.3901/CJME.2013.06.1194](https://doi.org/10.3901/CJME.2013.06.1194).
- [26] Liu W, Liu Y, Huang W F, et al. Effect of disturbances on the dynamic performance of a wavy-tilt-dam mechanical seal[J]. *Tribology International*, 2013, 64(3): 63–68.
- [27] Yang Wenjing, Hao Muming, Li Zhenao, et al. Analysis of dynamic characteristics of spiral groove liquid film seal considering taper and waviness[J]. *Journal of Chemical Industry*, 2016, 67(12): 5199–5207 (in Chinese) [杨文静, 郝木明, 李振涛, 等. 考虑锥度及波度的螺旋槽液膜密封动态特性分析[J]. *化工学报*, 2016, 67(12): 5199–5207].
- [28] Qiu Y, Khonsari M M. On the prediction of cavitation in dimples using a mass-conservative algorithm[J]. *Journal of Tribology*, 2009, 131(4): 041702. doi: [10.1115/1.3176994](https://doi.org/10.1115/1.3176994).
- [29] Ma C B, Duan Y J, Yu B, et al. The comprehensive effect of surface texture and roughness under hydrodynamic and mixed lubrication conditions[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2017, 231(10): 1307–1319. doi: [10.1177/1350650117693146](https://doi.org/10.1177/1350650117693146).
- [30] Meng X K, Bai S X, Peng X D, et al. Lubrication film flow control by oriented dimples for liquid lubricated mechanical seals[J]. *Tribology International*, 2014, 77(6): 158–163.
- [31] Xu Hua, Zhu Jun. Analysis of dynamic performance of spiral seals for liquid[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2004, 38(5): 474–478 (in Chinese) [徐华, 朱均. 螺旋槽式液体机械密封的动力学性能分析[J]. *西安交通大学学报*, 2004, 38(5): 474–478]. doi: [10.3321/j.issn:0253-987X.2004.05.009](https://doi.org/10.3321/j.issn:0253-987X.2004.05.009).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018143

# 织构深度对不锈钢表面油润滑条件下摩擦学性能影响的试验和仿真研究

苏峰华<sup>1\*</sup>, 毛川<sup>1</sup>, 李助军<sup>2</sup>

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院, 广东广州 510641;  
2. 广州铁路职业技术学院机械与电子学院, 广东广州 510430)

**摘要:** 采用激光加工技术在不锈钢表面构造深度不同的沟槽型织构图案, 通过UMT摩擦磨损试验机测试了不同织构深度的不锈钢表面在PAO6油润滑条件下的摩擦磨损性能, 利用表面轮廓仪和扫描电镜(SEM)对摩擦前后的沟槽形貌进行表征分析, 采用计算流体动力学(CFD)方法对试验进行模拟并计算, 结合ANSYS Fluent软件模拟分析结果, 探究了沟槽织构深度对不锈钢表面在油润滑条件下的摩擦学性能的影响机理. 研究表明: 加工的沟槽织构及其织构深度显著影响不锈钢表面在PAO油润滑条件下的摩擦磨损行为, 织构深度为10 μm的不锈钢表面获得最好的抗磨和减摩效果, 与未织构表面相比, 其摩擦系数与磨痕宽度降低了60%以上. 这主要是由于织构深度为10 μm的不锈钢表面在摩擦过程中, 润滑油通过其收敛区域时产生了很好的楔效应, 润滑油产生的升力较大, 改善了该织构表面在摩擦过程的润滑状态, 从而呈现很好的摩擦学性能.

**关键词:** 表面织构; 不锈钢; 摩擦磨损; 油润滑; CFD仿真模拟  
**中图分类号:** TH117.1 **文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)02-0181-07

## Experiment and Simulation Study on the Effect of Texture Depth on Tribological Properties of Stainless Steel Surface under Oil Lubricating Condition

SU Fenghua<sup>1\*</sup>, MAO Chuan<sup>1</sup>, LI Zhujun<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangdong Guangzhou 510641, China)

2. Electrical and Mechanical Engineering of Guangzhou Railway Polytechnic, Guangdong Guangzhou 510430, China)

**Abstract:** Textured structures with different groove depths were fabricated by laser processing technique on stainless steel (SS) surface. The friction and wear behaviors of the textured surface with different groove depths were tested by a UMT friction and wear tester under the PAO6 lubricating condition. The morphologies of the textured surface before and after friction were characterized by a surface profilometer and a scanning electron microscopy. The experimental results were verified by theoretical simulation using CFD technique. According to the simulated results of ANSYS Fluent analysis, the influence mechanism of the groove depths on the tribological properties of the textured SS surface under oil lubricating condition was proposed. The result shows that the groove texture and the varying depths of the grooves remarkably affected the friction and wear behaviors of the modified SS surface under the PAO lubricating conditions. The modified SS surface with the groove depth of 10 μm exhibited the best anti-wear and friction-reducing abilities among all investigated samples, and its friction coefficient and wear rate were reduced by over 60% as

Received 30 September 2018, revised 8 November 2018, accepted 29 November 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: fhsu@scut.edu.cn, Tel: +86-20-82313996.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51775191), the Fundamental Research Funds for the Central Universities (2018ZD29) and the Science and Technology Program of Guangzhou, China (201707010055).

国家自然科学基金项目(51775191)、中央高校科研业务费(2018ZD29)和广州市科技计划项目(201707010055)资助。

compared to the untextured surface. This result was mainly attributed to the increased lifting force of the lubricant because of the formed wedge effect as the lubricating oil past the formed convergence region during the rubbing process. The increased lifting force improved the lubricating state the textured surface with 10  $\mu\text{m}$  grooves and corresponded to its superior tribological properties at the rubbing process.

**Key words:** surface texture; stainless steel; friction and wear; oil lubrication; CFD simulation

304不锈钢具有优良的抗氧化性能和较强低温强度,以及特殊的抗菌能力等,在机械制造、生物医药、建筑装饰、日常生活等领域有着广泛的应用<sup>[1-2]</sup>,然而,不锈钢硬度偏低导致工件表面的耐磨性及承载能力较差<sup>[3]</sup>,使其在使用中会出现过早失效.表面改性技术是提高不锈钢摩擦学性能的有效手段,包括表面化学热处理、表面涂层和表面织构等.其中表面织构技术是一种加工简便且清洁环保的方法.

表面织构化通过微加工方式在材料表面加工出具有一定形状、深度和密度的微图形,以改善材料表面的摩擦学等性能<sup>[4]</sup>. Wang等<sup>[5]</sup>研究了不同尺寸和不同织构深度的圆形凹坑在水润滑条件下的摩擦磨损性能,发现圆形凹坑织构存在最优的径深比和面积率,使其表面承载能力比未织构样品提升2倍以上. Tang等<sup>[6]</sup>研究了油润滑条件下表面织构率对油膜动压承载能力的影响,结果表明5%织构率的样品可产生最大的流体动压效应,使摩擦力下降38%.关于对织构油摩擦过程的模拟计算,目前多采用基于纳维-斯托克斯(N-S)方程进行模拟计算. Arghir等<sup>[7]</sup>建立基于N-S方程的织构模型,并对多种形状的单凹坑进行动压润滑的模拟计算,发现流体的惯性作用是凹坑动压润滑产生的主要原因.齐焯等<sup>[8]</sup>采用N-S方程的CFD方法研究了表面织构深度对润滑油膜的承载能力的影响,结果表明,凹槽深度为4  $\mu\text{m}$ 时,油膜承载能力最强.

虽然关于表面织构化在摩擦试验中的摩擦行为已经有了较为广泛的研究<sup>[9-12]</sup>,并且普遍认为表面织构化增强油润滑的润滑效果是由于润滑油在织构中产生了动压润滑<sup>[13]</sup>,但是缺乏更深入的探讨研究,且关于表面织构化的试验与模拟相结合的研究还较少,本文中研究了沟槽织构深度对不锈钢表面在PAO6油润滑下摩擦学行为的影响,对织构深度影响织构在润滑介质中的减摩机理进行了更深入的研究,采用试验与模拟相结合的方法深入探讨织构深度对减摩抗磨效应的影响机理.

## 1 试验部分

### 1.1 样品制备及激光加工沟槽织构工艺

试验材料选用304不锈钢,试样尺寸为40 mm×

20 mm×5 mm,在激光加工前依次采用400、1 200、2 000、3 000目砂纸打磨,打磨后用P-1型金相抛光机抛光至粗糙度 $R_a$ 小于0.02  $\mu\text{m}$ .采用AWAVE-355-5W-30K紫外激光器在抛光后不锈钢表面加工宽度为 $W=100 \mu\text{m}$ ,沟槽间隔为 $D=200 \mu\text{m}$ 的沟槽织构.激光加工参数设置如下:波长为355 nm,脉冲重复频率为300 kHz,平均功率为2 W,扫描速度为150 mm/s,扫描次数为10次.将激光加工后的沟槽织构再分别用2 000目和3 000目的砂纸进行打磨和采用抛光机进行抛光,采用轮廓仪测量抛光后的沟槽深度,并反复进行打磨、抛光和测量,最后获得沟槽深度 $h$ 分别为10、15、20及30  $\mu\text{m}$ 的不锈钢沟槽织构表面.

### 1.2 织构表面形貌表征及摩擦磨损测试

采用UMT-TriboLab型多功能摩擦磨损试验机进行往复球盘式摩擦试验,对偶球为 $\phi 6.0 \text{ mm}$ 的GCr15钢球,润滑介质为美孚公司生产的PAO6润滑油.试验条件:载荷12.0 N,直线往复行程8.0 mm,平均线速度10.0 mm/s,摩擦时间为1 800 s,室温.试验过程中由计算机自动记录摩擦系数数据,每组试验进行3次以上.采用NOVA NANOSEM 430扫描电子显微镜(SEM)对表面织构形貌和磨损表面形貌进行观测分析,采用Talysurf CLI1000表面轮廓仪测量摩擦前后沟槽深度和宽度.

### 1.3 模拟方法及模型设计

采用基于N-S方程的CFD方法对试验进行模拟并计算以验证沟槽织构深度对润滑油油膜承载能力的影响.由于沟槽宽度远小于沟槽长度,所以将其设计为二维平面模型,且通过设置周期边界条件,以研究单个微凹槽与上摩擦面接触瞬间的润滑状态.具体模型如图1所示,润滑油最小膜厚 $h_{\min}$ 设定为4  $\mu\text{m}$ , $h$ 为沟槽深度,单个沟槽宽度 $W$ 为100  $\mu\text{m}$ ,间隔为200  $\mu\text{m}$ ,因此单个周期为300  $\mu\text{m}$ ,沟槽深度变量为 $h$ ,对偶球与沟槽接触方式简化为平面接触,设定为单向匀速运动,速度 $V=10 \text{ mm/s}$ ,上摩擦副运动方向与沟槽方向相互垂直.模拟假设条件为稳态,不可压,定温,层流,润滑油动力黏度设定为0.025 14 kg/(m·s),润滑油密度为827 kg/m.模型采用Geometry设计,并通过mesh划分网格,最后经由ANSYS Fluent17.0进行模拟运算.

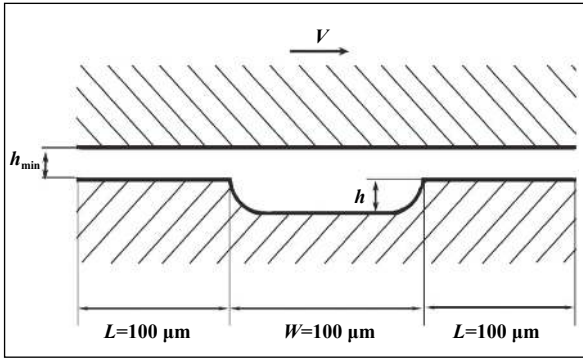


Fig. 1 Schematic diagram of groove unit model  
图1 沟槽单元模型示意图

## 2 结果讨论

### 2.1 表面织构形貌分析

图2给出了沟槽深度 $h$ 为10、20和30  $\mu\text{m}$ 的表面形貌的SEM照片和垂直于织构方向的轮廓线。从图2中可得知, 沟槽的截面形状接近于V型, 考虑到宽度与深度方向的比例尺不同, 实际形状应接近于圆弧状。越靠近中部, 其深度越深, 这是由激光加工的特点所决定的, 激光光束中心能量较集中, 沟槽中部会更深一些。织构宽度实测在95.3~108.6  $\mu\text{m}$ , 加工出的沟槽深度误差在5  $\mu\text{m}$ 内。

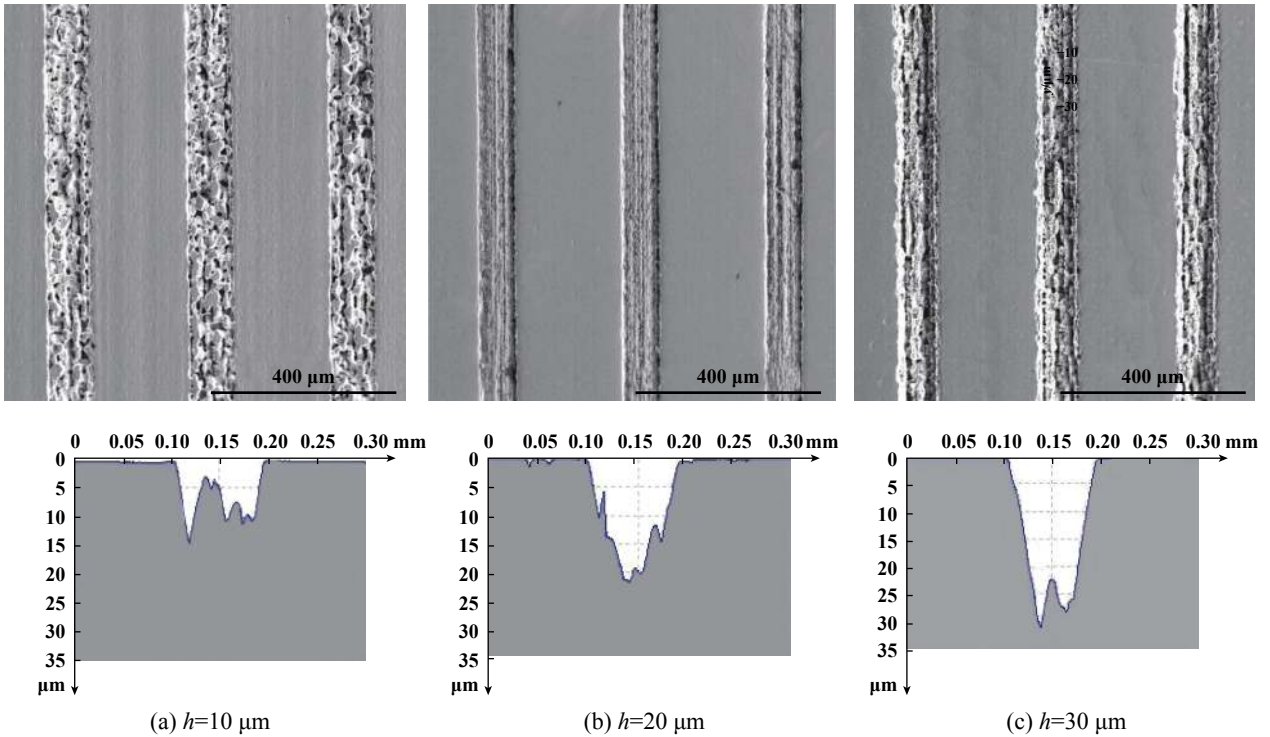


Fig. 2 SEM micrographs and longitudinal surface profiles of the textured surfaces with different depths  
图2 不同织构深度表面形貌SEM照片和沟槽纵向轮廓线

图3给出了织构沟槽内部形貌的SEM照片, 可以看出沟槽内部并非平整规则, 而是充满了起伏不平类似于珊瑚状的组织, 这是由于激光加工是利用激光聚焦使样品表面快速升温, 从而使表面组织熔化或气化, 其中部分熔化的基体会在激光加工后在织构内部凝固, 从而产生重铸现象, 由于局部冷却速度不均匀, 重铸的部分便会形成凹凸不平的珊瑚状组织。这些组织相互交错, 使得沟槽内部产生许多相对封闭的凹坑。深度 $h=10 \mu\text{m}$ 的织构表面由于被打磨的时间较长, 砂纸已磨到内部的一些凸起, 这使该织构表面沟槽内部形成的凹坑会更加封闭。

### 2.2 摩擦磨损结果与Fluent模拟结果分析

图4给出了未织构和不同织构深度的不锈钢表面在PAO油润滑下典型摩擦系数曲线。可见, 未织构的试样的摩擦系数在0.35到0.50之间变化, 整个过程摩擦系数较大, 说明未织构不锈钢在PAO6基础油中的摩擦性能较差。织构深度为10  $\mu\text{m}$ 的不锈钢表面摩擦系数非常稳定为0.10左右, 显著小于未织构不锈钢表面。有意思的是, 织构深度超过10  $\mu\text{m}$ 后的不锈钢表面(15、20和30  $\mu\text{m}$ ), 其摩擦系数变化出现一种突变现象。刚开始摩擦系数较大, 在0.30~0.45之间, 与未织构不锈钢表面相差无几; 随着摩擦过程进行, 在某一时间

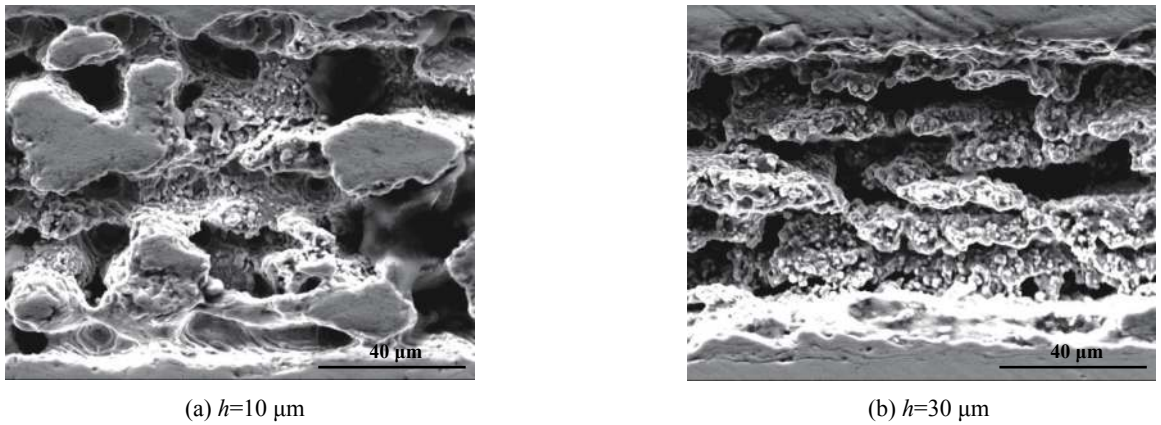


Fig. 3 SEM micrographs in the grooves of the textured surface

图3 沟槽内部的扫描电镜照片

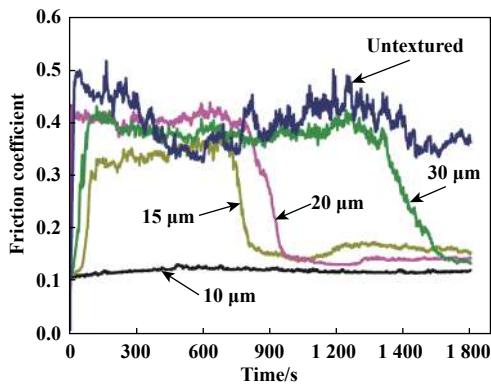


Fig. 4 Typical frictional traces of the untextured and the textured samples with different groove depths

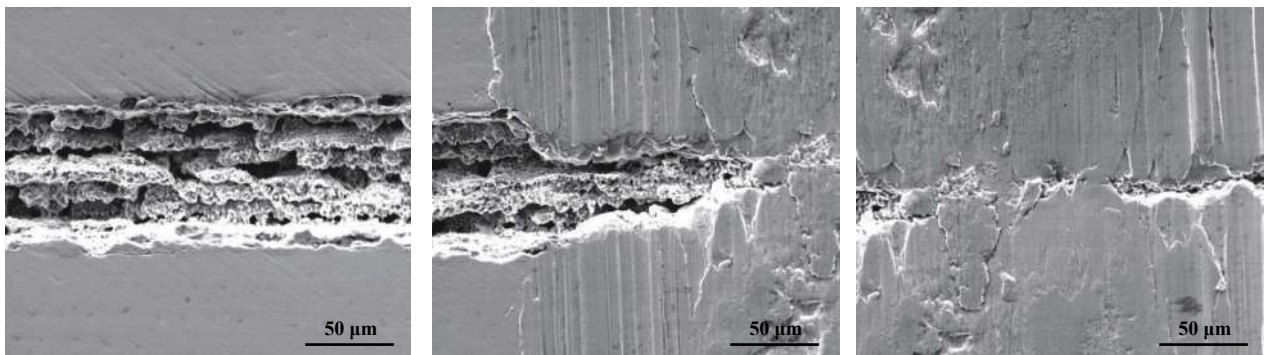
图4 未织构和不同织构深度沟槽的样品典型摩擦系数曲线

段后摩擦系数发生突变,突然降到0.12~0.15之间,类似于织构深度为10  $\mu\text{m}$ 的不锈钢表面的摩擦系数.不仅如此,摩擦系数发生突变的时间与织构深度有关,深度为15  $\mu\text{m}$ 的织构表面突变时间为750 s左右,深度为20  $\mu\text{m}$ 的织构表面突变时间增加到900 s左右,而深

度为30  $\mu\text{m}$ 的织构表面突变时间达到1 500 s左右.可见,织构深度显著影响织构表面的摩擦系数突变时间.

图4已证明不同织构深度样品的摩擦系数突变时间与其织构深度随着摩擦时间变化密切相关.图5以30  $\mu\text{m}$ 织构深度样品为代表给出其摩擦前后织构表面形貌的SEM照片.如图5(a)所示,摩擦试验前样品织构沟槽明显,沟槽深度为加工的30  $\mu\text{m}$ .但经过1 800 s磨损后,在摩擦接触边缘,一部分沟槽织构被磨平变浅,但仍保留少量织构形貌[见图5(b)];但在摩擦接触中间部位,如图5(c)所示,大部分沟槽被磨平,只剩下很浅的织构痕迹.这一形貌变化为该样品在摩擦过程中摩擦系数在1 500 s发生突变提供了有效证据.样品加工后织构深度较深,随着摩擦过程的进行,磨损表面不断被磨平,织构深度不断变浅.不断变化的织构深度导致润滑油产生的摩擦升力也随之发生变化,致使摩擦系数突变而迅速降低,接近于10  $\mu\text{m}$ 织构深度样品的摩擦系数,后面我们会进一步进行理论解释.

前面主要论述了表面沟槽织构及其深度对不锈钢表面摩擦系数的影响,图6给出了未织构和不同深



(a) Groove before wearing

(b) Edge part of worn track

(c) Middle part of worn track

Fig. 5 SEM micrographs of the grooves before and after wearing of  $h=30 \mu\text{m}$

图5  $h=30 \mu\text{m}$ 时未磨损和磨损后残留沟槽的SEM照片

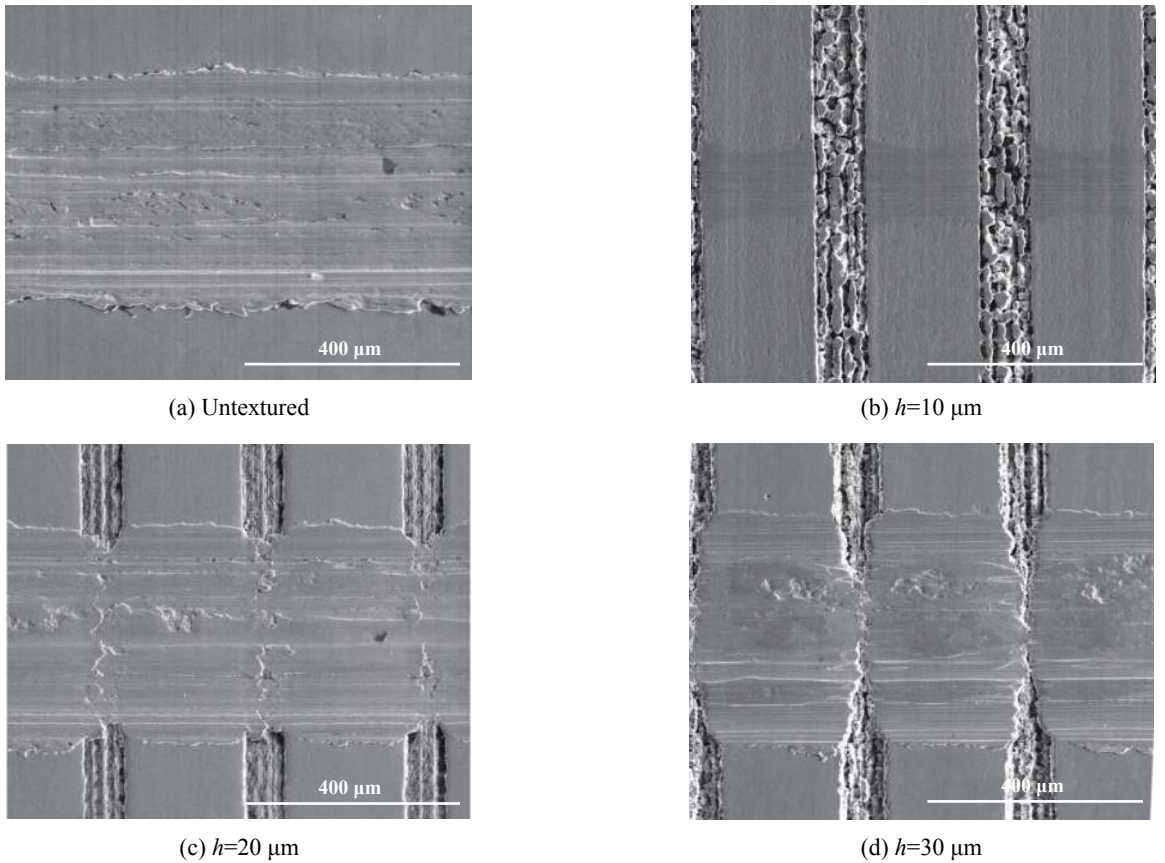


Fig. 6 SEM micrographs of the wear surfaces for the textured surface with different groove depths

图 6 不同深度沟槽的表面磨损形貌SEM照片

度沟槽织构不锈钢表面磨损后形貌和磨痕尺寸的SEM照片. 显而易见, 未织构的试样磨痕最宽, 磨损最严重, 发生了严重的黏着和疲劳磨损. 而沟槽织构后磨损表面的磨痕宽度均呈现不同程度的降低, 说明沟槽织构起到一定的抗磨作用. 在这些样品中, 织构深度为 $10\ \mu\text{m}$ 的不锈钢表面只发生轻微擦伤, 磨痕宽度不到未织构试样的三分之一.  $20\ \mu\text{m}$ 织构深度样品的磨痕宽度也显著小于未织构样品, 但已开始出现黏着磨损和疲劳磨损. 而织构深度为 $30\ \mu\text{m}$ 的不锈钢表面, 磨损较严重, 宽度略小于未织构试样, 发生了较严重的黏着和疲劳磨损. 图4和图6的分析结果说明, 沟槽织构及其织构深度显著影响不锈钢表面在PAO油润滑条件下的摩擦磨损行为, 其中织构深度为 $10\ \mu\text{m}$ 的不锈钢表面获得最好的抗磨和减摩效果, 与未织构表面相比, 其摩擦系数与磨痕宽度降低了60%以上.

为进一步探究织构深度对样品摩擦学性能的影响机理, 采用ANSYS Fluent软件对沟槽织构摩擦过程中上摩擦副的受力情况进行了模拟计算. 发现上摩擦副主要受到润滑油产生的向上的升力作用, 图7给出了不同织构深度沟槽在摩擦过程中润滑油产生升力大小的模拟结果. 未织构样品即织构深度为0时, 摩擦

过程中润滑油不产生升力, 随着织构深度增加, 润滑油在摩擦过程中产生的升力出现先急剧增加后缓慢减少的过程, 当织构深度 $h=2\sim 3\ \mu\text{m}$ 时, 润滑油产生的升力将达到最大值. 模拟结果合理地解释了深度较浅的织构表面其摩擦系数较小, 以及织构较深表面在摩擦一段时间后其摩擦系数突然减小的原因.  $10\ \mu\text{m}$ 深的沟槽织构中润滑油产生的升力为 $56.4\ \text{N/m}$ , 流体动压效应较强, 摩擦系数较小且稳定在0.10左右. 而较深的沟槽织构( $15$ 、 $20$ 和 $30\ \mu\text{m}$ )升力分别为 $29.3$ 、 $15.9$ 和

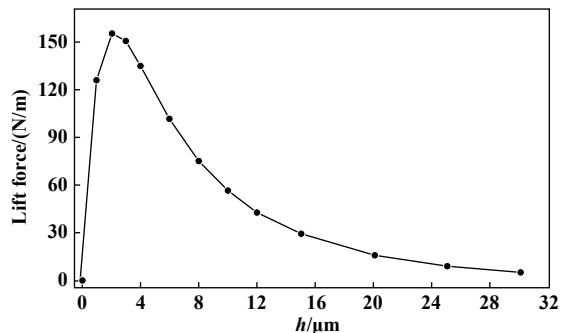


Fig. 7 Simulation results of lift force corresponding to different depth grooves

图 7 不同深度织构对应的升力模拟结果

4.9 N/m, 远低于 $10\ \mu\text{m}$ 织构中润滑油产生的升力, 因而其润滑状态并未发生显著改变, 所以在开始阶段时的摩擦系数接近于未织构样品的摩擦系数, 摩擦系数较大, 但随着摩擦过程的进行, 磨损表面不断被磨平, 织构深度不断变浅, 从而润滑油产生的摩擦升力也随之增加, 从而导致摩擦系数发生突变而急剧降低。

润滑油产生升力的主要原因是当具有一定黏度的流体进入收敛间隙时会产生一定的压力, 这种现象被称为流体动力润滑的楔效应<sup>[4]</sup>。为更深层探究润滑油产生的升力和织构深度之间的关系, 图8分别对深度为1、4、10及 $20\ \mu\text{m}$ 沟槽织构的模拟结果利用ANSYS CFD-Post软件画出了相应的润滑油流线及压力分布图。图8中沟槽内部压强分布可以印证: 在沟槽右端, 润滑油从沟槽内部流到沟槽外, 润滑油流动的空间急速变小, 产生楔形效应, 使得压强增大; 在沟槽左端, 润滑油从左端窄口进入到沟槽的部位时, 空间发散, 产生的压强最小, 甚至形成负压。而未织构样品的摩擦副间没有收敛间隙, 并不能产生楔形效应, 所以压强几乎没有变化。同时从图8中流线可以看出, 沟槽深度为 $h=1\ \mu\text{m}$ 时, 凹槽底部油层没有回流存在, 此时随织构深度增加楔效应将加强, 表现为升力的增强; 当 $h>3\ \mu\text{m}$ 时, 凹槽底部的润滑油开始出现回流现象, 且回流现象随着沟槽深度的增加越来越明显; 当沟槽深度达到 $h=20\ \mu\text{m}$ 时, 回流所形成的流线几乎充满了整个织构区域。回流的产生将会减少从沟槽内部进入到收敛间隙的润滑油, 使得楔形效应减弱, 升力变小。图9形象地给出了回流对楔形效应削弱的示意图。因此, 在产生回流后, 织构越深, 润滑油产生的升

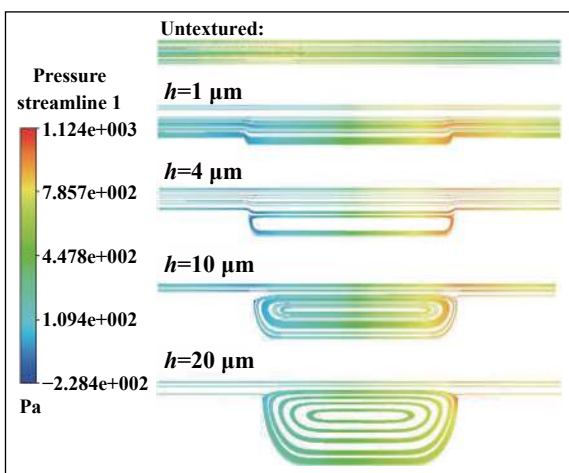


Fig. 8 Streamline diagram with pressure distribution for different depths of grooves' simulation results  
图8 不同深度沟槽模拟结果的压强流线图

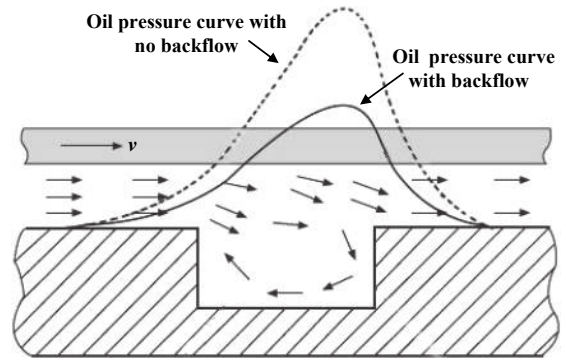


Fig. 9 Schematic diagram of lubricating oil backflow in groove texture

图9 沟槽织构内部润滑油回流示意图

力反而越小了, 当升力小到一定程度后润滑状态将改变, 由此可见, 模拟仿真结果与试验结果相吻合。

### 3 结论

a. 采用激光加工技术在304不锈钢表面制备出沟槽宽度为 $100\ \mu\text{m}$ , 间隔为 $200\ \mu\text{m}$ , 沟槽深度分别为10、15、20和 $30\ \mu\text{m}$ 的规则造型的织构图案。加工的沟槽织构及其织构深度显著影响不锈钢表面在PAO油润滑条件下的摩擦磨损行为, 织构深度为 $10\ \mu\text{m}$ 的不锈钢表面获得最好的抗磨和减摩效果。与未织构表面相比其摩擦系数与磨痕宽度降低了60%以上。

b. 织构深度显著影响织构表面摩擦系数随摩擦时间变化的关系。织构深度为 $10\ \mu\text{m}$ 的不锈钢表面摩擦系数非常稳定为0.10左右, 织构深度达到 $15\ \mu\text{m}$ 后的不锈钢表面其摩擦系数在摩擦过程中呈现一种由大到小的突变现象, 其突变时间与样品织构深度在摩擦过程中的变化密切相关。这主要是由于随着摩擦过程进行, 不断被磨平的织构表面使润滑油产生的摩擦升力也随之增加, 致使摩擦系数突变而迅速降低。

c. 沟槽织构在摩擦状态下产生升力的缘由是润滑油通过收敛区域时产生了楔形效应。未织构样品不能产生楔形效应, 因而其摩擦系数大, 磨损严重。同时, 当沟槽织构深度超过一定值后, 沟槽内部将会产生回流现象, 回流现象减弱润滑油产生的楔形效应, 润滑油产生的升力也随之减小, 润滑油承载能力变弱, 因此较深织构深度不锈钢表面并不具备很好的减摩和抗磨效果。

### 参考文献

- [1] Jiang Junyou, Li Xiuyan. The microstructure evolution in early running-in stage and its effect on the friction behavior in 304 stainless steel[J]. Tribology, 2018, 38(1): 37-43 (in Chinese) [江俊



- 佑, 李秀艳. SUS304奥氏体不锈钢摩擦跑合阶段的摩擦表面层演变及其对摩擦行为的影响[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(1): 37–43]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.01.005](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.01.005).
- [2] Fan Na, Wang Yunxia, Wang Qiufeng, et al. Effects of load on fretting wear behaviors of 304 stainless steels[J]. Tribology, 2016, 36(5): 555–561 (in Chinese) [范娜, 王云霞, 王秋凤, 等. 载荷对304不锈钢微动磨损性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(5): 555–561]. doi: [10.16078/j.tribology.2016.05.004](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2016.05.004).
- [3] Zhao Kexin, Gao Yan. Current researches and applications of electroless plating on stainless steel[J]. Electrorplating & Pollution Control, 2008, (3): 5–8 (in Chinese) [赵可昕, 高岩. 不锈钢化学镀的研究与应用现状[J]. 电镀与环保, 2008, (3): 5–8]. doi: [10.3969/j.issn.1000-4742.2008.03.002](https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-4742.2008.03.002).
- [4] Qiu Xiacong, Fan Shutian, Wu Yong. Study of surface texture for improving friction and wear properties[J]. Lubrication Engineering, 2013, (8): 121–124 (in Chinese) [邱孝聪, 樊曙天, 伍勇. 表面织构改善摩擦磨损性能的研究进展[J]. 润滑与密封, 2013, (8): 121–124]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2013.08.025](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2013.08.025).
- [5] Wang X, Kato K, Adachi K, et al. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water[J]. Tribology International, 2003, 36(3): 189–197. doi: [10.1016/S0301-679X\(02\)00145-7](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(02)00145-7).
- [6] Tang W, Zhou Y, Zhu H, et al. The effect of surface texturing on reducing the friction and wear of steel under lubricated sliding contact[J]. Applied Surface Science, 2013, 273: 199–204. doi: [10.1016/j.apsusc.2013.02.013](https://doi.org/10.1016/j.apsusc.2013.02.013).
- [7] Arghir M, Roucou N, Helene M, et al. Theoretical analysis of the incompressible laminar flow in a macro-roughness cell[J]. Journal of Tribology, 2003, 125(2): 309–318. doi: [10.1115/1.1506328](https://doi.org/10.1115/1.1506328).
- [8] Qi Ye, Chang Qiuying, Shen Zongze. The influence of surface texture depth on the load bearing capacity of oil film[J]. Lubrication Engineering, 2012, (5): 39–42 (in Chinese) [齐烨, 常秋英, 沈宗泽. 表面织构的深度影响润滑油膜承载能力的机制研究[J]. 润滑与密封, 2012, (5): 39–42]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2012.05.009](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2012.05.009).
- [9] Zhang H, Hua M, Dong G N, et al. A mixed lubrication model for studying tribological behaviors of surface texturing[J]. Tribology International, 2015, 93: 583–592.
- [10] Yan Zhen, Sun Jiayi, Jiang Dong, et al. Tribological behavior of laser textured TiN films under dry friction condition[J]. Tribology, 2017, 37(4): 518–526 (in Chinese) [刻珍, 孙嘉奕, 姜栋, 等. 激光织构化TiN薄膜的干摩擦性能研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(4): 518–526]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.04.014](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.04.014).
- [11] Wan Yi, Xiong Dangsheng. Study of laser surface texturing for improving tribological properties[J]. Tribology, 2006, 26(6): 603–607 (in Chinese) [万轶, 熊党生. 激光表面织构化改善摩擦学性能的研究进展[J]. 摩擦学学报, 2006, 26(6): 603–607]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2006.06.021](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2006.06.021).
- [12] Sedlaček M, Podgornik B, Ramalho A, et al. Influence of geometry and the sequence of surface texturing process on tribological properties[J]. Tribology International, 2017, 115: 268–273. doi: [10.1016/j.triboint.2017.06.001](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.06.001).
- [13] Tang Yong, Tang Heng, Wan Zhenping, et al. Research progress of hydrodynamic lubrication of surface texture[J]. Journal of South China University of Technology(Natural Science Edition), 2017, (9): 1–11 (in Chinese) [汤勇, 唐恒, 万珍平, 等. 表面织构流体动压润滑性能的研究进展[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2017, (9): 1–11]. doi: [10.3969/j.issn.1000-565X.2017.09.001](https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-565X.2017.09.001).
- [14] Pettersson U, Jacobson S. Friction and wear properties of micro textured DLC coated surfaces in boundary lubricated sliding[J]. Tribology Letters, 2004, 17(3): 553–559. doi: [10.1023/B:TRIL.0000044504.76164.4e](https://doi.org/10.1023/B:TRIL.0000044504.76164.4e).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018149

# 中碳钢/不锈钢磁场摩擦中磨屑的行为和作用

石红信, 张永振\*, 孙超, 宋晨飞, 杜三明

(河南科技大学 高端轴承摩擦学技术与应用国家地方联合工程实验室, 河南 洛阳 471023)

**摘要:** 以45钢销/302不锈钢盘摩擦副为研究对象, 采用自制的销-盘摩擦磨损试验机, 研究了直流磁场作用下磨屑在摩擦过程中的行为及其对摩擦磨损性能的作用. 为此分析了有、无磁场作用下磨屑在磨损面上的分布特点, 利用扫描电镜观察了磨屑及45钢销磨损面的形貌, 采用三维形貌仪表征了磨损面特征区域的相对高度. 与无磁场时的摩擦磨损情况相比, 磁场作用下45钢销的磨损量有所增大, 而摩擦系数稍有减小. 摩擦过程中出现了302不锈钢盘向45钢销的材料转移并形成了不连续的转移层, 该转移层相对高度较大, 承担了主要的摩擦磨损并趋于平滑. 磁场作用下45钢销磨损面吸附少量磨屑并使之细化和氧化, 该吸附磨屑在一定程度上减小了摩擦副的摩擦系数, 并阻碍试样之间的材料转移, 从而增加了45钢销的磨损量.

**关键词:** 磁场; 不锈钢; 中碳钢; 干摩擦; 磨屑; 材料转移

中图分类号: TH115

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0188-09

## Behaviors and Effect of the Wear Debris during Friction between Medium-Carbon Steel and Stainless Steel with the Magnetic Field

SHI Hongxin, ZHANG Yongzhen\*, SUN Chao, SONG Chenfei, DU Sanming

(National United Engineering Laboratory for Advanced Bearing Tribology, Henan University of Science and Technology, Henan Luoyang 471023, China)

**Abstract:** The behavior of wear debris and its effect on the tribological properties of 45 steel pin against 302 stainless steel disk under the magnetic field were investigated using the self-developed pin-disk tribometer. For this reason, the distribution characteristics of wear debris on the worn surface of specimen were analyzed with and without the magnetic field. The morphologies of the wear debris and worn surface of 45 steel pin were characterized by means of scanning electron microscopy. The relative height of various areas on the worn surface was characterized by using 3-D surface profiler. Compared with the case without the magnetic field, the wear of 45 steel pin specimen increased, whereas the friction coefficient of the couple was reduced with the magnetic field. In the process of friction, the material of 302 stainless steel disk was transferred onto the worn surface of 45 steel pin and the discontinuous transfer layer was observed. The transfer layer on the worn surface bore the vast majority of friction and wear and tended to be smooth. A small amount of wear debris was adsorbed on the worn surface of 45 steel pin and became fine and oxidized with the magnetic field. To a certain extent the wear debris adsorbed on the worn surface reduced the friction coefficient and hindered the material transfer between the tribo-couple and then increased the wear of 45 steel pin.

**Key words:** magnetic field; stainless steel; medium-carbon steel; dry-sliding friction; wear debris; material transfer

Received 11 October 2018, revised 22 November 2018, accepted 29 November 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: yzzhang@haust.edu.cn, Tel: +86-379-64231723.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51375146).

国家自然科学基金项目(51375146)资助.

随着电磁技术的应用, 大量的机电装置(如电磁制动器、直线电机等)中的摩擦副在磁场环境下进行工作. 磁场对摩擦副材料的力学性能、磨损产物特征及气氛环境中氧的行为有着重要影响<sup>[1-2]</sup>, 从而导致材料在磁场环境中的摩擦学性能发生一定的改变<sup>[3-8]</sup>.

为了利用磁场对材料摩擦过程进行主动控制, 相关研究者就磁场对金属材料摩擦学性能的作用机制进行了探索性研究. 在既往的研究中, 磁场促进摩擦副磨损面的氧化<sup>[9-12]</sup>与磨屑的吸引<sup>[13-16]</sup>被认为是磁场影响材料摩擦学性能的两个重要因素. 一些研究显示磨损面氧化也是和磨屑密不可分的<sup>[17-20]</sup>. 这表明磨屑是上述两个影响因素中的关键环节. 因此, 有必要阐明磨屑在摩擦磨损中的角色. 为了对比分析磨屑的影响, 一些去除磨屑的措施被采用. Varenberg等<sup>[21]</sup>在试样表面预制直径为100~120 μm的微孔使磨屑从磨损面去除, 但磁场作用下磨损表面吸引有大量的磨屑, 使得微孔易于填满从而削弱了去除磨屑的效果; Mosleh等<sup>[22]</sup>在盘试样表面预制径向沟槽用于在其旋转过程中甩掉磨屑, 而磁场对磨屑产生较强的吸附力, 径向沟槽无法完全甩掉磨屑; Xu等<sup>[23]</sup>和Sheasby等<sup>[24]</sup>采用机械力或磁场力清除磨损面上的磨屑, 但采用机械力去除方法使磨屑在摩擦副周边飞散而影响环境, 而采用磁场力的方法则使两种磁场之间会产生相互干扰.

不锈钢属于顺磁性材料, 置于磁场中磁化程度较弱, 在摩擦过程难以吸附磨屑. 因此, 该研究采用中碳钢销/不锈钢盘摩擦副以利用不锈钢的磁性特点去除摩擦过程中的磨屑, 在磁场作用下进行摩擦磨损试验, 并结合前期对中碳钢销/中碳钢盘磁化摩擦磨损特性的研究<sup>[2, 20, 25]</sup>, 对磨屑在摩擦过程的行为进行分析, 以探讨其在摩擦磨损过程中的作用.

## 1 试验部分

试验采用自制的销/盘摩擦磨损试验机, 其摩擦副装配、运动及产生磁场的主要部分如图1所示. 盘试样2在垂直平面内以转速 $n$ 旋转, 而销试样3固定不动, 从而实现了销/盘滑动摩擦磨损试验. 通过在线圈5中施加直/交流电从而在销、盘试样的接触面上产生垂直方

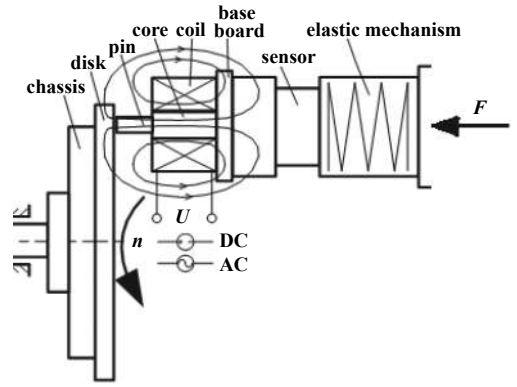


Fig. 1 Main parts of the friction test equipment

图 1 摩擦磨损试验设备主要部分示意图

向的稳恒直/交流磁场, 本试验施加到线圈的电流为直流电从而在销、盘试样的接触面上产生所需的稳恒直流磁场.

摩擦副类型为45钢销/302不锈钢盘, 其中销试样规格为 $\phi 10 \text{ mm} \times 40 \text{ mm}$ ; 盘试样规格为 $\phi 165 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ ; 销试样和盘试样相对运动的回转半径为72.5 mm. 试验材料302不锈钢为退火态, 45钢为正火态, 其化学成分列于表1中.

试验参数如下: 外加载荷为100 N, 摩擦速度为0.54 m/s, 摩擦时间为1 800 s, 磁场强度分别为8.7、17.4和34.8 kA/m. 为了对比分析, 对摩擦副进行了无磁场时的摩擦试验, 除了磁场强度, 其他试验参数均相同.

试验前用WLM-TB60型退磁器对销、盘试样和摩擦试验设备中固定试样的相关部件进行退磁处理, 对销和盘试样预摩擦端面用1 000#砂纸进行打磨以去除表面异物, 然后用丙酮清洗、风干后安装到试验机上. 摩擦试验机的试样固定装置靠近试样侧表面的位置刻有一标志线, 试验前使用电刻笔在试样侧表面做一标志, 安装时使两者的标志线对正, 以保证试样多次安装时其位置一致.

用电子天平对摩擦试验前、后的销、盘试样进行称重. 采用配有能谱分析仪(EDS)的JSM-5610LV型扫描电子显微镜检测销试样磨损面和磨屑的形貌及化学成分; 采用Nanofocus AG型三维形貌仪测试、分析

表 1 302不锈钢和45钢的化学成分

Table 1 Chemical composition of 302 stainless steel and 45 steel

| Material            | Weight fraction/% |       |      |      |      |       |       |         |  |
|---------------------|-------------------|-------|------|------|------|-------|-------|---------|--|
|                     | C                 | Cr    | Ni   | Mn   | Si   | P     | S     | Fe      |  |
| 302 stainless steel | 0.11              | 17.15 | 8.19 | 1.18 | 0.45 | 0.035 | 0.016 | Balance |  |
| 45 steel            | 0.44              | -     | -    | 0.60 | 0.25 | 0.04  | 0.04  | Balance |  |

销试样磨损面的形貌特征;利用XRD射线衍射仪检测销试样磨损面的物相结构. 销、盘试样磨损量的计算公式为 $\Delta K = K_1 - K_2$ . 其中 $K_1$ 为摩擦试验前销或盘的重量(g),  $K_2$ 为摩擦试验后销或盘的重量(g).

## 2 结果与讨论

### 2.1 磨损量和销位移

对45钢销/302不锈钢盘摩擦副进行阶段性摩擦试验(每300 s为一阶段), 图2描述了45钢销试样磨损量随摩擦时间的变化. 曲线中数据是3次摩擦试验的平均值, 同一试验条件下试样磨损量一致性较高, 偏差范围在 $\pm 5\%$ 以内. 摩擦时间1 000 s以前, 磁场(8.7、17.4和34.8 kA/m)作用下的磨损量小于无磁场作用下的磨损量;而当摩擦时间约超过1 000 s时, 磁场(三种磁场强度)作用下的磨损量大于无磁场作用下的磨损量;并且在试验摩擦时间内, 无磁场作用下销试样的磨损量随时间的增加基本上呈先增加后减小的趋势, 转变时间点为900 s, 而磁场作用下销试样的磨损量随时间大致呈指数关系增长.

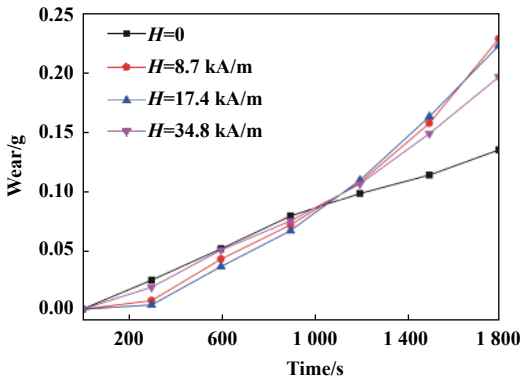


Fig. 2 Stage wear of 45 steel pin

图2 45钢销的阶段磨损量

对摩擦副在 $H=0$ 和17.4 kA/m作用下进行摩擦时间为1 800 s(预摩时间为600 s)的连续摩擦试验. 有、无磁场条件下45钢销试样的磨损量分别为0.250 1 g和0.102 0 g, 可见销试样在磁场作用下其磨损量大于其在无磁场作用下的磨损量, 磁场导致45钢销磨损量的增加率约为145.2%. 因此磁场显著增加了该摩擦副中45钢销的磨损.

值得注意的是: 以上试验结果和磁场作用下45钢销/45钢盘摩擦副中45钢销磨损量的影响规律相反. 磁场作用下45钢销/45钢盘摩擦副的45钢销的磨损量显著小于无磁场作用下该摩擦副的45钢销的磨损量, 即磁场对45钢销有明显的减磨作用<sup>[8, 25]</sup>.

图3为摩擦副在整个连续摩擦过程中(预摩时间为600 s)的销位移对摩擦时间的变化曲线. 此处销位移指的是在载荷作用下由于磨损造成销试样沿轴向的位移. 根据销位移-摩擦时间曲线的斜率大小, 无磁场作用下该曲线可分为 $D_{01}$ 和 $D_{02}$ 两个阶段. 在 $D_{01}$ 阶段, 销位移-时间曲线的斜率非常大, 其位移随摩擦时间增加快速增长, 属于摩擦过渡阶段;在 $D_{02}$ 阶段, 销位移-时间曲线的斜率有所减小, 但其位移随摩擦时间增加仍以一定速率增长, 属于摩擦稳定阶段, 此阶段试样的磨损较为严重. 而在磁场作用下, 销位移-时间曲线可分为 $D_{H1}$ 、 $D_{H2}$ 和 $D_{H3}$ 三个阶段. 其前两个阶段 $D_{H1}$ 和 $D_{H2}$ 和无磁场作用时的销位移-时间曲线变化特点基本相同, 分别属于过渡阶段和稳定阶段(试样的磨损也较为严重), 不同的是 $D_{H1}$ 持续时间小于 $D_{01}$ 的持续时间, 且 $D_{H2}$ 段斜率稍小于 $D_{02}$ 段的斜率. 有、无磁场作用下的销位移-时间曲线显著不同的是: 当摩擦时间约大于800 s时, 销位移-时间曲线进入第三个阶段 $D_{H3}$ , 该阶段的曲线斜率明显增大, 销位移随摩擦时间增加快速增长, 摩擦过程进入更为严重的磨损阶段.

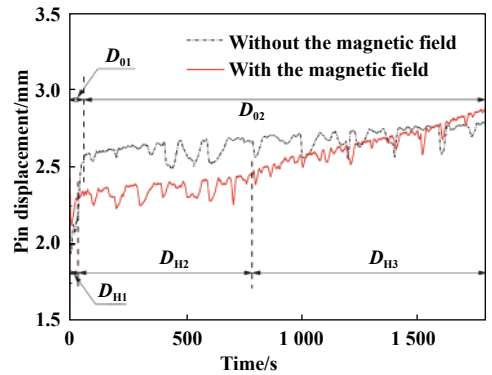


Fig. 3 Pin displacement with and without magnetic field

图3 有、无磁场作用下的销位移

### 2.2 摩擦系数

图4为45钢销/302不锈钢盘摩擦副有、无磁场时的摩擦系数随摩擦时间的变化. 可以看出: 有、无磁场作用下的摩擦系数随摩擦时间的变化特点基本相似, 而磁场作用下的平均摩擦系数相比于无磁场作用时的平均摩擦系数稍有减小, 由0.447减小为0.417. 对于45钢销/45钢盘摩擦副而言, 其在有磁场情况下的摩擦系数稍大于无磁场情况下的摩擦系数<sup>[25]</sup>.

### 2.3 磨屑分布及磨损面宏观特征

有、无磁场作用下45钢销/302不锈钢盘摩擦副磨损面及磨屑分布特征如图5所示. 由于三种磁场强度条件下的磨屑特征较相似, 这里仅以 $H=17.4$  kA/m作

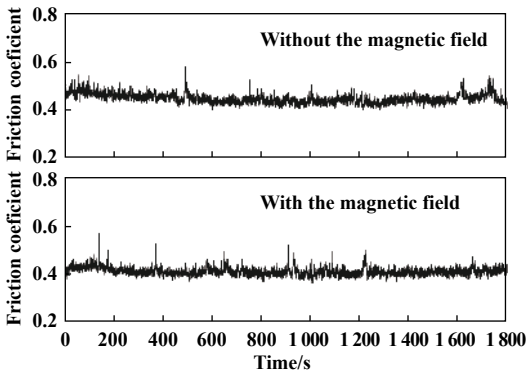


Fig. 4 Dynamic friction coefficient with and without magnetic field

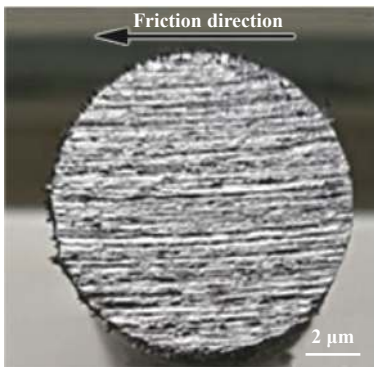
图 4 有、无磁场作用下的动态摩擦系数

用下磨屑为例进行探讨. 无磁场作用下销、盘磨损面上没有观察到吸附磨屑, 且两者的磨损面均呈金属亮白色, 如图5(a~b)所示; 该条件下在摩擦过程中收集到的磨屑呈灰白色, 这说明摩擦过程中销、盘磨损面和产生的磨屑没有发生明显的氧化. 而磁场作用下45钢销磨损面上观察到吸附了少量磨屑, 其磨损面边缘区域吸附有较多的磨屑, 特别是沿摩擦方向的两侧区域, 且磨屑呈黑色, 其磨损面呈现金属亮白色, 如图5(c)

所示; 302 不锈钢盘磨损面没有观察到吸附磨屑, 如图5(d)所示, 这主要和302不锈钢的磁特性有关. 该钢在磁场中的磁化程度很弱, 从而对其表面磨屑的吸引力较弱, 不足以使磨屑吸附在其表面. 另外, 302 不锈钢盘的磨损面也呈现金属亮白色, 这说明销、盘磨损面在该条件下也没有发生明显的氧化; 而摩擦过程中所产生的磨屑呈黑色, 说明该条件下的磨屑在摩擦过程中发生了一定程度的氧化.

在前期有关45钢销/45钢盘磁化摩擦磨的研究中, 在45钢销磨损面观察到有大量的磨屑被吸附, 且磨损面呈现黑色+棕红色两种颜色<sup>[25]</sup>. 与本研究相比, 摩擦副磨损面的磨屑分布和颜色特征存在着明显的不同, 这被认为是磁力线在摩擦区域分布的不同造成的, 具体分析见下文.

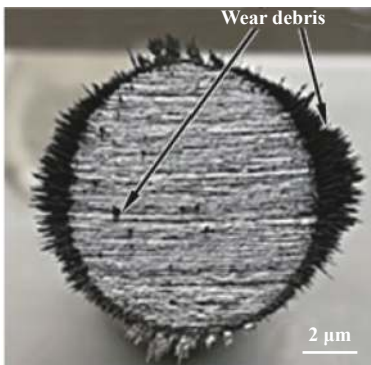
图6(a)为无磁场作用下磨屑形貌的SEM照片, 由图中可以看出: 磨屑主要呈片状, 平均尺寸在几十微米左右(如d1), 除此之外, 磨屑中也有少量的微米级的细小磨屑(如d2). 对部分磨屑进行EDS分析发现: 磨屑表面氧的原子百分数为5.39%, 磨屑表面的氧含量较低. 这说明摩擦副磨损面的金属在摩擦过程中形成的



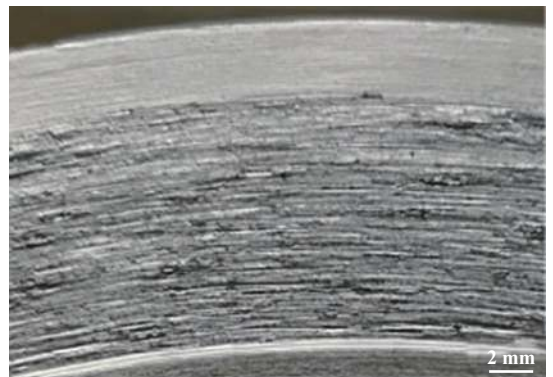
(a) Pin without magnetic field



(b) Disk without magnetic field



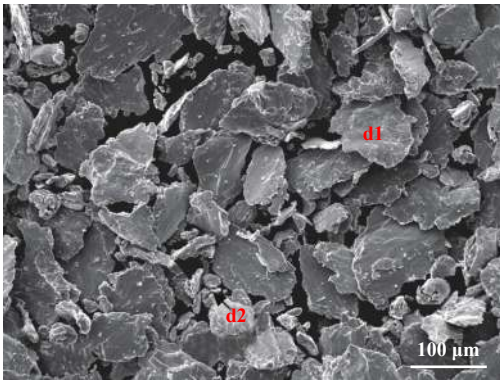
(c) Pin with magnetic field



(d) Disk with magnetic field

Fig. 5 Worn surface and the distribution of wear debris with and without magnetic field

图 5 有、无磁场作用下试样磨损面及其磨屑分布



(a) Without magnetic field

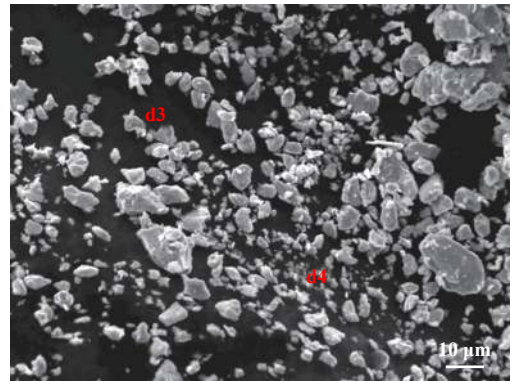
(b) With magnetic field ( $H=17.4$  kA/m)

Fig. 6 SEM micrographs of wear debris

图6 有、无磁场作用下磨屑形貌的SEM照片

磨屑大部分直接从摩擦区域脱落,没有反复参与到摩擦过程中,其表面氧化程度较小.

图6(b)是磁场作用下磨屑形貌的SEM照片.磨屑呈细小颗粒状,大部分磨屑尺寸在 $5\ \mu\text{m}$ 左右(如d3),甚至更小(如d4),远小于无磁场作用下磨屑的尺寸.对部分磨屑进行EDS分析发现:磨屑表面氧的原子百分数达到15.2%,是无磁场时磨屑氧含量的2.82倍,这说明磨屑在摩擦过程中产生了明显的氧化.因此,外部磁

场促进了磨屑的氧化和细化.可以推测,上述有、无磁场作用下磨屑的理化性能和行为特点可能是导致45钢销/302不锈钢盘摩擦副在有、无磁场时摩擦学性能变化的主要原因.

#### 2.4 销试样磨损面的SEM形貌及化学成分

图7(a)和(b)为无磁场时销试样磨损面形貌的SEM照片及对应磨损面的Cr元素的面扫描.根据其颜色深浅,45钢销磨损面可分为深色区和浅色区两种特

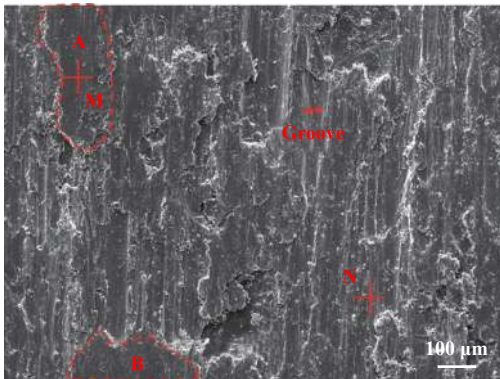
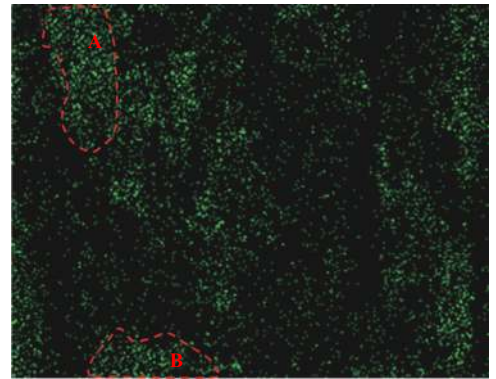
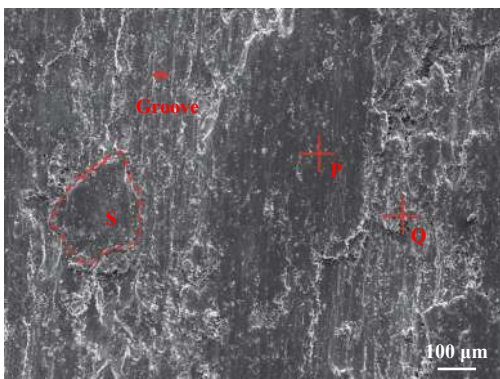
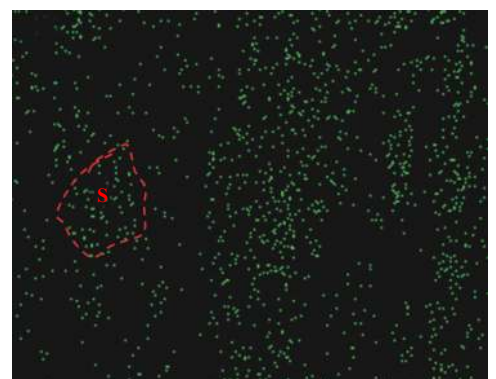
(a) SEM morphology ( $H=0$ )(b) Mapping of Cr ( $H=0$ )(c) SEM morpholog ( $H=17.4$  kA/m)(d) Mapping of Cr ( $H=17.4$  kA/m)

Fig. 7 SEM morphology and mapping of element Cr on the pin worn surface

图7 销试样磨损面SEM形貌及面扫描

征区域. 对深色区域中的M区及浅色区域中的N区进行EDS成分分析, 其结果列于表2中. M区的Cr原子百分数为9.56%, Ni原子百分数为1.59%; 而N区的Cr和Ni含量小于其在M区的含量. 图7(b)为对应图7(a)中销试样磨损面中的Cr元素面扫描结果, 可以看出, 图7(a)中深色区域的Cr含量较高, 例如图7(a)和图7(b)虚线包围的A区和B区. 因此, 可以认为磨损面中深色区域是在摩擦过程中摩擦副之间出现了302不锈钢盘向45钢销磨损面的材料过渡形成的. 此外, 45钢销试样的磨损面上分布有大小不一、形状各异的犁沟, 且犁沟一般位于浅色区域, 如图7(a)所示.

表2 销试样磨损面成分分析

Table 2 Composition of pin worn surface

| Area | Atomic fraction/% |      |      |       |
|------|-------------------|------|------|-------|
|      | O                 | Cr   | Ni   | Fe    |
| M    | 8.18              | 9.56 | 3.48 | 78.77 |
| N    | 6.36              | 1.59 | 0.68 | 91.37 |
| P    | 6.28              | 5.12 | 1.71 | 86.89 |
| Q    | 13.59             | 2.12 | 1.89 | 82.4  |

图7(c)和图7(d)分别为磁场作用下销试样磨损面形貌的SEM照片及对应磨损面的Cr元素的面扫描. 和无磁场作用的销试样磨损面相似, 45钢销磨损面也可根据其颜色特征分为深色区域和浅色区域两种类型. 对深色区域中的P区及浅色区域中的Q区进行EDS成分分析, 其结果列于表2中. P区的Cr原子百分数为5.12%, Ni原子百分数为1.71%, 而Q区的Cr含量小于其在P区的含量. 图7(d)为对应图7(c)中销试样磨损面中Cr元素的面扫描结果. 可以看出: 图7(c)中深色区的Cr含量较高, 例如图7(c)和图7(d)虚线包围的S区. 因此可以认为磨损面中的深色区域在摩擦过程中摩擦副也出现了302不锈钢向45钢销磨损面的材料过渡. 同样, 该销试样磨损面也分布着大小不一、形状各异的犁沟, 而犁沟一般位于浅色区.

值得注意的是: 有、无磁场作用下45钢销试样磨损面存在不同之处. 第一, 无磁场作用下销磨损面中深色区的Cr元素含量高于磁场作用下销磨损面中的深色区的Cr元素含量, 另外从面扫描结果也可以定性看出无磁场作用下销试样磨损面Cr元素总体含量较高; 第二, 磁场作用下磨损面上的犁沟宽度小于无磁场作用下磨损面上的犁沟宽度, 这主要是由于磁场作用下磨屑尺寸小于无磁场作用下的磨屑尺寸所致.

对有、无磁场作用下的销试样磨损面进行XRD检测, 所得结果如图8所示. 由图8可以看出: 第一, 销试

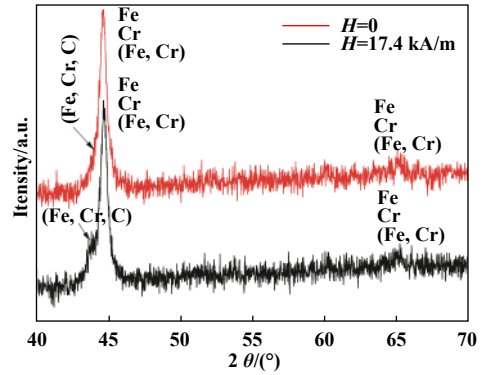


Fig. 8 Phase analysis of pin worn surface

图8 销试样磨损面物相分析

样磨损面除了检测到45钢基体的Fe外, 还检测到了Cr、(Fe, Cr)和(Fe, Cr, C)等相. 值得注意的是: 无磁场作用时销试样磨损面上(Fe, Cr, C)相含量较多, 而磁场作用下销试样磨损面上该相含量较少(该相的峰不十分明显); 第二, 有、无磁场两种情况下销试样磨损面均未检测出任何Fe的氧化物, 这也是销试样磨损面摩擦后均呈金属亮白色的原因.

在45钢销/45钢盘磁化摩擦中, 销磨损面检测到了Fe的不同种类氧化物<sup>[2, 25]</sup>, 而本研究中45钢销磨损面上却没有检测到Fe的氧化物, 这说明试样磨损面吸附有大量的磨屑能促使其氧化.

图9为磁场作用下45钢销磨损面的三维形貌及其CC'截面的轮廓. 图9(a)中的黄色部分对应于图7(c)中深色区域, 其他区域相对于图7(c)中浅色区域, 图9(b)为图(a)三维形貌中CC'的截面轮廓图. 可以看出: 45钢销磨损面深色区域比浅色区域的相对高度大, 且深色区域比浅色区域平坦, 深色区域的高度差基本在10 μm左右; 深色区域中的犁沟尺寸1明显小于浅色区域的犁沟尺寸2. 这说明在摩擦过程中摩擦副磨损面的深色区域承担了大部分的摩擦磨损且该条件下的细小磨屑在该区域引起了磨粒磨损.

## 2.5 分析与讨论

本试验中所用销材料45钢为铁磁性材料, 其相对磁导率为100~583<sup>[25]</sup>, 它在磁场中的磁化程度较大, 由于销安装固定在通电线圈的铁芯中, 直流电通过线圈(带铁芯)产生的直流磁场磁力线主要集中于铁磁性材料45钢销试样中, 且其周缘附近磁力线更为集中<sup>[25]</sup>. 摩擦过程中磨损面仅在微凸峰局部发生真正的物理接触<sup>[4]</sup>, 磨损面其他区域(非接触区)则被空气所覆盖. 302不锈钢为顺磁性材料, 具有高磁阻性, 其相对磁导率稍大于但基本接近于1(空气的相对磁导率)<sup>[26]</sup>. 故当

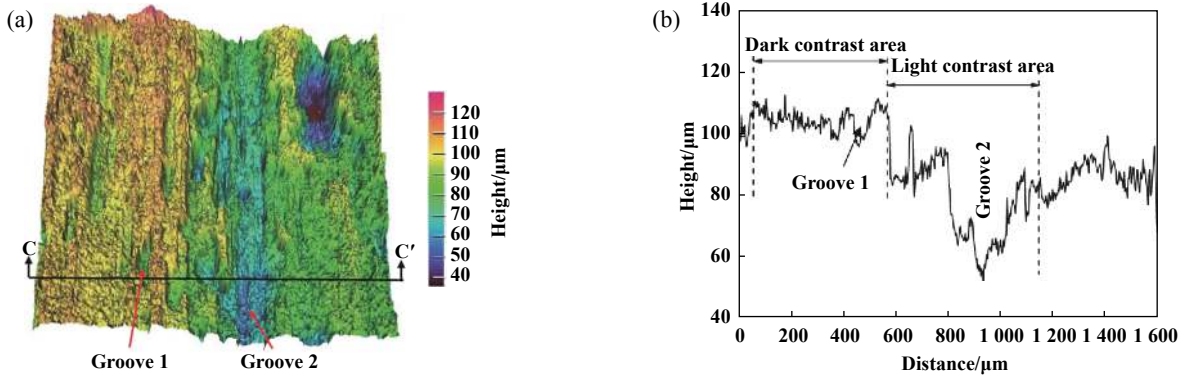


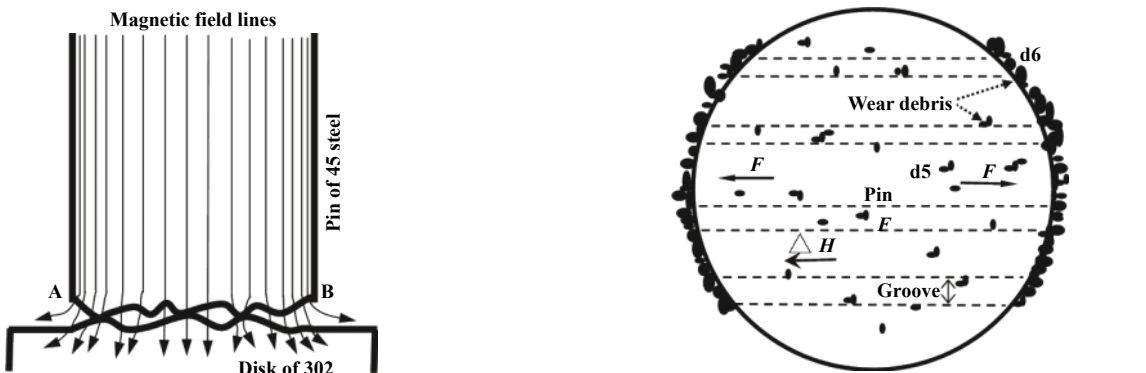
Fig. 9 Three-dimensional morphology and section profile of pin worn surface

图 9 45钢销磨损面三维形貌及截面轮廓( $H=17.4$  kA/m)

磁力线穿过45钢销到达磨损面时,大部分磁力线在磨损面的非物理接触区发生变向进入摩擦区域的空气并从盘试样穿出.因此,该摩擦副靠近摩擦中心区域的磁场强度较为均匀.除此之外,有较少量的磁力线通过45钢销在磨损面微凸体的真实物理接触点/面发生聚集并直接进入302不锈钢盘试样中,该局部区域的磁场强度有所增大.由于销试样中磁力线在其周缘附近磁力线更为集中,这会造成摩擦区域周边附近区域[见图10(a)中的A、B]的磁场强度大于靠近摩擦中心区域的磁场强度.此条件下的磁力线分布如图10(a)所示.

图10(b)为磁场作用下摩擦副在摩擦过程中45钢销试样磨损面上的磨屑分布示意图.根据图10(a)磁力线分布特征,摩擦区域周边附近区域[见图10(a)中的A、B]的磁场强度大于靠近摩擦中心区域的磁场强度,这造成了从45钢销中心区域到其周边边缘区域增大的磁场强度梯度 $\Delta H$ .该磁场强度梯度使摩擦过程中产生的铁磁性磨屑受到指向销试样周边的磁吸力作用 $F$ ,在该磁吸力的作用下磨屑将沿着磨损面向销

试样周边附近运动,但所受磁吸力方向不平行于犁沟的磨屑运动时会受到犁沟两侧金属(虚线所示)的阻碍而停止,只有所受磁吸力方向平行于磨损面犁沟的磨屑才有可能沿着犁沟向销试样边缘区域运动.从而磨屑主要集中在销试样磨损面边缘沿摩擦方向的两侧区域,如图10(b)中的d6.此外,有少量的磁力线垂直穿过摩擦副直接接触的微凸峰并在此处有所集中,此区域附近的磨屑受到指向微凸峰的磁吸力作用从而被吸附且集中在此处,结果在磨损面上有少量的且呈点状分布的磨屑,如图10(b)中的d5.值得注意的是:当摩擦试验结束销、盘试样分离后,摩擦副之间的磨屑均吸附到45钢销磨损面上,如图5(d)和(e)所示.这主要是由于去掉磁场后45钢销的剩磁远大于302不锈钢盘中的剩磁所导致的.相比较而言,无磁场作用下销、盘试样之间虽然存在摩擦磁化引起的磁场,但该磁场相对较弱<sup>[27]</sup>,所产生的磁吸力不足以吸附磨屑,因此,摩擦过程产生的磨屑在重力的作用下或者随盘试样运动直接从摩擦区域脱落而造成摩擦区域不存在吸附磨屑,如图5(a~b)所示.



(a) Distribution of magnetic line

(b) Distribution of the wear debris on the worn surface

Fig. 10 Distribution of the magnetic field lines and the wear debris

图 10 磁力线及磨屑分布示意图



摩擦过程中严重磨损面的微凸体真实物理接触处的闪温可能超过材料的软化温度甚至达到其熔化温度,在此情况下试样材料的表面强度仅为常温下材料强度的1/10甚至更低<sup>[28-30]</sup>。因此,无论摩擦副的两种试样材料的硬度如何,均有可能在严重磨损过程中发生局部熔化或者处于高塑性状态使得摩擦副材料相互转移,这也是该研究中在有、无磁场作用下45钢销磨损面上局部区域(深色区域)检测出302不锈钢成分Cr和Ni元素的主要原因。

磨损面微凸体中溶质原子的浓度可根据Thomson-Freundlich方程<sup>[31]</sup>进行计算:

$$C_i = C_i(\infty) \exp\left(\frac{2\sigma M}{rRT\rho}\right)$$

式中: $C_i$ 为微凸体中溶质原子的浓度; $C_i(\infty)$ 为基体材料的溶质原子浓度; $\sigma$ 为微凸体的表面能; $r$ 为微凸体的平均半径; $T$ 为摩擦面温度; $\rho$ 为溶质原子的密度; $M$ 为溶质原子的原子量; $R$ 为气体常数。

由于摩擦过程中试样磨损面承受热-力的作用,这使得磨损面微凸体的表面能 $\sigma$ 增加<sup>[32]</sup>,且C原子的扩散系数较大,因此45钢销磨损面微凸体中的C元素的含量有所升高。这样45钢销磨损面上的转移层主要含有元素Cr、Fe和C(C含量大于45钢基体),这三种元素可能生成Cr-Fe-C系碳化物,该系碳化物使得45钢销磨损面上的转移层(深色区域)的耐磨性较45钢基体有所提高<sup>[33]</sup>,这就是前述转移层(深色区域)能承担大部分摩擦磨损且其表面变得平滑的主要原因。

磁场作用下,在摩擦过程中摩擦副之间吸附了部分细小的磨屑,并且有较多的磨屑从摩擦区域沿摩擦方向向销试样周边运动,上述这些磨屑有可能在摩擦副之间发生滚动,磨屑的滚动造成了磁场作用下的平均摩擦系数相比于无磁场作用下的平均摩擦系数有所减小。同时,摩擦副之间存在的磨屑和从摩擦区域向销周边运动的磨屑在一定程度上能隔离销、盘且减小了它们直接接触的程度,从而弱化了摩擦副之间材料的相互转移。磨屑这种隔离作用造成了磁场作用下的销试样磨损面上Cr含量小于无磁场作用下销试样磨损面上的Cr含量。Cr含量低,45钢销磨损面转移层中生成的Cr-Fe-C系碳化物量也有所减少,使得转移层的耐磨性降低。这可能是磁场作用下销试样磨损量大于无磁场作用下销试样磨损量的主要原因。

磁场作用下45钢销/45钢盘摩擦磨损研究显示:在摩擦副之间吸附有大量细小的磨屑,且随摩擦时间的延长促使销磨损面逐渐形成一层稳定的氧化物,从而

摩擦过程达到稳定阶段并进入轻微磨损过程<sup>[25]</sup>。在本研究的45钢销/302不锈钢盘摩擦磨损试验中,在盘磨损面上没有吸附磨屑、摩擦副间仅有少量磨屑被观察到,并且销磨损面始终没有发生显著氧化、摩擦磨损过程没有显现出轻微磨损特征。从而可以得出:摩擦过程中大量磨屑被吸附到盘磨损面及摩擦副之间是引起销磨损面氧化的充分条件,磨屑也是磁场影响材料摩擦磨损特性的载体。

### 3 结论

a. 45钢销磨损面仅在磁化摩擦过程中吸附少量的磨屑,而顺磁性的302不锈钢盘磨损面在有、无磁场作用下均无吸附磨屑。

b. 与无磁场时的情况相比,磁场作用下45钢销/302不锈钢盘摩擦副的平均摩擦系数有所减小,连续摩擦时45钢销的磨损量有所增加。

c. 摩擦过程中,45钢销的磨损面没有形成氧化层而发生了302不锈钢盘向45钢销材料转移并形成了耐磨性较高的转移层。

d. 磁场使摩擦副之间吸附有少量磨屑并使之氧化和细化,该部分磨屑在一定程度上隔离摩擦副并使45钢销磨损面转移层中Cr元素含量减少从而弱化了转移层的耐磨性。

e. 摩擦过程中大量磨屑被吸附到盘磨损面及摩擦副之间是引起销磨损面氧化的充分条件,也是磁场影响材料摩擦磨损特性的载体。

### 参考文献

- [1] K Kumagai, K Suzuki, O Kamiya. Study on reduction in wear due to magnetization[J]. *Wear*, 1993, 162-164: 196-201. doi: 10.1016/0043-1648(93)90501-C.
- [2] H Han, S Du, Y Zhang, et al. Effect of DC magnetic field in friction and wear properties of 45 steel at different velocities[J]. *Tribology Letters*, 2016, 64: 38. doi: 10.1007/s11249-016-0754-z.
- [3] K Hiratsuka, T Sasada, S Norose. The magnetic effect on the wear of metals[J]. *Wear*, 1986, 110: 251-261. doi: 10.1016/0043-1648(86)90102-X.
- [4] Y Wei, Y Zhang, Y Chen, et al. Impact of material permeability on friction and wear properties under the interference of DC steady magnetic field[J]. *Tribology International*, 2013, 57: 162-169. doi: 10.1016/j.triboint.2012.07.019.
- [5] H Zaidi, L Pan, D Paulmier, et al. Influence of a magnetic field on the wear and friction behaviour of a nickel/XC 48 steel couple[J]. *Wear*, 1998, 181-183: 799-804.
- [6] HY Bi, ZJ Wang. Wear of medium carbon steel in the presence of Nd-Fe-B permanent magnetic field[J]. *Materials Letters*, 2003, 57:

- 1752–1755. doi: [10.1016/S0167-577X\(02\)01063-7](https://doi.org/10.1016/S0167-577X(02)01063-7).
- [7] A F Yetim, H Kovaci, M Aslan, et al. The effect of magnetic field on the wear properties of a ferromagnetic steel[J]. *Wear*, 2013, 301: 636–640. doi: [10.1016/j.wear.2012.11.077](https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.11.077).
- [8] Dong Xianglin, Jian Xiaogang, Bi Hongyun, et al. Effect of a magnetic field on sliding friction and wear of medium carbon steel[J]. *ACTA Metallurgica Sinica*, 1999(6): 577–580 (in Chinese) [董祥林, 简小刚, 毕红运, 等. 磁场对中碳钢滑动摩擦磨损的影响[J]. *金属学报*, 1999(6): 577–580].
- [9] D Paulmier, H Zaidi, R Bediri, et al. Steel surface modifications in magnetised contact[J]. *Surface and Coatings Technology*, 1995, 76-77: 583–588. doi: [10.1016/0257-8972\(95\)02607-X](https://doi.org/10.1016/0257-8972(95)02607-X).
- [10] H Zaidi, A Senouci. Influence of magnetic field on surface modification and the friction behavior of sliding of sliding couple aluminium/XC 48 steel[J]. *Surface and Coatings Technology*, 1995, 120-121: 653–658.
- [11] KJ Chin, H Zaidi, M T Nguyen, et al. Tribological behavior and surface analysis magnetized sliding contact XC48 steel/ XC48 steel[J]. *Wear*, 2001, 250: 470–476. doi: [10.1016/S0043-1648\(01\)00658-5](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(01)00658-5).
- [12] H Zaidi, K J Chin, J Frene. Analysis of surface and subsurface of sliding electrical contact steel/steel in magnetic field[J]. *Surface and Coating Technology*, 2001, 148: 241–250. doi: [10.1016/S0257-8972\(01\)01355-X](https://doi.org/10.1016/S0257-8972(01)01355-X).
- [13] T A. Stolarski, Y Maiida Influence of magnetic filed on wear in high frequency reciprocating sliding contacts[J]. *Tribology International*, 2001, 44: 1004–1013.
- [14] TA Stolarski, Y Makida. Influence of permanent magnetic field on wear performance of dry sliding contacts[J]. *Wear*, 2001, 271: 1109–1123.
- [15] J Jiang, Y Tian, Y Meng. Role of external magnetic filed during friction of ferromagnetic materials[J]. *Wear*, 2011, 271: 2991–2997. doi: [10.1016/j.wear.2011.07.003](https://doi.org/10.1016/j.wear.2011.07.003).
- [16] K Hiratsuka, T Sasada. Wear of metals in a magnetic field[J]. *Wear*, 1993, 160: 119–123. doi: [10.1016/0043-1648\(93\)90412-F](https://doi.org/10.1016/0043-1648(93)90412-F).
- [17] M Amirat, H Zaidi, A Senouci. Nucleation and formation of oxide film with the magnetic field on dry sliding contact of ferromagnetic steel[J]. *Lubrication Science*, 2011, 23: 19–31. doi: [10.1002/lvs.23.1](https://doi.org/10.1002/lvs.23.1).
- [18] K J Chin, H Zaidi, T Mathia. Oxide film formation in magnetized sliding steel/steel contact-analysis of the contact stress field and film failure mode[J]. *Wear*, 2005, 259: 477–481. doi: [10.1016/j.wear.2005.02.122](https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.02.122).
- [19] H Zaidi, M Amirat, J Frene T Mathis, et al. Magnetotribology of ferromagnetic/ ferromagnetic sliding couple[J]. *Wear*, 2007, 263: 1518–1526. doi: [10.1016/j.wear.2007.01.081](https://doi.org/10.1016/j.wear.2007.01.081).
- [20] H Han, Y Gao, Y Zhang, et al. Effect of magnetic field distribution of friction surface on friction and wear properties of 45 steel in DC magnetic field[J]. *Wear*, 2015, 328-329: 422–435. doi: [10.1016/j.wear.2015.02.062](https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.02.062).
- [21] M Varenberg, G Halperin, I Etsion. Different aspects of the role of wear debris in fretting wear[J]. *Wear*, 2002, 252: 902–910. doi: [10.1016/S0043-1648\(02\)00044-3](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(02)00044-3).
- [22] M Mosleh, B A Khemet. A surface texturing approach for cleaner disc brakes[J]. *Tribology Transactions*, 2006, 49: 279–283. doi: [10.1080/05698190600639913](https://doi.org/10.1080/05698190600639913).
- [23] J Y Xu, J L Mo, B Huang, et al. Reducing friction-induced vibration and noise by clearing wear debris from contact surface by blowing air and adding magnetic field[J]. *Wear*, 2018, 408-409: 238–247. doi: [10.1016/j.wear.2018.05.018](https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.05.018).
- [24] J S Sheasby, J H Vandergeest. Debris control in dry wear testing[J]. *Wear*, 1981, 73: 283–294. doi: [10.1016/0043-1648\(81\)90296-9](https://doi.org/10.1016/0043-1648(81)90296-9).
- [25] Han Hongbiao. Study on coupling mechanism of dry friction in DC magnetic field[D]. Northwestern Polytechnical University, 2015(in Chinese) [韩红彪. 直流磁场干摩擦的耦合作用机制研究[D]. 西北工业大学, 2015].
- [26] Dong Xiuwen, Li Yan, Chen Shulan, et al. Measurement of permeability of weak magnetic austenitic stainless steel[J]. *Inspection and Quarantine Science*, 2004, 14(3): 51–53 (in Chinese) [董秀文, 李岩, 陈淑兰, 等. 弱磁性奥氏体不锈钢磁导率的测量[J]. *检验检疫科学*, 2004, 14(3): 51–53]. doi: [10.3969/j.issn.1674-5354.2004.03.016](https://doi.org/10.3969/j.issn.1674-5354.2004.03.016).
- [27] K Zhao, J Fan, F Gao, e al. Research on trio-magnetization phenomenon of ferromagnetic materials under dry reciprocating sliding[J]. *Tribology International*, 2015(92): 146–153.
- [28] W D Marscher. A critical evaluation of the flash-temperature concept[J]. *ASLE Transactions*, 1981, 25(2): 157–174.
- [29] Zhu Baoliang, Yang Zhaoxiong, Liu Jiajun. The measurement of frictional temperature and its effect in sliding contact[J]. *Solid Lubrication*, 1989, 9(1): 23–29 (in Chinese) [朱宝亮, 杨兆雄, 刘家浚. 滑动接触中摩擦温度的测定及其影响[J]. *固体润滑*, 1989, 9(1): 23–29].
- [30] G Sutter, N Ranc. Flash temperature measurement during dry friction process at high sliding speed[J]. *Wear*, 2010, 268: 1237–1242. doi: [10.1016/j.wear.2010.01.019](https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.01.019).
- [31] Xu Zuyao. Thermodynamics of metallic materials[M]. Beijing: Science Press, 1981: 242(in Chinese) [徐祖耀. *金属材料热力学* [M]. 北京: 科学出版社, 1981: 242].
- [32] Zhang Renjie, Zhu Baoliang, Liu Jiajun, et. al Mutual transfer of materials for dry sliding of brass against stainless steel[J]. *Solid Lubrication*, 1990, 10(3): 178–184 (in Chinese) [张人佺, 朱宝亮, 刘家浚, 等. H70黄铜-0Cr18Ni9不锈钢滑动磨损表面材料的相互转移之研究[J]. *固体润滑*, 1990, 10(3): 178–184].
- [33] Wang Qingbao, Wang Zhihui, Li Shimin. Microstructures and properties of Fe-Cr-C hardfacing alloys with high carbon content[J]. *Transactions of the China Welding Institution*, 2004, 25(6): 119–123 (in Chinese) [王清宝, 王智慧, 李世敏. Fe-Cr-C系高碳耐磨堆焊合金组织及性能[J]. *焊接学报*, 2004, 25(6): 119–123]. doi: [10.3321/j.issn:0253-360X.2004.06.032](https://doi.org/10.3321/j.issn:0253-360X.2004.06.032).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018004

# 界面调控对类金刚石碳基薄膜/铜摩擦副摩擦学行为的影响

吴刊选<sup>1</sup>, 刘增家<sup>1,2,3</sup>, 郑韶先<sup>1</sup>, 张广安<sup>2</sup>, 李霞<sup>2</sup>, 鲁志斌<sup>2\*</sup>, 蒲吉斌<sup>3\*</sup>

(1. 兰州交通大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730000;

2. 中国科学院兰州化学物理研究所 固体润滑国家重点实验室, 甘肃 兰州 730000;

3. 中国科学院宁波材料技术与工程研究所 中国科学院海洋新材料与应用技术重点实验室, 浙江 宁波 315201)

**摘要:** 无氢DLC/金属铜摩擦副体系摩擦系数高且不易调控, 调整DLC/金属铜摩擦界面从而降低其摩擦系数是亟待解决的问题. 本研究中通过制备含氢与无氢类金刚石碳基薄膜, 采用试验分析与模拟计算结合的方法研究了不同氢含量碳基薄膜与铜配副的摩擦学特性并讨论了氢原子在摩擦界面对改善摩擦学性能所起的作用. 结果表明: 摩擦界面的结构特性对于类金刚石碳基薄膜/铜配副体系摩擦学性能有非常重要的影响, 氢原子可以通过减小摩擦副之间的黏着从而起到调节摩擦界面的作用. 通过向DLC中掺杂氢等钝化元素可有效调控界面处的相互作用从而调控体系摩擦学性能. 本研究方法为降低DLC/铜摩擦副体系摩擦系数提供参考.

**关键词:** 类金刚石碳基薄膜; 调节; 摩擦界面; 黏着

中图分类号: TB321

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0197-09

## Effects of Interface Tailoring on Tribological Properties of Diamond-like Carbon Based Film/Cu System

WU Kanxuan<sup>1</sup>, LIU Zengjia<sup>1,2,3</sup>, ZHENG Shaoxian<sup>1</sup>, ZHANG Guangan<sup>2</sup>, LI Xia<sup>2</sup>,  
LU Zhibin<sup>2\*</sup>, PU Jibin<sup>3\*</sup>

(1. School of Mechatronic Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Gansu Lanzhou 730000, China

2. State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics, Chinese Academy of Science, Gansu Lanzhou 730000, China

3. Key Laboratory of Marine Materials and Related Technologies, Key Laboratory of Marine Materials and Protective Technologies of Zhejiang Province, Ningbo Institute of Materials Technology and Engineering, Chinese Academy of Sciences, Zhejiang Ningbo 315201, China)

**Abstract:** The coefficient of friction of hydrogen-free DLC/Cu system is high and difficult to tailor, in addition, it is a problem to reduce the frictional coefficient of DLC/copper so as to control its frictional properties. The tribological properties of copper against DLC films with different hydrogen content were studied through friction experiment and simulation, the effects of hydrogen atoms on friction interface improving were also discussed simultaneously. The results show that friction interface was of great importance to tribological performance of DLC/Cu system, and hydrogen

Received 10 April 2018, revised 23 December 2018, accepted 11 January 2019, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: zblu@licp.cas.cn; E-mail: pujibin@nimte.ac.cn, Tel: +86-18919008708.

The project was supported by Key Program of the Chinese Academy of Sciences (QYZDY-SSW-JSC009), the National Key Research and Development Program of China (2017YFB0702300) and the Zhejiang Provincial Natural Science Foundation (LZ17E050004).

中国科学院重点项目(QYZDY-SSW-JSC009)、国家重点研发计划(2017YFB0702303)和浙江省自然科学基金项目(LZ17E050004)资助。

atoms played a role in tailoring the friction interface by reducing adhesion at interface. The interaction at interface can be changed by doping modified elements (hydrogen) into DLC film so as to improve the tribological performance of DLC/Cu system. The research ideas and results can provide reference for improving the lubrication properties of DLC/Cu system.

**Key words:** diamond-like carbon film; tailor; friction interface; adhesion

类金刚石碳基(DLC)薄膜是一种由 $sp^2$ 杂化键和 $sp^3$ 杂化键结合形成的非晶薄膜,具有许多类似金刚石的优良性能,如高弹性模量和高硬度、低摩擦系数、良好的耐磨损性能以及优异的化学惰性和生物相容性.这些性能使得类金刚石薄膜在机械、医疗和电子等多方面都具有光明的应用前景<sup>[1]</sup>.

类金刚石碳基薄膜优良的摩擦学性能和力学性能吸引着各界的广泛关注,但与此同时类金刚石薄膜的摩擦学特性也受到许多因素的影响,如摩擦温度、摩擦速度、表面状态和摩擦界面的性质等<sup>[1-7]</sup>.在摩擦过程中,摩擦界面的建立是一个动态过程,只有界面稳定后,摩擦才能达到一个平稳阶段.因此,掌握摩擦界面对类金刚石碳基薄膜摩擦学性能的影响规律有利于认识和调控其摩擦学行为,这方面的研究也得到了许多研究学者的重视<sup>[8-14]</sup>.其中对于表界面在摩擦过程中发挥的减摩作用主要有以下三点认识,即化学吸附钝化悬键理论,滑动界面的石墨化理论和转移膜理论<sup>[1]</sup>.大量的摩擦试验表明某种表界面结构特性的改变可在摩擦过程中起到一定程度的改善作用,可见稳定摩擦界面的形成和结构的调控对于DLC薄膜摩擦学行为的重要性<sup>[15-16]</sup>.崔龙辰等<sup>[17]</sup>通过研究真空下DLC薄膜的摩擦行为,得出转移膜在真空下润滑失效的结论,对于真空环境下低摩擦磨损的实现在原子尺度上可通过降低摩擦副原子之间的界面分离功来实现.可以依据调控界面的方法通过掺杂或其他方式制得与相应对偶材料黏着较低的种类金刚石薄膜,这样就可以得到较好的摩擦学性能.同样从摩擦界面的调控角度出发,Yue等<sup>[16,18]</sup>系统地研究了金刚石/铝界面体系的各种性质,其中diamond:H(氢原子钝化的金刚石)/铝体系具有非常小的界面分离功,试验也证实了H元素的钝化作用显著减小了铝与DLC界面的黏着,表现为体系超低的摩擦系数,这就使得DLC可以在铝的成型加工过程中得到应用.可见适当调控摩擦界面有利于提升DLC相关体系的摩擦学特性,对DLC在更广泛领域的应用有巨大的现实意义.

铜是性能优良很有应用前景的过渡金属,是历史上最早使用的金属之一.众所周知,铜因其优良的导电性、导热性和耐腐蚀性,被广泛应用于电子、能源、石化和交通等新兴行业<sup>[8,19]</sup>.因此,对铜的润滑与防护

研究很有意义.另外,对同样作为软金属的铜来说,在大气气氛下DLC/Cu体系的摩擦系数比DLC/Al体系高的多<sup>[15,20]</sup>,高摩擦系数使DLC在其润滑中的应用受到限制.含氢DLC薄膜作为一种减黏着的材料在本体系的润滑中具有很大的潜力,因为相比于无氢碳膜,一方面,其更高的化学惰性使得含氢碳膜作为固体润滑剂被广泛应用于工程领域中从而起到耐磨保护作用.另一方面,界面处的氢原子在摩擦过程中可能会起到一定减黏作用<sup>[1,17]</sup>.目前,铜与不同氢含量DLC体系的摩擦特性还没有被系统地研究过,这也就限制了我们对于铜与含氢DLC薄膜体系减摩润滑行为的理解.在这里,对润滑的提升我们更侧重摩擦系数的降低.因此,本文作者针对铜与DLC体系,通过试验分析结合第一性原理计算的方式,讨论了氢作为一种钝化元素在调控摩擦界面时可能对摩擦性质产生的影响,这有助于加深我们对本体系摩擦学行为的理解,同时为铜与DLC体系减摩润滑效果的改善提供新的思路和方法.

## 1 试验和计算部分

### 1.1 薄膜的制备和摩擦试验

本试验中采用溅射沉积技术制备不同氢含量的类金刚石碳基薄膜.首先,采用非平衡直流磁控溅射设备将真空抽至 $1.333 \times 10^{-4}$  Pa( $1 \times 10^{-6}$  Torr)以下,通入氩气,在-500 V偏压下轰击清洗基底30 min,气压调至1 Pa左右,偏压调至-70 V,溅射Cr靶沉积过渡层5 min左右.在类金刚石薄膜和基底之间设置铬过渡层的目的是为了降低类金刚石薄膜的内应力并且增加其与基底之间的附着力.然后分别通入流量为4 sccm(Standard Cubic Centimeter per Minute标况 $\text{mm}^3/\text{min}$ )和12 sccm的丁烷,并直流溅射石墨靶4 h,沉积过程气压调至1 Pa,基底偏压调至-70 V,石墨靶的电流为3.5 A,基底温度约为180℃.即可制得两种氢含量不同的含氢DLC薄膜.无氢DLC薄膜的制备则不通丁烷,其他步骤相同.在这里我们分别将无氢DLC薄膜,4 sccm H-DLC和12 sccm H-DLC薄膜称为film 1、film 2和film 3.

所制备的各薄膜微观结构采用激发波长为532 nm的LabRam HR Evolution光谱仪进行分析,主要记录了 $800 \sim 2\,000 \text{ cm}^{-1}$ 的特征波数范围,数据采集时间是30 s.薄膜的力学性能由瑞士Anton Parr NHT2纳米压痕仪

测得, 压入深度约为薄膜厚度的十分之一. 本文中的摩擦磨损测试采用CSM tribometer往复式摩擦磨损仪, 对偶球为 $\phi 6$  mm的铜球, 法向载荷为5 N, 频率为5 Hz, 在相对湿度RH为10的大气环境下进行摩擦测试, 测试时间1 h. 薄膜磨痕的横截面图和磨损量分别由美国KLA Tencor公司生产的三维轮廓仪和KLA Tencor D-100型轮廓膜厚仪测得. 磨斑的形貌由JSM-5600LV型扫描电子显微镜测得. 由于该SEM电镜配备了英国Oxford公司生产的Inca Oxford型能谱仪(Energy Dispersive Spectrometer, EDS), 因此可以对磨斑的成分进行分析.

## 1.2 模型和计算

首先, 本文中所使用的软件是Materials Studio, 它是以密度泛函理论为基础建立的. 我们采用其中的CASTEP模块完成了第一性原理计算. 这一模块将多电子体系用平面波函数表示, 并且运用超软赝势来表述离子实与价电子间的相互作用. 对于本文中的diamond/Cu体系来说,  $k$ 空间(动量空间)中的平面波截止能量选取400 eV, Monkhorst-Pack网格( $k$ 点)选取 $8 \times 8 \times 1$ . 交换关联能选用广义梯度近似(GGA)中的PBE

函数. 采用Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shannon (BFGS)算法进行结构优化. 优化过程中, 原子的最大位移收敛精度值是 $10^{-4}$  nm, 单个原子的能量收敛精度值是 $10^{-5}$  eV/atom. 本文中的diamond/Cu界面模型具有周期性结构, 包含6个双层碳原子和7层铜原子. 自洽迭代的收敛精度为 $10^{-6}$  eV/atom.

## 2 结果与讨论

### 2.1 薄膜的性能表征

拉曼光谱是一种简单有效并且不会对样品造成破坏的方法, 非常适于表征DLC薄膜的结构. DLC薄膜的拉曼光谱在波数为 $1\ 000 \sim 1\ 800\ \text{cm}^{-1}$ 范围内出现两个特征峰. 其中源于芳香环 $\text{sp}^2$ 键和链状 $\text{C}=\text{C}$ 振动的G峰位于 $1\ 560\ \text{cm}^{-1}$ 附近,  $1\ 360\ \text{cm}^{-1}$ 附近的峰称之为D峰, 是由 $\text{sp}^2$ 键的呼吸振动引起的<sup>[1, 22]</sup>. D峰和G峰的出现表明薄膜呈现长程无序的非晶结构但短程呈现有序的 $\text{sp}^2$ 团簇. 图1给出了本文中所研究的三种DLC薄膜的拉曼光谱图. 据图可知主峰出现在 $1\ 550\ \text{cm}^{-1}$ 波数附近, 肩峰出现在 $1\ 350\ \text{cm}^{-1}$ 波数附近. 证明此次制备的薄膜具备典型的类金刚石特征. 图2分别给出

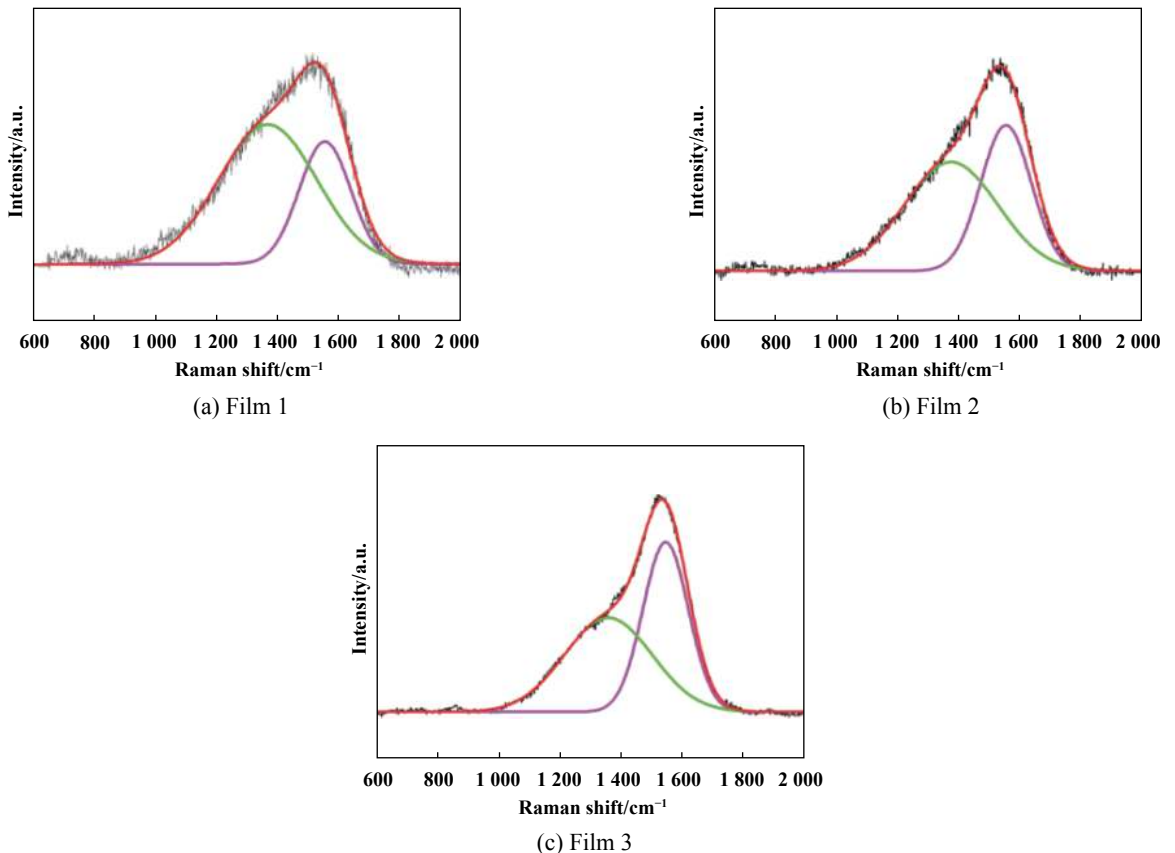


Fig. 1 Raman spectra of three kinds of DLC films

图1 三种类金刚石薄膜的拉曼光谱图

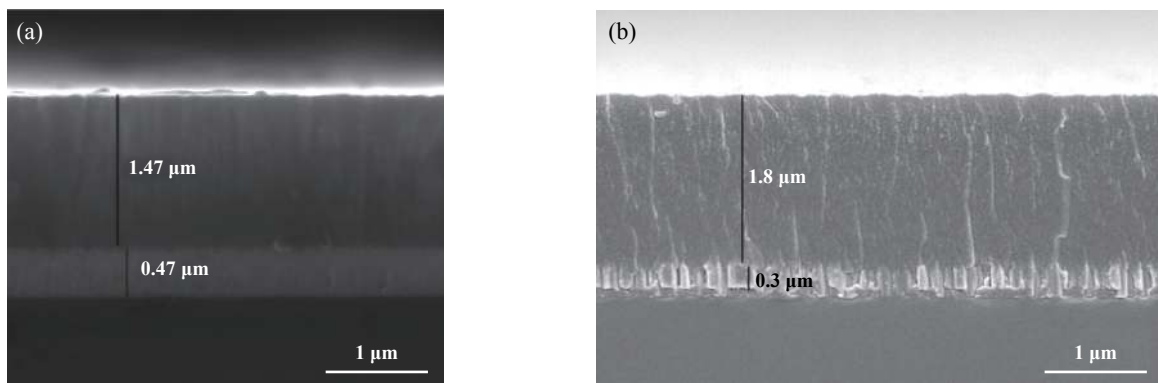


Fig. 2 SEM micrographs of cross-sectioned (a) hydrogen-free and (b) hydrogenated DLC films

图2 (a)无氢和(b)含氢DLC薄膜的典型断面图

了制备的(a)无氢DLC与(b)含氢DLC薄膜典型的断面图,制得的无氢DLC薄膜的厚度在 $1.5\ \mu\text{m}$ 左右,含氢DLC薄膜的厚度是 $1.8\ \mu\text{m}$ ,下层为过渡层。

Ferrari等<sup>[23]</sup>和薛群基等<sup>[1]</sup>利用拉曼光谱定性或半定量的对薄膜结构或成分进行了分析.我们通过对本文中的薄膜拉曼光谱进一步分析得到了薄膜氢含量的半定量比较,氢的加入可以修饰碳的无规网络模型是由于C-H  $\text{sp}^3$ 键的生成,并且随着氢含量的增大, $I_D/I_G$ 逐渐减小.表1列出了三种薄膜的比值, $I_D/I_G$ 值依次减小表明film 1、film2到film 3的氢含量逐渐增加。

表1 三种薄膜的硬度、弹性模量和 $I_D/I_G$

Table 1 Hardness, elastic modulus and  $I_D/I_G$  of three kinds of films

| Specification/GPa | Film 1 | Film 2 | Film 3 |
|-------------------|--------|--------|--------|
| Hardness          | 16.6   | 21.5   | 12.5   |
| Elastic modulus   | 183.5  | 223.0  | 115.9  |
| $I_D/I_G$         | 1.1    | 0.8    | 0.6    |

通过纳米压痕仪测得了薄膜的力学特性:硬度和弹性模量.表1也列出了各薄膜的硬度和弹性模量值,由此我们可以得出初步的结论:即少量氢原子的加入可以有效提高薄膜的硬度和弹性模量,即提高薄膜的力学性能,这种提高要归因于氢原子具有促进碳基薄膜内部向高有序度方向发展的能力;但超过一定范围后,氢的加入反而会降低薄膜的力学特性,此时薄膜力学性能的降低要归因于薄膜中形成的多种 $-(\text{CH})_n-$ 官能团,致使C-C  $\text{sp}^3$ 含量降低<sup>[22]</sup>. C-C  $\text{sp}^3$ 含量可以反应薄膜的力学特性等基本信息,其含量越高表明薄膜的结构与金刚石的结构越相似.反之,其含量减小意味着薄膜相关力学性能的下降。

## 2.2 薄膜的摩擦学行为

试验结果表明,DLC薄膜中的氢含量对摩擦系数

影响很大.图3给出了铜与三种DLC薄膜配副的摩擦系数曲线:可见随着氢含量的增加,摩擦系数呈现逐渐降低的趋势.总体来看,无氢DLC薄膜与铜的配副有较高的摩擦系数,并且摩擦系数的波动范围是所有薄膜中最大的,从0.40一直波动到0.20左右,稳定阶段平均摩擦系数大致为0.20.另外film 1的跑合期比较长,大约在2 000 s时才进入一个相对稳定的摩擦阶段;对于film 2来讲,其在摩擦的初始阶段就显示出了优越性,在500 s左右时就已进入稳定的摩擦过程,并且波动范围也变小,整个阶段平均摩擦系数为0.18;film 1与film 2在摩擦后期的稳定阶段摩擦系数基本持平,这意味着较低的氢含量并没有给摩擦过程带来较大程度的改变,仅仅是修饰DLC的表面让薄膜快速进入稳定阶段;film 3则表现出了较好的摩擦特性,200 s左右时已进入稳定摩擦阶段.整个过程摩擦系数较低且比较稳定,平均摩擦系数在0.09左右.这几种薄膜摩擦学行为的变化非常有意义,尤其是film 3的稳定低摩擦系数对本体系的润滑研究具有指导作用.接下来我们将着重分析一下本体系的摩擦学行为。

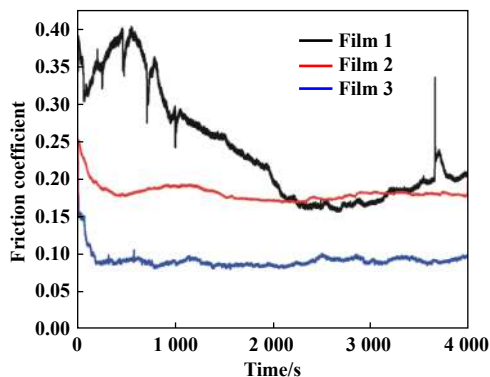


Fig. 3 Coefficient of friction as a function of sliding time for three different DLC films against copper

图3 三种不同DLC对铜的摩擦系数-滑动时间图

因为摩擦界面对摩擦过程起着主导作用,所以图3中的每条摩擦曲线都对应着一个摩擦界面,根据以上数据我们初步得出结论:不同氢含量可以引起摩擦界面的变化,从而影响碳膜与铜配副的摩擦学行为.图4给出了铜球磨斑的扫描电子显微镜SEM图像和O, C元素面分布图,图4(a)中与无氢碳膜配副的铜球磨损比较严重,根据铜球的分层剥落现象判断已出现塑性形变,这应与碳膜和铜之间的黏着有关<sup>[24]</sup>.虽然碳膜表面可能已被H或者OOH等基团部分钝化<sup>[15]</sup>,但在摩擦这个动态过程中铜原子和碳原子之间的相互作用力依然占据主要地位,此时铜球和碳膜间黏着磨损严重.对于较低氢含量碳膜film 2的情况,一定量氢原子的存在改变了摩擦界面,氢原子和碳原子的键合使得在摩擦界面处铜原子和碳原子之间较强的相互作用

力明显减弱.这也就是跑合阶段含氢薄膜摩擦系数降低的原因.但由于氢含量太低,在摩擦过程中氢被不断消耗而得不到足够的补充,可能是导致后期减摩效果不明显的原因<sup>[17]</sup>.图4(b)中配副的铜球磨损略有降低但也很严重.对于较高氢含量的碳膜来说,摩擦界面比较稳定,并且根据扫描电子显微镜照片[图4(c)],配副的铜球磨损相较于图4(a)和(b)显著减小,可能是由于铜碳黏着的降低引起<sup>[10, 19]</sup>.另外,对比其他相关性试验并结合元素面分布图,铜球表面并未出现碳元素的富集区,即并未形成碳质转移膜.一方面,对于铜这种碳化物形成能力比较弱的金属来说,转移膜一般较难形成.另一方面,由于铜和氧化铜对碳基材料氧化行为的催化作用也不利于转移膜的形成<sup>[15]</sup>.

图5给出了各薄膜磨痕的扫描电子显微镜SEM图

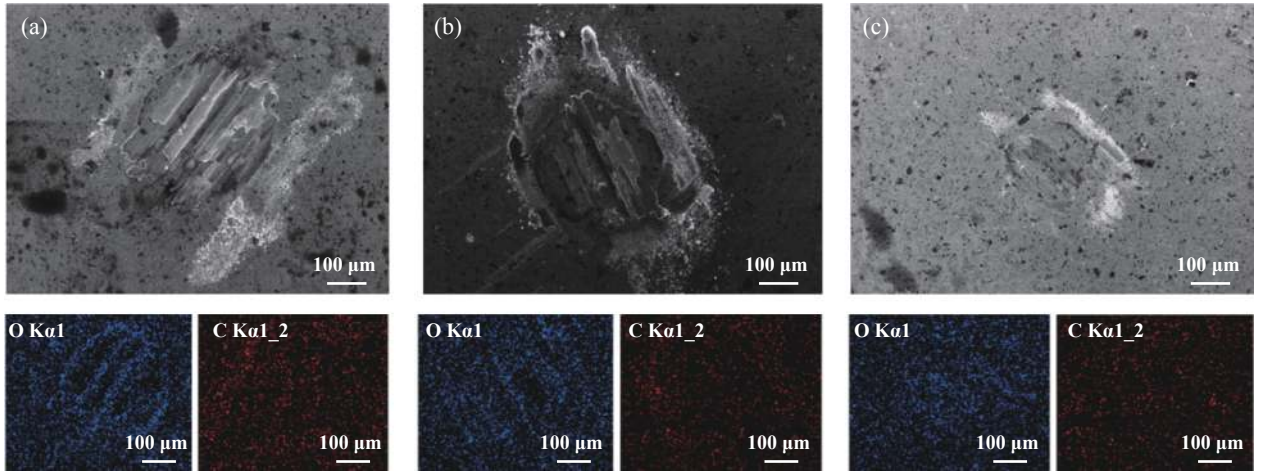


Fig. 4 SEM micrographs of wear scar on copper ball and corresponding elemental mappings of elements C and O  
图4 与各碳膜配副的铜球磨斑SEM形貌和氧碳元素面分布图

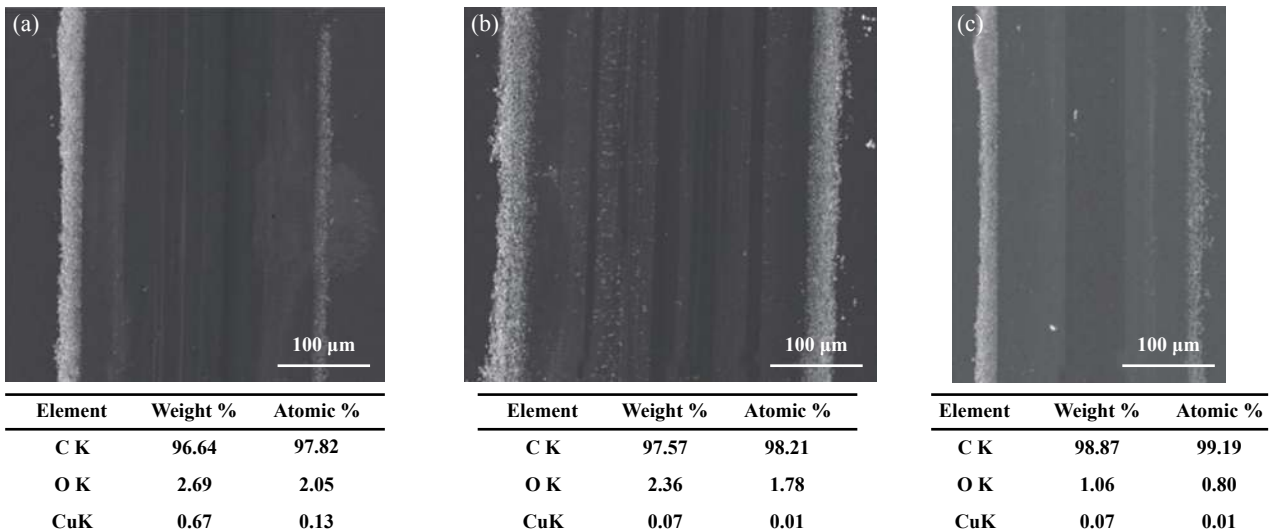


Fig. 5 SEM micrographs of wear tracks on three different hydrogen content DLC films  
图5 三种不同氢含量DLC表面的磨痕形貌

像和磨痕内部C、O、Cu三种元素含量表。图5(a)、图5(b)和图5(c)依次代表了film 1、film 2和film 3。相较于陶瓷球( $\text{Al}_2\text{O}_3$ 球)/DLC体系的磨痕来说,Cu/DLC体系中薄膜磨痕深度相对较浅,但宽度变大。主要因铜的硬度比较小,摩擦过程中接触面积比陶瓷球大<sup>[24]</sup>;film 1和film 2的磨痕宽度大致相同,但film 3的磨痕宽度明显减小,此结果与以上磨斑分析一致:铜球与film 3的接触面积最小,从而导致其最小磨痕宽度;另外,film 1和film 2的磨痕两侧有大量磨屑的累积,film 3磨痕磨损区域集中在中部,磨痕两侧磨屑相对较少,这表明前两种薄膜在摩擦过程中黏着较大,而film 3中的氢有效稳定了摩擦界面并减小了黏着致使对偶铜的磨损迅速减小,表现为磨痕两侧铜磨屑相对较少。首先,铜是软金属中的一种,由于薄膜和铜黏着较大才导致铜的磨损量增多,必然会导致部分铜磨屑起到磨粒的作用;由于铜和碳元素之间不太可能形成碳化物,因此转移膜也很难形成;与film 1和film 2配副的铜球磨斑表面塑性变形也很严重,可侧面反映摩擦过程的黏着,显然从film 1、film 2到film 3黏着逐渐减小。

图6给出了采用轮廓膜厚仪测得的薄膜磨痕的横截面和磨损率图。可从图中得出无氢碳膜film 1的磨痕深度最大,最深处达到600 nm,磨损率为 $8.3 \times 10^{-8} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 。薄膜film 2的磨痕深度最小,最深处为200 nm,磨损率为 $4.6 \times 10^{-8} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 。薄膜film 3的磨痕深度介于前两者之间,但横截面积较大,因此磨损相对较大,磨损率为 $1.5 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 。氢含量较高薄膜film 3的摩擦系数低且稳定但磨损相对大,结合表1中的薄膜硬度和弹性模量值,分析得出:由于超过一定范围后氢含量的升高会显著降低薄膜的硬度,使得薄膜磨损量迅速增大,这与经典的磨损原理内容

一致即薄膜力学性能的改变对其磨损有着非常重要的影响。在这里我们绘制了对偶/薄膜硬度比值的关系曲线图(图7)来说明薄膜力学性能的变化对其抗磨性能的影响:此图直观地反应了摩擦副硬度比值与薄膜磨损率之间的关系,对本体系来讲,Cu/DLC的硬度比值与DLC磨损率大致呈现正相关即薄膜越软其磨损越严重。

另外,无论哪种情况磨痕中都没有看到转移明显的铜,在与软金属(Al, Mg)/DLC的摩擦试验对比中可发现,铜和无氢碳膜的摩擦学行为比较特殊,即界面处的转移趋势很小,界面处的黏着严重并导致高的摩擦系数<sup>[9, 15]</sup>。所以对于DLC薄膜与铜体系,想要达到减黏减摩的效果,摩擦界面的调控就显得尤为重要。

接下来,我们将对比研究film 3和film 1的摩擦学行为变化,此次摩擦学试验分别在大气湿度RH为10%、30%和50%的环境中进行。图8给出了film 3和film 1在三种湿度环境下的摩擦系数变化。可见,film 3在三种湿度下的摩擦系数总体表现稳定,湿度最低时摩擦系数波动最小,湿度的上升增大了摩擦系数的波动程度;随着湿度的增加,摩擦系数呈逐渐上升的趋势。首先分析摩擦系数的波动,相较其他氢含量不同的薄膜,film 3总体表现稳定,说明此薄膜在摩擦过程中的摩擦界面相对稳定,但随着湿度的增加,摩擦界面发生变化,表现为水分子吸附于薄膜表面并与薄膜中的氢原子产生氢键作用力,此时可能还会出现毛细力的作用<sup>[25]</sup>,几种相互作用的影响导致摩擦副副之间剪切强度的增大即破坏了低湿度下的弱界面。弱摩擦界面的破坏与摩擦过程中几种作用力的支配使得film 3表现出了以上特性,即随着湿度增大,摩擦系数逐渐上升且波动增大。可见对本体系来讲含氢碳膜在低湿

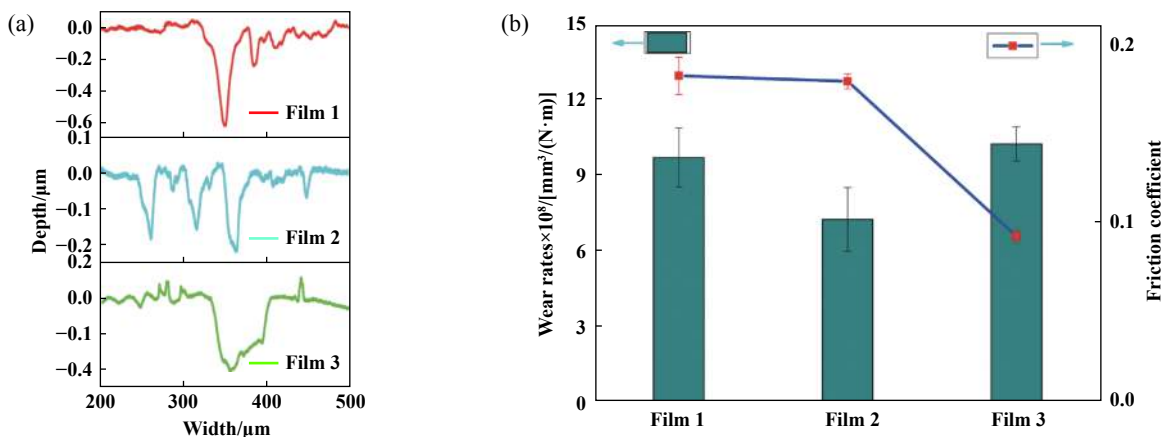


Fig. 6 Wear profile (a) of wear tracks and wear rate (b) of three kinds of films

图6 (a)磨痕深度对比图和(b)三种薄膜的磨损率图



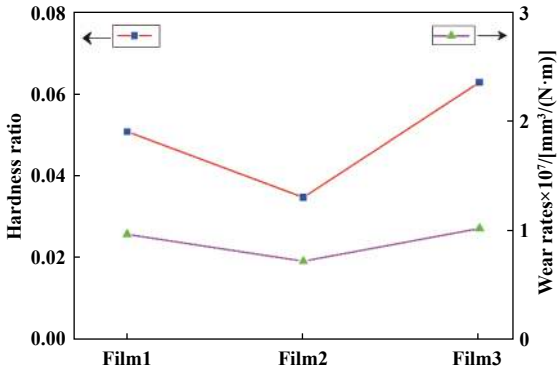


Fig. 7 Hardness ratio and wear rate of three kinds of films  
图 7 (a)磨痕深度对比图和(b)三种薄膜的磨损率图

度才能更好地发挥减摩作用. 值得注意的是, 无氢 DLC 薄膜 film 1 的摩擦系数也随湿度的增加而逐渐上升, 因此在高湿度下摩擦机理可能主要与水分子引起的摩擦界面变化有关. 因此, 本文作者在低湿度下研究了氢含量对类金刚石碳基薄膜/铜界面的影响, 削弱了水分子对本体系摩擦学行为的影响, 也可得到理论模拟结论的支持.

总之, 实际的稳定摩擦界面对整个体系的摩擦学行为起着决定性作用. 本文作者通过向 DLC 中掺杂钝化元素 H 的方式来调节体系实际的摩擦界面从而调控其摩擦学行为, 我们得到: 薄膜中适当氢的加入可以在降低体系摩擦系数的同时保持适当的磨损率, 从而提高体系的润滑效果; 滑动界面处氢的加入可以稳定摩擦过程, 从而起到稳定摩擦系数的作用; 低湿度下含氢 DLC 薄膜的减摩效果最明显, 高湿度下由于分子间力及毛细力等的作用破坏了弱稳定摩擦界面从而降低了体系的摩擦学性能.

### 2.3 第一性原理计算

我们采用 Materials Studio 软件中的 CASTEP 模块

建立铜/金刚石界面的模型, 如图 9 所示. 其中: 图 9(a) 代表清洁界面的模型图, 图 9(b) 代表被氢钝化的金刚石与铜组成的界面模型图. 红球表示铜原子, 黑球表示碳原子, 黄球表示氢原子. 此次计算并没有考虑水分子在界面处产生的相互作用. 界面的强度一般由界面的分离功来表示, 分离功指的是在忽略塑性和扩散自由度的情况下将界面体系分成两个自由表面所做的可逆功. 分离功可以从以下公式计算得到:

$$W_{\text{sep}} = (E_1^{\text{all}} + E_2^{\text{all}} - E_{12}^{\text{all}}) / A \quad (1)$$

其中:  $E_x^{\text{all}}$  为  $x$  层的总能量,  $E_{12}^{\text{all}}$  为界面体系的总能量,  $A$  为界面的面积. 经计算得出清洁界面的分离功为  $3.64 \text{ J/m}^2$ , 被氢钝化的界面分离功是  $0.11 \text{ J/m}^2$ . 可见氢原子的存在显著减小了界面的黏着, 降低了体系的分离功. 氢原子的作用也可以从差分电荷密度图中分析得出. 红色区域代表电荷的富集, 蓝色区域代表了电荷的缺失. 图 10(a) 清洁界面出现大量电荷的转移, 表明了铜原子和碳原子间的较强相互作用. 而图 10(b) 钝化界面电荷转移微乎其微, 说明氢原子的存在阻隔了铜碳之间的作用, 这也证实了钝化界面微小的分离功  $0.11 \text{ J/m}^2$ . 结果表明, 氢原子可以大大减小界面之间的黏着. 我们的计算结果与试验结果相一致, 很好地说明了氢的减黏作用.

另外, 原子尺度上沿特定路径的势垒  $V$  也是反应滑动过程难易程度的重要物理量, 通过以下公式得到:

$$V(x, F_N) = E_{\text{int}}(x, r(x, F_N)) + F_N r(x, F_N) - V_0(F_N) \quad (2)$$

其中:  $E_{\text{int}}$  是当界面间距为  $r$ , 铜原子沿  $[100]$  (见图 9) 晶向滑动距离为  $x$  时系统的总能量,  $F_N$  是外部压力,  $V_0$  是能量的参考态即能量最低值. 本文中并没有考虑外部压力, 此时  $F_N = 0$ . 我们得到如图 11 所示的两种界面体系的势垒图, 即能量起伏曲线. 我们可发现: 清洁界面的

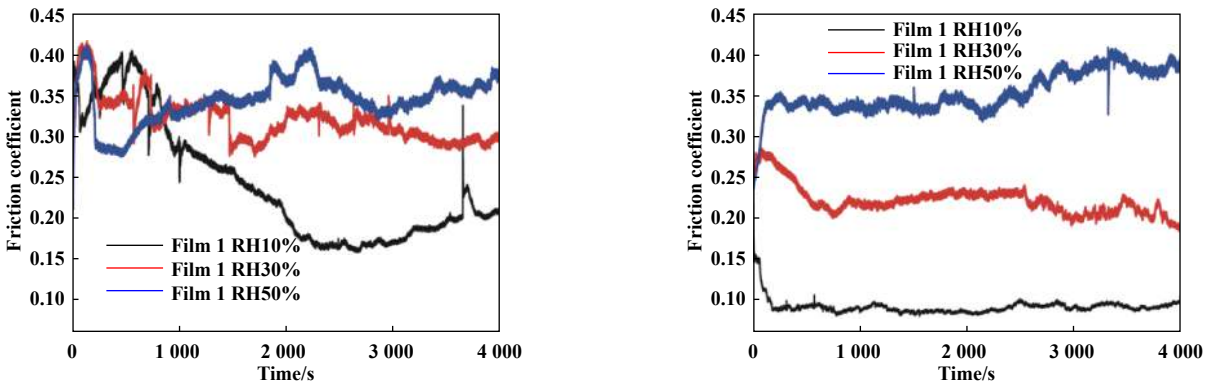


Fig. 8 Coefficient of friction as a function of sliding time diagram for film 1 and 3 under relative humidity of 10%, 30% and 50%  
图 8 Film 1 和 film 3 在不同湿度下的摩擦系数曲线图

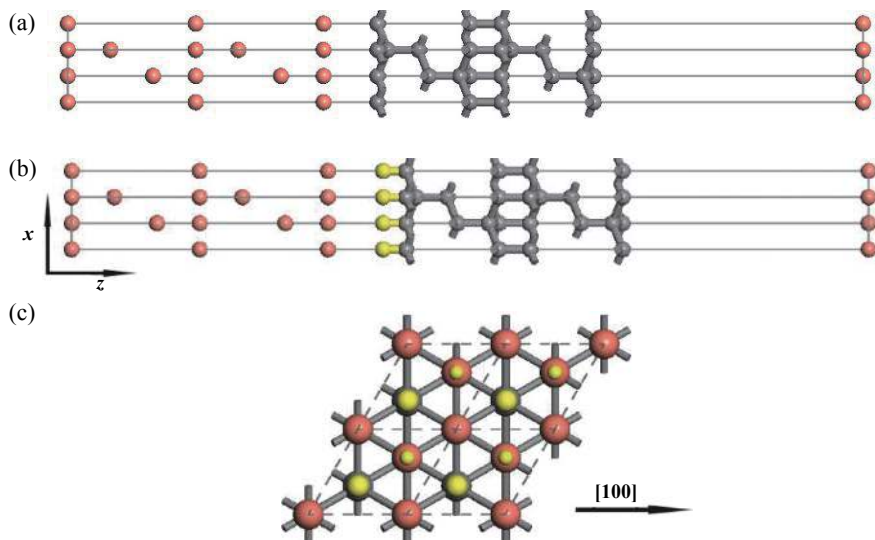


Fig. 9 Typical configuration structure of interface models: (a) clean diamond(111)/Cu(111) and (b) diamond(111)/Cu(111) interface with hydrogen termination. (c) The top view of the clean interface, small yellow balls represent the sublattice atoms

图9 界面模型图 (a)清洁界面 (b)钝化界面 (c)清洁界面的俯视图, 俯视图中两种小黄球代表处在不同层的原子

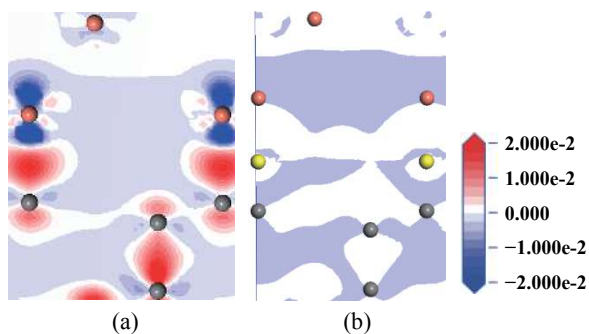


Fig. 10 The charge density difference plot of clean interface (a) and interface with H termination (b). The numbers in the bar are in unit of  $e/\text{Å}^3$

图10 清洁界面(a)和钝化界面(b)的差分电荷密度图 单位 $e/\text{Å}^3$

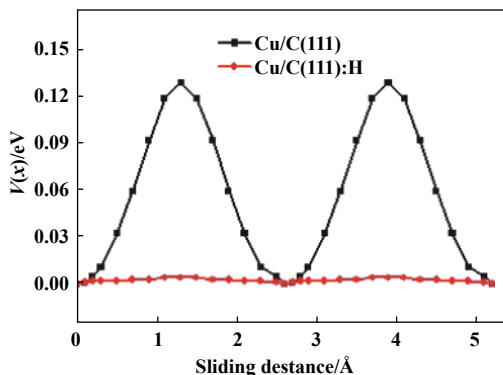


Fig. 11 Potential energy as a function of sliding distance for two different interfaces along [100] sliding path

图11 两种界面体系沿[100]晶向的势能-滑动距离图

能量起伏更大, 即势垒更高, 最大值为0.13 eV, 在[100]路径上更不容易滑动. 而含氢的界面能量起伏显著减小, 势垒更低, 最大值为0.004 eV, 在选定的[100]路径上的滑动显然要容易的多, 这也与之前氢原子所起的减黏作用相对应.

### 3 结论

a. 摩擦学试验表明氢可以对体系的摩擦学特性产生较大影响, 主要体现在氢这种钝化元素对于摩擦界面的调控上, 氢原子减弱了铜原子和碳原子的相互作用力, 通过形成稳定弱作用界面从而起到减摩润滑的作用.

b. 通过运用第一性原理计算并分析其结果, 证实了氢原子的隔离作用. 在微观尺度上铜与金刚石界面

的改变对于界面力学和电学性能有直接影响, 进而引起体系摩擦学特性的变化. 可见摩擦界面对于体系摩擦学性质的重要性.

c. 低湿度下含氢DLC薄膜的减摩效果最明显, 高湿度下由于分子间力及毛细力等的作用破坏了弱稳定摩擦界面从而降低了体系的摩擦学性能.

d. 对于铜和DLC体系来说, 减小摩擦界面之间的黏着是关键. 可以通过向DLC中掺杂氢等具有钝化潜力元素的方法来调控界面之间的相互作用力, 达到更好的减黏着润滑效果, 为改善铜与DLC体系的摩擦学特性提供参考.

### 参考文献

- [1] Xue Qunji, Wang Liping. Diamond-like carbon based film material[M]. Beijing: Science Press, 2012: 1-50(in Chinese) [薛群

- 基, 王立平. 类金刚石碳基薄膜材料[M]. 北京: 科学出版社, 2012: 1–50].
- [ 2 ] Y Qi, E Konca, A T Alpas. Atmospheric effects on the adhesion and friction between non-hydrogenated diamond-like carbon (DLC) coating and aluminum—a first principles investigation[J]. *Surface Science*, 2006, 600(15): 2955–2965. doi: [10.1016/j.susc.2006.05.008](https://doi.org/10.1016/j.susc.2006.05.008).
- [ 3 ] Zhang Yan, Dong Mei, Li Mei, et al. Investigation on the nano-friction properties of diamond-like carbon films[J]. *Tribology*, 2015, 35(2): 242–248 (in Chinese) [张艳, 东梅, 李媚, 等. 纳米尺度下类金刚石(DLC)薄膜摩擦性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(2): 242–248]. doi: [10.16078/j.tribology.2015.02.017](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2015.02.017).
- [ 4 ] Wang Fu, Lu Zhibin, Zhang Guangan, et al. Mating material-dependence of tribological behavior of fluorinated amorphous carbon-based films[J]. *Tribology*, 2017, 37(3): 357–363 (in Chinese) [王福, 鲁志斌, 张广安, 等. 氟化非晶碳基薄膜摩擦学行为对配副材料的依赖性[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(3): 357–363]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.03.011](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.03.011).
- [ 5 ] Han Xi, Zheng Jianyun, Zhang Shuaituo, et al. Microstructure and tribological properties of Al-DLC coatings in water[J]. *Tribology*, 2017, 37(3): 310–317 (in Chinese) [韩熙, 郑建云, 张帅拓, 等. Al-DLC薄膜结构及其在水介质下摩擦学性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(3): 310–317]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.03.005](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.03.005).
- [ 6 ] Guan Xiaoyan, Wang Yongxin, Wang Liping, et al. Progress in tribological performances of carbon-based films in liquid lubrication environments[J]. *Tribology*, 2017, 37(02): 270–282 (in Chinese) [关晓艳, 王永欣, 王立平, 等. 非晶碳基薄膜材料水环境摩擦学研究进展[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(02): 270–282].
- [ 7 ] Xu Wei, Dai Mingjiang, Lin Songsheng, et al. High temperature tribological behavior of W-doped diamond-like carbon films[J]. *Tribology*, 2017, 37(3): 379–386 (in Chinese) [许伟, 代明江, 林松盛, 等. 掺W类金刚石薄膜的高温摩擦学行为[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(3): 379–386]. doi: [10.16078/j.tribology.2017.03.014](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2017.03.014).
- [ 8 ] Erdemir A, Donnet C. Tribology of diamond-like carbon films: recent progress and future prospects[J]. *Journal of Physics D Applied Physics*, 2006, 39(18): R311. doi: [10.1088/0022-3727/39/18/R01](https://doi.org/10.1088/0022-3727/39/18/R01).
- [ 9 ] Langer H, Textorius B. Influence of sliding mating materials on the tribological behavior of diamond-like carbon films[J]. *Thin Solid Films*, 1999, 352(1-2): 145–150. doi: [10.1016/S0040-6090\(99\)00283-7](https://doi.org/10.1016/S0040-6090(99)00283-7).
- [10] Erdemir A. The role of hydrogen in tribological properties of diamond-like carbon films[J]. *Surface & Coatings Technology*, 2001, s146-147(1): 292–297.
- [11] Bhowmick S, Sen F G, Banerji A, et al. Friction and adhesion of fluorine containing hydrophobic hydrogenated diamond-like carbon (F-H-DLC) coating against magnesium alloy AZ91[J]. *Surface & Coatings Technology*, 2015, 267(2): 21–31.
- [12] H Guo, Y Qi, X Li. Predicting the hydrogen pressure to achieve ultralow friction at diamond and diamondlike carbon surfaces from first principles[J]. *Applied Physics Letter*, 2008, 92(24): 241921. doi: [10.1063/1.2946661](https://doi.org/10.1063/1.2946661).
- [13] Zengjia Liu, Shaoxian Zheng, Zhibin Lu, et al. Adhesive transfer at copper/diamond interface and adhesion reduction mechanism with fluorine passivation: A first-principles study[J]. *Carbon*, 2018, 127: 548–556. doi: [10.1016/j.carbon.2017.11.027](https://doi.org/10.1016/j.carbon.2017.11.027).
- [14] W R Lambrecht. Electronic structure of copper/diamond interfaces including effects of interfacial hydrogen[J]. *Physica B: Condensed Matter*, 1993, 185(1-4): 512–527. doi: [10.1016/0921-4526\(93\)90289-1](https://doi.org/10.1016/0921-4526(93)90289-1).
- [15] Konca E, Cheng Y T, Alpas A T. Dry sliding behaviour of non-hydrogenated DLC coatings against Al, Cu and Ti in ambient air and argon[J]. *Diamond & Related Materials*, 2006, 15(4-8): 939–943.
- [16] Qi Y, Hector Jr L G. Hydrogen effect on adhesion and adhesive transfer at aluminum/diamond interfaces[J]. *Physical Review B*, 2003, 68(20): 201403. doi: [10.1103/PhysRevB.68.201403](https://doi.org/10.1103/PhysRevB.68.201403).
- [17] Cui L, Lu Z, Wang L. Toward low friction in high vacuum for hydrogenated diamondlike carbon by tailoring sliding interface[J]. *ACS Applied Materials & Interfaces*, 2013, 5(13): 5889–5893.
- [18] Qi Y, Hector Jr L G. Adhesion and adhesive transfer at aluminum/diamond interfaces: a first-principles study[J]. *Physical Review B*, 2004, 69(23): 235401. doi: [10.1103/PhysRevB.69.235401](https://doi.org/10.1103/PhysRevB.69.235401).
- [19] Wang X G, Smith J R. Copper/diamond adhesion and hydrogen termination[J]. *Physical Review Letters*, 2001, 87(18): 186103. doi: [10.1103/PhysRevLett.87.186103](https://doi.org/10.1103/PhysRevLett.87.186103).
- [20] Tiwari A K, Goss J P, Briddon P R, et al. Electronic and structural properties of diamond (001) surfaces terminated by selected transition metals[J]. *Physical Review B*, 2012, 86(15): 155301. doi: [10.1103/PhysRevB.86.155301](https://doi.org/10.1103/PhysRevB.86.155301).
- [21] Bai Xiuqin, Li Jian, Yan Xinping. Study on the surface topography and tribological properties of DLC films[J]. *Lubrication Engineering*, 2005(4): 19–21 (in Chinese) [白秀琴, 李健, 严新平. DLC薄膜的表面形貌及其摩擦学性能研究[J]. *润滑与密封*, 2005(4): 19–21]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2005.04.007](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2005.04.007).
- [22] Huang Xingye, Sun Yao, Zhang Baojun, et al. Influence of methane flow rate on hydrogen content and properties of diamond-like carbon films[J]. *Journal of Wu Han University of Technology*, 2013, 35(5): 8–12 (in Chinese) [黄星烨, 孙瑶, 张保军, 等. 甲烷流量对类金刚石薄膜氢含量和性能的影响[J]. *武汉理工大学学报*, 2013, 35(5): 8–12]. doi: [10.3963/j.issn.1671-4431.2013.05.002](https://doi.org/10.3963/j.issn.1671-4431.2013.05.002).
- [23] C Casiraghi, F Piazza, A C Ferrari, et al. Bonding in hydrogenated diamond-like carbon by Raman spectroscopy[J]. *Diamond and Related Materials*, 2005, 14(3-7): 1098–1102. doi: [10.1016/j.diamond.2004.10.030](https://doi.org/10.1016/j.diamond.2004.10.030).
- [24] Bai L, Zhang G, Lu Z, et al. Tribological mechanism of hydrogenated amorphous carbon film against pairs: a physical description[J]. *Journal of Applied Physics*, 2011, 110(3): 033521. doi: [10.1063/1.3619798](https://doi.org/10.1063/1.3619798).
- [25] Andersson J, Ereck R A, Erdemir A. Frictional behavior of diamondlike carbon films in vacuum and under varying water vapor pressure[J]. *Surface and Coatings Technology*, 2003, 163: 535–540.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018086

# TC4钛合金在模拟海水中腐蚀-磨损交互行为研究

王林青<sup>1</sup>, 周永涛<sup>2</sup>, 王军军<sup>2,3</sup>, 王忠维<sup>2</sup>, 黄伟九<sup>2,3\*</sup>

(1. 重庆理工大学 理学院, 重庆 400054;

2. 重庆理工大学 材料科学与工程学院, 重庆 400054;

3. 重庆市制动摩擦材料协同创新中心, 重庆 400054)

**摘要:** 采用自制摩擦腐蚀装置研究了TC4钛合金在模拟海水中电化学腐蚀与机械磨损间的交互作用, 探究了不同电化学状态对TC4钛合金腐蚀磨损行为的影响。在摩擦腐蚀过程中, TC4钛合金的腐蚀电位发生负偏移, 腐蚀电流随着外加电位升高而增大, 在零电流电势(OCP)附近TC4钛合金获得最低摩擦系数。TC4钛合金总体积损失随着外加电位的增加而增大, 证实了腐蚀磨损交互作用随着外加电位的增加而增强; 当电位从-0.5 V增大至0.8 V时, 腐蚀磨损交互作用导致材料损失占总材料损失的比例由12%增加至66%, 其中腐蚀诱导磨损导致的损失量占比由7%增加至44%。OCP及其以下外加电位条件下, TC4钛合金的磨损机制为磨粒磨损; 0 V电位下TC4钛合金磨损机制为磨粒磨损和疲劳磨损; 0.8 V电位下TC4钛合金的磨损机制为磨粒磨损和摩擦诱导的腐蚀磨损。

**关键词:** TC4; 外加电位; 腐蚀磨损; 交互作用; 磨损机制

**中图分类号:** TH117.3

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)02-0206-07

## Corrosion-Wear Interaction Behavior of TC4 Titanium Alloy in Simulated Seawater

WANG Linqing<sup>1</sup>, ZHOU Yongtao<sup>2</sup>, WANG Junjun<sup>2,3</sup>, WANG Zhongwei<sup>2</sup>, HUANG Weijiu<sup>2,3\*</sup>

(1. Chongqing University of Technology, School of Science, Chongqing 400054, China

2. College of Materials Science and Engineering, Chongqing University of Technology, Chongqing 400054, China

3. Chongqing Collaborative Innovation Center for Brake Tribological Materials, Chongqing 400054, China)

**Abstract:** The interaction between electrochemical corrosion and mechanical wear of TC4 titanium alloy in simulated seawater was studied by using a self-made tribocorrosion device. The effects of electrochemical parameter on the corrosion and wear of TC4 titanium alloy were discussed. During the tribocorrosion process, the corrosion potential of TC4 titanium alloy shifted toward more negative values, and the corrosion current increased along with the increase of the applied potential, and the lowest friction coefficient of TC4 titanium alloy was obtained under the current potential of about zero (OCP). The fact that the loss of TC4 titanium alloy volume increased along with the increase of the applied potential, confirming that the interaction between corrosion and wear was enhanced along with the increase of the applied potential. When the potential increased from -0.5 V to 0.8 V, the material loss caused by the interaction of

Received 16 July 2018, revised 24 December 2018, accepted 11 January 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: huangweijiu@cqut.edu.cn, Tel: +86-23-62563089.

The project was supported by the Natural Science Foundation of China (51505050), Natural Science Foundation of Chongqing (cstc2017jcyjAX0075), the Scientific and Technological Research Program of Chongqing Municipal Education Commission (KJ1500942) and the Education Reform Project for Professional Degree Graduate of Chongqing University of Technology (ZSSD103).

国家自然科学基金项目(51505050), 重庆市科委基础与前沿研究一般项目(cstc2017jcyjAX0075), 重庆市教委科学技术研究基础/应用基础研究项目(KJ1500942)和重庆理工大学专业学位研究生教育改革试点项目(ZSSD103)资助。

corrosion and wear increased from 12% to 66%, and the loss caused by corrosion-induced wear increased from 7% to 44%. Under applied potential equal or lower than OCP, the wear mechanism of TC4 titanium alloy was abrasive wear. The wear mechanism of TC4 titanium alloy at a potential of 0 V was abrasive wear and fatigue wear. The wear mechanism of TC4 titanium alloy at a potential of 0.8 V was abrasive wear and friction-induced corrosion wear.

**Key words:** TC4; applied potential; corrosion-wear; interaction; wear mechanism

钛金属具有质量轻、强度高、极强的耐腐蚀性能<sup>[1-4]</sup>, 特别对海水和海洋大气环境有很强的抵御能力, 被誉为“海洋金属”。TC4钛合金是当前应用最为广泛的钛合金之一, 在船舶行业、海洋勘探等其他海洋制造业有着很重要的用途, 如耐压壳体、阀、泵、螺旋桨及桨轴、发动机零件等<sup>[5-6]</sup>。随着TC4钛合金的应用由结构件向运动件拓展, 海洋极端环境制约着TC4钛合金的应用和推广, 主要表现在部件在海洋苛刻环境下的腐蚀行为、电化学腐蚀以及材料在载荷和腐蚀环境下的耦合摩擦学行为<sup>[7-8]</sup>。

腐蚀磨损相互作用使材料的腐蚀和摩擦行为变得更加复杂<sup>[9-12]</sup>, 一般来说由摩擦可以改变材料表面反应层特性从而直接影响材料的腐蚀性能。Chen等<sup>[13]</sup>研究了 AISI 316不锈钢和Ti6Al4V合金在海水中与Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>陶瓷对磨时的腐蚀磨损, 发现摩擦导致Ti6Al4V合金开路电位下降, 腐蚀磨损过程中的电流密度远高于静态腐蚀时的电流密度, 摩擦破坏了表面钝化膜导致材料耐腐蚀性能下降。近年来, 人们越来越关注通过电化学方法研究材料组合腐蚀磨损降解的可能性。Barril等<sup>[14]</sup>采用恒电位极化手段研究了Ti6Al4V在0.9% NaCl溶液中的微动腐蚀行为。结果表明, Ti6Al4V合金的磨损率与电极电位密切相关。Henry等<sup>[15]</sup>研究了在0.5 mol/L H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>溶液中, 316 L不锈钢和Ti6Al4V钛合金与氧化铝球在不同电化学电位下的腐蚀磨损行为, 发现在阳极条件下三种合金的磨损量明显高于在阴极和自由电位条件下的磨损量, 这说明电化学状态对合金的腐蚀磨损行为有着重要的影响。在海水环境中, 不同电化学状态下TC4钛合金表面会产生独特各异的化学表面层, 腐蚀磨损的交互作用也会随着腐蚀速率的增加而变得更加强烈, 最终影响着TC4钛合金在海水环境中的服役寿命。然而, 目前对不同电化学状态下TC4钛合金在海水环境中的腐蚀磨损协同作用和磨损机制尚未完全了解。所以, 本文作者研究了模拟海水中不同电化学状态对TC4钛合金腐蚀磨损行为的影响, 期望为钛合金在海洋环境中的应用提供理论基础。

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料

试验中使用的材料是TC4钛合金, 其化学成份(质

量百分数计)为6.25% Al, 4.21% V, 0.22% Fe, 0.19% O, 0.007 3% H, 其余为Ti, 加工状态为轧制退火态。试样首先被切割成尺寸为30 mm×20 mm×3 mm的小块, 再依次用180<sup>#</sup>、400<sup>#</sup>、600<sup>#</sup>、800<sup>#</sup>、1 000<sup>#</sup>和1 200<sup>#</sup>砂纸打磨表面, 之后使用1.5 μm粒径的金刚石抛光剂抛光至镜面, 依次使用丙酮、酒精超声清洗, 冷风吹干。在进行腐蚀磨损试验之前, 首先对样品进行封样处理, 暴露面积为10 mm×20 mm。溶液介质为模拟海水, 按ASTMD1141-98标准配制。

### 1.2 腐蚀-磨损试验

研究腐蚀磨损交互作用需要对电化学腐蚀行为和摩擦学行为同时进行测试, 图1为自制腐蚀磨损试验装置示意图。试验中采用球-盘往复摩擦磨损试验机(MFT-R4000), 对偶球选用φ6 mm的Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>陶瓷球, 施加载荷10 N, 往复运动频率1 Hz, 往复长度10 mm, 试验时间为60 min。采用双单元电化学工作站(CS2350)检测电化学信号。在腐蚀摩擦试验中, 以试样作为工作电极(We), 以Ag/AgCl电极(饱和KCl)为参比电极(Re), 铂丝为对电极(Ce)。首先对TC4钛合金分别在静态条件下和摩擦条件下的进行动电位极化测试, 扫描范围相对开路电位为-1.0~1.5 V。在开路电位测试中, 摩擦前30 min和摩擦后20 min只监测样品表面的开路电位的变化, 中间60 min试验过程同时监测开路电位和摩擦系数的变化, 总试验时间为110 min。在恒电位测试中, 外加电位分别设置为-1.0、-0.5、0和0.8 V。摩擦前10 min和后10 min监测无摩擦行为下腐蚀电流的瞬变, 中间60 min试验过程同时检测腐蚀电流和摩擦

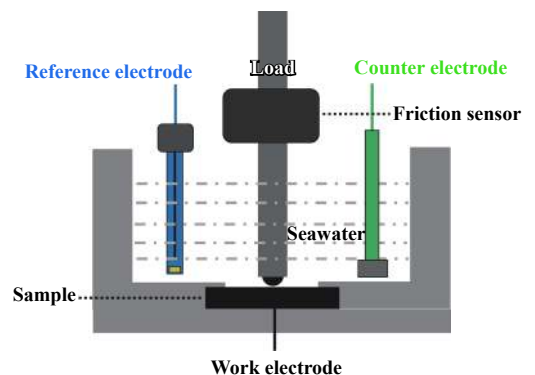


Fig. 1 Schematic diagram of corrosion wear experimental device

图1 腐蚀磨损试验装置示意图

系数的变化。

### 1.3 测试方法

采用扫描电镜观察TC4钛合金腐蚀磨损后的表面形貌。采用探针式表面轮廓仪测量磨痕轮廓,以计算磨损损失量。

腐蚀磨损协同作用已被探索和使用,以下列一般方法量化腐蚀磨损协同效应<sup>[16-17]</sup>。各体积损失可以解释如下:

$$V_T = V_{M0} + V_{CM} + V_{C0} + V_{MC} \quad (1)$$

式(1)中: $V_T$ 代表腐蚀磨损总体积损失, $V_{M0}$ 代表无腐蚀纯磨损体积损失, $V_{CM}$ 代表腐蚀引起的磨损增量, $V_{C0}$ 代表无摩擦静态腐蚀体积损失, $V_{MC}$ 代表摩擦引起的腐蚀增量。

$$V_C = V_{C0} + V_{MC} \quad (2)$$

式(2)中: $V_C$ 代表腐蚀磨损试验中腐蚀引起的金属总体积损失,可由Faraday方程计算:

$$V = \frac{MIt}{nF\rho} \quad (3)$$

式(3)中: $M$ 代表材料的相对原子质量; $I$ 腐蚀过程中的电流强度,可以考虑通过取电流强度的平均值来计算; $t$ 为腐蚀过程的总时间; $n$ 为得失电子数; $F$ 为法拉第常数,数值为96 500 C/mol; $\rho$ 为材料的密度。同理可计算出 $V_{C0}$ 。最终利用式(1~3)计算得出 $V_{MC}$ 和 $V_{CM}$ 值。

## 2 结果和讨论

### 2.1 电化学试验

图2显示了TC4钛合金在静态腐蚀和摩擦腐蚀试验中的极化曲线。从图2中可知,静态腐蚀和摩擦腐蚀过程中均可观察到材料的钝化现象,这说明在摩擦条件下,即使钝化膜因为作用力被破坏,钛合金表面也

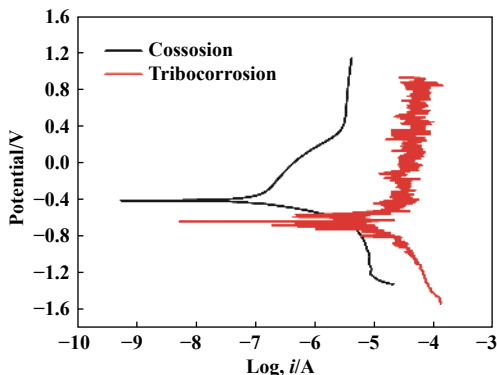


Fig. 2 Polarization curve of TC4 titanium alloy in static corrosion and tribocorrosion

图2 TC4钛合金在静态腐蚀和摩擦腐蚀试验中的极化曲线

会在较短时间内再次发生钝化<sup>[18]</sup>。在静态腐蚀过程中,TC4钛合金的腐蚀电位为-0.4 V,腐蚀电流为 $1.76 \times 10^{-7}$  A。在腐蚀磨损过程中,TC4钛合金的腐蚀电位为-0.65 V,腐蚀电流为 $2.03 \times 10^{-5}$  A,即在滑动摩擦作用下TC4钛合金的自腐蚀电位下降,腐蚀电流增大。腐蚀电流增大的原因可能是由于钝化膜在接触区域中的不断破坏和恢复过程,摩擦使金属的溶解速率提高,腐蚀反应加剧。另外,腐蚀磨损过程中极化曲线表现出明显的电流震荡,这可能是由于氧化膜的破坏和再形成所致<sup>[19-20]</sup>。

图3显示了海水中TC4钛合金在摩擦前、摩擦过程和摩擦后的开路电位(OCP)变化。摩擦之前进行的开路电位测试是为了使钛合金表面趋于稳定,摩擦测试中的开路电位(OCP)反映的是未磨损区域和磨损区域的混合电位。从图3中可知,开始加载时,钛合金的OCP急剧下降,这可能是由于钝化膜的去除使新鲜活性表面暴露于腐蚀液中<sup>[21]</sup>,钝化膜破坏以后,在钝化表面和钝化损伤表面之间形成了电偶腐蚀对,钝化膜的损伤会增加阳极反应,使周围表面有组织地极化。随着时间的增加,电位仍然呈缓慢下降趋势。这可能是由于持续的摩擦过程导致材料表面磨损区域的面积增大,磨损轨道中有更大活性区域。当摩擦停止时,OCP开始突然增加,钝化状态又重新建立。

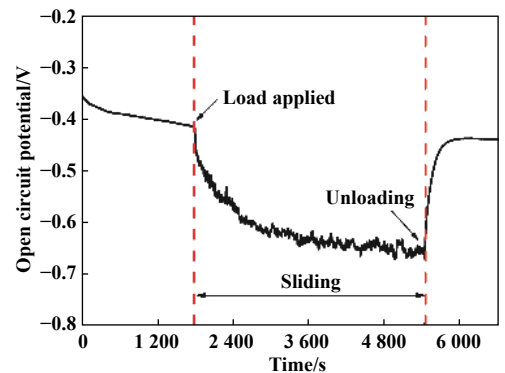


Fig. 3 Open circuit potential measurement of TC4 titanium alloy

图3 TC4钛合金的开路电位测试

### 2.2 腐蚀磨损交互试验

图4显示了摩擦前、摩擦中和摩擦后,钛合金在模拟海水中的摩擦系数和腐蚀电流的演变。为了评估机械磨损和电化学腐蚀对材料总损失的贡献,所选电位是-1.0、-0.5、0和0.8 V。首先在-1 V阴极电位下进行腐蚀磨损试验,从图2可知,-1 V电位下对基体具有阴极保护作用,可认为在该电位下TC4钛合金不发生腐蚀

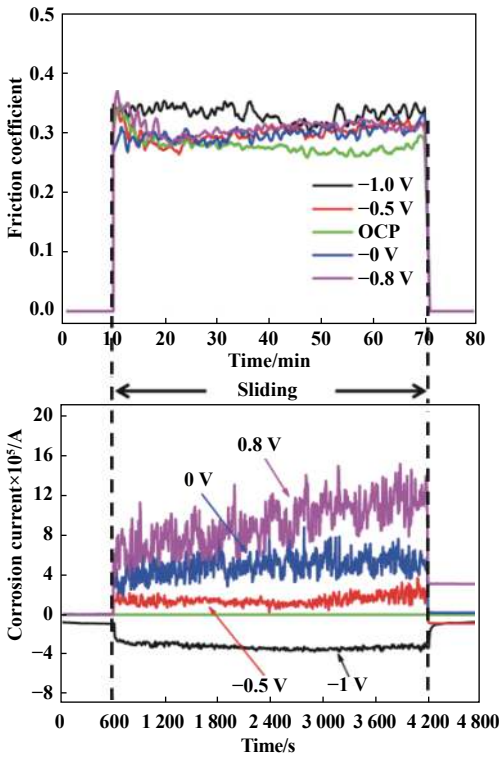


Fig. 4 Evolution of friction coefficient and corrosion current recorded before, during and after sliding

图 4 摩擦前、摩擦中和摩擦后摩擦系数和腐蚀电流的演变行为

行为<sup>[16, 22-23]</sup>. 在阴极外加电位-1.0 V时的摩擦系数约为0.34. 当外加电位升高至-0.5 V时, 观察到摩擦系数略微下降, 摩擦系数为0.30. 这可能是由于摩擦破坏了材料表面的钝化膜, 新鲜基体暴露溶液中会生成钝化膜, 钝化膜的去除和生成是个不断连续的过程, 而钝化膜的剪切强度低于钛合金本身, 导致摩擦系数降低<sup>[18]</sup>. 同时腐蚀电流突增至 $1.78 \times 10^{-5}$  A, 也证实钝化膜的损伤. 随着外加电位的增大, TC4钛合金在零电流电势(OCP)附近摩擦系数最低(0.28). 摩擦系数最小的原因可能是磨痕表面因腐蚀作用而产生了钝化膜, 钝化膜较致密且厚度适中, 能起到较好的润滑作用. 随着外加电位增大至0.8 V, TC4钛合金的摩擦系数增加, 这可能是由于腐蚀速率的快慢影响了TC4钛合金摩擦系数的变化. 若腐蚀速率较快, 摩擦过程中钝化膜会更容易被压入, 钝化膜则不能起到很好的润滑作用, 持续摩擦导致对偶球和材料表面接触面积增加, 材料表面的剪切力增加, 摩擦系数增加. 针对不同电位下的腐蚀电流值的变化, 可以看出即使在高外加电位条件下(静态)材料的腐蚀也较小. 当施加载荷时, 由于表面钝化膜被破坏失去了保护作用, 腐蚀电流会突然增大, 并且在持续摩擦的过程中, 随着外加电位的增加, 材料发生腐蚀的速率也在加快. 高外加电位0.8 V条件

下腐蚀电流增加最为明显, 并且随着摩擦试验的进行, 腐蚀电流还在逐渐上升并保持在较高的数值 $9 \times 10^{-5}$  A左右.

### 2.3 腐蚀磨损交互作用

TC4钛合金在不同外加电位下的材料总体积损失如图5所示. 从图5中可以看出, 材料的体积损失量随着外加电位的增加而逐渐增大. 在-1.0 V电位下磨损量为 $3.23 \times 10^{-2}$  mm<sup>3</sup>, 在0.8 V阳极电位下的材料损失量达到最大值为 $7.25 \times 10^{-2}$  mm<sup>3</sup>, 增加了55.45%. 可能是由于在高外加电位条件下, 钛合金表面的腐蚀和钝化速率较快, 腐蚀磨损过程中同时发生着快速钝化和持续磨损, 摩擦过程中钝化膜会被再次破坏和去除, 这种恶性循环导致腐蚀面积增加, 导致体积损失增大.

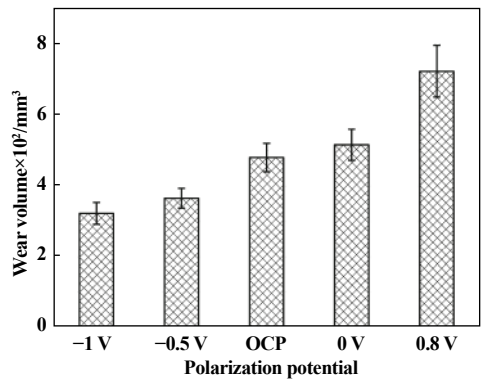


Fig. 5 Total volume loss at different applied potentials

图 5 不同外加电位下的总体积损失量

为了评估机械磨损和电化学腐蚀对材料总损失的贡献, 在所选电位-1.0、-0.5、0和0.8 V条件下, 可分别计算各腐蚀磨损分量. 表1列出了TC4钛合金在腐蚀磨损过程中的各分量的贡献值. 由于静态腐蚀下所计算出的腐蚀体积损失对总材料的贡献非常小, 所以 $V_{C0}$ 对材料总损失的贡献可忽略不计. 通过表1中数值可分析,  $V_{CM}$ 和 $V_{MC}$ 随着外加电位的升高而增大, 即腐蚀引起的磨损增量和摩擦引起的腐蚀增量同时增加, 表明了钛合金在模拟海水溶液中的腐蚀磨损交互作

表 1 不同外加电位下的各腐蚀磨损分量

Table 1 The components of corrosion and wear under different applied potentials

| Potential | Corrosion and wear components |                       |                       |                       |                       |
|-----------|-------------------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
|           | $V_T/mm^3$                    | $V_{M0}/mm^3$         | $V_{CM}/mm^3$         | $V_{MC}/mm^3$         | $V_{C0}/mm^3$         |
| -1.0 V    | $3.23 \times 10^{-2}$         | $3.23 \times 10^{-2}$ | 0                     | 0                     | 0                     |
| -0.5 V    | $3.66 \times 10^{-2}$         | $3.23 \times 10^{-2}$ | $2.57 \times 10^{-3}$ | $1.73 \times 10^{-3}$ | 0                     |
| OCP       | $4.81 \times 10^{-2}$         | $3.23 \times 10^{-2}$ | $1.38 \times 10^{-2}$ | $1.98 \times 10^{-3}$ | $1.72 \times 10^{-5}$ |
| 0 V       | $5.17 \times 10^{-2}$         | $3.23 \times 10^{-2}$ | $1.49 \times 10^{-2}$ | $4.47 \times 10^{-3}$ | $6.27 \times 10^{-5}$ |
| 0.8 V     | $7.25 \times 10^{-2}$         | $3.23 \times 10^{-2}$ | $3.18 \times 10^{-2}$ | $8.37 \times 10^{-3}$ | $7.40 \times 10^{-5}$ |

用增强. 在外加0.8 V电位条件下,  $V_{CM}$ 的数值最大, 即腐蚀引起的磨损增量最大, 体积损失量也为最大值.

为了更为清晰地了解各分量贡献所占的比例, 不同外加电位下材料损耗中各分量的占比如图6所示. 由图6中可得, 纯机械磨损对总体积损失的相对贡献随着外加电位的增加而明显减小, 腐蚀引起磨损分量的贡献随着外加电位的增加而逐渐增加. 当外加电位由-0.5 V增加到0.8 V时, 腐蚀磨损交互行为所占总材料损失比例由12%增加到66%, 说明腐蚀磨损的相互

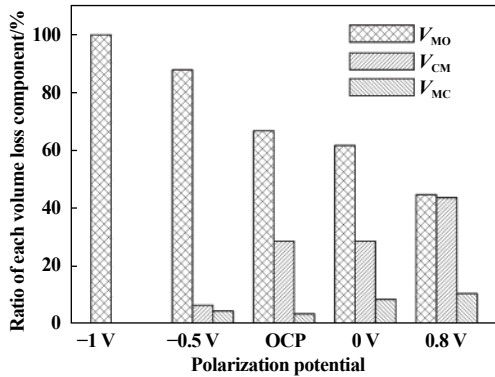


Fig. 6 Proportion of  $V_{M0}$ ,  $V_{CM}$ ,  $V_{MC}$  to total material loss at different applied potentials

图6 不同外加电位下 $V_{M0}$ 、 $V_{CM}$ 和 $V_{MC}$ 所占总材料损失的比例

作用增强. 此外, 腐蚀诱导磨损损失量占比由7%增加到44%, 尤其在阳极电位下, 腐蚀诱导磨损的贡献是显著的, 说明随着腐蚀速率的增加, 腐蚀引起的磨损分量越来越占据主导地位.

图7显示了TC4钛合金腐蚀磨损后的表面形貌图. 从图7中可知, 不同外加电位条件下TC4钛合金的磨痕表面都存在着较多平行磨痕方向的沟槽, 这是由于表面钝化膜被磨损破坏, 表面氧化物或金属磨屑未被及时排出, 颗粒状磨屑对摩擦表面进行犁削作用的结果. 在OCP条件下[见图7(c)]材料表面摩擦区域较为平整, 这可能是由于在此条件下产生了较为致密的钝化膜. 在施加OCP以下外加电位条件下, 外加电位对材料具有阴极保护作用, 腐蚀作用对钛合金的影响较小, TC4钛合金在海水中以机械磨损为主, 磨损机制为磨粒磨损机制. 随着电位升高到0 V时[见图7(d)], 可观察到平行于划痕方向的大区域的凹坑, 磨痕表面存在一定数量的疲劳裂纹, 这可能是由于模拟海水的腐蚀作用加速了裂纹的扩展, 在载荷的持续作用下, 部分区域出现了大面积剥落区, 这是疲劳磨损的特征. 另外, 腐蚀引起的磨损分量占材料损失的比重为28.9%, 也证实了腐蚀加速了磨损这一行为, 磨损机制为磨粒磨损和疲劳磨损. 比较0.8 V电位和OCP的磨痕形貌, 此时磨痕

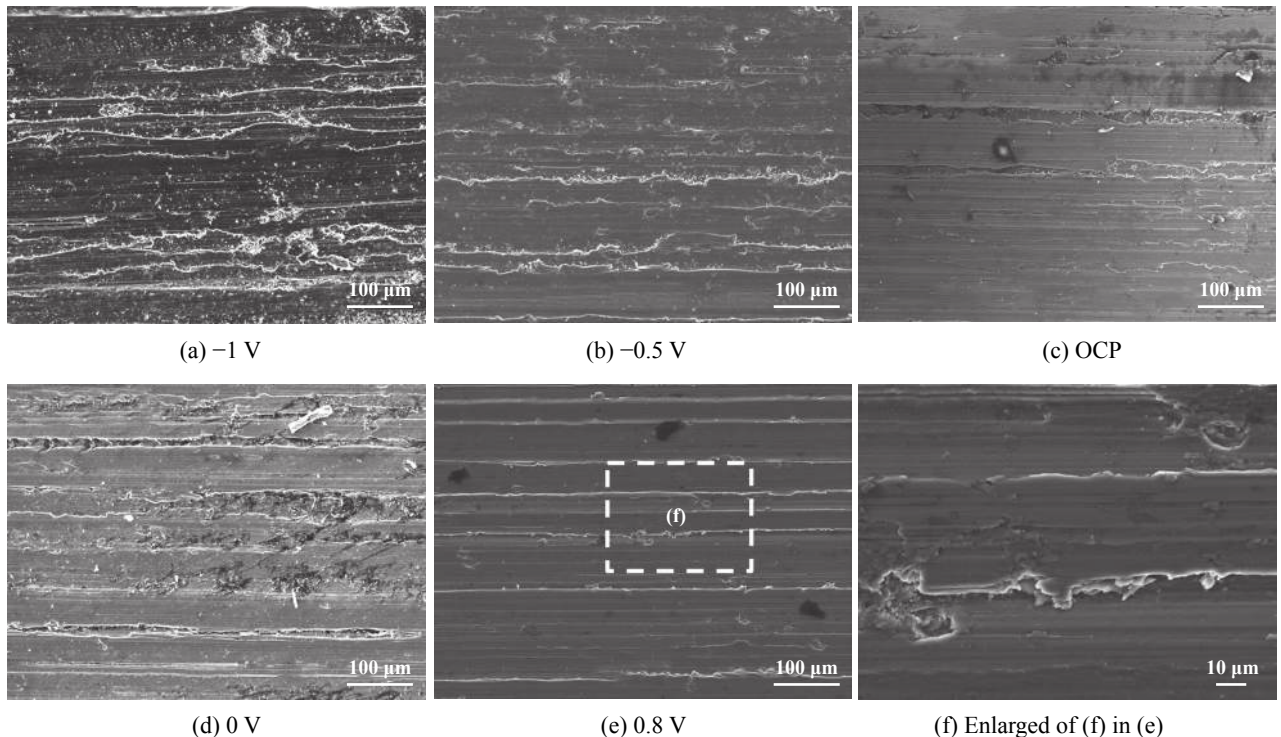


Fig. 7 Wear trace morphology of TC4 titanium alloy after corrosion and wear at (a)-1.0 V, (b)-0.5 V, (c)OCP, (d)0 V, (e)0.8 V and partial enlarged drawing (f)

图7 TC4钛合金腐蚀磨损之后的磨痕形貌图 (a)-1.0 V、(b)-0.5 V、(c)OCP、(d)0 V、(e)0.8 V和(f)局部放大图



形貌中观察到更多划痕. 可能是在高电位条件下, 钝化膜的去除和修复过程促进了TC4钛合金的失效, 材料表面摩擦区域由于腐蚀速率较高, 在该区域会产生更多的腐蚀和摩擦产物, 磨粒磨损程度增加. 另外, 在图7(e)的局部放大图[图7(f)]中很清晰地观察到腐蚀坑洞, 这是由摩擦诱导的腐蚀行为造成的. 摩擦载荷作用使得TC4钛合金表面产生塑性变形, 局部变形区域产生更多数量位错等缺陷, 在腐蚀溶液中该区域具有高的腐蚀活性, 会形成微观的“应变差异电池”, 同时摩擦作用加快腐蚀的进行, 在摩擦表面产生局部小孔腐蚀<sup>[24]</sup>. 此时, 摩擦引起的腐蚀增量占比为11.5%, 因此该磨损机制是磨粒磨损和摩擦诱导的腐蚀磨损.

### 3 结论

a. TC4钛合金在模拟海水条件下腐蚀磨损测试中, 自腐蚀电位和OCP均发生负偏移, 腐蚀电流大幅增加.

b. 恒外加电位摩擦腐蚀过程中, 腐蚀电流随外加电位的增加而增大. 在零电流电位(OCP)附近获得最低摩擦系数.

c. 材料总损失量会随外加电位的增加而增大, 磨损与腐蚀之间的交互作用导致高磨蚀速率. 随着外加电位从-0.5 V增大至0.8 V, 腐蚀磨损交互行为所占总材料损失比例由12%增加到66%, 尤其腐蚀诱导磨损损失量占比由7%增加到44%. OCP及其以下外加电位条件下, TC4钛合金的磨损机制为磨粒磨损; 0 V电位下TC4钛合金磨损机制为磨粒磨损和疲劳磨损, 0.8 V电位下钛合金磨损机制为磨粒磨损和摩擦诱导的腐蚀磨损.

### 参考文献

[1] Wang Lan, Wang Shuqi, Chen Kangmin, et al. A comparison on the wear performance of TC4 and TC11 alloys[J]. *Tribology*, 2015, 32(2): 214–220 (in Chinese) [王兰, 王树奇, 陈康敏, 等. TC4和TC11合金磨损性能的对比研究[J]. *摩擦学学报*, 2015, 32(2): 214–220]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.02.013.

[2] Yu Pengcheng, Liu Xiubo, Lu Xiaolong, et al. High-temperature tribological properties of laser clad composite coatings on Ti6Al4V alloy[J]. *Tribology*, 2015, 35(6): 737–745 (in Chinese) [余鹏程, 刘秀波, 陆小龙, 等. Ti6Al4V合金表面激光熔覆复合涂层的高温摩擦学性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(6): 737–745]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.06.013.

[3] Wu Songbo, Ca Zhenlin, Lin Yu, et al. Effect of hard sand on the impact wear behavior of TC4 alloy[J]. *Tribology*, 2018, 38(4): 14–21 (in Chinese) [吴松波, 蔡振兵, 林禹, 等. 硬质沙粒对TC4钛

合金冲击磨损的损伤行为的研究[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(4): 14–21]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.04.002.

[4] Li Zhenhua, Hua Chen, Cheng Xianhua. Erosion mechanism evolution of Ti5553 treated by equal channel angular extrusion[J]. *Tribology*, 2015, 35(1): 45–52 (in Chinese) [李振华, 华晨, 程先华, 等. 等径角挤压后Ti5553钛合金的冲蚀磨损机理演变[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(1): 45–52]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.01.007.

[5] Xia Shenlin, Wang Gang, Yang Xiao, et al. Application of titanium and titanium alloy in ships[J]. *Cold Machining of Metal Processing*, 2016, (19): 40–41 (in Chinese) [夏申琳, 王刚, 杨晓, 等. 钛及钛合金在船舶中的应用[J]. *金属加工(冷加工)*, 2016, (19): 40–41]. doi: 10.3969/j.issn.1674-1641.2016.19.015.

[6] Chen Jun, Wang Tingxun, Zhou Wei, et al. Domestic and foreign marine titanium alloy and its application[J]. *Titanium Industry Progress*, 2015, 32(6): 8–12 (in Chinese) [陈军, 王廷询, 周伟, 等. 国内外船用钛合金及其应用[J]. *钛工业进展*, 2015, 32(6): 8–12].

[7] Gao Pu, He Dongqing, Zheng Shaoxian, et al. In-situ study of tribocorrosion behavior of carbon-based and nitride-based coatings[J]. *Tribology*, 2015, 32(2): 138–146 (in Chinese) [高溥, 何东青, 郑韶先, 等. 碳基和氮化物基涂层的摩擦-腐蚀交互行为的原位研究[J]. *摩擦学学报*, 2015, 32(2): 138–146]. doi: 10.16078/j.tribology.2015.02.003.

[8] Chen Jun, Li Quanan, Zhang Qing, et al. Effect of corrosion on wear resistance of several metals in seawater[J]. *Transactions of Materials & Heat Treatment*, 2014, 35(12): 166–171 (in Chinese) [陈君, 李全安, 张清, 等. 海水腐蚀对几种金属材料耐磨性能的影响[J]. *材料热处理学报*, 2014, 35(12): 166–171].

[9] Ding H, Dai Z, Zhou F, et al. Sliding friction and wear behavior of TC11 in aqueous condition[J]. *Wear*, 2007, 263(1-6): 117–124. doi: 10.1016/j.wear.2007.01.106.

[10] Wang Z, Huang W, Li Y, et al. Tribocorrosion behaviour of a biomedical Ti-25Nb-3Mo-3Zr-2Sn alloy in Ringer's solution[J]. *Materials Science & Engineering C*, 2017, 76: 1094–1102.

[11] Wang Z, Zhou Y, Wang H, et al. Tribocorrosion behavior of Ti-30Zr alloy for dental implants[J]. *Materials Letters*, 2018, 218: 190–192. doi: 10.1016/j.matlet.2018.02.008.

[12] Priya R, Mallika C, Mudali U K. Wear and tribocorrosion behaviour of 304L SS, Zr-702, Zircaloy-4 and Ti-grade2[J]. *Wear*, 2014, 310(1-2): 90–100. doi: 10.1016/j.wear.2013.11.051.

[13] Chen J, Zhang Q. Effect of electrochemical state on corrosion-wear behaviors of TC4 alloy in artificial seawater[J]. *Transactions of Nonferrous Metals Society of China*, 2016, 26(4): 1011–1018. doi: 10.1016/S1003-6326(16)64164-X.

[14] Barril S, Mischler S, Landolt D. Electrochemical effects on the fretting corrosion behaviour of Ti6Al4V in 0.9% sodium chloride solution[J]. *Wear*, 2005, 259(1-6): 282–291. doi: 10.1016/j.wear.2004.12.012.

[15] Henry P, Takadoum J, Berçot P. Tribocorrosion study of 316L stainless steel and TA6V4 alloy in various electrolytes[J]. *Corrosion*

- Science, 2009, 51(6): 1308–1314. doi: [10.1016/j.corsci.2009.03.015](https://doi.org/10.1016/j.corsci.2009.03.015).
- [16] Ye Y, Wang Y, Ma X, et al. Tribocorrosion behaviors of multilayer PVD DLC coated 304L stainless steel in seawater[J]. *Diamond & Related Materials*, 2017, 79: S0925963517302066.
- [17] Stack M M, Rodling J, Mathew M T, et al. Micro-abrasion-corrosion of a Co-Cr/UHMWPE couple in ringer's solution: An approach to construction of mechanism and synergism maps for application to bio-implants[J]. *Wear*, 2010, 269(5): 376–382.
- [18] Li Xinxing, Li Yixian, Wang Shuqi. Wear behavior and mechanism of TC4 alloy in different environmental media[J]. *Chinese Journal of Rare Metals*, 2015, 39(9): 793–798 (in Chinese) [李新星, 李奕贤, 王树奇. TC4合金在不同环境介质中的磨损行为及磨损机制研究[J]. *稀有金属*, 2015, 39(9): 793–798].
- [19] Ponthiaux P, Wenger F, Drees D, et al. Electrochemical techniques for studying tribocorrosion processes[J]. *Wear*, 2004, 256(5): 459–468. doi: [10.1016/S0043-1648\(03\)00556-8](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00556-8).
- [20] Totolin V, Pejaković V, Csanyi T, et al. Surface engineering of Ti6Al4V surfaces for enhanced tribocorrosion performance in artificial seawater[J]. *Materials & Design*, 2016, 104: 10–18.
- [21] Azzi M, Paquette M, Szpunar J A, et al. Tribocorrosion behaviour of DLC-coated 316L stainless steel[J]. *Wear*, 2009, 267(5): 860–866.
- [22] Sun Y, Rana V. Tribocorrosion behaviour of AISI 304 stainless steel in 0.5 M NaCl solution[J]. *Materials Chemistry & Physics*, 2011, 129(1): 138–147.
- [23] Tekin K C, Malayoglu U. Assessing the tribocorrosion performance of three different nickel-based superalloys[J]. *Tribology Letters*, 2010, 37(3): 563–572. doi: [10.1007/s11249-009-9552-1](https://doi.org/10.1007/s11249-009-9552-1).
- [24] Chen Jun, Yan Fengyuan, Wang Jianzhang. Corrosion wear properties of TC4 titanium alloy in artificial seawater[J]. *Tribology*, 2012, 32(1): 1–6 (in Chinese) [陈君, 阎逢元, 王建章. 海水环境下 TC4钛合金腐蚀磨损性能的研究[J]. *摩擦学学报*, 2012, 32(1): 1–6]. doi: [10.16078/j.tribology.2012.01.001](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2012.01.001).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018117

# 温度对Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料摩擦学性能的影响

王小超<sup>1</sup>, 李珍<sup>1,2\*</sup>, 陆龙<sup>3</sup>, 杨正海<sup>1</sup>, 王静波<sup>4</sup>, 张永振<sup>1\*</sup>

(1. 河南科技大学 高端轴承摩擦学技术与应用国家地方联合工程实验室, 河南 洛阳 471023;

2. 兰州文理学院 化工学院, 甘肃 兰州 730000;

3. 兰州工业研究院, 甘肃 兰州 730050;

4. 中国科学院兰州化学物理研究所 固体润滑国家重点实验室, 甘肃 兰州 730000)

**摘要:** 采用粉末冶金方法制备出了Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料, 通过改变石墨的含量来研究该复合材料的力学性能和在不同摩擦试验温度下的摩擦磨损性能, 采用SEM和Raman分析磨损表面, 进而讨论复合材料的摩擦、磨损和润滑机制。结果表明: 复合材料的硬度和屈服强度随着石墨含量的增加而逐渐降低; 温度对不同石墨含量的复合材料的摩擦磨损性能有显著的影响, 在室温下, 石墨质量分数为1%和3%的石墨复合材料的摩擦系数和磨损率明显小于5%石墨复合材料; 在300 °C下, 石墨质量分数为3%时, 复合材料的摩擦磨损性能最好; 在500 °C下, 石墨质量分数为5%的石墨复合材料的摩擦磨损性能最好。在室温下, 复合材料具有较好自润滑性的主要原因是形成了几乎光滑连续的石墨润滑膜。在300和500 °C下, 由金属氧化物和石墨组成的混合物润滑膜是复合材料保持自润滑性的主要原因。

**关键词:** Cu-12.5Ni-5Sn; 粉末冶金; 自润滑复合材料; 高温; 摩擦磨损

**中图分类号:** TH117.3

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)02-0213-08

## Effect of Temperature on Tribological Properties of Cu-12.5Ni-5Sn-Graphite Self-Lubricating Composites

WANG Xiaochao<sup>1</sup>, LI Zhen<sup>1,2\*</sup>, LU Long<sup>3</sup>, YANG Zhenghai<sup>1</sup>,  
WANG Jingbo<sup>4</sup>, ZHANG Yongzhen<sup>1\*</sup>

(1. *National United Engineering Laboratory for Advanced Bearing Tribology, Henan University of Science and Technology, Henan Luoyang 471023, China*

2. *School of Chemical Engineering, Lanzhou University of Arts and Science, Gansu Lanzhou 730000, China*

3. *Lanzhou Institute of Industry Research, Gansu Lanzhou 730050, China*

4. *State Key Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of Chemical Physics, Chinese Academy of Sciences, Gansu Lanzhou 730000, China*)

**Abstract:** Cu-12.5Ni-5Sn-graphite self-lubricating composites were prepared by powder metallurgy. The mechanical properties and tribological properties of the composites with different graphite contents at elevated temperatures were

Received 17 August 2018, revised 6 November 2018, accepted 29 November 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: lizhen@haust.edu.cn. Tel: +86-931-4968139; E-mail: yzzhang@haust.edu.cn.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51705136), the Natural Science Foundation of Henan Province (162300410091) and the Open Foundation of National United Engineering Laboratory for Advanced Bearing Tribology (201701).

国家自然科学基金项目(51705136)、河南省自然科学基金项目(162300410091)和高端轴承摩擦学技术与应用国家地方联合工程实验室开放基金(201701)资助。

investigated. The worn surfaces were analyzed by using scanning electron microscopy and Raman to investigate the friction, wear and lubricating mechanism. The results show that the hardness and yield strength of composites decreased with the increase of the graphite content. The temperature had a remarkable impact for the friction and wear properties of composites. At room temperature, the friction coefficient and wear rate of composites with 1% or 3% graphite were obvious lower than that of composite with 5% graphite. At 300 °C, the composite with 3% graphite had the best friction and wear properties. At 500 °C, the composite with 5% graphite content had the optimal tribological properties. At room temperature, the composite with the better self-lubricating properties were mainly attributed to the formation of almost smooth and continuous graphite lubricating film. At 300 °C and 500 °C, the mixture lubricating film of some metallic oxides and graphite was responsible for self-lubricating performance of composites.

**Key words:** Cu-12.5Ni-5Sn; powder metallurgy; self-lubricating composites; high temperature; friction and wear

铜基自润滑复合材料因具有良好的导热、导电性和较好的耐磨、耐腐蚀等优点而被广泛用于电子、机械和航天航空等领域<sup>[1-4]</sup>。石墨作为片层结构拥有优异的润滑性能,是在大气环境中最早和最广泛使用的固体润滑剂<sup>[5]</sup>,所以研究者们对铜基石墨自润滑复合材料进行了大量研究<sup>[2,6-10]</sup>。而Cu-Ni-Sn-石墨自润滑复合材料还少有报道。

Cu-Ni-Sn合金自从上世纪七十年代由美国贝尔实验室研制成功以来,就因具有优良的性能而引起了研究者的广泛关注<sup>[11]</sup>。Cu-Ni-Sn是一种时效硬化型铜合金,其强度、热应力松弛性能、耐磨性和耐腐蚀性都高于一般的铜合金<sup>[12-13]</sup>。到目前为止,对Cu-Ni-Sn的研究主要集中于合金的组织结构和力学性能<sup>[14-15]</sup>,也有一些文献报道了Cu-Ni-Sn摩擦学性能<sup>[11,16]</sup>。Feng等<sup>[17]</sup>研究了Cu-15Ni-8Sn石墨复合材料在室温摩擦过程中机械混合层的形成和作用,结果表明摩擦表面的机械混合层显著降低了复合材料的摩擦系数和磨损率。然而对Cu-Ni-Sn-石墨自润滑复合材料的研究还是很局限的,同时因为铜及铜合金在温度高于300 °C时,其强度显著降低<sup>[18]</sup>,所以关于铜基自润滑复合材料的摩擦磨损研究主要在室温的条件下,而对铜基复合材料的高温摩擦学性能的研究还很少。Cu-Ni-Sn合金相比其他铜合金在高温下具有热稳定性和较好的强度<sup>[2]</sup>,为研究Cu-Ni-Sn的高温摩擦学性能奠定了基础。因此,本文作者根据以前的研究结果<sup>[19]</sup>,选用Cu-12.5Ni-

5Sn合金为基体,石墨为固体润滑剂,通过粉末冶金方法制备出不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料,讨论在不同温度下的不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的摩擦磨损性能,找出摩擦磨损性能最好的复合材料配比,并研究复合材料在室温、300和500 °C下的摩擦磨损机制和润滑机理,拓展Cu-Ni-Sn-石墨自润滑复合材料在宽温度范围内摩擦磨损机制的理论基础。

## 1 试验部分

### 1.1 试验材料及制备

选择商用的Cu粉、Ni粉、Sn粉和石墨来制备不同质量分数的石墨Cu-12.5Ni-5Sn基自润滑复合材料,分别命名为CNS1G、CNS3G和CNS5G,其配料组成列于表1中。用精度0.01 g的天平分别按照表1中设定好的配比称取不同组元的质量,然后在三维混料机中机械混合4~5 h。将混合之后的粉末在四柱液压机上压制直径和高度均约为20 mm的圆柱毛坯,四柱液压机的压力约为330 MPa。将圆柱毛坯放入管式炉中,在氢气气氛条件下进行无压烧结,烧结温度约为850 °C,保温时间在1 h左右。随后将烧结好的样品在氢气气氛下进行400 °C、4 h的时效处理,之后随炉冷却。

### 1.2 试验方法

复合材料的密度是采用AccuPyc1330全自动真密度分析仪(AccuPyc1330, Micromeritics Int Corp, USA)

表1 Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的成分、密度、硬度和屈服强度

Table 1 Composition, density, hardness and yield strength of Cu-12.5Ni-5Sn-graphite self-lubricating composites

| Sample | Weight fraction/% |      |    |          | Density/(g/cm <sup>3</sup> ) | Hardness, HB | Yield Strength/MPa |
|--------|-------------------|------|----|----------|------------------------------|--------------|--------------------|
|        | Cu                | Ni   | Sn | graphite |                              |              |                    |
| CNS    | 82.5              | 12.5 | 5  | 0        | 7.81±0.01                    | 108±1.73     | 298.2±18.42        |
| CNS1G  | 81.5              | 12.5 | 5  | 1        | 8.28±0.09                    | 105±8.84     | 255.4±4.77         |
| CNS3G  | 79.5              | 12.5 | 5  | 3        | 7.86±0.04                    | 69.6±2.97    | 139.7±0.76         |
| CNS5G  | 77.5              | 12.5 | 5  | 5        | 7.44±0.05                    | 53.3±0.99    | 103.4±3.10         |

注: Cu-12.5Ni-5Sn的硬度和屈服强度来自于文献<sup>[19]</sup>

测得的. 按照GB/T 231.4-2009/ISO 6506-4: 2005金属材料布氏硬度试验方法在HBS-62.5 kg数显小负荷布氏硬度计上测试复合材料的布氏硬度, 施加载荷为625 N, 保荷时间为30 s, 每个样品测量3次求其平均值, 屈服强度是按照GB/T7314-2005金属材料室温压缩试验方法在WDW-200型微机控制电子式万能试验机上测得的, 压缩速率为0.1 mm/min, 每个样品测量3次求其平均值. 密度、硬度和屈服强度被列在表1中. Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的摩擦磨损试验在HT-1000型球盘式高温摩擦试验机进行的, 盘试样为待测的复合材料, 对偶球为Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>陶瓷球, 复合材料的样品厚度为3.5 mm, 直径为20 mm, 测试样品最后均经过800<sup>#</sup> SiC砂纸打磨, 并用无水乙醇超声清洗. 摩擦试验载荷为5 N, 摩擦试验半径为4 mm, 电机频率为9.56 Hz, 摩擦时间为30 min. 摩擦试验的温度分别是室温、300和500 °C. 摩擦系数是在摩擦过程中由计算机即时记录的. 磨损量由轮廓膜厚仪(D-100, KLA, Tencor)测量得到的, 每个磨痕测量4个值, 然后求其平均值. 磨损率是磨损量除以加载载荷和滑动距离的结果. 每种复合材料在同一温度下的摩擦试验重复2次. 用X射线衍射仪(XRD, Empyrean, Panalytical)分析复合材料烧结时效之后的物相. 使用电子显微镜(SEM, JSM-5600LV, JEOL)带有能谱分析仪(EDS)来观察复合材料的表面形貌, 磨损形貌和元素分布. 用波长为532 nm的激光拉曼散射仪(Raman)来分析磨损表面的物相成分.

## 2 结果与讨论

### 2.1 Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的密度、硬度、相组成和形貌

从表1中可以看出, 复合材料的密度随着石墨含量的增加先升高后降低, 这可能是因为少量的石墨填充在基体合金的空隙中, 增加了复合材料的密度; 而随着石墨含量的增加, 合金与石墨之间的润湿性差导致复合材料的空隙增多, 密度减小. 复合材料的硬度和屈服强度随着石墨含量的增加而逐渐降低. 复合材料的硬度和强度主要取决于基体合金的硬度和强度, 同时又因为石墨是软质相, 在复合材料中对基体起到割裂的作用<sup>[18]</sup>, 所以复合材料的硬度和屈服强度随着石墨含量的增加而降低. 图1为不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨复合材料时效之后的XRD图谱. 从图1中可以看出, 复合材料主要由铜或铜固溶体、CuNi<sub>2</sub>Sn和石墨组成的, CuNi<sub>2</sub>Sn是析出相对基体有强

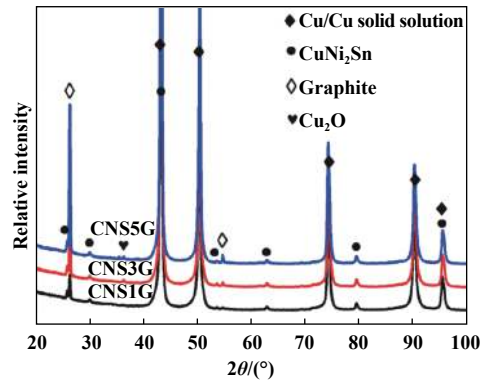


Fig. 1 XRD patterns of Cu-12.5Ni-5Sn-graphite self-lubricating composites with different graphite contents  
图1 不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的XRD图谱

化作用<sup>[19]</sup>. 石墨质量分数大于3%的复合材料, 其XRD图谱中发现有少量的Cu<sub>2</sub>O生成, 这可能是由于在烧结过程中, 高含量的石墨严重阻碍了复合材料中金属原子的扩散, 使得基体合金化不完全, 有游离铜存在导致表面生成Cu<sub>2</sub>O<sup>[20]</sup>.

图2为石墨质量分数为3%的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的SEM形貌及其相应的元素面分布. 从图2中可以看出自润滑复合材料主要是由灰色的相和黑色的相组成, 从面分布图中可以看出灰色的组织为铜镍锡固溶体基体, 黑色的为石墨, 一部分石墨均匀地分散在基体中, 另一部分石墨以大体积、不规则的形状存在于基体中, 这是因为随着石墨含量的增加, 石墨发生了团聚的原因. 团聚的石墨体积大, 与基体合金的润湿性差以及结合力弱导致石墨与基体之间有空隙, 从而致使复合材料的硬度和屈服强度均明显减小<sup>[2, 21]</sup>.

### 2.2 Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的摩擦磨损性能

图3显示了不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的平均摩擦系数和磨损率随温度的变化图. 如图3(a)所示, 当石墨质量分数为1%时, 复合材料的摩擦系数随温度的升高先升高后下降, 在室温下为0.11, 在300 °C下明显升高, 到达0.45, 在500 °C下又稍微下降到0.35. 这是由于石墨含量太少, 在高温下对复合材料润滑作用显著降低, 在500 °C可能由于基体的氧化, 使得氧化物与石墨共同作用提高了复合材料的摩擦磨损性能. 当石墨质量分数为3%时, 复合材料的摩擦系数随着温度的升高先降低后升高, 在室温下为0.13, 在300 °C下为0.1, 而在500 °C下, 升高到0.21. 当石墨质量分数为5%时, 复合材料的摩擦系数

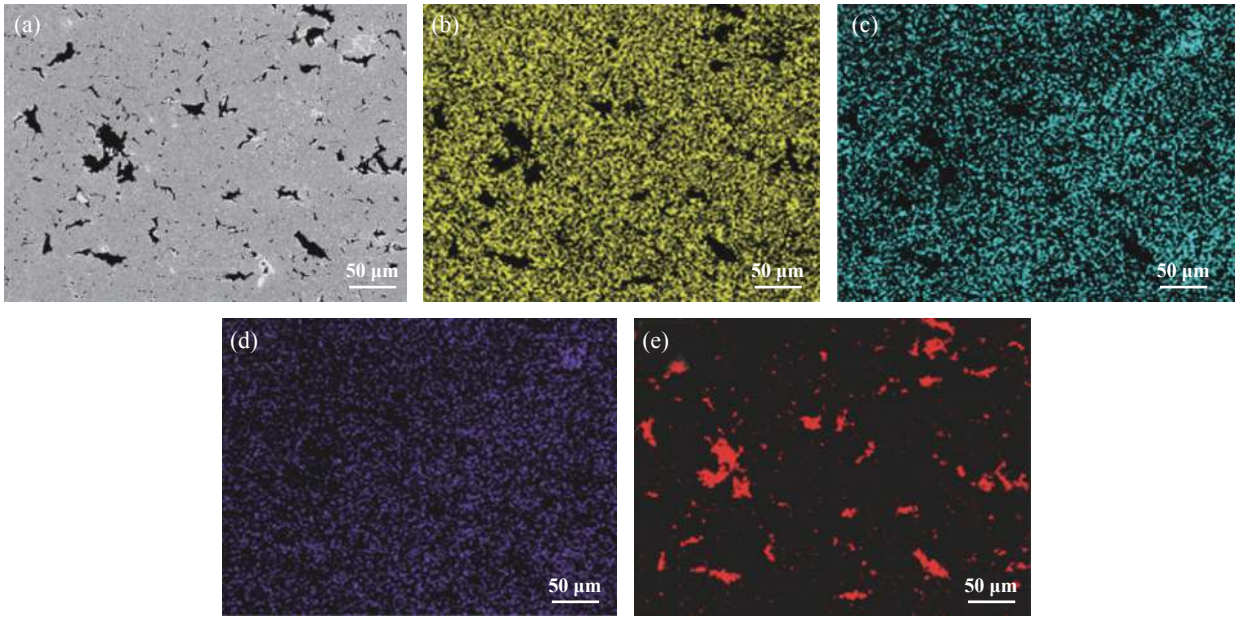


Fig. 2 (a) SEM micrograph of CNS3G specimen and corresponding element mapping of (b) Cu, (c) Ni, (d) Sn, (e) C  
图2 样品CNS3G的SEM照片和相应的元素面分布:(a) SEM照片, (b) Cu, (c) Ni, (d) Sn, (e) C

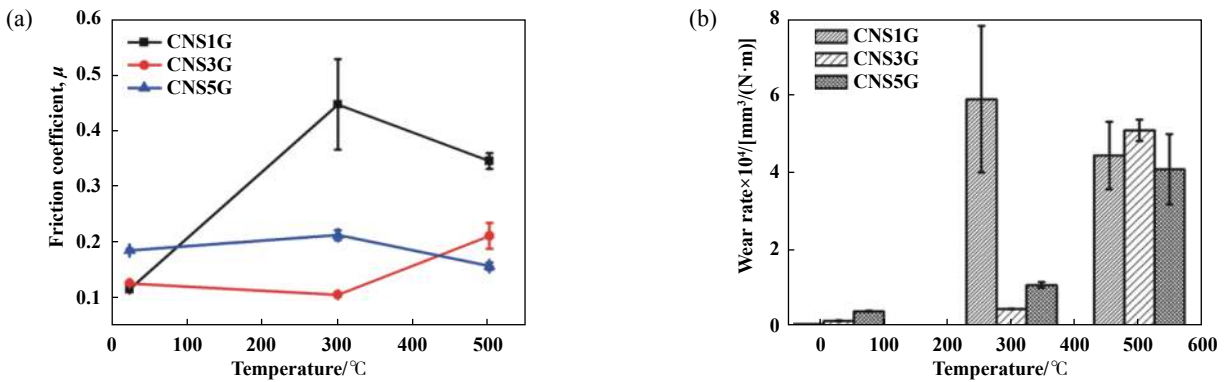


Fig. 3 Average friction coefficients (a) and wear rates (b) of Cu-12.5Ni-5Sn-graphite self-lubricating composites with different graphite contents at elevated temperatures

图3 不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料在不同温度下的平均摩擦系数(a)和磨损率(b)

随温度的升高有略微的波动,在室温、300和500 °C下分别为0.19、0.21和0.16。在室温下,随着石墨含量的升高,复合材料的摩擦系数逐渐升高。在300 °C下,复合材料的摩擦系数随石墨含量的增加先降低后升高。在500 °C下,复合材料的摩擦系数随着石墨含量的升高而逐渐降低。由此得出温度对不同石墨含量的复合材料的摩擦系数有显著的影响。从图3(b)中可以看出,石墨质量分数为1%的复合材料(以下称1%石墨复合材料),其磨损率在室温下最小,为 $6.1 \times 10^{-6} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ ,在300 °C下最大,为 $5.9 \times 10^{-4} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 。石墨质量分数为3%复合材料(以下称3%石墨复合材料),其磨损率随着温度的升高而逐渐增大,从 $1.5 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 升到 $5.1 \times 10^{-4} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ ,石墨质量分数为5%复合材

料(以下称5%石墨复合材料),其摩擦系数从室温的 $3.9 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 升到500 °C的 $4.1 \times 10^{-4} \text{ mm}^3/(\text{N} \cdot \text{m})$ 。同时发现在室温下1%石墨复合材料的磨损最小,在300 °C下3%的石墨复合材料的磨损最小,在500 °C下5%石墨复合材料的磨损最小。从平均摩擦系数和磨损率的综合分析结果来看,随着温度的升高复合材料的摩擦磨损性能逐渐降低。然而在相同温度下不同复合材料的摩擦磨损性能又表现出明显的差异,在室温下1%的石墨复合材料的摩擦磨损性能最好,在300 °C下3%的石墨复合材料的摩擦磨损最小,在500 °C下,5%的石墨复合材料具有较好的摩擦磨损性能。因此,根据Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的不同服役条件选择合适的石墨含量可以获得相对较好的摩擦

磨损性能. 从复合材料的力学性能与摩擦学性能之间的关系来考虑, 基体的力学性能与复合材料的摩擦磨损性能存在一定的关系, 在高温下由于润滑剂的氧化和基体强度的下降, 导致复合材料的摩擦磨损高于室温下的摩擦磨损. 而在不同的温度下, 相同石墨含量的复合材料的摩擦磨损性能随着温度的升高而逐渐降低, 这是由于温度的升高使石墨氧化, 润滑作用降低同时复合材料在高温下的强度下降, 致使复合材料的摩擦磨损性能下降. 总之, 摩擦试验温度和基体的力学性能在一定程度上影响复合材料的摩擦磨损性能.

图4显示了不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料在室温、300和500 °C条件下随滑动时间的变化. 如图4(a)所示, 不同石墨含量的复合材料在室温下的摩擦系数随滑动时间的增加基本不变, 1%和3%石墨复合材料的摩擦系数稳定在0.13左右, 5%石墨复合材料的摩擦系数稳定在0.2左右. 在室温下不同的复合材料的摩擦系数基本保持平稳, 这是因为石墨在摩擦过程中起到了润滑作用. 从图4(b)中可以看出, 1%石墨复合材料在300 °C的摩擦过程中的摩擦系数波动较大, 在开始的前10 min内保持在0.35, 随后逐渐升高并稳定在0.67左右. 这是因为石墨含量较少, 并且在300 °C下发生氧化, 随着摩擦的进行, 石墨不足以提供润滑作用, 所以在摩擦后期摩擦系数逐渐升高. 3%石墨复合材料的摩擦系数随着滑动时间的增加而逐渐降低至0.06左右并保持稳定. 5%石墨复合材料的摩擦系数在摩擦过程中的前5 min内升高到0.25并保持稳定到15 min, 随后又逐渐降低到0.13左右. 3%和5%石墨复合材料因为石墨含量较高, 在摩擦过程中能够不断地提供润滑作用, 同时金属发生氧化生成的氧化物也可能在摩擦过程中提供润滑作用, 所以复合材料的摩擦系数呈下降趋势. 图4(c)显示了不

同石墨含量的复合材料在500 °C下的摩擦系数随滑动时间的变化而呈现上升的趋势, 并且在滑动过程中摩擦系数的波动较大. 随着石墨含量的升高复合材料的摩擦系数随之升高. 这是因为在500 °C下基体的硬度强度下降, 在摩擦过程中不足以承受摩擦力的作用, 使得材料发生塑性变形, 所以摩擦系数随时间而逐渐升高. 相同石墨的复合材料随着温度的升高呈现先降低后升高的趋势, 这可能因为在300 °C下复合材料的力学性能基本保持不变, 金属氧化物也为摩擦过程提供润滑作用, 而在500 °C时, 由于基体力学性能下降导致摩擦系数升高. 然而1%石墨复合材料的变化可能主要是由于润滑剂石墨含量太少在高温下的润滑作用严重下降造成的. 综上所述, 温度对不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨复合材料的摩擦磨损性能有明显的影响, 同时不同的石墨含量对Cu-12.5Ni-5Sn-石墨复合材料的高温摩擦学性能有显著的影响.

### 2.3 摩擦磨损机理

图5为不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料在不同温度下的磨损表面形貌. 从图5(a、b和c)中可以看出室温下不同复合材料的磨损表面均较为平整光滑, 表面覆盖一层润滑膜. 润滑膜的存在避免了复合材料与配副表面的直接接触, 是导致复合材料低摩擦磨损的主要原因. 图5(d、e和f)为不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料在300 °C下的磨损表面形貌, 从图中可以看出, 在300 °C下不同石墨含量的复合材料表现出不同的磨损形貌特征, 1%石墨复合材料的磨损表面粗糙, 没有润滑膜的形成, 同时有塑性变形、剥落坑和磨屑存在, 这表明磨损机理主要为黏着磨损. 图5(e)显示了3%石墨复合材料在300 °C的摩擦过程中能够形成覆盖摩擦表面的光滑平整的润滑膜同时有较小的塑性变形. 5%石墨复合材

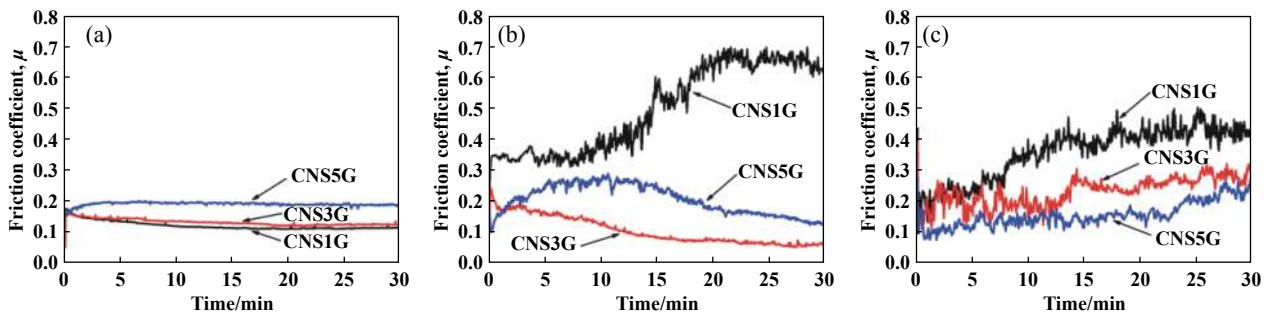


Fig. 4 Variations of friction coefficients of the Cu-12.5Ni-5Sn-graphite self-lubricating composites with graphite contents as a function of sliding time at temperatures of (a) room temperature, (b) 300 °C and (c) 500 °C

图4 不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料的摩擦系数在不同温度下随滑动时间的变化:  
(a)室温, (b)300 °C和(c)500 °C

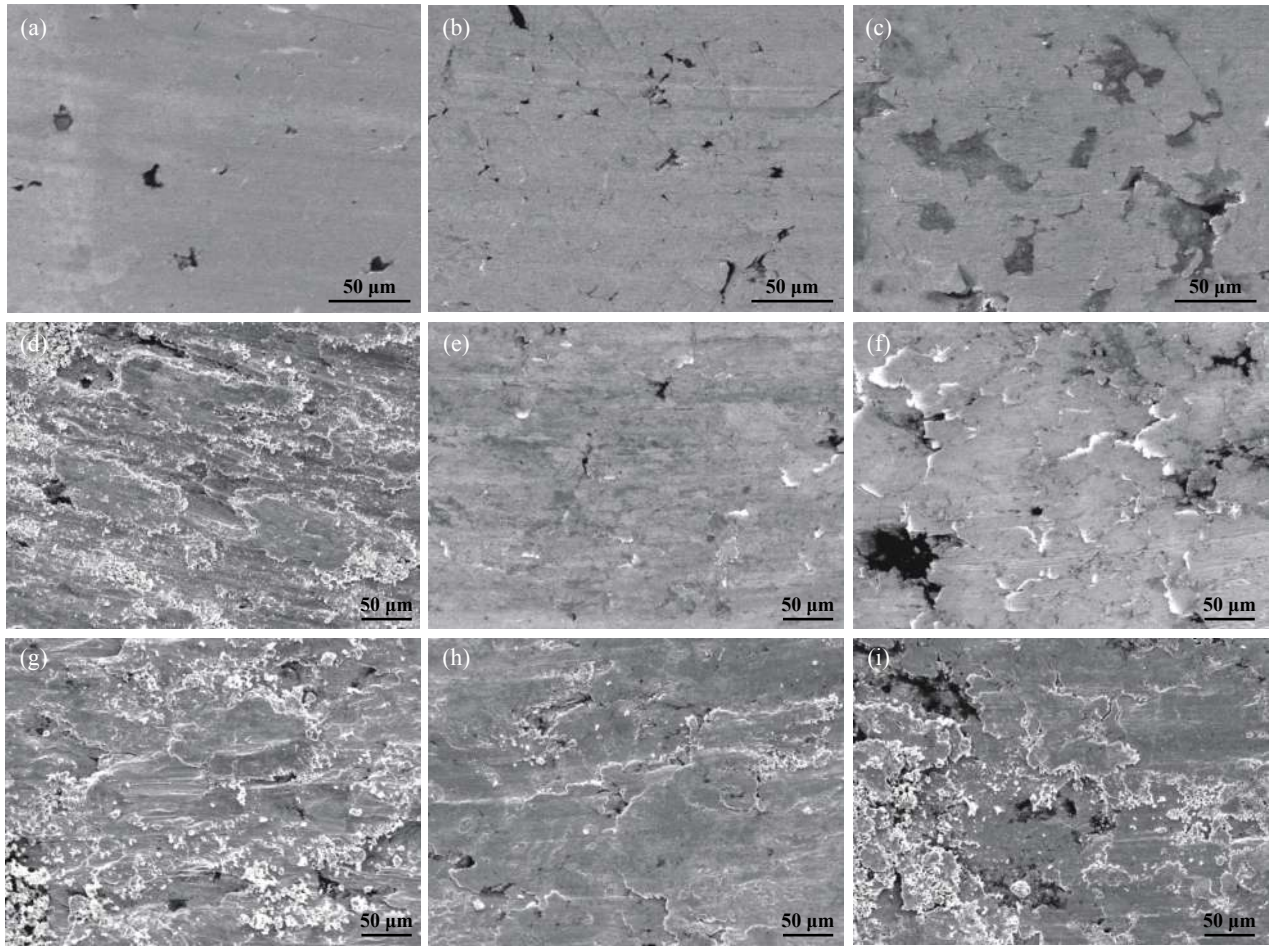


Fig. 5 SEM micrographs of the worn surfaces of the Cu-12.5Ni-5Sn-graphite self-lubricating composites at elevated temperatures: (a) CNS1G, (b) CNS3G and (c) CNS5G at room temperature; (d) CNS1G, (e) CNS3G and (f) CNS5G at 300 °C; (g) CNS1G, (h) CNS3G and (i) CNS5G at 500 °C

图5 不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料在不同温度下的磨损表面的SEM照片: 在室温下(a) CNS1G, (b) CNS3G and (c) CNS5G; 在300 °C下(d) CNS1G, (e) CNS3G and (f) CNS5G; 在500 °C下(g) CNS1G, (h) CNS3G and (i) CNS5G

料磨损表面也有润滑膜生成同时产生了大量的塑性变形。图5(g、h和i)为不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料在500 °C下的磨损表面形貌, 在图中没有发现平整的石墨润滑膜形成, 1%石墨复合材料磨损表面特征为剥落、塑性变形和微沟槽, 这说明复合材料的磨损机理主要为黏着磨损和磨粒磨损。在500 °C下, 基体的硬度强度下降, 复合材料在摩擦力和热的作用下发生塑性变形, 同时由于石墨和合金的结合力较弱, 在摩擦过程中容易在结合处产生裂纹并发生扩展, 使石墨颗粒被剥落产生剥落坑。合金在高温和摩擦力的作用下发生氧化, 氧化物和磨屑的微切削发生犁沟效应导致在磨损表面产生微沟槽<sup>[22]</sup>。3%石墨复合材料磨损表面发现有较大的塑性变形、剥落坑、微裂纹和分层, 这表明磨损机理主要为黏着磨损和分层磨损。从图5(h)中看出磨损表面局部还是比较

光滑的, 这是因为在摩擦表面形成润滑膜, 但由于基体的较大的塑性变形使得润滑膜被撕裂, 剥落, 部分粘附在磨损表面上, 在摩擦力的作用下被反复撕裂, 产生分层现象。5%石墨复合材料的磨损表面发现剥落坑、微裂纹和不连续的相对光滑的润滑膜以及粘附在膜上的磨屑。石墨颗粒在摩擦力的作用下被剥落, 在剥落坑和粘附的磨屑周围有裂纹的生成, 会撕裂润滑膜, 但在摩擦力和热的作用下石墨被挤压到磨损表面修复润滑膜, 磨屑和剥落的润滑膜在反复的摩擦力的作用下被压实, 较为光滑, 相当于一层新的润滑膜。

图6所示为3%石墨复合材料在不同温度测试后的拉曼光谱, 因为在相同温度下不同石墨含量的复合材料的拉曼光谱是相似的, 所以选取3%石墨复合材料的拉曼光谱作为代表。从图6(a)中可以看出, 在室温下复合材料磨痕内外的物相成分相同, 主要都是石墨,



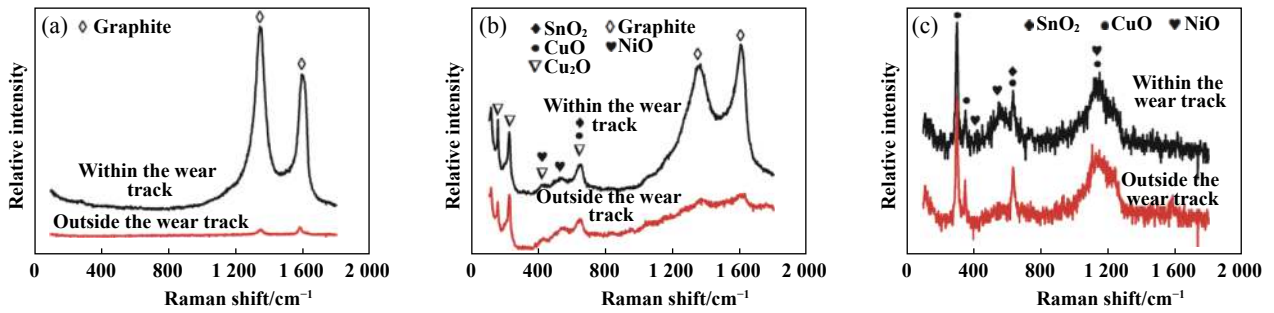


Fig. 6 Raman spectra of the worn surface of Cu-12.5Ni-5Sn-graphite self-lubricating composite with 3% graphite at temperatures of (a) room temperature, (b) 300 °C and (c) 500 °C

图6 石墨质量分数为3%的Cu-12.5Ni-5Sn基自润滑复合材料在不同温度测试后的典型拉曼光谱:  
(a)室温, (b)300 °C and (c)500 °C

但磨痕内的石墨拉曼峰强度明显高于磨痕外的,这是因为石墨在摩擦过程中受到摩擦力和热的作用被挤压到磨痕表面上,导致石墨在摩擦表面上富集,与此同时石墨吸收了大气中的水分和氧等气体,从而能够在摩擦表面形成一层完整的具有低摩擦系数的石墨润滑膜<sup>[5,8]</sup>,石墨润滑膜是复合材料低摩擦磨损的主要原因。随着石墨含量的增加,石墨在复合材料中发生团聚,致使复合材料的硬度和屈服强度降低,复合材料的承载能力下降,复合材料的摩擦磨损逐渐升高。图6(b)显示了复合材料在300 °C摩擦之后表面除了有石墨之外还有一些金属氧化物的生成,如Cu<sub>2</sub>O、CuO、SnO<sub>2</sub>和NiO,表明复合材料发生了高温氧化反应,与图6(a)相比,石墨峰有所降低,表明石墨发生了部分氧化。Peterson等<sup>[23]</sup>报道了在室温到1 000 °F的条件下,石墨和一些金属氧化物的混合物能为复合材料提供润滑作用。因此可以推断出磨痕表面的润滑膜是由Cu<sub>2</sub>O、CuO、SnO、NiO<sub>2</sub>和石墨的混合物组成的,由混合物组成的润滑膜为复合材料在300 °C下摩擦提供了润滑作用。对比图5(d、e和f)发现1%石墨复合材料在300 °C下磨损较为严重,这是因为在300 °C下石墨发生了部分氧化,同时又因为石墨含量较低,复合材料内部不能为摩擦表面提供充足的石墨导致润滑膜被撕裂,进而脱落,使得复合材料基体与配副直接接触,产生严重的黏着磨损,同时表面的石墨被剥落生成剥落坑进一步加剧磨损<sup>[24]</sup>。3%和5%石墨复合材料在300 °C下,能为被撕裂的润滑膜提供足够的石墨,形成新的润滑膜,所以3%和5%石墨复合材料摩擦磨损明显小于1%石墨复合材料,然而5%石墨复合材料由于石墨含量过多,硬度和屈服强度低,承载能力下降导致在摩擦过程中产生大量的塑性变形。因此,在300 °C下,3%的石墨复合材料拥有最好的摩擦磨损性能。从图6(c)中可以看出复合材料在500 °C摩擦过程中发生严重的

氧化反应,拉曼图谱显示磨痕内外的物相成分主要是由CuO、SnO<sub>2</sub>和NiO组成,石墨的峰没有被检测出,但从磨痕形貌上看有光滑的润滑膜形成,这可能是因为石墨被表面的氧化物层所覆盖,这些氧化物与石墨的混合物对复合材料起到润滑作用。与300 °C相比,复合材料在500 °C下的摩擦磨损升高[见图3(a和b)],这可能是因为石墨在500 °C下发生氧化和解吸附作用<sup>[25]</sup>及高温下Cu-12.5Ni-5Sn合金的硬度和屈服强度下降,基体的承载能力降低,导致石墨复合材料的自润滑性能下降。但1%石墨复合材料的摩擦磨损性能在500 °C有所下降,这是石墨含量少,在300和500 °C下石墨发生氧化,以金属氧化物的润滑性为主,而在500 °C下,金属氧化物较多(见图6)造成的。在图3中可以看出5%石墨复合材料在500 °C下的摩擦磨损较好,从图5中看到5%石墨复合材料的磨损表面在500 °C下有润滑膜的形成,这表明在Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料中,润滑膜的形成是保持良好自润滑特性的主要原因。因此,在不同的条件下,选择不同的石墨含量可以得到较好的摩擦磨损性能。

### 3 结论

a. 温度对不同石墨含量的Cu-12.5Ni-5Sn基自润滑复合材料的摩擦磨损性能有显著的影响,在室温下,1%石墨复合材料显示出最优的摩擦磨损性能。在300 °C下,3%石墨复合材料表现出最好的摩擦磨损性能,在500 °C下,5%石墨复合材料体现出最好的摩擦磨损性能。

b. 随着温度的升高,复合材料的自润滑性能逐渐降低。在室温下,光滑完整的石墨润滑膜的形成是导致复合材料拥有较好自润滑性的主要因素。在300和500 °C下,石墨和金属氧化物组成的混合物润滑膜对复合材料的自润滑性能起主要作用。

c. 不同的石墨复合材料在不同温度下表现出不同的摩擦磨损特征, 根据不同的服役条件, 选择合适的石墨含量, 可以使得Cu-12.5Ni-5Sn-石墨自润滑复合材料在室温至500 °C范围内保持较好的摩擦磨损性能。

## 参考文献

- [1] Lu Ling, Zhu Dingyi, Wang Cailiang. Recent development of metal-matrix/graphite solid self-lubricating materials[J]. *Materials Review*, 2007, 21(2): 38–42 (in Chinese) [卢玲, 朱定一, 汪才良. 金属基/石墨固体自润滑材料的研究进展[J]. *材料导报*, 2007, 21(2): 38–42]. doi: [10.3321/j.issn:1005-023X.2007.02.010](https://doi.org/10.3321/j.issn:1005-023X.2007.02.010).
- [2] Canakci A, Civalci H, Varol T, et al. Microstructure and abrasive wear behavior of CuSn10-graphite composites produced by powder metallurgy[J]. *Powder Metallurgy and Metal Ceramics*, 2014, 53(5-6): 275–287. doi: [10.1007/s11106-014-9614-2](https://doi.org/10.1007/s11106-014-9614-2).
- [3] Chen Shuxian, Feng Yi, Li Shu, et al. Friction and wear behaviors of Cu-based self-lubrication composites under room temperature and in atmosphere[J]. *Lubrication Engineering*, 2009, 34(6): 23–27 (in Chinese) [陈淑娴, 凤仪, 李庶, 等. 室温及气氛条件下铜基自润滑复合材料的摩擦磨损性能研究[J]. *润滑与密封*, 2009, 34(6): 23–27]. doi: [10.3969/j.issn.0254-0150.2009.06.007](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0150.2009.06.007).
- [4] Yue Yang, Sun Yixiang, Sun Yuming, et al. Effect of load and voltage on the tribo-electric behaviour of rolling Cu pairs[J]. *Tribology*, 2018, 38(1): 67–74 (in Chinese) [岳洋, 孙逸翔, 孙毓明, 等. 载荷和电压对纯铜滚动载流摩擦学性能的影响[J]. *摩擦学学报*, 2018, 38(1): 67–74]. doi: [10.16078/j.tribology.2018.01.009](https://doi.org/10.16078/j.tribology.2018.01.009).
- [5] Allam I M. Solid lubricants for applications at elevated temperatures[J]. *Journal of Materials Science*, 1991, 26(15): 3977–3984. doi: [10.1007/BF02402936](https://doi.org/10.1007/BF02402936).
- [6] Wang Jingbo, Lu Jinjun, Ning Liping, et al. Study on the tribological behavior of bronze-matrix self-lubricating composites[J]. *Tribology*, 2001, 21(2): 110–113 (in Chinese) [王静波, 吕晋军, 宁莉萍, 等. 锡青铜基自润滑材料的摩擦学特性研究[J]. *摩擦学学报*, 2001, 21(2): 110–113]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2001.02.008](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2001.02.008).
- [7] Kestursatya M, Kim J K, Rohatgi P K. Wear performance of copper-graphite composite and a leaded copper alloy[J]. *Materials Science and Engineering A*, 2003, 339(1-2): 150–158. doi: [10.1016/S0921-5093\(02\)00114-4](https://doi.org/10.1016/S0921-5093(02)00114-4).
- [8] Zhan Y Z, Zhang G D. Friction and wear behavior of copper matrix composites reinforced with SiC and graphite particles[J]. *Tribology Letters*, 2004, 17(1): 91–98. doi: [10.1023/B:TRIL.0000017423.70725.1c](https://doi.org/10.1023/B:TRIL.0000017423.70725.1c).
- [9] Cui G J, Niu N Y, Zhu S Y, et al. Dry-sliding tribological properties of bronze-graphite composites[J]. *Tribology Letters*, 2012, 48(2): 111–122. doi: [10.1007/s11249-012-0007-8](https://doi.org/10.1007/s11249-012-0007-8).
- [10] Cao Haijiang. The study of preparation, microstructure and properties of Cu-based self-lubricating composites[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2011(in Chinese) [曹海江. 新型铜基自润滑复合材料制备及其结构与性能的研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2011].
- [11] Wang Y, Zhang L, Xiao J K, et al. The tribo-corrosion behavior of Cu-9 wt% Ni-6 wt% Sn alloy[J]. *Tribology International*, 2016, 94: 260–268. doi: [10.1016/j.triboint.2015.06.031](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.06.031).
- [12] Yang Shengli, Xie Weibin. A review on the research and applications of Cu-Ni-Sn alloys[J]. *Shanghai Nonferrous Metals*, 2012, 33(1): 41–45 (in Chinese) [杨胜利, 谢伟滨. Cu-Ni-Sn合金的研究与应用[J]. *上海有色金属*, 2012, 33(1): 41–45]. doi: [10.3969/j.issn.1005-2046.2012.01.010](https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-2046.2012.01.010).
- [13] Liu Yang, Liu Yuanhui, Wang Lijun. Research and development trend of Cu-15Ni-8Sn alloy[J]. *Metallic Functional Materials*, 2013, 20(2): 52–56 (in Chinese) [刘洋, 罗远辉, 王力军. Cu-15Ni-8Sn弹性合金的研究及发展趋势[J]. *金属功能材料*, 2013, 20(2): 52–56].
- [14] Zhao J C, Notis M R. Spinodal decomposition, ordering transformation, and discontinuous precipitation in a Cu-15Ni-8Sn alloy[J]. *Acta Materialia*, 1998, 46(12): 4203–4218. doi: [10.1016/S1359-6454\(98\)00095-0](https://doi.org/10.1016/S1359-6454(98)00095-0).
- [15] Rhu J C, Kim S S, Jung Y C, et al. Tensile strength of thermomechanically processed Cu-9Ni-6Sn alloys[J]. *Metallurgical and Materials Transactions A*, 1999, 30(10): 2649–2657. doi: [10.1007/s11661-999-0305-4](https://doi.org/10.1007/s11661-999-0305-4).
- [16] Wang Jiangwen. The research on the preparation and tribological properties of Cu-Ni-Sn self-lubricating composites[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2018(in Chinese) [王江文. Cu-Ni-Sn自润滑复合材料的制备与摩擦学性能研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2018].
- [17] Feng C F, Wang Y, Chen W, et al. The mechanical mixed layer and its role in Cu-15Ni-8Sn/graphite composites[J]. *Tribology Transactions*, 2016, 60(1): 135–145.
- [18] Yin Yanguo, Liu Junwu, Zheng Zhixiang, et al. Effect of graphite on the friction and wear properties of Cu alloy-matrix self-lubricating composites at elevated temperature[J]. *Tribology*, 2005, 25(3): 216–220 (in Chinese) [尹延国, 刘君武, 郑治祥, 等. 石墨对铜基自润滑材料高温摩擦磨损性能的影响[J]. *摩擦学学报*, 2005, 25(3): 216–220]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2005.03.006](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2005.03.006).
- [19] Du S M, Wang X C, Li Z, et al. Effect of Ni content on microstructure and characterization of Cu-Ni-Sn alloys[J]. *Materials*, 2018, 11(7): 1108–1116. doi: [10.3390/ma11071108](https://doi.org/10.3390/ma11071108).
- [20] Hao Hongqi, Ding Huadong, Li Yawen, et al. Effect of graphite content on friction and wear properties of copper base material[J]. *The Chinese Journal of Nonferrous Metals*, 1997, 7(3): 120–123 (in Chinese) [浩宏奇, 丁华东, 李雅文, 等. 石墨含量对铜基材料摩擦磨损性能的影响[J]. *中国有色金属学报*, 1997, 7(3): 120–123]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0609.1997.03.030](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0609.1997.03.030).
- [21] Moustafa S F, El-Badry S A, Sanad A M, et al. Friction and wear of copper-graphite composites made with Cu-coated and uncoated graphite powders[J]. *Wear*, 2002, 253(7): 699–710.
- [22] Zhang L, Xiao J K, Zhou K C. Sliding wear behavior of silver-molybdenum disulfide composite[J]. *Tribology Transactions*, 2012, 55(4): 473–480. doi: [10.1080/10402004.2012.671452](https://doi.org/10.1080/10402004.2012.671452).
- [23] Hines E P, Rayner J L, Barbee R, et al. Friction studies of graphite and mixtures of graphite with several metallic oxides and salts at temperatures to 1 000 F[J]. *Technical Report Archive & Image Library*, 1956, 23(2): 144–156.
- [24] Kong Xiaoli, Liu Yongbing, Lu You, et al. P/M Metal-matrix high-temperature solid self-lubricating materials[J]. *Powder Metallurgy Technology*, 2001, 19(2): 86–92 (in Chinese) [孔晓丽, 刘勇兵, 陆有, 等. 粉末冶金高温金属基固体自润滑材料[J]. *粉末冶金技术*, 2001, 19(2): 86–92]. doi: [10.3321/j.issn:1001-3784.2001.02.007](https://doi.org/10.3321/j.issn:1001-3784.2001.02.007).
- [25] Sliney H E. Solid lubricant materials for high temperature—a review[J]. *Tribology International*, 1982, 15(5): 303–315. doi: [10.1016/0301-679X\(82\)90089-5](https://doi.org/10.1016/0301-679X(82)90089-5).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018109

# 基于摩擦耗散的石墨/WC-Ni干摩擦下 磨损定量及预测

张高龙, 刘莹\*, 王悦昶, 刘向锋  
(清华大学摩擦学国家重点实验室, 北京 100084)

**摘要:** 从摩擦耗散的角度研究干摩擦下石墨/WC-Ni配副磨损与摩擦副摩擦耗散能量之间的规律, 获得了石墨磨损与配副摩擦耗散功率之间的关系, 结果表明石墨于摩擦下的磨损率与配副的摩擦耗散功率呈显著的线性关系. 单一和组合工况磨损预测试验表明: 石墨磨损模型能够准确地预测不同工况下石墨的磨损量, 预测结果和实际测量结果符合. 干摩擦下石墨磨损率与摩擦耗散功率之间的定量关系, 物理意义明确, 使用方便, 结果可靠, 研究结果具有重要的理论和工程应用价值.

**关键词:** 摩擦耗散; 石墨; 磨损模型; 组合工况; 磨损预测

中图分类号: TH117.3

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0221-07

## A Friction-Dissipation Based Method for Quantity Model and Prediction of Graphite/WC-Ni Wear under Dry Sliding

ZHANG Gaolong, LIU Ying\*, WANG Yuechang, LIU Xiangfeng

(State Key Laboratory of Tribology, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

**Abstract:** In the present work, a linear model for assessing the wear of graphite sliding against WC-Ni under dry condition was developed. This model described the relationship between the wear rate of graphite with the friction dissipation of the graphite/WC-Ni. This model was utilized to predict the graphite wear of both single and combined working conditions, the predict results were in good agreement with the measured results. The model had a clear physical meaning, and was concise, easy use and reliable. The quantitative model for assessing and predicting the wear of tribo-pair was not only theoretical but also practical significant.

**Key words:** friction-dissipation; graphite; wear model; combined working condition; wear prediction

磨损是两个接触表面相对运动时发生的现象, 建立定量的磨损模型, 对指导摩擦副设计及预测配副寿命有重要的理论意义和经济价值. 据Meng和Ludema报告<sup>[1-2]</sup>, 现有文献中有300多个关于摩擦磨损的模型, 涉及影响因素达到100多个, 但能应用在工程中的模型十分有限. Czichos<sup>[3]</sup>在系统地研究了摩擦系统之后, 首次提出摩擦磨损是耗散的过程, 并指出摩擦磨损过程中伴随着系统熵的改变. Klamecki<sup>[4-6]</sup>和Zeitrowicz<sup>[7-9]</sup>

独立地研究了摩擦磨损过程中的热力学现象. 戴振东等<sup>[10-11]</sup>从1995年开始, 从摩擦热动力学角度深入地研究了疲劳磨损.

Doelling等<sup>[12]</sup>以及Ling等<sup>[13]</sup>设计了一系列的试验, 提出了归一化熵流和归一化磨损量的方法, 试验表明归一化熵流和归一化磨损量之间存在着显著的线性关系. 基于Doelling和Ling的工作, Byrant和Khonsari<sup>[14]</sup>提出了一套完整的理论, 将材料退化以及热力学熵增

Received 5 August 2018, revised 15 November 2018, accepted 29 November 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: liuying@mail.tsinghua.edu.cn, Tel: +86-10-62782336.

The project was supported by the National Key Basic Research Program of China (973) (2015CB057303) and Key Program of National Natural Science Foundation of China (51735006).

国家重点基础研究发展规划项目(973)(2015CB057303)和国家自然科学基金重点项目(51735006)资助.

与不可逆导致退化的耗散过程联系了起来,系统地描述了摩擦体系中各衰变变量与伴随的熵增之间的关系.此后,Khonsari组利用该理论分析了金属配副在环-环接触<sup>[15]</sup>、交叉圆柱接触<sup>[16]</sup>、平端面往复摩擦<sup>[17]</sup>、脂润滑轴承<sup>[18]</sup>的磨损率与熵流的线性关系.这些研究证明,从摩擦系统的角度出发,构建系统摩擦耗散与磨损的关系是可行的,并且物理意义更明确、磨损模型形式更简单.

石墨/WC-Ni配副具有良好的摩擦学性能,在滑动轴承或密封中有广泛的应用.获得准确可靠的磨损模型,对指导轴承和密封的寿命设计具有重要意义.本

文作者基于摩擦耗散的思想揭示了干摩擦时石墨/WC-Ni配副时石墨的磨损与耗散之间的定量关系,并利用该模型预测了单一和组合工况下石墨的磨损,预测结果和实测结果匹配良好.

### 1 试验部分

#### 1.1 试验材料

WC-Ni中WC颗粒粒径小于1 μm, Ni的体积分数为6%,对摩的石墨材料为酚醛树脂浸渍石墨,两种材料材料属性列于表1中. WC-Ni和石墨材料均由宁波伏尔肯机械密封制造有限公司提供.

表1 试验材料的机械物理属性  
Table 1 Properties of test materials

| Materials            | Young's modulus/GPa | Flexural strength/MPa | Hardness | Density/(g/cm <sup>3</sup> ) | Thermal conductivity/[W/(mK)] |
|----------------------|---------------------|-----------------------|----------|------------------------------|-------------------------------|
| WC-Ni                | 550                 | -                     | HV1 500  | 15                           | 92                            |
| Impregnated graphite | 24                  | 75                    | HB80     | 1.8                          | 8                             |

#### 1.2 试验方法

摩擦试验采用PLINT TE92摩擦磨损试验机(见图1), WC-Ni加工成下试样,石墨加工成上试样,试验试样形状和尺寸如图2所示. WC-Ni试样和石墨试样摩擦

前经研磨和抛光处理后,分别在酒精和去离子水中清洗5 min. 磨损前WC-Ni和石墨试样的平均粗糙度分别为R<sub>a</sub>0.2 μm和R<sub>a</sub>0.4 μm.

摩擦试验中,载荷范围为235~705 N,速度范围为0.6~2.4 m/s,磨损试验时间均不少于3 h,单次试验中载荷和速度维持不变.试验中,pv值的范围为0.22~2.59 MPa·m/s,摩擦副滑动的距离范围6.48~26.03 km.摩擦试验在室温环境中进行,配副工作在干摩擦状态.摩擦过程中配副的摩擦系数由试验机自动记录,摩擦耗散能量按式(1)计算.

$$E = \int_0^t Fv dt = \int_0^t \mu Nv dt \tag{1}$$

其中:F为摩擦力(单位, N); v为滑动速度(单位, m/s); μ为摩擦系数; N为载荷(单位, N).

将式(1)变形处理:

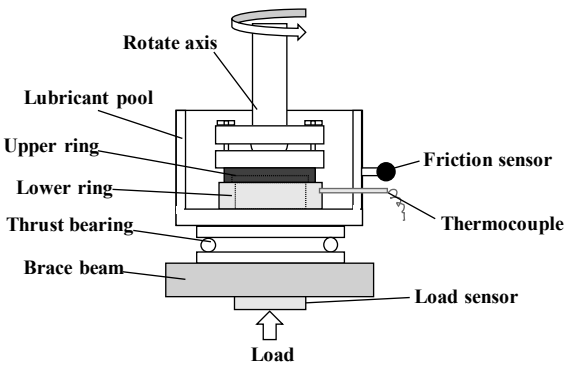


Fig. 1 Schematic of tribo machine  
图1 摩擦磨损试验机示意图

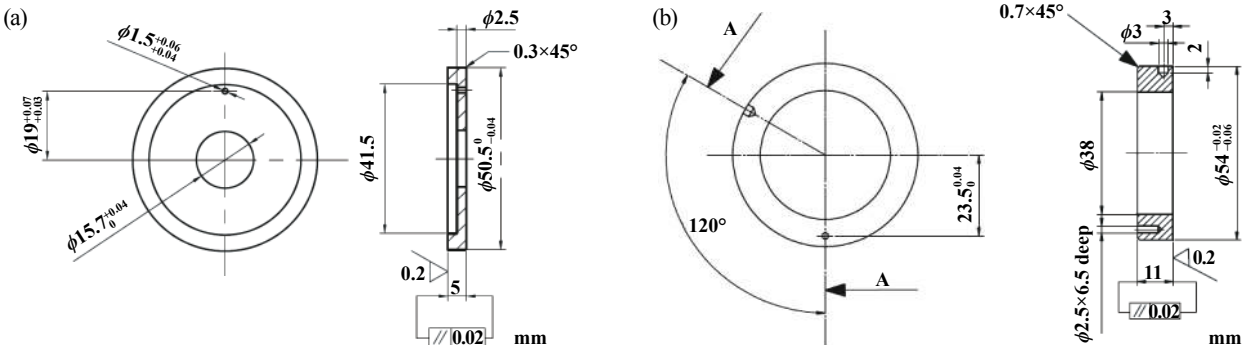


Fig. 2 Shapes and dimensions of test samples: a. upper sample, rotational; b. lower sample, stationary  
图2 摩擦试验试样形状及尺寸:a.上试样,转动;b.下试样,静止

$$E = Nv \int_0^t \mu dt = \bar{\mu} \times Nv \times t \quad (2)$$

$$E = Nv \int_0^t \mu dt = \bar{\mu} \times Nv \times t = \bar{P}t \quad (3)$$

$$\bar{\mu} = \frac{\int_0^t \mu dt}{t} \quad (4)$$

$$\bar{P} = \bar{\mu} \times Nv \quad (5)$$

其中:  $\bar{\mu}$  为平均摩擦系数,  $\bar{P}$  为摩擦过程中的平均摩擦功率, 单位为W;  $t$  为摩擦时间, 单位为s.

石墨的磨损量通过称重确定, 称重前试样在烘箱中烘干 40 min, 烘箱温度为 80 °C. WC-Ni 试样质量大, 且磨损量小, 难以用称重的方式确定磨损量, 本文中采用形貌的方式确定磨损体积. 石墨和 WC-Ni 的体积

磨损率按式(8)计算.

$$\Delta m = m_{\text{before}} - m_{\text{after}} \quad (6)$$

$$\Delta V = \frac{\Delta m}{\rho} \quad (7)$$

$$\bar{w} = \frac{\Delta V}{t} \quad (8)$$

## 2 结果与讨论

### 2.1 干摩擦时石墨/WC-Ni 磨损与摩擦能量耗散

摩擦系数由 PLINT 摩擦磨损试验机控制程序自动记录, 石墨的磨损质量由式(6)确定, 分别根据式(2)、(4)、(5)以及式(7)、(8)计算配副的摩擦功耗、平均耗散功率、磨损体积、平均磨损率, 结果列于表2中.

表 2 石墨磨损及摩擦耗散

Table 2 Wear of graphite and friction dissipation

| Test no | Load/N | Speed/(m/s) | Friction coefficient | Wear volume/mm <sup>3</sup> | Wear rate/(mm <sup>3</sup> /s) | Dissipation energy/J | Dissipation power/W |
|---------|--------|-------------|----------------------|-----------------------------|--------------------------------|----------------------|---------------------|
| 1       | 235    | 2.41        | 0.156                | 21.193                      | 0.001 85                       | 1.01×10 <sup>6</sup> | 88.351              |
| 2       | 470    | 2.41        | 0.138                | 33.326                      | 0.002 58                       | 2.02×10 <sup>6</sup> | 156.313             |
| 3       | 705    | 2.41        | 0.145                | 140.154                     | 0.012 53                       | 2.76×10 <sup>6</sup> | 246.362             |
| 4       | 235    | 1.2         | 0.198                | 8.330                       | 0.000 66                       | 7.08×10 <sup>5</sup> | 55.836              |
| 5       | 470    | 1.2         | 0.207                | 20.060                      | 0.001 79                       | 1.31×10 <sup>6</sup> | 116.748             |
| 6       | 705    | 1.2         | 0.182                | 29.774                      | 0.002 32                       | 1.98×10 <sup>6</sup> | 153.972             |
| 7       | 235    | 0.6         | 0.315                | 4.335                       | 0.000 37                       | 5.22×10 <sup>5</sup> | 44.415              |
| 8       | 470    | 0.6         | 0.227                | 9.700                       | 0.000 82                       | 7.60×10 <sup>5</sup> | 64.014              |

石墨磨损体积与摩擦耗散能量的关系如图3所示, 采用最小二乘法拟合拟合试验数据, 发现石墨磨损体积与摩擦耗散能量呈显著的线性关系: 斜率为  $k_E = 1.75 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/\text{J}$  (残差  $R^2 = 0.92$ ). 如已知摩擦副的摩擦耗散能量, 就可以根据石墨磨损与摩擦耗散能量的关系预测摩擦副的石墨磨损量. 实际上, 摩擦过程中摩擦副的摩擦系数、载荷、摩擦距离容易获得, 从

而很容易计算出摩擦耗散能量, 进而预测磨损量.

如果将横坐标和纵坐标同时对时间求导, 则横坐标为平均耗散功率, 纵坐标为平均磨损率, 如图4所示. 同样采用最小二乘法进行线性拟合, 可得到平均摩擦耗散功率与磨损率呈显著的线性关系. 直线的斜率为  $k_P = 1.789 \times 10^{-5} \text{ mm}^3/(\text{W} \cdot \text{s})$ , 残差  $R^2 = 0.91$ , 至此获得了干摩擦时石墨磨损率与摩擦耗散功率的关系.

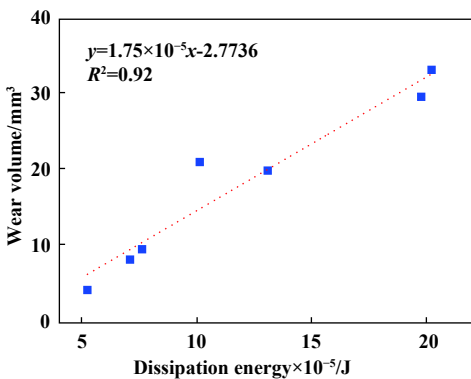


Fig. 3 The relationship between graphite wear volume with the friction dissipation energy

图 3 石墨磨损体积与摩擦耗散能量的关系

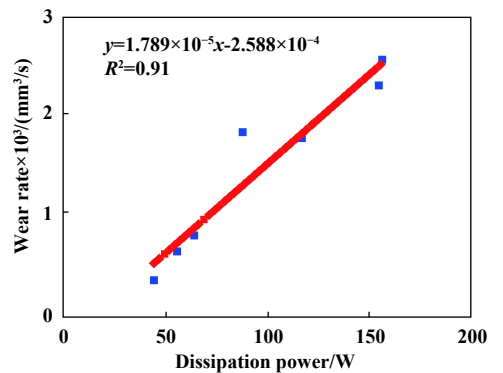


Fig. 4 The relationship between graphite wear rate with the friction dissipation power

图 4 石墨平均磨损率与平均摩擦耗散功率的关系

图5是利用安置在WC-Ni环中距离摩擦界面3 mm处的热电偶传感器测得的石墨/WC-Ni配副摩擦温度随着时间的变化。图中T1~T8分别对应表2中的试验序号1~8。从图5中可以看出,在载荷和速度较小时(如试验4、7、8)配副的温升小,并且随着摩擦的进行温度稳定。随着载荷和速度的增加(如试验2、3、6),配副的摩擦温升增大,并且配副间的温度不易达到稳定。在载荷为705 N,线速度为2.41 m/s时(试验3),配副的温度最大,试验终止时配副温度达到260 °C。对应摩擦耗散功率为246.362 W,测得石墨磨损率为0.012 53 mm<sup>3</sup>/s,摩擦耗散功率和石墨磨损率分别是试验2(载荷470 N,线速度2.41 m/s,终止时配副温度225 °C)的1.576倍和5倍。试验3中石墨的磨损率相对其他试验工况下的石墨磨损率显著增大,这是因为随着载荷和速度增大时,配副的温度迅速增大,使得石墨的摩擦状态发生转变形成“尘化”磨损,Lancaster等<sup>[19]</sup>和Zhu等<sup>[20]</sup>也报道过类似的现象。本文中使用的石墨是酚醛树脂浸渍石墨,厂家推荐的使用温度限制在200 °C。在试验3中,配副的温度超过使用限制。因此,在拟合磨损模型时未考虑试验3中的数据,获得的石墨磨损率与配副的摩擦耗散功率呈显著的线性关系。

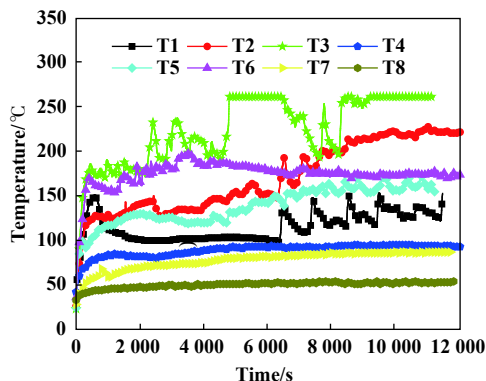


Fig. 5 The temperature of tribo-interface as a function of time  
图5 摩擦副界面温度随摩擦时间的变化

在非耗散机理的磨损定量模型中为了获得某一工况下配副材料的磨损率,需要设计多组重复试验,并计算特定工况下的磨损率的平均值,从而计算特定工况下的磨损率。磨损率的对比只能是同种工况之间的对比,很难对比不同的工况的磨损,而从能量的角度来看,不同的工况参数、不同的滑动距离对应着不同的摩擦耗散功率,通过计算摩擦耗散功率即可比较磨损率<sup>[21]</sup>。平均磨损率与摩擦耗散功率的关系还可以用来确定摩擦副的瞬时磨损特性,使得不同组合工况

条件下的磨损预测可以实现。这两个特点是基于能量耗散思想描述配副磨损的重要优势。

相对于石墨的磨损量,WC-Ni的磨损量非常小。本文中利用三维白光测量WC-Ni环面磨损后的形貌(见图6),在周向均匀分布的三个位置沿直径方向上取宽度约7 000 μm的截面(见图7)。根据未磨损区形貌确定基线,再计算基线与磨痕区的形貌围成区域的面积并乘以平均周长即可得到磨损体积,求取3个位置计算值的平均值,结果列于表3中,表中“-”表示磨损量太小,无法确认。从表3中可以看出WC-Ni的体积磨损率不超过 $6 \times 10^{-10}$  mm<sup>3</sup>/s,远低于石墨摩擦副的磨损率(约 $1 \times 10^{-3}$  mm<sup>3</sup>/s)。

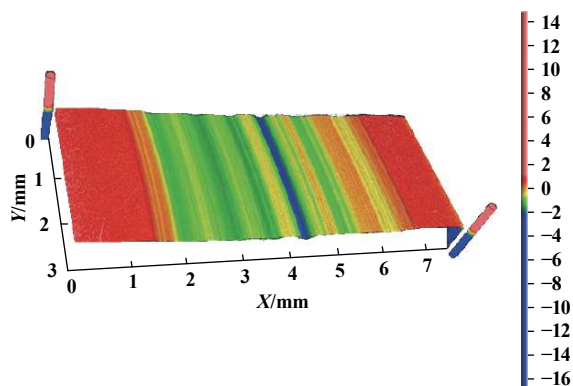


Fig. 6 Topography of WC-Ni ring after test  
图6 WC-Ni环磨损后三维白光形貌

作者之前研究<sup>[22]</sup>表明,WC-Ni与石墨对摩时,WC-Ni表面会发生磨粒磨损,硬表面的磨损主要是由于转移到石墨表面的WC硬颗粒导致。虽然WC-Ni与石墨对摩时,硬表面的磨粒磨损不可避免,但是由于WC-Ni的硬度远大于石墨,其与石墨对摩时WC-Ni的磨损率比石墨小6个数量级。相对于摩擦过程中石墨的磨损,WC-Ni的磨损量可以忽略,在后续讨论中不再讨论WC-Ni的磨损量。

## 2.2 干摩擦时石墨磨损预测

### 2.2.1 磨损预测方法

根据2.1部分的分析得出:干摩擦时,石墨/WC-Ni配副石墨磨损量与摩擦耗散功、石墨磨损率与摩擦耗散功率存在显著的线性关系,分别用以下两式表示。

$$W = k_E \times E + W_0 \quad (9)$$

$$w = k_p \times \bar{P} + w_0 \quad (10)$$

其中: $W$ 为磨损量,单位为mm<sup>3</sup>, $k_E$ 基于能量法的磨损系数,单位为mm<sup>3</sup>/J, $W_0$ 截距; $w$ 为磨损率,单位为mm<sup>3</sup>/s, $k_p$ 为基于耗散功率的磨损系数,单位为mm<sup>3</sup>/(sW), $\bar{P}$ 摩

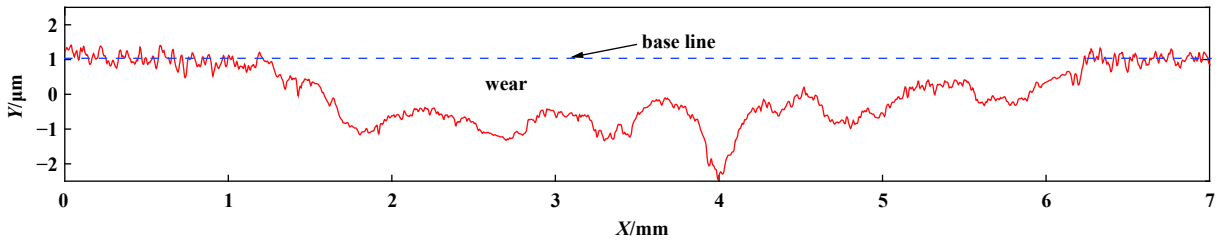


Fig. 7 Section profile of WC-Ni along diameter direction

图7 WC-Ni环面磨损后沿直径方向截面形貌

表3 干摩擦下WC-Ni磨损结果

Table 3 Wear of WC-Ni ring under different working conditions

| Test no | Load/N | Speed/(m/s) | Friction coefficient | Wear volume /mm <sup>3</sup> | Wear rate/(mm <sup>3</sup> /s) | Dissipation energy/J | Dissipation power/W |
|---------|--------|-------------|----------------------|------------------------------|--------------------------------|----------------------|---------------------|
| 1       | 235    | 2.41        | 0.156                | 6.386×10 <sup>-6</sup>       | 5.576×10 <sup>-10</sup>        | 1.01×10 <sup>6</sup> | 88.351              |
| 2       | 470    | 2.41        | 0.138                | 3.755×10 <sup>-6</sup>       | 2.902×10 <sup>-10</sup>        | 2.02×10 <sup>6</sup> | 156.313             |
| 3       | 705    | 2.41        | 0.145                | 4.081×10 <sup>-7</sup>       | 3.649×10 <sup>-11</sup>        | 2.76×10 <sup>6</sup> | 246.362             |
| 4       | 235    | 1.2         | 0.198                | -                            | -                              | 7.08×10 <sup>6</sup> | 55.836              |
| 5       | 470    | 1.2         | 0.207                | 6.538×10 <sup>-6</sup>       | 5.836×10 <sup>-10</sup>        | 1.31×10 <sup>6</sup> | 116.748             |
| 6       | 705    | 1.2         | 0.182                | 5.076×10 <sup>-6</sup>       | 3.952×10 <sup>-10</sup>        | 1.98×10 <sup>6</sup> | 153.972             |
| 7       | 235    | 0.6         | 0.315                | -                            | -                              | 5.22×10 <sup>5</sup> | 44.415              |
| 8       | 470    | 0.6         | 0.227                | -                            | -                              | 7.60×10 <sup>5</sup> | 64.014              |

擦耗散功率, 单位为W,  $w_0$ 截距.

实际上,  $\bar{P}$ 可以由根据式(5)计算得到, 式(10)可以转化为

$$w = k_p \times \bar{\mu} \times Nv + w_0 \quad (11)$$

其中:  $\bar{\mu}$ 为摩擦系数;  $N$ 为摩擦副的法向载荷, 单位N;  $v$ 为摩擦副滑动速度, 单位m/s.

通过摩擦试验可以确定 $k_p$ , 干摩擦时石墨磨损率与平均摩擦耗散功率之间的关系为

$$w = 1.789 \times 10^{-5} \times \bar{\mu} \times Nv - 2.588 \times 10^{-4} \quad (12)$$

### 2.2.2 磨损预测方法

基于摩擦能量耗散的磨损模型既能用来计算单一稳定工况下的磨损率(量), 也可用来计算组合工况下的磨损率(量). 因此, 本文中的磨损预测试验分为两类, 第一类是单一稳定工况的磨损预测, 第二类是组合工况的磨损预测. 两类试验的工况参数列于表4中, 表4中试验工况用三个坐标( $F, V, T$ )表示. 其中 $F$ 表示摩擦时的载荷, 单位为N;  $V$ 表示摩擦时的平均线速

表4 石墨磨损预测试验工况

Table 4 Work conditions of graphite wear prediction tests

| Test no | Condition 1     | Condition 2     | Condition 3     |
|---------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 1       | (235, 1.2, 3)   | -               | -               |
| 2       | (235, 2.4, 3)   | -               | -               |
| 3       | (235, 0.6, 1.5) | (235, 1.2, 1.5) | -               |
| 4       | (470, 0.6, 1.5) | (470, 1.2, 1.5) | -               |
| 5       | (235, 1.2, 1.0) | (470, 1.2, 1.0) | (705, 1.2, 1.0) |

度, 单位为m/s;  $T$ 是载荷为 $F$ 、平均线速度为 $V$ 时摩擦时间, 单位为小时. 每一个试验序号对应同一对摩擦副. 其中试验1、2为单一稳定工况试验, 3、4为两工况组合试验, 5为三工况组合试验. 试验中每组试验各工况由试验机控制程序自动调整, 摩擦设备记录各试验组的摩擦系数, 以用于计算摩擦耗散.

记录摩擦过程中各个工况条件下的摩擦系数, 计算每个工况条件下平均摩擦耗散功率 $\bar{P}$ , 根据式(12), 可计算得到各个阶段石墨的磨损率, 将磨损率乘以磨损时间就能得到摩擦副的磨损体积, 结果列于表5中. 将相同试验序号下石墨环所有工况下的磨损体积相加得该组工况下的石墨磨损体积, 采用式(7)得到预测磨损体积, 磨损量列于表6中. 图8为在不同工况条件下获得的预测磨损质量和实际磨损质量与各组试验的平均摩擦耗散功率的关系. 结果显示, 预测的磨损量与实际磨损量在趋势和大小上都趋于一致. 表6也给出了预测值和实际值的相对误差, 随着平均耗散功率的增加, 实际的磨损相对较大, 第四组预测试验中的相对较大, 达到-43.5%.

从能量耗散的角度描述配副磨损时, 模型的特点是将影响摩擦副磨损量的众多因素, 比如载荷、滑动速度、粗糙度等影响转换为摩擦耗散功率, 用一个变量描述多种因素导致的综合结果, 使得模型的结构十分简单, 只有一个自变量. 摩擦过程中, 由于载荷和滑动速度已知, 摩擦耗散功率只与摩擦系数相关. 假设

表 5 干摩擦石墨磨损预测

Table 5 Predicted wear of graphite under different work conditions

| Test no | I                    |           |                               | II                   |            |                                | III                  |             |                                 |
|---------|----------------------|-----------|-------------------------------|----------------------|------------|--------------------------------|----------------------|-------------|---------------------------------|
|         | Friction coefficient | Power I/W | Wear volume I/mm <sup>3</sup> | Friction coefficient | Power II/W | Wear volume II/mm <sup>3</sup> | Friction coefficient | Power III/W | Wear volume III/mm <sup>3</sup> |
| 1       | 0.200                | 56.67     | 8.304                         | -                    | -          | -                              | -                    | -           | -                               |
| 2       | 0.143                | 81.25     | 13.142                        | -                    | -          | -                              | -                    | -           | -                               |
| 3       | 0.187                | 28.69     | 1.399                         | 0.154                | 47.16      | 3.217                          | -                    | -           | -                               |
| 4       | 0.193                | 57.34     | 4.218                         | 0.157                | 93.18      | 7.745                          | -                    | -           | -                               |
| 5       | 0.165                | 46.42     | 2.057 9                       | 0.15                 | 86.07      | 4.611                          | 0.216                | 182.57      | 10.82                           |

表 6 石墨磨损预测与实测结果

Table 6 The predicted and measured wear of graphite under single and combined work conditions

| Test no | Predicted total wear volume/mm <sup>3</sup> | Predicted wear/g | Measured wear/g | Error(Pred-Meas)/Meas × 100% |
|---------|---|------------------|-----------------|------------------------------|
| 1       | 8.304                                       | 0.014 9          | 0.016 1         | -6.87                        |
| 2       | 13.142                                      | 0.023 6          | 0.029 4         | -19.7                        |
| 3       | 4.616 5                                     | 0.008 3          | 0.009 5         | -12.6                        |
| 4       | 11.963                                      | 0.021 5          | 0.038 1         | -43.5                        |
| 5       | 17.496                                      | 0.031 5          | 0.042 9         | -26.6                        |

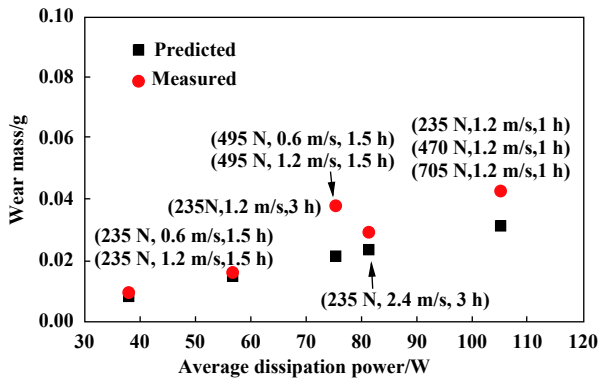


Fig. 8 The comparison between predicted and measured wear of graphite under both single and combined work conditions

图 8 单一、组合工况干摩擦石墨磨损预测

摩擦过程中摩擦系数稳定, 则摩擦过程中摩擦耗散功率稳定, 根据磨损率与平均耗散功率的关系即可计算出摩擦过程的平均磨损率, 再根据摩擦时间就可获得摩擦过程中的磨损量. 这一过程如预测试验1和2所示. 如果整个摩擦过程中摩擦系数不稳定或者分段稳定, 则根据磨损率与功率的关系按式(13)所示的过程分段计算磨损, 再将所得磨损量相加.

$$\begin{aligned}
 w_1 &= \Phi_p(P_1), & W_1 &= w_1 \times T_1 \\
 w_2 &= \Phi_p(P_2), & W_2 &= w_2 \times T_2 \\
 &\vdots & & \\
 w_n &= \Phi_p(P_n), & W_n &= w_n \times T_n \\
 W &= W_1 + W_2 + \dots + W_n
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

式中:  $\Phi_p(P)$ 表示磨损率与平均耗散功率的关系;  $P_1, \dots, P_n$ 为各子过程的对应的摩擦耗散功率;  $w_1, \dots, w_n$ 为子过程对应的平均磨损率;  $T_1, \dots, T_n$ 为各子过程持续的时间;  $W_1, \dots, W_n$ 为各子过程的磨损量;

$W$ 即为整个摩擦过程中石墨的磨损量. 表5中所列出的预测试验3、4、5中各个子过程的磨损量和总磨损量即按此方法计算得到. 预测结果和实测结果对比表明, 预测的磨损量与实际磨损量接近. 但也可以看出预测值偏保守, 随着平均摩擦耗散功率增大, 与实际磨损值相对误差也增大.

### 3 结论

摩擦副的磨损定量分析和磨损预测一直是摩擦磨损研究中的重要问题也是难点问题之一. 本文作者从摩擦系数耗散的角度出发, 描述了石墨/WC-Ni干摩擦下的石墨的磨损与系统摩擦耗散的关系, 获得了表示石墨磨损率的定量模型, 并用磨损模型预测了各种工况下石墨的磨损量, 结论如下:

a. 干摩擦时石墨/WC-Ni配副, 石墨磨损量与系统的摩擦耗散功在相当宽的功率范围内呈明显的线性关系; 石墨磨损率与系统摩擦耗散功率呈明显的线性关系.

b. 已知系统的摩擦耗散功率, 即可预测摩擦过程中的平均磨损率进而预测磨损量, 本文中所获得的干摩擦下石墨磨损率和摩擦耗散功率间的关系可以用来预测单一工况和组合工况下的磨损量, 预测结果与实际测量结果匹配良好. 干摩擦下石墨磨损率与摩擦耗散功率之间的定量关系, 物理意义明确, 使用方便、结果可靠.

### 参考文献

[ 1 ] Meng H C, Ludema K C. Wear models and predictive equations:



- their form and content[J]. *Wear*, 1995(181-183): 443–457.
- [2] Meng H. *Wear modeling: Evaluation and categorization of wear models*[D]. Michigan: The University of Michigan, 1994.
- [3] Czichos H. *Tribology: a systems approach to the science and technology of friction, lubrication, and wear*[J]. New York: Elsevier Scientific Publishing Company, 1978.
- [4] Klamecki B E. An entropy-based model of plastic-deformation energy-dissipation in sliding[J]. *Wear*, 1984, 96(3): 319–329. doi: [10.1016/0043-1648\(84\)90044-9](https://doi.org/10.1016/0043-1648(84)90044-9).
- [5] Klamecki B E. Energy-dissipation in sliding[J]. *Wear*, 1982, 77(1): 115–128. doi: [10.1016/0043-1648\(82\)90050-3](https://doi.org/10.1016/0043-1648(82)90050-3).
- [6] Klamecki B E. Wear - entropy production-model[J]. *Wear*, 1980, 58(2): 325–330. doi: [10.1016/0043-1648\(80\)90161-1](https://doi.org/10.1016/0043-1648(80)90161-1).
- [7] Zmitrowicz A. A thermodynamical model of contact, friction and wear: I Governing equations[J]. *Wear*, 1987, 114(2): 135–168. doi: [10.1016/0043-1648\(87\)90086-X](https://doi.org/10.1016/0043-1648(87)90086-X).
- [8] Zmitrowicz A. A thermodynamical model of contact, friction and wear: II Constitutive-equations for materials and linearized theories[J]. *Wear*, 1987, 114(2): 169–197. doi: [10.1016/0043-1648\(87\)90087-1](https://doi.org/10.1016/0043-1648(87)90087-1).
- [9] Zmitrowicz A. A thermodynamical model of contact, friction and wear: III Constitutive-equations for friction, wear and frictional heat[J]. *Wear*, 1987, 114(2): 199–221. doi: [10.1016/0043-1648\(87\)90088-3](https://doi.org/10.1016/0043-1648(87)90088-3).
- [10] Dai Z, Xue Q. Progress and development in thermodynamic theory of friction and wear[J]. *Science in China Series E-Technological Sciences*, 2009, 52(4): 844–849. doi: [10.1007/s11431-009-0075-7](https://doi.org/10.1007/s11431-009-0075-7).
- [11] Dai Zhendong, Wang min, Xue Qunji. *Introduction to tribo-thermodynamics*[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2002(in Chinese) [戴振东, 王珉, 薛群基. 摩擦体系热力学引论[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002].
- [12] Doelling K L, Ling F F, Bryant M D, et al. An experimental study of the correlation between wear and entropy flow in machinery components[J]. *Journal of Applied Physics*, 2000, 88(5): 2999–3003. doi: [10.1063/1.1287778](https://doi.org/10.1063/1.1287778).
- [13] Ling F F, Bryant M D, Doelling K L. On irreversible thermodynamics for wear prediction[J]. *Wear*, 2002, 253(11-12): 1165–1172. doi: [10.1016/S0043-1648\(02\)00241-7](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(02)00241-7).
- [14] Bryant M D, Khonsari M M. Application of degradation-entropy generation theorem to dry sliding friction and wear[J]. *Proceedings of the STLE/ASME International Joint Tribology Conference 2008*, 2009: 1–3.
- [15] Aghdam A B, Khonsari M M. On the correlation between wear and entropy in dry sliding contact[J]. *Wear*, 2011, 270(11-12): 781–790. doi: [10.1016/j.wear.2011.01.034](https://doi.org/10.1016/j.wear.2011.01.034).
- [16] Aghdam A B, Khonsari M M. Application of a thermodynamically based wear estimation methodology[J]. *Journal of Tribology-Transactions of the ASME*, 2016, 138(4SI).
- [17] Aghdam A B, Khonsari M M. Prediction of wear in reciprocating dry sliding via dissipated energy and temperature rise[J]. *Tribology Letters*, 2013, 50(3): 365–378. doi: [10.1007/s11249-013-0133-y](https://doi.org/10.1007/s11249-013-0133-y).
- [18] Aghdam A B, Khonsari M M. Prediction of wear in grease-lubricated oscillatory journal bearings via energy-based approach[J]. *Wear*, 2014, 318(1-2): 188–201. doi: [10.1016/j.wear.2014.06.022](https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.06.022).
- [19] Lancaster J K. Transitions in the friction and wear of carbons and graphite sliding against themselves[J]. *ASLE Transactions*, 1975, 18(3): 187–201. doi: [10.1080/05698197508982761](https://doi.org/10.1080/05698197508982761).
- [20] Zhu Z, Bai S, Wu J, et al. Friction and wear behavior of resin/graphite composite under dry sliding[J]. *Journal of Materials Science & Technology*, 2015, 31(3): 325–330.
- [21] Ramalho A, Miranda J C. The relationship between wear and dissipated energy in sliding systems[J]. *Wear*, 2006, 260(4): 361–367.
- [22] Zhang G L, Liu Y, Wang Y C, et al. Wear behavior of WC-Ni sliding against graphite under water lubrication[J]. *Journal of Materials Science & Technology*, 2017, 33(11): 1346–1352.

DOI: 10.16078/j.tribology.2018146

# 孔隙渗流对环面复层含油轴承润滑性能的影响

张国涛, 尹延国\*, 李蓉蓉, 许明, 李聪敏, 丁曙光  
(合肥工业大学机械工程学院, 安徽合肥 230009)

**摘要:** 含油轴承基体中油液的渗流特性对轴承油膜润滑性能影响显著. 以不同孔隙率分布的环面复层含油轴承为研究对象, 利用达西定律建立复层含油轴承基体中流体渗流的控制方程, 在极坐标下建立环面复层含油轴承系统渗流润滑模型, 研究复层环面副系统中油膜压力分布规律, 分析轴承结构参数及孔隙渗流行为对油膜润滑性能的影响. 结果表明: 复层含油轴承的流体动压力主要发生在环形摩擦面间, 从摩擦界面到轴承底面, 流体压力逐渐由外缘向圆心部位传导, 流体动压力作用面积逐渐增大, 压力峰值逐渐降低; 随着倾角增大, 摩擦界面间的油膜动压效应增强, 油膜润滑性能变好; 随着表层渗透率或厚度减小, 摩擦界面间的油膜的渗流效应减弱, 油膜润滑性能提高; 与普通单层含油轴承相比, 含致密表层的复层含油轴承能降低整体孔隙率, 防止过多轴承间隙油液渗入多孔介质, 提高轴承润滑性能. 研究工作为明晰环面复层含油轴承渗流行为及润滑机理提供一定理论依据.

**关键词:** 复层含油轴承; 环面接触; 多孔; 渗流行为; 润滑特性  
**中图分类号:** TH117 **文献标志码:** A

**文章编号:** 1004-0595(2019)02-0228-07

## Effect of Porous Seepage on Lubrication Performance of Circular-Face Bilayer Oil Bearing

ZHANG Guotao, YIN Yanguo\*, LI Rongrong, XU Ming, LI Congmin, DING Shuguang

(Hefei University of Technology, College of Mechanical Engineering, Anhui Hefei 230009, China)

**Abstract:** The percolation characteristics of oil in the porous bearing have a significant effect on the lubricating performance of the oil film. Taking the bilayer oil bearing with different porosity as the object for research, its percolation characteristics in porous medium were described based on Darcy's law. And the bilayer oil bearing seepage lubrication model was established in polar coordinates. The oil film pressure distribution in the bilayer bearing system was studied. The influence of the structural parameters and the seepage behavior on the lubrication performance were analyzed. The hydrodynamic pressure mainly occurred between the annular friction surfaces. From the friction interface to bearing bottom face, the fluid pressure gradually transmitted from the outer edge to the center, the pressure area increased and the pressure peak decreased gradually. With the increase of obliquity, the hydrodynamic pressure effect between friction interfaces was enhanced, and the lubricating performance was improved. The decrease of the surface thickness or porosity weakened the seepage effect between frictional interfaces. Hence, the lubricating performance was improved. Compared with ordinary single layer oil bearing, bilayer oil bearing reduced the whole porosity, prevented oil infiltrating into the porous medium, and had better lubricating performance. The research provided a theoretical basis for clarifying the lubrication mechanism and seepage behavior of bilayer oil bearing.

**Key words:** bilayer oil bearing; circular-face contact; porous; seepage behavior; lubrication characteristic

Received 8 October 2018, revised 3 November 2018, accepted 6 December 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: abyin@sina.com, Tel: +86-15375283582.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51575151).

国家自然科学基金项目(51575151)资助.

环面含油轴承是工程应用中较为重要的一类摩擦副接触形式, 因具有制造成本低和多孔自润滑特性, 在止推轴承、液压泵配流盘等关键摩擦副中获得广泛应用<sup>[1-2]</sup>. 含油轴承基体具有一定多孔属性, 工作过程中既有油液在轴承摩擦副间隙中的流动, 也有油液在多孔介质中的渗流, 轴承基体中油液渗流特性对轴承油膜润滑性能具有重要影响. 较多研究人员利用达西定律考察了环面接触含油轴承的渗流润滑性能, 如Patel等<sup>[3]</sup>、Shimpi等<sup>[4]</sup>和Ankit<sup>[5]</sup>等研究了表面粗糙度及磁流体效应对多孔平行圆盘间油膜润滑性能的影响. Nabhani等<sup>[6]</sup>、Vimala等<sup>[7]</sup>和Shah等<sup>[8-9]</sup>系统研究了多孔环面接触副间偶应力流体及铁磁流体对挤压膜润滑特性的影响. 以上研究都是以普通单层含油轴承为研究对象, 没有考虑轴承基体孔隙率变化对润滑性能的影响. Srinivasan等<sup>[10]</sup>和Verma等<sup>[11]</sup>研究发现, 减小渗透率能阻止油液向多孔介质中渗漏, 将提高轴承强度和油膜的承载能力, 但同时也会降低孔隙含油量, 使轴承自润滑性能变差. Zhang等<sup>[12-14]</sup>研究了复层径向含油轴承的油膜润滑特性, 并分析了表面粗糙度和内部孔隙效应对润滑特性的影响. Naduvinamani等<sup>[15]</sup>、Li等<sup>[16]</sup>和Rao等<sup>[17]</sup>分别针对不同类型的复层含油轴承系统, 数值研究了复层结构参数对其油膜润滑性能和系统稳定性的影响. 现有研究多针对常见径向轴承, 对环面接触复层含油轴承的渗流润滑特性分析还未见报道. 本文作者基于Darcy定律建立环面复层含油轴承的渗流润滑模型, 分析环面接触副系统的润滑特性及影响因素, 研究工作为明晰环面复层含油轴承润滑机理及其影响机制提供一定理论依据.

### 1 环面复层含油轴承渗流润滑建模

环面复层含油轴承摩擦副的示意图如图1所示, 在摩擦副系统中建立坐标系: 在轴承间隙区采用极坐标系 $(\theta, r, z)$ 表述, 在多孔轴承材料内部采用极坐标系 $(\tilde{\theta}, \tilde{r}, \tilde{z})$ 表述.  $O, \tilde{O}$ 分别为上下试样中心, 上试样材料接触面为实体淬火钢环, 内径、外径分别用 $r_i, r_o$ 表示, 下试样复层烧结轴承材料的双层渗透率为 $k_1, k_2$ , 厚度分别为 $\Delta_1, \Delta_2$ , 轴承总厚度用 $\Delta$ 表示, 上试样旋转角速度为 $\omega$ , 接触面间中心膜厚为 $h_0$ , 并假设上试样、下试样表面光滑.

在两接触面间隙形成的油膜区, 为简化推导过程, 建模时认为密度 $\rho$ 、黏度 $\mu$ 为常数, 用简化后的N-S方程来描述油膜区中流体流动

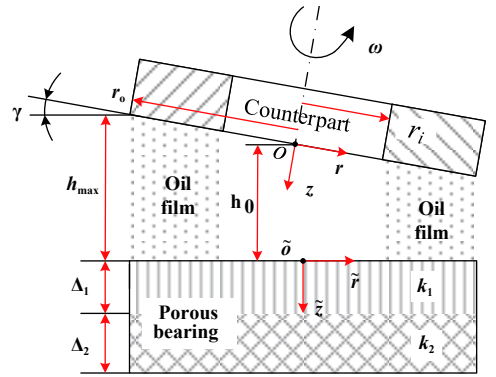


Fig. 1 Motion forms of the ring-surface contact pairs  
图 1 环面接触摩擦副运动形式

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial V_r}{\partial z} \right); \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \frac{\partial p}{r \partial \theta} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) \quad (1)$$

在含油轴承材料中, 假设轴承具有各向同性, 基层渗透率 $k_2$ , 表层孔隙率 $k_1$ , 由Darcy定律可知油液在多孔轴承内部的流速, 如在膜厚方向表层多孔介质内部流体流动可表示为

$$V_z = -\frac{k_1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \tilde{z}} \quad (2)$$

同理可给出基层含油轴承内部流体流动的控制方程.

稳态情况下, 油膜区和多孔质区流体的流量连续性方程分别为

$$\frac{1}{r} \left[ \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(r \rho V_r)}{\partial r} + \frac{\partial(r \rho V_z)}{\partial z} \right] = 0 \quad (3)$$

$$\frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial(\tilde{r} \rho V_r)}{\partial \tilde{r}} + \frac{1}{\tilde{r}} \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \tilde{\theta}} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial \tilde{z}} = 0 \quad (4)$$

同理可推导基层多孔轴承中油液流量连续性方程.

若不考虑接触面倾斜, 即上下摩擦副表面处于平行状态, 油膜区膜厚方程 $h = h_0$ . 实际上, 在环面接触摩擦副常见的止推轴承或机械密封中, 由于支撑结构或变形作用下, 接触面间常存在一定倾角 $\gamma$ , 假设接触面上任意一点 $M(\theta, r, 0)$ 处的膜厚为 $h$ , 则任一点膜厚方程

$$h = h_0 - r \cos \theta \tan \gamma \quad (5)$$

利用Reynolds方程的一般推导方法<sup>[12-14]</sup>, 可得油膜区流体控制方程—变形Reynolds方程:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right\} + \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right\} = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12r \cdot \left( -\frac{k_1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \tilde{z}} \right) \Big|_{z=0} \quad (6)$$

注意, 上式中右端最后一项是油膜区与多孔轴承界面上的法向渗流速度, 表明孔隙内部流体渗流行为对油

膜区中润滑性能具有直接影响. 假设多孔介质具有各向同性和各向均匀性, 则多孔质内部各个方向上的渗透率相等, 将流体在表层多孔质中的各向流速代入连续性方程中, 可得到两层多孔质中的统一控制方程:

$$\frac{1}{\tilde{r}} \frac{k_i \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \tilde{r}} + \frac{\partial}{\partial \tilde{r}} \left( \frac{k_i \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \tilde{r}} \right) + \frac{1}{\tilde{r}^2} \frac{\partial}{\partial \tilde{\theta}} \left( \frac{k_i \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \tilde{\theta}} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left( \frac{k_i \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \tilde{z}} \right) = 0 \quad (7)$$

式中:  $k_i, i=1, 2$  表示两层多孔质中的渗透率.

内环面压力、外环面压力为环境压力  $p_a$

$$p(\theta, r = r_{in}, z) = p(\theta, r = r_{out}, z) = p_a \quad (8)$$

在油膜破裂位置 ( $\theta = \theta_c$ ) 采用 Reynolds 边界条件

$$p(\theta_c, r, z) = \frac{\partial p}{\partial \theta}(\theta = \theta_c, r, z) = 0 \quad (9)$$

周向循环边界条件

$$p(\theta = 0, r, z) = p(\theta = 2\pi, r, z) \quad (10)$$

油膜承载力

$$g = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} prd\theta dr \quad (11)$$

流体摩擦力公式

$$F_{th} = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} \left( \pm \frac{h}{2} \frac{\partial p}{r \partial \theta} - \frac{\mu \omega r}{h} \right) r dr d\theta \quad (12)$$

## 2 结果分析与讨论

环面复层含油轴承系统的润滑力学模型是一个偏微分方程组, 由轴承间隙区和多孔轴承内部的流体控制方程构成. 数值求解时首先对该偏微分方程组无量纲及离散化处理, 具体处理过程参见文献[14], 不同之处在于文献[14]的研究对象为粗糙平行面接触圆盘, 对应的无量纲参数取值稍有不同, 如在本文中采用的无量纲参数  $R = \frac{r}{r_o}; H = \frac{h}{r_o}; R_1 = \frac{r_i}{r_o}; P = \frac{p}{6\mu\omega}; G = \frac{g}{\mu\omega r_o^2}$ . 环面复层含油轴承系统中流体压力分布的计算框图如图2所示. 首先对轴承结构、油液和压力等参数赋初值; 数值计算多孔轴承内部的流体渗流控制方程, 获得轴承内部渗流压力场分布; 利用油膜区和多孔轴承界面上的压力连续性边界条件(界面上压力相等), 计算轴承表面孔隙中的法向渗流流体压力; 将计算出的孔隙法向渗流压力耦合代入油膜区 Reynolds 方程中, 得到考虑孔隙渗流影响的油膜区变形 Reynolds 方程, 利用超松弛迭代法数值求解; 判断系统压力是否收敛, 若压力不收敛, 则将当前迭代步下算出的新解对系统流体压力重新赋值, 反复迭代直到压力收敛, 程

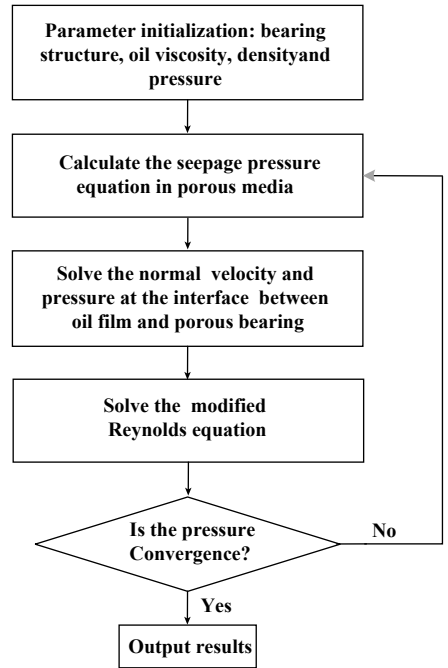


Fig. 2 Calculation chart of fluid pressure distribution in circular oil bearing system

图2 环面复层含油轴承系统中流体压力分布的计算流程图

序结束.

针对上述模型采用 Matlab 编写程序, 选取计算参数列于表1中.

为便于分析轴承厚度方向上的油膜润滑特性, 在含油轴承内部沿厚度方向选择四个界面来展示油膜压力的分布形态: 处于含油轴承最表层的摩擦界面、轴承内紧邻表层的临界面、两层间的层间界面以及轴承底面, 如图3所示.

复层环面摩擦副系统间的油膜厚度和油膜压力结果如图4所示. 由如图1所示的倾斜环面副可知, 摩擦副相对旋转过程中, 转角在  $(0, \pi)$  范围内时, 摩擦副间的楔形空间是发散的, 在  $(\pi, 2\pi)$  范围内时, 摩擦副间的楔形空间是收敛的, 因此图4中流体动压力主要在收敛的  $(\pi, 2\pi)$  转角范围内产生. 由于存在一定端面倾角所致的楔形空间, 在图4(b)所示的摩擦副界面上压

表1 复层含油轴承系统润滑计算参数

Table 1 Lubrication calculation parameters of bilayer oil bearing system

| Parameter | Specification  |
|-----------|--|
| $r_i/r_o$ | 22 mm/30 mm  |
| $\mu$     | 0.02 Pa·s  |
| $\Delta$  | 4 mm   |
| $k_1$     | $1 \times 10^{-14} \text{ m}^2 \sim 1 \times 10^{-13} \text{ m}^2$ |
| $k_2$     | $1 \times 10^{-13} \text{ m}^2$                                    |
| $h_0$     | $4 \times 10^{-6} \text{ m}$                                       |

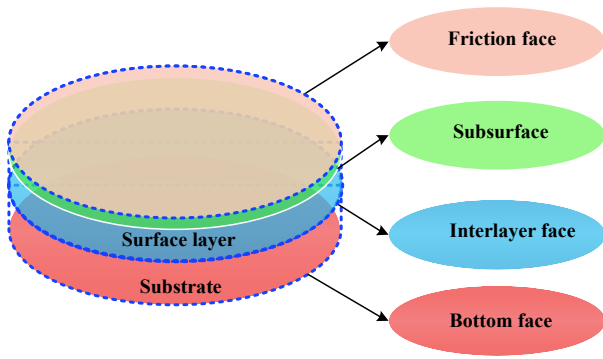


Fig. 3 Four layers in the direction of bearing thickness  
图 3 轴承基体厚度方向上的四个界面

力分布中存在正压区和空穴区(计算时可令空穴压力为零), 空穴仅发生在环形摩擦界面上, 在含油轴承内部压力始终大于零, 不存在空穴现象. 在摩擦界面上, 流体动压力主要发生在外缘的环形摩擦界面间, 轴承圆心处流体压力为零; 从摩擦界面到轴承底面, 流体动压力逐渐由外缘向圆心部位传导, 流体动压力作用面积逐渐增大, 压力峰值逐渐降低.

在实际工程应用中, 常存在环境油压不为零的状况, 如在止推轴承中内环中注入一定压力的油液, 或在机械密封副中内环和外环处油液压力一般不为零. 选取环境压力为0.1 MPa, 倾角变化范围为0~2E-4, 其

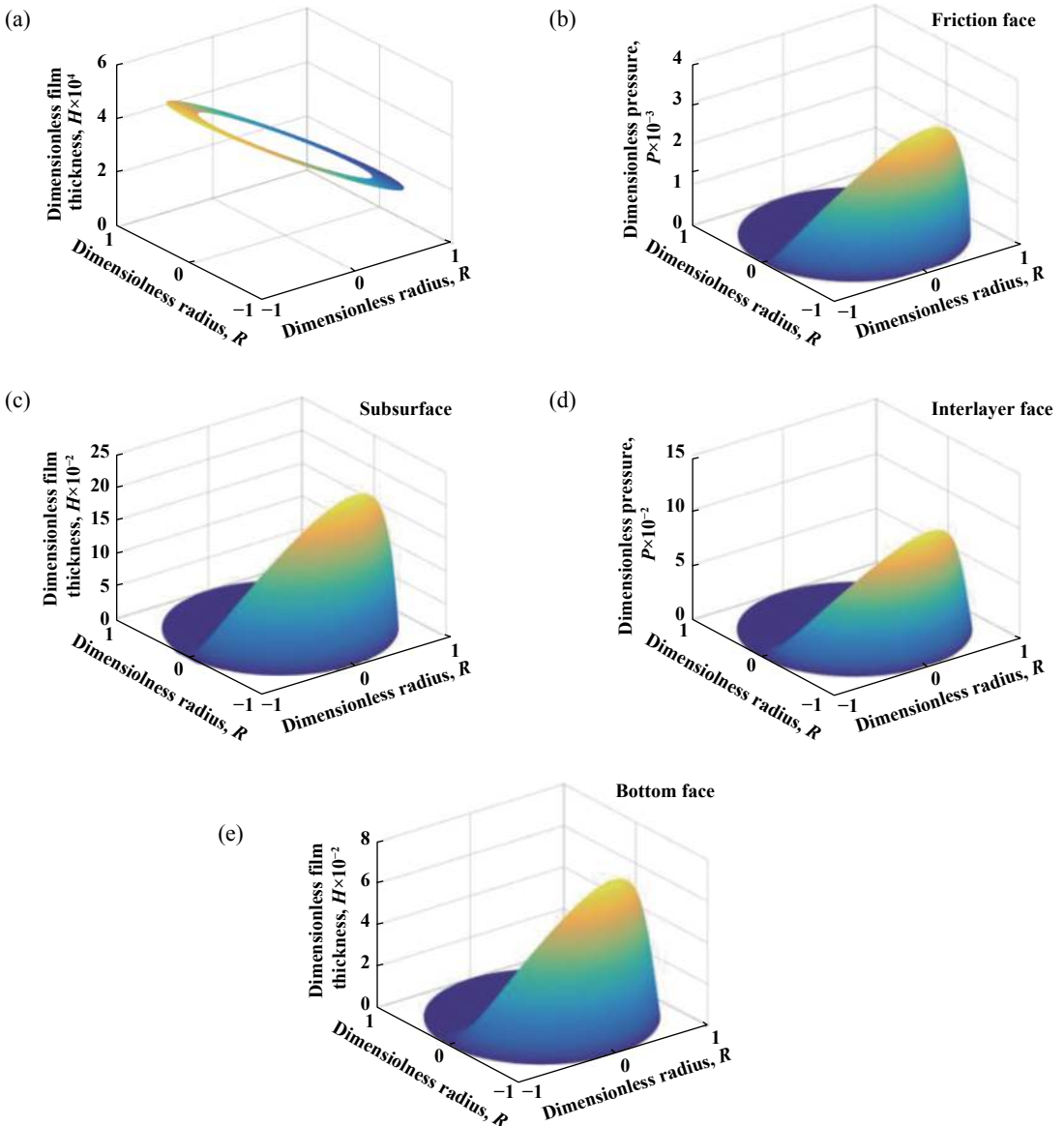


Fig. 4 Dimensionless oil film thickness and pressure of the bilayer circular bearing systems: (a) oil film thickness (b) pressure distribution of the friction face (c) pressure distribution of the subsurface (d) pressure distribution of the interlayer face (e) pressure distribution of the bottom face

图 4 复层环面轴承系统中的无量纲油膜厚度和压力: (a)油膜厚度, (b)摩擦界面上压力分布, (c)临界面上压力分布, (d)层间界面上压力分布, (e)轴承底面上压力分布

他参数保持不变,计算结果如图5所示.对比图5(a)、图5(b)和图5(c)可见,油膜压力在周向呈反向正弦分布,且沿着含油轴承表层到底层方向,油膜压力在周向上的变化幅度逐渐减小;对比图5(a')、图5(b')和图5(c')也可发现,径向上的压力变化幅度也有相似的变化规律,即沿着含油轴承表层到底层方向压力变化幅度逐渐减小.观察图5中的任一分图可见,随着倾角增大,无量纲油膜压力压力变化幅度变大.这可由环

面接触摩擦副结构推知,环面摩擦副间倾角越大,摩擦副间的最小油膜厚度越小,所形成的油膜动压力峰值越高,油膜压力的变化幅度也就越大.在图5(b, b', c, c')所示的多孔轴承基体内部流体压力中,随着倾角增大,多孔轴承层间界面、轴承底面上的压力峰值增大,说明摩擦界面间的动压油膜压力向多孔基体中的渗流效应增强,一定程度上也会削弱倾角增大所致的油膜压力增大幅度.需要注意的是,在含油轴承内部,倾

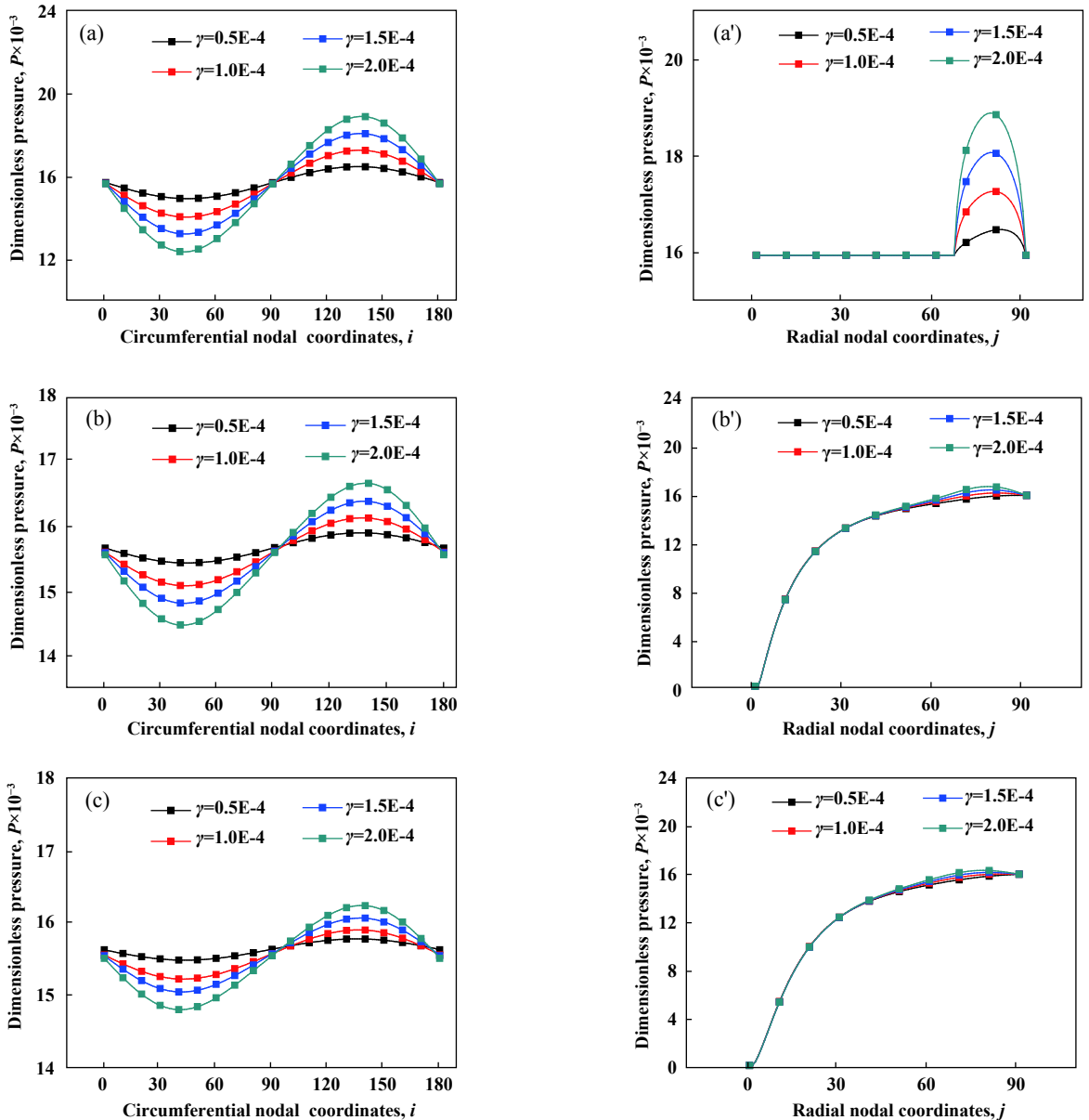


Fig. 5 The circumferential and the radial pressure line passing the maximum pressure node in the bearing systems under different obliquities: (a) the circumferential pressure line in the friction face, (a') the radial pressure line in the friction face; (b) the circumferential pressure line in the interlayer face, (b') the radial pressure line in the interlayer face; (c) the circumferential pressure line in the bottom face, (c') the radial pressure line in the bottom face

图5 不同倾角作用下轴承系统中穿过最大压力节点的周向压力线和径向压力线:(a)摩擦界面上的周向压力线,(a')摩擦界面上的径向压力线;(b)层间界面上的周向压力线,(b')层间界面上的径向压力线;(c)轴承底面上的周向压力线,(c')轴承底面上的径向压力线

角变化对径向上压力分布的影响不如对周向上的影响大, 如在图5(b')和图5(c')的层间界面和轴承底面上, 不同倾角影响的4条径向压力曲线几乎重叠到一起.

图6所示为不同倾角作用下环面摩擦副系统的油膜承载能力和摩擦系数. 随着倾角增大, 环面摩擦副间的最小油膜厚度减小, 油膜的承载能力提高, 摩擦系数降低.

为了量化环-面副间复层含油轴承的厚度与润滑性能间的关系, 图7给出了复层轴承润滑性能随表层厚度的变化. 由图7可见, 随着表层厚度增加, 油膜的承载能力降低, 摩擦系数升高, 故流体润滑工况下的油膜润滑性能随表层厚度增加而变差. 这主要是由于在流体润滑工况下, 压装在刚性轴承座中的轴承底面及两端面具有良好密封, 在油膜压力驱动下接触面间的油液向轴承多孔基体中渗漏, 当轴承较薄时, 多孔基体吸收渗漏量的空间较小, 因此油膜渗漏量小, 得以保证较高的油膜厚度和较好的润滑性能, 随着轴承各层高度的提高, 多孔基体中吸收渗漏量的空间增大, 油膜渗漏量增大, 油膜润滑性能变差.

图8所示为表层渗透率对粗糙环面副润滑参数的

影响. 随表层渗透率增加, 油膜承载力先迅速降低后趋于平缓, 摩擦系数与承载力的变化趋势相反. 表层渗透率增加后, 在接触面间油膜压力作用下, 油液在压力作用下更易渗流进多孔基体, 油膜厚度变薄, 润滑性能变差. 图中, 当表层渗透率为 $1 \times 10^{-13} \text{ m}^2$ , 复层含油轴承的两层渗透率相等, 此时表示为普通单层含油轴承. 可见, 复层含油轴承的润滑性能较单层含油轴承好.

### 3 结论

a. 流体动压力主要发生在环形摩擦面间, 在轴承基体内从摩擦界面到轴承底面, 流体动压力逐渐由外缘向圆心部位传导, 流体动压力作用面积逐渐增大, 压力分布区域更趋均衡, 压力峰值逐渐降低.

b. 随着倾角增大, 摩擦界面间的油膜动压效应增强, 油膜润滑性能变好; 随着表层渗透率或厚度减小, 摩擦界面间的油膜的渗流效应减弱, 保证接触面间润滑油量, 提高油膜润滑性能.

c. 与普通单层含油轴承相比, 含致密表层的复层含油轴承能降低整体孔隙率, 防止过多轴承间隙油液渗入多孔介质, 提高轴承润滑性能.

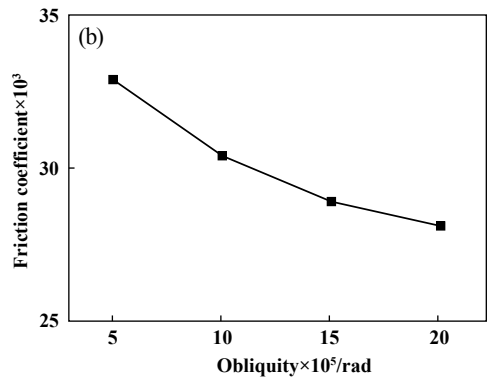
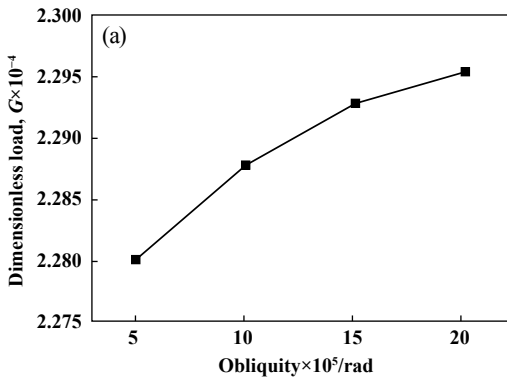


Fig. 6 Effect of the obliquity on (a) dimensionless load and (b) friction coefficient

图6 倾角对复层环面副润滑性能的影响(a)油膜承载能力(b)摩擦系数

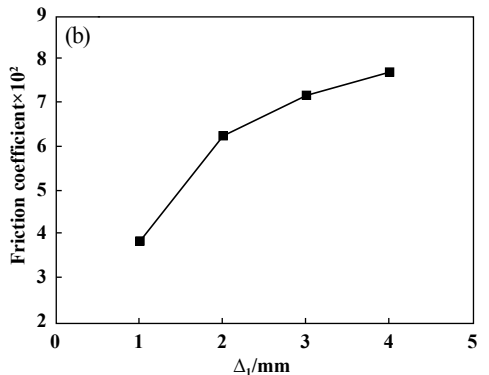
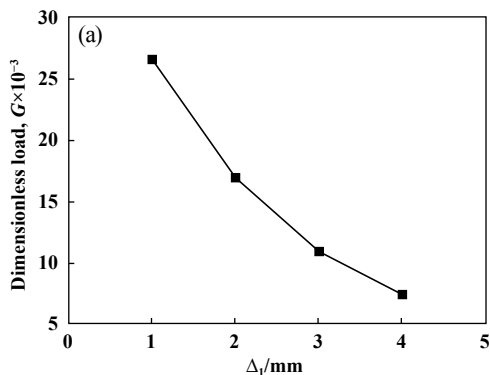


Fig. 7 Effect of the thickness on (a) dimensionless load and (b) friction coefficient

图7 表层厚度对油膜承载力和摩擦系数的影响(a)无量纲承载力(b)摩擦系数

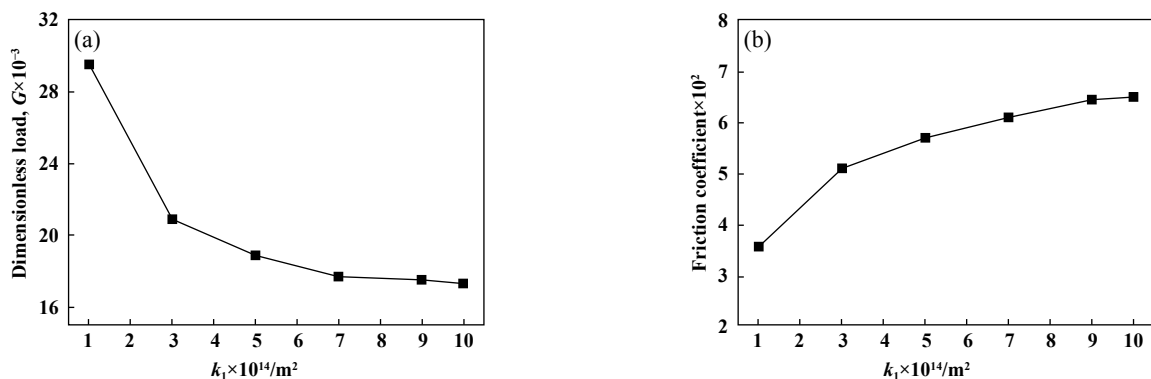


Fig. 8 Effect of the surface permeability on (a) dimensionless load and (b) friction coefficient

图8 不同表层渗透率作用下粗糙环面副的油膜承载能力(a)和摩擦系数(b)

## 参考文献

- [1] Guo Jun. Releasing mechanism research for nano C<sub>60</sub> grease of Al-bronze porous bearing[D]. Wuhan: Huazhong University of Science & Technology, 2016(in Chinese) [郭军. 铝青铜多孔轴承纳米C<sub>60</sub>油脂释放机理研究[D]. 武汉: 华中科技大学, 2016].
- [2] Zhang Jianzhong, Wang Jiugen, Ma Jiaju, et al. Tribological characteristics of porous bearing under micro-load II. Experimental study of friction[J]. Tribology, 2006, 26(5): 472–477 (in Chinese) [张建忠, 汪久根, 马家驹, 等. 微载荷含油轴承摩擦性能研究 II. 摩擦试验分析[J]. 摩擦学学报, 2006, 26(5): 472–477]. doi: 10.3321/j.issn:1004-0595.2006.05.016.
- [3] Patel R M, Deheri G M. Magnetic fluid based squeeze film between porous circular disks with sealed boundary[J]. Science in China Ser A, 2001(A1): 64–69.
- [4] Shimpi M E, Deheri G M. Surface roughness and elastic deformation effects on the behaviour of the magnetic fluid based squeeze film between rotating porous circular plates with concentric circular pockets[J]. Tribology in Industry, 2010, 32(2): 21–30.
- [5] AS Acharya, RM Patel, GM Deheri. Ferro fluid squeeze film in rough porous circular plates considering the effect of viscosity variation and velocity slip[J]. International Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2017, 12(4): 797–804.
- [6] Nabhani M, Khelifi M E. Non-Newtonian inertial magneto-hydrodynamic porous squeeze film lubrication between circular discs[J]. Tribology International, 2016, 94: 373–382. doi: 10.1016/j.triboint.2015.09.047.
- [7] Ponnuswamy V, Govindaraj S. Behaviour of couple stress fluids in porous annular squeeze films[J]. Journal of Applied Mathematics & Physics, 2014, 2(6): 349–358.
- [8] Shah R C, Patel N I, Kataria R C. Some porous squeeze film-bearings using ferrofluid lubricant: A review with contributions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology, 2016, 230(9): 1157–1171. doi: 10.1177/1350650116629096.
- [9] Shah R C, Patel D B. Analysis and comparative study of ferrofluid lubricated circular porous squeeze film-bearings[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J Journal of Engineering Tribology, 2017, 231(11): 1450–1463. doi: 10.1177/1350650117698888.
- [10] Kaneko S, Inoue H, Ushio K. Experimental study on mechanism of lubrication in porous journal bearings: 2nd Report, oil film formed in bearing clearance[J]. Verhandlungen Der Deutschen Gesellschaft Für Innere Medizin, 1991, 57(1): 185–192.
- [11] Kaneko S, Ohkawa Y. A Study on the mechanism of lubrication in porous journal bearings: theoretical investigation of oil film extent in bearing clearance under hydrodynamic lubrication conditions[J]. Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu C Hen/transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part C, 1992, 58(554): 3056–3062.
- [12] Zhang G T, Yin Y G, Xue L, et al. Effects of surface roughness and porous structure on the hydrodynamic lubrication of multi-layer oil bearing[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2017, 69(4): 455–463. doi: 10.1108/ILT-04-2016-0083.
- [13] Zhang Guotao, Yin Yanguo, Li Jining, et al. Effect of porous structure on the hydrodynamic lubrication of multi-layer oil bearing[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2016, 37(8): 873–879 (in Chinese) [张国涛, 尹延国, 李吉宁, 等. 计入孔隙结构影响的复层含油轴承润滑特性分析[J]. 应用数学和力学, 2016, 37(8): 873–879].
- [14] Zhang Guotao, Yin Yanguo, Liu Zhenming, et al. Lubrication property of multi-layer sintering material under hydrodynamic lubrication[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2016, 33(12): 2807–2814 (in Chinese) [张国涛, 尹延国, 刘振明, 等. 流体润滑工况下复层烧结材料的润滑特性[J]. 复合材料学报, 2016, 33(12): 2807–2814].
- [15] Naduvanamani N B. Non-Newtonian effects of second-order fluids on double-layered porous Rayleigh-step bearings[J]. Fluid Dynamics Research, 1997, 21(6): 495–507. doi: 10.1016/S0169-5983(97)00019-1.
- [16] Li W L. Derivation of modified reynolds equation-A porous media model[J]. Journal of Tribology, 1999, 121(4): 823–829. doi: 10.1115/1.2834141.
- [17] Rao T V V L N, Rani A M A, Awang M, et al. Stability analysis of double porous and surface porous layer journal bearing[J]. Tribology-Materials Surfaces & Interfaces, 2016, 10(1): 19–25.



DOI: 10.16078/j.tribology.2018133

# 计及轴颈倾斜的径向滑动轴承湍流润滑分析

朱少禹<sup>1</sup>, 孙军<sup>1\*</sup>, 李彪<sup>2</sup>, 刘广胜<sup>2</sup>, 苗恩铭<sup>3</sup>, 李云强<sup>4</sup>, 朱桂香<sup>4</sup>, 任燕平<sup>4</sup>

(1. 合肥工业大学 汽车与交通工程学院, 安徽 合肥 230009;

2. 合肥工业大学 机械工程学院, 安徽 合肥 230009;

3. 合肥工业大学 仪器科学与光电工程学院, 安徽 合肥 230009;

4. 潍柴动力股份有限公司, 山东 潍坊 261001)

**摘要:** 分析了轴颈倾斜状态下, 径向滑动轴承的湍流润滑性能. 基于轴颈倾斜的统一 Reynolds 方程和能量方程, 应用有限差分法求解了不同轴颈倾斜方位角、轴颈倾斜度、偏心率和平均雷诺数下的径向滑动轴承湍流润滑性能. 结果表明: 轴颈倾斜方位角  $\alpha=0^\circ$  时, 随着轴颈倾斜度的增大, 轴承油膜的压力峰向轴承一端移动, 轴承一端的轴向油膜温度梯度增大;  $\alpha=90^\circ$  时, 随着轴颈倾斜度的增大, 轴承油膜压力逐渐出现双峰分布, 且向轴承两端移动, 轴承两端的轴向温度梯度也不断增大. 在相同轴颈倾斜度增量下, 轴承最大油膜压力、最高油膜温度、承载力和稳定工作力矩的增量随轴承中央截面偏心率的增大而增大. 相同轴颈倾斜度增量下, 轴承最大油膜压力增量、最高油膜温度增量、承载力增量、摩擦系数减量和稳定工作力矩增量随平均雷诺数的增大而增大. 可见, 径向滑动轴承湍流润滑分析中有必要考虑轴颈倾斜因素的影响.

**关键词:** 径向滑动轴承; 湍流; 润滑; 轴颈倾斜; 静态性能

中图分类号: TH117.2

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0235-13

## Analysis of Turbulent Lubrication of Misaligned Journal Bearing

ZHU Shaoyu<sup>1</sup>, SUN Jun<sup>1\*</sup>, LI Biao<sup>2</sup>, LIU Guangsheng<sup>2</sup>, MIAO Enming<sup>3</sup>, LI Yunqiang<sup>4</sup>,  
ZHU Guixiang<sup>4</sup>, REN Yanping<sup>4</sup>

(1. School of Automotive and Transportation Engineering, Hefei University of Technology, Anhui Hefei 230009, China

2. School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Anhui Hefei 230009, China

3. School of Instrument Science and Optoelectronic Engineering, Hefei University of Technology,  
Anhui Hefei 230009, China

4. Weichai Power Company Limited, Shandong Weifang 261001, China)

**Abstract:** The turbulent lubrication performance of misaligned journal bearing was analyzed. Based on the unified Reynolds equation and energy equation considering the misalignment of the journal, the finite-difference method was used to calculate the turbulent lubrication performance of the journal bearing under different misalignment azimuth, degree of misalignment ( $DM$ ), eccentricity ratio and average Reynolds number. The results show that when the azimuth angle of the journal was  $\alpha=0^\circ$ , the pressure peak of the bearing oil film moved toward the bearing end as the  $DM$  increased, and the axial oil film temperature gradient at one end of the bearing increased. When the azimuth angle of the journal was  $\alpha=90^\circ$ , as the  $DM$  increased, the bearing oil film pressure distribution gradually appeared double peak, and

Received 12 September 2018, revised 19 December 2018, accepted 11 January 2019, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: sunjun\_hfut@163.com, Tel: +86-18855125208.

The work is supported by Science Fund of State Key Laboratory of Engine Reliability of China (skler-201708) and National Natural Science Foundation of China (51490660/51490661).

内燃机可靠性国家重点实验室开放基金项目(skler-201708)和国家自然科学基金项目(51490660/51490661)资助.

moved to both ends of the bearing, the axial temperature gradient at both ends of the bearing also increased. When the  $DM$  was large, the increment of the maximum film pressure, the maximum oil film temperature, the load-carrying capacity and the misalignment moment increased with the increase of the eccentricity of the central section of the bearing under the same  $DM$  increment. Under the same  $DM$  increment, the Maximum film pressure increment, maximum film temperature increment, load-carrying capacity increment, frictional coefficient reduction and misalignment moment increment increased with the increase of average Reynolds number. Therefore, it's necessary to consider journal misalignment in the turbulent lubrication analysis of journal bearing.

**Key words:** journal bearing; turbulence; lubrication; journal misalignment; static performance

径向滑动轴承具有高转速、工作平稳可靠、承受冲击载荷大和噪声低等特点,是应用最广泛的流体动力润滑的机械零件<sup>[1-2]</sup>。随着现代机械设备向大型化(如汽轮发电机组)、高速化(如透平机)发展,其内部的重要支撑零部件滑动轴承常处于湍流润滑状态<sup>[3]</sup>。另外,一些特殊用途装备(如航空发动机燃油泵、核主泵等)中的滑动轴承使用航空煤油和水等低黏度流体作为润滑剂,轴承也常处于湍流润滑状态<sup>[4-6]</sup>。关于径向滑动轴承湍流润滑的研究,目前基本都是围绕静载滑动轴承展开。Ji等<sup>[7]</sup>基于四种零方程湍流润滑模型分析了滑动轴承的静动态性能,并与试验结果比较发现Ng-Pan模型和Philip Aoki模型的分析准确度较高。Shenoy等<sup>[8]</sup>针对研制的外部可调的轴承试验台,使用Ng-Pan湍流模型研究了不同偏心率及雷诺数下改变轴承径向间隙和轴瓦倾角时的轴承动态性能,发现在大偏心率、小径向间隙和小倾角下湍流润滑轴承稳定性高于层流润滑轴承。在已开展的径向滑动轴承湍流润滑分析中,一般认为轴颈轴线与轴承孔中心线平行。然而,在滑动轴承的实际工作中,由于受到诸多因素的影响(如载荷作用下轴的变形、轴的自重、轴承的制造与装配误差和轴的热变形等),轴颈在轴承孔中往往处于倾斜状态。此时,轴承的实际间隙形状发生变化,这将使轴承工作性能发生改变。Sun等<sup>[9-10]</sup>对轴-轴承系统受载导致的轴颈倾斜情况进行了理论分析与试验研究,发现轴颈倾斜对轴承的油膜厚度和油膜压力分布产生了明显影响,特别是随轴颈倾斜角的增大,轴承的最大油膜压力数值增幅显著。Lv等<sup>[11]</sup>对实际应用中受船外伸展的螺旋桨重力影响导致的船尾轴承轴颈倾斜情况进行了分析,发现轴颈倾斜会导致轴承名义油膜厚度降低,从而增大处于混合润滑的滑动轴承摩擦系数。Lv等<sup>[12]</sup>还对大尺寸滑动轴承中轴自身重力导致的轴颈倾斜情况进行了研究,发现轴颈倾斜会导致处于混合润滑的滑动轴承最大平均油膜压力显著增大。因此,有必要全面地研究轴颈倾斜对滑动轴承湍流润滑性能的影响情况。

本文作者通过求解统一Reynolds方程和能量方程对各种轴颈倾斜情况下的滑动轴承湍流润滑性能进行研究,探讨不同轴颈倾斜方位角和轴颈倾斜度下的轴承性能参数的变化情况;通过改变轴承的重要运行参数:偏心率和平平均雷诺数,探讨轴颈倾斜与轴承中央截面的综合影响,轴颈倾斜与轴承平均雷诺数的综合影响。本文中的研究有助于对影响径向滑动轴承湍流润滑性能的重要因素—轴颈倾斜有更加全面深入的理解,也有助于更准确掌握处于恶劣工作条件的径向滑动轴承润滑状况,提出合适的改善措施。

## 1 方程和公式

### 1.1 油膜厚度方程

在层流润滑分析中,轴颈倾斜因素的影响主要通过轴颈间隙中油膜厚度的修正体现,具体表现为计入轴颈倾斜因素的影响时只需要修正油膜厚度的表达式而无需修正流体动力润滑控制方程<sup>[13-15]</sup>。在本文所进行的径向滑动轴承湍流润滑分析中,计入轴颈倾斜因素的影响时同样采用此方法。

如图1所示,倾斜轴颈轴承的油膜厚度表达式<sup>[16]</sup>为式(1)。

$$h = R_1 + e \cos(\theta - \psi) - R_2 \sqrt{1 + [\tan \gamma \cos(\theta - \psi_0 - \alpha)]^2} \quad (1)$$

式中: $R_1$ 为轴承半径, $R_2$ 为轴颈半径, $\gamma$ 为轴颈倾角, $\alpha$ 为轴颈后端中心线(沿轴承轴线方向)投影矢量(从轴承中央截面上轴颈中心点指向轴承后端面上轴颈中心点)与轴承中央截面上的偏心率矢量(从轴承中心点指向轴颈中心点)之间的夹角, $\psi_0$ 为轴承中央截面上轴承和轴颈中心连线与 $z$ 轴夹角, $e$ 为偏心率, $\theta$ 为从坐标 $z$ 量起的角坐标, $\psi$ 为轴承与轴颈中心的连线与 $z$ 轴之间的夹角。

轴颈在轴承中的倾斜程度可以用倾斜度 $DM$ 表示,表达式为式(2)。

$$DM = \frac{e'}{e'_{\max}} \quad (2)$$

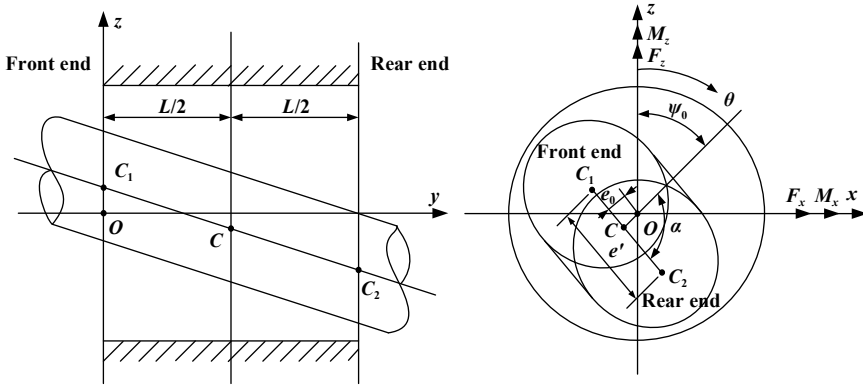


Fig. 1 Schematic representation of misaligned journal bearing.

图1 倾斜轴颈轴承示意图

式中:  $e'$  为轴颈中心线在轴承中央截面上的投影长度,  $e'_{\max}$  为  $e'$  的最大值.  $e'_{\max}$  根据轴承结构确定, 表达式<sup>[14]</sup> 为式(3)

$$e'_{\max} = 2c(\sqrt{1 - \varepsilon_0^2 \sin^2 \alpha} - \varepsilon_0 |\cos \alpha|) \quad (3)$$

式中:  $c$  为轴承半径间隙,  $\varepsilon_0$  为轴承中央截面偏心率.

### 1.2 统一Reynolds方程

径向滑动轴承在高转速、低黏度润滑剂或较大间隙等情况下, 轴承润滑剂的流动状态很容易由层流流动转变为湍流流动. 目前主要通过计算局部雷诺数  $Re$  的值判定径向滑动轴承间隙中的润滑剂流动状态<sup>[4]</sup>. 如果  $Re \geq 1\,000$ , 润滑剂处于湍流流动状态; 如果  $Re < 1\,000$ , 润滑剂处于层流流动状态.

$$Re = \frac{\rho U h}{\eta} \quad (4)$$

式中:  $\rho$  为润滑剂密度,  $U$  为轴颈表面沿圆周切向的平移速度,  $\eta$  为润滑剂动力黏度.

在径向滑动轴承的湍流润滑分析中, 当轴颈存在偏心时, 轴承整个润滑区域可能出现  $Re < 1\,000$  和  $Re \geq 1\,000$  共存的情况, 即整个润滑区域中部分为层流润滑区域, 部分为湍流润滑区域.

虽然目前存在很多适用于计算湍流润滑区域油膜压力的零方程湍流润滑模型, 如基于 Prandtl 混合长度理论的 Constantinescu 零方程湍流润滑模型<sup>[17]</sup>, 基于壁面定律及 Boussinesq 涡黏假设的 Ng-Pan-Elrod 零方程湍流润滑模型<sup>[18-19]</sup> 和基于壁面剪应力与平均流动速度之间经验关系的 Hirs 零方程湍流润滑模型<sup>[20]</sup> 等, 但根据文献[2]和[7]对现有零方程湍流润滑模型的评价, 认为 Ng-Pan-Elrod 零方程湍流润滑模型更为完备和精确, 所以本文中采用 Ng-Pan-Elrod 零方程对湍流润滑区域进行分析.

对于层流润滑区域油膜压力的计算仍然使用层流 Reynolds 方程. 考虑到分析过程的方便性和控制方程形式的简洁性, 给出以下适用于径向滑动轴承湍流润滑分析的无量纲形式的统一 Reynolds 控制方程.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (G_\theta \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta}) + (\frac{R_2}{L})^2 \frac{\partial}{\partial \bar{y}} (G_y \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}}) = \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \quad (5)$$

式中:  $\bar{h}$  为无量纲油膜厚度,  $\bar{p}$  为无量纲油膜压力,  $\bar{\eta}$  为无量纲润滑剂黏度,  $L$  为轴承宽度,  $G_\theta$  和  $G_y$  为统一 Reynolds 方程系数<sup>[4]</sup>.

$$G_\theta = 1 / (12 + A_1 Re^{B_1}) \quad (6a)$$

$$G_y = 1 / (12 + A_2 Re^{B_2}) \quad (6b)$$

相应的湍流参数  $A_1$ 、 $B_1$ 、 $A_2$  和  $B_2$  的取值如表1所示.

(5) 式中的无量纲参数为

$$\bar{y} = \frac{y}{L}, \bar{h} = \frac{h}{c}, \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}, \bar{p} = \frac{2c^2}{UR_2\eta_0}$$

式中:  $\eta_0$  为进油温度  $T_0$  下的润滑剂动力黏度.

### 1.3 能量方程

采用的无量纲形式的稳态二维能量方程为<sup>[21-22]</sup>

$$\frac{\rho C_p U c}{2R_2} \left[ \left( \bar{h} - \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} G_\theta \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} - \left( \frac{R_2}{L} \right)^2 \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} G_y \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{y}} \right] + (H_s + H_b) \bar{T} = \frac{\eta_0 U^2}{c T_0} \left\{ \bar{\tau}_c \frac{\bar{\eta}}{\bar{h}} + \frac{\bar{h}^3}{4\bar{\eta}} \left[ G_\theta \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{R_2}{L} \right)^2 G_y \left( \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] \right\} + (H_s \bar{T}_s + H_b \bar{T}_b) \quad (7)$$

式中:  $\rho$  为润滑剂密度,  $C_p$  为润滑剂的比热容,  $H_s$  为润滑剂与轴颈之间的对流换热系数,  $H_b$  为润滑剂与轴瓦之间的对流换热系数,  $\bar{T}$  为无量纲润滑剂温度,  $\bar{T}_s$  为无量纲轴颈表面温度,  $\bar{T}_b$  为无量纲轴瓦表面温度,  $\bar{\tau}_c$  为无量纲 Couette 剪切应力<sup>[4]</sup>.

表1 湍流参数<sup>[4]</sup>

Table 1 Turbulence Parameters

| Parameter                   | $A_1$   | $B_1$ | $A_2$   | $B_2$ |
|-----------------------------|---------|-------|---------|-------|
| $50\ 000 \leq Re$           | 0.038 8 | 0.8   | 0.021 3 | 0.8   |
| $10\ 000 \leq Re < 50\ 000$ | 0.025 0 | 0.84  | 0.013 6 | 0.84  |
| $5\ 000 \leq Re < 10\ 000$  | 0.025 0 | 0.84  | 0.008 8 | 0.88  |
| $1\ 000 \leq Re < 5\ 000$   | 0.003 9 | 1.06  | 0.002 1 | 1.06  |
| $Re < 1\ 000$               | 0       | 0     | 0       | 0     |

$$\bar{\tau}_c = \begin{cases} 1 + 0.002\ 32Re^{0.86} & Re > 10\ 000 \\ 1 + 0.000\ 99Re^{0.96} & 1\ 000 \leq Re \leq 10\ 000 \\ 1 & Re < 1\ 000 \end{cases} \quad (8)$$

式(7)中的无量纲参数为

$$\bar{\tau}_c = \tau_c \frac{h}{\eta U}, \bar{T} = \frac{T}{T_0}, \bar{T}_s = \frac{T_s}{T_0}, \bar{T}_b = \frac{T_b}{T_0}$$

1.4 黏温方程

润滑剂无量纲形式的黏温方程为

$$\bar{\eta} = \exp[-\beta T_0(\bar{T} - 1)] \quad (9)$$

式中： $\beta$ 为黏温系数，取 $2.91 \times 10^{-4}$ 。

1.5 边界条件

求解统一Reynolds方程(5)时，应用Reynolds压力边界条件：

$$\bar{p}(\theta, 0) = \bar{p}(\theta, 1) = 0, \bar{p}(\theta^*, \bar{y}) = \frac{\partial \bar{p}(\theta, \bar{y})}{\partial \theta} \Big|_{\theta=\theta^*} = 0 \quad (10)$$

式中： $\theta^*$ 为油膜结束(破裂)角。

求解能量方程(11)时，油槽位置的润滑剂温度为进油与回油的混油温度，见式(11)<sup>[23]</sup>。

$$\bar{T}_{mix} = \frac{Q_{in}\bar{T}_{in} + Q_{rec}\bar{T}_{rec}}{Q_{in} + Q_{rec}} \quad (11)$$

式中： $Q_{rec}$ 为回油流量， $\bar{T}_{rec}$ 为回油温度， $Q_{in}$ 为进油流量， $\bar{T}_{in}$ 为进油温度。

考虑到空穴区内油膜不连续，出现了条状流束和气泡并存的现象。所以空穴区域内轴瓦表面被润滑剂有效湿润的宽度所占比例为<sup>[22]</sup>

$$L_c(\theta) = \frac{\int_0^1 \int_0^{\bar{h}(\theta^*, \bar{y})} u(\theta^*, \bar{y}) d\bar{z} d\bar{y}}{\int_0^1 \int_0^{\bar{h}(\theta, \bar{y})} u(\theta, \bar{y}) d\bar{z} d\bar{y}} \quad (12)$$

式中： $u$ 为沿 $\theta$ 方向的润滑剂流动速度。

能量方程一般只适用于完整的油膜区，若要将其应用于空穴区，需对 $H_b$ 的值进行一定的修正<sup>[24]</sup>。

在完整油膜区：

$$H_b(\theta) = H_{b0} \quad (13a)$$

在空穴区：

$$H_b(\theta) = L_c(\theta)H_{b0} + (1 - L_c(\theta))H_{bg} \quad (13b)$$

1.6 轴承承载力

如图1所示，轴承承载力(油膜反力)在 $x$ 和 $z$ 坐标轴方向的分量为

$$\bar{F}_x = - \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p} \sin \theta d\theta d\bar{y} \quad (14a)$$

$$\bar{F}_z = - \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p} \cos \theta d\theta d\bar{y} \quad (14b)$$

则轴承承载力为

$$\bar{F} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_z^2} \quad (15)$$

1.7 轴承端泄流量

从轴承前端面和后端面流出的润滑剂流量分别为

$$\bar{Q}_1 = - \int_0^{2\pi} \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} G_y \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \Big|_{\bar{y}=0} d\theta \quad (16a)$$

$$\bar{Q}_2 = - \int_0^{2\pi} \frac{\bar{h}^3}{\bar{\eta}} G_y \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \Big|_{\bar{y}=1} d\theta \quad (16b)$$

则轴承端泄流量为

$$\bar{Q} = |\bar{Q}_1| + |\bar{Q}_2| \quad (17)$$

1.8 摩擦系数

轴颈表面的摩擦力为<sup>[4, 25]</sup>

$$\bar{F}_j = \int_0^1 \int_0^{2\pi} \left( \frac{\bar{h}}{4} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} + \frac{\bar{\eta} \bar{\tau}_c}{\bar{h}} \right) d\theta d\bar{y} \quad (18)$$

轴颈表面的摩擦系数为

$$\bar{\mu}_j = \frac{\bar{F}_j}{\bar{F}} \quad (19)$$

1.9 稳定工作力矩

保持轴颈稳定工作的力矩在 $x$ 和 $z$ 坐标轴的分量为

$$\bar{M}_x = \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p}(\bar{y} - 1/2) \cos \theta d\theta d\bar{y} \quad (20a)$$

$$\bar{M}_z = \int_0^1 \int_0^{2\pi} \bar{p}(\bar{y} - 1/2) \sin \theta d\theta d\bar{y} \quad (20b)$$

则作用在轴承上的力矩为

$$\bar{M} = \sqrt{\bar{M}_x^2 + \bar{M}_z^2} \quad (21)$$

2 数值方法及验证

统一Reynolds方程(5)和能量方程(7)使用有限差分法求解。判断油膜压力、油膜温度和油膜黏度计算是否收敛的判据分别为

$$\varepsilon_p = \frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |\bar{p}_{i,j}^{(k+1)} - \bar{p}_{i,j}^{(k)}|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \bar{p}_{i,j}^{(k+1)}} \leq 10^{-5} \quad (22)$$

$$\varepsilon_T = \max |\bar{T}_{i,j}^{(k+1)} - \bar{T}_{i,j}^{(k)}| \leq 10^{-5} \quad (23)$$

$$\varepsilon_\eta = \frac{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n |\bar{\eta}_{i,j}^{(k+1)} - \bar{\eta}_{i,j}^{(k)}|}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n \bar{\eta}_{i,j}^{(k+1)}} \leq 10^{-5} \quad (24)$$

式中:  $k$ 为迭代次数,  $m$ 为圆周方向划分的网格节点数,  $n$ 为轴向方向划分的网格节点数。

计算轴承承载力、端泄流量、摩擦力和保持轴颈倾斜稳定工作力矩的公式(14)、(16)、(18)和(20)中的积分应用Simpson公式进行数值积分, 偏导数应用四点差分公式计算。给定轴承结构参数和润滑剂参数后求解轴承油膜的的压力场、温度场和黏度场。具体的求解过程如下:

- (1) 计算轴承油膜厚度;
- (2) 给压力场、温度场和黏度场赋初值;
- (3) 根据油膜厚度值和润滑剂黏度值计算局部雷诺数 $Re$ ;
- (4) 计算出相应的湍流润滑方程系数 $G_\theta$ 和 $G_y$ ;
- (5) 求解统一-Reynolds方程得到油膜压力分布;
- (6) 根据公式(22)判断油膜压力是否收敛, 若收敛则进入下一步, 否则返回(5);
- (7) 求解能量方程得到温度分布;
- (8) 根据公式(23)判断油膜温度是否收敛, 若收敛则进入下一步, 否则返回(7);
- (9) 求解黏温方程得到油膜的黏度分布;
- (10) 根据公式(24)判断润滑剂黏度是否收敛, 若收敛则进入下一步, 否则返回(3);
- (11) 计算轴承润滑性能参数并输出结果。

轴承湍流润滑的计算流程如图2所示。

为了验证本文中应用的统一-Reynolds方程和相应的有限差分求解的正确性, 针对文献[26]中结构参数满足 $c/R_2=0.003$ 、 $L/D=1$ 的径向滑动轴承进行湍流润滑性能分析计算, 并将计算获得的轴承特性参数索默菲德数 $S$ 与文献中的试验结果进行了对比。径向滑动轴承的整体湍流润滑状态使用平均雷诺数 $Re^*$ 表征。

$$S = \frac{\eta_0 LU}{\pi W} \left(\frac{R_2}{c}\right)^2, Re^* = \frac{\rho U c}{\eta_0}$$

式中:  $D$ 为轴颈直径,  $W$ 为施加的外载荷。

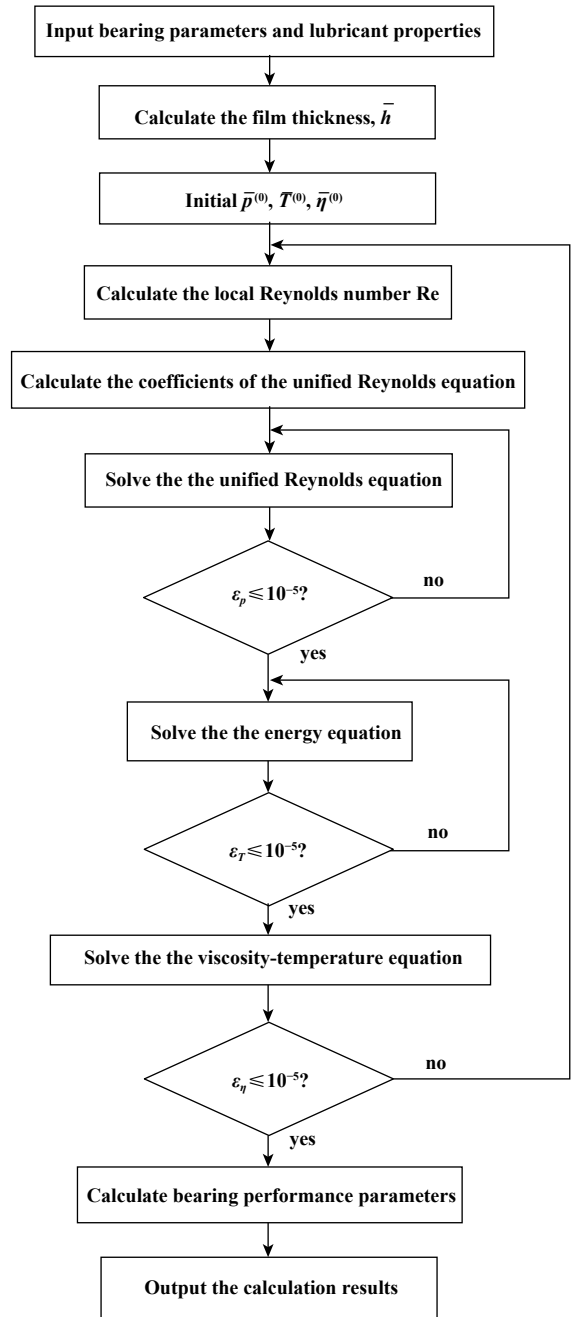


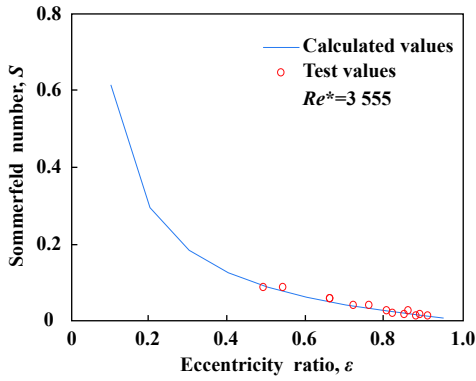
Fig. 2 Flow chart of the turbulent lubrication analysis of misaligned bearing

图2 轴承湍流润滑计算流程

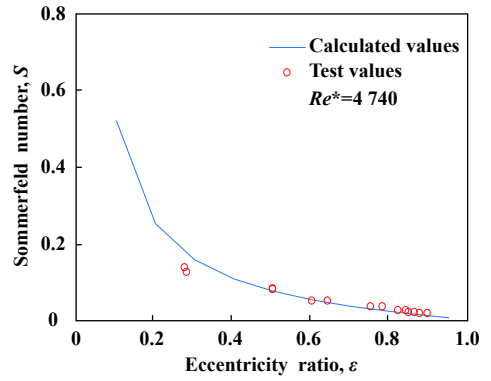
分析计算结果和相应的试验结果对比如图3所示。可以看出, 应用统一-Reynolds方程的计算结果与试验值的一致性良好, 验证了本文中应用的统一-Reynolds方程和有限差分求解程序的正确性。

本文中倾斜轴颈轴承湍流润滑分析采用的轴承与润滑剂基本参数列于表2中。

采用有限差分法求解方程(5)和(7)的过程中, 网格密度是保证计算结果准确性的关键。为了确定合理



(a) Sommerfeld number ( $Re^*=3\ 555$ )



(b) Sommerfeld number ( $Re^*=4\ 740$ )

Fig. 3 The variation of Sommerfeld number with eccentricity ratio

图3 索默菲德数随偏心率的变化

表2 轴承和润滑剂基本参数

Table 2 Main parameters of bearing and lubricant

| Description   | Symbol   | Specification |
|---|----------|---------------|
| Bearing width to journal diameter ratio   | $L/D$    | 1             |
| Bearing clearance ratio   | $c/R_2$  | 0.002 2       |
| Density of Lubricant/( $\text{kg}/\text{m}^3$ )   | $\rho$   | 762.5         |
| Dynamic viscosity of lubricant at inlet temperature/( $\text{mPa}\cdot\text{s}$ )                           | $\eta_0$ | 0.777 75      |
| Inlet lubricant temperature/ $^{\circ}\text{C}$   | $T_0$    | 40            |
| Inlet lubricant pressure/MPa  | $P_0$    | 0.05          |
| Bush temperature/ $^{\circ}\text{C}$  | $T_b$    | 45            |
| Shaft temperature/ $^{\circ}\text{C}$   | $T_s$    | 45            |
| Specific heat of lubricant/[ $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$ ]                                  | $C_p$    | 2 200         |
| Convective heat transfer coefficient of lubricant to bush/[ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ]  | $H_{bo}$ | 7 700         |
| Convective heat transfer coefficient of gas to bush/[ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ]        | $H_{bg}$ | 7 700         |
| Convective heat transfer coefficient of lubricant to shaft/[ $\text{W}/(\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C})$ ] | $H_s$    | 2 400         |
| Axial groove width/ $(^{\circ})$  | -        | 10            |

的差分网格数量,本文中表2中的径向滑动轴承( $Re^*=2\ 000$ ,  $\varepsilon_0=0.8$ ,  $\psi_0=\alpha=0^{\circ}$ ,  $DM=0$ )为研究对象,进行了多种差分网格数的径向滑动轴承性能参数计算,计算结果列于表3中.差分网格数 $288\times 92$ 与网格数 $144\times 46$ 相比,最大油膜压力、承载力和摩擦系数的相对误差分别为0.23%、0.27%和0.35%,计算结果的差异很小,因此本文中计算采用 $144\times 46$ 的差分网格.

### 3 结果与分析

为了全面深入探讨轴颈倾斜因素对轴承湍流润

滑性能的影响,首先对轴颈倾斜的影响进行研究,然后对轴颈倾斜和轴承中央截面偏心率的综合影响进行研究,最后对轴颈倾斜和平均雷诺数的综合影响进行研究.

#### 3.1 轴颈倾斜的影响

图4和图5为不同轴颈倾斜度和轴颈倾斜方位角下轴承的油膜厚度、油膜压力和油膜温度分布.

与轴颈不倾斜相比,当轴颈倾斜方位角 $\alpha=0^{\circ}$ 时,随着轴颈倾斜度( $DM$ )的增大,轴承油膜的压力峰向轴承一端移动,轴承一端的轴向油膜温度梯度增大.虽

表3 不同网格数量下轴承性能参数计算结果

Table 3 Calculation results of bearing performance parameters under different grid numbers

| Number of differential grids (circumferential $\times$ axis) | maximum film pressure, $\bar{p}_{\max}$ | load capacity, $\bar{F}$ | frictional coefficient, $\bar{\mu}_j$ |
|--|---|--------------------------|---------------------------------------|
| 72 $\times$ 22   | 26.211 7                                | 18.37                    | 1.057 2                               |
| 144 $\times$ 46  | 26.302 4                                | 18.45                    | 1.055 3                               |
| 288 $\times$ 92  | 26.242 6                                | 18.40                    | 1.059 0                               |

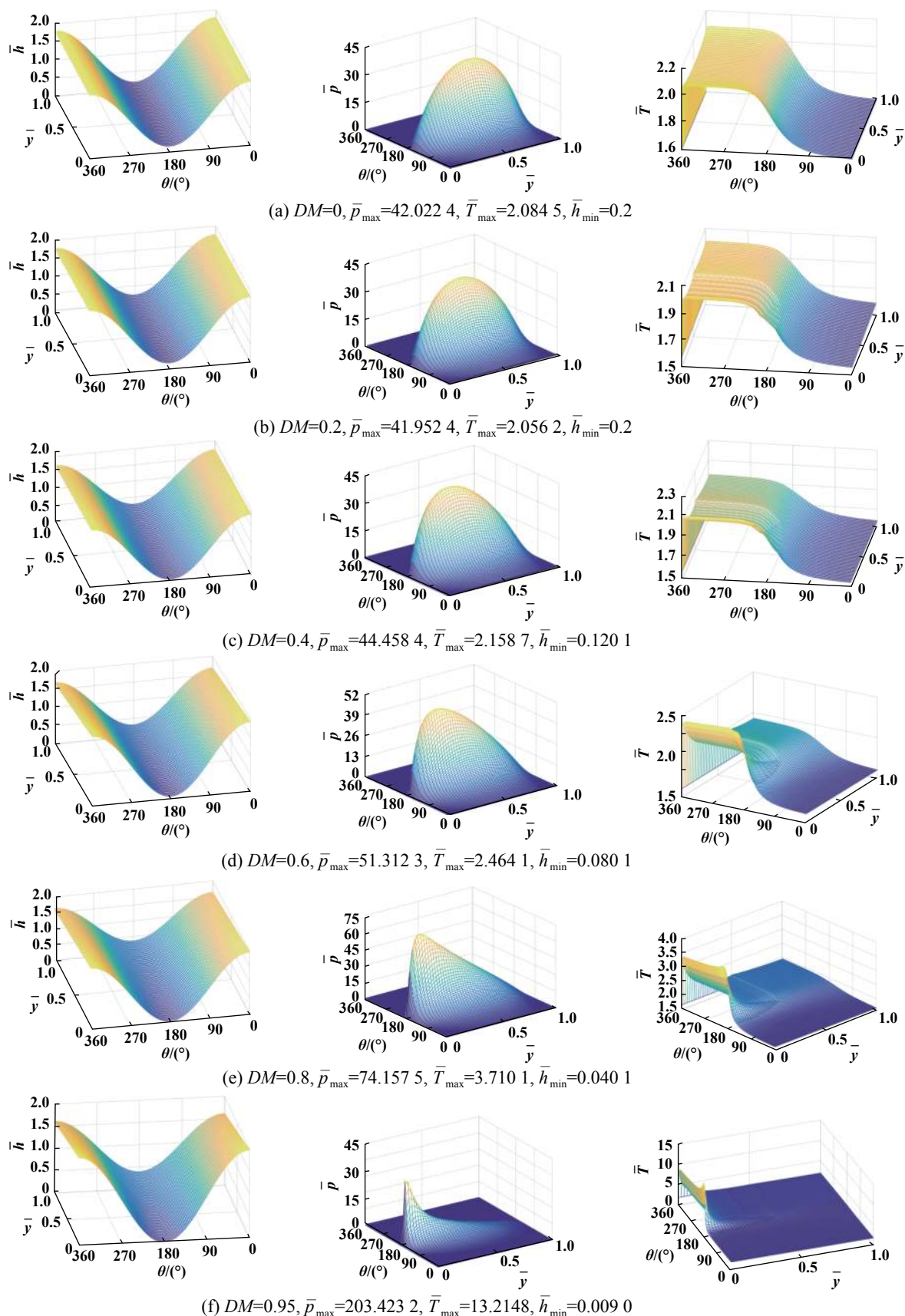


Fig. 4 Distributions of film thickness  $\bar{h}$ , film pressure  $\bar{p}$  and film temperature  $\bar{T}$  of journal bearing ( $Re^*=5000, \varepsilon_0=0.8, \Psi_0=\alpha=0^\circ$ ) at different degree of misalignment

图 4 轴承( $Re^*=5000, \varepsilon_0=0.8, \Psi_0=\alpha=0^\circ$ )在不同轴颈倾斜度下的油膜厚度 $\bar{h}$ 、油膜压力 $\bar{p}$ 和油膜温度 $\bar{T}$ 分布

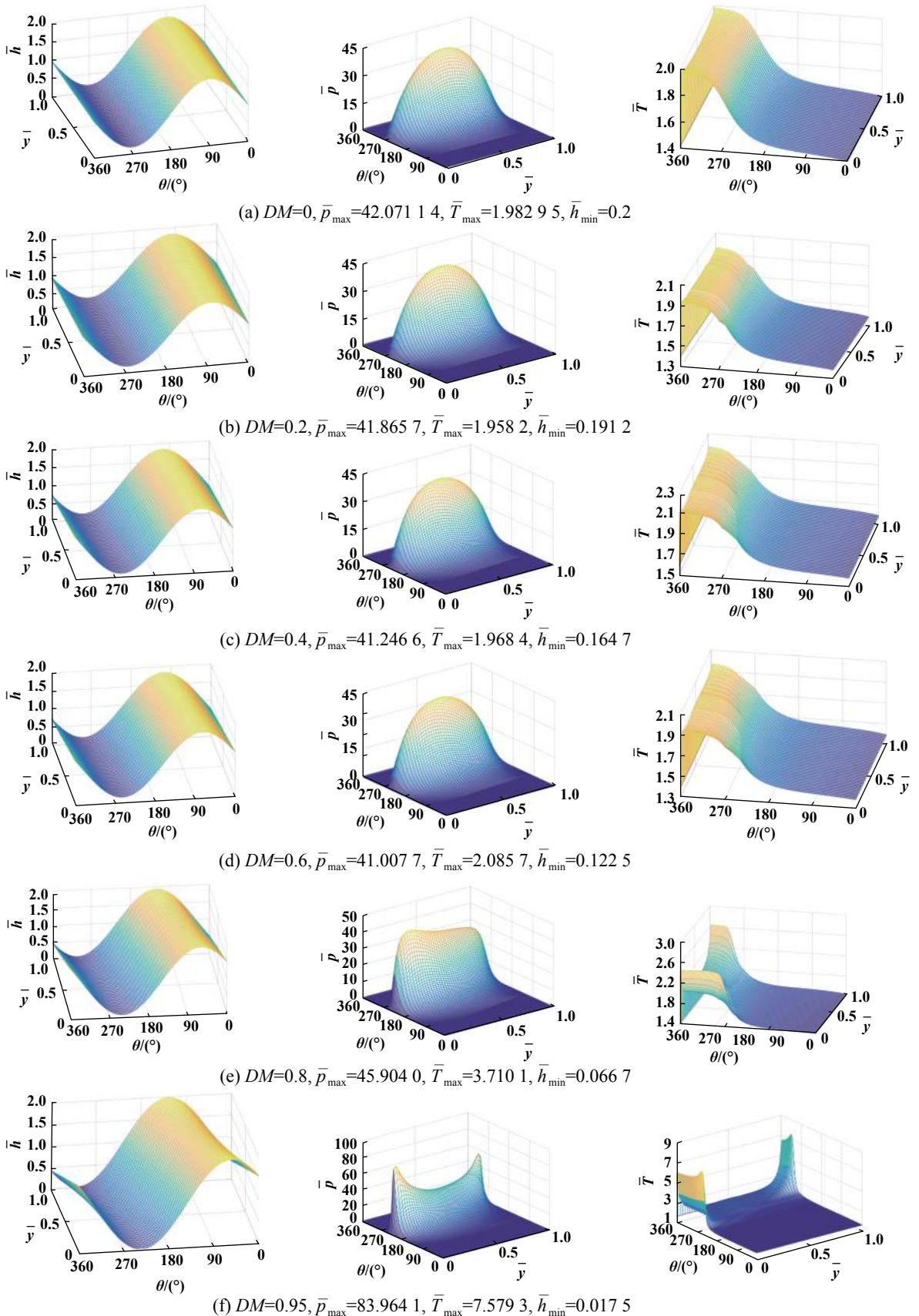


Fig. 5 Distributions of film thickness  $\bar{h}$ , film pressure  $\bar{p}$  and film temperature  $\bar{T}$  of journal bearing ( $Re^*=5000, \varepsilon_0=0.8, \Psi_0=\alpha=90^\circ$ ) at different degree of misalignment

图5 轴承( $Re^*=5000, \varepsilon_0=0.8, \Psi_0=\alpha=90^\circ$ )在不同轴颈倾斜度下的油膜厚度 $\bar{h}$ 、油膜压力 $\bar{p}$ 和油膜温度 $\bar{T}$ 分布



然 $DM$ 的增大并没有改变位于轴承一端的最小油膜厚度位置,但是使得最小油膜厚度数值不断减小,从而造成了最小油膜厚度附近的轴向区域对轴承油膜压力分布的影响越来越大,出现了轴承油膜的压力峰向轴承一端移动.同时,轴承油膜压力峰的移动也导致了轴承一端沿轴向的压力梯度增大,所以轴承一端的轴向油膜温度梯度增大.

与轴颈不倾斜相比,当轴颈倾斜方位角 $\alpha=90^\circ$ 时,随着轴颈倾斜度( $DM$ )的增大,轴承油膜压力分布逐渐出现了双峰,且向轴承两端移动,轴承两端的轴向温度梯度也不断增大.轴颈倾斜方位角 $\alpha=0^\circ$ 时,轴颈倾斜发生在 $yOz$ 平面内,而 $\alpha=90^\circ$ 时,轴颈倾斜发生在 $xOy$ 平面内,这时轴颈倾斜形成的油膜厚度分布明显不同.随着 $DM$ 的增大,在轴承两端均出现了较小的油膜厚度值,这使轴承两端附近的轴向区域对轴承油膜压力分布的影响越来越大,油膜压力分布出现了双峰,并且随 $DM$ 增大两峰均向轴承的端部移动.同时,轴承两端的轴向压力梯度也不断增大,使得轴承两端的轴向温度梯度不断增大.

在轴颈倾斜度不大时( $\alpha=0^\circ$ 时, $DM\leq 0.2$ ;  $\alpha=90^\circ$ 时, $DM\leq 0.6$ ),轴颈倾斜度的改变对轴承的最大油膜压力和最高油膜温度影响很小.随着轴颈倾斜度的增大( $\alpha=0^\circ$ 时, $DM>0.2$ ;  $\alpha=90^\circ$ 时, $DM>0.6$ ),轴承的最小油膜厚度减小,最大油膜压力和最高油膜温度增大.特别是在大轴颈倾斜度区域,较小的轴颈倾斜度增长量会引起最大油膜压力和最高油膜温度的急剧改变,如 $DM$ 由0.8增大到0.95,增幅为18.75%,相应的轴承最大油膜压力增幅为174.31%,最高油膜温度增幅为256.18%.这主要是因为在大轴颈倾斜度下,最小油膜厚度的数量级较小,此时较小的轴颈倾斜度增长量会引起较大的最小油膜厚度减幅,而最小油膜厚度对轴承最大油膜压力影响很大,最大油膜压力附近的压力梯度对最高油膜温度影响很大.

油膜压力分布随着轴颈倾斜方位的改变而表现出的单双峰情况和随着轴颈倾斜度的变化而表现出的单双峰移动情况与文献[8]中层流润滑情况下油膜压力分布随轴颈倾斜方位角和轴颈倾斜度的变化情况很类似.而且,在大轴颈倾斜度下,较小的轴颈倾斜度增量引起很大的最大油膜压力增幅,这与文献[12]中给出的层流润滑下最大油膜压力随轴颈倾斜度变化的情况类似.由此可以看出尽管润滑剂的流动状态由层流变为湍流,但轴承的油膜压力特征并没有改变.

在很大的轴颈倾斜度( $DM=0.95$ )下,轴承最高油

膜温度值很高,这很容易造成润滑剂和轴承材料失效.所以,在轴承的实际使用中要尽量保证较好的对中度,防止轴承在大轴颈倾斜度下工作.

### 3.2 轴颈倾斜和轴承中央截面偏心率的综合影响

图6为轴承平均雷诺数 $Re^*=6\ 000$ 时,不同轴颈倾斜方位角和轴承中央截面偏心率下轴承湍流润滑性能随轴颈倾斜度( $DM$ )的变化.

随着轴承中央截面偏心率的增大,轴承最小油膜厚度随 $DM$ 的变化趋于平缓,如 $\alpha=0^\circ$ 时, $\varepsilon_0=0.8$ 的最小油膜厚度随 $DM$ 增大的直线斜率为0.2,而 $\varepsilon_0=0.2$ 的最小油膜厚度随 $DM$ 增大的直线斜率达0.8.轴承中央截面偏心率较大时( $\alpha=0^\circ$ 时, $\varepsilon_0\geq 0.4$ ;  $\alpha=90^\circ$ 时, $\varepsilon_0>0.6$ ),随着 $DM$ 的增大,轴承端泄流量基本保持不变.轴承中央截面偏心率较大时( $\alpha=0^\circ$ 时, $\varepsilon_0\geq 0.6$ ;  $\alpha=90^\circ$ 时, $\varepsilon_0\geq 0.4$ ),随着 $DM$ 的增大,摩擦系数基本保持不变.

轴颈倾斜度 $DM$ 不大时,轴承中央截面偏心率的改变对轴承最大油膜压力增量( $\alpha=0^\circ$ 时, $DM<0.2$ ;  $\alpha=90^\circ$ 时, $DM<0.6$ )、最高油膜温度增量( $\alpha=0^\circ$ 时, $DM<0.4$ ;  $\alpha=90^\circ$ 时, $DM<0.6$ )和承载力增量( $\alpha=0^\circ$ 时, $DM<0.4$ ;  $\alpha=90^\circ$ 时, $DM<0.6$ )基本没有影响.轴承中央截面偏心率越大,随着 $DM$ 的增大,最大油膜压力增量、最高油膜温度增量、承载力增量和稳定工作力矩的增量都越大.例如, $\alpha=0^\circ$ 时, $DM$ 由0.6增大到0.8, $\varepsilon_0=0.2$ 的最大油膜压力增量为2.33,最高油膜温度增量为0.22,承载力增量为0.46,稳定工作力矩增量为0.29;而 $\varepsilon_0=0.8$ 的最大油膜压力增量为22.11,最高油膜温度增量为1.53,承载力的增量为2.93,稳定工作力矩的增量为1.43.

轴承中央截面偏心率的增大,使得轴承最小油膜厚度量级减小,而且最大油膜压力对越小的最小油膜厚度量级的敏感度越大,所以轴承中央截面偏心率越大,在相同的 $DM$ 增量下,最大油膜压力的增量越大.由于相应的轴承油膜压力梯度增量也增大,因此最高油膜温度的增量也越大.由公式(14)和(20)可以判断轴承承载力和稳定工作力矩的增量变化决定于油膜压力,所以轴承承载力和稳定工作力矩的增量变化与最大油膜压力保持一致.可见,增大轴承中央截面偏心率对轴颈倾斜因素造成的轴承湍流润滑性能影响有扩大作用.

### 3.3 轴颈倾斜和轴承平均雷诺数的综合影响

图7为不同平均雷诺数下轴承润滑性能随轴颈倾斜度( $DM$ )的变化.

可见,最小油膜厚度随轴颈倾斜度的变化关系不

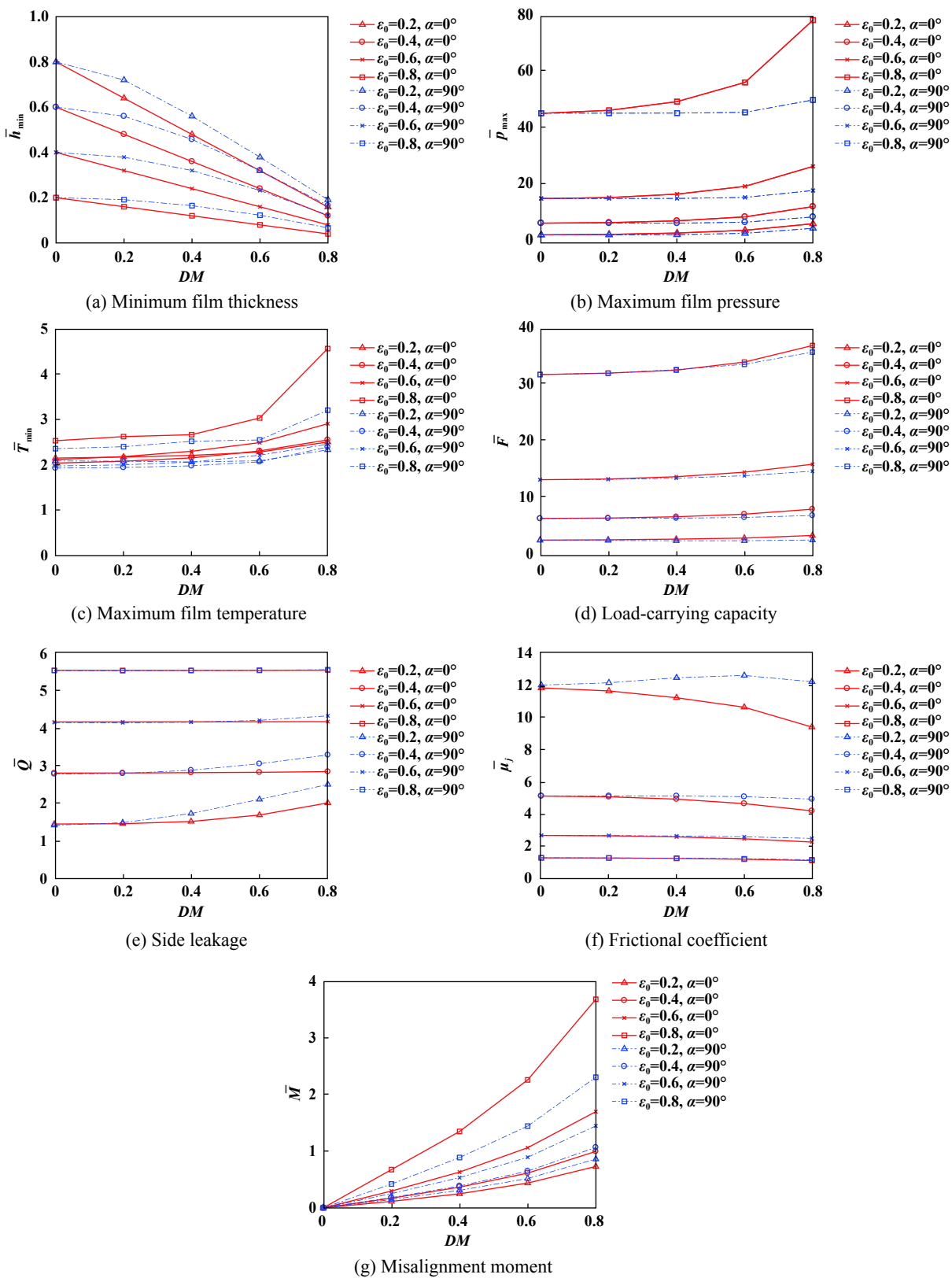


Fig. 6 Variation of turbulent lubrication performance parameters with  $DM$  for different  $\epsilon_0$  and  $\alpha$  ( $Re^* = 6\ 000$ )

图6 不同轴承中央截面偏心率和轴颈倾斜方位角下轴承湍流润滑性能参数随轴颈倾斜度的变化( $Re^* = 6\ 000$ )

受平均雷诺数影响. 平均雷诺数的改变, 就是改变轴承转速, 对轴承的轴颈位置没有任何影响, 所以最小

油膜厚度不受平均雷诺数变化的影响. 不管平均雷诺数如何改变, 端泄流量随  $DM$  的增大保持不变. 随着

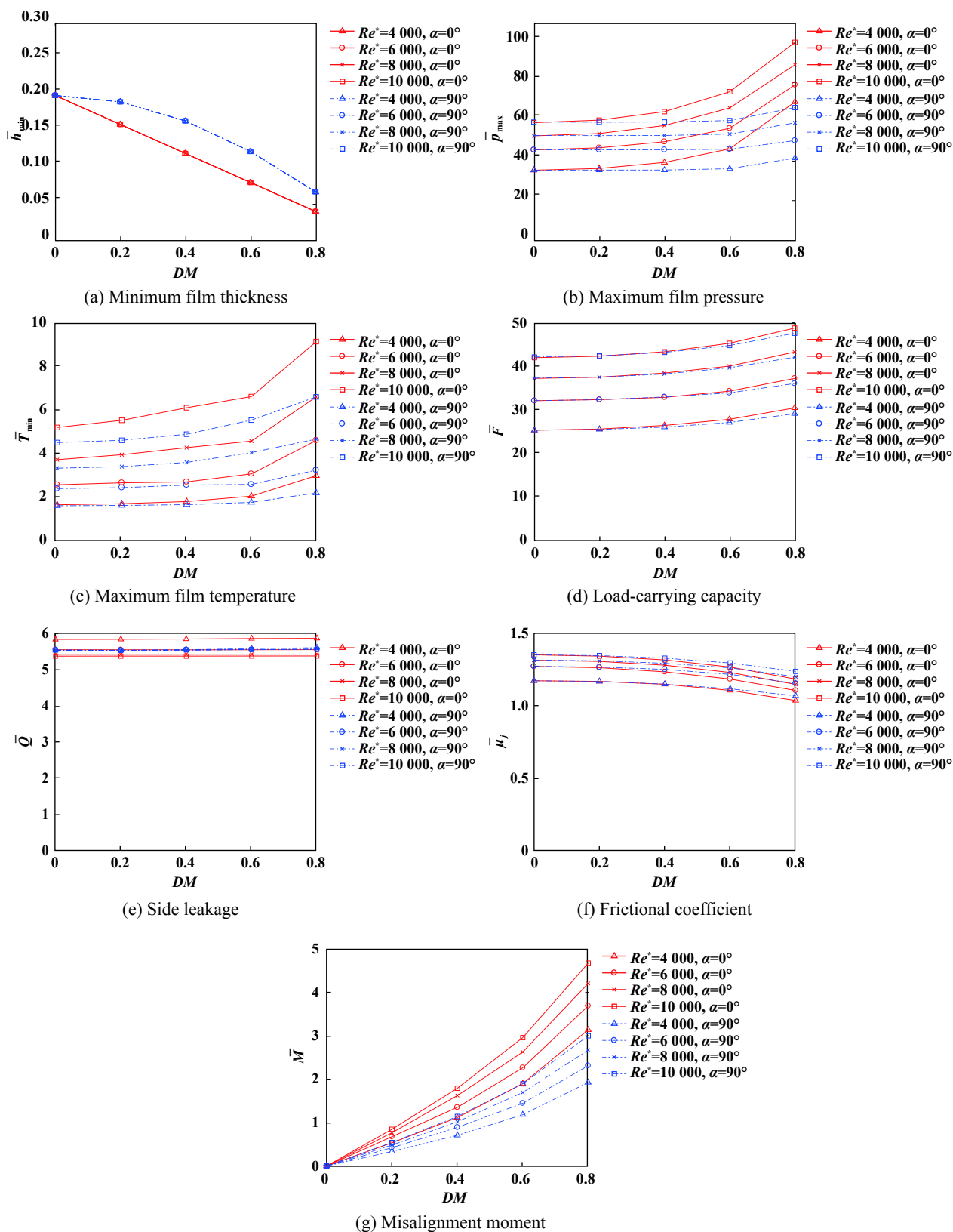


Fig. 7 Variation of turbulent lubrication performance parameters with  $DM$  for different  $Re^*$  ( $\varepsilon_0=0.8$ )

图7 不同平均雷诺数下轴承湍流润滑性能参数随轴颈倾斜度的变化( $\varepsilon_0=0.8$ )

$DM$ 的增大, 摩擦系数的减量随平均雷诺数的增大而增大。当 $\alpha=0^\circ$ 时,  $DM$ 由0.6增大到0.8,  $Re^*=4\ 000$ 下的摩

擦系数减量0.070, 而 $Re^*=10\ 000$ 下的摩擦系数减量为0.083。

随着 $DM$ 的增大,轴承最大油膜压力、最高油膜温度、承载力和稳定工作力矩的增量随平均雷诺数的增大而增大。当 $\alpha=0^\circ$ 时, $DM$ 由0.6增大到0.8, $Re^*=4\ 000$ 下的最大油膜压力增量为23.87,最高油膜温度增量为0.94,承载力增量为2.62和稳定工作力矩增量为1.24;而 $Re^*=10\ 000$ 下的最大油膜压力增量为25.12,最高油膜温度增量为2.53,承载力增量为3.5和稳定工作力矩增量为1.72。

平均雷诺数增大,对应的轴颈表面速度增大,使得方程(7)中 $G_\theta$ 和 $G_y$ 的数值减小,而且在较大平均雷诺数基础上增大平均雷诺数时, $G_\theta$ 和 $G_y$ 数值的减幅更大。所以,平均雷诺数越大,在相同的 $DM$ 增量下,最大油膜压力的增量越大。由于相应的油膜压力梯度增量也增大,与此同时轴颈表面速度随着平均雷诺数的增大而增大,因此最高油膜温度的增量也越大。根据公式(14)和(20),轴承承载力和稳定工作力矩的增量变化与最大油膜压力的增量变化一致。可见,增大轴承平均雷诺数对轴颈倾斜因素造成的轴承湍流润滑性能影响有扩大作用。

## 4 结论

a. 轴颈倾斜度较大时,较小的轴颈倾斜度增幅会导致较大的最小油膜厚度减幅、最大油膜压力增幅和最高油膜温度增幅。

b. 轴颈倾斜方位角 $\alpha=0^\circ$ 时,轴承油膜压力分布的单峰随着轴颈倾斜度的增大向轴承端部移动,轴承的一端出现随轴颈倾斜度增大而不断增大的轴向温度梯度; $\alpha=90^\circ$ 时,轴承的油膜压力分布出现双峰,随着轴颈倾斜度的增大两峰反向向轴承端部移动,轴承两端都出现随轴颈倾斜度增大而不断增大的轴向温度梯度。

c. 轴颈倾斜度较大时,相同轴颈倾斜度增量下轴承最大油膜压力、最高油膜温度、承载力和稳定工作力矩的增量都随轴承中央截面偏心率的增大而增大。轴承中央截面偏心率较大时,轴承端泄流量和摩擦系数基本不随轴颈倾斜度的变化而变化。

d. 相同轴颈倾斜度增量下,轴承最大油膜压力增量、最高油膜温度增量、承载力增量、摩擦系数减量和稳定工作力矩增量都随平均雷诺数的增大而增大。不同平均雷诺数下,轴承端泄流量随轴颈倾斜度的增大基本保持不变。

e. 轴颈倾斜对径向滑动轴承湍流润滑性能有明显影响,因此在湍流润滑轴承的性能分析中需要考虑

轴颈倾斜因素的影响,以提高分析研究的准确性。

## 参考文献

- [1] Wu Zongze, Gao Zhi. Mechanical design[M]. Second Edition. Beijing: Higher Education Press, 2009: 60–94(in Chinese) [吴宗泽,高志. 机械设计[M]. 第2版. 北京:高等教育出版社, 2009: 60–94].
- [2] Wen Shizhu, Huang Ping. Tribology principle[M]. First Edition. Beijing: Tsinghua University Press, 1990: 52–73(in Chinese) [温诗铸,黄平. 摩擦学原理[M]. 第1版. 北京:清华大学出版社, 1990: 52–73].
- [3] Zhang Zhiming, Zhang Yanyang, Xie Youbai, et al. Hydrodynamic lubrication theory of plain bearings[M]. Beijing: Higher Education Press, 1986: 120–143(in Chinese) [张直明,张言羊,谢友柏,等. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京:高等教育出版社, 1986: 120–143].
- [4] Taylor C M, Dowson D. Turbulent lubrication theory-application to design[J]. Asme Journal of Tribology, 1974, 96(1): 36–46.
- [5] Fu Jiangfeng, Li Kun, Li Huacong, et al. Optimization design of fuel pump sliding bearing based on the analysis of lubrication characteristics[J]. Tribology, 2018, 38(5): 512–520 (in Chinese) [符江锋,李昆,李华聪,等. 基于润滑特性仿真的燃油泵滑动轴承优化设计[J]. 摩擦学学报, 2018, 38(5): 512–520]. doi: 10.16078/j.tribology.2018.05.003.
- [6] Song Zhixiang, Liu Ying, Guo Fei, et al. Influence of centrifugal deformation of thrust collar in water-lubricated tilting-pad thrust bearings of nuclear canned pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(1): 127–135 (in Chinese) [宋智翔,刘莹,郭飞,等. 屏蔽式核主泵水润滑可倾瓦推力轴承推力盘的离心效应[J]. 机械工程学报, 2018, 54(1): 127–135].
- [7] Ji F, Guo Y, Yuan X Y, et al. Turbulent model analysis and experimental research for lubrication performance of large power units journal bearing[C]. In: 20094th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, Xi'an, 2009: 206–210
- [8] Shenoy B S, Pai R. Stability characteristics of an externally adjustable fluid film bearing in the laminar and turbulent regimes[J]. Tribology International, 2010, 43(9): 1751–1759. doi: 10.1016/j.triboint.2010.04.015.
- [9] Sun J, Gui C L. Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation[J]. Tribology International, 2004, 37(10): 841–848. doi: 10.1016/j.triboint.2004.05.007.
- [10] Sun J, Gui C L, Li Z, et al. Influence of journal misalignment caused by shaft deformation under rotational load on performance of journal bearing[J]. Journal of Engineering Tribology, 2005, 219(4): 275–283.
- [11] Lv F, Rao Z, Na T, et al. Mixed-lubrication analysis of thin polymer film overlaid metallic marine stern bearing considering wall slip and journal misalignment[J]. Tribology International, 2017, 109: 390–397. doi: 10.1016/j.triboint.2017.01.008.

- [12] Lv F, Jiao C, Na T, Rao Z, et al. Mixed-lubrication analysis of misaligned bearing considering turbulence[J]. *Tribology International*, 2018, 119: 19–26. doi: [10.1016/j.triboint.2017.10.030](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.10.030).
- [13] Vijayaraghavan D, Keith T G. Analysis of a finite grooved misaligned journal bearing considering cavitation and starvation effects[J]. *ASME Journal of Tribology*, 1990, 112(1): 60–67. doi: [10.1115/1.2920231](https://doi.org/10.1115/1.2920231).
- [14] Guha S K. Analysis of steady-state characteristics of misaligned hydrodynamic journal bearings with isotropic roughness effect[J]. *Tribology International*, 2000, 33(1): 1–12. doi: [10.1016/S0301-679X\(00\)00005-0](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(00)00005-0).
- [15] Mallya R, Shenoy S B, Pai R. Steady state characteristics of misaligned multiple axial groove water-lubricated journal bearing[J]. *IMechE Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2015, 229(6): 712–722. doi: [10.1177/1350650114560833](https://doi.org/10.1177/1350650114560833).
- [16] Sun Jun, Wang Zhenhua, Gui Changlin, et al. Elastohydrodynamics lubrication analysis of misaligned journal bearing considering surface roughness[J]. *China Mechanical Engineering*, 2008, 19(18): 2203–2208 (in Chinese) [孙军, 王震华, 桂长林, 等. 计及表面形貌的倾斜轴颈轴承弹性流体动力润滑分析[J]. *中国机械工程*, 2008, 19(18): 2203–2208]. doi: [10.3321/j.issn:1004-132X.2008.18.015](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-132X.2008.18.015).
- [17] Constantinescu V N. On turbulent lubrication[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1959, 173(1): 881–900. doi: [10.1243/PIME\\_PROC\\_1959\\_173\\_068\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1959_173_068_02).
- [18] Ng C W, Pan C H T. A linearized turbulent lubrication theory[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1965, 87(3): 675–682.
- [19] Elrod H G, Ng C W. A theory for turbulent fluid films and its application to bearings[J]. *ASME Journal of Tribology*, 1967, 1(3): 346–362.
- [20] Hirs G G. A bulk-flow theory for turbulence in lubricant films[J]. *ASME Journal of Tribology*, 1973, 95(2): 137–145.
- [21] Constantinescu V N. Basic relationships in turbulent lubrication and their extension to include thermal effects[J]. *Journal of Lubrication Technology*, 1973, 95(2): 147–154. doi: [10.1115/1.3451755](https://doi.org/10.1115/1.3451755).
- [22] Sang M C. Thermohydrodynamic lubrication analysis of high-speed journal bearing considering variable density and variable specific heat[J]. *Tribology International*, 2004, 37(5): 405–413. doi: [10.1016/j.triboint.2003.12.009](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2003.12.009).
- [23] Khonsari M M, Beaman J J. Thermohydrodynamic analysis of laminar incompressible journal bearings[J]. *ASME Transactions*, 1986, 29(2): 141–150. doi: [10.1080/05698198608981671](https://doi.org/10.1080/05698198608981671).
- [24] Sang M C, Ha D H. Study on mixing flow effects in a high-speed journal bearing[J]. *Tribology International*, 2001, 34(6): 397–405. doi: [10.1016/S0301-679X\(01\)00030-5](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(01)00030-5).
- [25] Taylor C M. Turbulent lubrication theory applied to fluid film bearing design[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 1969, 184(12): 40–47. doi: [10.1243/PIME\\_CONF\\_1969\\_184\\_368\\_02](https://doi.org/10.1243/PIME_CONF_1969_184_368_02).
- [26] Frene J, Arghir M, Constantinescu V. Combined thin-film and navier-stokes analysis in high Reynolds number lubrication[J]. *Tribology International*, 2006, 39(8): 734–747. doi: [10.1016/j.triboint.2005.07.004](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2005.07.004).

DOI: 10.16078/j.tribology.2018152

# 人工髋、膝关节磨损测试标准及模拟 试验机研究进展

崔文, 张亚丽\*, 王志强, 曾泓凯, 吴东升, 靳忠民  
(西南交通大学 机械工程学院摩擦学研究所, 四川 成都 610031)

**摘要:** 髋膝关节植入物假体在体内发生摩擦磨损进而造成骨溶解、无菌松动是导致其失效的重要原因之一。人工髋膝关节磨损试验是对假体材料、设计和加工进行评价的重要形式。天然髋膝关节承受的运动和载荷十分复杂, 研究天然关节在各种行为下的受力和运动范围, 并利用专门的髋膝关节模拟器来进行试验和评价, 有助于人工关节的设计和耐磨关节材料的发展。本文中整理了天然髋膝关节的运动范围及载荷, 对比了人工髋膝关节假体磨损的国内外标准, 总结了主流髋膝关节模拟试验机的结构及主要技术参数, 为我国关节行业的研究者提供参考。

**关键词:** 人工髋关节; 人工膝关节; 磨损; 测试标准; 模拟试验机

中图分类号: TH117.1

文献标志码: A

文章编号: 1004-0595(2019)02-0248-11

## Review of the Artificial Hip and Knee Wear Testing Standards and Simulation Testing Machines

CUI Wen, ZHANG Yali\*, WANG Zhiqiang, ZENG Hongkai, WU Dongsheng, JIN Zhongmin

(Tribology Research Institute, School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University,  
Sichuan Chengdu 610031, China)

**Abstract:** Hip and Knee joint prosthesis suffers friction and wear in the body, which leads to bone dissolution and aseptic loosening. Hip and Knee joint implants wear test is a major way to evaluate the materials, design and processing of prosthesis. The movement and load of the synovial hip and knee joints are very complicated, so studying the force and range of motion of synovial joints under various behaviors, as well as using the special hip/knee joint simulator for testing and evaluation, is helpful for the design and development of artificial joints and wear-resistant materials. This paper sorts the movement range and load of synovial hip and knee joints, compares the domestic and international wear standards of artificial hip and knee prosthesis, summarizes the structure and main technical parameters of the mainstream hip and knee joint simulator, and provides a reference to studies in the artificial joint industry in China.

**Key words:** artificial hip joint; artificial knee joint; wear; testing standard; simulator

人工关节置换是治疗关节损伤最成功的方法, 我国每年人工关节置换手术约有20万例, 但需求人数在200万以上。社会老龄化、交通事故和自然灾害等问题

更增加了关节假体的需求, 关节置换数量每年以超过30%的速度增加<sup>[1]</sup>。据Evaluate MedTech预测<sup>[2]</sup>, 2020年全球医疗器械市场将达到4 775亿美元, 其中骨科市场

Received 14 October 2018, revised 20 December 2018, accepted 21 December 2018, available online 28 March 2019.

\*Corresponding author. E-mail: georgetri@163.com, Tel: +86-28-87634954.

The project was supported by the National Natural Science Foundation of China (51775460), the National Key Research and Development Program of China (2016YFF0204305), Fundamental Research Funds for the Central Universities (2682016CX025) and China Postdoctoral Science Foundation (2016M592691).

国家自然科学基金项目(51775460)、国家重点研发计划项目(2016YFF0204305)、中央高校基本科研专项资金项目(2682016CX025)和中国博士后科学基金项目(2016M592691)资助。

有望达到420亿,我国关节市场规模也将超100亿美元。目前国内医疗器械生产厂家已有近万家,我国也出台了一系列新兴医疗器械行业的产业政策以鼓励国内企业加快创新,做大做强。截至2016年,我国达到医疗器械制造规模以上的企业数量有1 226家。但是在高端医疗器械市场,国外产品在大部分市场处于垄断地位,我国本土企业与欧美竞争对手之间仍存在巨大差距。外资公司的关节产品占据国内市场60%以上的份额,其价格往往是国产同类产品的2~3倍<sup>[3-4]</sup>。因此,“新一代植入医疗器械、人工器官等重大战略性产品开发”已成为“十三五”国家科技创新规划中提高我国生物经济国际竞争力、加快推进我国从生物技术大国到生物技术强国转变的战略部署<sup>[5]</sup>。

关节植入物假体在体内发生摩擦磨损进而造成骨溶解、无菌松动是导致其失效的重要原因之一。研究天然髌膝关节在各种行为下的受力和运动范围,探讨其耐磨机理,有助于人工关节的设计和耐磨关节材料的发展。其中人工髌膝关节磨损试验是对假体材料、设计和加工进行评价的重要形式,近年来世界各国对于关节类植入物的研究重点为假体关节运动部位的磨损。但天然髌膝关节承受的运动和载荷十分复杂,利用常规的磨损试验机难以获得准确的数据,因此需要专门的髌膝关节模拟器来进行试验和评价。美、英、德等国不断改进试验设备,不仅建立了大量的关节磨损数据库<sup>[6-7]</sup>,而且对磨损的部位、磨粒的尺寸分布和形态等对骨细胞的吸收激活机理以及骨溶解和无菌松动机理等做了大量的工作<sup>[8-9]</sup>。

近几年我国也推出或更新了相关的髌膝关节磨损标准。虽然我国关节磨损标准已经推出,但由于研究起步较晚,基本上是对国际标准的等同采用,没有专门针对亚洲人运动特点的磨损标准,主流关节模拟器也均被国外垄断。因此,为方便国内研究者的科研工作,加速我国骨科植入物产业的更新换代,打破国外高端人工关节产品垄断。本文作者整理了天然髌膝关节的运动范围及载荷,对比了人工髌、膝关节假体磨损的国内外标准,总结了主流髌膝关节模拟试验机的结构及主要技术参数,并探讨了模拟试验机的发展趋势。

## 1 天然髌、膝关节运动及载荷

髌关节是人体最大的承重关节之一,它的解剖结构在很大程度上决定着人的行为运动<sup>[10]</sup>。髌关节属于球窝结构,通过髌关节头、髌白软骨面相互接触传导

关节力,支撑人体上半身的重量及提供下肢的活动度。在众多可动关节中,髌关节最稳定,并能够完成人类日常生活所需的大范围动作,如行走、坐和蹲等<sup>[11]</sup>。正常情况下髌关节的最大活动度是在矢状面上,屈曲幅度可达0~140°,伸展0~30°;在冠状面上能外展0~60°,内收0~30°;在横断面上,外旋0~60°,内旋0~30°<sup>[12-13]</sup>。在模拟人步行髌关节所承载荷状况时,大多数试验机采用Paul或Bergmann载荷曲线,前者是基于步态试验的计算模拟所得,后者是直接体内测量所得。正常走路时的髌关节受力大约是体重的2.2~2.8倍<sup>[14]</sup>,快速行走所受最大合力是体重的5.8倍<sup>[15]</sup>。另外髌关节实际受力取决于骨骼系统和步态等,不同人体可能会有不同受力。

膝关节由股骨内外侧髌、胫骨内外侧髌和髌骨构成,具有复杂的运动方式,大体分为六种,其中三种是旋转:内/外旋、屈曲/伸直和内/外翻;三种是移位:前后移位、内外侧移位和上下位移。六种运动方式是相互联系的,胫骨关节在屈曲或伸直动作的同时还发生内旋或外旋,股骨相对胫骨同时发生前后移位和内外侧移位。纵向分离和挤压则与人体自身运动过程中站立相和摆动相的分配直接相关<sup>[16]</sup>。日常生活中膝关节屈伸范围为0~117°,内旋和外旋范围是4°~5°,行走时屈伸幅度0~70°,上下楼要求膝关节屈曲90°~120°,坐时为0~93°<sup>[17]</sup>,入浴、出浴要求膝关节达到135°屈曲,而文化或宗教需求的下蹲、跪和盘腿坐甚至要求达到165°<sup>[18]</sup>。膝关节从伸直位到屈曲20°的运动方式为滚动,从屈曲20°到完全屈曲则主要是滑动并伴有少量滚动。人在行走时,股胫骨间承受的载荷远大于人体体重,快速行走情况下可以达到人体体重的4.3倍<sup>[16]</sup>。膝关节软骨在日常行走期间所承受的压力负荷约为自身体重的3倍,跑步期间约为体重的10倍,在跳跃过程中可以达到20倍。

王成焘等<sup>[10]</sup>系统测量了600位不同年龄与性别样本的正常步态、慢跑、上/下楼梯、下蹲、下跪六大典型运动并建成相关数据库。测量发现在步行中,中国人的下肢内/外展及内/外旋幅度都较小。并且由于东西方文化的不同,东方人的生活习惯中常有一些独特的动作,如蹲、跪等,亚洲人这些特有的日常行为动作对髌关节、膝关节的活动度要求均比较高。对天然关节的各种行为进行运动及受力分析,模拟典型运动时髌、膝部的肌肉、韧带和接触力,将有助于更真实地进行人工关节试验机模拟,在体外对现有关节替代材料进行磨损评价及设计和开发更先进的替代材料。

## 2 人工髌、膝关节假体磨损方法及标准

人工关节摩擦学评价方法一般分为常规材料筛选试验和关节产品磨损模拟试验两部分。1965年以来,研究者采用销盘磨损试验、环盘磨损试验、四球磨损试验及环块磨损试验等对关节植入物材料进行磨损评价。这是材料摩擦磨损性能评价最简单有效的方式,但也限制了其无法进行全尺寸关节副摩擦试验,而且其运动形式及载荷性质都与关节的实际工况相距甚远<sup>[12]</sup>。由于人工关节多自由度的复杂运动模式,常规试验方式不足以检验其摩擦磨损性能,需要根据人体运动及受力规律,模拟人体关节的日常运动模式、受力情况和运动频率,同时还要模拟关节所处的温度环境来进行检验<sup>[19]</sup>。

髌膝关节假体磨损试验标准在过去的15年里得到了发展和巩固。试验标准的设定,是为了更真实地模拟人体环境,从而测试和评估关节假体的磨损和损伤模式;同时标准的设定可使得研究组可根据不同的植入物系统、材料、磨损模拟器得出可比较的磨损结果,有利于建立材料数据库,帮助开发性能更加优异的替代材料。近年来,随着医疗器械行业的发展和相关科学研究的深入,国际标准化组织(ISO)和国内医疗行业标准均有不同程度的更新。标准的更新和完善是为了能更真实地模拟人体内的环境和载荷,并且在一定程度上尽可能还原相对恶劣的条件,以使得依照标准的磨损测试结果更加趋向于真实的关节假体植入后得到的结果。以下从髌、膝关节两方面列举了国内外最新试验标准的主要要求及变化,帮助读者了解国内与国际标准,可为行业的发展提供一定的依据。

### 2.1 人工髌关节试验标准

自2000年以来,ISO制定了一系列国际程序,以便在实验室之间取得可比较的关节磨损测试结果。这些国际指导标准提出了评估磨损的规范和方法,并提出了磨损测试的试验参数和环境条件。国际标准化组织关于《外科植入物-全髌关节假体的磨损》的标准为ISO 14242,对应的我国医药行业标准为YY/T 0651<sup>[20-21]</sup>。ISO关于人工髌关节模拟器试验最新标准包括4个部分<sup>[22-25]</sup>,我国行业标准包括2个部分:

ISO 14242-1:2014,外科植入物-全髌关节假体的磨损-第1部分:磨损试验机的载荷和位移参数及相关的试验环境条件;

ISO 14242-2:2016,外科植入物-全髌关节假体的磨损-第2部分:测量方法;

ISO 14242-3:2009,外科植入物-全髌关节假体的磨损-第3部分:轨道轴承型磨损试验机的载荷和位移参数及相关的试验环境条件;

ISO 14242-4:2018,外科植入物-全髌关节假体的磨损-第4部分:部件位置变化导致直接边缘加载下的髌关节假体测试。

目前我国医药行业标准YY/T 0651基本为ISO标准的等同采用,且时间上存在一定滞后性。YY/T 0651.1-2016等同采用ISO 14242-1:2012,YY/T 0651.2-2008等同采用ISO 14242-2:2000。

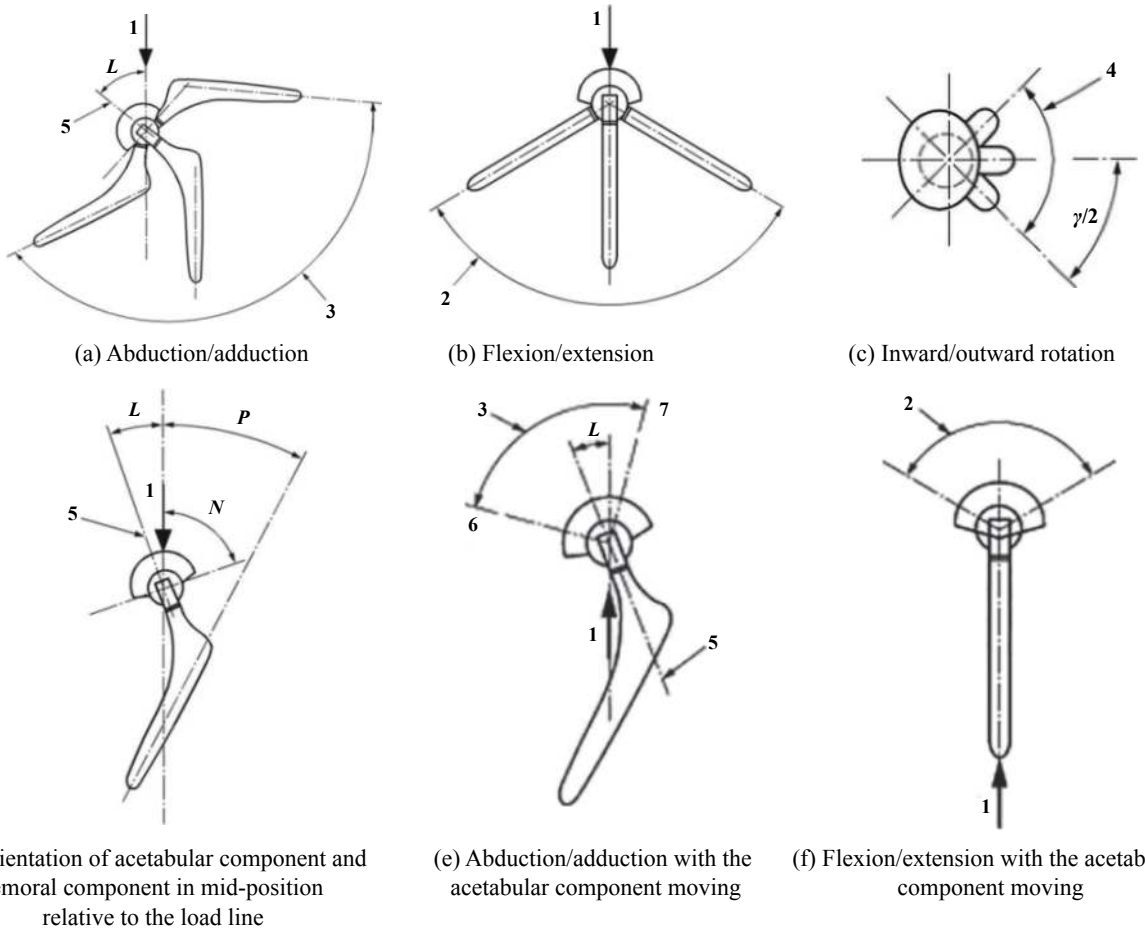
ISO 14242主要规定了全髌关节假体在磨损试验机和轨道轴承型磨损试验机下关节部件间的相对角运动(见图1和图2)、作用力方式、试验速度和持续时间、试样装配和试验环境要求,同时也规定了磨损试验后利用质量法和体积法来评估髌臼组件磨损的方法。近几年ISO对14242做出了不少修订、更新及补充。标准的更新和完善是为了能更真实地模拟人体内的环境和载荷,如2002年版的ISO标准14242-1髌关节模拟器推荐使用去离子水稀释的小牛血清比例为 $25\% \pm 2\%$ ,但实际不同牛血清的起始蛋白浓度不同,2012年起,ISO 14242-1要求小牛血清应用去离子水稀释至蛋白浓度为 $30 \pm 2 \text{ g/L}$ <sup>[26]</sup>。

2016年国际标准化组织对ISO 14242-1:2014做出了修订,修订版为ISO 14242-1:2014/DAM1:2016,在股骨部件角运动的基础上增加了髌臼部件的角运动形式,如图1(e、f)所示。该标准要求磨损试验机模拟的运动频率为 $1.0 \pm 0.1 \text{ Hz}$ ,与人正常步行的频率一致。伸展/屈曲运动角度为 $-18^\circ \sim +25^\circ$ ,外展/内收运动角度为 $-4^\circ \sim +7^\circ$ ,内/外旋运动角度为 $-10^\circ \sim +2^\circ$ ,角度极值的误差为 $\pm 3^\circ$ 。双峰载荷最大值为 $3 \text{ kN} \pm 90 \text{ N}$ 。

ISO 14242-3:2009规定了轨道轴承型磨损试验机最大双峰载荷为 $3 \text{ kN} \pm 90 \text{ N}$ 。试验机工作时,电机驱动机构旋转,带动倾斜安装在组块上的髌臼部件围绕股骨头试件作交叉状复合滑动摩擦运动。外展/内收角、伸展/屈曲角范围均为 $\pm 23^\circ$ 。

临床中由于外科手术造成的植入假体异位的情况可能严重影响相关假体的磨损及疲劳寿命。因此,ISO委员会推出了新版标准草案,标准号为ISO 14242-4:2018。该标准规定了外科异位状态下髌关节假体的磨损疲劳试验要求(见图3):在髌臼部件极轴与加载轴的夹角为 $55^\circ$ 时,股骨头中心与髌臼杯之间的内侧偏位/错配距离为 $4 \text{ mm}$ ,动态分离条件下的边缘载荷为 $70 \text{ N}$ ,弹性弹簧常数为 $100 \text{ N/mm}$ 。





1-load axis; 2-flexion/extension angle; 3-abduction/adduction angle; 4-inward/outward rotation angle; 5-polar axis of acetabular component; L-inclination of the polar axis of the acetabular component to the load line; N-inclination of the face of the acetabular component equal to  $60^\circ \pm 3^\circ$ , or as specified by the manufacturer; P-inclination of stem axis to load line in mid-position of abduction/adduction range

Fig. 1 Angular movement of femoral and acetabular component and orientation of components relative to the load line<sup>[22]</sup>  
图 1 股骨和髋臼部件的角运动和相对于加载轴的位置<sup>[22]</sup>

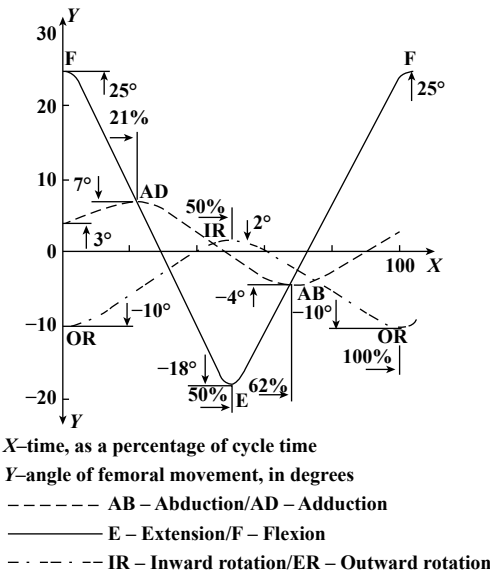


Fig. 2 Variation with time of angular movement to be applied to the femoral test specimen<sup>[22]</sup>  
图 2 股骨部件的角运动随时间的变化关系<sup>[22]</sup>

我国也在2016年更新了标准的第1部分. YY/T 0651.1-2016标准要求试验机的运动控制系统可以提供图1(a-d)和图2所给出的股骨部件的角运动. 规定运动为三维角运动且变换顺序为外展/内收-屈曲/伸展-内外/旋转. 与YY/T 0651.1-2008版相比, 2016版在内/外旋运动基础上增加了内收/外展及屈曲/伸展两种运动; 将试验介质中的蛋白质浓度由不小于17 g/L改为  $30 \pm 2$  g/L. 2016版考虑了温度环境对磨损的影响, 加入了温度控制系统的内容, 同时还增加了试验加载及运动曲线内容. 我国现行的国内标准相比于最新国际标准一般要晚4~8年, 具有一定的滞后性, 且对于14242-3及14242-4标准还未有跟进.

2015年美国推出的ASTM F3047M-15<sup>[27]</sup>指导标准对更高要求的活动组合、关节窝倾角、颗粒检测、更大的轴向载荷、停止驻留启动循环和微位移异位等情况作了推荐测试. 该标准的提出对我国国内医疗行业标

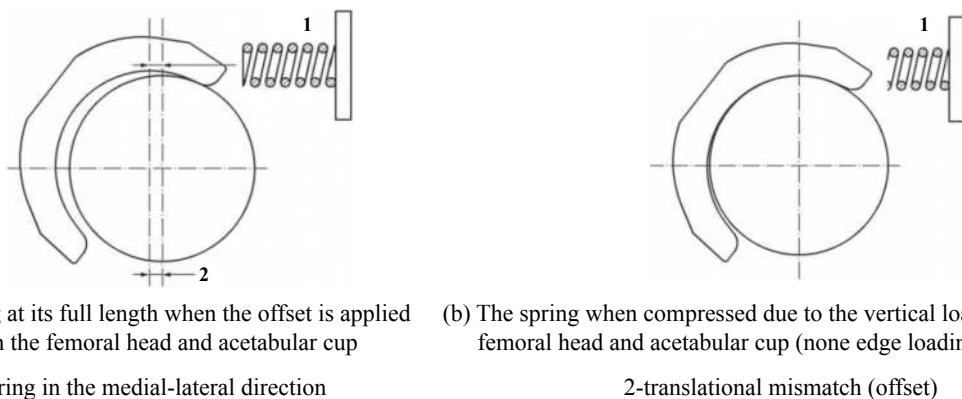


Fig. 3 Schematic showing a representation of the femoral head, acetabular cup and the spring<sup>[28]</sup>

图3 股骨头、髋臼、弹簧位置示意图<sup>[28]</sup>

准的改进和完善是很好的参考。但是现有的ISO标准和国内医药行业标准，都只有模拟步行这一最常见的运动形式，对意外伤害模拟、跑步、上下楼梯和深蹲等日常运动模拟还未涉及，也未针对更高活动度和更恶劣条件(例如摩擦腐蚀)提出相应要求。我国现行的国内标准都为对国际标准的等同采用。因此，目前还没有涉及针对亚洲人、国人日常生活特点的运动模式。

## 2.2 人工膝关节试验标准

国际标准化组织关于《外科植入物-全膝关节假体的磨损》的标准为ISO 14243<sup>[29-31]</sup>，对应于我国医药行业标准为YY/T 1426<sup>[32-34]</sup>。ISO关于人工膝关节模拟器试验最新标准包括3个部分，我国行业标准也同样包括3个部分：

ISO 14243-1: 2009, 外科植入物-全膝关节假体的磨损-第1部分: 载荷控制的磨损试验机的载荷和位移参数及相关的试验环境条件；

ISO 14243-2: 2016, 外科植入物-全膝关节假体的磨损-第2部分: 测量方法；

ISO 14243-3: 2014, 外科植入物-全膝关节假体的磨损-第3部分: 位移控制的磨损试验机的载荷和位移参数及相关的试验环境条件。

我国医药行业标准YY/T1426近两年全部进行了更新。相比于髋关节标准，膝关节假体磨损的国内标准除第2部分外全部等同于国际最新标准。YY/T 1426.1-2016、YY/T 1426.2-2016及YY/T 1426.3-2017分别为对ISO 14243-1: 2009、ISO 14243-2: 2009及ISO 14243-3: 2014的等同采用。

标准第1部分规定了载荷控制下全膝关节磨损试验中关节部件间的屈曲/伸展相对角运动、加载方式、试验速度和持续时间、试样装配及试验环境要求。ISO 14243-1: 2009修改与补充了2002版关于液体测试介

质、试验样品及样品数量、测试报告等相关要求。润滑介质的蛋白质含量由17 g/L增加到20 g/L。增加了试验样品数量的要求，试验需满足至少有3个试验样品和两个被动(卸载)的浸泡控制样品(或一个装载的控制样品)。但是试验机的载荷和位移参数仍和第一版保持一致。规定通过施加周期变化的屈曲/伸展角，并对股骨和胫骨部件接触表面施加接触力来模拟正常人的步态。施加的接触力作用包括轴向力、前后力和胫骨旋转扭矩。其中，前后运动和胫骨旋转系统除了周期性变化部分，还包括约束系统模拟韧带等相关软组织的作用。前后方向距参考位置2.5 mm以内时约束为零，超出 $\pm 2.5$  mm范围时，约束量级与胫骨部件位移成比例。胫骨旋转在参考位置 $\pm 6^\circ$ 范围内扭矩规定为零，超过该范围扭矩量级与胫骨旋转成比例。

标准第3部分规定了在具有轴向加载控制、屈曲/伸展角度运动控制、前后位移控制和胫骨部分旋转运动控制的膝关节磨损试验机上进行的全膝关节假体的磨损测试时关节部件间的屈曲/伸展相对角运动、加载方式、试验速度和持续时间、试样装配和试验环境要求。ISO 14243-3: 2014在2004版基础上增加了被动浸泡试样、负载浸泡试样及相关的试验环境条件。值得注意的是，新标准规定当轴向力轴线相对于全膝关节假体参考位置靠前时前后(AP)位移为正值；对右膝关节假体而言，当俯视胫骨部件时规定胫骨部件在参考位置逆时针旋转为正。这两点均与初版标准采用的方向相反。最新标准的修改严格了对润滑介质蛋白含量的要求，提高了浸泡试样的数量，这一变化使模拟试验的结果更加接近于实际。我国关于膝关节假体的磨损标准已更新至与国际最新标准一致，相关的载荷和位移参数范围见表2。

ISO标准14243-1及14243-3的区别在于前后运动

(AP)和内外旋转(IE)的控制模式. 14243-1载荷控制的磨损试验机方法将前后剪切置于力控制下,将内外旋转置于扭矩控制下,分别在矢状面和横向面产生平移和旋转;14243-3位移控制的磨损试验机用线性运动和角度旋转产生前后剪切和内外旋运动.在这两种模拟器控制模式中,屈曲运动均是角位移控制,轴向载荷均是载荷控制.但是,在位移控制模式下测试时,高度匹配和贴合的摩擦副可能会经历非生理条件下的高应力;另一方面,胫骨平台平坦且贴合度低的摩擦副,在载荷控制模式下可能会造成过多的运动<sup>[35]</sup>.

虽然我国现行的国内标准为国际最新标准的等同采用,但是ISO标准是基于30岁高加索人(白种人)在标准步态下的研究,而亚洲人和高加索人差异性在制定国内标准时值得进一步考虑<sup>[36-37]</sup>.如我国许多地区仍采用蹲式如厕的方式,在许多宗教场合和家务劳动中蹲、跪等动作十分常见,亚洲人这些特有的日常行为动作对髌关节、膝关节的活动度要求均比较高.2015年美国ASTM标准委员会推出指导性标准ASTM F3141-15:全膝关节置换术加载配置文件的指导标准<sup>[38]</sup>.其中考虑了日常活动中直行、平转身、交叉转身、上楼、下楼和坐-立-坐6种典型运动,并给出了每种动作的分配比、周期、频率和力控制模式下的加载曲线<sup>[38]</sup>.但是我国现有标准没有涉及针对亚洲人、国人日常生活特点的运动模式.在制定我国标准时针对亚洲人的活动习惯,考虑不同动作的分配比、动作时长及频率等可能是更合理的评估模式,但是具体不同活动的贡献和比重值得进一步研究和讨论.同时,膝关节在体内的运动极其复杂,目前学界对膝关节体内运动的认识(尤其是secondary motion)仍然有分歧,基础研究仍然需要,故相应标准需要进一步更新和完善.

### 3 髌、膝关节模拟试验机

关节模拟器磨损研究是在控制条件下模拟人体关节的生物力学试验设备,是人工关节摩擦学研究的核心<sup>[39]</sup>.其目的是确定关节材料的磨损率和它对测试条件的依赖,包括负载、速度、温度和滑动部件的空间配置,可指导人工关节假体材料的选择及假体的结构设计,为临床应用提供重要数据.为了获得与体内磨损更接近的试验数据,必须模拟体内环境及人体运动状态进行磨损试验<sup>[40]</sup>.因此,为实现体外模拟和体内状态的相似性,研究者们开发设计改进了多款模拟器设备.

总的来说,对于关节磨损测试的模拟试验机驱动

方式而言,主要为电机驱动和液压驱动两种.一般来说,电驱所用能源简单,机构速度变化范围大、效率高、速度和位置精度都很高,且具有使用方便、噪声低和控制灵活的特点,但推力较小,对力的控制不如液压式敏感.液压驱动的特点是功率大、结构简单、响应快,但需要增设液压源,系统成本高,维修保压麻烦,而且易产生液体泄漏.由于气动装置排气还会造成噪声污染,因此目前主流的模拟试验机多采用电机或液压驱动.对于关节磨损测试的模拟试验机控制方式而言,设备的主要区别为实现关节假体自由度的数量和种类不同.自由度越高,能实现的运动方式越多,控制系统越复杂,同时成本也越高.不同组织机构和企业的研究者基于不同的研究目的、方式及成本等因素的考虑,开发了多种关节磨损模拟设备.如ISO 14243-1及3要求的模拟试验机为4自由度-轴向方向、前后方向、内外旋转、屈伸运动为主动控制,内外侧方向、胫骨平台倾斜为被动控制.AMTI、MTS、ProSim等甚至还推出了6自由度的模拟器,但是这类设备控制复杂,价格昂贵,一般用于科学研究,较少仅被用于检测.

#### 3.1 髌关节模拟试验机

借助髌关节模拟试验机来模拟关节假体在人体内的实际工况,考察假体材料的强度、摩擦磨损和蠕变等性能,是髌关节假体应用于临床前必不可少的环节.髌关节模拟装置的设计必须同时考虑两个因素:在两个关节面之间产生的相对运动周期、在行走周期中大小和方向不断变化的接触力.除了上述机械特性外,还应该模拟由生理液体提供的热化学环境<sup>[41]</sup>.

国内外大量研究人员设计了多种不同的试验机模拟髌关节运动<sup>[40-41]</sup>,如Tong等<sup>[42]</sup>使用仿人体髌白代替简化髌白模型的模拟试验机;中国矿业大学摩擦学与可靠性工程研究所研制的全髌关节模拟试验机<sup>[43]</sup>;Saikko<sup>[44]</sup>的关节头试件做三轴往复运动的模拟试验机,但这些设备大多停留在实验室阶段,一些之前面世的设备如HUT-4、Mark II、MATCO由于各种原因也逐渐退出市场.复杂的控制模式、较高的性能要求、市场的竞争及研发和制造的高昂成本使得目前市场上可选择的关节试验机厂家较少,且都十分昂贵.

目前市场常见的髌关节磨损试验机一般可分为两种类型:一种是符合ISO 14242-1设计的模拟器;另一种是针对ISO 14242-3设计的轨道轴承型磨损试验机.符合ISO标准设计的磨损试验机不仅可以满足医疗检验机构的需求,还可以提供更大的运动范围满足科学研究的需要,并且根据标准获得的材料磨损数

据也有一定的通用性,在一定程度上还能降低设备的开发成本.表1列出了相关标准规定的频率、力及相对

角运动范围,并列出了几款主流髌关节模拟器的相关技术参数(从产品官方网站的设备说明书中取得).

表1 全髌关节假体磨损相关标准及不同髌关节模拟器设计的技术参数

Table 1 Wear standard for total Hip prosthesis and technical parameters for different hip simulators

| Parameters   | YY/T 0651.1-2016/ISO 14242-1: 2012 | ISO 14242-3: 2009 | ProSim Four Axis Hip Wear Simulator | AMTI ADL Hip Simulator | MTS Bionix® 12-Station Hip Wear Simulator | Shore Western Hip Wear Simulator | PLINT TE 86 Multi-Station Hip Joint Simulator |
|--------------|------------------------------------|-------------------|-------------------------------------|------------------------|---|----------------------------------|---|
| Frequency/Hz | 1.0±0.1                            | 1.0±0.1           | 0.5~2.0                             | 0.1~2.0                | 1.0                                       | up to 1.5                        | 1.0   |
| Max load/kN  | 3.0                                | 3.0               | 4.0                                 | 4.5                    | 5.0                                       | 4.5                              | 3.0   |
| FE           | -18°~+25°                          | ±23°              | ±60°                                | ±55°                   | ±23°                                      | ±23°                             | ±23°  |
| IE           | -10°~+2°                           | -                 | ±30°                                | ±20°                   | -   | -                                | -   |
| AA           | -4°~+7°                            | ±23°              | ±20°                                | ±20°                   | ±23°                                      | ±23°                             | ±6°   |

典型符合ISO 14242-1设计的模拟器有ProSim和AMTI<sup>[44-45]</sup>. ProSim-Four Axis Hip Wear Simulator髌关节模拟装置有6个站,可同时加载6个不同的载荷条件[见图4(a)],屈伸和外展/内收动作(FE/AA)所有测试站联动,内外旋转(IE)每站独立驱动.该模拟装置可通过髌臼杯遵循应用解剖加载,通过股骨头遵循解剖运动. AMTI- ADL Hip Simulator髌关节模拟器可在生理环境中模拟人日常生活中髌关节负载与多轴运动[见图4(b)].该系统具有四自由度(负载和三种运动),可在力和位移控制两种模式下操作.另外,体内髌关节假体摆动期微分离状态的发现改变了以往假体界面只是存在多方向滑动的观念<sup>[46]</sup>,并且ISO已经更新了标准(ISO 14242-4: 2018),模拟器通过复制肢体的摆动期到负重期的动态负荷,复制球窝的微分离状态,进行磨损测量试验. ProSim和AMTI的试验机均能提供微分离功能模拟在步态摆动期髌关节软组织放松制约后髌关节的状态. AMTI髌关节模拟器可提供±10 mm的前后/内外侧方向异位位移和±500 N的前后/内外侧方向异位载荷. ProSim可提供±5 mm的前后/内外侧方向异位位移,并且通过弹簧施加侧面预载荷.

符合ISO 14242-3设计的轨道轴承型磨损试验机主要有MTS-Bionix® 12-Station Hip Wear Simulator

[图4(c)]、Shore Western-Hip Wear Simulator[图4(d)]和 PLINT-TE 86 Multi-Station Hip Joint Simulator [图4(e)]<sup>[47-50]</sup>.这种类型试验机工作时,动力系统提供试验所需载荷(如双峰载荷).电机驱动机构旋转,带动倾斜安装在下组块上的试件围绕固定在上部的试件作交叉状复合滑动摩擦运动,可较好地模拟内旋外旋及伸展屈曲运动.

对于ISO 14242中要求的润滑系统,温控系统及对照工位,各厂家采取了不同的方案,可满足试验参数反馈到工作台或计算机、试验机的控制部分封闭安装、能维持接触面浸没在液体试验环境中.润滑液和摩擦面的温度由温度传感器测量,恒温外壳的进出水口通过冷热水使润滑液温度维持在约37℃.对于聚合物对象,可增加对照样品,使其受到与试验样品相同的随时间变化的力,以确定试样的蠕变或液体浸润造成的质量变化,并且都有多个工位可同时进行多副人工关节部件的对比试验,因此试验周期短,对试验数据的对比分析可靠度高<sup>[40]</sup>.

此外,目前我国利用髌关节模拟试验机开展检测与研究的机构和高校有北京市医疗器械检验所、天津市医疗器械质量监督检验中心、上海市医疗器械检测所、中国矿业大学和西安交通大学等,另外江苏省医



Fig. 4 Hip Joint Simulator

图4 髌关节模拟器

疗器械检验所,西南交通大学等也准备积极开展相应工作.已经购置的髌关节磨损模拟器有ProSim(髌3台),AMTI(髌1台)等,并已经开始提供磨损测试服务及研究.由于我国医疗器械尤其是植入物行业发展较晚,相关检测评价标准也为近几年才相继出台,造成市场需求偏低,现在几乎没有成熟的国产设备进入市场,这也是进口设备价格昂贵的一个原因.

### 3.2 膝关节模拟试验机

相比于髌关节,膝关节的运动更加复杂,所以膝关节完全运动模拟方式仿真程度要好于简化方式,可同时对人工膝关节假体材料与设计进行研究<sup>[16]</sup>,并且随着研究的深入,单纯对行走步态的模拟研究已难以全面体现关节运动学特点和关节应力的动态变化.许多研究者和厂家改进了模拟器的功能,由单一步态运动模式转变为提供各种运动模式,并在多种峰值负荷下进行磨损研究.

上世纪末至本世纪初,各国研究人员开发了多种人工膝关节模拟试验机.目前试验机主要分为3类:球面接触型、力和运动控制型、膝关节肌肉力重建型<sup>[19,51]</sup>.其中力和运动控制型试验机基本以ISO标准为参照,其数量最多也最广泛.早期Dowson等<sup>[52]</sup>开发了可实现

前后位移和屈伸运动的关节模拟试验机;Pappas<sup>[53]</sup>在Dowson基础上又增加了12°内外旋;Desjardins等<sup>[54]</sup>开发出了4工作台6自由度的模拟试验机.这些设备一部分已经转化为成熟的市场产品,如ProSim、AMTI、MTS和Shore Western等.

针对标准,ProSim、AMTI、MTS和Shore Western都开发出了配套的多站台试验机<sup>[55-58]</sup>,如图5(a~d)所示,控制器可以实现位移控制或者载荷控制以及混合模式控制.这些膝关节模拟试验机均能将股骨和胫骨部件的接触表面浸泡在模拟人体润滑液的试验介质中,满足标准所规定的每种类型假体的磨损试验至少3件试验样品,2件浸泡对照样品要求.载荷控制模式下,标准规定磨损试验机能沿力的作用线方向施加前后力约束,并在胫骨旋转扭矩同一轴线施加约束扭矩,从而模拟关节韧带、周围关节囊和其他相关软组织的约束.主流设备厂家的相关试验机均带有弹性弹簧或者虚拟软组织软件来实现这一功能.表2列出了ISO 14243规定的频率、载荷及相对角运动范围,并且列出了常见膝关节模拟器的相关技术参数(从产品官方网站的设备说明书中取得).

基于髌、膝关节模拟试验机的关节假体材料磨损



Fig. 5 Knee Joint Simulator

图5 膝关节模拟器

表2 全膝关节假体的磨损相关标准及不同膝关节模拟器设计的技术参数

Table 2 Wear standard for total knee prosthesis and technical parameters for different knee simulators

| Parameters          | YY/T 1426.1-2016/<br>ISO 14243-1: 2009 | YY/T 1426.3-2017/<br>ISO 14243-3: 2014 | ProSim Six Station<br>Knee Simulator | AMTI ADL<br>Knee Simulator | MTS Knee<br>Wear Simulator | Shore Western<br>Knee Wear Simulator |
|---------------------|--|--|--------------------------------------|----------------------------|----------------------------|--------------------------------------|
| Frequency/<br>Hz    | 1.0±0.1                                | 1.0±0.1                                | 0.5~2.0                              | 0.1~2.0                    | up to 2.0                  | up to 2.0                            |
| Max<br>load/kN      | 2.6                                    | 2.6                                    | 5.0                                  | 4.5                        | 5.0/10.0                   | 5.0                                  |
| FE                  | 0~58°                                  | 0~58°                                  | ±90° or ±30 Nm                       | ±100° or 80 Nm             | -20°~+180° or ±74 Nm       | ±70° or 51 Nm                        |
| AP                  | -265~110 N                             | 0~5.2 mm                               | ±1 kN or ±15 mm                      | 2 kN or ±25 mm             | ±1.667 kN or ±25 mm        | 735 N or ±25 mm                      |
| ML                  | -                                      | -                                      | ±10 mm                               | ±6 mm                      | ±7.5 mm                    | ±10 mm                               |
| Tibial-<br>rotation | -1~6 Nm                                | -5.7°~+1.9°                            | ±30° or ±20 Nm                       | ±20° or 40 Nm              | ±12.3° or ±74 Nm           | ±10° or 36 Nm                        |

测试,可指导人工关节假体材料的选择及假体的结构设计,为临床应用提供重要数据.但是关节模拟器设计的技术参数往往以标准作为参考,标准的设定又离不开关节的运动学、静力学和动力学规律的研究,我国在此方面起步较晚,相关数据也未成体系,并且目前市面上几款采用力和运动控制型模拟方式的关节设备都十分昂贵,并且还未见成熟的国产设备进入市场.这也从侧面反映了我国在医疗器械产业还有待进一步完善和提高.目前我国利用膝关节模拟试验机开展检测与研究的机构与高校有北京市医疗器械检验所、天津市医疗器械质量监督检验中心、上海市医疗器械检测所、中国矿业大学和西安交通大学等,另外江苏省医疗器械检验所,西南交通大学等也准备积极开展相应工作.已经购置的膝关节磨损模拟器ProSim(膝4台)、AMTI(膝1台)和MTS(膝1台)等,并已经开始提供磨损测试服务及研究.

## 4 结论

关节模拟器设计的技术参数往往以标准作为参考,标准的设定又离不开关节的运动学、静力学和动力学规律的研究.三者相辅相成,互相促进,不断发展.美、英、德等国对此做了大量工作,相关标准和试验设备也在不断更新和完善.我国现如今对医疗产业的发展十分重视,但此方面起步较晚,相关数据也未成体系,虽然一些相关行业标准依据ISO标准进行了更新,但目前仍存在以下问题:

a. 国际标准还需进一步完善,提供更接近于人体内关节的运动、载荷等.除考虑力学条件外,还需考虑腐蚀.另外膝关节在体内的运动尤其复杂,目前学界对膝关节体内运动(尤其是secondary motion)的认识仍然有分歧,基础研究仍然需要.

b. 我国现行的国内标准一般都为国际标准的等同采用,且相比最新的国际标准具有一定的滞后性.在运动模拟上,现行标准只规定模拟步行这一最常见的运动形式,而对意外伤害模拟、跑步、上下楼梯和深蹲等日常运动模拟还未涉及,更没有涉及针对亚洲人、国人日常生活特点的运动模式.

c. 现有几款主流关节模拟器设备基本能满足现有标准的要求,有些还可以自行设计运动曲线进行模拟,为关节部件磨损模拟试验提供了更多的便利.但是,目前市面上几款采用完全模拟方式的关节设备都十分昂贵,几乎没有成熟的国产设备进入市场,这也从侧面反映了我国在医疗器械行业自主研发的需求

不足,还有待进一步完善和提高.

d. 我国许多科研单位在骨科植入器械的个性化设计、加工、转化以及失效等方面进行了研究,取得了不少成果.但是与国际相比,国内科研机构、医疗器械企业和监测机构相关的投入仍有差距.中国人在生活习惯等方面有自己特点,需要各相关部门积极合作,研究和设计符合中国人习惯和特点的骨科植入器械,并制定相应的标准.

相信随着科研工作者、企业人员和政府工作人员共同努力,我国医疗器械关节植入物行业会越来越好.

## 参考文献

- [1] ChinaIRR.org. 2018–2024 Chinese artificial joint industry market analysis and development prospect research report[R/OL].2018(in Chinese) [产业研究报告网.2018–2024年中国人工关节行业市场分析与发展前景研究报告[R/OL].2018].
- [2] Evaluate Med Tech. World preview 2016, Outlook to 2022. Evaluate, 5th Edition[R/OL]. Evaluate Med Tech, 2016.
- [3] Liu Yajun, Chi Yingchun. New progress in domestic artificial joint products[J]. China Medical Devices, 2015, 30(10): 18–19 (in Chinese) [刘亚军, 池迎春. 国产人工关节产品新进展[J]. 中国医疗设备, 2015, 30(10): 18–19]. doi: 10.3969/j.issn.1674-1633.2015.10.005.
- [4] Wang R, Cao Q, Zhao Q, Li Y. Bioindustry in China: An overview and perspective[J]. New Biotechnology, 2017, 40: 46–51.
- [5] The state council of the People's Republic of China. The 13th five-year plan for national scientific and technological innovation[R]. The state council of the People's Republic of China, 2016(in Chinese) [中华人民共和国国务院. “十三五”国家科技创新规划 [R]. 中华人民共和国国务院, 2016].
- [6] Bergmann G, Bender A, Graichen F, et al. Standardized loads acting in knee implants[J]. Plos One, 2014, 9(1): e86035. doi: 10.1371/journal.pone.0086035.
- [7] Trepczynski A, Kutzner I, Schwachmeyer V, et al. Impact of antagonistic muscle co-contraction on in vivo knee contact forces[J]. Journal of Neuroengineering and Rehabilitation, 2018, 15(1): 101–101. doi: 10.1186/s12984-018-0434-3.
- [8] Ding Biao, Li Yuanchao. Comparison of domestic and international standards for orthopedic implants[J]. Chinese Journal of Medical Instrumentation, 2011, 35(2): 141–144 (in Chinese) [丁彪, 李元超. 骨科植入器械国内外标准比较分析[J]. 中国医疗器械杂志, 2011, 35(2): 141–144]. doi: 10.3969/j.issn.1671-7104.2011.02.019.
- [9] Lin Nong, Zhao jianning, Lu weiju. The study progress of wear debris from hip prostheses[J]. Journal of Medical Postgraduates, 2002, 15(3): 276–278 (in Chinese) [林农, 赵建宁, 陆维举. 人工髋关节假体磨损微粒的研究进展[J]. 医学研究生学报, 2002, 15(3): 276–278]. doi: 10.3969/j.issn.1008-8199.2002.03.030.
- [10] Wang Chengtao, Ge Shirong, Jin Zhongmin, et al. The engineering

- of orthopedics implants[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2016: 186-194(in Chinese) [王成焘, 葛世荣, 靳忠民, 等. 骨科植入物工程学[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2016: 186-194].
- [11] Hu Zhenming, Luo Xianzheng. Biomechanics of the hip joint[J]. Chinese Journal of Orthopaedics, 2006, 26(7): 498-500 (in Chinese) [胡侦明, 罗先正. 髌关节的生物力学[J]. 中华骨科杂志, 2006, 26(7): 498-500]. doi: [10.3760/j.issn:0253-2352.2006.07.020](https://doi.org/10.3760/j.issn:0253-2352.2006.07.020).
- [12] Zheng Yutao, Chen Lan, Xu Genlin, et al. Development of hip joint simulators[J]. Chinese Journal of Medical Instrumentation, 2008, 32(5): 859-861 (in Chinese) [郑玉涛, 陈岚, 徐根林, 等. 人工髌关节模拟试验机的分析与研究[J]. 中国医疗器械杂志, 2008, 32(5): 859-861].
- [13] Wang Chengtao. Human Biotribology[M]. Beijing: Science Press, 2008: 74-80(in Chinese) [王成焘. 人体生物摩擦学[M]. 北京: 科学出版社, 2008: 74-80].
- [14] Aj VDB, Read L, Nigg BM. An analysis of hip joint loading during walking, running, and skiing[J]. Med Sci Sports Exerc, 1999, 31(1): 131-142. doi: [10.1097/00005768-199901000-00021](https://doi.org/10.1097/00005768-199901000-00021).
- [15] Bergmann G, Graichen F, Rohlmann A. Hip joint loading during walking and running, measured in two patients[J]. Journal of Biomechanics, 1993, 26(8): 969-990. doi: [10.1016/0021-9290\(93\)90058-M](https://doi.org/10.1016/0021-9290(93)90058-M).
- [16] Li Feng, Li Yuanchao, Wang Chengtao. Review of the design of artificial knee joint simulation test[J]. Journal of Biomedical Engineering, 2010(2): 448-452 (in Chinese) [李锋, 李元超, 王成焘. 人工膝关节模拟试验设计研究进展[J]. 生物医学工程学杂志, 2010(2): 448-452].
- [17] Gu Zhihua. Biomechanical basis of bone injury[M]. Tianjin: Tianjin University Press, 1990: 181-195(in Chinese) [顾志华. 骨伤生物力学基础[M]. 天津: 天津大学出版社, 1990: 181-195].
- [18] Wang Jianping, Wu Haishan, Wang Chengtao. Dynamic finite element modeling of human knee joint and application in TKR[J]. Journal of Medical Biomechanics, 2009, 24(5): 333-337 (in Chinese) [王建平, 吴海山, 王成焘. 人体膝关节动态有限元模型及其在TKR中的应用[J]. 医用生物力学, 2009, 24(5): 333-337]. doi: [10.3871/j.1004-7220.2009.05.337](https://doi.org/10.3871/j.1004-7220.2009.05.337).
- [19] Li Feng, Li Yuanchao, Wang Chengtao. Recent development on artificial knee joint simulation test bench and the corresponding biotribological tests[J]. Tribology, 2009, 29(5): 481-488 (in Chinese) [李锋, 李元超, 王成焘. 人工膝关节模拟试验机及其生物摩擦学性能评价研究进展[J]. 摩擦学学报, 2009, 29(5): 481-488]. doi: [10.3321/j.issn:1004-0595.2009.05.016](https://doi.org/10.3321/j.issn:1004-0595.2009.05.016).
- [20] YY/T 0651.1-2016 Implants for surgery--Wear of total hip-joint prostheses Part I: Loading and displacement parameters for wear-testing machines and corresponding environmental conditions for test[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016(in Chinese) [YY/T 0651.1-2016 外科植入物全髌关节假体的磨损第1部分: 磨损试验机的载荷和位移参数及相关的试验环境条件[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016].
- [21] YY/T 0651.2-2008 Implants for surgery--Wear of total hip-joint prostheses Part 2: Methods of measurement[S]. Beijing: Standards Press of China, 2008(in Chinese) [YY/T 0651.2-2008 外科植入物全髌关节假体的磨损第2部分: 测量方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2008].
- [22] ISO 14242-1: 2014 Implants for surgery --Wear of total hip-joint prostheses Part I: Loading and displacement parameters for wear-testing machines and corresponding environmental conditions for test[S]. International Organization for Standardization, 2014.
- [23] ISO 14242-2: 2016 Implants for surgery-- Wear of total hip-joint prostheses Part 2: Methods of measurement[S]. International Organization for Standardization, 2016.
- [24] ISO 14242-3: 2009 Implants for surgery --Wear of total hip-joint prostheses Part 3: Loading and displacement parameters for orbital bearing type wear testing machines and corresponding environmental conditions for test[S]. International Organization for Standardization, 2009.
- [25] ISO 14242-4: 2018 Implants for surgery--Wear of total hip-joint prostheses Part 4: Testing hip prostheses under variations in component positioning which results in direct edge loading[S]. International Organization for Standardization, 2018.
- [26] Bortel E L, Charbonnier B, Heuberger R. Development of a synthetic synovial fluid for tribological testing[J]. Lubricants, 2015, 3(4): 664-686. doi: [10.3390/lubricants3040664](https://doi.org/10.3390/lubricants3040664).
- [27] ASTM F3047M-15, Standard Guide for High Demand Hip Simulator Wear Testing of Hard-on-hard Articulations, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2015, www.astm.org.. doi: [10.1520/F3047M-15](https://doi.org/10.1520/F3047M-15)
- [28] ISO 14242-4: 2018 Implants for surgery -- Wear of total hip-joint prostheses Part 4: Testing hip prostheses under variations in component positioning which results in direct edge loading[S]. International Organization for Standardization, 2018.
- [29] ISO 14243-1: 2009 Implants for surgery -- Wear of total knee-joint prostheses Part 1: Loading and displacement parameters for wear-testing machines with load control and corresponding environmental conditions for test[S]. International Organization for Standardization, 2009.
- [30] ISO 14243-2: 2016 Implants for surgery -- Wear of total knee-joint prostheses Part 2: Methods of measurement[S]. International Organization for Standardization, 2016.
- [31] ISO 14243-3: 2014 Implants for surgery -- Wear of total knee-joint prostheses Part 3: Loading and displacement parameters for wear-testing machines with displacement control and corresponding environmental conditions for test[S]. International Organization for Standardization, 2014.
- [32] YY/T 1426.1-2016 Implants for surgery--Wear of total knee-joint prostheses Part 1: Loading and displacement parameters for wear-testing machines with load control and corresponding environmental conditions for test[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016(in Chinese) [YY/T 1426.1-2016 外科植入物全髌关节假体的磨损第1部分: 载荷控制的磨损试验机的载荷和位移参数及相关的试验环境条件[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016].

- [33] YY/T 1426.2-2016 Implants for surgery--Wear of total knee-joint prostheses Part 2: Methods of measurement[S]. Beijing: Standards Press of China, 2016(in Chinese) [YY/T 1426.2-2016外科植入物全膝关节假体的磨损第2部分: 测量方法[S]. 北京: 中国标准出版社, 2016].
- [34] YY/T 1426.3-2017 Implants for surgery--Wear of total knee-joint prostheses Part 3: Loading and displacement parameters for wear-testing machines with displacement control and corresponding environmental conditions for test[S]. Beijing: Standards Press of China, 2017(in Chinese) [YY/T 1426.3-2017外科植入物全膝关节假体的磨损第3部分: 位移控制的磨损试验机的载荷和位移参数及相关的试验环境条件[S]. 北京: 中国标准出版社, 2017].
- [35] Schwenke T, Orozco D, Schneider E, et al. Differences in wear between load and displacement control tested total knee replacements[J]. *Wear*, 2009, 267(5): 757–762.
- [36] Yue B, Varadarajan KM, Ai S, et al. Differences of knee anthropometry between Chinese and white men and women[J]. *Journal of Arthroplasty*, 2011, 26(1): 124–130. doi: [10.1016/j.arth.2009.11.020](https://doi.org/10.1016/j.arth.2009.11.020).
- [37] Zhang Y, Yao Z, Wang S, et al. Motion analysis of Chinese normal knees during gait based on a novel portable system[J]. *Gait & Posture*, 2015, 41(3): 763–768.
- [38] ASTM F3141-17a, Standard Guide for Total Knee Replacement Loading Profiles, ASTM International, West Conshohocken, PA, 2017, [www.astm.org](http://www.astm.org). doi: [10.1520/F3141-17A](https://doi.org/10.1520/F3141-17A)
- [39] Liu Qing, Zhou Yixin. Research progress in the tribology of artificial hip joint[J]. *International Journal of Orthopaedics*, 2009, 30(2): 74–77 (in Chinese) [刘庆, 周一新. 人工髋关节摩擦学研究进展[J]. *国际骨科学杂志*, 2009, 30(2): 74–77]. doi: [10.3969/j.issn.1673-7083.2009.02.003](https://doi.org/10.3969/j.issn.1673-7083.2009.02.003).
- [40] Affatato S, Leardini W, Zavalloni M. Hip joint simulators: state of the art[M]. *Bioceramics and Alternative Bearings in Joint Arthroplasty*, Steinkopff, 2006: 171–180.
- [41] Galanis N I, Manolagos D E, et al. Design of a hip joint simulator according to the ISO 14242[C]. *Proceedings of the World Congress on Engineering*, 2011, 3: 6–8.
- [42] Tong J, Zant N P, Wang J Y, et al. Fatigue in cemented acetabular replacements[J]. *International Journal of Fatigue*, 2008, 30(8): 1366–1375. doi: [10.1016/j.ijfatigue.2007.10.013](https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2007.10.013).
- [43] Wang Q, Zhang D, Shirong G E. Biotribological behavior of ultra high molecular weight polyethylene composites containing coralline hydroxyapatite in a hip joint simulator[J]. *Acta Materiae Compositae Sinica*, 2008, 22(3): 307–313.
- [44] Saikko V. A 12-station anatomic hip joint simulator[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part H Journal of Engineering in Medicine*, 2005, 219(6): 437–448. doi: [10.1243/095441105X34419](https://doi.org/10.1243/095441105X34419).
- [45] Dowson D, Hardaker C, Flett M, et al. A hip joint simulator study of the performance of metal-on-metal joints. Part II: design[J]. *Journal of Arthroplasty*, 2004, 19(8): 124–130.
- [46] Tipper JL, Hatton A, Nivelos JE, et al. Alumina-alumina artificial hip joints. Part II: Characterisation of the wear debris from in vitro hip joint simulations[J]. *Biomaterials*, 2002, 23(16): 3441–3448. doi: [10.1016/S0142-9612\(02\)00048-0](https://doi.org/10.1016/S0142-9612(02)00048-0).
- [47] Herrera L, Lee R, Longaray J, et al. Hip simulator evaluation of the effect of femoral head size on sequentially cross-linked acetabular liners[J]. *Wear*, 2007, 263(7): 1034–1037.
- [48] Kurtz SM, Manley M, Wang A, et al. Dumbleton J. Comparison of the properties of annealed crosslinked (Crossfire) and conventional polyethylene as hip bearing materials[J]. *Bull Hosp Jt Dis*, 2002, 61(61): 17–26.
- [49] Elizabeth H, Emma S, Jason L. Effect of sodium azide concentration on wear and bacteria growth in a hip simulation test[J]. *Frontiers in Bioengineering & Biotechnology*, 2016: 4–4.
- [50] Moro T, Kawaguchi H, Ishihara K, et al. Wear resistance of artificial hip joints with poly(2-methacryloyloxyethyl phosphorylcholine) grafted polyethylene: Comparisons with the effect of polyethylene cross-linking and ceramic femoral heads[J]. *Biomaterials*, 2009, 30(16): 2995–3001. doi: [10.1016/j.biomaterials.2009.02.020](https://doi.org/10.1016/j.biomaterials.2009.02.020).
- [51] Walker P S, Blunn G W, Broome D R, et al. A knee simulating machine for performance evaluation of total knee replacements[J]. *Journal of Biomechanics*, 1997, 30(1): 83–89. doi: [10.1016/S0021-9290\(96\)00118-2](https://doi.org/10.1016/S0021-9290(96)00118-2).
- [52] Dowson D, Gillis B J, J R A. Penetration of metallic femoral components into polymeric tibial components observed in a knee joint simulator[J]. *ACS Symposium*, 1985, 287(10): 215–228.
- [53] Pappas M J, Buechel F F. On the use of a constant radius femoral component in meniscal bearing knee replacement[J]. *Journal of Orthopaedic Rheumatology*, 1994, 7(1): 27–29.
- [54] Desjardins J D, Walker P S, Haider H, et al. The use of a force-controlled dynamic knee simulator to quantify the mechanical performance of total knee replacement designs during functional activity[J]. *Journal of Biomechanics*, 2000, 33(10): 1231–1242. doi: [10.1016/S0021-9290\(00\)00094-4](https://doi.org/10.1016/S0021-9290(00)00094-4).
- [55] Mueller U, Reinders J, Smithromanski S. Wear performance of calcium carbonate-containing knee spacers[J]. *Materials*, 2017, 10(7): 805–816. doi: [10.3390/ma10070805](https://doi.org/10.3390/ma10070805).
- [56] Barnett P I, McEwen H M, Auger D D, et al. Investigation of wear of knee prostheses in a new displacement/force-controlled simulator[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part H Journal of Engineering in Medicine*, 2002, 216(1): 51–61. doi: [10.1243/0954411021536289](https://doi.org/10.1243/0954411021536289).
- [57] Ranawat A, Meftah M, Ranawat C. Effect of anatomical patella on anterior knee pain, crepitation and satisfaction: A prospective matched-pair analysis[J]. *International Information & Library Review*, 2016, 28(3): 249–260.
- [58] Essner A, Wang A, Poggie M. Crosslinked UHMWPE subject to malaligned knee wear[C]//*Transactions of the Annual Meeting-Orthopaedic Research Society*, 2002: 1042–1042.